

Лекция 1.1. Схемы и циклы газотурбинных электростанций

Данная лекция построена на материалах источников:

- В.А. Кириллилин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. Техническая термодинамика.
- Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанции / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева.
- Трухний А.Д. Основы современной энергетики: курс лекций для менеджеров энергетических компаний в 2 ч. / под ред. Е. В. Аметистова.
- Соколов В.С. Газотурбинные установки: Учебное пособие.

Газотурбинные установки применяются на электростанциях для производства электрической энергии как в качестве самостоятельных энергоблоков, так и в составе комбинированных парогазовых установок. Кроме того, в настоящее время ГТУ широко применяются в качестве транспортных установок (в авиации, на колесных и гусеничных машинах, на железнодорожном транспорте, на флоте) и для привода нагнетателей газоперекачивающих станций магистральных газопроводов.

В теории термодинамических циклов газотурбинные установки классифицируются по тому же признаку, что и поршневые двигатели внутреннего сгорания, – по способу сжигания топлива: со сгоранием топлива при постоянном давлении и со сгоранием при постоянном объеме. Здесь рассмотрены только ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении, так как ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме в связи с техническими сложностями создания специальных камер сгорания сколько-нибудь широкого распространения не получили.

1.1.1. Простые ГТУ открытого типа

Принципиальная схема простой ГТУ представлена на рис. 1. Воздух из окружающей среды (состояние 1) поступает в компрессор K , где адиабатно сжимается до давления p_2 , обычно не превышающего 3 МПа. В камере сгорания KC происходит сгорание жидкого или газообразного топлива. Образовавшиеся в KC газы (смесь продуктов сгорания и воздуха, не участвующего в процессе окисления топлива) в состоянии 3 при температуре 1000 – 1800 К поступают в газовую турбину T , где адиабатно расширяются до первоначального давления p_1 , после чего выбрасываются в окружающую среду.

Компрессор K , газовая турбина T и электрогенератор G жестко соединены между собой, и поэтому часть работы, производимой турбиной, расходуется на привод компрессора, остальная часть (за вычетом потерь на трение в подшип-

никах и расхода энергии на привод топливного насоса) и есть удельная работа ГТУ

$$l_{\text{ГТУ}} = l_{\text{T}} - l_{\text{K}}, \text{ кДж/кг} \quad (1)$$

которая передается потребителю. На рис. 1 в качестве потребителя работы показан электрический генератор Г, в котором механическая энергия преобразуется в электроэнергию.

На рис. 2 в Ts -диаграмме показан *обратимый термодинамический цикл 1-2-3-4-1*, осуществляемый рабочим телом ГТУ. Цикл простой ГТУ называют также циклом Брайтона. В обратимых циклах все процессы обратимы, поэтому адиабатные процессы сжатия в компрессоре 1-2 и расширения в турбине 3-4 обратимы, т.е. осуществляются без трения, и поэтому изоэнтропны. Кроме того, будем считать состав рабочего тела по тракту ГТУ неизменным и обладающим свойствами воздуха. Это допущение только на первый взгляд может показаться странным — ведь в компрессоре сжимается воздух, а в турбине расширяются газы, представляющие собой смесь воздуха и продуктов сгорания, по своим свойствам не существенно отличающуюся от свойств воздуха. Далее, при термодинамическом анализе обычно пренебрегают потерей давления в КС и небольшим отличием давления p_1 от давления p_4 . Поэтому процесс 2-3 в камере сгорания представляется как изобарный подвод теплоты q_1 к рабочему телу — воздуху, а процесс охлаждения уходящих газов в окружающей среде — это изобарный процесс 4-1. Таким образом, хотя схема простой ГТУ является разомкнутой, но цикл этой установки в T, s -диаграмме изображается как замкнутый. В связи с этим иногда такие установки называют газотурбинными установками, работающими по *разомкнутому циклу*.

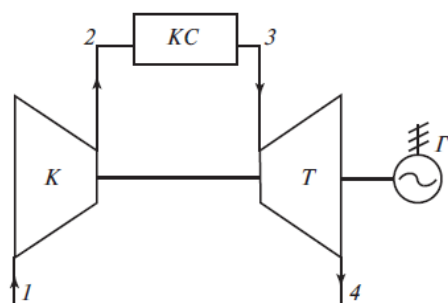


Рис. 1. Принципиальная схема простой ГТУ

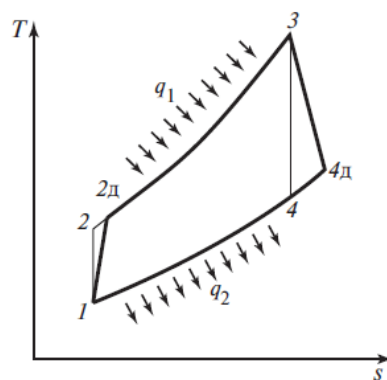


Рис. 2. Цикл простой ГТУ в Ts -диаграмме

Для определения удельной работы турбины l_m и компрессора l_k , а также подведенной и отведенной теплоты (q_1 и q_2) применяют уравнение первого закона термодинамики для потока, в котором пренебрегают изменением кинетической и потенциальной энергии потока. Тогда, учитывая, что в адиабатных процессах сжатия и расширения $q = 0$, получим:

$$l_m = h_3 - h_4 \quad (2)$$

и

$$l_k = h_2 - h_1, \quad (3)$$

а поскольку в процессах подвода и отвода теплоты $l_{mехн} = 0$, то

$$q_1 = h_3 - h_2 \quad (4)$$

и

$$q_2 = h_4 - h_1. \quad (5)$$

Понятно, что работа процесса сжатия 1-2 и теплота процесса 4-1 имеют отрицательный знак и равны, соответственно, $l_{1-2} = h_1 - h_2$ и $q_{4-1} = h_1 - h_4$. Но при анализе термодинамических циклов под работой компрессора, а также под отведенной теплотой обычно понимают их абсолютные значения, определяемые соотношениями (3) и (5). Поэтому величина работы ГТУ в соотношении (1) записывается как разность, а не сумма работ турбины и компрессора.

Мощности турбины, компрессора и всей ГТУ легко определить, если известны величины их удельных работ l_m , l_k , $l_{ГТУ}$ и массовый расход рабочего тела m :

$$N_m = ml_m; \quad (6)$$

$$N_k = ml_k; \quad (7)$$

$$N_{ГТУ} = ml_{ГТУ} = N_m - N_k. \quad (8)$$

Термический КПД обратимого цикла ГТУ 1-2-3-4-1 определяется как отношение работы цикла (1) к подведенной теплоте (4)

$$\eta_t = \frac{l_{ГТУ}}{q_1} = \frac{l_T - l_K}{q_1} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}. \quad (9)$$

Соотношения (1) – (9) позволяют рассчитать величины удельных работ и мощностей турбины, компрессора и всей установки, а также термический КПД обратимого цикла ГТУ. Значения энтальпий при этом берутся из таблиц или определяются по соответствующим уравнениям состояния. Как следует из формул (1) – (3) и (9), удельная работа и внутренний КПД обратимого цикла ГТУ определяются энтальпиями h_1 , h_2 , h_3 и h_4 , для нахождения которых достаточно знать давление p_1 и температуру T_1 окружающего воздуха, температуру газа перед турбиной T_3 и давление газа p_2 в камере сгорания (или степень повышения давления $\beta = p_2/p_1$ в компрессоре). Рассмотрим влияние этих факторов на удельную работу и внутренний КПД обратимого цикла ГТУ. Так как давление p_1 и температура T_1 – это параметры окружающего воздуха, которые изменять по нашему усмотрению невозможно, то исследуем влияние

температуры газов T_3 и давления $p_2 = p_3$ на удельную работу $l_{ГТУ}$ и термический КПД η_m обратимого цикла ГТУ.

Эти зависимости могут быть получены аналитически, если ввести некоторые упрощающие расчет допущения. Для этого заменим в (2) – (4) и (9) разности энтальпий произведением изобарной теплоемкости c_p на соответствующие разности температур; при этом теплоемкость c_p будем считать величиной постоянной и не зависящей от температуры:

$$\begin{aligned} l_{ГТУ} &= l_T - l_K = c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1) \\ &= c_p T_3 \frac{\tau - 1}{\tau} - c_p T_1 (\tau - 1) = c_p T_1 \frac{(\tau - 1)(\theta - \tau)}{\tau}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} q_1 &= h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_1) - c_p(T_2 - T_1) = \\ &= c_p T_1 (\theta - 1) - c_p T_1 (\tau - 1) = c_p T_1 (\theta - \tau), \end{aligned} \quad (11)$$

$$\eta_t = \frac{l_{ГТУ}}{q_1} = 1 - \frac{1}{\tau} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (12)$$

где

$$\tau = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}} \quad (13)$$

τ – степень повышения температуры при обратимом сжатии в компрессоре; β – степень повышения давления при обратимом сжатии в компрессоре; θ – отношение максимальной температуры в цикле к минимальной температуре $\theta = T_3/T_1$.

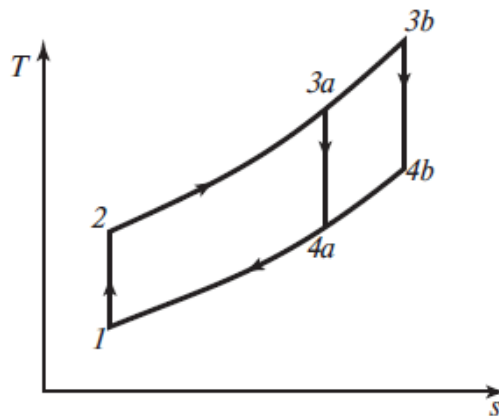


Рис. 3. Сравнение циклов с различной температурой газа на входе в турбину

Использование в соотношениях (10) – (13) степени повышения температуры τ вместо давления p_2 (или β) упрощает математические преобразования. Зависимость τ от p_2 определяется формулой (13) и иллюстрируется табл. 1, где в качестве примера приведены рассчитанные значения β и τ для различных давлений p_2 и неизменных $p_1 = 1$ бар и $k = 1,35$.

