

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б.Н.Ельцина»
Уральский энергетический институт
кафедра «Турбины и двигатели»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Зав. кафедрой _____ Ю.М.Бродов

« _____ » _____ 2020 г.

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТА-
НОВКИ МОЩНОСТЬЮ 16 МВт НА БАЗЕ КОНВЕРТИРОВАН-
НОГО АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ АЛ-31СТН**

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

**Пояснительная записка
1303.03.330.28.11.23.003.ПЗ**

Руководитель

доцент, канд. техн. наук
(должность, уч. ст., зван.)

(подпись)

Блинов В.Л.
(расшифровка подписи)

Консультант

(должность, уч. ст., зван.)

(подпись)

(расшифровка подписи)

Консультант

(должность, уч. ст., зван.)

(подпись)

(расшифровка подписи)

Нормоконтролер

доцент, канд. техн. наук
(должность, уч. ст., зван.)

(подпись)

Блинов В.Л.
(расшифровка подписи)

Студент

ЭН-460021
(группа)

(подпись)

Зубков И.С.
(расшифровка подписи)

Екатеринбург 2020

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина»

Институт УралЭНИИ
Кафедра Турбины и Двигатели
Направление (специальность) 13.03.03 Энергетическое машиностроение

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой _____

_____ (подпись)

_____ (Ф.И.О.)

« _____ » _____ 202__ г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

студента Зубкова Ильи Сергеевича группы ЭН-460021
(фамилия, имя, отчество)

1 Тема ВКР Расчет и проектирование газотурбинной установки мощностью 16 МВт на базе конвертированного авиационного двигателя АЛ-31СТН

Утверждена распоряжением по факультету от « _____ » _____ 202__ г. № _____

2 Руководитель Блинов Виталий Леонидович, доцент, к.т.н
(Ф.И.О., должность, ученое звание, ученая степень)

3 Исходные данные к работе Прототип ГТУ: ГПА-16 «Арлан», частота вращения ТВД – 12500 об/мин, частота вращения ТНД – 9700 об/мин, частота вращения ССТ – 5300 об/мин, расход воздуха через ОК – 64,5 кг/с, степень повышения давления в ОК – 18,1. Начальная температура газа – 1440 К, полезная мощность – 16 МВт

4 Содержание пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов) _____

1) Предварительный и уточненный тепловые расчеты _____

2) Моделирование компрессора; _____

3) Газодинамические расчеты турбин ГТУ; _____

4) Профилирование рабочей лопатки последней ступени свободной силовой турбины; _____

5) Спецтема: Разработка модели учета влияния дефектов лопаточного аппарата ОК на характеристики ГТУ; _____

6) Краткое описание конструкции турбины; _____

7) Заключение. _____

5 Перечень демонстрационных материалов _____

1. Продольный разрез ГТУ; _____

2. Лопатка рабочая; _____

3. Принципиальная тепловая схема ГТУ; _____

4. Схема подхода по учету влияния дефектов лопаток на характеристики ОК ГТУ; _____

5. Результаты расчетного исследования; _____

6 Консультанты по проекту (работе) с указанием относящихся к ним разделов проекта

Раздел	Консультант	Подпись, дата	
		задание выдал	задание принял

7 Календарный план

Наименование этапов выполнения работы	Срок выполнения этапов работы	Отметка о выполнении
Предварительный и уточненный тепловые расчеты	27.04.20 – 01.05.20	
Моделирование компрессора	01.05.20 – 08.05.20	
Газодинамические расчеты ГТУ	08.05.20 – 15.05.20	
Профилирование рабочей лопатки последней ступени свободной силовой турбины	15.05.20 – 22.05.20	
Спецтема: Разработка модели учета влияния дефектов лопаточного аппарата ОК на характеристики ГТУ	22.05.20 – 05.06.20	
Краткое описание конструкции турбины	05.06.20 – 12.06.20	
Графическая часть	05.06.20 – 12.06.20	
Оформление ПЗ	05.06.20 – 12.06.20	

Руководитель _____ Блинков В.Л.
(подпись) Ф.И.О.

Задание принял к исполнению _____
(подпись)

8 Выпускная работа закончена « ____ » _____ 202 г.

Пояснительная записка и все материалы просмотрены

Оценка консультантов:* а) _____ б) _____
в) _____ г) _____

Считаю возможным допустить _____
к защите его выпускной квалификационной работы в экзаменационной комиссии.
Руководитель _____

9 Допустить _____ к защите выпускной квалификационной работы в экзаменационной комиссии (протокол заседания кафедры № _____ от « ____ » _____ 202 г.)

Зав. кафедрой _____

* - раздел, необходимый только для выполнения дипломной работы (проекта) специалиста

ОГЛАВЛЕНИЕ

РЕФЕРАТ.....	4
УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ	5
ПЕРЕЧЕНЬ ЛИСТОВ ГРАФИЧЕСКИХ ДОКУМЕНТОВ	6
ВВЕДЕНИЕ	7
1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ И УТОЧНЕННЫЙ ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ	8
1.1. Предварительный тепловой расчет	8
1.2. Уточненный тепловой расчет на номинальном режиме	13
2. МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРА	19
3. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ТУРБИН ГТУ.....	20
3.1. Газодинамический расчет турбины высокого давления.....	20
3.2. Газодинамический расчет турбины низкого давления	28
3.3. Газодинамический расчет свободной силовой турбины	36
3.4. Расчет потерь энергии, КПД и мощности турбины.....	49
4. ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ СВОБОДНОЙ СИЛОВОЙ ТУРБИНЫ.....	51
4.1. Введение	51
4.2. Расчет геометрических параметров профиля.....	51
4.3. Графическое построение профиля	54
4.4. Оценка качества построения профилей.....	58
4.5. Геометрическая информация о профиле	59
4.6. Расчет рабочей лопатки 3-й ступени ССТ на прочность	61
5. СПЕЦТЕМА: РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ УЧЕТА ВЛИЯНИЯ ДЕФЕКТОВ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ОК НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ ГТУ.....	67
5.1. Введение	67
5.2. Общая концепция предлагаемого метода.....	69
5.3. Разработка математического описания профиля.....	75
5.4. Верификация численной модели.....	82
5.5. Постановка задачи с учетом геометрических отклонений	86

5.6. Общие выводы	90
6. КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ	91
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	93
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	95
ПРИЛОЖЕНИЕ А – ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЕЙ В СРЕДЕ MATHCAD	98
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – РАСЧЕТНЫЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ ДЛЯ ПРОФИЛЯ НАСА 65-(27)10	101
ПРИЛОЖЕНИЕ В – РАСЧЕТНЫЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ ДЛЯ ПРОФИЛЯ НАСА 65-010	102
ПРИЛОЖЕНИЕ Г – РАСЧЕТНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ ДЛЯ ПРОФИЛЯ НАСА 65-(27)10 С УЧЕТОМ ДЕФЕКТОВ ПРИ УГЛЕ АТАКИ $i = 27^\circ$	104

РЕФЕРАТ

Настоящая выпускная квалификационная работа представлена на 106 страницах с приложением 5 листов чертежей. Работа включает 6 разделов, введение и заключение, а также 4 приложения. Список использованных источников включает 34 позиции.

В представленной работе было выполнено проектирование газотурбинной установки мощностью 16 МВт на базе авиационного конвертированного двигателя АЛ-31СТН производства ПАО «ОДК-УМПО» (г. Уфа) для привода нагнетателя природного газа. В ходе выполнения работы было принято ориентироваться на массогабаритные характеристики и параметры работы установки-прототипа, поэтому расчетный газогенератор практически полностью соответствует уже разработанной установке.

Выполненная работа включала в себя следующие этапы:

- 1) тепловой предварительный и уточненный расчеты;
- 2) моделирование компрессора;
- 3) газодинамические расчеты турбин в составе газотурбинной установки;
- 4) расчет потерь энергии;
- 5) профилирование рабочих и сопловых лопаток последней ступени свободной силовой турбины, разработка их геометрического описания и расчет на прочность рабочей лопатки;
- б) разработка модели учета влияния дефектов лопаточного аппарата ОК на характеристики ГТУ

В спецтеме рассмотрен алгоритм анализа влияния дефектов лопаточного аппарата осевого компрессора на характеристики работы газотурбинной установки. Предложено математическое описание топологии геометрии лопаточного профиля, разработан алгоритм построения проточной части осевого компрессора с возможностью внесения локальных дефектов и изменений в лопаточный аппарат для решения задач учета влияния данных изменений на работу турбомашин. В работе так же представлены результаты верификации разработанного описания при помощи методов численного моделирования, а также результаты расчетов профилей при наличии в них геометрических изменений и дефектов.

Практическая значимость выполненной работы заключается в возможности применения разработанного алгоритма на предприятиях-изготовителях турбомашин с целью оценки ресурса газотурбинных установок, а также для осуществления обоснованной комплектации проточных частей лопатками, имеющие геометрические отклонения в рамках допустимых пределов.

Ключевые слова: газотурбинная установка, осевой компрессор, турбина, лопатка, дефекты, геометрические отклонения, численное моделирование, математическое описание.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ

Условные обозначения

n – частота вращения

i – угол атаки

Индексы

г – газа

к – компрессора, за компрессором

т – турбины, за турбиной

в – воздуха

тр – трения

е – эффективный

с, ss – спинка

к, ps – корытце

Сокращения

ГТУ – газотурбинная установка

ССТ – свободная силовая турбина

ОК – осевой компрессор

КПД – коэффициент полезного действия

КС – камера сгорания

КВД – компрессор высокого давления

КНД – компрессор низкого давления

ГТД – газотурбинный двигатель

РТЭ – руководство по технической эксплуатации

р.т. – рабочее тело

ГД – газодинамический

СА – сопловой аппарат

РЛ – рабочие лопатки

ГГ- газогенератор

СТ – силовая турбина

ВНА – входной направляющий аппарат

НА – направляющий аппарат

ЦБС – центробежные силы

ГДС – газодинамические силы

ПЕРЕЧЕНЬ ЛИСТОВ ГРАФИЧЕСКИХ ДОКУМЕНТОВ

Наименование документа	Обозначение документа	Формат
Продольный разрез ГТУ	1303.03.330.28.11.23.003.01	A0
Лопатка рабочая	1303.03.330.28.11.23.003.02	A2
Принципиальная тепловая схема ГТУ	1303.03.330.28.11.23.003.03	A1
Схема подхода по учету влияния дефектов лопаток на характеристики ОК ГТУ	1303.03.330.28.11.23.003.04	A2
Результаты расчетного исследования	1303.03.330.28.11.23.003.05	A1

ВВЕДЕНИЕ

Газотурбинная установка представляет собой энергетическую установку, в состав которой входят газовая турбина, электрогенератор (или другой потребитель мощности), газоздушный тракт и системы управления. Также присутствует и дополнительное оборудование, такое как компрессор, устройство запуска, теплообменный аппарат.

ГТУ нашли широкое применение в различных отраслях промышленности. Исторически наибольшее распространение ГТУ получили при использовании их в качестве привода на дожимных и линейных компрессорных станциях магистральных газопроводов предприятий группы компаний ПАО «Газпром», а также у независимых поставщиков природного газа. С начала 2000-х годов, в связи с развитием электроэнергетических мощностей, в России введено в эксплуатацию большое количество энергетических ГТУ большой мощности в составе парогазовых установок тепловых электрических станций. Кроме того, широкое распространение получили энергетические ГТУ малой мощности, которые используются в качестве электростанций собственных нужд в нефтегазовой, химической, металлургической и других отраслях промышленности, а также в качестве пиковых установок в электроэнергетическом секторе. Количество ГТУ различных типов стационарного применения, находящихся в эксплуатации в нашей стране, составляет более 5000 единиц и с каждым годом возрастает [1, 2].

В данной работе приведено проектирование газотурбинной установки, а именно тепловой расчет, моделирование компрессора, расчет турбин, входящих в состав ГТУ, а также профилирование лопаток последней ступени ССТ. В качестве прототипа был принят газоперекачивающий агрегат ГПА-16 «Арлан» с приводом от конвертированного авиационного двигателя АЛ-31СТН. Данная установка работает по простому открытому циклу без регенерации теплоты уходящих газов, выполнена по трехвальной схеме с двухкаскадным ОК.

Так же в работе представлены результаты разработки математической модели, позволяющей предсказывать влияние различного рода дефектов и геометрических отклонений лопаточного аппарата ОК в составе ГТУ на характеристики всей установки. В главе 5 продемонстрировано математическое описание геометрии лопаточного профиля, обеспечивающее возможность внесения локальных изменений в форму профиля и создания моделей лопатки или ряда лопаток. С целью проверки и демонстрации возможностей разработанной модели был проведен ряд численных исследований, включающих верификацию недеформированных профилей, построенных при помощи разработанного описания, и пример проведения расчетов для лопаток с учетом дефектов.

1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ И УТОЧНЕННЫЙ ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ

1.1. Предварительный тепловой расчет

Предварительный тепловой расчет схемы ГТУ выполняется с целью определения оптимального соотношения давлений в цикле $\pi_{к0}$, обеспечивающего либо максимальную экономичность ГТУ, либо минимальный расход воздуха, то есть минимальные габаритные размеры и соответственно стоимость ГТУ. В данной работе расчет ведется в соответствии с методическими указаниями [3].

Важно отметить, что наиболее достоверные результаты теплового расчета будут получены только после выбора оптимальной (или заданной) степени повышения давления и проведения уточненного теплового расчета. Его суть заключается в учете влияния зависимости теплоемкости рабочего тела от температуры в различных процессах цикла, а конечным результатом является значение расхода воздуха в цикле, обеспечивающего номинальную мощность установки и необходимого для моделирования ОК, а также значения расходов продуктов сгорания, необходимые для дальнейшего газодинамического расчета ступеней турбин в составе ГТУ, для определения экономичности установки. В качестве начальных параметров известны:

1) Температура газа после камеры сгорания	$T_T = 1160^\circ\text{C}$
2) Мощность ГТУ	$N = 16 \text{ МВт}$
3) Степень повышения давления в ОК	$\pi_{к0} = 18,1$
4) Температура наружного воздуха	$T_B = 15^\circ\text{C}$
5) Давление наружного воздуха	$P_B = 101325 \text{ Па}$
6) Коэффициент гидравлических потерь	$\zeta_{тр} = 0,03$
7) Топливо	природный газ
8) Схема	рисунок 1

Согласно рекомендациям, были приняты следующие значения параметров:

1) КПД турбин газогенератора	$\eta_{T1} = \eta_{T2} = 0,87$
2) КПД ССТ	$\eta_{T3} = 0,88$
3) КПД ОК	$\eta_{к1} = \eta_{к2} = 0,87$
4) КПД КС	$\eta_{кс} = 0,995$
5) Механический КПД	$\eta_{мех} = 0,99$
6) Расход охлаждающего воздуха	$q_{охл} = 0,19$
7) Расход утечек воздуха через лабиринтные уплотнения	$q_{ут} = 0,012$
8) Расход топлива	$q_{топ} = 0,016$

9) Условные коэффициенты для турбин

$$v_1 = 0,814$$

$$v_2 = 0,941$$

$$v_3 = 1,004$$

10) Удельные теплоемкости

$$C_{p_k} = 1,01$$

$$C_{p_T} = 1,15$$

$$C_{p_B} = 1,05$$

$$C_{p_{KC}} = 1,11$$

11) Показатели адиабаты

$$k_K = 1,40$$

$$k_T = 1,33$$

Так же известна схема установки (рисунок 1.1.1). Остальные величины, требуемые для расчета, принимаются в соответствие с выбранной ГТУ-прототипом, что позволит получить минимальные отклонения, например, в размерах основных элементов от значений для выбранного прототипа при полном выполнении всех задач работы.

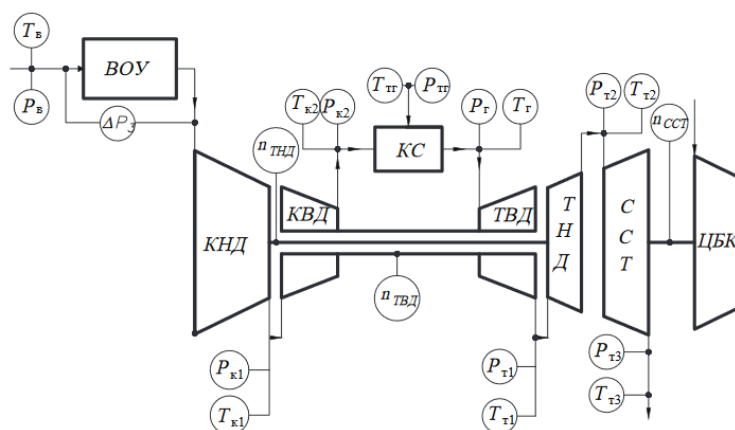


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема ГТУ-прототипа

Поскольку в принятой схеме ГТУ компрессор является двухкаскадным, распределение общей степени повышения давления между его каскадами определяется следующим образом:

$$\pi_{к1} = 1,05 \sqrt{\pi_{к0}}.$$

При равных работах сжатия на КНД приходится несколько большая степень повышения давления, поскольку в нем происходит сжатие воздуха с меньшими значениями начальных параметров по сравнению с КВД. Однако, из-за подогрева воздуха в группе ступеней КНД частота вращения ротора КВД принимается выше (окружные скорости в ступенях также имеют большие значения) вследствие чего уменьшается общее число ступеней ОК, а степень повышения давления в КВД оказывается несколько выше, чем в КНД.

Предварительный тепловой расчет приведен в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Предварительный расчет ГТУ

№	Величина	Расчетная формула	Ед. изм.	Значение														
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
1	Степень повышения давления в цикле	π_{κ}	-	28	26	24	22	20	18,1	16	14	12	10	10	8	6	4	2
2	Степень повышения давления КНД	$\pi_{\kappa 1} = 1,05 \sqrt{\pi_{\kappa 0}}$	-	5,56	5,35	5,14	4,92	4,70	4,47	4,20	3,93	3,64	3,32	3,32	2,97	2,57	2,10	1,48
3	Комплекс работы сжатия КНД	$\bar{H}_{\kappa 1} = \pi_{\kappa 1}^{\frac{k-1}{k}} - 1$	-	0,632	0,615	0,597	0,577	0,556	0,534	0,507	0,478	0,446	0,409	0,409	0,365	0,310	0,236	0,120
4	Удельная работа сжатия КНД	$H_{\kappa 1} = C_{p\kappa} T_B \bar{H}_{\kappa 1} / \eta_{\kappa 1}$	кДж/кг	211,4	205,6	199,5	192,9	185,8	178,4	169,5	159,9	149,2	136,7	136,7	122,0	103,6	78,9	40,0
5	Температура воздуха за КНД	$T_{\kappa 1} = T_B + H_{\kappa 1} / C_{p\kappa}$	К	497	492	486	479	472	465	456	446	436	423	423	409	391	366	328
6	Степень повышения давления КВД	$\pi_{\kappa 2} = \pi_{\kappa 0} / \pi_{\kappa 1}$	-	5,04	4,86	4,67	4,47	4,26	4,05	3,81	3,56	3,30	3,01	3,01	2,69	2,33	1,90	1,35
7	Комплекс работы сжатия КВД	$\bar{H}_{\kappa 2} = \pi_{\kappa 2}^{\frac{k-1}{k}} - 1$	-	0,587	0,571	0,553	0,534	0,513	0,491	0,465	0,438	0,406	0,370	0,370	0,327	0,274	0,202	0,089
8	Удельная работа сжатия КВД	$H_{\kappa 2} = C_{p\kappa} T_{\kappa 1} \bar{H}_{\kappa 2} / \eta_{\kappa 2}$	кДж/кг	339,1	325,7	311,6	296,7	281,0	265,1	246,3	226,8	205,6	182,0	182,0	155,3	124,2	85,9	33,8

Таблица 1.1 – Продолжение

№	Величина	Расчетная формула	Ед. изм.	Значение													
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
9	Температура воздуха за КВД	$T_{к2} = T_{к1} + H_{к1}/C_{рк}$	К	833	814	794	773	750	727	700	671	639	604	563	513	451	361
10	Суммарная степень расширения	$\pi_{т0} = \pi_{к0}(1 - \zeta_{тр})$	-	27,2	25,2	23,3	21,3	19,4	17,56	15,5	13,6	11,6	9,7	7,8	5,8	3,9	1,9
11	Удельная работа расширения ТВД	$H_{т1} = H_{к2}/(v_1 \eta_{мех})$	кДж/кг	420,8	404,2	386,7	368,2	348,7	329,0	305,6	281,5	255,1	225,8	192,7	154,1	106,6	41,9
12	Температура р.т. за ТВД	$T_{т1} = T_{г} - H_{т1}/C_{рт}$	К	1067	1082	1097	1113	1130	1147	1167	1188	1211	1237	1265	1299	1340	1397
13	Степень расширения прдуктов сгорания в ТВД	$\pi_{т1} = \left(1 - \frac{H_{т1}}{C_{рт} \eta_{т1} T_{г}}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	-	4,06	3,80	3,55	3,31	3,07	2,86	2,63	2,41	2,20	2,00	1,79	1,58	1,37	1,13
14	Удельная работа расширения ТНД	$H_{т2} = H_{к1}/(v_2 \eta_{мех})$	кДж/кг	227,0	220,8	214,2	207,2	199,5	191,6	182,0	171,8	160,2	146,8	131,0	111,2	84,8	42,9
15	Степень расширения прдуктов сгорания в ТНД	$\pi_{т2} = \pi_{т0}/\pi_{т1}$	-	2,62	2,51	2,40	2,29	2,19	2,09	1,98	1,88	1,77	1,66	1,55	1,43	1,30	1,13
16	Температура р.т. за ТНД	$T_{т2} = T_{т1} - H_{т2}/C_{рт}$	К	870	890	910	933	956	980	1009	1039	1072	1109	1152	1202	1267	1359

Таблица 1.1 – Окончание

№	Величина	Расчетная формула	Ед. изм.	Значение													
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
17	Степень расширения р.т. в ССТ	$\pi_{ст} = \pi_{т0} / (\pi_{т1} \pi_{т2})$	-	2,55	2,65	2,73	2,81	2,88	2,94	2,98	3,00	2,98	2,92	2,79	2,57	2,18	1,52
18	Удельная работа расширения ССТ	$H_{ст} = C_{рт} T_{т2} \left(1 - \frac{1-k}{\pi_{ст}} \right) \eta_{т3}$	кДж/кг	182,7	193,1	203,4	213,7	223,7	233,0	242,6	250,9	257,7	262,1	262,2	253,7	225,8	135,3
19	Удельная эффективная работа	$H_e = H_{ст} \nu_3 \eta_{мех}$	кДж/кг	181,6	191,9	202,2	212,4	222,4	231,6	241,1	249,4	256,2	260,5	260,6	252,2	224,5	134,5
20	Температура продуктов сгорания за ССТ	$T_{ст} = T_{т2} - H_{ст} / C_{рт}$	К	711	722	734	747	762	778	798	821	848	881	924	982	1070	1242
21	Количество теплоты воздуха, поступ. в КС	$Q_v = C_{рв} T_{к2} (1 - q_{охл} - q_{ут})$	кДж/кг	698,0	682,1	665,3	647,5	628,6	609,3	586,2	562,2	535,6	505,7	471,3	430,3	378,1	302,5
22	Количество теплоты, подведенное в КС	$Q_{кc} = \frac{C_{ркс} T_{г} (1 - q_{охл})}{\eta_{кc}} - Q_v$	кДж/кг	596,9	612,8	629,6	647,3	666,3	685,6	708,7	732,7	759,3	789,1	823,5	864,6	916,8	992,4
23	Эффективный КПД	$\eta_e = H_e / Q_{кc}$	-	0,30	0,31	0,32	0,33	0,33	0,34	0,34	0,34	0,34	0,33	0,32	0,29	0,24	0,14

По результатам предварительного теплового расчета схемы ГТУ были построены зависимости $H_e = f(\pi_k)$ и $\eta_e = f(\pi_k)$ (рисунок 1.2), на основании которых выбирают оптимальную степень повышения давления в компрессоре.

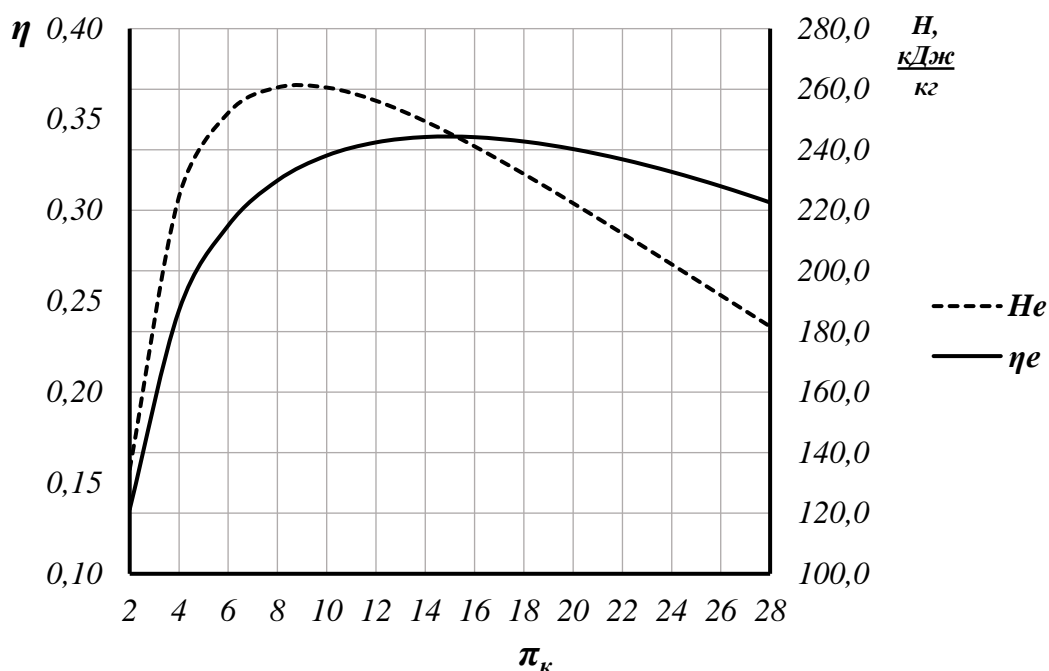


Рисунок 1.2 – Зависимости $H_e = f(\pi_k)$ и $\eta_e = f(\pi_k)$

В данной работе степень повышения давления принимается такой же, как и у ГТУ-прототипа. В соответствии с РТЭ (АЛ-31СТН) степень повышения давления в ОК – $\pi_k = 18,1$.

1.2. Уточненный тепловой расчет на номинальном режиме

В соответствии с проведенным предварительным тепловым расчетом было выбрано номинальное значение степени повышения давления в компрессоре, а также все остальные расчетные параметры при ней. Уточнение теплофизических характеристик рабочих тел турбомашин (воздуха для компрессора и продуктов сгорания для турбин) производится по средней температуре в начале и конце процесса.

Удельная работа сжатия воздуха в КНД:

$$H_{к1} = C_{pк} T_B \left(\pi_{к1}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_{к1}^{-1} = 1,01 * 288 * \left(4,47^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) * 0,87 = 178,42 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Температура воздуха за компрессором:

$$T_{к1} = T_B + \frac{H_{к1}}{C_{pк}} = 288 + \frac{178,42}{1,01} = 464,65 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в КНД:

$$T_{ср1} = \frac{T_B + T_{к1}}{2} - 273 = \frac{288 + 464,65}{2} - 273 = 103,33 \text{ (°C)}.$$

Теплофизические свойства воздуха по средней температуре процесса сжатия T_{cp1} при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_b = \infty$:

$$C'_{pk} = 1,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}};$$

$$k'_k = 1,4.$$

Уточненное значение удельной работы сжатия в КНД:

$$H'_{k1} = C'_{pk} T_B \left(\pi_{k1}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_{k1}^{-1} = 1,005 * 288 * \left(4,47^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) * 0,87 = 177,54 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Уточненное значение температуры воздуха за компрессором:

$$T'_{k1} = T_B + \frac{H'_{k1}}{C'_{pk}} = 288 + \frac{177,54}{1,005} = 464,65 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в КНД:

$$T'_{cp1} = \frac{T_B + T'_{k1}}{2} - 273 = \frac{288 + 464,65}{2} - 273 = 103,33 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

В связи с малым изменением значения средней температуры процесса сжатия воздуха в компрессоре ($\Delta T_{cp1} = 0\%$), дальнейшее уточнение теплофизических параметров воздуха не требуется.

Удельная работа сжатия воздуха в КВД:

$$H_{k2} = C_{pk} T_{k1} \left(\pi_{k2}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_{k2}^{-1} = 1,01 * 464,65 * \left(4,05^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) * 0,87 = 265,11 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Температура воздуха за компрессором:

$$T_{k2} = T_{k1} + \frac{H_{k2}}{C_{pk}} = 464,65 + \frac{265,11}{1,01} = 727,14 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в КВД:

$$T_{cp2} = \frac{T_{k1} + T_{k2}}{2} - 273 = \frac{464,65 + 727,14}{2} - 273 = 322,89 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Теплофизические свойства воздуха по средней температуре процесса сжатия T_{cp2} при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_b = \infty$:

$$C'_{pk} = 1,020 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}};$$

$$k'_k = 1,392.$$

Уточненное значение удельной работы сжатия в КНД:

$$H'_{k2} = C'_{pk} T_{k1} \left(\pi_{k2}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \eta_{k2}^{-1} = 1,020 * 464,65 * \left(4,05^{\frac{1,392-1}{1,392}} - 1 \right) * 0,87 = 263,08 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Уточненное значение температуры воздуха за компрессором:

$$T'_{к2} = T_{к1} + \frac{H'_{к2}}{C'_{пк}} = 464,65 + \frac{263,08}{1,020} = 722,58 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в КВД:

$$T'_{ср1} = \frac{T_{в} + T'_{к1}}{2} - 273 = \frac{464,65 + 722,58}{2} - 273 = 320,61 \text{ (}^{\circ}\text{C)}.$$

В связи с малым изменением значения средней температуры процесса сжатия воздуха в компрессоре ($\Delta T_{ср1} = 0,71\%$), дальнейшее уточнение теплофизических параметров воздуха не требуется.

Для проведения уточненного расчета процессов в турбинах необходимо определить коэффициент избытка воздуха для продуктов сгорания:

$$\alpha_{в} = \frac{3000 - 0,367T_{г}}{T_{г} - T_{к2}} = \frac{3000 - 0,367 * 1433}{1433 - 722,58} = 3,48.$$

Суммарная степень расширения продуктов сгорания в турбинах ГТУ принята из предварительного теплового расчета и равна $\pi_{т0} = 17,56$.

Удельная работа расширения продуктов сгорания в ТВД:

$$H_{т1} = \frac{H_{к2}}{v_1 \eta_{мех}} = \frac{263,08}{0,814 * 0,99} = 326,46 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Температура продуктов сгорания за турбиной:

$$T_{т1} = T_{г} - \frac{H_{т1}}{C_{пт}} = 1433 - \frac{326,46}{1,15} = 1149,21 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в ТВД:

$$T_{ср1} = \frac{T_{г} + T_{т1}}{2} - 273 = \frac{(1433 + 1149,21)}{2} - 273 = 1018,06 \text{ (}^{\circ}\text{C)}.$$

Теплофизические свойства продуктов сгорания по средней температуре процесса расширения $T_{ср1}$ при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{в} = 3,48$:

$$C'_{пт} = 1,130 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}};$$
$$k'_{т} = 1,342.$$

Уточненное значение температуры воздуха за турбиной:

$$T'_{т1} = T_{г} - \frac{H_{т1}}{C'_{пт}} = 1433 - \frac{326,46}{1,130} = 1144,10 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в ТВД:

$$T'_{ср1} = \frac{T_{г} + T'_{т1}}{2} - 273 = \frac{(1433 + 1144,10)}{2} - 273 = 1015,55 \text{ (}^{\circ}\text{C)}.$$

В связи с малым изменением значения средней температуры процесса расширения продуктов сгорания в турбине ($\Delta T_{cp1} = 0,25\%$), дальнейшее уточнение теплофизических параметров не требуется.

Степень расширения продуктов сгорания в ТВД:

$$\pi_{T1} = \left(1 - \frac{H_{T1}}{C'_{pT} T_{T1} \eta_{T1}}\right)^{\frac{k'_T}{k'_T-1}} = \left(1 - \frac{326,46}{1,130 * 1433 * 0,87}\right)^{\frac{1,342}{1,342-1}} = 2,813.$$

Удельная работа расширения продуктов сгорания в ТНД:

$$H_{T2} = \frac{H_{к1}}{v_2 \eta_{мех}} = \frac{177,54}{0,941 * 0,99} = 190,64 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right).$$

Температура продуктов сгорания за турбиной:

$$T_{T2} = T_{T1} - \frac{H_{T2}}{C_{pT}} = 1144,10 - \frac{190,64}{1,15} = 978,32 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в ТНД:

$$T_{cp2} = \frac{T_{T1} + T_{T2}}{2} - 273 = \frac{(1144,10 + 978,32)}{2} - 273 = 788,21 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Теплофизические свойства продуктов сгорания по средней температуре процесса расширения T_{cp2} при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_B = 3,48$:

$$C'_{pT} = 1,104 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}};$$

$$k'_T = 1,351.$$

Уточненное значение температуры воздуха за турбиной:

$$T'_{T2} = T_{T1} - \frac{H_{T2}}{C'_{pT}} = 1144,10 - \frac{190,64}{1,104} = 971,42 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса сжатия воздуха в КНД:

$$T'_{cp2} = \frac{T_{T1} + T'_{T2}}{2} - 273 = \frac{(1144,10 + 971,42)}{2} - 273 = 784,80 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Степень расширения продуктов сгорания в ТНД:

$$\pi_{T2} = \left(1 - \frac{H_{T2}}{C'_{pT} T_{T1} \eta_{T2}}\right)^{\frac{k'_T}{k'_T-1}} = \left(1 - \frac{190,64}{1,104 * 1144,10 * 0,87}\right)^{\frac{1,351}{1,351-1}} = 2,082.$$

В связи с малым изменением значения средней температуры процесса расширения продуктов сгорания в турбине ($\Delta T_{cp1} = 0,44\%$), дальнейшее уточнение теплофизических параметров не требуется.

Степень расширения продуктов сгорания в ССТ:

$$\pi_{ст} = \frac{\pi_{T0}}{\pi_{T1} \pi_{T2}} = \frac{17,56}{2,813 * 2,082} = 3,00.$$

Удельная работа расширения продуктов сгорания в ССТ:

$$H_{\text{СТ}} = C_{pT} T_{T2} \left(1 - \pi_{\text{СТ}}^{\frac{1-k_T}{k_T}} \right) \eta_{\text{СТ}} = 1,15 * 971,42 \left(1 - 3,00^{\frac{1-1,33}{1,33}} \right) 0,88 = 234,38 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Температура продуктов сгорания за турбиной:

$$T_{\text{СТ}} = T_{T2} - \frac{H_{\text{СТ}}}{C_{pT}} = 971,42 - \frac{234,38}{1,15} = 767,61 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в ССТ:

$$T_{\text{CP}} = \frac{T_{T2} + T_{\text{СТ}}}{2} - 273 = \frac{(971,42 + 767,61)}{2} - 273 = 596,51 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Теплофизические свойства продуктов сгорания по средней температуре процесса расширения T_{CP1} при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_b = 3,48$:

$$C'_{pT} = 1,081 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}};$$

$$k'_T = 1,363.$$

Уточненное значение удельной работы расширения продуктов сгорания в ССТ:

$$H'_{\text{СТ}} = C'_{pT} T_{T2} \left(1 - \pi_{\text{СТ}}^{\frac{1-k'_T}{k'_T}} \right) \eta_{\text{СТ}} = 1,081 * 971,42 \left(1 - 3,00^{\frac{1-1,363}{1,363}} \right) 0,88 = 234,24 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Уточненное значение температуры воздуха за турбиной:

$$T'_{\text{СТ}} = T_{T2} - \frac{H'_{\text{СТ}}}{C'_{pT}} = 971,42 - \frac{234,24}{1,081} = 754,73 \text{ (К)}.$$

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в ССТ:

$$T'_{\text{CP2}} = \frac{T_{T2} + T'_{\text{СТ}}}{2} - 273 = \frac{(971,42 + 754,73)}{2} - 273 = 590,07 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

В связи с малым изменением значения средней температуры процесса расширения продуктов сгорания в турбине ($\Delta T_{\text{CP1}} = 1,09\%$), дальнейшее уточнение теплофизических параметров не требуется.

В таком случае удельная полезная работа ГТУ:

$$H_e = H_{\text{СТ}} v_3 \eta_{\text{мех}} = 234,24 * 1,004 * 0,99 = 232,82 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Теплофизические свойства воздуха при $T_{\text{к2}}$ и $\alpha_b = \infty$:

$$C_{pB} = 1,033 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}.$$

Тогда количество теплоты воздуха, поступающего в камеру сгорания:

$$Q_B = C_{pB} T_{\text{к2}} (1 - q_{\text{охл}} - q_{\text{YT}}) = 1,033 * 722,58 * (1 - 0,19 - 0,012) = 595,64 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Средняя температура продуктов сгорания в камере сгорания:

$$T_{\text{cp}}^{\text{КС}} = \frac{T_{\text{Г}} + T_{\text{К2}}}{2} - 273 = \frac{1433 - 722,58}{2} - 273 = 804,79 \text{ (}^{\circ}\text{C)}.$$

Теплофизические свойства продуктов сгорания в процессе подвода теплоты в КС при средней температуре $T_{\text{cp}}^{\text{КС}}$ и коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\text{в}} = 3,48$:

$$C'_{\text{ПКС}} = 1,106 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}};$$

$$Q_{\text{КС}} = \frac{C_{\text{ПКС}} T_{\text{Г}} (1 - q_{\text{охл}})}{\eta_{\text{КС}}} - Q_{\text{в}} = \frac{1,106 * 1433 * (1 - 0,19)}{0,995} - 595,64 = 694,58 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right).$$

Эффективный КПД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_{\text{КС}}} = \frac{232,82}{694,58} = 0,3352.$$

Расход воздуха в цикле, обеспечивающий номинальную мощность:

$$G_{\text{в}} = \frac{N_e}{H_e v_3} = \frac{160000}{232,82 * 1,004} = 68,45 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Расходы рабочего тела для турбин ГТУ:

$$G_{\text{Т1}} = G_{\text{в}} v_1 = 68,45 * 0,814 = 55,72 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right);$$

$$G_{\text{Т2}} = G_{\text{в}} v_2 = 68,45 * 0,941 = 64,39 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right);$$

$$G_{\text{Т1}} = G_{\text{в}} v_1 = 68,45 * 1,004 = 68,72 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

2. МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРА

Исходными данными для этапа моделирования компрессора являются принятая степень повышения давления $\pi_{к0} = 18,1$ и рассчитанный при уточненном расчете тепловой схемы ГТУ расход воздуха в цикле $G_B = 68,45$ кг/с. При моделировании компрессора на базе ОК ГТУ-прототипа выполняется масштабирование проточной части модельного компрессора, обладающего известными характеристиками и, как правило, высокой экономичностью и надежностью.

