

УДК 536.24

Моделирование течения теплоносителя в кожухотрубном теплообменнике с поверхностными интенсификаторами

***Кулаков В.В.**, студент*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Теплофизика»*

*Научный руководитель: Попов И.А., д.т.н., профессор
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Теплофизика»*

*Каськов С.И., ст. преподаватель
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Теплофизика»
kaskov@power.bmstu.ru*

Проблемы снижения массогабаритных характеристик теплообменного оборудования и увеличения теплогидравлической эффективности могут успешно решаться при помощи использования в теплообменных аппаратах интенсификаторов теплоотдачи [1]. Наибольший интерес представляют интенсификаторы теплообмена, которые позволяют значительно увеличить теплосъем при умеренном или сопоставимом росте гидравлического сопротивления [2]. К таким интенсификаторам относятся поверхностные интенсификаторы теплоотдачи. Они составляют значительный класс, и к ним относят спиральные и поперечные проволочные вставки и накатки различной конфигурации, микроребра, сферические, цилиндрические, конусообразные и иные выступы и выемки, шевронные штампованные поверхности и т.д. [3]. Основная отличительная особенность данного вида интенсификаторов – воздействие на пограничный слой, вносящий наибольшее термическое сопротивление в теплоотдачу, и его разрушение с последующей турбулизацией потока в пристенном слое. Важной характеристикой поверхностных интенсификаторов является также то, что за счет повышенной турбулентности и вихреобразования в пристенной зоне уменьшается загрязнение поверхности. Одними из перспективных интенсификаторов теплоотдачи являются системы сферических выемок, нанесенные механическим способом (штамповка, фрезеровка) на теплообменную поверхность [4].

Применение луночных технологий для вихревой интенсификации теплообмена

давно (на протяжении нескольких десятков лет) привлекает внимание российских теплофизиков [5]. В последнее время интенсивные экспериментальные исследования вихревой динамики и теплообмена в каналах с луночными покрытиями на стенках проводятся за рубежом. Интерес к луночной интенсификации теплообмена обуславливается тем обстоятельством, что увеличение теплоотдачи за счет нанесения луночных пакетов на стенки каналов сопровождается крайне незначительным возрастанием гидравлических потерь, так как воздействие только на пристенный слой не вызывает существенного роста гидросопротивления [6].

Результаты физического моделирования гидродинамических и теплофизических процессов в узком канале со сферическими лунками обнаружили существенную разномасштабность явления, многообразие влияющих на него факторов, а также затруднения в интерпретации его характерных черт. Во многом преодолеть указанные затруднения позволяет численное моделирование пространственного вихревого течения и теплообмена, основанное на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса и уравнения энергии, дополненных замыкающими уравнениями выбранной модели турбулентности [7, 8].

В настоящей работе для исследования влияния сферических выемок и выступов на процесс теплообмена производится моделирование течения внутри кожухотрубного теплообменного аппарата, имеющего 7 трубок со сферическими поверхностными интенсификаторами. Данный теплообменный аппарат предназначен для охлаждения высокотемпературного органического теплоносителя, в нашем случае – масла МС-20. Температура масла на входе – 180 °С (453 К), его необходимо охладить до 120 °С (393 К). Расход масла – 0,017 кг/с. Охлаждающей жидкостью является вода, имеющая температуру на входе, равную 87 °С (360 К). Расход воды – 0,61 кг/с. Режим течения теплоносителей – противоток. Материал трубок – сталь 12Х18Н10Т. Разработанный теплообменный аппарат предназначен для эксплуатации в судовых установках, где не может применяться оборудование, имеющее значительные массу и габариты. Поэтому для уменьшения этих параметров было предусмотрено использование поверхностных интенсификаторов теплообмена, представляющих собой сферические лунки, нанесенные на наружную поверхность трубок так, что на внутренней поверхности они образуют выступы.

