

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Филиал Белорусского национального технического университета  
«Институт повышения квалификации и переподготовки кадров по новым  
направлениям развития техники, технологии и экономики БНТУ»  
Кафедра «Метрология и Энергетика»

Шнайдерман Ю.М., Саранцев В.В., Новиков А.А, Мазовка Е.Н.

## **Парогазовые установки в энергетике**

Учебно-методическое пособие для слушателей курсов  
повышения квалификации и студентов БНТУ

Электронный учебный материал

Минск ◊ БНТУ ◊ 2016

УДК 621.31.027

ББК

Ш

**Авторы:**

*Шнайдерман Ю.М., Саранцев В.В., Мазовка Е.Н., Новиков А.А.*

**Рецензент:**

Мелех А.А. зам. начальника цеха АСУТП РУП «Минскэнерго» филиал  
МинскаяТЭЦ-3

Учебно-методическое пособие предназначено для курсов повышения квалификации в ИПК и ПК БНТУ и может быть использовано специалистами предприятий ГПО «Белэнерго» и студентами энергетического факультета БНТУ.

Белорусский национальный технический университет,  
пр-т Независимости, 65, г. Минск, Республика Беларусь

Тел. 2964732

E-mail: rectorat@ipk.by

Регистрационный номер № **БНТУ/ИПКиПК-60.2016**

© БНТУ, 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

|  |    |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ .....   | 4  |
| 1 ЭНЕРГЕТИКА И ЭНЕРГОРЕСУРСЫ .....                           | 5  |
| 1.1 Энергетика Республики Беларусь .....                     | 5  |
| 1.2 Типы электростанций.....                                 | 8  |
| 1.3 Энергоресурсы .....                                      | 8  |
| 2 ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПАРОГАЗОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ.....              | 11 |
| 2.1 Технологические схемы парогазовых установок .....        | 14 |
| ПГУ утилизационного типа.....                                | 14 |
| 3 ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПГУ И ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ..... | 20 |
| 3.1 Газовые турбины и их основные элементы .....             | 20 |
| 3.2 Система топливоснабжения ГТУ (ПГУ) .....                 | 51 |
| 3.3 Котлы-утилизаторы.....                                   | 57 |
| 3.4 Особенности паровых турбин для блоков ПГУ .....          | 59 |
| 4 СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ БЛОКОВ ПГУ.....                         | 64 |
| 5 ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ БЛОКОВ ПГУ .....                  | 67 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....                       | 77 |

## **ВВЕДЕНИЕ**

Указ Президента Республики Беларусь от 26 января 2016 г. № 26 определяет, что в целях укрепления экономической безопасности государства и дальнейшего его развития должны быть созданы условия для наращивания выпуска инновационной и высокотехнологичной продукции, созданной с использованием технологий V и VI технологических укладов. Внедрению в энергетику Республики Беларусь парогазовых установок, вписывающихся в требования V технологического уклада, посвящено настоящее учебное пособие.

В соответствии с этим изложен очень кратко и материал пособия. Сначала рассматривается энергетика Республики Беларусь и энергоресурсы. Далее излагаются основные принципы парогазовой технологии, основные элементы ПГУ (газовые турбины, системы топливоснабжения, котлы-утилизаторы, паровые турбины, системы управления).

В заключительной части описываются основные особенности эксплуатации блоков ПГУ на примере одной из конкретных установок, эксплуатирующихся в Республике Беларусь с 2009 года.

Задачей настоящего пособия является ознакомление работников с наиболее передовой в настоящее время технологией производства электроэнергии и тепла, широко внедряемой в энергетике.

# 1 ЭНЕРГЕТИКА И ЭНЕРГОРЕСУРСЫ

## 1.1 Энергетика Республики Беларусь

Энергетика - одна из ведущих отраслей народного хозяйства нашей страны, охватывающая энергетические ресурсы, выработку, преобразование, передачу и использование различных видов энергии.

Народному хозяйству требуются в основном два вида энергии - электрическая и тепловая, которые и призвана производить современная энергетика. Все основные достижения современной техники неразрывно связаны с применением электрической энергии, самым широким образом электричество используется в быту.

Для организации рационального электроснабжения страны большое значение имеет теплофикация, являющаяся наиболее совершенным методом централизованного теплоснабжения и одним из основных путей повышения тепловой экономичности электроэнергетического производства. Под термином «теплофикация» понимается централизованное теплоснабжение на базе комбинированной, т. е. совместной, выработки тепловой и электрической энергии. В комбинированной выработке заключается основное отличие теплофикации от так называемого отдельного метода теплоэнергоснабжения, когда электрическая энергия вырабатывается на электростанциях, а тепловая - в котельных.

Ниже в таблице 1.1 приведены основные показатели, характеризующие энергосистему Республики Беларусь по состоянию на 01.01.2015г.

Установленная мощность энергосистемы составляет 10 035 МВт, в том числе электрическая мощность 41 тепловых электростанций составляет 9 298,2 МВт, 12 ТЭС высокого давления 8 692,6 МВт. В энергосистеме работают также 23 гидроэлектростанции установленной мощностью 26,3 МВт, одна ветроэнергетическая установка мощностью 1,5 МВт и 206 блок-станции потребителей установленной мощностью 709 МВт.

В состав ГПО «Белэнерго» входят шесть республиканских унитарных предприятий (РУП) электроэнергетики, строительно-монтажный комплекс, организации производственной инфраструктуры, ремонтно-наладочные предприятия, научно-исследовательские, проектно-изыскательские, опытно-конструкторские институты.

Всего в Белорусской энергосистеме работает более 60 тыс. человек. Основные показатели Белорусской энергосистемы приведены в таблице 1.1

Схема основной сети объединенной энергетической системы Беларуси показывает, насколько высок уровень охвата территории Республики Беларусь энергетическими источниками и сетями показана на рисунке 1.1

Таблица 1.1 - Основные показатели белорусской энергосистемы

|   |                   |
|---|-------------------|
| Установленная мощность энергосистемы на 01.01.2015    | 10 035 МВт        |
| Выработка электроэнергии источниками ГПО «Белэнерго»  | 31,602 млрд кВт-ч |
| Отпуск тепловой энергии                               | 34,376 млн Гкал   |
| Импорт электроэнергии                                 | 3,826 млрд кВт-ч  |
| Выработка электроэнергии блок-станциями               | 3,116 млрд кВт-ч  |
| Экспорт электроэнергии                                | 508,2 млн кВт-ч   |
| Потребление электроэнергии в республике               | 38,035 млрд кВт-ч |
| Удельные расходы топлива:                             |                   |
| на отпуск электроэнергии                              | 246,8 г/кВт-ч     |
| на отпуск тепла                                       | 167,55 кг/Гкал    |
| Технологический расход энергии на ее транспорт:       |                   |
| в электрических сетях                                 | 9,35 %            |
| в тепловых сетях                                      | 9,34 %            |
| Протяженность линий электропередачи на 01.01.2015     |                   |
| Всего   | 238,915 тыс. км   |
| Воздушные ЛЭП напряжением 35-750 кВ, в том числе:     |                   |
| ЛЭП 220-750 кВ  | 6,926 тыс. км     |
| ЛЭП 110 кВ  | 16,937 тыс. км    |
| ЛЭП 35 кВ   | 11,814 тыс. км    |
| Воздушные ЛЭП напряжением 0,4-10 кВ                   | 203,238 тыс. км   |
| Кабельные линии электропередачи                       | 36,055 тыс. км    |
| Протяженность тепловых сетей в однотрубном исчислении | 5,952 тыс. км     |
| Среднесписочная численность персонала за 2014г        | 61 852 чел.       |

## СХЕМА ОСНОВНОЙ СЕТИ ОЭС БЕЛАРУСИ

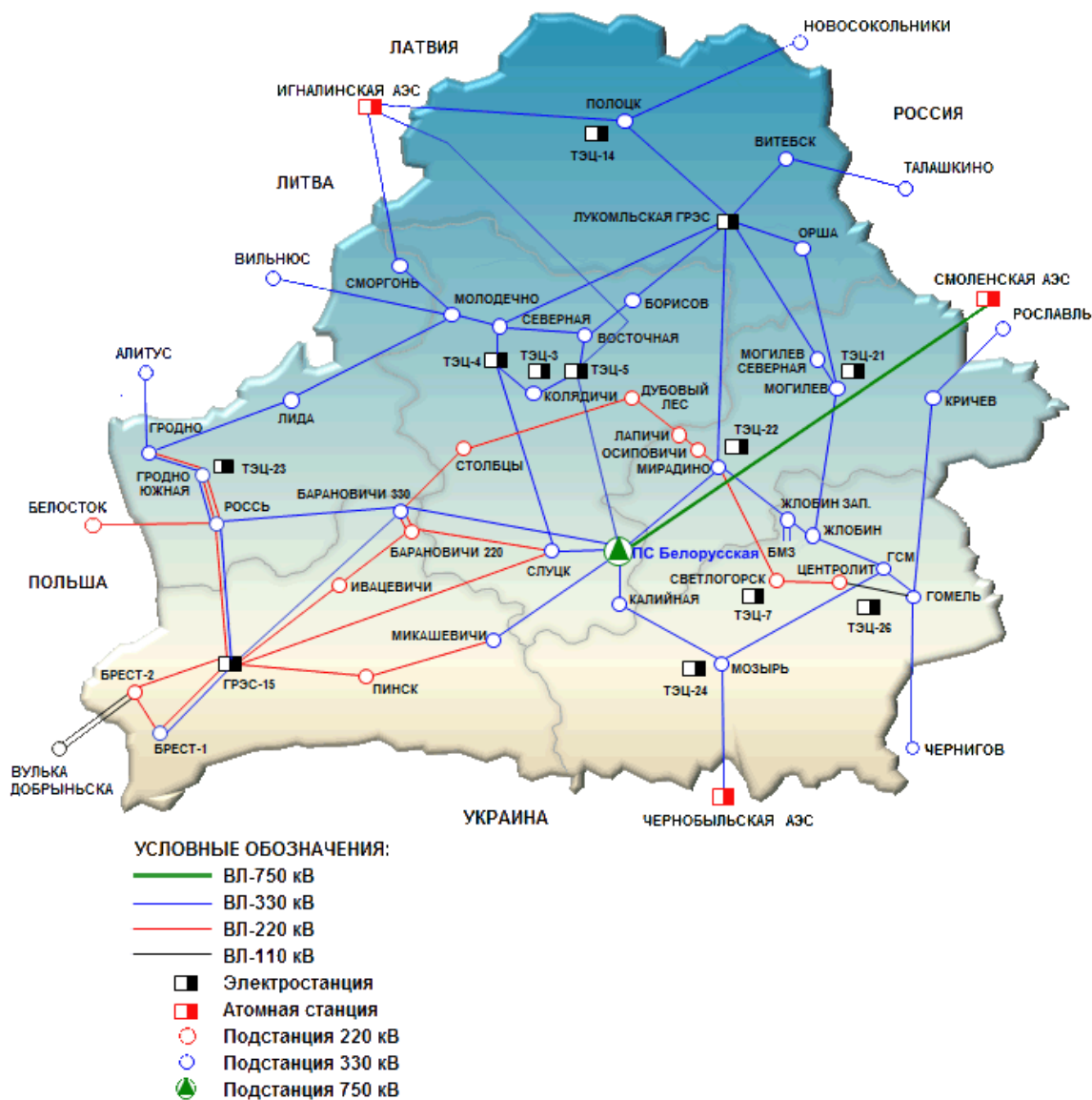


Рисунок 1.1 – Схема основной сети ОЭС Беларуси

Ниже приведена информация о вводе в эксплуатацию в последние годы наиболее значимых объектов, характеризующая активное развитие и обновление энергосистемы Республики Беларусь, в части ввода генерирующих мощностей:

### по РУП «Брестэнерго»:

Введена в эксплуатацию парогазовая установка мощностью 427 МВт на Березовской ГРЭС. Выполнена реконструкция блока №5 Березовской ГРЭС с вводом в эксплуатацию паровой турбины мощностью 180 МВт.

### по РУП «Витебскэнерго»:

Введена в эксплуатацию парогазовая установка мощностью 427 МВт на Лукомльской ГРЭС.

### по РУП «Гродноэнерго»:

Введена в эксплуатацию газовая турбина мощностью 121 МВт.

#### **по РУП «Минскэнерго»:**

Введена в эксплуатацию ПГУ мощностью 399 МВт на Минской ТЭЦ-5, парогазовая установка мощностью 65 МВт в Борисове, парогазовая установка 65 МВт на Минской ТЭЦ-2.

#### **по РУП «Могилевэнерго»:**

Завершена реконструкция РК-3 в г. Могилеве с вводом парогазовой установки и котла-утилизатора

Велось строительство в г. Островце Гродненской области атомной станции мощностью 2400 МВт, первый блок которой мощностью 1200 МВт должен быть введен в эксплуатацию в 2018 году. Одной из особенностей энергетики РБ было то, что в 2014 году около 30% электроэнергии вырабатывали электростанции, работающие по современной парогазовой технологии, что позволило снизить удельный расход топлива с 2010 по 2015 г.г. на 35Г/КВт ч.

### ***1.2 Типы электростанций***

Предприятие, предназначенное для производства электрической энергии, называют электростанцией. В настоящее время большая часть электроэнергии вырабатывается на тепловых электростанциях. Тепловая электростанция (ТЭС) преобразует химическую энергию топлива (угля, нефти, газа) в электрическую энергию и теплоту. По виду отпускаемой энергии (энергетическому назначению) различают конденсационные электростанции (КЭС), отпускающие энергию одного вида - электрическую, и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), отпускающие потребителям электроэнергию и тепловую энергию с паром или горячей водой или оба вида тепловой энергии одновременно.

По типу основного двигателя для привода электрогенератора различают ТЭС с паровыми и газовыми турбинами (паротурбинные и газотурбинные электростанции). Тепловые электрические станции в современном виде начали развиваться с 20-х годов XX века.

В 50-х годах нашего столетия появились атомные электростанции (АЭС), которые преобразуют энергию расщепления ядер атомов тяжелых элементов в электрическую энергию и теплоту. Гидроэлектростанции (ГЭС) преобразуют механическую энергию водного потока в электрическую.

В настоящее время основу энергетики нашей страны составляет теплоэнергетика.

### ***1.3 Энергоресурсы***

Под термином энергетические ресурсы понимаются запасы энергии, которые при данном уровне техники могут быть использованы для энергоснабжения.

Все энергоресурсы можно разделить на две большие группы: невозобновляющиеся и возобновляющиеся. К первой группе относятся энергонесущие полезные ископаемые, образование которых происходило в течение длительных геологических периодов и возобновление которых практически невозможно (уголь, нефть, газ, ядерное горючее - уран, торий). Ко второй группе принадлежат периодически возобновляемые энергоресурсы: солнечная радиация, гид-



роэнергия, ветровая энергия, энергия температурного перепада поверхностных и глубинных слоев мирового океана, приливная энергия и др.

В настоящее время основную роль в производстве энергии играют невозобновляющиеся энергетические ресурсы.

Для сравнения или суммирования различных видов энергоресурсов путем приведения их к общему эквиваленту вводят понятие условного топлива, теплота сгорания которого принята равной 29 300 кДж/кг (7000 ккал/кг).

За последнее столетие в мире было потреблено энергии столько же, сколько за всю предыдущую историю человечества.

Общее представление об энергоресурсах дает знакомство с основными их видами.

**Уголь.** Угли делят на два основных типа: бурые и каменные. Различия между ними определяются главным образом значениями теплоты сгорания, граничное значение которой, разделяющее бурый и каменный угли, принято в международной классификации равным 23 760 кДж/кг (5700 ккал/кг).

**Нефть.** Нефть впервые начали добывать в коммерческих масштабах немногим более 100 лет назад. Особенно интенсивно нефтедобывающая промышленность стала развиваться с появлением двигателей внутреннего сгорания.

В настоящее время нефть играет очень большую роль в топливно-энергетическом балансе всех развитых стран мира.

В Республике Беларусь ежегодно добывают около 2 млн т нефти. Потребление нефти в Республике покрывается за счет экспорта из России. На электростанциях используется мазут, его теплотворная способность составляет 9112 ккал/кг, содержание серы равно 2,2%, влажность 3,5 %

**Природный газ.** Использование природного газа как топлива имеет длительную историю, но лишь в последние 50 лет он стал широко применяться для отопления и промышленных целей и занял прочное место в энергетическом балансе промышленно развитых стран. В настоящее время природный газ составляет около 95 % потребляемого энергетикой РБ топлива. Теплотворная способность газа  $Q_k^p = 8558 \text{ ккал/м}^3$  при  $t = 20^\circ\text{C}$ .

**Ядерное топливо.** Уран широко распространен во всем мире. Запасы урана имеются в России. Наибольшие из известных месторождений дешевого урана расположены в Австралии, Франции, Канаде, Габоне, Нигерии, ЮАР и США.

Белорусская атомная электростанция будет использовать ядерное топливо, произведенное в России, поскольку станция строится по российской технологии.

**Гидроэнергоресурсы.** В настоящее время гидроэнергия представляется одним из наиболее приемлемых энергоресурсов для производства электричества.

Однако, в Республике Беларусь гидроэнергоресурсы очень небольшие и в ближайшие годы будут полностью освоены.

Использование для большой энергетики других возобновляющихся энергоресурсов, например солнечной радиации, ветроэнергии из-за существующих в природе ограничений плотности потока энергии в республике очень ограни-

чено. В то же время в стране находят широкое использование местные виды топлива (дрова, торф и т.п.), которые в энергетическом балансе страны достигли в 2015 году 25% и играют важную роль в обеспечении энергетической безопасности страны.

Основным топливом для электростанций Республики Беларусь является природный газ, использовать который наиболее эффективно можно только в парогазовых установках, основу которых составляют газовые турбины.

В настоящее время в мире на электростанциях эксплуатируются десятки тысяч газовых турбин.

## 2 ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПАРОГАЗОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Парогазовая технология основана на совмещении двух известных термодинамических циклов: цикла газотурбинной установки и паросилового цикла Ренкина.

Цикл газотурбинной установки представлен в T-S диаграмме (рисунок 2.1). Цикл газотурбинной установки осуществляется четырьмя процессами:

- сжатие в осевом компрессоре 1-2; подвод тепла 2-3 - сжигание топлива в камере сгорания газотурбинной установки;
- расширение в осевой газовой турбине 3-4 - выработка мощности на привод компрессора и электрогенератора;
- отвод тепла 4-1 - выброс горячих отработавших продуктов сгорания в атмосферу.

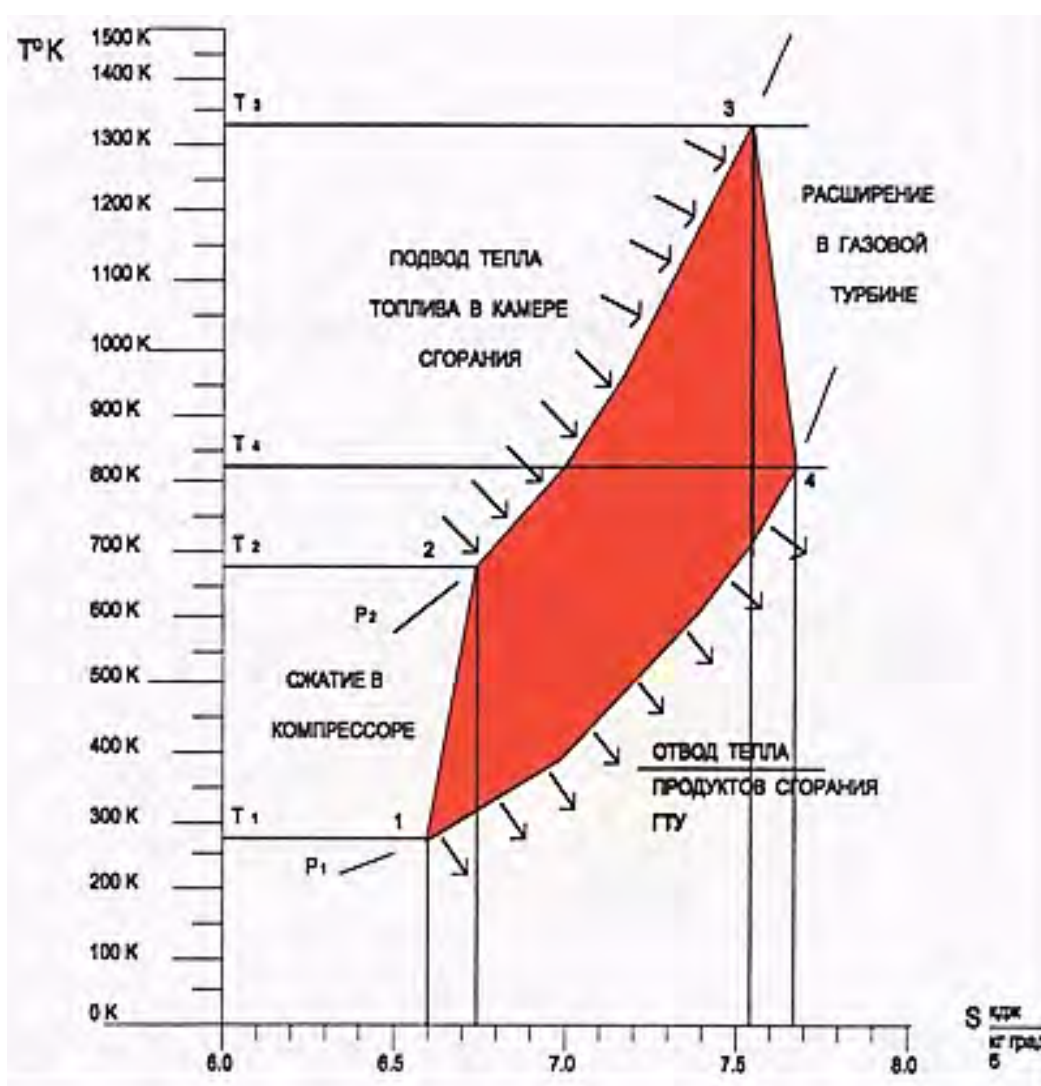


Рисунок 2.1 – T-S – диаграмма газотурбинного цикла.

Коэффициент полезного действия такой установки равен электрическому КПД и достигает сегодня для лучших образцов производимых ГТУ 35-40% брутто.

Использование тепла продуктов сгорания ГТУ, имеющих высокую температуру на уровне 500-600°C, резко увеличивает эффективность использования тепла топлива и ведет к значительному повышению экономичности комбинированной установки в целом.

Наиболее простым способом использования тепла продуктов сгорания ГТУ является подогрев сетевой воды в теплообменнике. Такой способ эффективно применим там, где отпуск тепла осуществляется в диапазоне 70- 100% от максимального. Такой диапазон отпуска тепла потребителю диктуется возможностями экономичного регулирования мощности ГТУ, при более глубокой разгрузке ГТУ дальнейшего снижения потенциального тепла продуктов сгорания не происходит.

Поэтому в парогазовой технологии предусматривается использование тепла продуктов сгорания ГТУ для производства пара, расширяющегося в паровой турбине с выработкой дополнительной электроэнергии, при возможности на тепловом потреблении.

Паросиловой цикл Ренкина представлен на рисунке 2.2. Паросиловой цикл Ренкина в TS-диаграмме и совмещенный парогазовый цикл на рисунке 2.3.

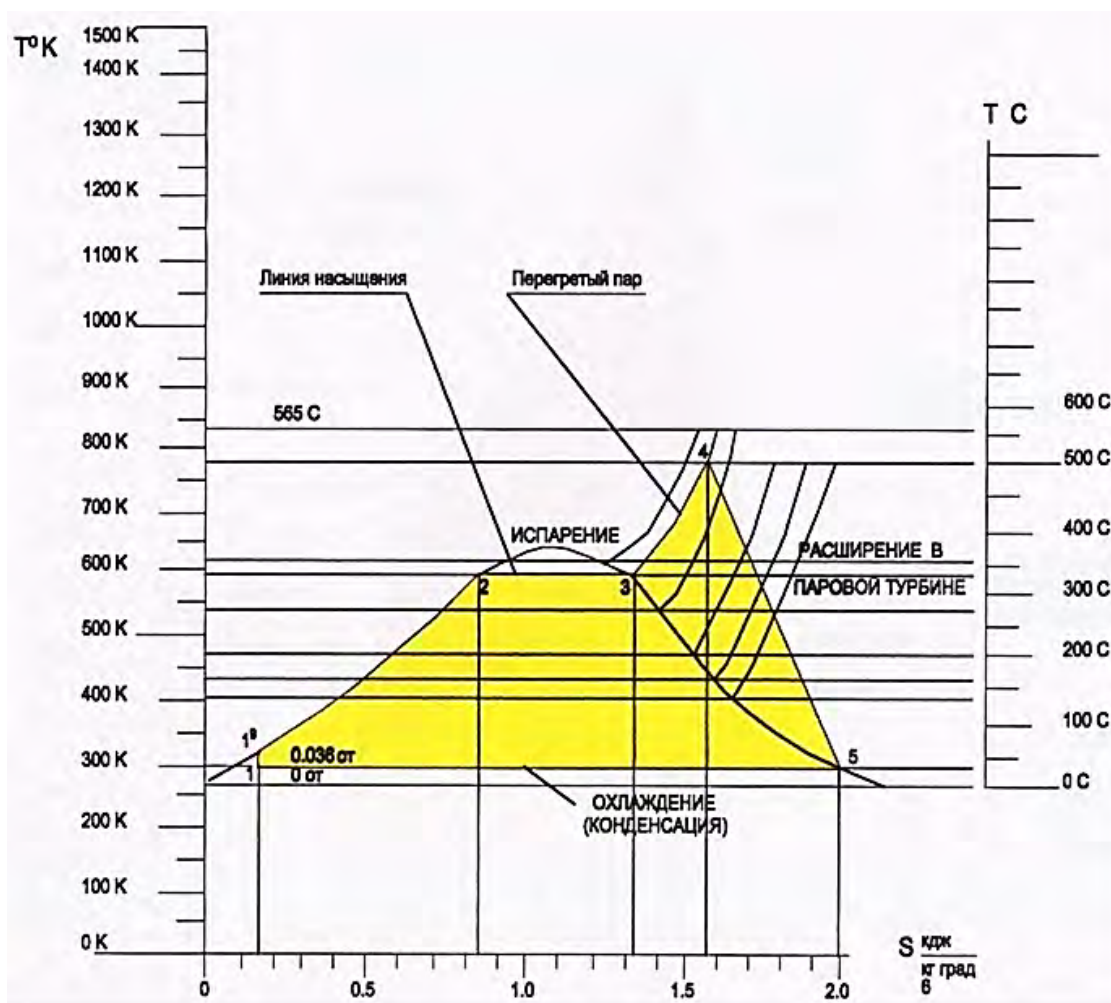


Рисунок 2.2 – TS – диаграмма паросилового цикла.

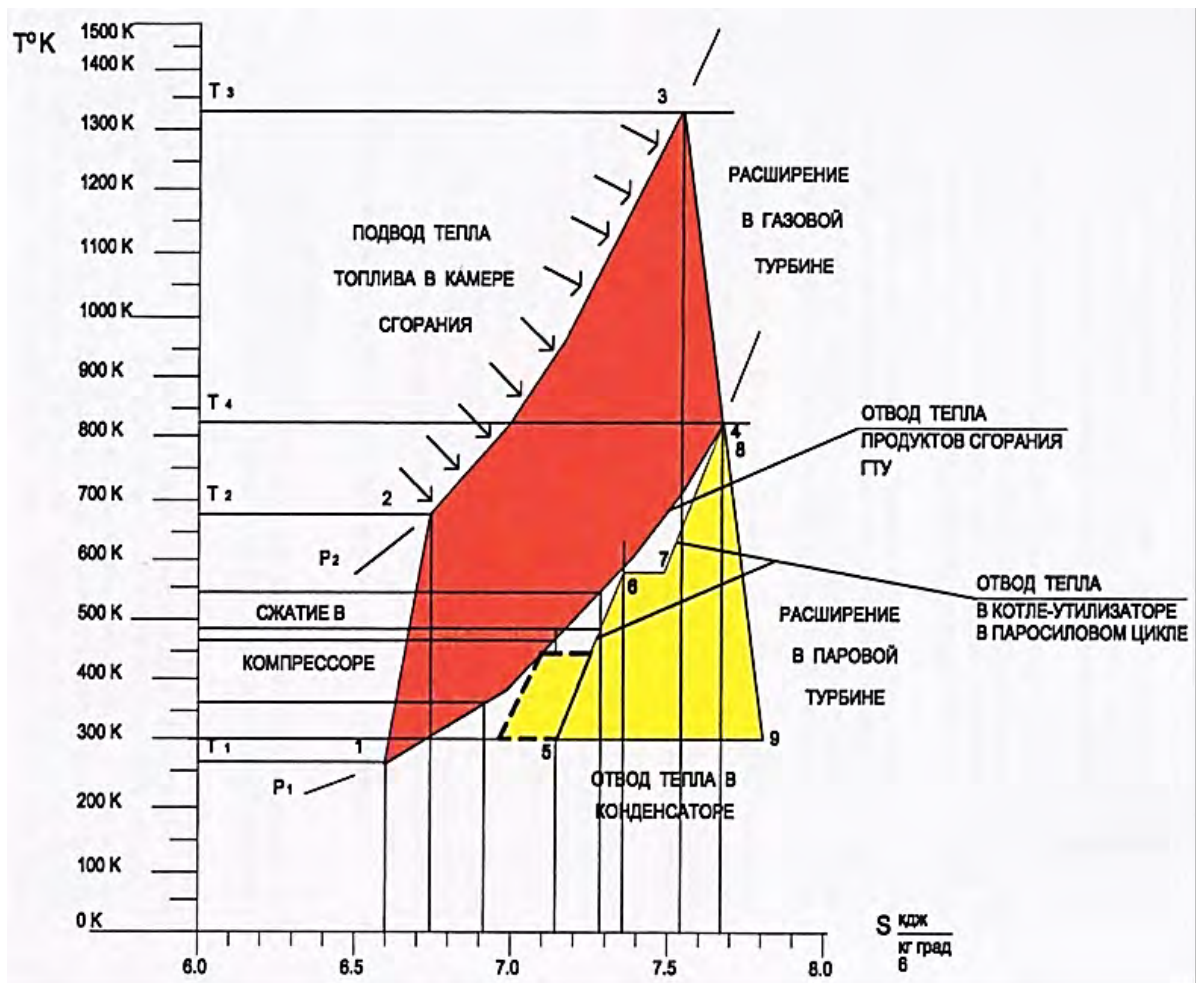


Рисунок 2.3 – TS – диаграмма процесса ПГУ.

