

# Расчет парогазового (бинарного) цикла

Один из способов повышения эффективности работы тепловых электростанций – это переход на парогазовые установки (ПГУ), использующих два рабочих тела – воду и водяной пар в паротурбинной части (ПТУ), а также воздух и дымовые газы в газотурбинной части (ГТУ). Второе название ПГУ – бинарная энергетическая установка [1-5].

На рисунках 1-9b показан расчет в среде SMath с опорой на функции пакета WaterSteamPro (см. главу 1) термического КПД простейшей обратимой (идеальной) ПГУ, горелка котла (котла-утилизатора – ку) которой заменена на газотурбинную установку (цикл Брайтона) с воздушным компрессором (к), камерой сгорания (кс), газовой турбиной (гт) и электрическим генератором (г). Второй электрогенератор приводится в действие паровой турбиной

На рисунке 1 показана структура расчетного документа: раскрытая область с именем Расчет термического КПД..., в которую вставлено пять тоже именованных свернутых областей. Структурирование объёмного расчетного документа – довольно удобный прием: щелкнул мышкой по минусу в квадратике – область свернулась, щелкнул по плюсу в квадратике – область развернулась. Это позволяет одновременно видеть информацию, расположенную в разных концах расчетного документа, и не пользоваться его прокруткой колёсиком мыши. Такие области дополнительно можно защищать паролем, показывая заказчику расчёта только области ввода исходных данных и вывода ответа, но не давая ему возможность видеть сами формулы.

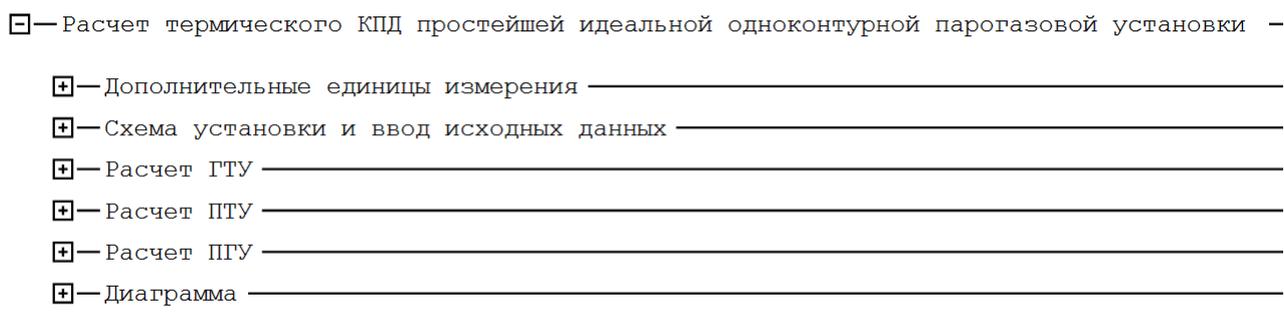


Рис. 1. Расчет парогазового цикла

На рисунке 2а показана раскрытая область с дополнительными (пользовательскими) единицами измерения удельной энтальпии, удельной энтропии и массы рабочих тел бинарного цикла. Можно, конечно, прикреплять к числовым значениям такие единицы

$\text{кДж/кг}$  или  $\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$ , но дописка "воздуха", "газа", "пара" или "воды" делает расчет более наглядным – см. рисунки ниже.

□—Дополнительные единицы измерения

---

|   |  |                               |
|---|--|-------------------------------|
| $\text{кДж/кг воздуха} := \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ | $\text{кДж/кг воздуха}\cdot\text{К} := \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$ |                               |
| $\text{кДж/кг газа} := \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$    | $\text{кДж/кг газа}\cdot\text{К} := \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$    | $\text{кг газа} := \text{кг}$ |
| $\text{кДж/кг пара} := \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$    | $\text{кДж/кг пара}\cdot\text{К} := \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$    | $\text{кг пара} := \text{кг}$ |
| $\text{кДж/кг воды} := \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$    | $\text{кДж/кг воды}\cdot\text{К} := \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$    |                               |

---

Рис. 2. Расчёт парогазового цикла: дополнительные единицы измерения

Как создаются такие сложные переменные, включающие в себя спецсимволы (знак деления и пробел), рассказано во Предисловии – пункт 2 «Имена переменных». Это не просто единицы измерения, а гибрид единиц измерения и примечаний, указывающих на то, о каком рабочем теле идет речь и какое его фазовое состояние.

На рисунке 3 показана вторая область расчета со схемой ПГУ и условной  $T, s$  – диаграммой отдельных термодинамических циклов (газотурбинного и пароводяного), в ней задействованных. Эти диаграммы «мертвые» в том смысле, что изменение исходных параметров установки (см. операторы присваивания справа и слева от схемы цикла) не приводит к соответствующим изменениям на диаграммах. Но на авторских сайтах <http://twf.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Rankine.xmcd> (паротурбинный цикл – см. главу 8) и <http://twf.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/GTU.xmcd> (газотурбинный цикл) приведены «живые» диаграммы, меняющие свой вид при изменении исходных параметров циклов. Более того, на сайте паротурбинного цикла можно выбирать оси диаграмм и строить не только двухмерные, но и трехмерные диаграммы (см. пример на рис. 3.11 в главе 3), прибавляя к температуре и удельной энтропии ( $T, s$  – диаграмма) давление, например ( $T, s, p$  – диаграмма). Но отобразить на одной «живой» диаграмме два цикла – пароводяной и газовый не так просто из-за того, что у рабочих тел этих циклов (водяной пар и смеси газов) базовые точки по давлению и температуре при подсчёте энтальпии и энтропии разные. И мы постараемся решить эту проблему ниже.



Рабочее тело:  $GS := \text{"Air"}$

Удельная энтальпия воздуха на входе в компрессор:  $h_1 := \text{wspgHGST}(GS, T_1) = 288.56 \text{ кДж/кг воздуха}$

Удельная энтропия воздуха на входе в компрессор:  $s_1 := \text{wspgSGSPT}(GS, p_1, T_1) = 6.8304 \text{ кДж/кг воздуха} \cdot \text{К}$

Удельная энтропия воздуха на выходе из компрессора:  $s_2 := s_1$  Идеальный процесс сжатия воздуха

Температура воздуха на выходе из компрессора:  $T_2 := \text{wspgTGSPS}(GS, p_2, s_2) = 279.02 \text{ }^\circ\text{C}$

Удельная энтропия воздуха на выходе из компрессора:  $h_2 := \text{wspgHGST}(GS, T_2) = 557.39 \text{ кДж/кг воздуха}$

Давление газа на входе в газовую турбину:  $p_3 := p_2$

Удельная энтальпия газа на входе в газовую турбину:  $h_3 := \text{wspgHGST}(GS, T_3) = 1483.6 \text{ кДж/кг газа}$

Удельная энтропия газа на входе в газовую турбину:  $s_3 := \text{wspgSGSPT}(GS, p_3, T_3) = 7.847 \text{ кДж/кг газа} \cdot \text{К}$

Давление газа на выходе из газовой турбины:  $p_4 := p_1$

Удельная энтропия газа на выходе из газовой турбины:  $s_4 := s_3$  Идеальный процесс работы турбины

Температура газа на выходе из газовой турбины:  $T_4 := \text{wspgTGSPS}(GS, p_4, s_4) = 498.08 \text{ }^\circ\text{C}$

Удельная энтальпия газа на выходе из газовой турбины:  $h_4 := \text{if } T_4 > T_6 \text{ then } 790.87 \text{ кДж/кг газа}$   
 $\text{wspgHGST}(GS, T_4)$   
 else  
 "Ошибка!"

