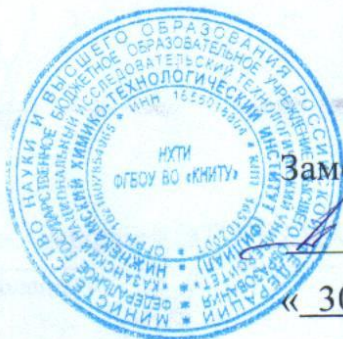


Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»
(НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ»)



УТВЕРЖДАЮ

Заместитель директора по УР

 Н.И. Никифорова

« 30 » мая 2022 г.

ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ

по дисциплине

Б1.В.15 Газотурбинные и парогазовые установки

(код и наименование дисциплины (модуля))

13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

(код и наименование направления подготовки)

«Энергообеспечение предприятий»

(наименование профиля/специализации)

бакалавр

квалификация

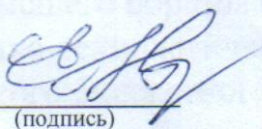
очная

форма обучения

Нижекамск 2022 г.

Составитель ФОС:

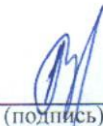
Доцент
(должность)


(подпись)

Гаврилов Е.Н.
(Ф.И.О.)

ФОС рассмотрен и одобрен на заседании кафедры ЭТЭОП, протокол от 24.04.2022 г. № 8

Зав. кафедрой


(подпись)

Тумаева Е.В
(Ф.И.О.)

Эксперт:

Руководитель ООП Тумаева Е.В., зав. кафедрой ЭТЭОП НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ»

Ф.И.О., должность, организация, подпись



**Перечень компетенций и индикаторов достижения компетенций
с указанием этапов формирования в процессе освоения дисциплины**

Компетенция:

ПК-3 – способен организовать метрологическое обеспечение технологических процессов, готов к работам по освоению и доводке технологических процессов.

ПК-3.1 – знает измерительные приборы, используемые при производстве и транспортировке тепловой и электрической энергии;

ПК-3.2 – умеет организовать метрологическое обеспечение технологических процессов, готов к работам по освоению и доводке технологических процессов;

ПК-3.3 – владеет методами метрологического обеспечения приборов, используемых при производстве и транспортировке тепловой и электрической энергии.

ПК-4 – способен организовать работу персонала по эксплуатации электро- и теплоэнергетического оборудования.

Индикаторы достижения компетенции:

ПК-4.1 – знает основные законодательные акты и нормативы по организации работы персонала по эксплуатации электро- и теплоэнергетического оборудования;

ПК-4.2 – умеет организовать работу персонала по эксплуатации электро- и теплоэнергетического оборудования;

ПК-4.3 – владеет методами организации работы персонала по эксплуатации электро- и теплоэнергетического оборудования.

Индикаторы достижения компетенции	Этапы формирования в процессе освоения дисциплины			Наименование оце- ночного средства
	Лекции	Практические занятия	Лабораторные занятия	
ПК-3.1 ПК-4.1	Темы 1-6	Темы 2-4	Темы 3	Коллоквиум, СПТМ, Практическая работа, экзамен
ПК-3.2 ПК-4.2	Темы 1-6	Темы 2-4	Темы 3	Коллоквиум, СПТМ, Практическая работа, экзамен
ПК-3.3 ПК-4.3	Темы 1-6	Темы 2-4	Темы 3	Коллоквиум, СПТМ, Практическая работа, экзамен

*СПТМ – конспект по самостоятельной проработке теоретического материала; РГР – расчетно-графическая работа;

Перечень оценочных средств по дисциплине (модулю)

Оценочные средства	Кол-во	Min, баллов (базовый уровень)	Max, баллов (повышенный уровень)
Практическая работа	3	18	30
Коллоквиум	6	16	24
СПТМ	4	2	6
Экзамен	1	24	40
Итого:		60	100

Шкала оценивания

Циф- ровое выра- жение	Выра- жение в баллах:	Сло- весное выра- жение	Критерии оценки индикаторов достижения при форме контроля:
			экзамен
5	87 - 100	Отлично (зачтено)	Оценка «отлично» выставляется студенту, если теоретическое содержание курса освоено полностью, без пробелов; исчерпывающе, последовательно, четко и логически стройно излагает материал; свободно справляется с задачами, вопросами и другими видами применения знаний; использует в ответе дополнительный материал все предусмотренные программой задания выполнены, качество их выполнения оценено числом баллов, близким к максимальному; анализирует полученные результаты; проявляет самостоятельность при выполнении заданий
4	74 - 86	Хорошо (зачтено)	Оценка «хорошо» выставляется студенту, если теоретическое содержание курса освоено полностью, необходимые практические компетенции в основном сформированы, все предусмотренные программой обучения учебные задания выполнены, качество их выполнения достаточно высокое. Студент твердо знает материал, грамотно и по существу излагает его, не допуская существенных неточностей в ответе на вопрос.
3	60 - 73	Удовлетворительно (зачтено)	Оценка «удовлетворительно» выставляется студенту, если теоретическое содержание курса освоено частично, но пробелы не носят существенного характера, большинство предусмотренных программой заданий выполнено, но в них имеются ошибки, при ответе на поставленный вопрос студент допускает неточности, недостаточно правильные формулировки, наблюдаются нарушения логической последовательности в изложении программного материала.
2	Ниже 60	Неудовлетворительно (не зачтено)	Оценка «неудовлетворительно» выставляется студенту, если он не знает значительной части программного материала, допускает существенные ошибки, неуверенно, с большими затруднениями выполняет практические работы, необходимые практические компетенции не сформированы, большинство предусмотренных программой обучения учебных заданий не выполнено, качество их выполнения оценено числом баллов, близким к минимальному

Краткая характеристика оценочных средства

<i>№ п/п</i>	<i>Наименование оценочного сред- ства</i>	<i>Краткая характеристика оценочного средства</i>	<i>Представление оценочного средст- ва в фонде</i>
1.	Практическое занятие	В ходе практических работ студенты овладевают умениями пользоваться работать с нормативными документами и инструктивными материалами, справочниками, составлять техническую документацию; выполнять чертежи, схемы, таблицы, решать разного рода задачи, делать вычисления, определять характеристики различных веществ, объектов, явлений. Цель практических занятий заключается в выработке у студентов навыков применения полученных знаний для решения практических задач в процессе совместной деятельности с преподавателями.	Темы практических занятий; контрольные вопросы и задания по теме практического занятия, вопросы коллоквиума
2.	Коллоквиум	Средство контроля усвоения учебного материала темы, раздела или разделов дисциплины, организованное как учебное занятие в виде собеседования преподавателя с обучающимися.	Вопросы по темам/разделам дисциплины

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

Факультет: информационных технологий

Кафедра: электротехники и энергообеспечения предприятий

Учебным планом по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» для обучающихся предусмотрено проведение практических занятий по дисциплине «Газотурбинные и парогазовые установки» в 4 семестре в объеме 18 часов. Обучающимся предлагаются разноуровневые задачи и задания реконструктивного уровня, позволяющие оценивать и диагностировать умения синтезировать, анализировать, обобщать фактический и теоретический материал с формулированием конкретных выводов, установлением причинно-следственных связей.

Практическая работа № 1
«Рабочие процессы в газотурбинных установках»

Газовая турбина ГТЭ-160 представляют собой одновальную машину однокорпусной конструкции. Используется для привода электрического генератора ТЗФГ-160-2МУЗ. ГТЭ-160 предназначена для работы на газообразном топливе с различной теплотой сгорания. Особенностью однокорпусной одновальной газовой турбины является то, что компрессор и турбина имеют общий ротор. Всасывание воздуха происходит из расположенной перед компрессором воздухозаборной шахты. Выходной корпус состоит из внутреннего цилиндра и наружного корпуса конусообразной формы, между которыми проходит отработавший газ.

Расчет тепловой схемы газотурбинной установки ГТУ ведется с целью определения КПД установки, расходов воздуха, рабочего газа и топлива, мощности отдельных турбомеханизмов, температур газа в различных точках газового тракта установки, состава и температуры выхлопных газов, а также других данных. Рассмотрим расчет тепловой схемы газотурбинной установки, выполненной по простой схеме без промежуточного охлаждения компрессоров (ПО) и промежуточного подогрева в турбине (ПП).

В состав простейшей газотурбинной установки входит компрессор 1, камера сгорания 2, газовая турбина 3, электрогенератор 4, пусковой двигатель 5 (рис. 3). Атмосферный воздух с температурой t_1 поступает в компрессор, где политропно сжимается. По мере увеличения давление воздуха увеличивается и его температура. После компрессора сжатый и нагретый воздух (точка 2Д) поступает в камеру сгорания, туда же подводится топливо. После камеры сгорания горячие газы с температурой t_3 поступают в газовую турбину, где расширяясь, совершают полезную работу. Далее продукты горения с температурой $t_{4д}$ поступают в котел-утилизатор.

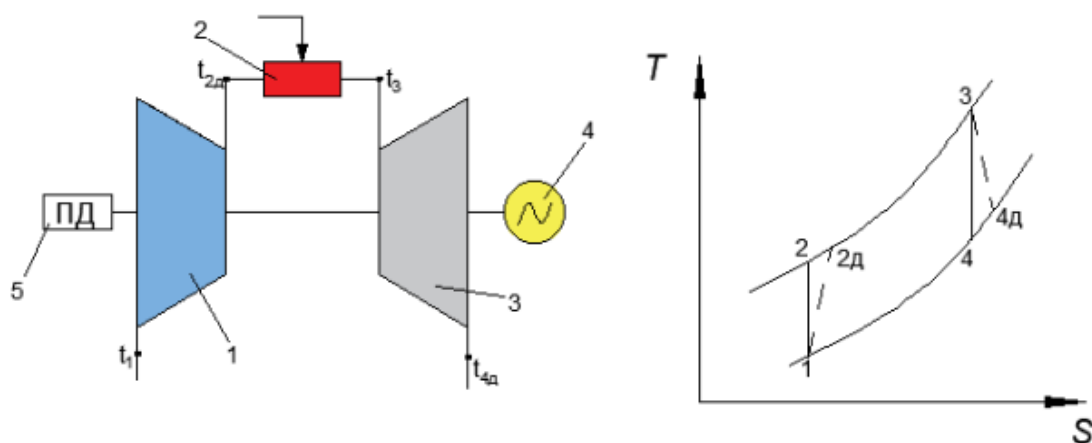


Рис. 3. Принципиальная схема простейшей ГТУ (слева) и цикл ее работы в TS-диаграмме (справа)

Исходные данные для расчета газотурбинной установки (ГТУ):

- электрическая мощность газотурбинной установки (ГТУ) $N_{ГТУ}$, МВт;
- температура наружного воздуха t_1 , °C;
- относительная влажность воздуха, %;
- температура газов перед газовой турбиной t_3 , °C;
- степень сжатия воздуха в компрессоре π_k , °C;
- коэффициент потерь давления в ГТУ $\lambda = 0,95$;
- механический КПД ГТУ, учитывающий механические потери в компрессоре, газовой турбине и электрическом генераторе $\eta_m = 0,995$;
- КПД компрессора, учитывающий потери при сжатии воздуха в компрессоре $\eta_{oi}^k = 0,86$;
- КПД турбины, учитывающий потери при расширении газов в турбине $\eta_{oi}^T = 0,91$;
- КПД электрогенератора $\eta_{эГ} = 0,982$.

Топливом является природный газ с теплотворной способностью $Q_p^H = 44300$ кДж/кг.

