

УДК 621.43

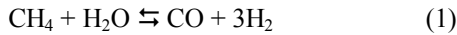
Н.К. Шокотов, д-р техн. наук, Е.И. Янтовский, д-р техн. наук, В.Н. Шокотов, канд. техн. наук

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОДИЗЕЛЯ С ТЕРМОХИМИЧЕСКИМ РЕАКТОРОМ

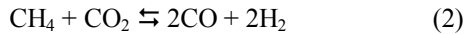
На магистральных газопроводах используются газодизели, работающие на том же топливе, которое перекачивается по трубам. Некоторые из этих газодизелей имеют утилизационные термохимические реакторы. В статье излагаются результаты сравнения по эффективности газодизелей с термохимическими реакторами и без них. При анализе используются возможности эксергетического метода.

Процессы в реакторах

Рассмотрим сначала процессы в термохимических реакторах (TCR), в которых идут эндотермические реакции



или



На рис.1 показана принятая схема TCR, где 1 и 2, 3 и 4 – это потоки исходных веществ в реакциях; 5 – поток конечных продуктов реакции; 6, 7, 8, 9 и 10 – потоки выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания, отдающих теплоту для осуществления эндотермической реакции.

В соответствии с теорией [1], константа равновесия реакции κ при атмосферном давлении зависит только от температуры T_i , т.е.

$$\kappa = e^{-\frac{\Delta G_T^0}{R_{\mu} T_i}}, \quad (3)$$

где ΔG_T^0 , R_{μ} – соответственно изменение энергии Гиббса и газовая постоянная (мольная). При этом для реакции (1)

$$\Delta G_T^0 = 188748 + 228,75T_i - 69,61T_i \ln T_i + \frac{80,711 \cdot 10^{-3}}{2} T_i^2 - \frac{22,874 \cdot 10^{-6}}{6} T_i^3, \quad (4)$$

а для реакции (2)

$$\Delta G_T^0 = 220323 + 193,78T_i - 71,75T_i \ln T_i + \frac{106,81 \cdot 10^{-3}}{2} T_i^2 - \frac{3606 \cdot 10^{-6}}{6} T_i^3, \quad (5)$$

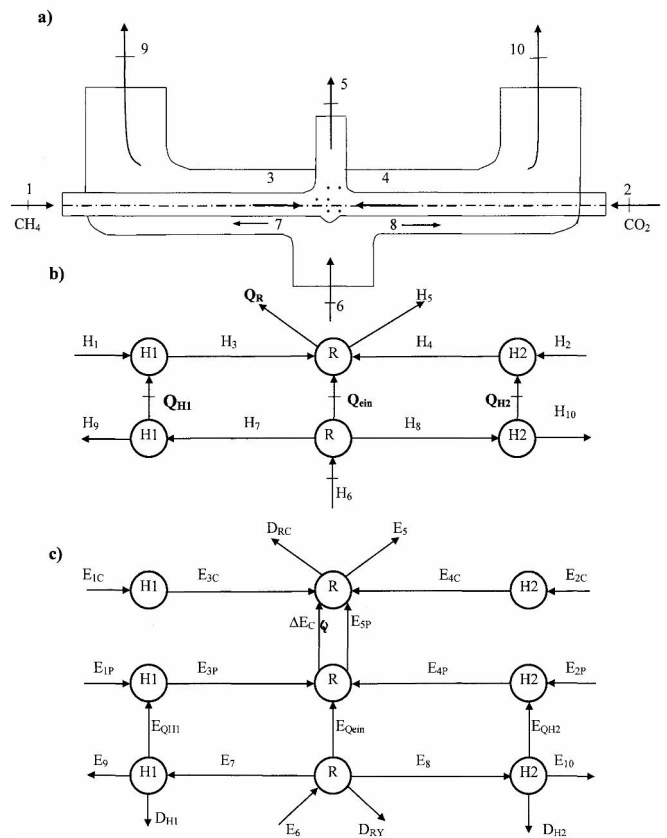


Рис. 1. Схема и процессы в термохимическом реакторе:
 а – схема термохимического реактора; б – энергетическая схема термохимического реактора; в – эксергетическая схема термохимического реактора;

Пусть m – это доля от одного моля CH_4 которая прореагировала в реакции (1) или (2) к моменту равновесия. Тогда значение m можно определить соответственно для (1) и (2)

$$m = \sqrt{\frac{\frac{\sqrt{\kappa}}{2,6}}{1 + \frac{\sqrt{\kappa}}{2,6}}} \quad \text{или} \quad m = \sqrt{\frac{\frac{\sqrt{\kappa}}{2}}{1 + \frac{\sqrt{\kappa}}{2}}} \quad (6)$$

