

УДК 621.4(075.8)

Конструктивные особенности и эффективность компактных воздухо-воздушных теплообменников, устанавливаемых в системе охлаждения турбин двухконтурного воздушно реактивного двигателя

Нестеренко В.Г.,* Ревант Редди А. **

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия

**valerinesterenk@yandex.ru*

***revman16388@gmail.com*

Аннотация

Рассматриваются результаты расчётных исследований, полученных с использованием комплекса ANSYS CFX, с целью оптимизации конструктивной схемы и конфигурации трубчатой части воздухо-воздушных теплообменников.

Ключевые слова: воздухо-воздушный теплообменник, коэффициент теплопередачи, эффективность системы воздушного охлаждения.

Введение

Уровень снижения температуры охлаждающего воздуха в исследуемом воздухо-воздушном теплообменнике (ВВТ) перекрёстного тока, устанавливаемым в наружном контуре ТРДД, зависит от их геометрических параметров и формы трубок – диаметра, длины и количества в одном блоке ВВТ, тепло газодинамических параметров нагреваемого и охлаждаемого воздуха [1 - 8], в частности, величины скорости воздуха, протекающего внутри трубок или с их наружной поверхности,

направленности рядного расположения трубок относительно центральной оси двигателя, их ориентация в осевом или окружном направлениях и т.д. Однако, среди перечисленных в этом списке работ к интенсификации теплообмена в малоразмерных трубках относятся только работы, опубликованные авторами настоящей статьи. Кроме того, при опубликовании исследований по теплообмену в трубках ВВТ, авторы представляют полученные материалы в комплексных зависимостях, как это показано в [9, 10, 11].

Эти соотношения характеризуют относительное изменение уровня гидравлических потерь, возникающих при обтекании трубок ВВТ, и интенсивности охлаждения горячего воздуха, протекающего внутри трубок, при внешнем обдуве этих трубок натекающим воздухом. А количественные величины исследуемых параметров и результатов работ, т.е. при каких конкретных размерах длины и диаметре трубки, толщине её стенки и т.д., какие величины снижения или увеличения температуры рабочего тела были получены, что необходимо оценивать при проектировании. Выяснить по этим относительным, критериальным зависимостям невозможно.

Достигнутый, в настоящее время [12 - 19], уровень охлаждения в ВВТ может быть существенно повышен при установке внутри трубок турбулизаторов малой высоты, например кольцевых выступов [20], располагаемых с небольшим шагом по длине трубок, срывающих пристеночный поток охлаждающего воздуха и увеличивающих интенсивность теплоотдачи от воздуха наружного контура к внутреннему потоку охлаждаемого воздуха.

Решением данной проблемы может быть также применение в ВВТ некруглых

труб, например, овального сечения, где величина так называемого «смачиваемого» периметра существенно, примерно в два раза, может быть увеличена.

Важно выбрать оптимальную конструктивную схему «пучка» из трубок, а для рядного их расположения, число трубок в одном ряду, расстояние между отдельными трубками, число таких рядов и др. Должен быть также рационально выбран вход охлаждающего воздуха в ВВТ из полости, расположенной над жаровой трубой, где одновременно с ВВТ осуществляется отбор воздуха в жаровую трубу. В этом месте целесообразно установить специальный заборник, который позволяет изолировать один поток воздуха от другого, что позволит поднять давление газа на входе в ВВТ.

В представленной ниже работе рассмотрены два типа трубчатого ВВТ, с цилиндрическими и овальными трубками, имеющими одинаковую площадь поперечного сечения их внутренних каналов и одинаковую толщину стенок. С целью сопоставления их эффективности разработаны геометрические модели ВВТ: одиночных труб разной длины и диаметрального размера (4,0; 5,0 и 6,0 мм), цилиндрической и овальной формы; ВВТ различных конфигураций, с рядными и шахматными пучками, и также с цилиндрическими или овальными трубками.

Расчётные исследования эффективности охлаждения возможных вариантов проектирования выполнены с использованием программного комплекса ANSYS Workbench, сопоставлены линии тока воздуха внутри и снаружи трубок, его температурные изменения от входа до выхода из трубок.

Постановка задачи

В проектных расчётах необходимо определять требуемую длину трубок и конфигурацию пучков трубчатой части ВВТ при варьировании выбранной величиной наружного размера цилиндрической или овальной трубки, толщину стенки и оценить реализуемость требуемой величины снижения температуры воздуха на выходе из ВВТ. В данной работе мы рассматриваем прямые и изогнутые трубки, имеющие радиусные повороты потока воздуха, цилиндрической или овальной конфигурации, с гладкими внутренними стенками и при установке кольцевых интенсификаторов теплообмена. Рассматриваемый тип ВВТ в настоящее время устанавливаются в наружном контуре авиационных ВРД, гражданского и военного назначения.

В качестве численного критерия эффективности ВВТ часто используется зависимость между соотношением числа Нуссельта, коэффициента гидравлического сопротивления и числа Рейнольдса, показанная на рис.1[1]. Эти соотношения характеризуют уровень гидравлических потерь, возникающих при обтекании трубок ВВТ холодным воздухом, и интенсивность охлаждения горячего воздуха, протекающего внутри трубок. Возможно, такой структуры зависимости полезны для обобщения полученного экспериментального материала с результатами аналогичных исследований, выполненных ранее другими авторами, но для практических задач необходимо располагать количественными значениями снижения температуры охлаждаемого воздуха и геометрическими характеристиками ВВТ, отдельных трубок и их компоновки в пучок.