Температура воздуха в конце политропного сжатия в компрессоре:

$$t_{2d} = t_1 + \frac{T_1 \cdot (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_{oi}^k}, \quad ^\circ C$$

где k – показатель адиабаты для воздуха, $k = 1,4$.

Удельная внутренняя работа сжатия в компрессоре:

$$l_k = \frac{C_p \cdot T_1 \cdot (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_{oi}^k}, \quad \text{кДж/кг}$$

где C_p – удельная изобарическая теплоемкость при средней температуре процесса сжатия, кДж/(кг К).

В процессе сжатия воздуха до $\pi_k = 4 \dots 30$ температура его возрастает на 160 – 560 К. В таком случае для воздуха ($\alpha = \infty$) теплоемкость воздуха можно принять $C_p = 1,01 \dots 1,02$ кДж/(кг · К).

Дополнительно внесем поправку в значение работы сжатия при заданной относительной влажности воздуха (%) и температуре t_1

$$l'_k = \frac{\varphi_a c_p \cdot T_1 \cdot (\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{\eta_{oi}^k}, \text{ кДж/кг.}$$

Значения поправочных коэффициентов φ_a на относительную влажность воздуха берутся из таблицы 1.

Таблица 1 – Поправочные коэффициенты к удельной работе сжатия компрессора для учета влажности воздуха

Температура воздуха на входе в компрессор, t_1 , С	Относительная влажность воздуха, %			
	60	70	80	90
10	1,0027	1,0031	1,0038	1,0044
20	1,0055	1,0065	1,0075	1,0085
30	1,0099	1,0116	1,0133	1,0154
40	1,0174	1,0210	1,0222	1,0263

С учетом уточненного значения работы сжатия l'_k снова определяем температуру воздуха за компрессором:

$$t'_{2д} = t_1 + \frac{l'_k}{c_p}, \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Далее определяем среднюю температуру сжатия воздуха в компрессоре:

$$T_{cp} = \frac{T_1 + T'_{2д}}{2}, \text{ К.}$$

Уточняем теплофизические свойства воздуха по средней температуре процесса сжатия по приложениям 3 и 4 (уточненным величинам присваивается индекс «//»): $c_p^{//}$, $\kappa^{//}$:

Уточняем значение удельной работы сжатия l''_k :

$$l''_k = \frac{\varphi_a c_p^{//} \cdot T_1 \cdot (\pi_k^{\frac{\kappa^{//}-1}{\kappa^{//}}} - 1)}{\eta_{oi}^k}, \text{ кДж/кг.}$$

Уточненное значение температуры воздуха за компрессором:

$$t''_{2д} = t_1 + \frac{l''_k}{c_p^{//}}, \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Уточненное значение средней температуры процесса сжатия в компрессоре:

$$T_{cp}^{//} = \frac{T_1 + T''_{2д}}{2}, \text{ К.}$$

Если значения средней температуры процесса сжатия воздуха в компрессоре T_{cp} и $T_{cp}^{//}$ различаются незначительно (менее 2 %), дальнейшего уточнения теплофизических параметров воздуха не требуется. Если расхождение T_{cp} и $T_{cp}^{//}$ составляет более 2 %, то снова уточняются теплофизические параметры воздуха при температуре $T_{cp}^{//}$ и расчет повторяется, пока не будет достигнута требуемая сходимость средней температуры процесса сжатия воздуха в компрессоре.

Определяем коэффициент избытка воздуха продуктов сгорания:

$$\alpha_B = \frac{3000 - 0,367 T_3}{T_3 - T_{2д}}.$$

Степень расширения рабочего тела в газовой турбине:

$$\pi_T = \lambda \cdot \pi_K.$$

Температура газов на выходе из газовой турбины:

$$t_{4д} = t_3 - T_3 \cdot \left(1 - \pi_T^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) \cdot \eta_{oi}^T, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Удельная внутренняя работа расширения дымовых газов в турбине:

$$l_T = C_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \pi_T^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) \cdot \eta_{oi}^T, \text{ кДж/кг}.$$

Для начальной температуры газа на входе в газовую турбину 1000 – 1300 К в предварительных расчетах для процесса расширения может быть принято значение $C_p = 1,10 \dots 1,14$ кДж/(кг К) (среднее значение $C_p = 1,12$ кДж/(кг К) и $\kappa = 1,33$). При начальной температуре газа 1300 – 1600 К может быть принято значение $C_p = 1,14 \dots 1,18$ кДж/(кг К) (среднее значение $C_p = 1,16$ кДж/(кг К) и $\kappa = 1,33$).

Средняя температура процесса расширения продуктов сгорания в газовой турбине:

$$T_{cp1} = \frac{T_{4д} + T_3}{2}, \text{ К}$$

Уточняем теплофизические свойства продуктов сгорания при средней температуре процесса расширения T_{cp1} и коэффициенте избытка воздуха α_B : C_p , к/. Рассчитываются значения $t_{4д}'$ и T_{cp2} . Расхождение значений T_{cp1} и T_{cp2} должно быть не более 2 %.

После этого уточняется значение работы расширения дымовых газов в турбине l_T' .

Удельная полезная электрическая работа цикла:

$$l_{эп} = (l_T - l_k) \cdot \eta_m \cdot \eta_{эг}, \text{ кДж/кг}.$$

Определяем теплосодержание дымовых газов на выходе из камеры сгорания:

$$h_3 = C_p t_3, \text{ кДж/кг}.$$

Теплосодержание воздуха на входе в камеру сгорания:

$$h_{2д} = C_p \cdot t_{2д}, \text{ кДж/кг}.$$

Удельное количество теплоты, подведенное к рабочему телу в камере сгорания:

$$q_{к.с.} = h_3 - h_{2д}, \text{ кДж/кг}.$$

КПД газотурбинной установки:

$$\eta_{ГТУ} = \frac{l_{эп}}{q_{к.с.}} \cdot 100 \text{ } \%.$$

Практическая работа № 2
«Конструктивные особенности газотурбинных установок»

Паровой двухконтурный котел-утилизатор (КУ) П100 с вспомогательным оборудованием предназначен для получения перегретого пара высокого и низкого давлений и подогрева конденсата паровой турбины за счет использования теплоты горячих выхлопных газов ГТУ. В тракте конденсата предусмотрена установка водо-водяного теплообменника (ВВТО), нагревающего сетевую воду. КУ оснащается предохранительной, запорной и регулирующей арматурой, циркуляционными и питательными насосами, расширителями непрерывной и периодической продувок.

Рабочий диапазон регулирования нагрузки котла-утилизатора составляет 100 %...50 % от номинальной. Регулирование давления и температуры пара в котле не предусматривается, так как он работает при скользящих параметрах пара, определяемых расходом и температурой газов, поступающих в котел-утилизатор от ГТУ, и характеристиками паровой турбины. Характеристики котла-утилизатора при атмосферном давлении 98,5 кПа и разных температурах наружного воздуха в режиме 100% нагрузки ГТУ сведены в таблицу Приложения 2.

- котел утилизатор типа П-100 (Е-236/40,5-9,3/1,5-514/299-13,5вв (индексы в обозначении КУ представлены в таблице 2)
- одна паровая турбина типа Т-63/76-8,8 с электрогенератором ТЗФП-80-2 УЗ.

Таблица 2 – Индексы в обозначении КУ

Индекс	Обозначение
Е	Тип циркуляции – естественная
236	Паропроизводительность тракта ВД, т/ч
40,5	Паропроизводительность тракта НД, т/ч
9,3	Давление перегретого пара ВД, МПа
1,5	Давление перегретого пара НД, МПа
514	Температура перегретого пара ВД, °С
299	Температура перегретого пара НД, °С
13,5 вв	Номинальная тепловая нагрузка водо-водяного теплообменного аппарата (ВВТО), МВт

В схеме ПГУ применяется двухконтурный котел-утилизатор П-100.

При расчете КУ любого типа необходимо учитывать, что тепло передается от горячих газов ГТУ к воде и пару и поэтому температура газов всегда выше, чем температура воды и пара. Вместе с тем, чем меньше разность этих температур (температурный напор), тем эффективнее передается тепло от газов в паротурбинный контур.

Котел-утилизатор П-100 имеет вертикальную компоновку и принудительную циркуляцию в контурах высокого и низкого давлений, осуществляемую циркуляционными насосами. При вертикальной компоновке газоходов котлов-утилизаторов происходит более интенсивный теплообмен между греющими газами и теплоносителем, что позволяет снизить металлоемкость при изготовлении. К недостаткам можно отнести возможное снижение надежности из-за наличия насосного оборудования, работающего под высоким избыточным давлением, вследствие чего ограничивается максимальное давление в контуре высокого давления, и что ведет к снижению начальных параметров пара высокого давления и используемого теплоперепада.

Котел-утилизатор имеет два контура генерации пара: высокого и низкого давлений. В состав первого входят экономайзер (ЭВД), испаритель (ИВД) и пароперегреватель (ППВД), а в состав второго – испаритель (ИНД) и пароперегреватель (ППИД).

Продукты сгорания после газовой турбины поступают в котел-утилизатор, последовательно проходят пароперегреватель высокого давления (ППВД), испаритель высокого давления (ИВД), экономайзер высокого давления ЭВД), пароперегреватель низкого давления (ППИД), испаритель низкого давления (ИНД), газовый подогреватель конденсата (ГПК).

Пар высокого давления после ППВД направляется в ЧВД паровой турбины. Часть пара, генерируемого в контуре низкого давления КУ, после ППИД, направляется на общестанционный деаэратор, а часть пара идет в камеру смешения паровой турбины, где смешивается с потоком пара, отработавшим в ЧВД.

Подогрев воды перед деаэрацией происходит в газовом подогревателе конденсата (ГПК). В тепловую схему включен деаэратор для удаления растворенных газов из всего потока основного конденсата. Отбор греющего пара в деаэратор производят из ППИД.

Подача воды в контуры высокого и низкого давления КУ из бака деаэратора производится питательными насосами высокого и низкого давления (ПНВД, ПНИД). Продувка барабанов высокого и низкого давлений направлена в соответствующие расширители продувки.

Для поддержания температуры основного конденсата перед ГПК на уровне 60 °С выполнена рециркуляция конденсата с выхода на вход ГПК. Это делается для того, что избежать низкотемпературной коррозии «хвостовых» поверхностей нагрева КУ. Тепловая схема КУ в составе ПГУ изображена на рисунке 4.

