

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Физико-механический факультет

Кафедра гидроаэродинамики

Работа допущена к защите
Зав. кафедрой, проф., д.ф.-м.н.

_____ Е.М. Смирнов
" ____ " _____ 2007 г.

Выпускная работа БАКАЛАВРА

**Тема: Расчет турбулентного дозвукового течения вязкой
сжимаемой жидкости в канале со сложной геометрией**

Направление: 010600 – Прикладные математика и физика

Выполнил студент гр. 4054/1

М. С. Грицкевич

Руководитель, к.ф.-м.н., доцент

А. В. Гарбарук

Санкт-Петербург

2007

Оглавление

1.	Введение	3
2.	Постановка задачи	6
2.1.	Физическая постановка задачи	8
2.2.	Определяющие уравнения	9
2.3.	Граничные условия	10
2.4.	Расчетная сетка	11
2.5.	Реализация граничных условий	13
2.6.	Численное решение определяющих уравнений	14
3.	Сеточная сходимость	15
4.	Анализ структуры течения	16
5.	Параметрическое исследование задачи	18
6.	Заключение	21
7.	Список литературы	22

1. Введение

В течение двадцатого века на судах и кораблях широкое использование получили пароэнергетические установки. В отличие от стационарной пароэнергетики, судовые и корабельные установки могут работать в различных режимах в зависимости от хода судна и должны быть надежными и экономичными не только при основном режиме работы, но и при режимах возникающих в процессе маневрирования, заднего хода и даже перегрузок..

Надежность и экономичность пароэнергетической установки в значительной мере зависят от температуры перегретого пара, получаемого в котлах и подаваемого к главной машине. Поэтому вопрос о колебаниях температуры перегретого пара в зависимости от режима работы является ключевым при проектировании пароэнергетической установки. Ограничить эксплуатационные колебания температуры пара помогают специальные автоматизированные устройства – пароохладители.

Пароохладитель должен обеспечивать:

- плавность регулирования и достаточную точность поддержания температуры пара
- широкий диапазон регулирования
- возможность получения заданного значения температуры пара на всех основных эксплуатационных режимах работы установки
- защиту рабочих частей оборудования от воздействия пара недопустимо высокой температуры
- экономию топлива при полной и частичной нагрузке установки
- высокую надежность работы установки без снижения экономичности
- возможность полной автоматизации простыми средствами

Способы регулирования можно разделить на две группы: газовое регулирование, связанное с воздействием на газовый тракт, и паровое, связанное с воздействием на паровой тракт парогенератора. В рамках данной работы будем рассмотрен пароохладитель впрыскивающего типа, как наиболее соответствующий всем вышеперечисленным требованиям.

Во впрыскивающих пароохладителях температура перегретого пара снижается охлаждающей водой, которая вводится в поток пара. Впрыскиваемая вода испаряется за счет теплоты перегрева пара и снижает его температуру на необходимую величину, которая регулируется изменением количества впрыскиваемой воды. Основное требование, предъявляемое к пароохладителям, - испарение всей впрыскиваемой воды на небольшом участке до поступления пара к потребителю или в последующую поверхность нагрева пароперегревателя. Для этого в пароохладителе должна быть получена как можно большая поверхность непосредственного соприкосновения пара с испаряющейся водой. Для повышения эффективности пароохладителя в настоящее время вместо воды используется собственный конденсат, что позволяет значительно улучшить характеристики пара. К достоинствам пароохладителей данного типа относятся широкий диапазон изменения температуры перегретого пара, достаточно малая инерционность – изменение температуры перегретого пара происходит через 30 – 80 сек. после начала впрыска, а также отсутствие влияния впрыска воды на экономичность установки.

В рамках настоящей работы рассматривается пароохладитель, входящий в состав редукционной охлаждающей установки РОУ 10/30 установленной на авианосце индийских вооруженных сил «Адмирал Горшков» для регулирования основного параметра паровой установки – температуры перегретого пара.

Численное моделирование пароохладителя сопряжено с рядом трудностей. Во-первых, эта задача сложна с технической точки зрения, поскольку приходится моделировать течение в сложной геометрии. Во-вторых, при решении этой задачи возникают существенные трудности физического характера, поскольку в пароохладителе имеет место турбулентное течение двухфазной среды, а моделирование таких течений является чрезвычайно сложной задачей.

Поэтому было решено на данном этапе работы ограничиться решением технических трудностей. В соответствии с этим можно сформулировать основные цели настоящей работы:

1. На базе коммерческого пакета CFX построить упрощенную численную модель пароохладителя в рамках турбулентного течения однофазной жидкости

2. Для построенной модели провести исследование влияния сетки на основные характеристики пароохладителя

3. Провести параметрическое исследование зависимости температуры жидкости на выходе пароохладителя в зависимости от соотношения расходов на входе

2. Постановка задачи

Чертеж пароохладителя, входящего в состав редукционной охлаждающей установки РОУ 10/30 представлен на рис. 1, а основные размеры представлены в таблице 1.

