|  |  |
| --- | --- |
| **SPB9** | Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образованияСАНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТИнститут энергетики и транспортных системЭнергомашиностроительное отделениеКафедра “Атомная и тепловая энергетика” |

**Курсовая работа**

**Тема:** «Расчет тепловой схемы ПГУ с КУ»

**Дисциплина**: «Парогазовые и газотурбинные электростанции»

 Студент гр.: \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

 Преподаватель: \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Фомин В.А.

Санкт-Петербург

2014

**Введение**

 В работе изложена методика приближённого расчётатепловой схемы ПГУ с КУ.

Тепловая схема ПГУ состоит из двух ГТУ, двух котлов-утилизаторов и паротурбинной установки (схема дубль-блока). В соответствии с этим методика расчёта состоит из трёх взаимосвязанных разделов: расчёта ГТУ, расчёта котла-утилизатора (КУ) и расчёта паротурбинной установки (ПТУ). Выбираем котёл- утилизатор с одним контуром генерации пара (одноконтурный КУ).

 В таблице заключительного раздела приведены основные энергетические характеристики тепловой схемы всей ПГУ.

 ГТУ является основным элементом тепловой схемы ПГУ, поэтому тип выбранной ГТУ определяет характеристики КУ и ПТУ.

 Тип ГТУ необходимо самостоятельно выбрать из номенклатуры фирмы-производителя, название которой указано в индивидуальном задании.

 **Пример расчёта.**

**1. Краткое описание ГТУ**

Описание ГТУ составляется на основе рекламных материалов фирмы –изготовителя.

 Газотурбинный двигатель **UGT 25000** **"Зоря-Машпроект"** - трехвальный газотурбинный двигатель IV поколения для морского и промышленного применения. Компрессоры-осевые. КНД- 8ступеней, КВД- 9 ступеней. Степень сжатия: 20,5 - 22,5.
Камера сгорания трубчато – кольцевая, противоточная, 16 трубная.

- мощность - 25 МВт;

- серийный выпуск с 1995 года.

- изготовлено более 80 ед.

- общая наработка более 120000 тыс. часов

- наработка лидера в газовой промышленности - около 50 тыс. часов, в энергетике на Березовской ТЭЦ в Белоруссии – около 18000 часов.

- эксплуатируется на эсминцах, а также на компрессорных и электрических станциях.

**2. Тепловая схема ПГУ с одноконтурным КУ**



 Газовый подогреватель конденсата (ГПК) заменяет отсутствующие в ПТУ подогреватели низкого давления. Нагрев основного конденсата в нем вызывает понижение температуры газов до конечного значения $ϑ\_{ух}$. В схеме предусмотрен деаэратор питательной воды, питаемый отборным паром паровой турбины. Парогенерирующий контур одного давления состоит из экономайзера, испарителя и парогенератора. Минимальный температурный напор между температурами газа и пара имеет место в концевом сечении испарительной поверхности нагрева (И): $Θ=ϑ\_{3}-T\_{нас}=8-10$, а аналогичная разность температур в выходном пароперегревателя: $Θ\_{ПЕ}=ϑ\_{1}-T\_{ПЕ}=20-40$. Для предотвращения коррозии выходных поверхностей ГПК температуру конденсата на его входе ($T\_{к}^{вх})$ поддерживают на уровне 50 - 60 $$ при сжигании природного газа и не ниже 110 $$ при переходе на жидкое газотурбинное топливо ГТУ.

**3. Расчет ГТУ**

 1.1 Заданные величины (по характеристикам фирмы –изготовителя).

 Ne - эффективная мощность газовой турбины, МВт; Ne = 25 МВт;

 ТН - температура наружного воздуха, К; ТН = 288 К;

 Т1 - температура воздуха на входе в компрессор ГТУ, К; Т1 = ТН , Т1 = 288 К;

 Т3 - температура газов перед газовой турбиной ГТУ, К; Т3 = 1518 К;

 Т4 - температура газов за газовой турбиной ГТУ, К; Т4=738 К.

 Примечание: иногда в характеристиках фирмы –изготовителя значение Т3 отсутствует, тогда значение Т3 надо принять так, чтобы примерно получить заданное в характеристиках значение Т4.

