

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Курсовая работа по дисциплине

«Комплексные расчеты, профилирование и построение проточных частей
турбомашин»

Проектирование последней ступени турбины

Выполнил:

студент ВШЭМ СПбГУ _____ А. К. Дмитриев

Проверил:

профессор ВШЭМ СПбПУ _____ Е. Ю. Семакина

Санкт-Петербург
2025

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Описание конструкции прототипа	4
2 Исходные данные	5
3 Предварительный расчет турбины	6
4 Профилирование меридианных обводов проточной части	10
5 Расчет турбины по среднему диаметру	11
6 Расчет закрутки потока	13
7 Проектирование рабочего колеса последней ступени	18
7.1 Профилирование рабочей лопатки	18
7.2 Построение хвостовика	21
7.3 Построение бандажной полки	22
7.4 Проектирование диска рабочего колеса	23
7.5 Расчет рабочего колеса на прочность под действием центробежных сил	25
8 Проектирование направляющего аппарата последней ступени	27
8.1 Профилирование направляющей лопатки	27
8.2 Построение хвостовика направляющей лопатки	30
9 Твердотельная модель и продольный разрез	31
Заключение	33
Литература	34

Введение

Энергетические газотурбинные установки (ГТУ) — важный компонент современной энергетики. За счет высокой скорости пуска и остановки, а также возможности маневрирования на разных режимах в процессе работы, эти установки позволяют повысить качество тока в сети, реагируя на изменения потребления.

В настоящее время на фоне санкций и сложной международной обстановки в России происходит ренессанс проектирования ГТУ, локомотивом этого процесса является компания «Силовые Машины» и Ленинградский металлический завод, выпускающий две современные ГТУ: ГТЭ-170 и ГТЭ-65. Модификации последней посвящена эта работа.

В работе произведен расчет турбины по среднему диаметру, расчет закрутки потока и профилирование проточной части по полученным результатам. Расчет происходит по методикам Кирилла Леонидовича Лапшина, описанным в пособии [1] и конспекте лекций [2], а также пособии за авторством Виктора Валентиновича Барского [3].

Вычисления проведены с помощью свободного программного обеспечения средствами языка программирования Julia в среде Pluto.jl. Для построения графиков использовался пакет Makie.jl [4], для работы с дифференциальными уравнениями и полями использовался пакет DifferentialEquations.jl [5]. Использование этих инструментов позволяет расширить упомянутые методики для поиска оптимальных параметров, а также визуализировать их распределение.

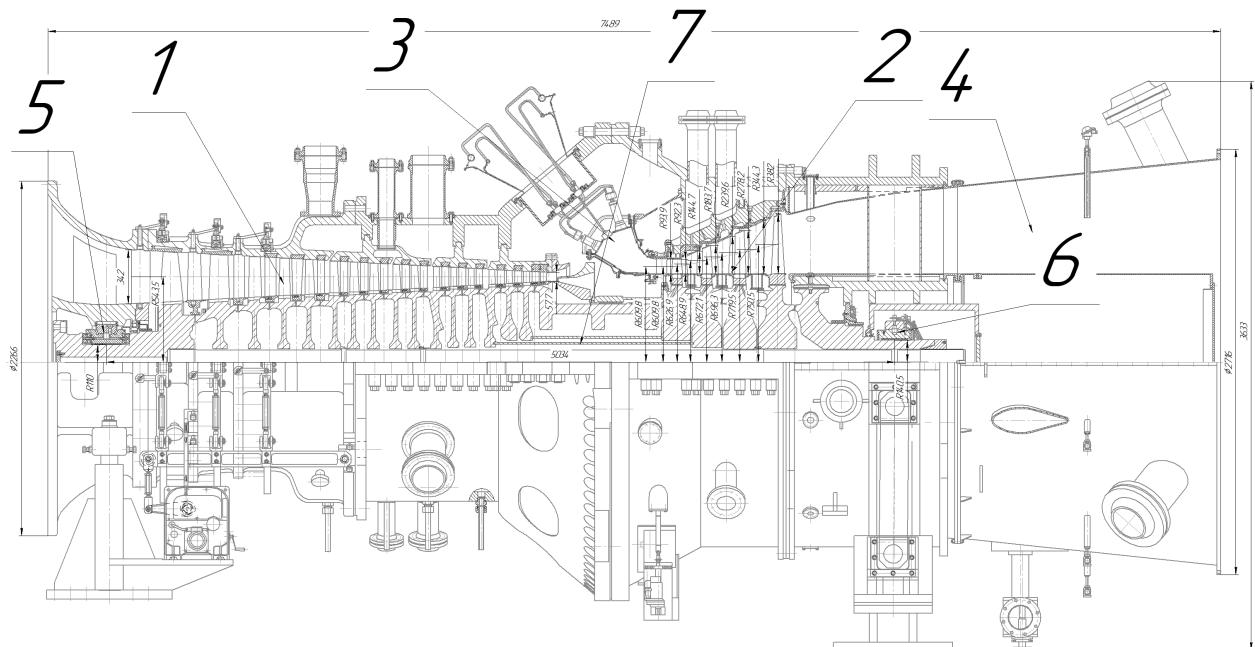
Для 3D-моделирования и расчета на прочности был использован программный пакет SolidWorks.

1 Описание конструкции прототипа

ГТЭ-65 — одновальная стационарная энергетическая газотурбинная установка с номинальной мощностью 65 МВт. Её продольный разрез показан на рисунке 1.1. В ГТЭ-65 используется 16-ступенчатый компрессор и 4-ступенчатая турбина, в разных модификациях используются кольцевая и трубчато-кольцевая камеры сгорания. Привод генератора соединён с валом турбины через понижающий редуктор. Ротор установки двухпорочный, состоит из соединённых хиртовым соединением дисков.

Все лопатки турбины, кроме четвёртой рабочей, охлаждаются. Сопловые и рабочие лопатки первой ступени имеют конвективно-пленочную систему охлаждения с выпуском охлаждающего воздуха на профиль пера и в выходную кромку, а в лопатках второй и третьей ступеней используется только конвективное охлаждение. Охлаждающий воздух отбирается с двух отборов на 10 и 13 ступенях компрессора и изолируется с помощью двух коаксиальных корпусов.

На выходе из турбины находится выходной диффузор, который может как выходить в атмосферу, так и в котёл-утилизатор, в случае использования в парогазовом блоке.



- 1 — 16-ступенчатый компрессор, 2 — 4-ступенчатая турбина, 3 — кольцевая камера сгорания, 4 — выходной диффузор, 5 — входной подшипник, 6 — выходной подшипник, 7 — коаксиальные корпуса для охлаждающего воздуха

Рисунок 1.1 — Продольный разрез ГТЭ-65

2 Исходные данные

Необходимо провести газодинамический расчет проточной части турбины со следующими исходными данными:

1. Полное давление на входе в турбину — $p_0^* = 1600000$ Па;
2. Полная температура газа на входе в турбину — $T_0^* = 1643$ К;
3. Мощность проектируемой турбины — $N_T = 118000000$ Вт;
4. Номинальный расход газа — $G_r = 151.9$ кг/с;
5. Частота вращения турбины — $n = 5441$ об/мин;
6. Адиабатный КПД процесса расширения — $\eta_{\text{ад.т}} = 0.93$;
7. Безразмерная скорость потока за турбиной — $\lambda_{c_2T} = 0.6$;
8. Угол выхода из последней ступени турбины — $\alpha_{2T} = 90^\circ$;
9. Термодинамические характеристики рабочего тела:
 - Газовая постоянная — $R = 288 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;
 - Показатель изоэнтропы — $k = 1.33$.

3 Предварительный расчет турбины

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

Удельная изобарная теплоёмкость газа:

$$C_p = R \cdot \left(\frac{k}{k - 1} \right) = 288 \cdot \left(\frac{1.33}{1.33 - 1} \right) = 1161 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}; \quad (3.1)$$

Удельная внутренняя мощность турбины:

$$H_{uT} = N \cdot \frac{\alpha_N}{G} = 118000000 \cdot \frac{1.0185}{G} = 791400 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}; \quad (3.2)$$

Температурный перепад на турбину по параметрам торможения:

$$\Delta t_T = \frac{H_{uT}}{C_p} = \frac{791400}{1161} = 681.8 \text{ K}; \quad (3.3)$$

Температура торможения за турбиной:

$$T_{2T}^* = T_0^* - \Delta t_T = 1643 - 681.8 = 961.2 \text{ K}; \quad (3.4)$$

Критическая скорость потока газа за турбиной:

$$\alpha_{kp} = \sqrt{\frac{2k}{k + 1}} \cdot R \cdot T_{2T}^* = \sqrt{\frac{21.33}{1.33 + 1} \cdot 288 \cdot 961.2} = 562.2 \text{ м/c}; \quad (3.5)$$

Скорость потока газа за турбиной:

$$c_{2T} = \alpha_{kp} \cdot \lambda = 562.2 \cdot 0.6 = 337.3 \text{ м/c}; \quad (3.6)$$

Адиабатный перепад энталпий на турбину:

$$H_{\text{ад}} = H_{uT} + \frac{c_{2T}^2}{2} = 791400 + \frac{337.3^2}{2} = 848300 \text{ Дж/кг}; \quad (3.7)$$

Изоэнтропийный перепад энталпий на турбину:

$$H_{0T} = \frac{H_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{848300}{0.93} = 912100 \text{ Дж/кг}; \quad (3.8)$$

Температура в потоке за турбиной при изоэнтропийном процессе расширения:

$$T_{2tT} = T_0^* - \frac{H_{0T}}{C_p} = 1643 - \frac{912100}{1161} = 857.2 \text{ К}; \quad (3.9)$$

Давление в потоке за турбиной:

$$p_{2T} = p_0^* \left(\frac{T_{2tT}}{T_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1600000 \left(\frac{857.2}{1643} \right)^{\frac{1.33}{1.33-1}} = 116200 \text{ Па}; \quad (3.10)$$

Температура в потоке за турбиной:

$$T_{2T} = T_{2tT}^* - \frac{c_{2T}^2}{2} = 961.2 - \frac{337.3^2}{2} = 912.2 \text{ К}; \quad (3.11)$$

Плотность в потоке за турбиной:

$$\rho_{2T} = \frac{p_{2T}}{T_{2T} \cdot R} = \frac{116200}{912.2 \cdot 288} = 0.4424 \text{ кг/м}^3; \quad (3.12)$$

Площадь живого сечения на выходе из рабочего колеса последней ступени:

$$F_{2T} = \frac{G}{\rho_{2T} \cdot c_{2T} \cdot \sin(\alpha_{2T})} = \frac{151.9}{116200 \cdot 337.3 \cdot \sin 90} = 1.018 \text{ м}^2; \quad (3.13)$$

Окружная скорость потока на выходе из турбины по среднему диаметру:

$$u_2 = \pi d_{cp} \frac{n}{60} = \pi \cdot 1.255 \cdot \frac{5441}{60} = 357.5 \text{ м/с}; \quad (3.14)$$

Высота лопаток последней ступени:

$$l_2 = \frac{F_{2T}}{\pi d_{cp}} = \frac{1.018}{\pi \cdot 1.255} = 0.2581 \text{ м}; \quad (3.15)$$

Коэффициент веерности последней ступени:

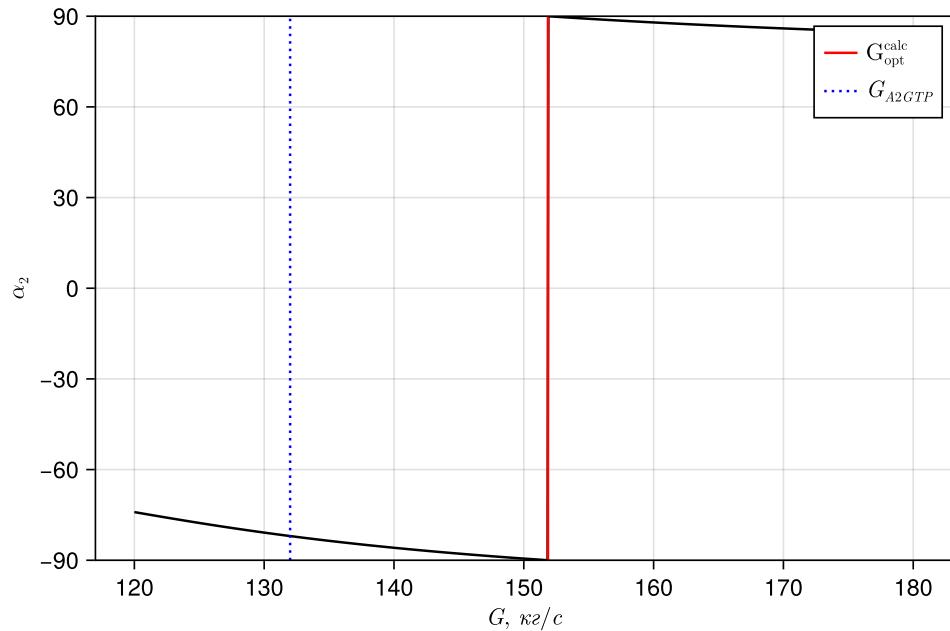
$$C_u = \frac{d_{cp}}{l_2} = \frac{1.255}{0.2581} = 4.862; \quad (3.16)$$

Характерный напорный параметр:

$$Y = u_2 \cdot \sqrt{\frac{m}{2H_{0T}}} = 357.5 \cdot \sqrt{\frac{4}{2 \cdot 912100}} = 0.5294, \quad (3.17)$$

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

При определении оптимального расхода воздуха проводится его варьирование для достижения осевого выхода потока из последней ступени турбины ($\alpha_2(4) \approx 90^\circ$, вычисление происходит во время расчета по среднему диаметру), что достигается при единственном значении расхода вследствие монотонности изменения рассматриваемого угла при изменении расхода, которое и принимается за оптимальное. Результат варьирования представлен на рисунке 3.1.



Чёрной линией показаны значения угла α_2 при различных значениях расхода, красной линией показан оптимальный расход, синей пунктирной линией показан расход, полученный в результате работы программы A2GTP.

Рисунок 3.1 — Результат варьирования расхода воздуха

4 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 4.1). 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.

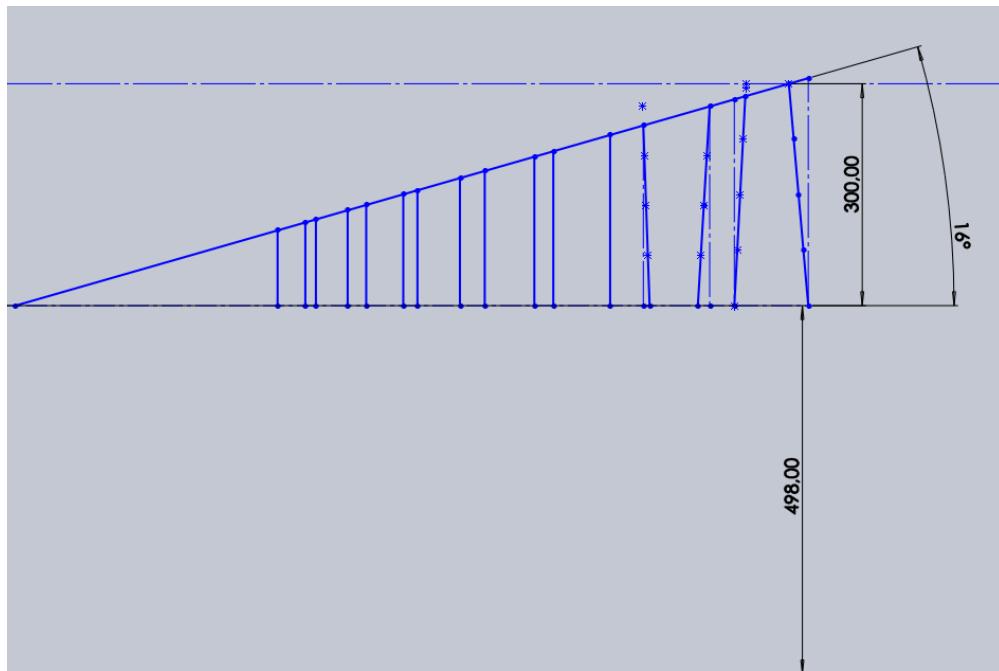


Рисунок 4.1 — Продольный разрез проектируемой проточной части

В таблице 4.1 указаны полученные высоты направляющих и сопловых лопаток.

Таблица 4.1 — Высоты лопаток

Номер ступени	1	2	3	4
Направляющая лопатка, l_1 , м	0.119	0.159	0.208	0.267
Сопловая лопатка, l_2 , м	0.136	0.183	0.234	0.3

5 Расчет турбины по среднему диаметру

В таблице 5.2 показаны результаты расчета по среднему диаметру.

Таблица 5.2 — Расчет параметров по среднему диаметру

Величина	Ед. из.	Сечение 1	Сечение 2	Сечение 3	Сечение 4
$p_0^* = p_{2(i-1)}^*$	Па	1600000	902400	481500	231300
$T_0^* = T_{2(i-1)}^*$	К	1643	1462	1287	1118
$H_0 = C_p \cdot T_0^* \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)$	Дж/кг	253700	246100	250300	250200
$T_{2tt} = T_0^* - \frac{H_0}{C_p}$	К	1424	1250	1072	902
p_2	Па	900000	480000	230000	97500
$c_{1t} = \sqrt{2(1 - \rho_t \text{ cp}) \cdot H_0}$	м/с	574.3	565.6	570.4	570.3
$c_1 = c_{1t} \cdot \Phi$	м/с	549.9	541.6	546.2	546.1
$T_{1t} = T_0^* - \frac{c_{1t}^2}{2C_p}$	К	1501	1324	1147	977.4
$p_1 = p_0^* \cdot \left(\frac{T_{1t}}{T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	1111000	605600	302600	134800
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2C_p}$	К	1513	1336	1159	989.1
$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	2.551	1.574	0.9066	0.4732
$F_{1r} = \frac{G \cdot R \cdot T_1}{p_1 \cdot c_1}$	м ²	0.1083	0.1782	0.3067	0.5877
$F_1 = \pi \cdot d_{1 \text{ cp}} \cdot l_1$	м ²	0.4172	0.5774	0.7873	1.06
$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{F_{1r}}{F_1}\right)$	град	15.04	17.97	22.92	33.67
$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1)$	м/с	531.1	515.1	503.1	454.5
$c_{1z} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1)$	м/с	142.7	167.1	212.8	302.7
$u_1 = \pi \cdot d_{1c} \cdot \frac{n}{60}$	м/с	317.9	329.3	343.3	360.1
$u_2 = \pi \cdot d_{2c} \cdot \frac{n}{60}$	м/с	322.7	336.1	350.7	369.5
$w_{1u} = c_{1u} - u_1$	м/с	213.2	185.8	159.8	94.45
$w_1 = \sqrt{c_{1z}^2 + w_{1u}^2}$	м/с	256.5	249.9	266.1	317.1
$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{1z}}{w_{1u}}\right)$	град	33.8	41.96	53.09	72.67
$T_{w_1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2C_p}$	К	1541	1363	1189	1032

$p_{w_1}^* = p_1 \cdot \left(\frac{T_{w_1}^*}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	1198000	656200	336000	160200
$T_{w_2}^* = T_{w_1}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2C_p}$	К	1542	1365	1192	1035
$p_{w_2t}^* = p_{w_1}^* \cdot \left(\frac{T_{w_2}^*}{T_{w_1}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	1202000	660000	338500	162100
$H_2^* = C_p \cdot T_{w_2}^* \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{w_2t}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$	Дж/кГ	124000	120400	126500	142300
$w_{2t} = \sqrt{2H_2^*}$	м/с	497.9	490.7	502.9	533.5
$w_2 = w_{2t} \cdot \Psi$	м/с	468	461.2	472.8	501.5
$T_2 = T_{w_1}^* - \frac{w_2^2}{2C_p}$	К	1447	1271	1093	924
$F_{2r} = \frac{G \cdot R \cdot T_2}{p_2 \cdot w_2}$	м ²	0.1502	0.2511	0.4397	0.8265
$F_2 = \pi \cdot d_{2\text{ cp}} \cdot l_2$	м ²	0.484	0.6783	0.9049	1.222
$\beta_2^* = \arcsin \left(\frac{F_{2r}}{F_2} \right)$	град	18.08	21.73	29.07	42.54
$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2^*)$	м/с	444.9	428.4	413.2	369.5
$c_{2z} = w_{2z} = u_2 \cdot \sin(\beta_2^*)$	м/с	145.2	170.8	229.7	339.1
$c_{2z} = u_2 \cdot \sin(\beta_2^*)$	м/с	-122.2	-92.31	-62.52	-0.03993
$\alpha_2 = \arctan \left(\frac{c_{2z}}{c_{2u}} \right)$	град	-49.93	-61.6	-74.77	-89.99
$c_2 = \sqrt{c_{2z}^2 + c_{2u}^2}$	м/с	189.8	194.1	238.1	339.1
$T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2C_p}$	К	1462	1287	1118	973.6
$p_2^* = p_2 \cdot \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$	Па	902400	481500	231300	98770
$M_{c_1} = \frac{c_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}}$		0.7224	0.7571	0.8198	0.8873
$M_{w_2} = \frac{w_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$		0.6287	0.661	0.7306	0.843
$T_{2tt}^* = T_{2tt} \cdot \left(\frac{p_2^*}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$	К	1425	1251	1073	904.9
$\eta_u = \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2tt}^*}$		0.827	0.8247	0.7877	0.6678
$\eta_u^* = \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2tt}^*}$		0.8305	0.8285	0.7931	0.6769

6 Расчет закрутки потока

Расчет закрутки потока производится по обратному закону:

$$r^n \cdot \tan(\alpha_1) = \text{const}; \quad (6.1)$$

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 6.1.

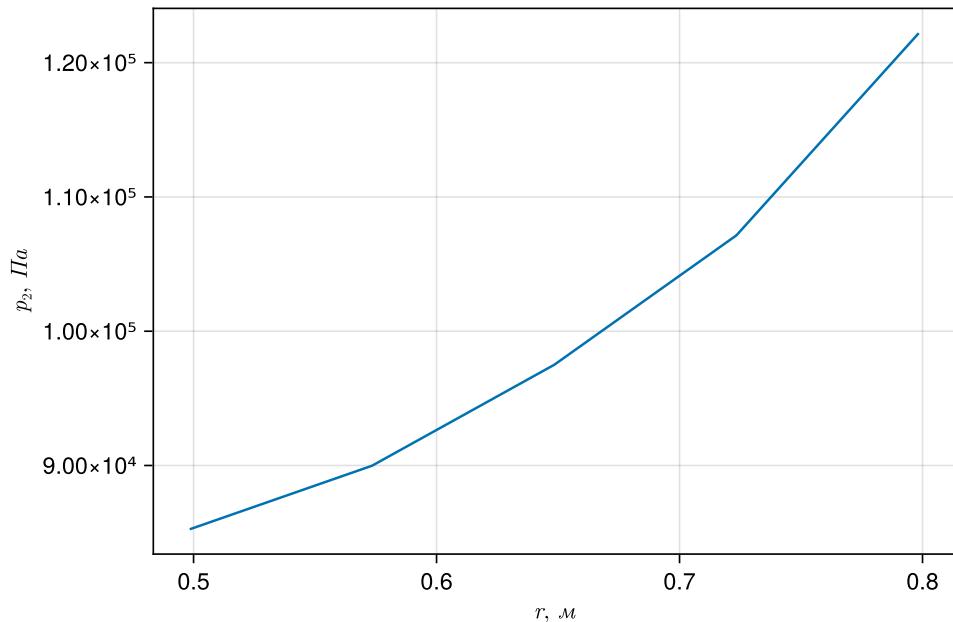


Рисунок 6.1 — Градиент давления на последней ступени в радиальном направлении при обратном законе закрутки

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 монотонный рост давлений p_2 от корня к периферии и значения $\Delta < 0.1$. Полученные поля изображены на рисунке 6.2.