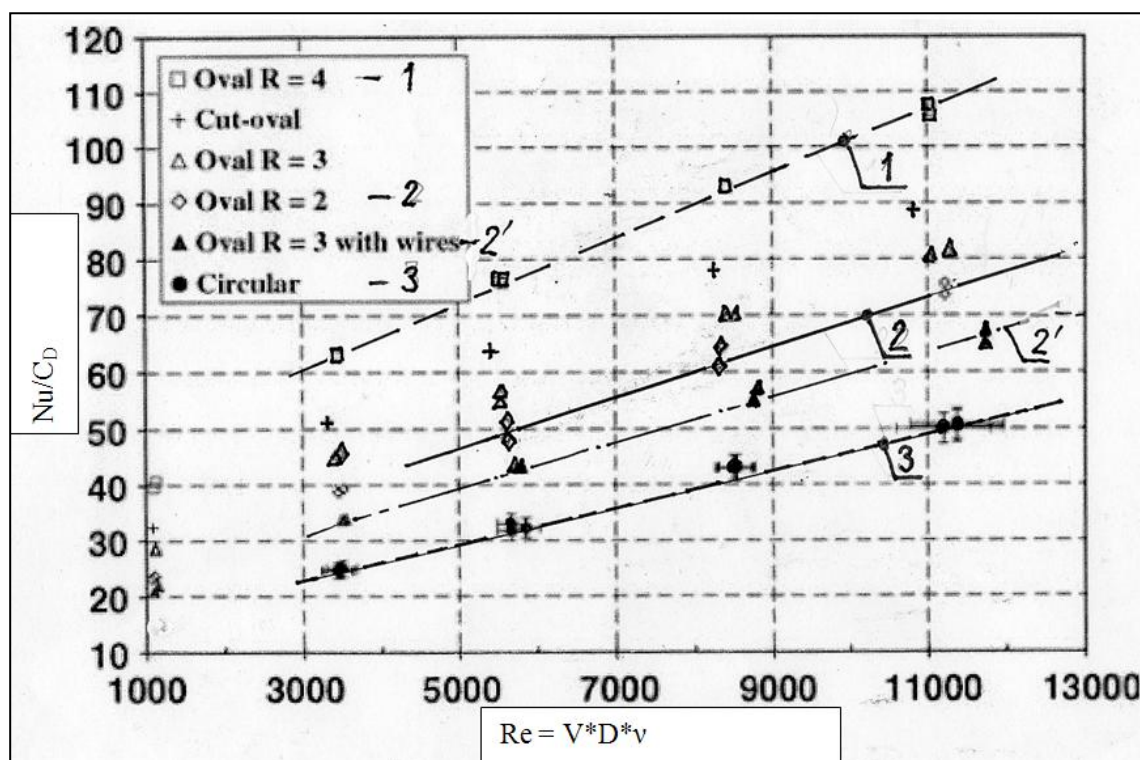


Рис.1 - Зависимость между соотношением числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления и числом Рейнольдса

Из данных Рис.1 очевиден и практически реализуем вывод по использованию в трубках ВВТ овальных конструкций, что позволит снизить уровень их гидравлического сопротивления и повысить интенсивность теплоотдачи.

Объекты исследований и проблемы, возникающие при течении охлаждаемого воздуха в трубках ВВТ

В конструкциях трубок ВВТ, показанных на рис. 2 и 3, имеется участок (участки) с радиусными поворотами потока воздуха, вследствие ограниченности радиальной длины второго контура ВРД. Таким образом, трубки, образующие теплопередающую поверхность ВВТ, состоят из прямых и поворотных участков различного радиуса и углов поворота. Выполненные расчёты показали, что линии тока воздуха на участке поворота потока воздуха неравномерны, поток отрывается от внутренней стенке и примыкает к её наружной поверхности. Так, при $\varphi = 0^\circ$, на

начальном участке поворота, он отрывается, и далее отрыв ещё более развивается в направлении к центру поворотного колена, при его движении в направлении $180^\circ \geq \varphi \geq 90^\circ$. Таким образом, участки поворота потока на 180° в трубчатых каналах ВВТ являются турбулизаторами и интенсивность отрывных течений потоков охлаждаемого воздуха усиливается от одного поворота потока к другому. Это способствует интенсификации теплообмена и ещё большему снижению температуры охлаждаемого воздуха.

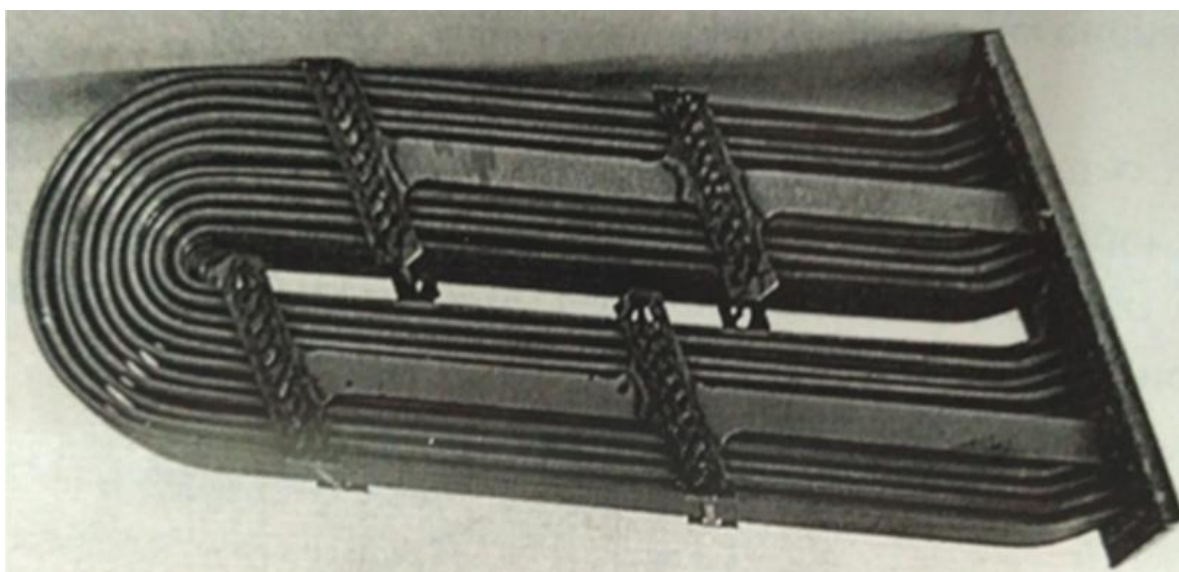
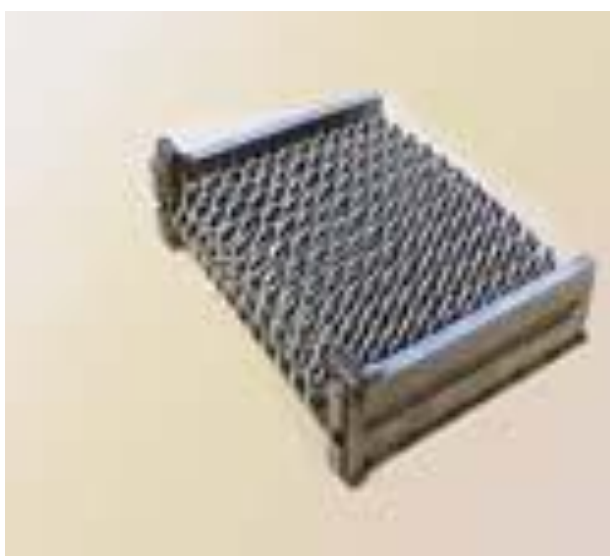
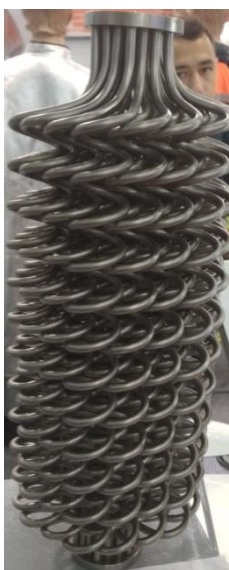


Рис. 2 – Десяти трубчатый ВВТ перекрёстного тока с приплюснутыми трубками и с одним радиусным поворотом потока

ВВТ, показанный на рис. 3 а, имеет витые трубки по всей его высоте, от входа до выхода охлаждающего воздуха, 25 поворотов в одной трубке, схема движения охлаждающего воздуха – противоток. В ВВТ, показанном на Рис. 3 б, витые трубки установлены по перекрёстной схеме, поэтому имеется большая компактность трубного пучка по сравнению с ВВТ, показанным на Рис. 3 а. Однако большая компактность приводит к его повышенному гидравлическому сопротивлению и потерям давления воздуха, протекающего во втором контуре ТРДД.