 $π\_{К}$ – суммарная степень повышения давления воздуха в компрессорах; $π\_{К}=21,5$;

 $ G\_{Г}$ - расход выхлопных газов газовой турбины, кг/с; $G\_{Г}=$90 кг/с;

 РН - давление наружного воздуха; РН = 0,103 МПа;

 $η\_{МЕХ}$ - механический КПД ГТУ, учитывающий механические потери в компрессоре, газовой турбине и электрическом генераторе; $η\_{МЕХ}=0,98$;

 $σ\_{ВХ}$ - коэффициент потерь давления воздуха в комплексном воздухоочистительном устройстве (КВОУ); $σ\_{ВХ}=0,985$;

 $σ\_{КС}$ - коэффициент потерь давления газов в камере сгорания; $σ\_{КС}=0,985$;

 $σ\_{КУ}$ - коэффициент потерь давления газов в котле-утилизаторе, учитывающий его аэродинамическое сопротивление; $σ\_{КУ}=0,97$;

 $η\_{К}$ - КПД компрессора, учитывающий потери при сжатии воздуха в компрессоре; $η\_{К}=0,83$;

 $η\_{Т}$ - КПД турбины, учитывающий потери при расширении газов в турбине; $η\_{Т}=0,88$;

 Выполняем приближённый расчёт ГТУ, поэтому удельная изобарная теплоёмкость рабочих тел принимается постоянной, то есть не зависящей от температуры рабочего тела в интервале её изменения при сжатии воздуха в компрессоре и расширении газов в турбине.

 В соответствии с этим:

 удельная изобарная теплоёмкость воздуха:

$$C\_{РВ}=1,03 \frac{кДж}{кг};$$

 удельная изобарная теплоёмкость продуктов сгорания топлива (газов):

$$C\_{РГ}=1,17\frac{кДж}{кг};$$

 удельная изобарная теплоёмкость газов для коэффициента избытка воздуха α=1 ("чистые" газы):

$$C\_{РГ\_{α}}=1,2\frac{кДж}{кг};$$

 Газовые постоянные:

для воздуха: $R\_{B}=0,287 \frac{кДж}{кг};$ для газов: $R\_{Г}=0,288 \frac{кДж}{кг};$

 Теплотворная способность топлива (100% - ный метан): $Q\_{Р\\_Н}=50056\frac{кДж}{кг};$

 Стехиометрический коэффициент для 100% -ного метана (масса воздуха, необходимая для сгорания единицы массы топлива; размерность, кг/кг; в результате этого режима горения образуются газы с коэффициентом избытка воздуха α=1): $L\_{0}=17,2$.

 1.2 Расчёт параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

 Процесс сжатия в компрессоре представляем как политропический процесс, который характеризуется показателем степени, определяемым из следующих соотношений:

 - показатель изоэнтропического процесса сжатия воздуха:

$$k\_{B}=\frac{C\_{РВ}}{C\_{РВ}-R\_{в}}=\frac{1,03}{1,03-0,287}=1,386;$$

 - показатель политропического процесса сжатия воздуха:

$$m\_{B}=\frac{k\_{В}-1}{k\_{В}∙η\_{К}}=\frac{1,386-1}{1,386∙0,83}=0,336;$$

 - удельная полезная работа сжатия воздуха в компрессоре:

$$h\_{K}=C\_{РВ}∙T\_{1}∙\left(π\_{К}^{m\_{В}}-1\right)=1,03∙288∙\left(21,5^{0,336}-1\right)=535{кДж}/{кг};$$

 Давление воздуха перед компрессором:

$$p\_{1}=p\_{Н}∙σ\_{ВХ}=0,103∙0,985=0,101 МПа;$$

 Давление воздуха за компрессором:

$$p\_{2}=p\_{1}∙π\_{K}=0,101∙21,5=2,18 МПа;$$

 Температура воздуха за компрессором:

$$T\_{2}=T\_{1}∙π\_{K}^{m\_{B}}=288∙21,5^{0,336}=807,4 К.$$

 1.3 Расчёт параметров процесса расширения газов в турбине

 Процесс расширения в турбине представляем как политропический процесс, который характеризуется показателем степени, определяемым из следующих соотношений:

 - показатель изоэнтропического процесса расширения газа:

$$k\_{Г}=\frac{C\_{РГ}}{C\_{РГ}-R\_{Г}}=\frac{1,17}{1,17-0,288}=1,326;$$

 - показатель политропического процесса расширения газа:

$$m\_{Г}=\frac{k\_{Г}-1}{k\_{Г}}η\_{Т}=\frac{1,326-1}{1,326}∙0,88=0,216;$$

$$m\_{ГК}=\frac{k\_{Г}-1}{k\_{Г}}=\frac{1,326-1}{1,326}=0,246;$$

 Давление газов перед турбиной:

$$p\_{3}=p\_{2}∙σ\_{КС}=2,18∙0,985=2,147 МПа;$$

 Давление газов за турбиной:

$$p\_{4}=\frac{p\_{Н}}{σ\_{КУ}}=\frac{0,103}{0,97}=0,106 МПа;$$

 Степень понижения давления газов в турбине:

$$π\_{Т}=\frac{p\_{3}}{p\_{4}}=\frac{2,147}{0,106}=20,25$$

 Удельная полезная работа расширения в турбине:

$$h\_{Т}=C\_{РГ}∙T\_{3}∙\left(1-π\_{Т}^{-m\_{Г}}\right)=1,17∙1518∙\left(1-20,25^{-0,246}\right)=928,68{кДж}/{кг;}$$

 Температура газов за турбиной:

$$T\_{4}=T\_{3}∙π\_{Т}^{-m\_{Г}}=1518∙20,25^{-0,246}=724,6 К;$$

$$t\_{4}=T\_{4}-273=724,6-273=451,6℃;$$

 Энтальпия газов за турбиной:

$$h\_{4}=C\_{РГ}∙t\_{4}=1,17∙451,6=528,4{кДж}/{кг;}$$

 Проточная часть турбины является охлаждаемой. Воздух для охлаждения отбирается из компрессора. Охлаждаемыми элементами являются детали статора и ротора ( внутренние элементы корпуса, направляющие лопатки, диски, рабочие лопатки, внутренние подшипники ротора).

 Относительный расход воздуха на охлаждение принимают в пределах

5...10 % от расхода воздуха через компрессор. Более высокие значения расхода воздуха соответствуют более высоким значениям температур газов пред турбиной.

В данном расчёте принимаем относительный расход воздуха на охлаждение: $g\_{охл}=0,1$.

 1.4 Расчёт камеры сгорания

 Введём значения:

$ t\_{2}=T\_{2}-273=807,4-273=534,4℃$;

$$t\_{3}=T\_{3}-273=1518-273=1245℃.$$

 Расход газов за турбиной условно разделяем на два расхода:

расход "чистых" продуктов сгорания, имеющих коэффициент избытка воздуха равный 1, и расход "свободного" воздуха, который не участвовал в процессе горения топлива.

 Примем значение коэффициента полноты сгорания топлива, который характеризует потери в камере сгорания из-за несовершенства горения топлива: $η\_{КС}=0,98$

 Расход "свободного" воздуха определяется из уравнения теплового баланса камеры сгорания. В КС подводится теплота с воздухом из компрессора (температура T2) и теплота сжигаемого топлива. Из камеры сгорания отводится теплота с газами, подаваемыми далее в турбину ( температураT3). На основании этого записывается уравнение теплового баланса, из которого находится относительный расход свободного воздуха:

$$g\_{СВ}=\frac{\left[Q\_{Р\\_Н}∙η\_{КС}+L\_{0}∙C\_{РВ}∙t\_{2}-\left(L\_{0}+1\right)∙C\_{РГ\_{α}}∙t\_{3}\right]}{C\_{РВ}∙\left(t\_{3}-t\_{2}\right)}==\frac{\left[50056∙0,98+17,2∙1,03∙534,4-\left(17,2+1\right)∙1,2∙1245\right]}{1,03∙\left(1245-534,4\right)}=42,81;$$

