622. 764:621. 438. 016

ガスタービンを用いたガス発生装置のサイクル計算*

佐 藤 豪**

Berechnung von Gasturbinenkreisprozessen zur Gaserzeugung

von G. Takeshi SATO

In dieser Abhandlung wird die Möglichkeit des Kreisprozesses thermodynamisch durchgerechnet, indem statt einer Brennkammer der Gasturbine ein den Koks vergasender Gaserzeuger als Energiequelle benützt wird.

In diesem Falle verbrennt man den Brennstoff nicht mit Luft, sondern mit reinem Sauerstoff oder damit angereicherter Luft, so daß sich der Energieverbrauch für die Verdichtung vermindert und die Zusammensetzung des erzeugten Gases verbessert wird. Zur Verminderung der Eintrittstemperatur zur Turbine und zur Verbesserung des Gases wird Wasser in der Brennkammer zugesetzt.

Das erzeugte Gas besteht hauptsächlich CO und H₂ und strömt aus der Turbine mit höherem Druck als dem Atmosphärendruck und wird einer weiteren Verwendung zugeführt.

Wenn man eine äußere Sauerstoffquelle hat, kann man zu einer erheblich günstigeren Nutzleistung gelangen. Besitzt man dagegen keine Sauerstoffquelle, kann auch die Gasturbine unter bestimmten Bedingungen den Sauerstoffherzeuger selbständig antreiben.

1. 緒 言

ガスタービンの欠点の一つは、タービン軸出力のかかりの部分が燃焼用空気の圧縮に用いられることである。この場合普通の空気のかわりに酸素または酸素を余分に含む空気を燃焼に用いることにすれば、圧縮に用いられる仕事を減ずることができる。

このような装置については E. Schmidt が特許をもっている⁽¹⁾。もちろんこの場合の燃焼は燃料過剰の状態で不完全燃焼を行なわねばならない。かくしてタービンを通して大気圧より高い圧力で排出されたガスは、さらに有効ガスとして、燃焼用または化学用に利用することができる。

本論文においてはこのようなガスタービンサイクルのうち、第 1 図に示すように燃焼室のかわりにガス発生装置 G を取付け、これをエネルギー源としたサイクルの可能性につき、熱力学的観点から考えることにする。

このサイクルでは圧縮機 K で圧縮された“空気”は熱交換器 WT を通り、予熱されてガス発生装置 G にはいる。このガス発生装置 G では“空気”は給水予熱器 VW で予熱された水とともに、燃料と反応して、有効ガスを生成する。このガスはガス清浄器 R を通り、タ

ービン T において出力を発生する。この出力は圧縮機駆動馬力と有効出力とになる。大気圧より高い圧力をもってタービンから出たガスは熱交換器 WT および給水予熱器 VW で排熱を“空気”と給水に与えてさらに一般燃料、あるいは合成用ガスとして使用される。

2. ガス発生器

2.1 ガス発生器に供給される物質 ガス発生器では各種の燃料をガス化することができるが、ここでは純粋の炭素、すなわちコークスを用いることにする。

ガス発生器には毎秒次のものが供給される。

炭素 1 kmol/s, 空気 L kmol/s,

水 W kmol/s

空気は前述のように酸素を多量に含む O_2-N_2 混合気を意味し、酸素含有率を θ で示すことにする。すなわち $\theta=0.21$ は普通の空気を、 $\theta=1.0$ は純粋の O_2 を意味する。

ガス発生器には毎秒 W kmol/kmol_b の水または蒸気が供給されるので、このモル分率を ψ で表わせば

$$W = \frac{\psi}{1-\psi} L \quad \text{kmol/kmol}_b \quad \dots\dots\dots (1)$$

2.2 物質収支 毎秒炭素 1 kmol, 空気 L kmol, 水 W kmol のガス化によって m kmol のガスが発生し、その組成の容積が全容積に占める割合をそれぞれ $(H_2O)_r$, $(CO_2)_r$, $(CO)_r$, $\dots\dots$ で示すと

$$(H_2O)_r + (CO_2)_r + (CO)_r + (H_2)_r + (CH_4)_r + (N_2)_r + (O_2)_r = 1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。

いま各元素についての物質収支を考えると次式が得られる。

$$N : (1-\theta)L = m(N_2)_r \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$H : \frac{\psi}{1-\psi} L = m[(H_2O)_r + (H_2)_r + 2(CH_4)_r] \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$C : C = 1 = m[(CO_2)_r + (CO)_r + (CH_4)_r] \quad \dots\dots (5)$$

$$O : [2\theta + \psi/(1-\psi)]L = m[(H_2O)_r + 2(CO_2)_r + (CO)_r + 2(O_2)_r] \quad \dots\dots\dots (6)$$

