|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Gerb-BMSTU_01 | Министерство образования и науки Российской Федерации  Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  высшего образования  «Московский государственный технический университет  имени Н.Э. Баумана  (национальный исследовательский университет)»  (МГТУ им. Н.Э. Баумана) | |
| ФАКУЛЬТЕТ «Энергомашиностроение»  КАФЕДРА «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»  РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  НА ТЕМУ:  «ГТУ мощностью 50 МВт для ГПА, базирующегося на морских месторождениях газа»  Студент Э3-122 Турчененко А.С.  (Подпись, дата)  Руководитель ВКР Б.А. Куникеев  (Подпись, дата)  Консультант по  организационно-экономической части Э.Б. Мазурин  (Подпись, дата)  Консультант по экологии и промышленной  безопасности М.В. Симаков  (Подпись, дата)  Консультант по технологической части А.И. Кондаков  (Подпись, дата)  Нормоконтролер А.А. Мочалов  (Подпись, дата) | | |
| 2019 г. | |

РЕФЕРАТ

Расчетно-пояснительная записка 204 с. 8 рис. 17 табл., 14 источников.

ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА, ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИЙ АГРЕГАТ

Основной целью работы является проектирование ГТУ служащей приводом ГПА. Объектом разработки является стационарная газотурбинная установка для привода нагнетателя природного газа на головной компрессорной станции. В соответствии со стратегией ОАО «Газпром» актуальной задачей является проектирование установок, базирующихся на морских месторождениях газа, мощность которых позволит обеспечить достаточное давление в магистральной трубе, для перекачки добываемого природного газа до береговой дожимной компрессорной станции без необходимости расположения по маршруту дополнительных дожимных станций. Кроме обеспечения достаточной мощности, установка должна соответствовать показателям мирового уровня.

В научно-исследовательской части проекта проводился расчет конвективного охлаждения сопловой лопатки первой ступени турбины высокого давления. Помимо этого, были просчитаны переменные режимы работы установки и на их основе составлена ее климатическая характеристика в диапазоне температур от -50 до +50 градусов Цельсия.

Технологическая часть дипломного проекта включает разработку маршрутного технологического процесса производства задней цапфы компрессора низкого давления.

Организационно-экономическая часть включает в себя анализ капитальных инвестиционных вложений в производство разрабатываемой установки и сравнение с инвестициями в аналогичный проект. В качестве аналога были выбраны две установки ГТУ-25П, как аналогичные по совокупной мощности.

В разделе Охраны труда и охраны окружающей среды произведен анализ вредных и опасных факторов, влияющих на работника при обслуживании ГТУ. Также, выполнен расчет высоты дымовой трубы и посчитано избыточное давление, которое может возникнуть при аварийной разгерметизации корпуса установки. Дополнительно рассмотрена вероятность отказа отдельных узлов ГТУ.

**СОДЕРЖАНИЕ**

[РЕФЕРАТ 2](#_Toc11113204)

[ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ 6](#_Toc11113205)

[ВВЕДЕНИЕ 9](#_Toc11113206)

[1. Расчетно-конструкторская часть 13](#_Toc11113207)

[1.1 Выбор схемы установки 13](#_Toc11113208)

[1.2 Расчет цикла ГТУ 14](#_Toc11113209)

[1.3 Расчет осевого компрессора 20](#_Toc11113210)

[1.4 Расчет камеры сгорания 23](#_Toc11113211)

[1.5 Расчет осевой турбины 27](#_Toc11113212)

[2. Научно-исследовательская часть 35](#_Toc11113213)

[2.1 Введение 35](#_Toc11113214)

[2.2 Расчет тепловой схемы одноконтурной ПГУ 40](#_Toc11113215)

[2.3 Расчет тепловой схемы двухконтурной ПГУ 42](#_Toc11113216)

[2.4 Расчет тепловой схемы трехконтурной ПГУ 45](#_Toc11113217)

[2.5 Анализ результатов 47](#_Toc11113218)

[3. Технологическая часть 48](#_Toc11113219)

[3.1 Введение 48](#_Toc11113220)

[3.2 Анализ технических требований, выявление технологических задач, возникающих при изготовлении и разработка схем проверки по заданным требованиям 49](#_Toc11113221)

[3.3 Тип производства и метод работы 52](#_Toc11113222)

[3.4 Технологический анализ конструкции 52](#_Toc11113223)

[3.5 Выбор метода изготовления заготовки и составление эскиза, технико-экономическое обоснование при выборе заготовки 56](#_Toc11113224)

[3.6 Выбор баз, составление маршрута обработки 57](#_Toc11113225)

[4. Организационно-экономическая часть 59](#_Toc11113226)

[4.1 Технико-экономическое обоснование проекта 59](#_Toc11113227)

[4.2 Капитальные затраты 61](#_Toc11113228)

[4.3 Эксплуатационные расходы 63](#_Toc11113229)

[4.4 Выводы 66](#_Toc11113230)

[5. Экология и охрана труда 67](#_Toc11113231)

[5.1 Введение 67](#_Toc11113232)

[5.2 Анализ опасных и вредных производственных факторов при эксплуатации установки (на этапе эксплуатации) 68](#_Toc11113233)

[5.3 Анализ вероятностной безотказной работы 73](#_Toc11113234)

[5.4 Расчет заземления 80](#_Toc11113235)

[ЗАКЛЮЧЕНИЕ 91](#_Toc11113236)

[СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 92](#_Toc11113237)

[ПРИЛОЖЕНИЕ А 94](#_Toc11113238)

[ПРИЛОЖЕНИЕ Б 97](#_Toc11113239)

[ПРИЛОЖЕНИЕ В 135](#_Toc11113240)

[ПРИЛОЖЕНИЕ Г 158](#_Toc11113241)

[ПРИЛОЖЕНИЕ Д 192](#_Toc11113242)

[ПРИЛОЖЕНИЕ Е 193](#_Toc11113243)

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ВОУ – воздухоочистительное устройство;

ГПА – газоперекачивающий агрегат;

ГТД – газотурбинный двигатель;

ГТУ – газотурбинная установка;

ГДУ – газодинамические уплотнения;

ДКС – дожимные компрессорные станции;

ЗВ – загрязняющие вещества;

КПД – коэффициент полезного действия;

КС – компрессорная станция;

КЦ – компрессорный цех;

ЛКС – линейная компрессорная станция;

САУ – система автоматического управления;

СГУ – система газодинамических уплотнений;

ТО – техническое обслуживание;

КВД – компрессор высокого давления;

КНД – компрессор низкого давления;

ТВД – турбина высокого давления;

ТНД – турбина низкого давления;

НА – направляющий аппарат

РК – рабочее колесо

РЛ – рабочая лопатка

СА – сопловой аппарат

СТ – силовая турбина

ВВЕДЕНИЕ

В данном дипломном проекте представлен расчет газоперекачивающего агрегата, который базируется на компрессорной станции морских месторождениях газа.

Спроектированная газотурбинная установка предназначена для приведения в действие нагнетателя природного газа, который под давлением подается в трубопровод и по нему ведется до береговой дожимной компрессорной станции.

Данный агрегат состоит из входного устройства очистки воздуха, газотурбинной установки, нагнетателя, выхлопного устройства, вспомогательного оборудования и систем.

К главным блокам газотурбинной установки можно отнести входное устройство, компрессоры высокого и низкого давлений, соответствующие им турбины, камеру сгорания и свободную турбину, непосредственно приводящую нагнетатель.

1. Расчетно-конструкторская часть

1.1 Выбор схемы установки

Тенденции развития и профиль использования данной установки обуславливают следующие требования, предъявляемые к ней – способность ГПА работать с частым применением ее на переменных режимах работы без критических отказов в течение определенного времени.

Кроме того, мировой опыт проектирования ГТУ, говорит о вероятности нарушения требования минимального размера лопаток последнего рабочего колеса компрессора.

Исходя из анализа приведенных факторов была выбрана схема проектирования ГТУ по трехвальной схеме. На схеме (рисунок 1) отражены параметры давления и температуры воздуха и газа. Более подробно о получении данных величин будет рассказано далее.

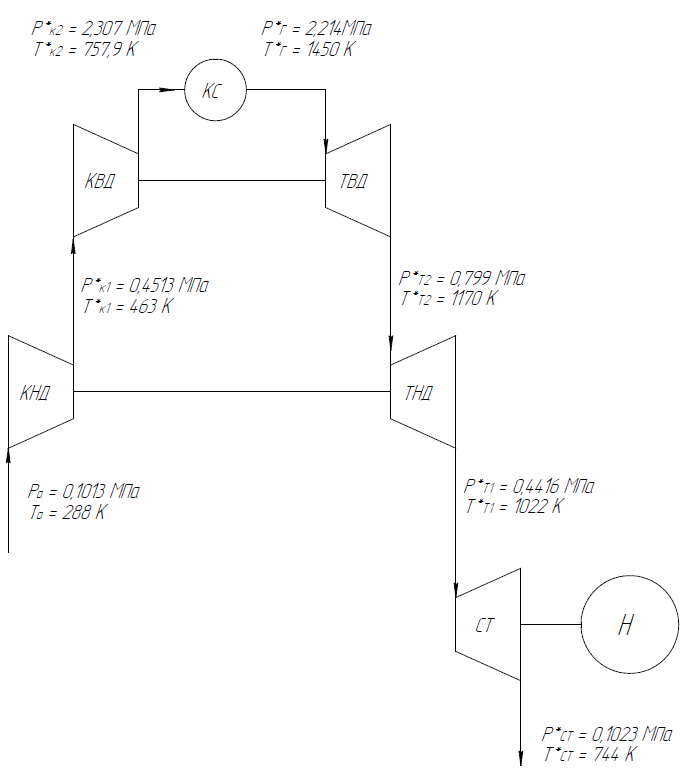


Рисунок 1 – Тепловая схема ГТУ

1.2 Расчет цикла ГТУ

Расчет цикла производился для температуры перед ТВД 1450 К и мощности 50 МВт. Основные параметры, необходимые для расчета приводятся в таблице 1.

Табл.1. Задаваемые параметры основных узлов для расчета цикла

|  |  |
| --- | --- |
| Степень полного давления на входе: |  |
| Степень полного давления на выходе: |  |
| Степень полного давления в КС: |  |
| Степень полноты сгорания с КС: |  |
| Параметры воздуха окружающей среды: |  |
| Политропический КПД компрессоров: |  |
| Механический КПД : |  |
| КПД муфты: |  |
| Лопаточный КПД турбин (компрессора и силовой): |  |

В данном разделе по методике Михальцева В.Е. и Молякова В.Д. [2-4] производится расчет цикла проектируемой установки.

1. Параметр давления на входе:

;

1. Рост давления в компрессоре низкого давления выбираем: ;
2. Рассчитанный рост давления в компрессоре высокого давления:
3. КПД компрессоров:
4. Температура после КВД:
5. Работа КВД (удельная):
6. Давление после КВД:
7. Температура после КНД:

;

1. Работа КНД (удельная):
2. Давление после КНД:
3. Зададим избыток воздуха в КС:
4. Расход топлива, отнесенный к расходу воздуха, поступающего в камеру сгорания:
5. Расход топлива, отнесенный к расходу воздуха, поступающего в КВД:
6. Относительный расход газа в ТВД:
7. Общее понижение давления в турбинах:
8. Определение :
9. КПД Т1 и Т2, которые взяты из расчета ступеней:

,

1. Истинная теплоемкость продуктов сгорания:
2. Коэффициент адиабаты:
3. Степень понижения давления в ТВД:
4. Условная температура после расширения:
5. Средняя температура после расширения:
6. Температура после ТВД по параметрам торможения:
7. Давление после КС:
8. Давление за ТВД. Оно же равно давлению перед ТНД:
9. Определение работы Т2:
10. Определение коэффициент адиабаты:
11. Определение понижения давления в Т2:
12. Условная температура после расширения:
13. Средняя температура после расширения:
14. Температура после ТНД по параметрам торможения:
15. Давление после ТВД:
16. Давление после СТ:
17. Падение давления СТ по статическим параметрам:
18. Условная температура после расширения:
19. Средняя температура после расширения:
20. Определение коэффициента адиабаты:
21. Определение работы Т3:

взят из расчета ступеней СТ;

1. Температура Т3 по параметрам торможения:
2. Удельная мощность установки:
3. Общий воздушный расход:
4. Расход, идущий в КС равен общему воздушному расходу минус отбор на охлаждение и утечки:
5. Удельный расход топлива:
6. КПД установки:

Графики расхода воздуха, КПД, удельного расхода топлива различных температурах газа на выходе из КС представлены на графических листах в приложении А.

1.3 Расчет осевого компрессора

Осевые компрессоры нашли распространение в ГТУ благодаря возможности получения большой подачи.

Аэродинамический тракт компрессора состоит из входного уст­ройства, проточной части и выходного устройства. Ряд рабочих лопа­ток и расположенный за ним ряд направляющих лопаток образуют ступень. Совокупность всех ступеней называется проточной частью компрессора.

При вращении ротора воздух в рабочих лопатках движется с большой относительной скоростью, постепенно тормозится, при этом в результате уменьшения относительной скорости давление его повышается. В направляющих лопатках торможение воздуха продолжается, вместе с тем давление его повышается. Таким образом, в компрессоре происходит процесс превращения механической энергии вращения ротора сначала в кинетическую, а затем в потенциальную энергию сжатого воздуха. Этот процесс заканчивается в выходном диффузоре.

Входное устройство предназначено для обеспечения заданных условий входа потока на рабочие лопатки первой ступени. В его со­став входит воздухозаборник, передний обтекатель, силовые стойки, входной направляющий аппарат.

Выходное устройство предназначено для придания потоку требуемого направления и для дальнейшего повышения давления за счет уменьшения скорости потока. В его состав входят спрямляющий аппарат, силовые стойки и выходной кольцевой диффузор.

В компрессорах мощных ГТУ входной патрубок выполняется в виде улитки. Подобным же образом выполнен выходной патрубок в установках с регенерацией.

В процессе взаимодействия вращающихся рабочих лопаток с потоком воздуха часть механической энергии расходуется на повыше­ние давления воздуха, а часть - на увеличение его кинетической энергии. В направляющем аппарате происходит дальнейшее повышение давления за счет уменьшения кинетической энергии потока.

При расчете осевого компрессора необходимо учесть следующие рекомендации:

1. Для проточной части с постоянным периферийным диаметром характерно повышение работы ступени с увеличением номера ступени за счет роста средних окружных скоростей. В компрессоре с такой проточной частью заданная степень повышения давления достигается при меньшем числе ступеней и осевом размере проточной части. Это достоинство часто имеет решающее значение при выборе этой проточной части, особенно если есть ограничение по габаритным параметрам ГТУ. Увеличение окружной скорости при одновременном уменьшении площади проточной части приводит к резкому уменьшению длины лопатки в последних ступенях, которая во избежание лишних потерь энергии ограничивается.

2. Величина осевой скорости на входе в первую ступень определяет размеры площади проходного сечения и, следовательно, радиальный габарит, и массу ступени и компрессора. Поэтому при проектировании следует стремиться к увеличению осевой скорости. Однако с увеличением осевой скорости растут гидравлические и волновые потери в межлопаточных каналах.

Для современных дозвуковых компрессоров можно выбирать =120..180 м/с (для около- и сверхзвуковых компрессоров эта скорость может превышать 200 м/с). Чем больше производительность, тем величина скорости больше.

3. Для большей эффективности динамического принципа действия, используемого в осевом компрессоре, целесообразно сохранять высокую осевую скорость во всех ступенях. Однако при этом длины лопаток, особенно в последних ступенях становятся недопустимо малыми. Поэтому приходится поток в проточной части постепенно притормаживать.

 В многоступенчатом компрессоре величина КПД ступени обычно является переменной. На этапе предварительного расчета можно принимать среднее в проточной части значение КПД ступени в пределах =0,88…0,93. Большие значения КПД соответствуют ступеням с умеренными числами Маха и ступеням в компрессорах большой производительностью.

4. Ограничение величины относительного диаметра втулки = 0,35…0,7 объясняется следующим. Уменьшение позволяет сократить при заданной производительности радиальный габарит компрессора. Однако при этом могут сильно возрасти напряжения в корневых сечениях лопаток, в хвостовиках и в ободе диска при близком расположении прорезей для крепления лопаток. Кроме того, из-за появления значительных радиальных составляющих скоростей в межлопаточных каналах и загромождения проходного сечения у втулки снижается экономичность компрессора. Слишком большие означают:

· уменьшение высоты лопаток, которая в последних ступенях может оказаться недопустимо малой,

· увеличение поверхности пассивного обтекания статора и ротора, что приводит к возрастанию гидравлических потерь.

5. Большие значения относительного диаметра втулки недопустимы, т.к. при этом первая ступень будет получаться сверхзвуковой. При относительном диаметре втулки =0,6…0,65 первая ступень может оказаться околозвуковой. В наших расчетах рассматривается проектирование дозвуковых компрессоров.

6. Если значение полученного КПД компрессора неприемлемо, нужно изменить средний КПД ступени или КПД входного и выходного устройства. Надо иметь в виду, что эти изменения приведут в дальнейшем к изменению требований к конструкции и качеству изготовления этих элементов.

7. Удлинение лопаток составляет 3,0…1,0. Большие значения относятся к первой ступени, меньшие - к последней ступени. После выбора величин и определяются хорды лопаток и их количество. Осевой размер ступени можно приближенно считать равным произведению хорды лопатки на синус угла установки лопатки в диск. По вычисленным значениям осевого размера первой и последней ступеней строится вспомогательный график. На оси абсцисс через равные промежутки откладываются отметки номеров сечений, по оси ординат - вычисленные осевые размеры. Если считать, что осевая длина ступеней в проточной части изменяется линейно, то с полученного графика можно снять осевой размер любой промежуточной ступени. Длина проточной части находится как сумма осевых протяженностей лопаток и осевых зазоров между ними.

Для расчета осевого компрессора воспользуемся методикам, приведенными в [2] и [3]. Так как расчеты ступеней будут аналогичны друг другу, то будет представлен расчет первой ступени, для остальных ступеней будут представлены результаты расчета. Расчет представлен в приложении Б.

1.4 Расчет камеры сгорания

Развитие мировой энергетики и транспорта привело к резкому росту потребления углеводородного топлива и ухудшению экологического состояния окружающей среды. В связи с уменьшением запасов органического топлива и ухудшением экологии, необходимо разработать и внедрить новые топливосберегающие и экологически чистые технологии сжигания углеводородного топлива. Важная роль в решении этих проблем отводится газотурбинной технике. В связи с этим разработка и внедрение газотурбинных установок (ГТУ) с высокими КПД и низкими выбросами оксидов азота NOx - наиболее токсичных компонентов продуктов сгорания - относится к приоритетным задачам. Создание стационарных ГТУ на базе авиационных газотурбинных двигателей является прогрессивным направлением в разработке ГТУ нового поколения. Огромный опыт и последние достижения авиационного двигателестроения позволили разработать отечественные газотурбинные установки (например, ГТУ AJI-31CT ОАО «А. Люлька-Сатурн», НК-38СТ АО «СНТК им. Н. Д. Кузнецова», ГТУ-12П АО «Авиадвигатель» и др.) на базе авиационных двигателей, соответствующие мировому уровню. Такие компактные и экономичные ГТУ начинают все шире применяться в энергетике для выработки электрической и тепловой энергии и в газовой промышленности для транспортировки природного газа. Ухудшение экологии окружающей среды и ужесточение норм на вредные выбросы оксидов азота NOx и углерода СО современных ГТУ требуют разработки экологически «чистых» камер сгорания. В ГТУ наибольшее распространение получили камеры сгорания традиционной схемы, в которых топливо и воздух подводятся раздельно, и горение происходит при составах смеси, близких к стехиометрии, где образуются большие концентрации оксидов азота NOx. При высоких термодинамических параметрах современных ГТУ (давление воздуха перед камерой Р >7,5 МПа и температура газа перед турбиной Т > 1500 К) возможности значительного уменьшения выбросов NOx в камерах сгорания традиционной схемы оказались исчерпаны. Следовательно, для радикального снижения оксидов азота NOx в продуктах сгорания и разработки низкоэмиссионных камер сгорания современных ГТУ необходимо внедрить новые принципы организации рабочего процесса, основанные на стадийном (многозонном) сжигании предварительно подготовленных «бедных» топливо-воздушных смесей. Разработка низкоэмиссионной камеры сгорания представляет собой сложную научно-техническую задачу и требует глубоких исследований закономерностей образования вредных веществ в их взаимосвязи с бедным горением и поиска компромиссных конструкторских решений, удовлетворяющих ряду сложных и противоречивых требований (экология, устойчивость горения, запуск и др.), предъявляемых к камере сгорания. Рассмотрим основные проблемы, создающие наибольшие трудности при разработке низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ. Первая проблема состоит в получении необходимых экологических характеристик по вредным выбросам оксидов азота NOx и углерода СО. Главные факторы, влияющие на концентрацию оксидов азота NOx, температура в зоне реакции Г, и время пребывания смеси в области высоких температур. Оксиды азота NOx (NO + N 0 2), основную часть которых составляет окись азота N0, образуются при окислении азота воздуха в области повышенных температур Т>1750 К. Для исключения локальных зон повышенных температур необходимо создание гомогенной (однородной) смеси. Это достигается предварительным смешением топлива с воздухом и сжиганием бедной топливо-воздушной смеси с коэффициентом избытка воздуха в зоне горения а = 2,0-2,3. Изменение концентрации оксидов азота NOx и углерода СО по мощности установки (температуре в зоне горения) имеет противоположный характер. При увеличении температуры горения Т концентрация NOx резко растет, а концентрация СО падает. Сокращение времени пребывания топливовоздушной смеси в области повышенных температур приводит к уменьшению концентрации оксида азота NOx и увеличению концентрации окиси углерода СО. Низкие концентрации оксидов азота NOx и углерода СО можно получить в очень узком диапазоне температуры горения Т= 1600-1750 К. Уменьшение температуры горения Г ниже 1600К может привести к высоким концентрациям СО и ухудшению устойчивости горения. Вторая проблема связана с устойчивостью горения. Трудность решения этой задачи заключается в противоположном характере конструкторских мероприятий по экологии и устойчивости горения. Бедные гомогенные смеси, обеспечивающие высокие экологические показатели, имеют очень узкий диапазон устойчивого горения. Поэтому для устойчивого горения бедной смеси в низкоэмиссионных камерах сгорания ГТУ на запуске и переходных режимах при низких давлениях и температурах воздуха необходим диффузионный факел, а на рабочих режимах при высоких параметрах и требуется дежурная (пилотная) зона горения (или горелка), поддерживающая горение бедной предварительно подготовленной топливо-воздушной смеси основной зоны горения. Устойчивость горения тесно связана с другой проблемой: условие обеспечения горения без проскока пламени в смесительных устройствах низкоэмиссионной камеры сгорания. Для горения без проскока пламени необходимо иметь: высокую скорость потока (w>100 м/с), низкую температуру стенок и элементов смесительных устройств, аэродинамическую структуру потока без следов и обратных токов, состав смеси неблагоприятный для проскока пламени. Наиболее сложной проблемой, с которой столкнулись при создании низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ, является вибрационное горение бедных топливовоздушных смесей. Большое число факторов, влияющих на вибрационное горение, и поиск мероприятий для конкретной камеры сгорания приводят к тому, что каждый разработчик ищет свой путь решения этой сложной задачи. Для горения без высоких пульсаций давления воздуха в камере сгорания необходимо выполнить следующие условия: обеспечить оптимальные скорости и составы смесей по зонам горения, повысить роль диффузионного горения в дежурной (пилотной) зоне, поддерживать оптимальные составы смесей по зонам горения на переходных (нестационарных) режимах работы ГТУ, обеспечить ГТУ современными системами автоматического управления (САУ) и диагностики виброгорения. Проскок пламени и вибрационное горение могут привести к нарушению работы камеры сгорания и оказать отрицательное влияние на работоспособность ГТУ. Кроме рассмотренных проблем, вызывающих наибольшие трудности при разработке низкоэмиссионных камер сгорания, остаются и традиционные, связанные с полнотой сгорания топлива, потерями полного давления, запуском ГТУ, полями температур, системой автоматического управления и др. Анализ конструктивных схем экологически чистых камер сгорания современных зарубежных и отечественных ГТУ показал, что наибольшее распространение получили двухзонные «выносные» индивидуальные и трубчато-кольцевые камеры сгорания, имеющие большие габариты, в особенности, длину. Например, камера сгорания DLE RJB-211 фирмы Роллс-Ройс, где для достижения низких выбросов NOx и СО применяется схема с последовательным расположением зон горения.

