

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

Работа допущена к защите

Заведующий кафедрой

_____ Ю.В. Кожухов

« ___ » _____ 2019г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

Проектирование входной радиальной камеры центробежного компрессора для лабораторной экспериментальной установки

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
Ассистент «КВиХТ» ИЭиТС

Л.В. Гилева

Санкт-Петербург

2019

АННОТАЦИЯ

ПРОФИЛИРОВАНИЕ КОНФУЗОРА, ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВХОДНОЙ КАМЕРЫ, SOLIDWORKS, ВХОДНАЯ РАДИАЛЬНАЯ КАМЕРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА, ANSYS CFX, ВСАСЫВАЮЩАЯ КАМЕРА, КОЭФФИЦИЕНТ ПОТЕРЬ

Объектом исследования являются четыре входных радиальных камеры. Был произведен расчет и профилирование конфузоров, камер. 3D-модели каждой камеры были построены в программном комплексе SOLIDWORKS. Для каждой модели вычислительная сетка была построена в ANSYS ICEM, состоящая из тетраэдров в ядре потока и призматических слоев вблизи стен. Граничные и входные условия определяются в соответствии с условиями предыдущих экспериментальных исследований. Для каждой камеры был выполнен численный расчет в ANSYS CFX.

В ходе анализа результатов были изучены поля скорости и давления и определены коэффициенты потерь. В зависимости от полученных параметров был проведен сравнительный анализ всех исследованных камер.

ANNOTATION

PROFILING CONFUSER, PROFILING THE ENTRANCE CHAMBER, SOLIDWORKS, RADIAL INPUT CHAMBER OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR ANSYS CFX, SUCTION CHAMBER, THE LOSS FACTOR

The object of the study are four input radial chambers. Constrictors and cameras were calculated and profiling. 3D models of each camera were built in the SOLIDWORKS software package. For each model, a computational grid was constructed in ANSYS ICEM consisting of tetrahedra in the flux core and prismatic layers near the walls. Boundary and input conditions are determined in accordance with the conditions of previous experimental studies. For each camera, a numerical calculation was performed in ANSYS CFX.

During the analysis of the results, the velocity and pressure fields were studied and the loss coefficients were determined. Depending on the obtained parameters, a comparative analysis of all the studied chambers was carried out.

Оглавление

Введение.....	5
1. Определение задачи и выбор объекта исследования.....	7
2. Профилирование и расчет входного устройства.....	9
2.1 Всасывающая камера.....	9
2.2 Профилирование конфузора.....	10
2.3 Профилирование входной камеры.....	13
2.4 Построение в программе КОМПАС-3D.....	15
3. Построение 3D модели всасывающей камеры в программном обеспечении SOLIDWORKS .	17
4. Расчет в программном комплексе ANSYS CFX.....	18
5. Анализ результатов расчета.....	21
6. Общие выводы по результатам расчёта 4-х камер.....	29
7. Заключение.....	31
Список литературы.....	33

Введение

Компрессоры - это энергетические машины для сжатия и перемещения газа. [1] Компрессоры делятся на две группы: объемное действие и динамическое действие (турбокомпрессоры). Объемные компрессоры - те, сжатие которых происходит за счет уменьшения объема закрытой полости, в которую помещается часть газа. Турбокомпрессор представляет собой компрессор, рабочий процесс которого достигается за счет силового взаимодействия между потоком газа и вращающимися и неподвижными элементами потока - лопастями ротора и статора. Так, турбокомпрессоры можно разделить на осевые и центробежные. Принцип работы тот же, но в осевом компрессоре сжатый газ движется приблизительно в направлении оси ротора в меридиональной плоскости - плоскости, проходящей через ось вращения компрессора, а в центробежном компрессоре лопасти расположены на радиальной поверхности рабочего колеса, а газ движется в радиальном направлении.

Применения турбокомпрессоров обширны и влияют на все основные отрасли промышленности, энергию и транспорт. Центробежные компрессоры могут быть классифицированы по количеству ступеней и разделены на одноступенчатые и многоступенчатые. Независимо от количества ступеней центробежный компрессор включает в себя входное и выходное устройство, ступени также включают рабочее колесо, лопаточный или безлопаточный диффузор и обратно-направляющий аппарат для подачи газа на следующий этап (соответственно, обратно-направляющий аппарат имеет все ступени, кроме конечной, в котором оно заменено выходным устройством).

Хотя входное устройство не так важно, как другие элементы проточной части, все же оно является неотъемлемой и очень важной частью компрессора, так как он обеспечивает равномерный поток газа для колеса с

малыми потерями. Неправильный выбор параметров входного устройства может привести к снижению 3...5% эффективности центробежного компрессора и значительно уменьшить объем его стабильной работы, что является важным негативным фактором, особенно для компрессоров большой мощности. [2]

Ряд коммерческих пакетов программного обеспечения для решения проблем вязкого сжатого газового потока, включая задачи расчета потока в проточной части центробежного компрессора, позволяют проводить большое количество экспериментов, не теряя качества полученных данных.

1. Определение задачи и выбор объекта исследования

Данная выпускная квалификационная работа является исследованием всасывающей камеры модели первой ступени компрессора – лабораторной экспериментальной установки кафедры КВиХТ. Целью проведённого исследования являлось выяснение влияния формы всасывающей камеры на работу центробежной компрессорной машины и исследование четырех типов форм всасывающих камер, для выбора самого оптимального варианта.

Соответственно, объектом исследования стали 4 всасывающие камеры. Камеры строились исходя из расчетов по имеющимся данным стенда, предоставленными кафедрой КВиХТ.

Объектом исследования является коэффициент гидравлического сопротивления приведенных камер, а также изображения потока, полученные в ходе обработки данных.

Целью работы является:

- 1) профилирование конфузора и входной камеры;
- 2) выполнение расчета и анализ потока в четырех входных камерах центробежного компрессора с использованием пакета программного обеспечения ANSYS CFX, а также определение изображений потока на разных частях расчетной области;
- 3) расчёт коэффициента потерь ζ для каждой камеры;
- 4) сравнение полученных результатов между собой, для определения зависимости изменения входной части камеры и возможности применения пакета программ ANSYS CFX для расчёта течения во входных камерах центробежных компрессоров;
- 5) выбор наилучшего варианта, то есть камеры, и составление выводов о целесообразности или нецелесообразности внесения каких-либо изменений в конструкцию камеры.

В результате необходимо выявить наиболее оптимальную входную камеру среди предоставленных. А также необходимо сделать вывод о возможности использования программного обеспечения ANSYS CFX для улучшения входных камер, а именно - о возможности просмотра изображения газового потока в них и проверки соответствия результатов расчета фактическому изображению потока.

Актуальность работы заключается в том, что исходя из полученных результатов, может быть изготовлено входное устройство для стенда кафедры КВиХТ с целью проведения дальнейших физических испытаний.

2. Профилирование и расчет входного устройства

2.1 Всасывающая камера

Всасывающая камера необходима для равномерного подвода и увеличению скорости потока на выходе. Всасывающая камера делится на три основные части: входной патрубком, входная камера (в данном случае спиральная) и конфузор.

Всасывающее устройство - незаменимый элемент проточной части, который определяет структуру потока на входе и во многом определяет работу лопаточного аппарата. Качество входного устройства оценивается окружной и радиальной неравномерностью расходной составляющей скорости потока перед ВНА:

$$\Delta c = \frac{(c_{0\text{ср}} - c_{0\text{мин}})}{c_{0\text{ср}}} \quad (1)$$

и коэффициентом гидравлического сопротивления:

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p_{\text{вх}}}{\rho_0 c_0^2} \quad (2)$$

Помимо этого, камера для всасывания выполняет дополнительные конструктивные функции – на нее устанавливают опорные лапы для постановки компрессора на тумбы и шпоночные пазы для поддержания центрирования в тепловых расширениях, приливают корпус подшипника и вспомогательных механизмов – рабочий масляный насос, валоповорот, автоматические элементы управления и защита пусковых устройств.

2.2 Профилирование конфузора

Исходные данные нашего компрессора: $m = 0,5$ кг/с, $p_n = 98,83$ кПа, $T_n = 293$ К. Определены диаметры на входе в первую ступень $D_{н0} = 0,138$ м и $D_{вт0} = 0,05$ м, которые являются начальными данными для проектирования всасывающей камеры. На рис. 1.1. показаны схемы профилирования конфузора.

Наружный и внутренний диаметры ВНА и участка длиной 10-15 мм перед ВНА выполняют с постоянными $D_{н0} = D_{н1}$ и $D_{вт0} = D_{вт1}$. Это необходимо для создания базового цилиндрического сечения при обработке и контроле изогнутых поверхностей конфузора при изготовлении.

