

#### 7.4. Энергетический и эксергетический анализ паротурбинной установки

Оценка экономичности цикла ПТУ с помощью эффективного КПД  $\eta_e$  (7.20) показывает, какая доля теплоты, выделившейся при сгорании топлива, преобразуется в работу. Однако она не позволяет судить о том, насколько полно использована эксергия топлива, то есть о степени термодинамического совершенства преобразования энергии в этой установке. В ней не учитываются потери эксергии химической энергии топлива при его сжигании, потери эксергии, связанные с внешней необратимостью процессов, обусловленной разностью температур при теплообмене между источниками теплоты и рабочим телом.

Внешняя необратимость процесса не приводит к потерям энергии. Одно и то же количество теплоты может быть передано от горячего источника теплоты к рабочему телу при различной разности температур между ними. Поэтому внешняя необратимость не проявляется при энергетическом анализе установки. Однако способность рабочего тела производить работу – эксергия – зависит от его температуры и внешняя необратимость ведет к потерям эксергии. Следовательно, внешняя необратимость, наряду с внутренней необратимостью процессов, рассмотренной в разделе 7.2, проявится при эксергетическом анализе установки.

Эксергетический анализ позволяет судить о термодинамическом совершенстве всей установки и ее частей. При проведении его применяются рассмотренные в разделе 6.2 понятия потери эксергии (6.5) и эксергетического КПД (6.6). Как выполняется такой анализ лучше всего можно продемонстрировать на примере конкретной установки.

Рассчитаем энергетические и эксергетические показатели паротурбинной установки, для которой известны следующие данные: давление пара на выходе из пароперегревателя котла  $p_n = 13$  МПа; температура пара на выходе из пароперегревателя котла  $t_n = 550^\circ\text{C}$ ; давление пара на входе в турбину  $p_1 = 12,5$  МПа; температура пара на входе в турбину  $t_1 = 540^\circ\text{C}$ ; давление пара в конденсаторе  $p_2 = 4$  кПа; максимальная температура продуктов сгорания топлива  $t_5 = 2000^\circ\text{C}$ ; КПД парового котла  $\eta_{ка} = 0,91$ ; внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{oi}^T = 0,88$ ; внутренний относительный КПД насоса  $\eta_{oi}^H = 0,85$ ; механический КПД  $\eta_m = 0,99$ ; КПД электрического генератора  $\eta_r = 0,98$ . Параметры окружающей среды: температура  $t_0 = 10^\circ\text{C}$ , давление  $p_0 = 0,1$  МПа. Продукты сгорания обладают свойствами воздуха.

Схема рассматриваемой установки представлена на рис. 7.15, а соответствующий цикл в  $T,s$  – диаграмме – на рис. 7.16.

