УДК 533.601:536.244

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООТДАЧИ В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ ЦИКЛОННЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ

Леухин Ю.Л., Сабуров Э.Н.

Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова, Архангельск, Россия

АННОТАЦИЯ

В работе исследовано влияние конструктивных и режимных характеристик на аэродинамику и теплоотдачу в кольцевых каналах циклонных рекуператоров. Исследования выполнены методами физического и численного моделирования. В результате определены границы автомодельного режима для распределений тангенциальной и осевой составляющих скорости. Установлено, что изменение степеней интенсивностей турбулентности потока по ширине кольцевого канала определяется сложным совокупным влиянием центробежных сил, пограничного слоя на внешней стенке и потери устойчивости течения у внутренней. При одностороннем тангенциальном вводе потока в генератор закрутки (циклонную камеру небольшой относительной длины) наблюдается значительная азимутальная неравномерность распределения скоростей, как в нем самом, так и в подключенном к нему кольцевом канале, что в свою очередь определяет неравномерность теплоотдачи по периметру последнего.

Предлагаются обобщенные формулы, которые могут быть использованы в аэродинамических и тепловых расчетах рекуперативных устройств, содержащих кольцевые каналы с закрученным теплоносителем.

ВВЕДЕНИЕ

Современное промышленное производство (особенно металлургическое) характеризуется высокой энергоемкостью и значительным количеством высокотемпературных газовых выбросов в окружающую среду. Их вторичное использование создает возможность получения значительной экономии тепловой энергии и топлива. Обеспечение высокой тепловой эффективности и надежности любого высокотемпературного агрегата, к которым можно отнести и стальные рекуперативные устройства, во многом определяется правильным подбором его конструктивных и режимных параметров. Из многообразия рекуператоров, получивших широкое распространение в промышленности, особо следует отметить реализующие закрученное движение нагреваемого воздуха [1]. Закрутка воздуха в рекуперативных устройствах используется как для повышения равномерности распределения воздушного потока по периметру кольцевых каналов, так и для интенсификации конвективного теплообмена. Однако в настоящее время отсутствуют надежные рекомендации по учету влияния конструктивных и режимных характеристик на аэродинамику и теплоотдачу в кольцевых каналах, подключенных к генератору закрутки в виде циклонной камеры.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ СТЕНДОВ И МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследование аэродинамики кольцевого канала выполнено на стенде, схема которого представлена на рис.1. Основными элементами стенда являлся кольцевой канал, образованный стеклянными трубами 1 и 2, и генератор закрутки потока - циклонная камера 3. Канал имел длину l = 1840 мм, внутренний диаметр $d_1 = 2r_1$ = 105 мм и наружный $d_2 = 2r_2$ = 140 мм. Безразмерная длина кольцевого канала $\bar{l} = l/d_э$ ($d_э = d_2 - d_1$ - эквивалентный диаметр) равнялась 52,6. Генератор закрутки - полый гладкостенный цилиндр с внутренним диаме-

© Леухин Ю.Л., Сабуров Э.Н.

тром D = 179 мм и длиной L = 118 мм, выполнен из оргстекла. Подвод воздуха в генератор осуществлялся тангенциально его внутренней поверхности с двух диаметрально противоположных сторон через входные каналы с высотой $h_{вх}$ = 13 мм и длиной $l_{вх}$ = 40 мм. Безразмерная суммарная площадь входа потока $f_{вх} = 4f_{вх}/pD^2$ равнялась $4{,}13\times10^{-2}$. Изменение расхода воздуха производится варьированием числа оборотов воздуходувки 5 с помощью электронного блока управления 6.

Распределения осредненных и пульсационных значений тангенциальной и осевой составляющих вектора скорости исследовали двухлучевым лазерным доплеровским анемометром (ЛДА) фирмы «Dantec Measurement Technology A/S».