Из совмещенной диаграммы рис.2.3 видно, что полезное использование тепла продуктов сгорания ГТУ для производства силового пара для паровой турбины при одном давлении ограничено температурами кипения и перегрева (точки 6 и 8).

Именно поэтому в современных ПГУ применяют котлы-утилизаторы с двумя-тремя контурами давления и паровые турбины с использованием пара двух или даже трех давлений, что обеспечивает эффективное снижение потерь с уходящими газами (80-100 °С) и дополнительное повышение экономичности производства электроэнергии.

При характерных для ГТУ высокой температуре подвода тепла и низкой, близкой к температуре окружающей среды, температуре отвода тепла в конденсаторе паротурбинных установок, отношение температур горячего и холодного источников тепла в комбинированном цикле и его КПД значительно увеличиваются.

При КПД современных ГТУ, равном 38-40%, доля тепла отработавших в турбинах газов (которая при автономной работе относилась бы к потерям) составляет 60-62% тепла топлива, сожженного в ГТУ. При КПД парового цикла 30-35%, более низком, чем в современных энергоблоках высокого и сверхкритического давления, КПД комбинированной установки равен 57-60%.

Прирост экономичности современных ПГУ на КЭС даже по сравнению с самыми совершенными паротурбинными установками, имеющими при сверхкритических параметрах пара (24МПа, 540/540°С) максимальный КПД 38%, составляет 14-17% абсолютных и позволяет на 37-45% снизить расход топлива на производство электроэнергии.

Еще выше показатели эффективности ПГУ на ТЭЦ за счет роста выработки электроэнергии на тепловом потреблении и снижения потерь тепла в конденсаторах паровых турбин. КПД ТЭЦ с ПГУ достигают величины 75-80%.

## 2.1 Технологические схемы парогазовых установок

### ПГУ утилизационного типа

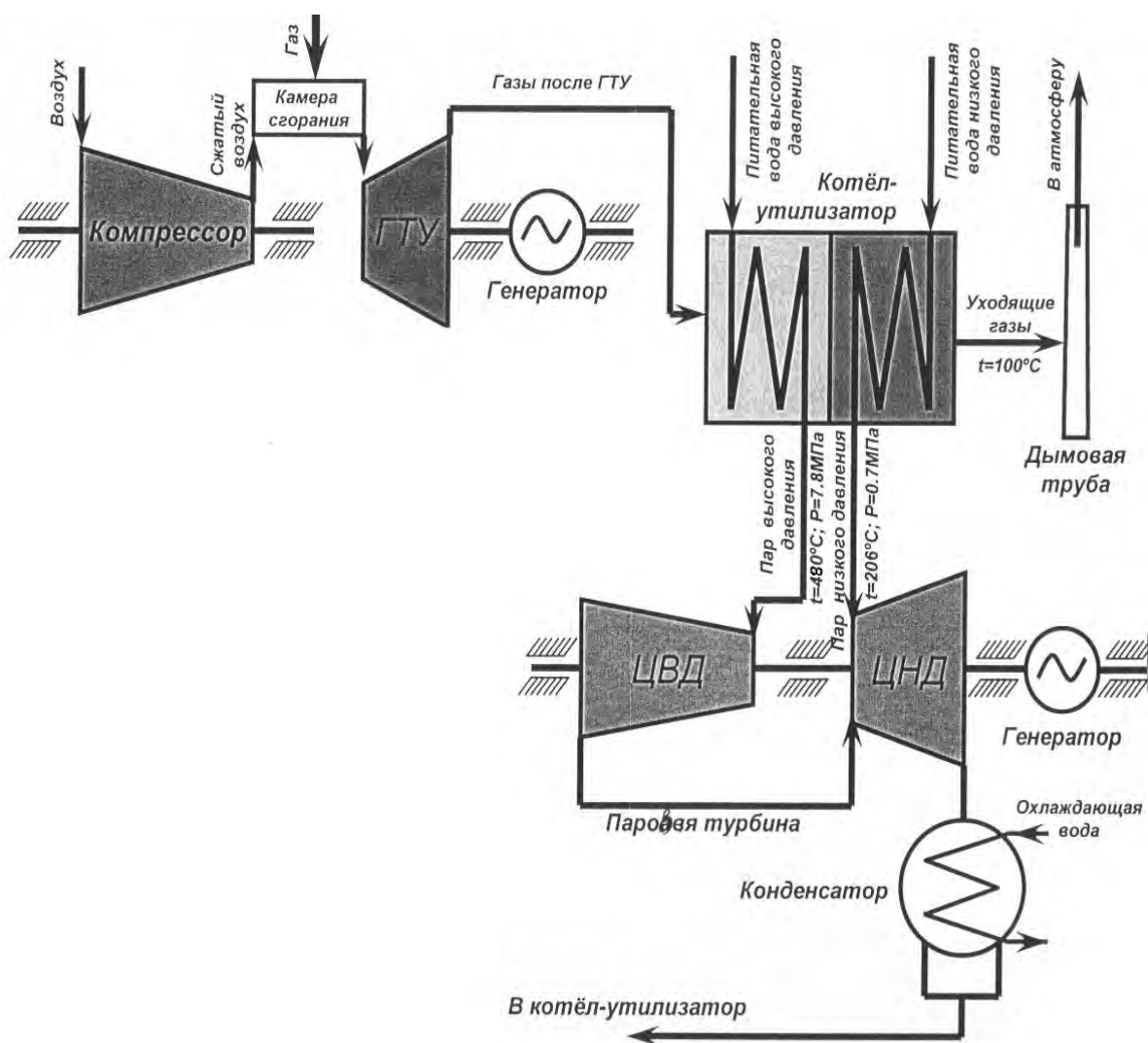


Рисунок 2.4 – ПГУ утилизационного типа.

Наиболее высокие КПД достигнуты в ПГУ утилизационного типа, когда все тепло, используемое в паровой части, подводится с отработавшими в ГТУ газами.

Паровая часть таких современных ПГУ является относительно простой. Паровая регенерация невыгодна и не используется. Температура перегретого пара на 20-50°С ниже температуры отработавших в ГТУ газов. Давление свежего пара выбирается так, чтобы иметь приемлемую влажность в последних ступенях паровых турбин. Чтобы уменьшить температурные напоры между газами и пароводяной средой и с меньшими термодинамическими потерями использовать тепло отработавших в ГТУ газов, испарение питательной воды организуется при двух или трех уровнях давления. Выработанный при пониженных давлениях перегретый пар подмешивают в промежуточных точках проточной части турбины.

Экономичность ГТУ и ПГУ в зависимости от начальной температуры газов приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 Экономичность ГТУ и ПГУ.

| Начальная температура газов, °С | 1200 | 1300 | 1400 | 1500 |
|---------------------------------|------|------|------|------|
| КПД ГТУ, %                      | 35   | 36   | 38   | 40   |
| КПД ПГУ, %                      | 52   | 56   | 57   | 60   |

Применение парогазовой технологии на ТЭЦ ещё более эффективно, чем на конденсационных ГРЭС. Исследование экономической эффективности применения ТЭЦ с ПГУ, их сопоставление с ПГУ конденсационного типа и другими типами электростанций неоднократно рассматривались. Показаны значительные преимущества использования ПГУ на ТЭЦ по сравнению с их применением на КЭС. Отмечено, что применение парогазовых технологий на ТЭЦ позволяет увеличить комбинированную выработку электроэнергии на тепловом потреблении более чем в 2 раза по сравнению с существующими паротурбинными электростанциями. При установке ПГУ на ТЭЦ коэффициенты использования тепла топлива могут достигать 75-85%.

#### **ПГУ сбросного типа.**

Значительно, почти в три раза, меньшее повышение экономичности достигается в ПГУ сбросного типа с небольшой долей газотурбинной мощности. В таких установках ГТУ заменяет дутьевые вентиляторы энергетического котла и их мощность определяется окислительной способностью отработавших газов, сбрасываемых в топку котла. В ПГУ сбросного типа газотурбинная мощность также вырабатывается с высоким КПД, только ее доля в общей мощности комбинированной установки значительно меньше. При такой газотурбинной надстройке в паровом котле (низконапорном парогенераторе) отсутствует воздухоподогреватель. Для охлаждения дымовых газов до экономически целесообразной температуры их тепло приходится передавать в пароводяной тракт и использовать для нагрева части конденсата и питательной воды. Паросиловая часть такого ПГУ может работать автономно на резервном виде топлива.

Такие установки могут быть целесообразны для надстройки действующих ТЭЦ со значительной долей мазута в тепловом балансе в тех случаях, когда основное действующее оборудование имеет еще значительный остаточный ресурс. Новое строительство таких установок требует особого обоснования.

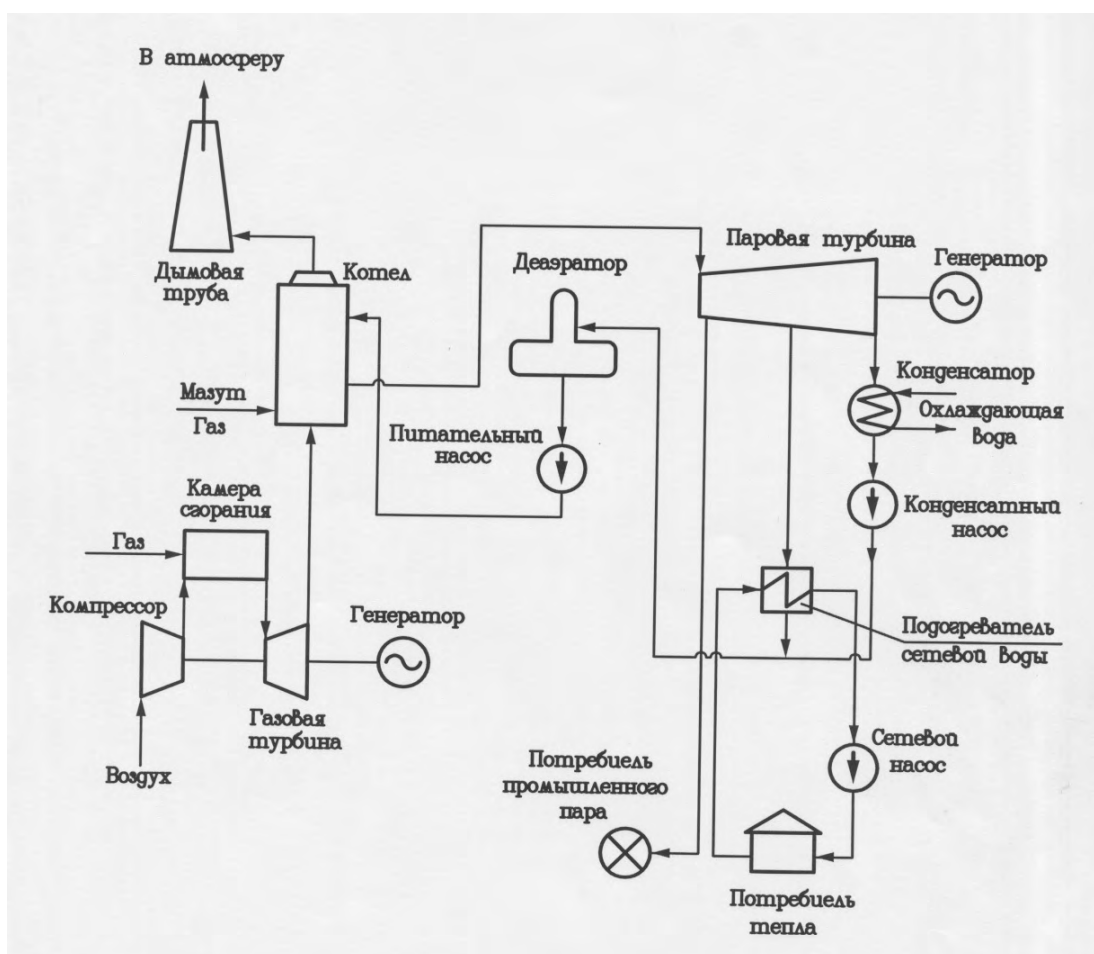


Рисунок 2.5 – ПГУ сбросного типа.

Цикл ПГУ сбросного типа значительно менее эффективен, чем бинарный, а ее удельная стоимость выше (см. таблицу 2.2).

Таблица 2.2 Эффективность бинарного и сбросного цикла ПГУ.

|                                  |          |                  |
|----------------------------------|----------|------------------|
| Топливо для ПГУ                  | Газ      | газ + мазут      |
| Особенности цикла                | Бинарный | сбросной         |
| Относительная удельная стоимость | 1,0      | 1,5              |
| Промышленно достигнутые КПД, %   | 52-60    | газ 46/ мазут 44 |



### **Эффективность ГТУ и ПГУ.**

Эффективность парогазовых установок, в основном, определяется совершенством применяемых в них газовых турбин, их экономичности, надежности, экологических показателей.

В течение последних 30 лет ГТУ являются наиболее динамично развивающимся в мире тепловым двигателем. За этот период их максимальная единичная мощность увеличилась с 50 до 375 МВт, КПД при автономной работе с возрос с 27-28 до 40%, начальная температура газов, определяющая совершенство газотурбинного и парогазового цикла, увеличилась с 850-900°С до 1400-1500°С, а степень сжатия с 7-9 до 15-17. КПД производства электроэнергии полного бинарного ПГУ с современными энергетическими ГТУ мощностью  $\geq 70$  МВт составляет на лучших тепловых электростанциях конденсационного типа 57-60%. Эффективность ПГУ характеризуют ниже приведенные зависимости.

Выходные газы ГТУ направляются в котел-утилизатор, где значительная часть теплоты передается пароводяному рабочему телу, там генерируется перегретый пар, который поступает в паровую турбину. Тепловая схема такой ПГУ в Т-S диаграмме описывается циклом Брайтона-Ренкина.

Общая электрическая мощность ПГУ:

$$N_{\text{пгу}}^{\text{э}} = N_{\text{г}}^{\text{э}} + N_{\text{п}}^{\text{э}}, \quad 2.1$$

где  $N_{\text{г}}^{\text{э}}$  – мощность газовой турбины,  $N_{\text{п}}^{\text{э}}$  – мощность паровой турбины.

Электрический КПД ПГУ брутто с котлом-утилизатором можно определить по формуле:

$$\eta_{\text{пгу}}^{\text{э}} = (N_{\text{г}}^{\text{э}} + N_{\text{п}}^{\text{э}}) / Q_{\text{г}}^{\text{с}}, \quad 2.2$$

где  $Q_{\text{г}}^{\text{с}}$  – теплота сгорания топлива, сжигаемого в камере сгорания ГТУ, кВт.

В ПГУ сборного типа выходные газы ГТУ направляются в горелки энергетического парового котла, где они используются в качестве окислителя. Это позволяет отказаться от воздухоподогревателя котла и дутьевых вентиляторов. Для охлаждения дымовых газов котла до приемлемой температуры (их количество возрастает на 30-40%) в его хвостовой части взамен воздухоподогревателя устанавливается теплообменник, питаемый частью основного конденсата и питательной водой паротурбинной установки.

Электрический КПД этой схемы можно определить по формуле:

$$\eta_{\text{пгу}}^{\text{э}} = (N_{\text{г}}^{\text{э}} + N_{\text{п}}^{\text{э}}) / (Q_{\text{г}}^{\text{с}} + Q_{\text{п}}^{\text{с}}). \quad 2.3$$

### **Надежность ГТУ и ПГУ.**

Эксплуатационные показатели энергетических ГТУ на зарубежных электростанциях находятся на том же или даже более высоком уровне, что и традиционного энергетического оборудования.

Для них характерна готовность к работе в течение примерно 90% календарного времени за 6-8 летний ремонтный цикл (нередки случаи многолетней работы крупных промышленных ТЭЦ с готовностью 95-96%), внеплановые простои в течение 1,5-3% календарного времени, безотказность пусков 95-97%. Плановые осмотры критических узлов ГТУ без разборки проводятся после наработки 8 тыс.экв.ч, средние ремонты (инспекции горячего тракта) с вскрытием турбины (иногда без выемки ротора) после наработки 20-25, а капитальные ремонты с разборкой ГТУ после 40-45 тыс. экв.ч.

### **Безопасность ГТУ и ПГУ.**

Технические решения по обеспечению безопасности эксплуатации паросиловой части ПГУ известны, они характерны для традиционного энергетического оборудования, в схемах ПГУ бинарного утилизационного цикла они даже облегчены в связи с более низкими параметрами пара и отсутствием сжигания топлива в котлах-утилизаторах.

Эксплуатационная безопасность энергетических ГТУ на электростанциях находятся на том же уровне, что и традиционного энергетического оборудования, она соответствует требованиям нормативно-технической и законодательной документации по технике безопасности, взрывобезопасности и пожаробезопасности.

Конструкция энергетических ГТУ и система автоматического управления обеспечивают нормальную безопасную работу установки без постоянного присутствия обслуживающего персонала в машинном зале.

Механическая безопасность ГТУ обеспечивается: конструкцией ГТД и теплозвукоизолирующего кожуха, обеспечивающего непробиваемость корпуса при обрыве лопатки компрессора или турбины; блокирующими и защитными устройствами, предотвращающими вывод ГТЭ за установленные предельные значения параметров; наличием защитных кожухов на вращающихся частях, конструктивным исполнением и размещением деталей и сборочных единиц, исключая возможность травматизма при эксплуатации.

Электрическая безопасность обеспечивается: заземлением электрооборудования; применением корпусов или съемных кожухов, исключая случайный контакт токопроводящих элементов с обслуживающим персоналом. Взрывопожаробезопасность ГТУ обеспечивается: применением несгораемых или трудносгораемых конструкционных материалов, изоляционных и лакокрасочных покрытий, не способствующих распространению огня; отстройкой трубопроводов масляной, топливной и воздушной систем ГТУ от резонансных колебаний во всем диапазоне рабочих режимов; исключением взрывоопасных скоплений масловоздушной смеси и газа в элементах ГТУ; вентиляция газовоздушного тракта ГТУ перед запуском; наличием подвода огнегасящего вещества из системы пожаротушения и установкой датчиков сигнализации о пожаре под теплозвукоизолирующим кожухом ГТУ, в генераторе; обеспечением слива не-

сгоревшего топлива из выходного газохода в стационарную дренажную систему; применением топливных фильтров, обеспечивающих замену фильтрующего элемента без разлива топлива.

Тепловая безопасность обеспечивается: наличием теплоизолирующего кожуха газотурбинного двигателя (ГТД); отсутствием прямого воздействия отопительных приборов и солнечных лучей на оборудование топливной и масляной систем и средств пожаротушения; наличием системы вентиляции и охлаждения теплозвукоизолирующего кожуха ГТУ.

Токсикологическая безопасность обеспечивается: применением в ГТУ материалов, не выделяющих на всех режимах работы и в нерабочем состоянии токсичных веществ выше ПДК, а также не являющихся источником выделения дурно пахнущих веществ; наличием системы вентиляции и охлаждения теплозвукоизолирующего кожуха ГТУ.

### **Экологическое влияние ГТУ и ПГУ.**

В ГТУ освоено «малотоксичное» сжигание природного газа. Оно осуществляется в камерах сгорания, работающих на предварительно подготовленной гомогенной смеси газа с воздухом при больших ( $\alpha=2-2,1$ ) избытках воздуха с равномерной и сравнительно невысокой (1500-1550°C) температурой факела. При такой организации горения образование  $\text{NO}_x$  удастся ограничить уровнем 20-25 мг/м<sup>3</sup> (при содержании кислорода в отработавших газах 15%) при высокой полноте сгорания ( $\text{CO} < 50$  мг/м<sup>3</sup>).

Уровни звука, создаваемые оборудованием ПГУ (ГТУ и КУ) в 1 м от теплозвукозащитного кожуха установок, от воздухозаборного устройства и устья дымовой трубы, не превышают 80 дБа, что соответствует требованиям ГОСТ 12.1.003.

Побочная и попутная продукция в технологическом цикле ПГУ отсутствует, утилизация несгоревшего топлива обеспечением сливом его из выходного газохода в стационарную дренажную систему (в бак аварийного слива топлива).

Приведенные выше данные характеризуют современные парогазовые установки как надежные и эффективные агрегаты и свидетельствуют, что степень риска и вероятность возникновения аварийных ситуаций при их применении находятся на том же уровне, что и у традиционного энергетического оборудования.

По достигнутому уровню надежности современные энергетические ПГУ соответствуют требованиям нормативно-технической и законодательной документации по технике безопасности, взрывобезопасности и пожаробезопасности, что позволяет сделать вывод о безусловной целесообразности их применения.

На рис.2.6, 2.7 представлены принципиальные схемы парогазовых энергоблоков на основе оборудования Siemens и General Electric.

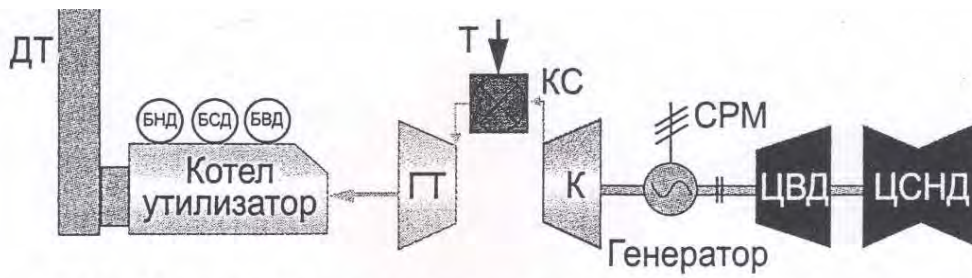


Рисунок  
Siemens

- |                                 |                                 |
|---------------------------------|---------------------------------|
| БВД - барабан высокого давления | К - компрессор                  |
| БСД - барабан среднего давления | ГТ - газовая турбина            |
| БНД - барабан низкого давления  | ЦВД - цилиндр высокого давления |
| ДТ - дымовая труба              | ЦСД - цилиндр среднего давления |
| СРМ - саморасцепляющаяся муфта  |                                 |
| Т - топливо                     |                                 |
| КС - камера сгорания            |                                 |

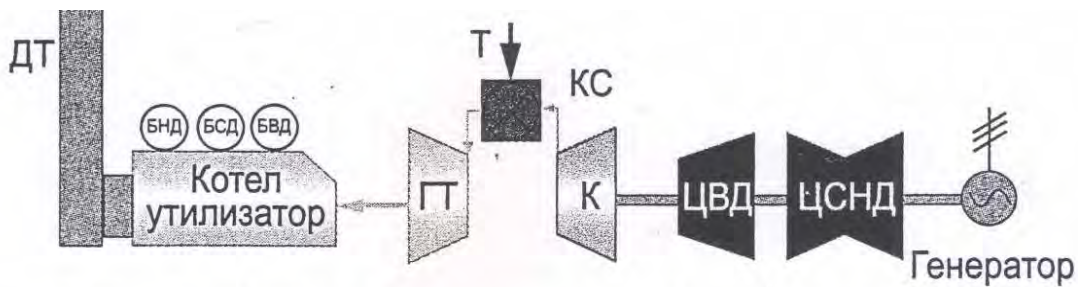


Рисунок  
Genera

- |                                 |                                 |
|---------------------------------|---------------------------------|
| БВД - барабан высокого давления | К - компрессор                  |
| БСД - барабан среднего давления | ГТ - газовая турбина            |
| БНД - барабан низкого давления  | ЦВД - цилиндр высокого давления |
| ДТ - дымовая труба              | ЦСД - цилиндр среднего давления |
| Т - топливо                     |                                 |
| КС - камера сгорания            |                                 |

### 3 ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПГУ И ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

#### 3.1 Газовые турбины и их основные элементы

Комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ).

ЗВОУ предназначено для очистки подаваемого в ГТУ воздуха от естественной и промышленной пыли и других загрязнений, защиты воздушного и газового трактов ГТУ от эрозии и коррозии, а также для подавления возникающего шума. Оно включает следующие блоки:

1. Блок воздухоприемный служит для забора воздуха из атмосферы и защиты ГТУ от попадания крупных предметов;

2. Блоки воздухоподогрева служат для подогрева воздуха, поступающего в компрессор ГТУ, с целью защиты элементов КВОУ и лопаточного аппарата компрессора от обледенения;

3. Блок ФГО (фильтр грубой очистки) КВОУ служит для очистки воздуха от крупнодисперсной пыли;

4. Блок ФТО (фильтр тонкой очистки) КВОУ служит для очистки воздуха от мелкодисперсной пыли и окончательной очистки воздуха;

5. Блок предохранительных клапанов служит для байпасирования воздуха, поступающего в компрессор ГТУ при возрастании разрежения после КВОУ сверх 1500 Па в обход воздухоприёмного блока, блоков воздухоподогрева и фильтров, с целью предотвращения разрушения элементов КВОУ;

6. Шторная дверь (жалюзи) служит для закрытия входа воздуха в компрессор при неработающей ГТУ.

7. Блок шумоглушения служит для уменьшения шума проходящего через КВОУ воздуха;

8. Воздухоосушительная установка предназначена для подогрева и удаления влаги из воздуха, подаваемого в опускной воздуховод во время простоя ГТУ

9. Опускной воздуховод. Служит для соединения КВОУ с компрессором ГТУ.

Фильтры грубой и тонкой очистки подлежат замене после достижения перепада давления на них устанавливаемого заводской инструкцией.

### **Осевые компрессоры энергетических газотурбинных установок.**

Компрессорами называют машины, предназначенные для повышения давления и перемещения газов (в частности, воздуха).

Основной способ работы современных турбокомпрессоров – динамический – обеспечивает непрерывность сжатия газа и его перемещение благодаря силовому воздействию вращающихся лопаток и потока газа. Компрессор – важный элемент технологической схемы современной энергетической ГТУ, а воздух, сжимаемый в нем, поступает в камеры сгорания и затем в виде горячих газов в газовую турбину установки (рисунок 3.1).

