

«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»
(БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова)

ДОПУСКАЕТСЯ К ЗАЩИТЕ:

Факультет _____ А _____

Выпускающая кафедра _____ А9 _____

Группа _____ А951 _____

Заведующий кафедрой _____ А9 _____
шифр кафедры

Емельянов В.Н. _____
Фамилия И.О. _____ подпись

« _____ » _____ 201 _____ г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

Шибалова Полина Владимировна

Фамилия, имя, отчество обучающегося

На тему Численное моделирование течения в одноступенчатой турбине

Направление подготовки 24.03.05 _____ Двигатели летательных аппаратов _____
индекс направления полное наименование направления

Консультант:

при необходимости

подпись

Маракуева О.В.

Фамилия ИО

ученая степень, ученое звание

« _____ » _____ 2019 г.

Руководитель:

подпись

к.т.н., доцент

ученая степень, ученое звание

Овчинникова О.К.

Фамилия ИО

« _____ » _____ 2019 г.

Обучающийся:

подпись

« _____ » _____ 2019 г.

Шибалова П.В.

Фамилия ИО

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

2019 г.

Реферат

Пояснительная записка 65 стр., 46 рис., 4 таблицы, приложение 1 стр., 15 литературных источников, презентация в формате PowerPoint.

Турбина, модификации, динамика, перетечки, статика, сверхзвуковое течение, численное моделирование, модели турбулентности

Рассматривается три сетки: грубая, средняя и подробная. Был проведён сравнительный анализ результатов расчётов на всех сетках и сравнение его с экспериментальными данными.

Цель работы: разработка расчётной модели ступени энергетической паровой турбины качественно и количественно попадающей в эксперимент. Исследование сеточной сходимости. Анализ влияния модели турбулентности, величины радиального зазора рабочей лопатки и скорости вращения на распределение коэффициента полезного действия и угла выхода потока по высоте канала, а также на картину течения в целом. Ознакомление с областью применения газотурбинных двигателей и их классификацией. Построение конечной расчётной модели на основе данного исследования

Оглавление

Нормативные ссылки.....	5
Введение	7
1 Газотурбинные установки.....	8
1.1 Описание ГТУ	8
1.2 Классификация лопаточных машин	10
1.3 Классификация ГТУ	11
1.4 Перспективные направления совершенствования ГТУ	15
1.5 Основные методы модернизации ГТУ	17
1.6 Программные комплексы NUMECA	18
2 Объект исследования	22
2.1 Описание эксперимента	22
2.2 Методика измерений	24
3 Параметры модели	25
3.1 Постановка задачи	25
3.2 Расчётные соотношения.....	27
4 Расчётная модель	29
4.1 Упрощённая геометрия	29
4.1.1 Построение сетки	29
4.1.2 Сеточная сходимость.....	33
4.1.3 Сеточная сходимость в зазоре	39
4.1.4 Анализ характера течения.....	40
4.1.5 Влияние модели турбулентности	42
4.2 Реальная геометрия	49
4.2.1 Особенности канала.....	49
4.2.2 Построение сетки	50
4.2.3 Влияние реальной геометрии	51
4.2.4 Расчёт различных зазоров	53
4.2.5 Расчёт на различных частотах вращения	57

5 Анализ полученных результатов	61
Выводы	62
Список литературы	63
Приложение	65

Нормативные ссылки

В настоящей пояснительной записке использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 7.1-2003 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления.

ГОСТ 8.417-2002 Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы физических величин.

ГОСТ 7.32-2017 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления.

Обозначения величин. Сокращения

P_o^* – полное давление на входе, Па;

T_o^* – полная температура на входе, К;

P_2 – статическое давление на выходе, Па;

ω – частота вращения рад/сек;

G – расход воздуха, кг/сек;

Tu – интенсивность турбулентности на входе, %;

δ_{pz} – относительный радиальный зазор, мм;

c_{is} – изоэнтروпическая скорость турбины, м/с;

u – линейная окружная скорость на среднем диаметре, м/сек;

η_T^* – КПД, %;

N – частота вращения, об/мин;

L_{is} – работа турбины, Дж/кг;

k – показатель адиабаты;

C_p – удельная теплоёмкость, Дж/кг.К;

π_t – перепад давления;

μ – коэффициент расхода;

φ – коэффициент скорости;

\dot{m} – массовый расход, кг/сек;

$\dot{m}_{\text{прив}}$ – приведённый массовый расход, кг/сек;

КПД – коэффициент полезного действия;

СА – сопловой аппарат.

РК – рабочее колесо

ГТД – газотурбинный двигатель

Введение

В работе рассмотрена проблема оптимизации турбины за счёт варьирования радиального зазора рабочей лопатки. Проблема актуальна так как протекающее через него рабочее тело не вносит своего вклада в мощность турбины. Утечки в радиальном зазоре теряют свой потенциал по давлению и сохраняют температуру, а значит и энергию, не отдавая её в полезную работу турбины. Следовательно, уменьшая радиальный зазор можно снизить потери и повысить общую эффективность турбины. Так же исследовано влияние изменения формы канала за сопловым аппаратом.

Построена расчётная модель осевой трансзвуковой одноступенчатой турбины в ПК FineTurbo. Проведена верификация расчётной модели на различных режимах работы за счёт сравнения расчётных данных с экспериментальными. Оценено влияние частоты вращения турбины на течение и интегральные характеристики турбины.

Исследована зависимость характеристик течения в турбине от выбора модели турбулентности. Для этого была найдена сеточная сходимость и выведены распределения параметров потока в различных сечениях, а также рассмотрено влияние модели турбулентности на КПД турбины и угол выхода потока.

1 Газотурбинные установки

1.1 Описание ГТУ

Газотурбинные установки (ГТУ) являются прогрессивными высокоэкономичными энергетическими системами, использующими в качестве рабочего тела продукты сгорания углеводородного топлива (газы) . Такие специфические качества, как малая удельная металлоёмкость и трудоёмкость в обслуживании, высокая маневренность и степень автоматизации управления, эксплуатационная надёжность обусловили распространение ГТУ как в теплоэнергетике, так и на наземном, воздушном и морском транспорте.

Наряду с развитием паротурбинных установок и усовершенствованиями двигателей внутреннего сгорания (ДВС) к началу XX в. возрос интерес к проблеме газотурбостроения. ГТУ принципиально отличается от ДВС тем, что механическая энергия производится в ней за счёт кинетической энергии непрерывного потока газа, что существенно повышает её работоспособность [1]. Основное преимущество ГТУ перед другими тепловыми двигателями состоит в принципиальной возможности получения более высоких термических КПД при преобразовании энергии.

Традиционная современная газотурбинная установка – это совокупность воздушного компрессора, камеры сгорания углеводородного топлива и газовой турбины, а также вспомогательных систем, обеспечивающих ее работу.

ГТУ может работать как на жидком, так и на газообразном топливе. В обычном рабочем режиме – на газе, а в резервном (аварийном) она автоматически переключается на дизельное топливо. Оптимальным режимом работы энергетической газотурбинной установки является комбинированная

выработка тепловой и электрической энергии, поскольку её турбина работает с противодавлением, так что температура отходящих газов достаточно велика [1].

Применение ГТУ в теплоэнергетике создает реальные возможности значительного улучшения технико-экономических и экологических показателей вырабатываемой электрической и тепловой энергии, прежде всего в малой энергетике – газовой, химической, металлургической и других отраслях промышленности, при их использовании для покрытия пиковых нагрузок энергетических систем и в качестве составного элемента комбинированных парогазовых энергетических установок.

Как известно, ГТУ, помимо энергетики, широко применяются в авиации, в качестве корабельных силовых установок, силовой установки в локомотивах и в танкостроении. Это объясняется следующими качествами газотурбинной установки по сравнению с поршневыми машинами [2]:

- очень высокое отношение мощности к массе;
- возможность осуществления цикла с полным расширением газа и поэтому с большим термическим КПД
- отсутствие возвратно-поступательного движения, что обеспечивает намного меньшую вибрацию; меньшее количество движущихся частей;
- существенно меньше выбросов вредных веществ по сравнению с поршневыми двигателями
- низкие требования к качеству топлива – газовые турбины потребляют любое горючее которое можно распылить газ нефтепродукты органические вещества и пылеобразный уголь

1.2 Классификация лопаточных машин

Лопаточные машины классифицируются по ряду разнообразных признаков, главным из которых следует считать мощность, потребляемую или производимую турбомашинной. В первом случае это машины-исполнители (центробежные насосы (ЦБН), осевые насосы (шнеки) (ШОН), шнекоцентробежные насосы (ШЦБН), компрессоры осевые, компрессоры центробежные, вихревые насосы, дисковые насосы, вентиляторы, воздушные и гребные винты машин-двигателей), во втором – машины-двигатели (газовые турбины, паровые турбины, гидравлические турбины, «ветряки», водяные напорные колеса – ротационные турбомашинны, турбодетандеры). Необходимо отметить, что некоторые турбомашинны вследствие своей обратимости сочетают признаки двигателя и исполнителя, чему ярким примером служит реактивный винт («сегнерово колесо»), являющийся центробежной турбиной с насосным эффектом за счет инерционных сил. Другой признак классификации – направление течения рабочего тела относительно оси вращения турбомашинны. В гидромеханике считается, что линии тока, по которым перемещаются выделенные элементы жидкости или газа, образуют поверхности тока. Если поверхности тока в основной своей части перпендикулярны оси вращения, то машинна относится к радиальным (например, ЦБН или ЦБК). Если поверхности тока параллельны оси вращения, то машинна осевая (например, осевая турбина). Если поверхности тока образуют угол с осью вращения, то машинна называется диагональной (например, диагональный компрессор).

Радиальные и диагональные машинны делятся на центробежные и центростремительные. Если выделенный элемент жидкости или газа перемещается по линиям тока с меньших радиусов на большие, то машинна называется центробежной, если с больших радиусов на меньшие, то

центростремительной (например, ЦСТ). Признаком классификации может служить устройство машины, в частности наличие или отсутствие соплового аппарата (СА). В ЦБН соплового аппарата нет. В осевых и центростремительных турбинах наличие СА обязательно, так как он преобразует потенциальную энергию газа в кинетическую энергию струи, направленной на лопатки колеса. Турбомашины могут различаться по количеству ступеней. ЦБН ЖРДУ в основном одноступенчатые, кроме подкачивающих в замкнутой схеме и водородных. Турбины ТНА одноступенчатые; иногда применяются двухступенчатые. Турбины ГТД многоступенчатые, равно как и компрессоры. Турбомашина может быть однороторной (однокаскадной) или многороторной. Ротором (каскадом) называется колесо или группа колес, имеющих одинаковую угловую скорость. В состав ротора могут входить несколько ступеней. Каждый ротор связан с другим только газодинамически. Число роторов в ГТД – от двух до четырех. Каждый ротор в многороторной турбине связан отдельным валом с соответствующим ротором компрессора, их угловые скорости одинаковы [3].

1.3 Классификация ГТУ

По назначению ГТУ можно разделить на:

энергетические – вращают электрогенераторы переменного и постоянного тока;

приводные (нагнетательные) – приводят в действие газовые нагнетатели на газопроводах, компрессоры, вентиляторы, наддувные устройства, гидравлические насосы и др. механические устройства (например, пусковые устройства тепловых двигателей);

промышленные – интенсифицируют технологический процесс производства (в металлургии, нефтехимической и химической промышленности);

транспортные— передают механическую энергию двигателю транспортного средства (колесам, гусеницам, судовому винту) через трансформатор момента: механический (муфту, коробку скоростей), гидравлический, газовый или электрический;

авиационные— передают полезную энергию двигателю авиационного транспортного средства – воздушному винту, вентилятору и реактивному устройству (соплу).

От назначения ГТУ зависят характеристики на переменных режимах, а также схема и конструкция установки.

По сложности термодинамического цикла ГТУ разделяются:

простые – процесс сжатия происходит в одном или нескольких компрессорах, подведение теплоты в одном подогревателе (или сжигание топлива в одной камере), расширение в одной или нескольких турбинах;

регенеративные – часть теплоты газов, выходящих из турбины, передается рабочему телу до подведения к нему внешней теплоты;

карнотизированные – цикл ГТУ приближается к циклу Карно, процесс сжатия сопровождается, многократным (между компрессорами) или непрерывным (в компрессоре) отводом теплоты, процесс расширения сопровождается промежуточным сгоранием топлива или подведением теплоты между турбинами, а также непрерывным сгоранием или подведением теплоты (внутри турбин).

Усложнение термодинамического цикла осуществляется для повышения экономичности ГТУ (число элементов установки при этом увеличивается).

По числу агрегатов ГТУ можно разделить на простейшие, состоящие из одного компрессора, одного подогревателя (или камеры сгорания) и одной турбины, и многоагрегатные, состоящие из большего числа агрегатов, чем простейшие, включают в себя (помимо лопаточных машин) охладители, промежуточные подогреватели (или камеры сгорания) и регенератор.

По числу валов ГТУ разделяются на одно-, двух-, трехвальные и, в общем случае, многовальные, т.е. с числом валов более одного. Большинство современных ГТУ – многовальные (транспортные, приводные, авиационные). Это обусловлено большей экономичностью компрессоров и турбин в многовальных ГТУ и, следовательно, увеличенным КПД установки в целом на номинальном и, особенно на переменных режимах.

По расположению нагрузки ГТУ могут быть

блокированными – в них нет турбин, свободных от привода компрессора, и со свободной (или свободными)

турбиной – к ее валу присоединена только нагрузка. Транспортные ГТУ обычно выполняют многовальными со свободной турбиной. Исключение составляет ГТД имеющие трансформатор крутящего момента с плавным изменением передаточного числа.

Многовальные ГТУ могут быть с нагрузкой на валу ТНД, с нагрузкой на валу ТВД и с нагрузкой на валу турбины среднего давления.

ГТУ с нагрузкой на валу ТВД экономичнее на режимах частичной мощности. Однако большинство современных многовальных ГТУ любого назначения выполняют с нагрузкой на валу ТНД, так как нагрузка на валу ТВД или турбины среднего давления в ГТУ по простой схеме ухудшает характеристики этих установок на переменных режимах. Многовальные ГТУ

с нагрузкой на валу ТВД, выполненные по карнотизированному циклу, лишены этих недостатков.

По месту использования ГТУ разделяют на стационарные – сами установки и их коммуникации смонтированы на неподвижных фундаментах, и передвижные – установки, чаще всего энергетические и приводные, вместе с коммуникациями смонтированы на передвижных средствах. К передвижным ГТУ предъявляются более жесткие требования по их компактности и массе, однако при совпадении ресурсов работы передвижные установки и их элементы могут быть успешно использоваться в стационарной компоновке.

По термонапряженности горячих элементов ГТУ могут быть с неохлаждаемыми роторами – требуют относительно простой системы охлаждения корпуса и соплового аппарата турбины и с охлаждаемыми турбинами – требуют относительно сложной системы охлаждения корпусов и особенно роторов турбин.

По типу рабочего контура ГТУ разделяют на:

- открытые – в качестве рабочего тела используется воздух, который поступает из окружающей атмосферы и туда же выводится;
- замкнутые – рабочее тело (любой газ) циркулирует в контуре, совершая теплообмен с источником и потребителем теплоты во внешних теплообменниках – ЗГТУ;
- полужамкнутые – одна часть рабочего тела циркулирует по контуру, а другая часть является сменной (обычно воздух, необходимый для окисления топлива) – ПЗГТУ.

Почти все современные ГТУ работают с открытым контуром. Замкнутые ГТУ и полужамкнутые ГТУ сложнее по конструкции, но экономичнее открытых ГТУ на переменных режимах, а также позволяют использовать

дешевые твердые топлива. Недостаток ЗГТУ и ПЗГТУ заключается в том, что температура газа ниже, чем в открытых ГТУ, из-за низкой жаропрочности элементов подогревателей, что соответственно уменьшает КПД. Это уменьшение слабее проявляется в ГТУ с карнотизированным циклом [3].

1.4 Перспективные направления совершенствования ГТУ

Развитие направления термодинамики двигателей летательных аппаратов всех типов и промышленных газотурбинных установок (ГТУ) на основе авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) происходит в соответствии со следующими приоритетами:

- обеспечение высокой экономичности, адаптивности и эксплуатационных характеристик двигателей (топливная экономичность, устойчивая работа во всем диапазоне эксплуатации, в том числе при тепловой неравномерности потока на входе, надежный земной и высотный запуск, высокие динамические характеристики, обеспечение приемлемых характеристик двигателей в условиях обледенения и других климатических условиях, высокой адаптивности управления, освоение применения альтернативных топлив);

- габаритно-массовые характеристики (снижение удельного веса, объема и габаритных размеров авиационных двигателей, повышение эффективности интеграции силовой установки и планера);

- экологические характеристики (уменьшение вредных выбросов в атмосферу путем повышения топливной экономичности, снижение шума в источнике путем выбора рациональных параметров и конструктивно-схемных решений двигателей);

- эффективность боевого применения (обеспечение многорежимности за счёт адаптивности конструкции, малой заметности, высоких динамических характеристик, боевой живучести, возможности короткого/вертикального

взлета и посадки, обеспечение эксплуатации всех типов беспилотных летательных аппаратов – микро, мини, ударных, разведывательных, включая высотные, обеспечение гиперзвукового полета);

- обеспечение полетов в атмосфере гиперзвуковых пилотируемых магистральных самолетов и многоразовых космических транспортных систем (параллакс, всеазимутальность при выведении и спуске с орбиты) при соблюдении экологических требований;

- обеспечение высокой экономичности и адаптивности к условиям эксплуатации промышленных ГТУ на базе авиационных двигателей, их экологических характеристик, удовлетворяющих перспективным требованиям международных стандартов (уменьшение вредных выбросов в атмосферу путем повышения топливной экономичности, применения экологически чистых технологий сжигания топлива, снижение шума).

В настоящее время двигатели летательных аппаратов достигли высокого уровня совершенства.

Основными направлениями модернизации действующих ГТД являются усовершенствование проточной части турбин за счёт использования новых принципов конструирования ступеней: увеличение числа ступеней, установка направляющих и рабочих лопаток с более совершенными профилями, уменьшение радиальных и аксиальных зазоров в проточной части [4].

На рисунке 1.1 представлена схема осевой турбины с указанием её основных геометрических параметров [5].

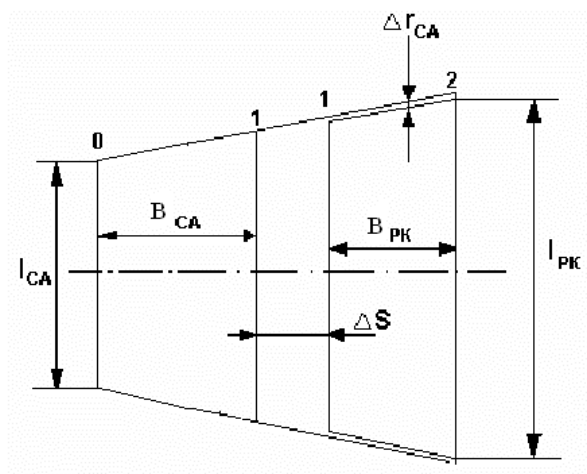


Рисунок 1.1 – Схема осевой турбины

L_{CA} -высота лопатки

L_{PK} -высота рабочего колеса

B_{CA} - ширина соплового аппарата

B_{PK} - ширина рабочего колеса

Δr - радиальный зазор

Δs -осевой зазор

1.5 Основные методы модернизации ГТУ

1) минимизация числа лопаток на колесе, оптимизация густоты

решетки;

2) создание лопаток с высокой и ультравысокой подъемной силой

(для осевых машин);

3) оптимизация взаимного расположения лопаток на колесах и

сопловых аппаратах;

4) новые, более эффективные и экономичные системы охлаждения лопаток первых, вторых ступеней ГТД;

5) уменьшение числа ступеней как в турбине, так и в компрессоре

при сохранении величины КПД;

6) использование новых материалов для лопаток, сопловых аппаратов и дисков.

7) уменьшение и управление радиальными зазорами с целью

снижения утечек .

Последний из перечисленных методов позже я рассмотрю более подробно, так как именно его намереваюсь использовать для повышения КПД, рассматриваемой мной турбины.

1.6 Программные комплексы NUMECA

Программные комплексы NUMECA предоставляют исчерпывающий инструментарий для решения всего спектра промышленных и исследовательских задач гидрогазодинамики, акустики и аэроупругости. Данные комплексы имеют широкое применение в наукоемких отраслях промышленности как в России, так и за рубежом:

- Турбомашиностроение
- Авиация и Космос
- Судостроение
- Гидротехника
- Автомобилестроение
- Ветровая энергия
- Архитектура и HVAC
- Нефть и Газ

FINE/Turbo – первый в мире узкоспециализированный расчетный 3D-CFD программный комплекс (ПК) высокого уровня, ориентированный на решение специализированных задач турбомашиностроения (подходит для любых типов лопаточных машин).

Возможности препроцессинга: ·

AutoBlade: уникальный параметрический генератор лопаточных венцов ·

AutoGrid: параметрический блочно-структурированный автоматический сеточный генератор для лопаточных машин (по своим возможностям не имеет аналогов).