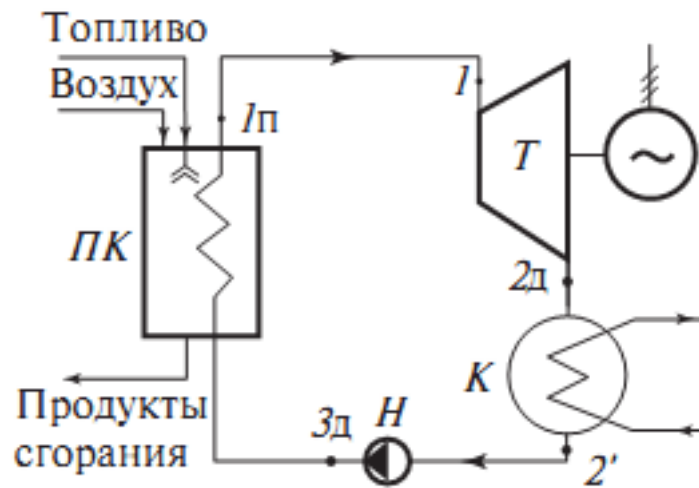


Рис. 7.15

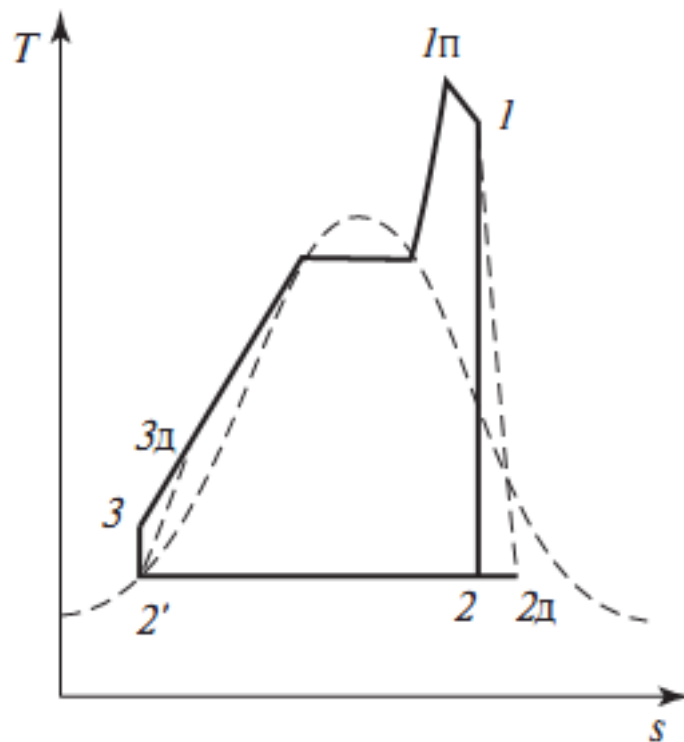


Рис. 7.16

Для проведения расчета вначале определим необходимые значения термодинамических свойств воды и водяного пара в характерных точках цикла с помощью таблиц [8], фрагмент которых приведен в *Приложении*, или программы [4]:

$$h_{п} = 3471,4 \text{ кДж/кг}; s_{п} = 6,6087 \text{ кДж/(кг.К)}; h_1 = 3450,4 \text{ кДж/кг}; s_1 = 6,5997 \text{ кДж/(кг.К)}; h_{2'} = 121,4 \text{ кДж/кг}; s_{2'} = 0,4224 \text{ кДж/(кг.К)}; s_{2''} = 8,4735 \text{ кДж/(кг.К)}; h_{2''} = 2553,7 \text{ кДж/кг}; t_2 = 28,96^\circ\text{C}; h_3 = 134,4 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпию пара в конце изоэнтропного расширения  $h_2$  определим, найдя из условия  $s_2 = s_1$  по соотношению (5.16) степень сухости пара

$$x_2 = (s_2 - s_2') / (s_2'' - s_2') = (6,5997 - 0,4224) / (8,4735 - 0,4224) = 0,7673,$$

а затем по аналогичному соотношению и энтальпию

$$h_2 = (1 - x)h_2' + xh_2'' = (1 - 0,7673)121,4 + 0,7673 \cdot 2553,7 = 1987,7 \text{ кДж/кг}$$

(в программе [4] значение  $h_2$  определяется автоматически при задании  $p_2$  и  $s_2$ ).

Энтальпию пара в конце необратимого процесса расширения  $h_{2д}$  рассчитаем, используя формулу (7.13) для относительного внутреннего КПД турбины

$$h_{2д} = h_1 - \eta_{oi}^T (h_1 - h_2) = 3450,4 - 0,88(3455,8 - 1987,7) = 2163,2 \text{ кДж/кг},$$

что позволяет определить степень сухости пара в конце действительного процесса расширения

$$x_{2д} = (h_{2д} - h_2') / (h_2'' - h_2') = (2163,2 - 121,4) / (2553,7 - 121,4) = 0,8394$$

и его энтропию

$$s_{2д} = (1 - x_{2д})s_2' + x_{2д}s_2'' = (1 - 0,8394)0,4224 + 0,8394 \cdot 8,4735 = 7,1805 \text{ кДж/(кг.К)}$$

Энтальпию воды в конце необратимого процесса сжатия ее в насосе  $h_{3д}$  вычислим, применив формулу (7.14) для относительного внутреннего КПД насоса

$$h_{3д} = h_2' + (h_3 - h_2') / \eta_{oi}^H = 121,4 + (134,4 - 121,4) / 0,85 = 136,7 \text{ кДж/кг}$$