Конечно, интенсивность этих отрывов потока воздуха не отменяет необходимость установки механических интенсификаторов теплообмена на гладких стенках трубных каналов. Но эти два процесса однонаправлены и их надо учитывать при изучении процесса интенсификации теплообмена на поворотных участках круглых и овальных трубок.



а)

б)

Рис. 3 – Конфигурации двух ВВТ – а) и б), предназначенных для установки на ТРДД ПС-90А, с цилиндрическими трубками винтовой формы, диаметр наружной поверхности **6,0 мм**, толщина стенки 0,8 мм.

Технические характеристики ВВТ, изображённого на Рис. 3 и установленного на ТРДД ПС-90 А, представлены в таблице 1.

Таблица 1

Технические характеристики ВВТ- 90 А

Наименование	Трубное пространство	Межтрубное пространство
Среда	воздух	воздух

Диаметр теплообменных трубок, мм	6,0	
Толщина т/о трубок, мм	0,8	
Количество т/о трубок	37	
Масса теплообменника, кг	5,4	
Габаритные размеры:		
Длина, мм	530	
Размер под ключ, мм	156	
Давление, кг/см ²	6,63	1,78
Расход, кг/с	0,15	1,1
Температура на входе, °С	340	60
Температура на выходе, °С	105	92,6
Гидравлическое сопротивление, кг/см ²	1,3	0,07

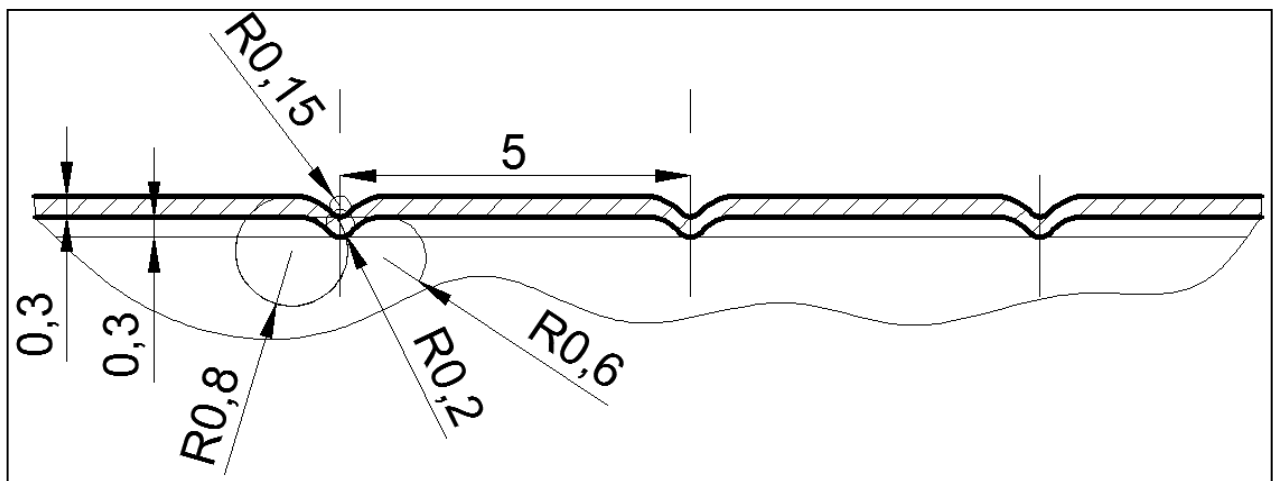


Рис. 4 - Геометрические размеры интенсификаторов теплообмена, устанавливаемых на внутренней поверхности трубок ВВТ, с целью более интенсивного охлаждения горячего воздуха, отбираемого от компрессора ГТД

Самое примечательное в изучении такого типа отрывного процесса заключается в том, что появляющаяся деформация поля скоростей на поворотном участке канала далее сохраняется и на последующих за поворотами прямых участках трубки, она усиливается от одного поворота к другому.

В результате проведенных исследований получено, что по сравнению с цилиндрическими трубками, имеющими эквивалентную площадь поперечного сечения, разница температуры воздуха на входе и выходе из ВВТ увеличилась примерно на 30...40%. Следует указать на то, что использование программного комплекса ANSYS CFX позволяет сравнивать между собой большое множество различных конструктивных решений ВВТ. Аналогичная задача, решаемая экспериментально, требует изготовления множества реальных конструкций, что, конечно, очень проблематично материально и требует большого времени.

На рис. 5 показана структура течения охлаждаемого воздуха в поворотном канале ВВТ. При выполнении этого расчёта использовалась модель турбулентности SST.