 Коэффициент избытка воздуха, будет равен:

$$α=\frac{L\_{0}+g\_{СВ}}{L\_{0}}=\frac{17,2+42,81}{17,2}=3,49$$

 Относительный расход топлива в КС ( приходящийся на один кг воздуха)

$$b\_{Т}=\frac{1}{α∙L\_{0}}=\frac{1}{3,49∙17,2}=0,0166;$$

 1.5 Энергетические показатели ГТУ

 Удельная внутренняя работа ГТУ:

$$h\_{Т}=928,68{кДж}/{кг;}$$

$$h\_{К}=535{кДж}/{кг;}$$

$$h\_{ГТУ\\_ВН}=\left(1+b\_{Т}\right)∙\left(1-g\_{ОХЛ}\right)∙h\_{Т}-h\_{К}=\left(1+0,0166\right)∙\left(1-0,1\right)∙928,68-535==314,69{кДж}/{кг};$$

 Удельная эффективная работа ГТУ:

$$h\_{ГТУ\\_ЭФФ}=h\_{ГТУ\\_ВН}∙η\_{МЕХ}=314,69∙0,98=308,4{кДж}/{кг;}$$

 Удельный расход теплоты в камере сгорания с учётом потерь от неполноты сгорания топлива:

$$q\_{КС}=\frac{b\_{Т}∙Q\_{Р\\_Н}∙\left(1-g\_{ОХЛ}\right)}{η\_{КС}}=\frac{0,0166∙50056∙\left(1-0,1\right)}{0,98}=763,1{кДж}/{кг};$$

*Примечание: определённые выше в п. 3.5. показатели отнесены к одному кг циклового воздуха.*

Эффективный КПД ГТУ:

$$η\_{ЭФФ}=\frac{h\_{ГТУ\\_ЭФФ}}{q\_{КС}}=\frac{308,4}{763,1}=0,404;$$

 Расход воздуха через компрессор:

$$G\_{ВОЗД}=\frac{N\_{е}}{h\_{ГТУ\\_ЭФФ}}=\frac{25000}{308,4}=81,06{кг}/{с;}$$

 Расход топлива в камере сгорания:

$$B\_{ТОП}=b\_{т}∙\left(1-g\_{ОХЛ}\right)∙G\_{ВОЗД}=0,0166∙\left(1-0,1\right)∙81,06=1,21{кг}/{с;}$$

 Расход газов (продуктов сгорания топлива) на выходе ГТ:

$$G\_{Г}=G\_{ВОЗД}+B\_{ТОП}=81,06+1,21=82,27{кг}/{с.}$$

*Примечание: полученные в расчёте характеристики ГТУ необходимо сравнить с характеристиками фирмы-изготовителя; несмотря на приближённый характер расчёта значения основных расчётных параметров не должны резко отличаться от параметров, приведённых фирмой – изготовителем.*

**2. Расчет основных параметров тепловой схемы котла-утилизатора**

 В соответствии с тепловой схемой КУ состоит из четырех поверхностей нагрева: пароперегревателя (ПП), испарителя (И), экономайзера (ЭК) и газового подогревателя конденсата (ГПК). Целью расчета тепловой схемы является определение паропроизводительности КУ и температур газов в характерных сечениях газовоздушного тракта. Газовоздушный тракт КУ разбивается пятью сечениями, ограничивающими перечисленные поверхности нагрева: перед ПП, перед И, перед ЭК, перед ГПК и за ГПК.

 Задаем давление пара на выходе из ПП: $р\_{ПП\\_ВЫХ}=4 МПа;$

 Коэффициент гидравлического сопротивления ПП: $k\_{ППВД}=0,93;$

 Давление пара в барабане: $p\_{б}=\frac{P\_{ПП\\_ВЫХ}}{k\_{ППВД}}=\frac{4}{0,93}=4,301МПа;$

 *Примечание: в дальнейших расчётах значения энтальпии и энтропии воды и водяного пара определяются по таблицам их термодинамических свойств.*

Значение энтальпий в характерных точках котла-утилизатора:

Параметры насыщения воды и пара в барабане:

 - температура и энтальпия кипящей воды: $t\_{Sб}=250,71℃$, $h\_{б}^{`}={1089 кДж}/{кг};$