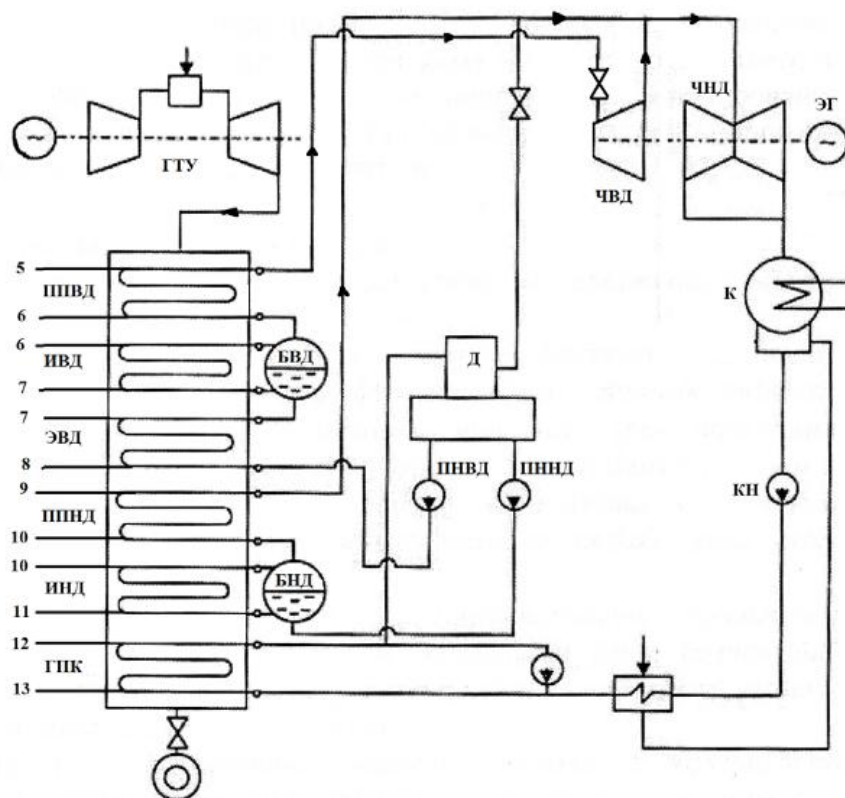


Рис. 4. Котел-утилизатор П-100 в схеме ПГУ-230

Целью теплового расчета КУ является определение количества пара, вырабатываемого в контурах высокого и низкого давления для теплофикационной паровой турбины.

Исходными данными для расчета являются:

- электрическая мощность ГТУ – $N_{ГТУ}$, МВт;
- электрический КПД ГТУ – $\eta_{ГТУ}$ (определяется при расчете ГТУ);
- температура дымовых газов на выходе из газовой турбины – $t_{4д}$, С (определяется при расчете ГТУ);
- давление перегретого пара контура высокого давления КУ – $P_{пп}^{ВД}$, МПа (определяется из технических характеристик КУ (Приложение 3);
- давление перегретого пара контура низкого давления КУ – $P_{пп}^{НД}$, МПа (определяется из технических характеристик КУ (Приложение 3).

Удельный расход топлива на выработку электрической энергии:

$$b_3 = \frac{3600}{Q_p^n \cdot \eta_{ГТУ}}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Полный расход топлива:

$$B_T = b_3 \cdot N_3, \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Удельный расход воздуха:

$$d = \frac{1}{l_{3п}}, \text{ кг/кДж}.$$

Полный расход топлива:

$$B_T = \ell_3 \cdot N_3, \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Удельный расход воздуха:

$$d = \frac{1}{l_{\text{эп}}}, \text{ кг/кДж}.$$

Полный расход воздуха:

$$G_B = d \cdot N_3, \text{ кг/с}.$$

Суммарный расход дымовых газов:

$$G_T = G_B + B_T, \text{ кг/с}.$$

Объем воздуха необходимый для окисления 1 килограмма топлива:

$$L_0 = 14,905 \frac{\text{м}^3_{\text{воздуха}}}{\text{кг топлива}}.$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha_{\text{кс}} = \frac{G_B}{B_T \cdot L_0}.$$

При проведении расчета принимаем: температурный напор в пароперегревателях $\Delta t_{\text{пп}} = 30 - 35 \text{ }^\circ\text{C}$; температурный перепад в испарителях $\Delta t_{\text{исп}} = 8 - 10 \text{ }^\circ\text{C}$; недогрев воды экономайзера до температуры насыщения $8 - 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Давление в барабане ИВД принимаем на 10 % больше давления перегретого пара:

$$P_6^{\text{ВД}} = 1,1 \cdot P_{\text{пп}}^{\text{ВД}}, \text{ МПа}.$$

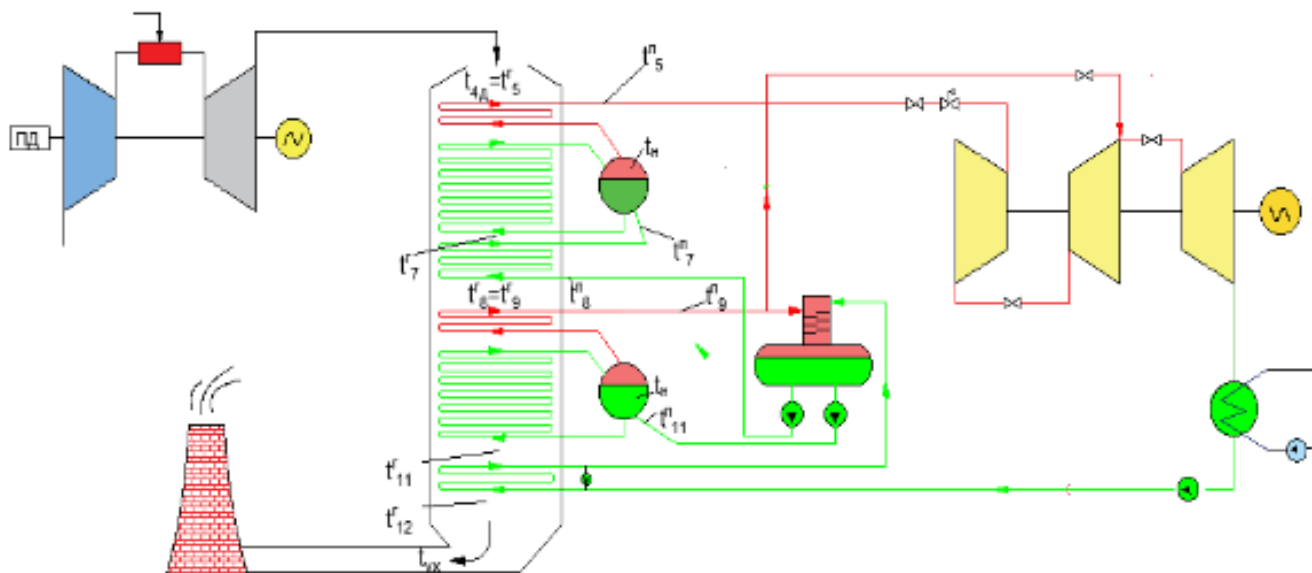


Рис. 5. Принципиальная схема ПГУ с котлом-утилизатором П-100.

$$G_T \cdot (h_5^r - h_7^r) \cdot \eta = G_{пп}^{ВД} (h_5^п - h_7^п).$$

Величина $\eta = 0,98$ определяет потери теплоты в окружающую среду.

Расход питательной воды через экономайзер высокого давления (ЭВД) $G_{пв}^{ВД}$, с учетом непрерывной продувки из барабана ВД будет несколько выше расхода пара высокого давления:

$$G_{пв}^{ВД} = (1 + \alpha_{пр}) \cdot G_{пп}^{ВД}, \text{ кг/с.}$$

Здесь $\alpha_{пр} = 0,005$ относительная величина непрерывной продувки барабана испарителя высокого давления.

Энтальпия питательной воды на входе в экономайзер высокого давления определяется по параметрам в деаэраторе питательной воды (P_d , МПа; h_d' , кДж/кг) с учетом повышения давления в питательном насосе контура ВД $\Delta P_{пн}$ (рис. 7):

$$\Delta P_{пн} = P_{пн} - P_d, \text{ кПа}$$

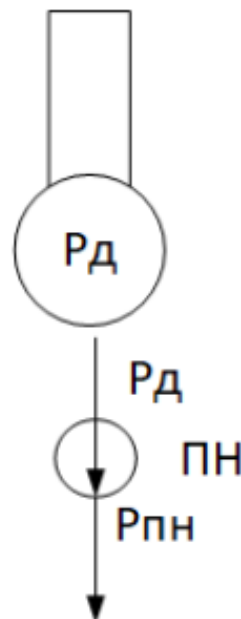


Рис. 7 Схема для определения давления питательного насоса

Давление, создаваемое питательным насосом, должно быть примерно на 20 – 25% выше давления перегретого пара на выходе из ППВД для компенсации гидравлических потерь в тракте КУ, тогда:

$$P_{пн} = 1,2 \cdot P_{пп}^{ВД}, \text{ Мпа.}$$

Приращение энтальпии в питательном насосе:

$$\Delta h_{пн} = v_v \cdot \frac{P_{пн} - P_d}{\eta_n}, \text{ кДж/кг}$$

где v_v – средний удельный объем питательной воды, м³/кг; $\eta_n = 0,82 - 0,86$ – КПД насоса. Энтальпия питательной воды на входе в экономайзер высокого давления с учетом давления в деаэраторе и повышения давления в питательном насосе высокого давления:

$$h_8^п = h_{пв}^{ВД} = h_d' + \Delta h_{пн}, \text{ кДж/кг.}$$

Зная значение энтальпии $h_8^п$, находим температуру питательной воды на входе в экономайзер высокого давления $t_8^п$, °С.

Составив уравнение теплового баланса экономайзера высокого давления, найдем энтальпию газа на выходе из экономайзера h_8^r , кДж/кг:

$$G_T \cdot (h_7^r - h_8^r) \cdot \eta = G_{пп}^{БД} (h_7^п - h_8^п).$$

Температура газов на выходе из экономайзера высокого давления (вход в пароперегреватель низкого давления) составит:

$$t_8^r = \frac{h_8^r}{c_p}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплоемкость газов C_p принимается по номограмме Приложения 3 при рассчитанном значении $\alpha_{кс}$.

Расчет контура низкого давления котла-утилизатора. С температурой $t_8^r = t_9^r$ ($h_8^r = h_9^r$) газы поступают в контур низкого давления котла-утилизатора. В состав этого контура входят: пароперегреватель низкого давления (ППНД) и испаритель низкого давления (ИНД) (рис. 8).

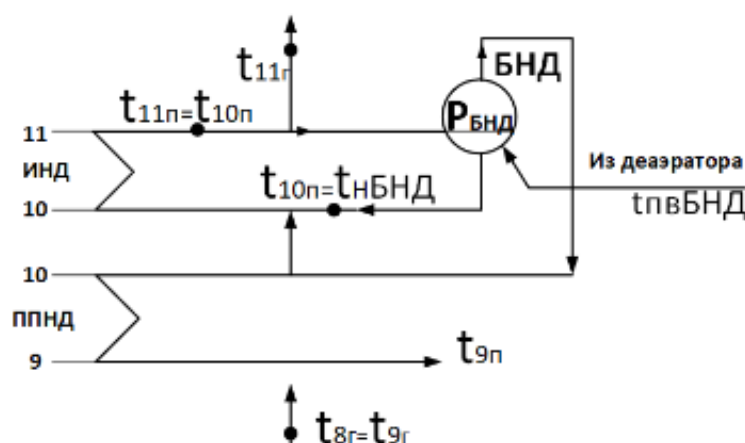


Рис. 8. Схема контура низкого давления КУ

Принимаем температурный напор в ППНД равным $30 \text{ } ^\circ\text{C}$, тогда температура пара на выходе из пароперегревателя низкого давления:

$$t_9^п = t_9^r - \Delta t_{пп}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплосодержание перегретого пара на выходе из пароперегревателя низкого давления $h_9^п$ определяется по таблицам свойств перегретого пара $h_9^п = f(P_{пп}^{НД}; t_9^п)$, кДж/кг.

Температура газов на выходе из ИНД на $10 \text{ } ^\circ\text{C}$ больше температуры насыщения в барабане ИНД:

$$t_{11}^r = t_{н}^{БНД} + 10, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура насыщения $t_{н}^{БНД} = t_{10}^п = t_{11}^п$ определяется по давлению в барабане ИНД ($P_{н}^{НД}$).

