

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого  
Институт энергетики и транспортных систем

Работа допущена к защите  
Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Ю.В. Кожухов

« \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 г.

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА  
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДОЖИМНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО  
КОМПРЕССОРА ПОПУТНО НЕФТЯНОГО ГАЗА  
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ 1,1 МЛН. СТ.М3/СУТКИ И  
ОТНОШЕНИЕМ ДАВЛЕНИЯ  $P=1,325$**

по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

по образовательной программе 13.03.03\_06

«Компрессорные и холодильные машины и установки»

Выполнил  
студент гр. 43224/1

Руководитель  
доцент, к.т.н.

Н.И. Садовский

Научный консультант  
асс.

А.А. Аксенов

Санкт-Петербург

2019

## РЕФЕРАТ

На 39 с., 23 рисунков, 23 таблицы, 0 приложений

Центробежный компрессор, сеточный генератор, лопаточный диффузор, ANSYS CFX, SAPR, газодинамические параметры, массовый расход.

В выпускной квалификационной работе было выполнено сравнение двух методик расчета: расчет по методике К. П. Селезнева, с проверкой в программе SAPR и расчет в программном комплексе ANSYS. Сначала было рассчитано отдельно рабочее колесо для получения геометрических параметров лопаточного диффузора. После расчета всей ступени и сравнения результатов можно сделать вывод, что параметры, полученные методом численного моделирования, расходятся с расчетными на 5-10%.

## THE ABSTRACT

39 pages, 23 pictures, 23 tables, 0 appendixes

Centrifugal compressor, grid generator, blade diffuser, ANSYS CFX, SAPR, gas-dynamic parameters, mass flow

In the final qualifying work, two calculation methods were compared: calculated by the method of K. P. Seleznev, checked in the SAPR program and calculated in the ANSYS software package. After calculating the entire stage and comparing the results, can be concluded that the parameters obtained by the method of numerical simulation diverges from the calculated ones by 5-10%.

## СОДЕРЖАНИЕ

Содержание .....	3
Введение .....	4
ГЛАВА 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ .....	6
1.1. Обзор расчета одноступенчатого центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики .....	6
1.2. Описание конструкции проектируемого компрессора.....	9
1.3 Объект исследования .....	11
1.4 Описание программно-инженерного комплекса ANSYS 18.00.....	11
1.5 Обработка результатов численного моделирования .....	12
1.6 Описание структуры модели .....	24
ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ....	18
2.1. Построение сетки .....	18
2.2. Задача валидации эксперимента.....	22
2.3 Обработка результатов численного моделирования .....	23
2.4 Моделирование течения и анализ лопаточного диффузора.....	27
Заключение .....	38
Список использованной литературы.....	39

## ВВЕДЕНИЕ

Компрессоры достаточно распространены и применяются практически во всех отраслях промышленности. Цель данного агрегата - сжатие газа и перекачивание его потребителю. Применение компрессоров в разных отраслях достаточно разнообразное и зависит исключительно от потребностей и условий эксплуатации. Компрессоры применяются в системах охлаждения воздуха, которые распространены в пищевой промышленности, во многих производственных и строительных процессах компрессоры применяются как источник питания пневматических инструментов. Компрессоры применяются в некоторых типах реактивных двигателей, с той целью, чтобы обеспечить подачу воздуха, необходимого для сгорания моторного топлива. Турбокомпрессоры применяются для повышения производительности двигателей внутреннего сгорания, за счет увеличения расхода. Компрессоры применяются для заправки газом баллонов высокого давления как для медицинских целей так и для сварки. Не обойтись без применения компрессоров в железнодорожной технике. В железнодорожном транспорте компрессоры обеспечивают работу тормозной системы.

Широко компрессоры применяются на нефтеперерабатывающих заводах, на заводах по переработке природного газа, нефтехимических и химических заводов, а также аналогичных крупных промышленных предприятий, где необходимо сжатие промежуточных и конечных продуктов газов. Такое широкое распространение обусловлено тем, что в Российской Федерации большое количество предприятий, занимающихся добычей таких полезных ископаемых, как нефть и газ. Большой объем природных ресурсов нуждается в транспортировке, таким образом основным и одним из самых экономичных видов транспорта стал трубопровод. Внутри страны все больше развивается сеть транспортировки природных ресурсов. За пределами страны также развита

сеть трубопроводов, например такой масштабный проект как, «Nord Stream AG» («Северный поток»).

При транспортировке такого вида сырья нужно поддерживать определенные газодинамические параметры. Для решение такой задачи и проектируются различные компрессоры. Для поддержания нужных значений давления и очистки газа на пути трубопровода строятся специальный компрессорные станции. В основном на компрессорных станциях используется один из двух типов компрессоров: поршневые или центробежные.

Преимуществами центробежных нагнетателей можно выделить: более высокое значение КПД, малые габариты, длительный срок эксплуатации. Преимуществами в свою очередь поршневых агрегатов можно назвать экономичность и ремонтпригодность. И все же в настоящее время плюсы центробежных нагнетателей преобладает над достоинствами поршневых машин, и на станциях в большей мере преобладают именно центробежные компрессоры.

Целью моей выпускной квалификационной работы:

Проектирование дожимного центробежного компрессора попутно нефтяного газа производительностью 1,1 млн. ст.м<sup>3</sup>/сутки и отношением давления  $\Pi=1,325$  в программно-инженерном комплексе ANSYS Workbench 18.0. Тема работы весьма актуальна, потому что нагнетатели с подобными входными и выходными параметрами достаточно широко применяются на реальных компрессорных станциях для транспорта газа по линейным магистральным газопроводам.

Задачи, выполненные в ходе работы:

1. Получение геометрических параметров ступени по входным и выходным параметрам газа при помощи программы SAPR.
2. Испытание спроектированного агрегата в программно-инженерном комплексе ANSYS Workbench 18.0.
3. Оптимизация расчета путем изменения массового расхода.

4. Изготовление для лопаточного диффузора маршрутно- и операционно-технологических карт.

## ГЛАВА 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

### 1.1. Обзор расчета одноступенчатого центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики

Исследуемая ступень центробежного компрессора была спроектирована на основе прототипа нагнетателя, входящего в состав ГПА «Ладога». В рамках курсовой работы «Проектирование одноступенчатого центробежного нагнетателя природного газа» проводился газодинамический расчет ступени компрессора, расчет подшипников, уплотнений и думмиса, а также оценивались осевые усилия агрегата. Расчет проводился на основании методики Невского Завода Ленина с корректировками программой «SAPR», созданной на базе кафедры «Компрессорной вакуумной и холодильной техники» («КВиХТ») Санкт-Петербургского Политехнического Университета имени Петра Великого (СПбПУ им. Петра Великого). Результаты расчета приведены в Таблице 1.1 и Таблице 1.2-6.

Таблица 1.1

#### Геометрические параметры компрессора

Название расчета	D2, м	D1, м	D3, м	b2, м	b3, м	b4, м	Dвт, м	D4, м
НЗЛ+SAPR	0.135	0.8	0.156	0.0036	0.0036	0.0036	0.05	0.196

## Газодинамические параметры компрессора

Таблица 1.2

Массовый расход  $m = 6$  кг/с

Сечение	н	0	2	3	4	к
Статическое давление Р, Па	566667 7	565790 1	711280 1	719761 1	747915 9	789446 9
Полное давление Р*, Па	568332 9	568259 0	843821 3	833993 5	805288 3	792619 5
Температура Т, К	282,97	282,88	299,64	301,17	305,97	310,62
Полная Температура Т*, К	283,15	283,15	310,89	310,89	310,89	310,89
Скорость С, м/с	24,79	30,20	196,46	182,64	129,88	30,37
Плотность ρ, кг/м <sup>3</sup>	54,12	54,06	64,16	64,59	66,06	68,69

Таблица 1.3

Массовый расход  $m = 7$  кг/с

Сечение	н	0	2	3	4	к
Статическое давление Р, Па	5634240	5616844	6944900	7028939	7313612	7680808
Полное давление Р*, Па	5667083	5665624	8252056	8127322	7864624	7744352
Температура Т, К	282,80	282,62	297,59	299,34	304,06	308,32
Полная Температура Т*, К	283,15	283,15	308,87	308,87	308,87	308,87
Скорость С, м/с	34,89	42,55	196,70	180,75	128,35	43,38
Плотность ρ, кг/м <sup>3</sup>	53,85	53,71	63,07	63,46	65,01	67,33

Таблица 1.4

Массовый расход  $m = 8$  кг/с

Сечение	н	0	2	3	4	к
Статическое давление Р,	561373	559085	683742	692169	721056	755265

Па	7	1	7	3	0	8
Полное давление P*, Па	565680 4	565489 1	815193 3	800832 0	775498 1	763685 5
Температура T, К	282,68	282,46	296,49	298,41	303,15	307,21
Полная Температура T*, К	283,15	283,15	307,95	307,95	307,95	307,95
Скорость C, м/с	40,00	48,82	198,30	180,87	128,29	50,23
Плотность ρ, кг/м <sup>3</sup>	53,67	53,50	62,33	62,69	64,28	66,44

Таблица 1.5

Массовый расход m = 9 кг/с

Сечение	н	0	2	3	4	к
Статическое давление P, Па	559027 9	556107 2	671229 3	679727 1	709251 9	740875 7
Полное давление P*, Па	564503 5	564260 3	804664 2	787986 7	763391 0	751713 7
Температура T, К	282,56	282,26	295,27	297,41	302,21	306,09
Полная Температура T*, К	283,15	283,15	307,05	307,05	307,05	307,05
Скорость C, м/с	45,17	55,18	201,00	181,80	128,77	57,40
Плотность ρ, кг/м <sup>3</sup>	53,47	53,25	61,44	61,77	63,43	65,42

Таблица 1.6

Массовый расход m = 10 кг/с

Сечение	н	0	2	3	4	к
Статическое давление P, Па	556377 6	552737 3	656728 9	665353 1	695776 2	724726 2
Полное давление P*, Па	563172 6	562870 8	793551 1	774070 2	750003 6	738374 4
Температура T, К	282,41	282,04	293,90	296,31	301,23	304,91
Полная Температура T*, К	283,15	283,15	306,14	306,14	306,14	306,14
Скорость C, м/с	50,40	61,64	204,96	183,67	129,87	64,95
Плотность ρ, кг/м <sup>3</sup>	53,25	52,97	60,39	60,69	62,43	64,24

Затем производилась обработка результатов расчета и строились характеристики компрессора (рис. 1.1 и рис. 1.2).



Оценка критики проводилась по методике НЗЛ в программе «Critic», разработанной на базе кафедры «КВиХТ» СПбПУ им. Петра Великого.

