

■ 技術報告 ■

セラミックガスタービンを用いたコージェネレーションシステムの特性評価

Thermodynamic and Economic Simulation of Ceramic Gas Turbine Cogeneration Plant

岡 本 寛*

Satoru Okamoto

1. 緒 言

ファインセラミックスの特性を利用し、多種の燃料が使用可能で熱効率が低い熱機関として、セラミックガスタービン（以下CGTという）の開発を実施することにより、小型発電システムの開発が推進され、ひいては、コージェネレーションシステム（以下CGSという）等のより高効率なエネルギーシステムの開発が可能になる等、省エネルギー、燃料の多様化、省資源、さらには環境適合性等に資することができる。そのためCGTの開発は官産学の力を結集して取り組むべき重要な課題となっており、昭和63年度より官民共同の研究開発プロジェクトがスタートした^{1),2)}。

NEDOが進めている300kW級CGTの開発プロジェクトは、これまでに、TIT 900°Cの金属製基本型ガスタービンの試作・運転研究が行われ、セラミックガスタービンとしての機構、各要素機器間のバランス等の検証が行われるとともに、システムとしての妥当性が確認され、以降の開発に向けての課題抽出が行われてきた。これらを踏まえ、次のステップであるTIT1200°Cの基本型CGTの開発に移行し、中間段階としての当該基本型CGTでTIT 1200°Cでの運転に成功するとともに、運転研究により多くの改善・改良が行われた。この結果、この規模のガスタービンとしては、世界最高レベルの熱効率が達成される等の成果が上がっている³⁾。

現在、TIT 1200°Cの基本型CGTの開発成果を踏まえて、最終ステップであるTIT 1350°C級のパイロットCGTの本格開発に入っている。当該プロジェクトは、運転研究による改良・改善を通じて平成10年度までに最終目標を達成するとともに、実用化・導入普及に向けての技術的基盤整備を図るべく、今後2年間推

進されることになっている³⁾。

本研究は以上の認識のもとに、CGTを用いたCGSの特性を熱力学的ならびに経済的な観点から評価し、具体的な提言を行おうとするものである。すなわち、現在までに利用形態に応じてCGTを二つのタイプ（定格運転適合型と変動負荷対応型）に分類し、各タイプのCGTについて全体システムとしてのサイクル計算を部分負荷特性も含めて計算し、熱力学的な特性を明らかにした。さらに、上記システムを実際の建物に導入した場合に、実機運転に近い状態での年間（8,760時間）にわたるシミュレーションを実施し、従来のシステム（電動ターボ冷凍機+蒸気ボイラ）と比較して省エネルギー性及び経済性を試算した。

以上の成果を踏まえて、本報告においては、CGTを用いたCGSのエクセルギーによる評価及び普及可能性の検討を行い、さらに開発効果についても分析し、CGS導入指針の資料に資する。

2. CGTを用いたCGSのエクセルギー評価

2.1 主要目

一般に、CGS全体の熱効率は80%近くまで達し、電気（動力）単独の熱量効率に比べるとはるかに高い。しかし、これは従来の熱力学第一法則による熱量効率試算に基づいた結果であり、熱力学第二法則によるエネルギーの質を考慮した試算によるものではない。

ここでは、CGTを用いたCGSの熱力学的特性をエネルギーの質すなわち、熱量をカルノー機関を用いて得られる時の有効仕事量に換算した値であるエクセルギーを用いて検討し、従来の熱量効率との違いを明らかにする。

なお、本研究では、特に部分負荷時の効率を重視して設計された再生開放二軸式CGTを対象とした。そ

* 島根大学総合理工学部数理・情報システム学科教授
〒690 島根県松江市西川津町1060

第9回エネルギーシステム・経済コンファレンス
(1993年1月28日)にて発表

表1 CGTの性能諸元²⁾

項目	単位	諸元
最大出力	kW	300
機関形式		再生二軸式
機関熱効率	%	42以上
圧力比		8
空気流量	kg/s	0.89
タービン入口温度	℃	1,350
出力軸回転数	RPM	3,000/3,600
圧縮機形式		単段遠心式
ガスジェネレータ・タービン形式		単段軸流式
ガスジェネレータ・タービン回転数	RPM	76,000
出力タービン形式		単段軸流式
出力タービン回転数	RPM	57,000
燃焼器形式		単筒缶式
熱交換器形式		伝熱式