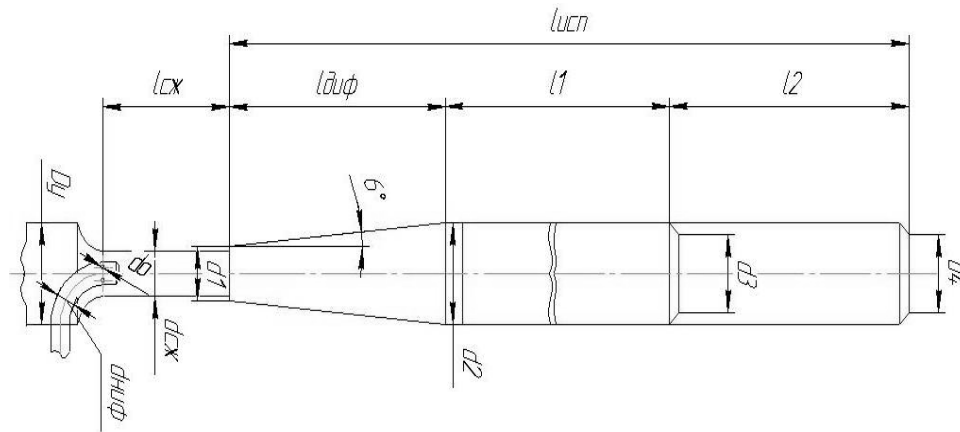


Рис. 1. Чертеж пароохладителя, входящего в состав редукционной охлаждающей установки РОУ.10/30

Таблица 1. Основные размеры пароохладителя, входящего в состав редукционной охлаждающей установки РОУ.10/30

Наименование	Обозначение	Величина
Диаметр трубопровода, м	Ду	0,121
Диаметр горла трубы Вентури, м	dсж	0,04
Начальный диаметр диффузора, м	d1	0,048
Концевой диаметр диффузора, м	d2	0,099
Концевой диаметр 1 конфузора, м	d3	0,07
Концевой диаметр 2 конфузора, м	d4	0,07
Диаметр впрыскивающих отверстий, м	do	0,002
Количество впрыскивающих отверстий	n	5
Длина диффузора, м	lдиф	0,242
Расстояние до 1 конфузора, м	l1	0,447
Расстояние до конца 2 конфузора, м	l2	1,29
Длина горла трубы Вентури, м	lсж	0,133
Угол раскрытия диффузора, град	α	12 ⁰
Диаметр впрыскивающей трубки, м	dниф	0,022

При создании модели исходная геометрия пароохладителя была несколько упрощена. Эти упрощения позволили решать модельную задачу в осесимметричной постановке, что заметно сократило вычислительные затраты на решение данной задачи. В частности, изменениям подверглись следующие части пароохладителя:

- Изогнутая впрыскивающая трубка была заменена прямой

- Впрыскивающие отверстия были заменены впрыскивающим кольцом
- Были убраны конфузторы, установленные на основном участке канала для осуществления отрыва потока

Чертеж полученной в итоге упрощенной осесимметричной модели пароохладителя приведен на рис. 2.

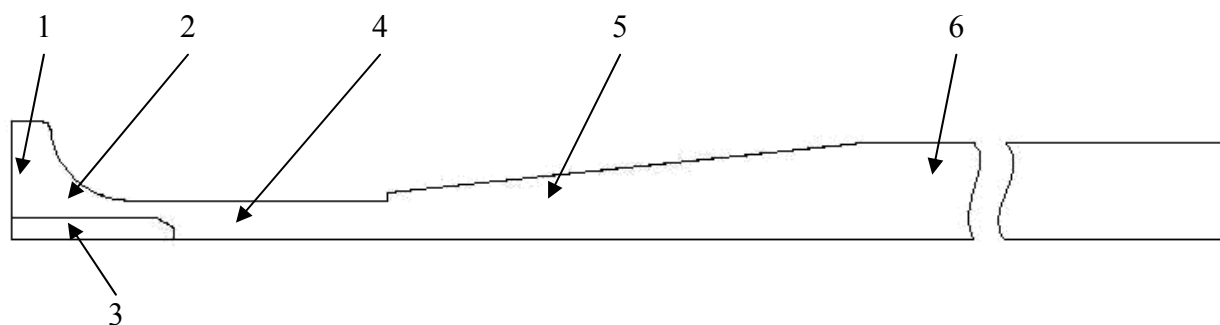


Рис. 2. Геометрия расчетной области после упрощения

Цифрами на рисунке 2 показаны принципиальные части пароохладителя. Соответственно 1 – участок паропровода, 2 – диффузор, 3 – впрыскивающая трубка, 4 – труба Вентури, 5 – конфузор, 6 – пароиспарительный участок. В дальнейшем мы будем делить пароохладитель на две части: основной канал (1, 2, 4, 5, 6) и впрыскивающая трубка (3).

2.1. Физическая постановка задачи

Итак, в рамках упрощенной модели в расчетной области, представленной на рис. 2 рассматривается турбулентное течение сжимаемой жидкости при наличии теплообмена. В таблице 2 приведены параметры течения на входе и выходе из расчетной области для различных режимов течения, исследовавшихся экспериментально. Следует отметить, что в эксперименте расход во впрыскивающей трубке выбирался таким образом, чтобы его отношение к расходу в основном канале равнялось 10%, 15% и 20% для режимов I, II и III соответственно.