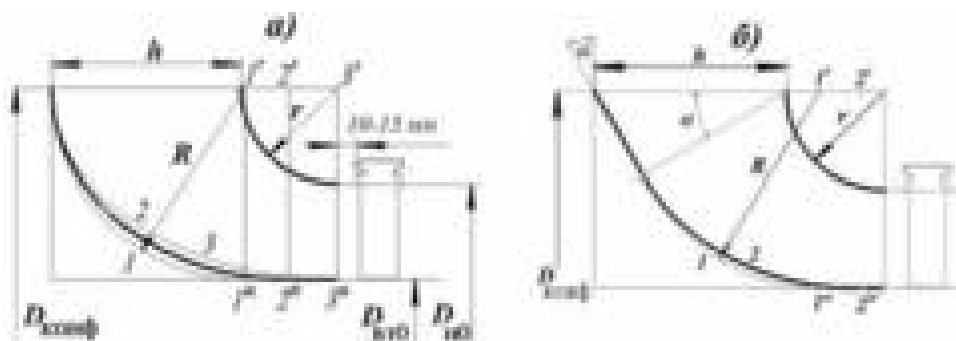


Рис.1.1. Схема профилирования конфузора

Площадь на выходе из камеры $F_0 = \pi(D_{н0}^2 - D_{вт0}^2)/4 = 0,01432$ м².

Поскольку компрессор высокорасходный, принимаем $c_{вх} = 30$ м/с. Плотность всасываемого воздуха $\rho_n = p_n / RT_n = 1,181$ кг/м³.

Площадь входа во входной патрубков $F_{вх} = m / \rho_n c_{вх} = 0,01412$ м².

При этом диаметр входного трубопровода $D_{тр} = \sqrt{4F_{вх}/\pi} = 0,1341$ м.

Принимаем $D_{тр} = D_y = 150$ мм.

Входное сечение патрубка выполним в виде прямоугольника с отношением сторон $a / b = 2$ и радиусом сопряжения $r_{вх} = 40$ мм,

$$b = \sqrt{[F_{вх} + (4 - \pi) \cdot 0,15^2] / 2} = 0,1294 \text{ м (рис.1.3).}$$



Рис.1.2. Прямоугольное сечение входного патрубка

Здесь:

$$F_{вх} = ab - 4\left(r_{вх}^2 - \frac{\pi r_{вх}^2}{4}\right) = ab - r_{вх}^2(4 - \pi).$$

$$\text{При } a = 2b \quad F_{вх} = 2b^2 - r_{вх}^2(4 - \pi).$$

Принимаем $b = 0,14$ м, $a = 0,28$ м и уточняем $F_{вх} = 0,0378$ м².

Таким образом, конфузурность всей камеры $n_{вк} = F_{вх} / F_0 = 2,64$.

Отношение площадей в конфузоре $n_{конф} = n_{вк} / (1,1 - 1,15) = 2,296 - 2,4$.

Принимаем $n_{конф} = 2,35$, площадь входа в конфузор:

$$F_{конф} = F_0 \cdot n_{конф} = 0,0337.$$

Для уменьшения радиальной неравномерности скорости за конфузуром выбираем максимальную величину $r / D_{\Gamma} = 0,5$ из графика на рис.1.2.3.

Тогда $r = 0,5D_{\Gamma} = 0,5 (D_{н0} - D_{вт0}) = l_{вна} = 0,044$ м = 44 мм.

Диаметр входа в конфузор $D_{конф} = D_{н0} + 2r = 0,226$ м.

Ширина канала на входе в конфузор $h = F_{конф} / (\pi D_{конф}) = 0,047$.

Отношение $h / D_{\Gamma} = h (D_{н0} - D_{вт0}) = 0,004$.

Контур нижней поверхности конфузора может быть проведен как сопряжение втулки и передней стенки патрубка радиусом

$R = (D_{н0} - D_{вт0}) / 2 + r = 0,088$ м, кривая с центром 1' на рис. 1.1. а.

Или эллипсами с центрами 2',3', расположенными на диаметре $D_{конф}$ в

пределах от центра радиуса R (точка 1') до плоскости выхода из конфузора (кривые 2,3 с точками сопряжения с поверхностью втулки 2",3" на рис. 1.2., а).

Примерный коэффициент потерь в конфузоре можно оценить по графику на рис. 1.3.

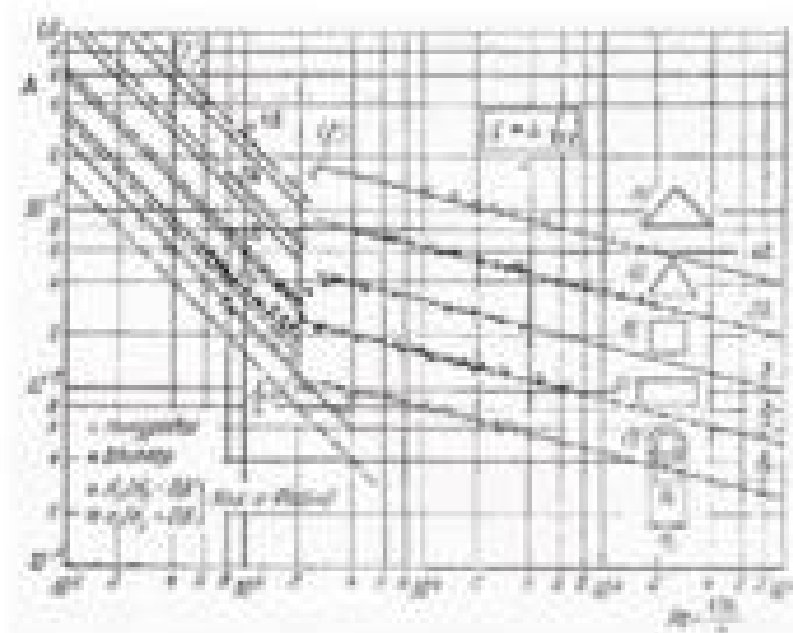


Рис.1.3.Сопrotивление гидравлически гладких труб с некруглым поперечным сечением

Для нашего примера это значение:

$\xi_{\text{конф}} = f(r / D_G; h / D_G) = f(0,5; 0,004) \approx 0,03$. Конечно, на самом деле он будет повышен, так как нижняя поверхность конфузора является твердой неподвижной границей.

2.3 Профилирование входной камеры

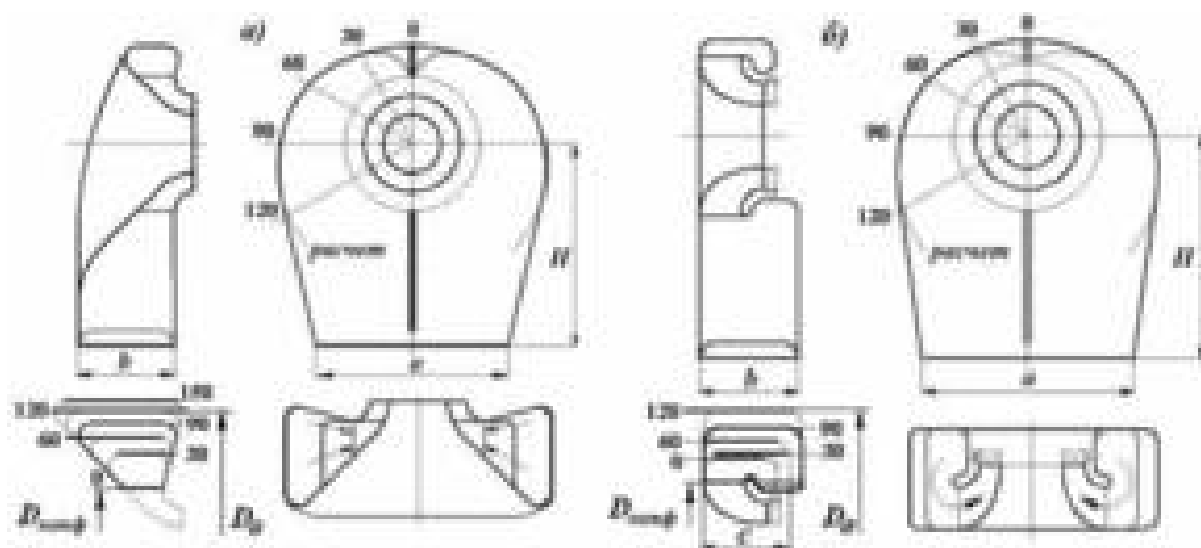


Рис. 1.4 Схема профилирования входной камеры улиточного типа (а) и карманного типа (б)

Профилирование производится с помощью уравнения неразрывности и направлено на равномерный подвод газа к конфузору по окружности. Через сечение камеры, расположенное под углом θ к вертикали, нужно пропустить объёмный расход $V_\theta = \frac{m}{\rho_{вх}} \cdot \frac{\theta}{360}$. Скорость во всех сечениях камеры принимается постоянной, равной $c = c_{вх} = const$, идеальный закон изменения площади сечений камеры $F_\theta = \frac{m}{c_{вх} \rho_{вх}} \cdot \frac{\theta^0}{360}$. В плоскости горизонтального разреза следует пропустить $\frac{1}{2}$ расхода, или по $\frac{1}{4}$ справа и слева, т.е. $F_{90} = \frac{m}{4c_{вх} \rho_{вх}} = \frac{F_{вх}}{4}$. Площади остальных сечений определяют по зависимости $F_\theta = F_{90} \frac{\theta^0}{90}$.

При расчете входной камеры улиточного типа (рис.1.3.1, а) выбирают углы наклона стенок улитки, радиусы сопряжения сторон и определяют расчетное значение $D_\theta(\theta)$, обеспечивающее требуемую площадь $F_\theta(\theta)$ при значениях θ

до 120° . Расчётный контур наружного диаметра камер показан на рисунке тонкими линиями с надписью «расчет». По расчету, при $\theta = 0^{\circ} F_{\theta} = 0$, однако в этом случае площади сечений несколько увеличивают, сопрягая полуулитки окружностью или плавной кривой, во избежание недостатка расхода из-за увеличения местных потерь.

