

УДК 621.1.016

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В ЗАКРУЧЕННОМ ПОТОКЕ ПРИ ОДНОСТОРОННЕМ НАГРЕВЕ

А.Н. Варава, А.В. Дедов, Е.М. Захаров, А.Т. Комов, С.А. Малаховский, В.В. Ягов

Московский энергетический институт (технический университет), Россия

Закрученные течения нашли широкое применение в различных областях современной техники. Использование закрученных течений в основном связано с задачей интенсификации теплообмена в энергетических, химических, разнообразных промышленных установках. Основные работы, создавшие фундаментальный задел в экспериментальном и аналитическом исследовании закрученных потоков, были выполнены в 1950-60х годах. В 70-80х годах прошлого века изданы монографии, обобщающие опыт исследований закрученных течений применительно к промышленным и авиационным теплообменным устройствам, энергетическому оборудованию АЭС, вихревым камерам и другим технологиям. Несмотря на наличие достаточно большого числа зависимостей для расчета гидравлического сопротивления и теплообмена в закрученном потоке, публикуется много новых работ по этой тематике, как экспериментального, так и теоретического направления. Актуальность этих работ объясняется новыми техническими приложениями закрученных течений. Особое место среди подобных приложений занимают элементы тепловоспринимающих конструкций термоядерных установок и реакторов, а именно диверторные пластины и приемники мощных пучков нейтральных и заряженных частиц в системах инъекции быстрых нейтральных атомов, которые должны обеспечивать восприятие тепловых потоков на уровне 100 МВт/м^2 , а в диверторных пластинах удельные тепловые нагрузки превышают и этот, казалось бы, немыслимый уровень. Закрутка потока в данных тепловоспринимающих элементах создается вставляемыми в канал на всю длину скрученными винтовыми лентами. Режим течения теплоносителя – турбулентный. Отличительной особенностью теплообмена в рассматриваемых условиях является односторонний нагрев.

Закрученное течение представляет достаточно сложную для теоретического анализа задачу. Закрутка потока приводит к заметному увеличению потерь давления, вместе с тем, существенно возрастает теплоотдача по сравнению с незакрученным потоком. При этом трудно провести корректное сравнение закрученного и прямого потоков. В закрученном потоке появляются механизмы теплопередачи, не связанные с аналогией Рейнольдса: эффекты центробежной конвекции и оребрения при плотной посадке ленты в трубу. И если для ламинарного режима течения можно привести примеры успешного решения задачи методами прямого численного моделирования (см. например [1]), то для турбулентного режима течения приоритет пока остается за экспериментальными исследованиями, хотя и существуют как численные (см. например обзор [2]), так и аналитические подходы к задачам гидродинамики и теплообмена в закрученном потоке (см. например [3–5]).

В настоящей работе представлены результаты детальных исследований гидродинамики и теплообмена в коротких каналах в недогретом закрученном потоке воды в условиях одностороннего нагрева. Исследования были проведены на рабочих участках с внутренним диаметром $d = 4$ и 8 мм. Установка скрученной ленты приводит к уменьшению гидравлического диаметра до $d_r = 2,2$ и $4,6$ мм соответственно. Основное внимание было уделено изучению влияния на потери давления и теплообмен

следующих факторов: шага скрученной ленты (для закрутки потока использовались ленты с шагом $t = 28, 34, 38, 64, 67, 102$ мм, а также опытные данные получены для прямой ленты и трубы без ленты, при соответствующих коэффициентах закрутки $k = \pi d/t = 0.90, 0.66, 0.39, 0.37, 0.25, 0.19$ и 0); а также неизотермичности по периметру канала вследствие одностороннего нагрева.

Экспериментальная установка и рабочие участки

Используемая для проведения экспериментальных исследований установка позволяет моделировать условия штатной работы тепловоспринимающих элементов приемников мощных пучков в системах инжекции термоядерных установок. Нагрев горизонтально расположенной мишени осуществлялся в вакуумной камере сканирующим пучком электронов, генерируемым электронной пушкой с ускоряющим напряжением до 60 кВ и токами до 250 мА, а охлаждение – потоком дистиллированной воды. Установка, подробно описанная в [6–7], включает в себя следующие основные элементы: систему нагрева (электронная пушка), гидравлическую и вакуумную системы, автоматизированную систему сбора и обработки информации.

Конструкция рабочего участка №1, использованного в опытах, представлена на рис.1. Длина обогреваемой медной мишени составляла 24 мм. Участок включался в гидравлический контур посредством тонкостенных трубок-держателей из нержавеющей стали, обеспечивающих гидродинамическую стабилизацию потока и препятствующих осевым растечкам тепла от мишени. Внутри участка и трубок-держателей размещалась по свободной посадке скрученная лента из нержавеющей стали толщиной 0.5 мм. В мишень рабочего участка впаяны высокотемпературным припоем четыре кабельные хромель-алюмелевые термопары с диаметром кабеля 0.3 мм. Корольки термопар располагались в центральном сечении мишени $\{r, z = 0, \varphi = 0\}$. Схема размещения термопар представлена на рис. 1.

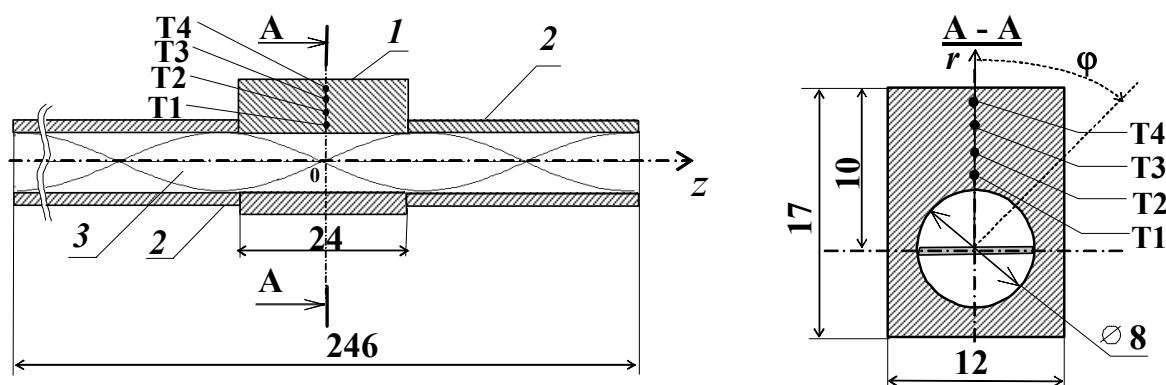


Рис. 1. Схема рабочего участка №1 диаметром 8 мм: 1 – медная мишень, 2 – трубки-держатели; 3 – скрученная лента; T1–T4 – хромель-алюмелевые микротермопары, расположенные в теле мишени на расстояниях r от оси канала T1 – 5.1 мм, T2 – 6.2 мм, T3 – 7.6 мм, T4 – 9.1 мм. Все размеры в мм.

Схема рабочего участка №2 и узла уплотнения рабочих участков в петле гидравлического контура представлены на рис.2. Рабочий участок также представляет собой медную мишень 1 с плоской тепловоспринимающей поверхностью и внутренним каналом круглого сечения диаметром 4 мм. Трубки-держатели 3 из стали 12X18Н10Т заканчиваются переходниками стандартных размеров 4, обеспечивающими уплотнение в штуцере, являющимся элементом петли гидравлического контура. Фторопластовые

штулки 5 обеспечивают электрическую изоляцию от петли гидравлического контура, что позволяет проводить надёжные измерения анодного тока, а, следовательно, и подводимой к мишени мощности. Температурное поле в мишени рабочего участка измерялось пятью кабельными хромель-алюмелевыми термопарами $T1—T5$ с диаметром кабеля 0,3 мм. Отличительной особенностью данного рабочего участка является наличие дополнительных отборов давления 6, позволяющих измерять потери давления непосредственно на обогреваемой зоне рабочего участка.