Удельная работа цикла, как это следует из (10), тем больше, чем больше температура газов T_3 (или $\theta = T_3/T_1$). Объяснение такой закономерности следует из сравнения двух циклов ГТУ, имеющих одинаковые давления p_2 , но разные температуры T_3 (T_{3a} и T_{3b} на рис. 3). Так как работа обратимого цикла равна его площади в T, s -диаграмме, то у цикла $1-2-3b-4b-1$ с большей температурой T_3 и работа больше.

Таблица 1

Зависимость τ от давления p_2 в камере сгорания

p_2 , бар	1	2	5	10	30	100
$\beta = p_2/p_1$	1	2	5	10	30	100
$\tau = T_2/T_1$	1	1,21	1,52	1,82	2,41	3,30

Зависимость удельной работы $l_{ГТУ}$ от давления p_2 (или τ) более сложная. Как видно из (10), удельная работа обратимого цикла ГТУ при $\tau = 1$ равна нулю, затем она увеличивается с ростом τ , проходит через максимум и при $\tau = \theta$ снова становится равной нулю, как это показано на рис. 4 для различных значений температуры газа перед турбиной T_3 и неизменных T_1 и c_p . Здесь же для сравнения представлена шкала β , позволяющая в соответствии с табл. 1 оценить давление в камере сгорания (при $k = 1,35$). Такой характер зависимости можно объяснить, сравнивая в Ts -диаграмме (рис. 5) обратимые циклы ГТУ, различающиеся давлениями p_2 (а следовательно, и τ), но при неизменных p_1 , T_1 и T_3 . Так как работа обратимого цикла равна его площади в T, s -диаграмме, то на рис. 5 видно, как при увеличении p_2 площадь цикла сначала растет (от $1-2a-3a-4a$ до $1-2c-3c-4c$), а потом уменьшается (от $1-2c-3c-4c$ до $1-2e-3e-4e$).

Положение максимума работы $l_{ГТУ}$ можно найти, приравняв нулю первую производную от (10) по τ :

$$\frac{dl_{ГТУ}}{d\tau} = 0$$

или

$$c_p T_1 \left(\frac{\theta}{\tau^2} - 1 \right) = 0.$$

Решая полученное уравнение, находим оптимальное значение τ_0 , при котором работа обратимого цикла ГТУ максимальна,

$$\tau_0 = \sqrt{\theta} = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \quad (14)$$

и оптимальную степень повышения давления β_0 , определяемую из (13) и (14):

$$\beta_0 = \tau^{\frac{k}{k-1}} = \theta_0^{\frac{k}{2(k-1)}} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (15)$$

Максимальное значение работы обратимого цикла ГТУ найдем, подставив (14) в (10):

$$l_{\text{ГТУ}}^{\text{макс}} = c_p T_1 (\sqrt{\theta} - 1)^2. \quad (16)$$

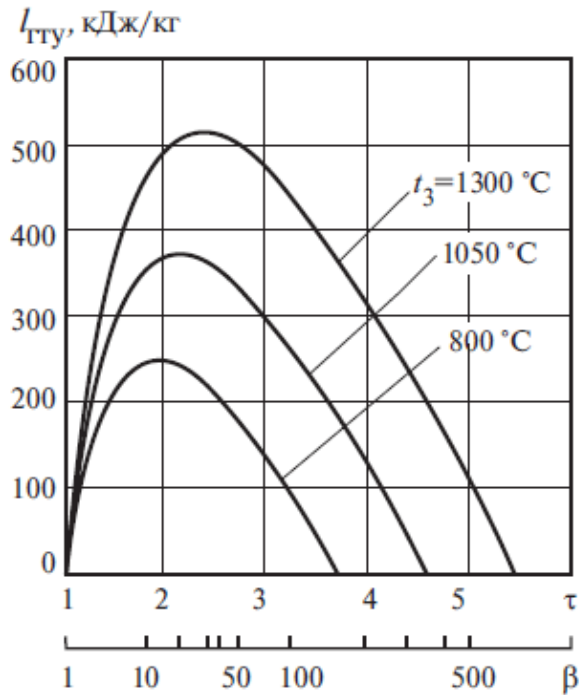


Рис. 4. Зависимость удельной работы $l_{\text{ГТУ}}$ от отношения температур τ

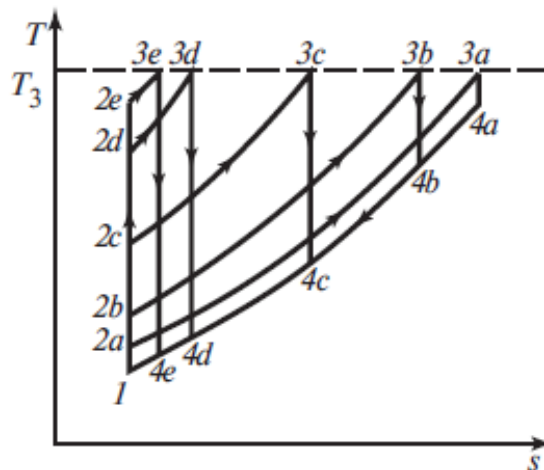


Рис. 5. Сравнение в Ts -диаграмме обратимых циклов ГТУ при различных давлениях p_2

Интересно отметить, что если в обратимом цикле ГТУ давление в камере сгорания p_2 выбрано в соответствии с (14) и (15), то температура уходящих газов T_4 равна температуре воздуха перед камерой сгорания T_2 , т.е. $T_4 = T_2$. Дей-

ствительно,

$$T_2 = T_1 \tau_0 = T_1 \sqrt{\theta} = \sqrt{T_1 T_3},$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\tau_0} = \frac{T_3}{\sqrt{\theta}} = \sqrt{T_1 T_3}.$$

При этом, как следует из (10), отношение работы турбины к работе компрессора оказывается равным θ . Если принять $t_1 = 15^\circ\text{C}$; $t_3 = 1000^\circ\text{C}$, то $\sqrt{\theta} = \sqrt{1273/288} = 2,1$. То есть лишь половина работы, производимой турбиной, может преобразовываться в электроэнергию, а вторая половина должна расходоваться на привод компрессора.

Термический КПД обратимого цикла ГТУ, как это следует из (12), зависит только от степени повышения температуры в компрессоре τ или, что-то же самое, от степени повышения давления в компрессоре β и не зависит от температуры T_3 (рис. 6). Факт независимости термического КПД от температуры T_3 можно объяснить, сравнивая два обратимых цикла ГТУ при различных температурах газа перед турбиной T_3 , но одинаковых значениях p_1 , T_1 и p_2 (рис. 3). При увеличении T_3 повышаются средняя температура подвода теплоты T_{1cp} и средняя температура отвода теплоты T_{2cp} , но при этом их отношение, а следовательно, и термический КПД (12) не изменяются. Сравнивая обратимые циклы, имеющие различные давления в камере сгорания p_2 , но одинаковые значения p_1 , T_1 и T_3 (рис. 5), видим, что повышение давления p_2 приводит к возрастанию средней температуры подвода теплоты T_{1cp} , уменьшению средней температуры отвода теплоты T_{2cp} и, как следствие этого, к увеличению термического КПД η_T цикла ГТУ.

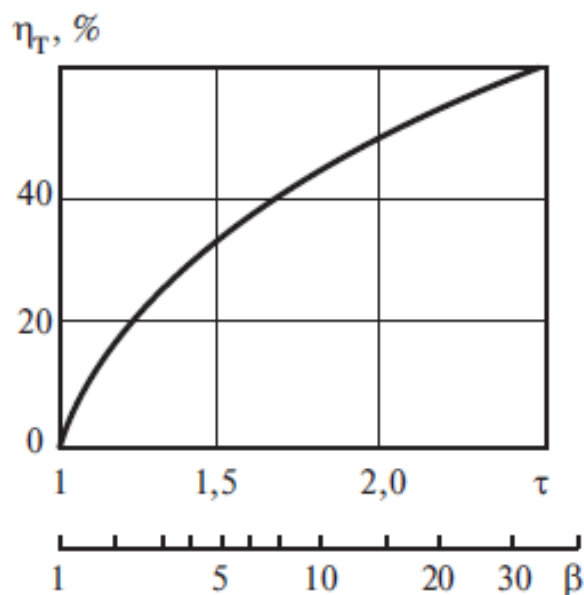


Рис. 6. Зависимость термического КПД простой ГТУ от степени повышения температуры в компрессоре τ

Наибольшего значения, равного величине КПД обратимого цикла Карно, термический КПД достигает при $\tau = \theta = \frac{T_3}{T_1}$:

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_3} .$$

При этом значении τ работа ГТУ (рис. 4) равна нулю. Когда же работа максимальна ($\tau_0 = \sqrt{\theta}$), КПД цикла заметно меньше, чем КПД цикла Карно. Например, при $t_3 = 800$ °С ($\theta = 3,724$) максимальное значение КПД цикла ГТУ (73,1 %) достигается при $\tau = \theta = T_3/T_1 = 3,724$, а при $\tau_0 = \sqrt{\theta} = 1,93$, когда удельная работа цикла максимальна, термический КПД цикла ГТУ заметно меньше – 48,2 %. Такие высокие значения КПД получены для обратимого цикла ГТУ, в котором не учитывалась необратимость реальных процессов.