По этой величине при давлении  $p_n$  в таблицах [8] или с помощью программы [4] найдем значение энтропии воды в этом состоянии  $-s_{3д} = 0,4300 \text{ кДж/(кг.К)}$

Зная свойства воды и пара в характерных точках цикла, можно по формуле (7.12) определить его внутренний КПД

$$\eta_i = [(3450,4 - 2163,2) - (136,7 - 121,4)] / (3450,4 - 136,7) = 0,384,$$

а рассчитав КПД главного паропровода

$$\eta_{пп} = (h_1 - h_{3д}) / (h_n - h_{3д}) = (3450,4 - 136,7) / (3471,4 - 136,7) = 0,994,$$

по формуле (7.20) найти *эффективный КПД паротурбинной установки*

$$\eta_e^{ПТУ} = \eta_{ка} \eta_{пп} \eta_i \eta_m \eta_e = 0,91 \cdot 0,994 \cdot 0,383 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,337$$

Перейдем теперь к эксергетическому анализу установки. Для этого прежде всего, определим свойства наших рабочих тел при параметрах окружающей среды.

Для воды при  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$  и  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  по [8] или [4] найдем:  $h_0 = 42,1 \text{ кДж/кг}$ ;  $s_0 = 0,1511 \text{ кДж/(кг.К)}$ . Для газообразных продуктов сгорания топлива, принимая, что их свойства совпадают со свойствами воздуха, по [2,3], таблице П1 или [4] при  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  получим:  $h_{0,г} = 284,5 \text{ кДж/кг}$ ;  $s_{0,г} = 6,8307 \text{ кДж/(кг.К)}$

Далее определим эксергию воды и водяного пара в характерных точках цикла. Учитывая, что все процессы в установке происходят в потоке вещества, расчет эксергии проведем по формуле (6.2)  $e = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$ .

$$e_n = (3471,4 - 42,1) - 283,15(6,6087 - 0,1511) = 1600,8 \text{ кДж/кг}$$

$$e_1 = (3450,4 - 42,1) - 283,15(6,5997 - 0,1511) = 1582,4 \text{ кДж/кг}$$

$$e_2 = (1987,7 - 42,1) - 283,15(6,5997 - 0,1511) = 119,6 \text{ кДж/кг}$$

$$e_{20} = (2163,2 - 42,1) - 283,15(7,1805 - 0,1511) = 130,7 \text{ кДж/кг}$$

$$e_{2'} = (121,4 - 42,1) - 283,15(0,4224 - 0,1511) = 2,5 \text{ кДж/кг}$$

$$e_3 = (134,4 - 42,1) - 283,15(0,4224 - 0,1511) = 15,5 \text{ кДж/кг}$$

$$e_{3'0} = (136,7 - 42,1) - 283,15(0,4300 - 0,1511) = 15,6 \text{ кДж/кг}$$

Для осуществления работы паротурбинной установки затрачивается эксергия, равная эксергии химической энергии сжигаемого в паровом котле топлива. Эксергия топлива зависит от его состава и может быть принята равной его низшей теплоте сгорания  $Q_p^H$  (кДж/кг топл.) В дальнейшем все вычисления будем вести в расчете на 1 кг пара. Поэтому при принятом условии затрата эксергии топлива в расчете на 1 кг пара составит

$$e_{\text{топл}} = q_{\text{топл}} = (h_n - h_{30}) / \eta_{\text{ка}} = (3471,4 - 136,7) / 0,91 = 3664,5 \text{ кДж/кг пара}$$

Рассмотрим теперь как эта эксергия используется в отдельных агрегатах установки

**Паровой котел.** Здесь к каждому кг пара за счет теплообмена с  $m$  кг газов подводится теплота равная  $(h_n - h_{30})$ . Для этого воздух за счет сжигания топлива должен быть нагрет от температуры  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  до температуры  $t_4 = 2000^\circ\text{C}$  (Рис. 7.17) с затратой теплоты топлива, равной  $q_{\text{топл}}$ . Расход воздуха (т.е. продуктов сгорания) в расчете на 1 кг пара составит

$$m = \frac{(h_n - h_{30})}{\eta_{\text{ка}}(h_4 - h_{0,e})} = \frac{(3471,4 - 136,7)}{0,91(2597,2 - 284,5)} = 1,5845 \text{ кг/кг пара}$$