1.5 Расчет осевой турбины

Газовой турбиной (ГТ) называется лопаточная машина, преобразующая энергию газового потока в механическую работу, используемую в ГТУ для привода ОК.

ГТ – важнейший узел двигателя, определяющий его ресурс и надежность работы, поэтому к ней предъявляются жесткие требования.

ГТ должна иметь возможно больший КПД, который для выполненных конструкций составляет 0,85-0,93, что обеспечивается: оптимальным выбором числа ступеней и параметров газа; тщательной профилировкой лопаток СА и РК; уменьшением перетекания газа через радиальные зазоры.

Необходимая мощность ГТ при наименьшей массе и габаритах достигается: увеличением температуры газа перед ГТ до 1400-1600 К; увеличением теплоперепада, срабатываемого на одной ступени ГТ.

Высокая надежность ГТ и большой ресурс обеспечиваются: применением жаропрочных и жаростойких материалов; снижением температуры наиболее нагретых деталей за счет эффективного охлаждения.

ГТ должна быть простой в ремонте. Это важно потому, что стоимость ГТ составляет 25-30% от стоимости двигателя.

Классифицируют ГТ в зависимости от направления движения газового потока, количества ступеней и каскадов, а также способов использования теплоперепада и подвода газа к РК.

По направлению движения потока различают осевые и радиальные (центростремительные) турбины. В осевых ГТ поток движется в основном вдоль оси ГТ, в радиальных – практически перпендикулярно к ней. Осевые ГТ используются практически во всех типах ГТУ. Радиальные ГТ применяют при малых расходах газа - в этом случае их КПД может превышать КПД осевых ГТ.

По числу каскадов различают одно-, двух- и трехкаскадные ГТ. Однокаскадными в настоящее время являются в основном турбины ГТД небольшой тяги (мощности), а также ВСУ. Большинство ГТ современных ГТД – двухкаскадные. В некоторых ТРДД применяют трехкаскадные схемы.

В конструктивном отношении осевая ГТ имеет много общего с ОК. Она состоит из ротора и статора. Главными элементами ротора являются рабочие лопатки, воздействуя на которые поток газа заставляет вращаться ротор ГТ и механически связанные с ним узлы двигателя. Главными элементами статора являются лопатки сопловых аппаратов (СА), неподвижно закрепленные в корпусе.

По схеме преобразования энергии ГТ обратна ОК. Поступающий на ГТ предварительно сжатый и нагретый газ в СА расширяется, его скорость увеличивается. Кинетическая энергия, полученная в СА, преобразуется в РК в механическую работу вращения вала ГТ.

Осевые ГТ, как и ОК, могут выполняться одно-, двух- и многоступенчатыми. Число ступеней определяется назначением и конструктивной схемой ГТ, величиной располагаемого теплоперепада и нагрузкой на ступень. Различают многоступенчатые ГТ со ступенями давления (реактивные) и со ступенями скорости (активные). В авиационных ГТД нашли применение многоступенчатые ГТ со ступенями давления. Процессы преобразования энергии потока в каждой ступени многоступенчатой ГТ подобны, поэтому принцип работы ГТ можно рассмотреть на примере отдельно взятой ступени.

Ступень ГТ состоит из СА и расположенного за ним РК. Лопатки СА образуют криволинейные сужающиеся каналы (сопла). Это обеспечивает предварительный разгон потока газа перед подачей его на РК. В процессе разгона потенциальная энергия потока частично преобразуется в кинетическую, при этом давление и температура газа снижаются. На выходе из СА абсолютная скорость потока С1>С0.

Лопатки РК перемещаются относительно корпуса с окружной скоростью U. Относительная скорость потока на входе в РК (W1 = C1 – U ) должна быть направлена по касательной к входному элементу профиля лопатки РК.

Сопла ГТ всегда наклонены под некоторым углом к плоскости вращения РК, и выходные сечения сопловых каналов не перпендикулярны к их осям. Таким образом на выходе каждого соплового канала образуется «косой срез», позволяющий при сверхкритическом перепаде давлений получить скорость истечения из сопловых каналов, превышающую скорость звука.

В зависимости от характера течения газа в межлопаточных каналах РК различают активные и реактивные ступени ГТ. В реактивной ступени каналы РК делают сужающимися. В них продолжается разгон потока, что увеличивает его воздействие (реакцию) на рабочие лопатки. При этом относительная скорость потока в РК увеличивается до W2>W1, а температура и давление дополнительно снижаются.

В активной ступени межлопаточные каналы РК имеют постоянную площадь проходного сечения, поэтому температура, давление и относительная скорость потока в них не изменяются, т.е. расширение газа до давления за ступенью осуществляется только в СА. Активные ГТ применяют только для привода маломощных агрегатов.

Рабочие лопатки в активных и реактивных ступенях образуют каналы криволинейной формы. Под воздействием стенок каналов поток изменяет направление своего движения. Стремясь в силу инерции сохранить направление движения, поток оказывает воздействие на лопатки в виде сил давления, больших на вогнутых и меньших на выпуклых поверхностях лопаток. Равнодействующая этих сил может быть разложена на две составляющие: окружную Рu и осевую Ра. Окружная составляющая Рu всех лопаток (называемая в данном случае активной силой) образует момент относительно оси РК, приводящий РК во вращение. Осевая составляющая Ра воспринимается упорным подшипником опоры ротора двигателя.

Межлопаточные каналах РК реактивной ступени имеют конфузорную форму. В них происходит дальнейшее расширение газа, преобразование потенциальной энергии потока в кинетическую, вследствие чего возрастает относительная скорость газа W2>W1. Вследствие ускорения потока возникает сила реакции, направленная в сторону, противоположную движению газа. Так как активная сила и сила реакции струи совершают работу вращения РК, кинетическая энергия потока при этом уменьшается и абсолютная скорость газа на выходе из РК: С2<С1. Направление скорости С3 стремятся получить близким к осевому.

Конструктивные компоновки ГТ определяются формой проточной части, а также числом ступеней и каскадов.

По мере понижения давления при переходе от ступени к ступе­ни плотность газа падает. В соответствии с уравнением расхода падение плотности должно быть компенсировано либо увеличением осевой составляющей скорости газа, либо увеличением площади поперечного сечения проточной части (высоты лопаток). Увеличение осевой скорости ведет к росту числа М на выходе из турбины, что приводит к росту потерь за турбиной. Увеличение высоты лопаток приводит к росту габаритов и массы турбины. Поэтому в выполненных конструкциях многосту­пенчатых турбин обычно реализуется компромиссный вариант: увеличение осевой скорости от ступени к ступени сочетается с одновременным увеличени­ем высоты лопаток.

Проточная часть многоступенчатой ГТ в соответствии с уравнением неразрывности должна быть расширяющейся и может быть выполнена при постоянных среднем, наружном или внутреннем диаметрах ступеней. Каждая из этих схем проточной части ГТ имеет свои достоинства и недостатки.

В первой схеме работа турбины распределяется между ступенями практически поровну и взаимная компоновка ступеней является наилучшей.

Во второй схеме из-за уменьшения среднего диаметра величина срабатываемого теплоперепада снижается от первой ступени к последней, однако упрощается технология изготовления корпуса ГТ и его компоновка с выходным устройством. Применение схемы с постоянным внутренним диаметром позволяет получить минимальное количество ступеней ГТ и наименьшую длину лопаток последних ступеней. В реальных конструкциях учет указанных факторов приводит к применению комбинированных схем проточной части.

Основными элементами конструкции роторов ГТ являются рабочие лопатки, диски и валы. В межлопаточных каналах, образуемых рабочими лопатками, осуществляется преобразование энергии газового потока; диски служат для размещения лопаток и воспринимают нагрузки, возникающие при вращении ротора; валы обеспечивают передачу крутящего момента к ОК или редуктору, а также служат для размещения подшипников, через которые производится передача нагрузок на корпус двигателя.

Ввиду больших по сравнению с ОК уровней действующих температур и нагрузок, в конструкции роторов ГТ не применяется барабанная схема. Основные виды силовых схем: дисковая, в которой крутящий момент с каждого диска передается на вал ГТ, и барабанно-дисковая, где передача крутящего момента осуществляется через барабанные участки, выполненные заодно с диском или в виде отдельных деталей.

Рабочая лопатка – одна из наиболее ответственных и напряженных деталей ГТУ. Ее основными элементами являются перо (профилированная часть) и хвостовик, обеспечивающий крепление рабочей лопатки к диску. Исключительное распространение в ГТ получил хвостовик елочного типа, что объясняется прежде всего рациональным использованием материала в соединении лопатки и диска. Это дает возможность обеспечить передачу значительных нагрузок при относительно небольших размерах хвостовика и разместить необходимое количество лопаток.

Основными элементами конструкции статоров ГТ являются сопловые лопатки, корпусы СА, предназначенные для размещения сопловых лопаток, и корпусы опор, обеспечивающие силовую связь между корпусами подшипников и наружным корпусом ГТД. В задней части ГТ располагается обтекатель диска турбины (стекатель).

В зависимости от наличия или отсутствия связи сопловых лопаток между собой различают соответственно рамные и консольные конструкции СА (консольная схема применяется относительно редко).

Корпусы СА представляют собой тонкостенные оболочки с фланцами в местах монтажных и технологических разъемов (продольных или поперечных). В большинстве случаев применяют поперечные разъемы с кольцевыми фланцами, существенно повышающими жесткость корпусов.

Между вращающимися и неподвижными элементами ГТ предусматриваются зазоры, исключающие возможность касания ротора о статор на всех режимах работы ГТУ. Наибольшую важность для характеристик ГТ имеют радиальные зазоры между рабочими лопатками и корпусом ГТ, а также в межступенчатых лабиринтных уплотнениях. Перетекание в радиальном зазоре между рабочими лопатками и корпусом – одна из основных причин потерь, приводящих к снижению КПД ГТ.

При выборе величины монтажного («холодного») зазора между РК и корпусом ГТ следует учитывать его изменение в зависимости от режима работы двигателя. Для предохранения рабочих лопаток от повреждений при их касании о корпус применяют металлокерамические вставки, которые размещают в трапециевидных пазах корпуса. Обычно вставки выполняются двухслойными: первый слой (железоникельграфитовый) является опорным, второй (никельграфитовый) - рабочим. Он более мягкий и срабатывается лопатками при касании.

Другим вариантом уменьшения монтажного зазора является применение сотовых уплотнений. Поскольку стенки сот имеют малую толщину, то поверхность контакта резко уменьшается, и это дает возможность производить беззазорную сборку ротора и статора.

Эффективным способом снижения перетеканий газа через радиальный зазор является бандажирование рабочих лопаток. Гребешки на бандажных полках образуют лабиринтное уплотнение, повышающее КПД турбины.

В охлаждаемых лопатках с выходов воздуха в радиальный зазор эффективность уплотнения повышается настолько, что можно отказаться от использования бандажных полок; применяется на первых ступенях высокотемпературных турбин.

Экономичность ГТУ может быть повышена минимизацией радиальных зазоров на номинальном режиме работы путем активного управления зазорами. Снижение относительного радиального зазора на 1% приводит к повышению КПД турбины на 1,5-2,0%. Активное управление зазорами достигается охлаждением корпуса турбины воздухом, отбираемым от ОК.

Уменьшение перетекания газа в радиальных зазорах лабиринтных уплотнений достигается использованием металлокерамических вставок и сотовых конструкций. Эффективность уплотнений повышается при уменьшении их диаметра, поэтому их располагают по возможности ближе к валу ротора.

При использовании углеводородного топлива может быть получена температура 2500-2800 К. В то же время турбинные лопатки из материалов на основе никеля и кобальта могут работать при температуре не выше 1300 К [4]. Обеспечить работоспособность деталей турбины при больших температурах можно только с помощью охлаждения.

Охлаждению в различной степени подвергаются практически все детали ГТ. Способы охлаждения могут быть разными. Основной тип системы охлаждения современных турбин – открытая воздушная система: для отвода тепла используется воздух, отбираемый от ОК и выпускаемый затем в проточную часть ГТ. Эта система относительно проста и надежна, но следует иметь в виду, что с ростом температуры газа увеличивается потребный расход охлаждающего воздуха и, следовательно, эффективность системы охлаждения снижается.

Существует два основных способа воздушного охлаждения: внутреннее конвективное и заградительное. Наиболее широко конвективное охлаждение применяется в рабочих и сопловых лопатках ГТ. К ним относятся лопатки с различными вариантами внутренних каналов. Интенсификация охлаждения и повышение его равномерности достигается оптимизацией расположения каналов, организацией направленного движения воздуха в них (с помощью дефлекторов или петлевого движения воздуха), увеличением поверхности теплообмена (применением оребрения), турбулизацией потока (в лопатках штырькового типа) и т.д.

Конвективное охлаждение применяется и в других элементах ГТ. Так, в конструкции ротора вращающиеся дефлекторы образуют с диском каналы для охлаждающего воздуха, а в конструкции статора между корпусом и проточной частью ГТ создаются полости, продуваемые охлаждающим воздухом.

Более эффективным является заградительное воздушное охлаждение, обеспечивающее уменьшение теплоподвода к детали от горячего газа. Наиболее распространенным типом заградительного охлаждения является пленочное, когда между охлаждаемой деталью и газовым потоком создается пелена охлаждающего воздуха. Применение комбинированного конвективно-пленочного охлаждения позволяет обеспечить работоспособность лопаток ГТ при температуре газа 1550-1800 К.

Расчет произведен по методике, приведенной в [5], [6], [7], [8]. В данном разделе приведен расчет подробный расчет первой ступени турбины по средней линии тока. Для остальных ступеней представлены результаты расчета в табличном виде. Теплоемкости определяются по методике [1]. Закон построения проточной части турбины – средний диаметр постоянен. Результаты расчета турбины представлены в приложении В.

2. Научно-исследовательская часть

2.1 Введение

Целью расчета тепловой схемы ПГУ является определение параметров

рабочих тел (продуктов сгорания на входе в поверхности нагрева КУ и выходе из них, конденсата и пара в тракте ПТУ, в том числе перед отсеками проточной части турбины и за ними) и экономических показателей отдельных элементов (котла-утилизатора, паровой турбины, ПТУ, ПСУ) и всей ПГУ.

Различают конструкторские и поверочные расчеты ПГУ.

При конструкторских расчетах по известным характеристикам ГТУ для расчетного режима определяются все перечисленные выше параметры, которые

используются для конструирования основных элементов оборудования: трубных пучков КУ, проточной части ПТ, трубного пучка конденсатора и др. Эти расчеты сравнительно просты, так как они основаны на использовании достаточно очевидных уравнений сохранения массы и теплового баланса.

Поверочные расчеты на этапе проектирования выполняют для ПГУ, спроектированной для расчетного режима работы. В этом расчете требуется определить параметры рабочих тел в ПГУ при режимах частичной мощности ГТУ, различных температурах наружного воздуха, различном составе оборудования ПГУ, использовании нерасчетного топлива и т.п. Эти расчеты ведутся в первую очередь для выявления опасных режимов, например, недопустимого повышения температуры пара перед ПТ (при значительном повышении температуры наружного воздуха), появления недопустимой влажности на выходе из проточной части ПТ (в результате снижения температуры наружного воздуха и других причин). Используя результаты этих расчетов, которые часто называют балансовыми, получают расчетные энергетические характеристики ПГУ с учетом ограничений, выявляют наиболее рациональные режимы ее эксплуатации, на основании которых проектируется многоуровневая автоматическая система управления и защиты.

Поверочные расчеты существенно сложнее конструкторских, так как они

требуют многократных итераций для согласования парогенерирующей способности КУ, пропускной способности ПТ и конденсирующей способности конденсатора. Вести эти расчеты без использования быстродействующих вычислительных программ немыслимо.

Конструкторскому тепловому расчету ПГУ предшествует проработка ПГУ-ТЭС в целом, одной из задач которой является определение числа необходимых ПГУ и их единичной мощности. Укрупнение оборудования ТЭС уменьшает число его единиц и капитальные затраты на строительство. В то же время снижение единичной мощности ПГУ приводит к увеличению числа энергоблоков и уменьшает вероятность потери большой мощности в случае выхода из строя ГТУ. По единичной мощности ПГУ оценивается доля ее газотурбинной мощности, которая, как известно, составляет примерно 2/3 мощности ПГУ.

По полученной необходимой газотурбинной мощности определяются единичная мощность ГТУ и число ГТУ, входящих в ПГУ. При этом выборе действуют такие же факторы, как и при выборе единичной мощности ПГУ: при большем числе ГТУ надежность электро- и теплоснабжения увеличивается, так как ПГУ может продолжать работать при отключении одной или нескольких ГТУ, но капитальные затраты растут.

Далее по полученной единичной потребной мощности ГТУ с помощью каталога выбирается конкретная ГТУ и затем уже для нее проектируется будущая ПГУ. Поскольку все параметры на выходе из ГТУ известны, то можно приступить к формированию профиля КУ. Выбирается число контуров генерации пара и оценивается целесообразность (или необходимость) использования промежуточного перегрева пара.

Выбираются источники питания греющим паром деаэрационной установки, способ обеспечения требуемой температуры конденсата на входе в КУ, для того чтобы избежать низкотемпературной коррозии его выходных поверхностей, источник нагрева топливного газа перед его подачей в камеру сгорания (или отказ от использования такого нагрева).

Необходимо подчеркнуть, что все перечисленные этапы взаимосвязаны и их всестороннее рассмотрение позволяет получить профиль ПГУ, на основе которого формируется тепловая схема, подлежащая расчету.

Для расчета любой утилизационной ПГУ должны быть подготовлены следующие исходные данные.

1. Тепловая схема ПГУ

2. Химический состав топливного газа, который определяет все его теплофизические свойства, в частности плотность и теплоту сгорания.

3. Данные ГТУ для расчетного режима работы при заданных температуре

наружного воздуха tн.в, атмосферном давлении и влажности:

электрическая мощность NэГТУ;

электрический КПД ηэГТУ;

расход выхлопных газов Gг;

температура выхлопных газов θd.

Необходимо подчеркнуть, что данные, перечисленные в пп. 2 и 3, не могут быть произвольными. Они должны быть сбалансированы на этапе создания ГТУ.

4. Число ГТУ и котлов-утилизаторов в составе ПГУ.

5. Температура конденсата на входе в ГПК КУ. При работе на природном газе она выбирается в пределах 60—65 °С, на дизельном топливе — в пределах 110—120 °С.

6. Давление в конденсаторе паровой турбины pк, зависящее в первую

очередь от климатических условий месторасположения ТЭС. Оно определяет, с одной стороны, экономичность ПСУ ПГУ, с другой стороны — капитальные затраты на сооружение ПТ с соответствующей площадью выхода пара, а с третьей — надежность, связанную с эрозионным износом рабочих лопаток последних ступеней вследствие возможной высокой влажности.

Перечисленных данных достаточно для начала расчета тепловой схемы, а все остальные необходимые параметры выбираются в процессе расчета.

Расчет любой тепловой схемы утилизационной ПГУ осуществляется последовательно в следующем порядке [9].

1. Определяются паропроизводительность и параметры пара, генерируемого контурами КУ, а также тепловые мощности отдельных поверхностей нагрева. В дальнейшем эти данные используются для конструирования трубных пучков КУ (экономайзеров, испарителей, пароперегревателей). В относительно простых тепловых схемах (например, при отсутствии промежуточного перегрева пара) этот расчет можно выполнить, не прибегая к расчету ПТ. В сложных схемах (например, в трехконтурных ПГУ с промежуточным перегревом) расчет КУ ведется совместно с расчетом ЧВД паровой турбины, из которой пар поступает на смешение с паром, производимым контуром СД. В заключение расчета КУ определяется его КПД.

2. Осуществляется расчет мощности ПТ по уже найденным расходам и параметрам пара, поступающего из одного или нескольких КУ, и заданному давлению в конденсаторе. При расчете тепловой схемы достаточно вести расчет ПТ по отсекам с определением их внутренних КПД по приближенным соотношениям. В результате расчета получают внутренние мощности отсеков проточной части, цилиндров и всей паровой турбины, а также влажность за ней. Если влажность оказывается допустимой, то переходят к этапу 3, если нет, то исходные данные или значения величин, принятые в процессе расчета, необходимо пересмотреть и выполнить расчет заново. В дальнейшем полученная разбивка проточной части ПТ на отсеки позволяет провести ее уточненный поступенчатый расчет и оптимизировать ее параметры.

3. Определяются экономические показатели ПТУ, ПСУ и ПГУ. Подчеркнем, что в отличие от традиционной ПСУ, в которой котельная и паротурбинная установки могут рассчитываться по отдельности на основе согласованных выходных (для котла) и входных (для паровой турбины) параметров, для тепловой схемы ПГУ в общем случае требуется совместный расчет КУ и ПТ. Наконец, как и в расчете традиционной ПТУ, его нельзя выполнить за один раз — требуется использование последовательных приближений.

