УДК 621.438:536.24

CFD-МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАВНОРАЗВИТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Рогачев В.А., Баранюк А.В., Хмелев Ю.А., Фридрихсон Ю.В., Кириченко А.А.

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, Украина

АННОТАЦИЯ

Представлены результаты исследования теплообмена и гидродинамики течения в новых винтообразно закрученных трубах и трубах с турбулизаторами, широко применяющимися в трубчатых теплообменниках различного назначения.

Исследования проведены средствами ANSYS-FLUENT. Расчеты теплогидродинамических параметров воздушного потока выполнены при переходно-турбулентном режиме течения в диапазоне чисел Рейнольдса от 7·103 до 30·103. Верификация используемых численных моделей осуществлена по средним коэффициентам теплоотдачи и гидродинамического сопротивления, полученным экспериментальным путем.

По результатам сравнительного анализа тепловых и гидродинамических процессов, предложены наиболее эффективные типы труб с интенсификаторами теплообмена.

ВВЕДЕНИЕ

Повышение эффективности теплообменников – это комплексная проблема, охватывающая вопросы поиска: оптимального соотношения между переданным количеством теплоты через данную поверхность теплообмена и энергией, затраченной движущимся теплоносителем на преодоление сопротивления, технико-экономического обоснования выбора массо-габаритных характеристик теплообменного аппарата, влияющих на его компактность, удовлетворения технологическим и производственным требованиям по изготовлению труб с турбулизаторами.

Одним из эффективных методов интенсификации конвективного теплообмена в газовых или газожидкостных трубчатых теплообменниках (воздухоподогреватели, конденсаторы, охладители и т.п.) является закрутка и турбулизация потока в трубах. В этом случае увеличиваются местные пристеночные скорости и происходит общая перестройка течения. В качестве конструктивных элементов теплообменников возможно использование труб с турбулизирующими вставками или труб с регулярным изменением их внутреннего сечения, что в целом, как правило, приводит к повышению компактности и существенному уменьшению металлоемкости теплообменников.

Учитывая актуальность рассматриваемой задачи, с целью раскрытия механизма интенсификации теплообмена, получения новых теплогидравлических закономерностей и определения влияния конструктивных характеристик турбулизаторов на эффективную интенсификацию теплообмена, в НТУУ «КПИ» проведены исследования теплообмена и гидравлического сопротивления для различных типов интенсификаторов, размещенных внутри трубы.

Для определения оптимальных геометрических размеров и конфигурации турбулизаторов проводилось достаточно много исследований [1-4]. Однако, большинство из этих работ носило экспериментальный характер, в которых определялись средние значения теплогидравлических параметров, что не позволило получить детальную информацию о структуре течения, полях скорости и температуры в пристенной области потока, о распределении локальных коэффициентов теплоотдачи внутри канала (трубы). Поэтому в данной работе проведено исследование с помощью

разработанной численной CFD-модели в программе ANSYS-FLUENT. Такой подход, после предварительной верификации с экспериментальными данными [5], расширит диапазоны режимных и геометрических параметров исследуемых интенсифицирующих устройств и позволит создать физические модели течения, объясняющие механизм интенсификации теплообмена в рассматриваемых гидродинамических условиях.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

В данной работе рассматривается методика моделирования и результаты численных исследований процессов переноса внутри труб с тремя типами турбулизаторов и трубы с равноразвитой площадью поверхности. В качестве турбулизаторов изучались: проволочные кольца (рис.1,а), устанавливаемые внутри проточной части трубы с заданным шагом t и создающие периодически сужающе-расширяющееся движение основного потока с отрывно-присоединенными областями течения на стенке; проволочная спираль (пружина) (рис.1,б), обеспечивающая непрерывную пристеночную закрутку потока по всей длине трубы и пережимы сечения трубы (рис.1,в), полученные путем выдавливания на наружной поверхности с диаметрально противоположных сторон одной пары профилированных канавок, поочередно располагаемых во взаимно перпендикулярных плоскостях. При этом на внутренней стороне трубы в продольном направлении образуются пары последовательно чередующихся выступов с плавной конфигурацией и повернутых по отношению к друг другу на 90º.

