

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский Политехнический университет Петра Великого
Институт энергетики
Высшая школа энергетического машиностроения

Работа допущена к защите
Директор ВШЭМ
_____ А. С. Алешина
«__» _____ 2024 г.

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА
ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА МОЩНОСТЬЮ 65 МВт**

по направлению подготовки (специальности) 13.03.03 Энергетическое
машиностроение
Направленность (профиль) 13.03.03_12 Турбины и авиационные двигатели

Выполнил:

Студент гр.3231303/21201

_____ А. К. Дмитриев

Руководитель:

Профessor ВШЭМ, д.т.н.

_____ В. А. Черников

Санкт-Петербург
2026

РЕФЕРАТ

92 страниц, рисунков, таблиц, источников, приложений.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА, ОСЕВОЙ КОМПРЕССОР, КАМЕРА СГОРАНИЯ, ТУРБИНА, РАБОЧАЯ ЛОПАТКА, СОПЛОВАЯ ЛОПАТКА, ПРОТОТИП ГТЭ-65, ДИФФУЗОР, ПРОФИЛЬ, ДИСК, РОТОР, ЛОПАТКА.

Тема выпускной квалификационной работы: «Газотурбинная установка мощностью 65 МВт».

Целью данной работы является проектирование газотурбинной установки мощностью 65 МВт на основе прототипа ГТЭ-65.

Задачи, решенные в ходе выполнения работы:

1. Расчет тепловой схемы, на основании результатов которого выбирается степень повышения давления в компрессоре и температура на входе в турбину;
2. Газодинамический расчет компрессора;
3. Расчет камеры сгорания с получением её геометрических размеров и экологических характеристик;
4. Газодинамический расчет турбины по среднему диаметру;
5. Расчет закрутки потока для последней ступени турбины;
6. Построение профилей и трехмерных моделей сопловой и рабочей лопаток последней ступени турбины, а также трехмерной модели диска;
7. Расчет на прочность рабочего колеса последней ступени турбины;
8. Расчет на вибонадежность вала ротора и рабочего колеса последней ступени турбины;
9. Описание конструкции газотурбинной установки;
10. СПЕЦЧАСТЬ

ABSTRACT

92 pages,

KEYWORDS: GAS-TURBINE, AXIAL COMPRESSOR, COMBUSTION CHAMBER, TURBINE, DIFFUSER

СОДЕРЖАНИЕ

РЕФЕРАТ	2
ABSTRACT	3
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	6
ВВЕДЕНИЕ	7
1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН	8
1.1 е	8
2 ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА	9
2.1 Исходные данные для расчета тепловой схемы	9
2.2 Схема газотурбинной установки	9
2.3 Предварительный расчет параметров газотурбинного цикла	10
2.4 Вариантный расчет параметров газотурбинного двигателя на ЭВМ ..	10
2.5 Результаты расчета	10
2.6 Определение оптимальных значений параметров цикла	13
3 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА	14
3.1 Газодинамический расчет осевого компрессора	15
4 РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ	27
5 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ	28
6 ПРОФИЛИРОВАНИЕ МЕРИДИАННЫХ ОБВОДОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ	32
7 РАСЧЕТ ТУРБИНЫ ПО СРЕДНЕМУ ДИАМЕТРУ	33
8 РАСЧЕТ ЗАКРУТКИ ПОТОКА	35
9 ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕЙ И СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ	40
10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ	53
10.1 Газодинамический расчет последней ступени	53
10.1.1 Подготовка меридионального контура проточной части	53
10.1.2 Подготовка CAD-модели последней ступени турбины к расчету в ANSYS CFX	53
10.1.3 Построение расчетной сетки	54
10.2 Расчет турбинной ступени в Ansys CFX-Solver Manager	55
10.3 Расчет рабочей лопатки на прочность и вибонадежность	59
10.3.1 Расчет рабочей лопатки на статическую прочность в рамках упругой постановки	60

10.3.2 Расчет рабочей лопатки на статическую прочность в рамках упруго-пластической постановки с циклограммой нагружения	63
10.3.3 Расчет рабочей лопатки на длительную прочность	69
10.3.4 Модальный расчет и построение вибрационной диаграммы рабочей лопатки	70
10.4 Расчет диска на прочность и вибонадежность	71
10.4.1 Расчет диска на статическую прочность в рамках упругой постановки	74
10.4.2 Расчет диска на статическую прочность в рамках упруго-пластической постановки с циклограммой нагружения	75
10.4.3 Расчет диска на длительную прочность	79
10.4.4 Модальный расчет и построение вибрационной диаграммы диска	80
10.5 Расчет ротора на вибонадежность	83
11 КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ	86
11.1 Назначение и общее описание установки	86
11.2 Основные элементы установки и их взаимосвязь	86
11.2.1 Комплексное воздухоочистительное устройство	86
11.2.2 Компрессор	87
11.2.3 Камера сгорания	87
11.2.4 Турбина	87
11.2.5 Вал	87
11.2.6 Корпус	87
11.2.7 Подшипники	87
11.3 Передача моментов по цепочке от источника до потребителя	88
11.4 Муфты	88
11.5 Редуктор	88
11.6 Уплотнения	89
11.7 Тепловые расширения	89
11.8 Охлаждение проточной части турбины	89
11.9 Основные этапы пуска и регулирования в процессе работы и останова установки	89
12 НУ ЭЭ... СПЕЦЧАСТЬ НАВЕРНОЕ	90
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	91
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	92

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

В настоящей работе использованы следующие обозначения и сокращения:

ГТУ — газотурбинная установка;

ПГУ — парогазовая установка;

ОК — осевой компрессор;

КС — камера сгорания;

КВОУ — комплексное воздухоочистное устройство;

КПД — коэффициент полезного действия;

РК — рабочее колесо;

РЛ — рабочая лопатка;

СА — сопловой аппарат;

СЛ — споловая лопатка.

ВВЕДЕНИЕ

В современной энергетике газотурбинные установки (ГТУ) играют важную роль, обеспечивая надежное и эффективное производство электроэнергии. ГТУ обладают рядом преимуществ, таких как высокая мощность, быстрый запуск, возможность работы в различных климатических условиях и относительно низкие эксплуатационные затраты. Эти установки широко используются в качестве основных и резервных источников энергии, а также для балансировки энергосистем, особенно в условиях роста доли возобновляемых источников энергии.

Одной из наиболее перспективных разработок в области газотурбинных установок является ГТЭ-65 — газовая турбина мощностью 65 МВт, разработанная российскими инженерами. ГТЭ-65 представляет собой современную турбину, которая сочетает в себе высокую эффективность, надежность и экологичность. На данный момент ГТЭ-65 находится на стадии активной разработки и тестирования, что делает её перспективной для внедрения в энергетические системы различных регионов.

Целью данной курсовой работы является создание газовой турбины мощностью 65 МВт на основе ГТЭ-65. В рамках работы будут рассмотрены основные технические характеристики ГТЭ-65, анализированы её преимущества и недостатки, а также предложены пути оптимизации и улучшения конструкции для достижения заявленной мощности.

Актуальность данной работы обусловлена растущей потребностью в надежных и эффективных источниках энергии. В условиях глобального энергетического перехода и увеличения доли возобновляемых источников энергии, газотурбинные установки, такие как ГТЭ-65, становятся важным элементом энергетической инфраструктуры. Они обеспечивают стабильность энергосистем, позволяют быстро реагировать на изменения спроса и покрывать пиковые нагрузки. Кроме того, разработка и внедрение отечественных технологий в области ГТУ способствует укреплению энергетической независимости и повышению конкурентоспособности национальной энергетики.

Таким образом, создание газовой турбины мощностью 65 МВт на основе ГТЭ-65 является важной задачей, решение которой позволит удовлетворить потребности современной энергетики и обеспечить устойчивое развитие энергетической инфраструктуры.

1 ОБЗОР КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

1.1 е

2 ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА

2.1 Исходные данные для расчета тепловой схемы

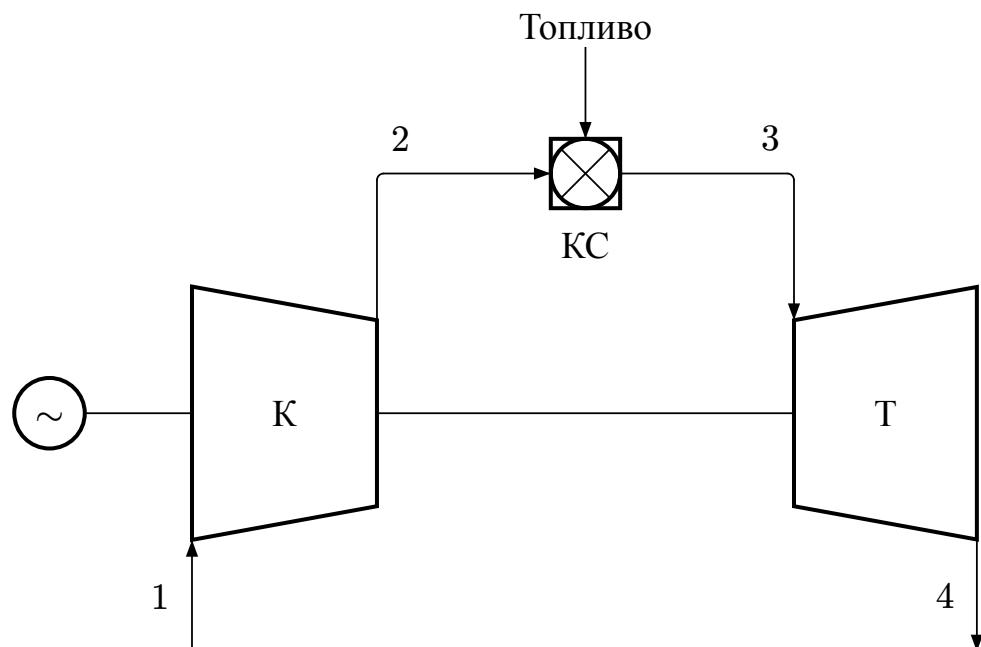
1. Полезная мощность $N = 65\ 000\ 000$ Вт;
2. Температура газа перед турбиной $T_3^* = 1643$ К;
3. Параметры наружного воздуха $P_{\text{н}} = 101\ 300$ Па, $T_{\text{н}} = 288$ К;
4. Топливо — природный газ;
5. Прототип установки — ГТЭ-65, изображен в приложении Б;
6. Частота вращения вала ГТУ — $n = 5441$ об/мин;

Примем два упрощения при расчете в разделе 1:

1. Охлаждение турбины не учитывается, расход охладителя равен нулю.
2. Не учитывается зависимость теплоемкости газа от температуры рабочего тела, принимается по рекомендациям пособия [1];

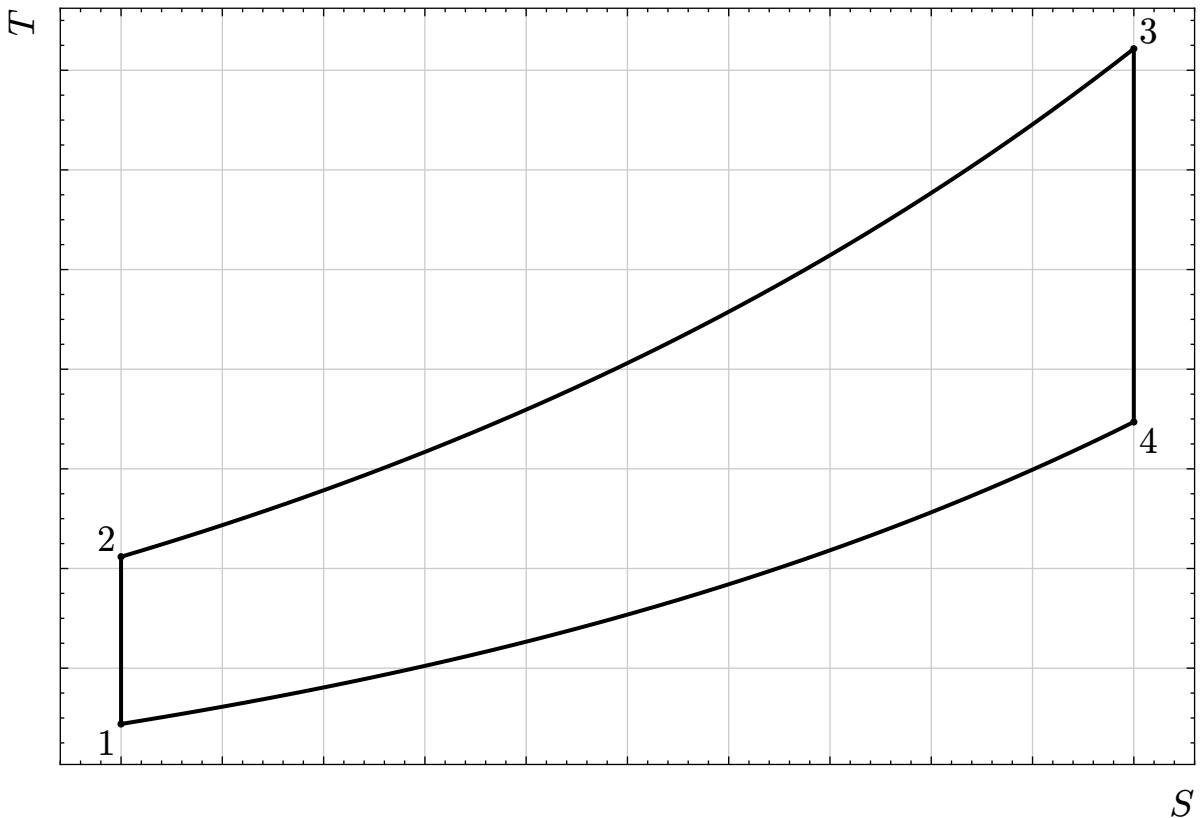
2.2 Схема газотурбинной установки

Рассматриваемая установка является одновальной ГТУ простого типа, тепловая схема такой установки изображена на рисунке 2.1, цикл — на рисунке 2.2.



К — компрессор, КС — камера сгорания, Т — газовая турбина

Рисунок 2.1 — Тепловая схема одновальной ГТУ



1-2 — адиабатное сжатие в компрессоре, 2-3 — изобарный подвод теплоты в камере сгорания,
 3-4 — адиабатное расширение продуктов сгорания на лопатках газовой турбины, 4-1 —
 изобарный отвод теплоты от продуктов сгорания в атмосферу

Рисунок 2.2 — Цикл одновальной ГТУ простого типа в T-S-диаграмме

2.3 Предварительный расчет параметров газотурбинного цикла

2.4 Вариантный расчет параметров газотурбинного двигателя на ЭВМ

Проведен расчет параметров рабочего процесса в характерных сечениях проточной части и основных характеристиках ГТУ при различных значениях степени повышения давления π_k^* и температуры газа перед турбиной T_3^* , по результатам расчета построены графики: $H_e, \eta_e, \varphi = f(\pi_k^*, T_3^*)$.

2.5 Результаты расчета

Графики на рисунках 2.3, 2.4 и 2.5 отражают результаты расчета. Полные результаты расчета смотреть в Приложении Б.

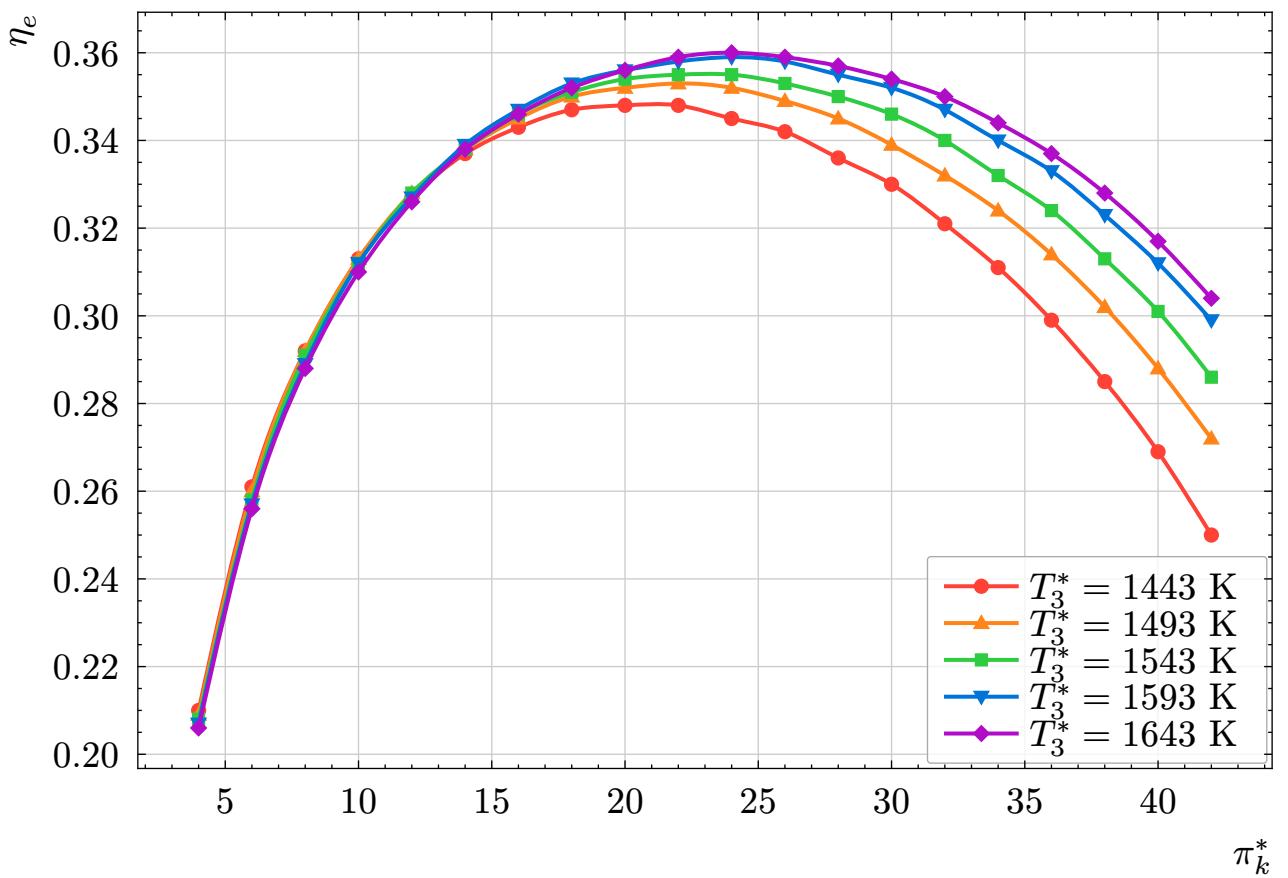


Рисунок 2.3 — Зависимость эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

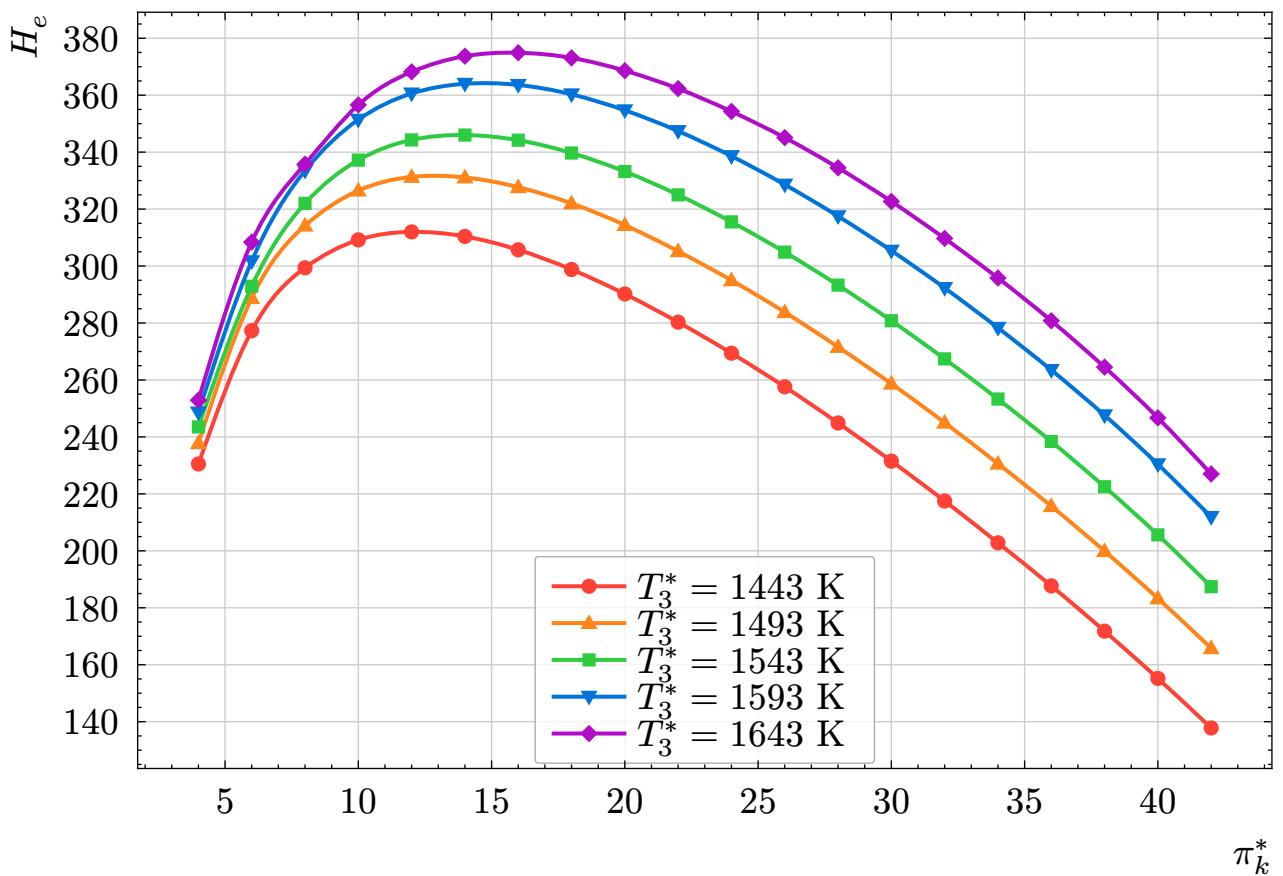


Рисунок 2.4 — Зависимость эффективной удельной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

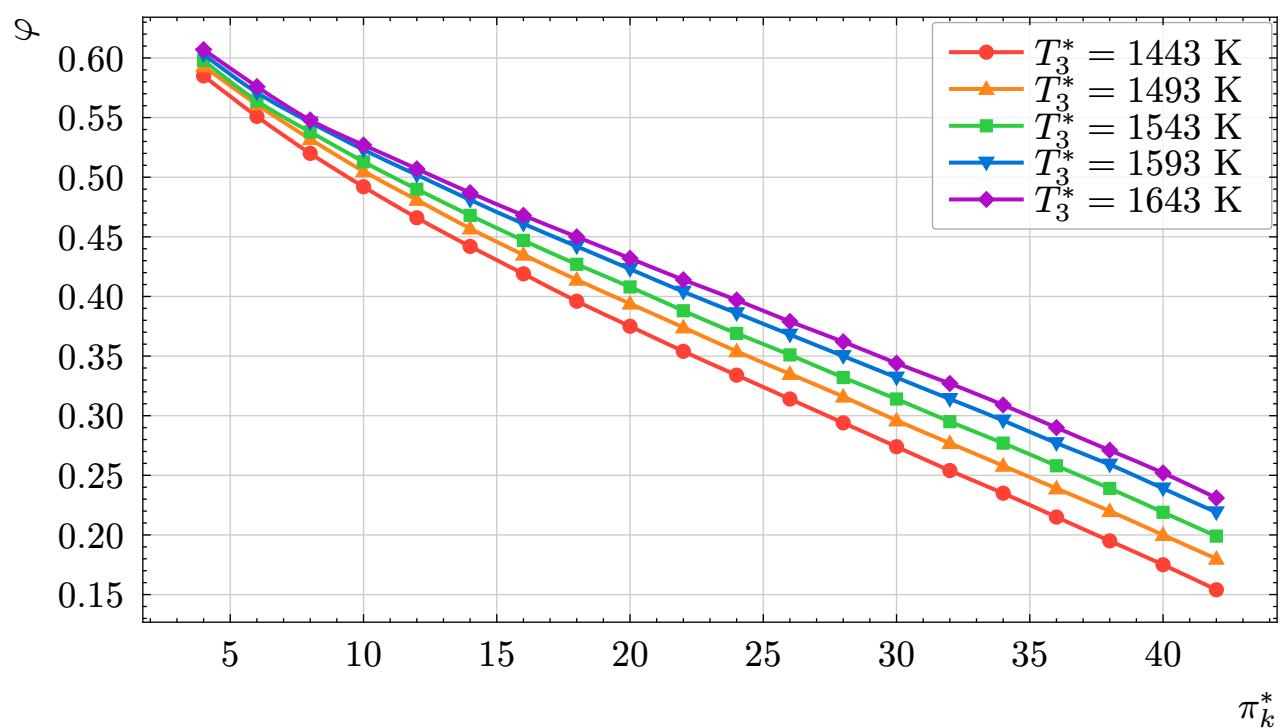


Рисунок 2.5 — Зависимость коэффициента полезной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

2.6 Определение оптимальных значений параметров цикла

Максимальный КПД установки достигается при максимальной температуре газа перед турбиной – 1643 К. Жаростойкость материала лопаток турбины позволяет выдерживать такую температуру, поэтому в качестве входной температуры на турбину выбрана именно эта температура. Экстремум графика зависимости эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при $\pi_k^* = 24$ и $\eta_e = 0.360$. Выбор такой степени сжатия не оправдан, т. к. при нём слишком низкие значения эффективной удельной работы и коэффициента полезной работы. Экстремум графика зависимости эффективной удельной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при $\pi_k^* = 16$, значение эффективного КПД ГТУ при этом $\eta_e = 0.346$. Коэффициент полезной работы ГТУ с увеличением степени повышения давления π_k^* монотонно уменьшается, однако уменьшение π_k^* с целью его увеличения нецелесообразно, поскольку величина коэффициента полезной работы ГТУ увеличивается незначительно, при этом снижается величина эффективного внутреннего КПД и эффективной удельной работы.

Таким образом, для дальнейших расчетов принимаем:

$$T_3^* = 1643 \text{ K}, \pi_k^* = 16.$$

3 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

Рассчет производится по методике Ю. С. Подбуева. Продольный разрез компрессора прототипа представлен на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 — Продольный разрез компрессора ГТЭ-65

3.1 Газодинамический расчет осевого компрессора

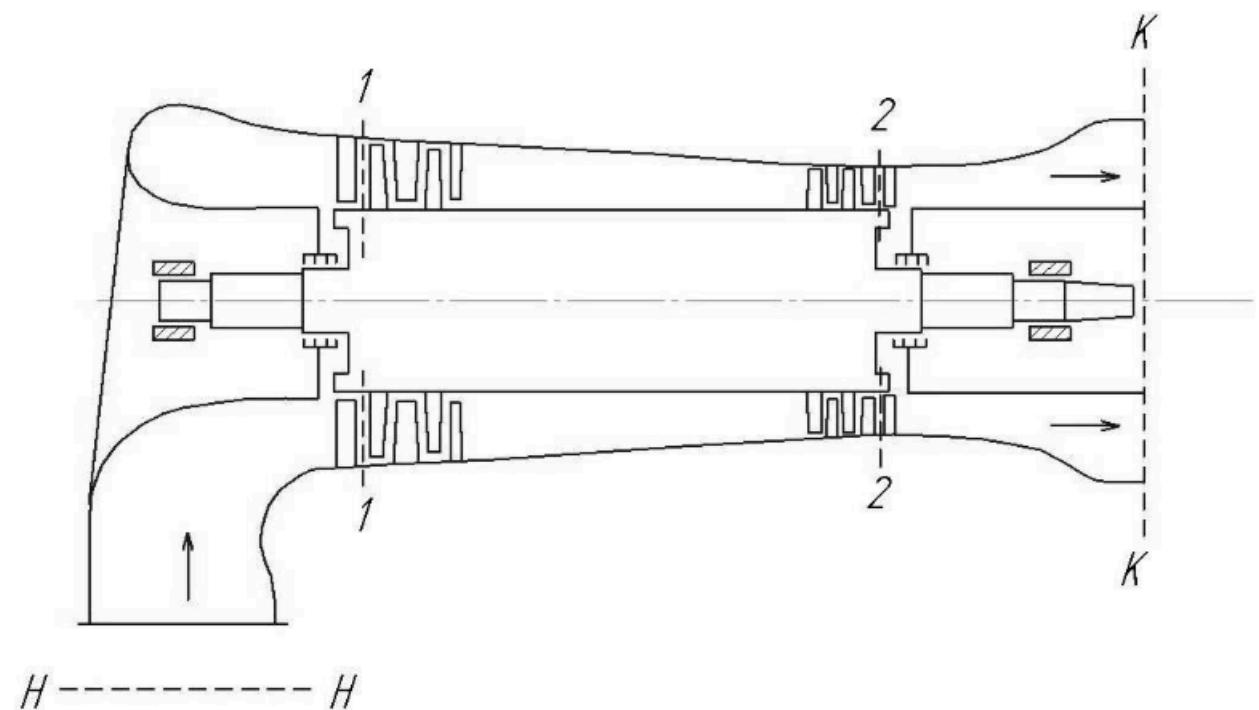


Рисунок 3.2 — Схема многоступенчатого осевого компрессора

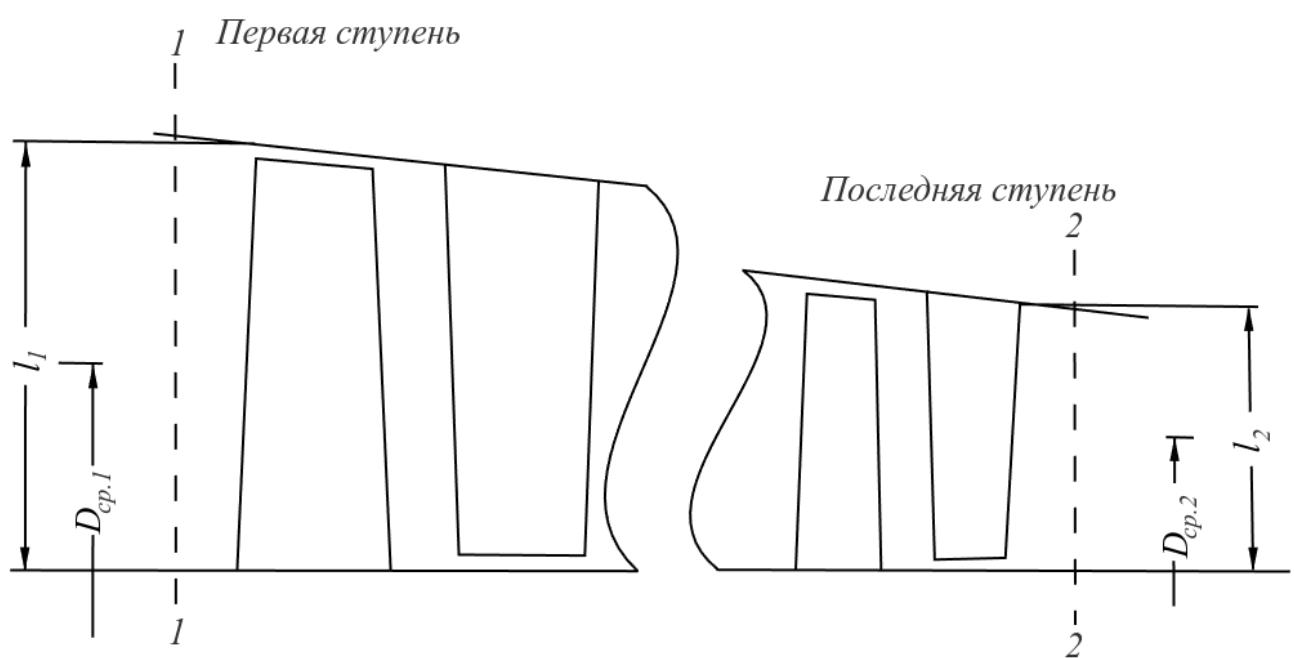


Рисунок 3.3 — Схема первой и последней ступеней компрессора

При приближенном расчете осевого компрессора основными расчетными сечениями являются: сечение 1-1 на входе в первую ступень и сечение 2-2 на выходе из последней ступени (рис. 3.2). Определим параметры P и T в этих двух сечениях:

Давление воздуха в сечении 1-1:

$$P_1^* = \sigma_{\text{вх}}^* \cdot P_{\text{н}} = 0.985 \cdot 101\,300 = 99\,780 \text{ Па}, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{\text{вх}}^*$ — коэффициент уменьшения полного давления во входной части компрессора (принимаем $\sigma_{\text{вх}}^* = 0.985$).