Независимо от сложности тепловой схемы утилизационной ПГУ, а также используемых котлов-утилизаторов и ГТУ расчет внутренней мощности ПТ осуществляется в соответствии с общими методами, изложенными в учебниках по паровым турбинам.

Перед расчетом необходимо хотя бы в общих чертах представить конструкцию турбины. Прежде всего необходимо определить число выходных потоков пара. Для этого вычисляется суммарный объемный расход пара, покидающего турбину. Потом используются имеющиеся на каждом турбинном заводе характеристики последних ступеней позволяющие определить оптимальный расход пара через последнюю ступень при тех или иных размерах рабочих лопаток. Определив для ряда ступеней отношение суммарного расхода пара к оптимальному, оценивают число выходных потоков. Обычно для паровых турбин ПГУ z = 1 или z = 2, и поэтому паровая турбина выполняется либо одноцилиндровой однопоточной, либо с отдельным двухпоточным ЦНД. В исключительных случаях, например для дубль-блоков с мощными ГТУ (280—300 МВт), паровая турбина может выполняться с двумя ЦНД, т.е. при z = 4.

Далее в зависимости от расхода пара на турбину, наличия или отсутствия промежуточного перегрева пара, размещения камеры подвода пара НД из КУ, технологических традиций завода-изготовителя и других специфических требований намечается конструктивная схема остальных цилиндров. Затем проточная часть паровой турбины разделяется на отсеки, для каждого из которых определяется мощность. Паровые турбины для утилизационных ПГУ выполняют с дроссельным парораспределением, система регенерации в них отсутствует, а отборы пара, как правило, имеются только в теплофикационных паровых турбинах. Поэтому разделение проточной части отдельных цилиндров на отсеки ведут естественным образом, учитывая скачкообразное изменение расхода пара (например, при вводе в цилиндр пара НД из КУ), изменения направления течения пара (например, при повороте потока пара внутри цилиндра), скачкообразное изменение среднего диаметра ступеней. Для расчета каждого из отсеков проточной части необходимо знать параметры пара перед отсеком и давление за ним. Для определения относительных внутренних КПД отсеков удобно использовать приближенные соотношения, приведенные в учебниках по паровым турбинам.

Знание расходов пара и его параметров перед первым отсеком и выбранные давления за отсеками позволяют последовательно отсек за отсеком определить их располагаемые теплоперепады, относительные внутренние КПД и внутренние мощности, сумма которых и представляет внутреннюю мощность паровой турбины.

По результатам расчета ПТ строят процесс расширения пара в h, s-диаграмме, находят влажность за последней ступенью, которая при расчетном режиме не должна превышать 7—8 %. Это значение учитывает возможность повышения влажности при снижении температуры газов за ГТУ при уменьшении ее электрической нагрузки или при снижении температуры наружного воздуха. Если влажность оказывается недопустимой, необходимо пересмотреть исходные данные, например, уменьшить начальное давление или/и увеличить температуру пара ВД, повысить давление в конденсаторе. Затем надо выполнить следующее приближение.

2.2 Расчет тепловой схемы одноконтурной ПГУ

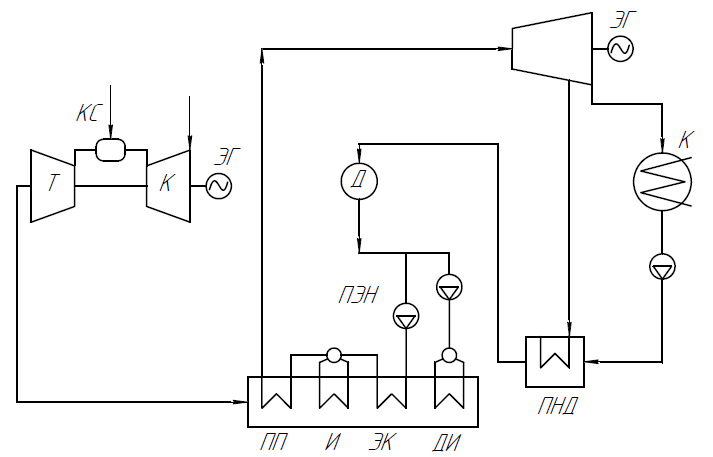
В настоящее время одноконтурные утилизационные ПГУ строятся сравнительно редко из-за невозможности достичь высокой степени утилизации тепловой энергии выхлопных газов ГТУ. Тем не менее изучение подходов к расчету любой ПГУ целесообразно начинать именно с наиболее простой одноконтурной схемы, тем более что сложная ПГУ состоит из отдельных простых контуров. Рассмотрим одноконтурную утилизационную ПГУ (рисунок 2), состоящую из ГТУ, котла и одной паровой турбины, которая принимает пар от котла. Из конденсатора конденсат разводится по котлу. Примем пока некоторые упрощающие, но физически допустимые предположения. Будем считать, что деаэрация конденсата происходит в конденсатосборнике конденсатора, присосы воздуха в вакуумной части питательного тракта отсутствуют и поэтому нет необходимости в деаэраторе. Кроме того, пусть давление в конденсаторе pк = 20÷25 кПа, что обеспечивает температуру питательной воды на входе в котел tк = 60÷65 °С. Это исключает необходимость подогрева конденсата перед его подачей в КУ. Наконец, будем считать, что конденсат в деаэратор поступает без недогрева, т.е. его нагрев в экономайзере осуществляется до состояния насыщения, и что гидравлическим сопротивлением пароперегревателя и паропровода свежего пара можно пренебречь, т.е. принять, что давления в барабане pб и перед турбиной p0 совпадают.

Рисунок 2 – схема одноконтурной ПГУ

Котел-утилизатор — это противоточный теплообменник, эффективность которого, как известно из теории теплообменников, тем выше, чем ближе располагаются одна к другой кривые изменения температур теплоносителей газов θи рабочего тела t). Но при этом в соответствии со вторым законом термодинамики всегда должно выполняться неравенство θ > t.

Проведем расчет тепловой схемы одноконтурной ПГУ (рисунок 2). В данной схеме выхлопные газы ГТУ поступают в котел-утилизатор. Пар, генерируемый в КУ направляется паровую турбину. Основной конденсат подогревается в паронагревателе низкого давления (ПНД) и затем направляется в деаэратор, из которого отправляется в котел-утилизатор.

Котел оборудован одним (основным) контуром генерации пара, за которым установлен дополнительный испаритель, уменьшающий температуру уходящих газов котла. Дополнительный испаритель питается из аккумуляторного бака вакуумного деаэратора и генерирует насыщенный пар для деаэрации основного конденсата.

Расчет выполнен по методике [9], [10], [11] и приведен в приложении Г.

2.3 Расчет тепловой схемы двухконтурной ПГУ

Ниже рассматривается методика расчета тепловой схемы двухконтурной

утилизационной ПГУ с одной газовой турбиной без промежуточного перегрева пара. Перед расчетом тепловой схемы должны быть известны или выбраны те же величины, что и для расчета одноконтурной ПГУ, с той лишь разницей, что тепловая схема будет более сложной (рисунок 3): она включает в себя два контура генерации пара, которые подают пар в паровую турбину; деаэратор, питающий контуры котла деаэрированной водой; линию рециркуляции конденсата, необходимую для обеспечения требуемой температуры питательной воды на входе в котлы, и др. Кроме того, при рассмотрении двухконтурной ПГУ покажем, как можно учесть потерю давления пара в пароперегревателях, паропроводах и арматуре вследствие гидравлических сопротивлений.

Непосредственно перед расчетом необходимо задаться давлениями пара

перед стопорными клапанами высокого и низкого давления паровой турбины. Строго говоря, эти давления можно окончательно выбрать только после расчета процесса расширения пара в паровой турбине, определения конечной влажности и оптимизации всех параметров тепловой схемы ПГУ. Для двухконтурных ПГУ обычно принимают: для контура ВД = 5÷8 МПа, для контура НД = 0,5÷0,7 МПа (с учетом источника питания деаэратора). При реальных температурах за ГТУ такие параметры обеспечивают приемлемую конечную влажность и экономические показатели ПГУ, близкие к оптимальным.

В результате расчета тепловой схемы должны быть получены:

параметры пара и воды по всему тракту (давления, температуры, влажность, энтальпии и расходы);

тепловые мощности всех теплообменных поверхностей, осуществляющих

передачу теплоты от греющих газов к рабочему телу (пару или воде);

диаграмма процесса расширения пара в турбине, КПД и внутренние мощности отсеков паровой турбины;

электрическая мощность на зажимах генератора паровой турбины;

электрическая мощность ПГУ;

КПД котла-утилизатора;

КПД паросиловой установки;

абсолютный электрический КПД паротурбинной установки;

КПД парогазовой установки.

Газотурбинная установка вырабатывает электрическую мощность, а ее выхлопные газы направляются в котел-утилизатор, имеющий два контура генерации пара. Контур ВД генерирует пар ВД, который поступает в паровую турбину. Расширившись в части высокого давления турбины, этот пар смешивается с паром, генерируемым контуром НД. Суммарный поток пара расширяется в части низкого давления и поступает в конденсатор.

В результате паровая турбина вырабатывает мощность.

Из конденсатора конденсат отработавшего в турбине пара конденсатным

электронасосом направляется в газовый подогреватель конденсата. Перед входом в КУ к конденсату подмешивается часть конденсата, нагретого в ГПК (расход рециркуляции конденсата), и на входе в КУ обеспечивается температура конденсата, исключающая коррозию выходных поверхностей нагрева КУ.

Расходы конденсата направляются из ГПК в деаэратор для

термической деаэрации, осуществляемой нагревом конденсата паром из контура

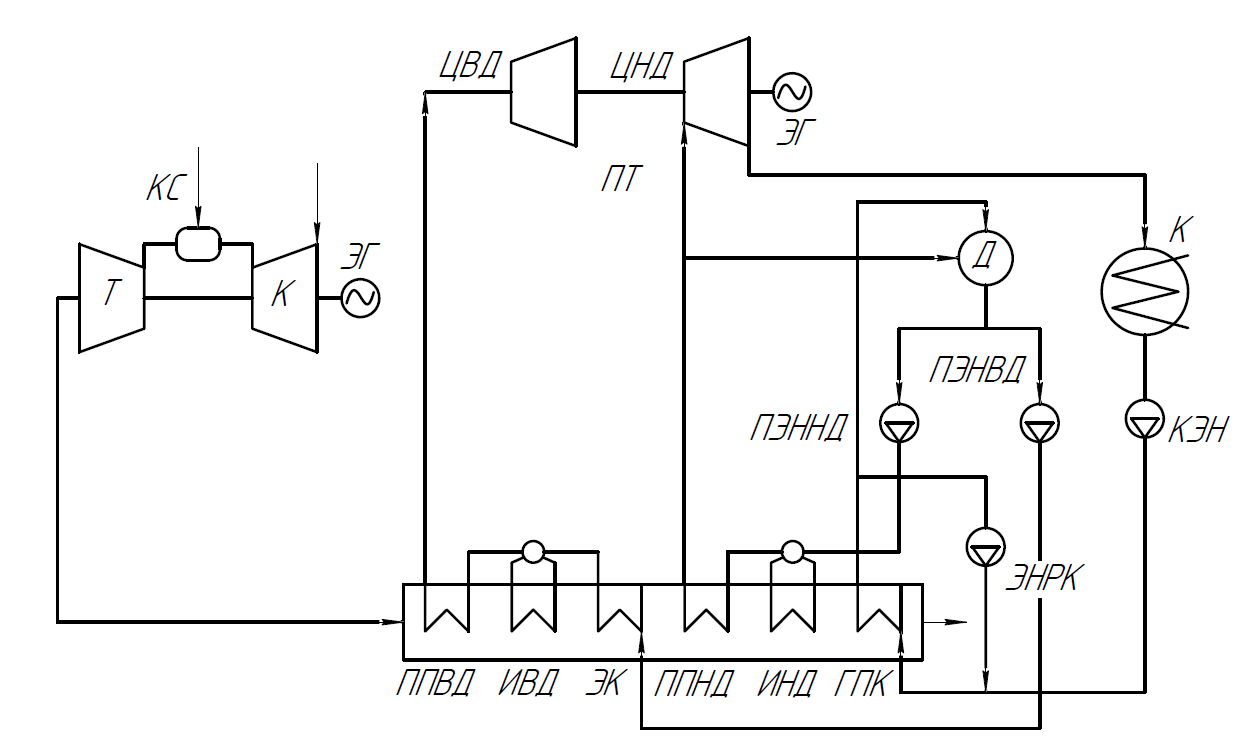
НД. В данной схеме выхлопные газы из ГТУ направляются в котел-утилизатор, имеющий два контура генерации пара. Контур высокого давления (ВД) генерирует пар высокого давления, который поступает в паровую турбину. Расширившись в части высокого давления турбины, этот пар смешивается с паром, генерируемым контуром низкого давления (НД). Суммарный поток пара расширяется в части низкого давления и поступает в конденсатор.

Рисунок 3 – схема двухконтурной ПГУ

Из аккумуляторного бака деаэратора питательная вода разводится по контурам ВД и НД. Питательными электронасосами НД питательная вода подается в барабан НД. Образующийся насыщенный пар поступает в пароперегреватель НД (ППНД), перегревается и направляется в деаэратор для нагрева конденсата; остальной пар НД направляется в камеру смешения паровой турбины.

Питательные электронасосы ВД подают расход питательной воды из деаэратора в экономайзер ВД (ЭВД), из которого она поступает в барабан ВД, а из него уже в виде насыщенного пара — в пароперегреватель ВД. Из ППВД перегретый пар направляется в паровую турбину.

Расчет выполнен по методике [9], [10], [11] и приведен в приложении Г.

2.4 Расчет тепловой схемы трехконтурной ПГУ

На рисунке 4 показана упрощенная тепловая схема трехконтурной ПГУ с

промежуточным перегревом пара. Ее котел-утилизатор имеет три контура генерации пара: ВД, СД и НД. Из конденсатора паровой турбины конденсат подается в ГПК, перед которым в точке Р вводится расход рециркуляции Dр для обеспечения требуемой температуры перед котлом. В ГПК конденсат нагревается до температуры tкд, несколько меньшей температуры насыщения tsд, соответствующей давлению в деаэраторе pд. Для нагрева конденсата, поступающего в деаэратор, до состояния насыщения в него вводится пар из контура НД точно так же, как это показано для двухконтурной схемы на рисунке 3. Из деаэратора питательными электронасосами ВД, СД и НД питательная вода разводится по соответствующим контурам. Расход пара с параметрами р0ВД, t0ВД, h0ВД поступает в ЦВД, расширяется в нем до давления рzВД, равного давлению за контуром СД, и покидает его с параметрами р0СД, hzСД.

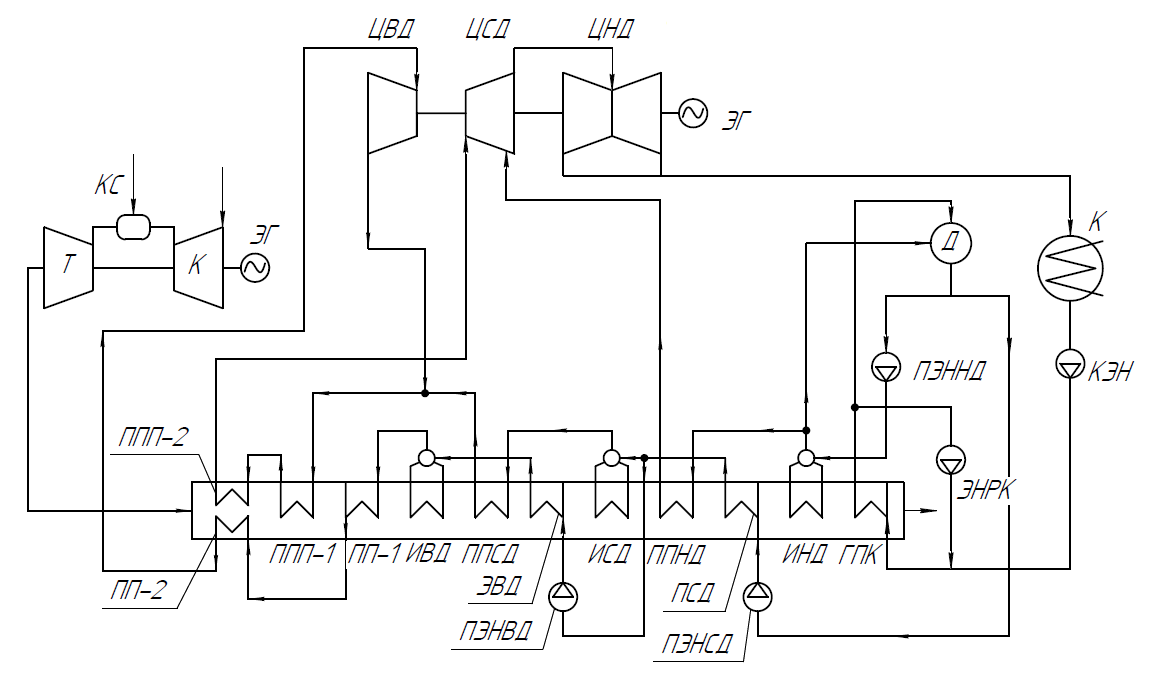
Контур СД расположен в зоне меньших температур газов, чем контур ВД. Поэтому в нем генерируется пар с параметрами р0CД, t0CД, h0CД. В точке А потоки пара смешиваются, и расход пара с параметрами р0CД, tсм, hсм направляется в промежуточный пароперегреватель. Его располагают в шахте котла-утилизатора примерно в том же сечении, что и основной пароперегреватель ВД, с тем чтобы на выходе из него получить температуру пара t0ЦСД, большую или равную t0ВД.

Расход пара D0ЦСД = (D0ВД + D0СД) с параметрами р0ЦСД, t0ЦСД, h0ЦСД поступает в ЦСД.

В контуре НД обычным образом генерируется расход пара D0НД = с параметрами р0НД, t0НД, h0НД. Часть этого пара (Dд) направляется в деаэратор для нагрева питательной воды до состояния насыщения. Остальная часть поступает в камеру смешения, расположенную между ступенями ЦСД, или в ресивер ЦНД.

Расширившись в выходной части ЦСД, пар направляется в ЦНД, расширяется в нем и поступает в конденсатор. Ниже рассмотрим методику расчета трехконтурной ПГУ с промперегревом, приняв некоторые предположения, которые не являются принципиальными для методики, но упрощают математические выкладки и понимание ее существа. В частности, примем допущение о том, что давления в барабанах котлов совпадают с давлениями перед турбиной, т.е. будем пренебрегать гидравлическими сопротивлениями пароперегревателей контуров и паропроводов между котлом и паровой турбиной.

В выходной части котла (по ходу движения рабочего тела) установлены два пароперегревателя: основной, состоящий из теплообменных поверхностей ПП-1 и ПП-2, и промежуточный, состоящий из теплообменных поверхностей ППП-1 и ППП-2. Поверхность ППП-1 помещается в «рассечку» основного пароперегревателя, но выходные поверхности обоих пароперегревателей (ПП-2 и ППП-2) находятся в зоне одинаковых входных температур газов, поступающих из ГТУ, чем и обеспечиваются равные температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева.

 Рисунок 4 – схема трехконтурной ПГУ

Расчет выполнен по методике [9], [10], [11] и приведен в приложении Г.

2.5 Анализ результатов

По результатам расчета можно заключить, что одноконтурные ПГУ наименее экономичны, так как не могут обеспечить полноценную утилизацию тепловой энергии выхлопных газов ГТУ. Поэтому КПД котла для одноконтурной схемы получился всего 78,8 %, а экономичность ПГУ в целом — 50 %.

Двухконтурные ПГУ более экономичны по сравнению с одноконтурными. Установка контура низкого давления вслед за контуром высокого давления позволяет снизить температуру уходящих газов за котлом до 91,3 °С, что при позволяет получить КПД ПГУ 56,4 %.

Трехконтурная ПГУ обеспечивает максимальную утилизацию теплоты выхлопных газов ГТУ. В данной схеме используется промежуточный перегрев пара, который позволяет снизить влажность в конце паровой турбины. Данный фактор позволяет увеличить давление свежего пара контура высокого давления и экономичность ПГУ в целом. В результате на выходе получаем ПГУ с КПД 58,4%.

3. Технологическая часть

3.1 Введение

Лопатка десятой ступени компрессора предназначена для преобразования механической энергии вращения ротора компрессора в потенциальную энергию потока воздуха, вследствие чего увеличивается давление и температура воздуха.

Поверхности профиля замка являются основными конструкторскими поверхностями и выполняются с высокими показателями качества. Лопатки имеют специально рассчитанный аэродинамический профиль, точное исполнение которого является залогом эффективной работы всей ступени. Лопатку условно можно разделить на две части: перо и хвостовик. Назначение пера компрессорной лопатки - взаимодействие с потоком воздуха для увеличения его энергии. Перо лопатки – тонкостенный элемент детали, который имеет сложную пространственную форму с переменным сечением по высоте. Помимо изменения профиля сечения по высоте лопатки выполнена закрутка сечений относительно их центров масс. Хвостовик же служит для фиксации лопатки в диске ротора. Хвостовик представляет собой часть детали постоянного сечения, выполненного в форме «ласточкин хвост». Такая форма хвостовика характерна для компрессорных лопаток. Она обеспечивает надежную фиксацию лопатки в диске и равномерное распределение напряжений, вызываемых центробежными нагрузками. Т.к. лопатка используется в компрессоре, она не подвержена значительным термическим напряжением, что так же позволяет использовать более простую форму хвостовика. Перо лопатки имеет протяженную сложную пространственную форму. Длина рабочей части пера составляет 115 мм с переменным профилем в поперечных сечениях по высоте лопатки. Эти сечения строго ориентированы относительно базовой расчетной плоскости и профиля замка. В поперечных сечениях заданы расчетные значения точек, определяющих профиль спинки и корыта лопатки в координатной системе. Значения этих координат задаются табличным способом. Поперечные сечения повернуты относительно друг друга и создают закрутку пера лопатки. Переходы между поперечными сечениями образованы плавным переходом профиля.

Условия работы лопатки:

Полное давление воздуха на входе в рабочее колесо 0,63 Мпа

Полное давление воздуха на выходе из рабочего колеса 0,75 Мпа

Полная температура воздуха на входе в рабочее колесо 516 К

Полная температура воздуха на выходе из рабочего колеса 544 К

Частота вращения ротора 3000 об/мин

Материал детали: 13X11Н2В2

3.2 Анализ технических требований, выявление технологических задач, возникающих при изготовлении и разработка схем проверки по заданным требованиям

Исходя из условий эксплуатации детали, к ней предъявлены следующие технические требования:

**Отклонение профиля спинки и корыта пера в расчетных сечениях от заданной формы не более 0,25 мм.**

Требование назначено для обеспечения точности расчетных геометрических параметров профиля пера. Расчет аэродинамического профиля пера выполняется при соблюдении достижения максимального КПД ступени и уменьшения потерь на профиле лопатки.