Винтообразная однозаходная труба с максимальным внутренним диаметром D = 36 мм представлена на рис. 1,г. Исследовано два типа винтообразных труб, отличающихся размерами профиля витка. В представленных моделях, высота и шаг выступов (впадин), образующих профиль аксиального сечения трубы, соответственно составляли h =5 мм, t =12 мм и h =3, t =8 мм. Радиус скругления вершин выступов (впадин) равнялся 1,6 мм. В зависимости от указанных геометрических величин степень развития исходной гладкой поверхности при ее преобразовании в винтообразную составляла 1,15 и 1,27.

Для всех типов турбулизаторов исследовался теплообмен при течении воздуха со следующими параметрами на входе в трубу: средняя температура T_∞ = 19,3 ºС, давление P_∞ = 0,1 МПа, степень турбулентности Tu_∞ = 0,1 %, профиль скорости – турбулентный развитый. На стенке трубы, с целью обеспечения корректного сопоставления результатов численного моделирования с данными экспериментальных исследований [5, 6], задавались граничные условия первого рода вида T_w = const.

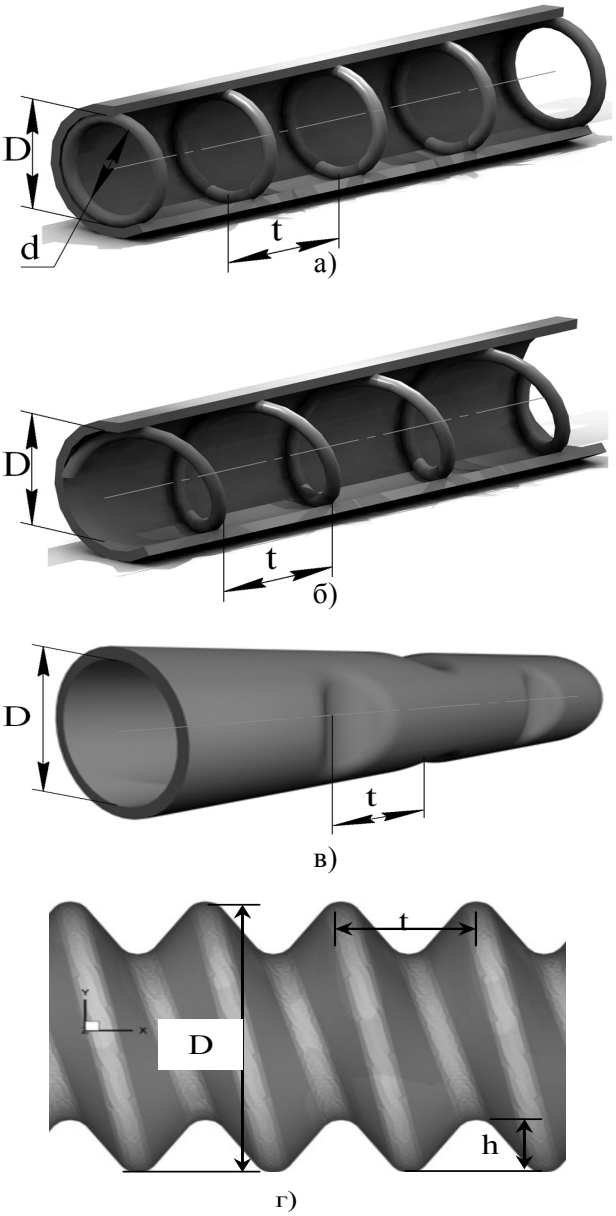


Рис.1 Типы исследованных турбулизаторов: а - кольца из проволоки; б - проволочная спираль; в - пережимы трубы; г - винтообразная одно-заходная труба с равноразвитой поверхностью теплообмена.