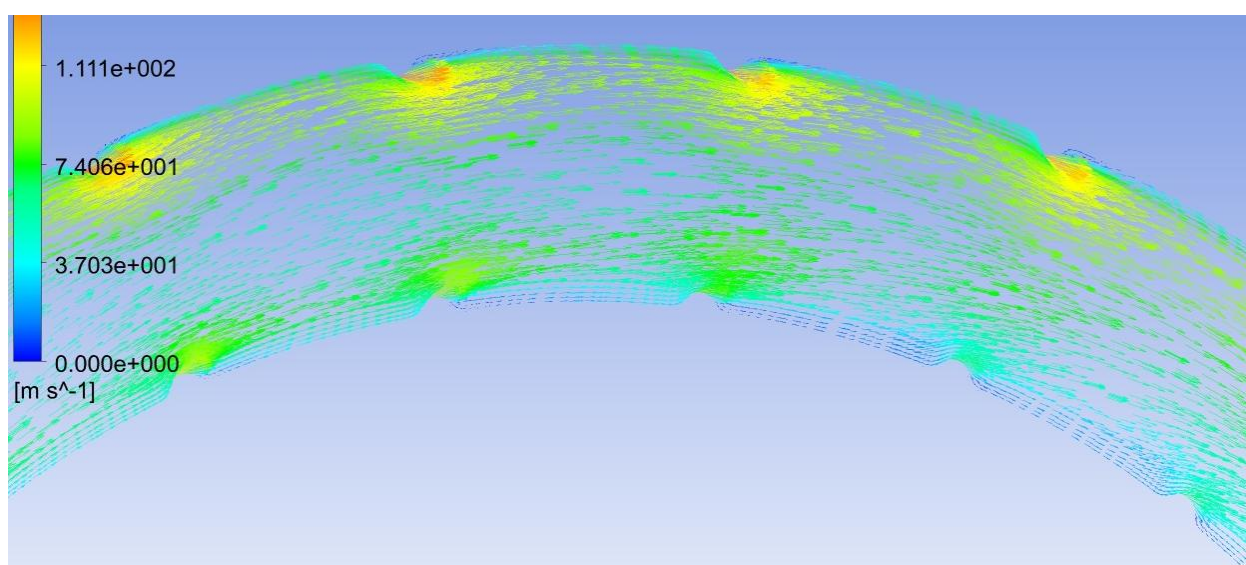


Рис. 5 – Отрывное течение воздуха на внутреннем поворотном на 180° участке круглой трубки, в которой установлены интенсификаторы теплообмена в виде кольцевых выступов высотой 0,3 мм, с шагом 5,0 мм.

Как видно из данных, приведенных в таблице 2, установка интенсификаторов теплообмена позволяет увеличить интенсивность охлаждения воздуха на выходе из трубок примерно на 33...36%. На Рис. 6 представлена структура течения

охлаждаемого газа в блоке ВВТ, имеющем прямые каналы и радиусные поворотные участки между ними.

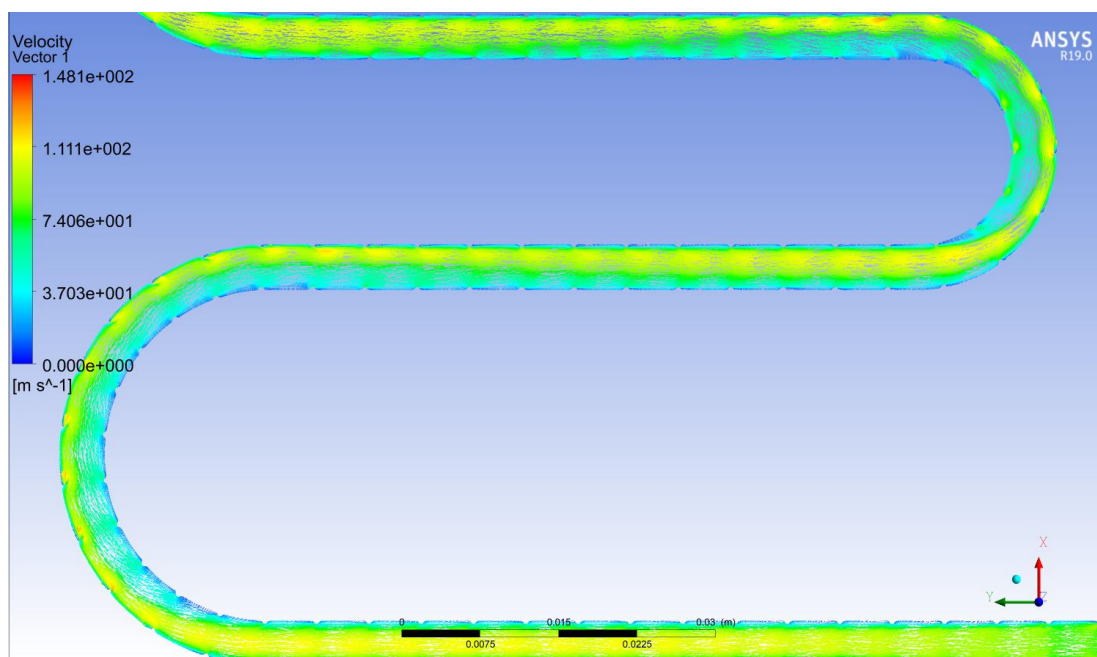


Рис. 6 - Линии тока охлаждаемого воздуха внутри поворотных трубок ВВТ

Ниже, в таблице 2, показаны результаты расчётного исследования ВВТ с цилиндрическими и овальными трубкам, одинаковой площадью проходного сечения, соответствующей площади круга диаметром 5,0 мм.

Из данных, представленных в таблице 2, видно, что при установке кольцевых микро интенсификаторов теплообмена на внутреннюю гладкую поверхность трубок малого диаметрального размера, 4,0 ... 6.0 мм, интенсивность теплообмена в ВВТ увеличивается примерно на 30...35%.

Таблица 2.

Температуры охлаждаемого воздуха в ВВТ с пяти поворотными трубками,
диаметром 5,0 мм

	Цилиндр		Эллипс 6,3×4,0	
	без турбулизаторов	с турбулизаторами	без турбулизаторов	с турбулизаторами
Температура (К)	680	641	678	634
ΔT	120	159	122	166

Методика подготовки исходных данных и пример течения охлаждаемого воздуха от входа до выхода в поворотной трубке ВВТ

На рис. 7, 8 и 9 показаны подготовленные для расчёта в программе ANSYS CFX геометрические модели и конечно элементные сетки овальных трубок с их интенсификаторами теплообмена.

