

УДК 532.5:621.694

**Золотоносов А.Я.** – инженер**Золотоносов Я.Д.** – доктор технических наук, профессорE-mail: [zolotonosov@mail.ru](mailto:zolotonosov@mail.ru)**Горская Т.Ю.** – кандидат технических наук, доцентE-mail: [tatyana\\_gorskaya@mail.ru](mailto:tatyana_gorskaya@mail.ru)**Казанский государственный архитектурно-строительный университет**

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

### **Совершенствование теплообменных аппаратов типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью теплообмена «конфузор-диффузор»**

#### **Аннотация**

В работе дан анализ существующего парка теплообменного оборудования, построенного на принципах пассивного, активного и комбинированного способов интенсификации теплообмена. Показаны пути совершенствования теплообменников типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью «конфузор-диффузор» и определены направления в создании конфузорно-диффузорных теплообменных элементов с использованием пассивных методов интенсификации теплообмена, например, с винтовым течением сред в конфузорно-диффузорном канале или пружинно-витой рабочей поверхностью. Проанализированы результаты и методы численного решения сопряженной задачи теплообмена в проточной части каналов «конфузор-диффузор» и показана перспективность применения рассматриваемых авторами конструкций теплообменных аппаратов.

**Ключевые слова:** гидродинамика, сопряженный теплообмен, конфузор-диффузор, пассивные, активные и комбинированные методы, оребрение.

По данным последних исследований, доля теплообменного оборудования в структуре производств различных отраслей промышленности Российской Федерации, в том числе в энергетике и жилищно-коммунальной сфере, составляет порядка 70 %.

Анализ их конструктивного оформления показал, что в промышленной практике в большинстве случаев используются теплообменные аппараты с гладкотрубными теплообменными элементами, имеющими высокий уровень морального и физического износа (до 80 %), вследствие длительного срока их эксплуатации (более 50-60 лет).

Эта проблема наблюдается в целом ряде важных отраслей промышленности, в том числе: пищевой, медицинской, химической, нефтехимической, жилищно-коммунальной сфере, в тепловых сетях и источниках энергоснабжения, среди которых ТЭЦ, ТЭС, ГРЭС и крупные районные котельные.

Поэтому в настоящее время весьма остро стоят вопросы совершенствования теплообменной аппаратуры с целью обновления морально устаревшего парка теплообменного оборудования.

В этой связи особое место среди перспективных типов теплообменного оборудования занимают устройства типа «труба в трубе» с вращающейся теплообменной поверхностью «конфузор-диффузор» (рис. 1) [1].

Впервые практическое применение элементов «конфузор-диффузор» в виде целевого канала предложено еще в 20-е годы прошлого столетия Кохом и Нунненом [2] в качестве поверхности нагрева регенеративных котельных вращающихся воздухоподогревателей для ламинарного режима течения газового потока.

В 60-е годы В.К. Мигаем были проведены широкие экспериментальные исследования турбулентных течений вязкой жидкости в конфузорно-диффузорных каналах, выполненных в виде чередующихся усеченных прямых конусов (рис. 1 а). Даны глубокие теоретические обоснования целесообразности использования их в гравитационных теплообменных аппаратах. Установлено, что теплоотдача и сопротивление конфузорно-диффузорных труб зависят от углов расширения и соотношения длин диффузора и конфузора [2], при этом длина конфузора должна быть вдвое больше длины диффузора, а угол раскрытия диффузора не должен превышать предельного безотрывного угла ( $\alpha_0 \leq 9^\circ$ ).

Анализ также показал [2], что применение конфузорно-диффузорных труб, по сравнению с гладкотрубными вариантами, обеспечивает экономию поверхности нагрева на 34-38 %.

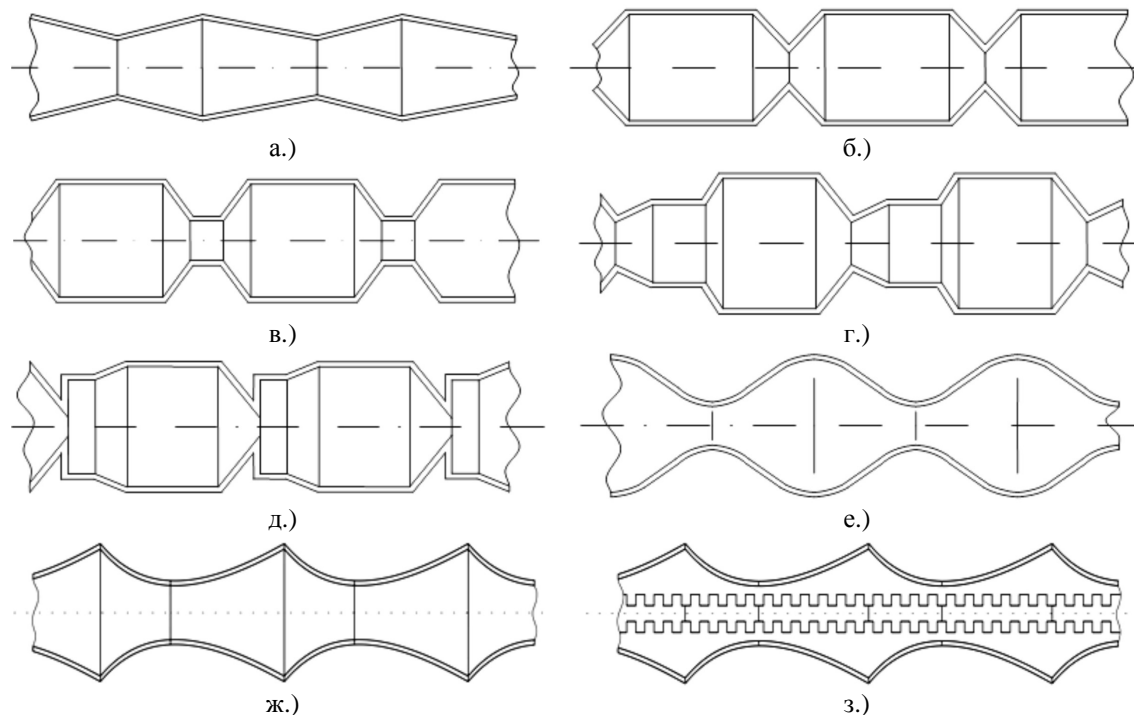


Рис. 1. Осесимметричные трубы с расширяющимися и сужающимися элементами [2-8]

В работах [2, 3] установлено, что наибольшие коэффициенты теплоотдачи для каналов типа «конфузор-диффузор» наблюдаются в турбулентной области течения, когда критерий  $Re=8 \cdot 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$ , а увеличение теплосъема в 1,55 раза вызывает рост гидравлического сопротивления в 2...3 раза, по сравнению с гладкой трубой. При увеличении угла раскрытия диффузора, более, чем  $9^\circ$ , возникает существенное стационарное отрывное течение, резко увеличивающее гидросопротивление канала и почти не изменяющее теплообмен. Замечено также, что при одинаковых длинах конфузорных и диффузорных участков, при сопоставимых затратах мощности на прокачивание жидкости и площади теплообменной поверхности, степень интенсификации теплообмена при турбулентном течении составляет 30-60 % (при угле конусности  $10^\circ$ ).