Таблица 2. Параметры течения на входе и выходе из расчетной области

Параметр Течения	Режим		
	I	II	III
Расход на входе в основной канал $Q_{\text{вход},1}$, кг с ⁻¹	2.6447	2.6447	2.6447
Расход на входе во впрыскивающую трубку $Q_{\text{вход},2}$, кг с ⁻¹	0.2644	0.3967	0.5289
Температура на входе в основной канал $T_{\text{вход},1}$, К	753	753	753
Температура на входе во впрыскивающую трубку $T_{\text{вход},2}$, К	373	373	373
Давление на выходе $P_{\text{выход}}$, МПа	3.34	3.34	3.34

Поскольку в реальном пароохладителе происходит впрыск воды на линии насыщения в перегретый пар, для расчета данного течения необходимо моделировать фазовый переход, что является достаточно трудной задачей. Поэтому, в рамках настоящего исследования моделирование фазового перехода не производилось, а рассматривалось течение сжимаемого газа с физическими свойствами перегретого пара (таблица 3). Несомненно, такое упрощение задачи приводит к существенному изменению решения и делает невозможным корректное сравнение с экспериментом, но эта постановка вполне пригодна для достижения целей данной работы, а именно построения сетки, исследования сеточной сходимости и параметрического исследования влияния соотношения расходов на характеристики пара на выходе.

Таблица 3. Физические параметры жидкости

Параметр Газа	Значение	Размерность
Плотность (ρ)	16.5975	кг м ³
Динамическая вязкость (μ)	0.00015	Па с
Теплопроводность (λ)	0.3749	Вт м ⁻¹ К ⁻¹
Теплоемкость (C_p)	4.4901	Дж кг ⁻¹ К ⁻¹

2.2. Определяющие уравнения

Турбулентное течение сжимаемого газа может быть описано при помощи уравнений Рейнольдса [1]:

$$(1) \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0$$

$$(2) \quad \frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = \nabla \cdot (-P \delta + \mu_{eff} (\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T))$$

$$(3) \quad \frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla \cdot T)$$

Здесь $h = C_p T$ – энтальпия, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ – эффективная вязкость, μ – молекулярная вязкость, μ_t – турбулентная вязкость, ρ – плотность, $\mathbf{U}$ – вектор скорости, P – давление; λ – коэффициент теплопроводности.

В рассматриваемом случае стационарного течения несжимаемой жидкости плотность постоянна и производные по времени равны нулю.

Система уравнений (1)-(3) не может быть замкнута до тех пор, пока не определена турбулентная вязкость. Для ее определения была выбрана k- ω SST модель турбулентности Ментера [3]. Использование данной модели обуславливается наличием отрыва потока при наличии неблагоприятного градиента давления, который хорошо прогнозируется и рассчитывается в рамках данной модели [3].

2.3. Граничные условия

В реальных устройствах пароохладитель устанавливается в паропроводе, длина которого значительно превышает диаметр, вследствие чего течение во входном сечении пароохладителя можно считать развитым. Для постановки граничных условий на входе в расчетную область были рассмотрены две вспомогательные задачи об установлении турбулентного течения в круглой трубе. В первой из них радиус канала был равен радиусу основного канала во входном сечении, а во втором – радиусу впрыскивающей трубки в том же сечении. В обоих случаях длина канала была равна 50 калибрам; на входе задавался однородный профиль скорости с соответствующим расходом.

Особенностью граничных условий на входе в основной канал является наличие стенки впрыскивающей трубки, которая не присутствовала во вспомогательной задаче. Поскольку профиль скорости у стенки впрыскивающей трубки не является развитым, дальнейшее течение в значительной мере зависит от длины участка трубопровода, включенного в расчетную область. Поэтому длина участка трубопровода выбиралась таким образом, чтобы длина до впрыскивающего отверстия совпадала с длиной прямого участка впрыскивающей трубки до этого же отверстия в исходной задаче.

При расчете пароохладителя использовались следующие граничные условия. На входе в основной канал и во впрыскивающую трубку задавались профили скорости и турбулентные характеристики, полученные при решении вспомогательной задачи, и соответствующие рассчитываемому режиму температуры $T_{\text{вход},1}$ и $T_{\text{вход},2}$. На выходе из расчетной области задавалось давление $P_{\text{выход}}$. На стенках ставилось условие прилипания и непроницаемости, а также условие адиабатичности (равенство нулю теплового потока).

2.4. Расчетная сетка

Блочно-структурированная расчетная сетка была построена при помощи пакета ICEM CFD v10.0. Основная расчетная сетка имеет размер 65 тыс. ячеек.

