

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Э.А. Петровский

« ____ » _____ 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

21.03.01 «Нефтегазовое дело»

21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических объектов
нефтегазового производства»

Разработка технологии изготовления рабочего колеса центробежного
компрессора

Руководитель _____ к.т.н., доцент

В.Б. Ясинский

Выпускник _____

В.В. Березкин

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Э.А. Петровский

« ____ » _____ 2017 г.

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы**

Студенту Березкину Владислав Витальевичу

Группа ГБ 13-07

Направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело»

Профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового производства»

Тема выпускной квалификационной работы «Разработка технологии изготовления рабочих колес центробежного компрессора»

Утверждена приказом по университету № _____ от _____

Руководитель ВКР В.Б. Ясинский, доцент кафедры ТМиОНГК, Институт нефти и газа Сибирского федерального университета

Исходные данные для ВКР: Технические данные центробежного компрессора. Описание технологического процесса газокompрессорной станции высокого давления.

Перечень разделов ВКР:

Введение. Актуальность темы и современное состояние проблемы.

Раздел 1 – Литературный обзор. Классификация компрессорного оборудования. Ознакомление с компрессорным оборудованием, применяемом на Ванкорском месторождении Изучение назначения, принципа действия центробежного компрессора. Конструктивно – технологические особенности рабочих колес.

Раздел 2 - Конструкторский раздел. Моделирование технологического процесса газокompрессорной станции высокого давления. Газодинамический расчет проточной части центробежного компрессора.

Раздел 3 – Технологическая часть. Анализ технических требований изготовления рабочих колес. Разработка технологического маршрута изготовления рабочих колес

Заключение. Выводы по результатам выполненной работы.

Перечень графического и иллюстративного материала: Чертёж общего вида центробежного компрессора (1 лист формата А1), чертёж рабочего колеса (1 лист формата А1), технологический маршрут изготовления (1 лист формата А1), презентация (12 –16 страниц).

Руководитель ВКР _____

В.Б. Ясинский

Задание принял к исполнению _____

В.В. Березкин

«___» _____ 2017 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Разработка технологии изготовления рабочего колеса» содержит 111 страниц текстового документа, 16 рисунков, 4 таблицы, 1 приложение, 17 использованных источников, 3 листа графических материалов.

СЖАТИЕ ГАЗА, ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ КОМПРЕССОР, РАБОЧЕЕ КОЛЕСО, МАРШРУТНЫЙ ЛИСТ, ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ,

Цель работы: Разработать технологию изготовления рабочих колес центробежного компрессора.

Задачи работы: Обзор классификации компрессоров. Изучить принцип действия центробежного компрессора. Изучить конструктивно-технологические особенности рабочих колес. Смоделировать технологическую схему компримирования газа. Выполнить газодинамический расчет проточной части компрессора. Разработать технологический маршрут изготовления рабочего колеса.

В ходе выполнения бакалаврской работы была проанализирована информация о компрессорном оборудовании, смоделирована газокompрессорная станция высокого давления с помощью программного продукта AspenONE HYSYS, разработан технологический маршрут изготовления рабочих колес центробежного компрессора.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	7
1 Литературный обзор	8
1.1 Классификация компрессорного оборудования	8
1.2 Компрессорное оборудование, применяемое на Ванкорском месторождении	13
1.3 Центробежный компрессор.....	15
1.3.1 Общие сведения и область применения.....	15
1.3.2 Принцип действия центробежного компрессора.....	17
1.4 Конструктивно-технологические особенности рабочих колес	18
2 Конструкторский раздел.....	21
2.1 Моделирование газокompрессорной станции	21
2.2 Построение газодинамической характеристики	24
2.3 Газодинамический расчет проточной части.....	25
2.3.1 Исходные данные	25
2.4.2 Определение основных параметров ступеней	27
2.4.3. Расчет рабочих колес	41
2.4.4 Расчет диффузора	67
2.4.5. Расчет поворотного колена и обратного направляющего аппарата	79
3 Технологическая часть	99
3.1 Анализ технических требований.....	99
3.2 Изготовление дисков	100

3.3 Обработка дисков.....	102
3.4 Проектирование основных операций.....	104
Заключение	107
Список используемых источников.....	108
Приложение А	110

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время наблюдается тенденция увеличения единичной мощности, производительности, окружной скорости и давления нагнетания промышленных центробежных компрессоров вместе с тенденцией снижения металлоемкости их конструкции. Это приводит к повышению уровня динамических нагрузок, а также опасности разрушения рабочих колес компрессора и компрессорной установки в целом. Хорошо разработанная технология изготовления рабочих колес является актуальной научной задачей.

Целью работы является разработка технологии изготовления рабочего колеса центробежного компрессора.

Для достижения данной цели были поставлены следующие задачи:

- обзор компрессорного оборудования;
- изучить принцип действия центробежного компрессора;
- изучить конструктивно-технологические особенности рабочего колеса;
- изучить процесс компримирования газокompрессорной станции высокого давления;
- смоделировать технологическую схему газокompрессорной станции высокого давления;
- произвести газодинамический расчет проточной части компрессора;
- разработать технологический маршрут изготовления рабочего колеса центробежного компрессора.

1 Литературный обзор

1.1 Классификация компрессорного оборудования

Современные компрессоры имеют множество различных классификаций, среди которых наиболее важными является подразделение оборудования на типы в зависимости от конструктивных особенностей и принципа действия компрессоров. Стоит отметить два основных типа компрессоров:

- динамические;
- объемные.

В динамическом компрессоре рабочий процесс осуществляется путем динамического воздействия на непрерывный поток сжимаемого газа. работа которого основана на динамическом принципе действия. Увеличение давление газа происходит путем передачи ему кинетической энергии, которая затем частично переходит в потенциальную энергию давления. Динамические компрессоры подразделяют на следующие основные группы:

- радиальные;
- осевые;
- струйные.

Радиальные компрессоры имеют свое название по направлению движения газа в устройстве. Компрессор такого типа состоит из корпуса и размещенного в нем рабочего колеса, установленного на валу. Лопатки рабочего колеса при вращении перемещают газ от оси в радиальных направлениях, тем самым сообщая ему кинетическую энергию, которая после частично преобразуется в потенциальную энергию давления. Газ поступает на колесо через осевой вход, затем поступает на лопатки, отбрасывается в радиальных направлениях и попадает в спиральный газосборник, а затем выводится через выходной диффузор. Рабочие колеса таких компрессоров могут отличаться как по форме лопаток, так и по общей конструкции, к примеру, быть закрытыми или открытыми. Также компрессоры могут выполняться многоступенчатыми, располагая несколько рабочих колес на одном валу и обеспечивая

последовательный проход газа через них. Устройства такого типа компактны, обладают малой шумностью и не подвержены сильной вибрации при работе, а также находят большое применение для случаев, когда требуется обеспечить подачу незагрязненного газа в больших объемах. Схема радиального компрессора представлена на рисунке 1.1.

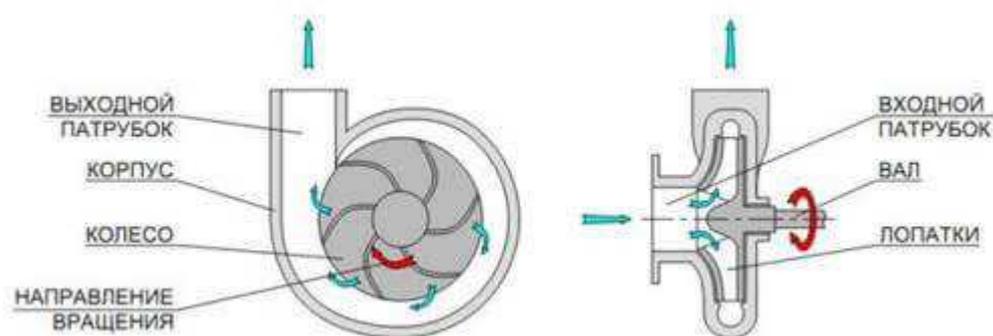


Рисунок 1.1 – Схема радиального компрессора

Осевые компрессоры отличаются тем, что газ в них перемещается в осевом направлении. К основным конструктивным элементам таких устройств можно отнести ротор, установленный на валу, и статор. На роторе располагаются ряды лопаток, проходя через которые газовый поток получает дополнительную кинетическую энергию и претерпевает закручивание. Для выравнивания направления его движения между рядами лопаток ротора располагают ряды направляющих лопаток статора. Область, где изменяются характеристики потока газа, ограничена входным направляющим и выходным выпрямляющим аппаратами. Такие устройства достаточно более сложны в изготовлении и эксплуатации по сравнению с более простыми радиальными компрессорами, однако обладают большим КПД при одинаковом показателе напора. Схема осевого компрессора представлена на рисунке 1.2.

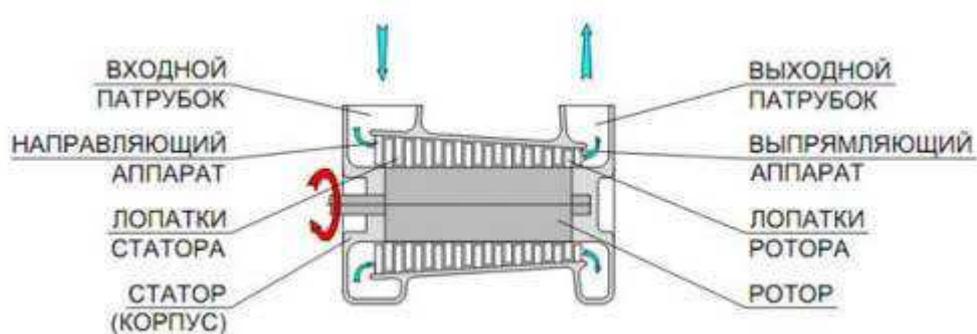


Рисунок 1.2 – Схема осевого компрессора

Струйные компрессоры представляют собой эжекторы, в которых используется энергия одного газа или пара для увеличения давления другого газа или пара. То есть в такое устройство поступают два газовых потока с высоким и низким давлением, а на выходе получается один поток с давлением, большим, чем у потока пассивного газа, но меньшим, чем у активного (рис.1.3). Струйные компрессоры отличаются достаточно простотой конструкции и, как следствие, высокой надежностью. Они более предпочтительны в тех случаях, когда в наличии уже имеется газ с высоким давлением, энергию которого целесообразно использовать. К примеру, такие устройства применяют в газодобыче, когда на месторождении есть скважины, как с высоким давлением, так и с низким, и использование струйного компрессора позволяет получить единый поток с приемлемыми характеристиками. Схема струйного компрессора представлена на рисунке 1.3.

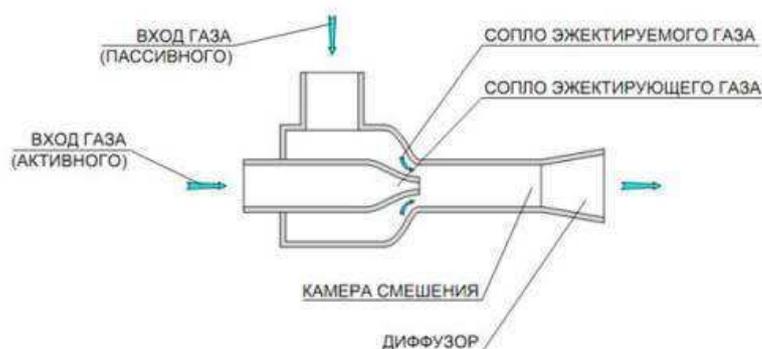


Рисунок 1.3 – Схема струйного компрессора

Наибольшая популярность получили компрессоры объемного типа. Сжатие воздуха в устройствах данного типа происходит в рабочих камерах. Попеременное сообщение камер с входом и выходом компрессора, а также периодическое изменение их объема приводит к изменению давления воздуха. Классификация установок объемного вида разделяется по принципу их действия, форме и типу рабочих деталей компрессорных установок и. Объемные компрессоры могут быть следующих типов:

- поршневые;
- роторные.

Установки поршневого типа стали наиболее популярны благодаря удобству эксплуатации, высоким рабочим характеристикам, длительному сроку службы, небольшим габаритам и многому другому. При этом данный вид компрессоров отлично подходит для любых видов работ с широким диапазоном значения требуемого давления. Схема поршневого компрессора представлена на рисунке 1.4.

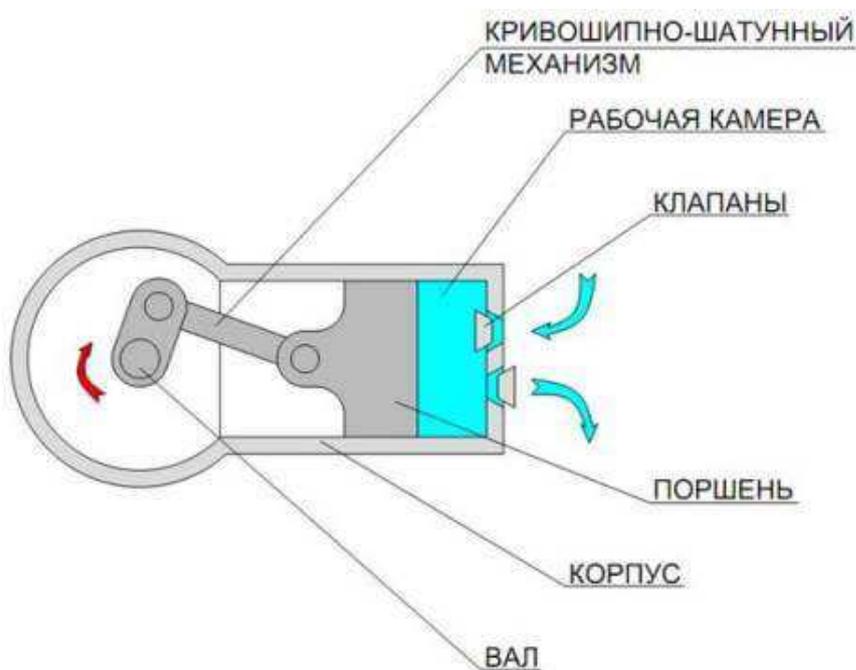


Рисунок 1.4 - Схема поршневого компрессора

Кривошипно-шатунный механизм, приводится в движение валом, обеспечивая возвратно-поступательное движение поршня в цилиндре. Тем самым рабочая камера, ограниченная поршнем и цилиндром, последовательно изменяет свой объем в зависимости от положения поршня (рис.1.4). Система односторонних клапанов предотвращает протечку газа в обратном направлении. Поршневые компрессоры имеют свою классификацию и подразделяются на:

- двойного или одинарного действия;
- масляные и безмасляные;
- угловые, горизонтальные, вертикальные;
- с различным количеством цилиндров.

Другой вид объемных компрессоров – роторные установки, главной особенностью которых является наличие вращающихся сжимающих элементов. Данные виды компрессоров могут быть как промышленными, так полупромышленными или же бытовыми. Их рабочие параметры, условия и особенности эксплуатации подходят для проведения технологических процессов на любых предприятиях и в различных сферах деятельности.

К категории роторных установок относятся следующие виды компрессоров:

Винтовые компрессоры – компрессоры, которые оснащены ведущим и ведомым роторами, вращающимися по направлению друг к другу. Данный принцип вращения приводит к уменьшению пространства между корпусом и роторами, что и обеспечивает увеличение давления. Главным преимуществом данного типа компрессоров является возможность их использования в условиях интенсивной эксплуатации.

Роторно-пластинчатые компрессоры имеют отличительную особенность в виде, как следует из названия, ротора со специальными пазами, в которые вставлены подвижные пластины. Ротор устанавливается в статоре, причем ось ротора не совпадает с осью корпуса. При вращении ротора центробежная сила отбрасывает пластины от центра ротора и прижимает их к корпусу, тем самым в компрессоре образуются подвижные рабочие камеры, ограниченные соседними

пластинами, корпусом и ротором. Изменение объема рабочих камер обусловлено смещением осей. Для дополнительного усилия прижатия пластин к корпусу в пазах ротора могут быть установлены прижимные пружины. Как и поршневые компрессоры, роторно-пластинчатые способны развивать значительное давление газа на выходе, однако их выгодно отличают компактные размеры и меньшая шумность.

Жидкостно-кольцевые – компрессоры, которые используют для своей работы вспомогательную жидкость. В статоре закрепляется ротор с установленными на нем пластинами, причем ось ротора смещена относительно оси статора. Внутри компрессора заливается жидкость, которая при вращении ротора отбрасывается к стенкам корпуса, принимая форму кольца. Рабочее пространство при этом становится ограниченным пластинами ротора, корпусом и поверхностью жидкости. Как и в случае роторно-пластинчатого компрессора, смещение осей ротора и статора обеспечивает изменение объема рабочих камер. Перекачиваемый газ в таких компрессорах неизбежно контактирует с жидкостью, которая частично уносится с потоком газа, поэтому предусматривается узел сепарации отходящего потока, а также система подпитки компрессора рабочей жидкостью. Такие устройства особенно хорошо подходят в тех случаях, когда перекачиваемый газ уже содержит в своем составе капли рабочей жидкости [1].

1.2 Компрессорное оборудование, применяемое на Ванкорском месторождении

Для реализации газовой программы Ванкорского месторождения были построены магистральный газопровод «Ванкор-Хальмерпаютинское месторождение» протяженностью 108 км, компрессорные станции низкого и высокого давления, установки подготовки газа, внутрипромысловые газопроводы.

На газокompрессорной станции высокого давления 3-я очередь применяется центробежный компрессор типа 2BCL408 имеет корпус с вертикальным разъемом и 8 ступеней компрессии.

Корпус и крышка компрессора являются деталями из ковкой стали. Вертикальный разъем, со стороны всаса, позволяет демонтировать газодинамический узел (сменную проточную часть), в целях техобслуживания.

Лопастные колеса изготовлены из стальной сварной конструкции. Каждое колесо насажено на вал с натягом. Последнее колесо удерживается в своем положении при помощи стального уравнивающего поршня (думмиса), который насажен с натягом и прикреплен при помощи шпонки на валу.

Думмис предназначен для уменьшения давления на упорный подшипник. Думмис полностью берет на себя давление нагнетания, идущее с его внутренней стороны. С противоположной стороны, посредством внешней трубы, он соединен с давлением всаса. Уплотнительное кольцо, образующееся вокруг думмиса, предназначено для уменьшения количества утечек газа.

Вал вращается в двух подшипниках с сегментными вкладышами, по одному – с каждого конца вала. В боковой плоскости сегментные вкладыши держаться в сепараторе подшипника посредством удерживающих колец. Наличие винтов с выступом, проходящих сквозь разделительную камеру(сепаратор) подшипника не позволяет им вращаться вместе с валом. Сепараторы подшипников расположены снаружи корпуса подшипников, и прикреплены к ним винтами.

Осевое давление ротора ароматизируется упорным подшипником, расположенным со стороны всаса. Этот подшипник двойного действия, снабженный сегментными колодками из медного штейна, способен выносить нагрузки в двух направлениях. Нагрузка передается упорным гребнем, насаженным на вал, при помощи гидравлического монтажа, и закрепленным распорной деталью, и стопорной гайкой.

На газокompрессорных станциях высокого давления 1-ой и 2-ой очередях используется компрессорный агрегат, включающий в себя компрессор

поршневой оппозитный модели КВВ-6 и привод газопоршневой модели G16CM34 (двигатель), соединенные между собой через упругую муфту и установленные на раме. Кроме этого в состав компрессорного агрегата входят скрубберы на приеме трех ступеней компрессора и буферные емкости для гашения пульсации потока на приеме и нагнетании трех ступеней компрессора.

Сжатие технологического газа происходит в трех ступенях, имеющих по два цилиндра на каждой ступени. Сжатие в цилиндрах производится возвратно-поступательным движением поршня в полости цилиндра. Движение поршня, осуществляется кривошипно-шатунным механизмом, опирающимся на коренные и шатунные подшипники, от двигателя компрессора.

На газокompрессорной станции низкого давления используется объемный, маслозаполненный ротационный компрессорный агрегат с регулируемой производительностью. Максимальная производительность компрессора составляет 35200 кг/ч.

1.3 Центробежный компрессор

1.3.1 Общие сведения и область применения

Центробежный компрессор – радиальный компрессор, в котором поток во вращающихся решетках лопаток в меридиональной плоскости направлен от центра к периферии.

Эти машины предоставляют надежное сжатие в очень компактных конфигурациях. Центробежные компрессоры различают между собой по типу конструкции (горизонтальные или вертикальные), по профилю лопаток на рабочем колесе, по толщине стенок частей под определенное рабочее давление.