Также установлено [3], что при одинаковых с гладкой трубой энергозатратах на прокачивание масла в трубах типа «конфузор-диффузор» маслоотделителя, теплосъем при переходном режиме увеличивается на 40-70 %, а расход труб снижается на 40-70 %.

Результаты многолетней эксплуатации теплообменного оборудования определили в общем пути их дальнейшего совершенствования в направлении новых, перспективных способов интенсификации теплообмена, включающих пассивные, активные и комбинированные методы [9, 10].

Пассивные методы не требуют применения дополнительной энергии извне. Они воздействуют на поток формой поверхности теплообмена. К этим методам относятся: применение вставных интенсификаторов (винтовых, локальных и пластинчатых закручивателей потока, оребренных и других развитых поверхностей теплообмена на стороне теплоносителя с низким коэффициентом теплоотдачи). Они характеризуются сравнительной дешевизной исполнения, чрезвычайным разнообразием предлагаемых конструкций и их геометрических параметров, но добиться опережающего роста интенсивности теплосъема над гидравлическим сопротивлением в таких теплообменниках удастся лишь в единичных случаях.

Активные методы более сложны в исполнении, требуют установки специальных устройств, позволяющих создавать вращательное, колебательное или вибрационное движения теплообменных аппаратов, они позволяют резко снизить массогабаритные показатели теплообменника и повысить их теплогидравлическую эффективность. К этим методам относятся: перемешивание теплоносителя механическими средствами, вращение теплоотдающей поверхности, применение акустического, электрического или магнитного поля, вдув или отсос рабочей среды через пористую поверхность нагрева и другие.

Комбинированные методы связаны с одновременным использованием не менее двух отдельных методов интенсификации конвективного теплообмена, например: вибрации оребренных труб или вращение теплоотдающей поверхности и внутреннего оребрения [1]. Такие методы интенсификации объединяют в себе достоинства активных и пассивных методов. Однако в настоящее время они недостаточно исследованы.

В этой связи в 2002 году появились работы, касающиеся теоретических и экспериментальных исследований гидродинамики и теплообмена при ламинарном режиме течения вязкой жидкости в теплообменных устройствах типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью «конфузор-диффузор» в форме чередующихся усеченных прямых конусов [6, 7].

Следует отметить, что гидродинамические и теплообменные процессы в таких каналах при ламинарном режиме течения изучены недостаточно. И это при том, что ламинарный режим течения более «адаптирован» к центробежному полю, в сравнении с турбулентным [5], поскольку в результате консервативного влияния массовых центробежных сил на поток наблюдается снижение коэффициентов теплоотдачи [9, 11].

Кроме того, исследование теплообмена при ламинарном течении жидкости во вращающемся канале «конфузор-диффузор» показало: коэффициенты теплоотдачи и гидросопротивления в этом случае увеличиваются с ростом угловой скорости вращения трубы, числа  $Nu$  во вращающихся конфузорно-диффузорных трубах (по сравнению с неподвижной трубой) возрастают в 2-2,5 раза, а коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta$  – в 2-3 раза. Было также показано, что при течении жидкости во вращающихся каналах «конфузор-диффузор», когда в качестве одного из теплоносителей используется насыщенный водяной пар, имеет место непрерывный сброс плёнки конденсата с внешней поверхности вращающегося канала, при этом термическое сопротивление внешней теплоотдачи уменьшается в 3-10 раз [6], коэффициенты теплоотдачи для воды принимают значения  $\alpha = 800 \div 1900$  Вт/м<sup>2</sup>К, для пара –  $\alpha_n = 12100 \div 21000$  Вт/м<sup>2</sup>К. Тепловая эффективность во вращающемся канале диффузорно-конфузорного типа возрастает в 1,9, а теплогидродинамическая в 1,17 раза по отношению к вращающимся гладким трубам [6]. Длина участка тепловой стабилизации во вращающейся трубе типа «конфузор-диффузор» для ламинарного течения жидкости может быть принята равной  $L_{np} = 38d_{экв}$  [5].

Дальнейшим этапом совершенствования теплообменного оборудования с каналами «конфузор-диффузор» служит:

1. Воздействие на поток с целью искусственной турбулизации, когда достигаются коэффициенты теплоотдачи, характерные для развитого турбулентного потока.

2. Использование развитых поверхностей теплообмена путем профилирования поверхности теплообмена и оребрения проточной части каналов, что позволит значительно увеличить средний коэффициент теплоотдачи и поверхность теплообмена, сократить потери давления в проточной части канала в 1,5-2 раза.

Для этих целей авторами предлагается выполнить контуры конфузорно-диффузорных элементов вращающейся трубы по дуге окружности [8] (рис. 1, 2), а для увеличения эффективности теплообмена внутри канала установить оребрение [4]. Теоретические исследования показали: каналы, очерченные по дуге окружности, увеличивают поверхность теплообмена в среднем на 20 %, по сравнению с конфузорно-диффузорными элементами, выполненными в виде чередующихся усеченных прямых конусов, а с установкой ребер плавникового типа с прорезями, образующими «гребешок» [11, 12] теплообменная поверхность возрастет в целом на 40-45 %.

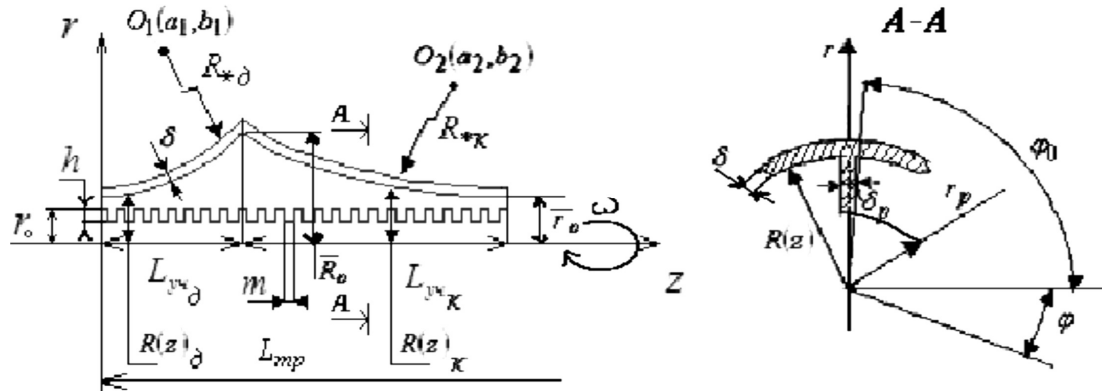


Рис. 2. Криволинейный канал типа «конфузор-диффузор» с оребренной проточной частью