の主要目を表1²⁾に示す。二軸式は、タービンが構造上圧縮機駆動用タービンと出力タービンとに分れている点が特色である。当該CGTでは、大型のガスタービンにおけるような圧縮空気による高温部の冷却に伴う熱効率の低下を避けるため、セラミックスをガスタービンの高温部に採用して入口温度の高温化を図ることにより、エンジン熱効率を飛躍的に向上させることを目指している³⁾。

2.2 エクセルギー効率の定義

燃料の有する化学的エクセルギー E_o の内、エクセルギー E_i をガスタービン、すなわちCGTの作動流体へ輸送するものとし、その入力されるエクセルギー量 E_i を利用して動力 W を取り出し、エクセルギー E_u を外部へ有効に利用し、また、外界へ排棄されるエクセルギーを E_e とする。

CGSのエクセルギー試算による効率 $\bar{\eta}_e$ は、式(1)のように表される。

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_e &= \frac{W+E_u}{E_o} = \eta_{h,q} \cdot \frac{W+E_u}{E_i} \\ &= \eta_{h,q} \cdot \frac{E_i - E_e - (LW)}{E_i} \\ &= \eta_{h,q} \cdot \left(1 - \frac{E_e}{E_i} - \frac{LW}{E_i} \right) \quad (1) \\ &< \eta_{h,q} \end{aligned}$$

ここで、一次エネルギー源(燃料)からの熱変換効率を $\eta_{h,q} = \frac{E_i}{E_o}$ とする。エクセルギー効率 $\bar{\eta}_e$ は燃料から作動流体に熱が伝達されて以後、CGS内で非可逆損失 (LW) が小さく、CGT出口の排熱が外界境界

条件まで有効に利用されたとすると、式(1)において $LW=0$ 、 $E_e=0$ から、 $\bar{\eta}_e = \eta_{h,q}$ となる。したがって、CGSのエクセルギー効率 $\bar{\eta}_e$ は、理想的には一次エネルギー源からの効率 $\eta_{h,q}$ に漸近していく。

一方、CGS全体の熱量試算による効率 $\bar{\eta}_q$ は、次式のごとくである。

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_q &= \frac{W+Q_u}{Q_o} = \eta_{h,q} \cdot \frac{W+Q_u}{Q_i} \\ &= \eta_{h,q} \cdot \frac{Q_i - Q_e}{Q_i} = \eta_{h,q} \cdot \left(1 - \frac{Q_e}{Q_i} \right) \quad (2) \\ &< \eta_{h,q} \end{aligned}$$

ここで、 $\eta_{h,q}$ を熱量効率、燃料の有する化学的エクセルギーを E_o 、CGTへの入熱量を Q_o 、外部への動力を W 、供給熱量を Q_u 、及び外界への排棄熱量を Q_e とする。

$\bar{\eta}_e$ と $\bar{\eta}_q$ の間には、式(1)、(2)から次の関係が成立する⁴⁾。

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_e &= \frac{W+E_u}{E_o} = \frac{Q_o}{E_o} \cdot \frac{W+E_u}{Q_o} \\ &= \frac{Q_o}{E_o} \cdot \frac{W+Q_u}{Q_o} \cdot \frac{W+E_u}{W+Q_u} \\ &= \frac{Q_o}{E_o} \cdot \bar{\eta}_q \cdot \frac{\frac{W}{Q_u} + \frac{E_u}{Q_u}}{\frac{W}{Q_u} + 1} \\ &= \frac{1}{\lambda_o} \cdot \bar{\eta}_q \cdot \frac{R_{ph} + \lambda_u}{R_{ph} + 1} = \bar{\eta}_q \cdot \frac{\phi}{\lambda_o} \quad (3) \end{aligned}$$

ここで、 ϕ は各効率間の関係を定める係数で

$$\phi = \frac{R_{ph} + \lambda_u}{R_{ph} + 1}, \quad \lambda = \lambda_o = \frac{\text{エクセルギー}}{\text{熱量}} = \text{有効比で、}$$

