**Контрольная работа №3**

**2.1 Методика расчёта тепловой схемы газотурбинной установки**

При определении характеристик ГТУ учитываются особенности подвода теплоты в камере сгорания, влияния вида топлива и коэффициента избытка воздуха на энтальпию рабочих газов поступающих в газовую турбину. Расчёт тепловой схемы простой ГТУ (см. рисунки 1, 2) выполняется на основании уравнения теплового баланса камеры сгорания:

|  |  |
| --- | --- |
| $$G\_{Т}∙h\_{С}=G\_{К}∙h\_{b}+B∙K\_{Т}∙η\_{КС}+B∙h\_{ТП}$$ | (1) |

где *G*т – расход газов, покидающих камеру сгорания;

*hc* – энтальпия продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания;

*G*к – расход воздуха на входе в камеру сгорания;

*hb* – энтальпия воздуха за компрессором или при входе в камеру сгорания;

*B* – расход топлива, подаваемого в камеру сгорания насосом (жидкое) или газовым компрессором (газообразное);

*K*т– теплота сгорания топлива, т.е. количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг топлива;

$η\_{КС}$ – коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания;

*h*тп – энтальпия топлива.

В левой части (1) находится полное количество теплоты, выходящее из камеры сгорания, в правой части – сумма количеств теплоты, вносимых в камеру сгорания воздухом и топливом, а также количество теплоты, выделяющееся в результате реакции горения топлива.



Рисунок 1 - Схема простой ГТУ

При расчетах тепловых процессов в сжигающих устройствах, в частности в камерах сгорания ГТУ, принимается, что *K*т – величина постоянная для данного топлива, определяемая экспериментально при стандартной начальной температуре (обычно 25 °С) смеси топлива и окислителя (воздуха). Значение *K*т зависит от состава топлива. При использовании теплового баланса условно принимают $K\_{Т}=Q\_{Н}^{Р}$, а энтальпию водяного пара входящую в *hc*, определяют для идеально-газового состояния, т.е. без учета теплоты испарения. При этом энтальпии веществ отсчитывают от их значений при стандартной температуре, т.е. *hc*, *hb*, *h*тп – разности энтальпий при соответствующих температурах и энтальпий при стандартной температуре (при $t\_{0}=25 °С$).



Рисунок 2 - Цикл простой ГТУ без регенерации (цикл Брайтона)

Между расходами *G*т, *G*к, и *B* существуют следующие соотношения:

|  |  |
| --- | --- |
| $$G\_{К}=α∙L\_{0}∙B,$$ | (2) |
| $$G\_{Т}=\left(1+α∙L\_{0}\right)∙B,$$ | (3) |

где *L0* – минимальное количество воздуха, необходимое для полного сжигания 1 кг топлива, кг/кг;

*α* – коэффициент избытка воздуха, т.е. отношение действительного количества воздуха, подаваемого в камеру сгорания для сжигания 1 кг топлива, к минимально необходимому его количеству.

Величина *L0* есть характеристика, зависящая только от состава топлива.

Поскольку при проектировании ГТУ нужно учитывать, что она должна быть приспособлена для сжигания любого газообразного топлива, а в ряде случаев для сжигания легких жидких топлив, то целесообразно рассматривать некоторое стандартное топливо, на использование которого и следует создавать ГТУ.

За такое топливо принимают условное топливо, называемое стандартным углеводородом. Стандартный углеводород имеет следующий массовый состав: углерода *C* – 85 %, водорода *H* – 15 %.

Для последующего расчёта тепловой схемы ГТУ, произведем определение низшей теплоты сгорания $Q\_{Н}^{Р}$ топлива и теоретически необходимый расход сухого воздуха в кг на 1 кг топлива $L\_{0}$ на основании методики изложенной в ГОСТ 31369-2008 [4].

Поскольку основным и резервным топливом для ГТУ является природный газ, приведем его параметры ниже

- компонентный состав топлива (природный газ) приведён в таблице 1;

- плотность газа, $ρ\_{г}=0,6843 кг/м^{3}$.