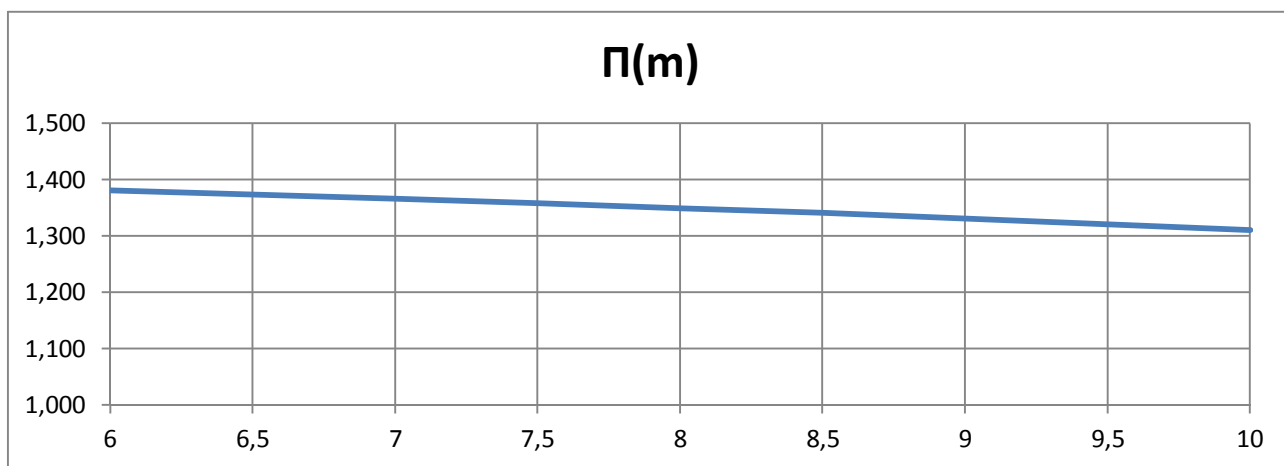


Рис. 1.1. Зависимость степени сжатия компрессора от массового расхода

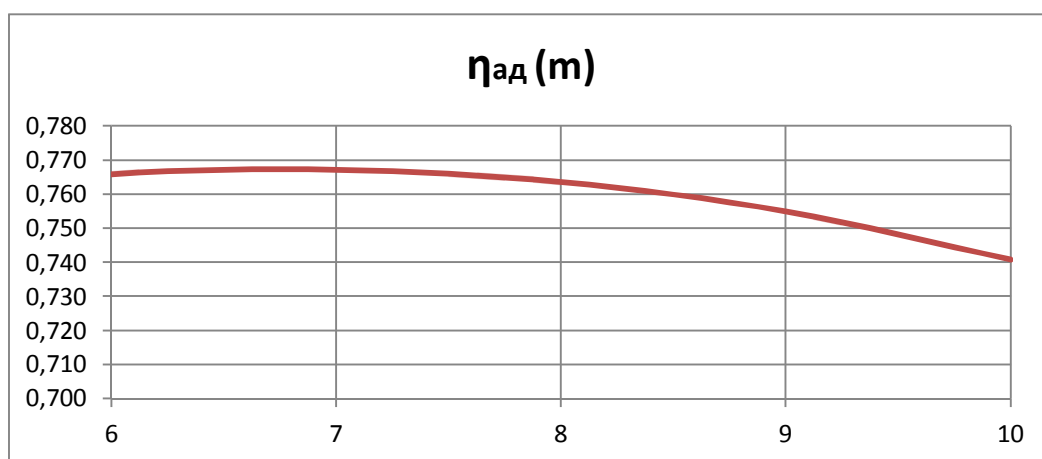


Рис. 1.2. Зависимость КПД компрессора от массового расхода

## 1.2. Описание конструкции проектируемого компрессора.

Центробежный нагнетатель представляет собой одноступенчатую машину двухпорного исполнения колесом и осерадиальным подводом газа (рис. 1.3). Приводом компрессора был выбран электродвигателем типа СТД-3150-2УХЛ4 соединенный с агрегатором через мультипликатор. Движение с

мультипликатора на компрессор передавалось через упругую пластинчатую муфту.

ЦК состоит из трех корпусных блоков с горизонтальным разъемом, которые соединяются между собой болтами. Два боковых корпуса представляют собой ящики для подшипников. Блоки подшипников выделены в отдельный корпус, так как они обладают большими габаритными размерами. Каждый блок имеет свой отдельный подвод и отвод газа для подшипников. Третья же часть корпуса включает в себя: камеру всасывания, рабочее колесо (РК), лопаточный и безлопаточные диффузоры, улитка, сухие газовые уплотнения (СГУ), думмис. Основой компрессора, на которой закреплены все детали, является ротор. Рама, служащая опорой для корпуса, фиксируется на фундаментальной плите компрессора с помощью стяжек и монтажных подкладок.

Ротор агрегата изготавливают ступенчатым и гибким. На вал, в свою очередь, насаживают РК, роторную часть СГУ и думмис. Думмис компрессора используется для компенсации осевых усилий. Для уменьшения перетечек на входе и выходе компрессора находятся двухступенчатые блоки СГУ.

Главным рабочим элементом нагнетателя, в котором происходит подвод энергии, является полуоткрытое осерадиальное рабочее колесо с 24 рабочими лопатками. РК устанавливается на вал компрессора в натяг.

Диффузор обладает горизонтальный разъем, делится на 2 части: лопаточный (ЛД) и безлопаточный (БЛД). ЛД представляет собой неподвижную решетку лопаток в количестве 25 штук. Технология производства представлена на стр. ....

В одном из ящиков для подшипников располагаются один опорный и один упорный магнитные подшипники, а также страховочный подшипник качения.

В другом же ящике находятся только опорный магнитный и страховочный подшипники. Магнитные подвесы служат опорой для ротора компрессора и

воспринимают радиальные. Страхочные подшипники установлены на случай отказа магнитных подшипников.

Улитка круглого сечения расположена в основном корпусе компрессора и играет роль выходного устройства.

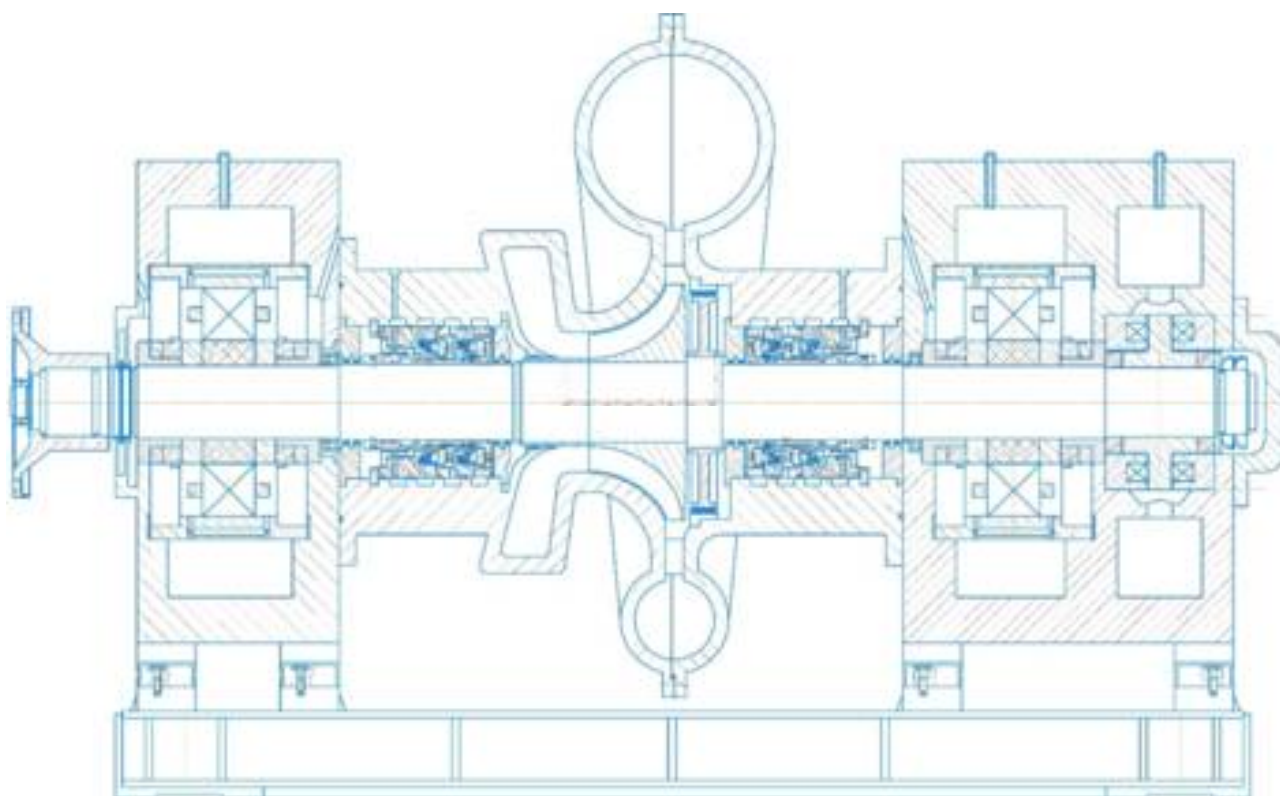


Рис. 1.3. Одноступенчатый компрессор двухпорного исполнения

### 1.3 Объект исследования

Для исследования выбрана ступень прототипа ГПА «Ладога». Частоту вращения компрессора составляет  $n=33000$  об/мин., обладает газодинамическими параметрами, приведенными в таблицах 1.2-6. Колесо осерадиальное, полузакрытого типа с рабочими лопатками в количестве 24 штук. Лопаточный диффузор состоит из 25 лопаток, средняя линия которых построена по дуге окружности. Выходным устройством выбрана улитка с круглым сечением.

### 1.4 Описание программно-инженерного комплекса ANSYS Workbench 18.00

Для моделирования процесса использовался программный комплекс ANSYS CFX 18.0.

ANSYS CFX — это специализированный программный комплекс вычислительной гидродинамики (ВГД), основной задачей которой является численное решение уравнений Навье-Стокса. Математические модели, разработанные в рамках ВГД, в настоящее время представляют собой базу для исследования большого числа разнообразных технологических процессов. Модуль обладает высокой точностью, надежностью и скоростью при моделировании турбомашин.

Для построения 3D-моделей использовалась система трехмерного программирования «Компас-3D». Данная программа позволила быстро и качественно построить модель исследуемой ступени с возможностью дальнейшего редактирования и использования.

