

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет)

На правах рукописи



Аббаварам Ревант Редди

**Конструктивные методы повышения интенсивности
охлаждения и снижения гидравлического сопротивления
компактных воздухо - воздушных теплообменников,
устанавливаемых в наружном контуре турбореактивных
авиационных двигателей**

Специальность 05.07.05
«Тепловые, электроракетные двигатели и
энергоустановки летательных аппаратов»

Диссертация
на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Нестеренко Валерий Григорьевич.

Москва – 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ	5
1. Объекты исследований. Цели и задачи диссертационной работы	12
1.1. Требования по увеличению температур газа в охлаждаемых турбинах газогенераторов современных и перспективных ТРДД, и повышения эффективности их системы охлаждения и теплозащитных покрытий	12
1.2. Исследование и анализ конструктивных особенностей компактных воздухо - воздушных теплообменников (ВВТ), устанавливаемых в системе охлаждения турбины газогенератора ТРДД	16
1.3. Анализ данных, опубликованных в технической литературе, по способам повышению эффективности компактных трубчатых ВВТ	21
1.4. Цели и задачи выполняемой диссертационной работы	32
1.5. Выводы по глава 1	34
2. Расчётные исследования влияния геометрических размеров, длины и диаметра, а также формы трубок в компактных ВВТ систем охлаждения ВВТ и конструктивных способов интенсификации теплообмена на характеристики ВВТ	36
2.1. <i>Проектный</i> расчёт по определению длины трубки малого диаметра, при заданной величине снижения температуры охлаждаемого воздуха на выходе из ВВТ	37
2.1.1. Исходные данные	38
2.1.2. Тепло гидравлический расчет	39
2.2. Результаты расчётов зависимости $L = f(\Delta T_{\text{охл}}, D_{\text{тр}})$, полученные при изменении диаметров трубок ВВТ $D=4.0, 5.0, 6.0$, выполненные по методике <i>проектного расчёта</i>	40
2.3. Исследование влияния кольцевых интенсификаторов, устанавливаемых на внутренней поверхности гладкой трубки малого диаметра	43
2.4. Поверочные расчёты конструкций модуля ВВТ по методике NTU с трубками малого диаметра, сопоставление расчётных результатов исследования с данными эксперимента	44
2.4.1. Исходные данные для поверочного расчета	44
2.4.2. Расчет теплоотдачи в межтрубном пространстве	45
2.4.3. Средняя теплоотдача в межтрубном пространстве	47
2.4.4. Расчет теплоотдачи внутри труб	49
2.4.5. Теплопередача в модуле ВВТ	50

2.4.6. Определение конечных температур греющего и нагреваемого воздуха на выходе из модуля ВВТ	51
2.5. Исследование влияния числа рядных трубок на эффективность охлаждения воздуха в ВВТ с поперечно обтекаемыми трубками малых диаметральных размеров	54
2.6. Выводы по глава 2	56
3. Исследование эффективности прямых и много поворотных цилиндрических и овальных гладких трубок <i>малого диаметра</i> с использованием ANSYS CFX, разработка рекомендаций по их применению в ВВТ	57
3.1. Исследование эффективности и гидравлического сопротивления малоразмерных цилиндрических прямых (одно поворотных) трубок, отличающихся длиной и диаметральными размерами	58
3.2. Исследование эффективности и гидравлического сопротивления прямых овальных трубок, отличающихся длиной и диагональными размерами овала	62
3.3. Исследование эффективности и гидравлического сопротивления много поворотных цилиндрических и овальных трубок	66
3.4. Сопоставление уровня снижения температуры охлаждаемого воздуха в <i>рядных и шахматных</i> пучках с цилиндрическими и овальными трубками	72
3.5. Сравнение гидравлических потерь в рядных пучках, ориентированных в осевом или окружном направлениях	80
3.6. Выводы по главе 3	88
4. Исследование влияния кольцевых интенсификаторов теплообмена в цилиндрических и овальных трубках малого диаметра, применяемых в ВВТ ТРДДмд	89
4.1. Исследование влияния кольцевых диафрагменных интенсификаторов теплообмена, устанавливаемых в прямых малоразмерных цилиндрических и эллипсных трубках ВВТ, на уменьшение температуры охлаждаемого воздуха и их гидравлическое сопротивление с использованием программы ANSYS CFX	91
4.1.1. Исследование прямых цилиндрических трубок с интенсификаторами теплообмена	92
4.1.2. Исследование прямых овальных трубок с интенсификаторами теплообмена	96

4.2. Исследование снижения температуры охлаждающего воздуха и гидравлического сопротивления пяти перекрёстной цилиндрической трубки, диаметром 5,0 мм, и овальной трубки, с диагоналями овала 6,3×4,0 мм и интенсификаторами охлаждения внутреннего потока воздуха	99
4.3. Выводы по главе 4	110
5. Исследование конструкции компактных многозаходных трубчатых ВВТ перекрёстного тока, установленных в наружном контуре (мсд), с цилиндрическими или овальными трубками малых диаметров и радиусными поворотами потока охлаждаемого воздуха, гладкими поверхностями внутренних каналов или с интенсификаторами, установленными на этих поверхностях	112
5.1 ВВТ для системы охлаждения турбин ТРДД со средней и большой степенью двухконтурности	115
5.1.1. ВВТ ТРДД ПС-90 и ПС - 90А	115
5.1.2. Особенности установки ВВТ в ТРДД средне магистрального ЛА, высота проходного сечения второго контура которого существенно меньше высоты ВВТ	118
5.2 . ВВТ системы охлаждения турбины авиационного ГТД с малой степенью двухконтурности с двухрядными пучками цилиндрических трубок диаметрами 5,0 и 6,0 мм	123
5.3 Сопоставление результатов расчётных исследований цилиндрических и эллипсных (овальных) трубок ВВТ разной длины, прямых и с поворотами потока охлаждающего воздуха, с кольцевыми выступами, расположенными на внутренней поверхности трубок, являющимися интенсификаторами теплообмена	131
5.4. Совершенствование компоновки и конструктивных элементов ВВТ, устанавливаемых в наружном контуре турбореактивных двигателей	138
5.5. Выводы по главе 5	147
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	149
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	151

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертации

Современные и перспективные авиационные ГТД характеризуются уровнем температуры газа перед турбиной, величиной степени сжатия компрессора и уровнями ресурса и надёжности. Следовательно исследования по повышению эффективности системы охлаждения критичных узлов и деталей горячей части ГТД особенно актуальны. Они имеют важное практическое значение, поскольку ресурс узлов горячей части ГТД примерно в два раза меньше ресурса узлов его холодной части.

Указанные выше задачи требуют проведения исследовательских работ по повышению эффективности воздухо-воздушного теплообменника (ВВТ), устанавливаемого в наружном контуре ТРДД с малой степенью двухконтурности (ТРДДм). Они имеют комплексный характер, поскольку, с одной стороны, требуется совершенствование самой конструкции ВВТ, а с другой - методов его проектирования и изготовления.

В выполненной 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, а также ВВТ различных конфигураций, с рядными и шахматными пучками, составленными из цилиндрических или овальных трубок.

Ниже содержатся основные результаты расчётных исследований эффективности охлаждения различных конфигураций ВВТ и его трубок, выполненные с использованием программного комплекса ANSYS CFX. Исследованы линии тока воздуха внутри и снаружи трубок, его температурное изменение от входа до выхода из трубок, гидравлическое сопротивление охлаждаемого воздуха внутри трубок и потери давления наружного, нагреваемого воздуха второго контура ТРДДм.

Параллельно с расчётом обтеканий и теплообмена трубчатых поверхностей ВВТ, выполненных с использованием программного комплекса ANSYS CFX, ряд тех же расчётов производился по двум другим методикам, в которых используется логарифмический температурный напор, который удобно применять на начальном этапе проектирования ВВТ, и параметр NTU (Number of Transfer Units), характеризующий число единиц переноса тепла, который применяется при поверочном расчёте конструкции ВВТ.

Результаты экспериментальных исследований ВВТ, изготовленного из трубок диаметром 5, 0 мм, сопоставлены с данными расчётов, произведенных по всем трём методикам.

Получено, что расчёты ВВТ, произведенные по программному комплексу ANSYS CFX, наиболее близки к экспериментальным данным и отличаются от них примерно на 10% в сторону повышения его эффективности.

Большой практический интерес и актуальность имеют результаты исследований овальных трубок с интенсификаторами внутреннего, охлаждаемого потока закомпрессорного воздуха, выполненные с использованием программного комплекса ANSYS CFX. Получено, что по сравнению с цилиндрическими трубками, имеющими эквивалентную площадь поперечного сечения, разница температур воздуха на входе и выходе из ВВТ увеличивается примерно на 20...30%.

Следует отметить, что использование программного комплекса ANSYS CFX позволяет сравнивать между собой большое число конструктивных решений ВВТ. Аналогичная задача, решаемая экспериментально, требует изготовления множества реальных конструкций, что, конечно, очень проблематично материально и требует большого времени.

Целью работы: исследование методики проектирования теплообменников перекрёстного тока, устанавливаемых в наружном контуре ТРДДм и определение возможного повышения уровня их эффективности,

снижения температуры охлаждаемого воздуха, подводимого к рабочим лопаткам ТВД при минимальном росте их гидравлического сопротивления, характеризуемого увеличением потерь давления, обтекающего ВВТ наружного воздуха второго контура ТРДДм, которое должно быть равно или менее 1,5...2,0%.

Задачи работы:

1. Для достижения поставленной цели необходимо рассмотреть:

влияние конфигурации пучка, формы и диаметральных размеров трубок с гладкими внутренними поверхностями, их длины и т.д.; размерности и формы интенсификаторов теплообмена, установленных на внутренней поверхности трубок, в виде кольцевых выступов малой высоты, 0.15, 0.3 или 0.5 мм, отстоящих друг от друга с шагом, не более 5,0 мм, на их эффективность;

выполнить расчётное исследование и анализ эффективности теплообмена - уровня снижения температуры охлаждаемого воздуха, а также уровня коэффициента потерь давления охлаждающего воздуха, обтекающего отдельные трубки, пучки трубок, трубчатый теплообменник в целом;

2. Следует исследовать методы проектного и поверочного расчётов, включая численные исследования в пакете ANSYS CFX.

3. Анализ результатов проведенных исследований следует осуществлять на основе принципа компромисса, при котором сопоставляется достигнутый уровень снижения температуры охлаждаемого воздуха и уровень его потерь давления в наружном контуре ТРДДм. Немаловажно, также учитывать потери давления воздуха внутри трубок, от входа охлаждаемого воздуха до его выхода.

Научная новизна

Выявлено системное изменение структуры потока охлаждаемого воздуха в поперечных сечениях U – образных трубок, зависящее от их длины и диаметра, наличия поворотов потока, изменения формы трубок от цилиндрической к овальной, формы пучка и местоположения трубки в пучке.

Положения, выносимые на защиту

1. Результаты расчетных исследований эффективности ВВТ перекрёстного тока с гладкими трубками в рядных пучках, ориентированных в осевом или окружном направлениях, с поворотами потока относительно осевого направления, полученные из проектировочных и поверочных расчётов, с использованием методов NTU и в системе ANSYS CFX, а также их сопоставление с результатом экспериментального исследования натурального ВВТ.

2. Численные значения снижения температуры в гладких цилиндрических трубках ВВТ диаметром 4,0, 5,0 и 6,0 мм, полученные по интегральным зависимостям, для их использования на этапе эскизного проектирования. Программа MICROSOFT EXCEL для их автоматизированного расчёта этих характеристик.

3. Характеристики тепловой эффективности модулей ВВТ, полученные расчётом по методике NTU (Number of Transfer Unit), для рядного расположения цилиндрических трубок, ориентированных в осевом направлении, диаметры которых равны 4,0, 5,0 и 6,0 мм.

4. Характеристики влияния длины и количества поворотов потока в гладких, цилиндрических трубках, диаметром 4,0, 5,0 и 6,0 мм, и овальных, с диагоналями 7,9×4,6 мм и 6,3×4,0 мм, и пучках трубок, на изменение температуры воздуха на выходе из ВВТ, полученные расчётом в системе ANSYS CFX, а также величины их гидравлического сопротивления.

5. Влияние интенсификаторов теплообмена, установленных в овальные трубки (7,9×4,6 мм и 6,3×4,0мм), на изменение температуры воздуха на выходе из ВВТ, полученные расчётом в системе ANSYS CFX.

6. Результаты сравнения уровня снижения температуры и изменения гидравлического сопротивления пучков трубок при изменении расположения цилиндрических Ø 5мм и овальных с диагоналями 6,3×4,0 мм трубок ВВТ, устанавливаемых вдоль оси двигателя или в окружном направлении.

Методология и методы диссертационного исследования

Поставленные цели достигались путем расчетно-теоретических исследований. Для проведения вычислительных исследований использовались компьютерные технологии - программный комплекс ANSYS CFX. При этом результаты этих расчетов сравнивались с данными, полученными расчётом с помощью коэффициентов, обобщающих отдельные экспериментальные исследования и результатом исследований ВВТ, полученным на натурном ТРДДм.

Теоретическая и практическая значимость работы

Получены зависимости влияния диаметральных размеров и длины малоразмерных трубок наружным диаметром $4,0 \text{ мм} \leq d \leq 6,0 \text{ мм}$ на уровень снижения температуры охлаждаемого воздуха и на увеличение потерь давления охлаждающего и охлаждаемого воздуха, а также размеров микро выступов на внутренних гладких поверхностях каналов трубок, в которых протекает охлаждаемый воздух, их влияние на интенсивность охлаждения этого воздуха и уровень увеличения потерь давления;

Рекомендации по повышению эффективности трубчатых ВВТ, спроектированных из малоразмерные трубок с наружным диаметром $4,0 \text{ мм} \leq d \leq 6,0 \text{ мм}$, где величина снижения температуры охлаждающего воздуха на выходе из ВВТ увеличена на 30...40%.

Разработана новая конструктивная схема комбинированного ВВТ рядного типа. В этом ВВТ трубки с охлаждаемым воздухом, который отбирается из разных ступеней КВД, устанавливаются в одном и том же ряду ВВТ. На выходе из ВВТ воздух, отличающийся давлением и температурой, направляется для охлаждения таких элементов конструкции турбины, как, например, опора ротора, боковые поверхности дисков ТВД и ТНД в междисковой полости, и др., требующих увеличения интенсивности их охлаждения.

Достоверность результатов работы определяется:

- сопоставлением поверочных расчётных значений температуры охлаждающего воздуха на выходе из ВВТ, установленного в наружном контуре ТРДДм АЛ 31, с экспериментальными данными, полученными при испытаниях ВВТ в системе реального двигателя.;

- хорошей сходимостью результатов предварительного расчёта проектируемого ВВТ с его поверочным расчётом. Разница этих результатов составила порядка 10%, что вполне объяснимо более полным использованием конструктивных параметров при поверочном расчёте ВВТ.

Личный вклад автора

1. Автором разработаны электронные геометрические модели большого числа вариантов трубчатых элементов ВВТ, малых диаметральных размеров 4,0...6,0 мм, эффективность которых сопоставлена между собой, с использованием программного комплекса ANSYS CFX.

2. Выявлены особенности течения охлаждаемого и охлаждающего воздуха и изменения его температурного состояния на выходе из ВВТ в зависимости от диаметра, формы (цилиндрической или овальной) и длины трубок, наличия поворотных участков на 180° по их длине и мало размерных, высотой 0,15-0,5 мм, интенсификаторов теплообмена, установленных на их внутренней гладкой поверхности.

3. Сформулированы рекомендации по выбору конструктивных параметров и повышению эффективности трубчатых ВВТ, устанавливаемых в наружном контуре ТРДДм.

Апробация результатов работы:

Результаты работы доложены на следующих конференциях:

1. 30-й конгресс Международного совета авиационных наук , 26 - 30 сентября, ICAS 2016 г.

2. Международной конференции «Гагаринские чтения», МАИ, 2016 г.

3. 16th International Conference of Iranian Aerospace Society, Тегеран 2017г.

Публикации

По теме диссертации опубликовано 10 работ, из них 7 статей в рецензируемых журналах

Объем работы.

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованных источников из 50 наименований; изложена на 156 страницах машинописного текста, включающего 106 иллюстраций и 15 таблиц.

Глава 1. ОБЪЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1.1 Требования по увеличению температур газа в охлаждаемых турбинах газогенераторов современных и перспективных ТРДД, и повышения эффективности их системы охлаждения и теплозащитных покрытий

В этой работе рассматриваются конструктивные способы повышения эффективности охлаждения воздуха, отбираемого за компрессором газогенератора двухконтурного ГТД, в воздухо-воздушном трубчатом теплообменнике (ВВТ), установленном в его наружном контуре. Эта тема актуальна и имеет важное практическое значение, поскольку уровень температуры газа перед турбиной высокого давления (ТВД) ГТД постоянно повышается, от одного поколения двигателей к другому поколению. Растут также требования к их надёжности и ресурсу. Кроме того, чем выше температура газа перед ТВД, тем меньше могут быть её габариты и масса при той же величине аэродинамической нагрузки, т.е. при $\pi_T = \text{Const}$.

На рис. 1.1 [1] показано изменение величины T_3^* газа в авиационных двигателях 4-го и 5-го поколения. Видно, в эксплуатируемом в настоящее время двигателе США GE 90 – 115 имеется очень высокий максимальный уровень температуры газа перед турбиной, она равна 1860 К. Немного меньше эта температура в ТРДД Франции LEAP 1A, где она равна 1840К.

К группе гражданских ТРДД с высокой температурой газа перед турбиной, равной примерно 1820 К, относится и другой двигатель США, который предполагается установить на российский самолёт MC 21 - PW 1400G, а также ТРДД Англии, RR Trent 500, где $T_3^* = 1800\text{К}$. Там же на Рис. 1.1 показаны максимальные температуры газа перед турбиной ГТД с меньшей взлетной тягой, предназначенные для установки на ЛА дозвуковой пассажирской авиации. Все они имеют меньшую температуру газа перед

турбиной, поскольку в лопатках малой размерности не удаётся разместить более эффективную систему их охлаждения.

Максимальная температура газа перед турбиной достигла в настоящее время очень высоких величин, до значений 1750...1850К. Одновременно с этим выросли максимальные величины степени повышения давления в их компрессорах, которые достигли уровня $\pi_{к\Sigma}^* = 40...50$. Так, например, в настоящее время фирма Роллс-Ройс создаёт компрессор с суммарной степенью повышения давления, равной $\pi_k = 70$. Выбранная величина степени повышения давления в компрессоре этого двигателя привела к увеличению температуры воздуха за КВД до значения 1000 К, т.е. без какого-то либо существенного промежуточного охлаждения этот воздух не может быть использован в системе охлаждения ТВД двигателя с такими параметрами.

Как известно, двигатели следующего, шестого поколения, будут характеризоваться рядом ещё более высокими параметрами. Так, например: максимальная температура газа перед турбиной вырастет до 1950...2200К [1]; степень повышения давления в компрессоре - до 70 (80); степень двухконтурности – до 15...20. В дальнейшем предполагается использование существенно более сложные конструктивные схемы ГТД, с промежуточным охлаждением за вентилятором и с рекуператором, установленным в выхлопной части двигателя, см. рисунок 1.2. Поэтому область применения ВВТ расширяется и задача по повышению его эффективности становится особо актуальной [1]. Система охлаждения ТВД и ВВТ является общей частью всей воздушной системы двигателя, при этом наличие ВВТ позволяет снизить уровень температуры газа на входе в рабочие и сопловые лопатки ТВД, температуру диска турбины, охладить опоры горячей части двигателя и т.д..

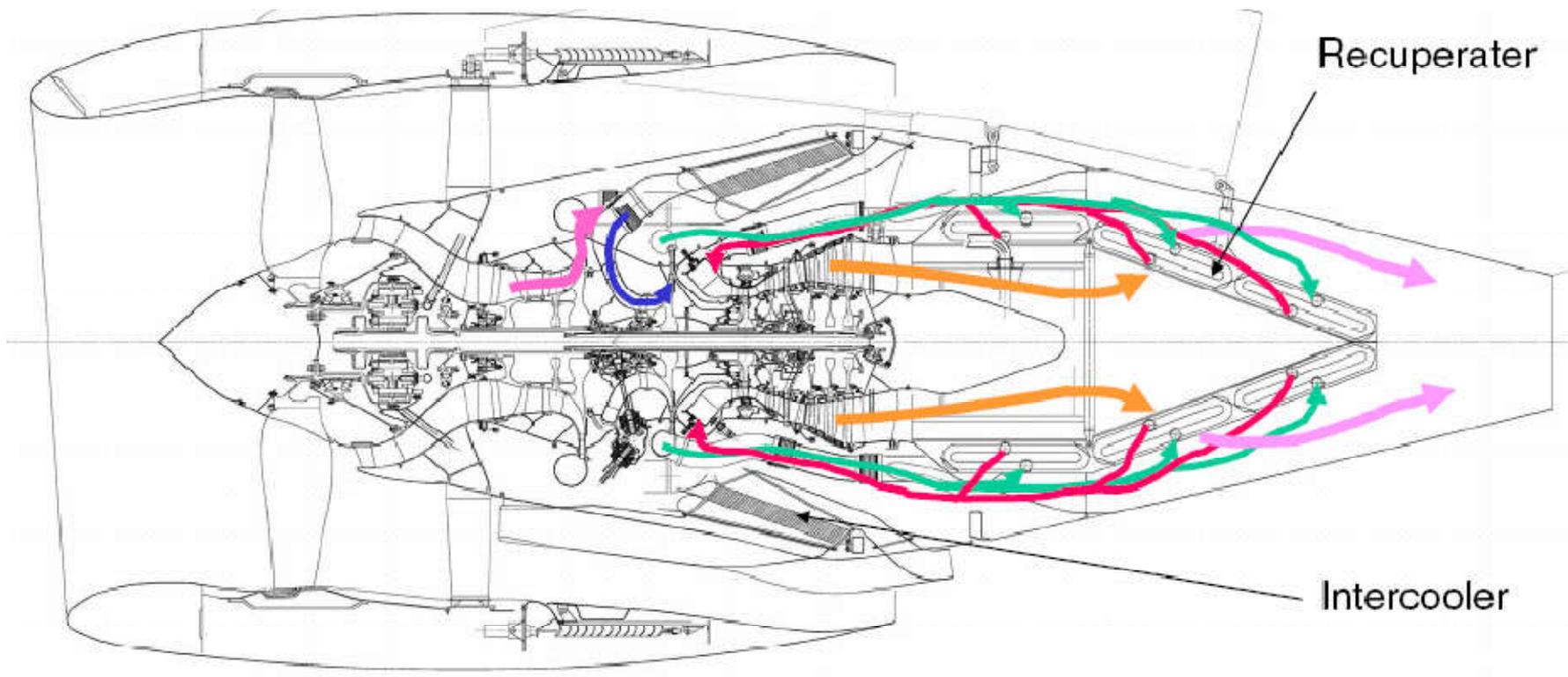


Рис. 1.2 - Схема двигателя с промежуточным охлаждением и регенерацией тепла [1].

Снижение температуры охлаждающего воздуха имеет весьма важное значение для увеличения их ресурса и надёжности. Вместе с тем, при установке ВВТ возникают не только положительные, но и отрицательные факторы, которые должны учитываться и минимизироваться. Например, увеличивается масса двигателя, появляются дополнительные потери давления газа в наружном контуре двигателя и т.д.

Поэтому при исследовании оптимального облика ВВТ должны учитываться ряд разноречивых факторов: с одной стороны его конструкция должна обеспечивать требование по возможно большему снижению температуры охлаждающего воздуха, массы и габаритов ВВТ; с другой стороны его установка в наружном контуре ТРДД не должна приводить к значимому увеличению гидравлического сопротивления наружного контура ТРДД.

1.2 Исследование и анализ конструктивных особенностей компактных воздухо - воздушных теплообменников (ВВТ), устанавливаемых в системе охлаждения турбины газогенератора ТРДД

На Рис. 1.3 показаны фото рядного ВВТ, установленного вдоль оси двигателя на корпусе камеры сгорания в наружном контуре ТРДДмсд. Диаметр трубок этого ВВТ равен 5,0 мм , а его установочная схема показана на Рис. 1.4.



Рис. 1.3 - Отдельный модуль ВВТ (а) и его полная секция (в), состоящая из 64-х модулей, равномерно расположенных на корпусе газогенератора ТВД

Как видно, этот ВВТ пяти поворотный, перекрёстного тока, его модуль состоит из двух рядов, в каждом ряду по 18 трубок. Всего по окружности установлено 64 модуля. На Рис. 1.4 показана конструктивная схема установки этого ВВТ на корпусе камеры сгорания двухконтурного ТРДД.

У всех трёх ВВТ, представленные на Рис. 1.4, 1.5 и 1.6, трубки имеют наружный диаметр 5,0 мм и толщину стенки 0,3 мм. ВВТ, представленный на рисунке 1.4, изготавливался также из четырёх пяти изогнутых трубок, установленных в каждом ряду, с трубками увеличенного диаметра, 6.0 мм, с целью увеличения его пропускной способности.

Известна конструкция одного поворотного ВВТ перекрёстного тока, выполненная из трубок, наружный диаметр которых равен 3.0 мм. Она имеет большую высоту и может быть установлена только в наружном контуре ТРДД с большой степенью двухконтурности. Однако, её жёсткость должна обеспечиваться несущим каркасом, имеющим большое гидравлическое сопротивление.

Другая конструкция ВВТ для ТРДД большой степени двухконтурности, представлена в главе 5, её изогнутые трубки имеют 24 поворота от входа до выхода охлаждающего воздуха.

Предполагается, что ВВТ, схема которого представлена на рисунке 1.6, будет иметь лучшую эффективность охлаждения закомпрессорного воздуха и не намного более высокое гидравлическое сопротивление, чем ВВТ, изображённые на рисунках 1.4 и 1.5.

ВВТ, изображённый на рисунках 1.3 и 1.4, был исследован, это штатный ВВТ ТРДДф АЛ -31ф, его эффективность охлаждения равна $\varepsilon = \Delta T / T_2 = (769 - 659) / 437 = 0,252$. Результаты этого исследования представлены в главе 5.

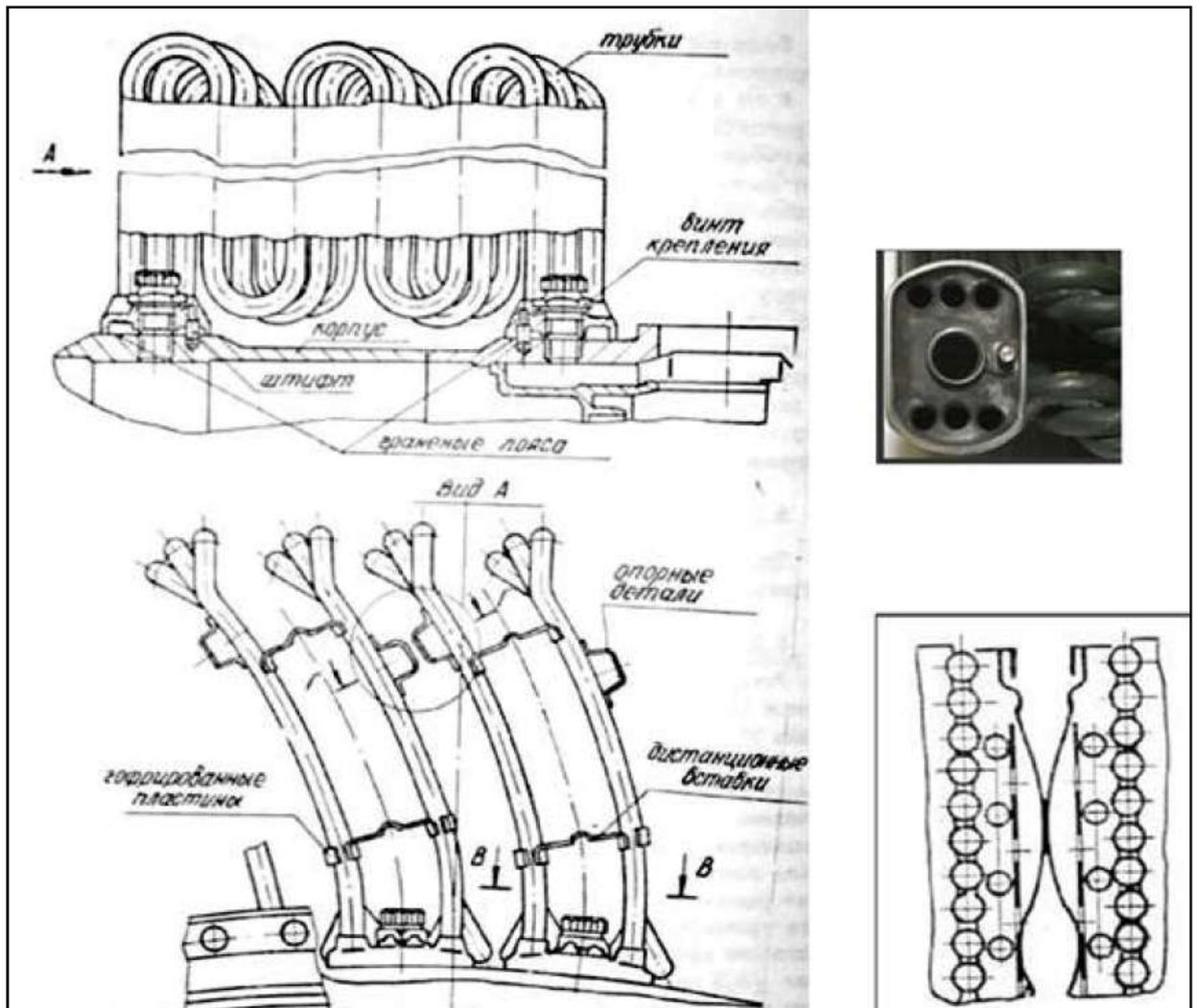


Рис. 1.4. Установочная схема рядного ВВТ перекрёстного тока охлаждающего воздуха

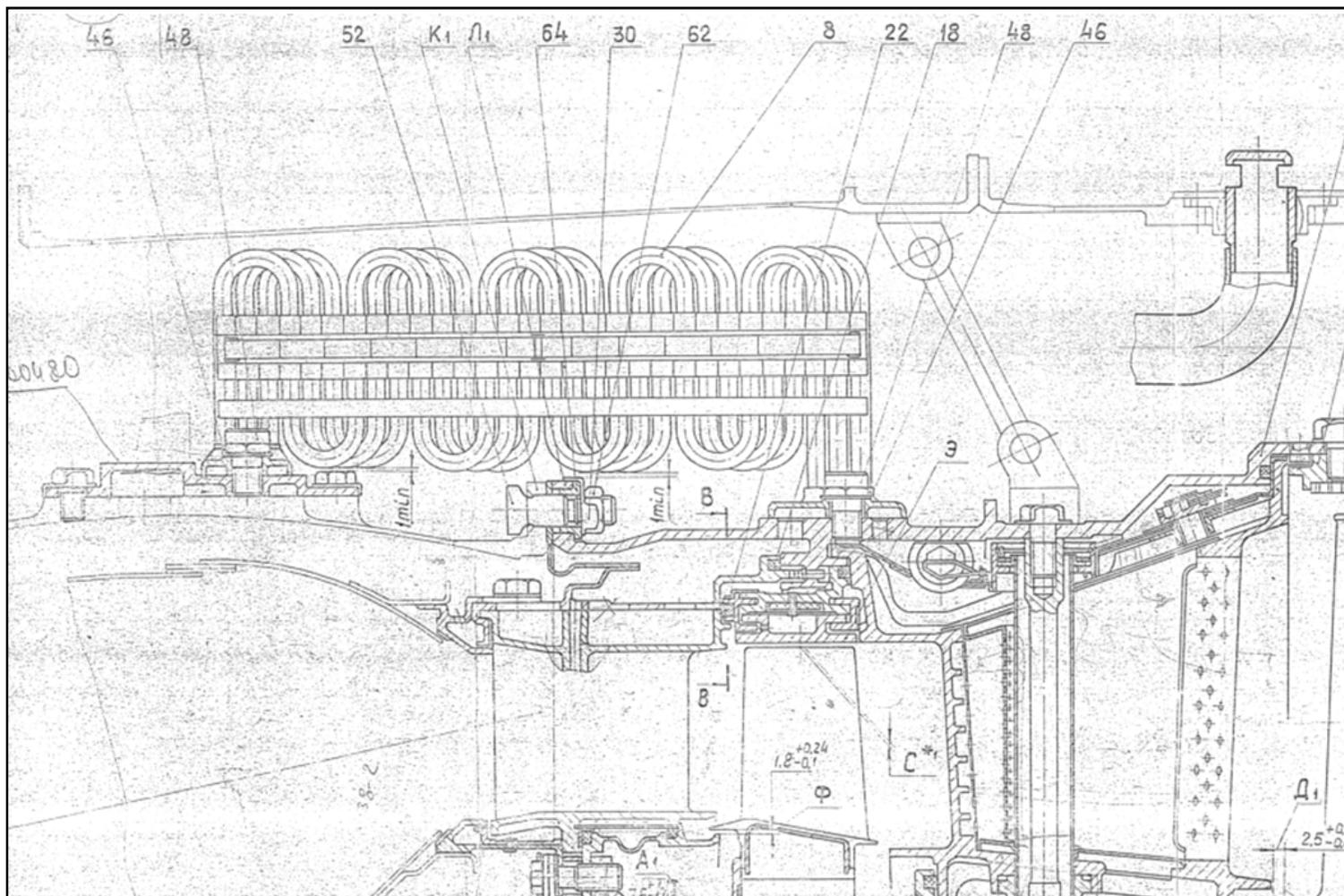
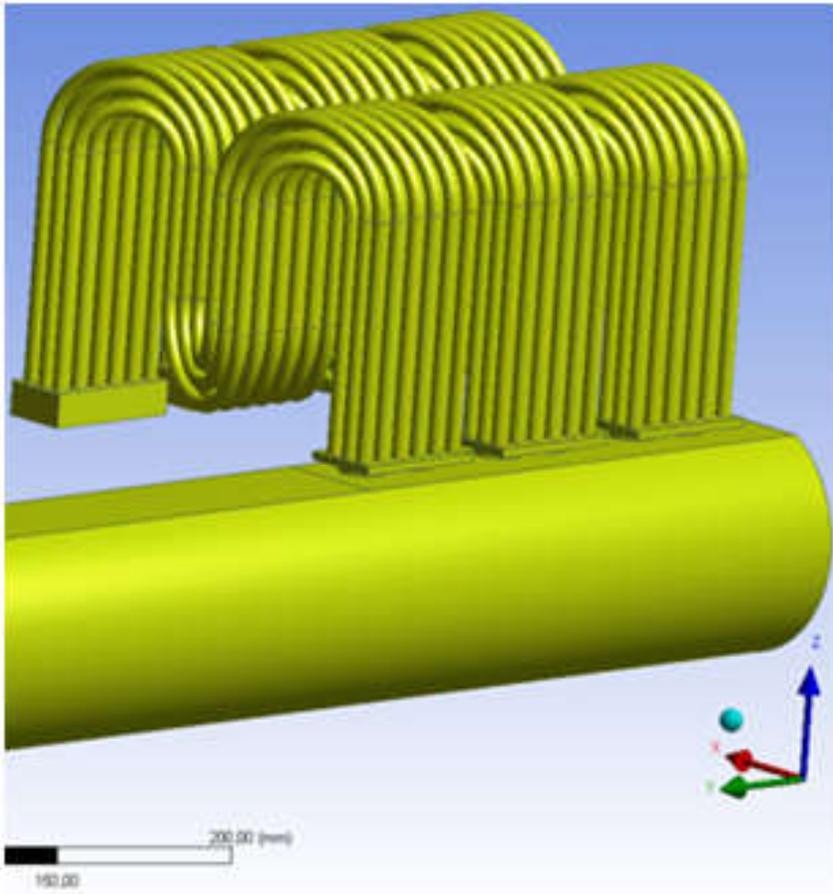
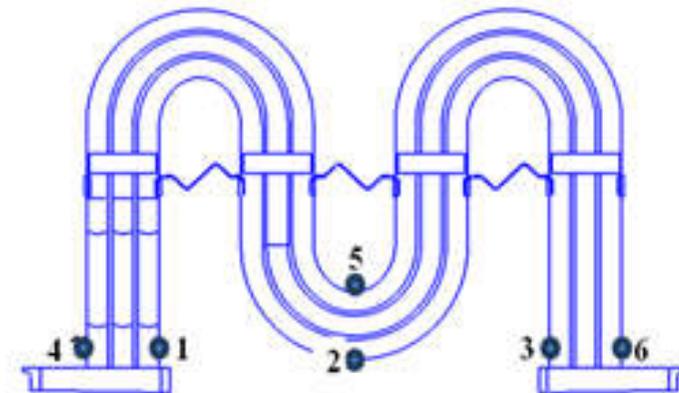
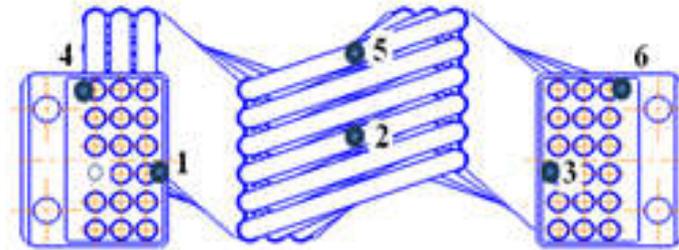


Рис. 1.5 – Конструктивная схема установки рядного девяти поворотного рядного трубчатого ВВТ, перекрёстного тока (высота трубок ВВТ $h = 63$ мм; отношение высоты прямого участка трубки ВВТ канала к внутреннему радиусу поворотного на 180° колена $H/r_1 = 0,714$)



а)



в)

Рис. 1.6 – Сектор из трёх блоков ВВТ, поперечная, вдоль окружного направления, схема установки блоков ВВТ, каждый из которых состоит из 18-трубок

а) сектор из трёх блоков ВВТ с трёх поворотными трубками; в) схема блока ВВТ, виды сверху и спереди

1.3. Анализ данных, опубликованных в технической литературе, по способам повышения эффективности компактных трубчатых ВВТ

Несмотря на большое число опубликованных исследований эффективность теплообмена в трубках ВВТ малого размера, диаметром 3,0...6,0 мм, изогнутых, например, при повороте потока охлаждаемого воздуха на 180° , как с гладкими стенками, так и при наличии на них интенсификаторов теплообмена, исследован недостаточно.

Как это видно из Рис. 1.7 [28] при обтекании одиночного цилиндра наибольшая интенсивность теплообмена имеет место на входном участке, примерно $\pm 30^\circ$ и на выходной части цилиндра, примерно $\pm 15^\circ$. Очевидно, что в рядном пучке, ориентированном как в осевом, так и окружном направлении эти результаты изменятся как в количественном, так и качественном соотношении. По теплоотдаче пакетов труб накоплено большое число экспериментальных данных. Однако, имеющиеся данные представляют собой разрозненные исследования трубок каких либо конкретных размеров и форм.

Для объективной оценки влияющих конструктивных и режимных параметров на теплообмен в ВВТ должны были бы быть проведены многочисленные системные исследования, в которых, например, размеры, форма трубок и конфигурация каналов менялась бы при сохранении неизменной их площади проходного сечений.

Вместе с тем, исследование имеющихся результатов экспериментальные работ по теплообмену безусловно полезно с точки зрения получения качественного результата, определяющего полезность того или иного способа повышения эффективности трубчатого ВВТ.

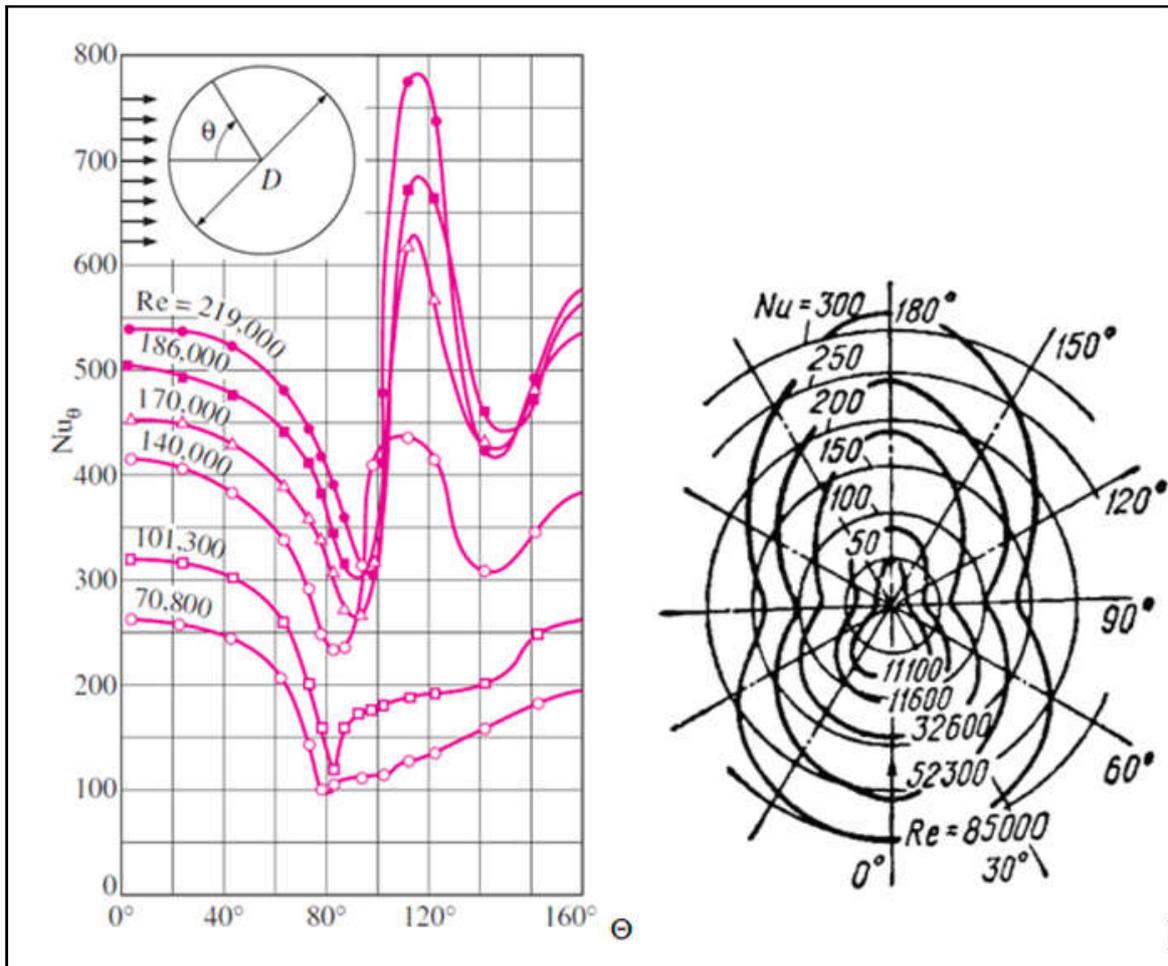


Рис. 1.7 - Зависимость изменения числа Nu_θ по окружности цилиндра

1.3.1. Влияние отрывных течений, в поворотных на 180° радиусных участках цилиндрических трубок ВВТ, на интенсификацию теплообмена и неравномерность потоков в нижеследующих прямых участках трубок ВВТ.

В поворотном канале, показанном на Рис. 1.8, осуществляется поворот потока охлаждаемого воздуха. Расчёты показывают, что линии тока воздуха отрываются: сначала при $\varphi = 0^\circ$, а далее отрыв ещё более развивается при дальнейшем повороте $180^\circ \geq \varphi \geq 90^\circ$.

Имеющиеся профили скорости показаны на Рис 1.9. Эти расчёты проведены при низких скоростях потока. При тех скоростях потока, которые

имеют место в трубках ВВТ, деформация поля скоростей на выходе из участка поворота намного существенней.

Таким образом, участок поворота потока на 180° в канале ВВТ является интенсификатором теплообмена и поток охлаждаемого воздуха в ВВТ уменьшает свою температуру тем в большей степени, чем больше таких поворотных каналов. Результаты расчётов в системе ANSYS с большой точностью совпадают с результатами экспериментальных исследований. Так, например, на Рис. 4 показан U-образный канал с поворотом потока на 180°

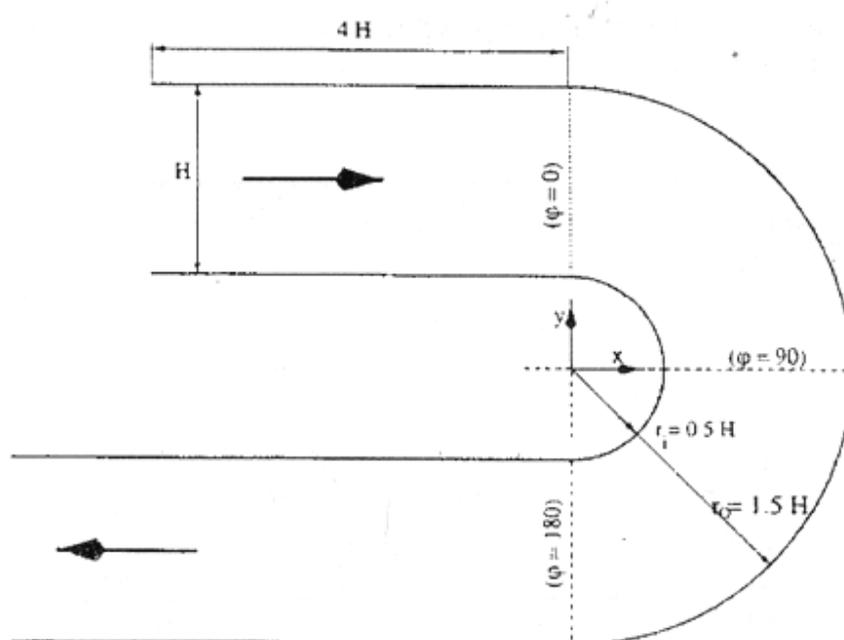


Рис. 1.8. Исследуемый поворотный канал

Ниже, на Рис. 1.9, показана структура канала течения газа за поворотом, после этого сечения в 180° . EARSM – WJ, в отличие от k- ϵ , показывает зону обратных токов за поворотом, наблюдаемую в эксперименте.

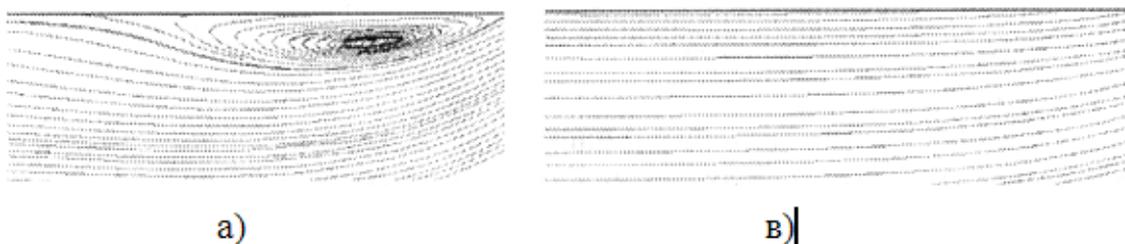


Рис. 1.9. Линии тока за поворотом потока: а) EARSМ – WJ; в) $k-\epsilon$

На Рис. 1.10 показано сравнение профилей скорости, полученных с EARSМ – WJ, и $k-\epsilon$ с экспериментальными данными. Более точное совпадение с экспериментальными данными показывает EARSМ – WJ.

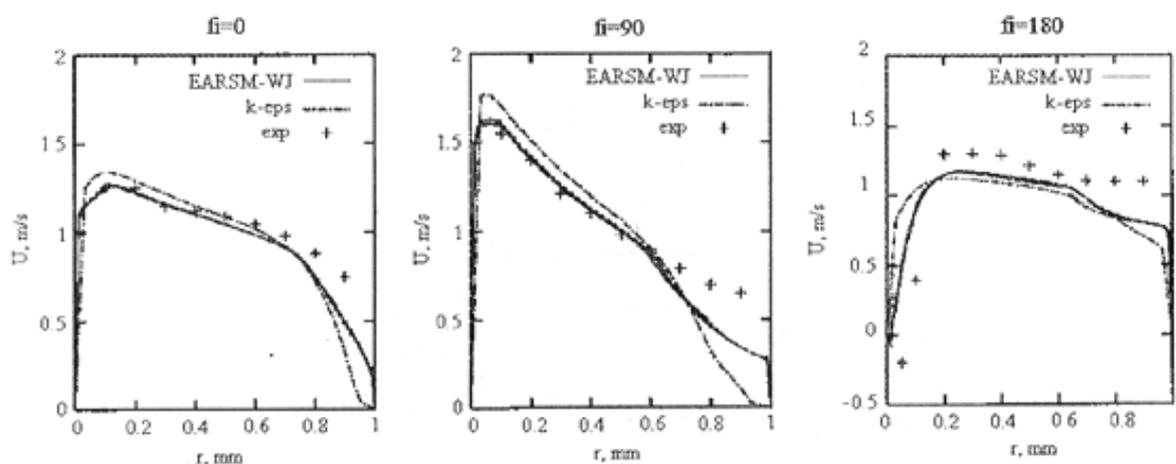


Рис. 1.10. Сравнение экспериментальных и расчётных данных в сечении за поворотом потока в 180° .

В [5] описаны особенности расчёта поворотного U-образного, прямоугольного канала в системе ANSYS CFX. Показано влияние размера пристеночного элемента и сеточной модели на результаты расчёта и т.д.

Расчёты таких каналов в изогнутых трубках малого диаметра 4,0 и 5,0 мм представлены в главах 4 и 5.

Следует отметить, что комплекс ANSYS CFX широко используется в настоящее время при расчётной оценке эффективности охлаждения различных узлов и деталей горячей части ГТД, а также рабочих жидкостей и воздуха,

участвующих в теплообменных процессах.

Так, например, на Рис. 1.11 ,1.12 и 1.13 показаны результаты расчётов нескольких теплообменников, выполненных при использовании комплекса ANSYS

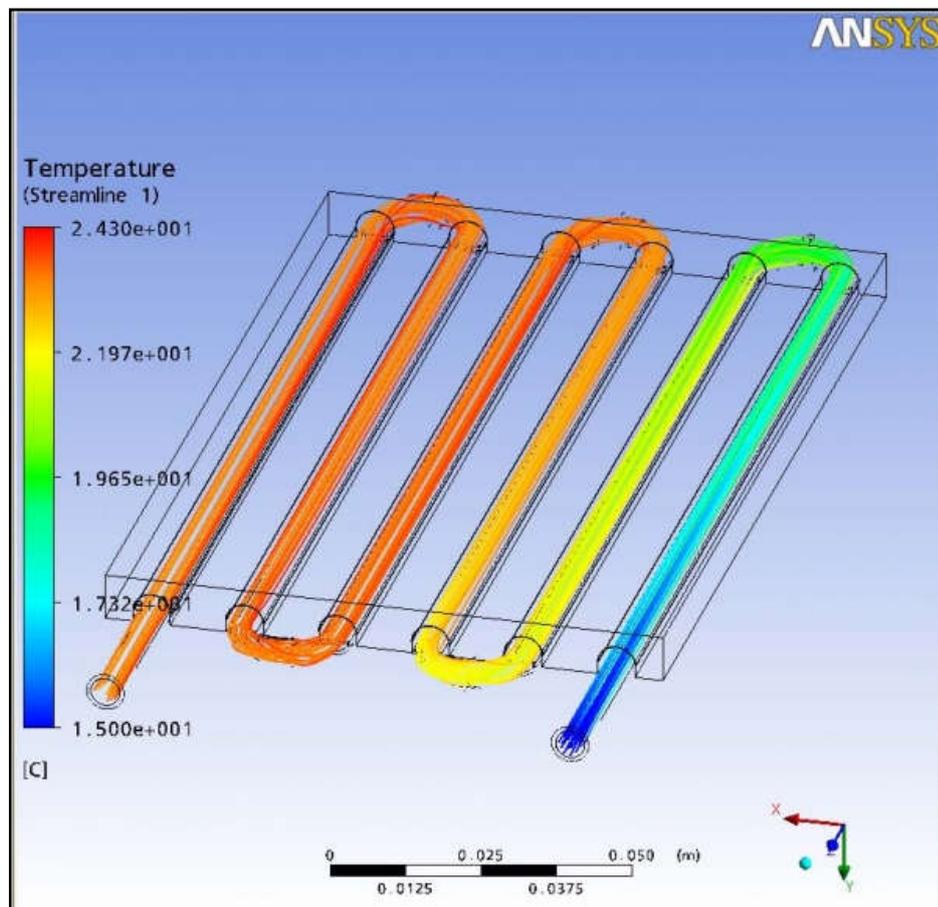


Рис. 1.11 - Нагрев жидкости, по направлению линии тока в U – образном теплообменнике [6].