Реальный (необратимый) цикл ГТУ отличается от идеального (обратимого) прежде всего выделением теплоты трения в процессах сжатия и расширения рабочего тела. В обратимых адиабатных процессах сжатия и расширения энтропия не изменяется, а в необратимых она возрастает. Поэтому на Ts -диаграмме (рис. 2) действительный процесс сжатия в компрессоре изобразится линией $1-2\delta$, а процесс расширения газа в турбине линией $3-4\delta$. Таким образом, необратимый цикл ГТУ, учитывающий потери на трение в турбине и компрессоре, это цикл $1-2\delta-3-4\delta-1$.

Необратимость процессов в турбине и компрессоре учитывается внутренним относительным (или адиабатным) КПД η_{oi} , который для турбины равен отношению реальной (действительной) работы в процессе $3-4\delta$ к работе обратимого процесса $3-4$:

$$\eta_{oi}^T = \frac{l_T^D}{l_T} = \frac{h_3 - h_{4\delta}}{h_3 - h_4} , \quad (17)$$

а для компрессора – отношению работы обратимого процесса $1-2$ к реальной (действительной) работе компрессора с учетом трения в процессе $1-2\delta$

$$\eta_{oi}^K = \frac{l_K}{l_K^D} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2\delta} - h_1} . \quad (18)$$

Величины η_{oi}^T и η_{oi}^K всегда меньше единицы. Для современных ГТУ они равны 0,85 – 0,9. Соотношения, определяющие величины удельных работ турбины и компрессора, могут быть получены из (17) и (18)

$$l_T^D = h_3 - h_{4\delta} = (h_3 - h_4)\eta_{oi}^T , \quad (19)$$

$$l_K^D = h_{2\delta} - h_1 = (h_2 - h_1)\eta_{oi}^K . \quad (20)$$

а работа всей ГТУ — по соотношению, аналогичному (1.1):

$$l_{ГТУ}^D = l_T^D - l_K^D = (h_3 - h_4)\eta_{oi}^T - (h_2 - h_1)\eta_{oi}^K . \quad (21)$$

В реальном цикле 1-2 δ -3-4 δ (рис. 13) теплота q_1^{Δ} подводится к рабочему телу в процессе 2 δ -3:

$$q_1^{\Delta} = h_3 - h_{2\delta}. \quad (22)$$

Мощность турбины, компрессора и всей ГТУ рассчитывается по соотношениям, аналогичным (1.6) – (1.8):

$$N_T^{\Delta} = ml_T^{\Delta} = m(h_3 - h_4)\eta_{oi}^T;$$

$$N_K^{\Delta} = ml_K^{\Delta} = \frac{m(h_2 - h_1)}{\eta_{oi}^K};$$

$$N_{ГТУ}^{\Delta} = ml_{ГТУ}^{\Delta} = N_T^{\Delta} - N_K^{\Delta}.$$

Абсолютный внутренний КПД необратимого цикла ГТУ определяется как отношение работы цикла (21) к подведенной теплоте (22)

$$\eta_i = \frac{l_{ГТУ}^{\Delta}}{q_1^{\Delta}} = \frac{(h_3 - h_4)\eta_{oi}^T - (h_2 - h_1)\eta_{oi}^K}{h_3 - h_{2\delta}}. \quad (23)$$

Энтальпия $h_{2\delta}$ при этом вычисляется из (24)

$$h_{2\delta} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{oi}^K}. \quad (24)$$

Уравнения (19) – (24) позволяют вычислить удельную работу и КПД необратимого цикла ГТУ по найденным значениям энтальпии. Чтобы выявить влияние температуры и давления рабочего тела на эти характеристики цикла, необходимо так же, как и для обратимого цикла, ввести некоторые упрощающие расчет допущения, заменив в (21), (23) и (24) разности энтальпий произведением изобарной теплоемкости c_p на соответствующие разности температур, считая при этом теплоемкость c_p величиной постоянной и не зависящей от температуры:

$$l_T^{\Delta} = c_p(T_3 - T_4)\eta_{oi}^T = c_p T_3 \eta_{oi}^T \left(1 - \frac{1}{\tau}\right), \quad (25)$$

$$l_K^{\Delta} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{\eta_{oi}^K} = \frac{c_p T_1 (\tau - 1)}{\eta_{oi}^K}, \quad (26)$$

$$l_{ГТУ}^{\Delta} = l_T^{\Delta} - l_K^{\Delta} = \frac{c_p T_1}{\eta_{oi}^K} \left[\theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) - (\tau - 1) \right], \quad (27)$$

$$q_1^D = h_3 - h_{2д} = h_3 - \left[h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{oi}^K} \right] =$$

$$= \frac{c_p T_1}{\eta_{oi}^K} [(\theta - 1)\eta_{oi}^K - (\tau - 1)], \quad (28)$$

$$\eta_i = \frac{l_{ГТУ}^D}{q_1^D} = \frac{\theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) - (\tau - 1)}{(\theta - 1)\eta_{oi}^K - (\tau - 1)} \quad (29)$$

где $\tau = T_2/T_1 = T_3/T_4 = \beta^{(k-1)/k}$ – степень повышения температуры при обратимом сжатии в компрессоре или степень понижения температуры при обратимом расширении газа в турбине; $\beta = p_2/p_1$ – степень повышения давления в компрессоре; $\theta = T_3/T_1$ – отношение максимальной температуры в цикле к минимальной температуре.

Как следует из (27) и (29), удельная работа и внутренний КПД цикла ГТУ в значительной степени зависят от величины произведения

$$\theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K = \frac{T_3}{T_1} \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K.$$

Характеристики ГТУ ($l_{ГТУ}^D$, η_i) улучшаются, если T_3 , η_{oi}^T и η_{oi}^K увеличиваются, а T_1 уменьшается. Влияние внутренних относительных КПД турбины η_{oi}^T и компрессора η_{oi}^K достаточно очевидно: чем они больше, тем меньше необратимость процессов сжатия и расширения и тем больше удельная работа $l_{ГТУ}^D$ и внутренний КПД η_i необратимого цикла ГТУ. Также можно показать, что увеличение температуры газа перед турбиной T_3 и уменьшение температуры воздуха T_1 приводит к росту удельной работы (27) и внутреннего КПД (29) цикла.

Влияние давления p_2 в камере сгорания или, что то же самое, степени повышения температуры в компрессоре τ на удельную работу $l_{ГТУ}^D$ и внутренний КПД цикла η_i более сложно. Сначала с ростом τ работа ГТУ и внутренний КПД цикла увеличиваются, затем, пройдя через максимум, уменьшаются и становятся равными нулю при $\tau = \theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K$. На рис. 7 показаны рассчитанные по соотношениям (27) и (29) зависимости удельной работы $l_{ГТУ}^D$ и внутреннего КПД η_i необратимого цикла ГТУ от τ и β при различных температурах газа T_3 : 800, 1050 и 1300 °С; в расчетах принимались $t_1 = 20$ °С, $c_p = 1$ кДж/(кг·К), $\eta_{oi}^T = \eta_{oi}^K = 0,85$.

Положение максимума удельной работы $l_{ГТУ}^D$ можно определить, приравняв нулю первую производную от (27) по τ :

$$dl_{ГТУ}^D/d\tau = 0$$

следующим образом

$$\left(\frac{c_p T_1}{\eta_{oi}^K}\right) \left(\frac{\theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K}{\tau^2} - 1\right) = 0.$$

Решая это уравнение, определяем оптимальное значение τ_0 , соответствующее максимуму удельной работы $l_{ГТУ}^D$:

$$\tau_0 = \sqrt{\theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K}. \quad (30)$$

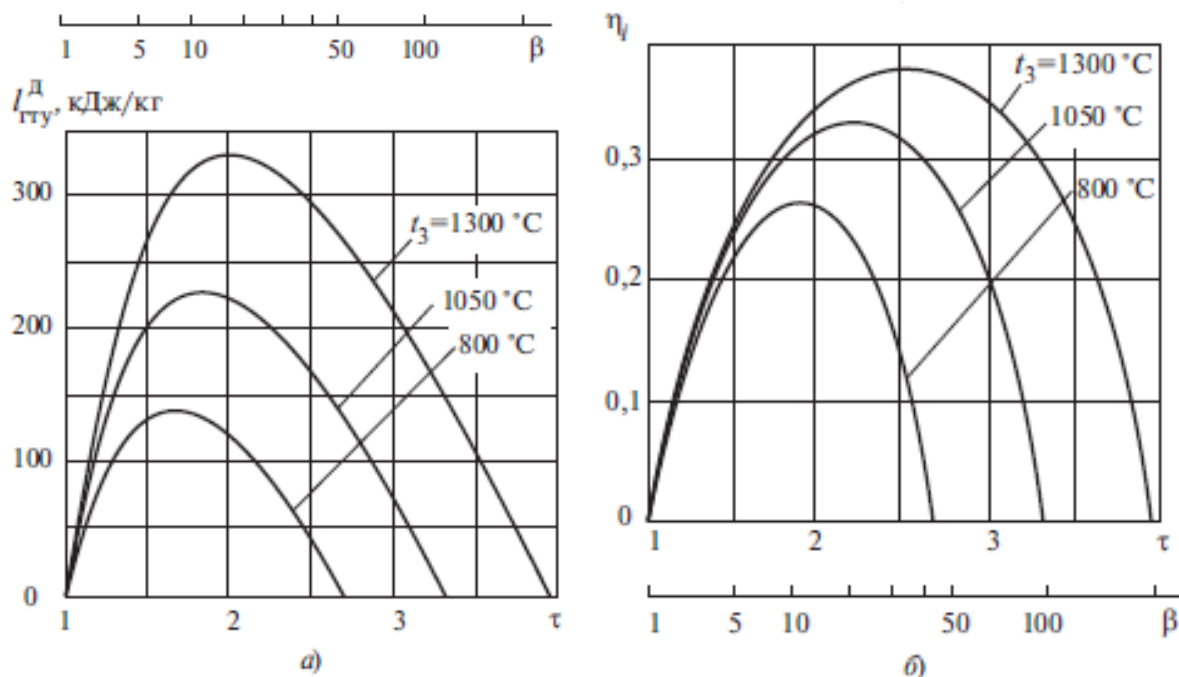


Рис. 7. Зависимости удельной работы $l_{ГТУ}^D$ и внутреннего КПД η_i необратимого цикла ГТУ от τ (а) и β (б) при различных значениях температуры газа на входе в турбину

Максимальное значение работы ГТУ получим, подставив (30) в (27):

$$l_{\max} = \frac{c_p T_1}{\eta_{oi}^K} \left(\sqrt{\theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K} - 1 \right)^2. \quad (31)$$

Из уравнения (31) следует, что ГТУ может производить полезную работу только в том случае, если $\theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K > 1$, или, что то же самое, $\eta_{oi}^T \eta_{oi}^K > \frac{T_1}{T_3}$. То есть произведение $\eta_{oi}^T \eta_{oi}^K$ не должно быть меньше некоторой величины, равной отношению температур; только при этом условии ГТУ работоспособна.

