

УДК 621.452.3

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННОГО «ХВОСТА» КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННОГО ПРИВОДА С ИЗОБАРНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ И РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЕМ

**Доктора техн. наук, профессора НЕСЕНЧУК А. П.¹⁾, РОМАНЮК В. Н.¹⁾,
магистры техн. наук АБРАЗОВСКИЙ А. А.²⁾, БЕГЛЯК А. В.¹⁾,
канд. техн. наук РЫЖОВА Т. В.³⁾, студ. БЕГЛЯК В. В.¹⁾, магистрант КУЗЬМИН Р. О.**

¹⁾Белорусский национальный технический университет,

²⁾ГИПК «ГАЗ-ИНСТИТУТ»,

³⁾ОАО «МАЗ» – управляющая компания холдинга «Белавтомаз»

Повышение эффективности работы газоперекачивающей станции магистрального газопровода напрямую связано с реализацией (наряду с регенеративным) утилизационного (внешнего) теплоиспользования тепловых отходов газотурбинного привода, иными словами, с повышением энергетического КПД ($\eta_{\text{эн}}$). Однако «хвостовая» часть теплоиспользования при недостаточной проработке утилизационного теплоиспользования может серьезно повлиять на эффективность работы регенеративного привода (газовой турбины).

Сегодня газотурбинный привод компрессорных станций достаточно часто представлен газовой турбиной без теплоиспользования выхлопных газов. Естественно, такой привод по этой и другим причинам должен быть заменен регенеративным, с пристройкой утилизационного «хвоста» (получение горячей воды и холода). В этом случае привод компрессорных станций можно рассматривать как серьезный источник внешнего (утилизационного) теплоиспользования, способный удовлетворить потребности в энергии как промышленного, так и сельского товаропроизводителя (товарно-мясной комплекс): кормление – переработка – кратковременное хранение конечного продукта). Используя ВЭР выхлопа газовой турбины с регенерацией, при незначительном изменении характеристик приводной турбины, к примеру, можно обеспечить теплотой (горячая вода) и холодом крупный животноводческий комплекс, расположенный вблизи газоперекачивающей станции. При этом в качестве примера строительства можно сослаться на район г. Несвижа (Республика Беларусь). Компрессорная станция, расположенная в данном районе, является собственностью Российской Федерации, и вопросы ее модернизации могут рассматриваться только в порядке обсуждения. Предлагаемый материал статьи обладает существ-

венным достоинством не только в плане решения задач энергообеспечения теплотой и холодом животноводческого предприятия. Компрессорная станция находится в непосредственной близости от населенного пункта с низкой занятостью населения, ее модернизация позволит создать дополнительные рабочие места для высококвалифицированных работников.

Сегодня Газотранспортная система Республики Беларусь включает в себя более 8100 км газопроводов [1, 2], пять компрессорных станций (далее – КСт), 233 газораспределительные станции (далее – ГРС). Также в эксплуатации находится белорусский участок магистрального газопровода «Ямал – Европа» протяженностью 575 км и пять КСт, обладающих серьезным потенциалом тепловых ВЭР. Принимая во внимание сказанное, назрела необходимость согласования вопросов о размещении крупных мясоперерабатывающих комплексов в непосредственной близости к источникам дешевой энергии утилизационного теплоиспользования тепловых отходов газотурбинного привода с созданием новых рабочих мест.

В свете сказанного целесообразно рассмотреть два варианта теплоиспользования тепловых отходов (утилизация теплоты выхлопа газотурбинного привода):

- схема внешнего (утилизационного) теплоиспользования;
- схема комбинированного теплоиспользования (наличие и регенеративного, и утилизационного использования теплоты одновременно) с оценкой их взаимного влияния на характер работы турбины.

Естественный интерес в свете энергоиспользования представляет схема комбинированного использования тепловых отходов, так как позволяет

осознанно влиять на работу газовой турбины. Такая схема показана на рис. 1, при этом утилизационная нагрузка (теплота и холод) включена последовательно.