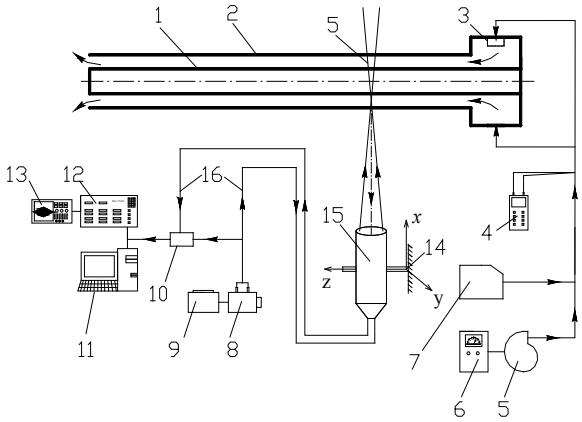

Рис.1 Схема аэродинамического стенда.

Источником лазерного излучения служил Ar-лазер 9 фирмы “Ion laser technology” (США) с длиной волны l = 514,5 нм. Лазерный луч разделялся в оптическом коммутаторе серии 60X FiberFlow Dantec 8 на два пучка равной мощности, которые подавались в оптический зонд 15. Измерительный объем (точка измерений) находился в пересечении двух лазерных лучей. В выполненных исследованиях геометрические размеры измерительного объема составляли: в осевом и азимутальном направлениях кольцевого канала 0,047мм, в радиальном 0,58мм. Перемещение в пространстве самого оптического зонда осуществлялось с помощью специальной системы транспортирования – траверсы 14.

Часть отраженного движущейся частицей света улавливалась оптическим зондом и подавалась на фотоприемник – фотомультиплейер 10, в котором преобразовывалась в электрический сигнал. Связь между коммутатором и зондом, а также передача доплеровского сигнала к фотоприемнику, производилась с помощью волоконной оптики 16. Полученный таким образом электрический сигнал обрабатывался в контроллере-счетчике 57N20 BSA 12, где происходило сравнение частоты отраженного и исходного света. Окончательная обработка сигнала и результатов измерения осуществлялись на персональном компьютере 11. На компьютере также осуществлялось представление результатов измерений с помощью прикладной программы «BSA Flow».

Генератор тумана “Safex Fog Generator 2001” фирмы “Dantec” 7 позволял получать и вводить в поток взвешенные частицы диаметром 1 мкм. Форма доплеровского сигнала контролировалась визуально по показаниям осциллографа 13.

Температура воздуха измерялась перед генератором закрутки электронным термометром MD 3060 “Beckmann+Egle” 4 с разрешением 0,1°С.

Опыты производились при значениях числа Рейнольдса Re = 770…$10{,}9\times10^3$ (Re = $V_{ср}d_э$/n, $V_{ср}$ - средняя в кольцевом канале скорость воздуха, n - кинематический коэффициент вязкости).

При одностороннем вводе потока генератор закрутки (циклонная камера) имел размеры: D = 259 мм, L = 126,5 мм, $h_{вх}$ = 35 мм, $l_{вх}$ = 70 мм; канал – d_1 = 130 мм и d_2 = 184 мм. При этом относительные характеристики были равны: $f_{вх} = 5\times10^{-2}$, d_1/d_2 = 0,707 и l = 15,6.

Распределения полей осредненных скоростей и давлений в этих опытах изучали трехканальным цилиндрическим зондом по обычной методике. Исследование теплоотдачи осуществлялись по методике, подробно рассмотренной в работе [1]. В качестве поверхностей канала использовались тонкостенные металлические паровые калориметры с секционированным рабочим объемом. Теплоотдача от поверхностей калориметров исследовалась при числах Рейнольдса Re = $2{,}63\times10^3$…$25{,}64\times10^3$.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОДИНАМИКИ

Закрученный поток в кольцевом канале, как и в трубах [2], по направлению течения можно условно разделить на три участка. Первый – входной, примыкающий к генератору закрутки, на котором течение определяется геометрическими характеристиками последнего. На