Таблица 1 - Компонентный состав топлива

|  |  |
| --- | --- |
| ФИО | Вариант |
| Бешевец Д.С. | 1 |
| Вайнарович В.В. | 2 |
| Баландин М.А. | 3 |
| Бородин И.В. | 4 |
| Полшков А.В. | 5 |
| Просеков М.В. | 6 |
| Козлов Н.В. | 7 |
| Хабинская М.С. | 8 |
| Тимошкин А.Я. | 9 |

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| ***Наименование******компоненты*** | ***Химическая******формула*** | ***Обозначение*** | ***Объем, %******Вариант*** |
|  |  |  | ***1*** | ***2*** | ***3*** | ***4*** | ***5*** | ***6*** | ***7*** | ***8*** | ***9*** |
| Метан | СН4 | $$r\_{СН4}$$ | 97,685 | 96,685 | 96,985 | 98,685 | 97,085 | 95,685 | 95,685 | 98,685 | 97,085 |
| Этан | С2Н6 | $$r\_{С2Н6}$$ | 0,697 | 1,697 | 1,397 | 0,697 | 0,697 | 1,697 | 0,697 | 0,697 | 0,697 |
| Пропан | С3Н8 | $$r\_{С3Н8}$$ | 0,262 | 1,262 | 1,062 | 0,262 | 0,862 | 1,262 | 0,262 | 0,262 | 0,862 |
| Бутан | С4Н10 | $$r\_{С4Н10}$$ | 0,094 | 0,094 | 0,294 | 0,094 | 1,094 | 0,094 | 0,094 | 0,094 | 1,094 |
| Пентан | С5Н12 | $$r\_{С5Н12}$$ | 0,024 | 0,024 | 0,024 | 0,024 | 0,024 | 0,024 | 1,024 | 0,024 | 0,024 |
| Азот | N2 | $$r\_{N2}$$ | 1,155 | 0,155 | 0,155 | 0,155 | 0,155 | 1,155 | 2,155 | 0,155 | 0,155 |
| Углекислый газ | СO2 | $$r\_{СO2}$$ | 0,056 | 0,056 | 0,056 | 0,056 | 0,056 | 0,056 | 0,056 | 0,056 | 0,056 |
| Итого: | - | - | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 | 100,00 |

Молекулярная масса газа, определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
| $$μ\_{m}=\frac{1}{100}∙\sum\_{}^{}r\_{i}∙μ\_{i}$$ | (4) |

где $μ\_{i}$ – молекулярная масса компонентов газообразного топлива,

$r\_{i}$ – процентное содержание компонентов смеси, %

$$μ\_{m}=\frac{97,685}{100}∙16,042+\frac{0,697}{100}∙30,070+\frac{0,262}{100}∙44,094+\frac{0,094}{100}∙58,124+\frac{0,024}{100}∙72,151+\frac{1,155}{100}∙44,01+\frac{0,056}{100}∙28,0=16,416.$$

Элементарный состав топлива есть сумма весовых горючих концентраций углерода, водорода, серы, азота и кислорода.

Определим весовые горючие концентрации компонентов топлива в процентах, по следующим формулам:

|  |  |
| --- | --- |
| $$C^{p}=\frac{12,01}{μ\_{m}}∙\left(r\_{СН4}+2∙r\_{С2Н6}+3∙r\_{С3Н8}+4∙r\_{С4Н10}+5∙r\_{С5Н12}+r\_{СO2}\right)$$ | (5) |

где $C^{p}$ – весовая горючая концентрация углерода.

$$C^{p}=\frac{12,01}{16,416}∙\left(97,685+2∙0,697+3∙0,262+4∙0,094+5∙0,024+0,056\right)=73,47 \%$$

|  |  |
| --- | --- |
| $$H^{p}=\frac{1,008}{μ\_{m}}∙\left(4∙r\_{СН4}+6∙r\_{С2Н6}+8∙r\_{С3Н8}+10∙r\_{С4Н10}+12∙r\_{С5Н12}\right)$$ | (6) |

где $H^{p}$ – весовая горючая концентрация водорода.

$$H^{p}=\frac{1,008}{16,416}∙\left(4∙97,685+6∙0,697+8∙0,262+10∙0,094+12∙0,024\right)==24,45 \%$$

|  |  |
| --- | --- |
| $$S^{p}=\frac{32,06}{μ\_{m}}∙r\_{Н2S}$$ | (7) |

где $S^{p}$ – весовая горючая концентрация серы.

$$S^{p}=\frac{32,06}{16,416}∙0=0 \%$$

|  |  |
| --- | --- |
| $$N^{p}=\frac{28,016}{μ\_{m}}∙r\_{N2}$$ | (8) |

где $N^{p}$ – весовая горючая концентрация азота.

$$N^{p}=\frac{28,016}{16,416}∙1,155=1,97 \%$$

|  |  |
| --- | --- |
| $$O^{p}=\frac{32}{μ\_{m}}∙r\_{CO2}$$ | (9) |

где $O^{p}$ – весовая горючая концентрация кислорода.

$$O^{p}=\frac{32}{16,416}∙0,056=0,11 \%$$

Итого: 100 %.