熱エネルギーの質の良否を判断する尺度である。 R_{ph} は熱電比の逆数で、

$$R_{ph} = \frac{W}{Q_u} = \frac{\text{出力}}{\text{供給熱量}} \quad \text{である。すなわち、式(3)}$$

からエクセルギー効率 $\bar{\eta}_e$ は熱量効率 $\bar{\eta}_q$ の $\frac{\phi}{\lambda_o}$ 倍で表される。

一般に、燃料の化学的エクセルギー E_o は、次の近似式で表される⁴⁾。

$$\text{気体燃料では、} E_o = 0.95H_h$$

$$\text{液体燃料では、} E_o = 0.975H_h$$

$$\text{固体燃料では、} E_o = H_i + M \cdot N$$

である。ここで、 H_h 、 H_i は各々燃料の高、低位発熱量、 M は外界温度における水の蒸発熱、 N は燃料中の全水分の質量%である。

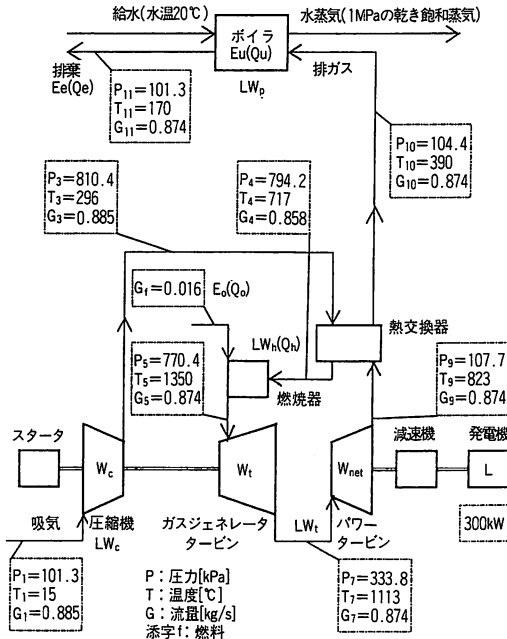


図-1 CGTを用いたCGSのフローシート

したがって、化石燃料の有するエクセルギーを燃料の低位発熱量 H_l にほぼ等しいとみなすと、 $E_o = Q_o$ となる。

よって、 $\lambda_o = \frac{E_o}{Q_o} = 1$ から $\bar{\eta}_e = \bar{\eta}_q \cdot \phi$ となり、 $\bar{\eta}_e$ は $\bar{\eta}_q$ の ϕ 倍に等しい。一方、熱併給を伴わない場合は、 $Q_u = E_u = 0$ から、 $\phi = 1$ すなわち、 $\bar{\eta}_e = \bar{\eta}_q$ の関係が成立する。

また、燃焼器やボイラなどの熱交換部のエクセルギー効率 $\eta_{h,e}$ は前述の $\lambda_o = 1$ から、

$$\eta_{h,e} = \frac{E_i}{Q_o} = \eta_{h,q} \cdot \frac{E_i}{Q_i} = \eta_{h,q} \cdot \lambda_i \quad (4)$$

となる。一般に、 λ_i は1よりも小さい値をとる⁴⁾ので、熱交換部におけるエクセルギー効率 $\eta_{h,e}$ は熱量効率 $\eta_{h,q}$ に比べて低い値となり、したがって、CGSのエクセルギー効率も熱量効率に比べて低くなる。

2.3 CGTを用いたCGSの性能解析

本節では、CGTを用いた単純なCGSの場合を取り上げ、熱量、エクセルギー試算を行い両者の相違について検討する。図-1にCGTを用いたCGSのフローシートを示す。

CGT単独の設計パラメータとしては、圧力比、タービン入口温度、圧縮機・タービン・燃焼器・熱交換器等の各要素効率、各部圧力損失等を選んでパラメトリックスタディを行った。その結果を図-2に示すが、ター