Центробежные компрессоры относятся к классу динамических машин или турбокомпрессорам. Прогресс в производственных методах стал ключевым фактором в развитии современных высокотехнологичных турбомашин. Основные динамические компоненты в центробежном компрессоре – это направляющие лопасти, рабочее колесо, диффузор, спиральная камера и боковой

выход. Импеллеры отвечают за всю работу, производимую с потоком среды и поэтому невозможно достичь эффективности во всем компрессоре или ступени компрессора без рабочего колеса, спроектированного надлежащим образом.

Центробежные компрессоры используются в большом количестве различных применений, где требуется процесс сжатия:

- нефтегазовая промышленность;
- установка для разделения воздуха;
- металлургия;
- горнодобывающая промышленность.

Центробежные компрессоры используются:

- в химической и нефтехимической промышленности при производстве этилена и пропилена, ароматических углеводородов, при сжижении газа, для сжатия водорода, углекислого газа, метанола, аммиака и т.д.;

- в переработке нефти на установках каталитического крекинга, печах риформинга, при сероочистке;

- при переработке природного газа на установках для сжижения газа, газоперерабатывающих установках;

- для механического сжатия паров (для уплотнения паров создаваемых маточной жидкостью, повышая и давление, и температуру) при опреснении морской воды и в целлюлозно-бумажной промышленности;

- для улавливания и хранения углекислого газа. Углекислый газ улавливают непосредственно у источника, не допуская выброса в атмосферу, а затем транспортируют в заданное место;

- в энергетике для нагнетания топливных газов, удаление серы из топочных газов, подачи воздуха при продувке сажи, для подачи технологического воздуха, в качестве воздушных компрессоров пневмораспыла для газовых турбин.

Компрессоры центробежного типа используют для тех областей применения, где сжимается нефтяной попутный газ. На скважинах имеется смесь углеводородов, и задача состоит в разделении нефти от летучих компонентов. На нефтепромысловых объектах также есть ряд областей, где требуется применение

компрессоров. Наиболее типичным является рекомпрессия выделяемого газа и подача в газопровод. Сжатие газа также может потребоваться для компримирования в пласт как временная мера перед продажей или для поддержания давления газа в пласте.

Центробежные компрессоры используют также на установках улавливания газов, где газ с газовых месторождений сжимается, либо подается на газовые установки или трубопроводы. Газ обычно идет из нескольких скважин с разным уровнем давлений. Газ сжимается примерно до 70-100 бар. Обычно небольшие компрессоры устанавливаются в непосредственной близости от скважины, которые подают газ в газовую станцию. На некоторых газовых месторождениях понижают уровень давления входного газа, чтобы разделить газ и жидкость.

На газовых установках, которые производят сухой газ и продукты сжиженного нефтяного газа (пропан, этан, бутан) центробежные компрессоры участвуют в следующих процессах сжатия:

- вспомогательное сжатие (на входе) подогнать давление подаваемого газа на вход под давление установки;
- рекомпрессия, когда давление природного газа с установки подгоняют под давление трубопровода.

1.3.2 Принцип действия центробежного компрессора

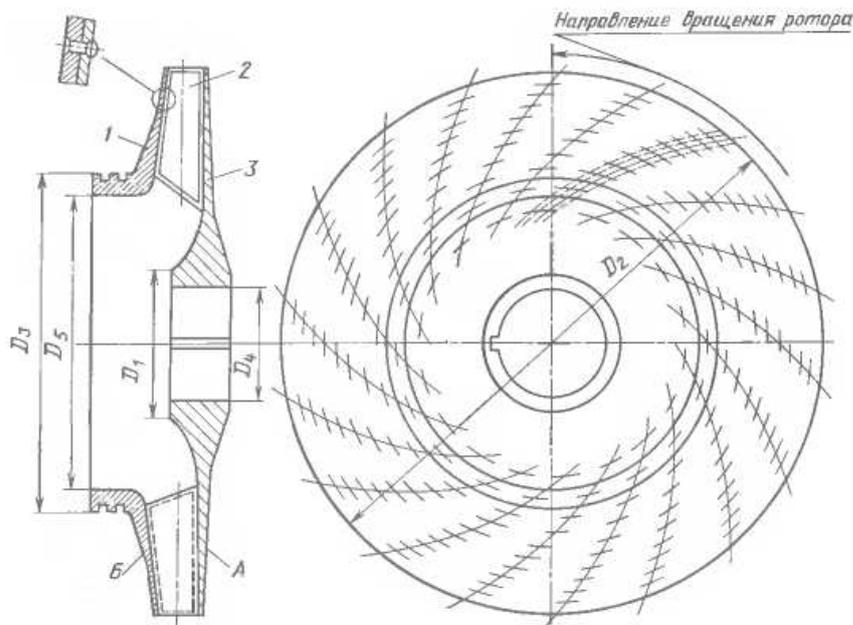
Принцип действия центробежного компрессора заключается в том, что поток воздуха входит в рабочее колесо вдоль оси двигателя, а в рабочем колесе происходит поворот потока в радиальном направлении. Таким образом, в рабочем колесе за счёт центробежной силы создаётся дополнительный рост полного давления. То есть частицы рабочего тела получают дополнительную кинетическую энергию.

Рабочее колесо центробежного компрессора представляет собой диск или же сложное тело вращения, на котором установлены лопатки, расходящиеся от центра к краям диска. Межлопаточный канал в центробежном рабочем колесе,

так же, как и в осевом – диффузорный. По типу используемых лопаток рабочие колеса квалифицируются на радиальные (профиль лопатки ровный) и реактивные (профиль лопатки изогнутый). Реактивные рабочие колеса обладают более высокими коэффициентами полезного действия (КПД) и степенью сжатия, но сложнее в изготовлении, и, как следствие – дороже. Поток газа попадает в рабочее колесо центробежного компрессора, где частицам газа передается кинетическая энергия вращающегося колеса, диффузорный межлопаточный канал производит торможение движения частиц газа относительно вращающегося колеса, центробежная сила придает дополнительную кинетическую энергию частицам рабочего тела и направляет их в радиальном направлении. После выхода из рабочего колеса частицы рабочего тела попадают в диффузор, где происходит их последующее торможение, с преобразованием их кинетической энергии во внутреннюю.

1.4 Конструктивно-технологические особенности рабочих колес

Рабочее колесо является основным и наиболее уязвимым элементом проточной части центробежного компрессора. Вращение колеса с большой скоростью (окружные скорости достигают 300 м/с) под действием центробежных сил в материале колеса приводит к большим внутренним напряжениям. Кроме того, давление, температура, агрессивная рабочая среда также оказывает воздействие на колесо. В следствие этого рабочее колесо должно иметь достаточную прочность и совершенные аэродинамические формы проточной части для получения высокого КПД установки, что приводит к обеспечению надежной работы.



1 – основной диск; 2 – лопатки; 3 – покрывной диск

Рисунок 1.5 – Схема рабочего колеса

Рабочие колеса центробежных компрессоров имеют большое разнообразие конструктивных исполнений. Так, по относительной ширине канала рабочие колеса подразделяются на малорасходные и высокорасходные. По форме лопаток колеса делятся на обычные и с пространственными лопатками. Также, рабочие колеса отличаются по числу и длине лопаток, характеру их соединения и т. д.

Различные варианты конструктивных решений объясняется многообразием технических и эксплуатационных требований, предъявляемых к конструкциям машин, а также необходимостью учета возможностей предприятий, изготавливающих центробежные компрессоры.

Рабочие колеса делятся на три технологические группы:

- открытая конструкция; все элементы рабочего колеса изготавливаются отдельно (основной, покрывной диски и лопатки), а после соединяются между собой сваркой, пайкой или клепкой; рабочее колесо является полностью сборной конструкцией;

- полуоткрытая конструкция; покрывной и цельно фрезерованные (лопаточные) диски изготавливаются отдельно, а затем соединяют между собой пайкой или клепкой; конструкция колеса – сборная;

- закрытая конструкция; монолитное колесо; изготавливается фрезерованием, литьем, электроэрозионным способом.

Производство рабочих колес различных технологических групп существенно отличается с точки зрения технологических процессов, используемого оборудования, устройств. Однако такая классификация позволяет, несмотря на разнообразие колес, создавать стандартные технологические процессы и тем самым снижать трудоемкость технологической подготовки производства.

Выбор материала рабочих колес зависит от расчетных напряжений, а также от химического состава рабочей среды. Если рабочей средой является газ, не обладающий коррозионной активностью, применяют углеродистые стали марок 40, 45, 40Х. При использовании агрессивных рабочих сред рабочие колеса изготавливают из хромоникелевых и легированных сталей марок 30ХГС, Х15Н9Ю и т.п.

Заготовки колес полуоткрытого и открытого типа, как правило, поковки, изготовленные с помощью метода свободной ковки на молотах или прессах. К качеству металла предъявляются высокие требования. Поковки не должны иметь трещин, поры флокенов, чужих включений. Средняя часть слитка используется в качестве исходного материала. Верхняя и нижняя части слитка, как менее качественные (раковины, поры и другие дефекты), удаляются, и их можно использовать для переплава.

С помощью ковки можно получить металл однородной структуры. Все заготовки сопровождаются паспортом, куда заносят данные физико-химического состояния слитка поковки, и далее данные о свойствах материала прошедшие каждую технологическую операцию, связанную с изменением этих свойств. Заготовки подвергаются ультразвуковой дефектоскопии.

2 Конструкторский раздел

2.1 Моделирование газокomppressorной станции

Для выполнения технологического расчета газокomppressorной станции высокого давления была смоделирована технологическая схема компримирования газа на ГКС ВД в программе «AspenONE Hysys». Схема представлена на рисунке 2.1.

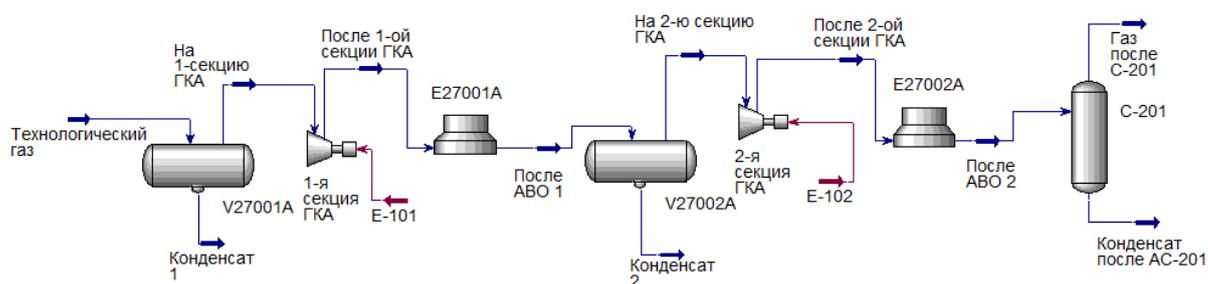


Рисунок 2.1 – Технологическая схема компримирования газа на ГКС ВД

Компонентный состав попутного нефтяного газа, поступающего в сепаратор V27001A представлен в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Компонентный состав технологического газа

Компонент	Мольная доля	Компонент	Мольная доля
Метан	94,9600	Азот	0,4790
Этан	1,8300	Нео-Пентан	0,0072
Пропан	1,2200	И-Пентан	0,7149
Водород	0,0016	Н-Пентан	0,1070
Кислород	0,0060	Гексаны	0,0740
Углекислый газ	0,2800	Гептаны	0,0212

С помощью программного продукта «AspenONE HYSYS» были определены основные параметры газа. Результаты представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – основные параметры газа на всех точках газокompрессорной станции

Параметр	Попутный газ	Газ на 1-ю секцию	Конденсат после 1-го сепаратора	Газ после 1-ой секции	Газ после 1-го АВО	Газ на 2-ю секцию	Конденсат после 2-го сепаратора	Газ после 2-ой секции	Газ после 2-ой АВО	Газ после абсорбера	Конденсат после абсорбера
Температура, °С	31	31	31	142	35	35	35	108,463	35	35	35
Давление, кПа	1700	1700	5580	5580	5580	5580	5580	12500	12499,8	12499,8	12499,8
Массовый расход, кг/ч	108491	108491	-	108491	108491	108491	-	108491	108491	108491	-
Объемный расход, ст. м ³ /ч	145000	145000	-	145000	145000	145000	-	145000	145000	145000	-

Проанализировав данные таблицы 2.2, можно сделать вывод, что температура после сжатия в 1-ой секции газокomppressorного агрегата (ГКА) $T_1 = 142,036 \text{ }^\circ\text{C}$, а во 2-ой секции $T_2 = 108,463 \text{ }^\circ\text{C}$

После сепаратора 1-ой ступени сепаратора V27001A газ поступает на 1-ю секцию газокomppressorного агрегата. С помощью программы «AspenONE HYSYS», было определено, что для сжатия газа до давления $P = 5,58 \text{ МПа}$ необходима мощность $N = 7322,836 \text{ кВт}$. Степень сжатия $\varepsilon = 3,282$ Результаты предоставлены на рисунке 2.2.

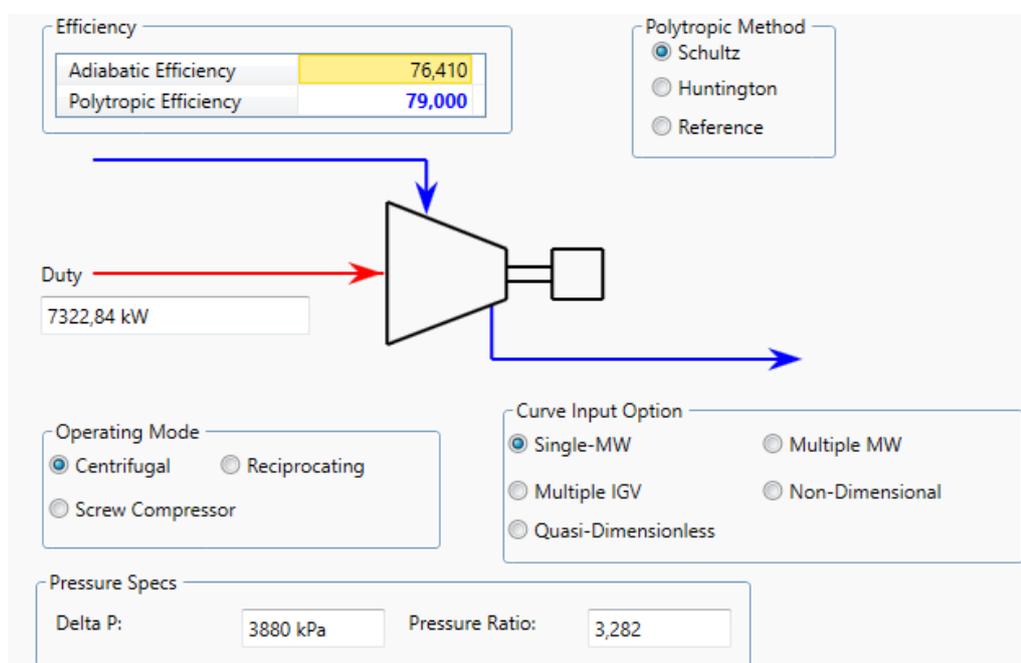


Рисунок 2.2 – Параметры 1-ой секции ГКА

Далее газ поступает в аппарат воздушного охлаждения 1-ой ступени E27001A, где охлаждается до температуры $T = 35 \text{ }^\circ\text{C}$. Пройдя сепаратор V27002A газ попадает во 2-ю секцию газокomppressorного агрегата с температурой $35 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлением $5,58 \text{ МПа}$. Для сжатия газа до давления $P = 10,62 \text{ МПа}$, необходима мощность $N = 4350,08 \text{ кВт}$. Степень сжатия $\varepsilon = 2,240$. Результаты представлены на рисунке 2.3.

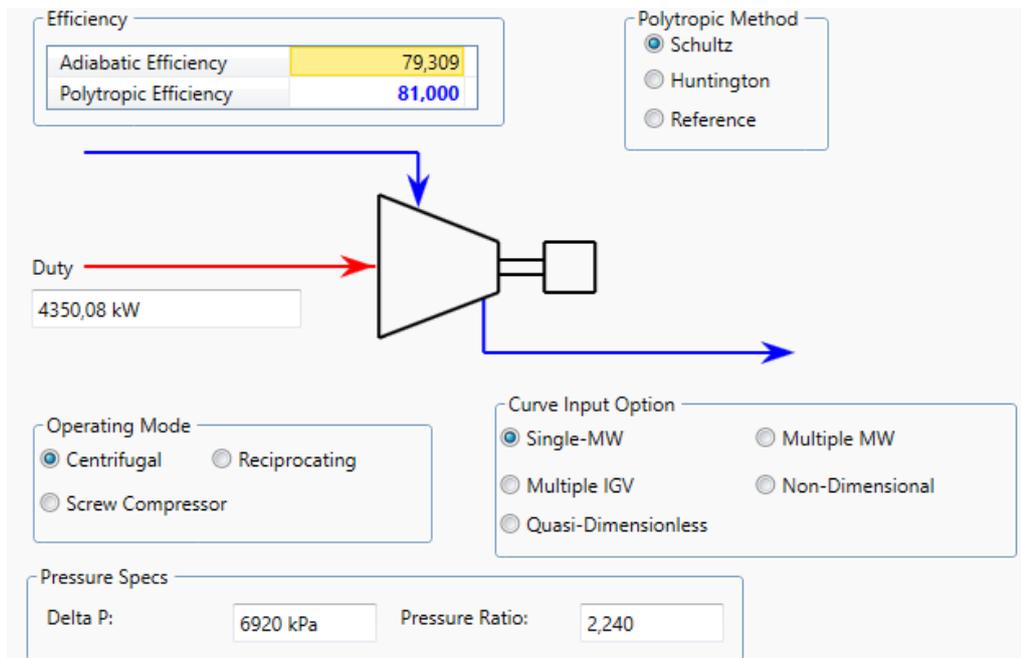


Рисунок 2.3 – Параметры 1-ой секции ГКА

2.2 Построение газодинамической характеристики

С помощью программы «AspenONE HYSYS» выполним построение газодинамической характеристики, с целью определения помпажного запаса. Газодинамические характеристики 1-ой и 2-ой секций ГКА представлены на рисунках 2.4, 2.5

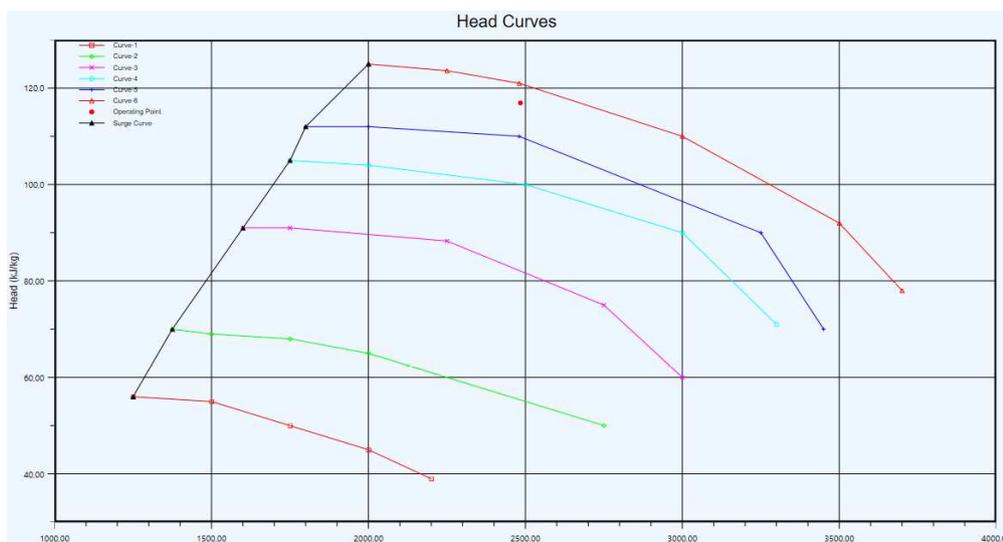


Рисунок 2.4 – Газодинамическая характеристика 1-ой секции ГКА

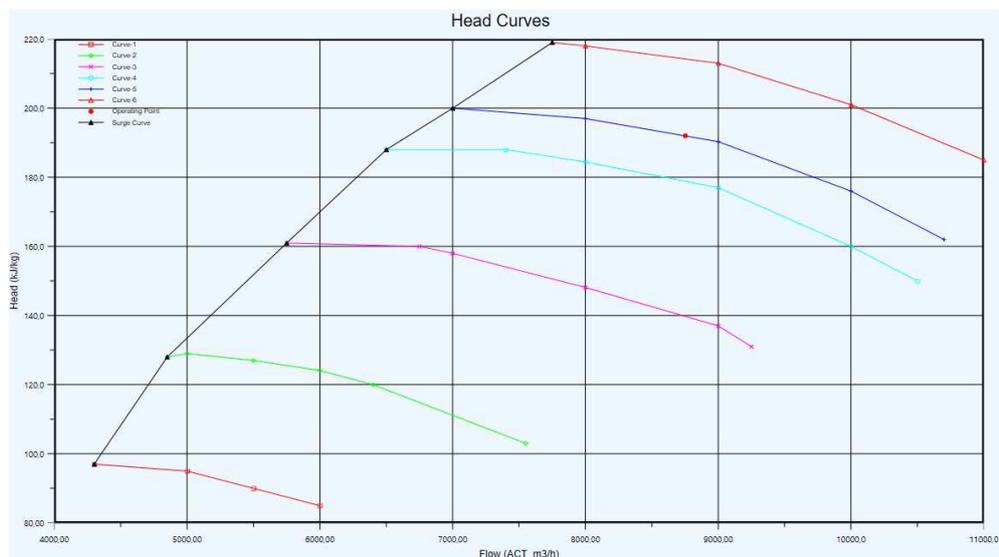


Рисунок 2.5 – Газодинамическая характеристика 2-ой секции ГКА

2.3 Газодинамический расчет проточной части

2.3.1 Исходные данные

Объемная производительность по условиям всасывания $Q_H = 2,458 \text{ м}^3/\text{с}$;

Начальное давление газа $P_H = 1,7 \text{ МПа}$;

Конечное давление газа $P_K = 5,58 \text{ Мпа}$;

Начальная температура газа $T_H = 304,15 \text{ К}$;

Сжимаемый газа – метан.