этом участке происходит истечение закрученного потока из циклонной камеры в кольцевой канал и его формирование в новых стесненных условиях. Протяженность входного участка $\bar{z}_{вх} = \bar{z}_{вх}/d_э$ (z - продольная координата, отсчитываемая от начала кольцевого канала вдоль его оси по направлению движения потока) зависит, главным образом, от таких геометрических параметров как $\bar{f}_{вх}$, d_1/d_2 и может быть определена по уравнению

$$\bar{z}_{вх} = 66\bar{f}_{вх}^{0,32}\left(d_2/d_1 - 0,424\right).$$

Второй – основной участок, от $\bar{z}_{вх}$ до $\bar{z}_j$, где происходит постепенная трансформация потока из закрученного в осевой. Особенность течения на этом участке заключается в том, что основные характеристики потока определяются только интенсивностью вращательного движения, которую можно оценить по величине безразмерной максимальной тангенциальной скорости $\bar{w}_{jm} = w_{jm}/V_{ср}$, при $\bar{z} = \bar{z}_{вх}$ и отношением d_1/d_2. На третьем участке полностью исчезает влияние начальной закрутки потока на его характеристики, поток является осевым с развитым профилем скорости.

Так же как и в циклонных камерах, в кольцевых каналах важнейшей характеристикой закрученного потока является максимальная тангенциальная скорость w_{jm}, которая не только характеризует уровень вращательного движения, но и используется в качестве характерной скорости при обобщении опытных данных по теплоотдаче [1,2].

Изменение w_{jm} по длине канала на входном и основном участках может быть описано уравнениями:

$$w_{\varphi m}/w_{\varphi m}^{г} = 1 + a_{вх}\bar{z} - b_{вх}\bar{z}^{0,5}, \quad (1)$$

$$w_{\varphi m}/w_{\varphi m}^{вх} = a_o \exp\left(b_o \frac{z}{z_{вх}}\right), \quad (2)$$

В уравнениях (1) и (2) $w_{\varphi m}^{г}$, $w_{\varphi m}^{вх}$ – максимальная тангенциальная скорость соответственно в циклонной камере, определяемая по методике аэродинамического расчета [1], и в начале основного участка рассчитываемая по уравнению (1) при $\bar{z} = \bar{z}_{вх}$;

$$a_{вх} = \left(30,4 + \bar{f}_{вх}^{-1,5}\right)\cdot 10^{-5}; \qquad b_{вх} = 0,07\left(\bar{f}_{вх}^{-0.5} - 0,782\right)^{0,5},$$

$$a_o = 1,24\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-1,5} - 0,154; \; b_o = 2,71 - 2,83\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-0,5}.$$

Анализ показал, что локальное значение безразмерной максимальной тангенциальной скорости $\bar{w}_{jm}$ может использоваться в качестве универсального параметра, обобщающего такие кинематические характеристики потока как предельные углы его закрутки на стенках кольцевого канала, положение радиуса максимальной тангенциальной скорости, граница возникновения возвратного течения и т.д.

При интенсивной закрутке потока коэффициент сопротивления кольцевого канала x_j значительно превышает его значение при осевом течении [3] и может быть рассчитан по уравнению

$$\xi_\varphi = B_\varphi \mathrm{Re}^{-n_\varphi}, \quad (3)$$

где B_j и n_j - коэффициенты, учитывающие взаимосвязь x_j со скоростью $\bar{w}_{jm}$,

$$B_\varphi = 0,348\left(1 + 1,35\bar{w}_{\varphi m}^2\right),$$

$$n_\varphi = 0,25\exp\left(-0,1\bar{w}_{\varphi m}\right),$$

При полной раскрутке потока (при $\bar{w}_{jm} = 0$) уравнение (3) преобразуется в известную формулу для расчета сопротивления кольцевого канала при осевом течении.

Снижение интенсивности вращательного движения потока, уменьшение локальных значений относительной максимальной тангенциальной скорости $\bar{w}_{jm}$ происходят не только с увеличением продольной координаты $\bar{z}$, но также и с уменьшением значения числа Re. Изменяются распределения безразмерных тангенциальной $\bar{w}_j = w_j/V_{ср}$ и осевой $\bar{w}_z = w_z/V_{ср}$ составляющих скорости. Причем наиболее существенно первая из них. На рис. 2 представлены распределения $\bar{w}_j$ и $\bar{w}_z$ по относительному радиусу $\bar{r} = r/r_2$ кольцевого канала при различных числах Рейнольдса в сечениях $\bar{z} = 12,26$ и 47,31. Линии, которые объединяют экспериментальные точки сооветствуют: 1 - Re×10^{-3} = 9,77; 2 – 7,12; 3 – 5,46; 4 – 3,33; 5 – 0,97 при $\bar{z} = 12,26$; 6 - Re×10^{-3} = 8,81; 7 – 4,86; 8 - 1,51; 9 - 0,77 при $\bar{z} = 47,31$; 10 – расчет по уравнению (4).

