

УДК 621.039

С.М. Дмитриев, А.Е. Соборнов, Р.Р. Рязанов, А.В. Котин

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕНОСА В ПОТОКЕ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ С ЛЕНТОЧНЫМИ ЗАВИХРИТЕЛЯМИ РАЗЛИЧНОЙ ГЕОМЕТРИИ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Представлены результаты и анализ экспериментальных данных по исследованию теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с ленточными интенсификаторами теплообмена различного шага закрутки.

Ключевые слова: интенсификация теплоотдачи, теплоноситель, ленточный завихритель, гидравлическое сопротивление.

Введение

Создание вихревого течения в каналах теплообменного аппарата позволяет значительно интенсифицировать процесс теплообмена и, тем самым, повысить энергетическую эффективность оборудования, а также уменьшить его размеры и массу. Одним из наиболее перспективных способов закрутки потока является использование ленточных интенсификаторов. Основными достоинствами интенсификаторов данного типа являются:

- относительная простота изготовления и монтажа;
- минимально возможное загромождение канала, что способствует незначительному увеличению гидравлического сопротивления.

Несмотря на то, что закрутка потока требует дополнительной затраты энергии, возможны такие режимы работы теплообменного аппарата, при которых передача заданного количества тепла в каналах с завихрителями будет осуществлена при меньшей затрате энергии на перемещение теплоносителя, чем в каналах трубной формы.

Необходимо отметить, что использование ленточных завихрителей в каналах теплообменного оборудования ЯЭУ приводит к изменению режима движения нагреваемого теплоносителя. Изменение режима возникает вследствие значительного расширения диапазона значений чисел Рейнольдса, соответствующих ламинарному с макро вихрями режиму движения [1]. Смещение границ режимов течения следует связывать с возникновением вторичных течений, обусловленных воздействием инерционных сил на поток. Действие вторичных течений вызывает:

- уменьшение значения критического числа Рейнольдса, соответствующего потере устойчивости ламинарного течения в трубе, вследствие значительного изменения профиля скорости в потоке теплоносителя;
- увеличение значения критического числа Рейнольдса, соответствующего возникновению турбулентного течения в трубе, вследствие роста устойчивости потока теплоносителя. Рост устойчивости объясняется меньшей восприимчивостью закрученного потока к возникновению поперечных течений, по сравнению с течением в прямой трубе круглого сечения.

Таким образом, сложная структура закрученного потока ограничивает разработку надежных теоретических методов для оценки его характеристик. Вследствие этого, проведение экспериментальных исследований процесса теплоотдачи в каналах с ленточными интенсификаторами при ламинарном с макро вихрями режиме движения жидкости является актуальной научно-технической задачей.

Новизна данной работы заключается в экспериментальном исследовании процесса теплопереноса в потоке вязкой жидкости в каналах с ленточными завихрителями большой протяженности ($l \approx 240$ d) в диапазоне параметров, соответствующих режимам эксплуатации теплообменного оборудования ядерных энергетических установок.

Целями являются:

- выбор оптимальной геометрической формы интенсификатора теплообмена;
- создание экспериментальной базы для верификации расчётных кодов.

Экспериментальный стенд и методика проведения исследований

Экспериментальные исследования интенсификации теплообмена проводились на теплофизическом стенде ФТ-80, предназначенном для исследования процессов тепломассопереноса, теплогидравлических, ресурсных характеристик парогенерирующих элементов, а также процессов устойчивости и опрокидывания циркуляции. В состав стенда входит три гидравлических контура. Первый и второй контуры являются гидравлически замкнутыми и находятся под избыточным давлением, в диапазоне от 1.0 до 18.0 МПа.

Третий контур не замкнут и служит для охлаждения основного оборудования. В качестве теплоносителя в первом и втором контурах использовалась вода высокой степени чистоты, в третьем контуре – техническая вода.

Экспериментальная модель предназначена для исследования теплогидравлических характеристик интенсификаторов теплообмена при однофазном режиме движения теплоносителей I и II контуров представлена на рис. 1.