Числа подобия рассчитывались по среднерасходной скорости воздуха $w_{ср}$ и внутреннему диаметру D. В качестве определяющей температуры принималась средняя температура потока воздуха в трубе. Исследования проводились в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (7 – 30)\cdot 10^3$.

Система уравнений, описывающих процессы переноса импульса и теплоты внутри исследуемых труб, включает уравнения неразрывности, движения и энергии в форме Рейнольдса [7, 8].

Предполагая сложный характер течения в рассматриваемом объекте, сочетающего в себе особенности, как пристеночного, так и свободного сдвигового течений, использовалась RSM модель рейнольдсовых напряжений. Турбулентное число Прандтля для этих условий принималось равным 0,9.

Численное решение системы базовых и модельных уравнений основывалось на неявном конечно-объемном подходе с использованием процедуры коррекции давления SIMPLE. Расчетная область покрывалась неравномерной, со сгущением к стенкам трубы тетраэдрической сеткой. Размер минимального шага узлов сетки выбирался согласно рекомендациям [8]. Максимальное количество ячеек, необходимое для дискретизации расчетной области, составило ~4 млн. Для всех уравнений системы критерий сходимости решения равнялся 10^{-5}.

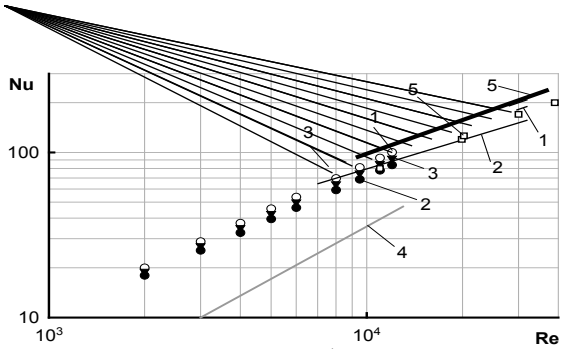
РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА И СОПРОТИВЛЕНИЯ

Сравнение результатов CFD-моделирования с гладкой трубой при турбулентном режиме течения (кривые 4) по теплообмену в координатах Nu-Re (рис.2,а) и сопротивлению - ξ-Re (рис.2,б) показывает, что интенсивность теплообмена Nu в трубе с пережимами в 2,9 раза выше, чем у гладкой трубы (кривая 4) и на 18 % выше, чем у трубы со спиралью, имеющей самую низкую интенсивность теплоотдачи среди труб с турбулизаторами (кривая 2). Относительное увеличение коэффициента сопротивления для пережимов составило $\xi/\xi_{гл} = 10$.

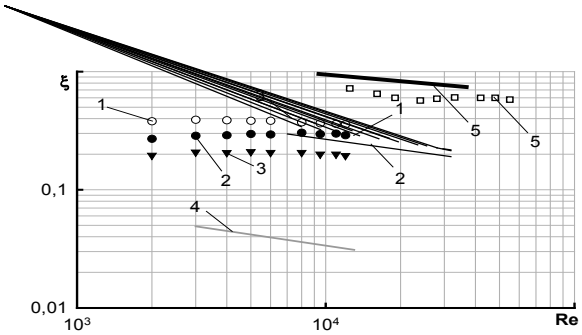
Среди турбулизаторов у труб с пережимами (кривая 3, рис.2,б) сопротивление наибольшее, и на 20% выше, чем у трубы с кольцами.

Из анализа экспериментальных данных [5] (точки на рис.2) следует, что наибольшая интенсификация теплообмена наблюдается в трубах с кольцевыми вставками, а относительный рост коэффициента гидравлического сопротивления $\xi/\xi_{гл}$ в них оказался наивысшим среди исследуемых турбулизаторов (точки 1), и наоборот, для труб с пережимами, рост гидравлического сопротивления для которых оказался наименьшим среди труб с турбулизирующими вставками и составил $\xi/\xi_{гл} = 8$, интенсивность теплообмена на 5% ниже по сравнению с кольцевыми турбулизаторами (точки 3), т.е. в целом наилучшей по теплогидравлическим показателям является труба с пережимами, а не труба с кольцами.