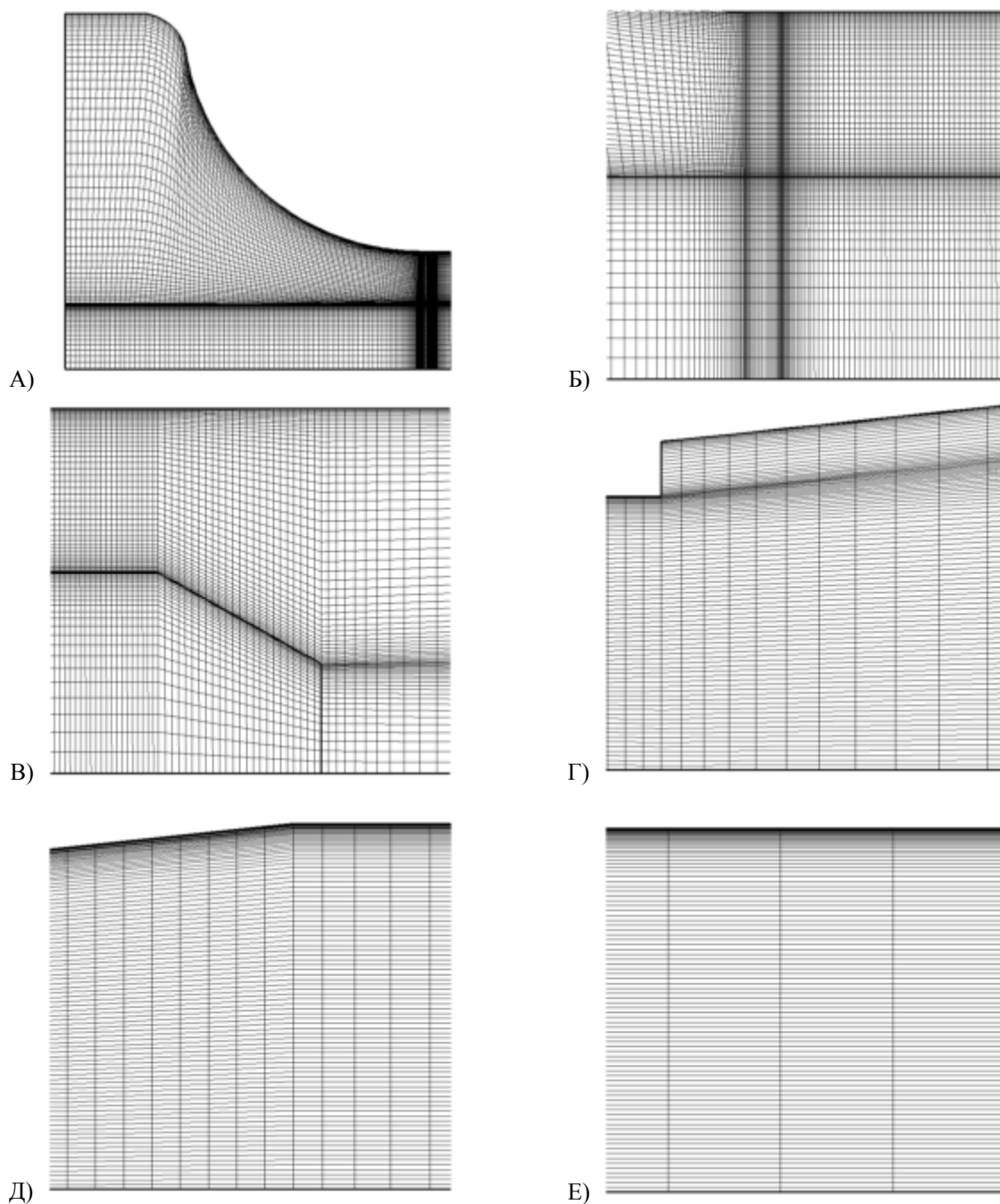


Рис. 3. Фрагменты расчетной сетки в различных областях
(А – фрагмент сетки вблизи входа в расчетную область,
Б – фрагмент сетки вблизи впрыскивающего отверстия (сгущение по продольной координате
произведено к стенкам отверстия),
В – фрагмент сетки вблизи начала трубы Вентури,
Г – фрагмент сетки вблизи конца трубы Вентури,
Д – фрагмент сетки вблизи соединения конфузора с пароиспарительным участком,
Е – фрагмент сетки вблизи выхода из расчетной области)

На рисунках 3 А) – Е) показаны фрагменты расчетной сетки в различных характерных зонах расчетной области. Следует отметить, что в областях сильных градиентов газодинамических параметров (пограничные слои, слой смещения, струя из выпрыскивающей трубки) производилось измельчение сетки для разрешения этих градиентов.

Поскольку пакет CFX является принципиально трехмерным и не позволяет решать осесимметричные задачи, рассматриваемая задача решалась в секторе с углом 2° . При этом расчетная сетка имела толщину в одну ячейку в азимутальном направлении (см. рис. 4). Кроме того, в пакете CFX возможно использование только неструктурированных сеток, поэтому построенная структурированная сетка была конвертирована в неструктурированную.



Рис. 4. Поперечное сечение расчетной сетки во входном сечении

2.5. Реализация граничных условий

2.5.1. Условия на входной границе

Во входном сечении расчетной области для основного канала и впрыскивающей трубки ставились следующие граничные условия:

- Профиль скорости U_{in} , полученный в результате решения вспомогательной задачи
- Кинетическая энергия турбулентности k_{in} и относительная диссипация ω_{in} , также полученные в результате решения вспомогательной задачи
- Температура газа T_{in}

2.5.2. Условия на выходной границе

В выходном сечении расчетной области ставились следующие граничные условия:

- Выходное давление P_{out}
- «Мягкие граничные условия» для величин U , T , k и ω

$$(4) \quad \frac{\partial^2 U}{\partial \mathbf{n}^2} = 0$$

$$(5) \quad \frac{\partial^2 T}{\partial \mathbf{n}^2} = 0$$

$$(6) \quad \frac{\partial^2 k}{\partial \mathbf{n}^2} = 0$$

$$(7) \quad \frac{\partial^2 \omega}{\partial \mathbf{n}^2} = 0$$

2.5.3. Условия на стенке

На твердых стенках расчетной области реализуются граничные условия прилипания, непроницаемости и адиабатичности. Поскольку для этой задачи в силу геометрической сложности и высокого числа Рейнольдса сложно контролировать обеспечение условия $y_1^+ \leq 1$, на стенке использовались автоматические пристенные функции [4].