Удельная теплота, подводимая в камере сгорания:  $q_1 := h_3 - h_2 = 926.21 \text{ кДж/кг воздуха}$

Удельная работа газовой турбины:  $l_{ГТ} := h_3 - h_4 = 692.74 \text{ кДж/кг газа}$

Удельная работа компрессора:  $l_K := h_2 - h_1 = 268.82 \text{ кДж/кг воздуха}$

Термический КПД цикла ГТУ:  $\eta_{ГТУ} := \frac{l_{ГТ} - l_K}{q_1} = 45.77 \%$

#### Рис. 4. Расчёт парогазового цикла: газотурбинная часть

Расчёт паротурбинной части ПГУ (рис. 5) также не требует особых комментариев. Тем более, подобный расчет уже был рассмотрен в главах 8, 9 и 10.

|   |  |
|---|--|
| Удельная энтальпия водяного пара на входе в турбину:            | $h_6 := \text{wspHPPT}(p_6, T_6) = 3336.3 \text{ кДж/кг пара}$                 |
| Удельная энтропия водяного пара на входе в турбину:             | $s_6 := \text{wspSPT}(p_6, T_6) = 6.5933 \text{ кДж/кг пара} \cdot \text{К}$   |
| Температура в конденсаторе:                                     | $T_7 := \text{wspTSP}(p_7) = 32.0 \text{ }^\circ\text{C}$                      |
| Удельная энтропия влажного водяного пара на выходе из турбины:  | $s_7 := s_6$ Идеальный процесс   |
| Удельная энтальпия влажного водяного пара на выходе из турбины: | $h_7 := \text{wspHPS}(p_7, s_7) = 2004.4 \text{ кДж/кг пара}$                  |
| Удельная энтальпия воды на линии насыщения при $T_7$            | $h_{7sw} := \text{wspHSWT}(T_7) = 134.12 \text{ кДж/кг воды}$                  |
| Удельная энтальпия насыщенного водяного пара при $T_7$          | $h_{7ss} := \text{wspHSST}(T_7) = 2559.19 \text{ кДж/кг пара}$                 |
| Степень сухости пара на выходе из турбины:                      | $x_7 := \frac{h_7 - h_{7sw}}{h_{7ss} - h_{7sw}} = 77.12 \%$                    |
| Удельная энтальпия влажного водяного пара на выходе из турбины: | $h_7 := x_7 \cdot (h_{7ss} - h_{7sw}) + h_{7sw} = 2004.39 \text{ кДж/кг пара}$ |
| Удельная энтальпия воды на входе в питательный насос:           | $h_8 := h_{7sw}$   |
| Удельная энтропия воды на выходе из питательного насоса:        | $s_8 := \text{wspSSWT}(T_7) = 0.4643 \text{ кДж/кг воды} \cdot \text{К}$       |
| Удельная энтропия воды на входе в котел:                        | $s_9 := s_8$ Идеальный процесс   |
| Температура воды на входе в котел:                              | $T_9 := \text{wspTPS}(p_6, s_9) = 32.22 \text{ }^\circ\text{C}$                |
| Удельная энтальпия воды на входе в котел:                       | $h_9 := \text{wspHPPT}(p_6, T_9) = 143.14 \text{ кДж/кг воды}$                 |
| Удельная теплота, подводимая к котлу:                           | $q_1 := h_6 - h_9 = 3193.1933 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$                    |
| Удельная работа паровой турбины:                                | $l_{\text{ПТ}} := h_6 - h_7 = 1331.95 \text{ кДж/кг пара}$                     |
| Удельная работа питательного насоса:                            | $l_{\text{ПН}} := h_9 - h_8 = 9.0229 \text{ кДж/кг воды}$                      |
| Термический КПД цикла ПТУ:                                      | $\eta_{\text{ПТУ}} := \frac{l_{\text{ПТ}} - l_{\text{ПН}}}{q_1} = 41.43 \%$    |

### Рис. 5. Расчет парогазового цикла: паротурбинная часть

Расчёты, показанные на рисунках 3 и 4, заканчиваются определением термического (термодинамического) КПД газотурбинной (45.77%) и паротурбинной (41.43%) частей ПГУ в том случае, если бы они работали отдельно. Расчёт этого показателя для всей ПГУ показан на рис. 6. Центральным элементом расчёта – это определение показателя  $m$  – отношения (кратности циркуляции) массового расхода рабочих тел в двух частях бинарного цикла. Здесь, конечно, можно было бы использовать простую формулу  $m := (h_6 - h_9) / (h_4 - h_5)$ , но решение (solve) хоть такого простого уравнения баланса энергий делает понятным этот этап решения задачи. Формулу запомнить сложно, да и не нужно, а уравнение написать несложно, опираясь на физику (теплофизику) задачи.

Удельная энтальпия газа на выходе из котла-утилизатора:  $h_5 := \text{wspgHGST}(GS, T_5) = 404.51 \text{ кДж/кг газа}$

Часть теплоты выхлопа газовой турбины тратится на выработку пара в котле-утилизаторе

$$m := \text{solve}(m \cdot (h_4 - h_5) = h_6 - h_9, m) = 8.2649 \frac{\text{кг газа}}{\text{кг пара}}$$

где m - отношение расхода газа к расходу воды и водяного пара

Удельная теплота, подводимая к ПГУ:  $q_{11} := m \cdot (h_3 - h_2) = 7655.1 \text{ кДж/кг пара}$

Удельная полезная работа газовой части ПГУ:  $l_{ГТУ} := (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = 423.91 \text{ кДж/кг газа}$

Удельная полезная работа пароводяной части ПГУ:  $l_{ПТУ} := (h_6 - h_7) - (h_9 - h_8) = 1322.92 \text{ кДж/кг пара}$

Термический КПД парогазовой установки  $\eta_{ПГУ} := \frac{m \cdot l_{ГТУ} + l_{ПТУ}}{q_{11}} = 63.05 \%$

### Рис. 6. Расчет парогазового цикла: термический КПД ПГУ

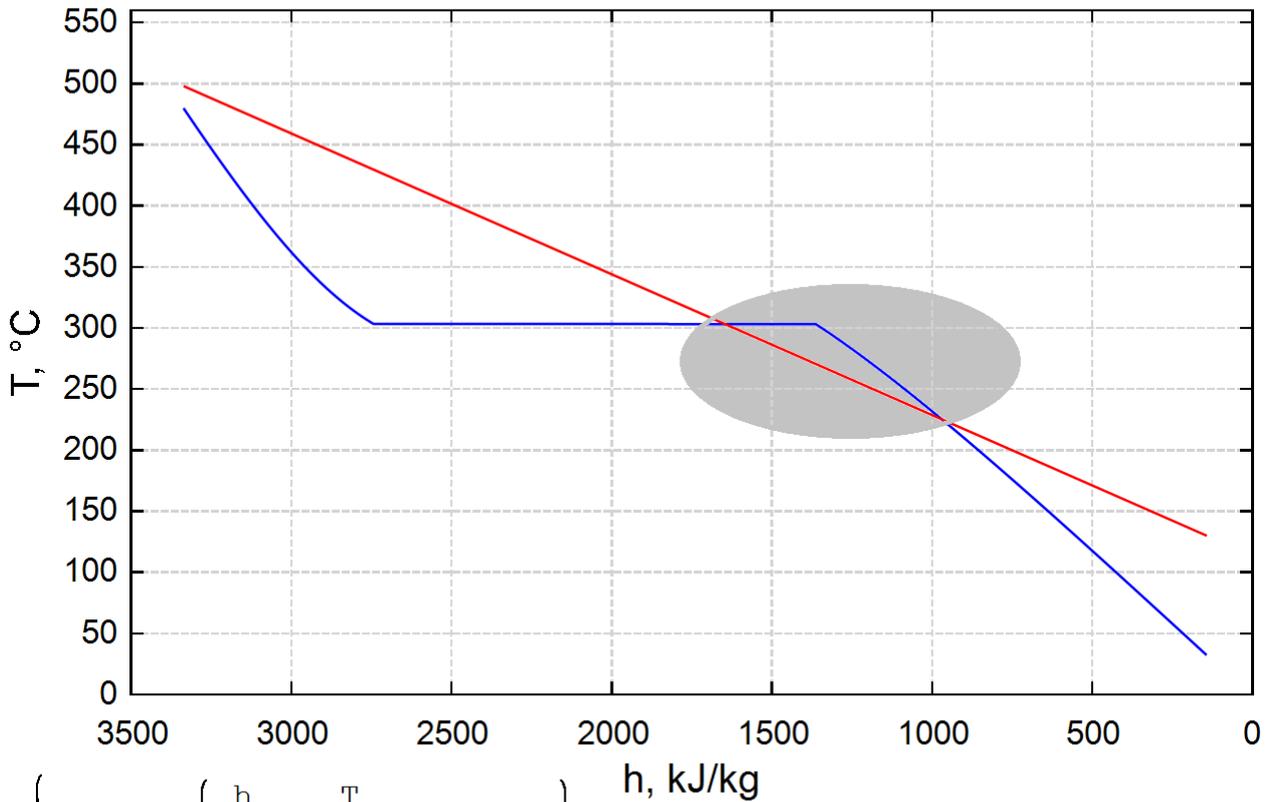
Все хорошо – термический КПД ПГУ (63.05%) оказался существенно выше такого же показателя у отдельных ГТУ (45.77%) и ПТУ (41.43%), но будет ли нормально работать такая бинарная установка!? Это можно оценить графически.