Для заданного газа, если его можно рассматривать как совершенный, определяются термодинамические и теплофизические константы, которые для удобства можно свести в таблицу 2.3

Таблица 2.3 – Исходные данные

Наименование параметра	Значение
1 Газовая постоянная, Дж/(кг·К)	518
2 Показатель адиабаты	1,322
3 Изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К)	2126,696

Плотность газа на входе в компрессор согласно уравнению состояния совершенного газа, кг/м³ :

$$\rho_H = \frac{P_H}{R \cdot T_H}, \quad (2.1.1)$$

где P_H – начальное давление, Па;
 R – газовая постоянная, Дж/(кг·К);
 T_H – начальная температура, К.

$$\rho_H = \frac{1700000}{518 \cdot 304,15} = 10,79$$

Необходимо задаться скоростью газа на срезе входного патрубка компрессора. $C_H = 27$ м/с.

Рассчитаем параметры торможения в начальном сечении компрессора:
- температура, К:

$$T_H^* = T_H + \frac{C_H^2}{2 \cdot c_p}, \quad (2.1.2)$$

где T_H – начальная температура, К;
 C_H – скорость газа на срезе входного патрубка, м/с;
 c_p – изобарная теплоемкость Дж/(кг·К).

$$T_H^* = 304,15 + \frac{27^2}{2 \cdot 2126,696} = 304,321393$$

- давление, Па:

$$P_H^* = P_H + \left(\frac{T_H^*}{T_H}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.1.3)$$

где P_H – начальное давление, Па;

T_H^* - температура торможения, К;

T_H – начальная температура, К;

k – показатель адиабаты.

$$P_H^* = 1700000 + \left(\frac{304,321393}{304,15}\right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 1700001$$

- массовая производительность компрессора, кг/с:

$$G = \rho_H \cdot Q_H, \quad (2.1.4)$$

где ρ_H – начальная плотность газа, кг/м³;

Q_H - объемная производительность по условиям всасывания, м³/с.

$$G = 10,79 \cdot 2,458 = 26,497$$

2.4.2 Определение основных параметров ступеней

Необходимо задаться политропным КПД компрессора. $\eta_{пк} = 0,8$. Предположим, что геометрические параметры рабочих колес ступеней центробежного компрессора одинаковы, тогда допускается принимать в расчетах, что КПД всех ступеней одинаковы и равны КПД всей компрессорной

машины ($\eta_{\text{пк}} = \eta_{\text{п}}$). С учетом заданного политропного КПД вычислим число политропы сжатия ступеней и компрессора по формуле [2]:

$$\sigma_{\text{к}} = \sigma = \eta_{\text{п}} \cdot \frac{k}{k-1}, \quad (2.2.1)$$

где $\eta_{\text{п}}$ – КПД всей компрессорной машины;

k – показатель адиабаты.

$$\sigma = 0,8 \cdot \frac{1,322}{1,322 - 1} = 3,285$$

Величина удельной политропной работы сжатия компрессора по принятому значению политропного КПД, Дж/кг [2]:

$$H_{\text{пк}} = \sigma \cdot R \cdot T_{\text{н}} \cdot [(\pi_{\text{к}})^{1/\sigma} - 1], \quad (2.2.2)$$

где σ – число политропы сжатия ступеней и компрессора;

R – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

$T_{\text{н}}$ – начальная температура, К;

$\pi_{\text{к}}$ – степень сжатья компрессора, Па.

$$H_{\text{пк}} = 3,285 \cdot 518 \cdot 304,15 \cdot [(3,28)^{1/3,285} - 1] = 225454,988$$

Удельная работа, затрачиваемая на сжатие газа (внутренний напор) в компрессоре, Дж/кг [3]:

$$H_{\text{ик}} = R \cdot \frac{k}{k-1} \cdot T_{\text{н}} \cdot [(\pi_{\text{к}})^{1/\sigma} - 1], \quad (2.2.3)$$

где R – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

k – показатель адиабаты;

T_n – начальная температура, К;

π_k – степень сжатия компрессора, Па.

$$H_{ik} = 518 \cdot \frac{1,322}{1,322 - 1} \cdot 304,15 \cdot [(3,28)^{1/3,285} - 1] = 282284,821$$

Зададимся параметрами рабочего колеса, определяющими количество ступеней, а именно:

- угол установки лопаток РК на выходе, град. $\beta_{л2} = 20$;
- число лопаток на выходе, шт. $z_2=10$;
- коэффициент напора $\varphi_2 = 0,12$.

Рекомендации по выбору коэффициента φ_2 и числа лопаток в зависимости от угла $\beta_{л2}$, типа диффузора приведены в [4,7-9]

Также необходимо задаться суммарным коэффициентом потерь на протечки и дисковое трение $\gamma = 1 + \beta_{пр} + \beta_{тр}=1,15$ [9].

Коэффициент теоретической удельной работы может быть определен с помощью формулы А. Стодолы для закрытых колес с $\beta_{л2} < 90^\circ$ и лопатками, средняя линия которых выполнена по дуге окружности:

$$\psi_{T2} = 1 - \frac{\pi}{z_2} \cdot \sin \beta_{л2} - \varphi_2 \cdot \cot \beta_{л2}, \quad (2.2.4)$$

где z_2 – число лопаток на выходе, шт.;

$\beta_{л2}$ - угол установки лопаток рабочего колеса на выходе, град.;

φ_2 - коэффициент напора.

$$\psi_{T2} = 1 - \frac{3,14}{10} \cdot \sin 20^\circ - 0,12 \cdot \cot 20^\circ = 0,563$$

Основные размеры элементов проточной части для ступени представлены на рисунке 2.6.

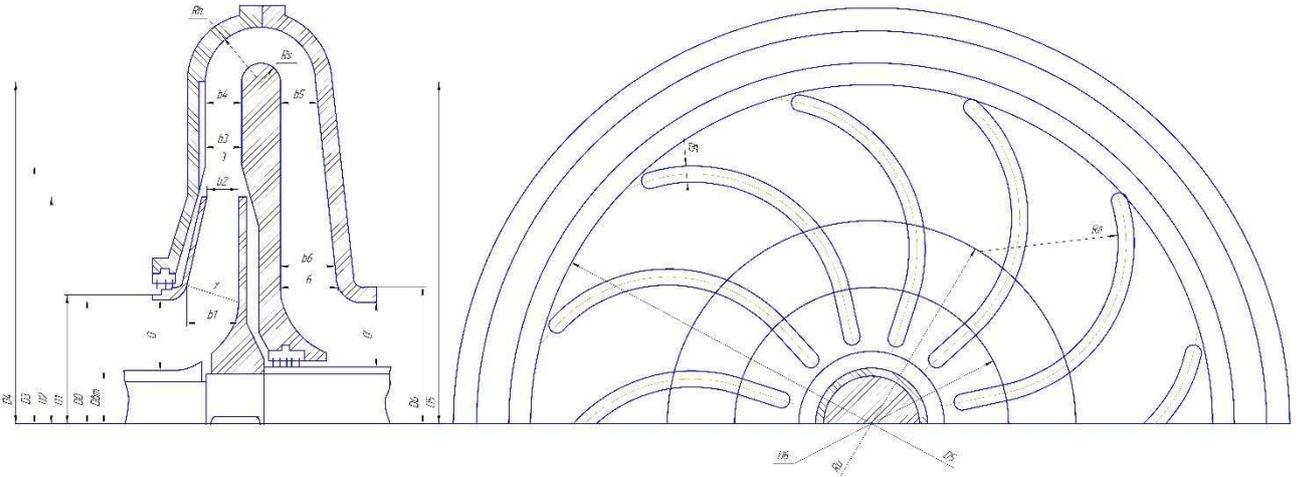


Рисунок 2.6 – Схема промежуточной ступени с лопаточным диффузором и обратным направляющим аппаратам с лопатками постоянной толщины

Число ступеней компрессора зависит от выбора величины окружной скорости рабочих колес.

Предварительно число ступеней определяется по формуле:

$$X' = \frac{H_{ik}}{\psi_{T2} \cdot \gamma \cdot U_{2\text{cp}}^2}, \quad (2.2.5)$$

где H_{ik} – удельная работа, затрачиваемая на сжатие газа, Дж/кг;

$U_{2\text{cp}}$ – средняя окружная скорость рабочих колес компрессора, м/с;

ψ_{T2} – коэффициент теоретической удельной работы;

γ – суммарный коэффициент потерь на протечки и дисковое трение.

Окружная скорость $U_{2\text{cp}}$ задается с учетом способа изготовления рабочих колес, от которого зависят их прочностные характеристики. Рекомендации по выбору окружной скорости содержатся в [9,10,15] $U_{2\text{cp}} = 300$ м/с.

$$X' = \frac{282284,821}{0,563 \cdot 1,15 \cdot 300^2} = 5,638$$

Число ступеней X' округляем до ближайшего целого числа. $X = 6$. Далее уточняем величину U_2 для рабочих колес компрессорной машины:

$$U_2 = \sqrt{\frac{H_{ik}}{\psi_{T2} \cdot \gamma \cdot X}} \quad (2.2.6)$$

H_{ik} - удельная работа, затрачиваемая на сжатие газа Дж/кг;

X - число ступеней компрессора, шт.;

ψ_{T2} - коэффициент теоретической удельной работы;

γ - суммарный коэффициент потерь на протечки и дисковое трение.

$$U_2 = \sqrt{\frac{282284,821}{0,563 \cdot 1,15 \cdot 6}} = 295,32$$

Условное число Маха M_{U2} , рассчитываемое по формуле:

$$M_{U2} = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_H}} \quad (2.2.7)$$

где U_2 - окружная скорость рабочих колес компрессора, м/с;

R - газовая постоянная, Дж/(кг·К);

k - показатель адиабаты;

T_H - начальная температура, К.

$$M_{U2} = \frac{295,32}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 304,15}} = 0,647$$

Коэффициент внутреннего напора ступени определяется по формуле [4]:

$$\psi_i = \psi_{T2} \cdot \gamma, \quad (2.2.8)$$

где ψ_{T2} - коэффициент теоретической удельной работы;

γ - суммарный коэффициент потерь на протечки и дисковое трение.

$$\psi_i = 0,5629 \cdot 1,15 = 0,647$$

Удельная работа, затраченная на вращение рабочего колеса в ступени,
Дж/кг:

$$h_i = \psi_i \cdot U_2^2, \quad (2.2.9)$$

где ψ_i - коэффициент внутреннего напора ступени;

U_2 – окружная скорость, м/с.

$$h_i = 0,647 \cdot 295,32 = 56438,86$$

Затраченная удельная работа компрессора, кДж/кг:

$$H_{ik} = \sum_{i=1}^X h_{i(i)}, \quad (2.2.10)$$

где h_i - удельная работа, затраченная на вращение рабочего колеса в ступени;

X – число ступеней компрессора.

$$H_{ik} = \sum_{i=1}^5 h_{i(i)} = 282,15$$

Определим внутреннюю мощность компрессора по формуле, кВт:

$$N_i = G \cdot H_{ik}, \quad (2.2.11)$$

где, G – массовая производительность компрессора, кг/с;

H_{ik} – затраченная удельная работа компрессор, кДж/кг.

$$N_i = 26,497 \cdot 282,15 = 7320,9$$

Найдем мощность на валу компрессора по формуле, кВт:

$$N_B = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{всп}}}, \quad (2.2.12)$$

где $\eta_{\text{мех}} = 0,97$ – механический КПД;

$\eta_{\text{всп}} = 0,99$ – КПД вспомогательных механизмов

$$N_B = \frac{7320,9}{0,97 \cdot 0,99} = 7863,9$$

Определим коэффициент реакции колеса совершенного газа [9]:

$$\Omega = 1 - \frac{\varphi_2^2 + \psi_{T2}^2}{2 \cdot \psi_i}, \quad (2.2.13)$$

где ψ_i - коэффициент внутреннего напора ступени;

ψ_{T2} - коэффициент теоретической удельной работы;

φ_2 - коэффициент напора.

$$\Omega = 1 - \frac{0,12^2 + 0,563^2}{2 \cdot 0,647} = 0,744$$

Коэффициент изменения плотности, представляющий собой отношение плотности газа в выходном сечении колеса к плотности газа на входе в компрессор, для первой ступени находится из следующий соображений [4]:

$$\varepsilon_2 = [1 + \Omega \cdot \psi_i \cdot M_{U2}^2 \cdot (k - 1)]^{\sigma-1} \quad (2.2.13)$$

где M_{U2} – условное число маха;

k – показатель адиабаты;

ψ_i - коэффициент внутреннего напора ступени;

Ω – коэффициент реакции колеса;

σ – число политропы сжатия ступеней и компрессора.

$$\varepsilon_{2(1)} = [1 + 0,744 \cdot 0,647 \cdot 0,647^2 \cdot (1,322 - 1)]^{3,285-1} = 1,118.$$

Для последующих ступеней:

$$\varepsilon_{2(i)} = \left[1 + (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \left(\sum_{i=1}^{(i-1)} \psi_{i(i)} + \Omega \cdot \psi_i \right) \right]^{\sigma-1}, \quad (2.2.14)$$

где k – показатель адиабаты;

M_{U2} – условное число маха;

ψ_i - коэффициент внутреннего напора ступени;

Ω – коэффициент реакции колеса;

σ – число политропы сжатия ступеней и компрессора.

$$\varepsilon_{2(2)} = [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 + 0,747 \cdot 0,647)]^{3,285-1} = 1,304$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{2(3)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 + 0,647 + 0,747 \cdot 0,647)]^{3,285-1} \\ &= 1,506 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_{2(4)} = [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,747 \cdot 0,647)]^{3,285-1} = 1,726$$

$$\varepsilon_{2(5)} = [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,747 \cdot 0,647)]^{3,285-1} = 1,962$$

Для последней ступени коэффициент ε_2 определим по формуле [4]:

$$\varepsilon_{2(6)} = [1 + (\Omega + X - 1) \cdot \psi_i \cdot M_{U2}^2 \cdot (k - 1)]^{\sigma-1}, \quad (2.2.15)$$

где k – показатель адиабаты;

M_{U2} – условное число маха;

ψ_i – коэффициент внутреннего напора ступени;

Ω – коэффициент реакции колеса;

σ – число политропы сжатия ступеней и компрессора.

X – число ступеней компрессора, шт.

$$\varepsilon_{2(6)} = [1 + (0,744 + 6 - 1) \cdot 0,647 \cdot 0,647^2 \cdot (1,322 - 1)]^{3,285-1} = 2,216$$

Температура газа на выходе из рабочего колеса, К:

$$T_2 = T_H \cdot \varepsilon_{2(1)}^{1/(\sigma-1)}, \quad (2.2.16)$$

где T_H – начальная температура, К;

ε_2 – коэффициент изменения плотности;

σ – число политропы сжатия ступеней и компрессора.

$$T_{2(1)} = 304,15 \cdot 1,155^{1/(3,285-1)} = 319,026$$

$$T_{2(2)} = 304,15 \cdot 1,456^{1/(3,285-1)} = 340,704$$

$$T_{2(3)} = 304,15 \cdot 1,634^{1/(3,285-1)} = 362,383$$

$$T_{2(4)} = 304,15 \cdot 1,908^{1/(3,285-1)} = 384,061$$

$$T_{2(5)} = 304,15 \cdot 2,206^{1/(3,285-1)} = 405,739$$

$$T_{2(6)} = 304,15 \cdot 2,206^{1/(3,285-1)} = 427,417$$

Число Маха, посчитанное по абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$M_{C2} = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}} \cdot \sqrt{\varphi_2^2 + \psi_{T2}^2}, \quad (2.2.17)$$

где U_2 – окружная скорость, м/с;

R – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

k – показатель адиабаты;

T_2 – температура на выходе из рабочего колеса, К;

ψ_{T2} – коэффициент теоретической удельной работы;

φ_2 – коэффициент напора.

$$M_{C2(1)} = \frac{295,32}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 323}} \cdot \sqrt{0,12^2 + 0,563^2} = 0,371$$

$$M_{C2(2)} = \frac{295,32}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 359}} \cdot \sqrt{0,12^2 + 0,563^2} = 0,359$$

$$M_{C2(3)} = \frac{295,32}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 377}} \cdot \sqrt{0,12^2 + 0,563^2} = 0,348$$

$$M_{C2(4)} = \frac{295,32}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 404}} \cdot \sqrt{0,12^2 + 0,563^2} = 0,334$$

$$M_{C2(5)} = \frac{295,32}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 430}} \cdot \sqrt{0,12^2 + 0,563^2} = 0,329$$

$$M_{C2(6)} = \frac{295,32}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 430}} \cdot \sqrt{0,12^2 + 0,563^2} = 0,320$$

Угол потока в абсолютном движении на выходе из колеса, град.:

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{\varphi_2}{\psi_{T2}} \right), \quad (2.2.18)$$

где ψ_{T2} - коэффициент теоретической удельной работы;

φ_2 - коэффициент напора.

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,12}{0,563} \right) = 12^\circ$$

При $\alpha_2 < 20^\circ$ по рекомендациям ставим лопаточный диффузор [4].

Так как частота вращения ротора неизвестна, для первой ступени компрессора задаемся величиной b_2/D_2 и найдем число оборотов ротора, которое является одинаковым для всех ступеней компрессора при одновальном расположении ступеней.

$$n'_{об} = 33,85 \sqrt{\frac{\tau_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varphi_2 \cdot (b_2/D_2) \cdot U_2^3}{Q_H}}, \quad (2.2.19)$$

где Q_H – объемная производительность компрессора по условиям всасывания, м³/с;

τ_2 – коэффициент загромождения потока лопатками на выходе из рабочего колеса;

b_2/D_2 – относительная ширина рабочего колеса, м;

U_2 – окружная скорость, м/с;

φ_2 - коэффициент напора;

ε_2 - коэффициент изменения плотности.

Относительная ширина рабочего колеса $b_2/D_2 = 0,085$ для рабочего колеса с $\beta_{л2} = 20^\circ$ [10].

