

■ 技術報告 ■

コージェネレーションシステムの エクセルギーによる評価

Exergetic Estimation of Cogeneration System

藤井 照重*・太田 淳一**・蔣 安衆***
Terushige Fujii Junichi Ohta Jiang An Zhong

1. 緒言

我国ではここ数年、一次エネルギーから連続的に電気（動力）、熱（蒸気）の二次エネルギーを発生するコージェネレーションシステムが注目をあびている。すなわち、ガスタービン、ガスエンジン、ディーゼルエンジン等によって発電を行うと共に、その排熱を利用して給湯等の熱需要に応えるもので、民間用として空港、ホテル、病院、スーパーマーケット、ビルなど消費地密着型の分散型電源の一つとして多く用いられつつある。これらは、従来産業用自家発電設備、寒冷地の暖房システム、コンビナート設備などに用いられている熱併給発電と同じ形態に属するが、特に石油ショック以後の省エネルギー推進をふまえ、コミュニティ発電⁹⁾等から現在一般にコージェネレーションの名で呼ばれている。その基本理念は、石炭、石油、LNGなど良質の一次エネルギー源を温度の低い二次エネルギー源へ直接使用するのではなく、温度レベルに見合った段階的な使い方をしていこうとするエネルギーの質を考慮した考え方にある。一方、コージェネレーションシステム全体の熱効率は80%近く達し、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。従来、このエクセルギーによる各種プラントへの検討は我国では田中、石谷、信沢、松永ら^{1)~4)}によってなされ、各種プラントの熱量効率とエクセルギー効率の違いについて明らかにされている。また、外国でもコージェネレーションシステムに対するこの種の試算例が幾つ

か発表^{6)~9)}されている。

ここでは、今後のシステム評価の参考とするためにコージェネレーションシステムの一般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示す。次に実際例として、外部燃焼ガスタービンのコージェネレーションシステム⁷⁾を取り上げ、その性能特性について、圧力比、初温度などの因子による影響についてエクセルギーを用いて検討し、熱量効率試算の場合との違いについて明かにする。

2. コージェネレーションシステムの解析

2.1 システムの熱量効率とエクセルギー効率

電力（動力）と熱（蒸気）を供給するコージェネレーションシステムを、図-1に示す様に一次エネルギー源からの〈熱変換部〉と〈動力・熱発生部〉に分けて考える¹⁰⁾。〈熱変換部〉はボイラ等に相等するもので、燃料の有する化学エネルギー（ Q_0 、 E_0 ）の内、熱量 Q_i （エクセルギー E_i ）を〈動力・熱発生部〉の作動流体へ熱輸送するもので、その排熱量を Q_L （エクセルギー E_L ）とする。次に、〈動力・熱発生部〉ではその入熱量 Q_i （エクセルギー E_i ）を利用して動力 W を取り出し、熱量 Q_u （エクセルギー E_u ）を外部へ有効に利用し、外界への放熱量を Q_E （ E_E ）とする。

システム全体の熱量試算による効率 $\bar{\eta}_q$ は、次式の様に表示される。

$$\begin{aligned}\bar{\eta}_q &= (W + Q_u) / Q_0 = \eta_{H,q} (W + Q_u) / Q_i \\ &= \eta_{H,q} (Q_i - Q_E) / Q_i = \eta_{H,q} (1 - Q_E / Q_i) \quad (1) \\ &< \eta_{H,q}\end{aligned}$$

ここで、〈熱変換部〉の熱量効率 $\eta_{H,q} = Q_i / Q_0$ である。

次に、エクセルギー試算による効率 $\bar{\eta}_E$ は、

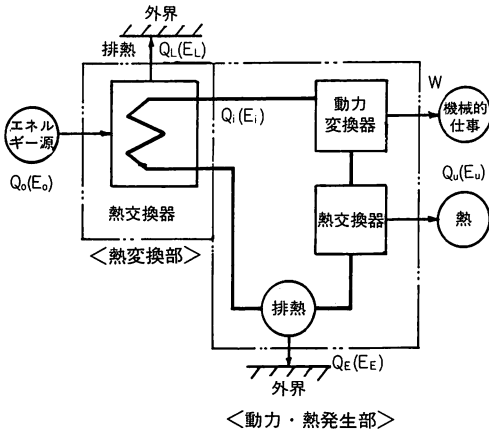
$$\begin{aligned}\bar{\eta}_E &= (W + E_u) / E_0 = \eta_{H,E} (W + E_u) / E_i \\ &= \eta_{H,E} \{E_i - E_E - (LW)_{L,L}\} / E_i\end{aligned}$$