Для каждого сечения кольцевого канала можно определить число Рейнольдса $\mathrm{Re}_{авт}$, при больших значениях которого распределения $\bar{w}_j$ и $\bar{w}_z$ определяются только геометрическими характеристиками генератора закрутки, кольцевого канала и продольной координаты $\bar{z}$. При Re < $\mathrm{Re}_{авт}$ они существенно зависят еще и от числа Рейнольдса. По мере затухания вращательного движения в канале граница автомодельной области смещается в сторону больших значений Re.

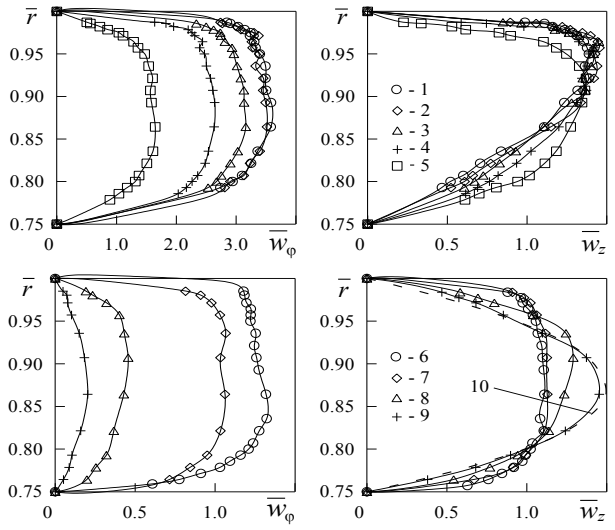

Рис.2 Распределения $\overline{w}_j$ и $\overline{w}_z$ в кольцевом канале при различных значениях числа Re.

Для любого сечения кольцевого канала

$$\mathrm{Re}_{\text{авт}} = \left(\overline{w}_{\varphi m}^{\text{авт}}\right)^{-0,35} \cdot 10^4 ,$$

где $\overline{w}_{\varphi m}^{\text{авт}}$ - значение максимальной тангенциальной скорости для автомодельного режима течения в кольцевом канале расчитываемое по уравнениям (1) и (2).

При Re < $\mathrm{Re}_{\text{авт}}$ для определения $\overline{w}_{jm}$ значение $\overline{w}_{\varphi m}^{\text{авт}}$ должно быть умножено на поправочный коэффициент, учитывающий влияние числа Рейнольдса

$$k_{\mathrm{Re}} = 1 - \exp(-4{,}2\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_{\text{авт}}}) .$$

Следует отметить, что при Re = 770 в сечении $\overline{z}$ = 47,31 вращательное движение практически вырождается, а профиль осевой скорости совпадает с линией 10, которая соответствует распределению скорости при осевом ламинарном течении газа и определяется уравнением [6]

$$\overline{w}_z = 2\frac{(1-\overline{r}^2)\ln\overline{r}_1 - (1-\overline{r}_1^2)\ln\overline{r}}{(1+\overline{r}_1^2)\ln\overline{r}_1 + (1-\overline{r}_1^2)}, \qquad (4)$$

где $\overline{r}_1 = r_1/r_2$.

С точки зрения анализа закономерностей гидродинамики и теплообмена в кольцевых каналах с закрученным течением теплоносителя большое значение имеет исследование его микроструктуры.

На рис. 3 представлены распределения по радиусу $\overline{r}$ степени интенсивности турбулентности потока в тангенциальном

$$\varepsilon_\varphi = \sqrt{\overline{w_\varphi'^2}}\,/V \text{ и осевом } \varepsilon_z = \sqrt{\overline{w_z'^2}}\,/V$$

(V – осредненное значение полной скорости в данной точке) направлениях в сечениях, расположенных вблизи генератора закрутки (а –$\overline{z}$ = 2,26) и выходного отверстия (б, в –$\overline{z}$ = 47,31), при различных числах Рейнольдса (а, б – при Re = 8,81×10³; в – 1,51×10³).