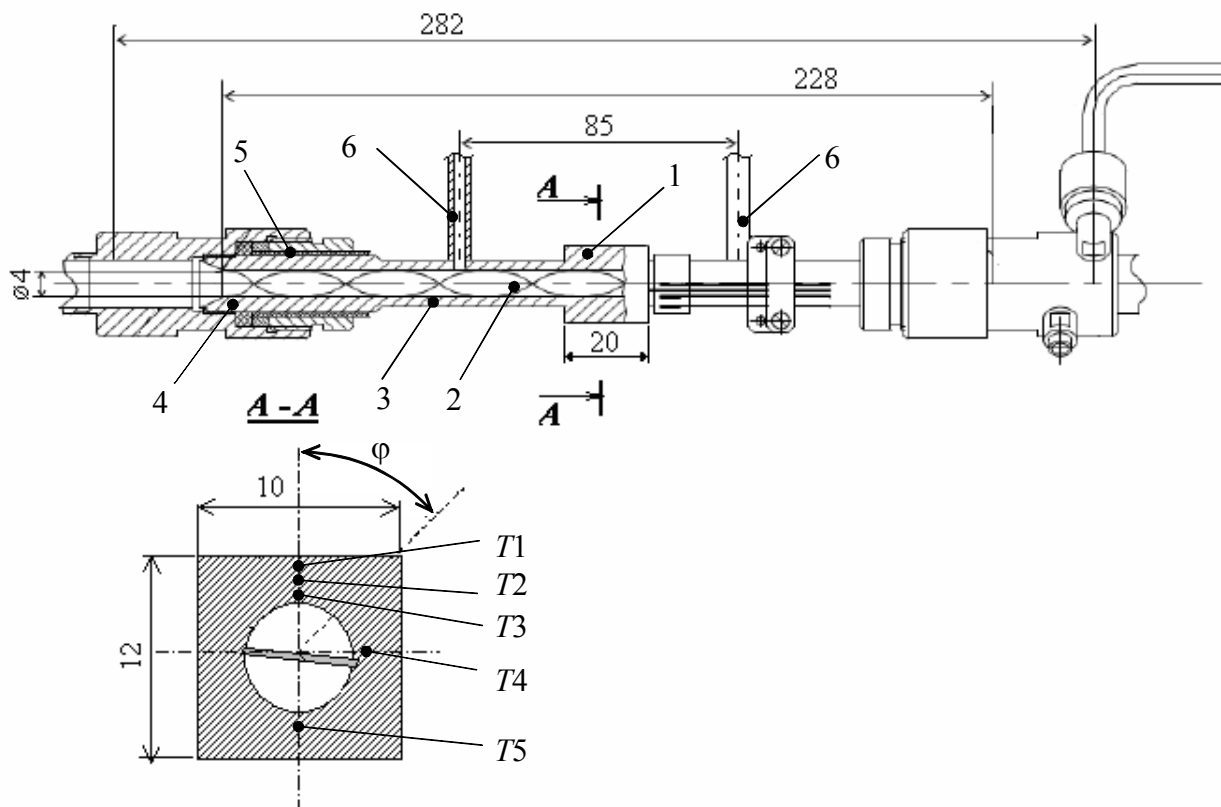


Рис. 2. Схема рабочего участка №2 диаметром 4 мм: 1 – медная мишень, 2 – трубки-держатели; 3 – скрученная лента, 4 – переходник, 5 – втулка, 6 – отборы давления; $T1—T5$ – хромель-алюмелевые микротермопары, расположенные в теле мишени на расстояниях r от оси канала $T1 – 3,2$ мм, $T2 – 2,2$ мм, $T3 – 0,6$ мм, $T4 – 0,5$ мм, $T5 – 0,5$ мм. Все размеры в мм.

Экспериментальные данные

При проведении опытов в стационарных условиях с помощью системы АСНИ измерялись следующие параметры: температура стенки мишени, температура и давление воды на входе и выходе из рабочего участка (термопарные вводы и отборы давления расположены в узлах уплотнения рабочих участков, см. рис.2), массовый расход воды и мощность, непосредственно воспринятая рабочим участком. Мощность определялась как произведение фиксированного ускоряющего напряжения на анодный ток, проходящий через рабочий участок. Для измерения анодного тока рабочий участок, имеющий нулевой потенциал, электрически изолировался от гидравлического контура фторопластовыми втулками и заземлялся через образцовую катушку сопротивления, на которой измерялось падение напряжения. Давление на входе и выходе рабочего участка измерялось датчиками абсолютного давления САПФИР-22ДА, перепад давления на нагреваемой зоне рабочего участка измерялся дифференциальным датчиком давления $EJA-110$ фирмы YOKOGAWA, измерение

массового расхода теплоносителя осуществлялось с помощью индукционного расходомера МР-400К. Погрешность измерения давления не превышала 2%, а массового расхода жидкости – 1,5%.

Существенным требованием, предъявляемым к системе нагрева, является обеспечение равномерности нагрева тепловоспринимающей поверхности мишени электронным пучком. Для выполнения этого условия система управления электронным пучком экспериментальной установки оборудована специально разработанным блоком развертки, обеспечивающим сканирование сфокусированным электронным пучком поверхности мишени со строчной частотой $f = 10$ кГц при числе строк в кадре развертки $N = 128$. Основные параметры блока развертки электронного пучка, анализ распределения энергии по облучаемой поверхности в зависимости от строчной частоты и числа строк приведены в [6].

Данные по потерям давления получены как в адиабатных условиях, так и при нагреве рабочего участка. При постоянном давлении на входе изменялся массовый расход теплоносителя через рабочий участок. При проведении опытов по теплообмену для каждого шага закрутки при фиксированных значениях подводимой нагрузки и температуры воды на входе в рабочий участок варьировался массовый расход воды через рабочий участок. Подробно описание процедуры проведения опытов содержится в [8], где также представлены первичные опытные данные для рабочего участка №1.

Массив опытных данных получен в следующем диапазоне параметров потока воды: давление $p = 0.7, 1.0$ и 2.0 МПа, массовая скорость $\rho w = 340 - 23600$ кг/(м²·с), температура воды на входе $T_{вх} = 20 - 60$ °С.

Для интерпретации результатов температурных измерений была использована методика определения температуры стенки канала и плотности теплового потока на его внутренней и внешней границах непосредственно на базе измерений распределения температуры в теле обогреваемой мишени. Описание методики представлено в [9–10].

Данные по потерям давления в адиабатных условиях

В отсутствие нагрева рабочего участка получены опытные данные по потерям давления в зависимости от массового расхода воды. Осреднение первичных опытных данных проводилось по 30 и более измерениям в каждом режиме. При этом было выполнено несколько серий опытов, подтверждающих воспроизводимость результатов. Для рабочего участка №1, так как отборы давления располагались в узлах уплотнения рабочего участка в гидравлическом контуре, был выполнен учет местных сопротивлений согласно рекомендациям [11] и получены потери давления непосредственно на трубе, содержащей скрученную ленту $\Delta p_{тр}$. Подробные первичные экспериментальные данные по потерям давления представлены в [8]. Недостатки конструкции, связанные с расположением отборов давления, были учтены при изготовлении рабочего участка №2 введением дополнительных отборов давления. В качестве иллюстрации первичных экспериментальных данных на рис. 3 показана зависимость $\Delta p_{тр}$ от массового расхода воды. Данные на этом рис. представлены для обоих рабочих участков в отсутствие нагрева мишени. Температуре воды на входе для всех опытов находится в диапазоне $T_{ж} = 20 \div 30$ °С. На рис. 3 приведена соответствующая кривая для гладкой трубы без вставки, рассчитанная по формуле Филоненко для коэффициента гидравлического сопротивления

$$\xi = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (1)$$

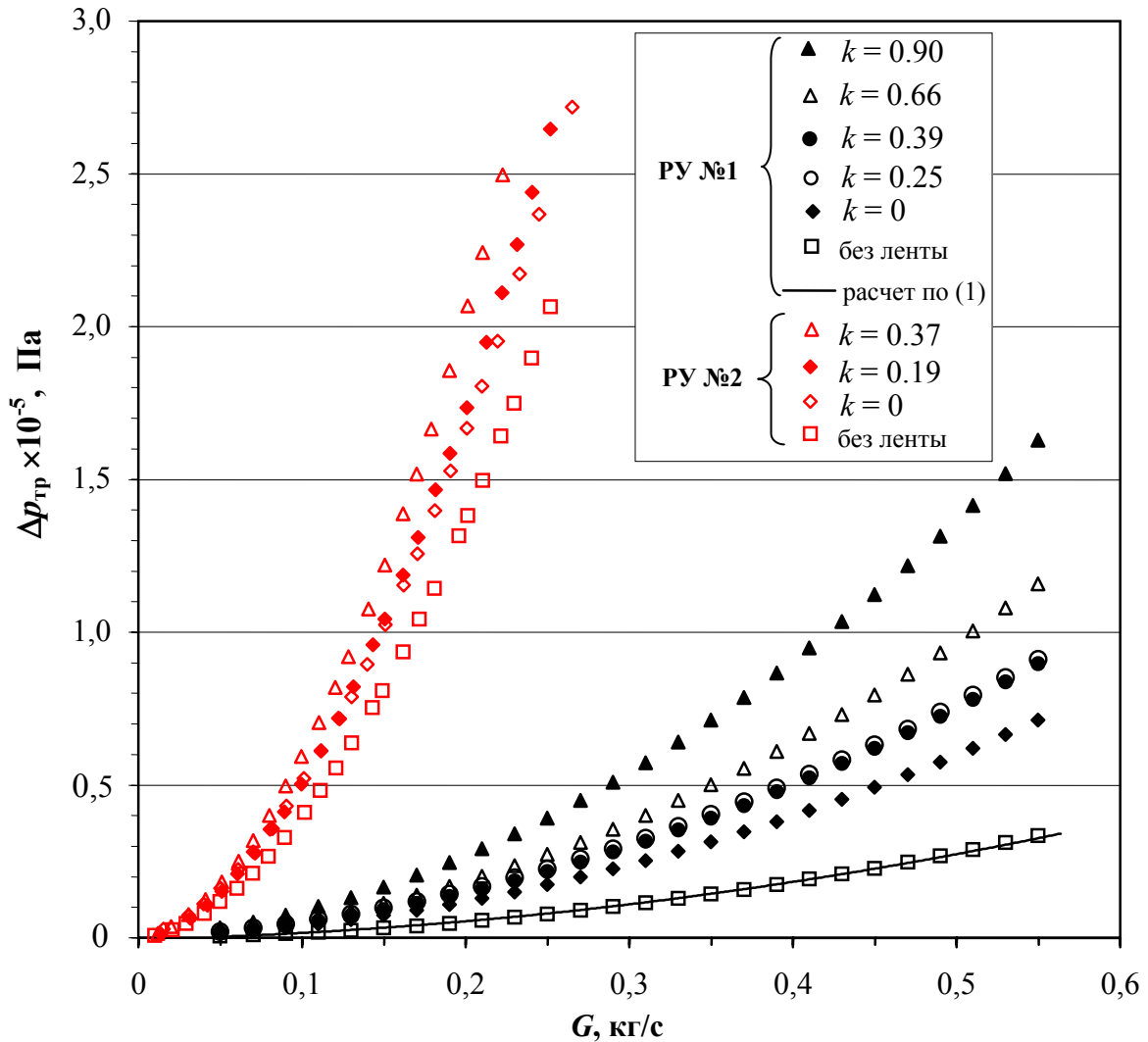


Рис. 3. Потери давления в трубе, содержащей скрученную ленту, в зависимости от массового расхода для разных коэффициентов закрутки.

