

УДК 536.7

НОСАЧ В. Г.¹, ШРАЙБЕР А. А.²¹ *Институт технической теплофизики НАН Украины*² *Институт общей энергетики НАН Украины*

ПОВЫШЕНИЕ КПД ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК ЗА СЧЕТ КОНВЕРСИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ

Запропоновано нову схему парогазової установки з термохімічною регенерацією шляхом конверсії природного газу в продуктах згорання. Термодинамічні розрахунки свідчать, що ця схема забезпечує підвищення ККД на 5,8...7,7 % у порівнянні з традиційними ПГУ.

Предложена новая схема парогазовой установки с термохимической регенерацией путем конверсии природного газа в продуктах сгорания. Термодинамические расчеты свидетельствуют, что эта схема обеспечивает повышение КПД на 5,8...7,7 % по сравнению с традиционными ПГУ.

We have proposed a new scheme of gas-and-steam plant with thermochemical recuperation by means of natural gas conversion in exhaust gases. Thermodynamic calculations show that this scheme enables one to enhance efficiency by 5.8...7.7 % as compared with traditional gas-and-steam plants.

 A – работа; I – энтальпия; J – полная энтальпия; p – давление; Q – теплотворная способность; T – температура; β – коэффициент, определяющий расход продуктов сгорания через теплообменник 12 и турбину 5 (рис.1); η – КПД.

КТ – конвертированное топливо;

ПГУ – парогазовая установка;

ПС – продукты сгорания.

Сегодня в энергетике различных стран широко используются парогазовые установки (ПГУ), КПД которых находится на уровне, близком к 60 %. В то же время КПД паросиловых установок обычно не превышает 40 %. Столь высокие значения КПД бинарных ПГУ достигаются главным образом за счет совершенствования процесса преобразования теплоты в работу в комбинированном теплосиловом цикле. Для этого используются различные методы карнотизации теплосилового цикла, а также повышения начальной температуры рабочего тела за счет создания новых, более жаропрочных материалов, эффективных систем охлаждения и т.д. Однако уже сегодня можно констатировать, что методы совершенствования процесса преобразования теплоты в работу практически исчерпали свои возможности для дальнейшего повышения эффективности ПГУ.

В этой связи возникает вопрос: существует ли еще какая-нибудь возможность дальнейшего по-

вышения КПД парогазовых установок? Оказывается что существует. Кроме процесса преобразования теплоты в работу, в ПГУ происходит еще один процесс преобразования энергии – превращение энергии топлива в теплоту (т.е. горение). Известно, что процесс горения сопровождается большими необратимыми потерями. Так, при получении теплоты с температурой 1200 К путем сжигания природного газа необратимые потери составляют ~ 25 % от исходной работоспособности энергии топлива.

По-видимому, единственный метод уменьшения этих потерь и, следовательно, дальнейшего повышения КПД ГТУ – это метод термохимической регенерации (ТХР) теплоты, предложенный и разработанный в Институте технической теплофизики (ИТТФ) Национальной академии наук Украины [1]. В настоящей статье рассматривается один из возможных вариантов повышения КПД ПГУ при помощи метода ТХР, который реализуется за счет конверсии природного газа в продуктах сгорания.

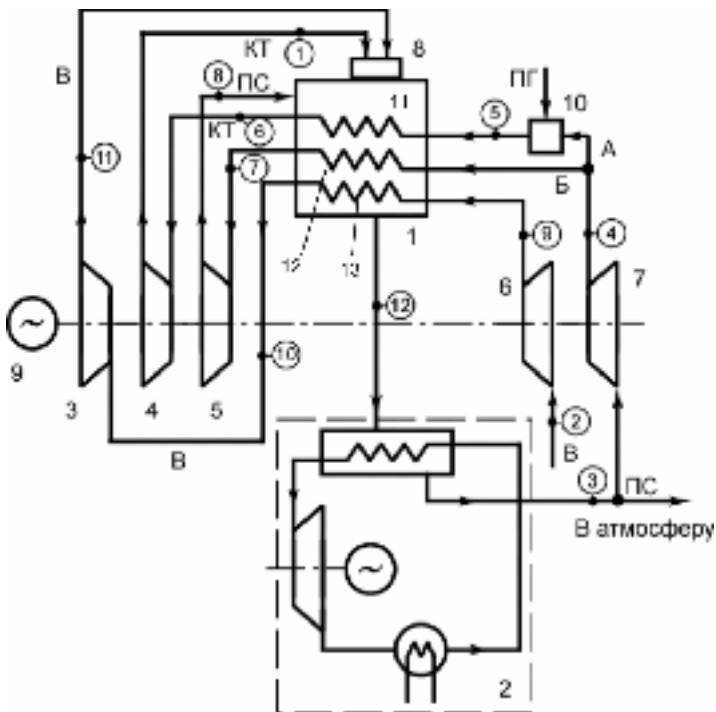


Рис. 1. Схема парогазовой установки с конверсией природного газа в продуктах сгорания (ПС):

