

Больше о компрессорной технике на сайте www.kviht.ru
Министерство образования и науки Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

 **ИЗДАТЕЛЬСТВО**
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Санкт-Петербург
2016

Больше о компрессорной технике на сайте www.kviht.ru

Больше о компрессорной технике на сайте www.kviht.ru

Министерство образования и науки Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
И РАСЧЕТА
ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ
УСТРОЙСТВ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ



Санкт-Петербург

2016

Больше о компрессорной технике на сайте www.kviht.ru

Р е ц е н з е н т ы:

Кандидат технических наук, заместитель исполнительного директора,
начальник расчетно-исследовательского отдела

АО «НПФ «Невинтермаш» *Л. К. Чернявский*

Кандидат технических наук, доцент Санкт-Петербургского
политехнического университета Петра Великого *Н. И. Садовский*

А в т о р ы:

Ю. В. Кожухов, Л. В. Гилева, А. А. Лебедев, А. В. Зуев, С. В. Карташов

**Основы проектирования и расчета входных и выходных устройств
турбокомпрессоров / Ю. В. Кожухов [и др.].** — СПб. : Изд-во Политехн.
ун-та, 2016. — 150 с.

Монография соответствует специальности научных работников 05.04.06 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы» и направлению подготовки аспирантов 15.06.01 «Машиностроение» по специальности 15.06.01 10 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы».

В монографии представлены результаты научно-исследовательских работ кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Института энергетики и транспортных систем СПбПУ. Содержит методики проектирования и расчета всасывающих и нагнетательных камер. Изложены основы теории математического моделирования прямой газодинамической задачи методами вычислительной газодинамики. Рассмотрен рабочий процесс в неподвижных элементах проточной части центробежных компрессоров.

Монография может быть ценным пособием для студентов, аспирантов и докторантов, изучающих соответствующие дисциплины и проводящих научные исследования по данной и смежной темам, а также для специалистов соответствующего профиля.

Печатается по решению

Совета по издательской деятельности Ученого совета
Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

ISBN 978-5-7422-5540-6 © Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1. Проектирование и расчёт всасывающих камер.....	8
1.1. Всасывающая камера.....	8
1.2. Профилирование конфузора.....	11
1.2.1 Пример профилирования конфузора.....	13
1.3. Профилирование входной камеры.....	17
1.3.1 Потери полного давления во всасывающей камере.....	19
1.4. Опытная отработка всасывающих камер.....	19
1.5. Влияние качества всасывающей камеры на характеристики ступени.....	23
2. Проектирование и расчёт нагнетательных камер.....	23
2.1 Профилирование выходных диффузоров.....	25
2.1.1 Осевой диффузор.....	25
2.1.2 Радиальный диффузор.....	27
2.1.3 Осерадиальный диффузор.....	28
2.1.4 Профилирование осерадиального диффузора.....	29
2.2. Профилирование выходной камеры.....	38
3. Общие вопросы проведения численного моделирования.....	42
3.1. Методы вычислительной газодинамики.....	42
3.2. Дискретизация расчетной области.....	55
3.3. Допущения, упрощения и погрешности в расчетных моделях.....	65
3.4. Методика проведения численного моделирования для	

неподвижных элементов ступени.....	67
4. Моделирование рабочего процесса неподвижных элементов.....	75
4.1. Входные устройства.....	75
4.1.1 Исследование течения в радиальном входном устройстве турбокомпрессора с оценкой полученных результатов.....	75
4.1.2 Проектирование и расчет обтекания регулируемого входного направляющего аппарата первой ступени центробежного компрессора.....	93
4.1.3 Исследование различных форм радиальных входных устройств центробежного компрессора и влияния количества дефлекторов.....	99
4.2. Выходные устройства.....	113
4.2.1 Выходная спиральная камера центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 32 МВт.....	113
4.2.2 Выходная сборная камера центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 16 МВт.....	117
4.2.3 Выходная сборная камера центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 25 МВт.....	135
Заключение.....	140
Библиографический список.....	141

ВВЕДЕНИЕ

Входные и выходные устройства стационарных осевых компрессоров оказывают существенное влияние на показатели эффективности проточной части и массогабаритные показатели компрессора.

Всасывающая камера компрессора имеет на выходе кольцевой конфузор. При проектировании всасывающих камер стремятся к уменьшению гидравлических потерь и созданию благоприятной структуры потока на выходе из конфузора. Чем больше равномерность потока на выходе из всасывающей камеры, тем меньше отрицательное влияние камеры на работу следующих за ней элементов лопаточного аппарата. Согласно опытным данным улучшение структуры потока в камере достигается увеличением её радиальных и осевых размеров. Однако в реальных конструкциях стационарных осевых компрессоров увеличение габаритных размеров камеры ограничено. Поэтому повышение эффективности всасывающих камер ведётся путём применения методик проектирования и расчета, основанных на экспериментальных данных испытаний модельных и натурных конструкций.

Нагнетательная камера компрессора предназначена для вывода сжатого газа из компрессора в нагнетательный трубопровод и имеет на входе кольцевой диффузор. При проектировании нагнетательных камер стремятся обеспечить снижение гидравлических потерь и достаточную равномерность потока в выходном сечении камеры. Создание эффективных конструкций нагнетательных камер, как и всасывающих камер, основано на применении методик проектирования и расчета, учитывающих экспериментальные данные испытаний модельных и натурных конструкций камер.

Изложенные в данном пособии методики проектирования и расчета относятся к всасывающим и нагнетательным камерам, которые симметричны в радиальной плоскости относительно оси, проходящей через ось компрессора. Такие всасывающие и нагнетательные камеры широко применяются в реальных конструкциях стационарных осевых компрессоров.

Все изложенные в пособии методики проектирования разработаны на Невском заводе ЗАО «РЭПХ».

С момента появления коммерческих пакетов программ расчета гидрогазодинамики в 1980-е гг. по инициативе проф. К.П. Селезнева кафедра «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ Петра Великого (далее — кафедра КВиХТ) начала расчетные исследования в сотрудничестве с Ганноверским университетом (Германия), позже — с Дрезденским университетом, затем с ТУ г. Гданьск (Польша). В новом столетии в СПбПУ Петра Великого появились собственные мощные вычислительные центры и лицензионные программы. Это позволило приступить к регулярным расчетным исследованиям на новом научно-техническом уровне.

Особых успехов кафедра достигла в исследованиях центробежных компрессоров. Большое количество собственных кафедральных натуральных экспериментов позволило в совершенстве изучить суть физических явлений, происходящих в проточной части центробежного компрессора, разработать соответствующую теорию. С использованием накопленной информации на кафедре были разработаны математические модели, позволяющие предсказывать характеристики ступени центробежного компрессора по её геометрическим параметрам и безразмерным критериям подобия. На основе этих моделей был создан ряд программ для проектирования и оптимизации центробежных компрессоров. Программы

показали свою высокую эффективность при создании компрессоров нового поколения.

Сложный характер течения в центробежных компрессорах исключает его описание алгебраическими уравнениями. Поэтому невозможно осуществить оптимальное проектирование строгими математическими методами [14]. Для расчета прямых задач газодинамики для центробежных компрессоров с применением коммерческих пакетов программ на кафедре «Компрессорной, вакуумной и холодильной техники» СПбПУ решаются следующие основные задачи:

- повышение точности и качества построения сетки конечных элементов;
- расширение возможностей настройки и увеличение скорости решателя;
- валидация моделирования, т.е. максимального совпадения рассчитанных характеристик с экспериментальными [21].

В монографии представлены характерные научно-исследовательские работы по численному моделированию методами вычислительной газодинамики рабочего процесса в неподвижных элементах центробежных компрессоров.

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ ВСАСЫВАЮЩИХ КАМЕР

1.1 ВСАСЫВАЮЩАЯ КАМЕРА

Всасывающая камера предназначена для равномерного подвода и ускорения потока, поступающего из входного трубопровода к входному направляющему аппарату (ВНА). Во всасывающей камере выделяют три элемента: входной патрубок, входная камера (чаще всего спиральная) и конфузор. В некоторых конструкциях осевых компрессоров входная камера выполнялась в виде кольцевой камеры с различной формой постоянного поперечного сечения, площадь которого принималась равной 1/4 площади сечения входного патрубка.

Скорость в трубопроводах компрессорной установки обычно принимают $c_{вх} = 25-35$ м/с, чтобы избежать больших потерь давления. Скорость перед ВНА в сечении 0-0 в стационарных осевых компрессорах составляет:

$$c_0 = \frac{\bar{m}}{\rho_0 F_0} = \frac{4\bar{m}RT_0}{\pi p_0 (D_{н0}^2 - D_{вт0}^2)} = 100 - 170 \text{ м/с} .$$

Всасывающая камера является важным элементом проточной части, предопределяющим структуру потока на входе и во многом определяющим работу лопаточного аппарата. Качество всасывающей камеры оценивается окружной и радиальной неравномерностью расходной составляющей скорости потока перед ВНА:

$\Delta\tilde{c} = (c_{0\text{ср}} - c_{0\text{мин}}) / c_{0\text{ср}}$ и коэффициентом гидравлического сопротивления:

$\xi_{\text{вх}} = 2\Delta p_{\text{вх}}^* / \rho_0 c_0^2$, где $\Delta p_{\text{вх}}^* = p_{\text{вх}}^* - p_0^*$ — потери полного давления на участке от входного фланца патрубка до сечения перед ВНА.

Кроме того, всасывающая камера осуществляет дополнительные конструктивные функции — на ней выполняют опорные лапы для установки компрессора на фундаментных тумбах и шпоночные пазы для сохранения центровки при тепловых расширениях, приливают корпус подшипника и вспомогательных механизмов — рабочего маслососа, валоповорота, автоматических средств контроля и защиты, пусковых устройств в компрессорах ГТУ. Поэтому конструкция всасывающей камеры должна быть достаточно жёсткой. Конструкции типичных всасывающих камер стационарных осевых компрессоров приведены на рис. 1.1.1.

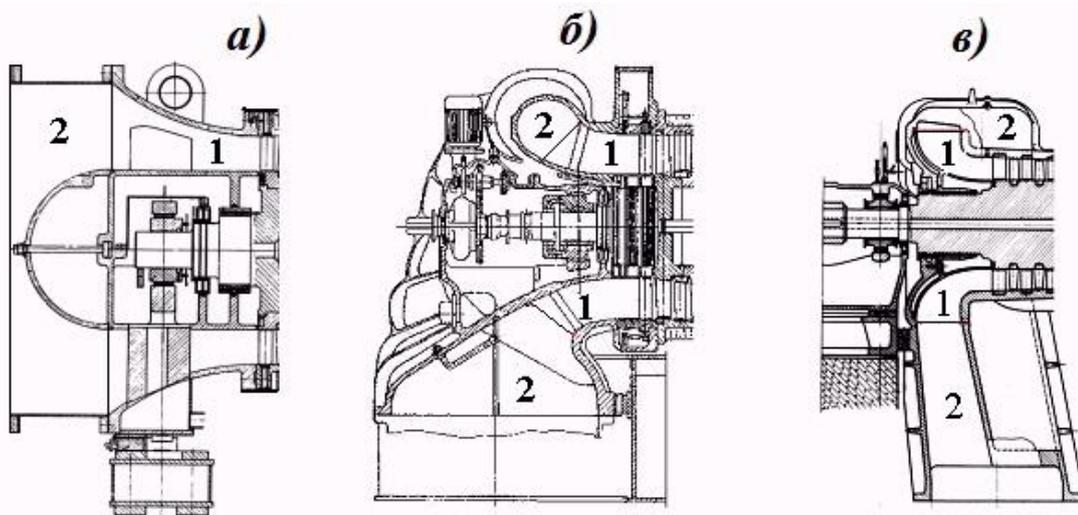


Рис.1.1.1. Типичные конструкции всасывающих камер:

- а) осесимметричная с осевым входом; б) улиточного типа с радиальным входом; в) карманного типа с радиальным входом

Условно камеру разделяют на осесимметричный криволинейный кольцевой конфузор 1 и входную камеру 2. Сечение входа во всасывающую камеру (входной патрубок) выполняют в виде круга, овала или прямоугольника, с площадью, равной площади входного трубопровода

$F_{ВП} = \bar{m} / (\rho_{ВХ} \cdot c_{ВХ})$. Расчёт сечений входной камеры по окружности выполняется по закону $c = c_{ВХ} = const$. На входе в конфузор для подавления возможных местных отрывов потока, происходящих во входной камере, скорость несколько увеличивают: $c_{конф} = (1,1-1,15)c_{ВХ}$, т.е. $F_{конф} = F_{ВХ} / (1,10-1,15)$. Основное ускорение потока происходит в конфузоре $n_{конф} = n_{ВК} / (1,1-1,15)$. Общая конфузорность всасывающих камер $n_{ВК} = c_0 / c_{ВХ} = F_{ВП} / F_0 = 3,5-6,0$.

При высокой скорости $c_0 \geq 140-150$ м/с чаще применяют камеры с осевым входом (рис.1.1.1, а). Осесимметричность их конструкции обеспечивает аэродинамическое совершенство: минимальные потери и окружную неравномерность потока, вызванную только следами за силовыми рёбрами. Недостатком является необходимость исполнения внутреннего подшипника, переборка и обслуживание которого требует частичной разборки камеры. При скорости $c_0 \leq 140-150$ м/с чаще используют конструкции с радиальным подводом потока и вертикальной плоскостью симметрии. Такие камеры разделяют на улиточные (рис. 1.1.1, б) при этом входная камера выполняется в виде двух симметричных полуулиток), и карманные, (рис. 1.1.1, в. — коробчатые сечения входной камеры развиты над лопаточным аппаратом). Карманные камеры позволяют уменьшить осевой габарит, однако не допускают обтяжку крепежом горизонтальный разъём в области первых ступеней. Они менее жёстки, из-за чего компрессор выполняют с выносным передним подшипником. Улиточная конструкция несколько больше по радиальным и осевым габаритам, но допускает полную обтяжку горизонтального разъёма и более жёсткая. Кроме того, диагональное развитие входной

камеры (рис.1.1.1, б) позволяет прилить к ней корпус переднего подшипника, разборка которого возможна без переборки патрубка.

1.2 ПРОФИЛИРОВАНИЕ КОНФУЗОРА

Выполняется на основе результатов экспериментальных исследований похожих течений — потока на входе в цилиндрическую трубу с различными входными устройствами.

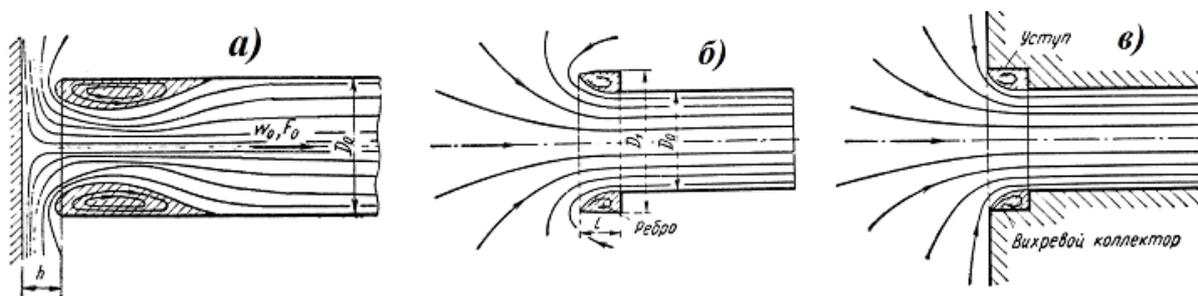


Рис.1.2.1. Схемы течения на входе в трубу с острой кромкой и экраном (а), с раструбом (б), с раструбом и торцовой стенкой (в).

При входе в трубу с острыми кромками и экраном, рис.1.2.1, а, частицы потока у острой кромки обладают инерцией и не могут скачком изменить радиальное направление скорости на осевое. Поэтому поток у кромки отрывается и образует отрывную зону, уменьшающую поперечное сечение (поджатие) струи. При входе из неограниченного пространства в трубу со ступенчатым кольцевым раструбом, рис.1.2.1, б, в раструбе образуется кольцевой вихрь, который способствует плавному, безотрывному течению жидкости (газа) с пониженными потерями во входном участке трубы. Образующиеся поверхности тока подобны конфигурации криволинейного конфузора. Аналогичная картина наблюдается в случае заделки раструба в торцовую трубу (рис.1.2.1, в). Тот же эффект наблюдается, если переход от торцовой стенки к трубе вместо раструба выполнить радиусом. Такое устройство называют коллектором.

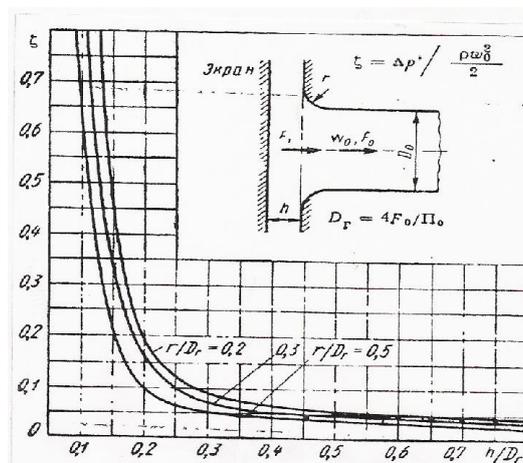


Рис.1.2.2. Гидравлические потери в коллекторе с торцевой стенкой и экраном [17].

На рис. 1.2.2 приведены результаты исследований входа в цилиндрическую трубу через коллектор, выполненный по дуге круга, с плоской торцевой стенкой и экраном [17]. В конфузоре компрессора сечение перед ВНА не круглое, а кольцевое. Однако исследования цилиндрических труб в гидравлике распространяются на любые каналы с некруглым поперечным сечением вводом понятия *гидравлического диаметра*, равного отношению увеличенной в четыре раза площади сечения F к его «смоченному периметру» Π $D_{\Gamma} = 4F / \Pi$. Это подтверждено многими экспериментами (рис.1.2.3).

Для круглой трубы $D_{\Gamma} = D$. Для кольцевого сечения перед ВНА площадь $F_0 = \pi \left[D_{\text{н0}}^2 - D_{\text{вт0}}^2 \right] / 4$, его «смоченный периметр» $\Pi_0 = \pi (D_{\text{н0}} + D_{\text{вт0}})$, следовательно $D_{\Gamma 0} = D_{\text{н0}} - D_{\text{вт0}} = 2l_{\text{ВНА}}$ — удвоенная длина лопатки ВНА. При $h / D_{\Gamma} \geq 0,5$, соответствующей ширине входа в конфузор, можно получить небольшие коэффициенты потерь $\zeta = 0,03-0,05$, h — ширина входного сечения конфузора. Влияние

$r/D_{\Gamma} = 0,2-0,5$ сказывается слабее, но потери и радиальная неравномерность потока тем меньше, чем больше эта величина. Если экран отсутствует ($h = \infty$), то $\zeta = 0,03$ при $r/D_{\Gamma} \geq 0,2$ [17]. Эти данные используются для профилирования конфузора и оценки потерь в нём.

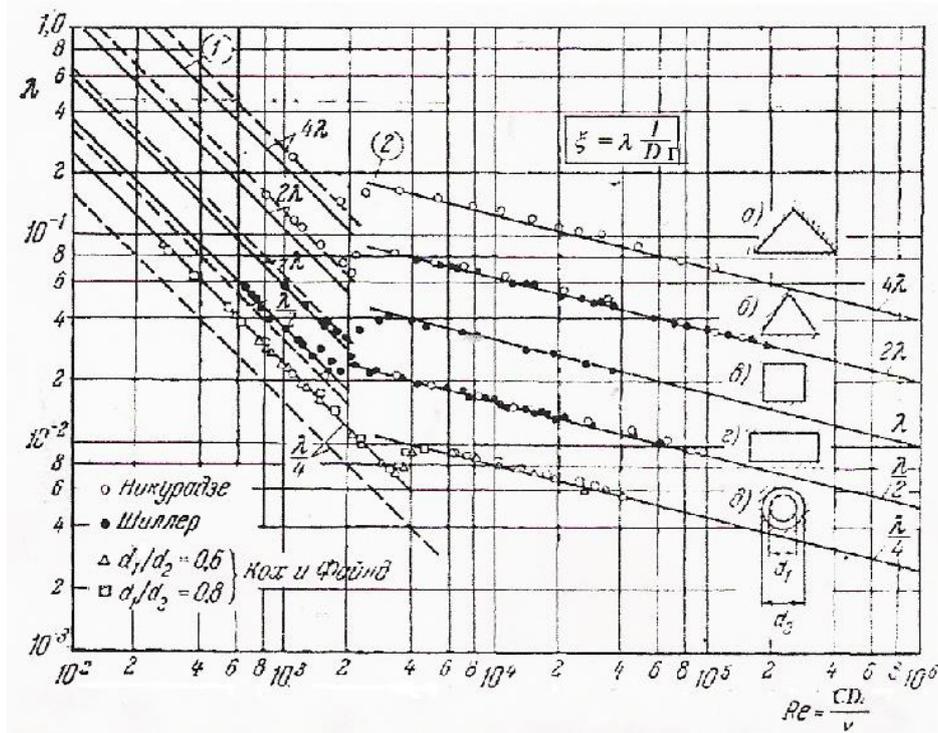


Рис. 1.2.3. Сопротивление гидравлически гладких труб с некруглым поперечным сечением [17]

1.2.1. Пример профилирования конфузора

Пример выполнен для компрессора с параметрами: $\bar{m} = 210$ кг/с, $p_n = 98,1$ кПа, $T_n = 264$ К. После второго поступенчатого расчёта лопаточного аппарата компрессора [16] определены диаметры на входе в первую ступень $D_{н1} = 1,635$ м и $D_{вт1} = 0,981$ м, которые являются исходными для проектирования всасывающей камеры. На рис. 1.2.1.1 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 участка при механической обработке и контроле криволинейных поверхностей конфузора при изготовлении.

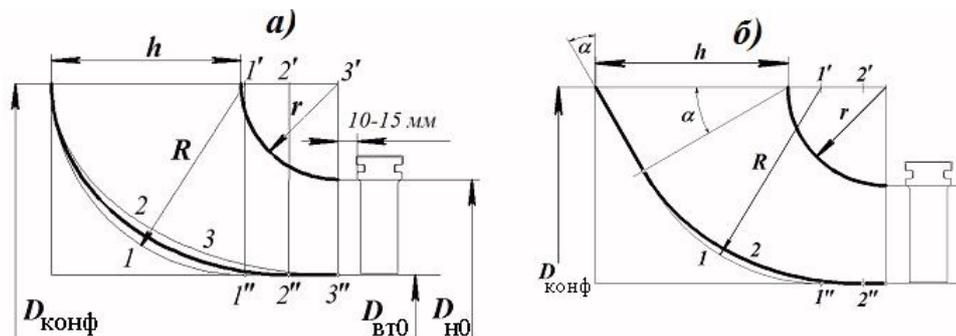


Рис.1.2.1.1. Схема профилирования конфузора

Площадь на выходе из камеры $F_0 = \pi(D_{Н0}^2 - D_{ВТ0}^2) / 4 = 1,344 \text{ м}^2$.

Поскольку компрессор высокорасходный, принимаем $c_{ВХ} = 35 \text{ м/с}$.

Плотность всасываемого воздуха $\rho_H = p_H / RT_H = 1,294 \text{ кг/м}^3$.

Площадь входа во входной патрубков $F_{ВХ} = \bar{m} / \rho_H c_{ВХ} = 4,64 \text{ м}^2$.

При этом диаметр входного трубопровода $D_{тр} = \sqrt{4F_{ВХ} / \pi} = 2,43 \text{ м}$.

Принимаем $D_{тр} = D_y = 2500 \text{ мм}$.

Входное сечение патрубка выполним в виде прямоугольника с отношением сторон $a / b = 2$ и радиусом сопряжения $r_{ВХ} = 150 \text{ мм}$,

$$b = \sqrt{[F_{ВХ} + (4 - \pi) \cdot 0,15^2] / 2} = 1,526 \text{ м (рис.1.2.1.2)}.$$

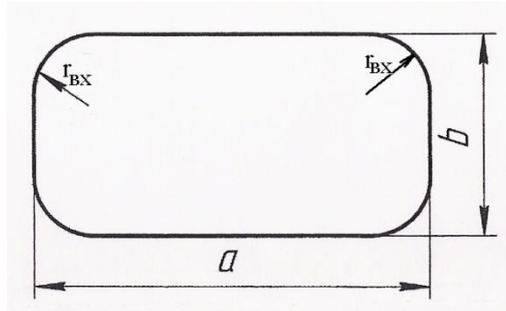


Рис.1.2.1.2. Прямоугольное сечение входного патрубка

Здесь:

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

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

Принимаем $b = 1,55$ м, $a = 3,1$ м и уточняем $F_{\text{BX}} = 4,786 \text{ м}^2$.

Таким образом, конфузурность всей камеры $n_{\text{BK}} = F_{\text{BX}} / F_0 = 3,561$.

Отношение площадей в конфузуре $n_{\text{конф}} = n_{\text{BK}} / (1,1 - 1,15) = 3,10 - 3,24$.

Принимаем $n_{\text{конф}} = 3,1$, площадь входа в конфузор:

$$F_{\text{конф}} = F_0 \cdot n_{\text{конф}} = 4,166 \text{ м}^2.$$

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

Тогда $r = 0,5 D_{\Gamma} = 0,5 (D_{\text{H0}} - D_{\text{BT0}}) = l_{\text{внa}} = 0,327 \text{ м} = 327 \text{ мм}$.

Диаметр входа в конфузор $D_{\text{конф}} = D_{\text{H0}} + 2r = 2,289 \text{ м}$.

Ширина канала на входе в конфузор $h = F_{\text{конф}} / (\pi D_{\text{конф}}) = 0,579 \text{ м}$.

Отношение $h / D_{\Gamma} = h (D_{\text{H0}} - D_{\text{BT0}}) = 0,886$.

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

$R = (D_{н0} - D_{вт0}) / 2 + r = 0,654 \text{ м}$, кривая с центром $1'$ на рис. 1.2.1.1, а. Или эллипсами с центрами $2', 3'$, расположенными на диаметре $D_{\text{конф}}$ 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. 1.2.1.1, а).

Если передняя стенка патрубка не плоская, а коническая с углом α , контур нижней поверхности конфузора выполняется с сохранением расчетной ширины канала h на диаметре $D_{\text{конф}}$, рис. 1,2.1.1, б. Сопряжение конической части с цилиндрической, как и в случае плоской стенки, выполняется тем же радиусом $R = 0,654 \text{ м}$, либо эллипсом. Выбор этой поверхности целиком определяется художественным вкусом конструктора, а варианты исполнения проверяются при следующей доводке на модели.

Ожидаемый коэффициент потерь в конфузоре оценивается по графику на рис. 1.2.3.

В нашем примере $\zeta_{\text{конф}} = f(r / D_{\Gamma}; h / D_{\Gamma}) = f(0,5; 0,886) \approx 0,03$. В реальности он будет несколько выше, поскольку нижняя поверхность конфузора является не «жидкой», а твердой неподвижной границей.

1.3 ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВХОДНОЙ КАМЕРЫ

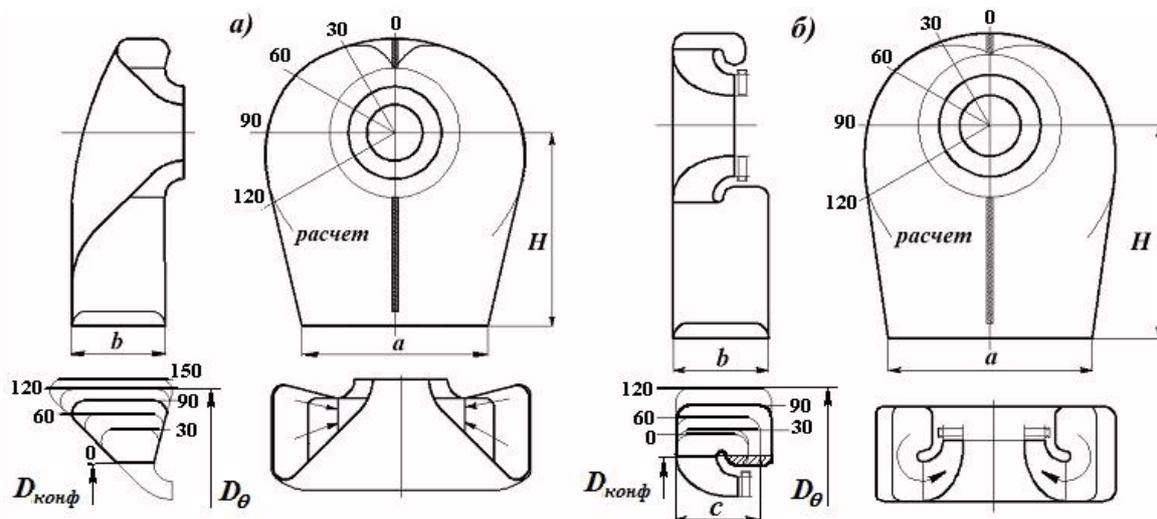


Рис. 1.3.1. Схема профилирования входной камеры
улиточного типа (а) и карманного типа (б)

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 $V_{\theta} = \frac{\bar{m}}{\rho_{\text{вх}}} \cdot \frac{\theta}{360}$. Скорость

во всех сечениях камеры принимается постоянной, равной $c = c_{\text{вх}} = \text{const}$,

идеальный закон изменения площади сечений камеры $F_{\theta} = \frac{\bar{m}}{c_{\text{вх}} \rho_{\text{вх}}} \cdot \frac{\theta^0}{360}$.

В плоскости горизонтального разъёма следует пропустить 1/2 расхода, или

по 1/4 справа и слева, т.е. $F_{90} = \frac{\bar{m}}{4c_{\text{вх}} \rho_{\text{вх}}} = \frac{F_{\text{вх}}}{4}$. 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°). Для камеры карманного типа (рис. 1.3.1, б) выбирают закон изменения ширины кармана $c(\theta)$, учитывают площадь сечения, лежащую ниже $D_{\text{конф}}$ — на рис. 1.3.1, б заштрихована, и так же определяют $D_\theta(\theta)$. Поперечные сечения камеры при изменении углов приведены слева внизу на рис. 1.3.1 а, б. 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.

1.3.1. Потери полного давления во всасывающей камере

Потери полного давления во всасывающей камере равны сумме потерь во входной камере $\Delta p_{\text{вх кам}}^* = \zeta_{\text{вх кам}} \cdot \rho c_{\text{вх}}^2 / 2$ и конфузоре $\Delta p_{\text{конф}}^* = \zeta_{\text{конф}} \cdot \rho c_0^2 / 2$. Суммарный коэффициент потерь всасывающей камеры имеет вид $\zeta_{\text{вс кам}} = \zeta_{\text{конф}} + \zeta_{\text{вх кам}} / n_{\text{вк}}^2$. Для входных камер, спроектированных описанным способом, опыт дает величину $\zeta_{\text{вх кам}} = 0,25-0,60$, причём более высокие величины относятся к камерам карманного типа. Это обусловлено необходимостью дополнительного поворота потока в меридиональной плоскости, как показано на рис.1.3.1, б по сравнению с камерами улиточного типа. Для примера, рассмотренного выше, ожидаемая величина коэффициента потерь $\zeta_{\text{вс кам}} = 0,03 + (0,25 - 0,60) / 3,561^2 = 0,05-0,08$.

1.4 ОПЫТНАЯ ОТРАБОТКА ВСАСЫВАЮЩИХ КАМЕР НА МОДЕЛЯХ

Действительные потери во всасывающих камерах и неравномерность скорости на выходе из неё определяются при опытной отработке конструкции. Чаще всего производится статическая продувка камеры — с подачей сжатого воздуха из успокоительной камеры на вход всасывающей камеры и свободный выход в атмосферу. В этой схеме облегчён доступ к выходному сечению камеры и измерение параметров, однако статическое давление на выходе равно атмосферному и постоянно по всему сечению, что не соответствует условиям работы натуральных машин.

Поэтому более достоверны исследования камеры в составе с первой ступенью проектируемого компрессора (рис.1.4.1), [32] при которых

камера работает в «натурных» условиях. Консольная конструкция стенда предусматривает установку на моделях (1) камеры поворотного координатника (2) с 4–поясными аэродинамическими приборами (3) для непрерывного измерения параметров потока по окружности. Стенд состоит из ступени с ВНА (4), РК (5) и СА (6), нагнетательной камеры (7), трубопроводов со стандартным расходомером.

Исследования показали, что течение в патрубке остается подобным на всех режимах работы ступени. Эксцентриситет при осевом входе или отклонение оси входного трубопровода от плоскости симметрии искажают течение на выходе из камеры. Характерным для камеры с радиальным подводом газа является существенная окружная и радиальная неравномерность статического давления и скорости, а также наличие значительных углов натекания (углов атаки) на лопатки ВНА, разных по знаку в левой и правой части, достигающих величины $\alpha_z = \pm 17-25^\circ$. Вблизи $\theta=180^\circ$ существует парный вихрь.

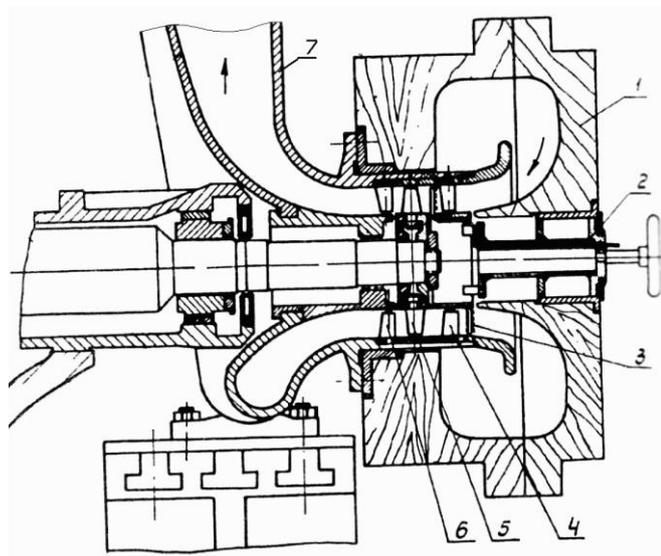


Рис.1.4.1. Одноступенчатый стенд для исследования моделей всасывающих камер [32]

Углы α_z имеют примерно синусоидальное распределение по окружности, что очевидно определяется условиями входа в осесимметричный конфузор. В первом приближении эти условия дают плоскую аналогию, которая получается при наложении точечного стока на плоскопараллельный поток [23]. Нулевая линия тока, изображённая на рис. 1.4.3 толстой линией, ограничивает пространство, из которого жидкость поступает в сток и имеет сходство с очертаниями входной камеры. На окружности, соответствующей входу в конфузор, окружная и расходная скорости качественно соответствуют картине скоростей и углов потока перед ВНА.

Коэффициенты потерь и неравномерность скорости для вариантов на рис.1.4.2 равны: а — $\zeta_{\text{ВК}} = 0,15$, $\Delta\tilde{c} = 4\%$; б — $\zeta_{\text{ВК}} = 0,04$,

$\Delta\tilde{c} = 7\%$; в — $\zeta_{\text{ВК}} = 0,06$, $\Delta\tilde{c} = 9\%$; г — $\zeta_{\text{ВК}} = 0,08$, $\Delta\tilde{c} = 15\%$.

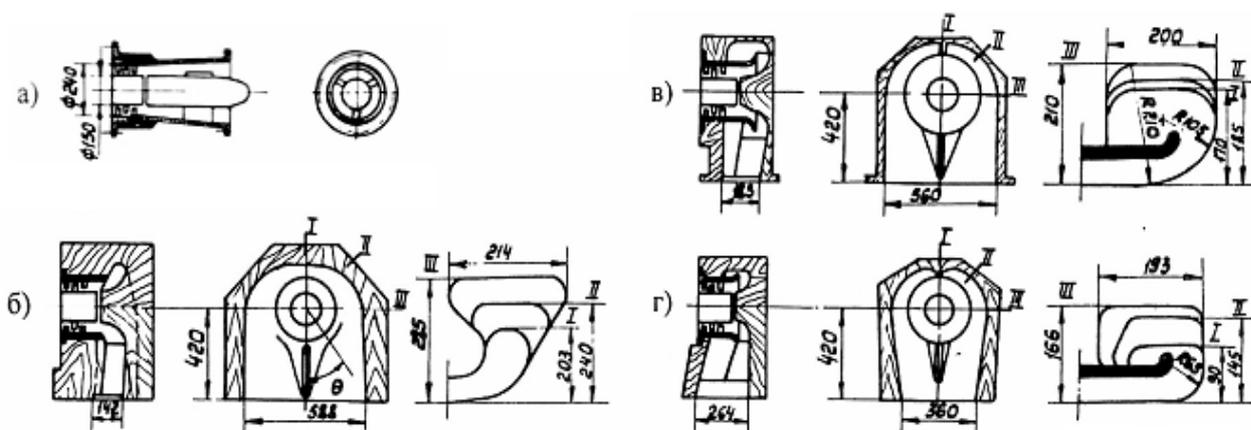


Рис.1.4.2. Конструкции нескольких моделей всасывающих камер

а) осевой вход; б) радиальный вход улиточного типа; в) и г) радиальный вход карманного типа [32]

Погрешность определения потерь $\Delta\zeta_{\text{ВК}} = 20\%$. Неравномерность, потери и углы потока тем выше, чем более стеснены меридиональные сечения входной камеры. Существует мнение, что ВНА, являясь

равномерно распределенным сопротивлением, выравнивает поток за собой (эффект радиатора). Однако удалось провести измерения за ВНА для двух вариантов (рис. 1.4.2, а и в). Они показали, что статическое давление выравнивается, однако крупномасштабная (по сравнению с шагом ВНА) неравномерность осевой скорости c_{1z} практически сохраняется.