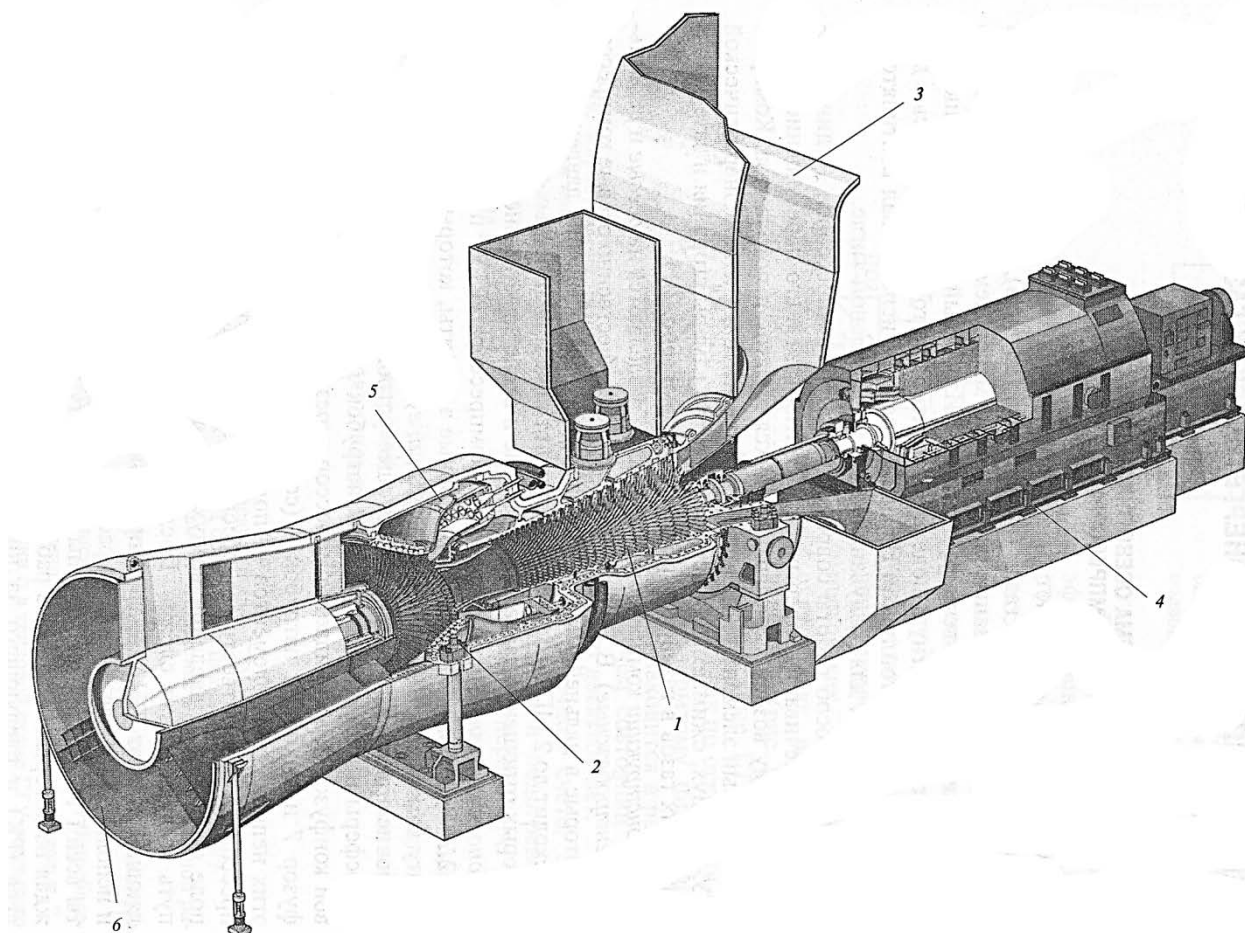


Рисунок 3.1 – Общий вид энергетической ГТУ (GT 13 E2 фирмы Аль-стом): 1 – осевой компрессор; 2 – газовая турбина; 3 – забор воздуха; 4 – электрогенератор; 5 – камера сгорания, 6 – выход газов.

По конструкции компрессоры чаще всего разделяются на осевые и радиальные (центробежные). В ГТУ применяют преимущественно осевые компрессоры, которые в дальнейшем и будут рассмотрены. Повышение давления в них происходит до 2 МПа и более, этим они и отличаются от осевых вентиляторов, в которых отношение давлений на выходе и входе значительно меньше.

Конструктивная схема осевого компрессора ГТУ представлена на рисунке 3.2. В ней можно выделить основные элементы, которые обеспечивают работу компрессора. Воздух через комплексное воздухоочистительное и шумоподавляющее устройство (КВОУ) забирается из атмосферы и поступает во входной патрубок 1 (сечение НК – НК) и кольцевой конфузор 2, а покидает компрессор через спрямляющий аппарат 3, диффузор 7 и выходной патрубок 6 (сечение КК – КК). Основное назначение этих неподвижных элементов – подвести воздух к рабочим ступеням компрессора, а затем отвести его, обеспечив минимальные потери, равномерное поле скоростей и давлений воздуха. В современных осевых компрессорах путь воздуха весьма сложен. После конфузора установлен входной направляющий аппарат (ВНА) 8, закручивающий воздух в сторону вращения ротора, и используемый для изменения расхода воздуха и воздействия на режим работы всей ГТУ. Далее расположены рабочие ступени компрессора 1, 11, ..., z, каждая из которых состоит из рабочего лопаточного

аппарата – рабочего колеса (РК) и следующего за ним неподвижного направляющего аппарата (НА). В некоторых конструкциях осевых компрессоров первые ступени имеют также поворотные направляющие аппараты (ПНА), которые вместе с ВНА включены в систему управления работой ГТУ. Рабочие лопатки обычно укреплены на дисках и вместе с валом, на котором они расположены, образуют ротор компрессора.

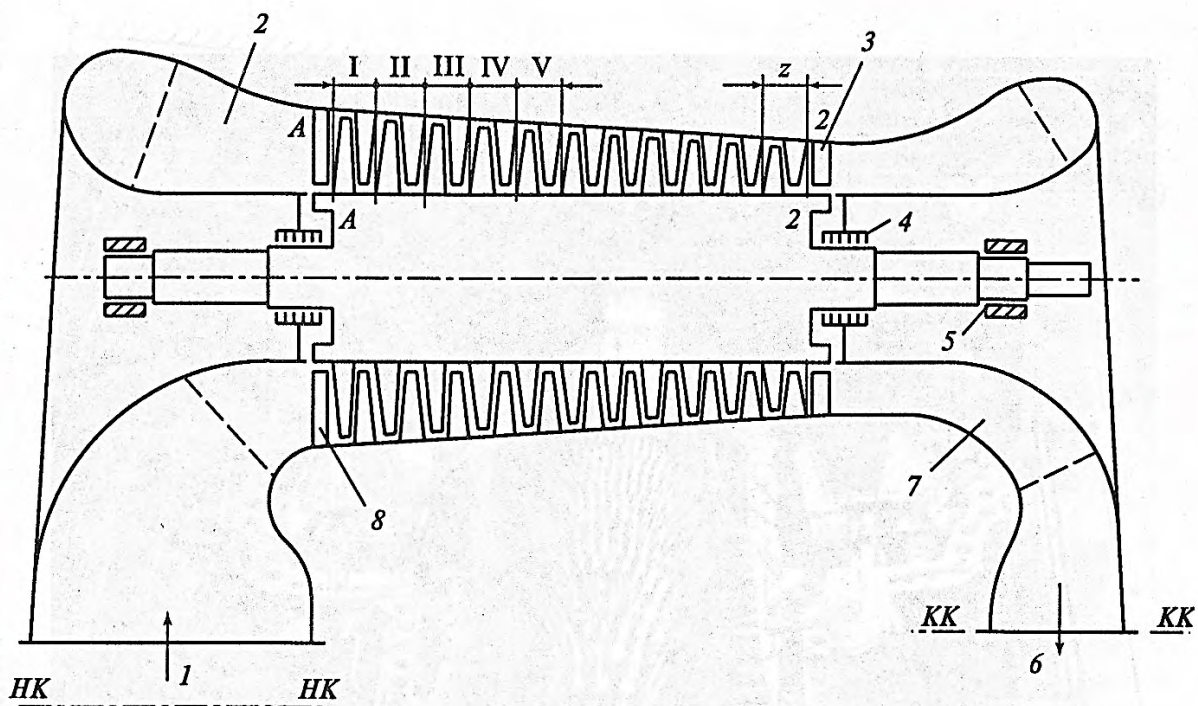
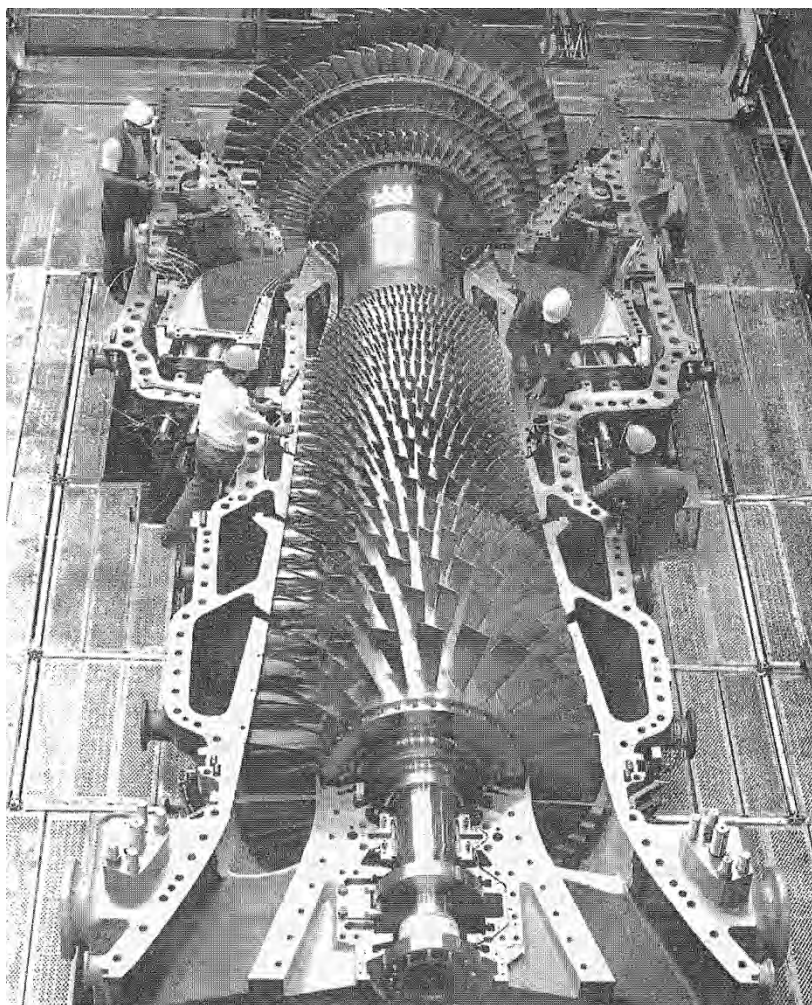
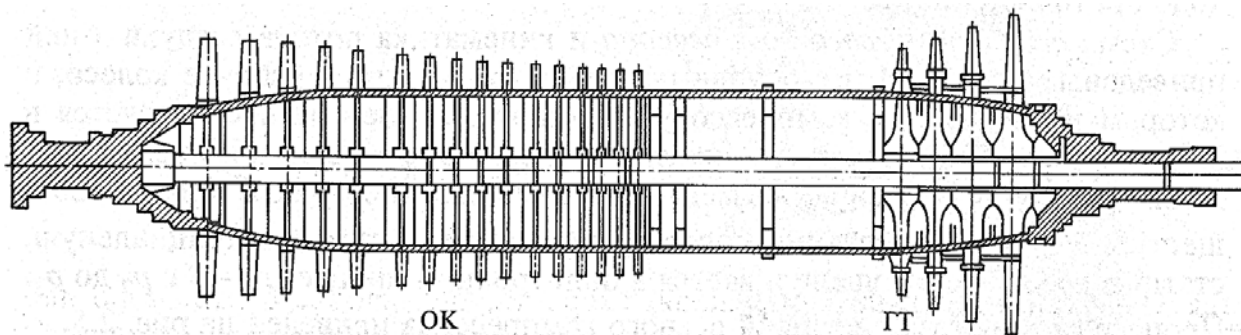


Рисунок 3.2 – Конструктивная схема осевого компрессора ГТУ: сечения НК – НК – на входе в компрессор, КК – КК – на выходе из компрессора; А – А и Б – Б – на входе в проточную часть компрессора и на выходе из нее соответственно; 1 – входной патрубков; 2 – конфузор, 3 – спрямляющий аппарат; 4 – вал компрессора с системой уплотнений; 5 – подшипник, 6 – выход воздуха из компрессора; 7 – диффузор, 8 – входной направляющий аппарат.

Статором компрессора называют корпус с разъемом и закрепленными в нем направляющими лопатками. В конструкцию (см. рисунок 4.2) входят также подшипники 5 и вал компрессора с системой уплотнений 4. Последние предотвращают подсос воздуха из атмосферы во входную часть и утечки на выходе проточной части.



а



б

Рисунок 3.3 – Общий вид ротора энергетической ГТУ (GT 13 E2 фирмы Альстом) (а) и конструкция ротора ГТУ (фирмы Siemens) (б).

Схема ступени осевого компрессора и кинематика потока воздуха в ней приведены на рисунке 3.4. Ее основным элементом является рабочее колесо, в котором подводимая к компрессору механическая энергия преобразуется в энергию газа. Происходит его сжатие по политропе 1 – 2 и повышение давления с  $p_1$  до  $p_2$ . Во втором элементе ступени в направляющем аппарате осуществляется преобразование кинетической энергии газа в потенциальную, статическое давление увеличивается в политропном процессе 2 – 3 с  $p_2$  до  $p_3$ . Процесс сжатия газа в ступени осевого компрессора приведен на рисунке 3.5.



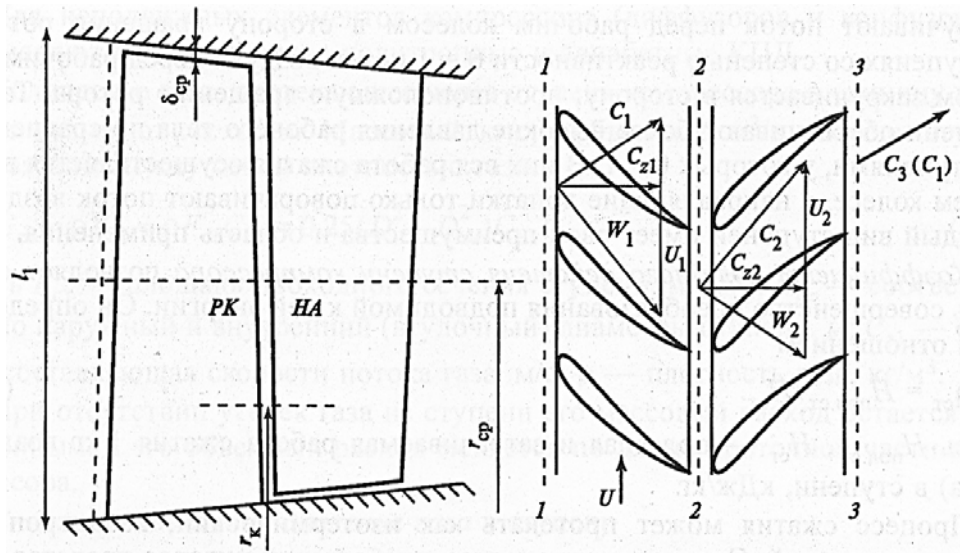


Рисунок 3.4 – Схема ступени осевого компрессора и кинематика потока в ней:  $l_1$  – высота входного сечения в ступень;  $r_k, r_{cp}$  – корневой и средний радиусы ступени;  $\delta_{cp}$  – средний радиальный зазор;  $C_1, C_2$  – абсолютные скорости входа воздуха в рабочее колесо и направляющий аппарат;  $w_1, w_2$  – относительные скорости входа воздуха в лопаточные каналы рабочего колеса и направляющего аппарата,  $C_{z1}, C_{z2}$  – осевые составляющие абсолютной скорости входа воздуха в рабочее колесо и направляющий аппарат.

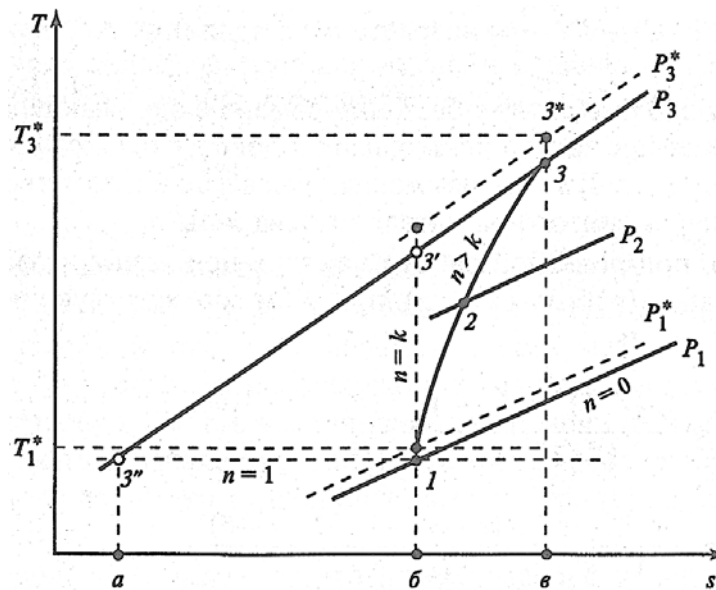


Рисунок 3.5 – Процесс сжатия газа в ступени осевого компрессора по параметрам торможения при движущемся потоке газа в  $T, s$  – диаграмме ( $n$  – показатель политропы;  $k$  – показатель изоэнтропы (адиабаты)).

Коэффициент полезного действия ступени компрессора позволяет оценить совершенство преобразования подводимой к ней энергии. Он определяется отношением:

$$\eta_{ст} = H_{пол ст} / H_{ст} \quad 3.1$$

здесь  $H_{\text{пол ст}}$ ,  $H_{\text{ст}}$  – полезная и затрачиваемая работа сжатия 1 кг воздуха (газа) в ступени, кДж/кг.

Количество газа, протекающее через ступень компрессора в единицу времени, называют расходом. Массовый, кг/с, и объемный, м<sup>3</sup>/с, расходы ступени связаны между собой плотностью газа:

$$G_{\text{ст}} = \rho V_{\text{ст}} = \rho F_{\text{ст}} C_{z1} = 0,25(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вт}}^2) C_{z1} \rho \quad 3.2$$

здесь  $F_{\text{ст}}$  – площадь проходного сечения ступени, м<sup>2</sup>;  
 $D_{\text{н}}$ ,  $D_{\text{вт}}$  – соответственно наружный и внутренний (втулочный) диаметры ступени, м;  
 $C_{z1}$  – осевая составляющая скорости потока газа, м/с;  
 $\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>.

При отсутствии утечек газа из ступени его массовый расход остается неизменным, а его объемный расход меняется по длине проточной части компрессора.

Степень повышения давления газа в ступени

$$\pi_{\text{ст}} = \rho_3 / \rho_1, \pi_{\text{ст}}^* = \rho_3^* / \rho_1^* \quad 3.3$$

При дозвуковых скоростях течения рабочего тела в ступенях компрессора степень повышения давления не превышает 1, 2, что значительно ниже необходимой степени сжатия для современной ГТУ. Поэтому приходится применять осевые компрессоры, в которых число ступеней доходит до 20. В многоступенчатых компрессорах ступени должны быть подобраны таким образом, чтобы газ, выходящий из одной ступени, оптимальным образом обтекал решетки рабочего колеса следующей ступени с наивыгоднейшими углами атаки. Осевая скорость газа  $C_{\text{г}}$ , по проточной части компрессора изменяется незначительно, несколько уменьшаясь в конце проточной части из-за увеличения длины последних лопаток. В зависимости от типа осевого компрессора осевая скорость  $C_{z1} = 100\text{--}130$  м/с (низконапорные) и  $C_{z1} = 140\text{--}170$  м/с (высоконапорные осевые компрессоры).

В определенных случаях расход воздуха через осевой компрессор можно увеличить, проектируя его на повышенную частоту вращения (до 5000 и более об/мин). В этом случае подключение электрогенератора к турбокомпрессору осуществляется через редуктор (например, ГТУ V64.3 фирмы Siemens, ГТУ MS5001M фирмы General Electric и др.). Этому способствует и увеличение диаметра входной ступени компрессора.

Процесс сжатия в многоступенчатом осевом компрессоре условно показан на рисунке 3.6, а его изэнтропный КПД в полных параметрах потока определяется из соотношения

$$\eta_{из.к}^* = H_{из}^* / H_k^* \quad 3.4$$

Степень повышения давления газа в осевом компрессоре

$$\pi_k^* = p_{к.к}^* / p_{н.к}^* \quad 3.5$$

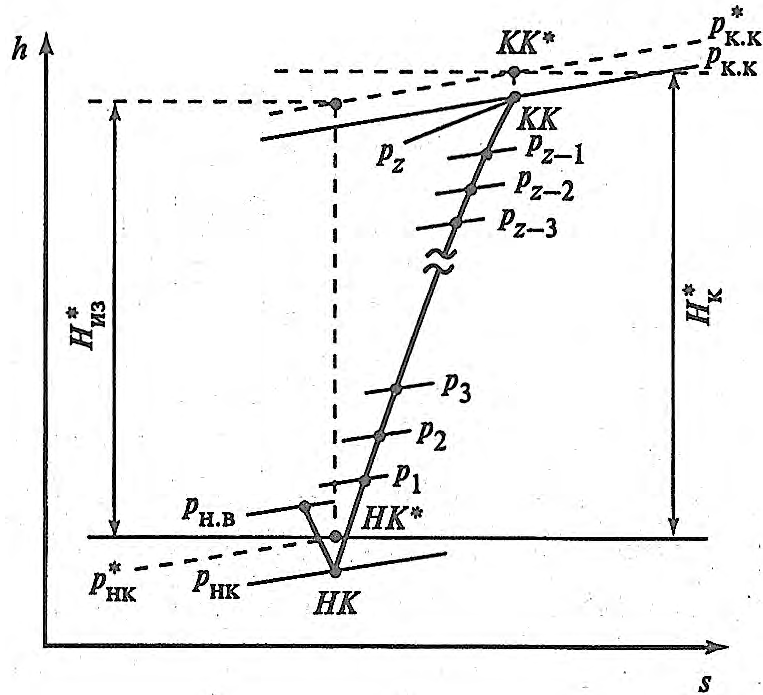


Рисунок 3.6 – Процесс сжатия газа в многоступенчатом осевом компрессоре в  $h, s$  – диаграмме:  $p_{н.в}$ ,  $p_{н.к}$ ,  $p_{к.к}$ ,  $p_1 - p_z$  – соответственно давление наружного воздуха, давление газа (воздуха) в сечениях  $НК - НК$  и  $КК - КК$  (см. рисунок 4-2) и за ступенями компрессора 1 – z.

Конструктивные особенности компрессора были показаны на рисунке 3.2. Каждая его ступень обычно представляет собой отдельный диск ротора с лопатками и с вмонтированными в корпус направляющими лопатками. Такая конструкция позволяет облегчить пуск компрессора. Диски собирают с помощью параллельных оси компрессора стяжных болтов. Диаметр окружности отверстий для стяжных болтов выбирают таким образом, чтобы обеспечить динамическую жесткость ротора и хорошую передачу момента вращения. В радиальном направлении положение дисков фиксируется по пазу около посадочного отверстия. Между кромками дисков предусмотрен осевой зазор для компенсации теплового расширения при пуске.

### Характеристики многоступенчатых осевых компрессоров режимы работы.

Осевой многоступенчатый компрессор энергетической ГТУ работает в широких пределах изменения расхода рабочего тела и степени его сжатия. При пусках и остановках компрессор проходит режимы с частотой вращения меньше

расчетной, параметры газа (воздуха) на входе в компрессор могут непрерывно меняться.

Проектирование компрессора и определение его КПД, расхода газа, степени повышения давления выполняют для расчетного (базового) режима по нормам Международной организации стандартов – ISO при следующих параметрах воздуха: температуре  $T_{н.в} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , давлении  $p_{нв} = 0,1013 \text{ МПа}$ , влажности  $d_{н.в} = 60 \text{ \%}$  и номинальной нагрузке. Применительно к этому режиму определяют площадь проходных сечений ступеней проточной части, геометрию лопаточного аппарата и другие параметры.

Характеристики осевых компрессоров похожи на характеристики вентиляторов и насосов, но некоторое их отличие связано с сжимаемостью рабочей среды – воздуха.

Важной характеристикой осевого компрессора является граница помпажа, связанная с явлением помпажа. В процессе работы осевого компрессора возникают возмущения, вызываемые изменениями как частоты вращения, так и сопротивления сети – газовой турбины. Они могут вывести систему, компрессор ГТ из равновесия. Важным показателем этой системы является аккумулирующая способность сети, определяемая возможностью накопления некоего избыточного рабочего тела по сравнению с его установившимся течением. На этот процесс может повлиять также изменение плотности воздуха. В такой системе могут развиваться режимы с вращающимся срывом потока, нарушающие устойчивость течения и приводящие к пульсациям. Эти явления возникают, в частности, при снижении расхода рабочего тела и уменьшении частоты вращения. При дальнейшем снижении расхода в отдельных зонах проточной части компрессора создается устойчивый вращающийся срыв потока, который сильно замедляется, и может иметь место обратное течение ( $C_{z1} < 0$ ). Развитие этого вращающегося срыва при дальнейшем уменьшении расхода в конце концов приводит к полной потере устойчивости потока и появлению колебаний давления в системе компрессор – ГТ, т.е. возникает помпаж. Это явление характеризуется нарастающим гулом в работающем компрессоре, хлопками в заборном устройстве и выбросом воздуха, появлением вибраций лопаточного аппарата вплоть до его разрушения. Одновременно резко падает КПД компрессора, поэтому явление помпажа недопустимо даже кратковременно.

Граница режимов, при которых имеют место некие минимальные (в отношении возникновения помпажа) расход воздуха и относительная приведенная частота вращения, называется границей помпажа. Часто вместо нее на характеристике компрессора указывают границу его устойчивой работы, соответствующую предпомпажным режимам. Расчетным путем определяют запасы газодинамической устойчивости компрессора. Близость режима работы компрессора к границе устойчивости можно количественно оценить коэффициентом запаса устойчивости

$$K_y = \left| \frac{G_k \pi_{kуст}^*}{G_{yуст} \pi_k^*} \right|_{\bar{n}_{пр} = const} \approx 1,1 - 1,15 \quad 3.6$$

где  $G_{к.уст}$ ,  $\pi_{к.уст}^*$  – расход и степень повышения давления на границе устойчивости при той же частоте вращения  $\bar{n}_{пр}$ , при которой определены  $G_{к}$ ,  $\pi_{к}^*$  в данном режиме.

Важнейшей особенностью характеристик компрессора является их зависимость от параметров и физических свойств воздуха. Изменение его температуры вызывает изменение плотности и, следовательно, массового расхода. В меньшей мере на плотность воздуха влияет изменение его давления и влажности. Следует помнить, что рабочим телом в компрессоре энергетической ГТУ является забираемый из атмосферы воздух, поэтому установка реагирует на изменения параметров воздуха.

При проектировании осевого компрессора требуется решить сложную аэродинамическую задачу сведения к минимуму работы, расходуемой на сжатие воздуха. Это позволяет эффективнее использовать работу, совершенную ГТ ГТУ. Особо важное значение в конструкции любого компрессора имеет способность устранения срыва потока воздуха с элементов его проточной части. При пуске ГТУ частота вращения компрессора изменяется от нуля до номинальной, поэтому важно предусмотреть такой расход воздуха через компрессор, чтобы не допустить его повреждения из-за неизбежного срыва потока при работе на положенной частоте вращения и исключить срыв потока на номинальной частоте вращения. Для решения этой задачи при пониженной частоте вращения прикрывают ВНА с целью ограничить расход, а также используют перепуск воздуха из одной или нескольких ступеней компрессора. Эти действия ослабляют интенсивность срыва потока и исключают вероятность повреждения элементов проточной части компрессора.

Компрессор любой энергетической ГТУ снабжен антипомпажной системой. Она используется в режимах пуска и останова ГТУ, а также при попадании ее в режимы, близкие к границе устойчивой работы. На рисунок 3.7 приведен пример антипомпажной системы современной ГТУ. Она состоит из двух ступеней сброса воздуха в атмосферу через антипомпажные клапаны (АПК), расположенные за второй и пятой ступенями компрессора. В процессе пуска ГТУ антипомпажные клапаны остаются открытыми до тех пор, пока частота вращения ротора не достигает приблизительно 90 % рабочего значения. После этого клапаны закрываются и остаются закрытыми при нормальной эксплуатации ГТУ. При ее останове процесс повторяется в обратную сторону.