В качестве утилизационной нагрузки использована простейшая абсорбционная холодильная машина, регенеративная составляющая ограничена теплотой предельной регенерации (рис. 2)

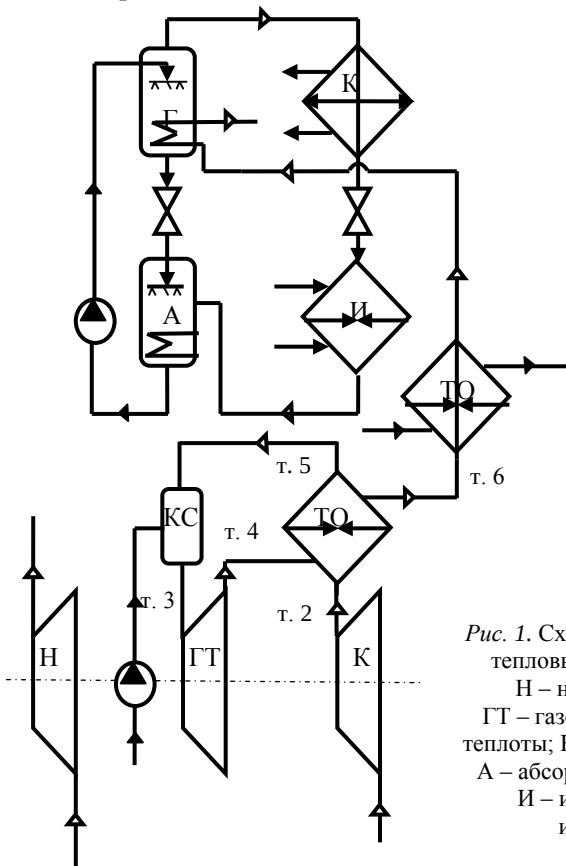


Рис. 1. Схема комбинированного использования тепловых отходов компрессорной станции:

Н – нагнетатель газоперекачивающий;
ГТ – газовая турбина с изобарным подводом теплоты; К – компрессор; КС – камера сгорания;
А – абсорбер; Г – генератор; К – конденсатор;
И – испаритель; ТО – регенеративный и газоводяной теплообменник в утилизационной части

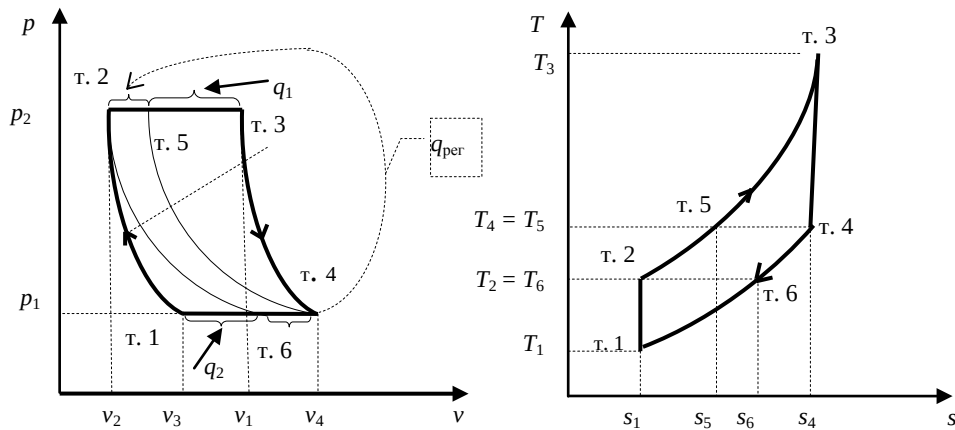


Рис. 2. Регенеративный цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты в термодинамических диаграммах