Конструктивно модель представляет собой теплообменный канал, выполненный по принципу «труба в трубе», с противоточным движением теплоносителей. Среда II контура движется по внутренней трубе, обогреваемой средой I контура, движущейся в кольцевом зазоре между теплообменной трубой и наружным кожухом канала. Подвод нагреваемого теплоносителя осуществлялся в нижний коллектор с последующим отводом в верхнем коллекторе. Организация данной схемы движения теплоносителей является наиболее оптимальной с точки зрения достижения максимальной величины температурного напора, а также минимизации действия подъёмных сил на процесс теплоотдачи и движение теплоносителей. Общая длина модели составляет 2940 мм. Длина активной части теплообменной поверхности составляет 2440 мм.

В состав модели входят верхний и нижний коллекторы, предназначенные для подвода и отвода греющего теплоносителя и рабочего тела к исследуемому участку, а также для компенсации термических расширений элементов модели. Компенсация термических расширений достигается конструктивными мероприятиями, обеспечивающими свободное перемещение теплообменной трубы в нижнем коллекторе относительно верхнего коллектора, где она имеет жесткое крепление. Для исключения смешивания теплоносителя и рабочего тела в месте возможных протечек установлено асбографитовое уплотнение. Для контроля плотности уплотнения предусмотрены отборы протечек.



Рис. 1. Экспериментальная модель

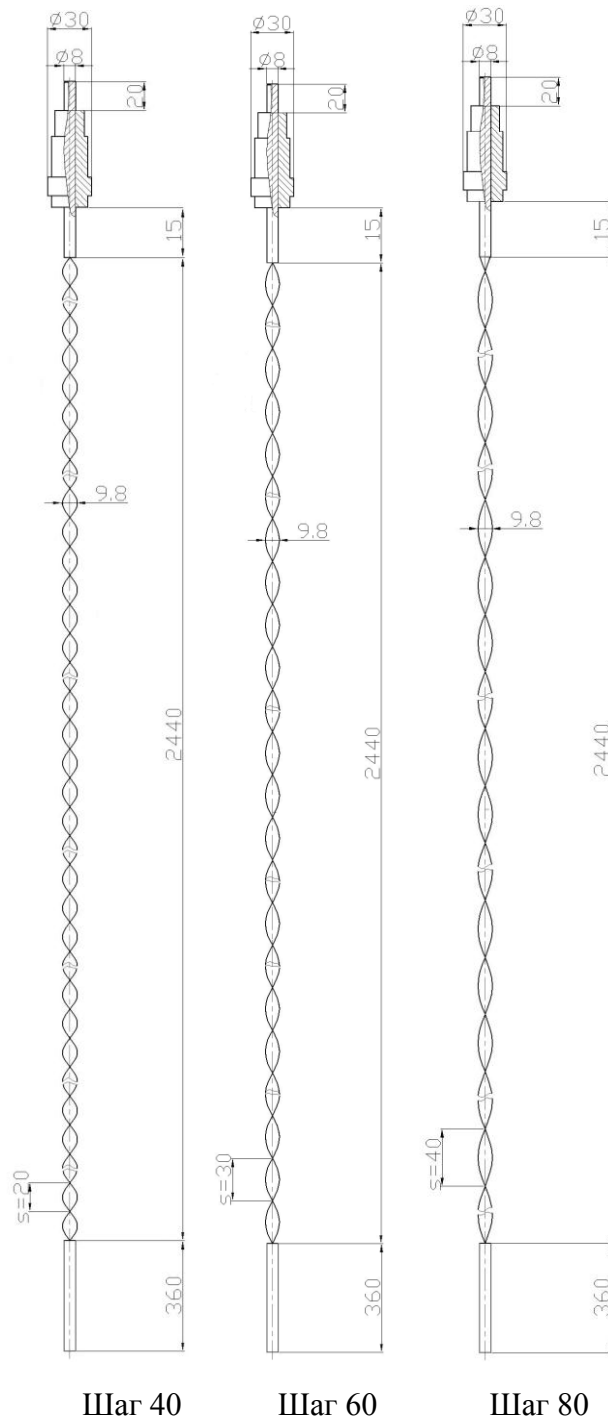


Рис. 2. Ленточные завихрители

Прочный кожух состоит из двух частей, которые после сварки продольных швов образует канал с круглым внутренним сечением диаметром 17 мм. Теплообменная труба наружным диаметром 13 мм с толщиной стенки 1.5 мм дистанционируется в продольном канале прочного корпуса и образует в нем канал кольцевого сечения.