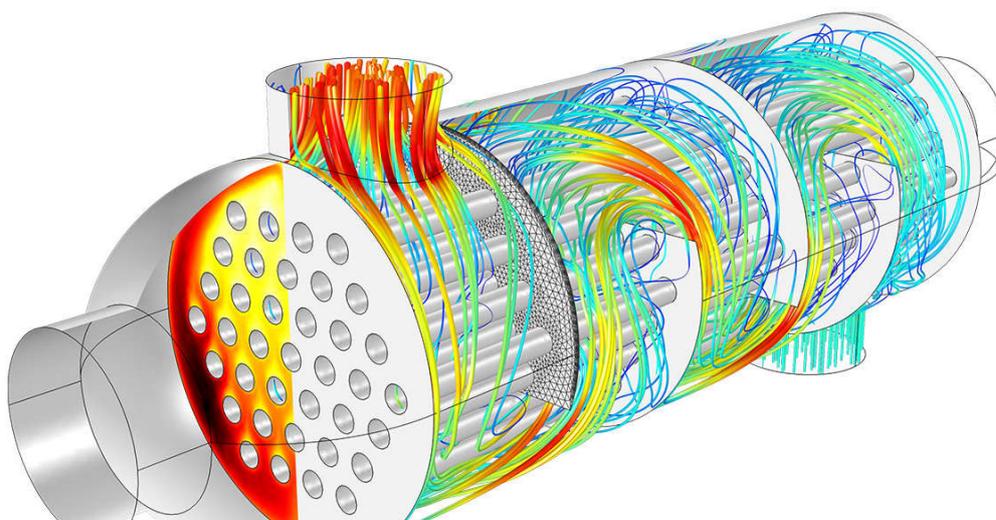


Рис. 1.12 - Линии тока в кожухо - трубчатом теплообменнике[7]

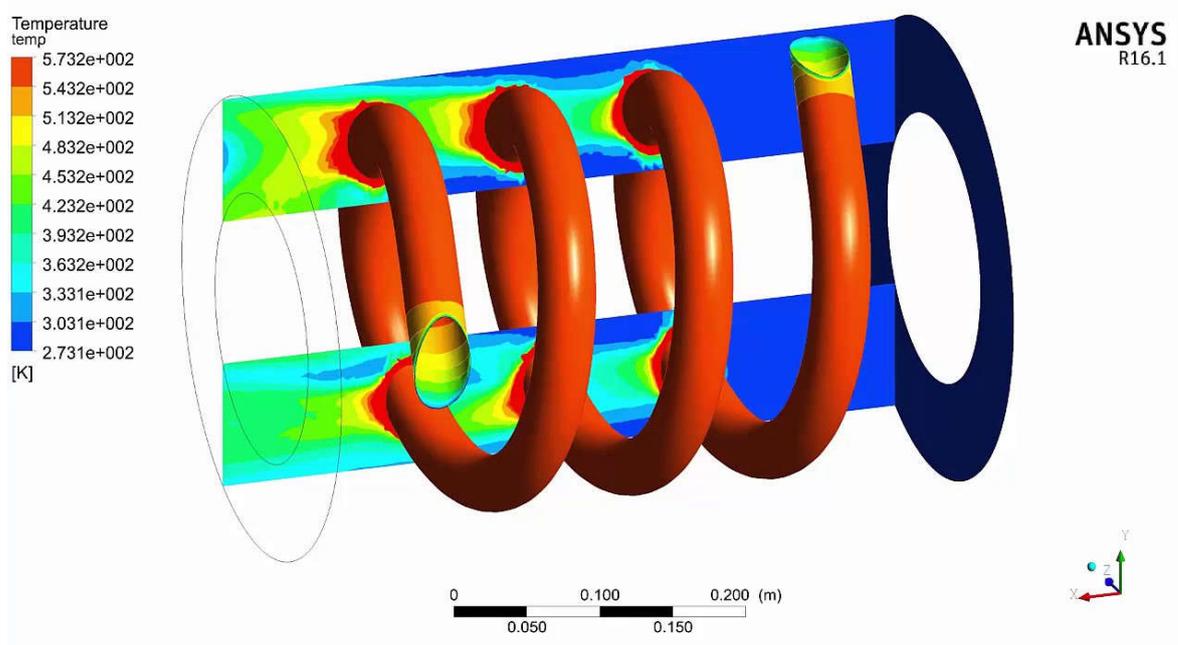


Рис. 1.13 - Теплообменник FSI (CFD Solved Files ANSYS Workbench CFD – CFX) [8].

Workbench представляет собой графическую оболочку, объединяющие все программы ANSYS в единый вычислительный модуль.

В [9] представлен проверочный расчёт теплообменного аппарата, выполненный в ANSYS Fluent с результатами его испытаний. Полученное

совпадение расчётных и экспериментальных данных составляет примерно 10%, при этом полученная расчётом в ANSYS Fluent температура выше, чем её экспериментальная величина.

Необходимо отметить, что результаты расчётов в системе ANSYS CFX более информативны, чем расчёты с использованием интегральных уравнений по интегральным уравнениям или математических моделей. Этим аппаратом безусловно надо пользоваться, мировая практика это подтверждает. В ANSYS-е CFX имеется подробная информация, как развивается процесс теплообмена и изменяется структура потока в каналах ВВТ, от сечения на входе потока газа до его выхода.

1.3.2. Влияние размеров и формы поперечных сечений трубок ВВТ на их гидравлическое сопротивление охлаждающему потоку воздуха и интенсивность теплообмена с внутренним потоком охлаждаемого воздуха

Ниже представлены результаты исследований [10, 11], выполненных на прямых трубках ВВТ, форма поперечных сечений которых изменялась от круглой, диаметром 18 мм, до вытянутой, хорошо обтекаемой, с разными соотношениями их диагональных размеров (см. рисунок 1.14 б).

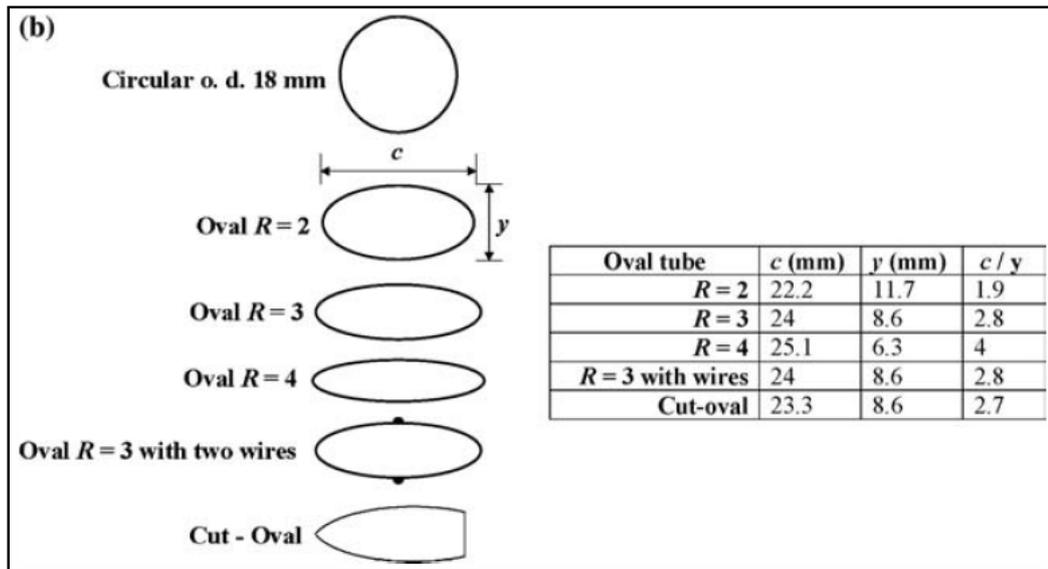
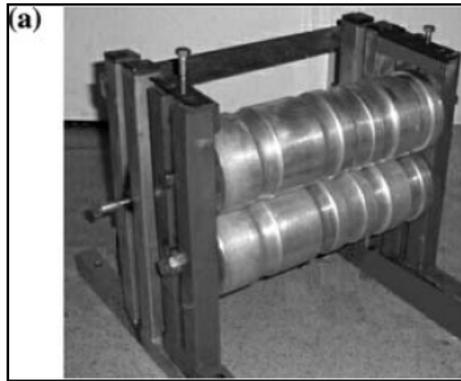


Рис. 1.14 – Виды исследованных трубок ВВТ

- a) Механические вальцы, предназначенные для выдавливания трубок круглого сечения в овальные, с разным соотношением осей
- b) Формы исследованных трубок и определения их гидравлического сопротивления и интенсивности теплообмена

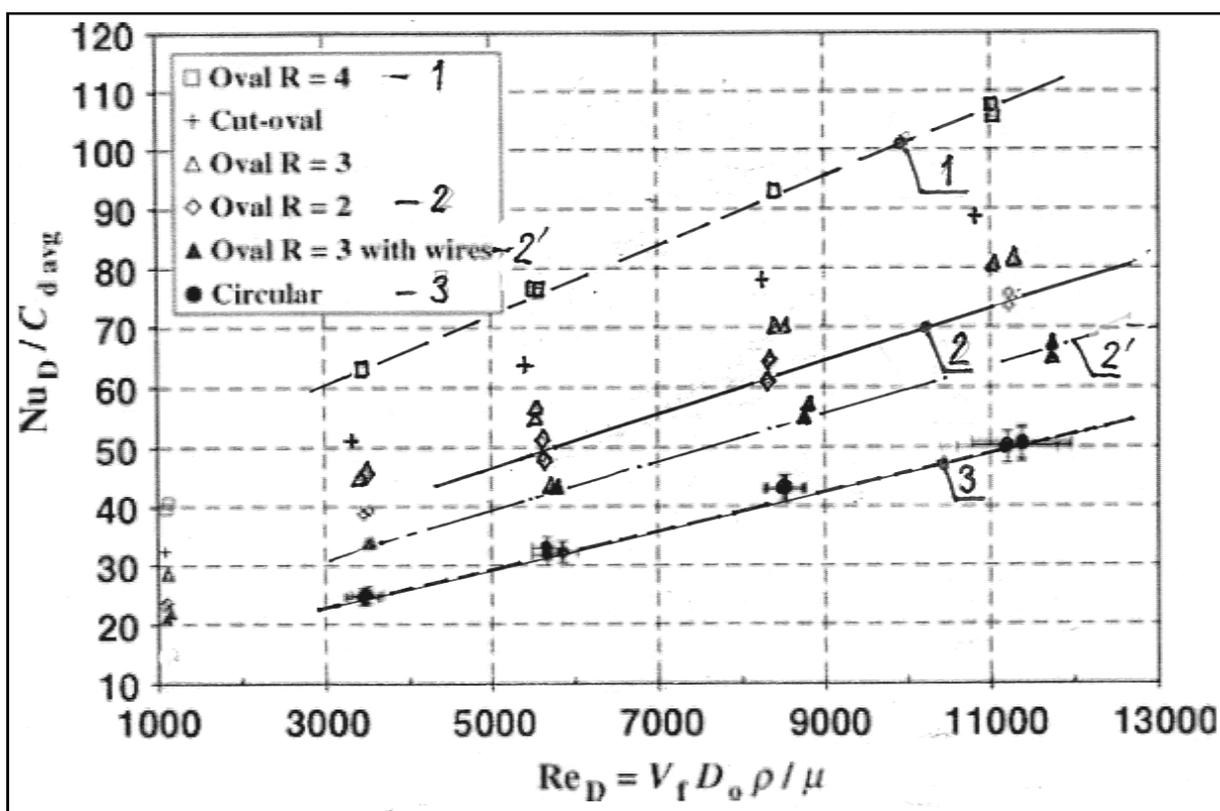


Рис. 1.15 – Параметр, характеризующий соотношение числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления трубок ВВТ в зависимости от числа Re

Очевидным выводом рассмотренного исследования является рекомендация по использованию в трубках ВВТ овальных конструкций. Однако, их конкретные оптимальные величины - диагональные размеры, длины и целесообразное количество поворотов потока охлаждаемого воздуха будет рассмотрено в главе 5.

1.3.3. Эффективные методы интенсификации теплообмена в ВВТ

Активное исследование и внедрение в промышленность различных методов интенсификации теплообмена обусловлено достижением практических результатов за счет уменьшения массы теплообменной аппаратуры и значительного повышения ее эффективности. При разработке ВВТ может быть

использован довольно широкий перечень способов интенсификации, например:

- использование турбулентного режима течения теплоносителей, шероховатых поверхностей теплообмена, криволинейных каналов;
- уменьшение диаметральных размеров каналов; тесные пучки труб;
- повышение скорости течения охлаждающего и охлаждаемого воздуха;
- «оребрение» поверхности теплообмена и применение интенсификаторов теплообмена потоков охлаждающего и охлаждаемого воздуха и т.д. [1,2, 7, 12, 14, 18, 19, 20, 35, 40, 44, 46 и др.].

Оребрение гладких внутренних поверхностей трубок ВВТ приводит к разрушению пристенных слоев жидкости. Физическим, теоретическим и практическим аспектам данного метода интенсификации теплообмена посвящено большое число работ таких видных ученых, как Г. А. Дрейцер, А.С. Мякочин, В. К. Мигай, Н.В. Парамонов и другие. В основном, для турбулентного и переходного режимов течения в трубах, на практике нашли применения результаты исследований коллектива кафедры 204 МАИ [1,2].

Г. А. Дрейцером также был изучен актуальный вопрос об эффектах соле-пыле-отложениях на шероховатых поверхностях теплообмена, где показано преимущество этих поверхностей, в этом плане, перед гладкими трубами и каналами. Разумеется, выбор метода интенсификации теплообмена в каждом случае индивидуален и определяется назначением ВВТ, его конструкцией, свойствами рабочего тела и тому подобными факторами.

На рисунке 1.16 представлены характеристики, показывающие влияние глубины накатки в гладких трубах d/D [1] тремя различными способами – а), б) и в).

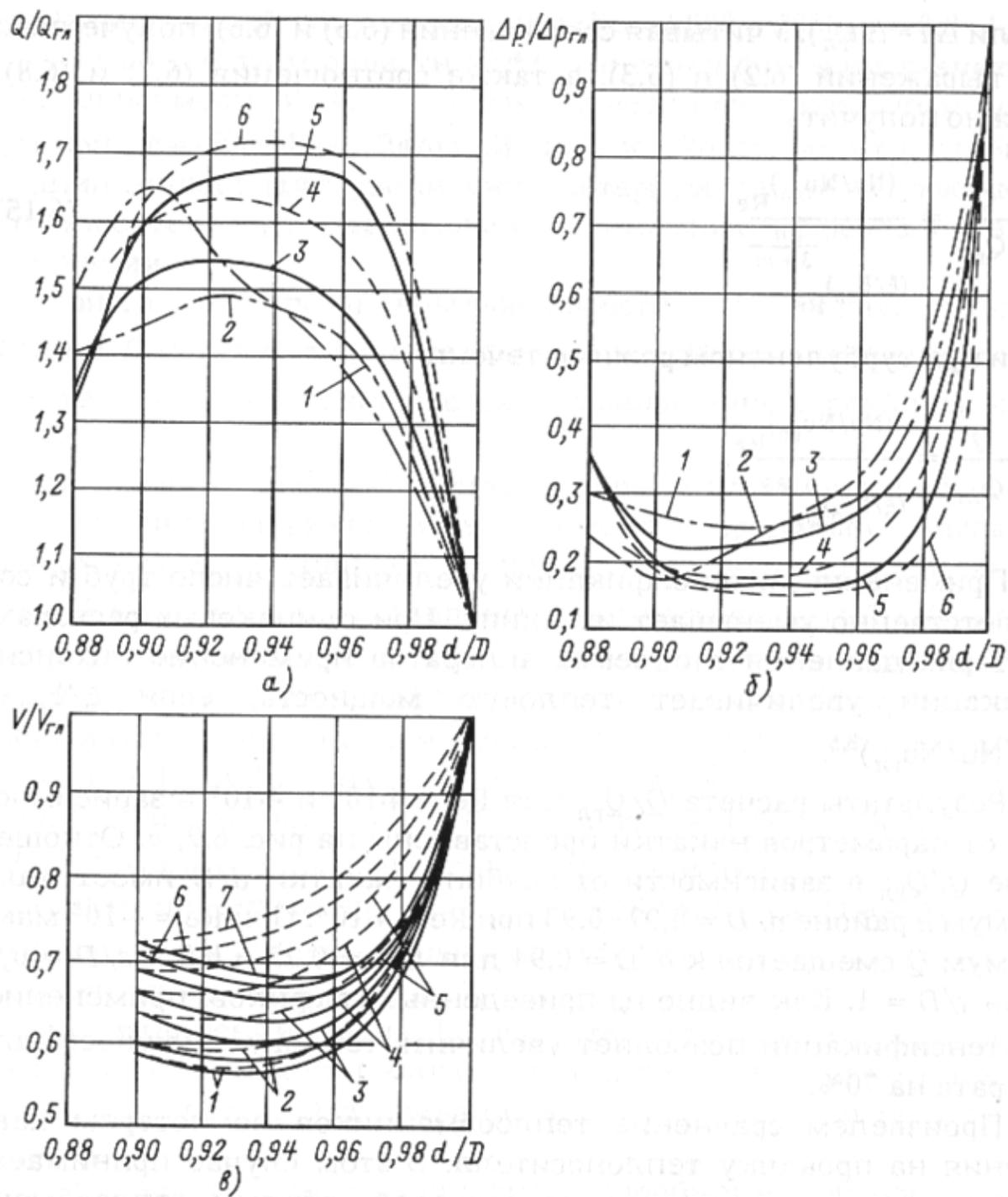


Рис. 1.16 - Влияние глубины накатки d/D в гладких трубах:

а) – на изменение тепловой мощности ВВТ при различных t/D ; 1 – 6 - $t/D = 1,0$; 0,50; 0,25; 0,50; 0,25 и $Re = 4 \cdot 10^4$; $4 \cdot 10^5$; $4 \cdot 10^4$; $4 \cdot 10^4$; $4 \cdot 10^5$; $4 \cdot 10^5$ соответственно;

б) – на изменение гидравлического сопротивления теплообменного аппарата (обозначения те же, что и на а);

в) – на изменение объёма теплообменника при различных соотношениях коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{1\text{гл}} / \alpha_{2\text{гл}}$ ($t/D = 0,50$ и $Re = 4 \cdot 10^4$);

1-7 – $\alpha_{1\text{гл}} / \alpha_{2\text{гл}} = 0,1; 0,2; 0,5; 1; 2; 5; 10$ соответственно; --- – $S/D_H = 1,2$;
- - - – $S/D_H = 1,5$

Как это видно из графиков, представленных на рисунке 1.16, эффективность интенсификации теплообмена возрастает с увеличением числа Re .

Результаты расчётов $\Delta p / \Delta p_{\text{гл}}$ для числа $Re = 4 \cdot 10^4$ и $4 \cdot 10^5$ показаны на рисунке 1.16б). Отношение $\Delta p / \Delta p_{\text{гл}}$ в зависимости от глубины накатки d/D имеет минимум. При $Re = 4 \cdot 10^5$ для шагов накатки $t/D = 0,50$ и $0,2$ минимум соответствует $d/D = 0,94$, а при $t/D = 1,0$ величина $d/D = 0,90$. Обращает на себя внимание высокий уровень гидравлических потерь, величина потерь давления в трубе Δp даже на оптимуме d/D составляет не менее 15%.

1.4. Цели и задачи выполняемой диссертационной работы

Основная цель и задача выполняемой диссертационной работы состоят в том, чтобы разработать рекомендации по выбору геометрии и целесообразному применению цилиндрических трубок малого диаметра - 4,0; 5,0 и 6,0 мм, а также овальных, эквивалентных по величине площади цилиндрическим трубкам, в блоках ВВТ, которые состоят из повторяющихся изогнутых по радиусу и прямых участков, собранных в рядные пучки перекрёстного тока, ориентированные по потоку или перпендикулярно потоку воздуха в проточной части ГТД, а также сравнить их эффективность между собой..

Исходными данными для решения этой задачи являются: параметры

эффективности вновь проектируемого ВВТ: величина снижения температуры охлаждаемого воздуха и допустимый уровень потерь давления на выходе из ВВТ охлаждаемого и охлаждающего воздуха, его расход и термогазо-динамические параметры, габаритные размеры места установки ВВТ.

Для составления эскизной компоновки проекта ВВТ и его первичного *поверочного расчёта*, необходимо выбрать, в соответствие с имеющимися в данной работе и технической литературе рекомендациями, относящимися к данной тематике, форму трубок, цилиндрическую или овальную, её геометрические размеры - диаметр и длину, количество поворотов потока на этой длине, размеры и места установки интенсификаторов теплообмена на гладкой поверхности внутри трубок, конфигурацию пучка трубок в блоке и параметры пучка.

Для реализации этой задачи необходимо выполнить: расчетные исследования ВВТ перекрёстного тока с гладкими трубками в рядных пучках, ориентированных в осевом или окружном направлениях, с поворотами потока относительно осевого направления, полученные из проектировочных и поверочных расчётов, с использованием методов NTU и в системе ANSYS CFX, сопоставить их с результатами экспериментального исследования натурального ВВТ.

В результате проведенных исследований, представленных в данной работе, предполагалось получить:

1. Характеристики снижения температуры в гладких цилиндрических трубках ВВТ диаметром 4,0, 5,0 и 6,0 мм, полученные по интегральным зависимостям, для их использования на этапе эскизного проектирования. Программа MICROSOFT EXCEL для их автоматизированного расчёта этих характеристик.

2. Характеристики тепловой эффективности модулей ВВТ, полученные расчётом по методике NTU (Number of Transfer Unit), для рядного

расположения цилиндрических трубок, ориентированных в осевом направлении, диаметры которых равны 4,0, 5,0 и 6,0 мм.

3. Характеристики влияния длины в гладких, цилиндрических трубках, диаметром 4,0; 5,0 и 6,0мм, и овальных, с диагоналями 7,9 · 4,6 мм и 6,3·4,0 мм, трубках, а также в пучках трубок (цилиндрических с диаметром 5,0 мм и овальных, с диагоналями 6,3 ×4,0 мм) на изменение температуры воздуха на выходе из ВВТ, полученные расчётом в системе ANSYS CFX, а также величины их гидравлического сопротивления.

4. Влияние интенсификаторов теплообмена, установленных в овальные трубки (7,9 · 4,6 мм и 6,3 · 4,0мм), на изменение температуры воздуха на выходе из ВВТ, полученные расчётом в системе ANSYS CFX.

5. Результаты сопоставления уровня снижения температуры охлаждаемого воздуха, и изменение гидравлического сопротивления пучков трубок при замене цилиндрических трубок диаметром Ø 5мм на овальные, с диагоналями 6,3·4,0 мм трубок ВВТ, устанавливаемые по потоку вдоль оси двигателя или в окружном направлении.

Результаты выполнения расчётных работ, перечисленных выше и описанных в главах 2 – 5, будут способствовать проектированию ВВТ системы охлаждения ТРДДмсд с повышенным уровнем эффективности.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 1

1. Применение ВВТ в системе охлаждения ТВД современных и перспективных ТРДДмсд целесообразно, поскольку позволяет дополнительно снизить температуру охлаждающего воздуха, подаваемого во внутреннюю полость охлаждаемой лопатки ТВД, которая является критичным по уровню надёжности и ресурса элементом конструкции горячей части ВРД.

2. Анализ параметров и конструкции современных ВВТ, применяемых в

системе охлаждения ТВД, показал, что имеются резервы повышения их эффективности, к которым относится, например:

- использование овальных трубок с интенсификаторами охлаждения, обеспечивающими срывы потока охлаждаемого воздуха с внутренней стенки овала или цилиндра ВВТ;
- цилиндрических трубок малых диаметров, также с интенсификаторами охлаждения, и т.д.

3. Поворотные радиусные участки, устанавливаемые с целью ограничения высоты прямых трубок ВВТ, также являются интенсификаторами охлаждения прямых участков трубок ВВТ, через которые, в этом случае турбулентный поток охлаждаемого в ВВТ воздуха. Поэтому при расчётной оценке снижения температуры охлаждаемого воздуха на прямых участках трубок ВВТ надо учитывать турбулентность протекающего потока .

4. Потери давления охлаждаемого воздуха внутри трубок с интенсификаторами теплообмена, представляющими собой кольцевые выступы в проточную часть трубки, составляют значительную величину, и это их свойство необходимо рассматривать при проектировании с тем, чтобы искать способы их уменьшения.

Глава 2. Расчётные исследования влияния геометрических размеров, длины и диаметра, а также формы трубок в компактных ВВТ систем охлаждения ВВТ и конструктивных способов интенсификации теплообмена на характеристики ВВТ

В этой главе рассматривается эффективность охлаждения горячего воздуха в цилиндрических трубках ВВТ, наружный диаметр которых равен 4.0, 5.0 и 6.0 мм. Кроме того, рассмотрена эффективность охлаждения горячего воздуха в овальной трубке с диагоналями $6,3 \cdot 4,0$ мм, по величине площади равной окружности, диаметром 5,0 мм, а также эффективность установки интенсификаторов по снижению температуры воздуха на выходе из цилиндрической трубки диаметром 6,0 мм.

Овальные трубки имеют примерно в два раза меньшие потери давления $\sigma = \Delta p/p$, обтекающего их газа, чем цилиндрические трубки, поэтому для ВВТ, устанавливаемого во втором контуре ТРДД этот параметр актуален.

Что касается интенсификаторов, то исследования, опубликованные в [1], свидетельствуют о том, что наряду со снижением температуры охлаждающего воздуха на выходе из ВВТ при их установке значительно возрастают потери давления, поэтому при оценке эффективности ВВТ надо рассматривать три характеристики: величины $\sigma = \Delta p/p$ для наружного, нагреваемого воздуха наружного контура ТРДД, и величину ΔT , разницы температур охлаждаемого воздуха на входе и выходе из трубок. Ниже представлены результаты этих расчётов.

2.1 Проектный расчёт по определению длины трубки малого диаметра, при заданной величине снижения температуры охлаждаемого воздуха на выходе из ВВТ

В проектовочном расчёте необходимо определить длину трубки при выбранном диаметре и заданной величине снижения температуры воздуха на выходе. В данном расчёте мы рассматриваем прямую трубку, не имеющую поворотов потока воздуха. Такого типа ВВТ используется в ГТД наземного применения АЛ 31 СТ.

На рис. 2.1 показан ВВТ, трубки которого состоят из прямых и поворотных участков, длина одной трубки в развертке 0,679 м. Диаметр трубок 5,0 мм

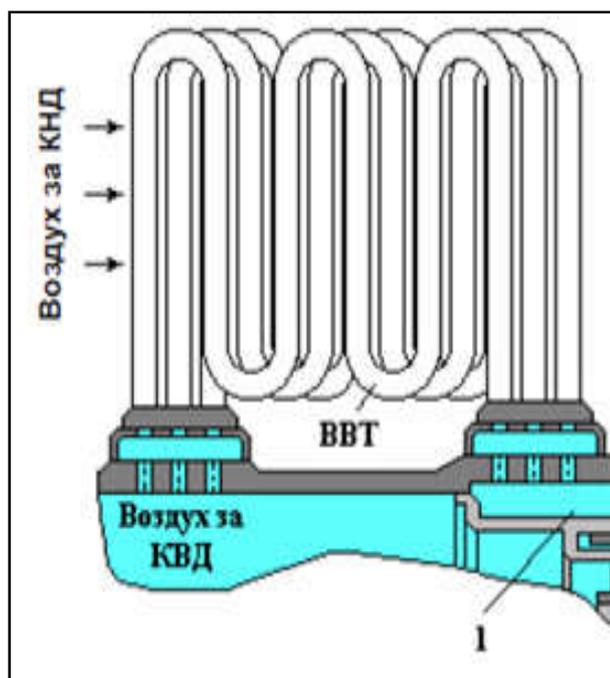


Рис. 2.1- Трубчатый ВВТ перекрестного тока

Параметры горячего и холодного воздуха, приведенные ниже, типичны для современных авиационных ТРДД(мсд).

2.1.1. Исходные данные

Для расчётов выбрана трубка с наружным диаметром 6,0 мм, толщиной стенки - 0,3 мм. Исходные термогазодинамические параметры:

По горячему воздуху, внутри трубки - $p_{\Gamma}^* = 23.17 \cdot 10^5$ Па - давление и температура $T_{\Gamma}' = 769$ К горячего воздуха на входе в прямую одиночную трубку; расход воздуха на одну трубку 0,02417 кг/с.

Принимаем величину снижения температуры горячего воздуха на выходе из трубки $\Delta T_{\Gamma} = 232$ К, тогда температура горячего воздуха после охлаждения равна 537 К;

По холодному воздуху, снаружи трубки - $p_{\chi}^* = 3.58 \cdot 10^5$ Па давление и температура $T_{\chi}' = 437$ К холодного воздуха, обтекающего трубку, расход охлаждающего воздуха 0,106 кг/с, его скорость $W_{\chi} = 45$ м/с. Допустимые потери давления во внешнем контуре $\Delta p_{\chi} = 0.15 \cdot p_{\chi}' = 5.37 \cdot 10^4$ Па.

Физические свойства горячего воздуха по средней температуре:

$$T_{cp} = \frac{496 + 264}{2} = 380 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{- средняя температура горячего воздуха;}$$

$$\mu_2 = 32,2 \cdot 10^{-6} \text{ - динамическая вязкость горячего воздуха;}$$

$$\lambda_2 = 0,0506 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \quad \text{- коэффициент теплопроводности горячего воздуха;}$$

$$Pr_2 = 0,677 \text{ - число Прандтля для горячего воздуха;}$$

$$Re_2 = 4 \cdot \frac{G_{\Gamma}}{\pi \cdot d_{\text{в}} \cdot \mu_{\Gamma}} = 1,76958 \cdot 10^5 \text{ - число Рейнольдса;}$$

$$Nu_2 = 0,023 Re_x^{0,8} Pr_x^{0,4} = 310,64 \text{ - число Нуссельта;}$$

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_{\text{в}}} \cdot Nu_2 = 2911 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \text{ - коэффициент теплоотдачи по горячему воздуху.}$$

2.1.2 Тепло гидравлический расчет:

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma c} \cdot c_{p\Gamma} \cdot \Delta T_{\Gamma} = 5,96 \text{ кВт};$$

Определяем величины $\Delta T_x = \frac{Q_z}{G_{xc} \cdot c_{p_x}} = 55,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $\rho_x = \frac{p'_x}{R \cdot T_x} = 2,8544 \text{ кг/см}^3$.

Далее рассчитываем величину коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_x = 0,2 C_z \frac{\lambda_x \cdot Pr_x^{0,35}}{d_H^{0,36}} \cdot \left(\frac{\rho_x \cdot W_x}{\mu_x} \right)^{0,64} \quad (2.1)$$

$\mu_x = 25,3 \cdot 10^{-6}$ - динамическая вязкость холодного воздуха;

$\lambda_x = 0,0378 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коэффициент теплопроводности горячего воздуха;

$Pr_x = 0,681$ Число Прандтля холодного воздуха; $C_z = 1$

$$\alpha_x = 0,2 \frac{0,0378 \cdot 0,681^{0,35}}{0,006^{0,36}} \cdot \left(\frac{2,854 \cdot 45}{25,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,64} = 815,7 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности трубки:

$$K_H = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_w \ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{1}{\alpha_2}} = 622 \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (2.2)$$

Средний логарифмический температурный напор:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_M + \Delta T_x}{\ln \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_M}} = 174^{\circ}\text{C} \quad (2.4)$$

Поверхность теплообмена по наружной поверхности труб:

$$S_H = \frac{Q_{\Gamma} \cdot 10^3}{K_H \cdot \Delta T} = \frac{5960}{622 \cdot 174} = 0,055 \text{ м}^2 \quad (2.5)$$

Расчётная длина трубки:

$$l_T = \frac{S_H}{\pi \cdot d_H} = 2,92 \text{ м} \quad (2.6)$$

Таким образом, получено, что для заданной величине снижения температуры охлаждаемого воздуха $\Delta T_r = 232 \text{ K}$ необходимая длина трубки должна быть 2,92 м.

Эта длина может быть уменьшена или при той же длине температура охлаждающего воздуха на выходе из ВВТ может быть снижена при установке кольцевых интенсификаторов, методика расчётной оценки которых и рекомендации по выбору их конструктивных параметров представлена в [1]. Показанный на рисунке 2.1 ВВТ имеет пять поворотных радиусных участка. На этих участках также происходит турбулизация потока воздуха из-за имеющихся там отрывных течений, интенсивность которых определяется радиусом и числом поворотных участков. Поэтому полученные данные в этом разделе по требуемой длине прямой трубки в дальнейшем необходимо корректировать.

2.2. Результаты расчётов зависимости $L = f(\Delta T_{\text{охл}}, D_{\text{тр}})$, полученные при изменении диаметров трубок ВВТ $D=4.0, 5.0, 6.0$, выполненные по методике проектного расчёта

Диаметральные размеры трубок существенно влияют на интенсивность теплообмена и требуемую длину трубки при одной и той же величине снижения температуры охлаждаемого воздуха. В данной серии расчётов диаметр трубки изменялся от 4,0 мм до 6,0 мм, а заданный уровень снижения температуры охлаждаемого воздуха – от 90° до 232° .

Максимальные значения $\Delta T_{\text{охл}}$ и наружного диаметра трубки $D_{\text{тр}}$ приняты равными тем величинам, которые были использованы в разделе 2.1. Результаты расчётов сведены в Таблицу 2.1.

Первое, на что надо обратить внимание при рассмотрении полученных результатов, представленных также на рисунке 2.2, это то, что зависимость $L = f(\Delta T_{\text{охл}}, D_{\text{тр}})$ не является линейной, т.е. прямо пропорциональной.

Таблица 2.1 - Влияние уровня снижения температуры охлаждаемого воздуха и диаметрального размера трубок на длину цилиндрической трубки

ΔT (К)	Цилиндр			Эллипс
	\varnothing 6,0 мм	\varnothing 5,0 мм	\varnothing 4,0 мм	6,3·4,0 мм
	$G_r = 9,29$ кг/с (144%)	$G_r = 6,45$ кг/с (100%)	$G_r = 4,13$ кг/с (64%)	$G_r = 6,45$ кг/с (100%)
	L (м)	L (м)	L (м)	L (м)
90	0.711	0.618	0.410	0.579
150	1.423	1.196	0.789	1.121
	119%	(100%)	66%	94%
	180,3%	151,6%	100%	142%
190	1.98	1.714	1.124	1.606
232	2.92	2.461	1.605	2.307

Далее, рассмотрим горизонтальный ряд таблицы 2.1: если трубку, диаметром в 6,0 мм сделать длиннее всего на 19%, то протекающий внутри этой трубки охлаждаемый воздух снизит свою температуру так же, как и в трубке, диаметром 5,0 м. Однако через трубку, диаметром в 6,0 мм пройдёт на 42% большее количество воздуха. Таким образом, можно считать, что примерно две трубки диаметром 6,0 мм эквивалентны по расходу воздуха примерно трём трубкам (точнее, 2,9 трубкам), диаметром 5,0 мм. Однако длина этих двух трубок, диаметром 6,0 мм, должна быть на 19% больше, чем длина трёх трубок диаметром 5,0 мм.

Выполненные расчёты показали, что масса рассмотренных выше двух комплектов трубок практически одинакова. Отличается только их продольная длина. Длина пучка из 18-ти рядных труб, диаметром 5,0 м и зазорами между соседними трубками в 1,0 мм, на 20% больше, чем у комплекта трубок,

диаметром 6,0 мм и их числом 12 штук, поскольку суммарные проходные сечения этих вариантов проектирования должны быть одинаковы.

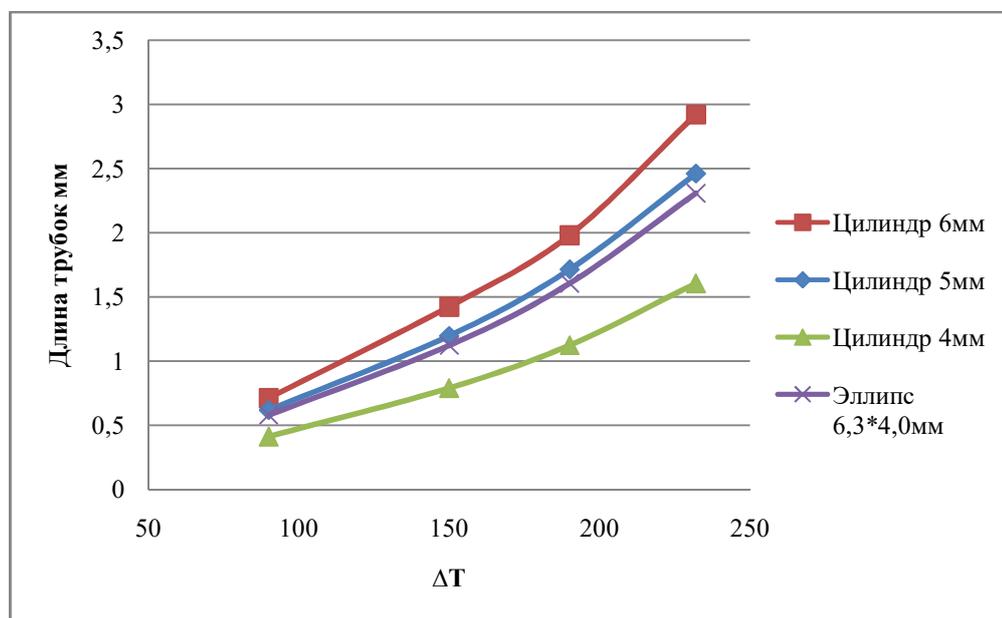


Рис. 2.2. Зависимость $L = f(\Delta T_{\text{охл}}, D_{\text{тр}})$

Как видно из рис. 2.2, наибольшая длина, при одной и той же температуре охлаждаемого воздуха на выходе из ВВТ, требуется для трубки, диаметром наружной поверхности 6,0 мм. Эта трубка прогревается медленнее других, имеющих диаметр 5,0 и 4,0 мм, и это должно учитываться при проектировании ВВТ. Трубка овальной, эллипсной формы, совсем немного лучше, с точки зрения снижения требуемой длины, чем трубка цилиндрической формы, диаметром 5,0 мм, они практически эквивалентны по площади и пропускают примерно одинаковый расход воздуха. Однако она имеет существенно меньшее гидравлическое сопротивление.

2.3. Исследование влияния кольцевых интенсификаторов теплообмена, устанавливаемых на внутренней поверхности гладкой трубки малых диаметров

Оптимальные параметры интенсификаторов

$$\frac{d}{D} = 0,93; \quad \frac{t}{D} = 0,5 - \text{внутри труб}$$

$$\left(\frac{Nu}{Nu}\right)_2 = 2,08; \quad \left(\frac{\xi}{\xi}\right)_2 = 2,9$$

$$\left(\frac{Nu}{Nu}\right)_x = 1,2; \quad \left(\frac{\xi}{\xi}\right)_x = 1,3 - \text{в межтрубном канале}$$

Коэффициент теплопередачи в трубах с накаткой

$$K_H = \frac{1}{\frac{d_H}{d_6} \frac{1}{d_{2H}} + \frac{1}{d_{xH}}} = \frac{10^3}{\frac{0,749}{2,08} + \frac{1,247}{1,2}} = 715 \frac{Вт}{м^2К}$$

Этот коэффициент отнесен к наружной поверхности трубки.

Тепловая нагрузка секции из труб с накаткой

$$Q_H = \frac{t'_2 - t'_x}{\frac{1}{K_H F} + \frac{1}{2C_{2H}} + \frac{1}{2C_x}} = \frac{496 - 164}{\frac{1}{715 \cdot 0,166} + \frac{1}{2 \cdot 0,0625 \cdot 1063} + \frac{1}{2 \cdot 0,635 \cdot 1022}} = 19855 \text{ Вт}$$

Температура газового потока на выходе ТА:

$$t''_2 = t'_2 - \frac{Q_2}{C_2} = 496 - \frac{19.855}{0,0625 \cdot 1,063} = 196,7^\circ \text{C}$$

Тогда снижение температуры охлаждаемого воздуха равно

$$\Delta T_{\text{охл}} = 299,3^\circ.$$

$$t_x'' = t_x' + \frac{Q_x}{C_x} = 164 + \frac{19,855}{0,635 \cdot 1,022} = 194,6^\circ \text{C}$$

Температура подогрева наружного воздуха: $\Delta T = 194,6 - 164 = 30,6^\circ$.

Рассматриваемое в данном расчёте оптимальное соотношение $d/D = 0.93$, при малых диаметрах трубки, например, для трубки с наружным диаметром 5,0 мм и толщиной стенки 0,3 мм, при этом соотношении диаметров, выступ диафрагмы над гладкой поверхностью составляет 0,15 мм, т.е. чрезвычайно малую величину. *Полученное в расчёте снижение температуры охлаждающего воздуха нельзя считать достоверным.*

Далее, в главах 4 и 5 будут представлены результаты расчётов, выполненных в системе ANSYS CFX, полученные результаты теплового состояния охлаждаемого воздуха в трубках малого размера достоверны.

2.4 Поверочные расчёты модуля базового ВВТ по методике NTU с трубками малого диаметра, сопоставление расчётных результатов его исследования с данными испытаний, полученных на двигателе

На рис. 2.3 показана конструктивная схема исследуемого ВВТ, установленного в наружном контуре ГТД, и данные по условиям его работы. Наружный диаметр трубок ВВТ - 5,0 мм. Далее, в этой главе, данные этих расчётов будут сопоставлены с результатами расчёта ВВТ с цилиндрическими и овальными трубками диаметром 4,0 мм и 6, 0 мм.

2.4.1 Исходные данные для поверочного расчета ВВТ:

2.4.1.1 Конструктивно-геометрические характеристики

- число трубчатых модулей, равномерно расположенных по окружности корпуса камеры сгорания $N_m = 64$;
- количество трубок в одном модуле - $N_{m1} = 6$;
- общее количество трубок - $N_\Sigma = 384$;

- длина одной трубки (в развертке) - $L = 0,679$ м;

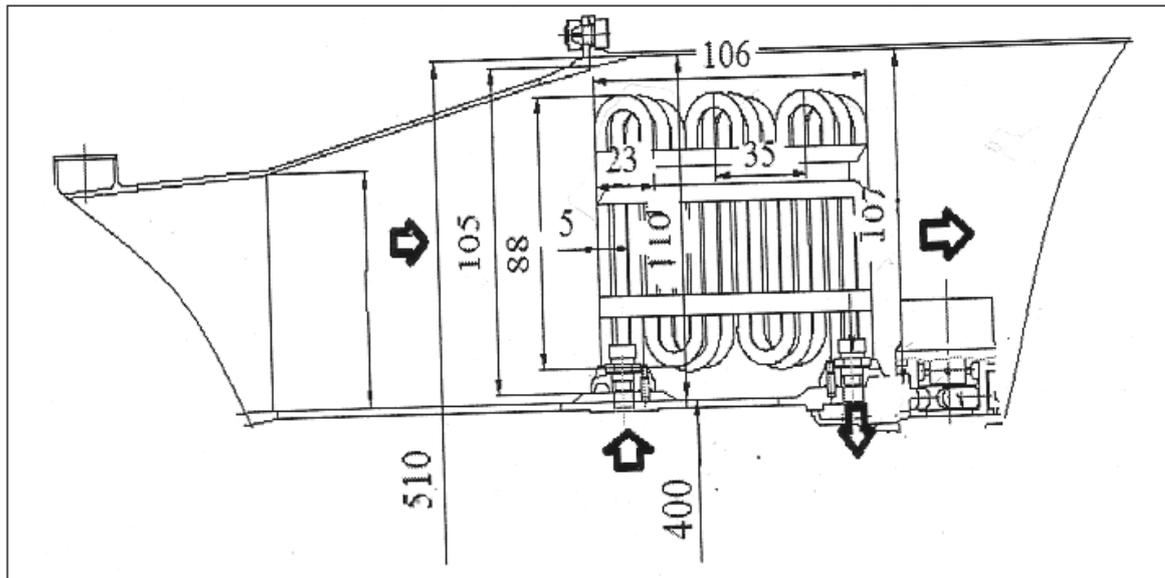


Рис. 2.3. Конструктивная схема ВВТ перекрёстного тока

2.4.1.2 Режимные параметры

- по охлаждаемому воздуху в трубках ВВТ:

расход $G_1 = 6.45$ кг/с;

давление на входе в ТА $p_{11} = 23 \cdot 10^5$ Па;

температура на входе $T_{11} = 774$ К;

- по нагреваемому воздуху в наружном контуре ВВТ:

расход $G_2 = 40$ кг/с;

давление на входе в ТА $P_{21} = 3.66 \cdot 10^5$ Па;

температура на входе $T_{21} = 438$ К.

2.4.2 Расчет теплоотдачи в межтрубном пространстве

2.4.2.1 Скорость нагреваемого воздуха на входе в контур (кожух межтрубного пространства) определяется как:

$$W_{21} = G_2 / (\rho_{21} \cdot F_{2\Sigma}) \quad (2.7)$$

где плотность нагреваемого воздуха на входе в контур ρ_{21} составляет

$$\rho_{21} = P_{21}/(R \cdot T_{21}) = 3.66 \cdot 10^5 / (287 \cdot 438) = 2.912 \text{ кг/м}^3 \quad (2.8)$$

а полная площадь проходного сечения кожуха межтрубного пространства $F_{2\Sigma}$ составляет (рисунок 2. 3):

$$F_{2\Sigma} = 3.14/4 \cdot [(1020-800) \cdot (1020+800)] = 314314 \text{ мм}^2 = 0.314 \text{ м}^2 \quad (2.9)$$

Следовательно, получаем $W_{21} = 40 / (2.912 \cdot 0.314) = 43.75 \text{ м/с}$.

2.4.2.2. Определяем число Рейнольдса в межтрубном пространстве $Re_{\psi,L}$

Число Рейнольдса $Re_{\psi,L}$, определяющее интенсивность движения в первом ряду коридорного пучка труб (рис. 3.5), в [1] рекомендуется определять как

$$Re_{\psi,L} = \frac{\rho_{21} \cdot W \cdot L}{\psi \cdot \mu}, \quad (2.10)$$

где: характерный размер L определяется [1] в свою очередь из соотношения

$$L = \pi \cdot d_2 / 2 \quad (2.11)$$

Для рассматриваемого пучка труб $L = 3.14 \cdot 0.005 / 2 = 7.85 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;

- параметр ψ характеризует загромождение сечения межтрубного пространства теплообменными трубами (долю пустот), значение которого рекомендуется определять из соотношения: $\psi = 1 - \pi/(4 \cdot \alpha)$, если геометрический параметр $b \geq 1$, и $\psi = 1 - \pi/(4 \cdot b \cdot \alpha)$, если $b < 1$, где параметр α представляет собой относительный шаг размещения теплообменных труб по фронту пучка (рисунок 2.4)

$$\alpha = S_1 / d_2, \quad (2.11)$$

а параметр b определяется как

$$b = S_2 / d_2 \quad (2.12)$$

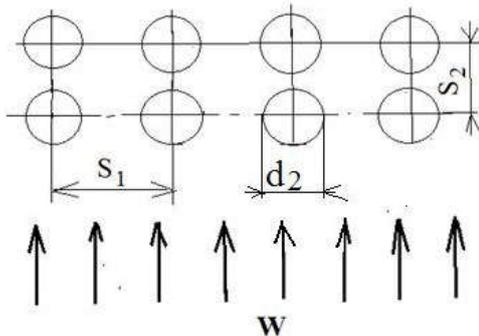


Рис. 2.4 - Схема поперечного обтекания ряда пучка теплообменных труб.

В соответствии с рисунками 2.3 и 2.4, при значениях $d_2 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $S_1 = 28.2 \cdot 10^{-3}$ м; $S_2 = 6.5 \cdot 10^{-3}$ м, значения параметров α , b и ψ будут равны

$$\alpha = 28.2 \cdot 10^{-3} / 5 \cdot 10^{-3} = 5.64; b = 6.5 \cdot 10^{-3} / 5 \cdot 10^{-3} = 1.3 (>1);$$

$$\psi = 1 - 3.14 / (4 \cdot 5.7) = 0.861 \quad (2.13)$$

Каждый модуль ВВТ представляет собой двухрядный пучок труб по фронту. Учитывая равномерную компоновку модулей в кольцевом тракте (Рис. 2.3 и 2.4) с близкими по величине расстояниями между трубами одного модуля и рядами труб соседних модулей, значение параметра $\psi = 0.861$ можно принять к оценке для всего межтрубного пространства ВВТ.

При значении динамической вязкости воздуха на входе в межтрубное пространство [10] $\mu = 247 \cdot 10^{-7}$ Па·с значение числа Рейнольдса $Re_{\psi,L}$ по зависимости (3.4) составит

$$Re_{\psi,L} = \frac{2.912 \cdot 43.75 \cdot 7.85 \cdot 10^{-3}}{0.861 \cdot 247 \cdot 10^{-7}} = 4.7 \cdot 10^4 \quad (2.14)$$

2.4.3 Средняя теплоотдача в межтрубном пространстве.

Среднюю теплоотдачу в поперечно обтекаемом пучке труб с числом рядов z в [3] рекомендуется вычислять по следующей зависимости:

$$Nu_{bank} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = \frac{1 + (z-1) \cdot f_A}{z} Nu_{0,row}, \quad (2.15)$$

где число Нуссельта $Nu_{0,row}$ характеризует среднюю теплоотдачу при поперечном обтекании одиночного цилиндра по модели формирования вначале ламинарного (lam), а затем турбулентного (turb) пограничного слоя вдоль поверхности трубы, с выражением суммы соответствующих чисел Нуссельта [10]:

$$Nu_{0,row} = 0.3 + \sqrt{Nu_{L,lam}^2 + Nu_{L,turb}^2} \quad (2.16)$$

Числа Нуссельта для соответствующих режимов в подкоренном выражении (3.13) определяются по следующим критериальным зависимостям [3]:

$$Nu_{L,lam} = 0.664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,L}} \cdot Pr_f^{1/3}; \quad (2.17)$$

$$Nu_{L,turb} = \frac{0.037 \cdot Re_{\psi,L}^{0.8} \cdot Pr_f}{1 + 2.443 \cdot Re_{\psi,L}^{-0.1} \cdot (Pr_f^{2/3} - 1)} \quad (2.18)$$

С учетом влияния переменности теплофизических свойств число Нуссельта $Nu_{L,row}$ при обтекании пучка выражается как:

$$Nu_{L,row} = (\alpha \cdot L) / \lambda = Nu_{0,row} \cdot K \quad (2.19)$$

Значения параметра влияния переменности теплофизических свойств K рекомендуется для газов [10] вычислять по зависимости:

$$K = \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0.12} \quad (2.20)$$

В выражении (2.15) коэффициент структуры f_A , учитывающий влияние на теплоотдачу в пучке труб загромождение сечения, для коридорного пучка учитывается [10] зависимостью:

$$f_A = 1 + \frac{0.7}{\psi^{1.5}} \frac{b/\alpha - 0.3}{(b/\alpha + 0.7)^2} \quad (2.21)$$

С учетом полученных значений (3.10): $\alpha = 5.7$; $b = 1.3$; $\psi = 0.862$ значение коэффициента структуры f_A составит:

$$f_A = 1 + \frac{0.7}{0.862^{1.5}} \frac{1.3/5.64 - 0.3}{(1.3/5.64 + 0.7)^2} = 0.929 \quad (2.21a)$$

В [8] отмечается, что теплоотдача при поперечном обтекании пучка ряда гладких труб должна быть выше по сравнению с обтеканием одного ряда, и графически представлено влияние значений относительных шагов α и b на значение коэффициента структуры f_A , причем, во всей области значений α и b $f_A > 1$, а при отношении $b/\alpha < 0.4$ (в нашем случае $b/\alpha = 1.3/5.64 = 0.23$) $f_A \approx 1$.