 - энтальпия сухого насыщенного пара: $h\_{б}^{``}=2800{кДж}/{кг};$

 В расчетах приняты следующие значения температурных напоров в поверхности нагрева КУ:

 -в выходном сечении испарителя $∆t\_{И}=8℃$;

 -на выходе из пароперегревателя$∆t\_{ПП}=25℃$
 - на выходе из экономайзера: $∆t\_{эк}=3,5℃$

Параметры газов в сечениях 1 (на входе в КУ) и 3 (на выходе в И)

 $t\_{1Г}=t\_{4},$ $t\_{1Г}=451,6℃$ , $h\_{1Г}=h\_{4},$ $h\_{1Г}=528,4{кДж}/{кг;}$

$$t\_{3Г}=t\_{Sб}+∆t\_{И}=250,71+8=258,71℃;$$

$ h\_{3Г}=c\_{РГ}∙t\_{3Г}=1,17∙258,71=302,7℃$.

 Параметры пара за ПП:

$$t\_{ПП\\_ВЫХ}=t\_{1Г}-∆t\_{ПП}=451,6-25=426,6℃$$

$$p\_{ПП\\_ВЫХ}=p\_{б}∙k\_{ППВД}=4,301∙0,93=4 МПа;$$

$$h\_{ПП\\_ВЫХ}=3277{кДж}/{кг};$$

Параметры воды за экономайзером:

$$t\_{ЭК\\_ВЫХ}=t\_{Sб}-∆t\_{ЭК}=250,71-3,5=247,21℃$$

 Коэффициент, учитывающий потери давления воды в тракте от экономайзера до барабана: 1,046

$$p\_{ЭК\\_ВЫХ}=p\_{б}∙1,046=4,301∙1,046=4,45МПа;$$

$$h\_{ЭК\\_ВЫХ}=1072{кДж}/{кг}.$$

Параметры воды на входе в экономайзер

 Задаем температурный недогрев в деаэраторе: $∆t\_{Д}=6℃;$

 Задаем давление в деаэраторе: $p\_{Д}=0,7 МПа;$

 Температура насыщения в деаэраторе: $h\_{Д}=164,95℃;$

 Энтальпия насыщения в деаэраторе: $h\_{Д}^{`}=697,05 {кДж}/{кг;}$

 Гидравлическое сопротивление экономайзера: $∆p\_{ЭК}=0,17 МПа;$

 Давление на входе в ЭК: $p\_{ЭК\\_ВХ}=p\_{ЭК\\_ВЫХ}+∆p\_{ЭК}=4,45+0,17=4,62 МПа;$

 Принимаем приближенно повышение энтальпии воды в питательном насосе:

$∆h\_{ПН}=5\frac{кДж}{кг};$

 Энтальпия воды на входе в экономайзер:

 $ h\_{ЭК\\_ВХ}=h\_{Д}^{`}+∆h\_{ПН}=697,05+5=702,05{кДж}/{кг;}$

 Теплоемкость воды: $c\_{р\\_воды}=4,186 {кДж}/{кг};$

 Температура воды на входе в ЭКВД: $t\_{ЭК\\_ВХ}=^{h\_{ЭК\\_ВХ}}/\_{c\_{Р\\_воды}}=\frac{702,05}{4,186}=167,7℃.$

Расчет паропроизводительности котла-утилизатора

 Коэффициент, учитывающий продувку барабана: alf = 0,01;

 Расход пара из ПП одного КУ:

$$G\_{В1}=G\_{Г}∙\frac{h\_{1Г}-h\_{3Г}}{h\_{ПП\\_ВЫХ}-h\_{ЭК\\_ВЫХ}}=82,27∙\frac{528,4-302,7}{3277-1072}=8,42{кг}/{с};$$

 В расчете рассматриваем тепловую схему дубль - блок (2ГТ+2КУ+ПТ):