2.5.4. Условия симметрии

Так как данная задача является осесимметричной, необходимо на боковых гранях поставить условие симметрии:

- Нормальные скорости к поверхности равны нулю

$$(8) \quad U_n = 0$$

- Потоки всех остальных скалярных величин через поверхность равны нулю

$$(9) \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \mathbf{n}} = 0$$

2.6. Численное решение определяющих уравнений

Как уже было отмечено, решение поставленной задачи проводилось при помощи коммерческого пакета CFX v10.0. Уравнения решались методом конечных объемов на неструктурированной сетке. При этом использовалась схема Эйлера, обеспечивающая второй порядок точности по пространству.

3. Сеточная сходимость

В первую очередь необходимо определить, является ли полученное численное решение независимым от расчетной сетки. Для этого были проведены расчеты еще на 2 сетках, одна из которых была в 2 раза грубее по каждому направлению (G1), чем исходная (G2), а вторая в 1.5 раза подробнее (G3).

Для установления факта сходимости использовались следующие критерии: профили температуры и продольной скорости в основном канале вблизи от впрыскивающего отверстия в сечении $x = 0.007$ м.

На рисунке 5 показаны профили температуры и скорости в сечении основного канала $x = 0.007$ м. Видно, что результаты, полученные на всех трех сетках довольно близки друг к другу, а решения, полученные на сетках G2 и G3 практически идентичны.

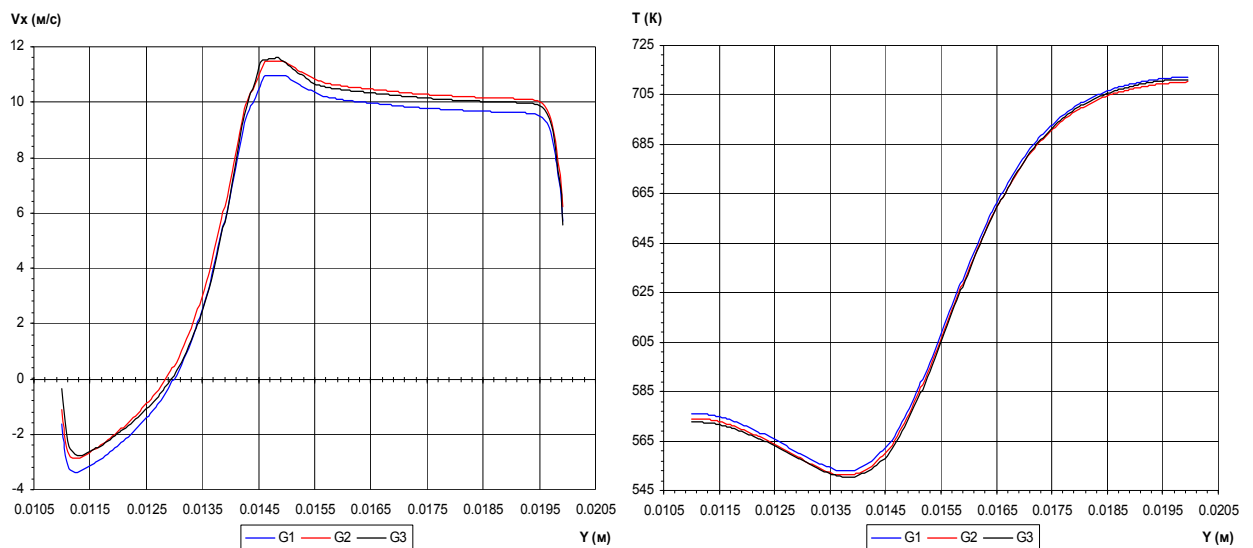


Рис. 5. Профили скорости (слева) и температуры (справа) в сечении основного канала $x = 0.12$ м

Таким образом, можно считать, что используемая в основной серии расчетов сетка G2 вполне достаточна для получения сошедшегося по сетке решения.

4. Анализ структуры течения

Поскольку пароохладитель существенно вытянут в одном направлении, можно ожидать, что наиболее интересные с гидродинамической точки зрения процессы будут происходить в непосредственной близости от впрыскивающей трубки, а именно в трубе Вентури и в непосредственной близости от ее выхода (см. рис. 6).