Экспериментальные исследования проводились для интенсификаторов теплообмена, представляющих собой ленточные завихрители различной конфигурации (рис. 2).

Ленточный завихритель представляет собой полосу из нержавеющей стали толщиной 1 мм и шириной 9.8 мм, закрученную вокруг центральной оси. Длина интенсификатора теплообмена соответствует длине активной части теплообменной трубы экспериментальной мо-

дели. Всего было изготовлено три ленточных завихрителя с постоянными шагами закрутки равными 40 мм, 60 мм и 80 мм соответственно.

Для закрепления интенсификаторов внутри исследуемой модели предусмотрены следующие конструктивные элементы: в верхней части интенсификаторов – втулка, в нижней части - стержень из нержавеющей стали. Оба элемента имеют технологические отверстия для упрощения процесса монтажа и демонтажа интенсификатора.

Экспериментальные исследования проводились в следующем диапазоне основных параметров:

- расход греющего теплоносителя первого контура $G_1 = 11 \div 280$ кг/ч;
- расход теплоносителя второго контура $G_2 = 4 \div 114$ кг/ч;
- температура входа теплоносителя первого контура $T_{1ВХ} = 250 \div 260^{\circ}\text{C}$;
- температура входа теплоносителя второго контура $T_{2ВХ} = 40 \div 50^{\circ}\text{C}$;
- давление первого контура 11 МПа;
- давление второго контура 5 МПа;
- режим движения теплоносителя второго контура - ламинарный с макро вихрями.

Методика проведения экспериментальных исследований заключалась:

- в создании заданной комбинации теплофизических параметров;
- стабилизации теплофизических параметров экспериментального участка;
- записи временных реализаций температурных полей, расхода греющего теплоносителя и охлаждающей воды.

Важным этапом экспериментальных исследований было проведение цикла экспериментов по определению величины тепловых потерь. Создание изотермического течения теплоносителя первого контура достигалось путём осушения и отключения второго контура. Полученные распределения температуры теплоносителя и теплообменной поверхности по высоте модели представлены на рис. 3. Вертикальная координата сечений расположения термодатчиков отсчитывается от патрубка входа питательной воды в экспериментальную модель.

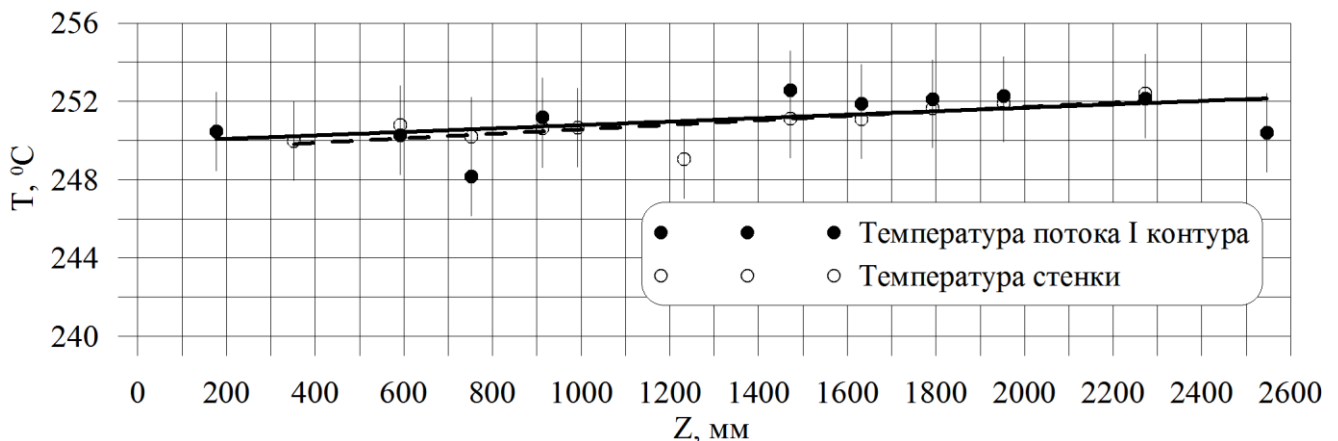


Рис. 3. График распределения температур по высоте модели для режима определения тепловых потерь

Анализируя полученные значения температур, можно сделать вывод о том, что максимальная величина тепловых потерь при проведении всего цикла экспериментальных исследований не превышала значения 1%. Столь малая величина тепловых потерь позволяет исключить их влияние при проведении дальнейших расчётов.