Поэтому вполне корректно для расчета средней теплоотдачи при поперечном обтекании коридорного пучка Nu_{bank} по зависимости (3.12) можно принять $f_A=1$.

По зависимостям (2.17) и (2.18) значения чисел Нуссельта при ламинарном и турбулентном режимах при выборе значения числа Прандтля для нагреваемого воздуха $Pr_f = 0.680$ [2] составляют соответственно:

$$Nu_{L,lam} = 0.664 \cdot \sqrt{4.7 \cdot 10^4} \cdot 0.680^{1/3} = 127 \quad (2.22)$$

$$Nu_{L,turb} = \frac{0.037 \cdot (4.7 \cdot 10^4)^{0.8} \cdot 0.68}{1 + 2.443 \cdot (4.7 \cdot 10^4)^{-0.1} \cdot (0.68^{0.667} - 1)} = 170 \quad (2.23)$$

По зависимости (2.19) имеем:

$$Nu_{0,row} = 0.3 + \sqrt{127^2 + 170^2} = 212.5 \quad (2.24)$$

Определяя значения параметра K в первом приближении как $K = 1$ для числа рядов труб по потоку $Z = 18$ (Рис. 2.3) по зависимости (2.15) получаем значение средней теплоотдачи в пучке Nu_{bank}

$$Nu_{bank} = \frac{\alpha L}{\lambda} = \frac{1 + (18 - 1) \cdot 1}{18} \cdot 212.5 = 212.5 \quad (2.25)$$

Принимая значение теплопроводности нагреваемого воздуха $\lambda = 37 \cdot 10^{-3}$ Вт/мК [9] с учетом, что характерный размер $L = 7.85 \cdot 10^{-3}$ м (3.5), получаем значение среднего коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве α_2

$$\alpha_2 = \frac{212.5 \cdot 37 \cdot 10^{-3}}{7.85 \cdot 10^{-3}} = 1002 \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (2.26)$$

2.4.4. Расчет теплоотдачи внутри труб.

Расход греющего воздуха на одну трубу G_{11t}

$$G_{11t} = G_1 / (N_m \cdot N_{ml}) = 6.45 / (64 \cdot 6) = 0.0168 \text{ кг/с} \quad (2.27)$$

Число Рейнольдса внутри труб ВВТ Re_1 определяется как:

$$Re_1 = \frac{4 \cdot G_{11t}}{\pi \cdot d_1 \cdot \mu_1} \quad (2.28)$$

Принимая значение динамической вязкости греющего воздуха μ_1 при средней температуре $\bar{T}_1 = 724$ К $\mu_1 = 345 \cdot 10^{-7}$ Па·с получаем:

$$Re_1 = \frac{4 \cdot 0.0168}{3.14 \cdot 4.4 \cdot 10^{-3} \cdot 345 \cdot 10^{-7}} = 1.41 \cdot 10^5 \quad (2.29)$$

2.4.4.1 Теплоотдача внутри труб.

Поскольку внутри труб теплообменных модулей ВВТ реализуется турбулентный режим течения, то для расчета теплоотдачи внутри труб при охлаждении воздуха можно рекомендовать следующую критериальную зависимость [10]:

$$Nu_{f1} = 0.021 \cdot Re_{f1}^{0.8} \cdot Pr_f^{0.4} \quad (2.30)$$

Принимая значение числа Прандтля для греющего воздуха $Pr_f = 0.680$ [9], получаем:

$$Nu_{f1} \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\lambda} = 0.021 \cdot (1.41 \cdot 10^5)^{0.8} \cdot 0.68^{0.4} = 237 \quad (2.31)$$

Принимая значение теплопроводности греющего воздуха $\lambda = 57.4 \cdot 10^{-3}$ Вт/мК [9], получаем значение коэффициента теплоотдачи внутри труб ВВТ α_1

$$\alpha_1 = \frac{237 \cdot 57.4 \cdot 10^{-3}}{4.4 \cdot 10^{-3}} = 3092 \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (2.32)$$

2.4.5 Теплопередача в модуле ВВТ

Коэффициент теплопередачи в модуле ВВТ, отнесенный к наружной поверхности труб, K_{out} определяется по зависимости для цилиндрической стенки с учетом термического сопротивления стенки теплообменной трубы:

$$K_{out} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.33)$$

Выбирая по справочным данным значение коэффициента теплопроводности λ_w стенки жаропрочного сплава типа ХН50ВМТЮБ-ИД в диапазоне температур $\bar{T}_w = 550 \dots 600$ К $\lambda_w = 20$ Вт/м·К получаем значение коэффициента теплопередачи K_{out} :

$$K_{out} = \frac{1}{\frac{1}{3092 \cdot 4.4 \cdot 10^{-3}} + \frac{5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 20} \ln \frac{5 \cdot 10^{-3}}{4.4 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{1002}} = 724 \text{ Вт/м}^2\text{·К} \quad (2.34)$$

2.4.6 Определение конечных температур греющего и нагреваемого воздуха на выходе из модуля ВВТ.

В соответствии с компоновкой модулей ВВТ в тракте ГТД (Рис. 2.3) реализуется прямоточно-перекрестная схема течения греющего и нагреваемого воздуха.

Зависимости для определения значений конечных температур обоих потоков воздуха можно выразить следующим образом [10]:

$$T_{11} - T_{12} = (T_{11} - T_{21}) \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1+y)}}{1+y} \quad (2.35)$$

$$T_{22} - T_{21} = (T_{11} - T_{21}) \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1+y)}}{1+1/y} \quad (2.36)$$

В выражениях (2.37) и (2.38) параметр NTU представляет собой по международной терминологии число единиц переноса теплоты (*number of heat transfer units*) и определяется как:

$$NTU = \frac{K \cdot F}{C_{min}}, \quad (2.37)$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/м²К; F_{sahe} – площадь поверхности теплообмена (surface area of the heat exchange, м²); C – полная расходная теплоемкость теплоносителя, вычисляемая как произведение расхода теплоносителя на его удельную теплоемкость ($C = G \cdot c_p$). При функциональном рассмотрении ТА параметр NTU определяется соответственно:

для охладителя как $NTU = \frac{K \cdot F_{sahe}}{C_1}$ и для нагревателя как $NTU = \frac{K \cdot F_{sahe}}{C_2}$.

Параметр y в выражениях (3.31) и (3.32) определяет отношение полных расходных теплоемкостей теплоносителей и выражается как

$$y = C_1 / C_2 \quad (C_1 = G_1 \cdot C_{p1}; C_2 = G_2 \cdot C_{p2}) \quad (2.38)$$

Значения параметра NTU :

- Площадь наружной поверхности теплообмена ВВТ F_{sahe} составит:

$$F_{sahe} = \pi \cdot d_2 \cdot l_l \cdot N_{\Sigma} = 3.14 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 0.679 \cdot 384 = 4.093 \text{ м}^2 \quad (2.39)$$

- полная теплоемкость C_1

$$C_1 = G_1 \cdot C_{p1} = 6.45 \cdot 1081 = 6972 \text{ Вт/К} \quad (2.40)$$

- полная теплоемкость C_2

$$C_2 = G_2 \cdot C_{p2} = 40 \cdot 1020 = 40800 \text{ Вт/К} \quad (2.41)$$

- значение NTU_1 для ВВТ как охладителя

$$NTU_1 = K_{out} \cdot F_{sahc} / C_1 = 724 \cdot 4.093 / 6972 = 0.425 \quad (2.42)$$

- значение NTU_2 для ВВТ как нагревателя

$$NTU_2 = K_{out} \cdot F_{sahc} / C_2 = 724 \cdot 4.093 / 40800 = 0.07263 \quad (2.43)$$

Отношение полных теплоемкостей - y

$$y = C_1 / C_2 = 6972 / 40800 = 0.17 \quad (2.44)$$

2.4.6.1 Значение температуры греющего теплоносителя на выходе из модуля ВВТ T_{12}

Согласно выражению (2.35) температура греющего теплоносителя (охлаждаемого в ВВТ воздуха) на выходе из модуля ВВТ T_{12} равна

$$\begin{aligned} T_{12} &= T_{11} - (T_{11} - T_{21}) \frac{1 - e^{-NTU_1 \cdot (1+y)}}{1+y} = \\ &= 774 - (774 - 438) \frac{1 - e^{-0.425 \cdot (1+0.17)}}{1+0.17} = 661.5 \text{ К} \end{aligned} \quad (2.45)$$

Таким образом, получено, что величина снижения температуры охлаждаемого воздуха – $\Delta T_{охл} = 112, 5^\circ$.

Поскольку в рассматриваемом поверочном расчете были использованы параметры реального ВВТ, который был исследован и у которого средняя температура на выходе из теплообменника известна, эта величина $T_{12} = 665 \text{ К}$, то мы можем сделать вывод о том, наблюдается хорошее совпадение значений расчётной и экспериментальной температуры.

2.4.6.2 Значение температуры нагреваемого теплоносителя на выходе из модуля ВВТ T_{22}

Согласно выражению (2.36) Значение температуры нагреваемого теплоносителя на выходе из модуля ВВТ T_{22} составит

$$\begin{aligned} T_{22} &= T_{21} + (T_{11} - T_{21}) \frac{1 - e^{-NTU_2 \cdot (1+y)}}{1+1/y} = \\ &= 438 + (774 - 438) \frac{1 - e^{-0.07263 \cdot (1+0.17)}}{1+1/0.17} = 442 \text{ К} \end{aligned} \quad (2.46)$$

Учитывая, что паспортное значение температуры нагреваемого теплоносителя на выходе из модуля прототипа ВВТ составляет $T_{22} = 448 \text{ К}$, т.е. также наблюдается хорошее совпадение значений. Таким образом, рассмотренная методика теплового расчета ВВТ является достаточно корректной. В рамках поверочного расчета прототипа ВВТ были использованы также справочные данные [10], где расчет конечных температур теплообменников рекомендовано для прямоточной схемы проводить по зависимостям:

$$T_{12} = T_{11} - (T_{11} - T_{12}) \cdot \Pi_1, \quad (2.47)$$

$$T_{22} = T_{21} + (T_{11} - T_{12}) \cdot \Pi_2 \cdot y \quad (2.48)$$

где значение функции Π задается таблично, когда в качестве определяющих параметров должны быть заданы значения NTU и y .

По полученным выражениям (2.47), (2.48) и по справочным данным [12] значения функции Π составляют $\Pi_1 = 0.27$ и $\Pi_2 = 0.064$.

Тогда по зависимостям (2.47) и (3.44) получаем:

$$T_{12} = 774 - (774 - 438) \cdot 0.27 = 683 \text{ К} \quad (2.49)$$

$$T_{22} = 438 + (774 - 438) \cdot 0.064 \cdot 0.17 = 442 \text{ К} \quad (2.50)$$

Приведенные результаты показывают, что прямоточная схема ВВТ имеет меньшую эффективность, чем перекрёстная.

2.5. Исследование влияния числа рядных трубок на эффективность охлаждения воздуха в ВВТ с поперечно обтекаемыми трубками малых диаметральных размеров

В заключительном разделе этой главы представлены результаты расчётов, выполненных по методике NTU, для вариантов проектирования ВВТ отличающихся как диаметральными размерами трубок, так и их количеством. В первой группе вариантов расчётов рассматривается три трубки в месте его подвода к ВВТ, а во второй группе – четыре, их диаметральные размеры были 4,0, 5,0 и 6,0 мм. Во всех расчётах сохранялось неизменным число поворотных участков, их пять. Полученные результаты осреднённой температуры воздуха на выходе из ВВТ представлены в таблицах 2.2 и 2.3.

Таблица 2.2 ВВТ с 3-мя поворотными трубками, через которые входит охлаждаемый воздух, и 18-ю (3·6) пересечениями цилиндрических прямых участков поперечно обтекаемого пучка трубок (Рис 2.3)

Диаметры трубок (мм)	Расход воздуха в одном модуле теплообменника кг/с	Расход воздуха в одной трубке кг/с	ΔT К
6	9,28	0,0242	93
5	6,45	0,0168	112.5
4	4,128	0,01075	139.5

Таблица 2.3 ВВТ с 4-мя поворотными трубками, через которые входит охлаждаемый воздух, и 24-мя (4·6) пересечениями цилиндрических прямых участков поперечно обтекаемого пучка трубок

Диаметры трубок (мм)	Расход воздуха в одном модуле кг/с	Расход воздуха в одной трубке кг/с	ΔT К
6мм	12,384	0,02482	96.3
5мм	8,579	0,0168	116.5
4мм	5,504	0,01075	145

Выполненные расчёты с различным числом трубок на входе в ВВТ позволяют оценить сравнительную эффективность первоначального, базового варианта ВВТ с трубками диаметром 5,0 мм.

По тепловой эффективности ВВТ с трубками диаметром 4,0 мм имеют очевидное преимущество. Однако, при установке конструктивных интенсификаторов теплообмена, таких как кольцевые интенсификаторы теплообмена потока воздуха на внутренней поверхности трубок, эта картина может измениться.

Однако, нельзя делать выводы о достоинстве или недостатках применения трубок малых диаметров только по одной характеристике, их тепловой эффективности. Необходимо рассмотрение всех влияющих факторов, включая потери давления охлаждаемого воздуха внутри трубок и уровень изменения потерь давления воздуха в наружном контуре ТРДД, при установке в этом контуре блоков ВВТ.

При выполнении 3D расчётов, в системе ANSYS CFX, полученные по вышеприведенной методике результаты снижения температуры охлаждающего воздуха будут скорректированы.

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 2

1. В конструкциях ВВТ с цилиндрическими трубками, имеющими гладкую внутреннюю поверхность, в рассмотренном диапазоне изменения их наружного диаметра и при выбранной величине толщины трубок, наиболее эффективна по интенсивности снижения температуры охлаждающего воздуха трубка с минимальной величиной $D = 4,0$ мм.

2. В авиационных ГТД требуется оценка эффективности ВВТ как по снижению температуры охлаждающего воздуха, так и по величине потери давления воздуха внутри и снаружи трубок. Отрывы потока на радиусных поворотных участках трубки влияют на тепловые и газодинамические характеристики ВВТ не только в месте расположения этих поворотных участков, но и воздействуют на картину течения воздуха в последующих прямых участках ВВТ. Для решения этой задачи необходимо использовать современные средства 3-х мерного расчёта, в частности, применённый в данной работе комплекс ANSYS CFX. Расчётные оценки, с использованием обобщающих различные эксперименты эмпирических характеристик, являются только первым, предварительным этапом решения поставленной задачи.

Глава 3 Исследование эффективности прямых и много поворотных цилиндрических и овальных гладких трубок *малого диаметра* с использованием ANSYS CFX, разработка рекомендаций по их применению в ВВТ

В представленных в главах 1 и 2 расчётах эффективности ВВТ использовались критериальные зависимости и интегральные уравнения, в которых имеются эмпирические коэффициенты, полученные опытным путём. Очевидно, что эти зависимости не могут быть использованы в широком диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров охлаждаемых трубок ВВТ ТРДД(мсд).

В то же время, очевидно, что нет возможности создать такое большое количество материальных моделей и провести весь необходимый объём данных, необходимых для оптимизации конструктивных параметров, и решения проблемы повышения эффективности трубчатых ВВТ, трубки которых имеют малые диаметральные размеры.

Такие ВВТ должны быть выделены в отдельную категорию, поскольку решаемые в них термо - газодинамические и прочностные задачи не свойственны ВВТ с трубками больших размеров. Они имеют ряд особенностей, связанных с возможностью интенсификации теплообмена при использовании, например, интенсификаторы теплообмена потоков воздуха [2, 20, 25, 40, 45], обеспечения жёсткости трубок малого диаметра и т.д.

В этой главе представлены результаты исследований, которые были выполнены с использованием программы ANSYS CFX. Всего рассмотрено около 60-ти вариантов изменения формы и размеров отдельных трубок и их пучков, как прямых, так и имеющих поворотные участки. Термо

газодинамические и конструктивные параметры исследуемых вариантов трубчатых ВВТ даны ниже.

Исходные данные для расчета:

по охлаждаемому воздуху: расход воздуха $G_1 = 6.45$ кг/с; давление на входе в ВВТ $P_{11} = 23,64 \cdot 10^5$ Па; температура воздуха на входе в ВВТ $T_{11} = 800$ К; скорость потока воздуха $W_1 = 70$ м/с.;

по нагреваемому воздуху второго контура ТРДД :

расход воздуха $G_2 = 40$ кг/с; давление на входе в ТА $P_{21} = 3,69 \cdot 10^5$ Па; температура на входе $T_{21} = 450$ К; скорость $W_2 = 57$ м/с

Диаметры трубок и диагонали овала: цилиндры – 6,0 мм, 5,0 мм, 4,0 мм; овалы (эллипс) – (7,9·4,6) мм и (6,3·4,0) мм. Длина трубок – от 0,11 м до 1,2 м

3.1 Исследование эффективности и гидравлического сопротивления малоразмерных цилиндрических прямых (одно поворотных) трубок, отличающихся длиной и диаметрными размерами

На первом этапе моделирования и исследования тепловой эффективности трубок ВВТ был проведен расчёт гладких цилиндрических трубок диаметром 4,0 мм, 5,0 мм и 6 мм. Длина этих трубок изменялась от 0,11 м до 1,2 м, толщина стенки этих трубок равнялась 0,3мм. Геометрическая модель гладкой цилиндрической трубки, диаметром 5,0 мм, представлена на рисунке 3.1. Сетка с граничными условиями для этой модели показана на рисунке 3.2. Температура воздуха на выходе теплообменника и наружное обтекание трубки представлено на рисунке 3.3. Видно, что воздух не равномерно охлаждается внутри теплообменника. На рисунке 3.4 показано изменение температуры воздуха по длине трубки.

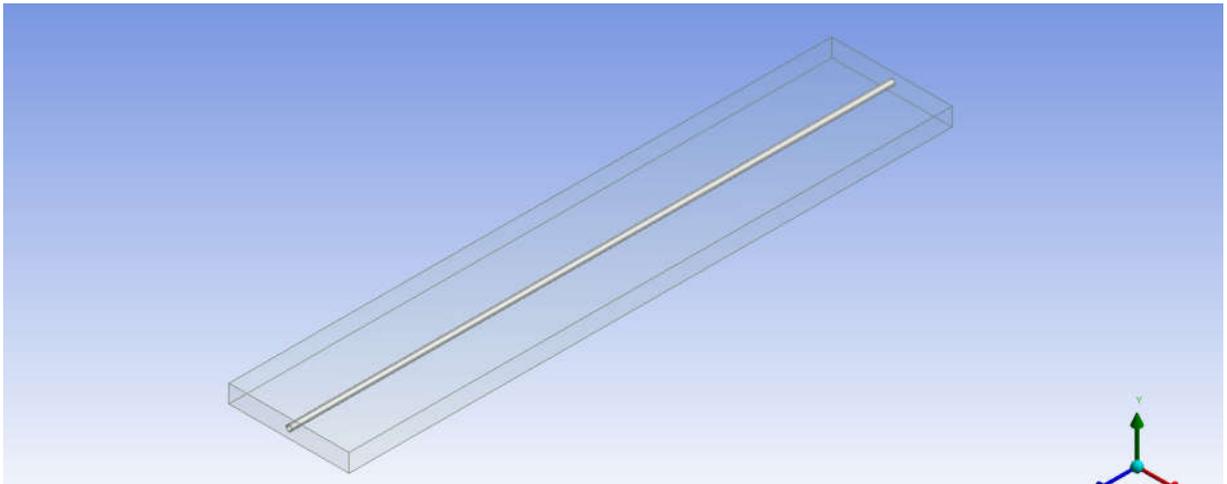


Рис. 3.1 Прямая гладкая цилиндрическая трубка, диаметром 5,0 мм, длиной 500мм.

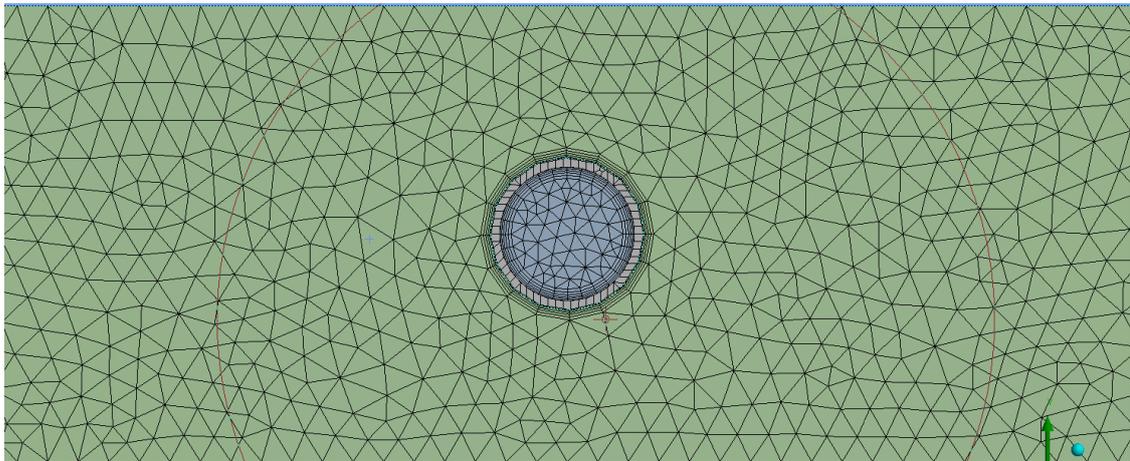


Рис 3.2 Сетка цилиндрической трубы диаметром 5 мм, длина 500мм, для расчётов в ANSYS CFX.

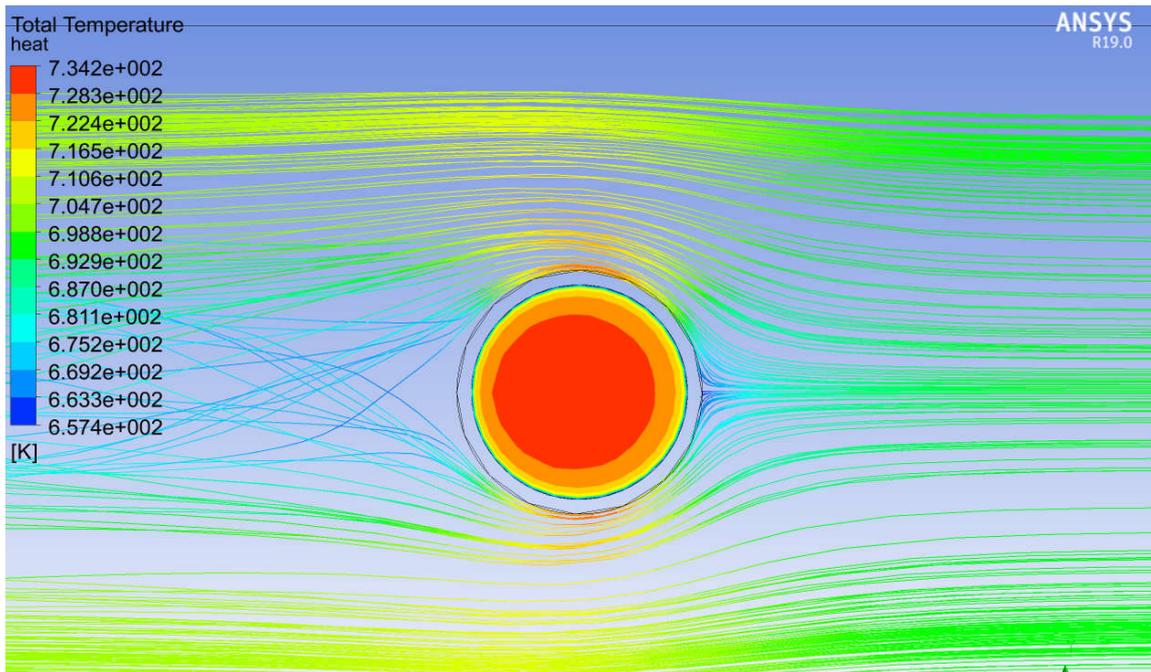


Рис 3.3 Температурное поле на выходе и поток охлаждающего воздуха на цилиндрической трубки диаметром 5,0 мм, длиной 500мм, расчёт в ANSYS CFX

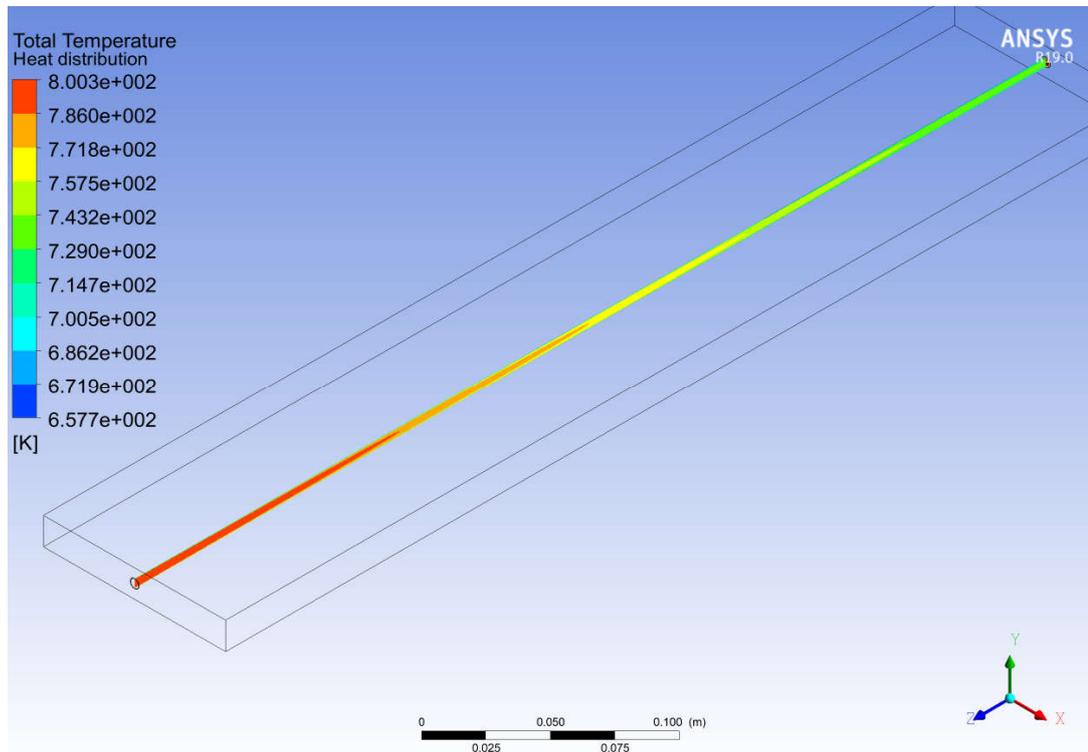


Рис 3.4 Изменения температура по длине цилиндрической трубы диаметром 5 мм, расчёт в ANSYS CFX

Таким же образом расчеты были сделаны для других вариантов проектирования трубок ВВТ. Их результаты представлены в таблице 3.1. Как видно из данных Рис. 3.5, цилиндрические трубки с малым размером диаметра имеют большее снижение температуры охлаждаемого воздуха.

Таблица 3.1 Температуры воздуха на выходе из ВВТ с цилиндрическими трубками

Длина трубки (мм)	Температура воздуха на выходе из ВВТ [К]		
	Цилиндр $\varnothing = 6$ мм	Цилиндр $\varnothing = 5$ мм	Цилиндр $\varnothing = 4$ мм
110	779	781	782
500	732	720	701
800	710	696	672
1200	685	671	640

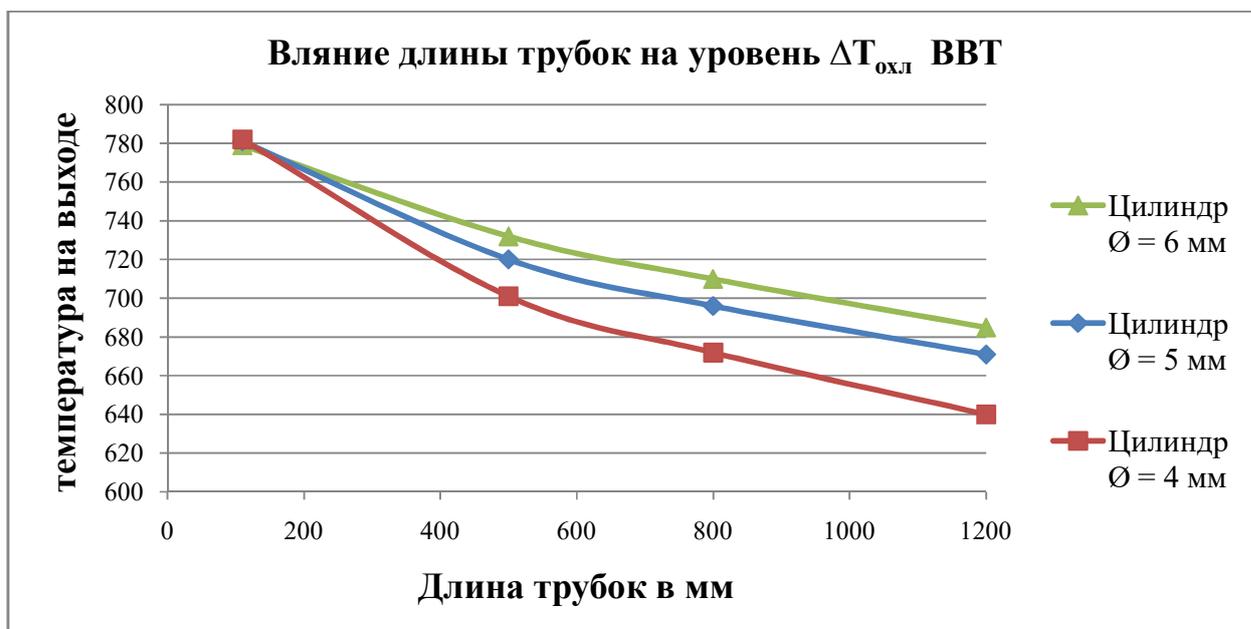


Рис 3.5 Влияние длины цилиндрических трубок на величину $\Delta T_{\text{охл}}$

3.2 Исследование эффективности и гидравлического сопротивления прямых овальных трубок, отличающихся длиной и диагональными размерами овала

В этом разделе главы 3 представлено моделирование геометрии и исследование тепловой эффективности гладких эллипсовидных трубок с диагоналями 7,9·4,6мм и 6,3·4,0мм. Длина этих трубок от 500 мм до 800 мм, толщина стенок этих трубок 0,3мм. Геометрическая модель гладкой эллипсовидной трубки, диагональных размеров 6,3·4,0мм показана на Рис. 3.6. Сетка с граничными условиям для этой модели показана на Рис.3.7. Температура воздуха на выходе из теплообменника и обтекание наружной поверхности трубки показано на Рис. 3.8.

Как видно, охлаждаемый воздух существенно не равномерно охлаждается по длине трубки теплообменника. На Рис 3.9 показано изменение температуры охлаждаемого воздуха по длине трубки. Таким же образом были выполнены расчёты для других вариантов трубок, их результаты представлены в таблице 3.2. Как видно из графика на Рис. 3.5, овальные трубки малой размерности в поперечном сечении также имеют несколько большее снижение температуры охлаждаемого воздуха.

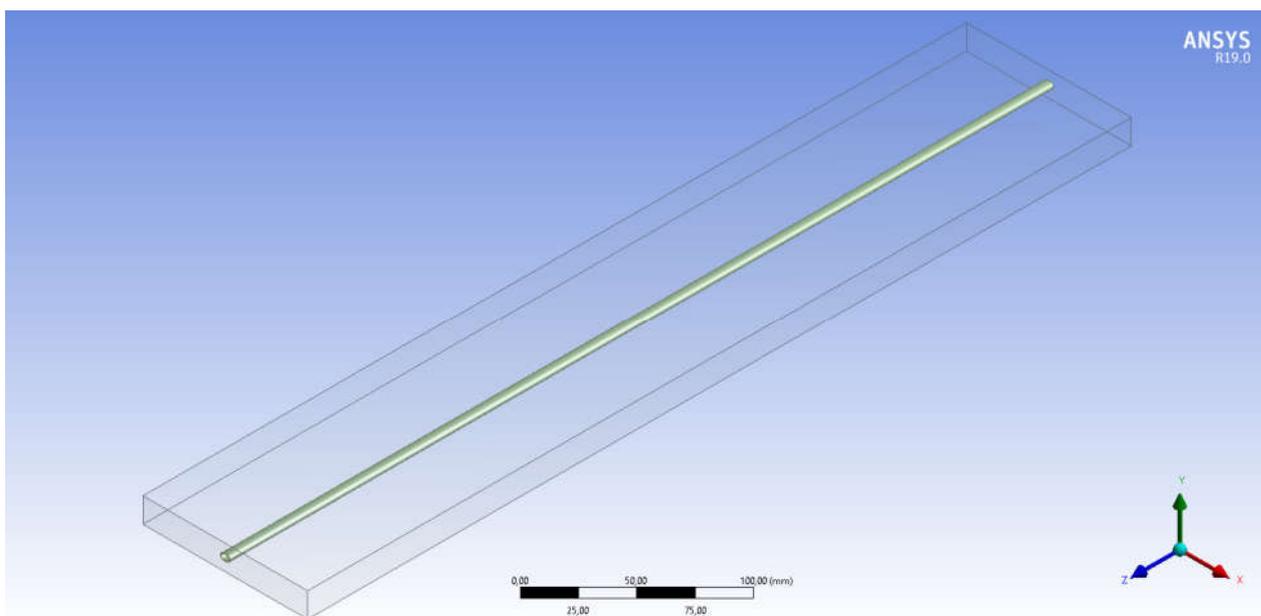


Рис 3.6 Прямая гладкая овальная трубка, с диагональными размерами 6,3·4,0 мм, длиной 500мм.

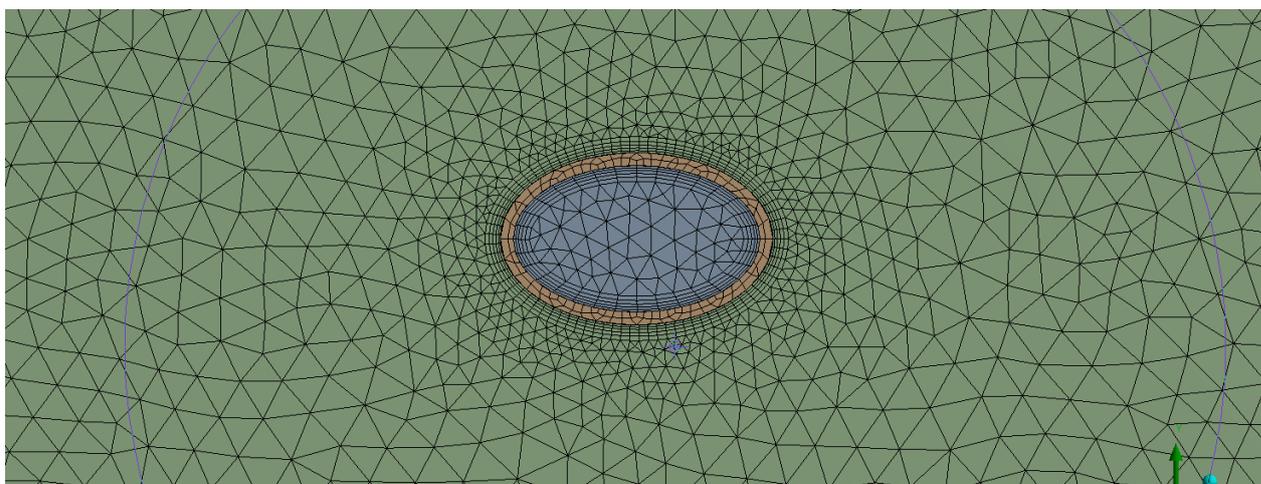


Рис 3.7 Расчётная сетка для овальной трубки диагональных размеров 6,3·4,0 мм, использованная для расчётов в ANSYS CFX

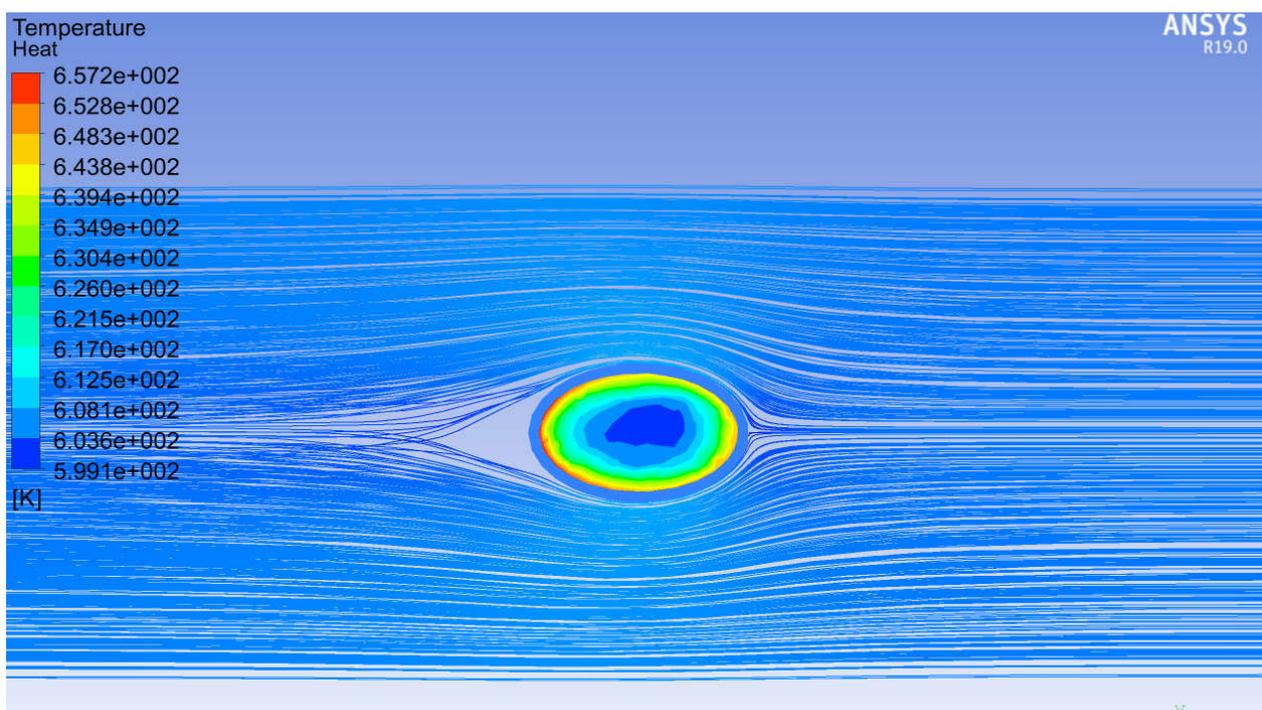


Рис 3.8 Температуры воздуха в сечении на выходе из овальной трубки диагональных размеров 6,3·4,0 мм.

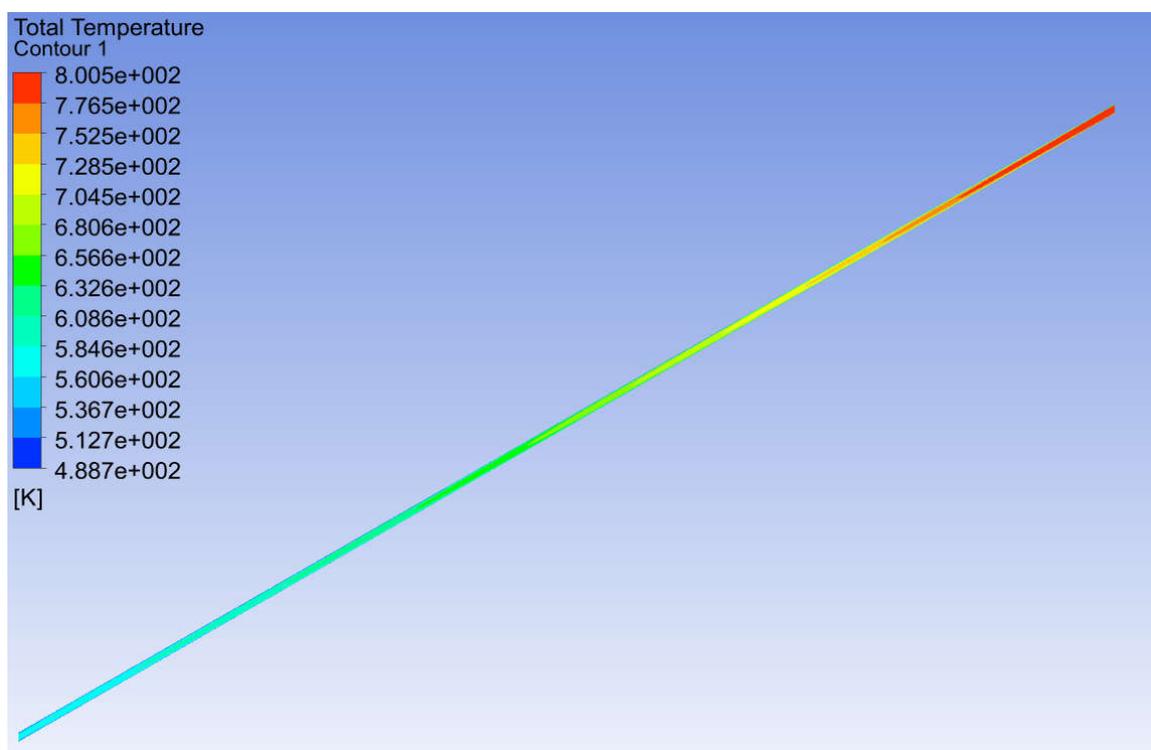


Рис 3.9 Изменения температуры охлаждаемого воздуха по длине овальной трубки с диагональными размерами 6,3·4,0 мм, расчёт в ANSYS CFX

Таблица 3.2 Температура воздуха на выходе из ВВТ с овальными (эллипсными) трубками

Длина, мм	Овальная гладкая трубы			
	7,9·4,6 мм		6,3·4,0 мм	
	$T_{\text{выход}}$	$\Delta T_{\text{охл}}$	$T_{\text{выход}}$	$\Delta T_{\text{охл}}$
500	740	60	716	84
600	725	75	707	93
700	707	93	689	111
800	692	108	668	132

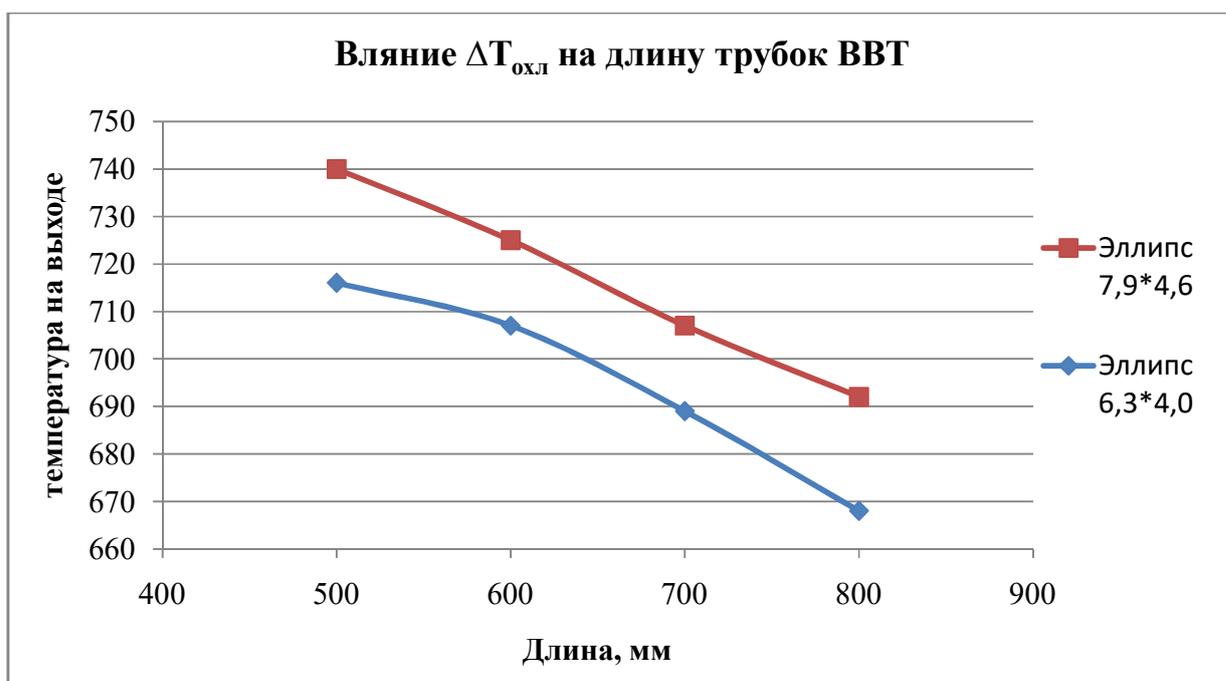


Рис 3.10 Снижение температуры охлаждаемого воздуха на выходе из овальных (эллипсных) трубок ВВТ

Из сопоставления интенсивности охлаждения воздуха в гладких цилиндрических и овальных прямых трубках, одинаковой пропускной способности, представленных на Рис. 3.5 и 3.10, видно, что по уровню

интенсивности охлаждения они отличаются, самое главное их отличие, это уровень гидравлического сопротивления.

Что касается интенсивности охлаждения, то для овальных трубок, как это будет показано далее, она в овальных трубках более эффективна.

3.3 Исследование эффективности и гидравлического сопротивления много поворотных цилиндрических и овальных трубок

Следующий этап исследования фокусируется на характеристиках тепловой эффективности много поворотных цилиндрических и овальных трубок с эквивалентными проходными сечениями.

Исследованы два варианта трубок - цилиндрическая с диаметром 5,0 мм и овальная трубка с размерами диагоналей 6,3·4,0мм.

На Рис. 3.11 показана геометрическая модель много поворотной цилиндрической трубки диаметром 5,0 мм. Расчётная сетка этой модели с граничными условиями показана на Рис.3.12. Полученные результаты температуры охлаждаемого воздуха на выходе из трубки и её изменение внутри трубки показано на Рис. 3.13 и 3.14. В много поворотных трубках важно исследовать структуру потока внутри трубы. Эта эпюра поля скоростей потока охлаждаемого воздуха показана в Рис. 3.15. Как видно из этих иллюстраций, интенсификация теплообмена в поворотной части трубок, более интенсивна при малом радиусе его поворота. Такие же исследования были проведены с трубкой овальной формы, имеющей размеры диагоналей 6,3·4,0мм. Геометрическая модель этой трубки показана на Рис. 3.16. Результаты исследований изменения температуры охлаждаемого воздуха внутри овальных, показаны на Рис. 3.17. Эпюра поля скоростей охлаждаемого воздуха внутри трубки показана Рис.3.18. Как видно из этих рисунков, интенсификация теплообмена потока охлаждаемого воздуха также наибольшая в местах изгиба трубок и её уровень

зависит от размера радиуса поворота, т.е. изгиба трубки с меньшим или большим радиусом.

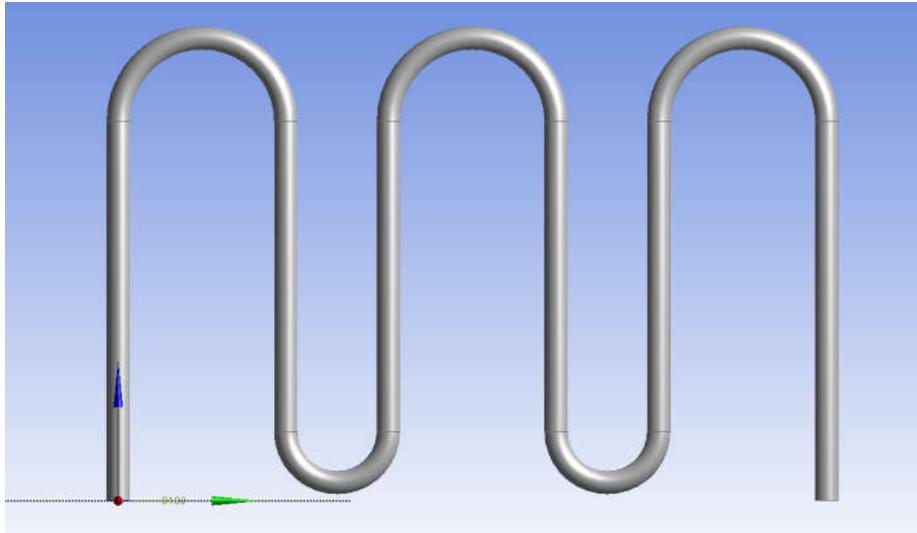


Рис 3.11 Геометрическая модель много поворотной цилиндрической трубки, диаметром 5,0 мм

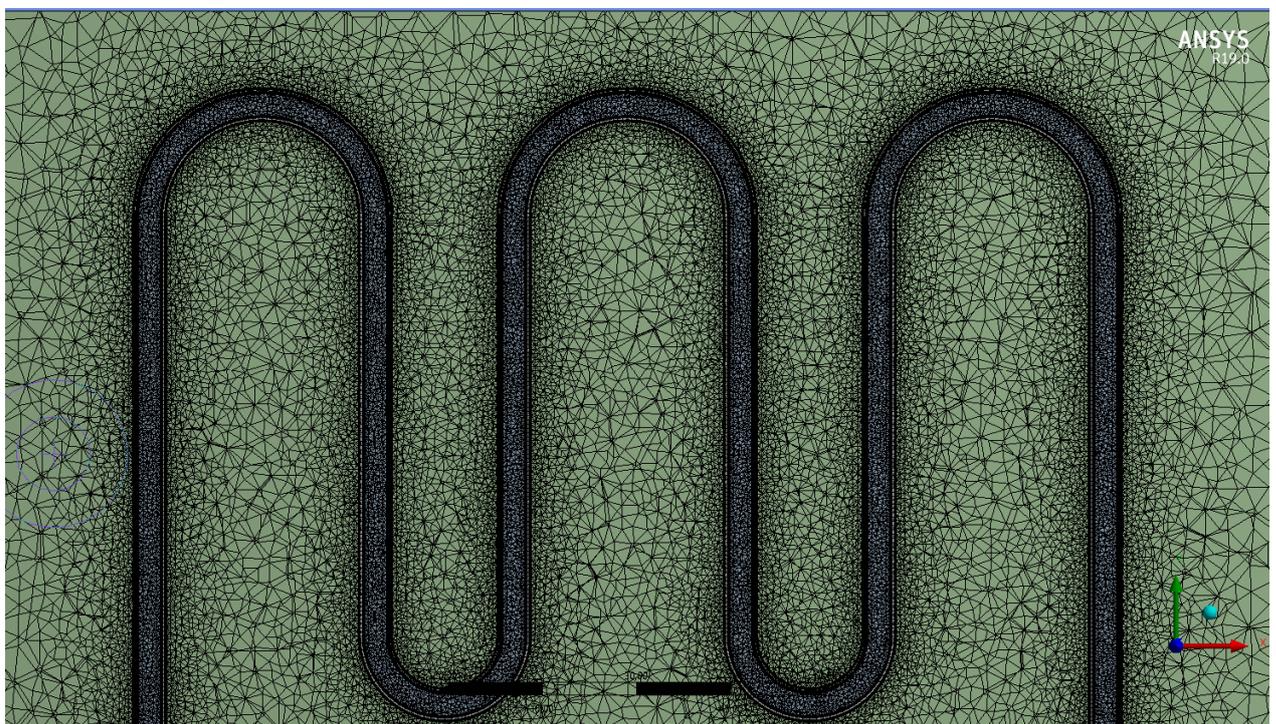


Рис 3.12 Сетка для много поворотной цилиндрической трубки, диаметром 5,0 мм, для расчётов в ANSYS CFX

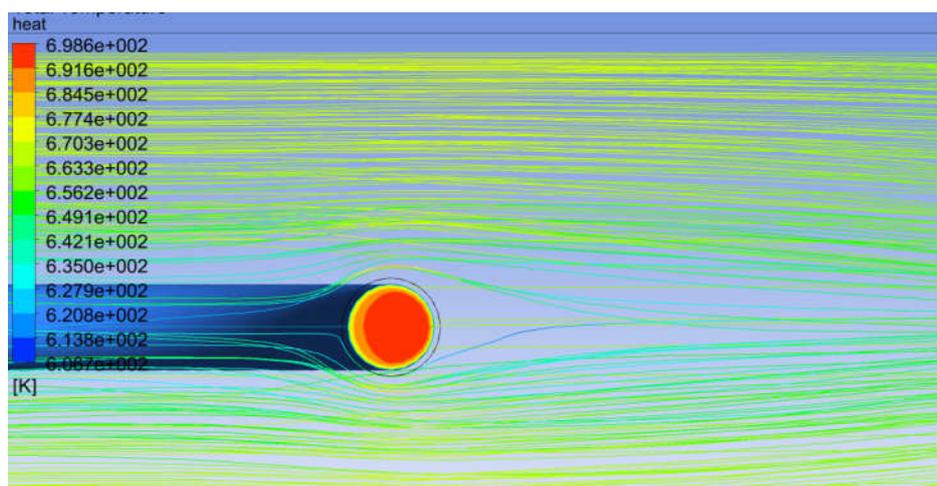


Рис 3.13 Эпюра температуры охлаждаемого воздуха в поперечном сечении трубки, на выходе из много поворотной цилиндрической трубки, $D = 5,0\text{мм}$.