Подробное обоснование методики обработки экспериментальных данных приводится в [10]. Суть ее заключается в следующем. Для прямого потока, коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывается по общеизвестному соотношению:

$$\xi = \frac{2\Delta p d_r}{\rho w^2 l} \quad (2)$$

При рассмотрении закрученных потоков, изучая влияние шага скрученной ленты на коэффициент гидравлического сопротивления, обычно в формуле (2) используется осевая скорость на входе в трубу с лентой и длина трубы в качестве l . Проводится анализ полученных данных, и коэффициенты гидравлического сопротивления обобщаются зависимостями, построенными путем введения поправки к формуле (2), учитывающей коэффициент закрутки. На настоящий момент известно достаточное число подобных соотношений, представленных, например в [12–13].

Более естественным представляется учесть реальную скорость и длину винтового канала. При этом возможны различные подходы. Например, в [14] проведено осреднение скорости по периметру винтового канала и определена характерная длина канала, но поправочный коэффициент имеет достаточно громоздкий вид. Как показали

наши расчеты, поправки в форме [14] приводят к расслоению наших экспериментальных данных по коэффициентам закрутки и, следовательно, требуются дополнительные уточнения.

В рассматриваемом случае, течение закрученного потока осуществляется по траектории, соответствующей винтовой линии. Так как потери давления в основном определяются трением на поверхности канала, а толщина вязкого подслоя при развитом турбулентном течении значительно меньше диаметра трубы, то за эффективную скорость потока принимается скорость на внешней границе пограничного слоя, которая определяется как осевой скоростью w , так и тангенциальной v :

$$w_* = (w^2 + v^2)^{0,5}.$$

Осевую и тангенциальную скорости связывает очевидное соотношение, и учитывая, что коэффициент закрутки равен $k = \pi d / t$ получаем :

$$v = w \frac{\pi d}{t} = kw.$$

Выражение для эффективной скорости принимает вид:

$$w_* = w(1 + k^2)^{0,5}.$$

Эффективная длина рабочего участка выражается аналогично:

$$l_* = l(1 + k^2)^{0,5}.$$

Тогда коэффициент гидравлического сопротивления для закрученного потока определяется по следующему соотношению:

$$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho w_*^2} \frac{d_r}{l_*} = \frac{2\Delta p}{\rho w} \frac{d_r}{l} \frac{1}{(1 + k^2)^{3/2}}, \quad (4)$$

где d_r — гидравлический диаметр канала.

Число Рейнольдса для закрученного потока рассчитывалось также с учетом эффективной скорости потока:

$$Re_* = \frac{w_* d_r}{\nu}. \quad (5)$$

Для обобщения опытных данных по потерям давления в закрученном потоке использовалась формула Филоненко, в которой для закрученного потока число Рейнольдса рассчитывалось по формуле (5).

Сравнение опытных данных, обобщенных с использованием соотношения (4) в зависимости от числа Рейнольдса при различных коэффициентах закрутки потока представлено на рис. 4. Как видно из рис. 4, экспериментально полученные коэффициенты гидравлического сопротивления для прямого и закрученного потока лежат в интервале $\pm 5\%$ от рассчитанного по формуле Филоненко (1). Применение представленной выше методики обработки экспериментальных данных позволяет достаточно просто рассчитывать коэффициенты гидравлического сопротивления для прямого и закрученного потоков, используя хорошо известные соотношения для прямого потока.

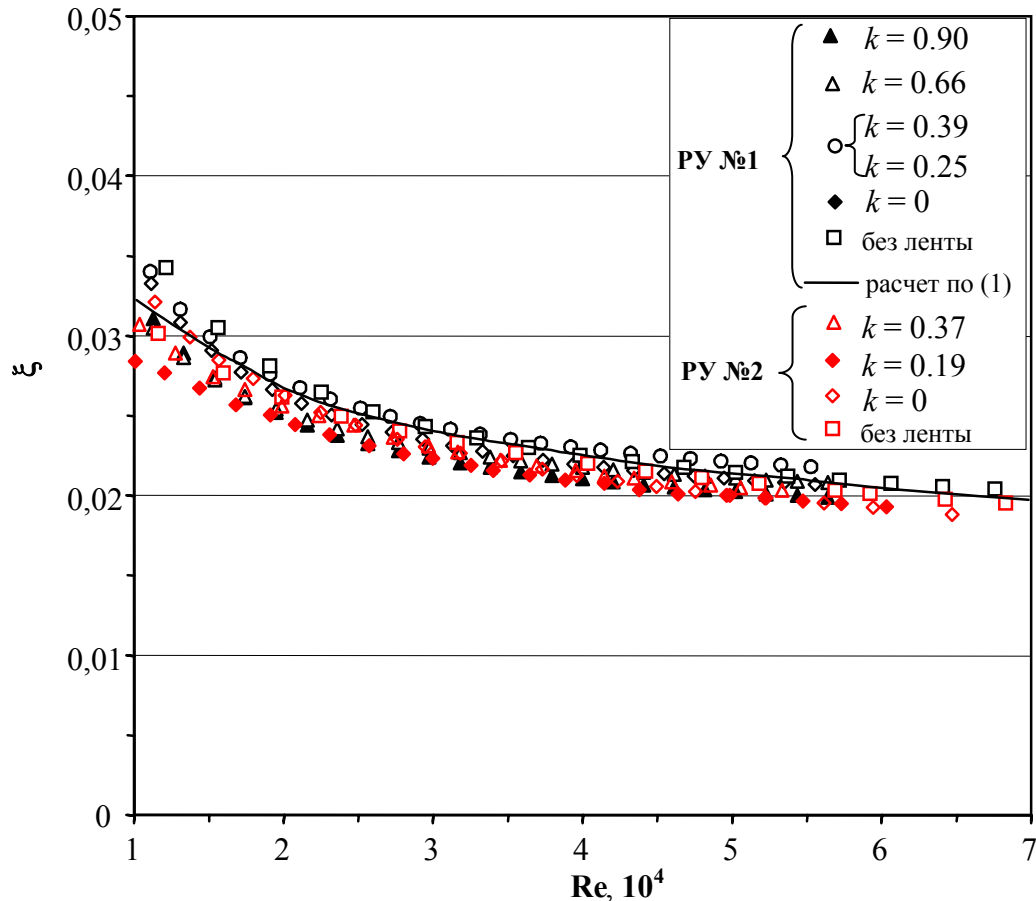


Рис. 4. Сравнение экспериментальных значений коэффициента гидравлического сопротивления обобщенных с использованием (2) для прямого потока и (4) для закрученного.

Данные по потерям давления в опытах с нагревом

Было проведено изучение влияния одностороннего нагрева на потери давления и коэффициент гидравлического сопротивления. Экспериментальные данные в виде зависимости потерь давления на нагреваемой мишени рабочего участка №2 от температуры в лобовой точке рабочего участка для массовой скорости $\rho w = 2200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ представлены на рис. 5. Каждая точка на рис.5 отражает результат осреднения по двум независимым сериям экспериментов. Для определения потерь давления на нагреваемой мишени из измеренного перепада давления (см. рис.2) вычтены потери давления на подводящих не нагреваемых трубках-держателях. Методика определения температуры стенки в лобовой точке представлена ниже. Рисунок 5 представляет картину, типичную для всего массива данных, полученных при измерении потерь давления в опытах с нагревом.

Как видно из графика, при массовых скоростях $\rho w > 2200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ для конвективной области ($T_{\text{ст}} < 180 \text{ }^\circ\text{C}$), увеличение подводимой мощности и, соответственно, рост температуры в лобовой точке, приводит к снижению перепада давления, что объясняется уменьшением вязкости теплоносителя в пристеночном слое с возрастанием средней температуры потока. Для области, где начинается кипение, потери давления практически не изменяются с ростом температуры и гидравлическое сопротивление определяется только скоростью течения и вязкостью в пограничном слое, что согласуется с выводами работы [15]. Начинаясь рост потерь давления при $T_{\text{ст}} \approx 300^\circ\text{C}$ обусловлен появлением паровой пленки в окрестности лобовой точки.