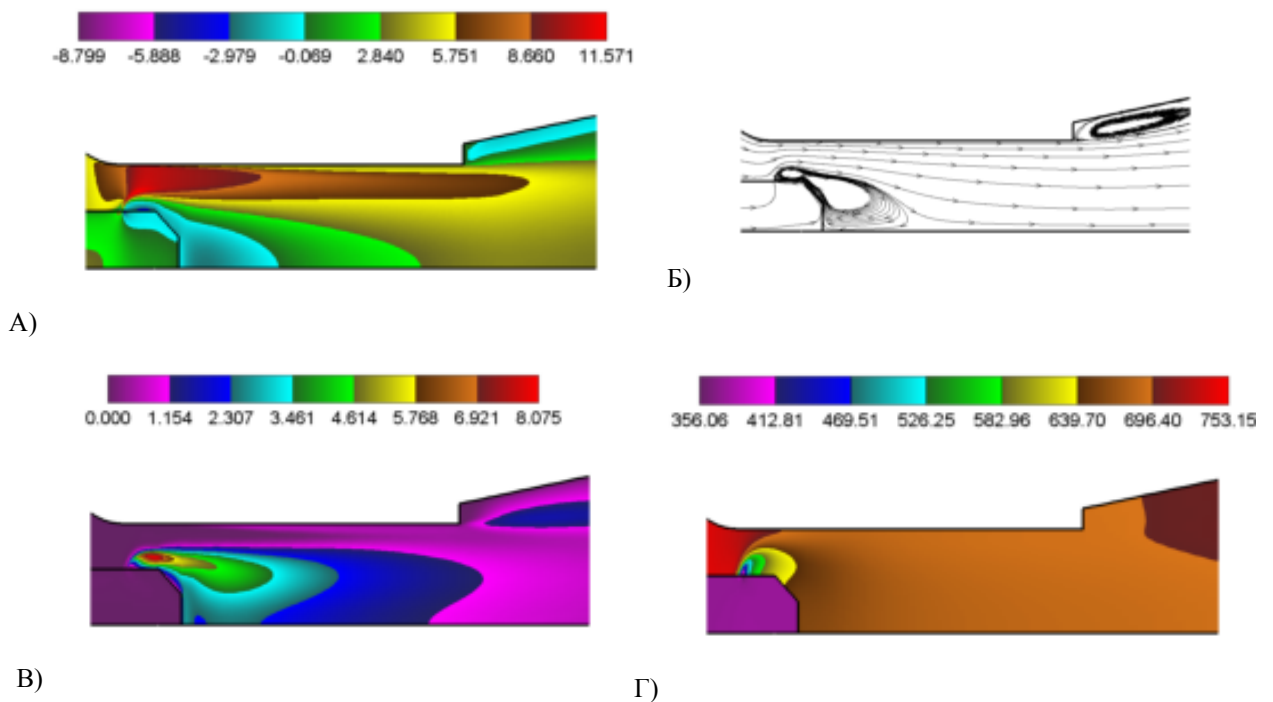


Рис. 6. Поля основных газодинамических параметров в трубе Вентури
(А – поле продольной компоненты скорости,
Б – линии тока,
В – поле температуры,
Г – поле кинетической энергии турбулентности)

Как видно из приведенных полей, впрыскиваемая струя вносит существенные изменения в структуру потока. Как видно из рисунка 6 А, происходит значительное ускорение потока в основном канале за счет поджатиядвигающегося газа впрыскиваемой струей.

На рисунке 6 Б можно наблюдать две рециркуляционных зоны: в основном канале около стенки сразу за впрыскивающим отверстием и у стенки конфузора сразу за ступенчатым расширением. Из рисунка 6В видно, что вторая рециркуляционная зона оказывает существенное влияние на турбулизацию потока. Существенное повышение уровня кинетической энергии турбулентности происходит за счет сдвиговых напряжений на границе этой зоны рециркуляции. По мере движения вниз по потоку кинетическая энергия турбулентности диссипирует

и уже на выходе из трубы Вентури это значение уменьшается до $1 \text{ м}^2/\text{с}^2$. В зоне рециркуляции в месте перехода трубы Вентури в конфузор также возникают сдвиговые напряжения и как следствие турбулентизация потока, однако значения кинетической энергии турбулентности не превышают $2 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

Помимо полей скорости, значительному изменению подвергается поле температуры (рис. 6Г). Поскольку температура впрыскиваемой струи значительно меньше температуры движущегося газа происходит интенсивный теплообмен на границе газа со струей и последующее его охлаждение. При этом можно наблюдать относительно однородное поле температуры в трубе Вентури, несмотря на значительную неоднородность полей скорости и кинетической энергии турбулентности.

5. Параметрическое исследование задачи

Одной из задач данного исследования было проведение качественной и количественной оценки зависимости газодинамических параметров от режима работы пароохладителя, т.е. от относительного расхода газа во впрыскивающей трубке и в основном канале. При этом анализ результатов проводился в трех различных областях потока: вблизи впрыскивающего отверстия (область наибольших градиентов газодинамических параметров), на выходе из трубы Вентури (конец области перемешивания) и вблизи выхода из расчетной области (именно там параметры потока наиболее интересны с практической точки зрения). Поскольку для парознергетики основное значение представляют температура и уровень турбулентности потока, основное внимание было уделено анализу именно этих параметров.