При несоблюдении данного требования произойдет нарушение течения воздуха через решетку профилей вплоть до срыва потока, что неизбежно приведет к вращающемуся срыву и дальнейшему помпажу двигателя. Также несоблюдение данного требования отрицательно скажется на прочностных характеристиках детали, что приведет к снижению ресурса работы узла.

Контроль требования производится с помощью прибора ПОМКЛ-4. Схема контроля требования показана на рисунке 5.

Требование обеспечивают при окончательной обработке поверхности пера с базированием обрабатываемой заготовки по поверхности хвостовика и использованием елочных тисков.

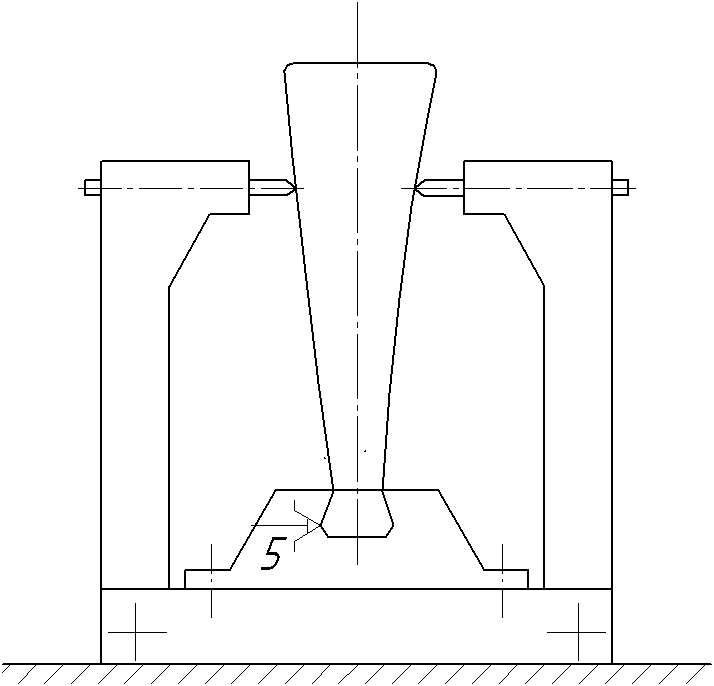


Рисунок 5 - Схема контроля пера лопатки

**Отклонение положения сечений профиля по высоте лопатки не более 0,15мм.**

Данные требования необходимы для обеспечения необходимой точности геометрии пера лопатки. Если данное требование не будет выполнятся, то на поверхности спинки и корыта возможно появление срывов потока воздуха, что неизбежно приведет к вращающемуся срыву и дальнейшему помпажу двигателя. Контроль требования производится при помощи контрольно-измерительного комплекса с ЧПУ. Схема контроля требования показана на рисунке 6.

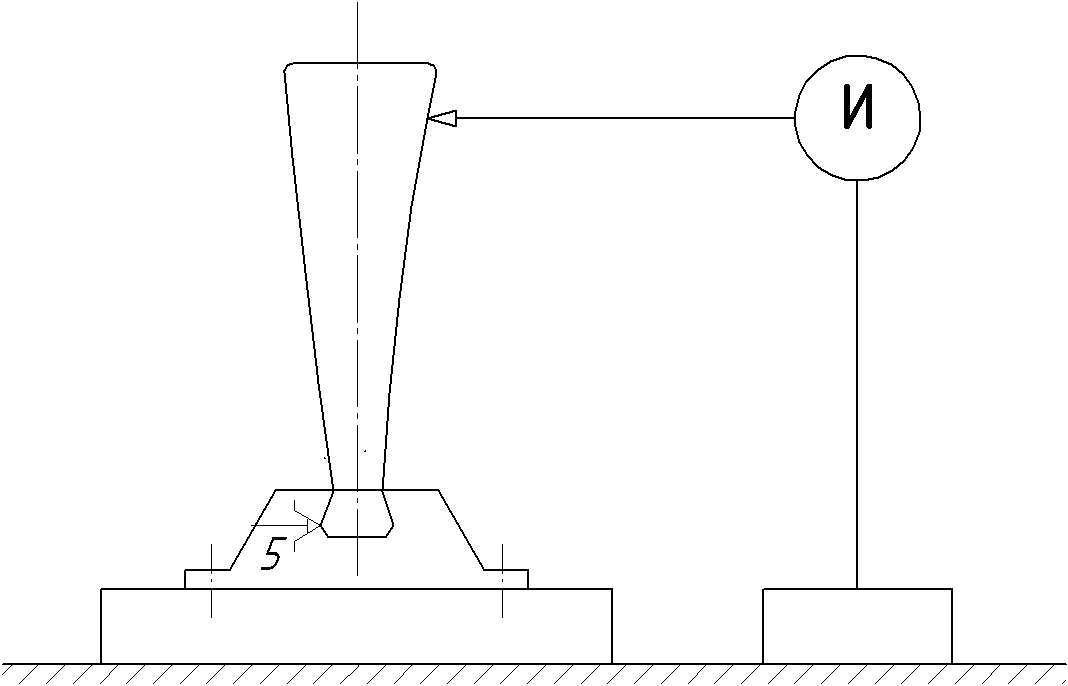


Рисунок 6 - Схема контроля пера лопатки

**Ϭв > 1100 Мпа, δ > 4%. Группа контроля 2а по ОСТ 1 00021-78.**

Требование предела прочности обеспечивает заданную прочность детали при эксплуатации в рабочих условиях заданный ресурс времени. Относительное растяжение больше 4% необходимо для того, чтобы во время работы лопатки выдержали растяжение, которое возникает из-за больших центробежных сил. При группе контроля 2а твердость деталей не проверяют, но делают выборочный контроль механических свойств одной или нескольких деталей из партии. Испытания механических свойств проводят на образцах, вырезанных из деталей или заготовок, или из заготовок под образцы-свидетели, изготовленных из того же материала, что и детали. Толщина заготовок, как правило, должна соответствовать максимальной толщине детали.

**Контроль на прижоги, разнозернистость, металлургические дефекты по технологической документации. Следы травления на поверхности пера, радиусе перехода пера в хвостовик не допускаются.**

Рабочая лопатка компрессора высокого давления – деталь крайне высокоответсвенная. Учитывая характер её нагружения и режим работы, любые структурные и поверхностные дефекты могут привести к её разрушению, что недопустимо. Для выполнения этого требования необходим тщательный отбор заготовок для изготовления лопаток. Контроль можно осуществлять несколькими способами. Выделяют люминесцентный метод контроля (ЛЮМ) и ультразвуковой метод. Люминесцентный основан на способности специальной жидкости светиться под действием УФ излучения. Деталь тщательно очищают, моют, обезжиривают, а затем погружают в раствор специальной жидкости (пенетранта), которая обладает высокой проникающей способностью. После погружения лопатки её моют, сушат, затем покрывают индикаторной жидкостью (нитроэмалью). Затем воздействуют УФ светом. Места, в которых остался пенетрант начинают светиться, это говорит о дефекте в этом месте. Ультразвуковой же метод основан на эффекте отражения ультразвука от преград. Этот метод служит для обнаружения нарушения сплошности материала.

3.3 Тип производства и метод работы

Проектирование технологических процессов обработки детали осуществляется для условий мелкосерийного производства. В условиях производства данного типа наиболее целесообразным методом работы при обработке данной детали является переменно-поточный метод. Такой выбор метода объясняется тем, что ГТУ производится в штучном экземпляре в рамках проведения проекта НИОКР, а далее происходит доводка ее узлов. Поточный метод не подходит для такого проекта, поскольку при его реализации применяется высокопроизводительное узкоспециализированное оборудование, которое не может быть полностью загружено серией из нескольких опытных образцов двигателя.

3.4 Технологический анализ конструкции

Качественная оценка

Геометрия детали сложная, перо лопатки не имеет ни одной оси и плоскости симметрии, у хвостовика и полки есть одна плоскость симметрии. Форма пера лопатки снаружи ограничена плавными фасонными поверхностями, форма хвостовика ограничена плоскими и цилиндрическими поверхностями с плавными переходами. Деталь не имеет внутренних полостей и сквозных отверстий. Обработка пера лопатки требует использования специального режущего инструмента и оборудования. Геометрия хвостовика воспроизводима без использования специального оборудования, но для его контроля такое оборудование требуется. Геометрия хвостовика воспроизводится с использованием стандартного, унифицированного режущего инструмента. Повышенные требования к шероховатости поверхности, а также высокая точность расположения поверхностей детали приводит к усложнению технологического процесса и увеличению трудоёмкости изготовления, но такие жёсткие требования диктуются условиями эксплуатации (характер выполняемых функций и действующих нагрузок) и степенью ответственности детали.

Форма и размерные соотношения детали обеспечивают её достаточную жёсткость и возможность применения жёсткого и высокопроизводительного инструмента. Заготовка данной детали имеет вспомогательную технологическую базу (технологический прилив), располагающаяся на периферии пера, при использовании которой жёсткость заготовки увеличивается, а также обеспечивается возможность её базирования при обработке детали резанием. Форма замковой части детали – “ласточкин хвост” – удобная технологическая база для механической обработки заготовки. При базировании заготовки за поверхности хвостовика выполняется принцип совмещения технологической, измерительной и конструкторской баз, что повышает технологичность детали. При таком базировании изготовление пера лопатки можно осуществлять с минимальным числом переустановок, без смены базы.

Нетехнологичной особенностью конструкции данной детали является то, что она требует для обработки хвостовика лопатки крепление заготовки за поверхность пера и торцевые поверхности хвостовика, что приводит к увеличению припуска материала на перо, необходимого для получения заданного качества будущей детали. Отличительной особенностью хвостовика лопатки является то, что его впадины, выступы, полки являются сегментами тел вращения, что объясняется расположением данной детали в сборочной единице. Поэтому есть возможность сократить трудоёмкость и увеличить производительность изготовления хвостовика данной детали, применяя многоместную обработку. В этом случае получается набор деталей с одинаковыми действительными размерами.

На одну ступень ротора изготавливаются лопатки с одинаковыми хвостовиками, а т.к. положение лопатки в узле определяется базовыми поверхностями хвостовика то появляется возможность получения во время сборки одинакового радиального зазора в окружном направлении между корпусом и периферией лопаток. Отпадает необходимость подбирать лопатки на одну ступень по требованию обеспечения заданного радиального зазора. Базирование заготовки за уже изготовленный хвостовик даёт возможность получить готовую деталь за меньшее число установов с наиболее точной геометрией пера лопатки.

**Количественная оценка**

Средний квалитет точности размеров поверхностей детали:

Определим значение коэффициента точности изготовления детали

Согласно [12], граничное значение

Следовательно, полученное значение превосходит граничное значение, что свидетельствует о технологичности конструкции детали.

Средняя шероховатость детали:

Определим значение коэффициента шероховатости детали :

Согласно [12], граничное значение

Следовательно, полученное значение , не превосходит граничное значение, что свидетельствует о нетехнологичности конструкции детали.

**Вывод.** Учитывая все факторы, конструкцию детали стоит признать нетехнологичной для условий мелкосерийного производства. Но нельзя вносить изменения в конструкцию лопатки с целью улучшения технологичности без ухудшения ее эксплуатационных свойств. Лопатка рабочего колеса компрессора является одной из самых нагруженных и ответственных деталей двигателя, поэтому нетехнологичность ее конструкции не является определяющей.

3.5 Выбор метода изготовления заготовки и составление эскиза, технико-экономическое обоснование при выборе заготовки

**Материал:** сталь 13X11Н2В2

Тип производства: мелкосерийное.

Результаты анализа по основным признакам, используемым при выборе метода заготовок, представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты анализа

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Признак | Значение | Приоритетный ряд видов заготовок |
| Форма детали | Сложная | О,СК,ОД |
| Заготовительные свойства материала: |  |  |
| Жидкотекучесть | Неудовлетворительная | (О) |
| Пластичность | Удовлетворительная | ОД, П, ПМ |
| Свариваемость | Удовлетворительная | СК |
| Обрабатываемость резанием | Удовлетворительная | П, ПМ |
| Плотность материала | Обычная | \* |
| Ориентированность структуры | Нет | \* |
| Удельная стоимость материала | Высокая | Л, ОД, ПМ |
| Ответственность детали | Высокая | ОД, П |
| Тип производства | Мелкосерийное | П, ОД, ПМ |

О – отливка; ОД – получение обработкой давлением; П – прокат; СК – сварная или комбинированная; ПМ – полученная методами порошковой металлургии; () – исключение; \* - любая (равноприоритетность видов).

На основании анализа выделим приоритетные виды заготовок.

Прокат

Обработка давлением

Лопатка рабочего колеса – ответственная деталь, поэтому недопустимо образование трещин, пор и полостей как на внешней, так и на внутренней поверхности лопатки. Сплав сталь 13X11Н2В2 обладает высокой стоимостью из-за большого количества легирующих элементов. Поэтому необходимо выбирать заготовку, поверхности которой максимально приближены к конечной заготовке и подвергаются минимальной механической обработке.

На основании вышеизложенного делаем вывод:

**Вид заготовки:** прокат

3.6 Выбор баз, составление маршрута обработки

Хвостовик лопатки служит для закрепления и правильного расположения лопатки как в диске компрессора, так и в проточной части двигателя, поэтому необходимо изначально обработать именно поверхности хвостовика, а в дальнейшем использовать их для базирования при обработке других поверхностей.

В исследуемой детали основными поверхностями являются:

1. Профиль пера с шероховатостью Ra 0,2 мкм
2. Сложная поверхность хвостовика с шероховатостью Ra 1,6

Маршрут обработки профиля пера:

1. Исходная заготовка IT15 Rz 160 мкм
2. Фрезерование черновое IT12 Ra 16 мкм
3. Фрезерование чистовое IT10 Ra 5 мкм
4. Виброполирование - Rа 0,8 мкм
5. Полирование обычное IT6 Rа 0,2 мкм

Маршрут обработки поверхностей хвостовика:

1. Исходная заготовка IT15 Ra 160 мкм
2. Фрезерование черновое IT12 Ra 16 мкм
3. Фрезерование чистовое IT10 Ra 3,2 мкм
4. Протягивание черновое IT8 Ra 1,6 мкм
5. Шлифование чистовое IT7 Ra 0,8 мкм

Маршрутно-технологическая карта приведена в приложении А

4. Организационно-экономическая часть

4.1 Технико-экономическое обоснование проекта

В настоящее время наиболее перспективной с точки зрения экономичности и возможности практической реализации является парогазовая установка (ПГУ), работающая по комбинированному циклу Брайтона (ГТУ) – Ренкина (ПТУ). Во-первых, в этой установке наиболее высока температура рабочего тела перед процессом расширения (до 1500ºС) и наиболее низка температура рабочего тела в конце процесса расширения (30ºС и ниже); во-вторых, накоплен большой опыт практического создания каждой из установок (ПТУ и ГТУ), входящих в состав ПГУ, в широком диапазоне изменения параметров.

В последнее десятилетие во всем мире наблюдается экспоненциальный рост числа и общей установленной мощности парогазовых установок (ПГУ) с ожидаемой перспективой дальнейшего развития этого процесса. Считается, что в настоящее время на долю ПГУ приходится примерно 35% общего объема новых мощностей, вводимых на тепловых электростанциях во всем мире.

Современные ПГУ характеризуются низким уровнем вредных выбросов в атмосферу. Выработка значительной доли мощности газотурбинной установкой обеспечивает меньшие потребности ПГУ в охлаждающей воде и меньшее тепловое загрязнение окружающей среды по сравнению с паротурбинными энергоблоками равной мощности.

Существенным достоинством ПГУ являются меньшие удельные капитальные затраты. Так, удельные капиталовложения для ПГУ мощностью 350 МВт составляют примерно 300 долл. США на 1 кВт. Для ПГУ малой мощности (от 3 до 100 МВт) эта цифра возрастает до 600...1200 долл./кВт. Сравнительно малые габариты ГТУ делают не только привлекательным, но и реальным преобразование существующих паротурбинных энергоблоков в процессе их реконструкции в ПГУ путем их надстройки ГТУ в пределах существующих строительных конструкций. При довольно большой единичной мощности и высокой экономичности ПГУ также обладают высокой маневренностью, что позволяет использовать их в равной мере для покрытия как базовой, так и переменной частей графиков нагрузки.

В настоящее время мощные ПГУ работают главным образом на природном газе, который резервируется жидким топливом. Наряду с этим разрабатываются проекты и существуют опытные ПГУ на базе различных технологий газификации угля.

Уже на сегодняшний день КПД современных ГТУ при их работе по простому циклу достигает 38...38,5% при единичной мощности до 280 МВт. Это позволяет получить КПД ПГУ на уровне 58%. С ростом температуры газов на входе до 1427°С становится реальным достижение КПД ПГУ 60%, а при повышении температуры газов до 1500°С – и 62%. Естественно, что при этом предполагается также и совершенствование ПТУ с повышением ее экономичности путем увеличения параметров пара (вплоть до использования сверхкритического давления), совершенствования проточной части, сокращения протечек пара через уплотнения и т.д.

Прогнозируется, что рост энергетических мощностей в развитых странах (США, Японии, Германии и России) в ближайшие десятилетия будет достигаться в основном за счет ввода ПГУ. Первым этапом будет являться строительство на ПГ ТЭС ГТУ, которые быстро устанавливаются и служат для покрытия пиков нагрузки. В дальнейшем они достраиваются паровой частью для преобразования в ПГУ.

В рамках данной работы проведен сравнительный анализ трех вариантов ПГУ с точки зрения экономической эффективности. Принципиальное отличие рассматриваемых компоновок ПГУ заключается в конструкции котла-утилизатора: одноконтурный, двухконтурный и трехконтурный.

Параметры проектируемых ПГУ представлены в таблице 3.

Введем следующие обозначения:

ПГУ1 – парогазовая установка с одноконтурным котлом – утилизатором

ПГУ2 – парогазовая установка с двухконтурным котлом – утилизатором

ПГУ3 – парогазовая установка с трехконтурным котлом – утилизатором

Таблица 3 – Параметры установок

| Показатели | ПГУ1 | ПГУ2 | ПГУ3 |
| --- | --- | --- | --- |
| Мощность, МВт | 238,2 | 268,9 | 278,2 |
| КПД установки, % | 50 | 56,4 | 58,4 |
| Удельный расход топлива, г/кВт\*ч | 199 | 199 | 199 |
| Расход газа на выходе из газовой турбины, кг/с | 463 | 463 | 463 |
| Межремонтный ресурс, ч | 25000 | 25000 | 25000 |
| Полный ресурс, ч | 100000 | 100000 | 100000 |

4.2 Капитальные затраты

В капитальные затраты входят затраты на закупку, монтаж оборудования, а также строительство сооружения.

Оборудование подразделяется на основное и дополнительное. Основное оборудование состоит из нескольких блоков: газотурбинный, котельный, паротурбинный, блок электрооборудования. Дополнительное оборудование представляет собой следующие элементы: муфты, редукторы, насосы и т. д.

В дальнейшем для удобства расчета под совокупностью основного оборудования будем подразумевать ПГУ. Также для удобства анализа электрогенератор закреплен как самостоятельный блок.

Стоимость оборудования

Удельная стоимость ПГУ (основного оборудования) составляет 600-700 $ [13] за 1 кВт установленной мощности. Причем, согласно [13], удельная стоимость обратно-пропорциональна установленной мощности ПГУ. Тогда принимаем:

Стоимость дополнительного оборудования согласно [13] принимаем в размере 15% от стоимости ПГУ.

Стоимость электрогенератора составляет 40 млн.руб. [13].

Затраты на подготовку, газопровод, подведение коммуникаций,монтаж установки, строительство сооружения 50% от стоимости блока основного оборудования.

Капитальные затраты проектируемых ПГУ представлены в таблице 4.

Таблица 4 – Капитальные затраты

| № | Расходы | Затраты, млн. руб. | | |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| ПГУ1 | ПГУ2 | ПГУ3 |
| 1 | ПГУ | 10842 | 11361 | 11482 |
| 2 | Дополнительное оборудование | 1626,3 | 1704,2 | 1722,3 |
| 3 | Электрогенератор | 40 | 40 | 40 |
| 4 | Подготовка, газопровод, подведение коммуникаций, монтаж установки, строительство сооружения | 5421 | 5680,5 | 5741 |
| 5 | Итого | 17929,3 | 18785,7 | 18985,3 |
| 6 | Удельный расходы | 75,238 | 69,861 | 68,243 |

4.3 Эксплуатационные расходы

1. Затраты на топливо

где *q̅e* – удельный расход топлива установки, г/кВт\*ч;

*Ц*т – оптовая цена топлива, руб/кг;

*Ne* – мощность ГТУ, кВт;

*T* – время работы установки, ч.

Параметры текущей установки

*q̅e =* 199 г/кВт\*ч,

*Цт =* 5,47 руб/кг – тариф на природный газ в Московской области 2019 год

*Ne =* 180000 кВт,

*T* = 8760 часов (1 год).

2. Затраты на ремонты и техническое обслуживание.

Стоимость на техобслуживание и капитальные ремонты равна 0,5-0.8 руб/кВт\*ч [13]. Годовая выработка электроэнергии:

Тогда затраты на техобслуживание и ремонты:

3. Амортизационные отчисления на установку

где

– ликвидационная стоимость установки, составляет 8 – 12% от балансовой стоимости установки, млн. руб.

Амортизационные отчисления на прочие объекты (дополнительное оборудование):

– срок полезного использования оборудования, лет.

первоначальная стоимость оборудования, помещений и т.д., млн. руб;

Эксплуатационные затраты в год приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Эксплуатационные расходы в год

| № | Статья расходов | Затраты, млн. руб. | | |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| ПГУ1 | ПГУ2 | ПГУ3 |
| 1 | Затраты на топливо | 1716,4 | 1716,4 | 1716,4 |
| 2 | Затраты на техобслуживание и ремонт | 1252,2 | 1602,1 | 1852,1 |
| 3 | Амортизационные отчисления установки | 854,8 | 895,7 | 905,2 |
| 4 | Амортизационные отчисления на дополнительное оборудование | 81,3 | 85,2 | 86,1 |
|  | Итого | 3904,9 | 4299,4 | 4559,8 |
| 16,60 | 15,99 | 16,39 |

4.4 Выводы

Таким образом, затраты ПГУ2 за период эксплуатации меньше, чем у ПГУ1 и ПГУ3. При этом стоит отметить, что удельные капиталовложения в ПГУ3 меньше, чем в ПГУ2. Но за счет более низких эксплуатационных издержек при выбранном режиме работы выгоднее становится вариант с двухконтурной ПГУ. Таким образом, для данного интервала мощности базовой ГТУ (180 Мвт) целесообразно выбрать конфигурацию установки с двухконтурным котлом-утилизатором.