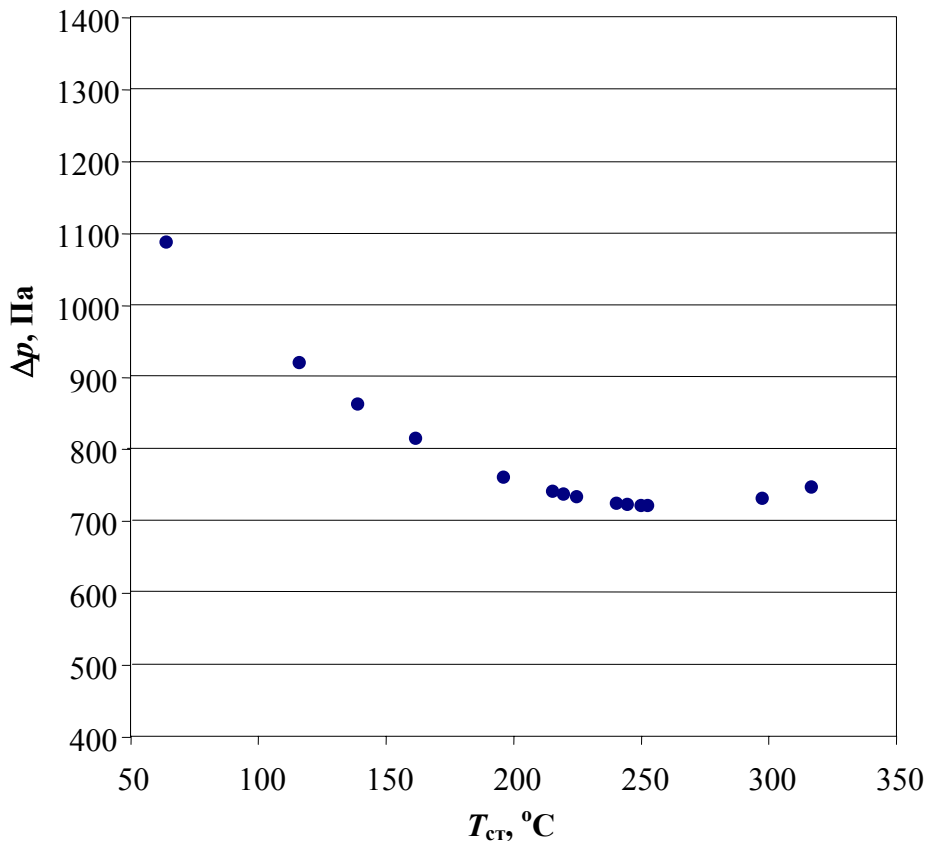


Рис. 5. Экспериментально измеренная зависимость потерь давления на мишени рабочего участка как функция температуры в лобовой точке для $\rho_w = 2200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $k = 0,37$, $T_{вх} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{вх} = 1,0 \text{ МПа}$.

Опытные данные по потерям давления в условиях одностороннего нагрева были обобщены по описанной выше методике. Особенность обработки этого массива экспериментальных данных заключается в расчете числа Рейнольдса, в которое непосредственно входит вязкость жидкости, сильно зависящая от температуры теплоносителя. Определение температуры отнесения основано на осреднении температуры внутреннего полупериметра винтового канала [16]. Если температура стенки трубы T_o , а температура скрученной ленты равна среднemasсовой температуре жидкости $T_ж$, то в соответствии с долями внутреннего периметра средняя температура стенки будет $T_c = (\pi T_o + 2T_ж) / (\pi + 2)$. Таким образом, вязкость жидкости следует определять по средней температуре пограничного слоя $T_{отн} = (T_c + T_ж) / 2 = 0.31T_o + 0.69T_ж$.

Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от температуры в лобовой точке, для данных рис. 5, представлена на рис. 6. Расхождение экспериментальных значений коэффициента гидравлического сопротивления и расчета по соотношению (1) (с учетом вышеизложенного при расчете числа Re по (5)) не превышает 15%. Таким образом, в сильно недогретом закрученном потоке теплоносителя для расчета коэффициента гидравлического сопротивления вполне оправдано применение классических соотношений, модернизированных для закрученного потока.

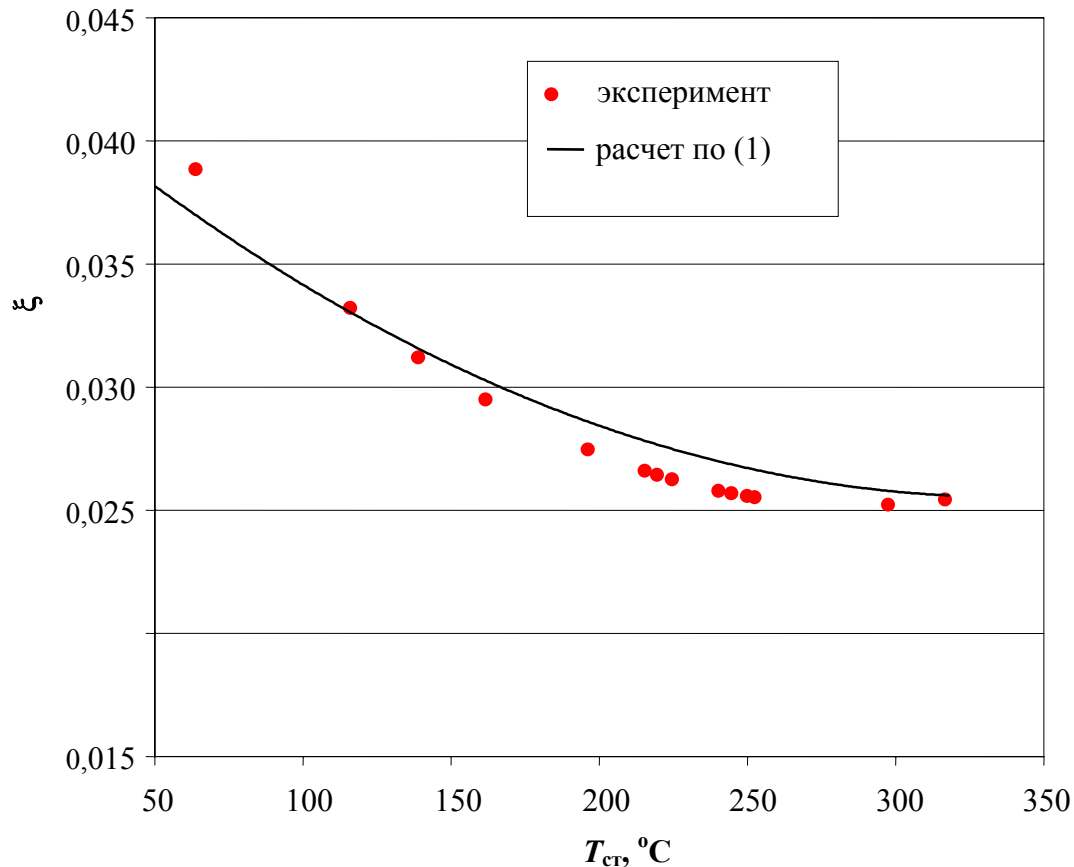


Рис. 6. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления канала от температуры в лобовой точке для $\rho_w = 2200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $k = 0,37$, $T_{вх} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{вх} = 1,0 \text{ МПа}$.

Экспериментальные данные о теплообмене при однофазной вынужденной конвекции

При проведении экспериментальных исследований теплообмена при однофазной вынужденной конвекции для каждого шага закрутки при фиксированных значениях подводимой нагрузки и температуры воды на входе в рабочий участок варьировался массовый расход воды через рабочий участок. Для рабочего участка №1 исследования выполнены для лент с коэффициентом закрутки потока $k = 0.90, 0.66, 0.39, 0.25$ и 0 , а также для трубы без ленты, для рабочего участка №2 при $k = 0.37$ и 0.19 и для трубы без ленты. Была использована методика обработки данных первичных измерений, позволяющая по измеренным характерным температурам рабочего участка определять температуру и плотность теплового потока на внутренней поверхности рабочего участка без численного решения задачи теплопроводности, обычно используемого в подобного рода задачах. Подробно обоснование используемой методики представлено в [9–10]. По данной методике для всего массива данных по конвективному теплообмену были определены температуры и рассчитана плотность теплового потока в лобовой точке внутреннего периметра. Коэффициент теплоотдачи вычислялся по разности температур стенки и среднемассовой температуры воды в сечении расположения термомпар. Погрешность определения плотности теплового потока не превышает 8%, коэффициента теплоотдачи – 10%. Для всех скрученных лент опытные данные по конвективному теплообмену получены при трех фиксированных значениях анодного тока и соответственно плотностях теплового потока $q \approx 2.0, 3.0$ и $4.5 \text{ МВт}/\text{м}^2$. На рис. 7 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи в “лобовой” точке от массовой скорости воды.