Сопряжение входа в камеру с расчетным контуром $D_{\theta}(\theta)$ выполняют прямыми, касательными к расчетному контуру. Это обусловлено преимуществами течения вдоль прямолинейной стенки по сравнению с обтеканием выпуклой криволинейной поверхности. Однако следует ограничить угол раствора между касательными справа и слева

величиной $\alpha \leq 8 - 12^{\circ}$ во избежание отрыва потока от боковых стенок. Этим условием определяется расстояние H от оси компрессора до входного среза камеры. В плоскости симметрии камеры выполняют плоские рёбра. Они увеличивают жёсткость камеры и смягчают различие течений справа и слева в случае отклонения оси входного трубопровода от плоскости симметрии или наличия поворотов трубопровода на недостаточном расстоянии от входа в компрессор.

2.4 Построение в программе КОМПАС-3D

По расчетным значениям был спроектирован конфузор и входная камера в программе КОМПАС-3D.

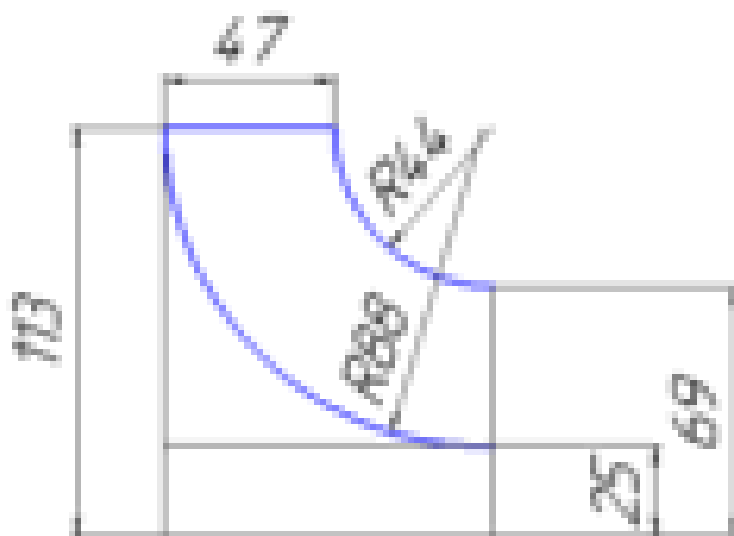


Рис. 1.5. Схема профилирования конфузора

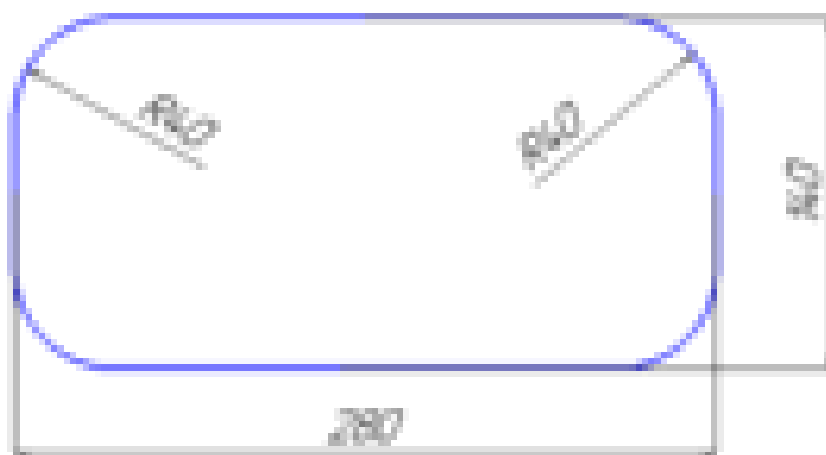


Рис. 1.6. Прямоугольное сечение входного патрубка

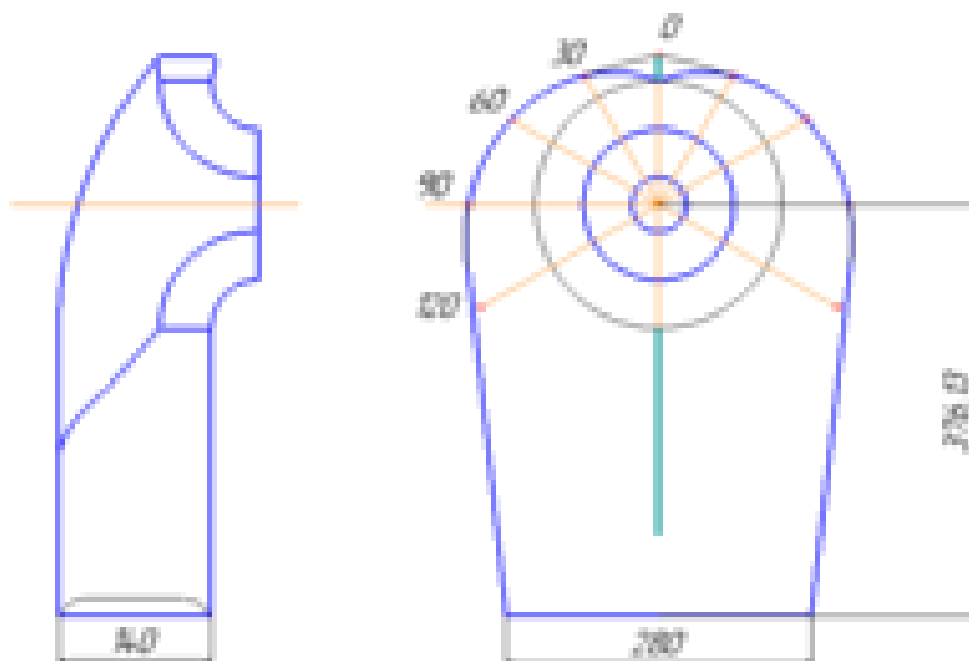


Рис. 1.7. Схема профилирования входной камеры улиточного типа

3. Построение 3D модели всасывающей камеры в программном обеспечении SOLIDWORKS

Для проведения расчетов в комплексе ANSYS CFX необходимо было построить объемную модель всасывающей камеры с соблюдением всех рассчитанных ранее размеров.

Так как мы исследовали несколько вариантов камер, то дополнительно были сделаны построения аналогичных камер, но с разным радиусом скругления конфузора.

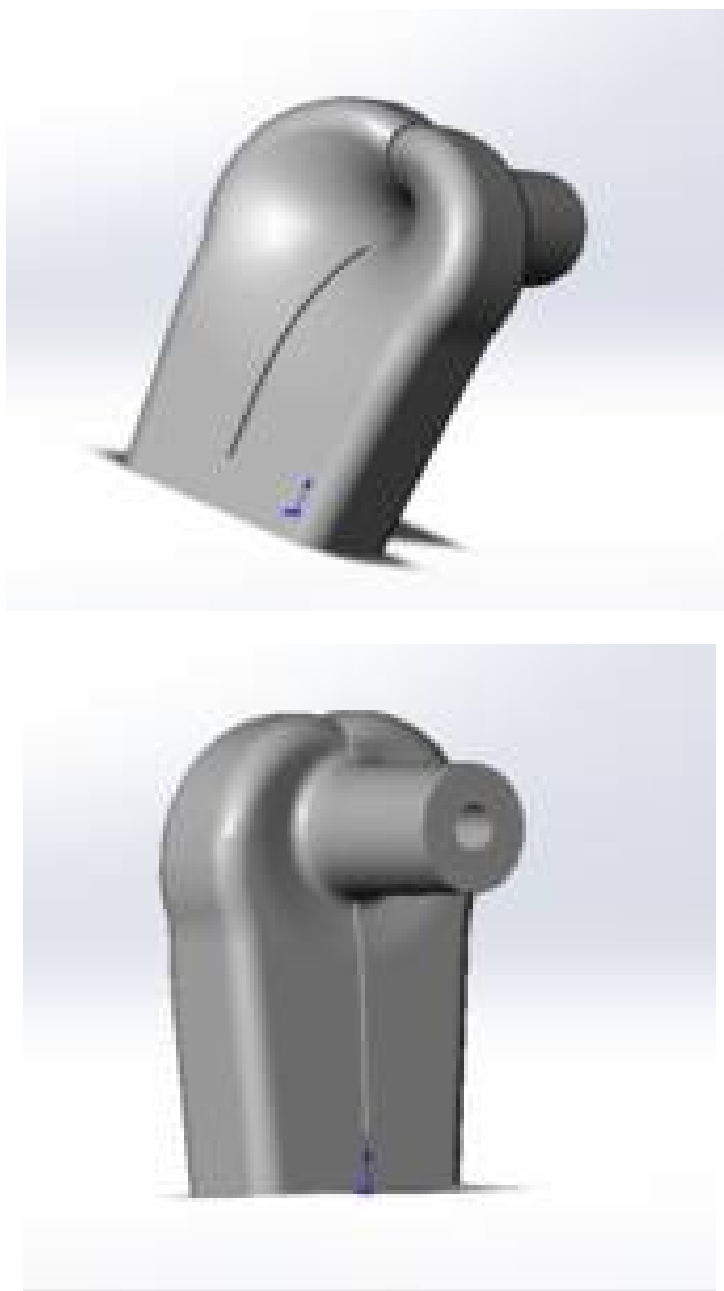


Рис. 3.1 Построение модели в SOLIDWORKS

4. Расчет в программном комплексе ANSYS CFX

Так как в программном комплексе ANSYS CFX исследовалась только камера, CAD- модель имела протяженный участок после конфузора наружного и втулочного диаметра $l = 200\text{мм}$. Такой участок нужен, чтобы отследить неравномерности потока после конфузора.