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.

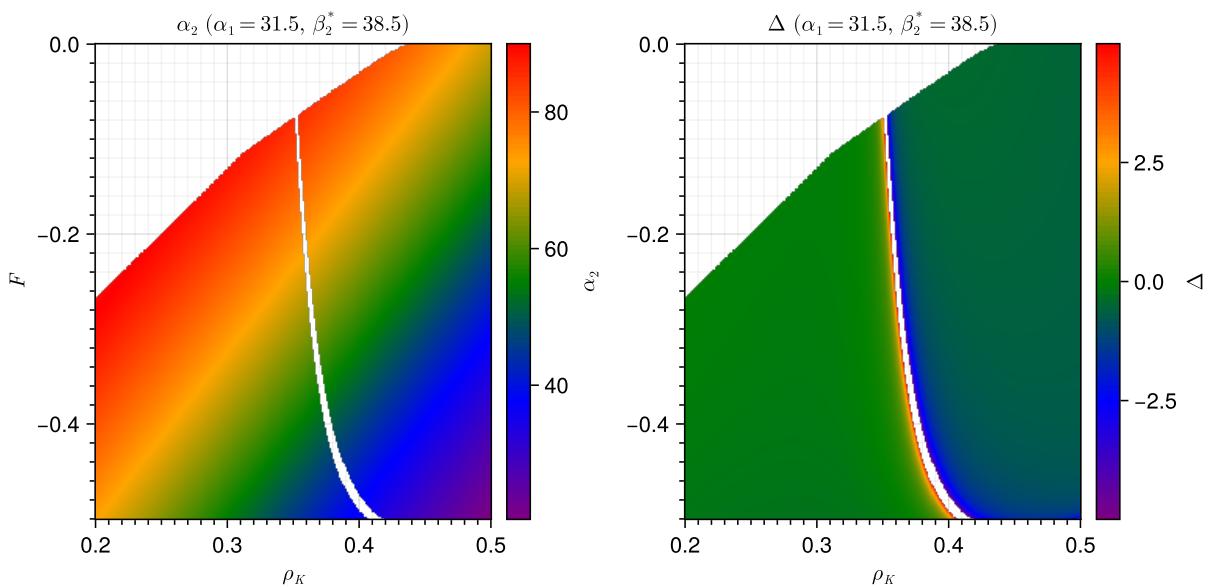


Рисунок 6.2 — Поле распределения значений α_2 и Δ при допустимых значениях параметров

Найдём значения вспомогательных параметров:

$$n_1 = \frac{\ln\left(\frac{\tg(\alpha_{1 \text{ nep}})}{\tg(\alpha_{1 \text{ cp}})}\right)}{\ln\left(\frac{r_{1 \text{ cp}}}{r_{1 \text{ nep}}}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{\tg(32.52^\circ)}{\tg(33.67^\circ)}\right)}{\ln\left(\frac{0.6484}{0.7234}\right)} = 0.4008; \quad (6.2)$$

$$b_1 = r_{1 \text{ nep}}^{n_1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{1 \text{ nep}}) = 0.7234^{0.4008} \cdot \operatorname{tg}(32.52^\circ) = 0.5599; \quad (6.3)$$

$$n_2 = \frac{\ln \frac{\operatorname{tg}(\beta_{2 \text{ nep}}^*)}{\operatorname{tg}(\beta_{2 \text{ cp}}^*)}}{\ln \left(\frac{r_{2 \text{ nep}}}{r_{2 \text{ cp}}} \right)} = \frac{\ln \left(\frac{\operatorname{tg}(40.41^\circ)}{\operatorname{tg}(42.54^\circ)} \right)}{\ln \left(\frac{0.7234}{0.6484} \right)} = 0.6875; \quad (6.4)$$

$$b_2 = r_{2 \text{ cp}}^{n_2} \cdot \operatorname{tg}(\beta_{2 \text{ cp}}^*) = 0.6484^{0.6875} \cdot \operatorname{tg}(42.54^\circ) = 0.6814; \quad (6.5)$$

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

$$A = \frac{F \cdot c_{1z \text{ cp}}}{r_{1 \text{ nep}} - r_{1 \text{ cp}}} = \frac{-0.3397 \cdot 302.7}{0.5 \cdot 0.267} = -685.6; \quad (6.6)$$

$$\begin{aligned} B &= c_{1z \text{ cp}} - \frac{F \cdot c_{1z \text{ cp}}}{r_{1 \text{ nep}} - r_{1 \text{ cp}}} \cdot r_{1 \text{ cp}} = \\ &= 302.7 - \frac{-0.3397 \cdot 302.7}{0.5 \cdot 0.267} \cdot 0.6484 = 747.3; \end{aligned} \quad (6.7)$$

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

$$\begin{aligned} w'_{2u} &= -\frac{u'_1 \cdot w'_{1u} + 2 \cdot u'^2_1 \cdot \rho'_k}{u'_2} = \\ &= -\frac{284 \cdot 264 + 2 \cdot 284^2 \cdot 0.09405}{322} = -361.6; \end{aligned} \quad (6.8)$$

Для среднего сечения параметры берутся из расчета по среднему диаметру, для остальных сечений для расчёта применяются формулы, представленные в таблице 6.3.

Результаты расчета закрутки на последней ступени по обратному закону для пяти сечений представлены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 — Расчет закрутки для последней ступени

Величина	Ед. из.	Сечение 1	Сечение 2	Сечение 3	Сечение 4	Сечение 5
r	м	0.4984	0.5734	0.6484	0.7234	0.7234
γ_1	град	0	4	8	12	12
γ_2	град	0	4	8	12	12
$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{b_1}{r_1^n}\right)$	град	36.51	34.98	33.67	32.52	32.52
$c_{1z} = r \cdot A + B$	м/с	548	506.1	454.5	394.2	394.2
$c_{1u} = \frac{c_{1z}}{\tan(\alpha_1)}$	м/с	405.6	354.2	302.7	251.3	251.3
$c_{1r} = c_{1z} \cdot \tan(\gamma_1)$	м/с	0	24.77	42.55	53.42	53.42
$c_1 = \sqrt{c_{1z}^2 + c_{1u}^2 + c_{1r}^2}$	м/с	681.7	618.3	546.1	470.6	470.6
$u_1 = 2\pi r \cdot \frac{n}{60}$	м/с	284	326.7	360.1	412.2	412.2
$u_2 = \pi \frac{n}{60} \left(d_{1c} - \frac{l_1}{2} + \frac{N_0 - 1}{4} l_1 \right)$	м/с	322	341	369.5	379.1	379.1
$w_{1u} = c_{1u} - u_1$	м/с	264	179.4	94.45	-17.96	-17.96
$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{1z}}{w_{1u}}\right)$	град	56.94	63.13	72.67	-85.91	-85.91
$w_1 = \frac{c_{1z}}{w_{1u}}$	м/с	483.9	397	317.1	-252	-252
$w_{2u} = w_{2u}^1 +$	м/с	-361.6	-365.5	-369.5	-373.4	-373.4
$c_{2u} = w_{2u} + u_2$	м/с	-39.57	-24.49	-0.03993	5.685	5.685
$c_{2z} = -w_{2u} \cdot \tan(\beta_2^*)$	м/с	397.7	365.1	339.1	317.9	317.9
$c_2 = \sqrt{c_{2z}^2 + c_{2u}^2 + c_{2r}^2}$	м/с	399.6	366.8	339.1	325	325
$c_{2r} = c_{2z} \cdot \tan(\gamma_2)$	м/с	0	25.53	-0.03993	67.56	67.56
$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{c_{2z}}{c_{2u}}\right)$	град	-84.32	-86.16	-89.99	88.98	88.98
$\beta_2^* = \arctan\left(\frac{b_2}{r_2^n}\right)$	град	47.72	44.96	42.54	40.41	40.41
$w_2 = \frac{c_{2z}}{\sin(\beta_2^*)}$	м/с	537.5	516.6	501.5	490.4	490.4
$T_1 = T_0^* - \frac{c_1^2}{2C_p}$	°C	917.3	952.9	989.1	1022	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	99500	116000	134800	153900	153900

$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	0.3766	0.4226	0.4732	0.5228	0.5228
$T_{w_1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2C_p}$	°C	1018	1021	1032	1049	1049
$T_2 = T_{w_1}^* - \frac{w_2^2}{2C_p}$	°C	893.8	905.8	924	945.9	945.9
$p_2 = p_0^* \cdot \chi^1 \cdot \chi^2 \cdot$ $\cdot \left(1 - \frac{c_1^2 + w_2^2 - w_1^2}{\frac{k}{k-1} \cdot 2R \cdot T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	Па	85250	89980	97500	107100	107100
$\rho_2 = \frac{p_2}{T_2 \cdot R}$	кг/м ³	0.3312	0.3449	0.3664	0.3933	0.3933
$\rho_T = \frac{\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$		0.1392	0.2463	0.35	0.4468	0.4468
$H_p = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$	Дж	15830	49850	72050	101600	101600
$H_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$	Дж	168400	173700	163700	159500	159500
$\rho_K = \frac{H_p}{H_u}$		0.09405	0.287	0.4402	0.6369	0.6369
$\rho_{\text{кп}} = a(r - r_1)^2 + b(r - r_1) + c$		0.09405	0.2665	0.4402	0.6154	0.6154
$\Delta\rho_k = \rho_{\text{кп}} - \rho_K$		0	-0.02052	0	-0.02156	-0.02156

7 Проектирование рабочего колеса последней ступени

7.1 Профилирование рабочей лопатки

Профилирование рабочей лопатки происходит по пяти сечениям, габаритный размер получен из меридианального обвода, параметры треугольников скоростей получены из расчета по среднему диаметру третьей ступени для входа, и из расчета закрутки рабочей лопатки для выхода. Сечения рабочей лопатки и их треугольники скоростей представлены на рисунках 7.1 - 7.5.