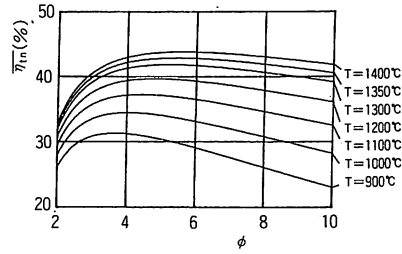


図-2 CGT単独の熱量効率

ビン入口温度が1,350°Cでは、圧力比8付近で約42%の効率を得られることがわかる²⁾。また、CGTを用いたCGSと比較するために従来の再生サイクル金属ガスタービンを用いたCGSを考える⁵⁾。ここで、作動流体を理想気体として取り扱った。

小型ガスタービンでは、タービンブレードも含め各構成機器が小型であることから、中・大型のガスタービンと同様な空気冷却機構を採用することは極めて困難である。このため、TITは金属材料の耐熱限界以下に抑えられ(900~950°C)、エンジン熱効率が大きく低下することになる³⁾。

(1) 熱量効率 $\bar{\eta}_q$

CGSの熱量効率 $\bar{\eta}_q$ 及び軸出力と供給熱量比 R_{ph} は、各々次式で表される。

$$\bar{\eta}_q = \frac{W_{net} + Q_u}{Q_i} = \eta_{h,q} \cdot \left(\bar{\eta}_{th} + \frac{Q_u}{Q_i} \right) \quad (5)$$

$$R_{ph} = \frac{W_{net}}{Q_u} \quad (6)$$

ここで、

- W_{net} : 作動流体の単位流量当りの正味出力
($= W_t - W_c$) [kW/(kg/s)]
- W_t : 作動流体の単位流量当りのタービン出力
($= m^{-1} \cdot R \cdot \eta_t \cdot T_{max} \cdot (1 - \phi^{-m})$) [kW/(kg/s)]⁵⁾
- W_c : 作動流体の単位流量当りの圧縮機駆動動力
($= m^{-1} \cdot R \cdot \eta_c^{-1} \cdot T_o \cdot (\phi^m - 1)$) [kW/(kg/s)]⁵⁾
- m : $\frac{\kappa - 1}{\kappa}$

• κ : 比熱比 ($= \frac{C_p}{C_v}$)

- C_p : 作動流体の定圧比熱 [kJ/(kg·K)]
- C_v : 作動流体の定容比熱 [kJ/(kg·K)]
- R : ガス定数 [kJ/(kg·K)]

- η_t : タービン効率 (=0.84)
 - η_c : 圧縮機効率 (=0.82)
 - T : タービン入口温度 (=900~1,400°C) [K]
 - T_{max} : サイクルの最高温度 (タービン入口温度)
CGTで1,350°C, 金属GTで900°C [K]
 - T_o : 外界の基準温度 (=15°C) [K]
 - ϕ : 圧力比
 - Q_u : 作動流体の単位流量に対するボイラへの供給熱量で, 1MPaの乾き飽和蒸気発生に利用 [(kJ/s)/(kg/s)]
 - Q_i : 単位流量に対するCGSへの熱入力 [(kJ/s)/(kg/s)]
 - $\bar{\eta}_{th}$: ガスタービン単独のサイクル効率 (熱効率)
 - $\eta_{h,q}$: 燃焼器及び熱交換器の熱効率 (=0.85)
- (2) エクセルギー効率 $\bar{\eta}_e$

CGSのエクセルギー効率 $\bar{\eta}_e$ は, 式 (3) から,

$$\bar{\eta}_e = \frac{Q_i}{E_o \cdot \eta_{h,q}} \cdot \bar{\eta}_q \cdot \frac{R_{ph} + \frac{E_u}{Q_u}}{R_{ph} + 1} \quad (7)$$

ここで,

- E_o : 燃料の単位流量当りのエクセルギー [(kJ/s)/(kg/s)]
- $\frac{E_u}{Q_u} = 1 - T_o \cdot \frac{s_{10} - s_{11}^{(4)}}$
- s : ボイラから発生する蒸気のエン트로ピーで, 蒸気表⁵⁾より求める. [kJ/(kg・K)]
- h : ボイラから発生する蒸気のエンタルピーで, 蒸気表⁵⁾より求める. [kJ/kg]
- 添字10: ボイラへの排ガス入口, つまり発生蒸気 (1MPaの飽和蒸気) 出口を表す.
- 添字11: ボイラからの排ガス出口, すなわち給水位置 (水温20°C) を表す.