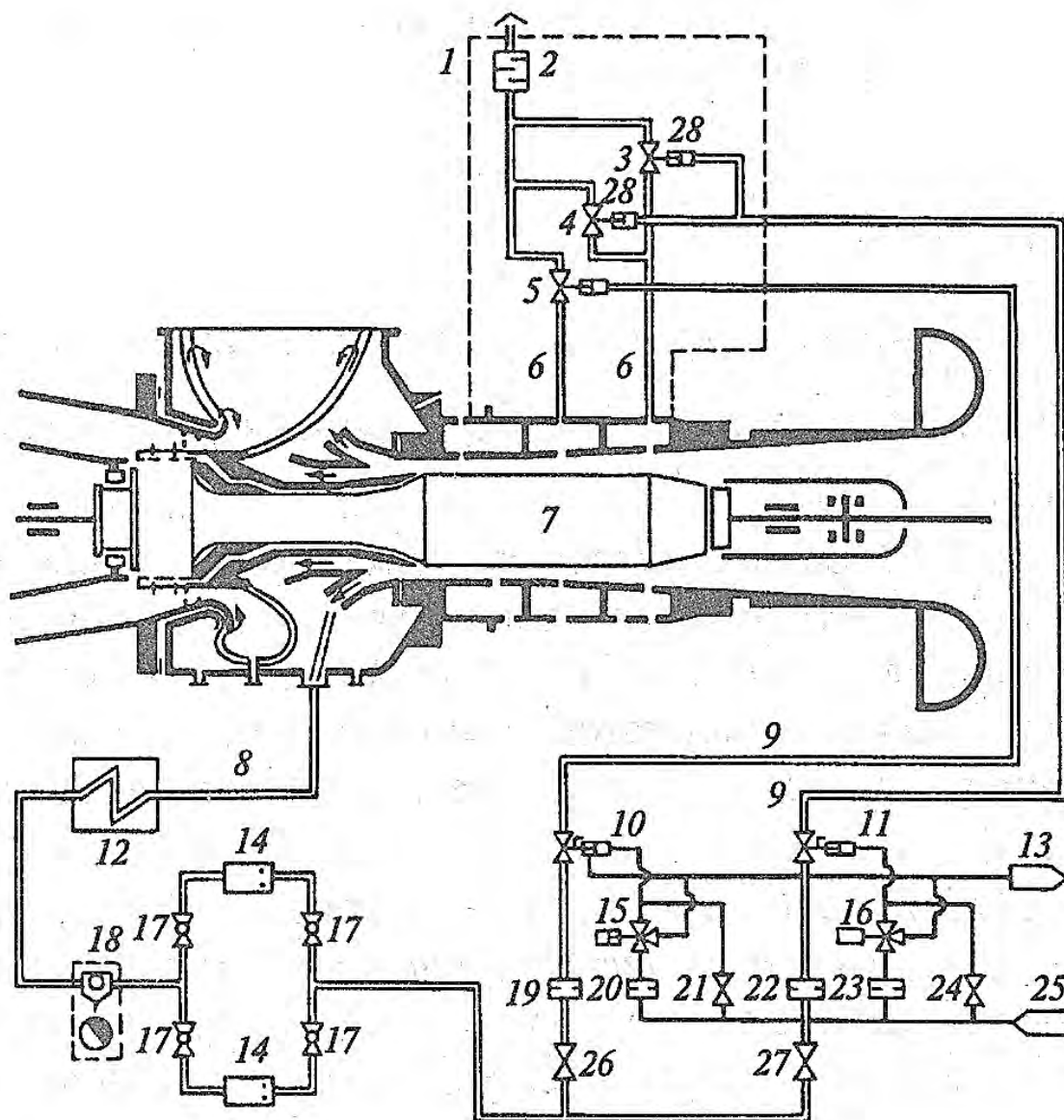


Рисунок 3.7 – Схема антипомпажной системы компрессора ГТУ GT8C (ABB): 1 – продувочный колпак; 2 – глушитель, 3, 4 – антипомпажные клапаны первой ступени; 5 – антипомпажный клапан второй ступени; 6 – антипомпажная система компрессора; 7 – компрессор, 8 – отвод охлаждающего воздуха; 9 – система регулирующего воздуха для антипомпажных клапанов, 10 – предохранительное реле второй ступени давления, 11 – предохранительное реле первой ступени давления, 12 – воздушный охладитель, 13 – система возврата масла, 14 – воздушные фильтры; 15 – вспомогательный клапан второй ступени сброса, 16 – вспомогательный клапан первой ступени сброса, 17 – шаровые запорные клапаны; 18 – циклонный сепаратор; 19 – питательная диафрагма второй ступени, 20 – диафрагма второй ступени, 21 – обратный клапан второй ступени, 22 – питательная диафрагма первой ступени, 23 – диафрагма первой ступени, 24 – обратный клапан первой ступени; 25 – система регулирующего масла для сбросных клапанов; 26 – редуктор второй ступени; 27 – редуктор первой ступени, 28 – серводвигатель (исполнительный двигатель).

В антипомпажной системе используется воздух, забираемый за компрессором 9 и охлаждаемый в воздушном охладителе 12. После сепаратора 18 и воздушных фильтров 14 регулирующий воздух 9 через редукторы 26, 27 и предохранительные реле 10, 11 направляется в исполнительный двигатель (сер-

водвигатель) антипомпажных клапанов (3–5). При этом используется регулирующая масляная система ГТУ для сбросных клапанов (вход 25, выход 13). При отключении ГТУ давление масла в системе регулирования 25 немедленно понижается. Предохранительные реле 10, 11 выключаются, регулирующий воздух сбрасывается из серводвигателей АПК 3–5, после чего они открываются под действием встроенных в них пружин.

Защиту осевого компрессора от помпажа можно осуществить также, применяя поворот лопаток входного направляющего аппарата, что увеличивает область безотрывного обтекания профилей проточной части. Поворотные лопатки могут быть не только у ВНА, но и у нескольких (до четырех) первых ступеней осевого компрессора, что позволяет изменять его характеристики. Изменение угла поворота лопаточного аппарата ВНА по сравнению с расчетным углом установки  $\alpha_{вх.р}$  изменяет осевую скорость потока  $C_{z1}$  и расход воздуха через компрессор (рисунок 4-8). Влияние угла установки ВНА на работу компрессора ГТУ типа ГТЭ–150, работающего на ГРЭС–3 ОАО «Мосэнерго», показано на рисунке 4.9. При прикрытии входного направляющего аппарата происходит значительное смещение изодромы на универсальной характеристике (рисунок 4-9) компрессора влево – вниз от точки 4 до точки 1. По данным ВТИ, закрытие ВНА на  $15^\circ$  приводит в компрессоре ГТУ типа ГТЭ–150 к снижению приведенного расхода воздуха и производительности компрессора на 13 и 10% соответственно.

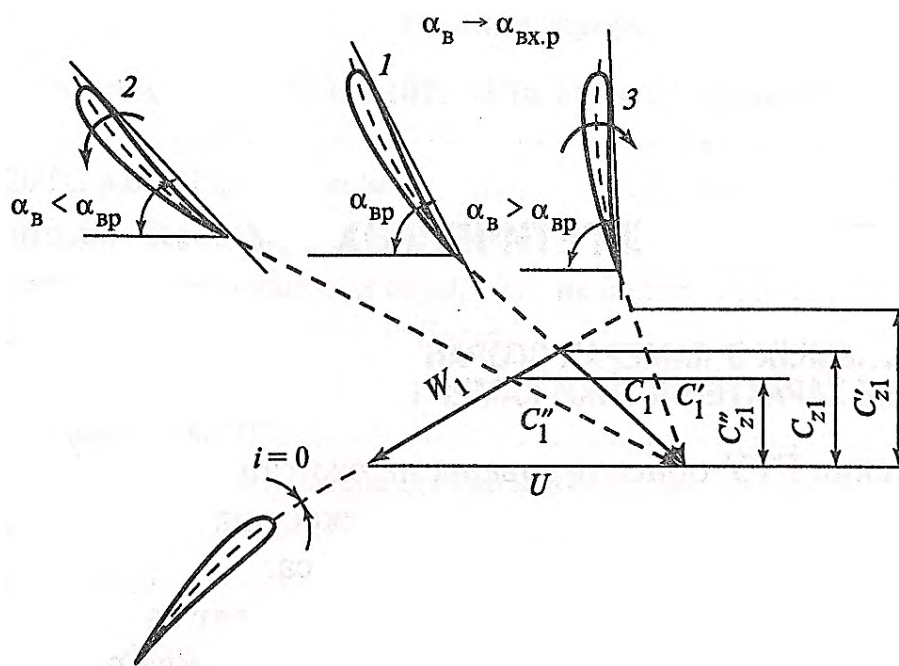


Рисунок 3.8 – Схема положения лопаток во входном направляющем аппарате осевого компрессора и треугольники скоростей при повороте лопаток.

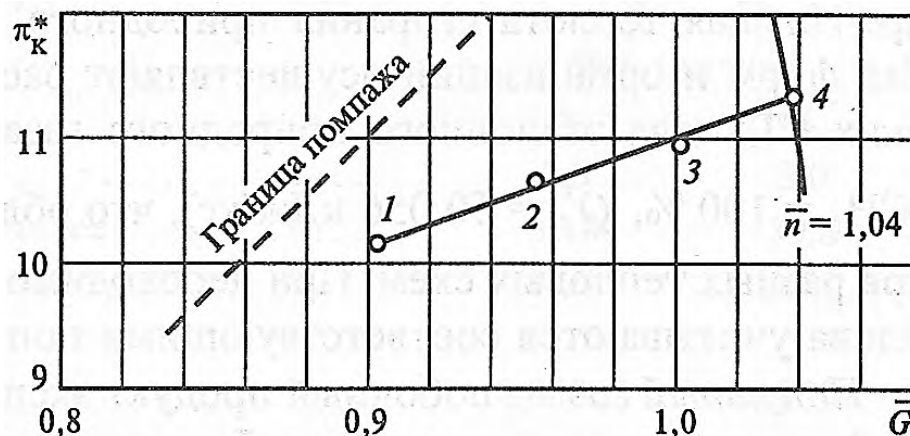


Рисунок 3.9 – Смещение изодромы на универсальной характеристике компрессора ГТЭ–150 при изменении угла поворота лопаток ВНА.

### Камеры сгорания энергетических ГТУ.

#### Виды сжигаемых в камерах сгорания ГТУ топлив. Назначение и основные характеристики камер сгорания ГТУ.

Энергетические ГТУ ориентированы на сжигание газообразных и жидких органических топлив, отвечающих весьма жестким требованиям, обусловленным спецификой технологического процесса.

Природные горючие газы (природный газ) состоят из смеси различных углеводородов, в которой доля метанового ряда, и прежде всего метана, значительна (более 90 %). В смеси имеется также небольшое количество  $\text{CO}_2$ ,  $\text{N}_2$  и др. Низшая теплота сгорания природного газа составляет 45 – 48 МДж/кг. Ряд фирм и организаций осуществляют расчет тепловой схемы энергетических ГТУ для эталонного природного газа, состоящего из чистого метана ( $\text{CH}_4 = 100\%$ ,  $Q_i^f = 50\,056$  кДж/кг), что облегчает сравнимость таких расчетов разных тепловых схем. При необходимости реальные характеристики топлива учитываются соответствующими поправками.

Попутный газ - побочный продукт эксплуатации нефтяных месторождений - имеет характеристики, близкие к характеристикам природного газа при большем, чем в природном газе, содержании высших углеводородов и разбросе значений низшей теплоты сгорания.

Искусственный (синтетический) газ получают в газогенераторных установках при газификации различных марок углей. В нем значительна доля водорода и оксида углерода, присутствуют сероводород и азот в больших количествах, чем в природном газе. Низшая теплота сгорания такого газа значительно меньше и обычно не превышает 10 МДж/кг.

подавляющее число современных энергетических ГТУ рассчитывают на сжигание природного газа, поступающего на электростанции с месторождений по магистральным газопроводам. Запасы этого топлива на ТЭС по понятным причинам не предусматривают, поэтому актуален вопрос о резервном топливе для ГТУ.

В энергетических ГТУ используются следующие виды жидкого топлива (таблица 3.1-3.3):



а) газотурбинное, в котором объемная концентрация углерода составляет 86 – 87 %, водорода 12 – 12,5 %, а  $Q^f_i = 42,5 – 43$  МДж/кг;

б) дизельное, в котором концентрация углерода составляет 86 %, водорода 13 %, а  $Q^f_i = 42,5 – 43$  МДж/кг;

в) высококачественный мазут (флотский) марок Ф-5, Ф-12.

Таблица 3.1 Основные параметры жидкого, газотурбинного и газообразного топлива.

|   |            |
|---|------------|
| Низшая теплота сгорания при 20 °С и 0,1013 МПа, МДж/м <sup>3</sup> (ккал/м <sup>3</sup> ), не менее | 31,8(7600) |
| Плотность при 20 °С и 0,1013 МПа, кг/м <sup>3</sup>   | 0,676 –    |
| Массовая концентрация сероводорода, г/м <sup>3</sup> , не более                                     | 0,02       |
| Массовая концентрация меркаптановой серы, г/м <sup>3</sup> , не более                               | 0,036      |
| Объемная концентрация кислорода, %, не более  | 1,0        |
| Масса механических примесей в 1 м <sup>3</sup> , г, не более  | 0,001      |
| Температура воспламенения, °С   | 600 –      |
| Концентрационные пределы воспламенения (по метану), %:  | 5          |
| нижний  |            |
| верхний   | 15         |

Примечание. По согласованию с потребителем допускается подача газа для энергетических целей с более высоким содержанием сероводорода и меркаптановой серы.

Таблица 3.2 Основные параметры газотурбинного топлива (по ГОСТ 10433–75).

| Параметр  | Вид топлива |      |
|---|-------------|------|
|   | А           | Б    |
| Условная вязкость при 60 °С, не более             | 1,6         | 3,0  |
| Низшая теплота сгорания, МДж/кг, не менее         | 39,8        | 39,8 |
| Зольность, %, не более                            | 0,01        | 0,01 |
| Массовая концентрация, %, не более:               |             |      |
| ванадия   | 0,00        | 0,00 |
| натрия и калия (в сумме)                          | 0,00        |      |
| кальция   | 0,00        | —    |
| серы  | 1,8         | 1,0  |
| механических примесей                             | 0,02        | 0,03 |
| воды  | 0,1         | 0,5  |
| свинца  | 0,0001      |      |
| Коксуемость, %, не более                          | 0,2         | 0,5  |
| Температура вспышки, определяемая в закрытом      |             |      |
| не менее  | 65          | 62   |
| Температура застывания, °С, не выше               | 5           | 5    |
| Йодное число, г йода на 100 г топлива, не более   | —           | 45   |
| Плотность при 20 °С, кг/м <sup>3</sup> , не более | —           | 935  |

Примечание. Сероводород и водорастворимые кислоты и щелочи отсутствуют.

Таблица 3.3 Основные параметры жидкого топлива (дизельное по ГОСТ 305–82).

|   |              |
|---|--------------|
| Кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с, при температуре: |              |
| 20 °С   | 1,5 – 8,0    |
| 50 °С   | —            |
| Температура застывания, °С, не более                          | 60...10      |
| Температура вспышки, °С, не менее                             | 35 – 90      |
| Зольность, %, не более  | 0,01         |
| Коксуемость, %, не более                                      | 0,035 – 0,37 |
| Объемная концентрация серы, %, не более                       | 0,15 – 0,5   |
| Массовая концентрация металлов, мг/кг, не более:              |              |
| ванадия   | (0,3)        |
| натрия  | (0,5)        |
| натрия + калия (в сумме)                                      | —            |
| Плотность при 20 °С, г/см <sup>3</sup> , не более             | 0,81 – 0,88  |
| Нижшая теплота сгорания, МДж/кг                               | 42,5 – 42,8  |

Примечание. Механические примеси и вода отсутствуют. В скобках приведены ориентировочные значения

В качестве резервного топлива, когда основным топливом является природный газ, можно использовать как жидкое топливо, сохраняемое в топливных резервуарах (см. гл. 3.2), так и природный газ, поступающий по независимой газовой магистрали. Принципиальным является вопрос о давлении поступающего на электростанцию магистрального природного газа. С учетом потерь в газораспределительном пункте ТЭС это давление на 0,3 – 0,5 МПа должно превышать максимальное давление воздуха, направляемого из компрессора в камеры сгорания ГТУ:

$$p_r \geq p_{\text{КК}}^{\text{max}} + (0,3 - 0,5) \text{ МПа} \quad 3.7$$

В тех случаях, когда это условие не соблюдается, необходима установка дожимных компрессоров повышения давления газа.

Необходимо иметь в виду, что в дожимных компрессорах все элементы, входящие в соприкосновение с газовым топливом, нельзя смазывать маслом. Можно использовать соответствующие подходящие материалы (тефлон и т.п.).

Все шире применяется подогрев используемого в ГТУ топлива (природного газа). Этот подогрев строго контролируется фирмами-производителями оборудования, которые указывают его предельное значение (для ГТУ V 94,2 фирмы Siemens, например, не более 150 °С), связанное с конструкцией и параметрами камеры сгорания.

Газы, используемые в камерах сгорания ГТУ, в которых объемная концентрация водорода Н<sub>2</sub> свыше 1 % и/или ацетилена С<sub>2</sub>Н<sub>2</sub> более 0,1 %, могут сжигаться только в диффузионном турбулентном пламени (см. далее). В про-

тивном случае (например, в режиме предварительного смешения воздуха и топлива и создания обедненной смеси) существует опасность раннего возгорания, детонации и полного разрушения горелок.

К камерам сгорания современных энергетических установок предъявляется большое число различных требований, регламентирующих их экономичность, надежность и ограниченный выброс вредных веществ (экологические требования). При проектировании энергетических установок обеспечить пытаются все требования, но не всегда это удается.

Рассмотрим подробнее эти требования.

Экономичность работы камеры сгорания оценивают, прежде всего, коэффициентом полноты сгорания топлива (тепловой КПД камеры сгорания):

$$\eta_{\text{КС}} = Q_I / Q_{II} \quad 3.8$$

Где  $Q_I$  — количество теплоты, выделяющееся в рабочем объеме камеры сгорания при горении топлива за единицу времени и затрачиваемое на нагревание воздуха, поступающего из компрессора, кВт;

$Q_{II}$  — полное количество теплоты, которое может выделиться за единицу времени при сгорании топлива в камере сгорания ГТУ, кВт.

В расчетном режиме современные камеры сгорания энергетических ГТУ характеризуются высокой экономичностью:  $\eta_{\text{КС}} = 0,98 - 0,99$ , а в диапазоне возможных рабочих нагрузок  $\eta_{\text{КС}} = 0,95 - 0,99$ .

Другим показателем экономичности (эффективности работы) КС служит коэффициент восстановления полного давления, оценивающий потери давления рабочего тела в камере сгорания:

$$\sigma^* = \frac{p_{\text{HT}}^*}{p_{\text{КК}}^*} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{КС}}^*}{p_{\text{КК}}^*} \quad 3.9$$

где  $p_{\text{HT}}^*$ ,  $p_{\text{КК}}^*$  — полные давления газов перед газовой турбиной и воздуха за компрессором, МПа;

$\Delta p_{\text{КС}}^*$  — общие потери полного давления (потери на трение  $\Delta p_{\text{тр}}^*$ , турбулентные потери  $\Delta p_{\text{турб}}^*$ , потери в потоке при подводе теплоты  $\Delta p_{\text{т}}^*$ ), МПа:

$$\Delta p_{\text{КС}}^* = \Delta p_{\text{тр}}^* + \Delta p_{\text{турб}}^* + \Delta p_{\text{т}}^* \quad 3.10$$

В современных камерах сгорания энергетических ГТУ значение  $\sigma^* \geq 0,97$ . Увеличение этого значения — одна из основных задач проектирования камер сгорания (КС), так как рост потерь  $\Delta p_{\text{КС}}^*$  на 1 % приводит к уменьшению мощности ГТУ в среднем на 1 % в зависимости от степени повышения давления в компрессоре  $\pi_{\text{к}}^*$  и температуры газов перед газовой турбиной  $T_{\text{HT}}^*$ .

Надежность работы камеры сгорания ГТУ можно оценить рядом критериев. Во-первых, это теплонапряженность рабочего объема камеры сгорания

$U_V$ , Вт/(м<sup>3</sup>·Па), и ее сечения  $U_F$ , Вт/(м<sup>2</sup>·Па). Они определяют соответствующие габаритные размеры и металлоемкость:

$$U_V = \frac{B_{ГТ} Q_i^* \eta_{КС}}{V_{КС} \rho_{КК}} \quad 3.11$$

$$U_F = \frac{B_{ГТ} Q_i^* \eta_{КС}}{F_{КС} \rho_{КК}} \quad 3.12$$

здесь  $B_{ГТ}$  — массовый расход топлива в КС ГТУ, кг/с;  
 $Q_i^*$  — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;  
 $\eta_{КС}$  — коэффициент полноты сгорания топлива в КС;  
 $V_{КС}$  — внутренний объем огневой зоны пламенной трубы КС, м<sup>3</sup>;  
 $F_{КС}$  — площадь наибольшего поперечного сечения пламенной трубы КС, м<sup>2</sup>.

Камеры сгорания энергетических ГТУ характеризуются следующими величинами:  $U_V = 80 - 200$  Вт/(м<sup>3</sup> · Па) и  $U_F = 50 - 300$  Вт/(м<sup>2</sup> · Па).

Надежность работы КС ГТУ обеспечивается запасом значений параметров по отношению к критическим значениям тепловых или механических нагрузок материалов пламенных (жаровых) труб и корпусов. Задают относительно небольшую неравномерность поля температуры газа на выходе из камеры сгорания:

$$\delta T = \frac{T_{\max}^* - T_{\min}^*}{T_{\text{ср}}^*} 100\% \quad 3.13$$

где  $T_{\max}^*$ ,  $T_{\min}^*$  — соответственно максимальная и минимальная температура торможения отдельных струй потока газа в выходном сечении КС;

$T_{\text{ср}}^*$  — средняя (расчетная) температура торможения потока газа за КС.

В энергетической ГТУ  $\delta T \leq 5 - 10$  %.

Надежность работы камеры сгорания в отношении организации рабочего процесса оценивают так называемой срывной характеристикой, представляющей собой зависимость расхода воздуха  $G_B = f(\alpha_{КС})$ . Здесь  $\alpha_{КС}$  — общее значение коэффициента избытка воздуха в КС. Рабочие режимы должны обеспечивать достаточное удаление от границ срыва пламени при горении как богатой (избыток воздуха  $\alpha < 1$ ), так и бедной смеси топлива и воздуха ( $\alpha > 1$ ). Срывная характеристика зависит от конструкции КС, параметров воздуха, вида сжигаемого топлива и способа его подачи.

Камеры сгорания должны обеспечивать формирование начальной температуры газов  $T_{Г}^*$  перед газовой турбиной, надежный и быстрый пуск ГТУ, устойчивую работу на различных режимах, автоматический переход с основного на резервное топливо. Они должны иметь Достаточную долговечность конструкции, удобство и безопасность эксплуатации, ремонтпригодность. В

них не должно образовываться нагара, нарушающего нормальную эксплуатацию деталей КС и проточной части газовой турбины.

Экологичность работы КС энергетических ГТУ приобретает все большее значение из-за ужесточения норм выбросов вредных веществ в окружающую среду. При эксплуатации ГТУ такими вредными веществами являются: оксиды азота  $\text{NO}$  и  $\text{NO}_2$ , обозначаемые  $\text{NO}^*$ , оксид углерода  $\text{CO}$ , несгоревшие в результате неполного сгорания углеводороды, оксиды серы  $\text{SO}_2$  и  $\text{SO}_3$ , обозначаемые  $\text{SO}_x$ , и твердые частицы. Несгоревшие углеводороды включают в себя летучие органические соединения, которые способствуют образованию атмосферного озона.

Большая часть оксидов азота (термических оксидов) образуется в процессе сжигания топлива в КС. Оксиды азота образуются также в результате связи азота, присутствующего в самом топливе, с кислородом — топливно-связанный азот.

Термические оксиды азота образуются в результате химических реакций. В соответствии с механизмом Зельдовича скорость образования этих оксидов имеет экспоненциальную зависимость от температуры пламени. Следовательно, количество образующихся оксидов азота является функцией не только температуры пламени, но также и времени, в течение которого смесь горячих газов находится при температуре пламени (рисунок 3.10).

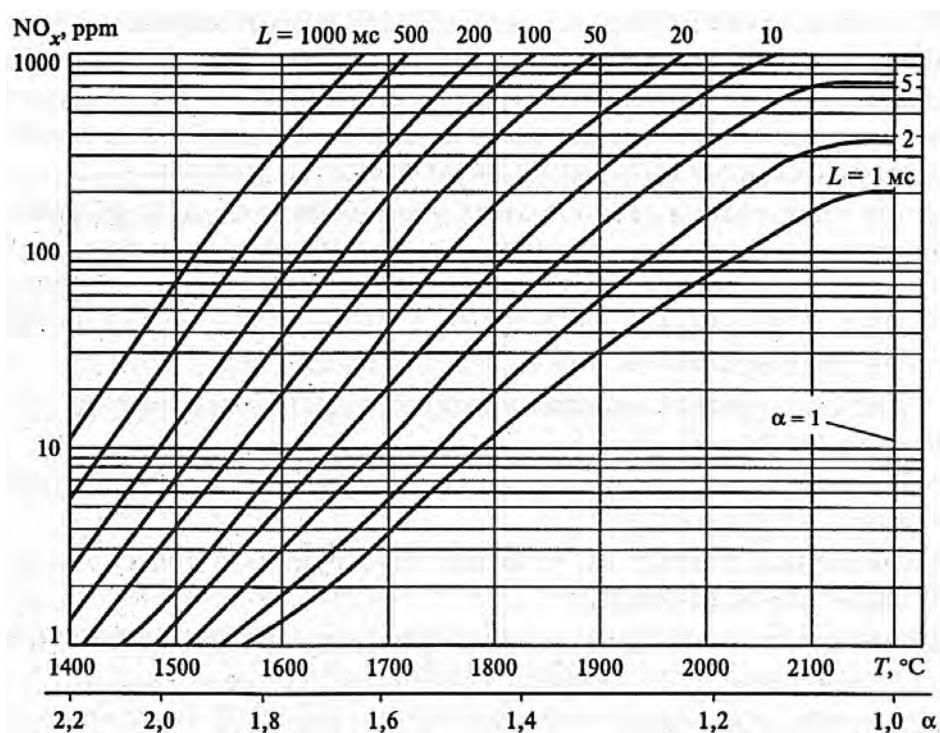


Рисунок 3.10 – Зависимость образования термических оксидов азота от температуры газов и времени пребывания этих газов в зоне максимальных температур: (для сухих газов при объемной концентрации кислорода 15 %; топливо — природный газ, температура воздуха после компрессора 400°C)  $L$ , мс — время пребывания газов в зоне максимальных температур  $L = 150$  мс — в выносных КС;  $L = 30$  мс — в кольцевых КС;  $L = 15$  мс — для КС нового поколения.

Эта зависимость является линейной функцией времени. Таким образом, температура и время нахождения газов при этой температуре определяют уровни выхода термических оксидов азота и являются важнейшими переменными, которыми конструктор должен оперировать, чтобы снизить выбросы  $\text{NO}_x$ .

Скорость образования оксидов азота уменьшается по мере обеднения топливной смеси ( $\alpha > 1$ ) в зоне пламени, т.е. по мере уменьшения его температуры. По той же причине для снижения выбросов вредных веществ в КС впрыскивают воду (пар) в количестве  $D_B < (0,5 - 1,5)V_T$  — так называемые мокрые камеры сгорания.

Минимальных уровней оксида азота можно добиться, применяя сухие КС с обедненной топливной смесью.

Высокие экологические показатели КС и всей ГТУ можно получить тремя основными методами:

- а) применением мокрых КС обычной конструкции с диффузионным факелом и впрыском воды (пара);
- б) применением микрофакельного многоступенчатого сжигания обедненной топливной смеси в сухих КС;
- в) дополнительным использованием каталитической очистки выходных газов ГТУ.

Современные энергетические ГТУ при использовании природного газа дают низкие уровни выбросов оксида азота и углекислого газа (в пределах 10 – 40 ppm, т.е. 10 – 40 частей на миллион по объему в сухом состоянии при объемной концентрации  $\text{O}_2$  15 %).

Под терминами «концентрация  $\text{NO}_x$ », «содержание  $\text{NO}_x$ » и «уровень  $\text{NO}_x$ » обычно подразумевается количество  $\text{NO}_x$ , ppm (объемных частей на млн).

Содержание  $\text{NO}_x$  часто указывается в миллиграммах на нормальный кубический метр. Для перевода из одних единиц в другие (во влажном или сухом газе) можно использовать зависимость:

$$\text{NO}_x [\text{ppm об.}] = \frac{\text{NO}_x [\text{мг/м}^3]}{46} 22,415 \quad 3.14$$

### **Типы камер сгорания и их конструктивные схемы, особенности сжигания топлива.**

Камеры сгорания энергетической ГТУ — устройства, предназначенные для преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию рабочего тела, имеющие параметры, соответствующие требованиям технологического процесса. Заданный температурный уровень продуктов сгорания перед ГТ обеспечивается подачей воздуха в количестве, превышающем необходимое для полного сгорания топлива.

Тип КС и ее конструкция зависят от назначения, компоновки, направления потоков рабочего тела, количества горелок и др.

Камеры сгорания энергетических ГТУ подразделяются: по назначению (основные, промежуточного подогрева газов, дожигания топлива — в схемах ПГУ);

компоновке в схеме ГТУ (выносные (рисунок 3.11), расположенные рядом с ГТУ и соединенные трубопроводами подвода воздуха, топлива и отвода газов; встроенные, имеющие общий корпус с ГТ и компрессором);

конструкции корпуса и пламенных труб (кольцевые (рисунок 3.12, а, е); трубчато-кольцевые (рисунок 3.12, б и д) и секционные (рисунок 3.12, в, г));

количеству горелок в одной пламенной трубе (одногогорелочные и многогорелочные).

