

Сетевой, интерактивный, открытый расчет газотурбинной энергетической установки

В.А. Волощук¹, К.А. Орлов², В.Ф. Очков²

(Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно, Украина¹ и МЭИ(ТУ) – ООО «Триеру»²)

В предыдущей статье данного цикла («Автоматизация & IT в энергетике», № 2 – 3, 2009) было рассказано, как с помощью инженерного калькулятора Mathcad™ с прикрепленными к нему функциями с префиксом wspr по свойствам воды и водяного пара пакета WaterSteamPro, можно рассчитать и визуализировать паротурбинный цикл ТЭС. В связи с внедрением в настоящее время газотурбинных и парогазовых энергетических установок для повышения маневренности и экономичности электростанций пакет WaterSteamPro™ был дополнен функциями с префиксом wsprg, возвращающими свойства газов и газовых смесей. В данной статье изложена методика работы с данными функциями на примере расчета газотурбинной энергетической установки.

Рассматривается применение инженерного калькулятора Mathcad™ (с подключенными функциями пакета WaterSteamPro), позволяющего производить расчеты циклов паротурбинных, газотурбинных и парогазовых установок и открывать их в интернете с помощью сетевого публикатора Mathcad Calculation Server™ для интерактивного использования.

Перспективное направление развития энергетики связано с газотурбинными (ГТУ) и парогазовыми (ПГУ) энергетическими установками тепловых электрических станций [1]. Такие установки имеют ряд преимуществ по сравнению с другими тепловыми двигателями для производства электрической и тепловой энергии. ГТУ характеризуются высоким уровнем маневренности, что является важной характеристикой для пиковых электрогенерирующих установок, занимают небольшие размеры и имеют относительно низкие удельные капиталовложения. Современные ПГУ характеризуются низким уровнем вредных выбросов в атмосферу, меньшими по сравнению с ПТУ удельными расходами охлаждающей воды, более низким уровнем теплового загрязнения.

Пути повышения эффективности таких установок до конца еще не исследованы и представляют собой сложную многопараметрическую проблему. Результаты исследований и анализ разных схем ГТУ и ПГУ можно найти в специализированной литературе, которая не всегда является доступной, и которая, учитывая многофакторное влияние разных параметров на работу ГТУ и ПГУ, дает не полную картину о зависимости показателей работы таких установок от влияющих факторов.

Специалистами Московского энергетического института при участии сотрудников других организаций созданы по технологии Mathcad Calculation Server сервера <http://tw.t.mpei.ac.ru/ochkov/WSPHB> и <http://tw.t.mpei.ac.ru/ТТНВ/2/ThermCycleMCS.html> для расчета свойств рабочих тел и теплоносителей энергетики, а также для расчета и визуализации процессов и циклов теплоэнергетических установок в интерактивном режиме [2-5].

Для примера рассмотрим методику расчета и визуализации цикла Брайтона по технологии Mathcad Calculation Server для публикации в Интернете (<http://tw.t.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-14.xmcd>). Расчет будем вести без учета охлаждения газовой турбины, хотя, учитывая сегодняшние тенденции увеличения температуры газов перед газовой турбиной, охлаждение необходимо учитывать. Этот вопрос будет рассматриваться в других наших работах.

Перед началом расчета необходимо ввести исходные данные. В зависимости от детальности расчета количество этих данных может быть разным. На рис. 1 предлагается соответствующий блок исходных данных, подготовленный по технологии Mathcad

Calculation Server. Эти данные позволяют провести достаточно детальный термодинамический расчет цикла Брайтона.

Расчет цикла Брайтона

Массовый расход входящего воздуха $G_{вх}$, kg/sec Температура входящего воздуха $t_{вх}$, °C

Относительная влажность входящего воздуха $\phi_{вх}$, % Вн. относительный КПД компрессора $\eta_{oi_к}$, %

Давление входящего воздуха $p_{вх}$, МПа Внутренний относительный КПД газ. турбины $\eta_{oi_т}$, %

Повышение давления в компрессоре $\pi_к$ Температура на входе в газовую турбину t_3 , °C

Низшая теплота сгор. топл. $Q_{н_р}$, MJ/kg Состав топл. $X_{CH_4} = 100\%$

Температура вход. топл. t_t , °C Давление вход. топл. p_t , МПа

Температура определения низшей теплоты сгор. топл. $t_{Q_{н_р}}$, °C

Избыточное давл. топлива перед камерой сгор. $\Delta p_{т_к_с}$, МПа

Вн. относителн. КПД топл. компрессора $\eta_{oi_тк}$, % Потери давл. в камере сгор. $\delta p_{к_с}$, %

Коэффициент использования теплоты камеры сгорания $\eta_{к_с}$, % Потери давл. уходящих газов за ГТ $\delta p_{т}$, %

КПД электрогенератора $\eta_{г}$, % Механический КПД $\eta_{м}$, %

Вставка

- График
- Матрица... Ctrl+M
- Функция... Ctrl+E
- Единица измерения... Ctrl+U
- Элемент управления**
 - Флажок
 - Переключатель
 - Кнопка
 - Текстовое поле
 - Список
 - Ползунок
 - Web-интерфейс
- Объект...
- Ссылка...
- Гиперссылка... Ctrl+K