Энтальпия газов после испарителя низкого давления:

$$h_{11}^r = C_p \cdot t_{11}^r, \quad \text{кДж/кг}$$

$C_p = f(\alpha_{\text{кс}}; t_{11}^r)$ определяется по таблицам Приложения 3.

Питательная вода поступает в барабан низкого давления недогретой до температуры насыщения на 10°C :

$$t_{\text{пв}}^{\text{БНД}} = t_{\text{н}}^{\text{БНД}} - 10^\circ\text{C}.$$

Энтальпия питательной воды низкого давления $h_{11}^{\text{п}} = f(t_{\text{пв}}^{\text{БНД}})$ определяется по таблицам воды и водяного пара, кДж/кг.

Из уравнения теплового баланса контура низкого давления КУ находим расход перегретого пара низкого давления:

$$G_{\text{пп}}^{\text{НД}} (h_9^{\text{п}} - h_{11}^{\text{п}}) = G_{\text{г}} \cdot (h_8^{\text{г}} - h_{11}^{\text{г}}) \cdot \eta$$

$$G_{\text{пп}}^{\text{НД}} = \frac{G_{\text{г}} \cdot (h_8^{\text{г}} - h_{11}^{\text{г}}) \cdot \eta}{h_9^{\text{п}} - h_{11}^{\text{п}}}, \quad \text{кг/с}$$

Расход питательной воды в барабан низкого давления с учетом непрерывной продувки:

$$G_{\text{пв}}^{\text{НД}} = (1 + \alpha_{\text{пр}}^{\text{НД}}) \cdot G_{\text{пп}}^{\text{НД}}, \quad \text{кг/с}.$$

Здесь $\alpha_{\text{пр}} = 0,005$ относительная величина непрерывной продувки барабана испарителя низкого давления.

Расчет газового подогревателя конденсата

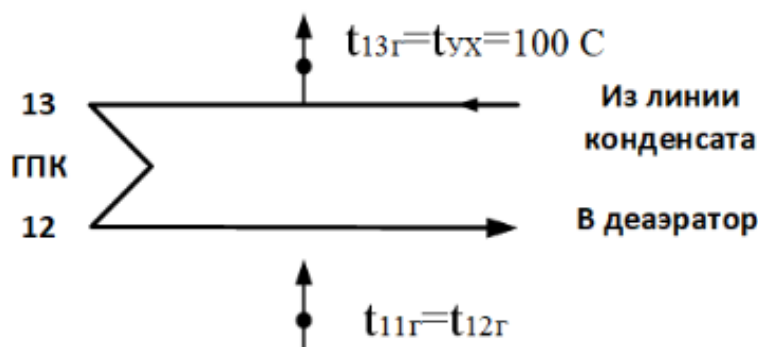


Рис. 9. Схема газового подогревателя конденсата КУ

В расчете принимаем температуру уходящих газов на выходе из котла-утилизатора равной 100°C (рис. 9).

Теплосодержание уходящих газов:

$$h_{yx} = h_{13}^{\text{г}} = t_{yx} \cdot C_p, \quad \text{кДж/кг}.$$

Теплоемкость газов C_p принимается по номограмме Приложения 3 при рассчитанном значении $\alpha_{\text{кс}}$.

Количество теплоты, отданное газами в ГПК на нагрев конденсата:

$$Q_{\text{ГПК}} = G_{\text{Г}} \cdot (h_{11}^{\text{г}} - h_{\text{yx}}), \text{ кВт.}$$

КПД котла утилизатора. КПД котла-утилизатора определяется иначе, чем для традиционных топливоиспользующих котлоагрегатов. Величина $\eta_{\text{КУ}}$ показывает, насколько эффективно используется теплота уходящих газов ГТУ. КПД котла-утилизатора находится как отношения количества теплоты, которое действительно передается уходящими газами в котле-утилизаторе на нагрев конденсата и получение пара высокого и низкого давлений к теоретически возможному количеству теплоты, переданному при охлаждении уходящих газов до температуры наружного воздуха.

$$\eta_{\text{КУ}} = \frac{h_{4\text{д}} - h_{\text{yx}}}{h_{4\text{д}} - h_{\text{н.в}}} \cdot 100\%,$$

где $h_{4\text{д}}$, h_{yx} , $h_{\text{н.в}}$ – энтальпии газов после газовой турбины (на входе в КУ), после котла-утилизатора и при температуре наружного воздуха, соответственно, кДж/кг.

Средние значения КПД котлов-утилизаторов составляют $\eta_{\text{КУ}} = 75 - 85 \%$ и зависят от температуры наружного воздуха.

Далее по результатам расчета КУ требуется построить тепловую Q-t диаграмму (рис. 10).

Построение Q-t диаграммы. Q-t диаграмма показывает зависимость температур греющей и нагреваемой сред от количества переданной теплоты.

Количество переданной теплоты, воспринимаемой водой и паром в поверхностях нагрева котла-утилизатора, МВт.

$$Q_{\text{ГПК}} = G_{\text{Г}} \cdot (h_{11}^{\text{г}} - h_{\text{yx}})\eta;$$

$Q_{\text{инд}} = G_{\text{Г}} \cdot (h_{10}^{\text{г}} - h_{11}^{\text{г}})\eta$, энтальпия $h_{10}^{\text{г}}$ находится из уравнения теплового баланса ППНД;

$$Q_{\text{ППНД}} = G_{\text{Г}} \cdot (h_9^{\text{г}} - h_{10}^{\text{г}})\eta;$$

$$Q_{\text{ЭВД}} = G_{\text{Г}} \cdot (h_7^{\text{г}} - h_8^{\text{г}})\eta;$$

$Q_{\text{ИВД}} = G_{\text{Г}} \cdot (h_6^{\text{г}} - h_7^{\text{г}})\eta$, энтальпия $h_6^{\text{г}}$ находится из уравнения теплового баланса ППВД;

$$Q_{\text{ППВД}} = G_{\text{Г}} \cdot (h_5^{\text{г}} - h_6^{\text{г}})\eta.$$

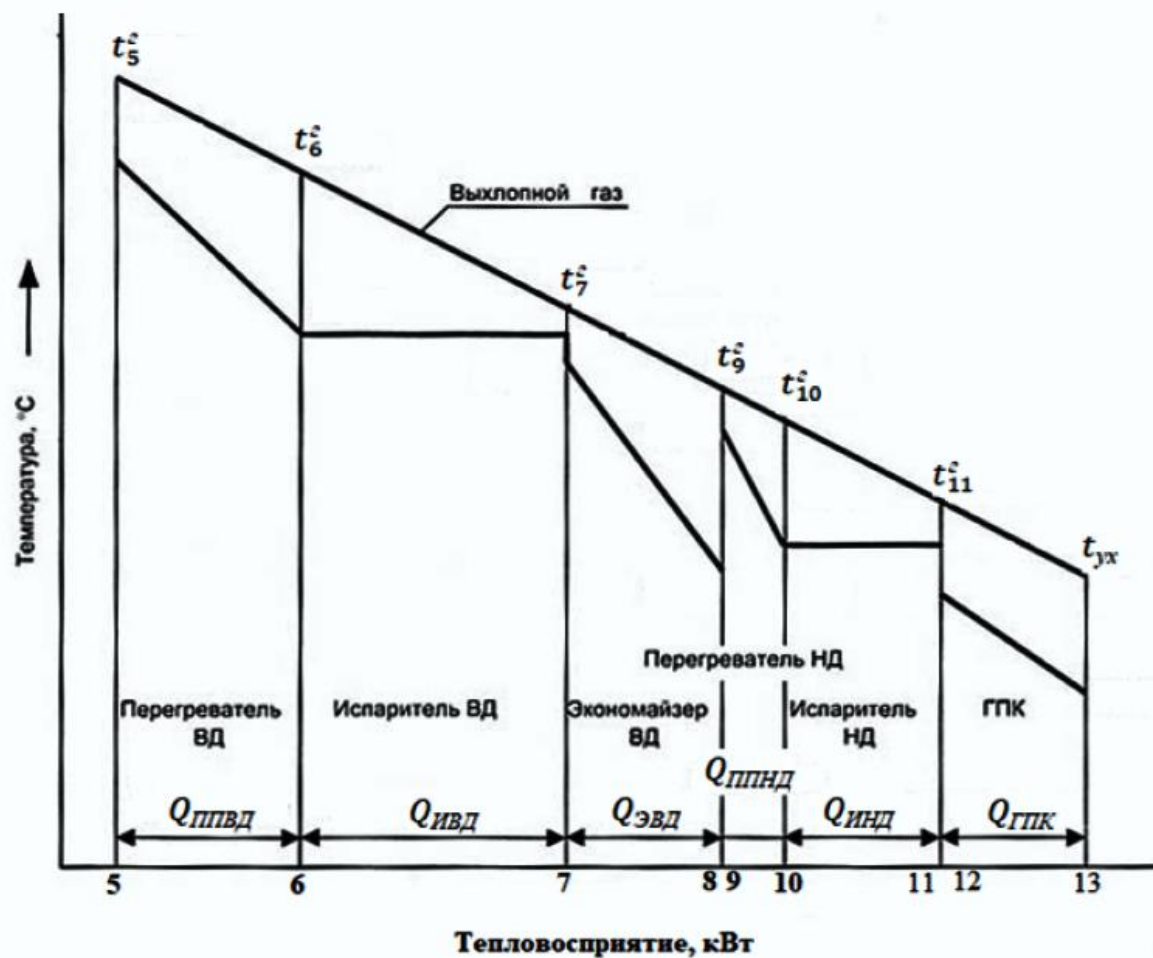


Рис.10. Тепловая Q-t диаграмма котла-утилизатора

Практическая работа № 3 «Парогазовые установки с котлами-утилизаторами»

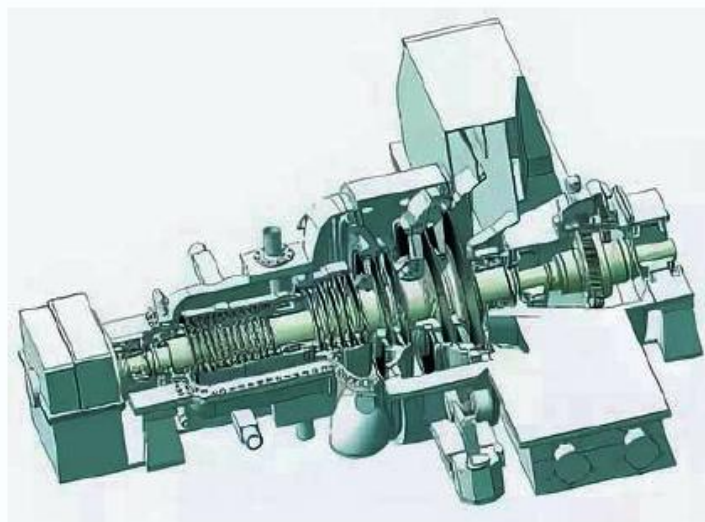


Рис. 11. Теплофикационная паровая турбина Т-63/76-8,8

Стационарная теплофикационная паровая турбина Т-63/76-8,8 с нерегулируемыми отборами пара (рис. 11) предназначена для непосредственного привода электрического генератора переменного тока ТЗФП-80-2УЗ, монтируемого на общем фундаменте с турбиной в помещении машинного зала электростанции. Турбина выполнена для работы с паром двух давлений – контура высокого давления (ВД) и контура низкого давления (НД) котла-утилизатора.