次に, ガスタービン単独のエクセルギー効率は, 式 (7) において $E_u = Q_u = 0$ から

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_e &= \bar{\eta}_q \cdot \frac{Q_i}{E_o \cdot \eta_{h,q}} \\ &= \eta_q = \eta_{h,q} \cdot \bar{\eta}_{th} \end{aligned} \quad (8)$$

で表される.

(3) 原因別損失分析⁴⁾

エクセルギーバランスによって効率低下に対する原因別の損失分析を行う. CGSにおいてガスタービン単位質量流量当りのエクセルギー損失の算出式について記す.

- LW_h : 燃焼器及び熱交換器の非可逆損失

$$\begin{aligned} LW_h &= \frac{Q_u}{\eta_{h,q}} - Q_u + T_o \cdot \Delta s \\ &= Q_u \cdot \left(\frac{1}{\eta_{h,q}} - 1 \right) + C_p \cdot T_o \cdot \ln \frac{\tau}{1 + \frac{\phi^m - 1}{\eta_c}} \\ &\quad - R \cdot T_o \cdot \ln \beta \end{aligned} \quad (9)$$

ここで, 燃料のエクセルギーを低位発熱量に等しいと仮定している. また,

- τ : 温度比 $\left(= \frac{T_{max}}{T_o} \right)$
- β : 燃焼器及び熱交換器の圧力損失率 (=0.97)
- LW_t : タービンにおける損失

$$LW_t = T_o \cdot (C_p \cdot \ln(1 - \eta_t \cdot (1 - \phi^{-m})) + R \cdot \ln \phi) \quad (10)$$

- LW_c : 圧縮機における損失

$$LW_c = C_p \cdot T_o \cdot \ln \left(1 + \frac{\phi^m - 1}{\eta_c} \right) - R \cdot T_o \cdot \ln \phi \quad (11)$$

- LW_p : 供給熱量のボイラにおける損失

$$LW_p = n \cdot T_o \cdot (s_{10} - s_{11}) - T_o \cdot \left(C_p \cdot \ln \frac{T_{10}}{T_{11}} - R \cdot \ln \frac{1}{\beta} \right) \quad (12)$$

ここで,

- n : 各作動流体の質量流量比 $\left(= \frac{n_2}{n_1} \right)$
 $\left(= C_p \cdot \frac{T_{10} - T_{11}}{h_{10} - h_{11}} \right)$
- n_1 : 排ガスの質量流量 [kg/s]
- n_2 : 発生蒸気の質量流量 [kg/s]
- T_{10} : 排ガスのボイラ入口温度 (=390°C)
- T_{11} : 排ガスのボイラ出口温度 (=170°C)⁵⁾
- E_e : ボイラ出口の未利用排ガスの排棄エクセルギー

$$E_e = C_p \cdot \left(T_{11} - T_o - T_o \cdot \ln \frac{T_{11}}{T_o} \right) \quad (13)$$

ただし, 圧力を一定としている.

(4) 計算結果及び考察

CGTを用いたCGSの熱量とエクセルギーの計算例を表2に, またそれらの流れ線図を図3にそれぞれ示す.

表2より, 通常の金属ガスタービンにおいては, 熱量的には燃焼器と熱交換器で15%が非可逆損失として散逸するのに対して, エクセルギー試算では投入エクセルギーに対して44%近くが失われる結果となる. さらに, ボイラへの供給熱量に対して, 熱量では投入熱量の36%の評価に対してエクセルギーでは投入エクセ

