

Леухин Юрий Леонидович

Кандидат технических наук, доцент,
Северный (Арктический) Федеральный
университет им. М.В. Ломоносова
(Архангельск, Россия)
E-mail: leukhin@atknnet.ru

Leukhin Yurii Leonidovich

PhD in Technical Sciences, Associate Professor,
Northern (Arctic) Federal University named after
M.V. Lomonosov
(Arkhangelsk, Russia)
E-mail: leukhin@atknnet.ru

Панкратов Евгений Владимирович

Аспирант, Северный (Арктический)
Федеральный университет
им. М.В. Ломоносова
(Архангельск, Россия)
E-mail: iarphen@gmail.com

Pankratov Evgeny Vladimirovich

Post-graduate student, Northern (Arctic) Federal
University named after M.V. Lomonosov
(Arkhangelsk, Russia)
E-mail: iarphen@gmail.com

Карпов Сергей Васильевич

Доктор технических наук, профессор,
Северный (Арктический) Федеральный
университет им. М.В. Ломоносова
(Архангельск, Россия)
E-mail: s.karpov@narfu.ru

Karpov Sergey Vasilevich

Doctor of Technical Sciences,
Professor, Northern (Arctic) Federal University
named after M.V. Lomonosov
(Arkhangelsk, Russia)
E-mail: s.karpov@narfu.ru

**ИССЛЕДОВАНИЕ
АЭРОДИНАМИКИ И
ТЕПЛОТДАЧИ СУЖАЮЩИХСЯ
КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛОВ С
ЗАКРУЧЕННЫМ ТЕЧЕНИЕМ
ПОТОКА**

**INVESTIGATION INTO
AERODYNAMICS AND HEAT
TRANSFER OF TAPERING ANNULAR
CHANNEL WITH A SWIRLING FLUID
FLOW**

Аннотация. Исследованы аэродинамика и теплоотдача сужающихся кольцевых каналов, подключенных к циклонному генератору закрутки потока. Увеличение полной скорости потока за счет снижения площади поперечного сечения канала и генерация вторичных течений типа вихрей Тейлора – Гертлера оказывают значительное влияние на интенсивность теплоотдачи и ее распределение по поверхностям. Для исследованных в работе сочетаний геометрических параметров сужение канала приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи внутреннего цилиндра у выходного сечения на 91...98 %, а наружного – на 5...11 %.

Abstract. We have carried out investigation into aerodynamic and convective heat transfer of the annular channel. Inner or outer surface of annular channel has shape of blunt-nosed cone tapering to outlet end. Truncated cone connects to a cyclone swirling flow generator. The increase in total flow velocity, due to the decrease in cross-sectional area of the channel, and the generation of secondary flows of the Taylor-Gertler vortex type, have a significant effect on the heat transfer rate and its distribution over surfaces. For the investigated taper cone geometry of the annular channel the heat transfer coefficient of inner surface increases at the outlet section and exceeds value in comparison with straight-line section by 91 ... 98 %. Heat transfer of the outer cylinder in the same section increases only by 5 ... 11 %.

Ключевые слова: кольцевой канал, закрученный поток, вихри Тейлора – Гертлера, эффективная вязкость, коэффициент теплоотдачи

Keywords: annular channel, swirling flow, Taylor-Gortler vortices, effective viscosity, heat transfer coefficient

Введение

Использование закрученных течений в технике связано с решением проблемы интенсификации рабочих процессов в современных энергетических установках, двигательных системах и теплообменных аппаратах [1]. Закрутка потока является простым и эффективным способом интенсификации теплообмена в кольцевых каналах рекуперативных устройств, позволяет осуществлять тепловую защиту наиболее энергонапряженных участков, выравнивать температурные неравномерности. Закрутка воздушного потока в кольцевом канале при помощи циклонного генератора, как показывают исследования, выполненные авторами [2], обеспечивает существенную интенсификацию теплоотдачи, особенно на внешней его поверхности. Однако локальная теплоотдача на обеих поверхностях при этом снижается к выходному торцу из-за уменьшения интенсивности вращательного движения потока. Зачастую последнее приводит к перегреву и разрушению термически наиболее напряженных участков рекуперативных устройств. С этой точки зрения, управление теплоотдачей для ее интенсификации в требуемых зонах на основе детальных исследований аэродинамики и конвективного теплообмена является актуальной задачей.