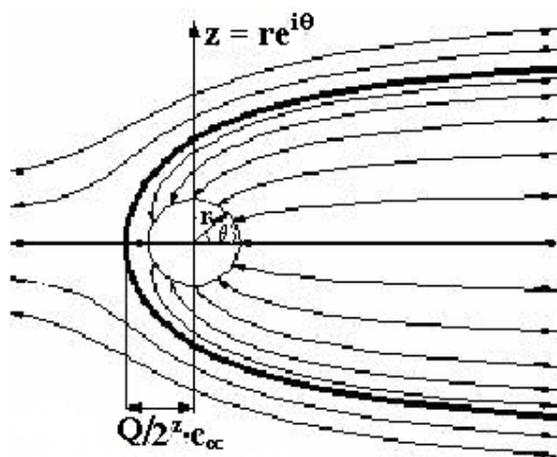


Рис.1.4.3. Сток в плоскопараллельном потоке

Из-за больших углов атаки коэффициент потерь ВНА в составе этих камер $\zeta_{\text{ВНА}} = \frac{\Delta p_{\text{ВНА}}^*}{\rho c_0^2 / 2} = 0,16 - 0,17$, что на порядок выше оценки по

результатам продувки плоских решеток ВНА [22] и в 1,5–2 раза выше данных для пространственных венцов ВНА [11, 21]. Это свидетельствует о том, что один и тот же ВНА в разных камерах будет иметь различное сопротивление в зависимости от поля скоростей перед ВНА. По результатам испытаний натуральных машин при осевом входе суммарный коэффициент потерь в камере и ВНА составляет $\zeta_{\text{БК}} + \zeta_{\text{ВНА}} \approx 0,10 - 0,15$, а при радиальном подводе газа — $\zeta_{\text{БК}} + \zeta_{\text{ВНА}} \approx 0,2 - 0,3$.

1.5 ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА ВСАСЫВАЮЩЕЙ КАМЕРЫ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ

Окружная и радиальная неравномерность потока на выходе из камеры приводит к ухудшению характеристик, газодинамической устойчивости компрессора и повышает уровень динамических напряжений в лопатках.

Чем больше неравномерность потока за камерой, тем хуже характеристики лопаточного аппарата. Коэффициент расхода на границе помпажа каждого варианта согласно экспериментальным данным зависит от $c_{0\text{ср}} / c_{0\text{мин}} = 1 / (1 - \Delta\tilde{c})$.

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ КАМЕР

Нагнетательная камера предназначена для торможения потока после спрямляющего или направляющего аппарата (если отсутствует спрямляющий аппарат) до скорости выхода в нагнетательный трубопровод.

Нагнетательная камера состоит из трёх элементов: выходной диффузор, выходная камера и выходной патрубок.

Площадь выходного сечения патрубка находится по результатам второго поступенчатого расчета и расчета статических давлений и температур в сечениях перед рабочими колесами – таблицы 2.1.4.1 и 2.1.4.4 [16]. В сечении за лопаточным аппаратом имеем $p_{\text{ЛА}}^*, T_{\text{ЛА}}^*, \rho_{\text{ЛА}}, c_1 = c_{\text{ЛА}}$. Полное давление на выходе из компрессора находим по выражению $p_{\text{вых}}^* = p_{\text{ЛА}}^* - \Delta p_{\text{к}}^*$, где потери полного давления в нагнетательной камере равны:

$$\Delta p_k^* = \zeta_k \frac{\rho_{\text{ЛА}} \cdot c_{\text{ЛА}}^2}{2}.$$

Здесь коэффициент потерь в нагнетательной камере принимается $\zeta_k = 0,4-0,6$.

Скорость потока на выходе компрессора выбирается в диапазоне $c_{\text{ВЫХ}} = 25-35 \text{ м/с}$, что рекомендовано для скорости потока в нагнетательном трубопроводе. Тогда:

$$T_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ЛА}}^* - \frac{c_{\text{ВЫХ}}^2}{2c_p},$$

$$p_{\text{ВЫХ}} = p_{\text{ВЫХ}}^* \left(\frac{T_{\text{ВЫХ}}}{T_{\text{ЛА}}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \rho_{\text{ВЫХ}} = \frac{p_{\text{ВЫХ}}}{RT_{\text{ВЫХ}}}.$$

Площадь сечения на выходе из патрубка равна:

$$F_{\text{ВЫХ}} = \frac{\bar{m}}{\rho_{\text{ВЫХ}} c_{\text{ВЫХ}}}.$$

В большинстве случаев выходное сечение патрубка представляет собой круг с диаметром $D_{\text{ВЫХ}} = 2\sqrt{\frac{F_{\text{ВЫХ}}}{\pi}}$. Полученное значение диаметра округляется до ближайшего стандартного значения и площадь сечения уточняется.

Степень расширения нагнетательной камеры равна отношению выходного сечения патрубка к площади сечения за спрямляющим аппаратом (СА) или промежуточным направляющим аппаратом (ПНА) (для ступени К-70):

$$n_{\text{НК}} = \frac{F_{\text{ВЫХ}}}{F_{\text{СА}}} \text{ или } n_{\text{НК}} = \frac{F_{\text{ВЫХ}}}{F_{\text{ПНА}}}.$$

2.1 ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВЫХОДНОГО ДИФFUЗОРА

При выборе основных конструктивных параметров выходных диффузоров ориентируются на результаты экспериментальных и теоретических исследований. В стационарных осевых компрессорах применяются три схемы выходных кольцевых диффузоров: осевой, радиальный и осерадиальный.

2.1.1. Осевой диффузор

Применение такого диффузора определяется располагаемым осевым размером компрессора, который устанавливается техническим требованием и отсутствием ограничений по жесткости ротора. Схема осевого диффузора представлена на рис. 2.1.1.1.

Сечение 1–1 диффузора устанавливается на расстоянии 10–15 мм от СА или ПНА. Значению углов α_2 соответствует ограниченный диапазон углов α_1 , немного зависящий от $\bar{L} = L/D_H$, в пределах которого обеспечивается максимум КПД диффузора [30]:

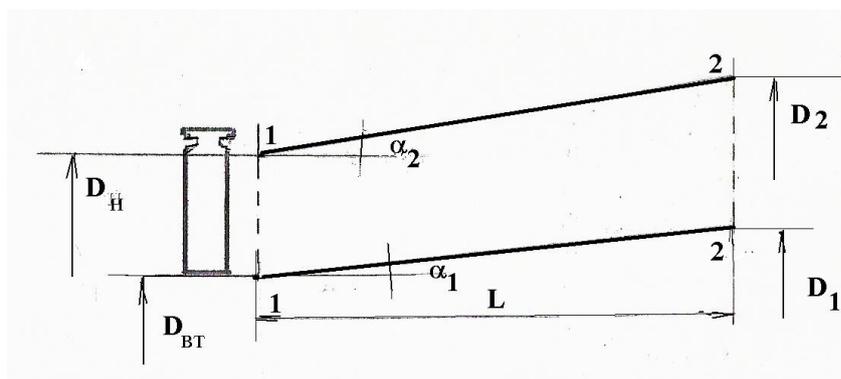


Рис. 2.1.1.1. Схема осевого диффузора

В таблице 2.1.1.1. представлены основные геометрические параметры диффузора, соответствующие максимальным КПД.

Таблица 2.1.1.1

Основные геометрические параметры диффузора,
соответствующие максимальным КПД

Значения углов α_2 и α_1 соответствующих максимальным η_d						
α_2 град	8		10		12	
\bar{L}	0.5	1	0.5	1	0.5	1
α_1 град	2–5	3–4	6–8	5–7	9–11	7–8

Наибольшие значения КПД (η_d) достигаются при меньших α_2 , а при $\alpha_2 > 12^\circ$ величина η_d существенно снижается. В соответствии со схемой:

$$D_2 = D_H + 2L \operatorname{tg} \alpha_2, \quad D_1 = D_{\text{вТ}} + 2L \operatorname{tg} \alpha_1, \quad h_2 = \frac{D_2 - D_1}{2}, \quad F_2 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2),$$

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D_{\text{вТ}}^2).$$

Сочетания углов α_1 и α_2 при фиксированных значениях

$v_{\text{вТ}} = \frac{D_{\text{вТ}}}{D_H}$ и \bar{L} определяют степень расширения осевого диффузора

$$n = \frac{F_2}{F_1} = 1 + \frac{4\bar{L}^2}{1 - v_{\text{вТ}}^2} (\operatorname{tg}^2 \alpha_2 - \operatorname{tg}^2 \alpha_1) + \frac{4\bar{L}}{1 - v_{\text{вТ}}^2} (\operatorname{tg} \alpha_2 - v_{\text{вТ}} \operatorname{tg} \alpha_1). \quad (2.1.1.1)$$

При заданных величинах $v_{\text{вТ}}$ и \bar{L} максимальным значениям η_d соответствует ограниченная область значений n .

Угол раскрытия эквивалентного диффузора для осевых диффузоров можно определить по формуле:

$$\operatorname{tg} \frac{\nu_3}{2} = \frac{\sqrt{1 - \nu_{\text{BT}}^2}}{2\bar{L}} (\sqrt{n} - 1).$$

Согласно опытным данным области максимальных значений $\eta_{\text{д}}$ соответствует величина $\nu_3 < 20^\circ$. Т.к. основным параметром, определяющим значение ν_3 при заданных величинах n и ν_{BT} , является относительная длина диффузора \bar{L} , то возможность создания эффективного осевого диффузора определяется располагаемым осевым размером.

2.1.2. Радиальный диффузор

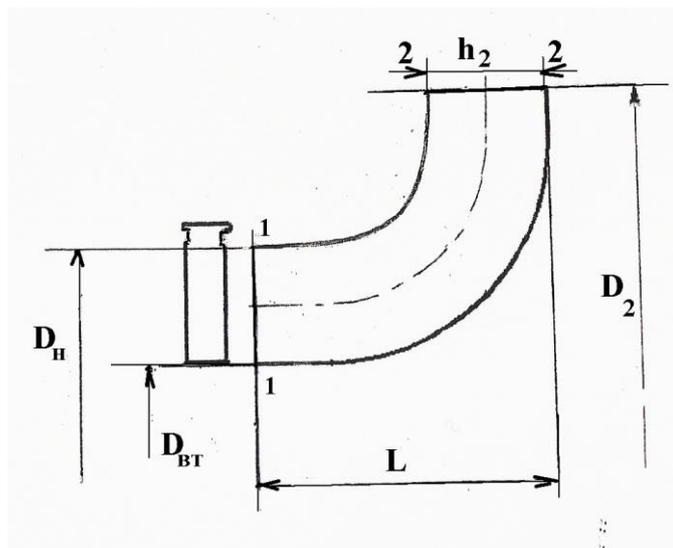


Рис.2.1.2.1. Схема радиального диффузора

Радиальный диффузор (рис.2.1.2.1) применяется для уменьшения осевых размеров компрессора. Осевая линия радиального диффузора может быть образована дугой эллипса или окружности. Увеличение отношения h_2 / h_1 приводит к увеличению коэффициента сопротивления диффузора, причем при больших отношениях h_2 / h_1 коэффициент сопротивления практически не зависит от величины $\bar{D}_2 = D_2 / D_{\text{н}}$. Здесь

$h_1 = \frac{D_H - D_{BT}}{2}$. Такой характер зависимости коэффициента сопротивления

от отношения h_2 / h_1 связан с отрывом потока от внешней поверхности диффузора на участке поворота. При $h_2 / h_1 < 1$ поток заполняет всё сечение диффузора. При $h_2 / h_1 > 1$ поток отрывается от внешней поверхности диффузора, и чем больше отношение h_2 / h_1 , зона отрыва потока увеличивается. Поэтому при $h_2 / h_1 > 1,6$, когда потери в диффузоре определяются в основном отрывом потока, изменение D_2 перестает практически влиять на коэффициент сопротивления. В области $h_2 / h_1 \approx 0,9-1,6$ при увеличении D_2 коэффициент сопротивления диффузора немного уменьшается. Максимальный КПД диффузора $\eta_{dmax} \approx 0,5-0,6$

достигается в области $n = \frac{F_2}{F_1} = 2 \frac{h_2}{h_1} \cdot \bar{D}_2 / (1 + v_{BT}) = 1,7-2,3$.

Здесь $F_2 = \pi D_2 h_2$ и $F_1 = \pi / 4 (D_H^2 - D_{BT}^2)$.

При увеличении \bar{D}_2 оптимальные значения n увеличиваются. Чем больше радиус кривизны осевой линии диффузора на участке поворота, тем больше будет повышаться КПД диффузора, но осевые размеры будут увеличиваться.

2.1.3. Осерадиальный диффузор

Для уменьшения потерь энергии при повороте потока понижают скорость потока перед радиальной частью диффузора путем установки дополнительного небольшого осевого диффузора. Геометрические параметры начальных осевых диффузоров выбирают так, чтобы иметь большую степень расширения n (2.1.1.1) в пределах располагаемой длины

этих участков. При этом не должно быть превышения предельного значения эквивалентного угла раскрытия для осевых диффузоров ν_9 , $\nu_9 \leq 20^\circ$, а сочетание углов α_1 и α_2 должно соответствовать области максимальных значений η_d (таблица 2.1.1.1). На радиальном участке диффузора должно быть обеспечено равенство или даже постепенное уменьшение сечений в меридиональной плоскости, чтобы $h_2 \approx (0,9-1,0) h_{\max}$, где h_{\max} — максимальный диаметр вписанной окружности в конце осевого участка диффузора, а h_2 показано на рис. 2.1.2.1.

Очевидно, что осерадиальные диффузоры будут иметь промежуточное значение η_d между осевым и радиальным диффузорами.

При малых осевых размерах диффузоров, их КПД может быть повышен за счет конструктивных мероприятий: установка дополнительных кольцевых направляющих элементов, отсоса или сдувания пограничного слоя с выпуклой поверхности диффузора и др. Эти мероприятия направлены на смещение места отрыва потока вниз по потоку.

2.1.4. Профилирование осерадиального диффузора

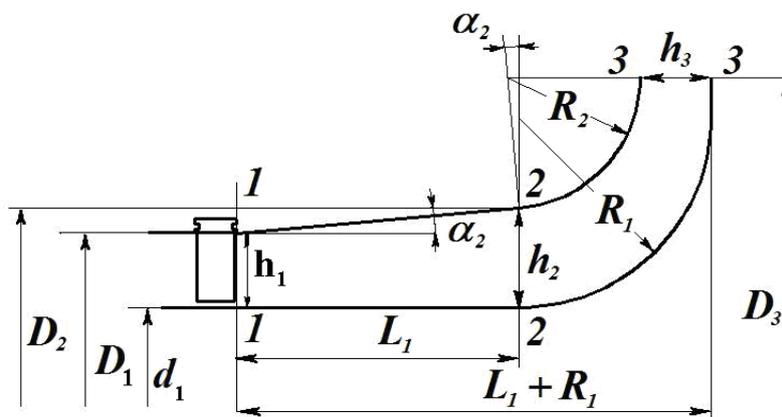


Рис.2.1.4.1. Схема и обозначения осерадиального диффузора

На рис.2.1.4.1 $D_1 = D_{н\text{СА}}$ или $D_1 = D_{н\text{ПНА}}$ (для ступени К-70-17), $d_1 = D_{вт\text{СА}}$ или $D_{вт\text{ПНА}}$ (для ступени К-70-17). Значения диаметров берутся из эскиза лопаточного аппарата. Аналогично из расчета статических параметров на среднем радиусе на входе в рабочее колесо берутся значения скорости и плотности газа для определения числа Рейнольдса на выходе из лопаточного аппарата [16].

Для выбора осекольцевого участка 1-2 задаем величину L_1 / D_1 в пределах от 0 до 1. Определение предельного режима течения в осевом диффузоре проводится установкой максимального значения c_p по

$$\text{аргументу } n_{кр}: v_э = 2 \arctg\left[(\sqrt{n} - 1) \sqrt{1 - \frac{d_1^2}{D_1^2} / \frac{2L_1}{D_1}}\right], \quad (2.1.4.1)$$

$$c_p = \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \left(1 - 0,6 \text{tg}^2 v_э\right) - \zeta_{1-2}. \quad (2.1.4.2)$$

Здесь n — степень расширения осевого участка, $v_э$ — эквивалентный угол раскрытия осевого участка, ζ_{1-2} — коэффициент потерь трения в осевом участке.

Рабочая степень расширения осевого участка принимается $n_{1-2} = 0,95n_{кр}$. Тогда коэффициент внутренних потерь осевого участка будет равен:

$$\zeta_{1-2} = 1 - \frac{1}{n_{1-2}^2} - c_p.$$

Втулку участка 1-2 принимаем постоянной, т.е. $\alpha_1 = 0$. Угол α_2 находим по выражению:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\left(\left(\frac{d_1}{D_1} \right)^2 + n_{1-2} \left[1 - \left(\frac{d_1}{D_1} \right)^2 \right] \right)^2 - 1}{2L_1/D_2}.$$

Тогда $D_2 = D_1 + 2L_1 \operatorname{tg} \alpha_2$, $h_2 = \frac{D_2 - d_1}{2}$, $F_2 = \frac{\pi(D_2^2 - d_1^2)}{4}$.

Расчет участка 2–3 проводится по рекомендуемым значениям $\frac{R_2}{h_2} =$

1,5–3,5 и степени расширения радиального поворота $n_{2-3} = 1,3$.

По принятым значениям $\frac{R_2}{h_2}$ определяются величины $R_2 = h_2 (R_2 / h_2)$,

$D_3 = D_2 + 2R_2 \cos \alpha_2$, $h_3 = \frac{n_{2-3} F_2}{\pi D_3}$ и общая длина диффузора

$L = L_1 + R_2 (1 - \sin \alpha_2) + h_3$. Для нахождения радиуса R_1 используются оптимальные соотношения $R_1 / h_3 = 0,64 R_2 / h_2 + 1,57$, откуда

$R_1 = h_3 \left(\frac{R_1}{h_3} \right) < L - L_1$. Коэффициент внутренних потерь на участке 2–3

$$\zeta_{2-3} = 0,222 + 0,08 \ln(n_{2-3}) - 0,025 \left(\frac{R_2}{h_2} \right). \quad (2.1.4.3)$$

Общая степень расширения осерадиального диффузора

$n_{1-3} = n_{1-2} \cdot n_{2-3}$, а коэффициент потерь $\zeta_{1-3} = \zeta_{1+2} + \frac{\zeta_{2-3}}{n_{1-2}^2}$.

Выход из осерадиального диффузора в нагнетательную камеру (в сборную камеру) осуществляется со скачком скорости от c_3 до $c_{\text{вых}}$, при

этом потери оцениваются как потери внезапного расширения $n_{\text{вр}} = \frac{n_{\text{нк}}}{n_{1-3}}$ с

коэффициентом потерь $\zeta_{вр} = \left(1 - \frac{1}{n_{вр}}\right)^2$. С учетом этих потерь общий

коэффициент потерь в нагнетательной камере составляет

$$\zeta_{нк} = \zeta_{1-3} + \frac{(1 - n_{1-3} / n_{нк})^2}{n_{1-3}^2}.$$

В реальных машинах поле скоростей за спрямляющим аппаратом (СА) далеко не идеальное. Поэтому действительный коэффициент потерь в нагнетательной камере в 1,5 раза выше, чем вычисленный по результатам статических продувок его участков [15].

В следующем примере рассчитывается нагнетательная камера с осерадиальным диффузором, который доводит поток до радиального направления, и кольцевой сборной камерой постоянного сечения. Такие нагнетательные камеры применяют, если нет ограничений по жесткости ротора (для машин с «гибким» ротором).

Пример расчета осерадиального диффузора и коэффициентов потерь на отдельных участках диффузора и в нагнетательной камере представлен в следующих таблицах 2.1.4.1–2.1.4.4.

Таблица 2.1.4.1

Исходные данные				
Наименование	Обозначение	Размерность	Величина	Источник, формула
Массовый расход	\bar{m}	кг/с	84	Техническое задание

Продолжение табл. 2.1.4.1

Давление	p_K^*	кПа	312,71	II поступ. расчет
Температура	T_K^*	К	418,67	II поступ. расчет
Предварительная площадь выхода	$F'_{\text{ВЫХ}}$	м ²	1,046	$F'_{\text{ВЫХ}} = \bar{m} / (\rho_K^* c_{\text{ВЫХ}})$
Диаметр трубопровода	D_y	м	1,154	Труба $D_y = 1200$ мм
Уточнённая площадь выхода	$F_{\text{ВЫХ}}$	м ²	1,130973	$F_{\text{ВЫХ}} = \pi D_y^2 / 4$
Диаметр СА наружный	D_1	м	1,1	$D_1 = D_{\text{HCA}}$ (рис.2.1.4.1)
Диаметр СА внутренний	d_1	м	0,914	$d_1 = D_{\text{ВТСА}}$, (рис.2.1.4.1)
Отношение	d_1 / D_1	—	0,831	—
Высота канала за СА	h_1	м	0,093	$h_1 = L_{\text{CA}} = \frac{(D_1 - d_1)}{2}$
Площадь за СА	F_{CA}	м ²	0,2942	$F_1 = F_{\text{CA}} = \frac{\pi(D_1^2 - d_1^2)}{4}$
Степень расш. нагнет. камеры	$n_{\text{НК}}$	—	3,844	$n_{\text{НК}} = F_{\text{ВЫХ}} / F_{\text{CA}}$
Скорость за СА	c_{CA}	м/с	108,0	Расчет статических параметров на r_{CP}

Продолжение табл. 2.1.4.1

Плотность за СА	$\rho_{СА}$	кг/м ³	2,645	Расчет статических параметров на $r_{ср}$
Динам. вязкость за СА	μ	Па·с	0,000237	μ^*
Кинематическая вязкость за СА	ν	м ² /с	0,0000895	$\nu = \mu/\rho_{СА}$
$*\mu = 1,71 \cdot 10^{-4} \left(\frac{T_K^*}{273,15} \right)^{0,76}$				
Число Рейнольдса	Re	—	224478	$Re = c_{СА} h_1 \rho_{СА} / \mu$
Коэффициент трения	λ	—	0,014536	$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$

Таблица 2.1.4.2

Расчет вариантов осевого участка 1–2 (рис.2.1.4.1)

Наименование	Обозначение	Размерность	Величина			Источник, формула
Относит. длина	L_1 / D_1	—	0,25	0,40	0,7	Выбирается
Длина осевого участка	L_1	м	0,275	0,44	0,77	$L_1 = \left(\frac{L_1}{D_1} \right) D_1$
Коэффициент потерь трения	ζ	—	0,0215	0,0344	0,0602	$\zeta = \lambda L_1 / (D_1 - d_1)$
Критическая степень расширения	$n_{кр}$	—	1,275	1,434	1,735	Аргумент

Продолжение табл. 2.1.4.2

Пред. экв. угол раскрытия диффузора	$v_{\text{экр}}$	град	32,1	30,7	28,3	$v_{\text{экр}}^{**}$ (2.1.4.1)
$**v_{\text{экр}} = 2 \arctg \cdot (\sqrt{n} - 1) \cdot \frac{\sqrt{1 - \frac{d_1^2}{D_1^2}}}{\frac{2L_1}{D_1}} \quad (2.1.4.1)$						
Предвар. коэфф. восстановления	$c_{p \max}$	—	0,273	0,370	0,491	c_p^{***} (2.1.4.2)
$***c_p = \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \cdot (1 - 0,6tg^2 v_3) - \zeta_{1-2} \quad (2.1.4.2)$						
Степень расширения осевого участка	n_{1-2}	—	1,212	1,362	1,649	$n_{1-2} = 0,95n_{\text{кр}}$
Эквив. угол раскр. диффузора	v_3	град	25,3	26,2	25,4	Формула (2.1.4.1)
Коэффициент восстановления	c_p	—	0,255	0,360	0,486	Формула (2.1.4.2)
Коэффициент внутренних потерь	ζ_{1-2}	—	0,064	0,101	0,146	$\zeta_{1-2} = 1 - \frac{1}{n_{1-2}^2} - c_p$
Угол наклона	α_2	град	3,69	3,90	3,91	Принято
Наружный диаметр сечения 2	D_2	м	1,135	1,160	1,205	См. п. 2.1.4

Продолжение таблицы 2.1.4.2						
Высота канала	h_2	м	0,111	0,123	0,146	$h_2 = \frac{D_2 - d_1}{2}$
Площадь сечения 2	F_2	м ²	0,3565	0,4008	0,484	$F_2 = \frac{\pi(D_2^2 - d_1^2)}{4}$

Таблица 2.1.4.3

Расчёт вариантов участка поворота 2–3						
Наименование	Обозначение	Размерность	Величина			Источник, формула
Отношение	R_2 / h_2	—	3,33	2,5	1,67	Выбирается
Радиус	R_2	м	0,369	0,308	0,243	$R_2 = h_2 \cdot R_2 / h_2$
Диаметр	D_3	м	1,872	0,243	1,774	$D_3 = D_2 + 2R_2 \cos \alpha_2$
Степень расширения поворота 2-3	n_{2-3}	—	1,3	1,3	1,3	Рекомендуется
Ширина сечения 3-3	h_3	м	0,079	0,094	0,119	$h_3 = n_{2-3} \cdot (F_2 / \pi D_3)$
Осевая длина диффузора	L	м	0,699	0,820	1,115	$L = L_1 + R_2 \times (1 - \sin \alpha_2) + h_3$
Отношение	R_1 / h_3	—	3,7012	3,1700	2,6388	$\frac{R_1}{h_3} = 0,64 \left(\frac{R_2}{h_2} \right) + 1,57$
Отношение	L / D_1	—	0,635	0,746	1,014	—
Коэффициент внутренних потерь участка 2-3	ζ_{2-3}	—	0,160	0,180	0,201	$\zeta_{2-3} = 0,222 + 0,08 \ln(n_{2-3}) - 0,025 \left(\frac{R_2}{h_2} \right)$ (2.1.4.3)
Радиус	R_1	м	0,292	0,296	0,313	$R_1 = h_3 \cdot (R_1 / h_3)$

Продолжение таблицы 2.1.4.3

Степень расширения дифф. от сеч. 1–1 до сеч. 3–3	n_{1-3}	—	1,575	1,771	2,143	$n_{1-3} = n_{1-2} \cdot n_{2-3}$
Коэффициент внутр. потерь уч. 1–3	ζ_{1-3}	—	0,173	0,158	0,220	$\zeta_{1-3} = \zeta_{1-2} + \zeta_{2-3} / n_{1-2}$

Таблица 2.1.4.4

Расчет потерь внезапного расширения при выходе потока из диффузора в сборную камеру

Наименование	Обозначение	Размерность	Величина			Источник, формула
Степень внезапного расширения	$n_{вр}$	—	2,441	2,171	1,794	$n_{вр} = n_{нк} / n_{1-3}$
Потери внезапного расширения	$\zeta_{вр}$	—	0,348	0,291	0,196	$\zeta_{вр} = \left(1 - \frac{1}{n_{вр}}\right)^2$
Расчетный коэффициент потерь нагнетательной камеры	$\zeta_{нк}$ расчёт	—	0,313	0,291	0,263	$\zeta_{нк\ расч} = \zeta_{1-3} + \frac{\zeta_{вр}}{n_{1-3}^2}$
Ожидаемый коэффициент потерь нагнетательной камеры	$\zeta_{нк}$	—	0,470	0,437	0,394	$\zeta_{нк} = 1,5\zeta_{нк\ расч}$

Результаты расчета вариантов осерадиального выходного диффузора показывают, что наименьший ожидаемый коэффициент потерь в нагнетательной камере получается при относительной длине осевого участка $L_1 / D_1 = 0,7$.

Как было указано выше в реальных машинах действительный коэффициент потерь в нагнетательных камерах примерно в 1,5 раза больше, чем расчетные значения коэффициентов потерь, вычисленных по результатам статических продувок отдельных участков камер.

2.2 ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВЫХОДНОЙ КАМЕРЫ

На рис. 2.2.1 – 2.2.4 представлены варианты нагнетательной камеры с осевым диффузором и спиральной выходной камерой. Стенки осевого диффузора выполнены по радиусам.

Проектирование выходной камеры проводится с предположением, что после диффузора поток движется с постоянной скоростью $c_{\text{вк}} = c_{\text{вых}}$ и неизменной плотностью газа $\rho_{\text{вк}} = \rho_{\text{вых}}$.

Меридиональный профиль выходной камеры и выходного патрубка принимается по конструктивным соображениям. Считается, что в горизонтальном сечении камеры при $\theta = 90^\circ$ (рис. 2.2.1, рис. 2.2.4) площадь слева и справа равна $\frac{1}{4} F_{\text{вых}}$. Конфигурация верхних сечений камеры устанавливается конструктивно (рис.2.2.3). С учетом закруглений сечений (рис.2.2.3) их площадь должна соответствовать расчётным значениям F_θ . Расстояние от оси компрессора до границы сечений откладывается в радиальной плоскости (рис.2.2.1) от оси машины по линии радиуса при данном угле θ и определяет точку внутреннего контура камеры. Площади сечений при других значениях углов θ находятся из выражения $F_\theta = F_{90} \frac{\theta}{90}$. Полученные точки соединяются и образуют внутренний контур камеры в радиальной плоскости. Находятся также точки внутреннего контура при $\theta = 110-120^\circ$.

Обычно расстояние от оси компрессора до среза выходного патрубка нагнетательной камеры принимается равным расстоянию от среза входного патрубка до оси компрессора всасывающей камеры. Для выравнивания потока выходящего из нагнетательной камеры, устанавливается разделительное ребро (рис.2.2.1, рис.2.2.4).

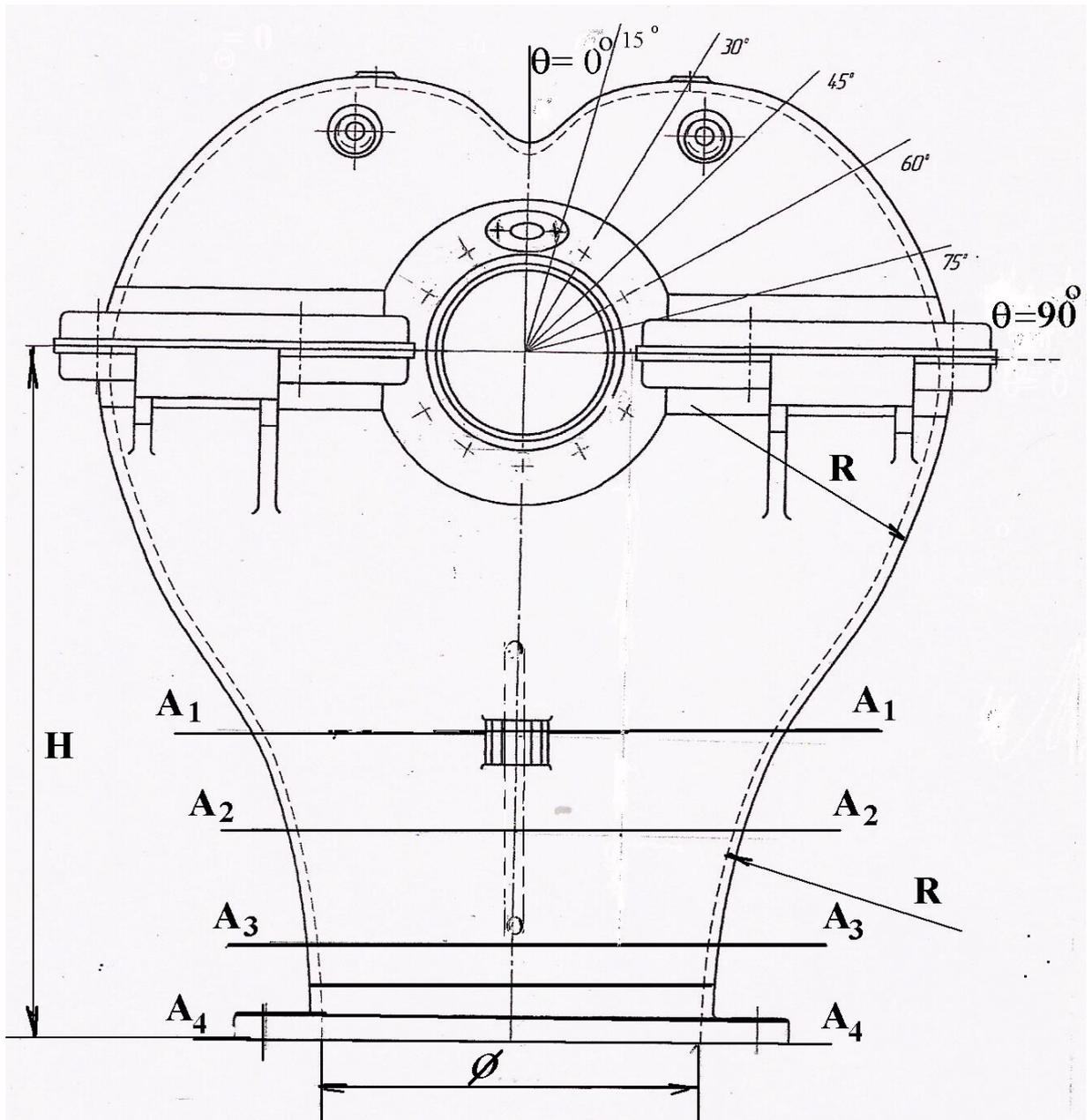


Рис.2.2.1. Выходная камера радиальная

Вид сечений А — А (рис.2.2.1 - 2.2.2,) устанавливается конструктивно.