Мастер установки элемента Web-интерфейса

KN-1025R-00-001

ISO 5245-2

Тип элемента управления

- Текстовое поле
- Флажок
- Список или поле со списком
- Группа переключателей
- Кнопка отправки

OK

< Назад Далее > Отмена

p , МПа :=

p , МПа = 2 $p := p$, МПа · МПа = 2×10^6 Па

Рис. 1. Блок исходных данных и схема простой ГТУ открытого типа подготовленного по технологии Mathcad Calculation Server

Для удобства расчета выбираем приемлемые единицы измерения (например, kJ/(kg g) – килоджоуль на килограмм газа и т.д.) (рис. 2). Дополнительные операции при расчете (например, механизм выбора единиц измерения, ссылка на программу WaterSteamPro и т.д.) можно скрыть в Areas (Collapse-Expand) (рис. 2).

Принятые обозначения

steam - водяная пара; d air - сухой воздух;
air - влажный воздух;
sub m - м³; f - топливо; g - газ

Reference: Ссылка на файл watersteampro.mcd

$f(a, b) \equiv \frac{a}{b}$ kJ/(kg g) := (1000J) / (kg) kJ/(kg g K) := (1000J) / (kg K)

Панель инструментов "Вычисление"

Вычисление

= := ≡ → ↗ fx xf xfy xfy

Инфиксный оператор

Рис. 2. Выбор единиц измерения

При расчете ГТУ одной из первых задач является определение состава рабочего тела, которое в разных частях двигателя может быть разным. Сначала необходимо определить состав входящего в компрессор воздуха. Поскольку воздух влажный, то необходимо знать его влагосодержание. Для этого вычисляется предельное давление воды при температуре входящего воздуха. При температуре ниже тройной точки это давление определяется по давлению сублимации, свыше – по давлению насыщения. После этого вычисляем массовое и мольное влагосодержание входящего воздуха, используя известные формулы термодинамики (рис. 3). Имея долевое (процентное) содержание влажного воздуха, можно создать расчетную смесь входящего в компрессор воздуха. Для этого используем функцию `concat(s1,s2,...)` (слияние нескольких строк `s1, s2, ...`) в одну и функцию `num2str(x)`, которая возвращает строку, знаки которых соответствуют десятичному значению числа `x`. Функция `num2str(x)` используется, когда проще манипулировать с числом как со строкой, нежели как с математической переменной.

Вставка функции

Категория функции: WaterSteamPro (Double-phase area), **WaterSteamPro (Gases)**, WaterSteamPro (General), WaterSteamPro (MetaStable), WaterSteamPro (Saturation Line), WaterSteamPro (Source), WaterSteamPro (Sublimation and Melting Lines)

Имя функции: wspgGCGS, wspgGCID, wspgHGST, wspgHIDT, wspgIDNAME, wspgMFGSGS, wspgMFIDID, **wspgMMGS**, wspgMMTD

`wspgMMGS(gas_specification)`

Мольная масса [кг/моль] как функция величин: спецификация газа `gas_specification`. Примечание: для автоматического пересчета размерностей необходимо импортировать в документ Mathcad определения размерных функций WaterSteamPro (файл `watersteampro.mcd`) через меню Insert/Reference.

? OK Insert Cancel

Расчет свойств окружающего воздуха

Предельное давление воды при температуре входящего воздуха

$$p_{гр_вх} := \text{if}(t_{вх} > 273.15\text{K}, \text{wspPST}(t_{вх}), \text{wspPSUBT}(t_{вх})) = 1.706 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Массовое влагосодержание входящего воздуха

$$d_{вх} := \frac{\text{wspgMMGS}(\text{"H2O"})}{\text{wspgMMGS}(\text{"AirMix"})} \frac{\Phi_{вх} p_{гр_вх}}{p_{вх} - \Phi_{вх} p_{гр_вх}} = 6.348 \times 10^{-3} \text{ kg steam}/(\text{kg d air})$$

Мольное влагосодержание во входящем воздухе $x_{вх} := \frac{\text{wspgMMGS}(\text{"AirMix"})}{\text{wspgMMGS}(\text{"H2O"})} d_{вх} = 1.021 \%$

Создание расчетной смеси входящего воздуха

$$gs_{вх} := \text{concat}(\text{"AirMix:1;H2O:"}, \text{num2str}(x_{вх})) = \text{"AirMix:1;H2O:0.0102062435658935"}$$

Энтальпия входящего воздуха $h_1 := \text{wspgHGST}(gs_{вх}, t_{вх}) = 290 \text{ kJ}/(\text{kg air})$

Рис. 3. Создание расчетной смеси входящего в компрессор ГТУ воздуха

После этого выполняем расчет компрессора. Для этого, используя функции `WaterSteamPro`, вычисляем термодинамические параметры воздуха на входе и выходе из компрессора, а также работу компрессора при сжатии в изэнтропном и реальном процессах (рис. 4).