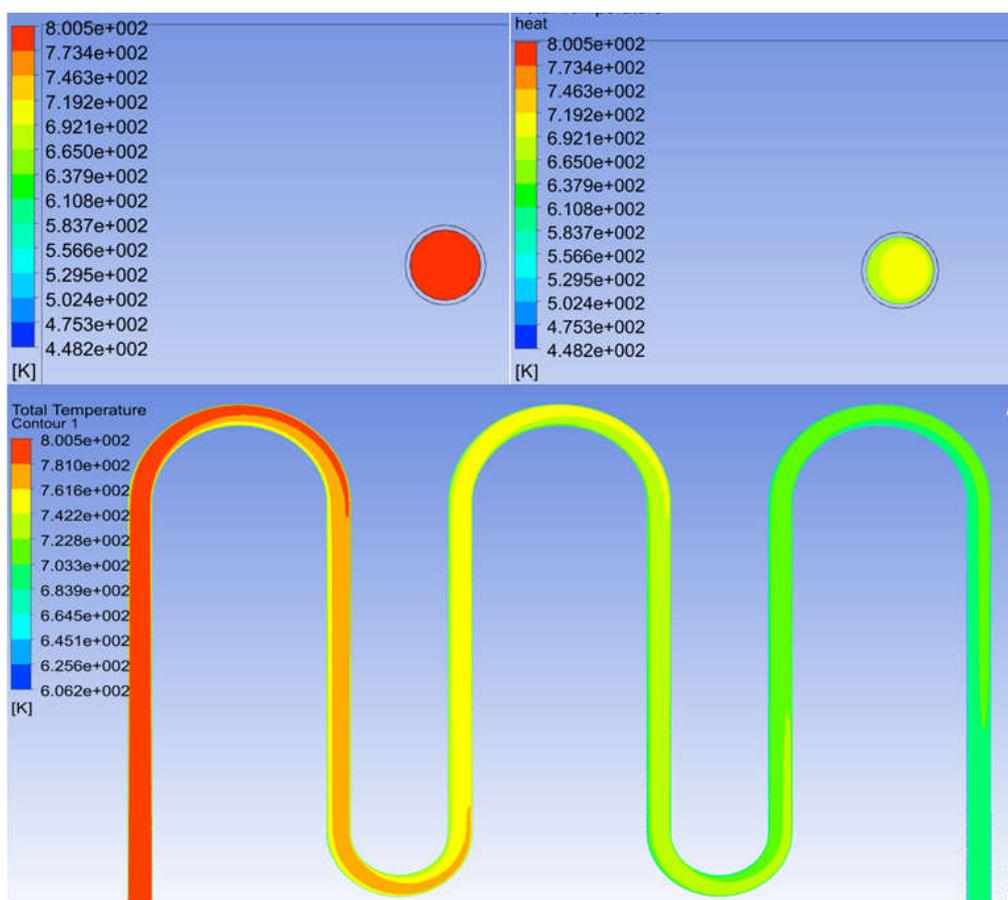


Рис 3.14 Изменения температуры охлаждаемого воздуха внутри много поворотной цилиндрической трубки, средняя температура воздуха на выходе 680 К

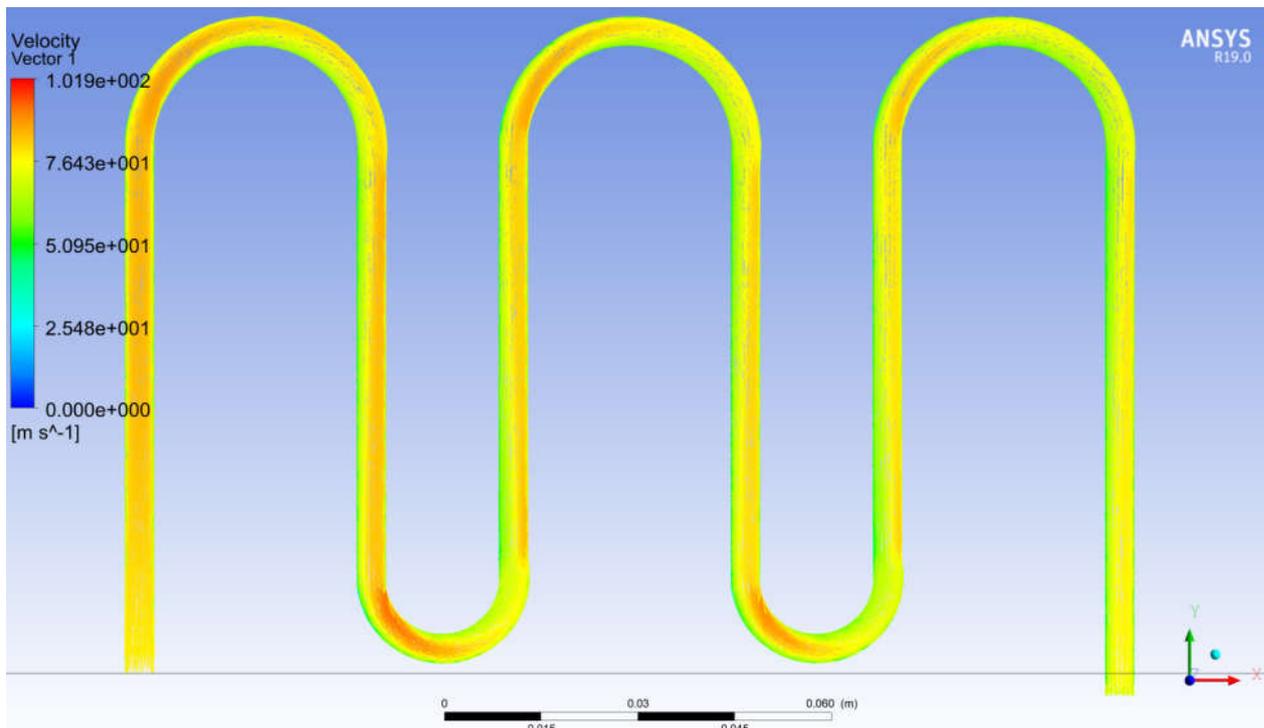


Рис 3.15 Изменение эпюры скоростей потока охлаждаемого воздуха внутри много поворотной цилиндрической трубки

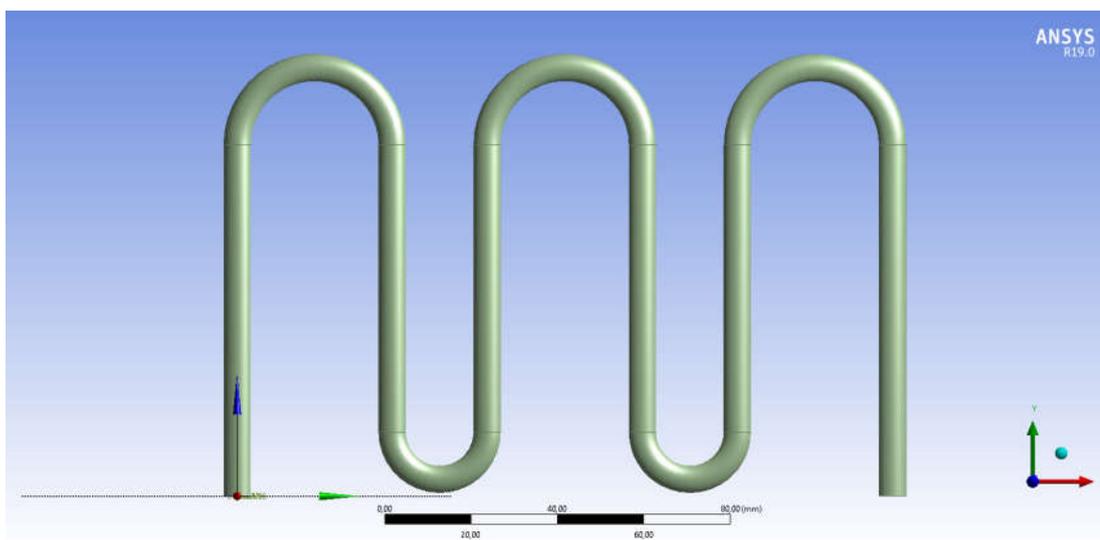


Рис 3.16 Геометрическая модель много поворотной овальной трубки, размеры диагоналей овала 6,3·4,0мм.

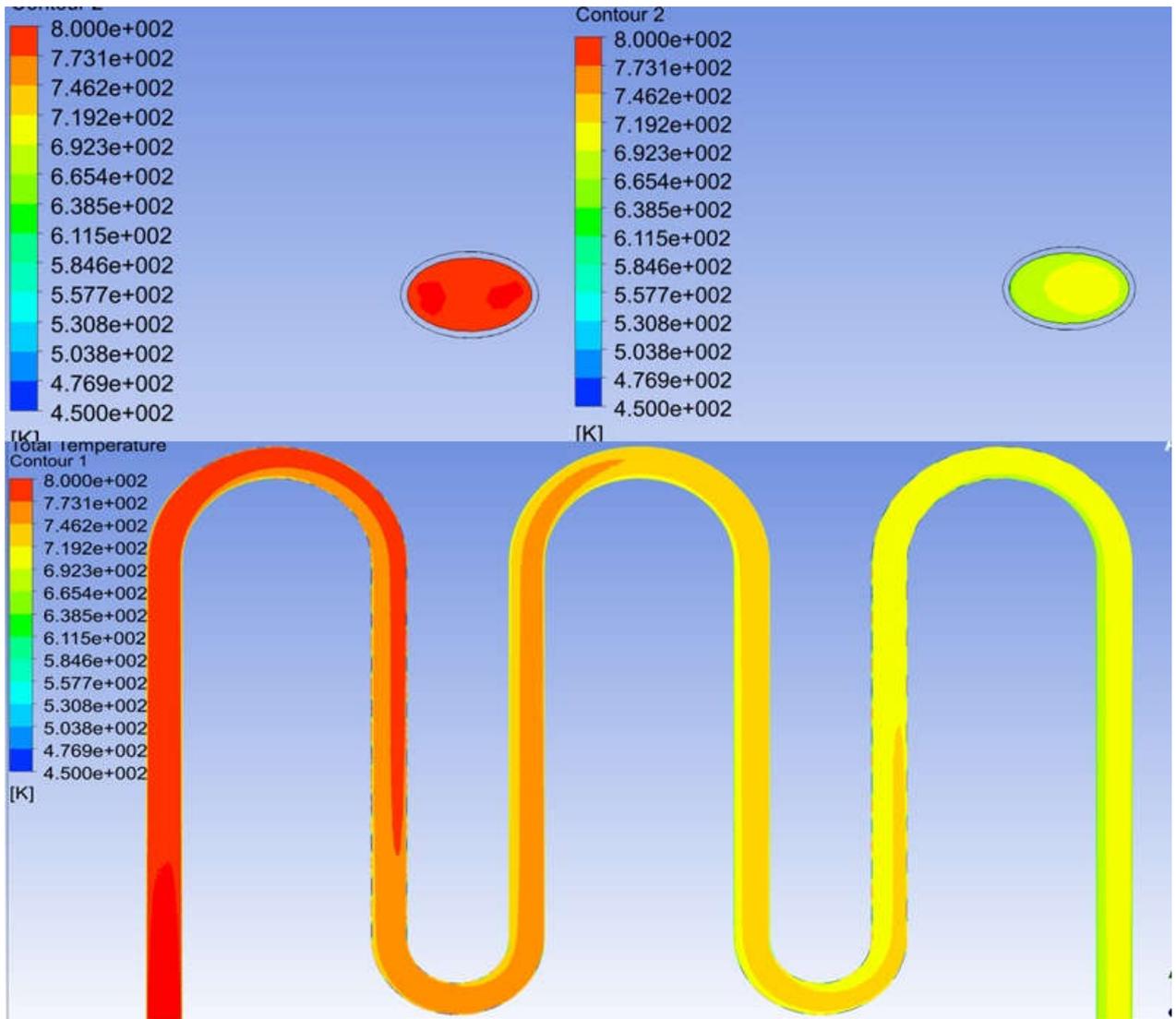


Рис 3.17 Изменения температуры внутри много поворотной овальной трубки, с диагональными размерами 6,3·4,0мм (средняя температура воздуха на выходе 678 К)

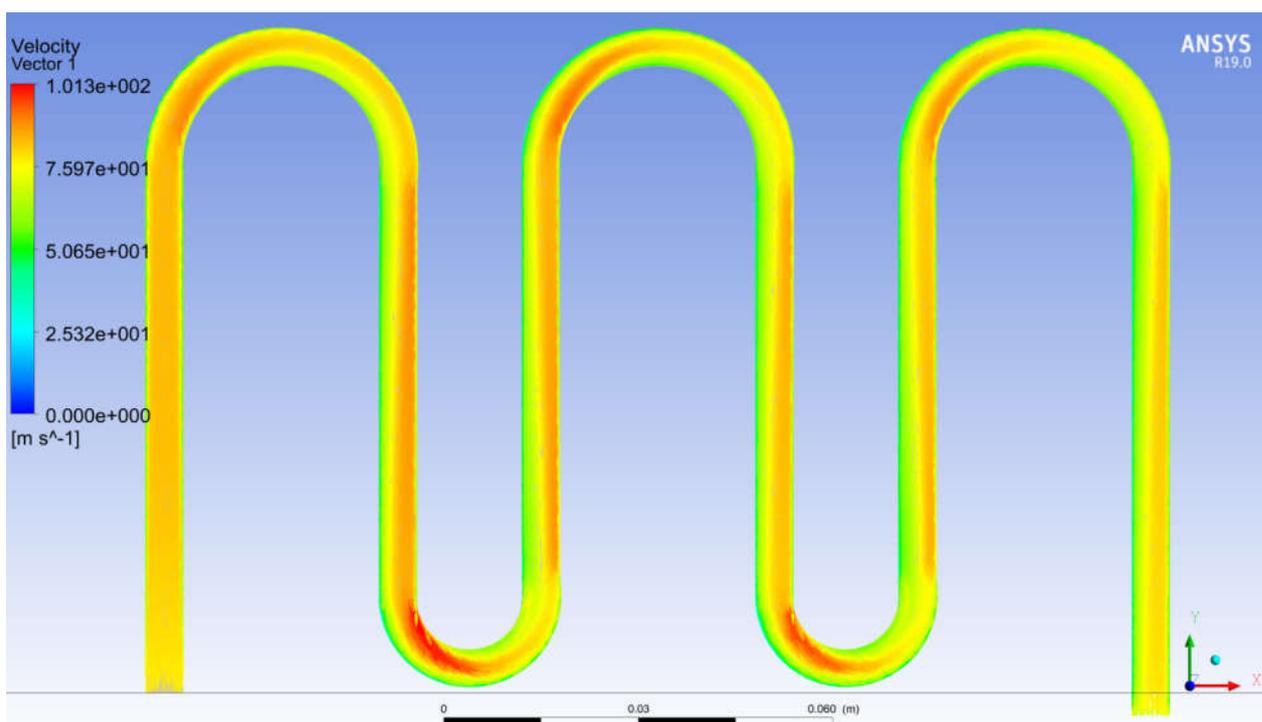


Рис 3.18 Эпюра поля скоростей охлаждаемого воздуха внутри многоповоротной овальной трубки, размеры диагоналей овала 6,3·4,0мм

Таблица 3.3 Температуры охлаждаемого воздуха на выходе из изогнутых, много поворотных трубок длиной 680мм

	Цилиндр	Эллипс
Температура (К)	680	678
ΔT	120	122

В таблице 3.3 показаны температуры охлаждаемого воздуха на выходе из много поворотных трубок цилиндрической и овальной формы, в их поперечном сечении. Из этой таблицы видно, что оба вида трубки, и цилиндр и эллипс, имеют аналогичное падение температуры охлаждаемого воздуха. Это свойство было ранее получено при исследовании прямых трубок ВВТ. Однако, в

изогнутой трубке уровень охлаждения примерно на 10% выше, чем в прямой трубке одинаковой длины.

3.4. Сопоставление уровня снижения температуры охлаждаемого воздуха в рядных и шахматных пучках с цилиндрическими и овальными трубками

Следующий этап исследований фокусируется на определении разницы в тепловых характеристиках цилиндрических и овальных труб, установленных по рядной или шахматной компоновочной схеме. Рассмотрены два варианта геометрии трубок: цилиндрические с диаметром 6,0 мм и овальные трубки с диагональными размерами 7,9 · 4,6 мм, эквивалентные по площади проходных сечений, установленные в рядном или в шахматном расположении.

3.4.1. Геометрическая модель пучка *рядных цилиндрических трубок* показана на Рис. 3.19, расчётная сетка – на Рис. 3.20. Полученные расчётом в системе ANSYS CFX температуры в сечениях на выходе из трубок показаны на Рис. 3.21. Аналогично, геометрическая модель *рядных овальных трубок* показана на Рис. 3.22., построенные сетки для расчётов в ANSYS CFX – Рис. 3.23. Температурное поле на выходе их овального пучка трубок показано на Рис. 3.24.

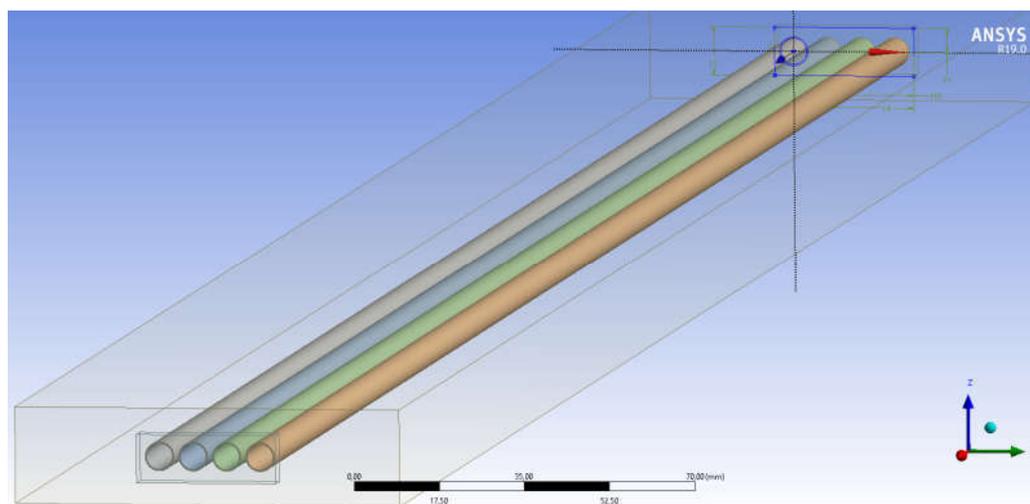


Рис 3.19 Геометрическая модель 4-х рядного пучка цилиндрических трубок

$$D = 6,0 \text{ мм}$$

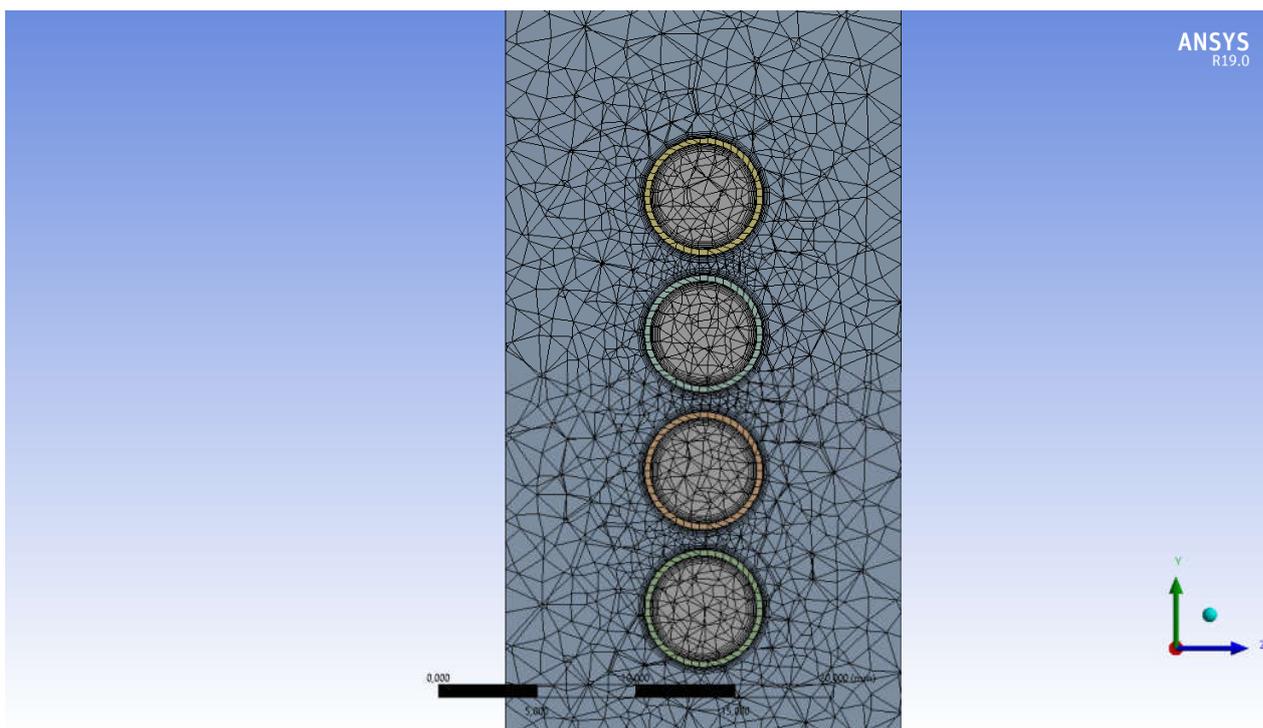


Рис 3.20 Расчётная сетка рядного пучка с цилиндрическими трубками

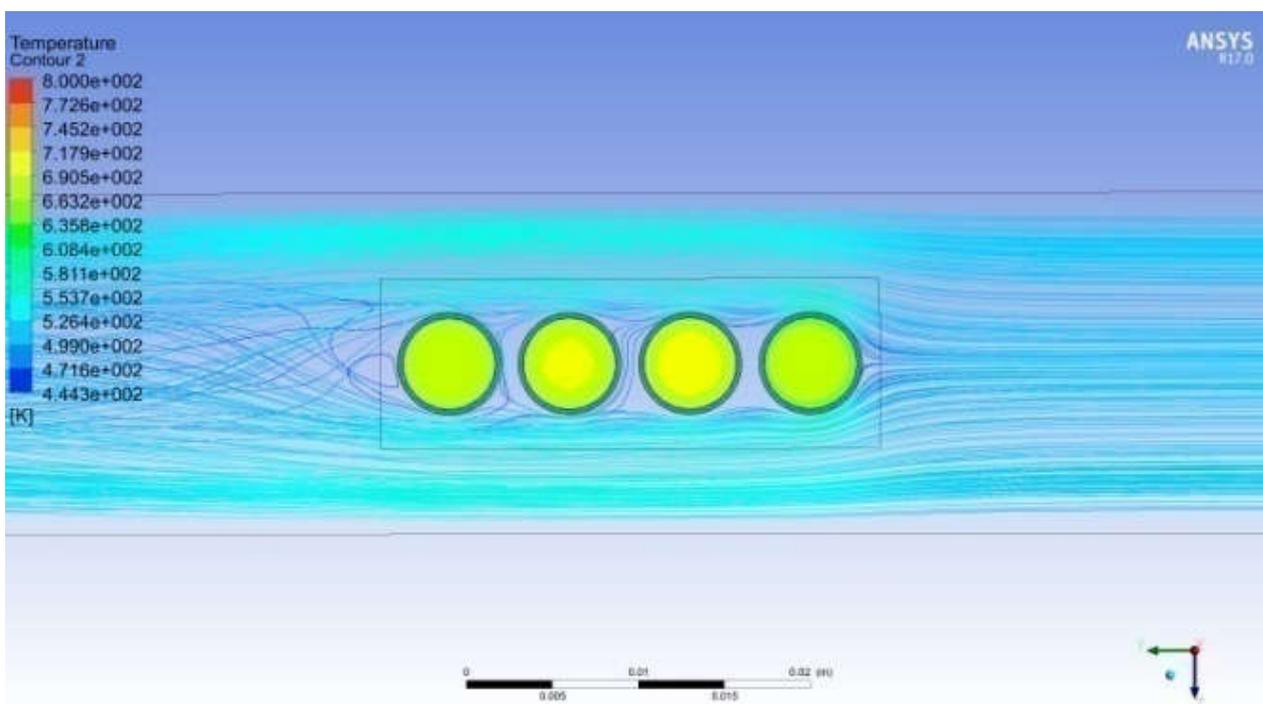


Рис 3.21 Эпюра температур на выходе охлаждающего воздуха из пучка рядных цилиндрических трубок

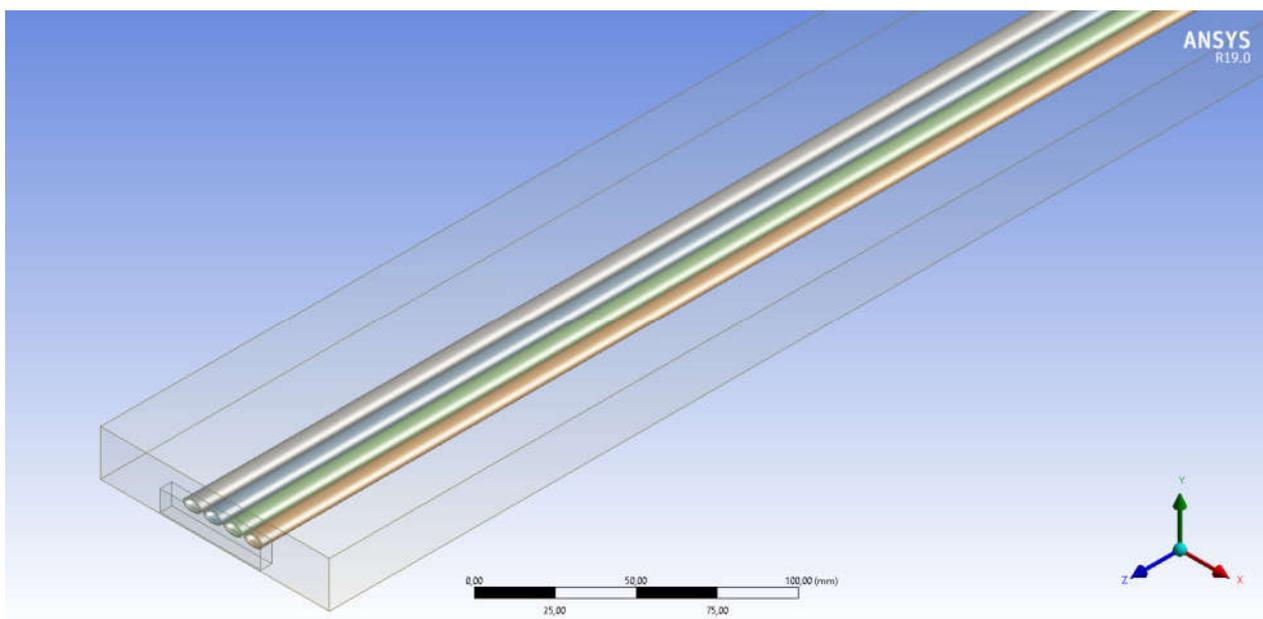


Рис 3.22 Геометрическая модель 4-х рядного пучка овальных трубок (7,9·4,6мм)

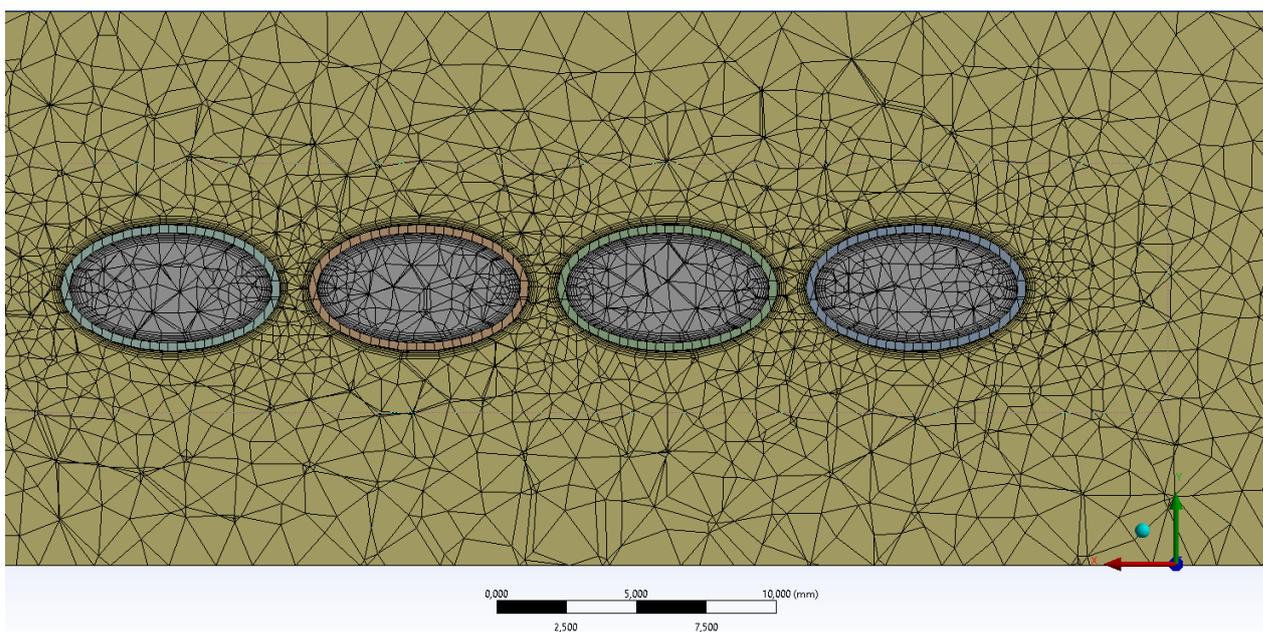


Рис 3.23 Сетка с рядным пучком овальных трубок

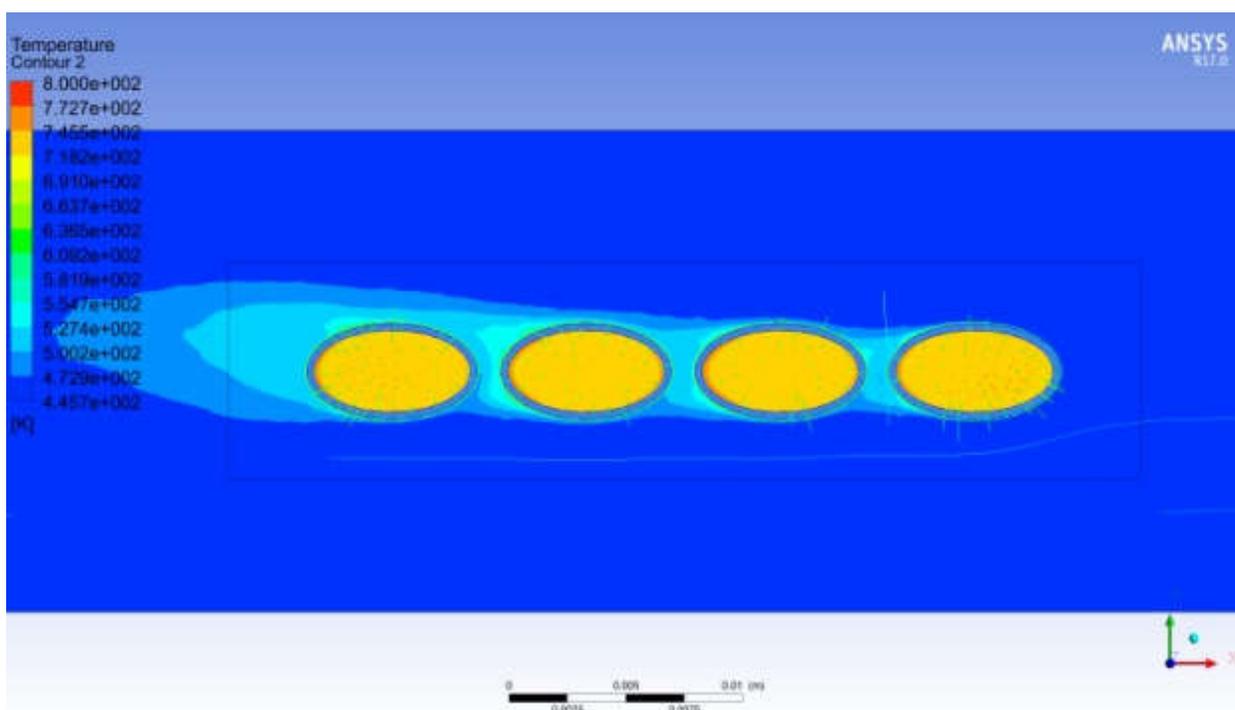


Рис 3.24 Эпюра температур охлаждаемого воздуха на выходе из овальных трубок рядного пучка

Как видно из представленных результатов исследований, рядный овальный пучок имеет более интенсивный теплообмен, чем цилиндрический пучок трубок.

3.4.2. Следующее исследование было проведено с двумя типами трубок, установленных в шахматном порядке. Геометрическая модель шахматного пучка цилиндрических трубок показана на Рис 3.25. Разработанная расчётная сетка приведена на Рис. 3.26. Температурное поле в сечениях на выходе из цилиндрических трубок этого пучка показано на Рис. 3.27. Видно, что каждая трубка в этом пучке охлаждается не одинаково.

Геометрическая модель шахматного пучка из овальных трубок показана на Рис. 3.28, сетка для расчётов в ANSYS CFX – на Рис. 3.29. Температурное поле на выходе из овальных трубок, собранных в шахматном порядке, показано на Рис. 3.27. Полученные результаты представлены также в таблице 3.3.

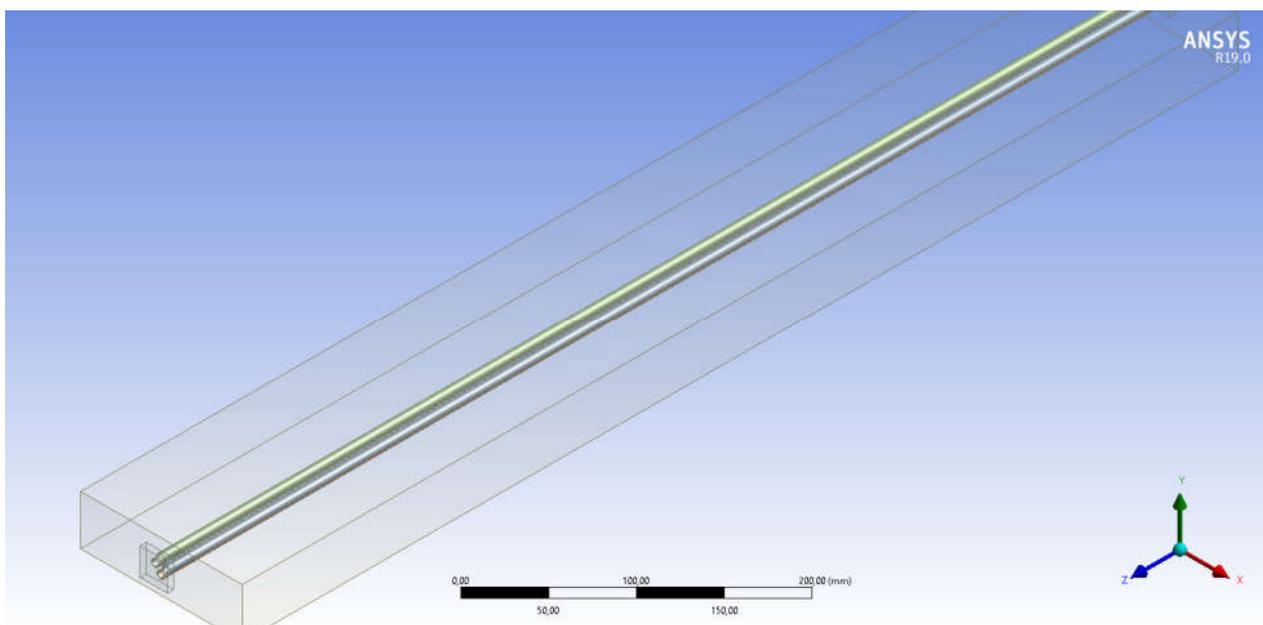


Рис 3.25 Геометрическая модель пучка цилиндрических трубок шахматного расположения

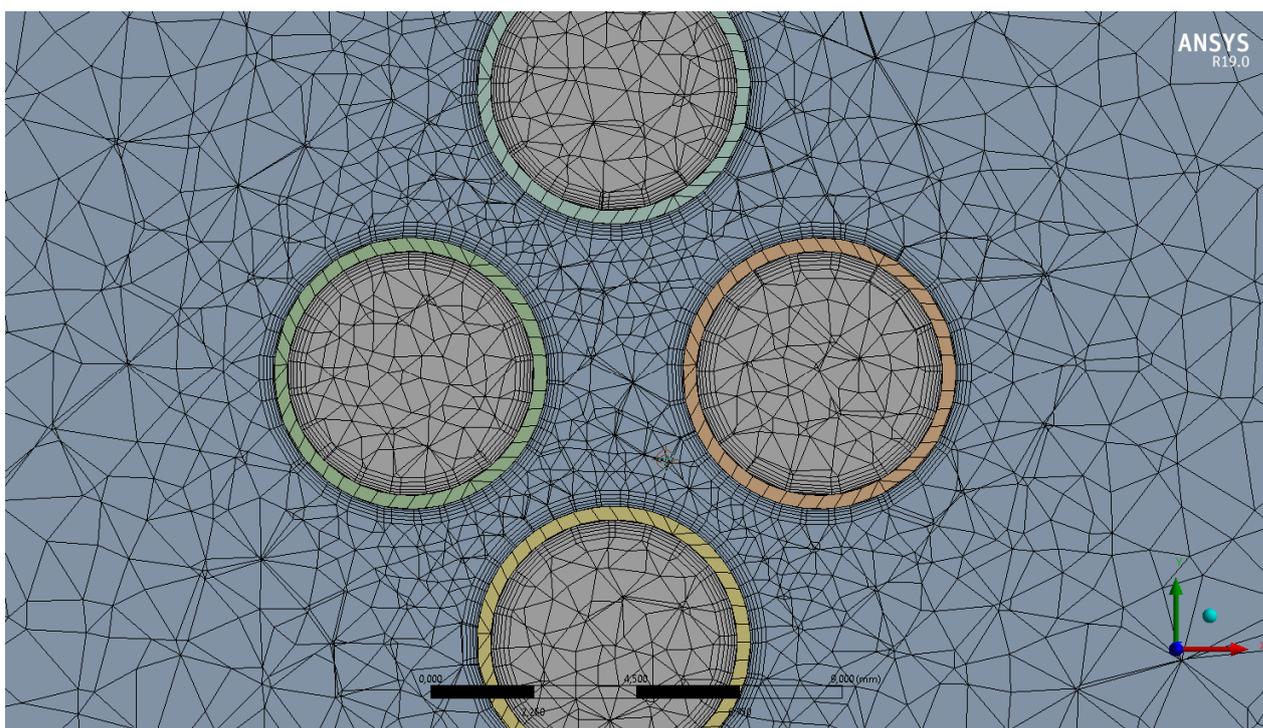


Рис 3.26 Сетки цилиндрических трубки в шахматном расположении

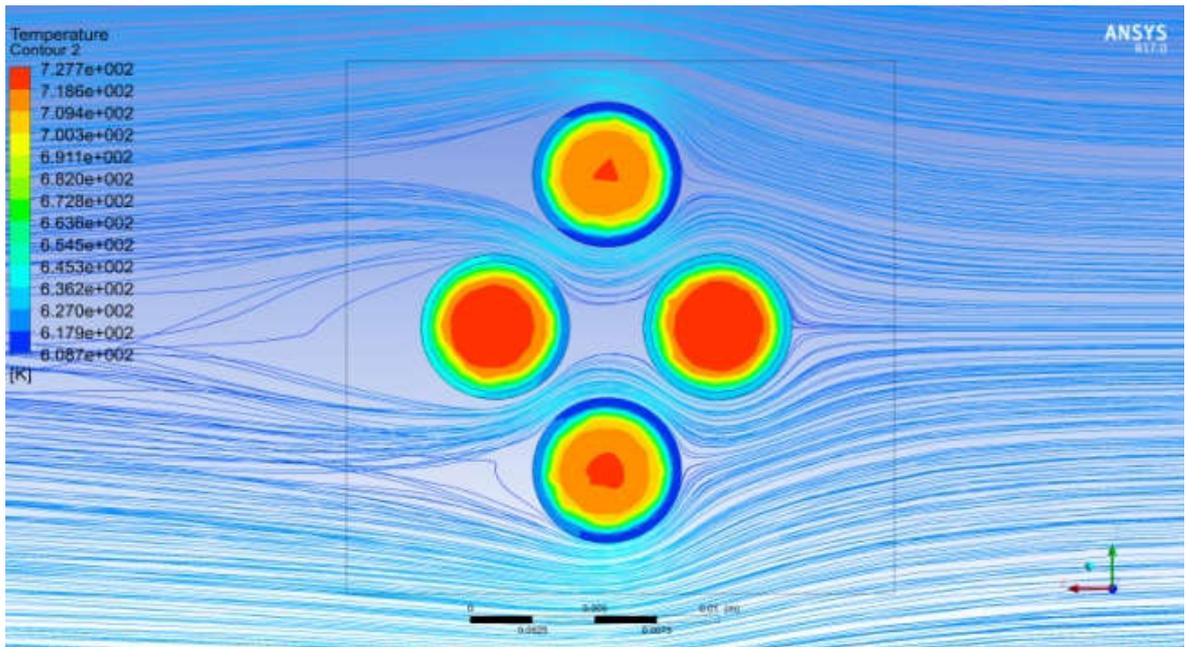


Рис 3.27 Эпюра температур в выходном сечении цилиндрических трубок шахматного расположения

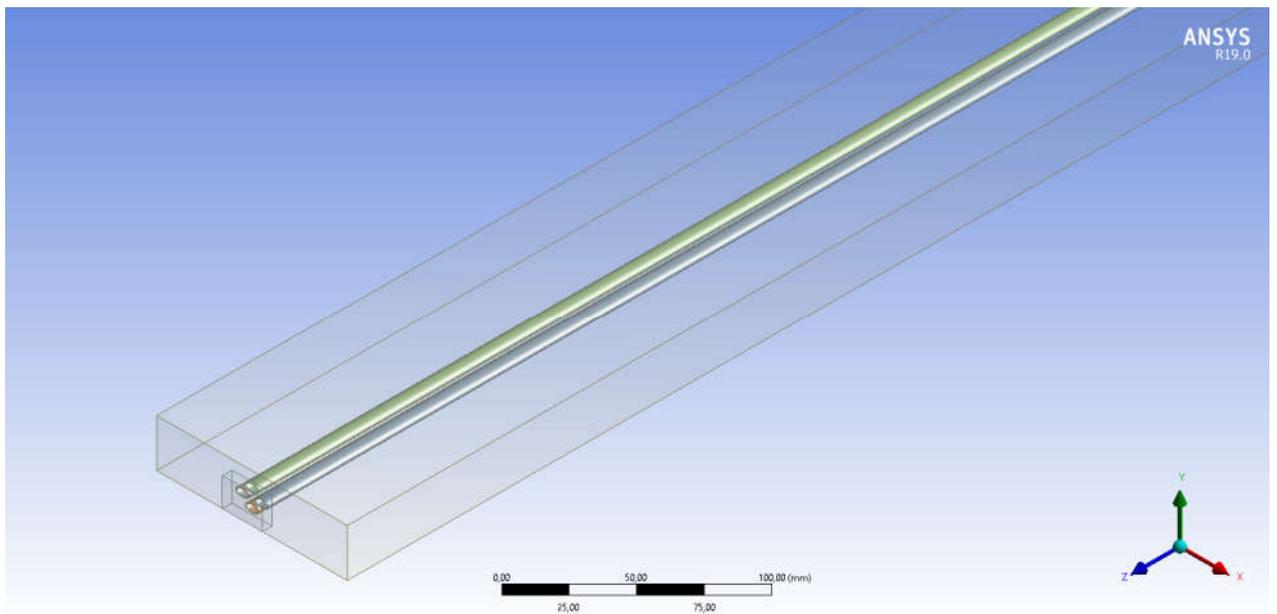


Рис 3.28 Геометрическая модель овальных трубок, собранных в шахматном расположении

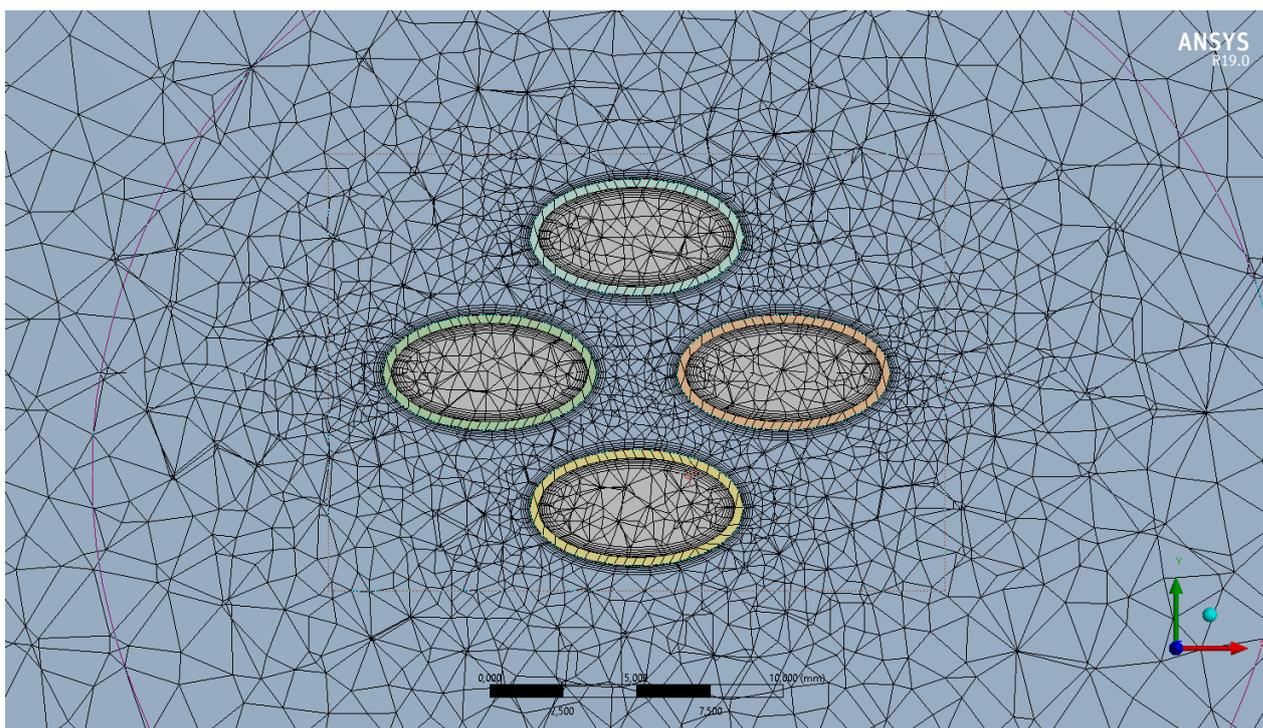


Рис 3.29 Расчётная сетка овальных трубок, собранных в шахматном порядке

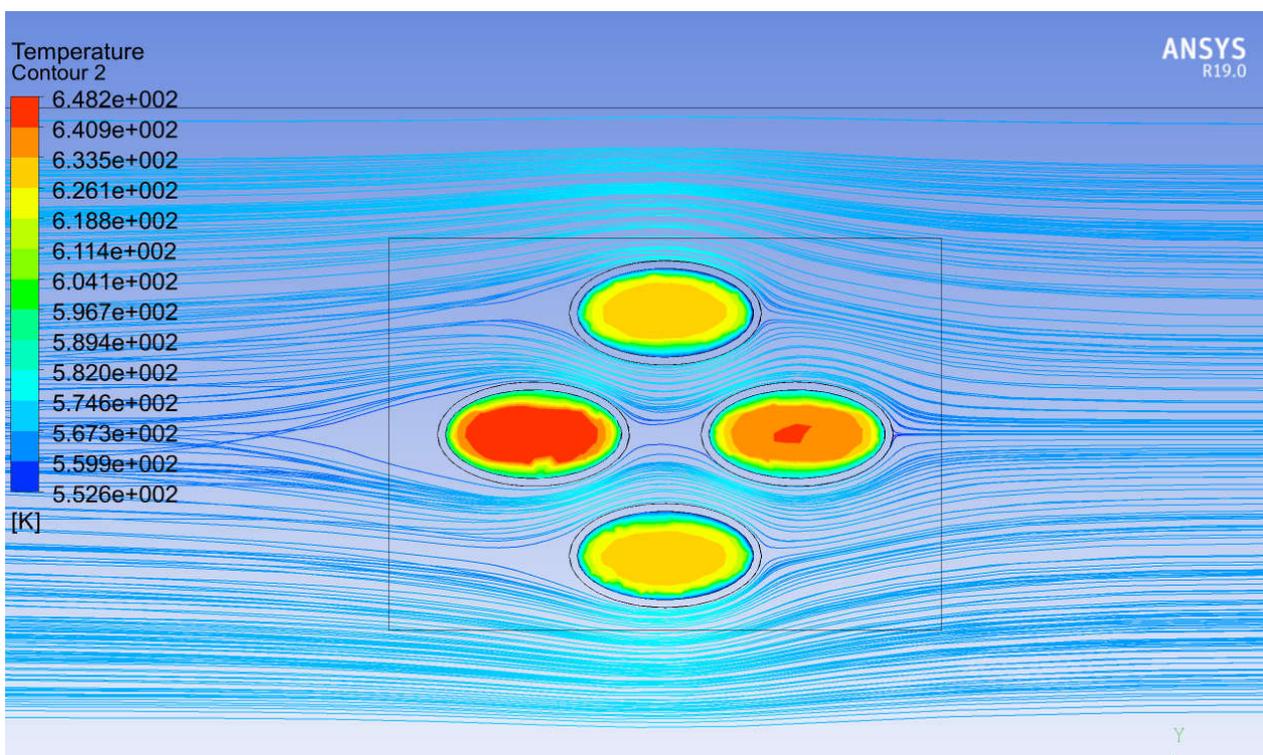


Рис 3.30 Эпюры температур на выходе из овальных трубок, собранных в шахматном порядке

3.4.3 Сопоставление температурной эффективности рядного и шахматного пучков прямых трубок – таблица 3.5 и Рис. 3.31

Таблица 3.5 Температуры охлаждаемого воздуха на выходе из трубок разной формы и расположения, друг относительно друга

Длина (мм)	Цилиндрическая трубка, рядный пучок	Эллипсная трубка, рядный пучок	Цилиндри-ческая трубка, шахматный пучок	Эллипсная трубка, шахматный пучок
	Температуры воздуха на выходе из теплообменника (К)			
110	750	750	770	770
500	690	690	720	690
800	675	635	680	630

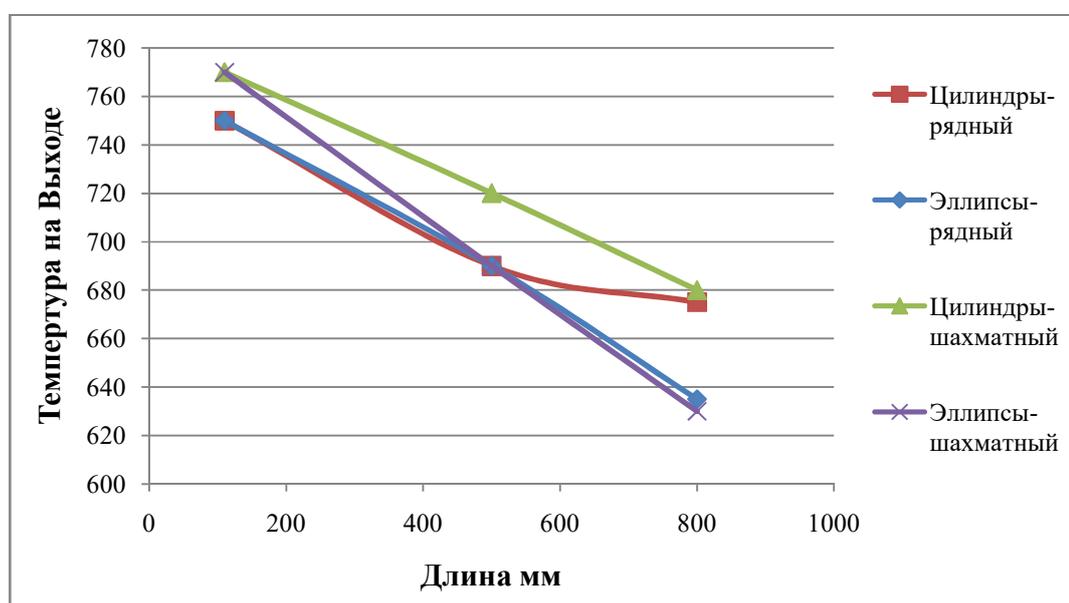


Рис 3.31 Влияние длины трубок и их формы, круглой или овальной, на уровень снижения температуры охлаждаемого воздуха в рядном и шахматном пучках

На Рис. 3.31 показано изменение температуры охлаждаемого воздуха на выходе из трубок цилиндрической и овальной формы, собранных в рядный или

шахматный пучок. Видно, что в пучке трубок их характеристики существенно меняются. *Как в рядном, так и в шахматном порядке расположения трубок, пучок овальных трубок имеет значительно лучшие характеристики по величине $\Delta T_{\text{охл.}}$, чем пучок цилиндрических трубок.*

3.5. Исследование эффективности пучков эллипсных и цилиндрических трубок, ориентированных в осевом или в окружном направлениях

В настоящем разделе рассмотрены особенности изменения потерь давления воздуха при наружном обтекании пучков рядных трубок, а также снижение температур на выходе из этих трубок, ориентированных вдоль или поперёк оси ГТД, . Исследованные варианты показаны на Рис. 3.32. В этих компоновках все круглые трубки имели размеры наружного диаметра $d = 5,0$ мм, а диагонали овала (эллипса) - $6,3 \times 4,0$ мм. Пучки №1, 2, 3, 4 и 5 – спроектированы с горизонтальной ориентацией, в соответствии с направлением натекания охлаждающего воздуха, которое обеспечивает минимум их гидравлического сопротивления. Пучки № 1, 3 и 5 составлены из круглых трубок, а пучки № 2 и 4 – из овальных. Пучки № 6, 7, 8 и 9 - спроектированы с их ориентацией в поперечном к горизонтали направлении, т.е. поперёк потока охлаждающего воздуха.