Температура в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_{\text{н}} = 288 \text{ К}; \quad (3.2)$$

Давление воздуха в сечении К-К:

$$P_{\text{k}}^* = P_{\text{н}} \cdot \pi_k^* = 101\,300 \cdot 16 = 1\,621\,000 \text{ Па}, \quad (3.3)$$

где π_k^* — степень повышения давления компрессора (из первичного расчета $\pi_k^* = 16$).

Давление в сечении 2-2:

$$P_2^* = \frac{P_{\text{k}}^*}{\sigma_{\text{вых}}^*} = \frac{1\,621\,000}{0.99} = 1\,637\,000 \text{ Па}, \quad (3.4)$$

где $\sigma_{\text{вых}}^*$ — коэффициент уменьшения полного давления в выходной части компрессора (принимаем $\sigma_{\text{вых}}^* = 0.99$).

Значение плотностей:

$$\rho_1 = \frac{P_1^*}{R_{\text{в}} \cdot T_1^*} = \frac{99\,780}{287 \cdot 288} = 1.207 \text{ кг/м}^3; \quad (3.5)$$

Примем КПД компрессора $\eta_{\text{ад}}^* = 0.88$, тогда:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{1}{n}} = 1.207 \left(\frac{1\,637\,000}{99\,780} \right)^{\frac{1}{1.428}} = 8.566 \text{ кг/м}^3, \quad (3.6)$$

где n — показатель политропы определяется из равенства:

$$\frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1} \cdot \eta_{\text{ад}}^* = \frac{n}{n - 1} \quad (3.7)$$

Примем величины осевой составляющей абсолютных скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно $C_{z_1} = 140 \text{ м/с}$ и $C_{z_2} = 120 \text{ м/с}$. Втулочное отношение выберем $\nu_1 = D_{\text{вт}_1} / D_{\text{H}_1} = 0.5$. Расход воздуха $G_{\text{в}} = 174.7 \text{ кг/с}$.

Из уравнения расхода первой ступени выразим значение наружного диаметра на входе в компрессор:

$$G_{\text{в}} = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{H}_1}^2 - D_{\text{вт}_1}^2) \cdot C_{z_1} = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot D_{\text{H}_1}^2 \cdot C_{z_1}, \quad (3.8)$$

откуда,

$$\begin{aligned} D_{\text{H}_1} &= \sqrt{\frac{4G_{\text{в}}}{\rho_1 \cdot \pi \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot C_{z_1}}} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 174.7}{1.207 \cdot \pi \cdot (1 - 0.5^2) \cdot 140}} = 1.325 \text{ м}; \end{aligned} \quad (3.9)$$

Диаметр втулки первой ступени:

$$D_{\text{вт}_1} = \nu_1 \cdot D_{\text{H}_1} = 0.5 \cdot 1.325 = 0.6624 \text{ м}; \quad (3.10)$$

Средний диаметр первой ступени:

$$D_{cp_1} = \frac{D_{H_1} + D_{BT_1}}{2} = \frac{1.325 + 0.6624}{2} = 0.9935 \text{ м}; \quad (3.11)$$

Длина рабочей лопатки первой ступени:

$$l_1 = \frac{D_{H_1} - D_{BT_1}}{2} = \frac{1.325 - 0.6624}{2} = 0.3312 \text{ м}; \quad (3.12)$$

Размеры проходного сечения 2-2:

$$F_2 = \frac{G_b}{C_{z_2} \cdot \rho_2} = \frac{174.7}{120 \cdot 8.566} = 0.1700 \text{ м}^2; \quad (3.13)$$

Принимаем в проточной части $D_{cp} = \text{const}$, тогда:

$$\nu_2 = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 - F_2}{\pi \cdot D_{cp}^2 + F} = \frac{\pi \cdot 0.9935^2 - 0.1700}{\pi \cdot 0.9935^2 + 0.1700} = 0.8961; \quad (3.14)$$

Длина рабочей лопатки на последней ступени:

$$\begin{aligned} l_2 &= (1 - \nu_2) \sqrt{\frac{F_2}{\pi(1 - \nu_2^2)}} = \\ &= (1 - 0.8961) \sqrt{\frac{0.1700}{\pi(1 - 0.8961^2)}} = 0.05445 \text{ м}; \end{aligned} \quad (3.15)$$

Для обеспечения требуемой частоты вращения необходимо задать окружную скорость на наружном диаметре первой ступени $u_{H_1} = 377.4 \text{ м/с}$, тогда:

$$n = \frac{60 \cdot u_{H_1}}{\pi \cdot D_{H_1}} = \frac{60 \cdot 377.4}{\pi \cdot 1.325} = 5441 \text{ об/мин.} \quad (3.16)$$

Таким образом, для соединения вала турбоагрегата с валом генератора необходимо использовать редуктор, понижающий обороты до 3000 об/мин, передаточное отношение которого $Z = 3000 / 5441$.

Адиабатический напор в проточной части компрессора по полным параметрам:

$$\begin{aligned} H_{\text{ад. пр. ч.}}^* &= \frac{k_B}{k_B - 1} \cdot R_B \cdot T_1^* \cdot \left[\left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1 \right] = \\ &= \frac{1.386}{1.386 - 1} \cdot 287 \cdot 288 \cdot \left[\left(\frac{1637000}{99780} \right)^{\frac{1.386 - 1}{1.386}} \right] = 350200 \text{ Дж/кг}; \end{aligned} \quad (3.17)$$

Приближенная величина теоретического напора или удельная работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха:

$$H_k^* = \frac{H_{\text{ад. пр. ч.}}^*}{\eta_{\text{ад}}^*} = \frac{350200}{0.93} = 376600 \text{ Дж/кг}; \quad (3.18)$$

Выберем средний теоретический напор $h_{\text{cp}} = 25000 \text{ Дж/кг}$.

Число ступеней компрессора:

$$i = \left\lceil \frac{H_k^*}{h_{\text{cp}}} \right\rceil = \left\lceil \frac{376600}{25000} \right\rceil = 16; \quad (3.19)$$

Теоретический напор в первой ступени:

$$h_1 = (0.6 \dots 0.7) \cdot h_{\text{cp}} = 0.65 \cdot 25000 = 16250 \text{ Дж/кг}; \quad (3.20)$$

Теоретический напор в средних ступенях:

$$h_{\text{cp. ст.}} = (1.1 \dots 1.2) \cdot h_{\text{cp}} = 1.044 \cdot 25000 = 26100 \text{ Дж/кг}; \quad (3.21)$$

Теоретический напор в последней ступени:

$$h_{\pi} = (0.95 \dots 1) \cdot h_{cp} = 1 \cdot 25\,000 = 25\,000 \text{ Дж/кг}; \quad (3.22)$$

Считая рост напора в ступенях от и его падение в ступенях линейным, изобразим распределение напора на рисунке 3.4:

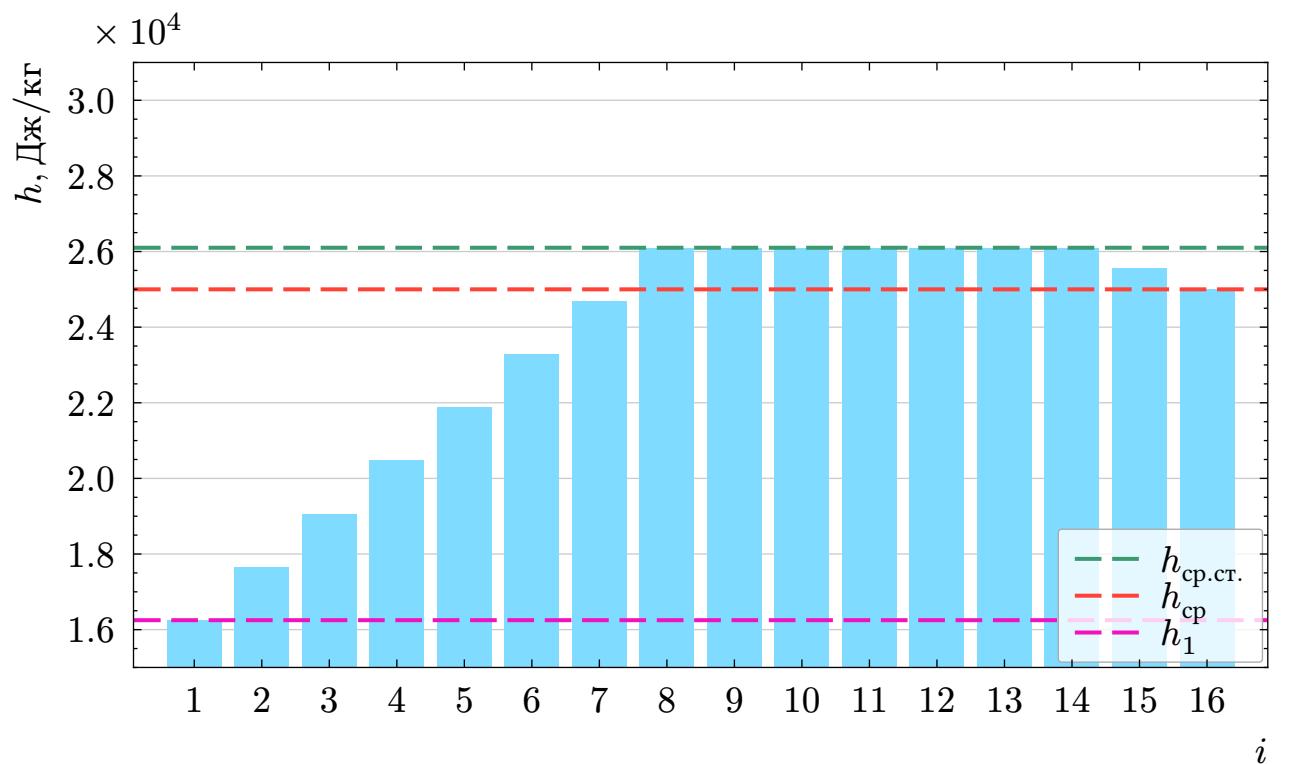


Рисунок 3.4 — Распределение теоретического напора по ступеням компрессора

В результате распределения напоров соблюдается условие:

$$\sum h_i = H_k^* = 376\,600 \text{ Дж/кг}. \quad (3.23)$$

Уточняем величину окружной скорости на среднем диаметре первой ступени:

$$u_{cp_1} = \frac{\pi \cdot D_{cp_1} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.9935 \cdot 5441}{60} = 283.0 \text{ м/с}; \quad (3.24)$$

Производим расчет первой ступени по среднему диаметру:

Коэффициент расхода на среднем диаметре:

$$\varphi = \frac{C_{z_1}}{u_{cp_1}} = \frac{140}{283.0} = 0.4946; \quad (3.25)$$

Коэффициент теоретического напора:

$$\bar{h}_1 = \frac{h_1}{u_{cp_1}^2} = \frac{16250}{283.0^2} = 0.2028; \quad (3.26)$$

Отношение:

$$\frac{\bar{h}_1}{\varphi} = \frac{0.2028}{0.4946} = 0.4101; \quad (3.27)$$

Зададим степень реактивности $\Omega = 0.5$ и найдем:

$$\frac{\Omega}{\varphi} = \frac{0.5}{0.4946} = 1.011; \quad (3.28)$$

По графику на рисунке 3.5 находим $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1} = 0.6636$;

Коэффициент:

$$J = \frac{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)}{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}} = \frac{0.4101}{0.6636} = 0.6180; \quad (3.29)$$

Пользуясь графиком на рисунке 3.6 определяем $\frac{b}{t} = \frac{1}{1.976} \rightarrow \frac{t}{b} = 1.976$.

При постоянной вдоль радиуса хорде относительный шаг у втулки первой ступени:

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{vt} = \frac{t}{b} \cdot \frac{D_{vt_1}}{D_{cp_1}} = 1.976 \cdot \frac{0.6624}{0.9935} = 1.317. \quad (3.30)$$

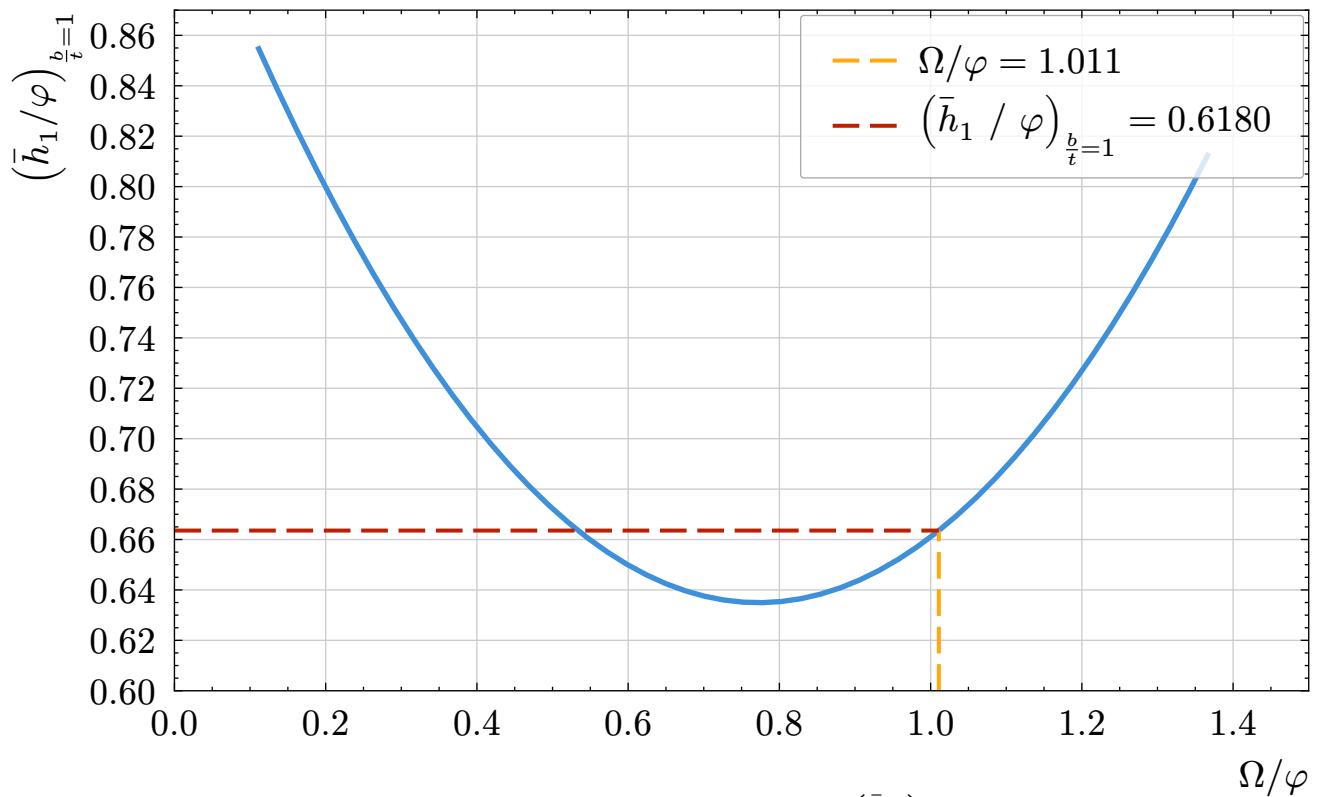


Рисунок 3.5 — график зависимости $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}$ от $\frac{\Omega}{\varphi}$

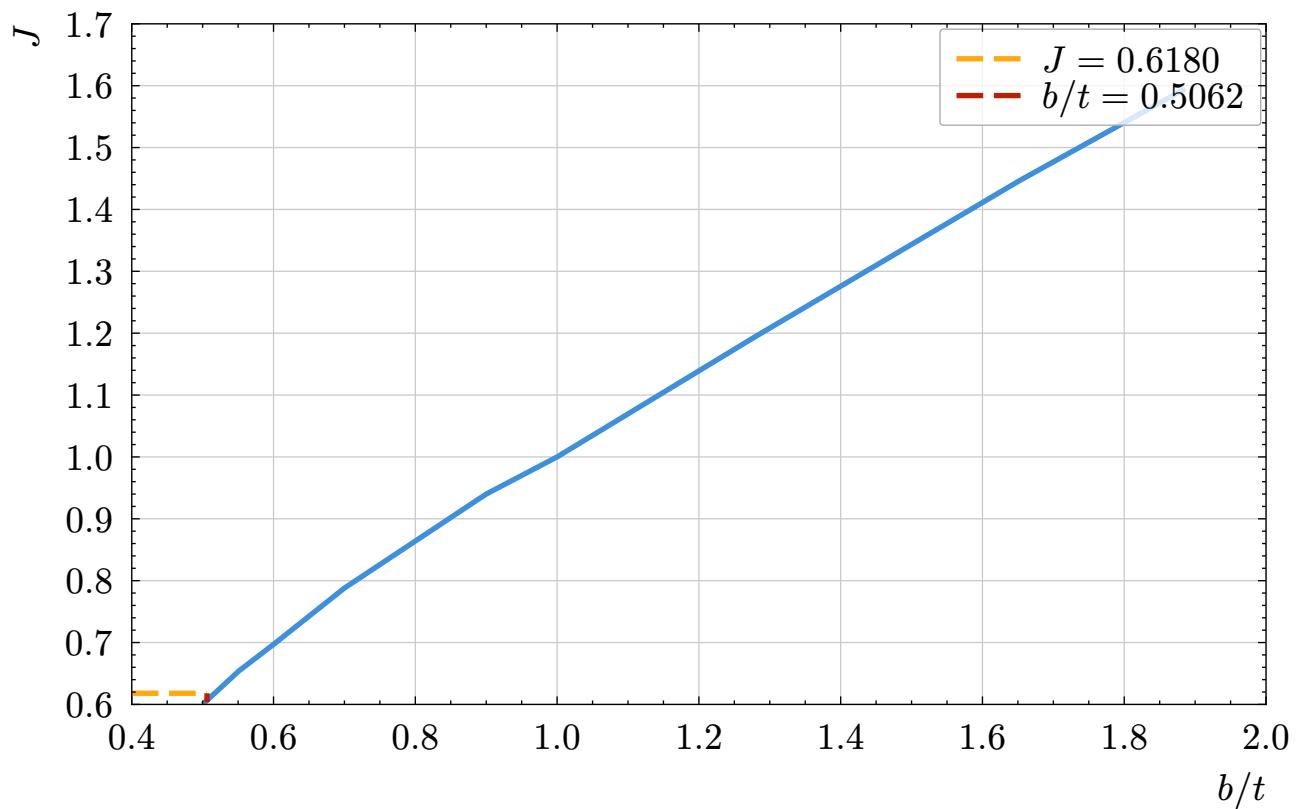


Рисунок 3.6 — график зависимости коэффициента J от густоты решетки

Окружные скорости на входе и на выходе из рабочего колеса принимаем одинаковыми, т. е. $u_{cp_1} = u_{cp_2} = u = 283.0$ м/с.

Проекция абсолютной скорости на окружное направление входной скорости на входе в рабочее колесо:

$$\begin{aligned} C_{u_1} &= u(1 - \Omega) - \frac{h_1}{2u} = \\ &= 283.0 \cdot (1 - 0.5) - \frac{16250}{2 \cdot 283.0} = 112.8 \text{ м/с}; \end{aligned} \quad (3.31)$$

На выходе из рабочего колеса:

$$\begin{aligned} C_{u_2} &= u(1 - \Omega) + \frac{h_1}{2u} = \\ &= 283.0 \cdot (1 - 0.5) + \frac{16250}{2 \cdot 283.0} = 170.2 \text{ м/с}; \end{aligned} \quad (3.32)$$

Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо:

$$C_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + C_{u_1}^2} = \sqrt{140^2 + 120^2} = 179.8 \text{ м/с}; \quad (3.33)$$

Угол наклона вектора абсолютной скорости на входе в рабочее колесо:

$$a_1 = \operatorname{arcctg} \left(\frac{C_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{112.8}{140} \right) = 51.14^\circ; \quad (3.34)$$

Температура воздуха перед рабочим колесом:

$$T_1 = T_1^* - \frac{C_1^2}{2 \cdot \frac{k_B}{k_B - 1} \cdot R_B} = 288 - \frac{179.8^2}{2 \cdot \frac{1.386}{1.386 - 1} \cdot 287} = 272.3 \text{ К}; \quad (3.35)$$

Проекция относительной скорости W на окружное направление входной скорости на входе в рабочее колесо:

$$W_{u_1} = C_{u_1} - u = 112.8 - 283.0 = -170.2 \text{ м/с}; \quad (3.36)$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$W_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + W_{u_1}^2} = \sqrt{140^2 + (-170.2)^2} = 220.4 \text{ м/с}; \quad (3.37)$$

Число Маха по относительной скорости на входе в рабочее колесо первой ступени:

$$M_{W_1} = \frac{W_1}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1}} = \frac{220.4}{\sqrt{1.386 \cdot 287 \cdot 272.3}} = 0.6696; \quad (3.38)$$

Наклон входной относительной скорости при отсчете от отрицательного направления оси u характеризуется углом β :

$$\beta_1 = \operatorname{arcctg} \left(\frac{W_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \operatorname{arcctg} \left(\frac{-170.2}{140} \right) = 39.43^\circ; \quad (3.39)$$

Уменьшение осевой составляющей скорости в одной ступени:

$$\Delta C_z = \frac{C_{z_1} - C_{z_2}}{i} = \frac{140 - 120}{16} = 1.25 \text{ м/с}; \quad (3.40)$$

Осявая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса первой ступени:

$$C_{z_2} = C_{z_1} - \frac{\Delta C_z}{2} = 140 - \frac{1.25}{2} = 139.4 \text{ м/с}; \quad (3.41)$$

Абсолютная скорость на выходе в рабочее колесо:

$$C_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + C_{u_2}^2} = \sqrt{139.4^2 + 170.2^2} = 220.0 \text{ м/с}; \quad (3.42)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$\alpha_2 = \operatorname{arcctg} \left(\frac{C_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \operatorname{arcctg} \left(\frac{170.2}{139.4} \right) = 39.31^\circ; \quad (3.43)$$

Проекция относительной скорости W на окружное направление входной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$W_{u_2} = C_{u_2} - u = 170.2 - 283.0 = -112.8 \text{ м/с}; \quad (3.44)$$

Относительная скорость на выходе из колеса:

$$W_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + W_{u_2}^2} = \sqrt{120^2 + (-112.8)^2} = 179.3 \text{ м/с}; \quad (3.45)$$

Наклон выходной относительной скорости:

$$\beta_2 = \operatorname{arcctg} \left(\frac{W_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \operatorname{arcctg} \left(\frac{-112.8}{120} \right) = 51.01^\circ; \quad (3.46)$$

Угол поворота в решетке рабочего колеса:

$$\varepsilon = \beta_2 - \beta_1 = 51.01^\circ - 39.43^\circ = 11.58^\circ; \quad (3.47)$$

Коэффициент расхода на внешнем диаметре:

$$\varphi_h = \frac{C_{z_1}}{u_{H_1}} = \frac{140}{377.4} = 0.3710; \quad (3.48)$$

Проверка числа Маха по средней относительной скорости на внешнем диаметре первой ступени:

$$M_{W_c} = u_{h_1} \cdot \frac{\sqrt{1 + \varphi_h^2}}{\sqrt{k_b \cdot R_b \cdot T_1^*}} = 377.4 \cdot \frac{\sqrt{1 + 0.3710^2}}{\sqrt{1.386 \cdot 287 \cdot 288}} = 1.189; \quad (3.49)$$

Сверхзвуковое число M_{W_c} свидетельствует о необходимости профилирования лопаточного аппарата первой ступени турбины по закону $\Omega = \text{const}$ вдоль радиуса.

На рисунке 3.7 приведён построенный по полученным данным треугольник скоростей:

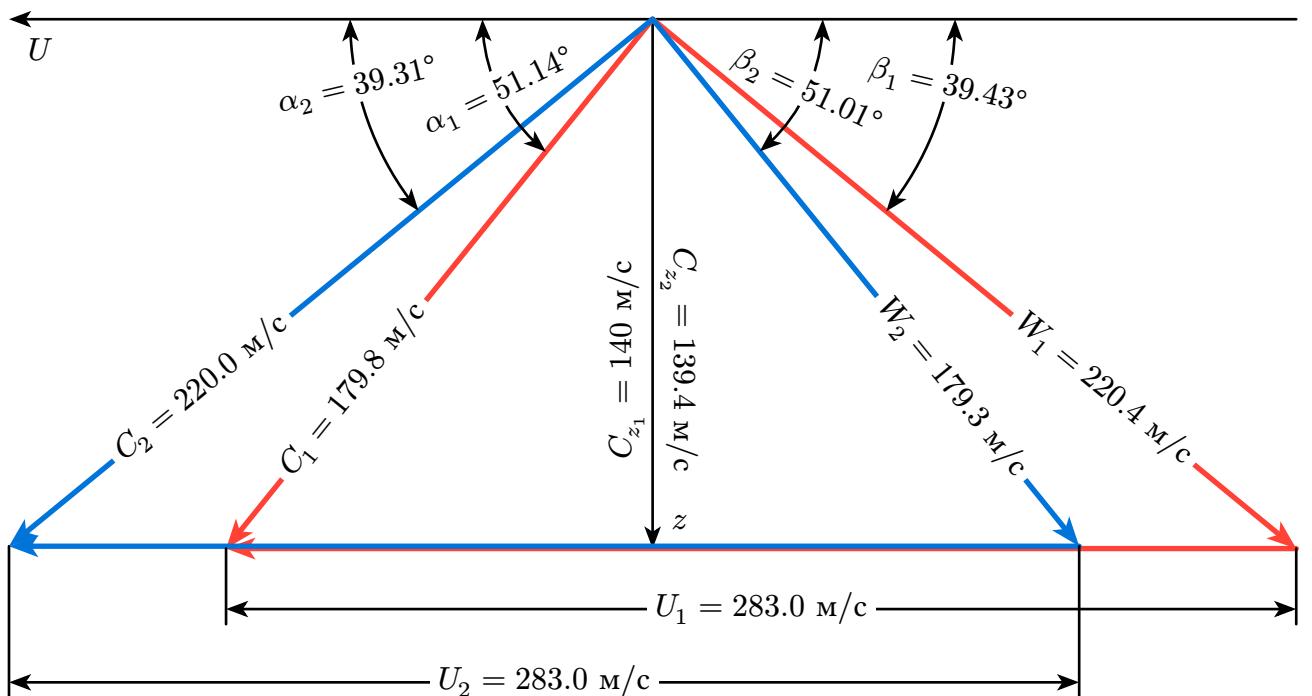


Рисунок 3.7 — Треугольник скоростей на среднем диаметре первой ступени компрессора

4 РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Тут расчет

5 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ

Целью предварительного расчёта турбины является определение оптимального расхода воздуха и параметров на выходе из турбины.