На рисунке 7 показана диаграмма в координатах "удельная энтальпия-температура", где синяя ломаная линия характеризует процессы нагрева питательной воды до температуры кипения (экономайзерная зона), превращение воды в сухой насыщенный пар (горизонтальная линия) и перегрев в пароперегревателе. Красная прямая линия соединяет точку входа и точку выхода дымовых газов в котле утилизаторе. Более правильно здесь нужно строить так называемую тепловую диаграмму в координатах "переданное тепло-температура". Для этого котел-утилизатор разбивается на элементарные участки, для которых по тепловому балансу ведется расчет температуры дымовых газов. Без этого этот параметр известен только на входе и на выходе из котла-утилизатора. Но мы ограничились диаграммой "удельная энтальпия-температура" с перевернутой шкалой абсцисс (удельная энтальпия) и с линейным изменением температуры дымовых газов, так как наши расчеты довольно грубые: показаны не количественные, а качественные характеристики.

□—Диаграмма

$$n := 3000 \quad i := [1..n]$$

$$T_{96_i} := T_9 + \frac{T_6 - T_9}{n} \cdot i \quad p_{96_i} := p_6 \quad h_{96} := \overrightarrow{\text{wspHPT}}(p_{96}, T_{96})$$



$$\left\{ \begin{array}{l} \text{augment} \left( \frac{h_{96}}{1000}, \frac{T_{96}}{\text{K}} - 273.15 \right) \\ \left[ \begin{array}{l} \frac{h_9}{1000} \quad \frac{T_5}{\text{K}} - 273.15 \\ \frac{h_6}{1000} \quad \frac{T_4}{\text{K}} - 273.15 \end{array} \right] \end{array} \right.$$

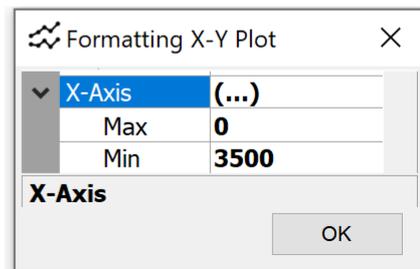


Рис. 7. Расчет парогазового цикла: условная тепловая диаграмма

Серый овал на рисунке 7 охватывает зону под названием "pinch-point" ("зона защемления"), где температура воды или влажного водяного пара оказалась выше температуры дымовых газов. Теоретически это можно допустить: вначале тепло передается от дымовых газов к водяному пару, затем обратно от воды (водяного пара) к дымовым газам, а потом снова от дымовых газов к воде. Но на практике такой теплообмен осуществить очень трудно и затратно, да и незачем. Поэтому паротурбинную часть ПГУ конструктивно разбивают на два или даже три контура, чтобы исключить явление "pinch-point".

Но прежде, чем мы начнём рассчитывать простейшую двухконтурную ПГУ, вернемся к рис.2, где показан ввод в расчет необычных пользовательских единиц измерения с разными единицами энергии и массы: килограмм пара, килограмм воды, килограмм газа. Казалось бы, что килограмм и есть килограмм, и он никак не связан с тем, какую массу им измеряют. Это, в принципе, и показано на рис. 2 – все эти пользовательские единицы привязаны к килограмму (kg). Такое необычное метрологическое уточнение сделано для того, чтобы при «выводе на печать» параметров рабочих тел в разных точках цикла, было сразу видно, о каком рабочем теле идет речь – о воде/водяном паре или о втором рабочем теле – о воздухе/дымовых газах. Но и не только. В идеале такое уточнение должно быть не просто инструментом комментирования расчётов, но и инструментом проверки правильности расчётов: переменная  $m$  (кратность циркуляции – отношение массового расхода воздуха/дымовых газов к расходу воды/водяного пара) не должна быть безразмерной величиной. Если величину  $m$  по ошибке не вставить в формулу определения КПД бинарного цикла ли вставить её неправильно, то должно быть получено сообщение об ошибке, а не численный ответ. Эта полезная опция пока не задействована ни в каких физико-математические пакетах, но в будущем это должно быть сделано – см. послесловие к главе 10, где подобные рассуждения касались единиц мощности: электрическая мощность, тепловая мощность, активная мощность, реактивная мощность, полная мощность... Кстати, если говорить о электрической мощности и тепловой мощности, то нужно сказать о том, что современные ТЭЦ, оснащенные ПГУ, как и обычные паротурбинные ТЭЦ могут вырабатывать одновременно и электрическую, и тепловую энергию. Онлайн-расчет одной такой ТЭЦ-ПГУ приведен на сайте <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-21.xmcd> (см. рис. 15 ниже).

Пакет SMath, как уже подчеркивалось в этой книге, может оперировать не просто числами, но и числами с единицами измерения длины, времени, энергии, мощности и т.д. Именно, единицами измерения, а не самими физическими величинами. Но пакет SMath не всегда способен правильно решать размерные задачи встроенными средствами. Тут приходится прибегать к пользовательским инструментам, позволяющим вводить в расчет разные физические величины с одинаковыми единицами измерения. Поясним это на примере расчета нашего простейшего цикла ПГУ. На рисунке 10 показан его заключительный фрагмент – итоговый расчёт термического КПД. Слева помещены формулы, где кратность циркуляции  $m$  (безразмерная величина!) либо совсем упущена (ответ 22.28%), либо вставлена не в том месте (148.37% и 2.76%). Если КПД окажется больше 100%, то без сомнений это говорит об ошибке в вычислениях. В двух других случаях это не так очевидно. Если же

принять, что переменная  $m$  величина размерная, то счёт по неправильным формулам будет пресекаться сообщением об ошибке (правый столбец формул). Без дополнительного пользовательского механизма учета физических величин есть большая вероятность, что ошибка осталась бы в расчете [6].

### Термический КПД парогазовой установки

$$\eta_{ПГУ} := \frac{l_{ГТУ} + l_{ПТУ}}{q_1} = 22.82 \%$$

$$\eta_{ПГУ} := \frac{l_{ГТУ} + l_{ПТУ}}{q_1} = \blacksquare \%$$

Физические величины не соответствуют.

$$\eta_{ПГУ} := \frac{l_{ГТУ} + m \cdot l_{ПТУ}}{q_1} = 148.37 \%$$

$$\eta_{ПГУ} := \frac{l_{ГТУ} + m \cdot l_{ПТУ}}{q_1} = \blacksquare \%$$

Физические величины не соответствуют.

$$\eta_{ПГУ} := \frac{l_{ГТУ} + l_{ПТУ}}{m \cdot q_1} = 2.76 \%$$

$$\eta_{ПГУ} := \frac{l_{ГТУ} + l_{ПТУ}}{m \cdot q_1} = \blacksquare \%$$

Физические величины не соответствуют.