Методика исследования

Численное исследование аэродинамики и теплоотдачи выполнено как для прямого кольцевого канала, так и сужающегося к его выходному торцу (рис. 1). Кольцевой канал имел длину l равную 840 мм, внутренний диаметр прямого канала d_1 равнялся 152 мм, а наружный $d_2 = 184$ мм. Цилиндры 1 или 5, изменяющие геометрию канала 4, выполнены в виде усеченных конусов. В первом варианте (рис. 1а) сужение канала осуществлялось за счет уменьшения диаметра внешнего цилиндра 1 от 184 до 168 мм, а во втором (рис. 1б) – за счет увеличения внутреннего 5 от 152 до 169,5 мм. В обоих случаях площадь поперечного сечения уменьшалась на 52 %. Генератор закрутки 2 – полый гладкостенный цилиндр с внутренним диаметром $D = 259$ мм и длиной $L = 126,5$ мм, воздух в который подавался тангенциально внутренней поверхности через плоский канал 3, внутренние размеры которого 35×70 мм (большой размер вдоль образующей цилиндра). Относительная площадь входного канала $\bar{f}_{\text{вх}} = 4f_{\text{вх}}/\pi D^2$ равнялась $5 \cdot 10^{-2}$.

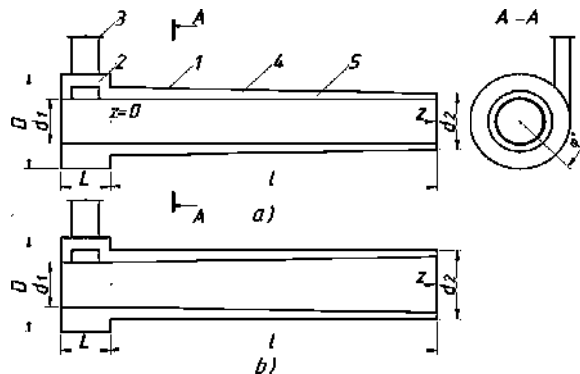


Рис. 1. Сужающийся кольцевой канал с циклонным генератором закрутки потока

Численное моделирование осуществлялось в трехмерной постановке с использованием программного комплекса ANSYS Fluent 15.0. Течение описывалось нестационарными уравнениями Навье-Стокса, неразрывности и энергии, осредненными по Рейнольдсу. Замыкание уравнений Рейнольдса было выполнено с использованием как двухпараметрической модели турбулентности SST (Shear Stress Transport) $k-\omega$ с поправкой на кривизну линий тока (curve correction) и стандартных пристеночных функций, так и нестационарной модели переноса рейнольдсовых напряжений RSM (Reynold's Stress Models). Расчет производился на структурированной гексаэдрической сетке с количеством ячеек равным 9 млн, при этом минимальные (у поверхностей $y^+ \approx 1$) и максимальные ее размеры составляли соответственно $2 \cdot 10^{-6}$ и $3 \cdot 10^{-3}$ м. В граничных условиях задачи задавались профиль скорости и температура воздуха на входе в шлиц генератора закрутки, на выходе из канала давление принималось равным атмосферному. Верификация результатов численного моделирования аэродинамики и теплоотдачи осуществлялась по опытным данным, полученным на модели прямого кольцевого канала с аналогичными геометрическими размерами при одностороннем обогреве его стенок [2].

Результаты исследования

Односторонний ввод газа в генератор закрутки определяет значительную азимутальную неравномерность распределений в нем полной скорости и всех ее составляющих, в результате которой возникает несимметричное истечение потока. В сужающемся канале, в отличие от прямого, уменьшение площади поперечного сечения с приближением к выходному торцу приводит к возрастанию полной скорости потока из-за роста осевой составляющей. При увеличении осевой составляющей скорости происходит снижение крутки потока по длине канала.