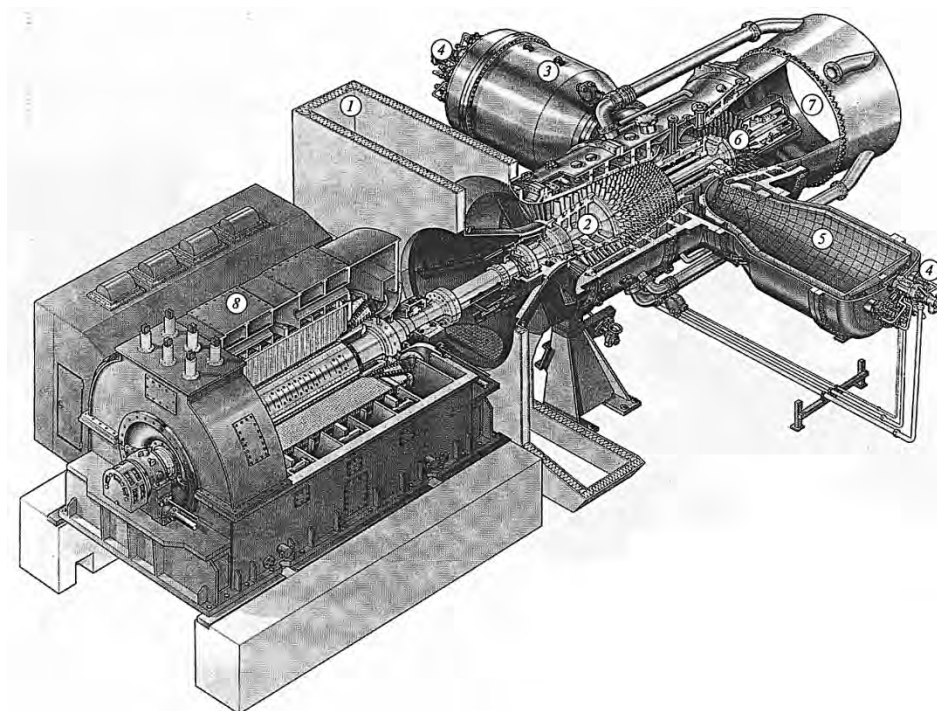


Рисунок 3.11 – Пример компоновки выносных КС энергетической ГТУ (V94.3 фирмы Siemens): 1 — свежий воздух; 2 — компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — горелка, 5 — пламенная труба и впускная коробка горячих газов; 6 — турбина; 7 — отходящий газ газовой турбины; 8 — генератор.

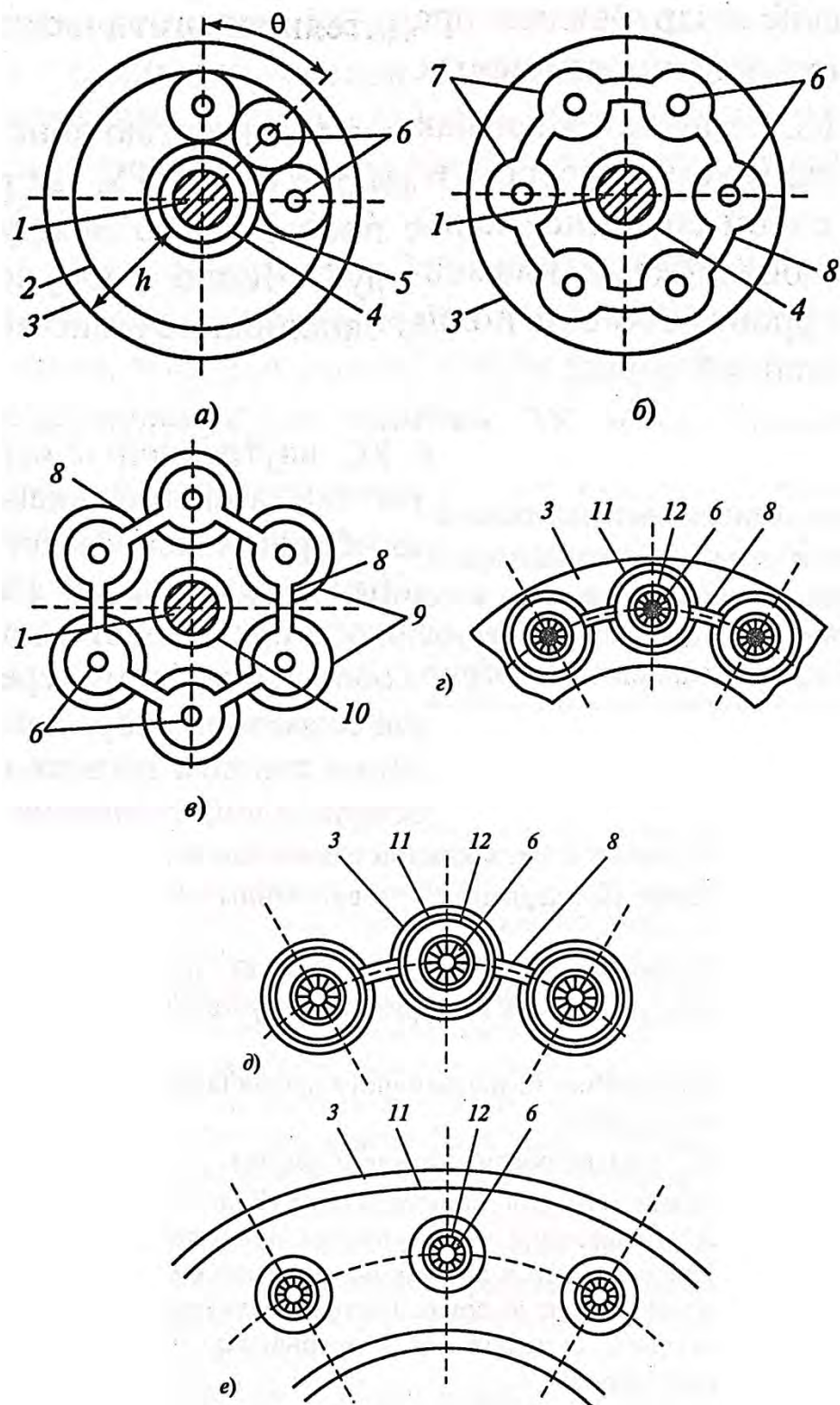


Рисунок 3.12 – Схемы конструкций встроенных КС энергетических ГТУ (вид со стороны компрессора): а, е – кольцевые, б, д – трубчато-кольцевые; в, г – секционные; 1 – вал ротора ГТУ; 2 – наружная обечайка кольцевой пламенной трубы; 3 – наружный (кольцевой) корпус камеры сгорания; 4 – внутренний корпус, 5 – внутренняя обечайка кольцевой пламенной трубы, 6 – форсунки; 7 – отдельные пламенные трубы; 8 – патрубок для переброски пламени; 9 – корпус; 10 – кожух вала, 11 – пламенная труба, 12 – завихритель.



Выносные камеры сгорания располагаются перпендикулярно или параллельно продольной оси ГТУ, их легче компоновать, обслуживать и ремонтировать. Наличие длинных газопроводов между КС и ГТ улучшает перемешивание продуктов сгорания с воздухом. Одновременно увеличиваются потери напора, масса и габаритные размеры установки. Такие КС получили применение в российских ГТУ типа ГТ-25-700, ГТЭ-35-770, а также в конструкциях ГТУ ряда зарубежных фирм АBB и Siemens.

Вместе с тем в последнее время российские и зарубежные производители энергетических ГТУ отказываются от использования выносных КС.

Кольцевая КС отличается компактностью и легкостью конструкции и располагается между компрессором и ГТ вокруг вала ГТУ. Ее рабочий объем представляет собой сплошное кольцевое пространство между внутренними и наружными обечайками пламенных труб. Число форсунок выбирается таким, чтобы фронт пламени полностью заполнял сечение кольцевого пространства пламенной трубы.

В трубчато-кольцевой КС внутренний и наружный корпусы, как и в кольцевой КС, — общие. Потоки газов, выходящие из пламенных труб, объединяются в кольцевом газосборнике непосредственно перед сопловым аппаратом КС. Число пламенных труб выбирают в зависимости от сечения передней части газовой турбины в пределах от 6 до 12. Пламенные (жаровые) трубы соединены между собой патрубками переброса пламени этих труб. При пуске ГТУ переброской пламени от горящего факела пусковых горелок обеспечивается воспламенение топлива во всех пламенных трубах. Эти же патрубки способствуют восстановлению горения при срыве факела в одной из пламенных труб и выравниванию давления газов в них.

Секционная КС состоит из отдельных блоков пламенных труб со своими корпусами и переходниками, подводящими газы к сопловому аппарату ГТ. Работа каждого блока автономна, но имеются патрубки переброса пламени. Число форсунок в каждой секции зависит от габаритных размеров пламенной трубы и ее конструкции. В КС энергетической ГТУ фирмы Siemens (рис. 3.14) таких форсунок по 5 шт. в каждой пламенной трубе.

Переход от выносных (бункерных) КС к встроенным КС имеет следующие причины:

- использование встроенных в конструкцию ГТУ КС позволяет осуществить заводскую сборку, испытания и отгрузку всей установки без промежуточной сборки;
- обеспечивает формирование температурного профиля газов на входе в ГТ, что повышает срок ее службы;
- легче производить текущее обслуживание и ремонт;
- переходные участки, соединяющие встроенные КС и ГТ, имеют меньшие размеры. Они менее подвержены механическим повреждениям динамическими усилиями, возникающими в КС. Меньшая длина системы с большим числом КС обеспечивает более высокие частоты акустических колебаний, что уменьшает вероятность попадания их в резонанс с колебаниями давления горящего газового потока;

- во встроенных КС образуется меньше оксидов азота благодаря лучшему перемешиванию и меньшему времени нахождения топливной смеси в камере;
- повышение начальной температуры газов в современных ГТУ позволяет уменьшить размеры КС;

КС с меньшими габаритными размерами могут быть разработаны и полностью опробованы на лабораторных стендах фирмы-производителя. Это гарантирует совпадение их характеристик с рабочими в процессе эксплуатации.

Способ подачи топлива в КС определяется его видом. Газообразное топливо вводится с помощью горелок в виде колпачка с просверленными дозирующими отверстиями. Горелки бывают регистровыми или диффузионными с выходом газа через круглые или щелевые отверстия, струйно-стабилизаторными, многоканальными и др.

Жидкое топливо дозируется в КС с помощью форсунок центробежного типа, в которых предусмотрено несколько тангенциальных каналов. Сильно закрученный поток топлива выходит из сопла форсунки в виде конической пленки с определенным углом раскрытия.

В энергетических ГТУ обычно используют комбинированные горелки для сжигания газообразного и жидкого топлива.

Ведущие производители энергетических ГТУ непрерывно совершенствуют конструкцию КС, добиваясь высокой эффективности выгорания топлива во всем диапазоне нагрузок при минимальном выбросе вредных веществ.

Процесс горения топлива в КС энергетических ГТУ сложнее, чем в топочных камерах других энергетических установок. При относительно невысоких температурах химическая реакция горения протекает достаточно медленно, а потребление кислорода во много раз меньше возможности его доставки к фронту пламени, который разделяет топливовоздушную смесь и продукты сгорания. Общая скорость реакции ограничена кинетикой химического реагирования на поверхности, и эту температурную область реакций называют кинетической областью горения. При высоких температурах процесса общая скорость реакции определяется условием подвода кислорода. Доставляемый диффузией к поверхности кислород мгновенно вступает в реакцию, а его концентрация у поверхности приближается к нулю. Формируется диффузионная область горения. Таким образом, скорость процесса горения при смешении струй топлива с воздухом ограничивается не химической реакцией, а более медленными диффузионными процессами массообмена. Такие КС называют диффузионными.

Диффузионный факел способен устойчиво гореть в смеси, имеющей разный состав, но плотность теплового потока и устойчивость скорости его истечения невелики. Эти недостатки могут быть устранены искусственной стабилизацией горения и интенсификацией смесеобразования. Происходящее при этом смещение процесса горения из диффузионной области в кинетическую сопровождается заметным повышением его чувствительности к избытку воздуха. Становится невозможной работа при большом избытке воздуха. Классическим путем выхода из этого положения является разделение воздуха на первичный и вторичный.

На рисунке 3.13 представлена принципиальная схема и конструкция одноступенчатой КС энергетической ГТУ. В ней выделены две зоны: горения и смешения. Рассмотрим основные принципы организации рабочего процесса в такой КС ГТУ.

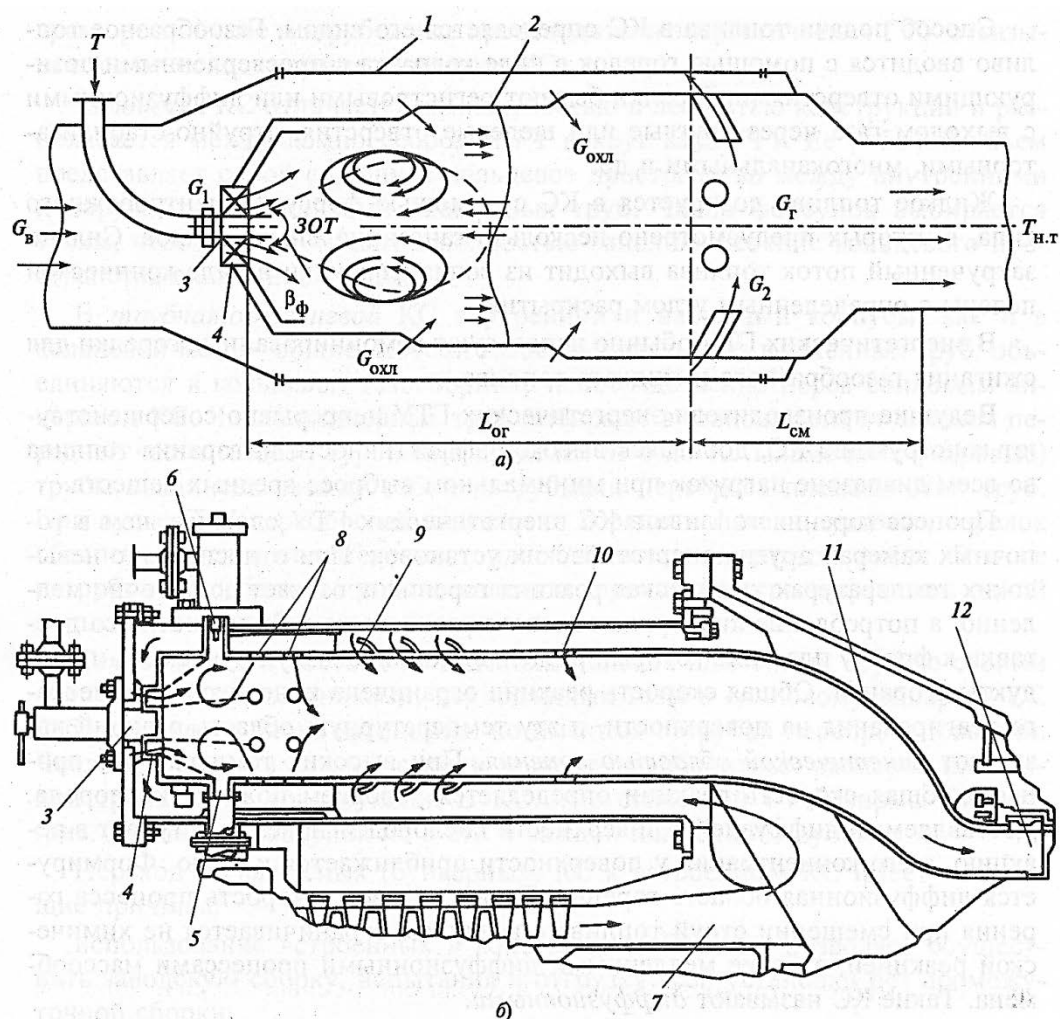


Рисунок 3.13 – Принципиальная схема (а) одноступенчатой КС энергетической ГТУ и ее конструкция (б): 1 – корпус, 2 – пламенная труба; 3 – форсунка, 4 – завихритель воздуха (регистр), 5 – трубка, 6 – выдвигаемое запальное устройства (свеча), 7 – сжатый воздух после компрессора  $G_B$ , 8 – воздух для сжигания топлива  $G_1$ ; 9 – охлаждающий воздух  $G_{охл}$ , 10 – воздух формирования температуры газов перед ГТ  $G_2$ ; 11 – переходной патрубков; 12 – вход в ГТ (направляющие лопатки первой ступени);  $G_B$ ,  $G_1$ ,  $G_{охл}$ ,  $G_2$  – воздух, поступающий соответственно в камеру сгорания, через регистр, через щели охлаждения и в смеситель,  $G_г$  – количество продуктов сгорания, поступающих в ГТ;  $T$  – топливо, поступающее в форсунку,  $\beta_\phi$  – угол раскрытия топливного факела;  $ЗОТ$  – зона обратных токов;  $L_{ог}$  – зона горения,  $L_{см}$  – зона смешения.

В соответствии с вышеизложенным КС ГТУ разделены на две зоны. Деление осуществляется либо по воздуху (рис.3.13, а и 3.14, б), либо по топливу (рис.3.14, а). Температура газов в начале турбины находится на уровне 1100 – 1300 °С и имеет тенденцию к увеличению. Рост температуры ограничен жаропрочностью и жаростойкостью материалов. Для удержания температуры на

названном уровне необходимо повышать избыток воздуха в газах, который может колебаться в пределах  $\alpha_{\text{КС}} = 2,5 - 4$ . Температура воздуха после компрессора в зависимости от степени повышения его давления составляет  $300 - 350 \text{ }^\circ\text{C}$ , а скорость потока воздуха доходит до  $50 \text{ м/с}$ . Ни один вид органического топлива при таких условиях (скорости, температуре потока, избытке воздуха) быстро и качественно гореть не может.



Рисунок 3.14 – Схемы разделения рабочего тела в КС по топливу (а) и по воздуху (б).

В пространстве, ограниченном корпусом КС (пламенной трубы), выделяют *зону горения*. В эту зону поступает только часть общего количества воздуха  $G_x$ . Вместе с топливом эта часть воздуха обеспечивает образование высокорекреакционной смеси, сгорающей достаточно быстро при высокой температуре. Другая часть воздуха  $G_2$  подается в зону смешения, где формируется заданная начальная температура газов перед турбиной  $\Gamma_{\text{н.т}}$ . Небольшое количество воздуха  $G_{\text{охл}}$  через специальные щели и отверстия охлаждает корпус и детали

пламенной трубы. На рисунке 4-15 приведен пример охлаждения стенок КС ГТУ V94.2 и V94.3 фирмы Siemens.

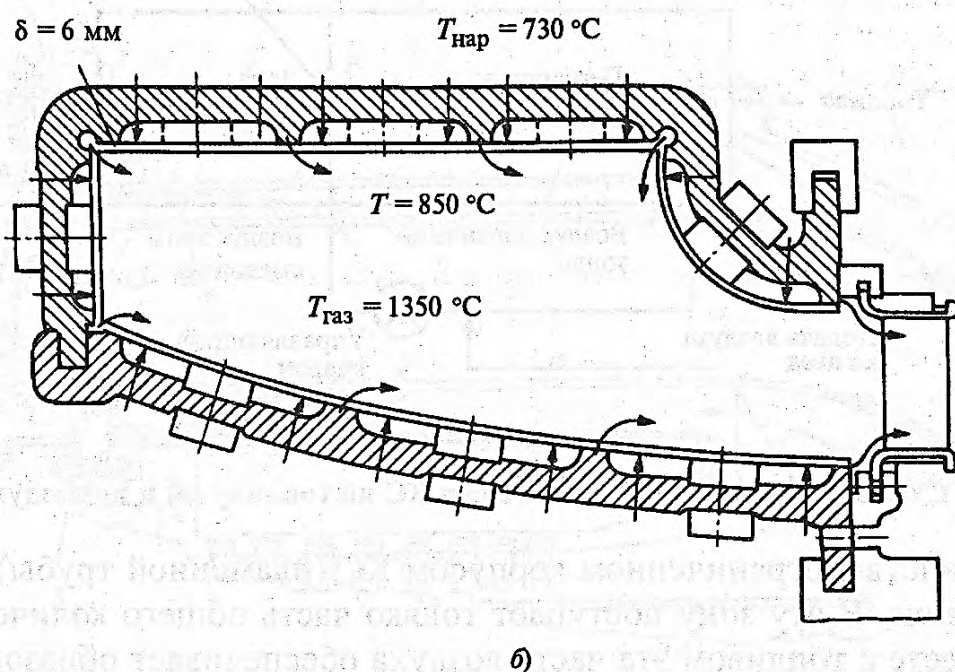
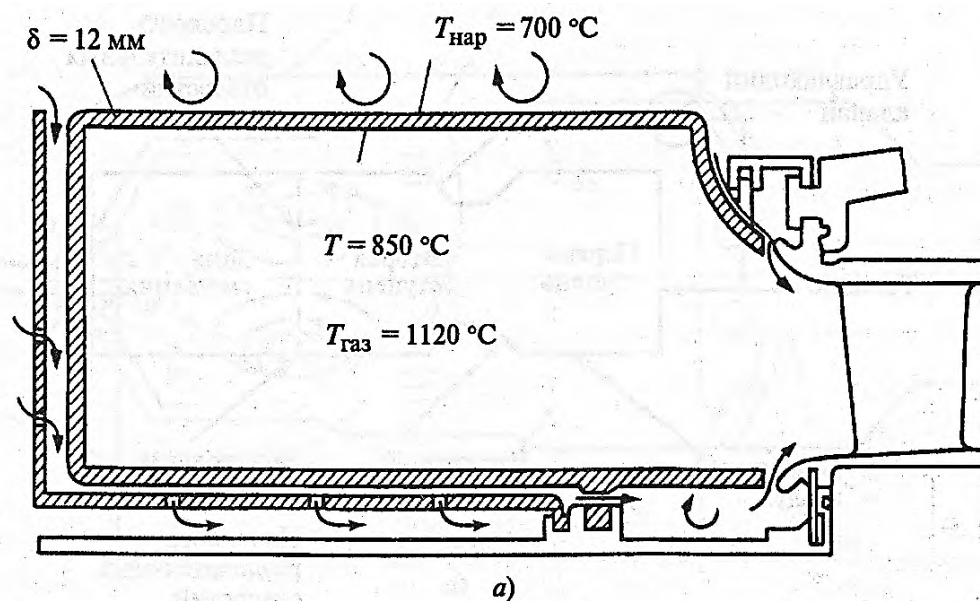


Рисунок 3.15 – Охлаждение стенок камер сгорания ГТУ V94.2 (а) и V94.3 (б) (фирмы Siemens).

Стабильное горение движущейся топливоздушнй смеси возможно при равенстве скоростей потока и распространения пламени. Для этого применяют специальные технические решения. Прежде всего стремятся турбулизовать поток в зоне горения, что интенсифицирует процесс тепло- и массообмена, улучшает смесеобразование и увеличивает скорость распространения пламени. Для турбулизации потока используют лопаточные завихрители или плохо обтекаемые тела, располагаемые во фронтном устройстве пламенной трубы. За этими элементами возникает зона обратных токов (ЗОТ) с пониженным стати-

ческим давлением, создается эжекция газа кольцевой струей, вытекающей из лопаточного завихрителя. Это стабилизирует положение фронта пламени и обеспечивает зажигание всей топливной смеси. При такой аэродинамической рециркуляции происходит перенос горящего топлива навстречу поступающим свежим порциям топлива. За счет теплоты подсосываемых к корню факела продуктов сгорания происходят подогрев, испарение и зажигание свежих порций топлива.

1. Подвод первичного воздуха по длине зоны горения осуществляется не сразу, а в определенной последовательности, основанной на теоретических представлениях, экспериментальных и эксплуатационных данных. Средняя температура газов в зоне горения должна быть не ниже 1500 °С.

2. Переход к микрофакельному сжиганию топлива с увеличенным числом горелок (например, в кольцевых камерах сгорания 100 – 150 шт.) сокращает длину пламени факелов и общую длину КС.

Сжигание топлива в КС энергетических ГТУ характеризуется изменением параметров сжимаемого в компрессоре воздуха, нагрузки и режима работы. Поэтому в таких условиях возможен еще один способ стабилизации процесса горения — применение дежурных горелок, являющихся источником постоянного поджига топлива.

Перечисленные технические решения не всегда позволяют добиться удовлетворительных экологических показателей работы КС энергетических ГТУ, конструкции которых были рассмотрены выше. В определенных режимах их переводят в так называемый мокрый режим работы, впрыскивая в поток газов определенное количество воды (пара). Обычно  $m = G_{\text{вод}}/B_{\text{ГТ}} = 0,5 - 1,5$ . Впрыск воды снижает интенсивность теплообразования и температуру газов приблизительно на 2 %, увеличивая мощность ГТУ примерно на 3%. При этом удается снизить уровень выбросов оксидов азота  $\text{NO}_x$  приблизительно до 40 ppm и ниже. Побочными явлениями такого решения являются:

- сокращение периодов между профилактическими техническими осмотрами и срока службы оборудования;
- дополнительные затраты на подготовку и впрыск воды (пара) и др.

Значительным прорывом в проектировании современных КС энергетических ГТУ является переход к двухступенчатым камерам сгорания с предварительным смешением топлива и воздуха, способным работать как на газообразном, так и на жидком топливе.

На рисунке 3.16 приведена принципиальная схема двухступенчатой КС, спроектированной и опробованной в работе фирмой General Electric и имеющей маркировку DLN (Dry Low  $\text{NO}_x$  — сухие низкие  $\text{NO}_x$ ). Конструкция такой КС включает в себя четыре основных компонента: систему впрыска топлива, пламенную (жаровую) трубу, сопло Вентури, центральную секцию пламенной трубы.

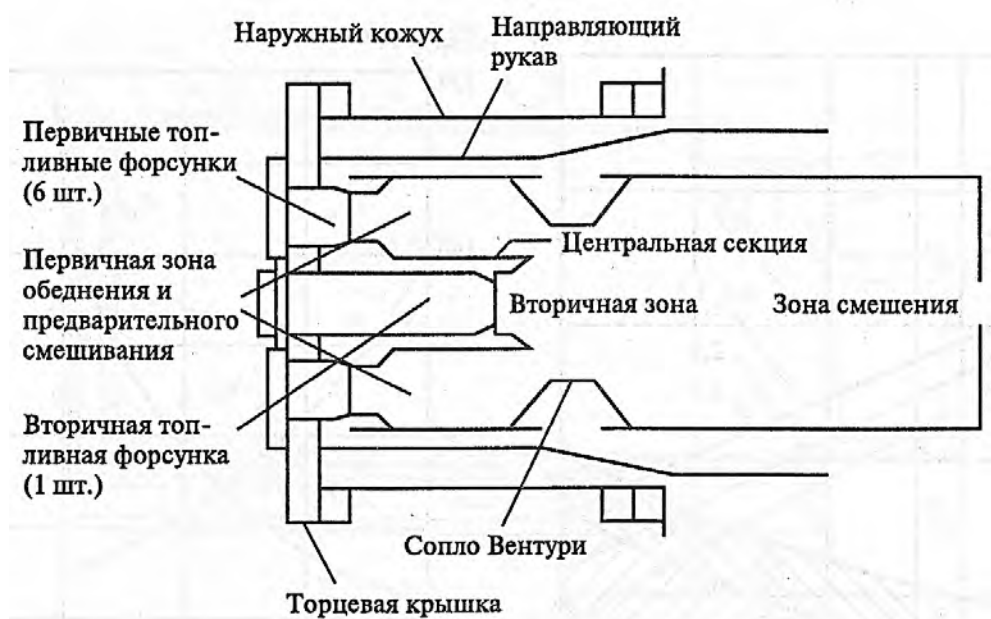


Рисунок 3.16 – Принципиальная схема КС типа DLN (фирмы General Electric).

Эти компоненты объединены в общую конструкцию и образуют две ступени КС. В режиме предварительного приготовления топливной смеси первая ступень КС служит для тщательного перемешивания топлива с воздухом и получения однородной бедной, несгоревшей топливовоздушной смеси для подачи ее во вторую ступень КС..

Рост экологических требований к новым модификациям энергетических ГТУ отразился и в разработках крупного энергетического концерна Siemens (Германия). Первоначально фирма повсеместно применяла выносные КС (рисунок 3.17) с диффузионными горелками. Температура пламени в этих случаях снижалась благодаря впрыску воды или пара. Такая «влажная» технология позволяла уменьшить эмиссию  $\text{NO}_x$  до 50 ppm. Еще более низких выбросов удалось достичь при использовании природного газа путем его перемешивания с определенным объемом пара еще до подачи в КС.