Очевидно, что они имеют повышенные гидравлические потери. Однако, в трубках этих пучков может быть несколько снижена температура охлаждаемого воздуха, по сравнению с пучками, где трубки ориентированы в горизонтальном направлении. Пучки № 6 и 8 составлены из круглых трубок, а пучки № 7 и 9 – из овальных. Как уже указывалось, предметом исследований является уровень отличий в температуре охлаждаемого воздуха на выходе из каждого пучка труб и величины потерь давления охлаждающего воздуха.

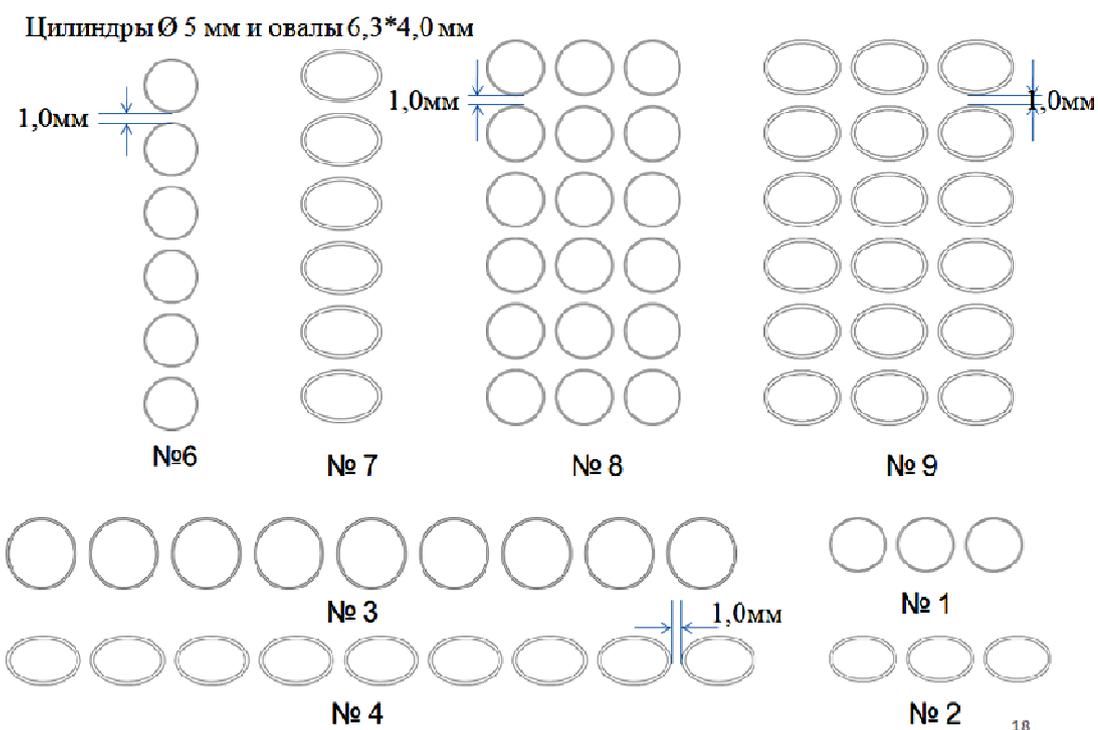


Рис 3.32 Варианты исследованных цилиндрических и овальных трубок, установленных в осевые и поперечные пучки

Расчёты в системе ANSYS CFX выполнялись с учётом наличия пограничного слоя при следующих числах Рейнольдса:

- для наружного воздуха второго контура ТРДДмсд, охлаждающего трубки ВВТ,

$$Re_{\psi,L} = \frac{2.912 \times 43.75 \times 7.85 \cdot 10^{-3}}{0.861 \times 247 \cdot 10^{-7}} = 4.7 \cdot 10^4$$

- для охлаждаемого воздуха, внутри трубок

$$Re = \frac{4 \cdot 0 \times 0168}{3.14 \times 4.4 \cdot 10^{-3} \times 345 \cdot 10^{-7}} = 1.41 \cdot 10^5$$

Следовательно, в исследованных значениях Re это число изменяется в пределах: $1,41 \cdot 10^5 \geq Re \geq 4,7 \cdot 10^4$.

На Рис. 3.33 представлены результаты выполненных расчётов, первый номер каждого столбца соответствует числу трубок в пучке, которые представлены на Рис. 3.32.



Рис. 3.33 Изменение гидравлического сопротивления трубчатых пучков, отличающихся формой (цилиндр или эллипс), числом трубок в пучке и их ориентацией относительно оси ГТД

Очевидно, что овалыные (эллипсные) трубки имеют меньшие гидравлические потери при обтекании их холодным газом (см. рисунок 3.33), а также более высокие характеристики по интенсивности охлаждения воздуха, протекающего по этим трубкам (см. рисунок 3.34), однако проведенное исследование заключается в том, чтобы определить численные величины всех характеристик трубчатой части ВВТ и выявление оптимальных вариантов проектирования. Ниже представлены все необходимые данные для решения этой задачи.

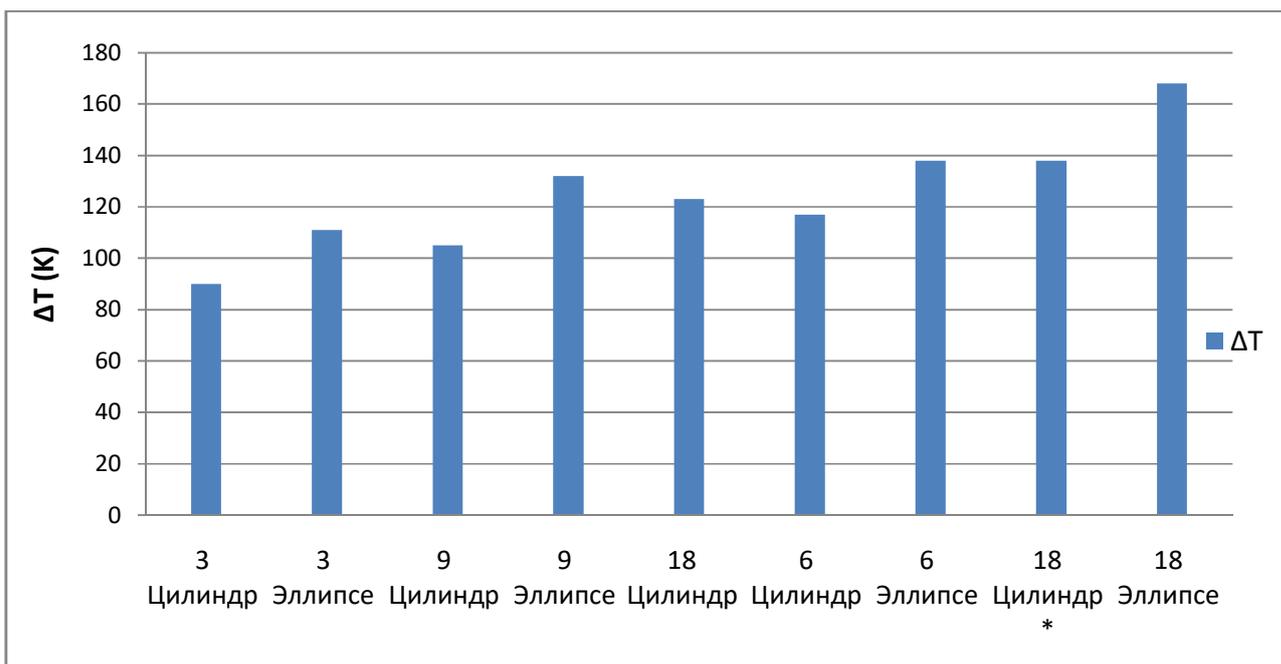


Рис. 3.34 –Изменение температуры охлаждающего воздуха при обтекании пучков цилиндрических и овальных трубок в системе ANSYS CFX (исследованные конфигурация трубок в пучках показаны на рисунке 3.32)

На Рис. 3.35 и 3.36 показаны линии тока, обтекающие рядный пучок, ориентированный в осевом направлении, где установлены цилиндрические и овальные трубки. Приведенные номера 3 и 4 соответствуют номеру пучка, представленному на Рис. 3.32.

Количество цилиндров, входящих в этот ряд, выбрано достаточно большим, их число девять. Для сравнения приводим на Рис.3.37 и Рис 3.38, результаты исследования рядных пучков, где число трубок уменьшено до трёх.

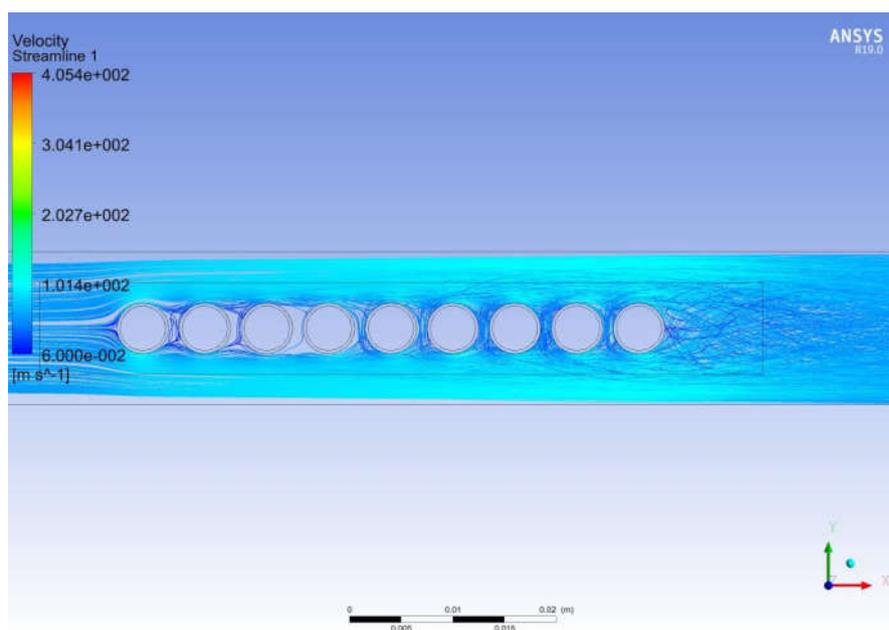


Рис. 3.35 Поле скоростей и величины потерь давления наружного воздуха, охлаждающего внутренний воздух, в пучке цилиндрических трубок ($\sigma = 1.79\%$)

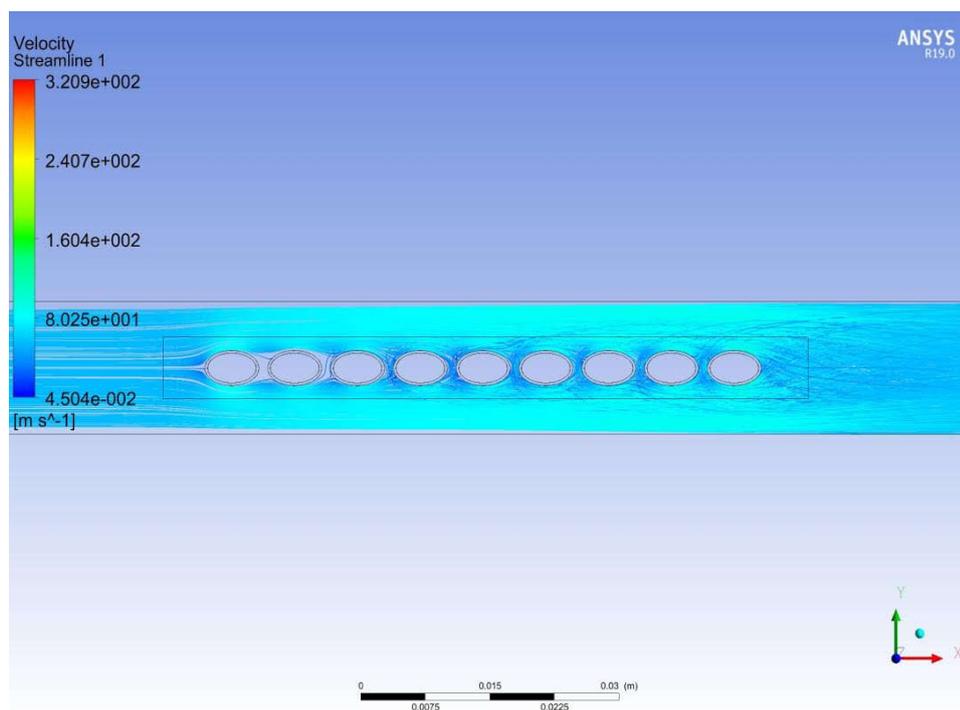


Рис. 3.36 Поле скоростей и величины потерь давления наружного воздуха, охлаждающего внутренний воздух, в пучке овальных трубок, установленных продольно ($\sigma = 1.134\%$)

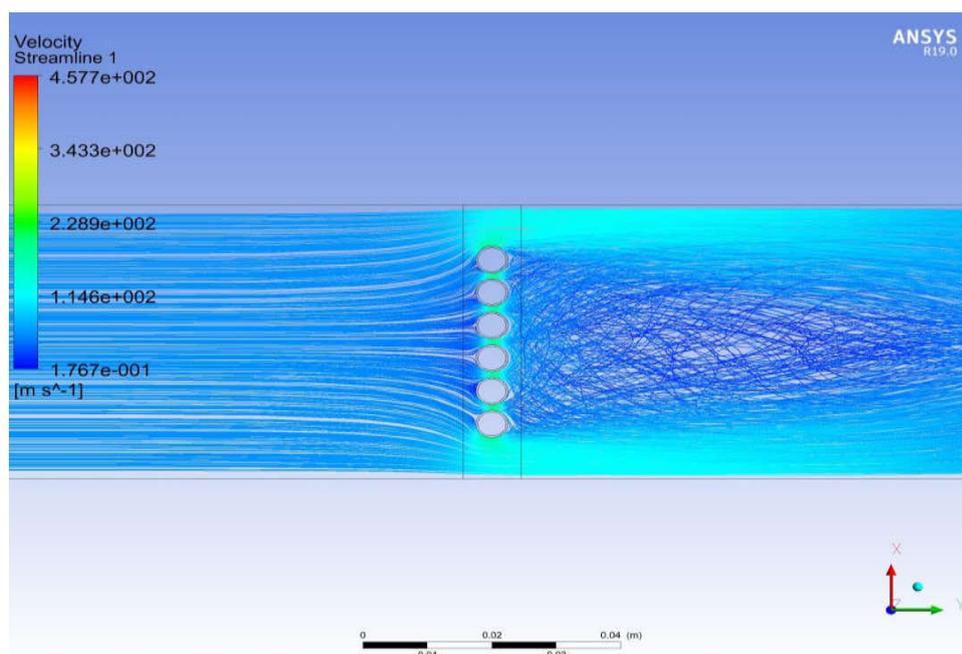


Рис.3.37 Поле скоростей и величины потерь давления наружного воздуха, охлаждающего внутренний воздух, в пучке цилиндрических трубок, установленных в поперечном направлении ($\sigma = 2.42\%$)

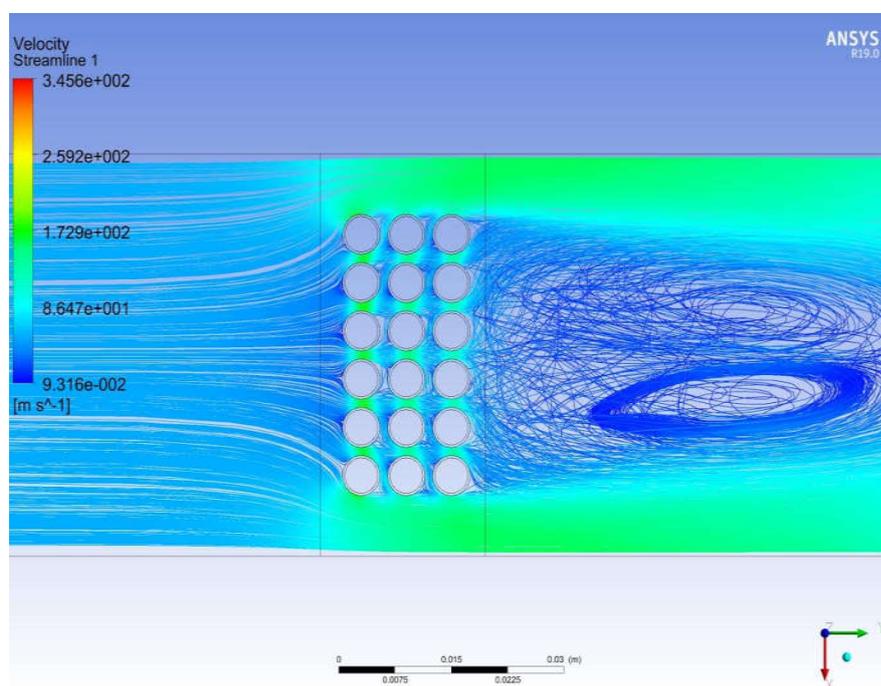


Рис.3.38 Поле скоростей и величины потерь давления наружного воздуха, охлаждающего внутренний воздух, в пучке цилиндрических трубок, установленных в поперечном направлении ($\sigma = 4.5\%$)

Нельзя не обратить внимание на резкое изменение линий тока и появление большой зоны отрывного течения, которая приводит к увеличению уровня гидравлических потерь энергии воздуха, натекающего на цилиндрические или овальные трубки, при переходе от осевого расположения рядных пучков трубок к поперечному направлению. Дополнительно к тем результатам расчётов, которые были рассмотрены выше, на Рис. 3.39 представлено обтекание рядных цилиндрических трубок, которые разнесены друг относительно друга в окружном направлении так, чтобы они не влияли друг на друга. Это влияние происходит тогда, когда следы отрывного потока газа отдельных трубных пучков взаимодействуют друг с другом.

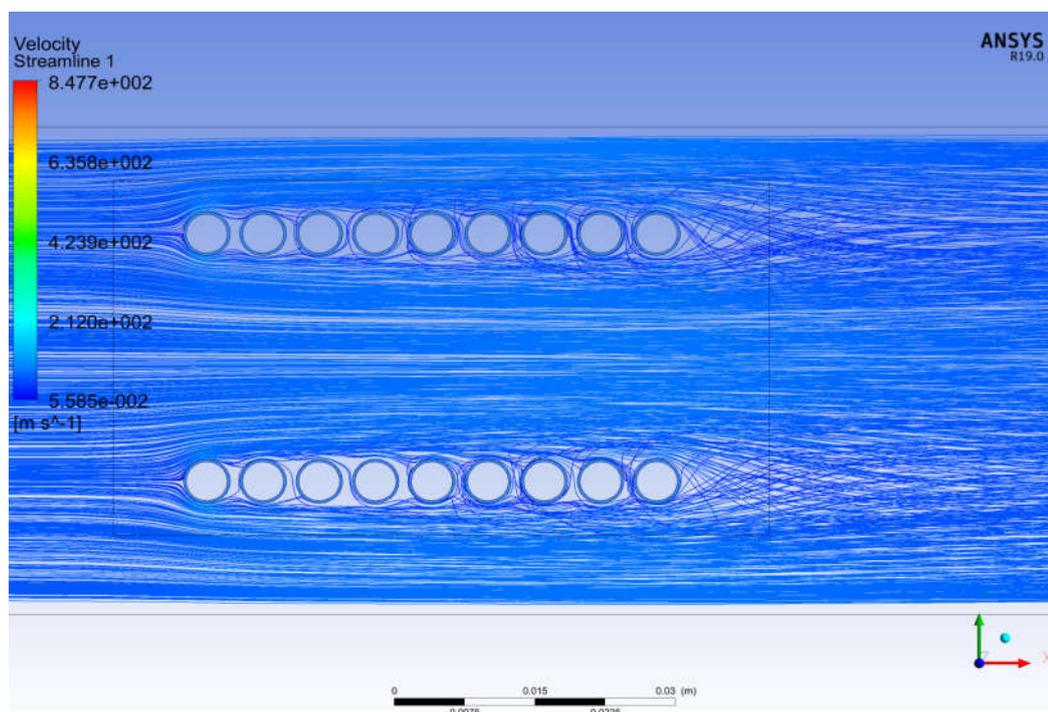


Рис.3.39 Двойной ряд пучков цилиндрических трубок при отсутствии взаимодействия закруточных следов.

Далее, в таблице 3.6 представлены расчётные данные по потерям давления воздуха при обтекании всех вариантов расположения цилиндрических и овальных трубок, представленных на Рис. 3.32.

Таблица 3.6 Изменения температур воздуха на выходе из ВВТ и его гидравлическое сопротивление при различной форме, числе трубок в трубных пучках

Номер порядку	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 ПО ГЛАВЕ 3:

1. Полученные в этой главе результаты расчётных исследований вариантов проектирования отдельных трубок и трубчатых пучков ВВТ, предназначенных для их установки в систему охлаждения турбины высокого давления современных и перспективных ТРДД и ТРДДф, с использованием программы ANSYS CFX, позволяют сформулировать ряд выводов и рекомендаций, которые могут быть использованы при проектировании новых и модернизации существующих трубчатых ВВТ.

2. Можно рекомендовать использовать полученные в данной главе расчётные зависимости –

- по интенсивности охлаждения воздуха, в градусах, разницы между его температурой на входе в трубки ВВТ и на выходе из этих трубок, протекающего в цилиндрических или овальных трубках, от их диаметральных или диагональных размеров, общей длины, количества поворотных участков, их радиусной крутизны, которая позволяет дополнительно повысить его интенсивность охлаждения;

- потерь давления воздуха внутри цилиндрических или овальных трубок от диаметра и длины трубки, их формы, наличия или отсутствия поворотных участков и их количества, проектирования пучка рядной или шахматной схемы и т.д.

Следует обратить внимание на рекомендацию по установке рядного пучка в осевом направлении, по оси двигателя, а не в поперечном направлении, несмотря на то, что интенсивность охлаждения воздуха внутри трубок будет в этом случае несколько ниже.

Глава 4. Исследование влияния кольцевых интенсификаторов теплообмена в цилиндрических и овальных трубках малого диаметра, применяемых в ВВТ ТРДД(мсд)

При проектировании современных авиационных ТРДД и ТРДД(мсд) необходимо рассматривать все возможные конструктивные способы по снижению температуры рабочих лопаток ТВД. Одним из реальных способов снижения этой температуры является совершенствование конструкций ВВТ, путём интенсификация теплообмена в трубках ВВТ.

Решению этой задачи посвящено большое количество работ, поскольку ВВТ широко применяются во многих отраслях техники. Имеется очень большое число экспериментальных и теоретически работ по их совершенствованию [2; 3; 9;13; 17; 20; 25;26;34; 40;45 и др.], однако немногие из предложенных конструкций используется на практике. Например, нашли применение закрученные винтовым образом приплюснутые трубки, работающие при прямотоке и противотоке охлаждающего воздуха.

В данной работе мы остановились на кольцевых диафрагмах, которые ранее были подробно исследованы в МАИ и мы хотели выяснить, насколько эти конструкции применимы в ВВТ системы охлаждения ТВД и какую дополнительную величину снижения температуры охлаждающего воздуха можно было бы получить при их применении.

Для оценки эффективности и оптимизации геометрических размеров кольцевых диафрагм, а также расстояний между ними в трубках ВВТ малых диаметральных размеров, цилиндрической или овальной формы, была использована программа ANSYS CFX.

Была поставлена задача определить уровень снижения температуры охлаждающего воздуха при установке кольцевых диафрагм в цилиндрические

трубки малых диаметров - 6.0мм, а также при их установке в овальные трубки, где размеры диагоналей должны быть выбраны такими, чтобы площадь овала была равна площади круга.

Одновременно с определением возможного уровня снижения температуры охлаждающего воздуха в трубах, надо определить, насколько увеличиваются потери давления охлаждающего воздуха при установке кольцевых диафрагм, являющихся выступами над проточной частью трубки и которые приводят к появлению отрывов потока в пристеночной области.

Поэтому мы рассматриваем такие кольцевые диафрагмы, которые минимально выступают над гладкой поверхностью трубок ВВТ и которые не должны приводить к значительной турбулизации и потерям давления потока охлаждающего воздуха внутри трубок.

Трубчатые ВВТ успешно применяются в отечественных российских двигателях, например, в АЛ-31Ф, ПД14 и АЛ-31СТ. Полученные в этой работе данные показывают, что установка интенсификаторов минимальной высоты действительно приводит к дополнительному снижению температуры охлаждаемого воздуха на выходе из трубок ВВТ примерно на 30...40 % от уровня снижения температуры в гладких трубках. Количественно, потери давления охлаждаемого воздуха в ВВТ не должны выходить за пределы в 15...25% от величины давления сжатого воздуха за КВД.

Таким образом, решаемая задача является компромиссом между двумя указанными выше двумя факторами: допустимым уровнем потери давления охлаждаемого воздуха в ВВТ и требуемым снижением его температуры на входе в рабочую лопатку ТВД.

Потери давления воздуха в ВВТ можно компенсировать за счёт поджатия воздуха в радиальных лопатках, установленных на покрывном диске турбины,

как это было реализовано в турбине ТРДД(мсд) РД -33 III серии. Однако при этом теряется частично, в небольшой степени, мощность этой ступени турбины.

Таким образом, решая задачу по целесообразности применения кольцевых интенсификаторов в трубчатом ВВТ ТРДД, проектировщику приходится решать компромиссные задачи выбора варианта его проектирования – вариант ВВТ с большим давлением и более высокой температурой охлаждаемого воздуха или с меньшим давлением, связанным с его потерями при интенсификации охлаждения воздуха внутри трубок, и более холодным охлаждаемым воздухом.

Безусловно, что для трубок предельно малого диаметра, примерно 3,0 мм, использование кольцевой диафрагмы, высотой более 0,15 мм нецелесообразна ещё более, по причине значительного увеличения потерь давления этого воздуха.

4.1 Исследование влияния кольцевых диафрагменных интенсификаторов теплообмена, устанавливаемых в прямых малоразмерных цилиндрических и эллипсных трубках ВВТ, на уменьшение температуры охлаждаемого воздуха и их гидравлическое сопротивление с использованием программы ANSYS CFX

Целью данного раздела является **разработка рекомендаций** по выбору размеров и шага установки кольцевых диафрагменных интенсификаторов теплообмена, в прямых трубках ВВТ перекрёстного тока, расчёт их эффективности на максимальном режиме работы, характерном для современных ТРДД и ТРДД(мсд).

В этой главе рассматриваются интенсификаторы теплообмена прямой и изогнутой трубки: определяется величина снижения температуры

охлаждающего воздуха и повышение потерь давления воздуха при установке интенсификаторов теплообмена.

4.1.1. Исследование прямых цилиндрических трубок с интенсификаторами теплообмена

На рис. 4.1. показаны геометрические размеры кольцевых выступов на стенке прямой трубки, высотой 0,3 мм.

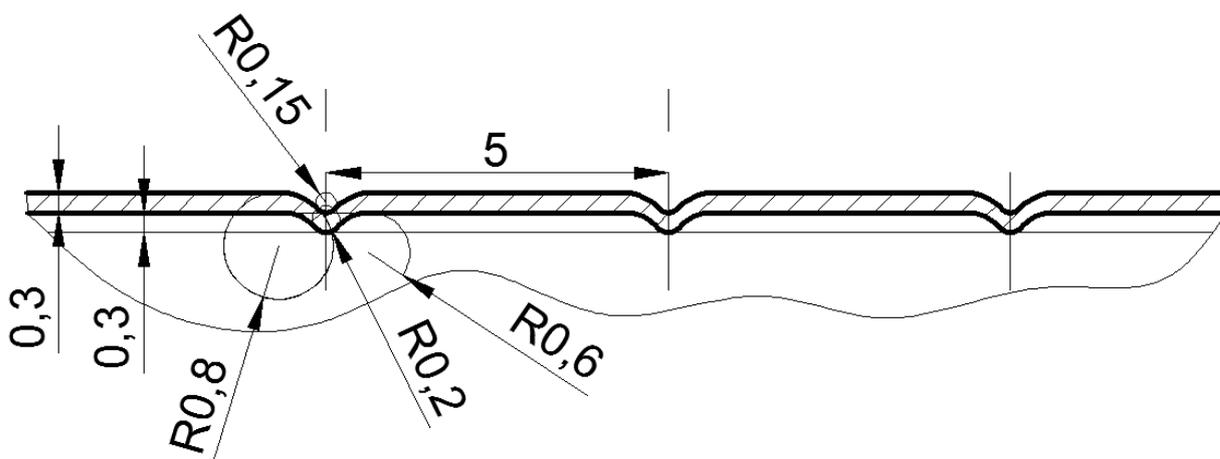


Рис 4.1 Геометрические размеры интенсификаторов теплообмена, устанавливаемых в исследуемых трубках ВВТ с целью увеличения интенсивности охлаждения горячего воздуха, отбираемого от компрессора ГТД

Размеры поперечного сечения исследуемых трубок:

- трубка цилиндрической формы, $(\Delta \times D_{\text{вн}}) = 0,3 \times 5,4$ мм, где $d_1 / d_2 = 4,8 / 5,4 = 0,89$; $(\Delta \times t) = 0,3 \times 6,0$ мм; $D \times d_2 = 6,0 \times 5,4$ мм;

- трубка эллипсной формы, её наружные и внутренние диагонали $4,0 \times 6,3$ и $3,4 \times 5,7$ мм, форма и размеры продольного сечения стенки аналогичны предыдущему варианту проектирования.

Далее, на рисунках 4.2, 4.3 и 4.4 показаны геометрическая модель и конечно-элементные сетки поперечного и продольного сечений трубки, с учётом пограничного слоя и интенсификаторов теплообмена, высотой 0,3 мм.

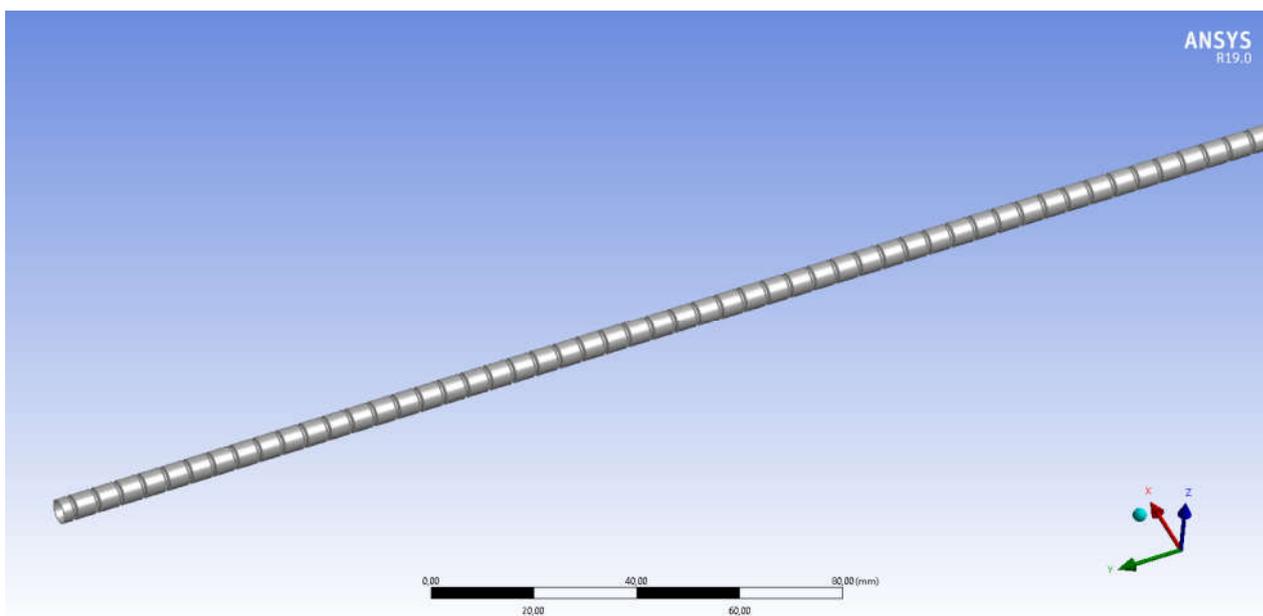


Рис 4.2 Геометрическая модель трубки с поперечным сечением $D \times d = 6,0 \times 5,4$ мм, и интенсификаторами теплообмена, предназначенными для дополнительного охлаждения закомпрессорного воздуха, отбираемого в систему охлаждения ТРДД

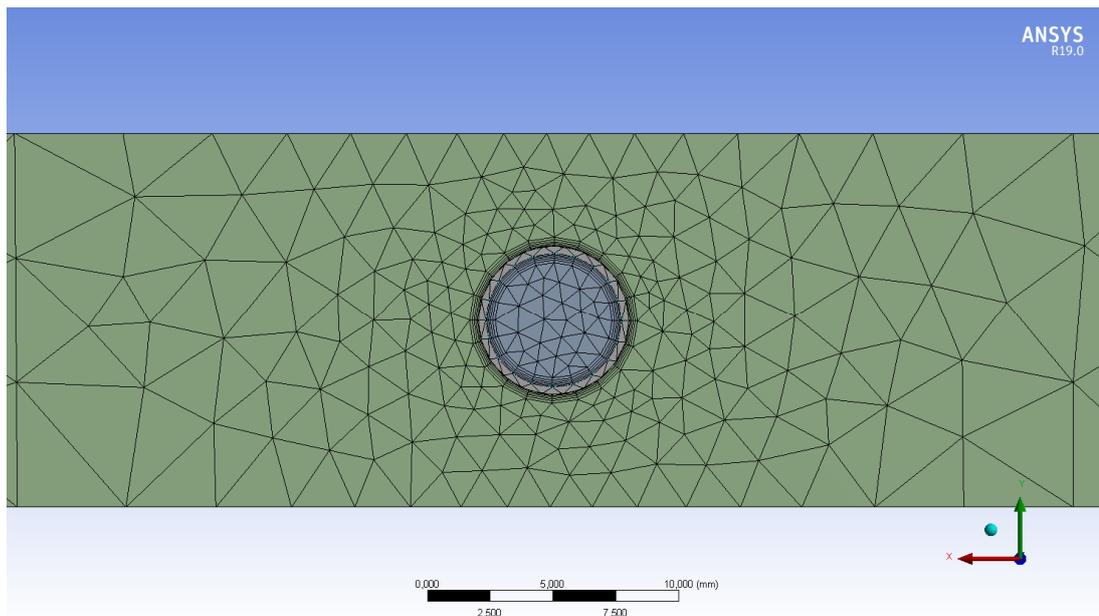


Рис 4.3 Конечно-элементная сетка поперечного сечения прямой трубки, используемая для расчётной оценки изменения тепловых и гидравлических характеристик потока охлаждаемого воздуха, при наличии пограничного слоя на внутренней и наружной поверхности трубки и изменения её длины $L = \text{Var}$

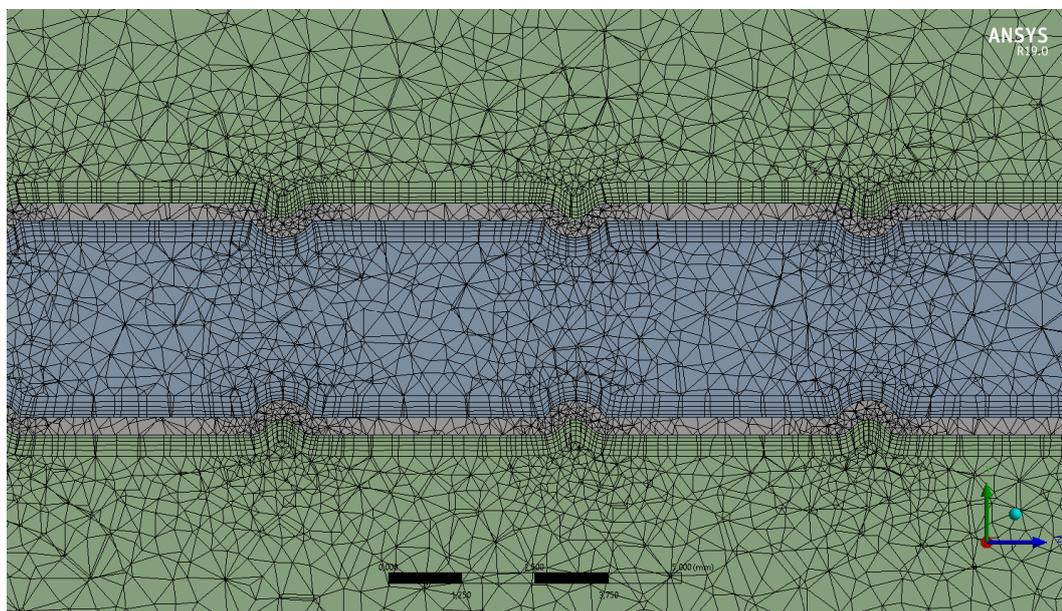


Рис 4.4 Конечно – элементная сетка продольного сечения прямой трубки, с интенсификаторами охлаждения внутреннего потока воздуха, предназначенная для расчётного определения его тепловых и гидравлических характеристик, при наличии пограничного слоя на её внутренней и наружной поверхности

Результаты проведенного исследования показаны на рисунках 4.5, 4.6 и в таблице 4.1. Получен небольшой выигрыш по эффективности, из-за которого не стоит усложнять технологический процесс изготовления ВВТ.

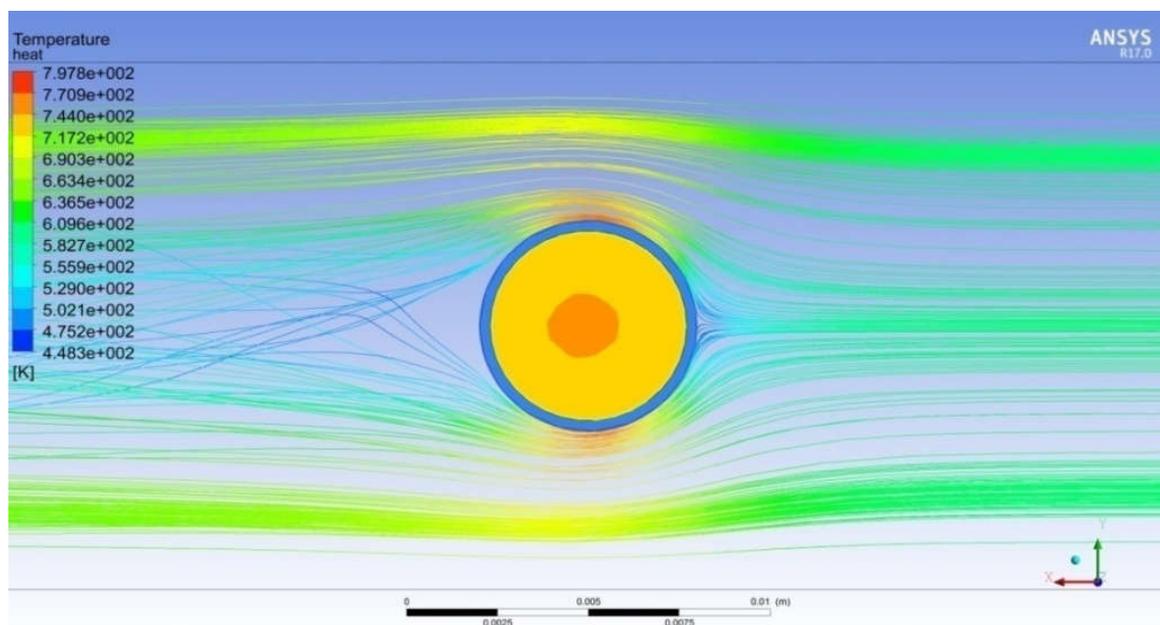


Рис 4.5 Эпюра температуры потока охлаждаемого воздуха в сечении на выходе из прямой цилиндрической трубки, длиной $L = 500$ мм (см. таблицу 4.1)

Таблица 4.1 Результаты расчётов температуры воздуха в сечении на выходе из прямой цилиндрической трубки $D = 5,0$ мм, длиной $L = 110 \dots 800$ мм, с интенсификаторами теплообмена, установленными внутри трубок.

Длина трубки (мм)	Температура воздуха на выходе из прямых цилиндрических трубок ВВТ [K] при температуре входа 800K
	Цилиндр $\varnothing = 6$ мм, с интенсификаторами теплообмена
110	760
500	728
800	695

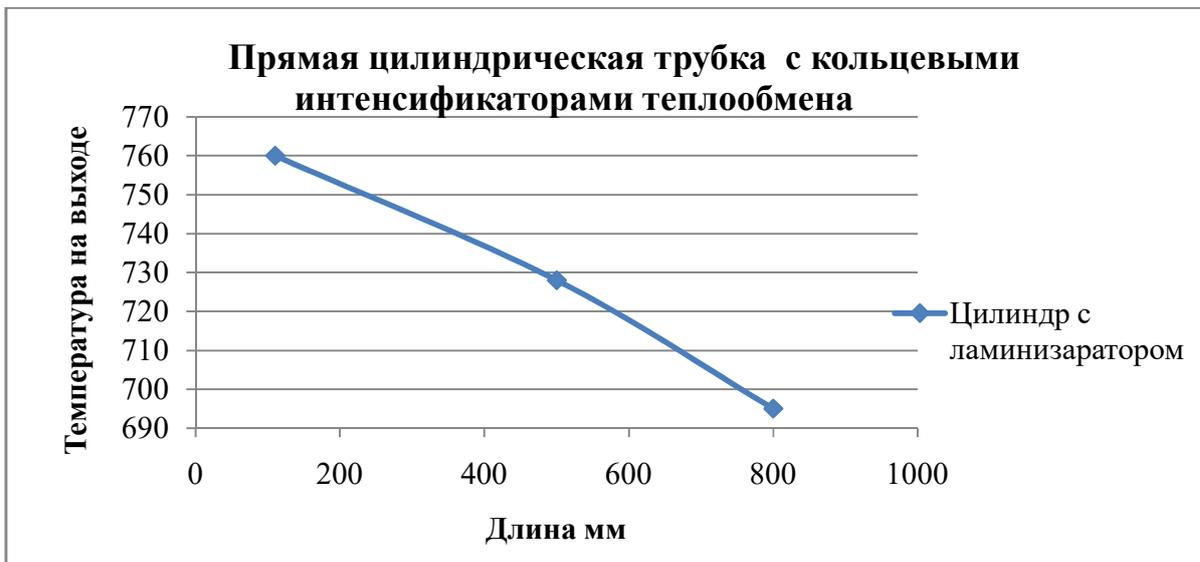


Рис 4.6 Изменение температуры воздуха, в градусах К, в сечении на выходе из прямой цилиндрической трубки диаметром 6,0 мм, длиной $L = 110 \dots 800$ мм, при установке интенсификаторов теплообмена в виде кольцевых диафрагм

4.1.2. Исследование прямых овальных трубок с интенсификаторами теплообмена

Овал, равноценный по площади кругу, всегда имеет меньшую высоту, поэтому овальная трубка быстрее прогревается и, как это было показано в Главе 3, овальная трубка по интенсивности теплообмена всегда имеет преимущество перед цилиндрической трубкой.

Расчётные исследования прямых овальных трубок с *интенсификаторами теплообмена* были выполнены по той же программе, как и расчётные исследования цилиндрических трубок с *интенсификаторами теплообмена*. Результаты этого исследования показаны на Рис. 4.8, 4.9, в таблице 4.2.

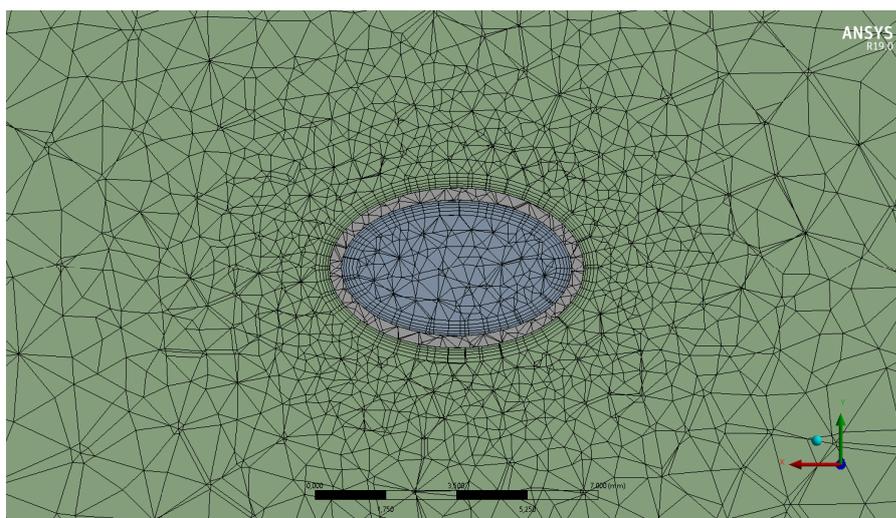


Рис. 4.7 Расчётная конечно-элементная сетка для определения температурного состояния воздуха, протекающего внутри и снаружи поперечного сечения эллипсной прямой трубки ВВТ при наличии пограничного слоя

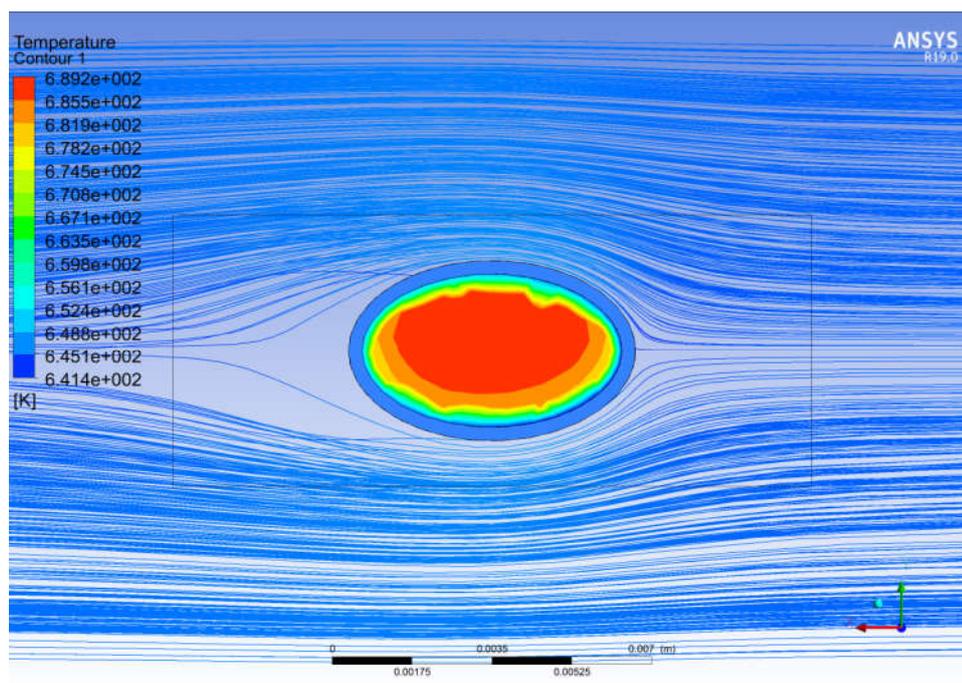


Рис 4.8 Расчётное поле температур воздуха на выходе из эллипсной прямой трубки ВВТ с интенсификаторами теплообмена, при наличии пограничного слоя и температуры воздуха на входе 800 К

Таблица 4.2 Температуры воздуха на выходе из прямых овальных трубок ВВТ (К) с интенсификатором

Длина мм	Эллипсная трубка с <i>интенсификаторами</i> охлаждения высотой 0,3 мм, температура воздуха на входе 800К			
	7,9×4,6 мм		6,3×4,0 мм	
	T _{выход}	ΔT	T _{выход}	ΔT
500	696	104	674	126
600	684	116	660	140
700	674	126	630	170
800	646	154	600	200

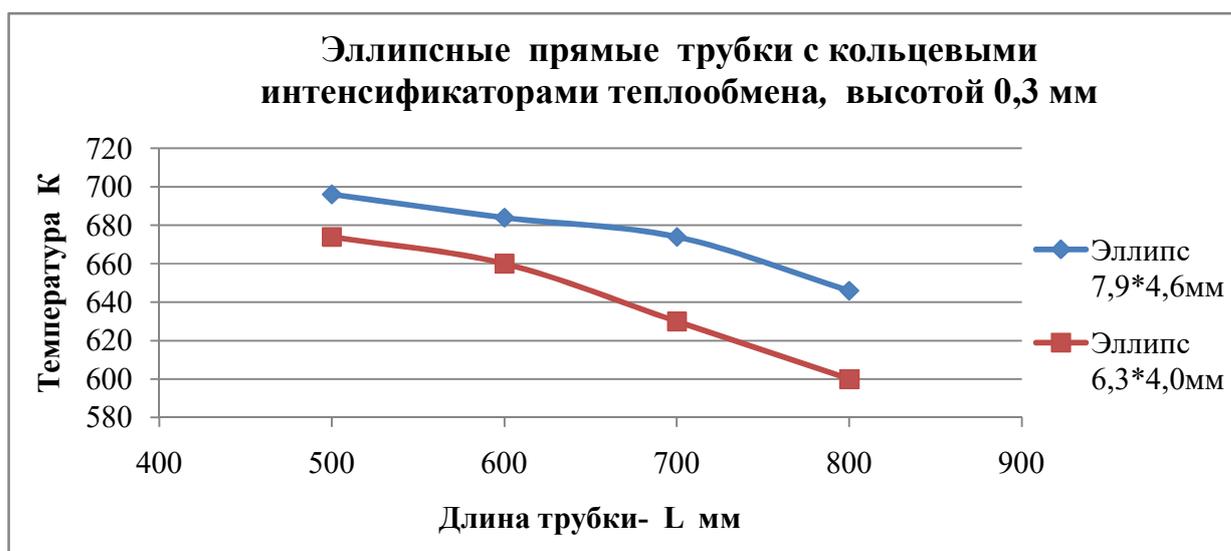


Рис. 4.9 График изменения температуры охлаждающего воздуха в градусах К на выходе из прямых эллипсных трубок ВВТ с интенсификаторами теплообмена, температура входа 800 К

4.2 Исследование снижения температуры охлаждающего воздуха и гидравлического сопротивления в пяти перекрёстной цилиндрической трубке диаметром 5,0 мм, и в овальной трубке, с диагоналями овала 6,3×4,0 мм и интенсификаторами охлаждения внутреннего потока воздуха

Наружный контур авиационного ТРДД(мсд) имеет малую степень двухконтурности, поэтому его максимальная высота ограничена. Каждая трубка ВВТ, установленная в его наружном контуре, должна иметь радиусные повороты на 180° большего или меньшего числа, как это показано на Рис.4.10.