Удельная изобарная теплоёмкость газа:

$$C_p = R \cdot \left(\frac{k}{k - 1} \right) = 287 \cdot \left(\frac{1.33}{1.33 - 1} \right) = 1157 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}; \quad (5.1)$$

Удельная внутренняя мощность турбины:

$$H_{uT} = N \cdot \frac{\alpha_N}{G} = 65\,000\,000 \cdot \frac{1.018}{153.7} = 866\,200 \text{ Дж/кг}; \quad (5.2)$$

Температурный перепад на турбину по параметрам торможения:

$$\Delta t_T = \frac{H_{uT}}{C_p} = \frac{866\,200}{1157} = 748.9 \text{ K}; \quad (5.3)$$

Температура торможения за турбиной:

$$T_{2T}^* = T_0^* - \Delta t_T = 1643 - 748.9 = 894.1 \text{ K}; \quad (5.4)$$

Критическая скорость потока газа за турбиной:

$$\alpha_{kp} = \sqrt{\frac{2k}{k + 1}} \cdot R \cdot T_{2T}^* = \sqrt{\frac{21.33}{1.33 + 1}} \cdot 287 \cdot 894.1 = 541.3 \text{ м/с}; \quad (5.5)$$

Скорость потока газа за турбиной:

$$c_{2T} = \alpha_{kp} \cdot \lambda = 541.3 \cdot 0.59 = 270.6 \text{ м/с}; \quad (5.6)$$

Адиабатный перепад энталпий на турбину:

$$H_{\text{ад}} = H_{uT} + \frac{c_{2T}^2}{2} = 866\,200 + \frac{270.6^2}{2} = 902\,800 \text{ Дж/кг}; \quad (5.7)$$

Изоэнтропийный перепад энталпий на турбину:

$$H_{0T} = \frac{H_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{902\,800}{0.91} = 992\,100 \text{ Дж/кг}; \quad (5.8)$$

Температура в потоке за турбиной при изоэнтропийном процессе расширения:

$$T_{2tT} = T_0^* - \frac{H_{0T}}{C_p} = 1643 - \frac{992\,100}{1157} = 785.3 \text{ К}; \quad (5.9)$$

Давление в потоке за турбиной:

$$p_{2T} = p_0^* \left(\frac{T_{2tT}}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1\,605\,000 \left(\frac{785.3}{1643} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 81\,880 \text{ Па}; \quad (5.10)$$

Температура в потоке за турбиной:

$$T_{2T} = T_{2T}^* - \frac{c_{2T}^2}{2} = 894.1 - \frac{270.6^2}{2} = 862.5 \text{ К}; \quad (5.11)$$

Плотность в потоке за турбиной:

$$\rho_{2T} = \frac{p_{2T}}{T_{2T} \cdot R} = \frac{81\,880}{862.5 \cdot 287} = 0.3308 \text{ кг/м}^3; \quad (5.12)$$

Площадь живого сечения на выходе из рабочего колеса последней ступени:

$$F_{2T} = \frac{G}{\rho_{2T} \cdot c_{2T} \cdot \sin(\alpha_{2T})} = \frac{153.7}{81\,880 \cdot 270.6 \cdot \sin 90} = 1.717 \text{ м}^2; \quad (5.13)$$

Окружная скорость потока на выходе из турбины по среднему диаметру:

$$u_2 = \pi d_{\text{cp}} \frac{n}{60} = \pi \cdot 24 \cdot \frac{5441}{60} = 415.5 \text{ м/с}; \quad (5.14)$$

Высота лопаток последней ступени:

$$l_2 = \frac{F_{2T}}{\pi d_{\text{cp}}} = \frac{1.717}{\pi \cdot 1.459} = 0.3747 \text{ м}; \quad (5.15)$$

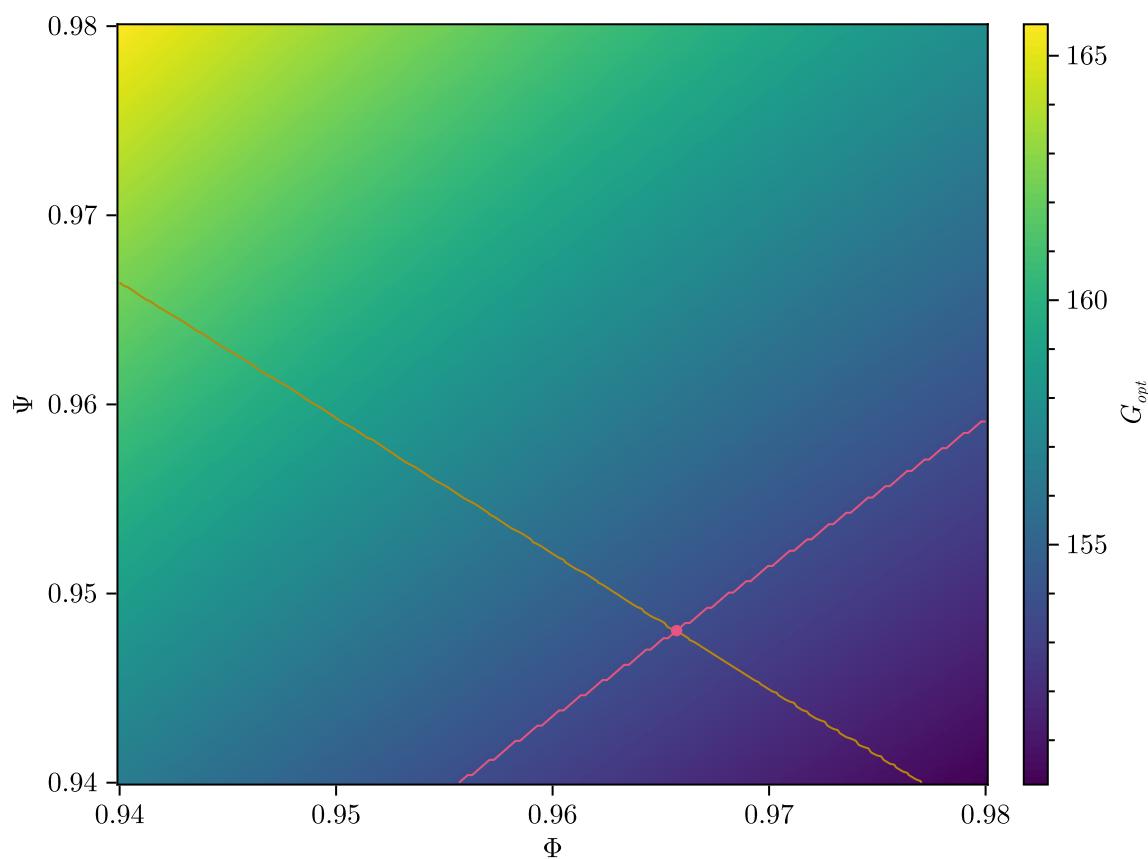
Коэффициент веерности последней ступени:

$$C_u = \frac{d_{\text{cp}}}{l_2} = \frac{1.459}{0.3747} = 3.893; \quad (5.16)$$

Характерный напорный параметр:

$$Y = u_2 \cdot \sqrt{\frac{m}{2H_{0T}}} = 415.5 \cdot \sqrt{\frac{4}{2 \cdot 992 \cdot 100}} = 0.59, \quad (5.17)$$

что соответствует рекомендованным значениям (0,5...0,6).



Розовой линией показан целевой расход, желтой линией показана целевая мощность
Рисунок 5.1 — Зависимость оптимального расхода воздуха через компрессор от
параметров Φ и Ψ

6 ПРОФИЛИРОВАНИЕ МЕРИДИАННЫХ ОБВОДОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Зная полученную длину рабочей лопатки и средний диаметр последней ступени турбины, основываясь на прототипе построим проточную часть с постоянным корневым диаметром (рисунок 6.1). Основываясь на соотношениях между сторонами лопаток и промежутками между ними, а также установив угол раскрытия $\gamma = 16^\circ$, из чертежа были получены высоты всех лопаток.

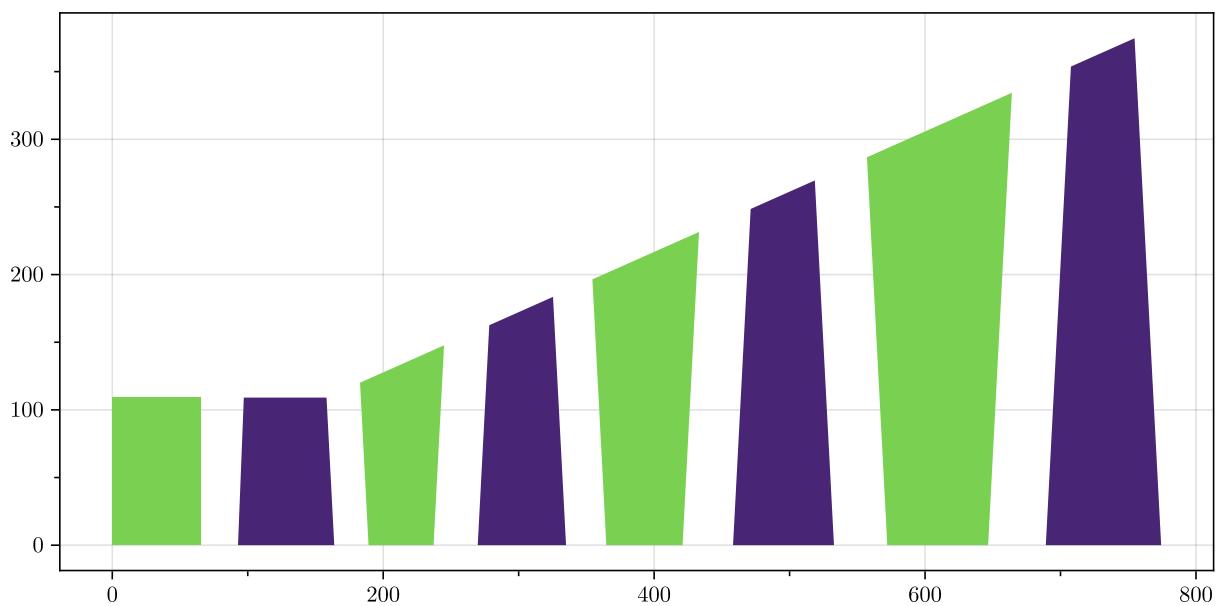


Рисунок 6.1 — Продольный разрез проектируемой проточной части

В таблице 6.1 указаны полученные высоты направляющих и сопловых лопаток.

Таблица 6.1 — Высоты лопаток

Номер ступени	1	2	3	4
Направляющая лопатка, l_1 , м	0.1091	0.1477	0.2315	0.3343
Сопловая лопатка, l_2 , м	0.1091	0.1835	0.2696	0.3747

7 РАСЧЕТ ТУРБИНЫ ПО СРЕДНЕМУ ДИАМЕТРУ

В таблице 7.1 показаны результаты расчета по среднему диаметру.

Таблица 7.1 — Расчет параметров по среднему диаметру

Величина и формула	Ед.из.	Сечение 1	Сечение 2	Сечение 3	Сечение 4
$p_0^* = p_{2(i-1)}^*$	Па	1 605 000	915 300	484 000	231 200
$T_0^* = T_{2(i-1)}^*$	К	1643	1461	1275	1090
$H_0 = C_p \cdot T_0^* \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)$	Дж/кг	248 000	248 000	248 000	248 000
$T_{2tt} = T_0^* - \frac{H_0}{C_p}$	К	1429	1247	1061	876.0
p_2	Па	913 200	482 800	230 400	95 650
$c_{1t} = \sqrt{2(1 - \rho_t \text{ cp}) \cdot H_0}$	м/с	619.3	597.2	574.1	548.9
$c_1 = \Phi c_{1t}$	м/с	598.0	576.7	554.4	530.1
$T_{1t} = T_0^* - \frac{c_{1t}^2}{2C_p}$	К	1477	1307	1133	960.2
$p_1 = p_0^* \cdot \left(\frac{T_{1t}}{T_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}$	Па	1 045 000	584 000	300 200	138 400
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2C_p}$	К	1488	1317	1142	969.0
$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	2.447	1.545	0.9158	0.4978
$F_{1r} = \frac{G \cdot R \cdot T_1}{p_1 \cdot c_1}$	м ²	0.1050	0.1725	0.3027	0.5824
$F_1 = \pi \cdot d_{1 \text{ cp}} \cdot l_1$	м ²	0.4089	0.5716	0.9568	1.490
$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{F_{1r}}{F_1}\right)$	град	14.89	17.57	18.44	23.01
$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1)$	м/с	578.0	549.8	525.9	487.9
$c_{1z} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1)$	м/с	153.6	174.1	175.4	207.2
$u_1 = \pi \cdot d_{1c} \cdot \frac{n}{60}$	м/с	339.9	350.9	374.8	404.1
$u_2 = \pi \cdot d_{2c} \cdot \frac{n}{60}$	м/с	339.9	361.1	385.6	415.5
$w_{1u} = c_{1u} - u_1$	м/с	238.1	198.9	151.2	83.86
$w_1 = \sqrt{c_{1z}^2 + w_{1u}^2}$	м/с	283.4	264.3	231.6	223.6
$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{1z}}{w_{1u}}\right)$	град	32.83	41.19	49.24	67.97
$T_{w_1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2C_p}$	К	1523	1348	1165	990.6

$p_{w_1}^* = p_1 \cdot \left(\frac{T_{w_1}^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	1 147 000	639 900	325 500	151 300
$T_{w_2}^* = T_{w_1}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2C_p}$	К	1523	1351	1169	994.7
$p_{w_2t}^* = p_{w_1}^* \cdot \left(\frac{T_{w_2}^*}{T_{w_1}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	1 147 000	645 900	329 500	153 800
$H_2^* = C_p \cdot T_{w_2}^* \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{w_2t}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$	Дж/кг	96 860	108 800	114 900	128 000
$w_{2t} = \sqrt{2H_2^*}$	м/с	440.1	466.6	479.3	505.9
$w_2 = \Psi w_{2t}$	м/с	417.3	442.3	454.4	479.6
$T_2 = T_{w_1}^* - \frac{w_2^2}{2C_p}$	К	1448	1263	1076	891.2
$F_{2r} = \frac{G \cdot R \cdot T_2}{p_2 \cdot w_2}$	м ²	0.1676	0.2609	0.4534	0.8569
$F_2 = \pi \cdot d_{2\text{ cp}} \cdot l_2$	м ²	0.4089	0.7308	1.146	1.717
$\beta_2^* = \arcsin \left(\frac{F_{2r}}{F_2} \right)$	град	24.20	20.92	23.30	29.94
$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2^*)$	м/с	380.6	413.2	417.4	415.6
$c_{2z} = w_{2z} = u_2 \cdot \sin(\beta_2^*)$	м/с	171.0	157.9	179.7	239.4
$c_{2z} = u_2 \cdot \sin(\beta_2^*)$	м/с	-40.70	-52.09	-31.76	-0.050 65
$\alpha_2 = \arctan \left(\frac{c_{2z}}{c_{2u}} \right)$	град	-76.62	-71.74	-79.98	-89.99
$c_2 = \sqrt{c_{2z}^2 + c_{2u}^2}$	м/с	175.8	166.3	182.5	239.4
$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2C_p}$	К	1461	1275	1090	915.9
$p_2^* = p_2 \cdot \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$	Па	915 300	484 000	231 200	96 300
$M_{c_1} = \frac{c_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}}$		0.7934	0.8133	0.8397	0.8716
$M_{w_2} = \frac{w_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$		0.5613	0.6370	0.7090	0.8223
$T_{2tt}^* = T_{2tt} \cdot \left(\frac{p_2^*}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$	К	1429	1247	1061	877.5
$\eta_u = \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2tt}^*}$		0.8478	0.8683	0.8607	0.8139
$\eta_u^* = \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2tt}^*}$		0.8510	0.8712	0.8642	0.8196

8 РАСЧЕТ ЗАКРУТКИ ПОТОКА

Расчет закрутки потока производится по обратному закону:

$$r^n \cdot \tan(\alpha_1) = \text{const}; \quad (8.1)$$

Применение этого закона обеспечивает высокую эффективность выходного диффузора, поскольку повышение давления у периферии «отжимает» поток газа от стенок диффузора, противодействуя центробежной силе, что приводит к более равномерному распределению потока в радиальном направлении. Градиент давления, обеспеченный этим законом закрутки, показан на рисунке 8.1.

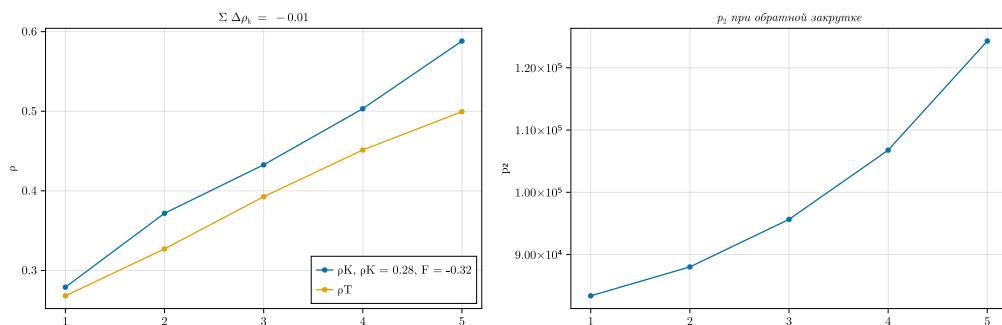


Рисунок 8.1 — Градиент давления на последней ступени в радиальном направлении при обратном законе закрутки

В рассматриваемом расчете происходит варьирование по четырем параметрам:

1. Угол потока в абсолютном движении на периферии: $13^\circ < \alpha_1 < \alpha_{1\text{ cp}}$;
2. Угол потока в относительном движении на периферии $15^\circ < \beta_2^* < 65^\circ$;
3. Параметр, определяющий отрицательный градиент осевой составляющей вектора скорости $-0.5 < F < 0$;
4. Кинематическая степень реактивности в корневом сечении $\rho_k(r'_2)$.

Для поиска желаемых значений этих параметров при ряде выбранных значений α_1 и β_2^* было произведено варьирование по параметрам F и ρ_k , в результате которого было построено поле распределения значений выходного угла в абсолютном движении на периферии α_2 и разницы суммарной кинематической степени реактивности и суммарной полиномиальной степени реактивности Δ при допустимых значениях параметров. Критерием допустимости является моно-

тонный рост давлений p_2 от корня к периферии и значения $\Delta < 0.1$. Полученные поля изображены на рисунке 8.2.

В полученном поле выбираются такие значения параметров, при которых α_2 максимально близок к осевому выходу. Так как это область значений, выбирается точка, для которой градиенты значения α_2 с соседними точками поля минимален, что позволит минимизировать влияние неточности при моделировании и производстве.

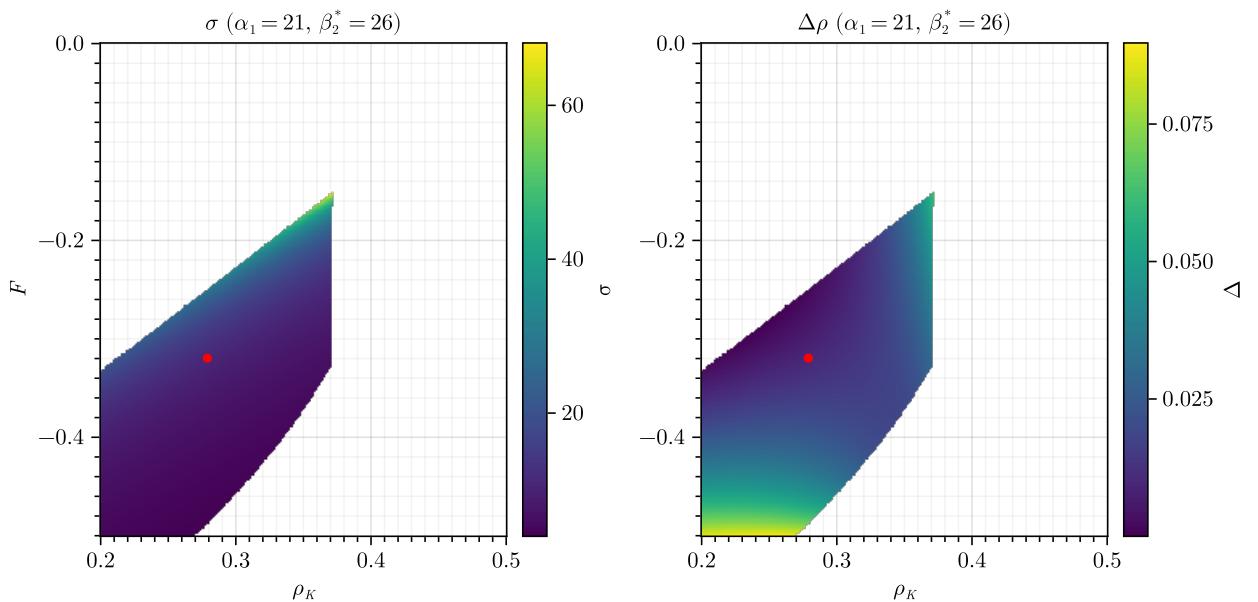


Рисунок 8.2 — Поле распределения значений α_2 и Δ при допустимых значениях параметров

Найдём значения вспомогательных параметров:

$$n_1 = \frac{\ln\left(\frac{\tg(\alpha_{1 \text{ nep}})}{\tg(\alpha_{1 \text{ cp}})}\right)}{\ln\left(\frac{r_{1 \text{ cp}}}{r_{1 \text{ nep}}}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{\tg(21^\circ)}{\tg(23.01^\circ)}\right)}{\ln\left(\frac{0.7293}{0.9166}\right)} = 0.4427; \quad (8.2)$$

$$b_1 = r_{1 \text{ nep}}^{n_1} \cdot \tg(\alpha_{1 \text{ nep}}) = 0.9166^{0.4427} \cdot \tg(21^\circ) = 0.3694; \quad (8.3)$$

$$n_2 = \frac{\ln \frac{\operatorname{tg}(\beta_{2 \text{ nep}}^*)}{\operatorname{tg}(\beta_{2 \text{ cp}}^*)}}{\ln \left(\frac{r_{2 \text{ nep}}}{r_{2 \text{ cp}}} \right)} = \frac{\ln \left(\frac{\operatorname{tg}(26^\circ)}{\operatorname{tg}(29.94^\circ)} \right)}{\ln \left(\frac{0.9166}{0.7293} \right)} = 0.7275; \quad (8.4)$$

$$b_2 = r_{2 \text{ cp}}^{n_2} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{2 \text{ cp}}^*) = 0.7293^{0.7275} \cdot \operatorname{tg}(29.94^\circ) = 0.4578; \quad (8.5)$$

Коэффициенты для определения осевой составляющей скорости в абсолютном движении на выходе из соплового аппарата:

$$A = \frac{F \cdot c_{1z \text{ cp}}}{r_{1 \text{ nep}} - r_{1 \text{ cp}}} = \frac{-0.3195 \cdot 207.2}{0.5 \cdot 0.3343} = -353.5; \quad (8.6)$$

$$\begin{aligned} B &= c_{1z \text{ cp}} - \frac{F \cdot c_{1z \text{ cp}}}{r_{1 \text{ nep}} - r_{1 \text{ cp}}} \cdot r_{1 \text{ cp}} = \\ &= 207.2 - \frac{-0.3195 \cdot 207.2}{0.5 \cdot 0.3343} \cdot 0.7293 = 465.1; \end{aligned} \quad (8.7)$$

Окружная составляющая скорости в относительном движении на корневом диаметре на выходе из рабочего колеса:

$$\begin{aligned} w'_{2u} &= -\frac{u'_1 \cdot w'_{1u} + 2 \cdot u'^2_1 \cdot \rho'_k}{u'_2} = \\ &= -\frac{308.8 \cdot 255.7 + 2 \cdot 308.8^2 \cdot 0.2789}{308.8} = -428.0; \end{aligned} \quad (8.8)$$

Для среднего сечения параметры берутся из расчета по среднему диаметру, для остальных сечений для расчёта применяются формулы, представленные в таблице 8.1.

Результаты расчета закрутки на последней ступени по обратному закону для пяти сечений представлены в таблице 8.1.

Таблица 8.1 — Расчет закрутки для последней ступени

Величина и формула	Ед.из.	Сечение 1	Сечение 2	Сечение 3	Сечение 4	Сечение 5
r	м	0.5420	0.6356	0.7293	0.8230	0.9166
γ	град	0	6	12	18	24
$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{b_1}{r_1^n}\right)$	град	25.85	24.29	23.01	21.93	21
$c_{1z} = r \cdot A + B$	м/с	564.5	532.5	487.9	432.5	367.4
$c_{1u} = \frac{c_{1z}}{\tan(\alpha_1)}$	м/с	273.5	240.4	207.2	174.1	141.0
$c_{1r} = c_{1z} \cdot \tan(\gamma_1)$	м/с	0	25.26	44.05	56.58	62.78
$c_1 = \sqrt{c_{1z}^2 + c_{1u}^2 + c_{1r}^2}$	м/с	627.3	584.7	530.1	469.6	398.5
$u_1 = 2\pi r \cdot \frac{n}{60}$	м/с	308.8	356.4	404.1	451.7	499.3
$u_2 = \pi \frac{n}{60} \left(d_{1c} - \frac{l_1}{2} + \frac{N_0 - 1}{4} l_1 \right)$	м/с	308.8	362.2	415.5	468.9	522.3
$w_{1u} = c_{1u} - u_1$	м/с	255.7	176.0	83.86	-19.20	-132.0
$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{1z}}{w_{1u}}\right)$	град	46.92	53.78	67.97	-83.71	-46.90
$w_1 = \frac{c_{1z}}{w_{1u}}$	м/с	374.4	297.9	223.6	-175.2	-193.1
$w_{2u} = w_{2u}^1 +$	м/с	-428.0	-421.8	-415.5	-409.3	-403.1
$c_{2u} = w_{2u} + u_2$	м/с	-119.2	-59.61	-0.050 65	59.61	119.2
$c_{2z} = -w_{2u} \cdot \tan(\beta_2^*)$	м/с	306.0	268.5	239.4	215.9	196.6
$c_2 = \sqrt{c_{2z}^2 + c_{2u}^2 + c_{2r}^2}$	м/с	328.4	276.5	239.4	234.7	246.0
$c_{2r} = c_{2z} \cdot \tan(\gamma_2)$	м/с	0	28.22	50.88	70.16	87.53
$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{2z}}{c_{2u}}\right)$	град	-68.71	-77.48	-89.99	74.57	58.77
$\beta_2^* = \arctan\left(\frac{b_2}{r_2^n}\right)$	град	35.56	32.48	29.94	27.81	26
$w_2 = \frac{c_{2z}}{\sin(\beta_2^*)}$	м/с	526.1	500.0	479.6	462.8	448.5
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2C_p}$	°C	920.4	942.7	969.0	995.1	1022
$p_1 = p_0^* \cdot \chi^1 \cdot$ $\cdot \left(1 - \frac{c_1^2}{\frac{k}{k-1} \cdot 2R \cdot T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	112 500	123 900	138 400	154 100	171 500
$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$	кг/м³	0.4259	0.4580	0.4978	0.5396	0.5847
$T_{w_1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2C_p}$	°C	981.0	981.0	990.6	1008	1038
$T_2 = T_{w_1}^* - \frac{w_2^2}{2C_p}$	°C	861.3	873.0	891.2	915.8	951.0

$p_2 = p_0^* \cdot \chi^1 \cdot \chi^2 \cdot$ $\cdot \left(1 - \frac{c_1^2 + w_2^2 - w_1^2}{\frac{k}{k-1} \cdot 2R \cdot T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	83 370	88 020	95 650	106 800	124 300
$\rho_2 = \frac{p_2}{T_2 \cdot R}$	кг/м ³	0.3373	0.3513	0.3740	0.4062	0.4554
$\rho_T = \frac{\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$		0.2681	0.3271	0.3926	0.4514	0.4994
$H_p = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$	Дж	68 320	78 550	85 310	83 800	70 180
$H_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$	Дж	211 100	211 300	197 200	166 500	119 300
$\rho_K = \frac{H_p}{H_u}$		0.2789	0.3718	0.4327	0.5032	0.5882
$\rho_{\text{кп}} = a(r - r_1)^2 + b(r - r_1) + c$		0.2789	0.3557	0.4327	0.5100	0.5875
$\Delta\rho_k = \rho_{\text{кп}} - \rho_K$		0	-0.016 07	0	0.006 764	-0.000 689 4

9 ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ РАБОЧЕЙ И СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ

Основываясь на углах из таблицы 8.1, строятся треугольники скоростей и профили для 5 сечений рабочей и сопловой лопатки последней ступени турбины. Построение профилей проводится по средней линии и использует кубический сплайн в форме Эрмита для описания средней линии, спинки и корытца. Такой подход позволяет автоматизировать процесс, что выгодно отличает его от метода окружностей, а также упрощает компьютерную обработку и анализ полученных профилей.