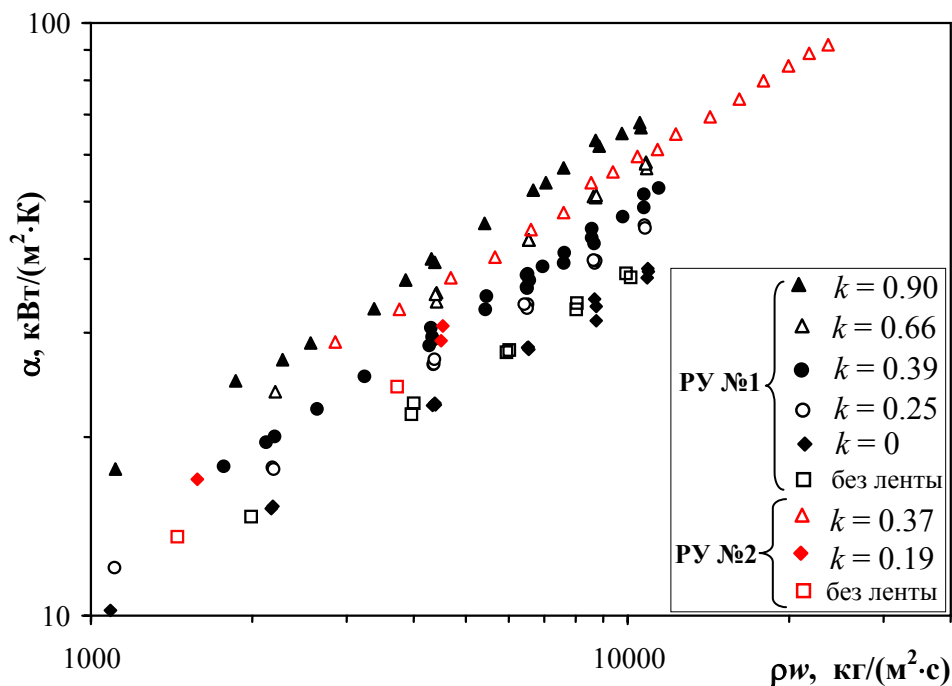


Рис. 7. Зависимость локального коэффициента теплоотдачи ($\varphi = 0^\circ$) от массовой скорости воды для различных коэффициентов закрутки.

Расслоение точек на рис. 7 объясняется, прежде всего, различием в коэффициентах закрутки потока и диаметром канала. При фиксированной массовой скорости отношение коэффициентов теплоотдачи для $k = 0.90$ и прямой ленты достигает значения 1.8. По данным рис.7 $\alpha \sim (\rho w)^{0.6}$, что естественно связать с изменением свойств жидкости и с влиянием начального термического участка. Поскольку данные о теплообмене относятся к локальной точке, соответствующей сечению расположения термомпар, то для трубы без вставки отношение l/d для рабочего участка №1 составляет 1,5, для участка №2 – 2,5. Для трубы со вставленной прямой лентой отношение l/d может быть рассчитано как l/d_r (см. например [17]) и для рабочего участка №1 составляет 2,6, для участка №2 – 4,5. Для закрученного потока длина прогрева увеличивается и может быть рассчитана как $l^*/d_r = l(1 + k^2)^{0.5} / d_r = 3,5 \div 2,7$ для рабочего участка №1; 4,8 и 4,6 соответственно для участка №2. Необходимо отметить, что развитие теплового пограничного слоя в наших условиях происходит при развитом гидродинамическом пограничном слое.

При представлении опытных данных по однофазному теплообмену влияние свойств жидкости обычно исключают, используя координаты $(Nu/Pr^{0.4}, Re)$. На рис. 8 представлен весь массив опытных данных, полученных в опытах по однофазному теплообмену для труб со вставленной лентой, в данных координатах. Число Re для закрученного потока определялось по формуле (5), учитывающей реальную скорость закрученного потока. Вязкость жидкости определялась по температуре отнесения, определенной выше. Для числа Nu , которое вычисляется по локальному коэффициенту теплоотдачи и гидравлическому диаметру d_r , коэффициент теплопроводности жидкости определяется по температуре стенки в лобовой точке внутреннего периметра трубы T_0 . Также T_0 используется в качестве температуры отнесения для числа Pr .

Как видно из рис.8, сохраняется расслоение опытных данных по коэффициентам закрутки. Это позволяет предположить, что помимо основного фактора увеличения

теплоотдачи при фиксированной скорости потока на входе, связанного с увеличением действительной скорости потока с ростом коэффициента закрутки и учитываемого введением Re_* , существует и другой механизм, интенсифицирующий теплообмен. Простое объяснение расслоения данных по коэффициентам закрутки, впервые высказанное, по-видимому, в [18], связано с тем, что в закрученном потоке действуют массовые силы, сообщающие потоку нормальные ускорения, достигающие для представляемых опытных данных значений $1900g$. В опытах с нагревом существующий в пределах теплового пограничного слоя градиент плотности жидкости совпадает по направлению с нормальным ускорением. В этом случае ситуация подобна той, что складывается над нагреваемой в жидкости пластиной в поле силы тяжести. Этот механизм теплообмена, подобный свободной конвекции, получил название «центробежная» конвекция. Как показали выполненные оценки, в наших условиях характерная скорость «центробежной» конвекции сопоставима со скоростью основного течения [19].

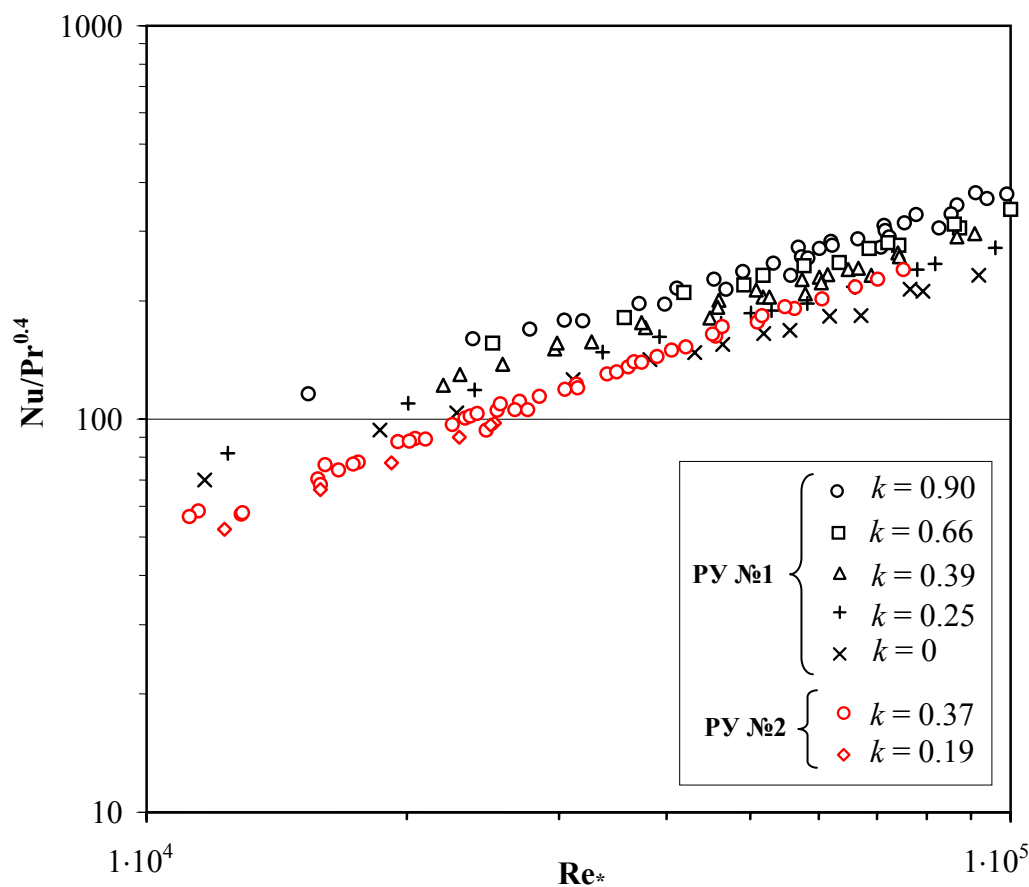


Рис. 8. Опытные данные о теплообмене.

Кроме того, на рис. 8 в области $Re_* < 5 \cdot 10^4$ отчетливо прослеживается влияние начального термического участка, приводящее в этой области к расслоению данных, полученных на рабочих участках №1 и №2, обладающих разными l^*/d_T . Следовательно, необходимо вводить поправку к опытным данным на влияние начального термического участка. Рис. 9 иллюстрирует сравнение опытных данных о теплообмене в незакрученном потоке с расчетом по формуле Петухова [20]:

$$Nu_{np} = \frac{Re \Pr(\xi/8)}{1 + 900 / Re + 12,7 \sqrt{\xi/8} (\Pr^{2/3} - 1)}, \quad (6)$$

где число Re для трубы со вставленной прямой лентой определяется по d_r , а коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывается по (1).