Результаты экспериментальных исследований

По результатам проведённых экспериментов сформированы таблицы экспериментальных данных и построены графики распределения температур теплоносителей и теплообменной поверхности по высоте модели. Характерный вид полученных зависимостей представлен на рис. 4.

Дальнейшая обработка экспериментальных данных заключалась в определении зависимости интенсивности теплоотдачи со стороны теплообменной поверхности от расхода теплоносителя второго контура. Для построения необходимых зависимостей был проведён следующий цикл вычислений:

- 1) используя вертикальную координату расположения термодпар, а также геометрические характеристики канала, исследованный канал разбивался по высоте на десять участков;
- 2) используя усреднённые по времени показания термодпар, для каждого участка определялись теплофизические параметры теплоносителя
- 3) используя полученные значения, для каждого участка определялись:
 - коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от стенки теплообменной поверхности к теплоносителю второго контура;
 - критерии Нуссельта и Рейнольдса.

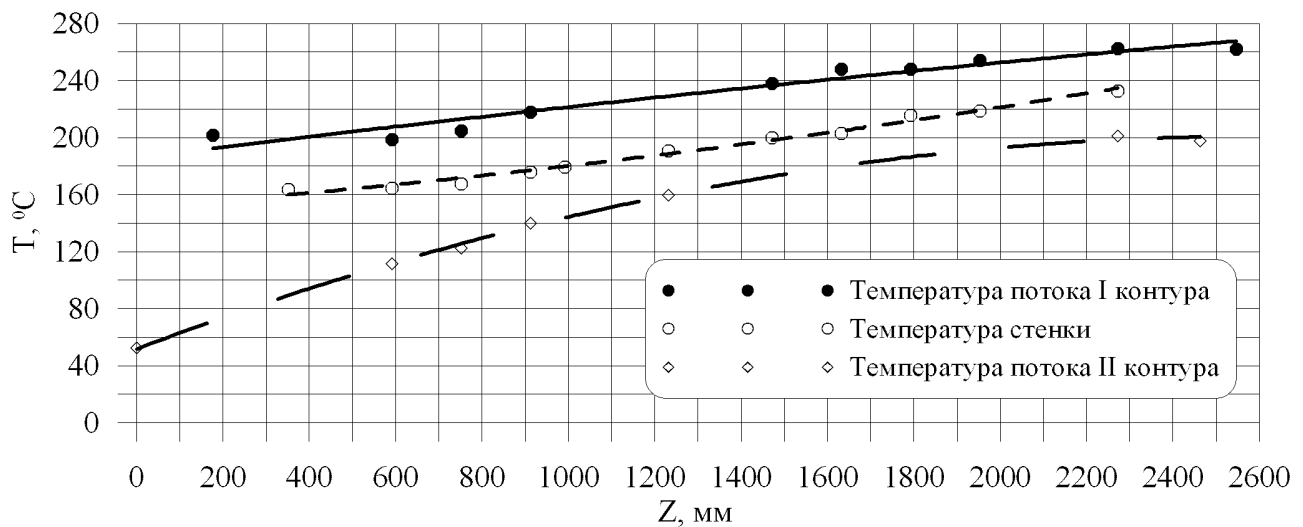


Рис. 4. Распределение температур теплоносителей и теплообменной поверхности по высоте модели