Расчет компрессора (К)

Давление перед компрессором $p_1 := p_{вх} = 0.101 \text{ МПа}$

Давление воздуха за компрессором $p_2 := p_1 \cdot \pi_k = 1.069 \text{ МПа}$

Температура воздуха за компрессором при изэнтропном сжатии $t_2 := \text{wspgTGSPS}(g_{свх}, p_2, s_1) = 287 \text{ }^\circ\text{C}$

Энтальпия воздуха за компрессором при изэнтропном сжатии $h_2 := \text{wspgHGST}(g_{свх}, t_2) = 568 \text{ кДж/(кг air)}$

Теплоперепад в компрессоре при изэнтропном сжатии $l_k := h_2 - h_1 = 278 \text{ кДж/(кг air)}$

Теплоперепад в компрессоре при реальном сжатии $l_{к_д} := l_k / \eta_{0i_к} = 315 \text{ кДж/(кг air)}$

Энтальпия воздуха за компрессором при реальном сжатии $h_{2_д} := h_1 + l_{к_д} = 606 \text{ кДж/(кг air)}$

Температура воздуха за компрессором при реальном сжатии $t_{2_д} := \text{wspgTGSН}(g_{свх}, h_{2_д}) = 322 \text{ }^\circ\text{C}$

Энтропия воздуха за компрессором при реальном сжатии $s_{2_д} := \text{wspgSGSPT}(g_{свх}, p_2, t_{2_д}) = 6.9 \text{ кДж/(кг air K)}$

Вычисление

= := ≡ → •→ fx xf xfy xfy

Инфиксный оператор

Рис. 4. Расчет компрессора

Рабочим топливом в ГТУ может быть или газ, или жидкое топливо. Согласно требованиям с учетом потерь в газораспределительном пункте давление природного газа на 0,3 - 0,5 МПа должно превышать максимальное давление воздуха, направляемого из компрессора в камеры сгорания [1]. Если это условие не соблюдается, необходима установка дожимных компрессоров повышения давления газов.

При расчете камеры сгорания ГТУ удобно использовать эталонный природный газ, состоящий из чистого метана ($\text{CH}_4=100\%$) [1]. Это облегчает сравнение расчетов разных тепловых схем ГТУ. Исходный документ по определению термодинамических свойств метана доступен в сети Интернет по адресу http://twf.mpei.ac.ru/orlov/gases/methan_functions.mcd. Данный файл можно “скачать” и вставить непосредственно в расчетный документ (рис. 5).

Расчет параметров метана

Базовое давление: $P_{0_CH4} := 101325 \text{ Па}$; Базовая температура: $T_{0_CH4} := 100 \text{ К}$

Молярная масса: $MM_{CH4} := 16.0426 \text{ г/мол}$

Удельная газовая постоянная: $R_{CH4} := \left(8.31451 \frac{\text{joule}}{\text{mole K}} \right) / MM_{CH4}$

Удельная энтропия при базовой температуре: $s_{0_CH4} := 17.9779 R_{CH4}$

Удельная энтальпия при базовой температуре: $h_{0_CH4} := 3.9823 R_{CH4} T_{0_CH4}$

Кoeffициенты уравнения:

$a_{CH4} :=$	146.696186×10^0
	-65.6744186×10^0
	20.2698132×10^0
	-4.20931845×10^0
	0.606743008×10^0
	$-0.0612623969 \times 10^0$
	$4.30969226 \times 10^{-3}$
	$-2.06597572 \times 10^{-4}$
	6.4261581×10^{-6}
	$-1.1680563 \times 10^{-7}$
	$9.4095893 \times 10^{-10}$

$b_{CH4} :=$

-209.233731×10^0
206.925203×10^0
-135.704831×10^0
56.4368924×10^0
-13.4496111×10^0
1.39664152×10^0

Удельная изобарная теплоемкость:

$$c_{p_0_CH4_t}(T) := \begin{cases} TR \leftarrow \frac{T}{T_{0_CH4}} \\ Res \leftarrow \sum_{i=0}^{10} \left(a_{CH4_i} TR^i \right) + \sum_{i=1}^6 \left[b_{CH4_i-1} \left(\frac{1}{TR} \right)^i \right] \\ Res R_{CH4} \end{cases}$$

Удельная энтропия:

$$s_{0_CH4_t}(T) := \int_{T_{0_CH4}}^T \frac{c_{p_0_CH4_t}(t)}{t} dt + s_{0_CH4}$$

Удельная энтальпия:

$$h_{0_CH4_t}(T) := \int_{T_{0_CH4}}^T c_{p_0_CH4_t}(t) dt + h_{0_CH4}$$

Удельная энтальпия при давлении:

$$h_{CH4_pt}(P, T) := s_{0_CH4_t}(T) - R_{CH4} \ln \left(\frac{P}{P_{0_CH4}} \right)$$

Рис. 5. Фрагмент вычисления термодинамических свойств метана

Имея возможность расчета термодинамических свойств метана, можно вычислить топливный (дожимной компрессор) компрессор, в частности: работу сжатия топлива и энтальпию на входе и выходе из топливного компрессора (рис. 6).