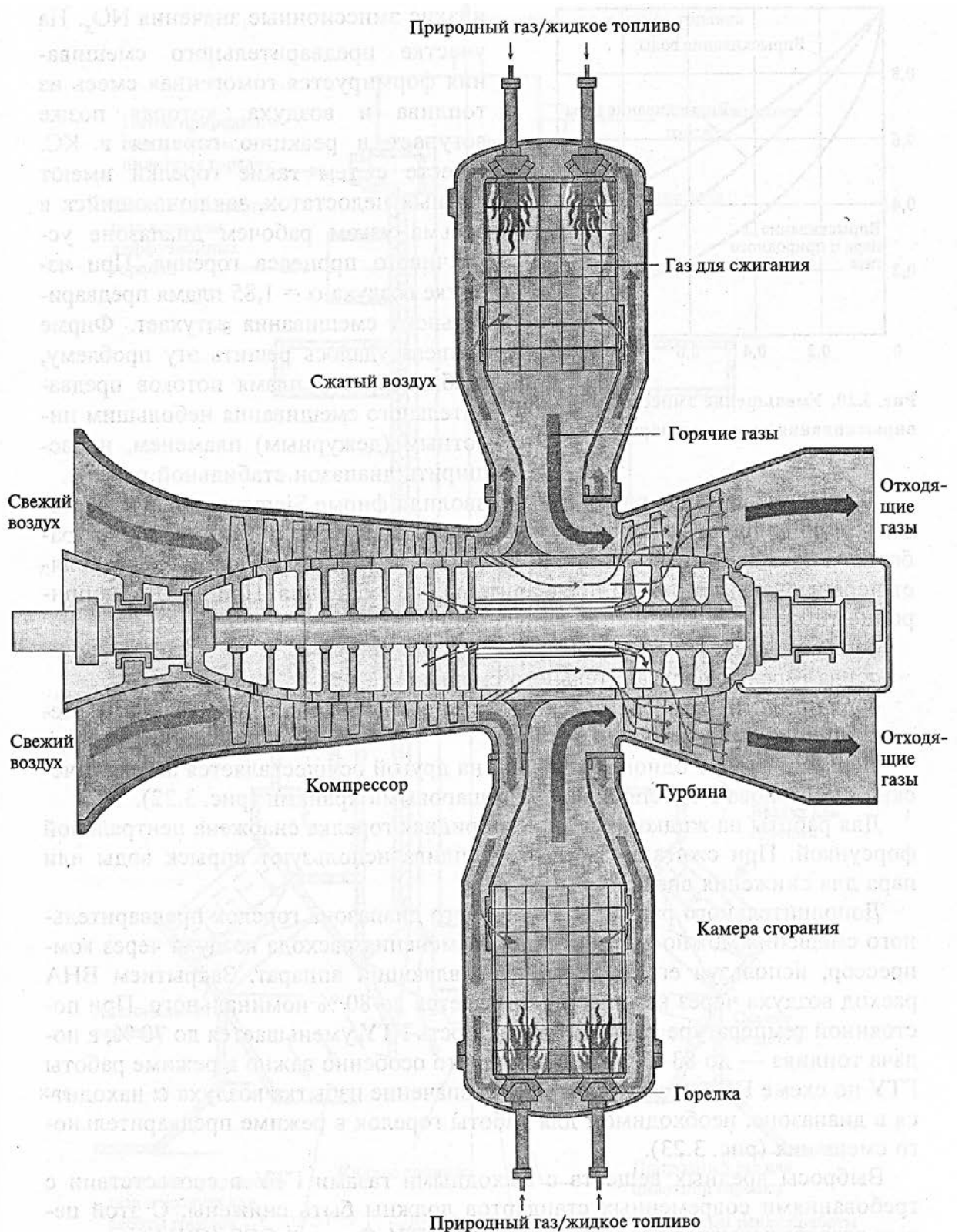


Рисунок 3.17 – Функциональная схема газовой турбины типа V94.3 (фирмы Siemens) с выносными КС и диффузионными горелками.

Основной недостаток влажной технологии заключается в увеличенном потреблении обессоленной воды. Поэтому следующим технологическим шагом специалистов фирмы была разработка горелок предварительного смешения без применения пара или воды (так называемая сухая технология), в которых обес-



печивались экстремально низкие эмиссионные значения  $\text{NO}_x$ . На участке предварительного смешивания формируется гомогенная смесь из топлива и воздуха, которая позже вступает в реакцию горения в КС. Вместе с тем такие горелки имеют важный недостаток, заключающийся в весьма узком рабочем диапазоне устойчивого процесса горения. При избытке воздуха  $\alpha = 1,85$  пламя предварительного смешивания затухает. Фирме Siemens удалось решить эту проблему, стабилизировав пламя потоков предварительного смешивания небольшим пилотным (дежурным) пламенем, и расширить диапазон стабильной работы.

Приведенные выше разработки позволили фирме Siemens создать так называемую гибридную горелку (рисунок 3.18), которая при низких нагрузках работает в качестве диффузионной, а при повышении нагрузки ГТУ позволяет переключаться в режим предварительного смешения. При работе на природном газе горелка имеет три системы сопл:

- сопла диффузионной горелки; сопла горелки предварительного смешения;
- сопла пилотной горелки (используемой в режиме предварительного смешения).

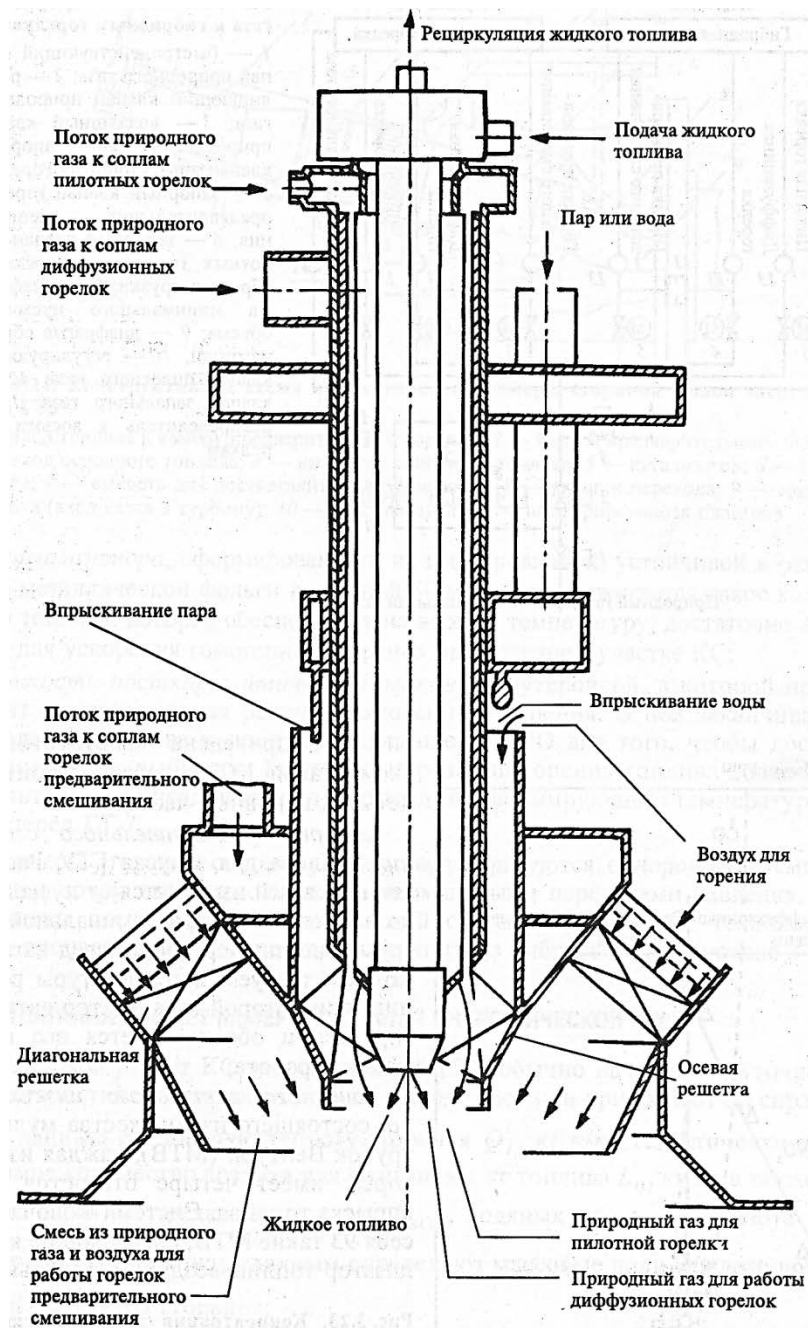


Рисунок 3.18 – Разрез гибридной горелки фирмы Siemens.

Переключение с одного вида сопел на другой осуществляется автоматически без останова ГТУ специальными шаровыми кранами .

Выбросы вредных веществ с выходными газами ГТУ в соответствии с требованиями современных стандартов должны быть снижены. С этой целью разрабатываются все новые типы КС ГТУ.;

### 3.2 Система топливоснабжения ГТУ (ПГУ)

Основным топливом для блоков ПГУ является природный газ, в качестве аварийного для газовых турбин предусматривается дизельное топливо.

В настоящее время газоснабжение осуществляется от городского газопровода высокого давления 1,2 МПа до ГРП ТЭЦ.

При установке парогазового оборудования необходим газ давлением 2,5-3,0 МПа.

В соответствии с п.1.5 СНиП 2.05.06-85 «Магистральные трубопроводы» прокладка газопроводов давлением свыше 1,2 МПа по территории населенных пунктов запрещена, подача газа давлением 2,8-3,0 МПа для газотурбинных установок непосредственно на площадку ТЭЦ не представляется возможной.

Это предопределяет технологическую необходимость установки дожимных газовых компрессоров для подачи газа на газовые турбины непосредственно на ТЭЦ в увязке с общей схемой газоснабжения ГТУ.

Для повышения давления газа перед газовыми турбинами до требуемого уровня 2,5-3,0 МПа предусматривается установка дожимных газовых компрессоров (ДГК) блочного типа, как правило  $2 \times 100\%$  производительности.

Давление на входе в компрессор 1,2 МПа, давление на выходе - 2,7 МПа. Категория по взрывопожароопасности – «А».

По периметру, на расстоянии 8 м от ДГК, предусматривается сетчатое ограждение.

Работа ДГК автоматизирована и осуществляется без постоянного эксплуатационного персонала. Компрессоры оснащены, в необходимом объеме, предохранительными устройствами, технологическими измерениями, защитами и блокировками.

Хозяйство дизельного топлива предназначено для приема, хранения, подготовки и подачи жидкого топлива на газотурбинные установки и проектируется по "Руководящим указаниям по проектированию хозяйств жидкого топлива газотурбинных и парогазовых установок ТЭС".РД 34.44.102-97.

В состав хозяйства входят:

- приемно-сливное устройство на две цистерны;
- насосная дизельного топлива;
- склад дизельного топлива с двумя наземными металлическими резервуарами (емкость определяется расчетом).

Подача дизельного топлива на ТЭЦ предусматривается железнодорожным транспортом в цистернах. Возможна также доставка топлива автотранспортом. Один резервуар является расходным, другой – отстойным.

Резервуары хранения топлива оборудуются дыхательными клапанами с огнепреградителями, обеспечивающими избыточное давление внутри резервуара до 200 мм вод.ст.

Отбор дизельного топлива из расходного резервуара для подачи его на сжигание предусматривается плавающим заборным устройством с верхних слоев.

Для дегазации и очистки резервуаров предусматривается подача в них пара. Принципиальная схема топливоснабжения приведена на рисунке 3.19.

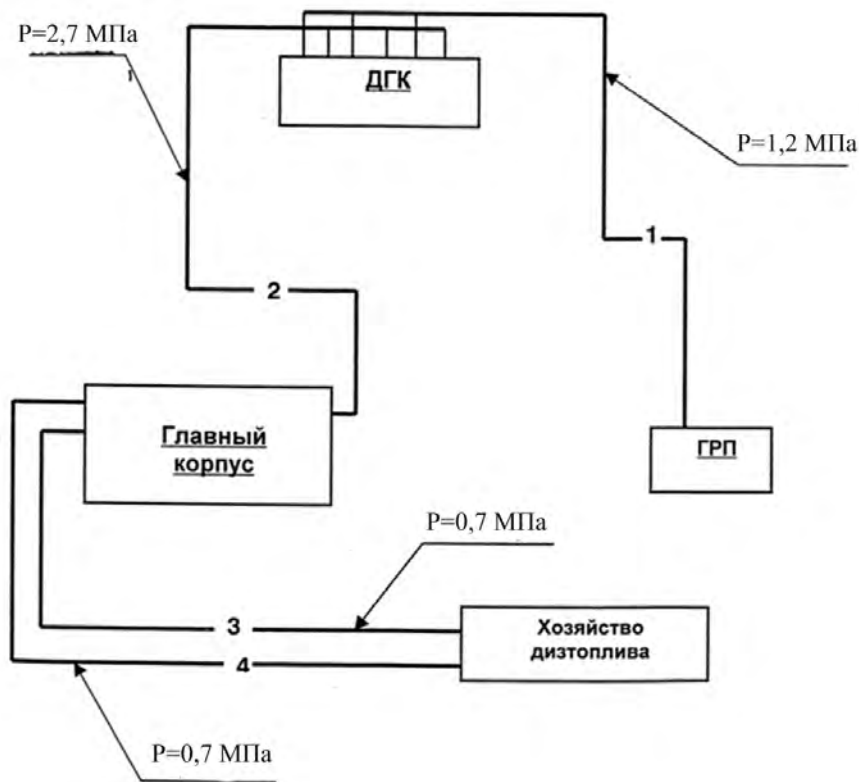


Рисунок 3.19 – Принципиальная схема топливоснабжения ПГУ:

1 – газопровод высокого давления  $P = 1,2$  МПа; 2 – газопровод высокого давления  $P = 2,7$  МПа; 3 – трубопровод дизтоплива на ГТУ  $P = 0,7$  МПа; 4 – трубопровод обратной рециркуляции дизтоплива  $P = 0,7$  МПа.

### Дожимные компрессорные станции (ДКС).

Дожимные компрессорные станции используют в основном компрессора: винтовые, центробежные, поршневые.

На примере двухвинтового дожимного компрессора типа VPT 2500 – 27,5 WCV рассмотрим основные особенности газодожимных компрессорных станций и их типы.

Назначение ДКС – подача природного газа необходимых параметров в камеру сгорания газовой турбины.

Компрессорная установка монтируется в двух контейнерах, соединенных между собой, которые являются защитой от шума и внешних погодных условий.

Основой компрессорной установки является маслonaполненный двухроторный винтовой компрессор с приводом от электрического двигателя, системами смазки, охлаждения и фильтрации. Установка оборудуется также системами отопления, вентиляции, кондиционирования, газообнаружения, пожарообнаружения.

Для подавления шумов ниже 85 дБ вне компрессорного помещения система вентиляции оснащается жалюзи и кулисными шумоглушителями.

Тепло выделяемое в процессе сжатия газа отводится при помощи газовой и масло-водяных теплообменников, воздушно-водяного теплообменника главного двигателя компрессора. Охлаждающей средой системы охлажде-

ния служит вода, качество которой регламентируется.

В компрессорном помещении устанавливается система газообнаружения состоящая из 5 датчиков газообнаружения и система пожаробнаружения, состоящая из 5 датчиков реагирующих на задымление в контейнере.

Для поддержания рабочей температуры (18-30 °С) воздуха в компрессорном помещении устанавливаются ребристые радиаторы 7 штук, система вентиляции и кондиционирования.

Для работы компрессорной установки необходимо, чтобы температура масла в системе смазки и охлаждения компрессора была не ниже 40 °С, для чего используются электрические маслянагреватели.

Компрессорная установка обеспечивает подачу необходимого количества газа на газовую турбину, повышая его давление от 10,1 – 11 бар(изб) до 26,5 бар(изб). При снижении давления всасывания до 9,1 бар (изб) компрессор будет компримировать давление газа до необходимых параметров (26,5 бар (изб)), но не обеспечит номинальный расход газа (52 858 нм<sup>3</sup>/час). При снижении давления газа на всасе компрессора до 7,5 бар (изб) установка отключится по понижению давления на всасе компрессора.

Пуск компрессора осуществляется из контейнера управления компрессором или при помощи компьютера управления ГТ.

Для обеспечения работы пневмоарматуры и продувки электродвигателя компрессора перед пуском имеется воздушный винтовой компрессор с системой осушения сжатого воздуха расположенный в дополнительном контейнере. Давление сжатого воздуха - 0,6 МПа (изб).

Для защиты компрессора от возможного попадания крупных механических частиц на подводящем газопроводе предусмотрен сетчатый фильтр с размером ячейки сетки 0,3 мм.

Для защиты основных маслянасосов от возможного попадания крупных механических частиц на всасе этих насосов установлены фильтры выполненные в виде сетки с ячейкой 0,25 мм

Сжатие газа происходит в винтовом компрессоре с впрыском масла в область сжатия, что позволяет обеспечить уплотнение и смазку роторов, а также первичное охлаждение газа. После сжатия в компрессоре газо-масляная смесь поступает в маслобаки где установлены фильтрующие подушки предназначенные для первичного отделения газа от масла, далее маслосепараторы, где происходит основное отделение масла от газа. После сепарации газ поступает в газо-водяной теплообменник, где происходит его охлаждение, а далее в параллельно установленные фильтры-сепараторы, в которых происходит окончательная очистка газа от масла (заводом-изготовителем допускается унос масла на газовую турбину до 5 мг масла/нм<sup>3</sup> газа). Отсепарированное в фильтрах-сепараторах масло по дренажным трубопроводам через дроссельную шайбу поступает на всас компрессора. Для повышения степени защиты газовой турбины от выноса масла имеется так называемый «полицейский» фильтр. В случае выхода из строя предвключенных фильтров-сепараторов масло собирается в «полицейском» фильтре, вследствие чего, по достижении определенного уровня масла (~20 л) в «полицейском» фильтре срабатывает датчик, компрессор раз-

гружается и отключается. Далее газ через обратный клапан поступает на топливный блок газовой турбины.

Масло отсепарированное в маслосепараторах поступает из маслобаков на всас насоса, далее в напорную линию, на которой установлен автоматический регулятор, который регулирует перепад «масло на впрыск в компрессор – газ на выходе из маслобаков» и поддерживает его на уровне – 3 бара. Также на напоре насосов установлены предохранительные перепускные клапаны, которые при перепаде давления  $\Delta P=6,5$  бар и более перепускают масло с напора насосов обратно в маслобак. Далее масло попадает в маслоохладитель, где охлаждается до температуры менее  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  и, проходя через основные маслофильтры, поступает на впрыск компрессора и в контур управляющего масла.

Для защиты трубопроводов и оборудования ДКС на трубопроводе нагнетания компрессора установлен предохранительный клапан (давление срабатывания 32 бар (изб)) с выходом на продувочную свечу в атмосферу.

Для смазки подшипников компрессора установлена автономная маслосистема. В случае превышения температуры масла более  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ , появляется предупреждающее сообщение о высокой температуре и при превышении температуры более  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  происходит аварийное отключение компрессора).

Таблица 3.4. Основные технические характеристики двухвинтового дожимного компрессора типа VPT 2500-27,5 WCV.

| Параметры                               | Показатели      | Единицы измерения    |
|---|-----------------|----------------------|
| Рабочая среда                           | Природный газ   |                      |
| Давление на всасывании                  | 11,1-13,42      | бар (абс)            |
| Рабочее давление                        | 27,5            | бар (абс)            |
| Сжатие                                  | одноступенчатое |                      |
| Производительность                      | 52 858          | нм <sup>3</sup> /час |
| Мощность гл. двигателя компрессора      | 2500            | кВт                  |
| Мощность на валу компрессора            | 2240            | кВт                  |
| Частота вращения                        | 2990            | об/мин               |
| Охлаждающая среда                       | ~ 235           | м <sup>3</sup> /час  |
| Температура газа на входе, min          | 10-20           | $^{\circ}\text{C}$   |
| Температура газа на выходе, max         | 50              | $^{\circ}\text{C}$   |
| Общее количество масла                  | 2000            | литр                 |
| Уровень звука без контейнера            | 92              | дБ(А)                |
| Уровень звука с контейнером             | 85              | дБ(А)                |
| Потребность охлаждающего воздуха        | ~ 24 000        | м <sup>3</sup> /час  |
| Допустимая температура окружающей среды | От -24 до +40   | $^{\circ}\text{C}$   |

Компрессор винтовой, двухроторный, работающий по принципу вытеснения (рисунок 3.20). Оба ротора снабжены зубьями винтовой формы, которые

вращаются с очень малыми зазорами между собой и корпусом.

Ведущий ротор имеет 5(4) зубьев, ведомый ротор, вращающийся ведущим ротором – 6 зубьев ассиметричной формы профиля.

Подшипники скольжения воспринимают радиальные усилия, радиально-упорный шарикоподшипник – осевые усилия.

Приводной вал уплотняется маслонепроницаемым и ненагруженным маслуплотнительным кольцом.

Процесс сжатия происходит одновременно во всех полостях роторов. До окончания процесса нагнетания в одной полости начинается нагнетание в другой. Таким образом, обеспечивается непрерывный поток без пульсаций.

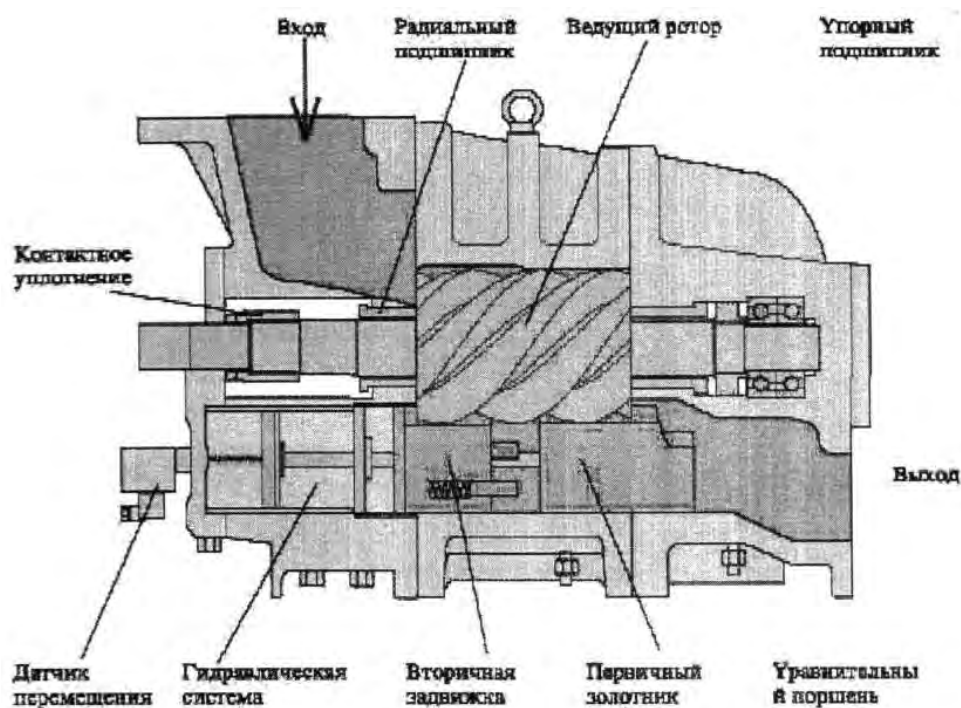


Рисунок 3.20 – Схема винтового компрессора.

Блок компрессора уплотнен на конце ведущего вала газонепроницаемым и маслонепроницаемым контактным уплотнительным кольцом. Уплотнение функционирует как при остановленном, так и при работающем компрессоре. Система уплотнений рассчитана на конечное давление сжатия.

Уплотнение осуществляется вертикально расположенным кольцом из угольного графита, которое упирается в осевом направлении во вращающееся хромоникелевое кольцо.

При остановке компрессора уплотнение обеспечивается силой пружины.

При работающем компрессоре уплотнение усиливается гидравлически устанавливаемым давлением смазочного масла. Смазка и охлаждение контактного уплотнительного кольца осуществляется из контура смазочного масла, где производится контроль давления и температуры.

Рециркуляция смазочного масла и растворенного в нем газа происходит внутри по каналам к стороне всасывания, имеющей меньший уровень давления,

и затем обратно в циркуляционный контур смазочного масла.

Для нормального функционирования контактного уплотнительного кольца требуется смазочный материал. Поэтому малое количество смазочного материала выходит из уплотнения как утечка.

Утечки направляются через отверстие ниже уплотнительного кольца, через гибкий трубопровод в поддон утечек (временная канистра).

Количество ожидаемых утечек составляет приблизительно  $1\text{ см}^3/\text{час}$ .

Регулирование производительности компрессора осуществляется в зависимости от нагрузки ГТУ. Имеется 2 контура регулирования.

1 контур регулирования.

Для достижения плавного регулирования производительности компрессора, под роторами, в нижней части корпуса расположен регулирующий шибер (золотник), перемещаемый в осевом направлении. Золотник регулирует объемный расход газа через компрессор. Благодаря оптимальному профилю шибера величина максимального объема полости между зубьями изменяется в диапазоне 10-100%.

Золотник перемещается гидравлическим цилиндром двойного действия. Управление цилиндра осуществляется пропорциональным клапаном, посредством подачи в цилиндр управления масла из системы смазки.

Положение золотника регистрируется датчиком перемещения, дающим выходной сигнал в систему управления.

При вращении роторов на стороне всасывания компрессора (вверху) между каждой парой зубьев ведущего и ведомого роторов образуется изменяющаяся в объеме V-образная рабочая область, которая сначала увеличивается от нуля до максимума (режим всасывания). Во время этой фазы рабочая область соединена с всасывающим трубопроводом компрессора. При дальнейшем вращении рабочая область отсекается от зоны всасывания корпусом компрессора, охватывающим роторы, и на стороне нагнетания (внизу) непрерывно уменьшается до достижения регулирующей кромки, выполненной в корпусе компрессора, соединяющей с нагнетательным патрубком (режим сжатия). Положение этой регулирующей кромки определяет величину сжимаемого объема и, следовательно, величину достигаемого конечного давления. В завершении процесса сжатия рабочий объем уменьшается в результате вращения. Сжимаемый газ пять раз полностью выталкивается в нагнетательный патрубок при каждом обороте ведущего ротора так, что в противоположность поршневому компрессору обеспечивается практически непрерывная подача, а также отсутствие какого-либо мертвого пространства.

В случае снижения давления газа на всасе компрессора ниже 9 бар (изб) золотник переходит в положение поддержания давления всасывания, для чего автоматически снижает нагрузку компрессора для обеспечения требуемого давления газа на входе в компрессор.

2 контур регулирования

Регулирование нагрузки ДКС осуществляется байпасным регулятором,



перепускающим газ с напорного во всасывающий трубопровод компрессора.

В случае повышения давления газа на выходе из компрессора более 27 бар (изб) регулятор обеспечивает сброс части газа во всасывающий патрубок для снижения давления в напорном трубопроводе. Работа байпасного регулятора обеспечивает стабильное давление газа на выходе компрессора.

### 3.3 Котлы-утилизаторы

Котлы-утилизаторы (КУ) — важный элемент технологической схемы большинства ПГУ, выполняющий во всех случаях роль утилизатора теплоты выходных газов энергетической ГТУ. В зависимости от схем и ПГУ в КУ генерируется пар от одного до трех давлений, подогреваются вода и конденсат, вырабатывается технологический пар и др. Котлы-утилизаторы, спроектированные только для подогрева воды, называют еще газоводяными теплообменниками (ГВТО). Таким образом, КУ подразделяются на *паровые*, пар которых используется для работы в паровых турбинах или направляется технологическим потребителям, *водяные*, в которых нагреваются сетевая вода, конденсат или питательная вода ПТУ энергоблоков, и комбинированные.

По конструктивному исполнению и составу тепловой схемы КУ могут быть нескольких типов:

а) горизонтальные или вертикальные. Последние выполняют подвесными или самоопорными;

б) с естественной или принудительной циркуляцией и прямоточные.

В определенных условиях в зависимости от вида сжигаемого в ГТУ топлива КУ снабжают дополнительно селективными катализаторами газов, значительно снижающими в них концентрацию  $\text{NO}_x$ . Место расположения катализатора в КУ определяется технологическим процессом. Восстановление оксидов азота происходит при впрыске в выходные газы ГТУ восстанавливающего агента — водного раствора аммиака при температуре 300 – 420 °С. Смесь аммиак — выходные газы пропускается через катализатор.

КУ могут быть оснащены дожигающими устройствами. В них в среде выходных газов ГТУ дополнительно сжигается топливо, это приводит к повышению и стабилизации температуры газов перед поверхностями нагрева КХ повышает его паропроизводительность. Расстояние от горелок камеры дожигания до поверхностей нагрева первого пакета труб должно быть не менее 5 м (для выравнивания температуры и скорости газового потока).

Поверхности нагрева КУ делают из стальных труб с наружным оребрением. Спирально-ленточное оребрение труб выполняют в заводских условиях на специальных установках с использованием токов высокой частоты. Это позволяет приваривать к трубам ленту различной толщины, конфигурации и размера.

Крупнейшим производителем КУ и оребренных труб для их поверхностей нагрева в СНГ является АО «Подольский машиностроительный завод». Завод изготавливает оребренные трубы следующих параметров: диаметр 22 – 114 мм, толщина стенки 2 – 12 мм, высота ребра 5 – 25 мм, толщина ребра 0,8 – 2 мм, шаг витков оребрения 4 – 15 мм, максимальная длина оребренной трубы

22 м. Оребрение может быть сделано из углеродистых, легированных и аустенитных сталей. Помимо этого возможно также просечное оребрение труб. В модулях, из которых изготавливают КУ, масса оребренных труб достигает 45% его общей массы, а само оребрение уменьшает ее в среднем в 1,5 раза по сравнению с гладкотрубными поверхностями нагрева.