* 神戸大学工学部機械工学科教授

** 神戸大学工学部機械工学科助手

*** 中国東北電力学院助教授 現在中国派遣研究生

〒657 神戸市灘区六甲台町



注、図中()は熱量に対するエクセルギー値を示す。

図-1 コージェネレーションシステム

$$= \eta_{H,E} \{ 1 - E_e/E_i - (LW)_H/E_i \} \quad (2)$$

< $\eta_{H,E}$ >

ここで、<熱変換部>のエクセルギー効率 $\eta_{H,E} = E_i/E_0$ であり、添字 I, II は各々<熱変換部>、<動力・熱発生部>を意味する。

従って、コージェネレーションシステムの熱量効率 $\bar{\eta}_q$ は、タービン排気の蒸気(熱)が復水器等に排棄されず、工場等で全量有効に利用されたとする場合には式(1)において、 $Q_e \div 0$ から<熱変換部>の熱量効率 $\eta_{H,Q}$ に等しくなる ($\bar{\eta}_q \rightarrow \eta_{H,Q}$)。

一方、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、システムで非可逆損失 (LW) が小さく、動力変換器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(2)において $(LW)_H \div 0$ 、 $E_e \div 0$ から、 $\bar{\eta}_E \div \eta_{H,E}$ となる。結局、システムの各効率 $\bar{\eta}_q$ 、 $\bar{\eta}_E$ は理想的にはボイラー等の<熱変換部>の効率 $\eta_{H,Q}$ 、 $\eta_{H,E}$ に漸近していくと結論出来る。

2.2 熱量とエクセルギー効率 $\bar{\eta}_q$ 、 $\bar{\eta}_E$ 間の関係

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

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_E &= \frac{W + E_u}{E_0} = \frac{Q_0}{E_0} \cdot \frac{W + E_u}{Q_0} \\ &= \frac{Q_0}{E_0} \cdot \frac{W + Q_u}{Q_0} \cdot \frac{W + E_u}{W + Q_u} \\ &= \frac{Q_0}{E_0} \cdot \bar{\eta}_q \cdot \left(\frac{W}{Q_u} \right) + \left(\frac{E_u}{Q_u} \right) \\ &= \left(\frac{1}{\lambda_0} \right) \cdot \bar{\eta}_q \cdot \frac{R_{PH} + \lambda_u}{R_{PH} + 1} \\ &= \bar{\eta}_q \cdot \left(\frac{\phi}{\lambda_0} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

ここで、 ϕ は各効率間の関係を定める係数で $\phi = (R_{PH}$

+ λ_u)/($R_{PH} + 1$)、 λ は $\lambda = \text{エクセルギー} / \text{熱量} = \text{有効比}^{(2)}$ 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、 $R_{PH} = W/Q_u = \text{出力} / (\text{プロセス熱量})$ である。

即ち、式(3)からエクセルギー効率 $\bar{\eta}_E$ は熱量効率 $\bar{\eta}_q$ の (ϕ/λ_0) 倍で表される。

一般に燃料の化学エクセルギーは $R_{ant}^{(5)}$ によると、次の近似式で表される。

$$\begin{aligned} \text{気体燃料 } E_0 &= 0.95 H_h \cdot 1 \\ \text{液体燃料 } E_0 &= 0.975 H_h \\ \text{固体燃料 } E_0 &= H_i + L \cdot W \end{aligned} \quad (4)$$

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

従って、化石燃料の有するエクセルギーを熱料の低発熱量 H_i にほぼ等しいとみなすと、 $E_0 \approx Q_0$ となる。よって、 $\lambda_0 = E_0/Q_0 \approx 1$ から $\bar{\eta}_E \approx \bar{\eta}_q \cdot \phi$ となり、 $\bar{\eta}_E$ は $\bar{\eta}_q$ の ϕ 倍に等しい。ここで、 ϕ の値を R_{PH} 、 λ_u の各値に対して図-2に示す。 R_{PH} 、 λ_u 値の大きい程、 ϕ の値は大きく、最大値は1である。一方、熱併給を伴わない場合には、 $Q_u = E_u = 0$ から、 $\phi = 1$ すなわち、 $\bar{\eta}_E \approx \bar{\eta}_q$ の関係が成立する。

また、ボイラー等の<熱変換部>のエクセルギー効率 $\eta_{H,E}$ は前述の $\lambda_0 \approx 1$ から、

$$\eta_{H,E} = E_i/E_0 = \eta_{H,Q} \cdot E_i/Q_i = \eta_{H,Q} \cdot \lambda_i \quad (5)^*$$