加えられた水から $(H_2)_r$ の生ずる割合を χ とおけば

$$\chi = \frac{m(H_2)_r}{\frac{\psi}{1-\psi} L} = \frac{(H_2)_r}{(H_2O)_r + (H_2)_r + 2(CH_4)_r} \quad \dots\dots\dots (7)$$

加えられた水から $(CH_4)_r$ の生ずる割合を μ とおけば

$$\mu = \frac{2m(CH_4)_r}{\frac{\psi}{1-\psi} L} = \frac{2(CH_4)_r}{(H_2O)_r + (H_2)_r + 2(CH_4)_r} \quad \dots\dots\dots (8)$$

酸素から $(CO_2)_r$ の生ずる割合を ω とすれば

$$\omega = \frac{2m(CO_2)_r}{\left(2\theta + \frac{\psi}{1-\psi}\right)L} = \frac{2(CO_2)_r}{(H_2O)_r + 2(CO_2)_r + (CO)_r + 2(O_2)_r} \quad \dots\dots (9)$$

酸素から $(O_2)_r$ の生ずる割合を ξ とおけば

$$\xi = \frac{2m(O_2)_r}{\left(2\theta + \frac{\psi}{1-\psi}\right)L} = \frac{2(O_2)_r}{(H_2O)_r + 2(CO_2)_r + (CO)_r + 2(O_2)_r} \quad \dots\dots (10)$$

これら (2), (3), (7)~(10) 式より生成ガスの各組成とガスのモル数を次のごとく求めることができる。

$$(O_2)_r = \frac{L}{2m} \left(2\theta + \frac{\psi}{1-\psi}\right) \xi \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$(CO_2)_r = \frac{L}{2m} \left(2\theta + \frac{\psi}{1-\psi}\right) \omega \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$(CO)_r = \frac{L}{m} \left[\left(2\theta + \frac{\psi}{1-\psi}\right) (1-\xi-\omega) - \frac{\psi}{1-\psi} (1-\chi-\mu) \right] \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$(H_2)_r = \frac{L}{m} \frac{\psi}{1-\psi} \chi \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$(CH_4)_r = \frac{L}{m} \frac{\psi}{1-\psi} \mu \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$(H_2O)_r = \frac{L}{m} \frac{\psi}{1-\psi} (1-\chi-\mu) \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$(N_2)_r = \frac{L}{m} (1-\theta) \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$\frac{m}{L} = \left(2\theta + \frac{\psi}{1-\psi}\right) \left[1 - \frac{1}{2}(\omega + \xi)\right] + \frac{\psi}{1-\psi} \left(\chi + \frac{\mu}{2}\right) + (1-\theta) \quad \dots\dots (18)$$

2.3 平衡計算 メタンの発生を省略して考えると、化学反応は連続操作可能なものとしては、次の2式と考えることができる⁽²⁾。

この場合 $\mu=0$, $\omega=0$ となるから (11)~(18) 式は次のようになる。

$$(CO)_r = \frac{1}{m} \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$(O_2)_r = \frac{1}{2m} \left(\frac{\psi}{1-\psi} L \chi + 2\theta L - 1\right) \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$(H_2)_r = \frac{L}{m} \frac{\psi}{1-\psi} \chi \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$(H_2O)_r = \frac{L}{m} \frac{\psi}{1-\psi} (1-\chi) \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$(N_2)_r = \frac{L}{m} (1-\theta) \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$\frac{m}{L} = \frac{\psi}{1-\psi} + \frac{1}{2} \frac{\psi}{1-\psi} \chi + \frac{1}{2L} + 1 \quad \dots\dots\dots (24)$$

さてこれらの化学反応の平衡定数は次式で与えられる。

$$K_1 = p_{CO} p_{O_2}^{1/2} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$K_2 = p_{CO} p_{H_2} / p_{H_2O} \quad \dots\dots\dots (26)$$

K_{11} および K_{21} が $p=1 \text{ ata}$ のときの平衡定数を示すとすれば、一般に圧力 p では

$$K_1 = (1/p)^{1/2} K_{11} \quad (25 \cdot a)$$

$$K_1 = (1/p) K_{21} \quad (26 \cdot a)$$

となる。

(25)式に (19), (20) および (24) 式を代入すれば

$$\left(\frac{\phi L}{1-\phi} \chi + \frac{2\phi L}{1-\phi} + 2L + 1 \right) \left(\frac{\phi L}{1-\phi} \chi + 2\theta L - 1 \right) = \frac{4}{K_1^2} \quad (27)$$