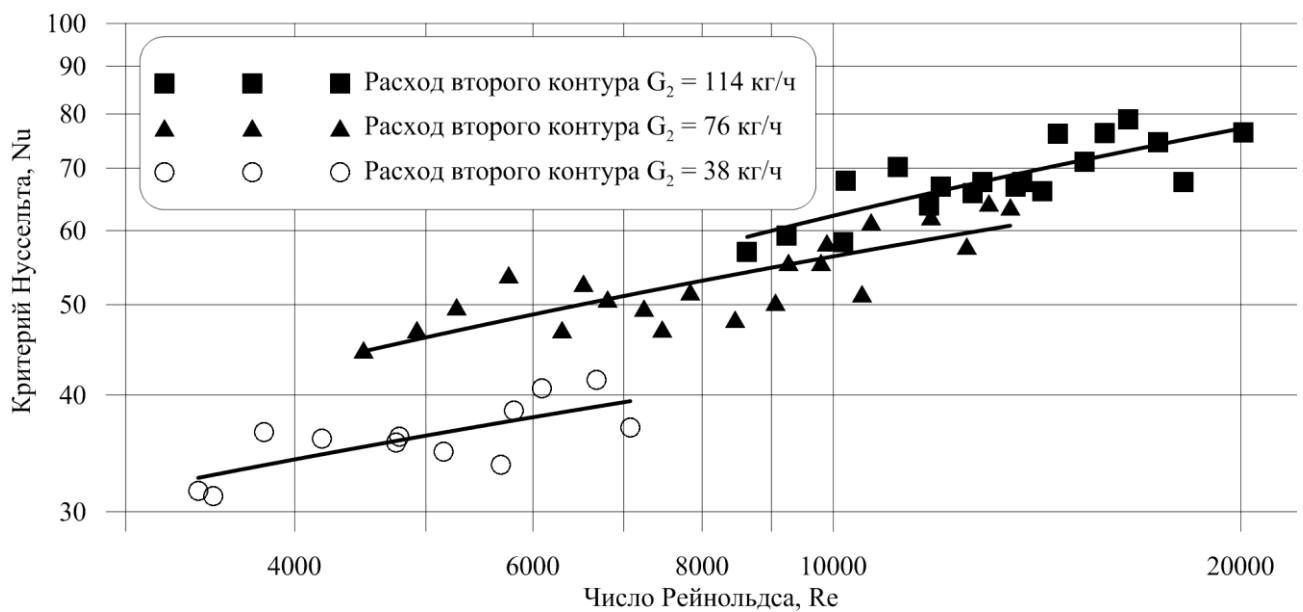


Рис. 5. Характерная зависимость критерия Нуссельта от Рейнольдса для интенсификатора с шагом 80 мм при постоянном расходе греющего теплоносителя

Вычисления производились для каждого интенсификатора при различных расходах и температурных состояниях теплоносителей. Необходимо отметить, что при обработке массива полученных значений критериев Нуссельта и Рейнольдса их необходимо разделять на группы, используя в качестве критерия величину расхода нагреваемого теплоносителя. Это обусловлено тем фактом, что получение аналитических зависимостей в результате аппроксимации значений, классифицированных другим способом, затруднено вследствие сложной зависимости критерия Рейнольдса от расхода и температуры.

Анализ полученных результатов позволяет определить зависимости критерия Нуссельта от критерия Рейнольдса при постоянном расходе греющего теплоносителя для каждого интенсификатора. Следует отметить, что общий характер зависимостей не изменяется в зависимости от шага навивки интенсификатора. На рис. 5 приведена характерная зависимость критерия Нуссельта от Рейнольдса при постоянном расходе теплоносителя первого контура для интенсификатора с шагом 80 мм.

Проведенный анализ позволяет заключить, что с увеличением расхода нагреваемого теплоносителя наблюдается рост интенсивности теплоотдачи. Данный вывод полностью согласуется с теоретическими представлениями о структуре закрученных потоков. Увеличение местного коэффициента теплоотдачи связано с возрастающим влиянием вторичных течений на процессы теплообмена.

Следующим этапом обработки экспериментальных данных является оценка влияния геометрии завихрителя на процесс теплоотдачи. Для решения данной задачи были построены распределения критерия Нуссельта по высоте модели. Характерный график зависимости представлен на рис. 6.