Для того, чтобы количественно определить, насколько улучшают процесс теплообмена поверхностные интенсификаторы, производится сравнение между собой режимов течения внутри и снаружи трубок, имеющих разные варианты нанесения поверхностных интенсификаторов. При этом все остальные параметры были приняты

неизменными. То есть во всех случаях остаются одинаковыми геометрия модели (длина, наружный и внутренний диаметры трубок), а также теплофизические свойства (рабочие среды и их расход и температура на входе, материал трубок). Первый вариант расположения сферических лунок и выемок показан на рис. 1. В данном случае поверхностные интенсификаторы нанесены в шахматном порядке. Второй вариант расположения сферических лунок и выемок показан на рис. 2. В данном случае рассматривается течение вокруг единичного ряда поверхностных интенсификаторов. Результаты, полученные для этих двух вариантов, сравниваются с результатами, полученными для трубки, не имеющей поверхностных интенсификаторов.

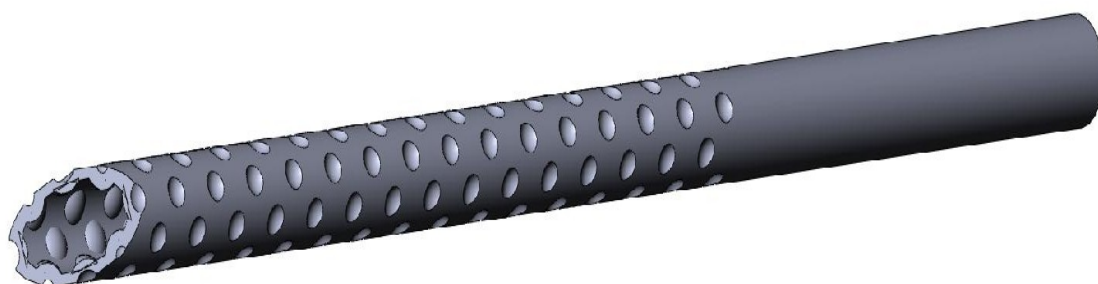


Рис. 1. Трубка с шахматным расположением поверхностных интенсификаторов в разрезе