Эксергия этого количества воздуха равна

$$e_4 = m[(h_4 - h_{0,e}) - T_0(s_4 - s_{0,e})] = 1,5845[(2597,2 - 284,5) - 283,15(9,1476 - 6,8307)] = 2625,7 \text{ кДж}$$

Таким образом, потеря эксергии при сгорании топлива составит

$$\Delta e_{c2} = e_{\text{топл}} - e_4 = 3664,5 - 2625,7 = 1038,8 \text{ кДж}$$

Подвод теплоты к воде и водяному пару осуществляется при изобарном отводе ее от газообразных продуктов сгорания. При этом происходят потери эксергии из-за тепловых потерь в окружающую среду, включая потери с уходящими газами, и вследствие необратимости процесса теплообмена между газами и водяным паром при конечной разности температур (Рис. 7.17). Эти потери можно представить, воспользовавшись введенным в разделе 6.1 понятием эксергетической температуры  $\tau_e = 1 - T_0/T$ . В диаграмме  $\tau_e, q$  (Рис. 7.18) эксергия теплоты, отданной газами, и эксергия теплоты, подведенной к воде и водяному пару, согласно формуле 6.3 изображаются

площадями под соответствующими линиями, представляющими изменение эксергетической температуры теплоносителей. Поэтому потери эксергии вследствие необратимости теплообмена в этой диаграмме изобразится заштрихованной площадью, а потеря эксергии с уходящими газами – дважды заштрихованной площадью.

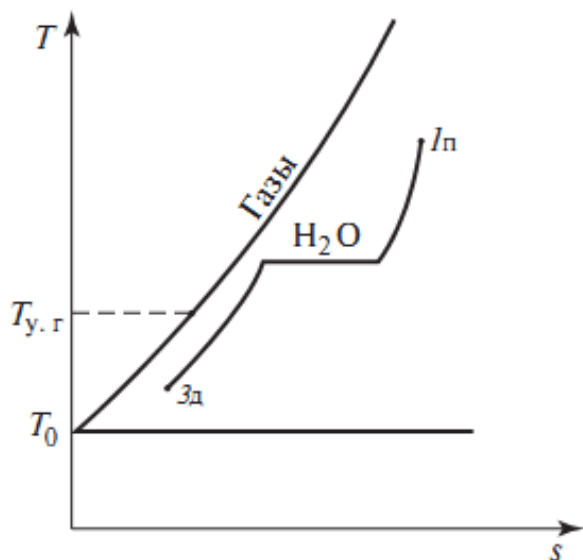


Рис. 7.17

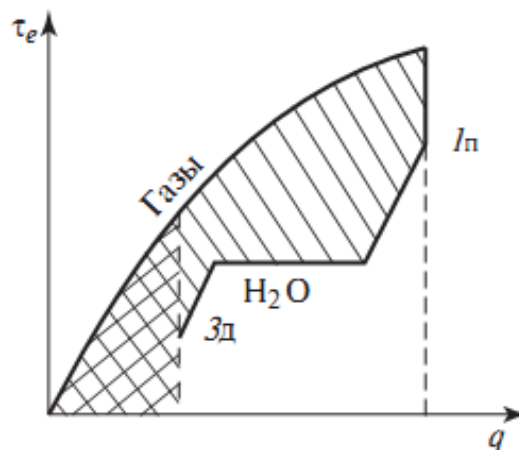


Рис. 7.18

Численно же обе эти потери суммарно можно найти как разность между затраченной эксергией газов  $e_4$  и эксергией, полученной водой и паром ( $e_n - e_{3д}$ )

$$\Delta e_{мен} = e_4 - (e_n - e_{3'}) = 2625,7 - (1600,8 - 15,6) = 1041,3 \text{ кДж}$$

Таким образом, общая потеря эксергии в паровом котле составляет

$$\Delta e_{ка} = \Delta e_{ce} + \Delta e_{мен} = 1038,8 + 1041,3 = 2080,1 \text{ кДж},$$