を得る。この論文で取扱う温度範囲内では平衡定数 K_1 は非常に大で、したがって $4/K_1^2 \approx 0$ だから*

$$\chi = \frac{1-\phi}{\phi L} (1-2\theta L) \quad (28)$$

(26)式に (19), (21), (22), (24) および (28) 式を代入すれば

$$\left[2\theta(1-\theta) + (1+\theta) \frac{\phi}{1-\phi} + \left(\frac{\phi}{1-\phi} \right)^2 \right] L^2 + \left(3\theta + \frac{2\theta p}{K_{21}} - 1 \right) L - \left(1 + \frac{p}{K_{21}} \right) = 0 \quad (29)$$

この式から必要空気量 L を ϕ , θ , K_{21} (すなわちガ

$$\begin{aligned} & (\mathfrak{S}_{T_{2b}} - \mathfrak{S}_{T_1})_c + \theta L (\mathfrak{S}_{T_5} - \mathfrak{S}_{T_1})_{O_2} + (1-\theta) L (\mathfrak{S}_{T_5} - \mathfrak{S}_{T_1})_{N_2} + \frac{\phi}{1-\phi} L (\mathfrak{S}_{T_{2W}} - \mathfrak{S}_{T_1W})_{H_2O} - 2\theta L \mathfrak{S}_1 - (1-2\theta L) \mathfrak{S}_2 \\ & = (\mathfrak{S}_{T_{verg}} - \mathfrak{S}_{T_1})_{CO} + (1+2\theta L) (\mathfrak{S}_{T_{verg}} - \mathfrak{S}_{T_1})_{H_2} + \left[\left(2\theta + \frac{\phi}{1-\phi} \right) L - 1 \right] (\mathfrak{S}_{T_{verg}} - \mathfrak{S}_{T_1})_{H_2O} \\ & + (1-\theta) L (\mathfrak{S}_{T_{verg}} - \mathfrak{S}_{T_1})_{N_2} \quad \text{kcal/kmol}_b \quad (30) \end{aligned}$$

ここに

$$\mathfrak{S} : \text{エンタルピー kcal/kmol}, \quad \mathfrak{S}_1 : C + \frac{1}{2} O_2 = CO \text{ の発熱量 kcal/kmol}$$

$$T_{verg} : \text{ガス化温度 } ^\circ K, \quad \mathfrak{S}_2 : C + H_2O = CO + H_2 \text{ の発熱量 kcal/kmol}$$

添字 : 各部の温度 $^\circ K$ (第 1 図参照)

この式の左辺、右辺を T_{verg} の関数として求めた曲線の交点より連続操作の際のガス化温度 T_{verg} を求めることができる(第 10 図参照)。

2.5 ガス化効率 ガス化の熱効率率は次式で与えられる。

$$\eta_{verg} = m H_g / H_c \quad (31)$$

ここに

H_g : 発生ガスの高発熱量 kcal/kmol

H_c : C の発熱量 kcal/kmol_b

3. ガスタービンサイクル

3.1 ガスタービンの有効出力 L_N すでに第 1 章で述べたように本ガスタービン装置では、生成ガスにガス供給圧力を保持させるために、タービンに背圧がかかる。この背圧比を φ_G で表わし、各部の圧力損失率を ϵ で表わし

ϵ_{RG} : 熱交換器ガス側, ϵ_G : ガス発生機,

ϵ_{RL} : 熱交換器空気側, ϵ_{VW} : 給水予熱機

* 温度 $500^\circ K$ $1500^\circ K$
 K_{11} 1.790×10^{16} 3.195×10^8

とすれば、ガスタービンの有効出力はタービン軸出力と圧縮仕事との差として次式で与えられる。

$$L_N = \mathcal{E}_{PK} L T_1 \left\{ a \tau \eta_T [1 - (1 + m \tau \epsilon) (\varphi_G / \varphi_K)^{m_T}] - \frac{1}{\eta_K} (\varphi_K^{m_K} - 1) \right\} \quad \text{kcal/kmol}_b \dots (32)$$

ここに

$a = \mathcal{E}_{PT} m / \mathcal{E}_{PK} L$, $m = (\kappa - 1) / \kappa$ (添字 T はタービン, K は圧縮機を示す)

η_K : 圧縮機断熱効率,

φ_K : 圧縮機圧力比 $= p_2 / p_1$,

η_T : タービン断熱効率,

φ_G : 背圧圧力比 $= p_i / p_1$,

τ : 最高温度比 $= T_3 / T_1$,

$\mathcal{E}_P$: 1 kmol に対する定圧比熱 kcal/kmol $^\circ$ C,

ϵ : 圧力損失率 $= \epsilon_{RG} + \epsilon_{VW} + \epsilon_{RL} + \epsilon_G$.