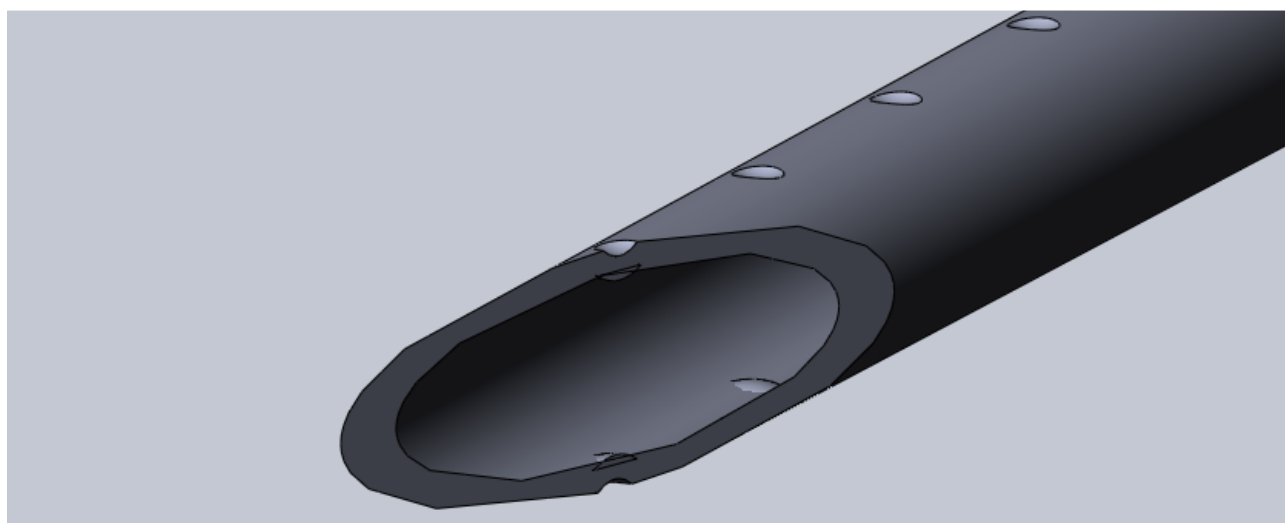


Рис. 2. Трубка с рядным расположением поверхностных интенсификаторов в разрезе

Численное моделирование конвективного теплообмена в упорядоченных пучках труб кругового сечения, как правило, проводится при рассмотрении одиночного кругового цилиндра в выделенном удаленном модуле, на проточных границах которого задаются периодические граничные условия, отражающие влияние соседних в пакете цилиндров. Такой подход основывается на предположении о повторяемости полей скорости около

удаленных цилиндров и вообще около упорядоченных элементов. Во многом его широкая применимость на протяжении последних четырех десятков лет связывается с экономией вычислительных ресурсов при выборе компактных расчетных областей. Таким образом, в данной работе при моделировании процессов, происходящих внутри теплообменника, в качестве расчетной модели принимается течение внутри и снаружи отдельной трубки, а не всего трубного пучка. Более того, поскольку тело имеет две плоскости симметрии, для расчета используется модель, содержащая одну четвертую необходимого объема.

Моделирование осуществлялось в программе CFX, входящей в состав пакета Ansys. Модель геометрически представляет собой три тела: среда внутри трубки, трубка с нанесенными на нее поверхностными интенсификаторами и среда снаружи трубки. Тела создавались совместно в одном файле в программе SolidWorks и экспортировались в блок геометрии [9].

Модель имеет следующие геометрические характеристики:

- длина трубки – 605 мм;
- наружный диаметр трубки – 10 мм;
- внутренний диаметр трубки – 8 мм;
- глубина лунок – 0,4 мм;
- расстояние между центрами соседних лунок в ряду:
 - при шахматном расположении – 8 мм;
 - при рядном расположении – 16 мм.

В программе CFX следующим этапом после создания геометрии модели является наложение сетки. Для того, чтобы получить реальную картину влияния поверхностных интенсификаторов на течение, требуется разрешить тепловой и динамический пограничные слои, то есть требуется, чтобы величина $y^+ = Re^{**} = \frac{V \cdot d}{\nu}$, которая выражает обезразмеренное расстояние от стенки была меньше 1. Как видно из формулы, для выполнения этого условия d – ширина ячейки сетки, лежащей непосредственно у стенки, должна быть достаточно мала. Поэтому при решении данной задачи было предусмотрено сгущение сетки по мере приближения к стенке. Для внутреннего и наружного потока жидкости было задано 15 слоев сгущения, в результате чего ширина ячейки сетки непосредственно у стенки составляет 0,01 мм (рис. 3). Благодаря этому, значение y^+ не превышает 0,5038 для трубки с шахматным расположением поверхностных интенсификаторов (рис. 4, а) и 0,2593 для трубки с рядным расположением поверхностных интенсификаторов (рис. 4, б). Из этого следует то, что тепловой и динамический пограничные слои разрешены в данной задаче.

Решение задачи проводилось с заданной точностью $\varepsilon = 10^{-4}$. В результате решения было получено распределение температур (рис. 5) и тепловых потоков (рис. 6), построены графики изменения плотности теплового потока через поверхность трубки (рис. 7) и температуры охлаждаемой жидкости (рис. 8). Также была проведена оценка величины падения давления в наружном и внутреннем потоках, и все основные теплогидравлические характеристики течения для трех рассматриваемых случаев были сведены вместе в таблице.