Для реакции (1) мольные доли конечных продуктов реакции равны

$$\begin{aligned} \mu_{\text{CH}_4} = \mu_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{1-m}{2(1+m)}; \\ \mu_{\text{CO}} &= \frac{m}{2(1+m)}; \quad \mu_{\text{H}_2} = \frac{3m}{2(1+m)}, \end{aligned} \quad (7)$$

для реакции (2)

$$\mu_{\text{CH}_4} = \mu_{\text{CO}_2} = \frac{1-m}{2(1+m)}; \quad \mu_{\text{CO}} = \mu_{\text{H}_2} = \frac{m}{1+m}. \quad (8)$$

Отношение количества конечных продуктов реакции к исходным (химический коэффициент молекулярного изменения) равно

$$\beta = 1 + m. \quad (9)$$

Пусть исходные компоненты реакции поступают в TCR при температуре окружающей среды $T_1=T_2=T_0$. При подогреве исходных компонентов их температура растет. За начало реакции при исследовании принята та температура $T_3 = T_4 = T_{\text{AR}}$, при которой $m = 0,001$. При этом в реакции (1) $T_{\text{AR}} = 415$ К, в реакции (2) – $T_{\text{AR}} = 515$ К.

Этот подогрев с энергозатратами

$$Q_{H1} = H_2 - H_1 = H_7 - H_8$$

и

$$Q_{H2} = H_4 - H_2 = H_8 - H_{10}$$

Аналогично энергозатраты в узле R

$Q_{in} = H_6 - H_7 - H_8 = Q_R + Q_{ZU} = Q_R + (H_5 - H_3 - H_4)$, где Q_R – теплота реакции [1].

В соответствии с рис. 1,с в ходе реакции от газов воспринимается поток эксергии

$$\Delta e_{CQ} = E_{Q_{in}} + E_{3p} + E_{4p} - E_{5p} \quad (10)$$

или на один моль вещества

$$\Delta e_{cq} = e_{q_{ein}} + e_{3p} + e_{4p} - e_{rp}, \quad (11)$$

где $e_{q_{ein}} = q_{ein} \eta_c = q_{ein} \left(\frac{T_0}{T_i} \right)$;

$$q_{ein} = q_R + (h_{r5} - h_3 - h_4);$$

$$h_{r5} = 2\beta h_5 = 2\beta \left(a_m + \frac{b_m}{2} T_i + \frac{c_m}{3} T_i^2 \right) T_i;$$

$$a_m = \sum \mu_i a_i; \quad b_m = \sum \mu_i b_i; \quad c_m = \sum \mu_i c_i;$$

$$e_{rp} = 2\beta e_{5p} = 2\beta [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)];$$

a_i, b_i, c_i – коэффициенты мольных теплоемкостей [1];

s_5, s_0 – соответствующие мольные энтропии.

При исследовании принято: мольная эксергия потока e_i состоит из двух частей (рис.1,с), т.е.

$$e_i = e_{ip} = e_{ic}, \quad (12)$$

где $e_{ip} = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)$ – физическая мольная эксергия (зависящая от давления и температуры в потоке), а e_{ic} – химическая мольная эксергия вещества (зависящая от состава вещества и условной внешней среды [2]).

В табл.1. приведены принятые при исследовании значения нормальной эксергии веществ, определенные Я. Шаргутом [3].

Ниже будет показано, что при эндотермической реакции эксергия тепла Δe_{cq} частично переходит в эксергию вещества Δe_c , а частично идет на покрытие потерь эксергии в реакции d_{RC} , т.е.

$$\Delta e_{cq} = \Delta e_c + d_{RC}. \quad (13)$$

При этом

$$\Delta e_c = \Delta e_{rc} - \Delta e_{3c} - \Delta e_{4c} \quad (14)$$

и

$$e_{rc} = 2\beta e_{5c} = 2\beta \sum \mu_i e_i.$$

Таблица 1. Мольные теплоты сгорания Δh_0 (высшая), Δh_u (низшая) и мольные эксергии e_{ic} компонентов газового топлива при $T_0 = 298$ К и давлении $p_0 = 1$ атм.