В качестве прототипа принимается ОК осевой компрессор ГТД АЛ-31СТН в соответствии с результатами уточненного теплового расчета. Его характеристики:

- | | |
|----------------------------------|---------------------------|
| 1) Расход воздуха | $G = 64,5$ кг/с. |
| 2) Частота вращения ротора НД | $n_{кнд} = 9700$ об/мин. |
| 3) Частота вращения ротора ВД | $n_{квд} = 12500$ об/мин. |
| 4) Давление наружного воздуха | $P_B = 101325$ Па. |
| 5) Температура наружного воздуха | $T_B = 288$ К. |

Поскольку для натурального компрессора была принята степень повышения давления, соответствующая ОК ГТУ-прототипа, для определения геометрических параметров натурального компрессора используется метод полного моделирования без применения дополнительных ступеней. Коэффициент моделирования:

$$k_m = \sqrt{\frac{(G\sqrt{T_1}/P_1)_{нат}}{(G\sqrt{T_1}/P_1)_{мод}}} = \sqrt{\frac{(68,45 * \sqrt{288}/101325)_{нат}}{(64,5 * \sqrt{288}/101325)_{мод}}} = 1,030.$$

Тогда для определения геометрических размеров натурального ОК необходимо изменить геометрические размеры модельного компрессора в 1,030 раза. Частоты вращения:

$$n_{нд}^{нат} = \frac{9700}{1,030} = 9416,06 = 9420 \text{ (об/мин);}$$
$$n_{вд}^{нат} = \frac{12500}{1,030} = 12134,10 = 12130 \text{ (об/мин).}$$

3. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ТУРБИН ГТУ

Целью газодинамического расчета ступеней по среднему диаметру является определение площадей проходных сечений венцов, расчет кинематических параметров потока (скоростей и углов) и выбор осевых ширин и зазоров проточной части. На основе газодинамического расчета по среднему диаметру строится эскиз проточной части, служащий для выбора оптимального угла раскрытия проточной части в меридиональной плоскости.

3.1. Газодинамический расчет турбины высокого давления

Данные для предварительного расчета приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Данные для предварительного расчета

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Исходные данные			
Полное давление газа перед турбиной	P_0^*	Па	1752736
Полная температура газа перед турбиной	T_0^*	К	1433
Частота вращения ротора	n	об/мин	12130
Степень расширения в турбине	π_T	-	2,813
Расход р.т. через турбину	$G_{ТВД}$	кг/с	55,72
Вспомогательные величины			
Показатель адиабаты	k	-	1,342
Показатель адиабатического процесса	m	-	0,255
Газовая постоянная р.т. турбины	R	кДж/(кг К)	288
Средняя теплоемкость р.т. в турбине	$C_{рт}$	кДж/(кг К)	1,13
Коэффициент скорости в соплах	φ	-	0,96
Коэффициент скорости на рабочих лопатках	ψ	-	0,95
Коэффициент возврата теплоты	α	-	0
КПД турбины	η	-	0,87

При этом полное давление газа перед турбиной:

$$P_0^* = P_a \pi_k (1 - \xi_{тр}) (1 - \xi_{вх.тр}) = 101325 * 18,1 * (1 - 0,03) * (1 - 0,0145) = 1752736 \text{ (Па)}.$$

Где потери во входном тракте принимаем $\xi_{вх.тр} = 0,0145$.

Давление газа за турбиной:

$$P_z = \frac{P_0^*}{\pi_T} = \frac{1752736}{2,813} = 622974 \text{ (Па)}.$$

Температура газа за турбиной:

$$T_z = T_0^* (1 - (1 - \pi_T^{-m}) \eta_T) = 1433 * (1 - (1 - 2,813^{-0,255}) * 0,87) = 1144 \text{ (К)}.$$

Допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки для выбранного материала лопатки (ЖС6У-ВИ) при принятом запасе прочности $n_3 = 3$:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{дт}^t}{n_3} = \frac{400}{3} = 133,3 \text{ (МПа)}.$$

Ометаемая площадь последней ступени турбины:

$$F_a = \frac{2\pi\sigma_p}{K_\phi\rho_l\omega^2} = \frac{2 * 3,14 * 133,3 * 10^6}{0,5 * 8100 * 1270,25} = 0,1282 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Где окружная скорость в [рад/с] $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 * 12130}{30} = 1270,25 \text{ (рад/с)}$, K_ϕ – коэффициент формы пера лопатки.

Плотность потока рабочего тела:

$$\rho_z = \frac{P_z}{RT_z} = \frac{622974}{288 * 1144} = 1,891 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Осевая скорость за последней ступенью:

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a} = \frac{55,72}{1,891 * 0,1282} = 229,87 \text{ (м/с)}.$$

Адиабатический теплоперепад в турбине:

$$H_{ад} = c_p T_0^* \left(1 - \pi_T^{\frac{1-k}{k}}\right) = 1,13 * 1433 * \left(1 - 2,813^{\frac{1-1,342}{1,342}}\right) = 375,2 \text{ (кДж/кг)}.$$

В связи с принятым коэффициентом возврата теплоты $\alpha = 0$, а также из-за высокой начальной температуры газа в турбине и необходимости введения охлаждения располагаемый теплоперепад:

$$H_0 = (1 - \alpha)H_{ад} = (1 + 0) * 375,2 = 375,2 \text{ (кДж/кг)}.$$

Основные геометрические и термодинамические параметры ступени:

- | | |
|---|---------------------------------|
| 1) Угол выхода потока из соплового аппарата | $\alpha_{1,i} = 16^\circ$ |
| 2) Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре | $\rho_{1,i} = 0,355$ |
| 3) Осевая проекция абсолютной скорости на выходе ступени | $c_{2a,i} = 229,87 \text{ м/с}$ |

Характеристический коэффициент турбины:

$$X_\phi^{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_{1z}}{2\sqrt{1 - \rho_{тз}}} = \frac{0,96 * \cos 16^\circ}{2 * \sqrt{1 - 0,355}} = 0,575.$$

Тогда окружная скорость:

$$u_{срз} = X_\phi^{\text{опт}} \sqrt{2H_{ад}^{\text{зст}}} = 0,575 * \sqrt{2 * 375,2 * 10^3} = 497,7 \text{ (м/с)}.$$

Средний диаметр ступени:

$$D_{\text{срз}} = \frac{60u_{\text{срз}}}{\pi n} = \frac{60 * 497,7}{3,14 * 12130} = 0,7836 \text{ (м)}$$

При данных параметрах будет достигаться наибольшая экономичность и эффективность турбины. Однако в текущей работе, начиная с этапа моделирования компрессора, было принято решение об ориентации на ГТУ-прототип. Поскольку у двигателя-прототипа средний диаметр имеет значение $D_{\text{ср}} = 705$ мм, значение характеристического коэффициента $X_{\phi} = 0,515$. Таким образом, расчетные геометрические характеристики будут близки к значениям ГТУ-прототипа. Тогда окружная скорость:

$$u_{\text{срз}} = X_{\phi}^{\text{опт}} \sqrt{2H_{\text{ад}}^{\text{зст}}} = 0,515 * \sqrt{2 * 375,2 * 10^3} = 446,1 \text{ (м/с)}$$

Средний диаметр ступени:

$$D_{\text{срз}} = \frac{60u_{\text{срз}}}{\pi n} = \frac{60 * 446,1}{3,14 * 12130} = 0,7025 \text{ (м)}$$

Высота рабочей лопатки последней ступени:

$$l_{\text{pz}} = \frac{F_{\text{аз}}}{\pi D_{\text{срз}}} = \frac{0,1282}{3,14 * 0,7025} = 0,0581 \text{ (м)}$$

Корневой диаметр ступени:

$$D_{\text{кз}} = D_{\text{срз}} - l_{\text{pz}} = 0,7025 - 0,0581 = 0,6444 \text{ (м)}$$

Коэффициент расхода на выходе из ступени:

$$\bar{C}_a = \frac{c_{2a}}{u_{\text{ср}}} = \frac{229,87}{446,1} = 0,52$$

Число ступеней в отсеке ТВД согласно рекомендациям [3] $z = 1$. Тогда коэффициент нагрузки ступени ТВД в первом приближении:

$$\mu = \frac{H_0}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{375,2 * 10^3}{446,1^2} = 1,9$$

По полученным значениям коэффициентов нагрузки и расхода и кривых КПД Смига необходимо определить аэродинамический КПД ступени по заторможенным параметрам – в данном случае он равен $\eta_{\text{ст}}^* = 0,90$.

По результатам предварительного расчета будет проведен газодинамический расчет ТВД по среднему диаметру. Для удобства весь расчет сведен в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Газодинамический расчет ступени ТВД по среднему диаметру

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
1	Адиабатический теплоперепад ступени	$H_{ад}$	кДж/кг	375,2
2	Полная температура за ступенью	T_2^*	К	1134
3	Полное давление за ступенью	P_2^*	Па	632155
4	Осевая составляющая скорости за РЛ	c_{2a}	м/с	229,87
5	Статическая температура за РЛ	T_2	К	1111
6	Статическое давление за РЛ	P_2	Па	577269
7	Удельный объем рабочего тела за РЛ	v_2	м ³ /кг	0,554
8	Ометаемая площадь на выходе из РЛ	F_{2a}	м	0,1343
9	Высота РЛ	l_p	м	0,0606
10	Верность ступени	\bar{D}_l	-	11,6
11	Окружная скорость РЛ	u_2	м/с	447,77
12	Степень реактивности	$\rho_{ср}$	-	0,355
13	Адиабатический теплоперепад в СА	$H_{ад}^c$	кДж/кг	242,0
14	Скорость газа на выходе из сопел	c_1	м/с	667,92
15	Угол выхода потока из сопел	α_1	град.	16
16	Осевая составляющая скорости за СА	c_{1a}	м/с	184,10
17	Статическая температура за СА	T_1	К	1236
18	Статическое давление за СА	P_1	Па	932520
19	Удельный объем рабочего тела за СА	v_1	м ³ /кг	0,382
20	Ометаемая площадь на выходе из СА	F_{1a}	м	0,1155
21	Высота сопловой лопатки	l_c	м	0,0527
22	Окружная скорость на среднем диаметре СА	u_1	м/с	442,74
23	Коэффициент расхода для СА	\bar{C}_{1a}	-	0,416
24	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{1u}	м/с	642,04
25	Окружная проекция относительной скорости	w_{1u}	м/с	199,30
26	Угол входа потока на РЛ	β_1	град.	42,73
27	Скорость входа потока на РЛ	w_1	м/с	271,32
28	Скорость выхода потока из РЛ	w_2	м/с	553,97
29	Угол выхода потока из РЛ	β_2	град.	24,52
30	Окружная проекция относительной скорости	w_{2u}	м/с	504,02

Таблица 3.2 – Окончание

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
31	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{2u}	м/с	56,26
32	Угол выхода потока за РЛ	α_2	град.	76,25
33	Скорость выхода потока из ступени	c_2	м/с	236,66
34	Скорость звука в потоке за РЛ	a_2	м/с	655,21
35	Число Маха за РЛ	M_{c2}	-	0,3612
36	Скорость звука на выходе из СА	a_1	м/с	691,05
37	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	0,9665
38	Температура заторможенного потока на РЛ	T_{1w}^*	К	1268
39	Допускаемые напряжения материала РЛ	$\sigma_{дт}^t$	МПа	400
40	Напряжения растяжения в корне РЛ	σ_p	МПа	140
41	Коэффициент запаса прочности	n	-	2,86
42	Ширина РЛ на среднем диаметре	B_p^{cp}	м	0,0212
43	Передний осевой зазор	S_1	м	0,0074
44	Ширина СА на среднем диаметре	B_c^{cp}	м	0,0425
45	Задний осевой зазор	S_2	м	0,0089

При этом, как уже было указано, материал рабочих лопаток ТВД – ЖС6У-ВИ. Допускаемые напряжения выбраны согласно [4], плотность материала $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$.

Согласно принципам работы турбомашин, условия обтекания лопатки в корне, в среднем сечении и на периферии будут различаться. В осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом на поток действует центробежная сила, пропорциональная c_{u1}^2 , а за рабочими лопатками — пропорциональная c_{u2}^2 . Следовательно, с увеличением радиуса давление вырастает, а скорость должна падать. Поскольку $c_{2u} \ll c_{1u}$, постольку $P_1(r)$ растет больше, чем $P_2(r)$, и перепад давлений на рабочую лопатку увеличивается с радиусом, т. е. возрастает $\rho_{ст}$. Это приводит к увеличению интенсивности газодинамического усилия на рабочую лопатку. Для учета данных явлений применяют пространственную геометрию лопаток, получаемую при помощи законов закрутки.

В текущей работе был принят обратный закон закрутки ($rtg\alpha_1 = const$). Согласно данному закону, угол выхода потока из СА уменьшается по высоте ступени при снижении градиента реактивности по радиусу и уменьшении диапазона изменения угла входа потока на РЛ. Расчет ступени с учетом закона закрутки сведен в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Расчет ступени ТВД с учетом закона закрутки

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Ед. изм.	Сечение		
				корневое	среднее	перифер.
1	Радиус сечения	r	м	0,3222	0,3512	0,3803
2	Относительный радиус	\bar{r}	-	0,917	1,000	1,083
3	Угол выхода потока из сопел	α_1	град.	17,44	16,00	14,78
4	Осевая составляющая скорости за СА	c_{1a}	м/с	215,71	184,10	158,83
5	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{1u}	м/с	686,54	642,04	602,07
6	Скорость газа на выходе из сопел	c_1	м/с	719,62	667,92	622,67
7	Осевая составляющая скорости за РЛ	c_{2a}	м/с	229,87	229,87	229,87
8	Окружная скорость в соплах	u_1	м/с	406,13	442,74	479,36
9	Окружная скорость в РЛ	u_2	м/с	410,74	447,77	484,80
10	Адиабатический теплоперепад в соплах	$H_{ад}^c$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	281,0	242,0	210,3
11	Термодинамическая степень реактивности	$\rho_{ТД}$	-	0,251	0,355	0,439
12	Угол входа потока на РЛ	β_1	град.	37,57	42,73	52,31
13	Скорость входа потока на РЛ	w_1	м/с	353,77	271,32	200,72
14	Скорость выхода потока из РЛ	w_2	м/с	532,11	553,97	577,92
15	Угол выхода потока из РЛ	β_2	град.	25,59	24,52	23,44
16	Окружная проекция относительной скорости	w_{2u}	м/с	479,89	504,02	530,23
17	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{2u}	м/с	69,15	56,26	45,43
18	Угол выхода потока за РЛ	α_2	м/с	73,26	76,25	78,82
19	Кинематическая степень реактивности	$\rho_{кин}$	-	0,240	0,338	0,419
20	Удельная работа на окружности	H_u	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	307,2	309,5	310,6
21	Абсолютная скорость выхода потока	c_2	м/с	240,05	236,66	234,32
22	Статическая температура за СА	T_1	К	1204	1236	1261
23	Статическое давление за СА	P_1	Па	834693	932520	1018424
24	Температура заторможенного потока на РЛ	T_{1w}^*	К	1259	1268	1279
25	Скорость звука на выходе из СА	a_{c1}	м/с	682,12	691,05	698,24
26	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	1,0550	0,9665	0,8918
27	Скорость звука на входе в РЛ	a_{w1}	м/с	697,63	700,10	703,16
28	Число Маха на входе в РЛ	M_{w1}	-	0,5071	0,3875	0,2854

После проведения газодинамического расчета необходимо построить треугольники скоростей для каждого сечения (рисунок 3.1) и графики изменения основных кинематических параметров (рисунки 3.2, 3.3).

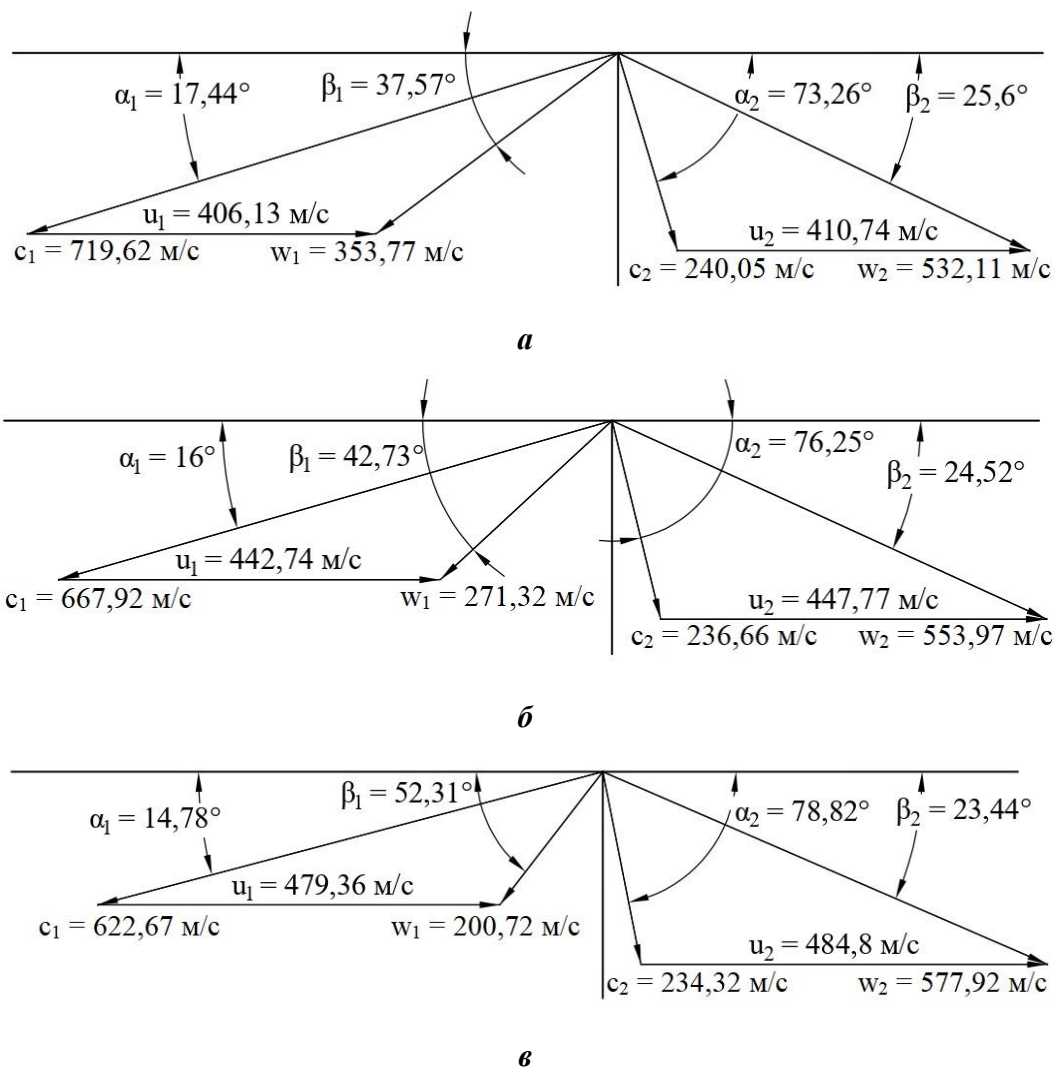


Рисунок 3.1 – Треугольники скоростей ступени ТВД
а – корневое сечение; *б* – среднее сечение; *в* – периферийное сечение;

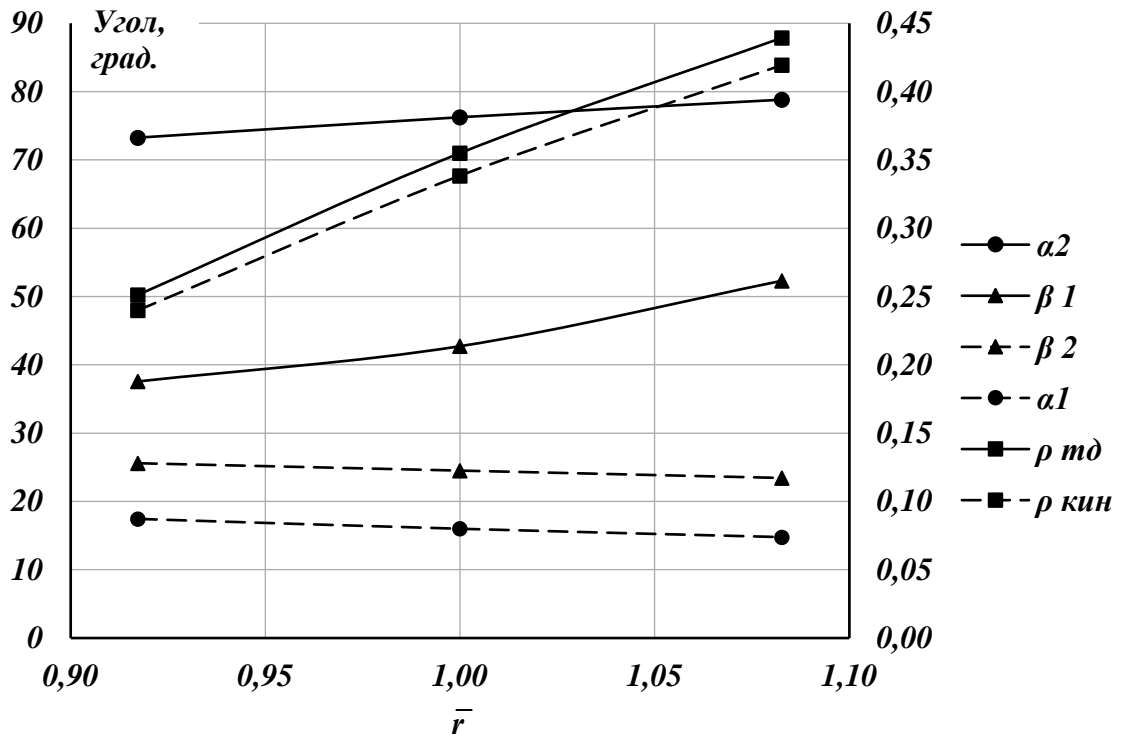


Рисунок 3.2 – Изменение углов потока и степени реактивности по радиусу

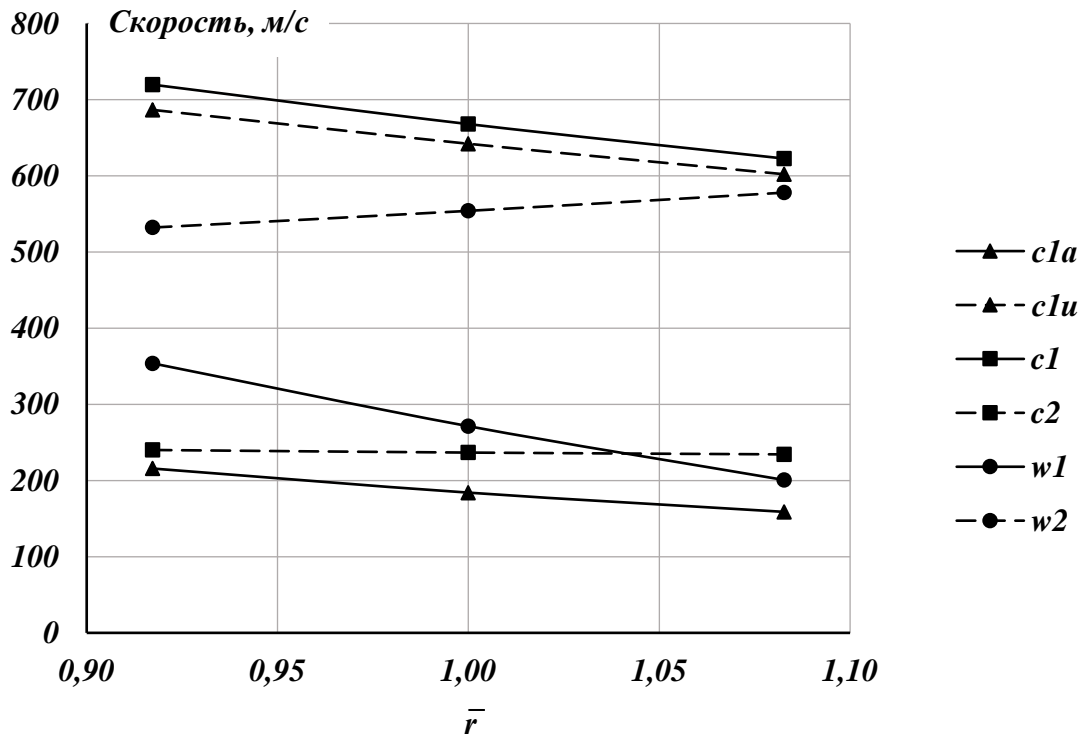


Рисунок 3.3 – Изменение скоростей потока по радиусу

3.2. Газодинамический расчет турбины низкого давления

Данные для предварительного расчета приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Данные для предварительного расчета

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Исходные данные			
Полное давление газа перед турбиной	P_0^*	Па	632155
Полная температура газа перед турбиной	T_0^*	К	1134
Частота вращения ротора	n	об/мин	9420
Степень расширения в турбине	π_T	-	2,082
Расход р.т. через турбину	$G_{ТВД}$	кг/с	64,39
Вспомогательные величины			
Показатель адиабаты	k	-	1,351
Показатель адиабатического процесса	m	-	0,260
Газовая постоянная р.т. турбины	R	кДж/(кг К)	288
Средняя теплоемкость р.т. в турбине	C_{pT}	кДж/(кг К)	1,10
Коэффициент скорости в соплах	φ	-	0,96
Коэффициент скорости на рабочих лопатках	ψ	-	0,95
Коэффициент возврата теплоты	α	-	0
КПД турбины	η	-	0,87

Степень расширения продуктов сгорания в турбине, расход и др. параметры приняты по результатам теплового расчета. Полное давление и температура рабочего тела перед турбиной принята по ГД расчету ТВД.

Давление газа за турбиной:

$$P_z = \frac{P_0^*}{\pi_T} = \frac{632155}{2,082} = 303613 \text{ (Па)}.$$

Температура газа за турбиной:

$$T_z = T_0^* (1 - (1 - \pi_T^{-m}) \eta_T) = 1134 * (1 - (1 - 2,082^{-0,260}) * 0,87) = 963 \text{ (К)}.$$

Допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки для выбранного материала лопатки (ЖС6У-ВИ) при принятом запасе прочности $n_3 = 2,3$:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{дг}^t}{n_3} = \frac{400}{2,3} = 173,9 \text{ (МПа)}.$$

Ометаемая площадь последней ступени турбины:

$$F_a = \frac{2\pi\sigma_p}{K_\phi\rho_L\omega^2} = \frac{2 * 3,14 * 173,9 * 10^6}{0,5 * 8100 * 986,46} = 0,2773 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Где окружная скорость в [рад/с] $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 * 9420}{30} = 986,46$ (рад/с), K_ϕ – коэффициент формы пера лопатки.

Плотность потока рабочего тела:

$$\rho_z = \frac{P_z}{RT_z} = \frac{303613}{288 * 963} = 1,095 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Осевая скорость за последней ступенью:

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a} = \frac{64,39}{1,095 * 0,2773} = 212,1 \text{ (м/с)}.$$

Адиабатический теплоперепад в турбине:

$$H_{ад} = c_p T_0^* \left(1 - \pi_T^{\frac{1-k}{k}} \right) = 1,10 * 1134 * \left(1 - 2,082^{\frac{1-1,351}{1,351}} \right) = 217,2 \text{ (кДж/кг)}.$$

В связи с принятым коэффициентом возврата теплоты $\alpha = 0$, а также из-за высокой начальной температуры газа в турбине и необходимости введения охлаждения располагаемый теплоперепад:

$$H_0 = (1 - \alpha)H_{ад} = (1 + 0) * 217,2 = 217,2 \text{ (кДж/кг)}.$$

Основные геометрические и термодинамические параметры ступени:

- 1) Угол выхода потока из соплового аппарата $\alpha_{1,i} = 22^\circ$
- 2) Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре $\rho_{1,i} = 0,36$
- 3) Осевая проекция абсолютной скорости на выходе ступени $c_{2a,i} = 212,2$ м/с

Характеристический коэффициент турбины:

$$X_\phi^{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_{1z}}{2\sqrt{1 - \rho_{tz}}} = \frac{0,96 * \cos 22^\circ}{2 * \sqrt{1 - 0,36}} = 0,556.$$

Тогда окружная скорость:

$$u_{срз} = X_\phi^{опт} \sqrt{2H_{ад}^{зст}} = 0,556 * \sqrt{2 * 217,2 * 10^3} = 366,7 \text{ (м/с)}.$$

Средний диаметр ступени:

$$D_{срз} = \frac{60u_{срз}}{\pi n} = \frac{60 * 366,7}{3,14 * 9420} = 0,7434 \text{ (м)}.$$

При данных параметрах будет достигаться наибольшая экономичность и эффективность турбины. Однако в текущей работе, начиная с этапа моделирования компрессора, было принято решение об ориентации на ГТУ-прототип. Поскольку у двигателя-прототипа средний диаметр имеет значение $D_{ср} = 708$ мм, значение характеристического

коэффициента $X_\phi = 0,530$. Таким образом, расчетные геометрические характеристики будут близки к значениям ГТУ-прототипа. Тогда окружная скорость:

$$u_{cpz} = X_\phi^{opt} \sqrt{2H_{ад}^{зст}} = 0,530 * \sqrt{2 * 217,2 * 10^3} = 349,3 \text{ (м/с)}.$$

Средний диаметр ступени:

$$D_{cpz} = \frac{60u_{cpz}}{\pi n} = \frac{60 * 349,3}{3,14 * 9420} = 0,7083 \text{ (м)}.$$

Высота рабочей лопатки последней ступени:

$$l_{pz} = \frac{F_{az}}{\pi D_{cpz}} = \frac{0,2773}{3,14 * 0,7083} = 0,1246 \text{ (м)}.$$

Корневой диаметр ступени:

$$D_{kz} = D_{cpz} - l_{pz} = 0,7083 - 0,1246 = 0,5836 \text{ (м)}.$$

Коэффициент расхода на выходе из ступени:

$$\bar{c}_a = \frac{c_{2a}}{u_{cp}} = \frac{212,12}{349,3} = 0,61.$$

Число ступеней в отсеке ТВД согласно рекомендациям [3] $z = 1$. Тогда коэффициент нагрузки ступени ТВД в первом приближении:

$$\mu = \frac{H_0}{u_{cp}^2} = \frac{217,2 * 10^3}{349,3^2} = 1,78.$$

По полученным значениям коэффициентов нагрузки и расхода и кривых КПД Смита необходимо определить аэродинамический КПД ступени по заторможенным параметрам – в данном случае он равен $\eta_{ст}^* = 0,91$.

По результатам предварительного расчета будет проведен газодинамический расчет ТВД по среднему диаметру. Для удобства весь расчет сведен в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Газодинамический расчет ступени ТВД по среднему диаметру

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
1	Адиабатический теплоперепад ступени	$H_{ад}$	кДж/кг	217,2
2	Полная температура за ступенью	T_2^*	К	955
3	Полное давление за ступенью	P_2^*	Па	305631
4	Осевая составляющая скорости за РЛ	c_{2a}	м/с	212,12
5	Статическая температура за РЛ	T_2	К	935
6	Статическое давление за РЛ	P_2	Па	278985
7	Удельный объем рабочего тела за РЛ	v_2	м ³ /кг	0,965
8	Ометаемая площадь на выходе из РЛ	F_{2a}	м	0,2929

Таблица 3.5 – Продолжение

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
9	Высота РЛ	l_p	м	0,1305
10	Верность ступени	\bar{D}_l	-	5,47
11	Окружная скорость РЛ	u_2	м/с	352,26
12	Степень реактивности	ρ_{cp}	-	0,36
13	Адиабатический теплоперепад в СА	$H_{ад}^c$	кДж/кг	139,0
14	Скорость газа на выходе из сопел	c_1	м/с	506,20
15	Угол выхода потока из сопел	α_1	град.	22
16	Осевая составляющая скорости за СА	c_{1a}	м/с	189,63
17	Статическая температура за СА	T_1	К	1018
18	Статическое давление за СА	P_1	Па	402742
19	Удельный объем рабочего тела за СА	γ_1	м ³ /кг	0,728
20	Ометаемая площадь на выходе из СА	F_{1a}	м	0,2472
21	Высота сопловой лопатки	l_c	м	0,1130
22	Окружная скорость на среднем диаметре СА	u_1	м/с	343,58
23	Коэффициент расхода для СА	\bar{C}_{1a}	-	0,552
24	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{1u}	м/с	469,34
25	Окружная проекция относительной скорости	w_{1u}	м/с	125,76
26	Угол входа потока на РЛ	β_1	град.	56,45
27	Скорость входа потока на РЛ	w_1	м/с	227,54
28	Скорость выхода потока из РЛ	w_2	м/с	433,44
29	Угол выхода потока из РЛ	β_2	град.	29,30
30	Окружная проекция относительной скорости	w_{2u}	м/с	377,99
31	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{2u}	м/с	25,74
32	Угол выхода потока за РЛ	α_2	град.	83,08
33	Скорость выхода потока из ступени	c_2	м/с	213,68
34	Скорость звука в потоке за РЛ	a_2	м/с	603,06
35	Число Маха за РЛ	M_{c2}	-	0,3543
36	Скорость звука на выходе из СА	a_1	м/с	629,38
37	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	0,8043
38	Температура заторможенного потока на РЛ	T_{1w}^*	К	1042

Таблица 3.5 – Окончание

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
39	Допускаемые напряжения материала РЛ	$\sigma_{дт}^t$	МПа	400
40	Напряжения растяжения в корне РЛ	σ_p	МПа	184
41	Коэффициент запаса прочности	n	-	2,18
42	Ширина РЛ на среднем диаметре	B_p^{cp}	м	0,0326
43	Передний осевой зазор	S_1	м	0,0131
44	Ширина СА на среднем диаметре	B_c^{cp}	м	0,0653
45	Задний осевой зазор	S_2	м	0,0157

Материал РЛ ТВД – ЖС6У-ВИ. Допускаемые напряжения выбраны по [4], плотность материала $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$.

Для ступени ТНД так же, как и для ступени ТВД принят обратный закон закрутки:

$$rtg\alpha_1 = const; H_u(r) = const$$

Расчет ступени с учетом закона закрутки сведен в таблицу 3.6.