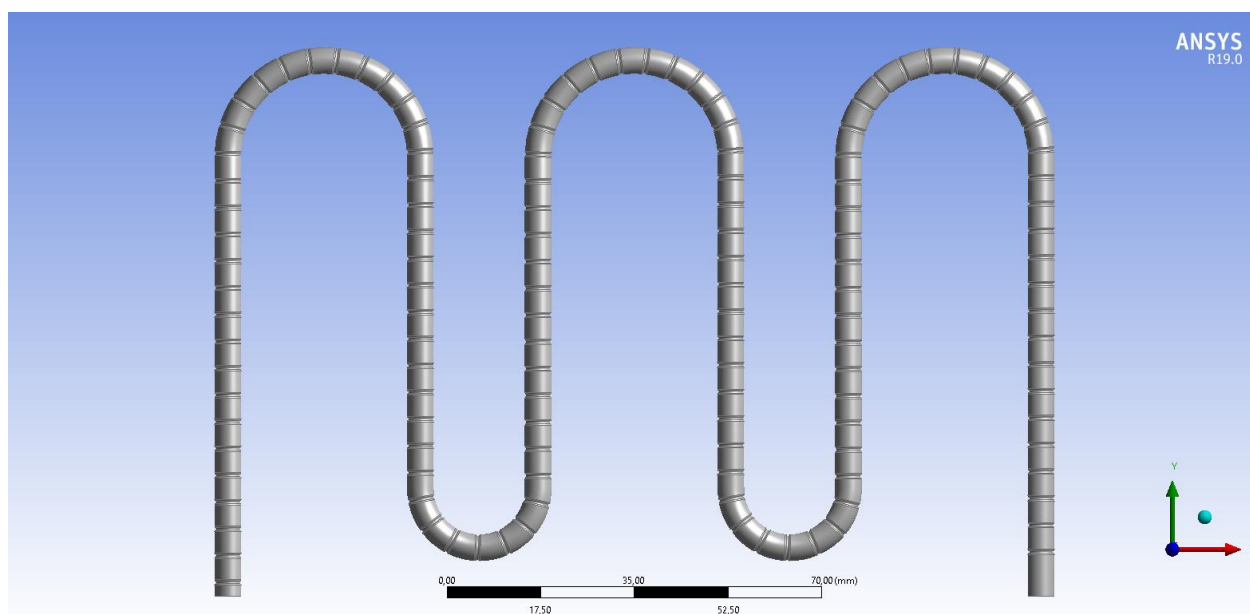


Рис. 7 - Наружный контур пяти перекрёстной **цилиндрической** трубки, диаметром **5,0 мм**, с интенсификаторами охлаждения внутреннего потока воздуха

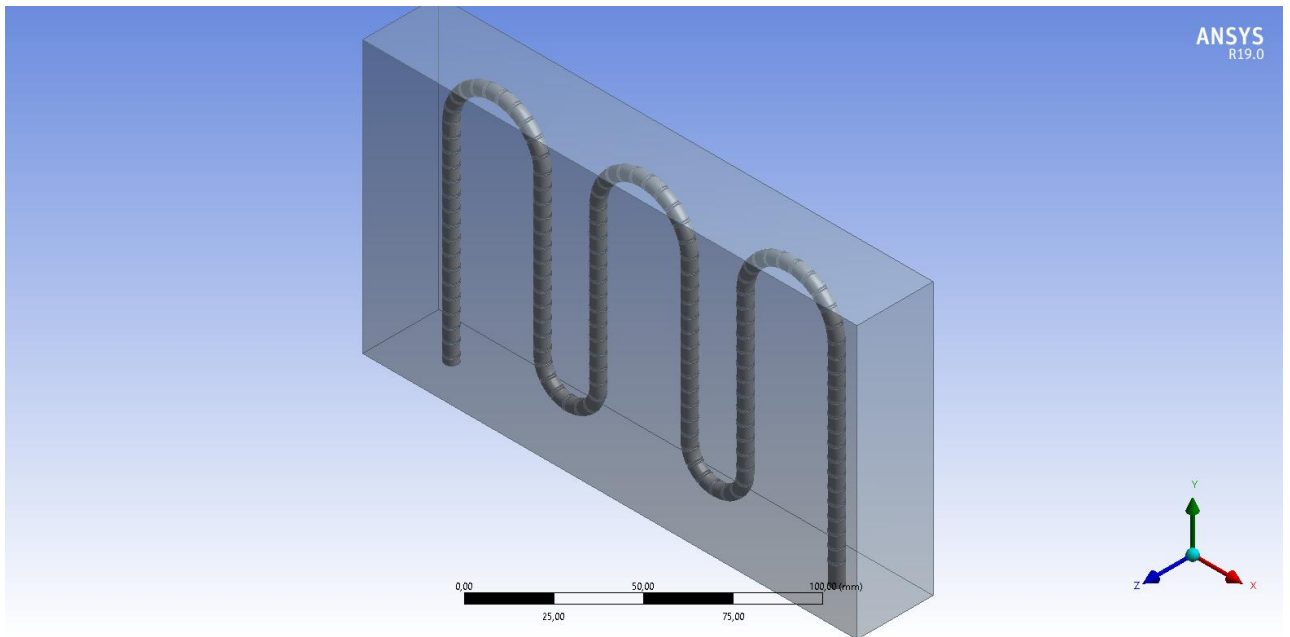


Рис. 8 - Расчётный контур пяти перекрёстной цилиндрической трубки, длиной 500 мм и размерами эллипса в поперечном сечении, равными $6,3 \times 4,0$ мм, с интенсификаторами теплообмена внутреннего потока воздуха и граничными условиями, принятыми для выполнения расчётов

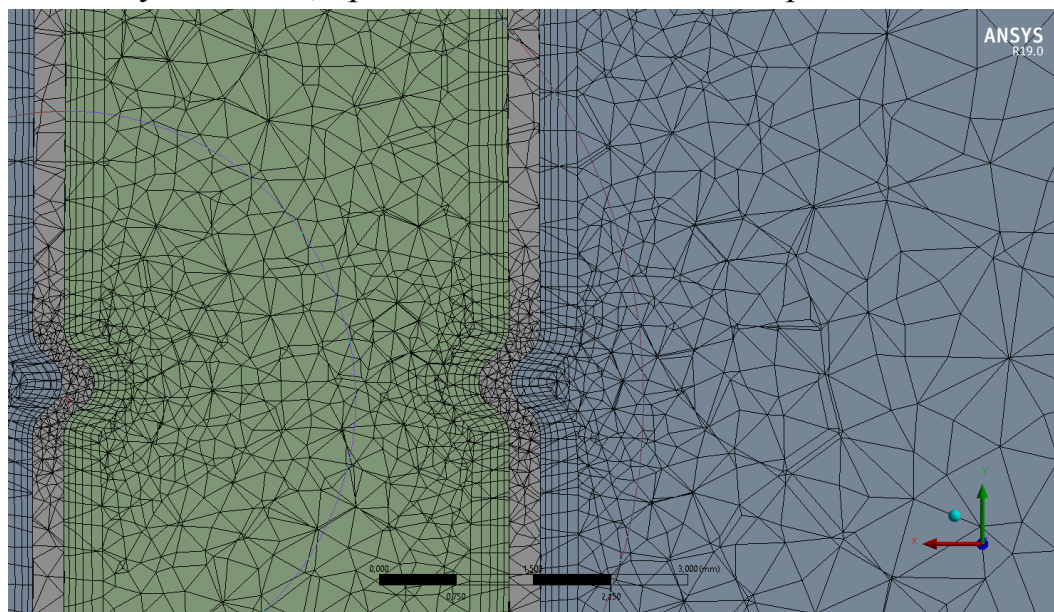


Рис 9 –Расчётная конечно-элементная сетка **цилиндрической** трубки с интенсификаторами теплообмена и учётом наличия пограничного слоя

Один из примеров расчёта температурного состояния охлаждаемого воздуха по длине поворотной трубки ВВТ показан на Рис. 10. Здесь представлены эпюры изменения температуры и скорости потока охлаждаемого воздуха.