Вещество	$\Delta h_0, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$\Delta h_u, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$	$e_{ic}, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$
H ₂	285900	241800	238350
CO	283000	283000	275350
CH ₄	890500	802300	836510
CO ₂	–	–	20170
H ₂ O	–	–	750
O ₂	–	–	3970
N ₂	–	–	720

По узлу R баланс эксергии имеет вид

$$e_{q_{ein}} = \Delta e + d_{RC}, \quad (15)$$

где $\Delta e = e_5 - e_3 - e_4$; $e_5 = e_{rp} + e_{rc}$; $e_3 = e_{3p} + e_{3c}$; $e_4 = e_{4p} + e_{4c}$;

Уравнения (13) и (15) позволяют предложить для оценки эффективности эндотермической реакции два критерия

$$\eta_{ex.1} = \Delta e_c / \Delta e_{cq} = 1 - d_{RC} / \Delta e_{cq} \quad (16)$$

и

$$\eta_{ex.2} = \Delta e / e_{q_{ein}} = 1 - d_{RC} / e_{q_{ein}} \quad (17)$$

При исследовании была использована разработанная авторами компьютерная программа математической моделирования и анализа эффективности эндотермических реакций в TCR. При этом было учтено, что, в принципе, момент равновесия в эндотермической реакции может наступить при любом $T_i > T_{AR}$. Это позволило в ходе исследования получить изменения m , μ_i , $\eta_{ex.1}$, $\eta_{ex.2}$ при различных конечных значениях T_i .

В табл.2 приведены значения Δe_{cq} , Δe_c и $\eta_{ex.1}$ от начала реакции до ее завершения, например, при $T_i = 1000$ К.

Таблица 2. Эффективность превращения в TCR эксергии утилизируемой теплоты отработавших газов в энергию топлива в зависимости от температуры реакции

$T_i, \text{ К}$	$\Delta e_{cq} \cdot 10^{-5} \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$		$\Delta e_c \cdot 10^{-5} \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$		$\eta_{ex.1}$	
	1	2	1	2	1	2
415	0	–	0	–	0	–
515	0,8035	0	0,00402	0	0,00500	0
550	0,85439	1,04996	0,009334	0,00431	0,010925	0,004109
600	0,94599	1,14343	0,025184	0,01386	0,026622	0,012059
650	1,019522	1,23710	0,058128	0,3736	0,057015	0,030197
700	1,092485	1,31769	0,119843	0,08756	0,109697	0,066447
750	1,164749	1,39623	0,223864	0,18293	0,192199	0,131015
800	1,240167	1,47799	0,382201	0,34519	0,308185	0,233553
850	1,320744	1,56712	0,59537	0,58788	0,45078	0,375133
900	1,404311	1,66268	0,83924	0,89087	0,597614	0,5358
950	1,484349	1,75559	1,06767	1,18685	0,719288	0,675929
1000	1,554606	1,83651	1,24287	1,40880	0,799478	0,767104

Видно, что отдаваемая эксергия тепла Δe_{cq} в реакции $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$ (2) при заданных значениях T_i явно больше, чем в реакции $\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O}$ (1). Превращаемая же в эксергию топлива доля Δe_c меньше в реакции (2). Как следствие, $\eta_{ex.1}$ больше в реакции (1).

Однако после $T_i = 800$ К отличие в значениях $\eta_{ex.1}$ уменьшается.

Уровень температур может иметь практическое значение лишь тогда, когда подобная силовая установка имеет утилизационный контур после TCR. С учетом этого на рис.2 по результатам исследования показан характер изменения m , μ_i , $\eta_{ex.1}$, $\eta_{ex.2}$ в диапазоне температур $T_i = 800 - 1000$ К.

При $T_i = 1000$ К состав одного моля образовавшегося после реактора топлива в реакции (1) следующий

$$1 = \mu_{\text{CH}_4} + \mu_{\text{H}_2\text{O}} + \mu_{\text{CO}} + \mu_{\text{H}_2} = 0,052 + 0,052 + 0,224 + 0,672,$$

а в реакции (2)

$$1 = \mu_{\text{CH}_4} + \mu_{\text{CO}_2} + \mu_{\text{CO}} + \mu_{\text{H}_2} = 0,0479 + 0,0479 + 0,4521 + 0,4521.$$

На рассматриваемом участке интенсивность реакций превращения смеси $\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O}$ или $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$ в новое топливо уже замедляется, хотя реакция (1) все еще остается более эффективной.

Это позволяет рекомендовать T_i примерно 1000К.

Исследование показало, что эндотермические

реакции не носят «взрывного» характера.