После импорта построенных моделей в комплекс ANSYS необходимо разделить элементы на блоки, в которых в дальнейшем будут построены сетки для расчета. Для этого используются следующие модули:

Гексаэдральная сетка для лопаточных машин TurboGrid — специализированный сеточный генератор, предназначенный для автоматического построения сетки.

ICEM CFD — мощный сеточный генератор для построения как неструктурированных, так и структурированных расчетных сеток, поддерживающий импорт исходной геометрии из различных CAD-продуктов[1].

CFX-Pre — препроцессор описания физики для ANSYS CFX. Реализует процесс определения физики задачи. Модуль импортирует сетку из различных сеточных генераторов и позволяет выбрать физические модели для CFD(Computational Fluid Dynamics — вычислительная газодинамика) симуляции.

CFX-Solver – это программа, реализующая процесс решения задачи вычислительной гидродинамики. Импортируется задача, поставленная посредством ANSYS CFX-Pre и производится поиск решения всех требуемых переменных:

- уравнения в частных производных интегрируются по всему объему задачи в области исследования, соответствует применению закона сохранения (масс или момента) к каждой исследуемой области;

- полученные интегральные уравнения преобразуются в систему алгебраических уравнений путем аппроксимирования членов в интегральных уравнениях;

- алгебраические уравнения решаются численным методом.[2]

CFX-Post – это программа, предназначенная для анализа, визуализации и представления результатов, полученных в ходе решения задачи посредством ANSYS CFX-Solver. Для этого используются следующие средства:

- визуализация геометрии и исследуемых областей;
- векторные графики для визуализации направления и величины потоков;
- визуализация изменения скалярных величин (такие как температура, давление) внутри исследуемой области.

### 1.5 Обработка результатов численного моделирования

По полученным данным можно составить характеристики для сравнения с характеристиками, полученными при расчете по методике SAPR.

1. Показатель политропы  $\frac{n}{n-1}$ :

$$\frac{n}{n-1} = \frac{\lg \frac{p_i}{p_0}}{\lg \frac{T_i}{T_0}} \quad (1.1)$$

2. Коэффициент политропного напора:

$$\psi_p = \frac{h_p}{U_2^2}, \quad (1.2)$$

где  $h_p$  - статический политропный напор, Дж/кг, определяется как

$$h_{pi} = \frac{n}{n-1} RT_0 \left[ \left( \frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.3)$$

3. Динамический напор  $h_d$ , Дж/кг:

$$h_d = \frac{c_i^2 - c_0^2}{2} \quad (1.4)$$

4. Выражение для внутреннего напора

$$h_i = C_p \Delta T \quad (1.5)$$

5. Коэффициент внутреннего и теоретического напоров определяется как:

$$\psi_i = \frac{h_i}{U_2^2} \quad (1.6)$$

6. Политропный КПД по полным параметрам определяется по зависимости:

$$\eta_{\pi}^* = \frac{h_{\pi} + h_d}{h_i} \quad (1.7)$$

7. Степень повышения давление в рабочем колесе:

$$\Pi_{1-2} = \frac{p_2}{p_1} \quad (1.8)$$

8. Степень повышения давления в компрессоре:

$$\Pi = \frac{p_k}{p_n} \quad (1.9)$$

9. Повышение температуры в компрессоре:

$$\Delta T = T_k - T_n \quad (1.10)$$

10. Потери в лопаточном диффузоре:

$$\xi_{2-4} = R \cdot \frac{c^2}{2} \cdot (p_2^* - p_4^*) \quad (1.11)$$

11. Определение мощности компрессора:

$$N = h_i^* \cdot m \quad (1.12)$$

## 1.6 Описание структуры модели

На рис. 1.4 представлен эскиз проточной части исследуемой ступени прототипа ГПА «Ладога». Ступень состоит из 5 основных частей:

- 1 – камера всасывания,
- 2 – рабочее колесо,
- 3 – безлопаточный диффузор (БЛД),
- 4 – лопаточный диффузор (ЛД),
- 5 – выходная камера (улитка круглого сечения)

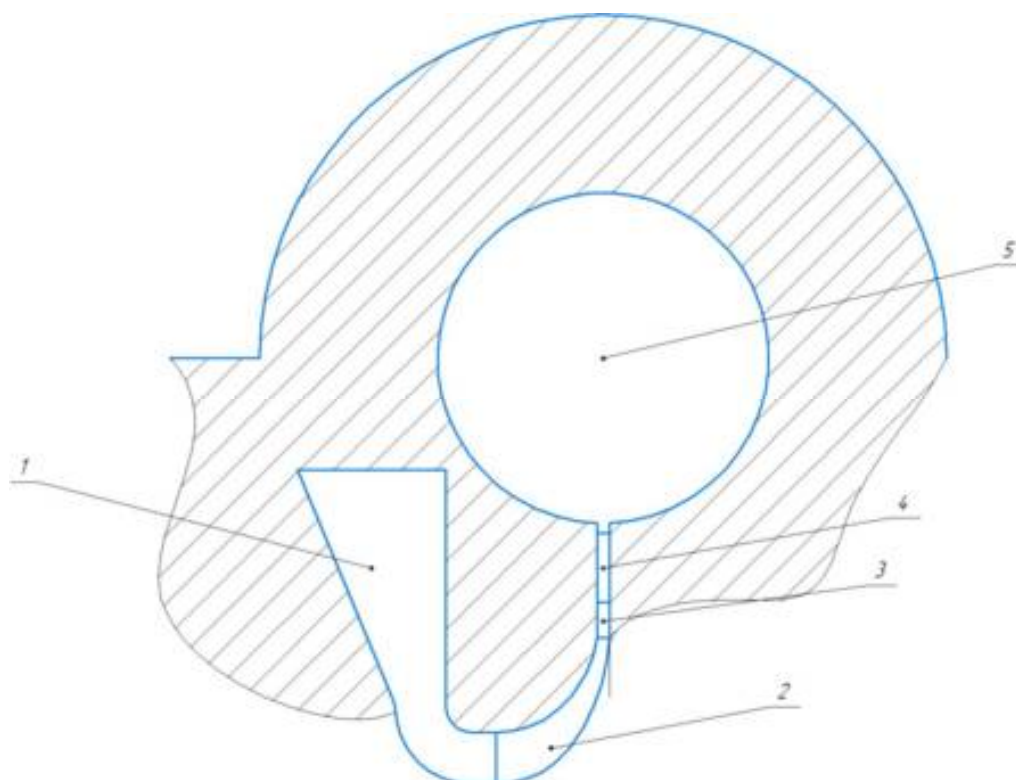


Рис. 1.4. Проточная часть проектируемого ЦК

Решалась стационарная задача (решение через относительные скорости потока).

Модель турбулентности - SST (Shear Stress Transport)

Граничные условия для моделирования:

- Рабочая среда – природный газ
- Полное давление газа на входе в ступень  $P_n^*$ , Па
- Полная температура газа на входе в ступень  $T_n^*$ , К
- Массовый расход газа  $m$ , кг/с
- Частота вращения ротора  $n=33000$  об/мин

При моделировании ступени граничные условия на входе остаются неизменными, частота вращения тоже не изменяется, изменяется только массовый расход. Это делается для снятия характеристики компрессора.

Для наглядности на рисунках 1.5-8. изображены поверхности граничных условий.

Таблица 1.5

Граничные условия

№	$T_n^*$ , К	$P_n^*$ , Па	$m$ , кг/с	$n$ , об/мин
1	283,15	5656804	8	33000
2	283,15	5645035	9	33000
3	283,15	5631726	10	33000
4	283,15	5616818	11	33000
5	283,15	5600243	12	33000