Из рис.2,а видно, что существует некоторое противоречие между экспериментальными [5] (точки) и численными (линии) данными для колец и пережимов.



а)



б)

Рис.2 Результаты численного расчета безразмерных коэффициентов теплоотдачи (а) и гидравлического сопротивления (б): 1 – кольца; 2 – спираль; 3 – пережимы; 4 – гладкая труба [10, 11], 5 - винтообразная h = 5, t = 12 мм: точки – эксперимент [5, 6]; линии - расчет.

Модели показали, что интенсивность теплоотдачи в трубах с пережимами на 10 % выше по сранению с кольцевыми вставками. Данные численного исследования по теплообмену для всех типов турбулизаторов в рассматриваемом диапазоне чисел Рейнольдса дают завышенный примерно до 15 % результат. По сопротивлению (рис.2,б) наблюдается существенное расхождение экспериментальных и численных значений, например, для пережимов в 2 раза. Кроме того, нарушен порядок размещения данных для разных турбулизаторов по сравнению с экспериментами [5], по-видимому, такая некорректность связана с несовершенством численного метода и с принятыми допущениями на входе в трубу по профилю скорости.

Анализ экспериментальных данных по теплообмену и сопротивлению [6] (точки 5) показал, что винтообразные трубы в исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса имеют значительно большую интенсивность теплообмена, чем гладкие (кривая 4). Так, интенсивность теплообмена винтообразных труб с параметрами h = 5 мм; t = 12 мм в 2,1 раза (кривая 5) и с h = 3 мм; t = 8 мм [6] – в 1,5 раза выше, чем для гладкой трубы. Коэффициент сопротивления для винтообразной трубы с h = 5 мм; t = 12 мм в 9 раз , а трубы с h = 3 мм; t = 8 мм в 6 раз больше, чем у гладкой. Эффективной по интенсивности теплоотдачи оказалась винтообразная труба с h = 5 мм; t = 12 мм у которой она на 5 – 10 % выше, чем у лучших по этому критерию, пережимах и кольцевых турбулизаторов (рис.2,а), а по сопротивлению примерно в 2,5 раза выше по сравнению со всеми исследованными турбулизаторами (рис.2,б, кольца, пережимы, пружина). Различия численных расчетов (кривые 5) и экспериментов [7] (точки 5) составили по теплообмену 10 % и по сопротивлению 30 %.

Следует отметить, что несмотря на близость результатов по интенсификации теплообмена для трубы с пережимами и винтообразной трубы и существенное отличие по сопротивлению почти в 3 раза оно выше у винтообразной трубы (рис.2, кривые 5, 3), предлагаемые трубы с винтообразным профилем могут иметь перспективу, т.к. эффект внутренней интенсификации теплоотдачи в них сопровождается усилением их теплопередающей способности вследствие заметного двухстороннего развития площади поверхности теплообмена и соответственно интенсификации наружной теплоотдачи, чего не наблюдается при использовании турбулизаторов-вставок и пережимов, обеспечивающих интенсификацию только с одной внутренней стороны трубы.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ

С целью построения гидродинамической картины течения в условиях образования отрывных зон и организованных вихревых структур, анализировались пространственные распределения линий тока, скоростей и температур на участке трубы с турбулизаторами.

Например, для труб с кольцевыми турбулизаторами можно выделить область циркуляционного обратного течения, образовавшуюся в результате отрыва вязкого слоя с поверхности турбулизатора, который по мере продвижения вниз по потоку постепенно искривляется в направлении к стенке трубы и затем присоединяется к ней (рис.3).

Часть присоединившегося к стенке слоя движется в обратном направлении навстречу основному потоку и под действием положительного градиента давления поступает в замкнутую циркуляционную область. Другая часть образует новый пограничный слой на стенке, развивающийся вниз по потоку от места присоединения до последующего его натекания на поверхность турбулизатора и образования перед ним новой, но уже существенно меньшей области отрыва, т.е. меньшего масштаба вихря, чем за турбулизатором.