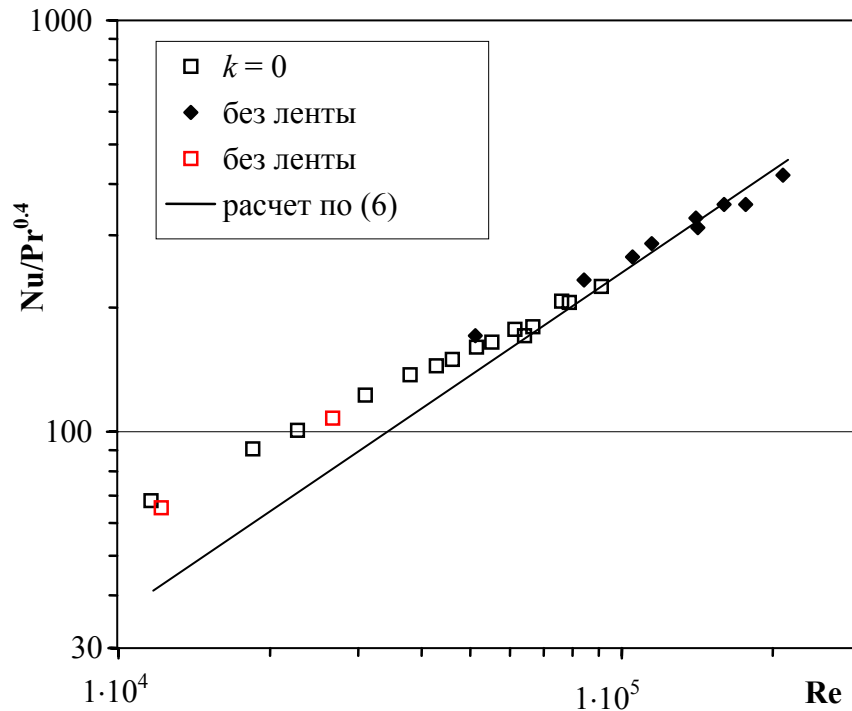


Рис. 9. Сравнение опытных данных о теплообмене в незакрученном потоке с расчетом по формуле Петухова.

Как видно из рис. 9, совпадение с расчетом наблюдается при $Re > 5 \cdot 10^4$. Для данных полученных при меньших значениях числа Re , в [10] предложена поправка на влияние начального термического участка с использованием простого комплекса $\left(Pe \frac{x}{d} \right)^{0.5}$. Новые опытные данные, полученные на рабочем участке №2 с меньшим диаметром, позволили скорректировать используемые ранее опытные константы. Анализ всего массива опытных данных позволил ввести поправку на влияние начального термического участка, как для прямого, так и закрученного потока, в виде:

$$c = \left(1 + 70 \left(Pe_* \frac{l_*}{d_r} \right)^{-0.5} \right), \quad (7)$$

где $Pe_* = Re \cdot Pr$, для прямого потока $k = 0$, и звездочки в записанных выражениях пропадают. Поправка вводится для чисел $Pe_* < 1 \cdot 10^5$.

На рис. 10 в координатах (Nu, Re) показаны опытные данные для трубы с прямой лентой, а также значения Nu , деленные на поправку (7). На этом же рис. для сравнения приведены значения Nu , деленные на поправку [20] для начального термического участка.

Рис. 10 показывает, что введение поправки на начальный термический участок в виде (7) позволяет удовлетворительно согласовать расчетные и опытные данные. Таким образом, с учетом оговоренных выше условий для выбора соответствующих температур отнесения, соотношение (6) позволяет успешно рассчитывать теплоотдачу в прямом потоке на стабилизированном участке и в условиях одностороннего нагрева.

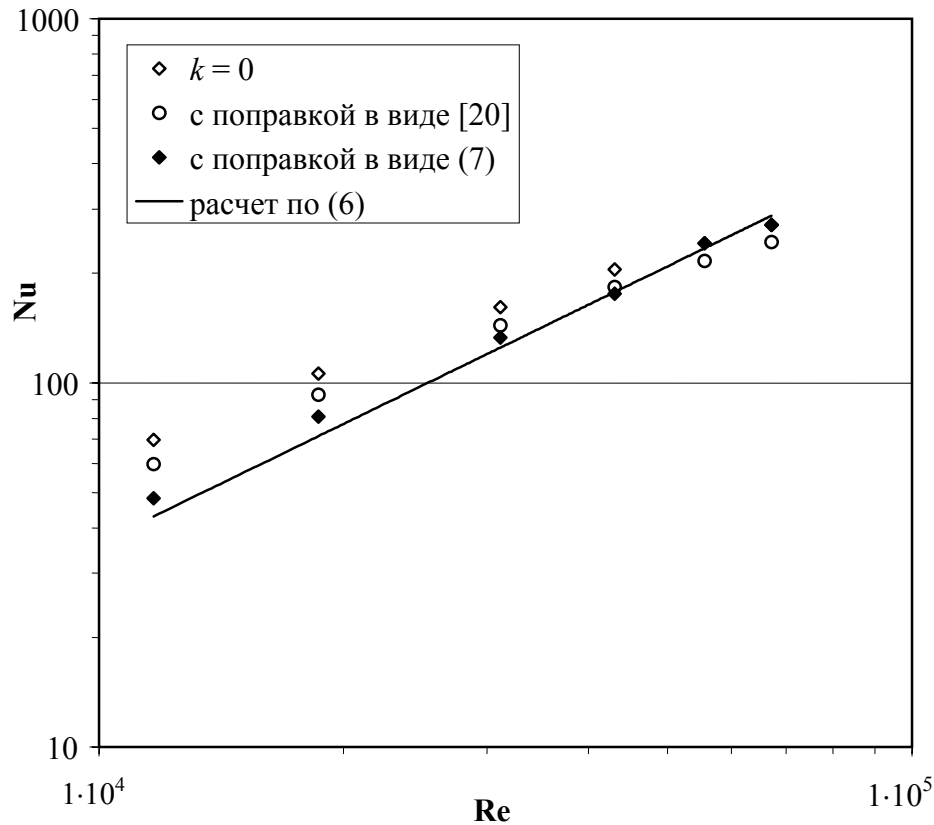


Рис.10. Введение поправки на начальный термический участок.

Сравнение опытных данных о теплообмене в закрученном потоке с расчетом по формуле Петухова и ряду других соотношений, используемых для расчета теплоотдачи в закрученном потоке, показано на рис. 11. В закрученном потоке формула Петухова представляется в виде:

$$Nu_b = \frac{Re_* Pr(\xi/8)}{1 + 900 / Re_* + 12,7 \sqrt{\xi/8} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad (8)$$

где $Re_* = Re(1 + k^2)^{0,5}$, число Re определяется по d_r , а коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывается, используя (1) по Re_* .

Опытные данные, приведенные на рис. 11, получены на рабочем участке №1 при $k = 0,9$ и представлены с учетом (7). Характерно, что, как и опытные данные, так и все расчетные зависимости, построенные авторами [14], [18] и [21] по собственным опытным данным, имеют наклон меньший, чем зависимость (8). Можно заключить, что в закрученном потоке степенная зависимость $Nu(Re^n)$ требует меньшего показателя степени, чем обычно используемое значение $n = 0,8$ для прямого потока. Для опытных данных на рис.11 $n \approx 0,7$. Как видно, ни одно из представленных расчетных соотношений не позволяет удовлетворительно обобщить опытные данные. Надо отметить, что расчеты по соотношению, полученному в [18], представлены на рис. 11 без множителя, учитывающего эффект оребрения скрученной лентой, так как посадка ленты в наших условиях была свободной. Введение этого множителя согласно [18] приводит к увеличению расчетных значений на 10÷14 %. Сравнение опытных значений с расчетом по аналитическим подходам, разработанным в [3] и [4] показало достигающее двукратного значения превышение расчетных данных.

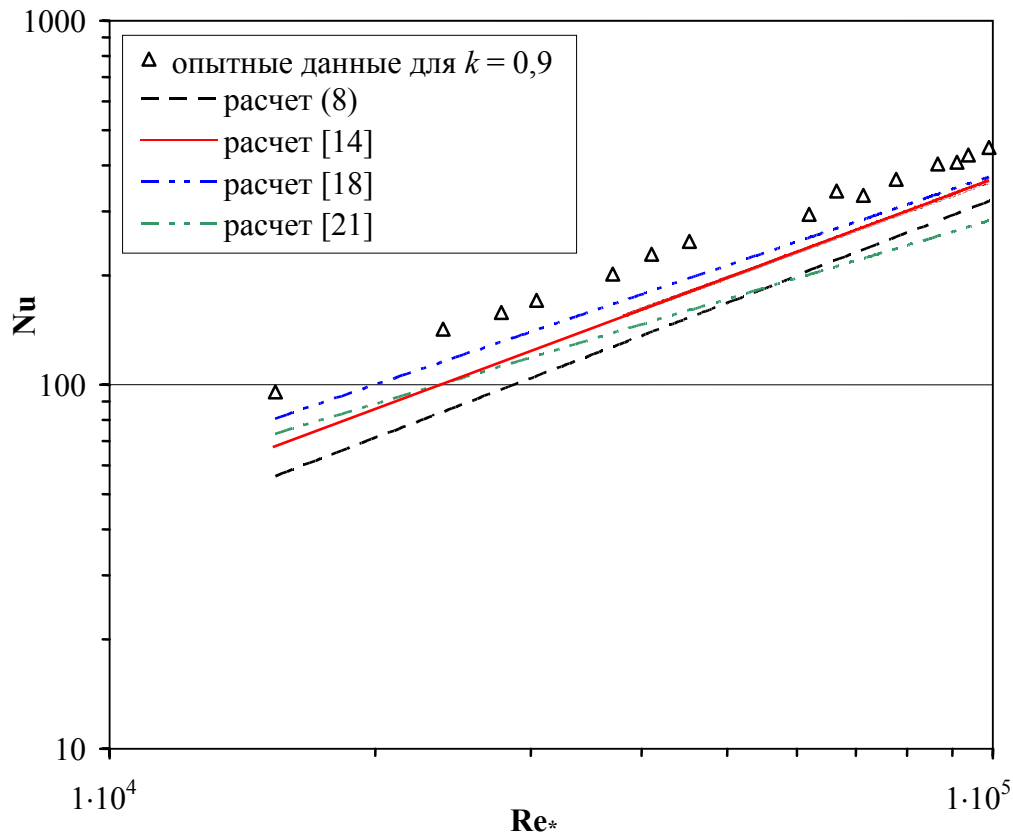


Рис. 11. Сравнение опытных данных о теплообмене в закрученном потоке с расчетом.