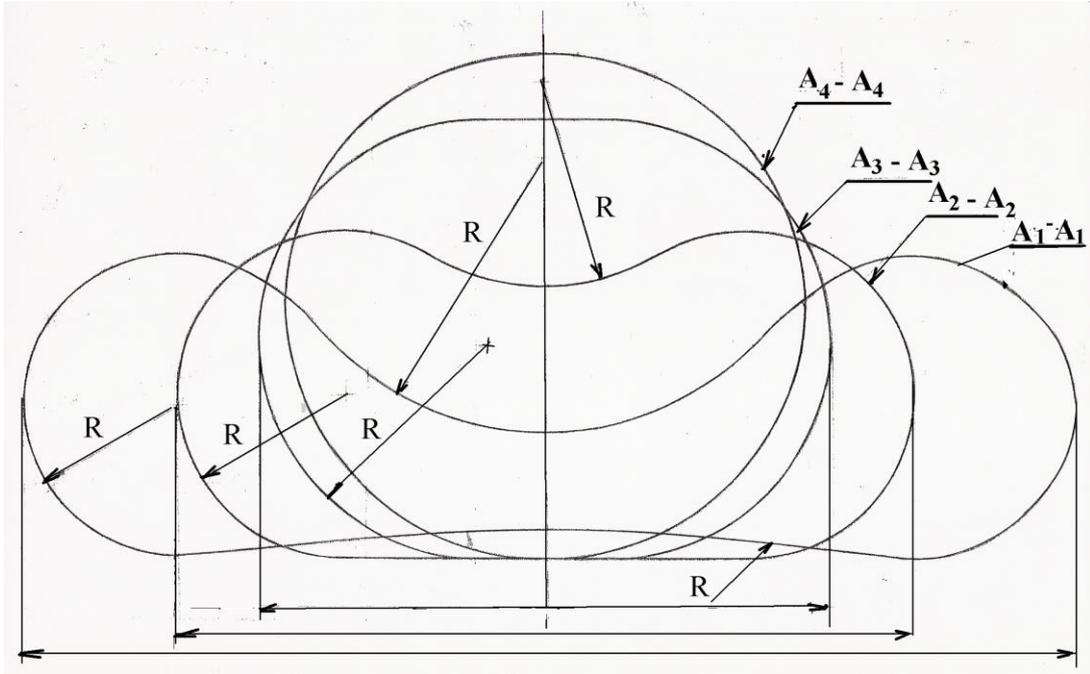


Рис.2.2.2. Сечения камеры по внутреннему контуру А-А

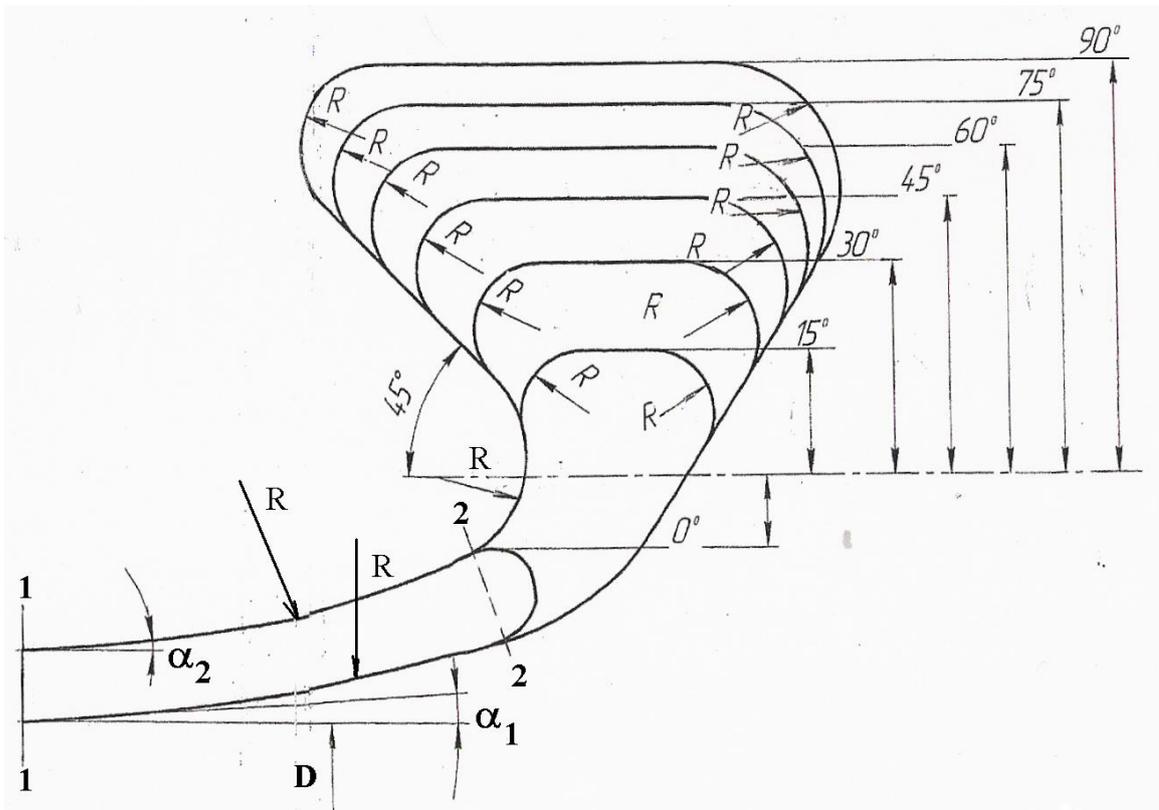


Рис. 2.2.3. Верхние радиальные сечения выходной камеры при

$$\theta = 15-90^\circ$$

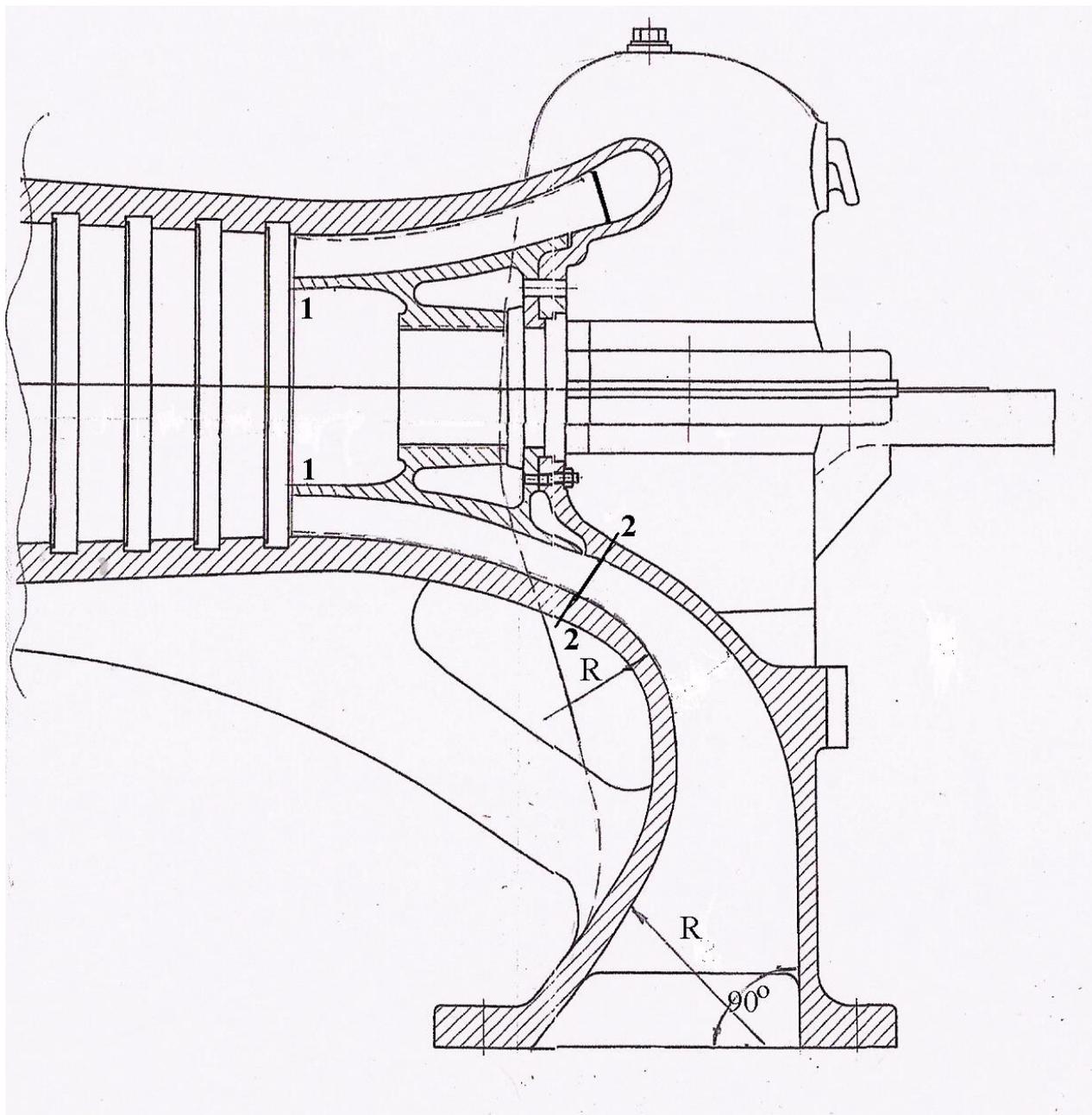


Рис.2.2.4. Продольный разрез нагнетательной части корпуса компрессора

3. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОВЕДЕНИЯ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В данной главе кратко изложены методы вычислительной газодинамики, используемые авторами в программах расчета стационарного трехмерного потока, приведены уравнения, описывающие течение вязкого потока, описаны модели турбулентности, применяющиеся на практике для численного расчета неподвижных элементов проточной части в программных комплексах ANSYS CFX и Numeca Fine/Turbo.

3.1 МЕТОДЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОДИНАМИКИ

Как указано в [23], турбулентным течением называют такое течение, когда на продольное движение накладываются неравномерные поперечные движения, вызывающие перемешивание всей жидкости. Впервые опыты по определению турбулентности были проведены Осборном Рейнольдсом.

Число Рейнольдса определяет отношение между силами инерции и силами вязкости:

$$Re = \frac{c \cdot d_r}{\nu}, \text{ где } c \text{ — скорость; } d_r \text{ — гидравлический диаметр; } \nu \text{ —}$$

кинематическая вязкость.

Основные уравнения течений жидкости и газа — это законы сохранения массы, импульса и энергии. Эти уравнения образуют систему уравнений Навье -Стокса, которые, как принято, описывают турбулентные явления в потоке газа (число Рейнольдса $Re > 10^4 \dots 10^6$). Ниже представлены основные уравнения системы:

Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0.$$

Уравнение переноса импульса

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M,$$

где индексы $x_i; x_j$ — определяют направление декартовой системы координат ($i=1,2,3, j=1,2,3$), u_i, u_j — декартовые составляющие скорости в направлении соответствующих осей, τ — тензор напряжений молекулярной вязкости, S_M — источник импульса,

$$\tau = \mu \left(\frac{\partial}{\partial x_j} U_i + \frac{\partial}{\partial x_i} U_j \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial}{\partial x} U_i.$$

Уравнение переноса энергии

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = & -\frac{\partial p}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) \right] + S_E, \end{aligned}$$

где векторное поле турбулентности потока:

$$\rho \overline{u_j h},$$

работа сил вязкости:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) \right],$$

ρ — плотность; p — давление; t — время; U — вектор скорости; δ — символ Кронекера; λ — коэффициент молекулярной теплопроводности; S_E — источник энергии; μ — коэффициент молекулярной (динамической) вязкости. Средняя полная энтальпия вычисляется по формуле:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i U_j + k,$$

где кинетическая энергия турбулентности k определяется по формуле:

$$k = \frac{1}{2} \overline{U_i^2},$$

а статическая энтальпия как:

$$h = C_p T,$$

где C_p — удельная теплоёмкость при постоянном давлении.

Опыты О. Рейнольдса показали, что переход ламинарной формы течения в турбулентное происходит при некотором определенном значении числа Рейнольдса, называемым критическим числом Рейнольдса $Re_{кр}$. Этот переход в значительной степени зависит от интенсивности возмущений на входе в область исследования. При $Re > Re_{кр}$ силы инерции преобладают над силами вязкости, это вызывает перемешивание объемов газа, движущихся с разными скоростями, вследствие чего создаются вихри. Вихри возникают тогда, когда два объема, движущиеся с разными скоростями, контактируют между собой. Вихри дробятся на более мелкие, и, за счет нелинейного взаимодействия, энергия передается от макровихрей к следующим по размеру вихрям и т.д. Такой механизм передачи энергии называется каскадным и заканчивается диссипацией кинетической энергии в теплоту. То есть вихри подразделяются на два типа: макровихри и микровихри.

Теоретически возможно определить каждую флуктуацию в потоке, но для этого расчетная сетка должна быть достаточно тонкой, а шаг по времени очень малым, причем при увеличении числа Рейнольдса эти требования ужесточаются. Такой метод называется — прямое численное решение (DNS, Direct Numerical Simulation) и на данный момент разрешены течения только с низкими числами Рейнольдса. По предположению основателя вычислительной газодинамики Брайна Сполдинга при сохранении существующего развития суперкомпьютерной техники прямое численное моделирование для промышленных задач станет возможным лишь к 2080 году.

Поэтому для возможности решения данной системы уравнений для прикладных задач разработано два основных метода, предполагающих отсев мелкомасштабных турбулентных вихрей:

Первый метод получил название «метод осреднения уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу», имеющий латинскую аббревиатуру (RANS, Reynolds-Averaged Navier Stokes), в котором уравнения решаются относительно усредненного во времени потока и величины турбулентных флуктуаций.

Осреднение по времени некоторой функции переменной:

$$\bar{f} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T f(x_i, t) dt$$

где, T – достаточно большой интервал времени, t – переменная времени, по которой проводится интегрирование.

Мгновенные значения записываются в виде суммы осредненной и флуктуирующей компоненты:

$$p = \bar{p} + p',$$

$$U_i = \bar{U}_i + U'_i,$$

где, \bar{p} , \bar{U}_i , – значения, осредненные по времени, а p' , U'_i – пульсационные составляющие.

Осредняя уравнения неразрывности и переноса импульса, получаем уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу (RANS):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{U}_i) = 0$$

$$\frac{\partial \rho \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{U}_k}{\partial x_k} \right] +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) + S_M.$$

Здесь динамическая вязкость $\mu = \mu_l + \mu_t$ (μ_l — ламинарная составляющая, μ_t — турбулентная составляющая).

Если осредненный поток является стационарным, то основные уравнения не содержат производных по времени. Таким образом, принято, что нестационарные уравнения RANS имеют приставку U – unsteady и читается как URANS, а стационарные как RANS.

Для замыкания системы уравнений требуются дополнительные условия (уравнения), поэтому метод URANS делится на два типа, отличающийся способом вычисления тензора напряжений Рейнольдса $R_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'}$. Это модели турбулентной вязкости и модель напряжений Рейнольдса.

Второй метод получил название «метод фильтрации» и реализован в модели крупных вихрей (LES, Large Eddy Simulation). Расчетная сетка грубее, а временной шаг больше чем в DNS, при большем их количестве.

Набор фильтрующих уравнений исключает из расчета вихри, размер которых мельче размера ячейки расчетной сетки. Для замыкания системы уравнений движения, также требуются дополнительные уравнения.

Статистические величины осредненного потока, которые в основном и имеют практический интерес, представляются в зависимости от времени.

Основным преимуществом LES модели состоит в том, что она более точна по сравнению с другими моделями для решения турбулентных потоков со сравнительно небольшим числом Re.

Фильтрация переменной определяется как:

$$\bar{\Phi} = \int_D \Phi(x'); G(x; x') dx',$$

где Φ – актуальное значение функции фильтра, x – координата рассматриваемой точки потока, x' – координата пульсационной

составляющей рассматриваемой точки потока, D — область жидкости, а G — функция фильтрации, определяющая масштаб разрешаемых вихрей.

Описанные методы имеют составляющие, зависящие от времени и могут быть использованы для описания нестационарных процессов, поскольку экспериментальное исследование нестационарных явлений осложнено сложностью эксперимента, дороговизной и требует от экспериментатора высокой квалификации, такие исследования затруднены. Численный расчет таких явлений отличается длительностью и размером вычислительных ресурсов, поэтому подавляющее большинство расчетов проводится в стационарной постановке. Несмотря на малочисленность нестационарных расчетов, они требуют отдельного рассмотрения. Далее описываются методы, использующие стационарный метод RANS, в котором шаг по времени определяется глобальной неустойчивостью осредненного потока, а не турбулентностью, поэтому стационарное решение может использоваться и для переходных процессов и получается более вычислительно экономней.

Модели турбулентной вязкости (EVM, Eddy Viscosity Model).

В этих моделях используется гипотеза Буссинеска [42], предлагающая зависимость Рейнольдсовых напряжений от пропорциональных деформаций (осредненных градиентов скоростей):

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right).$$

Появляется единственная дополнительная неизвестная, необходимая для EVM — турбулентная вязкость μ_t . В данном случае турбулентная вязкость не является свойством газа, а лишь характеризует турбулентный поток.

Недостатком EVM моделей является то, что вводится предположение о изотропности (независимость от выбора системы координат) турбулентной вязкости, поскольку есть множество течений, в которых напряжения Рейнольдса сильно анизотропны (потоки с большой кривизной линий тока, сильно завихренные потоки, вращающиеся срывные течения, течения с отрывом и присоединением, трехмерные явления и т.д.). Не учитывается зависимость напряжений Рейнольдса от скорости вращения потока. Поскольку некоторые течения являются нестационарными по времени, то предположение о пропорциональности напряжений Рейнольдса тензору скоростей деформации по средней скорости не всегда правомерно.

Так как анизотропность напряжений Рейнольдса для некоторых течений важна, разработана модель напряжений Рейнольдса (RSM, Reynolds Stress Model). Для замыкания системы используется уравнение переноса для скорости турбулентной диссипации ε для определения масштаба турбулентности, которое решается совместно с уравнениями переноса шести компонентов тензора Рейнольдсовых напряжений. Получается, что для трехмерных задач требуется 7 дополнительных уравнений. Вычислительные затраты соответственно выше.

Рекомендуется использование данной модели для сильно анизотропных закрученных высокоскоростных трехмерных течений, для вращающихся областей вторичных течений.

Преимущество моделей турбулентной вязкости заключается в небольших вычислительных ресурсах, что объясняется способом вычисления турбулентной вязкости μ_t в следующих моделях турбулентности: Spalart-Allmaras, k- ε модели, k- ω модели.

В таблице 3.1.1 указаны RANS модели турбулентности, наиболее употребительные в расчетах, в порядке возрастания вычислительных ресурсов

Таблица 3.1.1

RANS модели турбулентности

Модель турбулентности	Число уравнений
Spalart–Allmaras	1
Standard k–ε модель	2
RNG k–ε модель	2
Продолжение таблицы 3.1.1	
Realizable k–ε модель	2
Standart k–ω модель	2
Shear–Stress Transport (SST) k–ω	2
Reynolds Stress Model	7

Модель Спаларта-Аллмараса [52, 53] — однопараметрическая модель, решающая уравнение переноса относительно преобразованной вихревой вязкости, которую легче разрешить вблизи стенки. В случае плохого сеточного разрешения пристеночной области используются пристеночные функции. Предназначена в основном для задач аэрокосмической отрасли, включая стесненные течения, также используется для расчета турбомашин и внешней аэродинамики с умеренным отрывом, например при сверхзвуковом или околозвуковом обтекании аэродинамических профилей, течениях в пограничных слоях и т.д. Показывает хорошие результаты для пограничных слоев, образующихся при обратных градиентах давления:

$$\chi = \frac{\nu}{\nu}, \nu_t = \tilde{\nu} \cdot f_{\nu 1}, f_{\nu 1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{\nu 1}^3},$$

где $\tilde{\nu}$ - модифицированная кинематическая турбулентная вязкость, $\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho}$

- истинная турбулентная вязкость, ν - молекулярная вязкость газа.

Уравнение для ν имеет вид

$$\frac{\partial u_i \nu}{\partial x_i} = \frac{1}{\sigma} \left\{ \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\nu + \nu) \frac{\partial \nu}{\partial x_i} \right] + c_{b2} \left(\frac{\partial \nu}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial \nu}{\partial x_i} \right) \right\} + P_V^{(S-A)} - D_V^{(S-A)} + f_{t1} \cdot \Delta U^2.$$

Здесь $P_V^{(S-A)}$; $D_V^{(S-A)}$ - генерационный и деструктивный (диссипативный)

члены:

$$P_V^{(S-A)} = c_{b1} (1 - f_{t2}) \tilde{\Omega} \tilde{\nu}, \quad D_V^{(S-A)} = \left(c_{w1} f_w - \frac{c_{b1}}{k^2} f_{t2} \right) \cdot \left(\frac{\nu}{d} \right)^2,$$

$$\tilde{\Omega} = \Omega f_{\nu 3} + \frac{\nu}{k^2 d^2} f_{\nu 2}, \quad f_{\nu 2} = \left(\frac{1}{1 + \chi/c_{\nu 2}} \right)^3, \quad f_{\nu 3} = (1 + \chi f_{\nu 1}) (1 - f_{\nu 2}) / \chi,$$

где Ω — модуль тензора завихренности, а d — расстояние до ближайшей стенки, k - постоянная Кармана.

Функция f_w определяется выражением

$$f_w = g \left(\frac{1 + c_{w3}^6}{g^6 + c_{w3}^6} \right)^{1/6},$$

где $g = r + c_{w2} (r^6 - r)$, $r \equiv \nu / (\tilde{\Omega} k^2 d^2)$, причем при $r > 10$ величина $f_w(r)$

полагается постоянной величиной и равной $f_w(r = 10)$.

Модель содержит восемь эмпирических постоянных:

$$c_{b1} = 0.1355, \quad \sigma = 2/3, \quad c_{b2} = 0.622,$$

$$k = 0.41, \quad c_{w1} = c_{b1}/k^2 + (1 + c_{b2})/\sigma,$$

$$c_{w2} = 0.3, \quad c_{w3} = 2.0, \quad c_{v1} = 7.1, \quad c_{v2} = 5.0.$$

Standard k-ε (SKE) [44, 47] — наиболее распространенная двухпараметрическая модель турбулентности для промышленных задач, в которой кинетическая энергия турбулентности k имеет собственное уравнение переноса:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{U_i k})}{\partial x_i} = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right].$$

Для этого требуется скорость диссипации ε , которая моделируется чисто феноменологически (не выводится) следующим образом:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{U_i \varepsilon})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}.$$

Оценивая размерности, скорость диссипации соотносится с k и турбулентным масштабом длины:

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{L_t}.$$

Совместно с уравнением для k , вихревую вязкость можно выразить как:

$$\mu_t = \rho C_\mu L_t \sqrt{k} = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Генерация турбулентности:

$$P_k = \frac{\mu_t}{\rho} S^2 = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j},$$

где S – деформации.

Константы модели:

$$\sigma_k = 1, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3, \quad C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_{2\varepsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09.$$

Постоянные модели получаются по данным тестовых экспериментов, таких как течение в трубе, обтекание пластины и т.д.

Плохо работает для потоков с большими градиентами давления, сильным отрывом, мощной завихренностью и значительной кривизной линий тока. Неточно описывает скорость раскрытия круглых струй. Выделение k завышается (ненатурально) в областях с высокими скоростями деформации (например, вблизи застойной зоны), что приводит к очень неточным решениям для модели.

На базе основной модели k - ε с учетом ее недостатков была создана RNG k - ε модель.

Модель RNG k - ε (Renormalization Groups, RNG) [56]

Постоянные уравнений k - ε выражаются аналитически с помощью теории ренормализационных групп уравнений Навье-Стокса, а не по данным тестовых экспериментов. Кинетические уравнения для формирования турбулентности и диссипации такие же как и для стандартной k - ε модели, но значения констант отличаются, а константа $C_{1\varepsilon}$ заменяется функцией $C_{1\varepsilon RNG}$ [40].

Уравнение переноса для диссипации турбулентности имеет вид:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{U}_i\varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon RNG} P_k - C_{2\varepsilon RNG} \rho \varepsilon + C_{1\varepsilon RNG} P_{\varepsilon b}),$$

$$C_{1\varepsilon RNG} = 1.42 - f_n, \quad C_{2\varepsilon RNG} = 1.68, \quad \sigma_{\varepsilon RNG} = 0.7179, \quad f_n = \frac{\eta(1 - \frac{\eta}{4.38})}{(1 + \beta_{RNG}\eta^2)'},$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu RNG} \varepsilon}}; \quad \beta_{\mu RNG} = 0.012; \quad C_{\mu RNG} = 0.085.$$

Дополнительное условие $C_{1\varepsilon RNG} P_{\varepsilon b}$, улучшающее точность решения высоконапряженных потоков.

Работает лучше стандартной модели для более сложных сдвиговых течений и течений с высокими скоростями касательной деформации, завихрением и отрывом, т.е. подходит для высокоскоростных вращающихся потоков. Также преимуществом модели является вычисление числа Прандтля, т.к. число Прандтля учитывает влияние физических свойств теплоносителя на теплоотдачу. Это важно при проведении расчетов.

Модель $k-\omega$ (SK Ω) Уилкокса (Wilcox) [54, 55], является моделью турбулентности с двумя уравнениями для турбулентной кинетической энергии k и скорости турбулентной диссипации, записанной в виде $\omega = k/\varepsilon$. Надежная модель с подходом для низких чисел Рейнольдса (LRN, low-Reynolds-number) вплоть до вязкого подслоя. Лучше работает с обратными градиентами давления. Особенно распространена в аэрокосмической и турбомашинной области.

Кинетическая энергия турбулентности k имеет собственное уравнение переноса:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{U}_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb}.$$

Определение частоты турбулентной диссипации ω :

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{U}_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b}.$$

Константы модели $\beta' = 0,09$; $\beta = 0.075$; $\alpha = \frac{5}{9}$; $\sigma_k = 2$; $\sigma_\omega = 2$;

$$P_{\omega b} = \frac{\omega}{k} \left((\alpha + 1) C_3 \max(P_{kb}, 0) \cdot \sin \phi - P_{kb} \right).$$

Модель Shear Stress Transport $k-\omega$ (SST-K Ω) Ментера [49, 50]:

Модель сдвиговых напряжений shear-stress transport разработана Флорианом Ментером [10], сочетающая в себе устойчивость и точность разрешения пограничного слоя модели $k-\omega$ и решения основного потока модели $k-\varepsilon$. Модель SST использует переходную функцию для плавного перехода от стандартной модели $k-\omega$ вблизи стенки к модели $k-\varepsilon$ для высоких чисел Рейнольдса во внешней части пограничного слоя. Применяет подход с преобразованной турбулентной вязкостью для учета переноса главных турбулентных касательных напряжений. Модель SST определяет точку отрыва и размеры отрывной области под воздействием обратных градиентов давления.

Запишем вихревую вязкость в виде:

$$\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho}.$$

Тогда определение кинетическая энергия турбулентности k примет следующий вид:

$$\frac{\partial(k)}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{U_j k})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' k \omega.$$

Определение частоты турбулентной диссипации ω :

$$\frac{\partial(\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{U_j \omega})}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta' \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{2} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}.$$

Основная причина создания модели в том, что модели $k-\varepsilon$ и $k-\omega$ не учитывают перенос турбулентного касательного напряжения. Это приводит к завышению значения вихревой вязкости. Правильное поведение можно получить, поставив ограничитель F_2 в определении вихревой вязкости ν_t :

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)},$$

где S — инвариант для определения скорости изменения напряжений.

Переключение между k - ε и k - ω моделями осуществляется при помощи функции F_1 .

Константы модели:

$$\alpha_1 = \frac{5}{9}; \alpha_2 = 0.44; \beta_1 = \frac{3}{40}; \beta_1 = 0.0828; \beta^* = \frac{9}{100}; \sigma_{k1} = 0.85;$$

$$\sigma_{k2} = 1; \sigma_{\omega1} = 0.5; \sigma_{\omega2} = 0.856.$$

В данном параграфе приведены далеко не все модели турбулентности, а лишь те, которые наиболее часто применяются авторами при моделировании потока в центробежных компрессорах в расчётной практике кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ.

Получается, что выбор модели турбулентности для решения различных задач важен и зависит от требуемой точности моделирования, характера исследуемого потока, имеющихся вычислительных ресурсов. Необходимо знать свойства и ограничения моделей турбулентности. Очевидно, что каждая модель турбулентности будет моделировать течения по-разному. Для выбранной модели турбулентности необходимо подготовить качественную дискретизованную расчетную область, соответствующую требованиям модели.

Результаты применения моделей k - ε и SST будут описаны далее.

3.2 ДИСКРЕТИЗАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ ОБЛАСТИ

Для построения расчетной области необходимо твердотельную геометрическую модель превратить в обратную модель области потока, т.е. представить пространство межлопаточных каналов и в зазорах в виде твердотельной области. На рисунке 3.2.1 изображено представление твердотельной геометрической модели рабочего колеса с обратной моделью области потока.

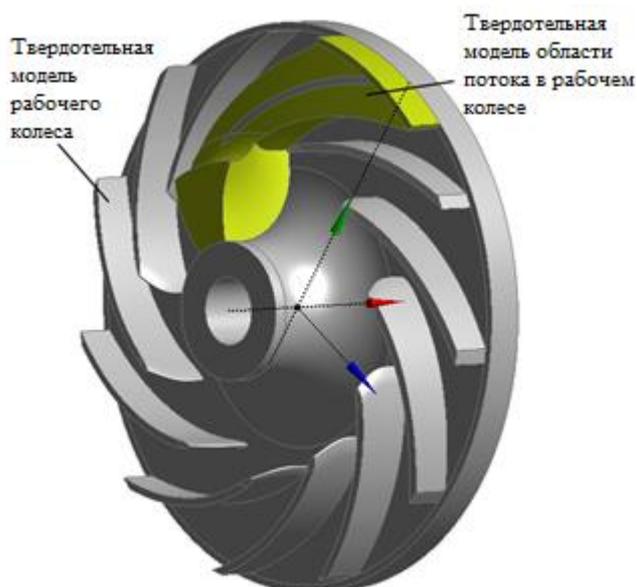


Рис. 3.2.1. Модель рабочего колеса и модель области потока в межлопаточных каналах

Аналогично представляются и другие элементы проточной части. На рисунках 3.2.2 изображены основные твердотельные модели области потока в ступени центробежного компрессора. Так, на рисунке 3.2.2 изображено рабочее колесо, безлопаточный диффузор, поворотное колено и обратно–направляющий аппарат.

На рисунке 3.2.3 изображены междисковые зазоры и лабиринтные уплотнения у покрывного и основного дисков рабочего колеса.

На рисунке 3.2.4 изображены входные всасывающие камеры, необходимые для подвода газа к рабочему колесу центробежного

компрессора. В зависимости от типа центробежного компрессора они могут быть осевыми (рис 3.2.4, а) или радиальными (рис 3.2.4, б, в). На рис. 3.2.5 изображены нагнетательные камеры различных типов: камера постоянного сечения, свернутая набок; симметричная улитка с постоянным внутренним диаметром; улитка свернутая набок с постоянным наружным диаметром.

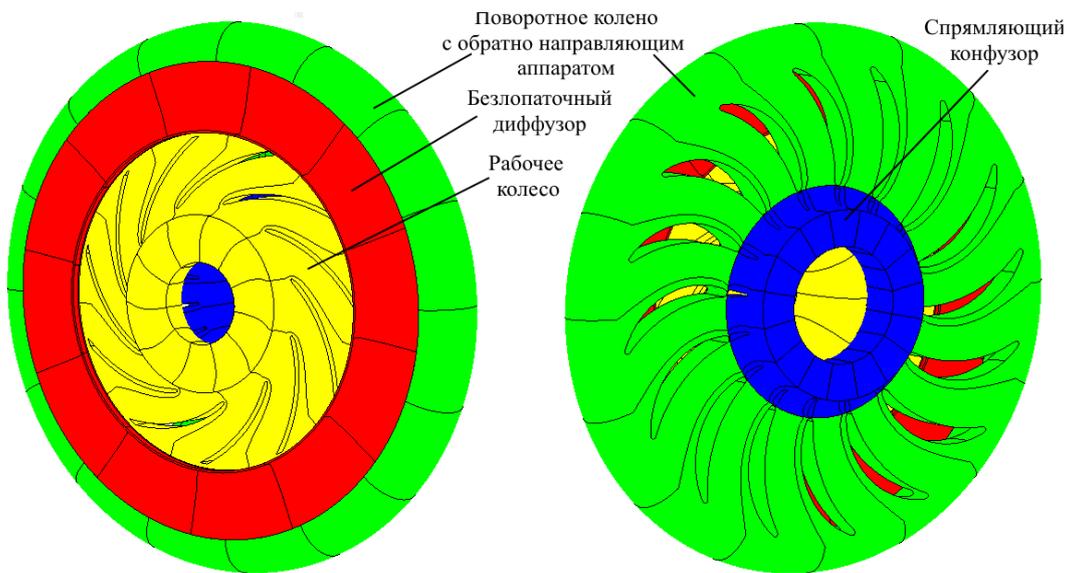


Рис. 3.2.2. Модели области потока в проточной части центробежного компрессора

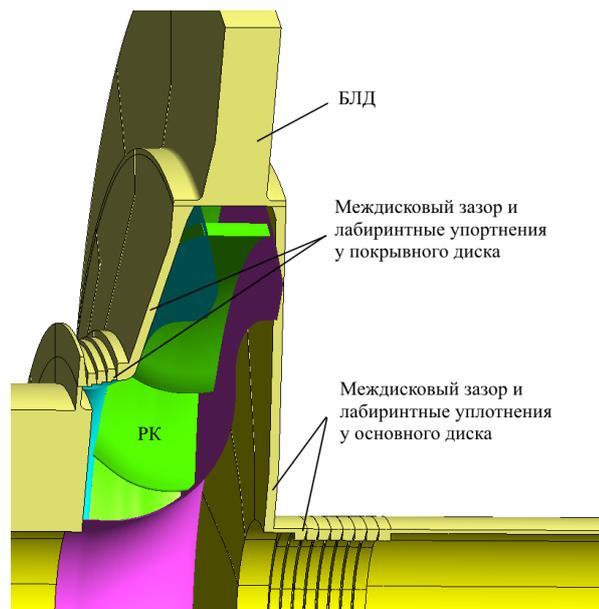


Рис. 3.2.3. Модели области течения в междисковых зазорах и лабиринтных уплотнениях у покрывного и основного дисков (в разрезе)

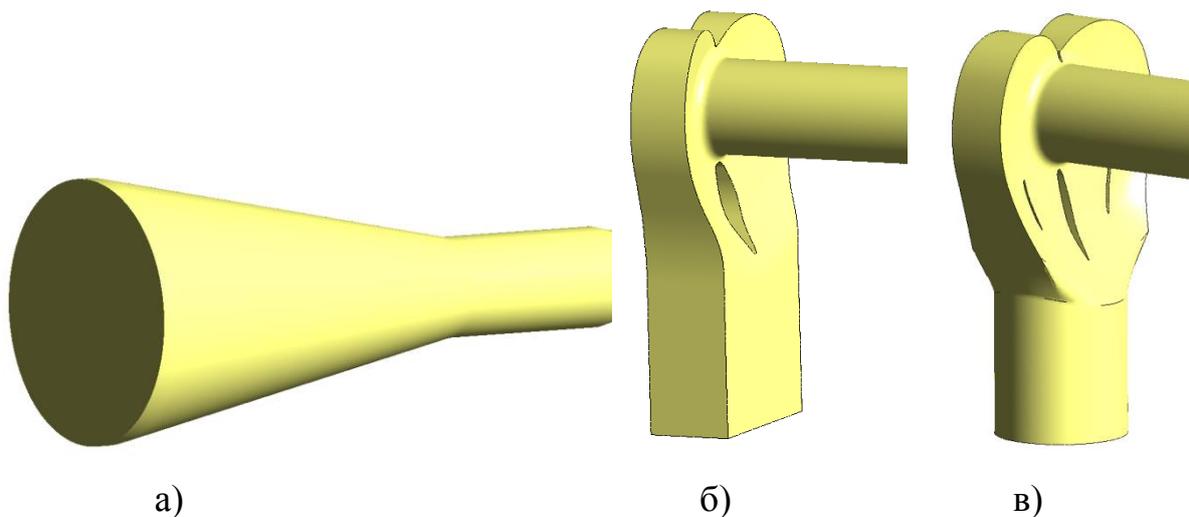


Рис. 3.2.4. Модели всасывающих камер центробежного компрессора
а) осевая камера, б) радиальная камера в) радиальная камера с дефлекторами

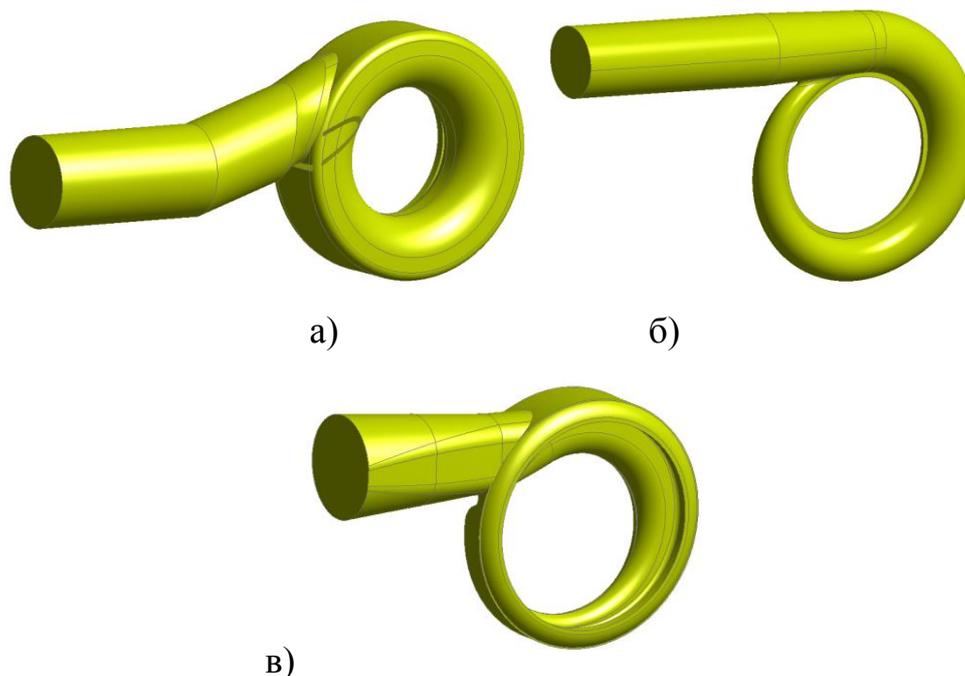


Рис. 3.2.5 а,б,в. Модели нагнетательных камер центробежного компрессора

Для всего многообразия моделей области потока элементов проточной части центробежного компрессора необходимо обдуманно подходить к выбору модели турбулентности, поскольку характер течения меняется в широком диапазоне. Для каждой модели необходимо качественно строить и выбирать тип расчетных сеток. Расчетная сетка представляет собой дискретное представление области потока, являющееся системой дискретных ячеек–элементов.

Различаются следующие виды расчетных сеток:

Структурированные сетки — сеточные линии одного индекса не пересекаются. Две сеточные линии разных индексов пересекаются только один раз. Такого вида расчетные сетки трудно применимы в турбокомпрессорах в не осесимметричных входных и выходных устройствах из-за сложной формы проточной части, и применяются в более простых элементах проточной части, таких как безлопаточные диффузоры и осевые патрубки, а так же в лопаточных аппаратах.

Преимущество структурированной сетки в том, что каждая ячейка пронумерована, и решение матрицы алгебраических уравнений займет меньше времени и памяти.

Блочно-структурированные сетки, в которых область потока, разбивается на блоки различных размеров, обычно формы призмы с прямоугольным, треугольным основанием, в том числе куб, параллелограмм. В такой призме также могут быть криволинейные боковые поверхности. Таким образом, область потока описывается множеством блоков, в которых построена структурированная расчетная сетка. Этим методом строятся все элементы проточной части центробежного компрессора, за исключением всасывающих и нагнетательных камер.

Неструктурированные сетки, в которых расчетные ячейки имеют произвольную форму: тетраэдры, призмы, многогранные призмы и др., расположенные случайным образом в пространстве области потока. Такие расчетные сетки просты в построении и используются для каналов сложной формы — всасывающих и нагнетательных камер.