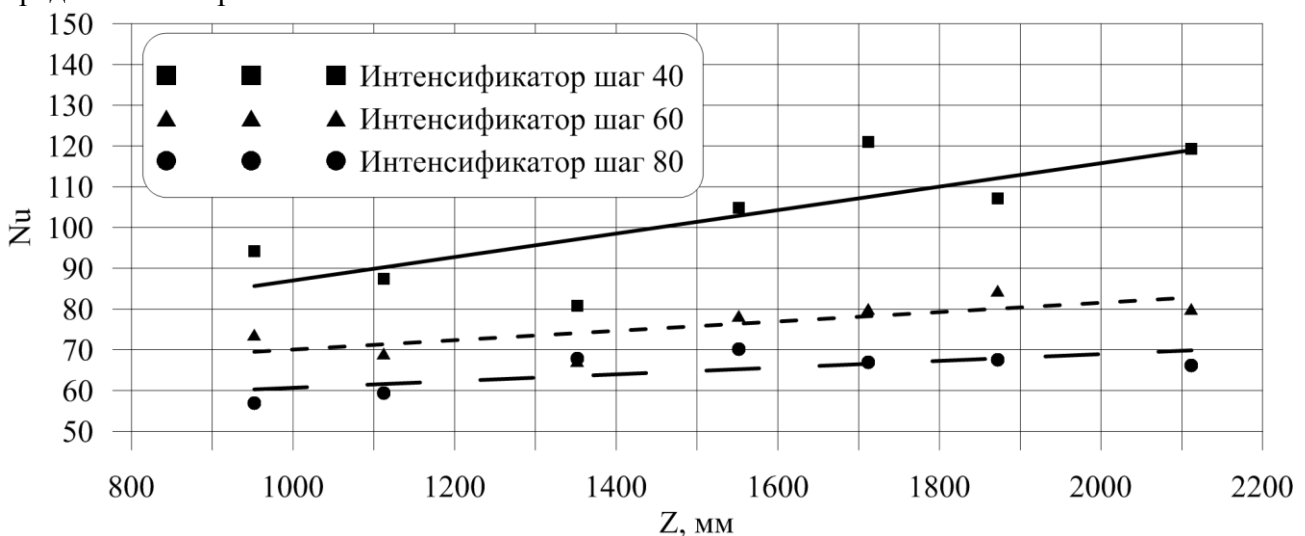


Рис. 6. Распределение критерия Нуссельта по высоте модели на участке стабилизированного течения

Увеличение значения критерия Нуссельта по высоте модели связано с уменьшением значения коэффициента теплопроводности жидкости вследствие роста температуры теплоносителя. Наклон графика определяется интенсивностью роста температуры теплоносителя по высоте модели, которая, в свою очередь, определяется шагом закрутки интенсификатора.

Для проведения качественного сравнения интенсификаторов теплообмена были построены зависимости критерия Нуссельта от критерия Рейнольдса при фиксированном значении расхода второго контура и различных значениях расхода греющего теплоносителя. На рис. 7 представлена характерная зависимость критерия Нуссельта от Рейнольдса для заданного значения расхода нагреваемого теплоносителя.

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать вывод о наибольшей эффективности в интенсификации процесса теплообмена ленточного завихрителя с шагом навивки 40 мм.

Наибольшая эффективность интенсификатора с шагом навивки 40 мм достигается во всём диапазоне значений расхода нагреваемого теплоносителя.

Для проведения более корректного сравнения эффективности применения интенсификаторов теплообмена следует сравнивать и гидравлическое сопротивление, возникающее вследствие усложнения геометрической формы канала. Для решения данной задачи был проведён цикл экспериментальных исследований гидравлического сопротивления канала в зависимости от расхода теплоносителя.

Необходимо отметить, что данные исследования проводились в том же диапазоне значений расхода нагреваемого теплоносителя, так как это позволит в дальнейшем оценить эффективность применения ленточных завихрителей для интенсификации теплообмена [2]. Результаты исследований представлены на рис. 8.