4.2.1 Исследование цилиндрических трубок

На Рис. 4.10 , 11 и 12 показаны подготовленные для расчёта в программе ANSYS CFX геометрические модели и конечно элементные сетки овальных трубок с интенсификаторами теплообмена.

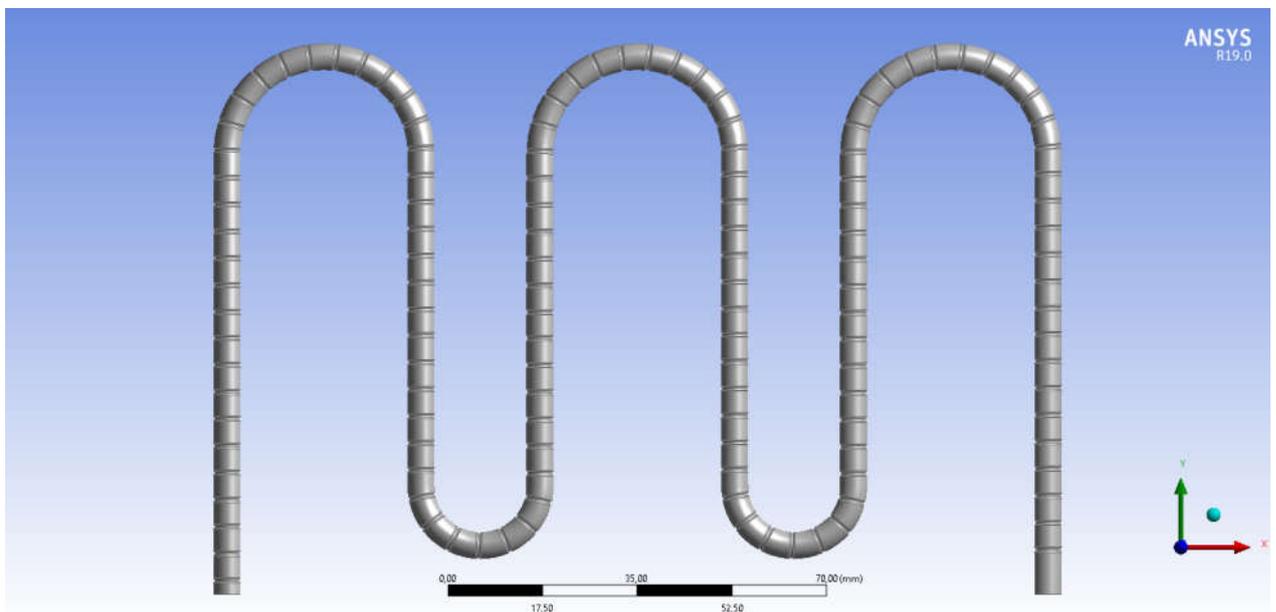


Рис 4.10 Наружный контур пяти перекрёстной **цилиндрической** трубки, диаметром **5,0 мм**, с интенсификаторами охлаждения внутреннего потока воздуха

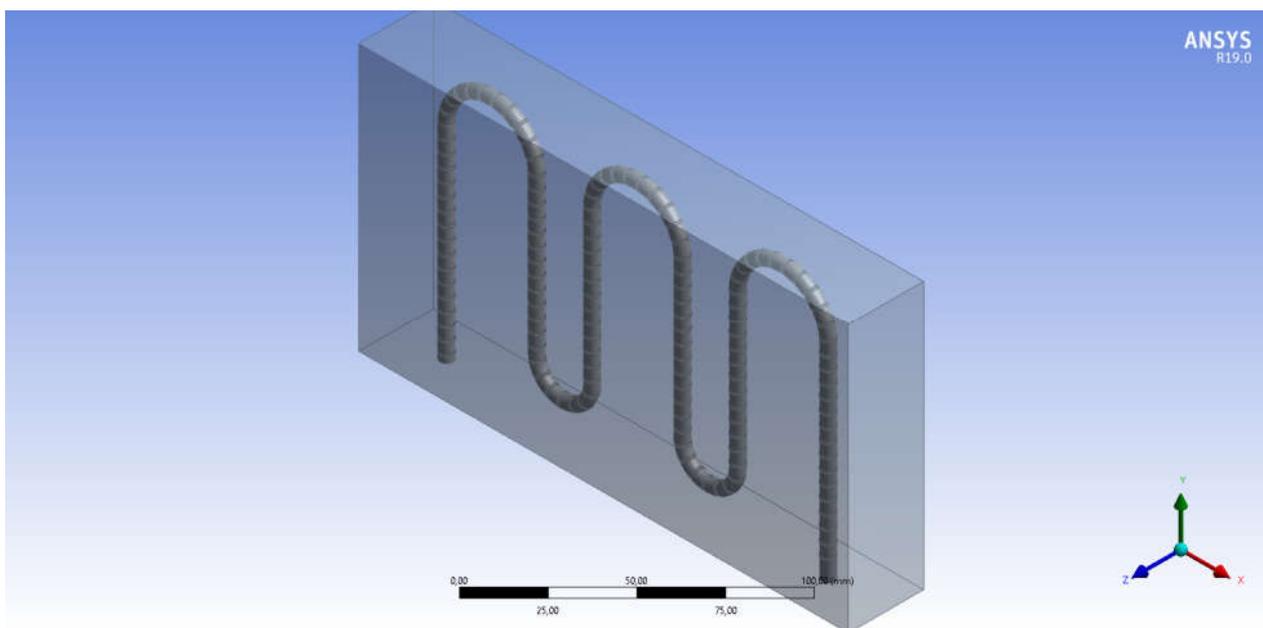


Рис 4.11 Расчётный контур пяти перекрёстной **цилиндрической** трубки, длиной 500 мм, с интенсификаторами теплообмена внутреннего потока воздуха и **граничными условиями**, принятыми для расчётов

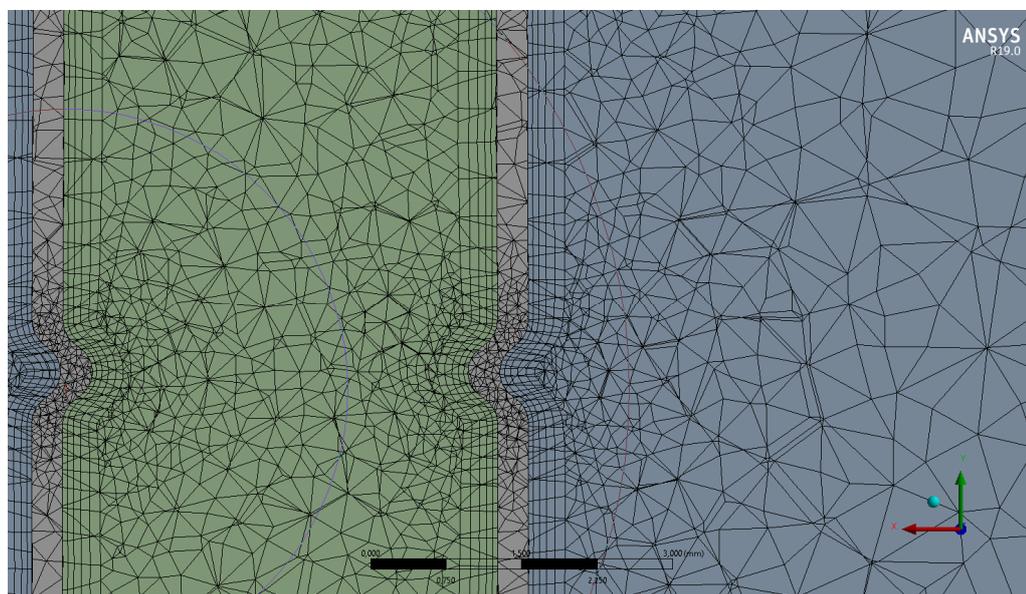


Рис 4.12 Расчётная конечно-элементная сетка **цилиндрической** трубки с интенсификаторами теплообмена и учётом наличия пограничного слоя
Эпюры изменения температуры и скорости показаны на **Рис. 4.13 и 4.14**.

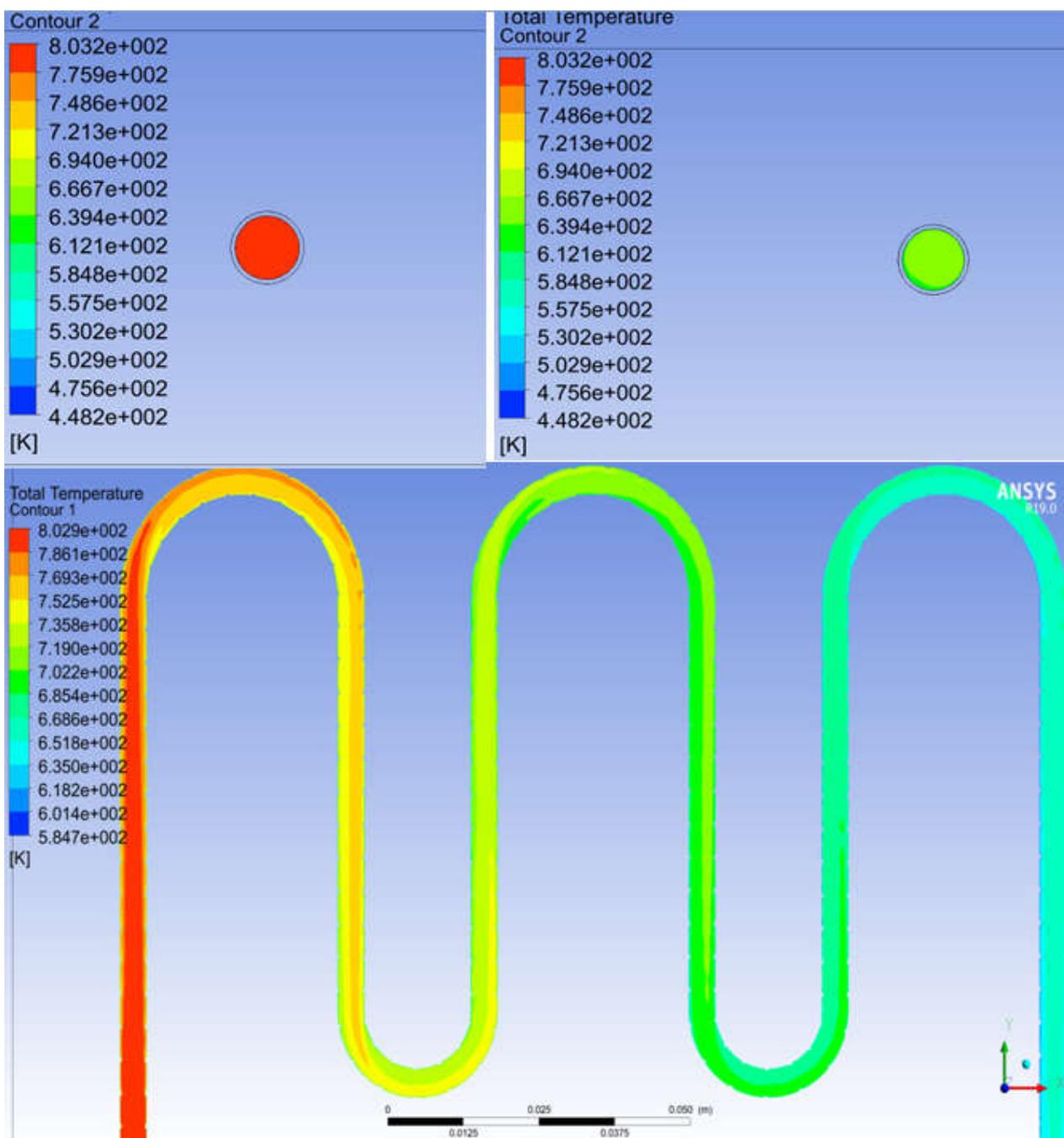


Рис 4.13 Изменение температуры охлаждаемого воздуха по длине пяти поворотной трубки ВВТ с интенсификаторами теплообмена, установленными на внутренней поверхности цилиндрической трубки

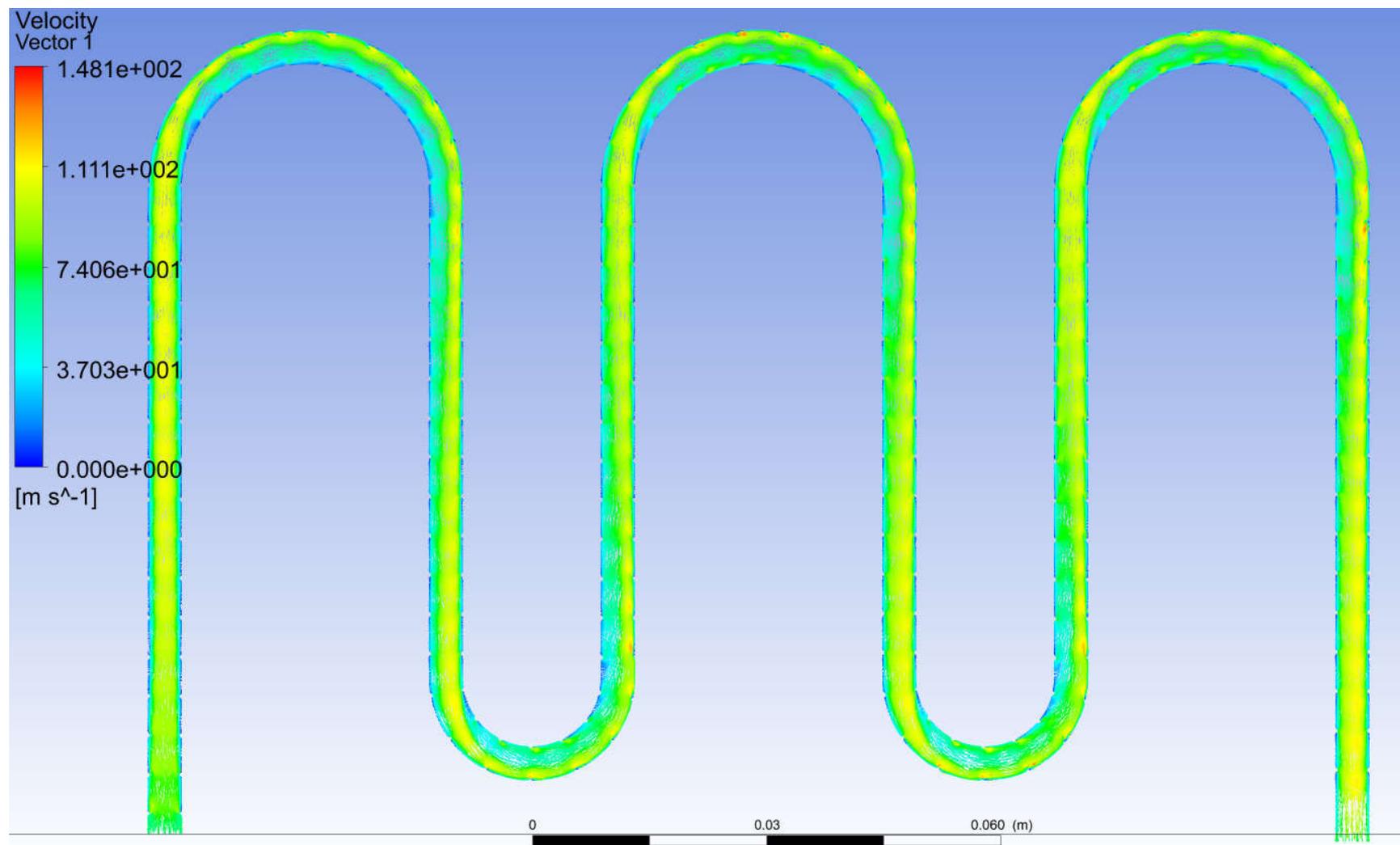


Рис 4.14 Изменение поля скоростей воздуха по длине ВВТ с цилиндрическими трубками диаметром 5,0 мм с интенсификаторами теплообмена

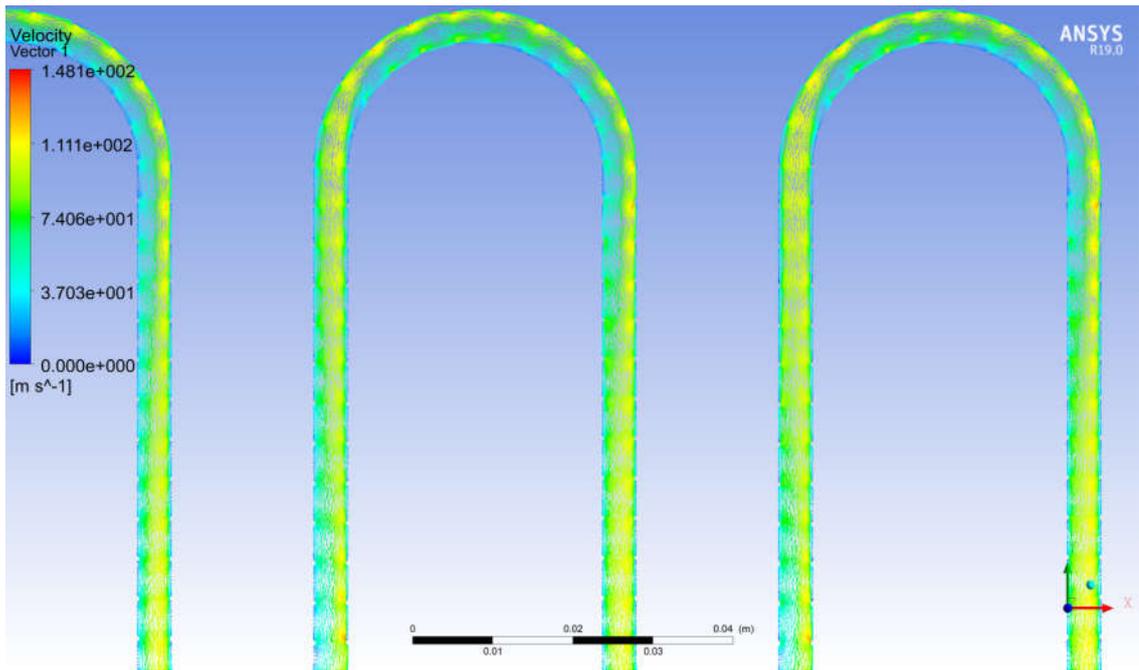


Рис 4.15 а) Эпюра скоростей в цилиндрической трубке с верхними поворотами потока и ламинаризаторами (увеличена часть рисунка 4.16)

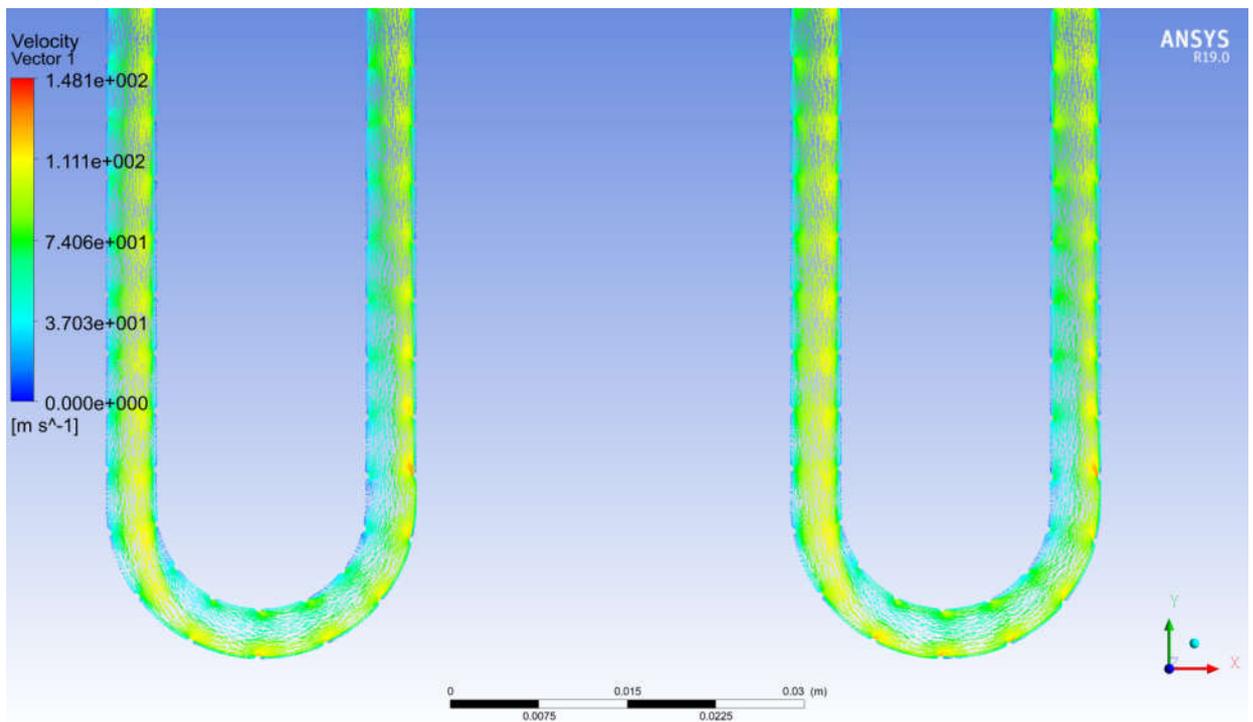


Рис 4.15 б) Эпюра скоростей в цилиндрической трубке с нижними поворотами потока и ламинаризаторами (увеличена часть рисунка 4.16)

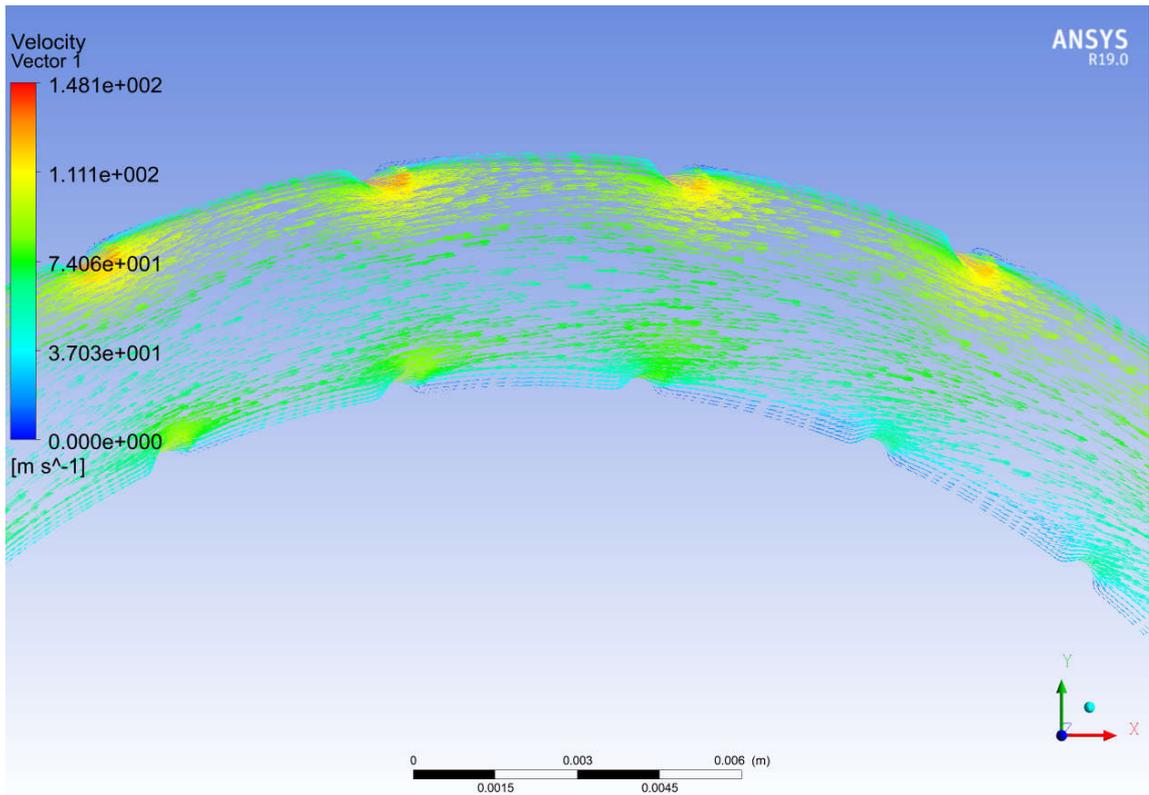


Рис 4.15 с) Эпюра скоростей в верхнем канале с поворотом потока

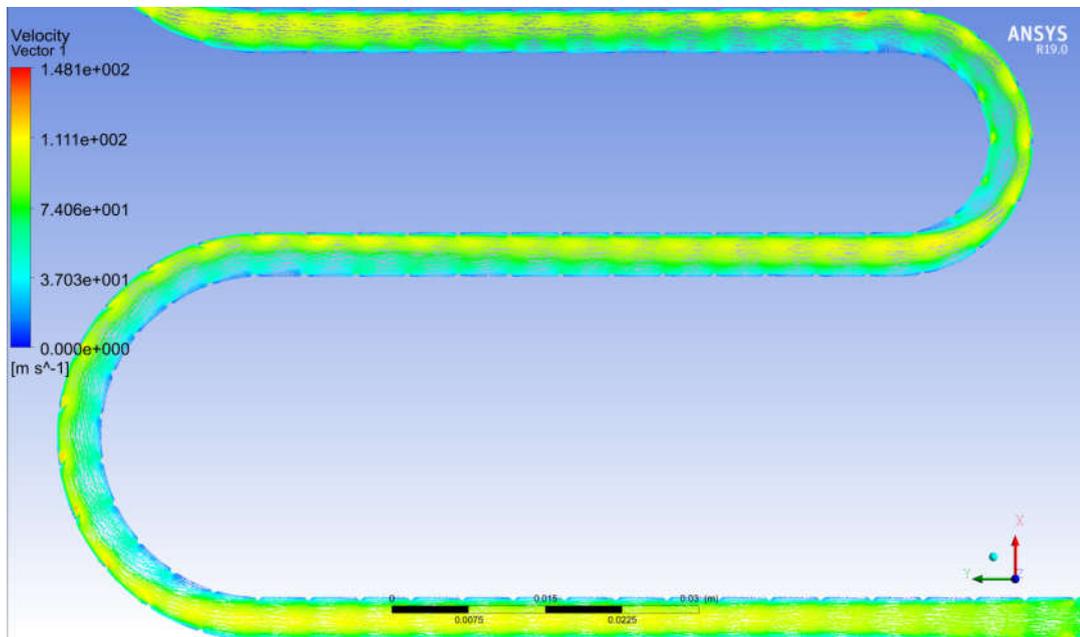


Рис 4.15 d) Эпюра скоростей в средней, прямой и поворотной части ВВТ с цилиндрическими трубками и ламинаризаторами

4.2.2 Исследование овальных трубок

Аналогичные расчёты были сделаны для **овальной трубки** с пятью поворотами потока воздуха, диагонали **овала** равными $6,3 \times 4,0$ мм и интенсификаторами теплообмена, они представлены на Рис. 4.16, 17 и 18.

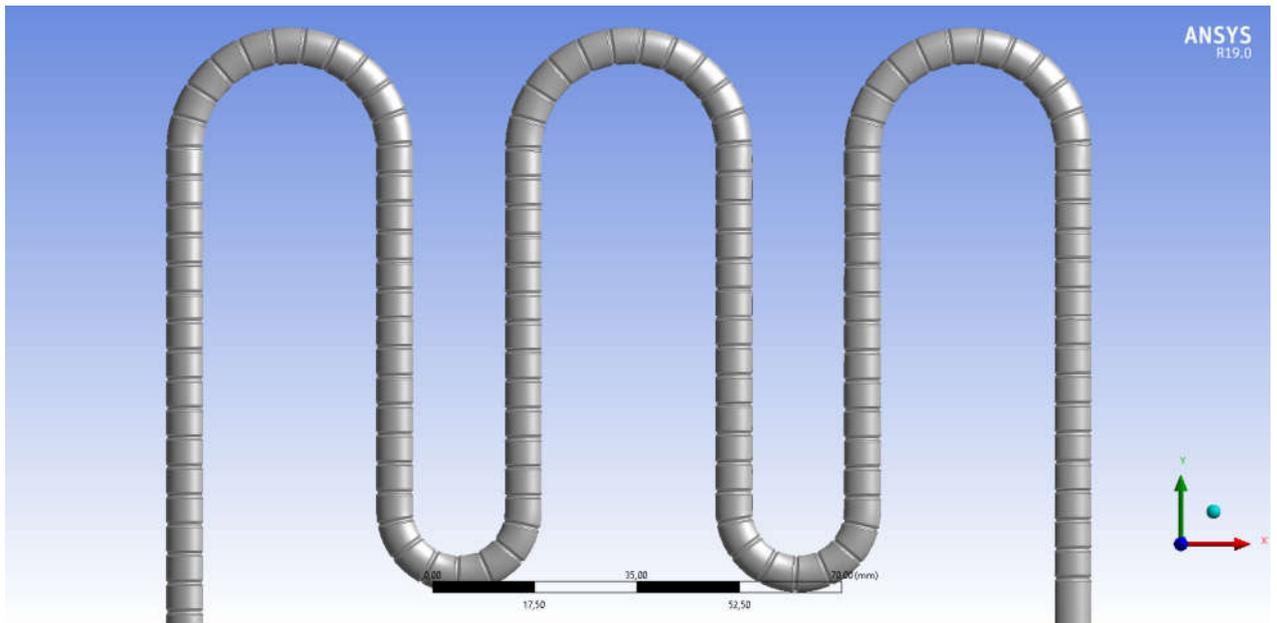


Рис 4.16 Наружный контур пяти поворотной овальной трубки, с диагоналями овала $6,3 \cdot 4,0$ мм и интенсификаторами теплообмена потоков воздуха

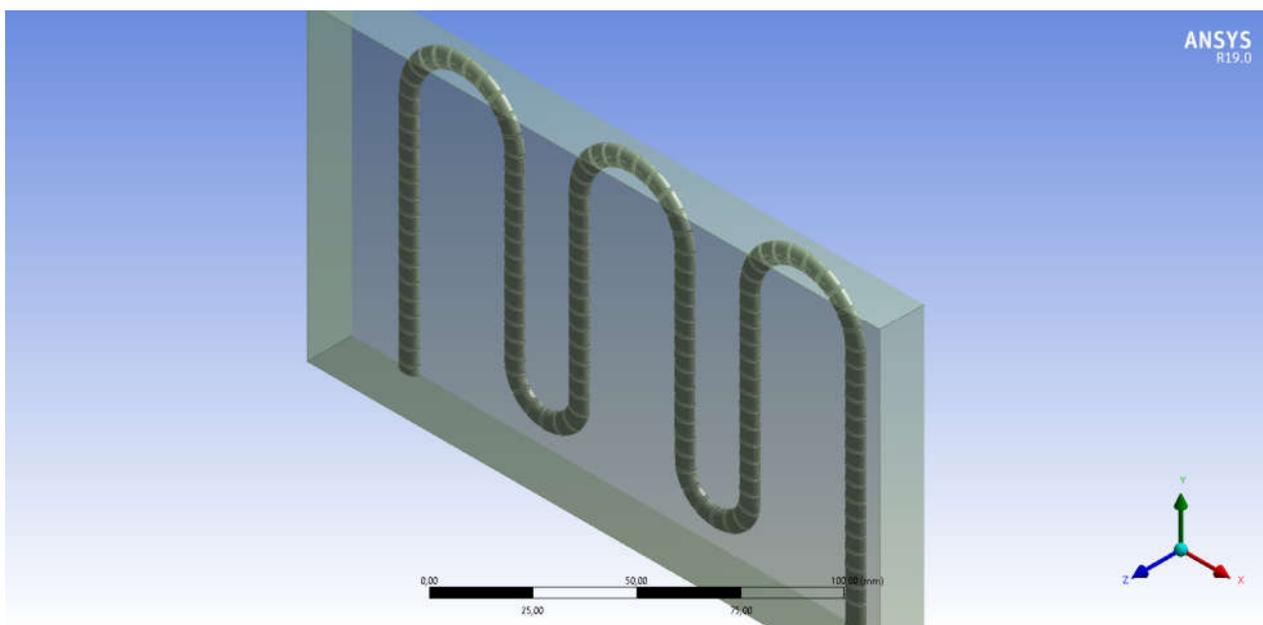


Рис 4.17 Расчётный контур пяти поворотной овальной трубки с диагоналями овала равными $6,3 \times 4,0$ мм, интенсификаторами охлаждения внутреннего потока воздуха и **граничными условиями**, принятыми для расчётов

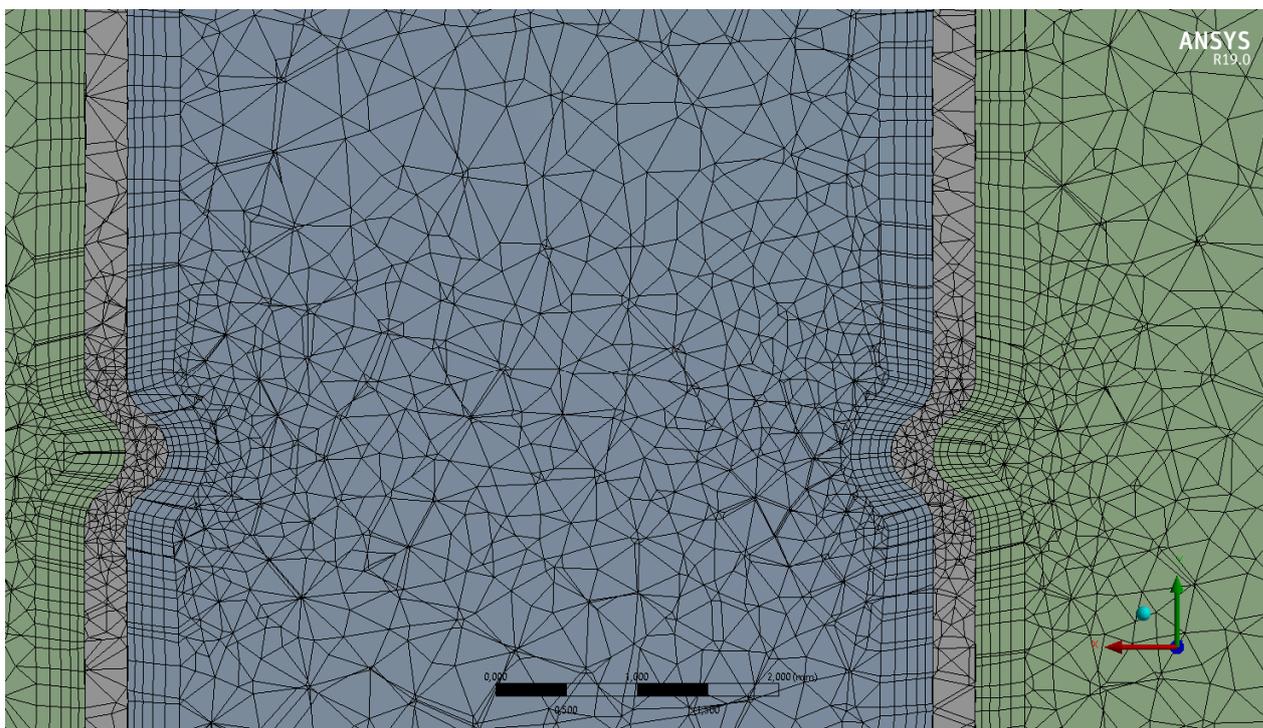


Рис 4.18 Расчётная конечно-элементная сетка овальной трубки с интенсификаторами охлаждения и учётом наличия пограничного слоя

Далее, на Рис. 4.19 и 4.20 показаны эпюры изменения температуры и скорости потока охлаждаемого воздуха, текущего внутри овальных трубок, от их входа до выхода, охлаждаемого потоком наружного, холодного воздуха. Видно, что поток воздуха на радиусных, поворотных участках отрывается от внутреннего радиуса, и этот отрыв потока охлаждаемого воздуха далее сохраняется также и на прямолинейных участках изогнутой трубки. Такая особенность течения охлаждаемого воздуха в поворотных трубках ВВТ показывает возможность увеличения теплосъёма от горячего воздуха холодным воздухом второго контура ТРДД(мсд).

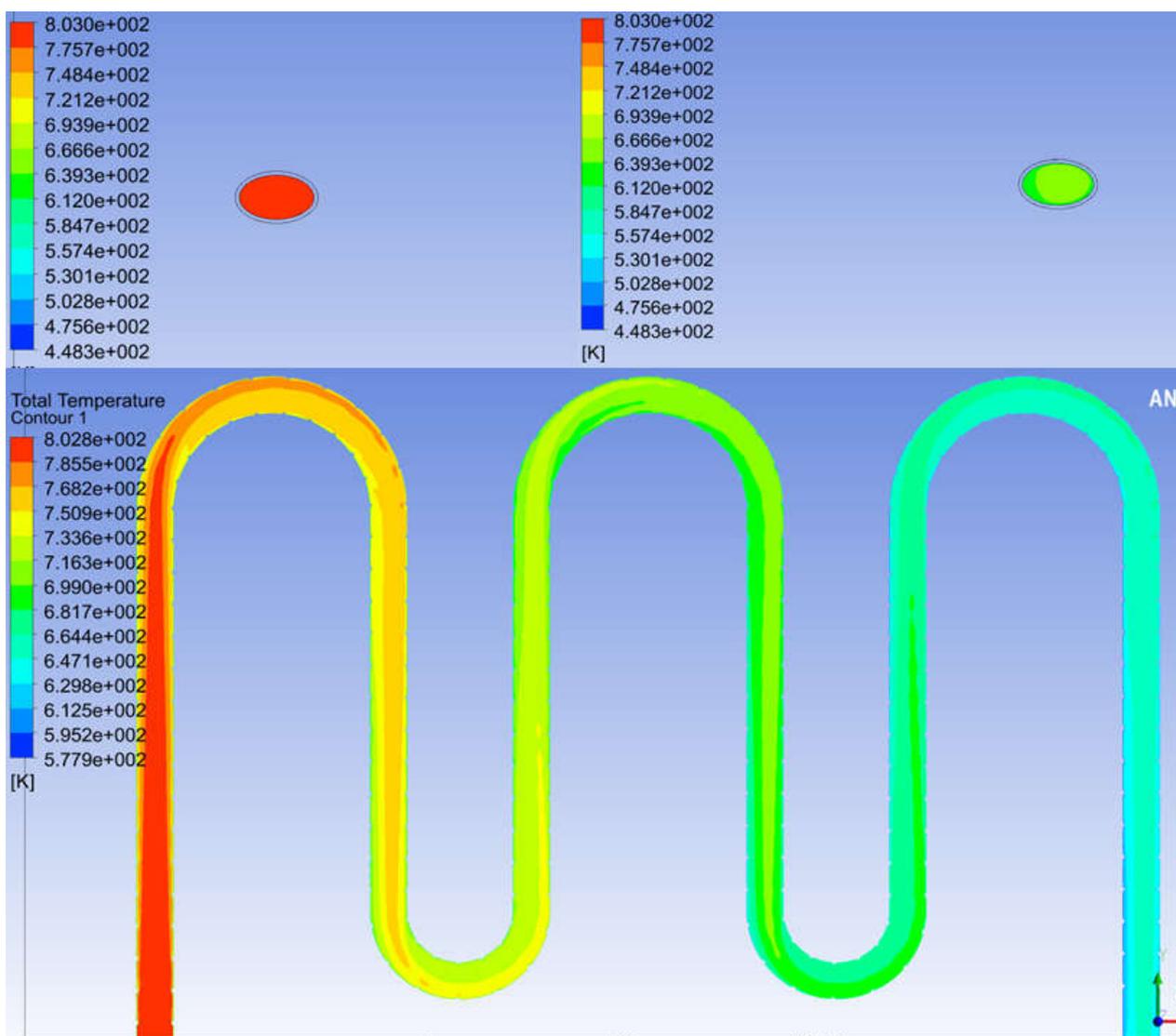


Рис 4.19 Изменение температуры охлаждаемого воздуха по длине пяти поворотной трубки ВВТ с интенсификаторами теплообмена, расположенными на внутренней поверхности овальной трубки

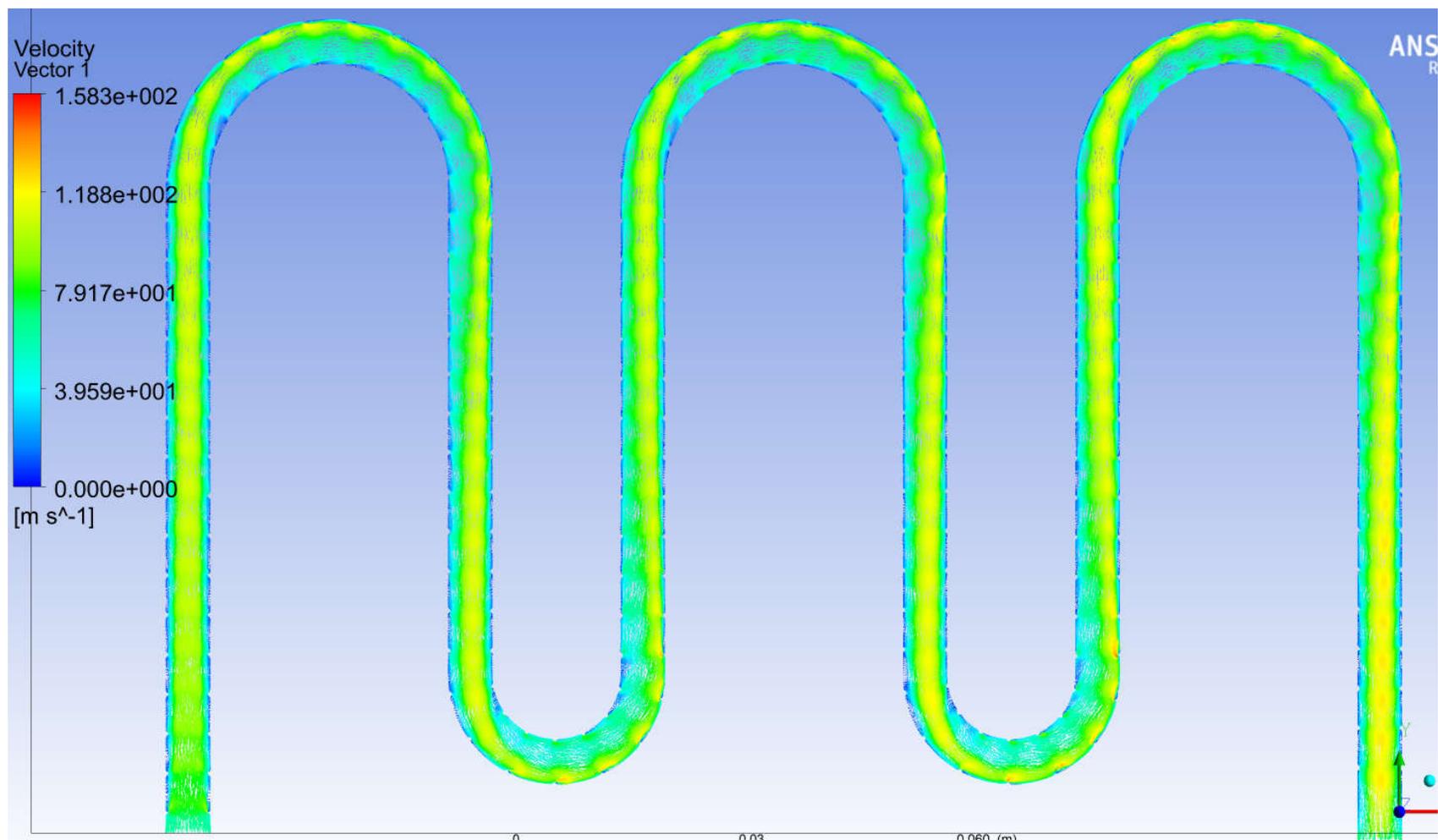


Рис 4.20 Изменение поля скоростей воздуха по длине ВВТ с овальными трубками, размер диагоналей 6,3·4,0мм, и с интенсификаторами теплообмена

Итоги проделанных расчётных исследований по сравнению результатов исследований гладких трубок и трубок с интенсификаторами теплообмена представлены в таблицах 4.3 и 4.4.

Таблица 4.3 Температура воздуха на выходе из изогнутых цилиндрических или овальных трубок длиной 680мм

ПАРАМЕТР	Цилиндр	Овал (эллипс)
Температура (К) на выходе из трубок	641К	634К
$\Delta T_{\text{охл}}$	159К	166К

Таблица 4.4 Температуры воздуха и потери давления воздуха на выходе из овальных трубок длину 500мм с интенсификаторами теплообмена

Овальные трубки с интенсификаторами теплообмена (выступами)	ΔT	σ (%)
0,15мм	94°	7
0,30мм	103°	21,5
0,50мм	120°	42,67

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 4

1. Использование интенсификаторов теплообмена, кольцевых выступов высотой 0.3 мм, устанавливаемых в прямые овальные трубки с диагоналями 6.3· 4.0 мм, позволяет увеличить интенсивность охлаждения горячего воздуха, протекающего в трубках ВВТ, примерно на 50 – 60 %, $\Delta T_{\text{охл.}} = 160 - 180^\circ$.

2. Потери давления в овальных трубках ВВТ, при использовании кольцевых интенсификаторов теплообмена, высотой не более 0,3 мм, в

трубках овальной формы, с диагоналями 6.3· 4.0 мм, должны быть не более 20 - 25 %.

3. При необходимости уменьшить потери давления охлаждаемого воздуха внутри трубок ВВТ следует перейти к интенсификаторам теплообмена высотой 0,15 мм.

Глава 5. Исследование конструкции компактных многозаходных трубчатых ВВТ перекрёстного тока, установленных в наружном контуре ТРДДмсд, с цилиндрическими или овальными трубками малых диаметров и радиусными поворотами потока охлаждаемого воздуха, гладкими поверхностями внутренних каналов или с интенсификаторами, установленными на этих поверхностях.

В предыдущих главах диссертационной работы рассматривались параметры и характеристики трубок ВВТ, цилиндрической или овальной формы, установленных отдельно или в пучках, при изменении их диаметральных размеров и длины, прямых или многократно согнутых с радиусными поворотами потоков воздуха на 180° .

Как было ранее указано, при установке ВВТ в наружном контуре ТРДДмсд с малой или большой степени двухконтурности, форма, геометрические размеры и конфигурация трубчатой части ВВТ может существенно изменяться. Рассмотрим примеры конструкций ВВТ, реализованных в настоящее время, и способы повышения их эффективности на основе результатов проведенных исследований, представленных в Главах 2...4.

Особенностью требований к характеристикам ВВТ, устанавливаемым в наружном контуре ТРДДмсд, является необходимость учёта нескольких параметров его эффективности, включая следующие три показателя: уровень охлаждения, потери давления охлаждающего и охлаждаемого воздуха, внутри и снаружи трубок блока ВВТ, интенсивность снижения температуры охлаждаемого воздуха, т.е. эта задача не однопараметрическая, а комплексная.

Так, например, требует дополнительных исследований задача по оценке эффективности овальных и цилиндрических трубок, хотя очевидно, что при одинаковом загромождении блоками ВВТ наружного контура ТРДДмсд, овальные трубки ВВТ по уровню гидравлического сопротивления

их наружных поверхностей имеют преимущество перед цилиндрическими трубками.

Необходимо дополнительно исследовать возможности интенсификации теплообмена внутри или снаружи трубок, с помощью кольцевых или винтовых выступов над их гладкой поверхностью, или применение закрученных в окружном направлении трубок при малых диаметрах трубок порядка 3,0...6,0 мм. Рассмотрим эти вопросы более подробно.

Как известно, интенсивность отрывных течений, возникающих при перекрёстном обтекании цилиндрической трубки, максимальна на участках входа и выходе потока воздуха. Эти отрывы способствуют максимальной эффективности охлаждения на этих участках профильной поверхности трубки любых диаметральных размеров. С другой, величина прогрева потока охлаждаемого воздуха в радиальном направлении её поперечного сечения тем больше, чем меньше её радиус. Также, отрывы воздушного потока возникают на радиусных участках, при поворотах потока охлаждаемого воздуха внутри изогнутых цилиндрических трубок, интенсивность которых, в частности, определяется соотношением величин радиусов поворота потока на внутренней и наружной поверхности участка (колена) поворота к диаметральному размеру трубки. Эти зависимости, характеризующие уровень этих гидравлических потерь энергии, показан на рисунке 5.1.

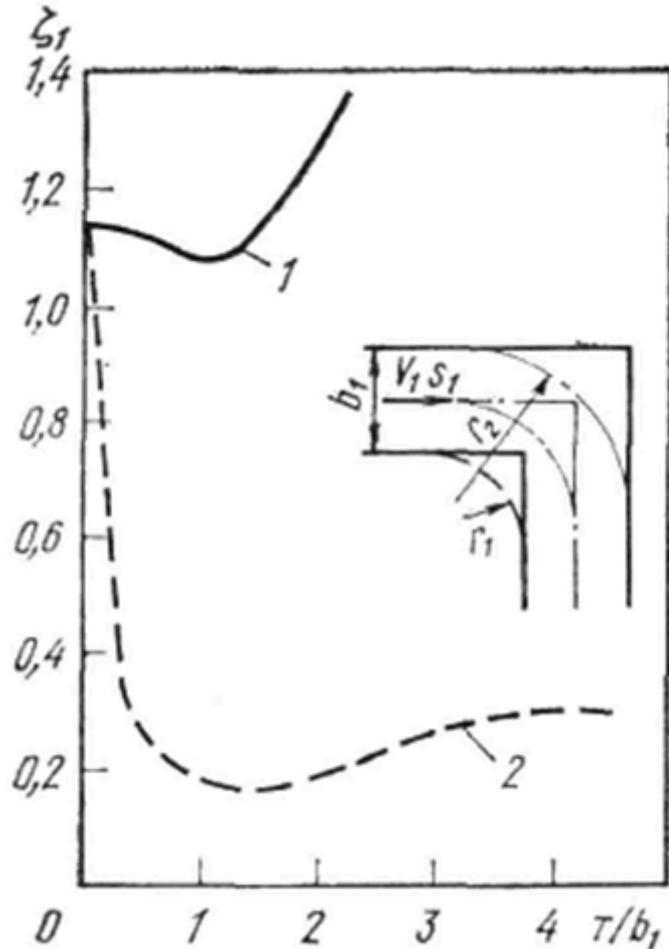


Рис. 5.1- Зависимость коэффициента потерь энергии охлаждаемого воздуха, на поворотном участке потока, от соотношения радиуса поворота к внутреннему диаметру трубки, при закруглении внутренней и внешней стенок для условий: 1 – $r_1 = 0$, $r_2 = \text{var}$; 2 – $r_1 = \text{var}$, $r_2 = 0$, для трубок кольцевой или прямоугольной формы

Важными характеристиками являются масса ВВТ и количество трубок, необходимых для пропуска заданного расхода охлаждающего воздуха. Выбираемый диаметр трубок во многом определяет стоимость, габариты и показатель технологичности конструкции. Далее представлены и анализируются эффективность нескольких вариантов конструкции трубчатых ВВТ, предназначенных для их использования в современных высокотемпературных ТРДДмд.