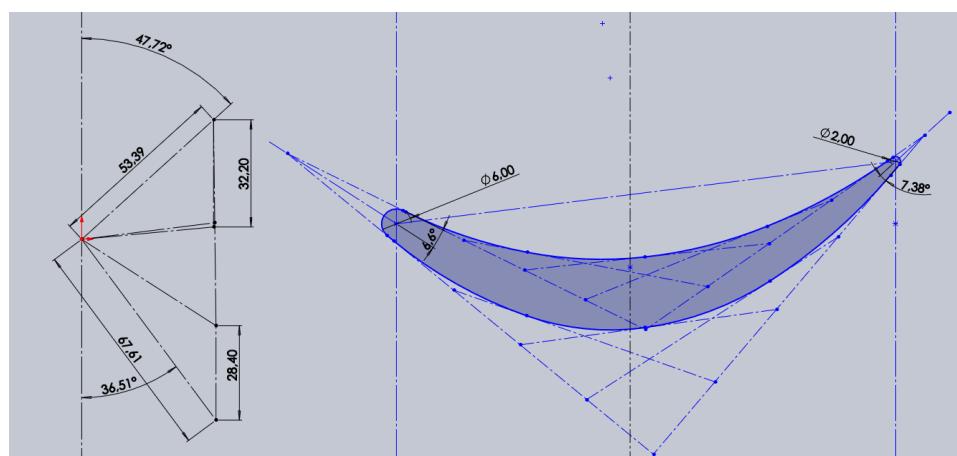


Рисунок 7.1 — Треугольник скоростей и профиль рабочей лопатки в корневом сечении

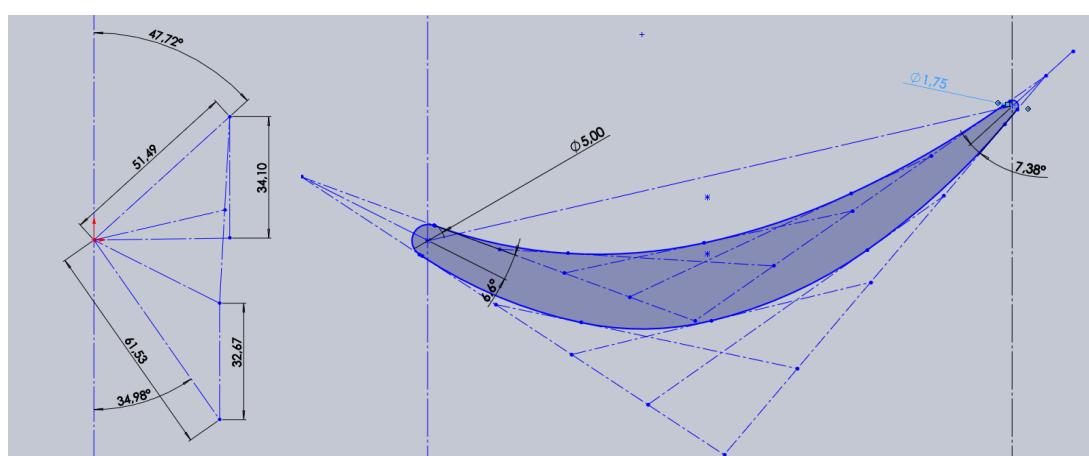


Рисунок 7.2 — Треугольник скоростей и профиль рабочей лопатки в среднекорневом сечении

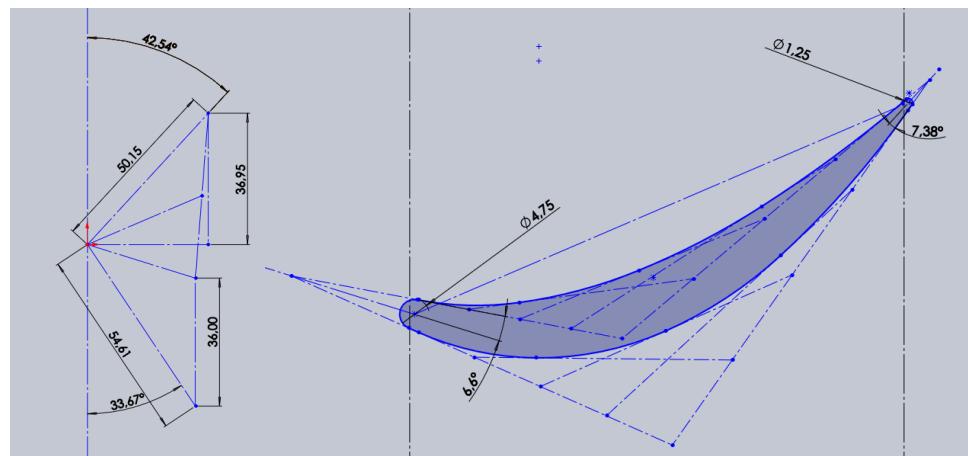


Рисунок 7.3 — Треугольник скоростей и профиль рабочей лопатки в среднем сечении

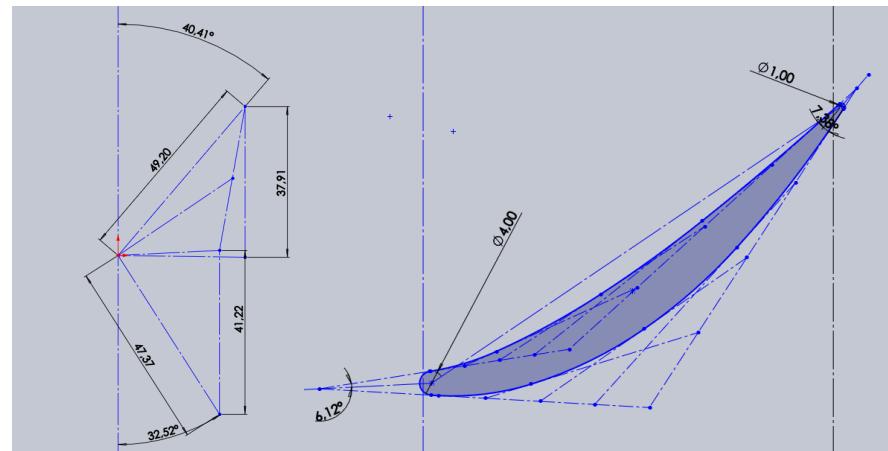


Рисунок 7.4 — Треугольник скоростей и профиль рабочей лопатки в средне-периферийном сечении

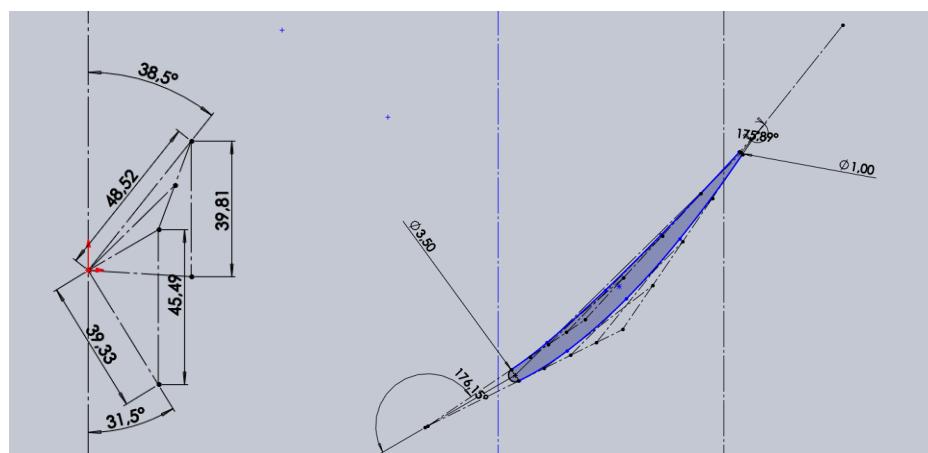


Рисунок 7.5 — Треугольник скоростей и профиль рабочей лопатки в периферийном сечении

Определим относительный шаг для рабочей решетки в корневом сечении:

$$\begin{aligned}\bar{t}_{\text{опт}} &= 0.55 \left[\frac{180^\circ}{180^\circ - (\beta_1 + \beta_2^*)} \frac{\sin(\beta_1)}{\sin(\beta_2^*)} \right]^{\frac{1}{3}} \left(1 - \frac{c}{b} \right) = \\ &= 0.55 \left[\frac{180^\circ}{180^\circ - (59.05^\circ + 47.72^\circ)} \frac{\sin(59.05)}{\sin(47.72)} \right]^{\frac{1}{3}} \left(1 - \frac{14.09}{100.78} \right) = 1.02,\end{aligned}\quad (7.1)$$

где c — максимальная толщина профиля, мм;

b — длина хорды, мм.

Оптимальный шаг решётки:

$$t_{\text{опт}} = \bar{t}_{\text{опт}} b = 1.02 \cdot 100.78 = 102.64 \text{ мм}; \quad (7.2)$$

Вычислим длину окружности в корневом сечении:

$$l_k = 2\pi r_k = 2\pi \cdot 498 = 3127.44 \text{ мм}; \quad (7.3)$$

Тогда расчетное число лопаток:

$$z_{\text{расч}} = \frac{l_k}{t_{\text{опт}}} = 30.47; \quad (7.4)$$

Так как расчетное количество лопаток мало и рабочее колесо с данным количеством получится малоэффективным, принимаем количество рабочих лопаток по аналогии с прототипом равным $z = 88$ с шагом решетки $t = 35.64$ мм. Плоский чертеж канала решетки рабочего колеса с проверкой на конфузорность в корневом сечении представлен на рисунке 7.6.

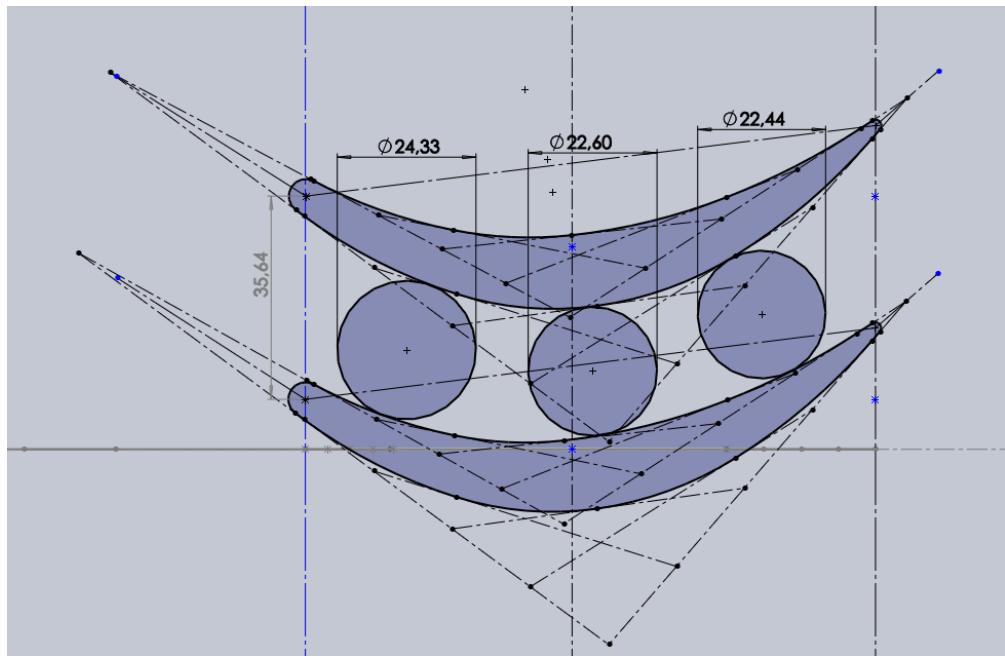


Рисунок 7.6 — Проверка на конфузорность в корневом сечении

7.2 Построение хвостовика

Из соображений надежности конструкции и для обеспечения достаточной прочности конструкции выбираем ёлочный тип хвостовика (С-30). 3D-модель хвостовика рабочей лопатки представлена на рисунке 7.7.