Расход пара из ПП двух КУ: $G\_{В}=2∙G\_{В1}=2∙8,42=16,84{кг}/{с};$

 $g\_{В}=G\_{В}∙3,6={16,84∙3,6=60,624 т}/{ч};$

 Энтальпия и температура газа на выходе экономайзера (сечение 4):

$$h\_{4Г}=h\_{3Г}-\frac{G\_{В}\left(1+alf\right)}{2∙G\_{Г}}∙\left(h\_{ЭК\\_ВЫХ}-h\_{ЭК\\_ВХ}\right)==302,7-\frac{16,84∙\left(1+0,01\right)}{2∙82,27}∙\left(1072-702,05\right)=264,5{кДж}/{кг}$$

$$t\_{4Г}=\frac{h\_{4Г}}{c\_{РГ}}=\frac{264,5}{1,17}=226,1℃.$$

*Изменение параметров пар от ПП до направляющего аппарата первой ступени паровой турбины.*

 При подаче пара от КУ к турбине происходит уменьшение его давления вследствие гидравлического сопротивления трубопроводов от ПП до стопорных клапанов, сопротивления самих стопорных клапанов, а также регулирующих клапанов.

 Примем коэффициент гидравлического сопротивления перечисленных элементов:

$$∆p\_{гидр.сопр.}=0,93$$

 Тогда давление пара перед направляющим аппаратом первой ступени турбины будет равно: $p\_{н.а.ступ.}=p\_{ПП\\_ВЫХ}∙∆p\_{гидр.сопр.}=4∙0,93=3,72 МПа;$

 Энтальпия пара при дросселировании не изменится. Её значение перед направляющим аппаратом первой ступени турбины будет равно значению энтальпии после ПП:

$$h\_{н.а.ступ.}=h\_{ПП\\_ВЫХ};$$

$$h\_{н.а.ступ.}=3277{кДж}/{кг};$$

**3 Расчет тепловой схемы паротурбинной установки**

*Расчет деаэратора*

 Параметры пара в камере отбора пара в деаэратор:

Принимаем:

 - давление пара в камере отбора: $p\_{отб\\_Д}=1 МПа;$

 - внутренний относительный КПД проточной части паровой турбины;

$$η\_{oi\\_ПТ}=0,85;$$

 Определяем энтальпию пара в камере отбора в h-s диаграмме:

$$h\_{отб\\_Д}=3009{кДж}/{кг;}$$

 Расчет расхода пара на деаэрацию.

 Температура основного конденсата на входе в деаэратор:

$$t\_{1Д}=t\_{Д}-∆t\_{Д}=164,95-6=158,95℃$$

$$h\_{1Д}=c\_{р\\_воды}∙t\_{1Д}=4,186∙158,95=665,36{кДж}/{кг;}$$

Расхода пара на деаэратор из камеры отбора турбины:

$$G\_{Д.ПАР}=\frac{G\_{В}∙\left(1+alf\right)∙\left(h\_{Д}^{`}-h\_{1Д}\right)}{h\_{отб\\_Д}-h\_{1Д}}=\frac{16,84∙\left(1+0,01\right)∙\left(697,05-665,36\right)}{3009-665,36}=0,230{кг}/{с};$$

$$G\_{Д.ПАР}∙3,6=0,230∙3,6=0,828{т}/{ч};$$

Расход основного конденсата, поступающего в Д из ГПК:

$$G\_{Д.ОК}=G\_{В}∙\left(1+alf\right)-G\_{Д.ПАР}=16,84∙\left(1+0,01\right)-0,230{=16,78 кг}/{с.}$$

*Приближенный расчет охладителя уплотнений.*

 В ОУ сбрасывается пар из уплотнений штоков клапанов а также их коневых уплотнений вала турбины. При конденсации этого пара происходит подогрев конденсата турбоустановки.

 Задаем давление в конденсаторе: $p\_{к}=0,005 МПа;$

 Температура насыщения в конденсаторе: $t\_{SK}=32,9℃.$

Принимаем, что в ОУ температура основного конденсата повышается на 2 градуса:

$$t\_{oy\\_вых}=t\_{SK}+2=32,9+2=34,9℃;$$

$$h\_{oy\\_вых}=c\_{р\\_воды}∙t\_{oy\\_вых}=4,186∙34,9=146,1{кДж}/{кг;}$$

 Расход пара на протечки через уплотнения ротора и клапанов турбины

Принимаем: $G\_{ПР\\_УПЛ}=0,01∙G\_{В}=0,01{∙16,84=0,168 кг}/{с}.$

*Расчет мощности паровой турбины.*

 Определяем энтальпию пара в конденсаторе и степень сухости пара в конце процесса расширения: $h\_{КОНД}=2278{кДж}/{кг;}$ $h\_{КОНД}=0,88;$