$$\eta_{ПГУ} := \frac{m \cdot l_{ГТУ} + l_{ПТУ}}{q_1} = 63.05 \%$$

где

$$m = 8.265 \frac{\text{кг газа}}{\text{кг пара}}$$

$$l_{ГТУ} = 423.9 \text{ кДж/кг газа}$$

$$l_{ПТУ} = 1323 \text{ кДж/кг пара}$$

$$q_1 = 7655 \text{ кДж/кг газа}$$

$$m \cdot l_{ГТУ} + l_{ПТУ} = 4827 \text{ кДж/кг пара}$$

$$l_{ГТУ} + \frac{l_{ПТУ}}{m} = 584 \text{ кДж/кг газа}$$

Рис. 8. Завершение расчёта цикла ПГУ

В бинарном цикле, показанном на рис. 3, циркулируют два “килограмма” – “килограммы” газа (воздуха – первое рабочее тело) и “килограммы” воды/водяного пара (второе рабочее тело). Их соотношение хранится в переменной  $m$ , которая традиционно считается безразмерной. Но расход газа и расход воды/водяного пара в термодинамическом цикле – это, повторяем, *разные* физические величины, имеющие *одинаковые* единицы измерения. Этот нюанс учтен в наших расчетах бинарного цикла вводом не разных

физических величин, а разных единиц их измерения, где под килограммы первого рабочего тела (газа) зарезервирована единица измерения, не используемая в данном расчете – кандела (cd), например. Это позволяет избежать ошибок в расчете, когда складывается, например, удельная работа газовой турбины с удельной работой паровой турбины без учета величины  $m$ , которая в данном случае будет уже размерной с единицей кг газа/кг пара. Пример расчета, приведенный на рис. 2, довольно простой, где ошибку несложно заметить и исправить. Но при расчетах двух (см. ниже) и трехконтурных ПГУ, где балансные формулы намного сложнее, вероятность появления такого рода ошибок довольно велика. Избежать их позволяет вышеописанный прием назначения термодинамическим величинам с одинаковыми единицами измерения статуса разных физических величин и отказа считать отношения расходов рабочих тел безразмерными величинами.

Тут следует отметить, что большинство компьютерных программ расчета теплотехнических установок, упомянутых выше, не работают ни с физическими величинами, ни с единицами их измерения. Но в настоящее время это становится неприемлемым, не только из-за возможных ошибок в расчетах, но и по причине возросших требований по документированию расчетов, которые, в частности, требуют, чтобы после каждой использованной формулы были расписаны не только переменные с их текущими числовыми значениями, но и сочетания переменных (отдельные части формул), раскрывающие ее физическую суть. Это отмечено на рис. 8, где после формулы подсчета значения термического КПД цикла ПГУ дана роспись отдельных физических величин.

Ещё один аспект компьютерных расчетов бинарных циклов заключается в нестыковках графического отображения термодинамических циклов с двумя рабочими телами на различных диаграммах, которыми часто иллюстрируют циклы. А такая иллюстрация важна не только для образования и самообразования, но и для контроля корректности расчетов.

Обычно для графического отображения процессов преобразования энергии в ПГУ используют две диаграммы: Q, T-диаграмму, отражающую процесс генерации пара в котле-утилизаторе, и h, s-диаграмму процесса расширения пара в турбине. При этом часто не публикуют диаграммы цикла ГТУ, что снижает наглядность процессов, происходящих в бинарных циклах.

Современные математические программы типа SMath позволяют такие иллюстрации делать довольно быстро и точно. При этом диаграммы будут «живыми»: если изменить исходные данные, то линии на диаграммах переместятся на новое место,

фиксируя изменения в расчете. Этот аспект очень важен в настоящее время, т.к. сейчас в электронный вид переводятся не только учебники для студентов, но и техническая документация и разного рода производственные инструкции с иллюстрациями. Но тут возникают проблемы, связанные, в частности, с горизонтальным и вертикальным позиционированием таких диаграмм ПГУ, а также с их масштабированием.

В чём же заключается эта проблема?

Для теплотехнических расчетов важны не сами абсолютные значения удельной внутренней энергии, эксергии, энтальпии и энтропии рабочих тел, а только их изменения, фиксирующие направление и/или степень совершенства тех или иных теплофизических процессов, связанных с конкретными рабочими телами. Но разработчики баз данных по термодинамическим свойствам веществ берут разные точки отсчета для расчёта абсолютных значений калорических свойств рабочих тел, не руководствуясь какими-то едиными стандартами. Так, для расчета значений калорических свойств воды/водяного пара (см. главу 1), как правило, принимают равными нулю абсолютные значения удельной внутренней энергии и энтропии жидкости в тройной точке воды, а для многих газов – точкой отсчета принимаю точку при нормальном (атмосферном) давлении с температурой 0 К.

Если энтальпия или внутренняя энергия увеличиваются, то к рабочему телу подводится энергия, и наоборот. Если водяной пар или газ в турбине расширяется с увеличением энтропии, то процесс считается необратимым, и т.д. По степени же увеличения значения энтропии судят о степени необратимости этого процесса, что фиксируется внутренним относительным КПД энергоустановок (см. рис. 8.1 и 8.9 в главе 8).

На рисунках 3–13 показаны «живые» диаграммы поведения рабочих тел в простейшей ПГУ, где была изображена «мертвая» диаграмма (см. рис. 3). «Мертвая», повторяем, в том смысле, что изменение начальных параметров ПГУ никак не сказывается на виде её диаграмм. Чего не скажешь о «живой» диаграмме.

На рисунках 3 и 10 показаны две традиционные «живые» диаграммы: диаграмма цикла ПТУ на перегретом водяном паре (слева: линии с точками 6, 7, 8 и 9) и диаграмма цикла ГТУ (справа: линии с точками 1, 2, 3, 4 и 5). На свободных местах диаграмм помещено увеличение участка цикла ПТУ вблизи питательного насоса и схема одноконтурного котла-утилизатора с экономайзером, испарительной частью и пароперегревателем. У котла П-образная компоновка, что нетипично для котлов-утилизаторов парогазовых установок, но на рисунках такая схема прорисована для

компактности. Читатель может мысленно перенести пароперегреватель в верхнюю часть котла, чтобы получилась некая башенная схема, принятая для ПГУ в видах уменьшения газодинамических потерь. Мы этого вопроса ещё коснемся ниже.