В программе Numeca fine/turbo возможно построение полностью регулярных, т.е. непрерывных при переходе от одного блока к другому структурированных сеток ступеней без входных и выходных камер

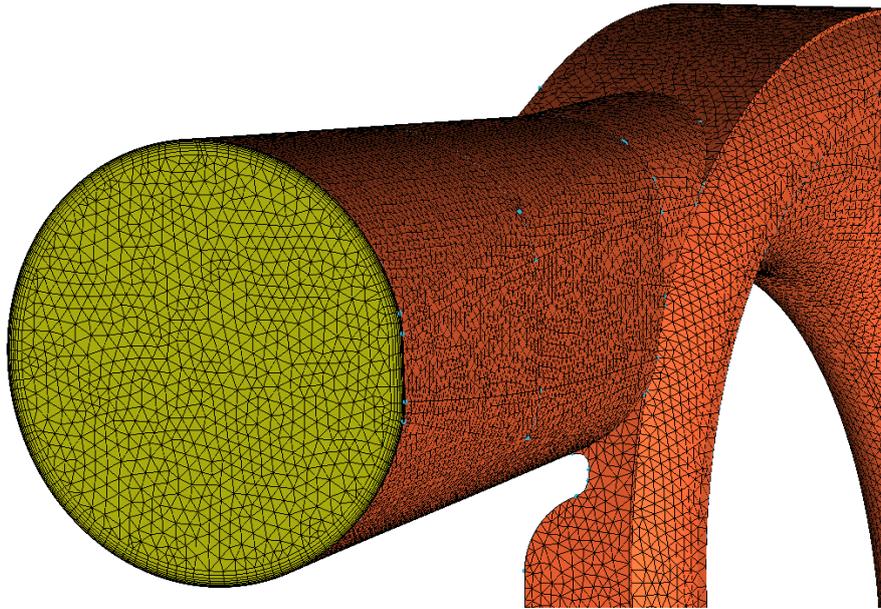


Рис. 3.2.6. Неструктурированная расчетная сетка

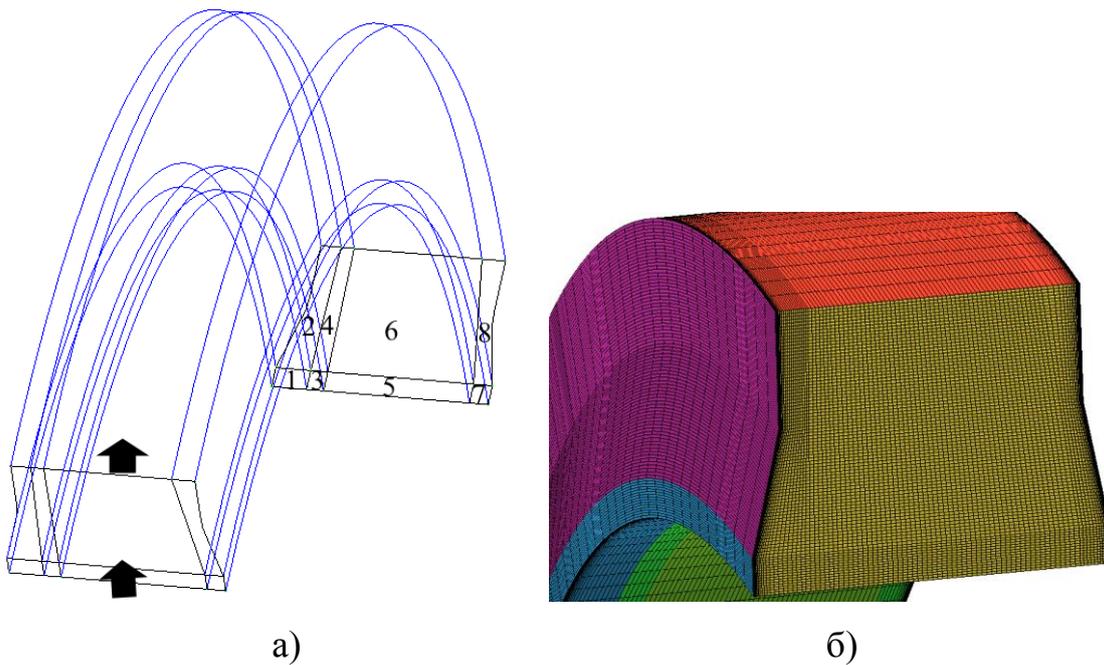


Рис. 3.2.7. Структура блоков и расчетная сетка в блочно–структурированной сетке

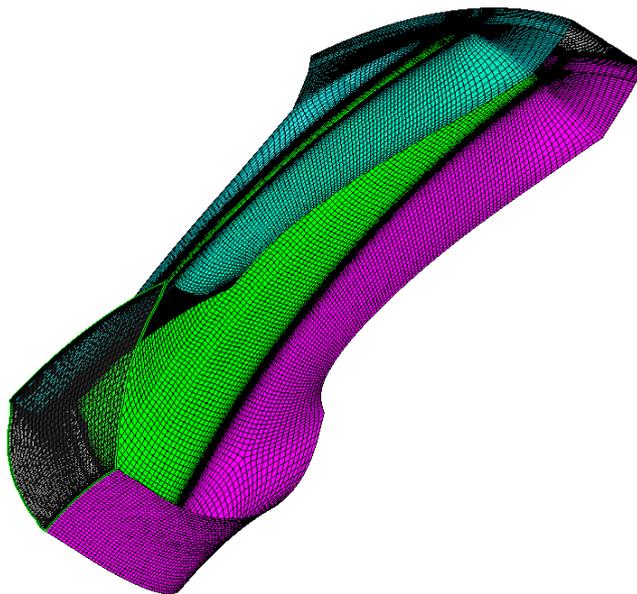


Рис. 3.2.8. Блочнo-структурированная расчетная сетка

Дискретизация точных уравнений баланса приводит к появлению систем алгебраических уравнений.

Существуют следующие методы дискретизации уравнений математической модели:

— метод конечного (контрольного) объема, МКО может использовать любые расчетные сетки и не зависит от выбора системы координат.

— метод конечных элементов.

Также существуют другие методы, но они менее распространены: метод конечных разностей, метод граничных элементов, спектральный метод.

Метод контрольного объема использует интегральную форму уравнений сохранения, для которых переменные сохранения берутся в центрах элементов сетки (контрольных объемов). Чтобы применять эти уравнения, нужно иметь значения величины переменных сохранения ϕ на гранях контрольных объемов, а также ϕ и градиенты ϕ для ячеек сетки.

Для произвольного объема V , ограниченного замкнутой поверхностью A , система балансовых уравнений выглядит следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi V \cdot dA = \oint_A \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot dA + \int_V S_\phi dV,$$

где Γ_ϕ – коэффициент диффузии, S_ϕ – мощность источников ϕ .

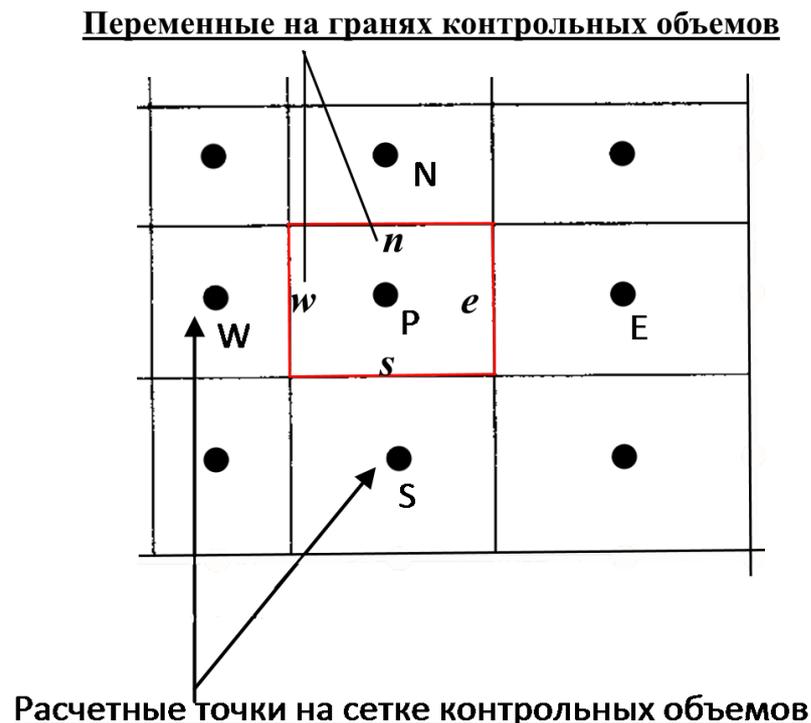


Рис. 3.2.9. Географическое представление двумерной расчетной ячейки

Значения переменных сохранения линейной интерполяцией находят на границах контрольных объемов из центров ячеек (Solution Methods), далее находят поверхностные и объемные интегралы уравнений сохранения. В результате в центре каждого КО получается алгебраическое уравнение относительно искомой величины, в котором присутствуют значения величин из соседних КО. МКО консервативен, т.е. гарантирует выполнение законов сохранения в каждом КО расчетной сетки:

$$\frac{(\rho\phi)}{V_{ячейки}} + \sum_i^{N_{граней}} \rho_i \phi_i V_i \cdot A_i = \sum_i^{N_{граней}} \Gamma_\phi \nabla \phi_i \cdot A + S_\phi V_{ячейки}.$$

Ansys CFX использует следующие схемы интерполяции конвективных членов:

First-Order Upwind (противопоточная схема первого порядка точности) – в противопоточной схеме дискретизации первого порядка средняя величина на грани e ϕ_i берут из ближайшей ячейки вверх по потоку, т.е. при направлении потока слева на право из ячейки с центром E (см. рис. 3.2.9). Сходимость высокая, но имеет лишь первый порядок точности.

Second-Order Upwind (противопоточная схема второго порядка точности) – необходимо использовать tri/tet-сетки (triangular/tetrahedral – треугольно/тетраэдрические), а также в случаях, когда поток не ориентирован по сетке. Сходимость медленнее, чем при First-Order Upwind.

Далее производится решение, полученной системы алгебраических уравнений стационарного потока, с помощью итерационной процедуры с использованием маршевой процедуры по псевдовремени до наступления стационарного состояния относительно изменения псевдовремени.

Поскольку турбулентный поток имеет в своей структуре пограничный слой, связанный с торможением потока за счет трения о стенки, к нему предъявляются дополнительные условия к построению расчетной сетки в этой области. Рассмотрим структуру турбулентного пограничного слоя, состоящего из пяти слоев (рис. 3.2.10), в которых выделяют области закона стенки I, в котором профиль скорости не зависит от числа Рейнольдса и градиента давления, и область внешнего течения II. В области I генерируется до 80% энергии турбулентности. Область закона стенки состоит из трех слоев: вязкий подслой, буферный слой и слой,

подчиняющийся логарифмическому закону. Данный профиль характерен для большинства течений и используется в качестве «модели стенки», в этом случае могут использоваться пристеночные функции, определяющие сдвиговые напряжения как функцию скорости на расстоянии от стенки [20,37].

В области внешнего течения профиль скорости определяется по осредненным параметрам течения и состоит из двух слоев: области закона следа (4) и области перемежаемости (5).

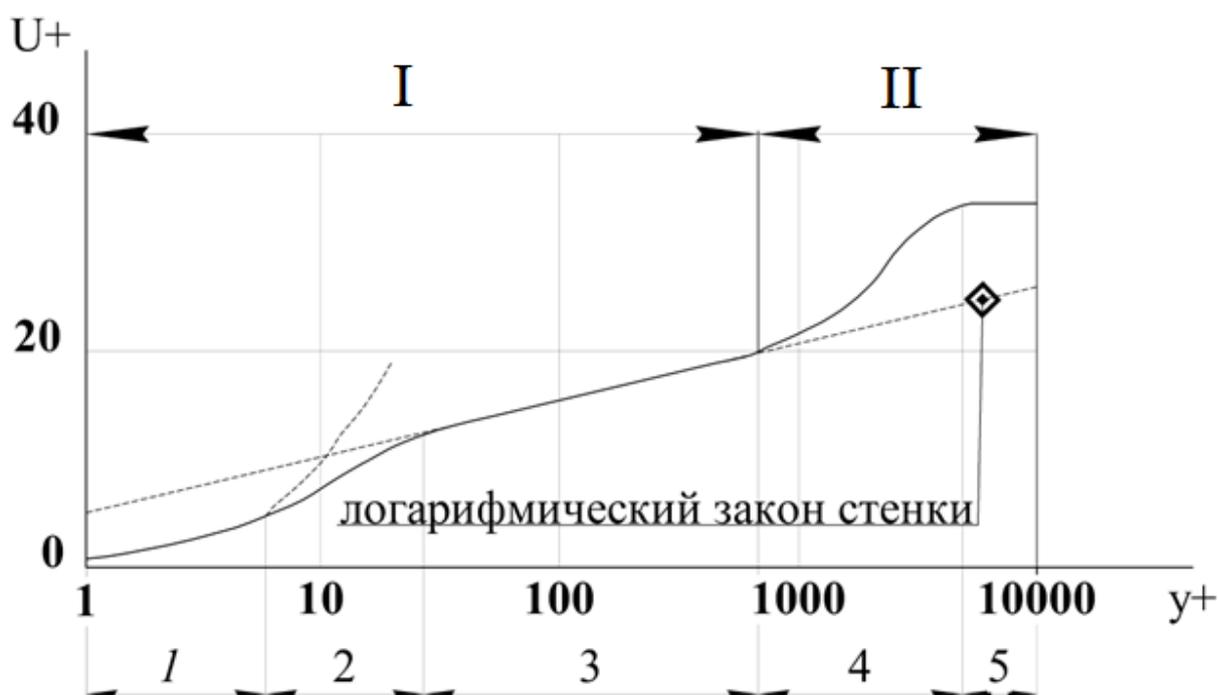


Рис. 3.2.10. Структура турбулентного пограничного слоя

В пристеночной области градиенты решения очень высоки, но не всегда необходим точный расчет пристеночной области, поэтому существует два способа описания этой области:

Если силы на стенке играют главную роль в задаче (лобовое сопротивление, производительность турбинной лопатки), необходимо разрешение вязкого подслоя. Для этого используют низкорейнольдсовы

модели турбулентности, т.е. модели с очень низким значением турбулентного числа Рейнольдса в вязком подслое (LowRe), такие как k- ω , SST. Данный подход отличается необходимостью задания очень малых размеров ячеек расчетной сетки по нормали к стенке.

Если же данные силы не так важны и не требуется моделирование всей структуры пограничного слоя, используются высокорейнольдсовые модели (HighRe), для этого не требуется построение точной расчетной сетки и могут использоваться пристеночные функции для моделирования пограничного слоя.

Контроль построения расчетной сетки для каждого типа моделей турбулентности определяется безразмерной пристеночной координатой y^+ :

$$y^+ = \frac{yC_*}{\nu}, \text{ где}$$

$$C_* = \sqrt{\tau_w} / \rho \text{ — динамическая скорость,}$$

y — расстояние по нормали от стенки до первого сеточного узла,

τ_w — напряжение трения на стенке.

1) Низкорейнольдсовые модели турбулентности (lowRe) требуют построение тонкой расчетной сетки со значением $y^+ \sim 1 \dots 2$.

2) Высокореинольдсовые модели турбулентности (HighRe) используют расчетную сетку с пристеночными функциями $30 \leq y^+ \leq 300$.

3.3 ДОПУЩЕНИЯ, УПРОЩЕНИЯ И ПОГРЕШНОСТИ В РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЯХ

В процессе математического моделирования невозможно полностью описать процессы, происходящие в проточных частях центробежных компрессоров, поскольку в расчетную модель нередко вводится ряд допущений и упрощений.

Известно, что решение системы уравнений Навье-Стокса, уравнений энергии и др., производится с определенной точностью, ввиду следующих погрешностей:

- 1) Погрешности моделирования;
- 2) Погрешность дискретизации;
- 3) Погрешность итерационного решения.

Погрешность моделирования возникает ввиду различия между реальным физическим экспериментом компрессора и точным решением его математической модели. В состав этой погрешности входят вводимые допущения и упрощения в описании математической модели. Такие вводимые допущения и упрощения можно подразделять на конструкционные упрощения и физические допущения.

К конструкционным упрощениям относятся изменения, необходимые для адаптации физической реальной модели к математической:

- 1) Расчет без учета междисковых зазоров и лабиринтных уплотнений;
- 2) Поэлементный расчет без учета взаимовлияния элементов;
- 3) Упрощения в области соединения интерфейсов.

К физическим относятся изменения в свойствах:

- 1) Решение уравнений, не полностью описывающих характер течения;
- 2) Применение полуэмпирических моделей турбулентности;
- 3) Применение моделей совершенного газа;
- 4) Расчет без учета теплообмена установки с окружающей средой;
- 5) Расчет с условием гидравлически гладких стенок на ограничивающих поверхностях проточной части центробежного компрессора;

6) Расчет в стационарной постановке, без учета процессов, зависящих от времени;

7) Применение межсеточных интерфейсов.

Погрешность дискретизации возникает ввиду различия между точным решением математической модели и решением системы дискретизированных алгебраических уравнений. Для снижения данного вида погрешностей следует уменьшать размер ячеек расчетной сетки и применять схемы аппроксимации более высоких порядков точности.

Однако измельчение сетки не всегда дает желаемое увеличение точности ввиду появления схемной вязкости, отрицательно влияющей на точность расчета.

Ввиду данного обстоятельства необходимо проводить расчет на сеточную независимость, обычно методом двойного просчета, т.е. дроблением элементов в 2 раза, если результаты расчета не меняются, то решение является сеточно независимым, в случае изменения, расчетная сетка дробится еще раз и так до получения неменяющегося решения.

Поскольку метод итераций является приближенным решением, то возникает погрешность итерационного решения между точным и итерационным решением системы дискретизованных алгебраических уравнений.

Контроль за точностью итерационного решения осуществляется с помощью оценки ее сходимости.

3.4 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ НЕПОДВИЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СТУПЕНИ

В Ansys CFX реализованы следующие типы граничных условий применительно к неподвижным элементам центробежного компрессора:

для безлопаточного, лопаточного диффузоров, обратно-направляющих аппаратов, выходных сборных камер, улиток на входе и выходе устанавливаются типичные граничные условия, указанные в таблицах 3.4.1 — 3.4.2. Для всех также характерно использование адиабатически гладких непроницаемых стенок. В качестве рабочего тела может использоваться уравнение состояния Менделеева-Клапейрона для совершенного газа. В случае необходимости использования реальных газов могут использоваться уравнения состояния Пенга-Робинсона, Редлиха-Квонга и др. Затем устанавливается необходимая модель турбулентности и схема дискретизации, как правило, второго порядка точности.

Таблица 3.4.1

Граничные условия № 1 для неподвижных элементов ступени

№	Вход в расчетную область	Выход из расчетной области
1	Давление полное P^{*}_{inl}	Массовый расход $\bar{m} = 3,154$ кг/с
2	Температура полная T^{*}_{inl}	—
3	Синус угла входа потока $\sin\alpha_i$	—
4	Косинус угла входа потока $\cos\alpha_{inl}$	—
5	Интенсивность турбулентности: $I = \frac{c'}{c_{ср}}$, где c' - пульсации скорости.	—
6	Отношение турбулентной вязкости к молекулярной вязкости μ_t / μ по умолчанию задается равным 10 .	—

Таблица 3.4.2

Граничные условия №2 для неподвижных элементов ступени

№	Вход в расчетную область	Выход из расчетной области
1	Радиальная составляющая скорости потока C_r	Среднее статическое давление P_{out}

2	Окружная составляющая скорости потока C_u	—
3	Температура полная T^*_{inl}	—
Продолжение таблицы 3.4.2		
4	Интенсивность турбулентности: $I = \frac{c'}{c_{ср}}$	—
5	Отношение турбулентной вязкости к молекулярной вязкости μ_t / μ по умолчанию задается равным 10	—

Отличие постановки граничных условий для всасывающих камер в том, что поток заходит в расчетную область без закрутки, т.е. по нормали к границе.

При необходимости используются межсеточные интерфейсы (соединения) для объединения двух расчетных областей на входных и выходных границах. Как правило, они используются в больших моделях с несколькими лопаточными аппаратами или с дополнительными элементами, такими, как входное, выходное устройство, лабиринтные уплотнения, междисковые зазоры.

Существует несколько типов межсеточных интерфейсов:

1. Главное соединение (general connection) используется для продолжения расчетной области, если расчетные сетки были построены отдельно.
2. Периодичность вокруг оси (rotational periodicity) задается для поверхностей вращения, например для лопаточного сектора рабочего

колеса, лопаточного или безлопаточного диффузора, обратно-направляющего аппарата центробежного компрессора.

3. Поступательное соединение (translational connection) подходит для создания массива повторяющихся элементов в направлении по нормали к соединяемым границам – пучки труб газоохладителя.

При полном совпадении расположения узлов сетки параметры потока передаются точно без интерполяции. Такой метод называется 1:1 Direct (One-to-One). В случае несовпадения используется GGI (general grid interface) — главный сеточный интерфейс.

GGI обладает следующими свойствами:

1. Консервативность — строгое соответствие законам сохранения для всех потоков всех уравнений.
2. Полностью неявная интерполяция, не влияющая на общую сходимость задачи.

Существует 2 типа соединений ротор-статор для RANS подхода в Ansys CFX:

1. Замороженный ротор (Frozen rotor) — параметры потока передаются в следующую область без осреднения как есть. Вращающаяся область ротора представляется в зафиксированной позиции.
2. Ступень (Stage) выполняет окружное осреднение потока по окружной линии границы раздела сеток.

Далее настраивается точность расчетов: одинарная или двойная, характеризующие количество знаков после запятой у каждого параметра. Для сложных течений рекомендуется устанавливать двойную точность.

Получение сошедшегося решения и обработка результатов моделирования

1. Сходящееся решение:

Падение уровня невязок для метода RANS ниже:

10^{-3} считается удовлетворительным решением,

10^{-4} считается хорошим решением,

10^{-5} считается отличным решением.

Обычно снижение невязок на два-три порядка свидетельствует как минимум о качественной сходимости. На этом этапе должны установиться основные характеристики течения. Следует понимать, что даже при хорошей сходимости необходимо выполнение остальных условий расчета.

2. Выполнение балансов:

относительная погрешность по балансу массы — $(1-3) \cdot 10^{-3}\%$,

по энергии — $(1-5) \cdot 10^{-2} \%$.

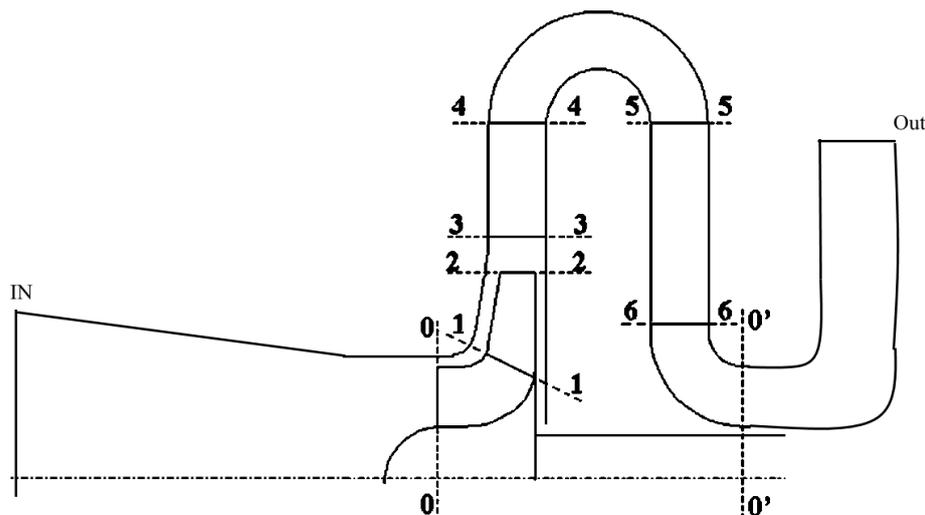
3. Неизменность параметров мониторинга:

Значения точек, поверхностей мониторинга должны выйти на постоянную величину и мало меняться от итерации к итерации.

Решение перестает меняться от итерации к итерации.

4. Физичность результатов: поля полной температуры и полного давления, соответствующие физике потока.

После получения сошедшегося решения, результаты подвергаются обработке, обычно получают осредненные по массовому расходу интегральные параметры потока в контрольных сечениях, указанных на рис. 3.4.1. Этих параметров необходимо и достаточно, чтобы численно оценить энергоэффективность ступени в целом, а также каждого конкретного элемента по отдельности. В таблице 3.4.3 приведены необходимые параметры и функция для их получения в постпроцессоре Ansys CFX-post.



3.4.1. Контрольные сечения в расчетной области для промежуточной ступени центробежного компрессора

Таблица 3.4.3

Типичные интегральные параметры для расчета характеристик неподвижных элементов ступени

№	Наименование параметра	Обозначение параметра, размерность	Функция осреднения
1	Массовый расход	\bar{m} , кг/с	$=\text{sum}(\text{Massflow})@\text{boundary}$
2	Скорость	C , м/с	$=\text{massFlowAveAbs}(\text{Velocity})@\text{boundary}$
3	Полное давление	P^* , Па	$=\text{massFlowAveAbs}(\text{Total Pressure})@\text{boundary}$
4	Статическое давление	P , Па	$=\text{areaAveAbs}(\text{Pressure})@\text{boundary}$
5	Полная температура	T^* , К	$=\text{massFlowAveAbs}(\text{Total Temperature})@\text{boundary}$
6	Статическая температура	T , К	$=\text{massFlowAveAbs}(\text{Temperature})@\text{boundary}$
7	Плотность	ρ , кг/м ³	$=\text{massFlowAveAbs}(\text{Density})@\text{boundary}$
8	удельная полная энтальпия	i^* , Дж/кг	$=\text{massFlowAveAbs}(\text{Total Entalphy})@\text{boundary}$
9	удельная статическая энтальпия	i , Дж/кг	$=\text{massFlowAveAbs}(\text{Entalphy})@\text{boundary}$

Далее параметры обрабатываются в соответствии с принятыми в компрессоростроении коэффициентами, позволяющими оценить эффективность спроектированной модели.

Коэффициент потерь по полным параметрам для лопаточного и безлопаточного диффузора и обратно-направляющего аппарата:

$$\zeta_i^* = \frac{P_{in}^* - P_{out}^*}{(\rho_{in} + \rho_{out}) \frac{C_{in}^2}{4}}.$$

Определение коэффициента полезного действия i -го элемента ступени:

$$\eta_i = 1 - \frac{\zeta_i^*}{1 + \frac{C_{out}^2}{C_{in}^2}}.$$

Определение коэффициента потерь для всасывающей камеры по полным параметрам:

$$\zeta_{BK}^* = \frac{P_{in}^* - P_{out}^*}{\rho_{out} \frac{C_{out}^2}{2}}.$$

Также можно определить оценочное значение потери КПД в масштабе всего компрессора:

$$\Delta \eta_i = \zeta_i^* \frac{\left(\frac{C_{in}}{U_2} \right)^2}{2 \psi_T z (1 + \beta_{mp} + \beta_{np})},$$

где z — число ступеней компрессора.

Коэффициент теоретического напора рабочего колеса (при $c_{u1} = 0$):

$$\psi_T = \frac{C_{u2}}{U_2}.$$

Сумма коэффициентов трения и перетечек для рабочего колеса:

$$\beta_{mp} + \beta_{np} = \frac{0,0009}{\Phi_p}.$$

Условный коэффициент расхода расчетный:

$$\Phi_p = \frac{4\bar{m}}{\rho_0^* \pi D_2^2 U_2},$$

где ρ_0^* — плотность по полным параметрам на входе в рабочее колесо 1-й ступени; U_2 — окружная скорость вращения рабочего колеса.

Качественную оценку потока проводят при помощи распределения линии тока скорости, векторов скорости в расчетной области, контуров распределения основных параметров и т.д.

Далее приводится опыт численных расчетов неподвижных элементов проточной части центробежных компрессоров различных типов, в том числе в сравнении с экспериментальными данными.

4. МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НЕПОДВИЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

4.1 ВХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА

Входные устройства турбокомпрессоров предназначены для подвода газа к рабочему колесу первых ступеней секции с наименьшими потерями энергии и для обеспечения равномерной структуры потока на входе в него. От качества проектирования, изготовления и монтажа входного устройства, а, следовательно, от аэродинамического совершенства его каналов зависит величина потребляемой компрессором мощности на совершение работы сжатия газа до требуемого значения давления нагнетания P_k . Неудачный выбор параметров входного устройства может стать причиной снижения КПД компрессора на 3...5% и более и значительно сузить диапазон его устойчивой работы, что является существенным отрицательным фактором, особенно для компрессоров большой мощности [19].

На кафедре КВиХТ проведены исследования различных всасывающих радиальных камер с применением пакета программ ANSYS CFX.

4.1.1. Исследование течения в радиальном входном устройстве турбокомпрессора с оценкой полученных результатов

В работе [18] целью расчета являлось исследование течения в радиальном входном устройстве центробежного компрессора и оценка полученных результатов с помощью критериев оценки качества входных устройств [1]. Исследования выполнены с применением пакета программ

Ansys CFX 12.1. При проектировании входного устройства была использована методика кафедры КВиХТ [1].

Построение трехмерной модели

Для создания трехмерной твердотельной модели входного устройства была использована программа Pro/Engineer (правообладатель лицензии — кафедра КВиХТ СПбПУ) (рис. 4.1.1.1). Модель строилась по сечениям, представленным в техническом задании.



Рис.4.1.1.1. Твердотельная трехмерная модель всасывающей камеры в программе ProEngineer [18]

Построение расчетной сетки

Следующим этапом было построение сеточной модели входного устройства. Для этого использовалась подпрограмма ANSYS ICEM CFD. Эта подпрограмма используется для построения сеточной модели для неподвижных безлопаточных элементов. На примере всасывающей камеры

были рассмотрены два типа сеток: блочно-структурированная и неструктурированная.

При построении сетки учитывались общие рекомендации по построению расчетных сеток, используемые при решении других классов газодинамических задач:

— при построении расчетной сетки следует выполнить условие плавности изменения размеров элементов расчетной сетки. Расчетной сетке следует иметь сгущение к твердым стенкам. При этом не рекомендуется превышать отношение высот соседних элементов более, чем на 25%;

— построение расчетной сетки в пристеночных областях определяется выбором модели турбулентности. При описании модели турбулентности высокорейнольдсовым методом (модели *SST*, $k-\epsilon$), у стенки 1-ый расчетный узел сетки должен попадать в область логарифмического слоя. Значение Y^+ не должно превышать 300 для объектов турбокомпрессоров;

— рекомендуется использовать для расчетов сетки с ячейками, у которых углы, образованные сеточными линиями, отличаются от прямых не более чем на $\pm 45^\circ$;

— рекомендуется выбирать положение входных и выходных границ расчетной области на небольшом удалении от расчетной области [2].

Блочно–структурированная сетка

Для создания сетки данного типа вся модель была разбита на 4 блока. Для каждого блока была создана своя отдельная блочно-структурированная сетка.

При построении сетки для первого блока использовались сетки типа О-сетка и Н-сетка (рис. 4.1.1.2).

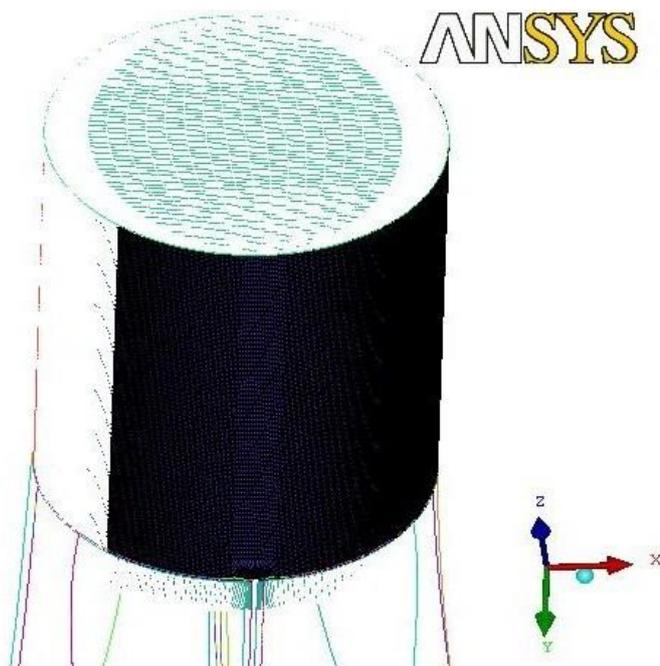


Рис.4.1.1.2. Первый блок всасывающей камеры [18]

Второй блок строился путем вытягивания сетки, полученной в первом блоке, по бокам от ребра патрубка на необходимое расстояние. Во втором блоке использовались Н-сетка и С-сетка для построения сетки вокруг ребра (рис. 4.1.1.3).

Общее число элементов для первого и второго блоков – 760710.

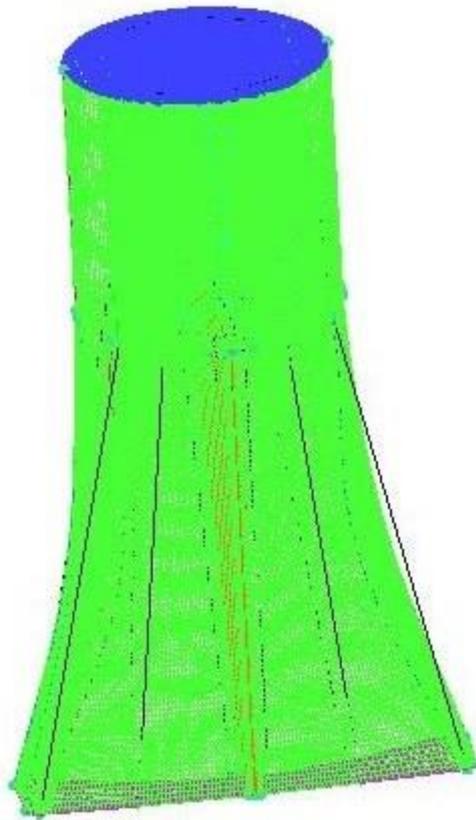


Рис. 4.1.1.3. Первый и второй блоки всасывающей камеры[18]

Для третьего блока была использована С-сетка. Число элементов, полученных при построении, равно 537426 (рис. 4.1.1.4).

Четвертый блок, построенный для выходного участка камеры, включает в себя сетки типа О-сетка и Н-сетка (рис. 4.1.1.5). Число элементов, полученных при построении данной сетки, оказалось равным 279848.

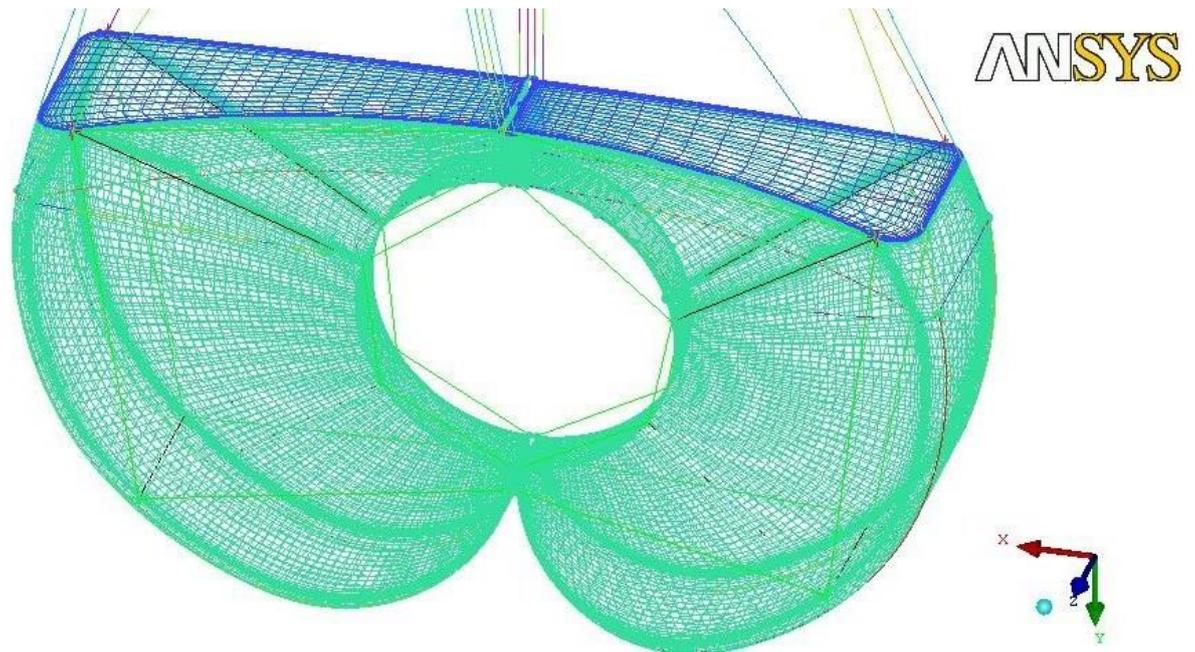


Рис. 4.1.1.4. Третий блок всасывающей камеры [18]

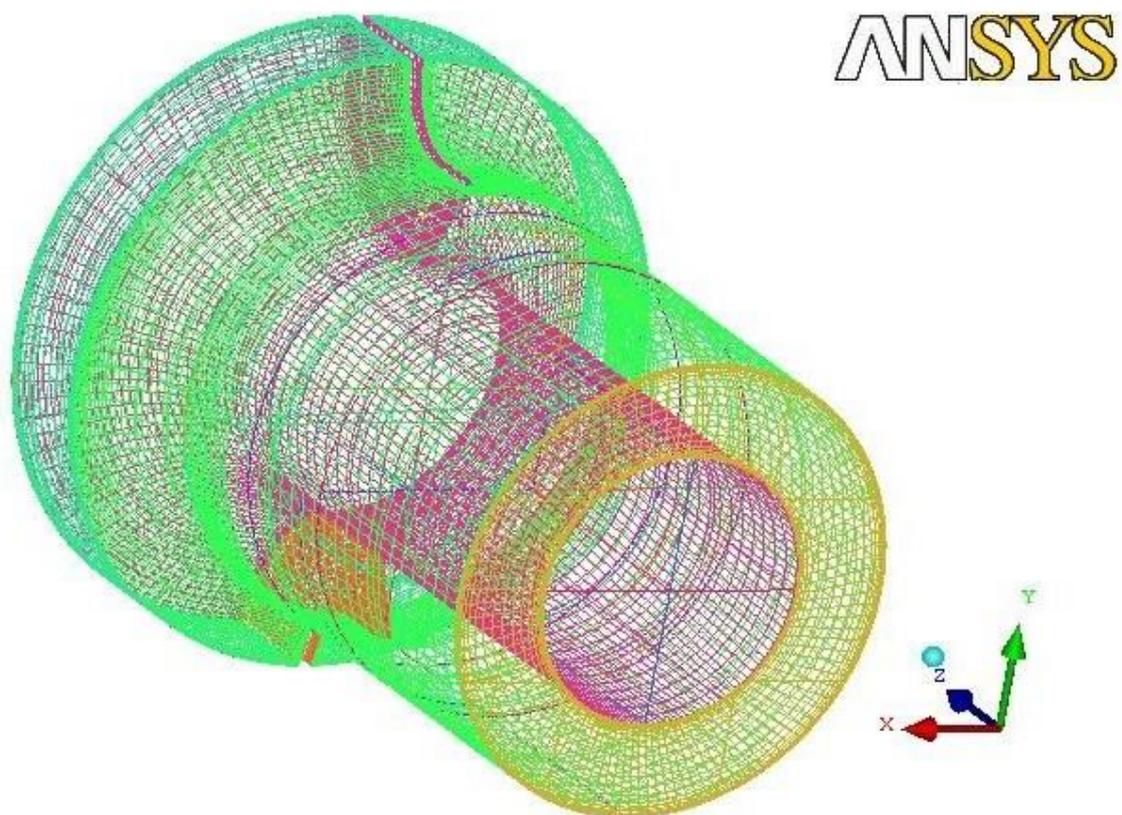


Рис. 4.1.1.5. Четвертый блок всасывающей камеры [18]

Для моделирования течения в пограничном слое создавались сгущения к стенкам и к ребрам камеры.