ここで、<熱変換部>の各効率 $\eta_{H,E}$ 、 $\eta_{H,Q}$ 間の大小を明らかにするために、流体が水(水蒸気)の場合に対して、ある初期状態—圧力 (P_i)、温度 (T_i)—から同一圧力の20℃または100℃までの有効比 ($\lambda_i = \text{エクセルギー} / \text{熱量}$) の値を外界基準状態が大気圧、20℃として計算して図-3に示す。図中、実線が20℃まで、破線が100℃までの場合の水、蒸気の有効比 λ_i を表す。例えば、1 MPa一定で20℃までの場合には各初期温度に対して図中太実線で示す値をとり、水100℃、飽和液 (179.88℃)、乾き飽和蒸気 (179.88℃)、過熱蒸気800℃に対する有効比 λ_i は各々0.116、0.203、0.315、0.409の値をとる。すなわち、温度の上昇と共に λ_i 値は増加し、圧力の高い程大きくなる。ここで、

* 1 2原子以上の炭素を含む炭化水素のみに適用可能。
* 2 作動流体の受熱側平均温度を T_m とすると、 $E_i = Q_i (1 - T_0/T_m)$ から、 $\eta_{H,E} = \eta_{H,Q} (1 - T_0/T_m)$ すなわち、 $\eta_{H,E}$ は $\eta_{H,Q}$ に T_m を上限の温度とするカルノー効率を乗じたものに等しく、受熱側平均温度の向上が<熱変換部>のエクセルギー効率改善の重要な点となる。

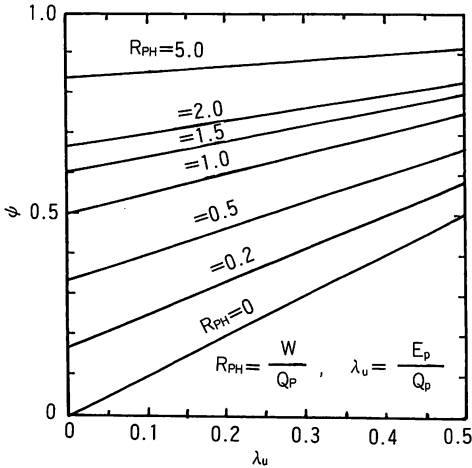


図-2 φの値

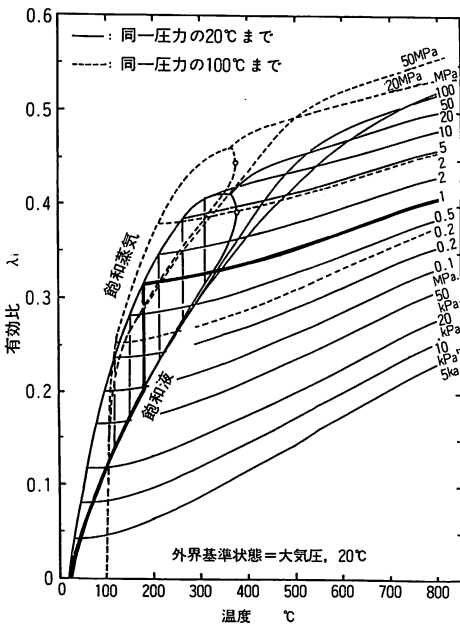


図-3 水の有効比λ_i

例えば最近の一般のガスタービンコージェネレーションシステムの圧力、温度範囲を0.8~2 MPa, 700~1000℃とすると、図よりλ_i=0.3~0.5の値をとる。従って、式(5)から<熱変換部>の熱効率η_{H,Q}=0.85の場合にも、λ_i=0.3~0.5から<熱変換部>のエクセルギー効率はη_{H,E}=η_{H,Q}・λ_i=0.85×(0.3~0.5)=25~43%とη_{H,Q}=0.85に比べて極端に低くなることが明かとなる。この様に、ボイラ等<熱変換部>におけるエクセルギー効率が熱効率η_{H,Q}に比べて極端に低いので、システムのエクセルギー効率も熱効率に比べて極端に低くなる。即ちコージェネレーションシステムのη_Eはη_Qの様には大きな値をとらないと結論づけられ

る。

コージェネレーションシステムに対する熱量及びエクセルギーの上記一般関係式を基に、以下では簡単なガスタービンコージェネレーションシステムの場合について、熱量、エクセルギー試算をおこない両者の相違について検討する。