Рис. 2 иллюстрирует наличие регенеративной нагрузки (регенеративное теплоиспользование, нижняя часть рис. 1), которая, как уже отмечалось выше, позволяет влиять на технологический коэффициент полезного действия $\eta_{\text{техн}}$ газотурбинного привода, определяя термический КПД, повышая температуру газов на входе в проточную часть турбины. В итоге в рамках утилизационной части схемы (рис. 1) должна производиться модернизация существующих станций перекачки газообразного топлива. При этом, естественно, основной экономический эффект следует ожидать со стороны утилизационной части, который достаточно просто достигается при строительстве в сельской местности республики крупных производств сельскохозяйственной направленности со значительной энергоемкостью. Однако нужно помнить, что с ростом вовлечения в выработку утилизационной части регенеративная составляющая (рис. 2) убывает, а следовательно, снижается технологический и термический КПД цикла ГТУ, что требует количественного разграничения регенеративной и утилизационной нагрузок.

Теплота предельной регенерации может быть записана

$$q_{\text{рег}} = c_p (T_4 - T_2). \quad (1)$$

Теплота непредельной регенерации

$$q_{\text{рег}} = \sigma c_p (T_4 - T_2). \quad (2)$$

Теплота, подводимая к рабочему телу от горячего источника, определяется

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) - \sigma c_p (T_4 - T_2). \quad (3)$$

Аналогично получаем выражение для теплоты, отдаваемой холодному источнику:

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1) - \sigma c_p (T_4 - T_2). \quad (4)$$

Используя данные расчета характерных точек простейшей ГТУ, записанные выше выражения преобразуем:

$$q_1 = c_p T_1 \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1) - \sigma \left(\rho - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right) \right]; \quad (5)$$

$$q_2 = c_p T_1 \left[(\rho - 1) - \sigma \left(\rho - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right) \right]. \quad (6)$$

Термический КПД цикла с регенерацией определится

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{(\rho - 1) - \sigma \left(\rho - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}{\beta^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1) - \sigma \left(\rho - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (7)$$

В случае предельной регенерации $\sigma = 1$. Подстановка в выражение (7) $\sigma = 1$ позволяет найти термический КПД цикла ГТУ с предельной регенерацией

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\rho} = 1 - \frac{T_1}{T_4}. \quad (8)$$

Таким образом, чем меньше степень увеличения давления и больше степень предварительного расширения, тем выше эффективность регенерации.

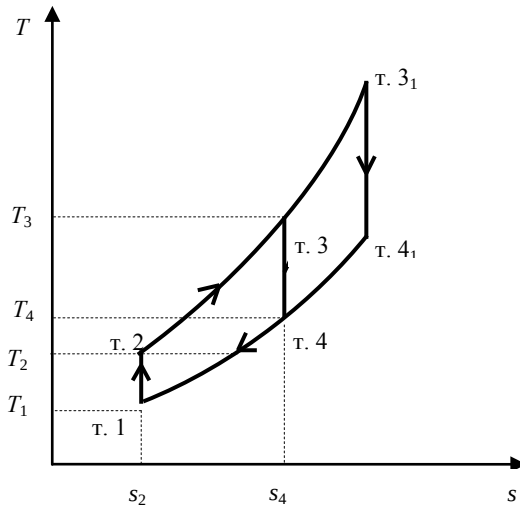


Рис. 3. Изменение формы цикла ГТУ с увеличением степени предварительного расширения

Такой вывод наглядно иллюстрирует изображение цикла в T - s -диаграмме (рис. 3). С уменьшением β и увеличением ρ цикл становится более вытянутым, при этом увеличиваются участки изобар, на которых возможна регенерация теплоты. Разность температур $(T_4 - T_2)$ растет, а это означает снижение доли подводимой и отводимой теплоты и увеличение доли теплоты регенерации.