Кривые контуров конфузорно-диффузорных элементов описаны функциями [8, 13]:

$$g(z) = -\sqrt{R_{*\delta}^2 - (z - a_1)^2} + b_1, f(z) = -\sqrt{R_{*\kappa}^2 - (z - a_2)^2} + b_2, \quad (1)$$

где параметры уравнений (1) для диффузора рассчитаны из соотношений:

$$a_1 = \frac{A^2 - m^2(1 + tg^2 a_{\delta})}{2(A - m(1 + tg^2 a_{\delta}))}, b_1 = r_0 + m \cdot tg a_{\delta} + \frac{1}{tg a_{\delta}} \left( m - \left( \frac{A^2 - m^2(1 + tg^2 a_{\delta})}{2(A - m(1 + tg^2 a_{\delta}))} \right) \right),$$

$$R_{*\delta} = \frac{\sqrt{1 + tg^2 a_{\delta}}}{tg a_{\delta}} \left( m - \left( \frac{A^2 - m^2(1 + tg^2 a_{\delta})}{2(A - m(1 + tg^2 a_{\delta}))} \right) \right),$$

а для конфузора – из системы:

$$\begin{cases} R_{*\kappa}^2 = a_2^2 + (11.22 - b_2)^2, \\ R_{*\kappa}^2 = (15 - a_2)^2 + (8.1 - b_2)^2, \\ R_{*\kappa}^2 = (30 - a_2)^2 + (8.04 - b_2)^2. \end{cases}$$

На рисунке 3 представлены варианты конструкций аппаратов с криволинейной теплообменной поверхностью и оребренной проточной частью [1, 5].

Вращающаяся теплообменная поверхность таких аппаратов может быть с прямыми и криволинейными стенками, круглого и овального сечения, с оребренной и неоребрённой проточной частью, выполненная накаткой или сформированная в виде пружинно-витой трубы, витки которой образуют круглый или эллиптический тор и жестко скреплены.

Вращающаяся труба 1 в аппарате устанавливается коаксиально относительно неподвижного канала 2 (рис. 3 а), жестко связана с вращающимся каналом 2 и вращается совместно с ней (рис. 3 б), или вращается автономно, относительно вращающегося канала 2 (рис. 3 в).

Во время работы аппарата внутрь трубы 1 поступает жидкость (вода), а в межтрубное пространство через патрубок 5 (в противоток) – насыщенный водяной пар, который конденсируется на поверхности вращающейся трубы 2 и выводится через патрубок 6. Для тонкослойной сепарации конденсата, сбрасываемого с внешней стенки трубы 1, предложен вариант установки в межтрубном пространстве пакета радиально – кольцевых тарельчатых вставок, имеющих на периферии радиальные прорези.

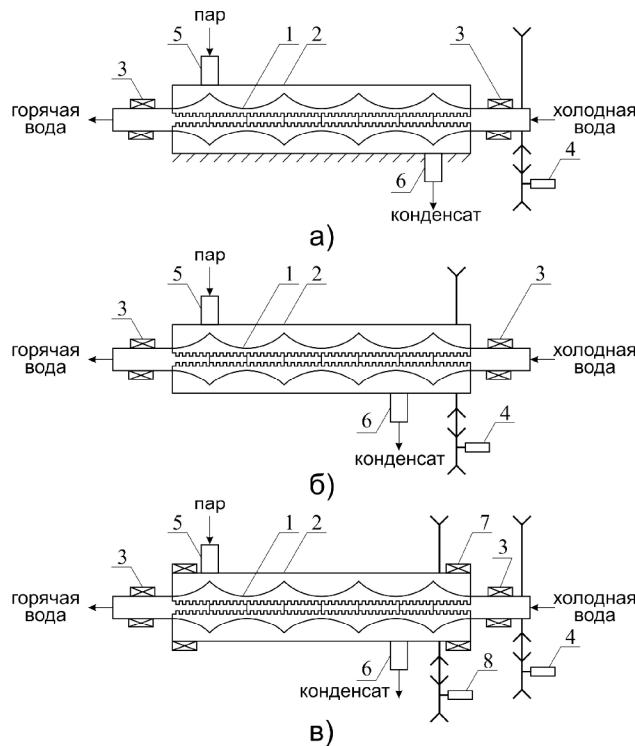


Рис. 3. Схемы теплообменников с вращающейся рабочей поверхностью

Предварительные исследования показали высокую тепловую эффективность предлагаемого класса аппаратов при умеренном гидросопротивлении их проточной части.

Однако широкое внедрение таких теплообменников сдерживается отсутствием строгого математического описания процессов гидродинамики и теплообмена в проточной части каналов и надежных методов их инженерного расчета.

Следует отметить, что в настоящее время весьма широко исследованы и математически описаны процессы гидродинамики и теплообмена в неподвижных и вращающихся гладких цилиндрических каналах, причем, для описания процессов в них используется неподвижная система координат, а эффекты вращения учитываются через граничные условия [6, 7].

Расчет температурного поля проводят с рядом допущений, в том числе и в отказе детального рассмотрения теплообмена с внешней стороны трубы и задании на её наружной поверхности граничных условий третьего рода [6].

Кроме того, приходится констатировать, что решение вопросов, связанных с гидродинамикой и теплообменом во вращающихся каналах, является весьма сложной задачей, а потому и в настоящее время остаются вопросы, касающиеся преодоления нелинейности дифференциальных уравнений движения и энергии. Это вызывает необходимость использовать для их разрешения различные методы линеаризации [6, 7].

В одних случаях эти методы основаны на разложении нелинейного члена в ряд Тейлора, в других – на использовании процесса итерации, когда нелинейный член заменяют значением, полученным из предыдущей итерации. В некоторых случаях линеаризация уравнений осуществляется путём замены нелинейного члена средним значением функции на интервале интегрирования.

При постановке такого рода задач и их численного решения широко используют линеаризации методами Буссинеска, Стокса или Озеена [7]. При этом в приближениях Стокса полностью пренебрегают конвективной частью, в методе Озеена – конвективная часть учитывается лишь частично, при линеаризации Буссинеска пользуются приёмом осреднения – заменяя истинное беспорядочное движения частиц прямолинейным фиктивным движением, что упрощает конвективную часть, делая её линейной [6, 7].

Следует однако отметить, что рассматриваемые допущения влекут за собой вопрос о корректности исходной задачи и соответствии результатов интегрирования реальному описанию процесса.