Расчет топливного компрессора (ТК)

Энтальпия топлива перед топливным компрессором $h_{вх_ТК} := h_{0_CH4_t}(t_T) = 602 \text{ kJ/(kg f)}$
Энтропия топлива перед топливным компрессором $s_{вх_ТК} := s_{CH4_pt}(p_T, t_T) = 10.6 \text{ kJ/(kg f K)}$
Давление топлива за топливным компрессором $p_{вых_ТК} := p_2(1 - \delta p_{p_в}) + \Delta p_{Т_к_с} = 1.515 \text{ MPa}$
Температура топлива за ТК при изэнтропном сжатии $t_{вых_ТК} := t_{CH4_ps}(p_{вых_ТК}, s_{вх_ТК}) = 82 \text{ °C}$
Энтальпия топлива за ТК при изэнтропном сжатии $h_{вых_ТК} := h_{0_CH4_t}(t_{вых_ТК}) = 756 \text{ kJ/(kg f)}$
Теплоперепад в ТК при изэнтропном сжатии $l_{ТК} := h_{вых_ТК} - h_{вх_ТК} = 154 \text{ kJ/(kg f)}$
Теплоперепад в ТК при реальном сжатии $l_{ТК_д} := l_{ТК} / \eta_{oi_ТК} = 171 \text{ kJ/(kg f)}$
Энтальпия топлива за ТК при реальном сжатии $h_{вых_ТК_д} := h_{вх_ТК} + l_{ТК_д} = 774 \text{ kJ/(kg f)}$

Рис. 6. Расчет топливного компрессора

Расчет камеры сгорания нужно начинать с определения теоретического количества воздуха (объем, масса), необходимого для сгорания единицы топлива (для газа это 1 м^3 при нормальных условиях). Для этого необходимо использовать стехиометрические реакции горения. Используя эти же реакции, можно определить и объемы продуктов сгорания. При этом удобным является использование функции WaterSteamPro для определения состава воздуха, участвующего в горении (рис. 7).

Расчет камеры сгорания (КС)

Доля кислорода во входящем воздухе $x_{O2} := \text{wspgVFGSGS}(gs_{вх}, "O2") = 20.778 \%$
Доля водорода во входящем воздухе $x_{H2} := \text{wspgVFGSGS}(gs_{вх}, "H2") = 9.899 \times 10^{-3} \%$
Доля воды во входящем воздухе $x_{H2O} := \text{wspgVFGSGS}(gs_{вх}, "H2O") = 1.01 \%$
Теоретическое количество входящего воздуха, необходимое для полного сгорания топлива при n/y
$$V_0 := \frac{2x_{CH4}}{x_{O2} - 0.5x_{H2}} = 9.628 \text{ cub m/cub m}$$

Теоретический объем азота, который образовался при сгорании 1 м^3 топлива
 $V_{0_N2} := \text{wspgVFGSGS}(gs_{вх}, "N2") V_0 = 7.437 \text{ cub m/cub m}$

Рис. 7. Фрагмент расчета камеры сгорания ГТУ

Используя функции `concat(s1, s2, ...)` и `num2str(x)`, формируем смесь продуктов сгорания (рис. 8).

```
Создание смеси продуктов сгорания  
gs0 := concat("N2:" , num2str(V0_N2) , ";" , "CO2:" , num2str(V0_CO2) , ";" , "H2O:" , num2str(V0_H2O) , ";" , "Ar:" , num2str(V0_Ar))  
      = "N2:7.43674052894925;CO2:1.00285918513224;H2O:2.09822486124273;Ar:0.0895878008101024"
```

Рис. 8. Создание расчетной смеси продуктов сгорания

Камера сгорания должна обеспечить заданную температуру рабочего тела перед газовой турбиной за счет подачи воздуха в количестве, которое превышает теоретически необходимое для полного сгорания топлива.

Имея энтальпии всех входящих и выходящих потоков в камеру сгорания, можно составить ее тепловой баланс и вычислить избыточный расход воздуха, необходимый для создания заданной температуры рабочего тела перед газовой турбиной. Учитывая, что температура определения наиболее низкой теплоты сгорания топлива может быть разной, необходимо все энтальпии входящих и выходящих потоков привести к этой температуре (рис. 9).

Приведем все удельные энтальпии к температуре определения $Q_{нр}$

$$h_{1_qnr} := h_1 - \text{wspgHGST}(g_{svx}, t_{Qn_p}) = 0 \text{ kJ/(kg air)}$$

$$h_{2_qnr} := h_{2_д} - \text{wspgHGST}(g_{svx}, t_{Qn_p}) = 315.482 \text{ kJ/(kg air)}$$

$$h_{3nr_qnr} := h_{3nr} - \text{wspgHGST}(g_{s0}, t_{Qn_p}) = 1297.203 \text{ kJ/(kg g)}$$

$$h_{\text{вых_тк_д_qnr}} := h_{\text{вых_тк_д}} - h_{0_CH4_t}(t_{Qn_p}) = 178.417 \text{ kJ/(kg f)}$$

$$h_{\text{вх_тк_qnr}} := h_{\text{вх_тк}} - h_{0_CH4_t}(t_{Qn_p}) = 0 \text{ kJ/(kg f)}$$

$$h_{3_air_qnr} := h_{3_air} - \text{wspgHGST}(g_{svx}, t_{Qn_p}) = 1142.291 \text{ kJ/(kg air)}$$

Рис. 9. Приведение энтальпий рабочих тел к температуре определения нижней теплоты сгорания топлива

Общий тепловой баланс камеры сгорания складывается из теплоты, внесенной воздухом, топливом, распыливающим агентом (если он есть), теплоты, выделенной при горении топлива, и теплоты, вынесенной из камеры сгорания смесью продуктов сгорания и избыточного воздуха. На рис. 10 приведено уравнение теплового баланса камеры сгорания простой ГТУ открытого типа (цикл Брайтона) при отсутствии распыливающего агента (это может быть вода для снижения выбросов NO_x). На этом же рисунке приведено вычисление избыточного расхода топлива для 1 кг топлива. Это можно сделать встроенным в Mathcad блоком Given-Find, но можно обойтись и без него. А также создание смеси рабочего тела в газовой турбине.

