

8.2. Энергетический и эксергетический анализ ГТУ

Рассмотрим цикл ГТУ с точки зрения распределения потерь энергии и эксергии в различных агрегатах и процессах преобразования теплоты в работу, составляющих этот цикл. Это рассмотрение, так же как это было сделано для цикла ПТУ, проведем на конкретном примере установки, схема которой показана на рис. 8.1, а действительный цикл представлен на рис. 8.5, и для которой известны следующие данные.

На входе в компрессор давление воздуха $p_1 = 0,1$ МПа и температура $t_1 = 20^\circ\text{C}$. В компрессоре воздух адиабатно сжимается до давления $p_2 = 1,5$ МПа, при котором за счет подвода теплоты при горении топлива в камере сгорания он нагревается до температуры $t_3 = 1000^\circ\text{C}$. При этих параметрах газы поступают в газовую турбину, где адиабатно расширяются до начального давления p_1 , после чего выбрасываются в окружающую атмосферу. Известны КПД агрегатов: внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}^T = 0,86$; внутренний относительный КПД компрессора $\eta_{oi}^K = 0,85$; КПД камеры сгорания $\eta_{kc} = 0,98$; механический КПД $\eta_m = 0,98$; КПД электрического генератора $\eta_e = 0,97$. Теплотворная способность топлива $Q_p'' = 49350$ кДж/кг. Параметры окружающей среды $-t_{o.c.} = 20^\circ\text{C}$, $p_{o.c.} = 0,1$ МПа.

Как указывалось ранее, расчеты будем проводить без учета изменения состава рабочего тела и все вычисления будем выполнять по отношению к 1 кг воздуха. До начала анализа процессов проведем определение термодинамических свойств воздуха во всех характерных точках цикла, для чего следует использовать таблицы свойств [2,3] или программу [4].

Для начальной точки цикла по известной температуре определим $h_1 = 293,39$; $s_1 = s_1^0 = 6,6812$; $\pi_{01} = 1,2784$. Нахождение свойств воздуха в конце обратимого адиабатного сжатия проведем, используя соотношение (3.16)

$$\pi_{02} = \pi_{01} p_2 / p_1 = 1,2784 \cdot 1,5 / 0,1 = 19,176$$
$$T_2 = 627,35 \text{ К}; h_2 = 636,0; s_2 = s_1 = 6,6812.$$

(При использовании программы [4] вначале по (3.15) рассчитаем величину $s_2^0 = s_1^0 + R \ln(p_2/p_1)$, по которой определим все приведенные выше свойства)

Энтальпию воздуха в конце необратимого сжатия вычислим по (8.5)

$$h_{2д} = h_1 + (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K = 293,39 + (636,0 - 293,39) / 0,85 = 696,5$$

По этой величине найдем $T_{2д} = 684,15$ К; $s_{2д}^0 = 7,5509$ и рассчитаем по (2.4)

$$s_{2д} = s_2^0 - R \ln(p_2) = 7,5509 - 0,287 \cdot \ln 15 = 6,7737$$

Свойства воздуха перед турбиной определим по заданной температуре t_3

$h_3 = 1364,44$; $s_3^0 = 8,2515$; $\pi_{03} = 303,44$ и по (2.4) вычислим

$$s_3 = s_3^0 - R \ln(p_2) = 8,2515 - 0,287 \cdot \ln 15 = 7,4743$$

Состояние воздуха после обратимого адиабатного расширения в турбине найдем, применив снова соотношение (3.16)

$$p_{04} = p_{03} \cdot p_1/p_2 = 303,44 \cdot 0,1/1,5 = 20, 229$$

и определив по этой величине $T_4 = 636,53$ К; $h_4 = 645,7$; $s_4 = s_3 = 7,4743$, а для состояния после необратимого расширения вычислим по (8.4) энтальпию

$$h_{4д} = h_3 - (h_3 - h_4) \eta_{oi}^T = 1364,44 - (1364,44 - 645,7) \cdot 0,86 = 746,3$$

По этой величине в таблице найдем $T_{4д} = 730,5$ К; $s_{4д} = s_{4д}^0 = 7,6214$

Закончив нахождение необходимых свойств воздуха, перейдем к энергетическому анализу цикла