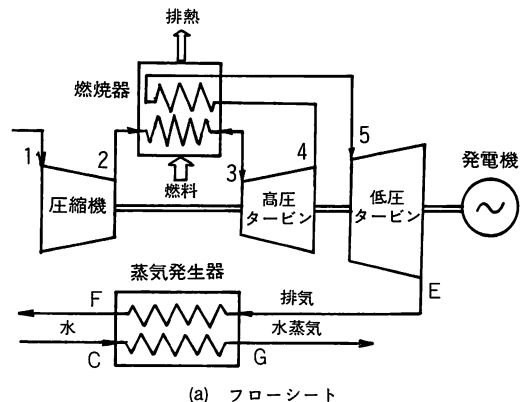
3. 空気タービンコージェネレーションシステムの性能解析

石炭や他の低コスト燃料使用の観点から、図-4(a)にそのフローシートを示す間接燃焼ガス(空気)タービンコージェネレーションシステムを取り上げ、その性能特性について検討する*3。ここで、図-4(a)中の(1)燃焼器、(2)タービン・圧縮機、(3)蒸気発生器は前図-1の<熱変換部>(1)、<動力・熱発生部>の動力変換器(2)、そして熱交換器(3)に各々対応する。またその比較のために従来の単独の中間冷却再生ガスタービンサイクルを考える。仮定として、作動流体を理想気体として取り扱うが、更に(1)再熱温度、中間冷却温度は各々最高温度T₃(T_{max})、最低温度T₁(T_{min})に等しい、(2)各段のタービン、圧縮機効率η_T、η_Cはそれぞれ同一とする。

3.1 熱効率η_Q

コージェネレーションシステムの熱効率η_Qと出力プロセス熱量比R_{PH}は、各々次式で表される。

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_Q &= (W_{\text{net}} + Q_u) / (Q_i / \eta_{H,Q}) & (6) \\ &= \eta_{H,Q} (\bar{\eta}_{th} + Q_u / Q_i) \end{aligned}$$



(a) フローシート
図-4 ガスタービンコージェネレーションシステム (外部燃焼)

*3 ガスタービンとランキンサイクルを組み合わせたコンビナンドサイクルに対してもランキンサイクルへの供給熱量をこのプロセス熱量と考えれば、以下の解析が適用出来る。

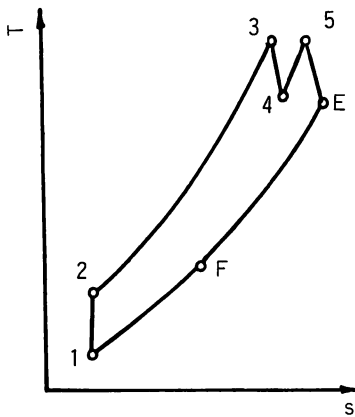
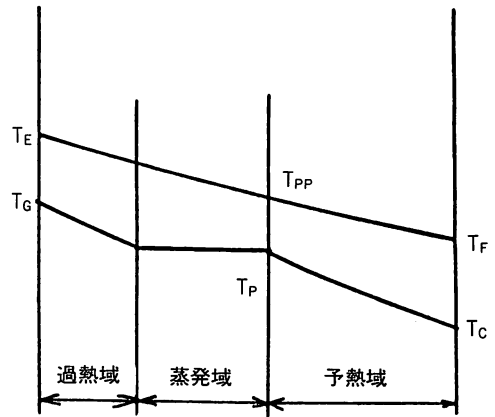


図-4 (b) T-s線図



(c) 蒸気発生器の温度分布

$$R_{PH} = W_{net}/Q_u \quad (7)$$

ここで、 W_{net} はN段再熱の場合の正味出力 $W_{net} = W_T - W_C$ であり、 Q_u は蒸気発生器におけるプロセスヒート、 Q_i はシステムへの熱入力値である。また、 $\bar{\eta}_u$ はガスタービン単独のサイクル効率（熱量効率）である⁽⁹⁾。

3.2 エクセルギー効率 $\bar{\eta}_E$

コージェネレーションシステムのエクセルギー効率 $\bar{\eta}_E$ は、式(3)から、

$$\bar{\eta}_E = \frac{Q_u}{E_o \bar{\eta}_{H,Q}} \cdot \bar{\eta}_q \cdot \frac{R_{PH} + (E_u/Q_u)}{R_{PH} + 1} \quad (8)$$

ここで、 E_o は燃料のエクセルギー、 $E_u/Q_u = 1 - T_o (s_G - s_C)/(h_G - h_C)$ である。

次に、ガスタービン単独のエクセルギー効率は、上式(8)において $E_u = Q_u = 0$ から $\bar{\eta}_E = \bar{\eta}_q \cdot Q_i/(E_o \cdot \bar{\eta}_{H,Q}) \equiv \bar{\eta}_q = \eta_{H,Q} \cdot \bar{\eta}_u$ ($\eta_{H,Q}$: 燃焼器熱効率)で表される。

3.3 原因別損失分析

エクセルギーバランスによって効率悪化に対する原因別の損失分析を行う⁽¹⁾。コージェネレーションシステムにおいてガスタービン単位質量流量 (m_1) 当りのエクセルギー損失の算出式について記す。