Применение именно этой кривой обусловлено тем, что для её построения необходимы координаты и касательный угол в начальной (x_1, y_1, α_1) и конечной (x_2, y_2, α_2) точках — то есть все данные о геометрии, полученные в ходе расчета в разделе 8. Построение проводится с помощью введения дополнительного параметра относительной координаты $t(x)$ и описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} h = (x_2 - x_1) \\ t(x) = (x - x_1)/h \\ p(t) = y_1 \cdot (1 + 2t)(1 - t)^2 + y_2 \cdot t^2(3 - 2t) + \\ + h \cdot [\operatorname{tg}(\alpha_1)t(1 - t)^2 + \operatorname{tg}(\alpha_2)t^2(t - 1)] \end{cases} \quad (9.1)$$

Помимо этого, сплайн в форме Эрмита может быть переведён в сплайн в форме Безье и обеспечивает гладкость (непрерывность первой производной) в точках соприкосновения с секторами окружностей передней и задней кромок [2].

Для демонстрации конфузорности профилей для каждой точки корытца были подобраны ближайшие точки спинки соседнего профиля, по этим данным построено поле распределения расстояния между профилями вдоль канала. Расстояния в этом поле показаны с помощью перцептивно равномерной цветовой шкалы *viridis*.

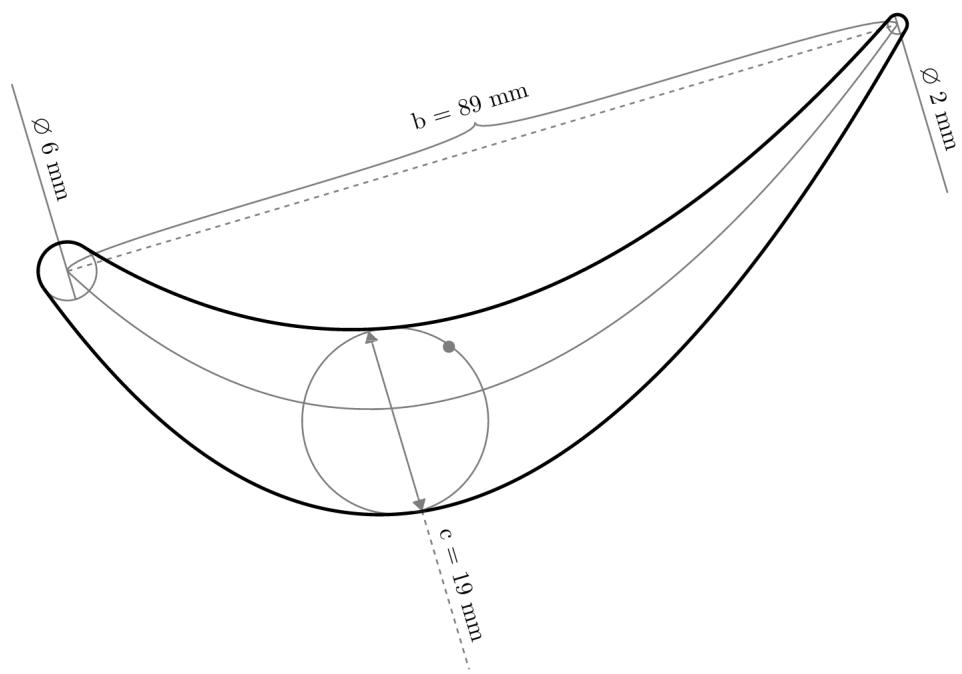


Рисунок 9.1 — Профиль РЛ в корневом сечении

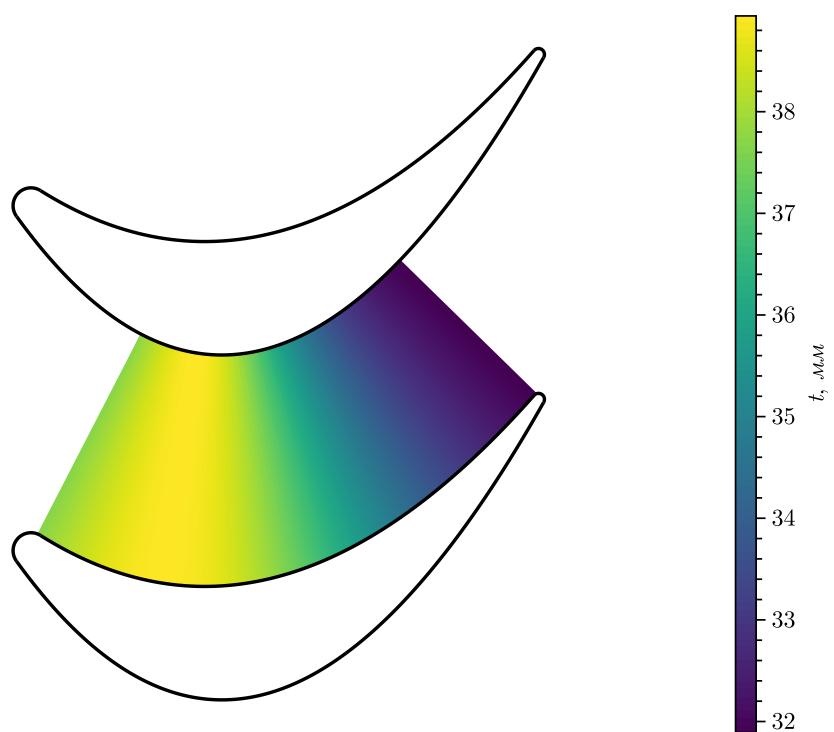


Рисунок 9.2 — Проверка конфузорности РЛ в корневом сечении

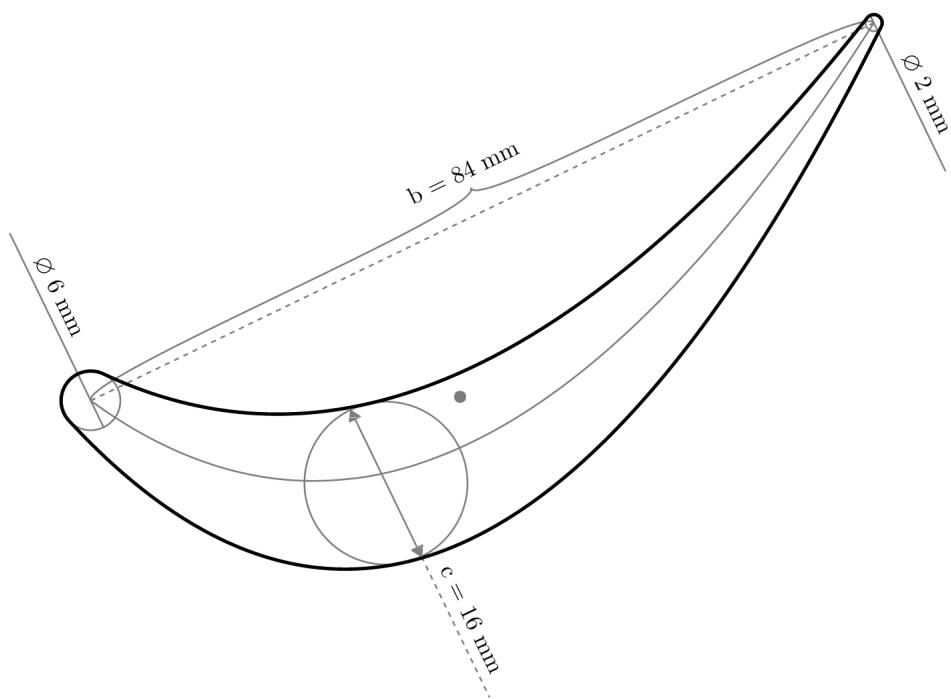


Рисунок 9.3 — Профиль РЛ в средне-корневом сечении

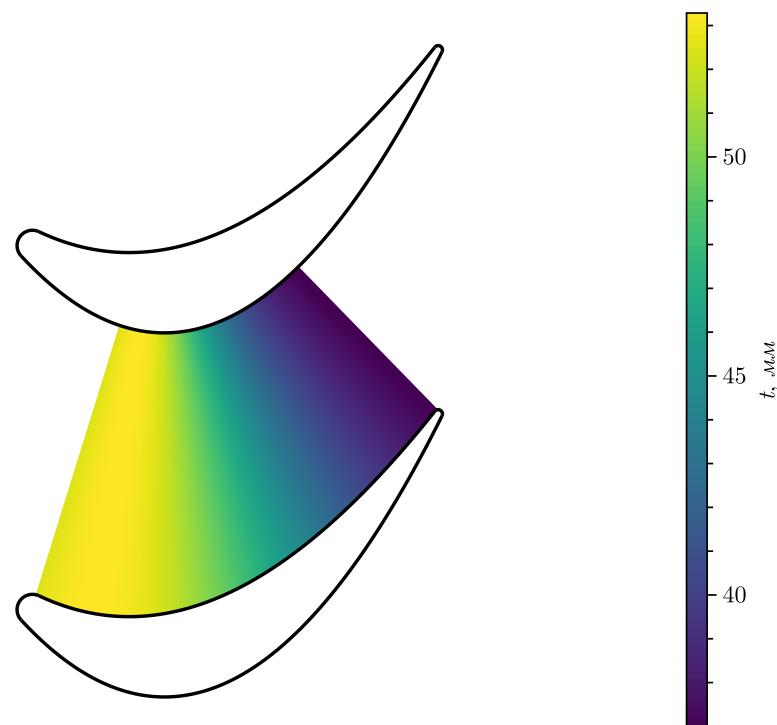


Рисунок 9.4 — Проверка конфузорности РЛ в средне-корневом сечении

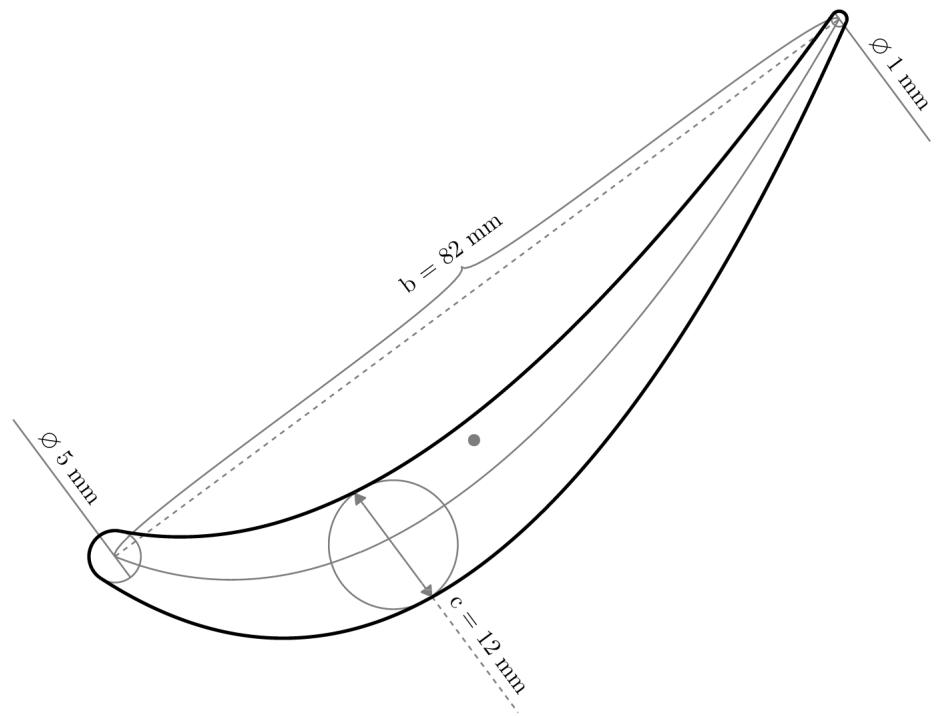


Рисунок 9.5 — Профиль РЛ в среднем сечении

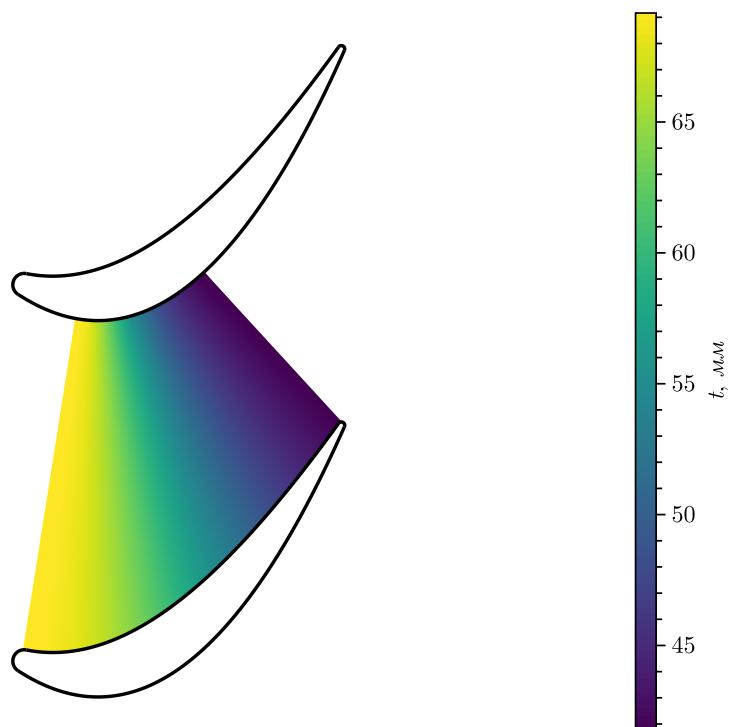


Рисунок 9.6 — Проверка конфузорности РЛ в среднем сечении

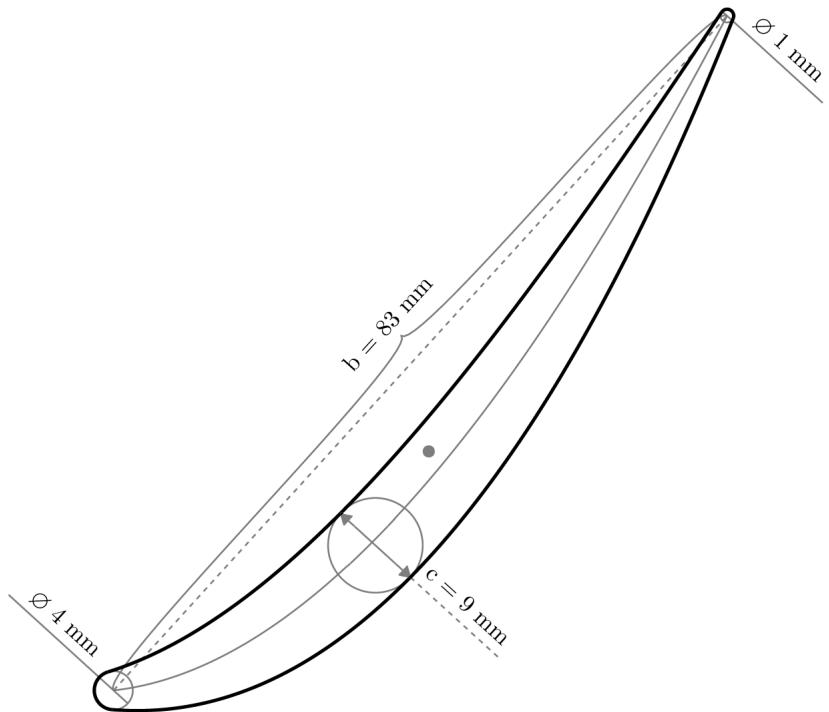


Рисунок 9.7 — Профиль РЛ в средне-периферийном сечении

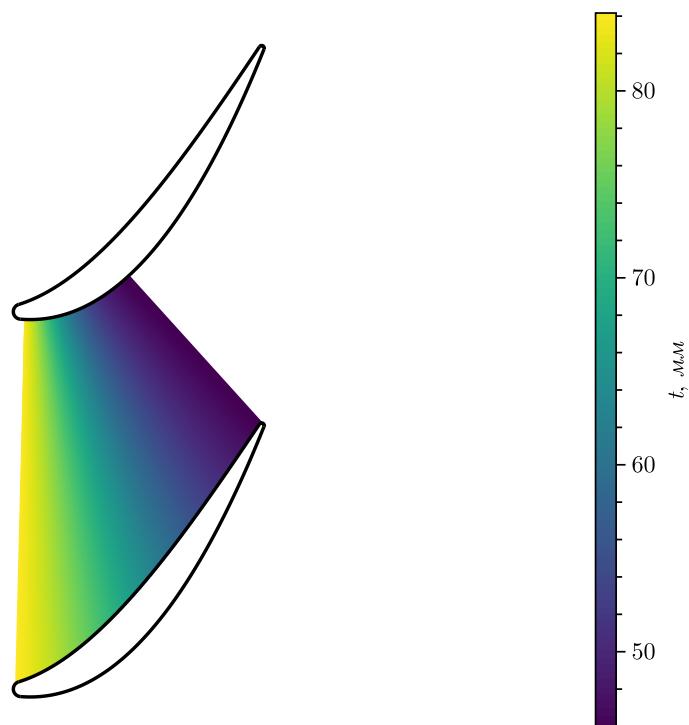


Рисунок 9.8 — Проверка конфузорности РЛ в средне-периферийном сечении

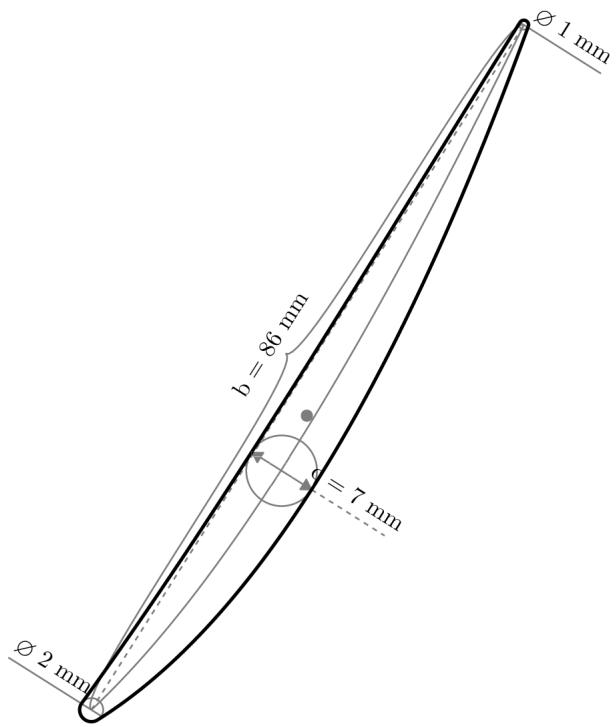


Рисунок 9.9 — Профиль РЛ в периферийном сечении

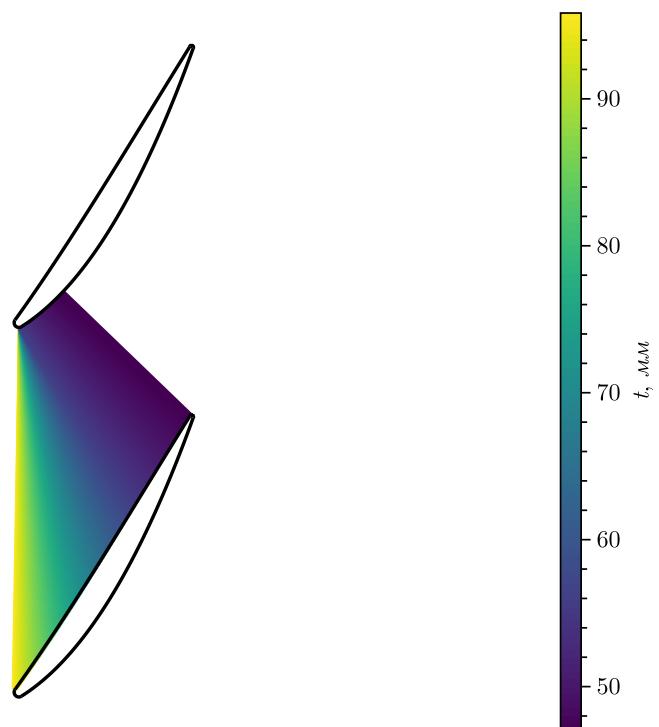


Рисунок 9.10 — Проверка конфузорности РЛ в периферийном сечении

Профили сопловых лопаток

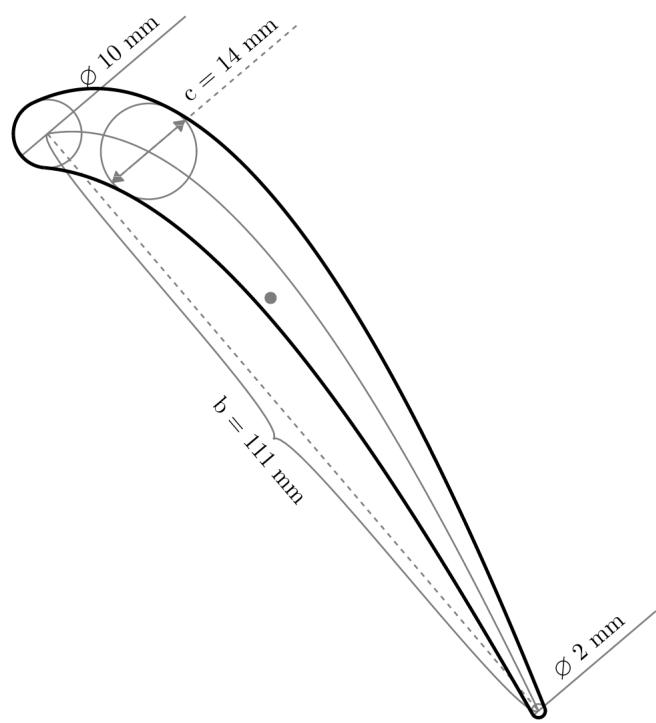


Рисунок 9.11 — Профиль СЛ в корневом сечении

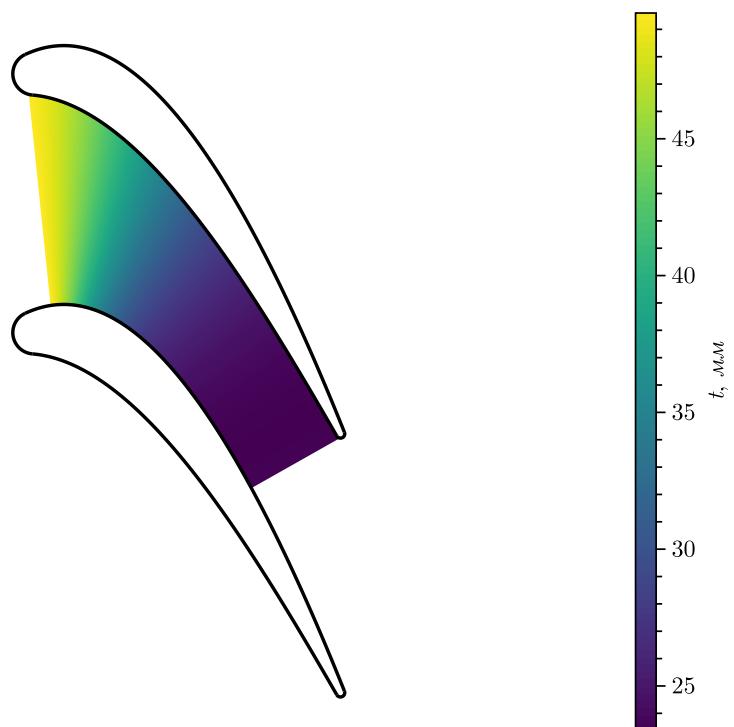


Рисунок 9.12 — Проверка конфузорности СЛ в корневом сечении

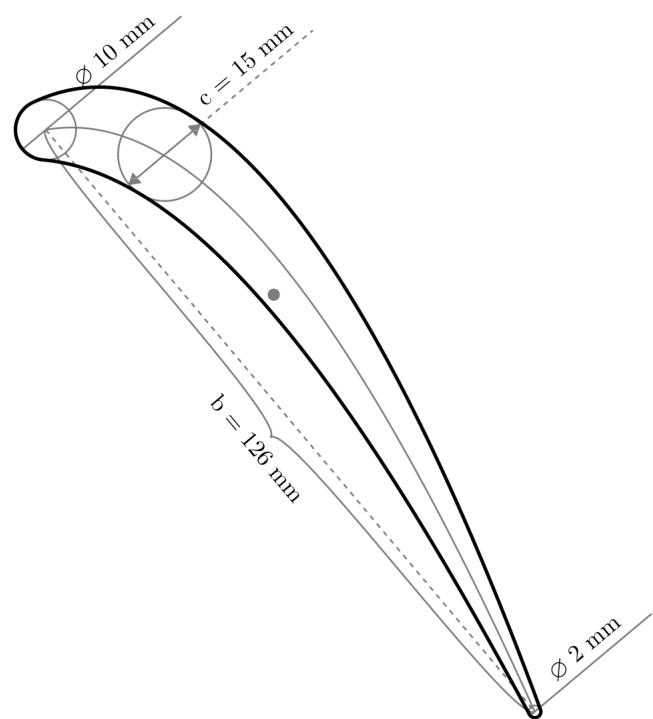


Рисунок 9.13 — Профиль СЛ в средне-корневом сечении

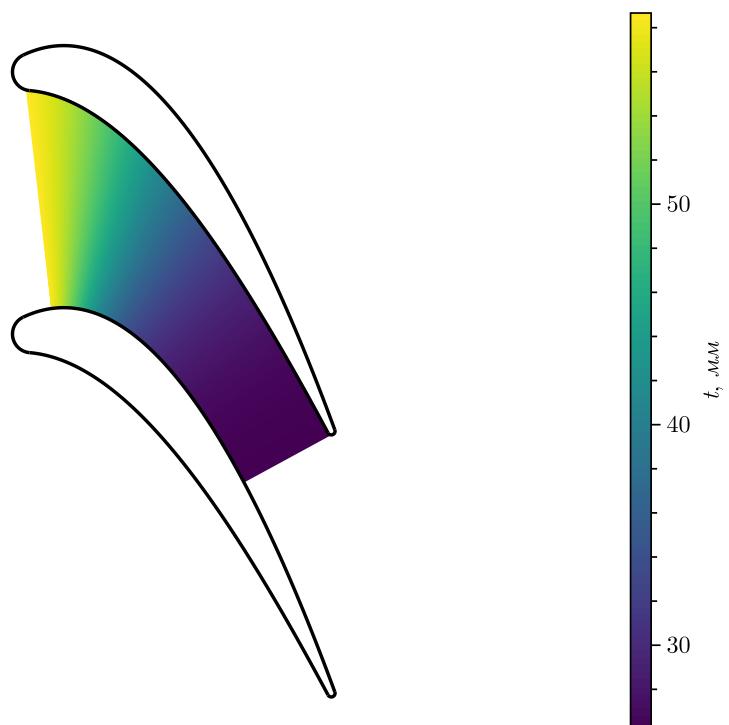


Рисунок 9.14 — Проверка конфузорности СЛ в средне-корневом сечении

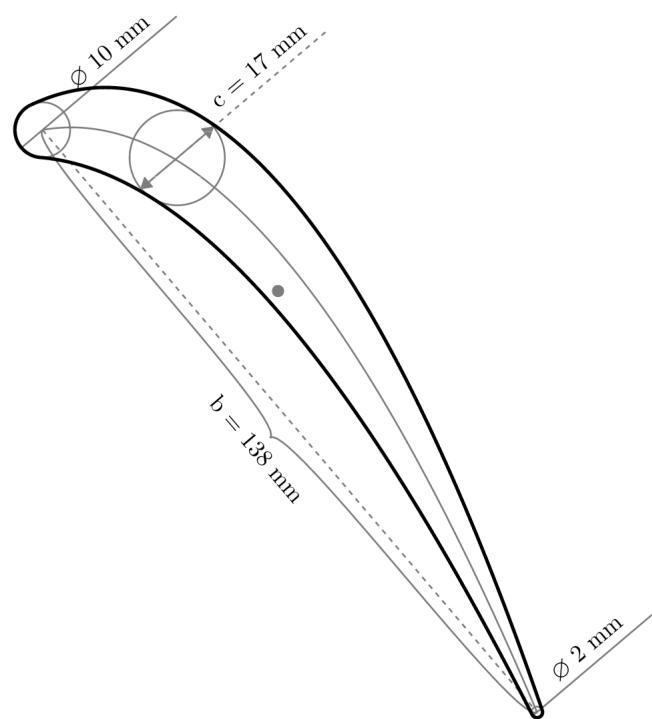


Рисунок 9.15 — Профиль СЛ в среднем сечении

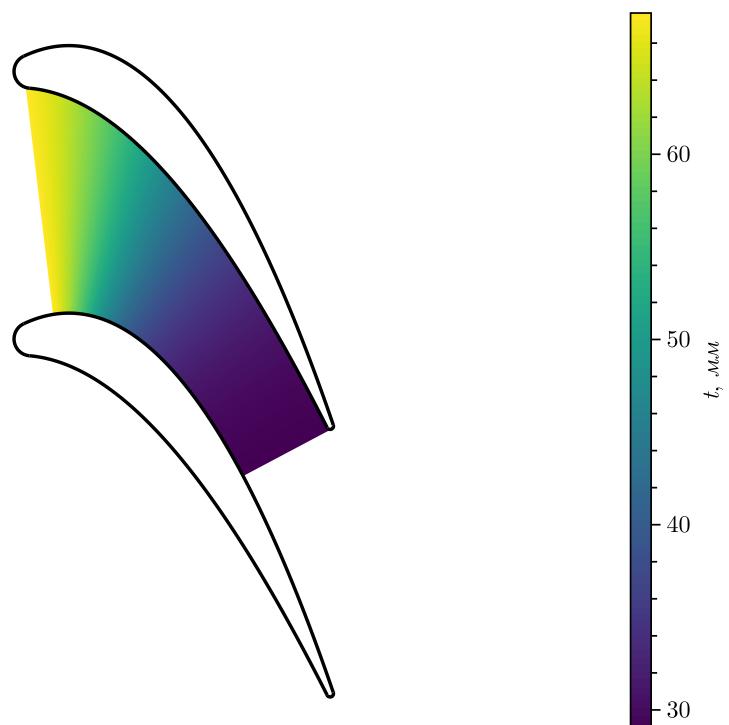


Рисунок 9.16 — Проверка конфузорности СЛ в среднем сечении

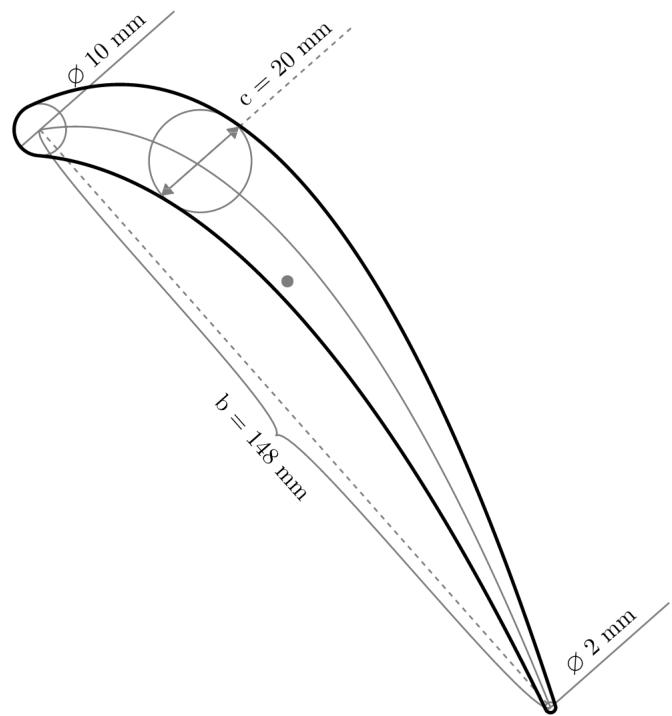


Рисунок 9.17 — Профиль СЛ в средне-периферийном сечении

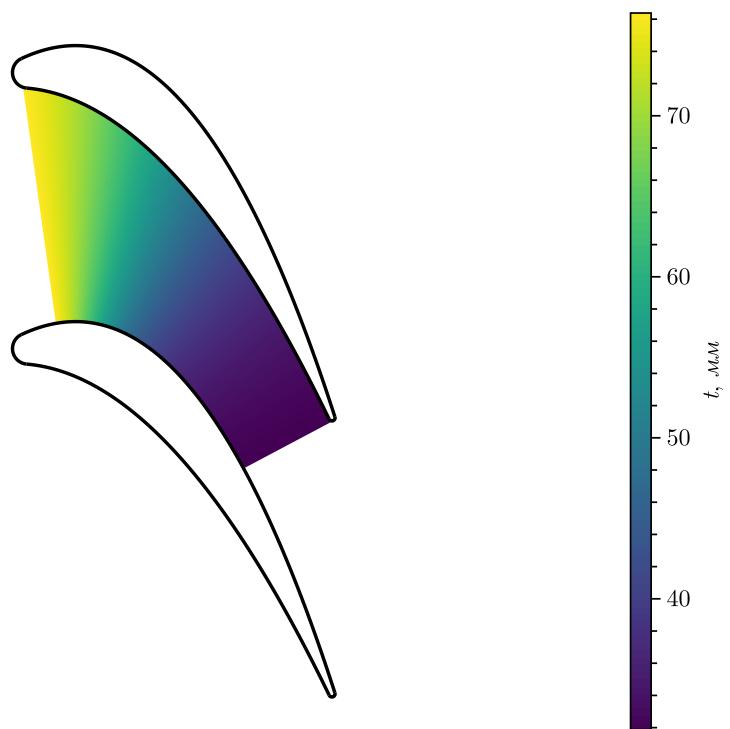


Рисунок 9.18 — Проверка конфузорности СЛ в корневом сечении

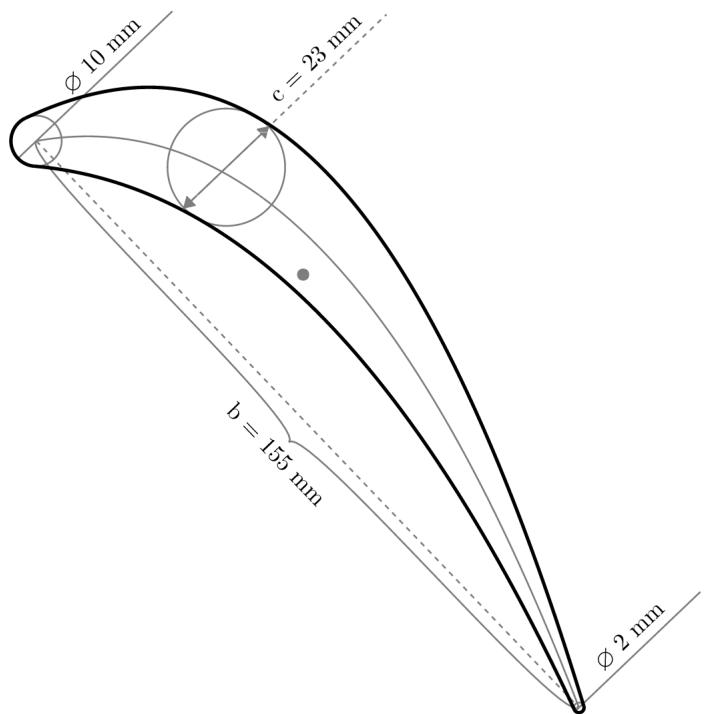


Рисунок 9.19 — Профиль СЛ в периферийном сечении

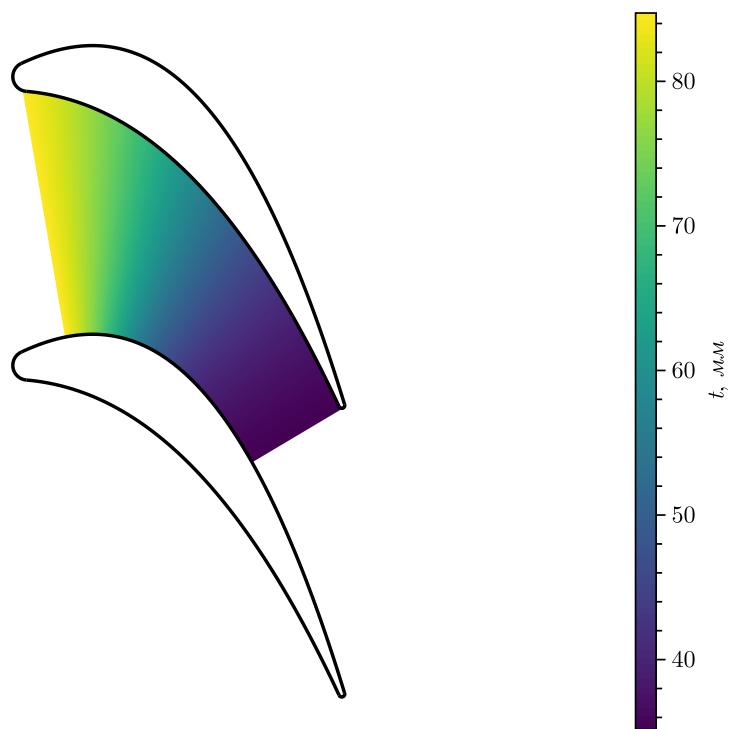


Рисунок 9.20 — Проверка конфузорности СЛ в корневом сечении

На рисунках 9.21 и 9.22 изображены соответственно центрированные комбинированные изображения профилей сопловой и рабочей лопаток.

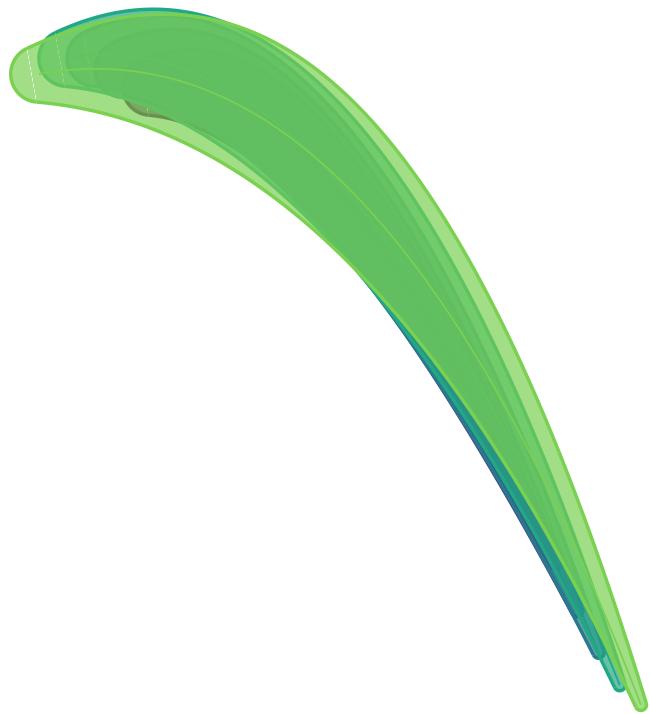


Рисунок 9.21 — Центрированная комбинация всех профилей СЛ



Рисунок 9.22 — Центрированная комбинация всех профилей РЛ

По полученным профилям и геометрии продольного сечения, изображенной на рисунке 6.1, строится перо рабочей и сопловой лопатки последней ступени турбины. Для этого используется Waterfall-cad [3] — Haskell-враппер геометрического ядра OpenCASCADE, позволяющий автоматизировать построение рассматриваемых моделей, уменьшив время на их создание и исключив вероятность ошибки. Итогом этого шага являются две корректно спозиционированные относительно начала координат step-модели.

Затем полученные модели загружаются в SolidWorks, в котором для РЛ строится бандажная полка и хвостовик, а для сопловой лопатки — фрагменты диафрагмы.

Также на этом этапе строится модель диска последней ступени

10 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ

10.1 Газодинамический расчет последней ступени

10.1.1 Подготовка меридионального контура проточной части