Уменьшение площади поперечного сечения канала в обоих вариантах вызывает рост сопротивления устройства. В таблице ниже представлены значения полных коэффициентов сопротивления кольцевого канала с генератором закрутки ξ_Σ и его составляющих: генератора закрутки ξ_Γ , кольцевого канала ξ_κ и выхода из него $\xi_{\text{вых}}$. Все коэффициенты определялись по формуле $\xi_i = 2\Delta p_i / \rho V_{\text{вх}}^2$ (Δp_i – перепад полного давления на расчетном участке; $V_{\text{вх}}$ – средняя скорость потока во входном шлице, в расчетах принималась равной 37 м/с).

Таблица

Коэффициент сопротивления рекуперативного устройства и его составляющие

Вариант	ξ_Σ	ξ_Γ	ξ_κ	$\xi_{\text{вых}}$
Прямой канал	3,30 (2,94)	1,20 (1,24)	1,74 (1,25)	0,36 (0,45)
Вариант <i>a</i> на рис. 1	3,90	1,18	2,03	0,69
Вариант <i>b</i> на рис. 1	3,77	1,19	1,95	0,63

В скобках приведены значения коэффициентов сопротивления для прямого кольцевого канала, рассчитанных по опытным распределениям скорости и полного давления при угле $\varphi = 0^\circ$ (φ – центральный угол, отсчитываемый в поперечном сечении в направлении движения потока от точки сопряжения входного шлица с внутренней поверхностью, рис. 1). Расхождение значений, полученных по численным расчетам и экспериментальным данным, вероятно, можно объяснить тем, что в по-

следнем случае не учитывалась азимутальная неравномерность распределения полного давления и скорости в контрольных сечениях. Сужение канала в обоих вариантах практически не оказывает влияния на сопротивление генератора закрутки. Увеличение полного сопротивления устройства на 18 % в варианте *a*, и на 14 % в варианте *b* происходит за счет роста его составляющих ξ_k и $\xi_{\text{вых}}$.

От передней кромки наружного цилиндра кольцевого канала образуются крупномасштабные нестационарные поперечные вихри в виде периодического процесса, характеризующегося числами Струхала уровня 0,022. На рис. 2а представлены распределения изотак полной скорости, а также поля осевой скорости на входе потока в кольцевой канал при $\varphi = 90^\circ$ в моменты времени, отличающиеся на полупериод.

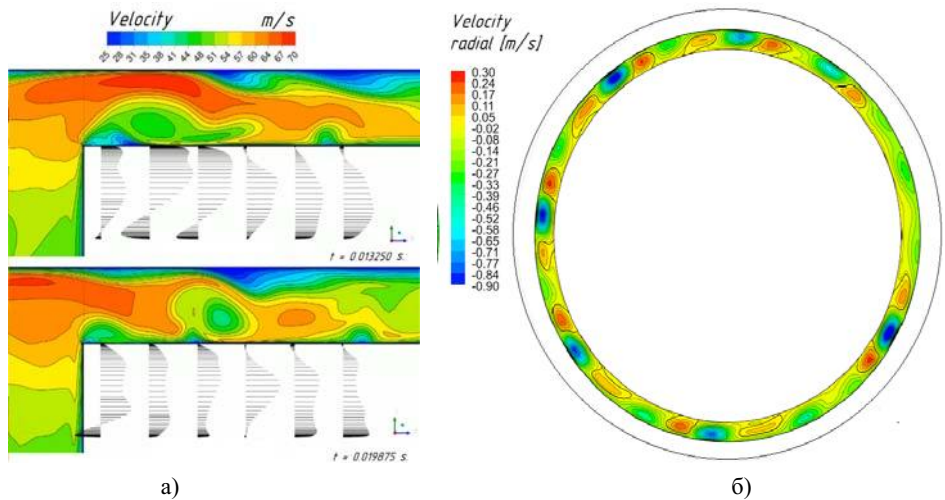


Рис. 2. Распределения полной и осевой скоростей на входе потока в кольцевой канал в различные моменты времени (а), изотах $\bar{w}_r$ в поперечном сечении конического канала в варианте *a* при $z = 800$ мм (б)