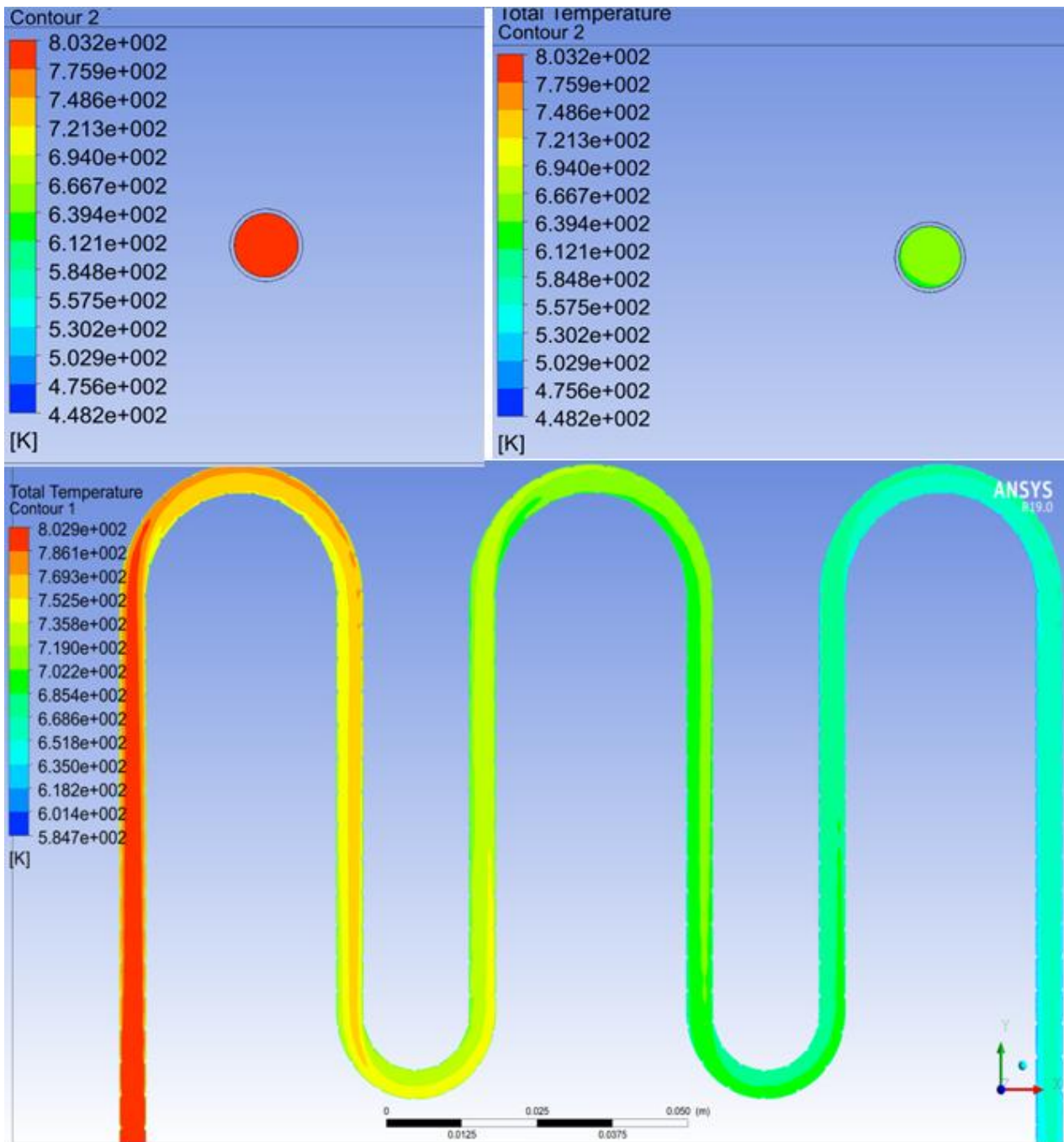


Рис 10 - Изменение температуры охлаждаемого воздуха по длине пяти поворотной трубки ВВТ с интенсификаторами теплообмена, установленными на внутренней поверхности цилиндрической трубки

Поле температур воздушного потока в поперечном сечении на входе и выходе из трубок ВВТ является равномерны, но по тракту движения воздуха в трубках оно перемененно и деформировано относительно осевой линии. В этом проблема расчётного исследования такого типа ВВТ с учётом каких либо эмпирических

коэффициентов, получаемых на отдельных характерных участках трубок, прямых или поворотных. В то же время, в системе ANSYS CFX процесс расчёта неразрывен.

Таким образом, в проведенном исследовании установлено существенное влияние постановки турбулизаторов охлаждаемого воздуха в ВВТ с малоразмерными овальными трубками на уровень снижения температуры воздуха на выходе из ВВТ.

Влияние ориентации пучка трубок относительно оси двигателя на потери давления охлаждающего воздуха наружного контура ТРДД и интенсивность охлаждения воздуха внутри трубок

Важным фактором, влияющим как на гидродинамические и тепловые характеристики ВВТ, так и экономичность самого двигателя, является схема установки трубок в ВВТ, их ориентация относительно осевого направления движения воздуха в наружном контуре ТРДД.

Как видно из данных, представленных на Рис. 11 и 12, при осевом расположении трубок ВВТ гидравлическое сопротивление значительно уменьшается. Вместе с тем, другой важный фактор, величина снижения температуры охлаждаемого воздуха, несколько снижается по сравнению с вариантом проектирования, при котором трубки ВВТ располагаются поперёк потока воздуха наружного контура ТРДД.