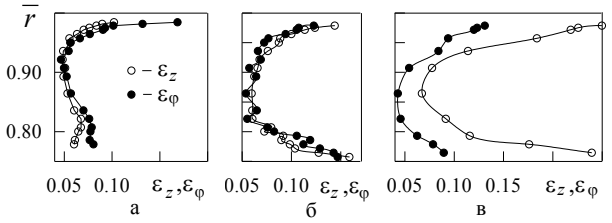

Рис.3 Распределения степени интенсивности турбулентности потока в кольцевом канале.

Сопоставление распределений и значений e_j и e_z в этих и других сечениях при Re ≥ $\mathrm{Re}_{\text{авт}}$ показывает, что они имеют близкие значения, равные примерно 5–7 % в средней части канала, и возрастают до 10…20 % вблизи стенок, где, при этом, наблюдается анизотропия турбулентности потока. С уменьшением Re анизотропия турбулентности распространяется на все поперечное сечение канала. Полученные данные качественно хорошо согласуются с результатами исследований турбулентности закрученных потоков в кольцевых каналах, циклонных камерах и трубах [2].

Следует отметить, что радиусы, соответствующие минимальным значениям степени интенсивности турбулентности, примерно совпадают с радиусами, определяющими расположение максимальных значений тангенциальной скорости r_{jm}. Распределения e_j и e_z по ширине кольцевого канала определяются сложным совокупным влиянием на турбулентность центробежных сил, пограничного слоя на внешней стенке и потери устойчивости закрученного потока у внутренней поверхности из-за положительного продольного градиента давления. При консервативном воздействии центробежных сил на турбулентность происходит снижение e_j и e_z от внутренней стенки до r_{jm}. При активном же влиянии массовых сил наблюдается постепенное увеличение интенсивности турбулентности при $r > r_{jm}$ в направлении внешней стенки. Резкое возрастание e_j и e_z вблизи самой поверхности связано с генера-

цией турбулентности в пристенном пограничном слое.

Очевидно, что при малых значениях Re по мере перемещения потока к выходному отверстию и уменьшения тангенциальной скорости, будет происходить постепенный переход от турбулентного режима к ламинарному начиная от средней, менее турбулизированной части поперечного сечения кольцевого канала.

Характер течения потока в кольцевом канале, в значительной степени, зависит от условий подачи газа в генератор закрутки. При одностороннем вводе потока в генераторе закрутки и кольцевом канале наблюдается высокая азимутальная неравномерность распределения тангенциальных и осевых скоростей. На достаточно протяженном примыкающем к нему входном участке она сохраняется даже при вводе газа с двух диаметрально противоположных сторон.

В циклонном генераторе закрутки небольшой относительной длины (в настоящей работе *L/D* » 0,5) вышедшая из шлица струя, совершив полный оборот, стекает в кольцевой канал, течение в котором может быть представлено в виде струи, распространяющейся по внешней вогнутой стенке в направлении выходного отверстия. При исследованном диаметре d_1 = 130 мм на всей внутренней поверхности канала наблюдалось отрицательное избыточное давление. Под действием положительного градиента давления от выходного сечения кольцевого канала зарождается возвратное течение, которое, перемещаясь навстречу основному потоку, постепенно локализуется в единую струю, эжектируемую струей, выходящей из генератора закрутки.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООТДАЧИ

Значительная неравномерность распределения потока по периметру и перестройка его по длине кольцевого канала при односторонней подаче газа определяют особенности теплоотдачи на обеих его поверхностях. На рис. 4 представлено распределение плотности теплового потока на внешней стенке канала при $V_{вх}$ = 36,5 м/с, $t_{вх}$ = 22° С и температуре боковой поверхности канала равной 100°С. Результаты численного моделирования получены при тех же условиях, что и опыты, и одинаковых размерах исследуемого устройства, с использованием программного комплекса ANSYS-CFX и модели турбулентности Shear Stress Transport *k*-w.

Из рисунка следует, что наибольшая неравномерность теплоотдачи на поверхности кольцевого канала наблюдается на его части, примыкающей к закручивателю, а на внутренней стенке, как показывают аналогичные расчеты, на ее поверхности, находящейся в генераторе закрутки.