表2 エクセルギーと熱量の計算結果

項 目	金属ガスタービンのCGS		CGTを用いたCGS	
	Q, E, W [kJ/(kg/s)]	%	Q, E, W [kJ/(kg/s)]	%
エ ク セ ル ギ ー	入力エクセルギー: E_o	684.7	891.2	100.0
	正味軸出力: W_{net}	176.4	363.0	40.7
	ボイラ利用エクセルギー: E_u	80.6	77.0	8.6
	燃焼器・熱交換器損失: LW_h	303.7	322.1	36.2
	タービン損失: LW_t	28.5	33.4	3.7
	圧縮機損失: LW_c	24.5	27.3	3.1
	ボイラ損失: LW_b	39.2	36.6	4.1
	未利用エクセルギー: E_o	31.8	31.8	3.6
エクセルギー効率: η_o (%)	37.5	49.4		
熱 量	熱入力: Q_o	684.7	891.2	100.0
	圧縮機駆動動力: W_c	235.2	285.4	32.0
	燃焼器・熱交換器損失: Q_h	102.7	133.7	15.0
	タービン出力: W_t	411.6	648.4	72.8
	ボイラ供給熱量: Q_u	246.3	235.2	26.4
	未利用排棄熱損失: Q_o	159.3	159.3	17.8
	熱量効率: η_q (%)	61.7	67.1	

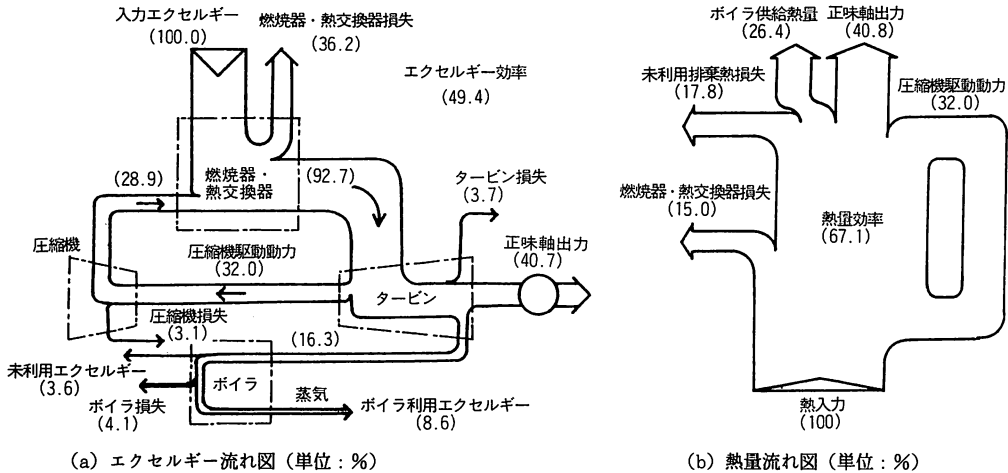


図-3 CGTを用いたCGSのエクセルギーと熱量の流れ線図

ルギーの11.8%と評価が低くなり、熱量効率61.7%に対してエクセルギー効率37.5%と評価できる。

図-3より、CGTを用いたCGSにおいては、ガスタービン単独での熱効率が42%と金属ガスタービンの熱効率率(32%)よりも良好なため、熱量効率も67.1%と若干上昇している。一方、エクセルギー効率で評価すれば、CGTでは金属ガスタービンに比較して正味の軸出力(発電)の増加が寄与するために、エクセルギー効率は49.4%と大幅に上昇する。

熱サイクルを使う発電システムである限り、その効率はカルノーサイクルで規定される理想サイクルの上限を超えることができない。例えば、比較的成熟しているといわれる蒸気タービンにおいては、蒸気の温度を最高温度とすれば、蒸気タービンと復水器のシステ

ムでのカルノーサイクル効率達成率(実際の熱量効率を同じサイクル温度を持つカルノーサイクルの理想効率で割ったもの)は約73%となる⁷⁾。これは種々の避けられない損失を考慮するとかなり高い達成率と考えられる。

一方、CGTを用いたCGSでは、1,350℃クラスのサイクルで、カルノーサイクル効率達成率は60%程度となり、蒸気タービンに比べればその達成率は低く、また、燃料電池の理論値などに比較してもポテンシャルが低いと言わざるを得ない。しかし、ここでは考慮しなかった利便性の高い蒸気による熱回収の改善を進めることで、さらに高いエクセルギー効率が期待されるなど、まだまだ改善の余地はある。