Избыточный расход входящего воздуха в расчете на 1 кг топлива

$$Q_{\text{вх_изб}} := 0$$

Given

$$h_{2_qnr}(L_0 + Q_{\text{вх_изб}}) + h_{\text{вых_тк_д_qnr}} + Q_{нр} \eta_{к_с} = Q_{\text{вх_изб}} h_{3_air_qnr} + (L_0 + 1) h_{3nr_qnr}$$

теплота, вносимая в камеру сгорания воздухом массой $(L_0 + Q_{\text{вх_изб}})$ кг

теплота, вносимая в камеру сгорания 1 кг топлива

теплота, выделенная при горении 1 кг топлива

теплота, вынесенная из камеры сгорания избытком воздуха массой $Q_{\text{вх_изб}}$ кг

теплота, вынесенная из камеры сгорания продуктами сгорания массой $(L_0 + 1)$ кг

$$Q_{\text{вх_изб}} := \text{Find}(Q_{\text{вх_изб}}) \quad Q_{\text{вх_изб}} = 35.017 \text{ kg air/(kg f)}$$

$$\text{Избыток входящего воздуха } \alpha_{\text{вх}} := \frac{Q_{\text{вх_изб}} + L_0}{L_0} = 3.034$$

Создание смеси рабочего тела в ГТ

$$g_{sr} := \text{concat}(\{g_{svx}\}, \text{num2str}(Q_{\text{вх_изб}}), \text{"M"}, \{g_{s0}\}, \text{num2str}(L_0 + 1), \text{"M"})$$

Рис. 10. Определение избытка воздуха и создание рабочего тела

При расчете газовой турбины необходимо знать давление до и после турбины. Давление рабочего тела перед турбиной определяется при известном уже давлении воздуха за компрессором с учетом потерь в тракте “компрессор – камера сгорания – вход в газовую турбину”. Давление рабочего тела за турбиной определяется исходя из значения давления газов на выходе из ГТУ (как правило, это атмосферное давление) с учетом потерь в выходном тракте ГТУ. Дальнейшее определение параметров работы газовой турбины производится с использованием функций WaterSteamPro (рис. 11).

Расчет газовой турбины (ГТ)

Давление перед ГТ $p_3 := p_2(1 - \delta p_{к_с}) = 1.015 \text{ МПа}$

Энтропия рабочего тела при температуре t_3

$s_3 := \text{wspgSGSPT}(g_{сг}, p_3, t_3) = 8.168 \text{ кДж/(кг г К)}$

Давление газов за турбиной $p_4 := p_{вх}(1 + \delta p_T) = 0.1064 \text{ МПа}$

Температура рабочего тела за турбиной при изэнтропном расширении $t_4 := \text{wspgTGSPS}(g_{сг}, p_4, s_3) = 492 \text{ }^\circ\text{C}$

Энтальпия рабочего тела за турбиной при изэнтропном расширении $h_4 := \text{wspgHGST}(g_{сг}, t_4) = 813 \text{ кДж/(кг г)}$

Теплоперепад в турбине при изэнтропном расширении $l_{ГТ} := h_3 - h_4 = 673 \text{ кДж/(кг г)}$

Теплоперепад в турбине при реальном расширении $l_{ГТ_д} := l_{ГТ} \eta_{i_ГТ} = 595 \text{ кДж/(кг г)}$

Энтальпия рабочего тела за турбиной при реальном расширении $h_{4_д} := h_3 - l_{ГТ_д} = 891 \text{ кДж/(кг г)}$

Температура рабочего тела за турбиной при реальном расширении $t_{4_д} := \text{wspgTGSH}(g_{сг}, h_{4_д}) = 560 \text{ }^\circ\text{C}$

Энтропия рабочего тела за турбиной при реальном расширении $s_{4_д} := \text{wspgSGSPT}(g_{сг}, p_4, t_{4_д}) = 8.3 \text{ кДж/(кг г К)}$

Рис. 11. Расчет газовой турбины

Имея данные по количеству теоретически необходимого воздуха для горения 1 кг топлива, количеству избытка воздуха для 1 кг топлива, можно определить расход рабочего тела через газовую турбину и расход топлива для заданного количества входящего в компрессор воздуха (рис. 12).

Общее количество теплоты, подведенное к ГТУ извне, состоит из теплоты, подведенной входящим воздухом, теплоты входящего топлива и теплоты, подведенной при сгорании топлива (рис. 12).

Конечными показателями расчета ГТУ могут быть: мощность компрессора, мощность топливного (дожимного компрессора), мощность газовой турбины, мощность ГТУ на выводах электрогенератора, КПД ГТУ и т.д. (рис. 12).