CAD-модель исследуемой камеры представлена на Рис. 4.1

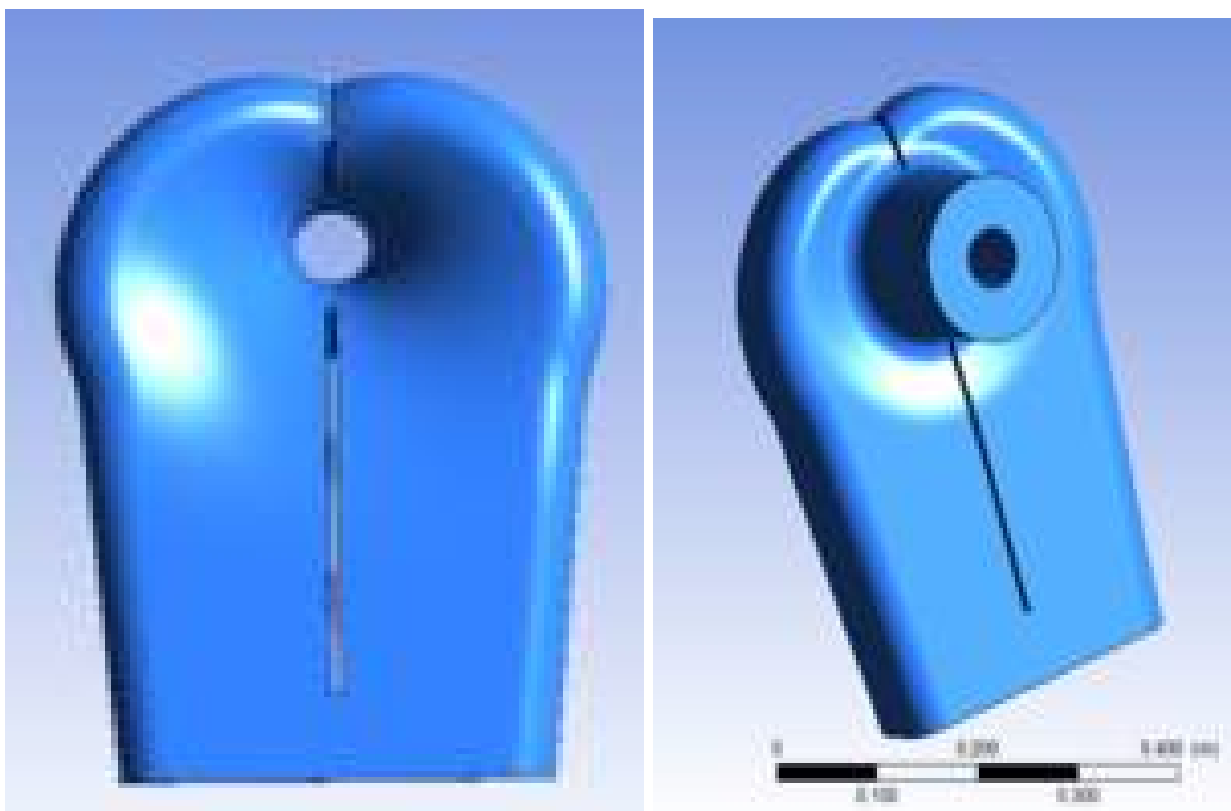


Рис. 4.1 CAD-модель камеры

В программном модуле ANSYS ICEM CFD была построена неструктурированная сетка, которая состояла из 2323981 элемента с важным сгущением у стенок. В ядре потока элементами являются тетраэдры, у стенок призматические слои. Внешний вид сетки камеры представлен на Рис. 4.2.

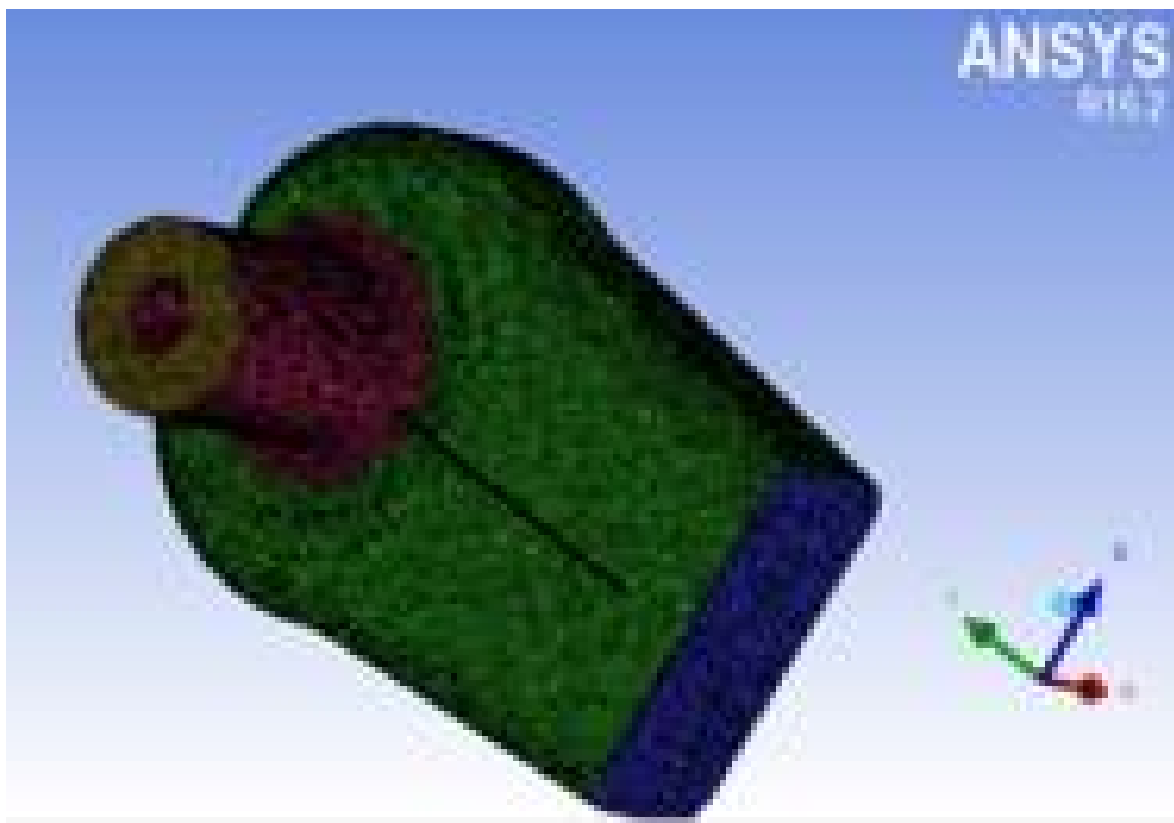


Рис. 4.2 Внешний вид расчётной сетки камеры

В модуле CFX-Pre задавались граничные условия для дальнейшего вычисления. Для получения нужных данных при разных расходах задавался один тип граничного условия:

- полное давление и температура на входе и условие Inlet, массовый расход на выходе и условие Outlet.

Таблица 4.1.1 Граничные условия для расчета

Inlet	Полное давление $P^*=99830$ Па; Полная температура $T^*=293$ К
Outlet	Массовый расход $\bar{m} = 0,5$ кг/с
Условия статичных стенок	
Модель турбулентности	k-ε
Рабочее тело	Идеальный газ

Расчет проходил при модели турбулентности k-ε, так как для нашего исследования она будет практически не отличаться от расчетов при модели SST. Но при этом расчет происходит с чуть более крупными элементами и значительно быстрее.

5. Анализ результатов расчета

5.1. Анализ результатов расчета камеры с $r = 20$ мм

На рис. 5.1 представлена структура потока в камере при массовом расходе $\bar{m}_p = 0,5$ кг/с с радиусом скругления $r = 40$ мм.