Коэффициент теплоотдачи на поверхности внешнего цилиндра *a* снижается по направлению к выходному сечению канала. Зависимость *a*(*z*) для различных образующих имеет вид волнообразной кривой. На рис. 5 линия 1 соответствует углу j = 80°, 2 – 210°, темные точки – опытные данные, j - центральный угол, отсчитываемый в поперечном сечении генратора закрутки в направлении движения потока от точки сопряжения входного шлица с его внутренней поверхностью.

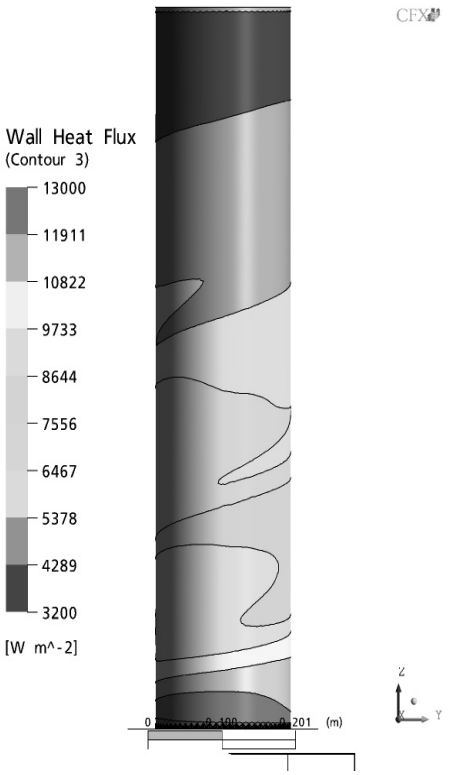

Рис.4 Распределение плотности теплового потока на внешней поверхности кольцевого канала.

Колебание значений *a* происходит около осредненного по периметру значения коэффициента теплоотдачи (штриховая линия).

Наиболее интенсивная теплоотдача наблюдается на траектории оси закрученной струи. С увеличением *z*, по мере расширения струи амплитуда колебания значений *a* уменьшается.

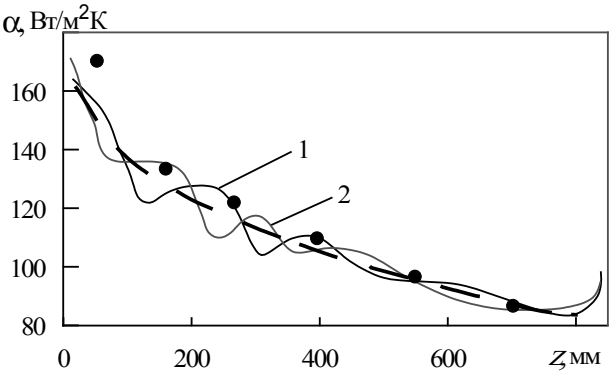

Рис.5 Изменение теплоотдачи вдоль внешней поверхности кольцевого канала.

Изменения по периметру поперечного сечения расчетных значений коэффициента теплоотдачи на поверхностях канала представлены на рис. 6 ($a_{ср}$ – средний по периметру коэффициент теплоотдачи).

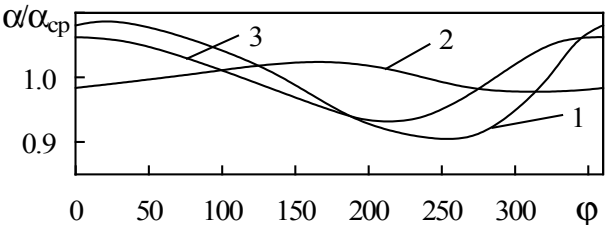

Рис.6 Изменение теплоотдачи по периметру внутренней (1) и внешней (2, 3) поверхностей кольцевого канала при различных z.