Коэффициент загромождения потока лопатками в выходном сечении рабочего колеса:

$$\tau_2 = 1 - \frac{k_\delta \cdot \delta_2 \cdot z_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{л2}}, \quad (2.2.20)$$

где δ_2 – толщина лопаток на выходе из рабочего колеса, принимаемая по рекомендациям [8,10,15] м;

$k_\delta = 0,5$ – коэффициент, учитывающий скос выходной кромки лопатки;

z_2 – число лопаток на выходе, шт;

$\beta_{л2}$ – угол установки лопаток рабочего колеса на выходе, град.;

$D_2 = 0,42$ – диаметр рабочего колеса 1-ой ступени, м.

$$\delta_2 = 0,012 \cdot D_2, \quad (2.2.21)$$

где D_2 – диаметр рабочего колеса 1-ой ступени, м.

$$\delta_2 = 0,012 \cdot 0,42 = 0,00384$$

$$\tau_2 = 1 - \frac{0,5 \cdot 0,00384 \cdot 22}{\pi \cdot 0,32 \cdot \sin 20^\circ} = 0,944$$

$$n'_{об} = 33,85 \sqrt{\frac{0,944 \cdot 1,456 \cdot 0,12 \cdot (0,085) \cdot 295,32^3}{2,458}} = 10828,922$$

Округляем до ближайшего числа, кратного 50.

$$n_{об} = 10850$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n_{об}}, \quad (2.2.22)$$

где U_2 – окружная скорость, м/с;

$n_{об}$ – количество оборотов вала, об/мин.

$$D_2 = \frac{60 \cdot 295,32}{3,14 \cdot 10850} = 0,434$$

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{Q_H}{\pi \cdot D_2^2 \cdot \varphi_2 \cdot U_2 \cdot \tau_2 \cdot \varepsilon_2}, \quad (2.2.23)$$

где U_2 – окружная скорость, м/с;

D_2 – диаметр рабочего колеса 1-ой ступени, м;

φ_2 – коэффициент напора;

ε_2 – коэффициент изменения плотности

τ_2 – коэффициент загромождения потока лопатками на выходе из рабочего колеса;

Q_H – объемная производительность компрессора по условиям всасывания, м³/с;

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,434^2 \cdot 0,12 \cdot 295,32 \cdot 0,944 \cdot 1,456} = 0,085$$

Определим параметры газа в конечном сечении центробежного компрессора:

- конечная температура газа в нагнетательном патрубке компрессора, К:

$$T_k = T_H \cdot \pi_k^{1/\sigma_k}, \quad (2.2.24)$$

где T_H – начальная температура, К;
 π_k – степень сжатия компрессора;
 σ_k – число политропы компрессора.

$$T_k = 304,15 \cdot 3,28^{1/3,285} = 436,644$$

- плотность газа в конечном сечении, кг/м³

$$\rho_k = \frac{P_k}{R \cdot T_k}, \quad (2.2.25)$$

где P_k – конечное давление газа в нагнетательном патрубке компрессора, Па;
 R – газовая постоянная, Дж/(кг·К);
 T_k – конечная температура газа в нагнетательном патрубке компрессора, К.

$$\rho_k = \frac{5580000}{518 \cdot 436,644} = 24,8$$

Определим параметры торможения в конечном сечении центробежного компрессора:

- температура, К:

$$T_k^* = T_k + \frac{C_k^2}{2 \cdot c_p}, \quad (2.2.26)$$

где T_k – конечная температура газа в нагнетательном патрубке компрессора, К;
 C_k – скорость газа на срезе выходного патрубка, м/с;
 c_p – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К).

$$T_k^* = 436,644 + \frac{27^2}{2 \cdot 2126,696} = 436,815$$

- давление, Па:

$$P_k^* = P_k \cdot \left(\frac{T_k^*}{T_k}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.2.27)$$

где P_k – конечное давление газа в нагнетательном патрубке компрессора, Па;
 T_k – конечная температура газа в нагнетательном патрубке компрессора, К;
 k – показатель адиабаты.

T_k^* – температура торможения в конечном сечении центробежного компрессора, К.

$$P_k^* = 5580000 \cdot \left(\frac{436,815}{436,644}\right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 5588977,233$$

2.4.3. Расчет рабочих колес

Рассчитаем осредненную величину диаметра вала по эмпирической формуле, предложенной В. Ф. Рисом, [2, 3] м:

$$d_B = k_d \cdot (X + 2,3) \cdot D_{2 \text{ ср}} \cdot \sqrt{\frac{n_{\text{кр}1}}{1000}}, \quad (2.3.1)$$

где $k_d = 0,024$ – коэффициент;

$D_{2 \text{ ср}}$ – средний диаметр рабочих колес на валу, м;

$n_{\text{кр}1}$ – первое критическое число оборотов, об/мин;

X – количество ступеней сжатия.

Определим первую критическую скорость вращения, об/мин:

$$n_{\text{кр}1} = \frac{n_{\text{об}}}{0,6}, \quad (2.3.2)$$

где $n_{об}$ – количество оборотов вала, об/мин.

$$n_{кр1} = \frac{10850}{0,75} = 17333,33$$

$$d_B = 0,024 \cdot (5 + 2,3) \cdot 0,434 \cdot \sqrt{\frac{17333,33}{1000}} = 0,317$$

Найдем втулочный диаметр, м:

$$D_{вт} \approx d_B + 0,0125, \quad (2.3.3)$$

где d_B – осредненная величина диаметра вала, м.

$$D_{вт} \approx 0,317 + 0,0125 = 0,059$$

Диаметр расточки покрывающего диска D_0 первого колеса может быть выбран в соответствии с условием минимума относительной скорости газа при входе в межлопаточные каналы [2-4, 9] по формуле В. И. Поликовского:

$$\left(\frac{D_0}{D_2}\right)_{min}^w = \sqrt{\left(\frac{D_{вт}}{D_2}\right)^2 + \frac{1}{D_2^2} \cdot \left(\frac{34,4 \cdot Q_H \cdot k_C}{n_{об} \cdot \varepsilon_0 \cdot k_D}\right)^{\frac{2}{3}}}, \quad (2.3.4)$$

где $k_C = 1$ – коэффициент конфузурности во входном участке колес;

$k_D = 1,04$ – коэффициент;

$\varepsilon_0 = 0,92$ – коэффициент изменения плотности, для первой ступени;

$D_{вт}$ – втулочный диаметр, м;

$n_{об}$ – число оборотов;

Q_H – объемная производительность компрессора по условиям всасывания,

$\text{м}^3/\text{с}$

D_2 – диаметр рабочего колеса ступени, м.

$$\left(\frac{D_0}{D_2}\right)_{w \min} = \sqrt{\left(\frac{0,059}{0,434}\right)^2 + \frac{1}{0,434^2} \cdot \left(\frac{34,4 \cdot 2,458 \cdot 1}{10850 \cdot 0,92 \cdot 1,04}\right)^{\frac{2}{3}}} = 0,877$$

$$D_0/D_2 = (0,95 - 1,08) \cdot (D_0/D_2)_{w \min}, \quad (2.3.5)$$

где $(D_0/D_2)_{w \min}$ – отношение диаметра покрывающего диска к диаметру рабочего колеса при условии минимума относительной скорости.

$$D_0/D_2 = 0,95 \cdot 0,877 = 0,833$$

$$D_0 = (D_0/D_2) \cdot D_2, \quad (2.3.6)$$

где D_0/D_2 - отношение диаметра покрывающего диска к диаметру рабочего колеса;

D_2 – диаметр рабочего колеса ступени, м.

$$D_0 = 0,833 \cdot 0,434 = 0,362$$

Для последующих ступеней, в целях обеспечения технологичности конструкции компрессора, принимается, что диаметры расточки покрывающих дисков всех ступеней в пределах компрессора одинаковы.

$$D_{0(i)} = D_{0(1)}, \quad (2.3.7)$$

Площадь входного сечения для всех рабочих колес, м²:

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - D_{\text{вт}}^2), \quad (2.3.8)$$

где D_0 – диаметр покрывного диска, м;

$D_{вт}$ – втулочный диаметр, м.

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,362^2 - 0,329^2) = 0,0179$$

Скорость газа на входном сечении рабочего колеса находится по формуле, м/с:

$$C_0 = \varphi_0 \cdot U_2, \quad (2.3.9)$$

где φ_0 – коэффициент расхода на входе в рабочее колесо.

U_2 – окружная скорость, м/с.

- для первой ступени:

$$\varphi_0 = \frac{Q_n}{F_0 \cdot U_2}, \quad (2.3.10)$$

где U_2 – окружная скорость, м/с;

F_0 - площадь входного сечения, м²;

Q_n – объемная производительность компрессора по условиям всасывания, м³/с.

$$\varphi_0 = \frac{2,458}{0,0179 \cdot 295,32} = 0,465$$

- для последующих ступеней:

$$\varphi_{0(i)} = \varphi_{0(i-1)}, \quad (2.3.11)$$

$$C_0 = 0,465 \cdot 295,32 = 137,324$$

- коэффициент изменения плотности для первой ступени:

$$\varepsilon_{0(1)} = [1 - 0,5 \cdot (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \varphi_0^2]^{\frac{1}{(k-1)}}, \quad (2.3.12)$$

где k – показатель адиабаты;

M_{U2} – условное число маха;

φ_0 – коэффициент расхода на входе в рабочее колесо.

$$\varepsilon_{0(1)} = [1 - 0,5 \cdot (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot 0,465^2]^{\frac{1}{(1,322-1)}} = 0,99$$

- для последующих:

$$\varepsilon_{0(i)} = \left[1 + (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot (\sum_{i=1}^{(i-1)} \psi_{i(i)} - 0,5 \cdot \varphi_0^2) \right]^{\sigma-1} \quad (2.3.13)$$

где k – показатель адиабаты;

M_{U2} – условное число маха;

φ_0 – коэффициент расхода на входе в рабочее колесо.

σ – число политропы сжатия ступеней и компрессора

$$\varepsilon_{0(2)} = [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 - 0,5 \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} = 1,165$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{0(3)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} \\ &= 1,36 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{0(4)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \\ &\quad \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} = 1,562 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{0(5)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \\ &\quad \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} = 1,785 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_{0(6)} = [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} = 2,026$$

Температура газа во входном сечении колеса, К:

- для первой ступени:

$$T_{0(1)} = T_{\text{н}} \cdot [1 - 0,5 \cdot (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \varphi_0^2], \quad (2.3.14)$$

где M_{U2} – условное число маха;

φ_0 – коэффициент расхода на входе в рабочее колесо;

$T_{\text{н}}$ – начальная температура, К.

$$T_{0(1)} = 304,15 \cdot [1 - 0,5 \cdot (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot 0,465^2] = 303,135$$

- для последующих ступеней:

$$T_{0(i)} = T_{\text{н}} \cdot [1 + (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot (\sum_{i=1}^{(i-1)} \psi_{i(i)} - 0,5 \cdot \varphi_0^2)], \quad (2.3.15)$$

где M_{U2} – условное число маха;

φ_0 – коэффициент расхода на входе в рабочее колесо;

$T_{\text{н}}$ – начальная температура, К.

$$T_{0(2)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 - 0,5 \cdot 0,465^2)] \\ = 324,961$$

$$T_{0(3)} = 304,15 \\ \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)] \\ = 346,867$$

$$T_{0(4)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)] = 368,704$$

$$T_{0(5)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)] = 390,855$$

$$T_{0(6)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)] = 412,2561$$

Температура торможения, К:

$$T_{0(i)}^* = T_{2(i)}^* = T_{0(i)} + \frac{C_{0(i)}^2}{2 \cdot c_p}, \quad (2.3.16)$$

где $T_{2(i)}^*$ - температура торможения в выходном сечении предыдущего рабочего колеса, К

$T_{0(i)}$ – температура на входе в рабочее колесо, К;

C_0 – скорость газа на входе в рабочее колесо, м/с;

c_p – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К).

$$T_{0(1)}^* = 303,135 + \frac{137,324^2}{2 \cdot 2126,696} = 304,15$$

$$T_{0(2)}^* = 324,961 + \frac{137,324^2}{2 \cdot 2126,696} = 325,809$$

$$T_{0(3)}^* = 346,867 + \frac{137,324^2}{2 \cdot 2126,696} = 347,492$$

$$T_{0(4)}^* = 368,704 + \frac{137,324^2}{2 \cdot 2126,696} = 369,174$$

$$T_{0(5)}^* = 390,855 + \frac{137,324^2}{2 \cdot 2126,696} = 390,855$$

$$T_{0(6)}^* = 412,256 + \frac{137,324^2}{2 \cdot 2126,696} = 412,535$$

Плотность газа, кг/м³:

$$\rho_0 = \varepsilon_0 \cdot \rho_H, \quad (2.3.17)$$

где ε_0 – отношений плотностей в начале рабочего колеса;

ρ_H – начальная плотность газа, кг/м³.

$$\rho_{0(1)} = 0,989 \cdot 10,79 = 10,668$$

$$\rho_{0(2)} = 1,165 \cdot 10,79 = 12,589$$

$$\rho_{0(3)} = 1,36 \cdot 10,79 = 14,664$$

$$\rho_{0(4)} = 1,568 \cdot 10,79 = 16,914$$

$$\rho_{0(5)} = 1,794 \cdot 10,79 = 19,345$$

$$\rho_{0(6)} = 2,036 \cdot 10,79 = 21,96$$

Давление газа, МПа:

- для первой ступени:

$$P_0 = \rho_0 \cdot R \cdot T_0, \quad (2.3.18)$$

где ρ_0 – плотность газа на входе в рабочее колесо, кг/м³;

R – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

T_0 – температура на входе в рабочее колесо, К.

$$P_0 = 10,668 \cdot 518 \cdot 303,135 = 1,676$$

- для последующих ступеней:

$$P_{0(i)} = P_H \cdot \left(\frac{T_{0(i)}}{T_H} \right)^\sigma, \quad (2.3.19)$$

где P_H – начальное давление, МПа;
 T_H – начальная температура, К;
 $T_{0(i)}$ – температура на входе в рабочее колесо, К.
 σ – число политропы.

$$P_{0(2)} = 1,7 \cdot \left(\frac{324,961}{304,15} \right)^{3,285} = 2,139$$

$$P_{0(3)} = 1,7 \cdot \left(\frac{347,492}{304,15} \right)^{3,285} = 2,652$$

$$P_{0(4)} = 1,7 \cdot \left(\frac{368,704}{304,15} \right)^{3,285} = 3,246$$

$$P_{0(5)} = 1,7 \cdot \left(\frac{390,855}{304,15} \right)^{3,285} = 3,927$$

$$P_{0(6)} = 1,7 \cdot \left(\frac{412,256}{304,15} \right)^{3,285} = 4,703$$

Давление торможения, МПа:

$$P_0^* = P_0 \cdot \left(\frac{T_0^*}{T_0} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.3.20)$$

где P_0 – давление газа на входе в рабочее колесо, МПа;
 T_0 – температура на входе в рабочее колесо, К;
 T_0^* – температура торможения в выходном сечении предыдущего рабочего колеса, К;
 k – показатель адиабаты.

$$P_{0(1)}^* = 1,676 \cdot \left(\frac{304,15}{299,718} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 1,699$$

$$P_{0(2)}^* = 2,139 \cdot \left(\frac{325,809}{326,243} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 2,163$$

$$P_{0(3)}^* = 2,652 \cdot \left(\frac{369,174}{361,632} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 2,672$$

$$P_{0(4)}^* = 3,246 \cdot \left(\frac{369,174}{379,293} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 3,264$$

$$P_{0(5)}^* = 3,927 \cdot \left(\frac{390,855}{405,817} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 3,943$$

$$P_{0(6)}^* = 4,703 \cdot \left(\frac{412,535}{405,817} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 4,716$$

Скорость потока газа при входе на лопатки рабочего колеса, м/с

$$C_1 = k_c \cdot C_0, \tag{2.3.21}$$

где C_0 – скорость газа на входе в рабочее колесо, м/с;

k_c - коэффициент конфузности во входном участке колес.

$$C_1 = 1 \cdot 137,324 = 137,324$$

Диаметр входа на лопатки РК:

- для первой ступени

$$D_1/D_2 = k_D \cdot (D_0/D_2), \tag{2.3.22}$$

где D_0/D_2 – отношение диаметра покрывного диска к диаметру рабочего колеса;

k_D – коэффициент диффузорности.

$$D_1/D_2 = 1,04 \cdot \left(\frac{0,362}{0,434}\right) = 0,868$$

$$D_1 = D_2 \cdot (D_1/D_2), \quad (2.3.23)$$

где D_1/D_2 – отношение диаметра входа на лопатки рабочего колеса к диаметру рабочего колеса;

D_2 – диаметр рабочего колеса, м.

$$D_1 = 0,434 \cdot 0,868 = 0,375$$

- для последующих ступеней

$$D_{1(i)} = D_1, \quad (2.3.24)$$

Окружная скорость рабочего колеса на диаметре входа на лопатки рабочего колеса, м/с:

$$U_1 = U_2 \cdot (D_1/D_2), \quad (2.3.25)$$

где U_2 – окружная скорость, м/с;

D_1/D_2 – отношение диаметра входа на лопатки рабочего колеса к диаметру рабочего колеса.

$$U_1 = 295,32 \cdot 0,868 = 256,338$$

Коэффициент расхода, полагая, что ступени не оснащены устройствами, закручивающими поток перед рабочим колесом, т.е. $C_1 = C_{r1}$:

$$\varphi_1 = C_1/U_2, \quad (2.3.26)$$

где U_2 – окружная скорость, м/с;

C_1 - скорость потока газа при входе на лопатки рабочего колеса, м/с.

$$\varphi_1 = 137,324/295,32 = 0,465$$

Угол потока в относительном движении при входе на лопатки рабочего колеса, град:

$$\beta_1 = \operatorname{arctg}(C_1/U_1), \quad (2.3.27)$$

где C_1 - скорость потока газа при входе на лопатки рабочего колеса, м/с;

U_1 - окружная скорость рабочего колеса на диаметре входа на лопатки рабочего колеса, м/с.

$$\beta_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{137,234}{256,338}\right) = 28^\circ$$

Выбор угла установки лопаток на входе в рабочее колесо производится с учетом допускаемого угла атаки $i_1 = 2^\circ$ [2].

$$\beta_{л1} = \beta_1 + i_1, \quad (2.3.28)$$

где i_1 – угол установки лопатки на входе в рабочее колесо, град.;

β_1 - угол потока в относительном движении при входе на лопатки рабочего колеса, град.

$$\beta_{л1} = 28 + 2 = 30^\circ$$

Температура газа, К:

- для первой ступени:

$$T_{1(1)} = T_n \cdot [1 - 0,5 \cdot (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \varphi_0^2], \quad (2.3.29)$$

где M_{U2} – условное число маха;

φ_0 – коэффициент расхода на входе в рабочее колесо;

T_n – начальная температура, К.

$$T_{1(1)} = 304,15 \cdot [1 - 0,5 \cdot (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot 0,465^2] = 301,536$$

- для последующих ступеней:

$$T_{1(i)} = T_n \cdot \left[1 + (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \left(\sum_{i=1}^{(i-1)} \psi_{i(i)} - 0,5 \cdot \varphi_1^2 \right) \right], \quad (2.3.30)$$

где M_{U2} – условное число маха;

φ_1 – коэффициент расхода при входе на лопатки в рабочем колесе;

T_n – начальная температура, К.

$$\begin{aligned} T_{1(2)} &= 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 - 0,5 \cdot 0,465^2)] \\ &= 323,596 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{1(3)} &= 304,15 \cdot [1 + (1,32 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)] \\ &= 345,861 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{1(4)} &= 304,15 \cdot [1 + (1,32 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \\ &\cdot 0,465^2)] = 367,948 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{1(5)} &= 304,15 \cdot [1 + (1,32 - 1) \cdot 0,647^2 \\ &\cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)] = 389,917 \end{aligned}$$

$$T_{1(6)} = 304,15 \cdot [1 + (1,32 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)] = 411,807$$

Число Маха по относительной скорости:

$$M_{W1} = \sqrt{\frac{C_1^2 + U_1^2}{k \cdot R \cdot T_1}} \quad (2.3.31)$$

где U_1 - окружная скорость рабочего колеса на диаметре входа на лопатки рабочего колеса, м/с;

C_1 - скорость потока газа при входе на лопатки рабочего колеса, м/с;

k - показатель адиабаты;

R - газовая постоянная, Дж/(кг·К);

T_1 - температура газа при входе на лопатки рабочего колеса, К.

$$M_{W1(1)} = \sqrt{\frac{137,324^2 + 256,338^2}{1,322 \cdot 518 \cdot 301,536}} = 0,396$$

$$M_{W1(2)} = \sqrt{\frac{137,324^2 + 256,338^2}{1,322 \cdot 518 \cdot 323,596}} = 0,378$$

$$M_{W1(3)} = \sqrt{\frac{137,324^2 + 256,338^2}{1,322 \cdot 518 \cdot 345,861}} = 0,360$$

$$M_{W1(4)} = \sqrt{\frac{137,324^2 + 256,338^2}{1,322 \cdot 518 \cdot 367,948}} = 0,345$$

$$M_{W1(5)} = \sqrt{\frac{137,324^2 + 256,338^2}{1,322 \cdot 518 \cdot 389,917}} = 0,332$$

$$M_{W1(6)} = \sqrt{\frac{137,324^2 + 256,338^2}{1,322 \cdot 518 \cdot 411,807}} = 0,321$$