В связи с этим авторами [6, 7] была предложена математическая модель сопряжённой задачи теплообмена на базе полных уравнений движения, неразрывности, энергии и теплопроводности, где в области  $\Omega = \{(\bar{r}, \bar{z}) : 0 < \bar{r} < R(\bar{z}), 0 < \bar{z} < m\}$ , рассмотрена стационарная линеаризованная система уравнений Навье-Стокса для безразмерных составляющих скорости и давления. Искомые параметры находились, согласно [15]:  $v_r = u_0 f(z, r)$ ,  $v_j = wrj(z, r)$ ,  $v_z = u_0 H(z, r)$ ,  $p - p_0 = ru_0^2 F(z, r)/Re$ , где  $Re = d_s u_0 / \nu$  – число Рейнольдса;  $d_s = 4 \cos g (r_0^3 - R_0^3) / (3(r_0^2 - R_0^2))$  – эквивалентный диаметр трубы;  $\bar{r} = r/r_0$ ,  $\bar{z} = z/L$ ,  $\tilde{R}(\bar{z}) = R(\bar{z})/d_s$  – безразмерные переменные;  $\bar{R}_0 = r_0/L$ ,  $\tilde{R}_0 = r_0/d_s$  – безразмерные константы.

$N = wr/u_0$  – число закрутки,  $R(\bar{z}) = 1 + (-1)^n \bar{z} tg g / \bar{R}_0$ , где  $n=0$  в случае диффузора и  $n=1$  в случае конфузора [6, 7].

Начальные и граничные условия определялись в виде:

$$\begin{aligned} \bar{z} = 0, \quad f = 0, \quad j = 0, \quad H = 1, \quad F = 0, \quad \frac{\partial F}{\partial \bar{z}} = 0, \quad \frac{\partial f}{\partial \bar{z}} = 0, \quad \frac{\partial j}{\partial \bar{z}} = 0, \\ \bar{r} = 0, \quad f = 0, \quad j = 0, \quad \frac{\partial H}{\partial \bar{r}} = 0, \quad \frac{\partial F}{\partial \bar{r}} = 0; \\ \bar{r} = R(\bar{z}), \quad f = 0, \quad j = 1, \quad H = 0. \end{aligned}$$

Численное решение осуществлялось итерационно-сеточным методом [6, 7], что позволило получить численные значения параметров скоростей, давлений и температур в жидкости и стенке осесимметричного канала.

Преимуществом такого метода является простота численной реализации и порядок определения сходимости приближенных решений к точному решению. Однако скорость сходимости в этом методе не зависит от структурных свойств исходных данных и не может быть повышена за счет увеличения их степени гладкости.

Позднее в работах [12, 16] исследовалась сопряженная задача теплообмена, на базе полных уравнений движения, неразрывности, энергии и теплопроводности в каналах с конфузурно-диффузорными элементами, очерченными по дуге окружности, с оребренной и неоребрённой проточной частью.

При этом описание задачи сопряжённого теплообмена для неосесимметричного вращающегося канала «конфузор-диффузор» с криволинейной поверхностью теплообмена и оребрённой проточной частью существенно усложнилось.

Теория расчета таких каналов строится на фундаментальных уравнениях движения, энергии и уравнений теплопроводности с учетом криволинейности стенок канала и трёхмерной модели распределения тепла в ребре. Также строго формулируются и условия однозначности (начальные и граничные условия).

Предложенные математические модели разработаны, в общем и целом, для теплообменных устройств типа «труба в трубе» с вращающейся криволинейной поверхностью «конфузор-диффузор» и оребрённой проточной частью. В то же время они обладают всеми признаками универсальности и могут использоваться для расчетов гидродинамики и теплообмена для неподвижных конфузурно-диффузорных труб, если угловую скорость вращения  $W$  положить равной нулю, для вращающихся гладких труб, если радиусы дуг окружностей  $R_0$  и  $R_k$  устремить к бесконечности, и для неподвижных гладких труб, если угловую скорость вращения  $W$  положить равной нулю, а радиусы дуг окружностей устремить к бесконечности.

Математическая модель сопряженной задачи теплообмена имеет вид:

$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_j}{r} \frac{\partial V_r}{\partial j} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V^2}{r} = \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + n \left( \nabla^2 V_r - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_f}{\partial f} - \frac{V_r}{r^2} \right) + w^2 r - 2wV_r \quad (2)$$

$$V_r \frac{\partial V_j}{\partial r} + \frac{V_j}{r} \frac{\partial V_j}{\partial j} + V_z \frac{\partial V_j}{\partial z} + \frac{V_r V_j}{r} = \frac{1}{pr} \frac{\partial p}{\partial j} + n \left( \nabla^2 V_j + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial j} - \frac{V_j}{r^2} \right) + 2wV_j \quad (3)$$

$$V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_j}{r} \frac{\partial V_z}{\partial j} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial z} + n \nabla^2 V_z, \quad (4)$$

уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{V_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_j}{\partial j} = 0, \quad (5)$$

уравнение энергии:

$$V_r \frac{\partial T_{жк}}{\partial r} + \frac{V_j}{r} \frac{\partial T_{жк}}{\partial j} + V_z \frac{\partial T_{жк}}{\partial z} = a \nabla^2 T_{жк}, \quad (6)$$

уравнение теплопроводности ребра:

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_p}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} = 0; \quad (7)$$

уравнение теплопроводности стенок канала:

$$\frac{\partial^2 T_c}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_c}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_c}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} = 0. \quad (8)$$

Условие однозначности системы уравнений (2)-(8) заданы начальным распределением скорости, давления, температуры на входе в канал и на выходе из него граничными условиями на стенках канала и ребра.

Условия на входе в канал  $z=0$ : для жидкости при  $0 \leq j \leq 2p$ : (рис. 2)  $0 \leq r \leq r_p(z)$  и при  $\frac{d_p}{2r_0} + \frac{p}{2} k \leq j \leq \frac{p}{2} + \frac{p}{2} k - \frac{d_p}{2r_0}$  ( $k=0,1,2,3$ );  $r_p(z) \leq r \leq \bar{r}_0$ ; для скорости  $V_r=0; V_j=0; V_z=u_0$ ; для температуры жидкости  $T_{жк}=T_0$ ; для температуры стенки и ребра  $T_c=T_p=T_0$ ; условие на выходе из канала  $z=L_{mp}$ : для жидкости при  $0 \leq j \leq 2p$ ;  $0 \leq r \leq \bar{r}_0$  для скорости  $V_r=0; V_j=0; V_z=2u_{CP} \left( 1 - \left( \frac{r}{r_0} \right)^2 \right)$ ; для температуры жидкости  $\frac{\partial T_{жк}}{\partial z}=0$ ; для температуры стенки и ребра  $\frac{\partial T_c}{\partial z}=0; \frac{\partial T_p}{\partial z}=0$ .