まず、燃焼器における非可逆損失 LW_H は、前節2.2で述べた様に低発熱量を燃料のエクセルギーに等しいと仮定すると、

$$\begin{aligned} LW_H &= (Q_{in}/\eta_{H,Q}) - Q_{in} + T_o \Delta s \\ &= Q_{in} \left(\frac{1}{\eta_{H,Q}} - 1 \right) + C_p T_o \ell n \frac{\tau}{\{1 + (\pi_c^a - 1)/\eta_c\} \{1 - \eta_\tau(1 - \eta_\tau)(1 - \pi_\tau^a)\}^N} \\ &\quad - RT_o \ln(\beta_H \beta_R^N) \end{aligned} \quad (9)$$

タービン・圧縮機における損失は、

$$LW_T = (N + 1) T_o [C_p \ell n \{1 - \eta_\tau(1 - \pi_\tau^a)\} + R \ell n \pi_\tau] \quad (10)$$

$$LW_C = C_p T_o \ell n \{1 + (\pi_c^a - 1)/\eta_c\} - RT_o \ell n \pi_c \quad (11)$$

プロセスヒートの蒸気発生器に対する損失は、各作動流体の質量流量比 $m = m_2/m_1 = C_p(T_E - T_F)/(h_G - h_C)$ から

$$LW_P = m T_o (s_G - s_C) - T_o \{c_p \ell n (T_E/T_F) - R \ell n (P_E/P_F)\} \quad (12)$$

プロセスヒート出口の未利用の排棄エクセルギーは、圧力を一定として、次式で表される。

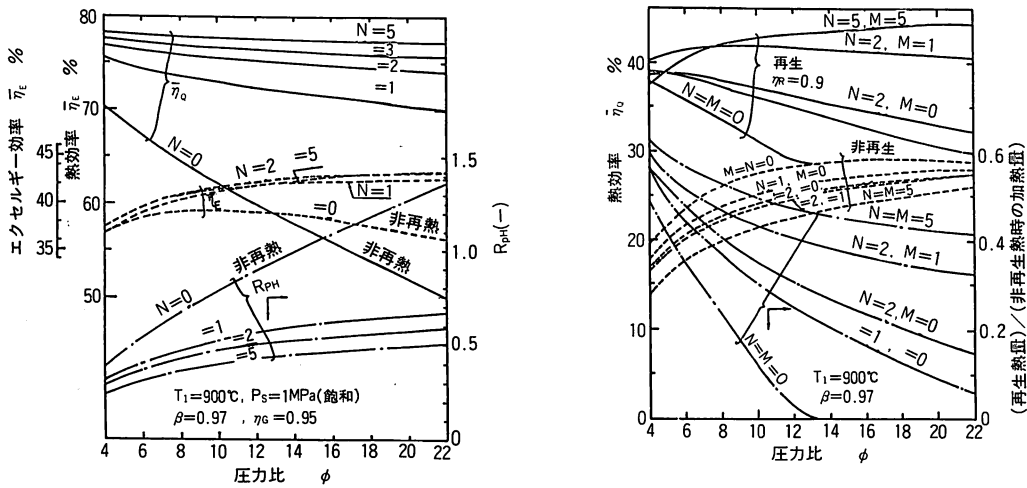
$$E_F = c_p \{T_F - T_o - T_o \ell n (T_F/T_o)\} \quad (13)$$

4. 計算結果

上記式を用いて空気タービンコージェネレーションシステムの各種計算を行った。条件としては $\eta_{H,Q} = 0.85$ 、 $\eta_\tau = \eta_c = 0.9$ 、 $T_C = 100^\circ\text{C}$ 、ピンチポイント温度差 ($T_{pp} - T_p$) = 20°C 、 $T_1 = 20^\circ\text{C}$ と一定とし、ヒータ、再熱器、蒸気発生器の各圧力損失率 β_H 、 β_R 、 β_G (ここで、 $\beta = P_{出口}/P_{入口}$)は同一として β で表す。また、エクセルギー計算による外界基準状態は大気圧、 20°C とし、圧縮機の入口状態に等しいとする。

4.1 圧力比、再熱段数の影響

$T_{max} = 900^\circ\text{C}$ 一定においてコージェネレーションシステムの各効率 $\bar{\eta}_q$ 、 $\bar{\eta}_E$ と R_{PH} (出力/熱量比)の値を圧力比 ϕ 、再熱段数Nに対して図-5(a)に示す。但し、プロセス熱量を1MPaの乾き飽和蒸気発生に利用した場合で各圧力損失率は $\beta = 0.97$ 一定である。また、表1には同条件の場合の $\phi = 14$ と24の時の計算結果を示す。これより、図中、実線で示す熱量効率 $\bar{\eta}_q$