5. Экология и охрана труда

5.1 Введение

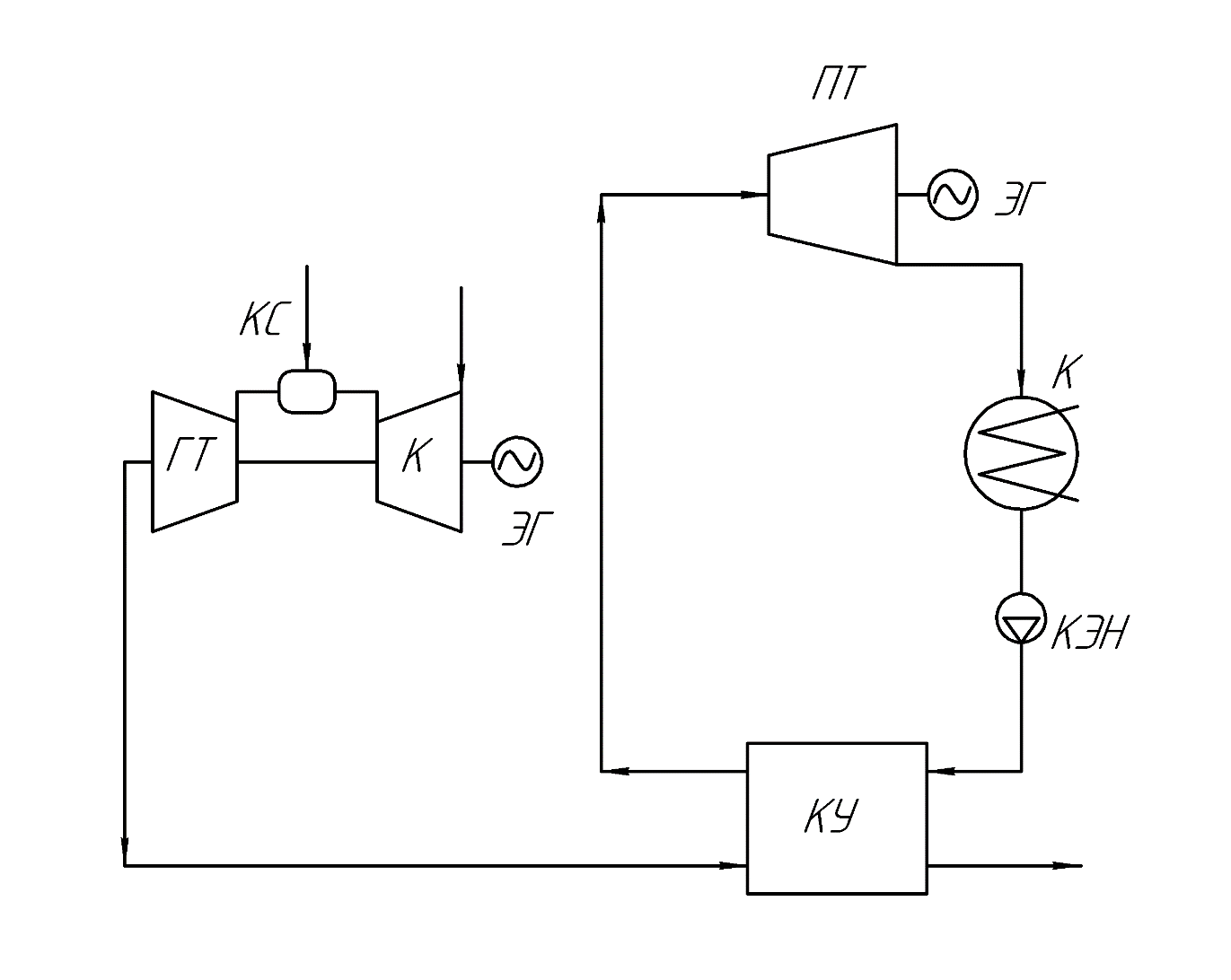
Объектом дипломного проектирования является парогазовая энергетическая установка (ПГУ) на базе газотурбинного двигателя мощностью 180 МВт. **ПГУ** предназначена для выработки электрической и тепловой энергии. Тепловая энергия используется для дополнительного производства электричества. Схема установки представлена на рисунке 7. 

Рисунок 7 – Схема установки (ЭГ – электрогенератор, К – компрессор, КС – камера сгорания, ГТ – газовая турбина, КУ – котел-утилизатор, ПТ – паровая турбина, К – конденсатор, КЭН – конденсационный электронасос.

Парогазовая установка состоит из двух отдельных блоков: газотурбинного (электрогенератор, компрессор, камера сгорания, газовая турбина) и паросилового (котел-утилизатор, паровая турбина, электрогенератор, конденсатор, конденсационный электронасос). Топливом ПГУ служит природный газ.

В парогазовых установках на одном валу с газовой турбиной находится первый генератор, который за счет вращения ротора вырабатывает электрический ток. Проходя через газовую турбину, продукты сгорания отдают ей лишь часть своей энергии и на выходе из турбины все ещё имеют высокую температуру. Далее продукты сгорания попадают в паросиловую установку, в котел-утилизатор, где нагревают водяной пар. Температуры продуктов сгорания достаточно для того, чтобы довести пар до состояния, необходимого для вращения паровой турбины. С паровой турбиной механически связан второй генератор. Максимальное давление в цикле ГТУ 2 МПа, температура – 1673 К.

ПГУ располагается в цеху в индивидуальном здании (укрытии) совместно с системами, установками и сооружениями, обеспечивающими ее функционирование. Диагностическое обслуживание оборудования и установки осуществляется техническими службами предприятия и региональными диагностическими центрами в соответствии с нормативно-технической документацией.

5.2 Анализ опасных и вредных производственных факторов при эксплуатации установки (на этапе эксплуатации)

В данной части рассмотрен анализ вредных и опасных производственных факторов, возникающих при эксплуатации спроектированной газотурбинной установки и воздействующих на рабочий персонал при её обслуживании. Факторы приняты по ГОСТ 12.0.003-2015 Опасные и вредные производственные факторы. Факторы, источники, нормативные значения и регламентирующие документы представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Вредные и опасные производственные факторы

| Наименование фактора | Источник фактора | Нормативное значение | Нормативный документ |
| --- | --- | --- | --- |
| Повышенная загазованность воздуха рабочей зоны | Выбросы продуктов сгорания из выхлопной трубы, которые содержат СО, NOx и CnHm | Азота оксиды поз. 5;  ПДК5 мг/м3 | ГН 2.2.5.3532-18 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны |
| Углерода оксид поз. 2136;  ПДК20 мг/м3 |
| Углеводороды поз. 2134;  ПДК3 мг/м3 |
| Повышенная температура поверхностей оборудования и материалов | Корпус газогенератора нагревается из-за высокой температуры воздуха и продуктов сгорания | Предельно допустимая температура поверхности для категории работ 2а уровня энерготрат в холодный период: 16-240С; в теплый период: 17-280С | СанПиН 2.2.4.548-96 |

Продолжение таблицы 6

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование фактора | Источник фактора | Нормативное значение | Нормативный документ |
| Повышенный уровень шума на рабочем месте | 1) система всасывания воздуха  2) система выхлопа газов  3) насосы в составе котла-утилизатора | Оптимальные допустимые эквивалентные уровни звука и уровни звукового давления в октавных полосах для операторской ПГУ  эквивалентный уровень – 80 дБА | СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. |
| Повышенный уровень вибраций | 1) компрессор  2) турбина  3) подшипниковые узлы  4) ротор | Общая вибрация категории 3а (стационарные машины); предельно-допустимые уровни вибрации в направлении осей | СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация. Вибрации в жилых и общественных зданиях» |

Продолжение таблицы 6

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование фактора | Источник фактора | Нормативное значение | Нормативный документ |
| Повышенный уровень ультразвука на рабочем месте | Воздухозаборная система компрессора | Предельно-допустимые уровни звукового давления воздушного ультразвука [дБ] в зависимости от среднегеометрических частот третьоктавных полос [кГц]: 12,5 кГц – 80 дБ, 16 кГц – 90 дБ, 20 кГц – 100 дБ, 25 кГц – 105 дБ, 31,5 – 100 кГц – 110 дБ | СанПиН 2.2.4/2.1.8.582—96 Гигиенические требования при работах с источниками воздушного и контактного ультразвука промышленного, медицинского и бытового назначения |
| Повышенный уровень инфразвука | Камера сгорания | Предельно допустимый общий уровень звукового давления инфразвука на рабочих метах для работ различной степени интеллектуально-эмоциональной напряженности составляет 95 дБ Лин | СН 2.2.4/2.1.8.583-96 Инфразвук на рабочих местах, в жилых и общественных помещениях и на территории жилой застройки |

Продолжение таблицы 6

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Недостаточная или избыточная освещенность | Лампы освещения на рабочем месте | Для работ средней точности (наименьший или эквивалентный размер объекта различения в операторской – 0,5 – 1,0 мм), 4 разряд зрительной работы, для подразряда зрительной работы в – освещенность должна составлять 300 лк | СП 52.13330.2016  "Естественное и искусственное освещение" |
| Микроклимат в помещении | Наружные корпуса ГТУ, утечки через системы уплотнений | Для производственных помещений, категории работ для 2а уровня энергозатрат нормы климата: для холодного периода года  температура воздуха- 17-18,9о;  скорость движения воздуха не более 0.1 м/с; | СанПиН 2.2.4.548-96 |

5.3 Анализ вероятностной безотказной работы

Вероятность считается по формуле:

где – интенсивность отказа, – длительность расчетного периода

Вероятность отказа для любых двух событий в случае выполнения хотя бы одного события:

Рассматривается событие "Отказ ПГУ" и события, которые приводят к нему: отказ узлов и агрегатов, а также события, которые приводят к их отказу.

По древу отказов вычислена вероятность отказа отдельных узлов, агрегатов, систем, всего двигателя. Все результаты указаны на древе отказов. Расчеты и древо отказов приведены в Приложении Д.

Полученная вероятность отказа лежит в пределах приемлемого риска [14].

Ниже приведены примеры аварийных ситуаций и действия, необходимые по ликвидации данной аварийной ситуации.

**Ситуация №1**

*Исходные данные*

Турбина работает при номинальной нагрузке.

*Вводная*

Сработала сигнализация о недопустимом (менее 0,25 атм.) снижении давления масла в системе смазки.

*Возможные причины*

Причины снижения давления масла в системе смазки перед подшипниками могут быть самые разные, например: разрушение или же закупорка подающего маслопровода, поломка или срыв главного масляного насоса или инжектора системы смазки, невключение резервного и аварийного насосов и т.д.

*Возможные последствия*

Нарушение нормального маслоснабжения подшипников приведет к выплавлению их баббитовой заливки, разрушению подшипников, осевому и радиальному смещениям валопровода с последующим повреждением уплотнений турбины; возможно также и разрушение валопровода.

*Варианты возможных действий*

Прекратить доступ пара в турбину с дистанционного щита управления или нажатием на кнопку выключения турбины на стуле переднего подшипника; убедиться по световым сигналам в закрытии стопорного и регулирующих клапанов, а также регулирующих диафрагм; с помощью реле обратной мощности убедиться в полном снятии электрической нагрузки, отключить электрический генератор от сети; нажать кнопки Закрытие" электроприводов ГПЗ и задвижек на отборах и кнопку "Открытие" электропривода задвижки аварийного срыва вакуума; подать на главный щит управления сигнал "МАШИНА В ОПАСНОСТИ" и выполнять последующие операции по останову турбины.

**Ситуация №2**

*Вводная*

При работе турбоагрегата под нагрузкой 100 МВт сработала сигнализация о превышении температурой масла на сливе из подшипников предельной величины (65 °С для сливающегося из подшипников масла) или превышении температуры баббита в подшипниках (84 °С для баббита вкладышей или колодок подшипников).

*Возможные причины*

Вероятной причиной срабатывания указанной сигнализации являются повреждение какого-либо из подшипников турбины или уменьшение подачи масла по каким-либо причинам, например, снижения уровня масла в масляном баке или появление течи в маслосистеме.

*Возможные последствия*

При развитии аварий, скорее всего, выплавится баббитовая заливка поврежденного подшипника и произойдет разрушение самого подшипника, уплотнений и, возможно, ротора турбины.

*Варианты возможных действий*

Прекратить доступ пара в турбину с дистанционного щита управления или нажатием на кнопку выключения турбины на стуле переднего подшипника; убедиться по световым сигналам в закрытии стопорного и регулирующих клапанов, а также регулирующих диафрагм; с помощью реле обратной мощности убедиться в полном снятии электрической нагрузки, отключить электрический генератор от сети; нажать кнопки "Закрытие" электроприводов ГПЗ и задвижек на отборах и кнопку "Открытие" электропривода задвижки аварийного срыва вакуума; подать на главный щит управления сигнал "МАШИНА В ОПАСНОСТИ" и выполнять последующие операции по останову турбины.

**Ситуация №3**

*Вводная*

При прослушивании работающего под нагрузкой 105 МВт турбоагрегата выявлен металлический шум внутри ЧСД.

*Возможные причины*

Причиной появления металлического шума в турбине является какое-либо повреждение ее проточной части или уплотнений и задевания ротора о статор.

*Возможные последствия*

При продолжении работы турбины с задеванием ротора о статор аварийная ситуация может развиться и привести к полному разрушению проточной части.

*Варианты возможных действий*

Прекратить доступ пара в турбину с дистанционного щита управления или нажатием на кнопку выключения турбины на стуле переднего подшипника; убедиться по световым сигналам в закрытии стопорного и регулирующих клапанов, а также регулирующих диафрагм; с помощью реле обратной мощности убедиться в полном снятии электрической нагрузки, отключить электрический генератор от сети; нажать кнопки “Закрытие" электроприводов ГПЗ и задвижек на отборах и кнопку "Открытие" электропривода задвижки аварийного срыва вакуума; подать на главный щит управления сигнал "МАШИНА В ОПАСНОСТИ" и выполнять последующие операции по останову турбины.

**Ситуация №4**

*Вводная*

При осмотре турбоагрегата, работающего с нагрузкой 105 МВт, были замечены искры, вылетающие из заднего концевого уплотнения ЦСД турбины.

*Возможные причины*

Скорее всего, причиной искр, вылетающих из концевого уплотнения, является задевание ротора о статор в зоне уплотнения.

*Возможные последствия*

Продолжение работы турбоагрегата с сильным задеванием ротора об уплотнения будет полное стачивание гребней этих уплотнений и повреждение ротора; в случае неравномерного по окружности подвода тепла при задевании (как это обычно и бывает) возможен также прогрессирующий тепловой прогиб ротора (вплоть до остаточного) с возникновением интенсивной вибрации.

*Варианты возможных действий*

Прекратить доступ пара в турбину с дистанционного щита управления или нажатием на кнопку выключения турбины на стуле переднего подшипника; убедиться по световым сигналам в закрытии стопорного и регулирующих клапанов, а также регулирующих диафрагм; с помощью реле обратной мощности убедиться в полном снятии электрической нагрузки, отключить электрический генератор от сети; нажать кнопки "Закрытие" электроприводов ГПЗ и задвижек на отборах и кнопку "Открытие" электропривода задвижки аварийного срыва вакуума; подать на главный щит управления сигнал "МАШИНА В ОПАСНОСТИ" и выполнять последующие операции по останову турбины.

**Ситуация №5**

*Вводная*

При осмотре турбоагрегата, работающего с нагрузкой 100 МВт, внезапно стали ощущаться содрогания пола машзала перед турбиной, и стал слышен шум от периодических ударов, исходящий, предположительно, от паропроводов свежего пара, температура которого резко снизилась.

*Возможные причины*

Наиболее вероятно, что описанная ситуация является следствием гидроударов, происходящих в паропроводах свежего пара; попадание значительного количества воды в паропровод свежего пара возможно только в случае отказов котельной автоматики, прежде всего, регулятора температуры пара.

*Возможные последствия*

Попадание значительного количества воды в паропровод свежего пара, а затем и в турбину, как правило, приводит к одной из самых тяжелых аварий с полным разрушением проточной части. Авария буде иметь еще более тяжелые последствия в случае обрыва паропровода свежего пара.

*Варианты возможных действий*

Прекратить доступ пара в турбину с дистанционного щита управления или нажатием на кнопку выключения турбины на стуле переднего подшипника; убедиться по световым сигналам в закрытии стопорного и регулирующих клапанов, а также регулирующих диафрагм; с помощью реле обратной мощности убедиться в полном снятии электрической нагрузки, отключить электрический генератор от сети; нажать кнопки "Закрытие" электроприводов ГПЗ и задвижек на отборах и кнопку "Открытие" электропривода задвижки аварийного срыва вакуума; подать на главный щит управления сигнал "МАШИНА В ОПАСНОСТИ" и выполнять последующие операции по останову турбины.

**Ситуация №6**

*Вводная*

При очередном осмотре турбоагрегата, работающего с нагрузкой 105 МВт, машинист-обходчик услышал необычный шум высокой тональности и ощутил повышенную температуру воздуха в машзале около турбины; необычных белых клубов (влажного) пара замечено не было.

*Возможные причины*

Скорее всего, причиной шума высокой тональности и повышения температуры в машзале является сквозная трещина в каком-либо паропроводе перегретого пара или же раскрытие его фланца. Поскольку представляющую большую опасность для людей струю перегретого пара трудно обнаружить визуально, то рекомендуется устанавливать место расположения трещины с помощью, например, доски, которой следует зондировать пространство при обходе оборудования.

*Возможные последствия*

Во-первых, возможна тяжелейшая травма человека, неожиданно попавшего в зону действия струи пара. Во-вторых, выходящий в машинный зал пар может повредить оборудование, например, вывести из строя электроизоляцию. В-третьих, сквозная трещина – это постоянная потеря как рабочего тела, так и тепла, которым оно располагает. В-четвертых, неизбежно расширение трещины до критического размера и моментальный полный разрыв паропровода с катастрофическими последствиями.

*Варианты возможных действий*

Прекратить доступ пара в турбину с дистанционного щита управления или нажатием на кнопку выключения турбины на стуле переднего подшипника; убедиться по световым сигналам в закрытии стопорного и регулирующих клапанов, а также регулирующих диафрагм; с помощью реле обратной мощности убедиться в полном снятии электрической нагрузки, отключить электрический генератор от сети; нажать кнопки Закрытие" электроприводов ГПЗ и задвижек на отборах и кнопку "Открытие" электропривода задвижки аварийного срыва вакуума; подать на главный щит управления сигнал "МАШИНА В ОПАСНОСТИ" и выполнять последующие операции по останову турбины.

**Ситуация №7**

*Вводная*

При аварийном сбросе нагрузки и отключении генератора от сети стабилизации частоты вращения валопровода не наступило – по указателю регулирующие клапаны полностью прикрылись, но частота вращения продолжала медленно (около 25 об/мин за секунду) повышаться и достигла 3360 об/мин. Система защиты от повышения частоты вращения не сработала, и обороты продолжают подниматься с той же скоростью – 25 об/мин за секунду.

*Возможные причины*

Причиной повышения частоты вращения ротора турбины при полностью закрытых регулирующих клапанах, без сомнений, является подвод энергии к ротору турбины извне, например, в виде протечек свежего пара через недостаточно плотные регулирующие клапаны или пара отборов из парового пространства подогревателей через обратные клапаны на паропроводах отборов пара. Если исходить из того, что при номинальном расходе свежего пара в турбину частота вращения ее ротора на холостом ходу увеличивается за секунду приблизительно на 300 об/мин, то нетрудно оценить, что в этой ситуации подводимая к турбине и затрачиваемая только на "разгон" (т.е. без учета потерь на трение в подшипниках и в проточной части турбины) мощность эквивалента мощности, которая получается в ней при расходе свежего пара, приблизительно равным (25/300)\*100 % = 8 % от номинального.

Несрабатывание системы защиты от повышения частоты вращения связано с выходом ее из строя или смещением при эксплуатации настройки уровней срабатывания кольцевых предохранительных выключателей.

*Возможные последствия*

При дальнейшем повышении частоты вращения (приблизительно при частоте вращения 3600 об/мин) начнется разрушение турбины, а именно: вытяжка рабочих лопаток (в первую очередь замковых) с задеваниями по бандажам и соответствующими повреждениями; ослабление посадки и освобождение дисков ЦНД на роторе, вибрация и разрушение ротора ЦНД. Нетрудно оценить, что при указанной скорости превышения частоты вращения разрушение турбины начнется примерно через (3600 – 3360)/25 = 10 с.

Если не сработали соответствующие автоматические устройства, то:

Прекратить доступ пара в турбину с дистанционного щита управления или нажатием на кнопку выключения турбины на стуле переднего подшипника; нажать кнопку "Открытие" электропривода задвижки аварийного срыва вакуума; нажать кнопки "Закрытие" электроприводов ГПЗ и задвижек на отборах и отойти от турбины как можно дальше.

5.4 Расчет заземления

Сектор энергетики, а точнее его часть, касающаяся электрической энергии, включает в себя множество электроустановок, для работы которых требуется заземление. В зависимости от назначения объекта, важно организовать правильное заземляющее устройство. Оно должно выполнять функции защитного заземления, служащего для обеспечения электробезопасности, а также рабочего, необходимого для обеспечения работы электроустановок, в том числе преследующего цель защиты при эксплуатационных повреждениях, например, коротком замыкании, и опасностях, возникающих вследствие удара молнии.

Заземление необходимо не только для работы электрических машин и аппаратов, но и для функционирования устройств автоматики и электроники, которые способствуют управлению и контролю рабочих процессов, защите электроустановок от повреждения при авариях и неисправностях, а также предотвращения самих аварий. В противном случае, если заземление организовано неверно, или вовсе отсутствует, существует риск того, что в результате внештатных ситуаций, электроустановка будет выведена из работы на время, необходимое для обнаружения и устранения их причины. Весь этот отрезок, порой занимающий несколько часов или даже дней, потребители, начиная с жилого дома и заканчивая районом, городом, субъектом федерации, будут находиться без электроэнергии. Следствием перебоев электроснабжения могут быть финансовые потери из-за простоя производства и угрозы, связанные с нарушением работы сферы жизнеобеспечения.

Чтобы избежать отключения электропитания, важно обеспечить безаварийное функционирование объектов производства, преобразования, трансформации, передачи, распределения и потребления электрической энергии. Это обеспечивается множеством факторов, в том числе организацией качественного, соответствующего нормативным документам, заземления.