Граничные условия: при  $0 \leq z \leq L_{mp}$ : условия на границе ребра и жидкости при  $j = \frac{d_p}{2r_0} + \frac{p}{2} k; j = \frac{p}{2} + \frac{p}{2} k - \frac{d_p}{2r_0}$  ( $k=0,1,2,3$ );  $r_p(z) \leq r \leq R(z)$ : для скорости  $V_r=0, V_j=0, V_z=0$  и для температуры четвертого рода  $T_p=T_{жк}; I_p \frac{\partial T_p}{\partial j} = I_{жк} \frac{\partial T_{жк}}{\partial j}$ ; и при  $-\frac{d_p}{2r_0} + \frac{p}{2} k \leq j \leq \frac{d_p}{2r_0} + \frac{p}{2} k$  ( $k=0,1,2,3$ );  $r=r_p(z)$ : для скорости  $V_r=0, V_j=0, V_z=0$  и для температуры четвертого рода  $T_p=T_{жк}; I_p \frac{\partial T_p}{\partial r} = I_{жк} \frac{\partial T_{жк}}{\partial r}$ ; на боковых внутренних стенках гребешка для скорости  $V_r=0, V_j=0, V_z=0$  и для температуры четвертого рода  $T_p=T_{жк}; I_p \frac{\partial T_p}{\partial z} = I_{жк} \frac{\partial T_{жк}}{\partial z}$ ; условие на границе жидкости и стенки для скорости  $V_r=0, V_j=0, V_z=0$  и для температуры четвертого рода при  $\frac{d_p}{2r_0} + \frac{p}{2} k \leq j \leq \frac{p}{2} + \frac{p}{2} k - \frac{d_p}{2r_0}$  ( $k=0,1,2,3$ );  $r=R(z)$ :  $T_{жк}=T_c; I_{жк} \frac{\partial T_{жк}}{\partial r} = I_c \frac{\partial T_c}{\partial r}$ ; условие на границе стенки и ребра для температуры четвертого рода при

$$-\frac{dP}{2r_0} + \frac{P}{2} k \leq j \leq \frac{P}{2r_0} k + \frac{dP}{2r_0} (k=0,1,2,3); r=R(z); T_P=T_C; I_P \frac{\partial T_P}{\partial r} = I_C \frac{\partial T_C}{\partial r}; \text{ условие на границе внешней стенки и пара третьего рода и при } 0 \leq j \leq 2p; r=R(z)+d: I_C \frac{\partial T_C}{\partial r} = a_n(T_n - T_C).$$

Неизвестные компоненты скорости, давления, температуры ищутся в виде трехмерных функций [15, 16]:

$$\begin{aligned} V_r &= u_0 f(\bar{z}, j, \bar{r}); V_j = w r G(\bar{z}, j, \bar{r}); \\ V_z &= u_0 H(\bar{z}, j, \bar{r}); p - p_0 = r u_0^2 P(\bar{z}, j, \bar{r}); \\ T_{жс}(\bar{z}, j, \bar{r}) &= T_0 t_{жс}(\bar{z}, j, \bar{r}); T_n(\bar{z}, j, \bar{r}) = T_0 t_n(\bar{z}, j, \bar{r}); \\ T_c(\bar{z}, j, \bar{r}) &= T_0 t_c(\bar{z}, j, \bar{r}); T_p(\bar{z}, j, \bar{r}) = T_c t_p(\bar{z}, j, \bar{r}). \end{aligned}$$

Численная реализация сопряженной задачи теплообмена в проточной части канала, стенке и ребре проводилась методом конечных элементов (МКЭ), а для определения давления применялся метод штрафных функций. Алгоритм численного решения можно представить следующим образом [17]:

- исходную систему дифференциальных уравнений движения, неразрывности, энергии, теплопроводности стенки и ребер привели к безразмерному виду путем введения безразмерных параметров и переменных;
- рассматриваемая область разбивается на конечное число подобластей, называемых конечными элементами, в каждом конечном элементе проводится нумерация узлов, в которых значения искомого функций ( $V_r, V_z, V_f, t, P$ ) являются неизвестными;
- искомые функции аппроксимируются функциями специального вида на каждом конечном элементе и, следовательно, во всей области;
- для получения системы алгебраических уравнений используется метод Галеркина:

$$\int_{\Omega} N_i L(\Phi) d\Omega = 0, \quad (9)$$

где  $\Phi$  – искомая величина,  $L(\Phi)$  – дифференциальное уравнение, определяющее  $\Phi$ ,  $N_i$  – базисные функции;

- так как в качестве базисных функций выбраны функции нулевого порядка непрерывности (непрерывна функция, но не её первая производная), то уравнения (9) могут содержать производные порядка не выше первого. Это ограничение преодолевается с помощью формулы Гаусса-Остроградского;

- безразмерный параметр давления исключается из числа неизвестных функций методом штрафа;

- при вычислении интегралов, входящих в выражения, для коэффициентов системы алгебраических уравнений МКЭ применяется квадратурная формула Гаусса;

- так как полученная система является нелинейной, то её линеаризация проводится методом Ньютона;

- проводя асамблирование локальных матриц систем в глобальную матрицу системы и локальных матриц свободных членов в глобальную матрицу по всем элементам области, получается система линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных значений параметров скоростей и температур во всех узловых точках. На этапе формирования матриц учитываются и граничные условия;



- полученная система линейных алгебраических уравнений решается методом сопряженных градиентов;

- неизвестные значения безразмерного параметра давления определяются из уравнения неразрывности, со штрафным параметром  $\epsilon$ , исходя из полученного поля скоростей.

Анализ результатов, полученных при численном решении сопряженной задачи теплообмена в криволинейном канале, указывает на рост осевой скорости в трубе при общем снижении гидравлического сопротивления за счет профилирования входной кромки и проточной части канала. В криволинейном канале с оребрением ввиду дополнительного трения жидкости о поверхность ребер происходит снижение скорости у внутренних поверхностей трубы, а, поскольку расход жидкости в целом остается постоянным, скорость среды на оси канала также возрастает [18].

Общий характер изменения температуры по длине канала согласуется с данными работы [6]. Кроме того, установлено, что профилирование стенок вызывает рост интенсивности теплообмена примерно в 1,25 раза, а оребрение проточной части канала интенсифицирует этот процесс практически в 2 раза, при этом длина проточной части сокращается в 1,5-2 раза.