Из рис. 7 видно, что, во-первых, максимум внутреннего КПД лежит при более высоких, чем для максимума работы, значениях τ и, во-вторых, при больших значениях T_3 максимум удельной работы и внутреннего КПД сдвигается в область больших давлений в камере сгорания p_2 (и больших значений τ).

При расчетах удельной работы и внутреннего КПД величина потерь на трение в процессах сжатия и расширения составляла примерно 15% величины

работы этих процессов (принималось $\eta_{oi}^T = \eta_{oi}^K = 0,85$). Как видно из графиков рис. 4, 6 и 7, уменьшение работы и КПД цикла из-за трения заметно больше. Поэтому игнорирование трения в турбине и компрессоре при расчете простой ГТУ может привести не только к ошибочным количественным результатам, но и качественно другим характеристикам: сравните характер зависимости η_T и η_i от τ (или β) на рис. 6 и 7, б.

Как уже отмечалось выше, удельная работа $l_{ГТУ}^D$ и внутренний КПД η_i необратимого цикла ГТУ в значительной степени зависят от значения температуры газа на входе в турбину T_3 (рис. 7).

Основными способами улучшения характеристик ГТУ являются совершенствование проточной части турбины и компрессора (увеличение η_{oi}^K и η_{oi}^T) и повышение температуры газа перед турбиной T_3 , что достигается использованием жаростойких сталей и теплозащитных покрытий, позволяющих использовать в ГТУ газы с температурой $T_3 = 850 \div 900$ °С. Для достижения более высоких температур газа (до 1500 °С) используется охлаждение внутренних элементов газовой турбины сжатым воздухом от компрессора (рис. 2) и, реже, водяным паром.

Кроме того, рост КПД ГТУ возможен за счет усложнения схемы установки. Целью такого усложнения схемы являются повышение средней температуры подвода теплоты и уменьшение средней температуры отвода теплоты, следствием чего будет повышение КПД цикла. К таким способам повышения КПД относят регенерацию, а также многоступенчатое сжатие воздуха в компрессоре и многоступенчатое расширение газа в турбине.

1.1.2. Цикл ГТУ с регенерацией

Невысокие значения КПД простых ГТУ в значительной степени объясняются чересчур высокими температурами газа на выходе из газовой турбины и выбрасываемого в окружающую среду (состояние 4д на рис. 2). Эта температура в современных ГТУ может составлять 500 – 625 °С и более. Если при этом выполняется неравенство $T_{4d} > T_{2d}$, то, очевидно, можно организовать подвод теплоты таким образом, чтобы сначала воздух нагревался за счет теплоты уходящих газов, а затем в камере сгорания за счет сжигания топлива. Подобное использование теплоты уходящих газов в ГТУ называется *регенерацией теплоты* или просто *регенерацией*. На рис. 8 представлены принципиальная схема (а) и цикл ГТУ (б) с регенерацией теплоты.

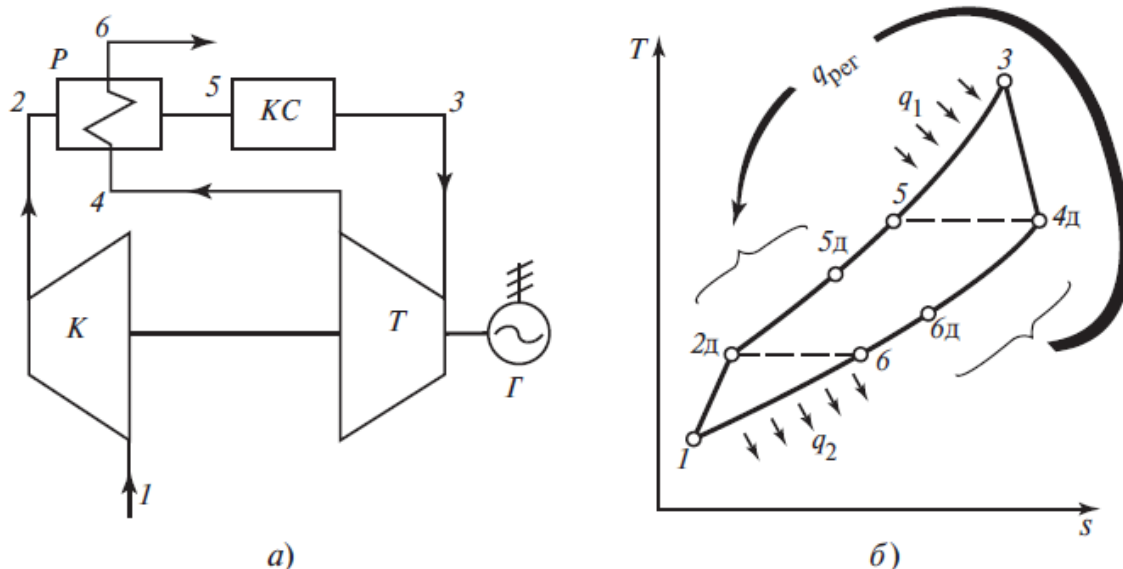


Рис. 8. Принципиальная схема (а) и цикл ГТУ (б) с регенерацией теплоты.

Из сравнения этой схемы со схемой ГТУ без регенерации (рис. 1) видно, что в ней добавлен только регенеративный теплообменник P , в котором уходящие газы охлаждаются в процессе $4\delta-6\delta$, нагревая при этом воздух, поступающий в камеру сгорания (процесс $2\delta-5\delta$).

Очевидно, что при такой схеме в регенеративном теплообменнике невозможно нагреть воздух до температур более высоких, чем $T_5 = T_{4\delta}$, и охладить газ до температур, меньших, чем $T_6 = T_{2\delta}$. Вариант, когда газ охлаждается в регенеративном теплообменнике до температуры $T_6 = T_{2\delta}$, а воздух нагревается до $T_5 = T_{4\delta}$, называется *предельной регенерацией*. При этом в теплообменнике от газа к воздуху передается максимальная теплота регенерации

$$q_{рег}^{пред} = h_{4\delta} - h_6 = h_5 - h_{2\delta} = h_{4\delta} - h_{2\delta}. \quad (32)$$

Предельную регенерацию осуществить практически невозможно, так как при этом теплообмен между газом и воздухом должен происходить при бесконечно малой разности температур, для чего необходимы были бы бесконечно большие поверхности теплообмена. Понятно, что предельная регенерация (с теплообменом при бесконечно малой разности температур) – это термодинамически идеальный (обратимый) процесс.

В действительности воздух в регенеративном теплообменнике нагревается до температуры $T_{5\delta}$, меньшей, чем T_5 , а газ охлаждается до температуры $T_{6\delta}$, большей, чем T_6 . Такой реальный процесс теплообмена с конечной разностью температур является дополнительной (кроме выделения теплоты трения в компрессоре и турбине) причиной необратимости. В этом случае теплота регенерации, передаваемая от газа к воздуху в регенеративном подогревателе, равна

$$q_{\text{рег}} = h_{4\text{д}} - h_{6\text{д}} = h_{5\text{д}} - h_{2\text{д}}. \quad (33)$$

Как видно из рис. 8, б,

$$q_{\text{рег}} < q_{\text{рег}}^{\text{пред}},$$

а их отношение называется *степенью регенерации*

$$\sigma = \frac{q_{\text{рег}}}{q_{\text{рег}}^{\text{пред}}} = \frac{h_{4\text{д}} - h_{6\text{д}}}{h_{4\text{д}} - h_{2\text{д}}} = \frac{h_{5\text{д}} - h_{2\text{д}}}{h_{4\text{д}} - h_{2\text{д}}} \quad (34)$$

Степень регенерации σ , как видно из (1.34), всегда меньше единицы. Предельной регенерации соответствует $\sigma = 1$. Схему простой ГТУ, изображенную на рис. 1.1, можно рассматривать как частный случай регенеративной схемы, в которой $\sigma = 0$.

Так же, как и раньше, будем считать, что потери давления в регенеративном теплообменнике и камере сгорания отсутствуют, а цикл (рис. 8, б) состоит из двух необратимых адиабат $1-2\text{д}$; $3-4\text{д}$ и двух изобар $2\text{д}-3$; $4\text{д}-1$. Поэтому выражения для величин удельной работы турбины, компрессора и всей ГТУ с регенерацией останутся теми же, что и в схеме без регенерации: (17) – (21), (25) – (27). Такой же, как на рис. 7, а, останется зависимость удельной работы ГТУ с регенерацией от степени повышения температуры τ , показанная на рис. 9, а, где $l = l_{\text{ГТУ}}^{\text{д}} / l_{\text{ГТУ}}^{\text{д.макс}}$. В рассматриваемых ГТУ (из-за принятых допущения об отсутствии гидравлических потерь) регенерация не влияет на удельную работу ГТУ, которая определяется формулой (27) или (31) и не зависит от степени регенерации σ .