IGG: блочно-структурированный сеточный генератор для произвольной геометрии

Решатель: 3D-CFD решатель уравнений Навье-Стокса

Постпроцессор: CFView

AutoGrid – не имеющий аналогов автоматический блочно-структурированный сеточный генератор (реализована прямая интеграция с AutoBlade). Это уникальный специализированный модуль для создания блочно-структурированных сеток проточных частей лопаточных машин в автоматическом режиме. Данный сеточный генератор позволяет создавать параметрические сеточные модели с учетом всех особенностей – вдувы охлаждающего воздуха, бандаж, зазоры, и т. д. Тесная связь с AutoBlade делает возможным параметризацию не только геометрической, но и сеточной модели, что в свою очередь существенно повышает степень автоматизации в процессе работы с математической моделью. Расчетная сетка проточной части любого типа лопаточных машин строится с помощью специального Визарда в автоматическом режиме. Таким образом, при минимальном

участии ручного труда обеспечивается генерация высококачественной расчетной сетки на широкой базе сеточных шаблонов, используются мощные алгоритмы оптимизации и сглаживания сеток.

Богатый инструментарий предоставляет возможности для генерации сеток со сложными геометрическими особенностями проточной части, поддерживаются: несимметричные обводы, подрезанные и тандемные лопатки, двухконтурные конфигурации, бандаж и притрактовые области, антивибрационные полки, быстрое построение двумерных сеток для плоских продувок решеток и т.д.

IGG - блочно-структурированный сеточный генератор для произвольных геометрий. Пользовательская система создания скриптов значительно упрощает и автоматизирует генерацию сеток для типовых элементов.

Возможности:

- Построение структурированной многоблочной сетки
- Автоматическое соединение блоков, обеспечение согласованности сетки на интерфейсе
- Создание комбинированных топологий блоков
- Автоматическое ассоциирование границ блоков с кривыми и поверхностями геометрии
- Автоматическая генерация сетки и создание геометрии в задачах с похожей геометрии с использованием скриптов (возможность управления топологией butterfly в скриптах)
- Мощный инструмент для сглаживания сетки
- Автоматическое соединение блоков, обеспечение согласованности сетки на интерфейсе

CFView - мощная платформа визуализации решения, предоставляет весь набор возможностей по отображению качественных и количественных характеристик 2D/3D расчетов: отображение сетки и геометрии построение распределений скалярных и векторных параметров построение линий тока создание анимации

FINE/Open - расчетный CFD программный комплекс общего назначения для решения задач гидродинамики, газодинамики, аэродинамики (численного моделирования сложных внутренних и внешних течений), задач аэроупругости.

2 Объект исследования

2.1 Описание эксперимента

Объектом исследования является высокореактивная ступень турбины. Сопловой аппарат имеет меридиональное профилирование на периферии.. Геометрия лопаток представлена на рисунке 2.1.

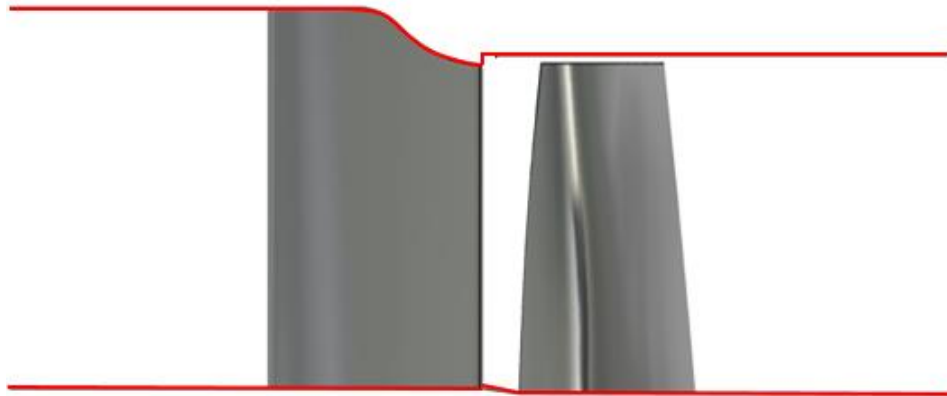


Рисунок 2.1 – Геометрия лопаток

Комплекс экспериментальных исследований был проведен в диапазоне скоростей вращения ротора $u/c_{is} = 0.3; 0.43; 0.51$ и величинах зазора $\bar{\delta}_{pz} = 0; 0.01; 0.015; 0.024$. В эксперименте получены: зависимость КПД от u/c_{is} для различных зазоров и радиальное распределение угла выхода и КПД для относительного зазора 0.024 при $u/c_{is} = 0.51$ в плоскости с осевой координатой 0.034 м

Эксперимент проводился ступеней с профилированным наружным обводом СА и с цилиндрическим СА. Геометрия лопаток представлена на рисунках 2.2-2.3. Расчёт проводился только для ступени с профилированным наружным обводом СА. Параметры турбины описаны в таблице 1.

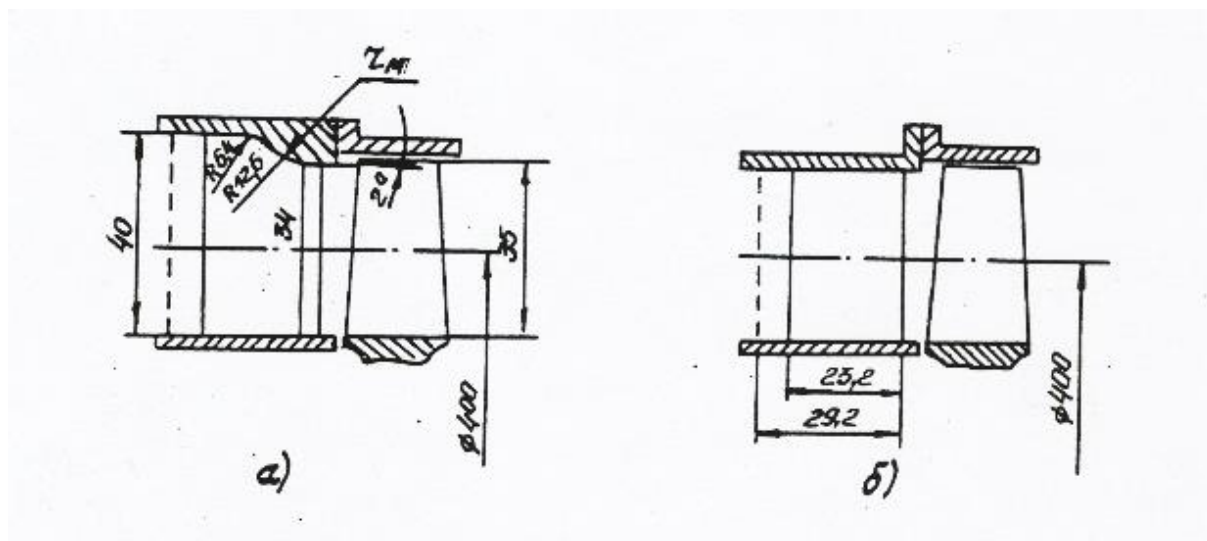


Рисунок 2.2 – Меридиональный профиль проточной части

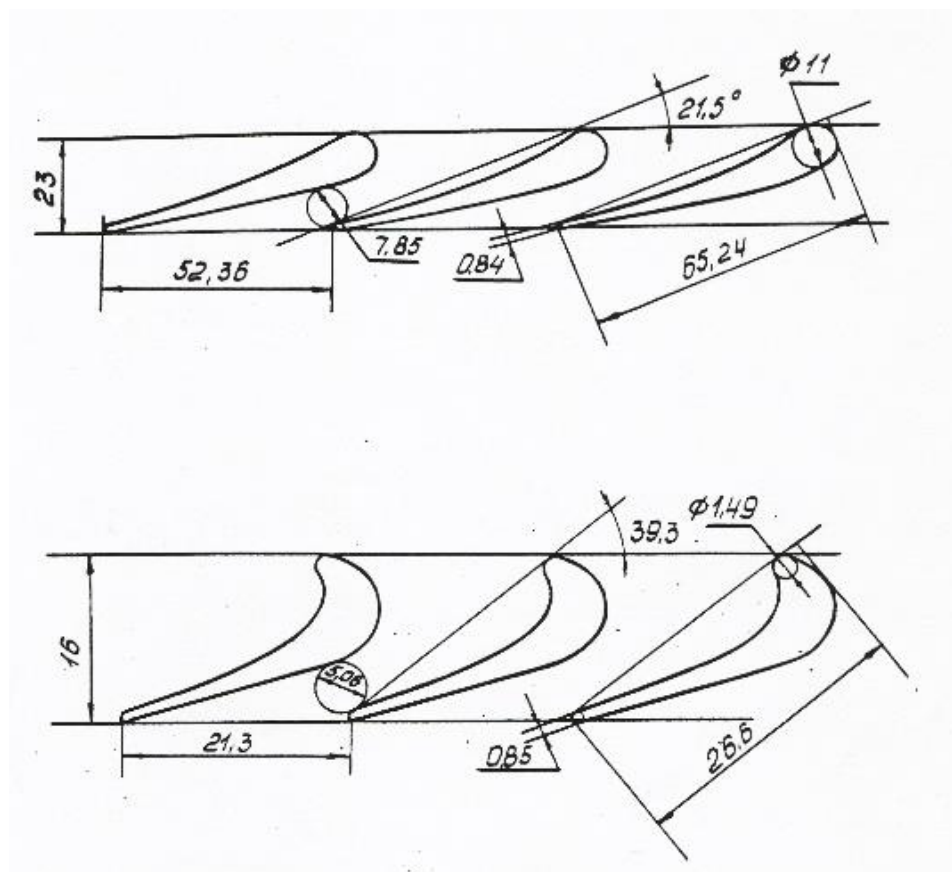


Рисунок 2.3 – Геометрия лопаток

Таблица 2.1 - Параметры турбины

Первый венец	статор
Второй венец	ротор
Количество лопаток СА, шт	24
Количество лопаток РК, шт	59
N , об/мин	12770.27
Координата сечения на выходе, где снимались интегральные параметры, м	0.034

2.2 Методика измерений

Расход воздуха через турбину измерялся с помощью мерного сопла и составляет 3.8 кг/с для ступени с цилиндрическим меридиональным обводом. Для аналогичной ступени, имеющей СА с профилированным меридиональным обводом было получено 4.07 кг/с, что на 7% выше.

Давление заторможенного потока на входе в турбину измерялось на среднем диаметре в четырёх точках по окружности с помощью трубок Пито. Статическое давление на входе измерялось на периферии и у корня (по шесть отборов давления). Температура заторможенного потока на входе измерялась с помощью шести термопар на среднем диаметре, на выходе с помощью шести термопар в различных сечениях по высоте. Также проводилось измерение статического давления в осевом зазоре между сопловыми и рабочими лопатками и на выходе из турбины.

Осреднение полей параметров за турбиной проводились при помощи специальной, автоматизированной системы.

3 Параметры модели

3.1 Постановка задачи

Задача рассматривалась в стационарной постановке, решалась система уравнений RANS. Рабочее тело - термически совершенный газ, вязкий, сжимаемый. Решение выполняется для одного межлопаточного канала с условиями периодичности на границах. На ротор-статор интерфейсах

п

р

и *Граничные условия:*

м $P_o^* = 310000 \text{ Па};$

е $T_o^* = 400 \text{ К};$

н $P_2 = 67338.29 \text{ Па};$

я $N = 12\,770.27 \text{ об/мин } (\omega = 1337.3 \text{ рад/с}, u/c_{is} = 0.51)$

е Рассматривались следующие модели турбулентности: k-ε, Спаларта – Аллмараса, SST, Явная алгебраическая модель Рейнольдсовых напряжений в которой не использовалась гипотеза Буссинеска (EARSM). В каждой модели использовалось расширенное пристеночное моделирование на каждой из трёх сеток.

г *Модель Спаларта-Аллмараса*

р Модель относится к классу однопараметрических моделей турбулентности, применяется одно дополнительное уравнение для расчета кинематического коэффициента вихревой вязкости. Модель низкорейнольдсовая, описывающая всю область течения, включая пристеночные слои. Изначально модель была предложена для решения аэродинамических задач. Ее выгодно отличают относительно хорошая устойчивость и надежность, а также не слишком высокие требования к плотности расчетной сетки. Опыт показывает, что данная модель не очень хорошо описывает сдвиговые и отрывные течения, а также затухание

у

с

л

о

турбулентности. Преимуществом модели является ее устойчивость и хорошая сходимость.

k-ε модель турбулентности

В $k-\varepsilon$ модели турбулентности записываются два дополнительных уравнения для расчета кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации кинетической энергии ε . В исходной высокорейнольдсовой модели не моделируется буферный слой, для расчета скорости у стенки используются пристеночные функции. Благодаря быстрой сходимости и относительно низким требованиям к объему памяти $k-\varepsilon$ модель очень популярна при решении промышленных задач. Она не очень точна при моделировании течений с положительным градиентом давления, струйных течений и течений в области с сильно искривленной геометрией. Модель хорошо подходит для решения задач внешнего обтекания тел сложной геометрической формы. Например, $k-\varepsilon$ модель можно использовать для моделирования потока вблизи плохо обтекаемого тела.

SST-модель

SST-модель представляет собой комбинацию $k-\varepsilon$ и $k-\omega$ моделей турбулентности (уравнение для удельной скорости диссипации кинетической энергии ω): для расчета течения в свободном потоке используются уравнения $k-\varepsilon$ модели, а в области вблизи стенок — уравнения $k-\omega$ модели. Это низкорейнольдсовая модель, которая стала своего рода стандартом для инженерных приложений. Требования к плотности сетки здесь те же, что и у $k-\omega$ модели и низкорейнольдсовой $k-\varepsilon$ модели, однако эта модель лишена некоторых недостатков исходных $k-\omega$ и $k-\varepsilon$ моделей.

EARSM- модель

Явные алгебраические модели Рейнольдсовых напряжений (EARSM). В этом случае алгебраические связи разрешаются относительно рейнольдсовых напряжений. Иначе говоря, вместо линейной связи (гипотеза Буссинеска)

между тензором рейнольдсовых напряжений и тензором скоростей деформаций используются более сложные нелинейные соотношения.

3.2 Расчётные соотношения

η_T^* рассчитывалось по формуле:

$$\eta_T^* = \frac{1 - \left(\frac{T_2^*}{T_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2^*}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1)$$

КПД посчитан для среднего в расчетной области показателя адиабаты $k=1.385$

Пересчёт скорости производился по следующим формулам, взятым из источника [8]

$$L_s = C_p T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^m}\right) \quad (2), \text{ где}$$

$$m = \frac{k-1}{k};$$

$$C_s = \sqrt{2 L_s}$$

Коэффициент расхода рассчитывался по формуле взятой из источника [7]

$$\mu = \varphi \left[\pi_c^{\frac{k-1}{k}} (1 - \varphi^2) + \varphi^2 \right]^{-1} \quad (3), \text{ где}$$

$$\pi = \frac{p_0^*}{p_1}$$

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1ад}}$$

Расчёт приведенного расхода рассчитывался по формуле взятой из источника [9]

$$\dot{m}_{\text{прив}} = \dot{m} \frac{\sqrt{\theta}}{\delta}, \text{ где } \theta = \frac{T_0}{T_{0,\text{баз}}}, \delta = \frac{P_0}{P_{0,\text{баз}}} \quad (4)$$

4 Расчётная модель

4.1 Упрощённая геометрия

На первом этапе периферия расчётной модели была упрощена - не учитывалось резкое расширение канала за сопловым аппаратом. Различие геометрий представлено на рисунке 4.1. Красным выделена реальная геометрия, а чёрным упрощённая.

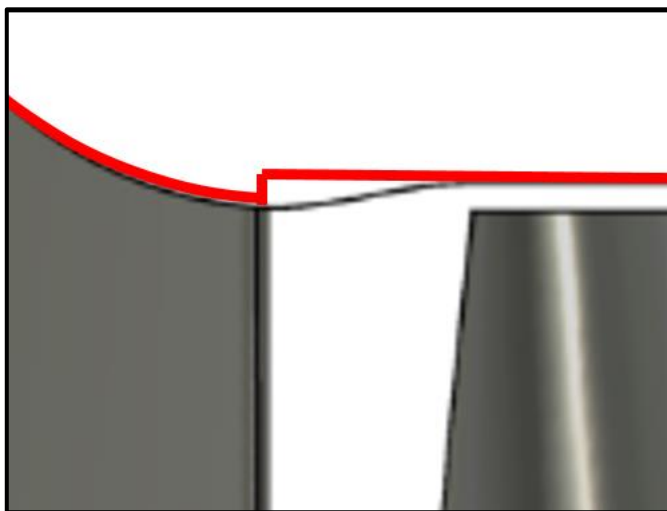


Рисунок 4.1 – Упрощённая и реальная геометрии

4.1.1 Построение сетки

Расчетная сетка - блочно-структурированная, гексагональная, созданная с помощью специализированного сеткопостроителя AutoGrid5. Меридиональный вид проекта представлен на рисунке 4.2.

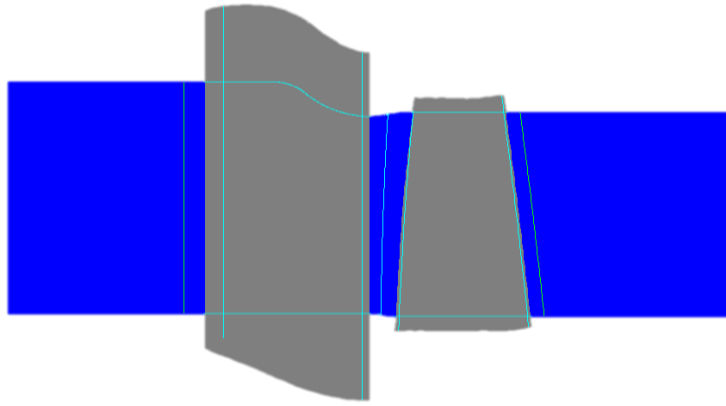


Рисунок 4.2 – Меридиональный вид проекта

Построено три структурированные сетки. В таблице 2 представлены данные по всем сеткам. Сетки построены путём изменения кол-ва ячеек в B2B, по высоте канала и в зазоре. Как видно из таблицы, показатель y^+ (обезразмеренное расстояние от сетки) на всех сетках меньше единицы, значит уравнения турбулентности разрешаются явным образом. Сетка сгущена у твёрдых поверхностей.

Таблица 4.1 - Сравнение сеток

		Грубая сетка	Средняя сетка	Подробная сетка
Кол-во ячеек, млн		1,1	2,3	6,7
Кол-во ячеек по высоте, шт	Статор	53	73	81
	Ротор	73	93	101
Количество ячеек в зазоре, шт		17	33	33
Размер пристеночной ячейки, м		10^{-6}	10^{-6}	10^{-6}
Значение y^+		<1	<1	<1

Для наглядности на рисунках 4.3-4.5. представлено приближение на задней кромке вблизи периферии рабочей лопатки.