(a) コージェネレーションシステムの各熱効率と R_{PH} (b) ガスタービン単独システム

図-5 コージェネレーションシステムとガスタービンシステム

は $N = 0$ の非再熱から再熱段数の増加と共に80%近くまで増加していく。但し、 N による $\bar{\eta}_q$ の増加の割合は次第に小さくなっていく。一方、破線で示すエクセルギー効率 $\bar{\eta}_e$ は40%程度で、 $N = 0$ を除くと圧力比 ϕ の増加と共に上昇していく。すなわち、 $T_{max} =$

900°C一定に対して ϕ の増加と共に W_{net} は増大するが、排気温度 T_e の減少からプロセス熱量が大きく減少し、 $\bar{\eta}_q$ はわずかに減少していく。一方、エクセルギー試算では W_{net} の増加に比べて T_F の増大の影響は小さいので、 ϕ の増加と共に $\bar{\eta}_e$ は増大していく(表1参照)。 R_{PH} (図中、一点鎖線)は $N = 0$ を除くと0.3~0.7の値をとり、 ϕ の増大と共に出力が増し、プロセス熱量が減少していくので、その値は増加していく。

表1 熱量とエクセルギー計算例

項目	$\phi = 14$		$\phi = 24$		
	Q, E, W [kJ]/m ₁	%	Q, E, W [kJ]/m ₁	%	
熱 量	熱入力 Q_0	1296	100	1234	100
	W_C	367	28	482	39
	燃焼器熱損失 Q_L	194	15	185	15
	W_T	776	60	902	73
	プロセス熱量 Q_P	602	46	524	42
	未利用排棄熱損失 Q_E	87	7	105	9
	$\bar{\eta}_q$ %	78.2		76.5	
エクセルギー	入力 E_0	1296	100	1234	100
	正味出力 W_{net}	409	31	420	34
	利用プロセスエクセルギー	229	18	199	16
	燃焼器のLW LW_H	507	39	471	38
	LW_T	26	2	33	3
	LW_C	17	1	19	2
	LW_P	96	8	78	6
	未利用エクセルギー E_F	12	1	14	1
		$\bar{\eta}_e$ %	49.3		50.2
t_E %	C	711.8		649.0	
t_F %	C	108.5		124.7	

(条件: $T_1 = 1100^\circ\text{C}$, $P_s = 2 \text{ Mpa}$ (飽和), $N = 1$, $\beta = \eta_c = 1.0$)

それに対して、図-5(b)に示すガスタービン単独サイクルの場合には、図中、実線で示す $\bar{\eta}_q$ は40%程度に減少し、 $\bar{\eta}_e$ に対しては、前節2.2で示した様に $Q_0 = E_0$ とみなすと $\bar{\eta}_q$ に等しい。従って、図-5(a), (b)における $\bar{\eta}_q$ の値は大きく異なり、コージェネレーションシステムの優位性が大きくクローズアップされるが、 $\bar{\eta}_e$ に対してはほぼ同様の値を示すことが明かとなる。すなわち、エクセルギー効率試算では、再生ガスタービンサイクルの場合と余り変わらぬ事になるが、これはタービン排ガスの熱量を外部熱源又は内部再生用熱源として共に有効利用しているという事で当然の結果と考えられる。むしろ、熱量効率試算での効率の定義の仕方によって差が出てきたものと考えられる⁴⁾。

4.2 初温度の影響

$P_s = 1 \text{ MPa}$ 飽和, $\phi = 14$, $N = 1$, $\beta = 0.97$ の条件の下でコージェネレーションシステムに及ぼす初温度の影響について図-6に示す。初温度の増加に対して W_{net} の増加は著しく、タービン排気温度の増加から

* 4 供給熱量を熱量効率の分母から引くか、分子に加算するかの違い。

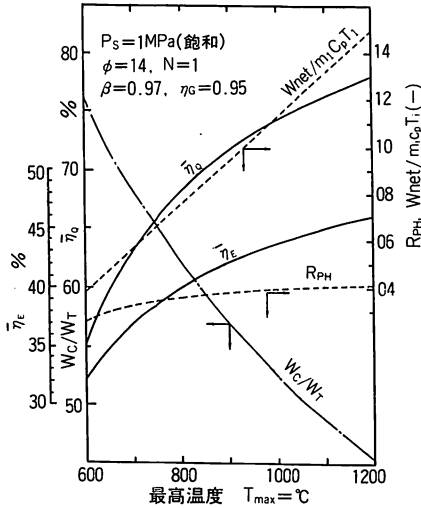


図-6 最高温度 T_{max} の影響

プロセス熱量も増加するので、各効率増加の割合は非常に大きい。例えば800°Cから1200°Cに対して $\bar{\eta}_q$ は68%から78%と10%、 $\bar{\eta}_e$ も58%~63%と5%増加することが分る。一方、 R_{PH} に対しては W_{net} の増加と共にプロセス熱量も増大するので、その影響は小さい。