Сравнение двух циклов: $1-2\text{д}-3-4\text{д}$ – цикла простой ГТУ без регенерации и такого же цикла ГТУ с регенерацией (см. рис. 8, б) показывает, что введение регенерации повышает внутренний КПД цикла, так как введение регенерации не изменяет величину удельной работы цикла, но уменьшает величину подведенной теплоты q_1 :

$$q_1 = h_3 - h_{5\text{д}}. \quad (35)$$

Чем выше степень регенерации σ (34), тем больше $h_{5\text{д}}$, меньше q_1 (35) и больше внутренней КПД цикла

$$\eta_i = \frac{l_{\text{T}}^{\text{д}} - l_{\text{K}}^{\text{д}}}{q_1^{\text{д}}} = \frac{(h_3 - h_4)\eta_{oi}^{\text{T}} - (h_2 - h_1)\eta_{oi}^{\text{K}}}{h_3 - h_{5\text{д}}}. \quad (36)$$

Степень регенерации σ можно рассматривать как величину, характеризующую необратимость процесса теплообмена в регенеративном теплообменнике: чем больше σ , тем меньше необратимость и при прочих равных условиях больше внутренний КПД цикла ГТУ.

Одновременно с ростом КПД увеличение степени регенерации σ сопровождается увеличением размеров регенеративного теплообменника; при $\sigma = 1$ поверхность теплообмена должна быть бесконечно большой. Увеличение поверхности теплообмена приводит к возрастанию гидравлических потерь в регенеративном теплообменнике и, как следствие этого, к падению давления газа перед турбиной p_3 и к росту давления газа за турбиной p_4 , что должно привести к уменьшению работы турбины, работы ГТУ и внутреннего КПД цикла. Поэтому выбор оптимальной степени регенерации σ осуществляется технико-экономическим расчетом.

Для оценки влияния давления в камере сгорания p_2 на величину КПД ГТУ прежде всего установим область давлений p_2 , при которых можно осуществить регенерацию. Очевидно, что при небольших значениях давления p_2 регенерация возможна, т.к. $T_{4д} > T_{2д}$ (рис. 8, б). При повышении давления p_2 температуры $T_{4д}$ и $T_{2д}$ сближаются и при некотором давлении p^* становятся одинаковыми: $T_{4д} = T_{2д}$. При более высоких давлениях ($p_2 \gg p^*$), как это видно из рис. 5, $T_{4д} < T_{2д}$ и регенерация невозможна. На рис. 9, б приведены графики зависимости внутреннего КПД цикла ГТУ от давления в камере сгорания для различных значений степени регенерации σ , рассчитанные по (36) для $t_1 = 20$ °С ; $T_3 = 850$ °С; $\eta_{oi}^T = \eta_{oi}^K = 0,85$.

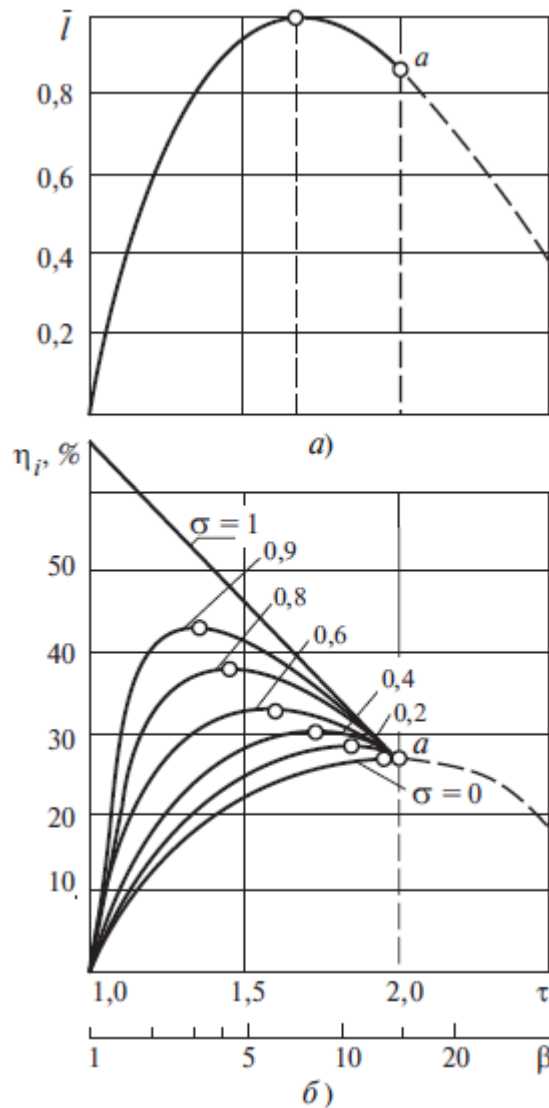


Рис. 9. Зависимости показателей ГТУ с регенерацией от степени повышения давления и степени повышения температуры в компрессоре для различных значений степени регенерации σ

a – относительной работы цикла; b – внутреннего КПД цикла ГТУ:

точка a – граница возможности регенерации в цикле ГТУ

Кривая $\sigma = 0$ на рис. 9, б соответствует циклу ГТУ без регенерации и повторяет кривую зависимости $\eta_i(\tau)$ на рис. 7, б для простой ГТУ. Линия $\sigma = 1$ относится к циклу ГТУ с предельной регенерацией. Для такой ГТУ характер зависимости $\eta_i(\tau)$ может быть получен, если в выражении (36) принять $q_1 = l_T^D$, так как при предельной регенерации $h_5 = h_{4\partial}$ (см. рис. 8, б), и использовать соотношения (25) и (26):

$$\eta_i = \frac{l_T^D - l_K^D}{q_1^D} = 1 - \frac{l_K^D}{l_T^D} = 1 - \frac{\tau}{\theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K}.$$

Таким образом, внутренний КПД цикла ГТУ с предельной регенерацией линейно уменьшается при увеличении τ , как это показано на рис. 9, б. Точка a на рис. 9 соответствует циклу, в котором $T_{4\partial} = T_{2\partial}$, а $p_2 = p^*$, при меньших зна-

чениях τ (или β) регенерация возможна ($T_{4д} > T_{2д}$), при больших — невозможна, так как $T_{4д} < T_{2д}$. Все линии с разными значениями степени регенерации σ сходятся в точке a , так как в этом случае регенерация становится невозможной ($T_{4д} = T_{2д}$). Величины КПД таких циклов должны быть одинаковыми и равняться величине КПД цикла без регенерации ($\sigma = 0$). Из сопоставления кривых на рис. 9, б видно, что регенерация теплоты не дает существенного выигрыша в КПД при низких степенях регенерации, и лишь при $\sigma > 0,7$ прирост КПД ощутим.

Необходимо заметить, что ГТУ с регенерацией обладают и некоторыми недостатками. Так, регенерация с высокими значениями σ требует создания громоздких регенеративных теплообменников, которые сводят на нет основные достоинства простых ГТУ — простоту и компактность. Кроме того, при больших σ увеличиваются гидравлические потери в процессах подвода и отвода теплоты и уменьшаются (по сравнению с графиками на рис. 9) величины удельной работы и внутреннего КПД ГТУ. Хотя регенерация теплоты уходящих газов может улучшить КПД ГТУ, указанные недостатки сдерживают развитие установок, созданных по таким схемам; их в настоящее время существенно меньше, чем простых ГТУ.

1.1.3. ГТУ с многоступенчатым сжатием и расширением рабочего тела

В схеме ГТУ с многоступенчатым сжатием и расширением рабочего тела воздух сжимается в многоступенчатом компрессоре. Многоступенчатым компрессором будем называть такой компрессор, в котором процессы сжатия воздуха в ступенях чередуются с процессами его охлаждения. Аналогично, под многоступенчатой турбиной будем понимать такую турбину, в которой процессы расширения газа в ступенях чередуются с процессами подвода теплоты в дополнительных камерах сгорания. Поскольку в первую камеру сгорания подается воздух в количестве, примерно в 3 раза превышающем минимально необходимое для осуществления химической реакции окисления топлива, то в последующие камеры сгорания поступает газ, содержащий достаточное количество воздуха для сжигания топлива.

В ГТУ такого типа может быть несколько ступеней сжатия и расширения; в настоящее время их число не превышает трех. При двухступенчатом сжатии эти ступени обычно называют компрессорами низкого и высокого давлений (КНД и КВД), при трехступенчатом сжатии — компрессорами низкого, среднего и высокого давлений (КНД, КСД и КВД). Аналогично ступени турбины при двухступенчатом расширении называют турбинами высокого и низкого давлений (ТВД и ТНД), а при трехступенчатом — турбинами высокого, среднего и низкого давлений (ТВД, ТСД и ТНД). На рис. 10 представлена принципиальная схема ГТУ с двухступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением, а на рис. 11 — цикл, совершаемый рабочим телом этой установки.