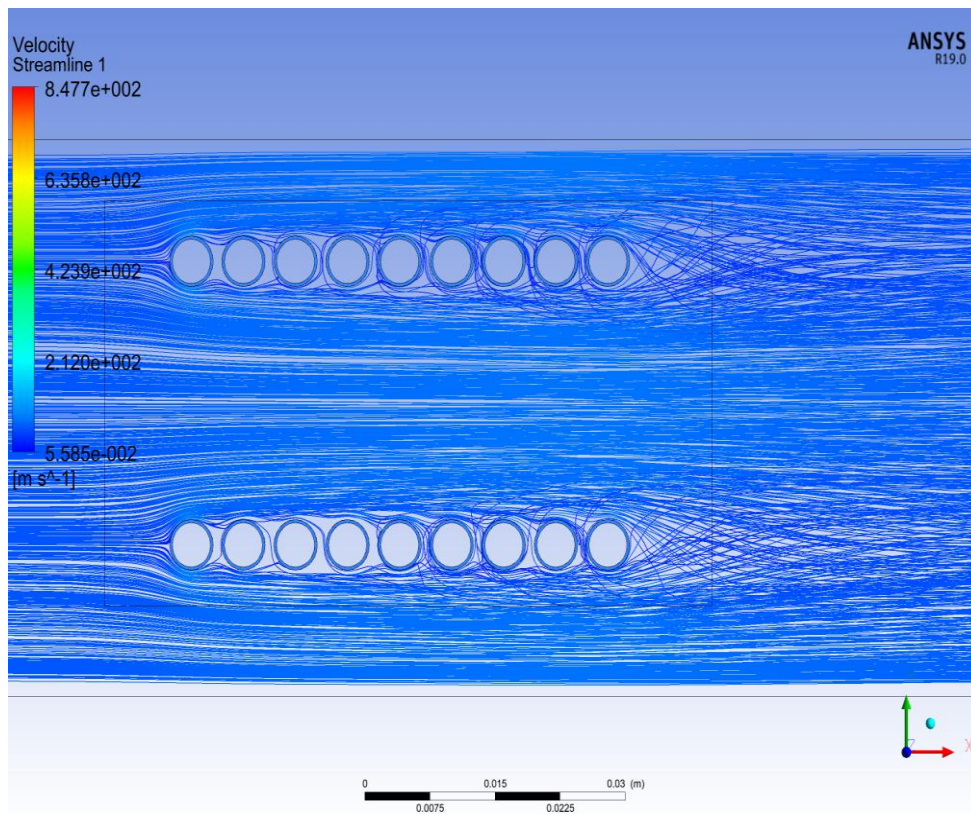


Рис. 11. Изменение поля скоростей обогреваемого воздуха наружного контура ТРДД при рядном расположении трубок: $\Delta T = 123^\circ$, $\sigma = 2,40\%$

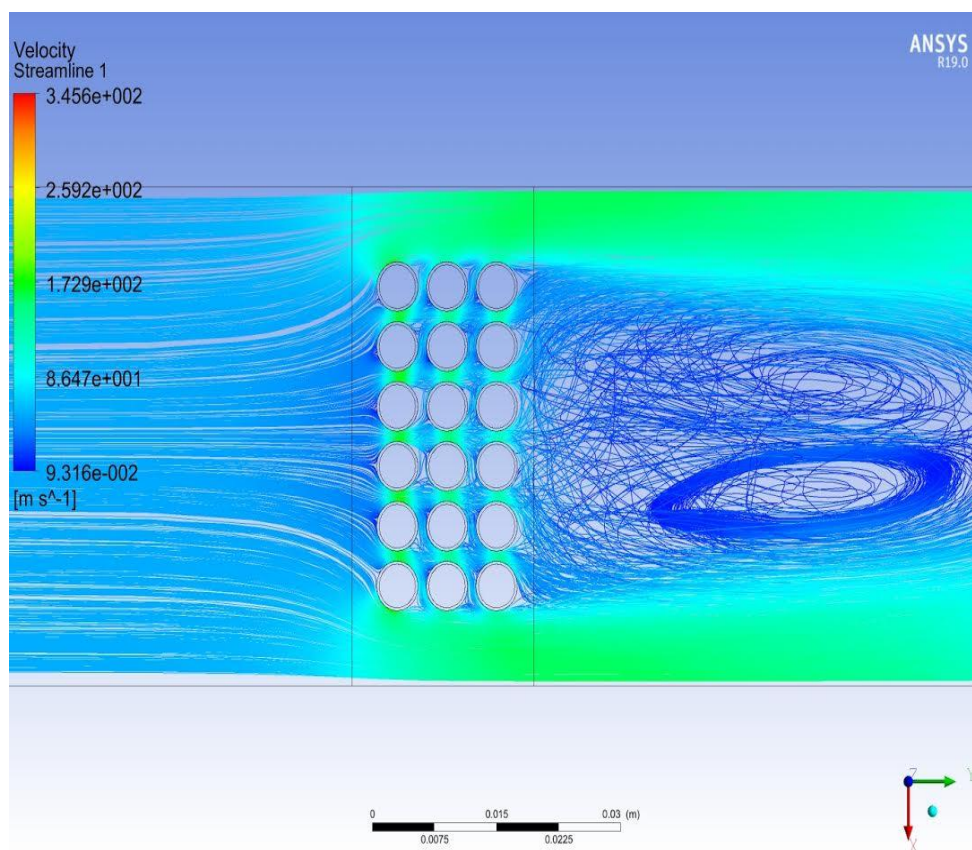


Рис. 12. Изменение поля скоростей обогреваемого воздуха наружного контура ТРДД при поперечном расположении трубок: $\Delta T = 138^\circ$, $\sigma = 4,49\%$

Форма и компоновка исследованных вариантов расположения трубок в блоках

ВВТ показаны на Рис. 13.