а эксергетический КПД его равен

$$\eta_{ex}^{ка} = 1 - \Delta e_{ка} / e_{топл} = 1 - 2080,1 / 3664,5 = 0,432$$

Энтальпию продуктов сгорания на выходе из котла  $h_{y.z.}$  можно определить из теплового баланса  $(h_n - h_{3д}) = m(h_4 - h_{y.z.})$ . Отсюда

$$h_{y.z.} = h_4 - (h_n - h_{3д}) / m = 2597,2 - (3471,4 - 136,7) / 1,5845 = 492,6$$

и, обратившись к таблицам [2,3] или программе [4] по ней можно найти  $t_{y.г.} = 214,8^\circ\text{C}$ ,  $s_{y.z.}^0 = 7,3816$  и рассчитать эксергию уходящих газов

$$e_{y.z.} = m[(h_{y.z.} - h_{0,z.}) - T_0(s_{y.z.}^0 - s_{0,z.}^0)] = 1,5845[(492,6 - 284,5) - 283,15(7,3816 - 6,8307)] = 82,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг пара}}$$

**Главный паропровод.** Процесс течения перегретого пара от выхода из котлоагрегата до входа в турбину сопровождается трением о стенки паропровода и тепловыми потерями в окружающую среду, что делает его необратимым и приводит к потере эксергии. Величину ее можно вычислить как разность эксергии пара на входе и выходе паропровода

$$\Delta e_{nn} = e_n - e_1 = 1600,8 - 1582,4 = 18,4 \text{ кДж},$$

а затем рассчитать эксергетический КПД паропровода

$$\eta_{ex}^{nn} = 1 - \Delta e_{nn} / e_n = 1 - 18,4 / 1600,8 = 0,989$$

**Турбогенератор.** Потерю эксергии при необратимом вследствие трения адиабатном течении пара в проточной части турбины вычислим по формуле Гюи –Стодола (6.5)

$$\Delta e_T = T_0 (s_{2d} - s_2) = 283,15(7,1805 - 6,5997) = 164,5 \text{ кДж}$$

Отметим, что эта величина меньше потери работы, равной

$$\Delta l_T = h_{2d} - h_2 = 2163,2 - 1987,7 = 175,5 \text{ кДж}$$

Объясняется это тем, что в конечном состоянии пар имеет температуру  $t_2 = 28,96^\circ\text{C}$  выше температуры окружающей среды. Следовательно, он обладает эксергией и может совершить еще некоторую работу. Если же температура пара в конце расширения будет такой же как и температура окружающей среды, то потеря эксергии будет равной потере работы, что и было показано в разделе 7.2.

По этой же причине эксергетический КПД турбины

$$\eta_{ex}^T = 1 - \Delta e_T / (e_1 - e_{2d}) = 1 - 164,5 / (1582,4 - 130,7) = 0,887$$

в нашем случае несколько выше относительного внутреннего КПД, равного 0,88.

Дополнительные потери эксергии в турбогенераторе вызваны тем, что часть выработанной турбиной работы затрачивается на трение в подшипниках турбины и на трение и электрические потери в электрическом генераторе. Эти затраты в виде тепла передаются элементам конструкции турбогенератора и полностью рассеиваются в окружающую среду. Потери работы (эксергии) составят

$$\Delta l_{TT} = l_T^o [(1 - \eta_m) + \eta_m (1 - \eta_g)] = (3450,4 - 2163,2)[(1 - 0,99) + 0,99(1 - 0,98)] = 38,4,$$

а работа на клеммах электрического генератора будет равна

$$l_g = (h_1 - h_{2d}) \eta_m \eta_g = (3450,4 - 2163,2) \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 1248,8 \text{ кДж/кг}$$

и эксергетический КПД турбогенератора можно определить как

$$\eta_{ex}^{TT} = \frac{e_{получ}}{e_{затр}} = \frac{l_g}{e_1 - e_{2d}} = \frac{1248,8}{1582,4 - 130,7} = 0,860$$