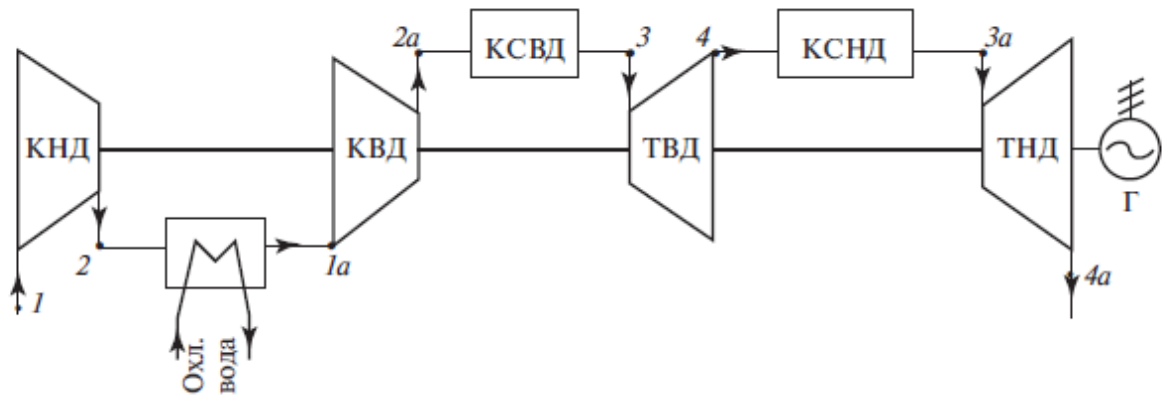


Рис. 10. Принципиальная схема ГТУ с двухступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением

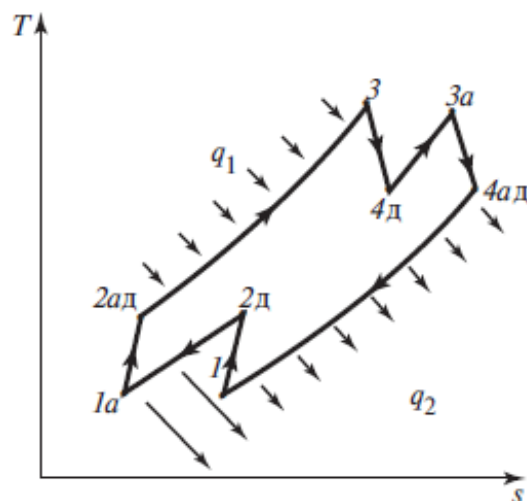


Рис. 11. Цикл ГТУ ГТУ с двухступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением

Воздух из окружающей среды (состояние 1) поступает в КНД, где его давление адиабатно повышается от p_1 до p_2 аналогично процессу $1-2d$ на рис. 2. В промежуточном охладителе воздух охлаждается в изобарном процессе $2d-1a$ до температуры T_{1a} , близкой к T_1 . В дальнейшем будем считать, что температуры воздуха после промежуточных охладителей одинаковы и равны температуре окружающей среды T_1 . В компрессоре высокого давления КВД воздух сжимается адиабатно в процессе $1a-2ad$ и поступает в камеру сгорания высокого давления (КСВД), где так же, как и в простой ГТУ, в результате сгорания топлива температура рабочего тела повышается до T_3 . После адиабатного расширения газа в ТВД (процесс $3-4d$) в камере сгорания низкого давления (КСНД) температура газов повышается до температуры

$T_{3a} = T_3$. В ТНД газы адиабатно расширяются до первоначального давления p_1 (процесс $3a-4ad$). Газы в состоянии $4ad$ покидают ГТУ. Выражения для

удельной работы, подведенной и отведенной теплоты, внутреннего КПД такой ГТУ имеют вид:

$$l_{\text{ГТУ}}^{\Delta} = l_{\text{T}}^{\Delta} - l_{\text{K}}^{\Delta} = (l_{\text{T1}} + l_{\text{T2}}) - (l_{\text{K1}} + l_{\text{K2}}); \quad (37)$$

$$q_1 = (h_3 - h_{2\text{ад}}) + (h_{3\text{а}} - h_{4\text{д}}); \quad (38)$$

$$q_2 = (h_{4\text{ад}} - h_1) + (h_{2\text{д}} - h_{1\text{а}}); \quad (39)$$

$$\eta_i = \frac{l_{\text{ГТУ}}^{\Delta}}{q_1} = \frac{[(h_3 - h_{4\text{д}}) + (h_{3\text{а}} - h_{4\text{ад}})] - [(h_{2\text{д}} - h_1) + (h_{2\text{ад}} - h_{1\text{а}})]}{(h_3 - h_{2\text{ад}}) + (h_{3\text{а}} - h_{4\text{д}})}, \quad (40)$$

где $l_{m1} = h_3 - h_{4\text{д}}$, $l_{m2} = h_{3\text{а}} - h_{4\text{ад}}$, $l_{k1} = h_{2\text{д}} - h_1$, $l_{k2} = h_{2\text{ад}} - h_{1\text{а}}$ — удельные работы ТВД, ТНД, КНД и КВД соответственно.

Рассмотрим выражение (37) с точки зрения получения максимальной удельной работы цикла для произвольного количества ступеней турбины и компрессора. Очевидно, что величина работы ГТУ будет максимальной, когда величина суммарной работы всех турбин максимальна, а величина суммарной работы всех компрессоров минимальна. Для обеспечения минимума удельной работы многоступенчатого компрессора необходимо, чтобы степени повышения давления всех ступеней компрессора были одинаковыми:

$$\beta_{1k} = \beta_{2k} = \dots = \beta_{mk} = \sqrt[m]{\beta}, \quad (41)$$

где $\beta_{1k} = p_2/p_1$, $\beta_{2k} = p_{2a}/p_{1a}$, ..., $\beta = p_{\text{max}}/p_{\text{min}}$; m — количество ступеней компрессора.

Условие (41) в соответствии с (13) означает, что степени повышения температуры при обратимом сжатии во всех ступенях компрессора также одинаковы

$$\tau_{1k} = \tau_{2k} = \dots = \tau_{mk} = \sqrt[m]{\tau}, \quad (42)$$

Можно получить аналогичные соотношения, определяющие максимум величины работы многоступенчатой турбины:

$$\beta_{1T} = \beta_{2T} = \dots = \beta_{nT} = \sqrt[n]{\beta}, \quad (43)$$

$$\tau_{1T} = \tau_{2T} = \dots = \tau_{nT} = \sqrt[n]{\tau}, \quad (44)$$

где $\beta_{1T} = p_3/p_4$, $\beta_{2T} = p_{3a}/p_{4a}$, ..., n — количество ступеней турбины.

Таким образом, для достижения максимальной величины работы необходимо, чтобы степени повышения давления во всех ступенях компрессора были бы одинаковыми, равно как и степени снижения давления во всех ступенях турбины.

На рис. 12, а показаны зависимости величины удельной работы ГТУ с многоступенчатым сжатием и расширением от τ и β , рассчитанные по формуле:

$$l_{\text{ГТУ}}^{\text{Д}} = \frac{c_p T_1}{\eta_{oi}^K} \left[\theta \eta_{oi}^T \eta_{oi}^K n \left(1 - \frac{1}{n \sqrt{\tau}} \right) - m (\sqrt[m]{\tau} - 1) \right], \quad (45)$$

Количество ступеней компрессора и турбины указано цифрами у кривых, а распределение давлений по ступеням принято в соответствии с (41) – (44). Графики рассчитаны для $k = 1,35$; $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_3 = 850 \text{ }^\circ\text{C}$; $\eta_{oi}^T = 0,85$; максимальное значение работы ГТУ с одноступенчатым сжатием и расширением ($m = n = 1$) принято равным единице.

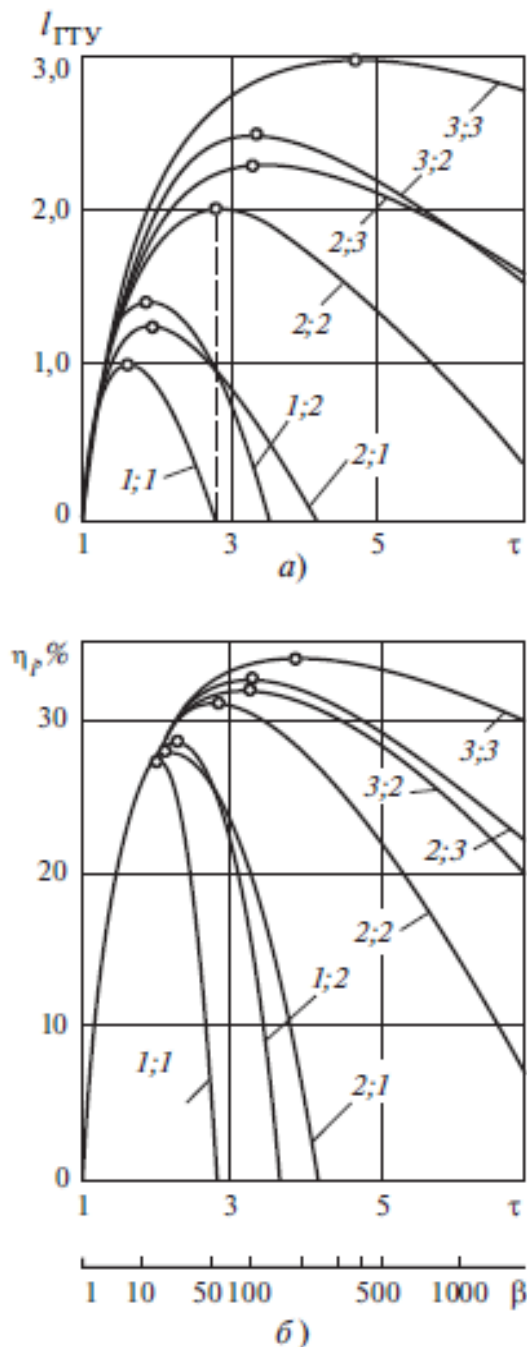


Рис. 12. Зависимости показателей ГТУ с многоступенчатым сжатием и расширением от τ и β для различных значений m и n

a – зависимости относительной величины удельной работы ГТУ; b – зависимости величины внутреннего КПД цикла η_i :
 m – количество ступеней компрессора; n – количество ступеней турбины; значения m и n указаны цифрами у кривых

Из рис. 12, а видно, что при увеличении числа ступеней турбины и компрессора не только возрастает работа ГТУ, но и сдвигается ее максимум в сторону больших τ , т.е. повышается максимальное давление в камере сгорания высокого давления. Так, при трехступенчатом сжатии и трехступенчатом расширении для достижения максимальной удельной работы цикла давление в камере сгорания высокого давления достигает 360 бар (36 МПа).