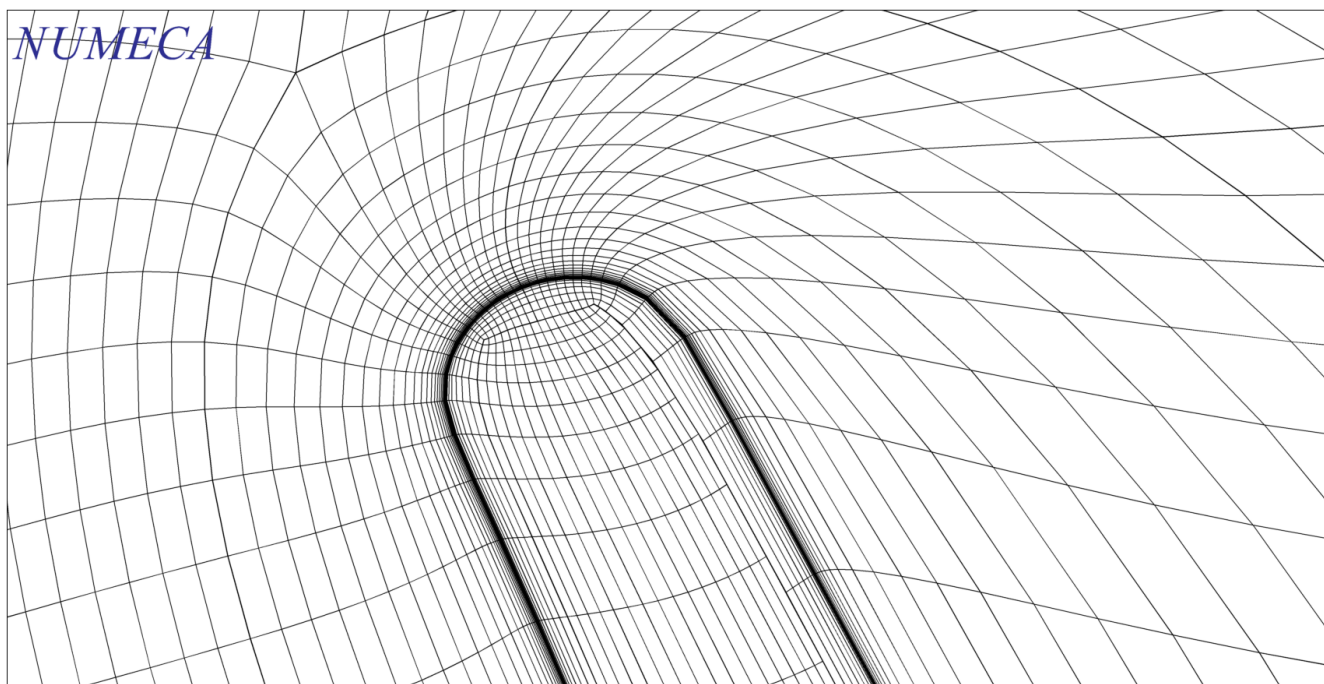


Рисунок 4.3 – 3D модель грубой сетки

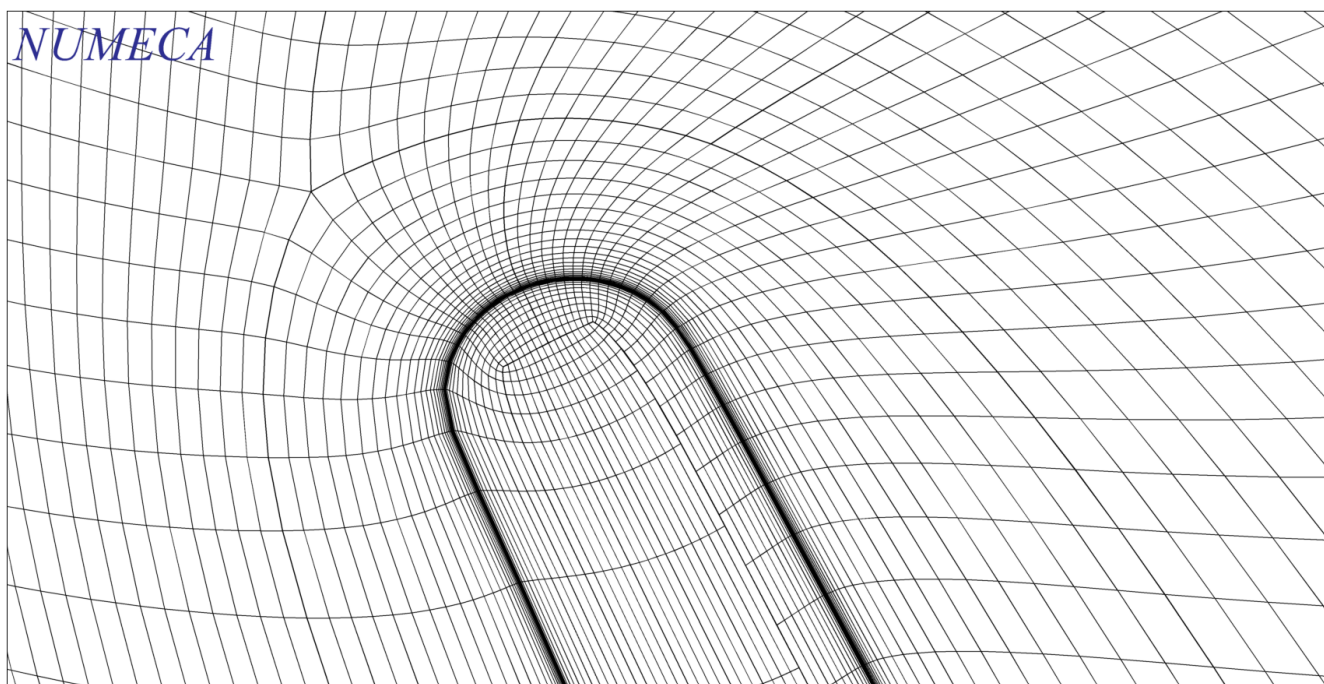


Рисунок 4.4 – 3D модель средней сетки

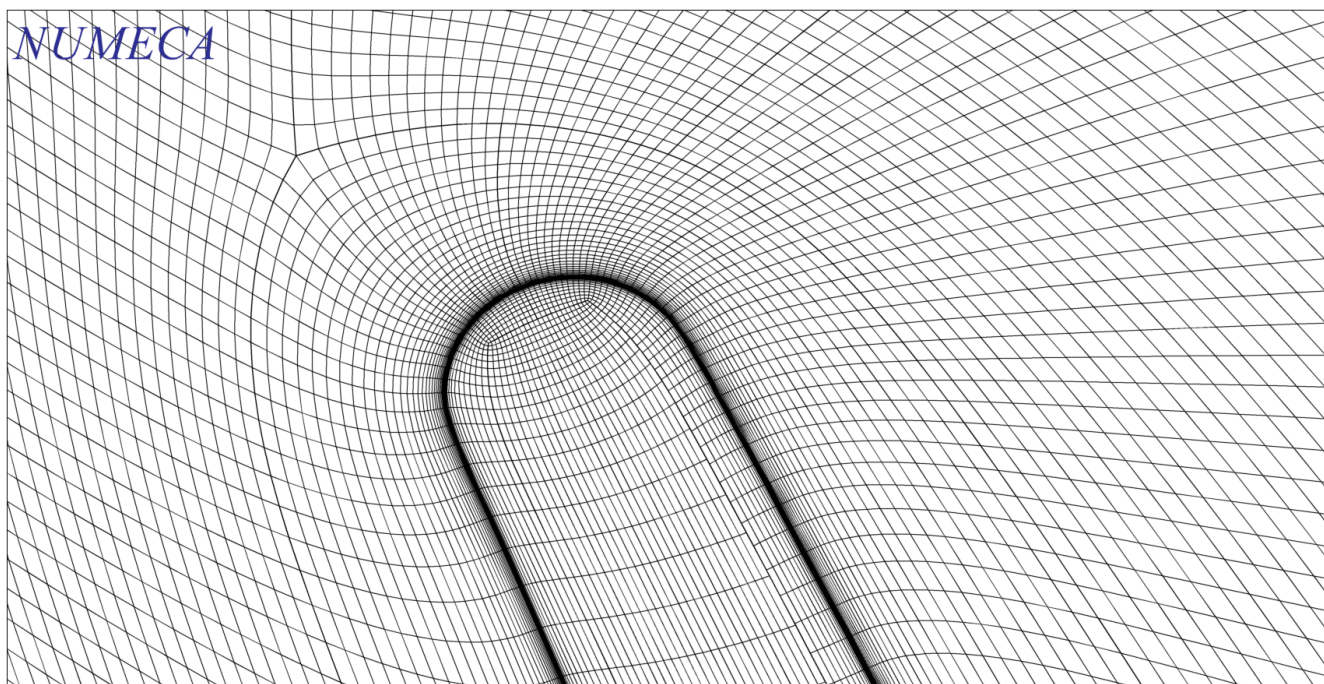


Рисунок 4.5 – 3D модель подробной сетки

Основные сведения о сетке представлены в таблице 3.

Таблица 4.2 – Основные параметры сетки

Сетка	Кол-во ячеек, шт	Min угол скошеннос ти, градусы	Max коэф-т роста	Max отношени е сторон	Кол-во ячеек в О-блоке, шт
Грубая	1101514	27.413	4.092	2482.1	25
Средняя	2334078	20.108	4.144	1496.2	25
Подробная	6745334	20.767	3.240	1311.2	33

4.1.2 Сеточная сходимость

Сеточная сходимость оценивалась по распределениям КПД и угла выхода потока по высоте канала в сечении экспериментальных замеров за рабочим колесом ($z = 0.034$ м), показанном на рисунке 4.6.

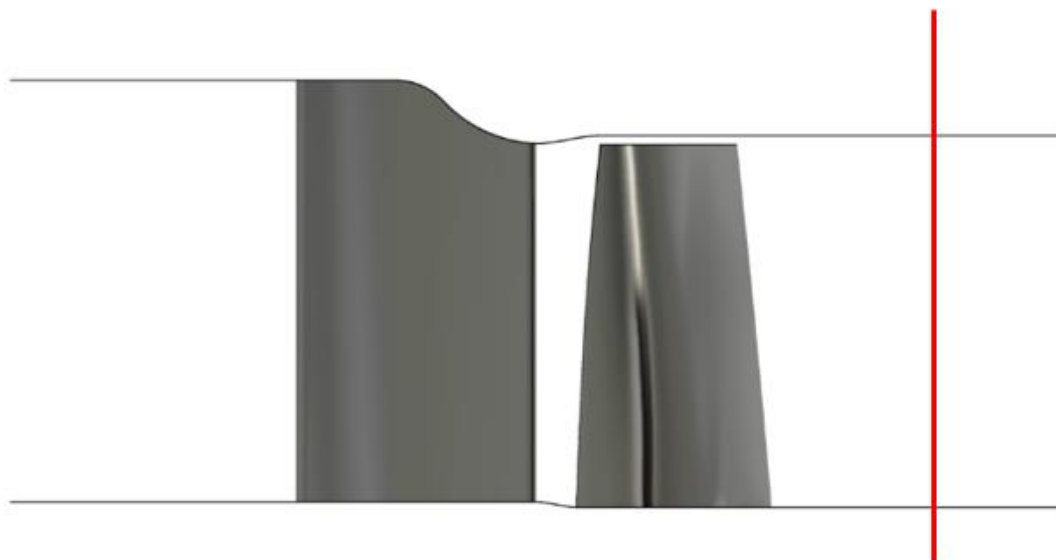


Рисунок 4.6 – Сечение замеров

Сеточная сходимость исследовалась на всех моделях турбулентности. Из графиков на рисунках 4.7-4.14 видно, что сеточная сходимость достигается на средней сетке, так же мы видим, что сходимость достигается на всех моделях примерно одинаково.

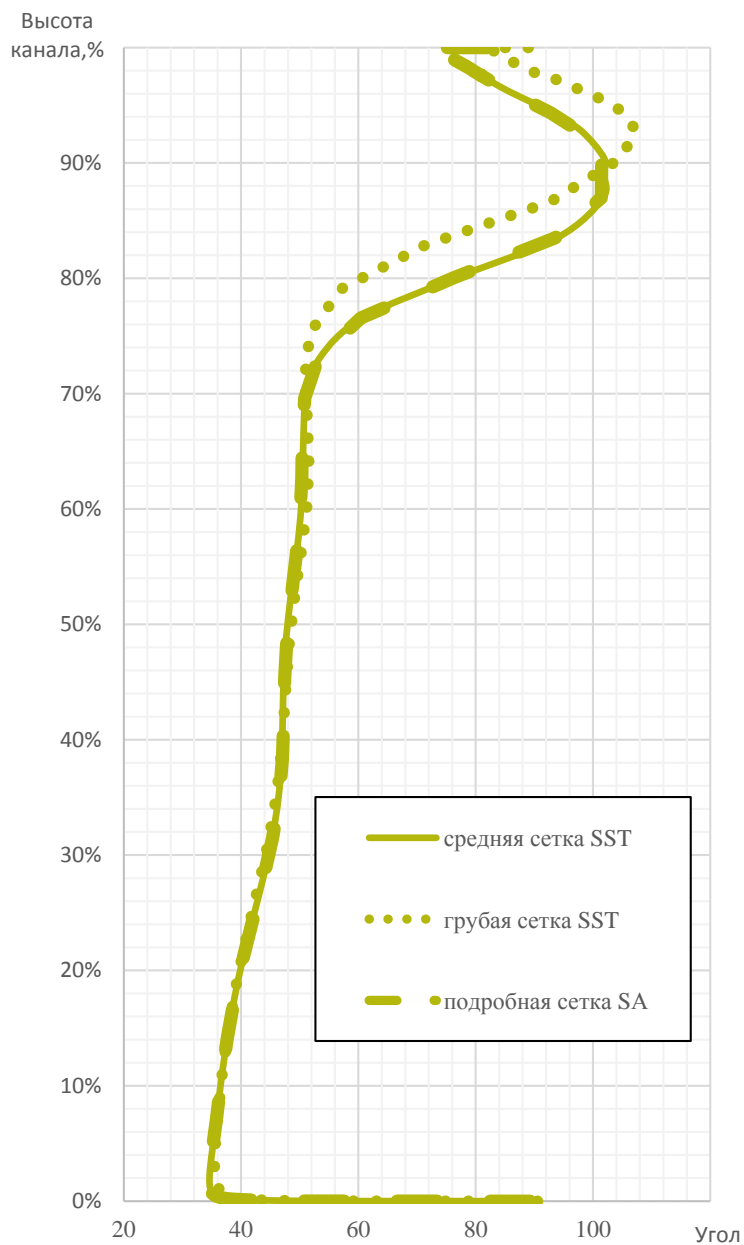


Рисунок 4.7 – График зависимости угла выхода потока из турбины от координаты сечения по высоте лопатки (модель SST)

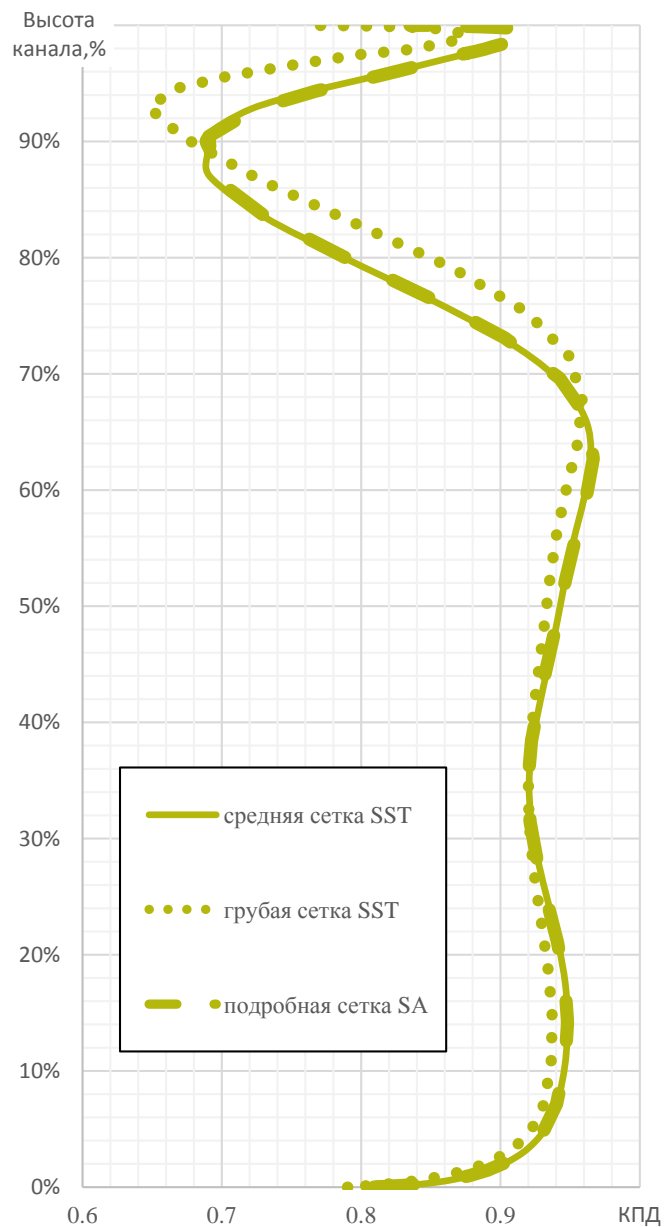


Рисунок 4.8 – График зависимости КПД от координаты сечения по высоте лопатки (модель SST)

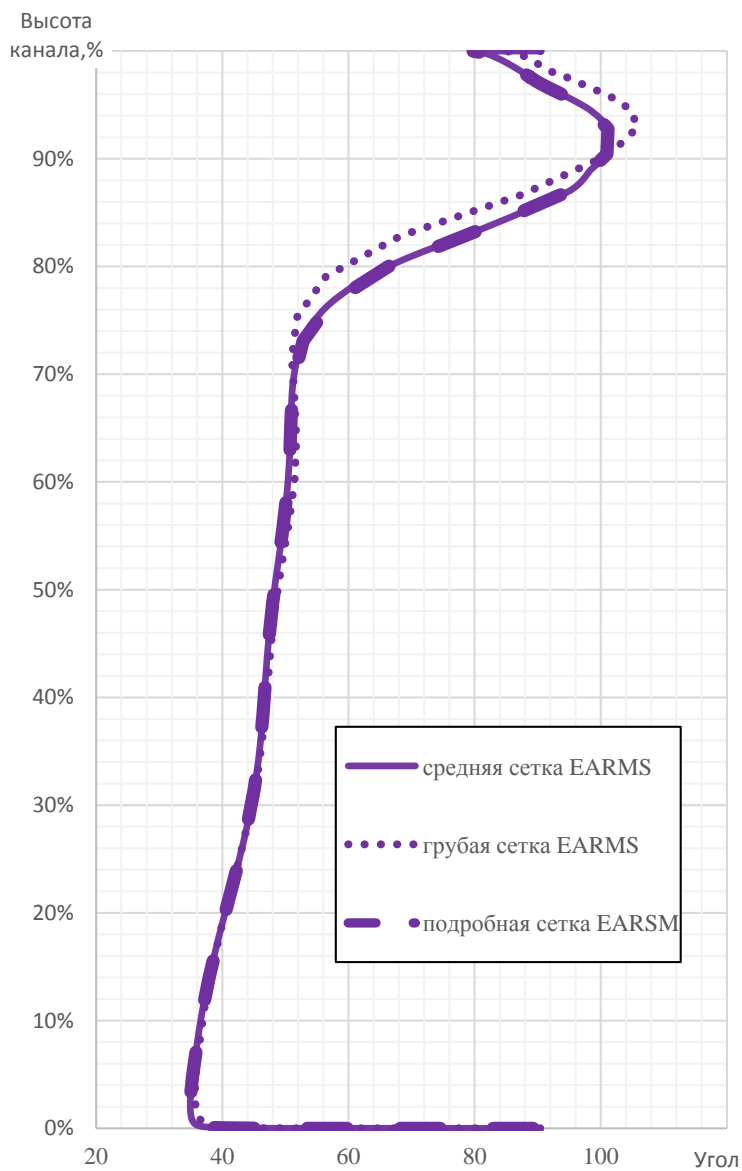


Рисунок 4.9 – График зависимости угла выхода потока из турбины от координаты сечения по высоте лопатки (модель EARSMS)

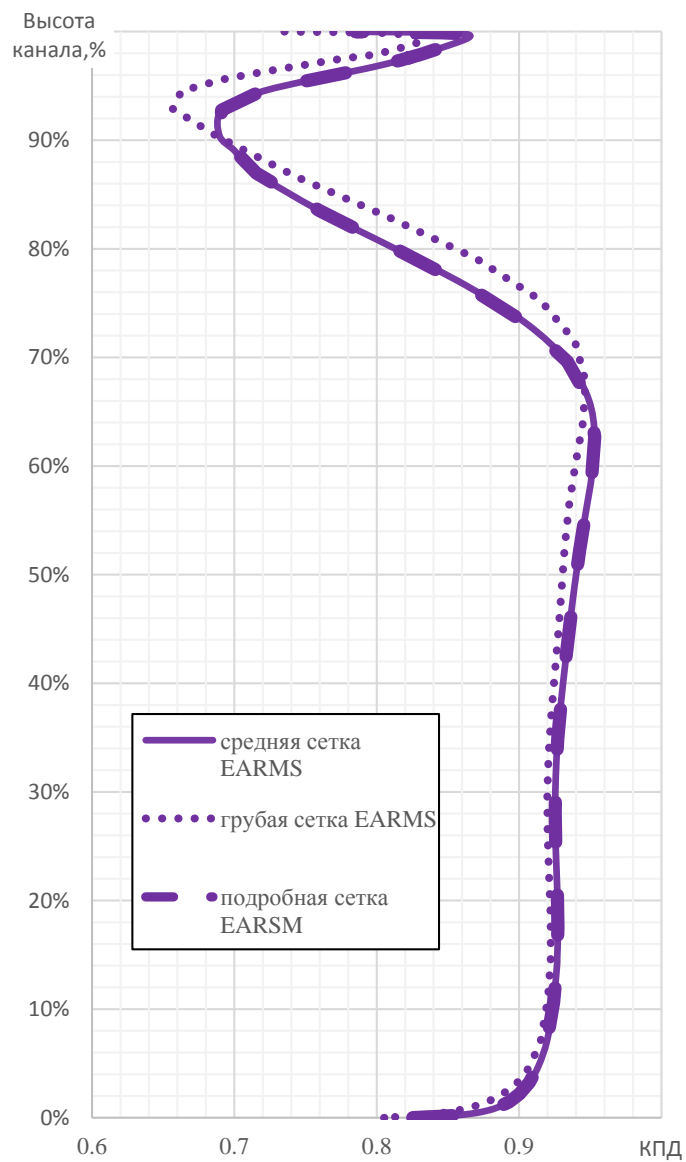


Рисунок 4.10 – График зависимости КПД от координаты сечения по высоте лопатки (модель EARSMS)