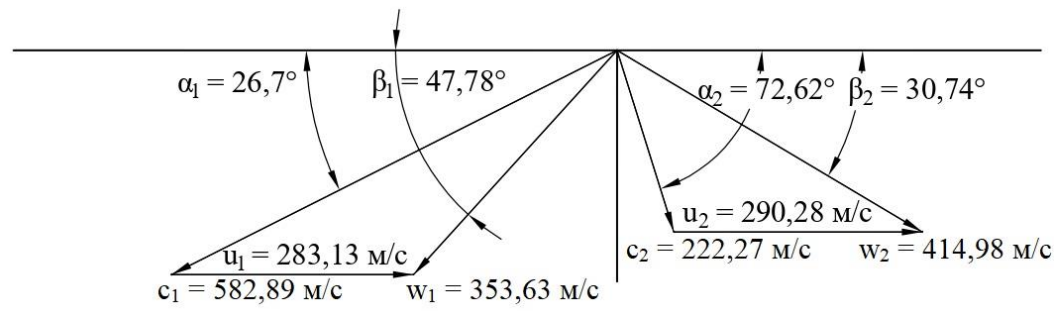
Таблица 3.6 – Расчет ступени ТНД с учетом закона закрутки

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Ед. изм.	Сечение		
				корневое	среднее	перифер.
1	Радиус сечения	r	м	0,2918	0,3541	0,4164
2	Относительный радиус	\bar{r}	-	0,824	1,000	1,176
3	Угол выхода потока из сопел	α_1	град.	26,70	22,00	18,71
4	Осевая составляющая скорости за СА	c_{1a}	м/с	261,88	189,63	142,67
5	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{1u}	м/с	520,75	469,34	421,30
6	Скорость газа на выходе из сопел	c_1	м/с	582,89	506,20	444,80
7	Осевая составляющая скорости за РЛ	c_{2a}	м/с	212,12	212,12	212,12
8	Окружная скорость в соплах	u_1	м/с	283,13	343,58	404,04
9	Окружная скорость в РЛ	u_2	м/с	290,28	352,26	414,23
10	Адиабатический теплоперепад в соплах	$H_{ад}^c$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	184,3	139,0	107,3
11	Термодинамическая степень реактивности	$\rho_{тд}$	-	0,151	0,360	0,506
12	Угол входа потока на РЛ	β_1	град.	47,78	56,45	83,10
13	Скорость входа потока на РЛ	w_1	м/с	353,63	227,54	143,72

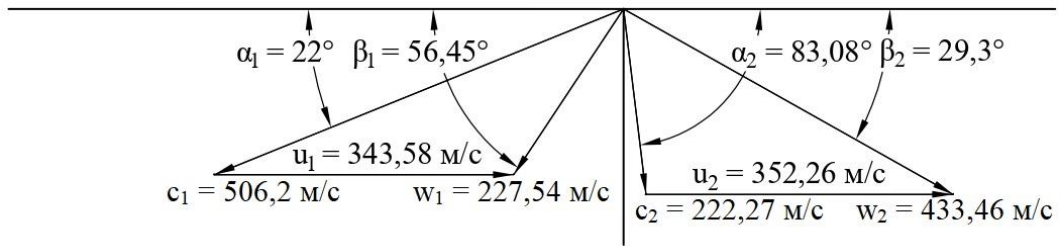
Таблица 3.6 – Окончание

№ п/п	Наименование величины	Обо- зна- чение	Ед. изм.	Сечение		
				корневое	среднее	перифер.
14	Скорость выхода потока из РЛ	w_2	м/с	414,98	433,46	465,81
15	Угол выхода потока из РЛ	β_2	град.	30,74	29,30	27,09
16	Окружная проекция относительной скорости	w_{2u}	м/с	356,67	377,99	414,70
17	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{2u}	м/с	66,39	25,74	0,46
18	Угол выхода потока за РЛ	α_2	м/с	72,62	83,08	89,87
19	Кинематическая степень реактивности	$\rho_{кин}$	-	0,198	0,354	0,479
20	Удельная работа на окружности	H_u	$\frac{кДж}{кг}$	166,7	170,3	170,4
21	Абсолютная скорость выхода потока	c_2	м/с	222,27	213,68	212,12
22	Статическая температура за СА	T_1	К	980	1018	1045
23	Статическое давление за СА	P_1	Па	343839	402742	448270
24	Температура заторможенного потока на РЛ	T_{1w}^*	К	1037	1042	1054
25	Скорость звука на выходе из СА	a_{c1}	м/с	617,58	629,38	637,51
26	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	0,9438	0,8043	0,6977
27	Скорость звука на входе в РЛ	a_{w1}	м/с	635,17	636,59	640,35
28	Число Маха на входе в РЛ	M_{w1}	-	0,5567	0,3574	0,2244

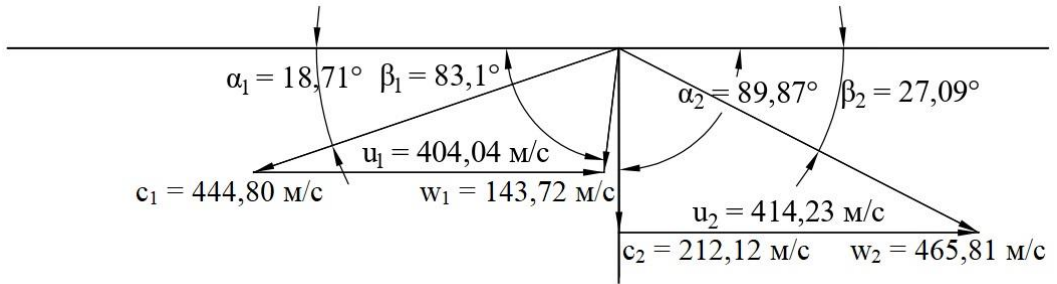
После проведения газодинамического расчета необходимо построить треугольники скоростей для каждого сечения (рисунок 3.4) и графики изменения основных кинематических параметров (рисунки 3.5, 3.6).



a



б



в

Рисунок 3.4 – Треугольники скоростей ступени ТНД

a – корневое сечение; *б* – среднее сечение; *в* – периферийное сечение;

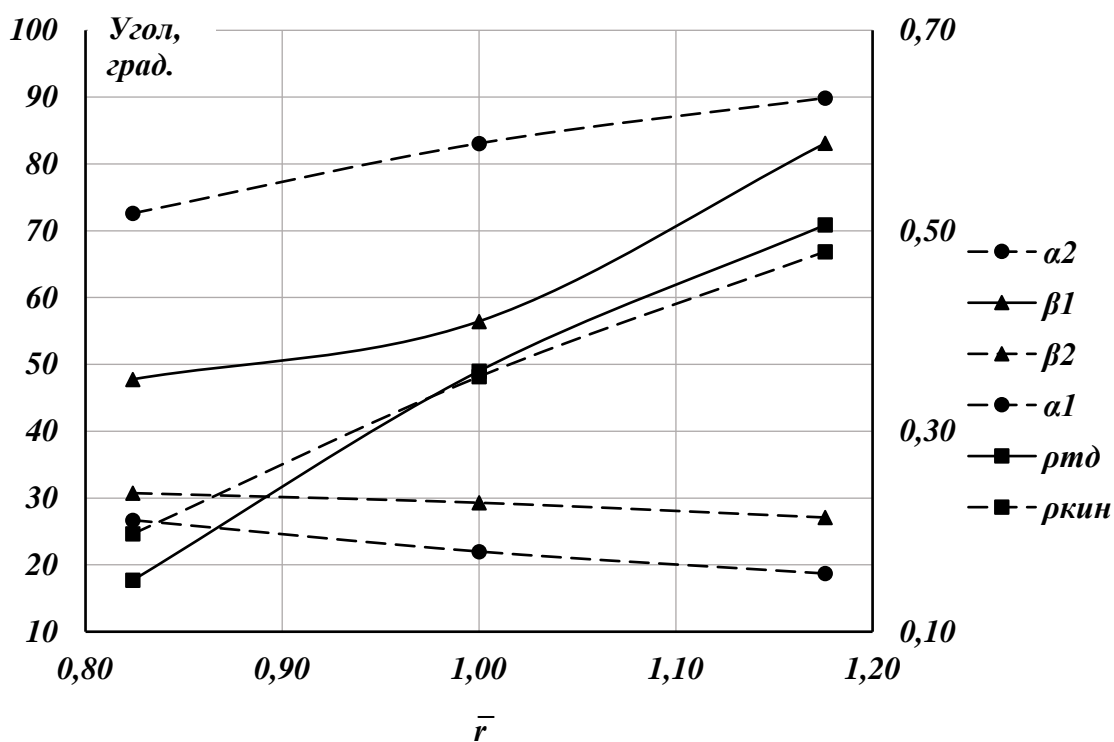


Рисунок 3.5 – Изменение углов потока и степени реактивности по радиусу

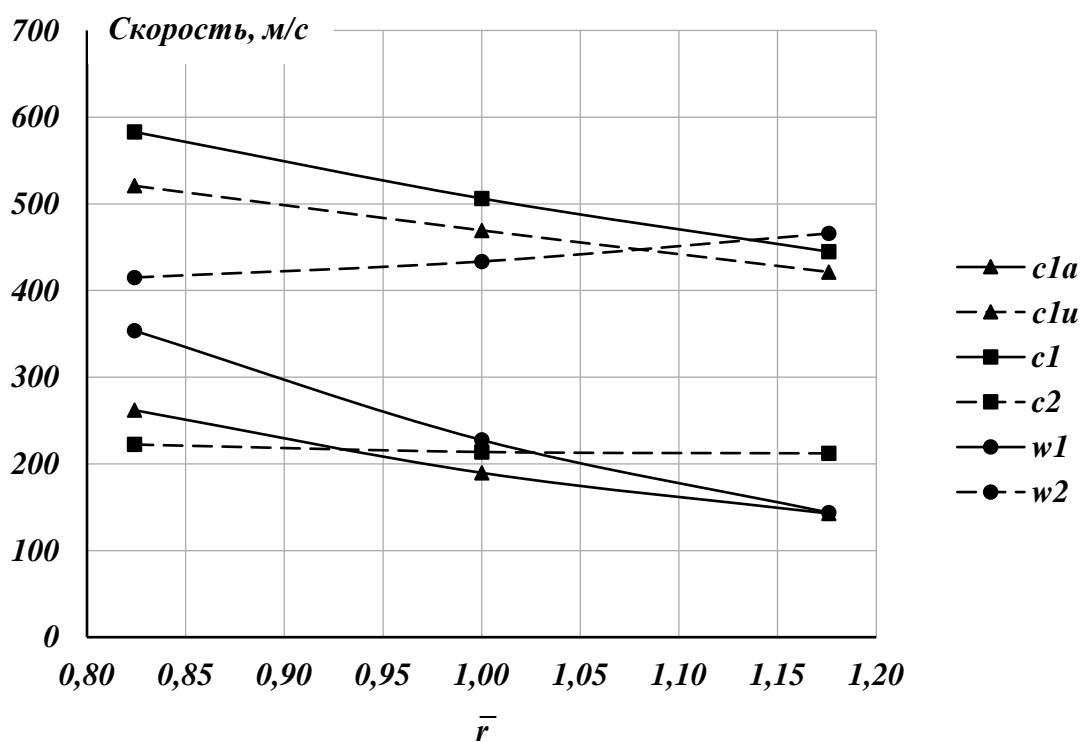


Рисунок 3.6 – Изменение скоростей потока по радиусу

3.3. Газодинамический расчет свободной силовой турбины

Данные для предварительного расчета приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Данные для предварительного расчета

Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
Исходные данные			
Полное давление газа перед турбиной	P_0^*	Па	305631
Полная температура газа перед турбиной	T_0^*	К	955
Частота вращения ротора	n	об/мин	5300
Степень расширения в турбине	π_T	-	3,00
Расход р.т. через турбину	$G_{ТВД}$	кг/с	68,72
Вспомогательные величины			
Показатель адиабаты	k	-	1,363
Показатель адиабатического процесса	m	-	0,266
Газовая постоянная р.т. турбины	R	кДж/(кг К)	288
Средняя теплоемкость р.т. в турбине	$C_{рт}$	кДж/(кг К)	1,081
Коэффициент скорости в соплах	φ	-	0,98
Коэффициент скорости на рабочих лопатках	ψ	-	0,96
Коэффициент возврата теплоты	α	-	0,01
КПД турбины	η	-	0,88

Все данные приняты в соответствие с проведенными ранее расчетами.

На начальном этапе давление газа за турбиной принято равным атмосферному:

$$P_z = P_a = 101325 \text{ (Па)}.$$

Температура газа за турбиной:

$$T_z = T_0^* (1 - (1 - \pi_T^{-m}) \eta_T) = 955 * (1 - (1 - 3,00^{-0,266}) * 0,88) = 742 \text{ (К)}.$$

Допускаемые напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки для выбранного материала лопатки (ЖС6К) при принятом запасе прочности $n_3 = 2,75$:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{дт}^t}{n_3} = \frac{400}{2,75} = 163,6 \text{ (МПа)}.$$

Ометаемая площадь последней ступени турбины:

$$F_a = \frac{2\pi\sigma_p}{K_\phi\rho_l\omega^2} = \frac{2 * 3,14 * 163,6 * 10^6}{0,5 * 8100 * 555,01} = 0,7492 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Где окружная скорость в [рад/с] $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 * 5300}{30} = 555,01 \text{ (рад/с)}$;

K_ϕ – коэффициент формы пера лопатки.

Плотность потока рабочего тела:

$$\rho_z = \frac{P_z}{RT_z} = \frac{101325}{288 * 742} = 0,474 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Осевая скорость за последней ступенью:

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a} = \frac{68,72}{0,474 * 0,7492} = 193,5 \text{ (м/с)}.$$

Поскольку ГТУ-прототип в своей конструкции за отсеком ССТ имеет затурбинный диффузор, позволяющий преобразовать часть кинетической энергии выходной скорости в потенциальную энергию давления, то расчет в текущей работе ведется с его учетом. Давление продуктов сгорания в газосборной камере:

$$P_d^* = P_a(1 + \xi_{\text{вых}}) = 101325 * (1 + 0,0145) = 102794,2 \text{ (Па)}.$$

Величина скорости потока на выходе из диффузора $c_d = 100$ м/с, экономичность диффузорного патрубка, заданная через КПД, $\eta = 0,7$. Тогда потери давления в диффузоре:

$$\Delta P_d = (1 - \eta_d) \rho_z \frac{c_{az}^2 - c_d^2}{2} = (1 - 0,7) * 0,474 * \frac{193,5^2 - 100^2}{2} = 1950,7 \text{ (Па)}.$$

Полное и статическое давление за последней ступенью турбины:

$$P_z^* = P_d^* + \Delta P_d^* = 102794,2 + 1950,7 = 104744,9 \text{ (Па)}.$$

$$P_z = P_z^* - \frac{\rho_z c_{az}^2}{2} = 104744,9 - \frac{0,474 * 193,5^2}{2} = 95872,0 \text{ (Па)}.$$

Уточненное значение плотности рабочего тела:

$$\rho'_z = \frac{P_z}{RT_z} = \frac{95872,0}{288 * 742} = 0,449 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Теперь необходимо повторить расчет осевой составляющей скорости потока, потерь давления в диффузоре, полного и статического давлений газа за последней ступенью:

$$c_{az} = \frac{G}{\rho_z F_a} = \frac{68,72}{0,449 * 0,7492} = 204,5 \text{ (м/с)};$$

$$\Delta P_d = (1 - \eta_d) \rho_z \frac{c_{az}^2 - c_d^2}{2} = (1 - 0,7) * 0,449 * \frac{204,5^2 - 100^2}{2} = 2140,4 \text{ (Па)};$$

$$P_z^* = P_d^* + \Delta P_d^* = 102794,2 + 2140,4 = 104934,6 \text{ (Па)};$$

$$P_z = P_z^* - \frac{\rho_z c_{az}^2}{2} = 104934,6 - \frac{0,449 * 204,5^2}{2} = 95557,0 \text{ (Па)}.$$

Тогда степень расширения газа по полным параметрам в турбине от начального полного давления (P_0^*) до конечного полного давления (P_z^*) за последней ступенью турбины:

$$\pi_\Gamma = \frac{P_0^*}{P_z^*} = \frac{305631}{104934,6} = 2,91.$$

Адиабатический теплоперепад в турбине:

$$H_{ад} = c_p T_0^* (1 - \pi_T^{-m}) = 1,081 * 955 * (1 - 2,91^{-0,266}) = 255,8 \text{ (кДж/кг)}.$$

При принятом коэффициенте возврата теплоты $\alpha = 0,01$ полный располагаемый теплоперепад в турбине:

$$H_0 = (1 + \alpha)H_{ад} = (1 + 0,01) * 255,8 = 258,4 \text{ (кДж/кг)}.$$

Согласно конструкции двигателя-прототипа, число ступеней в ССТ $z = 3$. Средний адиабатический теплоперепад:

$$H_{ад}^{ср} = \frac{H_{ад}}{z} = \frac{258,4}{3} = 86,1 \text{ (кДж/кг)}.$$

Распределение теплоперепадов по ступеням:

$$H_{ад}^{1 ст} = 1,05H_{ад}^{ср} = 1,05 * 86,1 = 90,4 \text{ (кДж/кг)};$$

$$H_{ад}^{2 ст} = 1,00H_{ад}^{ср} = 1,00 * 86,1 = 86,1 \text{ (кДж/кг)};$$

$$H_{ад}^{3 ст} = H_{ад} - H_{ад}^{2 ст} - H_{ад}^{1 ст} = 258,4 - 90,4 - 86,1 = 81,9 \text{ (кДж/кг)}.$$

Основные геометрические и термодинамические параметры ступени (таблица 3.8).

Таблица 3.8 – Основные геометрические и термодинамические параметры ССТ

Величина	Обозначение	Ед. изм.	Ступень		
			$z = 1$	$z = 2$	$z = 3$
Угол выхода потока из соплового аппарата	$\alpha_{1,i}$	град.	30	32	34
Термодинамическая степень реактивности на среднем диаметре	$\rho_{1,i}$	-	0,34	0,45	0,42
Осевая проекция абсолютной скорости на выходе из ступени	$c_{2a,i}$	м/с	165,0	182,0	204,5

Характеристический коэффициент для последней ступени турбины:

$$X_{\phi}^{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_{1z}}{2\sqrt{1 - \rho_{tz}}} = \frac{0,98 * \cos 34^\circ}{2 * \sqrt{1 - 0,42}} = 0,533.$$

Тогда окружная скорость:

$$u_{срз} = X_{\phi}^{опт} \sqrt{2H_{ад}^{зст}} = 0,533 * \sqrt{2 * 81,9 * 10^3} = 215,8 \text{ (м/с)}.$$

Оценочный расчет коэффициентов нагрузки для ступеней с целью проверки соответствия рекомендованным значениям $\mu = 1,3 \dots 2,5$ при принятии работы на окружности равной располагаемому теплоперепаду на ступень $H_u = H_{ад}^{зст}$:

$$\mu_{1 ст} = \frac{H_{ад}^{1 ст}}{u_{ср}^2} = \frac{90,4 * 10^3}{215,8^2} = 1,942.$$

$$\mu_{2 \text{ ст}} = \frac{H_{\text{ад}}^2 \text{ ст}}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{86,1 * 10^3}{215,8^2} = 1,850.$$

$$\mu_{3 \text{ ст}} = \frac{H_{\text{ад}}^3 \text{ ст}}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{81,9 * 10^3}{215,8^2} = 1,757.$$

По результатам расчета видно, что коэффициенты нагрузки соответствуют рекомендованному диапазону значений [3].

Средний диаметр ступени:

$$D_{\text{срз}} = \frac{60u_{\text{срз}}}{\pi n} = \frac{60 * 215,8}{3,14 * 5300} = 0,7775 \text{ (м)}.$$

При данных параметрах будет достигаться наибольшая экономичность и эффективность турбины. Однако в текущей работе, начиная с этапа моделирования компрессора, было принято решение об ориентации на ГТУ-прототип. Поскольку у двигателя-прототипа средний диаметр имеет значение $D_{\text{ср}} = 1080$ мм, значение характеристического коэффициента $X_{\phi} = 0,736$. Таким образом, расчетные геометрические характеристики будут близки к значениям ГТУ-прототипа. Тогда окружная скорость:

$$u_{\text{срз}} = X_{\phi}^{\text{опт}} \sqrt{2H_{\text{ад}}^{\text{зст}}} = 0,736 * \sqrt{2 * 81,6 * 10^3} = 297,8 \text{ (м/с)}.$$

Средний диаметр ступени:

$$D_{\text{срз}} = \frac{60u_{\text{срз}}}{\pi n} = \frac{60 * 297,8}{3,14 * 5300} = 1,0732 \text{ (м)}.$$

Высота рабочей лопатки последней ступени:

$$l_{\text{pz}} = \frac{F_{\text{аз}}}{\pi D_{\text{срз}}} = \frac{0,7492}{3,14 * 1,0732} = 0,2222 \text{ (м)}.$$

Корневой диаметр ступени:

$$D_{\text{кз}} = D_{\text{срз}} - l_{\text{pz}} = 1,0732 - 0,2222 = 0,8509 \text{ (м)}.$$

Коэффициент расхода на выходе из ступени:

$$\bar{C}_a = \frac{c_{2a}}{u_{\text{ср}}} = \frac{204,5}{297,9} = 0,69.$$

Средний коэффициент нагрузки на ступени ССТ:

$$\mu = \frac{H_{\text{ад}}^{\text{ср}}}{u_{\text{ср}}^2} = \frac{85,3 * 10^3}{297,9^2} = 0,97.$$

По полученным значениям коэффициентов нагрузки и расхода и кривых КПД Смита необходимо определить аэродинамический КПД ступени по заторможенным параметрам – в данном случае он равен $\eta_{\text{ст}}^* = 0,94$.

По результатам предварительного расчета будет проведен газодинамический расчет ТВД по среднему диаметру. Для удобства весь расчет сведен в таблицу 3.9.

Таблица 3.9 – Газодинамический расчет ступеней ССТ по среднему диаметру

№ п/п	Наименование величины	Обо- значе- ние	Ед. изм.	Значение		
				$z = 1$	$z = 2$	$z = 3$
1	Адиабатический теплоперепад ступени	$H_{ад}$	кДж/кг	90,4	86,1	81,9
2	Полная температура за ступенью	T_2^*	К	876	802	733
3	Полное давление за ступенью	P_2^*	Па	216844	151775	105982
4	Осевая составляющая скорости за РЛ	c_{2a}	м/с	165,00	182,00	204,47
5	Статическая температура за РЛ	T_2	К	864	786	713
6	Статическое давление за РЛ	P_2	Па	204664	140514	95242
7	Удельный объем рабочего тела за РЛ	γ_2	м ³ /кг	1,216	1,611	2,157
8	Ометаемая площадь на выходе из РЛ	F_{2a}	м	0,5063	0,6085	0,7250
9	Высота РЛ	l_p	м	0,1595	0,1867	0,2162
10	Веерность ступени	\bar{D}_l	-	6,34	5,56	4,94
11	Окружная скорость РЛ	u_2	м/с	280,40	287,94	296,15
12	Степень реактивности	$\rho_{ср}$	-	0,34	0,45	0,42
13	Адиабатический теплоперепад в СА	$H_{ад}^c$	кДж/кг	59,7	47,4	46,0
14	Скорость газа на выходе из сопел	c_1	м/с	338,58	301,63	297,15
15	Угол выхода потока из сопел	α_1	град.	30	32	34
16	Осевая составляющая скорости за СА	c_{1a}	м/с	169,29	159,84	166,16
17	Статическая температура за СА	T_1	К	902	834	761
18	Статическое давление за СА	P_1	Па	244464	180204	125563
19	Удельный объем рабочего тела за СА	γ_1	м ³ /кг	1,063	1,333	1,745
20	Ометаемая площадь на выходе из СА	F_{1a}	м	0,4314	0,5733	0,7216
21	Высота сопловой лопатки	l_c	м	0,1387	0,1775	0,2154
22	Окружная скорость на среднем диаметре СА	u_1	м/с	274,64	285,39	295,92
23	Коэффициент расхода для СА	\bar{C}_{1a}	-	0,616	0,560	0,562
24	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{1u}	м/с	293,22	255,80	246,35
25	Окружная проекция относительной скорости	w_{1u}	м/с	18,58	-29,59	-49,57
26	Угол входа потока на РЛ	β_1	град.	83,74	100,49	106,61
27	Скорость входа потока на РЛ	w_1	м/с	170,31	162,56	173,40
28	Скорость выхода потока из РЛ	w_2	м/с	288,79	309,49	298,44
29	Угол выхода потока из РЛ	β_2	град.	34,84	36,02	43,24

Таблица 3.9 – Окончание

№ п/п	Наименование величины	Обо- значе- ние	Ед. изм.	Значение		
				z = 1	z = 2	z = 3
30	Окружная проекция относительной скорости	w_{2u}	м/с	237,02	250,32	217,39
31	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{2u}	м/с	-43,39	-37,62	-78,75
32	Угол выхода потока за РЛ	α_2	град.	104,73	101,68	111,06
33	Скорость выхода потока из ступени	c_2	м/с	170,61	185,85	219,11
34	Скорость звука в потоке за РЛ	a_2	м/с	582,33	555,55	529,15
35	Число Маха за РЛ	M_{c2}	-	0,2930	0,3345	0,4141
36	Скорость звука на выходе из СА	a_1	м/с	595,06	572,30	546,46
37	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	0,5690	0,5271	0,5438
38	Температура заторможенного потока на РЛ	T_{1w}^*	К	915	847	775
39	Допускаемые напряжения материала РЛ	$\sigma_{дт}^t$	МПа	877	877	877
40	Напряжения растяжения в корне РЛ	σ_p	МПа	101	121	144
41	Коэффициент запаса прочности	n	-	8,68	7,25	6,09
42	Ширина РЛ на среднем диаметре	B_p^{cp}	м	0,0558	0,0653	0,0757
43	Передний осевой зазор	S_1	м	0,0167	0,0196	0,0227
44	Ширина СА на среднем диаметре	B_c^{cp}	м	0,0949	0,1111	0,1287
45	Задний осевой зазор	S_2	м	0,0201	0,0235	0,0272

Материал рабочих лопаток ССТ – ЖС6К. Допускаемые напряжения выбраны согласно [4], плотность материала $\rho = 8100 \text{ кг/м}^3$.

Для последней ступени значения полных и статических температур должны совпадать с ранее вычисленными в предварительном расчете с точностью до 2%:

$$\delta P_2^* = \frac{P_z^* - P_2^*}{P_z^*} * 100\% = \frac{(104934,6 - 105982,0)}{104934,6} * 100\% = 1,0\%;$$

$$\delta T_2^* = \frac{T_z^* - T_2^*}{T_z^*} * 100\% = \frac{(742,0 - 733,0)}{742} * 100\% = 1,21\%;$$

$$\delta P_2 = \frac{P_z - P_2}{P_z} * 100\% = \frac{(95557,0 - 95242,0)}{95557,0} * 100\% = 0,33\%.$$

Погрешность вычисления ометаемой площади:

$$\delta F_{2a} = \frac{F_{2z} - F_{2a}}{F_{2z}} * 100\% = \frac{(0,7492 - 0,7250)}{0,7492} * 100\% = 1,9\%.$$

Для проверки угла раскрытия проточной части $\gamma < 18 \dots 20^\circ$ необходимо построить ее эскиз в меридиональной плоскости (рисунок 3.7).

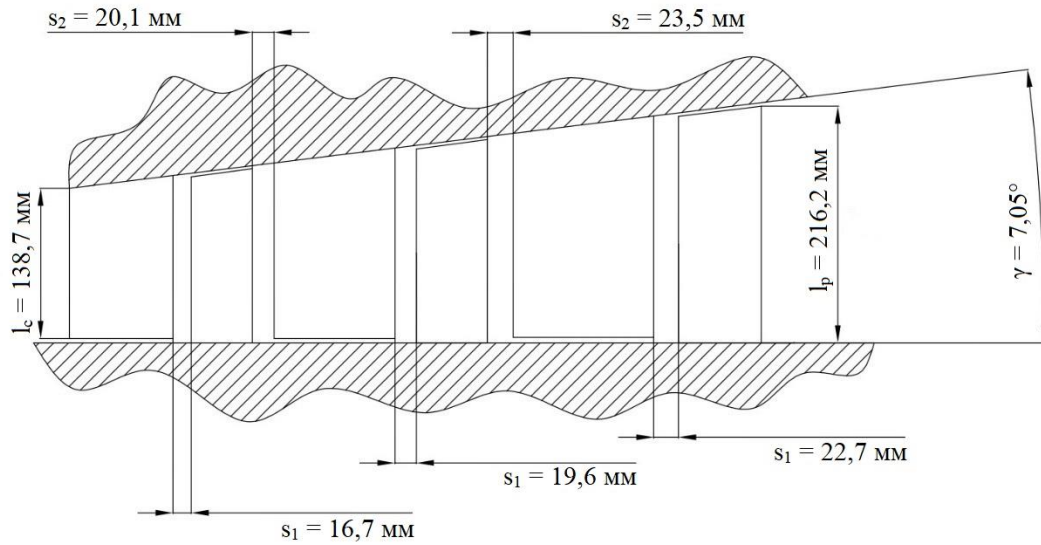


Рисунок 3.7 – Схема проточной части ССТ с постоянным корневым диаметром

Для ступеней ССТ так же был принят обратный закон закрутки. Расчеты сведены в таблицы 3.10, 3.11, 3.12.

Таблица 3.10 – Расчет первой ступени ССТ с учетом закона закрутки

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Ед. изм.	Сечение		
				корневое	среднее	перифер.
1	Радиус сечения	r	м	0,4255	0,5052	0,5850
2	Относительный радиус	\bar{r}	-	0,797	0,947	1,096
3	Угол выхода потока из сопел	α_1	град.	42,64	35,91	31,01
4	Осевая составляющая скорости за СА	c_{1a}	м/с	221,64	178,89	145,92
5	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{1u}	м/с	240,70	247,04	242,72
6	Скорость газа на выходе из сопел	c_1	м/с	327,20	305,01	283,21
7	Осевая составляющая скорости за РЛ	c_{2a}	м/с	204,47	204,47	204,47
8	Окружная скорость в соплах	u_1	м/с	235,96	280,19	324,41
9	Окружная скорость в РЛ	u_2	м/с	236,14	280,40	324,66
10	Адиабатический теплоперепад в соплах	$H_{ад}^c$	$\frac{кДж}{кг}$	55,7	48,4	41,8
11	Термодинамическая степень реактивности	$\rho_{Тд}$	-	0,297	0,389	0,473
12	Угол входа потока на РЛ	β_1	град.	88,78	100,50	119,24
13	Скорость входа потока на РЛ	w_1	м/с	221,69	181,94	167,21
14	Скорость выхода потока из РЛ	w_2	м/с	297,73	295,50	308,05
15	Угол выхода потока из РЛ	β_2	град.	43,37	43,79	41,59
16	Окружная проекция относительной скорости	w_{2u}	м/с	216,42	213,33	230,41
17	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{2u}	м/с	-19,72	-67,07	-94,25
18	Угол выхода потока за РЛ	α_2	м/с	95,51	108,16	114,75
19	Кинематическая степень реактивности	$\rho_{кин}$	-	0,448	0,439	0,481
20	Удельная работа на окружности	H_u	$\frac{кДж}{кг}$	52,1	50,4	48,1
21	Абсолютная скорость выхода потока	c_2	м/с	205,42	215,19	225,15
22	Статическая температура за СА	T_1	К	906	912	918
23	Статическое давление за СА	P_1	Па	248197	255224	261776
24	Температура заторможенного потока на РЛ	T_{1w}^*	К	928	927	931
25	Скорость звука на выходе из СА	a_{c1}	м/с	596,22	598,35	600,29
26	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	0,5488	0,5098	0,4718
27	Скорость звука на входе в РЛ	a_{w1}	м/с	603,65	603,35	604,51
28	Число Маха на входе в РЛ	M_{w1}	-	0,3673	0,3015	0,2766

Таблица 3.11 – Расчет второй ступени ССТ с учетом закона закрутки

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Ед. изм.	Сечение		
				корневое	среднее	перифер.
1	Радиус сечения	r	м	0,4255	0,5188	0,6121
2	Относительный радиус	\bar{r}	-	0,797	0,972	1,147
3	Угол выхода потока из сопел	α_1	град.	42,64	34,97	29,64
4	Осевая составляющая скорости за СА	c_{1a}	м/с	221,64	172,65	136,51
5	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{1u}	м/с	240,70	246,85	239,94
6	Скорость газа на выходе из сопел	c_1	м/с	327,20	301,24	276,05
7	Осевая составляющая скорости за РЛ	c_{2a}	м/с	204,47	204,47	204,47
8	Окружная скорость в соплах	u_1	м/с	235,96	287,72	339,48
9	Окружная скорость в РЛ	u_2	м/с	236,14	287,94	339,75
10	Адиабатический теплоперепад в соплах	$H_{ад}^c$	$\frac{кДж}{кг}$	55,7	47,2	39,7
11	Термодинамическая степень реактивности	$\rho_{тд}$	-	0,297	0,404	0,499
12	Угол входа потока на РЛ	β_1	град.	88,78	103,32	126,10
13	Скорость входа потока на РЛ	w_1	м/с	221,69	177,43	168,96
14	Скорость выхода потока из РЛ	w_2	м/с	297,73	296,68	315,07
15	Угол выхода потока из РЛ	β_2	град.	43,37	43,57	40,46
16	Окружная проекция относительной скорости	w_{2u}	м/с	216,42	214,97	239,71
17	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{2u}	м/с	-19,72	-72,97	-100,03
18	Угол выхода потока за РЛ	α_2	м/с	95,51	109,64	116,07
19	Кинематическая степень реактивности	$\rho_{кин}$	-	0,448	0,444	0,499
20	Удельная работа на окружности	H_u	$\frac{кДж}{кг}$	52,1	50,0	47,5
21	Абсолютная скорость выхода потока	c_2	м/с	205,42	217,10	227,63
22	Статическая температура за СА	T_1	К	906	913	920
23	Статическое давление за СА	P_1	Па	248197	256384	263847
24	Температура заторможенного потока на РЛ	T_{1w}^*	К	928	928	933
25	Скорость звука на выходе из СА	a_{c1}	м/с	596,22	598,70	600,90
26	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	0,5488	0,5032	0,4594
27	Скорость звука на входе в РЛ	a_{w1}	м/с	603,65	603,45	605,19
28	Число Маха на входе в РЛ	M_{w1}	-	0,3673	0,2940	0,2792

Таблица 3.12 – Расчет третьей ступени ССТ с учетом закона закрутки

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Ед. изм.	Сечение		
				корневое	среднее	перифер.
1	Радиус сечения	r	м	0,4255	0,5336	0,6417
2	Относительный радиус	\bar{r}	-	0,797	1,000	1,203
3	Угол выхода потока из сопел	α_1	град.	42,64	34,00	28,27
4	Осевая составляющая скорости за СА	c_{1a}	м/с	221,64	166,16	127,16
5	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{1u}	м/с	240,70	246,35	236,44
6	Скорость газа на выходе из сопел	c_1	м/с	327,20	297,15	268,47
7	Осевая составляющая скорости за РЛ	c_{2a}	м/с	204,47	204,47	204,47
8	Окружная скорость в соплах	u_1	м/с	235,96	295,92	355,88
9	Окружная скорость в РЛ	u_2	м/с	236,14	296,15	356,15
10	Адиабатический теплоперепад в соплах	$H_{ад}^c$	$\frac{кДж}{кг}$	55,7	46,0	37,5
11	Термодинамическая степень реактивности	$\rho_{Тд}$	-	0,297	0,420	0,527
12	Угол входа потока на РЛ	β_1	град.	88,78	106,61	133,21
13	Скорость входа потока на РЛ	w_1	м/с	221,70	173,40	174,45
14	Скорость выхода потока из РЛ	w_2	м/с	297,73	298,46	324,00
15	Угол выхода потока из РЛ	β_2	град.	43,37	43,24	39,13
16	Окружная проекция относительной скорости	w_{2u}	м/с	216,42	217,39	251,33
17	Окружная проекция абсолютной скорости	c_{2u}	м/с	-19,72	-78,75	-104,82
18	Угол выхода потока за РЛ	α_2	м/с	95,51	111,06	117,14
19	Кинематическая степень реактивности	$\rho_{кин}$	-	0,448	0,451	0,521
20	Удельная работа на окружности	H_u	$\frac{кДж}{кг}$	52,1	49,6	46,8
21	Абсолютная скорость выхода потока	c_2	м/с	205,42	219,11	229,77
22	Статическая температура за СА	T_1	К	906	914	922
23	Статическое давление за СА	P_1	Па	248197	257628	265995
24	Температура заторможенного потока на РЛ	T_{1w}^*	К	928	928	936
25	Скорость звука на выходе из СА	a_{c1}	м/с	596,22	599,07	601,52
26	Число Маха на выходе из СА	M_{c1}	-	0,5488	0,4960	0,4463
27	Скорость звука на входе в РЛ	a_{w1}	м/с	603,65	603,61	606,10
28	Число Маха на входе в РЛ	M_{w1}	-	0,3673	0,2873	0,2878

После выполнения расчетов необходимо построить треугольники скоростей (рисунки 3.8 – 3.10), а также H-S диаграмму процесса расширения газа в ГТУ (рисунок 3.11).