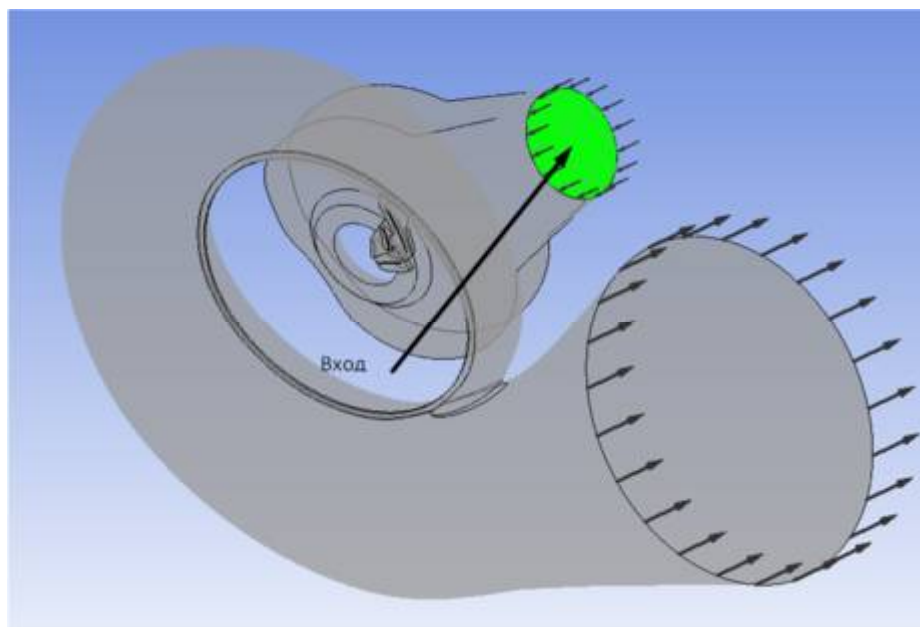


Рис. 1.5. Вход в ступень



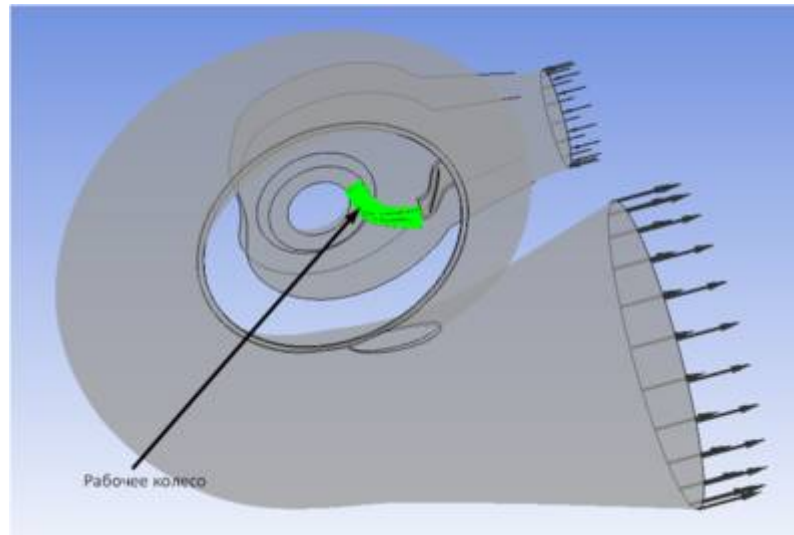


Рис. 1.6. Поверхность рабочего колеса и лопатка

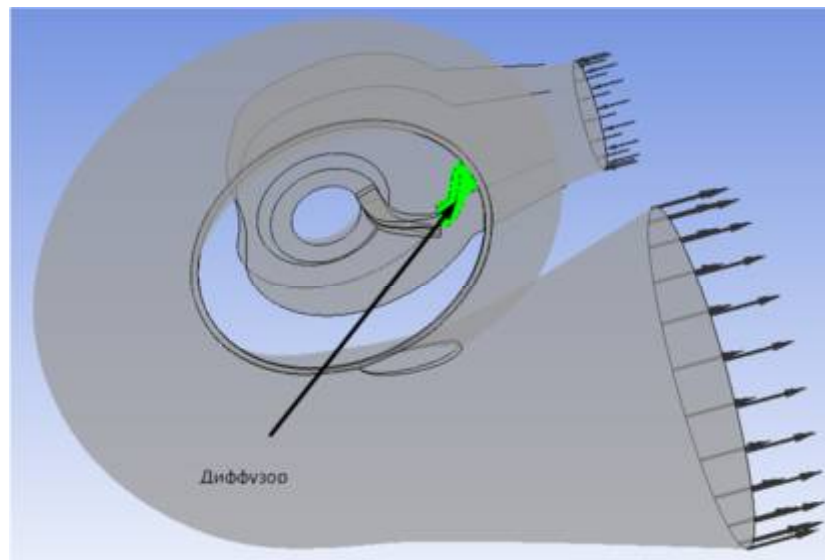


Рис. 1.7. Лопаточный и безлопаточный диффузоры

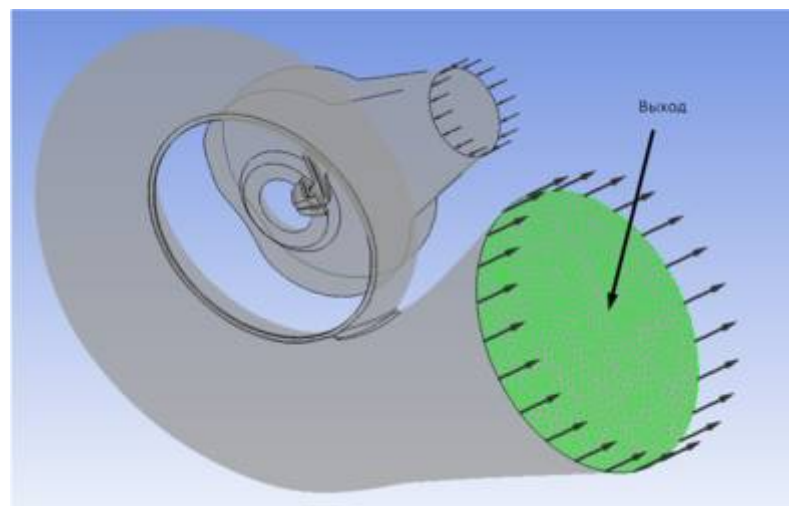


Рис. 1.8. Выход из ступени

## ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

### 2.1 Построение сетки

Сетка для расчета выстраивается поэлементно. Соответствующим образом строится отдельная сетка для камеры всасывания, рабочего колеса, диффузора и улитки. Для каждого элемента есть своя специфика построения. Для входного и выходного устройств подойдет сеточный генератор ICEM CFD (рис 2.1, 2.2), более же сложные элементы (РК и диффузор) генерируются в модуле Turbo Grid (рис 2.3, 2.3).

Для правильной сетки стоит задать поверхности, на которых требуется подробное рассмотрение потока, то есть вход во всасывающую камеру и место входа в рабочее колесо, выход с ЛД в улитку и выход с улитки. При первом построении возникла проблема со скруглением возле языка улитки, для ее решения пришлось задавать отдельную поверхность скругления, чтобы задать на этом участке более мелкую сетку. Выбранные параметры сетки представлены в таблице 2.1, 2.2. Подбирались параметры на основании рекомендации преподавателя и статьи [1].

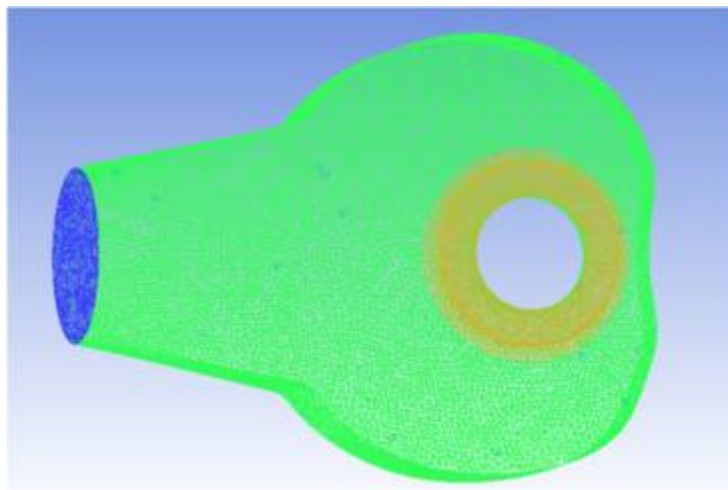


Рис. 2.1. Сеточная модель всасывающей камеры



Рис. 2.2. Сеточная модель улитки круглого сечения

Таблица 2.1

Параметры основной сетки

Название	Камера всасывания	Улитка
Max element size (максимальный размер ячейки)	5 мм	5 мм
Scale factor (масштаб)	1	3

Smooth Iterations (сглаженная итерация)	20	20
Height ratio (соотношение высоты)	1.3	1.3

Таблица 2.2

## Параметры сетки на отдельных поверхностях

Камера всасывания					
Название поверхности	Макс. размер ячейки на поверхности	Высота пристеночного слоя	Соотношение высоты	Число слоев	Соотношение тетраэдрических размеров ячейки
INLET (вход)	3 мм	-	-	-	-
OUTLET (выход)	1.5 мм	-	-	-	-
WALL (стенка)	3 мм	0.005 мм	1.3	10	1.3
Улитка переменного круглого сечения					
Название поверхности	Макс. размер ячейки на поверхности	Высота пристеночного слоя	Соотношение высоты	Число слоев	Соотношение тетраэдрических размеров ячейки
INLET (вход)	0.1 мм	-	-	-	-
OUTLET (выход)	автоматически	-	-	-	-
WALLS (стенка близкая ко входу)	0.7 мм	0.005 мм	1.3	10	1.3
WALLB (стенка)	3.5 мм	0.005 мм	1.3	10	1.3

KRUGL (скругление у языка)	0.3 мм	0.005 мм	1.3	10	1.3
----------------------------------	--------	----------	-----	----	-----

Сетка генерируемая в TurboGrid обладает более высоким качеством и сложностью в сравнении с ICEM CFD. Сетки для РК и диффузора должны получаться как можно более равномерными. Это делается для получения более точных результатов расчета. Выбранные параметры сетки представлены в таблице 2.3.

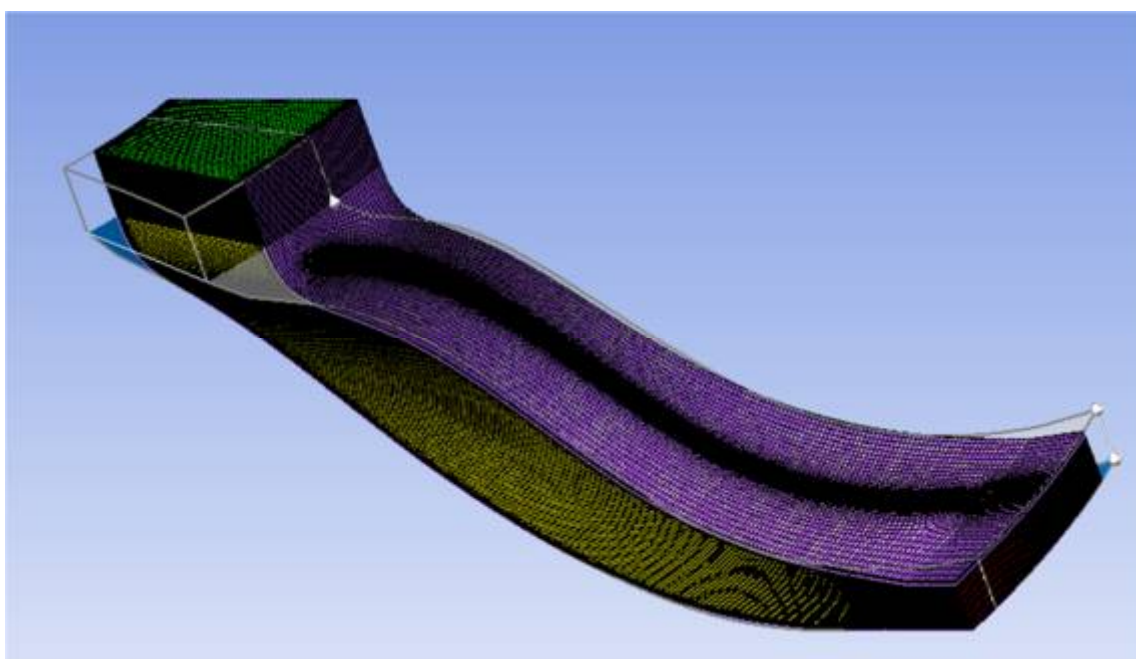


Рис. 2.3. Сеточная модель рабочего колеса

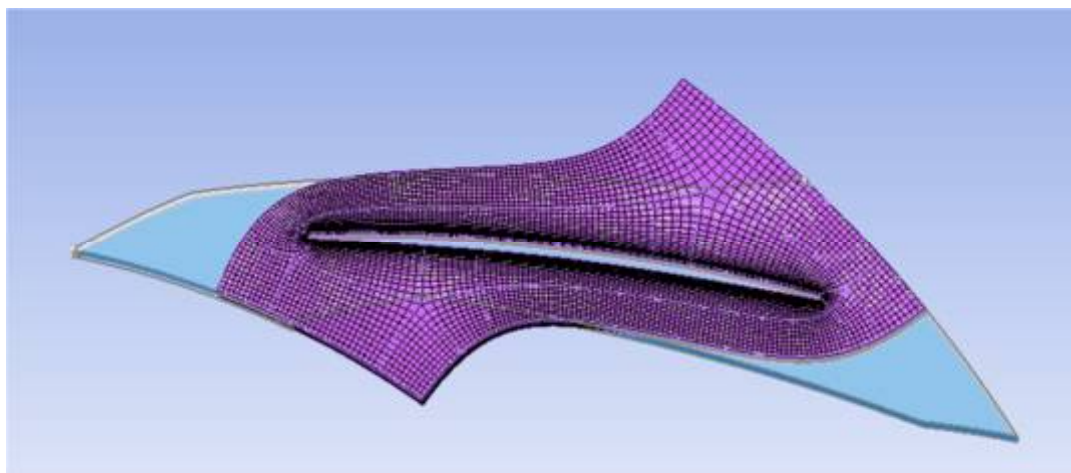


Рис. 2.4. Сеточная модель лопаточного диффузора

Таблица 2.3

## Параметры сетки рабочего колеса и лопаточного диффузора

Название детали	Рабочее колесо	Лопаточный диффузор
Wall distance (размер пристеночного слоя)	0.005 мм	0.005 мм
End ratio (масштаб)	1	1
Layer offset (смещение слоя)	0.1 мм	0.1 мм

Количество ячеек сетки по элементам представлено в таблице 2.4.