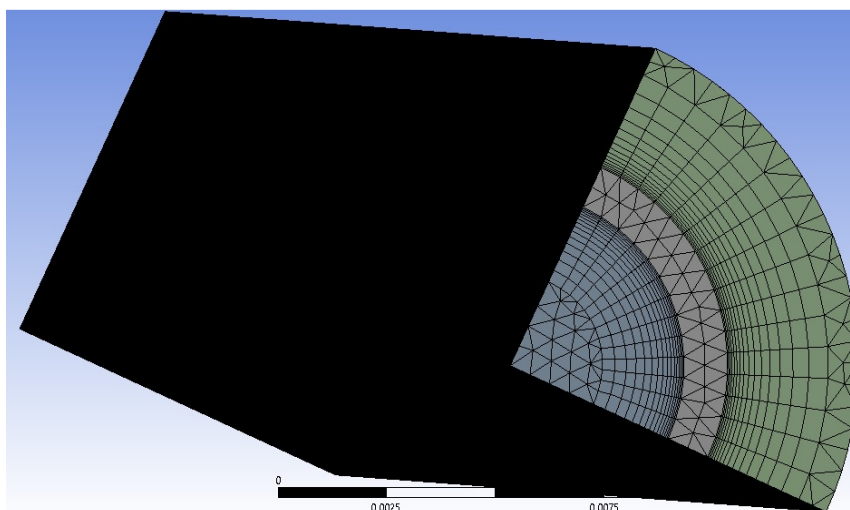
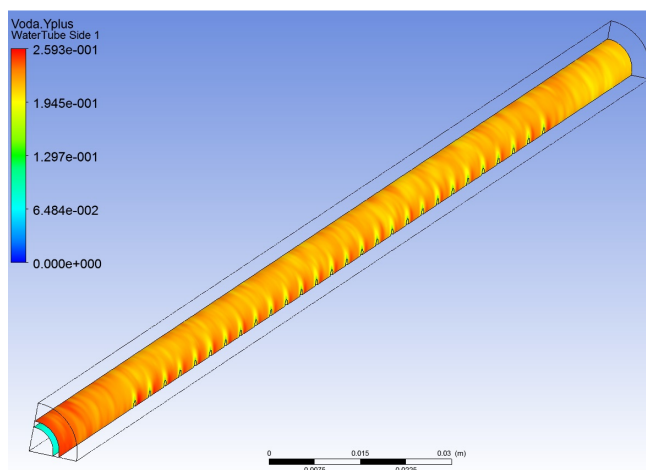
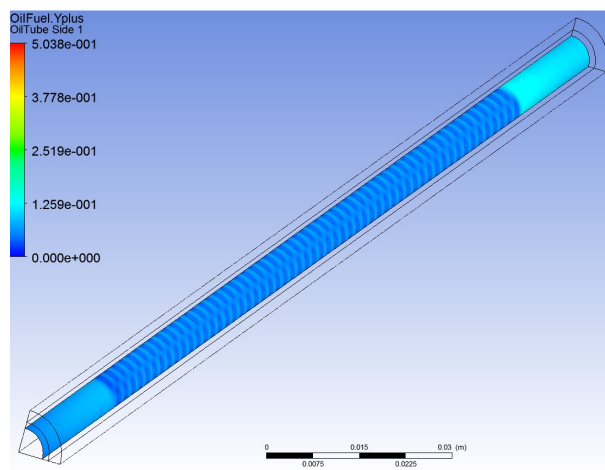


Рис.3. Расчетная сетка

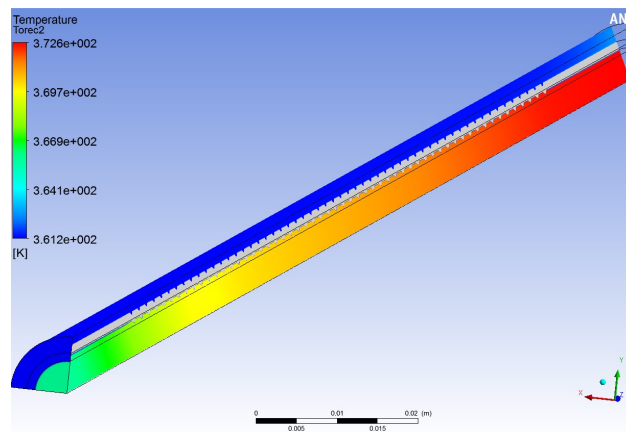


а)