На рис. 12, б построены зависимости величины внутреннего КПД цикла η_i от τ и β для различных m и n ; при этом распределение давлений между ступенями компрессора и турбины принималось таким же, как при расчете графиков на рис. 12, а, т.е. в соответствии с (41) – (1.44). Из рис. 12, б видно, что с ростом числа ступеней компрессора или турбины увеличивается не только работа, но и КПД ГТУ. Так, при переходе от схемы с одноступенчатым сжатием и расширением к схеме с трехступенчатым сжатием и трехступенчатым расширением удельная работа возрастает в 3 раза, а КПД – от 27,3 до 34,0 %.

КПД ГТУ с многоступенчатым сжатием и расширением может быть и больше тех значений, которые приведены на рис. 12, б, если перераспределить давления по ступеням компрессора и турбины. Действительно, равенство степеней повышения давления всех ступеней компрессора (41) и всех ступеней турбины (43) – это условие получения максимальной работы. Если сохранить величину общей степени повышения давления

$$\beta = \frac{P_{\max}}{P_{\min}},$$

которая при любом распределении давлений равна

$$\beta = \beta_{1к} \beta_{2к} \dots \beta_{mk} = \beta_{1т} \beta_{2т} \dots \beta_{nt},$$

и перераспределить β_{jk} и β_{jt} так, чтобы в последней ступени компрессора и последней ступени турбины увеличить β_{nt} и β_{mk} за счет равномерного уменьшения β_{jk} и β_{jt} в других ступенях

$$\beta_{1к} = \beta_{2к} = \dots = \beta_{m-1,к} < \beta_{mk}, \beta_{1т} = \beta_{2т} = \dots = \beta_{n-1,т} < \beta_{nt}, \quad (46)$$

то температура воздуха перед КСВД увеличится (состояние $2ad$ на рис. 11), а температура уходящих газов (состояние $4ad$ на рис. 11) уменьшится. Это при-

ведет к увеличению подведенной (38) и уменьшению отведенной (39) теплоты при некотором уменьшении удельной работы цикла и увеличении внутреннего КПД цикла ГТУ.

На рис. 13 изображен цикл ГТУ с трехступенчатым сжатием и трехступенчатым расширением, у которого промежуточные давления выбраны в соответствии с (46) так, чтобы внутренний КПД цикла оказался максимальным.

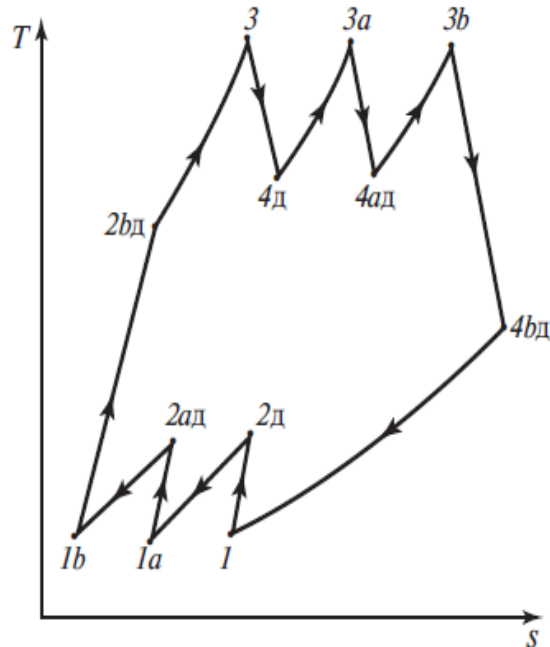


Рис. 13. Цикл ГТУ с трехступенчатым сжатием и трехступенчатым расширением при оптимальных значениях промежуточных давлений

В таком цикле удельная работа последних ступеней турбины ($3b-4bd$) и компрессора ($1b-2bd$) больше, чем предыдущих, а величины работы компрессоров низкого и среднего давлений равны между собой, так же как и величины работы турбин высокого и среднего давлений:

$$l_{1к} = l_{2к} < l_{3к},$$

$$l_{1т} = l_{2т} < l_{3т}$$

В табл. 2 в качестве примера представлены результаты расчета циклов ГТУ с многоступенчатым сжатием и расширением при различном распределении давлений по ступеням компрессора и турбины. При расчетах принимались неизменными $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_3 = 850 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_{oi}^т = \eta_{oi}^к = 0,85$.

Для схемы с двухступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением ($m = n = 2$) приведены результаты расчета КПД двух ГТУ с одинаковыми максимальными давлениями ($\beta = 50,7$) и разными промежуточными давлениями. Если промежуточные давления выбраны так, что $\beta_{1к} = \beta_{2к} = 7,1$ и $\beta_{1т} = \beta_{2т} = 7,1$, то удельная работа такого цикла ГТУ максимальна, а КПД равен $\eta_i = 31,0 \%$. При перераспределении давлений так, что $\beta_{1к} = \beta_{1т} = 3,1$ и $\beta_{2к} = \beta_{2т} = 16,6$, КПД возрастает до $\eta_i = 35,5 \%$.

Аналогичная картина наблюдается и для ГТУ с трехступенчатым сжатием

и трехступенчатым расширением ($m = n = 3$): при

$$\beta_{1к} = \beta_{2к} = \beta_{3к} = 5,5;$$

$$\beta_{1т} = \beta_{2т} = \beta_{3т} = 5,5,$$

удельная работа цикла максимальна, а КПД равен $\eta_i = 34,0 \%$; перераспределение давлений ($\beta_{1к} = \beta_{2к} = 2,7$; $\beta_{3к} = 18,7$; $\beta_{1т} = \beta_{2т} = 2,7$; $\beta_{3т} = 18,7$) и некоторое уменьшение β приводят к повышению КПД до $\eta_i = 39,8 \%$.

Существуют ГТУ, в которых одновременно используются как многоступенчатое сжатие и расширение рабочего тела, так и регенерация. В таких схемах уходящие газы (состояние 4а на рис. 10) в регенеративном подогревателе нагревают воздух после КВД перед его поступлением в КСВД подобно тому, как это показано на рис. 8, а. Такие ГТУ имеют более высокие значения КПД, чем в ранее рассмотренных схемах. Тем не менее, большинство созданных к настоящему времени установок – это простые ГТУ.

Таблица 2

КПД циклов ГТУ с многоступенчатым сжатием и расширением рабочего тела

m	n	τ	β	Компрессор			Турбина			$\eta_p, \%$
				$\beta_{1к}$	$\beta_{2к}$	$\beta_{3к}$	$\beta_{1т}$	$\beta_{2т}$	$\beta_{3т}$	
1	1	1,95	13,2	13,2	—	—	13,2	—	—	27,3
2	2	2,77	50,7	7,1	7,1	—	7,1	7,1	—	31,0
		2,77	50,7	3,1	16,6	—	3,1	16,6	—	35,5
3	3	3,75	166	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	34,0
		3,57	136	2,7	2,7	18,7	2,7	2,7	18,7	39,8

1.1.4. Замкнутые ГТУ

Во всех рассмотренных схемах ГТУ рабочим телом служит воздух. Воздух как рабочее тело кроме его дешевизны обладает еще двумя уникальными достоинствами. Во-первых, воздух, являясь окислителем топлива, допускает его «внутреннее» сгорание (внутри установки, внутри камеры сгорания), что позволяет заметно повысить максимальную температуру в цикле. Во-вторых, отвод теплоты в окружающую среду возможен чрезвычайно простым способом — выбрасыванием в окружающую среду отработавших газов.

Если попытаться создать ГТУ с другим рабочим телом (например, гелием), то в этой установке необходимо изменить конструкцию устройства для подвода теплоты q_1 и добавить устройство для отвода теплоты q_2 . Естественно, что схема такой ГТУ, в отличие от представленной на рис. 1, должна быть замкнутой.

Принципиальная схема замкнутой ГТУ приведена на рис. 14. Здесь, так же как и на рис. 1, есть компрессор K , турбина T и электрогенератор G , преобразующий механическую работу в электроэнергию. Вместо камеры сгорания в

замкнутой ГТУ установлен нагреватель H , в котором проходящий по трубкам газ нагревается за счет внешнего источника теплоты. В охладителе O газ, охлаждаясь до первоначальной температуры, отдает теплоту q_2 окружающей среде. Так же как и в разомкнутой схеме (рис. 1), здесь осуществляется цикл, состоящий из двух адиабат и двух изобар, подобный циклу, изображенному на рис. 2. Поэтому все соотношения, полученные выше для разомкнутых схем, справедливы и для замкнутых ГТУ. Также возможны замкнутые ГТУ с регенерацией и многоступенчатым сжатием и расширением рабочего тела.