Паровая турбина Т-63/76-8,8 выполнена в одном цилиндре с двухкорпусной конструкцией с петлевой схемой движения пара в цилиндре. Пар контура ВД поступает во внутренний корпус цилиндра. Пройдя левый поток, он разворачивается на 180° и направляется по межкорпусному пространству паровой турбины к ступеням правого потока. Имеет 21 ступень. Верхний отопительный отбор пара организован из камеры за 17-й ступенью, а нижний – за 19-й ступенью паровой турбины. Из ЧНД пар поступает в конденсатор поверхностного типа.

Технические характеристики паровой турбин ЗАО «УТЗ» приведены в Приложении 5.

На рис. 12 показана принципиальная схема паротурбинной установки Т-63/76-8,8 в составе ПГУ-230.

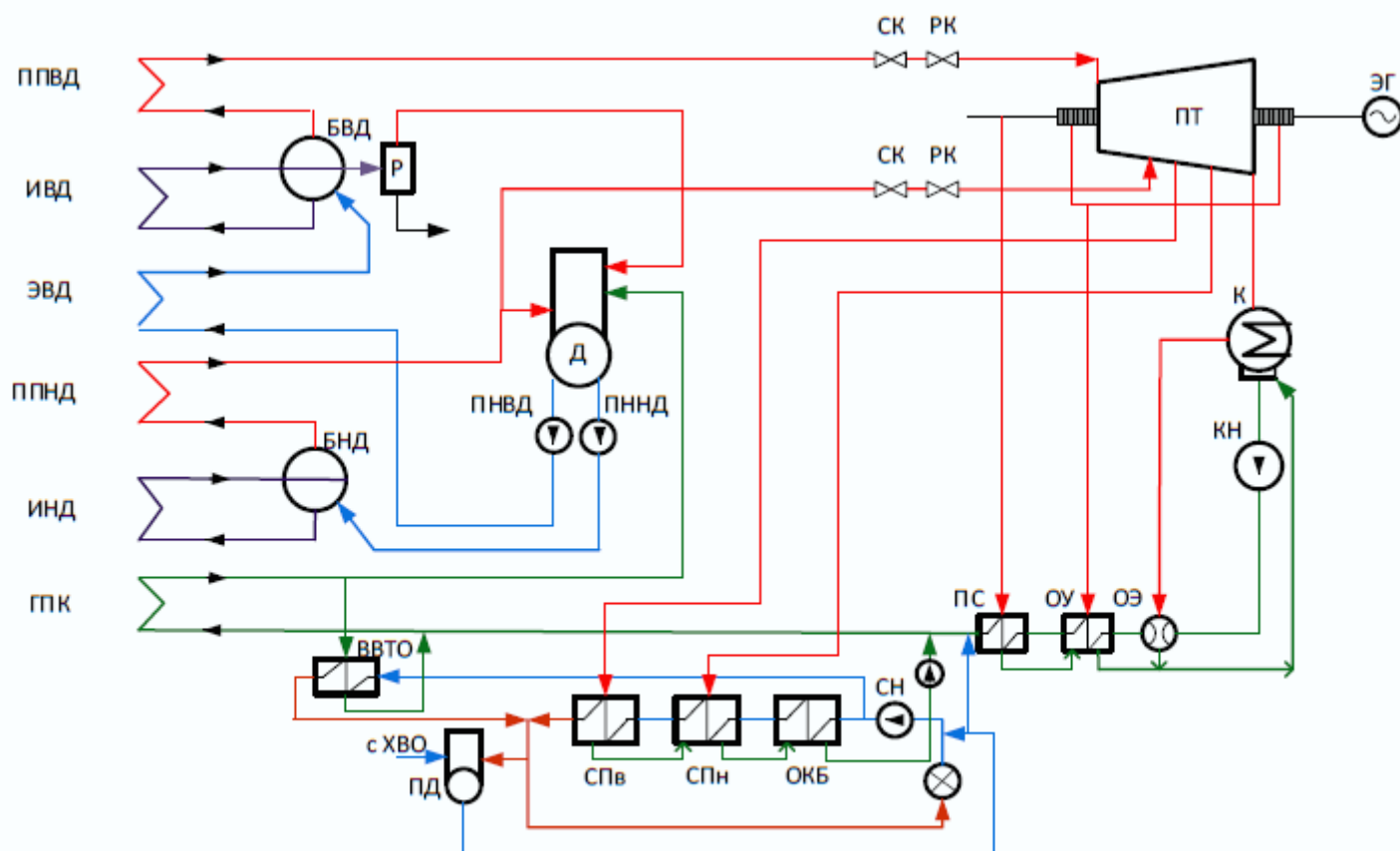


Рис. 12. Принципиальная схема паротурбинной установки Т-63/76-8,8 в составе ПГУ-230

Пар из пароперегревателя высокого давления КУ поступает в часть высокого давления паровой турбины, где расширяется до давления в точке смешения. В камеру смешения паровой турбины поступает пар из пароперегревателя низкого давления КУ и после смешения с основным потоком пара направляется в турбины.

Пар, отбираемый из турбины на узел сетевых подогревателей, отдав свою теплоту на нагрев потока основного конденсата, конденсируется и каскадно сливается в линию основного конденсата. Далее конденсат поступает через газовый подогреватель конденсата в стационарный деаэратор. Откуда питательными насосами питательная вода направляется в контуры высокого и низкого давления КУ.

Отпуск тепловой энергии от ПГУ-ТЭЦ осуществляется от узла сетевых подогревателей в виде сетевой воды, нагретой до требуемой температуры. Сетевая вода, возвратившаяся от потребителей, делится на два потока. Часть ее направляется в водо-водяной теплообменник, где подогревается горячим конденсатом из ГПК. Другая часть последовательно проходит охладитель конденсата бойлеров (ОКБ), подогреватель сетевой воды нижний (СПн), подогреватель сетевой воды верхний (СПв). Далее оба потока смешиваются и направляются к потребителю.

В цилиндр высокого давления паровой турбины подается пар из ППВД КУ. Расход этого пара с учетом утечек ($\alpha_{ут} = 1,2 \%$) составит:

$$G_o^{ВД} = (1 - \alpha_{ут}) \cdot G_{пп}^{ВД}, \text{ кг/с.}$$

Примем величину потерь давления при подаче пара из КУ на паровую турбину (ПТ) равной 5 %, а снижение температуры пара при этом – 3 °С, тогда давление пара на входе в ЧВД турбины:

$$P_o^{ВД} = 0,95 \cdot P_{пп}^{ВД}, \text{ Мпа.}$$

Температура пара на входе в ЧВД турбины:

$$t_o^{ВД} = t_5^n - 3^\circ\text{C.}$$

Энтальпия пара на входе в ЧВД турбины определяется по таблицам воды и водяного пара: $h_o^{ЧВД} = f(P_o^{ВД}, t_o^{ВД})$, кДж/кг.

Давление пара контура низкого давления:

$$P_o^{НД} = 0,95 \cdot P_{пп}^{НД}, \text{ Мпа.}$$

Температура пара контура низкого:

$$t_o^{НД} = t_9^n - 3^\circ\text{C.}$$

Энтальпия пара контура низкого давления определяется по таблицам воды и водяного пара: $h_o^{ЧНД} = f(P_o^{НД}, t_o^{НД})$, кДж/кг.

Расход пара в ЧНД паровой турбины с учетом отбора пара из контура НД на деаэратор питательной воды, составит:

$$G_o^{НД} = G_{пп}^{НД} - G_{дпв} - G_{ут}.$$

Предварительно примем расход пара на деаэратор равным 1,6 % от суммарного расхода питательной воды в контурах высокого и низкого давления КУ:

$$P_T^H = P_H^H \cdot 1,07, \text{ МПа.}$$

Построение процесса расширения пара в h - S диаграмме. Давление перегретого пара перед сопловым аппаратом ЧВД с учетом потерь в клапанах 4 %:

$$P_0^{/ВД} = P_0^{ВД} \cdot 0,96, \text{ МПа.}$$

Давление в конденсаторе паровой турбины $P_K = 0,0048 \text{ МПа}$.

Внутренний относительный КПД паровой турбины $\eta_{oi}^{ПТ} = 0,82$.

Пар из контура низкого давления КУ смешивается в турбине с основным потоком пара в камере смешения. Давление пара в точке смешения, с учетом потерь 2 % в камере смешения:

$$P_{см} = P_0^{HD} \cdot 0,98, \text{ МПа.}$$

Энтальпия пара в точке смешения $h_{см} = h_o^{/HD}$.

Расход пара в точке смешения:

$$G_{см} = (G_0^{ВД} + G_0^{HD}) - (G_{упл}^{ВД} + G_{упл}^{HD}), \text{ кг/с.}$$

С помощью построенной h - S -диаграммы (рис. 14) определяются энтальпии пара в теплофикационных отборах на верхний и нижний сетевой подогреватель h_T^B и h_T^H , кДж/кг.

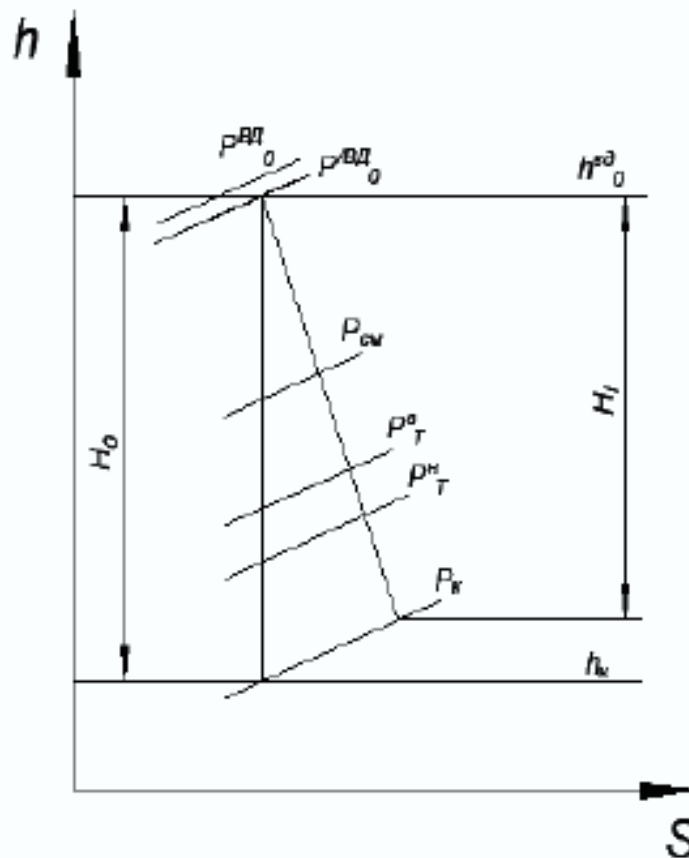


Рис. 14. Процесс расширения пара в h - S -диаграмме

Расчет одноступенчатого расширителя непрерывной продувки. Для уменьшения потерь тепла с непрерывной продувкой барабанов испарителей высокого и низкого давлений в тепловой схеме станции применяются расширители непрерывной продувки. Давление в расширителе значительно ниже, чем в барабане испарителя, поэтому часть продувочной воды в нем испаряется за счет аккумулированного в ней тепла. Образовавшийся в расширителе вторичный пар направляется в деаэрактор. Отсепарированная вода, имеющая повышенное солесодержание, удаляется в дренаж. Схема расширителя непрерывной продувки представлена на рисунке 15.