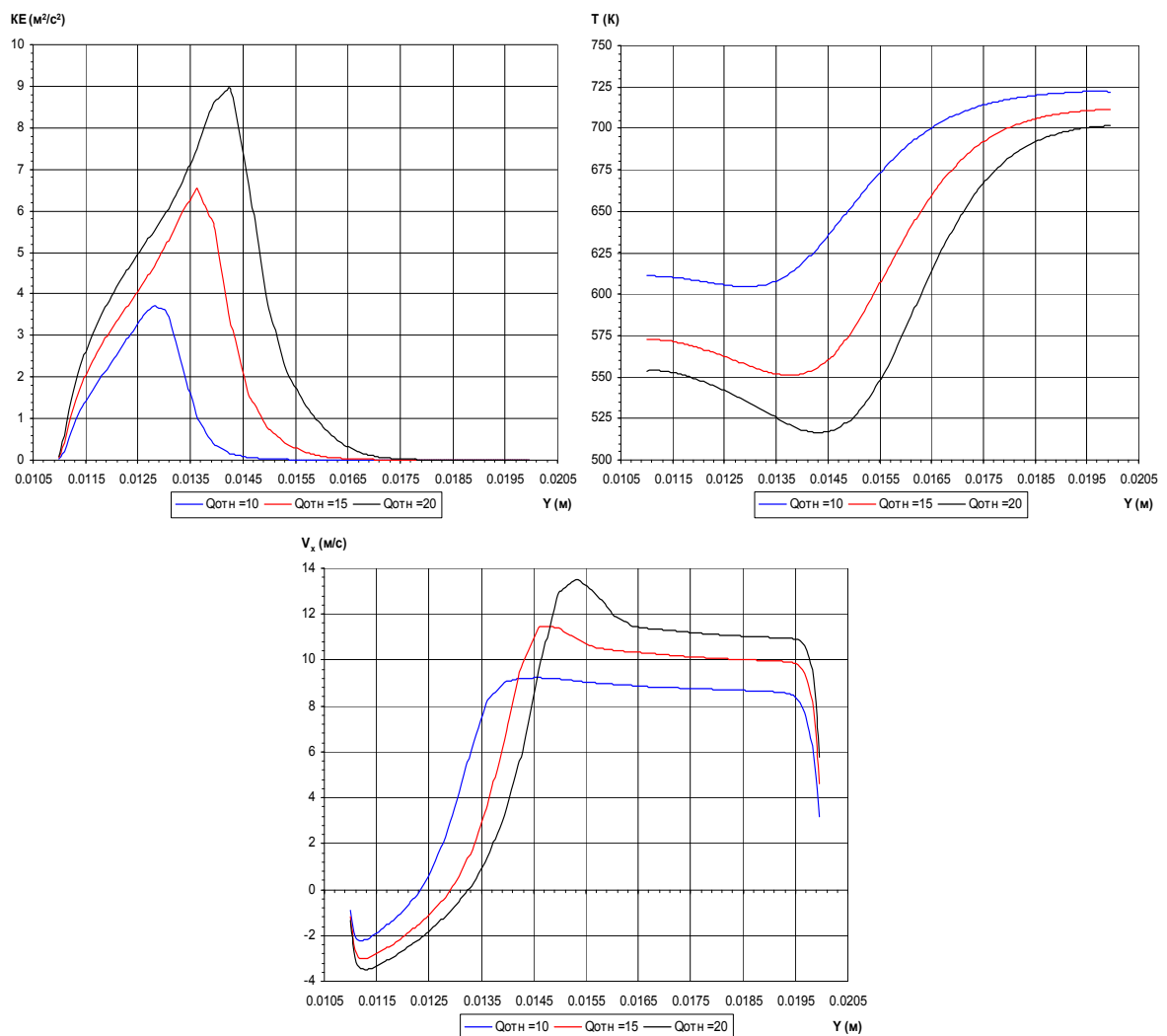


Рис. 7. Профиль кинетической энергии турбулентности (слева), температуры (справа) и скорости (внизу) вблизи впрыскивающего отверстия

Для оценки газодинамических параметров вблизи впрыскивающего отверстия было взято сечение $x = 0.007$ м. На рисунке 7 приведены профили кинетической энергии турбулентности, температуры и скорости. Видно, что по мере роста относительного расхода турбулентность потока увеличивается. Можно выделить область, в которой преобладает существенно турбулентное течение, причем по мере роста относительного расхода увеличивается ширина области и максимальное значение КЕ. Можно также отметить, что с увеличением относительного расхода впрыскиваемого холодного газа средняя температура по сечению уменьшается.

Для области вблизи выхода из трубы Вентури было взято сечение $x = 0.12$ м. На рисунке 8 показаны профили кинетической энергии турбулентности и температуры. Видно, что при увеличении относительного расхода средние значения температуры уменьшаются, а кинетической энергии увеличивается. При этом профили для всех режимов можно считать подобными, т.е. к выходу из трубы Вентури существенные различия в структуре течения, видимые вблизи впрыскивающего отверстия сглаживаются.

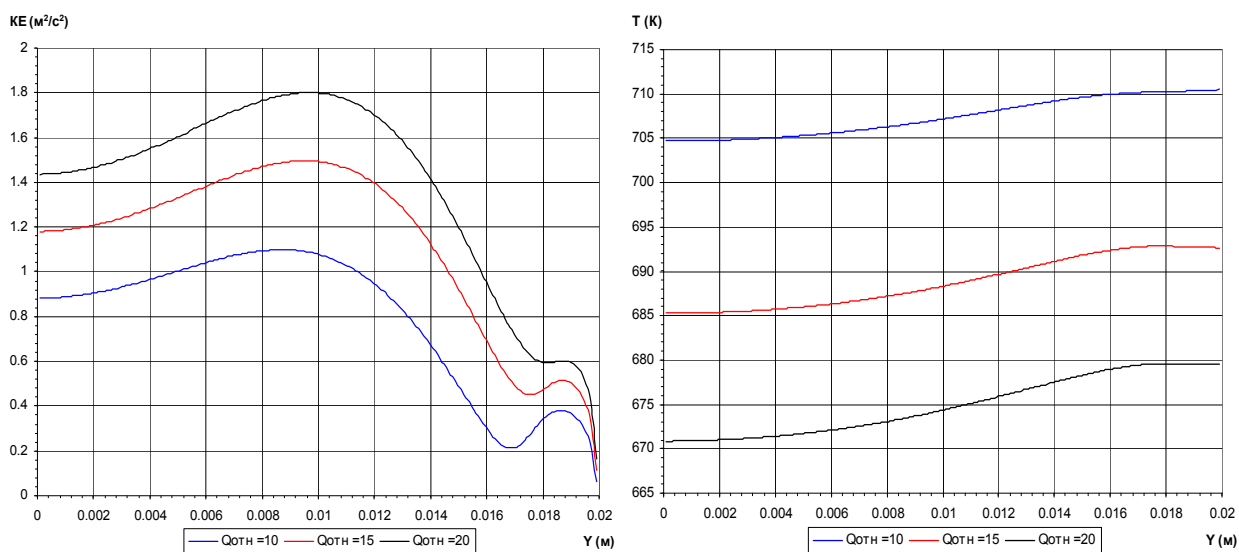


Рис. 8. Профиль кинетической энергии турбулентности (слева) и температуры (справа) вблизи выхода из трубы Вентури

Для оценки параметров течения вблизи выхода из пароохладителя было взято сечение $x = 2.11$ м (см. рис. 9). Из рис. 9а видно, что профиль кинетической энергии турбулентности почти не зависит от относительного расхода, что можно объяснить очень длинным испарительным участком, в результате чего течение в конце пароохладителя устанавливается. По этой же причине профили температуры в этом сечении являются практически однородными (рис. 9б).