**Конденсатор.** Теплота, отводимая в цикле нижнему тепловому источнику (охлаждающей воде, циркулирующей в конденсаторе), равна

$$q_2 = h_{2d} - h_{2'} = 2163,2 - 121,4 = 2041,8 \text{ кДж/кг},$$

но, поскольку этот процесс происходит при температуре  $t_2 = 28,96^\circ\text{C}$ , близкой к температуре окружающей среды, потеря эксергии рабочего тела при этом невелика

$$\Delta e_\kappa = e_{2d} - e_{2'} = 130,7 - 2,5 = 128,2 \text{ кДж/кг}$$

**Насос.** На сжатие воды затрачивается работа

$$l_n^0 = h_{3d} - h_{2'} = 136,7 - 121,4 = 15,3 \text{ кДж/кг},$$

в результате чего ее эксергия увеличивается на величину

$$e_{\text{получ}}^n = e_{3d} - e_{2'} = 15,6 - 2,5 = 13,1 \text{ кДж/кг}$$

Потерю эксергии в этом процессе вычислим по формуле Гюи – Стодола (6.5)

$$\Delta e_n = T_0 (s_{3d} - s_{2'}) = 283,15(0,4300 - 0,4224) = 2,2 \text{ кДж/кг},$$

а эксергетический КПД насоса – по формуле (6.5)

$$\eta_{ex}^n = e_{\text{получ}}^n / l_n^0 = 13,1 / 15,3 = 0,856$$

Рассчитав эксергетические характеристики отдельных узлов, определим эксергетический КПД собственно цикла ПТУ.

$$\eta_{ex}^{\text{цикл}} = \frac{l_c^0}{e_4 - e_{y.e.}} = \frac{l_T^0 - l_H^0}{e_4 - e_{y.e.}} = \frac{1287,2 - 15,3}{2625,7 - 82,6} = 0,500$$

Напомним, что эксергетический КПД любого обратимого цикла равен единице (см. раздел 6.2) и полученная величина характеризует степень термодинамического совершенства цикла.

Таким образом мы определили все потери эксергии, которые существуют в процессах преобразования химической энергии топлива в электроэнергию с помощью паротурбинной установки. Суммарно они приводят к тому, что получаемая в такой установке работа составляет лишь сравнительно небольшую часть эксергии сжигаемого топлива, которая характеризуется *эксергетическим КПД паротурбинной установки*, равным в нашем примере

$$\eta_{ex}^{\text{ПТУ}} = l_{\text{ПТУ}}^0 / e_{\text{топл}} = (l_3 - l_n^0) / e_{\text{топл}} = (1248,8 - 15,3) / 3664,5 = 0,337$$

Численно он совпадает с эффективным КПД  $\eta_e^{\text{ПТУ}}$ , рассчитанным ранее при рассмотрении потерь энергии в установке без применения понятия эксергии. Однако результаты эксергетического анализа дают возможность по-иному оценить влияние процессов в отдельных элементах установки на ее общую эффективность

При энергетическом анализе привлекает на себя внимание тот факт, что значительная часть подводимой к пару теплоты отводится в конденсаторе в окружающую среду. В нашем примере количество отводимой теплоты равно  $q_2 = 2041,8$  кДж/кг. Потеря же эксергии при этом мала  $\Delta e_\kappa = 128,2$  кДж/кг. Если бы конденсация происходила не при температуре  $t_2 = 28,96^\circ\text{C}$ , а при температуре окружающей среды  $t_0 = 10^\circ\text{C}$ , то потеря эксергии вообще была бы равна нулю, но

величина  $q_2$  все так же была бы значительна. Объясняется это тем, что отвод теплоты охлаждающей конденсатор воде нельзя рассматривать как потерю. Это есть результат выполнения безусловного требования отвода теплоты нижнему тепловому источнику, налагаемого вторым законом термодинамики, без чего невозможно осуществления цикла. Потерей является лишь то, что вызвано отступлением от идеализированных условий, то есть наличием разности температур при отводе теплоты, что и характеризуется потерей эксергии. Оценить долю этой потери можно, используя формулу (6.5)

$$\Delta e_k = q_2(1 - T_0/T_2),$$

откуда

$$\Delta e_k / q_2 = (T_2 - T_0)/T_2 = \Delta T / T_2$$

Поскольку разность температур в конденсаторе обычно принимается  $10 \div 20$  К, то потеря эксергии в конденсаторе обычно составляет несколько процентов от величины  $q_2$  (рис. 7.19).