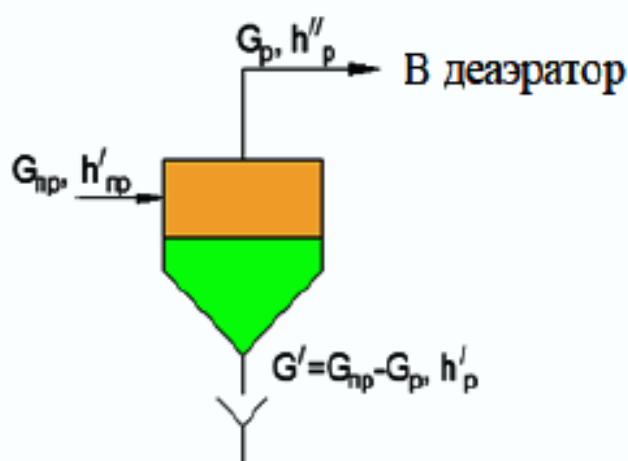


Рис. 15. Принципиальная схема расширителя непрерывной продувки

Примем, что в схеме установлена одна ступень расширения продувочной воды из барабана высокого давления КУ на деаэрактор питательной воды.

Составим уравнение теплового баланса расширителя:

$G_{пр} \cdot h'_{пр} \cdot \eta = G_p h''_p + (G_{пр} - G_p) h'_p$, где $G_{пр}$ – расход продувочной воды из барабана высокого давления КУ; $h'_{пр}$ – энтальпия кипящей воды при давлении в барабане высокого давления КУ; $\eta = 0,98 - 0,99$ – потери в окружающую среду; G_p – расход вторичного пара из расширителя на деаэрактор; h''_p – энтальпия вторичного пара из расширителя (сухой насыщенный пар); h'_p – энтальпия дренажа при давлении в расширителе.

Давление в расширителе принимаем больше давления в деаэракторе на величину потерь при транспортировке:

$$P_p = 1,1 \cdot P_d, \text{ МПа.}$$

По давлению в расширителе P_p с помощью таблиц воды и водяного пара определяем энтальпии дренажа и насыщенного пара h'_p и h''_p , кДж/кг.

По давлению в барабане высокого давления КУ $P_{\text{БВД}}$, МПа, с помощью таблиц воды и водяного пара определяем энтальпию продувочной воды, $h'_{\text{пр}}$.

Расход продувочной воды: $G_{\text{пр}} = \alpha_{\text{пр}}^{\text{ВД}} \cdot G_{\text{ПП}}^{\text{ВД}}$, кг/с, где $\alpha_{\text{пр}}^{\text{ВД}} = 0,005$.

Для поддержания водного режима КУ качество питательной воды для обоих контуров КУ должно соответствовать определенным требованиям. Расходы продувочной воды непрерывной продувки не должны превышать 1,0 % от паропроизводительности контуров высокого и низкого давления КУ.

Из уравнения теплового баланса расширителя непрерывной продувки определяем расход вторичного пара $G_{\text{р}}$.

Расход дренажа:

$$G' = G_{\text{пр}} - G_{\text{р}}, \text{ кг/с.}$$

Расход добавочной воды на восполнение потерь в схеме определяется потерями конденсата:

$$G_{\text{доб}} = G_{\text{утечек}} + G', \text{ кг/с.}$$

Потери с утечками пара и конденсата:

$$G_{\text{утечек}} = 0,012 \cdot (G_{\text{ПВ}}^{\text{ВД}} + G_{\text{ПВ}}^{\text{НД}}), \text{ кг/с.}$$

Расчет деаэратора питательной воды. Воздух, растворенный в питательной воде, содержит агрессивные газы (CO_2 , O_2), вызывающие коррозию оборудования и трубопроводов ТЭЦ. Эти газы поступают в пароводяной тракт преимущественно в конденсаторе турбины и в вакуумной части системы регенерации.

В настоящее время на электростанциях для удаления из питательной воды кислорода, углекислого и некоторых других газов применяются термические деаэраторы (рис. 16).

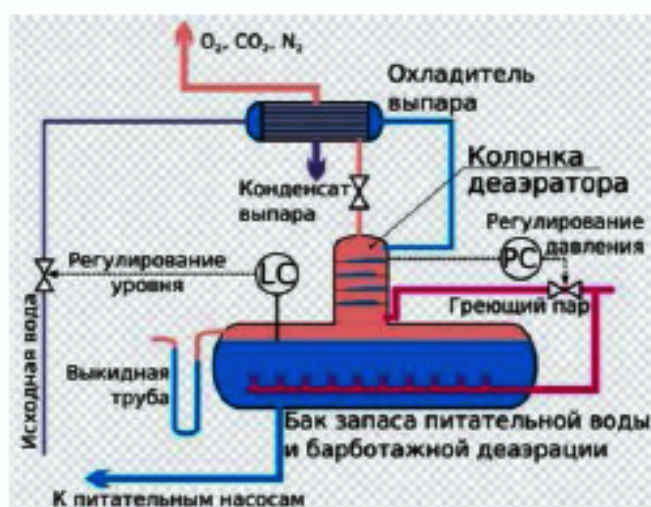


Рис. 16. Термический деаэратор

В них вода подогревается паром до температуры насыщения. Растворенные газы попадают в пар, где их парциальное давление близко к нулю.

Сущность процесса деаэрации состоит в снижении парциального давления растворенных в воде газов и как следствие снижение их концентрации. Содержание кислорода в питательной воде не должно превышать 0,02 мг/кг.

В деаэратор поступают следующие потоки (рис. 17):

- пар из пароперегревателя низкого давления в количестве $G_{\text{ДПВ}}$;
- сухой насыщенный пар из расширителя непрерывной продувки $G_{\text{р}}$;
- пар из уплотнений стопорного и регулирующих клапанов и передних уплотнений ЧВД $\gamma G_{\text{упл}}$;
- поток конденсата из ГПК $G_{\text{к}}^{\text{ГПК}}$.

Очищенная питательная вода насосами низкого и высокого давления в количестве $G_{\text{ПН}}^{\text{ВД}}$ и $G_{\text{ПН}}^{\text{НД}}$ подается в КУ.

Количество пара, теряемое с выпаром из деаэратора, составляет $G_{\text{вып}}$.

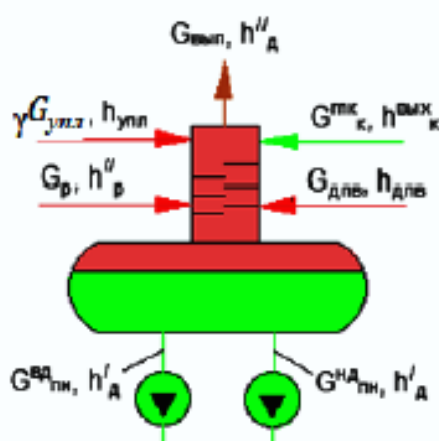


Рис. 17. Принципиальная схема деаэратора подпиточной воды.

Задачей расчета деаэратора является определение расхода греющего пара на деаэратор $G_{\text{ДПВ}}$ и расхода основного конденсата из ГПК $G_{\text{к}}^{\text{ГПК}}$.

Давление в деаэраторе определяется по характеристикам котла-утилизатора, приведенным в Приложении 2, $P_{\text{д}}$, МПа.

Для выполнения этой задачи составляется уравнение материального и теплового баланса деаэратора.

Уравнение материального баланса:

$$G_{\text{вып}} + G_{\text{ПВ}}^{\text{НВ}} + G_{\text{ПВ}}^{\text{ВД}} = \gamma G_{\text{упл}} + G_{\text{р}} + G_{\text{к}}^{\text{ГПК}} + G_{\text{ДПВ}}.$$

Уравнение теплового баланса:

$$(G_{\text{ПВ}}^{\text{ВД}} + G_{\text{ПВ}}^{\text{НД}}) \cdot h'_d + G_{\text{вып}} \cdot h''_d = (G_{\text{К}}^{\text{ГПК}} h_{\text{К}}^{\text{ВЫХ}} + G_{\text{ДПВ}} h_{\text{ДПВ}} + \gamma G_{\text{упл}} h_{\text{упл}} + G_{\text{Р}} h''_p) \eta.$$

Количество пара, сбрасываемого в деаэратор из уплотнений $\gamma G_{\text{упл}} = G_{\text{уп}}^{\text{ВД}}$.

Энтальпия пара, сбрасываемого из уплотнений в деаэратор, принимается как энтальпия острого пара $h_{\text{упл}} = h_0^{\text{ВД}}$, кДж/кг.

Расход выпара из деаэратора:

$$G_{\text{вып}} = 0,002 \cdot (G_{\text{ПВ}}^{\text{ВД}} + G_{\text{ПВ}}^{\text{НД}}), \text{ кг/с.}$$

Энтальпия конденсата на выходе из ГПК принимается при давлении конденсата 1,0 МПа и температуре $t_{\text{КВЫХ}} = 150 \text{ C}$:

$$h_{\text{К}}^{\text{ВЫХ}} = 632,6 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара, подаваемого в деаэратор $h_{\text{ДПВ}} = h_{\text{П}}^{\text{НД}}$, кДж/кг.

Из уравнения материального баланса выражаем величину $G_{\text{К}}^{\text{ГПК}}$ и подставляем полученное выражение в уравнение теплового баланса и определяем расход греющего пара $G_{\text{ДПВ}}$. Затем рассчитываем расход основного конденсата $G_{\text{К}}^{\text{ГПК}}$.

Уточняем расход пара низкого давления поступающего в паровую турбину с учетом отбора части пара на деаэратор:

$$G_0^{\text{НД}} = G_{\text{ПП}}^{\text{НД}} - G_{\text{ДПВ}} - G_{\text{утечек}}.$$

Расход пара через проточную часть турбины после смешения потоков высокого и низкого давления:

$$G_{\text{Т}}^{\text{СМ}} = (G_0^{\text{ВД}} + G_0^{\text{НД}}) - (G_{\text{упл}}^{\text{ВД}} + G_{\text{упл}}^{\text{НД}}), \text{ кг/с.}$$

Расчет сетевых подогревателей турбоустановки. Для отпуска тепловой энергии (в виде горячей воды) на нужды теплоснабжения потребителей в схеме ПГУ–ТЭЦ предусмотрена сетевая установка, состоящая из двух сетевых подогревателей поверхностного типа сетевого подогревателя верхнего (СПв), сетевого подогревателя нижнего (СПн) и охладителя конденсата бойлеров (ОКБ). Пар на сетевые подогреватели отбирается из паровой турбины. Сетевая вода последовательно проходит ОКБ, СПн, СПв. В схеме применяется каскадный слив конденсата. Конденсат из СПв сливается в СПн, а затем суммарный поток конденсата поступает в ОКБ (рис. 18).

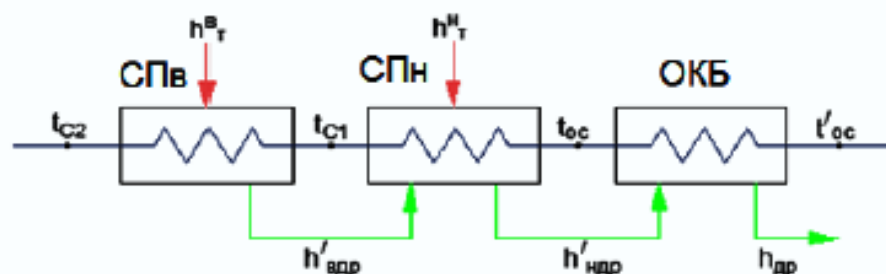


Рис. 18. Принципиальная схема узла сетевых подогревателей

Целью расчета узла сетевых подогревателей является определение расходов греющего пара из отборов турбины G_T^B и G_T^H на сетевые подогреватели.