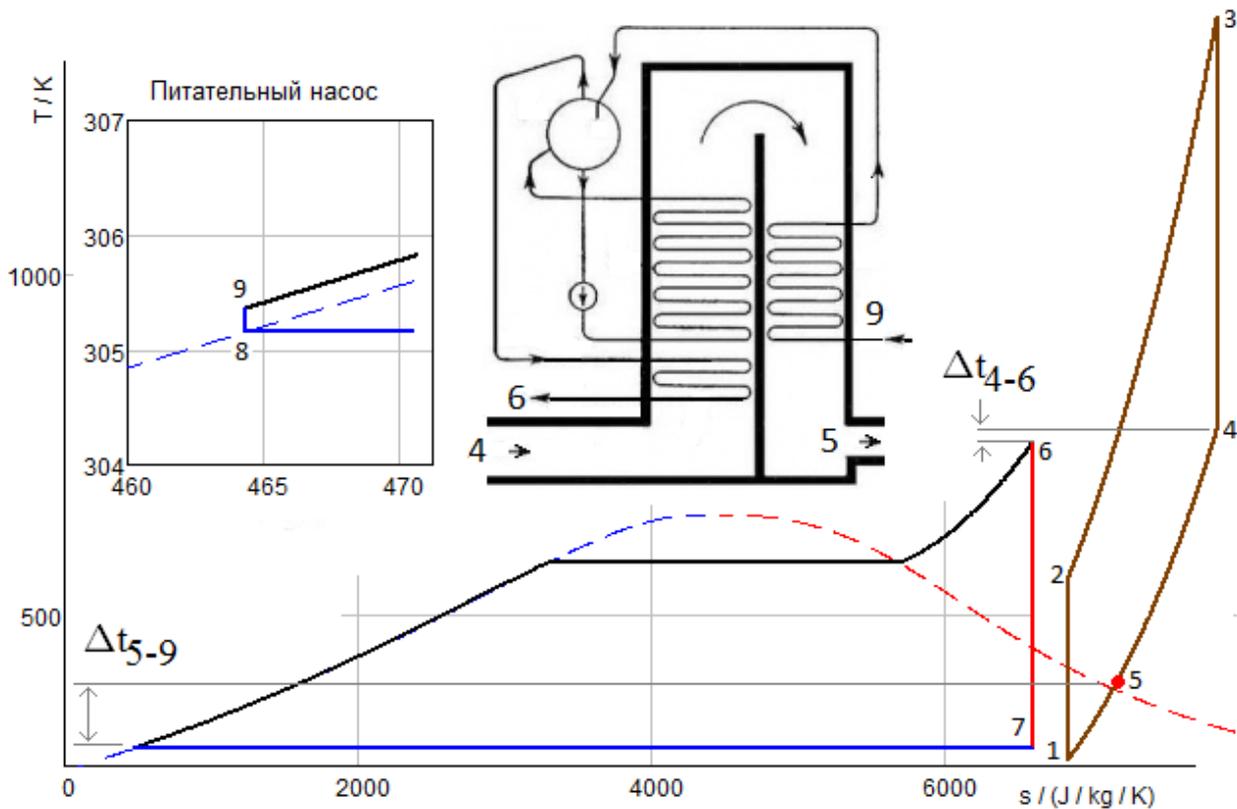


Рис. 9. Исходная T, s-«живая» диаграмма бинарного цикла ПГУ

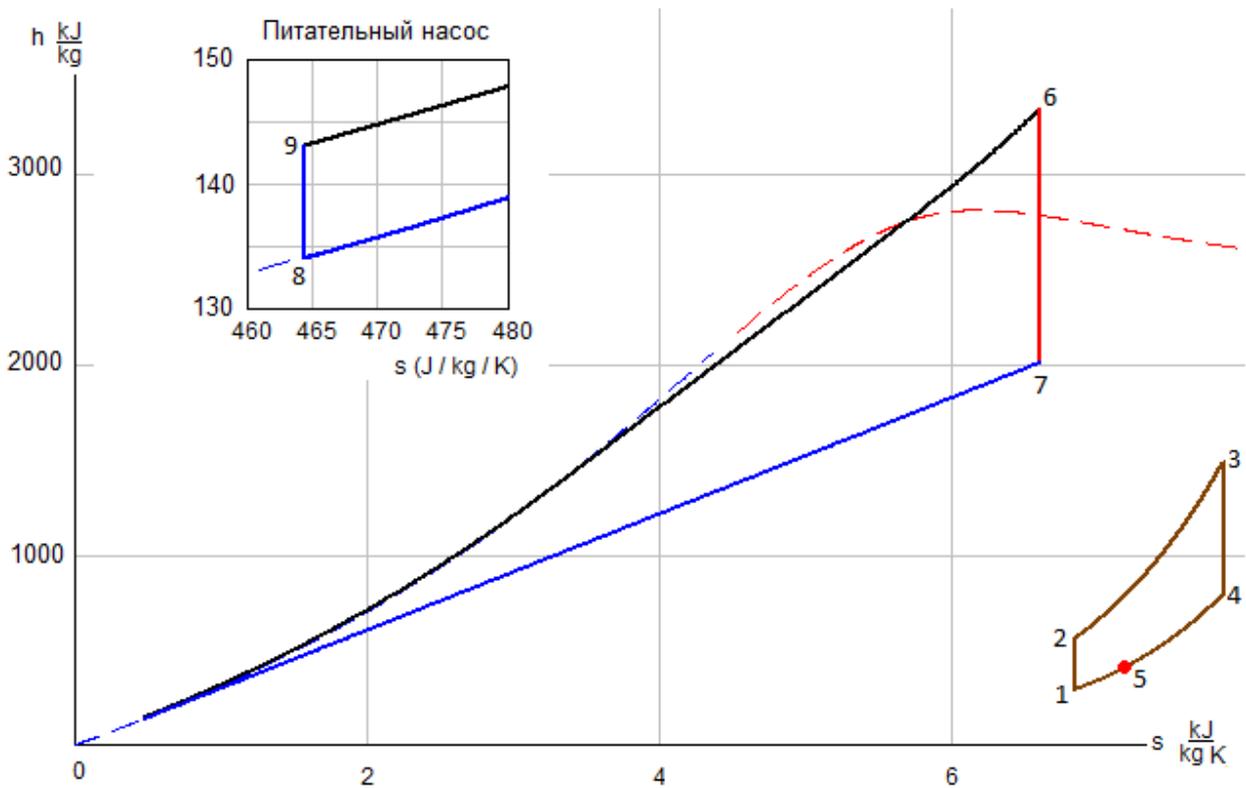


Рис. 10. Исходная  $h, s$ -диаграмма бинарного цикла ПГУ

Какую-либо полезную количественную информацию из диаграмм, показанных на рис. 9 и 10, получить довольно трудно. Более того, они дают искаженную информацию о вкладе двух рабочих тел в процесс производства электроэнергии на ПГУ: «петля» цикла ГТУ намного меньше «петли» цикла ПТУ, хотя на самом деле газовая турбина производит электроэнергии в несколько раз больше своей пароводяной напарницы, и мы это уже отметили. Из диаграммы на рис. 9 можно только проследить за температурными напорами ( $\Delta t_{5-9}$  и  $\Delta t_{4-6}$ ) на краях котла-утилизатора, представляющего из себя противоточный теплообменник. Но проанализировать этот температурный напор внутри котла-утилизатора по такой диаграмме невозможно. Это мы сделаем позже.

Другая картина наблюдается, если на диаграммах, во-первых, учесть значение параметра  $m$  (отношение расхода газа к расходу воды/водяного пара) и, во-вторых, сделать сдвиг диаграмм, нивелирующий разные базовые точки отсчета **калорических** свойств используемых двух рабочих тел бинарного цикла – см. рис. 11 и 12.

На рисунке 11 традиционная  $h, s$ -диаграмма показана с увеличением на величину  $m$  масштаба цикла ГТУ, что позволило зафиксировать горизонтальными линиями 5–8 и 4–6 процесс утилизации сбросного тепла газовой турбины в цикле ПТУ: разность  $h_4-h_5$  равна разности  $h_6-h_9$ .

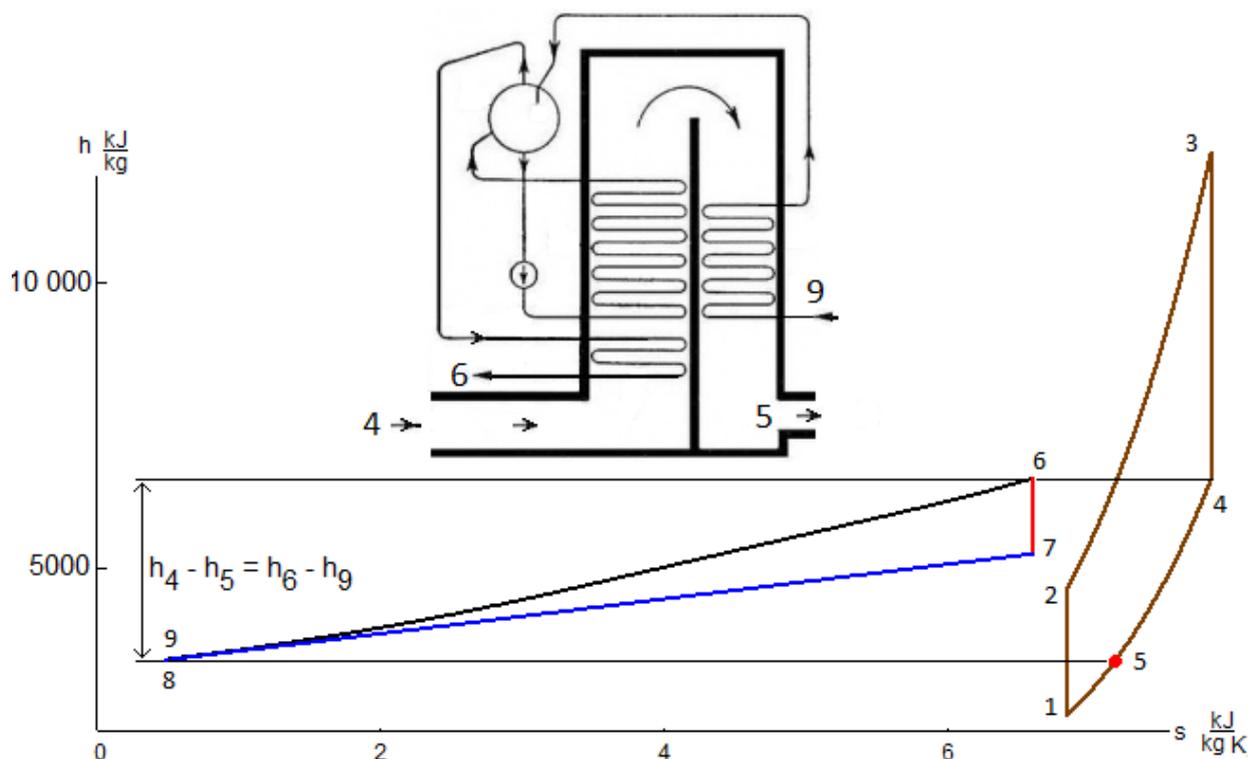


Рис. 11.  $h, s$ -«живая» диаграмма бинарного цикла ПГУ с увеличенным масштабом цикла ГТУ