5.1. ВВТ для системы охлаждения турбин ТРДД со средней и большой степенью двухконтурности

5.1.1. ВВТ ТРДД ПС-90 и ПС - 90А

В таблице 5.1 и на рисунках 5.2 и 5,3 показан теплообменник конструкции ООО «Анод-теплообменный центр» Нижний Новгород, с теплообменной поверхностью из витых труб, обжатых кожухом в плотный пучок, установленный в наружном контуре ТРДД ПС-90 и ПС - 90А.

Таблица 5.1- Технические характеристики ВВТ- 90

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

Применение одинаковых змеевиков в пучке обеспечивает минимальную неравномерность температуры и расхода, а в схеме циркуляции применен принцип противотока.

Как видно из данных таблицы 5.1 рассматриваемый теплообменник имеет очень высокую **интенсивность охлаждения** воздуха, протекающего

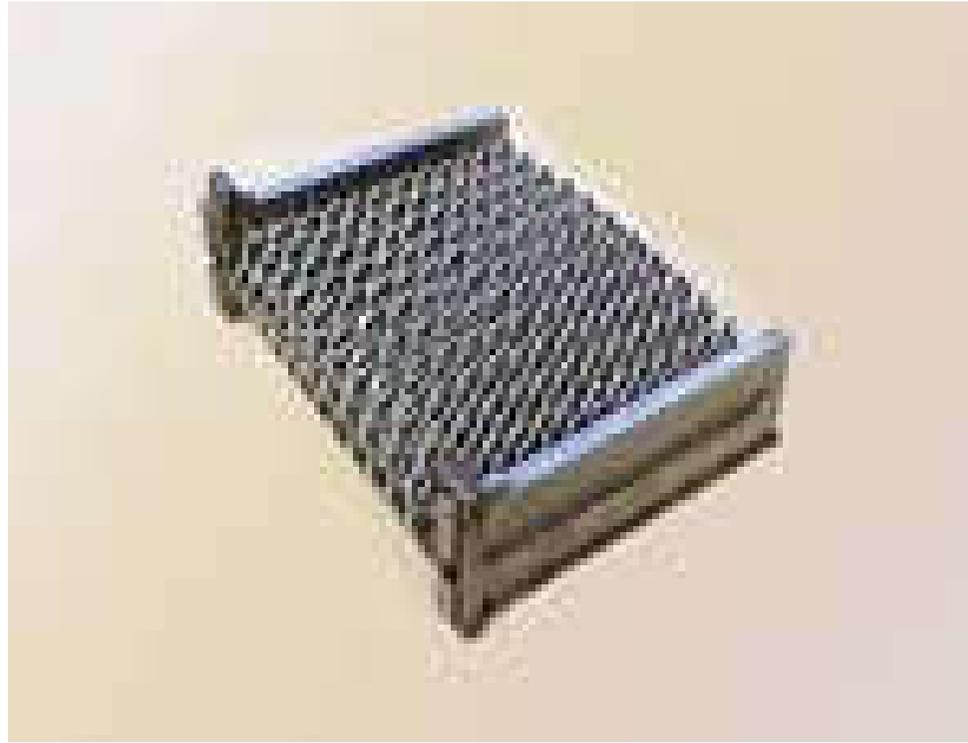
внутри трубок, **равную 0,84**, которая во многом определяется высокими потерями давления охлаждающего воздуха на выходе из этого теплообменника, равными 19,6%. На рисунке 5.3 представлена конфигурация ВВТ ТРДД ПС-90 А с цилиндрическими трубками винтовой формы, диаметр их наружной поверхности 6,0 мм, толщина 0,8мм.



Рис. 5.2 - ВВТ ТРДД ПС 90, установленный во внешнем контуре этого двигателя



а)



б)

Рис. 5.3 - Конфигурация ВВТ ТРДД ПС-90 А с цилиндрическими трубками винтовой формы, диаметр наружной поверхности 6,0 мм, их толщина 0,8мм.

- а) Витые трубки на всей длине, от входа до выхода охлаждающего воздуха, 25 поворотов, схема движения охлаждающего воздуха – противоток;
- б) Витые трубки установлены по перекрёстной схеме, большая компактность по сравнению со схемой, представленной на рисунке 5.3

5.1.2. Особенности установки ВВТ в ТРДД средне магистрального ЛА.

На конструктивных схемах, представленных на рисунках 5.4 и 5.5, показан проект ВВТ, трубки которого имеют один поворот потока охлаждаемого воздуха. У него имеется большая высота, поэтому с целью конструктивной реализации необходимой расчётной длины трубок этого ВВТ он размещается в наружном контуре этого ТРДД в углублении, выполненном на внутренней поверхности этой проточной части.

В окружном направлении в этом ВВТ имеется семь трубок, установленных поперёк потока охлаждающего воздуха. *В осевом направлении* трубки установлены по рядной схеме, их много, всего 13 трубок в каждом блоке. Таким образом, общее число трубок в одном блоке ВВТ велико и равно 91.

Как известно, трубки, установленные по рядной схеме, имеют меньшую интенсивность охлаждения, чем те же трубки, в компоновке которых реализовано лобовое натекание. Поэтому представленную схему нельзя считать оптимальной. Необходимо также отметить, что на схематических изображениях, представленных на этих рисунках, не выявлено, как обеспечивается жёсткость конструкции ВВТ, при использовании трубок малого диаметра, например, с диаметром наружной поверхности 3,0...6,0 мм, поскольку при наличии вибрации эта конструкция *может не иметь* необходимого ресурса и надёжности. Следовательно, проблемой рассматриваемой конструктивной схемы является малая надёжность и долговечность трубчатой секции, вследствие усталостного разрушения трубок, закреплённых с большими консолями и находящихся под действием аэродинамических сил, возникающих при обтекании трубчатых секций охлаждающим воздухом и вибраций элементов конструкции ТРДД.

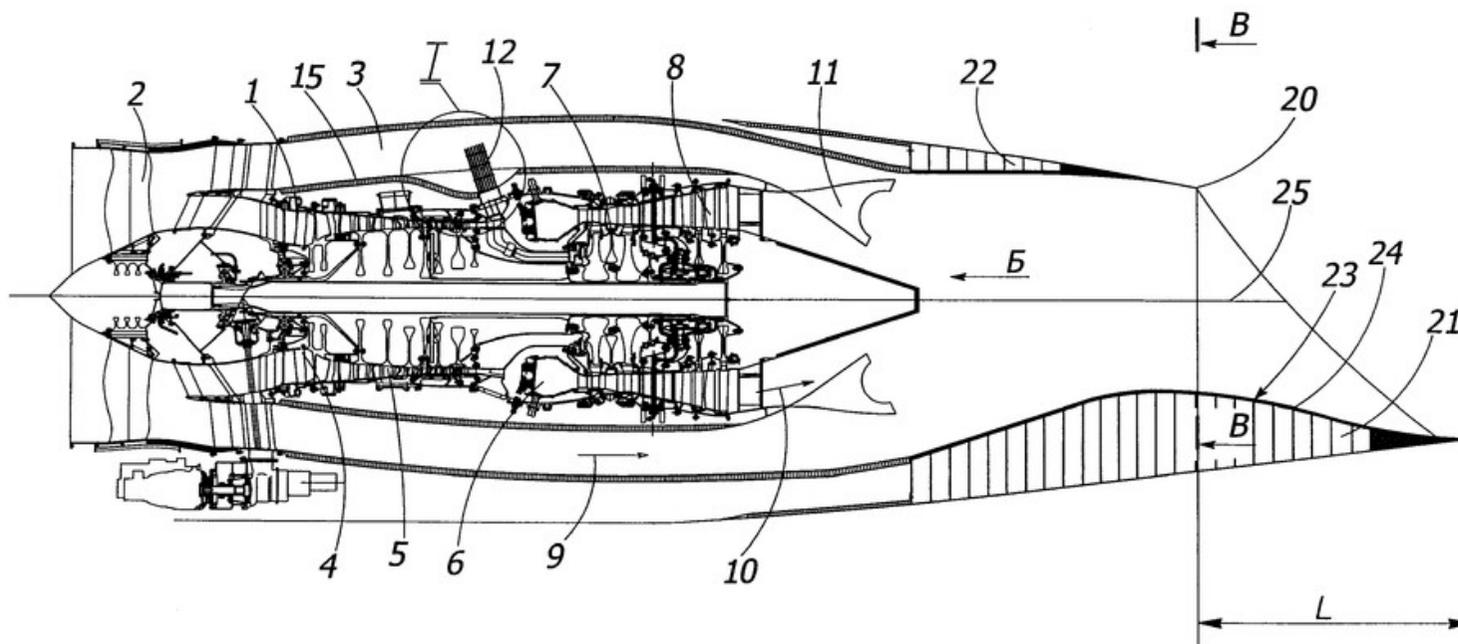
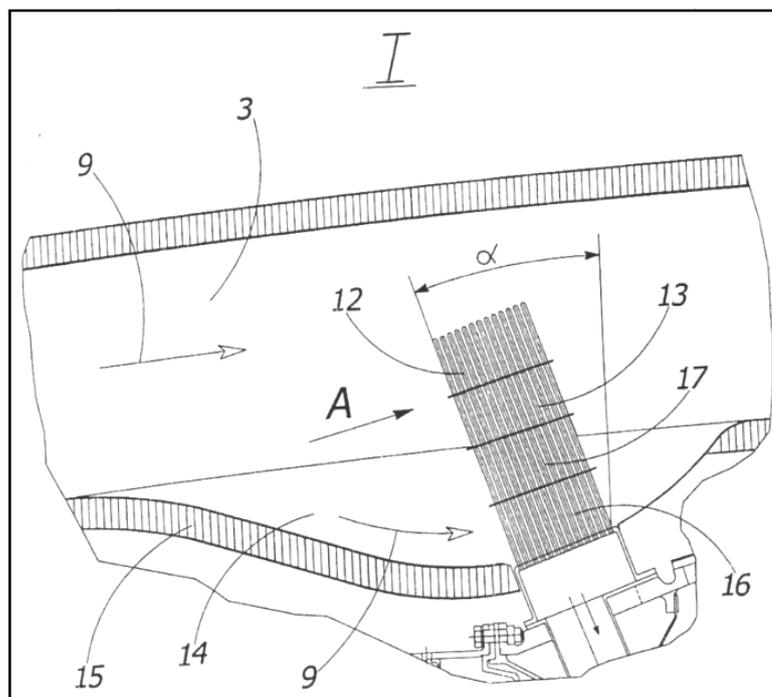
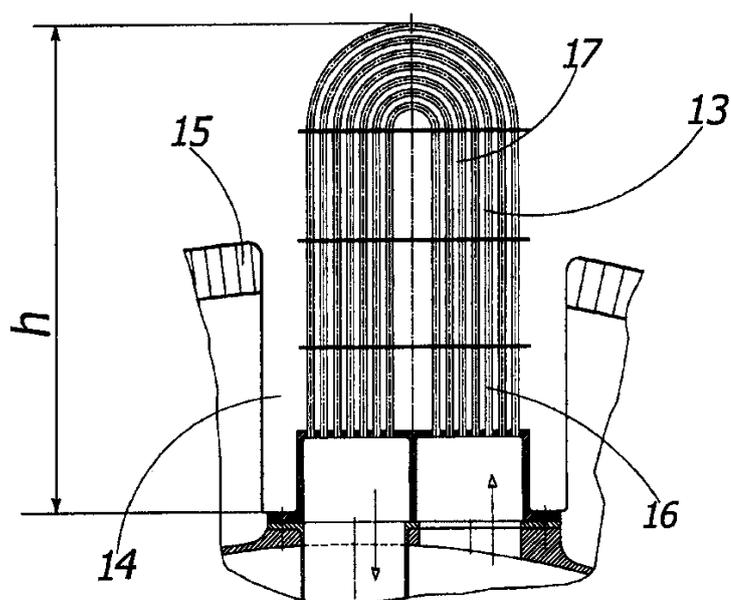


Рис. 5.4 - Конструктивная схема ТРДД средне магистрального ЛА с ВВТ, где индексом I обозначено местоположение ВВТ, установленного в углублении проточной части второго контура 3. Позиции 1...25 относятся к элементам конструкции этого ТРДД



a)



в)

Рис. 5.5 - Компоновочная схема установки ВВТ в углублении второго контура проекта опытного ТРДД

Разновидностью рассмотренной выше конструкции является ВВТ, фотографическое изображение которого показано на рисунке 5.6.

В рассматриваемом ВВТ обеспечена необходимая жёсткость трубчатого блока от воздействия вибрации рамной конструкцией, состоящей из 4-х уголкового элемента, установленных попарно с двух сторон переднего и

заднего ряда, соединённых подвое, с разных сторон, и закреплённых на центральных стойках, высота которых составляет примерно две трети от общей высоты трубчатой части этого ВВТ.

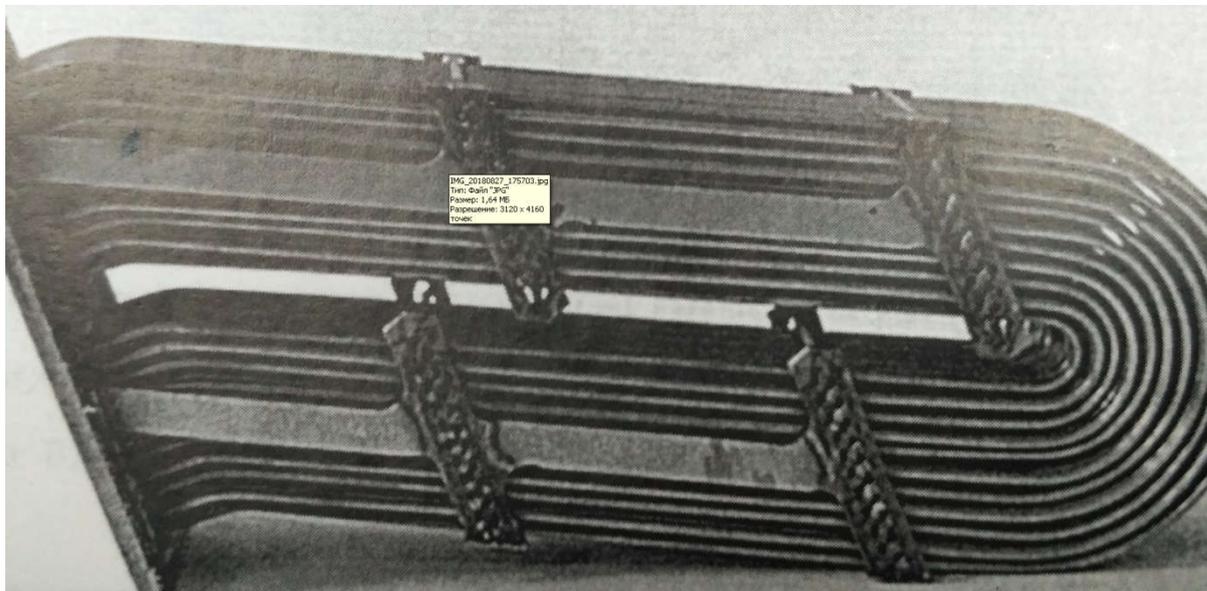
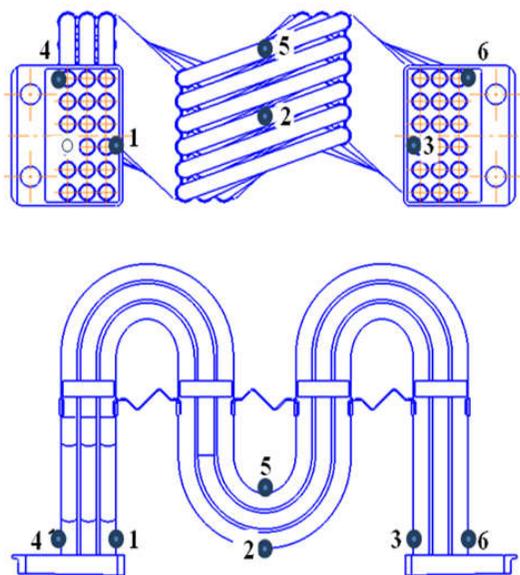
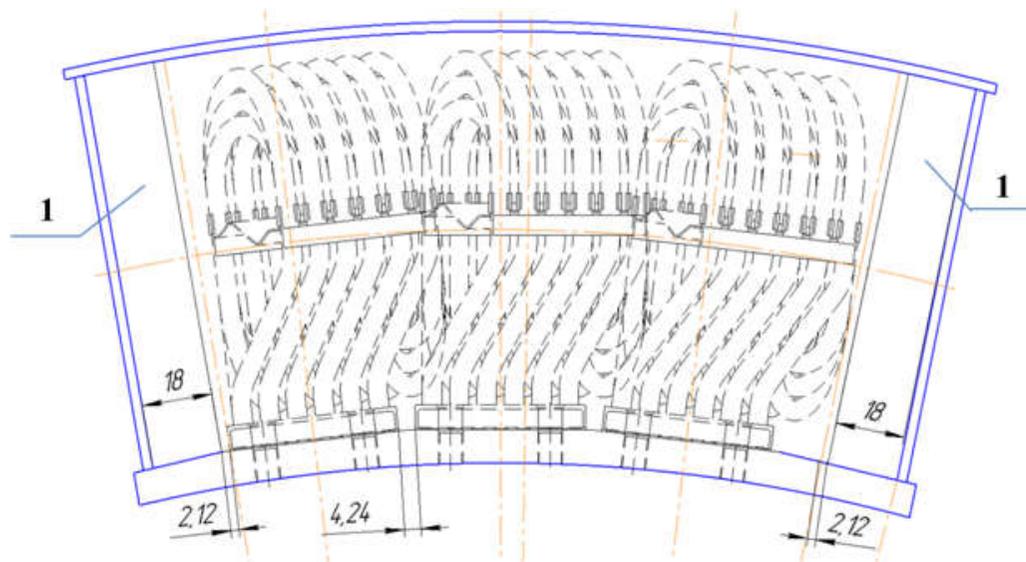


Рис. 5.6 - Блок ВВТ с одним поворотом потока охлаждаемого воздуха, в котором три трубки установлены в окружном направлении, а одиннадцать трубок образуют три рядных пучка, ориентированных в осевом направлении, которые имеют минимум гидравлического сопротивления

Общим недостатком рассматриваемых вариантов проектирования ВВТ, представленных на рисунках 5.5 и 5.6 является пониженный уровень снижения температуры охлаждаемого воздуха по сравнению с конструктивными схемами, имеющими существенно меньшее число трубок в рядных пучках, не более трёх – четырёх. Конструктивная схема такого ВВТ показана на рисунке 5.7.



а)



б)

Рис. 5.7 - Схемы ВВТ, пучок – трёхрядный в осевом направлении и шести рядный в окружном направлении, с восемнадцатью цилиндрическими трубками, трёх поворотный, четырёх перекрёстный.

а) – виды сверху и сбоку, в) - сектор пучка, состоящий из трёх блоков, вид спереди

На рисунке 5.7 трубки ВВТ установлены последовательно, друг за другом, в каждом ряду. Наружный диаметр трубок $D = 5,0$ мм, толщина стенки 0,3 мм. Схема пучка 6×3 , в каждом блоке установлено 18 трубок.

Наличие шести рядного пучка, установленного в окружном направлении, в этой схеме приводит к осязательному росту потерь давления воздуха в наружном контуре ТРДДмсд, в которых используется малая степень двухконтурности, по сравнению с той, которая применяется в ТРДД.

Количественная оценка уровня роста потерь давления воздуха в наружном контуре ТРДДмсд, при установке ВВТ такой схемы, будет показана ниже, в следующем разделе этой главы. Она увеличивается примерно в два раза, по сравнению с рядной схемой ВВТ, представленной в разделе 5.1.3.

5.2 ВВТ системы охлаждения турбины авиационного ГТД с малой степенью двухконтурности с двухрядными пучками цилиндрических трубок диаметрами 5,0 и 6,0 мм

На рисунке 5.8 представлена конструктивная схема системы охлаждения турбины авиационного ГТД с малой степенью двухконтурности [30,31] это турбина ТРДДмсд АЛ 31ф. Гидравлическая схема системы охлаждения турбины этого авиационного ГТД показана на рисунке 5.9. Эта система охлаждения имеет отключение на крейсерском режиме работы двигателя с целью экономии расхода топлива, поскольку на этом режиме максимальная температура газа перед турбиной существенно снижается, в данном случае примерно на 470 градусов. Наиболее напряжённый режим работы двигателя, максимальный форсаж, где скорость ЛА составляет 2.35.

На ТРДДмсд PW119 температура газа перед турбиной при полёте со скоростью $M=2,0$ увеличивается на 100 градусов и равна 1880К. Это называется тепловая раскрутка двигателя. Кроме увеличения температуры газа перед турбиной на этих режимах полёта ЛА существенно возрастает

температура воздуха за компрессором, поскольку на высоте 15 км при $M_{\text{полёта}} = 2,35$ температура воздуха на входе в двигатель до 454К, тогда как в земных условиях, при $M_{\text{п}} = 0$ и $H=0$, температура воздуха в условиях ISA равняется 288К. ВВТ создаёт дополнительное гидравлическое сопротивление в наружном контуре ТРДД, поэтому необходимо эти дополнительные потери давления минимизировать. Другое требование, состоит в том, что в ВВТ требуется максимально снизить температуру охлаждающего воздуха, например, обеспечить $100^{\circ} \leq \Delta T_{\text{вых}} \leq 250^{\circ}$. Показанная на рисунке 5.9 гидравлическая схема охлаждаемой турбины даёт представление о количестве охлаждающего воздуха, которое необходимо пропускать через ВВТ в современных ТРДДмд.

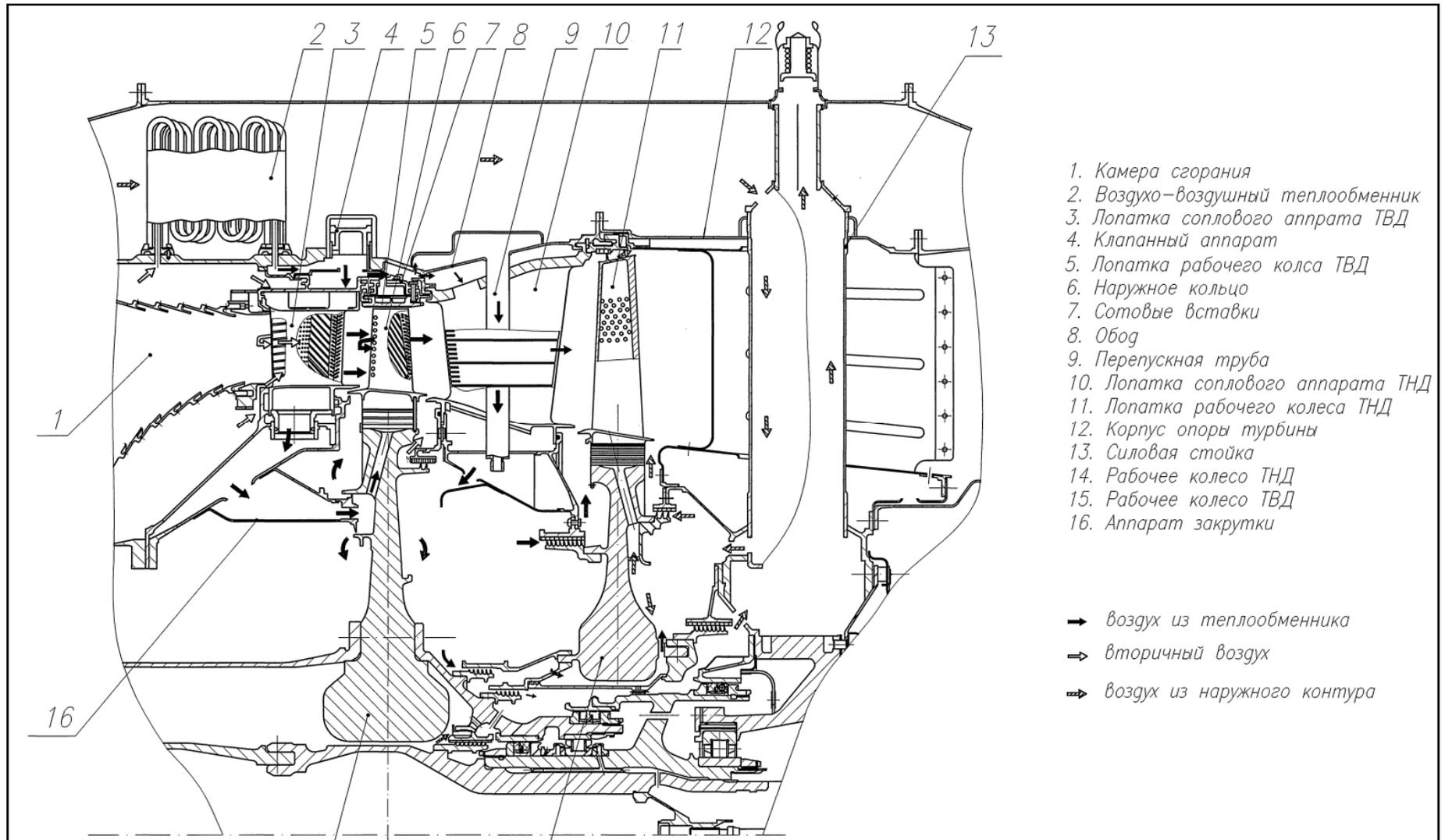


Рис. 5.8 - Конструктивная схема системы охлаждения турбины авиационного ГТД с малой степенью двухконтурности (ТРДДмсд АЛ 31ф)

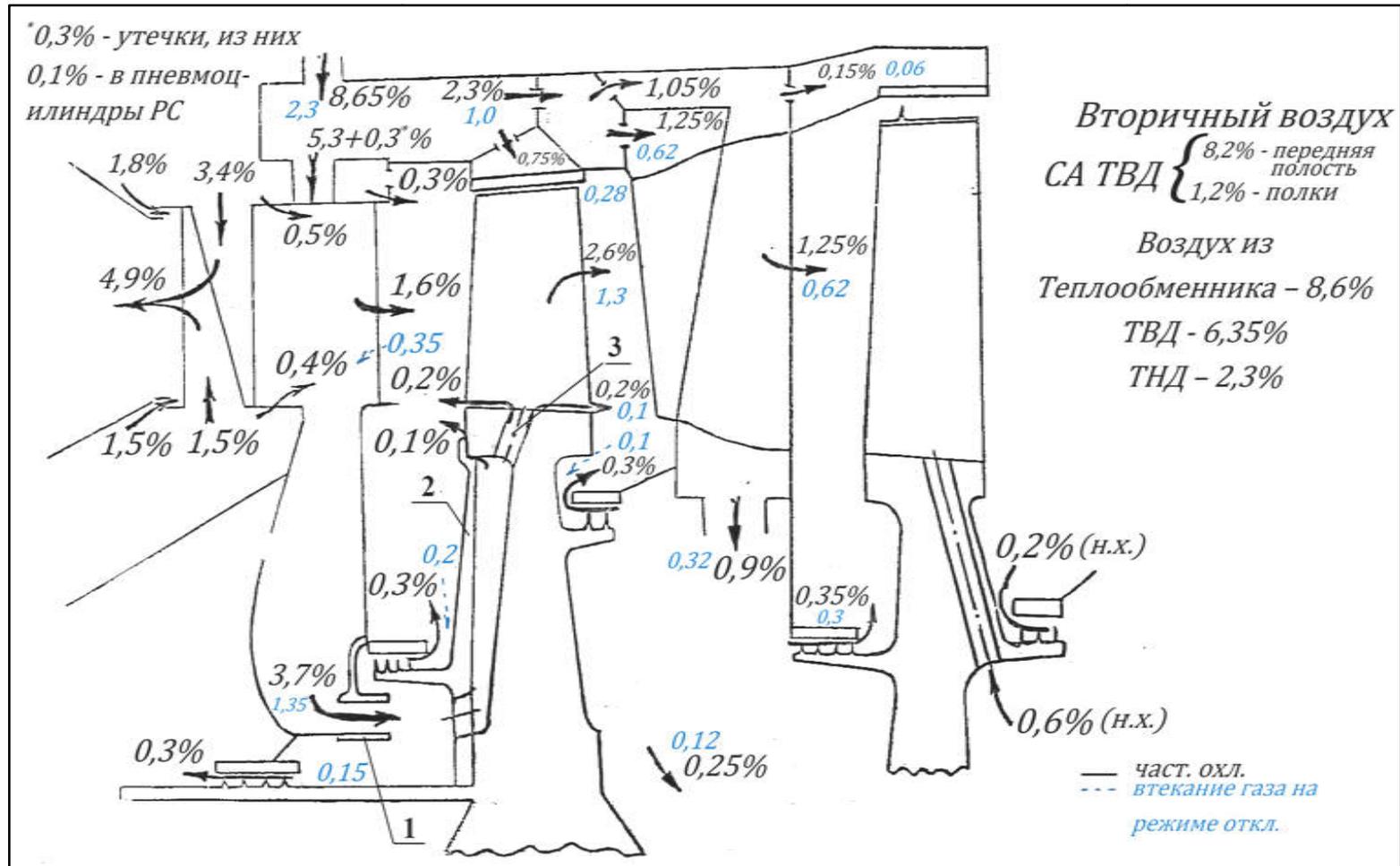


Рис. 5.9 - Гидравлическая схема системы охлаждения турбины авиационного ГТД 4-го поколения

Схема установки этого ВВТ представлена на рисунке 5.10. В этой конструкции предусмотрена система отсечки охлаждаемого воздуха на крейсерском режиме работы ТРДДмсд клапаном 2.

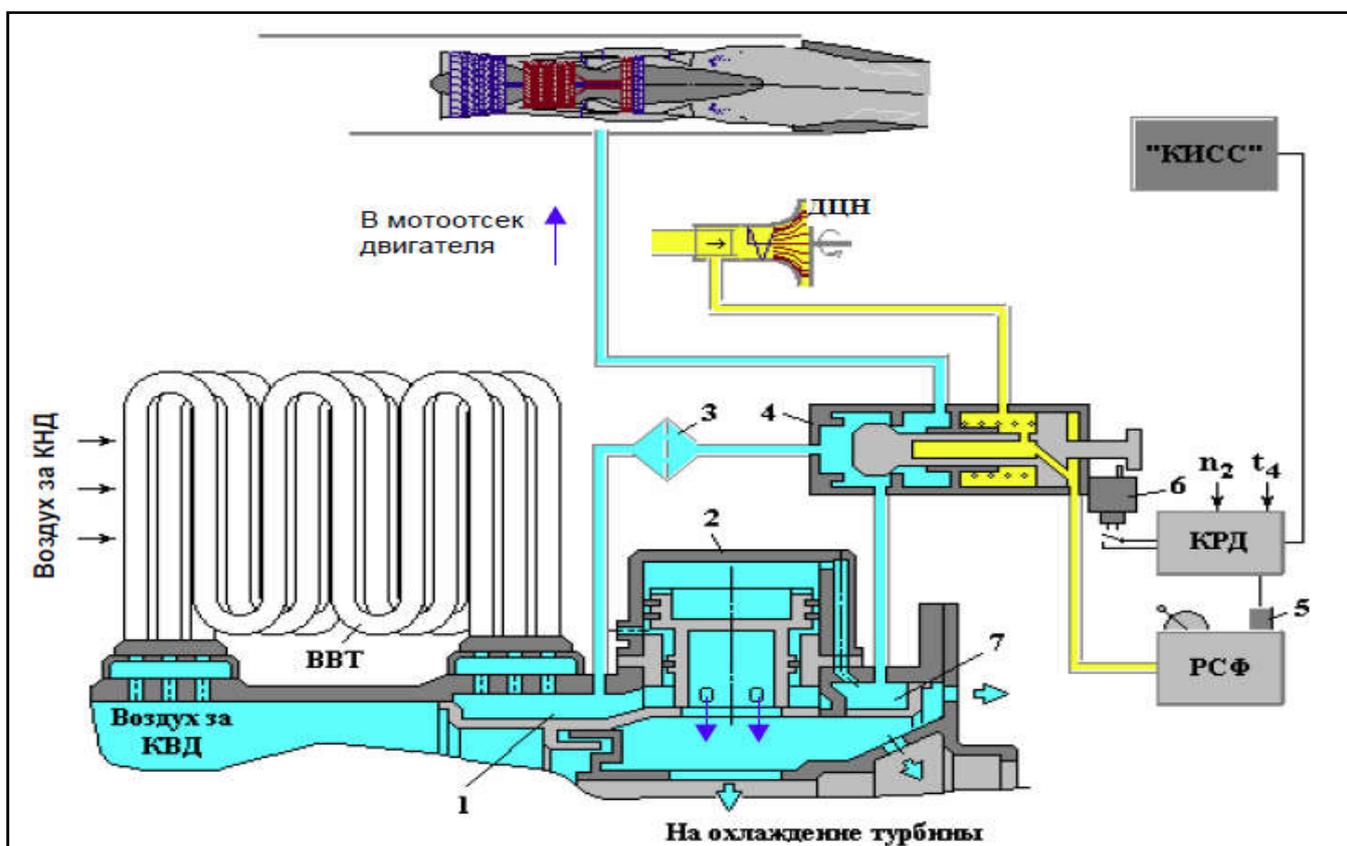


Рис. 5.10 - Схема корпусов камеры сгорания и ТВД с воздухо-воздушным теплообменником и системой отсечки охлаждающего воздуха на крейсерском режиме работы ТРДДмсд 1 – полость подвода охлаждённого воздуха; 2 – клапанный аппарат отключения; 3 – воздушный фильтр; 4 – агрегат управления охлаждением; 5 – электромагнитный клапан; 6 – микро выключатель; 7 – коллектор управляющего воздуха

На рисунке 5.11 показан сектор ВВТ с его конструктивными характеристиками, в каждом блоке два ряда трубок диаметром 5 мм. Расстояния между отдельными рядами в блоке - 17,56 мм, а между отдельными модулями ВВТ - 13,37 мм. Они выбраны таким образом, чтобы обеспечить возможно минимальное гидравлическое сопротивление ВВТ в наружном контуре двигателя.

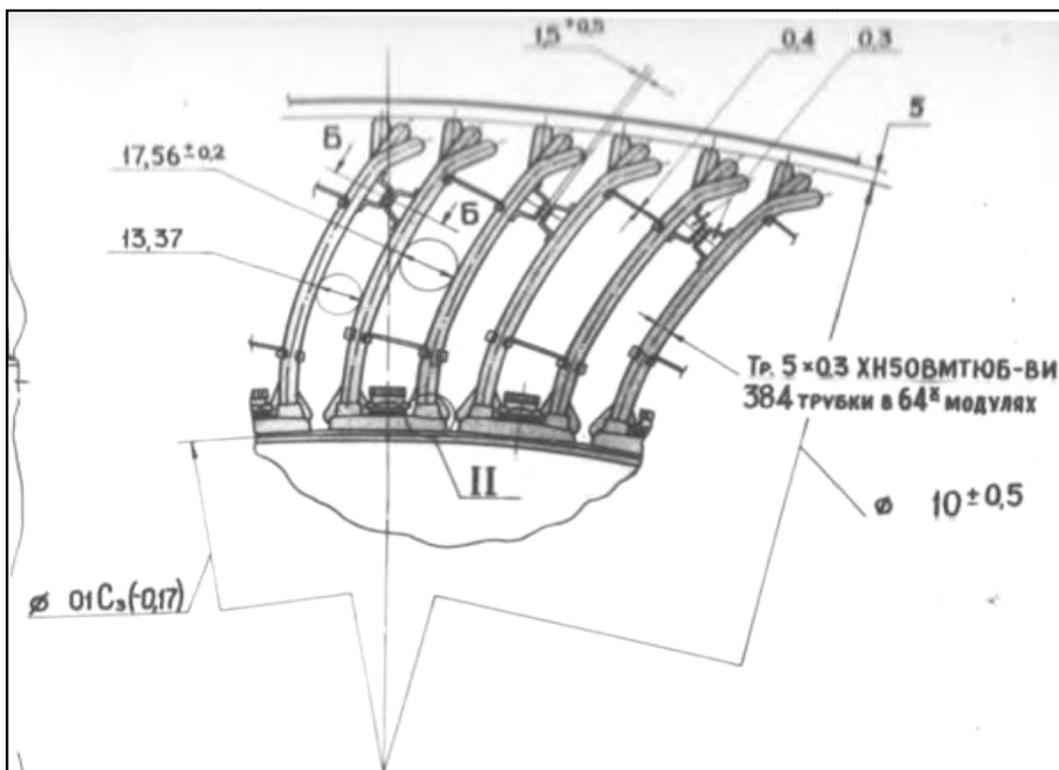


Рис. 5.11 - Сектор двухрядных блоков ВВТ с криволинейными трубками, его технические параметры приведены в Таблице 5.2

Рассмотрим подробнее технические параметры ВВТ, схематично представленные на рисунках 5.8...5.11. Каждый ряд омывается пятью поворотными, шести перекрёстными потоками охлаждающего воздуха, имеющими общее прямоочное движение. Первое, что надо отметить, это **низкое гидравлическое сопротивление этого ВВТ**, потери давления во втором контуре ТРДДмсд составляют 1,6% (см. пункт 6, Таблица 5.2). Однако, следует отметить, что величина снижения температуры охлаждающего воздуха не велика, она равна 110 градусов, поэтому интенсивность охлаждения ВВТ также не высока, она равна 0,33 (см. пункт 4). В Таблице 5.2 указан расход охлаждающего воздуха, отбираемый за КВД, который относится только к турбине ТВД. Для охлаждения ТНД и опор ротора охлаждающий воздух целесообразно отбирать из промежуточной ступени КВД. В этом случае будет необходимо проектировать два теплообменника, отдельно для ТВД и ТНД.

Таблица 5.2 - Параметры ВВТ, состоящего из 64-х блоков, каждый из которых включает два коридорных пучка трубок, спроектированных по схеме 2 ряда из 18-ти трубок, диаметром 5,0 мм

№ п.п.	Параметр		Численная величина
1	Относительный расход охлаждающего воздуха	$G_{\text{охл.}}/G_{\text{Внутр. контура}}$	5,6 %
2	Снижение температуры охлаждающего воздуха (градусы К)	$\Delta T_{\text{охл}}$	110
3	Отношение весовых расходов теплоносителей: охлаждаемого и охлаждающего воздуха		18
4	Соотношение величины снижения температуры воздуха в теплообменнике (расчётная или экспериментальная) к максимально возможному понижению этой температуры	$\varepsilon = \Delta T_{\text{ВВТ}}/\Delta T_{\text{Max.ВВТ}}$	0,33
5	Потери полного давления охлаждаемого воздуха	$\Delta p^*_{\text{ВВТ}}$	8,5 %
6	Потери полного давления во внешнем контуре	$\Delta p^*_{\text{Вн. контур}}$	1,6%
7	Активная поверхность теплообмена	S	3,86 м ²
8	Вес матрицы навесной части, 64 – х блоков ВВТ, установленных по кольцу на корпусе камеры сгорания (кгс)	P	12,8

На рисунке 5.12 представлена модификация рядного трубчатого теплообменника, конструктивная схема которого показана на рисунке 5.11. В новом ВВТ увеличен наружный диаметр трубки до 6,0 мм, кроме того установлена ещё одна, дополнительная четвёртая трубка. Тем самым пропускная способность теплообменника увеличена вдвое.



Рис. 5.12 – Двухрядный, четырёх трубчатый, шести перекрёстный ВВТ

Если не изменять диаметральный размер трубок и оставить его диаметр **равным 5,0 мм**, то добавление одной трубки того же диаметрального размера позволит только увеличить пропускную способность ВВТ. Температура воздуха на выходе из трубок не изменится.

В показанном на рисунке 5.12 ВВТ применены трубки **увеличенного диаметра - 6,0 мм**. При этом, как показывают выполненные расчёты, температура охлаждаемого воздуха на выходе из ВВТ уменьшается примерно на 20% из-за худшего прогрева этого воздуха в трубке в радиальном направлении, в связи её большим диаметром.

5.3 Сопоставление результатов расчётных исследований цилиндрических и эллипсных (овальных) трубок ВВТ разной длины, прямых и с поворотами потока охлаждающего воздуха, с кольцевыми выступами, расположенными на внутренней поверхности трубок, являющимися интенсификаторами теплообмена

Ниже представлены результаты расчётных исследований и анализ эффективности охлаждения и гидравлического сопротивления различных малоразмерных цилиндрических и овальных –эвольвентных, тонкостенных трубок ВВТ, при их перекрёстном обтекании охлаждающим воздухом, прямых и с поворотами на 180° воздуха, протекающего внутри прямых трубок, при гладких стенках каналов и при наличии кольцевых выступов, установленных с небольшим шаговым отношением $t/D_{\text{вн}} \approx 0,9 \dots 1,2$, которые являются интенсификаторами теплообмена (см. Рис. 4. 1)

В этом исследовании выступы над гладкой стенкой составляли малую величину, 0,3 мм и 0,5 мм. Выявлено, что дальнейшее их увеличение приводит к сильным отрывным течениям и неприемлемым потерям давления воздуха внутри трубок, т.е. охлаждаемого воздуха.

Таким образом, ниже представлены результаты исследований изолированных и собранных в пучки различной конфигурации малоразмерных трубок ВВТ, отличающихся диаметрными размерами - 4,0...6,0 мм, длиной 0,1...1,2 м, формой трубки – прямой или изогнутой с поворотами потока воздуха на 180° , с гладкими внутренними стенками и с интенсификаторами теплообмена, представляющими собой кольцевые выступы, размерами 0,3 и 0,5 мм и т.д.

Всего исследовано порядка 60 вариантов изменения геометрии трубок ВВТ и их пучков. Достоинство данной работы состоит в том, что все вариации трубок и их пучков исследованы по одной и той же методике. Ниже, на рисунках 5.13...5.19, а также в таблице 3 представлены

графические зависимости, являющиеся обобщением полученных результатов.

Из показанной на рисунке 5.14 диаграмме следует, что наименьшая длина трубки, диаметром 4,0 мм, наиболее оптимальна с точки зрения минимизации её проектной длины. По сравнению с трубкой диаметром 6,0 мм, длина трубки диаметром 4,0 мм сокращается примерно на 70%. Однако, для пропуска одинакового количества охлаждаемого воздуха число этих трубок должно быть увеличено в 2,25 раза по сравнению с трубкой $D = 4,0$ мм.

Как видно из рисунка 5.15 разница между уровнями снижения температуры, в наиболее и наименее эффективных трубках, отличается почти вдвое. Наиболее эффективная по уровню снижения температуры трубка имеет диаметр 5,0 мм, она пяти поворотная, с кольцевым интенсификатором теплообмена. В трубку диаметром 4,0 мм кольцевые выступы ставить нецелесообразно, поскольку существенно возрастают потери давления охлаждаемого воздуха. Все полученные результаты были опубликованы в журналах и конференциях, показанных в [51-58]

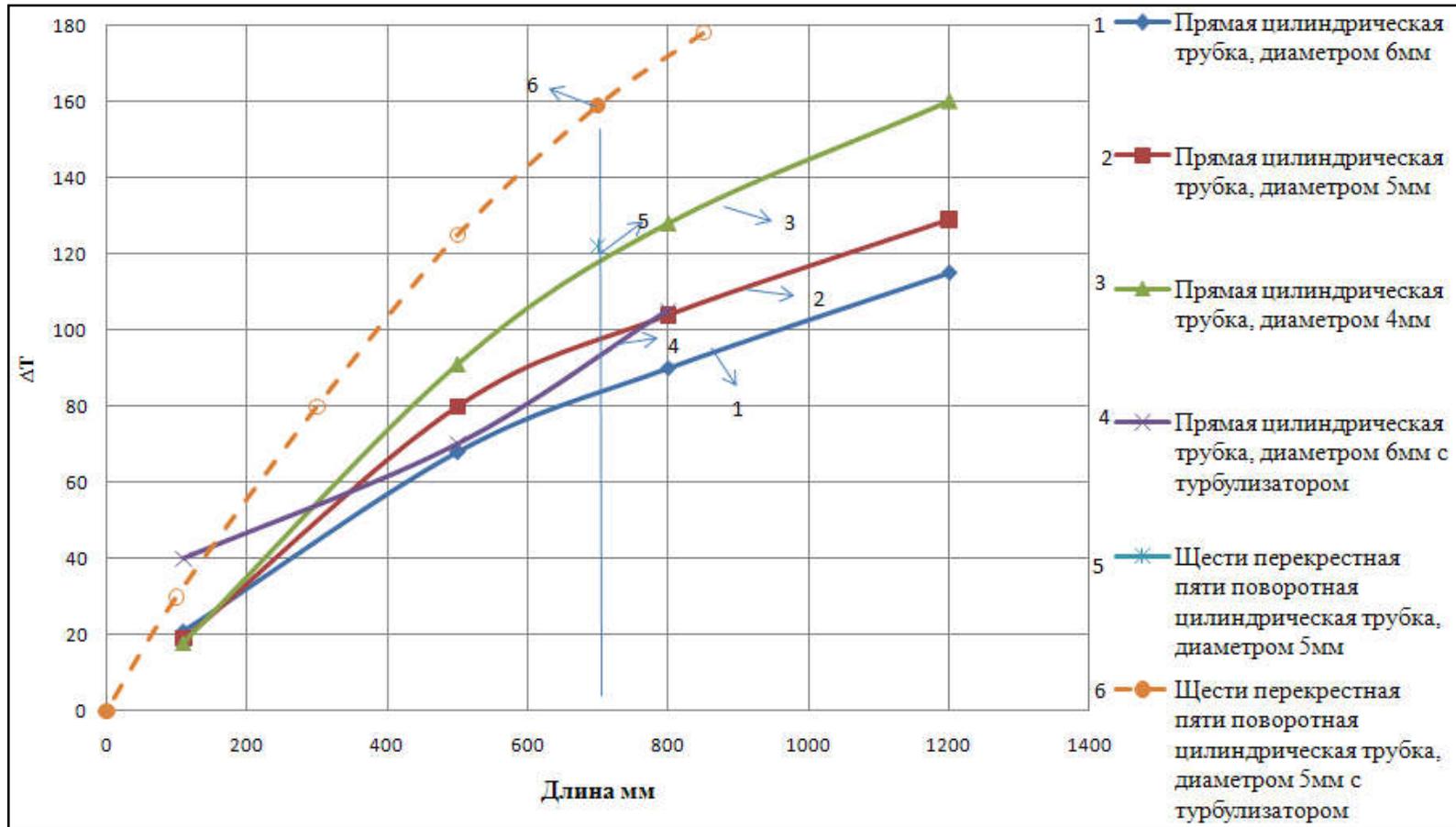


Рис. 5.13 – Зависимости изменения величины снижения температуры охлаждаемого воздуха, в *прямых малоразмерных цилиндрических* трубках и с поворотами потока этого воздуха, в зависимости от их диаметра и длины, при гладкой стенке и наличии интенсификаторов теплообмена на внутренней поверхности трубок высотой 0,3мм.