Пожалуй, самое важное: если при экзотермической реакции в цилиндре ДВС эксергия топлива переходит в эксергию тепла, то в термохимическом реакторе при преобразовании одного топлива в другое эксергия поглощаемого тепла в основном переходит в эксергию топлива.

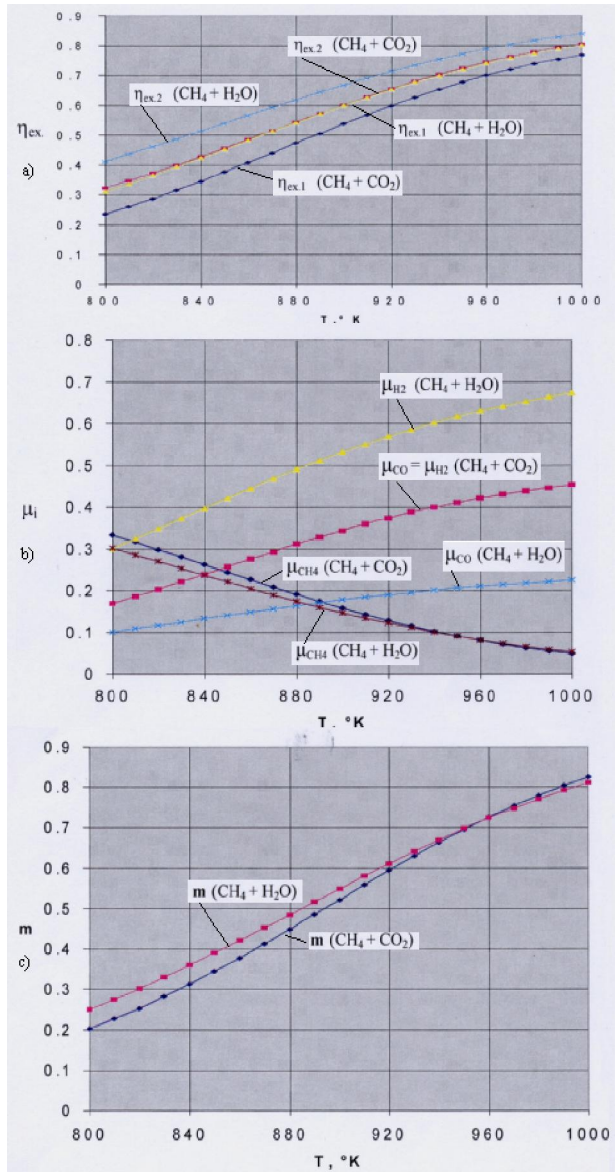


Рис.2. Влияние температуры T_i на показатели газодизеля с термохимическим реактором: а – эксергетический КПД; б – мольные доли конечных продуктов; с – мольные доли прореагировавшего вещества в реакции

Термоэффект двух реакций по силовой установке

На рис.3 показана энергетическая схема газодизеля с термохимическим реактором, поршневой двигатель которого имеет диаметр цилиндра $D = 0,26$ м, ход поршня $S = 0,27$ м, тактность $i = 4$, частоту вращения коленчатого вала $n = 1000$ мин⁻¹, число цилиндров $z = 16$, степень сжатия $\varepsilon = 11$, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,4$.

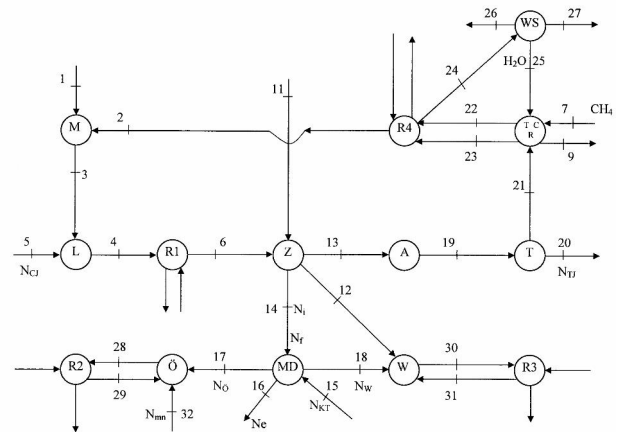


Рис.3. Энергетическая схема газодизеля с термохимическим реактором: А – выхлопной коллектор; L – компрессор системы турбонаддува; М – смеситель; MD – условный узел – механизмы двигателя; О – условный узел системы смазки, в котором за счет диссипации части энергии механических потерь повышается температура масла; R1 – охладитель топливоздушной смеси; R2 – охладитель масла системы смазки; R3 – охладитель системы охлаждения ДВС; R4 – теплообменник для продуктов сгорания горючего газа; Т – газовая турбина; TCR – термохимический реактор; W – условный узел системы охлаждения, в котором за счет теплообмена и диссипации части энергии механических потерь повышается температура охлаждающей жидкости; Z – цилиндры ДВС