Таблица 2.4.

## Количество ячеек в каждом элементе

Наименование элемента	Количество ячеек, млн
Камера всасывания	0,6
Рабочее колесо	1,5
Лопаточный диффузор	0,5
Улитка	1,7

## 2.2. Задача валидации эксперимента

После построения сеток для всех элементов они импортируются в расчетный модуль CFX, где задаются граничные параметры, а также параметры расчета. Граничными условиями в моей задаче были: полное давление и температура, рабочая среда (природный газ), массовый расход и частота вращения. Проводился расчет для 5 точек с разными массовыми расходами, делалось это для выявления самого оптимального режима работы и сравнения его с теоретическим расчетом

Следующий этап - обработка данных, полученных в результате расчета. Самым важным фактором при настраивании расчета является время

БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА [WWW.KVIHT.RU](http://WWW.KVIHT.RU)

сходимости (Timescale Factor). Этот параметр отвечает за учет нестационарных явлений.

В первичных задачах производился расчет только рабочего колеса. Это требовалось сделать для получения корректных геометрических параметров лопаток ЛД. Для сходимости задачи было достаточно провести около 100 итераций. Следующим этапом после подбора лопаток диффузора был расчет всей ступени. Для корректного расчета и достижения сходимости был выбран Timescale Factor равный 50. При таких параметрах решение постепенно начинало сходиться (рис.2.5.).

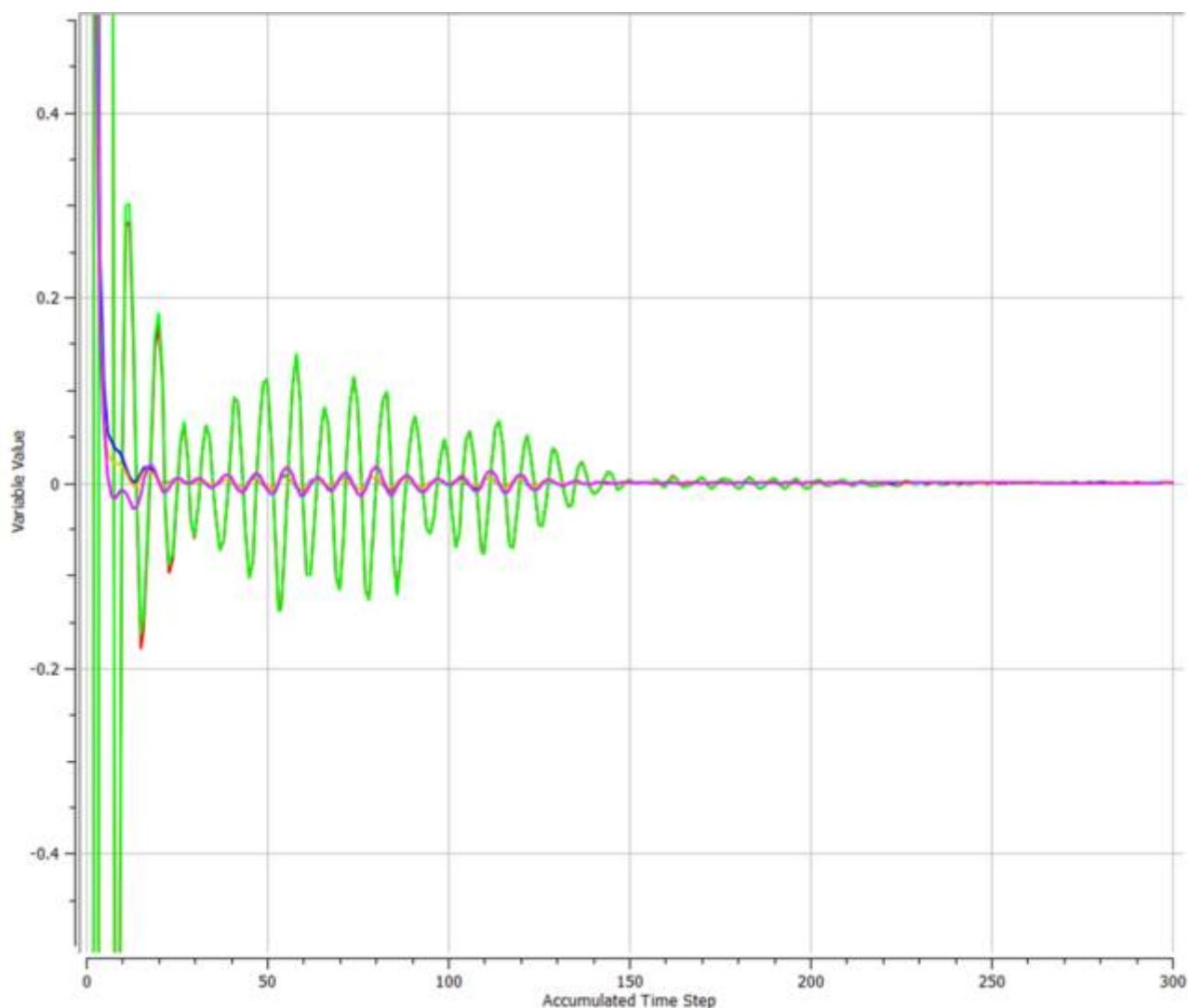


Рис. 2.6. График небалансов всей проточной части при Timescale Factor 50

### 2.3 Обработка результатов численного моделирования

После расчета все проточной части снимем характеристики и сравним их с теоретическими расчетами. Результаты, полученные в программном пакете ANSYS, представлены в таблице 2.5-9.

Таблица 2.5

Массовый расход  $m = 6$  кг/с

Сечение	Н	0	2	4	к
Статическое давление Р, Па	5625840	5605840	6952080	7425540	7784477
Полное давление Р*, Па	5639480	5659480	8314660	7765670	7830607
Температура Т, К	282,91	282,84	299,05	309,64	309,62
Полная Температура Т*, К	283,15	283,15	309,41	308,7	309,89

Таблица 2.6

Массовый расход  $m = 7$  кг/с

Сечение	Н	0	2	4	к
Статическое давление Р, Па	5620370	5600370	6906260	7397660	7670808
Полное давление Р*, Па	5637480	5657480	8236990	7773540	7734352
Температура Т, К	282,84	282,71	298,47	308,82	307,32
Полная Температура Т*, К	283,15	283,15	308,59	308,2	307,87



Таблица 2.7

Массовый расход  $m = 8$  кг/с

Сечение	Н	0	2	4	к
Статическое давление Р, Па	5614170	5594170	6835400	7238360	7542658
Полное давление Р*, Па	5636140	5656140	8152580	7691770	7626855
Температура Т, К	282,76	282,45	297,67	307,24	306,21
Полная Температура Т*, К	283,15	283,15	307,77	307,38	306,95

Таблица 2.8

Массовый расход  $m = 9$  кг/с

Сечение	Н	0	2	4	к
Статическое давление Р, Па	5606840	5586840	6811270	7107000	7398757
Полное давление Р*, Па	5634170	5654170	8129320	7657980	7507137
Температура Т, К	282,67	282,12	297,15	305,75	305,09
Полная Температура Т*, К	283,15	283,15	307,28	306,85	306,05

Таблица 2.9

Массовый расход  $m = 10$  кг/с

Сечение	Н	0	2	4	к
Статическое давление Р, Па	5598710	5578710	6761180	6540920	7237262
Полное давление Р*, Па	5632080	5652080	8070560	7479360	7373744
Температура Т, К	282,57	281,74	296,39	300,76	303,91
Полная Температура Т*, К	283,15	283,15	306,53	305,6	305,14