有効出力を最大にする最適圧力比は $\partial L_N / \partial \varphi_K = 0$ とおいて

$$\varphi_{Kopt}^{m_K + m_T} = \frac{m_T}{m_K} a \tau \eta_K \eta_T (1 + m \tau \epsilon) \varphi_G^{m_K} \dots (33)$$

で与えられる。

3.2 内部効率 η_i ガスタービンの内部効率は

$$\eta_i = L_N / H_C \dots (34)$$

で与えられる。また効率を最大にする圧力比は (33) 式と同じである。

4. 全装置

4.1 全装置の配置 第1図に示した装置では供給圧を有する有効ガスを発生するとともに、電力をも供給することができる。もし供給電力を零とすれば、有効ガスは最大の供給圧力をもつことができる。

この装置に用いられる“空気”に加えられる O_2 は化学工場などで廃ガスとしてすてられているものを利用することも考えられる。しかし本装置としても酸素発生装置をもち、自ら O_2 を供給することも考えねばならない。この場合にはもちろん酸素発生装置をガスタービンの発生出力で直接または間接に駆動する。本章ではこの装置の熱力学的可能性についても考えることにする。

4.2 有効ガスの供給圧力比 タービンが圧縮機のみを駆動し、外部に出力を供給せずまた O_2 は外部より供給をうける場合には、タービンから出る有効ガスは最大の供給圧力を持ち得ることになる。このときの最大供給圧力比を φ_{Gmax_1} とすれば

$$\varphi_{Gmax_1} = \sqrt{\frac{m_T}{a \tau \eta_K \eta_T} \frac{(\varphi_K^{m_K} - 1)}{(1 + m \tau \epsilon)}} \varphi_K \dots (35)$$

で与えられる。

4.3 酸素発生装置をもつ全装置の出力 多くの場合には酸素発生のために有効出力の一部を利用する必要がある、酸素発生に要するエネルギーを $\mathcal{Q}$ kcal/kmol $_{O_2}$ で表わせば、 L kmol の O_2 または O_2 - N_2 混合気の発生に要するエネルギーは $\mathcal{Q} L / \eta_G$ で与えられる。ここに η_G は発電機の効率で、タービン軸より直接駆動の場合には $\eta_G = 1$ となる。したがってこの全装置の外部への有効出力は

$$L_N - \mathcal{Q} L / \eta_G \quad \text{kcal/kmol}$$

で与えられる。なお $\mathcal{Q}$ の値はほぼ 100% の O_2 に対して

$$\begin{aligned} \mathcal{Q} &= 0.50 \sim 0.55 \quad \text{kWh/Nm}^3_{O_2} \\ &= 9638 \sim 10602 \quad \text{kcal/kmol}_{O_2} \end{aligned}$$

である⁽³⁾。

4.4 酸素発生装置を持つ全装置の自力運転可能な条件 酸素発生装置を含めた全装置の自力運転可能な条件は、有効出力が酸素発生装置駆動エネルギーに等しいことである。この条件を満たす最大供給圧力比 φ_{Gmax_2} は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \varphi_{Gmax_2}^{m_T} &= \frac{\varphi_K^{m_T}}{1 + m \tau \epsilon} \left\{ 1 - \frac{1}{a \tau \eta_T} \left[\frac{1}{\eta_K} (\varphi_K^{m_K} - 1) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{\mathcal{Q}}{\eta_G \mathcal{E}_{PK} T_1} \right] \right\} \dots (36) \end{aligned}$$

5. ガス発生器の計算例

ガス発生器の性質を調べるために次の条件で計算を行なった。

発生器内圧力 $p = 1, 5$ および 10 atm ,
湿度 $\phi = 0 \sim 1.0$,
ガス化温度 $T_{\text{verg}} = 600 \sim 1500^\circ \text{K}$,
酸素含有率 $\theta = 0.21 \sim 1.0$