Генерация электроэнергии представлена электростанциями разного типа, среди них: тепловые (ТЭС, КЭС), гидроэлектростанции, атомные электростанции, а также альтернативные источники: солнечные, ветряные, приливные, волновые и геотермальные станции.

Электростанции функционируют в тесной связи с другими объектами - электрическими подстанциями. Они служат для приема, преобразования и распределения электрической энергия. Выделяют трансформаторные подстанции (ТП), преобразующие электрическую энергию одного класса напряжения в другой, и преобразовательные, служащие для преобразования рода и частоты тока.

На этих объектах, согласно [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf), к заземляющему устройству необходимо присоединять: нейтрали генераторов и трансформаторов, аппараты, машины, ограничители перенапряжений (ОПН), заземляющие устройства зданий и сооружений, а также молниеотводы и их заземлители.

Заземление открыто расположенного оборудования - открытых распределительных устройств (ОРУ) подстанций, как правило, выполняется в виде сеток, состоящих из горизонтальных и вертикальных заземлителей, и охватывает всю территорию. В качестве заземляющего устройства закрытых распределительных устройств (ЗРУ) и сооружений электрических станций прежде всего должны быть использованы металлоконструкции под оборудование и части кабельных конструкций, а также контурный заземлитель, который может прокладываться как внутри здания, так и снаружи на расстоянии 1 м от стен. Кроме того, в качестве контурного заземлителя следует использовать арматуру фундамента.

Конфигурация заземляющего устройства определяется расположением оборудования, нормой сопротивления, необходимостью обеспечения выравнивания и уравнивания потенциалов, требованиями электромагнитной совместимости.

Для всех объектов энергетики необходимо правильно выполнить мероприятия по устройству молниезащиты, которая в совокупности с заземлением составляет одну систему. Так, на территории электрических подстанций устанавливаются стержневые (в том числе прожекторные мачты, радиомачты и опоры воздушной линии) и тросовые молниеприемники, охватывающие зоной защиты машины, аппараты и токоведущие части. Высота молниеприемников выбирается исходя из требуемой надежности защиты, которой определяется вероятность удара молнии в молниеприемник, а не в какой-либо другой объект. Ток молнии, стекая с молниеприемника, затем в нескольких направлениях растекается в грунте с заземлителей. Защита оборудования ОРУ, в том числе трансформаторов, выполняется с помощью защитных аппаратов - ограничителей перенапряжения, которые защищают от набегающих импульсов тока и также должны присоединяться к заземлителю.

Правильно рассчитанное и организованное заземляющее устройство с соблюдением требований к молниезащите необходимо, чтобы избежать повреждения оборудования и обеспечить значения показателей электромагнитной совместимости ниже требуемых величин.

При передаче электроэнергии по воздушным линям (ВЛ) выполняется заземление опор.

В случае обрыва провода, схлестывания проводов, возникают различные типы замыканий, в том числе короткие замыкания и замыкания, возникшие в результате удара молнии, когда дуговой разряд приводит к перекрытию воздушной изоляции или изоляции линейной арматуры, а также к пробою изоляторов. При этом опора оказывается под значительным потенциалом, что приводит к опасным значениям шагового напряжения. Заземление позволяет снизить значение шагового напряжения и обеспечить электробезопасноть людей.

Заземление также требуется для работы релейной защиты и автоматики (АПВ, дифференциальная защита, дистанционная защита). Работа этих устройств заключается в обнаружении типа и места повреждения и отключении линии, а также ее повторном включении, когда повреждение носило временный характер и самоустранилось.

Молниезащита воздушных линий обеспечивается грозозащитным тросом, служащим для приема удара молнии. При ударе в опору или трос, ток молнии потечет в землю через конструкцию опоры, а затем в заземляющее устройство. Выполнение ЗУ в соответствии с нормами позволит отвести импульсный ток в землю и обеспечить его растекание.

Аппараты молниезащиты - ОПН, разрядники, искровые промежутки - позволяют ограничить наведенные перенапряжения, возникшие вследствие удара молнии, а также при перекрытии с троса на провода и, что маловероятно, но полностью не исключено, прямого удара в провод. Данные устройства подвешиваются на провода и соединяются с заземленной конструкцией опоры и также требуют качественно организованное заземление.

Заземление деревянных опор с металлическими траверсами без грозозащитных тросов и аппаратов молниезащиты не производится.

Конструкция опор ВЛ и грозозащитных тросов практически гарантирует защиту проводов от прямого удара молнии, а правильное заземление снижает риск от перекрытий изоляции с грозозащитного троса и обратных перекрытий с элементов опоры, т.к. снижается напряжение, приложенное к изоляции.

Надлежащим образом спроектированная линия передачи электроэнергии, в том числе в части устройств молниезащиты, релейной защиты и автоматики и их координированной работы, позволяет снизить количество повреждений и аварий, а тем самым значительно сократить число отключений.

Требования к заземлению объектов энергетики содержатся в [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf) Для объектов генерации, преобразования и распределения электроэнергии они указаны в пункте 1.7, который также содержит нормы сопротивления, приводимые ниже в этой главе.

Заземление подстанций и электрических станций выполняется исходя из требований к сопротивлению заземляющего устройства, либо по значению напряжения прикосновения, которому может быть подвержен персонал, находящийся на рабочих местах и остальной территории объекта.

Заземляющее устройство, выполняемое исходя из требований к сопротивлению, зависит от класса напряжения и типа нейтрали источника питания - генератора и трансформатора.

Электроустановки с глухозаземленной нейтралью класса напряжения более 1000 В требуют заземляющее устройство, к которому присоединяются нейтрали генератора или трансформатора, имеющее сопротивление до 0,5 Ом, а до 1000 В - сопротивление не более 2, 4 и 8 Ом соответственно при линейных напряжениях 660, 380 и 220 В источника трехфазного тока или 380, 220 и 127 В источника однофазного тока.

В электроустановках более 1000 В заземляющее устройство может быть выполнено исходя из требований к напряжению прикосновения, значение которого не должно превышать указанного в ГОСТ 12.1.038, а время воздействия указанного в п.1.7.91. [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf) Такой подход к проектированию выбирают, когда требование к сопротивлению не может быть выполнено, например, из-за высокого удельного сопротивления грунта.

Конструктивное исполнение заземляющих устройств подстанций в общих чертах было описано выше в данном разделе. Оно должно определяться главой 1.7. и пунктами 4.2.133-4.2.159 [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf), а если объект в ведомстве ПАО "ФСК ЕЭС" СТО 56947007- 29.130.15.114-2012 РУКОВОДЯЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЗАЗЕМЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПОДСТАНЦИЙ НАПРЯЖЕНИЕМ 6-750 кВ. Данные нормативные документы содержат также требования для системы молниезащиты и её заземляющего устройства. Следует отметить, что необходимо опираться на требования [РД 34.21.122-87](https://zandz.com/files/rd-34-21-122-87.pdf) и [СО 153-34.21.122-2003](https://zandz.com/files/so_153-34_21_122-2003.pdf) - документов, являющихся основными при проектировании молниезащиты.

При распределении электроэнергии потребителям, производится повторное заземление PEN-проводника. Выполняется оно с помощью заземлителей, которые устанавливаются на концах воздушных линий напряжением до 1000 В, на ответвлениях от них длиной более 200 м, а также на вводах в электроустановки. В этом случае нормируется общее сопротивление растеканию заземлителей всех повторных заземлений PEN-проводника, которое не должно быть более 10 Ом, а сопротивление каждого из повторных не должно превышать 30 Ом. Нормы сопротивления указаны для линейного напряжения 380 В источника трехфазного тока и 220 В источника однофазного тока, для других значений напряжения их можно посмотреть в пункте 1.7.103. [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf)

Электроустановки с изолированной нейтралью требуют выполнения указаний пунктов 1.7.96, 1.7.97 и 1.7.104 [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf) Сопротивление заземляющего устройства должно соответствовать значению, полученному из соотношения R=Uпр/I (Uпр=250 В в случае электроустановки классом напряжения более 1000 В; Uпр=50 В в случае напряжения до 1000 В). Как правило, добиваться значения сопротивления менее 4 Ом не требуется.

В случае размещения заземляющего устройства в грунтах с высоким удельным сопротивлением, допускается поднять норму его сопротивления до десяти раз. Пункты 1.7.101 и 1.7.103 [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf) разрешают увеличить нормируемое значение при кратном превышении показателя удельного сопротивления 100 Ом\*м в сетях с глухозаземленной нейтралью напряжением до 1 кВ, а пункт 1.7.108 - при превышении 500 Ом\*м в электроустановках, имеющих напряжение выше 1 кВ, а также до 1 кВ с изолированной нейтралью.

Для объектов передачи электроэнергии при выполнении заземления необходимо руководствоваться пунктом 2.5.129 [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf)

Заземляются опоры воздушных линий, защита которых производится с помощью грозозащитного троса и других устройств молниезащиты; железобетонные и металлические опоры линий 3-35 кВ; опоры на которых установлены трансформаторы, разъединители, предохранители и другие аппараты. Заземляются также металлические и железобетонные опоры воздушных линий напряжением 110 - 500 кВ без тросов и средств молниезащиты, если это требуется для работы релейной защиты и автоматики.

Сопротивление заземление опор ВЛ зависит от указанных выше факторов, а также от класса напряжения, высоты опор, количества цепей, удельного сопротивления грунта и расположения в населенной, либо не населенной местности. В обобщенном виде оно приводится в таблице в таблице [2.5.19](http://www.ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/7/7177/#i3793542) [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf)

Так для опор воздушных линий 110 кВ высотой до 50 м, установленных в грунте с удельным сопротивлением 100 Ом\*м, сопротивление заземляющего устройства должно быть не более 10 Ом, а в грунте от 1000 до 5000 Ом\*м не более 30 Ом.

 При этом, для ВЛ 3 - 20 кВ в ненаселенной местности значение сопротивления заземляющего устройства зависит от удельного сопротивления грунта - при показателе до 100 Ом\*м должно быть не более 30 Ом, выше 100 Ом\*м - не более 0,3\*ρ Ом.

Молниезащита ВЛ 110-750 кВ обязательно должна выполняться тросами по всей длине линии в соответствии с [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf) пункт 2.5.116, а в дополнение используются аппараты защиты: ОПН, разрядники и искровые промежутки.

Заземление кабельной линии (КЛ) выполняется по ее концам и должно соответствовать пунктам 2.3.71-2.3.75 [ПУЭ 7 изд.](https://zandz.com/files/pue_razdel_1.pdf) Заземлению подлежат броня, оболочка, кабельные муфты и металлические конструкции, по которым проложены кабели.

Расчет заземления производится для того чтобы определить сопротивление сооружаемого контура заземления при эксплуатации, его размеры и форму. Как известно, контур заземления состоит из вертикальных заземлителей, горизонтальных заземлителей и заземляющего проводника. Вертикальные заземлители вбиваются в почву на определенную глубину.

Горизонтальные заземлители соединяют между собой вертикальные заземлители. Заземляющий проводник соединяет контур заземления непосредственно с электрощитом.

Размеры и количество этих заземлителей, расстояние между ними, удельное сопротивление грунта – все эти параметры напрямую зависят на сопротивление заземления.

Заземление служит для [снижения напряжения прикосновения](https://electricvdome.ru/zazemlenie/naznachenie-zazemlenia.html) до безопасной величины. Благодаря заземлению опасный потенциал уходит в землю тем самым, защищая человека от поражения электрическим током.

Величина тока стекания в землю зависит от сопротивления заземляющего контура. Чем сопротивление будет меньше, тем величина опасного потенциала на корпусе поврежденной электроустановки будет меньше.

Заземляющие устройства должны удовлетворять возложенным на них определенным требованиям, а именно величины сопротивления растекания токов и распределения опасного потенциала.

Поэтому основной расчет защитного заземления сводится к определению сопротивления растекания тока заземлителя. Это сопротивление зависит от размеров и количества заземляющих проводников, расстояния между ними, глубины их заложения и проводимости грунта.

В качестве грунта примем суглинок — почва с преимущественным содержанием глины и значительным количеством песка с удельным сопротивлением ρ — 100 Ом·м. Вертикальный заземлитель из стальной трубы с наружным диаметром d — 32 мм, толщина стенки S — 4 мм, длиной электрода L — 2,2 м и расстоянием между ними 2,2 м (a = 1хL). Заземлители расположены по контуру. Глубина траншеи равна t = 0,7 м. Возьмем повышающий коэффициент для второй климатической зоны и длине заземлителей до 5 м, его сезонное климатическое значение сопротивление составит Ψ — 1,5.

В качестве системы заземления выбрана система TN-S—система TN, в которой нулевой защитный и нулевой рабочий проводники разделены на всем ее протяжении. Общее сопротивление растеканию заземлителей (в том числе естественных) всех повторных заземлений PEN -проводника каждой ВЛ в любое время года должно быть не более 5, 10 и 20 Ом соответственно при линейных напряжениях 660, 380 и 220 В источника трехфазного тока или 380, 220 и 127 В источника однофазного тока.

Нормированное сопротивление заземляющего устройства равно Rн = 10 Ом·м (ПУЭ 1.7.103). Фактическое удельное сопротивление почвы вычислим по формуле: ρэкв = Ψ · ρ = 1.5 · 100 = 150 Ом·м.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Таблица 7 - Значение сезонного климатического коэффициента сопротивления грунта | | | | |
| Тип заземляющих электродов | Климатическая зона | | | |
| I | II | III | IV |
| Стержневой (вертикальный) | 1.8 ÷ 2 | 1.5 ÷ 1.8 | 1.4 ÷ 1.6 | 1.2 ÷ 1.4 |
| Полосовой (горизонтальный) | 4.5 ÷ 7 | 3.5 ÷ 4.5 | 2 ÷ 2.5 | 1.5 |
|  | Климатические признаки зон | | | |
| Средняя многолетняя низшая  температура (январь) | от -20+15 | от -14+10 | от -10 до 0 | от 0 до +5 |
| Средняя многолетняя высшая температура (июль) | от +16 до +18 | от +18 до +22 | от +22 до +24 | от +24 до +26 |

 Вычислим сопротивление растекания тока одного вертикального заземлителя (стержня) по формуле:



Примем R0 = RВ = 56,85 Ом\*м.

Предварительное количество стержней вертикального заземления без учета сопротивления горизонтального заземления находим по формуле:



округляем до ближайшего значения, где n = 4 шт., далее выбираем число электродов n = 6 шт. по контуру при отношении расстояния между электродами к их длине a = 1хL, где коэффициент спроса η = 0,62 и уточним количество стержней с коэффициентом использования вертикальных заземлителей:



т.е. требуется увеличить количество электродов до n = 10 шт., где коэффициент спроса ηВ = 0,55.

Находим длину горизонтального заземлителя исходя из количества заземлителей, расположенных по контуру:



Находим сопротивление растекания тока для горизонтального заземлителя, где коэффициент для II климатической зоны для горизонтального (полосового) заземлителя возьмём Ψ — 3,5, коэффициент спроса примем по таблице 3 — ηГ = 0,34, ширина полосы горизонтального заземлителя b — 40 мм, (если из той же трубы d = 32 мм, то тогда ширина b полосы   будет равна — b = 2 · d = 2 · 32 = 64 мм, b = 0,064 м.) и удельное сопротивление грунта — ρ = 100 Ом.м, по формуле:



Примем сопротивление горизонтального заземлителя — RГ = 77,73 Ом·м*;*

Определим полное сопротивление вертикального заземлителя с учетом сопротивления растекания тока горизонтальных заземлителей по формуле:



что соответствует заданной норме сопротивления не более Rн = 10 Ом·м.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты выполнения выпускной квалификационной работы:

— Произведен расчет цикла энергетической установки;

— Выбраны оптимальная степеней повышения давления в компрессоре, которой соответствует оптимальная температура газа за турбиной;

— Произведен детальный расчет основных узлов двигателя;

— Проанализировано влияние числа контуров генерации пара на технико-экономические показатели ПГУ;

— Разработана конструкторская документация: профилирование первой ступени турбины; компоновка цеха ГТУ, продольный и поперечный разрез ГТУ, рабочий чертеж десятой рабочей лопатки компрессора;

— Разработаны маршрутные и операционно-технологические процессы изготовления рабочей лопатки компрессора;

— Произведена оценка эксплуатационных затрат для трех вариантов конфигурации ПГУ;

— Произведена оценка капиталовложений в изготовление трех вариантов конфигурации ПГУ;

— Проведен анализ вредных и опасных производственных факторов на этапе эксплуатации установки;

— Разработана система заземления электронасоса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. Паровые и газовые турбины для электростанций учебник для вузов / под ред. А.Г. Костюка. — М.: Издательский дом МЭИ, 2016.
2. О.Н. Емин, В.Н. Карасев, Ю.А. Ржавин. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД. / Под ред. Ю.А. Ржавина — М.: Издательский дом МАИ, 2003.
3. В.С. Бекнев. Расчет осевого компрессора/ под ред. Тумашева — Московское высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана
4. Манушин Э. А., Суровцев И. Г. Конструирование и расчёт на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок: Учеб. пособие для студентов машиностроит. спец. вузов / Манушин Э. А, Суровцев И. Г. Под. Ред. Н. Н. Малинина. – М.:Машиностроение, 1990.-400 с.:ил.
5. Абианц В.Х. Теория авиационных газовых турбин – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1953.
6. Михальцев, В. Е. Расчет параметров цикла при проектировании газотурбинных установок: учеб. пособие / В.Е. Михальцев, В.Д. Моляков; под ред. И.Г. Суровцева – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.
7. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Теория и проектирование газовой турбины: учеб. пособие по курсу «Лопаточные машины газотурбинных и комбинированных установок. Газовые турбины». – Ч.1: Теория и проектирование ступени газовой турбины / под ред. М.И. Осипова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006.
8. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Теория и проектирование газовой турбины: учеб. пособие по курсу «Лопаточные машины газотурбинных и комбинированных установок. Газовые турбины». – Ч.2: Теория и проектирование многоступенчатой газовой турбины / под ред. М.И. Осипова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
9. А.Д. Трухний. Парогазовые установки электростанций учебник для вузов / под ред. А.Г. Костюка. — М.: Издательский дом МЭИ, 2013.
10. Трухний А.Д., Романюк А.А. Расчет тепловых схем утилизационных парогазовых установок. М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
11. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. М.: Издательство МЭИ, 2002.
12. Кондаков А. И. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: учебное пособие / А. И. Кондаков. – М.: КНОРУС, 2012. – 400 с.
13. Периодический научно-технический журнал «Малая энергетика» № 1, 2004 г., ОАО «Научно-исследовательский институт энергетических сооружений», стр. 59.
14. Белов П. Г. Системный анализ и моделирование опасных процессов в техносфере. Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. М.: Издательский центр «Академия». 2003. 512 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Маршрутная карта технологического процесса

Маршрутная карта представлена на таблице 8

Таблица 8 – Маршрутная карта технологического процесса

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| МГТУ им. Н.Э. Баумана | | Маршрутная карта технологического процесса | | | | Группа Э3-122 |
| Факультет Э | | Наименование изделия: компрессор | | Марка материала: сталь 13X11Н2В2 | | Мухин А.С. |
| Вид заготовки: поковка | |  |
| Кафедра Э-3 | | Наименование детали: рабочая лопатка 10-ой ступени | | Вес детали: 0,084 кг | |  |
| №№ операции | Содержание выполняемой операции | | Базовые поверхности | | Оборудование (тип станка) | |
| 005 | Заготовительная: поковка | |  | | Молот ковочный паровоздушный | |
| 010 | Вертикально-фрезерная | |  | | Вертикально-фрезерный станок мод.6Т12 | |
| 015 | Горизонтально-фрезерная | | Поверхности прутка | | Горизонтально-фрезерный станок мод.6Г82Р | |

Продолжение таблицы 8

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №№ операции | Содержание выполняемой операции | Базовые поверхности | Оборудование (тип станка) |
| 020 | Контрольная: ультразвуковой контроль |  | Специальная установка |
| 025 | Вертикально-фрезерная | Поверхности прутка | Вертикально-фрезерный станок мод.6Т12 |
| 030 | Вертикально-фрезерная | Поверхности прутка | Вертикально-фрезерный станок мод.6Т12 |
| 035 | Вертикально-фрезерная | Поверхности прутка | Вертикально-фрезерный станок мод.6Т12 |
| 040 | Вертикально-фрезерная | Поверхности прутка | Вертикально-фрезерный станок мод.6Т12 |
| 045 | Вертикально-фрезерная | Поверхности прутка | Вертикально-фрезерный станок мод.6Т12 |
| 050 | Вертикально-фрезерная | Поверхности прутка | Вертикально-фрезерный станок мод.6Т12 |
| 055 | Вертикально-протяжная с ЧПУ | Поверхности прутка | Вертикально-протяжной станок с ЧПУ мод.7А612 |
| 060 | Продольно-фрезерная | Поверхности прутка | Продольно-фрезерный станок мод.6610 |
| 065 | Вертикально-сверлильная | Поверхности хвостовика | Вертикально-сверлильный станок мод.2А135 |
| 070 | Фрезерная с ЧПУ | Поверхности хвостовика, отверстие в технологической бобышке | Станок фрезерный с ЧПУ 100 CNC SHAUBLIN |
| 075 | Отжиг |  | Электропечь вакуумная СЭВ 5.5/11.5 |
| 080 | Фрезерная с ЧПУ | Поверхности хвостовика, отверстие в технологической бобышке | Станок фрезерный с ЧПУ 100 CNC SHAUBLIN |

Продолжение таблицы 8

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №№ операции | Содержание выполняемой операции | Базовые поверхности | Оборудование (тип станка) |
| 085 | Виброабразивная |  | Специальная установка |
| 090 | Полировальная |  | Полировальная бабка |
| 095 | Моечная |  | Моечная машина Мс-75 |
| 100 | Контроль операционный |  | Контрольный стол |
| 105 | Моечная |  | Моечная машина Мс-75 |
| 110 | Отжиг |  | Электропечь вакуумная СЭВ 5.5/11.5 |
| 115 | Контроль ЛЮМ1-ОВ |  | Специальная установка |
| 120 | Травление и контроль дефектов |  | Специальная установка |
| 125 | Притирочная |  | Верстак |
| 130 | Плоскошлифовальная | Поверхности хвостовика, отверстие в технологической бобышке | Плоскошлифовальный станок с прямоугольным столом |
| 135 | Абразивно-отрезная | Поверхности хвостовика | Абразивно-отрезной станок Axitom-5 |
| 140 | Моечная |  | Моечная машина Мс-75 |
| 145 | Контрольная |  | Контрольный стол |
| 150 | Полировальная |  | Полировальная бабка |
| 155 | Моечная |  | Моечная машина Мс-75 |
| 160 | Контрольная |  | Контрольный стол |

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Исходные данные для расчета компрессора