Коэффициент изменения плотности:

- для первой ступени:

$$\varepsilon_{1(1)} = [1 - 0,5 \cdot (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \varphi_1^2]^{\frac{1}{(k-1)}}, \quad (2.3.32)$$

где M_{U2} – условное число маха;

φ_1 – коэффициент расхода при входе на лопатки в рабочем колесе;

k – показатель адиабаты.

$$\varepsilon_{1(1)} = [1 - 0,5 \cdot (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot 0,465^2]^{\frac{1}{(1,322-1)}} = 0,973$$

- для последующих:

$$\varepsilon_{1(i)} = \left[1 + (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \left(\sum_{i=1}^{(i-1)} \psi_{i(i)} - 0,5 \cdot \varphi_1^2 \right) \right]^{\sigma-1}, \quad (2.3.33)$$

где M_{U2} – условное число маха;

φ_1 – коэффициент расхода при входе на лопатки в рабочем колесе;

k – показатель адиабаты

$$\varepsilon_{1(2)} = [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 - 0,5 \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} = 1,156$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1(3)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647) - 0,5 \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} \\ &= 1,351 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1(4)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \\ &\quad \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} = 1,561 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1(5)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \\ &\quad \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} = 1,788 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{1(6)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,647) - 0,5 \\ &\quad \cdot 0,465^2)]^{3,285-1} = 2,031 \end{aligned}$$

Плотность газа, кг/м³

$$\rho_1 = \varepsilon_1 \cdot \rho_H, \quad (2.3.34)$$

где ε_1 – коэффициент изменения плотности;

ρ_H – начальная плотность газа, кг/м³.

$$\rho_{1(1)} = 0,973 \cdot 10,79 = 10,488$$

$$\rho_{1(2)} = 1,156 \cdot 10,79 = 12,466$$

$$\rho_{1(3)} = 1,351 \cdot 10,79 = 14,564$$

$$\rho_{1(4)} = 1,561 \cdot 10,79 = 16,833$$

$$\rho_{1(5)} = 1,788 \cdot 10,79 = 19,278$$

$$\rho_{1(6)} = 2,031 \cdot 10,79 = 21,904$$

Давление газа, МПа:

- для первой ступени:

$$P_1 = \rho_1 \cdot R \cdot T_1, \quad (2.3.35)$$

где ρ_1 – плотность газа при входе на лопатки рабочего колеса, кг/м³;

R – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

T_1 – температура газа при входе на лопатки рабочего колеса, К.

$$P_1 = 10,488 \cdot 518 \cdot 301,536 = 1,639$$

- для последующих ступеней:

$$P_{1(i)} = P_H \cdot \left(\frac{T_{0(i)}}{T_H} \right)^\sigma, \quad (2.3.36)$$

где P_H – начальное давление газа, МПа;
 T_H – начальная температура газа, К;
 T_0 – температура газа на входе в рабочее колесо, К;
 σ – число политропы.

$$P_{1(2)} = 1,7 \cdot \left(\frac{324,961}{304,15} \right)^{3,285} = 2,091$$

$$P_{1(3)} = 1,7 \cdot \left(\frac{346,867}{304,15} \right)^{3,285} = 2,611$$

$$P_{1(4)} = 1,7 \cdot \left(\frac{368,704}{304,15} \right)^{3,285} = 3,210$$

$$P_{1(5)} = 1,7 \cdot \left(\frac{390,496}{304,15} \right)^{3,285} = 3,896$$

$$P_{1(6)} = 1,7 \cdot \left(\frac{412,256}{304,15} \right)^{3,285} = 4,675$$

Коэффициент загромождения входного сечения колеса:

$$\tau_1 = 1 - \frac{k_\delta \cdot \delta_1 \cdot z_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{л1}}, \quad (2.3.37)$$

где z_1 – число лопаток рабочего колеса на входе, принимаемое $z_1 = 0,5 z_2$ при $\tau_1 < 0,7$ в противном случае $z_1 = z_2$ [7];

δ_1 – толщина лопаток на входе в рабочем колесе, принимаемая $\delta_1 = \delta_2$, м;

$k_\delta = 0,5$ – коэффициент, учитывающий скос выходной кромки лопатки;

$\beta_{л1}$ – угол установки лопаток рабочего колеса на входе, град.;

D_1 – диаметр рабочего колеса при входе на лопатки, м.

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,5 \cdot 0,00384 \cdot 22}{\pi \cdot 0,375 \cdot \sin 30^\circ} = 0,967;$$

Ширина лопаток рабочего колеса на входе в рабочее колесо:

$$b_{1(i)} = \frac{Q_H}{\pi \cdot D_1 \cdot \tau_1 \cdot C_1 \cdot \varepsilon_1}, \quad (2.3.38)$$

где τ_1 - коэффициент загромождения входного сечения колеса;

D_1 - диаметр рабочего колеса при входе на лопатки, м;

C_1 - скорость потока газа при входе на лопатки рабочего колеса, м/с;

ε_1 - коэффициент изменения плотности;

Q_H - объемная производительность компрессора по условиям всасывания, м³/с.

$$b_{1(1)} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,375 \cdot 0,967 \cdot 137,324 \cdot 0,973} = 0,0598$$

$$b_{1(2)} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,375 \cdot 0,967 \cdot 137,324 \cdot 1,156} = 0,0507$$

$$b_{1(3)} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,375 \cdot 0,967 \cdot 137,324 \cdot 1,351} = 0,0455$$

$$b_{1(4)} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,375 \cdot 0,967 \cdot 137,324 \cdot 1,561} = 0,039$$

$$b_{1(5)} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,375 \cdot 0,967 \cdot 137,324 \cdot 1,788} = 0,0338$$

$$b_{1(6)} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,375 \cdot 0,967 \cdot 137,324 \cdot 2,031} = 0,0338$$

При известных геометрических параметрах рабочих колес можно определить фактическую густоту лопаточных решеток B_2/t_2 по формуле Б. Эккерта:

$$\frac{B_2}{t_2} = \frac{(z_2/1) \cdot \ln(D_2/D_1)}{2 \cdot \pi \cdot \sin\left(\frac{\beta_{л2} + \beta_{л1}}{2}\right)}, \quad (2.3.39)$$

где z_1 - число лопаток рабочего колеса на выходе, шт;

D_2/D_1 – отношение диаметра рабочего колеса к диаметру входа на лопатки рабочего колеса;

$\beta_{л1}$ - угол установки лопаток рабочего колеса на входе, град;

$\beta_{л2}$ - угол установки лопаток рабочего колеса на выходе, град.

$$\frac{B_2}{t_2} = \frac{22 \cdot 0,146}{2 \cdot \pi \cdot \sin 25} = 0,55$$

Абсолютная скорость газа на выходе из рабочего колеса, м/с:

$$C_2 = \frac{\psi_{T2} \cdot U_2}{\cos \alpha_2}, \quad (2.3.40)$$

где U_2 – окружная скорость, м/с;

ψ_{T2} - коэффициент теоретической удельной работы;

α_2 - угол потока в абсолютном движении на выходе из колеса, град.

$$C_2 = \frac{0,563 \cdot 295,32}{\cos 12} = 156,98$$

Температура газа, К:

- для первой ступени:

$$T_{2(i)} = T_H \cdot [1 + (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \Omega \cdot \psi_i], \quad (2.3.41)$$

где M_{U2} – условное число Маха;

ψ_i - коэффициент внутреннего напора ступени;

Ω – коэффициент реакции колеса.

$$T_{2(1)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot 0,744 \cdot 0,647] = 318,790$$

- для последующих ступеней:

$$T_{2(i)} = T_H \cdot \left[1 + (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \left(\sum_{i=1}^{(i-1)} \psi_{i(i)} + \Omega \cdot \psi_i \right) \right], \quad (2.3.42)$$

где M_{U2} – условное число Маха;

ψ_i – коэффициент внутреннего напора ступени;

Ω – коэффициент реакции колеса.

$$T_{2(2)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,64^2 \cdot (0,64 + 0,74 \cdot 0,647)] = 340,166$$

$$T_{2(3)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,64^2 \cdot ((0,64 + 0,64) + 0,74 \cdot 0,647)] \\ = 361,81$$

$$T_{2(4)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,64^2 \cdot ((0,64 + 0,64 + 0,64) + 0,74 \\ \cdot 0,64)] = 383,59$$

$$T_{2(5)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,64^2 \cdot ((0,64 + 0,64 + 0,64 + 0,64) \\ + 0,74 \cdot 0,64)] = 405,52$$

$$T_{2(6)} = 304,15 \cdot [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot ((0,64 + 0,64 + 0,64 + 0,64) \\ + 0,74 \cdot 0,64)] = 427,62$$

Температура торможения в выходном сечении предыдущего рабочего колеса, К:

$$T_{2(i)}^* = T_2 + \frac{C_2^2}{2 \cdot c_p}, \quad (2.3.43)$$

где T_2 – температура в выходном сечении предыдущего рабочего колеса, К

C_2 – скорость газа на выходе из рабочего колеса, м/с;

c_p – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К).

$$T_{2(1)}^* = 318,790 + \frac{156,98^2}{2 \cdot 2126,696} = 325,458$$

$$T_{2(2)}^* = 340,166 + \frac{156,98^2}{2 \cdot 2126,696} = 346,835$$

$$T_{2(3)}^* = 361,812 + \frac{156,98^2}{2 \cdot 2126,696} = 368,481$$

$$T_{2(4)}^* = 383,597 + \frac{156,98^2}{2 \cdot 2126,696} = 390,265$$

$$T_{2(5)}^* = 405,529 + \frac{156,98^2}{2 \cdot 2126,696} = 412,198$$

$$T_{2(6)}^* = 427,621 + \frac{156,98^2}{2 \cdot 2126,696} = 434,289$$

Число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$M_{C2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}, \quad (2.3.44)$$

где C_2 – скорость газа на выходе из рабочего колеса, м/с;

T_2 - температура в выходном сечении предыдущего рабочего колеса, К

k – показатель адиабаты;

R – газовая постоянная, Дж/(кг·К).

$$M_{C2(1)} = \frac{156,98}{\sqrt{1,322 \cdot 518}} = 0,371$$

$$M_{C2(2)} = \frac{156,98}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 340,166}} = 0,360318,790$$

$$M_{C2(3)} = \frac{156,98}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 361,812}} = 0,349$$

$$M_{C2(4)} = \frac{156,98}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 383,597}} = 0,339$$

$$M_{C2(5)} = \frac{156,98}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 405,529}} = 0,329$$

$$M_{C2(6)} = \frac{156,98}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 427,621}} = 0,321$$

Коэффициент изменения плотности:

- для первой ступени:

$$\varepsilon_2 = [1 + \Omega \cdot \psi_i \cdot M_{U2}^2 \cdot (k - 1)]^{\sigma-1}, \quad (2.3.45)$$

где M_{U2} – условное число маха;

ψ_i - коэффициент внутреннего напора ступени;

Ω – коэффициент реакции колеса;

σ – число политропы;

k – показатель адиабаты.

$$\varepsilon_{2(1)} = [1 + 0,744 \cdot 0,647 \cdot 0,647^2 \cdot (1,322 - 1)]^{3,285-1} = 1,186.$$

- для последующих ступеней:

$$\varepsilon_{2(2-5)} = \left[1 + (k - 1) \cdot M_{U2}^2 \cdot \left(\sum_{i=1}^{(i-1)} \psi_{i(i)} + \Omega \cdot \psi_i \right) \right]^{\sigma-1}, \quad (2.3.46)$$

где M_{U2} – условное число маха;

ψ_i - коэффициент внутреннего напора ступени;

Ω – коэффициент реакции колеса;

σ – число политропы;

k – показатель адиабаты.

$$\varepsilon_{2(2)} = [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 + 0,747 \cdot 0,647)]^{3,285-1} = 1,299$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_{2(3)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 + 0,647 + 0,747 \cdot 0,647)]^{3,285-1} \\ &= 1,501\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_{2(4)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,747 \\ &\cdot 0,647)]^{3,285-1} = 1,721\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_{2(5)} &= [1 + (1,322 - 1) \cdot 0,647^2 \cdot (0,647 + 0,647 + 0,647 + 0,747 \\ &\cdot 0,647)]^{3,285-1} = 1,959\end{aligned}$$

Для последней ступени коэффициент ε_2 определим по формуле:

$$\varepsilon_{2(6)} = [1 + (\Omega + X - 1) \cdot \psi_i \cdot M_{U2}^2 \cdot (k - 1)]^{\sigma-1}, \quad (2.3.47)$$

где M_{U2} – условное число маха;

ψ_i – коэффициент внутреннего напора ступени;

Ω – коэффициент реакции колеса;

σ – число политропы;

k – показатель адиабаты;

X – число ступеней, шт.

$$\varepsilon_{2(6)} = [1 + (0,744 + 6 - 1) \cdot 0,647 \cdot 0,647^2 \cdot (1,322 - 1)]^{3,285-1} = 2,218$$

Плотность газа, кг/м³

$$\rho_2 = \varepsilon_2 \cdot \rho_H, \quad (2.3.48)$$

где ε_2 – коэффициент изменения плотности на выходе из рабочего колеса;

ρ_H – начальная плотность газа, кг/м³.

$$\rho_{2(1)} = 1,186 \cdot 10,79 = 12,789$$

$$\rho_{2(2)} = 1,299 \cdot 10,79 = 14,010$$

$$\rho_{2(3)} = 1,501 \cdot 10,79 = 16,184$$

$$\rho_{2(4)} = 1,721 \cdot 10,79 = 18,555$$

$$\rho_{2(5)} = 1,959 \cdot 10,79 = 21,131$$

$$\rho_{2(6)} = 2,218 \cdot 10,79 = 23,922$$

Давление газа, МПа:

- для первой ступени:

$$P_2 = \rho_2 \cdot R \cdot T_2, \quad (2.3.49)$$

где ρ_2 – плотность газа на выходе из рабочего колеса, кг/м³;

T_2 – температура в выходном сечении предыдущего рабочего колеса, К

R – газовая постоянная, Дж/(кг·К).

$$P_2 = 12,789 \cdot 518 \cdot 318,790 = 2,113$$

- для последующих ступеней:

$$P_{2(i)} = P_H \cdot \left(\frac{T_{2(i)}}{T_H} \right)^\sigma, \quad (2.3.50)$$

где P_H – начальное давление газа, МПа;

$T_{2(i)}$ – температура в выходном сечении предыдущего рабочего колеса, К;

T_H – начальная температура газа, К;

σ – число политропы.

$$P_{2(2)} = 1,7 \cdot \left(\frac{340,166}{304,15} \right)^{3,285} = 2,47$$

$$P_{2(3)} = 1,7 \cdot \left(\frac{361,812}{304,15} \right)^{3,285} = 3,035$$

$$P_{2(4)} = 1,7 \cdot \left(\frac{383,597}{304,15} \right)^{3,285} = 3,689$$

$$P_{2(5)} = 1,7 \cdot \left(\frac{405,529}{304,15} \right)^{3,285} = 4,42$$

$$P_{2(6)} = 1,7 \cdot \left(\frac{427,621}{304,15} \right)^{3,285} = 5,302$$

Давление торможения, МПа:

$$P_2^* = P_2 \cdot \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.3.51)$$

где P_2 – давление на выходе из рабочего колеса, МПа;

T_2 – температура в выходном сечении предыдущего рабочего колеса, К;

T_2^* – температура торможения в выходном сечении предыдущего рабочего колеса, МПа;

k – показатель адиабаты.

$$P_{2(1)}^* = 2,113 \cdot \left(\frac{325,458}{318,790} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 2,306$$

$$P_{2(2)}^* = 2,47 \cdot \left(\frac{346,835}{340,166} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 2,681$$

$$P_{2(3)}^* = 3,035 \cdot \left(\frac{368,481}{361,812} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 3,278$$

$$P_{2(4)}^* = 3,689 \cdot \left(\frac{390,265}{383,597} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 3,968$$

$$P_{2(5)}^* = 4,42 \cdot \left(\frac{412,198}{405,529} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 4,758$$

$$P_{2(6)}^* = 5,302 \cdot \left(\frac{434,289}{427,621} \right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 5,660$$

Уточняем относительно шириной по формуле:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{Q_H}{\pi \cdot D_2^2 \cdot \varphi_2 \cdot U_2 \cdot \tau_2 \cdot \varepsilon_2}, \quad (2.3.52)$$

где τ_2 - коэффициент загромождения выходного сечения колеса;

D_2 - диаметр рабочего колеса, м;

C_2 - скорость потока газа при выходе из рабочего колеса, м/с;

ε_2 - коэффициент изменения плотности;

Q_H - объемная производительность компрессора по условиям всасывания, м³/с;

φ_2 - коэффициент расхода на выходе из рабочего колеса.

$$\frac{b_2}{D_{2(1)}} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,434^2 \cdot 0,12 \cdot 295,32 \cdot 0,944 \cdot 1,186} = 0,119$$

$$\frac{b_2}{D_{2(2)}} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,434^2 \cdot 0,12 \cdot 295,32 \cdot 0,944 \cdot 1,299} = 0,087$$

$$\frac{b_2}{D_{2(3)}} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,434^2 \cdot 0,12 \cdot 295,32 \cdot 0,944 \cdot 1,501} = 0,076$$

$$\frac{b_2}{D_{2(4)}} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,434^2 \cdot 0,12 \cdot 295,32 \cdot 0,944 \cdot 1,721} = 0,066$$

$$\frac{b_2}{D_{2(5)}} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,434^2 \cdot 0,12 \cdot 295,32 \cdot 0,944 \cdot 1,959} = 0,058$$

$$\frac{b_2}{D_{2(6)}} = \frac{2,458}{3,14 \cdot 0,434^2 \cdot 0,12 \cdot 295,32 \cdot 0,944 \cdot 2,218} = 0,051$$

Ширина рабочего колеса на выходе, м:

$$b_2 = D_2 \cdot \frac{b_2}{D_2}, \quad (2.3.53)$$

где D_2 – диаметр рабочего колеса, м;

b_2/D_2 – относительная ширина канала рабочего колеса.

$$b_{2(1)} = 0,434 \cdot 0,119 = 0,050$$

$$b_{2(2)} = 0,434 \cdot 0,087 = 0,041$$

$$b_{2(3)} = 0,434 \cdot 0,076 = 0,035$$

$$b_{2(4)} = 0,434 \cdot 0,066 = 0,031$$

$$b_{2(5)} = 0,434 \cdot 0,058 = 0,027$$

$$b_{2(6)} = 0,434 \cdot 0,051 = 0,024$$

2.4.4 Расчет диффузора

Расчет диффузора выполняется с использованием результатов расчета рабочего колеса соответствующей ступени.

В ступенях с лопаточным диффузором входные кромки диффузорных лопаток расположены на диаметре D_3 . Задаем $D_3/D_2 = 1,1$ по рекомендациям [10].

$$D_3 = D_2 \cdot (D_3/D_2), \quad (2.4.1)$$

где D_2 – диаметр рабочего колеса, м;

D_3/D_2 – отношение диаметра, на котором расположены входные кромки диффузорных лопаток к диаметру рабочего колеса.

Для получения более высокого КПД ступени с лопаточным диффузором в расчетной точке ширину лопаточного диффузора b_3 целесообразно делать большей, чем у колеса b_2 . В связи с этим задаем b_3/b_2 по рекомендациям [4, 9, 10]:

- промежуточные ступени:

$$b_3/b_2 = 1,1$$

- концевые ступени:

$$b_3/b_2 = 1,25$$

$$b_3 = b_2 \cdot (b_3/b_2), \quad (2.4.2)$$

где b_2 – ширина рабочего колеса на выходе, м;

b_3/b_2 – отношение ширины лопаточного диффузора к ширине рабочего колеса на выходе, м.

$$b_{3(1)} = 0,050 \cdot 1,1 = 0,055$$

$$b_{3(2)} = 0,041 \cdot 1,1 = 0,045$$

$$b_{3(3)} = 0,035 \cdot 1,1 = 0,039$$

$$b_{3(4)} = 0,031 \cdot 1,1 = 0,034$$

$$b_{3(5)} = 0,027 \cdot 1,1 = 0,031$$

$$b_{3(6)} = 0,024 \cdot 1,25 = 0,030$$

Угол установки лопаток на входе в лопаточный диффузор, град.:

$$\alpha_{л3} \approx 0,5(\alpha_2 + \alpha_3), \quad (2.4.3)$$

где α_3 – расчетный угол потока на входе в диффузор, град.;

α_2 - угол потока в абсолютном движении на выходе из колеса, град.

$$\alpha_3 = \arctg \frac{tg\alpha_2}{(b_3/b_2) \cdot (\varepsilon_3/\varepsilon_2)}, \quad (2.4.4)$$

где $\varepsilon_3/\varepsilon_2$ – отношение коэффициента изменения плотности на входе в диффузор к коэффициенту изменения плотности на выходе из рабочего колеса;

b_3/b_2 – отношение ширины лопаточного диффузора к ширине рабочего колеса на выходе, м;

α_2 - угол потока в абсолютном движении на выходе из колеса, град.