В табл.3 (вариант А) приведены значения параметров рабочего тела в характерных точках схемы (p – давление, T – температура, M – количество рабочего тела, H_i – энтальпия, E_{ip} – физическая эксергия, E_{ic} – химическая эксергия).

Рассмотрим рис.3 и табл.3 одновременно. Атмосферный воздух (поток 1) поступает в смеситель

М, куда одновременно подается горючий газ (поток 2) после его охлаждения до температуры $T_2 = 303$ К. Горючий газ поступает из TCR.

Далее топливоздушная смесь сжимается в компрессоре L до давления $p_4 = 335500$ Па, а после ее охлаждения в радиаторной секции $R1$ до температуры $T_6 = 353$ К смесь поступает в цилиндр Z .

В цилиндр также подается запальная порция дизельного топлива (поток 11). Топливоздушная смесь воспламеняется, идет экзотермическая реакция сгорания и превращения теплоты топлива в работу газов ($N_{\phi} = N_i + N_f$, где N_i – индикаторная мощность, N_f – мощность насосных ходов).

Таблица 3. Параметры потоков

№№ потоков	p , Па	T , К	M , $\frac{\text{кмоль}}{\text{с}}$	кВт		
				H_i	E_{ip}	E_{ic}
Вариант А						
1	101325	293	0,15377	1275,4	0,0	215,2
2	101325	303	0,04163	363,5	0,2971	11040,2
3	101325	295,2	0,1954	1638,9	0,039	11255,3
4	335500	434,5	0,1954	2443,0	720,8	11255,3
6	333500	353	0,1954	1970,0	598,1	11255,3
7	101325	293	0,011477	94,2	0,0	9600,6
19	400200	1368	0,17746	8228,4	4541,4	406,0
21	104000	1079	0,17746	6231,9	2439,9	406,0
22	101325	494	0,17746	2700,8	270,1	406,0
23	101325	1000,0	0,04163	1315,7	482,4	11040,2
25	101325	303,0	0,011477	262,3	0,144	~0
26	101325	303,0	0,14159	1271,8	0,438	87,3
27	101325	303,0	0,02444	558,4	0,307	~0
Вариант В						
1	101325	293	0,18183	1508,1	0,0	254,4
2	101325	293	0,013572	111,34	0,0	11353,95
3	101325	293	0,1954	1619,4	0,0	11608,4
4	335500	429,2	0,1954	2416,0	713,1	11608,4
6	333500	353	0,1954	1967,0	598,9	11608,4
19	400200	1225,4	0,19616	7853,2	4077,8	464,5
21	104000	942,2	0,19616	5891,0	2004,7	464,5

Отработавшие в цилиндре газы поступают в выхлопной коллектор А, в котором поддерживается постоянное давление $p_A = p_{19} = 400200$ Па и устанавливается температура $T_A = T_{19} = 1386$ К. Затем, при производстве работы в турбине Т, температура газов снижается до $T_{21} = 1079$ К. Этой температуры достаточно для нормальной работы TCR.

В TCR поступают газ после турбины (поток 21), а также метан CH_4 (поток 7) и вода H_2O (поток 25). Из TCR выходят образующийся в нем горючий газ (поток 23) с температурой $T_{23} = 1000$ К и охлажденные до температуры $T_{22} = 494$ К продукты сгорания

(поток 22). Потоки 22 и 23 направляются в радиаторную секцию R4 для их охлаждения

Как отмечалось выше, поток 2 направляется в М. При охлаждении потока продуктов сгорания (поток 24) выпадает водный конденсат, часть которого после водного сепаратора WS направляется в TCR (поток 25), а часть – выбрасывается в окружающую среду (поток 27). В окружающую среду выбрасываются и сухие продукты сгорания (поток 26).

Полезная (эффективная) работа в этом случае равна

$$N_e = N_{eD} + N_{кт}, \quad (18)$$

где $N_{eD} = N_i + N_f - N_r$ – эффективная мощность поршневого двигателя (N_r – механические потери поршневого двигателя);

$N_{кт} = N_{ты} - N_{cy} - N_{mm}$ – добавка к эффективной мощности от силовой турбины ($N_{ты}$ – мощность турбины, N_{cy} – мощность компрессора, N_{mm} – механические потери в турбоагрегате).