Для проведения расчета необходимо подготовить обвод меридионального контура последней ступени, изображенный на рисунке 10.1. Обвод получен выделением характерных точек из продольного разреза проектируемой установки.

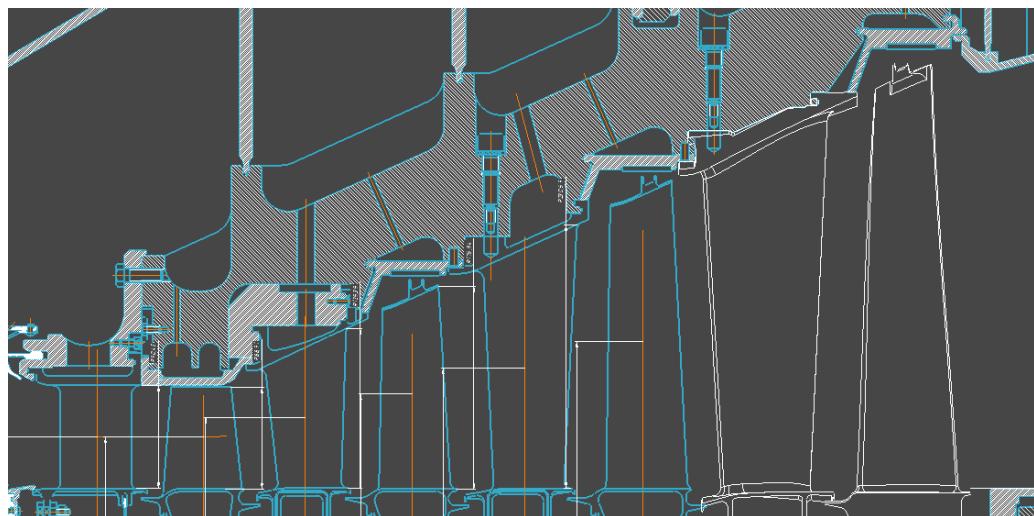


Рисунок 10.1 — Меридиональный контур последней ступени турбины

10.1.2 Подготовка CAD-модели последней ступени турбины к расчету в ANSYS CFX

Для подготовки модели к расчету необходимо корректно разместить CAD-модель сопловой и рабочей лопаток последней ступени турбины и полученный на предыдущем шаге меридиональный обвод.

По полученному результату строится FlowPath, необходимый для корректного прохождение моделируемого потока через рабочие колеса и сопловой аппарат. На рисунке 10.2 показан готовый экспорт геометрии в Ansys TurboGrid для построения сетки на примере сопловой лопатки.

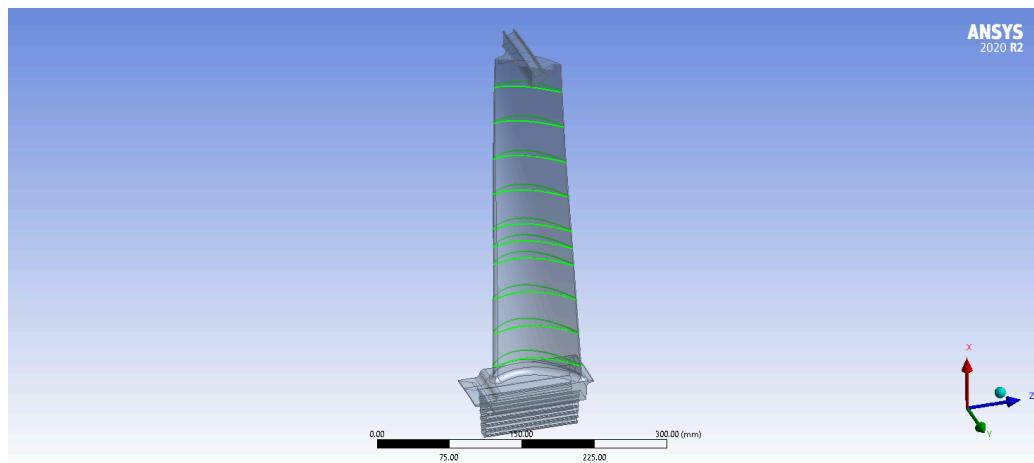


Рисунок 10.2 — Готовая для построения сетки в TurboGrid модель

10.1.3 Построение расчетной сетки

С помощью модуля Turbogrid построена расчетная сетка для сопловой (рисунок 10.3) и рабочей (рисунок 10.4) лопаток с использованием метода Target Passage Mesh Size. Эта сетка заполняет пространство вне лопаток внутри двух секторов, соответствующих одной сопловой и одной рабочей лопатке и предназначена для использования метода конечных объемов (МКО). Количество сеточных элементов: 249753 для сопловой лопатки и 253400 для рабочей лопатки, число узлов: 268800 для сопловой лопатки и 267597 для рабочей лопатки.

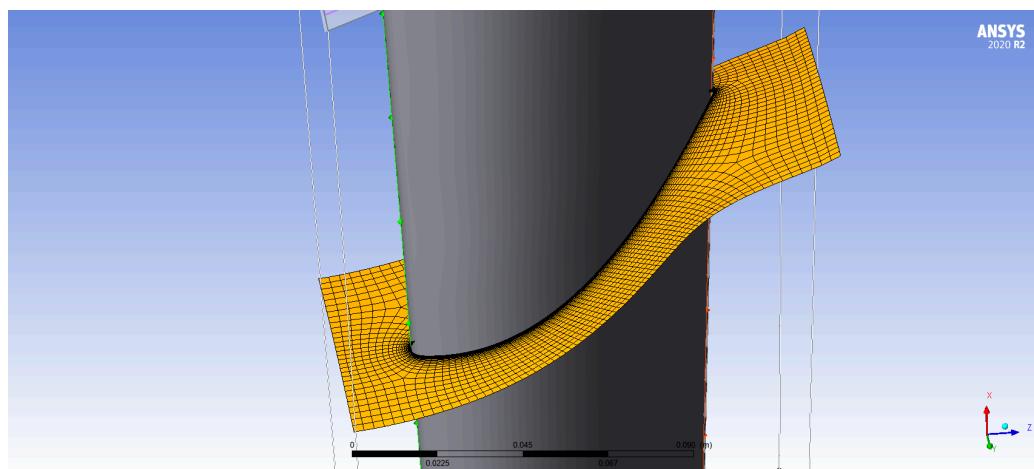


Рисунок 10.3 — Расчетная сетка для сопловой лопатки

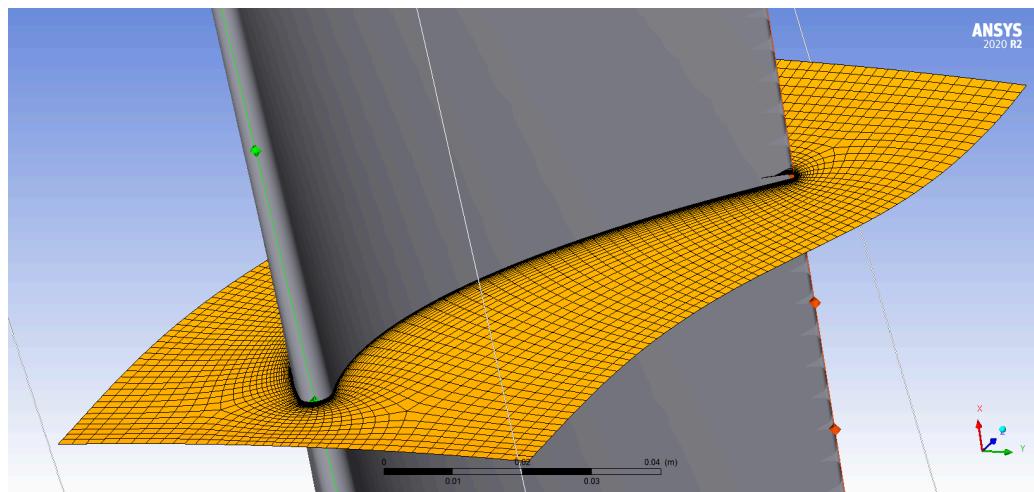


Рисунок 10.4 — Расчетная сетка для рабочей лопатки

10.2 Расчет турбинной ступени в Ansys CFX-Solver Manager

Для выполнения расчета в блоке CFX-Pre необходимо задать граничные условия. Указывается число лопаток, 59 рабочих и 52 сопловых. Для сопловой лопатки указывается тип закрепления Stationary (неподвижный), а для рабочих — Rotating (вращающийся) с частотой вращения 5441 об/мин. В качестве модели рабочего тела используется идеальный газ. В качестве модели турбулентности выбрана $k-\omega$ SST, поскольку она подходит для определения точек отрыва, а также использует функцию для плавного перехода от стандартной модели $k-\omega$ вблизи стенки к модели $k-\varepsilon$ в во внешней части потока.

Параметры рабочего тела на входе и на выходе из моделируемой ступени заданы в соответствии с аналитическим расчетом:

1. $T_0^* = 1090.46$ К — полная температура на входе в ступень;
2. $P_0^* = 231169$ Па — полное давление на входе в ступень;
3. $\alpha_1 = 90^\circ$ — угол входа в сопловой аппарат последней ступени;
4. $P_2 = 95649.2$ Па — статическое давление за последней ступенью турбины.

Между областью сопловой и рабочей лопатки выбран тип интерфейса Stage. Он осредняет параметры потока по окружности, сглаживая нестационарное взаимодействие между решетками. Расчетная модель показана на рисунке 10.5.

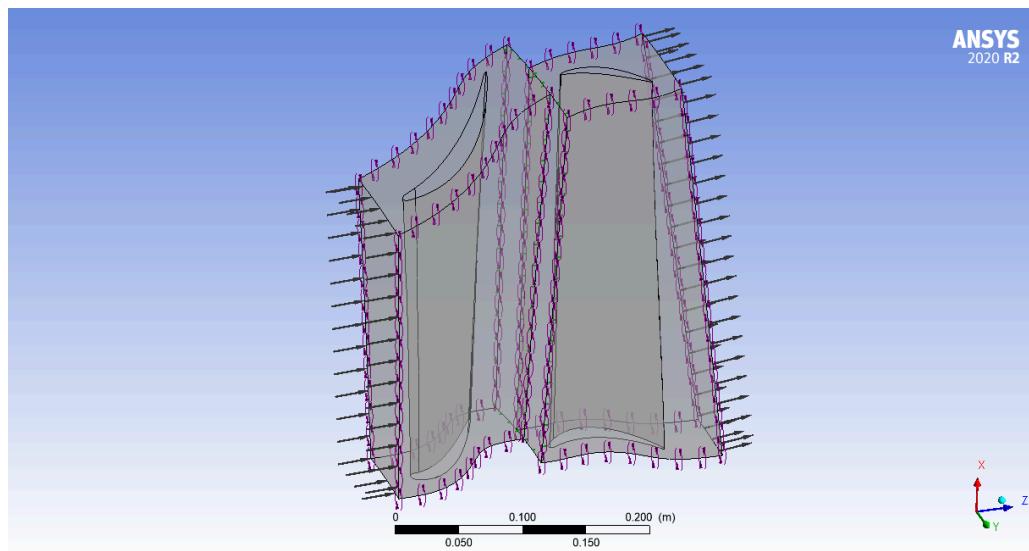


Рисунок 10.5 — Модель последней ступени, подготовленная для гидродинамического расчета

На рисунке 10.6 показан график невязок расчета. Их значения в районе 10^{-6} свидетельствуют о сходимости расчета.

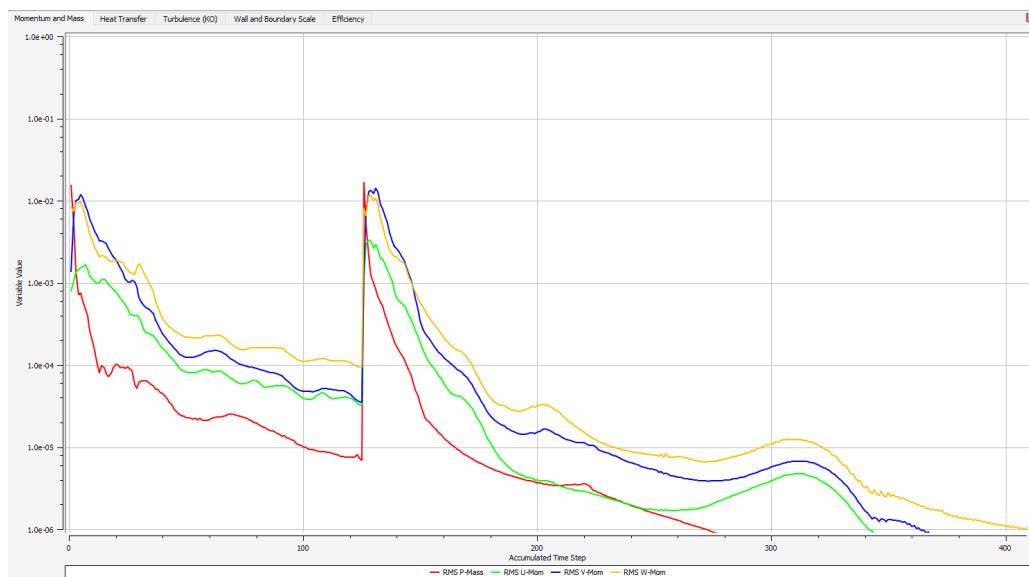


Рисунок 10.6 — График невязок

На рисунках 10.7-10.11 изображены линии тока скорости в межлопаточном канале, причем для сопловой лопатки показана скорость в абсолютном движении, а для рабочей — в относительном. Видно, что ни за сопловой, ни за рабочей лопаткой нет вихрей, вход на рабочую лопатку безударный.

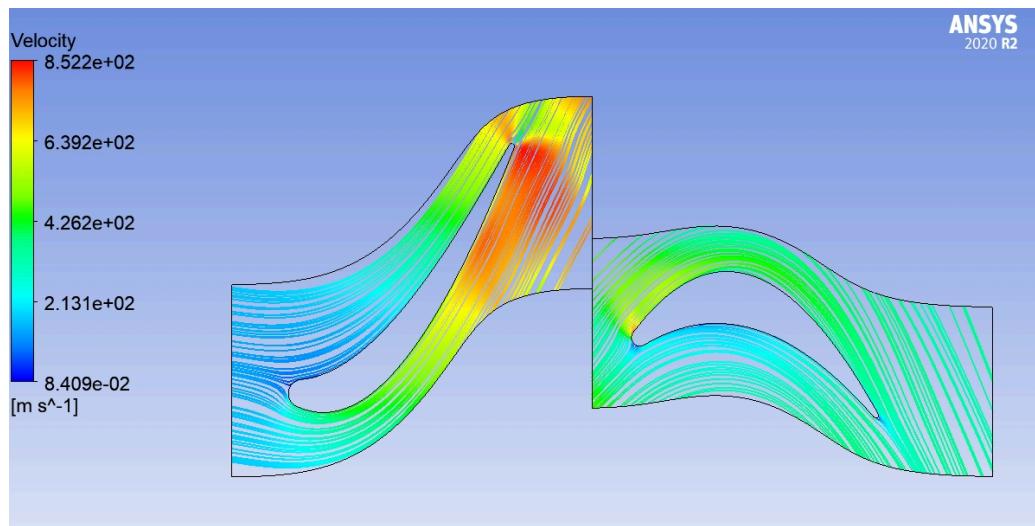


Рисунок 10.7 — Линии тока в корневом сечении

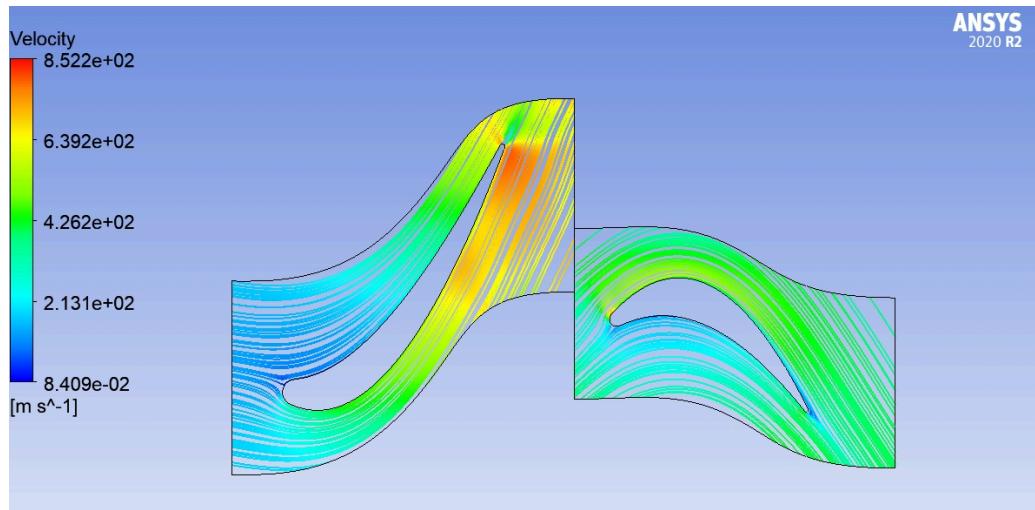


Рисунок 10.8 — Линии тока в средне-корневом сечении

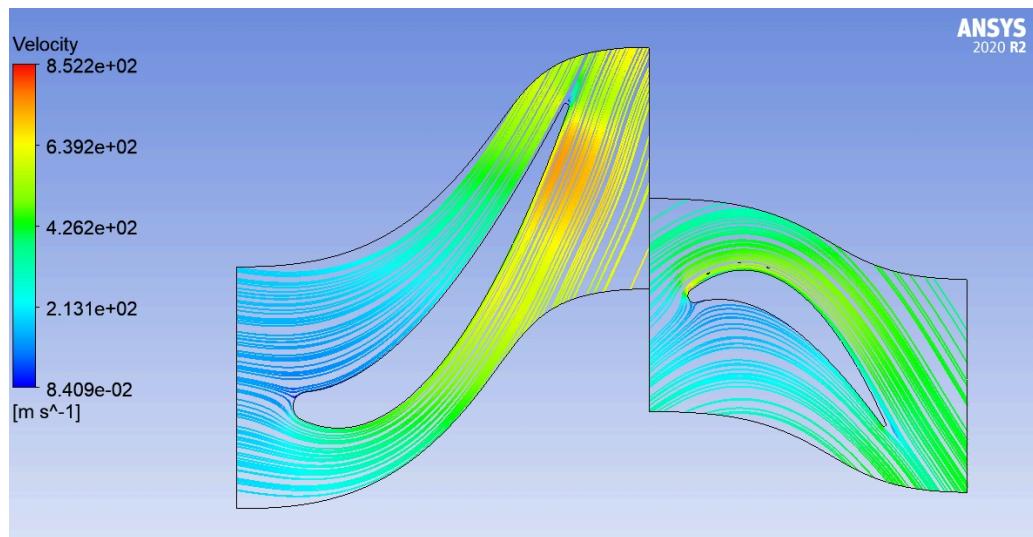


Рисунок 10.9 — Линии тока в среднем сечении

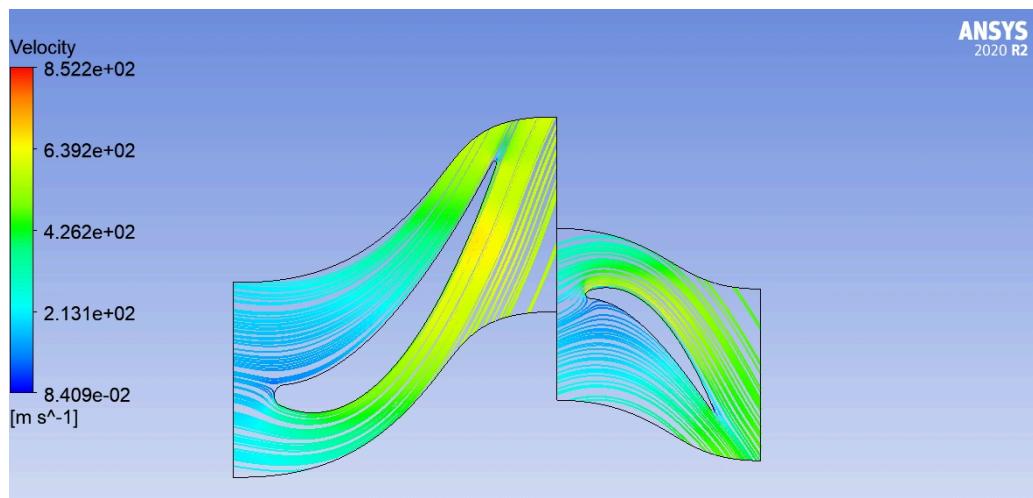


Рисунок 10.10 — Линии тока в средне-периферийном сечении

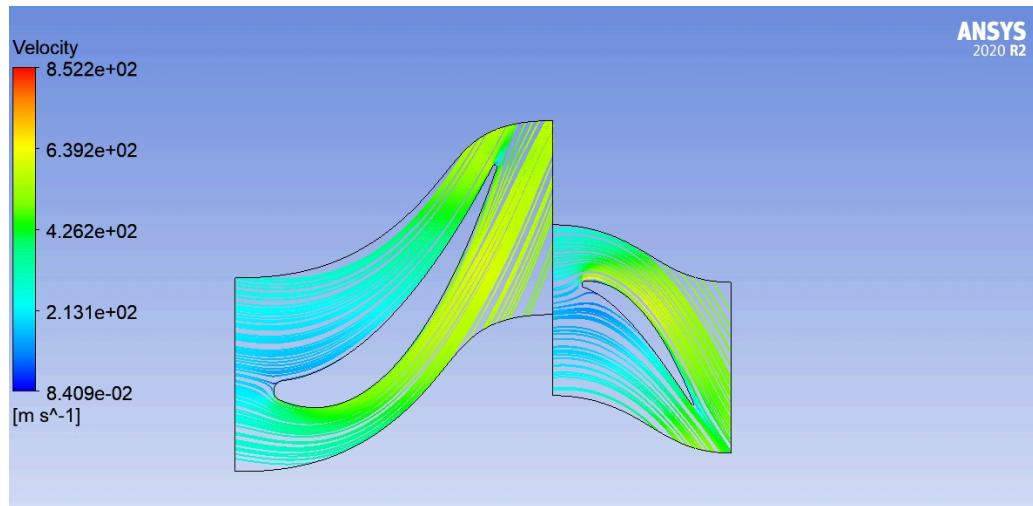


Рисунок 10.11 — Линии тока в периферийном сечении

10.3 Расчет рабочей лопатки на прочность и вибонадежность

Для оценки надежности рабочей лопатки необходимо выполнить статический прочностной расчет, который покажет, удовлетворяет ли спроектированная лопатка предъявляемым к ней условиям. Выполненный в главе 1 газодинамический расчет позволяет определить поля температур и давлений для рабочей лопатки в установившемся режиме обтекания. Эти поля используются в качестве исходных данных для прочностного расчета.