Расход воздуха 

Рабочее тело - воздух 

Частота вращения вала 

Полное давление на входе в компрессор 

Полная температура на входе в компрессор 

Адиабатический КПД компрессора 

Степень повышения давления в компрессоре 

Выбор основных параметров компрессора и предварительный расчет проточной части по средней линии тока

Коэффициент расхода первой ступени 

Относительный диаметр втулки первой ступени 

Коэффициент напора первой ступени 

Коэффициент напора средней ступени 

Коэффициент потерь полного давления 

во входном патрубке

Коэффициент потерь полного давления 

в выходном патрубке

Предварительный расчет проточной части по средней линии тока

Плотность рабочего тела по заторможенным параметрам



Окружная скорость конца рабочей лопатки



Осевая скорость на периферии РК



Диаметр периферии первой ступени



Диаметр втулки первой ступени



Теоретический напор первой ступени



Степень реактивности первой ступени 

Адиабатический КПД ступени 

Адиабатический напор компрессора по параметрам торможения



Сумма теоретических напоров по ступеням



Теоретический напор «средней» ступени



Предварительное число ступеней компрессора



Пренебрегаем теплообменом в патрубках 

Температура на выходе из ЛА компрессора



Принимаем 

Критическая скорость потока во входном патрубке



Критическая скорость потока в выходном патрубке



Найдем значения абсолютной скорости на выходе из входного патрубка и на входе в выходной патрубок





Приведенные скорости в данных сечениях





ГДФ плотности для входного и выходного патрубков





Коэффициенты сохранения полного давления во входном и выходном патрубках





Полное давление на входе в лопаточный аппарат



Полное давление на выходе из лопаточного аппарата



Степень повышения давления лопаточного аппарата



КПД лопаточного аппарата

Коэффициент С=0,99



Значение ГДФ расхода на выходе из входного патрубка



Значение ГДФ расхода на входе в выходной патрубок



Коэффициент 



Кольцевая площадь на выходе из входного патрубка



Кольцевая площадь на входе в выходной патрубок



Средний радиус на входе в первую ступень



Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на входе



Абсолютная скорость



Приведенная скорость



Делаем пересчет ГДФ плотности по известной приведенной скорости



Находим новую плотность рабочего тела перед РК



Делаем пересчет окружной скорости конца лопатки



Проведем итерации для уточнения окружной скорости конца лопатки

Осевая скорость на периферии РК





Диаметр периферии первой ступени



Диаметр втулки первой ступени



Приведенные скорости в данных сечениях





ГДФ плотности для входного и выходного патрубков





Коэффициенты сохранения полного давления во входном и выходном патрубках





Полное давление на входе в лопаточный аппарат



Полное давление на выходе из лопаточного аппарата



Степень повышения давления лопаточного аппарата



КПД лопаточного аппарата

Коэффициент С=0,99



Значение ГДФ расхода на выходе из входного патрубка



Значение ГДФ расхода на входе в выходной патрубок



Коэффициент 



Кольцевая площадь на выходе из входного патрубка



Кольцевая площадь на входе в выходной патрубок



Средний радиус на входе в первую ступень



Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на входе



Абсолютная скорость



Приведенная скорость



Делаем пересчет ГДФ плотности по известной приведенной скорости



Находим новую плотность рабочего тела перед РК



Делаем пересчет окружной скорости конца лопатки



Проведем последнюю итерацию для максимального уточнения окружной скорости конца лопатки

Осевая скорость на периферии РК





Приведенные скорости в данных сечениях





ГДФ плотности для входного и выходного патрубков





Коэффициенты сохранения полного давления во входном и выходном патрубках





Полное давление на входе в лопаточный аппарат



Полное давление на выходе из лопаточного аппарата



Степень повышения давления лопаточного аппарата



КПД лопаточного аппарата

Коэффициент С=0,99



Значение ГДФ расхода на выходе из входного патрубка



Значение ГДФ расхода на входе в выходной патрубок



Коэффициент 



Кольцевая площадь на выходе из входного патрубка



Кольцевая площадь на входе в выходной патрубок



Средний радиус на входе в первую ступень



Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на входе



Абсолютная скорость



Приведенная скорость



Делаем пересчет ГДФ плотности по известной приведенной скорости



Находим новую плотность рабочего тела перед РК



Делаем окончательный пересчет окружной скорости конца лопатки



Диаметр периферии первой ступени



Диаметр втулки первой ступени



Средний диаметр первой ступени



Высота лопатки РК первой ступени



Диаметр втулки лопаток последней ступени



Относительный диаметр втулки рабочего колеса последней ступени



Высота лопаток последней ступени



Теоретический напор «средней» ступени



Число ступеней компрессора



Для обеспечения заданных параметров принимаем число ступеней компрессора равным 18.

Распределение основных параметров по ступеням компрессора

Для расчета осевого компрессора зададим распределение следующих параметров

 – степень реактивности на среднем радиусе

 – коэффициент расхода на входе в рабочее колесо

 – коэффициент расхода на выходе из рабочего колеса

 – коэффициент расхода на выходе из ступени

 – коэффициент напора на среднем радиусе

 – адиабатический КПД по ступеням

– коэффициент, учитывающий вязкость воздуха

Распределение данных параметров приведено в таблице 9

Таблица 9 – Распределение исходных параметров по ступеням компрессора

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ступень | Параметры | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | 0,6 | 0,595 | 0,59 | 0,16 | 0,86 | 0,5 | 0,99 |
| 2 | 0,59 | 0,585 | 0,58 | 0,2 | 0,864 | 0,5 | 0,98 |
| 3 | 0,58 | 0,575 | 0,57 | 0,25 | 0,87 | 0,5 | 0,97 |
| 4 | 0,57 | 0,565 | 0,56 | 0,303 | 0,88 | 0,5 | 0,96 |
| 5 | 0,56 | 0,555 | 0,55 | 0,335 | 0,89 | 0,5 | 0,95 |
| 6 | 0,55 | 0,545 | 0,54 | 0,34 | 0,9 | 0,5 | 0,94 |
| 7 | 0,54 | 0,535 | 0,53 | 0,35 | 0,901 | 0,5 | 0,93 |
| 8 | 0,53 | 0,525 | 0,52 | 0,35 | 0,915 | 0,5 | 0,92 |
| 9 | 0,52 | 0,515 | 0,51 | 0,35 | 0,915 | 0,5 | 0,91 |
| 10 | 0,51 | 0,505 | 0,50 | 0,35 | 0,915 | 0,5 | 0,90 |
| 11 | 0,50 | 0,495 | 0,49 | 0,345 | 0,91 | 0,5 | 0,89 |
| 12 | 0,49 | 0,485 | 0,48 | 0,34 | 0,89 | 0,5 | 0,88 |
| 13 | 0,48 | 0,475 | 0,47 | 0,335 | 0,885 | 0,52 | 0,87 |
| 14 | 0,47 | 0,465 | 0,46 | 0,33 | 0,884 | 0,54 | 0,86 |
| 15 | 0,46 | 0,455 | 0,45 | 0,32 | 0,882 | 0,56 | 0,85 |
| 16 | 0,45 | 0,445 | 0,44 | 0,315 | 0,88 | 0,58 | 0,84 |
| 17 | 0,44 | 0,435 | 0,43 | 0,312 | 0,875 | 0,6 | 0,83 |
| 18 | 0,43 | 0,425 | 0,42 | 0,311 | 0,87 | 0,6 | 0,82 |

Расчет входного направляющего аппарата

Коэффициент сохранения полного давления в ВНА: 

Полное давление на входе в ВНА: 

Полное давление на выходе из ВНА: 

Коэффициент расхода на входе в ВНА: 

Окружная составляющая абсолютной скорости на

выходе из ВНА: 

Направление абсолютной скорости на входе в ВНА: 

Направление абсолютной скорости на выходе из ВНА



Расчет первой ступени компрессора

Теоретический напор ступени



Действительная работы сжатия



Адиабатическая работа сжатия



Повышение полной температуры в ступени компрессора



Полная температура на выходе из ступени



Степень повышения давления в ступени



Полное давление на выходе из ступени



Критическая скорость потока на входе в ступень



Критическая скорость на выходе из ступени



Средний радиус на входе в РК



Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на входе



Направление абсолютной скорости на входе



Приведенная скорость на входе



ГДФ расхода



Кольцевая площадь на входе в ступень



Приведенная скорость на выходе



ГДФ расхода



Кольцевая площадь на выходе из ступени в первом приближении



Действительный диаметр втулки на выходе из ступени в первом приближении для принятой формы проточной части Dk = const



Действительный относительный диаметр втулки на выходе из ступени в первом приближении для принятой формы проточной части Dk = const



Средний радиус на выходе из ступени



Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе



Направление абсолютной скорости на выходе



Приведенная скорость на выходе



Газодинамическая функция расхода



Действительная кольцевая площадь на выходе из ступени



Действительный диаметр втулки на выходе из ступени для заданной формы проточной части Dk = const



Действительный относительный диаметр втулки на выходе из ступени



Относительный средний радиус на выходе из ступени



Относительный средний радиус на выходе из рабочего колеса



Безразмерная окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса



Углы потока в относительном движении





Направление потока в абсолютном движении после рабочего колеса



Углы поворота потока в средних сечениях лопаток РК и НА



Абсолютная скорость на входе в РК



Относительная скорость на среднем радиусе на входе в РК



Абсолютная скорость на среднем радиусе на входе в НА



Число Маха по относительной скорости в РК



Приведенная скорость на входе в НА



Высота лопатки рабочего колеса



Относительный диаметр втулки на выходе из рабочего колеса



Высота лопатки направляющего аппарата



Результаты поступенчатого расчета компрессора по средней линии тока

Результаты поступенчатого расчета по всем ступеням компрессора представлены в таблицах 10 и 11

Таблица 10 — результаты расчета компрессора по средней линии тока

| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|  | мм | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 |
|  | мм | 1527 | 1573 | 1621 | 1669 | 1713 | 1747 | 1774 | 1796 | 1813 |
|  | мм | 873 | 1018 | 1156 | 1285 | 1402 | 1496 | 1563 | 1618 | 1660 |
|  | м/c | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 |
|  | - | 0,6 | 0,59 | 0,58 | 0,57 | 0,56 | 0,55 | 0,54 | 0,53 | 0,52 |
|  | м/c | 182,9 | 179,8 | 176,8 | 173,7 | 170,7 | 167,6 | 164,6 | 161,5 | 158,5 |
|  | м/c | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
|  | м/c | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 |
|  | - | 0,595 | 0,585 | 0,575 | 0,565 | 0,555 | 0,545 | 0,535 | 0,525 | 0,515 |
|  | м/c | 181,4 | 178,3 | 175,3 | 172,4 | 169,2 | 166,1 | 163,1 | 160 | 157 |
|  | - | 0,86 | 0,864 | 0,87 | 0,88 | 0,89 | 0,9 | 0,91 | 0,915 | 0,915 |
|  | - | 0,16 | 0,2 | 0,25 | 0,303 | 0,335 | 0,34 | 0,35 | 0,35 | 0,35 |

Продолжение таблицы 10

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|  | - | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
|  | - | 0,99 | 0,98 | 0,97 | 0,96 | 0,95 | 0,94 | 0,93 | 0,92 | 0,91 |
|  | - | 0,45 | 0,525 | 0,596 | 0,662 | 0,723 | 0,771 | 0,805 | 0,834 | 0,856 |
|  | кДж/кг | 14,9 | 18,6 | 23,2 | 28,1 | 31,1 | 31,6 | 32,5 | 32,5 | 32,5 |
|  | кДж/кг | 14,7 | 18,2 | 22,5 | 27 | 29,6 | 29,7 | 30,2 | 29,9 | 29,6 |
|  | кДж/кг | 12,7 | 15,7 | 19,6 | 23,8 | 26,3 | 26,7 | 27,5 | 27,4 | 27,1 |
|  | К | 288 | 303 | 321 | 343 | 370 | 399 | 429 | 458 | 488 |
|  | - | 1,16 | 1,19 | 1,23 | 1,26 | 1,27 | 1,25 | 1,24 | 1,22 | 1,21 |
|  | МПа | 0,1 | 0,12 | 0,14 | 0,17 | 0,22 | 0,27 | 0,34 | 0,43 | 0,52 |
|  | м/c | 310,9 | 318,7 | 328 | 339,2 | 352,1 | 365,7 | 378,7 | 391,5 | 403,6 |
|  | - | 0,775 | 0,799 | 0,823 | 0,848 | 0,872 | 0,893 | 0,908 | 0,921 | 0,931 |
|  | - | 0,285 | 0,274 | 0,260 | 0,245 | 0,244 | 0,256 | 0,261 | 0,270 | 0,277 |

Продолжение таблицы 10

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|  | град. | 64,5 | 65,1 | 65,9 | 66,7 | 66,4 | 65 | 64,2 | 63 | 61,9 |
|  | - | 0,652 | 0,622 | 0,590 | 0,558 | 0,529 | 0,506 | 0,483 | 0,463 | 0,445 |
|  | м2 | 2,357 | 2,132 | 1,895 | 1,650 | 1,414 | 1,210 | 1,045 | 0,909 | 0,799 |
|  | - | 0,622 | 0,590 | 0,557 | 0,529 | 0,505 | 0,483 | 0,463 | 0,445 | 0,428 |
|  | м2 | 2,143 | 1,907 | 1,661 | 1,412 | 1,198 | 1,038 | 0,900 | 0,792 | 0,704 |
|  | - | 0,525 | 0,596 | 0,662 | 0,723 | 0,771 | 0,805 | 0,834 | 0,856 | 0,873 |
|  | - | 0,274 | 0,260 | 0,245 | 0,244 | 0,256 | 0,261 | 0,270 | 0,277 | 0,283 |
|  | град. | 65,1 | 65,9 | 66,7 | 66,4 | 65 | 64,2 | 63 | 61,9 | 61 |
|  | - | 0,625 | 0,594 | 0,561 | 0,528 | 0,500 | 0,479 | 0,458 | 0,441 | 0,424 |
|  | м2 | 2,136 | 1,899 | 1,653 | 1,414 | 1,208 | 1,044 | 0,908 | 0,798 | 0,709 |
|  | - | 0,799 | 0,823 | 0,848 | 0,872 | 0,893 | 0,908 | 0,921 | 0,931 | 0,939 |
|  | - | 0,787 | 0,811 | 0,836 | 0,860 | 0,883 | 0,900 | 0,914 | 0,926 | 0,935 |

Продолжение таблицы 10

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|  | - | 0,484 | 0,517 | 0,555 | 0,594 | 0,621 | 0,632 | 0,642 | 0,647 | 0,651 |
|  | град. | 50,7 | 48,4 | 45,8 | 43,4 | 41,7 | 40,8 | 39,9 | 39,2 | 38,5 |
|  | град. | 63 | 63,3 | 64 | 64,8 | 64,7 | 63,7 | 63 | 62 | 61,1 |
|  | град. | 50,9 | 48,6 | 46 | 43,6 | 41,8 | 40,8 | 39,8 | 39,1 | 38,4 |
|  | град. | 12,3 | 14,9 | 18,2 | 21,4 | 23 | 22,9 | 23,2 | 22,9 | 22,6 |
|  | град. | 14,2 | 17,3 | 20,7 | 22,9 | 23,2 | 23,4 | 23,2 | 22,9 | 22,6 |
|  | м/c | 236,3 | 240,6 | 246,4 | 252,8 | 256,5 | 256,5 | 256,8 | 255,7 | 254,5 |
|  | м/c | 233,7 | 237,8 | 243,6 | 249,9 | 253,8 | 254,2 | 254,7 | 253,9 | 252,9 |
|  | К | 268 | 283 | 302 | 326 | 353 | 383 | 412 | 442 | 472 |
|  | м/c | 328,4 | 337,7 | 348,8 | 361,8 | 376,5 | 391,7 | 406,3 | 420,4 | 433,9 |
|  | - | 0,72 | 0,71 | 0,71 | 0,7 | 0,68 | 0,65 | 0,63 | 0,61 | 0,59 |
|  | - | 0,733 | 0,725 | 0,718 | 0,709 | 0,694 | 0,671 | 0,650 | 0,629 | 0,609 |

Продолжение таблицы 10

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|  | - | 0,489 | 0,561 | 0,63 | 0,693 | 0,747 | 0,788 | 0,820 | 0,845 | 0,864 |
|  | мм | 534 | 461 | 392 | 328 | 269 | 222 | 189 | 161 | 140 |
|  | мм | 496 | 426 | 359 | 298 | 245 | 205 | 175 | 151 | 132 |
|  | МПа | 0,12 | 0,14 | 0,17 | 0,22 | 0,27 | 0,34 | 0,43 | 0,52 | 0,63 |

Таблица 11 — результаты расчета компрессора по средней линии тока

| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 |
|  | мм | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 | 1940 |
|  | мм | 1827 | 1839 | 1847 | 1854 | 1861 | 1866 | 1871 | 1875 | 1880 |
|  | мм | 1693 | 1721 | 1743 | 1757 | 1772 | 1784 | 1794 | 1802 | 1812 |
|  | м/c | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 | 305 |
|  | - | 0,51 | 0,50 | 0,49 | 0,48 | 0,47 | 0,46 | 0,45 | 0,44 | 0,43 |

Продолжение таблицы 11

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 |
|  | м/c | 155,4 | 152,4 | 149,3 | 146,3 | 143,2 | 140,2 | 137,1 | 134,1 | 131,1 |
|  | м/c | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
|  | м/c | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 |
|  | - | 0,505 | 0,495 | 0,485 | 0,475 | 0,465 | 0,455 | 0,445 | 0,435 | 0,425 |
|  | м/c | 153,9 | 150,9 | 147,8 | 144,8 | 141,7 | 138,7 | 135,6 | 132,6 | 129,6 |
|  | - | 0,915 | 0,91 | 0,89 | 0,885 | 0,884 | 0,882 | 0,88 | 0,875 | 0,87 |
|  | - | 0,35 | 0,345 | 0,34 | 0,335 | 0,33 | 0,32 | 0,315 | 0,312 | 0,311 |
|  | - | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,52 | 0,54 | 0,56 | 0,58 | 0,6 | 0,6 |
|  | - | 0,9 | 0,89 | 0,88 | 0,87 | 0,86 | 0,85 | 0,84 | 0,83 | 0,82 |
|  | - | 0,873 | 0,887 | 0,898 | 0,905 | 0,913 | 0,920 | 0,925 | 0,929 | 0,934 |
|  | кДж/кг | 32,5 | 32 | 31,6 | 31,1 | 30,7 | 29,7 | 29,3 | 29 | 28,9 |
|  | кДж/кг | 29,3 | 28,5 | 27,8 | 27,1 | 26,4 | 25,3 | 24,6 | 24,1 | 23,7 |

Продолжение таблицы 11

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 |
|  | кДж/кг | 26,8 | 26 | 24,7 | 24 | 23,3 | 22,3 | 21,6 | 21 | 20,6 |
|  | К | 516 | 545 | 572 | 599 | 624 | 649 | 673 | 696 | 719 |
|  | - | 1,19 | 1,18 | 1,16 | 1,15 | 1,14 | 1,12 | 1,12 | 1,11 | 1,10 |
|  | МПа | 0,63 | 0,75 | 0,88 | 1,02 | 1,17 | 1,33 | 1,5 | 1,67 | 1,86 |
|  | м/c | 415,2 | 426,2 | 436,6 | 446,5 | 455,8 | 464,6 | 472,8 | 480,6 | 488,1 |
|  | - | 0,939 | 0,945 | 0,950 | 0,954 | 0,958 | 0,961 | 0,963 | 0,965 | 0,968 |
|  | - | 0,283 | 0,290 | 0,296 | 0,282 | 0,268 | 0,256 | 0,241 | 0,224 | 0,226 |
|  | град. | 61 | 59,9 | 58,8 | 59,5 | 60,3 | 60,9 | 61,8 | 63 | 62,2 |
|  | - | 0,428 | 0,413 | 0,400 | 0,380 | 0,362 | 0,345 | 0,329 | 0,313 | 0,303 |
|  | м2 | 0,710 | 0,637 | 0,577 | 0,528 | 0,488 | 0,454 | 0,425 | 0,401 | 0,380 |
|  | - | 0,413 | 0,400 | 0,380 | 0,362 | 0,345 | 0,329 | 0,313 | 0,303 | 0,301 |
|  | м2 | 0,630 | 0,572 | 0,532 | 0,492 | 0,457 | 0,429 | 0,405 | 0,378 | 0,348 |

Продолжение таблицы 11

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 |
|  | - | 0,887 | 0,898 | 0,905 | 0,913 | 0,920 | 0,925 | 0,929 | 0,934 | 0,939 |
|  | - | 0,290 | 0,296 | 0,282 | 0,268 | 0,256 | 0,241 | 0,224 | 0,226 | 0,228 |
|  | град. | 59,9 | 58,8 | 59,5 | 60,3 | 60,9 | 61,8 | 63 | 62,2 | 62,6 |
|  | - | 0,409 | 0,395 | 0,383 | 0,364 | 0,347 | 0,332 | 0,316 | 0,301 | 0,300 |
|  | м2 | 0,636 | 0,577 | 0,529 | 0,488 | 0,454 | 0,426 | 0,401 | 0,380 | 0,347 |
|  | - | 0,945 | 0,950 | 0,954 | 0,958 | 0,961 | 0,963 | 0,965 | 0,968 | 0,970 |
|  | - | 0,942 | 0,948 | 0,952 | 0,956 | 0,959 | 0,962 | 0,964 | 0,966 | 0,969 |
|  | - | 0,653 | 0,653 | 0,653 | 0,632 | 0,612 | 0,588 | 0,567 | 0,547 | 0,539 |
|  | град. | 37,9 | 37,4 | 36,8 | 35,6 | 34,3 | 33,1 | 31,9 | 30,7 | 30,1 |
|  | град. | 60,3 | 59,2 | 58,3 | 55,7 | 53,2 | 50,6 | 48,3 | 46,1 | 45,9 |
|  | град. | 37,7 | 37,2 | 36,6 | 36,9 | 37,2 | 37,7 | 38,1 | 38,5 | 38,5 |
|  | град. | 22,4 | 21,9 | 21,5 | 20,2 | 19 | 17,5 | 16,4 | 15,3 | 15,8 |

Продолжение таблицы 11

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Размерность | Ступени | | | | | | | | |
| 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 |
|  | град. | 22,2 | 21,7 | 22,9 | 23,4 | 23,7 | 24,1 | 24,9 | 23,8 | 24,1 |
|  | м/c | 253,2 | 251,2 | 249,1 | 251,6 | 254,3 | 256,4 | 259,3 | 262,6 | 261,2 |
|  | м/c | 251,7 | 249,8 | 247,9 | 241 | 234,2 | 226,7 | 219,8 | 213 | 209 |
|  | К | 501 | 530 | 558 | 585 | 612 | 637 | 662 | 686 | 709 |
|  | м/c | 446,6 | 458,8 | 470,2 | 481,1 | 491,4 | 501,1 | 510,2 | 518,7 | 526,8 |
|  | - | 0,57 | 0,55 | 0,53 | 0,52 | 0,52 | 0,51 | 0,51 | 0,51 | 0,5 |
|  | - | 0,590 | 0,572 | 0,555 | 0,529 | 0,504 | 0,479 | 0,457 | 0,436 | 0,430 |
|  | - | 0,880 | 0,893 | 0,902 | 0,909 | 0,916 | 0,922 | 0,927 | 0,931 | 0,937 |
|  | мм | 127 | 110 | 99 | 92 | 84 | 78 | 73 | 69 | 64 |
|  | мм | 116 | 104 | 95 | 88 | 81 | 76 | 71 | 67 | 62 |
|  | МПа | 0,75 | 0,88 | 1,02 | 1,17 | 1,33 | 1,5 | 1,67 | 1,86 | 2,05 |

Степень повышения полного давления в лопаточном аппарате



КПД лопаточного аппарата



Коэффициенты сохранения полного давления во входном и выходном патрубках













Степень повышения полного давления в компрессоре



КПД компрессора



Расчет ступени по высоте лопатки

Профилирование лопатки выполним по закону постоянной реактивности (твердого тела). Данный закон наиболее часто применяется в первых ступенях осевых компрессоров, так как позволяет получить более благоприятное распределение относительных скоростей, менее интенсивное изменение угла поворота. В результате применения данного закона профилирования закрутка пера лопатки получается меньше, а ее производство более технологичнее.