Кривая 1 показывает изменение интенсивности теплоотдачи на внутренней поверхности в сечении, где канал подключается к закручивателю (z = 0). При угле j » 15°, в зоне, где струя стекает в канал, коэффициент теплоотдачи примерно на 9% превышает среднее значение, а при j » 270°, где скорость потока минимальная, оказывается на 9% ниже среднего. На внешней поверхности при z = 120 мм (линия 3) изменение теплоотдачи по периметру составляет ± 6%, в то время как при z = 35 мм (линия 2) – всего ± 2%. Последнее, вероятно, можно объяснить повышенной турбулентностью потока при истечении его в канал.

По длине кольцевого канала происходит уменьшение среднего по периметру коэффициента теплоотдачи, как на внешней, так и на внутренней поверхностях, что объясняется снижением влияния закрутки потока и входных условий. Для канала рассмотренной геометрии теплоотдача на внешней стенке с увеличением z уменьшается в 2,4, а на внутренней – в 1,5 раза. Тем не менее, закрутка теплоносителя, как показывают опыты и расчеты, позволяет значительно интенсифицировать теплоотдачу (на внешней стенке в 3,7…8,7 раз), по сравнению со стабилизированным осевым течением теплоносителя [3]. Условия истечения потока из генератора закрутки в канал, вызывающие рассмотренное выше явление образования возвратных течений и повышения интенсивности турбулентных пульсаций, приводят к увеличению коэффициента теплоотдачи также и на внутренней (выпуклой) поверхности канала примерно в 1,3…1,9 раза.

Обобщение опытных данных по теплоотдаче обеих поверхностей кольцевого канала выполнено в зависимости от безразмерной характерной скорости течения $\overline{w}_{jm}$.

Опытные данные по теплоотдаче на внешней поверхности удовлетворительно обобщаются уравнением

$$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0 = 1 + 0{,}36\overline{w}_{\varphi m}^{\,1{,}37}, \qquad (5)$$

а по теплоотдаче на внутренней – уравнением

$$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0 = 1 + 0{,}023\overline{w}_{\varphi m}^{\,1{,}8}. \qquad (6)$$

В уравнениях (5) и (6) Nu = $a_{ср}d_э/l$ - число Нуссельта; l - коэффициент теплопроводности при средней температуре потока в поперечном сечении канала; Nu_0 – число Нуссельта при одностороннем подводе теплоты, стабилизированном теплообмене и осевом течении теплоносителя [3].

Следует отметить, что уравнением (5) обобщены опытные данные, полученные при $\overline{z} \geq 3$. При меньших значениях $\overline{z}$ особенности истечения в кольцевой канал приводят к еще большей интенсификации теплоотдачи. Так при $\overline{z}$ = 1 опытный коэффициент теплоотдачи примерно на 25% выше расчетного значения. Уравнение (6) обобщает опытные данные при $\overline{z} \geq 1{,}7$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Определены границы автомодельного режима для распределений тангенциальной и осевой составляющих скорости.
- Распределения степени интенсивности турбулентности тангенциальной и осевой скорости по ширине кольцевого канала определяются сложным совокупным влиянием на турбулентность центробежных сил, пограничного слоя на внешней стенке и потери устойчивости закрученного потока у внутренней поверхности.
- При одностороннем вводе потока в генератор закрутки наблюдается значительная азимутальная неравномерность распределения скоростей, что, в свою очередь, определяет соответствующее изменение интенсивности теплоотдачи по периметру кольцевого канала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сабуров Э.Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом. – Архангельск: Сев.-Зап. Кн. Изд-во, 1995. – 568 с. Saburov, E.N. (1995), *Tsiklonnye nagrevatelnye ustroystva s intensifitsirovannym konvektivnym teploobmenom* [Cyclone thermal devices with enhanced convection heat exchange], Sev.-Zap. kn. izd-vo, Arkhangelsk, Russia.
2. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 С. Shchukin, V.K. and Khalatov, A.A. (1982), *Teploobmen, massoobmen i gidrodinamika zakruchennykh potokov v osesimmetrichnykh kanalakh* [Heat exchange, mass exchange and hydrodynamics of swirled flows in the axisymmetric channels], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
3. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 548 с. Petukhov, B.S., Genin, L.G. and Kovalev, S.A. (2003) *Teploobmen v yadernykh energeticheskikh ustanovkach* [Heat exchange in the nuclear energy devices], MEI, Moscow, Russia.