この計算結果の一部を第2～8図に示した。第2, 3図は θ , ϕ および T_{verg} の変化が必要空気量 L に及ぼす影響を三次元的に示したものである。 θ , ϕ および T_{verg} が大になると、 L は減少することが知られる。

第4, 5図は θ を一定にした場合に、 ϕ と T_{verg} がそれぞれ $(CO)_r$ と $(H_2)_r$ とに及ぼす影響を示す。 T_{verg} が大になると $(CO)_r$ も $(H_2)_r$ もともに急激に増大し、 $T_{\text{verg}} = 1100^\circ \text{K}$ 以上ではほとんど一定の値になることがわかる。 ϕ は $(CO)_r$ と $(H_2)_r$ に相反した影響を示すことも知られる。

第6, 7図は T_{verg} が一定の場合に ϕ と θ がそれぞれ $(CO)_r$ と $(H_2)_r$ とに及ぼす影響を示した。第6図では $\phi = 1.0$ のとき $(CO)_r$ は θ の影響をう

けないが、 ψ が小さいときは θ の増加とともに急激に増大することがわかる。また θ の小なるときと大なるときとは ψ の影響が逆にあらわれることがわかる。第7図では $(H)_r$ は θ の影響はほとんどうけな

いが、 ψ にはほぼ直線的に影響を受けることが知られる。

第2～7図は $p=1\text{atm}$ の場合を示したが、第8図では θ と ψ が一定で圧力 p の影響を T_{verg} を横軸にして示したものである。この図から圧力が高くなると、同じ T_{verg} では必要空気量は増しガスの組成は劣化することが知られる。

6. ガスタービンサイクルの計算例

6.1 熱交換器なしのガスタービンサイクル 本サイクルの可能性のみとおしを得るために、最も簡単な場合として、熱交換器なしのサイクルについて計算を行ってみた。この計算に必要な数値は次のように与えた。

$T_{\text{verg}}=1000^\circ\text{K}$, $p=1\text{atm}$

第2図 ガス発生器における必要空気量 L に及ぼす酸素含有率 θ および湿度 ψ の影響

$\theta=0.8$, $p=1\text{atm}$

第3図 ガス発生器における必要空気量 L に及ぼすガス化温度 T_{verg} と湿度 ψ の影響

$\theta=0.8$, $p=1\text{atm}$

第4図 ガス発生器より発生するガスの CO 含有率 $(\text{CO})_r$ に及ぼすガス化温度 T_{verg} と湿度 ψ の影響

$\theta=0.8$, $p=1\text{atm}$

第5図 ガス発生器より発生するガスの H_2 含有率 $(\text{H}_2)_r$ に及ぼすガス化温度 T_{verg} と湿度 ψ の影響

$$\varphi_K=10, \quad \theta=1.0, \quad \psi=0.5$$

$$T_{2b}=298.15^\circ\text{K}, \quad T_5=600^\circ\text{K}, \quad T_{2W}=400^\circ\text{K}$$

この場合 $T_{verg}=1244^\circ\text{K}$ となるが、各種熱損失を考慮に入れて $T_{verg}=1200^\circ\text{K}$ と定めた。このようにすると

$$L=0.352 \text{ kmol/kmol}_b, \quad m=1.352 \text{ kmol/kmol}_b$$

$$(\text{CO})_r=0.740, \quad (\text{H}_2)_r=0.219,$$

$$(\text{H}_2\text{O})_r=0.041, \quad (\text{N}_2)_r=0,$$

$$H_g=65017 \text{ kcal/kmol}, \quad \eta_{verg}=0.904$$

となる。ガスタービンについては第1表のような結果が得られる。

この表からガス供給圧力比が2のときは圧力損失を無視しても自力運転は不可能なことがわかる。また $\varphi_G=1.0$ すなわちタービンに背圧がなくても、酸素発

生装置が直接駆動 ($\eta_G=1.0$) されていないときは、自力運転は不可能である。なお水の前熱を考慮に入れると、上記の自力運転可能領域内では給水予熱器熱交換率 η_{vw} が1より大となり、結局すべての領域内で自力運転は不可能ということになる。

またこの表には仕事比(有効出力/タービン軸出力)が与えてある。この値は本サイクルの特質を示して、著しく大きいことがわかる。

第1表 ガスタービンを用いるガス発生装置の一例(熱交換器なし)

[$\varphi_K=10, \theta=1.0, \psi=0.5, T_{2b}=298.15^\circ\text{K}, T_5=600^\circ\text{K}, T_{2W}=400^\circ\text{K}, \eta_K=\eta_T=0.8, T_1=293.15^\circ\text{K}, \Omega=9720 \text{ kcal/kmolO}_2$]