Для каждого блока в отдельности производился контроль качества сетки. Сначала сетка проверялась на наличие отрицательных объемов, т.к. при их наличии решатель ANSYS CFX не запустит задачу на расчет. Следующим контролируемым параметром было максимальное соотношение размеров сторон ячеек (“max ratio”). По рекомендациям это значение не должно превышать 500.

Следующий важный параметр, который необходимо контролировать, — скошенность ячеек. Этот параметр определяется размером угла скошенности ячейки, значение его должно превышать 18° . В блочно-структурированной сетке, чтобы откорректировать размер этого угла, необходимо двигать узлы сетки вручную.

Также контролировался параметр Y^+ , который по рекомендациям [37] не должен превышать значения 300. Для сетки данного типа максимальное значение Y^+ составило 295.

После построения отдельных сеток на всех 4 блоках, они были загружены в препроцессор ANSYS CFX-Pre, где были соединены интерфейсами в единый объект.

Таким образом, по рекомендациям [38] была создана блочно-структурированная сетка (рис. 4.1.1.6, а), состоящая из гексаэдров. Общее количество элементов для всей всасывающей камеры составило 1580 тыс.

Неструктурированная сетка

Для этого же входного патрубка была построена неструктурированная сетка (рис. 4.1.1.6, б).

Построение сетки данного типа также проводилось в подпрограмме ANSYS ICEM CFD. Сетка строится сразу для всей модели без её разбиения на отдельные части — блоки.

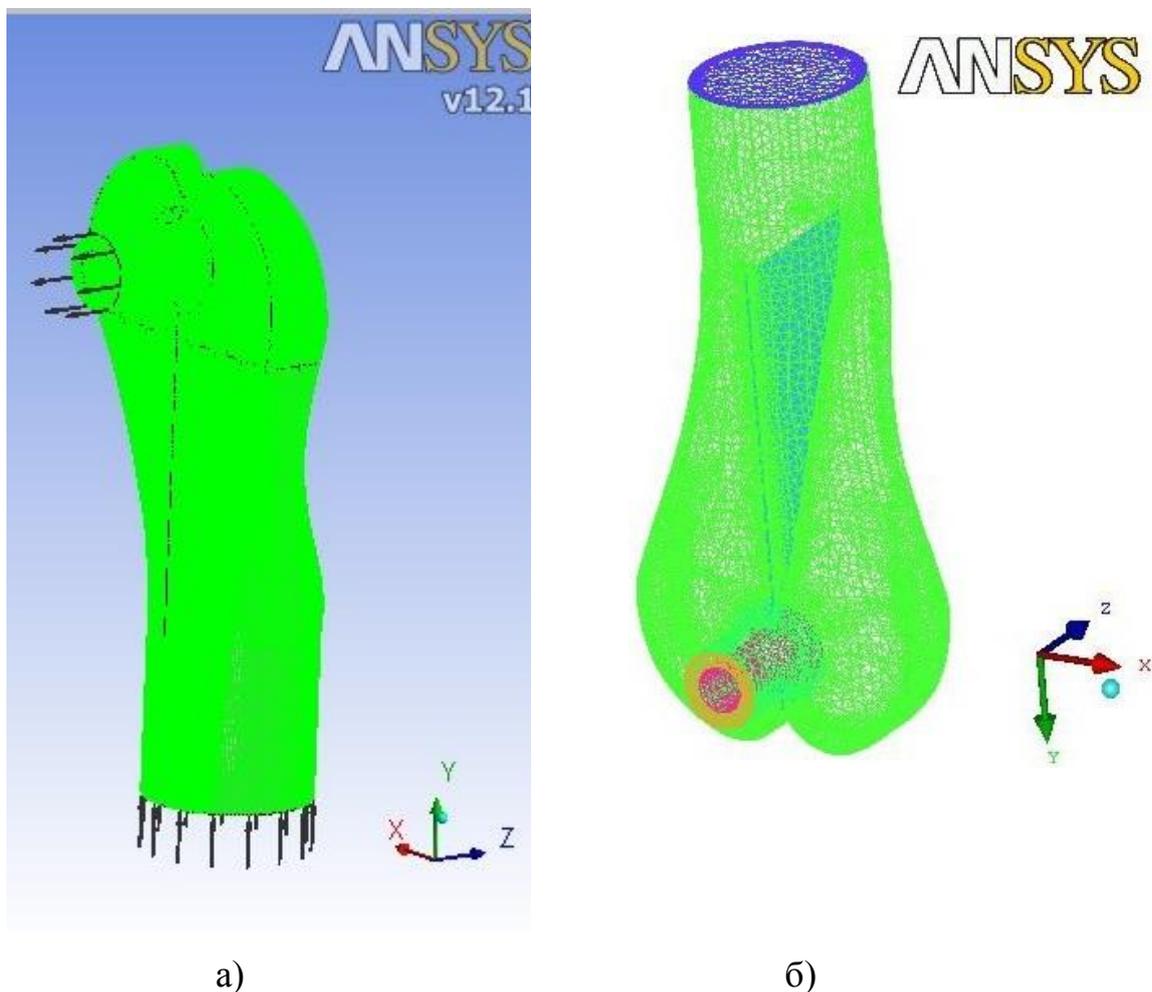


Рис. 4.1.1.6. Блочнo-структурированная (а) и неструктурированная (б) сетки всасывающей камеры [18]

Тип элементов для неструктурированной сетки — тетраэдры, у стенок — призмы.

Для моделирования течения в пограничном слое создавались 15 сгущенных призматических слоёв у стенок и ребер патрубка.

После построения сетки производился контроль её качества. Вначале производилось сглаживание сетки — автоматическая оптимизационная перестройка сетки. Затем проверялась скошенность ячеек. Для

неструктурированной сетки рекомендованное значение минимального угла скошенности ячейки — 18° . Если находились углы, значения которых были меньше 18° , то производилась постепенная корректировка данного параметра посредством шагового увеличения этого угла до 18° .

Для сетки данного типа параметр $Y_{\max}^+ = 140$.

Таким образом, была построена сетка с количеством элементов 1000 тыс.

Задание граничных условий

Постановка граничных условий реализовывалась следующим образом.

Численный эксперимент проводился при стационарной постановке задачи (SteadyState) с дозвуковым течением (Subsonic) идеального газа (AirIdealGas). Во вкладке HeatTransfer (перенос тепла) включалась опция TotalEnergy (полная энергия).

На поверхности Inlet (рис. 4.1.1.7, а), через которую поток попадает в расчетную область, задавались значения полного давления и полной температуры, соответствующие техническому заданию:

— $T_n^* = 288 \text{ K}$;

— $P_n^* = 0,097 \text{ МПа}$.

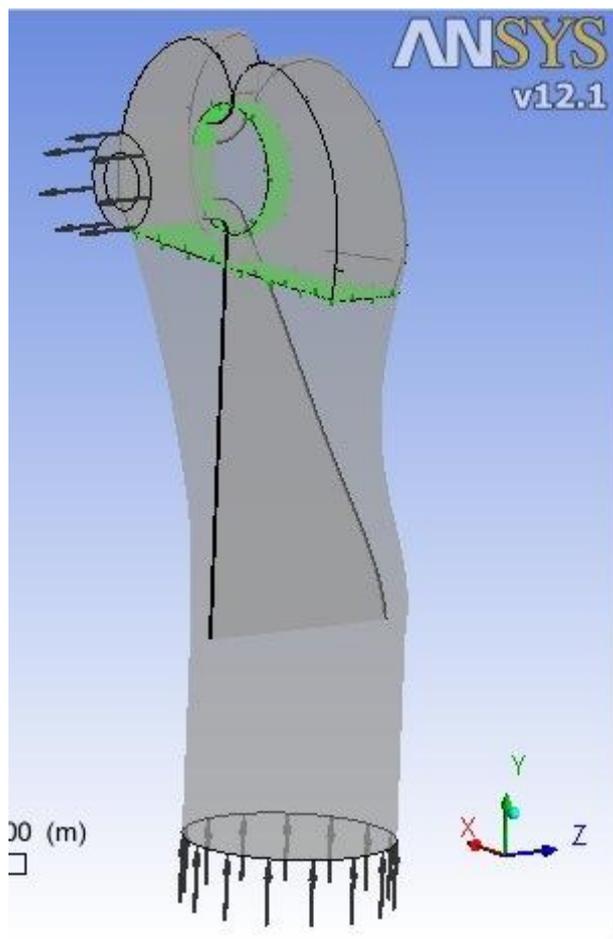


Рис.4.1.1.7. Граничные условия на входе и выходе всасывающей камеры [18]

На поверхности Outlet (рис. 4.1.1.7), через которую поток выходит из расчетной области, задавалось значение массового расхода, которое соответствует расчетному режиму работы ступени. Значение массового расхода — $\bar{m} = 0,882$ кг/с.

На поверхностях Wall (ребра патрубка и вся оставшаяся поверхность стенок) задавалось условие гидравлически гладкой твердой стенки, свойствами которой являются непроницаемость и прилипание к ней молекул воздуха.

В блочно-структурированной сетке при соединении всех 4 блоков между собой на поверхностях соприкосновения блоков задавалось условие

Interface для передачи параметров потока без изменения (рис. 4.1.1.7). При этом сетки остаются фиксированными друг относительно друга. Поток в неизменном виде переходит из одной области в другую.

Расчёт производился при двухслойной модели турбулентности Флориана-Ментера (FlorianMenter) *SST* (ShearStressTransfer), т.к. она является наиболее универсальной и разработана на основе базовых проверенных моделей $k-\epsilon$ и $k-\omega$. Пригодность модели показана в работе [45].

Обработка и анализ результатов расчета

После получения сходимости решения были проведены анализы результатов. На рис. 4.1.1.8 представлены линии тока, что позволяет увидеть характер течений вдоль всей всасывающей камеры и по сечениям.

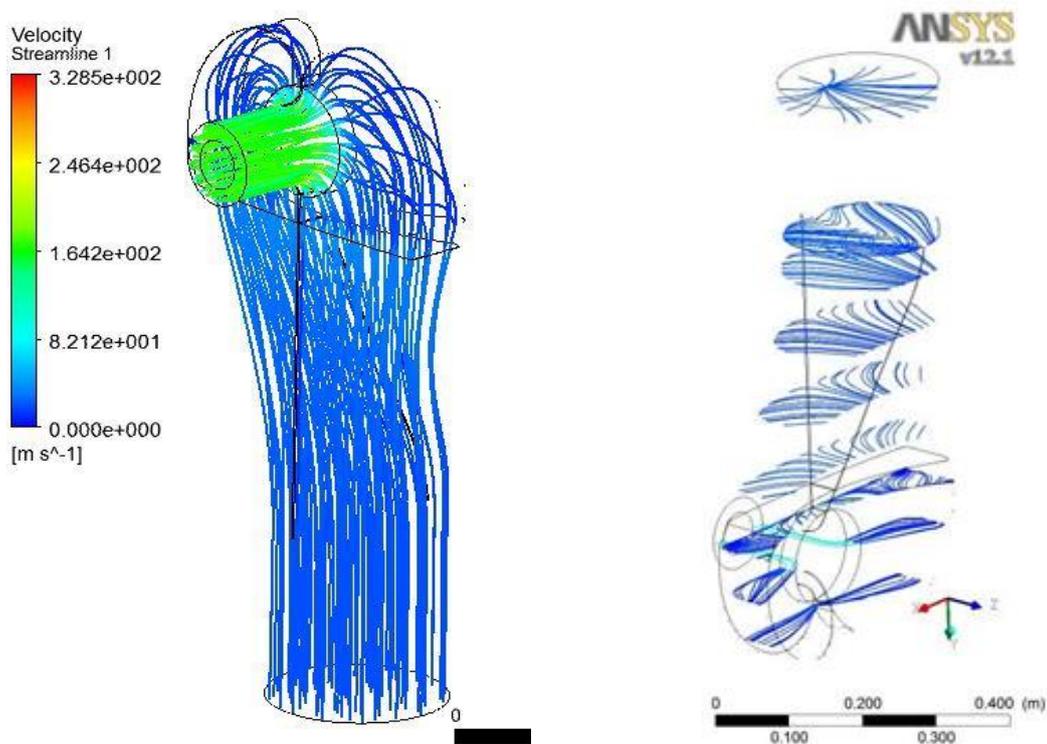


Рис. 4.1.1.8. Линии тока вдоль всей всасывающей камеры и по сечениям [18]

Так же было проанализировано течение в выходном участке камеры, который располагается перед рабочим колесом. На рис. 4.1.1.9 представлено расположение контрольных сечений выходного участка и центральных углов в выходном участке камеры (вид со стороны выхода из камеры).

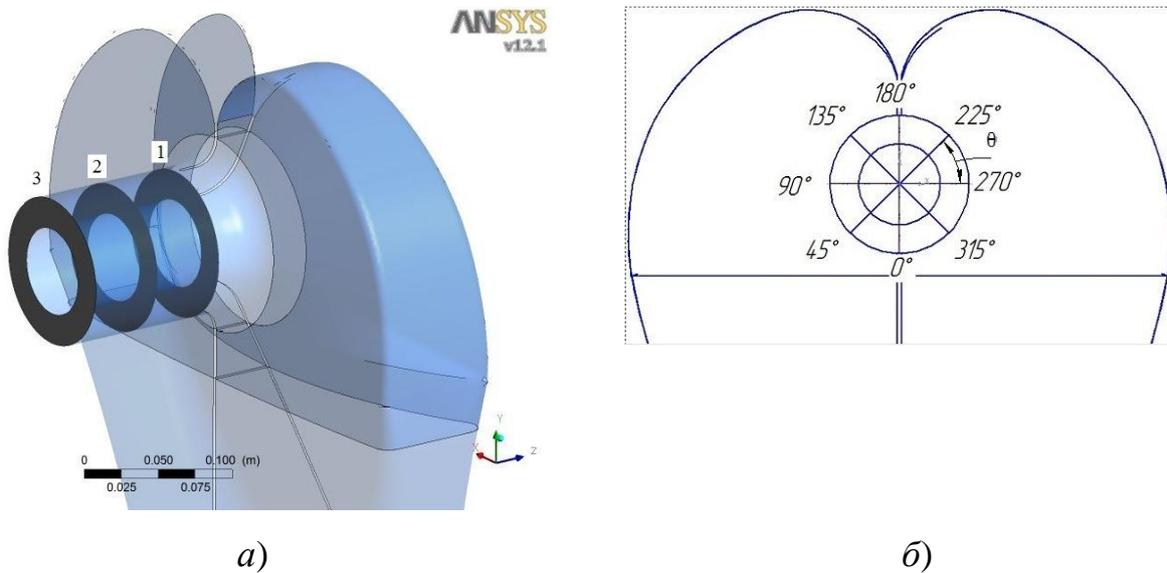


Рис. 4.1.1.9. Расположение контрольных сечений в выходном участке камеры (а) и центральных углов (б, вид со стороны выхода) [18]

На рисунке 4.1.1.10 представлена окружная неравномерность скорости C_z по контрольным сечениям 1, 2 и 3.

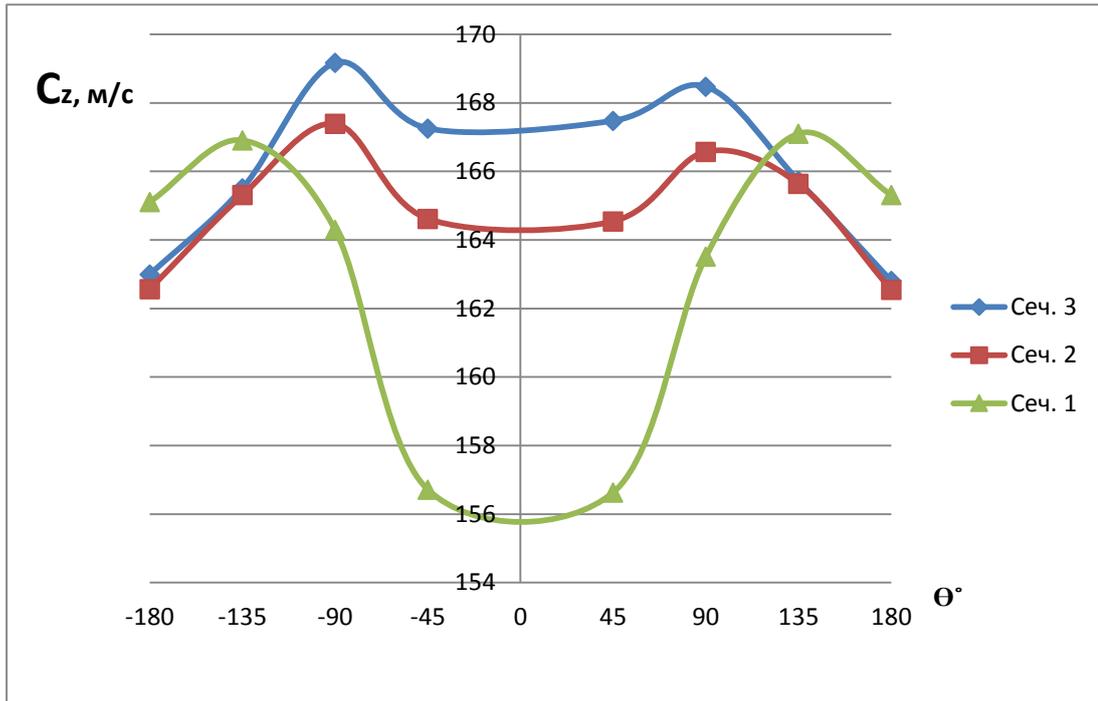


Рис. 4.1.1.10. Окружная неравномерность скорости C_z по контрольным сечениям 1, 2 и 3 [18]

Из рисунка 4.1.1.10 видно, что неравномерность c_z вызвана наличием следа за разделительными ребрами. Также видно, что неравномерность C_z по окружности заметно уменьшается уже через 2 диаметра цилиндрического участка по его длине к выходу из камеры.

На рисунках 4.1.1.11 — 4.1.1.12 представлены эпюры окружной составляющей скорости C_u в контрольных сечениях 1, 2 и 3.

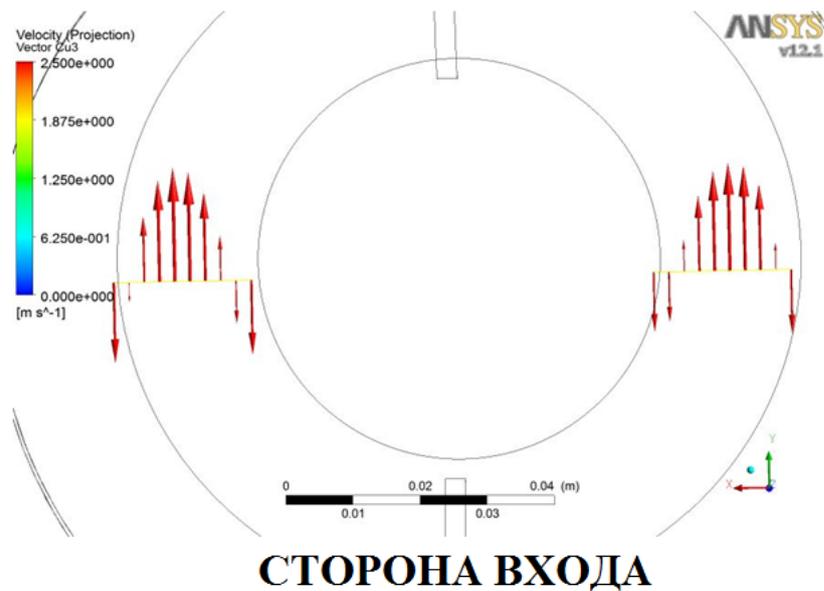


Рис. 4.1.1.11. Эпюры окружной составляющей скорости C_u в контрольном сечении 1 [18]

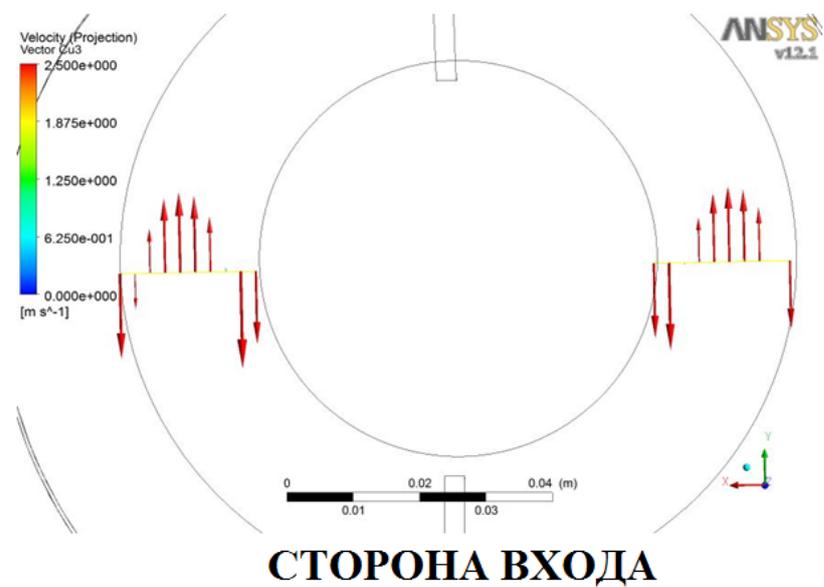


Рис. 4.1.1.12. Эпюры окружной составляющей скорости C_u в контрольном сечении 2 [18]

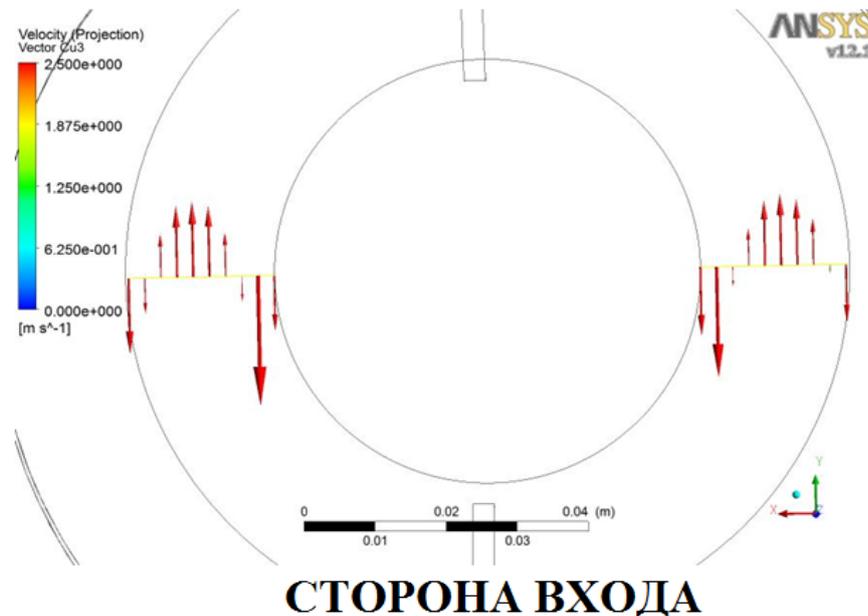


Рис. 4.1.1.13. Эпюры окружной составляющей скорости C_u в контрольном сечении 3 [18]

Данная незначительная составляющая окружной скорости в сечении 1, 2 и 3 вызвана радиальным подводом потока.

На рисунке 4.1.1.14 представлена окружная неравномерность скорости C_u по контрольным сечениям 1, 2 и 3 при условии положительного обхода по часовой стрелке по всей окружности.

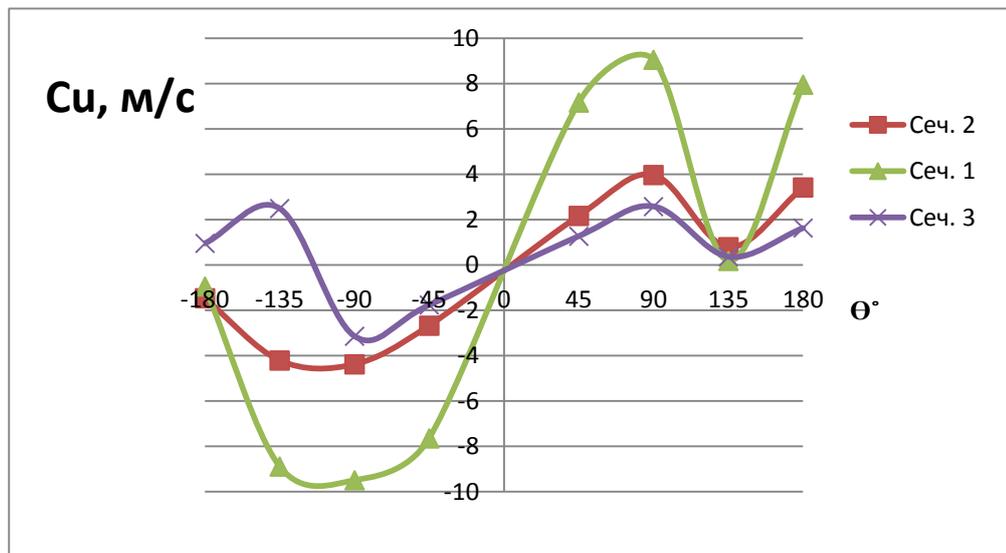


Рис. 4.1.1.14. Распределение окружной составляющей скорости C_u по контрольным точкам [18]

На рисунке 4.1.1.15 представлены линии тока в контрольном сечении 1 камеры.

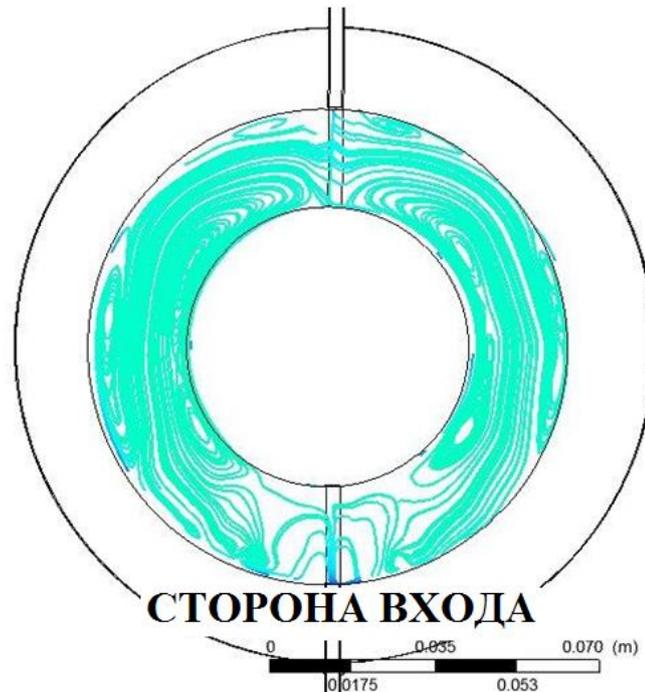


Рис. 4.1.1.15. Линии тока в контрольном сечении 1 [18]

Из рисунков 4.1.1.11 — 4.1.1.14 видно, что имеющаяся неравномерность потока по C_u так же существенно уменьшается уже через 2 диаметра цилиндрического участка по его длине. Линии тока (рис. 4.1.1.15) иллюстрируют возникновение вторичных течений по стенкам канала, что так же видно по векторам скоростей в районе пограничных слоёв на рисунках 4.1.1.11 — 4.1.1.13.

Для оценки качества входной камеры были посчитаны критерии оценки качества, такие как:

— коэффициент потерь всего входного устройства:

$$\zeta = \frac{2(P_{вх}^* - P_{вых}^*)}{\rho_{вх} C_{вх}^2} = \frac{2(97000 - 94329)}{1,171 \cdot 19,816^2} = 11,6,$$

где $P_{\text{вх}}^*$, $P_{\text{вых}}^*$ — давление по полным параметрам на входе и выходе соответственно, $\rho_{\text{вх}}$ — плотность потока на входе, $C_{\text{вх}}$ — скорость потока на входе;

— конфузорность камеры:

$$\frac{C_{\text{вых}}}{C_{\text{вх}}} = \frac{166,163}{19,816} = 8,39,$$

где $C_{\text{вых}}$, $C_{\text{вх}}$ — выходная и входная скорости в камере соответственно;

— критерии, характеризующие неравномерность скоростей потока на выходе из камеры:

$$\chi = \frac{C_{\text{вых}}^2}{C_z^2} = \frac{166,163^2}{166,888^2} = 1,003,$$

где $C_{\text{вых}}$ — абсолютная скорость на выходе, $C_{z\text{вых}}$ — расходная составляющая скорости на выходе.

Таким образом закрутки потока на выходе из камеры практически нет.

Значения, необходимые для расчетов, были взяты из подпрограммы ANSYS CFD-Post. В данной подпрограмме значения статических давлений осредняются с помощью функции AreaWeightedAverage, вычисляющей среднее значение параметра по поверхности осреднения. Все остальные параметры осреднялись с помощью функции MassFlowWeightedAverageAbsolute (осреднение с учетом массового расхода).

Выводы по сравнению результатов расчета при структурированной и неструктурированной сетках

При сравнении значений P^* , P , T^* , T , C на входе и выходе, коэффициента потерь, рассчитанного по скорости на входе и выходе для

структурированной и неструктурированной сеток, между собой, погрешность составила $\delta=0,01-0,03\%$.

Погрешность рассчитывается по формуле:

$$\delta = \frac{x_{\text{ст}} - x_{\text{нест}}}{x_{\text{ст}}} \cdot 100\%,$$

где x — параметр потока или коэффициент потерь, индексы «ст» и «нест» — для структурированной и неструктурированной сеток соответственно.

Структура потока моделируется так же практически одинаково при разных типах сетки.

Для наиболее точного сравнения двух типов сетки необходимо строить неструктурированную сетку с количеством ячеек в 4 раза превышающим количество ячеек структурированной сетки, в связи с тем, что в одном гексаэдре помещается 4 тетраэдра.

Но в ядре потока размер ячеек не существенен, поскольку главное, чтобы были смоделированы необходимые сгущения и призматические слои у стенок.

Исходя из полученных результатов сравнения расчётов потока при различных типах сетки и оценки влияния типа сетки на результаты расчёта, можно сделать вывод о том, что для входных устройств турбокомпрессоров в одинаковой степени применимы оба типа сеток.

Необходимо отметить, что построение блочно-структурированной сетки несоизмеримо более трудоёмкий и длительный процесс, требующий высокой квалификации исполнителя, в отличие от построения неструктурированной сетки, которое осуществляется в кратчайшие сроки, производится автоматически с контролем со стороны исполнителя параметров сетки.

На основании вышеизложенного можно рекомендовать для входных устройств турбокомпрессоров производить построение

неструктурированных расчётных сеток, состоящих из тетраэдров в ядре потока и призм в зоне пограничного слоя у стенок в программном пакете ICEM CFD без потери качества расчётов

4.1.2. Проектирование и расчет обтекания регулируемого входного направляющего аппарата первой ступени центробежного компрессора

Целью работы является исследование влияния числа лопаток регулируемого входного направляющего аппарата (РВНА) на коэффициент потерь и угол отставания потока в ступени центробежного компрессора, а так же выбор оптимального числа лопаток [12].

На первом этапе проведено газодинамическое проектирование РВНА с числом лопаток 11 (по рекомендациям [30]). На втором этапе с применением программного комплекса Ansys CFX было исследовано влияние различного числа лопаток РВНА ($z=7$, $z=9$, $z=11$, $z=13$, $z=15$, $z=17$) на показатели его эффективности: коэффициент потерь по полным параметрам ζ^* и угол отставания потока на выходе из лопаточного аппарата δ° . По результатам исследования выбрано оптимальное значение числа лопаток РВНА для данных параметров работы первой ступени центробежного компрессора.

В ходе работы была построена трехмерная модель лопаточного сектора РВНА с помощью программы BladeGen пакета AnsysCFX; построена блочно-структурированная расчетная сетка РВНА в программе TurboGrid для дальнейшего расчета течения в CFX-Pre. Результаты расчетов обработаны в программе CFD-Post, а также построены линии тока скоростей и давления.

Исследование проводилось для лопаточного сектора на нерасчетном режиме работы компрессора с условным коэффициентом расхода больше расчётного и равным $\Phi=0,099$; безударному натеканию на лопатки

рабочего колеса (РК) при данном режиме работы соответствует угол установки РВНА $\alpha_{л} = 20^\circ$.

На рис. 4.1.2.1 показан общий вид расчетной области лопаточного сектора РВНА с числом лопаток $z=11$.

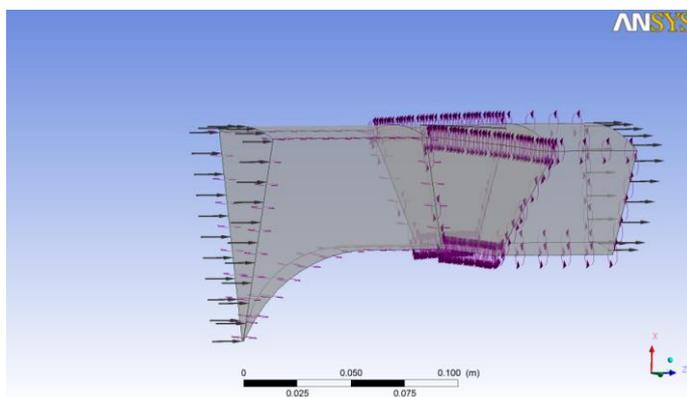
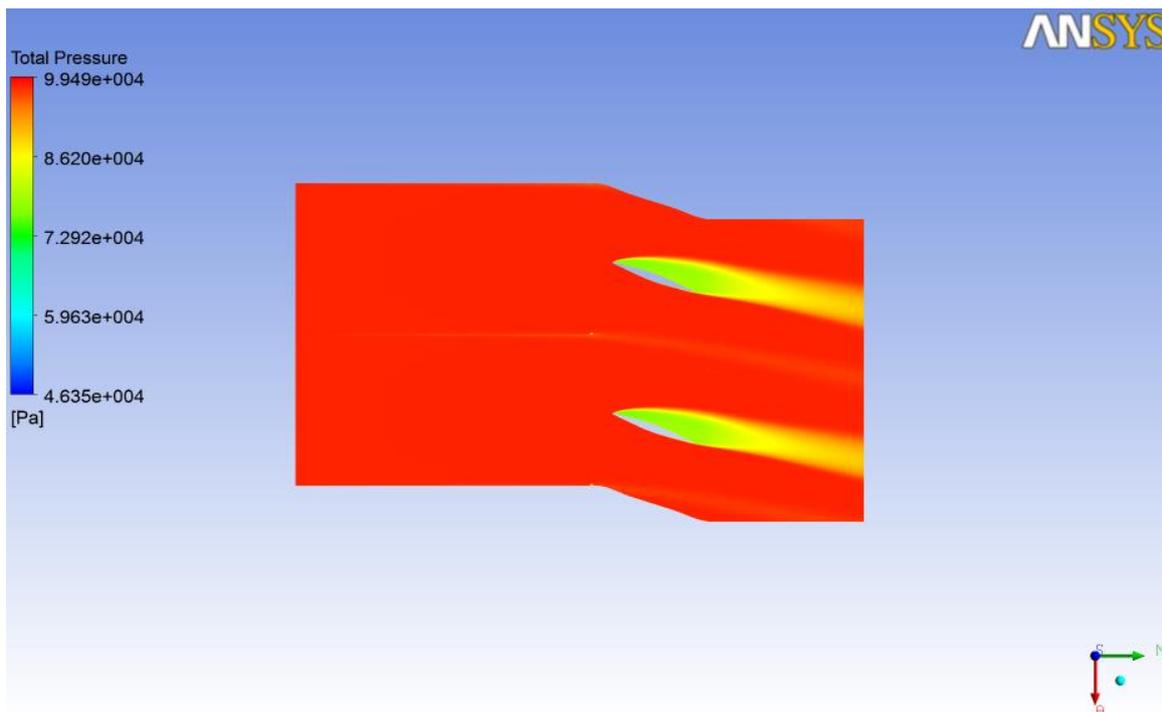


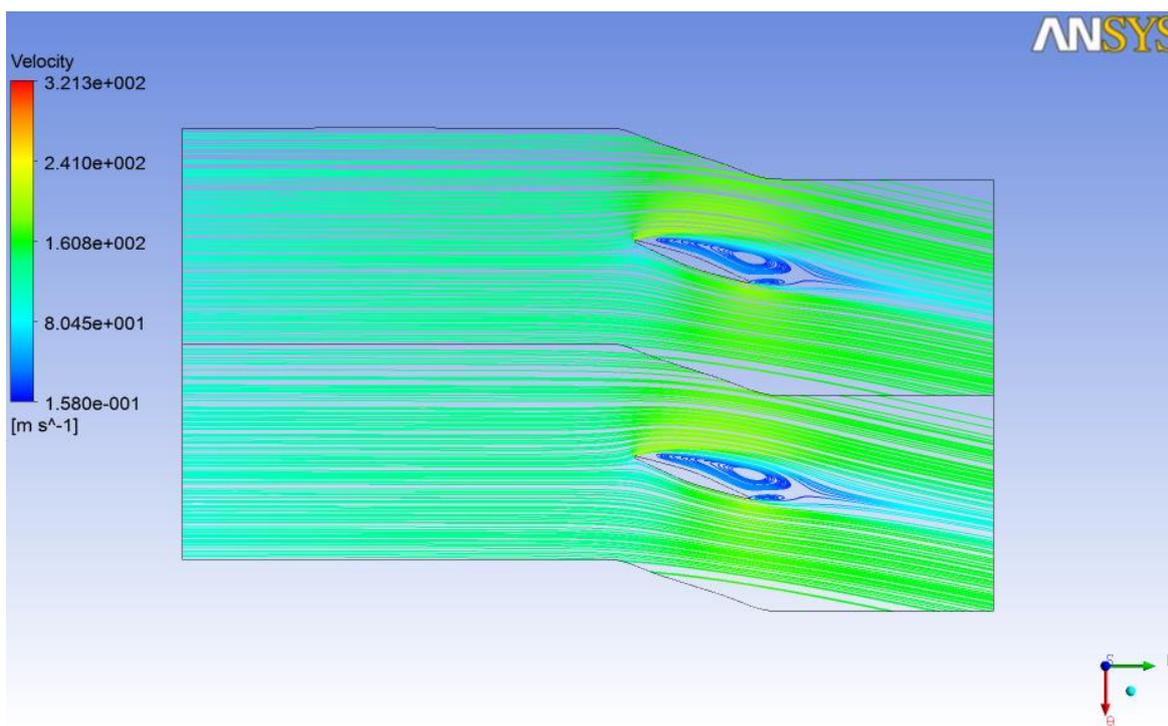
Рис. 4.1.2.1. Общий вид расчетной области лопаточного сектора РВНА с числом лопаток $z=11$ [12]

Граничные условия для расчета: полное давление на входе в расчетную область РВНА $P_n^* = 98100$ Па; полная температура на входе в расчетную область РВНА $T_n^* = 293$ К; массовый расход через РВНА $\bar{m} = 3,5$ кг/с.