Определим работу обратимого сжатия воздуха в компрессоре

$$l_K = h_2 - h_1 = 636,0 - 293,39 = 342,6 \text{ кДж/кг}$$

Работа же при необратимом сжатии воздуха в действительном цикле составляет

$$l_K^o = h_{2o} - h_1 = 696,5 - 293,39 = 403,1 \text{ кДж/кг}$$

и дополнительная затрата работы вследствие необратимости процесса сжатия воздуха равна

$$\Delta l_K = l_K^o - l_K = 403,1 - 342,6 = 60,5 \text{ кДж/кг}$$

При обратимом расширении воздуха в турбине была бы получена работа

$$l_T = h_3 - h_4 = 1364,44 - 645,7 = 718,7 \text{ кДж/кг},$$

а в действительном цикле при необратимом расширении воздуха она равна

$$l_T^o = h_3 - h_{4o} = 1364,44 - 746,3 = 618,1 \text{ кДж/кг}$$

и, следовательно, потеря работы из-за необратимости процесса составляет

$$\Delta l_T = l_T - l_T^o = 718,7 - 618,1 = 100,6 \text{ кДж/кг}$$

Термический КПД обратимого цикла найдем как

$$\eta_T = (l_T - l_K) / q_1 = (718,7 - 342,6) / (1364,44 - 636,0) = 0,516$$

и рассчитаем внутренний КПД действительного необратимого цикла

$$\eta_i = (l_T^o - l_K^o) / q_1^o = (618,1 - 403,1) / (1364,44 - 696,5) = 0,322$$

В заключение вычислим эффективный КПД ГТУ, учитывающий все составляющие преобразования теплоты в электроэнергию, включая тепловые потери в камере сгорания, механические потери на трение в подшипниках и потери в электрическом генераторе

$$\eta_{гту} = \frac{(l_T^o \eta_m - l_K^o) \eta_e}{q_1^o / \eta_{жс}} = \frac{(618,1 \cdot 0,98 - 403,1) \cdot 0,97}{(1364,44 - 696,5) / 0,98} = 0,288$$

Рассматривая результаты проведенных расчетов, отметим, что, несмотря на достаточно высокую максимальную температуру ($T_3 = 1273$ К), цикл имеет сравнительно невысокие значения КПД. В цикле ПТУ такие значения могут быть получены при существенно более низком уровне

предельных температур. Вызвано это тем, что в цикле ГТУ газ выбрасывается в атмосферу при очень большой температуре (в нашем примере $T_{4д} = 730,5$ К) и нижнему тепловому источнику отводится большая доля затраченной теплоты. В нашем примере эта доля составляет для обратимого цикла

$$q_2 / q_1 = (1 - \eta_T) \cdot 100 = (1 - 0,516) \cdot 100 = 48,4\%$$

при средней температуре отвода теплоты

$$T_{2cp} = (h_4 - h_1) / (s_4 - s_1) = (645,7 - 293,39) / (7,4743 - 6,6812) = 444,2 \text{ К},$$

а для действительного цикла

$$q_2^{\circ} / q_1^{\circ} = (1 - \eta_i) \cdot 100 = (1 - 0,322) \cdot 100 = 67,8\%$$

Далее обращает на себя внимание большая разница величин термического и внутреннего КПД цикла. Объясняется это тем, что работа цикла есть разность двух близких по величине работ – турбины и компрессора. В данном примере их отношение составляет

$$\varphi = l_K / l_T = 342,6 / 718,7 = 0,477$$

В таком случае ухудшение любого из слагаемых из –за потерь, вызванных необратимостью процессов, сильно влияет на результирующую работу и, соответственно, на КПД цикла.

Перейдем теперь к эксергетическому анализу.

Для этого вначале, используя формулу (6.2), проведем расчет эксергии воздуха для характерных точек цикла. При этом учтем, что заданные начальные параметры воздуха совпадают с параметрами окружающей среды и поэтому

$$h_0 = h_1 = 293,39; s_0 = s_1 = 6,6812; e_1 = 0.$$

$$e_2 = (636,0 - 293,39) - 293,15(6,6812 - 6,6812) = 342,6$$

$$e_{2д} = (696,5 - 293,39) - 293,15(6,7737 - 6,6812) = 375,9$$

$$e_3 = (1364,44 - 293,39) - 293,15(7,4743 - 6,6812) = 838,5$$

$$e_4 = (645,7 - 293,39) - 293,15(7,4743 - 6,6812) = 119,8$$

$$e_{4д} = (746,3 - 293,39) - 293,15(7,6214 - 6,6812) = 177,3$$

Определим затрату эксергии топлива для осуществления работы ГТУ, для чего рассчитаем расход топлива на 1 кг воздуха

$$m_{топл} = (h_3 - h_{2д}) / Q_p^{\circ} \eta_{кв} = (1364,44 - 696,5) / 49350 \cdot 0,98 = 0,01381 \text{ кг.топл/кг.возд}$$

и, принимая как и ранее, что эксергия топлива равна его теплотворной способности, получим

$$e_{топл} = m_{топл} Q_p^{\circ} = 0,01381 \cdot 49350 = 681,6 \text{ кДж/кг.возд.}$$

Заметим попутно, что в нашем случае расход топлива составляет 1,38% от расхода воздуха, что и объясняет принимаемое часто приближение о неизменности состава рабочего тела в ГТУ

Рассмотрим далее как эта эксергия используется в отдельных элементах ГТУ.