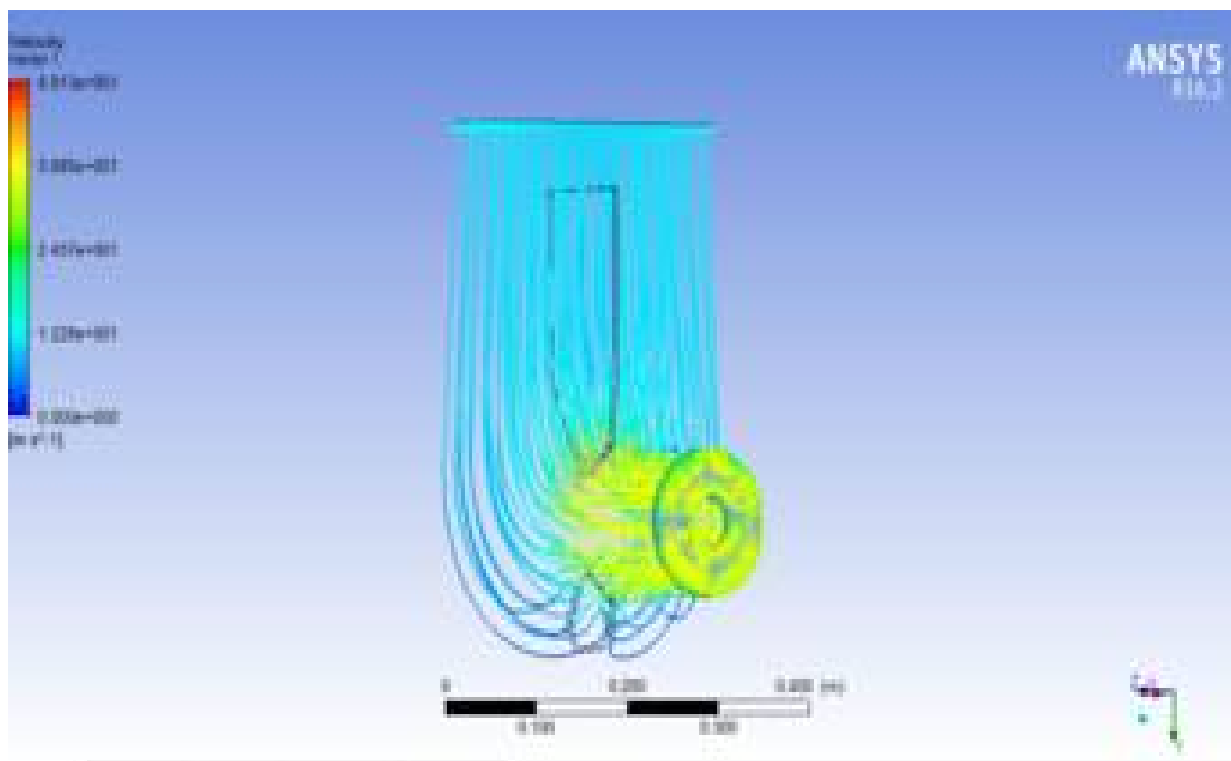


Рис. 5.1 Структура потока в камере при радиусе скругления $r = 20$ мм

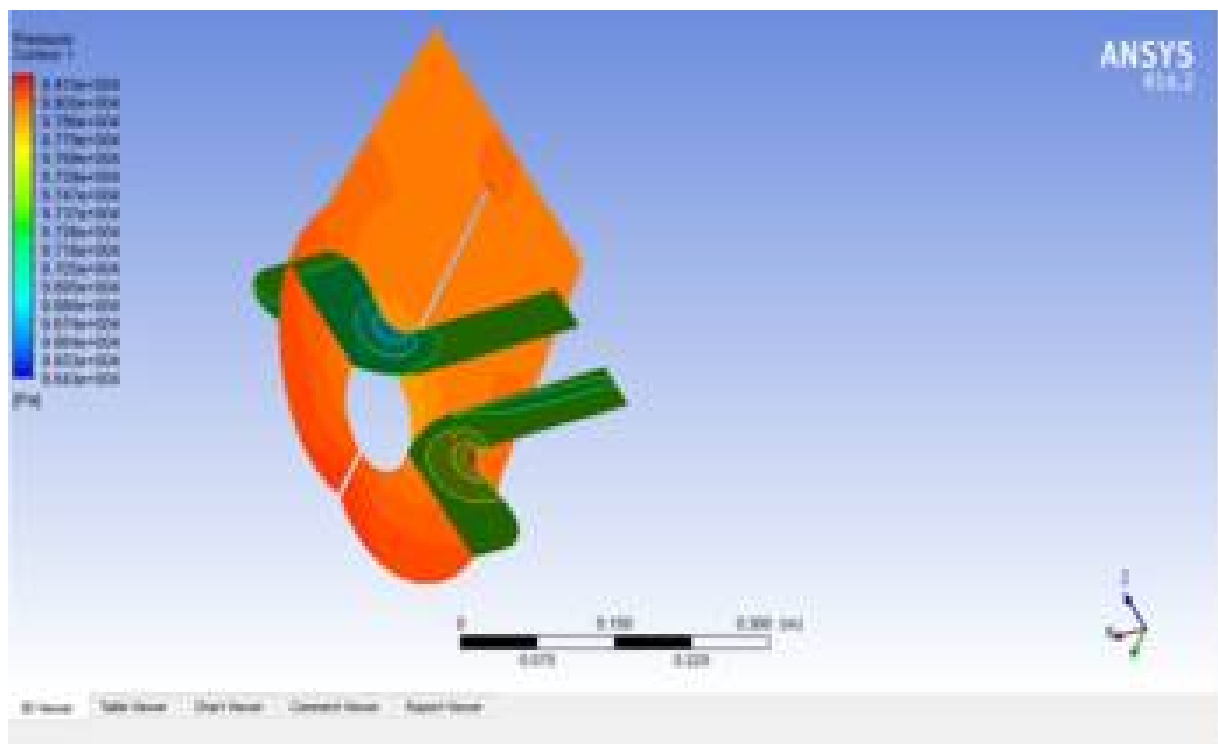


Рис. 5.2 Распределение давления по сечениям

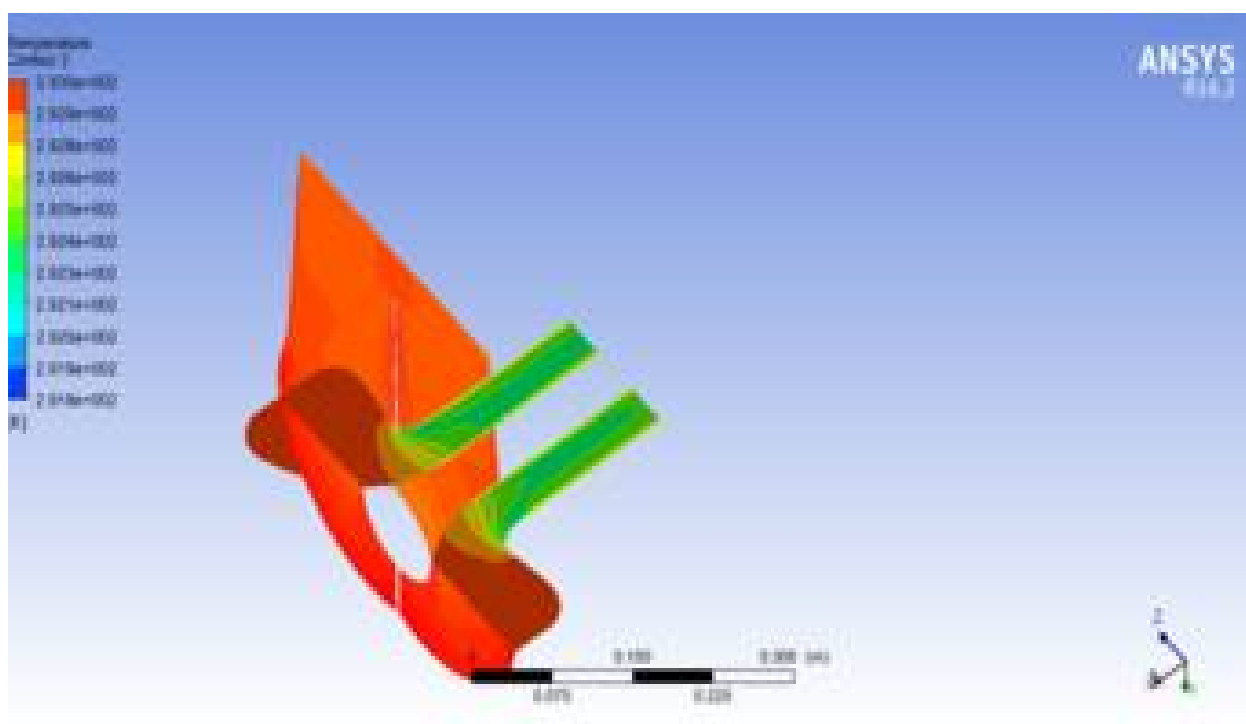


Рис. 5.3 Распределение температуры по сечениям

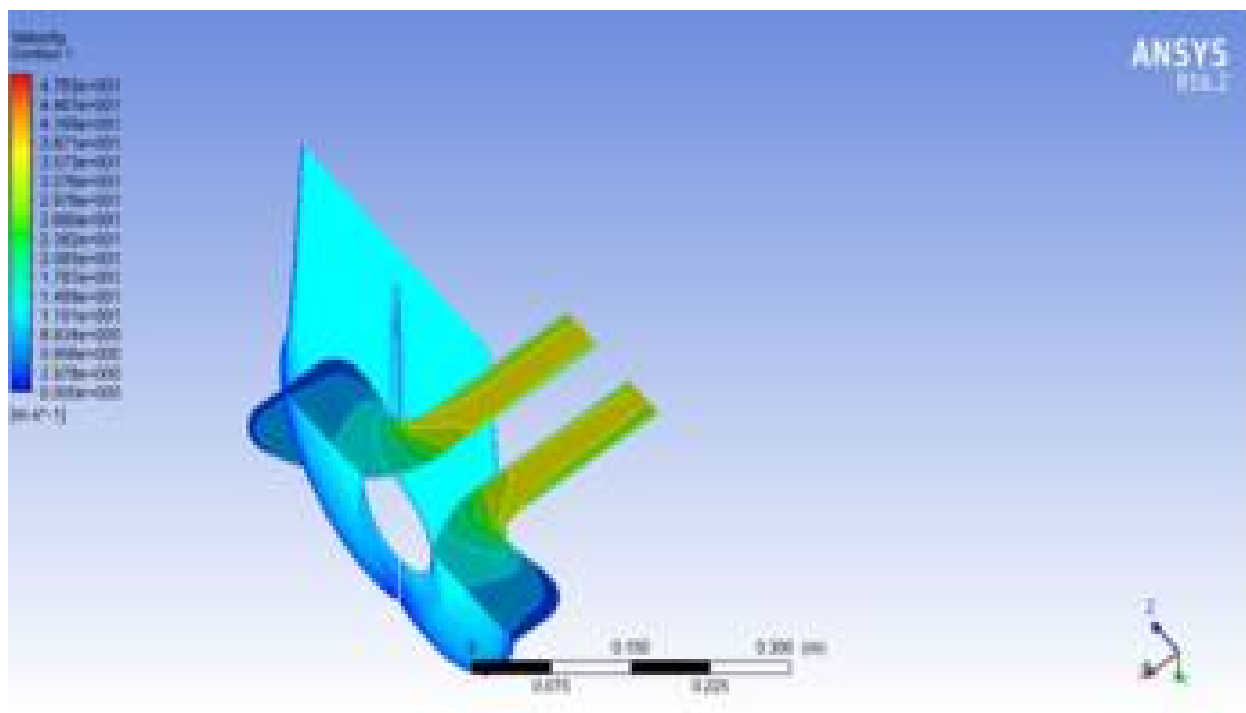


Рис. 5.4 Распределение скорости по сечениям