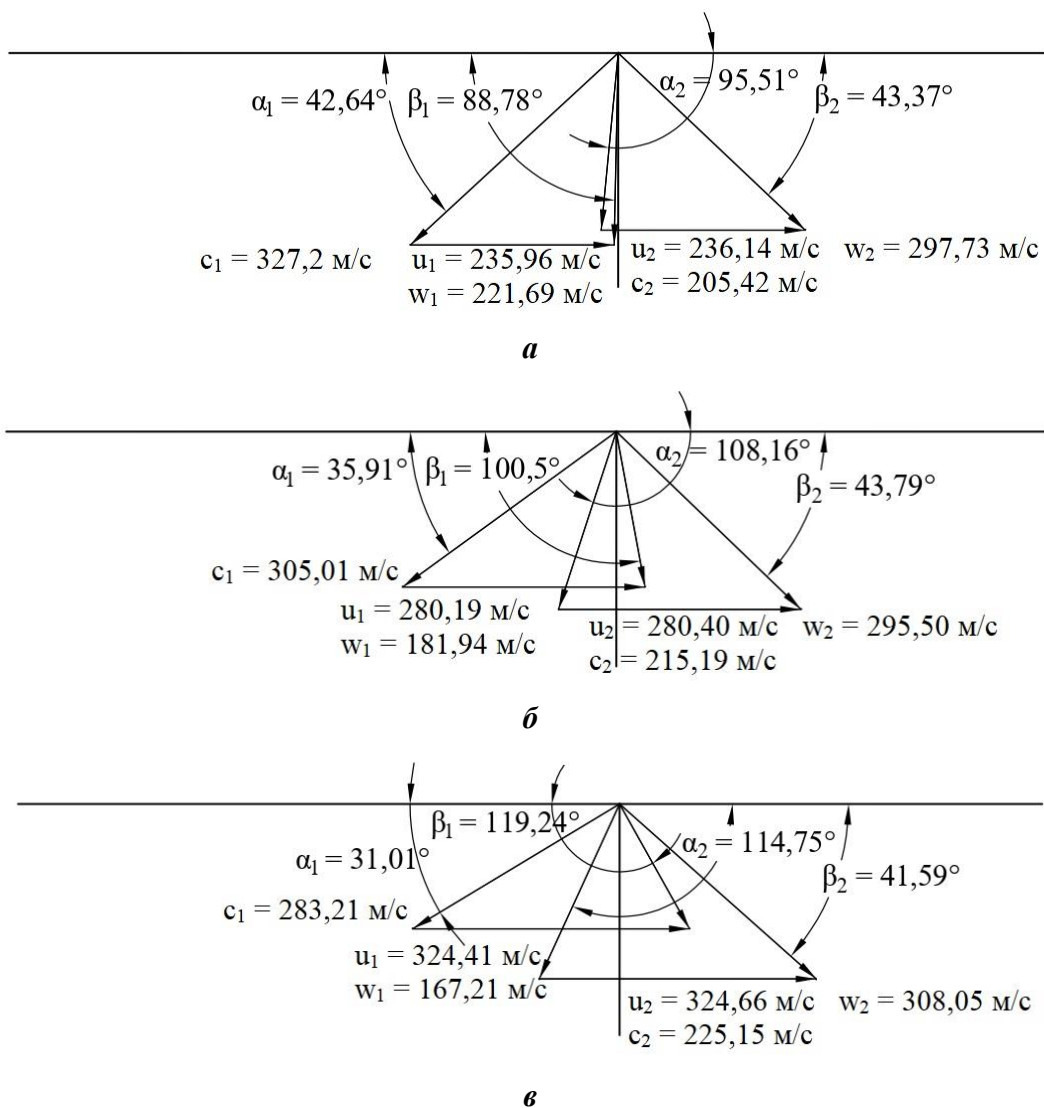


Рисунок 3.8 – Треугольники скоростей для первой ступени ССТ
а – периферийное сечение; *б* – среднее сечение; *в* – корневое сечение;

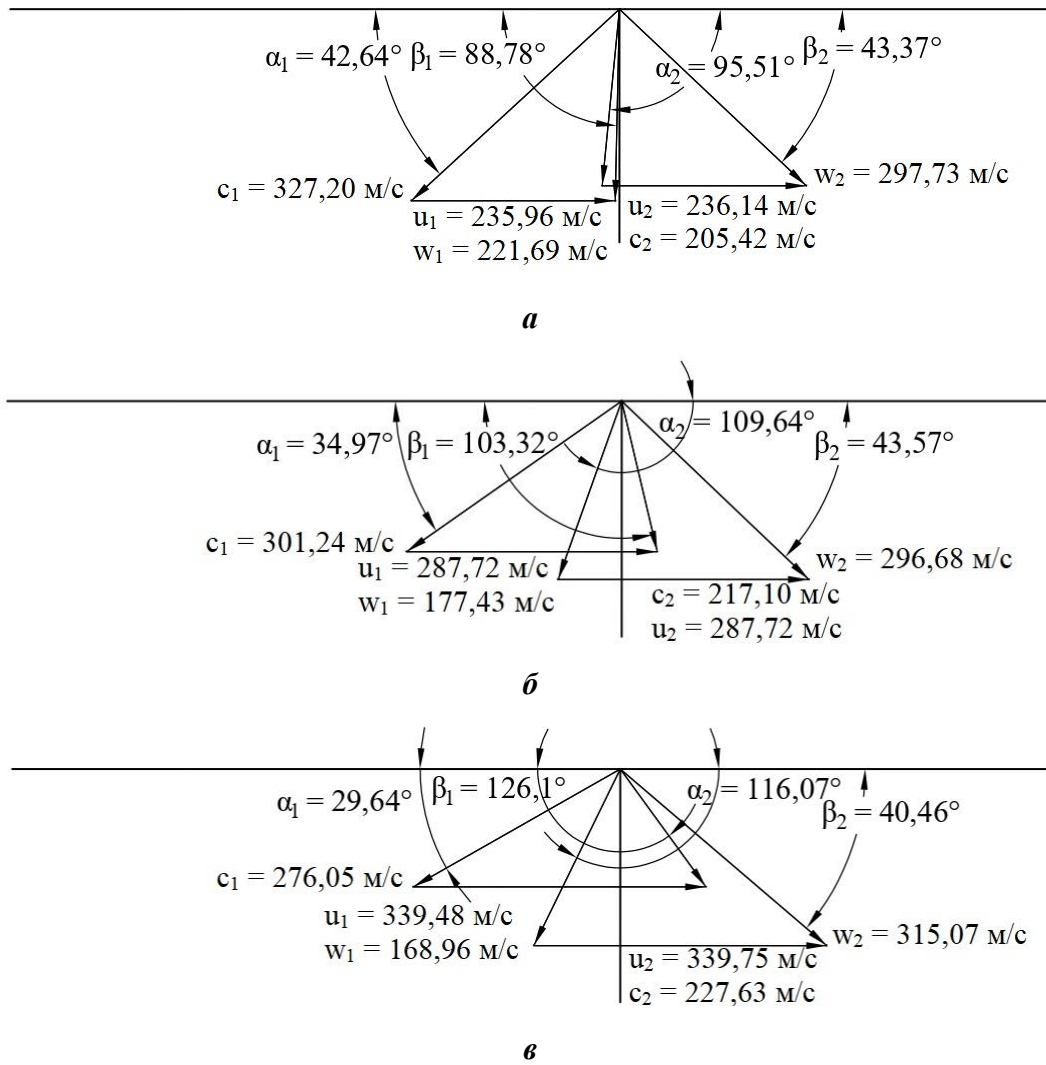


Рисунок 3.9 – Треугольники скоростей для второй ступени ССТ
а – периферийное сечение; *б* – среднее сечение; *в* – корневое сечение;

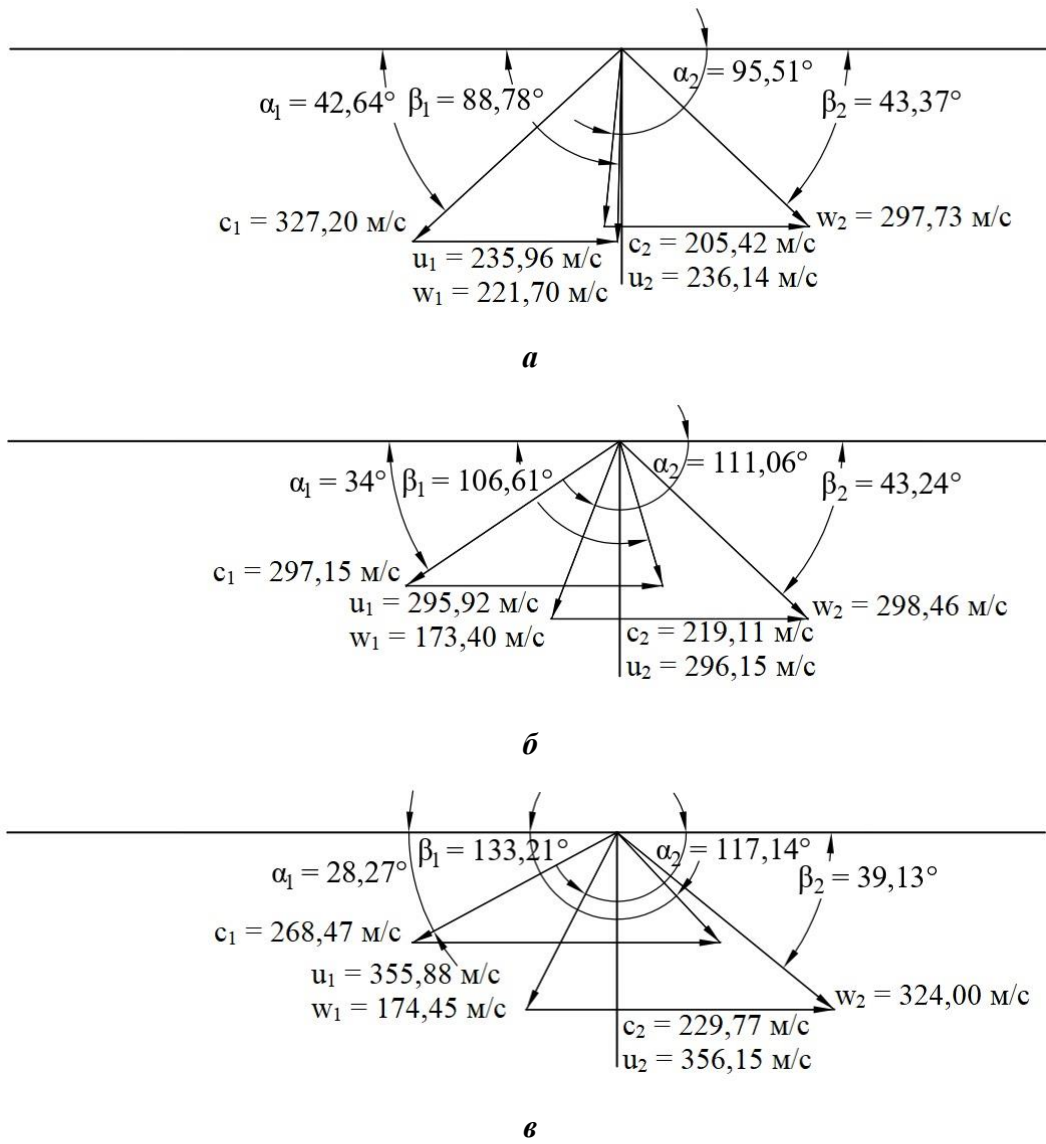


Рисунок 3.10 – Треугольники скоростей для третьей ступени ССТ
а – периферийное сечение; *б* – среднее сечение; *в* – корневое сечение;

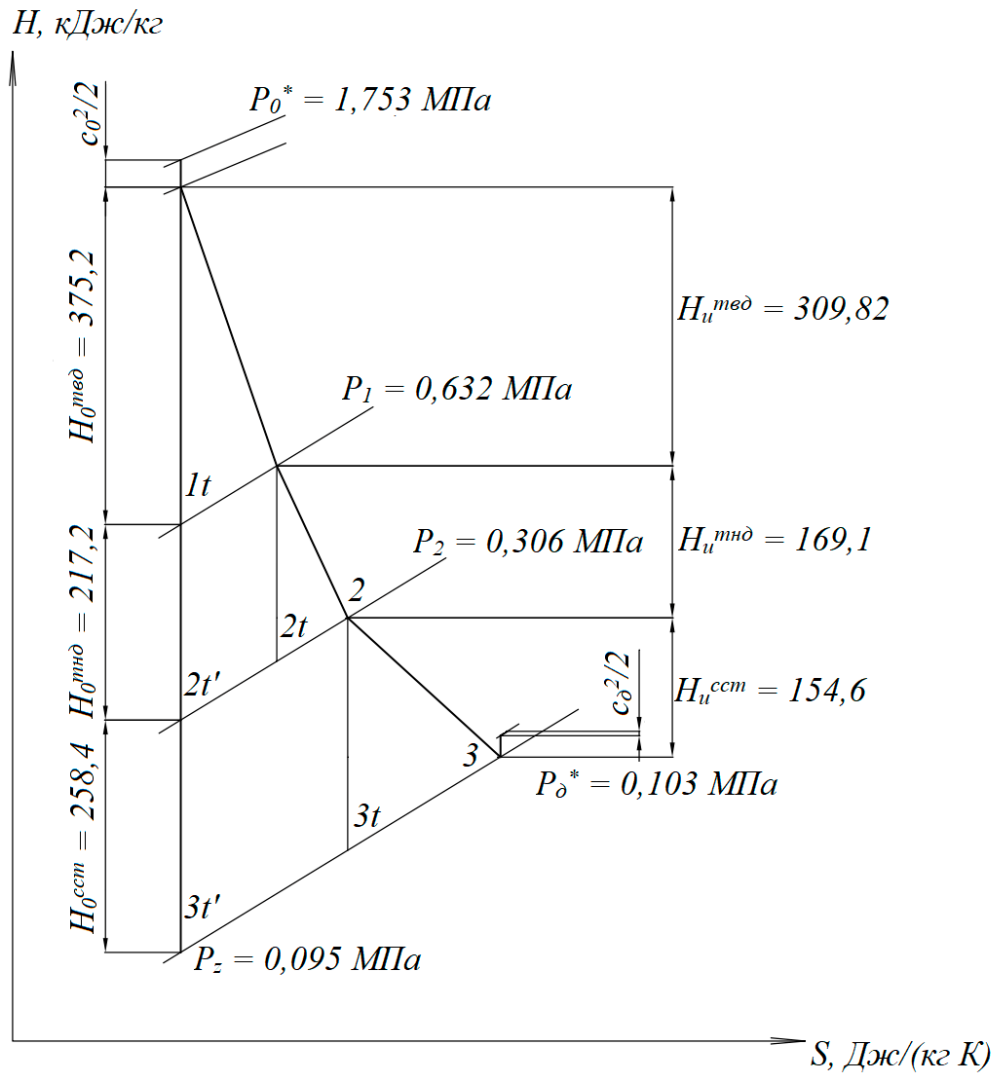


Рисунок 3.11 – H-S диаграмма процесса расширения рабочего тела в ГТУ

3.4. Расчет потерь энергии, КПД и мощности турбины

В рамках выполнения данной работы потери энергии определяются при помощи приближенного расчета по принятым значениям коэффициентов нагрузки и скорости для турбин. Более точно определить потери энергии расчетным путем можно после выполнения профилирования лопаток и детального учета особенностей конструкции.

Расчет потерь энергии сведен в таблицу 3.13.

Таблица 3.13 – Расчет потерь энергии, КПД и мощности турбины

№ п/п	Наименование	Формула	Ед. изм.	ТВД	ТНД	ССТ		
						1	2	3
1	Профильные потери в СА	$\Delta h_c^{пр} = \frac{c_1^2(1 - \varphi^2)}{2\varphi^2 * 10^3}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	18,98	10,90	2,05	1,56	1,61
2	Профильные потери в РЛ	$\Delta h_p^{пр} = \frac{w_2^2(1 - \psi^2)}{2\psi^2 * 10^3}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	16,58	10,15	2,66	3,63	3,10
3	Концевые потери в СА	$\Delta h_c^{конц} = \frac{2H_c^{ад}(1 - \varphi^2)B_c^{ср} \sin\alpha_1}{\varphi^2 * l_c}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	9,14	5,12	1,23	1,12	1,29
4	Концевые потери в РЛ	$\Delta h_p^{конц} = \frac{2H_p^{ад}(1 - \psi^2)B_p^{ср} \sin\beta_2}{\psi^2 * l_p}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	4,18	2,07	0,98	1,28	1,32
5	Потери от перетекания в радиальном зазоре СА	$\Delta h_c^{заз} = \frac{H_c^{ад} \delta_c}{l_c}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	0				
6	Потери от перетекания в радиальном зазоре РЛ	$\Delta h_p^{заз} = \frac{H_p^{ад} \delta_p}{l_p}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2,00	1,17	1,15	1,31	1,27
7	Общие потери на ободе в ступени	$\sum \Delta h = \Delta h^{пр} + \Delta h^{конц} + \Delta h^{заз}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	50,88	29,41	8,07	8,90	8,60
8	Использованный теплоперепад в ступени	$H_u = H_{ст}^{ад} - \sum \Delta h$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	324,4	187,8	82,36	77,22	73,22
9	КПД ступени без потерь на трение	$\eta_u = \frac{H_u}{H_{ад}^{ст}}$	-	0,864	0,865	0,911		
10	КПД турбины	$\eta_{ут} = \frac{H_u}{H_{ад}}$	-	0,864	0,865	0,956		
11	Потери на трение дисков	$\eta_{тр}$	-	0,995	0,995	0,99		
12	Расход р.т.	G	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	55,72	64,39	68,72		
13	Механический КПД	$\eta_{мех}$	-	0,99				
14	Общая мощность турбины	$N_t = GH_u \eta_{тр} \eta_{мех}$	кВт	17803	11912	15680,6		

Отличие расчетного значения мощности (занижение на 1,99% по сравнению с прототипом) от номинального в данном случае объясняется большим количеством принимаемых в газодинамических расчетах коэффициентов, прежде всего коэффициентов потерь скорости в лопаточных венцах, а также погрешностями при округлении расчетных величин.

4. ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ СВОБОДНОЙ СИЛОВОЙ ТУРБИНЫ

4.1. Введение

Следующий этап выполнения данной работы – профилирование лопаток турбины ГТУ. На практике данный процесс является достаточно сложным. Он требует большого числа итераций, экспериментов и доводочных операций. Аэродинамические характеристики построенного профиля могут быть определены по известным методикам, однако качество профилирования можно оценить только по результатам экспериментального исследования — продувок лопаточных решеток на специальных стендах. Такие исследования достаточно сложны и дорогостоящи. При этом нет гарантий, что спрофилированные решетки будут работать качественно и в реальной турбине, так как условия в ее проточной части отличаются от стендовых. К тому же задачи аэродинамического совершенствования лопаток зачастую находятся в тесной связи с вопросами обеспечения статической и динамической прочности, а также с технологией их изготовления, поэтому при проектировании пера лопаток зачастую их приходится перепрофилировать.

В текущей работе применена методика, основанная на эмпирических данных об аэродинамических характеристиках профилей и выведенных на основании результатов многочисленных опытов зависимостях. Она состоит из трех частей:

- 1) Расчет геометрических параметров профиля.
- 2) Графическое построение профиля.
- 3) Оценка качества и коррекция построенного профиля.

4.2. Расчет геометрических параметров профиля

Профилирование сопловых и рабочих решеток осуществляется для ряда сечений. В учебных работах, как правило, используют три сечения – корневое, среднее и периферийное соответственно числу сечений при расчете с учетом закона закрутки, однако для реальных практических целей применяется гораздо большее их число.

Расчеты параметров профилей однотипны для сопловой и рабочей решеток и для разных сечений, поэтому целесообразно выполнять их согласно рекомендации [3]. Расчет сведен в таблицу 4.1. При расчете все безразмерные параметры отнесены к хорде профиля b .

Таблица 4.1 – Расчет геометрических параметров профиля

Наименование	Формула	Значение величины для сечения лопатки					
		Сопловая лопатка			Рабочая лопатка		
		Кор-нев.	Сред-нее	Пери-фер.	Кор-нев.	Сред-нее	Пери-фер.
1. Скорость входа потока в решетку	w_1	205,03	215,79	226,32	224,19	174,24	173,22
2. Скорость выхода потока из решетки	w_2	330,78	300,41	271,42	301,06	301,15	325,99
3. Входной угол потока	β_1	94,26	108,64	115,39	87,99	105,40	132,08
4. Выходной угол потока	β_2	42,64	34,00	28,27	42,78	42,76	38,85
5. Число Маха	M_{w2}	0,5551	0,5017	0,4514	0,5529	0,5531	0,5959
6. Ширина решетки	B	0,1286	0,1286	0,1286	0,0757	0,0757	0,0757
7. Угол установки профиля	$\beta_y = 42 + \frac{40\beta_2}{\beta_1} - \frac{2\beta_1}{\beta_2}$	55,67	48,13	43,64	57,33	53,30	46,96
8. Хорда профиля	$b = B \left(\frac{1}{\sin\beta_y} + 0,054 \left(1 - \frac{1}{\sin\beta_y} \right) \right)$	0,1543	0,1704	0,1833	0,0891	0,0934	0,1020
9. Относительная максимальная толщина	$\bar{c}_{max} [3]$	0,10	0,10	0,10	0,20	0,10	0,04
10. Оптимальный относительный шаг ¹	$\bar{t}_{опт}$	0,7419	0,8155	0,8562	0,6308	0,8109	1,2369
11. Число лопаток в решетке	$z_l = \frac{\pi D_k}{\bar{t}_{опт} b_k}$	23,00	23,00	23,00	48,00	48,00	48,00
12. Шаг решетки в сечении	$t = \frac{2\pi R}{z_l}$	0,1163	0,1458	0,1753	0,0557	0,0699	0,0840
13. Фактический относительный шаг	$\bar{t} = \frac{t}{b}$	0,753	0,856	0,957	0,625	0,748	0,823
14. Входной геометрический угол профиля ²	$\beta_{1л}$	96,06	105,07	109,35	90,71	103,21	102,91
15. Эффективный выходной угол решетки	$\beta_{2э} = \beta_2 - 2^\circ$	40,64	32,00	26,27	40,78	40,76	36,85
16. Затылочный угол профиля	$\gamma = 18,75 - 13,75M_{w2}$	11,12	11,85	12,54	11,15	11,15	10,56

Таблица 4.1 – Окончание

Наименование	Формула	Значение величины для сечения лопатки					
		Сопловая лопатка			Рабочая лопатка		
		Корнев.	Среднее	Перифер.	Корнев.	Среднее	Перифер.
17. Выходной геометрический угол профиля	$\beta_{2л} = \beta_{2э} + 26,66\bar{C}_{max} - 0,276\gamma - 4,29\bar{t} + 4,13$	41,13	31,85	25,50	44,48	41,27	35,60
18. Относительный радиус выходной кромки	\bar{R}_2 [3]	0,015	0,015	0,015	0,007	0,007	0,007
19. Относительный радиус входной кромки ³	\bar{R}_1	0,0304	0,0279	0,0261	0,0531	0,0278	0,0132
20. Относительное положение максимальной толщины ⁴	\bar{X}_c	0,302	0,268	0,239	0,350	0,311	0,264
21. Относительная длина средней линии профиля ⁵	\bar{L}	1,021	1,030	1,040	1,059	1,005	1,001
22. Угол заострения входной кромки	$\varphi_1 = 3,51 \arctg \left(\frac{\frac{\bar{C}_{max}}{2} - \bar{R}_1}{\bar{X}_c \bar{L} - \bar{R}_1} \right)$	14,16	17,82	21,50	29,50	15,62	5,44
23. Угол заострения выходной кромки	$\varphi_2 = 2,16 \arctg \left(\frac{\frac{\bar{C}_{max}}{2} - \bar{R}_2}{(1 - \bar{X}_c)\bar{L} - \bar{R}_2} \right)$	3,48	3,70	3,81	8,50	4,00	1,15
24. Горло межлопаточного канала	$a_2 = t \sin \beta_{2э}$	0,0757	0,0773	0,0776	0,0364	0,0456	0,0504
25. Радиус входной кромки	$R_1 = b \bar{R}_1$	0,0047	0,0048	0,0048	0,0047	0,0026	0,0013
26. Радиус выходной кромки	$R_2 = b \bar{R}_2$	0,0023	0,0026	0,0027	0,0006	0,0007	0,0007
27. Максимальная толщина профиля	$C_{max} = b \bar{C}_{max}$	0,0154	0,0170	0,0183	0,0178	0,0093	0,0041
28. Положение максимальной толщины профиля	$X_c = b \bar{X}_c$	0,0467	0,0457	0,0439	0,0312	0,0290	0,0270

Примечания:

$$1. \quad \bar{t}_{opt} = A \left(\frac{180 \sin \beta_1}{(180 - \beta_1 - \beta_2) \sin \beta_2} \right)^{\frac{1}{3}} (1 - \bar{C}_{max})$$

$$2. \quad \beta_{1л} = \frac{\beta_2}{a_1 \beta_1^2 + b_1 \beta_1 + c_1 + (a_2 \beta_1^2 + b_2 \beta_1 + c_2) \beta_2}$$

значения коэффициентов выбраны на основе рекомендаций, приведенных в [3].

3. $\bar{R}_1 = 0,0527 \sin \beta_{1л} + 0,007 \sin \beta_{2л} + 0,236 \bar{C}_{max} + 0,18 \bar{R}_2 - 0,053$
4. $\bar{X}_c = 0,1092 + 1,008 * 10^{-3} \beta_{1л} + 3,335 * 10^{-3} \beta_{2л} - 0,1525 \bar{t} + 0,2188 \bar{C}_{max} + 4,697 * 10^{-3} \gamma$
5. $\bar{L} = 1,32 - 2,182 * 10^{-3} \beta_{1л} - 3,072 * 10^{-3} \beta_{2л} + 0,367 \bar{C}_{max}$

4.3. Графическое построение профиля

В рамках выполнения работы было принято решение о применении параметрической модели профилей лопаток. Математическое описание профиля осуществлялось при помощи четырех элементов (рисунок 4.1) – радиусов входных и выходных кромок, линий спинки и корытца, описываемых при помощи кривых Безье второго порядка:

$$\begin{cases} X_s(t) = x_d(1-t)^2 + 2x_N t(1-t) + t^2 x_f \\ Y_s(t) = y_d(1-t)^2 + 2y_N t(1-t) + t^2 y_f \end{cases}$$

Где x_d, y_d, x_f, y_f – координаты точек касания спинки (корытца) со входной и выходной кромкой, соответственно; x_N, y_N – координаты опорных точек P и R [3]; t – изменяемый параметр;

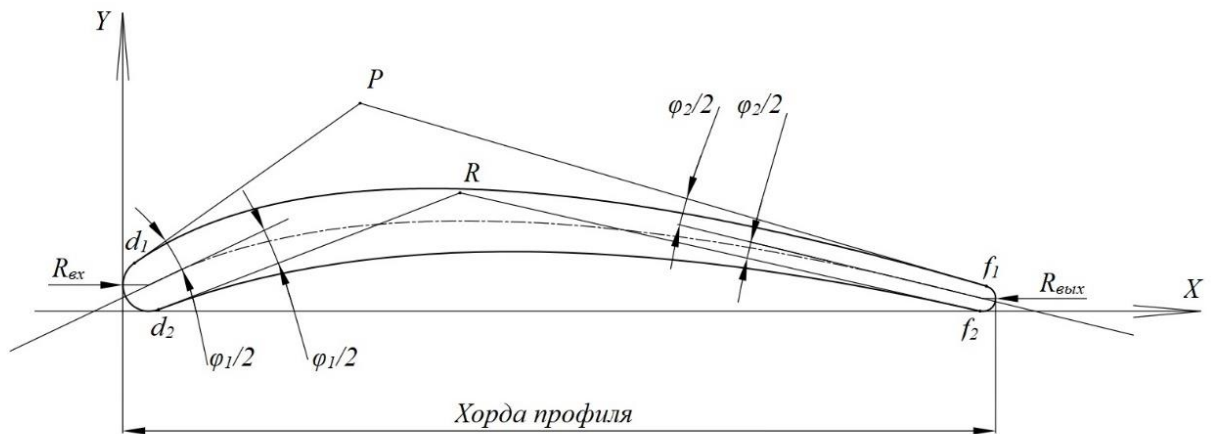


Рисунок 4.1 – Пример построения профиля при помощи кривых Безье II порядка

Данный метод согласуется с алгоритмом, приведенным в учебном пособии [3], и позволяет получить параметрическую модель лопатки турбины со сравнительно небольшим числом изменяемых параметров для облегчения изменения ее геометрической формы в случае необходимости или, например, для проведения процесса оптимизации [5, 6, 7]. Полученные профили приведены на рисунках 4.2 – 4.4.

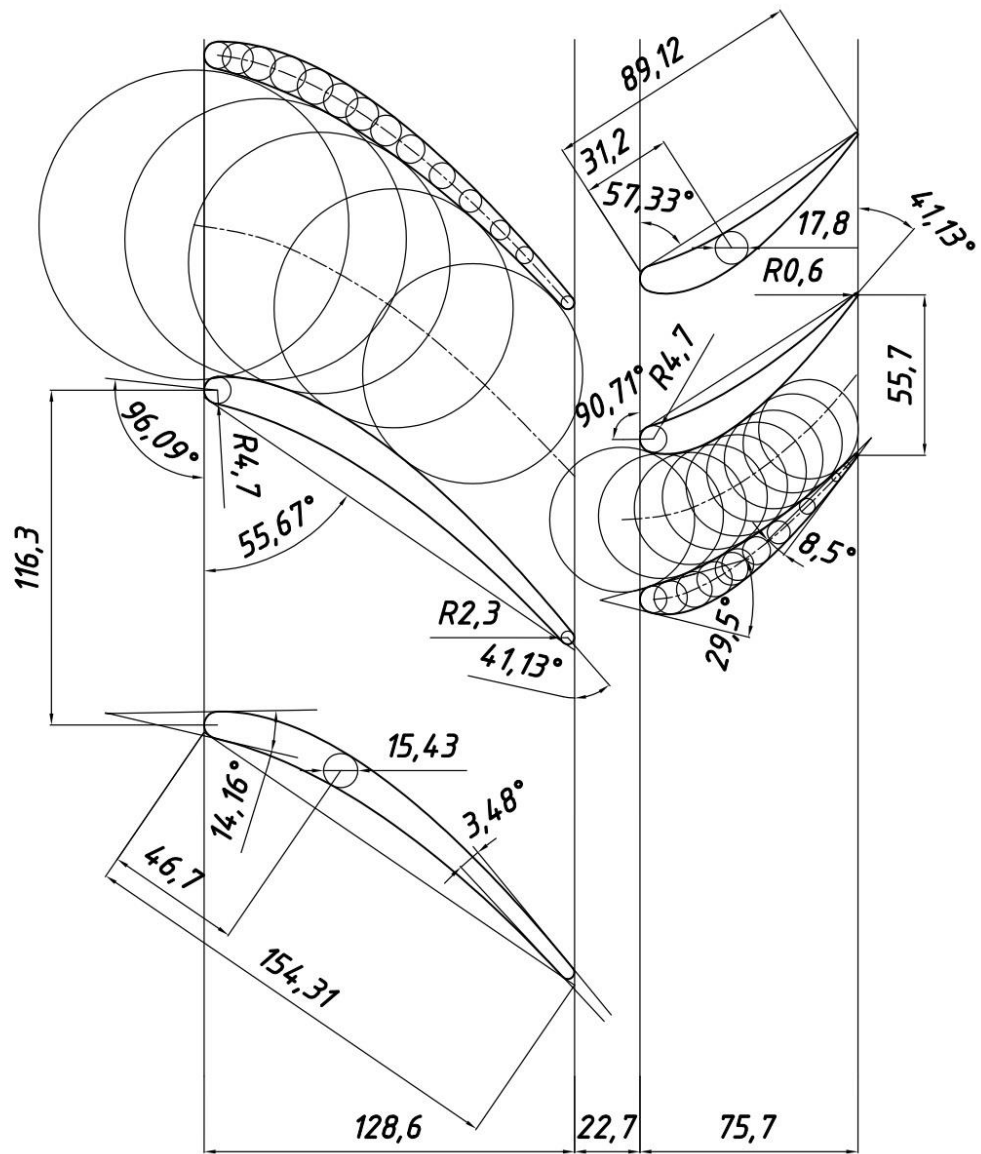


Рисунок 4.2 – Профили СА и РЛ в корневом сечении

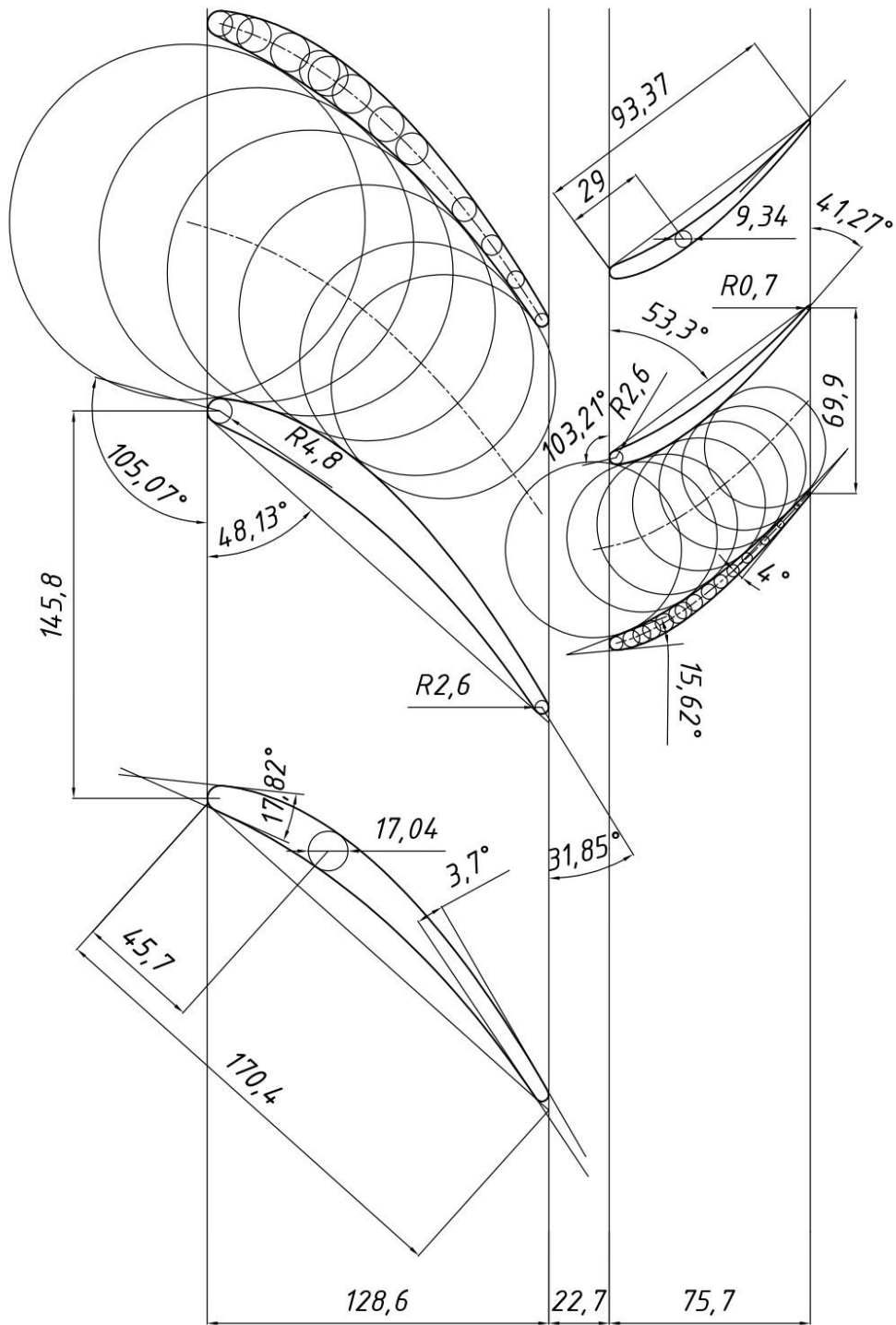


Рисунок 4.3 – Профили СА и РЛ в среднем сечении

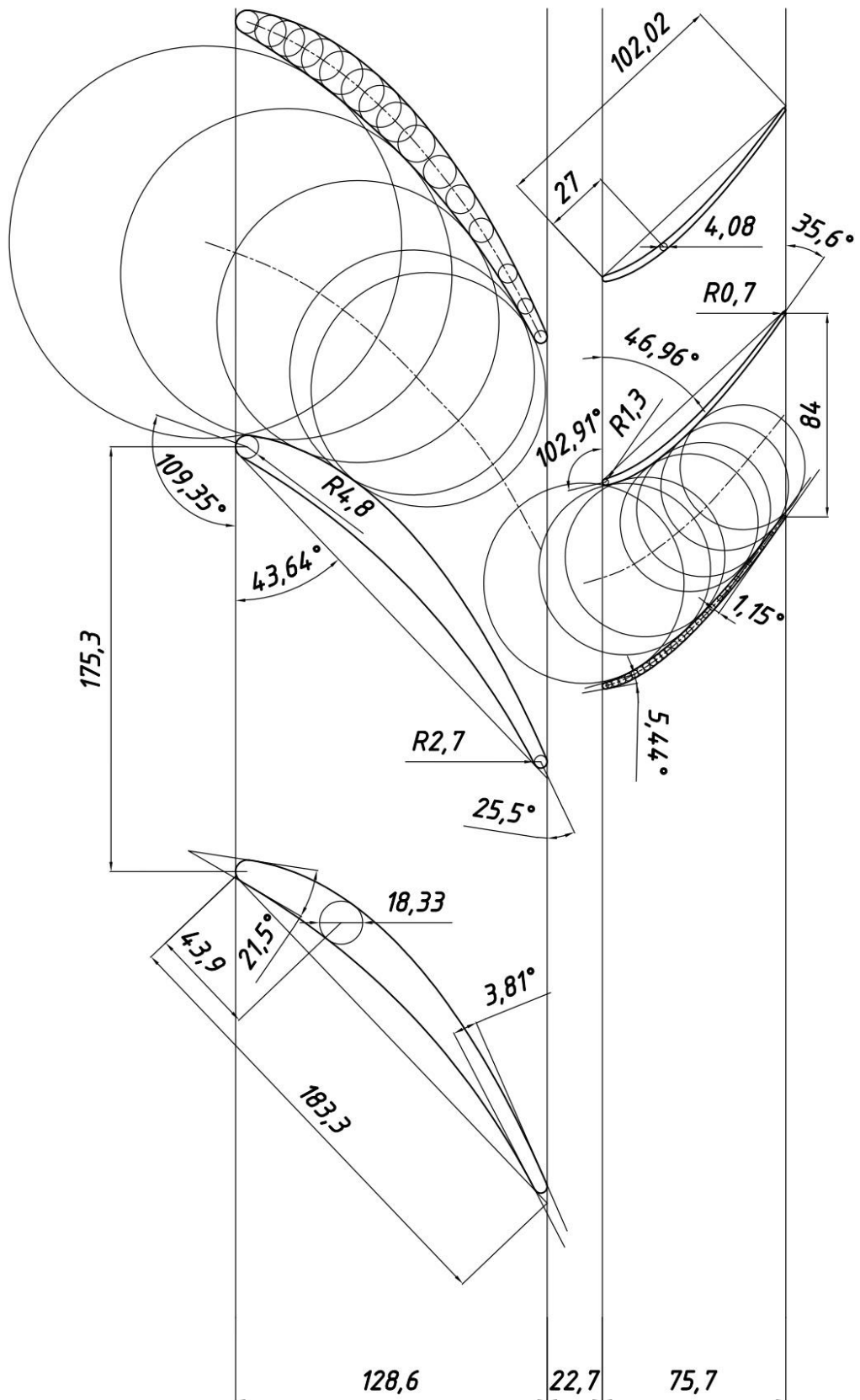


Рисунок 4.4 – Профили СА и РЛ в периферийном сечении

4.4. Оценка качества построения профилей

Качество построения профиля оценивается при помощи вписанных в межлопаточный канал окружностей. Их радиусы по мере движения от передней фронтальной линии к задней должны плавно уменьшаться. Зависимость радиусов от осевого положения $R_{\text{вп}} = f(x)$ для всех трех сечений приведены на рисунках 4.5 – 4.7.