Энтальпия масла сначала в узле \ddot{O} повышается за счет части механических потерь поршневого двигателя $N_{\ddot{O}}$ (поток 17) и (поток 32), а затем понижается при охлаждении масла в радиаторной секции R_2 ($Q_{\ddot{O}} = H_{28} - H_{29} = Q_{22}$).

Энтальпия охлаждающей жидкости ДВС в узле W повышается за счет части потерь мощности на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя N_w (поток 18) и потерь теплоты от газов в стенки Q_{wz} (поток 12). Энтальпия воды затем понижается при ее охлаждении в радиаторной секции $R3$ ($Q_w = N_w + Q_{wz} = Q_{R3}$).

Для сравнения по эффективности взят тот же турбокомпаундный газодизель, но без TCR. Параметры рабочего тела в потоках этого газодизеля приведены также в табл.3: вариант В.

В табл.4 приведены значения статей тепловых балансов в обеих силовых установках (А и В).

При этом в газодизелях имеются две исходные теплоты топлива. Первая из них та, которая подводится к рабочему телу в цилиндре (формирующаяся в варианте А после TCR). В варианте А она равна

$$Q_{1z} = Q_{\varphi z} + Q_{z\ddot{u}} = M_B \Delta h_{uB} + G_{z\ddot{u}} \Delta h_{uF}, \quad (19)$$

где M_B – количество горючего газа перед цилиндром, связано с количеством метана M_{CH_4} , подаваемого в TCR, соотношением

$$M_B = M_{CH_4} \frac{m_{CH_4} + m_{H_2O}}{\sum \mu_i m_i}. \quad (20)$$

В уравнениях (19) и (20) Δh_{uB} – низшая теплота сгорания M_B , Δh_{uF} – низшая теплота запального жидкого топлива $G_{z\ddot{u}}$; m_{CH_4} и m_{H_2O} – мольные массы CH_4

и H_2O , $\sum \mu_i m_i$ – средняя мольная масса M_B .

Таблица 4. Тепловые балансы по цилиндру и силовой установке

А			В		
Q_{1z} , кВт	$Q_{\varphi z}$, кВт	$Q_{z\ddot{u}}$, кВт	Q_{1z} , кВт	$Q_{\varphi z}$, кВт	$Q_{z\ddot{u}}$, кВт
12102,4	11134,2	968,2	11829,7	10882,8	946,9
4741,7	N_i , кВт		4901,6	N_i , кВт	
-245,9	N_f , кВт		-245,9	N_f , кВт	
1331,3	Q_{wz} , кВт		1301,26	Q_{wz} , кВт	
6244,3	Q_{fz} , кВт		5572,74	Q_{fz} , кВт	
Q_{1A} , кВт	$Q_{\varphi A}$, кВт	$Q_{z\ddot{u}}$, кВт	Q_{1A} , кВт	$Q_{\varphi A}$, кВт	$Q_{z\ddot{u}}$, кВт
10176,5	9208,3	968,2	11829,7	10882,8	946,9
5273,6	N_e , кВт		5378,0	N_e , кВт	
446,7	Q_f , кВт		4257,69	Q_f , кВт	
472,9	Q_{R1} , кВт		449,2	Q_{R1} , кВт	
248,9	Q_{R2} , кВт		264,8	Q_{R2} , кВт	
1527,6	Q_{R3} , кВт		1479,8	Q_{R3} , кВт	
2206,8	Q_{R4} , кВт		-	-	
0,394	$\eta_i = \frac{N_i}{Q_{1z}}$		0,414	$\eta_i = \frac{N_i}{Q_{1z}}$	
0,518	$\eta_e = \frac{N_e}{Q_{1A}}$		0,455	$\eta_e = \frac{N_e}{Q_{1A}}$	

В варианте В первая исходная теплота топлива равна

$$Q_{1z} = Q_{\varphi z} + Q_{z\ddot{u}} = M_{CH_4} \Delta h_{uB} + G_{z\ddot{u}} \Delta h_{uF}. \quad (21)$$