Характеристика элементарного состава топлива:

|  |  |
| --- | --- |
| $$E=\frac{12,01∙H^{p}-0,126∙O^{p}}{4,032∙C^{p}+0,3755∙S^{p}}$$ | (10) |

$$E=\frac{12,01∙24,45-0,126∙0,11}{4,032∙73,47+0,3755∙0}=0,99$$

Теоретически необходимый расход сухого воздуха в *кг* на 1 *кг* топлива:

|  |  |
| --- | --- |
| $$L\_{0}=0,1511∙\left(1+E\right)∙(C^{p}+0,3755∙S^{p})$$ | (11) |

$$L\_{0}=0,1511∙\left(1+0,99\right)∙\left(73,47+0,3755∙0\right)=16,84 кг/кг$$

Низшая молярная теплота сгорания газообразного топлива, определяется как

|  |  |
| --- | --- |
| $$\overbar{Q}\_{Н}^{Р}=\frac{\sum\_{}^{}r\_{i}∙\overbar{Q}\_{i}}{100}$$ | (12) |

где $r\_{i}$ – молярные концентрации компонентов, %

$\overbar{Q}\_{i}$ – низшая теплота сгорания компонентов, кДж/кмоль

$$\overbar{Q}\_{Н}^{Р}=\frac{97,685∙802894,9+0,647∙1428863,5+0,262∙2045000+}{100}$$

$$\frac{+0,094∙2660000+0,024∙3274000}{100}=802911,12 кДж/(кг∙моль)$$

Низшая теплота сгорания газообразного топлива, определяется как

|  |  |
| --- | --- |
| $$Q\_{Н}^{Р}=\frac{\overbar{Q}\_{Н}^{Р}}{μ\_{m}}$$ | (13) |

где $μ\_{m}$ – средняя молекулярная масса газообразного топлива

$$Q\_{Н}^{Р}=\frac{802911,12}{16,416}=48 911,05 кДж/кг$$

Таким образом, для последующего расчёта тепловой схемы ГТУ принимается:

$$Q\_{Н}^{Р}=48 475,3 \frac{кДж}{кг}, L\_{0}=16,84 \frac{кг}{кг}.$$

Продукты сгорания топлива, выходящие из камеры сгорания, можно рассматривать как смесь так называемых «чистых» продуктов сгорания, получаемых в результате сжигания топлива без избытка воздуха, и добавочного воздуха. В результате сжигания
1 кг топлива получается $1+L\_{0}$ чистых продуктов сгорания, кг/кг, и $\left(α-1\right)∙L\_{0}$ добавочного воздуха, кг/кг.

Энтальпию смеси *hc* при температуре *Tc* представим в виде:

|  |  |
| --- | --- |
| $$h\_{c}=\frac{1+L\_{0}}{1+α∙L\_{0}}∙h\_{ПС}+\frac{\left(α-1\right)∙L\_{0}}{1+α∙L\_{0}}∙h\_{B}$$ | (14) |

где *h*пс., *h*в – энтальпии чистых продуктов сгорания и воздуха при температуре *Tc*.

В таблице приложения 1 представлены значения энтальпий воздуха и чистых продуктов сгорания (*α* = 1) углеводородного топлива в зависимости от температуры. Пользуясь таблицами, можно найти энтальпию продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, но при этом необходимо определить коэффициент избытка воздуха *α*. Для его определения используется уравнение теплового баланса (1) решенное относительно *α*:

|  |  |
| --- | --- |
| $$α=\frac{Q\_{Н}^{Р}∙η\_{КС}+L\_{0}∙h\_{в}+h\_{ТП}-\left(1+L\_{0}\right)∙h\_{ПС}}{L\_{0}∙\left(h\_{в}-h\_{b}\right)}$$ | (15) |

**2.2 Расчет тепловой схемы газотурбинной установки**

Для расчета тепловой схемы простой ГТУ (без учета охлаждения деталей газовой турбины) на основании паспортных данных компании изготовителя GE Energy приняты следующие исходные величины (приведены в таблице 2).