Значительное влияние на работу ГТУ оказывает многоступенчатое сжатие и расширение рабочего тела, что приближает термический КПД цикла к термическому КПД цикла Карно, осуществляемому для тех же температур, что и предельные температуры ГТУ. Связано это с тем, что многоступенчатое сжатие понижает среднюю интегральную температуру отвода теплоты в цикле, приближая ее к его мини-

мальной температуре. В свою очередь, многоступенчатое расширение повышает среднюю интегральную температуру подвода теплоты в цикле и приближает ее к его максимальной температуре, и, как следствие, растет термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2^{\text{ин}}}{T_1^{\text{ин}}}. \quad (9)$$

Многоступенчатое сжатие неразрывно связано с многоступенчатым охлаждением сжимаемой среды. Процесс многоступенчатого сжатия при этом приближается к изотермическому. Работа, затрачиваемая на привод компрессора, у изотермического сжатия оказывается меньшей, чем у иных альтернативных процессов, протекающих для тех же начального и конечного давлений. При этом теплота охлаждения компрессора представляется как статья теплоиспользования тепловых ВЭР.

Принципиальная схема ГТУ с трехступенчатым сжатием и расширением рабочего тела приведена на рис. 4.

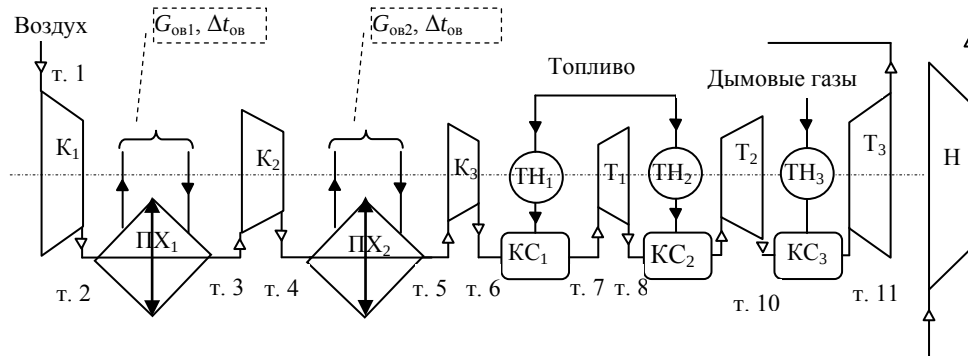


Рис. 4. Принципиальная схема ГТУ с изобарным подводом теплоты, трехступенчатым сжатием рабочего тела: K_1, K_2, K_3 – соответственно 1-я, 2-я и 3-я ступени сжатия компрессора; $ПХ_1, ПХ_2$ – промежуточные холодильники воздуха; $КС_1, КС_2, КС_3$ – камеры сгорания; $ТН_1, ТН_2, ТН_3$ – топливные насосы; $Т_1, Т_2, Т_3$ – газовые турбины; $Н$ – магистральный нагнетатель

Многоступенчатое расширение, в свою очередь, неразрывно связано с многоступенчатым подводом теплоты к среде, с которой осуществляется процесс. Всякий раз, когда в ходе адиабатного расширения (рис. 5) достигается минимальная температура диапазона T_{1j} , процесс адиабатного расширения прерывается и осуществляется изобарный подвод теплоты, в ходе которого восстанавливается начальная температура рабочего тела, но уже при более низком давлении. Так что процесс многоступенчатого расширения одновременно является процессом многоступенчатого нагрева.

На рис. 5 в T – s -диаграмме показано расширение между двумя изобарами $p_{\text{нач}}$ и $p_{\text{кон}}$, осуществляемое в трех вариантах: двухступенчатом – $1a2_2$; четырехступенчатом – $1бвг2_4$; восьмиступенчатом – $1дежзикл2_8$. Средняя интегральная температура подвода теплоты в многоступенчатом процессе повышается с увеличением числа ступеней, приближаясь к максимальной температуре интервала его протекания T_1 .

Число ступеней сжатия и расширения обычно невелико, поскольку с его увеличением сложность конструкции и стоимость установки возраста-

ют при ослабевающем полезном эффекте, который перестает окупать затраты.