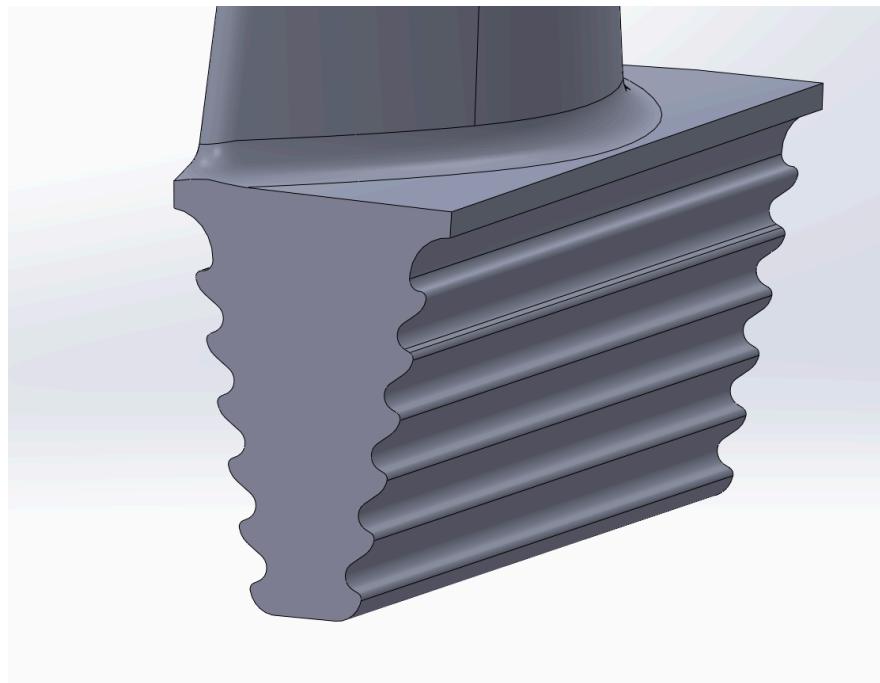


Рисунок 7.7 — Хвостовик рабочей лопатки последней ступени

7.3 Построение бандажной полки

На периферии рабочей лопатки выполняется бандажная полка для снижения потерь от перетекания потока в перекрыше и сцепления лопаток между собой с целью улучшения виброустойчивости рабочего колеса. На бандажной полке сделаны зубцы для уплотнения. Модель бандажной полки представлена на рисунке 7.8.

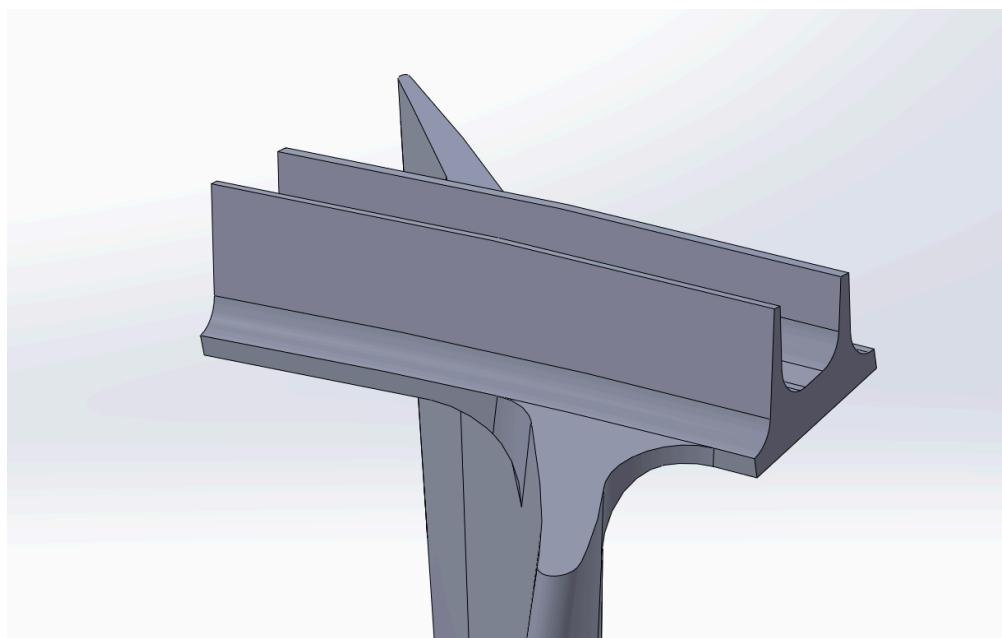


Рисунок 7.8 — Бандажная полка рабочей лопатки последней ступени

Общий вид лопатки рабочей ступени представлен на рисунке 7.9.

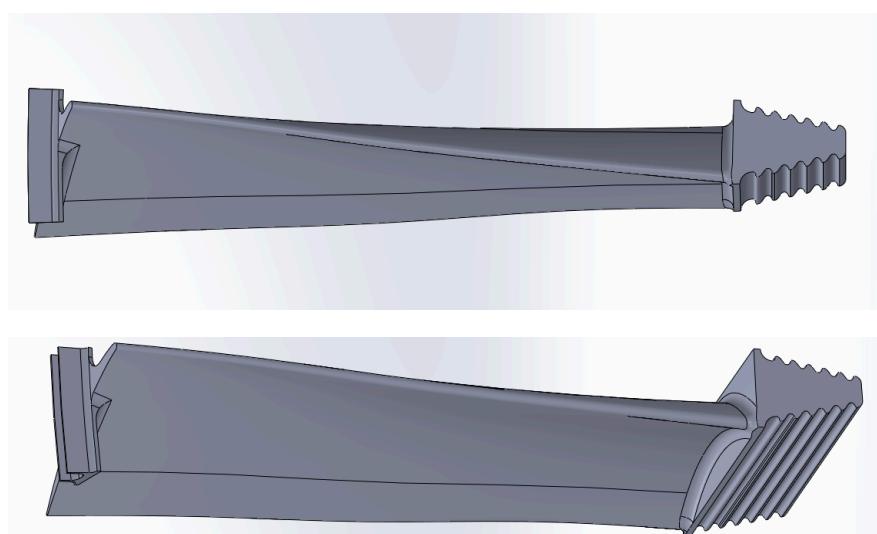


Рисунок 7.9 — Общий вид рабочей лопатки последней ступени

7.4 Проектирование диска рабочего колеса

Модель диска построена на основе диска прототипа и показана на рисунке 7.10, сечение диска показано на рисунке рисунке 7.11.

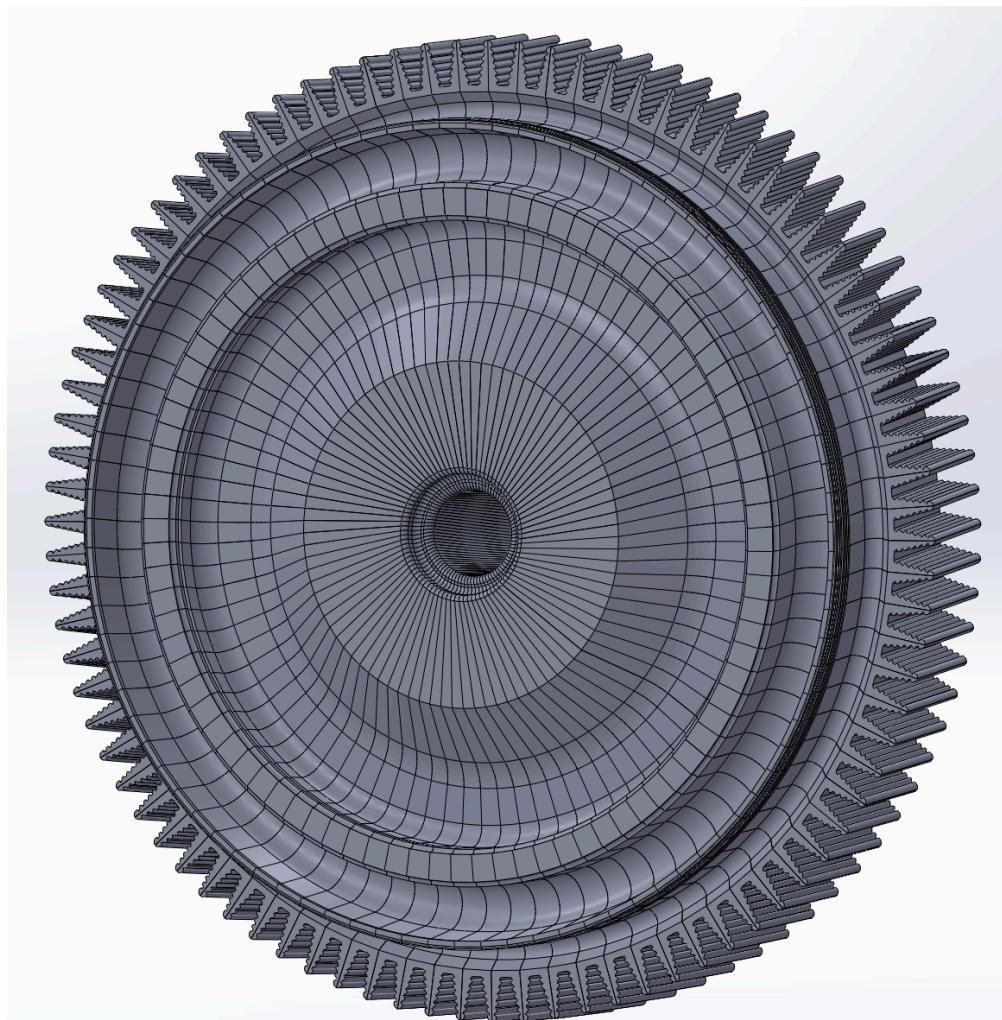


Рисунок 7.10 — Модель диска рабочего колеса последней ступени



Рисунок 7.11 — Сечение диска рабочего колеса последней ступени

На рисунке 7.12 представлена сборная модель рабочего колеса последней ступени.

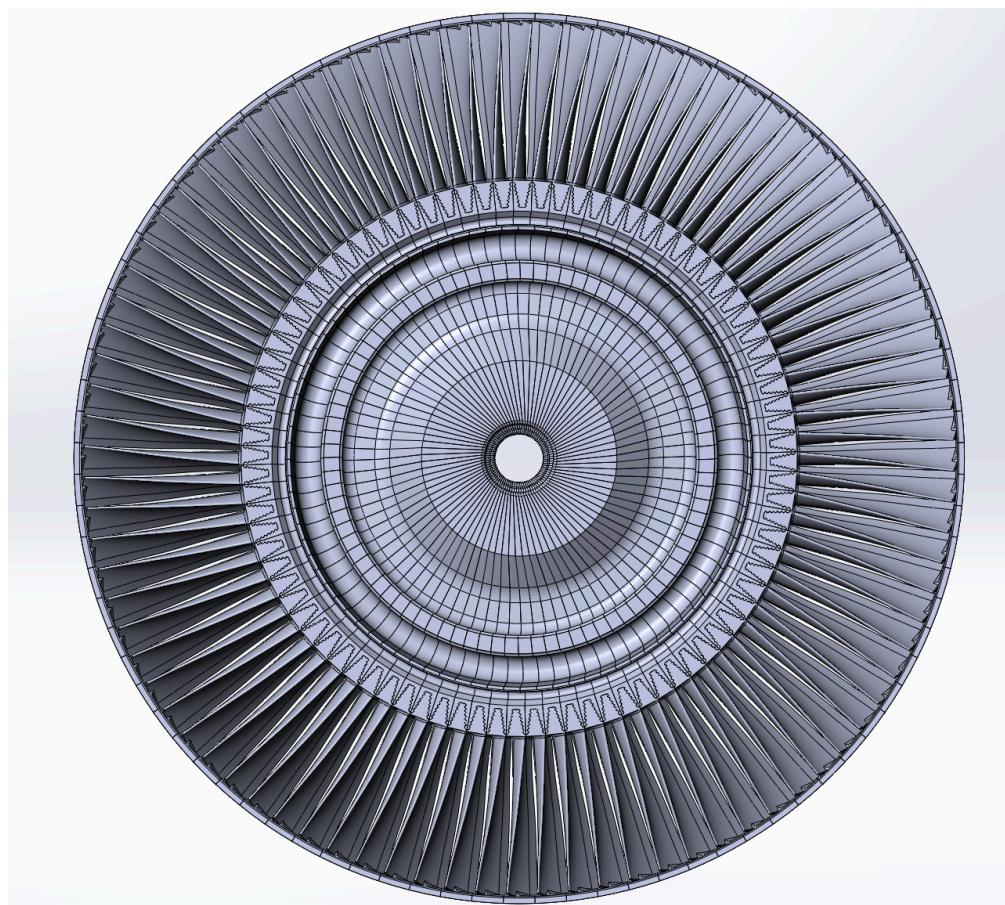


Рисунок 7.12 — Модель рабочего колеса последней ступени

7.5 Расчет рабочего колеса на прочность под действием центробежных сил

Для оценки надёжности полученного рабочего колеса был выполнен расчет на прочность под воздействием центробежных сил с помощью программного пакета SolidWorks. Для минимизации затраченных на вычисления ресурсов в расчете использовалось не всё колесо, а репрезентативный сегмент, изображённый на рисунке 7.13.