Таблица 2 - Исходные данные для расчёта ГТУ

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| ***Наименование*** | ***Условное обозначение*** | ***Величина, Варианты*** | ***Единица измерения*** |
|  |  | ***1*** | ***2*** | ***3*** | ***4*** | ***5*** | ***6*** | ***7*** | ***8*** | ***9*** |  |
| Температура газов перед турбиной | *Tc* | 1573,15 | 1550 | 1560 | 1580 | 1530 | 1520 | 1500 | 1490 | 1530 | К |
| *tc* | 1300 |  |  |  |  |  |  |  |  | °C |
| Наибольшая допустимая температура металла сопловых и рабочих лопаток, по условиям прочности | *Tw* | 1123,15 | 1123,15 | 1123,15 | 1123,15 | 1123,15 | 1123,15 | 1123,15 | 1123,15 | 1123,15 | К |
| *tw* | 850 |  |  |  |  |  |  |  |  | °C |
| Степень сжатия воздуха в компрессоре | $$ε={p\_{b}}/{p\_{a}}$$ | 15,0 | 14,8 | 14,6 | 14,4 | 14,2 | 14 | 15,2 | 15,4 | 15,6 | - |
| Коэффициент потерь давления | $$λ={δ}/{ε}$$ | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | - |
| Число ступеней газовой турбины | *z* | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | - |
| Коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания | *ηкс* | 0,990 | 0,98 | 0,97 | 0,98 | 0,99 | 0,97 | 0,98 | 0,99 | 0,97 | - |
| Механический КПД турбины | *ηм* | 0,990 | 0,985 | 0,98 | 0,975 | 0,97 | 0,965 | 0,96 | 0,985 | 0,99 | - |
| КПД электрического генератора | *ηэг* | 0,980 | 0,980 | 0,980 | 0,980 | 0,980 | 0,980 | 0,980 | 0,980 | 0,980 | - |
| Изоэнтропийный КПД турбины | *ηт* | 0,910 | 0,905 | 0,900 | 0,895 | 0,890 | 0,915 | 0,885 | 0,880 | 0,900 | - |
| Изоэнтропийный КПД компрессора | *ηк* | 0,860 | 0,85 | 0,84 | 0,83 | 0,82 | 0,87 | 0,81 | 0,86 | 0,85 | - |
| Коэффициент утечек (дополнительный расход воздуха на утечки через уплотнения компрессора и турбины) | *αу* | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | - |
| Низшая теплота сгорания топлива | $$Q\_{Н}^{Р}$$ | $$48 475,3$$ |  |  |  |  |  |  |  |  | кДж/кг |
| Минимально необходимое количество воздуха для полного сжигания 1 кг газа | *L0* | $$16,84$$ |  |  |  |  |  |  |  |  | кг/кг |

Температура наружного воздуха существенно влияет на экономичность газовой турбины. Расчет ГТУ при проектировании согласно ГОСТ Р 52200-2004 (ИСО 3977-2-1997) «Установки газотурбинные. Нормальные условия и номинальные показатели» производится для нормальных физических условий атмосферного воздуха: $p\_{атм} =101,3 кПа$ и $t\_{нв} = +15 °С$.

Однако температура наружного воздуха в течение годового цикла эксплуатации изменяется в широких пределах, таким образом, работа ГТУ осуществляется преимущественно в не расчетных режимах.

Снижение температуры наружного воздуха повышает термодинамическую эффективность работы ГТУ, так как при этом снижается затрачиваемая работа собственно газовой турбины на привод компрессора установки для сжатия воздуха. Это неизбежно приводит к увеличению полезной работы ГТ, то есть к увеличению электрической мощности ГТУ на клеммах электрического генератора.

В то же время понижение температуры наружного воздуха приводит к уменьшению температура воздуха за компрессором, в камере сгорания и, следовательно, газов на выходе из газовой турбины.