Обе эти теплоты (19) и (21) обычно определяются расчетным путем по замеренным расходам топлива, но подтверждаются в эксперименте суммой статей индикаторного теплового баланса (см. табл.4)

$$Q_{z1} = N_i + N_f + Q_{wz} + Q_{fz}, \quad (22)$$

где для обоих вариантов

$$Q_{fz} = H_{19} - H_6 - H_{z\ddot{u}}.$$

В силовой установке В экспериментально подтверждается и вторая исходная теплота, которая подводится к силовой установке, величинами статей теплового баланса справа (23)

$$Q_{1A} = N_e + Q_f + Q_{R1} + Q_{R2} + Q_{R3}, \quad (23)$$

где $Q_{1A} = Q_{1z}$;

$$Q_f = H_{21} - (H_1 + H_2 + H_{z\ddot{u}}).$$

В силовой установке А $Q_{1A} \neq Q_{1z}$;

В рассматриваемом примере А принято

$$Q_{\varphi z} = Q_{\varphi A} + Q_R, \quad (24)$$

где Q_R – теплота реакции (поток 9).

При этом

$$Q_{1A} = Q_{\varphi A} + Q_{z\ddot{u}} = M_{CH_4} \Delta h_u + G_{z\ddot{u}} \Delta h_{uF} \quad (25)$$

и

$$Q_{1A} = N_e + Q_f + Q_{R1} + Q_{R2} + Q_{R3} + Q_{R4}, \quad (26)$$

где

$$Q_f = (H_{26} + H_{27}) - (H_1 + H_7 + H_{z\ddot{u}}).$$

При описанных условиях индикаторные КПД

почти равны

$$\eta_{iA} = \frac{N_{iA}}{Q_{1z}} = 0,394 \text{ и } \eta_{iB} = \frac{N_{iB}}{Q_{1z}} = 0,414, \quad (27)$$

а эффективные КПД отличаются

$$\eta_{eA} = \frac{N_e}{Q_{1A}} = 0,518 \text{ и } \eta_{eB} = \frac{N_e}{Q_{1A}} = 0,455, \quad (28)$$

Равенство (24) нами принять. В нем $Q_R = \text{const}$ и от температуры не зависит. Принятая величина Q_R соответствует по величине некоторой средней теплоте реакции в TCR, определяемой по теплотам образования [1] компонентов газового топлива и зависящей от температуры.

В табл.5 приведены значения статей балансов эксергии рассматриваемых силовых установок [4], [5], [6]

$$E_{ein} = \sum E_i + \sum D_i, \quad (29)$$

где E_{ein} – подведенная к силовой установке эксергия;

$\sum E_i$ и $\sum D_i$ – суммарные внешние и внутренние потери эксергии.

Если внутренние потери эксергии все же больше в варианте А, то внешние потери эксергии в варианте А меньше а 12 раз.

Внутренние потери эксергии равны

$$\sum D_i = D_c + D_F + D_L + D_T + D_w + D_{\delta} + D + D_{R1} + D_{R2} + D_{R3} + D_{R4}, \quad (30)$$

где D_c – потери эксергии в камере сгорания;

D_F – потери эксергии при газообмене в цилиндре двигателя;

D_L и D_T – при сжатии в компрессоре и расширении в турбине;

D_w и D_{R3} – в водяной системе;

D_{δ} и D_{R2} – в масляной системе;

D_{R1} – потери эксергии в воздухоохладителе;

D_{TCR} и D_{R4} – потери эксергии в системе TCR.

Таблица 5. Баланс эксергии по силовым установкам

Статьи	кВт		Статьи	% от E_{cin}	
	А	В		А	В
E_2	–	11353,9	e_2	–	91,97
E_7	9600,6	–	e_7	90,45	–
$E_{z\ddot{u}}$	1013,5	990,9	$e_{z\ddot{u}}$	9,55	8,03
E_{ein}	10614,1	12344,9	e_{ein}	100,0	100,0
$\sum E_i$	163,2	2253,3	$\sum e_i$	1,538	18,25
$\sum D_i$	5177,3	4713,5	$\sum d_i$	48,78	38,18
N_e	5273,6	5378,0	η_{ex}	49,7	43,6
E_{21}	–	2215,2	e_{21}	–	17,94
E_{26}	87,74	–	e_{26}	0,83	–
E_{27}	0,31	–	e_{27}	~0	–
$\sum E_{RY}$	75,46	38,1	$\sum e_{RY}$	0,71	0,3
D_c	1824,4	2112,0	d_c	17,19	17,11
D_F	504,2	839,2	d_F	4,75	6,8
D_L	83,3	83,5	d_L	0,78	0,68
D_T	105,0	111,0	d_T	0,99	0,9
D_w	991,9	981,5	d_w	9,35	7,95
D_{δ}	208,0	206,6	d_{δ}	1,96	1,67
D_{TCR}	248,0	–	d_{TCR}	2,34	–
D_{R1}	114,8	105,2	d_{R1}	1,08	0,85
D_{R2}	36,4	36,1	d_{R2}	0,34	0,29
D_{R3}	243,0	238,3	d_{R3}	2,29	1,93
D_{R4}	818,0	–	d_{R4}	7,7	–