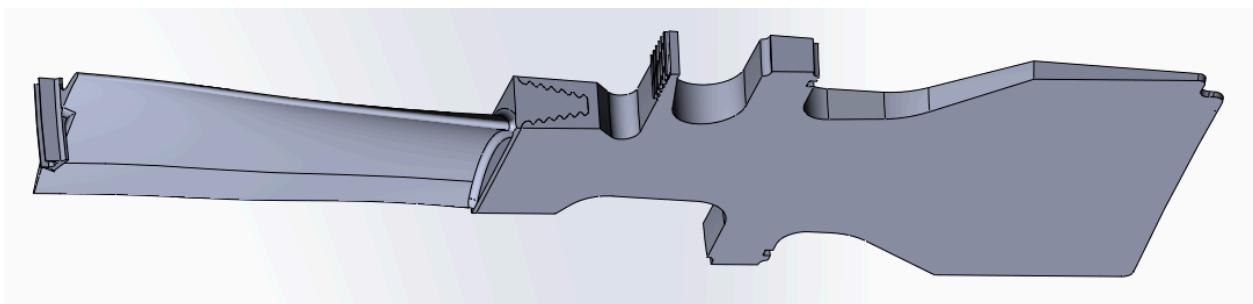


Рисунок 7.13 — Сектор диска с лопatkой, подвергаемый исследованию

Воздействие оставшейся части диска на выбранный сектор диска описывается граничными условиями ограничения осевых и окружных перемещений боковых поверхностей диска и бандажа.

Материалом диска и лопатки выбрана легированная сталь 18CrNiMo7-6 с характеристиками:

- $\rho = 7800 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- $\sigma_{\text{пр}} = 1220 \text{ МПа}$;
- $\sigma_{\text{т}} = 1034 \text{ Мпа}$.

Эпюры эквивалентных напряжений, перемещений и запаса прочности показаны на рисунках 7.14, 7.15 и 7.16.

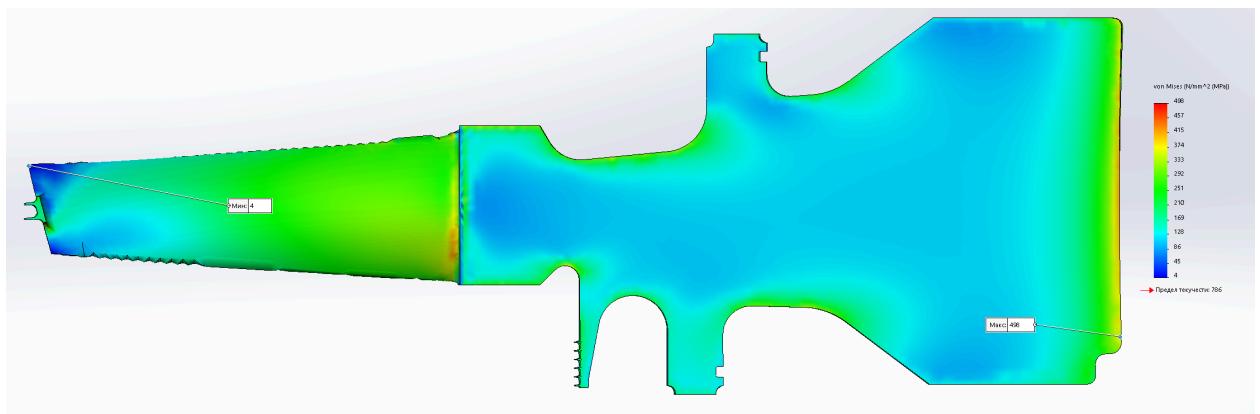


Рисунок 7.14 — Эпюра эквивалентных напряжений

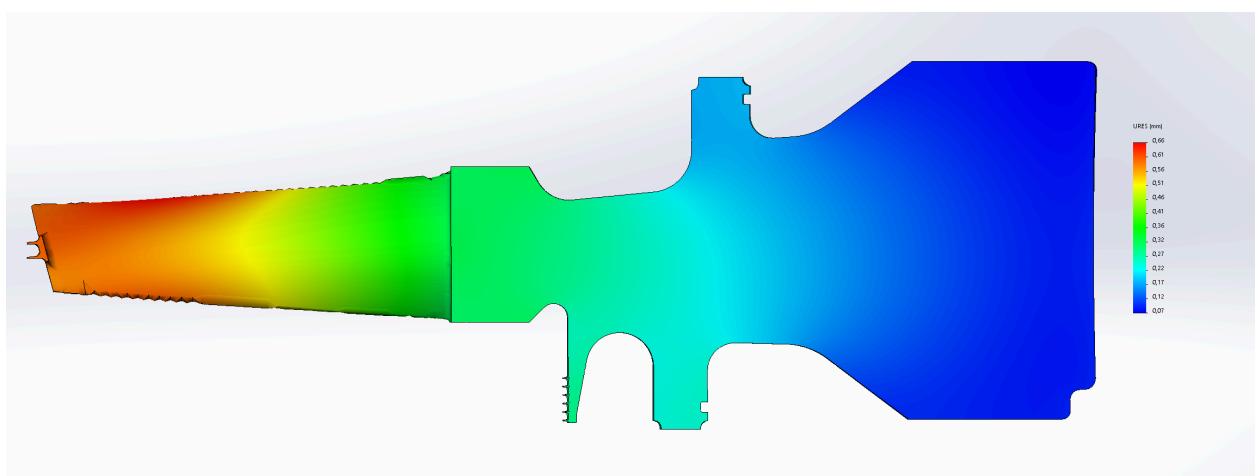


Рисунок 7.15 — Эпюра перемещений

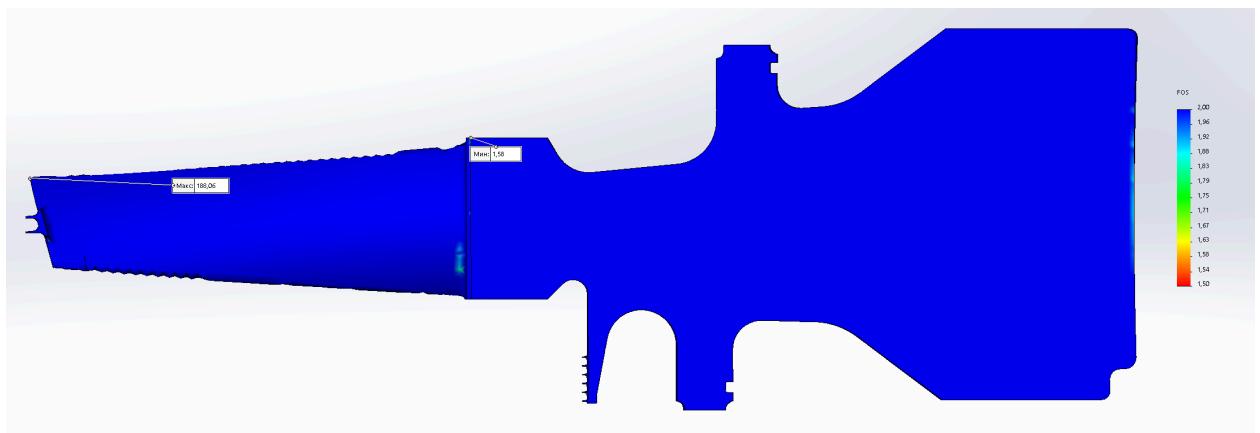


Рисунок 7.16 — Эпюра запаса прочности

8 Проектирование направляющего аппарата последней ступени

8.1 Профилирование направляющей лопатки

По данным расчетов из разделов 6 и 7 строится направляющая лопатка по 5 сечениям. Плоские эскизы каждого из сечений и их треугольники скоростей представлены на рисунках 8.1 - 8.5.

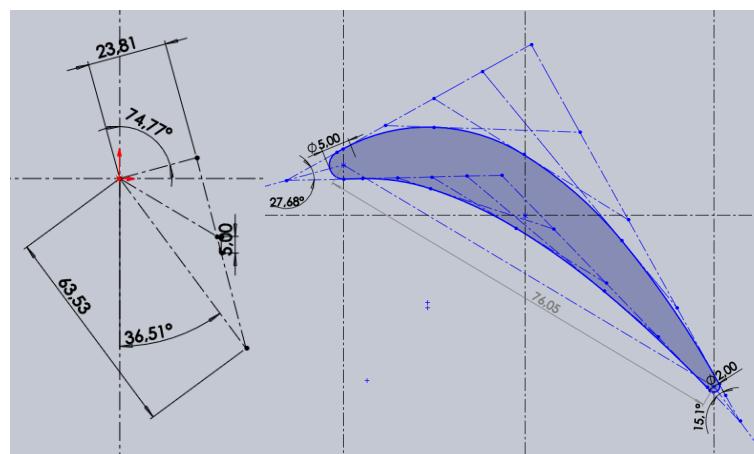


Рисунок 8.1 — Треугольник скоростей и профиль сопловой лопатки в корневом сечении

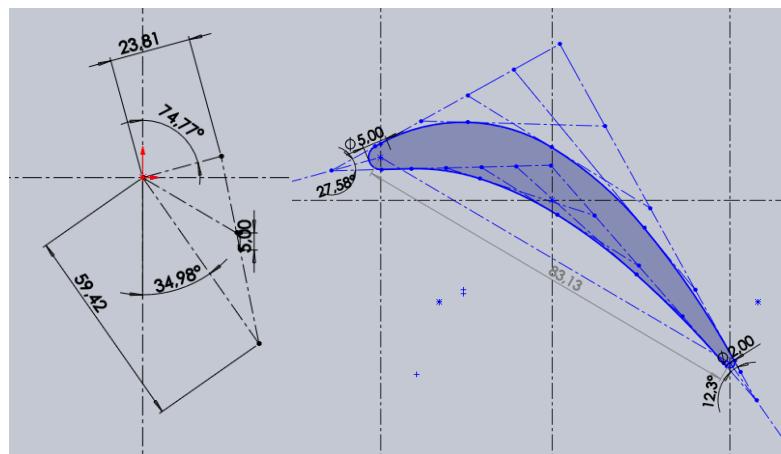


Рисунок 8.2 — Треугольник скоростей и профиль сопловой лопатки в среднекорневом сечении