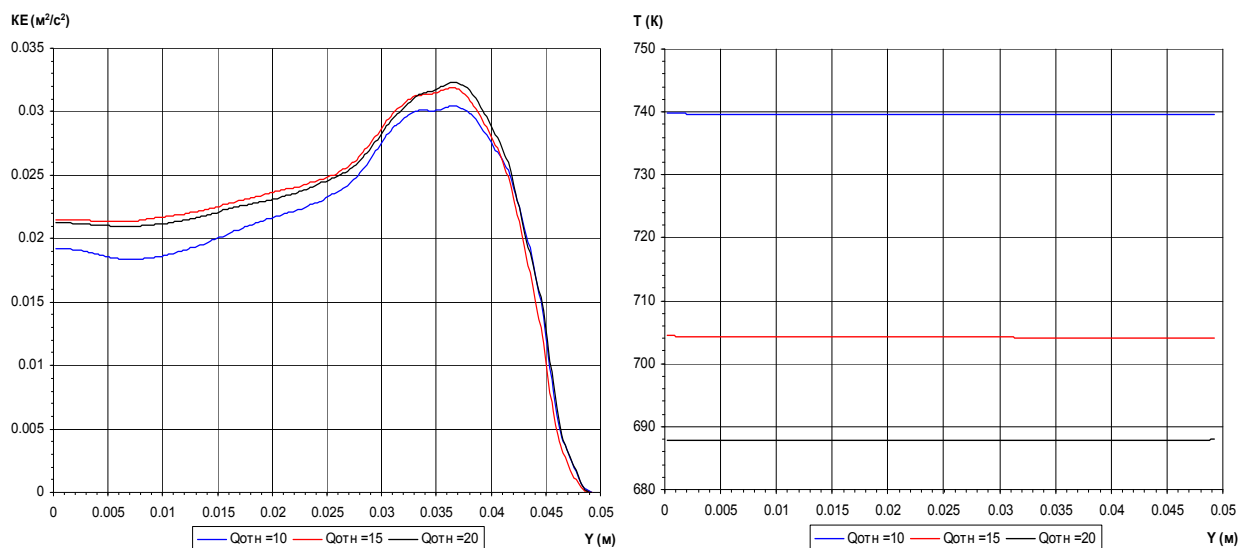


Рис. 9. Профиль кинетической энергии турбулентности (слева) и температуры (справа) вблизи выхода из расчетной области

Как видно из таблицы 4, средние значения температуры вблизи выхода уменьшаются по мере увеличения относительного расхода, однако при переходе от режима II к режиму III данное изменение меньше чем при переходе от режима I к режиму II.

Таблица 4. Средние значения температуры вблизи выхода из расчетной области в зависимости от режима работы пароохладителя

	I	II	III
Относительный расход	10	15	20
Расчетные данные	739.58	704.18	687.79

В таблице 5 приведена зависимость длины рециркуляционной зоны, образующейся за впрыскивающей трубкой от режима работы пароохладителя. Видно, что увеличение относительного расхода ведет к почти незначительному увеличению длины зоны рециркуляции, причем последняя занимает приблизительно 40% длины трубы Вентури.

Таблица 5. Зависимость длины рециркуляционной зоны от режима работы пароохладителя

	I	II	III
$L_{отр}$	3.705E-02	3.997E-02	4.094E-02
$L_{отр}(\%)$	38.19	41.20	42.21

6. Заключение

На базе коммерческого пакета CFX была построена упрощенная вычислительная модель пароохладителя, входящего в состав редукионной охлаждающей установки РОУ 10/30.

На основе построенной модели было проведено исследование влияния размеров расчетной сетки на результаты расчета, в первую очередь температуру газа. Показано, что построенная расчетная сетка достаточна для получения сошедшегося по сетке решения.

Кроме того было проведено исследование влияния соотношения расходов в основном канале и во впрыскивающей трубке на характеристики течения. Было показано, что при увеличении расхода во впрыскивающей трубке уменьшается средняя температура жидкости на выходе из пароохладителя, при этом из-за большой длины испарительного канала профили кинетической энергии турбулентности становятся установившимися.

7. Список литературы

1. Лойцянский Л.Г. «Механика жидкости и газа», 6 изд. 1987 г.
2. Ильин А.К. Скачков А.М. «Впрыскивающие пароохладители в судовых установках», 1968 г.
3. Menter, F.R. «Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications», AIAA-Journal. 32(8), 1994.
4. Grotjans, H. and Menter, F.R.. «Wall functions for general application CFD codes». In K.D.Papailiou et al., editor, ECCOMAS 98 Proceedings of the Fourth European Computational Fluid Dynamics Conference, pages 1112-1117. John Wiley & Sons, 1998.