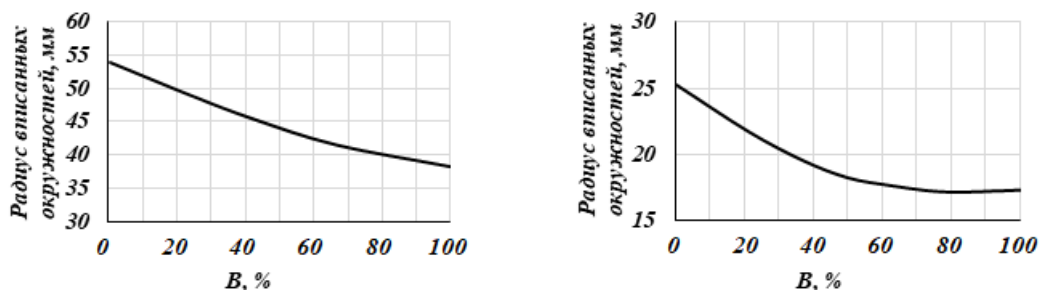


Рисунок 4.5 – Зависимость $R_{\text{вп.окр}} = f(B)$ для СА (слева) и РЛ (справа) в корне

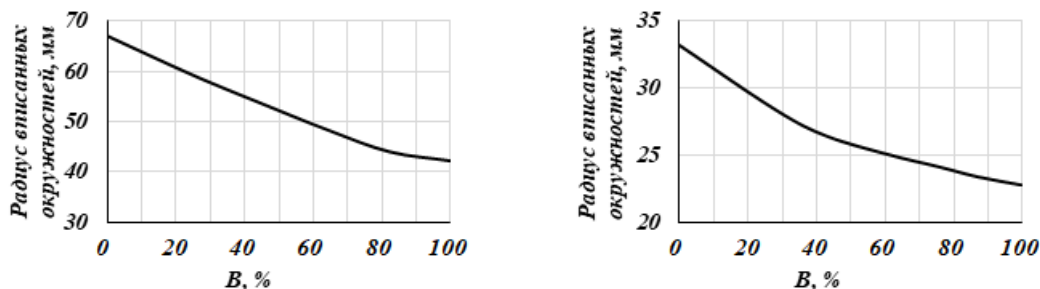


Рисунок 4.6 – Зависимость $R_{\text{вп.окр}} = f(B)$ для СА (слева) и РЛ (справа) в середине

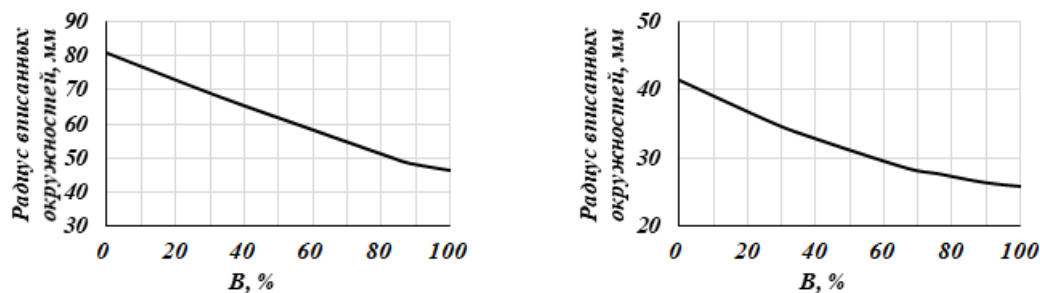


Рисунок 4.7 – Зависимость $R_{\text{вп.окр}} = f(B)$ для СА (слева) и РЛ (справа) в периферии

Данное распределение радиусов свидетельствует о выполнении условия конфузурности межлопаточных каналов в каждом сечении, что, в свою очередь, подтверждает правильность построения профилей. Коррекция профилей не требуется.

4.5. Геометрическая информация о профиле

Координатное описание профилей последней ступени ССТ было получено в студенческой версии ПО MathCAD при помощи математического описания, приведенного в подгл. 4.3. Координаты точек приведены в таблицах 4.2 – 4.4, пример построения профилей встроенными средствами данного ПО – приложение А, 1, 2, 3.

Таблица 4.2 – Координаты точек профилей в корневом сечении

№ точки	Сопловой аппарат				Рабочая лопатка			
	Спинка		Корытце		Спинка		Корытце	
	X _с	У _с	X _к	У _к	X _с	У _с	X _к	У _к
1	4,619	261,293	3,629	252,018	154,86	54,308	154,747	63,397
2	9,632	261,152	9,271	250,561	157,547	53,816	158,186	64,414
3	14,767	260,555	14,956	248,821	160,331	53,662	161,638	65,565
4	20,025	259,505	20,683	246,798	163,21	53,845	165,103	66,851
5	25,404	257,999	26,454	244,492	166,186	54,364	168,581	68,272
6	30,905	256,04	32,267	241,902	169,258	55,221	172,072	69,827
7	36,529	253,626	38,123	239,03	172,427	56,415	175,576	71,517
8	42,275	250,757	44,022	235,874	175,691	57,946	179,092	73,341
9	48,142	247,434	49,965	232,435	179,052	59,814	182,621	75,300
10	54,132	243,656	55,949	228,713	182,508	62,019	186,164	77,394
11	60,244	239,424	61,977	224,707	186,061	64,561	189,719	79,622
12	66,478	234,737	68,048	220,419	189,71	67,440	193,287	81,985
13	72,834	229,596	74,162	215,847	193,456	70,657	196,868	84,483
14	79,312	224,000	80,318	210,992	197,297	74,210	200,461	87,115
15	85,913	217,95	86,517	205,854	201,235	78,101	204,068	89,882
16	92,635	211,445	92,760	200,433	205,268	82,328	207,688	92,783
17	99,479	204,486	99,045	194,729	209,398	86,893	211,320	95,819
18	106,446	197,072	105,373	188,741	213,624	91,794	214,965	98,989
19	113,534	189,204	111,744	182,471	217,947	97,033	218,624	102,295
20	120,745	180,881	118,158	175,917	222,365	102,609	222,295	105,735
21	128,077	172,104	124,614	169,08	226,88	108,522	225,979	109,309

Таблица 4.3 – Координаты точек профилей в среднем сечении

№ точки	Сопловой аппарат				Рабочая лопатка			
	Спинка		Корытце		Спинка		Корытце	
	X _с	У _с	X _к	У _к	X _с	У _с	X _к	У _к
1	5,315	261,366	2,849	252,208	154,145	56,279	152,967	61,294
2	11,347	260,461	9,707	249,021	156,888	56,667	156,368	62,667
3	17,392	259,045	16,479	245,597	159,726	57,323	159,794	64,182
4	23,448	257,119	23,167	241,937	162,657	58,245	163,245	65,838
5	29,517	254,683	29,769	238,041	165,682	59,434	166,722	67,636
6	35,597	251,736	36,286	233,908	168,801	60,890	170,224	69,576
7	41,69	248,279	42,718	229,540	172,014	62,613	173,751	71,657
8	47,794	244,312	49,066	224,934	175,320	64,603	177,303	73,880
9	53,911	239,835	55,328	220,093	178,720	66,859	180,881	76,245
10	60,040	234,847	61,505	215,015	182,214	69,383	184,484	78,752
11	66,180	229,349	67,597	209,701	185,802	72,174	188,113	81,401
12	72,333	223,341	73,603	204,151	189,484	75,231	191,767	84,191
13	78,498	216,823	79,525	198,364	193,26	78,555	195,446	87,123
14	84,675	209,795	85,362	192,341	197,129	82,147	199,150	90,197
15	90,864	202,256	91,114	186,082	201,092	86,005	202,880	93,412
16	97,065	194,207	96,780	179,587	205,149	90,130	206,635	96,770
17	103,279	185,647	102,362	172,855	209,300	94,522	210,415	100,269
18	109,504	176,578	107,858	165,887	213,545	99,181	214,221	103,909
19	115,741	166,998	113,269	158,683	217,883	104,107	218,052	107,692
20	121,990	156,908	118,596	151,242	222,316	109,300	221,909	111,616
21	128,252	146,308	123,837	143,565	226,842	114,759	225,790	115,682

Таблица 4.4 – Координаты точек профилей в периферийном сечении

№ точки	Сопловой аппарат				Рабочая лопатка			
	Спинка		Корытце		Спинка		Корытце	
	Х _с	У _с	Х _к	У _к	Х _с	У _с	Х _к	У _к
1	5,518	261,340	2,393	252,441	152,830	57,588	152,250	60,119
2	12,382	260,014	10,193	247,777	155,691	58,245	155,201	61,066
3	19,170	258,124	17,810	242,935	158,640	59,204	158,229	62,274
4	25,882	255,670	25,243	237,915	161,678	60,466	161,332	63,746
5	32,518	252,652	32,492	232,717	164,805	62,029	164,512	65,480
6	39,078	249,070	39,558	227,340	168,020	63,894	167,768	67,476
7	45,563	244,923	46,439	221,786	171,324	66,061	171,100	69,735
8	51,971	240,213	53,138	216,053	174,716	68,530	174,508	72,257
9	58,304	234,938	59,652	210,142	178,197	71,301	177,992	75,040
10	64,560	229,099	65,983	204,053	181,766	74,375	181,552	78,087
11	70,741	222,696	72,131	197,786	185,424	77,750	185,188	81,396
12	76,846	215,729	78,095	191,341	189,170	81,427	188,900	84,967
13	82,875	208,198	83,875	184,717	193,005	85,406	192,689	88,801
14	88,828	200,103	89,471	177,916	196,929	89,687	196,553	92,898
15	94,705	191,444	94,884	170,936	200,941	94,270	200,494	97,257
16	100,506	182,220	100,113	163,779	205,042	99,155	204,510	101,879
17	106,232	172,433	105,158	156,443	209,231	104,342	208,603	106,763
18	111,881	162,081	110,020	148,929	213,509	109,831	212,772	111,909
19	117,455	151,166	114,698	141,237	217,875	115,621	217,017	117,318
20	122,953	139,686	119,192	133,367	222,330	121,714	221,338	122,990
21	128,374	127,642	123,503	125,318	226,873	128,109	225,735	128,924

4.6. Расчет рабочей лопатки 3-й ступени ССТ на прочность

Рабочие лопатки газовых турбин являются наиболее нагруженными деталями газотурбинных установок. Знание характера и направления сил, действующих на лопатку, позволяет выяснить и характер напряжений, возникающих в материале лопатки. Так, в процессе работы возникают статические напряжения от растяжения, напряжения изгиба и кручения от действия центробежных сил при вращении ротора и напряжения изгиба и кручения от действия газодинамических сил при взаимодействии пера лопатки с потоком рабочего тела. При этом так же важно учитывать колебания лопаток, при которых возникают переменные во времени напряжения изгиба и кручения, и термические нагрузки. Однако учесть абсолютно все факторы не представляется возможным, поэтому при расчете на прочность определяют напряжения растяжения от ЦБС и напряжения изгиба и от ЦБС, и от ГДС.

Расчет выполнен для 3-й ступени ССТ, поскольку ее рабочие лопатки имеют максимальную высоту, а, следовательно, и самые большие напряжения от действия ЦБС. Необходимые для проведения расчета геометрические характеристики корневого, среднего и

периферийного сечений были определены при помощи средств компьютерного моделирования (таблицы 4.5-4.7). Исходными данными для прочностного расчета являются результаты газодинамического расчета ССТ и профилирования 3-й ступени ССТ. Расчет выполнен в соответствии с алгоритмом, описанном в работе [33], с учетом рекомендаций [34]. Последовательность расчета приведена в таблице 4.8.

Таблица 4.5 – Геометрические характеристики корневого сечения

№	Наименование величины	Обозначение	Ед. изм.	Значение
1	Площадь	F	мм ²	768,652
2	Абсцисса центра тяжести	x_c	мм	37,75
3	Ордината центра тяжести	y_c	мм	29,51
4	Момент инерции отн. X	I_x	мм ⁴	796844,12
5	Момент инерции отн. Y	I_y	мм ⁴	1356125,14
6	Центробежный момент инерции	I_{xy}	мм ⁴	-1027881,59

Таблица 4.6 – Геометрические характеристики среднего сечения

№	Наименование величины	Обозначение	Ед. изм.	Значение
1	Площадь	F	мм ²	454,17
2	Абсцисса центра тяжести	x_c	мм	37,75
3	Ордината центра тяжести	y_c	мм	29,51
4	Момент инерции отн. X	I_x	мм ⁴	495317,99
5	Момент инерции отн. Y	I_y	мм ⁴	814999,15
6	Центробежный момент инерции	I_{xy}	мм ⁴	-632674,26

Таблица 4.7 – Геометрические характеристики периферийного сечения

№	Наименование величины	Обозначение	Ед. изм.	Значение
1	Площадь	F	мм ²	255,15
2	Абсцисса центра тяжести	x_c	мм	37,75
3	Ордината центра тяжести	y_c	мм	29,51
4	Момент инерции отн. X	I_x	мм ⁴	323358,83
5	Момент инерции отн. Y	I_y	мм ⁴	470650,98
6	Центробежный момент инерции	I_{xy}	мм ⁴	-387007,85

Таблица 4.8 – Расчет лопатки на прочность

№	Наименование	Обозначение	Расчетная формула	Ед. изм.	Значение
1	Высота лопатки	l_p	Таблица 3.9	м	0,2162
2	Радиус корневого сечения	R_k	Таблица 3.12	м	0,4256
3	Радиус периферийного сечения	R_p	Таблица 3.12	м	0,6418
4	Площадь корневого сечения	F_k	Таблица 4.5	мм ²	768,65
5	Площадь периферийного сечения	F_p	Таблица 4.5	мм ²	255,15
6	Абсцисса центра тяжести	x_c	Таблица 4.5	мм	37,74
7	Ордината центра тяжести	y_c	Таблица 4.5	мм	29,51
8	Момент инерции относительно X корневого сечения	I_x	Таблица 4.5	мм ⁴	796844,12
9	Момент инерции относительно Y корневого сечения	I_y	Таблица 4.5	мм ⁴	1356125,14
10	Центробежный момент инерции корневого сечения относительно XY	I_{xy}	Таблица 4.5	мм ⁴	-1027881,59
11	Момент инерции относительно X1 корневого сечения	I_{x1}	$I_x - y_c^2 F_k$	мм ⁴	127472,87
12	Момент инерции относительно Y1 корневого сечения	I_{y1}	$I_y - x_c^2 F_k$	мм ⁴	261331,10
13	Центробежный момент инерции корневого сечения относительно X1Y1	I_{x1y1}	$I_x - x_c y_c F_k$	мм ⁴	-1883932,78
14	Максимальный момент инерции	I_ξ	$\frac{1}{2}(I_{x1} + I_{y1}) + \frac{1}{2}\sqrt{(I_{y1} - I_{x1})^2 + 4 \cdot I_{x1y1}^2}$	мм ⁴	2079523,27
15	Минимальный момент инерции	I_η	$\frac{1}{2}(I_{x1} + I_{y1}) - \frac{1}{2}\sqrt{(I_{y1} - I_{x1})^2 + 4 \cdot I_{x1y1}^2}$	мм ⁴	-1690719,29
16	Угол ориентации главных центральных осей	α	$\arctg \frac{I_{x1y1}}{I_{y1} - I_\eta}$	град	-43,98
17	Коэффициент формы	m	Принимается	-	0,5
18	Плотность материала лопатки	ρ	Из газодинамического расчета ССТ	кг/м ³	8100
19	Угловая частота вращения	ω	Из газодинамического расчета ССТ	рад/с	555,01

Таблица 4.8 – Продолжение

№	Наименование	Обозначение	Расчетная формула	Ед. изм.	Значение
20	ЦБС лопатки	C_K	$\rho\omega^2 \left(\frac{R_{II}^2 - R_K^2}{2} F_K - (F_K - F_{II}) * \left[\frac{(R_{II} - R_K)^2}{m + 2} + \frac{R_{II} - R_K}{m + 1} \cdot R_K \right] \right)$	МН	118739,0
21	Напряжения растяжения от ЦБС	$\sigma_{цбс}$	$\frac{C_K}{F_K}$	МПа	154,48
22	Число лопаток в венце	Z_L	Таблица 4.1.	ед.	48,00
23	Расход воздуха через ССТ	G_T	Из уточненного теплового расчета ГТУ	кг/с	68,72
24	Окружная составляющая скорости на входе в РК	c_{1u}	Таблица 3.12	м/с	249,05
25	Окружная составляющая скорости на выходе из РК	c_{2u}	Таблица 3.12	м/с	-75,10
26	Осевая составляющая скорости на входе в РК	c_{1a}	Таблица 3.12	м/с	167,99
27	Осевая составляющая скорости на выходе из РК	c_{2a}	Таблица 3.12	м/с	204,47
28	Статическое давление на входе в РК	P_1	Таблица 3.12	Па	125963
29	Статическое давление на выходе из РК	P_2	Таблица 3.12	Па	95242
30	Координата опасной точки	η	Рисунок 4.8	мм	-6,55
31	Координата опасной точки	ξ	Рисунок 4.8	мм	-6,79
32	Окружная составляющая ГДС	P_u	$\frac{G_T}{Z_L} (c_{1u} - c_{2u})$	Н	249,05
33	Осевая составляющая ГДС	P_a	$\frac{G_T}{Z_L} (c_{1a} - c_{2a}) + (P_1 - P_2) t l_p$	Н	317,76
34	Равнодействующая ГДС	P	$\sqrt{P_u^2 + P_a^2}$	Н	403,73
35	Изгибающий момент в корневом сечении	M_K	$\frac{P l_p}{2}$	Нм	43,64
36	Сила, действующая в плоскости наименьшей жесткости	P_ξ	$P_u \sin \alpha + P_a \cos \alpha$	Н	55,70
37	Сила, действующая в плоскости наибольшей жесткости	P_η	$P_u \sin \alpha - P_a \cos \alpha$	Н	-399,87

Таблица 4.8 – Окончание

№	Наименование	Обозначение	Расчетная формула	Ед. изм.	Значение
38	Изгибающий момент, вызванный силой P_ξ	M_ξ	$\frac{P_\xi l_p}{2}$	Нм	6,02
39	Изгибающий момент, вызванный силой P_η	M_η	$\frac{P_\eta l_p}{2}$	Нм	-43,23
40	Напряжения изгиба от ГДС	$\sigma_{ГДС}$	$\eta \frac{M_\xi}{I_\eta} + \xi \frac{M_\eta}{I_\xi}$	МПа	23,33
41	Суммарные напряжения	σ_Σ	$\sigma_{ГДС} + \sigma_{цбс}$	МПа	177,80
42	Предел длительной прочности	σ_τ^t	Таблица 3.9	МПа	877,00
43	Коэффициент запаса прочности	n	$\frac{\sigma_\tau^t}{\sigma_\Sigma}$	-	4,93

При этом наибольшая величина напряжений от действия ЦБС наблюдается в корневом сечении лопатки, а в периферийном она практически равна нулю. Напряжения от действия ГДС в других опасных точках профиля (рисунок 4.8) вычисляются таким же способом, который представлен в таблице 4.8 для точки С. Координаты опасных точек, значения напряжений и коэффициентов запаса прочности в них представлены в таблице 4.9.

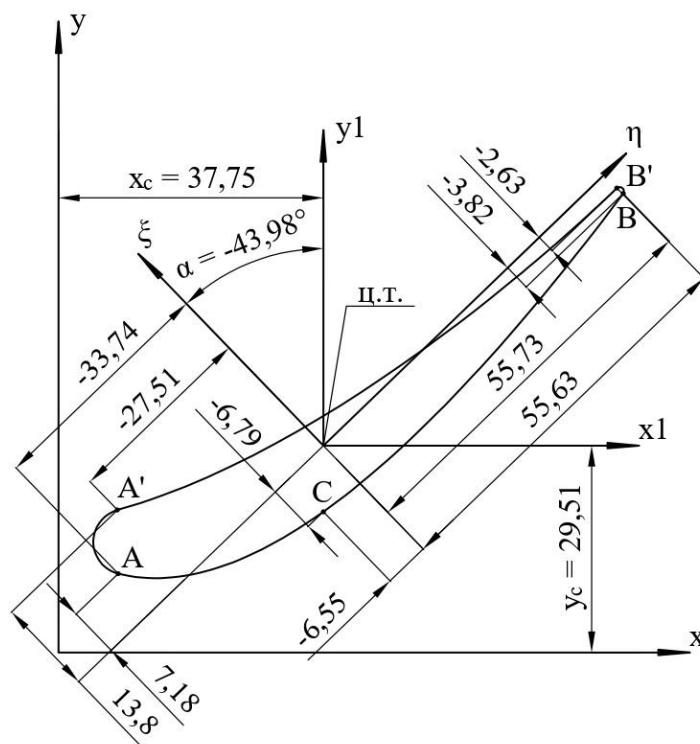


Рисунок 4.8 – Профиль в корневом сечении рабочей лопатки 3-й ступени ССТ

Таблица 4.9 – Координаты опасных точек и величины напряжений и коэффициентов запаса прочности в них

№	Точка	Координаты, мм		Напряжения, МПа			К-т запаса прочности
		η , мм	ξ , мм	$\sigma_{цбс}$	$\sigma_{гдс}$	σ_{Σ}	n
1	А	-33,74	7,18	154,48	120,16	274,64	3,19
2	А'	-21,51	13,8		76,60	231,08	3,80
3	В	55,63	-2,63		198,11	352,59	2,49
4	В'	55,73	-3,82		198,47	352,95	2,48
5	С	-6,55	-6,79		23,33	177,80	4,93

Наиболее нагруженной является опасная точка В'. Величина суммарных напряжений в ней составляет 352,95 МПа. Выбранный материал лопатки (ЖС-6К) удовлетворяет условиям прочности, поскольку наименьший коэффициент запаса прочности среди всех опасных точек имеет значение 2,48, большее допустимого $[n] = 2,0$.

5. СПЕЦТЕМА: РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ УЧЕТА ВЛИЯНИЯ ДЕФЕКТОВ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ОК НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ ГТУ

5.1. Введение

В процессе эксплуатации техническое состояние отдельных деталей и узлов газотурбинных установок может существенно меняться [9]. В свою очередь, оно во многом зависит как от условий эксплуатации, так и от качества изготовления и ремонта деталей и определяет эффективность работы газотурбинных установок в целом. При этом общее техническое состояние ГТУ определяет предельный ее ресурс [10].

Одним из наиболее сложных и важных узлов ГТУ является осевой компрессор. Потребляемая им мощность превышает половину мощности, вырабатываемой турбиной и зависит от отношения давлений в цикле, КПД турбомашин, температур газа перед турбиной и воздуха перед компрессором. Большая величина мощности, потребляемой ОК, определяет важность достижения и поддержания в эксплуатации высокого КПД ОК и достаточного запаса газодинамической устойчивости, которые, в первую очередь, зависят от совершенства лопаточного аппарата [11]. В связи с этим вводятся особые условия, регламентирующие предельно допустимое отклонение размеров и формы при изготовлении и ремонте лопаток ОК и др. турбомашин [12, 13]. Значительное изменение ключевых геометрических параметров относительно их номинального или допустимого значения может привести к различным нарушениям в работе турбомашин. Так, утонение входной кромки (иными словами уменьшение ее радиуса) приведет к существенному снижению запаса устойчивой работы ОК на переменных режимах работы, а также к снижению прочностных характеристик лопатки [14]. Однако у данного дефекта есть относительно положительная сторона – при утонении входной кромки будет наблюдаться снижение уровня кромочных потерь, что благоприятно скажется на КПД ступени при работе на номинальном режиме [9, 11]. Другим примером может являться уменьшение максимальной толщины профиля [15]. Негативное влияние данного фактора заключается в нарушении формы межлопаточного канала, что приводит к изменению параметров потока вблизи профиля и может способствовать образованию локальных срывов, а также в некоторых случаях к ухудшению прочностных и динамических характеристик рассматриваемой лопатки. С другой стороны, может наблюдаться снижение уровня потерь трения за счет уменьшения площади поверхности трения. Такие противоречивые по оказываемому влиянию на эффективность работы ОК отклонения могут быть связаны практически со всеми геометрическими параметрами профиля, поэтому оценка и анализ такого влияния является важной и перспективной задачей. Особое внимание стоит уделять режиму работы ступени, поскольку именно он будет являться фактором,

определяющим характер влияния дефекта на основные параметры работы осевого компрессора в целом [11, 7].

Дефекты лопаток можно разделить по причинам их возникновения на три категории:

1. Конструктивные

Сюда относят, как правило, любые несовершенства конструкции лопатки, например, наличие концентраторов напряжений или недостаточную виброненадежность лопатки.

2. Технологические

Такие дефекты связаны с нарушением технологии изготовления и ремонта лопатки, что приводит к отказу элемента в процессе эксплуатации. Например, чрезмерное снятие материала после наплавки при восстановлении формы лопатки и допуск такой лопатки для установки в проточную часть.

3. Эксплуатационные

Дефекты данной группы связаны с нарушением режима нормальной эксплуатации – длительная работа на критических частотах, недостаточное качество очистки циклового воздуха, вызывающее эрозионные и коррозионные процессы, отклонение от номинального режима работы и др.

Согласно статистике, приведенной в работе [16], в 29% случаев возникают конструктивные дефекты, в 17% и 11% – технологические и эксплуатационные соответственно, оставшиеся 43% приходится на совокупное действие перечисленных факторов. Однако ряд исследователей, например, в работе [17], все же ставит эксплуатационные дефекты (как правило, эрозия лопаток) на первое место среди причин, по которым наиболее часто возникают отклонения от номинальных параметров работы и отказы газотурбинного оборудования. Во многом развитие тех или иных дефектов будет зависеть от схемы ГТУ, степени апробации принятых конструктивных решений и условий эксплуатации.

На сегодняшний день основным инструментом, применяемым для создания моделей дефектных лопаток, является 3D-сканирование (как элемент обратного инжиниринга). Фактически, при использовании такого метода вместо вручную (или программно) созданной трехмерной модели объекта, качество которой не всегда может удовлетворять условиям задачи, используется непосредственно объект, за счет чего возможно достижение высокой точности результатов, что подчеркивается в работе [15]. Однако потребность в дорогостоящем оборудовании (3D-сканер, комплект марок и др. дополнительное оборудование) и возможное отсутствие доступа к исследуемому объекту ограничивают применение 3D-сканирования. Разработка полностью цифровых моделей, позволяющих с высокой точностью прогнозировать работу газотурбинного оборудования при наличии в его конструкции элементов с дефектами или геометрическими отклонениями, является достаточно

перспективной задачей, поэтому многие машиностроительные предприятия ведут активные исследования в данной области.

5.2. Общая концепция предлагаемого метода

Настоящее исследование направлено на разработку математической модели, позволяющей с достаточной точностью предсказывать влияние того или иного геометрического отклонения лопаточного аппарата на характеристики ступени, осевого компрессора и установки в целом. Разработанный алгоритм модели представлен на рисунке 5.1.

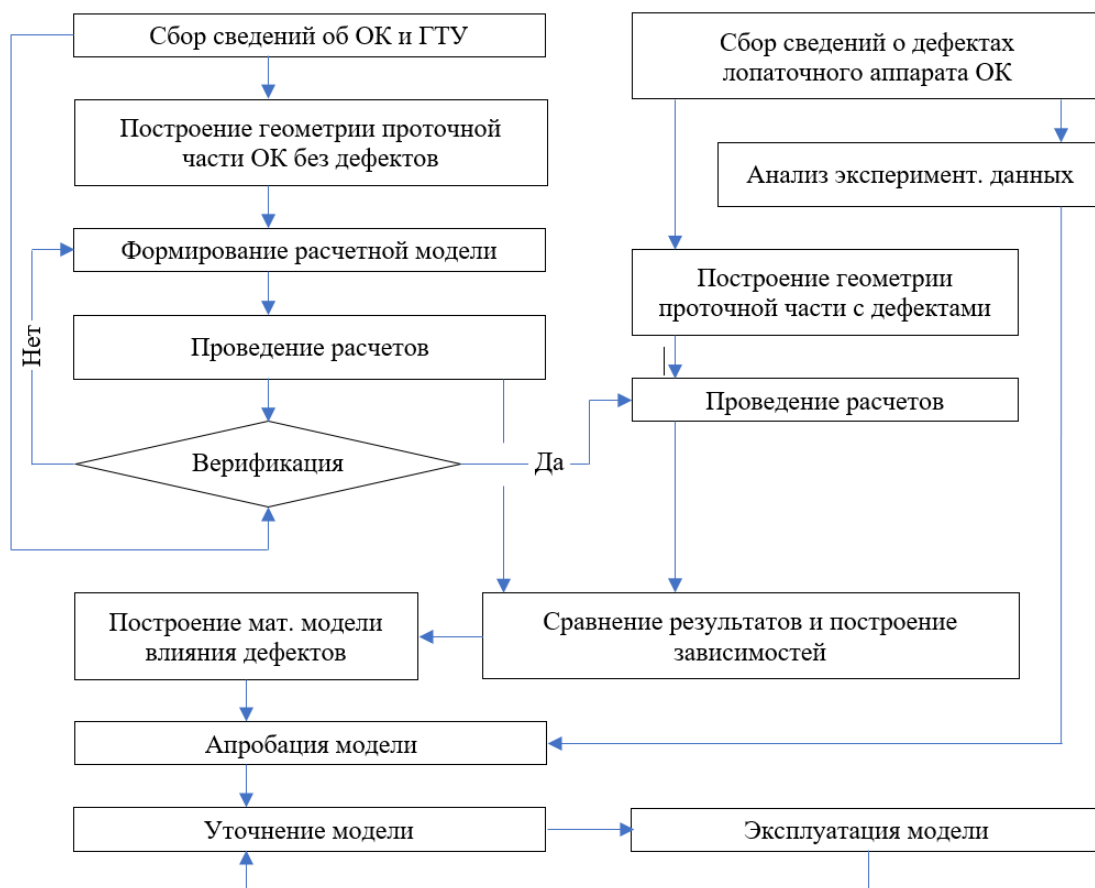


Рисунок 5.1 – Алгоритм формирования модели учета влияния дефектов

Наиболее приоритетной задачей на начальном этапе создания модели является сбор сведений о наиболее распространенных дефектах и отклонениях формы и размеров лопаток ОК, а также поиск экспериментальных данных об их влиянии на характер течения потока в проточной части и эффективность ОК и ГТУ при наличии таких изменений в отдельных их элементах. С этой целью был произведен анализ литературных источников и общих сведений о влиянии геометрических параметров на основные характеристики ступени и ОК в целом. В таблице 5.1 приведены возможные дефекты, связанные с основными геометрическими характеристиками лопатки (рисунок 5.2) и их влияние на работу ОК и ГТУ в целом.

Таблица 5.1 – Влияние геометрических характеристик на параметры ОК и ГТУ

№ п/п	Дефект лопатки	Геометрический параметр	Описание изменений
1	Несоблюдение угла установки	Угол установки (α_y ; β_y);	-Неоптимальное набегание потока на лопатку, образование углов атаки и, как следствие, возникновение срывных явлений на всех режимах работы. ¹
2	Утонение входной кромки	Радиус входной кромки ($R_{вх}$);	-Снижение величины кромочных потерь на номинальном режиме. -Изменение угла атаки на текущей лопатке и возникновения срывных явлений на переменных режимах работы. -Уменьшение диапазона устойчивой работы. -Чрезмерное уменьшение ведет к ухудшению вибрационной и прочностной надежности, к ее разрушению.
3	Утонение выходной кромки	Радиус выходной кромки ($R_{вых}$);	-Снижение влияния «спутного» следа на последующие лопатки и, как следствие, повышение их виброненадежности и улучшение согласования ступеней из-за выравнивания параметров потока. -Чрезмерное уменьшение ведет к ухудшению вибрационной и прочностной надежности текущей лопатки, к ее разрушению.
4	Утолщение входной кромки	Радиус входной кромки ($R_{вх}$);	-Повышение уровня кромочных потерь. ² -Повышение устойчивости работы в широком диапазоне углов атаки. -Повышение вибрационной надежности текущей лопатки.
5	Утолщение выходной кромки	Радиус выходной кромки ($R_{вых}$);	-Увеличение влияния «спутного» следа на последующие лопатки и, как следствие, снижение их виброненадежности и ухудшение согласования ступеней -Повышение вибрационной надежности текущей лопатки.
6	Увеличение густоты решетки	Хорда профиля (b); Шаг (t);	-Повышение уровня потерь на трение. -Снижение вибрационной надежности текущей лопатки. -Увеличение КПД за счет увеличения хорды в периферийном сечении при ее постоянстве в корневом (пространственные лопатки со значительной парусностью). ³
7	Уменьшение густоты решетки	Хорда профиля (b); Шаг (t);	-Снижение КПД за счет неоптимальности шага в периферийном сечении (при чрезмерном увеличении хорды в периферийном сечении). -Рост локальной диффузорности и, как следствие, возникновение срывных явлений (при больших углах поворота потока). -Снижение уровня потерь на трение.

Таблица 5.1 – Продолжение

№ п/п	Дефект лопатки	Геометрический параметр	Описание изменений
8	Увеличение угла изгиба профиля	Входной лопаточный угол ($\alpha_{0л}$; $\beta_{1л}$); Выходной лопаточный угол ($\alpha_{1л}$; $\beta_{2л}$);	-Возникновение срывных явлений, преимущественно, на спинке лопатки. ⁴
9	Уменьшение угла изгиба профиля	Входной лопаточный угол ($\alpha_{0л}$; $\beta_{1л}$); Выходной лопаточный угол ($\alpha_{1л}$; $\beta_{2л}$);	-Снижение сжатия в компрессоре за счет изменения диффузорности межлопаточного канала. ⁵
10	Увеличение горла решетки	Входной лопаточный угол ($\alpha_{0л}$; $\beta_{1л}$); Выходной лопаточный угол ($\alpha_{1л}$; $\beta_{2л}$); Распределение толщины профиля вдоль средней линии; Шаг (t);	-Снижение сжатия в компрессоре за счет изменения диффузорности межлопаточного канала. ⁶
11	Уменьшение горла решетки	Входной лопаточный угол ($\alpha_{0л}$; $\beta_{1л}$); Выходной лопаточный угол ($\alpha_{1л}$; $\beta_{2л}$); Распределение толщины профиля вдоль средней линии; Шаг (t);	-Повышение эффективности процесса сжатия за счет увеличения диффузорности межлопаточного канала -Возникновение срывных явлений при чрезмерном увеличении диффузорности межлопаточного канала.

Таблица 5.1 – Продолжение

№ п/п	Дефект лопатки	Геометрический параметр	Описание изменений
12	Увеличение радиальных зазоров	Высота лопатки (l);	-Увеличение уровня вторичных потерь за счет перетекания потока через радиальный зазор. -Снижение вероятности задевания статора роторными деталями.
13	Уменьшение радиальных зазоров ⁷	Высота лопатки (l);	-Снижение величины перетечек. -Увеличение уровня вторичных потерь за счет образования «парного вихря». -Повышение вероятности задевания статора роторными деталями.
14	Увеличение осевых зазоров	Хорда профиля (b);	-Снижение влияния «спутного» следа на последующие лопатки и, как следствие, повышение их вибронадежности и улучшение согласования ступеней из-за более полного выравнивания параметров потока.
15	Уменьшение осевых зазоров	Хорда профиля (b);	-Увеличение влияния «спутного» следа на последующие лопатки и, как следствие, снижение их вибронадежности и ухудшение согласования ступеней из-за неполного выравнивания параметров потока.
16	Увеличение максимальной толщины профиля	Максимальная толщина профиля (C_{max});	-Увеличение уровня потерь на трение. -Нарушение конфигурации межлопаточного канала – изменение диффузорности. -Увеличение уровня потерь от возникновения вторичных течений (парный вихрь).
17	Уменьшение максимальной толщины профиля	Максимальная толщина профиля (C_{max});	Снижение уровня потерь на трение. -Нарушение конфигурации межлопаточного канала – изменение диффузорности. -Ухудшение вибрационной и прочностной надежности
18	Изменение положения максимальной толщины	Положение максимальной толщины профиля (x_c);	-Нарушение конфигурации межлопаточного канала – образование локальной конфузорности или повышение диффузорности в зависимости от положения максимальной толщины.
19	Изменение навала лопаточного аппарата	Координата центра тяжести профиля ($x_c; y_c$);	-Изменение согласования ступеней. ⁸ -Снижение КПД за счет неоптимальности шага в периферийном сечении.

Таблица 5.1 – Окончание

№ п/п	Дефект лопатки	Геометрический параметр	Описание изменений
20	Изменение закона закрутки по высоте ступени	Входной лопаточный угол ($\alpha_{0л}$; $\beta_{1л}$); Выходной лопаточный угол ($\alpha_{1л}$; $\beta_{2л}$); Хорда профиля (b); Максимальная толщина профиля (C_{max}); Радиус входной кромки ($R_{вх}$); Радиус выходной кромки ($R_{вых}$);	-Нарушение условий обтекания лопатки в зависимости от радиуса сечения. Образование локальных срывов, снижение эффективности работы конкретных сечений лопатки.
21	Загиб концевых сечений	Входной лопаточный угол ($\alpha_{0л}$; $\beta_{1л}$); Выходной лопаточный угол ($\alpha_{1л}$; $\beta_{2л}$);	-Появление углов атаки и образование локальных срывов на текущей лопатке (загиб входной кромки текущей лопатки) -Ухудшение согласования ступеней за счет образования нерасчетного угла набегания потока на следующую лопатку (загиб выходной кромки текущей лопатки)

Примечания:

1. Данный дефект в определенных случаях способен привести к возникновению срыва в компрессоре или помпажного срыва. При возникновении помпажа в ОК имеет место сложный автоколебательный процесс, характеризующийся существенным изменением параметров [11, 18].
2. Величина кромочных потерь здесь является определяющим фактором, нивелирующим плюсы от устойчивой работы в большом диапазоне углов атаки [11, 18, 19].
3. Учет пространственности течения и профилирование лопатки с увеличением густоты решетки к периферии за счет увеличения хорды приведет к улучшению взаимодействия потока и пера и, следовательно, к увеличению КПД [18].
4. Возникновение срывов возможно как на переменных, так и на номинальном режиме работы [18].
5. «Вентиляторный» режим работы. Для ОК ГТУ имеет, в основном, негативные эффекты; в авиадвигателях применяется в первой ступени для обеспечения высокого расхода с целью создания большей тяги [19].
6. Аналогично п.9, табл. 5.1. При наличии оптимального изгиба профиля не соблюдено оптимальное распределение его толщины вдоль средней линии, за счет чего площадь канала на входе может быть больше или равна площади на его выходе, что делает канал конфузурным.
7. В основном, данное изменение имеет положительное влияние на КПД турбомашин. Величина радиальных зазоров (п.11-12 табл. 1) является одним из ключевых параметров контроля качества проведенного ремонта.