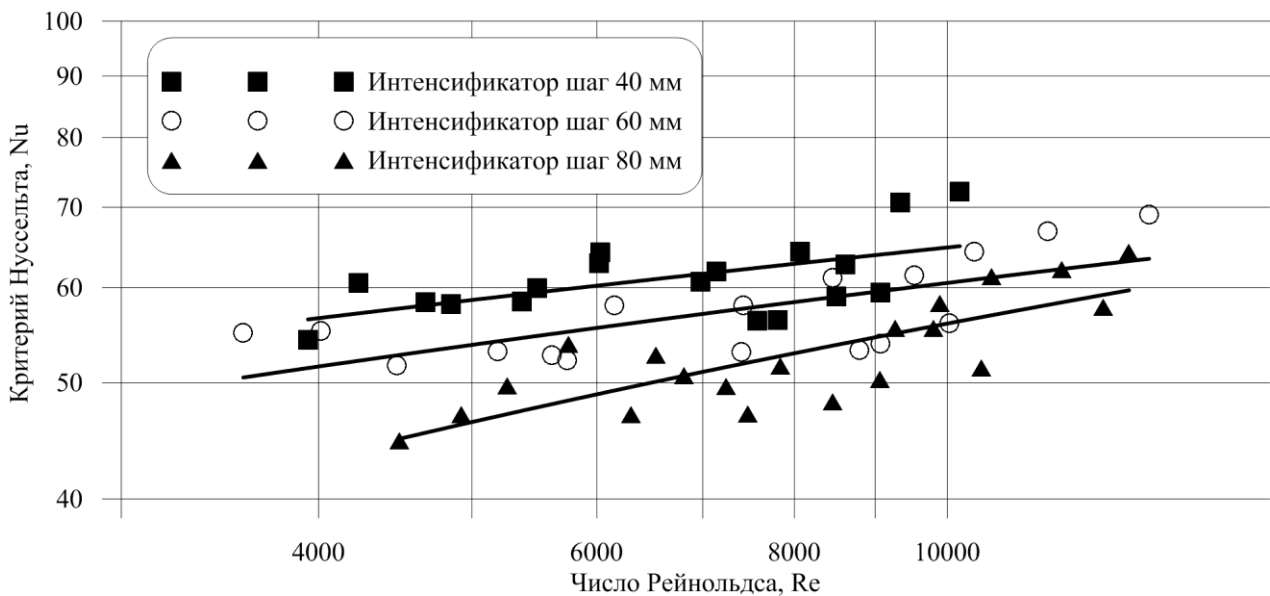


Рис. 7. Характерная зависимость критерия Нуссельта от Рейнольдса для трёх интенсификаторов