Расчет будет проведен с помощью модуля Ansys Mechanical. Этот модуль позволяет вычислить напряженно-деформированное состояние лопатки под действием стационарных нагрузок. Основными такими нагрузками для турбинной лопатки являются:

1. Газодинамическая нагрузка, обусловленная перепадом давления на профиле лопатки;
2. Центробежная нагрузка, обусловленная вращением ротора;
3. Тепловая нагрузка, обусловленная неравномерным нагревом лопатки.

В качестве материала рабочей лопатки использован суперсплав на основе никеля — Inconel 792 (IN-792). Он обладает необходимыми для лопаток газовой турбины свойствами:

- Высокой температурой плавления ($\approx 1425^{\circ}\text{C}$);
- Высокой прочностью и ударной вязкостью;
- Устойчивость к ползучести и усталости.

Воспроизведение термофизических свойств материала производилось по его химическому составу в программе JMatPro.

Для прочностного расчета была построена сеточная модель рабочей лопатки, содержащая 90227 элементов и 141755 узлов. Эта модель изображена на рисунке 10.12.

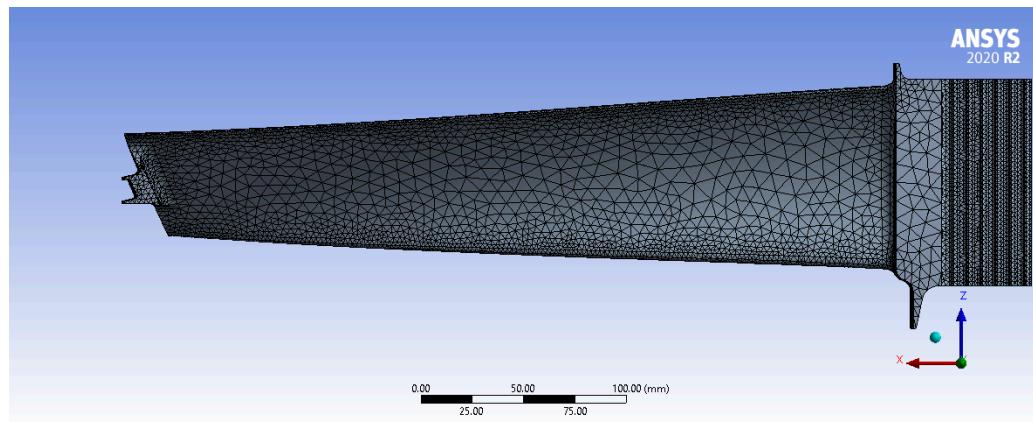


Рисунок 10.12 — Сеточная модель рабочей лопатки

10.3.1 Расчет рабочей лопатки на статическую прочность в рамках упругой постановки

Упругая постановка прочностного расчета предполагает его проведение в рамках действия закона Гука. Деформации при такой постановке прямо пропорциональны напряжениям, при полном снятии нагрузки конструкция возвращается в исходное состояние.

В качестве граничных условий задается скорость вращения, закрепление хвостовика с помощью условия Fixed Support и бандажа лопатки с помощью условия Displacement. Примененные условия изображены на рисунке 10.13. Также на лопатку импортируется и экстраполируется поле температур пера лопатки, полученное как результат газодинамического расчета (рисунок 10.14), и давления от протекающего газа (рисунок 10.15).

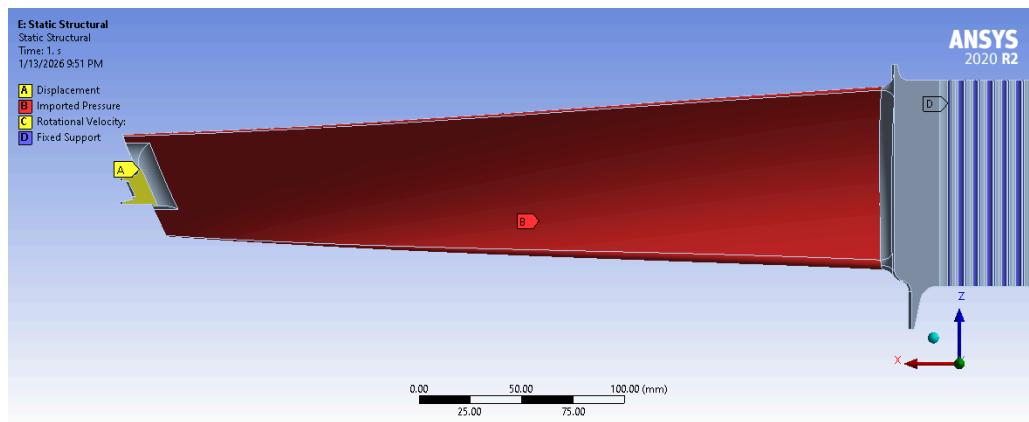


Рисунок 10.13 — Граничные условия для рабочей лопатки

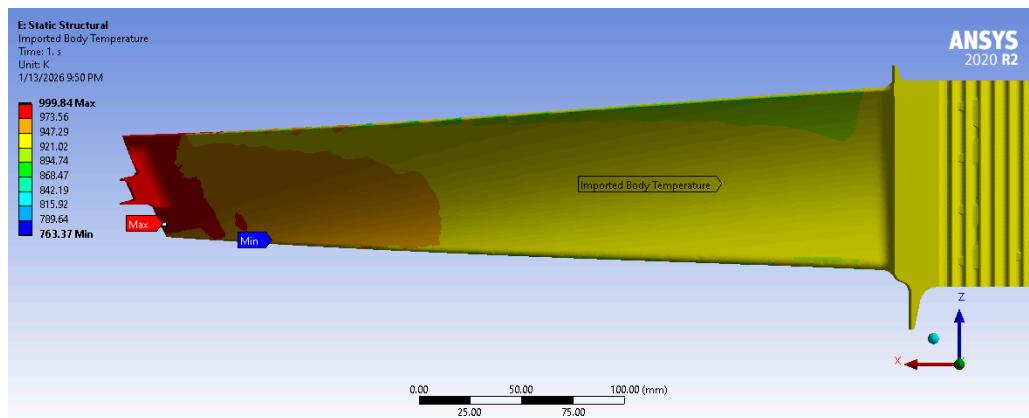


Рисунок 10.14 — Температура на рабочей лопатке

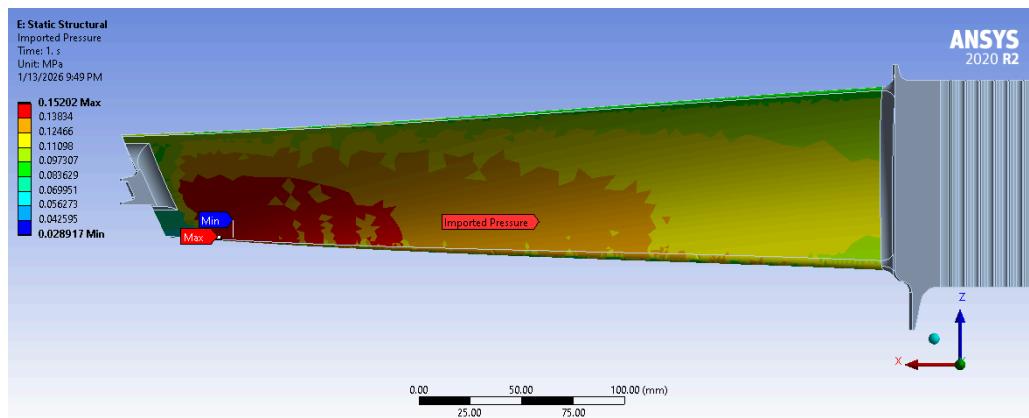


Рисунок 10.15 — Давления на рабочей лопатке

Далее в блоке Static Structural проводится расчет, результаты которого показаны на рисунках 10.16 и 10.17.

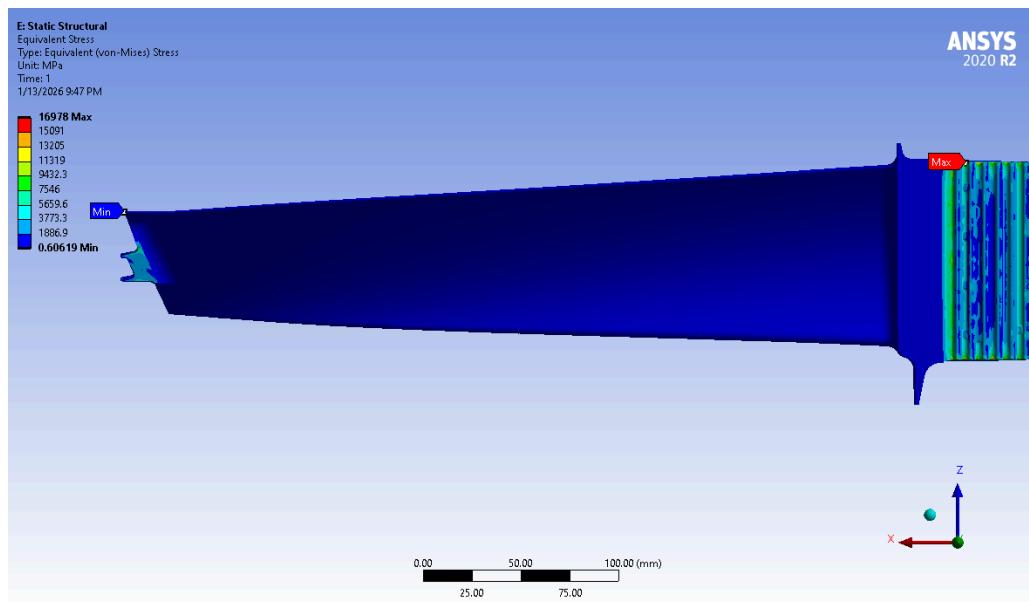


Рисунок 10.16 — Распределение эквивалентных напряжений

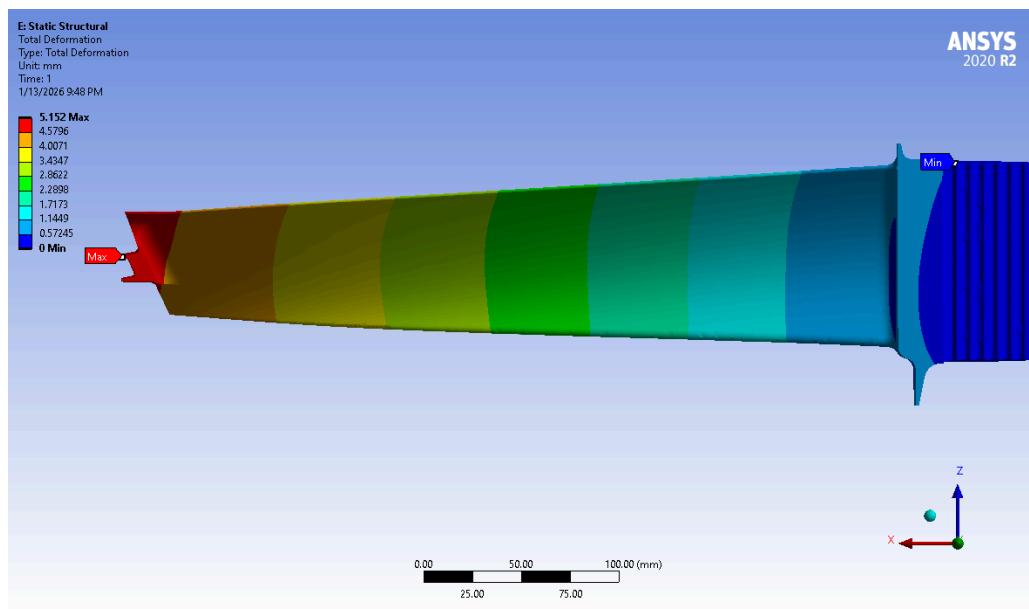


Рисунок 10.17 — Распределение абсолютных деформаций

Из представленных выше эпюор видно, что максимальные значения напряжений достигаются в области хвостовика. Их высокие значения связаны с недостатками упругой постановки расчета, о чём было сказано ранее. Величина и характер перемещений не содержит аномалий.

Для получения выводов о прочности лопатки, по полученным данным о напряжениях необходимо оценить запас статической прочности. Для этой оценки используется третья теория прочности, которая устанавливает, что причиной перехода материала в пластическое состояние являются максимальные касательные

напряжения. Критерий прочности, опирающийся на эту теорию, формулируется так:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma], \quad (10.1)$$

где σ_1 — максимальное главное напряжение;

σ_3 — минимальное главное напряжение;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение на растяжение.

Изходя из формулы (10.1), из эпюры распределения напряжений необходимо определить следующие данные для нескольких точек:

- Maximum Principal Stress — максимальное главное напряжение;
- Minimum Principal Stress — минимальное главное напряжение.

В таблице 10.1 приведены результаты расчета коэффициента запаса прочности:

Таблица 10.1 — Определение коэффициента запаса прочности

	Температура, °C	$\sigma_{0.2}^t$, МПа	σ_{\max} , МПа	σ_{\min} , МПа	$\sigma_{\text{экв}}$, МПа	n_T
Хвостовик	700	750	459	-4388	4847	0.139261
Перо	650	779	1189	43	1146	0.510471
Бандаж	650	779	1340	96	1244	0.470257

Полученные значения коэффициентов запаса прочности для каждой зоны меньше 1.1, что свидетельствует о невыполнении условия прочности в упругой постановке. Для уточнения результата требуется провести расчет в упруго-пластической постановке.

10.3.2 Расчет рабочей лопатки на статическую прочность в рамках упруго-пластической постановки с циклограммой нагрузления

Если при упругой постановке все деформации полностью исчезают после снятия нагрузки, в упруго-пластической постановке рассматриваются пластические деформации, которые сохраняются после снятия нагрузки. Такие деформации связаны с перераспределением дислокаций кристаллической решетки материала, в связи с чем и напряжения «перекладываются» на менее нагруженные области тела.

Расчет в упруго-пластической постановке проводится, чтобы учесть:

1. Особое напряженно-деформированное состояние лопатки в зонах концентрации напряжений (например, в районе контактных площадок хвостовика), в которых происходит перераспределение напряжений;
2. Последовательность циклов нагружения, соответствующую условиям эксплуатации турбины;
3. Остаточные деформации и их влияние на долговечность конструкции.

Для проведения расчета в блоке Static Structural создаётся циклограмма нагружения, соответствующая условиям эксплуатации турбины. Используемая циклограмма показана на рисунке 10.18.

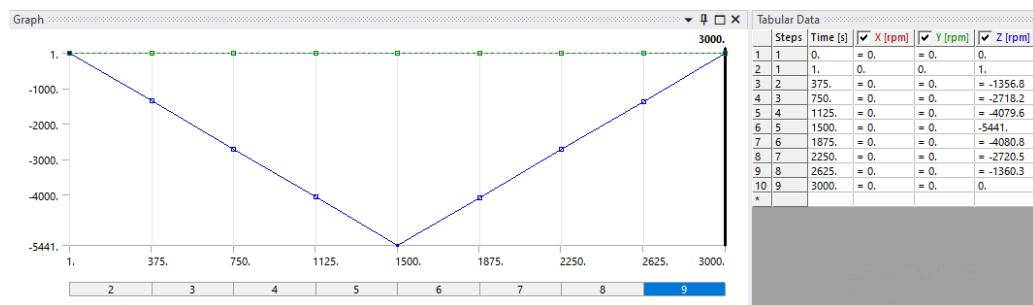


Рисунок 10.18 — Циклограмма нагружения

В качестве критерия сходимости используется Force Convergence — отображение значений невязок по силам для каждого уравнения. Физический смысл заключается в оценке дисбаланса между внутренними и внешними силами в узлах сетки. Уменьшение невязок на несколько порядков свидетельствует о достижении равновесного состояния. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока максимальная невязка не станет меньше установленного предела для всех шагов нагружения, что свидетельствует о выполнении уравнений равновесия с требуемой точностью и корректном учёте пластического поведения материала. Полученный график невязок показан на рисунке 10.19.

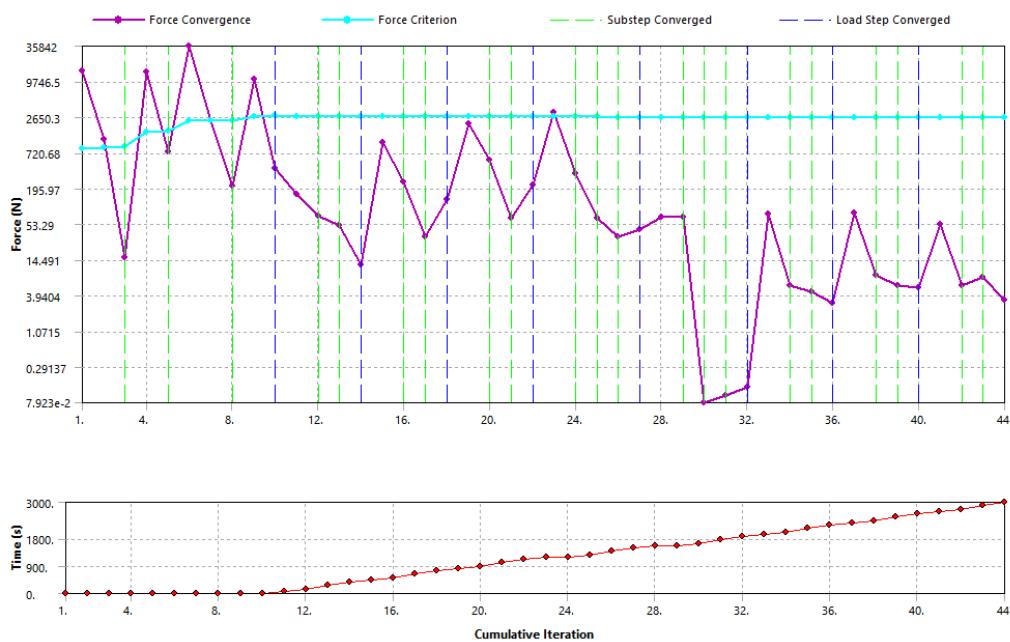


Рисунок 10.19 — График невязок

В результате были получены эпюры распределения эквивалентных напряжений (рисунок 10.20) и распределения эквивалентных практических деформаций (рисунок 10.21).

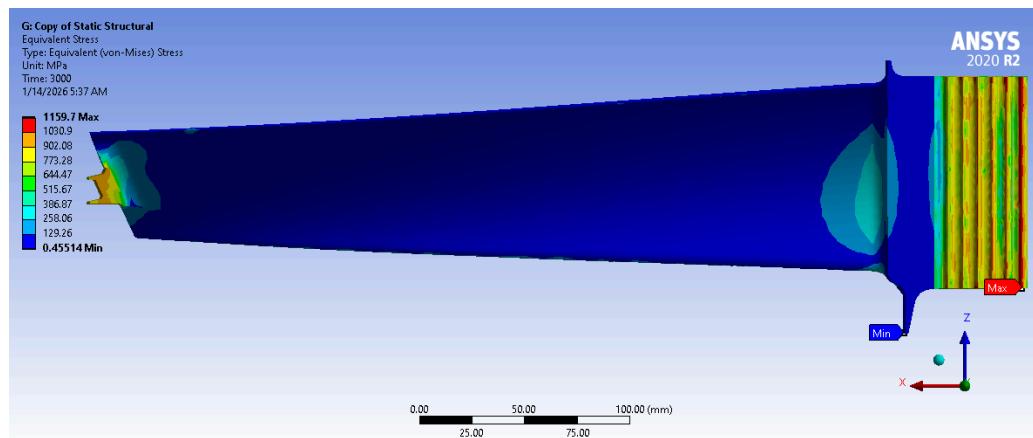


Рисунок 10.20 — Эпюра распределения эквивалентных напряжений

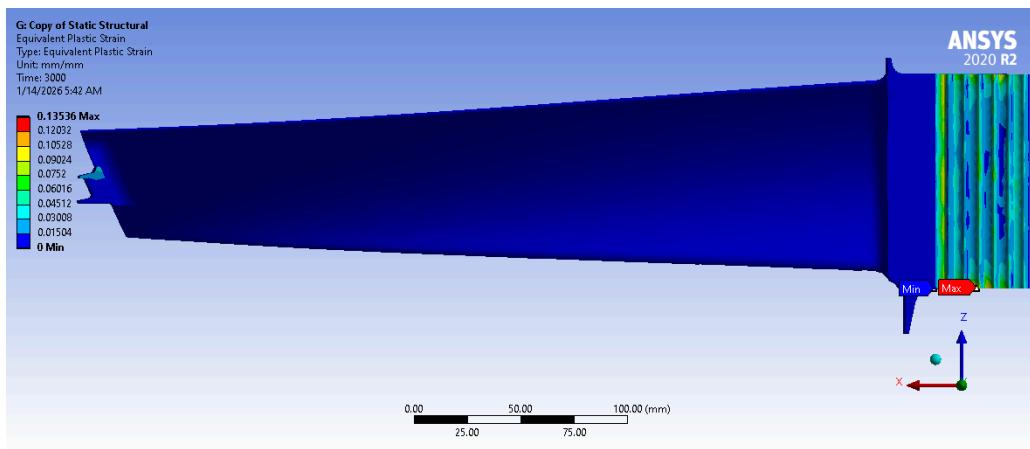


Рисунок 10.21 — Эпюра распределения эквивалентных пластических деформаций

Видно, что максимальные эквивалентные напряжения снизились по сравнению с упругим расчетом с 16978 МПа до 1159.7 МПа. Это объясняется перераспределением внутренних сил в рамках больших площадей, возникающих в результате перехода материала в зону пластических деформаций.

Эквивалентные пластические деформации являются ключевым параметром для оценки деформации материала, ненулевые значения которого указывают на зоны, где произошло необратимое изменение структуры материала. Видно, что в зонах хвостовика и бандажной полки существуют пластические деформации.

Следующим этапом следует провести количественную оценку ресурса рабочей лопатки при симметричном циклическом нагружении в условиях упруго-пластической постановки. Для этого необходимо рассчитать количество циклов до разрушения лопатки. Расчет производится по формуле Коффина-Мэнсона:

$$\Delta\varepsilon = D^{0.6} \cdot N^{-0.6} + \frac{3.5\sigma_{\text{в}}}{E} \cdot N^{-0.12}, \quad (10.2)$$

где $\Delta\varepsilon$ — размах деформаций;

$\psi = f(T, t)$ — относительное сужение образца при кратковременном разрыве,

$$D = \ln\left(\frac{100}{100 - \psi}\right);$$

$\sigma_{\text{в}} = f(T, t)$ — предел прочности, МПа;

$E = f(T, t)$ — модуль Юнга;

N — количество циклов.

Для дальнейшего расчета необходимо определить размах деформаций по конструкции лопатки, на основе которого определяется критическая точка с максимальным значением размаха $\Delta\varepsilon$.

Размах деформации вычисляется по формуле:

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon^{\text{el}} + \Delta\varepsilon^{\text{pl}}, \quad (10.3)$$

где $\Delta\varepsilon^{\text{el}}$ и $\Delta\varepsilon^{\text{pl}}$ — размах упругой и пластической деформаций соответственно, которые определяются по формулам:

$$\Delta\varepsilon^{\text{el}} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{\left(\Delta\varepsilon_x^{\text{el}} - \Delta\varepsilon_y^{\text{el}}\right)^2 + \left(\Delta\varepsilon_y^{\text{el}} - \Delta\varepsilon_z^{\text{el}}\right)^2 + \left(\Delta\varepsilon_z^{\text{el}} - \Delta\varepsilon_x^{\text{el}}\right)^2 + \frac{3}{2} \left(\left(\Delta\varepsilon_{xy}^{\text{el}}\right)^2 + \left(\Delta\varepsilon_{yz}^{\text{el}}\right)^2 + \left(\Delta\varepsilon_{zx}^{\text{el}}\right)^2\right)} \quad (10.4)$$

$$\Delta\varepsilon^{\text{pl}} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{\left(\Delta\varepsilon_x^{\text{pl}} - \Delta\varepsilon_y^{\text{el}}\right)^2 + \left(\Delta\varepsilon_y^{\text{pl}} - \Delta\varepsilon_z^{\text{el}}\right)^2 + \left(\Delta\varepsilon_z^{\text{pl}} - \Delta\varepsilon_x^{\text{el}}\right)^2 + \frac{3}{2} \left(\left(\Delta\varepsilon_{xy}^{\text{el}}\right)^2 + \left(\Delta\varepsilon_{yz}^{\text{el}}\right)^2 + \left(\Delta\varepsilon_{zx}^{\text{el}}\right)^2\right)} \quad (10.5)$$

При этом значения $\Delta\varepsilon_i^{\text{el}}$ и $\Delta\varepsilon_i^{\text{pl}}$ определяются следующим образом:

$$\Delta\varepsilon_i^{\text{el}} = \Delta\varepsilon_i^{\text{el}(A)} - \Delta\varepsilon_i^{\text{el}(B)}; \quad (10.6)$$

$$\Delta\varepsilon_i^{\text{pl}} = \Delta\varepsilon_i^{\text{pl}(A)} - \Delta\varepsilon_i^{\text{pl}(B)}, \quad (10.7)$$

где точки A и B определяют максимальный за весь цикл размах полной деформации в рассматриваемом узле конструкции за весь нормальный цикл работы турбины. Практическая реализация расчета размаха деформаций в Ansys производится с помощью Used Defined Result. На рисунке 10.22 изображена построенная с помощью этой функции эпюра распределения размаха деформаций.

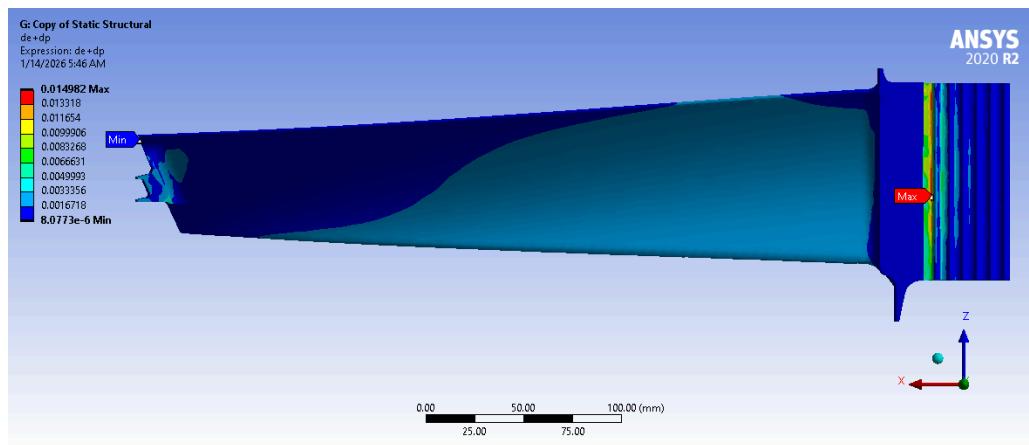


Рисунок 10.22 — Эпюра распределения размаха деформаций

Для расчета количества циклов до разрушения используется программа *Cycle.exe*, в которую для точки, соответствующей максимальному размаху деформации, передаются следующие параметры:

- Температура T ;
- Модуль упругости $E(T)$;
- Предел прочности $\sigma_d(T)$;
- Относительное сужение Ψ .