Еще более информативной будет диаграмма цикла ПТУ, если ее с масштабированием и сдвигом построить в координатах температура–энтальпия – см. рис. 12, где помимо потока утилизируемой энергии (вертикальные линии 5–8 и 4–6) показан температурный график котла-утилизатора (противоточного теплообменника) с фиксацией ошибки в нашем расчете парогазового цикла. На диаграмме рисунка 12 становится видна уже упомянутая нами (см. также рис. 7) так называемая *pinch point* – точка, вернее, участок с «опрокинутым» теплообменом. Это явление и другие факторы, повторяем, заставляют проектировщиков парогазовых установок использовать двух и трехконтурные схемы с двумя-тремя барабанами, термодинамический сетевой, открытый и интерактивный расчет которых размещен на авторском сайте <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНВ/tdc.html> и описан ниже.

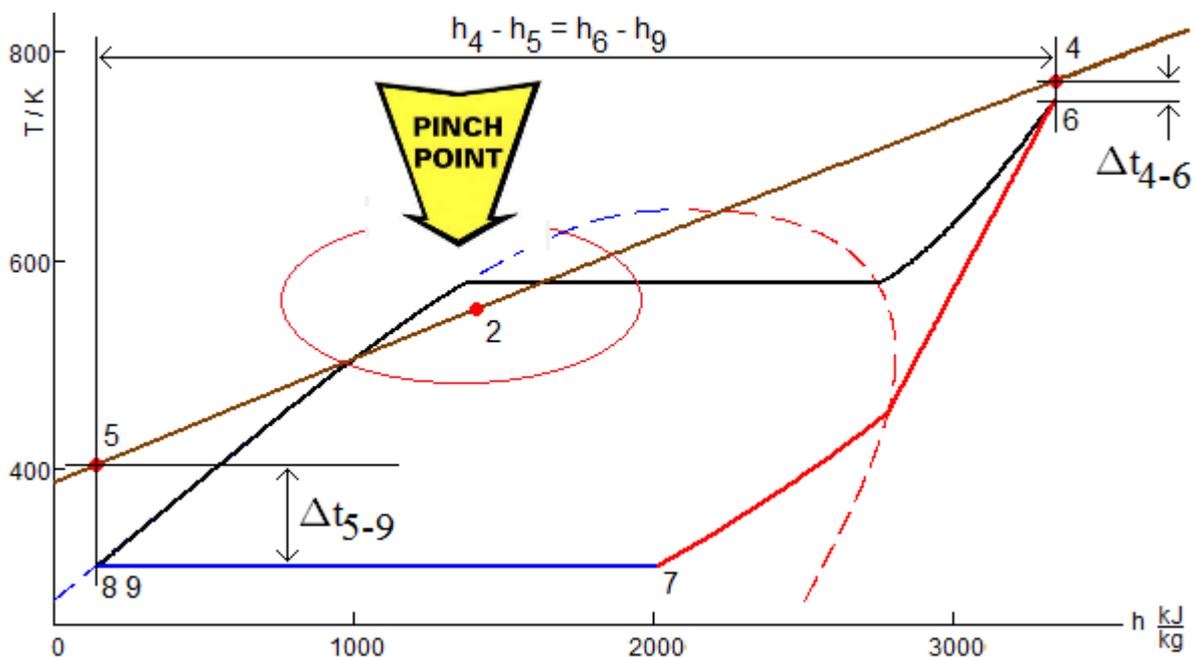


Рис. 12. Т, h-«живая» диаграмма бинарного цикла ПГУ с увеличенным масштабом сдвинутой диаграммы цикла ГТУ

На рисунках 11 и 12 область диаграммы, отображающая процесс повышения давления в питательном насосе, сжалась в одну точку. В связи с этим эту область пришлось продублировать с изменением масштаба на осях графиков. Альтернативный способ, исключая дублирование графика, – это использование трехмерных диаграмм термодинамических циклов, две из которых показаны на рис. 13. Ввод дополнительной оси «давление рабочего тела», позволило «растянуть» точку 8-9 (повышение давления питательной воды) в линию. Дополнительно на диаграммах на рис. 13 показаны линии постоянной степени сухости водяного пара, простирающейся от критической точки до точки 7 (конец процесса расширения пара в турбине).

И еще один важный момент. На рисунке 12 диаграмма цикла ГТУ выродилась в линию, часть которой (с точками 5, 2 и 4) отображена поверх цикла ПГУ. Это связано с тем, что в нашем расчете учитывались свойства не реального рабочего вещества, а идеального газа, у которого энтальпия зависит только от температуры и не зависит от давления.