Результирующие показатели ГТУ

Расход газа через ГТ $G_T := \left(\frac{g_{вх_изб} + L_0 + 1}{g_{вх_изб} + L_0} \right) G_{вх} = 1.018 \text{ кг г/сек}$

Расход топлива $B_T := \left(\frac{1}{g_{вх_изб} + L_0} \right) G_{вх} = 0.018 \text{ кг ф/сек}$

Теплота, подведенная в ГТУ при сгорании топлива:
 $Q_1 := \frac{Q_{н_р} B_T}{\eta_{к_с}} = 0.898 \text{ МВт}$

Мощность компрессора $N_K := \left(\frac{l_{к_д}}{\eta_M} \right) G_{вх} = 0.316 \text{ МВт}$

Мощность ТК $N_{ТК} := \frac{l_{ТК_д}}{\eta_M} B_T = 0.003 \text{ МВт}$

Мощность ГТ $N_{ГТ} := (l_{ГТ_д} G_T) \eta_M = 0.606 \text{ МВт}$

Мощность электрогенератора ГТУ $N_{ГТУ} := (N_{ГТ} - N_K) \eta_{ГТ} - N_{ТК} = 0.286 \text{ МВт}$

Электрический КПД ГТУ $\eta_{э_ГТУ} := \frac{N_{ГТУ}}{Q_1} = 31.8 \%$

Рис. 12. Результирующие показатели цикла Брайтона

Для визуализации цикла ГТУ необходимо подготовить соответствующие данные, а именно – заполнить векторы, элементы которых определяют параметры рабочего тела в различных точках цикла Брайтона. Эти векторы формируются Mathcad-операторами, показанными на рис. 13. Такие векторы также необходимо формировать на всех четырех участках цикла ГТУ (компрессор, камера сгорания, газовая турбина и охлаждение уходящих (отработанных) газов), затем функцией stack объединить их в один вектор, а

полученные пары векторов отображать на соответствующих диаграммах, вид которых (T, s – диаграмма, h, s – диаграмма и т.д.) задается пользователем. Размер (длина) данных векторов также задается пользователем. На рис. 13 размер векторов составляет 300 элементов, пронумерованных от 0 до 299. В среде Mathcad векторы можно заполнять двумя способами – выполняя действия поэлементно (опора на имя вектора с индексом i: p_{c_i}, p_{f_c_i} и т.д), или используя оператор векторизации (стрелочка над выражением) (рис. 13).

$n := 300 \quad i := 0..n-1$ ←

$p_{c_i} := p_1 + \frac{p_2 - p_1}{n-1}i \quad p_{f_c_a_i} := p_2 + \frac{p_3 - p_2}{n-1}i \quad p_{t_a_i} := p_3 - \frac{p_3 - p_4}{n-1}i \quad p_{cool_i} := p_4 - \frac{p_4 - p_{вх}}{n-1}i$

Выполним перерасчет сжатия в компрессоре с учетом того, что рабочим телом есть продукты сгорания ГТУ

Энтропия рабочего тела на входе в компрессор $s_{1_r} := \text{wspgSGSPT}(gs_r, p_1, t_{вх}) = 7.2 \text{ kJ}/(\text{kg air K})$

Энтальпия рабочего тела на входе в компрессор $h_{1_r} := \text{wspgHGST}(gs_r, t_{вх}) = 297 \text{ kJ}/(\text{kg air})$

Температура рабочего тела за компрессором при изэнтропном сжатии $t_{2_r} := \text{wspgTGSPS}(gs_r, p_2, s_{1_r}) = 279 \text{ }^\circ\text{C}$

Энтальпия рабочего тела за компрессором при изэнтропном сжатии $h_{2_r} := \text{wspgHGST}(gs_r, t_{2_r}) = 578 \text{ kJ}/(\text{kg air})$

Темперопад в компрессоре при изэнтропном сжатии $l_{k_r} := h_{2_r} - h_{1_r} = 280 \text{ kJ}/(\text{kg air})$

Темперопад в компрессоре при реальном сжатии $l_{k_д_r} := \frac{l_{k_r}}{\eta_{oi_к}} = 318 \text{ kJ}/(\text{kg air})$

Энтальпия рабочего тела за компрессором при реальном сжатии $h_{2_д_r} := h_{1_r} + l_{k_д_r} = 615 \text{ kJ}/(\text{kg air})$

Температура рабочего тела за компрессором при реальном сжатии $t_{2_д_r} := \text{wspgTGS}(gs_r, h_{2_д_r}) = 313 \text{ }^\circ\text{C}$

Энтропия рабочего тела за компрессором при реальном сжатии $s_{2_д_r} := \text{wspgSGSPT}(gs_r, p_2, t_{2_д_r}) = 7.2 \text{ kJ}/(\text{kg air K})$

$t_c := \text{wspgTGSPS}(gs_r, p_c, s_{1_r}) \quad h_c := \text{wspgHGST}(gs_r, t_c)$ ←

$l_c := h_c - h_{1_r} \quad l_{c_a} := \frac{l_c}{\eta_{oi_к}} \quad h_{c_a} := h_{1_r} + l_{c_a}$

$t_{c_a} := \text{wspgTGS}(gs_r, h_{c_a}) \quad s_{c_a} := \text{wspgSGSPT}(gs_r, p_c, t_{c_a})$