Введённые данные и результат расчета показаны на рисунке 10.23.

```

C:\Users\artem\Downloads\CL x + v
=====
КАЛЬКУЛЯТОР ЦИКЛОВ

Введите параметры расчета:
-----
Температура, T (K): 1000
Время, t (s): 3000
Модуль упругости, E (Pa): 1.75e+11
Предел прочности, sigma_d (Pa): 1.21e+09
Коэффициент psi (0..1): 0.3
-----
Деформация, Δε: 0.014982

=====
ВВЕДЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ:
-----
Температура, T: 1000.0 K
Время, t: 3000.0 s
Модуль упругости, E: 1.75e+11 Pa
Предел прочности, sigma_d: 1.21e+09 Pa
Коэффициент psi: 0.3
Деформация, Δε: 0.014982
-----
Выполняется расчет...
=====
РЕЗУЛЬТАТ РАСЧЕТА:
-----
Количество циклов до разрушения: 2174 циклов
=====
```

Рисунок 10.23 — Расчет в программе Cycle.exe

В результате было получено значение $N = 2174$ циклов, что является приемлемым результатом для газотурбинной лопатки.

10.3.3 Расчет рабочей лопатки на длительную прочность

При высоких температурах прочность материала характеризуется пределом длительной прочности. Пределом длительной прочности называется напряжение, которое может выдержать материал без разрушения в течение заданного времени при данной и температуре.

Для представления зависимости предела длительной прочности от времени и температуры будем использовать уравнение Ларсона-Миллера для никелевого суперсплава. В качестве исходных данных примем $T = 921$ К, а требуемый ресурс $t = 30000$ часов. В качестве аппроксимирующей зависимости используется уравнение, приведенное в таблице для данного класса сплавов:

$$P = T \cdot 10^{-3} \cdot (\lg(t) - 2 \lg(T) + 23.297) = \\ = 31.291 - 2.4 \cdot \lg(\sigma) - 0.0684 \cdot \sigma; \quad (10.8)$$

Пользуясь графическим калькулятором, получаем, что $\sigma_{\text{дл.п}} = 940$ МПа

Работоспособность конструкции по критерию исчерпания длительной прочности на заданном нормативном ресурсе считается обеспеченной, если для предела длительной прочности, отвечающего заданному ресурсу, обеспечивается запас прочности:

$$n_{\text{дл.п}} = \frac{\sigma_{\text{дл.п}}}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{940}{1160} = 0.81, \quad (10.9)$$

Что меньше, чем 1.1, допускающееся в зонах концентрации напряжений. Однако вероятнее всего такое значение вызвано сложной структурой хвостовика, что видно из неравномерного нагружения его полок. Если взять за эквивалентное напряжение среднее напряжение по полкам хвостовика, то:

$$n_{\text{дл.п}} = \frac{\sigma_{\text{дл.п}}}{\sigma_{\text{экв}}} \approx \frac{940}{820} = 1.14 > 1.1, \quad (10.10)$$

То есть с допущением о равном распределении нагрузки по полкам хвостовика лопатка проходит по условию длительной прочности.

10.3.4 Модальный расчет и построение вибрационной диаграммы рабочей лопатки

Рабочие лопатки турбомашин подвергаются не только постоянным и медленно меняющимся, но и быстро меняющимся воздействиям. Быстро меняющиеся воздействия представляют собой возмущающие (возбуждающие) силы в турбомашине, вызывающие колебания лопаток.

Такие колебания лопаток связаны с неравномерностью потока пара или газа по окружности сопловых аппаратов турбомашин. Неравномерность потока приводит к тому, что усилие на рабочую лопатку при ее перемещении (вращении) перед сопловой решеткой оказывается переменным во времени и, следовательно, представляет собой быстро меняющееся воздействие.

Для анализа вибрационной прочности лопатки необходимо построить диаграмму Кэмбелла, где видна зависимость частоты колебаний от частоты вращения, а линии, выходящие из начала координат, представляют собой зависимости частот возмущающих сил от частоты вращения для гармоник разной кратности k . Абсциссы точек пересечения лучей с кривыми предельных динамических частот определяют границы зон резонансных частот вращения данной ступени.

Собственные частоты лопаток первых двух тонов колебаний получены для разных режимов работы турбоустановки в Ansys Modal. Выбор первых двух тонов колебаний для дальнейшего анализа обусловлен практическими соображениями: именно эти формы колебаний представляют наибольшую опасность с точки зрения возникновения резонансных явлений. Высшие тоны колебаний не рассматриваются, так как гармоники возбуждения до шестой кратности обычно не пересекаются с их частотами в рабочем диапазоне оборотов, что минимизирует риск опасных резонансов. Вибрационная диаграмма Кэмбелла представлена на рисунке рисунке 10.24.

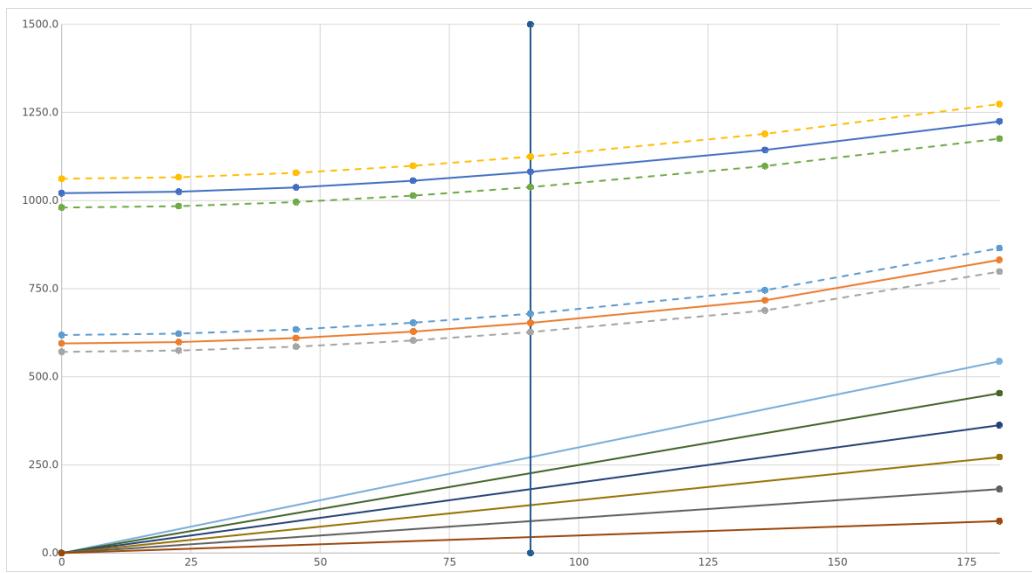


Рисунок 10.24 — Вибрационная диаграмма рабочей лопатки

На полученной диаграмме линии собственных частот лопатки представлены плавно восходящими линиями, линейно восходящие лучи — это линии кратностей, рабочая частота — вертикально вверх направленная линия.

Анализ полученной диаграммы показывает, что ни одна из линий возбуждающих гармоник не пересекается с линиями собственных частот колебаний рабочей лопатки. Это означает, что в рабочем диапазоне частот вращения и при типичных возбуждающих гармониках отсутствуют условия для возникновения резонансных явлений, из чего можно сделать вывод о том, что лопатка вибродостойкая.

10.4 Расчет диска на прочность и вибродостойкость

Методика расчета диска на статическую прочность во многом аналогична подходу, описанному в предыдущих разделах для рабочей лопатки. Однако существуют принципиальные особенности, связанные со спецификой нагрузления и конструкцией диска.

Важным аспектом является правильный подбор материала диска. Коэффициент теплового расширения материала диска должен быть близок к соответствующему параметру материала лопаток. Это требование обусловлено необходимостью обеспечения согласованного термического расширения совместно работающих элементов — значительная разница в коэффициентах теплового расширения может привести к нарушению геометрических зазоров, «вылету» лопаток в проточную часть. Выберем сталь 26NiCrMoV15, это материал применяется для

изготовления дисков газовых турбин, а также роторов. Коэффициент теплового расширения этой стали близок к материалу лопатки.

Для сокращения вычислительных затрат задача решается для сектора диска (рисунок 10.25), что позволяет существенно уменьшить количество элементов сетки и время расчета без потери точности результатов.

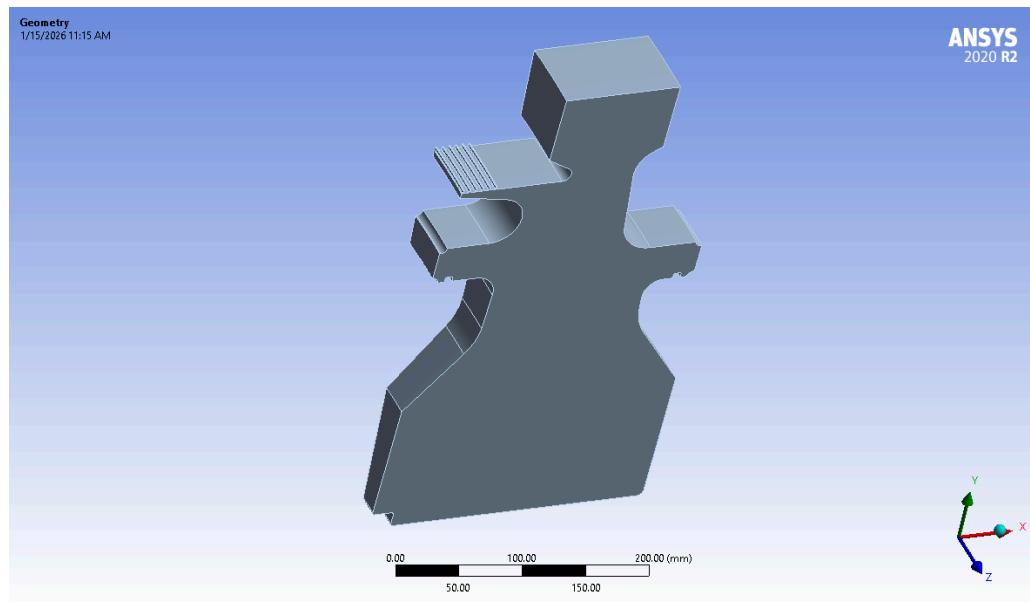


Рисунок 10.25 — Геометрическая модель сектора диска

Далее для имитации всего объема диска необходимо задать цилиндрическую систему координат и циклическую симметрию. Затем настроить и сгенерировать сетку (рисунок 10.26). Полученная сеточная модель содержит 5464 элементов и 26652 узлов.

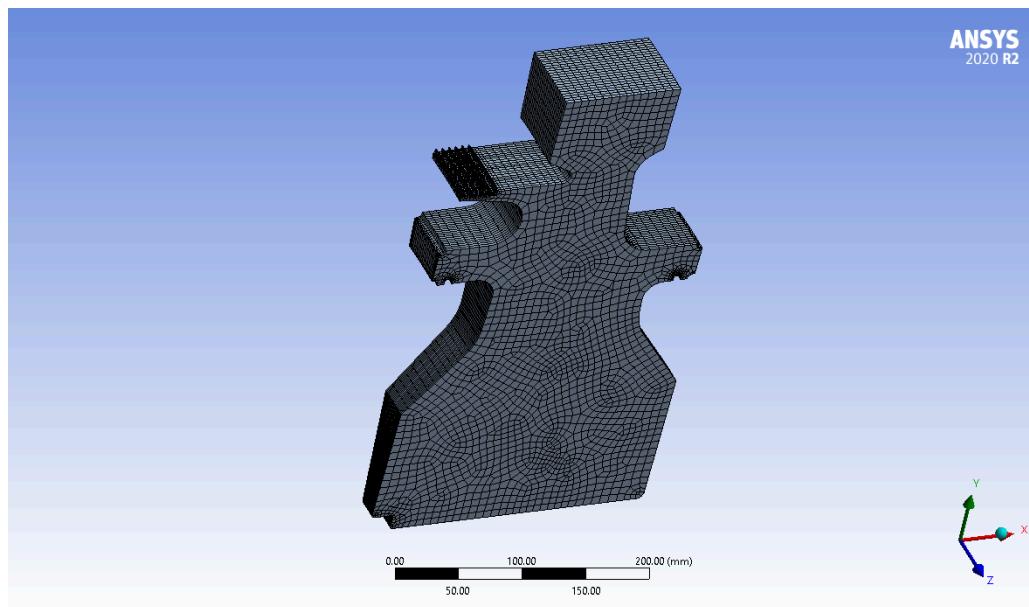


Рисунок 10.26 — Сеточная модель сектора диска

Затем в качестве граничных условий задается температурное поле диска и закрепления. На верхнем ободе диска устанавливается температура, полученная из расчета лопатки в области хвостовика, а на нижней границе задается температура, отличающаяся на 200 градусов. Это создаст температурный градиент по радиусу диска, характерный для реальных условий эксплуатации турбины, таким образом термические напряжения будут учтены. Полученное распределение температур представлено на рисунке 10.27.

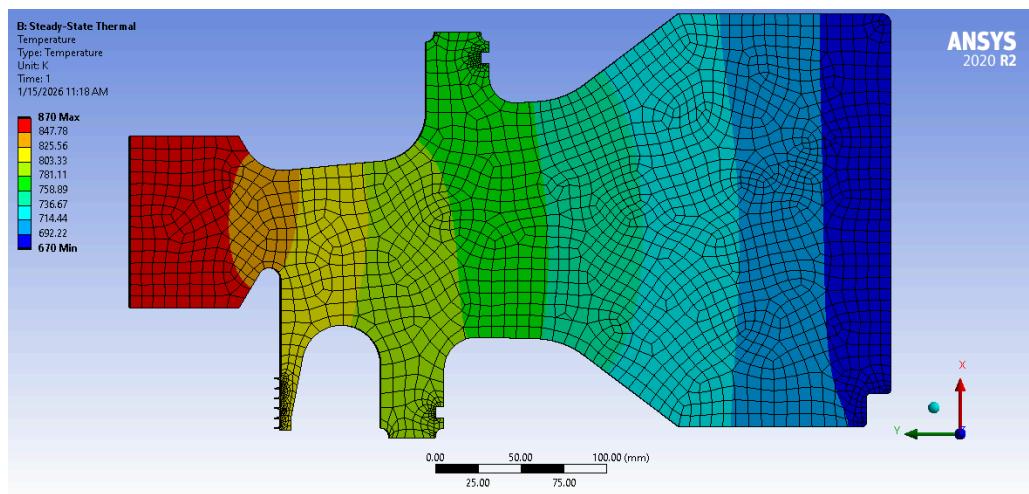


Рисунок 10.27 — Распределение температур по сектору диска

После описанного этапа задаются механические нагрузки. Скорость вращения через устанавливается с помощью Rotational Velocity. Далее моделируется

нагрузка от лопаток посредством функции Pressure на верхнем ободе диска, рассчитываемая по формуле:

$$\sigma = \frac{\sum_i^n m \cdot \omega^2 \cdot r_c}{F} = \frac{2.97 \cdot 59 \cdot 570^2 \cdot 0.604}{0.38} = 90.5 \text{ МПа}; \quad (10.11)$$

где $\sum_i^n m$ — суммарная масса лопаток;

ω — угловая скорость вращения;

r_c — радиус центра тяжести лопаток;

F — площадь поверхности обода диска.

В качестве функции закрепления используется Displacement, которая позволяет ограничить выбранные степени свободы, рассчитываемой геометрии. Все граничные условия представлены на рисунке 10.28.

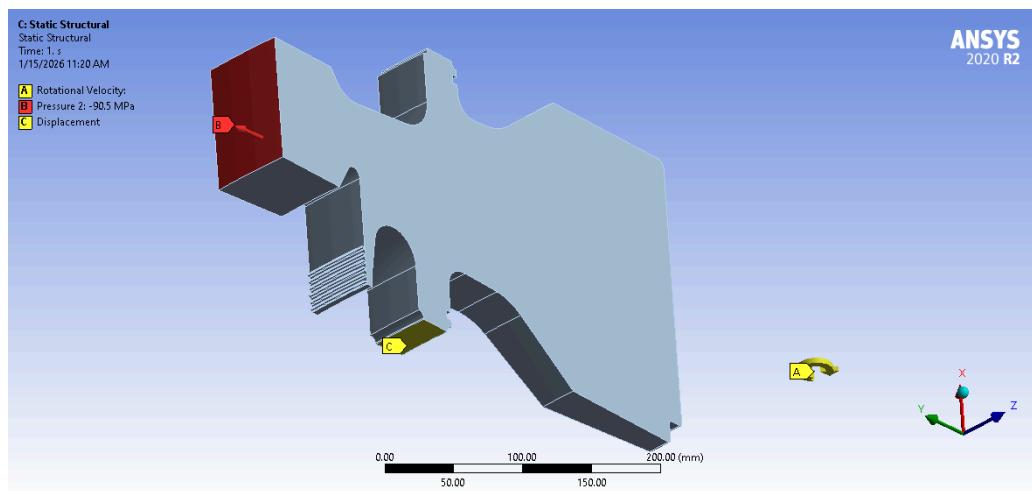


Рисунок 10.28 — Граничные условия сектора диска

10.4.1 Расчет диска на статическую прочность в рамках упругой постановки

После корректного задания всех нагрузок и граничных условий выполняется расчет в рамках упругой постановки. Для анализа результатов используются Equivalent (von-Mises) Stress и Total Deformation (рисунки 10.29 и 10.30 соответственно).

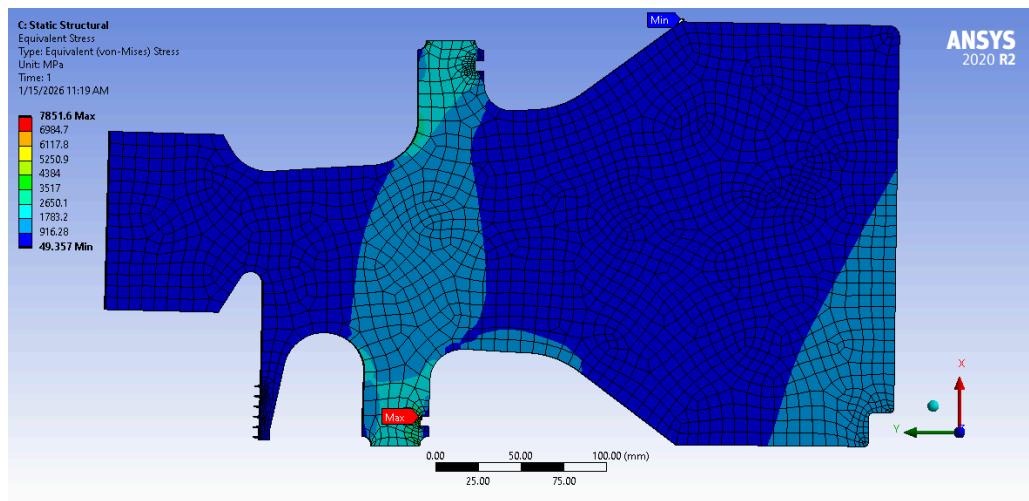


Рисунок 10.29 — Распределение эквивалентных напряжений

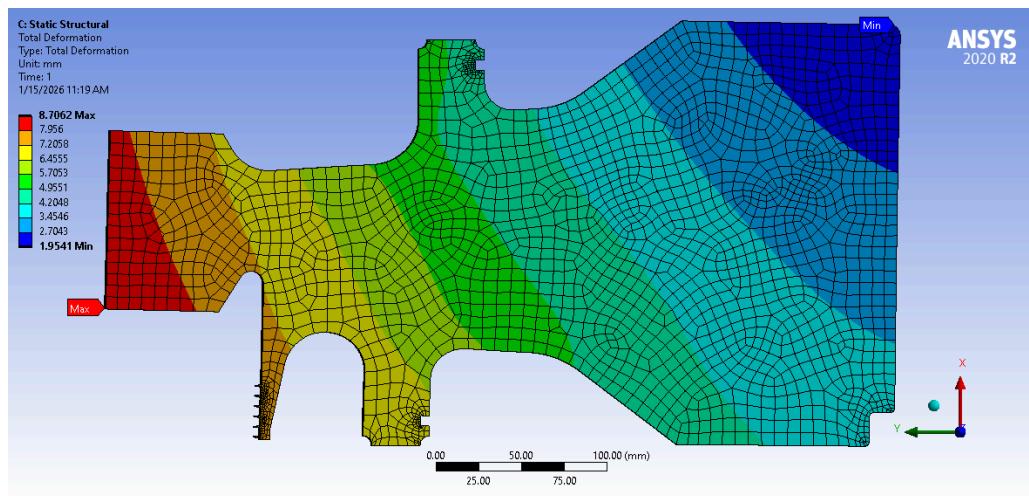


Рисунок 10.30 — Распределение абсолютных деформаций

Проанализировав полученные эпюры можно сделать вывод, что перемещения соответствуют реальности, а значит граничные условия заданы верно. На эпюре эквивалентных напряжений максимальное значение 7851 МПа, что нереалистично, условие прочности при таком значении выполняется не будет и на основании выводов, сделанных в разделе 2.1 для рабочей лопатки необходимо провести более точный расчет в упруго-пластической постановке.

10.4.2 Расчет диска на статическую прочность в рамках упруго-пластической постановки с циклограммой нагружения

Перед началом расчета необходимов блоке Static Structural сформировать циклограмму нагрузки, моделирующую реальные эксплуатационные режимы работы турбины (рисунок 10.31).

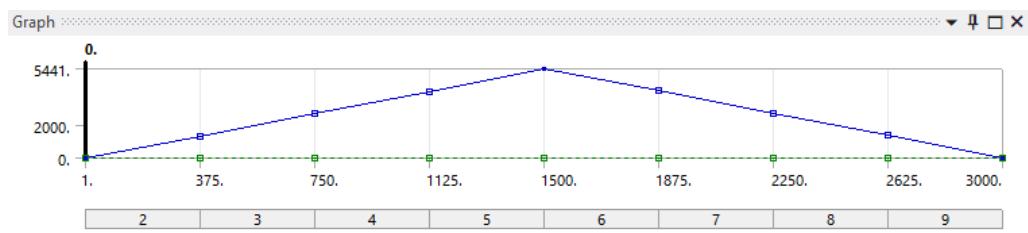


Рисунок 10.31 — Циклограмма нагружения диска

Кроме того, необходимо задать зависимость давления лопатки на диск от частоты вращения, т.к. с изменением оборотов меняется центробежная нагрузка. Эта зависимость представлена на рисунке 10.32.

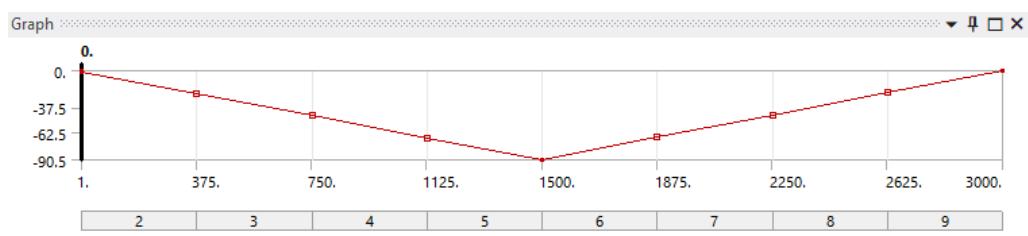


Рисунок 10.32 — Зависимость нагрузки от лопатки на диск от частоты вращения

Далее запускается расчет и для отображения истории сходимости используется Force Convergence (рисунок 10.33). Анализируя этот рисунок можно сказать, значения невязок снизились на несколько порядков и расчет сошелся.

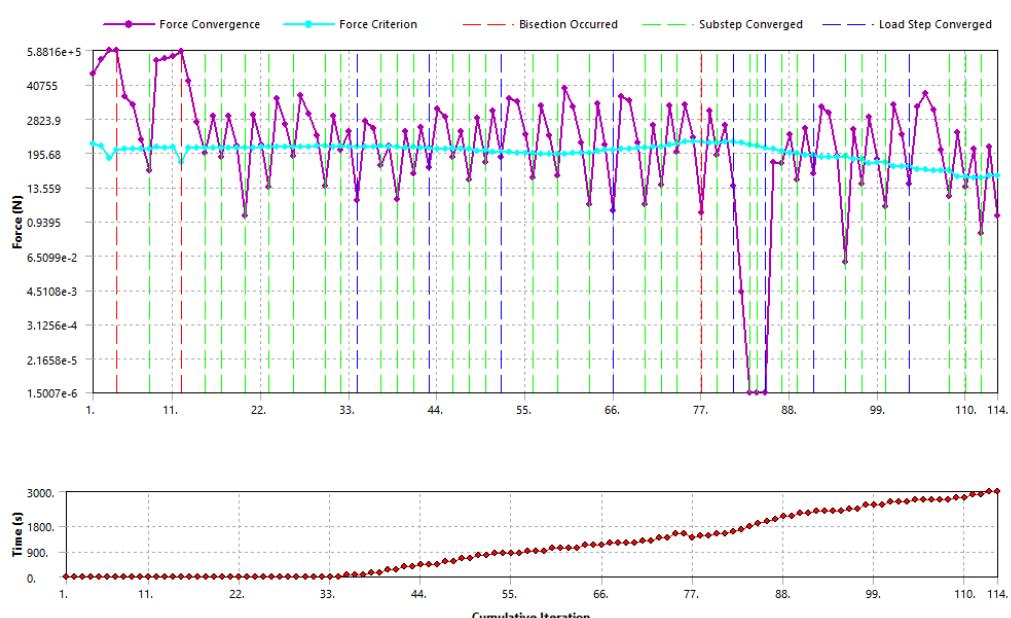


Рисунок 10.33 — График невязок

После расчета в упруго-пластической постановке были проанализированы полученные результаты с помощью эпюор распределения Equivalent Stress (рисунок 10.34) и Equivalent Plastic Strain (рисунок 10.35).

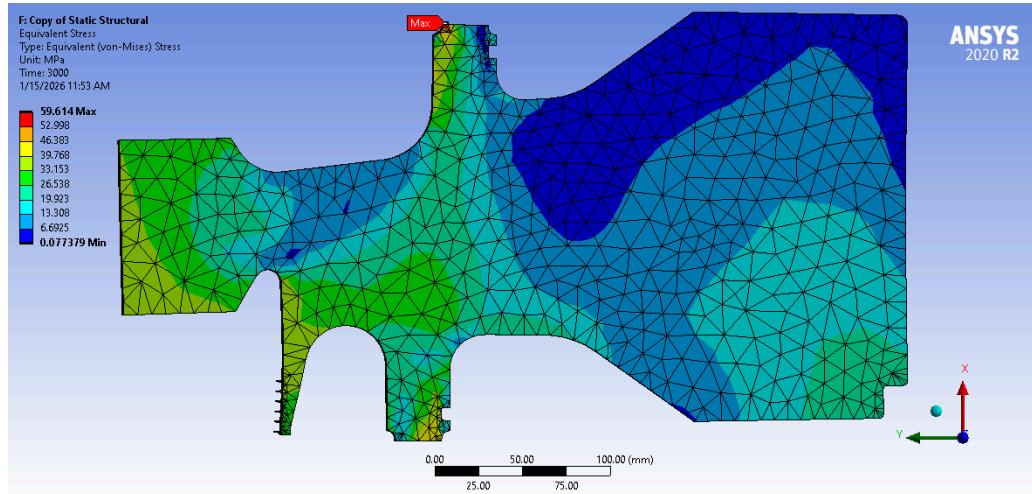


Рисунок 10.34 — Эпюра распределения эквивалентных напряжений

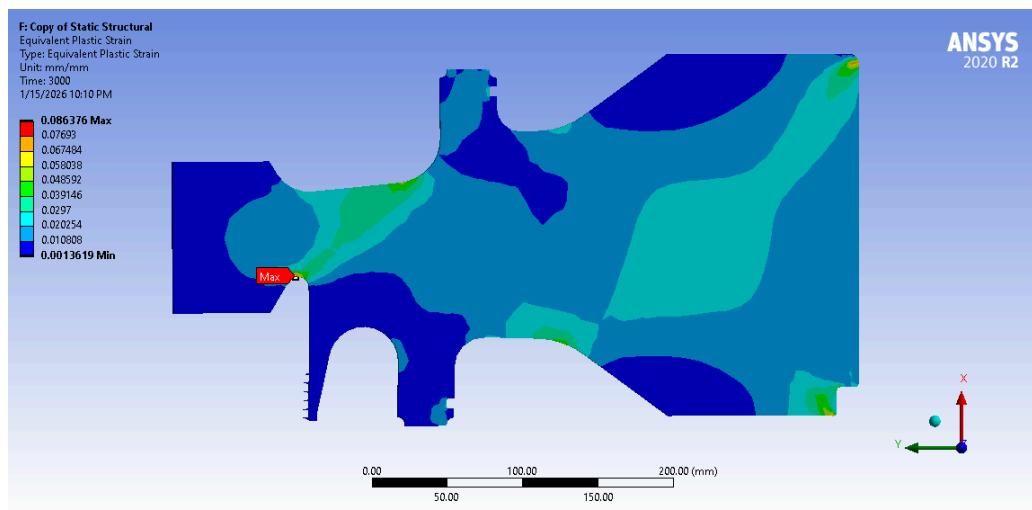


Рисунок 10.35 — Эпюра распределения эквивалентных пластических деформаций

Как видно из рисунков, эквивалентные напряжения по фон-Мизесу упруго-пластической постановке показывают снижение по сравнению с упругим расчетом (с 7851,6 МПа до 59,61 МПа). Это объясняется перераспределением внутренних сил в рамках больших площадей, возникших в результате перехода материала в зону пластических деформаций.