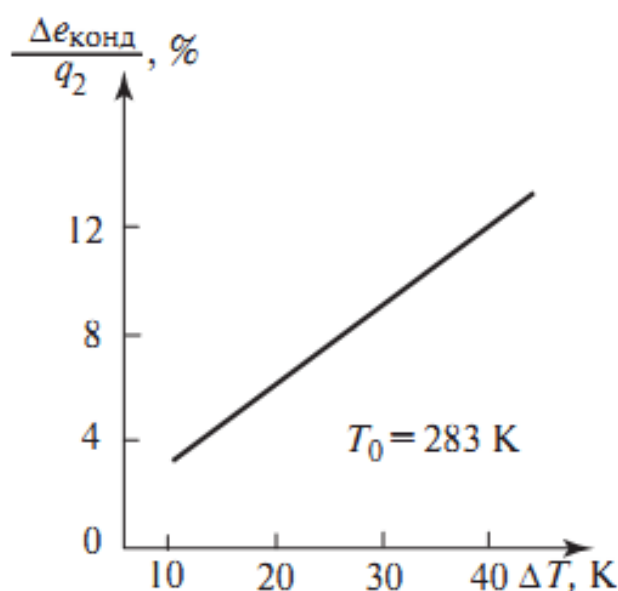


Рис. 7.19

При сопоставлении результатов энергетического и эксергетического анализа также обращает на себя внимание существенное различие в оценке потерь в паровом котле. При энергетическом КПД котла, равном  $\eta_{ка} = 0,91$ , его эксергетический КПД составляет лишь  $\eta_{ex}^{ка} = 0,432$ . Связано это с тем, что при энергетическом анализе котел рассматривается фактически как теплообменник, в котором есть потери с уходящими газами и за счет теплообмена с окружающей средой. Как организованы процессы использования химической энергии топлива и передачи теплоты воде и пару при этом не учитывается. При эксергетическом же анализе выявляется роль процесса сжигания топлива. В нашем примере при сжигании топлива теряется



$\Delta e_{cz} / e_{топл} = 100 \cdot 1038,8 / 3664,5 = 28,3\%$  эксергии химической энергии топлива. Это свидетельствует о том, что сжигание топлива является не лучшим способом использования его химической энергии. Лучшие показатели могут быть получены, например, при использовании топлив в электрохимических преобразователях (топливных элементах). Так например, при осуществлении реакции метан +кислород в таком устройстве вся химическая энергия может быть преобразована в работу (т.е в эксергию)

Второй составляющей потерь эксергии в паровом котле являются потери с уходящими продуктами сгорания, уменьшить которые можно только снизив температуру, при которой они покидают котел, и за счет тепловых потерь в окружающую среду. Она определяется теми же факторами, что и учитываемые при энергетическом анализе. Величина этих потерь зависит от конструкции и качества изготовления котла.

Следующая составляющая потерь эксергии обусловлена необратимостью процесса передачи теплоты от газов к воде и пару при значительной разности температур. Именно она характеризует котел как элемент термодинамического цикла паротурбинной установки. Средняя температура рабочего тела цикла в процессе подвода теплоты здесь значительно ниже средней температуры верхнего теплового источника –горячих газообразных продуктов сгорания. Так в нашем примере средняя температура воды и водяного пара равна

$$T_{1cp} = (h_n - h_{3d}) / (s_n - s_{3d}) = (3471,4 - 136,7) / (6,6087 - 0,4300) = 539,7 \text{ К (266.7}^\circ\text{C)}$$

Отсюда можно сделать вывод о том, что, поскольку возможности повышения термического КПД цикла за счет понижения температуры отвода теплоты практически исчерпаны, для повышения эффективности цикла ПТУ следует искать пути увеличения средней температуры рабочего тела в процессе получения теплоты от верхнего теплового источника. Этого можно достигнуть, увеличивая начальные параметры водяного пара, что рассмотрено в разделе 7.4 или изменяя конфигурацию цикла. Методы, которыми можно это осуществить, рассмотрены в следующих разделах.