Формирование векторов параметров рабочего тела в компрессоре

$t_{f_c_a_i} := t_{2_д_r} + \frac{t_3 - t_{2_д_r}}{n-1}i \quad s_{f_c_a_i} := \text{wspgSGSPT}(gs_r, p_{f_c_a_i}, t_{f_c_a_i})$

Формирование векторов параметров рабочего тела в камере сгорания

$t_t := \text{wspgTGSPS}(gs_r, p_{t_a}, s_3) \quad h_t := \text{wspgHGST}(gs_r, t_t) \quad l_t := h_3 - h_t \quad l_{t_a} := l_t \eta_{oi_т}$

$h_{t_a} := h_3 - l_{t_a} \quad t_{t_a} := \text{wspgTGS}(gs_r, h_{t_a}) \quad s_{t_a} := \text{wspgSGSPT}(gs_r, p_{t_a}, t_{t_a})$

Формирование векторов параметров рабочего тела в газовой турбине

$t_{cool_i} := t_{4_д} - \frac{t_{4_д} - t_{вх}}{n-1}i \quad s_{cool_i} := \text{wspgSGSPT}(gs_r, p_{cool_i}, t_{cool_i})$

Формирование векторов параметров рабочего тела при его охлаждении

$t_d := \text{stack}(t_{c_a}, t_{f_c_a_i}, t_{t_a}, t_{cool_i}) \quad s_d := \text{stack}(s_{c_a}, s_{f_c_a_i}, s_{t_a}, s_{cool_i})$

Объединение векторов параметров рабочего тела на разных участках ГТУ

Рис. 13. Порядок формирования векторов для построения цикла ГТУ

На примере, изображенном на рис. 13, предложен такой порядок формирования векторов для построения цикла Брайтона. Сначала заполняются векторы давления в компрессоре, камере сгорания, газовой турбине и на выходе из ГТУ (соответственно p_c, p_{f_c_i}, p_{t_a}, p_{cool_i}) значениями, равномерно меняющимися от начального давления до конечного в каждом элементе двигателя (например, для компрессора начальное давление p₁ – давление входящего воздуха, а конечное – p₂ – давление на выходе из компрессора). Далее, используя функции WaterSteamPro, и оператор векторизации, формируем последовательно векторы – параметры рабочего тела цикла ГТУ в соответствующих точках. При этом нужно знать, что, поскольку в ГТУ участвуют разные рабочие тела (воздух, смесь продуктов сгорания и воздуха и т.д.), то при одних и тех же значениях температуры и давления, например, энтальпия и энтропия 1 кг этих газов будут иметь разные значения. Если цикл ГТУ строится в T,s-диаграмме для 1 кг рабочего тела, проходящего через газовую турбину, тогда предлагается сделать перерасчет процесса

сжатия в компрессоре по отношению к этому рабочему телу (рис. 13). Кроме того, необходимо учесть, что программа Mathcad вычисляет энтропию в J/(kg·K) (Дж/(кг·K)). Поэтому, если мы выводим на график энтропию в kJ/(kg·K), то предлагается разделить на kJ/(kg·K) величину, определяемую энтропию (рис. 15). То же самое касается и температуры – в Mathcad она автоматически вычисляется в кельвинах. Поэтому, если мы хотим вывести на график температуру по шкале Цельсия, необходимо от значений, определяющих температуру в соответствующих точках цикла, отнять 273,15 K (рис. 15).

При желании на T, s-диаграмму можно нанести изобары, показывающие давление в отдельных точках цикла Брайтона (выход из компрессора, вход в газовую турбину, например) для визуализации величины потерь давления в отдельных трактах ГТУ (рис. 15). Для этого необходимо сформировать соответствующие вектора (рис. 14).

$$\begin{aligned}
 t_{p2_i} &:= t_{2_д} + 1t_{2_д} - \frac{t_{2_д} + 0.9t_{2_д} - (t_{2_д} - 0.1t_{2_д})}{n - 1} & s_{p2} &:= \overrightarrow{\text{wspgSGSPT}(gs_r, p_2, t_{p2})} \\
 t_{p3_i} &:= t_3 + 0.2t_3 - \frac{t_3 + 0.2t_3 - (t_3 - 0.5t_3)}{n - 1} & s_{p3} &:= \overrightarrow{\text{wspgSGSPT}[gs_r, p_2(1 - \delta p_{к_с}), t_{p3}] } \\
 t_{p4_i} &:= t_{4_д} + 0.2t_{4_д} - \frac{t_{4_д} + 0.2t_{4_д} - (t_{4_д} - 0.5t_{4_д})}{n - 1} & s_{p4} &:= \overrightarrow{\text{wspgSGSPT}(gs_r, p_4, t_{p4})} \\
 t_{p1_i} &:= t_{вх} + 2t_{вх} - \frac{t_{вх} + t_{вх} - (t_{вх} - 0.8t_{вх})}{n - 1} & s_{p1} &:= \overrightarrow{\text{wspgSGSPT}(gs_r, p_{вх}, t_{p1})}
 \end{aligned}$$