背 圧 比	φ_G	1		2	
圧力損失比	ϵ	0	0.1	0	0.1
圧縮機入力	L_K	789.0			
タービン出力	L_T	4417.4	4274.7	3339.2	3170.0
有効出力	L_N	3628.4	3485.7	2550.0	2381.0
ガスタービン内部効率	η_i	0.037	0.036	0.026	0.025
ガス化効率	η_{verg}	0.9043			
酸素発生装置入力($\eta_G=0.9$)	L_{O2}	3801.6			
同上 ($\eta_G=1.0$)	L_{O1}	3421.4			
ガスタービン仕事比	L_N/L_T	0.821	0.815	0.7636	0.7511

第6図 発生ガスのCO含有率 $(\text{CO})_r$ に及ぼす温度 ψ および酸素含有率 θ の影響

第7図 発生ガスの H_2 含有率 $(\text{H}_2)_r$ に及ぼす温度 ψ および酸素含有率 θ の影響

第8図 ガス発生器の必要空気量 L , 発生ガスのガス組成 $(\text{CO})_r$, $(\text{H}_2)_r$ および $(\text{H}_2\text{O})_r$ に及ぼす圧力 p およびガス化温度 T_{verg} の影響

6.2 熱交換器、給水予熱器および給水過熱器付ガスタービンサイクル 前節のような条件では自力運転は不可能なことがわかったので、本節では酸素発生装置付で自力運転可能な条件を求めてみることにする。サイクルとしてはできるだけ理想的ガス化温度を保持し、タービン入口温度を適当におさえ、排熱を空気および給水に極力回収することが望ましいので第9図のようなサイクルを選定した。

i) 圧縮機圧力比 φ_K の選定 第8図からガス発

第9図 各種熱交換器付サイクル

第10図 給水温度 T_{2W} がガス化温度 T_{verg} に及ぼす影響

生器内圧力が高いと同じガス化温度 T_{verg} では必要空気量 L は増し、ガスの組成は劣化することが知られた。 L の増加は圧縮機および酸素発生装置の駆動エネルギーの増大を意味し好ましくない。

一方ガスタービンの内部効率については、(33)式より最適圧力比 φ_{Kopt} を計算すると約 50 になるので、通常の範囲では圧力比 φ_K が増すほど、 η_i が増大する。

これらの相反する条件より考えて、この計算では $\varphi_K=10$ と仮定した。

ii) 給水温度 T_{2W} の選定 ガス発生機の給水温度 T_{2W} は空気温度 T_5 よりも熱平衡に大きな影響を及ぼす。第10図は(30)式の左辺と右辺の交点としてガス化温度 T_{verg} を各種の T_{2W} に対して求めたものである。この図から T_{2W} が大なるほど、熱平衡を保つ T_{verg} は大になることがわかるが、この影響はたいしたことはない。

これに反して T_{2W} は熱回収には大きい影響をもっている。第11図はこの関係を示したもので、給水温度が大になると熱交換率 η_w はかなり大なる値を要求される。この図は $\varphi_G=2$ について示したものであるが、 φ_G が小になると η_w はさらに大になる。したがって実際の見地より $T_{2W}=500^\circ\text{K}$ と定めた。

iii) 湿度 ψ の選定 第12図に示すように ψ が大になると T_{verg} は小になる。一方空気量 L は第13図のように同じ T_{verg} では ψ の増加とともに減少する。また L は同じ ψ では T_{verg} の増加に伴って減少する。これらのことから、第12図でもわかるよ

$P=10\text{ ata}$, $\theta=1.0$, $\psi=0.6$, $T_{2b}=298.15^\circ\text{K}$, $T_1=293.15^\circ\text{K}$, $T_3=1000^\circ\text{K}$, $T_5=750^\circ\text{K}$, $\varphi_G=2.0$, $\epsilon=0.1$, $\eta_r=0.7$, $\eta_K=\eta_T=0.85$

第11図 給水温度と熱交換率 η_w の関係

うに熱平衡が保たれるために要する L はある ψ のとき最小値をもち、図の条件のときにはこの湿度は $\psi_{opt} \approx 0.61$ である。

生成ガスのモル数 m は ψ の増加によって増し、これに伴ってタービン軸出力 L_T も増加する。ガスの組成は第 14 図のごとく変化し、したがってガスの発熱量 H_g は第 15 図のように ψ の増加とともに減少する。しかしガス化効率 η_{verg} はモル数の増加の影響を反映して、 L に対する最適湿度 ψ_{opt} とほとんど同じ湿度で最大値をもつ。