Предварительно оценим возможный расход пара в отборы $G_{отб}^{max}$ при работе по тепловому графику (максимальный пропуск пара в теплофикационные отборы и минимальный пропуск пара в конденсатор). Примем минимально-вентиляционный расход пара в конденсатор $G_K^{min} = 10 \text{ т/ч} = 2,78 \text{ кг/с}$, тогда:

$$G_{отб}^{max} = G_T^{CM} - G_K^{min}.$$

Примерная величина тепловой нагрузки сетевой установки, которая соответствует $G_{отб}^{max}$.

$$Q_{сп} = G_{отб}^{max} (h_{отб} - h'_{отб}) \eta,$$

$h_{отб} - h'_{отб} \approx 2200 \text{ кДж/кг}$ – теплота, выделяющаяся при конденсации 1 кг пара.

С учетом установки охладителя конденсата (ОКБ) полученное значение $Q_{сп}$ увеличиваем до ближайшего значения кратного 10.

Расход сетевой воды через подогреватели $G_{св}$ определяется из уравнения теплового баланса узла сетевых подогревателей:

$$Q_{сп} = G_{св} (t_{c2} - t'_{oc}) C_p.$$

Величина подпитки тепловой сети принимается равной 2 % от расхода сетевой воды $G_{св}$:

$$G_{под} = 0,02 \cdot G_{св}, \text{ кг/с}.$$

Для подготовки подпиточной воды тепловой сети в схеме ПГУ-ТЭЦ устанавливается вакуумный деаэратор ($P_d = 0,02 \text{ МПа}$, $t_{нас} = t_{подш} = 60,1^\circ\text{C}$). Греющей средой в вакуумном деаэраторе является вода из подающей магистрали тепловой сети (прямая сетевая вода) с давлением $P = 0,8 \text{ МПа}$ и температурой $t = 80 - 118^\circ\text{C}$. Прямая вода поступая в деаэратор вскипает, образующийся пар смешивается с добавочной водой G_B и нагревает ее до температуры насыщения. Неконденсирующиеся газы удаляются пароструйным эжектором, поддерживающим вакуум в деаэраторе.

Уточняем температуру воды на входе в узел сетевых подогревателей t'_{oc} , составив уравнение теплового баланса вакуумного деаэратора в точке смешения потоков (рис. 19):

$$G_{св} t'_{oc} C_p = G_{под} \cdot t_{под} C_p + (G_{св} - G_{под}) t_{oc} C_p.$$

Определим расход пара на верхний сетевой подогреватель G_T^B , составив для этого уравнение теплового баланса СПв:

$$G_T^B (h_T^B - h'_{вдр}) \cdot \eta = G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{c2} - t_{c1}).$$

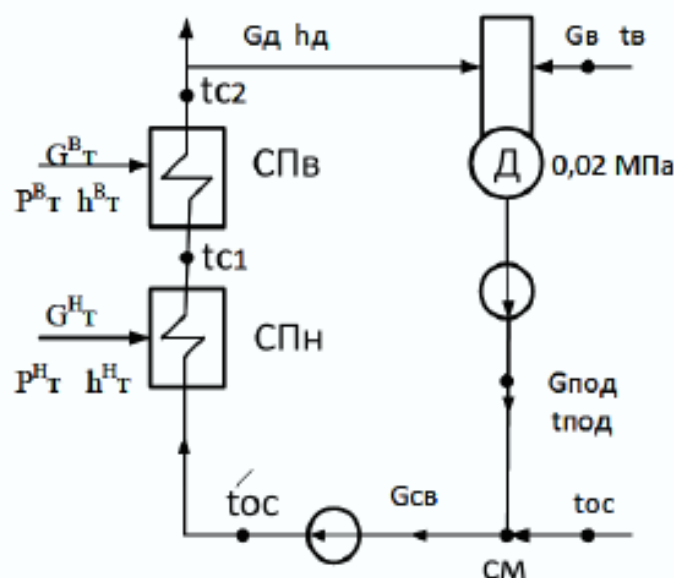


Рис. 19. Принципиальная схема узла сетевых подогревателей с вакуумным деаэратором

Для определения расхода греющего пара на нижний сетевой подогреватель G_T^H и температуры сетевой воды после ОКБ, t_{oc} необходимо решить систему уравнений теплового баланса для нижнего сетевого подогревателя и охладителя конденсата бойлеров:

$$\begin{cases} G_T^H \cdot (h_T^H - h'_{ндp}) \cdot \eta + G_T^B \cdot (h'_{вдр} - h'_{ндp}) \cdot \eta = G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{c1} - t_{oc}) \\ (G_T^B + G_T^H) \cdot (h'_{ндp} - h_{др}) \cdot \eta = G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{oc} - t'_{oc}). \end{cases}$$

Примем температуру дренажа после ОКБ на 10 °С выше температуры сетевой воды на входе в ОКБ, т.е. $t_{др} \approx 80$ °С, тогда $h_{др} = 334,9$ кДж/кг.

Нагрев сетевой воды в ОКБ $\Delta t_{окб} = t_{oc} - t'_{oc}$.

Определим расход сетевой воды на вакуумный деаэратор G_D , составив уравнение теплового баланса деаэратора (рис. 20):

$$G_D h_D \eta + G_B t_B C_p = G_{подп} \cdot C_p \cdot t_{подп}.$$

Принимаем $t_B = 30$ °С.

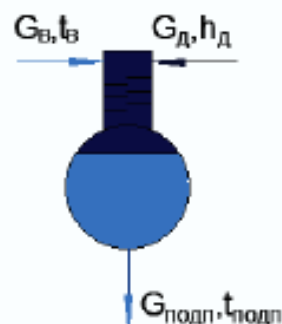


Рис. 20. Принципиальная схема вакуумного деаэртора.

Уточненная тепловая нагрузка сетевой установки турбины:

$$Q_{\text{сп}} = (G_{\text{св}} - G_{\text{д}}) \cdot c_p \cdot (t_{\text{с2}} - t'_{\text{ос}}), \text{ кВт.}$$

Расход пара в конденсатор составит:

$$G_k = (G_{\text{пп}}^{\text{нд}} + G_{\text{пп}}^{\text{вд}}) - (G_{\text{утечек}} + G_{\text{упл}}^{\text{вд}} + G_{\text{упл}}^{\text{нд}} + G_{\text{дпв}} + G_{\text{т}}^{\text{в}} + G_{\text{т}}^{\text{н}}), \text{ кг/с.}$$

Расчет нагрева конденсата во вспомогательных теплообменниках. Для подогрева конденсата, поступающего из главного конденсатора, используются вспомогательные теплообменные аппараты (рис. 21).

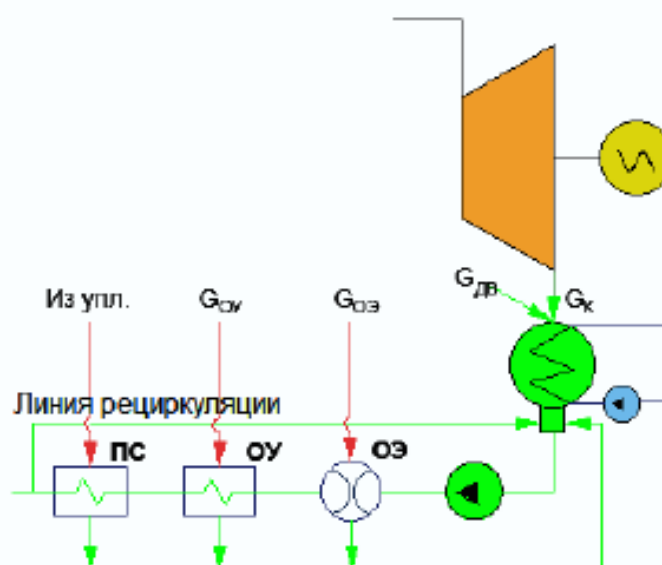


Рис. 21. Принципиальная схема узла вспомогательных теплообменников

Конденсат последовательно подогревается в охладителе пара основного эжектора ОЭ, охладителе пара эжектора уплотнений ОУ, сальниковом подогревателе ПС. Если нагрев конденсата на выходе из ПС превышает допустимую величину $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, то необходимо включение линии рециркуляции. Расход рециркуляционной воды подбирается таким образом, чтобы за ней температура конденсата не превышала $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Определим величины нагрева конденсата во вспомогательных теплообменных аппаратах: ОЭ, ОУ и ПС.

Принимаем расход пара на охладитель пара основного эжектора (ОЭ) $G_{\text{ОЭ}} = 0,15\text{ кг/с}$ и суммарный расход пара на охладитель пара эжектора уплотнений (ОУ) и сальниковый подогреватель (СП) $G_{\text{ПС+ОУ}} = 0,75\text{ кг/с}$, тогда нагрев конденсата в этих теплообменных аппаратах $\Delta t_{\text{ОЭ+ОУ+ПС}}$ определяется из уравнения:

$$(G_{\text{ОЭ}} + G_{\text{ПС+ОУ}}) \cdot q_{\text{п}} = (G_{\text{к}}^{\text{min}} + G_{\text{ДВ}}) C_{\text{р}} \Delta t_{\text{ОЭ+ОУ+ПС}},$$

где $q_{\text{п}} \approx 2200\text{ кДж/кг}$ – теплота, выделяющаяся при конденсации 1 кг рабочего пара; $G_{\text{ДВ}}$ – расход добавочной воды на восполнение потерь в схеме ПГУ-ТЭЦ (берется из расчета расширителя непрерывной продувки).

Если, полученное значение $\Delta t_{\text{ОЭ+ОУ+ПС}}$ превышает допустимую величину $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, то в схему необходимо включить линию рециркуляции.

С учетом потоков пара из уплотнений и добавки воды для восполнения потерь расход конденсата после линии рециркуляции будет равен:

$$G_{\text{к}}^{\text{рец}} = G_{\text{к}} + G_{\text{ДВ}} + G_{\text{ОЭ}} + G_{\text{ОУ+ПС}},\text{ кг/с.}$$

Определение температуры и расхода конденсата на входе в ГПК

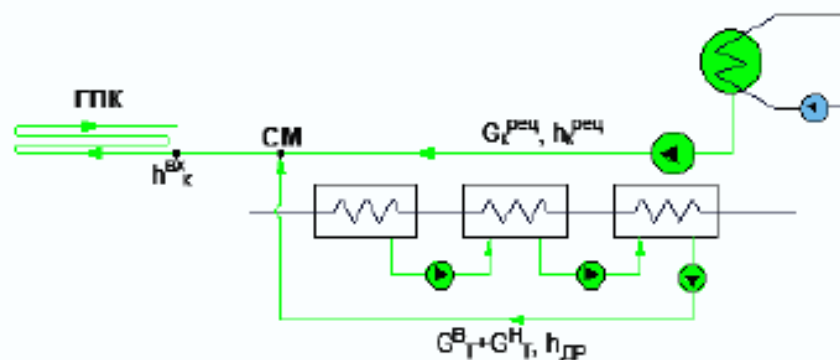


Рис. 22. Принципиальная схема для расчета температуры и расхода конденсата на входе в главный подогреватель конденсата

$$G_{\text{к}}^{\text{ГПК}} = G_{\text{к}}^{\text{рец}} + G_{\text{Т}}^{\text{В}} + G_{\text{Т}}^{\text{Н}},\text{ кДж/кг}$$

Из уравнения теплового баланса точки смешения (рис. 22) находим энтальпию конденсата на входе ГПК, $h_{\text{к}}^{\text{вх}}$, кДж/кг:

$$h_{\text{к}}^{\text{вх}} G_{\text{к}}^{\text{ГПК}} = G_{\text{к}}^{\text{рец}} \cdot h_{\text{к}}^{\text{рец}} + (G_{\text{Т}}^{\text{В}} + G_{\text{Т}}^{\text{Н}}) \cdot h_{\text{ДВ}}.$$

$h_k^{\text{рец}}$ определяем по температуре конденсата $t_k^{\text{рец}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура конденсата на входе в ГПК – $t_k^{\text{вх}}$, $^{\circ}\text{C}$.