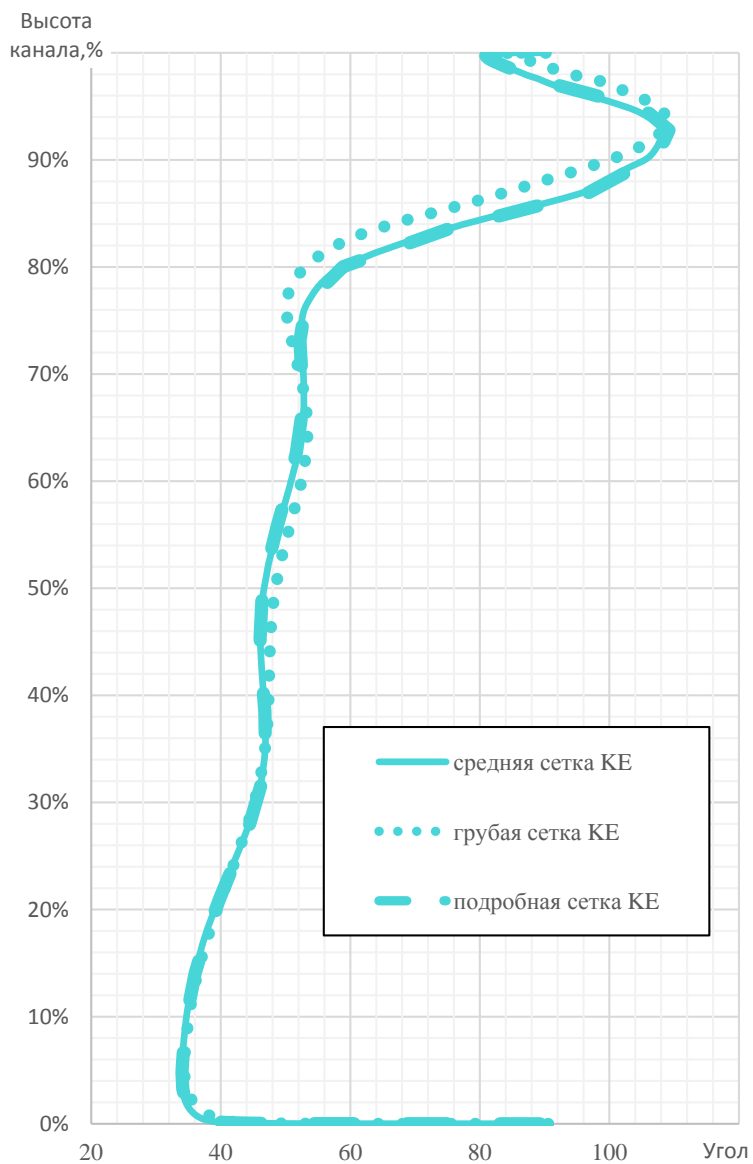


Рисунок 4.11 – График зависимости угла выхода потока из турбины от координаты сечения по высоте лопатки (модель k-ε)

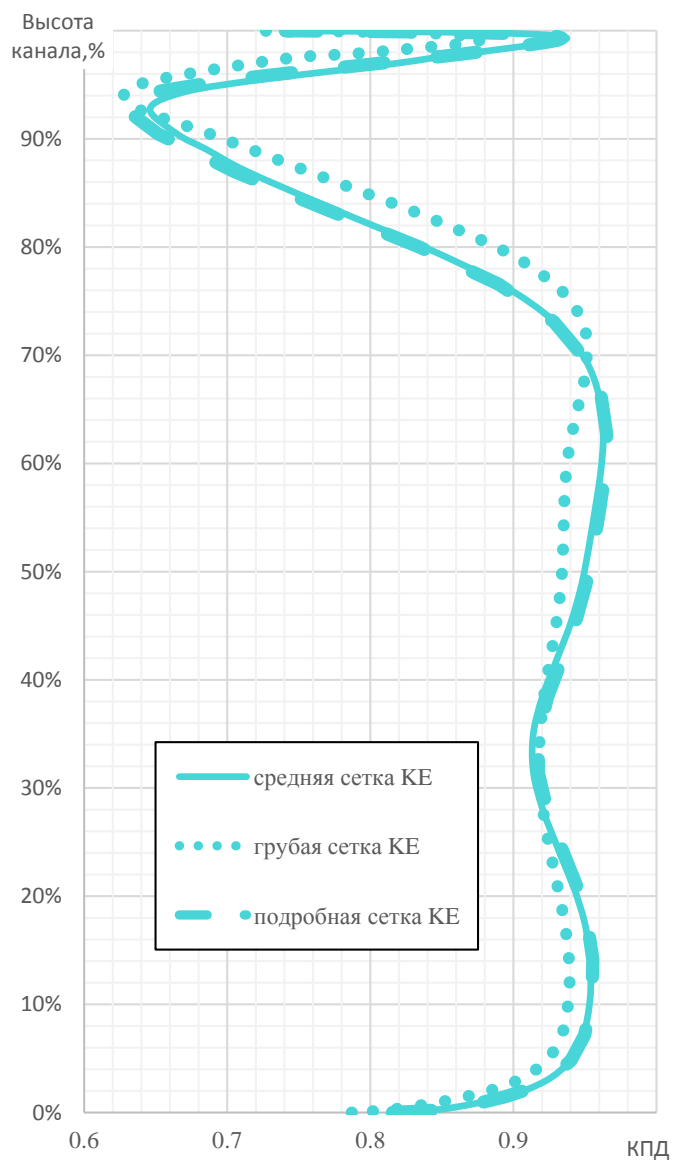


Рисунок 4.12 – График зависимости КПД от координаты сечения по высоте лопатки (модель k-ε)

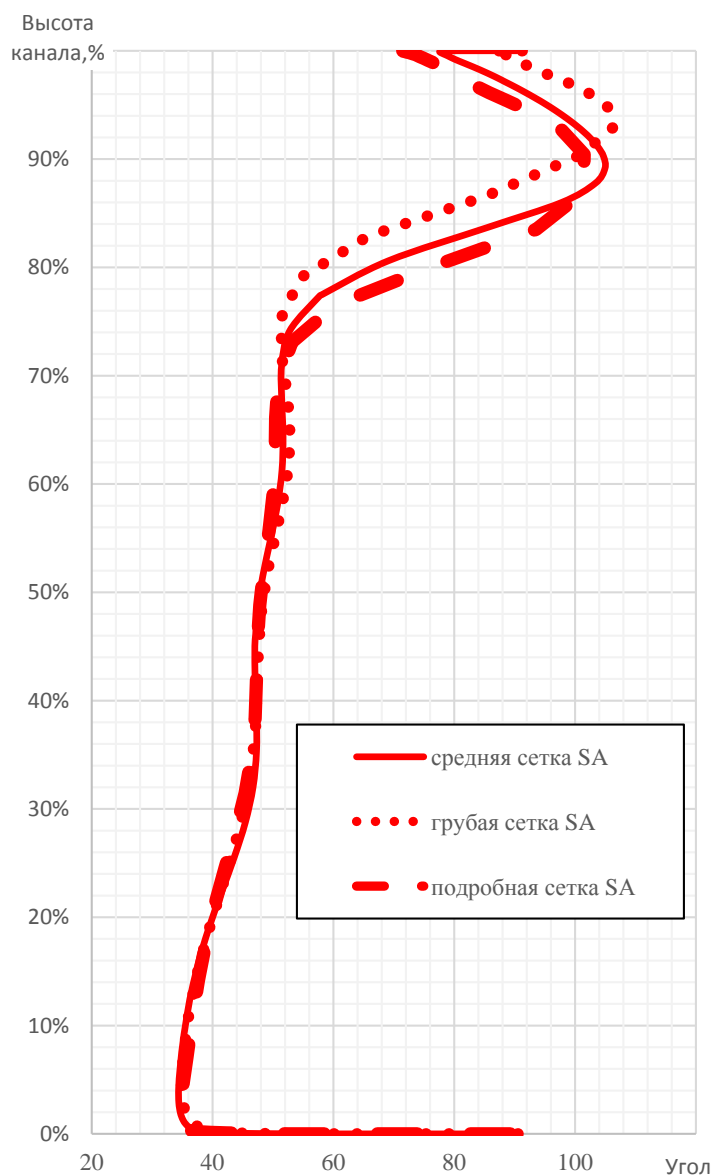


Рисунок 4.13 – График зависимости угла выхода потока из турбины от координаты сечения по высоте лопатки (модель Спаларта –Аллмараса)

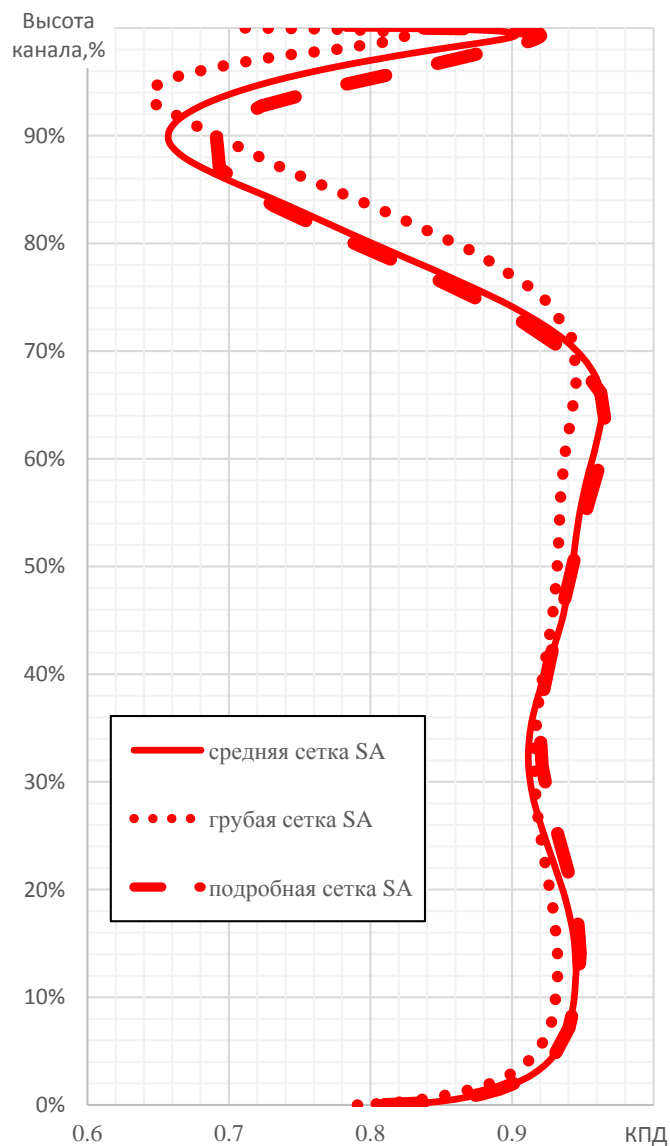


Рисунок 4.14 – График зависимости КПД от координаты сечения по высоте лопатки (модель k-ε)

На рисунке 4.15 показано различие интегрально осреднённого коэффициента полезного действия на всех сетках. Видно, что интегральное значение КПД на грубой и подробной сетке отличаются на пол процента, поэтому для дальнейших исследований за рабочую выбрана средняя сетка.

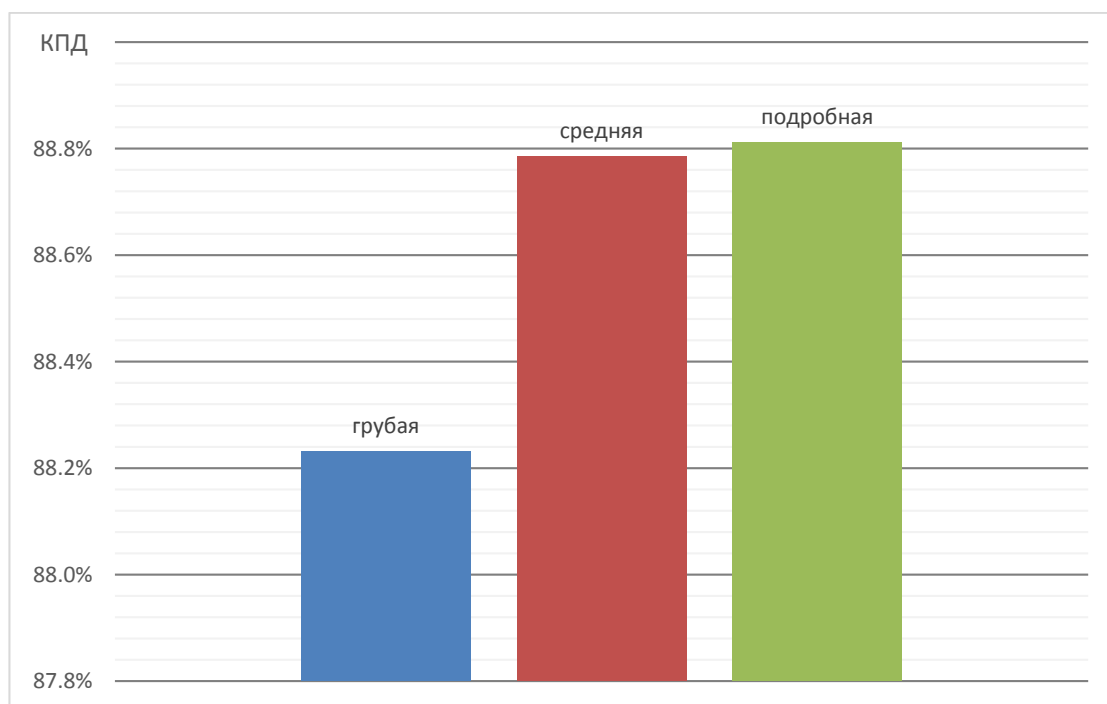


Рисунок 4.15 – Сравнение сеток

4.1.3 Сеточная сходимость в зазоре

Так же была исследована сеточная сходимость в зазоре, путём изменения кол-ва ячеек по высоте в зазоре, тогда как общее количество ячеек по высоте оставалось постоянным. Исследование проводилось на средней сетке и модели турбулентности SST. На рисунке 4.16 показана зависимость высоты канала от значения КПД. Область зазора выделена скобкой. Как видно из графика, сеточная сходимость достигается при 25 ячейках в зазоре.

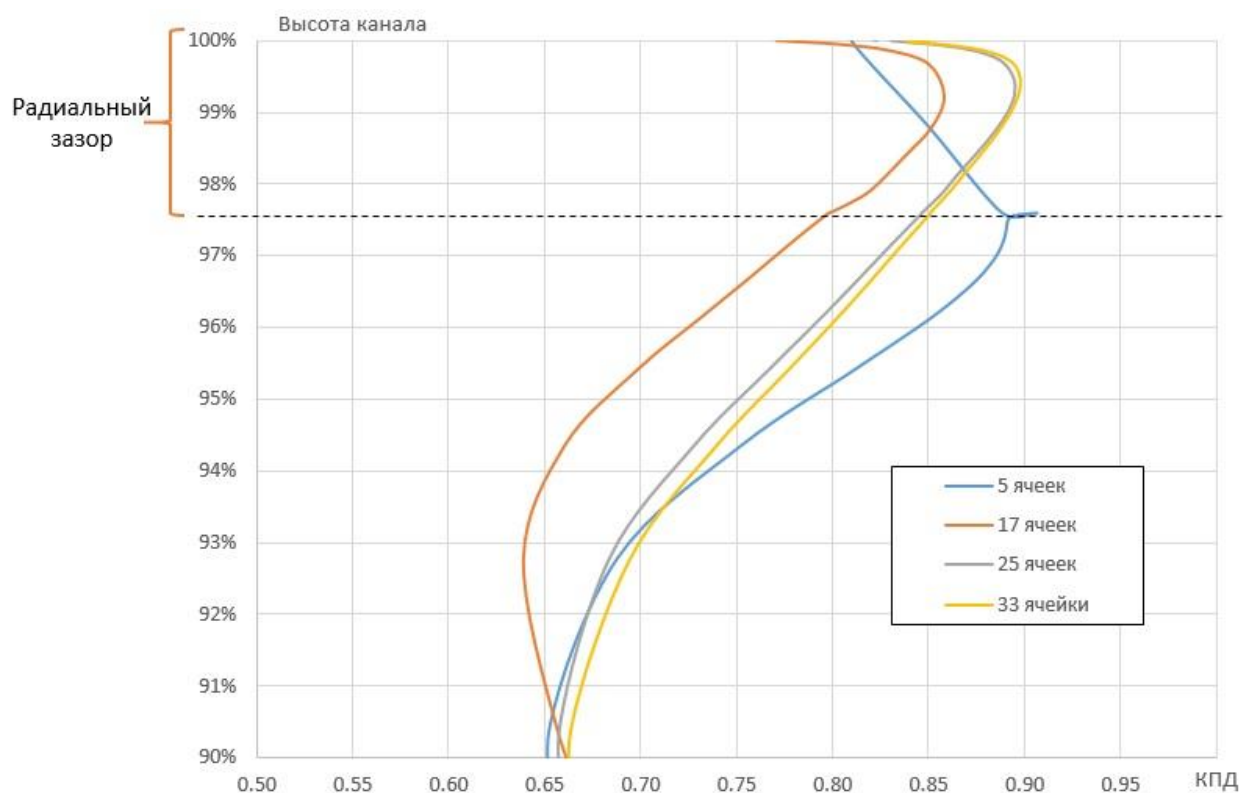


Рисунок 4.16 – Исследование сходимости в зазоре

4.1.4 Анализ характера течения

Рассмотрим характер течения в рабочем колесе турбины. На рисунках 4.17-4.19 представлено распределение числа Маха в относительном движении в трёх сечениях по высоте. Число Маха на входе рабочей лопатки дозвуковое, на выходе достигает сверхзвуковых значений, на спинке наблюдается зона разгона потока. Видно, что в межлопаточном канале реализуется скачок уплотнения, отражающийся от спинки и взаимодействующий со следами от лопаток.

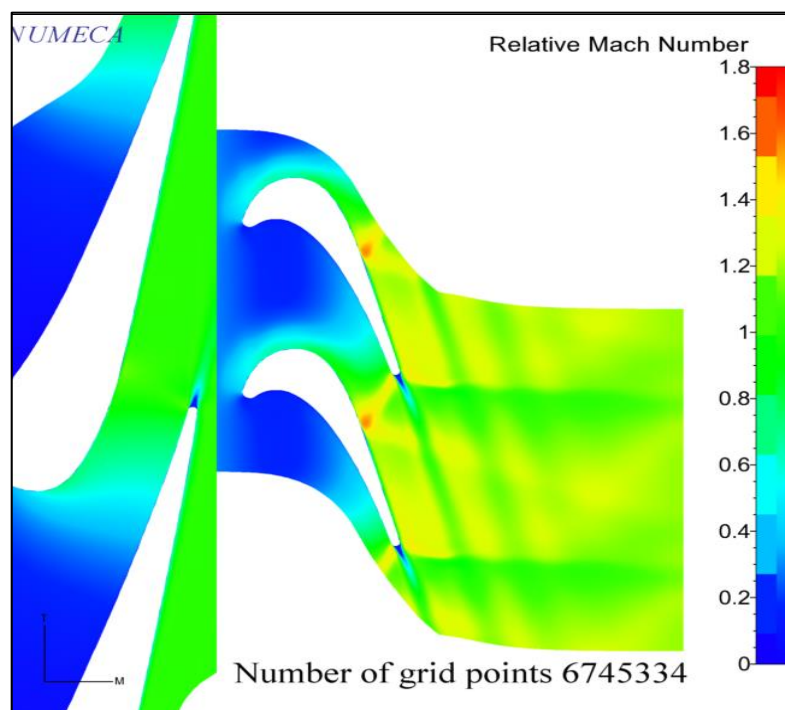


Рисунок 4.17 – Течение в РК (сечение 10%)

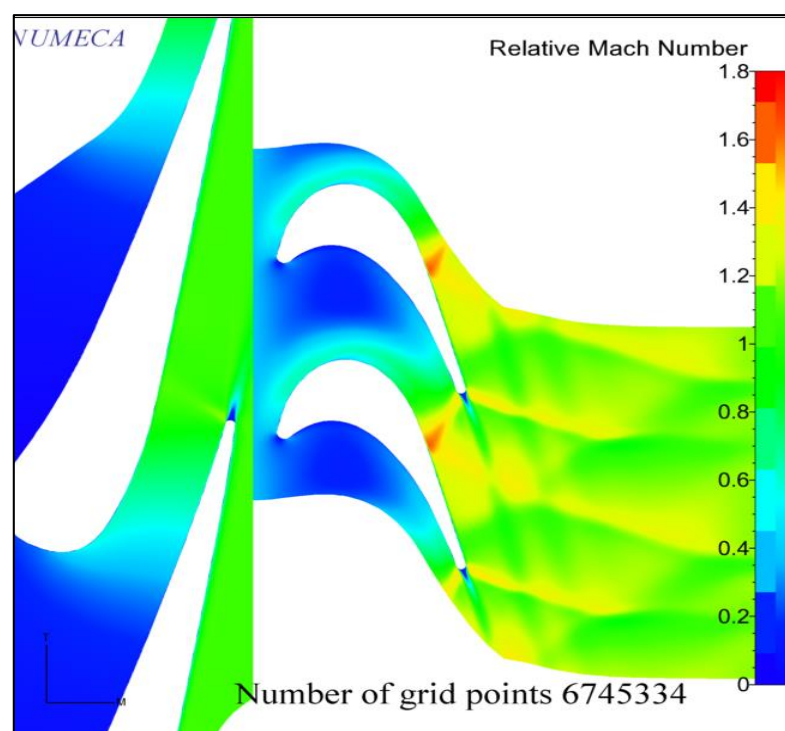


Рисунок 4.18 – Течение в РК (сечение 50%)