Для данной величины принимают наименьшие отклонения от номинального значения при монтаже и сборке установок [20, 21, 22].

8. Положительный эффект наблюдается в случае решения задачи повышения энергетической эффективности осевого компрессора и ГТУ за счет применения осевого навала в определенных ступенях [23]. Важное значение имеет также положение навала по высоте лопатки.

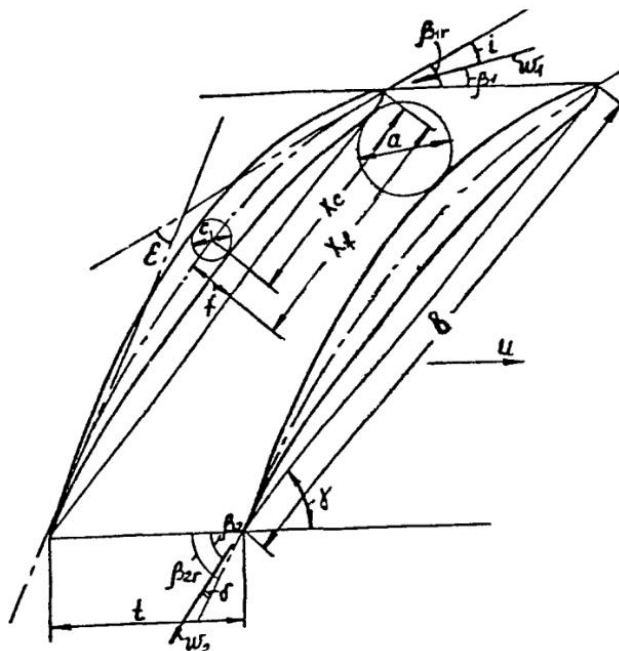


Рисунок 5.2 – Геометрические параметры профиля [11]

Следующий этап заключается в разработке такого математического описания лопатки, которое не только обеспечивало бы точное ее построение, но и позволяла бы вносить различные изменения в форму лопатки во всех ее участках и сечениях. В дальнейшем разработанная топология геометрии будет применена для создания расчетной модели, используемой для численного моделирования течения рабочего тела в проточной части компрессора, содержащей лопатки с дефектами. Из полученных результатов будет сформирована база данных, обращаясь к которой и задав конкретные параметры дефекта (например, величину хорды профиля в периферии), пользователь получил бы точные сведения о поведении компрессора ГТУ при наличии такого изменения в отдельных элементах проточной части. Аналогичным образом может быть разработана математическая модель влияния дефектов на прочностные характеристики.

После успешной верификации путем проведения натуральных продувок дефектных ступеней на стендах разработанная модель будет пригодна для внедрения в эксплуатацию на предприятиях, осуществляющих изготовление, ремонт и эксплуатацию ГТУ. За счет использования актуальной информации о дефектах и их влиянии на работу оборудования,

получаемой непосредственно из рабочей среды планируется постепенное уточнение модели для снижения ошибок и погрешностей при предсказании эффективности и надежности работы газотурбинного оборудования.

5.3. Разработка математического описания профиля

В настоящей работе представлена универсальная геометрическая модель лопатки ОК ГТУ, позволяющая учитывать изменения отдельных геометрических параметров с использованием данных о реальных отклонениях геометрической формы лопаток после эксплуатации и ремонта. Разработанное математическое описание профиля лопатки основано на ключевых геометрических параметрах (рисунок 5.2), таких как угол установки профиля (β_y), хорда профиля (b), радиусы входной и выходной кромки ($R_{вх}$; $R_{вых}$) и углы их заострения (φ_1 ; φ_2), входной и выходной лопаточные углы ($\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$). Такой подход положительно зарекомендовал себя при решении задач оптимизации профиля лопатки [5, 24], и позволяет достаточно точно построить исходный лопаточный профиль и обеспечивает гибкое изменение его геометрии [25].

В разработанном математическом описании геометрии лопатки были применены кривые Безье разного рода (рисунок 5.3) – для построения кромок использованы кривые Безье второго рода (1), а для построения спинки и корытца – третьего рода (2). В таком случае координаты профиля определяются по следующим уравнениям:

$$\begin{aligned} X_{вх} &= (1-t)^2 X_{B3}^{ss} + 2t(1-t)X_{A1} + t^2 X_{B0}^{ps} \\ Y_{вх} &= (1-t)^2 Y_{B3}^{ss} + 2t(1-t)Y_{A1} + t^2 Y_{B0}^{ps} \\ X_{вых} &= (1-t)^2 X_{B0}^{ss} + 2t(1-t)X_{A2} + t^2 X_{B3}^{ps} \\ Y_{вых} &= (1-t)^2 Y_{B0}^{ss} + 2t(1-t)Y_{A2} + t^2 Y_{B3}^{ps} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} X_{ss} &= (1-t)^3 X_{B0}^{ss} + 3t(1-t)^2 X_{B1}^{ss} + 3t^2(1-t)X_{B2}^{ss} + t^3 X_{B3}^{ss} \\ Y_{ss} &= (1-t)^3 Y_{B0}^{ss} + 3t(1-t)^2 Y_{B1}^{ss} + 3t^2(1-t)Y_{B2}^{ss} + t^3 Y_{B3}^{ss} \\ X_{ps} &= (1-t)^3 X_{B0}^{ps} + 3t(1-t)^2 X_{B1}^{ps} + 3t^2(1-t)X_{B2}^{ps} + t^3 X_{B3}^{ps} \\ Y_{ps} &= (1-t)^3 Y_{B0}^{ps} + 3t(1-t)^2 Y_{B1}^{ps} + 3t^2(1-t)Y_{B2}^{ps} + t^3 Y_{B3}^{ps} \end{aligned} \quad (2)$$

В уравнениях (1) и (2) $t \in [0, 1]$ – параметр, определяющий положение точки на кривой Безье. В рамках данной работы шаг изменения параметра равен 0,01 для спинки и корытца и 0,04 для входной и выходной кромок профиля, что позволяет рассчитать координаты 100 и 25 точек соответственно.

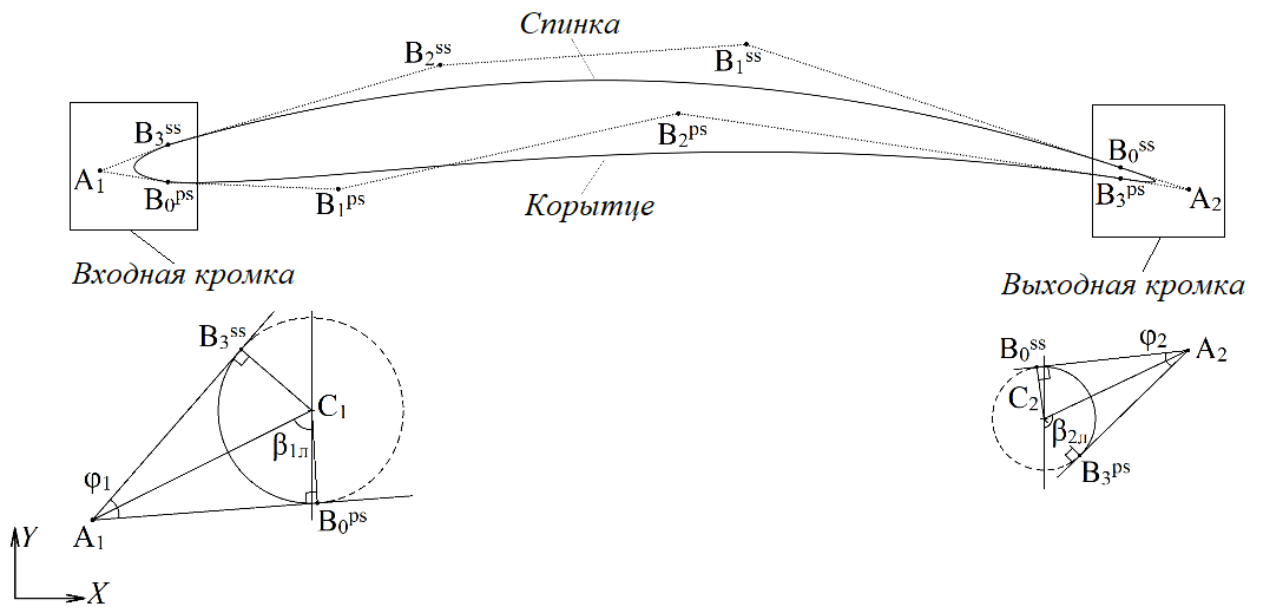


Рисунок 5.3 – Построение лопаточного профиля предложенным методом

Как уже было указано, в основе разработанного описания лопатки лежат ключевые геометрические параметры профиля – на их основе вычисляются координаты управляющих точек (B_0, B_1, B_2, B_3) кривых Безье. Ниже представлена последовательность вычисления указанных координат.

1. Координаты центра дуги окружности входной кромки:

$$\begin{cases} X_{C1} = R_{BX} \\ Y_{C1} = R_{BX} \end{cases} \quad (3)$$

Такое условие позволяет четко установить положение входной кромки и вести последующее построение профиля от него.

2. Координаты центра дуги окружности выходной кромки:

$$\begin{cases} X_{C2} = X_{C1} + (b - R_{BX} + R_{ВЫХ}) * \sin\beta_y \\ Y_{C2} = Y_{C1} + (b - R_{BX} + R_{ВЫХ}) * \cos\beta_y \end{cases} \quad (4)$$

В текущей работе принято, что наименьшее расстояние между координатами центров дуг окружностей входной и выходной кромок равно хорде за вычетом радиусов входной и выходной кромок профиля.

3. Длина отрезка $C1A1$ – расстояние от центра дуги окружности входной кромки до точки пересечения касательных к входной кромке (рисунок 5.3):

$$l_{C1A1} = \frac{R_{BX}}{\sin\left(\frac{\varphi_1}{2}\right)} \quad (5)$$

4. Координаты точки A1 – точки пересечения касательных к входной кромке:

$$\begin{cases} X_{A1} = X_{C1} - l_{C1A1} * \sin\beta_{1л} \\ Y_{A1} = Y_{C1} - l_{C1A1} * \cos\beta_{1л} \end{cases} \quad (6)$$

5. Расстояние от точки A1 до точки касания B_0^{ps} (B_3^{ss}):

$$l_{A1B_0^{ps}} = l_{A1B_3^{ss}} = l_{C1A1} * \cos\left(\frac{\varphi_1}{2}\right). \quad (7)$$

6. Координаты опорных точек B_0^{ps} и B_3^{ss} :

$$\begin{cases} X_{B_0^{ps}} = X_{A1} + l_{A1B_0^{ps}} * \sin\left(\beta_{1л} + \frac{\varphi_1}{2}\right) \\ Y_{B_0^{ps}} = Y_{A1} + l_{A1B_0^{ps}} * \cos\left(\beta_{1л} + \frac{\varphi_1}{2}\right) \end{cases}; \quad (8)$$

$$\begin{cases} X_{B_3^{ss}} = X_{A1} + l_{A1B_3^{ss}} * \sin\left(\beta_{1л} - \frac{\varphi_1}{2}\right) \\ Y_{B_3^{ss}} = Y_{A1} + l_{A1B_3^{ss}} * \cos\left(\beta_{1л} - \frac{\varphi_1}{2}\right) \end{cases}. \quad (9)$$

7. Угол поворота точки B_3^{ss} от 0° относительно оси X при условии $X_{C1} > X_{B_3^{ss}}$:

$$\varphi_{B_3^{ss}} = 180^\circ - \operatorname{arctg} \frac{(Y_{B_3^{ss}} - Y_{C1})}{(X_{C1} - X_{B_3^{ss}})}; \quad (10)$$

или при условии $X_{C1} < X_{B_3^{ss}}$:

$$\varphi_{B_3^{ss}} = \operatorname{arctg} \frac{(Y_{B_3^{ss}} - Y_{C1})}{(X_{B_3^{ss}} - X_{C1})}. \quad (11)$$

8. Угол поворота точки B_0^{ps} от 0° относительно оси X при условии $X_{C1} > X_{B_0^{ps}}$:

$$\varphi_{B_0^{ps}} = 180^\circ + \operatorname{arctg} \frac{(Y_{C1} - Y_{B_0^{ps}})}{(X_{C1} - X_{B_0^{ps}})}; \quad (12)$$

или при условии $X_{C1} < X_{B_0^{ps}}$:

$$\varphi_{B_0^{ps}} = 360^\circ + \operatorname{arctg} \frac{(Y_{C1} - Y_{B_0^{ps}})}{(X_{C1} - X_{B_0^{ps}})}. \quad (13)$$

9. Длина отрезка C2A2 – расстояние от центра дуги окружности входной кромки до точки пересечения касательных к входной кромке (рисунок 5.3):

$$l_{C2A2} = \frac{R_{\text{ВЫХ}}}{\sin\left(\frac{\varphi_2}{2}\right)}. \quad (14)$$

10. Координаты точки A2 – точки пересечения касательных к входной кромке:

$$\begin{cases} X_{A2} = X_{C2} + l_{C2A2} * \sin \beta_{2л} \\ Y_{A2} = Y_{C2} + l_{C2A2} * \cos \beta_{2л} \end{cases} \quad (15)$$

11. Расстояние от точки A1 до точки касания B_3^{ps} (B_0^{ss}):

$$l_{A1B_3^{ps}} = l_{A1B_0^{ss}} = l_{C2A2} * \cos \left(\frac{\varphi_2}{2} \right). \quad (16)$$

12. Координаты опорных точек B_3^{ps} и B_0^{ss} :

$$\begin{cases} X_{B_3^{ps}} = X_{A2} - l_{A1B_3^{ps}} * \sin \left(\beta_{2л} + \frac{\varphi_2}{2} \right); \\ Y_{B_3^{ps}} = Y_{A1} + l_{A1B_3^{ps}} * \cos \left(\beta_{1л} + \frac{\varphi_2}{2} \right); \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} X_{B_0^{ss}} = X_{A1} - l_{A1B_3^{ps}} * \sin \left(\beta_{1л} - \frac{\varphi}{2} \right) \\ Y_{B_0^{ss}} = Y_{A1} + l_{A1B_3^{ps}} * \cos \left(\beta_{1л} - \frac{\varphi}{2} \right) \end{cases} \quad (18)$$

13. Угол поворота точки B_0^{ss} от 0° относительно оси X при условии $X_{C2} > X_{B_0^{ss}}$:

$$\varphi_{B_0^{ss}} = 180^\circ - \operatorname{arctg} \frac{(Y_{B_0^{ss}} - Y_{C2})}{(X_{C2} - X_{B_0^{ss}})}; \quad (19)$$

или при условии $X_{C2} < X_{B_0^{ss}}$:

$$\varphi_{B_0^{ss}} = \operatorname{arctg} \frac{(Y_{B_0^{ss}} - Y_{C2})}{(X_{B_0^{ss}} - X_{C2})}. \quad (20)$$

14. Угол поворота точки B_3^{ps} от 0° относительно оси X при условии $X_{C2} > X_{B_3^{ps}}$:

$$\varphi_{B_3^{ps}} = \operatorname{arctg} \frac{(Y_{C2} - Y_{B_3^{ps}})}{(X_{C2} - X_{B_3^{ps}})} - 180^\circ. \quad (21)$$

или при условии $X_{C1} < X_{B_3^{ps}}$:

$$\varphi_{B_3^{ps}} = \operatorname{arctg} \frac{(Y_{C2} - Y_{B_3^{ps}})}{(X_{C2} - X_{B_3^{ps}})}. \quad (22)$$

15. Угол наклона k и коэффициент b прямой $B_3^{ss} B_2^{ss}$:

$$k_{B_3^{ss} B_2^{ss}} = \operatorname{tg} \left(90^\circ - \beta_{1л} + \frac{\varphi_1}{2} \right); \quad (23)$$

$$b_{B_3^{ss} B_2^{ss}} = Y_{B_3^{ss}} - k_{B_3^{ss} B_2^{ss}} * X_{B_3^{ss}}. \quad (24)$$

16. Угол наклона k и коэффициент b прямой $B_1^{ss} B_0^{ss}$:

$$k_{B_1^{ss} B_0^{ss}} = tg \left(90^\circ + \beta_{2л} - \frac{\varphi_2}{2} \right); \quad (25)$$

$$b_{B_1^{ss} B_0^{ss}} = Y_{B_0^{ss}} - k_{B_1^{ss} B_0^{ss}} * X_{B_0^{ss}}. \quad (26)$$

17. Для построения кривой Безье третьего порядка необходимо выполнить построение квадратичной кривой, а после осуществить переход к высшему порядку кривой Безье. Координаты опорной точки 1^{ss} :

$$\begin{cases} X_{1^{ss}} = \frac{b_{B_1^{ss} B_0^{ss}} - b_{B_3^{ss} B_2^{ss}}}{k_{B_3^{ss} B_2^{ss}} - k_{B_1^{ss} B_0^{ss}}} \\ Y_{1^{ss}} = k_{B_3^{ss} B_2^{ss}} * X_{1^{ss}} + b_{B_3^{ss} B_2^{ss}} \end{cases}. \quad (27)$$

18. Переход от квадратичной кривой Безье к кубической:

$$\begin{cases} X_{B_2^{ss}} = X_{B_3^{ss}} + \frac{2 * (X_{1^{ss}} - X_{B_2^{ss}})}{3} \\ Y_{B_2^{ss}} = Y_{B_3^{ss}} + \frac{2 * (Y_{1^{ss}} - Y_{B_2^{ss}})}{3} \end{cases}; \quad (28)$$

$$\begin{cases} X_{B_1^{ss}} = X_{1^{ss}} + \frac{(X_{B_0^{ss}} - X_{1^{ss}})}{3} \\ Y_{B_1^{ss}} = Y_{1^{ss}} + \frac{(Y_{B_0^{ss}} - Y_{1^{ss}})}{3} \end{cases}. \quad (29)$$

19. Угол наклона k и коэффициент b прямой $B_0^{ps} B_1^{ps}$:

$$k_{B_0^{ps} B_1^{ps}} = tg \left(90^\circ - \beta_{1л} - \frac{\varphi_1}{2} \right); \quad (30)$$

$$b_{B_0^{ps} B_1^{ps}} = Y_{B_0^{ps}} - k_{B_0^{ps} B_1^{ps}} * X_{B_0^{ps}}. \quad (31)$$

20. Угол наклона k и коэффициент b прямой $B_3^{ps} B_2^{ps}$:

$$k_{B_3^{ps} B_2^{ps}} = tg \left(90^\circ + \beta_{2л} + \frac{\varphi_2}{2} \right); \quad (32)$$

$$b_{B_3^{ps} B_2^{ps}} = Y_{B_3^{ps}} - k_{B_3^{ps} B_2^{ps}} * X_{B_3^{ps}}. \quad (33)$$

21. Как и в случае спинки, кубическая кривая Безье, описывающая корытце, получена переходом от квадратичной кривой. Координаты опорной точки 1^{ps} :

$$\begin{cases} X_{1^{ps}} = \frac{b_{B_3^{ps} B_2^{ps}} - b_{B_0^{ps} B_1^{ps}}}{k_{B_0^{ps} B_1^{ps}} - k_{B_3^{ps} B_2^{ps}}} \\ Y_{1^{ps}} = k_{B_3^{ps} B_2^{ps}} * X_{1^{ps}} + b_{B_3^{ps} B_2^{ps}} \end{cases}. \quad (34)$$

22. Переход от квадратичной кривой Безье к кубической:

$$\begin{cases} X_{B_1^{ps}} = X_{B_0^{ps}} + \frac{2 * (X_{1^{ps}} - X_{B_0^{ps}})}{3} \\ Y_{B_1^{ps}} = Y_{B_0^{ps}} + \frac{2 * (Y_{1^{ps}} - Y_{B_0^{ps}})}{3} \end{cases}; \quad (35)$$

$$\begin{cases} X_{B_2^{ps}} = X_{1^{ps}} + \frac{(X_{B_3^{ps}} - X_{1^{ps}})}{3} \\ Y_{B_2^{ps}} = Y_{1^{ps}} + \frac{(Y_{B_3^{ps}} - Y_{1^{ps}})}{3} \end{cases}. \quad (36)$$

Как уже было указано, для построения входной и выходной кромок так же использованы кривые Безье, поэтому вместо уравнений (9) – (12) и (18) – (21) в конечном алгоритме использовано уравнение (1).

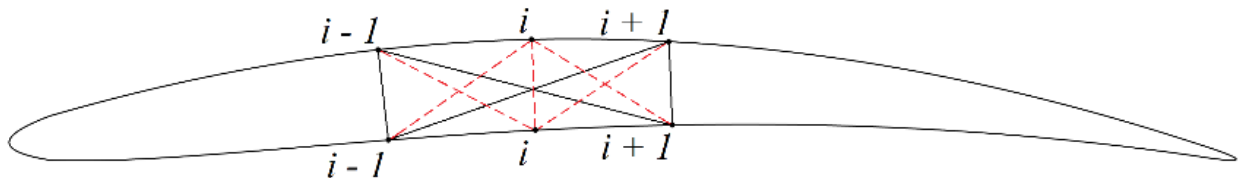


Рисунок 5.4 – Определение максимальной толщины профиля

Еще одним немаловажным параметром лопаточного профиля является его максимальная толщина. Данный параметр может оказывать влияние на характеристики ступени и ОК, а также позволяет оценить качество построения профиля. В представленном описании использован приближенный алгоритм, суть которого заключается в вычислении длины отрезков, соединяющих точки спинки с точками корытца. Отрезки с минимальными длинами, каждый из которых соответствует определенной точке на корытце или спинке профиля, будут равняться диаметрам вписанных в него окружностей, проходящих через данные точки [7]. При этом наибольшее значение среди выбранных и будет являться максимальной толщиной профиля. Упрощенный вариант описанного алгоритма представлен на рисунке 5.4. Спинка и корытце построены при помощи трех точек, пунктиром выделены отрезки, длины которых необходимо определить. Диаметр вписанной окружности, проходящей через точку i на спинке или корытце профиля:

$$C_i = \min \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{(X_i^{ss} - X_i^{ps})^2 + (Y_i^{ss} - Y_i^{ps})^2} \\ \sqrt{(X_{i-1}^{ss} - X_i^{ps})^2 + (Y_{i-1}^{ss} - Y_i^{ps})^2} \\ \sqrt{(X_{i+1}^{ss} - X_i^{ps})^2 + (Y_{i+1}^{ss} - Y_i^{ps})^2} \\ \sqrt{(X_i^{ss} - X_{i-1}^{ps})^2 + (Y_i^{ss} - Y_{i-1}^{ps})^2} \\ \sqrt{(X_i^{ss} - X_{i+1}^{ps})^2 + (Y_i^{ss} - Y_{i+1}^{ps})^2} \end{array} \right. / \quad (37)$$

Указанное математическое описание позволяет построить несколько профилей, выставленных на определенном радиусе. В таком случае вертикальная координата точек профиля определяется следующим образом:

$$z = R_k + nl; \quad (38)$$

где $n = [0; 1]$ – параметр, определяющий положение сечения. При $n = 0$ профиль будет расположен в корне лопатки, при $n = 0,5$ – в середине, а при $n = 1$ – в ее периферии.

Такой подход позволяет сформировать лопатку любой геометрической формы (рисунок 5.5, а). Для формирования навала лопатки в алгоритме предусмотрено задание смещения профилей вдоль осей x и y . В таком случае, к полученным координатам точек профиля прибавляется необходимое значение смещения вдоль указанных осей. За счет выставления лопатки вдоль линии корневого сечения проточной части на определенном осевом расстоянии формируется проточная часть ОК (рисунок 5.5, б). Таким образом, при помощи локального изменения геометрии профилей воссоздается набор дефектов и отклонений лопаточного аппарата осевого компрессора.

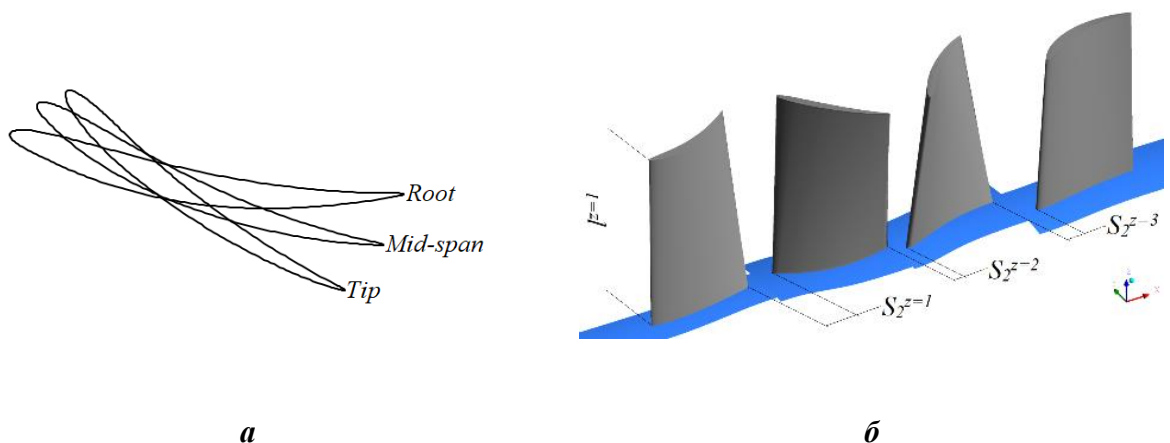


Рисунок 5.5 – Построение лопатки (а) и проточной части (б) осевого компрессора

5.4. Верификация численной модели

С целью анализа разработанного подхода было проведено численное моделирование обтекания лопаточных профилей. В качестве объекта исследования были выбраны профили серии NASA 65 с известными характеристиками и распределением давлений [26]. На рисунке 5.6 представлено сравнение исходных и построенных при помощи разработанного описания профилей NASA 65-(27)10 и NASA 65-010.

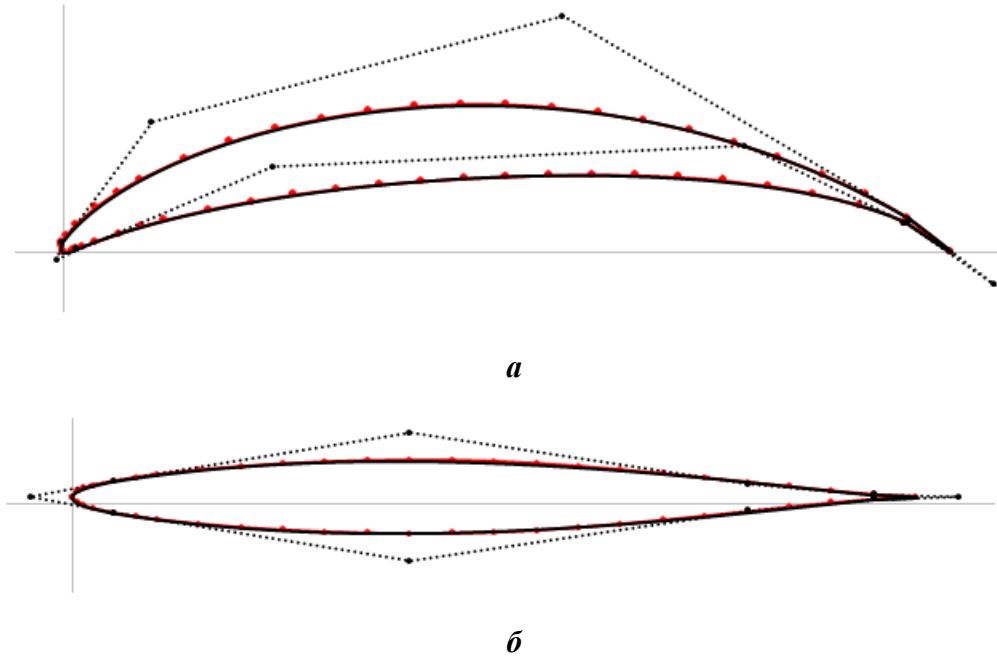


Рисунок 5.6 – Профили NASA 65-(27)10 (а) и NASA 65-010 (б)

—●— Исходный профиль; — Расчетный профиль;●..... Управляющие точки;

В отличие от эксперимента, где осуществлялась продувка плоской решетки профилей, численное моделирование проводилось в осесимметричной постановке, поэтому для приближения к условиям эксперимента лопатка располагалась на значительном удалении от оси домена. Величина корневого радиуса лопатки составила $R_k = 1400$ мм. Все необходимые условия проведения расчета так же были указаны в работе [26] и приняты в текущем исследовании без изменений. Граничные условия были заданы по принципу полные давление и температура – для всех исследуемых профилей $P_1^* = 1300$ Па; $T_1^* = 288$ К; направление потока на входе – 45° для профиля NASA 65-(27)10 и 30° для профиля NASA 65-010 [26]; статическое давление на выходе – $P_2 = 786$ Па. Величина статического давления принималась исходя из указанных в отчете [26] условий: скорость потока $w = 95$ фут/с = $28,96$ м/с и число Рейнольдса $Re = 245000$. Все условия были заданы с учетом параметра *Reference Pressure* = 100000 Па с целью снижения ошибок при округлении в случаях, когда изменение динамического давления в расчетной области домена мало по сравнению с

абсолютным значением давления. Входное сечение располагалось от входной кромки лопатки на расстоянии одной ее хорды, а выходное – на расстоянии трех хорд от выходной кромки. Высота лопатки и шаг принимались на основе значения густоты $b/t = 1,0$, их значение составило 127 мм, число лопаток в венце при этом оказалось равным 72 единицам. Для моделирования условия гладких ограничивающих поверхностей, на концевые поверхности домена накладывалось условие «Free slip» (без трения), а в самом эксперименте [26] такое течение достигалось путем отсоса пограничного слоя на этих поверхностях.

В задачи текущей работы не входил анализ влияния моделей турбулентности на конечный результат и сходимость расчета, поэтому по результатам уже проведенных исследований [27] и работ других авторов [7, 24, 25] была выбрана модель турбулентности k-Epsilon из-за более низких требований к вычислительным ресурсам и лучшей сходимости при сохранении удовлетворительной точности результатов. Такие же рекомендации представлены в работах [28, 29]. В качестве рабочего тела использовалась модель *Air Ideal Gas*. Общий вид расчетных областей приведен на рисунке 5.7.

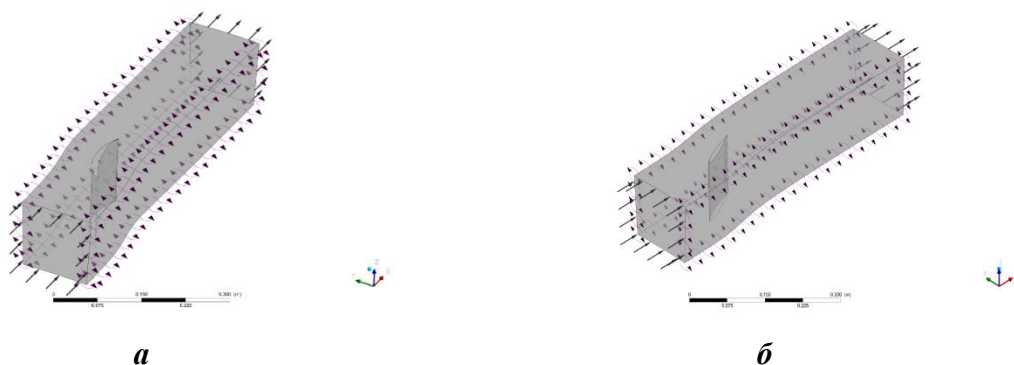


Рисунок 5.7 – Расчетные области для профилей NACA 65-(27)10 (а) и NACA 65-010 (б)

Результаты расчетов сравнивались с экспериментальными данными [26] о распределении коэффициента давлений вдоль профиля при различных углах атаки (приложение Б, В), а также с характеристиками профиля «потери полного давления – угол поворота потока – угол атаки» (рисунок 5.8). Коэффициент давления определяется следующим образом:

$$S = \frac{P^* - P}{P_1^{\text{дин}}}, \quad (39)$$

где P^* – полное давление в венце; P – статическое давление в точке на поверхности профиля; $P_1^{\text{дин}}$ – динамическое давление в венце.

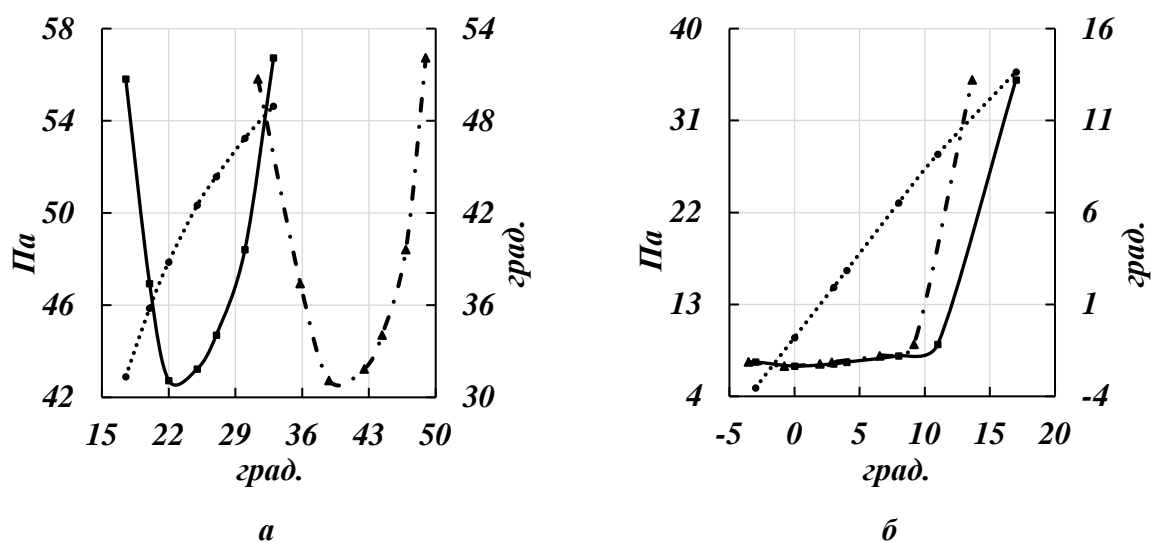


Рисунок 5.8 – Характеристики профилей NACA 65-(27)10 (а) и NACA 65-010 (б)
 «Угол атаки – угол поворота потока»; —■— «Угол атаки – потери полного давления»;
 ---▲--- «Угол поворота потока – потери полного давления»

Для верификации полученных результатов были выбраны характеристики «Угол атаки – угол поворота потока», представленные на рисунке 5.9.

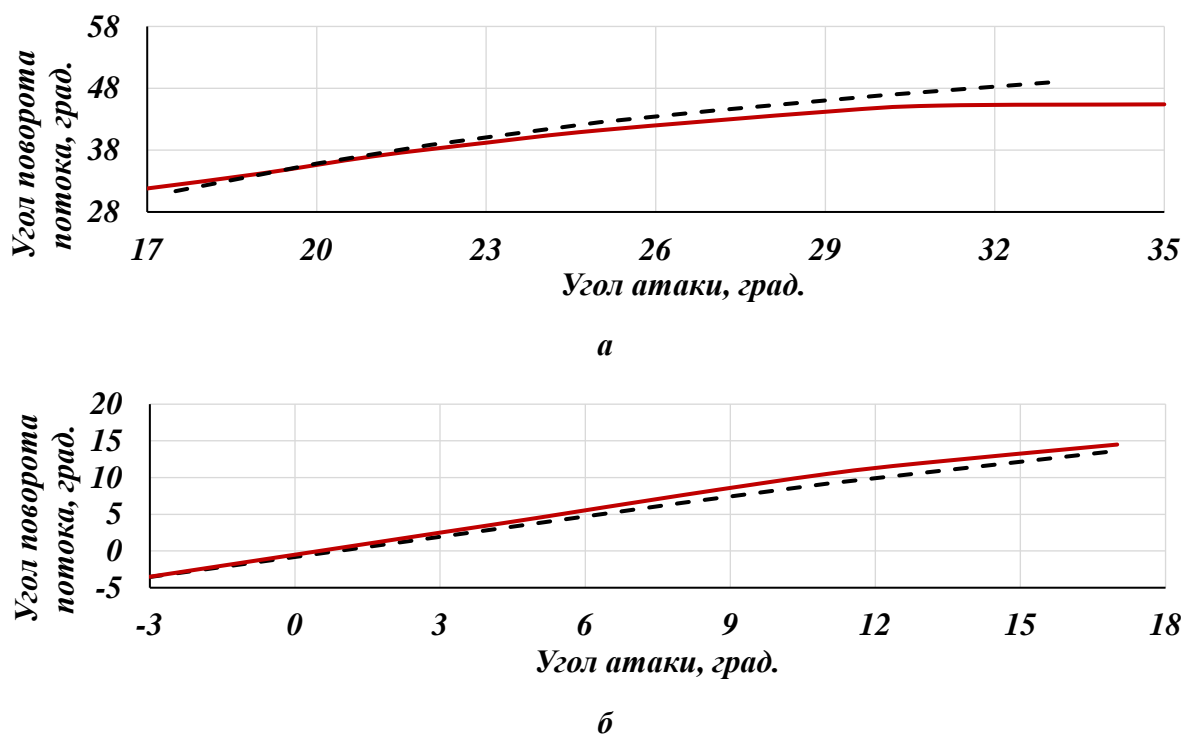


Рисунок 5.9 – Сравнение расчетных характеристик профилей NACA 65-(27)10 (а) и NACA 65-010 (б) с экспериментальными данными

— Экспериментальные данные; ---- Расчетные данные

Расчетные распределения давлений и характеристики профилей с удовлетворительной точностью для проведенного исследования совпадают с экспериментальными данными. При этом наблюдаемые отклонения обусловлены сложностью учета всех особенностей эксперимента и условий обтекания тела потоком газа, а также принятыми допущениями, идеализирующими расчетную модель, такими как свойства рабочего тела или отсутствие шероховатости поверхностей домена.