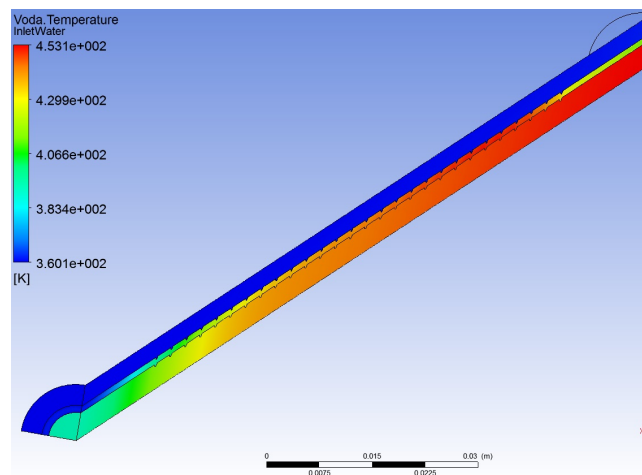


б)

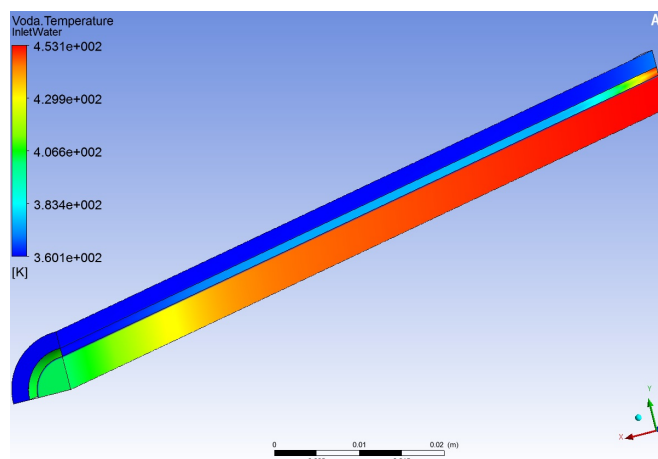
Рис. 4. Вид распределения величины y^+ по поверхности потока: а) трубка с шахматным расположением поверхностных интенсификаторов; б) трубка с рядным расположением поверхностных интенсификаторов



а)

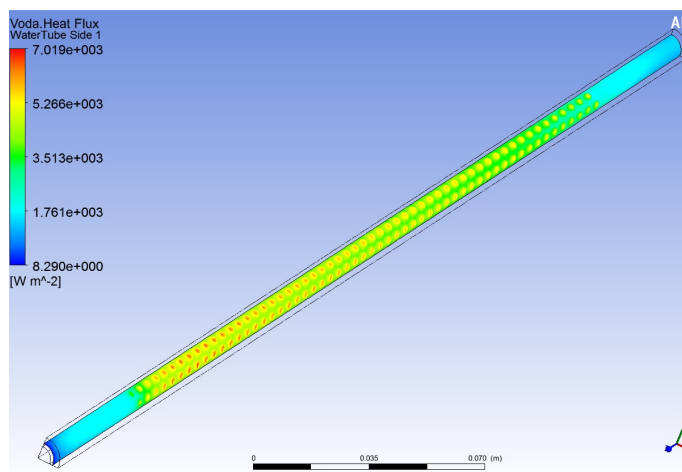


б)