5.2. Анализ результатов расчета камеры с $r = 40$ мм

На рис. 5.5 представлена структура потока в камере при массовом расходе $\bar{m}_p = 0,5$ кг/с, но с другим радиусом скругления.

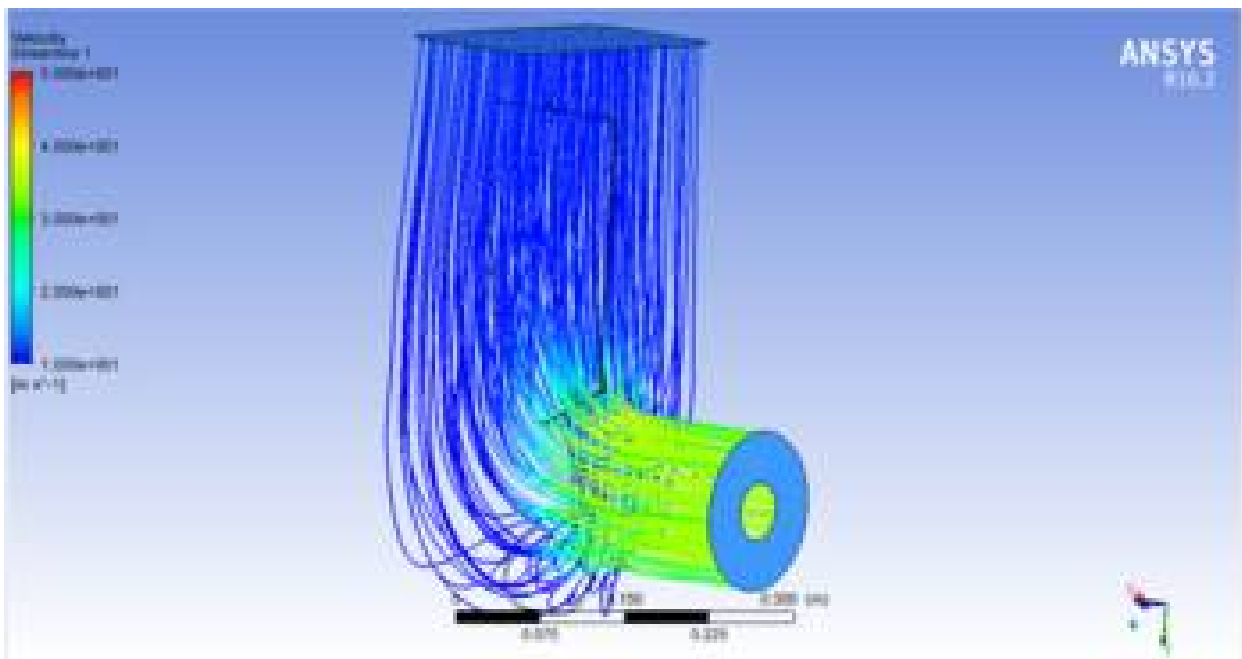


Рис. 5.5 Структура потока в камере при радиусе скругления $r = 40$ мм

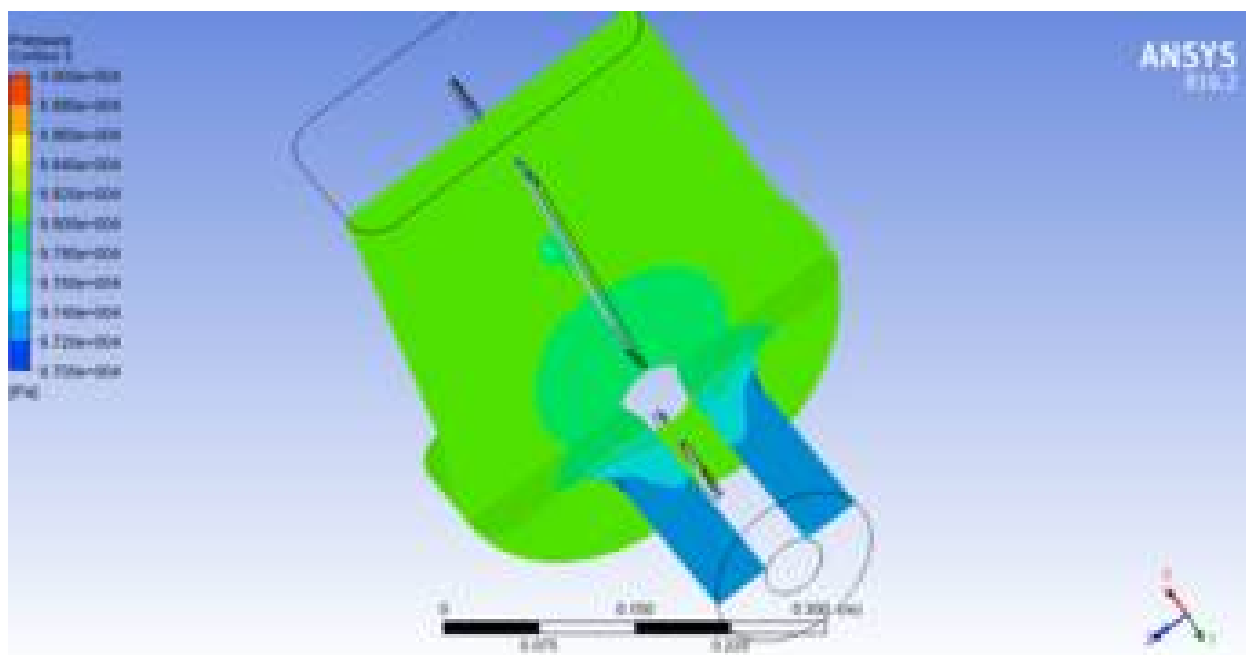


Рис. 5.6. Распределение давления в камере.