На рисунке 3.21 представлен котел-утилизатор с дожигающим устройством.

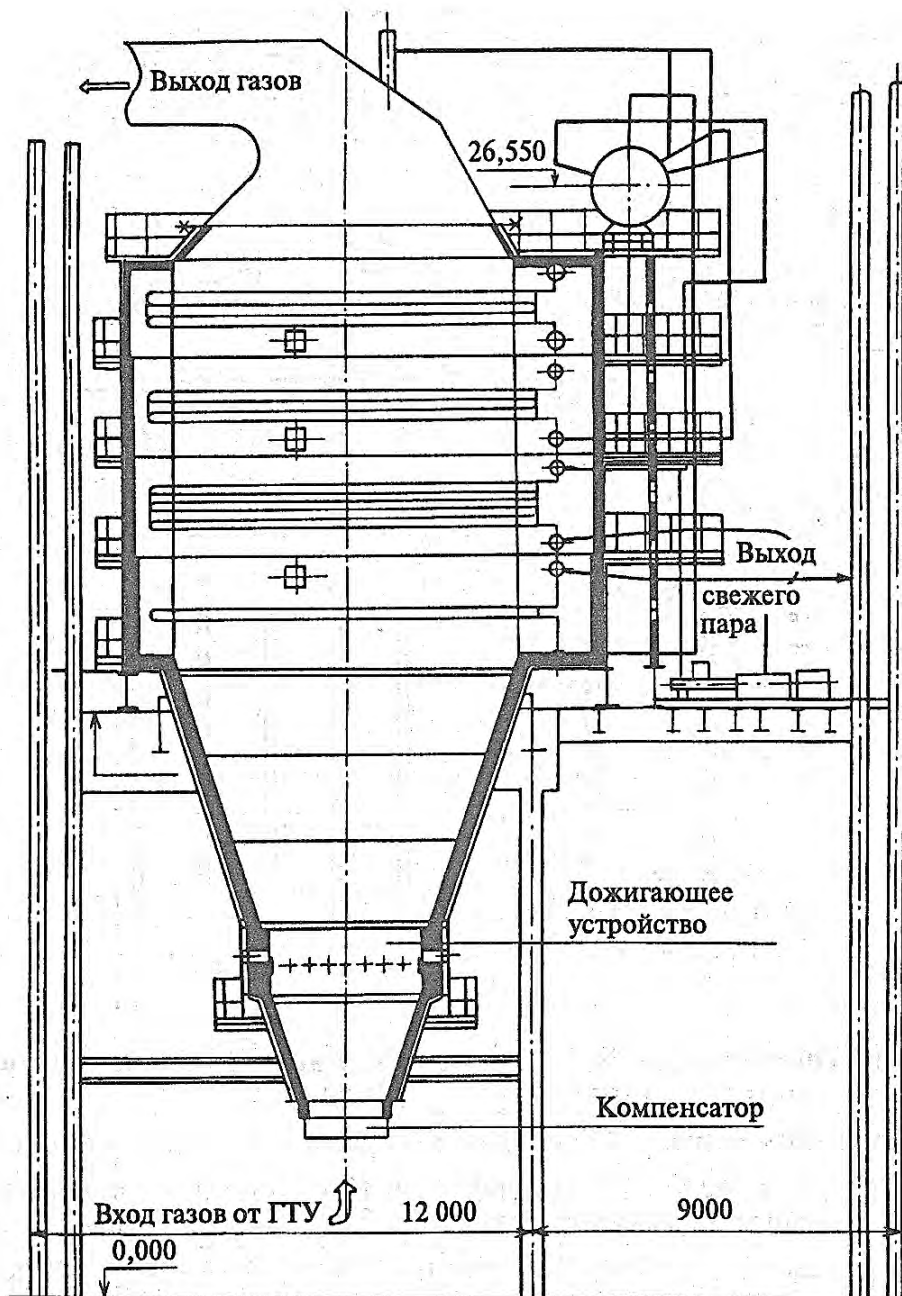


Рисунок 3.21– Котел-утилизатор вертикальной компоновки с дожигающим устройством

### **3.4 Особенности паровых турбин для блоков ПГУ**

Паровую турбину, используемую для блоков ПГУ рассмотрим на примере паровой турбины Т53/67-8,0 производства ОАО УТЗ, предназначенной для блока ПГУ – 230 МВт.

Паровая теплофикационная турбина Т-53/67-8,0 с конденсационной установкой и регулируемыми отопительными отборами пара предназначена для привода электрического генератора типа ТФ-80-2УЗ с воздушным охлаждением с частотой вращения ротора  $50 \text{ с}^{-1}$  (3000 об/мин) и отпуска теплоты для отопления и горячего водоснабжения.

Турбина работает в составе энергоблока ПГУ-230, состоящего из одной газотурбинной установки, котла-утилизатора и одной паротурбинной установки. Преимущественный режим эксплуатации – на скользящих параметрах.

Турбина работает совместно с конденсационной установкой.

Турбина может работать по тепловому и электрическому графику. При работе по тепловому графику регулирующая диафрагма полностью закрыта и пропускает в конденсатор минимальное количество пара, величина которого зависит от зазоров между поворотным кольцом и телом диафрагмы и давления в камере нижнего отопительного отбора. Такой режим можно условно назвать режимом работы с противодавлением. При работе по электрическому графику тепловая нагрузка ограничена, в связи с чем, излишки пара поступают в ЦНД и конденсатор. На таком режиме регулирующая диафрагма частично или полностью открыта. Возможна работа турбины на чисто конденсационном режиме, на котором регулирующая диафрагма ЦНЦ полностью открыта. Поступающий в конденсатор пар охлаждает рабочие лопатки части низкого давления и отдает тепло охлаждающей воде.

Лопаточный аппарат турбины рассчитан и настроен на работу при частоте электрического тока в сети 50Гц, что соответствует частоте вращения ротора турбины  $50 \text{ с}^{-1}$  (3000 об/мин). Принципиальная схема паровой турбины представлена на рисунке 3.22.

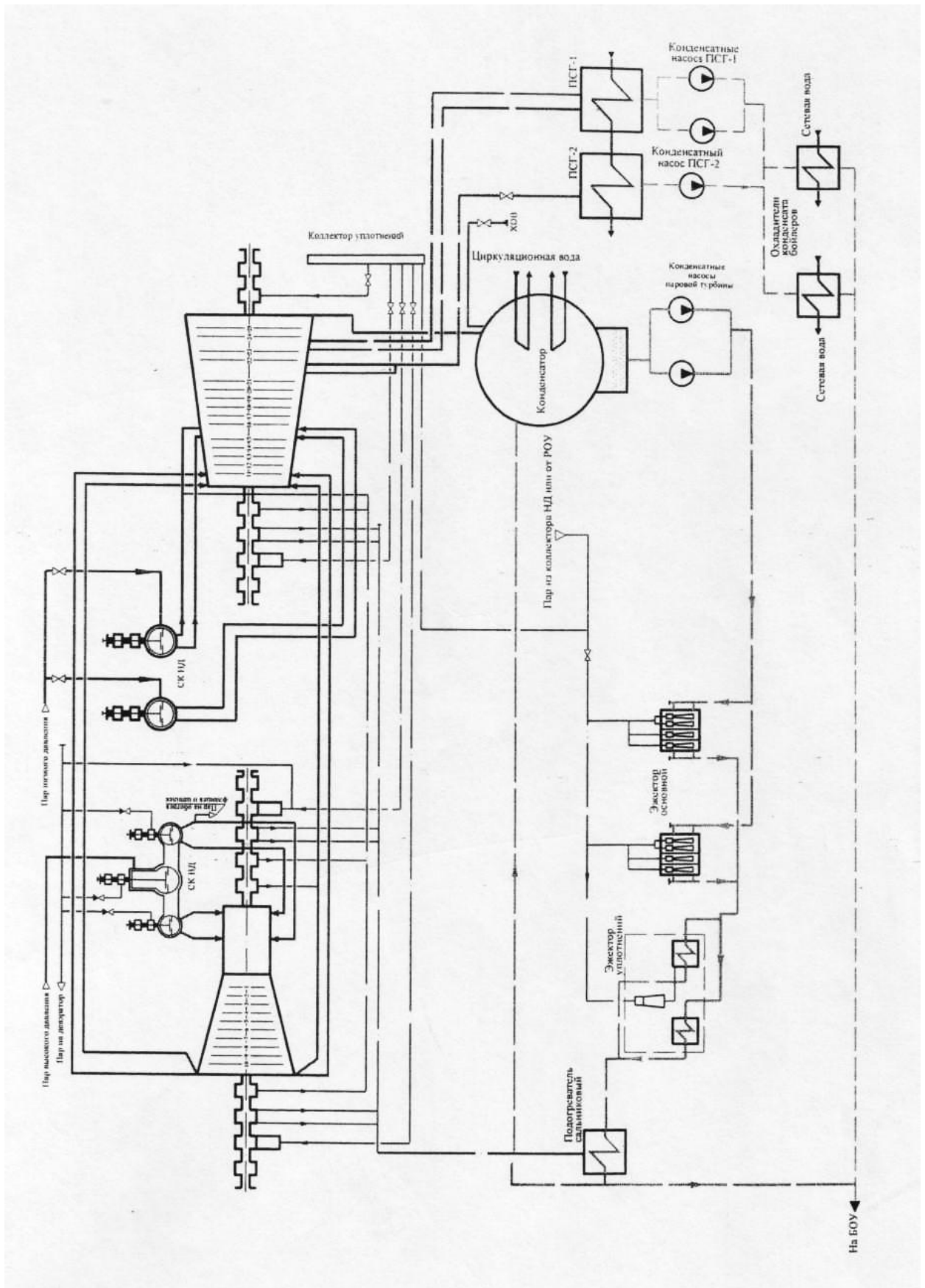


Рисунок 3.22 – Принципиальная схема паровой турбины.

Турбина рассчитана для работы при следующих основных номинальных параметрах пара (Таблица 3.5).

Таблица 3.5. Номинальные параметры пара

| Наименование параметра   |  | Значение |
|--|--|----------|
| Параметры пара контура высокого давления (ВД) перед стопорным клапаном турбины:  | давление, МПа                          | 7,7      |
|  | температура, °С                        | 488      |
|  | расход пара, т/ч                       | 212,5    |
| Параметры пара контура низкого давления (НД) перед стопорными клапанами турбины:   | давление, МПа                          | 0,7      |
|  | температура, С                         | 208      |
|  | расход пара, т/ч                       | 57,2     |
| Давление в верхнем отопительном отборе, МПа  |  | 0,098    |
| Охлаждающая вода, проходящая через конденсатор   | расход, м /ч                           | 8000     |
|  | температура на входе в конденсатор, °С | 20       |
| Давление в конденсаторе на конденсационном режиме при номинальных расходе и температуре охлаждающей воды, кПа  | при $\beta^* = 1,0$                    | 9,7      |
|  | при $\beta = 0,75$                     | 12,5     |
| * $\beta$ – коэффициент, учитывающий степень загрязнения внутренней поверхности труб конденсатора: $\beta = 1,0$ – чистые трубы, $\beta = 0,75$ – максимальная допустимая степень загрязнения труб конденсатора. |  |          |

Мощность турбины на зажимах генератора при номинальных параметрах пара и охлаждающей воды:

- номинальная – 53 МВт;
- максимальная на конденсационном режиме – 66,5 МВт.

Номинальная тепловая нагрузка (суммарно по обоим отборам – 569 ГДж/ч (136 Гкал/ч).

Турбина имеет два отопительных отбора пара, предназначенных для ступенчатого подогрева сетевой воды.

При использовании отопительных отборов осуществляется подогрев сетевой воды последовательно в двух подогревателях сетевой воды горизонтального типа (ПСГ-1 и ПСГ-2) двумя отопительными отборами или только в ПСГ-1 одним нижним отопительным отбором. Поддержание давления в отопительных отборах производится регулирующей диафрагмой в верхнем отборе при двухступенчатом подогреве и в нижнем отборе – при одноступенчатом подогреве.

Максимальная температура подогрева сетевой воды на выходе из ПСГ-2 – 124°С (с учетом недогрева сетевой воды в подогревателях).

Пределы регулируемого давления в отопительных отборах пара составляют:

- в верхнем отопительном отборе (при двухступенчатом подогреве сетевой воды) – от минус 0,041 до плюс 0,145 МПа;
- в нижнем отопительном отборе (при одноступенчатом подогреве сетевой воды) – от минус 0,051 до плюс 0,096 МПа.

Турбина на рисунке 3.23 представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из цилиндров высокого и низкого давления.

Проточная часть высокого давления состоит из 10 ступеней давления. Проточная часть низкого давления состоит из 15 ступеней давления, в том числе регулирующей 24 ступени (рисунок 3.23).

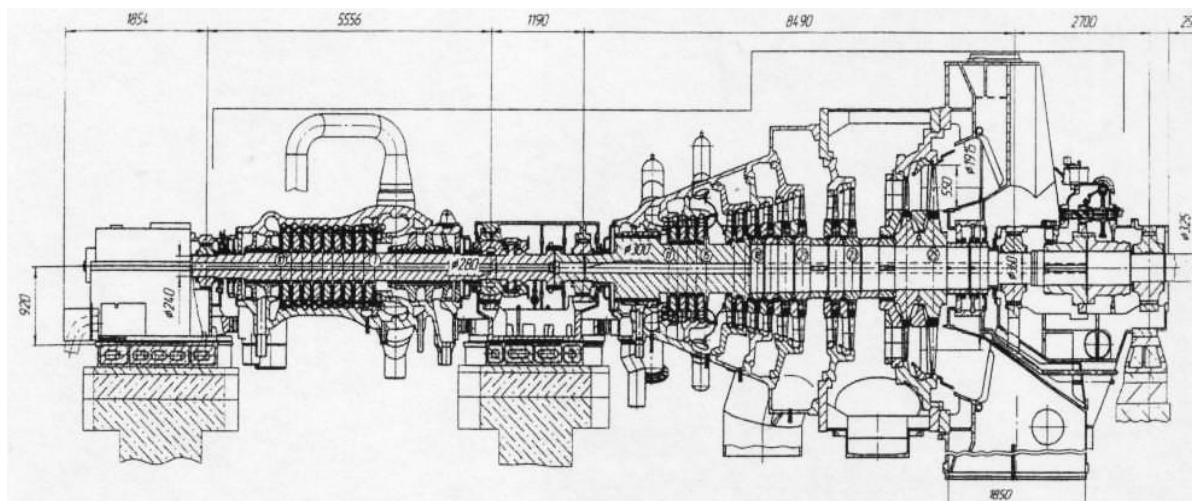


Рисунок 3.23 – Продольный разрез турбины

Пар от первого контура котла-утилизатора (пар ВД) поступает в турбину по трубопроводу через отдельно стоящий блок стопорно-регулирующего клапана, откуда перепускными трубами подводится к цилиндру высокого давления. Пар в ЦВД движется в сторону переднего подшипника.

Из выхлопа ЦВД пар направляется в паровую часть ЦНД и движется в сторону генератора.

Из второго контура котла-утилизатора пар (пар НД) поступает в турбину через два блока стопорно-регулирующих клапанов в кольцевую камеру между 15 и 16 ступенями.

Смешение потоков основного пара и сбрасываемого пара происходит за счет поворота потока пара из 15 ступени на 180 градусов в кольцевую камеру и повторного поворота потока пара на 180 градусов из кольцевой камеры на вход в диафрагму 16 ступени.

Из камер отопительных отборов, выполненных в ЦНД, пар направляется в ПСГ-2 (верхний отопительный отбор за 21 ступенью).

По выходе из последних ступеней отработанный пар через выхлопной патрубок поступает в конденсатор.

Цилиндры турбины через корпуса подшипников или непосредственно опираются на фундаментные рамы, жестко закрепленные на элементах фундамента турбины.

Плоскость фиксупункта турбины проходит через оси поперечных шпонок, расположенных в передних опорах выхлопного патрубка турбины. Расширение турбины происходит, в основном, в сторону переднего подшипника и частично в сторону генератора.

Существенно более совершенной является турбина Т-63/76-8.8, предназначенная для блоков ПГУ, обладающая большой маневренностью и представленная на рисунке 3.24.

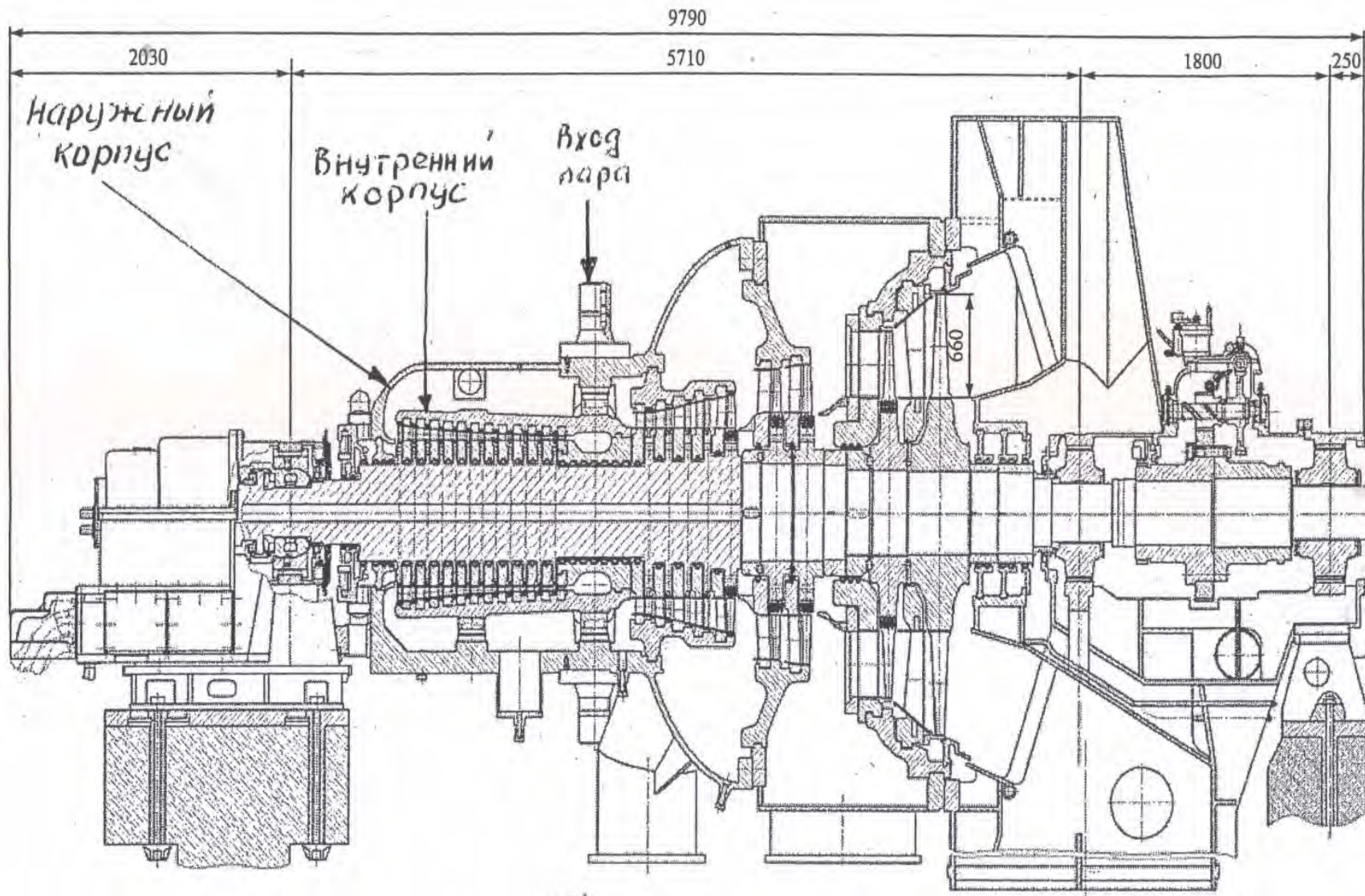


Рисунок 3.24 – Паровая турбина Т-63/76-8.8

ЦВД этой турбины выполнен с использованием двух корпусов внутреннего, в который подается острый пар, и наружного, что позволило снизить металлоёмкость ЦВД, толщину стенок и фланцев.

#### **4 СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ БЛОКОВ ПГУ**

Парогазовая установка является технологически сложным объектом управления, характеризующимся взаимосвязанными процессами управления различных агрегатов. Так в состав ПГУ входят:

- газовая турбина;
- паровая турбина;
- котел-утилизатор;
- генератор к газовой и паровой турбинам,
- вспомогательное тепломеханическое и электротехническое оборудование.

ПГУ любого типа, характеризуется значительным объемом информационного потока, количество управляющих воздействии (входных аналоговых сигналов до 1500; дискретных - 3000; каналов управления - 600). Управление таким оборудованием с помощью традиционно применяемых средств не сможет обеспечить необходимую надежность, экономичность, коэффициент готовности. Поэтому при создании АСУ ТП парогазовых установок необходимо использование высоконадежных технических средств на современной микропроцессорной базе, обеспечивающих реализацию любых алгоритмов автоматизации во всех режимах эксплуатации оборудования.

Общие требования к структуре и функционированию системы включают следующие факторы:

1. Система должна разрабатываться как человеко-машинный комплекс, работающий в реальном времени.

2. Структура технических средств системы должна представлять собой двухуровневую децентрализованную иерархическую систему распределенного цифрового контроля и систем регулирования.

3. Структура технических средств для ПГУ должна обеспечить одновременное распространение принимаемых решений на ПГУ и рабочее место начальника смены без существенных изменений и доработок программного, информационного и системно-технического обеспечения.

Необходимые надежность и экономичность ПТК достигается за счет:

- применения элементной базы высокой надежности,
- развития функций диагностики технологического оборудования и самодиагностики аппаратуры ПТК АСУ ТП;
- формирования структуры с учетом возможностей аппаратного и программного резервирования, дублирования каналов автоматизированного управления независимыми каналами дистанционного управления;
- защиты ПТК от ошибочных действий оператора и несанкционированного вмешательства обслуживающего персонала;



- построения системы на основе унифицированных технических, информационных и программных средств с использованием минимального числа типов аппаратуры, рационального числа форм представления и регистрации информации;

- обеспечение возможности модернизации, развития и наращивания системы за счет гибкости ее структуры;

- обеспечения рационального распределения функций между входящими в ПТК системами и отдельными контроллерами, модулями;

- система должна удовлетворять требованиям стандартов безопасности труда, правил пожарной безопасности, а также соответствующих строительных норм и правил (СНиП);

- АСУ ТП создается как неотъемлемая комплектующая часть технологического комплекса парогазовой установки и строится как многоуровневая распределенная система, объединенная локальными сетями (цифровыми шинами).

- АСУ ТП ПГУ как человеко-машинная система обеспечивает управление всем оборудованием блока: газотурбинными установками, котлами утилизаторами, паровой турбиной, вспомогательным оборудованием, генераторами со вспомогательными системами, трансформаторами и т.д.

Рассмотрим более детально отдельные функции АСУ ТП ПГУ.

Управляющие функции предназначены для автоматизированного (под контролем оператора) управления технологическим оборудованием энергоблока.

Управляющие функции, выполняемые автоматически:

- дистанционное управление;

- дискретное управление, включающее защиты, блокировки, режимные переключения, АВР;

- автоматический ввод технологических защит в процессе пуска и вывод их при останове оборудования ПГУ;

- программно-логическое управление оборудованием во всех режимах;

- автоматическое регулирование для различных режимов работы оборудования;

Управляющие функции оператора-технолога:

- выполнение неавтоматических предпусковых и пусковых операций;

- выбор эксплуатационного режима установки;

- запуск программ автоматики пуска (останова);

- дублирование управляющих воздействий средствами дистанционного управления при отказе средств автоматики;

- опробование схем технологических защит (при необходимости);

- корректировка графиков пуска-останова.

Информационные функции предназначены для обеспечения оперативного персонала информацией, необходимой для контроля и управления оборудованием и включает:

- сбор и предварительную обработку информации (контроль, технологическая сигнализация, аварийная сигнализация, регистрация, протоколирование);

- ведение журналов, паспортов, протоколов);
- построение системы на основе унифицированных технических, информационных и программных средств с использованием минимального числа типов аппаратуры и рационального числа форм представления и регистрации информации;
- контроль и регистрацию последовательности событий и неисправностей, в особенности при пусках и плановых остановах;
- расчет основных технико-экономических показателей работы блока;
- диагностику состояния технологического оборудования;
- оценку готовности технологического оборудования к пуску;
- двухсторонний обмен информацией с общестанционной АСУ.

На приведенной схеме (рисунок 4.1) видно, как осуществляется реализация функций в рамках человеко-машинного комплекса.



Рисунок 4.1 – Функциональная схема АСУ ТП блока

## 5 ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ БЛОКОВ ПГУ

Особенности эксплуатации ПГУ рассмотрим на основе примера блока ПГУ - 230. Подобные блоки работают в России, имеется такой блок и в Республике Беларусь. Остановимся только на основных факторах.

Технологическая схема блока (рисунок 5.1) включает газотурбинную установку (ГТУ), котёл-утилизатор (КУ) и паротурбинную установку (ПТУ). В состав её входит следующее основное оборудование:

- газовая турбина GT13E2 производства фирмы “ALSTOM” (Швейцария);
- котёл-утилизатор HRSG/DPS 01.1 производства фирмы “SES-Energy” (Словакия);
- паровая турбина Т-53/67 – 8,0 производства Уральского турбинного завода (Россия).

Технические характеристики основного оборудования блока ПГУ-230 на номинальном режиме приведены далее для условий окружающей среды согласно ISO 2314: температура наружного воздуха 15°C, относительная влажность 60%, давление 1,013 бар.

|  |   |
|--|---|
| Газовая турбина GT13E2   |   |
| Мощность ГТУ, МВт  | 168   |
| Температура газов перед турбиной, °С   | 1093  |
| Максимальная температура газов за турбиной при частичной и базовой нагрузках, °С | 550   |
| Производительность компрессора, м <sup>3</sup> /с                                | 454   |
| КПД ГТУ, %   | 35,8  |
| Степень сжатия воздуха в компрессоре   | 14,6  |
| Котёл-утилизатор HRSG/DPS 01.1   |   |
| Контур высокого давления (ВД):   |   |
| паропроизводительность, т/ч  | 212,5   |
| давление в барабане ВД, МПа  | 7,98  |
| температура пара на выходе, °С   | 490   |
| температура воды на входе в ЭВД1,  | 146   |
| Контур низкого давления (НД):  |   |
| паропроизводительность, т/ч  | 57,2  |
| давление в барабане НД, МПа  | 0,76  |
| температура пара на выходе, °С   | 208   |
| Контур газового подогревателя конденсата (ГНК):                                  |   |
| температура конденсата на выходе   | На 15°C ниже температуры насыщения в деаэраторе |
| Газовый тракт:   |   |
| температура газов на входе в котёл, °С   | 507,1   |
| температура газов на выходе из котла, °С   | 98,2  |
| расход газов через котёл, кг/с   | 557,6   |

## Паровая турбина Г-53/67-8,0

|  |                |
|--|----------------|
| Параметры пара контура высокого давления:                                  |                |
| давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )                                       | 7,7 (78,5)     |
| температура, °С  | 488            |
| массовый расход пара, т/ч  | 212,5          |
| Параметры пара контура низкого давления:                                   |                |
| давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )                                       | 0,7 (7,1)      |
| температура, °С  | 208            |
| массовый расход пара, т/ч  | 57,2           |
| Температура охлаждающей воды, °С   | 20             |
| Расчетное давление в конденсаторе, МПа (кгс/см)                            | 0,0097 (0,099) |
| Тепловая нагрузка отопительная (суммарно по обоим отборам), ГДж/ч (Гкал/ч) | 569 (136)      |

Газотурбинная установка GT13E2 (рисунок 5.2) представляет собой одно-вальный турбоагрегат, работающий по простому термодинамическому циклу. Забираемый из атмосферы воздух, проходя систему фильтров комплексного воздухоочистительного устройства (КВОУ), поступает в компрессор. Компрессор, снабжённый поворотным входным направляющим аппаратом (ВНА), имеет 21 ступень. Сжатый в компрессоре воздух подаётся в камеру сгорания (КС). Продукты сгорания с температурой 1093°С направляются в газовую турбину (ГТ). Отработавшие в ней газы поступают в котёл-утилизатор.

В установке используется кольцевая камера сгорания с 72 горелками предварительного смешения типа EV. Симметричное расположение горелок обеспечивает равномерное распределение температуры по окружности на входе в турбину.

Наличие люка в камере сгорания позволяет проводить её осмотры и ревизии без разборки корпуса ГТУ, а также настройки горелочных устройств в течение 2-3 дней плановой остановки ГТУ.

Подогрев воздуха на входе в КВОУ при температурах от +7 до -5°С осуществляется в теплообменнике с этиленгликолем в качестве теплоносителя, циркулирующим в контуре и нагреваемым сетевой водой теплосети.