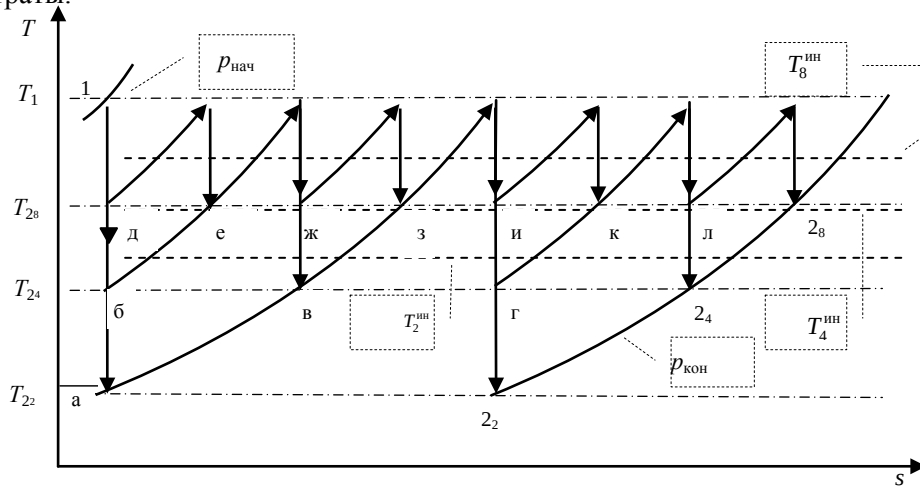


Рис. 5. Многоступенчатое расширение от начального давления $p_{\text{нач}}$ до конечного $p_{\text{кон}}$: двухступенчатое – 1а2₂; четырехступенчатое – 1бвг2₄; восьмиступенчатое – 1дежикл2₈

Рабочее тело (воздух) поступает из атмосферы и сжимается в трехступенчатом компрессоре: 1–2–3–4–5–6. В камерах сгорания КС_{*j*} (*j* = 1, 2, 3) происходит нагрев рабочего тела до максимальной температуры за счет теплоты изобарного процесса окисления топлива, поступающего в них с помощью топливных насосов ТН_{*j*}. В ступенях турбины Т_{*j*} рабочее тело расширяется в адиабатном процессе, совершая полезную работу, после чего выбрасывается в атмосферу.

Идеализованный цикл работы описанной ГТУ в p - v -, T - s -диаграммах приведен на рис. 6.

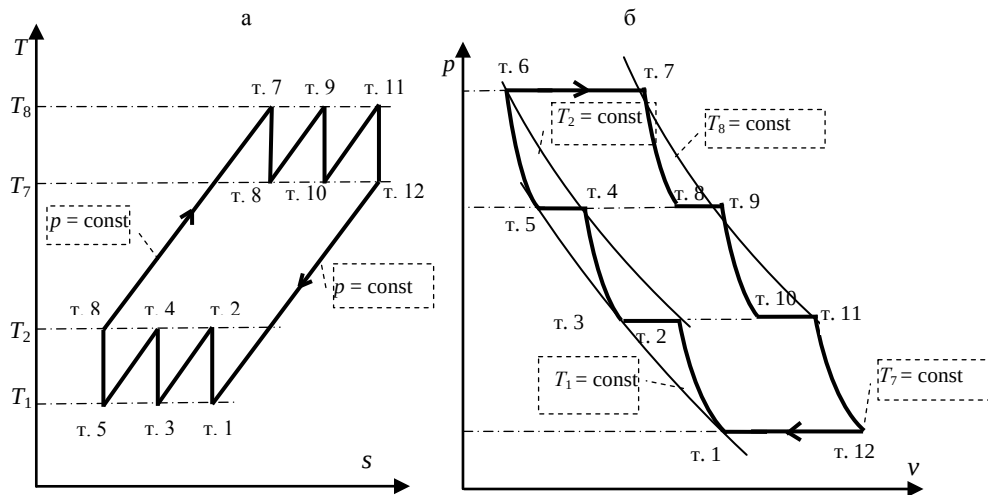


Рис. 6. Цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты, трехступенчатым сжатием и расширением рабочего тела: а – в T - s -диаграмме; б – в p - v -диаграмме