Из рисунка 5.9 видно, что полученные расчетные данные практически полностью совпадают с экспериментальными. Так, в диапазонах углов атаки $i = 17 \dots 22^\circ$ и $i = -3 \dots 5^\circ$ для профилей NASA 65-(27)10 и NASA 65-010 соответственно расчетные значения угла поворота совпадают с экспериментальными с точностью до 1%. При этом увеличение отклонения расчетных данных от эксперимента при углах атаки $i > 22^\circ$ и $i > 5^\circ$ обусловлено более быстрым ростом расчетной величины срыва потока со спинки профиля (рисунок 5.10), что привело к изменению величины угла поворота потока в межлопаточном канале. При чем, согласно отчету [26], срывных явлений не наблюдалось.

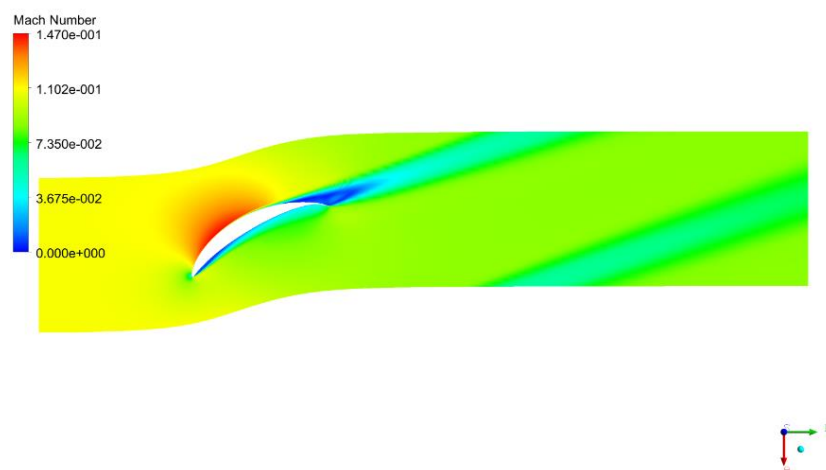


Рисунок 5.10 – Образование срыва на спинке профиля

Максимальное отклонение в указанном диапазоне составило 7,1% (абсолютных) при угле атаки $i = 33^\circ$ и 12,5% при угле атаки $i = 12^\circ$ для профилей NASA 65-(27)10 и 65-010 соответственно. Похожие результаты были получены в работе [5].

Стоит подчеркнуть, что задача полной верификации расчетной модели с целью достижения разницей между исходными и расчетными данными величины $<2\%$ является важным этапом проведения численного моделирования, однако в текущем исследовании она не является приоритетной. Основной целью является демонстрация разработанного подхода, а выбранные параметры расчетной модели позволяют провести исследования при сравнительно невысоких требованиях к вычислительным ресурсам и обеспечивают

удовлетворительную точность результатов. Более подробные результаты по расчетам других типов профилей, а также рекомендации по выбору параметров расчетных моделей приведены в работах [5, 24, 25].

5.5. Постановка задачи с учетом геометрических отклонений

После проведения верификации разработанного описания лопатки ОК необходимо провести численное моделирование течения с использованием дефектных лопаток для подтверждения информации, полученной при первичном анализе возможного влияния дефектов на параметры работы ступени и ОК, результаты которого приведены в разделе 5.2.

С этой целью в профиль *NACA 65-(27)10* искусственно были внесены несколько дефектов, условно обозначенных как утонение входной кромки, утолщение выходной кромки, уменьшение толщины профиля, уменьшение входного лопаточного угла, увеличение выходного лопаточного угла (рисунок 5.11). В действительности внесенные изменения оказали влияние на несколько геометрических характеристик профиля. В таблице 5.2 приведены все основные геометрические параметры исходного и деформированных профилей в соответствие с разработанным описанием. По результатам расчетов были построены характеристики «угол атаки – потери полного давления – угол поворота потока», которые представлены на рисунке 5.12 вместе с данными для недеформированного профиля.

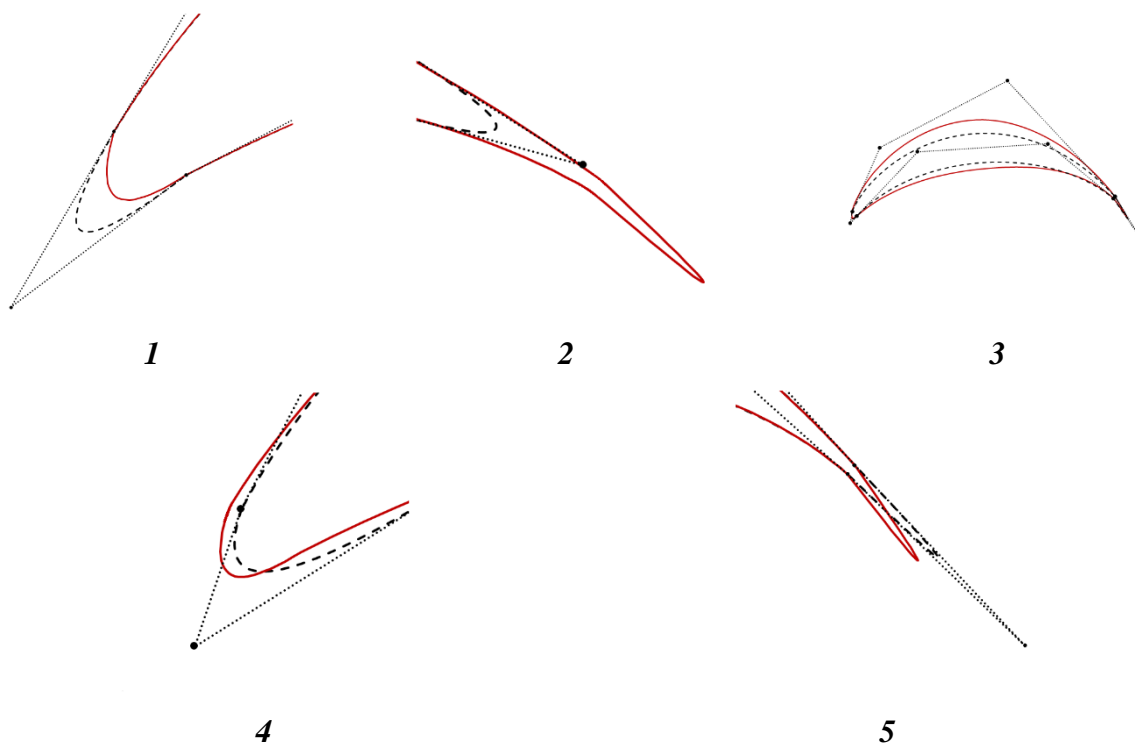
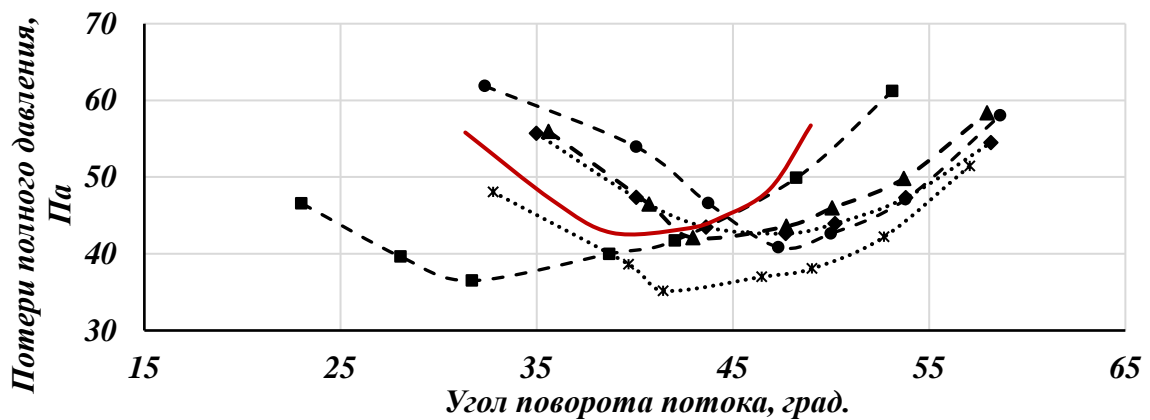
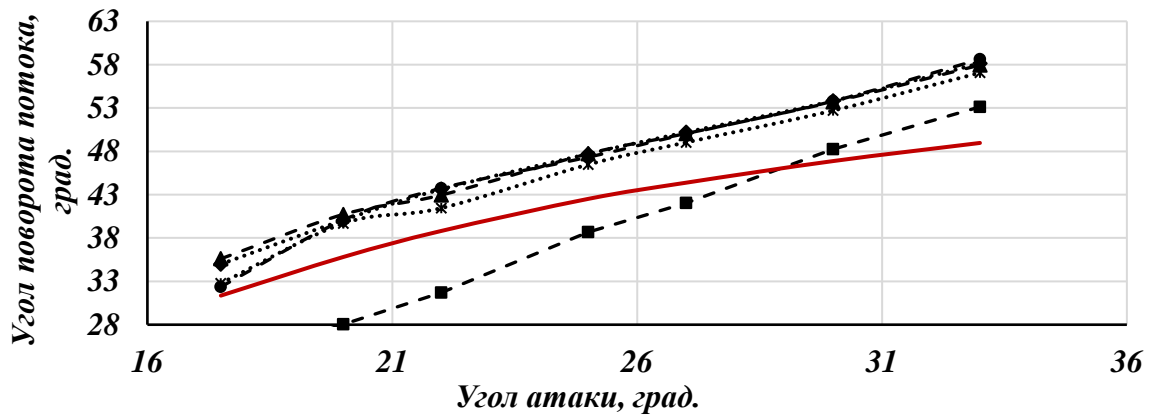
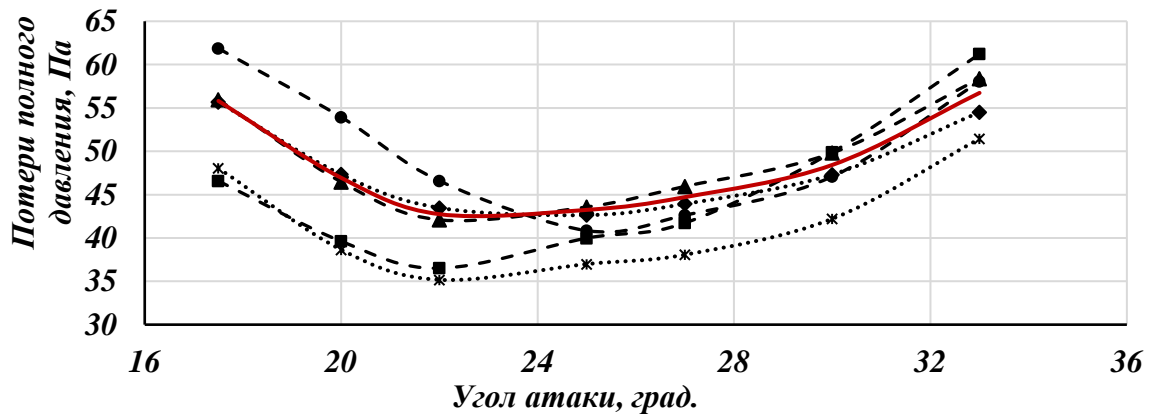


Рисунок 5.11 – Внесенные дефекты

1. Утонение входной кромки; 2. Утолщение выходной кромки; 3. Уменьшение толщины;
4. Изгиб входной кромки; 5. Изгиб выходной кромки;

Таблица 5.2 – Геометрические параметры дефектов

№ п/п	Параметр (рисунок 24), ед. изм	Исходный профиль	Профиль с дефектом				
			1. Утонение вх. кромки	2. Утолщение вых. кромки	3. Уменьшение толшины	4. Изгиб вх. кромки	5. Изгиб вых. кромки
1	$B_0^{ss}(x; y)$, мм	121.07; 5.64	121.07; 5.64	110.55; 12.10	121.07; 5.64	121.07; 5.64	121.07; 5.64
2	$B_1^{ss}(x; y)$, мм	71.50; 40.00	71.50; 40.00	65.00; 37.00	71.50; 37.00	71.50; 40.60	71.50; 40.00
3	$B_2^{ss}(x; y)$, мм	12.70; 22.06	12.70; 22.06	12.70; 22.06	12.70; 21.00	10.00; 21.00	12.70; 22.06
4	$B_3^{ss}(x; y)$, мм	-0.074; 1.79	-0.074; 1.79	-0.074; 1.79	-0.074; 1.79	0.930; 1.79	-0.074; 1.79
5	$B_0^{ps}(x; y)$, мм	1.98; 0.611	1.98; 0.611	1.98; 0.611	1.98; 0.611	2.98; 0.611	1.98; 0.611
6	$B_1^{ps}(x; y)$, мм	30.00; 14.50	30.00; 14.50	30.00; 14.50	30.00; 17.00	30.00; 14.50	30.00; 14.50
7	$B_2^{ps}(x; y)$, мм	97.50; 18.00	97.50; 18.00	90.00; 16.50	97.50; 19.00	97.50; 18.00	97.50; 18.00
8	$B_3^{ps}(x; y)$, мм	120.42; 5.10	120.42; 5.10	112.29; 8.49	120.42; 5.10	120.42; 5.10	120.42; 5.10
9	$A_1(x; y)$, мм	-3.00; -3.00	-3.00; -3.00	-0.953; -1.20	-0.953; -1.20	0.050; -1.20	-0.953; -1.20
10	$A_2(x; y)$, мм	133.25; -5.37	133.25; -5.37	120.00; 6.50	133.25; -5.37	133.25; -5.37	136.00; -5.37
11	$R_{вх}$, мм	1.0	0.5	1.0	1.0	1.0	1.0
12	$R_{вых}$, мм	0.1	0.1	0.4	0.1	0.1	0.1
13	$\beta_{1лп}$, град.	60	60	60	60	54	60
14	$\beta_{2лп}$, град.	45	45	48	45	45	50
15	b , мм	127	130	115	127	125	129
16	C_{max} , мм	12.64	12.64	12.64	9.55	12.64	12.64



- ● - 1. Утонение входной кромки
 - ...*... 3. Уменьшение толщины
 - ▲ - 5. Изгиб выходной кромки
- ■ - 2. Утолщение выходной кромки
 - ...◆... 4. Изгиб входной кромки
 - 6. Исходный профиль

Рисунок 5.12 – Сравнение исходных данных с результатами расчета при наличии дефектов в геометрии исходного профиля

На основании проведенных расчетов показано, что предложенный подход к построению лопаточного аппарата ОК позволяет с достаточной гибкостью описать всевозможные дефекты за счет изменения положения управляющих точек. Поскольку результатами описания профиля предложенным способом являются координаты лопатки, то при необходимости имеется возможность внесения сложных локальных дефектов (например, забоин) за

счет ручного изменения координат. Рассмотренные выше дефекты приводят к изменению характеристик профилей лопаток ОК. На разных режимах работы профиля проявляются либо положительные, либо отрицательные эффекты от изменения геометрии. Полученные результаты качественно согласуются с теорией [11] и с данными из таблицы 5.1.

При изменении формы входной кромки (вариант 1, таблица 5.2) наблюдается снижение величины потерь полного давления на 1,0...5,5% в определенном оптимальном диапазоне углов атаки $i = 24 \dots 30^\circ$. За пределами данного диапазона потери возрастают, превышая потери исходного профиля на 9,8% и 4,1 % при углах атаки $i = 17,5^\circ$ и 33° соответственно. Характеристики профиля становятся более крутыми, а диапазон устойчивой работы снижается, что объясняется заострением входной кромки.

Увеличение радиуса выходной кромки лопатки в теории должно привести к возрастанию уровня потерь давления за счет худшего размытия спутного следа за исследуемой лопаткой. Внесение схожего дефекта в профиль (вариант 2, таблица 5.2) привело к повышению величины потерь полного давления на 0...7,3% в диапазоне углов атаки $i > 29^\circ$ и его снижению на 0...14,6% при $i < 29^\circ$.

Уменьшение толщины профиля (вариант 3, таблица 5.2) привело к снижению величины потерь давления во всем диапазоне углов атаки. Максимальная разница между расчетным и исходным значениями составила 17,7% в точке $i = 22^\circ$. Вместе с уменьшением толщины изменились кривизна профиля и площадь поверхностей трения, оказывающие влияние на уровень потерь.

В случае изгиба концевых сечений (варианты 4 и 5, таблица 5.2) так же наблюдался различный эффект для разных значений угла атаки. При углах атаки $i < 24^\circ$ при уменьшении входного лопаточного угла наблюдалось повышение уровня потерь, а при увеличении выходного лопаточного угла, наоборот, уровень потерь был ниже по сравнению с бездефектным профилем. В точке $i = 24^\circ$ величины потерь становились одинаковыми для всех трех профилей, а при больших углах атаки уменьшение $\beta_{1л}$ привело к уменьшению уровня потерь на 3,9% в точке $i = 33^\circ$, увеличение $\beta_{2л}$ привело к повышению уровня потерь на 2,8% в точке $i = 33^\circ$.

Для всех рассмотренных дефектов наблюдалось изменение формы зависимости «угол атаки – угол поворота потока», что в основном связано с изменением углов отставания потока. Так же наблюдалось перераспределение давления по профилю на его различных участках (Приложение Г). Например, в случае утонения входной кромки перераспределение происходило на начальном участке (до $0,1b$), а при изменении толщины – на спинке при $(0,1 \dots 0,5)b$ и на корытце при $(0,1 \dots 0,8)b$.

Стоит отметить, что все рассмотренные дефекты привели к смещению оптимального диапазона углов атаки, которому соответствуют минимальные потери. Зачастую это является одной из причин рассогласованной работы сечений лопатки по высоте и ступеней в многоступенчатом компрессоре, что отрицательно сказывается на характеристиках работы всей газотурбинной установки.

5.6. Общие выводы

В процессе эксплуатации ГТУ техническое состояние ОК и других составных узлов установки непрерывно деградирует. Вследствие эксплуатационных воздействий меняются размеры и состояние поверхности лопаток, изменяются радиальные зазоры, что приводит к изменению характеристики ОК и параметров работы ГТУ в целом. В межремонтные периоды заводы-изготовители осуществляют восстановление формы лопаточного аппарата или производят его частичную и полную замену. При этом отклонение геометрических параметров отдельных лопаток от эталонных значений после восстановления и ремонта ОК ГТУ могут также оказывать влияние на достижимый в эксплуатации уровень мощности, КПД и запаса устойчивой работы. В связи с этим прогнозирование характеристик работы всей установки при наличии определенных сведений об отклонениях и дефектах отдельных ее узлов является достаточно важной и перспективной задачей, а наличие большого числа различных программных комплексов позволяют найти решение как этой, так и смежных задач.

Разработанное математическое моделирование геометрии лопатки позволяет осуществить внесение дефектов любой формы в лопатки определенной ступени ОК ГТУ, после чего экспортировать координаты точек, описывающих данную лопатку, в САЕ-системы и провести численное моделирование, результатами которого будут являться сведения об эффективности работы как ОК отдельно, так и всей установки. Путем изменения величины того или иного геометрического отклонения в пределах известных диапазонов [12, 13] или внесения дефектов другого характера и проведения численного моделирования возможно провести кластер-анализ с целью выделения характерных групп по степени и характеру влияния дефектов на характеристики ОК и ГТУ. В дальнейшем на основании проведения корреляционно-регрессионного анализа появляется возможность выявления взаимосвязей между геометрией однотипных дефектов различной глубины и основными параметрами работы ОК и ГТУ. Такой подход позволит пользователю, задавшему конкретные параметры дефекта (например, величину хорды в периферии), получить сведения о характеристиках работы газотурбинного оборудования при наличии данного дефекта. Данная модель найдет применение при дефектации лопаток и обоснованной комплектации ОК на этапе ремонта ГТУ, а также при прогнозировании изменения параметров работы ГТУ на этапе эксплуатации.

6. КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТУРБИНЫ

В данной работе расчеты проводились на основании паспортных данных ГТУ-прототипа (АЛ-31СТН), поэтому все основные узлы и элементы расчетной ГТУ приняты согласно руководству по технической эксплуатации [8].

Расчетная ГТУ представляет собой совокупность модуля газогенератора и силовой турбины, смонтированных на двух рамах. ГГ разработан на базе авиационного двухконтурного турбореактивного двигателя (АЛ-31), выполнен по двухвальной схеме и установлен на отдельной раме (первой).

Принцип работы такой ГТУ схож с принципом работы других, аналогичных по типу выполнения схемы, установок. Атмосферный воздух, проходя через входное устройство ГПА, поступает в двухкаскадный осевой компрессор двигателя. ОК ГТУ имеет 13 ступеней и регулируемые направляющие аппараты КВД (ВНА, НА I и II ступеней). Компрессор низкого давления состоит из ВНА, 4 ступеней и спрямляющего аппарата на выходе и приводится во вращение турбиной низкого давления. На заднем корпусе наружного контура в области КНД установлен клапан перепуска воздуха, служащий для перепуска части воздуха из-за КНД в атмосферу при запуске и останове газогенератора, обеспечивая устойчивую работу компрессора. Компрессор высокого давления так же включает в себя ВНА, состоит из 9 ступеней и спрямляющего аппарата на выходе, приводится во вращение турбиной высокого давления. Регулируемые НА предназначены для создания требуемого угла натекания потока на разных режимах работы двигателя (в зависимости от частоты вращения ротора КВД) и управляются с помощью агрегата управления механизацией компрессора. Крепление рабочих лопаток ОК к дискам ротора осуществляется при помощи хвостовика типа «ласточкин хвост».

После сжатия в ОК воздух поступает в низкоэмиссионную камеру сгорания. КС ГТУ кольцевая, состоящая из наружного корпуса, внутреннего корпуса и жаровой трубы с топливными форсунками, и предназначена для подвода тепла к рабочему телу в результате сгорания топлива и повышения температуры газа.

Рабочее тело после подвода к нему теплоты в КС и смешения с охлаждающим ее воздухом подается в турбину ГГ. Данный узел предназначен для отбора энергии от сжатого и нагретого газа и преобразования ее в механическую энергию вращения ротора компрессора. Турбина ГГ состоит из двух осевых одноступенчатых турбин – ТВД и ТНД. Рабочие лопатки ТВД литые, пустотелые с циклонным охлаждением входной кромки, с выпуском воздуха на корыто, с вихревой матрицей в остальной части лопатки для организации внутреннего охлаждения и выпуском воздуха через выходную кромку, оснащены елочным хвостовиком для установки в диски ротора. На наружной поверхности пера РЛ ТВД нанесено

покрытие, защищающее материал от коррозии. Рабочие лопатки ТНД литые, пустотелые с внутренним штырьковым охлаждением, в их периферийной части установлена бандажная полка. Крепление к диску осуществляется так же при помощи елочного хвостовика.

Воздух, подаваемый на охлаждение лопаток турбины ГГ, отбирается из наружного контура, образованного внешней оболочкой ГГ и корпусами КВД, КС, промежуточным и корпусом турбины. Воздух проходит воздухо-воздушный теплообменник, смонтированный в нижней части ГТУ, после чего направляется на охлаждение элементов ТВД и ТНД.

Расширившись в турбине ГГ, рабочее тело попадает в СТ ГТУ. Силовая турбина осевая, трехступенчатая, смонтирована на отдельной раме (второй). Между ротором ГГ и СТ имеется только газодинамическая связь. Лопатки СТ закреплены в дисках хвостовиками «елочного типа» и зафиксированы от осевых перемещений контрвочными пластинами, в периферии установлены бандажные полки, предназначенные для снижения динамических напряжений, с выполненными на них гребнями лабиринтных уплотнений. На ответной детали статора закреплены сотовые надроторные вставки, совместно с гребнями на роторе формирующие лабиринтные уплотнения по периферии РЛ СТ. Турбина СТ при помощи полумуфты на валу соединена с валом ЦБН, и при работе приводит его во вращение с частотой $n_{\text{сст}} = 5300$ об/мин. ЦБН предназначен для повышения давления технологического газа и является составной частью ГПА.

После процесса расширения в СТ отработавшие газы направляются в затурбинный диффузор, позволяющий преобразовать часть кинетической энергии выходной скорости в потенциальную энергию давления с целью повышения располагаемого теплоперепада в самой турбине на величину $(c_{2z}^2 - c_d^2)$ и, как следствие, с целью повышения ее мощности, после чего через выхлопной патрубок выбрасываются в атмосферу.

Поскольку расчетная ГТУ представляет собой конвертированный авиадвигатель, все ее элементы, как и у ГТУ-прототипа, имеют сравнительно малые массогабаритные характеристики, а сама ГТУ, в целом, выполнена достаточно компактно. Все роторы ГТУ опираются на подшипники качения – ротор ОК на роликовый подшипник в передней опоре и два шариковых подшипника в задней опоре; ротор турбины ГГ – на два роликовых подшипника, установленных в левой и правой его частях соответственно; ротор СТ – на два роликовых подшипника, установленных в левой и в правой его частях, и на один шариковый, установленный в его правой части. Ротор ОК – барабанно-дисковый, роторы турбин ГГ – дисковые, ротор СТ – дисковый со стяжками в средней части полотна дисков.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате работы была спроектирована приводная ГТУ на базе конвертированного авиационного двигателя АЛ-31СТН производства ПАО «ОДК-УМПО» (г. Уфа). В процессе проведения расчетов было принято ориентироваться на массогабаритные характеристики и параметры работы ГТУ-прототипа, поэтому расчетный газогенератор практически полностью соответствует уже разработанной ГТУ. В текущей работе был проведен ряд различных расчетов ГТУ – тепловой предварительный и уточненные расчеты, целью которых являются определение оптимального соотношения давлений в цикле, обеспечивающего либо максимальную экономичность ГТУ, либо минимальный расход воздуха, то есть минимальные габаритные размеры и соответственно стоимость ГТУ; моделирование компрессора, т.к. работа не подразумевает проектирование новой ГТУ с ОК, отличающимся от ГТУ-прототипа; газодинамические расчеты турбин в составе ГТУ, задачей которых является определение площадей проходных сечений лопаточных венцов всех ступеней, геометрических характеристик сопловых и рабочих лопаток вдоль радиуса, КПД и мощности турбины; расчет потерь энергии; профилирование рабочих и сопловых лопаток последней ступени свободной силовой турбины и их геометрическое описание.

Разработанная газотурбинная установка имеет следующие характеристики:

- полезная мощность, МВт	15,7
- эффективный КПД, %	33,52
- расход воздуха через компрессор, кг/с	68,45
- степень сжатия в компрессоре	18,1
- температура газа перед ТВД, К	1433
- частота вращения ротора ТВД, об/мин	12130
- частота вращения ротора ТНД, об/мин	9420
- частота вращения ротора силовой турбины, об/мин	5300

Проведенные по методикам [3, 33] расчеты позволяют выявить и проанализировать взаимосвязи геометрических параметров проточных частей установок, кинематических и газодинамических параметров потока, а также их влияние на основные технико-экономические показатели и конструктивный облик ГТУ в целом. Данные задачи являлись основными при выполнении данной работы и в процессе ее выполнения были достигнуты.

В главе 5 приведены ключевые результаты разработки схемы алгоритма создания и эксплуатации математической модели учета влияния дефектов лопаточного аппарата на характеристики ОК в составе ГТУ и установки в целом. Представлен алгоритм построения лопатки при помощи кривых Безье, управляющие вершины которых вычислены при помощи ключевых геометрических параметров плоской решетки, например, хорды или

входного и выходного лопаточных углов. Выбор такого подхода обусловлен возможностью получения всех используемых при расчете геометрических параметров из чертежной документации или при помощи измерения натурального образца. Разработанный подход обеспечивает построение профилей практически любой формы и внесение в них различных геометрических отклонений. Наличие в алгоритме возможности задания корневого радиуса и высоты лопатки позволяет сформировать из требуемого количества профилей модель лопатки, а задание осевого смещения обеспечивает возможность построения всей проточной части компрессора для последующего экспорта координат лопаток в САЕ-системы для проведения численного анализа.

В работе также приведены основные результаты верификации геометрической и расчетной моделей. Полученные в ходе численного моделирования характеристики профилей практически совпали с экспериментальными данными с точностью до 1%, а возникшие отклонения связаны с особенностями расчетного модуля и наличием в нем определенных допущений при вычислении параметров турбулентного потока.

Завершающим этапом исследования стало проведение численного анализа течения потока рабочего тела вокруг профилей, имеющих определенные дефекты. Были рассмотрены характеристики профиля при наличии пяти различных искусственно внесенных дефектов, связанных с используемыми в алгоритме построения лопатки геометрическими параметрами. Результаты сравнивались с данными для бездефектного профиля, полученными при верификации модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Забелин Н.А., Лыков А.В., Рассохин В.А. Оценка располагаемой тепловой мощности уходящих газов газоперекачивающих агрегатов единой системы газоснабжения России // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. №4-1 (183). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-raspolagaemoy-teplovoy-moschnosti-uhodyaschih-gazov-gazoperekachivayuschih-agregatov-edinoy-sistemy-gazosnabzheniya-rossii>
2. Справочник «Газпром в цифрах 2014-2018» [Электронный ресурс]. URL: <https://www.gazprom.ru/f/posts/72/692465/gazprom-in-figures-2014-2018-ru.pdf>
3. Тепловые и газодинамические расчеты газотурбинных установок: учебно-методическое пособие / О.В. Комаров, В.Л. Блинов, А.С. Шемякинский. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2018, - 164 с.
4. Стационарные газотурбинные установки / пол ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. – Ленинград: Машиностроение, 1989. 543 с.
5. Komarov O.V., Blinov V.L., Serkov S.A., Sedunin V.A. Optimization approach and some results for 2D compressor airfoil // International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems. 2016. Vol. 8(3). P. 39-46.
6. Грушин М. А. Аппроксимация профилей лопаток компрессора с помощью кривых Безье // Машиностроение и компьютерные технологии. 2010. №07. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/approksimatsiya-profiley-lopatok-kompressora-s-pomoschyu-krivyh-bezie>
7. Блинов В.Л., Разработка принципов параметрического профилирования плоских решеток осевых компрессоров ГТУ на основании результатов многокритериальной оптимизации / В.Л. Блинов, Ю.М. Бродов. – Екатеринбург: ФГАОУ ВО «УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», 2015. 168 с
8. Руководство по эксплуатации 60.РЭ1. – Рыбинск 2005. ОАО «НПО» Сатурн», Научно-Технический центр им. А. Люльки, двигатель АЛ-31СТН.
9. Parametrical diagnostics of gas turbine performance on side at gas pumping plants based on standard Measurements / O.V. Komarov, V.L. Blinov, V.A. Sedunin, A.V. Skorochoodov. – Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2014-25392 (2014).
10. Рафиков Л.Г., Иванов В.А. Эксплуатация газокomppressorного оборудования компрессорных станций. – М.: Изд-во «Недра», 1992. – 237 с.
11. Ревзин Б.С. Осевые компрессоры газотурбинных газоперекачивающих агрегатов: Учебное пособие / Б.С. Ревзин. – 2-е изд., стер. Екатеринбург: УГТУ, 2000. – 90 с.
12. ОСТ 1 02571-86 1987, Лопатки компрессоров и турбин. Предельные отклонения размеров, формы и расположения пера
13. ISO 19859:2016, Gas turbine applications – Requirements for power generation

14. Marx, J. Investigation and analysis of deterioration in high pressure compressors due to operation / J. Marx, J. Stading, G. Reitz, J. Friedrichs. – CEAS Aeronautical Journal, №5, pp. 515-525
15. Ratkovska, K. Dust impact on the geometrical characteristics of an axial compressor / K. Ratkovska, M. Hocko. – AIP Conference Proceedings, 2017, vol. 1889, iss. 1
16. Налимов Ю.С. Анализ повреждений лопаток газотурбинных двигателей / Ю.С. Налимов. – Металл и Литье Украины. 2014. №12 (259), с. 17-22
17. Tabakoff, W., Hamed A. and Shanov, V. Blade deterioration in a gas turbine engine / W. Tabakoff, A. Hamed, V. Shanov. – International Journal of Rotating Machinery, 1998, vol. 4, №4, pp. 233-241
18. Кистойчев А.В. Проектирование лопаточного аппарата осевых компрессоров ГТУ: Учебное пособие / А.В. Кистойчев. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014. -120 с.
19. Казанджан П.К. и др. Теория реактивных двигателей. – М.: Воениздат, 1955. – 296 с.
20. Нихамкин М.Ш., Воронов Л.В., Конев И.П. Влияние эксплуатационных повреждений и объемных остаточных напряжений на усталостную прочность и сопротивление развитию трещин в лопатках компрессоров. – «Вестник двигателестроения». – 2006. – №3. – С. 93-97
21. Козаченко А.Н. Эксплуатация и обслуживание газотурбинных установок на газопроводах. – М.: Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2000. – 92 с.
22. Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Малиновский К.А., Попов В.Г. Технология эксплуатации, диагностики и ремонта газотурбинных двигателей. – М.: Изд-во «Высшая школа», 2002. – 355 с.
23. Серков С.А. Параметрическое исследование тангенциального навала лопаток осевого компрессора / С.А. Серков, В.Л. Блинов, В.А. Седунин. – Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: материалы Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием (Екатеринбург, 15–18 декабря 2015 г.). – Екатеринбург: УрФУ, 2015. – С. 216-218.
24. V.L. Blinov, V.A. Sedunin, O.V. Komarov, Multi-criteria optimisation of subsonic axial compressor blading. – IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 643 (2019)
25. Блинов В.Л., Параметрическое профилирование плоских компрессорных решеток при решении задач многокритериальной оптимизации / В.Л. Блинов, Ю.М. Бродов, В.А. Седунин, О.В. Комаров. – Проблемы энергетики. 2015. №3-4. С. 86-95.
26. Emery, J.C. Systematic two-dimensional cascade test of NASA 65-series compressor blades at low speeds: NASA Report 1368 / J.C. Emery, L.J. Herrig, J.R. Erwin, A.R. Felix. – NASA, 1958.
27. Зубков И.С. Анализ путей повышения эффективности работы центробежного нагнетателя с использованием методов численного моделирования / И.С. Зубков, В.Л.

Блинов. – Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Атомная энергетика: материалы Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной памяти проф. Данилова Н. И. (1945–2015) – Даниловских чтений (Екатеринбург, 10–14 декабря 2018 г.). Екатеринбург: УрФУ, 2018. – с. 207-211

28. Idelsohn S.R., Onate E. To mesh or not to mesh. That is the question... Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2006, vol. 195, iss. 37-40, pp. 4681-4696.

29. Гарбарук А.В., Современные подходы к моделированию турбулентности: учеб. пособие / А. В. Гарбарук [и др.]. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 234 с.

30. Зубков И.С. Вопросы прочности энергоэффективных конструкций центробежного нагнетателя / И.С. Зубков, В.Л. Блинов. – Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Атомная энергетика: материалы Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной памяти проф. Данилова Н. И. (1945–2015) – Даниловских чтений (Екатеринбург, 9-13 декабря 2019 г.). Екатеринбург: УрФУ, 2019. – с. 141-146

31. Зубков И.С. Многокритериальная оптимизация центробежного нагнетателя природного газа / И.С. Зубков, В.Л. Блинов. – Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Атомная энергетика: материалы Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной памяти проф. Данилова Н. И. (1945–2015) – Даниловских чтений (Екатеринбург, 9-13 декабря 2019 г.). Екатеринбург: УрФУ, 2018. – с. 207-211

32. Зубков И.С. Многокритериальная оптимизация проточной части центробежного нагнетателя природного газа / И.С. Зубков, В.Л. Блинов, П.С. Бегетнев. – Энергетические системы: материалы IV Междунар. науч.-техн. конф., 31 окт.–1 нояб. Белгород: Изд-во БГТУ, 2019. – с. 206-268.

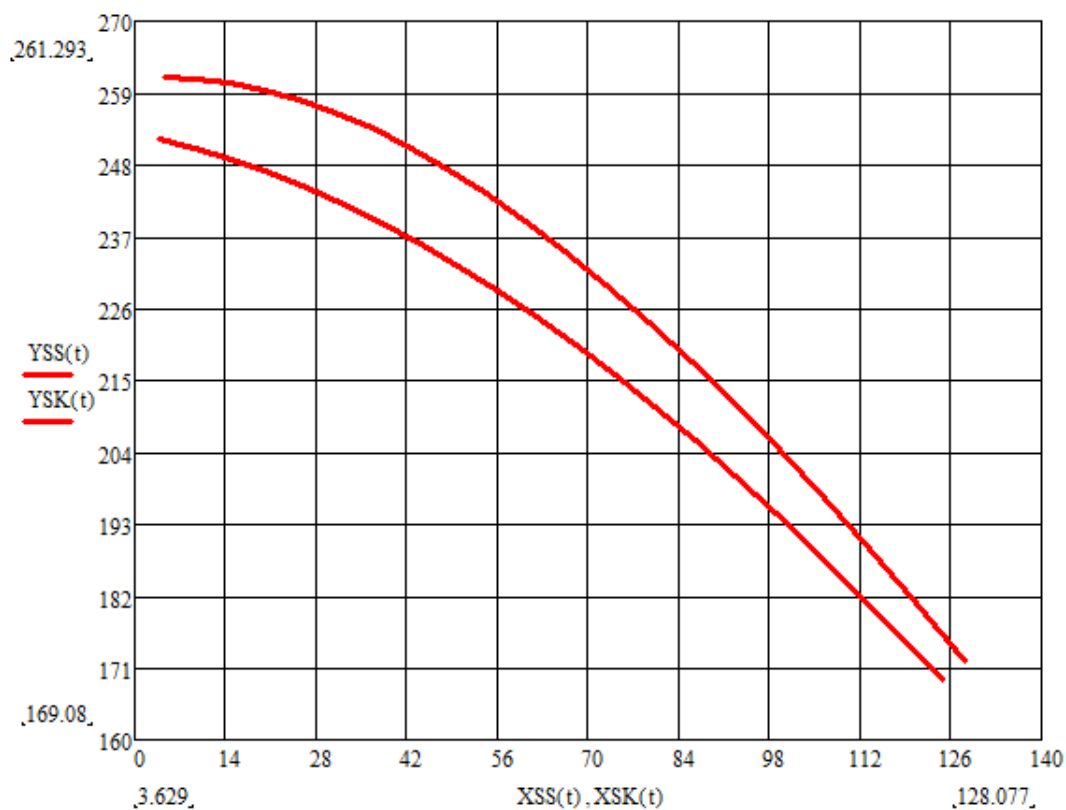
33. Газодинамический расчет ступени газовой турбины: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / И. Д. Ларионов. Свердловск: УПИ, 1989, 37 с.

34. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин / Г.С. Жирицкий, В.А. Стрункин. – М.: Изд-во «Машиностроение», 1968. – 520 с.

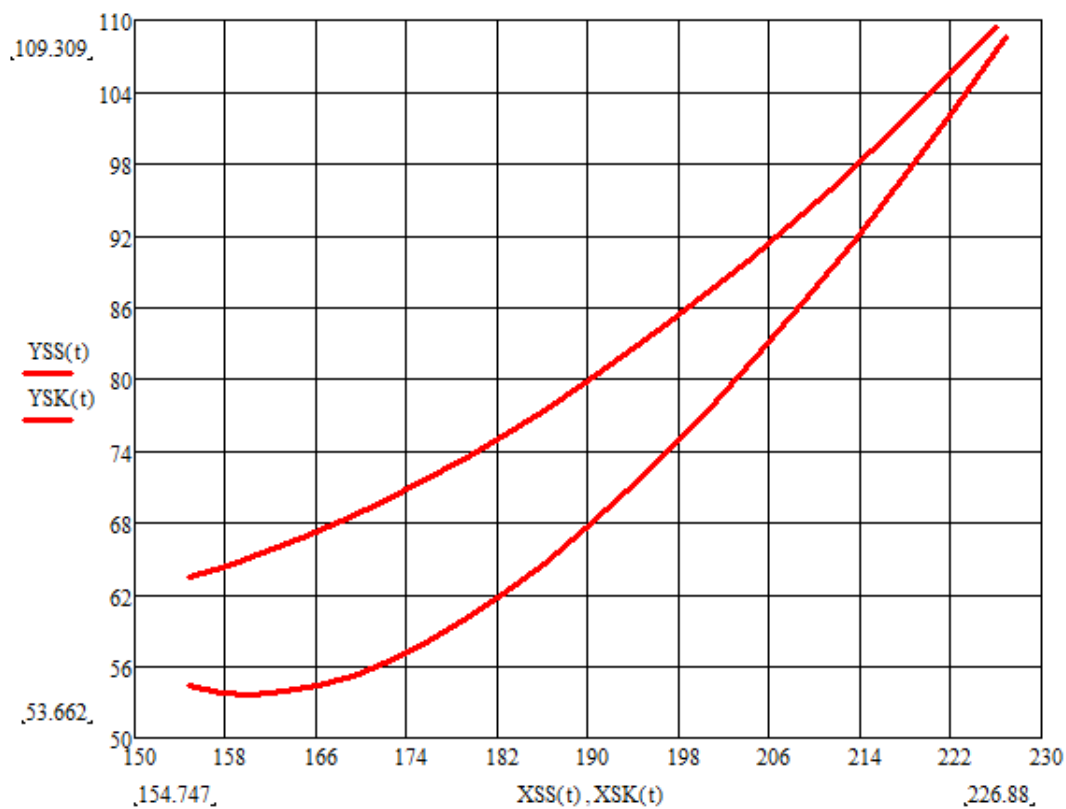
ПРИЛОЖЕНИЕ А – ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЕЙ В СРЕДЕ МАТНСАД

1. Профили лопаток в корневом сечении

Сопловой аппарат

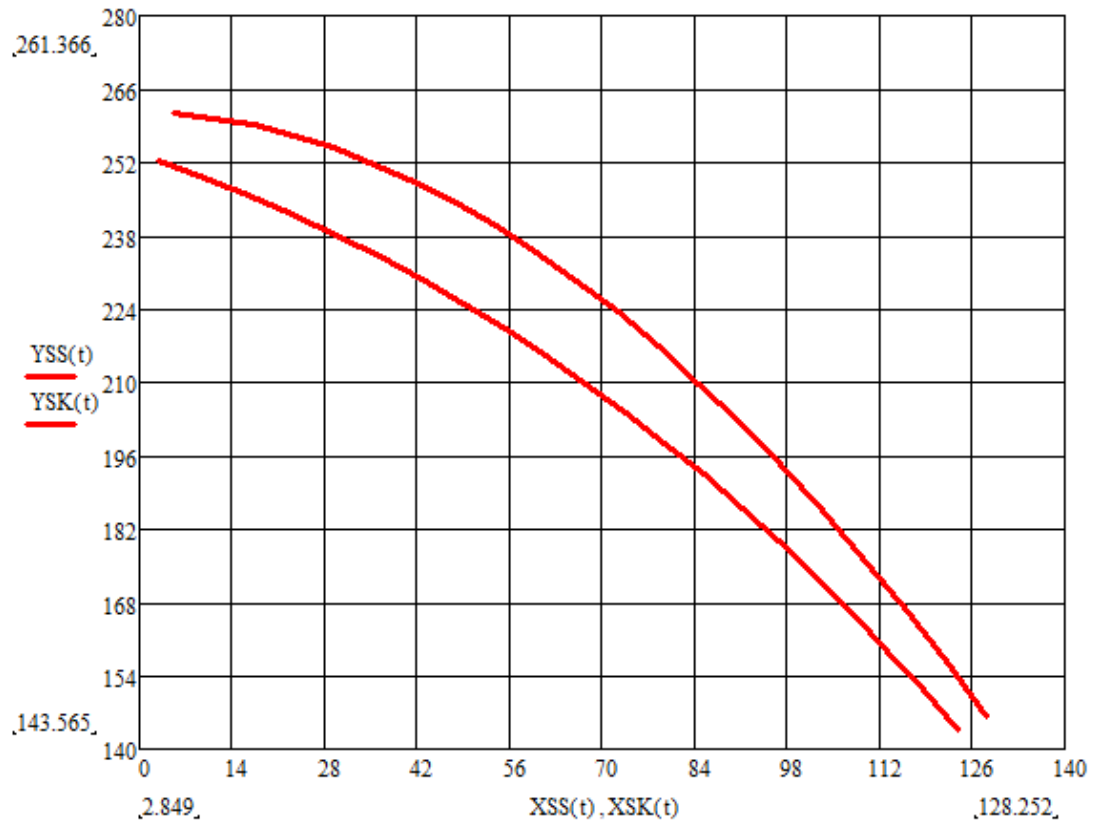


Рабочая лопатка

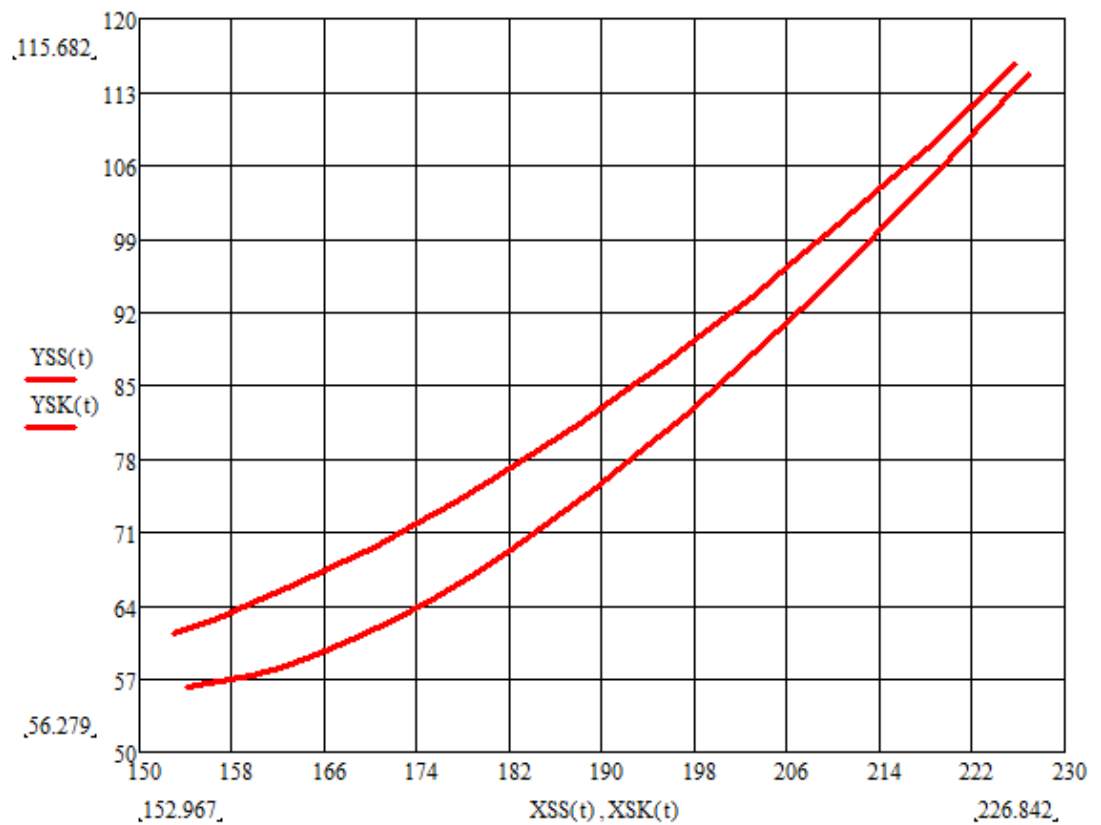


2. Профили лопаток в среднем сечении

Сопловой аппарат

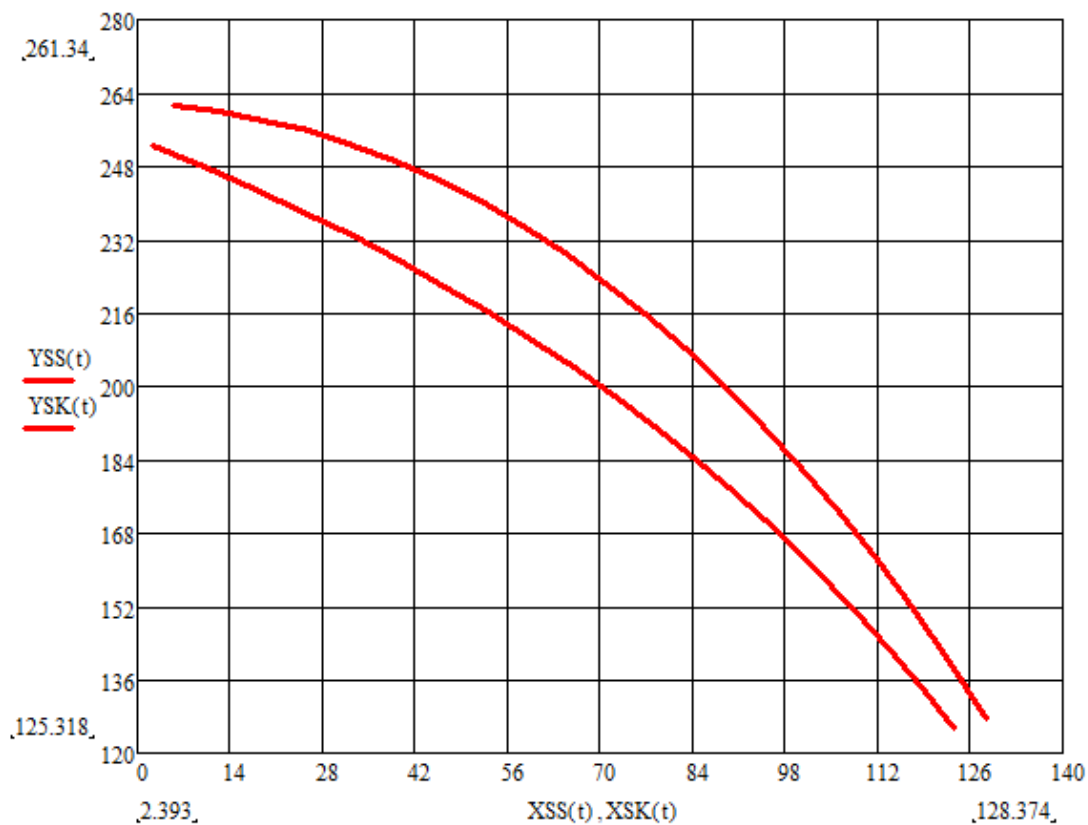


Рабочая лопатка

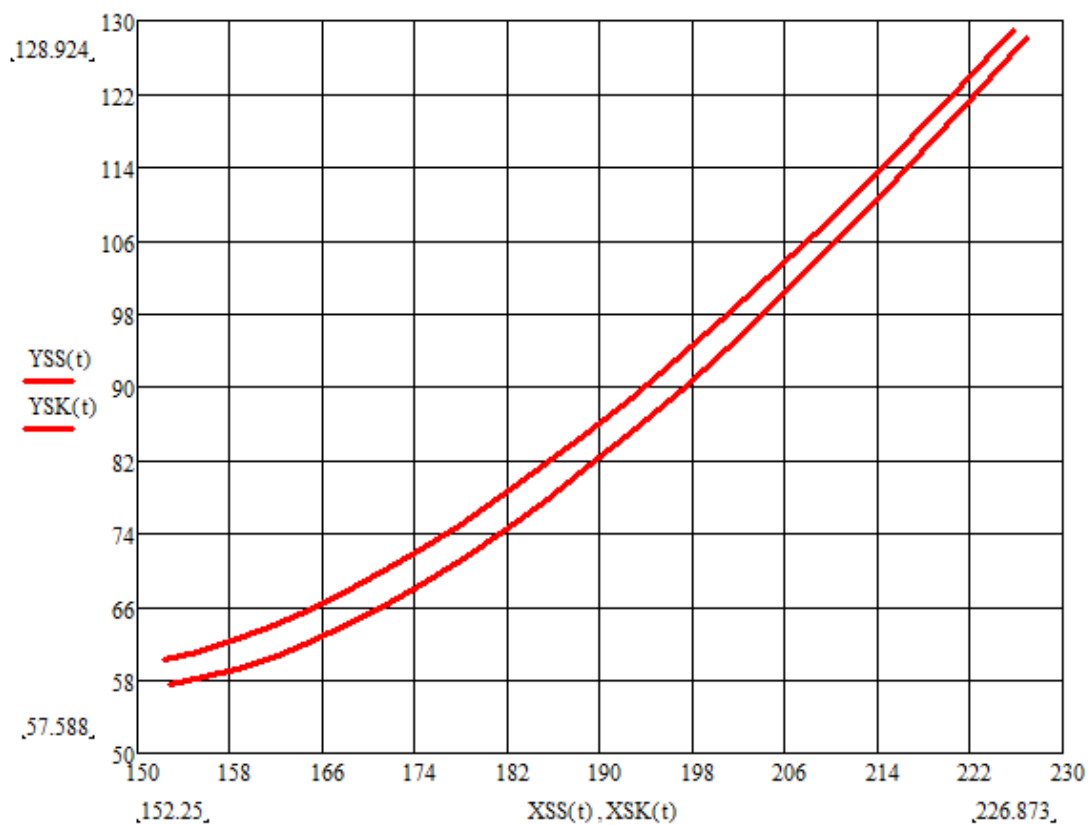


3. Профили лопаток в периферийном сечении

Сопловой аппарат

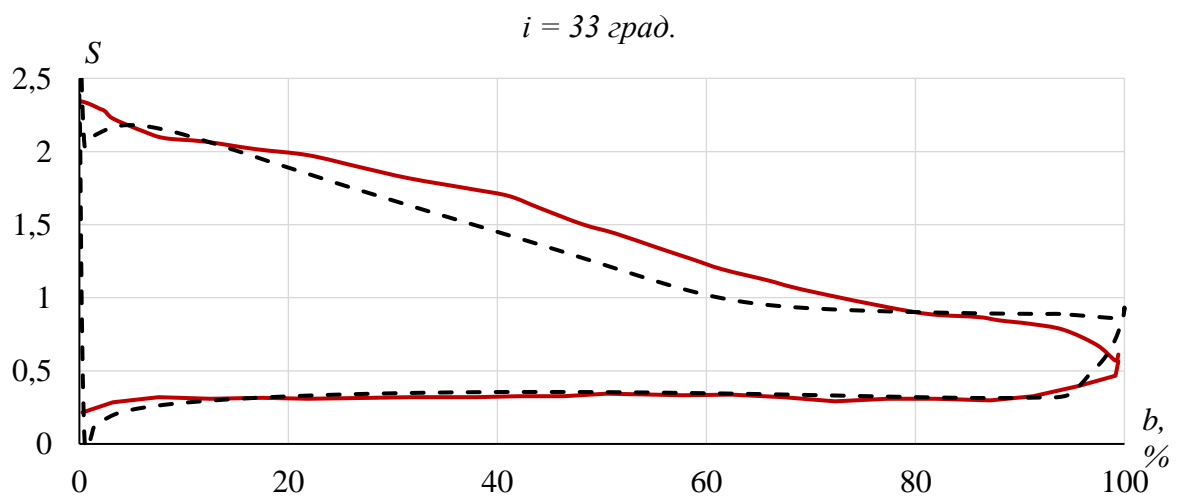
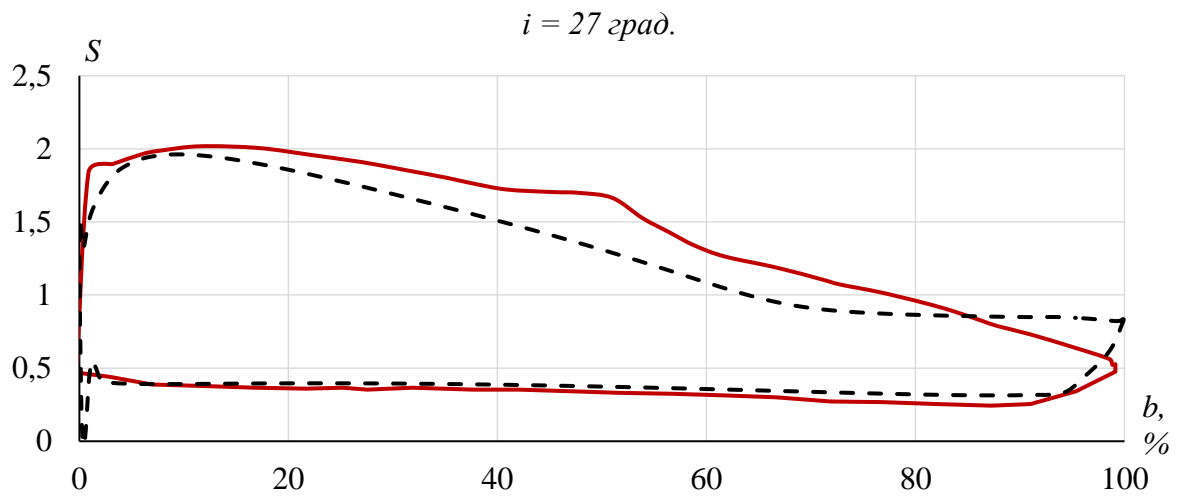
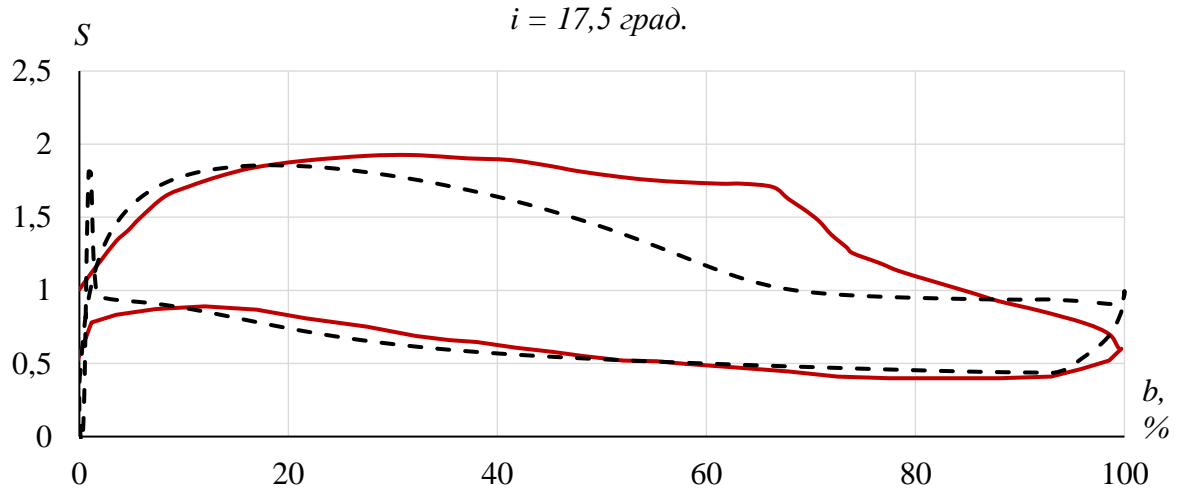


Рабочая лопатка

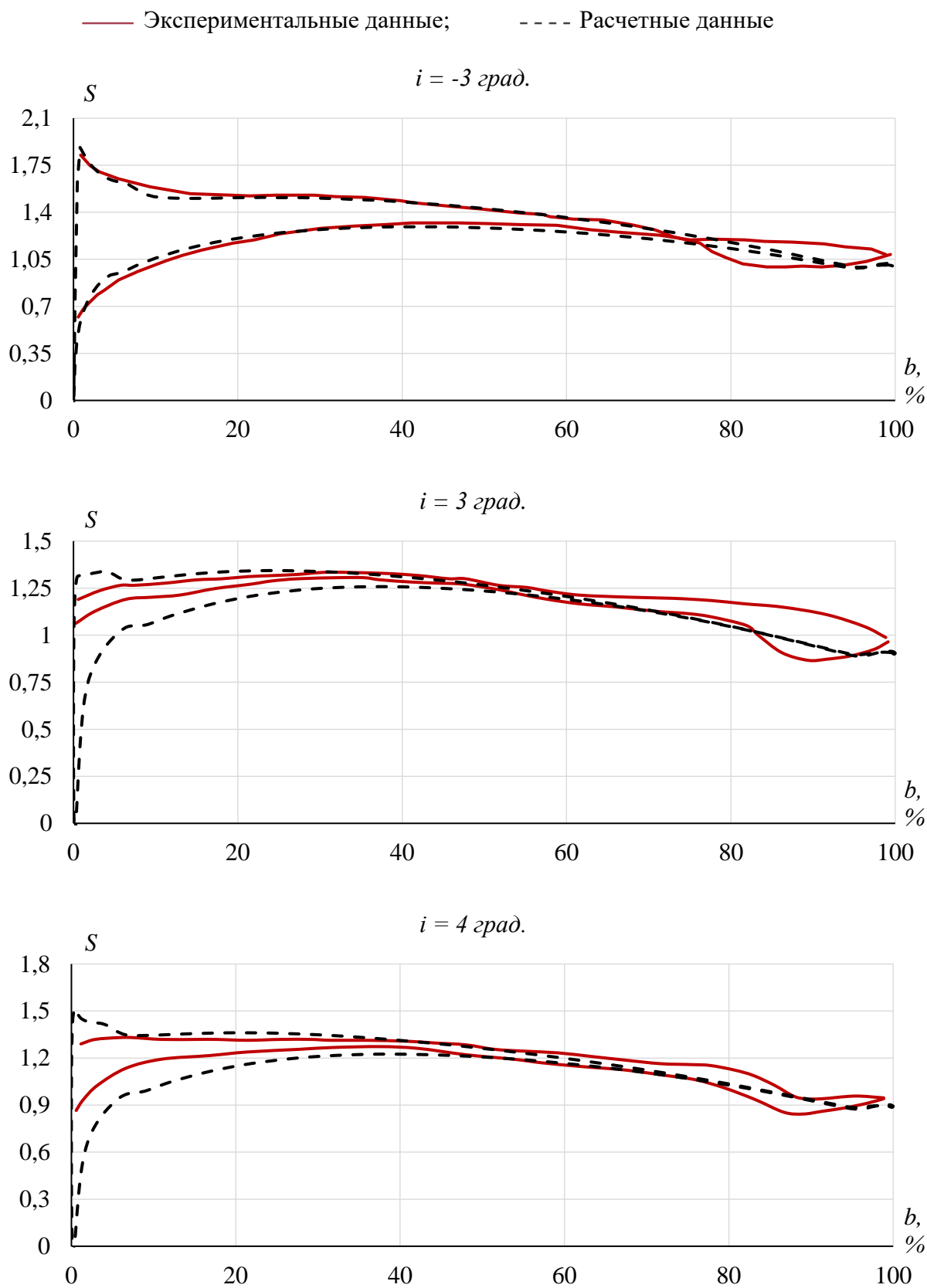


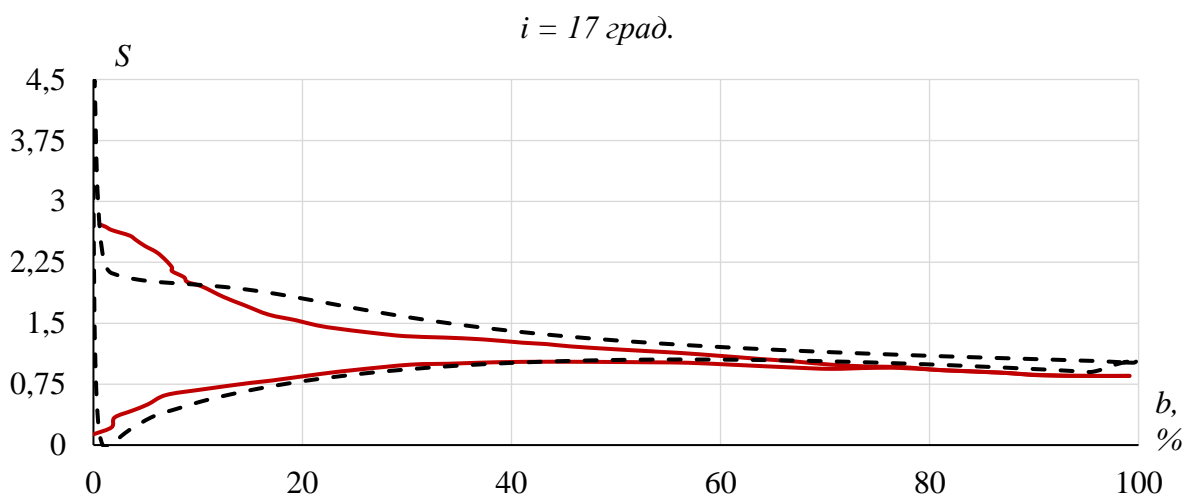
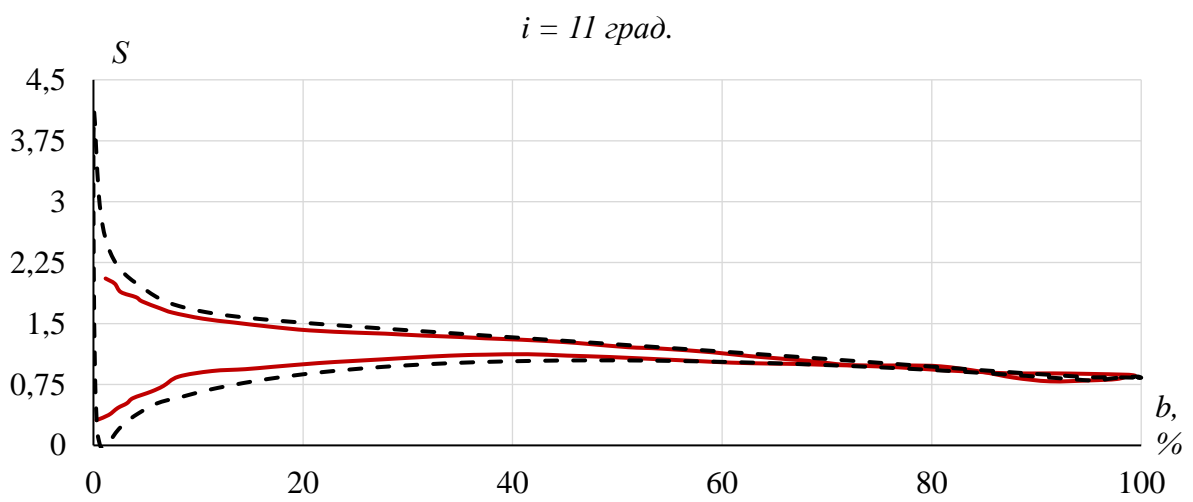
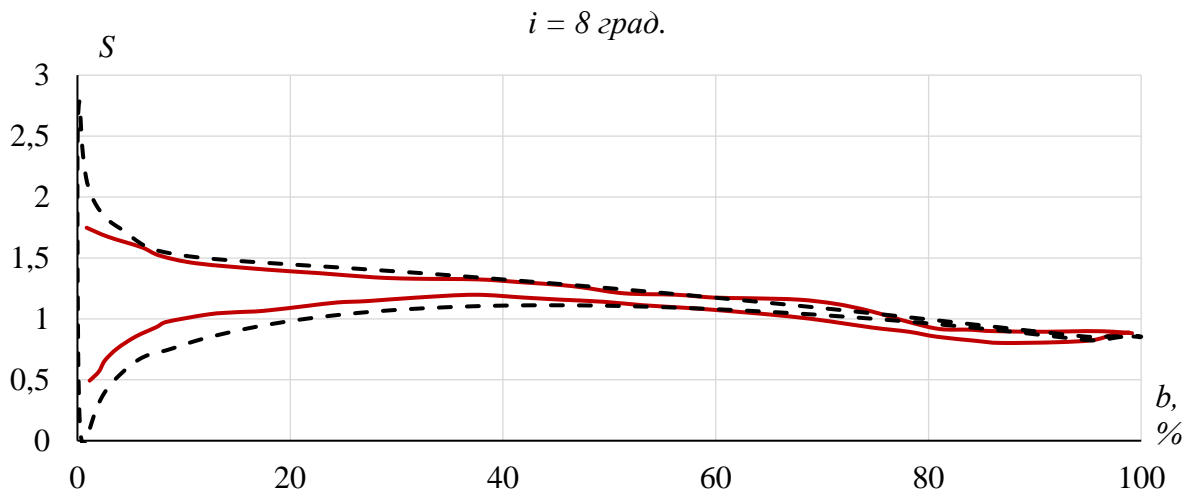
**ПРИЛОЖЕНИЕ Б – РАСЧЕТНЫЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ ДЛЯ
ПРОФИЛЯ НАСА 65-(27)10**

— Экспериментальные данные; - - - - Расчетные данные



**ПРИЛОЖЕНИЕ В – РАСЧЕТНЫЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ ДЛЯ
ПРОФИЛЯ НАСА 65-010**





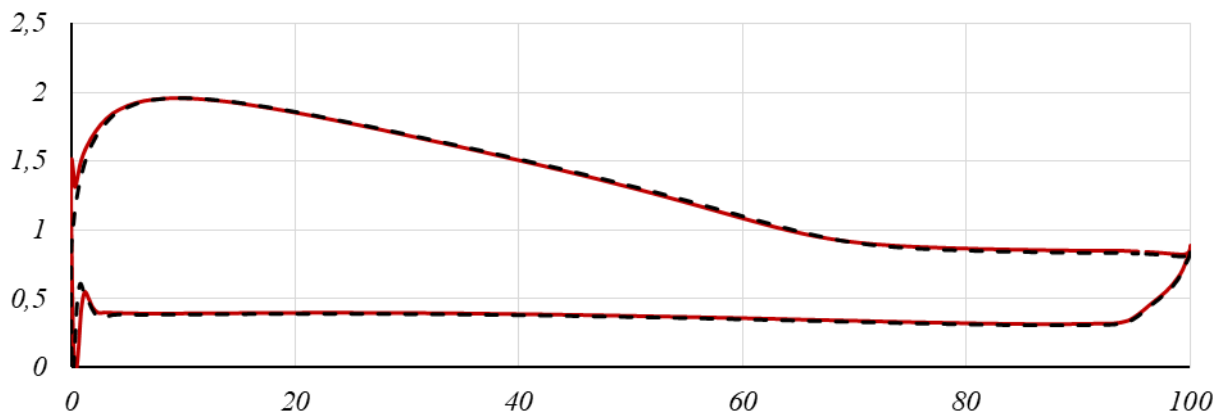
**ПРИЛОЖЕНИЕ Г – РАСЧЕТНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ ДЛЯ
ПРОФИЛЯ НАСА 65-(27)10 С УЧЕТОМ ДЕФЕКТОВ ПРИ УГЛЕ АТАКИ $i = 27^\circ$**

Вертикальная ось – коэффициент давления S .

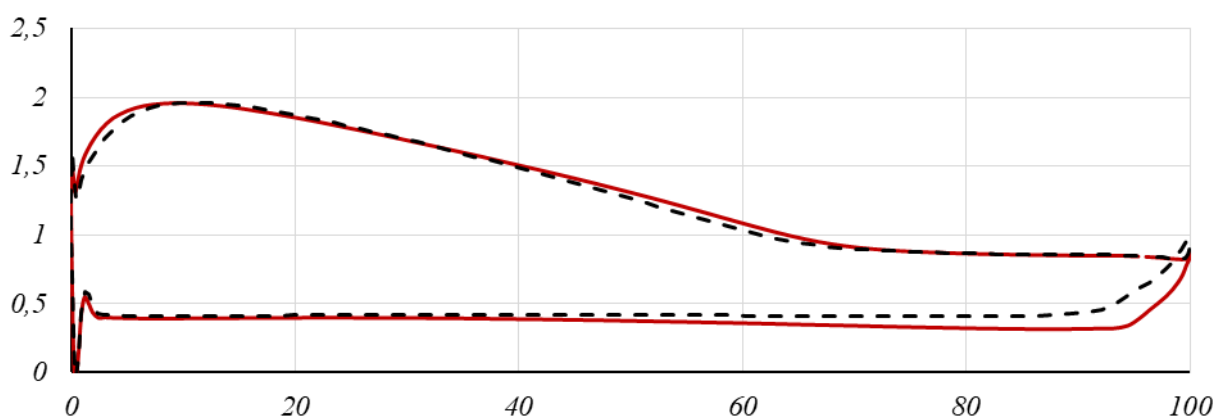
Горизонтальная ось – хорда b , %.

— Профиль без дефекта; - - - Профиль с дефектом

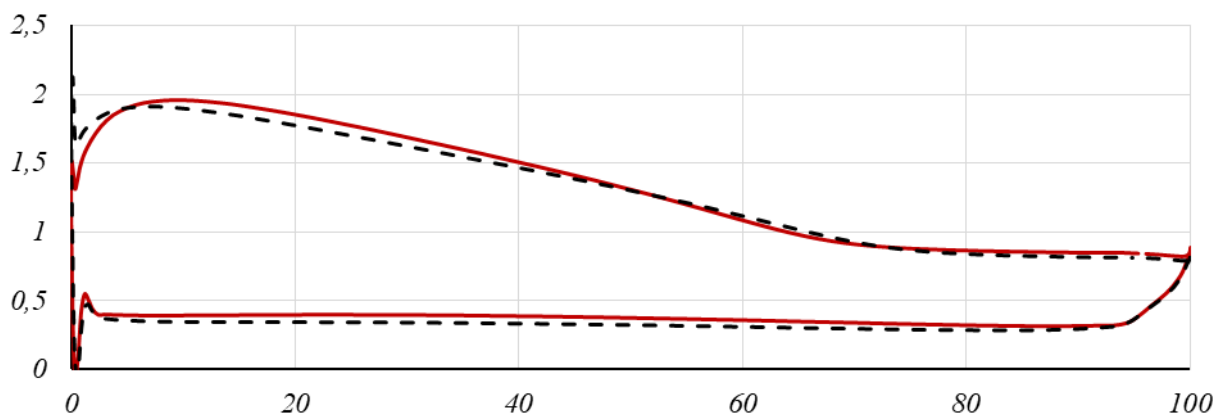
1. Утонение входной кромки



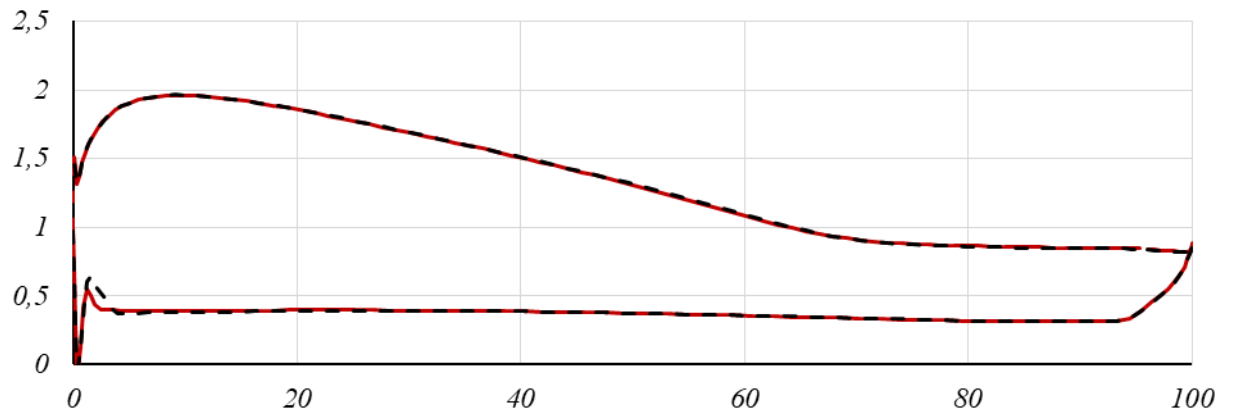
2. Утолщение выходной кромки



3. Уменьшение максимальной толщины



4. Изгиб входной кромки



5. Изгиб выходной кромки