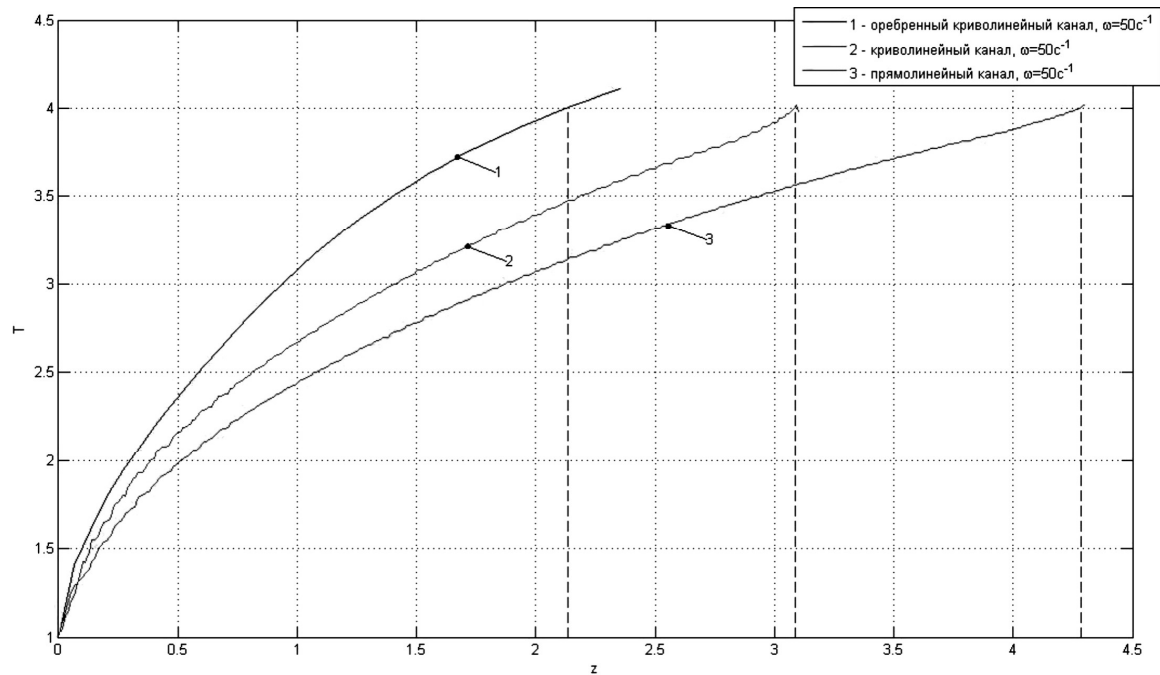


Рис. 4. Графическая зависимость расчетной длины аппарата от температуры

На рисунках 5, 6 представлены общие закономерности изменения поля температур внутри ребра, приобретая явно выраженный параболический вид. По мере продвижения к основанию ребра поле температур трансформируется в «пологую параболу», а по длине канала, по мере выравнивания температуры ребра с температурой стенки, приобретает вид, близкий к параллельным прямым. В прорезях ребра температурное поле приобретает однородный характер и представляется также в виде параллельных прямых.

На рис. 7 представлены результаты расчетов безразмерных давлений по длине каналов с прямой и криволинейной стенками, а также криволинейной стенкой и оребренной проточной частью. Как видно, наибольшее значение безразмерного давления имеют каналы с прямыми стенками (при длине канала 4,2 м), а наименьшее — криволинейные каналы с внутренним оребрением (при длине канала 2,1 м).

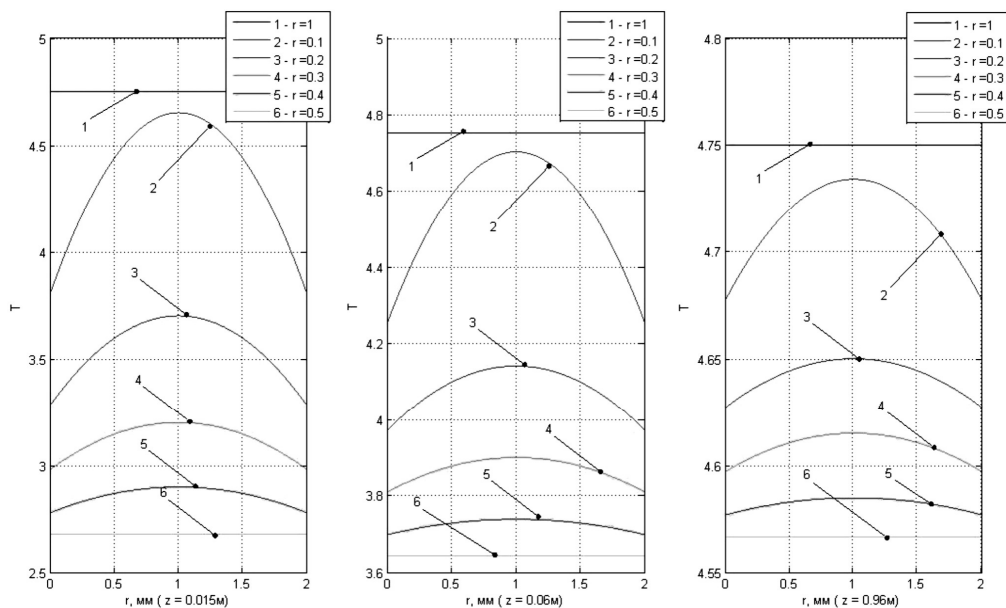


Рис. 5. Формирование профилей температур в ребре по длине канала «конфузор-диффузор» ( $w = 50c^{-1}$ )

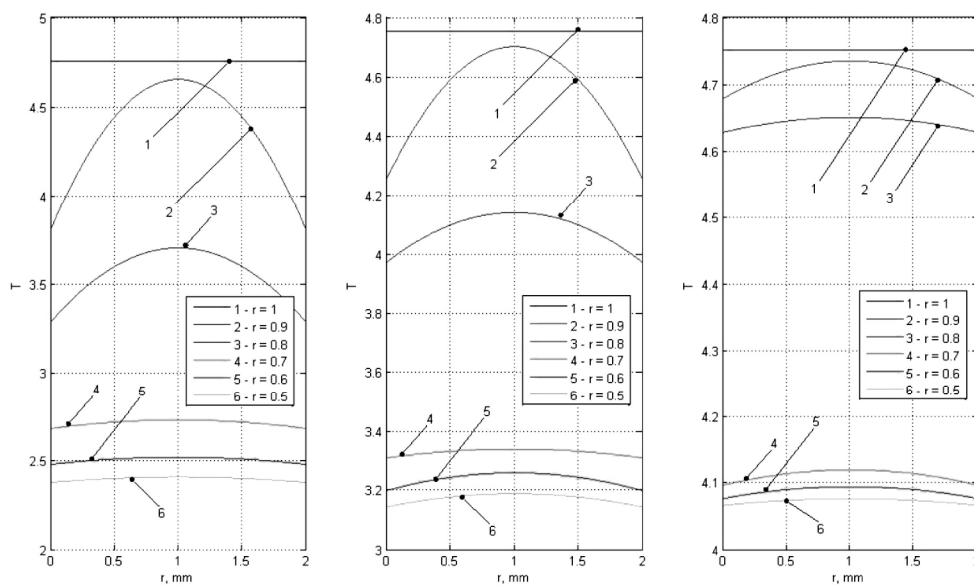


Рис. 6. Формирование профилей температур в прорезях ребра по длине канала «конфузор-диффузор» ( $w = 50c^{-1}$ )

Таким образом, в настоящее время разработан современный класс теплообменного оборудования с вращающейся поверхностью «конфузор-диффузор», отмечены основные тенденции дальнейшего совершенствования аппаратов и определены пути создания конфузорно-диффузорных теплообменных элементов с пассивными методами интенсификации: с винтовым течением сред в канале и пружинно-витой поверхностью теплообмена.