Втулочное сечение

Окружная скорость на втулочном диаметре



Окружная скорость на втулочном диаметре выхода из РК



Окружная скорость на среднем диаметре



Окружная составляющая абсолютной скорости на входе в РК



Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из РК



Осевая составляющая абсолютной скорости на входе

 Осевая составляющая абсолютной скорости на выходе

 Абсолютная скорость воздуха на входе в рабочее колесо



Абсолютная скорость воздуха на выходе из рабочего колеса



Угол входа потока в РК в относительном движении



Угол выхода потока из РК в относительном движении



Изменение угла потока в решетке РК



Относительная скорость потока на входе в РК



Относительная скорость потока на выходе из РК



Угол входа потока в РК в абсолютном движении



Угол выхода потока из РК в абсолютном движении



Изменение угла потока в решетке НА



Среднее сечение

Все параметры среднего сечения были рассчитаны и приведены в поступенчатом расчете компрессора по средней линии тока

Периферийное сечение

Окружная скорость на периферийном диаметре



Окружная составляющая абсолютной скорости на входе



Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе



Осевая составляющая абсолютной скорости на входе

 Осевая составляющая абсолютной скорости на выходе

 Абсолютная скорость воздуха на входе в рабочее колесо



Абсолютная скорость воздуха на выходе из рабочего колеса



Угол входа потока в РК в относительном движении



Угол выхода потока из РК в относительном движении



Угол отклонения потока в решетке рабочего колеса



Относительная скорость потока на входе в РК



Относительная скорость потока на выходе из РК



Угол входа потока в РК в абсолютном движении



Угол выхода потока из РК в абсолютном движении



Приведенная скорость на выходе из РК



Число Маха по относительной скорости потока на входе в РК



Расчет параметров профиля лопатки рабочего колеса в среднем сечении

При профилировании лопаток рабочего колеса используются методики [3] и [4]. Подробный расчет всех параметров приводится для профиля лопатки в среднем сечении.

Согласно рекомендациям [4] принимаем значение густоты решетки для первой дозвуковой ступени рабочего колеса.



Угол атаки на рабочем колесе



Параметр, учитывающий форму средней линии профиля



Коэффициент, учитывающий форму средней линии дуги профиля рабочего колеса



Угол изгиба средней линии профиля рабочего колеса



Угол установки профиля рабочего колеса



Зададимся удлинением лопатки РК



Длина хорды лопатки РК



Радиус дуги средней линии лопатки рабочего колеса



Шаг решетки для выбранной густоты



Число лопаток рабочего колеса



Скорректируем шаг решетки рабочего колеса



Задаем относительную максимальную толщину профиля



Уравнение средней линии



В качестве исходного профиля возьмем стандартный профиль А-40. Относительные координаты профиля приведены в таблице 12. Координаты профиля лопатки в определенном сечении получим, подставляя соответствующие параметры в уравнение средней линии профиля.

Таблица 12 — относительные координаты профиля А-40

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № точки | x/b, % | y/b, % | № точки | x/b, % | y/b, % |
| 1 | 1,0 | 1,14 | 12 | 40 | 5,0 |
| 2 | 1,5 | 1,43 | 13 | 50 | 4,858 |
| 3 | 2,5 | 1,85 | 14 | 60 | 4,443 |
| 4 | 5,0 | 2,55 | 15 | 70 | 3,783 |
| 5 | 7,5 | 3,09 | 16 | 80 | 2,85 |
| 6 | 10 | 3,525 | 17 | 90 | 1,722 |
| 7 | 15 | 4,16 | 18 | 95 | 1,003 |
| 8 | 20 | 4,55 | 19 | 100 | 0 |
| 9 | 25 | 4,728 |  | | 0,055 |
| 10 | 30 | 4,927 |  | | 0,05 |
| 11 | 35 | 4,936 |

Расчет параметров профиля лопатки направляющего аппарата в среднем сечении

При профилировании лопаток направляющего аппарата используются методики [3] и [4]. Подробный расчет всех параметров приводится для профиля лопатки в среднем сечении.

Согласно рекомендациям [4] принимаем значение густоты решетки для первой дозвуковой ступени направляющего аппарата.



Угол атаки на направляющем аппарате



Параметр, учитывающий форму средней линии профиля



Коэффициент, учитывающий форму средней линии дуги профиля направляющего аппарата



Угол изгиба средней линии профиля направляющего аппарата



Угол установки профиля направляющего аппарата



Зададимся удлинением лопатки направляющего аппарата



Длина хорды лопатки направляющего аппарата



Радиус дуги средней линии лопатки направляющего аппарата



Шаг решетки для выбранной густоты



Число лопаток направляющего аппарата



Скорректируем шаг решетки направляющего аппарата



Задаем относительную максимальную толщину профиля



Уравнение средней линии профиля



ПРИЛОЖЕНИЕ В

**Исходные данные**

Температура газа перед турбиной 

Расход газа на входе в турбину 

Частота вращения ротора 

Степень понижения давления в турбине 

Определение максимальной частоты вращения

Допускаемое напряжение растяжения у корня лопатки



Плотность материала лопатки



Коэффициент, учитывающий площадь сечений лопатки



Коэффициент формы лопатки



Относительный расход охлаждающего воздуха на СА первой ступени



Расход охлаждающего воздуха через СА первой ступени



Коэффициент расхода воздуха охлаждающего воздуха до горла СА



Коэффициент избытка воздуха в горловом сечении СА 1й ступени



Коэффициент избытка воздуха за РЛ 1й ступени



Коэффициент избытка воздуха в горловом сечении СА 2й ступени



Коэффициент избытка воздуха за РЛ 2й ступени



Температура газа в горловом сечении СА



Полная температура за турбиной



Скорость за турбиной



Располагаемый теплоперепад в турбине



Условная адиабатная скорость



Статическая температура за турбиной



Статическое давление за турбиной





Статическая плотность за турбиной



Площадь за турбиной



Относительная длина рабочей лопатки последней ступени



Средний диаметр последней ступени



Частота вращения ротора турбины



Принимаем 

Окружная скорость на среднем диаметре



Длина рабочей лопатки последней ступени



Оптимальное отношение y0



Скорость за первой ступенью



Скорость за последней ступенью



Средняя скорость за ступенями



Коэффициент использования скорости



Число ступеней



Принимаем Z=4

Коэффициент возврата теплоты



Теплоперепады по ступеням

1-ая ступень



2-ая ступень

Скорость за второй ступенью 



3-ая ступень

Скорость за третьей ступенью 



4-ая ступень

Скорость за четвертой ступенью 



Расчет турбины по средней линии тока

Выполним расчет первой ступени турбины по средней линии тока

Располагаемый теплоперепад первой ступени



Степень реактивности первой ступени



Коэффициент скорости в сопловом аппарате



Располагаемый теплоперепад в сопловом аппарате



Угол потока за сопловым аппаратом



Условная адиабатная скорость



Критическая скорость звука





Условная приведенная скорость при адиабатическом расширении



Скорость за сопловым аппаратом



Скорость за сопловым аппаратом с учетом охлаждения







Осевая и окружная составляющие абсолютной скорости





Полная температура за сопловым аппаратом с учетом охлаждения



Критическая скорость звука за сопловым аппаратом





Приведенная скорость за сопловым аппаратом





Статическая температура за сопловым аппаратом с учетом охлаждения



Температура конца адиабатного расширения в СА



Статическое давление за СА



Плотность за СА



Расход за СА



Длина сопловой лопатки



Длина рабочей лопатки



Ширина рабочих лопаток в осевом направлении



Ширина сопловых лопаток в осевом направлении



Кольцевая площадь сечения перед рабочими лопатками



Средний угол входа потока на лопатки РЛ



Относительная скорость при входе в РЛ



Полная температура в относительном движении при входе в РЛ





Критическая скорость звука в относительном движении перед РЛ





Приведенная скорость в относительном движении перед РЛ



Полное давление в относительном движении перед РЛ



Коэффициент скорости для рабочего колеса



Окружная скорость за РЛ



Располагаемый теплоперепад в рабочем колесе



Относительная скорость за рабочими лопатками в конце адиабатного расширения



Относительная скорость за рабочими лопатками



Температура торможения за РЛ в относительном движении





Полная температура за РЛ в относительном движении с учетом охлаждения



Критическая скорость звука в относительном движении





Приведенная скорость в относительном движении за РЛ



Критическая скорость звука в относительном движении за РЛ с учетом охлаждения





Приведенная скорость в относительном движении за РЛ с учетом охлаждения



Статическая температура за РЛ с учетом охлаждения





Статическое давление за РЛ с учетом охлаждения



Плотность за РЛ



Расход за РЛ



Кольцевая площадь сечения за рабочими лопатками



Угол выхода потока из рабочих лопаток



Осевая составляющая относительной скорости за РЛ



Окружная составляющая абсолютной скорости за РЛ



Угол выхода потока из РЛ



Абсолютная скорость за РЛ



Полная температура за рабочими лопатками



Полное давление за рабочими лопатками



Работа на окружности рабочего колеса



Удельные потери в СА



Удельные потери в СА с учетом их использования в РЛ



Относительные потери в СА



Относительные потери в СА с учетом их использования в РЛ



Удельные потери в рабочих лопатках



Относительные потери в рабочих лопатках



Удельные потери с выходной скоростью



Относительные потери с выходной скоростью



КПД на окружности колеса



Удельные потери в радиальном зазоре



Относительные потери в рабочих лопатках



Мощностной КПД ступени (КПД без учета потерь на трение)



Лопаточный КПД ступени



Средняя плотность в ступени



Затраты мощности на трение



Удельные затраты мощности на трение



Относительные потери на трение



Мощностной КПД ступени



Лопаточный КПД ступени



Мощность ступени



Потери мощности в радиальном зазоре



Мощность ступени турбины



Температура конца адиабатного расширения в ступени турбины



Полная температура за ступенью



Уточнение коэффициентов скорости

Сопловой аппарат

Угол на входе в ступень



Параметр, учитывающий потери от трения на профиле



Параметр, учитывающий форму канала:



Коэффициент потерь от трения на профиле

 Угол установки профиля:



Хорда профиля:



Шаг профиля:



Относительная толщина выходной кромки для охлаждаемой лопатки:



Кромочные потери:



Профильные потери:



Концевые потери:



Потери на смешение:



Суммарные потери:



Коэффициент потерь 



Уточнение коэффициента 

Рабочее колесо

Угол на входе в РК



Параметр, учитывающий потери от трения на профиле



Параметр, учитывающий форму канала:



Коэффициент потерь от трения на профиле



Угол установки профиля



Хорда профиля:



Шаг профиля:



Относительная толщина выходной кромки охлаждаемой лопатки:



Кромочные потери:



Профильные потери:



Концевые потери:



Потери на смешение:



Суммарные потери:



Коэффициент потерь  в РК



Результаты поступенчатого расчета

Результаты расчета всех ступеней по средней линии тока приведены в таблице 13.

Таблица 13 — результаты поступенчатого расчета турбины по средней линии тока

| Наименование | Размерность | Ступени | | | |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
|  | Дж/кг | 289424 | 293486 | 298174 | 202792 |
|  | - | 0,28 | 0,29 | 0,31 | 0,42 |
|  | - | 0,953 | 0,971 | 0,97 | 0,969 |
|  | Дж/кг | 208385 | 208375 | 205740 | 117619 |
|  | град. | 13 | 15 | 18 | 30 |
|  | м/с | 760,8 | 766 | 772 | 636 |
|  | - | 1,039 | 1,124 | 1,189 | 1,137 |
|  | м/с | 601,3 | 621,9 | 622,2 | 469,9 |
|  | м/с | 135,3 | 160,9 | 192,2 | 235,1 |
|  | м/с | 585,9 | 600,7 | 591,7 | 407,1 |
|  | К | 1622 | 1417 | 1228 | 1019 |
|  | - | 0,827 | 0,914 | 0,987 | 1,053 |
|  | К | 1482 | 1264 | 1059 | 923 |

Продолжение таблицы 13

| Наименование | Размерность | Ступени | | | |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
|  | К | 1468 | 1255 | 1049 | 917 |
|  | МПа | 1,096 | 0,540 | 0,237 | 0,125 |
|  | кг/м3 | 2,556 | 1,477 | 0,773 | 0,470 |
|  | кг/с | 415 | 437 | 441 | 441 |
|  | м | 0,154 | 0,228 | 0,352 | 0,526 |
|  | м | 0,178 | 0,274 | 0,421 | 0,619 |
|  | м | 0,118 | 0,183 | 0,281 | 0,413 |
|  | м | 0,154 | 0,238 | 0,365 | 0,536 |
|  | м2 | 1,201 | 1,773 | 2,737 | 4,093 |
|  | град. | 34,4 | 37,2 | 43,5 | 85,5 |
|  | м/с | 238,9 | 266,1 | 279,5 | 235,7 |
|  | К | 1504 | 1293 | 1092 | 945 |
|  | - | 0,341 | 0,409 | 0,466 | 0,422 |

Продолжение таблицы 13

| Наименование | Размерность | Ступени | | | |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
|  | МПа | 1,171 | 0,594 | 0,362 | 0,189 |
| ψ | - | 0,953 | 0,976 | 0,979 | 0,98 |
|  | м/с | 388,8 | 388,8 | 388,8 | 388,8 |
|  | Дж/кг | 81819 | 85739 | 93302 | 85731 |
|  | м/с | 469 | 492,2 | 521,3 | 487,6 |
|  | м/c | 439 | 477,1 | 503,7 | 466,9 |
|  | К | 1429 | 1201,8 | 988,2 | 853,4 |
|  | К | 1504 | 1294,3 | 1091,1 | 942,3 |
|  | К | 1487 | 1290,2 | 1091,1 | 942,3 |
|  | - | 0,63 | 0,734 | 0,841 | 0,837 |
|  | К | 1411 | 1198 | 986 | 853,8 |
|  | К | 1418 | 1196 | 981 | 849,9 |
|  | МПа | 0,901 | 0,424 | 0,172 | 0,089 |

Продолжение таблицы 13

| Наименование | Размерность | Ступени | | | |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
|  | кг/м3 | 2,21 | 1,22 | 0,61 | 0,36 |
|  | кг/с | 428 | 441 | 441 | 441 |
|  | м2 | 1,381 | 2,133 | 3,277 | 4,814 |
|  | град. | 18,6 | 20,7 | 26,2 | 32,8 |
|  | м/с | 140,4 | 169 | 222 | 253 |
|  | м/c | 27,2 | 57,2 | 63 | 3,5 |
|  | град. | 79 | 71 | 74 | 89 |
|  | м/с | 143 | 178 | 231 | 253 |
|  | К | 1419 | 1211 | 1008 | 879 |
|  | МПа | 0,925 | 0,445 | 0,1 | 0,01 |
|  | кДж/кг | 238,4 | 255,9 | 254,6 | 159,6 |
|  | кДж/кг | 18,2 | 11,7 | 12,1 | 7,2 |
|  | кДж/кг | 17,4 | 11,1 | 11,2 | 6,6 |

Продолжение таблицы 13

| Наименование | Размерность | Ступени | | | |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
|  | - | 0,063 | 0,040 | 0,041 | 0,035 |
|  | - | 0,06 | 0,038 | 0,038 | 0,033 |
|  | Дж/кг | 9744 | 5665 | 5501 | 4494 |
|  | - | 0,034 | 0,019 | 0,018 | 0,022 |
|  | кДж/кг | 10,24 | 15,93 | 26,74 | 32,02 |
|  | - | 0,035 | 0,054 | 0,09 | 0,158 |
|  | - | 0,871 | 0,889 | 0,854 | 0,787 |
|  | кДж/кг | 4,308 | 4,845 | 5,191 | 3,886 |
|  | - | 0,015 | 0,017 | 0,017 | 0,019 |
|  | - | 0,856 | 0,872 | 0,837 | 0,768 |
|  | - | 0,891 | 0,926 | 0,926 | 0,926 |
|  | кг/м3 | 2,382 | 1,351 | 0,689 | 0,415 |
|  | кВт | 918,7 | 522,9 | 265,8 | 160,2 |

Продолжение таблицы 13

| Наименование | Размерность | Ступени | | | |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
|  | Дж/кг | 375 | 356 | 602 | 363 |
|  | - | 0,001 | 0,001 | 0,002 | 0,002 |
|  | - | 0,855 | 0,868 | 0,835 | 0,766 |
|  | - | 0,89 | 0,922 | 0,924 | 0,924 |
|  | МВт | 99,1 | 111,9 | 112,4 | 70,4 |
|  | МВт | 1,72 | 2,12 | 2,29 | 1,75 |
|  | МВт | 97,3 | 109,8 | 110,1 | 68,7 |
|  | К | 1423 | 1216 | 1013 | 882 |

Общие параметры турбины

Cуммарная мощность всех ступеней турбины



Располагаемый теплоперепад турбины



Мощностной КПД турбины



Лопаточный КПД турбины



ПРИЛОЖЕНИЕ Д

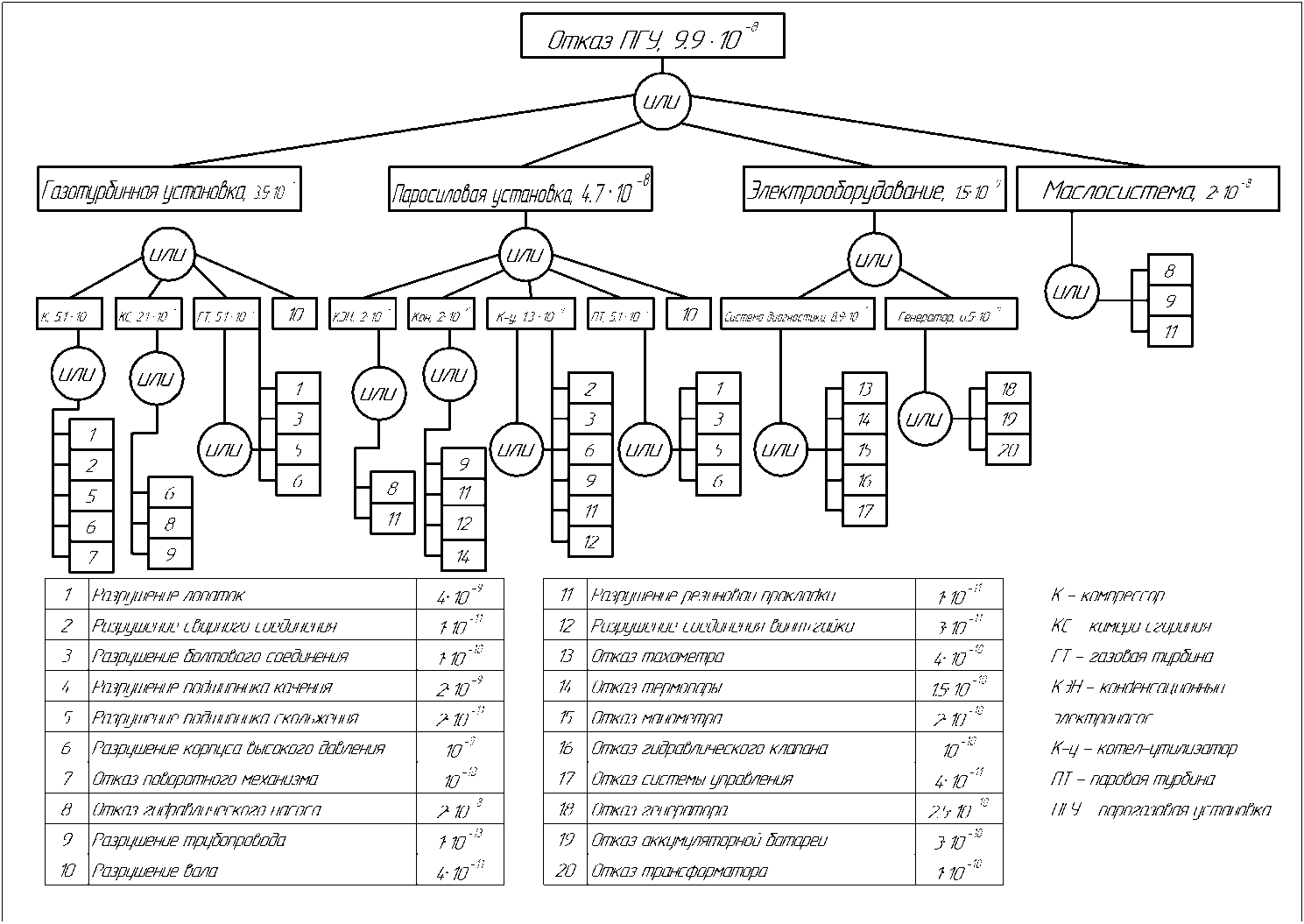


Рисунок 8 – Дерево отказов ПГУ

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

В графическую часть дипломного проекта входят

– Общая схема установки

– Исследовательская часть 1

– Исследовательская часть 2

– Продольный разрез

– Поперечный разрез

– Профилирование лопаток турбины первой ступени

– Рабочая лопатка десятой ступени компрессора

– Компоновка

– Технологическая часть 1

– Технологическая часть 2

– Технологическая часть 3

– Организационно-экономическая часть