При изменении числа лопаток РВНА получены разные картины течения (рис. 4.1.2.2 — 4.1.2.3).



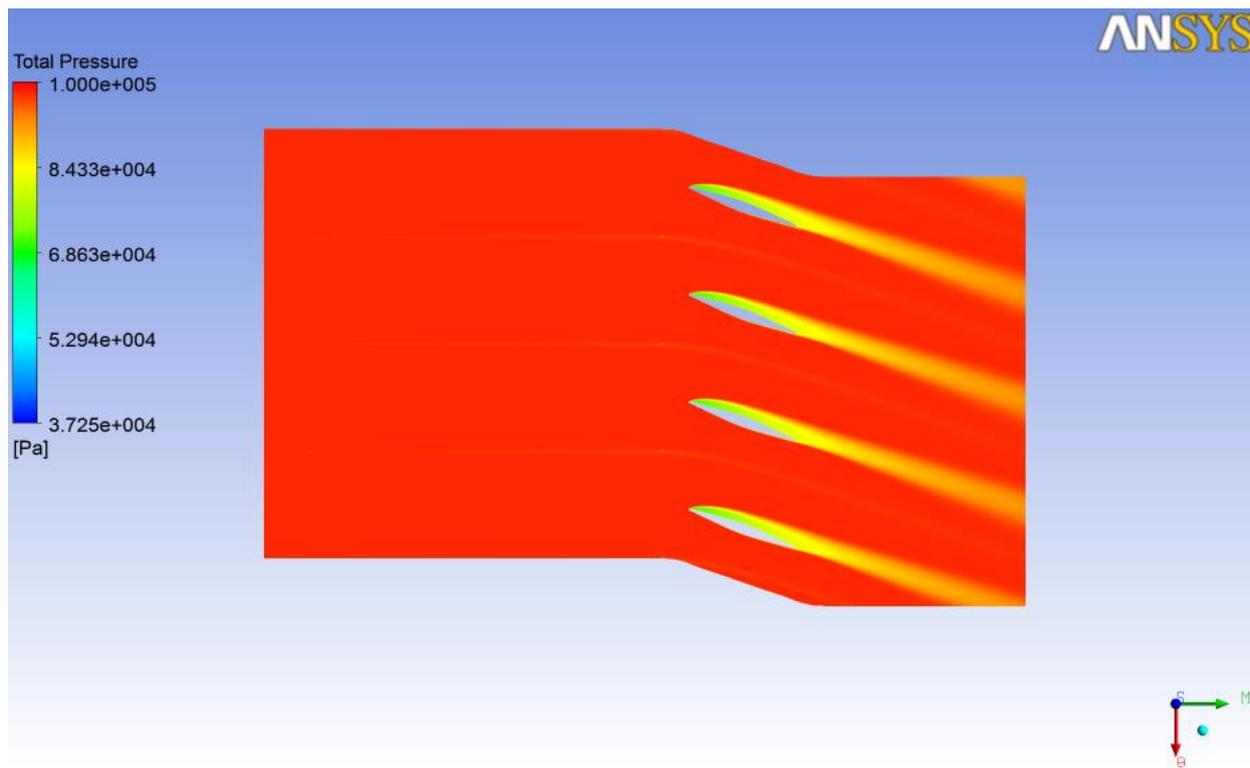
а)



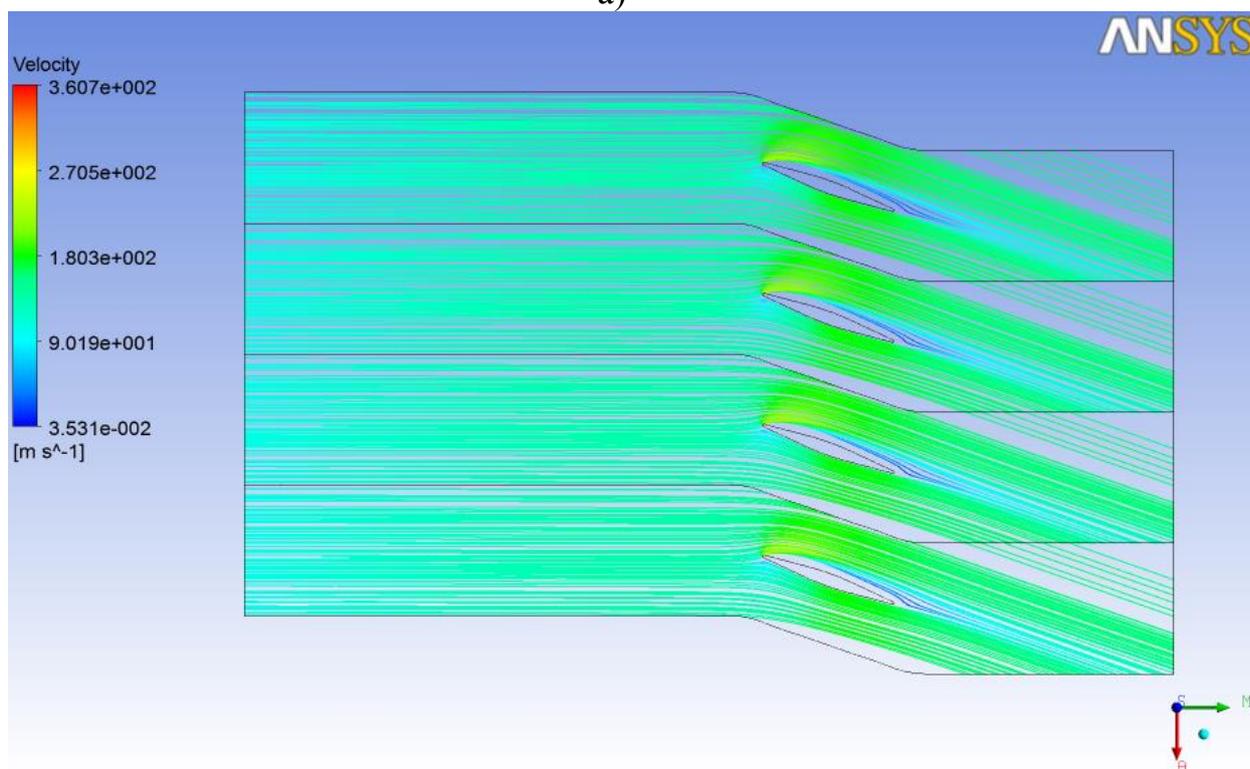
б)

Рис 4.1.2.2. Структура потока для РВНА с числом лопаток $z=9$
а) распределение полного давления; б) линии тока и значения скорости

[12]



а)



б)

Рис.4.1.2.3. Структура потока для РВНА с числом лопаток $z=17$
а) распределение полного давления; б) линии тока и значения скорости [12]

Угол отставания, согласно [7], рассчитывался по формуле:

$$\delta^\circ = \alpha_{\text{л}} - \alpha,$$

где $\alpha_{\text{л}}$ — угол лопатки на выходе; α — угол потока.

Угол отставания для РВНА с числом лопаток $z=17$:

$$\delta^\circ_{17} = 20 - 19,606 = 0,394 \text{ град.}$$

Результаты расчетов для других вариантов приведены в таблице 4.1.2.1.

Таблица 4.1.2.1

Значения угла отставания δ° в зависимости от числа лопаток z РВНА

z	7	9	11	13	15	17
δ°	10,686	7,614	4,759	1,938	1,077	0,394

Коэффициент потерь по полным параметрам, согласно [7], рассчитывался по формуле:

$$\zeta^* = \frac{P_n^* - P_0^*}{\rho_n \frac{c_{z0}^2}{2}}$$

где P_n^* — давление по полным параметрам на входе в РВНА; P_0^* — давление по полным параметрам на выходе из РВНА; ρ_n — плотность газа на входе в РВНА; c_{z0} = осевая составляющая абсолютной скорости в сечении $0-0$.

Коэффициент потерь по полным параметрам для РВНА с числом лопаток $z=17$:

$$\zeta^* = \frac{98100 - 96405}{1,106 \frac{140,2^2}{2}} = 0,156 .$$

Результаты расчетов для других вариантов приведены в таблице 4.1.2.2.

Таблица 4.1.2.2

Значения коэффициента потерь ζ^* в зависимости от числа лопаток z РВНА

z	7	9	11	13	15	17
ζ^*	0,143	0,160	0,161	0,175	0,166	0,156

На рис. 4.1.2.4 представлены зависимости угла отставания потока δ° и коэффициента потерь по полным параметрам ζ^* РВНА в зависимости от числа лопаток z .

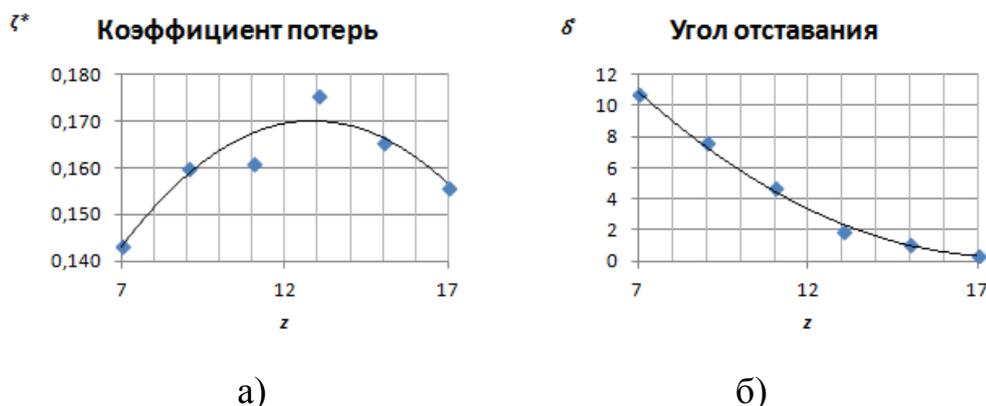


Рис.4.1.2.4. Графики зависимости:

- а) коэффициента потерь ζ^* от числа лопаток z ; б) угла отставания δ от числа лопаток z [12]

Из анализа структуры потока выявлено, что у задних стенок лопаток образуются завихрения и отрыв, которые уменьшаются с ростом числа лопаток. По построенным графикам видно, что наименьшие потери у РВНА с 7 лопатками, но в то же время угол отставания максимальный. Для РВНА с малым количеством лопаток преобладают потери отрыва над потерями трения. Для РВНА с большим количеством лопаток преобладают потери трения, а потери отрыва минимальны.

Оптимальным вариантом является РВНА с числом лопаток $z=17$, имеющим относительно малый коэффициент потерь и минимальный угол отставания. Подтвердить выбор можно, сравнив коэффициент стеснения τ'

этого варианта РВНА и для рабочего колеса первой ступени. Необходимо обеспечить условие, чтобы стеснение потока в РВНА было меньше, чем в РК. Это условие необходимо для того, чтобы РВНА не являлся дросселем на пути потока к рабочему колесу. Коэффициент стеснения определяется по формуле:

$$\tau' = 1 - \frac{\delta \cdot z}{\pi \cdot D_{cp}},$$

где δ — максимальная толщина лопаток на среднем радиусе; z — число лопаток, D_{cp} — средний радиус лопаточного венца РВНА.

Коэффициент стеснения для РВНА с 17 лопатками:

$$\tau'_{17} = 1 - \frac{3 \cdot 17}{3,14 \cdot 156} = 0,896.$$

Коэффициент стеснения для проточной части рабочего колеса рассчитывается аналогично коэффициенту стеснения для РВНА и составляет $\tau'_{рк} = 0,889$. Таким образом, $\tau'_{17} > \tau'_{рк}$, т.е. РВНА не будет создавать избыточного сопротивления потоку.

4.1.3 Исследование различных форм радиальных входных устройств центробежного компрессора и влияния количества дефлекторов

Объектами исследования для CFD-моделирования являются 5 компьютерных моделей радиальных всасывающих камер, полностью идентичных камерам, испытанным на Невском заводе, называемые в дальнейшем КВР1, КВР2, КВР3, КВР4, КВР5 [45].

Предметом данного исследования являются показатели эффективности приведённых камер, а также картины структуры потока, полученные в ходе расчёта.

Целью работы является:

1) выполнение расчёта и анализа течения в пяти всасывающих камерах центробежного компрессора с помощью пакета программ ANSYSCFX, а также определение картин структуры потока на различных участках расчётной области;

2) расчёт относительной скорости \bar{c}_2 , коэффициента статического давления K_p и коэффициента потерь ζ для каждой камеры;

3) сравнение полученных результатов моделирования с экспериментальными данными исследования Невского завода и заключение о возможности применения пакета программ ANSYSCFX для расчёта течения во всасывающих камерах центробежных компрессоров;

4) исследования влияния дефлекторов в одной из всасывающих камер и составление выводов о целесообразности или нецелесообразности внесения каких-либо изменений в конструкцию камеры.

В результате проведённой работы необходимо выявить оптимальную конструкцию всасывающей камеры среди исследованных вариантов. Также необходимо сделать вывод о возможности применения программного пакета ANSYS CFX для совершенствования всасывающих камер центробежных компрессоров.

CFD-исследование всасывающих камер центробежного компрессора

В ходе численного исследования рассматривались 5 различных моделей всасывающих камер центробежного компрессора, называемые, как и раньше, КВР1, КВР2, КВР3, КВР4, КВР5.

Подготовка к расчёту всех радиальных входных камер проводилась в 3 этапа:

1) создание CAD-модели всасывающей радиальной камеры в программном комплексе Pro/Engineer Wildfire 5.0. Для построения всех пяти камер использовались чертежи, предоставленные Невским заводом. К трехмерной модели каждой камеры был добавлен протяжённый выходной

участок постоянного наружного и втулочного диаметра после конфузора, длиной $l = 2 \cdot D_0$, где D_0 — наружный диаметр выходного участка, равный диаметру на входе в рабочее колесо. Данный участок был сделан для исследования изменения по его длине неравномерности потока после конфузора. CAD-модели исследуемых камер представлены на рис. 4.1.3.1.

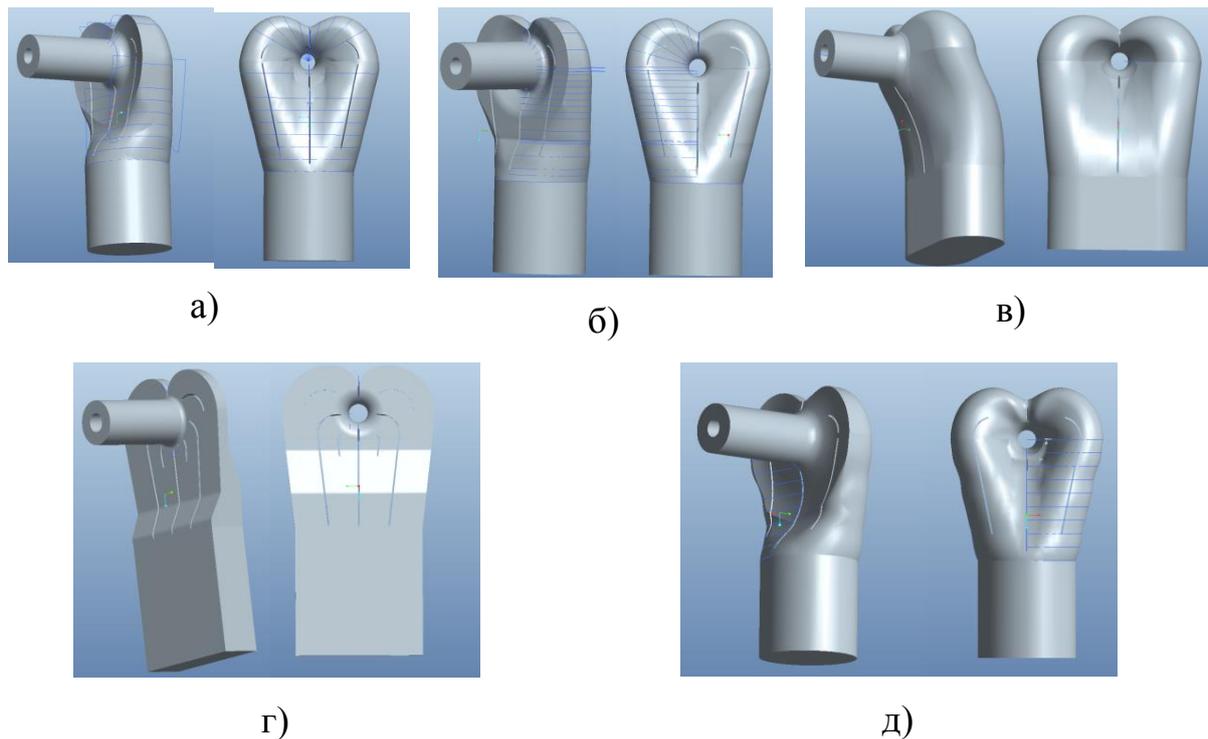


Рис. 4.1.3.1. CAD-модели исследуемых камер а) KBP1, б) KBP2, в) KBP3, г) KBP4, д) KBP5 [45]

2) Построение неструктурированной сетки в программном модуле ANSYS ICEM CFD 14.0 с необходимыми сгущениями у стенок. В ядре потока элементами являются тетраэдры, у стенок 15 призматических слоёв. Количество элементов неструктурированной сетки для каждой камеры сведены в таблицу 4.1.3.1.

Таблица 4.1.3.1

Число элементов сетки каждой камеры

Название камеры	КВР1	КВР2	КВР3	КВР4	КВР5
Число элементов	1300000	9020185	4397106	2474375	2979233

3) В модуле CFX-Pre были заданы граничные условия для расчёта. Для получения характеристик при разных расходах задавались два типа граничных условий:

— полные давления и температуры на входе и выходе из камеры с условием двустороннего проникновения течения через вход и выход (условие Opening);

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

Параметры на входе в камеры при расчёте соответствуют экспериментальным условиям:

Полная температура $T^* = 293 \text{ K}$,

Полное давление $P^* = 98100 \text{ Па}$.

Массовый расход в диапазоне $\bar{m} = 0,3 - 4,285 \text{ кг/с}$.

Газ — воздух.

Расчёт производился при модели турбулентности SST, так как она является наиболее универсальной и разработана на основе проверенных двухпараметрических моделей $k - \varepsilon$ и $k - \omega$, объединяя в себе их лучшие свойства.

За расчётный режим исследуемой камеры принят расход $\bar{m}_p = 2,2 \text{ кг/с}$, так же соответствующий минимальному коэффициенту потерь в камерах и максимальному КПД ступени. Этот расход так же соответствует расчётному расходу модельной камеры Невского завода. Так как при эксперименте все камеры исследовались на стенде с одной и той же

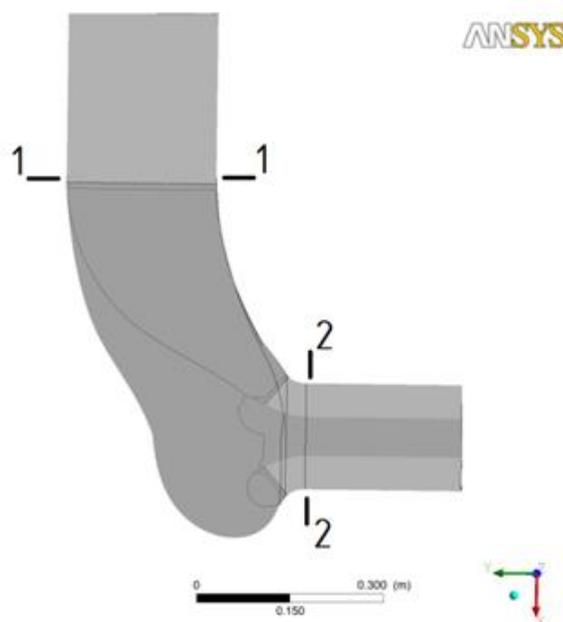
модельной ступенью, расчётный расход у них одинаков, так как расчётный расход ступени не изменяется.

Анализ результатов численного эксперимента

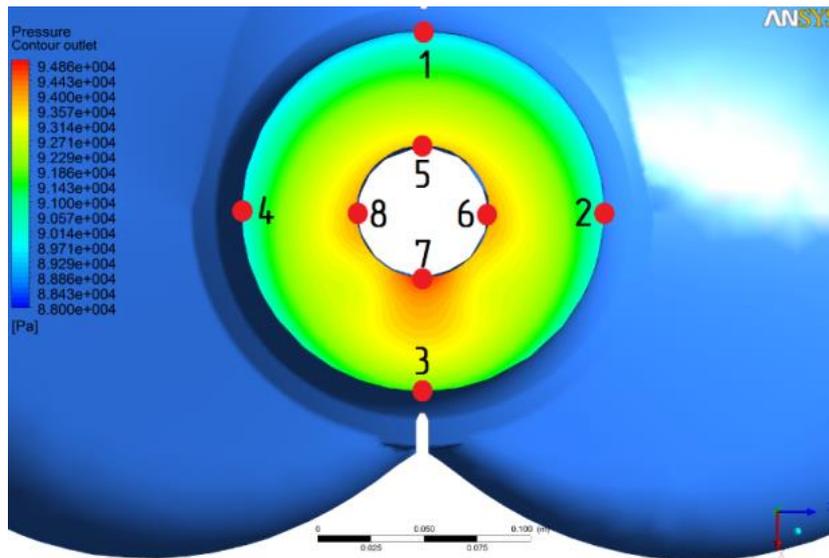
В результате численного расчёта по значению коэффициента потерь лучшей оказывается камера КВР3, худшей — КВР4. Остальные занимают промежуточное положение между ними.

Анализ результатов был проведен для каждой камеры. Далее пример анализа потока будет представлен для камеры КВР3.

На рис. 4.1.3.2, а представлено размещение сечений 1–1 и 2–2, соответствующих входному и выходному сечениям модельных камер Невского завода. На рис. 4.1.3.2, б представлена схема точек отбора статического давления в сечении 2 для модельных камер при натурном эксперименте и в соответствующей плоскости компьютерной модели, а также поле статических давлений.



а)



б)

Рис. 4.1.3.2. Результаты CFD моделирования для входного устройства КВРЗ а) размещение сечений 1–1 и 2–2; б) схема точек отбора статического давления в выходном сечении для модельной камеры Невского завода и в соответствующей плоскости компьютерной модели; поле статических давлений [45]

На рис. 4.1.3. 3 представлено сравнение распределения относительной скорости $\bar{c}_2 = c_{2i}/c_{2cp}$ в сечении 2, где i — точка отбора статического давления, которое измерялось путем дренирования стенок камеры.

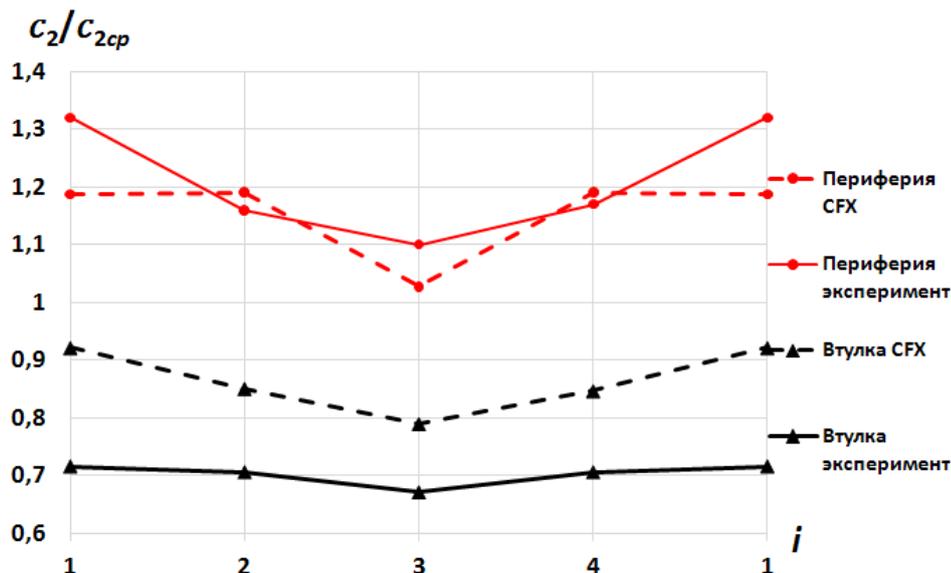


Рис. 4.1.3.3. Сравнение распределения скорости $\bar{c}_2 = c_{2i}/c_{2cp}$ в сечении 2 для входного устройства КВР3 [45]

Из рис. 4.1.3.3 видно качественное совпадение распределения скоростей. Количественное отличие можно объяснить возможной погрешностью измерений при натурном эксперименте и неточностью итерационных расчетов методами CFD.

На рис. 4.1.3.4 представлено распределение коэффициента статического давления K_p по окружности в сечении 2–2 входного устройства КВР1, где i — точка отбора статического давления. Коэффициент потерь определяется по формуле:

$$K_p = \frac{P_{1cp} - P_{2i}}{\rho_{2i} \cdot \frac{c_{2cp}^2}{2}},$$

где P_{1cp} — статическое давление во входном сечении перед входной камерой, располагающемся за прямолинейным участком постоянного диаметра; P_{2i} и ρ_{2i} — статическое давление и плотность соответственно в сечении 2 в точке отбора i , c_{2cp} — среднее значение скорости потока на выходе из входной камеры.

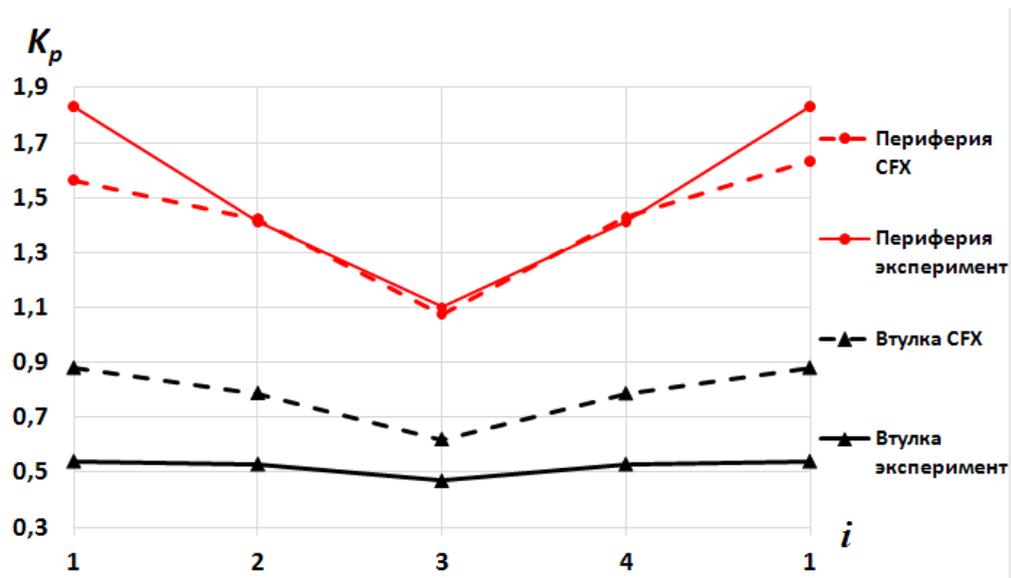


Рис. 4.1.3.4. Сравнение распределения коэффициента статического давления K_p по окружности в сечении 2–2 для устройства КВРЗ [45]

Из рис. 4.1.3.4, так же как и для рис. 4.1.3.3, видно качественное совпадение коэффициента статического давления. Количественное отличие объясняется теми же причинами. Распределение на периферии практически совпадает, за исключением значения в точке 1. В этой точке влияние на замеры оказывало близкое расположение разделительного ребра. В точке 3 сказывается наличие низкоэнергетической зоны (кромочного следа) за разделительным ребром.

Коэффициент потерь для камеры определяется по формуле:

$$\zeta = \frac{P_{1cp}^* - P_{2cp}^*}{\rho_{2cp} \cdot \frac{c_{2cp}^2}{2}},$$

где P^* — полные давления.

По результатам натурных экспериментальных исследований на Невском заводе коэффициент потерь камеры на расчётном режиме равен $\zeta_{exp_p} = 0,05$.

Коэффициент потерь камеры на расчётном режиме по результатам расчёта в ANSYS CFX:

$$\zeta_{CFD_p} = \frac{P_{1cp}^* - P_{2cp}^*}{\rho_{2cp} \cdot \frac{c_{2cp}^2}{2}} = \frac{98096,7 - 97812,375}{1,117 \cdot \frac{96,2^2}{2}} = 0,055.$$

Отличие расчёта ζ от экспериментального значения составляет около 9%, причём $\zeta_{CFD_p} > \zeta_{exp_p}$. Данная погрешность является допустимой и говорит о хорошем подобии расчётов для входного устройства КВР1.

Общие выводы по результатам расчёта пяти камер

Таким образом, в результате численного расчёта по значению коэффициента потерь лучшей оказалась камера КВР3 ($\zeta = 0,055$), худшей — КВР4 ($\zeta = 0,293$). Остальные занимают промежуточное положение между ними (КВР1 $\zeta = 0,013$, КВР2 $\zeta = 0,115$, КВР5 $\zeta = 0,092$).

На рис. 4.1.3.5 показаны сводные графики полученных для относительной скорости \bar{c}_2 , данные значений коэффициента потерь ζ сведены в таблицу 4.1.3.2.

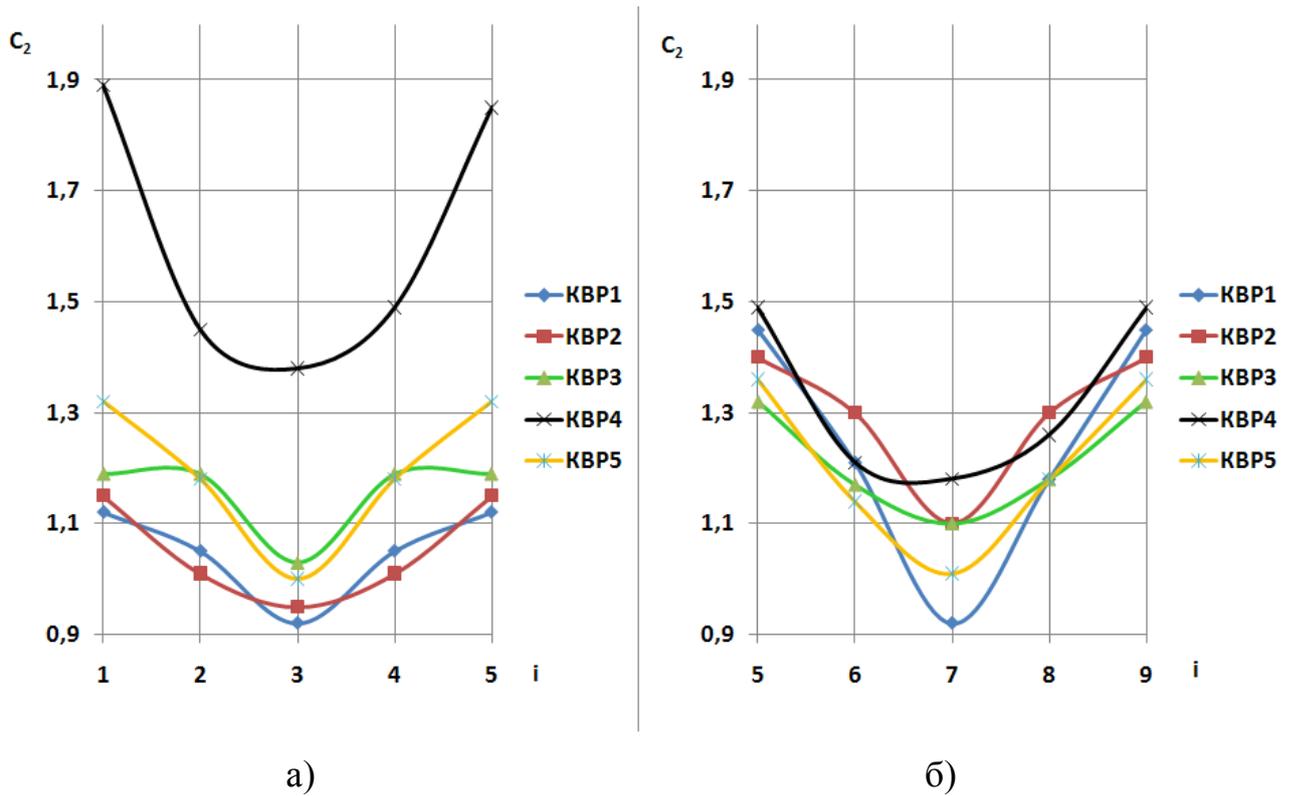


Рис. 4.1.3.5. Распределение относительной скорости \bar{c}_2 на периферии для пяти камер: а) по результатам расчёта CFD, б) по результатам натурального эксперимента Невского завода [45]

Таблица 4.1.3.2

Коэффициент потерь ζ для пяти вариантов камер

Вариант камеры	Коэффициент потерь ζ	
	По результатам CFD	Экспериментальные
КBP1	0,13	0,11
КBP2	0,115	0,055
КBP3	0,055	0,05
КBP4	0,293	0,35
КBP5	0,092	0,19

В ходе оптимизации одного из вариантов всасывающей радиальной камеры было произведено исследование влияния на параметры потока боковых рёбер камеры. Результаты исследования доказывают, что присутствие на пути потока рёбер значительно повышает вероятность возникновения отрывных и обратных течений на них, вызванных ударным обтеканием при установке ребер без учета направления потока. Полное же отсутствие рёбер в камере значительно повышает окружающую неравномерность потока, при этом все же снижается коэффициент потерь с 0,293 до 0,229, высокие значения которого вызваны наличием ударного обтекания ребер. Таким образом, профилированию боковых рёбер входной камеры должно уделяться особое внимание.

Результаты расчёта показывают хорошее соответствие реальному потоку и могут быть использованы для дальнейших исследований и рекомендаций к использованию ANSYS CFD для расчётов всасывающих радиальных камер центробежных компрессоров. На данном примере показана возможность повышения эффективности входных устройств турбокомпрессоров методами CFD.

Исследование влияния дефлекторов на эффективность камеры

Для исследования влияния дефлекторов на эффективность камеры была выбрана камера КВР4, т.к. её конструкция позволяет сделать изменения более наглядными.

По итогам анализирования результатов численного эксперимента было выявлено, что наилучшими характеристиками обладает камера КВР3, в которой отсутствуют боковые дефлекторы. Поэтому было принято решение — в процессе исследования убрать сначала часть, а затем и все боковые дефлекторы из КВР4.

На рис. 4.1.3.6 представлены различия в геометрической форме между исходным вариантом и двумя изменёнными вариантами камеры 4.

В дальнейшем изменённые варианты камеры КВР4 без коротких дефлекторов и полностью без них носят названия КВР4–v1 и КВР4–v2 соответственно.

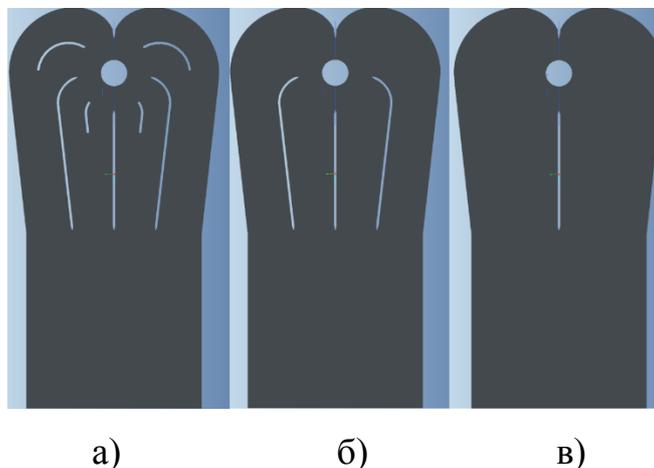


Рис. 4.1.3.6. CAD-модели вариантов камеры КВР4: а) КВР4, б) КВР4–v1, в) КВР4–v2 [45]

Для изменённых камер строились распределения относительной скорости c_2/c_{2cp} , коэффициента статического давления K_p и рассчитывался коэффициент потерь ζ . Значения рассчитанных в CFD коэффициентов потерь для трёх вариантов сведены в таблицу 4.1.3.3. Значения рассчитанных в CFD относительной скорости и коэффициента статического давления в сравнении с этими же величинами для исходной камеры 4 приведены на рис. 4.1.3.7 и рис. 4.1.3.8.