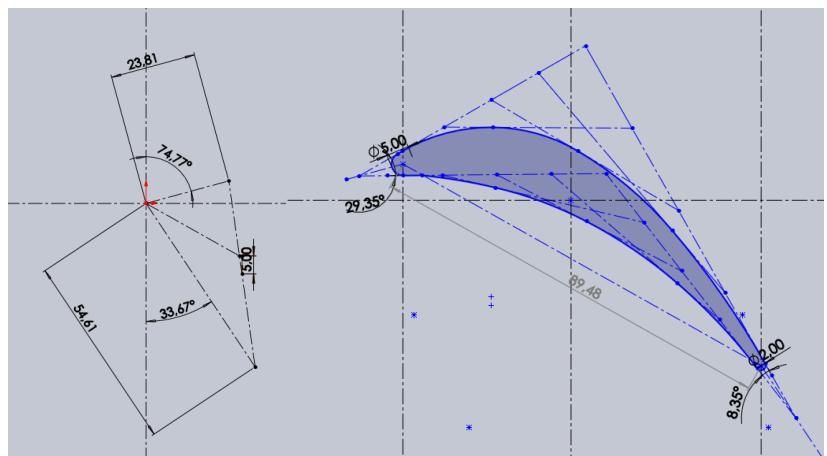


Рисунок 8.3 — Треугольник скоростей и профиль сопловой лопатки в среднем сечении

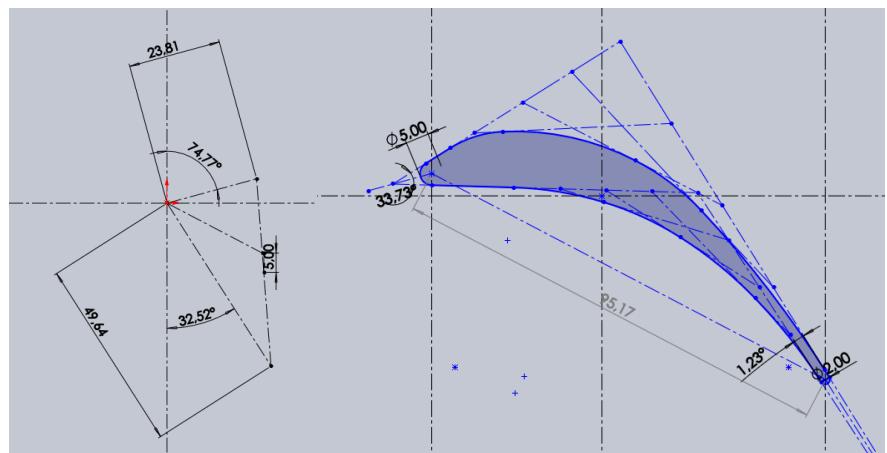


Рисунок 8.4 — Треугольник скоростей и профиль сопловой лопатки в среднепериферийном сечении

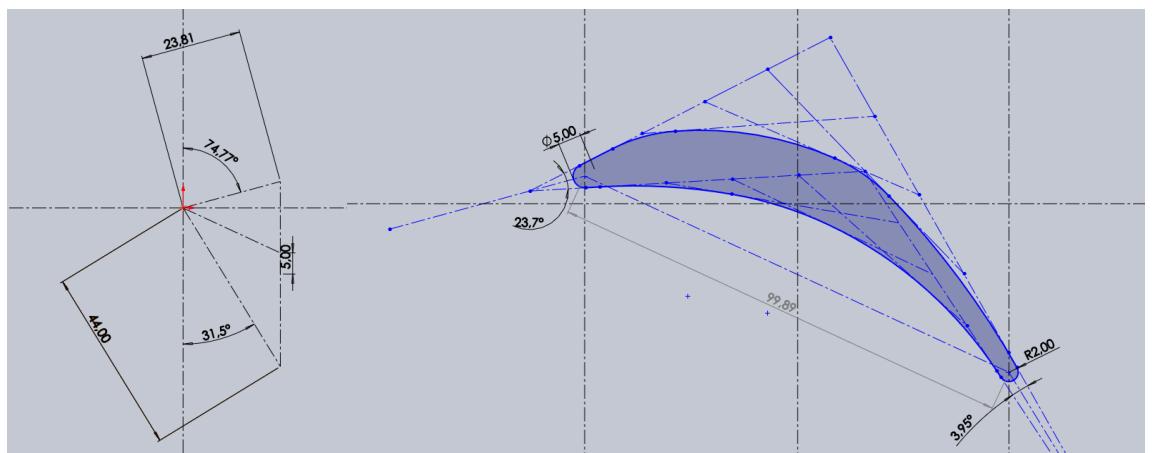


Рисунок 8.5 — Треугольник скоростей и профиль сопловой лопатки в периферийном сечении

Определим относительный шаг в периферийном сечении для соплового аппарата:

$$\bar{t}_{\text{опт}} = 0.55 \left(\frac{180^\circ}{180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2^*)} \frac{\sin(\alpha_2^*)}{\sin(\alpha_1)} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 - \frac{c}{b} \right), \quad (8.1)$$

где c — максимальная толщина профиля, мм;

b — длина хорды, мм.

$$\bar{t}_{\text{опт}} = 0.55 \left(\frac{180^\circ}{180^\circ - (31.5^\circ + 74.77^\circ)} \frac{\sin(74.77^\circ)}{\sin(31.5^\circ)} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 - \frac{13.62}{99.89} \right) = 0.78 \text{ мм}$$

Оптимальный шаг решётки:

$$t_{\text{опт}} = \bar{t}_{\text{опт}} \cdot b = 0.78 \cdot 99.89 = 77.91 \text{ мм}; \quad (8.3)$$

Вычислим длину окружности в периферийном сечении:

$$l_{\text{пер}} = 2\pi r_{\text{пер}} = 2\pi \cdot 767.29 = 4818.58 \text{ мм}; \quad (8.4)$$

Тогда расчетное количество рабочих лопаток:

$$z_{\text{расч}} = \frac{l_{\text{пер}}}{t_{\text{опт}}} = 61.64; \hat{z} = 62. \quad (8.5)$$

Тогда количество сопловых лопаток меньше, чем рабочих. Принимаем их количество равным количеству рабочих лопаток $z = 88$. Как видно из рисунка 8.6, конфузорность соблюдается.

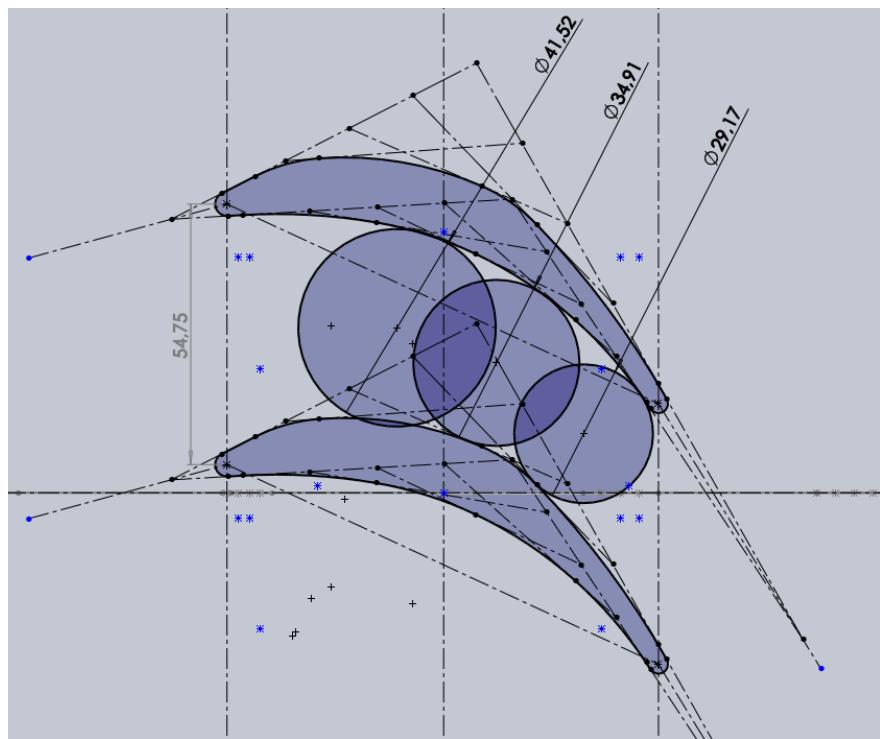


Рисунок 8.6 — Проверка на конфузорность в периферийном сечении

8.2 Построение хвостовика направляющей лопатки

Для направляющего аппарата был выбран тип хвостового соединения аналогичный прототипу. Направляющие лопатки фиксируется в осевом направлении на посадочных зубьях и центрируется штифтами в радиальном направлении. Фиксация происходит у периферийного сечения лопатки, у корневого сечения выполнена конструкция для уплотнения. Изображение лопатки с хвостовиком представлено на рисунке 8.7.

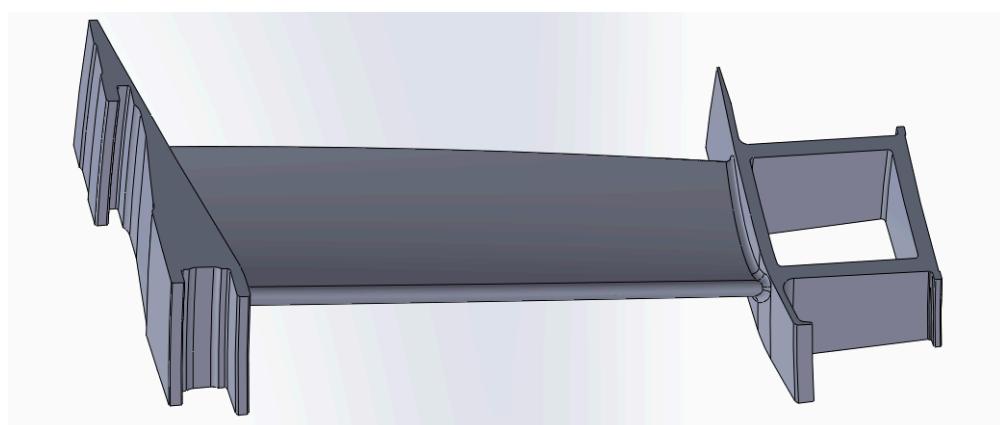


Рисунок 8.7 — Модель направляющей лопатки последней ступени

9 Твердотельная модель и продольный разрез

Модель спроектированной последней ступени турбины представлена на рисунке 9.1.