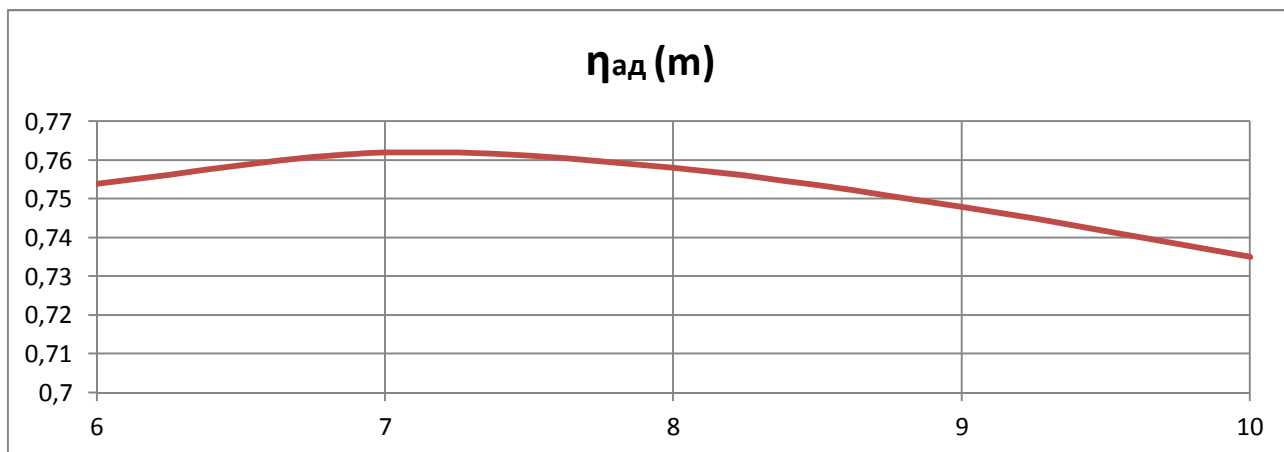


Рис. 2.7. Зависимость КПД компрессора от массового расхода по расчетам ANSYS

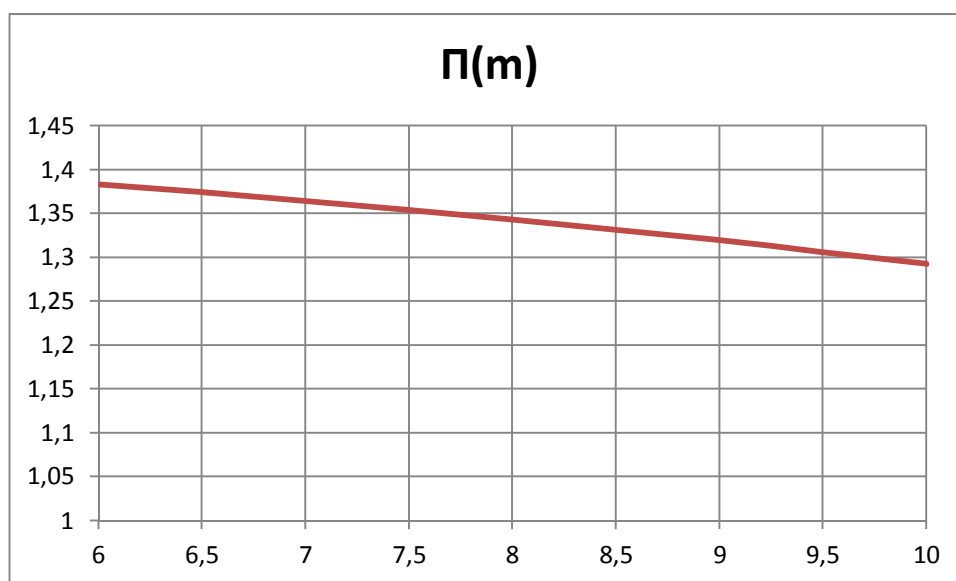


Рис. 2.8. Зависимость степени сжатия компрессора от массового расхода по расчетам ANSYS

Можно заметить, что оптимальный режим, полученный по расчету в программе ANSYS, почти точно совпал с оптимальным режимом, полученным в результате расчета в SAPR.

### 2.3 Моделирование течения и анализ лопаточного диффузора

В качестве заготовки была выбрана поковка, материал Сталь 40Х.

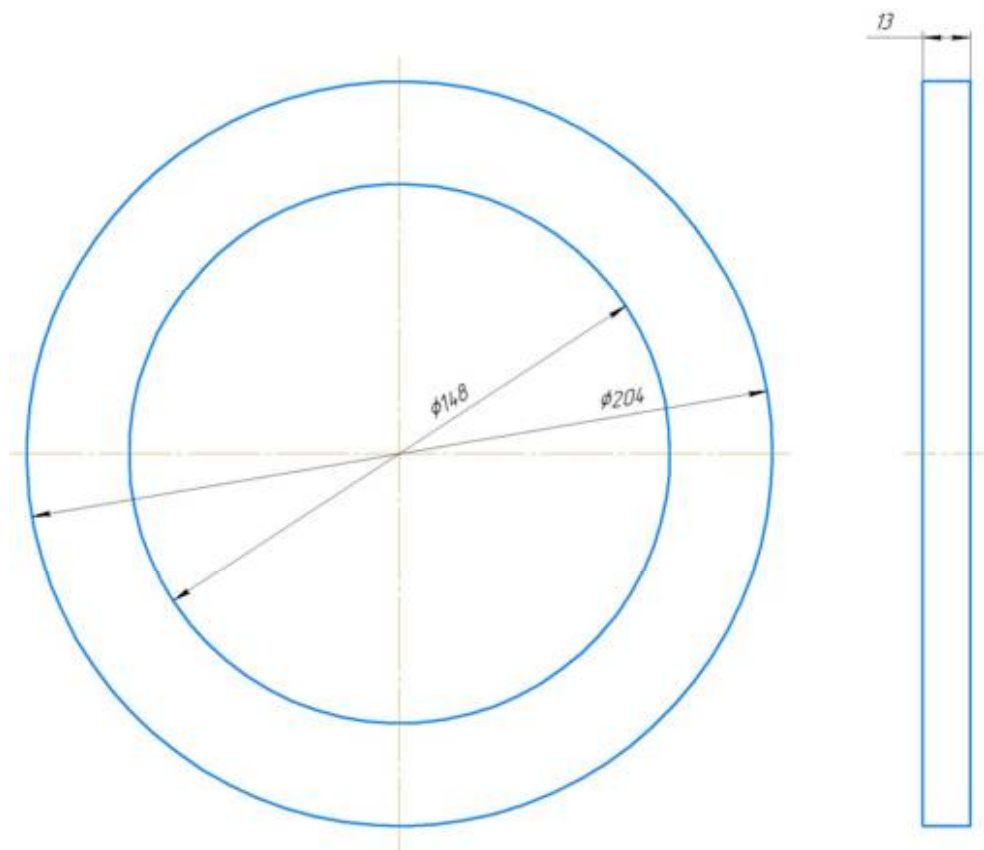


Рис. 2.9. Заготовка детали

Таблица 2.10

Маршрутно-технологическая карта

№ п/п	Наименование операции	Краткое содержание	Оборудование
00	Заготовительная	Поковка заготовки	
05	Токарная (черновая)	Точение цилиндрических поверхностей с припуском 2,5; 3 мм на сторону	Токарно-винторезный станок
10	Фрезерная	Резание заготовки на 2 части	Горизонтально-фрезерный станок
15	Шлифовальная	Шлифование плоских поверхностей	Шлифовальный станок
20	Сверлильная	Сверление и развертывание двух отверстий	Радиально-сверлильный станок
25	Слесарная	Установка штифтов	
30	Сварочная	Прихватка двух заготовок	
35	Токарная (чистовая)	Точение цилиндрических поверхностей $\varnothing 156$ и $\varnothing 196$	Токарно-винторезный станок
40	Фрезерная	Фрезерование межлопаточных каналов	Фрезерно-копировальный станок с ЧПУ

Таблица 2.11

## Операционно-технологическая карта

Операция	Установ	Позиция	Переход	Содержание перехода	Инструмент		Приспособление

					Режущий	Мери- тельный	
05	А	II	1	Установить, закрепить, снять			Четырехкулач- ковый патрон
			2	Точить цилиндрическую поверхность $\varnothing 206$ мм с припуском 3 мм на сторону на длину $l=13$ мм	Прямой проходной резец	Штан- генцир- куль	
			3	Подрезка торца с припуском 2,5 мм	Проходной резец с отогнутой головкой	Штан- генцир- куль	
05	Б	III	4	Переустановить, закрепить			
			5	Точить внутреннюю цилиндрическую поверхность $\varnothing 148$ мм с припуском 3 мм на сторону на длину $l=10,5$ мм	Расточной проходной резец	Штан- генцир- куль	
			6	Подрезка торца с припуском 3 мм	Проходной резец с отогнутой головкой	Штан- генцир- куль	

Токарная черновая операция представлена на рис. 2.10.

Операция 05 Установ А

Операция 05 Установ Б

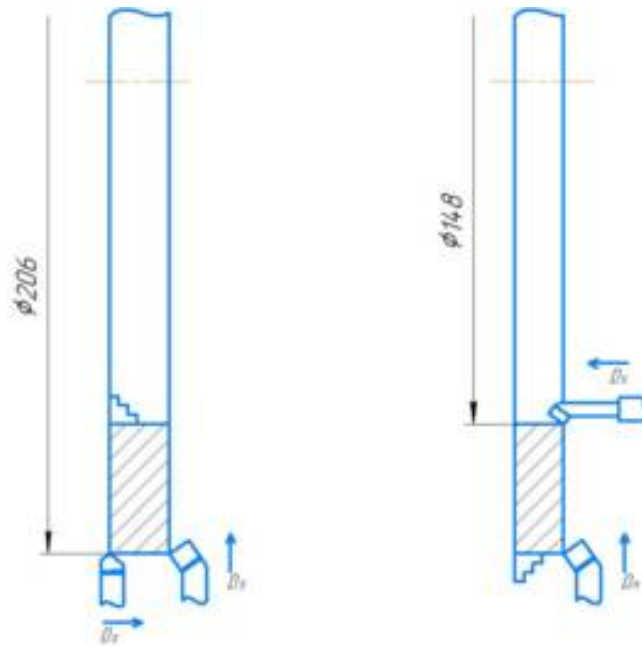


Рис. 2.10 Токарная черновая операция

Таблица 2.12

Операционно-технологическая карта

Операция	Установ	Позиция	Переход	Содержание перехода	Инструмент		Приспособление
					Режущий	Мерительный	
10	A	IV	7	Установить, закрепить, снять			Тиски
			8	Разрезать деталь на 2 части	Дисковая отрезная фреза	Штангенциркуль	

Фрезерная операция представлена на рис. 2.11.