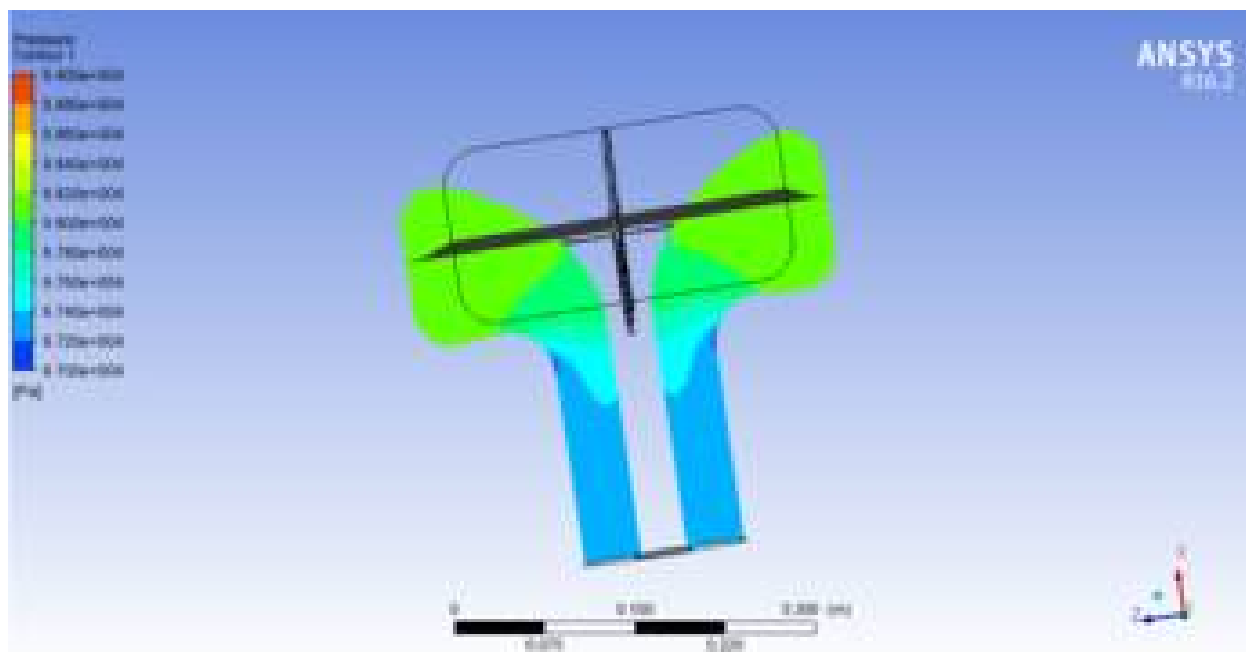


Рис. 5.7. Распределение давления в конфузоре

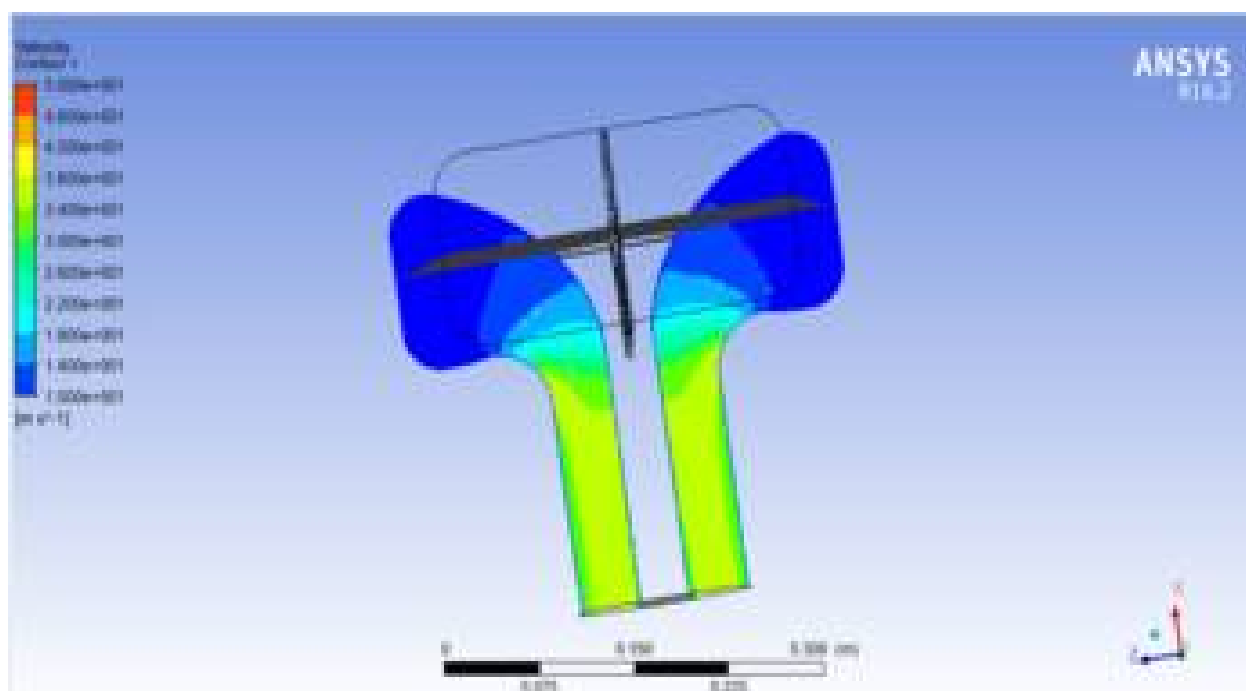


Рис. 5.8. Распределение скорости в конфузоре

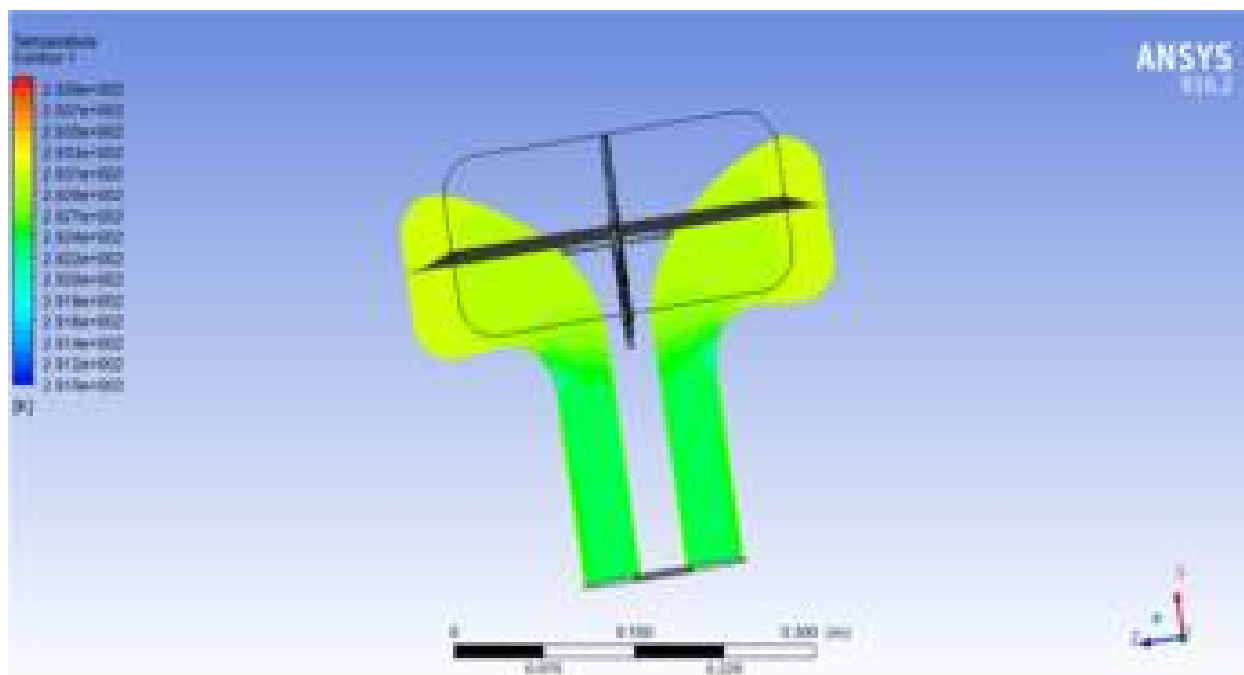


Рис. 5.9. Распределение температуры в конфузоре

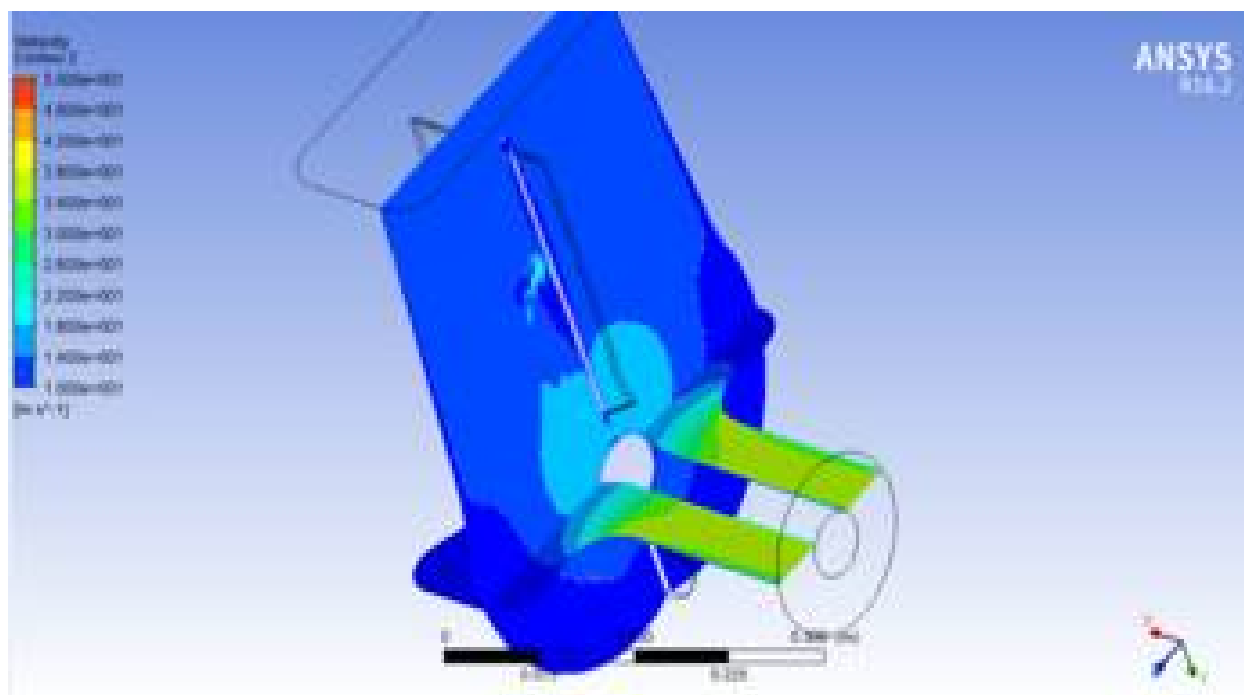


Рис. 5.10. Распределение скорости в камере

На Рис. 5.1 показано, что изменение конфузурности не оказывает значительного влияния на газодинамические характеристики всасывающей камеры.