Искривление осей вихрей и ориентация их по потоку приводит к формированию структур типа вихрей Тейлора – Гертлера, постепенно занимающих все пространство кольцевого зазора, с осями, совпадающими с направлением движения основного закрученного потока. При этом количество сформировавшихся вихрей увеличивается в направлении выходного сечения. В сужающихся каналах происходит более раннее формирование вторичных вихрей, чем в прямом, и в сечении $z = 800$ мм (z – продольная координата, отсчитываемая от генератора закрутки вдоль оси кольцевого канала, рис. 1) наблюдается от 24 до 26 вторичных вихрей. При этом имеет место быть последовательное чередование крупных вихрей с более мелкими. На рис. 2б приведено распределение изотак радиальной скорости в поперечном сечении прямого кольцевого канала при значении координаты $z = 800$ мм.

На рис. 3 для варианта *b* в поперечном сечении канала ($z = 800$ мм) представлены распределения полной скорости и эффективной вязкости μ_{ef} на расстоянии 2 мм от его поверхностей, а также плотностей теплового потока q . Характер изменения полной скорости позволяет установить близкое совпадение угловых координат ее максимальных значений у внешней стенки с минимальными у внутренней и наоборот. Чередование максимальных и минимальных значений скорости около поверхности объясняется тем, что вторичные вихревые течения переносят из потока к стенке час-

тицы, имеющие большую скорость, а от стенки в поток, наоборот, выносятся частицы с меньшей скоростью.

Интенсификация теплоотдачи на поверхностях сужающихся конических кольцевых каналов происходит в результате увеличения скорости потока, образования вторичных вихревых течений и их влияния на турбулентность. Анализ показывает, соотношение указанных факторов на теплоотдачу внутренней и внешней поверхностей может значительно различаться. Эффективная вязкость около внешней поверхности примерно на 24 % превышает ее величину около внутренней и незначительно изменяется в азимутальном направлении (на $\pm 8...10\%$). В сходящемся канале по сравнению с прямым среднее значение эффективной вязкости около внешней поверхности снижается на 6...10 %. Около внутренней поверхности, наоборот, μ_{ef} выше в варианте *a* на 39 %, а в варианте *b* – на 100 %. При этом у внутренней поверхности максимальное отклонение μ_{ef} от среднего ($\pm 36\%$) и частота колебания существенно выше, чем у внешней.

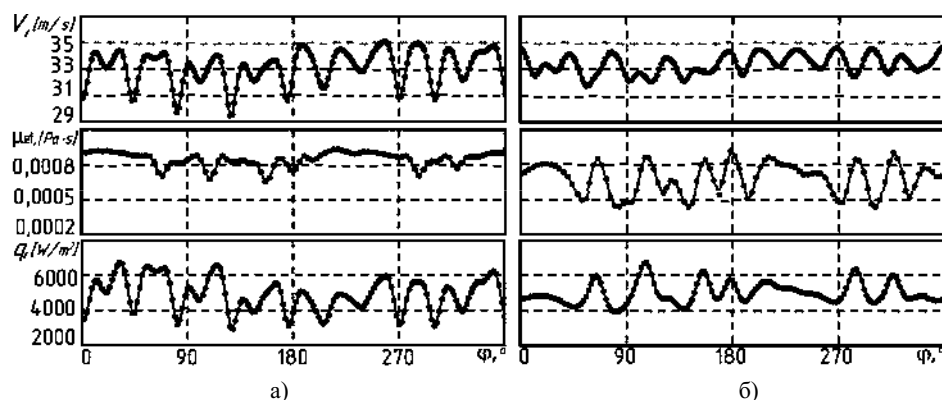


Рис. 3. Распределения V , μ_{ef} и q в поперечном сечении конического кольцевого канала при $z = 800$ мм около внешней (а) и внутренней (б) поверхностей

Кривые, описывающие изменения плотности теплового потока по периметру внешней поверхности, имеют хорошее качественное совпадение с распределениями около нее полной скорости, а для внутренней поверхности – с эффективной вязкостью. Вероятно, интенсификация теплоотдачи на внешней поверхности сужающегося кольцевого канала происходит из-за увеличения составляющих полной скорости – осевой и радиальной (рост последней обусловлен вторичными течениями), а на внутренней поверхности – как за счет повышения скорости, так и турбулентности потока.