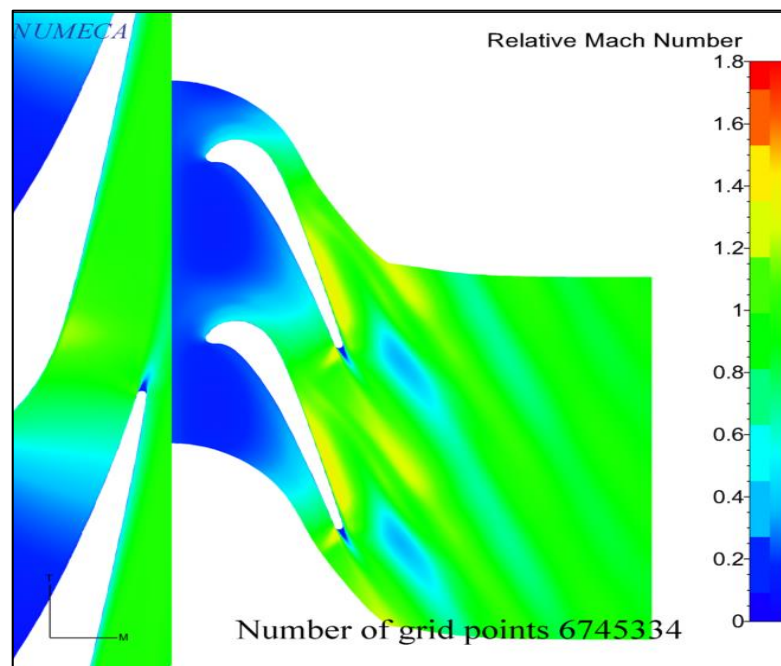


Рисунок 4.19 – Течение в РК (сечение 90%)

4.1.5 Влияние модели турбулентности

Рассмотрим влияние модели турбулентности. Проведём сравнительный анализ моделей турбулентности: k-ε, Спаларта – Аллмараса, SST и явной

а
л
г
е
б
р
а
и
ч
е
с
к
о
й

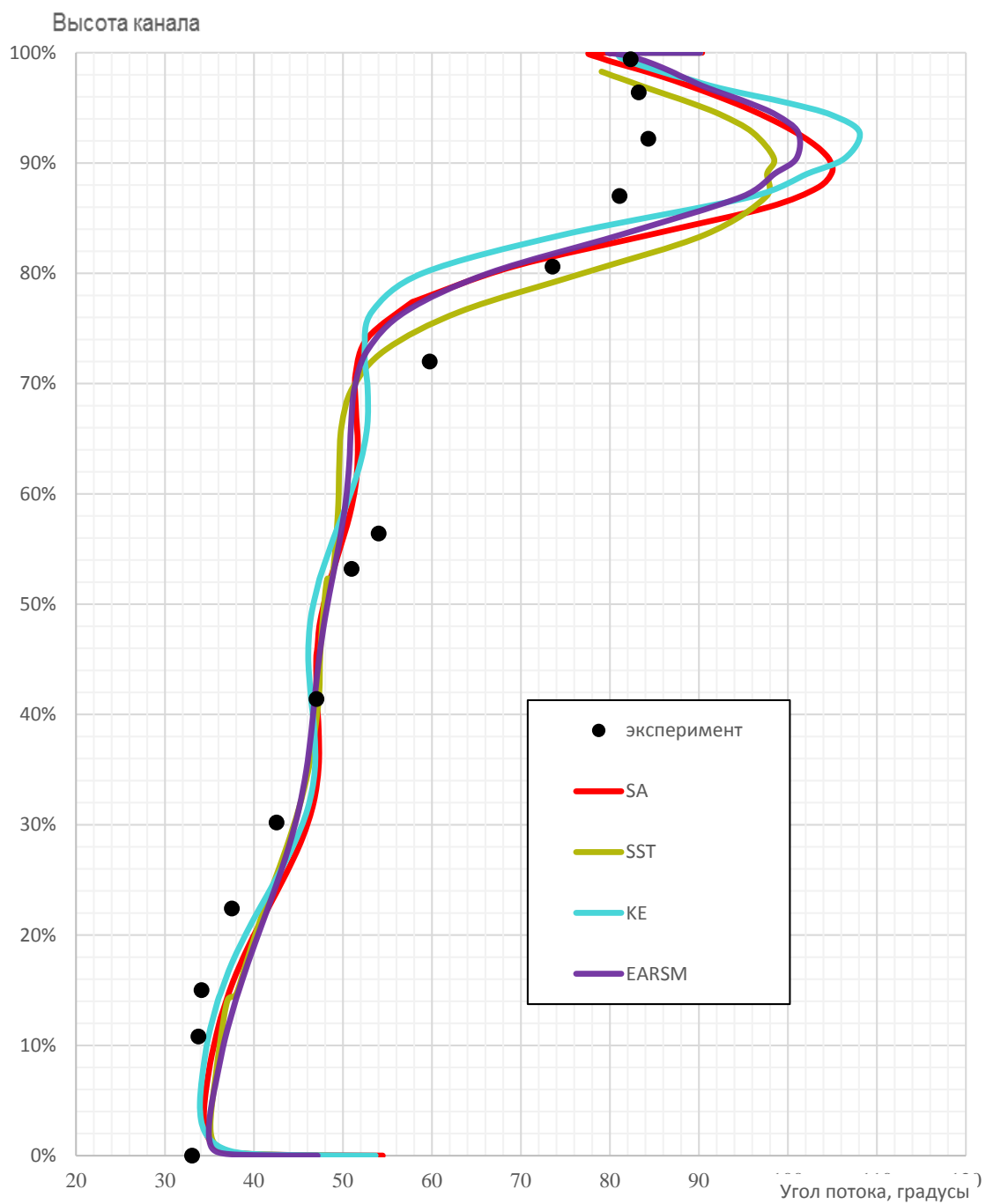


Рисунок 4.20 – График сравнения моделей турбулентности по углу выхода потока из турбины.

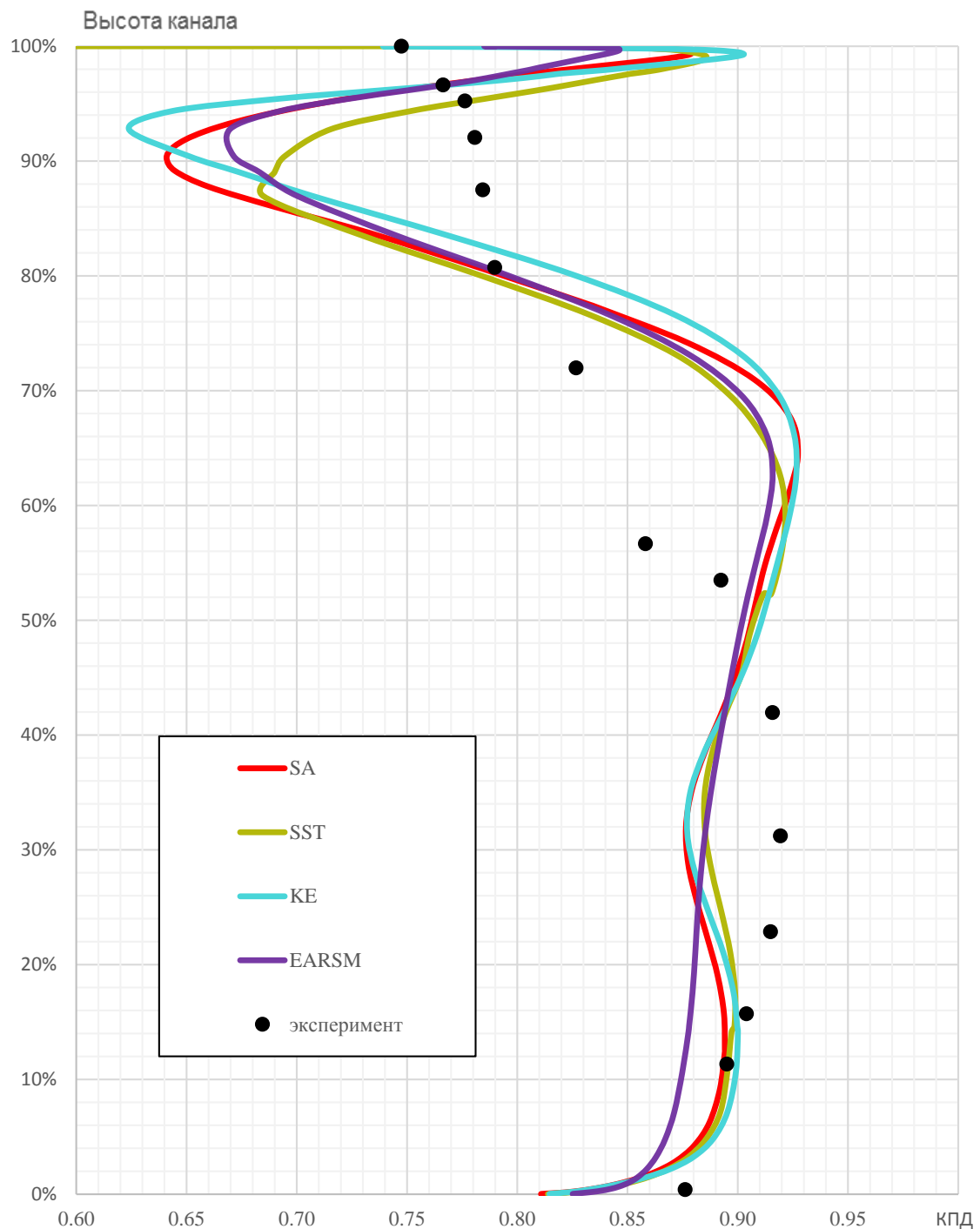


Рисунок 4.21 – График сравнения моделей турбулентности по КПД

На графике распределения угла выхода потока из турбины видно, что до половины межлопаточного канала все модели описывают процесс достаточно хорошо, однако значительное расхождение с экспериментом наблюдается от 0,56 до 0,8 и от 0,87 до 0,96. Все модели плохо описывают данные области.

Характер распределения экспериментальных и расчётных данных по КПД отличаются существенно. Максимальное различие между моделями в периферийной области составляет более 5%.

Для наглядности различия моделей на рисунке 4.22 представлена диаграмма интегрального КПД у различных моделей. Наибольшее КПД у модели KE. Уровень КПД у модели Спаларта-Алмареса и модель Рейнольдсовых напряжений одинаковый и наиболее близок к эксперименту

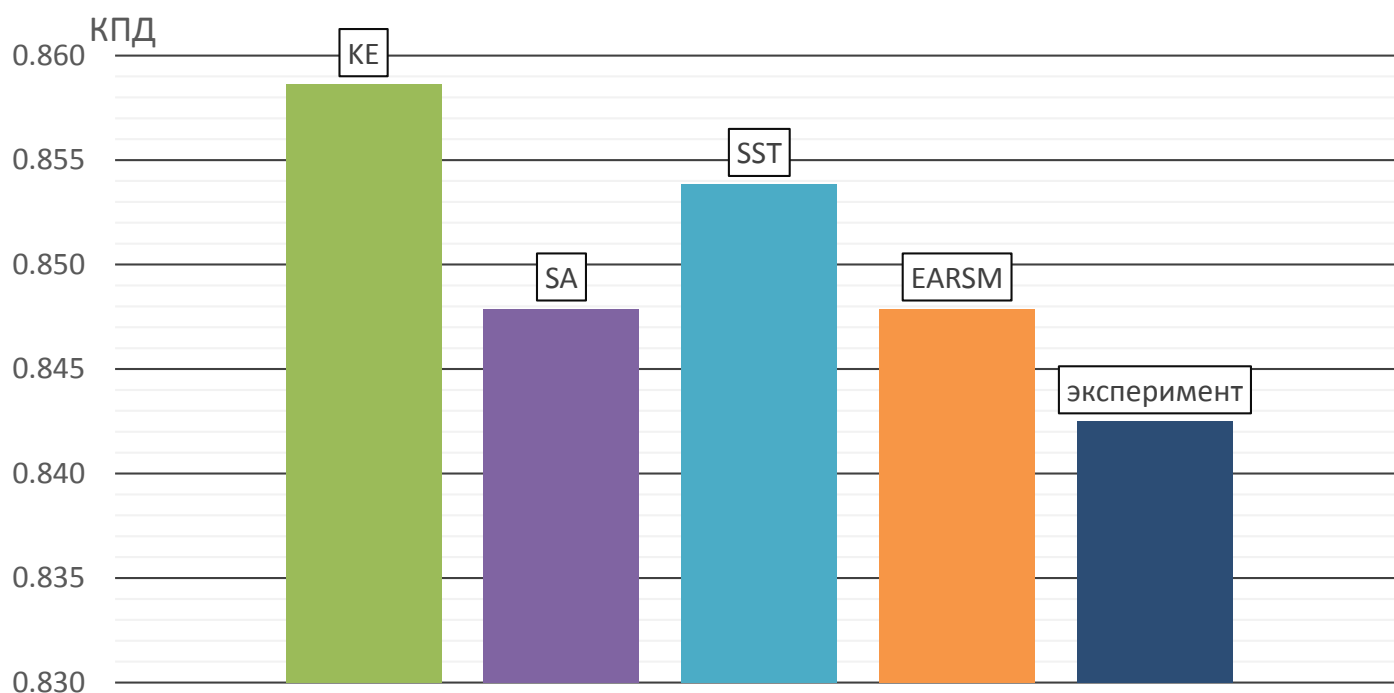


Рисунок 4.22 – Влияние модели турбулентности

Рассмотрим картину течения газа в исследуемых моделях. На рисунках 4.23- 4.28 представлено распределение числа Маха в относительной системе координат, связанной с лопаткой. Проведён Анализ течения в различных сечениях с всеми моделями турбулентности.

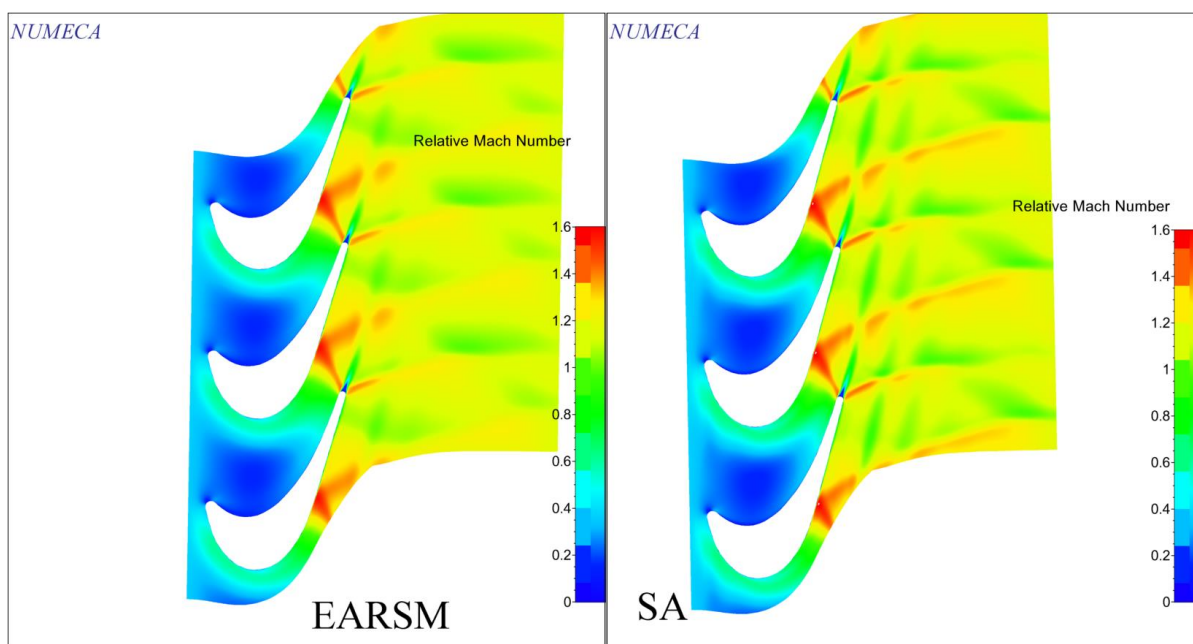
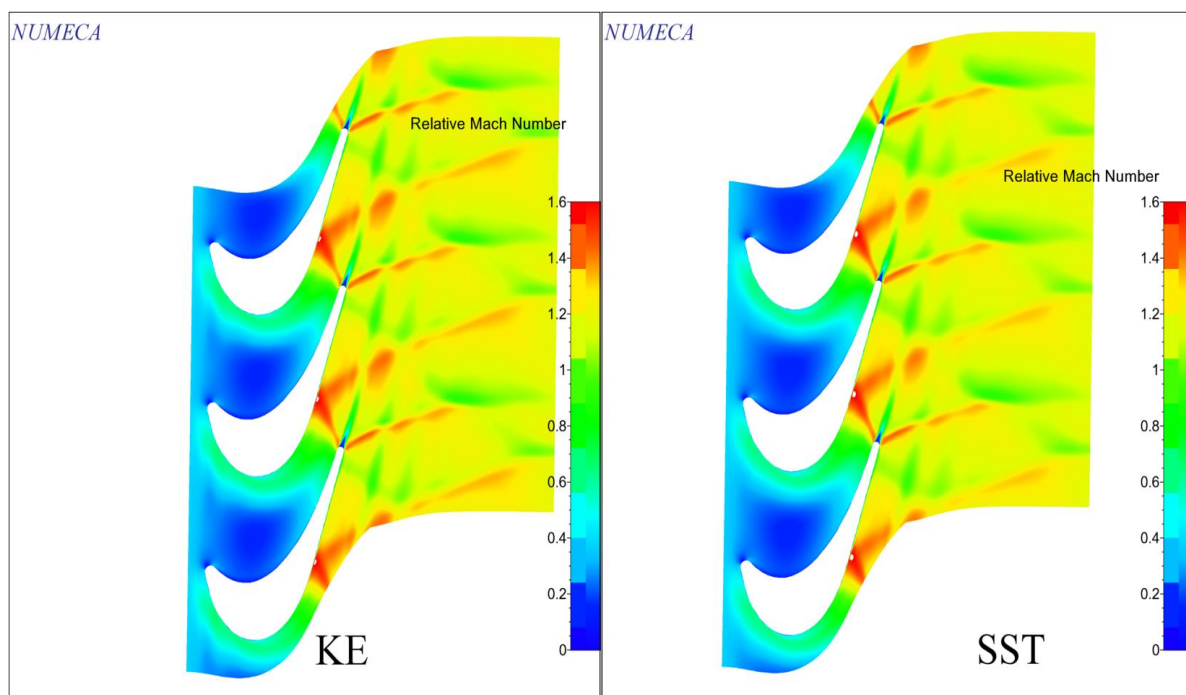


Рисунок 4.23 – распределение числа Маха в сечении 0,1 (SST и k-ε)



Рисунок

4.24 – распределение числа Маха в сечении 0,1 (EARSM и SA)

Видно что в сечении 10% высоты канала (рисунки 4.23-4.24) все модели ведут себя идентичным образом, однако у модели Рейнольдсовых напряжений интенсивность скачков и следов ниже, чем у остальных моделей.

Рассмотрим течение в других сечениях. На рисунках 4.25-4.26 представленно сечение 50% высоты канала.