4.3 圧力損失の影響

$\beta = \beta_H = \beta_R = \beta_G = P_{出口} / P_{入口} = 0.95, 0.97$ に対する結果を図-7に示す。 $\bar{\eta}_q$ にはその差はみられないが、 $\bar{\eta}_e$ 試算では非可逆損失の増加から1%程度の差が生じる。

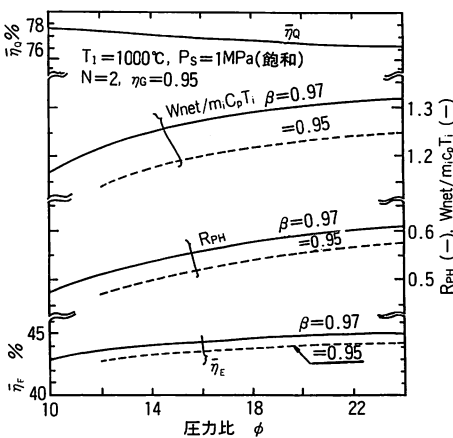
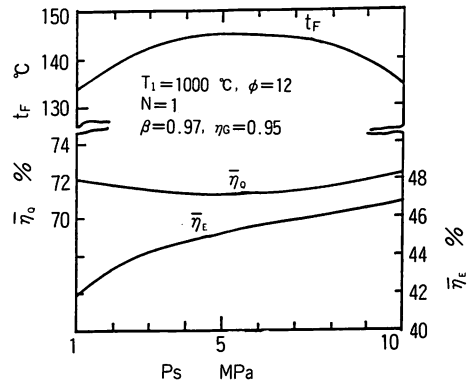


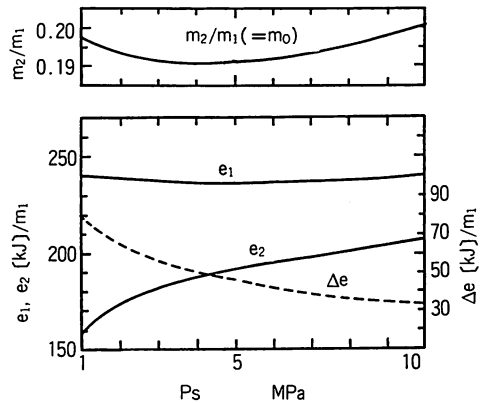
図-7 圧力損失の影響

4.4 外部蒸気圧力の影響

$T_{max} = 1000^\circ\text{C}$, $\phi = 12$ の条件下で、外部蒸気圧力を1~10MPa(但し、蒸気発生器出口はその圧力の



(a) η_e, η_q と t_F の関係



(b) 流量比とエクセルギー(蒸気発生器)

図-8 外部蒸気圧力の影響

乾き飽和蒸気とする)まで変化させた時の影響を図-8(a), (b)に示す。これより空気出口温度 t_F の凸型分布に対して $\bar{\eta}_q$ は逆の凹型分布を示す。 $\bar{\eta}_e$ は P_s の増加と共にプロセス用の蒸気発生器の非可逆損失差 Δe が減少

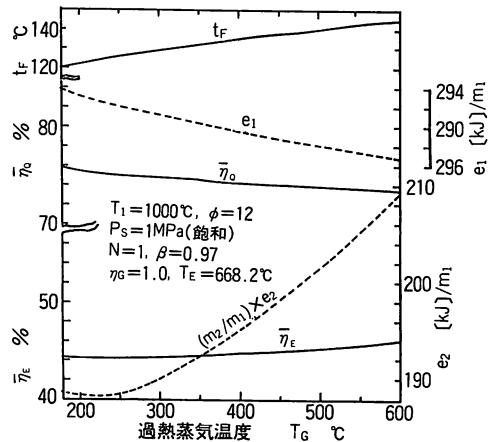
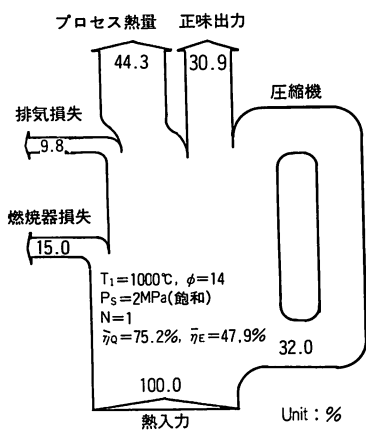
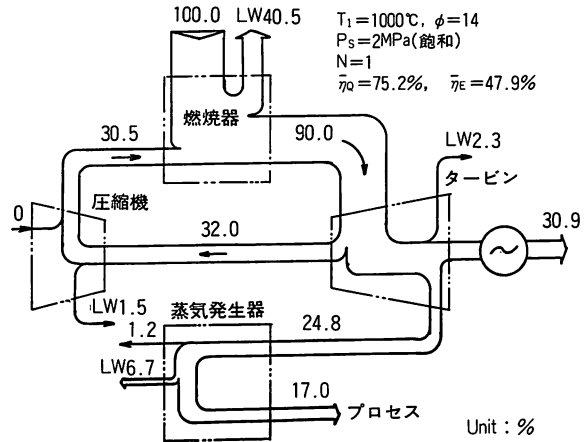