**1 – топка; 2 – паросиловая установка;
3 – воздушная турбина;**

**4 – турбина для конвертированного топлива;
5 – турбина для ПС; 6 – воздушный компрессор;
7 – компрессор для сжатия ПС;
8 – горелка для КТ; 9 – генератор;**

**10 – смеситель; 11 – 13 – теплообменники;
В – воздух; ПГ – природный газ.**

Цифры в кружках – номера точек для таблицы.

На рис. 1 приведена принципиальная схема ПГУ с термохимической регенерацией. Основным элементом установки является топка 1, где сжигаются продукты конверсии с коэффициентом избытка воздуха равным единице. Продукты сгорания (ПС) после охлаждения в трех теплообменниках 11 – 13 (об их назначении см. ниже) поступают в котел-утилизатор паросиловой установки 2. После котла-утилизатора определенная часть ПС выбрасывается в атмосферу, а остальные ПС сжимаются в компрессоре 7 до давления p и разделяются затем на два потока (обозначим их А и Б). Поток А ($\text{CO}_2+2\text{H}_2\text{O}+7,52\text{N}_2$)/3 смешивается с природным газом в смесителе 10 и поступает в теплообменник 11, где происходит реакция

конверсии. Далее конвертированное топливо (КТ) расширяется в турбине 4 до атмосферного давления и подается в горелку 8. Другой поток Б ($\text{CO}_2+2\text{H}_2\text{O}+7,52\text{N}_2$) из компрессора 7 направляется в теплообменник 12 и после расширения в турбине 5 сбрасывается в топку 1. Кроме того, воздух, необходимый для сжигания КТ, проходит через компрессор 6, теплообменник 13 и воздушную турбину 3 и подается в горелку 8. Таким образом, полезная работа установки равна сумме работ турбин 3 – 5 и паровой турбины установки 2 за вычетом работ компрессоров 6 и 7, а КПД составит

$$\eta = (A_3 + A_4 + A_5 + A_2 - A_6 - A_7)/Q,$$

где Q – теплотворная способность природного газа.

Приведем некоторые результаты термодинамических расчетов данной схемы. В расчетах варьировались значения p , β и температур нагреваемого вещества после теплообменников 11 – 13 (предполагалось, что в каждом варианте расчета эти температуры для трех потоков одинаковы). Для упрощения принимались следующие предпосылки:

исходное топливо представляет собой метан;

в теплообменнике 11 достигается равновесный состав продуктов конверсии;

потери давления и теплоты во всех аппаратах и трубопроводах установки пренебрежимо малы.

Состав продуктов конверсии природного газа определялся по методике [2, 3]. Предполагалось, что для всех вариантов внутренний КПД газовых и воздушной турбин равен $\eta_t = 0,92$, обоих компрессоров – $\eta_c = 0,88$, а КПД паросилового цикла – $\eta_v = 0,4$. Для выполнения последнего условия принималось, что температура ПС на выходе из топки (точка 12 на рис.1) должна быть не менее 873 К, так что для каждой комбинации значений p и T_6 накладывалось соответствующее ограничение сверху на величину β ($\beta \leq \beta'$). Кроме того, адиабатическая температура горения должна быть на некоторое ΔT (например, 50 К) выше, чем T_6 (напомним, что $T_7 = T_{10} = T_6$), так что на β накладывалось еще одно ограничение $\beta \leq \beta''$. Расчеты показали, что во всех случаях $\beta < \beta''$, так что в итоге второе ограничение оказалось излишним.