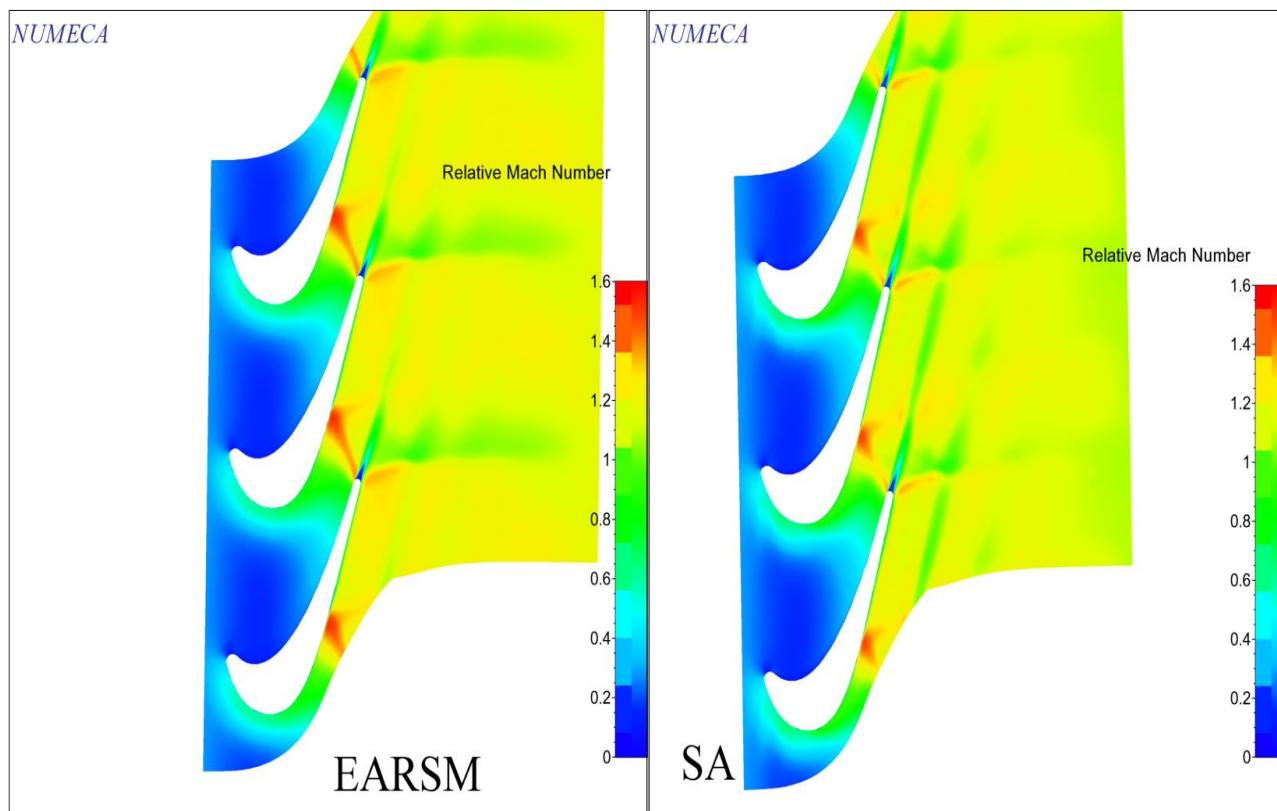


Рисунок 4.25 – распределение числа Маха в сечении 0.5 (EARSM и SA)

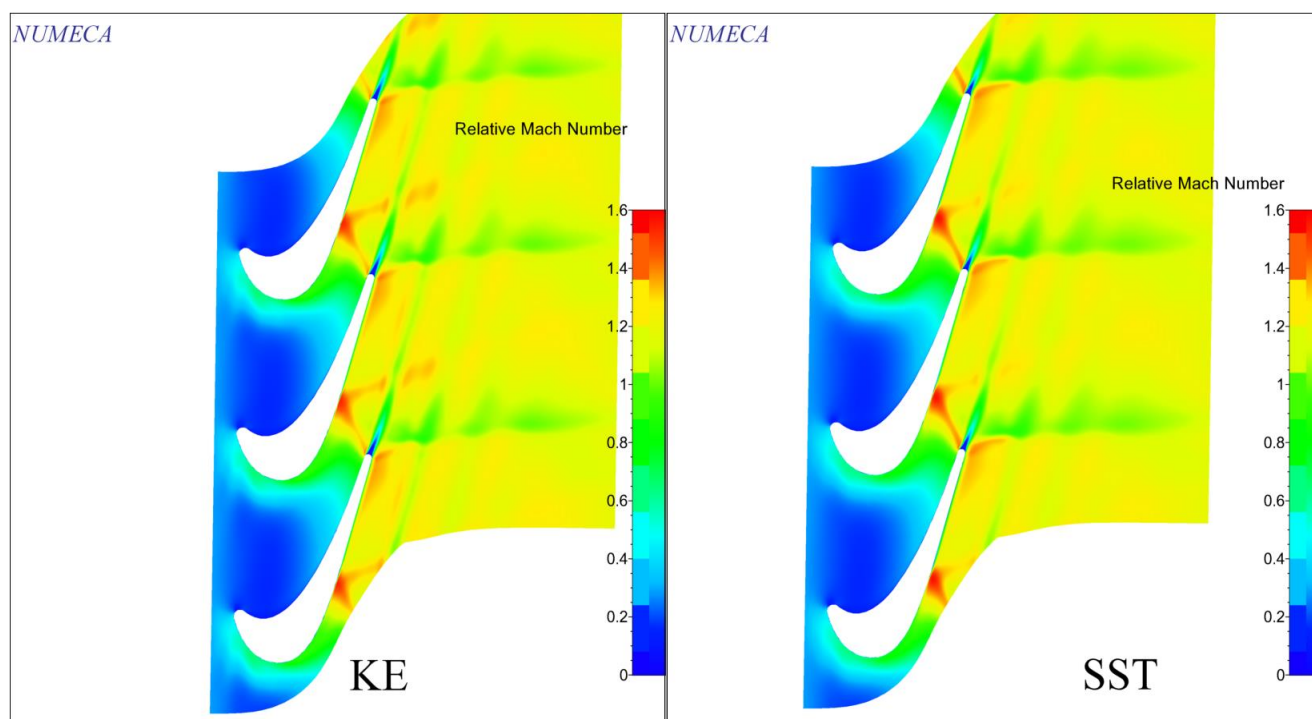


Рисунок 4.26 – распределение числа Маха в сечении 0.5 (SST и k-ε)

Как видно, в среднем сечении в межлопаточном канале реализуется скачок уплотнения, отражающийся от спинки и взаимодействующий со следами от лопаток. В расчете с моделью k- ϵ наблюдается наибольшая интенсивность отразившегося скачка. В расчете с EARSM моделью интенсивность скачка и следов наименьшая. У модели Спаларта- Аллмараса наблюдается торможение потока в близи выхода из рабочей области.

В сечении 90% (рисунки 4.27-4.28) это торможение наиболее ярко выражено. В связи с этим модель Спаларта- Аллмараса не включалась в дальнейшее рассмотрение. А k- ϵ исключён в связи с максимальной разницей по интегральному КПД с экспериментом. Таким образом, в дальнейшем рассматривались только модели SST и EARSM

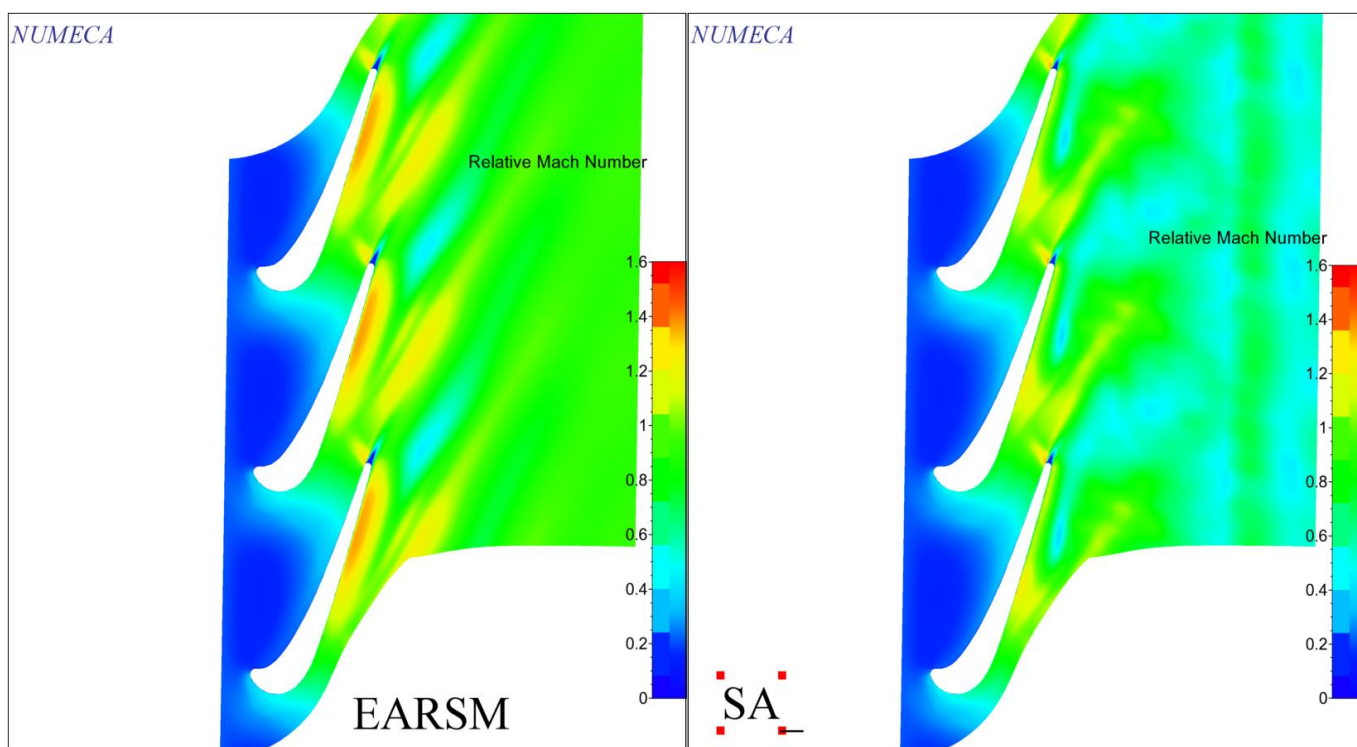


Рисунок 4.27 – распределение числа Маха в сечении 0.9 (EARSМ и SA)

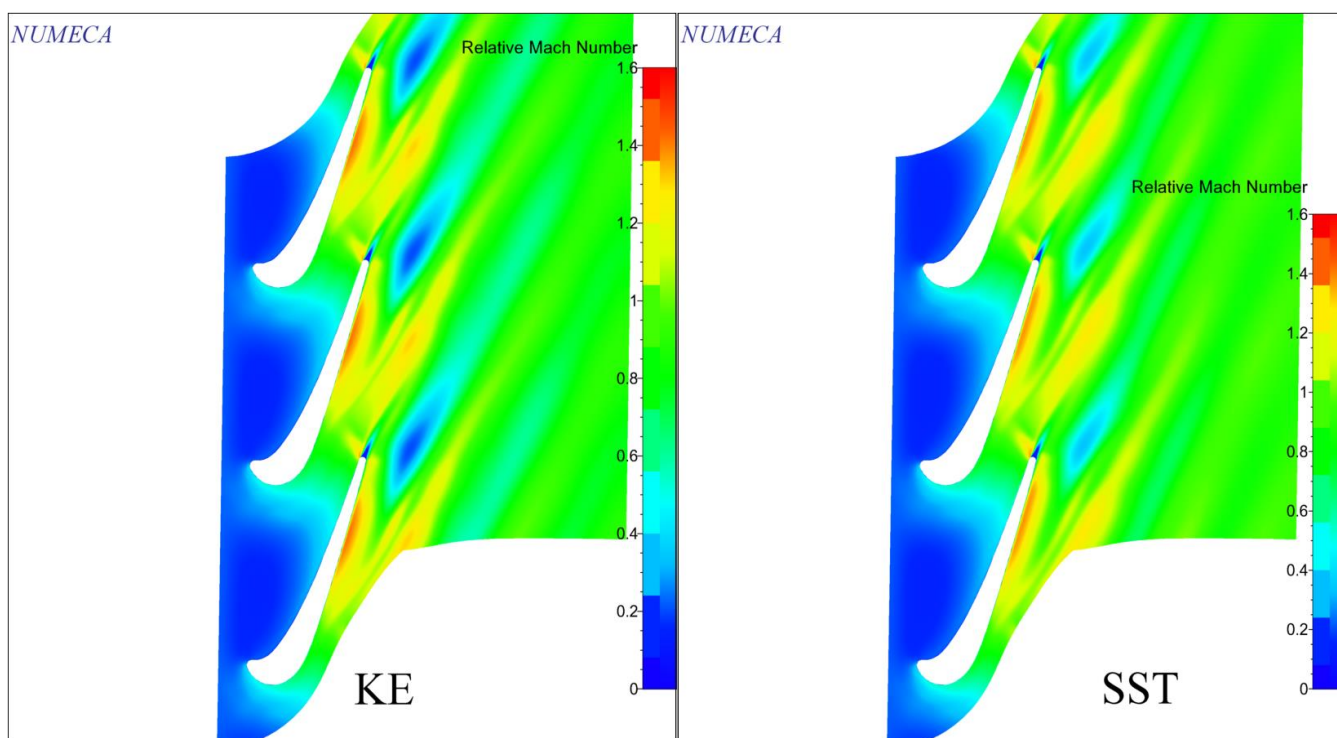


Рисунок 4.28 – распределение числа Маха в сечении 0.9 (SST и k-ε)

4.2 Реальная геометрия

4.2.1 Особенности канала

Далее был проведён расчёт на реальной геометрии. Для получения более точных значений была построена геометрия в большей степени отвечающая эксперименту. Так как в эксперименте размер зазора варьировался за счёт перемещения периферии, за сопловым аппаратом образовалась «ступенька», показанная на рисунке 4.29 (т.е резкое расширение канала).

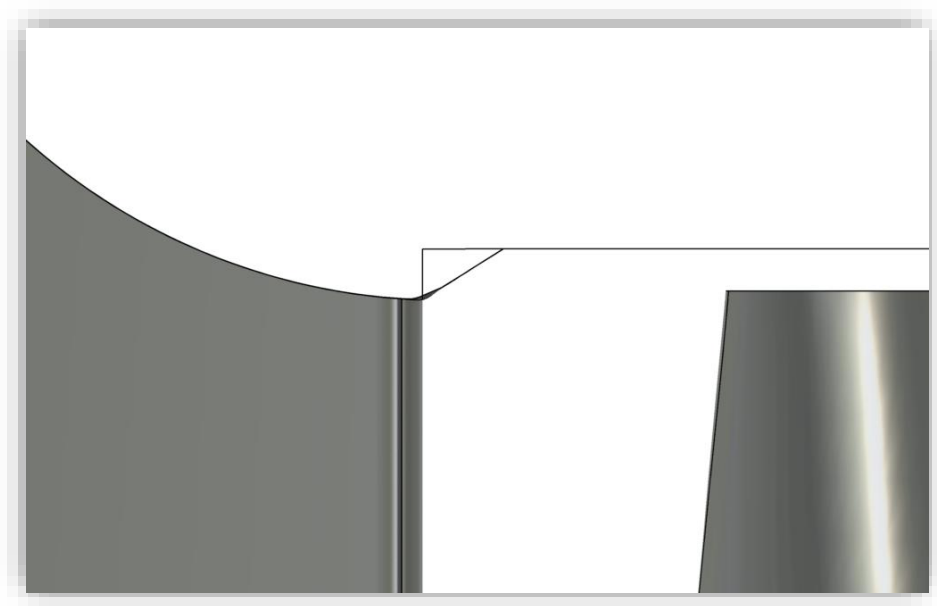


Рисунок 4.29 – Расширение канала

4.2.2 Построение сетки

Для того чтобы учесть резкое расширение канала использовалось дополнительное построение сетки ZR эффектом, показанным на рисунке 4.30

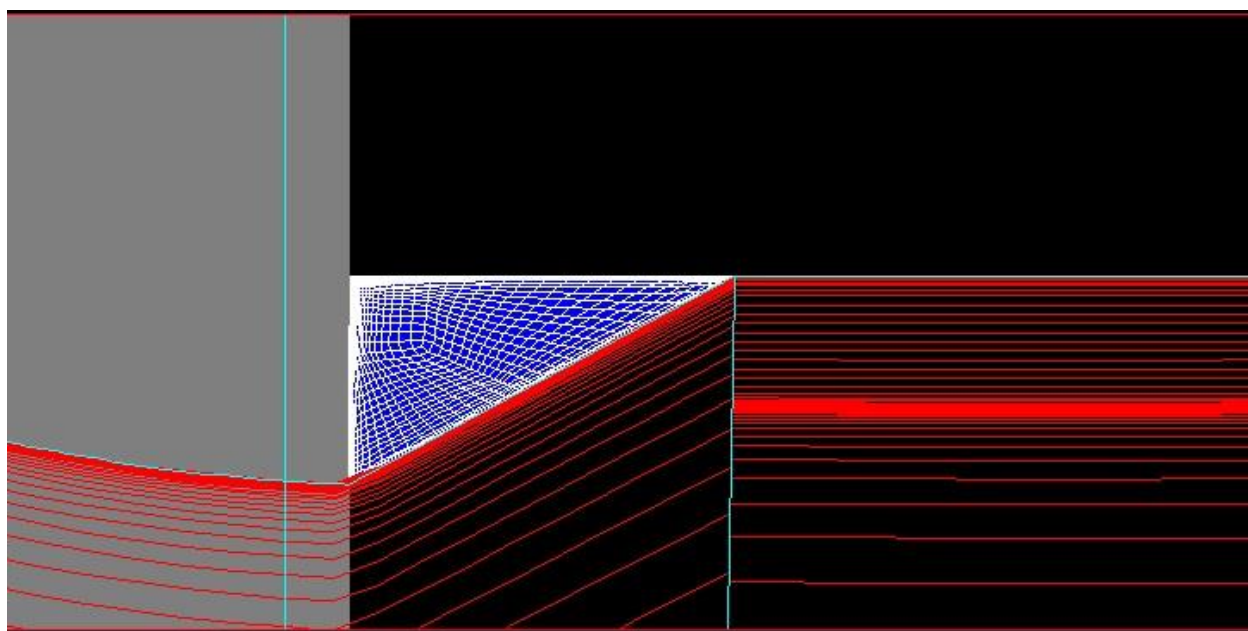


Рисунок 4.30 – ZR эффект

Вводился дополнительный блок, учитывающий резкое расширение канала, в котором отдельно строилась и настраивалась сетка. Основные параметры сетки в блоке, построенном с использованием ZR эффекта представлены в таблице 4. Совпадение общей сетки и сетки в блоке осуществляется по параметру «узел в узел».

Таблица 4.3 – ZR эффект

Сетка	Кол-во ячеек, шт	Min угол скошенности, градусы	Max коэф-т роста
ZR	107163	23.823	3.331

4.2.3 Влияние реальной геометрии

На рисунке 4.31 представлено изменение интегрального КПД для реальной и упрощённой геометрии на моделях SST и модели Рейнольдсовых напряжений. Как видно из диаграммы новая геометрия слабо влияет на интегральные параметры.

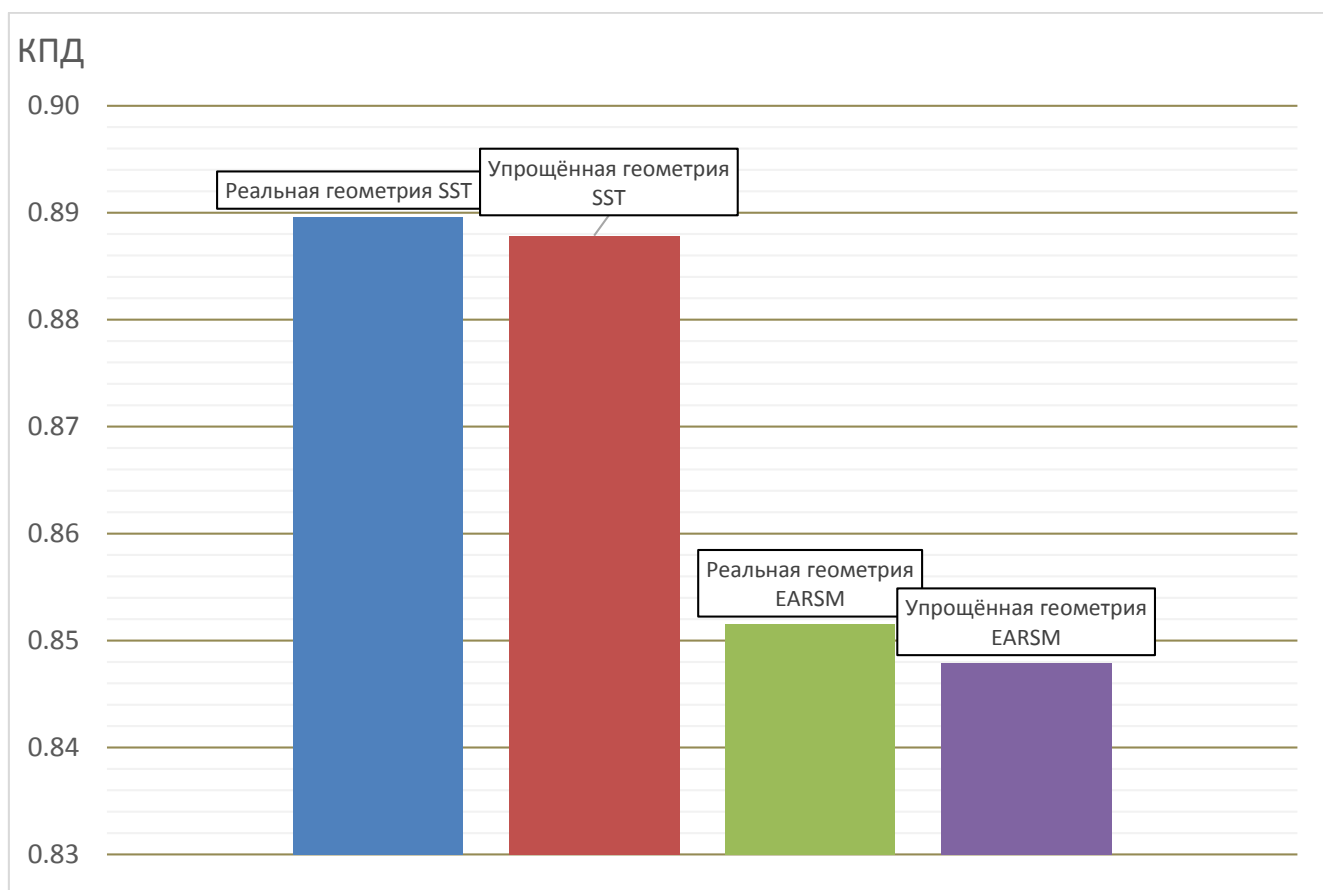


Рисунок 4.31 – Влияние реальной геометрии

Однако, как мы видим на рисунке 4.32, распределение КПД и угла по высоте канала у реальной и упрощённой геометрии отличаются, особенно разница заметна в зоне близкой к радиальному зазору. О похожем эффекте упоминается в источнике [10]. Однако, там он более ярко выражен.