Также, частицы подачи около острой кромки имеют инерцию и не могут совершить скачок для изменения радиального направления скорости на осевое. По этой причине направление газового тока отключается и преобразуется в зону разрыва. Можно также видеть, что вихрь образуется в кольце, он также способствует плавному и непрерывному потоку газа. Это уменьшает потери во входном участке пути.

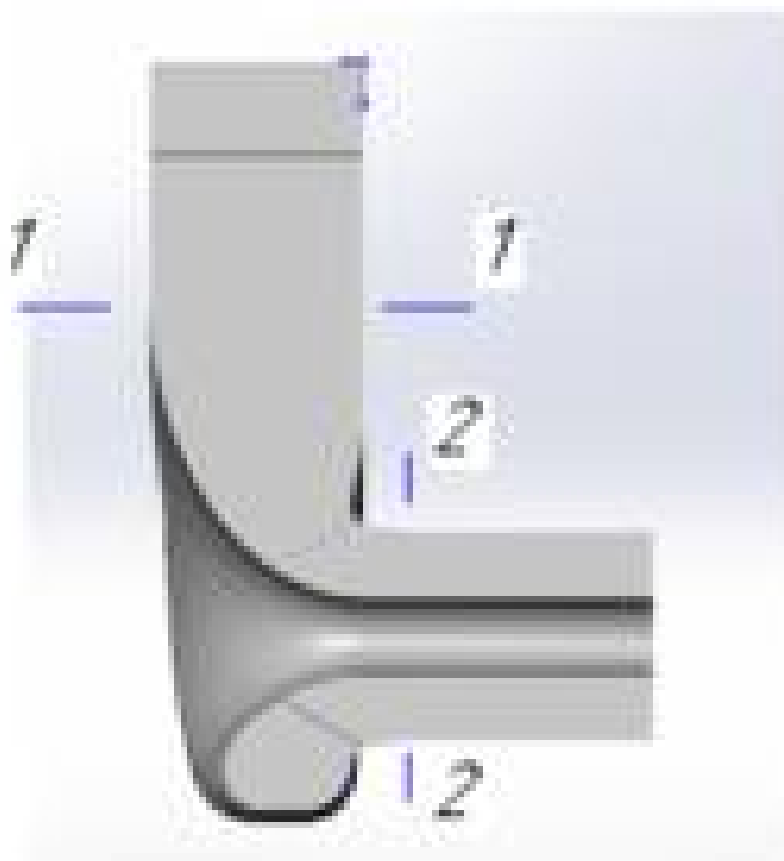


Рис. 5.11. Размещение сечений 1-1 и 2-2

Из Рис. 5.11. Можем увидеть, что количественный размер данных для расчета коэффициента потерь всасывающей камеры брался из первого сечения – полное давление на входе и второе, и так же скорости и плотности на выходе второго сечения.

Коэффициент потерь для камеры определяется по формуле:

$$\xi = \frac{P_1^* - P_2^*}{\rho_2 \cdot \frac{c_2^2}{2}} \quad (3)$$

где P^* - полные давления.

6. Общие выводы по результатам расчёта 4-х камер

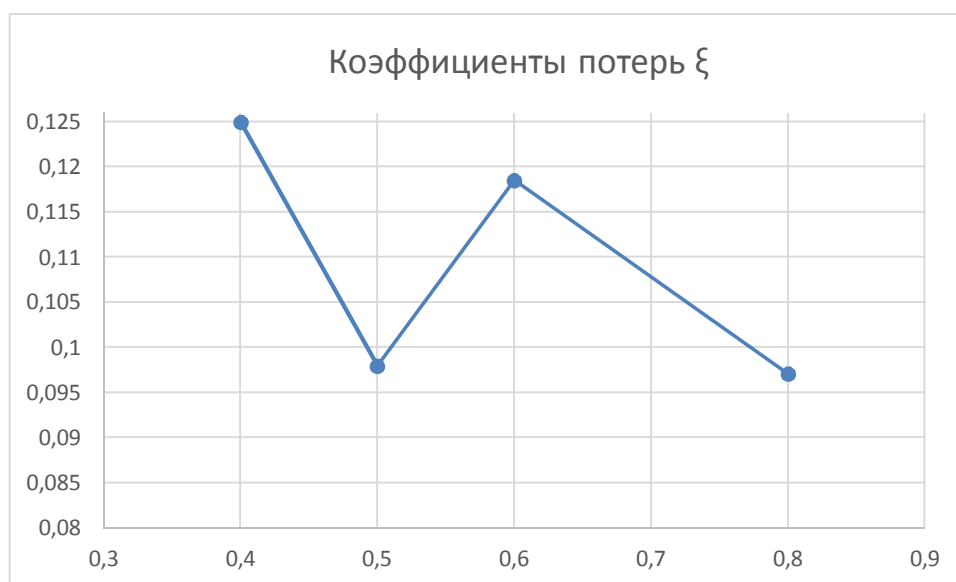
По результатам расчёта всех камер можно сделать общие выводы о результатах расчёта и их расхождений между собой. Так же можно произвести сравнительный анализ всех четырех камер уже по результатам численного расчёта.

Для этого мы строим сводные графики величин, полученных для каждого варианта, и выносим значения коэффициента потерь в таблице ξ .

Таблица 6.1. Данные при изменении конфузурности

\bar{r}	p_{in}^*	p_{out}^*	c_2	ρ_2
0,4	98099.900	98018.000	33.616	1.160
0,5	98099.900	98035.500	33.669	1.160
0,6	98099.500	98022.100	33.555	1.160
0,8	98099.900	98036.300	33.611	1.160

График 6.1.1.



Из графика 6.1.1. видно, что в результате численного расчета по значению коэффициента потерь лучшей оказывается камера с коэффициентом скругления конфузора $\bar{r}_{40} = 0,8$. Но помимо расчета

БОЛЬШЕ ИНФОРМАЦИИ ПО КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ СМОТРИТЕ НА WWW.KVINT.RU

коэффициента потерь мы также провели расчеты других критериев оценки качества:

- конфузорность камеры:

$$\frac{C_{\text{ВЫХ}}}{C_{\text{ВХ}}} = \frac{33,611}{30} = 1,12,$$

где $C_{\text{ВХ}}$, $C_{\text{ВЫХ}}$ – входная и выходная скорости в камере:

- критерии для характеристики неравномерности скоростей потока на выходе из камеры:

$$\chi = \frac{c_{\text{ВЫХ}}^2}{c_{z \text{ Вых}}^2} = \frac{33,611^2}{33,201^2} = 1,025 ,$$

где $C_{z \text{ Вых}}$ – расходная составляющая скорости на выходе, $C_{\text{ВЫХ}}$ – абсолютная скорость на выходе.

Получается, что закрутки потока на выходе из камеры практически нет.

7. Заключение

Целью данной работы являлось проектирование и дальнейшее исследование четырех вариантов входных радиальных камер центробежного компрессора на базе лабораторной экспериментальной установки кафедры КВиХТ при изменении конфузорной части камеры.

В ходе работы в программном комплексе SOLIDWORKS были изменены CAD-модели этих камер. Поскольку неопределенность результатов при использовании блочной структурированной сетки для элементов схожей конфигурации по сравнению с использованием неструктурированной сетки не оправдывает усилий по созданию такой сетки, неструктурированные сетки с тетраэдрическими элементами в ядре потока и призматические слои с результирующими сетками, вычисления были сделаны в ANSYS CFX с различными граничными условиями

Полученные результаты сравнивались между собой и определялся коэффициент потерь для каждой камеры. В связи с тем, что расстояние от стенок камеры, на котором производились замеры скорости и статического давления во время эксперимента, неизвестны, верификация расчётных данных может быть только качественной. Все же, расчетные результаты показывают хорошее соответствие реальному потоку и могут быть использованы для дальнейших исследований и рекомендаций к использованию ANSYS CFX для расчётов входных радиальных камер центробежных компрессоров.

Это говорит о том, что программный комплекс ANSYS помогает минимизировать дорогостоящие эксперименты для выбора оптимального из всех возможных вариантов.

По результатам проведённого исследования можно установить, что основная цель, поставленная в начале исследования, достигнута. Тем не менее, дальнейшее более глубокое исследование рассмотренных в работе входных камер и изменение других геометрических параметров, может позволить повысить эффективность как всасывающей камеры, так и всего компрессора в целом.

Список литературы

1. Основы проектирования и расчета входных и выходных устройств турбокомпрессоров / Ю.В. Кожухов [и др.]. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 150с.
2. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ». 2010. -596с. – С ил.
3. Исследование пространственного течения в радиальном входном устройстве центробежного компрессора с использованием пакета программ ANSYS CFX, Н.А.Карнаухова, Ю.Б.Галёркин, Ю.В.Кожухов, XI Неделя науки СПбГПУ: материалы международной научно-практической конференции, СПб, Издательство Политехнического университета, 2011.
4. Физические и численные эксперименты по исследованию течения в рабочем колесе промышленного центробежного компрессора, Ю.Б.Галёркин, М.Геллер и др., Компрессорная техника и пневматика, № 3, 2000.
5. «Исследование влияния формы всасывающей камеры на работу центробежного компрессора», В.В.Рис, Г.Н.Ден, отчёт о НИР, НЗЛ, Ленинград, 1952.
6. www.ansys.com
7. www.solidworks.com