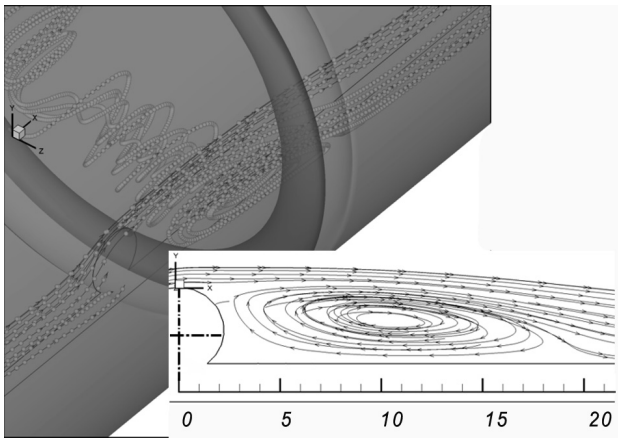


Рис.3 Визуализация траекторий движения частиц в трубе с кольцевыми турбулизаторами при $Re = 30 \cdot 10^3$.

При этом происходит поочередное внезапное расширение и поджатие основного потока, а на стенке трубы устанавливаются отрывные зоны течения.

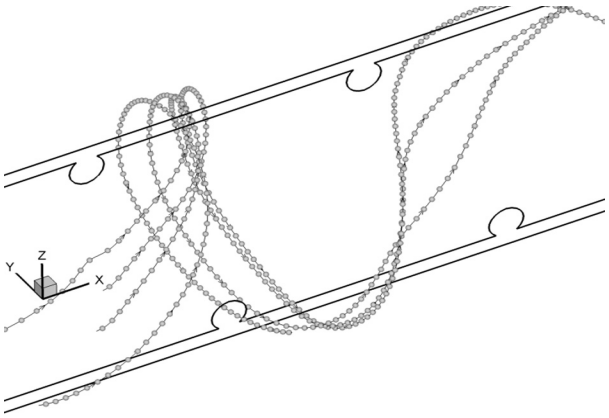


Рис.4 Распределение траекторий частиц в трубе с пружиной при Re = $30 \cdot 10^3$.

В отличие от кольцевых турбулизаторов, пружина, как свидетельствуют пространственная визуализация траекторий частиц, (рис.4) не вносит возмущения в поток. Воздушный поток, огибая поверхность пружины, движется по винтовой линии, при этом возмущения потока за препятствием достигают всего лишь 1 %, а ядро потока остается невозмущенным. Рис.4 показывает, что траектории частиц не пересекаются и коллинеарны относительно друг друга, а векторы скорости направлены тангенциально к ним.