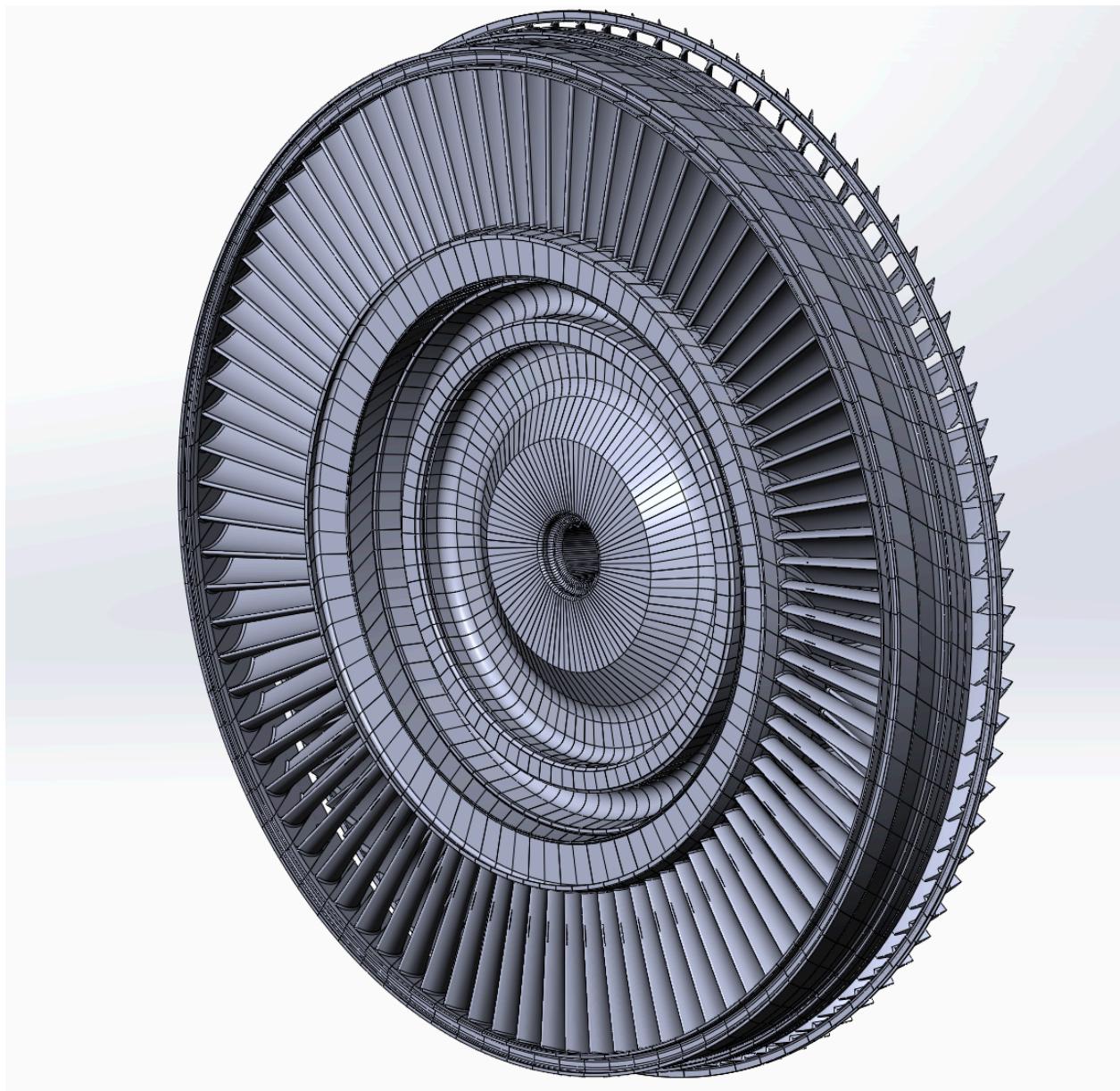


Рисунок 9.1 — Твердотельная модель последней ступени

Полученная ступень интегрирована в проточную часть прототипа, что показано на рисунке 9.2.

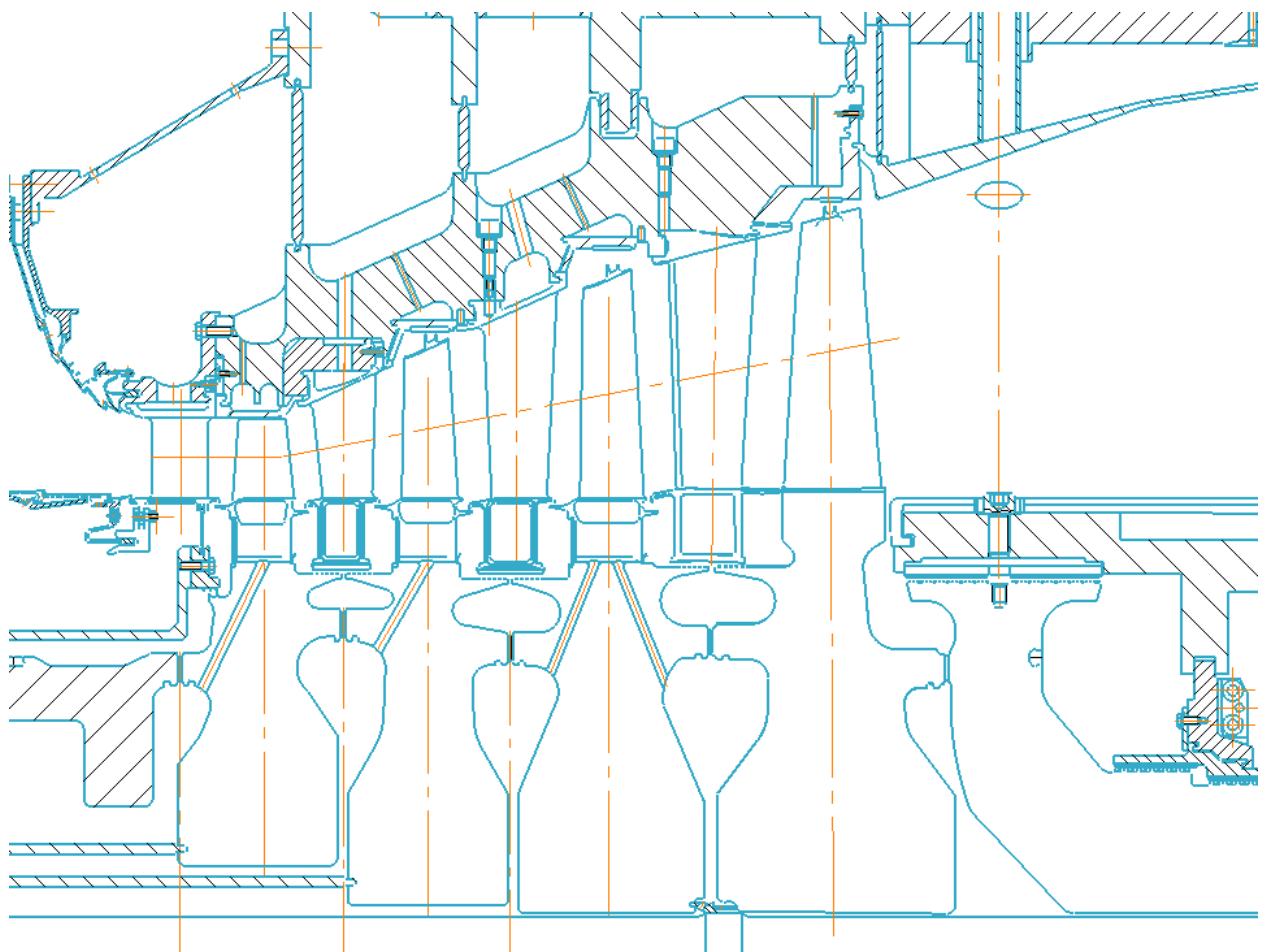


Рисунок 9.2 — Полученная проточная часть

На рисунке 9.3 показан продольный разрез спроектированной установки.

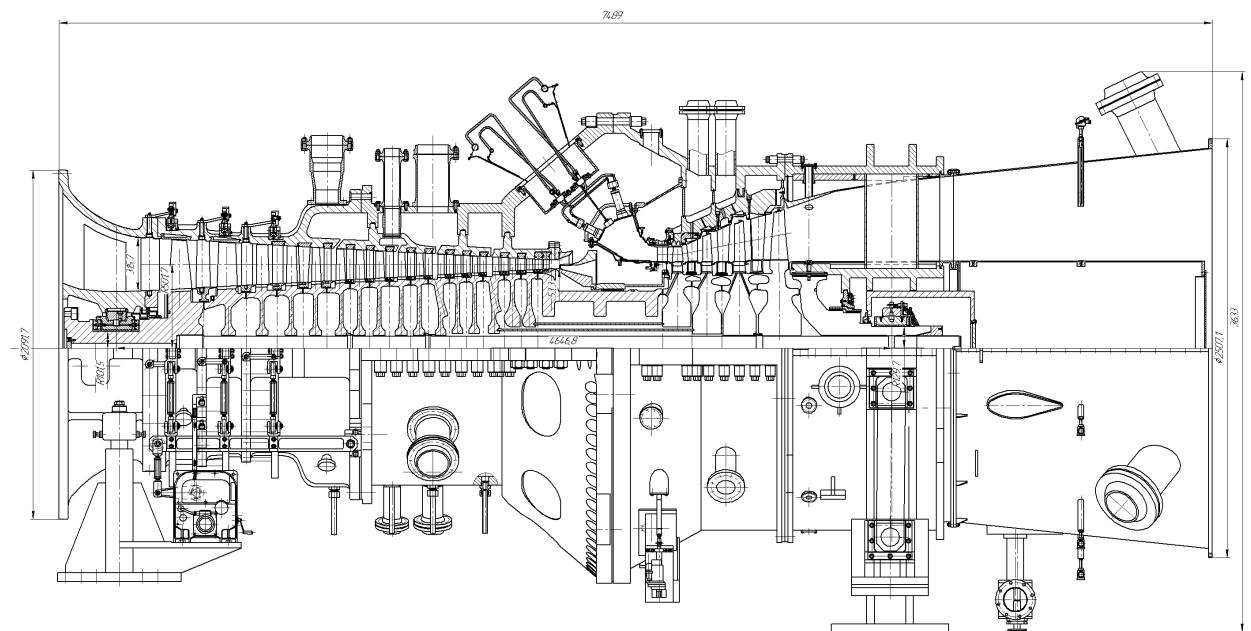


Рисунок 9.3 — Полученный продольный разрез

Заключение

В результате выполнения курсовой работы по исходным данным была спроектирована последняя ступень турбины (рабочее колесо и сопловой аппарат) для газотурбинной установки мощностью 65 МВт, прототипом которой является ГТЭ-65. Были достигнуты следующие расчетные характеристики последней ступени турбины:

- Корневой радиус $r_k = 498$ мм;
- Число лопаток рабочего колеса $z = 88$;
- Высота рабочей лопатки $l_2 = 300$ мм;
- Число лопаток направляющего аппарата $z = 88$;
- Высота направляющей лопатки $l_2 = 264$ мм.

В межлопаточных каналах обеспечена конфузорность, закрутка потока обеспечена по обратному закону. В качестве материала диска и рабочей лопатки назначена легированная сталь 18CrNiMo7-6. В результате прочностного расчета получен минимальный коэффициент запаса прочности 1.58.

Помимо этого, в процессе расчета было построено распределение углов на выходе из последней ступени α_2 в поле допустимых параметров F и ρ_k , по которому возможно получить параметры изходя из желаемого результата. Помимо этого можно анализировать любые другие параметры, вычисляемые в ходе расчета обратной закрутки потока. Был разработан метод по автоматизации вычисления оптимального расхода воздуха.

Литература

1. Лапшин К.Л. Математические модели проточных частей в проектировочных газодинамических расчётах осевых тепловых турбин на ЭВМ: учебное пособие. 2-е изд. Санкт-Петербург, 2014.
2. Лапшин К.Л. Теория оптимального проектирования тепловых турбомашин: конспект лекций. Санкт-Петербург, 2018.
3. Барков В.В. Стационарные газотурбинные установки. Технические характеристики. Расчет тепловых схем: учебное пособие.
4. Danisch S., Krumbiegel J. Makie.jl: Flexible high-performance data visualization for Julia // Journal of Open Source Software. The Open Journal, 2021. т. 6, № 65. с. 3349.
5. Rackauckas C., Nie Q. DifferentialEquations.jl—a performant and feature-rich ecosystem for solving differential equations in Julia // Journal of Open Research Software. Ubiquity Press, 2017. т. 5, № 1.