Табл. Параметры рабочих тел

Номер точки на рис. 1	Параметры		Номер варианта	
			1	2
1	Состав КТ, кмоль/кмоль CH ₄	CH ₄	0,026	0,034
		N ₂	2,507	2,507
		H ₂	2,593	2,569
		CO ₂	0,004	0,006
		CO	1,303	1,294
		H ₂ O	0,022	0,029
	Температура T , К		806,0	756,9
	Теплотворная способность КТ Q , МДж/кмоль CH ₄		1016,8	1014,9
	Полная энтальпия J , МДж/кмоль CH ₄		1116,1	1104,3
2	Температура T , К		300	300
3	Состав ПС, кмоль/кмоль CH ₄	CO ₂	2,325	2,317
		H ₂ O	4,650	4,634
		N ₂	17,494	17,434
	Температура T , К		300	300
4	Давление p , МПа		1,5	2
	Температура T , К		647,0	697,2
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH ₄		276,5	316,0
5	Состав реагирующей смеси, кмоль/кмоль CH ₄	CH ₄	1	1
		CO ₂	0,333	0,333
		H ₂ O	0,667	0,667
		N ₂	2,507	2,507
	Теплотворная способность Q , МДж/кмоль CH ₄		802,3	802,3
	Полная энтальпия J , МДж/кмоль CH ₄		842,2	848,1
6	Температура T , К		1500	1500
	Полная энтальпия J , МДж/кмоль CH ₄		1260,1	1258,2
7	Температура T , К		1500	1500
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH ₄		445,4	441,8
8	Температура T , К		879,7	831,0
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH ₄		201,7	182,2
9	Температура T , К		680,2	736,7
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH ₄		110,4	127,3
10	Температура T , К		1500	1500
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH ₄		371,7	371,7
11	Температура T , К		830,7	780,8
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH ₄		155,8	140,6
Работа турбин, МДж/кмоль CH ₄ :				
A ₃			215,9	231,1
A ₄			144,0	153,9
A ₅			243,7	259,6
A ₂			185,1	184,5
Работа компрессоров, МДж/кмоль CH ₄ :				
A ₆			109,0	125,8
A ₇			155,5	177,8
Полезная работа установки, A _У , МДж/кмоль CH ₄			524,2	525,5
КПД установки			0,653	0,655

Примечание: давление в точках 6, 7, 9, 10 то же, что и в точке 4; состав КТ в точке 6 тот же, что и в точке 1; в точках 2, 9, 10, 11 рабочее тело – теоретически необходимое количество воздуха (2O₂ + 7,52 N₂).

Некоторые результаты расчета двух вариантов при $\beta = \beta_m$ приводятся в таблице (здесь $\beta_1 = 0,992$; $\beta_2 = 0,984$). Видно, что при $T_6 = 1500$ К предложенная схема позволяет получить высокую эффективность парогазовой установки. Одна из причин этого состоит в том, что процесс конверсии существенно увеличивает объем газов: конвертированное топливо в точке 6 содержит 6,455 киломолей на 1 киломоль метана, в то время как исходная смесь (точка 5) – всего 4,507 киломолей, причем из них в компрессоре 7 сжимается лишь 3,507 киломолей (продукты сгорания). Поэтому соотношение между работой турбины 4 и той частью работы компрессора 7, которая затрачивается на сжатие потока А (см. рис. 1), достигает 3,7, в то время как подобное соотношение для других рабочих тел – порядка 2. Обращает на себя внимание также очень слабая зависимость эффективности схемы от рабочего давления.

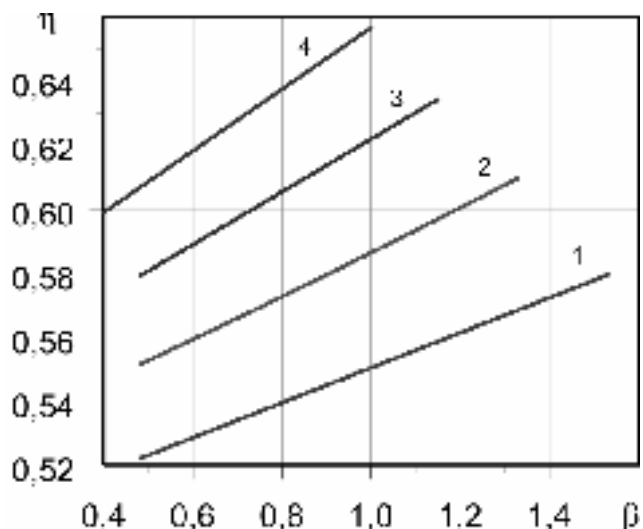


Рис. 2. Зависимость КПД ПГУ от коэффициента β : 1 – $T_6 = 1200$ К; 2 – 1300 К; 3 – 1400 К; 4 – 1500 К.

На рис. 2 представлена зависимость КПД парогазовой установки от коэффициента β для различных температур T_6 . Во-первых, эффективность ПГУ быстро растет с повышением начальной температуры рабочих тел перед турбинами 3 – 5 на рис. 1. Во-вторых, η увеличивается с ростом β , т.е. целесообразно пропускать как можно больший расход ПС через теплообменник 12 и турбину 5: КПД преобразования тепловой энергии в работу в этом цикле оказывается значительно выше, чем в цикле паросиловой установки 2 ($\eta_v = 0,4$).