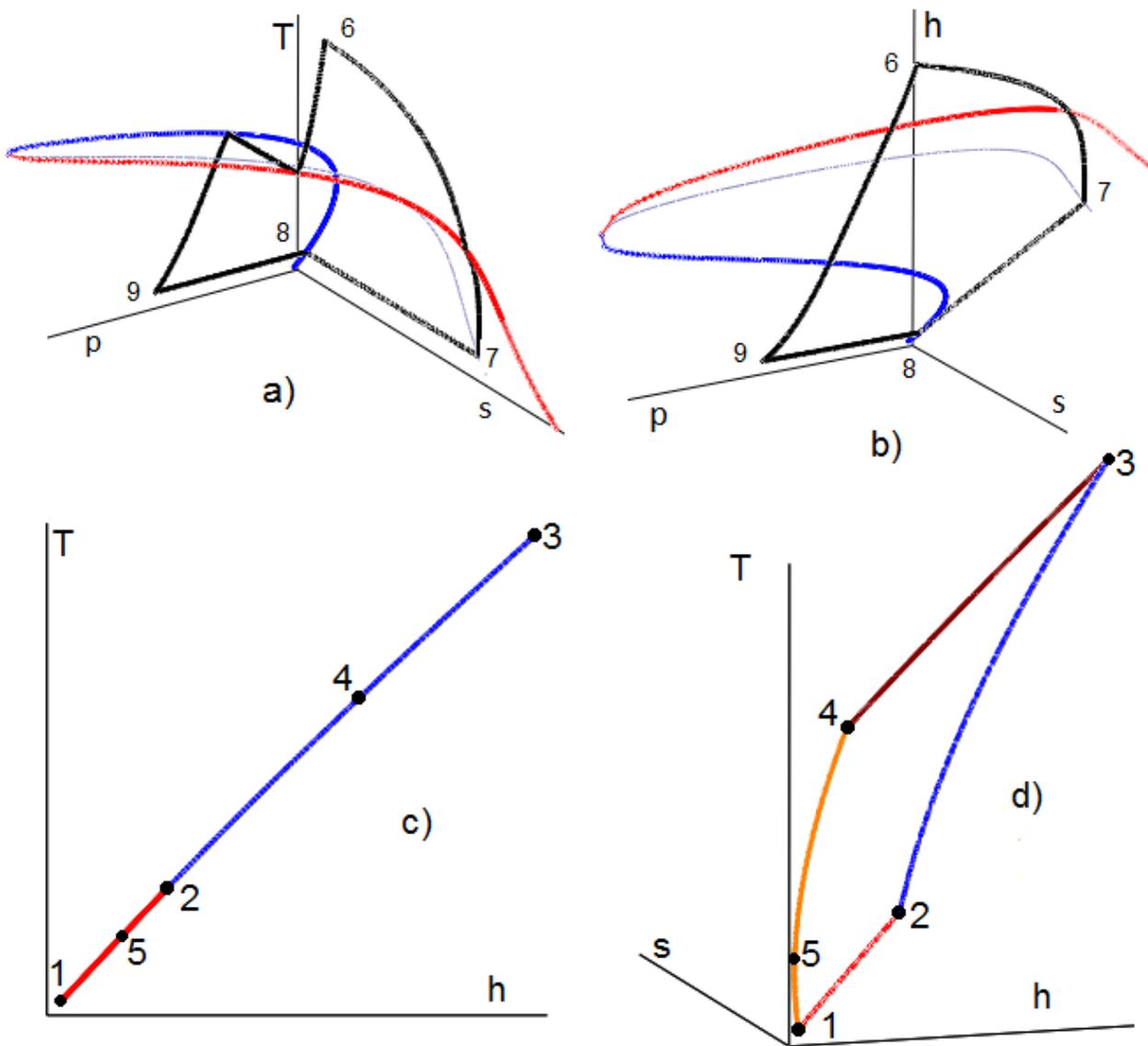


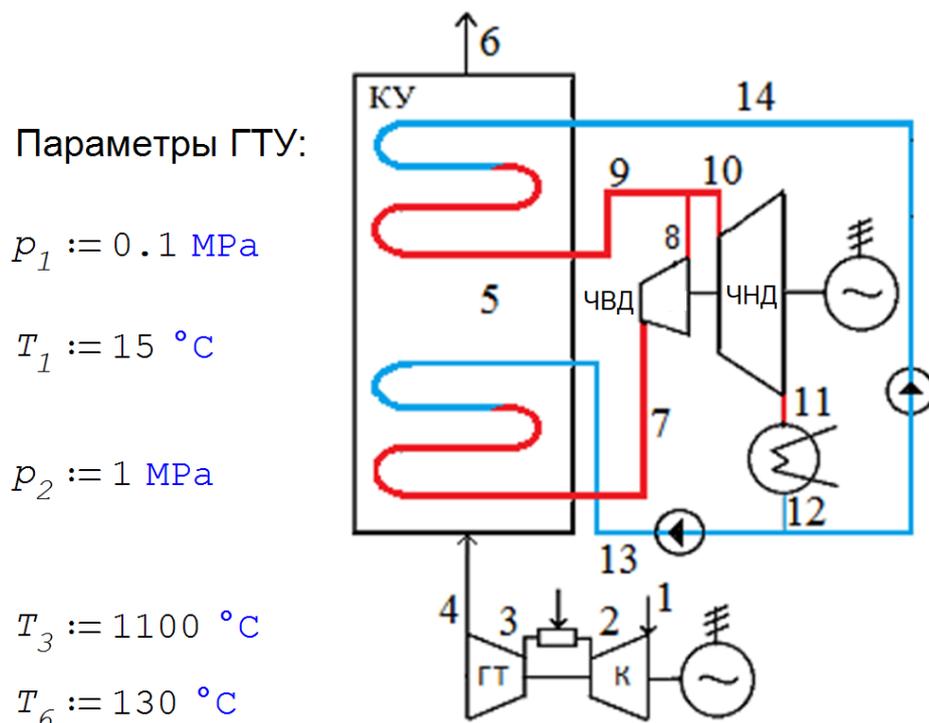
Рис. 13. Трёхмерные диаграммы паротурбинного (вверху) и газотурбинного (внизу) циклов: а)  $T, s, p$ -диаграмма цикла ПТУ на перегретом паре, б)  $h, s, p$ -диаграмма цикла ПТУ, в)  $T, h$ -диаграмма цикла ГТУ (третья ось направлена в сторону зрителя) и д)  $T, h$ -диаграмма цикла ГТУ

Итак, расчёт двухконтурной ПГУ!

На рисунке 14 показана структура SMath-документа с расчётом простейшей двухконтурной ПГУ. Две половины котла-утилизатора выполнены в виде отдельных барабанных котлов (на схеме барабаны не показаны) с экономайзерным, испарительным и пароперегревательным участками, либо в виде отдельных прямоточных котлов с докритическими или сверхкритическими параметрами. Необходимо рассчитать термический КПД такой установки, построить  $T, h$ - ( $T, Q$ ) диаграмму котла-утилизатора и убедиться, что там нет «опрокидывания» теплообмена, зафиксированного на рис. 7 и 12.

⊕—Дополнительные единицы измерения

⊖—Схема установки и ввод исходных данных



Параметры ГТУ:

$$p_1 := 0.1 \text{ МПа}$$

$$T_1 := 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_2 := 1 \text{ МПа}$$

$$T_3 := 1100 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_6 := 130 \text{ }^\circ\text{C}$$

Параметры ПТУ:

$$T_7 := 480 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_7 := 7 \text{ МПа}$$

$$p_{11} := 5 \text{ кПа}$$

$$p_8 := 0.5 \text{ МПа}$$

$$T_9 := 180 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$G_{13}/G_{14} := 3$$

это отношение расхода питательной воды в точке 13 и точке 14

⊕—Расчет ГТУ

⊕—Расчет ЧНД и ЧВД паровой турбины

⊕—Расчет кратности циркуляции  $m$

⊕—Расчет термического КПД ПГУ

Рис. 14. Структура расчета двухконтурной ПГУ: схема установки, ввод исходных данных и вызов функций по свойствам воздуха

Дополнительным Исходным (заданным) параметром расчёта будет величина, хранящаяся в переменной с именем  $G_{13}/G_{14}$ .

Расчёты, скрытые в свернутых областях с именами Расчет ГТУ и ЧНД и ЧВД паровой турбины, практически повторяют расчёты, показанные на рис. 4 и 5. В них определяются параметры рабочих тел в точках цикла, отмеченных на рис. 14 с опорой на функции пакета WaterSteamPro.

На рисунке 15 показан область расчёта с определением кратности циркуляции  $m$  в контурах низкого и высокого давления, а также температуры дымовых газов в точке 5. В расчёте фигурируют отдельные переменные с именами  $G_{13}$  и  $G_{14}$ , (массовые расходы воды/водяного пара в двух контурах ПГУ), но они не имеют численных значений и

сокращаются при делении на переменную  $G_{14}$  левых и правых частей балансных уравнений.

□ — Расчет кратности циркуляции  $m$

Часть теплоты выхлопа газовой турбины тратится на выработку пара в котле-утилизаторе:

$$G_r \cdot (h_4 - h_6) = (h_7 - h_{13}) \cdot G_{13} + (h_9 - h_{14}) \cdot G_{14} \quad \text{делим на } G_{14}$$

$$\frac{G_r}{G_{14}} \cdot (h_4 - h_6) = (h_7 - h_{13}) \cdot \frac{G_{13}}{G_{14}} + (h_9 - h_{14}) \cdot \frac{G_{14}}{G_{14}} \quad m_{\text{ЧНД}} = \frac{G_r}{G_{14}}$$

$$m_{\text{ЧНД}} \cdot (h_4 - h_6) = (h_7 - h_{13}) \cdot G_{13}/G_{14} + (h_9 - h_{14}) \cdot 1 \quad G_{13}/G_{14} = \frac{G_{13}}{G_{14}}$$

$$m_{\text{ЧНД}} := \text{solve} \left( m_{\text{ЧНД}} \cdot (h_4 - h_6) = (h_7 - h_{13}) \cdot G_{13}/G_{14} + (h_9 - h_{14}), m_{\text{ЧНД}}, 0, 50 \right) = 31.91 \frac{\text{кг газа}}{\text{кг пара}}$$