Таблица 3 - Исходные данные для расчёта ГТУ

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| ***№******п/п*** | ***Наименование*** | ***Условное обозначение*** | ***Величина*** | ***Единица измерения*** |
| ***1*** | ***2*** | ***3*** | ***4*** | ***5*** |
| Вариант №1,5,9 |
|  | Мощность, измеренная на выводах генератора ГТУ | *Nэ* | 80,632 | МВт |
|  | Температура воздуха на входе в компрессор | *Ta* | 279,15 | К |
| *ta* | 6,0 | °C |
| Вариант №2,6 |
|  | Мощность, измеренная на выводах генератора ГТУ | *Nэ* | 77,763 | МВт |
|  | Температура воздуха на входе в компрессор | *Ta* | 288,15 | К |
| *ta* | 15,0 | °C |
| Вариант №3,7 |
|  | Мощность, измеренная на выводах генератора ГТУ | *Nэ* | 72,428 | МВт |
|  | Температура воздуха на входе в компрессор | *Ta* | 298,15 | К |
| *ta* | 25,0 | °C |
| Вариант №4,8 |
|  | Мощность, измеренная на выводах генератора ГТУ | *Nэ* | 68,509 | МВт |
|  | Температура воздуха на входе в компрессор | *Ta* | 305,15 | К |
| *ta* | 32,0 | °C |

Расчет тепловой схемы ГТУ производится в следующем порядке:

1. Определяем параметры процесса сжатия воздуха в компрессоре.

1.1 По первому приближению принимаем показатель степени изоэнтропийного процесса сжатия воздуха в компрессоре $m\_{в}≈0,28$. Тогда средняя теплоемкость воздуха $c\_{pв}$, кДж/кг·К:

|  |  |
| --- | --- |
| $$c\_{pв}=\frac{R\_{В}}{m\_{в}},$$ | (16) |

где $R\_{В}$ - газовая постоянная, кДж/кг·К, воздуха, $R\_{В}=0,287$;

1.2 Температура воздуха в конце процесса сжатия в компрессоре, K:

|  |  |
| --- | --- |
| $$T\_{b}=T\_{a}∙\left(1+\frac{ε^{m\_{в}}-1}{η\_{к}}\right).$$ | (17) |

1.3 Пользуясь таблицей приложения 1 находим энтальпии в конце (точка *b*) и начале процесса сжатия (точка *a*) воздуха в компрессоре, кДж/кг:

|  |  |
| --- | --- |
| $$h\_{b}=h'\_{В}\left(t\_{b}\right)-h'\_{В}\left(25\right),$$ | (18) |
| $$h\_{a}=h'\_{В}\left(t\_{a}\right)-h^{'}\_{В}\left(25\right).$$ | (19) |

где $h'\_{В}\left(25\right)$ – энтальпия воздуха приведенная к стандартным условиям при $t\_{0}=25 °С$.

1.4 Находим среднюю теплоемкость воздуха в процессе его сжатия в компрессоре, кДж/кг·К:

|  |  |
| --- | --- |
| $$c\_{pв}=\frac{h\_{b}-h\_{a}}{t\_{b}-t\_{a}},$$ | (20) |

1.5 После чего уточняем :

|  |  |
| --- | --- |
| $$m\_{в}=\frac{R\_{В}}{c\_{pв}},$$ | (21) |

а также температуру воздуха в конце процесса сжатия в компрессоре $T\_{b}$ по формуле (17) и энтальпию $h\_{b}$ по формуле (18). После чего уточняем теплоемкость воздуха в процессе его сжатия в компрессоре $c\_{pв}$ по формуле (20).

1. Определяем коэффициент избытка воздуха *α*.

2.1 Предварительно определим энтальпии воздуха и продуктов сгорания, кДж/кг перед газовой турбиной по таблице приложения 1:

|  |  |
| --- | --- |
| $$h\_{В}=h'\_{В}\left(t\_{с}\right)-h'\_{В}\left(t\_{a}\right),$$ | (22) |
| $$h\_{ПС}=h'\_{ПС}\left(t\_{с}\right)-h^{'}\_{ПС}\left(25\right).$$ | (23) |

где $h'\_{В}\left(t\_{a}\right)$ – энтальпия воздуха, приведенная к стандартным начальному значению температуры $t\_{a}=\left[6, 15, 25, 32\right] °С$;

$h^{'}\_{ПС}\left(25\right)$ – энтальпия продуктов сгорания, приведенная к стандартным условиям, $t\_{0}=25 °С$.