Расчеты параметров рабочего тела в характерных точках, работы компрессора и турбин, подводимой и отводимой теплоты цикла, мощности, КПД повторяют расчеты циклов с одноступенчатым сжатием и расшире-

ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении и с регенерацией используется для привода центробежного нагнетателя. Давление воздуха перед компрессором $p_1 = 0,1$ МПа, температура $t_1 = 15$ °С. Степень увеличения давления в компрессоре $\beta_k = p_{\text{кон}}/p_{\text{нач}} = 12$. Максимальная температура рабочего тела $t_3 = 1200$ °С. Рабочее тело – воздух. Степень регенерации $\sigma = 0,75$. Сжатие и расширение рабочего тела протекают необратимо. Сжатие двухступенчатое, причем после первой ступени компрессора воздух охлаждается до начальной температуры. Относительный внутренний КПД турбины $\eta_{oi}^T = 0,86$, обеих ступеней компрессора $\eta_{oi}^K = 0,80$. Расход рабочего тела $G_{\text{рт}} = 162$ т/ч (здесь отходим от параметров ГТУ, установленной на КС «Несвижская»). Требуется рассчитать параметры p , v , T рабочего тела в характерных точках цикла, определить абсолютный термический КПД цикла, найти мощность привода компрессора, мощность газовой турбины. Теплота сгорания топлива $Q_p^H = 34$ МДж/м³, КПД механической передачи $\eta_{\text{п}} = 0,95$, КПД камеры сгорания $\eta_{\text{кс}} = 0,99$.

Принципиальная схема установки представлена на рис. 7, термодинамический цикл в T - s -диаграмме – на рис. 8.

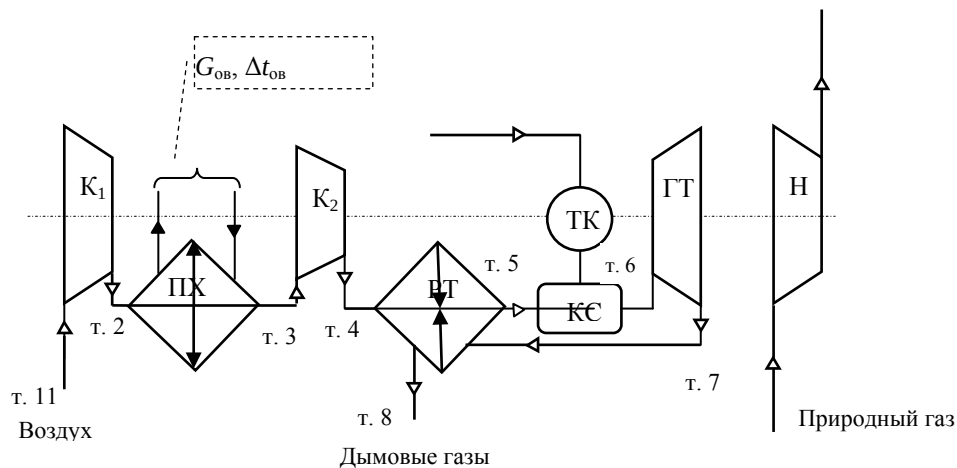


Рис. 7. Принципиальная схема ГТУ с изобарным подводом теплоты, регенерацией, двухступенчатым сжатием рабочего тела: K_1 , K_2 – 1-я и 2-я ступени сжатия компрессора; ПХ – промежуточный холодильный; РТ – регенеративный теплообменник; КС – камера сгорания; ТК – топливный компрессор; ГТ – газовая турбина; Н – магистральный нагнетатель; $G_{\text{ох}}$ – расход охлаждающей воды, кг/с

Из условия минимизации работы привода степень увеличения давления в каждой из двух ($m = 2$) ступеней компрессора одинакова и определяется

$$\beta_i = \beta_1 = \sqrt[m]{\beta_k} = \sqrt[2]{12} = 3,46.$$

Температуры T_2 и T_4 окончания процесса обратимого сжатия в каждой ступени компрессора совпадают, поскольку степень увеличения давления