Варианты расположения трубок в пучках

Цилиндры \varnothing 5 мм и овалы 6,3*4,0 мм

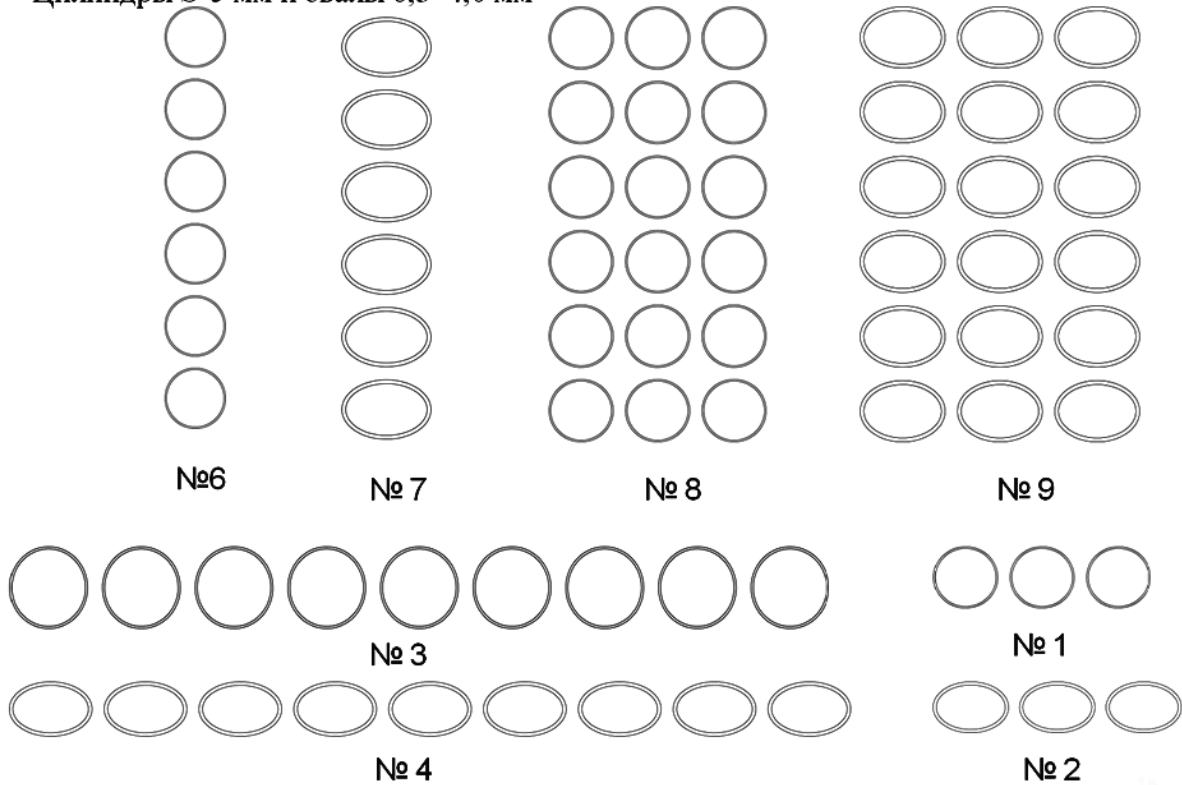


Рис. 13. Конфигурация исследованных вариантов расположения трубок в блоках ВВТ, исследовано 9 вариантов компоновок трубок

Количественные величины, характеризующие интенсивность теплообмена и гидравлические характеристики девяти вариантов проектирования исследованных трубных пучков ВВТ, представлены ниже, в таблице 3. Здесь приведены все результаты проведенных исследований, информация о форме трубок и наличии интенсификаторов теплообмена, позволяющие сделать заключение о выборе оптимального варианта проектирования.

Таблица 3

Изменение температуры воздуха на выходе из ВВТ и его гидравлическое сопротивление при различной форме и числе трубок в трубных блоках

Номер порядк у	Форма пучка	Полные температуры °К	ΔT °К	$P_{\text{выхода}}$ МПа	Δp	σ	$\sigma \%$
Расположение цилиндров рядное, в осевом направлении							
1	3 Цилиндра	710	90	0.36644	0.00256	0.007	0.7
2	3 Эллипса	689	111	0.36794	0.00105	0.0029	0.29
3	9 Цилиндров	695	105	0.36240	0.00660	0.0179	1.79
4	9 Эллипсов	668	132	0.36481	0.00417	0.01134	1.134
5	18 Цилиндров	687	123	0.36014	0.00886	0.0240	2.40
Расположение цилиндров рядное, в окружном направлении							
6	6 Цилиндров	683	117	0.36006	0.00894	0.0242	2.42
7	6 Эллипсов	662	138	0.36124	0.00781	0.0212	2.12
8	18 Цилиндров	662	138	0.35245	0.01655	0.0449	4.49
9	18 Эллипсов	632	168	0.355907	0.013093	0.0355	3.55

Выводы

1. Расчётные исследования трубок ВВТ, выполненные в системе ANSYS CFX, позволили выявить количественные и качественные характеристики, связанные с особенностями течения охлаждаемого воздуха в поворотных каналах малых диаметральных размеров ВВТ, соединённых прямыми участками, а также об изменении интенсивности прогрева воздуха в этих каналах при изменении их

длины.

2. Всего исследовано около 60-ти вариантов расчетов, по одной и той же методике, с применением комплекса ANSYS-CFX. Это важно с точки зрения обеспечения сопоставимости эффективности различных конструктивных решений трубчатой части ВВТ. В опубликованной технической литературе, посвящённой исследованиям трубчатых ВВТ, имеется ограниченное число данных по эффективности малоразмерных трубок разной формы – цилиндрических или овальных, малых диаметральных размеров, в которых установлены микро интенсификаторы теплообмена.

3. Установлено влияние кольцевых турбулизаторов охлаждаемого воздуха в ВВТ с малоразмерными трубками на уровень снижения температуры этого воздуха на выходе из ВВТ, в зависимости от длины, диаметрального размера и формы отдельных трубок, цилиндрических или овальных, и эффективность пучков, ориентированных в осевом или радиальном направлениях.

Библиографический список

1. Силуянова М.В., Попова Т.В. Разработка методики проектирования и расчета теплообменного аппарата для газотурбинных двигателей сложного цикла // Труды МАИ. 2016. № 85. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=66210>
2. Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепло массо обменных процессов. – М.: Теплотехник, 2011. - 335 с.

3. Ревант Редди А., Нестеренко В.Г. Особенности проектирования и повышения эффективности трубчатых воздухо – воздушных теплообменников, устанавливаемых в систем охлаждения современных и перспективных турбин ГТД // Научно–технический вестник Поволжья. 2017. № 4. С. 48 - 50.
4. Ревант Редди А., Нестеренко В.Г. Совершенствование системы охлаждения современных высокотемпературных ТВД авиационных ГТД // Научно–технический вестник Поволжья. 2017. № 6. С. 75 - 79.
5. Ревант Редди А., Нестеренко В.Г. Конструктивные методы совершенствования критичных узлов системы охлаждения современных высокотемпературных ТВД авиационных ГТД // Научно–технический вестник Поволжья. 2018. № 5. С. 73 - 77.
6. Нестеренко В.В. Основные принципы методики комплексной оптимизации облика и параметров узлов горячей части современных и перспективных ТВГТД // Вестник Московского авиационного института. 2009. Т. 16. № 6. С. 82 - 92.
7. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. - М.-Л.: Энергия, 1966. - 184 с.
8. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под редакцией М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. - 672 с.
9. Hasan Ala Ali. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air // Heat and Mass Transfer, 2005, vol. 41, iss. 8, pp. 724 – 733.
10. Дзюбенко Б.В., Краев В.М., Мякочин А.С. Закономерности и расчёт нестационарных турбулентных течений и тепломассообмена в каналах энергетических установок. - М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2008. - 384 с.

11. Hasan A., Siren K. Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively-cooled heat exchangers // Applied Thermal Engineering, 2004, vol. 24, № 5-6, 777 - 790.
12. Дрейцер Г.А. Компактные теплообменные аппараты. - М.: МАИ, 1986. - 74 с.
13. Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепло-массо-обменных процессов. - М.: Теплотехник, 2011. - 335 с.
14. Мигай В.К. Моделирование теплообменного и энергетического оборудования. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. - 236 с.
15. Cengel.Y.A., Ghajar A.J. Heat and Mass Transfer, 5-th edition, Tata McGraw Hill Education Private Limited, 2013, 902 с.
16. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. - М.-Л.: Энергоатомиздат, 1982. - 224 с.
17. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 367 с.
18. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. - 592 с.
19. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. - М.: Энергоатомиздат, 1998. - 408 с.
20. Nesterenko V.G., Revant Reddi A. Improvement of the design and methods of designing tubular air-to-air heat exchangers cooling systems of gas turbines. ICAS 2016.

URL:

https://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2016/data/papers/2016_0433_paper.pdf