2.2 Коэффициент избытка воздуха в газах после камеры сгорания
(полагая $h\_{ТП}=0$):

|  |  |
| --- | --- |
| $$α=\frac{Q\_{Н}^{Р}∙η\_{КС}+L\_{0}∙h\_{В}-\left(1+L\_{0}\right)∙h\_{ПС}}{L\_{0}∙\left(h\_{В}-h\_{b}\right)}.$$ | (24) |

2.3 Находим энтальпию газа, кДж/кг, перед турбиной:

|  |  |
| --- | --- |
| $$h\_{c}=\frac{1+L\_{0}}{1+α∙L\_{0}}∙h\_{ПС}+\frac{\left(α-1\right)∙L\_{0}}{1+α∙L\_{0}}∙h\_{В}.$$ | (25) |

1. Определяем параметры процесса расширения газа в турбине, предварительно задавшись в первом приближении величиной показателя степени изоэнтропийного процесса расширения газа в турбине $m\_{г}≈0,25$.

3.1 Температура газа за турбиной, К:

|  |  |
| --- | --- |
| $$T\_{d}=T\_{c}∙\left[1-\left(1-δ^{-m\_{г}}\right)∙η\_{Т}\right],$$ | (26) |

где $δ=λ∙ε$.

3.2 Определяем энтальпию воздуха и продуктов сгорания, кДж/кг, за турбиной:

|  |  |
| --- | --- |
| $$h\_{В}=h'\_{В}\left(t\_{d}\right)-h'\_{В}\left(25\right),$$ | (27) |
| $$h\_{ПС}=h'\_{ПС}\left(t\_{d}\right)-h^{'}\_{ПС}\left(25\right).$$ | (28) |

где $h'\_{В}\left(t\_{a}\right)$ – энтальпия воздуха, приведенная к стандартным начальному значению температуры $t\_{a}=\left[6, 15, 25, 32\right] °С$;

$h^{'}\_{ПС}\left(25\right)$ – энтальпия продуктов сгорания, приведенная к стандартным условиям, $t\_{0}=25 °С$.

3.3 Рассчитываем энтальпию газов за турбиной , кДж/кг, по формуле (14).

3.4 Средняя теплоемкость газа в процессе расширения, кДж/кг·К:

|  |  |
| --- | --- |
| $$c\_{pг}=\frac{h\_{c}-h\_{d}}{t\_{c}-t\_{d}}.$$ | (29) |

3.5 Соотношение массового количества воздуха и продуктов сгорания:

|  |  |
| --- | --- |
| $$q=\frac{μ\_{ПС}}{μ\_{В}}∙\frac{L\_{0}}{1+L\_{0}},$$ | (30) |

где $μ\_{ПС}$ - молекулярная масса продуктов сгорания, кг/кмоль. $μ\_{ПС}=28,66;$

$μ\_{В}$ - молекулярная масса воздуха, кг/кмоль. $μ\_{В}=28,97$;

3.6 Объемная доля воздуха в продуктах сгорания:

|  |  |
| --- | --- |
| $$r\_{В}=\frac{q∙(α-1)}{1+q∙(α-1)}.$$ | (31) |

3.7 Молекулярная масса газовой смеси, кг/кмоль:

|  |  |
| --- | --- |
| $$μ\_{Г}=μ\_{В}∙r\_{В}+μ\_{ПС}∙\left(1-r\_{В}\right).$$ | (32) |

3.8 Газовая постоянная для газовой смеси, кДж/кг:

|  |  |
| --- | --- |
| $$R\_{Г}=\frac{8,314}{μ\_{Г}}.$$ | (33) |

3.9 Уточняем значение $m\_{Г}$:

|  |  |
| --- | --- |
| $$m\_{Г}=\frac{R\_{Г}}{c\_{pг}}.$$ | (34) |

а также температуру газов за турбиной по формуле (26) и энтальпию воздуха, продуктов сгорания и газовой смеси соответственно по формулам (27, 28, 29).

1. Определяем основные показатели ГТУ.