 Степень сухости пара не должна быть ниже 0,88...0,87

 Мощность паровой турбины:

$$N\_{ПТ}=\left(h\_{н.а.ступ.}-h\_{отб\\_Д}\right)∙\left(G\_{В}-G\_{ПР\\_УПЛ}\right)+\left(h\_{отб\\_Д}-h\_{КОНД}\right)∙\left(G\_{В}-G\_{ПР\\_УПЛ}-G\_{Д,ПАР}\right)==\left(3277-3009\right)∙\left(16,84-0,168\right)+\left(3009-2278\right)∙∙\left(16,84-0,168-0,230\right)=16,5 МВт.$$

**4 Расчет ГПК**

 Температура воды на выходе в ГПК (принято): $t\_{ГПК\\_ВХ}=60℃$

 Гидравлическое сопротивление ГПК: $∆p\_{ГПК}=0,25 МПа;$

 Давление основного конденсата на входе в ГПК: $p\_{ВХ\\_ГПК}=1,2 МПа;$

 Давление основного конденсата на выходе из ГПК:

$$p\_{ВЫХ\\_ГПК}=p\_{ВХ\\_ГПК}-∆p\_{ГПК}=1,2-0,25=0,95 МПа;$$

 Энтальпия основного конденсата на выходе в ГПК:

$$h\_{ГПК\\_ВХ}=c\_{Р\\_ВОДЫ}∙t\_{ГПК\\_ВХ}=4,186∙60=251,16{кДж}/{кг};$$

 Задаем в первом приближение разность температуры между газами и конденсатом на выходе из ГПК: $∆t\_{Г.ГПК}=35$

 Температура воды (конденсата) на выходе из ГПК:

$$t\_{ГПК\\_ВЫХ}=t\_{4Г}-∆t\_{Г.ГПК}=226,1-35=191,1℃;$$

 Энтальпия основного конденсата на выходе из ГПК:

$$h\_{ГПК\\_ВЫХ}=c\_{Р\\_ВОДЫ}∙t\_{ГПК\\_ВЫХ}=4,186∙191,1=799,9{кДж}/{кг};$$

 Расходы основного конденсата для ГПК одного КУ:

$$G\_{байп.гпк}=\left[\frac{\left(G\_{В}-G\_{Д,ПАР}\right)}{2}\right]∙\left(1+alf\right)∙\frac{h\_{ГПК\\_ВЫХ}-h\_{1Д}}{h\_{ГПК\\_ВЫХ}-h\_{oy\\_ВЫХ}}==\left[\frac{\left(16,84-0,230\right)}{2}\right]{∙\left(1+0,01\right)∙\frac{799,9-665,36}{799,9-146,1}=1,73 кг}/{с;}$$

$$G\_{байп.ГПК}∙3,6=1,73∙3,6=6,23{т}/{ч;}$$

$$G\_{рец}=\left(\frac{h\_{ГПК\\_ВХ}-h\_{oy\\_ВЫХ}}{h\_{ГПК\\_ВЫХ}-h\_{ГПК\\_ВХ}}\right)∙\left[\left(\frac{G\_{В}-G\_{Д.ПАР}}{2}\right)∙\left(1+alf\right)-G\_{байп.ГПК}\right]==\left(\frac{251,16-146,1}{799,9-251,16}\right)∙\left[\left(\frac{16,84-0,230}{2}\right)∙\left(1+0,01\right)-1,73\right]=1,27{кг}/{с};$$

$$G\_{рец}∙3,6=1,27∙3,6=4,6{т}/{ч;}$$

$$G\_{ГПК}=\left(\frac{G\_{В}-G\_{Д.ПАР}}{2}\right)∙\left(1+alf\right)+G\_{рец}-G\_{байп.ГПК}==\left(\frac{16,84-0,230}{2}\right){∙\left(1+0,01\right)+1,26-1,73=7,92 кг}/{с;}$$