さて総合的な熱利用の面を考えると、これに対してはもちろん η_{verg} が主たる影響を与えるが、この他に

ガスタービンの内部効率 η_i も影響を与える。このため熱の総合的な利用の見地からは、上記の最適湿度 ψ_{opt} より幾分高い湿度が好適であることがわかる。

他方、空気予熱器、給水予熱器および給水加熱器について考えると、第 16 図のように $\eta_r = 0.7$ の場合には実際的に上記の最適湿度の採用は不可能になる。

また第 16 図から最適湿度では自力運転の条件 $L_N \geq L_{O_2}$ を満足することができないことが知られる。第 16 図は $\phi_G = 2.0$ のときであるが、第 17 図には $\phi_G = 1.0$ すなわち背圧のないときを示してある。この場合では自力運転可能な範囲はかなり広いことがわかる。したがって自力運転可能な最大ガス供給圧力比 ϕ_{Gmax} は $\phi_G = 1.0$ と $\phi_G = 2.0$ の間にあることがわかった。

これらの条件を総合して、湿度としては $\psi = 0.58$ を採用するとした。

vi) タービン入口温度 T_3 の選定 第 16, 17 図よりわかるようにタービン入口温度 T_3 が大きいほど、ガスタービンの内部効率 η_i はもちろん大になるが、これに反して熱回収に利用できる熱量は減少し、したがって η_w の値は大になり、実現の可能性も減ずる。

第 12 図 湿度とガス化温度 T_{verg} 、空気量 L および発生ガスモル数の関係

第 13 図 湿度 ψ 、ガス化温度 T_{verg} および空気量 L の関係

第 14 図 湿度 ψ と発生ガス組成との関係

第 15 図 湿度 ψ とガス化効率およびガス発熱量の関係

v) 計算結果 以上の諸条件を考慮して

$$T_1=293.15^\circ\text{K} (20^\circ\text{C}), \quad \eta_K=\eta_T=0.85,$$

$$\varphi_G=10, \quad \theta=1.0, \quad \psi=0.58,$$

$$T_3=1000^\circ\text{K} (727^\circ\text{C}) \text{ および } 1100^\circ\text{K} (827^\circ\text{C})$$

$$T_5=750^\circ\text{K}, \quad T_{2W}=500^\circ\text{K}, \quad \varepsilon=0.1$$

$$\eta_r=0.7 \text{ および } 0.8, \quad \eta_G=0.9 \text{ および } 1.0$$

という諸数値を用いて計算を行なったのが第 2 表である。

最大の供給ガス圧力比 $\varphi_{G\max_2}$ は $T_3=1100^\circ\text{K}$, $\eta_r=0.8$ で酸素発生装置を直接駆動する場合 ($\eta_G=1.0$) のとき得られ, その値は $\varphi_{G\max_2}=1.604$ で, したがってかなり高い供給ガス圧力を確保できる。なおこのときの η_W は 0.84 で十分実現し得る値である。

第 2 表に与えた数例はすべて自力で酸素発生装置を運転でき, ほとんどが実現の可能性が考えられるので, 使用目的に応じて適当に選択することができる。

7. 結 論

本論文においてはガスタービンの燃焼室のかわりにガス発生器を用い, コークスを O_2 または O_2 を多量に含む空気と水とに反応させて, 有効ガスを生成する

サイクルの計算を行なった。本研究によって次の諸点が明らかになった。

(1) ガス発生器付のガスタービンサイクルは連続操作が可能である。

(2) このサイクルのエネルギーの利用率は非常に高く, $\theta=1.0$ のときには一般燃料や合成用ガスとしてかなり好適なガスのある程度の供給圧力をもって供給

第 2 表 ガスタービンをを用いるガス

発生装置 (熱交換器付) の性能

$$[\varphi_K=10, \theta=1.0, \psi=0.58, T_5=750^\circ\text{K}, T_{2W}=500^\circ\text{K}, T_{\text{verg}}=1220^\circ\text{K}, L=0.310, m=1.428, \varepsilon=0.1, \Omega=9720 \text{ kcal/kmol O}_2, \eta_K=\eta_T=0.85, T_1=293.15^\circ\text{K}]$$