Следующим этапом следует провести количественную оценку ресурса диска при симметричном циклическом нагружении в условиях пластического деформирования. Для этого необходимо рассчитать количество циклов до разрушения.

В первую очередь считаются размахи деформаций по диску, на основе которых определяется критическая точка с максимальным значением $\Delta\varepsilon$ (рисунок 10.36). Методика расчета аналогична таковой в разделе 2.2.

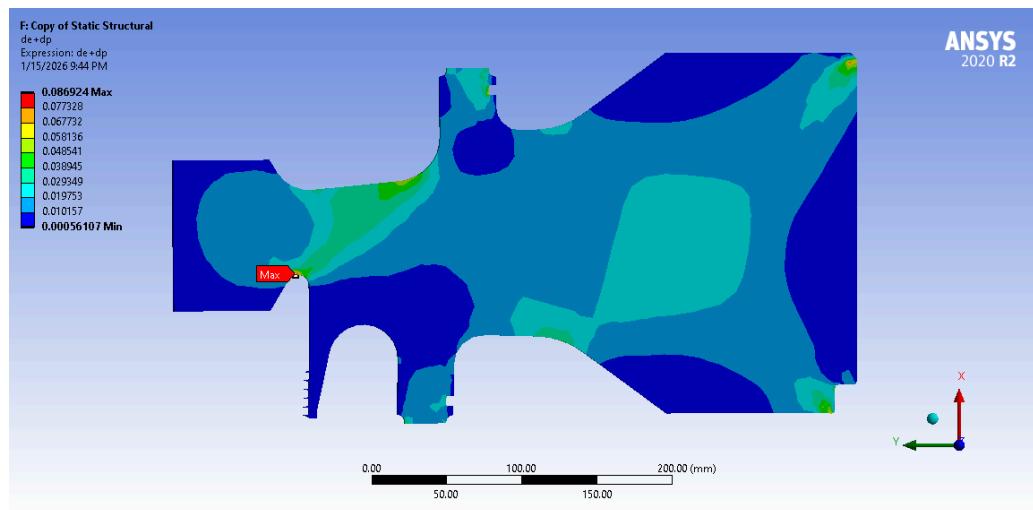


Рисунок 10.36 — Размах деформаций по диску

Параметры точки, соответствующей максимальному размаху деформации подставляются в программу «Cycle.exe» для расчета количества циклов до разрушения (рисунок 10.37).

```

=====
КАЛЬКУЛЯТОР ЦИКЛОВ
=====

Введите параметры расчета:
-----
Температура, T (К): 700
Время, t (с): 3000
Модуль упругости, E (Па): 1.59e+11
Предел прочности, sigma_d (Па): 6.76e+08
Коэффициент psi (0..1): 0.8
-----
Деформация, Δε: 0.086924

=====
ВВЕДЕНИЕ ПАРАМЕТРЫ:
-----
Температура, T: 700.0 К
Время, t: 3000.0 с
Модуль упругости, E: 1.59e+11 Па
Предел прочности, sigma_d: 6.76e+08 Па
Коэффициент psi: 0.8
Деформация, Δε: 0.086924
=====

⌚ Выполняется расчет...

=====
РЕЗУЛЬТАТ РАСЧЕТА:
-----
Количество циклов до разрушения: 112 циклов
=====

Нажмите Enter для выхода...

```

Рисунок 10.37 — результат работы программы Cycle.exe

В результате расчета было получено значение $N = 112$ циклов, оно свидетельствует о способности конструкции выдерживать циклическое нагружение за счет пластического перераспределения напряжений.

10.4.3 Расчет диска на длительную прочность

Расчет на длительную прочность для диска производится аналогично такому расчету для лопатки. Для стали 26NiCrMoV15 уравнение Ларсена-Миллера имеет следующий вид:

$$P = T \cdot 10^{-3} \cdot (\lg(t) - 2 \lg(T) + 24) = \\ = 27.8 - 2.4 \lg(\sigma) - 0.062\sigma; \quad (10.12)$$

Принимая $T = 880$ К и $t = 10000$ с, пользуясь графическим калькулятором получаем $\sigma_{\text{дл.п}} = 534.6$ МПа.

$$n_{\text{дл.п}} = \frac{\sigma_{\text{дл.п}}}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{534.6}{59.614} = 8.97 > 1.5, \quad (10.13)$$

следовательно, диск удовлетворяет условию длительной прочности.

10.4.4 Модальный расчет и построение вибрационной диаграммы диска

Как и лопатки, диски испытывают действие переменных нагрузок. В толстых дисках связанная с колебаниями многоцикловая усталость не встречается, так как амплитуды колебаний и переменные напряжения не бывают большими, однако они могут влиять на процессы разрушения по механизмам малоцикловой усталости и ползучести. В связи с этим, при проектировании дисков проводится проверка возможности возникновения резонансных колебаний. Диски имеют большое число собственных частот и форм колебаний. В отличие от лопаток, формы колебаний дисков могут быть неподвижными и подвижными. Они обладают свойством циклической симметрии и различаются по количеству узловых диаметров и окружностей.

Опасны критические режимы потому, что неподвижные постоянные нагрузки есть всегда. Наличие критических режимов в рабочем диапазоне частот вращения ротора считается недопустимым, поскольку в этом случае управлять частотой возмущающей силы невозможно [2].

Три основные формы собственных колебаний диска получены для работы турбоустановки в блоке Ansys Modal для нескольких режимов: стартовое положение (1 об/мин), номинальная частота вращения, а также значение, превышающее номинальное в 1,5 раза, что позволяет оценить поведение собственных частот при переходе через рабочий диапазон и выявить возможные резонансные зоны. Колебания с 2, 3 и 4 узловыми диаметрами являются наиболее критичными для дисков турбин — именно эти формы колебаний чаще всего возбуждаются в рабочих режимах и могут привести к резонансным явлениям. Вибрационная диаграмма для диска последней ступени турбины представлена на рисунке 10.38.

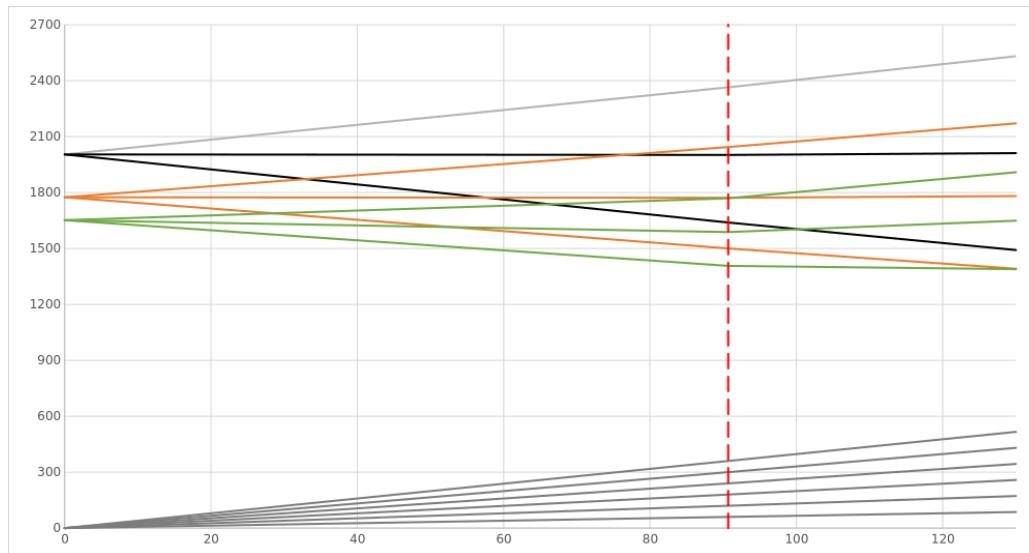


Рисунок 10.38 — Вибрационная диаграмма для диска

На полученной диаграмме линии собственных частот диска представлены слабо восходящими линиями, обратно бегущая волна — нисходящие линии, прямо бегущая волна — восходящие линии, серым цветом представлены линии кратностей, рабочая частота — вертикально вверх направленная красная пунктирная линия.

Анализ полученной диаграммы показывает, что ни одна из линий возбуждающих гармоник не пересекается с формами собственных частот колебаний диска. Это означает, что в рабочем диапазоне частот вращения и при типичных возбуждающих гармониках отсутствуют условия для возникновения резонансных явлений, что говорит о вибропрочности диска.

На рисунках 10.39-10.41 представлена визуализация всех рассчитанных форм колебаний.

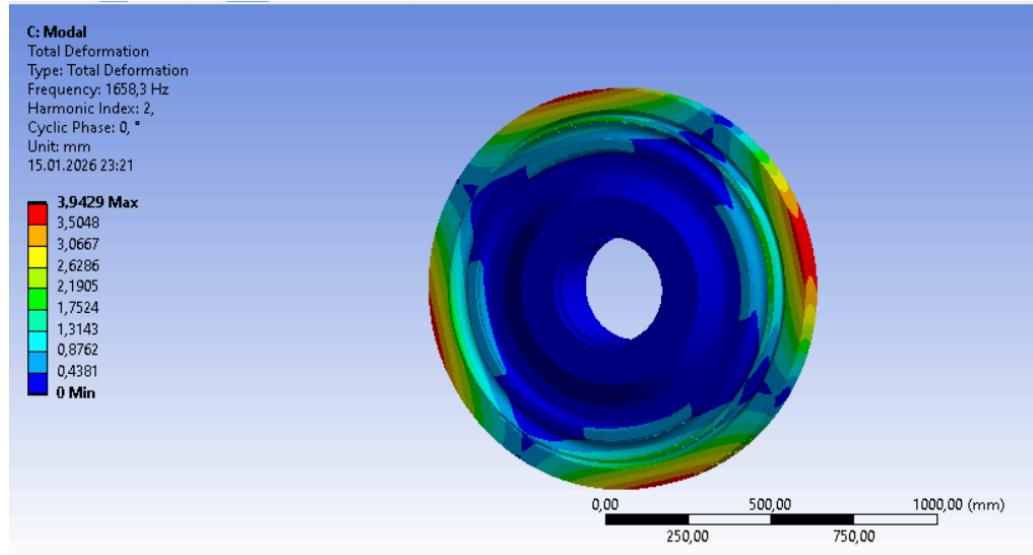


Рисунок 10.39 — Веерная форма колебаний диска с двумя узловыми диаметрами

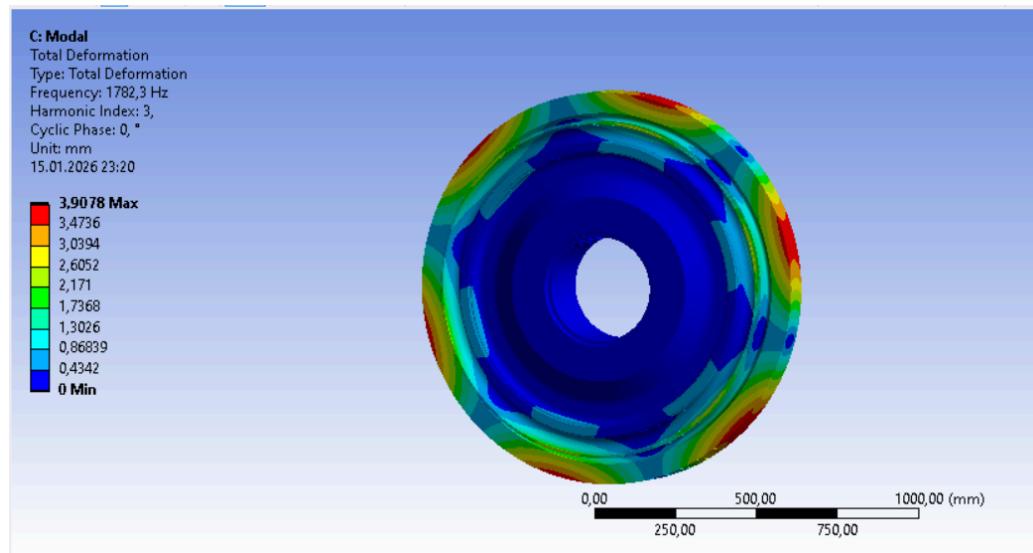


Рисунок 10.40 — Веерная форма колебаний диска с тремя узловыми диаметрами

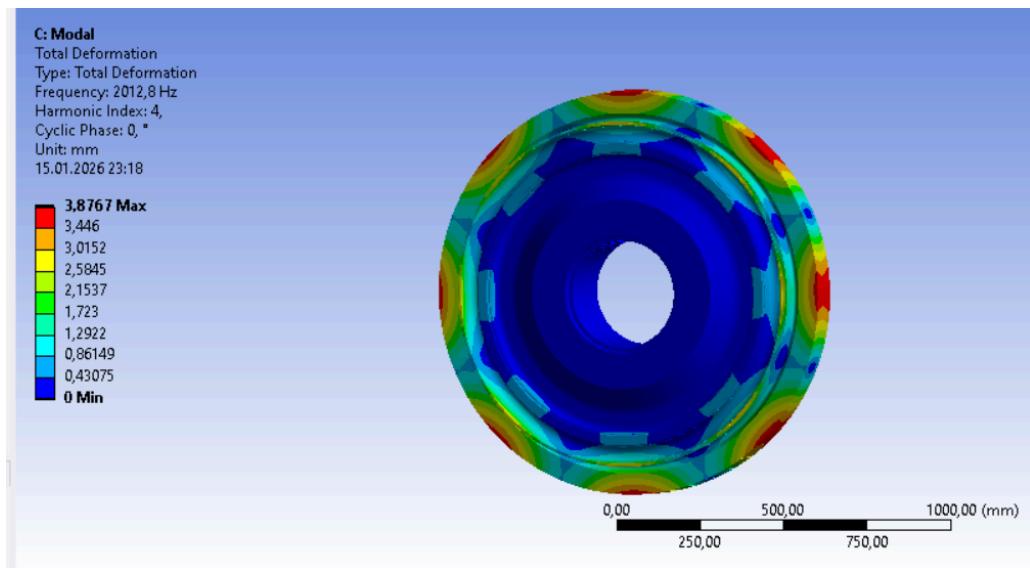


Рисунок 10.41 — Веерная форма колебаний диска с четырьмя узловыми диаметрами

10.5 Расчет ротора на вибронадежность

Для проведения модального расчета по продольному разрезу проектируемой установки строится упрощённая модель ротора, изображенная на рисунке 10.42.

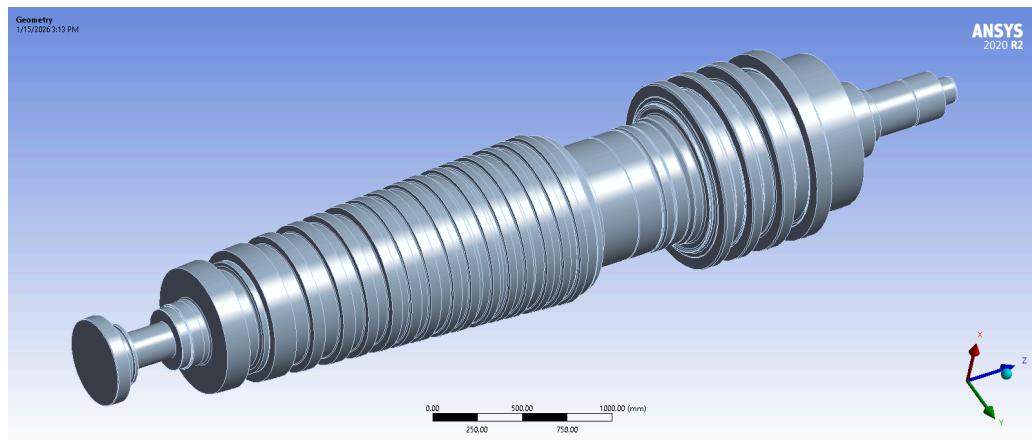


Рисунок 10.42 — Твердотельная модель ротора

По полученной модели твердотельной модели строится сеточная модель, изображенная на рисунке 10.43.

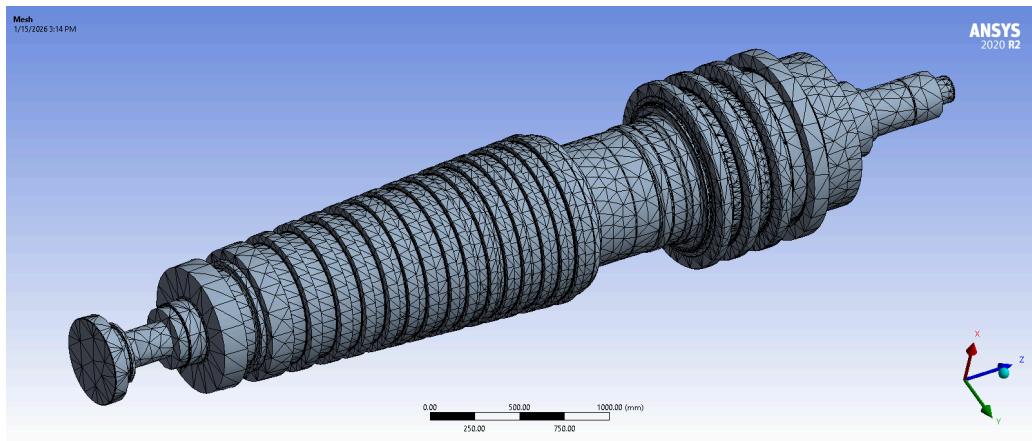


Рисунок 10.43 — Сеточная модель ротора

Сеточная модель загружается в модуль Modal, задаются граничные условия:

1. Два подшипника жесткостью $10^9 \text{Н}/\text{м}^2$ с помощью функции Bearing;
2. Ограничения на вращение по оси Z, ограничение на перемещение со стороны опорно-упорного подшипника (сторона компрессора) реализованы с помощью функции Remote Displacement.
3. Скорость вращения для трех режимов:
 1. Стартовое положение — 1 об/мин;
 2. Номинальный режим — 5441 об/мин;
 3. Аварийный режим — $1.5 \cdot 5441 = 8161.5$ об/мин;

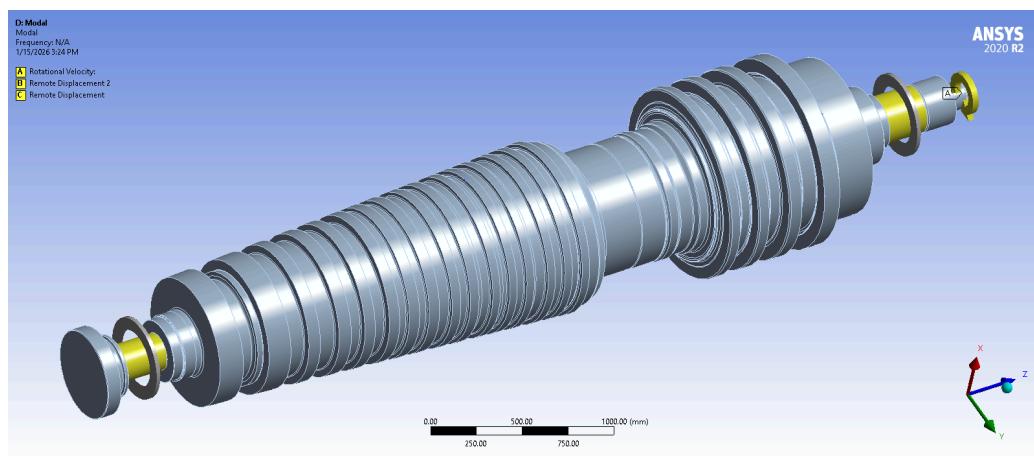


Рисунок 10.44 — Граничные условия для ротора

По результатам модального расчета строится диаграмма Кэмпбелла, показанная на рисунке 10.45.

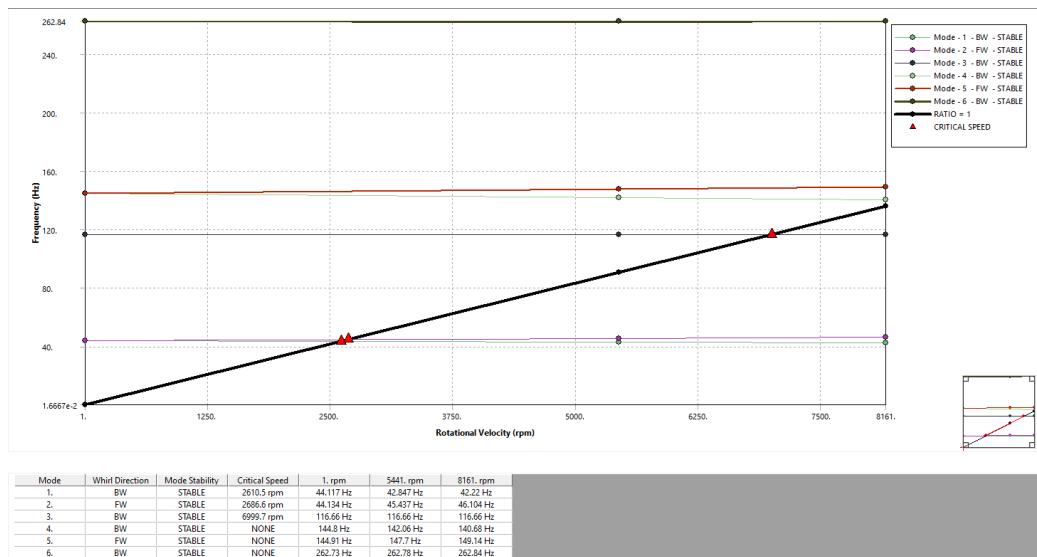


Рисунок 10.45 — Диаграмма Кэмбелла

Проанализировав критические скорости, можно сделать вывод, что данный ротор классифицируется как гибкий, так как номинальная рабочая частота ротора составляет 5441 об/мин и превышает несколько первых критических скоростей. Критическая скорость — это частота вращения, соответствующая резонансу. Критическими для данной системы являются скорости 2610.5 об/мин, 2686.6 об/мин и 6999.7 об/мин. Принцип работы гибкого ротора предполагает эксплуатацию на скоростях, превышающих основные критические, что требует обеспечения быстрого прохода через них при разгоне и остановке во избежание длительного резонансного состояния. На полученной диаграмме видно, что наиболее близкая к номинальному режиму работы критическая частота вращения составляет 6999.7 об/мин.

Запас устойчивости на номинальном режиме:

$$\Delta n = \left| \frac{n_{\text{ном}} - n_{\text{крит}}}{n_{\text{ном}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{6999.7 - 5441}{5441} \right| \cdot 100\% = 28.6\% \quad (10.14)$$

Отстройка от резонансного режима составляет 28.6%, что превышает нормативное требование в $\pm 15\%$ и свидетельствует о соблюдении условий виброустойчивости ротора в рабочем диапазоне частот вращения для первой гармоники ротора.

11 КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Целью этого раздела является описание основных конструктивных элементов проектируемой ГТУ, их принципа действия, особенностей, характеристик и взаимосвязей. Приводится обоснование принятых конструкторских решений.

11.1 Назначение и общее описание установки

Проектируемая установка предназначена для преобразования тепловой энергии, получаемой в результате сжигания топлива в энергию вращения вала, которая используется для привода электрогенератора номинальной мощностью 65 МВт. Применение установки возможно как в составе ПГУ, так и в качестве независимого агрегата. ГТУ может служить

11.2 Основные элементы установки и их взаимосвязь

11.2.1 Комплексное воздухоочистительное устройство

Одним из критически важных факторов надежной и долговечной работы ГТУ является качество воздуха, подаваемого на вход компрессора. Атмосферный воздух содержит твердые частицы пыли и песка, соли, влагу и другие загрязнители, которые вызывают абразивный износ, коррозию, загрязнение и засоление проточной части. Для защиты ГТУ от этих угроз применяются комплексные воздухоочистительные устройства (КВОУ), которые представляют собой многоступенчатые системы фильтрации. На рисунке 1 изображена компоновка ГТЭ-65 с установленной КВОУ [12].

11.2.2 Компрессор

11.2.3 Камера сгорания

11.2.4 Турбина

11.2.5 Вал

11.2.6 Корпус

11.2.7 Подшипники

Подшипники служат для фиксации положения ротора в пространстве, не препятствуя вращательному движению. При этом подшипники ГТУ должны компенсировать осевые и радиальные перемещения, выполнять роль демпфера. В проектируемой установке, как и в большинстве стационарных ГТУ, используются подшипники скольжения. Это подшипники, вращение вала в которых происходит в масляном слое без соприкосновения твердых поверхностей ротора и вкладыша. Такие подшипники просты в обслуживании за счет вертикального разъема, выдерживают большие статические и динамические нагрузки, а также проще в изготовлении, чем подшипники качения той же грузоподъемности. Однако, они требуют маслоснабжения и имеет большие потери на трение, чем подшипники качения.

Для фиксации ротора необходим как минимум один опорно-упорный подшипник и один опорный, их расположение зависит от направления равнодействующей осевых усилий на роторе. В проектируемой установке ротор двухпорный, упорно-опорный подшипник расположен со стороны компрессора, тогда как опорный подшипник расположен со стороны турбины.

Опорно-упорный подшипник выполнен со сферической опорной частью вкладыша, обеспечивающей самоустановку для компенсации статического прогиба ротора. В качестве антифрикционного материала на опорной и упорной частях применен баббит Б83, к каждой из частей масло подводится раздельно. Марка турбинного масла Тп-22С. На опорной части и упорных колодках предусмотрена установка термометров сопротивления. Упорная часть подшипника рассчитана на восприятие суммарной нагрузки не более 10 т. Конструкция опорно-упорного подшипника приведена на рисунке 1.

Опорный подшипник ГТУ находится в выхлопном диффузоре. Подвод и отвод масла, а также каналы датчиков температуры масла проходят через три ребра-обтекателя, находящиеся за последней ступенью турбины. Опорный подшипник, как и опорно-упорный, обладает сферическим вкладышем для самоустановки, в качестве антифрикционного материала также используется баббит Б-83. Конструкция опорного подшипника приведена на рисунке 2.

11.3 Передача моментов по цепочке от источника до потребителя

11.4 Муфты

Соединения валов турбины, редуктора и генератора производится через муфты. Такие муфты должны передавать радиальные усилия и компенсировать осевые, иметь возможность их разборки и замены без нарушения центровки вала. Наиболее целесообразно использование механических муфт, поскольку они обладают небольшими потерями, а также не нуждаются в маслонаполнении. В проектируемой установке используются пластинчатые и зубчатые муфты.

Пластинчатая муфта используется при передачи момента с вала турбогруппы на ведущий вал редуктора и представляет из себя гибкую неразъемную муфту, состоящую из двух пакетов тонких металлических пластин, зажатых между фланцами соединительными болтами. Такая конструкция позволяет сглаживать вибрации, демпфировать колебания ротора, не требует масла и позволяет компенсировать осевые и радиальные смещения за счет упругости пластин.

Зубчатая муфта используется для передачи момента с ведомого вала редуктора на вал генератора и состоит из двух основных элементов: втулок (устанавливаются на валы ведущей и ведомой частей механизма, имеют наружные зубья) и обечаек (надеваются на втулки и имеют внутренние зубья, зубчатое соединение с втулками образует подвижную связь).

11.5 Редуктор

Так как вал генератора должен иметь определенную частоту вращения 3000 об/мин, обусловленную частотой сети 50 Гц, а вал проектируемой турбины вращается с частотой 5441 об/мин при номинальном режиме, в кинематической схеме необходим редуктор. Для установки используется редуктор, изготавливаемый предприятием «Киров-Энергомаш» со следующими характеристиками:

1. Тип зацепления шевронный;
2. Максимальная передаваемая мощность 80 МВт;

3. КПД редуктора 98.4%
4. Масса редуктора и соединительных муфт 16.5 т;
5. Корпус и рама сварные;
6. Шестерня и ведомое колесо редуктора изготовлены из стали 36Х2Н2МФА;
7. Убыя передачи имеют модуль 10, упрочнены азотированием.

В редукторе применяются подшипники с баббитовой наплавкой, система маслоснабжения редуктора объединена с турбогруппой. На крышке редуктора установлено вертикальное червячное валоповоротное устройство, которое позволяет вращать одновременно весь валопровод ГТУ электроприводом с частотой вращения 6,8 об/мин.

11.6 Уплотнения

11.7 Тепловые расширения

Эксплуатация ГТУ происходит в условиях чрезвычайно высоких температур, что приводит к значительным тепловым деформациям конструкционных элементов. Управление этими расширениями является одной из ключевых задач для обеспечения надежности, эффективности и долговечности двигателя. Неправильный учет тепловых деформаций может привести к снижению КПД, повреждению лопаток и, в худшем случае, к катастрофическому разрушению установки.

11.8 Охлаждение проточной части турбины

11.9 Основные этапы пуска и регулирования в процессе работы и останова установки

12 НУ ЭЭЭ... СПЕЦЧАСТЬ НАВЕРНОЕ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Барсов В.В. и др. Стационарные газотурбинные установки. Технические характеристики. Расчет тепловых схем: учебное пособие. 2023.
2. Роджерс Д.Ф., Адамс Д.А. Математические основы машинной графики. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Мир, 2001.
3. Joe Warren. waterfall-cad: A Haskell library for CAD [Электронный ресурс]. 2023. URL: <https://hackage.haskell.org/package/waterfall-cad> (дата обращения: 22.02.2026).