Таблица 4.1.3.3

Коэффициент потерь ζ для КВР4, КВР4–v1 и КВР4–v2

Параметр	Вариант камеры		
	КВР4	КВР4–v1	КВР4–v2
Коэффициент потерь ζ	0,293	0,291	0,229

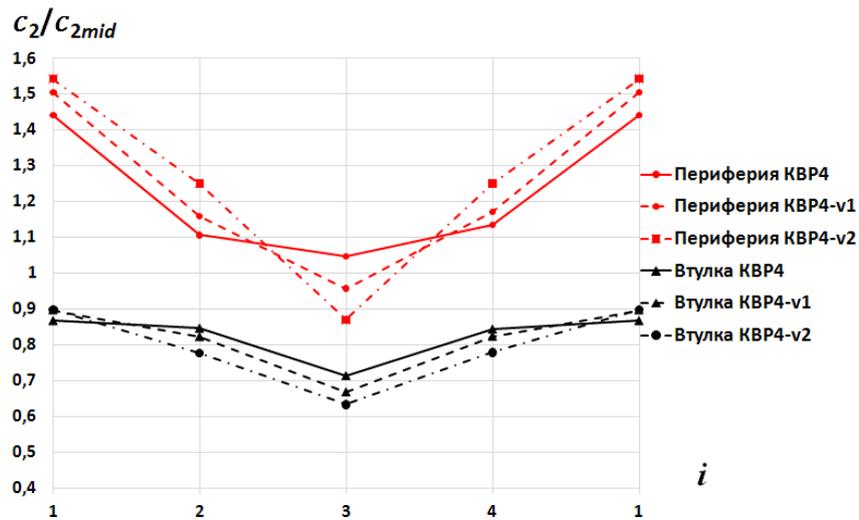


Рис. 4.1.3.7. Сравнение распределения скорости $\bar{c}_2 = c_{2i}/c_{2cp}$ по результатам расчета в CFX [45]

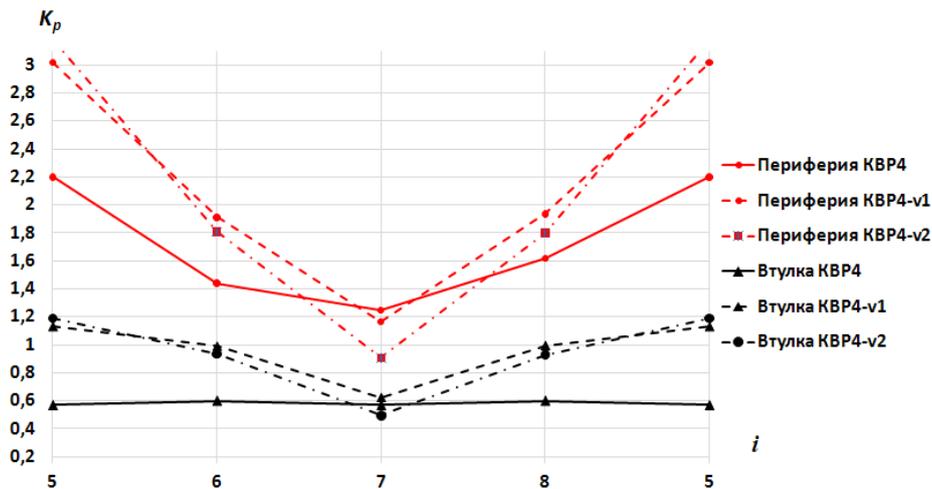


Рис. 4.1.3.8. Сравнение распределения коэффициента статического давления K_p по результатам расчета в CFD [45]

В результате того, что в камере КВР4 была убрана часть рёбер, коэффициент потерь практически не изменился, в то время, как поток стал менее равномерным. Полученная неравномерность объясняется тем, что из камеры были убраны разделительные рёбра, которые стабилизировали поток.

Камера полностью без рёбер показывает значительно лучшее значение коэффициента потерь из-за отсутствия возникающих при обтекании ребер потерь. Неравномерность потока в камере без ребер имеет наибольшее значение по сравнению с вариантами с ребрами. Таким образом наличие в камере разделительных рёбер вносит бóльшие потери, но делает поток более равномерным, что соответствует реальной структуре потока.

Следовательно, при проектировании всасывающих камер наличие и количеству дефлекторов необходимо уделять особое внимание и для анализа можно использовать CFD расчеты.

Опыт исследования входных устройств с помощью CFD-методов показывает, что расчёт в CFD-программах согласуется с данными натурального эксперимента. И расчёт, и эксперимент подтверждают, что возможны изменения конструкции, которые приведут к улучшению работы входного устройства. Основываясь на этой работе и предыдущих CFD-расчётах, авторы утверждают, что подобные программы можно с уверенностью использовать для анализа, улучшения и изменения радиальных всасывающих камер. Описанная задача решалась при стационарной постановке (RANS). Наблюдаемые при натурном эксперименте нестационарные явления в течении можно смоделировать при нестационарной постановке задачи – URANS, однако это занимает на порядок больше счетного времени.

Так же исследования показывают, что помимо широко используемых программ для построения сетки, таких как ICEM CFD, Turbogrid, Solid Works, Fluent, могут быть использованы и другие программы. Например, University of Florence использует для построения гибридных сеток для радиальной входной камеры программы Centaur Software и True Grid [48].

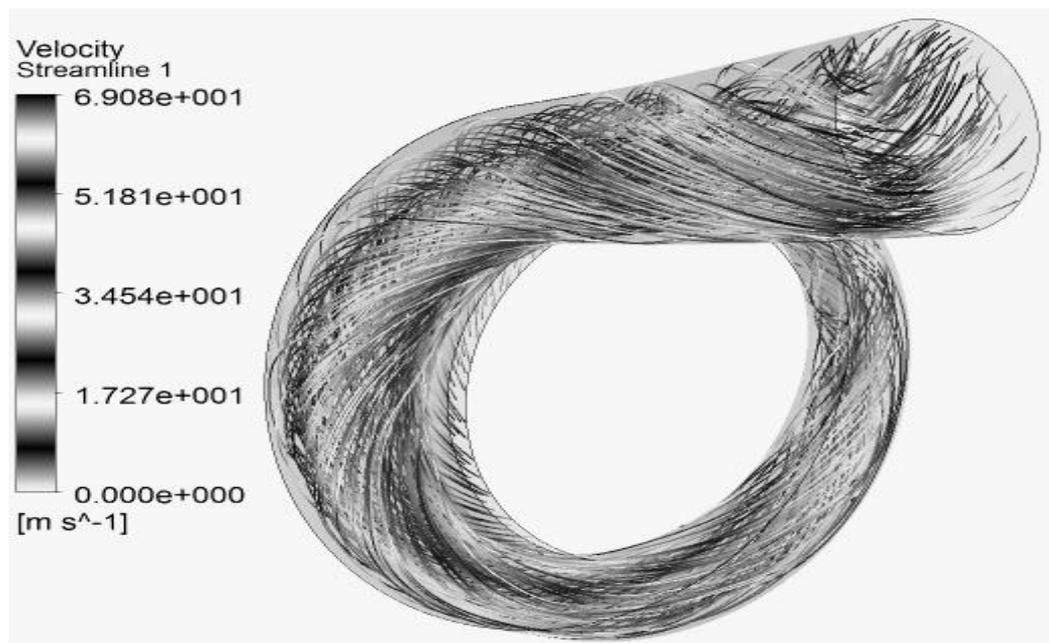
4.2 ВЫХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА

4.2.1. Выходная спиральная камера центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 32 МВт

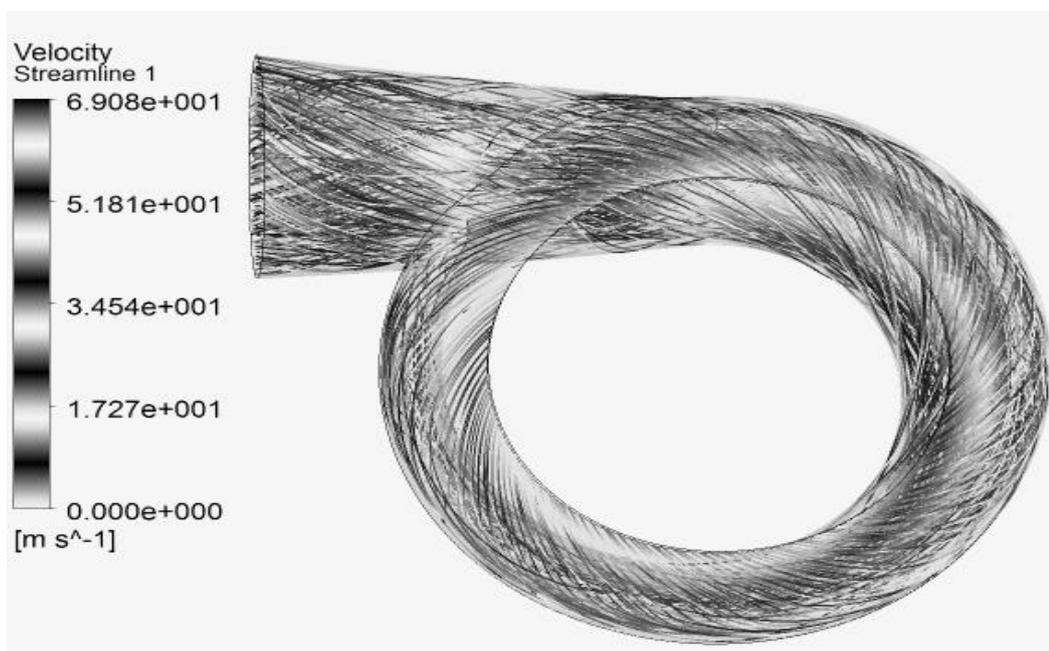
Проведено исследование течения в выходной спиральной камере, или улитке, центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата, спроектированной на Невском заводе [14]. Рабочая среда — метан, с давлением на выходе 11,86 МПа и производительностью, отнесённой к начальным условиям, 505 м³/мин. Для моделирования течения в ANSYS CFX был произведен перевод на нормальные условия на входе и на рабочую среду - воздух. Таким образом, полное давление на входе $P_{inl}^* = 99997$ Па, полная температура на входе $T_{inl}^* = 293^0$ К, расход на выходе $\bar{m} = 7$ кг/с, угол потока на входе в безлопаточный диффузор $\alpha_3 = 30^0$.

В сеточном генераторе ICEM CFD была построена расчётная неструктурированная сетка из 4900000 ячеек, с 9 сгущающимися к поверхности призматическими слоями. Моделирование проводилось для идеального газа, модель турбулентности — Shear Stress Transport.

При 200 итерациях было получено сошедшееся решение, время расчета составило 5 часов. На рисунках 4.2.1.1 представлены линии тока в камере.



а)



б)

Рис. 4.2.1.1. Линии тока газа в выходной улитке:
а) вид со стороны выхода из спиральной камеры; б) вид со стороны
входа [14]

Коэффициент потерь камеры по полным параметрам:

$$\zeta_{inl}^* = \frac{P_{inl}^* - P_{out}^*}{\rho_{inl} \frac{C_{inl}^2}{2}} = \frac{99997 - 99515}{1,173 \cdot \frac{55,94}{2}} = 0,26.$$

По максимальному значению параметра Y^+ анализировалось качество построенной сетки у стенок спиральной камеры для моделирования пограничного слоя и возможных отрывов потока. Для данной модели турбулентности значение Y^+ не превышает 300 и для построенной сетки равно 116.

На кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» проводилось моделирование характеристик проточной части полной расчетной модели двухступенчатого центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики (CFD-Computer Fluid Dynamics) и сравнение с экспериментальными данными.

Объектом исследования является двухступенчатый центробежный компрессор с условным коэффициентом расхода $\Phi_p=0,069$ и отношением давления по полным параметрам $\Pi^*=1,46$ на расчетном режиме. Расчетная область центробежного компрессора для CFD-моделирования состоит из следующих элементов: всасывающая камера, первая ступень, вторая ступень, выходная улитка. Первая ступень состоит из рабочего колеса с радиальными цилиндрическими лопатками, лопаточным диффузором и обратно-направляющим аппаратом. Вторая ступень состоит из рабочего колеса с радиальными цилиндрическими лопатками и лопаточным диффузором. Обе ступени компрессора выполнены с междисковыми зазорами и лабиринтными уплотнениями.

По безразмерной пристеночной координате $Y^+ \sim 2$ осуществлялся выбор модели турбулентности и построение расчетной сетки. Построена расчетная сетка, предназначенная для соответствующей низкорейнольдсовой RANS (осреднение уравнений Навье-Стокса по числу

Рейнольдса) модели турбулентности $k-\omega$. Передача параметров через межсеточные интерфейсы лопаточных аппаратов осуществлялось через функцию stage (осреднение параметров потока по окружности) [10]. Расчет производился для одного лопаточного сектора. Все расчеты проводились с применением суперкомпьютерных технологий в Ansys CFX 14.5 на кластере СПбПУ.

В результате расчета было получено сошедшееся решение, определяемое падением уровня невязок ниже 10^{-3} , а также неизменностью абсолютной скорости потока точек мониторинга.

По результатам расчета смоделированы характеристики двухступенчатого центробежного компрессора. Определенные значения коэффициента полезного действия КПД и отношения давлений по полным параметрам проводилось с последующим сравнением с экспериментальными данными. Испытания для компрессора проводились на воздухе при атмосферном давлении и температуре.

Анализируя полученный результат, был сделан вывод: на расчетном режиме занижение КПД на $\sim 3,5\%$ и отношения давлений Π^* на $0,6\%$ в относительных единицах и на $\sim 3\%$ и на $0,009$ в абсолютных единицах. На нерасчетных режимах занижение КПД на $\sim (3,5\% - 8,7\%)$ в относительных единицах и на $\sim (3 - 7,5)\%$ в абсолютных единицах. Занижение отношения давлений Π^* на $(0,45\% - 2,35\%)$ в относительных единицах и на $(0,005 - 0,035)$ в абсолютных единицах.

Результаты на расчетном режиме согласуются с инженерной погрешностью для таких расчетов в 5% .

4.2.2. Выходная сборная камера центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 16 МВт

Кафедра «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ Петра Великого для ОАО «Компрессорный комплекс» провела работу по оптимизации проточной части выходного устройства — кольцевой сборной камеры (далее — КСК) постоянного сечения центробежного компрессора природного газа К308–22–1ЛСУ для линейной компрессорной станции магистрального газопровода с учетом заданных технологических и конструктивных ограничений. Геометрические параметры ограничены диаметром внешнего корпуса типа «баррель», несоосностью выходного патрубка и размером его диаметра и величинами скругляющих радиусов поперечного сечения.

Цель работы — определить оптимальную конфигурацию проточной части КСК рассматриваемого центробежного компрессора природного газа на основе численного эксперимента.

Методология проведения работы заключается в расчетно-аналитическом исследовании конфигурации проточной части выходной КСК. В процессе исследования был проведен анализ совершенства геометрической формы элементов проточной части компрессора, проведены расчеты по определению параметров работы и эффективности КСК методами вычислительной газодинамики.

По результатам работы выявлены недостатки исходной конструкции проточной части КСК (рис. 4.2.2.1), а также определены ожидаемые параметры работы и эффективность оптимизированного варианта КСК.

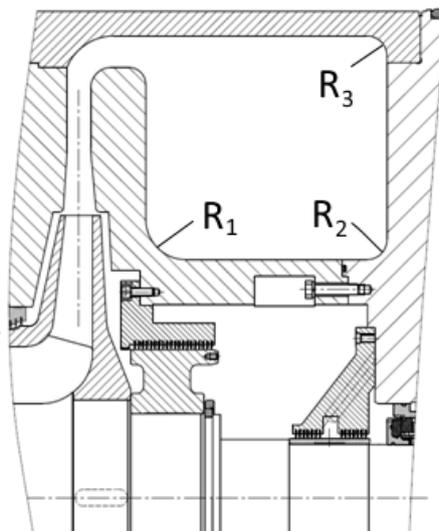


Рис.4.2.2.1. Общий вид исходной конструкции выходного устройства

Оптимальная работа КСК зависит от формы проточной части, наличия полного или неполного разделительного ребра. Рассмотрим опыт в области исследования и проектирования выходных устройств ЦК. По данным [24], введение разделительного ребра в кольцевую сборную камеру, которое устанавливается в зоне входа потока в выходной патрубке, обеспечивает улучшение показателей работы камеры и ступени. А. А. Мифтаховым и О. И. Тарабариним [25, 26] выполнено экспериментальное и теоретическое исследование выходных устройств с различной длиной разделительного ребра. Теоретические исследования показали, что удлинение разделительного ребра приводит к снижению неравномерности распределения скоростей по высоте сечения. Распределение среднерасходных скоростей в сечении по углу разворота θ указывает на то, что по мере удлинения ребра происходит снижение уровня закрутки потока C_u (окружной составляющей скорости потока). Улучшение структуры потока и снижение C_u объясняется тем, что ребро препятствует возникновению обратного течения и устраняет рециркулирующее течение.

Предполагается, что данные факторы повлияют положительно на эффективность работы кольцевой сборной камеры, особенно при повышенных расходах. Экспериментальные исследования показали, что во всех случаях установка полного и неполного разделительных ребер смещает характеристики КСК в область больших значений угла потока между расходной составляющей скорости и закруткой. Это, в соответствии с данными теоретического анализа, является результатом снижения среднерасходных скоростей, уменьшения обратного течения и интенсивности вихревой зоны у внутренней стенки патрубка. На оптимальных режимах работы, по данным исследований А. А. Мифтахова, снижения коэффициента потерь не происходит, что не согласуется с выводами работы [27]. При $\alpha_4 = \alpha_{4\text{опт}}$ наличие такого ребра устраняет рециркулирующее течение в кольцевой сборной камере. Вместе с тем, образование застойных зон в первой четверти КСК не дает возможности высказать предположение о целесообразности установки ребра. По-видимому, установка ребра, с одной стороны, устраняет дополнительные потери рециркулирующего течения, с другой, вызывает существенное повышение потерь расширения и появление потерь от удара потока, проходящего через контрольное сечение $\theta = 360^\circ$ о ребро. Установка ребра сдвигает зависимости КПД и напора в сторону больших расходов, при этом величина КПД не меняется.

W. Hans [43] и Oesterlen [51] в своих исследованиях предположили, что замена симметричной улитки круглого сечения на улитку тех же размеров, но со свернутым набок сечением, должно повысить КПД и напор ступени. Авторы объясняют это возможное увеличение КПД снижением потерь напора в улитке, который должен произойти вследствие превращения парного вихря в поперечном сечении в односторонний. F.Krisam [46], проводя подробные исследования ступеней насосов с

несоосными улитками некруглой формы, получил противоположные, в сравнении с [43] и [46] результаты — снижение КПД на 4%. Результаты [25] показывают, что эффект от изменения расположения поперечного сечения улитки относительно меридиональной оси предшествующего элемента ступени достигается только лишь в случае круглой свернутой улитки.

Ю.Н. Журавлев провел исследование формы поперечного сечения [13] применительно к КСК (аналогичное работе [46]). Испытания центробежного компрессора с двумя различными по форме сечений (круглым и прямоугольным) кольцевыми камерами показали, что лучшую эффективность обеспечила камера с прямоугольной формы сечения. Автор объясняет этот неожиданный результат уменьшением интенсивности стержневого вихря (снижением закрутки потока) в камере вследствие ее прямоугольной формы сечения.

Исследования выходных устройств А.А. Мифтаховым [24] позволили установить следующее:

- с точки зрения аэродинамического совершенства наилучшими являются несоосные улитки круглого сечения, причем коэффициент потерь напора в 1,25–1,4 раза меньше, чем коэффициент потерь лучших КСК;
- направление свертывания поперечного сечения улиток и кольцевых сборных камер не оказывает существенного влияния на эффективность работы выходного устройства;
- наибольшую эффективность работы имеет кольцевая сборная камера круглой формы сечения;
- установлено влияние величины интеграла I сечения (сечение на угле 360°) кольцевой сборной камеры на ее характеристики. Выявлено оптимальное значение I , при отклонении от которого коэффициент потерь

возрастает. С увеличением величины I характеристики кольцевой сборной камеры становятся более пологими, а коэффициент неравномерности распределения давления перед входом в сборную камеру снижается.

— при одинаковых значениях I [27] наибольшую аэродинамическую эффективность имеет сборная камера круглой или близкой к ней формы поперечного сечения.

Последние исследования, выполненные Ю.А. Фирсовой [34, 35], в отношении кольцевых сборных камер подтверждают эффективность камер круглого сечения по сравнению с прямоугольными.

По данным в доступной литературе чаще всего производился расчет кольцевых сборных камер при как можно более округлых поперечных сечениях.

Данные зависимостей потерь КПД от различных элементов расчетной области в масштабе всего компрессора будут приводиться от коэффициента формы сечения K_s , выведенным А.А. Мифтаховым и определяемого по формуле:

$$K_s = \frac{I}{2\pi b_4 \operatorname{tg} \alpha_4 \cdot K_{\Pi}},$$

где I — интеграл расчетного сечения, K_{Π} — коэффициент, учитывающий уменьшение массового расхода ввиду наличия транзитных потоков (потоков, которые сразу после поворотного колена попадают непосредственно в патрубок, минуя тем самым кольцевую часть камеры, и располагаются непосредственно перед языком). Данная поправка вводится, т.к. данный поток уже попал в патрубок минуя расчетное сечение.

Коэффициент потерь определяется по формуле:

$$\zeta_{i-i}^* = \frac{P_{in}^* - P_{out}^*}{\rho_{in} \frac{C_{in}^2}{2}}$$

Потеря КПД определялась по следующей формуле:

$$\Delta\eta_{i-i} = \zeta_i^* \frac{\left(C_{in} / U_2 \right)^2}{2\psi_T z (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})},$$

где z — число ступеней компрессора, $\beta_{тр}$ — коэффициент дискового трения, $\beta_{пр}$ — коэффициент протечек.

Индексы *in* и *out* означают соответствие параметрам входного и выходного сечения в каждом элементе расчетной области.

На рисунке 4.2.2.2 изображено положение контрольных сечений для расчета показателей эффективности элементов расчетной области, где:

- (2–2) — (4–4) – безлопаточный диффузор (БЛД),
- (4–4) — (5–5) – выходная камера,
- (5–5) — (6–6) – выходной патрубок,
- (2–2) — (6–6) – вся расчетная область.

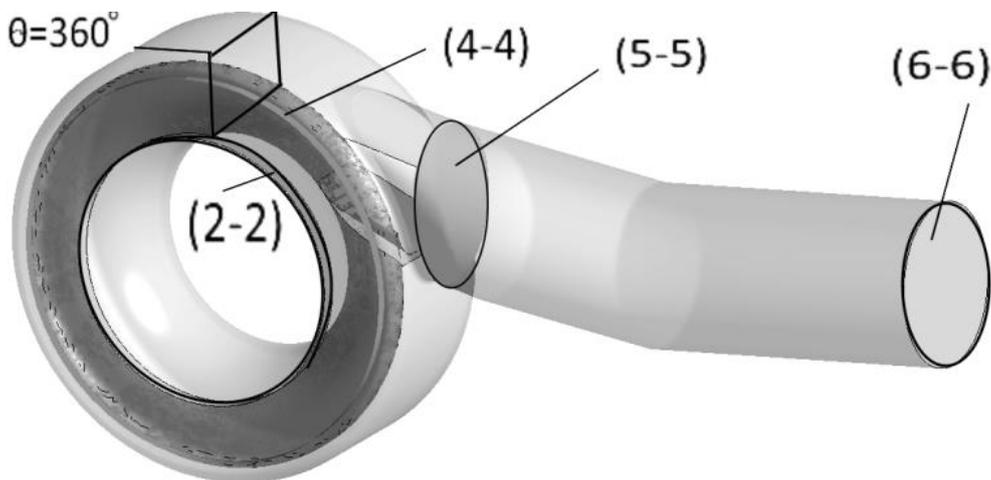


Рис. 4.2.2.2. Положение контрольных сечений

Численный эксперимент

В сеч. (2–2) на входе в безлопаточный диффузор (БЛД) для всех расчетов задавалось направление потока, соответствующее углу потока $\alpha_2=34,9^\circ$; давление полное $P^*_{in}=7392100$ Па и температура полная $T^*_{in}=311,6$ К. На выходе сеч (6–6) массовый расход, соответствовал оптимальному режиму. Используемая модель турбулентности SST (по опыту кафедры КВиХТ применимая для диффузорного турбулентного течения). Рабочее тело — реальный газ метан.

Расчёт проводился на компьютерном кластере кафедры КВиХТ итерационным способом в решателе CFX-Solver 14.5 после проведения расчетов на сеточную независимость с помощью инициализации решения с менее нагруженными параметрами граничных условий.

Контроль сходимости решения осуществлялся с помощью мониторинга среднеквадратичных отклонений «невязки» ($RMS < 10^3$), изменения небалансов по основным уравнениям сохранения менее 0,5%, а также неизменностью точек мониторинга абсолютной скорости (рис. 4.2.2.3) и неизменностью потери КПД КСК в масштабе всего компрессора (рис. 4.2.2.4).

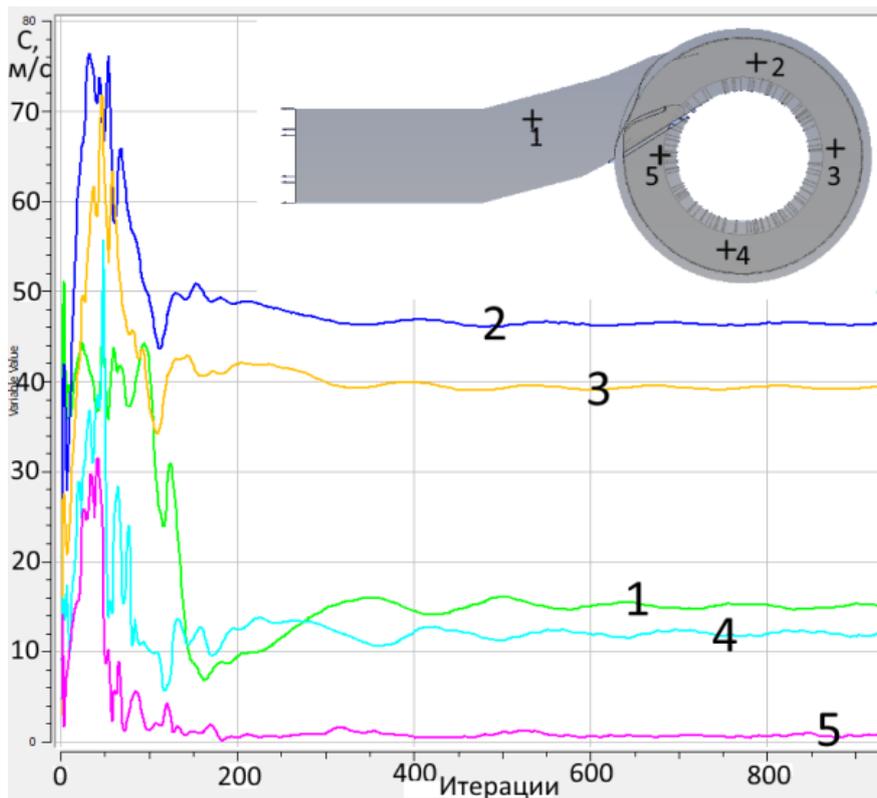


Рис. 4.2.2.3. График сходимости в точках мониторинга

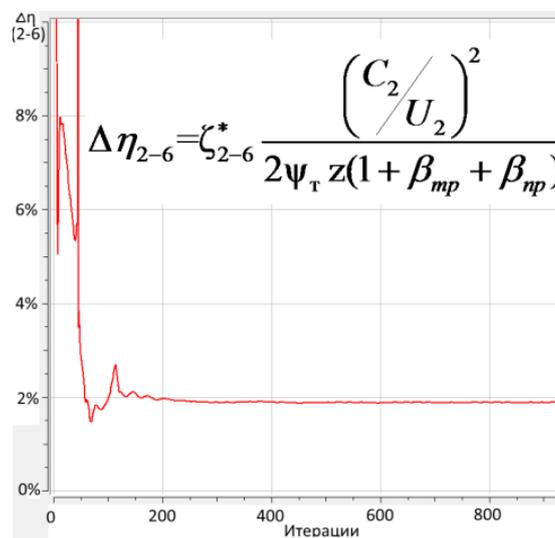


Рис. 4.2.2.4. График сходимости потери КПД

На рисунках 4.2.2.5 и 4.2.2.6 показано влияние типа формы ребра и коэффициента K_s на энергоэффективность камеры. На рисунке 4.2.2.7 показано влияние интеграла сечения I на потери КПД компрессора в

различных элементах расчетной области для округлой и остальных форм сечения камеры, при типе ребра №2.

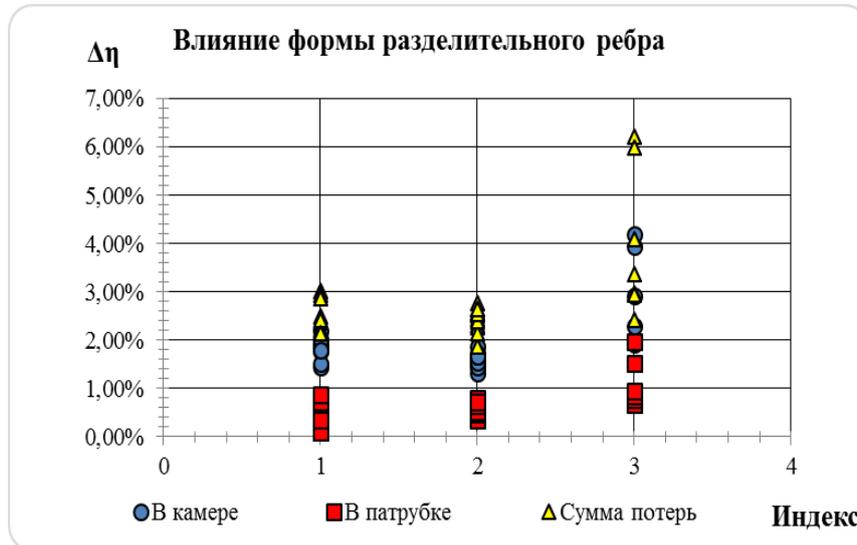
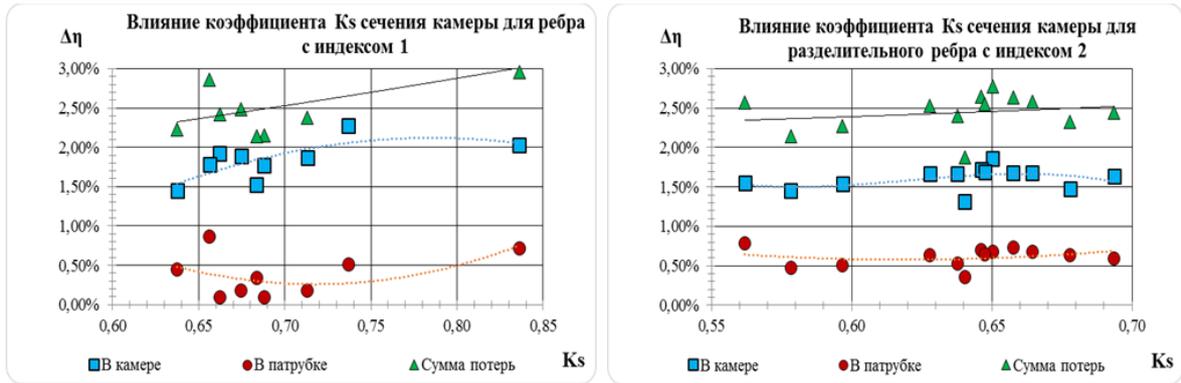
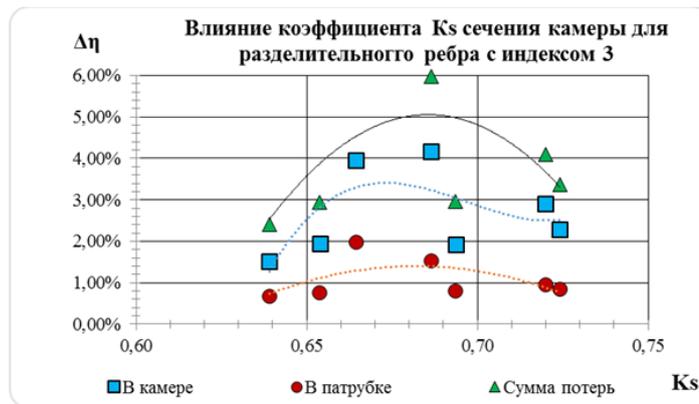


Рис. 4.2.2.5. График распределения потерь КПД в КСК для всей проточной части компрессора при 3 формах разделительного ребра: №1, 2 — неполное ребро, № 3 — полное ребро



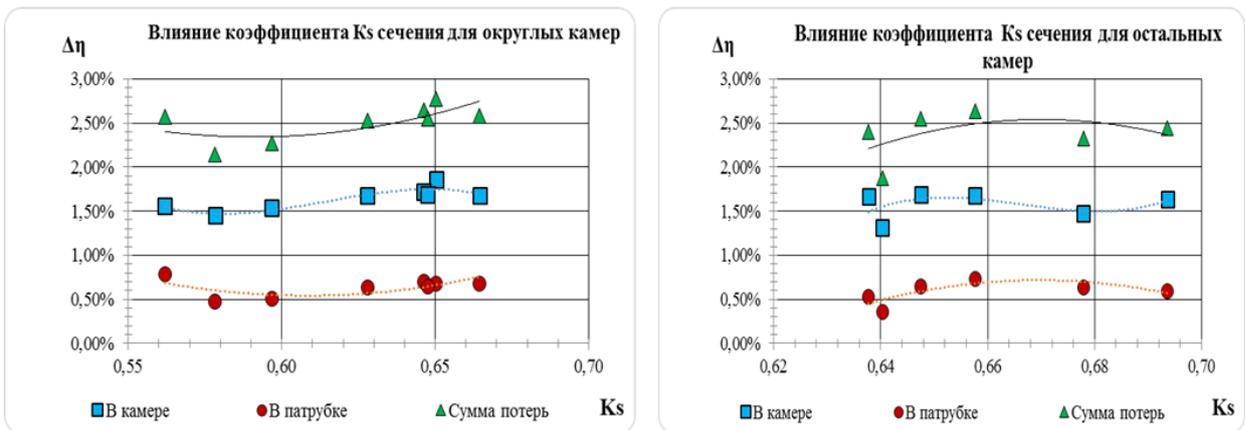
а)

б)



в)

Рис. 4.2.2.6. Влияние коэффициента K_s сечения камеры и потери КПД для всей проточной части компрессора в различных элементах расчетной области для трех форм разделительных ребер



а)

б)

Рис. 4.2.2.7. Влияние Интеграла сечения I на потери КПД для всей проточной части компрессора в различных элементах расчетной области для округлой и остальных форм сечения камеры при типе ребра №2

Анализ результатов расчетов

По падению уровня невязок по уравнениям, а также выходу на "полку" параметров в точках мониторинга скорости (рис. 4.2.2.3) и неизменности значения потери КПД (рис. 4.2.2.4) можно судить о том, что все расчеты являются сошедшимися стационарными решениями. Максимальное значение безразмерной пристеночной координаты $Y^+=110,17$ соответствует выбранной модели турбулентности течения SST и не превышает 300. Для проверки влияния рабочего колеса на работу КСК были проведены дополнительные расчеты, показавшие несущественное в пределах вычислительных погрешностей расхождение в потери КПД при расчете КСК в составе полной расчетной модели компрессора и отдельной модели КСК.

В таблицу 4.2.2.1 сведены данные расчета показателей эффективности КСК ЦК.

В таблице 4.2.2.3 показана структура потока в расчетном сечении при угле разворота $\theta=360^\circ$. Характер течения говорит о том, что наличие парного вихря увеличивает энергоэффективность за счет снижения интенсивности одностороннего вихря, обладающего более высокой кинетической энергией у ограничивающих поверхностей.

Сравнивая анализ численных экспериментов, можно сделать следующие выводы:

1. Форма БЛД

Улучшенная форма БЛД позволила уменьшить потерю КПД ЦК в среднем на 0,1%, доведя долю потерь КПД от этого участка до величины 0,22%. В таблице 4.2.2.2, индекс 1 соответствует старой форме БЛД. Форма БЛД указана на рисунке 4.2.2.2.

2. Влияние установки полного и неполного ребра

Установка полного ребра способствует снижению потерь за счет уменьшения зоны рециркулирующего течения, но при этом повышаются потери за счет образования застойной зоны под разделительным ребром [24, 25, 26]. Аналогичные выводы и для неполного ребра, при этом, по данным экспериментальных исследований авторов, влияние установки полного и неполного ребра на эффективность КСК на оптимальном режиме крайне мало и наибольший эффект наблюдается при увеличении расхода (характеристика становится более полой). Стоит отметить, что исследования авторов проводились в атмосферных условиях на воздухе для камер с низкими значениями угла $\alpha_2=12-15^\circ$, а для исследованной камеры $\alpha_2=34,9^\circ$ и расчет производился в условиях высокого давления на реальном газе.

По результатам исследования установлено, что для данной КСК наличие неполного ребра значительно улучшает характеристики течения. Это объясняется положительным эффектом от рециркуляционного течения в данных условиях работы. Форма оптимальной конструкции ребра соответствует индексу №2 таблицы 4.2.2.2 и изображена на рис. 4.2.2.8.