Операция 10 Установ А

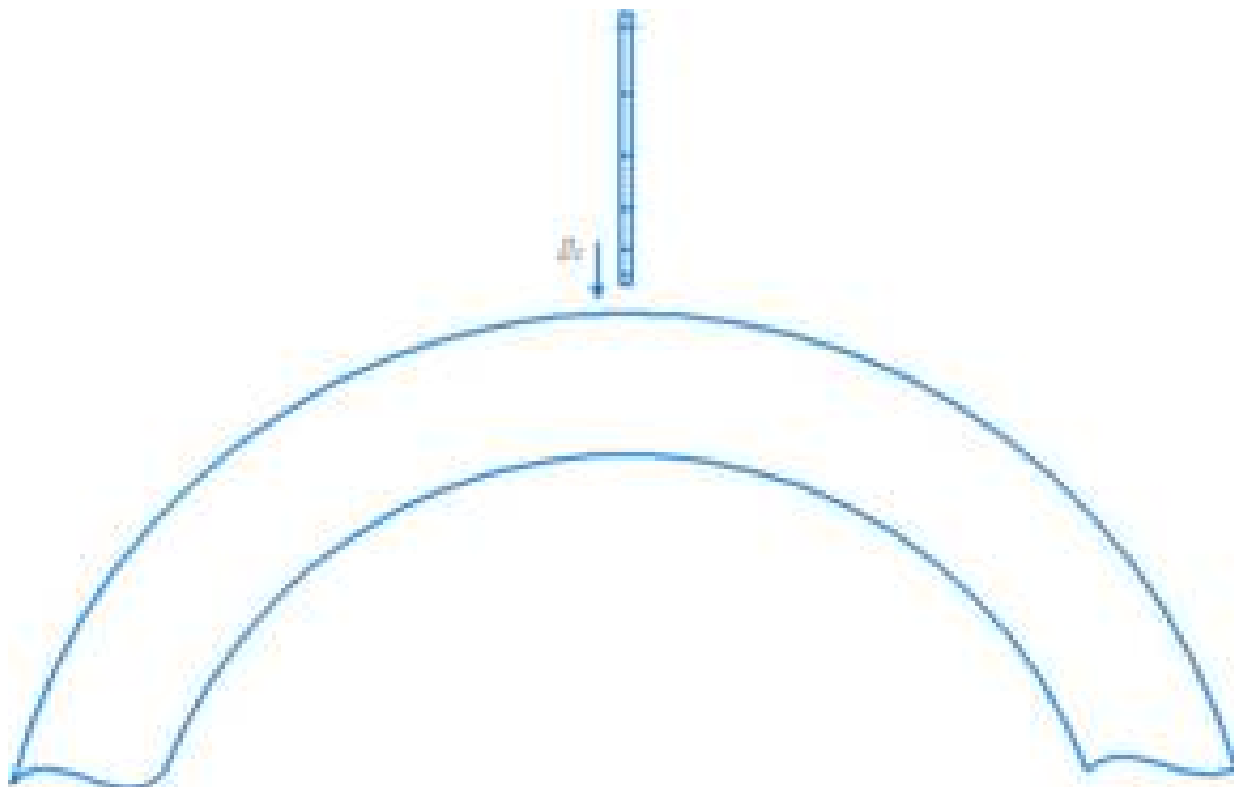


Рис. 2.11 Фрезерная операция

Таблица 2.13

## Операционно-технологическая карта

Операция	Установ	Позиция	Переход	Содержание перехода	Инструмент		Приспособление
					Режущий	Мерительный	
15	А	V	9	Установить, закрепить, снять			Тиски
			10	Шлифовать поверхности с припуском в 0,1 мм	Шлифовальный круг		

Шлифовальная операция представлена на рис. 2.12.

Операция 15 Установ А

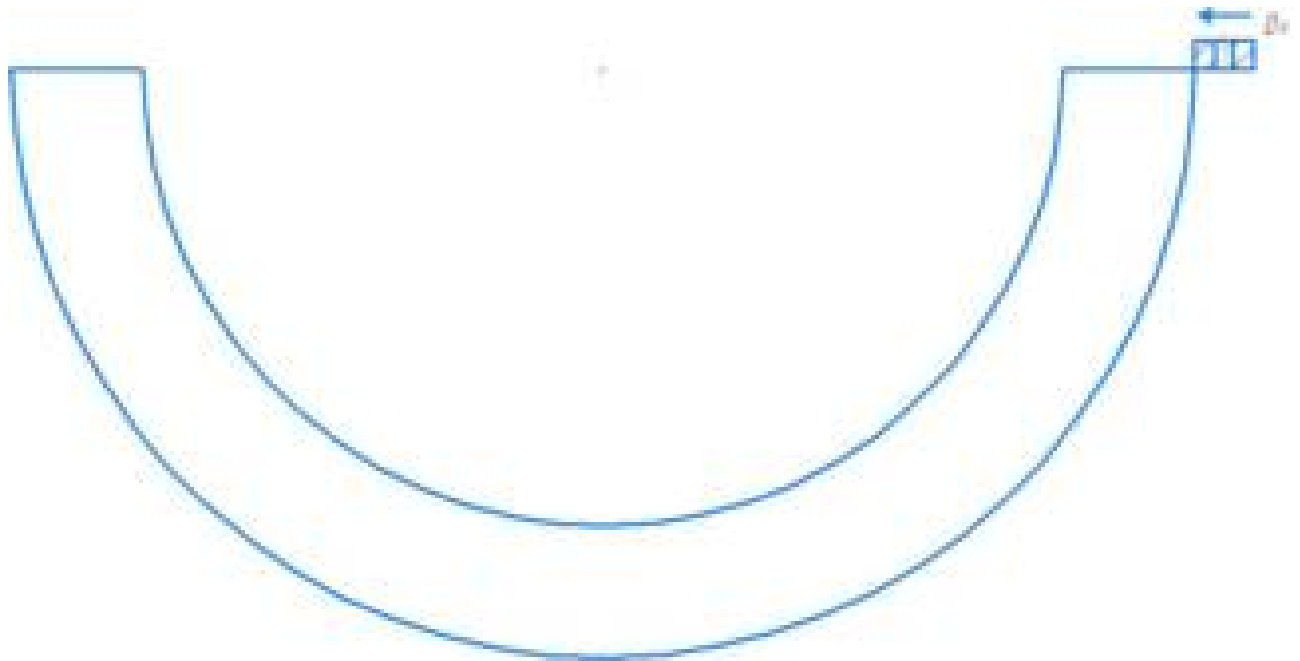


Рис. 2.12 Шлифовальная операция

Таблица 2.14

## Операционно-технологическая карта

Операция	Установ	Позиция	Переход	Содержание перехода	Инструмент		Приспособлени е
					Режущий	Мерите льный	
20	A	VI	11	Установить, закрепить, снять			Тиски
			12	Сверлить отверстия Ø3 мм на глубину 5 мм	Сверло	Штан- генцир -куль	



			13	Развертывание отверстий	Развертка	
--	--	--	----	----------------------------	-----------	--

Сверлильная операция представлена на рис. 2.13.

Операция 20 Установ А

Операция 20 Установ Б

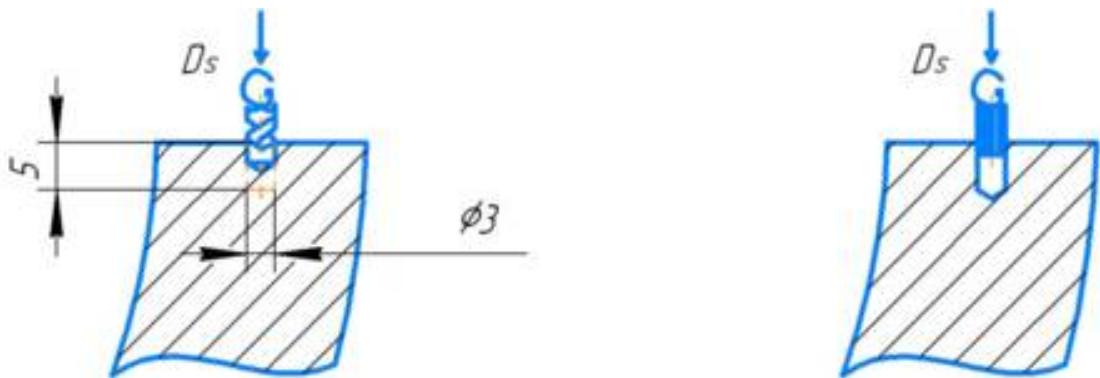


Рис. 2.13 Сверлильная операция

Таблица 2.15

Операционно-технологическая карта

Операция	Установ	Позиция	Переход	Содержание перехода	Инструмент		Приспособление
					Режущий	Мерительный	
25	А	V II	14	Установить, закрепить, снять			Тиски
			15	Установка двух штифтов			

Таблица 2.16

## Операционно-технологическая карта

Операция	Установ	Позиция	Переход	Содержание перехода	Инструмент		Приспособление
					Режущий	Мерительный	
30	А	VII	16	Установить, закрепить, снять			Тиски
			17	Прихватить две заготовки			

Таблица 2.17

## Операционно-технологическая карта

Операция	Установ	Позиция	Переход	Содержание перехода	Инструмент		Приспособление
					Режущий	Мерительный	
35	А	VIII	18	Установить, закрепить, снять			Четырехкулачковый

			19	Точить цилиндрическую поверхность в окончательный размер $\varnothing 196$ на длину $l=8$ мм	Прямой проходной резец	Штангенциркуль	патрон
	Б	IX	20	Переустановить, закрепить			
			21	Точить внутреннюю цилиндрическую поверхность в окончательный размер $\varnothing 156$ на длину $l=6,8$ мм	Расточной проходной резец	Штангенциркуль	
			22	Подрезка торца с припуском 1,2 мм	Проходной резец с отогнутой головкой	Штангенциркуль	
	В	X	23	Установить, закрепить, снять			
			24	Подрезка торца с припуском 1,2 мм	Проходной резец с отогнутой головкой	Штангенциркуль	

Токарная чистовая операция представлена на рис. 2.14.

Операция 35 Установ А      Операция 35 Установ Б      Операция 35 Установ В

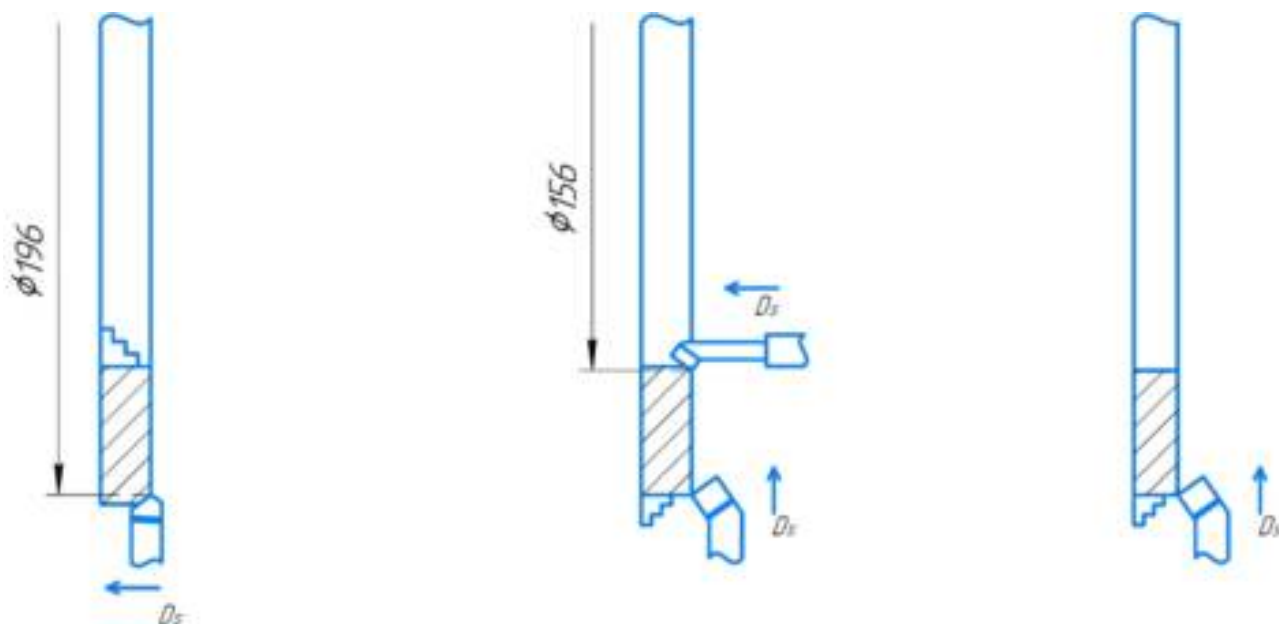


Рис. 2.14 Токарная чистовая операция

Таблица 2.18

Операционно-технологическая карта

Операция	Установ	Позиция	Переход	Содержание перехода	Инструмент		Приспособление
					Режущий	Мерительный	
40	А	XI	25	Установить, закрепить, снять			Тески
			26	Черновая фрезеровка 25 межлопаточных каналов по контуру	Пальчиковая фреза		
			27	Чистовая фрезеровка 25 межлопаточных каналов по контуру	Пальчиковая фреза		
			28	Снять деталь			

Токарная чистовая операция представлена на рис. 2.15.