Задаемся $\varepsilon_3/\varepsilon_2 = 1,03$

$$\alpha_{3(1-5)} = \operatorname{arctg} \frac{0,213}{1,1 \cdot 1,03} = 10,6^\circ$$

$$\alpha_{3(6)} = \operatorname{arctg} \frac{0,213}{1,25 \cdot 1,03} = 9,4^\circ$$

$$\alpha_{л3(1-5)} \approx 0,5(12^\circ + 10,6^\circ) = 11,3^\circ$$

$$\alpha_{л3(6)} \approx 0,5(12^\circ + 9,4^\circ) = 10,7^\circ$$

Принимаем $\alpha_{л3(1-5)} = \alpha_{л3(6)} = 12^\circ$.

Коэффициент диффузорности $K_{3-2} = C_3/C_2$ из условия сохранения массового расхода:

$$K_{3-2} = \frac{1}{(b_3/b_2) \cdot (\varepsilon_3/\varepsilon_2) \cdot (\sin \alpha_3 / \sin \alpha_2) \cdot (D_3/D_2)}, \quad (2.4.5)$$

где b_3/b_2 – отношение ширины лопаточного диффузора к ширине рабочего колеса на выходе;

$\varepsilon_3/\varepsilon_2$ – отношение коэффициента изменения плотности на входе в диффузор к коэффициенту изменения плотности на выходе из рабочего колеса;

α_3 – расчетный угол потока на входе в диффузор, град.;

α_2 – угол потока в абсолютном движении на выходе из колеса, град.;

D_3/D_2 – отношение диаметра, на котором расположены входные кромки диффузорных лопаток к диаметру рабочего колеса.

$$K_{3-2(1-5)} = \frac{1}{1,1 \cdot 1,03 \cdot (0,184/0,208) \cdot 1,1} = 0,907$$

$$K_{3-2(6)} = \frac{1}{1,25 \cdot 1,03 \cdot (0,163/0,208) \cdot 1,1} = 0,899$$

Скорость газа в диффузоре м/с:

$$C_3 = K_{3-2} \cdot C_2, \quad (2.4.6)$$

где K_{3-2} – коэффициент диффузорности;

C_2 – скорость газа на выходе из рабочего колеса, м/с.

$$C_{3(1-5)} = 0,907 \cdot 156,98 = 142,38$$

$$C_{3(6)} = 0,899 \cdot 156,98 = 141,125$$

Температура газа, К:

$$T_{3(i)} = T_2 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C2}^2 \cdot (1 - K_{3-2}^2)], \quad (2.4.7)$$

где M_{C2} - число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса;

K_{3-2} – коэффициент диффузорности;

k – показатель адиабаты;

T_2 – температура на выходе из рабочего колеса, К.

$$T_{3(1)} = 318,790 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,333^2 \cdot (1 - 0,907^2)] = 320,015$$

$$T_{3(2)} = 340,166 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,321^2 \cdot (1 - 0,907^2)] = 341,392$$

$$T_{3(3)} = 361,812 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,309^2 \cdot (1 - 0,907^2)] = 363,038$$

$$T_{3(4)} = 383,597 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)] = 384,822$$

$$T_{3(5)} = 405,529 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,289^2 \cdot (1 - 0,899^2)] = 406,789$$

$$T_{3(6)} = 427,621 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,289^2 \cdot (1 - 0,899^2)] = 428,881$$

Плотность газа, кг/м³:

$$\rho_{3(i)} = \rho_2 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C2}^2 \cdot (1 - K_{3-2}^2)]^{\sigma-1} \quad (2.4.8)$$

где ρ_2 – плотность газа на выходе из рабочего колеса, кг/м³;

K_{3-2} – коэффициент диффузорности;

M_{C2} – число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$\begin{aligned} \rho_{3(1)} &= 12,789 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,333^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285-1} \\ &= 12,904 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{3(2)} &= 14,010 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,321^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285-1} \\ &= 14,128 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{3(3)} &= 16,184 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,309^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285-1} \\ &= 16,312 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{3(4)} &= 18,555 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285-1} \\ &= 18,694 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{3(5)} &= 21,131 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,289^2 \cdot (1 - 0,899^2)]^{3,285-1} \\ &= 21,285 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{3(6)} &= 23,922 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,289^2 \cdot (1 - 0,899^2)]^{3,285-1} \\ &= 24,087 \end{aligned}$$

Давление газа, МПа:

$$P_{3(i)} = P_2 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C2}^2 \cdot (1 - K_{3-2}^2)]^{\sigma}, \quad (2.4.9)$$

где P_2 – давление газа на выходе из рабочего колеса, МПа;

K_{3-2} – коэффициент диффузорности;

M_{C2} - число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$P_{3(1)} = 2,113 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285} = 2,140$$

$$P_{3(2)} = 2,470 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285} = 2,500$$

$$P_{3(3)} = 3,035 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285} = 3,069$$

$$P_{3(4)} = 3,689 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285} = 3,729$$

$$P_{3(5)} = 4,41 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,899^2)]^{3,285} = 4,488$$

$$P_{3(6)} = 5,302 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,899^2)]^{3,285} = 5,354$$

С целью упрощения конструкции лопаточные диффузоры выполняются с параллельными стенками, т.е. $b_4 = b_3$

$$b_{4(1)} = 0,055$$

$$b_{4(2)} = 0,045$$

$$b_{4(3)} = 0,039$$

$$b_{4(4)} = 0,034$$

$$b_{4(5)} = 0,031$$

$$b_{4(6)} = 0,030$$

Задаем D_4/D_2 :

- промежуточные ступени:

$$D_4/D_3 = 1,35$$

- концевые ступени:

$$D_4/D_2 = 1,25$$

Угол установки лопаток на выходе лопаточного диффузора [4]:

$$\alpha_{л4} = \alpha_{л3} + 12^\circ, \quad (2.4.10)$$

где $\alpha_{л3}$ - угол установки лопаток на входе в лопаточный диффузор, град.

$$\alpha_{л4} = 12^\circ + 12^\circ = 24^\circ$$

Угол отставания потока при выходе из решетки лопаточного диффузора найдем по формуле [2], град:

$$\Delta\alpha_{л4} = \frac{0,346 \cdot (\alpha_{л4} - \alpha_{л3})}{\sqrt{B_3/t_3}}, \quad (2.4.10)$$

где $\alpha_{л3}$ - угол установки лопаток на входе в лопаточный диффузор, град.;

$\alpha_{л4}$ - угол установки лопаток на выходе лопаточного диффузора, град ;

$B_3/t_3 = 2$ – оптимальная густота лопаточной решетки лопаточного диффузора.

$$\Delta\alpha_{л4} = \frac{0,346 \cdot (24 - 12)}{\sqrt{2,0}} = 2,936$$

Угол выхода потока из лопаточного диффузора, град:

$$\alpha_4 = \alpha_{л4} - \Delta\alpha_{л4}, \quad (2.4.11)$$

где $\alpha_{л4}$ - угол установки лопаток на выходе лопаточного диффузора, град;
 $\Delta\alpha_{л4}$ - угол отставания потока при выходе из решетки лопаточного диффузора.

$$\alpha_4 = 24^\circ - 2,936^\circ = 21,064^\circ$$

Принимаем $\alpha_4 = 22^\circ$.

Для того, чтобы определить скорость газа на выходе лопаточного диффузора C_4 , необходимо первоначально задаться ориентировочно коэффициентом диффузорности в лопаточном диффузоре:

$$K_{4-2} = 0,65$$

Скорость газа на выходе из лопаточного диффузора, м/с:

$$C_4 = K_{4-2} \cdot C_2, \quad (2.4.12)$$

где K_{4-2} – коэффициент диффузорности в лопаточном диффузоре;
 C_2 – скорость газа на выходе из рабочего колеса, м/с.

$$C_{4(1-6)} = 0,65 \cdot 156,98 = 102,037$$

Температура газа, К:

$$T_4 = T_2 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C_2}^2 \cdot (1 - K_{4-2}^2)], \quad (2.4.13)$$

где M_{C_2} - число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса;

K_{4-2} – коэффициент диффузорности в лопаточном диффузоре;

k – показатель адиабаты;

T_2 – температура на выходе из рабочего колеса, К.

$$T_{4(1)} = 318,790 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,333^2 \cdot (1 - 0,65^2)] = 322,726$$

$$T_{4(2)} = 340,166 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,321^2 \cdot (1 - 0,65^2)] = 344,103$$

$$T_{4(3)} = 361,812 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,309^2 \cdot (1 - 0,65^2)] = 365,749$$

$$T_{4(4)} = 383,597 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,65^2)] = 387,533$$

$$T_{4(5)} = 405,529 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,289^2 \cdot (1 - 0,65^2)] = 409,466$$

$$T_{4(6)} = 427,621 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,289^2 \cdot (1 - 0,65^2)] = 431,558$$

Плотность газа, кг/м³:

$$\rho_4 = \rho_2 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C2}^2 \cdot (1 - K_{4-2}^2)]^{\sigma-1}, \quad (2.4.14)$$

где ρ_2 – плотность газа на выходе из рабочего колеса, кг/м³;

K_{4-2} – коэффициент диффузорности в лопаточном диффузоре;

M_{C2} - число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$\begin{aligned} \rho_{4(1)} &= 12,789 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,333^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285-1} \\ &= 13,161 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{4(2)} &= 14,010 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,321^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285-1} \\ &= 14,392 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{4(3)} &= 16,184 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,309^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285-1} \\ &= 16,599 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho_{4(4)} &= 18,555 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285-1} \\ &= 19,003\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho_{4(5)} &= 21,131 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,289^2 \cdot (1 - 0,899^2)]^{3,285-1} \\ &= 21,614\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho_{4(6)} &= 23,922 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,289^2 \cdot (1 - 0,899^2)]^{3,285-1} \\ &= 24,440\end{aligned}$$

Отношение плотностей:

$$\varepsilon_4 = \rho_4 / \rho_H, \tag{2.4.15}$$

где ρ_4 – плотность газа на выходе из лопаточного диффузора, кг/м³;
 ρ_H – начальная плотность газа, кг/м³.

$$\varepsilon_{4(1)} = 13,161/10,79$$

$$\varepsilon_{4(2)} = 14,392/10,79$$

$$\varepsilon_{4(3)} = 16,599/10,79$$

$$\varepsilon_{4(4)} = 19,003/10,79$$

$$\varepsilon_{4(5)} = 21,614/10,79$$

$$\varepsilon_{4(6)} = 24,440/10,79$$

Число Маха по скорости на выходе из диффузора:

$$M_{C4} = \frac{C_4}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_4}}, \tag{2.4.15}$$

где C_4 – скорость газа на выходе из лопаточного диффузора, м/с;
 T_4 – температура выходе из лопаточного диффузора, К
 k – показатель адиабаты;

R – газовая постоянная, Дж/(кг·К)..

$$M_{C4(1)} = \frac{102,037}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 322,726}} = 0,240$$

$$M_{C4(2)} = \frac{102,037}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 344,103}} = 0,232$$

$$M_{C4(3)} = \frac{102,037}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 365,749}} = 0,225$$

$$M_{C4(4)} = \frac{102,037}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 387,533}} = 0,219$$

$$M_{C4(5)} = \frac{102,037}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 409,466}} = 0,213$$

$$M_{C4(6)} = \frac{102,037}{\sqrt{1,322 \cdot 518 \cdot 431,558}} = 0,208$$

Давление газа, МПа:

$$P_4 = P_2 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C2}^2 \cdot (1 - K_{4-2}^2)]^\sigma, \quad (2.4.16)$$

где P_2 – давление газа на выходе из рабочего колеса, МПа;

K_{4-2} – коэффициент диффузорности в лопаточном диффузоре;

M_{C2} - число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$P_{4(1)} = 2,113 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285} = 2,202$$

$$P_{4(2)} = 2,470 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285} = 2,478$$

$$P_{4(3)} = 3,035 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285} = 3,044$$

$$P_{4(4)} = 3,689 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,907^2)]^{3,285} = 3,700$$

$$P_{4(5)} = 4,442 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,899^2)]^{3,285} = 4,453$$

$$P_{4(6)} = 5,302 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,299^2 \cdot (1 - 0,899^2)]^{3,285} = 5,315$$

Давление торможение, МПа:

$$P_4^* = P_4 \cdot \left(\frac{T_2^*}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.4.17)$$

где P_4 – давление на выходе из лопаточного диффузора;

T_4 – температура на выходе из лопаточного диффузора, К;

T_2^* – температура торможения в выходном сечении предыдущего рабочего колеса;

k – показатель адиабаты.

$$P_{4(1)}^* = 2,202 \cdot \left(\frac{325,458}{322,726}\right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 2,281$$

$$P_{4(2)}^* = 2,478 \cdot \left(\frac{346,835}{344,103}\right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 2,562$$

$$P_{4(3)}^* = 3,044 \cdot \left(\frac{368,481}{365,749}\right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 3,141$$

$$P_{4(4)}^* = 3,700 \cdot \left(\frac{390,265}{387,533}\right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 3,811$$

$$P_{4(5)}^* = 4,453 \cdot \left(\frac{412,198}{409,466}\right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 4,580$$

$$P_{4(6)}^* = 5,315 \cdot \left(\frac{434,289}{431,558}\right)^{\frac{1,322}{1,322-1}} = 5,459$$

Число лопаток лопаточного диффузора, шт.:

$$z_3 = \left(\frac{B_3}{t_3}\right) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin(0,5(\alpha_{л3} + \alpha_{л4}))}{\ln(D_4/D_3)}, \quad (2.4.18)$$

где B_3/t_3 - густота лопаточной решетки;

$\alpha_{л3}$ - угол установки лопаток на входе в лопаточный диффузор, град.;

$\alpha_{л4}$ - угол установки лопаток на выходе лопаточного диффузора, град. ;

D_4/D_3 – отношение диаметров.

$$z_3 = 2,2 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot \sin(18^\circ)}{\ln 1,136} = 33,5$$

Принимаем $z_3 = z_4 = 34$.

2.4.5. Расчет поворотного колена и обратного направляющего аппарата

Расчет поворотного колена и обратного направляющего аппарата выполняется только для ступеней промежуточного типа.

Выбор отношения ширины канала обратного направляющего аппарата к ширине канала диффузора основывается на стремлении обеспечить минимальный уровень потерь энергии. В связи с этим канал поворотного колена может быть конфузорным, диффузорным или выполняться с постоянным поперечным сечением.

При проектировании элементов поворотного колена и обратного направляющего аппарата зададимся отношением b_5/b_4 по соображениям минимальных потерь в поворотном колене. В большинстве случаев для промежуточных ступеней применяется $b_5/b_4 = 1,0$.

По заданному отношению b_5/b_4 определяем ширину канала на входе в обратный направляющий аппарат, м:

$$b_5 = b_4 \cdot (b_5/b_4), \quad (2.5.1)$$

где b_5/b_4 – отношение ширины канала обратного направляющего аппарата к ширине канала диффузора, м;

b_4 – ширина канала диффузора, м.

$$b_{5(1)} = 0,055 \cdot 1 = 0,055$$

$$b_{5(2)} = 0,045 \cdot 1 = 0,045$$

$$b_{5(3)} = 0,039 \cdot 1 = 0,039$$

$$b_{5(4)} = 0,034 \cdot 1 = 0,034$$

$$b_{5(5)} = 0,032 \cdot 1 = 0,032$$

Отношение диаметров принимается как правило, для большинства центробежных компрессоров равным единице.

Радиус выпуклой поверхности поворота R_s определяется на основе задаваемого отношения R_s/b_4 :

$$R_s/b_4 = 0,75 \text{ – для ступеней с } b_2/D_2 > 0,4$$

$$R_s = b_4 \cdot (R_s/b_4), \tag{2.5.2}$$

где b_4 – ширина канала диффузора, м;

R_s/b_4 – отношение радиуса выпуклой поверхности поворота к ширине канала диффузора.

$$R_{s(1)} = 0,055 \cdot 0,75 = 0,041$$

$$R_{s(2)} = 0,045 \cdot 0,75 = 0,034$$

$$R_{s(3)} = 0,039 \cdot 0,75 = 0,029$$

$$R_{s(4)} = 0,034 \cdot 0,75 = 0,026$$

$$R_{s(5)} = 0,032 \cdot 0,75 = 0,025$$

Наружный радиус поворота потока в поворотном колене, м:

$$R_h = R_s + \frac{b_4 + b_5}{2}, \quad (2.5.3)$$

где R_s – радиус выпуклой поверхности поворот поворота, м;

b_4 – ширина канала диффузора, м;

b_5 – ширина канала обратного направляющего аппарата, м.

$$R_{h(1)} = 0,041 + 0,055 = 0,096$$

$$R_{h(2)} = 0,034 + 0,045 = 0,079$$

$$R_{h(3)} = 0,029 + 0,039 = 0,068$$

$$R_{h(4)} = 0,026 + 0,034 = 0,060$$

$$R_{h(5)} = 0,025 + 0,032 = 0,057$$

Угол потока в абсолютном движении α_5 рассчитывается с учетом потери момента количества движения поворотного колена [4,5] и допущением, что $\rho_4 \approx \rho_5$, м:

$$\alpha_5 = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_4}{(b_5/b_4)} + \lambda_{4-5}, \quad (2.5.4)$$

где λ_{4-5} – коэффициент, учитывающий потери момента количества движения в поворотном колене;

b_5/b_4 – отношение ширины канала ОНА к ширине канала диффузора, м;

α_4 – угол выхода потока из лопаточного диффузора, град.

$$\lambda_{4-5} = 0,11 \cdot k_5 \cdot \frac{R_s + R_h}{b_5} \cdot \left(\frac{C_4 \cdot \cos \alpha_4 \cdot b_4 \cdot \rho_4}{\mu_4} \right)^{-0,25}, \quad (2.5.5)$$

где $k_5 = 2,0$ – поправочный коэффициент, принимаемый на основании опытных данных [4];

R_s – радиус выпуклой поверхности поворот поворота, м;

R_h – наружный радиус поворота потока в поворотном колене, м;

b_5 – ширина канала обратного направляющего аппарата, м;

C_4 – скорость газа на выходе из лопаточного диффузора, м/с

α_4 – угол выхода потока из лопаточного диффузора, град.

b_4 – ширина канала диффузора, м;

ρ_4 – плотность газа на выходе из лопаточного диффузора, кг/м³;

μ_4 – коэффициент динамической вязкости, Па·с

Коэффициент динамической вязкости можно определить по формуле Сазарленда, Па·с:

$$\mu_4 = \mu_{273} \cdot \frac{273+C}{T_4+C} \cdot \left(\frac{T_4}{273}\right)^{1,5}, \quad (2.5.6)$$

где $C = 162$ – постоянная Сазарленда;

$\mu_{273} = 1028 \cdot 10^{-3}$ – коэффициент динамической вязкости газа при 0°С, Па·с;

T_4 – температура на выходе из лопаточного диффузора, К.