и процесс сжатия в обеих ступенях одинаковы. Для адиабатного процесса находим

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 288 \cdot (3,46)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 411 \text{ К.}$$

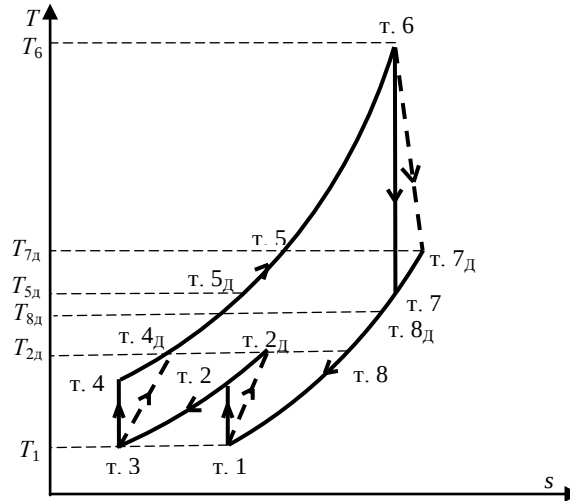


Рис. 8. Цикл ГТУ с изобарным подводом теплоты, регенерацией, двухступенчатым сжатием рабочего тела

Температура T_7 окончания процесса обратимого расширения в турбине

$$T_7 = T_6 \left(\frac{p_7}{p_6} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1473 \cdot \left(\frac{0,1}{1,2} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 724 \text{ К.}$$

Температуры окончания реального процесса сжатия $T_{4д} = T_{2д}$ и реального процесса расширения определяются:

$$T_{2д} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{oi}^k} = 15 + \frac{137,8 - 15}{0,8} = 168 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_{7д} = T_6 - (T_6 - T_7) \eta_{oi}^r = 1200 - (1200 - 451) \cdot 0,86 = 556 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температуры состояний в точках цикла т. 5 и т. 8 определяются из построения цикла в T - s -диаграмме: очевидно, что $T_5 = T_{7д}$ и $T_8 = T_{4д}$ (рис. 8).

Температуры окончания процесса неопредельной регенерации для потока в процессе охлаждения $T_{8д}$ и в процессе нагрева $T_{5д}$ рабочего тела определяются:

$$T_{8д} = T_{7д} - (T_{7д} - T_{4д}) \sigma = 556 - (556 - 168) \cdot 0,75 = 265 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_{5д} = T_{2д} + (T_{7д} - T_{4д}) \sigma = 168 + (556 - 168) \cdot 0,75 = 459 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Давление рабочего тела в характерных точках цикла определяется из построения его в термодинамической диаграмме. Удельные объемы рассчитываются из уравнения состояния идеального газа по известной темпе-

ратуре и давлению каждой точки. Результаты расчетов параметров p , v , T сведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры характерных точек цикла ГТУ

Параметр	Номер точки цикла												
	1	2	2 _д	3	4	4 _д	5	5 _д	6	7	7 _д	8	8 _д
T , °C	20	137,8	168	15	137,8	168	556	459	1200	451	556	168	265
T , К	288	411	442	288	411	442	829	732	1473	724	829	442	538
p , МПа	0,1	0,346	0,346	0,346	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	0,1	0,1	0,1	0,1
v , м ³ /кг	0,829	0,3413	0,3668	0,2393	0,0985	0,1059	0,1988	0,1755	0,3531	2,083	1,599	1,271	1,549

Для нахождения абсолютного КПД цикла определим отводимую q_2 и подводимую q_1 теплоту к рабочему телу в цикле:

$$q_2 = C_p(T_{8д} - T_1) + C_p(T_{2д} - T_1) = \frac{Rk}{k-1}[(T_{8д} - T_1) + (T_{2д} - T_1)] =$$

$$= \frac{287,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot [(265-15) + (168-15)] = 406,6 \text{ кДж/кг};$$

$$q_1 = C_p(T_6 - T_{5д}) = \frac{Rk}{k-1}(T_6 - T_{5д}) = \frac{287,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,4}{1,4-1}(1200 - 459) = 745,9 \text{ кДж/кг}.$$