表3 CGTを用いたCGSの年間潜在需要量⁹⁾

建物種別	① 建物規模(延床面積)(m ²)	② 建物数(件/年)	③ 一件あたりの平均面積(m ²)	④(注) 平均発電容量(kW)	②×④ 潜在需要量(kW/年)
ホテル	3,000~9,999	150	6,300	270	40,500
	10,000~	15	25,600	810	12,150
病院	3,000~9,999	220	5,500	135	29,700
	10,000~	20	22,300	540	10,800
事務所	3,000~9,999	410	5,200	—	—
	10,000~	65	23,400	270	17,550
店舗	3,000~9,999	200	6,300	270	54,000
	10,000~	35	25,800	540	18,900

(注) 5,000m²対象建物のCGT単機容量: 電気出力 135kW 124,200
 135kW級 124,200(kW/年) → 920台/年 +59,400
 270kW級 59,400(kW/年) → 220台/年 183,600
 (kW/年)

表4 金属ガスタービンを用いたCGSの省エネルギー性と経済性⁹⁾

建物種別	建物規模(m ²)	発電容量(kW)	省エネルギー性(%)	単純投資回収年数(年)	備考(注)
ホテル	66,599	1,000	6.96	2.45	1,000kW×1台
店舗	95,701	3,000	-0.32	5.39	1,000kW×3台

(注) 買電併用(熱電バランス追従運転)

3. CGTを用いたCGSの普及可能性と開発効果

3.1 普及可能性の検討

経済性計算の結果、単純投資回収年数5年以下の建物については、CGTを用いたCGSの潜在市場があるものとして年間潜在需要量を算定したものが、表3⁹⁾である。表3においては、建築着工統計から各業種別の面積規模別年間着工数及び一件当たりの平均面積を推定し、②、③に示す。CGTを用いたCGSの潜在需要は、現在より10年後を対象としているが、建築の着工動向(新築及び増改築)は現在と同水準とした。現在の着工数等は近年7年間のうち、最大と最小を削除した5年平均値として求めた。なお、CGTの導入先として最も効果が高い業種の一つであるホテルは資料がないため、「事業所統計」データ等からストック量を推定し、そのうちの $\frac{1}{25}$ がフロー量になると仮定した(25年程度で設備更新されるとみなす)。各業種のうち、事務所については大規模施設である10,000m²以上のクラスについて、また、店舗については3,000m²以上の規模についてそれぞれ経済性が成立つ可能性があったとした。ホテル、病院は年間を通した熱需要が見込め、これまでの検討結果から5,000~10,000m²規模でもCGSの効果が十分予想され、また電源容量は100~300kW程度であるが、3,000~5,000m²規模も可能性があったとした。

表3の平均発電容量④は施設が必要とする電源容量をすべてCGSで賄うとした場合の推定値である。実

際には買電を併用し、一部をCGSとする場合に初めて経済性が成り立つ場合が多いと考えられる。

これらの手順から、CGTの潜在需要量を推定すると、軸出力300kW(電気出力270kW)クラスの民生用建物向けCGTは年間59,400kW(年間220台)、軸出力150kW(電気出力135kW)クラスの民生用建物向けCGTは年間124,200kW(年間920台)の合計183,600kW/年程度の潜在需要量が見込まれる。ただし、これは設定条件で示したように、かなり大きめの数値であり、業務用施設における潜在需要量の考えうる上限値といえよう。

在来システムとCGSの年間一次エネルギー消費量の差の計算結果と表3に示す年間潜在需要量との積としてCGTを用いたCGSによる灯油換算(8,900kcal/1)エネルギー節約量は軸出力300kW級で約14,651kl/年、軸出力150kW級で約20,520kl/年であり、合計で35,171kl/年となる(3.2及び表5)。

なお参考のために、(社)日本機械工業連合会及び(社)日本産業機械工業会が実施した「省エネルギー技術の応用によるエネルギー高効率利用の調査研究」⁹⁾による金属ガスタービン(GT)を用いた民生用建物向け(ホテル、店舗を対象)CGSの省エネルギー性及び経済性を表4に示す。表4より、CGT(セラミックガスタービン)はGT(金属ガスタービン)に比べ、高効率であるためCGSの省エネルギー性は10%以上向上することがわかる。