図-9 外部過熱蒸気温度の影響



(a) 熱量流れ図



(b) エクセルギー流れ図

図-10 流れ線図

していく (図-8(b)参照) ので増加していく。

4.5 外部過熱蒸気温度の影響

$T_{max}=1000^{\circ}\text{C}$, $\phi=12$, $P_s=1\text{MPa}$ の下で蒸気発生器の外部出口温度 T_c を $P_s=1\text{MPa}$ の飽和温度 (179°C) から過熱蒸気である 600°C 迄あげた時の影響を図-9に示す。 T_c の増加に対して空気出口温度 T_f の増加から $\bar{\eta}_q$ はわずかに減少していく。一方, $\bar{\eta}_e$ は蒸気発生器の非可逆損失の減少 (図中破線 e_1 と $(m_2/m_1) \times e_2$ の差) からわずかに増大していく。

4.6 流れ線図

システムの熱量とエクセルギーの流れ線図を図-10(a), (b)に示す。これよりエクセルギー試算では投入エクセルギーに対して40%近くが燃焼器で非可逆損失として散逸するのに対して, 熱量的には15%である。更にプロセス用に対して, 熱量では投入熱量44.3%の評価に対してエクセルギーでは投入エクセルギーの17%と評価が低くなり, 熱量効率 $\bar{\eta}_q=75.2\%$ に対してエクセルギー効率 $\bar{\eta}_e=47.9\%$ と評価できる。

5. 結論

コージェネレーションシステムにおいて従来の熱量効率と, 熱力学第二法則に基づいたエクセルギー効率との関係について検討した。更に, ガスタービン廃棄の熱を外部に利用するコージェネレーションシステムに対してエクセルギー解析を行い, 効率比較を試みた。その結果を要約すると, 次のようである。

- 1) コージェネレーションシステムの熱量効率とエクセルギー効率はそれぞれボイラー等の<熱変換部>の熱量, エクセルギー効率の値に漸近していく。

- 2) 熱量効率とエクセルギー効率との関係は式(3)で表される。
- 3) 熱量評価とエクセルギー評価を比べると, 低温側の熱を併給するコージェネレーションシステムでは特にその差が顕著となる。
- 4) 本再熱コージェネレーションシステムの熱量効率とエクセルギー効率はそれぞれ圧力比 ϕ に対して異なった傾向を示す。すなわち, 圧力比 ϕ の増大に伴い, $\bar{\eta}_q$ は減少するが, $\bar{\eta}_e$ は増加する。
- 5) 圧力損失の影響は, $\bar{\eta}_q$ では殆んど生じないが, $\bar{\eta}_e$ 評価ではその影響が大きい。
- 6) エクセルギー評価を行う場合にも, 使用目的に応じたトータルの比較評価が望まれる。従って, 電力と熱の需要がある場合には, 別に単独に熱を供給する装置を設けるよりもコージェネレーションシステムの方がエクセルギー評価においても有利となる事は確かである。

参考文献

- (1) 石谷, 熱管理士教本 (1977), 共立出版。
- (2) 信沢, エクセルギー入門 (1980), オーム社。
- (3) 平田, Energy (1987-5), 30。
- (4) 松永, エクセルギーの基礎 (1983), パワー社。
- (5) Rant, Z., Allg, Warmetech, 10-172(1961)。
- (6) Lee, J. C., ASME. Paper No. 82-GT-196。
- (7) Huang, F. F. and Wang, Ling, Trans. ASME, 109 (1987-1), 16。
- (8) Baughn, J. W., Trans. ASME, 105 (1983), 816。
- (9) El-Masri, M. A., Trans, ASME, 107 (1985-10), 880。
- (10) 石谷ほか5名, 蒸気動力 (1989), コロナ社。
- (11) 佐藤, ガスタービンサイクル論 (1972), 山海堂。
- (12) 谷下, 工業熱力学基礎編 (1960), 裳華房。