Рис. 14. Порядок формирования векторов для построения изобар на T, s-диаграмме

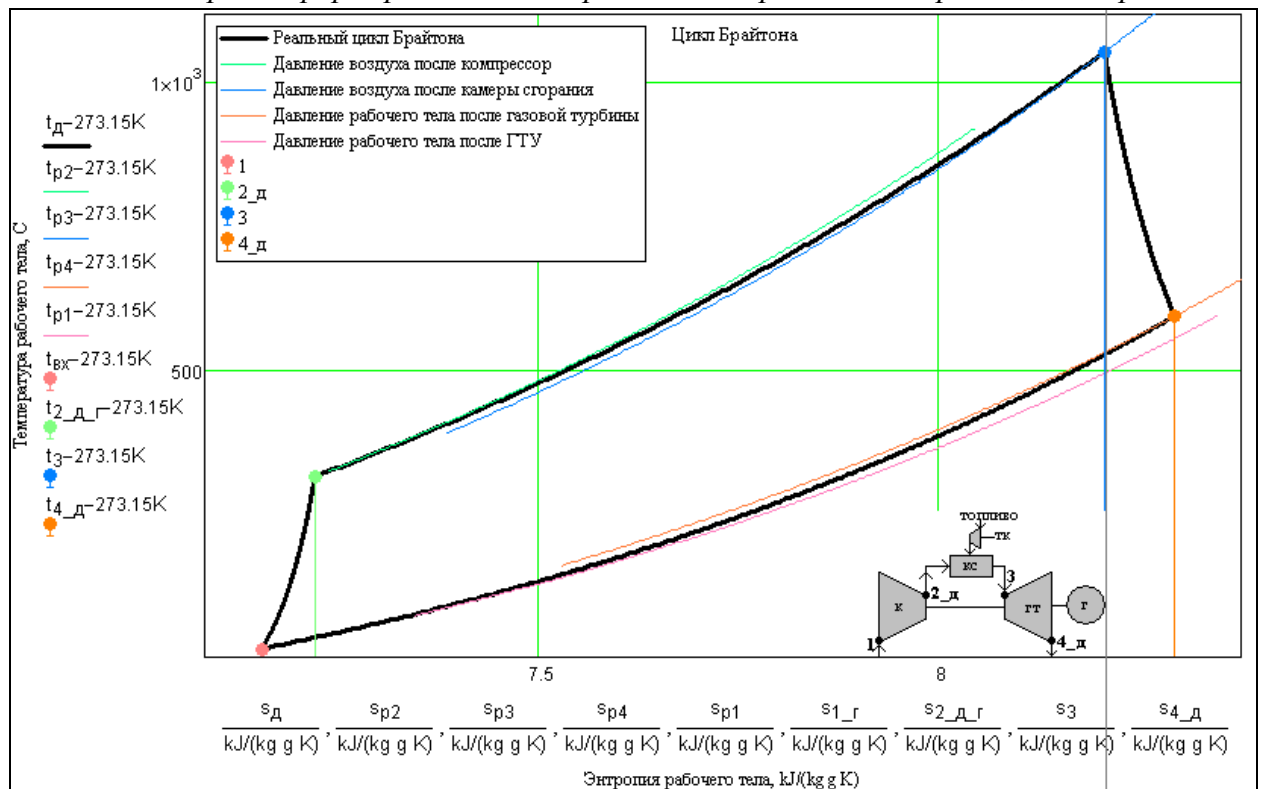


Рис. 15. Цикл Брайтона на T, s-диаграмме

Выводы

1. Использование инженерного калькулятора Mathcad позволяет производить достаточно просто достаточно сложные детальные расчеты циклов тепловых двигателей, не прибегая к помощи сторонних программистов.

2. При расчете термодинамических циклов удобным и эффективным является использование программы WaterSteamPro (www.wsp.ru) для определения свойств рабочих тел паротурбинных, газотурбинных и парогазовых установок

3. Сетевой публикатор Mathcad Calculation Server позволяет реализовывать по технологии «облачных» вычислений сложные инженерные расчеты, в том числе и в области энергетики.

Список литературы

1. *Цанев С.В.* Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – 2-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006.
2. *Очков В.Ф., Александров А.А., Орлов К.А., Волощук В.А., Очков А.В.* Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок // Новое в российской электроэнергетике. 2008. № 10.
3. *Очков В.Ф.* Сетевые расчеты и диаграммы теплоэнергетических процессов // Промышленная энергетика. 2008. № 12.
4. *Очков В.Ф., Александров А.А., Волощук В.А., Дорохов Е.В., Орлов К.А.* Интернет-расчеты термодинамических циклов // Теплоэнергетика. 2009. № 1.
5. *Александров А.А., Орлов К.А., Очков В.Ф.* Уравнения и программы для расчета свойств газов и продуктов сгорания // Теплоэнергетика. 2005. №3. С. 28 – 37.

Волощук Владимир Анатольевич – кандидат техн. наук, доцент, Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно, Украина E-mail: Volodya-28@yandex.ru

Орлов Константин Александрович – кандидат техн. наук, доцент, МЭИ(ТУ) – ООО «Триеру», Москва, Россия, E-mail: orlov@twt.mpei.ac.ru

Очков Валерий Федорович – доктор техн. наук, профессор, МЭИ(ТУ) – ООО «Триеру», Москва, Россия, E-mail: ochkov@twt.mpei.ac.ru