4.1 Работа расширения 1 кг газа в турбине:

|  |  |
| --- | --- |
| $$H\_{Т}=h\_{c}-h\_{d}.$$ | (35) |

4.2 Работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре:

|  |  |
| --- | --- |
| $$H\_{К}=h\_{b}-h\_{a}.$$ | (36) |

4.3 Работа турбины на валу агрегата, кДж/кг:

|  |  |
| --- | --- |
| $$H\_{e}=H\_{Т}∙η\_{М}-b∙H\_{К},$$ | (37) |

где *b* - коэффициент, учитывающий изменение расхода воздуха и газов вследствие утечек,

|  |  |
| --- | --- |
| $$b=\frac{α∙L\_{0}∙(1+α\_{y})}{1+α∙L\_{0}}.$$ | (38) |

4.4 Коэффициент полезной работы:

|  |  |
| --- | --- |
| $$φ=1-b∙\frac{H\_{К}}{H\_{Т}}.$$ | (39) |

1. Параметры работы ГТУ без охлаждения

5.1 Расход газа через турбину, кг/с:

|  |  |
| --- | --- |
| $$G\_{Т}=\frac{N\_{Э}}{H\_{e}∙η\_{эг}}.$$ | (40) |

5.2 Расход воздуха подаваемого компрессором, кг/с:

|  |  |
| --- | --- |
| $$G'\_{К}=b∙G\_{Т}.$$ | (41) |

5.3 Расход топлива, кг/с:

|  |  |
| --- | --- |
| $$B=\frac{G\_{Т}}{1+α∙L\_{0}}.$$ | (42) |

5.4 Мощность газовой турбины, кВт:

|  |  |
| --- | --- |
| $$N\_{Т}=G\_{Т}∙H\_{Т}.$$ | (43) |

5.5 Мощность, потребляемая компрессором газовой турбины, кВт:

|  |  |
| --- | --- |
| $$N\_{К}=G'\_{К}∙H\_{К}.$$ | (44) |

5.6 Электрический КПД ГТУ (без учёта охлаждения):

|  |  |
| --- | --- |
| $$η\_{э}=\frac{G\_{Т}∙H\_{e}∙η\_{эг}}{B∙Q\_{Н}^{Р}}.$$ | (45) |

1. Вследствие высокой температуры перед турбиной ГТУ будет иметь высокий КПД, однако при этом нельзя выполнить газовую турбину без охлаждения. Применение внутреннего воздушного охлаждения приведет к дополнительным потерям работы, совершаемой газовой турбиной, и к снижению КПД ГТУ. Влияние охлаждения на характеристики ГТУ рассмотрено ниже.

6.1 Относительный расход воздуха на охлаждение, кг/кг:

|  |  |
| --- | --- |
| $$g\_{в}=0,02+0,32∙10^{-3}∙\left(T\_{c}-T\_{w}\right).$$ | (46) |

6.2 Температура газов после первой ступени, К:

|  |  |
| --- | --- |
| $$T''\_{2}=T\_{c}-\frac{H\_{Т}}{z∙c\_{pг}}.$$ | (47) |

6.3 Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

|  |  |
| --- | --- |
| $$γ=γ\_{К}-γ\_{B}+γ\_{Т},$$ | (48) |

где $γ\_{К}$ - коэффициент снижения работы турбины за счет сжатия воздуха, подаваемого на охлаждение;

$γ\_{Т}$ - коэффициент потери удельной работы турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми;

$γ\_{B}$ - коэффициент увеличения работы турбины за счет работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть;

По экспериментальным данным [6] получена зависимость коэффициента снижения работы охлаждаемой турбины:

|  |  |
| --- | --- |
| $$γ=\frac{1}{φ}∙\left(1-φ-\frac{\left(z-1\right)∙T\_{b}}{z∙T^{''}\_{2}}\right)+\frac{v\_{н}}{φ∙z},$$ | (49) |

где $v\_{н}$ - опытный коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей охлаждаемых элементов ступени, принимаем $v\_{н}=0,372$;

6.4 Удельная работа ГТУ с охлаждением, кДж/кг:

|  |  |
| --- | --- |
| $$H\_{охл}=H\_{e}∙(1-γ∙g\_{в}),$$ | (50) |

6.5 Расход газа на турбину, кг/с:

|  |  |
| --- | --- |
| $$G\_{Т}=\frac{N\_{Э}}{H\_{охл}∙η'\_{м}∙η\_{эг}},$$ | (51) |