T_3	1 000		1 100	
	η_r		0.7	0.8
η_G	0.9	1.0	0.9	1.0
$\varphi_{G\max_2}$	1.009	1.279	1.082	1.604
L_T	4 042	3 707	4 042	3 707
L_N	3 347	3 012	3 347	3 012
η_i	0.034	0.031	0.034	0.031
L_{O_2}	3 347	3 012	3 347	3 012
η_W	0.890	0.841	0.945	0.936
η_{verg}	0.963

第 16 図 湿度 ψ と各種入力および出力の関係

第 17 図 湿度 ψ と各種入力および出力の関係

することができる。

(3) 酸素供給源を他に求められる場合には生成ガスの他にかなり大きな出力を得ることができる。

(4) 酸素供給源を他に求められぬ場合には、ガスタービンの出力によって酸素発生装置を自力運転することができる。この場合には第9図のようなサイクルでガス発生器内のガス化温度を高め、ガスの性質をよくするとともに、タービン入口温度を低下させ、またガス化に要する O_2 や H_2O の温度を高めることができる。このときの自力運転可能の範囲は非常に狭く、

$$\varphi_K=10, \quad \theta=1.0 \text{ (純粋な } O_2), \quad \psi=0.58,$$

$$T_5=750^\circ K, \quad T_{2W}=500^\circ K, \quad T_3=1100^\circ K$$

$$\eta_r=0.8, \quad \eta_G=1.0$$

の場合が推奨できる値であり、また熱力学的には現在でも実現可能な値と思われる。

本論文ではガスタービンを用いたガス発生装置の可能性を熱力学的に検討したが、本サイクルを実現するためには、燃焼上、機構上解決すべき問題が多数あるものと思われる。しかしこれらの点は本論文の範囲外であるので、ここでは触れないことにする。

本研究は著者がフンボルト財団留学生として西ドイツのミュンヘン工科大学熱力学研究室において行なったものである。この題目を与え、種々御指導賜った E. Schmidt 教授および本研究を行なう上に御協力をおしなかった研究所員諸氏に感謝の意を表する。

文 献

- (1) E. Schmidt, *Deutsche Patent* Nr. 894790 Kl. 46 f Gr. 301 (1953); Nr. 903390 Kl. 46 f Gr. 340 (1954).
- (2) E. Schmidt, *Thermodynamik* (1956), 483, Springer.
- (3) たとえば松本他, 目立評論, 36, 8 (昭29-8).

討

〔質問〕 記号の説明がなく、また図中の記号が読取りにくいところがあるので、誤って判断しているかもしれないが、下記について説明願いたい。

(1) (25) 式などの p_{co} などは分圧と全圧の比という意味に了解してよいか。

(2) (30) 式の $2\theta L\dot{Q}_1$, $(1-2\theta L)\dot{Q}_2$ の前の符号は+ではないか。

(3) 第1表で T_5 は第1図から gas generator 入口温度のように読取れるが、 η_K , T_1 , φ_K の値から計算したものにくらべて熱交換器がないとすると大きすぎる。タービンの入口温度ではないか。

(4) 第9図でタービンにはいる前のガスが WT で空気に熱を与えているが、これは緒言の記述に反し、かつ常識的にもおかしい。

(5) T_3 は T_{verg} とだいたい同じになると考えてはいけないうか。

(6) 754 ページ右欄上5行めの η_r とは何か。

(岡崎 卓郎)

〔回答〕 (1) p_{co} などの説明が落ちているが、分圧を意味する。

論

(2) $\dot{Q}$ の符号は化学熱力学的な符号をとっているもので、これでよいわけである。実際の値を示すと

$$\dot{Q}_1 = -26416 \text{ kcal/kmol}_b \quad (T_1 = 298.15^\circ K),$$

$$\dot{Q}_2 = 31382 \text{ kcal/kmol}_b \quad (T_1 = 298.15^\circ K).$$

(3) T_5 は $\varphi_K=10$ で $\eta_K=0.85$ ととると、 $T_5=614^\circ K$ となる。

(4) ガスタービンとして考えると意味がないわけであるが、ガス発生装置として考えると有意義になる。これはたとえば第8図に示したようにガス化温度が上がるとガス組成が良好になり、ガス化効率がよくなる。また付随的に熱交換器の空気側、ガス側とも高圧になり、熱交換器の設計も比較的楽になる。

(5) T_{verg} と T_3 とは熱損失などを考えに入れて多少低く採るべきだと思う。

この点は Bošnjaković 著の *Wärmediagramme für Vergasung, Verbrennung und Rußbildung* にも示されている。

(6) η_r は説明を落したが熱交換器 WT の熱交換率である。