Температура на входе в ГПК не должна быть менее $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Если это условие соблюдается, то включение линии рециркуляции перед ГПК не требуется.

Для нагрева основного конденсата в ГПК от $t_k^{\text{вх}}$ до $t_k^{\text{вых}}$ необходима теплота газов равная:

$$Q_k^{\text{ГПК}} = G_k^{\text{ГПК}} \cdot (h_k^{\text{вых}} - h_k^{\text{вх}}), \text{ кВт}.$$

Газами в ГПК отдается теплота в количестве равном $Q_{\text{Г}}^{\text{ГПК}}$, кВт (см. расчет котла-утилизатора).

Нагретый в ГПК основной конденсат отдает сетевой воде в водо-водяном теплообменнике следующее количество теплоты:

$$Q_{\text{сп}}^{\text{ГПК}} = Q_{\text{Г}}^{\text{ГПК}} - Q_k^{\text{ГПК}}, \text{ кВт}.$$

Таким образом в водо-водяном теплообменнике можно дополнительно нагреть следующее количество сетевой воды:

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{сп}}^{\text{ГПК}}}{c_p \cdot (t_{\text{с2}} - t_{\text{ос}})}, \text{ кг/с}.$$

При этом суммарная тепловая мощность ПГУ на расчетном режиме составит:

$$Q_{\text{пгу}} = Q_{\text{сп}} + Q_{\text{сп}}^{\text{ГПК}}, \text{ кВт}.$$

Критерии оценки практических работ

При подготовке к практической работе по дисциплине «Моделирование систем энергоснабжения» в 7 семестре студент должен выполнить следующие виды работ:

Виды работ	Минимальный балл	Максимальный балл
Самостоятельная проработка теоретического материала к практической работе	5	8
Ознакомление с установкой, прибором, методикой выполнения практической работы	5	8
Выполнение необходимого эксперимента	5	8
Обработка результатов исследования, построение графиков	5	8
Анализ результатов исследования и вывод по работе	4	8
ИТОГО:	24	40

Таким образом, каждая практическая работа оценивается минимум в 24 балла, максимум в 40 баллов. После выполнения всех работ рассчитывается итоговый балл по данному оценочному средству как сумма баллов по всем практическим работам.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

Факультет: информационных технологий

Кафедра: электротехники и энергообеспечения предприятий

Направление подготовки: 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
Профиль «Энергообеспечение предприятий»

Вопросы коллоквиумов
для проверки промежуточного контроля знаний студентов
по дисциплине «Газотурбинные и парогазовые установки»

Коллоквиум №1.

1. Тепловые циклы паротурбинной установки.
2. Принципиальное устройство паровой турбины.
3. Типы паровых турбин.
4. Конденсационные и теплофикационные турбины.
5. Особенности турбин с противодавлением.
6. Особенности ПТУ и турбин с регулируемым отбором пара.
7. Турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением.
8. Турбины с двумя регулируемыми отборами пара.
9. Использование конденсационных турбин для теплофикации.
10. Классификация режимов работы турбинных установок.
11. Пуск турбины из холодного состояния.

Коллоквиум №2.

1. Остановка турбины и ее пуск из горячего и неостывшего состояния.
2. Тепловой расчет паровой турбины.
3. Расчет конденсаторов.
4. Расчет деаэратора.
5. Расчет реактивной части турбины.
6. Расчет цилиндра высокого, среднего и низкого давления,
7. Расчет цилиндра среднего давления.
8. Расчет отборов низкого, среднего и высокого давления.
9. Газовые турбины.
10. Парогазовые установки.

Коллоквиум №3

1. Каковы основные пути развития ПГУ в теплоэнергетике?
2. Изобразите цикл ГТУ в диаграмме T-S. Каковы основные пути повышения эффективности ГТУ?
3. Изобразите принципиальную схему и цикл ПГУ с высоконапорным парогенератором. Чем оценивается эффективность ПГУ с ВПГ?

4. Изобразите принципиальную схему и цикл ПГУ с низконапорным парогенератором. В чем преимущество и недостатки ПГУ с НПГ в сравнении с ПГУ ВПГ?
5. Изобразите цикл ГТУ с регенерацией тепла. Что обозначает понятие «степень регенерации»?
6. В чем эффективность циклов с регенерацией?
7. Приведите основные этапы расчета тепловой схемы ГТУ. Каковы этапы расчета основной характеристики на переменных режимах ПГУ?
8. Изобразите принципиальную тепловую схему газотурбинной электростанции. Объясните назначение основных элементов.
9. Приведите основные этапы расчета показателей ПГУ с утилизационными паровыми котлами. Для чего применяются переменные режимы работы ПГУ с утилизационными паровыми котлами без дожигания топлива в котле?
10. Для чего производится дожигание топлива в котле с ПГУ?
11. В чем заключается эффективность такого способа повышения теплопроизводительности ПГУ?

Коллоквиум №4

1. Для чего применяются ПГУ с пиковой ГТУ? Их эффективность.
2. Как осуществляется выбор переменных режимов ПГУ?
3. В чем преимущество модернизации энергетических паросиловых блоков надстройкой газовыми турбинами?
4. В чем преимущество высоконапорных парогенераторов в сравнении с низконапорными?
5. В чем заключаются основные этапы расчета основных показателей ПГУ с ВПГ с учетом переменных режимов работы?
6. Приведите основные этапы расчета показателей ПГУ со сбросом уходящих газов ГТУ в топку парового котла обычного типа?
7. При каких условиях возможна работа ПГУ на твердом топливе?
8. В чем заключается эффективность газификации твердого топлива в ПГУ?
9. За счет чего сокращается вредное воздействие ПГУ на окружающую среду?
10. В чем заключается экологическая эффективность теплогенерирующих ГТУ с отделением твердого диоксида углерода из уходящих дымовых газов?

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ЗНАНИЙ ВО ВРЕМЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ (КОЛЛОКВИУМОВ)

В процессе изучения дисциплины «Газотурбинные и парогазовые установки» для проверки уровня освоения основных разделов курса предусмотрены меры промежуточного контроля знаний студентов в виде тестирования во время коллоквиумов после изучения соответствующих разделов. Коллоквиумы (тестирование) проводится во время практических занятий. Студенты заранее информируются о предстоящем тестировании за неделю и получают список вопросов тестирования. Так дисциплина связана с изучением конструкции и методов расчета систем снабжения энергоносителями различного назначения, то получить строго однозначные ответы не обязательно. Конструкции узлов могут иметь различные варианты. Методы теплового и гидравлического расчетов, основанные на эмпирических формулах, содержат множества коэффициентов, определяемых по справочникам или номограммам. Поэтому в случае записи структуры эмпирической формулы и пояснения методов определения входящих в них коэффициентов, ответ можно считать вполне достаточной.

Из всего списка вопросов студенту преподаватель методом случайного выбора задает три вопроса. Ответы оцениваются по традиционной «пятибалльной» системе и полученные баллы добавляются к персональным семестровым рейтингам студента.

Система критериев рейтинговой системы оценки знаний по курсу приложена в виде отдельного документа ФОС.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»
(НХТИ ФГБОУ ВО «КНИТУ»)

Факультет: информационных технологий

Кафедра: электротехники и энергообеспечения предприятий

Направление подготовки: 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
(код и наименование)

Профиль: «Энергообеспечение предприятий»
(наименование)

По дисциплине Б1.В.15. «Газотурбинные и парогазовые установки»

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ

1. Основные преимущества ПГУ.
2. Краткие исторические сведения развития ПГУ.
3. Классификация газотурбинных установок.
4. Идеальный цикл ГТУ при $P=\text{const}$ (цикл Брайтона).
5. Реальный цикл ГТУ при $P=\text{const}$.
6. Основные расчетные формулы реальной ГТУ.
7. Промежуточное охлаждение воздуха в ГТУ (термодинамические основы).
8. Схема и цикл ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха.
9. Промежуточный подогрев газа в ГТУ (термодинамические основы).
10. Схема и цикл ГТУ с промежуточным подогревом газа.
11. Схема и цикл ГТУ с регенерацией теплоты.
12. Основные расчетные формулы ГТУ с регенерацией.
13. Тепломеханические схемы ГТУ.
14. Отечественные производители энергетических ГТУ.
15. Зарубежные производители энергетических ГТУ.
16. Основные типы парогазовых установок.
17. Тепловая схема и цикл ПГУ с утилизационным котлом.
18. $T - Q$ диаграмма теплообмена в утилизационном котле.
19. Уравнения тепловых балансов элементов УК.
20. Алгоритм определения паропроизводительности УК.
21. Схема тепловых потоков ПГУ с УК.
22. Мощность паровой турбины и КПД ПГУ с УК.
23. ПГУ с УК и дожиганием топлива.
24. ПГУ с двухконтурным УК.
25. $T - Q$ диаграмма теплообмена в УК двух давлений.
26. Сравнение ПГУ с УК одного и двух давлений.
27. Тепловая схема и цикл сбросной ПГУ.
28. Особенности ПГУ сбросного типа.
29. Схема тепловых потоков и основные показатели сбросных ПГУ.
30. Схема и особенности проектирования котельных установок с предвключенными ГТУ.
31. Схема и цикл ПГУ с высоконапорным котлом.

32. Особенности ПГУ и высоконапорного котла.
33. Избыточная мощность и КПД ПГУ с высоконапорным котлом.
34. Характер влияния степени повышения давления на КПД ПГУ с высоконапорным котлом.
35. Схема и теоретический цикл ПГУ с впрыском пара.
36. Основные положения теплового расчета ПГУ с впрыском пара.
37. Параметры оптимального цикла ПГУ с впрыском пара.
38. Алгоритм расчета ПГУ с впрыском пара.
39. ПГУ пылеугольных ТЭС с параллельной схемой работы.
40. ПГУ пылеугольных ТЭС с полузависимой схемой работы.

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ЗНАНИЙ НА ЭКЗАМЕНЕ

В экзаменационных билетах по 3 вопроса.

Первый вопрос по разделам: *«Элементы технической термодинамики» «Рабочие процессы в газотурбинных установках»*. В зависимости от полноты и качества ответа ставится до 12 баллов.

Второй вопрос посвящен вопросам разделов: *«Рабочие процессы в газотурбинных установках»*, *«Парогазовые установки с котлами-утилизаторами»*. Если студент покажет знание основных положений методов расчета и пределы изменения искомых величин, но допустить ошибки при записи формул, то можно поставить до 8 баллов за ответ. При условии записи правильных расчетных формул и схем ставится до 12 баллов.

Третий вопрос посвящен вопросам разделов: *«Парогазовые установки с паровыми котлами»*, *«Комбинированные циклы тепловых насосов»*. В зависимости от полноты и качества ответа ставится до 12 баллов.

До 5 баллов можно добавить за ответы на дополнительные вопросы, при условии, что сумма баллов по всем трем вопросам не превысит 40 баллов.