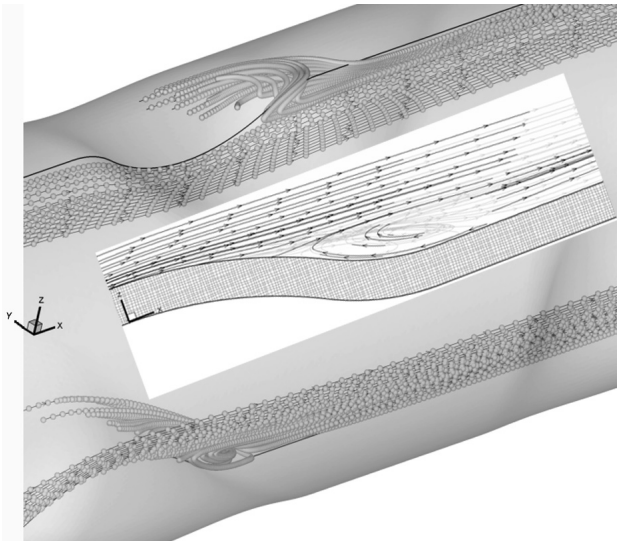
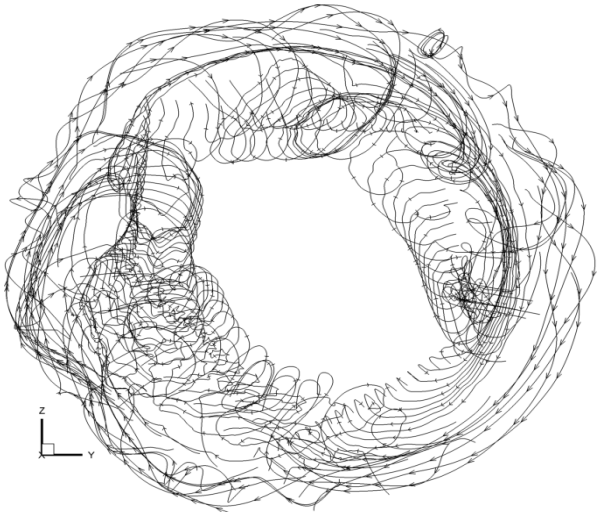
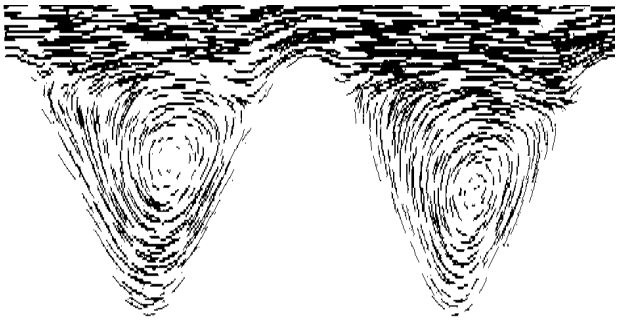


Рис.5 Картина течения в трубе с пережимами при Re = $30 \cdot 10^3$.

Поток внутри пространственной области трубы и у стенки движется сплошной закручивающейся гидродинамической поверхностью (жгутом). Дополнительного возмущения потока, как в случае кольцевых турбулизаторов не наблюдается, суммарная интенсивность пульсаций ниже, что подтверждает меньший уровень гидродинамического сопротивления по сравнению с кольцевыми турбулизаторами. Интенсификация теплообмена в этом случае достигается за счет его движения вдоль винтовой линии.



а)



б)

Рис.6 Трехмерные линии тока в поперечном сечении (а) и распределение векторов скорости в аксиальном сечении винтообразной трубы с h = 5 мм; t = 12 мм (б) при Re = $46 \cdot 10^3$.

Картина течения в трубах с пережимами характеризуется тем, что благодаря специфической форме турбулизаторов, вниз по потоку за пережимами сужение сечения происходит не по всему периметру трубы, а локально с

плавными переходами на проточный диаметр и образованный вихрь «скатывается» вдоль направления движения потока. Структура вихря показана на рис.5, здесь же проиллюстрирована схема движения частиц в вихре и прогнозируется их дальнейшее распространение в продольном направлении внутри трубы.

Анализ полученных данных показал, что наблюдаемые картины течения в аксиальном сечении винтообразных труб (рис.1,г) в целом соответствуют сложившимся представлениям о движении жидкости в траншеях или кольцевых кавернах определенного профиля [9]. Движение в двух взаимно перпендикулярных направлениях, возникающее в винтообразных кавернах, приводит к формированию в них трехмерных вихревых структур – вихревых жгутов, что подтверждается изображением пространственных линий тока в витке и примыкающей к нему области центрального канала на рис.6. Рис.6 также свидетельствует о формировании устойчивых вихревых структур во впадинах и показывает их взаимодействие с ядром течения на оси трубы.

Интенсивность циркуляционного движения среды ниже, чем интенсивность основного течения вблизи оси трубы.

Для всех типов исследованных турбулизаторов и винтообразной трубы во всем диапазоне чисел Рейнольдса не обнаружено опережающего роста теплоотдачи над гидравлическим сопротивлением, т.е. подтверждается неравенство критериальных соотношений $(Nu/Nu_{гл}) < (\xi/\xi_{гл})$.