$$G\_{ГПК}∙3,6=7,92∙3,6=28,5{т}/{ч};$$

$$h\_{5Г}=h\_{4Г}-\frac{G\_{ГПК}}{G\_{Г}}∙\left(h\_{ГПК\\_ВЫХ}-h\_{ГПК\\_ВХ}\right)=226,1-\frac{7,92}{82,27}∙\left(799,9-251,16\right)==173,3{кДж}/{кг;}$$

$$t\_{5Г}=\frac{h\_{5Г}}{c\_{РГ}}=\frac{173,3}{1,17}=148,1℃.$$

**5 Энергетические характеристики ПГУ**

$Q\_{Р\\_Н}=50056{кДж}/{кг};$ $N\_{ПТ}=16,5 МВт;$

 Электрический КПД генератора: $η\_{ГЕН.}=0,985;$

 Электрическая мощность паровой турбины:

$$N\_{ЭЛ\\_ПТ}=N\_{ПТ}∙η\_{ГЕН.}=16,5∙0,985=16,25 МВт;$$

 Электрическая мощность газовой турбины:

$$N\_{ЭЛ\\_ГТ}=N\_{е}∙η\_{ГЕН.}=25∙0,985=24,63 МВт;$$

 Электрическая мощность блока ПГУ (2ГТ+ПТ):

$$N\_{ПТУ\\_ЭЛ}=N\_{ЭЛ\\_ПГ}+2∙N\_{ЭЛ\\_ГТ}=16,25+2∙24,63=65,5 МВт;$$

 Электрический КПД ПГУ:

$$η\_{ПГУ\\_ЭЛ}=\frac{N\_{ПГУ\\_ЭЛ}}{2∙B\_{топ}∙Q\_{р\\_н}∙0,01}=\frac{65,51}{2∙1,21∙50056∙0,01}=54,1\%$$

**6. Основные энергетические параметры ПГУ**

 **Таблица 1**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **Показатель** | **Обозначение** | **Размерность** | **Значение** |
| Мощность газовой турбины электрическая | Nэл\_гт | МВт | 24,63 |
| Расход газов через КУ | Gг | кг/с | 82,27 |
| Температура газов на входе в КУ | t1г | ⁰С | 465 |
| Температура уходящих газов | tух | ⁰С | 148,1 |
| Расход пара в деаэратор | Gд\_ пар | т/ч | 0,828 |
| Мощность паровой турбины электрическая | Nт\_ эл | МВт | 16,25 |
| Давление пара на входе в ПТ | Pрк чвд\_вх | бар | 37,2 |
| Температура пара на входе в ПТ | tрк чвд\_вх | ⁰С | 424,8 |
| Давление пара на выходе из ПП | Pппвд\_вых | бар | 40 |
| Температура пара на выходе из ПП | tппвд\_вых | ⁰С | 426,6 |
| Расход топлива в камере сгорания | Bт | кг/с | 1,21 |
| Расход пара из ПП | Gв | кг/с | 16,84 |
| Температура воды на входе в ГПК | tгпк\_ вх | ⁰С | 60 |
| Температура воды на выходе из ГПК | tгпк\_ вых | ⁰С | 191,1 |
| Электрический КПД блока ПГУ | ηпгу\_эл | % | 54,1 |
| Мощность блока ПГУ электрическая | Nпгу\_ эл | МВт | 65,5 |
| Расход основного конденсата на ГПК | Gгпк | кг/с | 7,92 |
| Расход основного конденсата на рециркуляцию | Gрец | кг/с | 1,26 |
| Расход основного конденсата на байпас ГПК | Gбайп | кг/с | 1,73 |
| Давление в деаэраторе | Pд | бар | 0,05 |
| Температура основного конденсата на входе в деаэратор | t1д | ⁰С | 158,95 |
| Температура основного конденсата после ОУ | tоу вых | ⁰С | 34,9 |
| Расход основного конденсата из ГПК в Д | Gд\_ок | кг/с | 7,92 |
| Давление пара в камере отбора на деаэратор | Pотб\_ д | бар | 10 |