$$\mu_{4(1)} = 1028 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{273 + 162}{327,224 + 162} \cdot \left(\frac{322,726}{273}\right)^{1,5} = 1,186$$

$$\mu_{4(2)} = 1028 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{273 + 162}{354,023 + 162} \cdot \left(\frac{344,103}{273}\right)^{1,5} = 1,250$$

$$\mu_{4(3)} = 1028 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{273 + 162}{380,821 + 162} \cdot \left(\frac{365,749}{273}\right)^{1,5} = 1,314$$

$$\mu_{4(4)} = 1028 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{273 + 162}{407,620 + 162} \cdot \left(\frac{387,533}{273}\right)^{1,5} = 1,376$$

$$\mu_{4(5)} = 1028 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{273 + 162}{407,620 + 162} \cdot \left(\frac{409,466}{273} \right)^{1,5} = 1,437$$

$$\begin{aligned} \lambda_{4-5(1)} &= 0,11 \cdot 2 \cdot \frac{0,041 + 0,096}{0,055} \cdot \left(\frac{102,03 \cdot \cos 22^\circ \cdot 0,055 \cdot 13,161}{1,186} \right)^{-0,25} \\ &= 0,194 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda_{4-5(2)} &= 0,11 \cdot 2 \cdot \frac{0,034 + 0,079}{0,045} \cdot \left(\frac{102,03 \cdot \cos 22^\circ \cdot 0,045 \cdot 14,392}{1,250} \right)^{-0,25} \\ &= 0,202 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda_{4-5(3)} &= 0,11 \cdot 2 \cdot \frac{0,029 + 0,068}{0,039} \cdot \left(\frac{102,03 \cdot \cos 22^\circ \cdot 0,039 \cdot 16,599}{1,314} \right)^{-0,25} \\ &= 0,204 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda_{4-5(4)} &= 0,11 \cdot 2 \cdot \frac{0,026 + 0,060}{0,034} \cdot \left(\frac{102,037 \cdot \cos 22^\circ \cdot 0,034 \cdot 19,003}{1,376} \right)^{-0,25} \\ &= 0,207 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda_{4-5(5)} &= 0,11 \cdot 2 \cdot \frac{0,025 + 0,057}{0,032} \cdot \left(\frac{102,037 \cdot \cos 22^\circ \cdot 0,032 \cdot 21,614}{1,437} \right)^{-0,25} \\ &= 0,209 \end{aligned}$$

$$\alpha_{5(1)} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{1} + 0,194 = 22,206$$

$$\alpha_{5(2)} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{1} + 0,202 = 22,199$$

$$\alpha_{5(3)} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{1} + 0,204 = 22,202$$

$$\alpha_{5(4)} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{1} + 0,207 = 22,204$$

$$\alpha_{5(5)} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{1} + 0,209 = 22,204$$

Угол установки лопаток на входе в обратный направляющий аппарат выбирается на основании рассчитанного угла потока, град.:

$$\alpha_{л5} \approx \alpha_5$$

Абсолютная скорость в поворотном колене, м/с:

$$C_5 = C_4 \cdot \frac{\rho_4 \cdot b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4}{\rho_5 \cdot b_5 \cdot D_5 \cdot \sin \alpha_5}, \quad (2.5.7)$$

где C_4 – скорость газа на выходе из лопаточного диффузора, м/с

ρ_4 – плотность газа на выходе из лопаточного диффузора, кг/м³;

b_4 – ширина канала диффузора, м;

D_4 – диаметр, на котором начинается поворотное колено, м;

α_4 – угол выхода потока из лопаточного диффузора, град.;

ρ_5 – плотность газа на выходе из поворотного колена, кг/м³;

b_5 – ширина канала обратного направляющего аппарата, м;

D_5 – диаметр, на котором заканчивается поворотное колено, м;

α_5 – угол потока в абсолютном движении, град.

$$C_{5(1)} = 102,037 \cdot \frac{13,161 \cdot 0,055 \cdot 0,585 \cdot \sin 22}{13,167 \cdot 0,055 \cdot 0,585 \cdot \sin 22,2} = 101,164$$

$$C_{5(2)} = 102,037 \cdot \frac{14,392 \cdot 0,045 \cdot 0,585 \cdot \sin 22}{14,398 \cdot 0,045 \cdot 0,585 \cdot \sin 22,2} = 101,164$$

$$C_{5(3)} = 102,037 \cdot \frac{16,599 \cdot 0,039 \cdot 0,585 \cdot \sin 22}{16,605 \cdot 0,039 \cdot 0,585 \cdot \sin 22,2} = 101,164$$

$$C_{5(4)} = 102,037 \cdot \frac{19,003 \cdot 0,034 \cdot 0,585 \cdot \sin 22}{19,010 \cdot 0,034 \cdot 0,585 \cdot \sin 22,2} = 101,164$$

$$C_{5(4)} = 102,037 \cdot \frac{21,614 \cdot 0,032 \cdot 0,585 \cdot \sin 22}{21,621 \cdot 0,032 \cdot 0,585 \cdot \sin 22,2} = 101,164$$

Отношение скоростей:

$$k_{5-4} = C_5/C_4,$$

где C_5 - абсолютная скорость в поворотном колене, м/с;

C_4 – скорость газа на выходе из лопаточного диффузора, м/с.

$$k_{5-4(1-5)} = 101,164/102,037 = 0,992$$

Температура газа, К:

$$T_5 = T_4 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C4}^2 \cdot (1 - K_{5-4}^2)], \quad (2.5.8)$$

где M_{C4} - число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора;

K_{5-4} – коэффициент диффузорности в поворотном колене;

k – показатель адиабаты;

T_4 – температура на выходе из диффузора, К.

$$T_{5(1)} = 322,726 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,240^2 \cdot (1 - 0,992^2)] = 322,782$$

$$T_{5(2)} = 344,103 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,232^2 \cdot (1 - 0,992^2)] = 344,161$$

$$T_{5(3)} = 365,749 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,225^2 \cdot (1 - 0,992^2)] = 365,808$$

$$T_{5(4)} = 387,533 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,219^2 \cdot (1 - 0,992^2)] = 387,592$$

$$T_{5(6)} = 409,466 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,213^2 \cdot (1 - 0,992^2)] = 409,526$$

Плотность газа, кг/м³:

$$\rho_5 = \rho_4 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C4}^2 \cdot (1 - K_{5-4}^2)]^{\sigma-1}, \quad (2.5.9)$$

где ρ_4 – плотность газа на выходе из диффузора, кг/м³;

K_{5-4} – коэффициент диффузорности в поворотном колене;

M_{C4} – число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$\begin{aligned}\rho_{5(1)} &= 13,161 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,240^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285-1} \\ &= 12,76\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho_{5(2)} &= 14,392 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,232^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285-1} \\ &= 16,08\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho_{5(3)} &= 16,599 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,225^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285-1} \\ &= 18,052\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho_{5(4)} &= 19,003 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,219^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285-1} \\ &= 21,07\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\rho_{5(5)} &= 21,614 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,213^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285-1} \\ &= 21,07\end{aligned}$$

Давление газа, МПа:

$$P_5 = P_4 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C4}^2 \cdot (1 - K_{5-4}^2)]^\sigma, \quad (2.5.10)$$

где P_4 – давление газа на выходе из диффузора, МПа;

K_{5-4} – коэффициент диффузорности в поворотном колене;

M_{C4} – число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$P_{5(1)} = 2,202 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,240^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285} = 2,203$$

$$P_{5(2)} = 2,478 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,232^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285} = 2,479$$

$$P_{5(3)} = 3,044 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,225^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285} = 3,046$$

$$P_{5(4)} = 3,700 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,219^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285} = 3,701$$

$$P_{5(5)} = 4,453 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,213^2 \cdot (1 - 0,992^2)]^{3,285} = 4,456$$

Задаётся отношение скоростей $K_{6-5} = 1$ [11].

Скорость газа в сечении обратного направляющего аппарата, м/с:

$$C_6 = K_{6-5} \cdot C_5, \quad (2.5.11)$$

где K_{6-5} – коэффициент диффузорности в сечении обратного направляющего аппарата;

C_5 – абсолютная скорость в поворотном колене, м/с;

$$C_6 = 1 \cdot 101,164 = 101,164$$

Температура газа в сечении обратного направляющего аппарата, К:

$$T_6 = T_4 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C4}^2 \cdot (1 - K_{6-4}^2)], \quad (2.5.12)$$

где M_{C4} – число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора;

K_{6-5} – коэффициент диффузорности в сечении обратного направляющего аппарата;

k – показатель адиабаты;

T_4 – температура на выходе из диффузора, К.

$$T_{6(1)} = 322,726 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,240^2 \cdot (1 - 1^2)] = 323,007$$

$$T_{6(2)} = 344,103 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,232^2 \cdot (1 - 1^2)] = 344,384$$

$$T_{6(3)} = 365,749 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,225^2 \cdot (1 - 1^2)] = 366,030$$

$$T_{6(4)} = 387,533 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,219^2 \cdot (1 - 1^2)] = 387,814$$

$$T_{6(5)} = 409,466 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,213^2 \cdot (1 - 1^2)] = 409,747$$

Плотность газа, кг/м³:

$$\rho_6 = \rho_4 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C4}^2 \cdot (1 - K_{6-5}^2)]^{\sigma-1}, \quad (2.5.13)$$

где ρ_4 – плотность газа на выходе из диффузора, кг/м³;

K_{6-5} – коэффициент диффузорности в сечении обратного направляющего аппарата;

M_{C4} – число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$\rho_{6(1)} = 13,161 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,240^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285-1} = 13,188$$

$$\rho_{6(2)} = 14,392 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,232^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285-1} = 14,419$$

$$\rho_{6(3)} = 16,599 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,225^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285-1} = 16,629$$

$$\rho_{6(4)} = 19,003 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,219^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285-1} = 19,035$$

$$\rho_{6(5)} = 21,614 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,213^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285-1} = 21,649$$

Давление газа, МПа:

$$P_6 = P_4 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C4}^2 \cdot (1 - K_{6-5}^2)]^{\sigma}, \quad (2.5.14)$$

где P_4 – давление газа на выходе из диффузора, МПа;

K_{6-5} – коэффициент диффузорности в поворотном колене;

M_{C4} - число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$P_{6(1)} = 2,202 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,240^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285} = 2,208$$

$$P_{6(2)} = 2,478 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,232^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285} = 2,485$$

$$P_{6(3)} = 3,044 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,225^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285} = 3,052$$

$$P_{6(4)} = 3,700 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,219^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285} = 3,709$$

$$P_{6(5)} = 4,453 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,213^2 \cdot (1 - 1^2)]^{3,285} = 4,464$$

Далее определим геометрические параметры обратного направляющего аппарата. Под диаметром D_6 обычно понимают диаметр на выходном участке обратного направляющего аппарата перед началом поворотного участка его меридиональной плоскости [10]. Как правило $D_6 \approx D_1$. Однако лопатки обратного направляющего аппарата заканчиваются не на диаметре D_6 , а в пределах поворотного участка, который выполняется с небольшой конфузурностью $K_{0'-6} \approx 1,02$ [9] с целью снижения потерь на входе в рабочем колесе следующей ступени. Угол установки лопаток обратного направляющего аппарата на диаметре $D_6: \alpha_{л6} = 90^\circ$

Число лопаток одноярусной решетки обратного направляющего аппарата выбирается по рекомендациям Б. Эккерта из условия обеспечения переменной густоты $B_5/t_5 = 2,1$ [2, 9, 11]

$$z_5 = \left(\frac{B_5}{t_5}\right) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin(0,5(\alpha_{л5} + \alpha_{л6}))}{\ln(D_5/D_6)}, \quad (2.5.15)$$

где $B_5/t_5 = 2,1$ – переменная густота решетки;

$\alpha_{л6}$ - Угол установки лопаток обратного направляющего аппарата на диаметре D_6 , град;

$\alpha_{л5}$ - угол установки лопаток на входе в обратный направляющий аппарат, град;

D_5/D_6 – отношение диаметров.

$$z_5 = 2,1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin(0,5(22,2 + 90))}{\ln(0,585/0,375)} = 24,63$$

Принимаем $z_5 = z_6 = 25$ [7, 10, 16].

Ширина канала, м:

$$b_6 = \frac{\tau_5 \cdot D_5 \cdot b_5 \cdot \rho_5 \cdot C_5 \cdot \sin \alpha_{л5}}{\tau_6 \cdot D_6 \cdot C_6 \cdot \rho_6}, \quad (2.5.16)$$

где τ_5 - коэффициент загромождения потока лопатками обратного направляющего аппарата на входе в решетку;

τ_6 - коэффициент загромождения потока лопатками обратного направляющего аппарата на выходе из решетки;

ρ_5 – плотность газа на выходе из поворотного колена, кг/м³;

b_5 – ширина канала обратного направляющего аппарата, м;

D_5 – диаметр на выходном участке поворотного колена, м;

$\alpha_{л5}$ - угол установки лопаток на входе в обратный направляющий аппарат, град.;

C_6 – скорость газа на выходном участке обратного направляющего аппарата, м/с;

ρ_6 – плотность газа на выходном участке обратного направляющего аппарата, кг/м³;

D_6 – диаметр на выходном участке обратного направляющего аппарата, м;

Для их расчета задается толщина лопаток обратного направляющего аппарата, м:

$$\delta_5 = \delta_6 \approx 0,023 \cdot D_2, \quad (2.5.17)$$

где D_2 – диаметр рабочего колеса.

$$\delta_5 = \delta_6 \approx 0,023 \cdot 0,434 =$$

$$\tau_5 = 1 - \frac{k_\delta \cdot z_5 \cdot \delta_5}{\pi \cdot D_5 \cdot \sin \alpha_{л5}}, \quad (2.5.18)$$

где δ_5 – толщина лопаток обратного направляющего аппарата, м;

D_5 – диаметр, на котором заканчивается поворотное колено, м;

$\alpha_{л5}$ – угол установки лопаток на входе в обратный направляющий аппарат, град.;

z_5 – число лопаток одноярусной решетки обратного направляющего аппарата, шт.;

$k_\delta = 0,5$ – коэффициент, учитывающий скос выходной кромки лопатки.

$$\tau_5 = 1 - \frac{0,5 \cdot 25 \cdot 0,00998}{3,14 \cdot 0,585 \cdot \sin 22,2} = 0,8$$

$$\tau_6 = 1 - \frac{z_6 \cdot \delta_6}{\pi \cdot D_6}, \quad (2.5.19)$$

где z_6 – число лопаток одноярусной решетки обратного направляющего аппарата, шт.;

δ_6 – толщина лопаток обратного направляющего аппарата, м;

D_6 – диаметр на выходном участке обратного направляющего аппарата, м.

$$\tau_6 = 1 - \frac{25 \cdot 0,00998}{3,14 \cdot 0,375} = 0,788$$

$$b_{6(1)} = \frac{0,8 \cdot 0,585 \cdot 0,055 \cdot 13,167 \cdot 101,164 \cdot \sin 22,2}{0,788 \cdot 0,375 \cdot 101,164 \cdot 13,188} = 0,044$$

$$b_{6(2)} = \frac{0,8 \cdot 0,585 \cdot 0,045 \cdot 14,398 \cdot 101,164 \cdot \sin 22,2}{0,788 \cdot 0,375 \cdot 101,164 \cdot 14,419} = 0,041$$

$$b_{6(3)} = \frac{0,8 \cdot 0,585 \cdot 0,039 \cdot 16,605 \cdot 101,164 \cdot \sin 22,2}{0,788 \cdot 0,375 \cdot 101,164 \cdot 16,629} = 0,035$$

$$b_{6(4)} = \frac{0,8 \cdot 0,585 \cdot 0,034 \cdot 19,010 \cdot 101,164 \cdot \sin 22,2}{0,788 \cdot 0,375 \cdot 101,164 \cdot 19,035} = 0,031$$

$$b_{6(5)} = \frac{0,8 \cdot 0,585 \cdot 0,032 \cdot 21,621 \cdot 101,164 \cdot \sin 22,2}{0,788 \cdot 0,375 \cdot 101,164 \cdot 21,649} = 0,027$$

Угол отставания потока при выходе из обратного направляющего аппарата рассчитывается по формуле Хоуэлла, град.:

$$\Delta\alpha_{л6} = \frac{0,346 \cdot (\alpha_{л6} - \alpha_{л4})}{\sqrt{B_5/t_5}}, \quad (2.5.20)$$

где B_5/t_5 – переменная густота решетки;

$\alpha_{л6}$ - угол установки лопаток обратного направляющего аппарата на диаметре D_6 , град.;

$\alpha_{л4}$ - угол установки лопаток на выходе лопаточного диффузора, град.

$$\Delta\alpha_{л6} = \frac{0,346 \cdot (90 - 24)}{\sqrt{2,1}} = 15,76$$

Угол выхода потока из обратного направляющего аппарата, град.:

$$\alpha_6 = \alpha_{л6} - \Delta\alpha_{л6}, \quad (2.5.21)$$

где $\alpha_{л6}$ - угол установки лопаток обратного направляющего аппарата на диаметре D_6 , град.;

$\Delta\alpha_{л6}$ - угол отставания потока при выходе из обратного направляющего аппарата, град.

$$\alpha_6 = 90 - 15,76 = 74,24$$

2.4.6. Расчет выходного устройства

Для концевой ступени после определения параметров диффузора производится расчет выходного устройства, предназначенного для сбора газа и направления его в нагнетательный патрубок.

В качестве улитки выбираем симметричную улитку с трапециевидным сечением.

Расчет улитки трапециевидного поперечного сечения с постоянным внутренним диаметром и увеличивающимся наружным диаметром ведется по закону $C_U \cdot R = const$.

Задается внутренний диаметр улитки $D_{вн}$. Так как улитка располагается непосредственно за рабочим колесом, то:

$$D_{вн} = 1,1 \cdot D_2, \tag{2.6.1}$$

где D_2 – диаметр рабочего колеса.

$$D_{вн} = 1,1 \cdot 0,434 = 0,4774$$

Ширина улитки на внутреннем диаметре, м:

$$b_{вн} = 1,4 \cdot b_2, \tag{2.6.2}$$

где b_2 - ширина рабочего колеса на выходе, м;

$$b_{\text{вн}} = 1,4 \cdot 0,024 = 0,0356$$

Угол потока в абсолютном движении, град.:

$$\alpha_7 = \alpha_2 = 12^\circ$$

Для улитки с трапециевидным поперечным сечением задается угол раскрытия $\nu_{\text{ул}} = 40^\circ$ на основании конструктивных соображений [7, 8]

Отношение наружного радиуса улитки $R_{\text{н}}$ к внутреннему радиусу $R_{\text{вн}}$ вычисляется на основе закона изменения ширины трапециевидного сечения улитки [9] без учета закругления углов наружной стенки.

$$\frac{R_{\text{н}}}{R_{\text{вн}}} = \frac{\theta^0 - A \cdot (b_{\text{вн}} - B) \cdot \ln\left(\frac{R_{\text{н}}}{R_{\text{вн}}}\right)}{A \cdot B} + 1, \quad (2.6.3)$$

где A и B – промежуточные величины;

$\theta^0 = 360$ - угол разворота поперечного сечения, град.;

$b_{\text{вн}}$ - ширина улитки на внутреннем диаметре, м;

$R_{\text{н}}$ – наружный радиус улитки, м;

$R_{\text{вн}}$ – внешний радиус улитки, м.

$$B = D_{\text{вн}} \cdot \operatorname{tg} \frac{\nu_{\text{ул}}}{2}, \quad (2.6.4)$$

где $D_{\text{вн}}$ – внешний диаметр улитки, м;

$\nu_{\text{ул}}$ - угол раскрытия, град.

$$B = 0,4774 \cdot \operatorname{tg} 20 = 0,174$$

$$A = \frac{180}{\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha_7 \cdot b_{\text{BH}}}, \quad (2.6.5)$$

где b_{BH} - ширина улитки на внутреннем диаметре, м;
 α_7 - угол потока в абсолютном движении, град..

$$A = \frac{180}{3,14 \cdot \operatorname{tg} 12 \cdot 0,0356} = 7405,37$$

$$\frac{R_{\text{H}}}{R_{\text{BH}}} = \frac{360 - 7405,37 \cdot (0,0356 - 0,174) \cdot \ln\left(\frac{R_{\text{H}}}{R_{\text{BH}}}\right)}{7405,37 \cdot 0,174} + 1 = 1,9$$

$$R_{\text{H}} = 1,02 \cdot (R_{\text{H}}/R_{\text{BH}}) \cdot R_{\text{BH}}, \quad (2.6.6)$$

где $R_{\text{H}}/R_{\text{BH}}$ - отношение наружного радиуса улитки к внутреннему радиусу;
 R_{BH} - внешний радиус улитки, м.

$$R_{\text{H}} = 1,02 \cdot 1,9 \cdot 0,454 = 0,879$$

2.4.7 Определение параметров газа на выходе из компрессора

Температура газа, К:

$$T_8 = T_4 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{\text{C4}}^2 \cdot (1 - K_{\text{K-4}}^2)], \quad (2.7.1)$$

где M_{C4} - число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора;

$K_{\text{K-4}}$ - коэффициент диффузорности в сечении улитки;

k - показатель адиабаты;

T_4 - температура на выходе из диффузора, К.