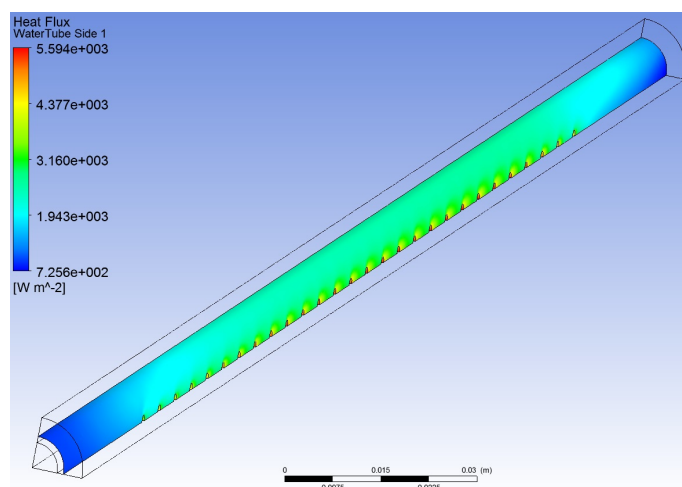


в)

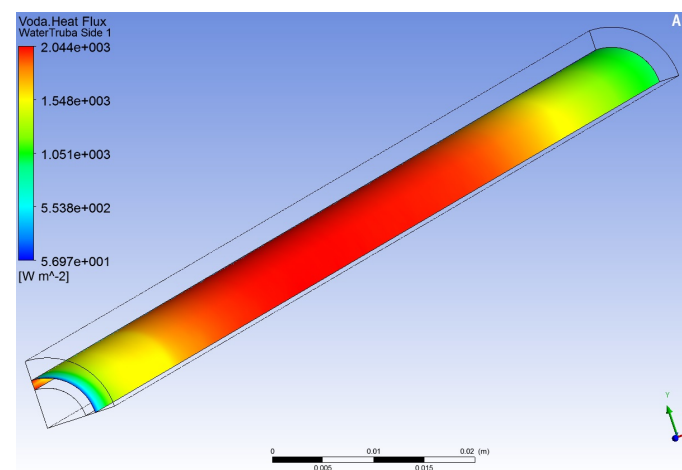
Рис. 5. Вид распределения температуры: а) трубка с шахматным расположением поверхностных интенсификаторов; б) трубка с рядным расположением поверхностных интенсификаторов; в) трубка, не имеющая поверхностных интенсификаторов



а)



б)



в)

Рис. 6. Вид распределения тепловых потоков: а) трубка с шахматным расположением поверхностных интенсификаторов; б) трубка с рядным расположением поверхностных интенсификаторов; в) трубка, не имеющая поверхностных интенсификаторов