Показана универсальность их использования в широкой номенклатуре ротационных аппаратов и гравитационных теплообменниках для целей модернизации существующего парка теплообменного оборудования путем замены гладкотрубных теплообменных элементов конфузорно-диффузорными трубами в кожухотрубчатых теплообменниках (рис. 8) [1].

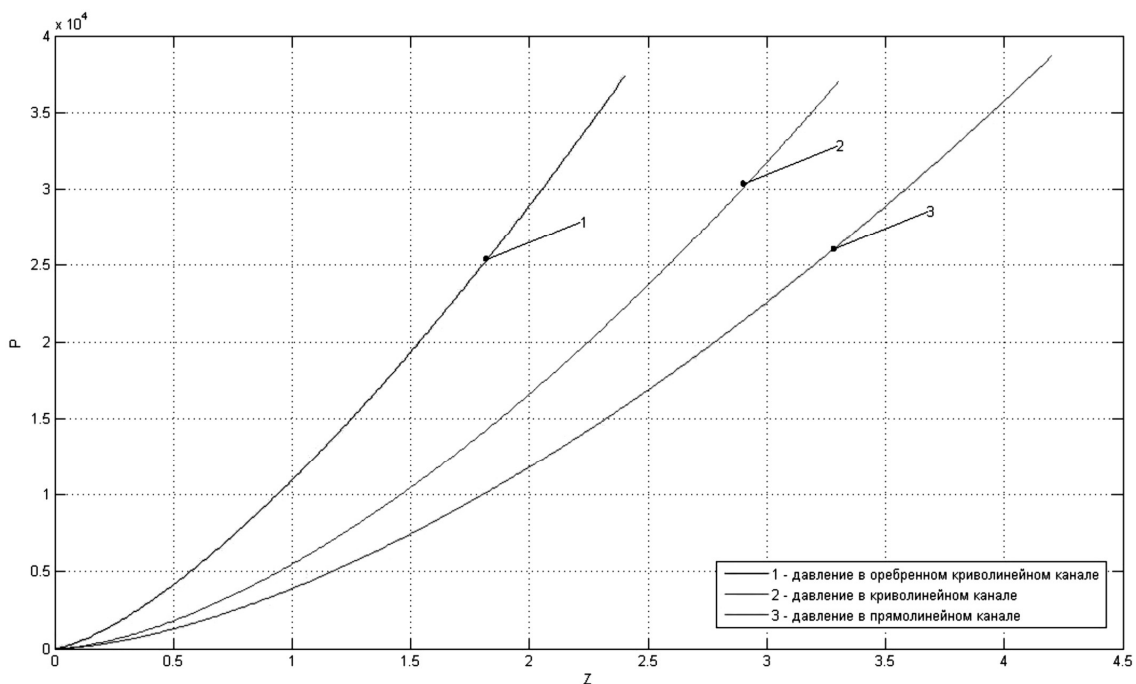


Рис. 7. Характер изменения безразмерного давления по длине проточной части канала

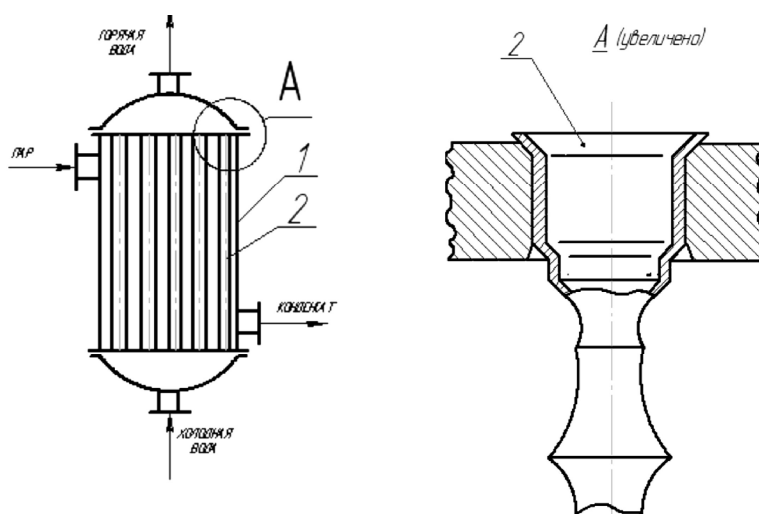


Рис. 8. Кожухотрубный теплообменник с теплообменными элементами

### Список литературы

1. Золотонос А.Я. Модернизация теплообменного оборудования в системе ЖКХ на базе теплообменных элементов типа «конфузор-диффузор» // Наука и инновация в решениях актуальных проблем города: Материалы научно-практической конференции студентов и аспирантов. – Казань, 2010. – С. 46-48.
2. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. – Л.: Энергия, 1980. – 144 с.
3. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. – Л.: Энергоиздат, 1987. – 264 с.
4. Патент РФ № 100205 на полезную модель. Аппарат для проведения процесса теплообмена / Золотонос А.Я., Золотонос Я.Д. № 20102417/06 заявл. 11.06.10.