$$m_{\text{ЧВД}} = \frac{G_r}{G_{13}} \quad m_{\text{ЧВД}} = \frac{m_{\text{ЧНД}} \cdot G_{14}}{G_{13}} \quad m_{\text{ЧВД}} := \frac{m_{\text{ЧНД}}}{G_{13}/G_{14}} = 10.64 \frac{\text{кг газа}}{\text{кг пара}}$$

$$G_r \cdot (h_4 - h_5) = G_{13} \cdot (h_7 - h_{13}) \quad \text{делим на } G_{14}$$

$$\frac{G_r}{G_{14}} \cdot (h_4 - h_5) = \frac{G_{13}}{G_{14}} \cdot (h_7 - h_{13}) \quad m_{\text{ЧНД}} \cdot (h_4 - h_5) = G_{13}/G_{14} \cdot (h_7 - h_{13})$$

$$h_5 := \frac{m_{\text{ЧНД}} \cdot h_4 - G_{13}/G_{14} \cdot (h_7 + h_{13})}{m_{\text{ЧНД}}} = 461.1 \text{ кДж/кг газа}$$

$$T_5 := \text{wspgTGSH}(GS, h_5) = 185.6 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_9 = 180 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_5 > T_9 = 1 \quad \text{Да! Температура в точке 5 (дымовые газы) выше температуры в точке 9 (вода/водяной пар).}$$

## Рис. 15. Расчет кратности циркуляции по двум контурам ПГУ

Расчёт термического КПД двухконтурной ПГУ показан на рис. 16. Вывод соответствующей формулы сделан через деление числителя (удельные работы турбин минус удельные работы компрессора и насосов) и знаменателя (удельное подведенное тепло в камере сгорания ГТУ) на величину  $G_{14}$ . Удельная энтальпия водяного пара на вход в ЧНД (точка 10) определяется через решение соответствующего балансного уравнения.

□ — Расчет термического КПД ПГУ

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{\text{Газовая турбина} \quad \text{Компрессор} \quad \text{Работа ЧВД} \quad \text{Работа ЧНД} \quad \text{Питат. насос ЧНД} \quad \text{Питат. насос ЧВД}}{G_r \cdot (h_3 - h_4) - G_r \cdot (h_2 - h_1) + G_{13} \cdot (h_7 - h_8) + (G_{13} + G_{14}) \cdot (h_{10} - h_{11}) - G_{14} \cdot (h_{14} - h_{12}) - G_{13} \cdot (h_{13} - h_{12})} \\ G_r \cdot (h_3 - h_2)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{\frac{G_r}{G_{14}} \cdot (h_3 - h_4) - \frac{G_r}{G_{14}} \cdot (h_2 - h_1) + \frac{G_{13}}{G_{14}} \cdot (h_7 - h_8) + \left(\frac{G_{13}}{G_{14}} + \frac{G_{14}}{G_{14}}\right) \cdot (h_{10} - h_{11}) - \frac{G_{14}}{G_{14}} \cdot (h_{14} - h_{12}) - \frac{G_{13}}{G_{14}} \cdot (h_{13} - h_{12})}{\frac{G_r}{G_{14}} \cdot (h_3 - h_2)}$$

делим на  $G_{14}$

$$G_{14} \cdot h_9 + G_{13} \cdot h_7 = (G_{13} + G_{14}) \cdot h_{10} \quad \text{делим на } G_{14} \quad \frac{G_{14}}{G_{14}} \cdot h_9 + \frac{G_{13}}{G_{14}} \cdot h_7 = \left(\frac{G_{13}}{G_{14}} + \frac{G_{14}}{G_{14}}\right) \cdot h_{10}$$

$$1 \cdot h_9 + G_{13}/G_{14} \cdot h_7 = (G_{13}/G_{14} + 1) \cdot h_{10} \quad h_{10} := \frac{h_9 + G_{13}/G_{14} \cdot h_7}{G_{13}/G_{14} + 1} = 3225 \text{ кДж/кг пара}$$

$$\eta_{\text{ПГУ}} := \frac{m_{\text{чнд}} \cdot (h_3 - h_4) - m_{\text{чнд}} \cdot (h_2 - h_1) + G_{13}/G_{14} \cdot (h_7 - h_8) + (G_{13}/G_{14} + 1) \cdot (h_{10} - h_{11}) - (h_{14} - h_{12}) - G_{13}/G_{14} \cdot (h_{13} - h_{12})}{m_{\text{чнд}} \cdot (h_3 - h_2)}$$

$$\eta_{\text{ПГУ}} = 67.2 \%$$

Рис. 16. Расчёт термического КПД двухконтурной ПГУ

Расчёты, описанные выше, позволили построить диаграмму, показанную на рис. 17. Опрокидывание теплообмена не наблюдается. Что и требовалось доказать и показать!

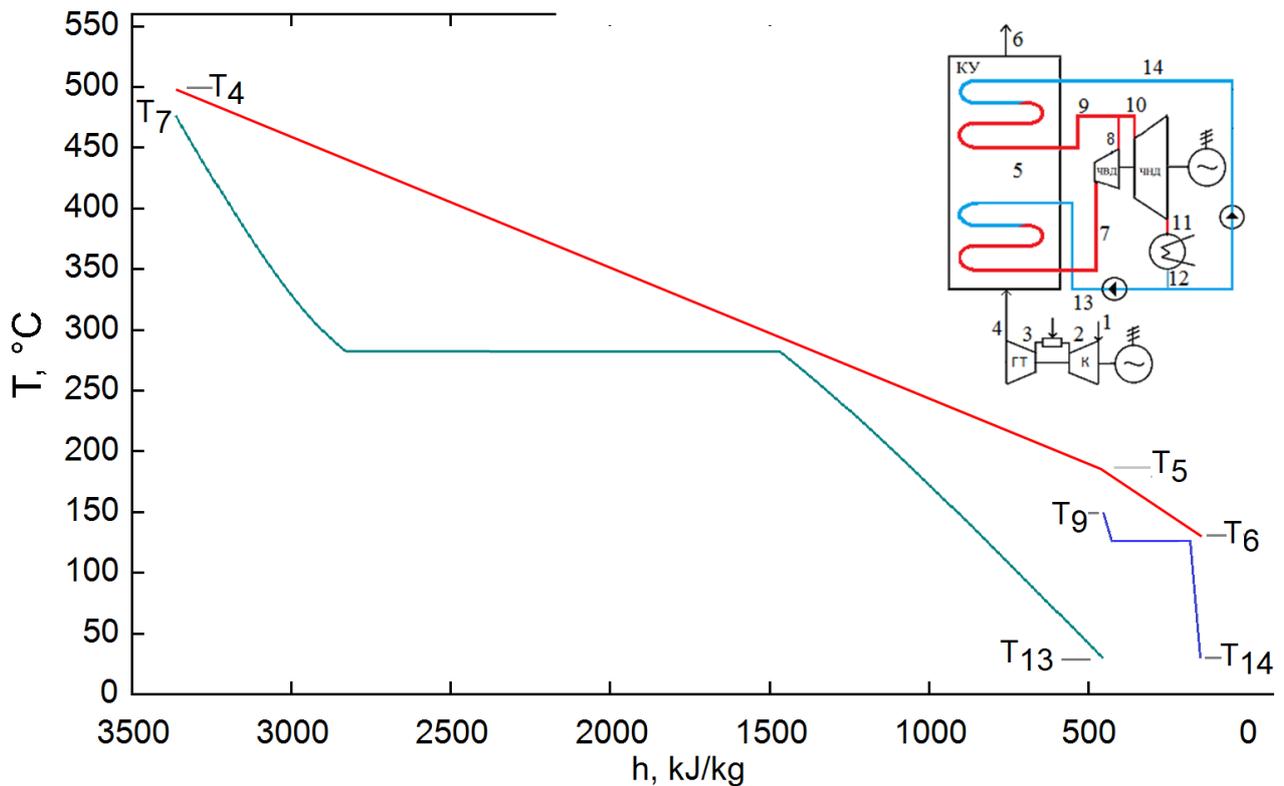


Рис. 17. Диаграмма «температура – удельная энтальпия» двухконтурной ПГУ