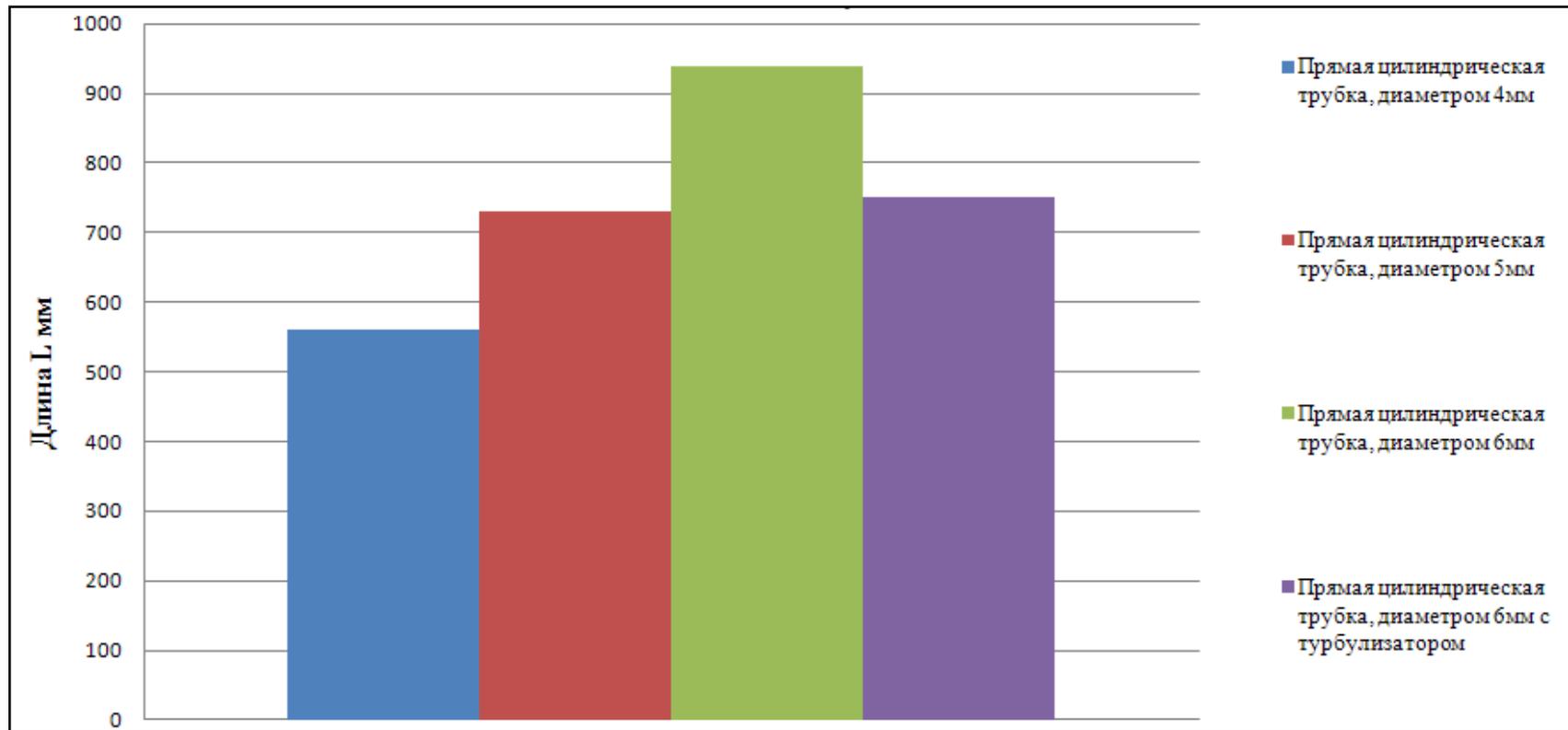


Рис. 5.14 – Диаграмма изменения длины трубки при требуемой величине снижения температуры охлаждаемого воздуха $\Delta t = 100^\circ$ для *прямых малоразмерных цилиндрических* трубок, диаметрными размерами 4,0...6,0 мм, с гладкой стенкой внутреннего тракта трубки или при наличии интенсификаторов теплообмена, высотой 0,3 мм

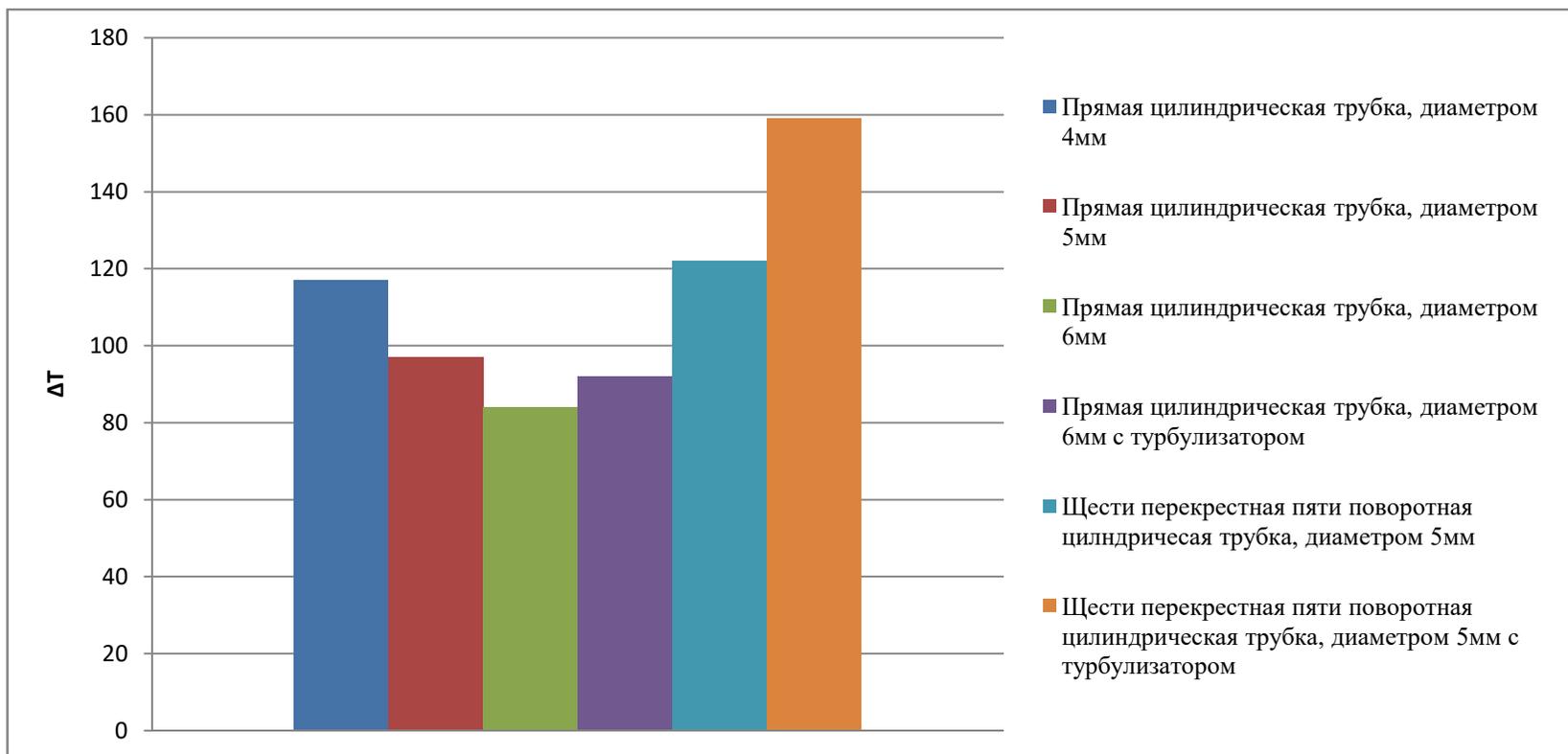


Рис. 5.15 – Диаграмма изменения температуры охлаждаемого воздуха на выходе из одиночных *прямых цилиндрических* трубок и трубок с *поворотами* потока этого воздуха, в зависимости от их диаметральных размеров и наличия интенсификаторов теплообмена, при одной и той же длине всех трубок 680 мм

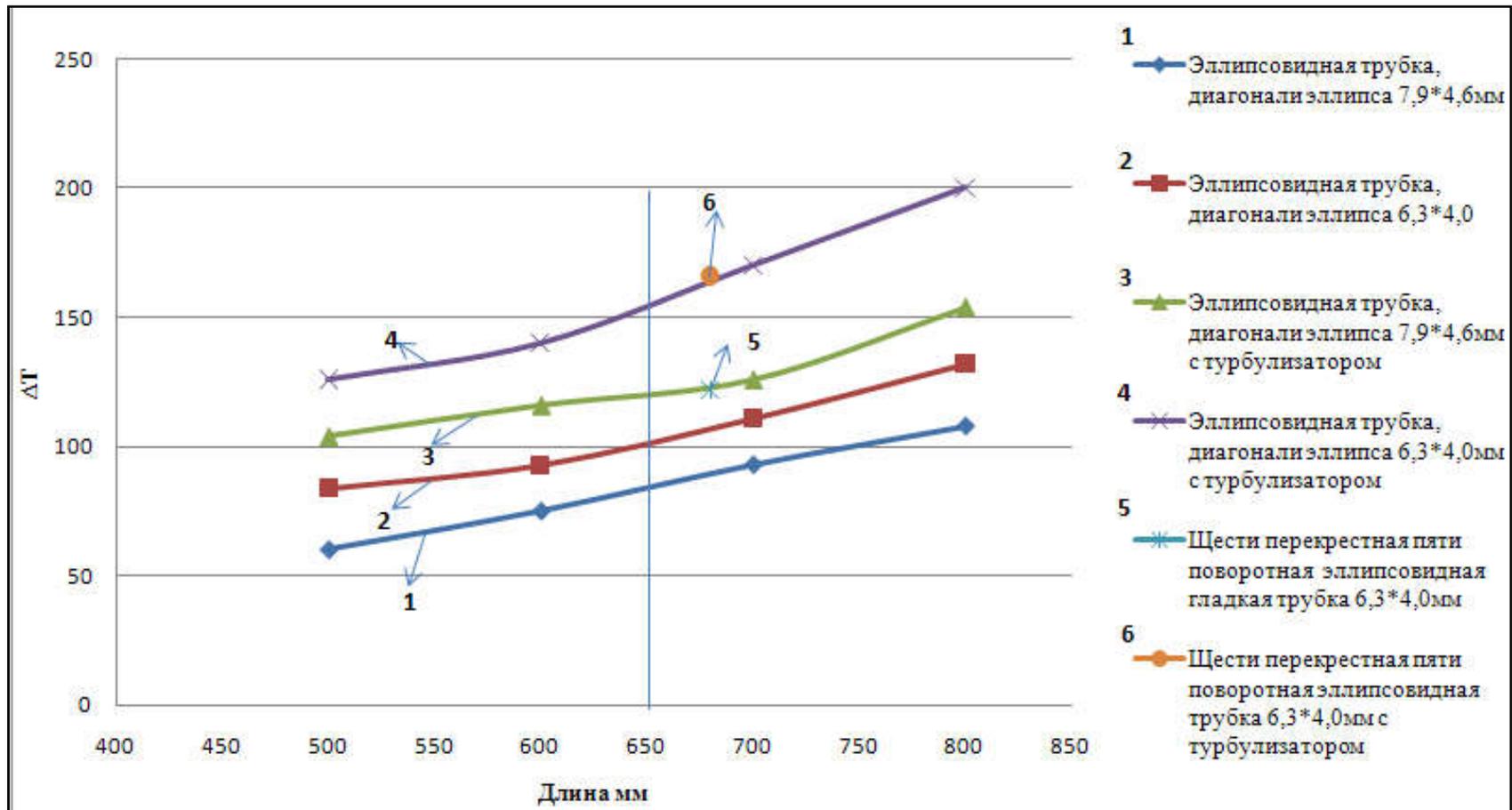


Рис. 5.16 - Зависимости изменения температуры охлаждающего воздуха на выходе из одиночных *прямых эллипсных* трубок и *трубок с поворотами* потока этого воздуха, в зависимости от их длины, размеров диагоналей эллипса и наличия интенсификаторов теплообмена потока воздуха

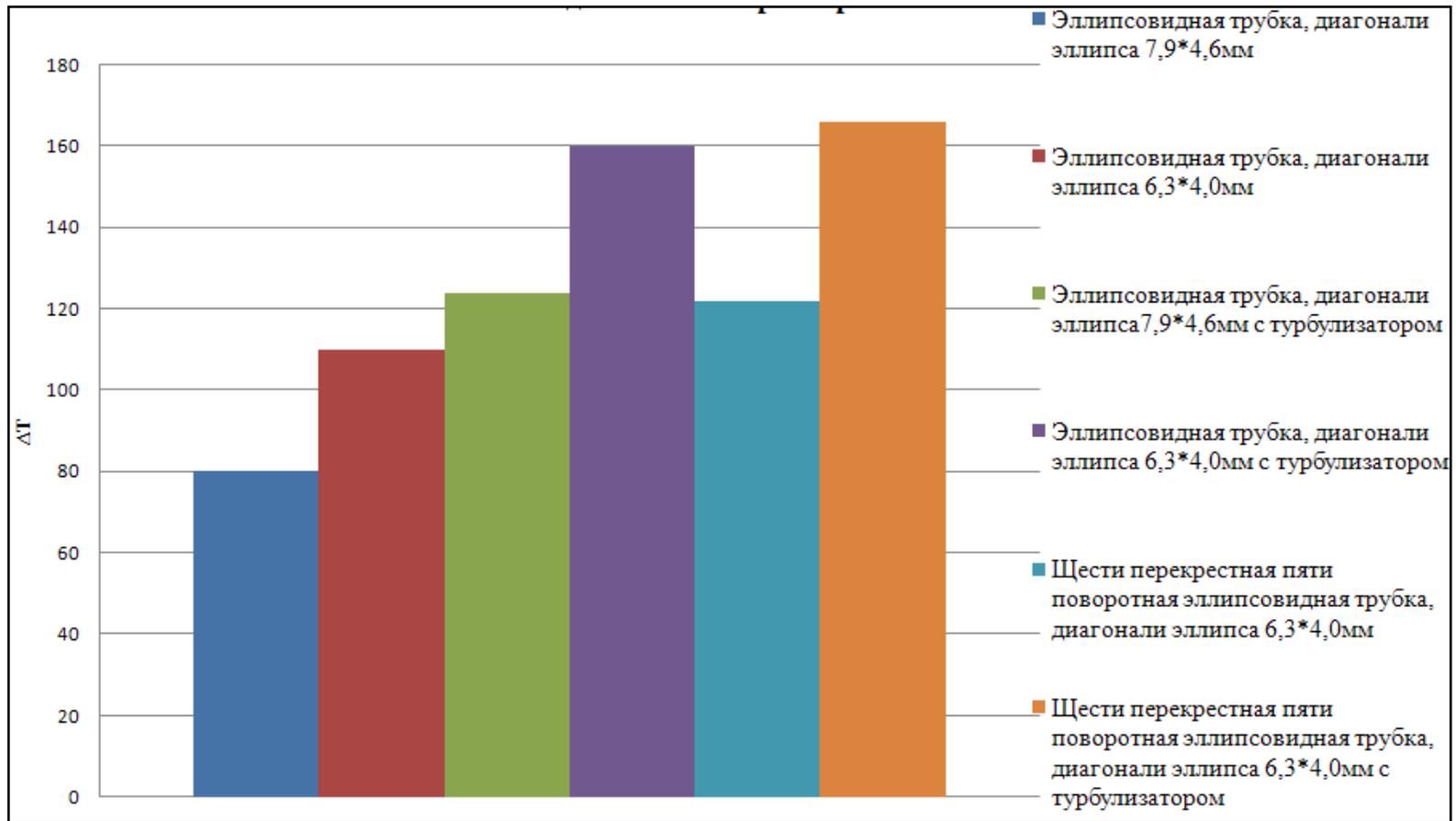


Рис. 5.17 – Диаграмма изменения температуры охлаждаемого воздуха на выходе из одиночных эллипсных прямых и поворотных на 180° трубок, при одинаковой длине эллипсных трубок, равной 680 мм, в зависимости от размеров их диагоналей и наличия интенсификаторов теплообмена

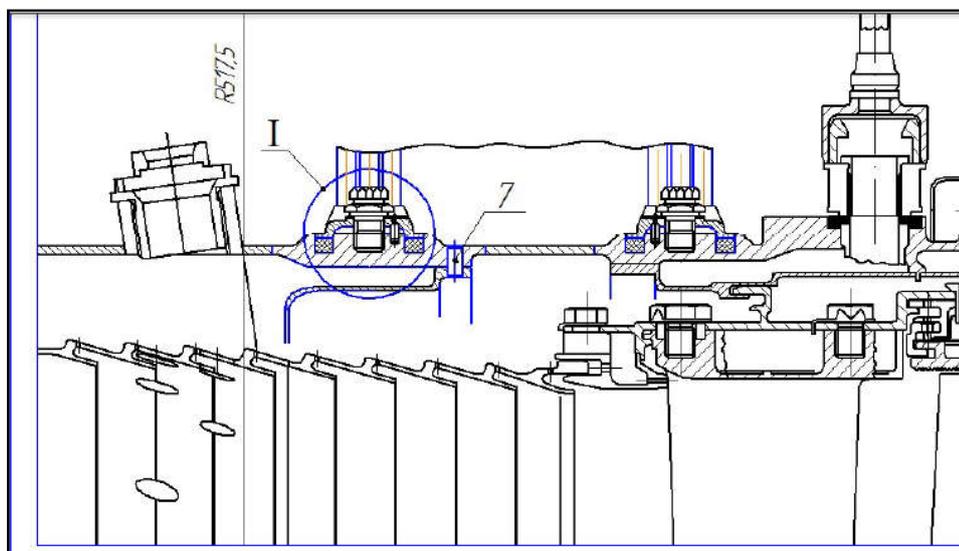
5.4. Совершенствование компоновки и конструктивных элементов ВВТ, устанавливаемых в наружном контуре турбореактивных двигателей

5.4.1. Конструктивные варианты подвода охлаждающего воздуха и крепления ВВТ на корпусе камеры сгорания ТРДДмсд.

На рисунках 5.18 (а, б и в) представлена конструктивная схема установки ВВТ на корпусе камеры сгорания ТРДД: введено уплотнение в фланцевое соединения, изготовленное из вспученного графита. При установке ВВТ без уплотнения часть охлаждающего воздуха теряется в наружный контур. Замена цилиндрических трубок на овальные принципиально ничего не меняет, требует изменения только размеры и форма посадочных отверстий трубок в фланце. К этой схеме необходимо сделать следующие пояснения:

- во - первых, как следует из результатов проведенных исследований, а также многочисленных исследований, выполненных, например, в ЦИАМ, чем меньше диаметр трубки, тем более интенсивно охлаждение воздуха, протекающего внутри трубок. Поэтому часто рекомендуется в ВВТ использовать возможно маленькие проходные диаметры трубок, примерно до 3,0 мм. Но с точки зрения конструкционной прочности, ВВТ трубки малого диаметра будут иметь малую надёжность и долговечность трубчатых секций, вследствие усталостных разрушений трубок, возникающих при обтекании трубчатых секций охлаждаемым воздухом и вибраций корпуса.

На Рис. 5.19 показана конструктивная схема крепления на корпусе камеры сгорания ТРДДмсд ВВТ с овальными трубками, позволяющими существенно уменьшить потери давления воздуха в его наружном контуре.



а



б



в

Рис. 5.18 – Конструктивные схемы: а) уплотнения фланцевого соединения ВВТ с корпусом камеры сгорания – I и кольцевым воздухозаборником охлаждающего воздуха; б) поворотная трубка ВВТ; в) входные каналы в ВВТ

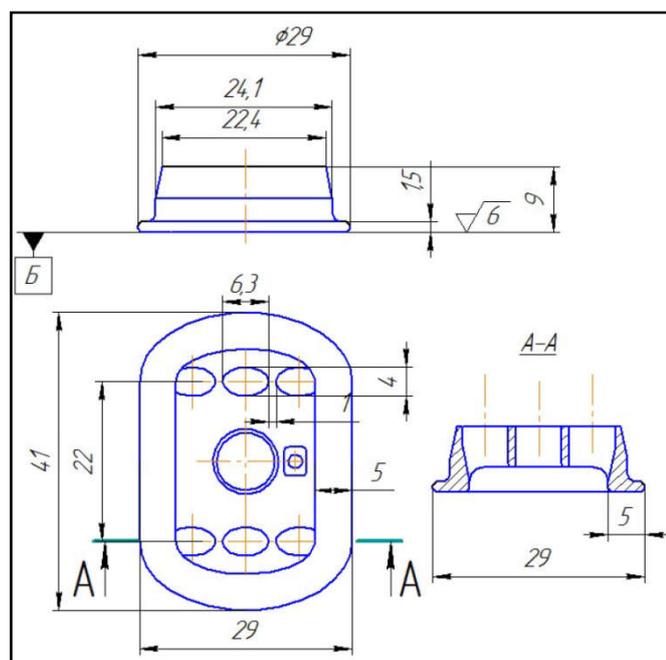


Рис. 5.19 – Конструктивная схема фланца для крепления овальных (эвольвентных) трубок ВВТ

5.4.2 Конструктивная схема с двумя ВВТ, расположенными в наружном контуре ТРДДмсд.

На Рис. 5. 20 показана схема системы охлаждения, в которой установлены два ВВТ: ВВТ₂ предназначен для охлаждения воздуха, отбираемого из промежуточной ступени компрессора ВД; а в ВВТ₁ воздух поступает из полости камеры сгорания, расположенной над жаровой трубой. В этой конструкции имеется восемь трубок диаметром 26 мм, равномерно расположенных по окружности, которые отбирают воздух из промежуточной ступени КВД и охлаждают ими детали ротора и его опору, находящуюся в меж дисковой полости. При этом конструктивном решении пришлось увеличивать диаметр наружного контура, в месте расположения обеих теплообменников, поскольку ВВТ₂ установлены в месте установки ВВТ₁. Вместе с тем, в этой схеме удалось избежать увеличения гидравлических потерь в наружном контуре ТРДДмсд, при установке двух ВВТ, ВВТ₁ и ВВТ₂, из-за увеличенного диаметра наружного корпуса. Однако масса двигателя увеличилась. Описанная здесь усовершенствованная система

охлаждения позволяет увеличить ресурс этой турбины. С другой стороны, имеющийся недостаток этой конструкции – увеличенная масса двигателя.

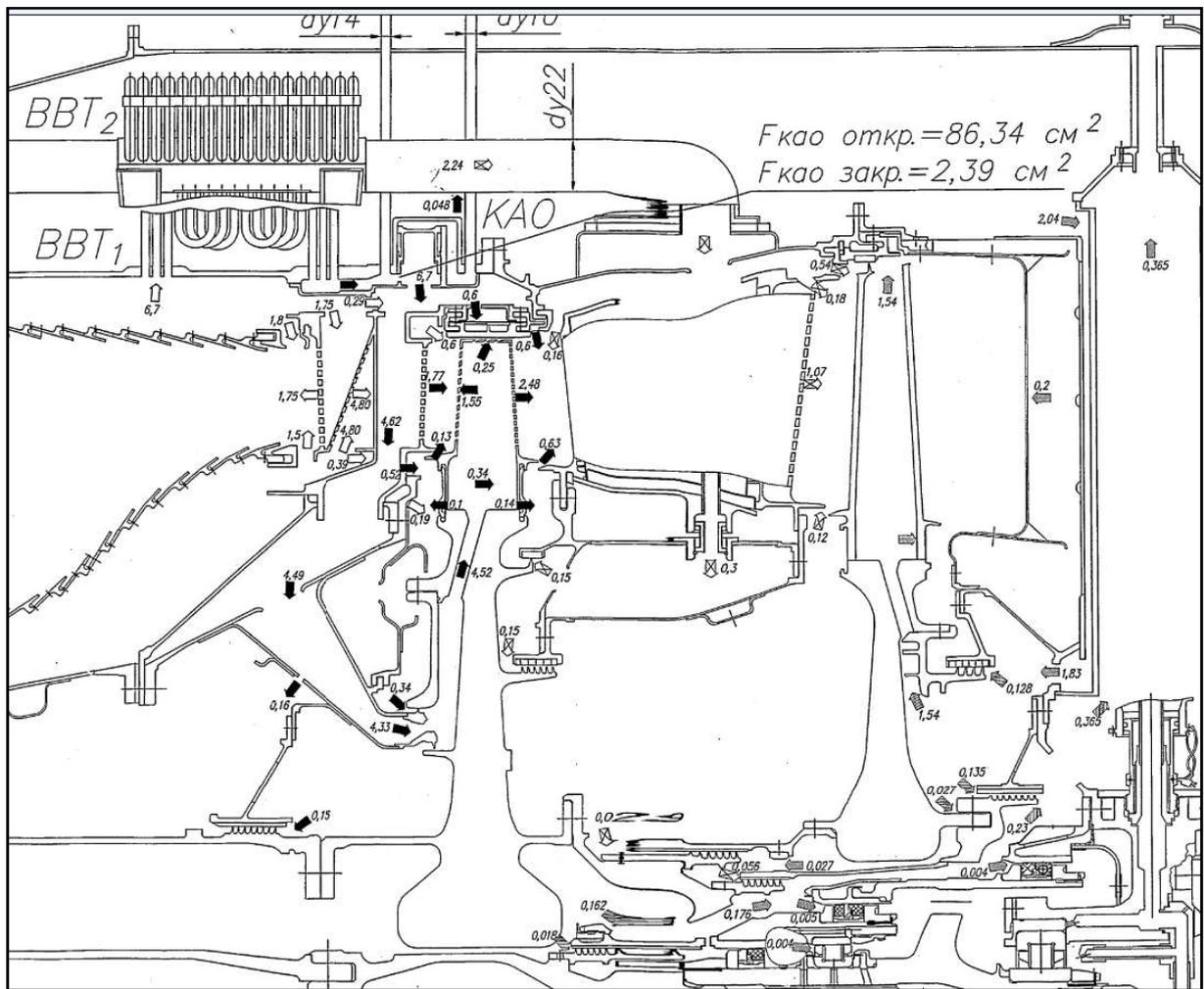


Рис 5. 20 – Конструктивно-гидравлическая схема системы охлаждения турбины ТРДДмсд с подводом охлаждаемого воздуха к двум ВВТ

5.4.3 Конструктивная схема комбинированного ВВТ с рядными трубками, в которых охлаждается воздух, взятый из разных мест проточной части КВД: за последней или из его промежуточной ступени.

На Рис. 5.21 показана новая схема воздушной системы турбины с двумя отборами охлаждающего воздуха из разных мест газо-воздушного тракта газогенератора, позволяющая сохранить диаметр наружного контура ТРДДмсд неизменным. Как это видно из Рис.5.18 и 5.19, в каждом приёмном канале базового модуля ВВТ имеется по три трубки, их диаметр 5,0 мм

В ВВТ, показанном на Рис. 5.21, также три трубки, но большего диаметра – 6,0 мм. В одной трубке этого ВВТ охлаждается воздух G_1 , отбираемый из промежуточной ступени КВД, а в двух других - также диаметром 6,0 мм, охлаждается воздух G_2 , отбираемый на выходе и КВД, из канала I, расположенного над жаровой трубой камеры сгорания.

На выходе из этого комбинированного ВВТ, охлаждённый воздух G_1 поступает во внутреннюю дефлекторную полость соплового аппарата (СА) ступени турбины НД, и далее из неё - в полость между дисками турбин ВД и НД ТРДДмсд. Воздух G_2 , предназначен для охлаждения деталей ТВД в междисковой полости.

Таким образом, в этой конструктивной схеме комбинированной системы охлаждения, устанавливается один ВВТ рядного типа, его гидравлическое сопротивление существенно ниже, чем в схеме с двумя ВВТ, показанной на Рис. 5.20. При этом, увеличение диаметрального размера наружного контура двигателя не требуется.

5.4.4 Расчётная оценка уровня эффективности ВВТ, устанавливаемых в наружном контуре ТРДДмсд с малой степенью двухконтурности, рекомендуемый перечень проектных работ

ВВТ обеспечивает понижение температуры подводимого к турбине высокого давления воздуха для охлаждения её сопловых и рабочих лопаток, дисков, деталей корпуса и опоры, проектируется по схеме ВВТ, установленного в наружном контуре авиационных ТРДДмсд. Его эффективность оценивается по величине снижения температуры охлаждающего воздуха на выходе из ВВТ относительно температуры охлаждающего воздуха на входе в ВВТ.

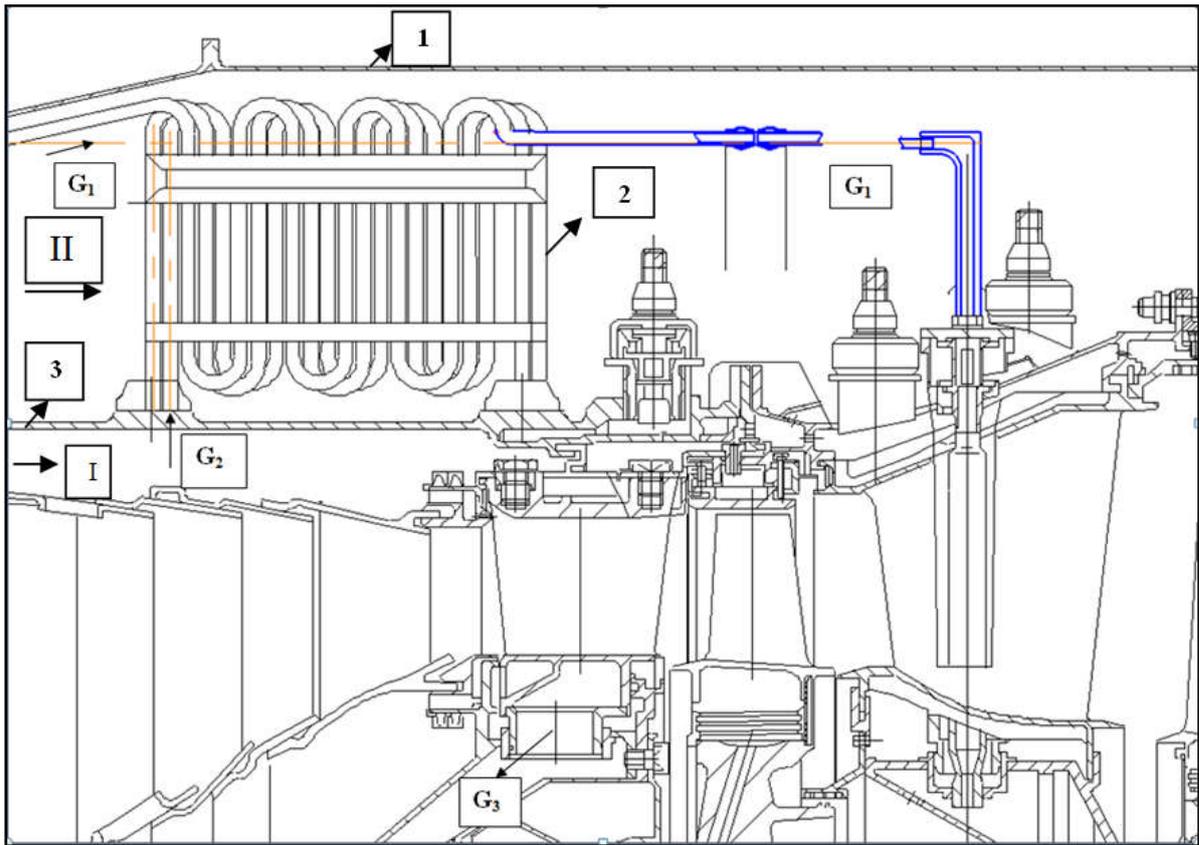


Рис. 5.21 – Конструктивная схема комбинированного ВВТ, в котором охлаждается воздух, отбираемый: из промежуточной ступени G_1 и за последней ступенью компрессора G_2

Эта величина соотносится с максимально возможным значением понижения этой температуры, которое определяется как разница между температурой воздуха за компрессором высокого давления (КВД) и температурой воздуха за вентилятором, в наружном контуре ТРДДмсд.

Для ВВТ ТРДДмсд АЛ 31ф, представленного на рисунке 5.10, эта величина равна $\varepsilon = 110/330 = 0,33$, а для ВВТ ТРДД ПС-90А она равна $\varepsilon = 235/577 = 0,407$.

С учётом данных рисунка 5.13, где представлены характеристики трубок ВВТ с наружным диаметром 5,0 мм и интенсификаторами теплообмена, представляющими собой кольцевые выступы высотой 0,3 мм, температуру воздуха за ВВТ в этом двигателе можно было бы уменьшить

примерно на 50° . При этом, величина $\varepsilon = 160/330 = 0,485$ увеличивается на 47%.

Аналогичный результат можно было бы получить без интенсификаторов, см. рисунок 3.32 и таблицу 3.6, характеристики пучка №9. Однако, в этом случае увеличивается гидравлическое сопротивление этого пучка и по сравнению с рядными эллипсными трубками, см. характеристики варианта проектирования №4, где величина σ увеличивается примерно в 3 раза, поскольку трубки ВВТ ориентированы не вдоль потока, а поперёк.

Повышение эффективности ВВТ с точки зрения снижения температуры охлаждаемого воздуха в первую очередь важно для увеличения ресурса и надёжности лопаток рабочего колеса ТВД. Как известно, ресурс горячей части ГТД примерно вдвое меньше, чем ресурс его холодных узлов. Рабочие лопатки ТВД относятся к критичным узлам ГТД.

Было выполнено следующее расчётное исследование: интенсивность охлаждения рабочей лопатки ТВД принята равной $\Theta = 0,54$ (плёночное охлаждение), среднемассовая величина температуры газа на входе в рабочее колесо ТВД $T^* = 1700$ К, температура воздуха за КВД - 800 К, а температура охлаждаемого воздуха на выходе из ВВТ уменьшена с 710К до 624 градусов, т.е. снижена на 86 градусов. В результате этого расчёта было получено, что температура лопатки уменьшилась на 45 градусов, т.е. с 1165К до 1120 К.

На рисунке 5.22 представлена графическая зависимость изменения температуры металла рабочей лопатки ТВД от величины температуры газа перед турбиной, параметра θ , характеризующего её интенсивность охлаждения и свойства материала лопатки.

При этом параметр Миллера-Ласена уменьшился с величины $R = 26,9 \cdot 10^3$ до величины $R = 25,76 \cdot 10^3$, а величина допустимых предельных напряжений увеличилась на 36%, с 26,0 кг/см² до 34,0 кг/см². Этот расчёт был проведен для материала ЖС6-У.

Полученный запас прочности по допустимому уровню напряжений можно реализовать как для увеличения ресурса, или для того, чтобы на бесполочную лопатку рабочего колеса турбины поставить бандажную полку и тем самым увеличить КПД ступени турбины.

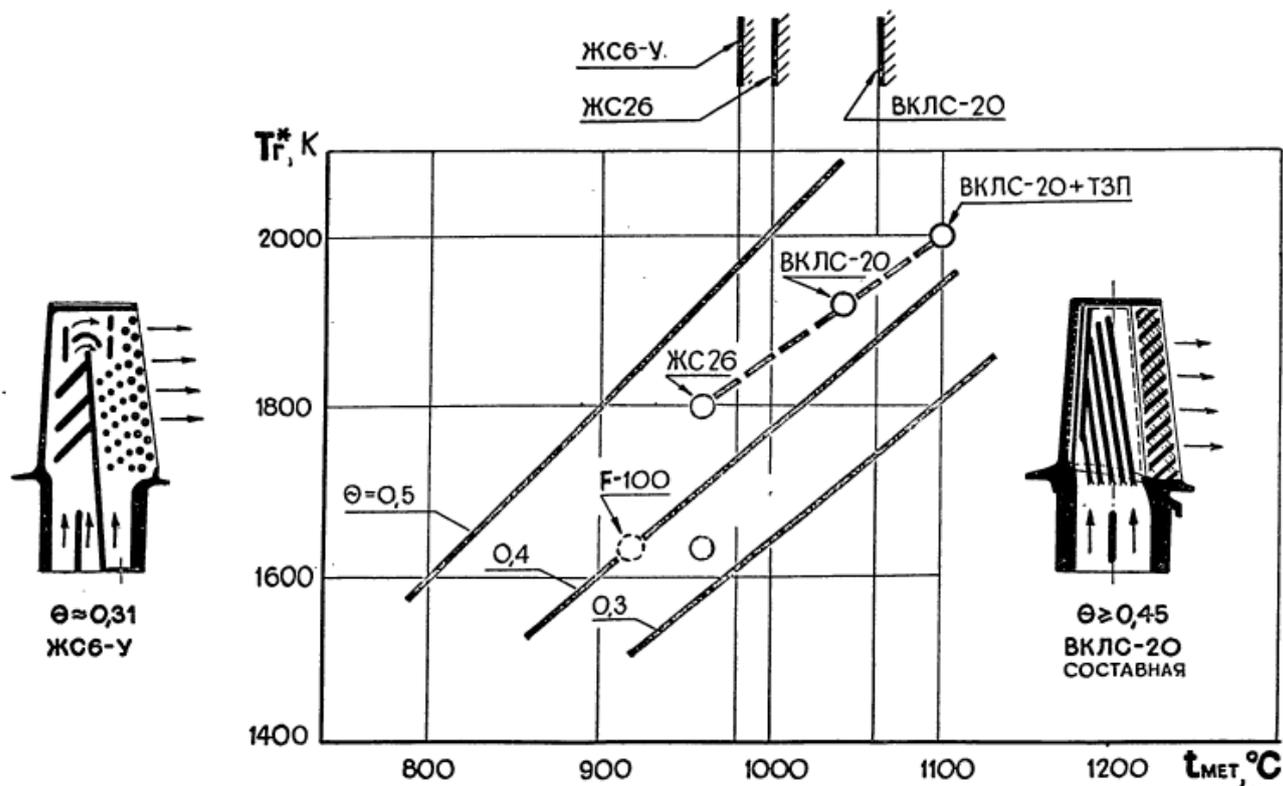


Рис. 5.22 – Влияние температуры газа перед ТВД, величины интенсивности охлаждения и характеристик металла на температуру рабочей лопатки ТВД

Ниже, на рисунке 5.23 показан перечень исходных требований и наименование проектных работ по разработке технической документации на ВВТ авиационного ГТД, предназначенного для работы в системе охлаждения турбин ТРДДмсд.

В качестве исходных данных при проектировании должны быть указаны: термодинамические параметры охлаждающего и охлаждаемого воздуха, их температуры, давления и расходы воздуха, охлаждающего и охлаждаемого, на максимальном и крейсерском режимах полёта ЛА, габаритные и массовые ограничения ВВТ.

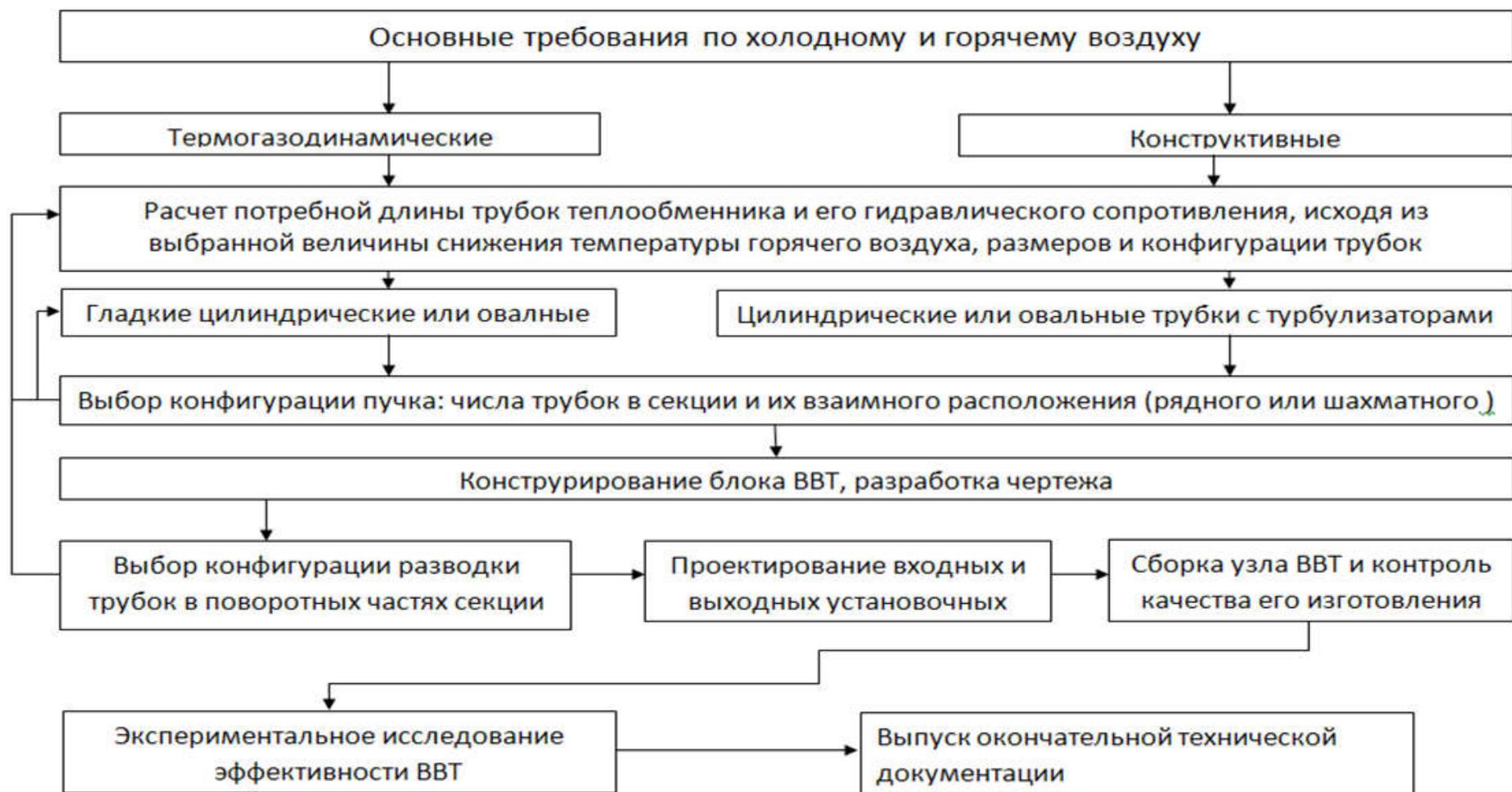


Рис. 5. 23 - Этапы выполнения проектных работ по созданию ВВТ, устанавливаемого в наружный контур авиационного ГТД с малой степенью двухконтурности

ВЫВОДЫ ПО ГЛАВЕ 5

1. В результате выполненных расчётных исследований получены количественные характеристики снижения температуры охлаждаемого воздуха и изменения их гидравлического сопротивления, при обтекании малоразмерных одиночных трубок ВВТ, диаметром 4,0, 5,0 и 6,0 мм, собранных в пучки, охлаждающие наружным воздухом, изогнутые, с периодически повторяющимися поворотами потока на 180° , отличающихся: формой трубок, цилиндрической или овальной, равнозначной по площади их поперечных сечений; внутренней поверхностью трубок - гладкая или с установленными внутри трубок кольцевыми интенсификаторами теплообмена, высотой 0,15, 0,3 и 0,5 мм.

2. Всего исследовано около 60-ти вариантов проектирования, по одной и той же методике, с применением комплекса ANSYS-CFX. Это важно с точки зрения обеспечения сопоставимости эффективности различных конструктивных решений ВВТ.

3. В трубках ВВТ с установленными интенсификаторами теплообмена, кольцевыми выступами высотой 0,15, 0,3 и 0,5 мм, при изменении высоты выступа происходит перестройка течения газа в пристеночном слое – от ламинарного к отрывному турбулентному, при этом в ядре потока скорость воздуха возрастает. Имеющееся снижение температуры охлаждаемого воздуха на выходе из трубок с кольцевыми выступами сопровождается повышением потерь давления охлаждаемого воздуха, при увеличении высоты выступов от 0,15 к 0,3 мм или 0,5 мм.

4. Поворотные участки ВВТ являются интенсификаторами теплообмена для расположенных ниже прямых участков изогнутых трубок. На этих прямых участках течение газа отрывное, неравномерное, с увеличенной интенсивностью охлаждения. Уровень снижения температуры охлаждающего воздуха в ВВТ, составленных из таких изогнутых трубок,

может быть очень высоким, до 235° , как это показано в таблице 5.1, где представлены характеристики ВВТ ПС 90А, в котором имеется 25 поворотных участков винтовых цилиндрических трубок с наружным диаметром $d = 6,0$ мм и толщиной стенки $\Delta = 0,8$ мм.

5. Комбинированные ВВТ с рядным расположением трубок, в которых охлаждается воздух с разной температурой, отбираемый из разных ступеней компрессора ГТД, позволяют обеспечить компактность и минимум гидравлического сопротивления по сравнению с компоновкой, состоящей из двух ВВТ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Применение ВВТ в системе охлаждения ТВД современных и перспективных ТРДД(мсд) целесообразно, поскольку позволяет дополнительно снизить температуру охлаждающего воздуха, подаваемого во внутреннюю полость охлаждаемой лопатки ТВД, которая является критичным по уровню надёжности и ресурса элементом конструкции горячей части ВРД.

2. Анализ параметров и конструкций современных ВВТ, применяемых в системе охлаждения ТВД, показал, что имеются резервы повышения их эффективности, к которым относится, например:

- использование овальных трубок с интенсификаторами охлаждения, обеспечивающими срывы потока охлаждаемого воздуха с внутренней стенки овала или цилиндра ВВТ;
- цилиндрических трубок малых диаметров, также с интенсификаторами охлаждения, и т.д.

3. Поворотные радиусные участки, устанавливаемые с целью ограничения высоты прямых трубок ВВТ, также являются интенсификаторами охлаждения прямых участков трубок ВВТ, через которые, в этом случае турбулентный поток охлаждаемого в ВВТ воздуха. Поэтому при расчётной оценке снижения температуры охлаждаемого воздуха на прямых участках трубок ВВТ надо учитывать турбулентность протекающего потока .

4. В результате выполненных расчётных исследований получены количественные характеристики снижения температуры охлаждаемого воздуха и изменения их гидравлического сопротивления, при обтекании малоразмерных одиночных трубок ВВТ, диаметром 4,0, 5,0 и 6,0 мм, собранных в пучки, охлаждающие наружным воздухом, изогнутые, с периодически повторяющимися поворотами потока на 180°, отличающихся:

формой трубок, цилиндрической или овальной, равнозначной по площади их поперечных сечений; внутренняя поверхность трубок - гладкая или с установленными внутри трубок кольцевыми интенсификаторами теплообмена, высотой 0,15, 0,3 и 0,5 мм.

5. Потери давления охлаждаемого воздуха внутри трубок при установке интенсификаторов теплообмена, представляющих собой кольцевые выступы, направленные в проточную часть трубок ВВТ, могут иметь значительную величину, и оптимальная высота этих выступов должна определяться расчётом для каждого габаритного размера трубки при их проектировании.

6. Всего исследовано около 60-та вариантов проектирования, по одной и той же методике, с применением комплекса ANSYS-CFX, что обеспечивает сопоставимость эффективности различных конструктивных решений ВВТ.

7. При комбинированном отборе охлаждающего воздуха от компрессора в ВВТ системы охлаждения турбин ТРДД(мсд), включающем его отбор из разных ступеней компрессора, можно рекомендовать использование одного ВВТ, конструктивная схема которого представлена на Рис. 5.21, в котором охлаждаются оба потока воздуха.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Иванов В. Л., Леонтьев А. И., Манушин Э. А., Осипов М. И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учебник. Леонтьев А.И., ред. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004, 592 с.
2. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Копп И. З., Мякочин А. С. Эффективные поверхности теплообмена- М.: Энергоатомиздат, 1998. - 408 с
3. 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.
4. Юн А. А. Исследование течений и прочностной анализ. Изд. 3-е, испр. И доп. М.: ЛЕНАНД, 2014.- 432 с.
5. Щербаков М. А. Определение коэффициентов теплоотдачи при моделировании задач в ANSYS CFX // Авиационно-космическая техника и технология. 2011. № 7(84). С.165–169
6. Heat Exchanger Cooling Analysis // Электронный ресурс - <https://caeai.com/resources/heat-exchanger-cooling-analysis>
7. Подготовка специалистов компьютерного моделирования в ANSYS и Comsol multiphysics // Электронный ресурс - <http://bioengineering.kpi.ua/ru/kafedra/modellyrovanye-v-ansus-y-comsol-multiphysics>)
8. Ansys workbench solved files Электронный ресурс - <http://www.expertfea.com/CFD.html>.
9. Жорнова О. Н., Василевский Н. С., Денисов М. А. Проверочный расчет теплообменного аппарата в Ansys fluent с контролем адекватности расчетов. // Труды конференции, Екатеринбург. 2017. С. 175-179
10. Hasan Ala Ali. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air // Heat and Mass Transfer, June 2005, volume 41, issue 8, pp 724-733

11. Hasan, A., Siren K., Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively-cooled heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24 (5-6). 2004. С. 777-790.
12. Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т.1 /Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.- М.: Энергоатомиздат, 1987. - 560 с.
13. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972, 720 с.
14. Дрейцер Г. А. Компактные теплообменные аппараты: Учебное пособие.- М.: МАИ, 1986. - 74 с.
15. Справочник по теплообменным аппаратам /П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.
16. Теплотехнический справочник. Под общ. ред. В.Н.Юренева и П.Д. Лебедева. В 2-х т. М.: Энергия, 1876, Т 2., 896 с.
17. Теория тепломассообмена: учебник для вузов / [С. И. Исаев и др.]; под ред. А. И. Леонтьева. — 3-е изд., испр. и доп. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2018. — 462, [2] с.: ил.
18. Лаптев А. Г., Николаев Н. А., Башаров М. М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Учебно-справочное пособие. – М.: «Теплотехник», 2011, -335 с.
19. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. - 472 с.
20. Зозуля Н. В., Шкуратов Н. Я. Теплоотдача в трубах с проволочными турбулизаторами // теплообмен в энергетических установках. – Минск, 1967. с. 36.
21. Клачак А. Теплопередача в трубах с проволочными и ленточными турбулизаторами // Теплопередача. 1973. сер. С. № 4. С. 134–136.
22. Назмеев Ю. Г., Николаев Н. А. Обобщение опытных данных по теплоотдаче в трубах с ленточными завихрителями // Теплоэнергетика. -1980. № 3. С. 51–53.

23. Щукин В. К. Обобщение опытных данных по теплоотдаче в трубах с ленточными завихрителями // Изв. Вузов. Авиационная техника. -1967. -№ 2. –с. 14–19.
24. Мигай В. К. Моделирование теплообменного и энергетического оборудования. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. -236 с.
25. Рзаев А. И., Филатов Л. Л., Циклаури Г. В. и др. Влияние геометрии интенсификатора — спиральных канавок на конвективную теплоотдачу в трубах // Теплоэнергетика. 1992. № 2. С. 53–55.
26. Ибрагимов У. Х. Выбор и сравнение эффективности методов интенсификации теплообмена в промышленных теплообменных аппаратах // Молодой ученый. 2017. №24. С. 145-147. URL <https://moluch.ru/archive/158/44696/> (дата обращения: 08.06.2018).
27. Incropera F. P., Lavine A. S. and De Witt D. P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6-th edition. John Wiley & Sons: 2007, 997 с.
28. Cengel.Y. A., Ghajar A. J., Heat and Mass Transfer, 5-th edition. Tata McGraw Hill Education Private Limited : 2013- 902 с.
29. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М.-Л.: Энергоатомиздат, 1982. – 224 с.
30. Нестеренко В. Г., Ревант Редди А. 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
31. Аббаварам Ревант Редди, 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, №4. 2017, с. 48-50

32. Грязнов Н. Д., Епифанов В.М., Иванов В.Л., Манушин В.А. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.
33. Жуковский В. С. Основы теории теплопередачи. Учебное пособие для вузов. - 2-е изд., перераб. - Л.: Энергия, 1969. - 224 с.
34. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
35. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. Пер. с нем. Москва, Энергоиздат, 1981. - 384 с.
36. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям Под редакцией канд. техн. наук М.О. Штейнберга Издание 3-е, переработанное и дополненное Москва, "Машиностроение, 1992 г., 672 с., ил.
37. Толстоногов А. П. Расчет теплообменника газотурбинного двигателя замкнутого цикла: методическое указание/ составитель А.П. Толстоногов. - Куйбышев: КуАИ, 1984. - 16 с.
38. Мухачев Г. А., Щукин В. К. Термодинамика и теплопередача: Учеб. для авиац. вузов. – 3-е изд., перераб. - М.: Высш. шк., 1991. - 480 с.: ил. .Петунин Б.В. Теплоэнергетика ядерных установок. - М. - Л.: Атомиздат, 1960.
39. Коваленко Л. М., Глушков А. Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986. -240 с.
40. Барановский Н. В, Коваленко Л. М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 288 с.
41. Бакластов А. М., Горбенко В. А., Данилов О.Л. и др. /Под ред. Бакластова А.М. Промышленные тепло - массообменные процессы и установки. М.: Энергоатомиздат, 1986. 328 с.
42. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981. 416 с.
43. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.–Л.: Энергия, 1966. 184 с.

44. Мовсесян В. Л., Мурзич А. Ф., Иванов А. Н. Профильно – пластинчатые теплообменники. СПб: «РИД», 2002. 320 с.
45. Мигай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
46. Кунтыш В. Б., Бессонный А. Н. и др. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
47. Щукин, В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.: Машиностроение, 1980, 240 с.
48. Халатов, А. А., Борисов И. И., Щевцов С. В. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. Киев. 2005, 500 с.
49. Халатов, А. А. Теория и практика закрученных потоков. Киев: Наукова Думка, 1989, 200 с.
50. Щукин, В. К., Халатов А. А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. М.: Машиностроение, 1982, 200 с.
51. Ревант Редди А., Ле Т.З., Богданович В.И. «Конструктивное совершенствование критичных узлов и деталей современных и перспективных авиационных двигателей летательных аппаратов» // Сборник тезисов докладов Международной конференции «Гагаринские чтения». Т. 3. М.: МАИ. 2016. С. 50–51.
52. Ревант Редди А. «Use of Finite Element Method (ANSYS Workbench) in the engineering analysis of thermal and stress state of the critical components of the rotor and stator assemblies of turbine gas generators used in modern civil turbofan engines», Le Tien Duong, Revanth Reddy A, Bogdanovich V.I., Nesterenko V.G. 16th International Conference of Iranian Aerospace Society 2017.
53. Ревант Редди А. «Конструктивные особенности и эффективность компактных воздухо-воздушных теплообменников, устанавливаемых в системе охлаждения турбин двухконтурного воздушно реактивного

двигателя» / Ревант Редди А., В. Г. Нестеренко // Труды МАИ, 2018, № 101.
URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=98253>

54. Ревант Редди А. «Воздухо-воздушный теплообменник для системы охлаждения турбин двухконтурных воздушно реактивных двигателей» / Ревант Редди А., Нестеренко В. Г. // Двигатель 2018, №5. С. 10-12

55. Ревант Редди А. «Воздухо-воздушные теплообменники системы охлаждения ротора турбины высокого давления в современных авиационных турбореактивных двухконтурных двигателях» » / Ревант Редди А., Нестеренко В. Г. // Инженерный журнал: наука и инновации: электронное научно-техническое издание 2018, №11. URL: <http://engjournal.ru/catalog/arise/teje/1827.html>

56. Ревант Редди А. «Исследование и анализ эффективности систем воздушного охлаждения лопаток турбин высокого давления ГТД» В. Г. Нестеренко, В. В. Нестеренко, А. А. Матушкин, С. А. Маслаков, А. Асадоллахи Гохиех, Ревант Редди А./ Авиационно-космическая техника и технология, 2014, № 7. С. 83–93

57. Ревант Редди А. «Совершенствование системы охлаждения современных высокотемпературных ТВД авиационных ГТД» / Ревант Редди А., В. Г. Нестеренко // Научно–технический вестник Поволжья, 2017. №6. С. 75–78.

58. Ревант Редди А. «Конструктивные методы совершенствования критичных узлов системы охлаждения современных высокотемпературных ТВД авиационных ГТД» Ревант Редди А., В. Г. Нестеренко // Научно–технический вестник Поволжья, 2018. №5. С. 73–77.