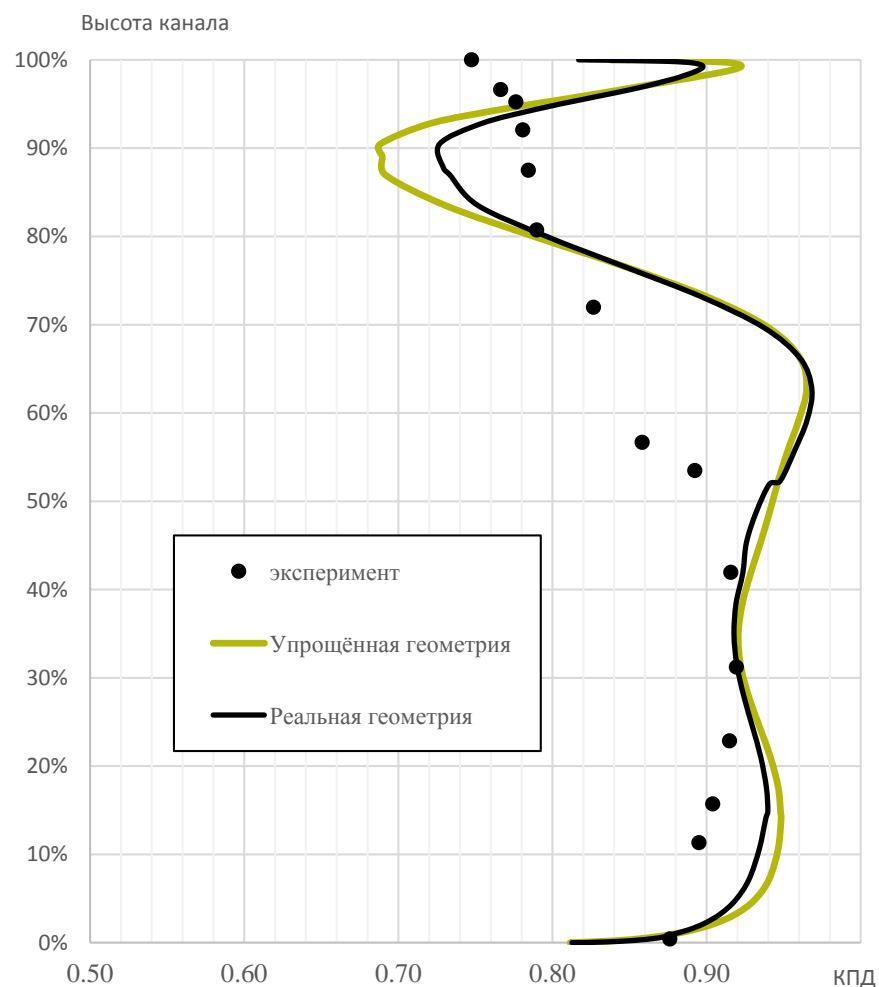


Рисунок 4.32 – зависимость КПД от высоты канала

Для достижения большей точности в дальнейшем все расчёты будем проводить на реальной геометрии.

4.2.4 Расчёт различных зазоров

Был проведён расчёт для различных величин относительного зазора 0.024, 0.015, 0.01 (в абсолютном значении 0,85;0,53;0,35). Данные расчёта можно увидеть на рисунке 4.33. Жёлтым обозначен расчёт на модели SST, красным модель Рейнольдсовых напряжений, черным эксперимент. По графику видно, что расчёт хорошо совпадает с экспериментом.

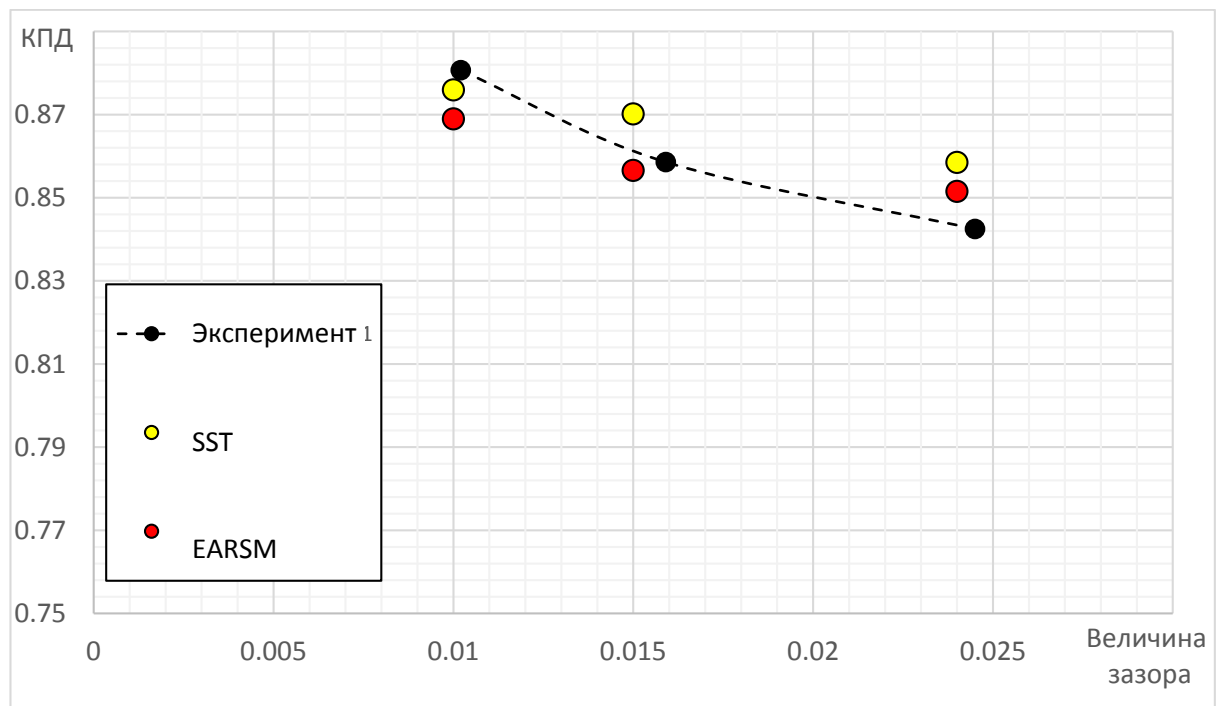


Рисунок 4.33 – Зависимость КПД от величины зазора

Рассмотрим влияние величины зазора на характер течения. На рисунке 4.34 представлено распределение чисел Маха в сечении 0.1 (10% по высоте канала) для модели турбулентности SST. Видно, что с увеличением зазора, значительно возрастает интенсивность скачков за лопаткой.

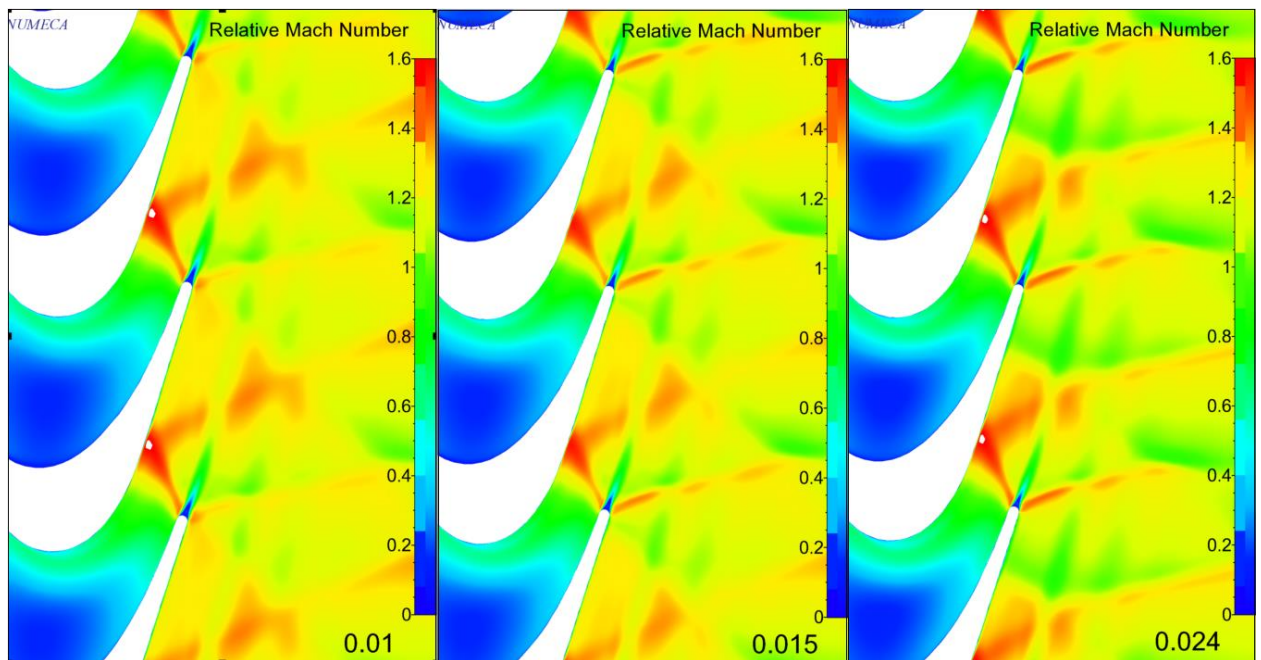


Рисунок 4.34 – Картина течения при различных зазорах (сечение 10%)

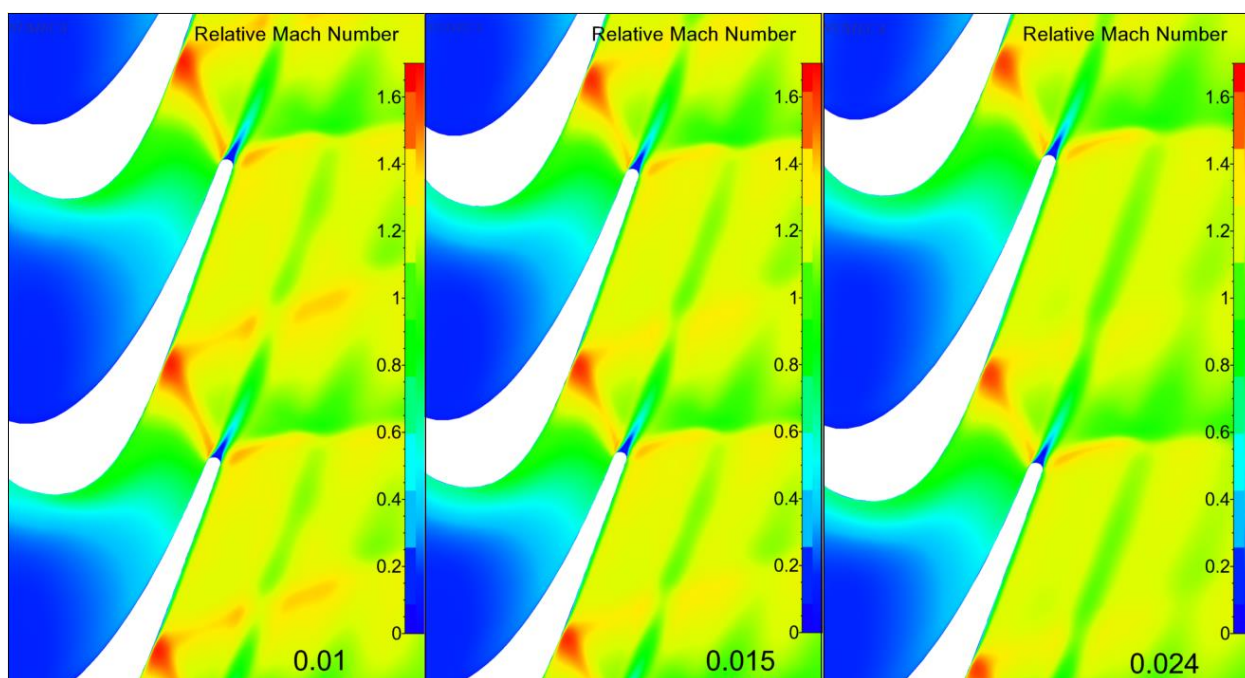


Рисунок 4.35 – Картина течения при различных зазорах (сечение 50%)

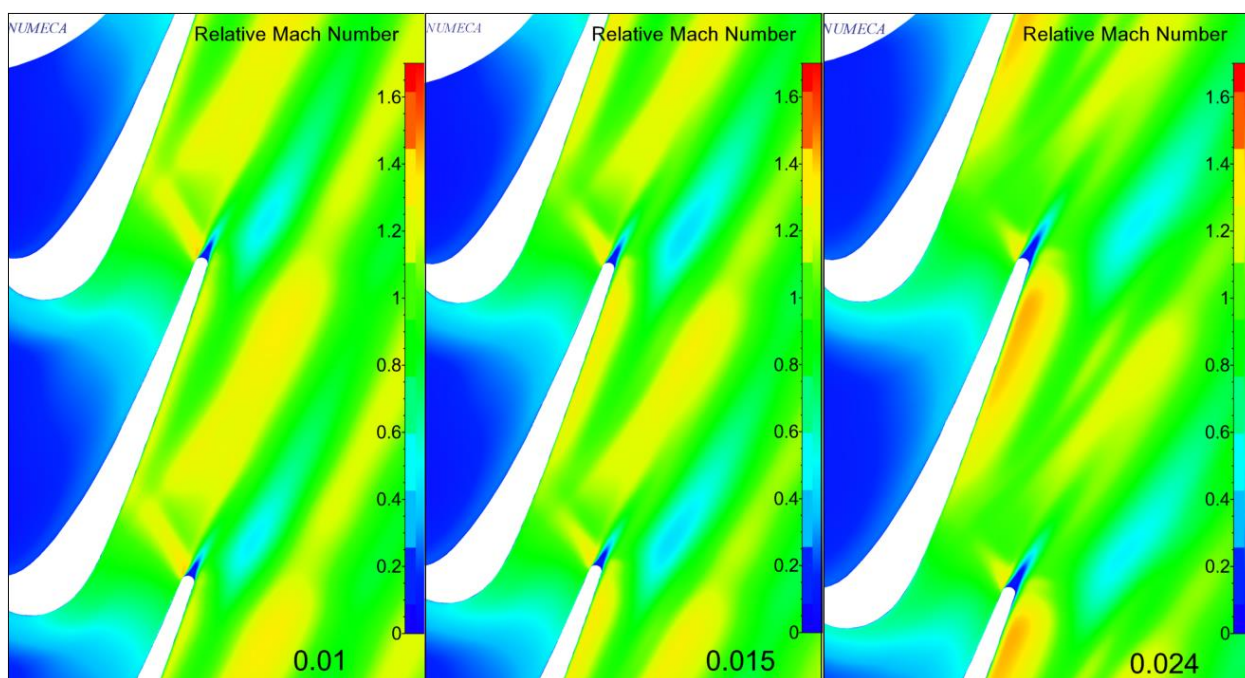


Рисунок 4.36 – Картина течения при различных зазорах (сечение 90%)

На рисунках 4.37-4.38 представлено распределение КПД и угла потока по высоте канала в радиальном зазоре. Из графиков видно, что с уменьшением зазора КПД возрастает, а угол выхода потока наоборот уменьшается.

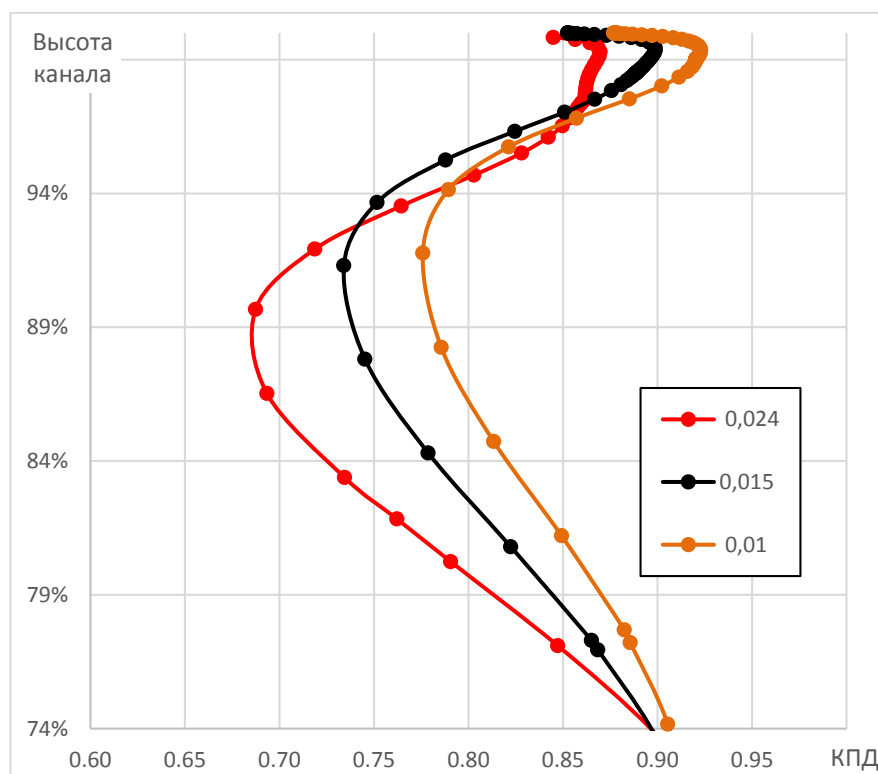


Рисунок 4.37 – Распределение КПД по высоте канала на различных зазорах

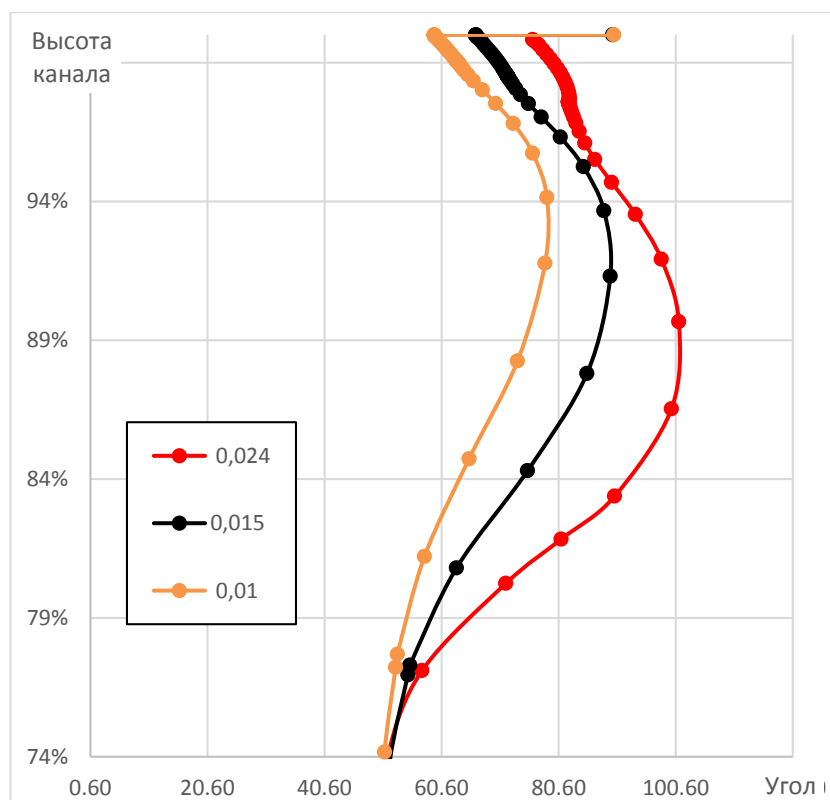


Рисунок 4.38 – Распределение угла выхода потока по высоте канала на различных зазорах

4.2.5 Расчёт на различных частотах вращения

Так же для данной геометрии был проведен расчёт в диапазоне скоростей вращения ротора $u/c_{is} = 0.3; 0.43; 0.51$ на всех величинах зазора $\bar{\delta}_{pz} = 0; 0.01; 0.015; 0.024$. Зависимость приведена на рисунке 4.39. Разные частоты обозначены на графике разными геометрическими фигурами. Лучшее совпадение с экспериментом наблюдается на частоте 0.51.