3. Влияние формы сечений кольцевой сборной камеры

Графики на рис. 4.2.2.6 и 4.2.2.7 показывают распределение потерь по результатам численных экспериментов в зависимости от коэффициента K_s , напрямую зависящего от интеграла сечения I . Камеры имеют различную форму сечений, поэтому графики разделены на 2 части. На рис. 4.2.2.7, а) — камера с округлой и круглой формой и б) — остальные камеры. Из графиков видно, что для округлой формы (камеры №13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 21) существует наличие оптимума, соответствующего минимальному уровню потерь в камере, причем он не совпадает с минимальными потерями в патрубке. Результаты для остальных камер, в

которых преобладает наличие одного большого радиуса, говорят, что необходимо дальнейшее смещение в сторону меньших значений K_s .

4. Влияние радиусов скруглений сечений кольцевой сборной камеры

Из таблицы 4.2.2.2 можно сделать вывод, что оптимальный вариант при имеющихся технологических ограничениях находится при следующих радиусах скруглений: $R_1=200$ мм, $R_2=100-150$ мм, $R_3=100$ мм. Однако, учитывая многофакторность влияния радиусов скругления на эффективность камеры, невозможно более точно указать их оптимальные значения, поэтому исследовались и приводятся округленные значения.

Анализируя полученные результаты, получаем оптимальный вариант (камера №11 в таблице 4.2.2.2) на рис. 4.2.2.8, обеспечивающий по результатам численных экспериментов в сравнении с остальными рассчитанными кольцевыми сборными камерами наименьший уровень потерь, который составляет $\Delta\eta=1,89\%$ с учетом потерь в БЛД. В таблице 4.2.2.1 указано сопоставление параметров эффективности варианта оптимальной камеры к базовому. Радиусы скруглений составляют $R_1=200$ мм, $R_2=100$ мм, $R_3=100$ мм. Получившийся вид камеры с $R_1=200$ мм вероятно обусловлен влиянием выходного патрубка, который из-за конструктивных ограничений смещен от оси выходной камеры (рис. 4.2.2.9). Таким образом, поток поджат в сторону смещения оси, что способствует улучшению структуры потока в патрубке. Вероятно, что при совпадении осей наилучшей формой сечения будет являться камера круглого сечения, как описано во многих источниках, поскольку при исследованиях круглой формы уровень потерь в камере сопоставим с оптимальным вариантом, однако они имеют высокий уровень потерь в выходном патрубке, видимо, вследствие несоосности.

Конструктивным ограничением для выходных устройств газоперекачивающих центробежных компрессоров, размещаемых в

барреле, является малая площадь проходного сечения по сравнению со значениями, получаемыми при проектировании на оптимальные параметры. Это вызывает повышенные скорости потока в целом в КСК. Можно сделать предварительный вывод по результатам проведения численного эксперимента для данного случая о том, что одиночный вихрь вследствие высоких значений скоростей у ограничивающих стенок в сечении, с заниженной от оптимального значения площадью, вызывает большее значение потерь на трение у стенок, чем парный вихрь, в целом имеющий меньшие скорости у внутренних стенок камеры. При этом можно предположить, что у выходной камеры с оптимальным сечением наименьшие потери будут при круглом сечении и одиночном вихре, однако это требует дополнительной проверки численным экспериментом.

В ходе исследования определена величина радиальной нагрузки, действующей на ротор компрессора за счет окружной неравномерности статического давления, которая составляет $F=2080$ Н (рис. 4.4.2.10).

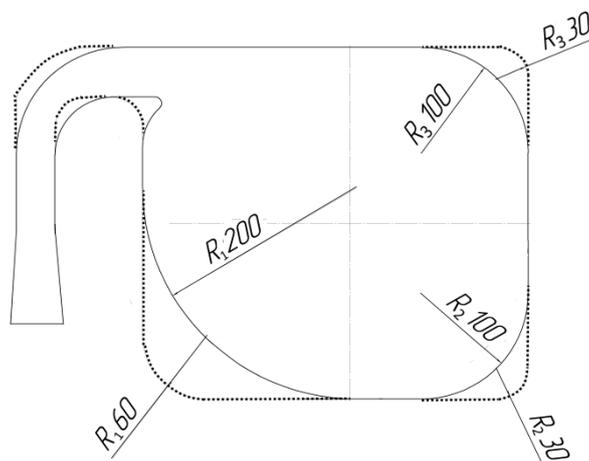


Рис. 4.2.2.8. Оптимальная (сплошная) и базовая (пунктирная) форма сечения КСК

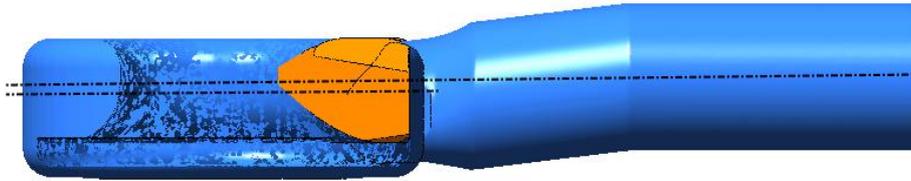


Рис. 4.2.2.9. Смещение оси патрубка относительно оси КСК

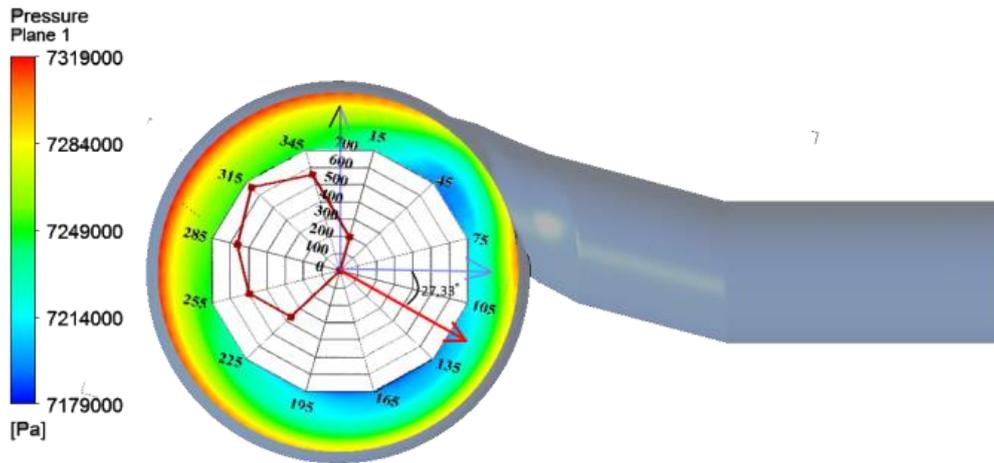


Рис. 4.2.2.10. Направление вектора статической нагрузки

Таблица 4.2.2.1

Параметр	Исход- ный	Оптималь- ный	Отличие $Y_{отл.} = \frac{X_{исх.} - X_{опт.}}{X_{исх.}} \cdot 100\%$
Кэф. потерь по полным параметрам ζ^*	0,293	0,176	40%
Скорость потока в начальном сечении $C_{нач}$, м/с	82,76	81,26	2%
КПД, η	0,748	0,847	-13%
Потеря КПД, $\Delta\eta_{2-6}$	0,032	0,018	42%

Относительное значение перепада статического давления, $\Delta_{сб}$	0,0104	0,0082	21%
Статическая нагрузка, т, тонн	0,256	0,212	17%

Сопоставительная таблица параметров базового и оптимального вариантов

Таблица 4.2.2.2

Данные по исследованию формы сечения кольцевой сборной камеры

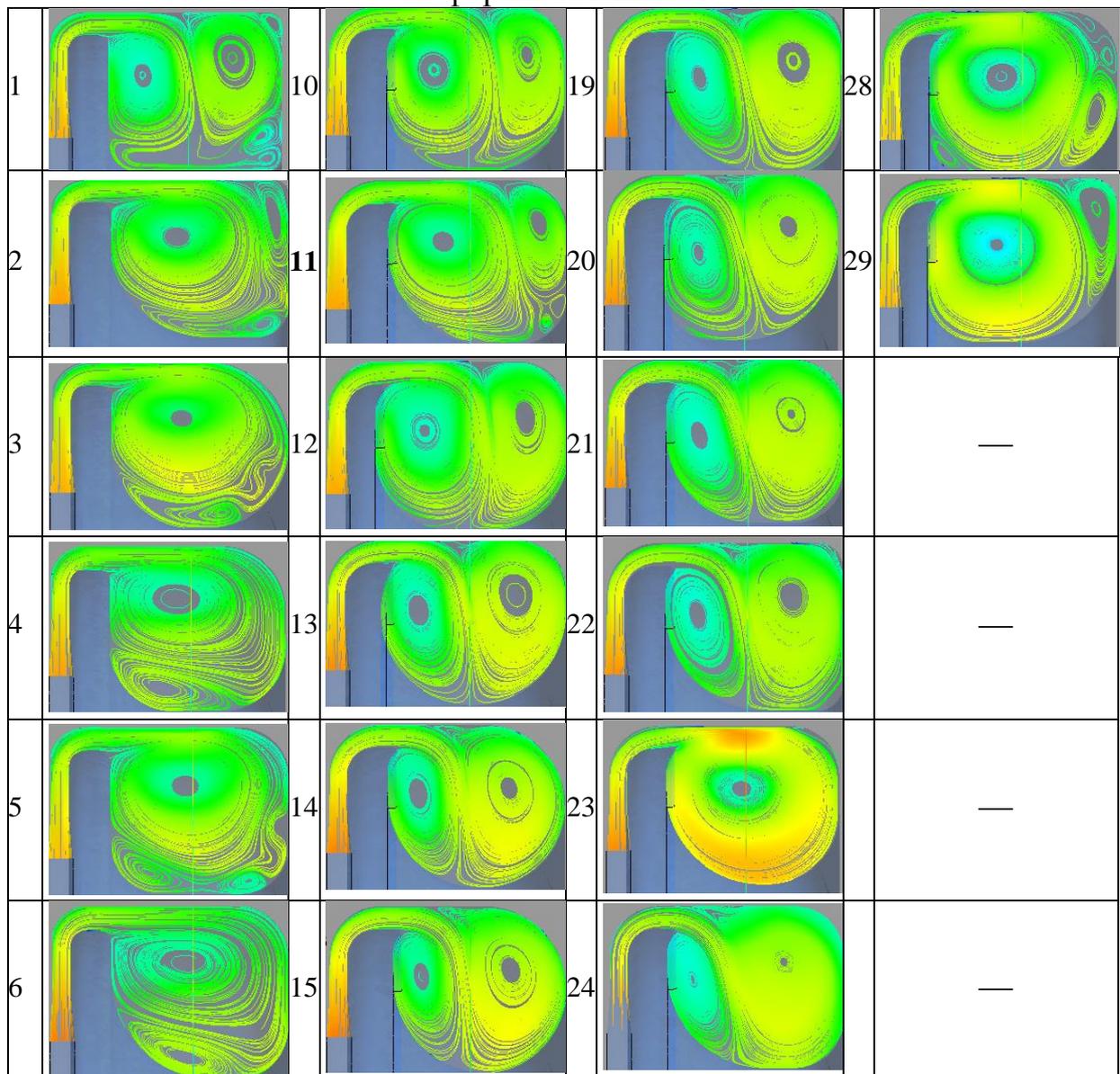
№	Интеграл сечения $I, \text{м}^2$	отклонение интеграла δ	Коэф. сечения K_s	Коэф. потерь ζ_{2-6}^*	Потери КПД в элементах расчетной области				Радиусы скруглений сечения			индекс
					$\Delta\eta_{2-6}$	$\Delta\eta_{2-4}$	$\Delta\eta_{4-5}$	$\Delta\eta_{5-6}$	$R_1, \text{мм}$	$R_2, \text{мм}$	$R_3, \text{мм}$	
1	0,1180	0,0%	0,74	0,293	3,15%	0,34%	2,28%	0,51%	60	30	30	1
2	0,1101	-6,7%	0,69	0,200	2,15%	0,29%	1,77%	0,10%	200	67	30	1
3	0,1020	-13,5%	0,64	0,207	2,23%	0,32%	1,45%	0,45%	166	166	166	1
4	0,1090	-7,6%	0,67	0,230	2,49%	0,41%	1,89%	0,18%	130	130	130	1
5	0,1134	-3,9%	0,71	0,219	2,38%	0,33%	1,86%	0,18%	100	100	100	1
6	0,1070	-9,3%	0,66	0,225	2,42%	0,40%	1,92%	0,10%	200	100	100	1
7	0,1087	-7,9%	0,68	0,199	2,14%	0,28%	1,53%	0,34%	200	100	100	1
8	0,1320	11,8%	0,84	0,272	2,95%	0,20%	2,03%	0,72%	200	100	100	1
9	0,1069	-9,4%	0,66	0,264	2,86%	0,21%	1,79%	0,86%	150	150	100	1
10	0,1069	-9,4%	0,68	0,215	2,32%	0,21%	1,48%	0,63%	150	150	100	2
11	0,1058	-10,3%	0,64	0,174	1,87%	0,21%	1,31%	0,35%	200	100	100	2
12	0,1145	-3,0%	0,69	0,226	2,45%	0,22%	1,63%	0,60%	150	150	100	2
13	0,1077	-8,7%	0,65	0,255	2,77%	0,23%	1,86%	0,68%	190	190	100	2
14	0,0990	-16,1%	0,60	0,210	2,27%	0,22%	1,54%	0,51%	190	166	166	2
15	0,0957	-18,9%	0,58	0,198	2,14%	0,22%	1,45%	0,47%	190	166	166	2
16	0,0925	-21,6%	0,56	0,236	2,57%	0,23%	1,56%	0,79%	190	166	166	2
17	0,1041	-11,8%	0,63	0,233	2,52%	0,22%	1,67%	0,64%	220	80	100	2
18	0,1041	-11,8%	0,66	0,238	2,58%	0,22%	1,68%	0,68%	200	150	100	2
19	0,1072	-9,2%	0,65	0,33	2,65%	0,22%	1,72%	0,70%	220	80	100	2
20	0,1058	-10,3%	0,64	0,222	2,40%	0,21%	1,67%	0,53%	100	200	100	2
21	0,1074	-9,0%	0,65	0,235	2,55%	0,22%	1,69%	0,65%	180	100	100	2

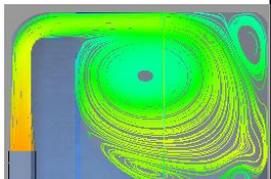
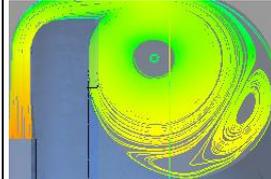
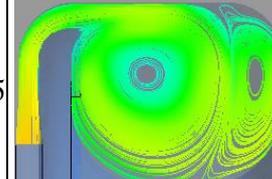
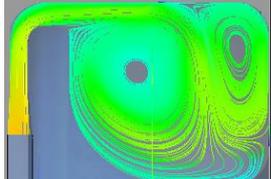
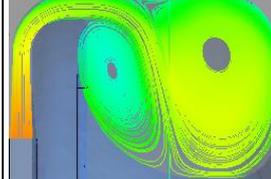
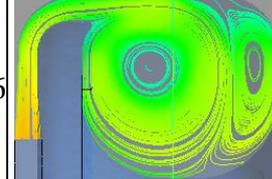
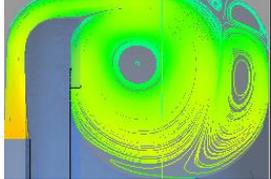
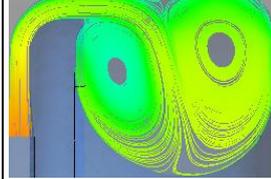
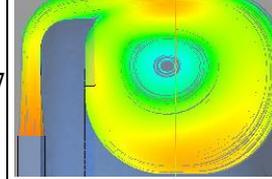
Продолжение таблицы 4.2.2.2

22	0,1090	-7,6%	0,66	0,243	2,63%	0,22%	1,68%	0,73%	200	50	50	2
23	0,1041	-11,8%	0,66	0,546	6,21%	0,29%	3,95%	1,97%	200	150	65	3
24	0,1058	-10,3%	0,64	0,223	2,42%	0,21%	1,52%	0,68%	200	100	100	3
25	0,1145	-3,0%	0,69	0,269	2,96%	0,24%	1,92%	0,80%	150	150	100	3
26	0,1069	-9,4%	0,65	0,272	2,95%	0,24%	1,94%	0,77%	150	150	100	3
27	0,1069	-9,4%	0,69	0,492	5,98%	0,28%	4,18%	1,52%	150	150	100	3
28	0,1180	0,0%	0,72	0,306	3,36%	0,22%	2,29%	0,84%	80	150	100	3
29	0,1156	-2,1%	0,72	0,368	4,09%	0,23%	2,91%	0,94%	100	200	80	3

Таблица 4.2.2.3

Структура потока в расчетном сечении $\theta=360^\circ$ для вариантов формы сечения



Продолжение таблицы 4.2.2.3				
7				—
8				—
9				—

Выводы

По результатам численной оптимизации геометрической формы выходной кольцевой сборной камеры повышена эффективность всей проточной части компрессора оценочно на 1,28% по значению политропного КПД по полным параметрам. Оптимальными для данных условий работы явились следующие основные особенности исполнения КСК. Первое: наличие козырька при выходе из диффузора, который обеспечивает двойной вихрь в поперечном сечении, что снижает потери на трение у стенок камеры в отличие от одиночного вихря с высокими скоростями на периферии при уменьшенной площади проходного сечения из-за ограничений диаметра барреля. Второе: наличие неполной перегородки, зазор в которой обеспечивает рециркуляцию потока в окружном направлении, что уменьшает вихревую зону за перегородкой и обеспечивает более плавный переход потока из кольцевой части в выходной патрубков при их несоосности. Третье: форма поперечного сечения с большими радиусами закругления, в том числе обусловленными

технологическими ограничениями, отлична от круга, что обеспечивает уменьшенные значения скоростей вихревых потоков у стенок и некоторое увеличение проходного сечения.

4.2.3. Выходная сборная камера центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 25 МВт

Цель работы — исследование вязкого потока в сборной камере центробежного компрессора природного газа методами вычислительной газодинамики (CFD — Computation Fluid Dynamics) и построение характеристики коэффициента потерь.

Объектом исследования является выходная сборная камера центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата (совместно с безлопаточным (БЛД) и лопаточным (ЛД) диффузорами). Рабочая среда для компрессора — природный газ, с давлением на выходе 9,91 МПа и массовым расходом 470,194 кг/с.

Для сборной камеры в модуле ICEM построена неструктурированная сетка с формой элементов в виде тетраэдров. К стенкам камеры выполнено призматическое сгущение. Количество ячеек в неструктурированной сетке составило 5,586 млн.

Сетка БЛД, также построенная в модуле ICEM, блочно-структурированная, состоит из гексаэдров, имеет сгущение в пристеночных областях. Количество ячеек в блочно-структурированной сетке составило 715200.

Расчетная сетка ЛД структурированная, построенная с помощью программного пакета NumecaFine/Turbo. К стенкам выполнено сгущение. Количество ячеек в структурированной сетке составило 3,584 млн.

Расчетная сетка предназначена для модели турбулентности Shear Stress Transport (SST). Анализ качества построенной сетки у стенок

сборной камеры для моделирования пограничного слоя и возможных отрывов потока определяется максимальным значением Y^+ , которое не должно превышать 300 для данной модели турбулентности (для построенной сетки равно 115) [36].

Для задания граничных условий принята схема: на входе полные параметры потока P^* , T^* , а также компоненты скорости в цилиндрической системе координат: Axial=0, Radial= $\sin\alpha_2$, Theta= $\cos\alpha_2$; на выходе массовый расход \bar{m} , кг/с.

Полноокружный 2π -расчет проводился на сервере кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника».

В результате получено сошедшее решение, определяемое падением уровня среднеквадратичных невязок ниже 10^{-4} , а также неизменностью абсолютной скорости потока при мониторинге её значения.

Для оптимизации полученного решения модель исследуемой сборной камеры сравнивалась со сборной камерой с наличием «козырька» и меньшим значением R_h (рис. 4.2.3.1).

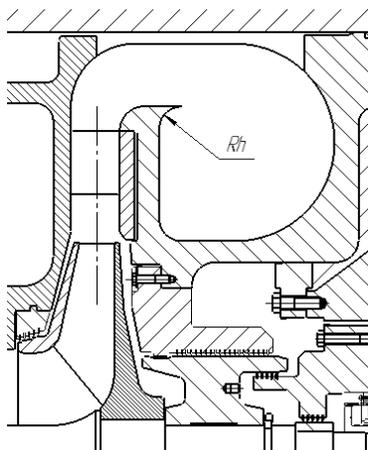


Рис. 4.2.3.1. Общий вид конструкции сборной камеры с «козырьком» и меньшим R_h

По данным сравнительного анализа численных экспериментов получены следующие выводы:

— повышаются потери за счет образования застойной зоны под «kozyрьком»;

— наличие «kozyрька» и уменьшение радиуса закруглений R_h приводит к повышенному вихреобразованию у внутренней стенки патрубка на режимах, отличных от расчетного;

— учитывая многофакторность влияния на эффективность камеры, невозможно более точно указать оптимальные радиусы скруглений, поэтому в исследовании используются округленные значения.

По-видимому, наличие «kozyрька», с одной стороны, устраняет дополнительные потери рециркулирующего течения, с другой, вызывает существенное повышение потерь расширения и появление потерь от удара потока о «kozyрек».

Анализируя линии тока в плоскости ZY (рис. 4.2.3.2) видно, что в сборной камере без «kozyрька» образуется двойной вихрь, а в камере с «kozyрьком» одиночный. Кинетическая энергия в последней больше, т.к. выше скорости. Отсюда можно сделать вывод о том, что коэффициент потерь выше в сборной камере с «kozyрьком».

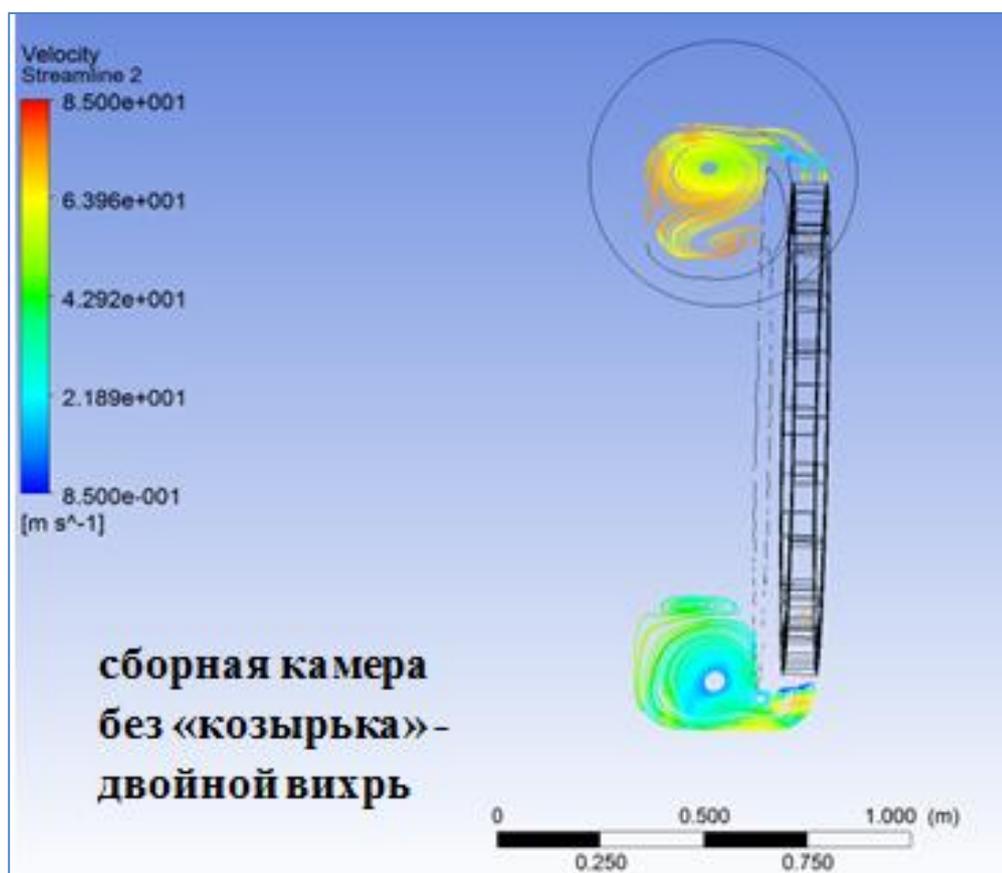


Рис. 4.2.3.2. Вихри в исследуемых сборных камерах

По результатам расчета построены характеристики коэффициента потерь исследуемых сборных камер (рис. 4.2.3.3).

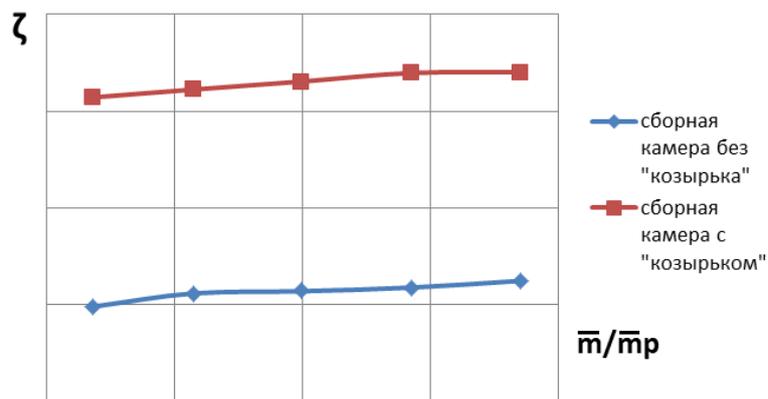


Рис. 4.2.3.3. Характеристики коэффициента потерь сборных камер совместно с ЛД и БЛД

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Несмотря на значительный успех в моделировании неподвижных элементов центробежных компрессоров, становится ясно, что без полной постановки задачи для всей проточной части машины не обойтись, поскольку взаимное влияние элементов очевидно и доказано экспериментально. Увеличение вычислительных ресурсов позволяет решать задачи ранее недоступные, становится возможным моделирование многоступенчатых центробежных компрессоров. Увеличивается роль сопряженных расчетов, позволяющих решать задачи в междисциплинарной постановке, объединяющей расчеты прочности, теплообмена, гидрогазодинамики и даже электромагнетизма в единый расчет. Имеющиеся в настоящее время вычислительные возможности позволяют использовать методы многокритериальной и многопараметрической оптимизации для поиска глобального оптимума по КПД и другим параметрам энергоэффективности машины. Моделирование нестационарных процессов в полной постановке позволяет по-новому взглянуть на ранее решенные упрощенные нестационарные численные задачи. Во всех этих направлениях активно проводит исследования кафедра «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Входные и выходные устройства центробежных компрессоров. Под ред. А.А. Мифтахова. – Изд. «Фон», СПб., 1996 -198 с.
2. Галаев С.А. Численное моделирование течения вязкого газа в решетках осевых турбомашин: методика и результаты применения современных программных средств [Текст] : дис. ... канд.техн. наук / С.А. Галаев. – СПбГПУ, 2006. – 166 с.
3. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Соловьева О.А.. Исследование течения вязкого газа в безлопаточных диффузорах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики.// Компрессорная техника и пневматика. №2. 2013. с. 32 – 35.
4. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Маренина Л.Н.. Исследование течения в обратноподводящих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики.// Компрессорная техника и пневматика. №1. 2013. с. 41 – 45.
5. Галеркин, Ю.Б., Кабалык К.А., Кожухов Ю.В. Методические аспекты моделирования течения вязкого газа в малоразмерной центробежной компрессорной ступени.//Компрессорная техника и пневматика. – 2012. №6. – С. 27–35.
6. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Опыт использования программ вычислительной газодинамики (CFD) для анализа рабочего процесса турбокомпрессоров.//Труды XV Международной научно-практической конференции по компрессорной технике. 2Т. Казань – 2011. Т1, с. 295 – 306.
7. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ». 2010. -596с. – С ил.

8. Галеркин Ю.Б., Боровков А.И., Воинов И.Б., Гаев А.В., Гамбургер Д.М., Софронова А.А., Лозовая Н.С.. Результаты расчета вязкого потока в неподвижных элементах центробежных компрессорных ступеней с помощью программной системы ANSYS/CFX.// Компрессорная техника и пневматика. – 2007. №2. – С. 10–16.
9. Гамбургер Д. М. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты [Текст] :дисс. на соиск. уч. ст. к.т.н. / Гамбургер Дмитрий Михайлович. – СПбГПУ, 2009. – 190 с.
10. Данилишин А.М., Кожухов Ю.В. Анализ влияния на характеристики центробежной компрессорной ступени параметров модели в ANSYS CFX. Неделя науки СПбГПУ : материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбГПУ. Ч. 2. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – 228 с. с.186-189.
11. Довжик С.А., Гиневский А.С. Потери давления в лопаточных венцах осевого дозвукового компрессора. Промышленная аэродинамика. Вып. 20. М.: Оборонгиз, 1961, — 5–56 с.
12. Жалмурзиева Г.И., Кожухов Ю.В. Исследование влияния различного числа лопаток регулируемого входного направляющего аппарата центробежного компрессора на показатели его эффективности с применением программного комплекса ANSYSCFX. Инновационные разработки в области техники и физики низких температур. III Международная конференция с элементами научной школы для молодежи: сборник научных трудов. – М.: Университет машиностроения, 2014. – 204 с. С. 51 – 53.

13. Журавлев Ю.И. Способы расширения диапазона рабочих режимов центробежных компрессоров. Л., «Теплоэнергетика», 1969, №1, с. 50-54.
14. Зеленина Э.Р., Кожухов Ю.В. Результаты моделирования пространственного течения в выходной спиральной камере центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата мощностью 32 МВт*с с применением программного пакета ANSYS CFX. Инновационные разработки в области техники физики низких температур III Международная конференция с элементами научной школы для молодежи: сборник научных трудов. - М.: Университет машиностроения, 2014. 204 с. С 53-55.
15. Зуев А.В., Кожухов Ю.В., Титенский В.И.. Проектирование и расчёт элементов проточной части стационарных осевых компрессоров: учебное пособие.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – 55 с.
16. Зуев А.В., Огнев В.В., Семёновский В.Б. Теория, расчет и конструирование компрессоров динамического действия. Методика аэродинамического расчёта лопаточных аппаратов стационарных осевых компрессоров. Учеб. пособие. Изд. СПбГПУ, 2003 — 111с
17. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975, — 104 с, диаграмма 3–5.
18. Карнаухова Н.А «Исследование пространственного течения в одноступенчатом центробежном компрессоре методами вычислительной газодинамики», дипломный проект – СПбГПУ, 2012. – 129 с.
19. Карнаухова Н.А., Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Исследование пространственного течения в радиальном входном устройстве центробежного компрессора с использованием пакета программ

ANSYSCFX. XL Неделя науки СПбГПУ. Материалы международной научно-практической конференции. Ч. III. 2011 г. с. 89 – 90.

20. Кожухов Ю.В., Данилишин А.М., Лебедев А.А. Моделирование рабочего процесса в неподвижных элементах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики. М. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 123 с.
21. Колесников Ю.Н. Исследование потерь полного давления во входном направляющем аппарате осевого компрессора. Лопаточные машины и струйные аппараты. Вып. 2. М.: Машиностроение, 1967, — 111–133 с.
22. Комаров А.П. Исследование плоских компрессорных решеток. Лопаточные машины и струйные аппараты. Вып. 2. М.: Машиностроение, 1967, — 67–110 с.
23. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: монография/ Л.Г. Лойцянский, Изд-во М.: Наука, 1970. - 904 с.
24. Мифтахов А.А. Выходные устройства центробежных компрессоров. Диссертация на соискание ученой степени д.т.н., Казань, 1981.
25. Мифтахов А.А., Тарабарин О.И. Влияние изменения конструктивных параметров концевой ступени холодильных турбокомпрессоров на эффективность боковых сборных камер. М., «Холодильная техника», 1979, №10, с.27-31.
26. Мифтахов А.А., Тарабарин О.И. Исследование течения потока хладагента в сборных камерах концевых ступеней холодильных турбокомпрессоров. М., «Холодильная техника», 1979, №8, с.32-36.
27. Никитин А.А., Цукерман С.В. Результаты исследования выходных устройств унифицированных центробежных компрессорных машин (УЦКМ). В сб. «Конструирование, исследование, технология и

организация производства компрессорных машин». Сумы, ВНИИ-Компрессормаш, 1976, с.60-66.

28. Решетникова Л.В., Жалмурзиева Г.И., Кожухов Ю.В. Численный эксперимент в программном комплексе ANSYSCFX для рабочего колеса и безлопаточного диффузора модельной центробежной компрессорной ступени средней быстроходности. XLI Неделя науки СПбГПУ: материалы международной научно-практической конференции с международным участием. Ч. III. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 166с. С.105-106.
29. Решетникова Л.В., Кожухов Ю.В. Численный эксперимент для лопаточного диффузора первой ступени промышленного многоступенчатого центробежного компрессора на программном комплексе ANSYS CFX. Инновационные разработки в области техники физики низких температур III Международная конференция с элементами научной школы для молодежи: сборник научных трудов. - М.: Университет машиностроения, 2014 . 204 с. С 57-60.
30. Селезнёв К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. Теория и расчёт турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, 1968,— 408 с.
31. Стрижак Л.Я., Суслина И.П. Исследование безлопаточных диффузоров. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. – Изд. СПбГПУ, СПб., 2010 – С. 149-163.
32. Титенский В.И. Исследование и отработка всасывающих патрубков осевых компрессоров. Турбины и компрессоры. СПб.: НИКТИТ, Вып. 1,2–2002 (18,19) — 27–33 с.
33. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. – Изд. СПбГПУ, СПб., 2010 - 670 с.

- 34.Фирсова Ю.А., Хисамеев И.Г. Влияние окружной неравномерности, создаваемой выходным устройством, на работу центробежного компрессора. Труды XV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Том I / ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». – Казань: Изд-во «Слово», 2011. – 432с.
- 35.Фирсова Ю.А. Совершенствование методов расчета кольцевых сборных камер центробежных компрессоров на базе их экспериментального исследования и математического моделирования. Автореферат на соискание ученой степени к.т.н , Казань, КХТИ, 2009.
- 36.Чеглаков И.В., Кожухов Ю.В. Результаты моделирования пространственного течения в радиальном рабочем колесе центробежного компрессора с применением программного пакета FINE/TURBO. Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбГПУ. Ч. 2. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – 228 с. с.221-223.
- 37.Ansys CFX solver Theory guide, Release 14.5. 2013 SAS IP, Inc.
- 38.ANSYSCFX 14.5: Users Manual [Электронныйресурс] / ANSYSInc., 2012.
- 39.ANSYSCFX 11.0: Users Manual [Электронныйресурс] / ANSYSInc., 2007.
- 40.ANSYSInc., ANSYSCFXRelease 12.0 USERMANUAL, 2009.
- 41.ANSYS, Inc. Proprietary / BladeModeler 11.0 Practical 3.Axial Fan Blade. 2007.

42. Boussinesq, J. (1877), "Essai sur la théorie des eaux courantes", Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences 23 (1): 1-680.
43. Hans W. Untersuchungen der Reibungswirkung bei der Gestaltung der Spiralgehäuse radialer Kreiselpumpen. Maschinenbautechnik, №8, 1959.
44. Jones, W. P., and Launder, B. E. (1972), "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, 1972, pp. 301-314.
45. Kozhukhov Y.V., Yun V.K., Reshetnikova L.V., Prokopovich M.V. Numerical Investigation of Different Radial Inlet Forms for Centrifugal Compressors and Influence of the Deflectors Number by Means of Computational Fluid Dynamics Methods with Computational Modal Validation. 9-th International conference on compressors and their systems, Programme and Book of Abstracts, City University London, London, UK, 2015, p. 81. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012047> - online publication (Scopus).
46. Krisam F. Neue Erkenntnisse im Kreiselpumpenbau. VDI, № 11/12, 1953.
47. Launder, B. E., and Sharma, B. I. (1974), "Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc", Letters in Heat and Mass Transfer, vol. 1, no. 2, pp. 131-138.
48. Liu Z., Hill D.L. Issues Surrounding Multiple Frames of Reference Models for Turbo Compressor Applications. International Compressor Engineering Conference, 2000.
49. Menter, F. R. (1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, vol. 32, no 8. pp. 1598-1605.

50. Menter, F. R. (1993), "Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows", AIAA Paper 93-2906.
51. Oesterlen. Deutsche Wasserwirtschaft 1935, s.41.
52. Spalart, P. R. and Allmaras, S. R. (1994), "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", La Recherche Aeronautique n 1, 5-21.
53. Spalart, P. R. and Allmaras, S. R. (1992), "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", AIAA Paper 92-0439.
54. Wilcox, D.C. (2004), Turbulence Modeling for CFD, ISBN 1-928729-10-X, 2nd Ed., DCW Industries, Inc.
55. Wilcox, D.C. (1988), "Re-assessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models", AIAA Journal, vol. 26, no. 11, pp. 1299-1310.
56. Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B. & Speziale, C.G. (1992), "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", Physics of Fluids A, Vol. 4, No. 7, pp1510-1520.

*Кожухов Юрий Владимирович
Гилева Любовь Васильевна
Лебедев Александр Анатольевич
Зуев Анатолий Васильевич
Карташов Сергей Владимирович*

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Налоговая льгота — Общероссийский классификатор продукции
ОК 005-93, т. 2; 95 3004 — научная и производственная литература

Подписано в печать 28.01.2017. Формат 60×84/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 9,5. Тираж 500. Заказ 14984б.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного авторами,
в Издательско-полиграфическом центре
Политехнического университета.
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14.