表5 CGTを用いたCGSの省エネルギー性⁸⁾

建物 種別	① 建物規模(延床面積)(m ²)	② 建物数(件/年)	一次消費エネルギー量(Gcal/年)		年間節約エネルギー量(Gcal/年)	
			③従来方式	④CGS方式	(③-④)×②	灯油換算(kl)
ホテル	3000~9999	150	3716	3105	91650	
	10000~	15	14864	12275	38835	
病院	3000~9999	220	2717	2688	6380	
	10000~	20	10872	10029	16860	
事務所	3000~9999	410		8680	33540	
	10000~	65	9196			
店舗	3000~9999	200	3904	3481	84600	
	10000~	35	15614	14438	41160	
合 計	3000~9999				182630	20520
	10000~				130395	14651
					313025	35171

(注)・CGTを用いたCGSの効果算定結果及び表3から試算

・3000~9999m²(平均5000m²程度)用のCGTは、軸出力150kW(電気出力135kW)と仮定

3.2 省エネルギー効果の試算

新しいエンジン導入に伴う使用燃料に係わる省エネルギー効果の評価にあたって、ここでは直接エンジンが消費する燃料の低減量を対象とする。エンジンの燃料消費量に関しては、エンジン効率についてCGTを従来のディーゼル機関及びガソリン機関と比較して、CGTの目標効率の水準は、ディーゼル機関に対して約15%高く、また、ガソリン機関に対して約30%高い。したがって、この分、CGTは従来のエンジンに対して燃料消費量の低減をもたらすことが可能である。

コージェネレーション用にCGTが導入された場合のエネルギー削減量を以下の手順により算出した。CGTの省エネルギー効果は、導入対象施設において1年間に発生するエネルギー負荷に対し、CGTと従来システムで消費する一次換算エネルギー量を比較することにより把握できる。

CGTを用いたCGSの年間潜在需要量(表3)とCGTを用いたCGSの効果算定結果を用いると、表5⁸⁾に示すように年間31万Gcal(灯油換算年間3.5万kl)の節約を図ることができる。CGTが開発され、CGTのCGS利用が促進され10年目には灯油換算で年間約35万klの石油が節約できることになる。

4. 結 言

本研究は、CGTを用いたCGSのエクセルギー解析を行い、さらに普及可能性と開発効果について検討したものである。それらの結果を要約して、次のような結論を得た。

(1) 熱量評価とエクセルギー評価を比較すると、エ

クセルギー試算においては燃焼器と熱交換器での損失が大きく、さらにボイラへの供給量は低く算定されるために、エクセルギー効率は熱量効率よりも低目に評価される。

(2) CGTと金属ガスタービンの効率を比較すると、CGTでは正味の軸出力(発電)の増加が寄与するために、エクセルギー効率は大幅に上昇する。

(3) 本システムをホテル、病院、事務所ならびに店舗に導入し、省エネルギー性及び経済性を試算した結果、発電規模が小さいと経済的に有利な場合があり、潜在市場があるものと考えられる。

参 考 文 献

- (社)日本ファインセラミックス協会;セラミックガスタービン調査研究報告書(1988).
- Honjo, K., Hashimoto, R., Ogiyama, H.; Current Status of 300 kW Industrial Ceramic Gas Turbine R&D in Japan, Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power, Vol.115 (1993), 51~57.
- 田村茂; コージェネレーション用セラミックガスタービンの研究開発, エネルギー・資源, 18巻, 1号, (1997), 77~84.
- 石谷清幹; 熱管理士教本(エクセルギーによるエネルギーの評価と管理)(1977), 共立出版.
- 佐藤豪; ガスタービンサイクル論(1972), 山海堂.
- 日本機械学会; 蒸気表 第4版(1980).
- 福江一郎; 高効率発電システムの開発動向, エネルギー・資源, 12巻, 3号(1991), 1~4.
- 新エネルギー総合開発機構; セラミックガスタービン(CGT)の開発効果に関する調査(1988).
- (社)日本機械工業連合会・(社)日本産業機械工業会; 省エネルギー技術の応用によるエネルギー高効率利用の調査研究(1984).