Ранее авторами в [10] предложен подход, аналогичный [18] и основанный на учете двух независимых механизмов теплообмена - вынужденной однофазной конвекции и «центробежной» конвекции:

$$q_{\text{конв}} = q_e + q_{\text{ц}}, \quad (9)$$

Учитывая, что для обоих механизмов теплообмена определяющей разностью температур является $(T_0 - T_{\text{ж}})$, коэффициент теплоотдачи можно выразить как:

$$\alpha_{\text{конв}} = \frac{\alpha_{\text{в}}(T_0 - T_{\text{ж}}) + \alpha_{\text{ц}}(T_0 - T_{\text{ж}})}{(T_0 - T_{\text{ж}})}, \quad (10)$$

тогда выражение для расчета числа Nu в закрученном потоке можно представить в виде:

$$\text{Nu}_{\text{конв}} = \text{Nu}_{\text{в}} \left(1 + \frac{\text{Nu}_{\text{ц}}}{\text{Nu}_{\text{в}}} \right). \quad (11)$$

Число $\text{Nu}_{\text{в}}$ для вынужденной конвекции рассчитывается по формуле Петухова (8). Число Нуссельта для центробежной конвекции можно определить по формулам для свободной конвекции при турбулентном режиме течения:

$$\text{Nu}_{\text{ц}} = c (\text{GrPr})^{1/3},$$

где c – числовой коэффициент, определяемый из условия согласования опытных и расчетных данных. Для свободной конвекции при турбулентном режиме течения у разных авторов $c = 0.11 \div 0.15$. Число Грасгофа содержит в качестве параметра нормальное ускорение на стенке трубы, в качестве характерного размера выбран гидравлический диаметр трубы. Соотношение для центробежной конвекции принимает вид [10]:

$$Nu_{\text{ц}} = c \left[(Re k)^2 \left(\frac{d_r}{d} \right) \beta \Delta T_c Pr \right]^{\frac{1}{3}}, \quad (12)$$

где β — коэффициент объемного расширения жидкости, $\Delta T_c = T_0 - T_{\text{ж}}$.

Эмпирический коэффициент c в соотношении (11) в работе [10] был выбран из анализа опытных данных для рабочего участка №1. Новые опытные данные, полученные на рабочем участке №2 с меньшим диаметром, позволили более аккуратно учесть влияние начального термического участка, в том числе и для закрученного потока, поскольку в [10] влияние начального участка учитывалось только для прямого потока. В результате выполненного анализа и согласования всего массива экспериментальных данных значение c в выражении (12) принимается равным 0,20. С учетом того, что коэффициент $c = 0,20$ в форме (12) включает в себя постоянный множитель $2^{1/3}$, можно отметить согласование эмпирического коэффициента в выражении (12) с коэффициентами, характерными для свободной конвекции над нагреваемой горизонтальной пластиной, обращенной вверх.

На рис. 12 представлено сравнение экспериментальных данных с расчетом по (11) и показаны вклады в (11) составляющих $Nu_{\text{ц}}$ (12) и $Nu_{\text{в}}$ (8). Экспериментальные данные показаны с учетом влияния начального термического участка (7). Как видно из рис. 12, при фиксированном Re^* значение $Nu_{\text{в}}$ одинаково, а различия в экспериментальных значениях объясняются разным вкладом $Nu_{\text{ц}}$. С увеличением числа Re^* вклад $Nu_{\text{в}}$ возрастает быстрее вклада $Nu_{\text{ц}}$. Соответствие опытных данных с расчетом по (11) можно признать хорошим.

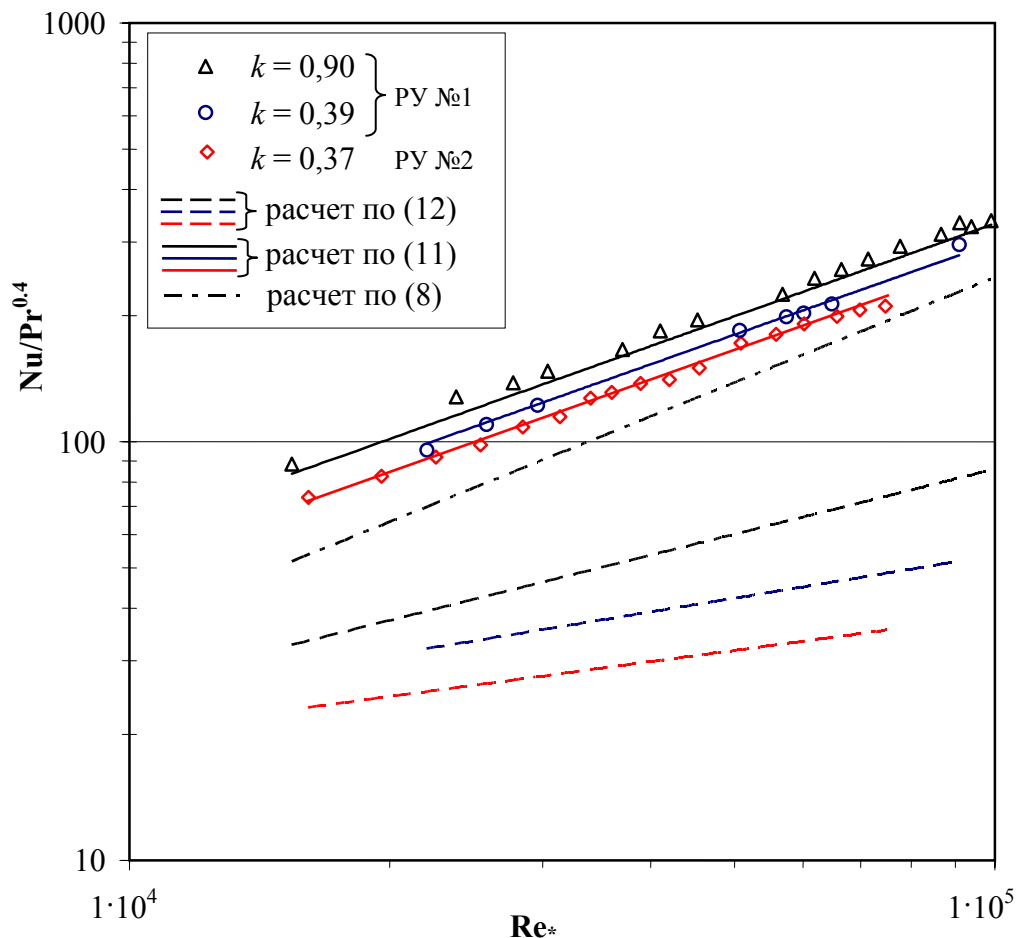


Рис. 12. Сравнение экспериментальных данных с расчетом по (12), (11) и (5).

Традиционное сопоставление опытных и расчетных значений с использованием (11) по всему массиву данных представлено на рис. 13. В обработку вошли точки, полученные как в представленных выше опытах по однофазной конвекции, так и опытах по исследованию кипения, проводимых при ступенчатом увеличении нагрузки и соответствующих условию не превышения температурой стенки температуры насыщения при данном давлении. Общее число точек, включенных в обработку равно 296. Как видно из рис. 13, подавляющее число точек укладывается в 15% коридор отклонений. Результаты сопоставления следует признать вполне успешными и рекомендовать предложенный расчетный подход для применения в подобных задачах.