Существенными являются потери D_c (хотя в вариантах А и В они практически равны). D_c – это разность между потоком эксергии топлива E_c и эксергией подведенного к рабочему телу тепла в цилиндре E_{Q1} , т.е.

$$D_c = E_c - E_{Q1}.$$

Конечно, важно подвести к камере сгорания эксергию топлива без потерь. Но определяющей здесь является E_{Q1} , которая зависит от количества подведенного тепла Q_{1z} и среднелогарифмической температуры T_m на участке подвода Q_{1z} , т.е.

$$E_{Q1} = Q_{1z} \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right).$$

Чтобы уменьшить D_c , нужно, например, увеличивать значение T_m (например, за счет повышения

степени сжатия ϵ).

Велики потери эксергии D_w , но это ведь за счет сознательного «погашения» эксергии в системе охлаждения газодизеля для увеличения его моторесурса. Применение высокотемпературного охлаждения уменьшает величину D_w .

Внешние потери эксергии в варианте В составляют более 18 % от E_{ein} (в основном – это выброс эксергии с газами после силовой турбины: 17,9 %. Именно это предопределило низкий эксергетический КПД силовой установки В

$$\eta_{ex} = N_e / E_{ein} = 0,436$$

по сравнению с силовой установкой с TCR, у которой почти 50 % подведенной эксергии превращается в эффективную работу.

Эксергетический подход однозначно выделяет газодизель с TCR, как лучший из рассматриваемых.

Заключение

1. Эндотермическая реакция в термохимических реакторах при исходных компонентах $\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O}$ начинается при температуре $T_{AR} = 415 \text{ K}$, а при исходных компонентах $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$ – при $T_{AR} = 515 \text{ K}$. Значение температуры равновесия (конца реакции) можно назначать в диапазоне $T_i = 900 \div 1000 \text{ K}$. Это позволяет в газодизелях располагать утилизационный термохимический реактор после силовой турбины, не снижая ее эффективности.

2. Установлено, что в ходе указанных выше эндотермических реакций воспринимаемая от газов физическая (тепловая) эксергия частично (на 70 – 75 %) превращается в эксергию вещества (химическую эксергию), остальная часть покрывает потери эксергии вследствие необратимости реакции. Установлены теоретические зависимости для описания этих превращений и оценки их эффективности.

3. Показана эффективность использования эксергетического метода и понятия – эксергия вещества (топлива), – для оценки анализа эффективности

процессов в газодизеле с термохимическим реактором. Предлагается энергетическая и эксергетическая схемы турбокомпаундного дизеля с термохимическим реактором и методика ее расчета и анализа.

4. Установлено, что в газодизеле при двух реакциях в цикле – эндотермической в термохимическом реакторе и экзотермической в цилиндре, имеются две подводимые исходные теплоты: одна – к цилиндру (при моделировании процессов в нем и определении индикаторного КПД), вторая – к силовой установке (при определении эффективного КПД силовой установки).

5. Установлено, что газодизель с термохимическим реактором полезно использует 50 % подводимой к силовой установке теплоты и эксергии топлива, в то время как газодизель без утилизационного термохимического реактора (и других систем утилизации) – только 44 – 45 %.

Список литературы:

1. Говертон М.Т. Термодинамика для инженеров. – М.: Металлургия, 1966. – 326 с.
2. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения, М.: Энергоиздат, 1988. – 285 с.
3. J. Szurgut, R. Petela *Egzergia* // Warszawa, WNT. – 1965. – 278 с.
4. Шокотов Н.К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей. – Харьков: Вища школа, из-во при Харьк. ун-те, 1980. – 120 с.
5. Процессы в перспективных дизелях / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Из-во «Основа» при харьк. ун-те, 1992. – 352 с.
6. A. Ambrozik, A. Marczenko, M. Poniewski, N. Szokotow. *Analiza, egzergetyczna silnikow spalinowych* // Politechnika Swietokrzyskiej. – 1998. – 225 s.