ВЫВОДЫ

Приведенный выше анализ позволяет сделать вывод, что предлагаемый тип теплообменной поверхности из винтообразных труб является перспективным. В настоящее время в НТУУ ”КПИ” проводится комплекс численных и экспериментальных исследований теплообмена и гидродинамики винтообразных труб с равноразвитой поверхностью, направленных на поиск их оптимальных геометрических характеристик применительно к режимным условиям работы регенераторов–воздухонагревателей ГТУ. При этом рассматриваются не только внутренняя, но и внешняя задачи, поскольку теплообмен и аэродинамика пучков труб с развитой винтообразной поверхностью предлагаемого профиля при поперечном обтекании, несмотря на некоторую их схожесть с трубами с наружным винтовым оребрением [1], на сегодняшний день не исследованы и требуют самостоятельного изучения.

Кроме того, следует отметить, что сравнение винтообразной трубы и труб с пережимами, турбулизаторами-вставками (кольца, пружина) [5] по величинам соотношений между ростом коэффициентов теплоотдачи (Nu/Nuгл) и гидравлического сопротивления (ξ/ξгл) является лишь необходимым, но недостаточным условием, и потому не могут быть окончательными критериями при выборе эффективного теплообменника. Для дальнейшей оценки эффективности теплообменных поверхностей из труб с пережимами, кольцами, пружиной и винтообразных труб, имеющиеся их теплогидравлические характеристики нужно дополнить массо-габаритными показателями, рассчитанными для конкретного типа теплообменного аппарата, выполненного из указанных труб по разработанной в НТУУ ”КПИ” методике [12].

ЛИТЕРАТУРА

1. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: «Наука», 1982. – 471 с.
2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 208с
3. Дрейцер Г.А. Критический анализ современных достижений в области интенсификации теплообмена в каналах // Интенсификация теплообмена: Тр. Второй Рос. нац. конф. по теплообмену. М.: Изд-во МЭИ. 1998. Т.6. С. 91 – 98.
4. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. – Л.: «Энергия», 1980. – 144 с.
5. Рогачов В.А., Терех А.М., Бурлей В.Д., Семеняко А.В. Интенсификация теплообмена в круглой трубе // Энергетика:

экономика, технологии, экология. 2008. №1. С. 36 – 43.
6. Демчук Л.В., Рогачов В.А., Терех О.М., О.І.Руденко. Теплоаеродинамічна ефективність гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею // Восточно-Еврпейский журнал передовых технологий. -2007. -№5/8(53). -С. 26 – 30.
7. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. Учебное пособие. – Санкт-Петербург: БГТУ, 2001. – 109 с.
8. Исаев С.А., Баранов П.А., Кудрявцев Н.А., Лысенко Д.А., Усачов А.Е. Комплексный анализ алгоритмов, сеточных структур и моделей турбулентности при расчете циркуляционного течения в каверне с помощью пакетов VP2/3 и FLUENT. Часть 1. Влияние схемных факторов // Теплофизика и аэромеханика. 2005. Т.12. №4. С.587 – 608.
9. Исаев С.А., Баранов П.А., Кудрявцев Н.А., Усачов А.Е. Анализ вихревого теплообмена при поперечном обтекании траншеи на плоскости с помощью многоблочных вычислительных технологий и различных полуэмпирических моделей турбулентности // Инж. – физ. журнал. – 2004. – Т.77, №.6. С.152-161.
10. Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. – М.: Энергия, 1979. – 216 с.
11. Рогачов В.А., Баранюк О.В. Моделювання гідродинаміки і теплообміну в початковій ділянці круглої труби при відривній течії // Наукові вісті НТУУ „КПІ”. 2009. №4. С. 43 – 52.
12. Багрий П.И., Терех А.М., Рогачев В.А. Сравнение тепловой эффективности шахматных пучков поперечно-оребренных труб различного профиля // Восточно-Еврпейский журнал передовых технологий. -2007. -№6/5(30). -С. 51 – 55.