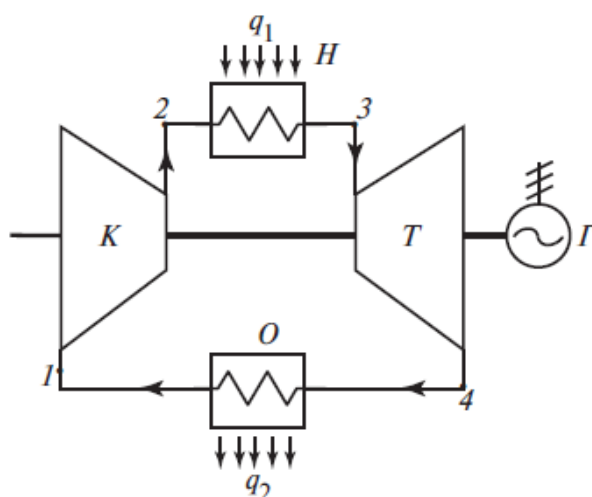


Рис. 14. Принципиальная схема замкнутой ГТУ

Отметим преимущества и недостатки замкнутых схем. К преимуществам замкнутых ГТУ относятся:

- возможность повышения в несколько раз начального давления газа перед компрессором. Это приводит к повышению плотности газа (при сохранении отношения давлений β), к увеличению его массового расхода (при сохранении объемного расхода) и, следовательно, к возрастанию мощности ГТУ, либо, если массовый расход газа принять неизменным, существенно сократится мощность, потребляемая компрессором и возрастет полезная мощность ГТУ, передаваемая на электрический генератор;
- рабочее тело замкнутых ГТУ более чистое и не содержит сажу и другие твердые частицы (это было при наличии камеры сгорания), поэтому отсутствует эрозия лопаток турбин и внутренний относительный КПД турбины может быть выше. Кроме того, отсутствие сажи увеличивает коэффициент теплопередачи в регенеративных теплообменниках и позволяет поднять степень регенерации σ ;
- при использовании нагревателя вместо камеры сгорания можно применять не только жидкое и газообразное топливо, но и другие виды топлив, в первую очередь твердые – уголь. В качестве источника тепла может быть использован и атомный реактор (при этом в качестве рабочего тела предполагается применять гелий).

К недостаткам замкнутых ГТУ относят:

- наличие громоздких нагревателя и охладителя рабочего тела. Поэтому замкнутые ГТУ не имеют тех достоинств — компактность, простота и т.п., которые выгодно отличают простые ГТУ;
- КПД замкнутых ГТУ оказался недостаточно велик, чтобы конкурировать с традиционными установками;
- из-за «внешнего» сгорания топлива и передачи теплоты через поверхность труб рабочему телу в нагревателе максимальная температура рабочего тела меньше, чем в разомкнутых ГТУ. Естественно, что это существенно снижает КПД таких установок;
- утечки рабочего тела через неплотности конструкции замкнутых ГТУ уменьшают величину работы и КПД этих установок, а при использовании замкнутых ГТУ в одноконтурных атомных электростанциях утечки рабочего тела (гелия) могут быть значительными.

1.1.5. Технологические особенности современных энергетических ГТУ

Дальнейшее рассмотрение газотурбинных установок в этом модуле проводится для наиболее перспективных в энергетическом производстве современных простых открытых ГТУ без регенерации.

На рис. 15 приведена конструктивная схема такой ГТУ. Преобразование химической энергии подводимого органического топлива в электрическую энергию осуществлено в пределах одной компактной установки в отличие от более сложных паросиловых установок.

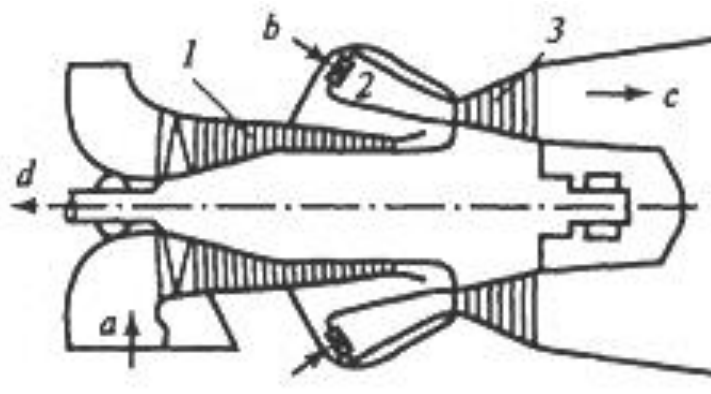


Рис. 15. Конструктивная схема современной ГТУ

a – вход воздуха; *b* – подача топлива; *c* – выхлопные газы; *d* – передача мощности электродвигателю; 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина

Технологический процесс энергетической одновальной ГТУ отражен на ее принципиальной тепловой схеме (рис. 16).

В камеру сгорания KC ГТУ подводится органическое топливо (обычно природный газ, реже жидкое газотурбинное топливо). Давление природного газа в подающей магистрали $p_{маг}$ повышается дожимающим компрессором $ДК$ до необходимого давления p_2 . Одновременно возможен подогрев топлива в подогревателе $ПТЛ$ для повышения эффективности процесса. Через топливные клапаны TK системы топливоподачи топливо вводится в камеры сгорания ГТУ, где сгорает в среде воздуха, подогретого в процессе сжатия. Там же формируется начальная температура газов перед ГТ $T_{н.т}$, обеспечиваемая повышенным избытком воздуха в газах за камерой сгорания $\alpha_{к.с}$.

Начальное давление газов $p_{н.т}$ перед турбиной зависит от давления воздуха за компрессором и является величиной переменной. В газовой турбине (в тепловом двигателе установки) газы расширяются до конечного давления $p_{к.т}$ близкого к атмосферному, и удаляются через дымовую трубу.

Для включения ГТУ в работу используется пусковое устройство. Им может служить сам электрогенератор в режиме электродвигателя или специальное пусковое устройство.

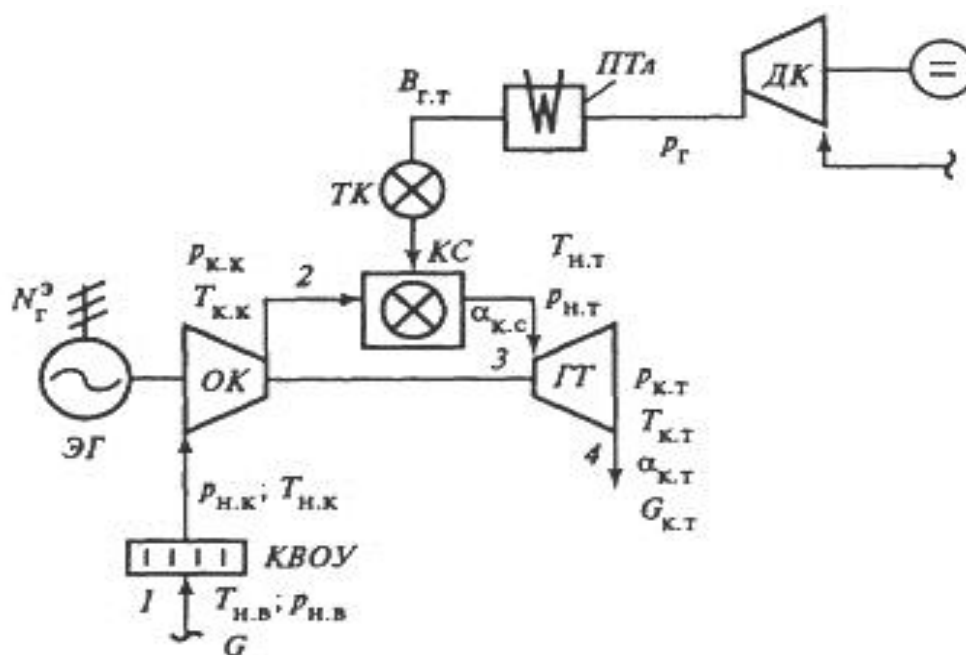


Рис. 16 Принципиальная тепловая схема одновальной энергетической ГТУ разомкнутого цикла

На рис. 17 показан баланс энергии простой энергетической ГТУ разомкнутого цикла. Исходная энергия поступает в ГТУ в виде двух составляющих: энергии топлива $Q_{г}^c$ и физической теплоты наружного воздуха, поступающего в компрессор $Q_{н.в}$. В процессе сжатия затраченная внутренняя мощность компрессора $N_{ик}$ переходит к рабочему телу в виде «возвращенной теплоты» $Q_{к.к}$. Таким образом, рабочее тело на входе в турбину обладает теплотой $Q_{н.т}$. В конце процесса расширения в турбине

теплота рабочего тела обозначена $Q_{к.т}$. Поскольку отработавшие газы поступают в атмосферу, теплота уходящих газов $Q_{у.х} = Q_{к.т}$. В итоге, с учетом имеющихся в ГТУ потерь от необратимости преобразования энергии, полезная мощность, передаваемая турбиной на генератор электрического тока, равна разности количеств теплоты, подводимой извне и потерь теплоты $Q_{пот} Q_{у.х}$.

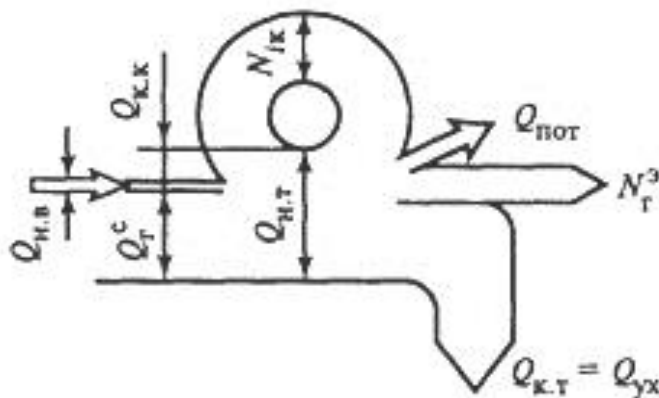


Рис. 17. Баланс энергии энергетической ГТУ простой схемы

Список литературы

1. В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. Техническая термодинамика. – М.: Издательство МЭИ, 2008 г. – 495 с.
2. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанции / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 584 с.
3. Трухний А.Д. Основы современной энергетики: курс лекций для менеджеров энергетических компаний в 2 ч. / под ред. Е. В. Аметистова. — М.: Изд-во МЭИ, 2002-2003 Ч. 1: Современная теплоэнергетика. — 2002. – 368 с.
4. Соколов В.С. Газотурбинные установки: Учебное пособие – М.: Высш. Шк., 1986. – 150 с.