где $η'\_{м}$ - механический КПД ГТУ:

|  |  |
| --- | --- |
| $$η'\_{м}=1-\frac{\left(1-η\_{м}\right)}{φ}.$$ | (52) |

6.6 Расход газообразного топлива на ГТУ, кг/с:

|  |  |
| --- | --- |
| $$B\_{охл}=\frac{1}{1+α∙L\_{0}}∙G\_{Т}.$$ | (53) |

6.7 Расход воздуха подаваемого в камеру сгорания, кг/с:

|  |  |
| --- | --- |
| $$G\_{К}=\frac{α∙L\_{0}}{1+α∙L\_{0}}∙G\_{Т}.$$ | (54) |

6.8 Расход воздуха на входе в компрессор, кг/с:

|  |  |
| --- | --- |
| $$G'\_{К}=G\_{Т}∙(b+g\_{в}).$$ | (55) |

6.9 Расход газов на выходе из турбины, кг/с:

|  |  |
| --- | --- |
| $$G'\_{Т}=G\_{Т}∙(1+g\_{в}).$$ | (56) |

6.10 Электрический КПД ГТУ (с учётом охлаждения):

|  |  |
| --- | --- |
| $$η\_{э}^{охл}=η\_{э}∙\left(1-γ∙g\_{в}\right),$$ | (57) |

Основные результаты расчета по описанной выше методике сведены в таблицу 4.

Таблица 4 – Результаты расчёта тепловой схемы ГТУ

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| ***№******п/п*** | ***Наименование величины,её обозначение и единица измерения*** | ***Расчёт*** |
| ***1*** | ***2*** | ***3*** |
|  | Температура воздуха перед компрессором (в начале процесса сжатия), $T\_{a}, °С$ | 6,0 |
|  | Температура воздуха за компрессором (в конце процесса сжатия), $T\_{b}, °С$ | 373,7 |
|  | Средняя теплоёмкость процесса сжатия, $c\_{p в}, кДж/кг∙К$ | 1,0260 |
|  | Коэффициент избытка воздуха, $α$ | 2,4004 |
|  | Температура уходящих газов за турбиной, $T\_{d} , °С$ | 582,9 |
|  | Работа, затраченная на расширение 1 кг газа в турбине, $H\_{Т} , кДж/кг$ | 820,53 |
|  | Работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре, $H\_{К} , кДж/кг$ | 377,27 |
|  | Работа ГТУ на валу агрегата, $H\_{e} , кДж/кг$ | 422,32 |
|  | Коэффициент полезной работы, $φ$ | 0,5491 |
|  | Относительный расход воздуха на охлаждение, $g\_{в} , кг/кг$ | 0,0960 |
|  | Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины, $γ$ | 0,45833 |
|  | Работа охлаждаемой ГТУ, $H\_{охл} , кДж/кг$ | 422,86 |
|  | Расход газов на турбину, $G\_{Т} , кг/с$ | 198,18 |
|  | Расход газообразного топлива на ГТУ, *В* | кг/с | 4,78 |
| т/ч | 17,21 |
|  | Расход воздуха на входе в камеру сгорания, $G\_{К} , кг/с$ | 193,40 |
|  | Расход воздуха на входе в компрессор, $G'\_{К} $ | кг/с | 213,39 |
| т/ч | 768,20 |
|  | Расход газов на выходе из турбины, $G'\_{Т} , кг/ с$ | 217,21 |
|  | Мощность турбины, $N\_{Т} , кВт$ | 152 626,8 |
|  | Мощность, потребляемая компрессором, $N\_{К} , кВт$ | 68 825,4 |
|  | Электрический КПД ГТУ без учёта охлаждения, $η\_{э} , \%$ | 37,05 |
|  | Электрический КПД ГТУ с охлаждением, $η\_{э}^{охл} , \%$ | 35,42 |

**Список использованной литературы**

1. Костюк А.Г., Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др.; Ред. А.Г. Костюк. – М.: Издательство МЭИ, 2001. -488 с.: ил.;
2. ГОСТ 31369-2008 (ИСО 6976:1995), Газ природный. Вычисление теплоты сгорания, плотности, относительной плотности и числа Воббе на основе компонентного состава;
3. ГОСТ Р 52200-2004 (ИСО 3977-2-1997) Установки газотурбинные. Нормальные условия и номинальные показатели;
4. Цанев С.В., Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учеб. пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с;
5. СО 153-34.20.501-03 «Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации (с изменениями и дополнениями)»;
6. СП 62.13330.2011\* Газораспределительные системы. Актуализированная редакция СНиП 42-01-2002 (с Изменениями N 1, 2);

**Приложение 1**

Удельная изобарическая теплоемкость и энтальпия сухого воздуха и продуктов сгорания углеводородного топлива