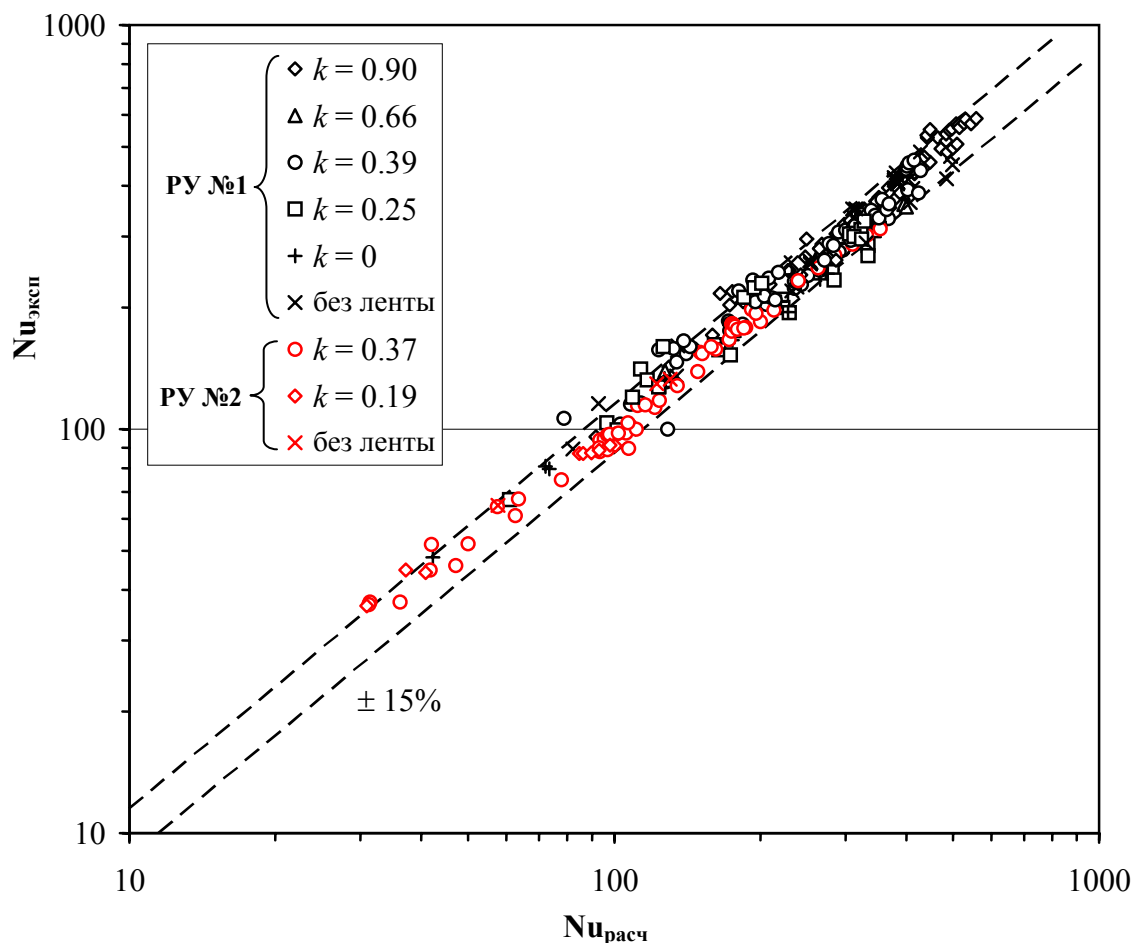


Рис. 13. Сопоставление опытных и расчетных значений.

Заключение

В результате работы впервые получен систематизированный массив опытных данных по потерям давления и теплообмену при вынужденной однофазной конвекции в условиях одностороннего корпускулярного нагрева рабочих участков. Данные в закрученном потоке охватывают широкий диапазон изменения коэффициента закрутки и получены для рабочих участков с разным диаметром. Полученные опытные данные для незакрученного потока позволили ввести поправку на влияние начального термического участка.

Предложен простой способ расчета коэффициента гидравлического сопротивления в закрученном потоке, основанный на использовании хорошо известных расчетных соотношений (например, формула Г.К. Филоненко (1)) с учетом того, что

число Рейнольдса для закрученного потока рассчитывается по эффективной скорости потока $Re_* = \frac{w_* d_r}{\nu}$, где $w_* = w(1+k^2)^{0.5}$, w – осевая (расходная) скорость. Учет неизотермичности течения основан на определении вязкости жидкости по средней температуре пограничного слоя $T_{отн} = 0.31T_0 + 0.69T_{ж}$, где T_0 в общем случае осредненная температура стенки, $T_{ж}$ – среднemasсовая температура жидкости.

Теплоотдача в незакрученном потоке при одностороннем нагреве может быть рассчитана по обычным формулам для вынужденной однофазной конвекции (например, формула Б.С. Петухова с сотрудниками (6)) при соответствующем выборе температур отнесения: $T_{отн}$ для вязкости жидкости, T_0 для коэффициента теплопроводности жидкости и числа Pr.

Для расчета теплоотдачи в закрученном потоке при одностороннем нагреве предложено соотношение (11), в котором:

$$Nu_b = \frac{Re_* Pr(\xi/8)}{1 + 900/Re_* + 12,7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3} - 1)},$$

$$Nu_c = 0,20 \left[(Re k)^2 \left(\frac{d_r}{d} \right) \beta \Delta T_c Pr \right]^{1/3},$$

расчет числа Re выполняется по гидравлическому диаметру, $Re_* = Re(1+k^2)^{0.5}$, выбор температур отнесения для свойств жидкости оговорен в предыдущем абзаце.

Представленные в работе расчетные методики обобщают опытные данные с погрешностью 15%.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 06-08-00928-а) и гранта Президента РФ № МК-1092.2007.8.

Литература

- [1] Erokhina A. M., Komov A. T., Tokarev Yu. N. Numerical Investigation of the Hydrodynamics and Heat Transfer in a Tube with a Spiral Tape. Heat Transfer Research V. 37, I.6, 2006, p. 561-570
- [2] Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах с завихрителями (Аналитический обзор) // Теплофизика высоких температур, 2003, Т. 41, № 4, С. 587-633.
- [3] Вопросы механики вращающихся потоков и интенсификация теплообмена в ЯЭУ / Ф.Т. Каменьщиков, В.А. Решетов, А.Н. Рябов и др. М.: Энергоатомиздат, 1984, 176 с.
- [4] Кутателадзе С.С., Волчков Э.П., Терехов В.И. Аэродинамика и теплообмен в ограниченных вихревых потоках. Новосибирск, 1987, 282 с.
- [5] Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. М.:Машиностроение.1982, 200 с.
- [6] Naumov B.K., Semashko N.N., Komov A.T. Model Heating of the Injection System Beam Receptacle Fragments in Fusion Facilities by the Scanning Electron Beam in the Studies of Critical Thermal Operating Conditions // Plasma Devices and Operations. 1995. V. 4. P. 91.
- [7] Варава А.Н., Дедов А.В., Комов А.Т. и др. Автоматизированная система научных исследований критического теплообмена // Вестник МЭИ. 1998. № 5. С. 22.
- [8] А.Н. Варава, А.В. Дедов, Е.М. Захаров А.Т. Комов, С.А. Малаховский, В.В. Ягов О влиянии закрутки потока на гидродинамику и теплообмен при одностороннем

нагреве // Матер. II Рос. конф. “Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках”. М.: МЭИ(ТУ), 2005. CD, гос. рег. номер 0320500321.

[9] А.Т. Комов, А.Н. Варава, А.В. Дедов, Р.И. Каменсков-Немынов. Экспериментальные исследования теплообмена в недогретом закрученном потоке. Доклад на 5 Минском Международном форуме по тепломассообмену, CD, 21-25 мая 2004, Минск.

[10] А.Н. Варава, А.В. Дедов, А.Т. Комов, В.В. Ягов Исследование гидравлического сопротивления и теплообмена в однофазном закрученном потоке при одностороннем нагреве / ТВТ, 2006, т.44, № 5, с.699–708

[11] Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.

[12] Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.: Машиностроение. 1980, 240 с.

[13] Manglik R.M., Bergles A.E., Swirl flow heat transfer and pressure drop with twisted-tape inserts // Advances in heat transfer — 2002. — №36. — pp. 183-266.

[14] Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников // Ленинград: Энергия. – 1980.

[15] Зейгарник Ю.А., Климов А.И., Маслова И.В., Предельные параметры для систем охлаждения, использующих кипение сильно недогретой воды // Теплоэнергетика. — 1985. — №12 С55-59

[16] Komov A.T., Varava A.N., Dedov A.V., Yagov V.V. Heat Transfer Regimes at Subcooled Water Swirl Flow // 3rd Intern. Symp. on Two-Phase Flow Modelling and Experimentation. Pisa. Italy. September 2004.

[17] Гидравлическое сопротивление коротких каналов с непрерывной закруткой потока / М.К. Антипин, С.Э. Тарасевич, В.А. Филин, В.К. Щукин // Труды РНКТ-2, 26-30 октября 1998 г., Москва, Т6, стр.47-50.

[18] Lopina R.F., Bergles A.E. Heat Transfer and Pressure Drop in Tape-Generated Swirl Flow of Single-Phase Water // Heat Transfer, Transactions of the ASME. 1969. V. 91. № 3. P.158.

[19] Исследование однофазного теплообмена в закрученном потоке воды при одностороннем нагреве А. Н. Варава, А. В. Дедов, А. Т. Комов, В. В. Ягов, Е.М. Захаров. Материалы докладов на НКТЭ-2006, т.1, стр.201-204, Казань, 5-7 сентября 2006.

[20] Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Энергоатомиздат, 1986. 472 с.

[21] Ибрагимов М.Х., Номофилов Е.В., Субботин В.И. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе. Теплоэнергетика, №7, 1961, стр. 57-63.