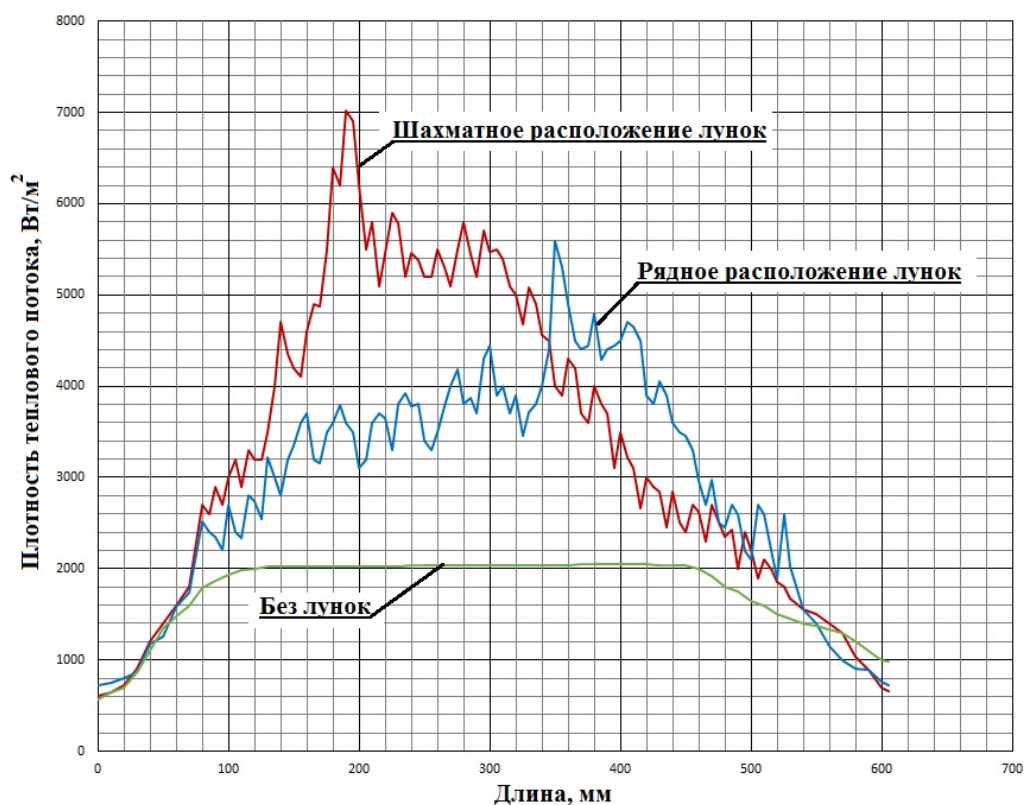


Рис. 7. График плотности теплового потока, идущего через трубку в плоскости расположения поверхностных интенсификаторов

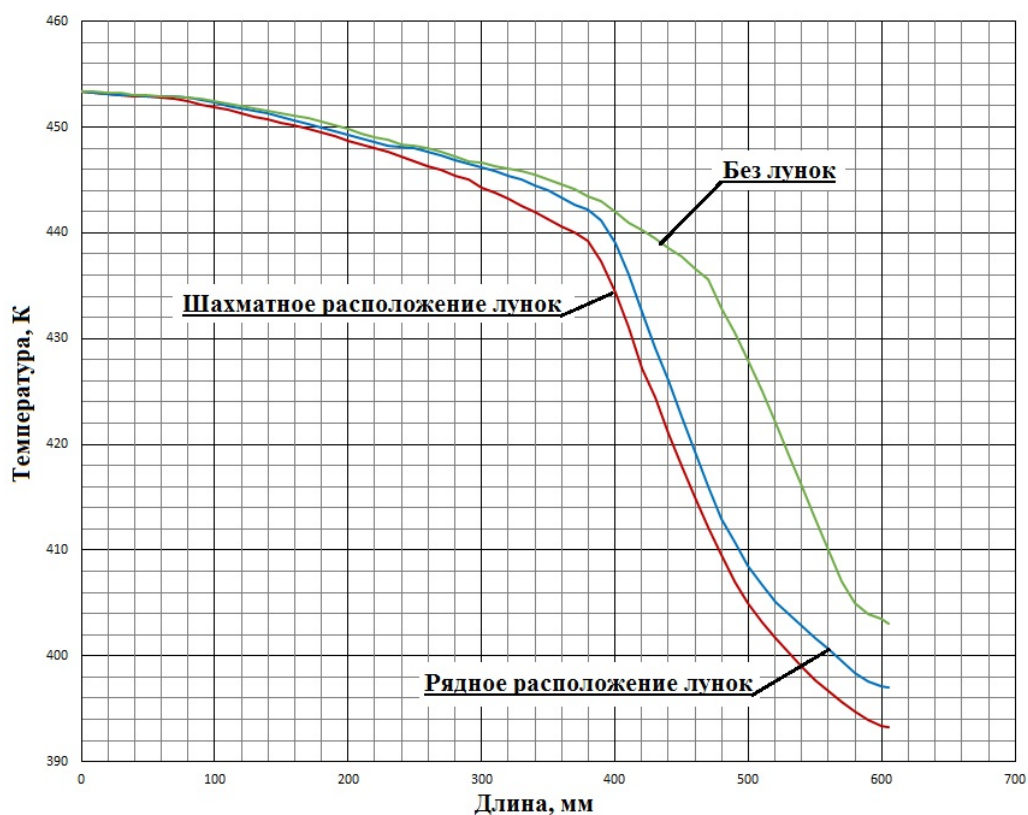


Рис. 8. График изменения температуры масла МС-20 (значения представлены вдоль линии, проходящей по потоку вблизи поверхностных интенсификаторов)