5. Золотоносов Я.Д., Золотоносов А.Я., Теоретическое и экспериментальное исследования гидродинамики и теплообмена в неподвижных и вращающихся каналах различной формы. – Казань: КГАСУ, 2010. – 128 с. Деп. ВИНТИ 02.08.10, № 476-B2010.
6. Пантелеева Л.Р. Теплообмен при ламинарном течении вязкой жидкости в теплообменных устройствах типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью «конфузор-диффузор». Дисс. канд. техн. наук. – Казань, 2005. – 116 с.
7. Горская Т.Ю. Гидродинамика ламинарного течения вязкой жидкости в теплообменных устройствах с вращающейся поверхностью типа «конфузор-диффузор». Дис...канд. техн. наук. – Казань, 2004. – 110 с.
8. Патент РФ № 2306518 Аппарат для проведения процессов тепломассобмена / Я.Д. Золотоносов, А.Я. Золотоносов – № 2006105076/06 заявл. 17.02.06; опубл. 20.09.07; Бюл. № 26.
9. Гортышев Ю.Ф., Олимпиев В.В., Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. – Казань: КГТУ, 1999. – 176 с.
10. Назмеев Ю.Г. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретно-шероховатых каналах. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 376 с.
11. Шукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение, 1970 – 240 с.
12. Золотоносов Я.Д., Золотоносов А.Я. Методика исследования теплообменных устройств типа «труба в трубе» с вращающейся поверхностью «конфузор-диффузор». // Известия КГАСУ, 2010, № 2 (14). – С. 176-183.
13. Золотоносов А.Я. Построение профиля стенок криволинейных теплообменных элементов в трубах «конфузор-диффузор». // Известия КГАСУ, 2010, № 2 (14). – С. 168-175.
14. Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидромеханика. ч. 2. – М.: Физматгиз, 1963. – 728 с.
15. Золотоносов Я.Д. Математическое описание процессов течения псевдопластичной среды в проточной части центробежных аппаратов // Известия высших учебных заведений. Химия и химическая технология, 2002. т. 45, Вып. 5. – С. 3-15.
16. Золотоносов А.Я., Золотоносов Я.Д. Теплообмен в аппарате типа «труба в трубе» с вращающейся теплообменной поверхностью «конфузор-диффузор» и оребренной проточной частью. // Известия КГАСУ, 2010, № 1 (13). – С. 200-211.
17. Золотоносов А.Я., Хайруллин М.Р., Золотоносов Я.Д. Алгоритм Численной реализации сопряженной задачи теплообмена на основе метода конечных элементов. // Известия КГАСУ, 2011, № 3 (17). – С. 96-106.

**Zolotonosov A.Ia.** – engineer

**Zolotonosov Ia.D.** – doctor of technical sciences, professor

E-mail: [Zolotonosov@mail.ru](mailto:Zolotonosov@mail.ru)

**Gorskaya T.Iu.** – candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: [tatyana\\_gorskaya@mail.ru](mailto:tatyana_gorskaya@mail.ru)

**Kazan State University of Architecture and Engineering**

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

### **Improvement of heat exchange devices of the type «pipe in pipe» with rotating heat-exchange surface «confusor-diffusor» and ribbed flowing part**

#### **Resume**

The class of heat exchange devices with a flowing part confusor-diffusor is analyzed. Approaches of improvement of their designs are offered. Approaches are based on the use of passive methods of intensification. Methods are: the edge of a flowing part, channel profiling for the purpose of impact on interface at a channel wall concerns. Methods of research of the interfaced problem of heat exchange and hydrodynamics in such channels are analyzed.

Computing schemes for the approximate decision are constructed. So, numerical realization was carried out by a method of final elements, and the method of penal functions was applied to determination of pressure. Results of numerical research are given. Universality of the use of devices offered by authors, in the wide nomenclature of rotational devices and gravitational heat exchangers for modernization of existing park of the heat exchange equipment by replacement of smooth heat exchange elements with confusor-diffusor pipes in cover-tubular heat exchangers is shown.

**Keywords:** heat exchange, confusor-diffusor, the edge.

### References

1. Zolotonosov A.Ia. Modernisation of heat-exchange equipment in the system GKH on the base of heat-exchange elements of type «confuser-diffuser» // Science and innovation of issues of the day of city: materials of research and practice conference of students and graduate students. – Kazan, 2010. – P. 46-48.
2. Migay V.K. Improving modern heat exchangers. – L.: Energe, 1980. – 144 p.
3. Migay V.K. Design of heat-exchange power equipment. – L.: Energoizdat, 1987. – 264 p.
4. Zolotonosov A.Ia., Zolotonosov Ia.D. Vehicle for realization of processes of heat exchange: patent 2306518 Russian Federation. № 2006105076; It is declared 17.02.06; it is published 20.09.07. The bulletin № 26.
5. Zolotonosov A.I., Zolotonosov Ia.D. Theoretical and experimental researches of hydrodynamics and heat exchange in the immobile and revolved channels of different form // KSUAE. – Kazan, 2010. – 128 p. Dep. VINITI 02.08.10, № 476-V2010.
6. Panteleeva L.R. Heat exchange at the laminar flow of liquid in heat-exchange devices of type «pipe in a pipe» with the revolved working surface «contractor-diffuser». Diss. Cand. tech. sciences. – Kazan, 2005. – 116 p.
7. Gorskaya T.Iu. Hydrodynamics of laminar flow of viscid liquid in heat-exchange devices with the revolved surface of type «contractor-diffuser». Diss. Cand. tech. sciences. – Kazan, 2004. – 110 p.
8. Zolotonosov A.Ia., Zolotonosov Ia.D. Useful model: patent 100205 Russian Federation. № 20102417; It is declared 11.06.10.
9. Gortishev Ur.F., Olimpiev V.V. Heat-exchange vehicles with the intensified heat exchange. – Kazan: KGTU, 1999. – 176 p.
10. Nazmeev Ur.G. Heat exchange at the laminar flow of liquid in discretely-rough channels. – M.: Energoatomizdat, 1998. – 376 p.
11. Shchukin V.K. A heat exchange and hydrodynamics of internal streams are in the fields of mass forces. – M.: Mashinostroenie, 1970. – 240 p.
12. Zolotonosov A.Ia., Zolotonosov Ia.D. «The procedure of heat exchangers type «pipe in pipe» with rotating surface «confusor-diffusor». News of the KSUAE. № 2 (14). – Kazan. 2010. – P. 176-183.
13. Zolotonosov A.Ia. «A construction profil of walls of curvilinear heat-exchange elements of pipes is «confusor-diffusor»». News KSUAE, № 2 (14). – Kazan. 2010. – P. 168-175.
14. Kochin N.E., Kibel I.V., Roze N.V. Theoretical hydrodynamics/ Part 2. – M.: Fizmatgiz, 1963. – 728 p.
15. Zolotonosov Ja.D. Mathematical description of processes of flow of pseudoplastic environment is in running part of centrifugal vehicles // News of higher educational establishments. Chemistry and chemical technology, 2002, V. 45., Producing 5. – P. 3-15.
16. Zolotonosov A.Ia., Zolotonosov Ia.D. «Heat exchange in the type device «pipe in pipe» with rotating heat-exchange surface «confusor-diffusor» and ribbed flowing part». News of the KSUAE. № 1 (13). – Kazan. 2010. – P. 200-211.
17. Zolotonosov A.Ia., Khairullin M.R., Zolotonosov Ia.D. «Numerical implementation algorithm of conjugate heat interchange problem based on finite-element method». News of the KSUAE, № 3 (17). – Kazan, 2011. – P. 96-106.