Коэффициент диффузорности:

$$K_{k-4} = C_k / C_4, \quad (2.7.2)$$

где C_k – конечная скорость газа, м/с;

C_4 – скорость газа на выходе из лопаточного диффузора, м/с.

$$K_{k-4} = 27 / 102,037 = 0,264$$

$$T_8 = 431,558 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,208^2 \cdot (1 - 0,264^2)] = 434,271$$

Плотность газа, кг/м³:

$$\rho_8 = \rho_4 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C_4}^2 \cdot (1 - K_{k-4}^2)]^{\sigma-1},$$

где ρ_4 – плотность газа на выходе из диффузора, кг/м³;

K_{k-4} – коэффициент диффузорности;

M_{C_4} – число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$\rho_8 = 24,440 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,208 \cdot (1 - 0,264^2)]^{3,285-1} = 24,801$$

Давление газа, МПа:

$$P_8 = P_4 \cdot [1 + 0,5(k - 1) \cdot M_{C_4}^2 \cdot (1 - K_{k-4}^2)]^{\sigma}, \quad (2.7.3)$$

где P_4 – давление газа на выходе из диффузора, МПа;

K_{k-4} – коэффициент диффузорности;

M_{C4} - число Маха, подсчитанное по абсолютной скорости на выходе из лопаточного диффузора;

k – показатель адиабаты;

σ – число политропы.

$$P_8 = 5,315 \cdot [1 + 0,5(1,322 - 1) \cdot 0,208^2 \cdot (1 - 0,264^2)]^{3,285} = 5,58$$

2.4.8 Расчет нагнетательного патрубка

Конечной целью этого расчета является определение длины нагнетательного патрубка при допустимом угле раскрытия эквивалентного диффузора $\nu_{н.п} = 8^\circ$ [7, 8].

Диаметр нагнетательного патрубка, м:

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\rho_k \cdot C_k \cdot \pi}}, \quad (2.8.1)$$

где C_k – конечная скорость газа, м/с;

G – массовая производительность компрессора, кг/с;

ρ_k – конечная плотность газа, кг/м³.

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 26,497}{24,8 \cdot 27 \cdot 3,14}} = 0,23$$

Площадь сечения нагнетательного патрубка, м²

$$F_k = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4}, \quad (2.8.2)$$

где D_k - диаметр нагнетательного патрубка, м.

$$F_k = \frac{3,14 \cdot 0,23^2}{4} = 0,04$$

Длина нагнетательного патрубка, м:

$$L_{н.п} = 0,5 \cdot \frac{\sqrt{F_k}}{tg(\nu_{н.п}/2)}, \quad (2.8.3)$$

где F_k - площадь сечения нагнетательного патрубка, м²;

$\nu_{н.п}$ - допустимый угол раскрытия эквивалентного диффузора, град.

$$L_{н.п} = 0,5 \cdot \frac{\sqrt{0,04}}{tg4} = 1,429$$

Схема выходного устройства представлена на рисунке 2.6.

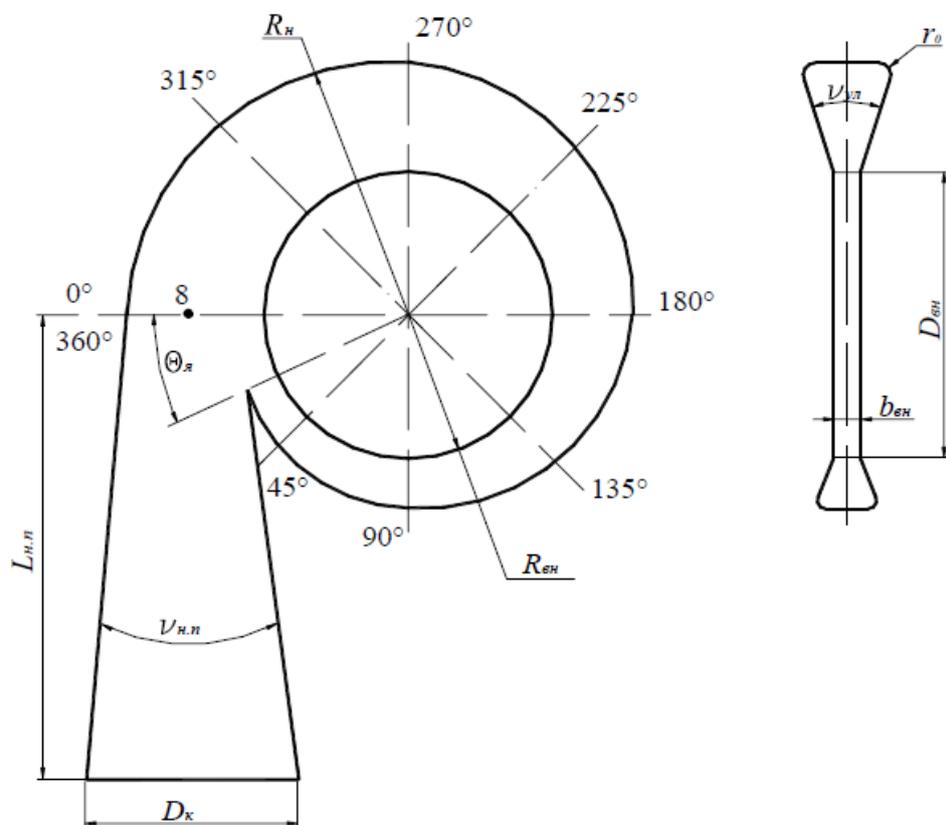


Рисунок 2.7 – Улитка с трапециевидным поперечным сечением

3 Технологическая часть

3.1 Анализ технических требований

Точность размеров основных поверхностей назначают по квалитетам 7-8, параметр шероховатости поверхности отверстия основного диска $Ra = 1,25$ мкм; поверхности основного и покрывного дисков и поверхности лопаток $Ra = 0,63$ мкм. Прочие поверхности $Ra = 2,5$ мкм. Требование к параметру шероховатости рабочих колес обусловлено условиями их эксплуатации: для малонагруженных высокорасходных колес рекомендуется $Rz = 20-40$ мкм, для малорасходных колес, работающих с высокой степенью нагружения $Ra = 0,63-0,8$ мкм.

Благодаря полированию рабочих поверхностей малорасходных колес компрессоров сверхвысокого давления КПД последней ступени достигает до 74 % и для колес первой ступени до 77 %.

Отклонение от плоскости привалочной поверхности диска не должно превышать 0,05 мм на длине 400 мм, что позволяет обеспечить надежное крепление основного диска к лопаткам при клепке. Зазор между лопаткой и привалочной поверхностью диска допускается не более 0,03 мм, а зазор между приложенным угольником и спинкой лопатки – не более 0,2 мм. При сборке лопаток с дисками методом диффузионной сварки зазор в привалочных поверхностях допускается не более 0,03-0,05 мм, при вакуумной пайке 0,8 мм, при сварке колес зазор может составлять 0,3 мм.

Техническими требованиями оговаривается отклонения от соосности отверстий покрывного и основного дисков от 0,01 до 0,05 мм, а также биение их торцов не должно превышать 0,05 мм. Несоответствие этим требованиям нарушит взаимное расположение элементов рабочего колеса, затруднит сборку и приводит к снижению эксплуатационных характеристик компрессора.

Допуск параллельности боковых поверхностей шпоночного паза относительно оси в пределах 0,02 – 0,05 мм. Допускаемый небаланс для рабочих колес 0,25 – 0,5г.

Специфическими требованиями к рабочим колесам являются данные по массе. Рабочие колеса следует взвесить с точностью до 10. Данные по массе колес обязательны для сборки ротора. Подбор колес одинаковой массы, позволяет уменьшить время операции по подгонке массы, снижая трудоемкость как механической обработки, так и балансировки.

3.2 Изготовление дисков

Изготовление клепанных колес со штампованными лопатками – самый распространённый в России технологический процесс и находит применение для изготовления рабочих колес с лопатками простой конфигурации, работающих при окружных скоростях менее 300 м/с. Изготовление клепанных колес, требует значительных затрат ручного труда, поэтому такие технологические процессы целесообразно применять в единичном и мелкосерийном производствах.

Для токарной обработки и сверления необходимо использовать оборудование универсальное и станки с числовым программным управлением (ЧПУ), позволяющие по программе сверлить большее число отверстий в дисках и лопатках. Значительное место при сборке элементов рабочих колес занимают слесарно-сборочные работы, поэтому необходимо применение многочисленных специальных приспособлений, облегчающих процесс сборки колес.

При сборке элементов рабочих колес используется процесс сварки. Этот способ позволяет улучшить аэродинамику колеса и увеличить окружные скорости до 350 м/с. Применяется в основном ручная дуговая сварка как наиболее доступный и дешевый способ. Чаще всего находит применение в зарубежных фирмах. Прочность дисков сварных колес в 2 раза больше, чем клепанных при одинаковых окружных скоростях, а прочность крепления лопаток с диском в 4 раза выше, чем в клепанных. Благодаря сварки достигается снижение трудоемкости изготовления за счет ликвидации ручных пригоночных и сверлильных операций. Однако при данном методе практически невозможно изготовить колеса с малыми радиусами закругления лопаток, с лопаткой сложной пространственной формы, а также колеса толщиной <5,5 мм.

Перспективным методом сборки рабочих колес центробежных компрессоров является пайка.

Она позволяет использовать для изготовления колес материалы с более высокими механическими свойствами (титановые сплавы), а это способствует дальнейшему увеличению окружных скоростей (до 450 м/с).

Преимущество данной технологии – в возможности изготовления рабочих колес с лопатками любого типа. При выборе этого метода сборки колес необходимо учитывать высокую энергоемкость процесса, стоимость припоев и значительный объем пригоночных ручных операций.

Технологический процесс изготовления колес закрытого типа – монолитных широко применяют в насосостроении, что объясняется незначительными окружными скоростями (100 – 150 м/с), невысокими требованиями к параметрам шероховатости основных поверхностей ($Ra = 6,3$ мкм) и точности размеров рабочих каналов (квалитет 8 – 9). Область применения литых колес для центробежных компрессоров ограничивается скоростями 200 – 250 м/с.

Технологический процесс изготовления монолитных колес (закрытого типа) отличается значительным сокращением трудоемкости механической обработки. Применение литых колес ограничивается из-за невозможности контроля механических свойств материала колеса в различных его сечениях и необходимости сложной технологической оснастки.

Некоторые иностранные фирмы используют механический способ получения навала путем высверливания и последующего фрезерования его из целой поковки. Недостаток способа – высокая стоимость (в 3 – 4 раза выше, чем сборных колес).

Таблица 3.1 – Технологические процессы изготовления колес закрытого типа

Операция	Литое колесо	Фрезерованное колесо
Токарная	Предварительное точение	Предварительное точение, вырезание образцов для механических испытаний
Токарная	Получистовое точение	Точение профиля колеса с припуском 2 мм, входной канал точить окончательно
Сверлильная	Отсутствует	Сверление технологических отверстий по числу каналов
Фрезерная	Фрезерование рабочих каналов колес	Отсутствует
Токарная	Окончательная обработка внешних контуров колеса, полирование	Отсутствует

3.3 Обработка дисков

Заготовка – поковка с прошитым отверстием. Маршрут обработки дисков состоит из следующих этапов:

- предварительная обработка дисков по контуру с базированием по внутреннему отверстию представлена на рисунке 3.2;
- термическая обработка для снятия внутренних напряжений;
- обработка базовых поверхностей — центрального отверстия, подрезание торцов с базированием по технологическому пояску А и обработка шпоночного паза, в соответствии с рисунком 3.3
- обработка наружного полотна диска с базированием на оправку представлена на рисунке 3.4.

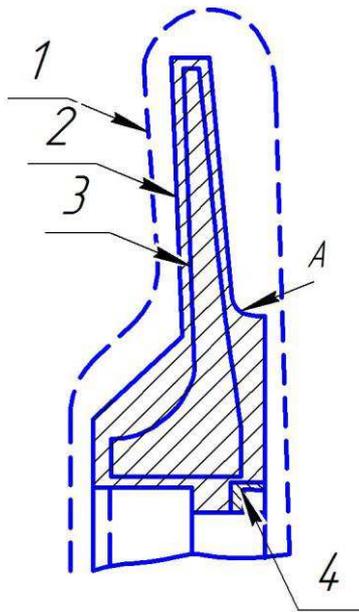


Рисунок 3.2 – Предварительная обработка дисков по контуру с базированием по внутреннему отверстию

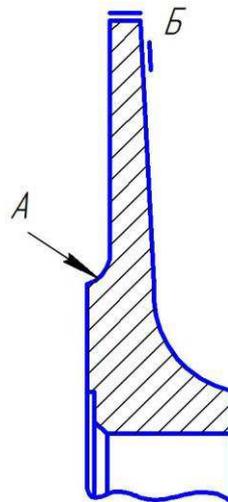


Рисунок 3.3 – Обработка базовых поверхностей

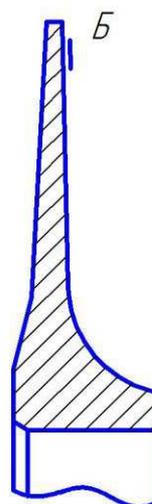


Рисунок 3.4 – Обработка наружного полотна диска с базированием на отправку

В связи с высокими требованиями к плоскостности и точности формы полотна диска обработку его ведут в несколько переходов. Вначале обрабатывают сторону, к которой прилегают лопатки. После поворота обрабатывают тыльную сторону затем возвращаются к стороне, к которой прилегают лопатки, и обрабатывают ее начисто.

В условиях единичного производства используется универсальное оборудование и метод индивидуального получения размеров с использованием установки с выверкой положения заготовок на станках. В условиях мелкосерийного производства при большой концентрации переходов в одной операции выгодно применение станков с ЧПУ.

3.4 Проектирование основных операций

Предварительная обработка выполняется на универсальном токарном станке с закреплением в трехкулачковом патроне. В этой операции, в соответствии с рисунком 3.2, формируется контур детали II, обрабатываются технологические пояски А и вырезается проба в виде кольца IV внутри отверстия. Если диаметр отверстия по чертежу менее 250 мм, пробу вырезают из торцевой части втулки. Из вырезанной пробы изготавливают образцы для испытания на разрыв, ударную вязкость и изгиб. Для проверки остаточных

напряжений вырезают кольца из припусков внутри отверстия. Кроме механических испытаний заготовку после грубой обработки подвергают контролю на отсутствие трещин и флокенов, неравномерность распределения среды и фосфора. Подвергают ультразвуковой дефектоскопии.

Обработку центрального отверстия диска и подрезание торцов, которые представлены на рисунке 3.3, выполняют на токарном станке с базированием по технологическому пояску А. В этой же операции протачивают контрольные пояски Б по наружному диаметру и на полотне у обода со стороны лопаток. Допустимое биение поясков не должно превышать 0,05 мм. Контрольные пояски служат при последующих токарных операциях для правильной упаковки и выверки диска. Выверку диска производят, проверяя индикатором биение контрольного пояска и торцовой поверхности ступицы с соблюдением установленных допусков. Такая установка обеспечивает получение равномерной толщины полотна и позволяет избежать неравномерного расположения масс, которое является неуравновешенности дисков.

Далее обработке подвергается шпоночный паз, имеющийся в отверстии; в дальнейшем он служит для крепления диска на оправке. В условиях серийного производства пазы обрабатывают на протяжных станках.

После обработки отверстия и шпоночного паза производят окончательную обработку наружных поверхностей дисков. Диски на опрессовку устанавливают по внутреннему отверстию. В зависимости от диаметра отверстия установка производится на центровую оправку или на специальную оправку.

Операция может быть выполнена на универсальных токарных станках или на токарных станках с ЧПУ. Технологический маршрут изготовления рабочих колес представлен на рисунке 3.5

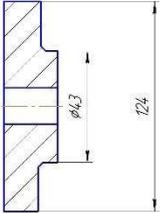
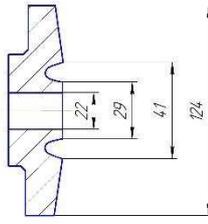
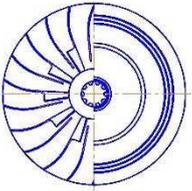
№	Наименование и содержание операций и переходов	Эскиз (операции)	Оборудование (станок)
005	Токарная		Токарно-винторезный 16К20
010	Токарная с ЧПУ		Токарно-винторезный 16К20Ф3 трехкулачковый
015	Фрезерная		ОЦ HERMLE60С

Рисунок 3.5 – Технологический маршрут изготовления рабочего колеса

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, цели и задачи данной бакалаврской работы выполнены в полном объеме. В ходе выполнения работы:

- проанализированы основные виды компрессорного оборудования и узлы центробежного компрессора;
- смоделирована технологическая схема компримирования на газоконпрессорной станции высокого давления;
- выполнен газодинамический расчет проточной части центробежного компрессора;
- разработан технологический маршрут изготовления рабочего колеса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 ГОСТ 54861-2011 Компрессоры. Термины и определения – Введ. 01.07.1991. – Москва : Госстандарт СССР, 1991. – 10 с.
- 2 Рис, В. Ф. Центробежные компрессорные машины : учеб. пособие для вузов / В. Ф. Рис. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 351 с.
- 3 Рис, В. Ф. Центробежные компрессорные машины : учеб. пособие для вузов / В. Ф. Рис. – Москва, Ленинград : Машиностроение, 1964. – 336 с.
- 4 Ден, Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров : учеб. пособие для вузов / Г. Н. Ден. – Ленинград : Машиностроение, 1980. – 232 с.
- 5 Ден, Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах : учеб. пособие для вузов / Г. Н. Ден. – Ленинград : Машиностроение, 1973. – 272 с.
- 6 Ден, Г. Н. Введение в термогазодинамику реальных газов : учеб. пособие для вузов / Г. Н. Ден. – Санкт-Петербург : Изд-во СПбГТУ, 1998. – 142 с.
- 7 Биктанова, Р. Г. Термогазодинамический расчет центробежных компрессоров : учеб. пособие для вузов / Р. Г. Биктанова, О. А. Вячкилев, Р. А. Муратов, А. В. Палладий, Г. А. Пospelов. – Казань : Изд-во КХТИ им. С. М. Кирова, 1979. – 80 с.
- 8 Пospelов, Г. А. Руководство по курсовому и дипломному проектированию по холодильным и компрессорным машинам : учеб. пособие для вузов / Г. А. Пospelов, Р. Г. Биктанова, Р. М. Галиев. – Москва : Машиностроение, 1986. – 246 с.
- 9 Селезнёв, К. П. Теория и расчёт турбокомпрессоров : учеб. пособие для вузов / К. П. Селезнёв, Ю. С. Подобуев, С. А. Анисимов. – Ленинград : Машиностроение, 1968. – 408 с.
- 10 Анисимов, С. А. Газодинамический расчёт центробежных компрессоров поэлементным методом (метод ЛПИ) : учеб. пособие для вузов / С. А. Анисимов. – Ленинград : Издательство ЛПИ, 1974. – 135 с.

11 Селезнёв, К. П. Центробежные компрессоры : учеб. пособие для вузов / К. П. Селезнёв, Ю. Б. Галеркин. – Ленинград : Машиностроение, 1982. – 271 с.

12 Селезнёв К. П. Проектирование и оптимизация проточной части промышленных центробежных компрессоров с использованием ЭВМ : учеб. пособие для вузов / К. П. Селезнёв, Ю. Б. Галеркин, Б. Н. Савин, Е. Ю. Попова, Р. А. Измайлов. – Ленинград : Изд-во ЛГТУ, 1990. – 76 с.

13 Епифанова, В. И. Компрессорные и расширительные машины радиального типа : учеб. пособие для вузов / В. И. Епифанова. – Москва : Машиностроение, 1984. – 376 с.

14 Сакун, И. А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин : учеб. пособие для вузов / И. А. Сакун. – Ленинград : Машиностроение, 1987. – 423 с.

15 Шнепп, В. Б. Конструкция и расчёт центробежных компрессорных машин : учеб. пособие для вузов / В. Б. Шнепп. – Москва : Машиностроение, 1995. – 240 с.

16 Чистяков, Ф. М. Центробежные компрессорные машины : учеб. пособие для вузов / Ф. М. Чистяков [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1969. – 328 с.

17 Шехтман, А. М. Газодинамические функции реальных газов : справочник / А. М. Шехтман. – Москва : Энергоатомиздат, 1988. – 175 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ГРАФИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

- 1) Центробежный компрессор. – Чертёж общего вида. (1 лист, формат А1)
- 2) Колесо рабочее. (1 лист, формат А1)
- 3) Технологический маршрут (1 лист, формат А1)

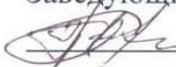
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Э.А. Петровский
«06» июня 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

21.03.01 «Нефтегазовое дело»

21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических объектов
нефтегазового производства»

Разработка технологии изготовления рабочего колеса центробежного
компрессора

Руководитель



к.т.н., доцент

В.Б. Ясинский

Выпускник

В.В. Березкин

Красноярск 2017