Для повышения давления природного газа до уровня, необходимого для работы ГТУ, установлен газодожимной компрессор 100%-ной производительности.

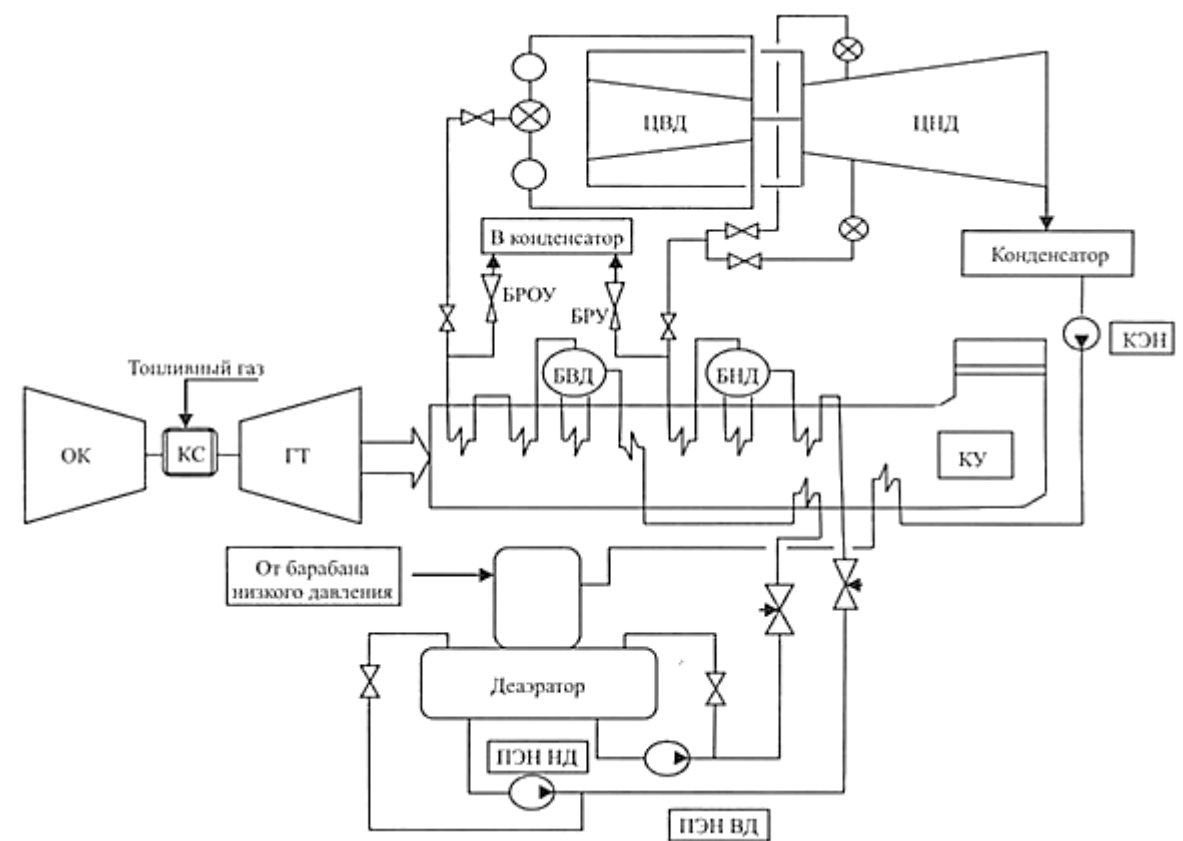


Рисунок 5.1– Принципиальная тепловая схема блока ПГУ-230

ОК – осевой компрессор; БВД и БНД – барабан высокого и низкого давления соответственно; ЦВД и ЦНД – цилиндр высокого и низкого давления соответственно; ПЭН – питательный электронасос; КЭН – конденсатный электронасос.

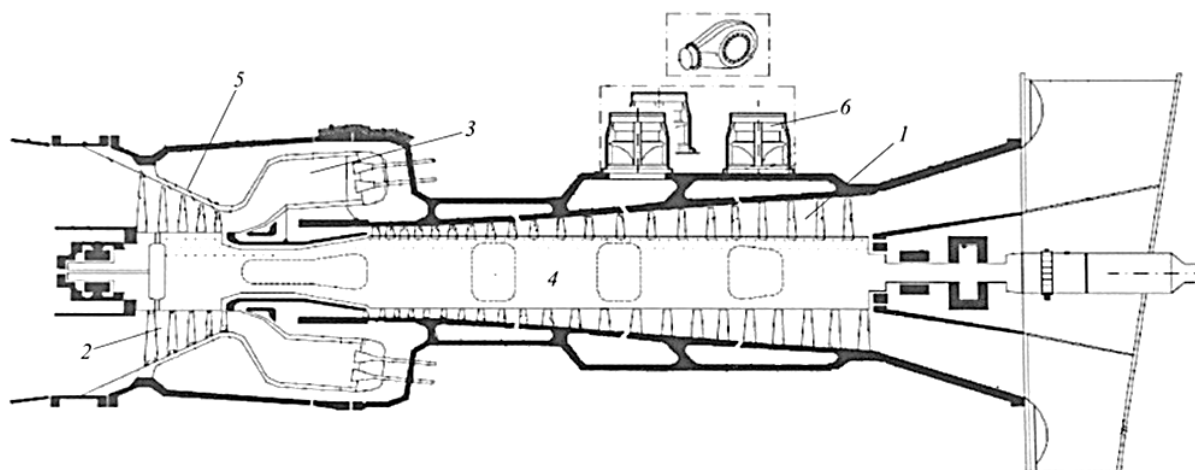


Рисунок 5.2 – Конструктивная схема ГТУ

1 – осевой компрессор; 2 – турбина; 3 – кольцевая камера сгорания; 4 – сварной ротор; 5 - обойма турбины; 6 – антипомпажные клапаны.

Важной особенностью газовой турбины GT13E2 является закон регулирования температуры газов (рисунок 5.3), согласно которому при нагрузках ГТУ от 60 до 85% регулятор температуры поддерживает постоянную температуру газов перед турбиной, а не за турбиной (как это принято для многих других ГТУ), которая поддерживается регулятором температуры при нагрузках

больше 85%. Вследствие этого при разгрузке ГТУ, которое осуществляется при одновременном прикрытии ВНА компрессора, температура за турбиной повышается на 25°C при нагрузке 60% номинальной, а КПД ПГУ остаётся высоким.

Горизонтальный газоплотный барабанный котёл-утилизатор 212,5/57,2 т/ч; 79,8/7,0 бар; 490/208°C (рисунок 5.4) выполнен с двумя контурами давления и естественной циркуляцией в испарителях. Поверхности нагрева котла сформированы из блоков (модулей). Трубы поверхностей нагрева дистанцированы по отношению друг к другу посредством трубных решёток. Продукты сгорания (дымовые газы) поступают из газовой турбины через выходной диффузор во входной канал котла-утилизатора. В котле они передают своё тепло воде и пару. По ходу газов расположены: двухступенчатый пароперегреватель высокого давления (ППВД) с впрыском питательной воды в рассечку; испаритель высокого давления (ИВД); вторая ступень экономайзера высокого давления (ЭВД2); пароперегреватель низкого давления (ППНД); испаритель низкого давления (ИНД); параллельно друг другу первая ступень экономайзера высокого давления (ЭВД1) и экономайзер низкого давления (ЭНД); газовый подогреватель конденсата.

Отвод пара из паропроводов высокого и низкого давления для байпасирования паровой турбины через быстродействующие редуцирующе-охлаждающую и редуцирующую установку (БРОУ ВД и БРУ НД) выполнен в пределах КУ – до главной паровой задвижки котла-утилизатора (ГПЗ1).

Автоматический регулятор уровней в барабанах воздействует на регулирующий клапан питания, установленный в трубопроводе питательной воды перед водяными экономайзерами высокого и низкого давления. Поддержание уровней в барабанах производится таким образом, что экономайзер всегда находится в расходном режиме, отвод воды осуществляется через линию аварийного слива из соответствующего барабана.

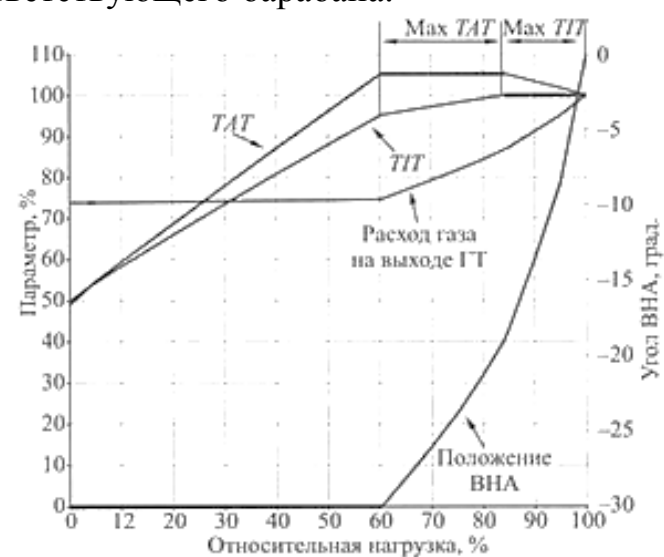


Рисунок 5.3 – Регулирование температуры уходящих газов

TIT - температура газа перед газовой турбиной; TAT – температура газа за газовой турбиной; за 100% взяты параметры при номинальной нагрузке 230 МВт (100%) и полностью открытым ВНА (0°) - ТТ= 495°C, TAT= 495°C, расход газов на выходе с ГТ = 500 м<sup>3</sup>/с.

Для поддержания требуемой температуры основного конденсата перед входом в ГПК выполнена линия рециркуляции с рециркуляционными насосами и регулирующим клапаном на их напоре для подмешивания к основному конденсату с температурой 40 – 50°С горячего конденсата после ГПК (около 140°С). Это позволяет оптимизировать работу деаэратора и минимизировать температуру уходящих газов.

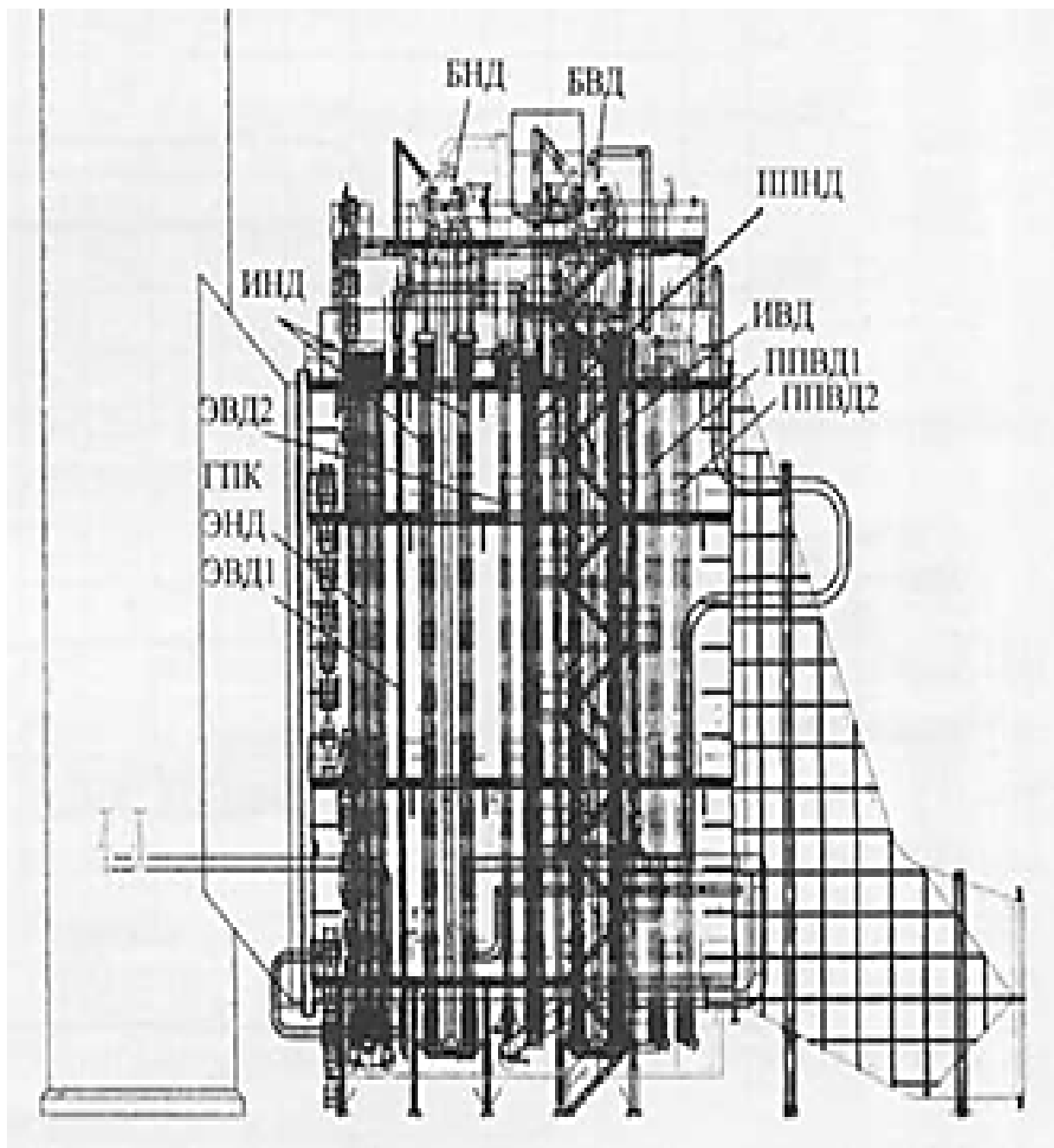


Рисунок 5.4 – Котёл-утилизатор

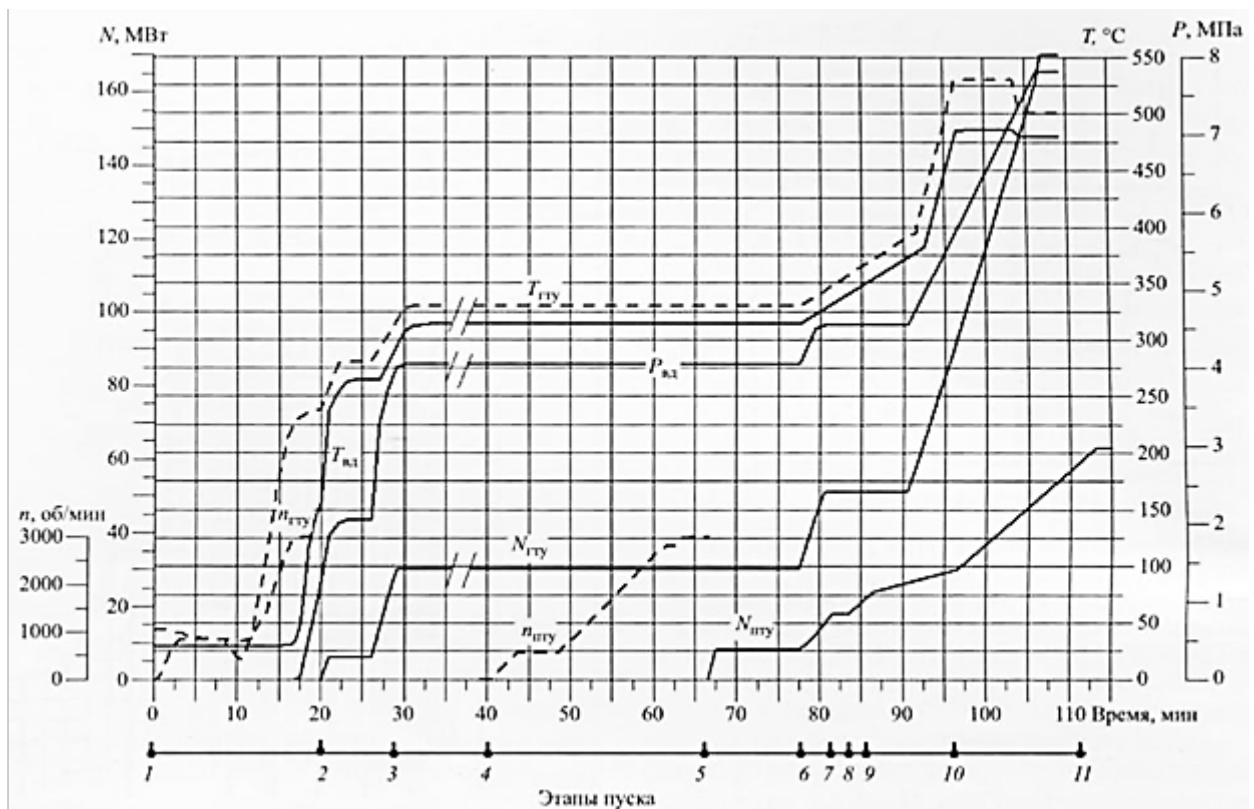


Рисунок 5.5 – График-задание пуска ПГУ-230 из холодного состояния по этапам

1 – пуск ГТУ; 2 – включение ГТУ в сеть, набор стартовой нагрузки; 3 - 4 – выдержка для прогрева паропроводов (время выдержки может быть увеличено); 4 – пуск ПТ; 5 – включение в сеть ПТ; 6-7 – закрытие клапана БРОУ ВД; 8 - 9 – подключение контура низкого давления; 9 – 10 – закрытие клапана БРУ НД; 10-11 нагружение блока; 11 – конец нагружения;  $T_{ГТУ}$  – температура газов за ГТУ;  $T_{ВД}$  – температура пара высокого давления на выходе из котла;  $P_{ВД}$  – давление пара в барабане высокого давления;  $N_{ГТУ}$  – электрическая мощность ГТУ;  $N_{ПГУ}$  – электрическая мощность ПГУ;  $n_{ГТУ}$  – частота вращения ротора ГТУ;  $n_{ПГУ}$  – частота вращения ротора ПТ.

На рисунке 5.5 представлен график-задание пуска блока из холодного состояния. Он построен исходя из следующих основных технологических принципов:

- стартовая нагрузка ГТУ составляет 30 МВт и повышается от момента включения генератора ГТУ в сеть в два приёма. Сначала нагрузка ГТУ составляет около 8 МВт с выдержкой по времени около 7 мин для начала циркуляции в контурах котла-утилизатора и компенсации увеличения уровня воды в барабанах высокого и низкого давления, а затем нагрузка увеличивается до 30 МВт. При этой нагрузке производится повышение параметров пара до предтолчковых и предварительный прогрев паропроводов высокого давления. Продолжительность предварительного прогрева паропроводов составляет 2 ч.;

- давление пара в контуре высокого давления выбирается так, чтобы исключить вскипание в трубной системе водяного экономайзера высокого давления за счёт того, что температура насыщения при выбранном давлении превышает максимальную температуру воды на выходе из водяного экономайзера (устанавливается положением клапана БРОУ ВД);



- подключение контура низкого давления к паровой турбине осуществляется при нагрузке ГТУ около 50 МВт, при которой выполняются требования завода-изготовителя к температурам пара в контуре низкого давления в камере паровпуска низкого давления ПТ;

- суммарная продолжительность пуска из холодного состояния от момента начала пуска ГТУ до номинальной нагрузки блока составляет около 110 мин без учёта продолжительности прогрева паропроводов высокого давления.

Паровая теплофикационная турбина (ПТ) Т-53/67-8,0 с конденсационной установкой и регулируемыми отопительными отборами пара предназначена для непосредственного привода электрического генератора типа ТФ-80-2УЗ производства НПО “ЭЛСИБ” с воздушным охлаждением мощностью 65 МВт при частоте вращения ротора 3000 об/мин и отпуска теплоты из регулируемых отборов для отопления и горячего водоснабжения в количестве 136 Гкал/ч.

Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат, состоящий из цилиндров высокого и низкого давления. Она выполнена с дроссельным парораспределением на входах пара высокого и низкого давления и двумя отопительными отборами пара, предназначенными для ступенчатого подогрева сетевой воды в теплофикационной установке, состоящей из двух подогревателей сетевой воды. В конденсаторе паровой турбины расположен встроенный пучок для подогрева подпиточной воды теплосети.

На рисунке 5.6 представлен график изменения КПД блока в зависимости от нагрузки. В конденсационном режиме он составляет 51% при номинальной нагрузке 230 МВт, нижняя граница регулировочного диапазона нагрузок составляет 145 МВт, исходя из экономических, экологических характеристик и надежности оборудования.

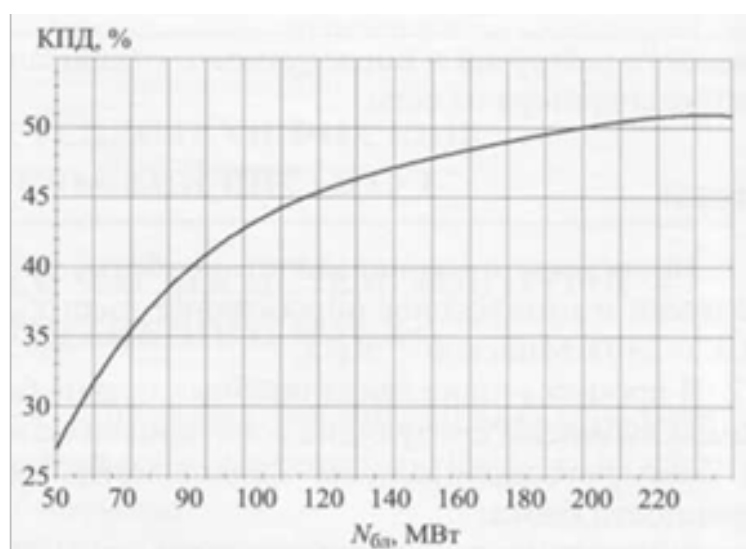


Рисунок 5.6 – График зависимости КПД ПГУ от электрической нагрузки

## ОБОЗНАЧЕНИЯ

- АВР- аварийное включение резерва  
АГП - автоматическое гашение поля возбуждителя генератора  
АМНС - аварийный масляный насос смазки  
АПВ - автоматическое повторное включение  
АПК – антипомпажный клапан  
АР - асинхронный режим работы генератора  
АРВ - автоматическое регулирование возбуждения генератора  
АРЧМ - автоматическое регулирование частоты и активной мощности  
АСК - автоматизированная система контроля выбросов  
АСУ ТП - автоматизированная система управления технологическими процессами
- АЧР - автоматическая частотная разгрузка генератора  
АЭС - атомная электростанция  
БВР - барабан высокого давления  
БНД - барабан низкого давления  
БРОУ ВД - быстродействующая редуционно-охладительная установка  
БРУ НД - быстродействующая редуционная установка  
ВД - высокое давление  
ВН- высокое напряжение  
ВНА - входной направляющий аппарат (поворотный)  
ВОК – выносной охладитель конденсата  
ВХР - водо-химический режим  
ГВТО – газовойдяной теплообменник (иное название КУ)  
ГЖ - горючая жидкость  
ГНК - газовый подогреватель конденсата  
ГПЗ1 - главная паровая задвижка котла-утилизатора  
ГРП - газораспределительный пункт  
ГРС - газораспределительная станция  
ГТ - газовая турбина  
ГТД - газотурбинный двигатель  
ГТРС - газотурбинная редуционная станция  
ГТУ - газотурбинная установка  
ДГК – дожимной газовый компрессор  
ДКС - дожимная компрессорная станция  
ЗОТ – зона обратных токов  
ИВД - испаритель высокого давления  
ИНД - испаритель низкого давления  
ИО - исполнительный орган  
КВОУ - комплексное воздухоочистительное и шумопоглощающее устройство  
КЗ - короткое замыкание  
КМП - керамические и металлокерамические материалы  
КС - камера сгорания

КУ - котел-утилизатор  
ЛВЖ - легковоспламеняющаяся жидкость  
МНС - масляный насос смазки  
МТВ – мультитрубки Вентура  
МТЗ - максимальная токовая защита  
МЩУ ППГ - местный щит управления пункта подготовки газа  
НГПР - насос гидросистемы подъема роторов  
НА - направляющий аппарат  
НД - низкое давление  
НН - низкое напряжение  
НРК – насос рециркуляции конденсата  
НСР - насос системы регулирования  
ОМ - огнеупорные материалы.  
ПГП - подводный газопровод  
ПГУ - парогазовая установка  
ПДК - предельно допустимые концентрации  
ПЗК - предохранительный запорный клапан  
ПМН - пусковой масляный насос  
ПНА – поворотный направляющий аппарат  
ППВД - пароперегреватель высокого давления  
ППГ - пункт подготовки газа  
ППМ - пористые порошковые материалы  
ППНД - пароперегреватель низкого давления  
ПР - производство растворимости веществ в воде  
ПСГ – подогреватель сетевой воды горизонтального типа  
ПСК - предохранительный сбросной клапан  
ПТ - паровая турбина  
ПТК - программно-технический комплекс  
ПТУ - паротурбинная установка  
ПТЭ - правила технической эксплуатации  
ПУЭ - правила устройства электроустановок  
ПЭНВД - питательный электронасос высокого давления  
РВД – ротор высокого давления  
РЗА - релейная защита и автоматика  
РК – рабочее колесо  
РМНС - резервный масляный насос смазки  
ТКП – технический кодекс установившейся практики  
ТМ - теплоизоляционные материалы  
ТН - трансформатор напряжения  
ТНПА - технические нормативные правовые акты  
ТСН - трансформатор собственных нужд  
УСД - узел стабилизации давления газа  
УСД (ГРП) - узел стабилизации давления (ГРП)  
ФГО – фильтр грубой очистки  
ФТО – фильтр тонкой очистки

ЦВД - цилиндр высокого давления

ЦНД - цилиндр низкого давления

ЦПГУ - цех парогазовых установок

ЧАПВ - включение питания отключенных потребителей при восстановлении частоты

ЧРП - частотный регулируемый привод

ЭВД1 - первая ступень экономайзера высокого давления

ЭВД2 - вторая ступень экономайзера высокого давления

ЭНД - экономайзер низкого давления

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Цанев С.В., Буров В.Д., Ремизов А.Н. Под ред. Цанева С.В. – 2-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 584 с.
2. Особенности эксплуатационных режимов парогазовой установки типа ПГУ-230Т Минской ТЭЦ-3 / Ю.А. Радин, В.И. Гомболевский, А.И. Чертков, В.С. Мухин, И.В. Давыдов, Е.О. Воронов // Электрические станции. – 2010. – №3. – С.20-26.
3. Выбор тепловой схемы и профиля отечественной мощной энергетической ГПУ нового поколения и ПГУ на ее основе / Фаворский О.Н., Полищук В.Л. // Теплоэнергетика. – 2010. – № 2. – С.2-6.
4. Некоторые пути модернизации действующих ТЭЦ по газотурбинной и парогазовой технологиям / Б.В. Яковлев, А.С. Гринчук, Ю.М. Шнайдерман // Энергия и Менеджмент. – 2008. – Ноябрь – Декабрь. С.34-39.
5. Проект энергоблока ПГУ-230 для модернизации технологической схемы Минской ТЭЦ-3. / М.Л. Герман, А.Н. Рыков, Ю.В. Сенягин, В.И. Щербич // Электрические станции. – 2009. – № 5. – С.9-15.
6. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк [и др.]; М.: Издательство: МЭИ, 2008. – 558 с.
7. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей (Издание 14, Энергия 1989 г.).
8. Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей. СТП 09110.03.233-07. Правила технической безопасности в области газоснабжения Республики Беларусь. Минск 2003 г.
9. Правила пожарной безопасности РБ энергетических предприятий ППБ 2.26-2004.
10. Директива Президента Республики Беларусь № 3 от 14 июня 2007 г., «Экономия и бережливость - главные факторы экономической безопасности государства».
11. Правила промышленной безопасности в области газоснабжения Республики Беларусь г. Минска «Центр охраны труда и промышленной безопасности» 2009 г. 16. Типовая инструкция по эксплу
12. Методические указания по объему технологических измерений, сигнализации, автоматического регулирования на тепловых электростанциях с ПГУ, оснащенных АСУ ТП. РД 153-34.1-35.104-2001, Москва ОРГРЭС 2002.
13. Технические требования на проектирование газового хозяйства паровой установки Минской ТЭЦ-3. РУП Белнипиэнергопром г. Минск 2004
14. Типовая инструкция по эксплуатации АСУ ТП теплоэнергетического оборудования ТЭС. РД 153-34.1-35.522-98 Москва ОРГРЭС 2001.
15. Типовая инструкция по эксплуатации газового хозяйства тепловых электрических станций и котельных РД РБ 09110.23-500-99 Минск 1999г.
16. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды. Постановление МЧС от 25.01.2007 г. № 6 (НРПА 2007 г. 8

(15906).

17. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов работающих под давлением. Мн.: «Инженерный центр», «БОИМ» 2006. «Омега-Л», 2009. – 752 с.

18. Оборудование для повышения эффективности ТЭЦ . В.П. Куличенков, Ю.М. Шнайдерман, Энергия и менеджмент 2015 (№ 86), с 42-45.