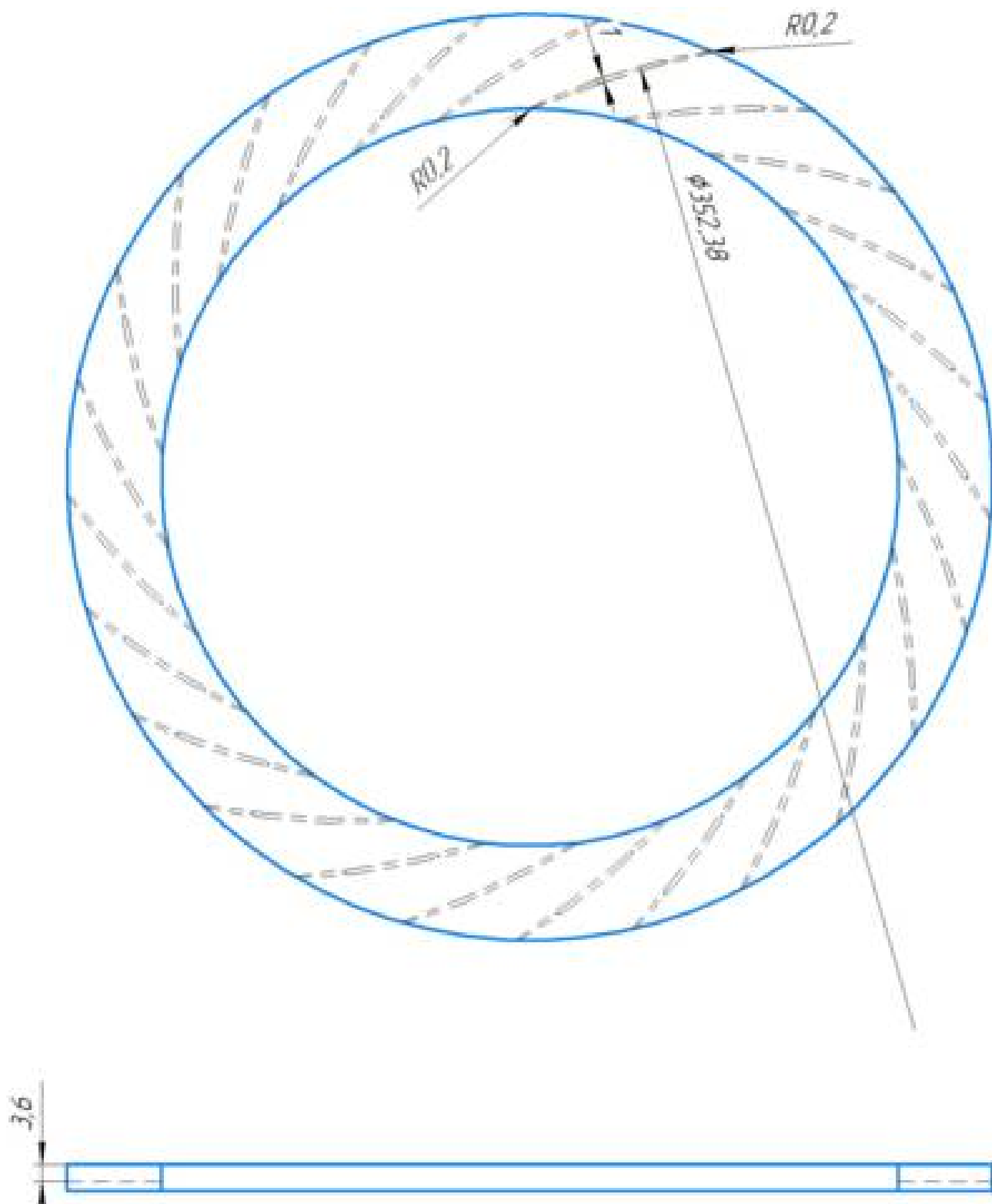


Рис. 2.15 Токарная чистовая операция

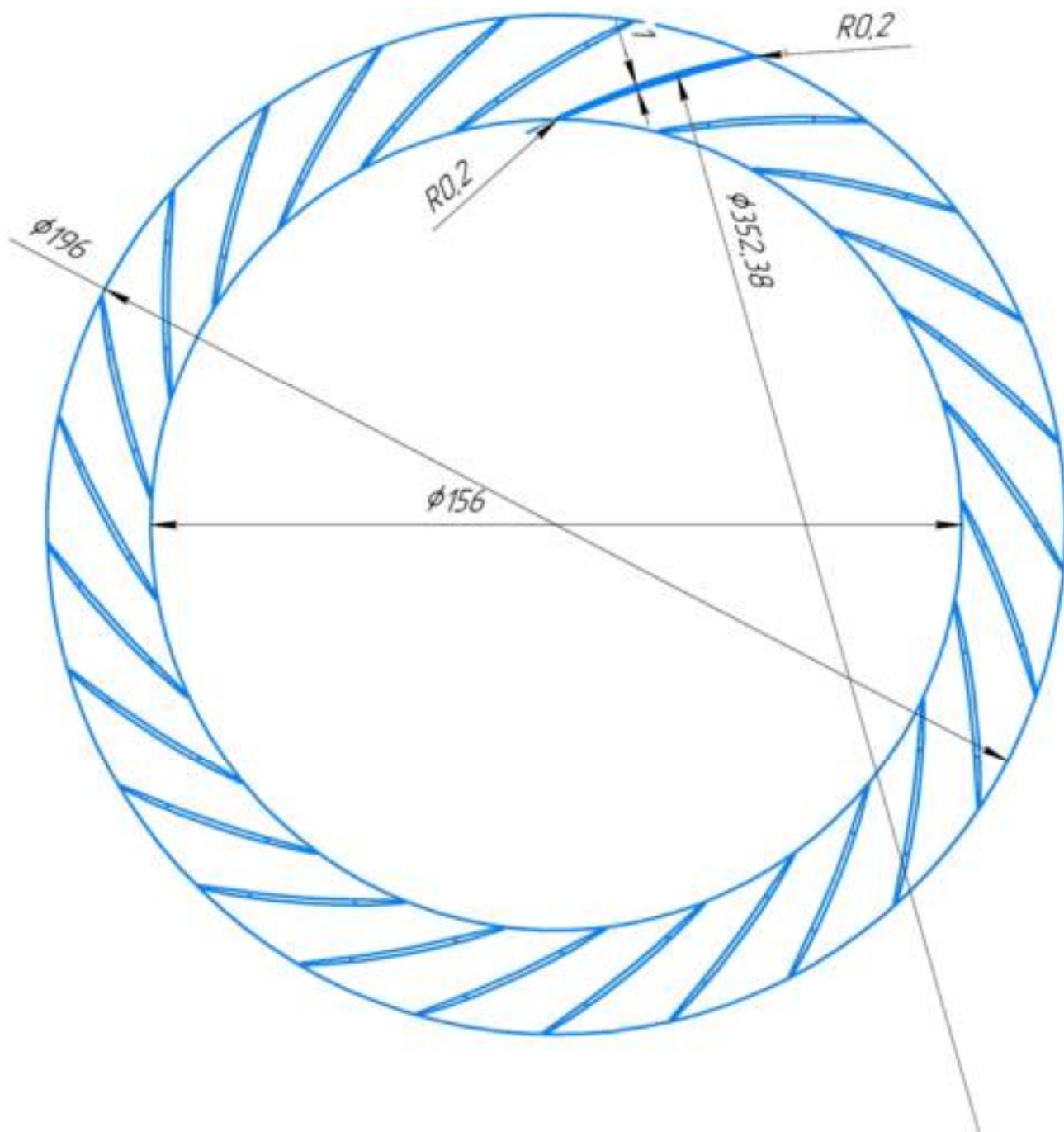


Рис. 2.16 Итоговая деталь

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненной выпускной квалификационной работы были сравнены два метода расчета газодинамических параметров центробежного компрессора. После первичного отдельного расчета рабочего колеса по полученным данным был подобран лопаточный диффузор, для которого была составлена технологическая карта по изготовлению.

Первично по начальным параметрам с помощью программы “SAPR”, созданной на базе кафедры «КВиХТ» СПбПУ им. Петра Великого, были получены геометрические параметры рабочего колеса, входного и выходного устройств. Было решено выбрать улитку переменного круглого сечения в качестве выходного устройства. Далее опыт проводился в программно-инженерном комплексе ANSYS Workbench 18.0. После подбора ЛД был проведен сравнительный анализ двух методик расчета. Метод расчета через “SAPR” отличается простотой. В свою очередь “ANSYS” обладает огромным набором инструментов для моделирования разных параметров и большей точностью.

Таким образом можно сказать, что ANSYS CFX отлично подходит для моделирования экспериментов центробежного компрессора, а также его можно использовать для оптимизации компрессора, например подбором лопаточного диффузора.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Smith I. K, Stosic N and Kovacevic A, 2001 Use of Screw Machines as a Throttle Valve Replacement in Refrigeration Plants, Journal of Mechanical Engineering, 47(8)484.
2. Журнал компрессоры и пневматика, сжатый воздух: основы расчета. URL: <https://www.fiak.ru/upload/medialibrary/169/169cd7003e6afe81faf8e62b5cdd34ea.pdf> (дата обращения 05.06.2019)
3. Air Compressor for Pharmaceutical Plant [электронный ресурс] URL: <https://www.quincycompressor.com/industries/pharmaceutical/> (дата обращения 01.06.2019)
4. АО «РЭП Холдинг» [электронный ресурс] URL: <https://www.reph.ru/production/type/30/211/> (дата обращения 31.05.2019)
5. Ваняшов А.Д., Кустиков Г.Г. Расчет и конструирование центробежных компрессорных машин: Учеб. пособие. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – 208 с
6. Ansys 18.0 Workbench Tutorial
7. Ю.В. Кожухов, Л.В. Гилева Исследование всасывающей камеры центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики с проверкой модели на сеточную независимость.