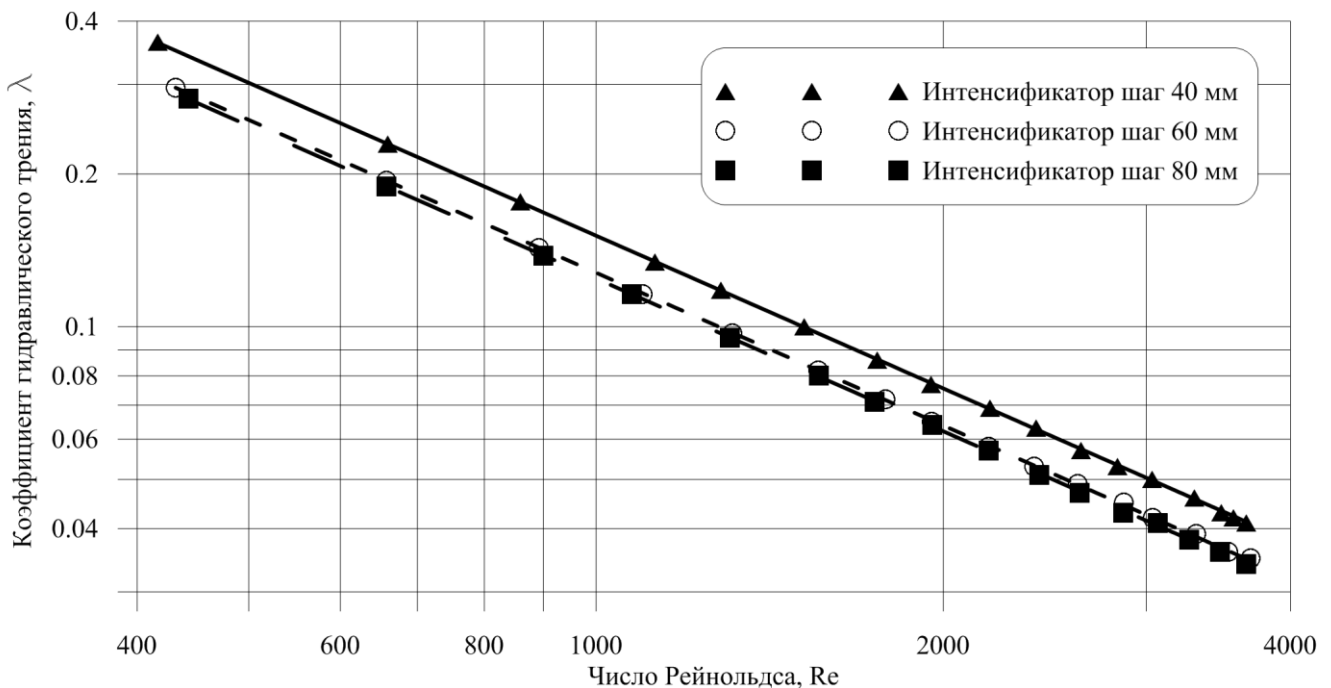


Рис. 8. Зависимость гидравлического сопротивления канала от расхода теплоносителя

Сравнительный анализ интенсивности теплоотдачи в каналах с ленточными завихрителями с учётом величины гидравлического сопротивления показал, что оптимальной формой интенсификатора является ленточный завихритель с шагом навивки 40 мм.

Выводы

Анализ результатов проведенного экспериментального исследования процесса теплопереноса в потоке вязкой жидкости в каналах с ленточными завихрителями различного шага навивки позволяет сделать следующие выводы:

- при увеличении расхода нагреваемого теплоносителя в пределах данного диапазона наблюдается рост интенсивности теплоотдачи со стороны теплообменной поверхности;
- каждый режим с заданным соотношением расходов характеризуется ростом значения критерия Нуссельта по высоте модели, возникающим вследствие уменьшения коэффициента теплопроводности жидкости;
- оптимальной формой интенсификатора является ленточный завихритель с шагом навивки 40 мм. При использовании интенсификатора заданной геометрии становится возможным получение наибольших значений коэффициента теплоотдачи при сравнительно невысоких значениях величины гидравлического сопротивления.

Библиографический список

1. Будов, В.М. Форсированные теплообменники ЯЭУ / В.М. Будов, С.М. Дмитриев. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 174 с.
2. Соборнов, А.Е. Оценка эффективности применения ленточных завихрителей в каналах теплообменного оборудования для интенсификации процесса теплоотдачи / А.Е. Соборнов [и др.] // Современные техника и технологии: сб. научных трудов. СТТ-2013: в 8 т. М., 2013. Т. 1. С. 17–27.

*Дата поступления
в редакцию 30.04.2013*

S.M. Dmitriev, A.E. Sobornov, R.R. Ryazapov, A.V. Kotin

EXPERIMENTAL RESEARCH OF HEAT TRANSFER IN A VISCOUS FLOW IN CHANNELS WITH TWISTED METALLIC BANDS DIFFERENT GEOMETRY

Nizhniy Novgorod state technical university n.a. R.Y. Alexeev

Purpose: Experimental research of heat transfer and pressure drop in a pipe with metallic band various twisting step.

Design/methodology/approach: Experimental model is designed as heat exchange channel, which includes inner and outer pipes. Coolant flows moved in these pipes in opposite directions. Metallic band is located in inner pipe. The total length of the model is 2940 mm. The length of the active part of the heat exchange surface is 2440 mm. Three type of equally twisted metallic bands were studied in this research: 40, 60 and 80 mm by step. The temperature fields, the flow rates of coolants were recorded during this work. A series of experiments to find a dependency between the pressure drop and flow rate were conduct at last stage of this study.

Findings: The results were written in experimental data tables. The distribution of coolant and heat exchange surface temperatures were plotted. Physical parameters of coolant were determined using the time-averaged readings of thermocouples, also heat transfer coefficient, the heat flux from heat exchange surface to the coolant, the Nusselt and Reynolds numbers were calculated. The optimal geometry of twisted metallic turbulizer was determined using analyze results. At present, the experimental data are using to verify ANSYS CFX.

Originality/value: Originality of this research is in the study of heat transfer in a viscous flow in channels with long twisted metallic bands ($l \approx 240d$) at the range of parameters, which coincide with ones of heat exchange equipment at nuclear power plants.

Key words: heat transfer intensification, coolant, twisted metallic band, pressure drop.