Сравнение параметров потока для трех случаев нанесения поверхностных интенсификаторов

Параметры	Шахматное расположение лунок	Рядное расположение лунок	Без лунок
Среднее значение плотности теплового потока, Вт/м ²	3600,0	2900,0	1800,0
Температура масла на выходе из теплообменника, К	393,3	397,0	403,0
Потери давления в наружном потоке, Па	1050,0	890,0	700,0
Потери давления во внутреннем потоке, Па	1520,0	1230,0	970,0

Как видно из результатов расчета, плотность теплового потока в трубке с шахматной конфигурацией лунок в 2 раза больше, чем в гладкой трубке. Также видно, что плотность теплового потока при нанесении одного ряда поверхностных интенсификаторов оказывается заметно выше плотности теплового потока в трубке без лунок. То есть, можно сказать, что даже нанесение единственного ряда сферических интенсификаторов значительно влияет на процесс теплоотдачи. Это объясняется тем, что сферические выемки и выступы способствуют турбулизации потока, что особенно актуально при использовании вязких жидкостей, таких как масло МС-20. При этом необходимо отметить тот факт, что данные поверхностные интенсификаторы не создают значительное гидравлическое сопротивление, поэтому для эксплуатации теплообменных аппаратов с ними не требуется приобретать дорогостоящее насосное оборудование повышенной мощности.

Таким образом, сферические поверхностные интенсификаторы теплоотдачи, в частности сферические лунки и выступы, целесообразно использовать в условиях, когда определяющую роль играют массогабаритные характеристики теплообменного оборудования. Несмотря на то, что их нанесение требует дополнительных материальных и временных затрат, поверхностные интенсификаторы в определенных случаях являются единственным способом обеспечить требуемые параметры охлаждения или нагрева жидкостей, избежав при этом чрезмерного увеличения массы и габаритов теплообменного

оборудования.

Список литературы

1. Леонтьев А.И., Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Дилевская Е.В., Попов И.А., Каськов С.И., Щелчков А.В. Разработка фундаментальных основ создания прототипов энергоэффективных теплообменников с поверхностной интенсификацией теплообмена // Четвертая Российская национальная конференция по теплообмену: труды. Пленарные и общие проблемные доклады. Доклады на круглых столах. Т. 1. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. С. 253-257.
2. Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Каськов С.И. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.
3. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Интенсификация теплообмена: монография / Попов И.А., Махьянов В.М., Гуреев В.М. / под общ. ред. Гортышова Ю.Ф. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
4. Дзюбенко Б.В., Кузма-Кичта Ю.А., Леонтьев А.И. Федик, И.И., Холпанов Л.П. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро- и наномасштабах. М.: ФГУП «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 2008. 532 с.
5. Дилевская Е.В., Каськов С.И., Леонтьев А.И. Вихревая интенсификация теплообмена – нетрадиционный способ повышения энергоэффективности охладителей силовых электронных устройств // Вестник Международной академии холода, 2007. № 4. С. 30-32.
6. Дилевская Е.В., Каськов С.И., Леонтьев А.И. Исследование тепловых режимов мощных полупроводниковых преобразователей энергии // Вестник Международной академии холода, 2008. № 4. С. 34-38.
7. Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. СПб.: Судостроение, 2005. 392 с., ил.
8. Щукин А.В., Козлов А.П., Агачев Р. С., Чудновский Я.П. Интенсификация теплообмена сферическими выемками при воздействии возмущающих факторов / под ред. акад. В.Е. Алемасова. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2003. 143 с.
9. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. М.: ДМК Пресс, 2005. 640 с, ил.