Камера сгорания. Потери эксергии в камере сгорания, обусловленные необратимостью процессов преобразования химической энергии топлива в теплоту, при подводе теплоты к воздуху и вследствие тепловых потерь в окружающую среду, могут быть суммарно определены как разность между затраченной и полученной воздухом эксергиями

$$\Delta e_{kc} = e_{\text{полн}} - (e_3 - e_{2\partial}) = 681,6 - (838,5 - 375,9) = 219,0 \text{ кДж/кг}$$

и ее эксергетический КПД равен

$$\eta_{ex}^{kc} = 1 - \Delta e_{kc} / e_{\text{полн}} = 1 - 219,0 / 681,6 = 0,679$$

Компрессор. Потеря эксергии вследствие необратимости процесса сжатия равна

$$\Delta e_K = l_K^0 - (e_{2\partial} - e_1) = 403,1 - (375,9 - 0) = 27,2 \text{ кДж/кг}$$

и эксергетический КПД компрессора составляет

$$\eta_{ex}^K = 1 - \Delta e_K / l_K^0 = 1 - 27,2 / 403,1 = 0,933$$

Турбина. Процесс необратимого течения газа в турбине с трением сопровождается потерей эксергии

$$\Delta e_T = (e_3 - e_{4\partial}) - l_T^0 = (838,5 - 177,3) - 618,1 = 43,1 \text{ кДж/кг}$$

Поэтому эксергетический КПД турбины равен

$$\eta_{ex}^T = 1 - \Delta e_T / (e_3 - e_{4\partial}) = 1 - 43,1 / (838,5 - 177,3) = 0,935$$

Заметим, что потери эксергии в компрессоре и турбине меньше, чем соответствующие потери работы, вызванные необратимостью процессов в этих агрегатах. Это объясняется тем, что работа против сил трения, превращаясь в теплоту, приводит к повышению температуры газа, и, следовательно, его эксергии ($e_{4\partial} > e_4$). Соответственно и эксергетические КПД этих агрегатов больше, чем их внутренние относительные КПД.

Охлаждение уходящих газов. Процесс отвода теплоты от газа в окружающую атмосферу происходит при большой разности их температур, т.е. является внешне необратимым, что связано с потерей эксергии

$$\Delta e_{y.z.} = e_{4\partial} - e_1 = 177,3 - 0 = 177,3 \text{ кДж/кг}$$

Потери механические и в генераторе. Потери работы на трение в подшипниках и при преобразовании энергии в электрическом генераторе являются потерями эксергии и могут быть вычислены как

$$\Delta e_m = (1 - \eta_m) l_T^0 + (1 - \eta_z)(l_T^0 \eta_m - l_K^0) = (1 - 0,98)618,1 + (1 - 0,97)(618,1 \cdot 0,98 - 403,1) = 18,4$$

Завершив расчет всех потерь эксергии, определим эксергетический КПД собственно цикла ГТУ, характеризующий его термодинамическое совершенство

$$\eta_{ex}^{\text{цикл}} = \frac{l_{\text{ц}}^0}{e_3 - e_{2\partial}} = \frac{l_T^0 - l_K^0}{e_3 - e_{2\partial}} = \frac{618,1 - 403,1}{838,5 - 375,9} = 0,465$$

и, просуммировав потери во всех элементах установки

$$\sum \Delta e = \Delta e_{\text{ке}} + \Delta e_K + \Delta e_T + \Delta e_{\text{y.э}} + \Delta e_{\text{м}} = 219,0 + 27,2 + 43,1 + 177,3 + 18,4 = 485,0$$

найдем эксергетический КПД ГТУ

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{ГТУ}} = 1 - \sum \Delta e / e_{\text{топл}} = 1 - 485,7 / 681,6 = 0,288$$

Обсуждая полученные результаты, можно отметить, что эксергетический КПД цикла ГТУ ниже такового для цикла ПТУ (см. раздел 7.4), так как в нем процессы подвода и отвода теплоты характеризуются большой степенью внешней необратимости. Нижнему тепловому источнику отводится не только большая доля теплоты, но теплоты, еще обладающей значительной эксергией.