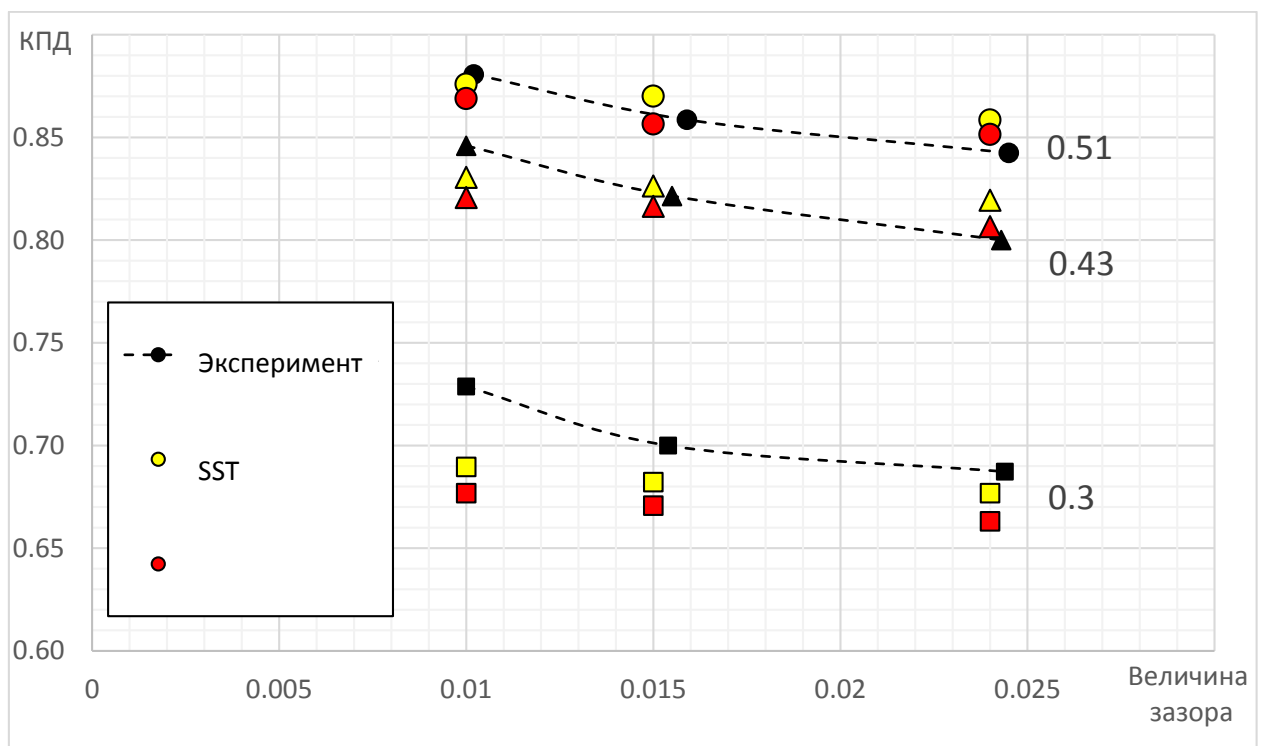


Рисунок 4.39 – Зависимость КПД от частоты вращения

Теперь рассмотрим влияние частоты вращения. На рисунке 4.40 представлено течение в зазоре 0.015 на частотах вращения 0.51, 0.43, 0.3 (12 тыс об/мин, 10 тыс об/мин, 7 тыс об/мин). Видно, что с уменьшением частоты числа Маха в потоке возрастают, особенно заметна разница между 12 тыс об/мин и 7 тыс об/мин, однако разница между расходами не так существенна.

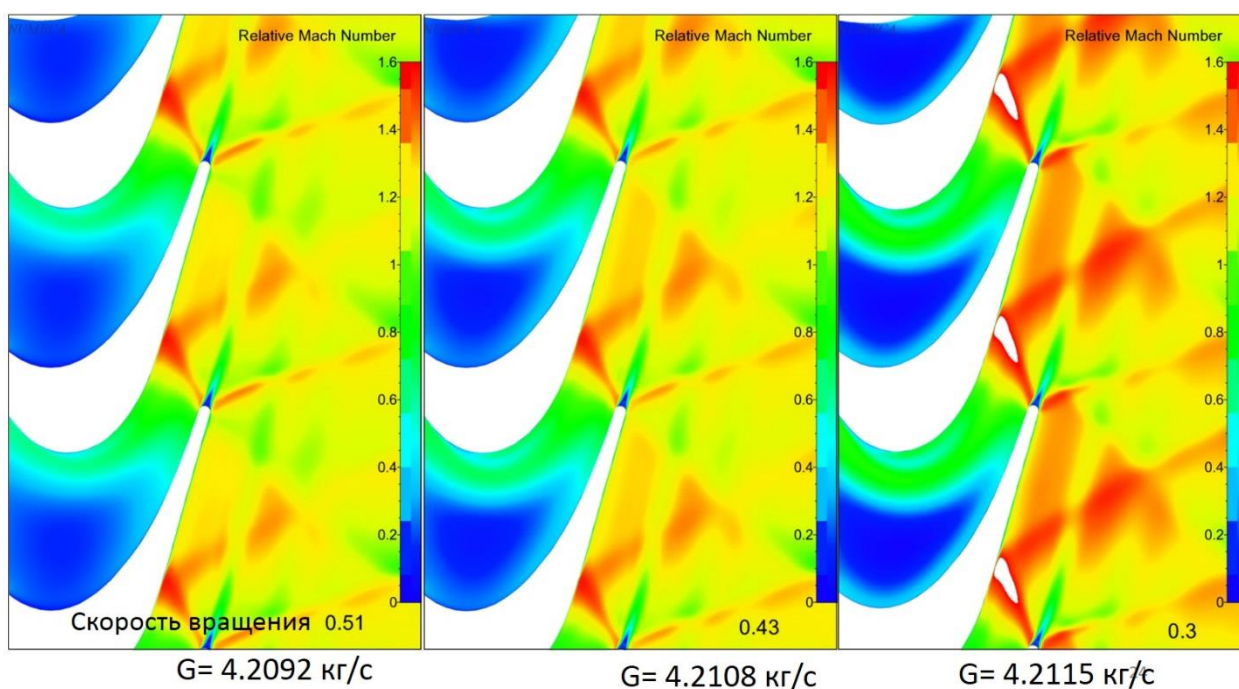


Рисунок 4.40 – Течение в зазоре 0,015 на различных скоростях вращения

Сравним экспериментально полученное распределение КПД и угла выхода потока в зависимости от радиуса на частоте 0.43. На рисунках 4.41-4.42 представлено распределение параметров для реальной и упрощённой геометрии.

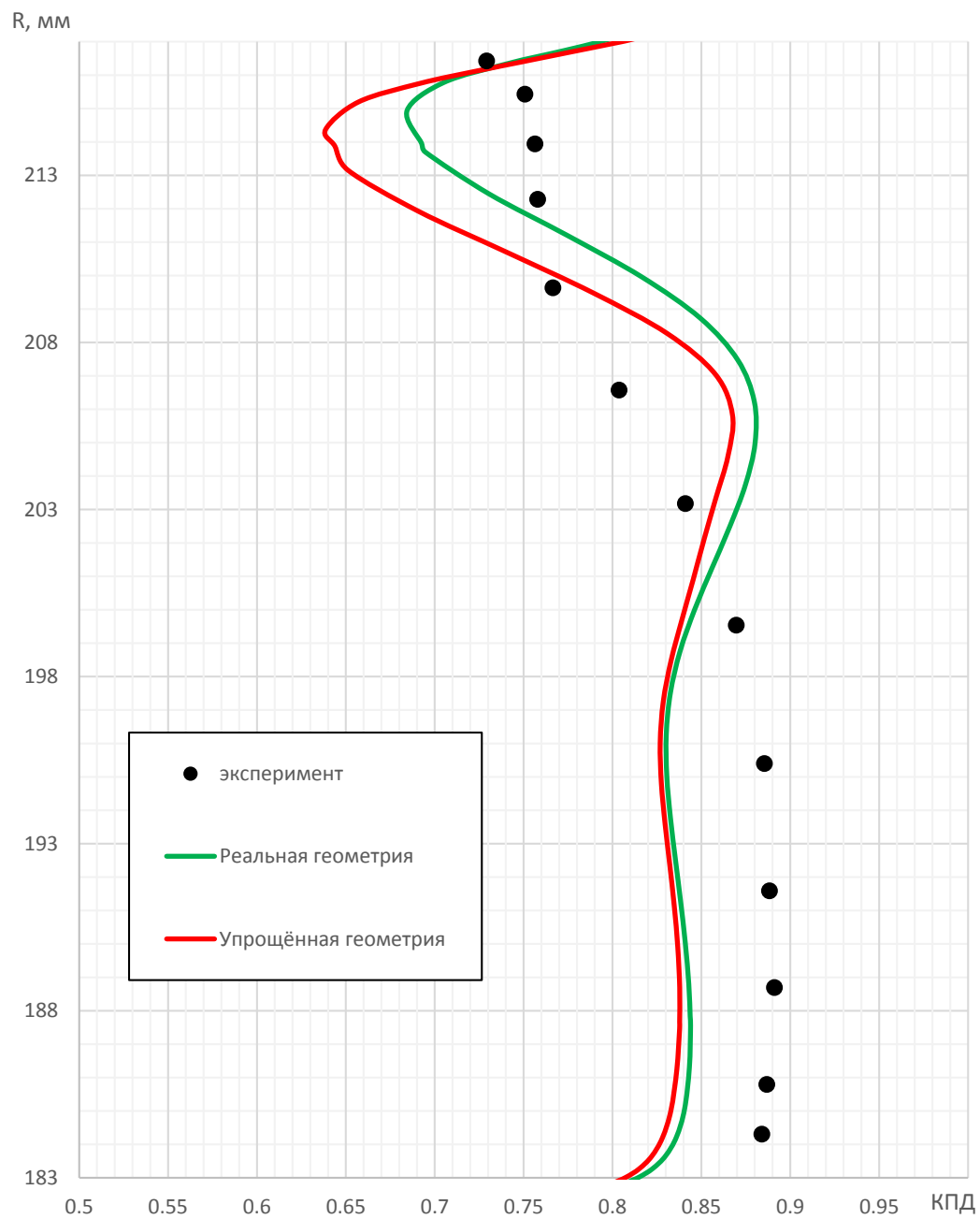


Рисунок 4.41 – Изменение КПД по радиусу на частоте 0.43

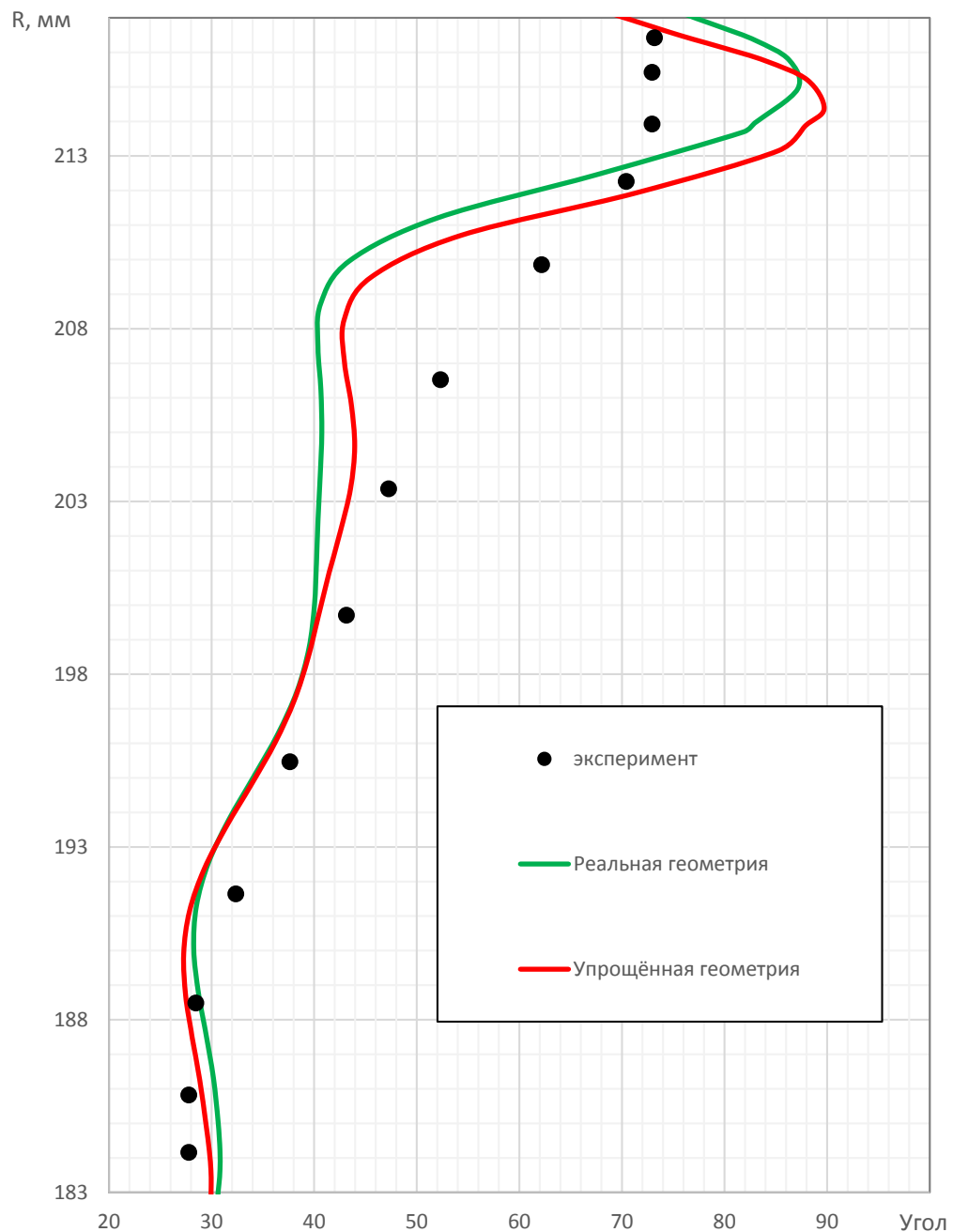


Рисунок 4.42 – Изменение угла выхода потока из турбины по радиусу на частоте 0.43

Как видно из распределения, характер реальной и упрощённой геометрии на сниженных оборотах весьма схож, но всё же реальная имеет меньшую погрешность и различие с экспериментом.

5 Анализ полученных результатов

Анализируя полученные результаты можно сказать, что расчёт на модели SA требует пересчёта (возможно на более подробной сетке) с учётом реальной геометрии. При повторении такой же картины течения (с областью торможения вблизи выхода из расчётной области) нужно проанализировать природу данного торможения.

Наилучшим образом решение согласуется на высоких оборотах, тогда как со снижением скорости вращения турбины возрастает величина рассогласования расчётной модели с экспериментом, возможно, это связано с ламинарно-турбулентным переходом, который не учитывался на данном этапе решения.

Так же есть смысл провести расчёт в нестационарной постановке и учесть удлинение лапотоков при нагреве рабочего колеса турбины на больших скоростях вращения. Таким образом рассчитать минимально возможный радиальный зазор.

Интересно посмотреть аэроакустическое влияние потока на лопатку, учесть её вибрацию и нагрев, а также влияния лопатки на поток, вносимые ей изменения в картину течения и распределение температур.

Выводы

- 1) Результаты расчётов показали, что увеличение расчётной сетки три раза не вносит существенных изменений в картину течения и интегральные характеристики, а значит сеточная сходимость достигнута на средней сетке.
- 2) Сеточная сходимость в зазоре достигается при 25 ячейках по высоте.
- 3) Рассмотренная в данной работе модель осевой трансзвуковой одноступенчатой неплохо согласуется с результатами эксперимента и имеет относительно небольшую погрешность в распределении угла выхода потока из турбины по высоте канала.
- 4) Наилучшим образом решение согласуется на высоких оборотах, тогда как со снижением скорости вращения турбины возрастает величина рассогласования расчётной модели с экспериментом
- 5) В результате расчётов расход получился 4.2 (разница в 3%). Коэффициент расхода в цилиндрическом СА составил 0.976, а в профилированном СА он был равен 0.984. Однако расчёт проводился только для ступени с профилированным наружным обводом СА.
- 6) Наиболее близки к эксперименту по распределению КПД и угла выхода потока из турбины, а также по интегральным характеристикам модели турбулентности SST и Рейнольдсовых напряжений.
- 7) Оптимальным является наименьший радиальный зазор, так как показывает самый высокий КПД. Однако, на данном этапе исследования не учитывалось множество сторонних факторов.

Список литературы

- 1) Устройство и действие энергетических установок .Кн. 2. Газовые турбины. Теплообменные аппараты: учебное пособие / В.В. Сахин; Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2015. – 133 с.
- 2) Пристеночное моделирование в расчётах турбулентных течений на неструктурированных сетках/ К.Н Волков.: Теплофизика и аэромеханика, 2007, том 14. стр 23
- 3) Основы теории лопаточных машин: учебное пособие / М.Е. Рудяк; Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2015. –стр 191
- 4) Фалалеев, Современные проблемы создания двигателей летательных аппаратов/ С.В. Фалалеев Минобрнауки России, Самар, гос. аэрокосм. ун-т им. С.П.Королева (Нац. исслед. ун-т) - Самара, 2012, стр 5
- 5) Жирицкий, Г.С... Газовые турбины двигателей летательных аппаратов.2-е изд. перераб. и доп. / Г.С. Жирицкий, В.И. Локай, М.К МаксUTOва. М.: Машиностроение, 1971. 620 с.
- 6) Холщевников Н.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин / Н. В. Холщевников – М.: Машиностроение, 1970, стр 43
- 7) Бекнев В.С. Турбомашины и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок./ В.С. Бекнев, В. Е. Михальцев, А.Б. Шабаров, Р.А. Янсон.- М.: Машиностроение, 1983, стр 148, 144, 142.
- 8) Чумаков Ю.А. Газодинамический расчёт турбин транспортных газовых и комбинированных двигателей: Московский государственный технический университет «МАМИ»,-М. 2001г, стр.9

- 9) Кампсти, Н. Аэродинамика компрессоров Текст. / Н. Кампсти.- М.: Мир, перевод под ред. Ф. Ш. Гельмедова, 2000, стр 37
- 10) Чжен, Отрывные течения / П. Чжен. Т. 1. М.: Мир, 1972. 299 с.
- 11) Нечаев, Теория авиационных газотурбинных двигателей/ Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Часть 1, Ю.Н., М.: Машиностроение, 1977.
- 12) Бакулев, Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок/Бакулев В.И., Голубев В.А., Издание 3-е. МАИ-САТУРН, 2003. - 688 с.
- 13) Иноземцев, Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок/ Иноземцев А.А., Нихамкин М.А. Том 5 М.: Машиностроение, 2008. - 190 с.
- 14) Моделирование отрывных течений в программном комплексе FlowVision-НПС /С.В. Жлуктов, А.А. Аксенов, С.А. Харченко.: Вычислительные методы и программирование, 2010 Т. 11, № 2, с. 76-87.
- 15) Moustapha ,Axial and Radial Turbines/ Hany Moustapha, Mark F. Zelesky, Concepts NREC, 2003, 358

Приложение

Рисунок 1

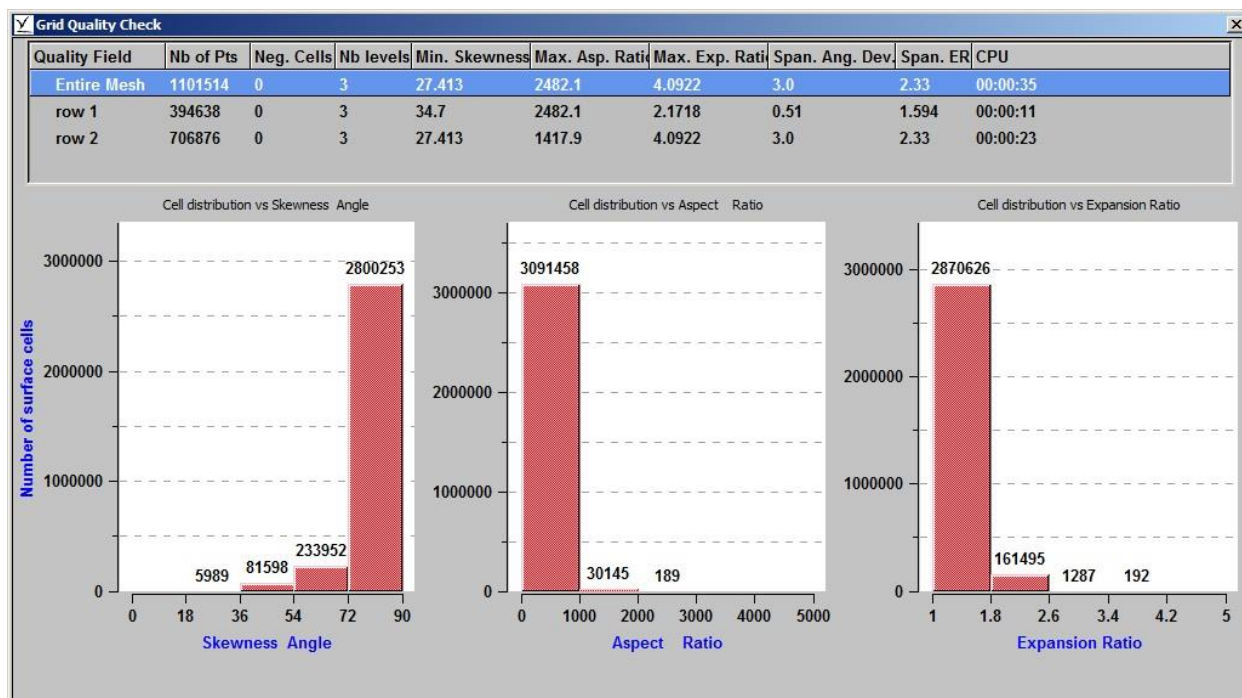


Рисунок 2