Изменение по длине осредненных в поперечном сечении коэффициентов теплоотдачи для прямого и сужающихся конических кольцевых каналов представлено на рис. 4. Уменьшение площади поперечного сечения оказывает значительно большее влияние на теплоотдачу внутренней поверхности и проявляется при существенно меньших значениях продольной координаты z . Для исследованных конических каналов коэффициент теплоотдачи внутреннего цилиндра начинает возрастать при $z > 170$ мм и вблизи выходного сечения на 91...98 % выше, чем для прямого канала. Теплоотдача наружного цилиндра в этом же сечении увеличивается только на 5...11 %. Повышение среднего по всей внутренней поверхности коэффициента теплоотдачи составляет примерно 36 %, а на внешней – 4 %.

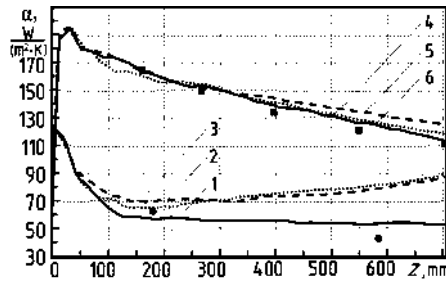


Рис. 4. Изменение α по длине внутренней (1, 2, 3) и внешней (4, 5, 6) поверхностей прямого (1, 4) и конусных кольцевых каналов в вариантах a (2, 5) и b (3, 6). Точки – эксперимент [2]

Выводы

Выполнение стенок кольцевых каналов с закрученным течением потока в виде сужающихся усеченных конусов приводит к более раннему, чем в прямом канале, формированию вторичных течений типа вихрей Тейлора – Гертлера.

Значительная интенсификация теплоотдачи на внутренней поверхности кольцевых каналов вызвана повышением осевой составляющей полной скорости и турбулентности потока. На внешней поверхности небольшой рост теплоотдачи происходит за счет увеличения осевой и радиальной скорости, причем рост последней обусловлен вторичными течениями.

В сходящихся кольцевых каналах рассмотренной геометрии теплоотдача внутреннего цилиндра возрастает по направлению движения потока и вблизи выходного сечения на 91...98 % превышает достигнутые значения α для прямого канала. Для наружного цилиндра в этом же сечении теплоотдача увеличивается всего лишь на 5...11 %.

Литература

1. Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. 288 с.
2. Леухин Ю.Л., Сабуров Э.Н., Осташев С.И. Конвективный теплообмен в кольцевом канале с циклонным генератором закрутки // Известия вузов. Энергетика. 1990. № 9. С. 86–90.

References

1. Mitrofanova O.V. *Gidrodinamika i teploobmen zakruchennykh potokov v kanalah iaderno-energeticheskikh ustanovok* [Hydrodynamics and heat transfer of swirling flows in channels of nuclear power plants]. Moscow: FIZMATLIT, 2010. 288 p.
2. Leukhin Y.L., Saburov E.N., Ostashev S.I. Konvektivnyi teploobmen v kol'tsevom kanale s tsiklonnym generatorom zakrutki [Convective heat transfer in an annular channel with a cyclone swirl generator]. *Izvestiia vuzov. Energetika* [Proceedings of higher educational institutions. Power Engineering], 1990, no. 9, pp. 86–90.

Леухин Ю.Л., Панкратов Е.В., Карпов С.В. Исследование аэродинамики и теплоотдачи сужающихся кольцевых каналов с закрученным течением потока // Вестник Череповецкого государственного университета. 2018. №1 (82). С. 34–39.

For citation: Leukhin Y.L., Pankratov E.V., Karpov S.V. Investigation into aerodynamics and heat transfer of tapering annular channel with a swirling fluid flow. *Bulletin of the Cherepovets State University*, 2018, no. 1 (82), pp. 34–39.