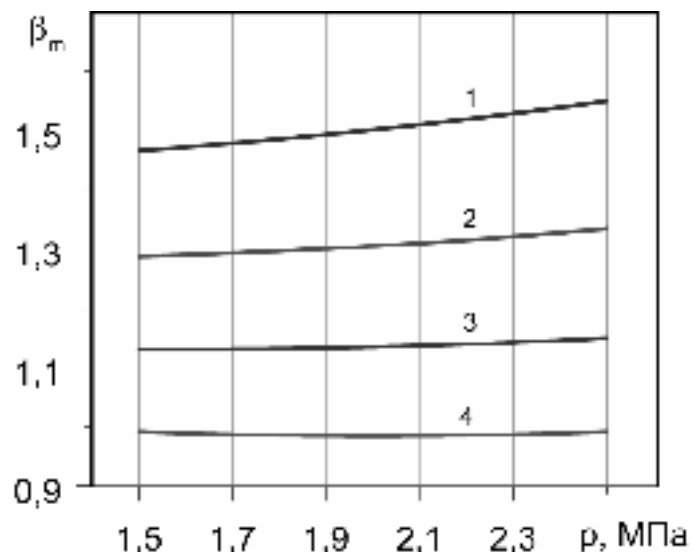


Рис. 3. Зависимость оптимального значения коэффициента β от давления: 1 – $T_6 = 1200$ К; 2 – 1300 К; 3 – 1400 К; 4 – 1500 К.

Таким образом, при каждом давлении и температуре T_6 оптимальным будет значение $\beta_m = \beta$. Зависимость β_m от давления приведена на рис. 3. Видно, что при низких начальных температурах β_m заметно возрастает при повышении p , но при высоких T_6 эта зависимость вырождается. Максимально достижимые КПД при различных давлениях и температурах иллюстрирует рис. 4. Если при низких температурах η_m растет с уменьшением давления, то при высоких уже практически не зависит от p .

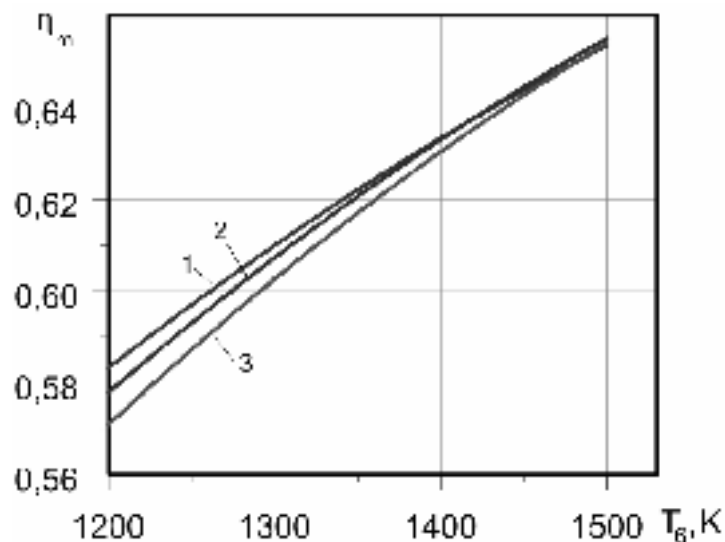


Рис. 4. Зависимость максимального КПД ГТУ от температуры рабочих тел перед турбинами: 1 – $p = 1,5$ МПа; 2 – 2 МПа; 3 – $2,5$ МПа.

Следует отметить еще два достоинства предложенной схемы. Во-первых, сжигание КТ, состоящего главным образом из молекулярного водорода и оксида углерода (см. табл., точка 1), позволяет существенно снизить выбросы вредных веществ в атмосферу по сравнению с горением метана. Во-вторых, отпадают трудности, связанные с конструированием камеры сгорания газотурбинной установки, работающей при высоком давлении.

В заключение представляется целесообразным сравнить предложенную схему с традиционной ПГУ. Термодинамический расчет последней для четырех начальных температур T_i при тех же условиях и предпосылках, что описаны выше, дает следующие результаты:

T_i, K	1200	1300	1400	1500
η^0	0,506	0,541	0,571	0,597
$\eta_m - \eta^0$	0,077	0,069	0,062	0,058

Таким образом, предложенная схема обеспечивает существенно (на 5,8...7,7 %) более высокий КПД по сравнению с традиционными парогазовыми установками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Носач В. Г. Энергия топлива – К.: Наук. думка, 1989. – 148 с.
2. White W. B., Johnson S. M., Dantzig G. B. Chemical equilibrium in complex mixtures//J. Chem. Phys. – 1958. – V. 28, No. 5. – P. 751 – 755.
3. Носач В. Г., Шрайбер А. А. Повышение эффективности использования биогаза в теплоэнергетических установках с помощью термохимической регенерации// Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № – 2. – С. 57 – 63.

Получено 09.06.2009 г.