Абсолютный внутренний КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{406,6}{745,9} = 0,455.$$

Мощность привода компрессора

$$N_k = G_{пр} \frac{l_k}{\tau} = \frac{G_{пр} m (h_{2д} - h_1)}{\tau} = \frac{G_{пр} m C_p (T_{2д} - T_1)}{\tau} =$$

$$= 162 \cdot 10^3 \cdot \frac{287,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot 2 \cdot \frac{168-15}{3600} = 13,9 \text{ МВт}.$$

Мощность газовой турбины

$$N_t = G_{пр} \frac{q_1 - q_2}{\tau} = \frac{G_{пр} (h_6 - h_{7д})}{\tau} = \frac{G_{пр} C_p (T_6 - T_{7д})}{\tau} =$$

$$= 162 \cdot 10^3 \cdot \frac{287,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,4}{1,4-1} \cdot \frac{1200-556}{3600} = 29,2 \text{ МВт}.$$

Мощность ГТУ

$$N_{ГТУ} = G_{пр} \frac{q_1 - q_2}{\tau} = 162 \cdot 10^3 \cdot \frac{745,9 - 406,6}{3600} = 15,3 \text{ МВт}.$$

Расход натурального топлива на ГТУ

$$B_{\text{нт}} = \frac{Q_1}{\eta_{\text{кс}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}} = \frac{G_{\text{пт}} q_1}{\eta_{\text{кс}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}} = 162 \cdot 10^3 \cdot 745,9 / (0,99 \cdot 34 \cdot 10^3) = 3590 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Остается загрузить по теплоте и холоду утилизационный «хвост» газовой турбины (рис. 1). В конкретном случае целесообразно принять привод компрессора с двухступенчатым сжатием рабочего тела (рис. 7).

В качестве примера реализации теплоты выхлопа можно принять энергетическую нагрузку мясокомбината (теплота и холод). Предприятие, производящее (перерабатывающее) сельскохозяйственную продукцию, размещается в непосредственной близости от газоперекачивающей станции и имеет самостоятельную инфраструктуру. Ниже на примере УП «Минский мясокомбинат» приведены энергозатратные составляющие, которые могут быть полностью заменены топливными ВЭР газотурбинной установки, позволяющей реализовать ее при замещении энергопотребления рассматриваемого предприятия годовым выпуском:

- по мясу и субпродуктам – 22000 т;
- по полуфабрикатам – 6800 т;
- по колбасным изделиям – 14310 т;
- по сухим кормам – 2150 т.

Годовое энергопотребление предприятия представлено в табл. 2

Таблица 2

Годовое энергопотребление Минского мясокомбината

Топливо, т у. т.	Электроэнергия, тыс. кВт·ч	Тепловая энергия, ГДж
7992	19900	197609

Около 2/3 от общих затрат электрической энергии приходится на производство холода, который используется для хранения сырья, производства и хранения продукции.

ВЫВОДЫ

1. Показана целесообразность замещения энергопотребления крупного перерабатывающего (производящего) предприятия тепловыми ВЭР компрессорной станции.

2. Предложена замена существующих газоперекачивающих агрегатов на агрегаты с регенеративными ГТУ с двухступенчатым сжатием рабочего тела в компрессоре.

ЛИТЕРАТУРА

1. М а й о р о в, В. В. Организационно-экономические мероприятия повышения эффективности функционирования магистральных газопроводов ОАО «Белтрансгаз» / В. В. Майоров // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2012. – № 6. – С. 70–78.
2. Х р у с т а л е в, Б. М. Техническая термодинамика: учеб.: в 2 ч. / Б. М. Хрусталев, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – Ч. 2. – 560 с.

Представлена кафедрой ПТЭ и Т

Поступила 12.02.2013