コンバインド方式スーパーごみ発電システムの性能評価*

須 惠 元 彦^{*1}

A Performance Evaluation on Combined Waste-to-Energy Systems

Motohiko SUE^{*2}^{*2} Kawasaki Heavy Industries, Ltd., 1-1, Kawasaki-cho, Akashi, 673-8666 Japan

A thermal efficiency of heat engine systems is generally evaluated as the ratio of the available net work to be taken out from the system to the fuel energy into it. In usual systems such as steam cycle or combined cycle, the evaluation stated above is reasonable one. However, in Waste-to-Energy systems to be combined with gas turbine and steam turbine, which are named as Super-WTE in Japan, the evaluations to be usually used are not always reasonable one. Author has newly defined the ratio of the power increase to the inputted gas turbine fuel energy as repowering efficiency. In this paper, the reason that the usually used thermal efficiency is not reasonable on evaluation of combined WTE system has mentioned and the relationships between the repowering efficiency versus gas turbine capacity and its pressure ratio have been studied.

Key Words: Waste-to-Energy System, Stacm-Turbine Cycle, Thermal Efficiency, Exergy, Combined Cycle, Repowering, Irreversibility

1. 緒言

熱機関の熱効率は、一般に「機関に投入される熱量に対する外部に有効に取り出された仕事の割合⁽¹⁾」として定義され、コンバインドサイクルパワープラント(以降、CCPP: Combined Cycle Power Plant)のような複数の原動機から成り立つシステムにおいても、この定義にしたがって表されている。

しかし、ごみ燃焼に伴う熱を廃熱ボイラ(以降、WHB: Waste Heat Boiler)により回収し、発生した蒸気をガスタービン(以降、GT: Gas Turbine)の排ガスでスーパーヒートして蒸気タービン(以降、ST: Steam Turbine)に送るシステム(わが国ではスーパーごみ発電と呼ばれる)を上記の熱効率で評価すると、GT容量が大きいほどその値は高くなる。これはごみ焼却廃熱のように高温の作動流体を作り出せない低質な燃料(以降、低品質燃料)とガスのような良質の燃料(以降、高品質燃料)とをそれらの発電量を基準にして算出した結果である。しかし、スーパーごみ

発電(以降、C・C-WTE: Combined Cycle Waste to Energy)システムのように高品質燃料と低品質燃料とを同時に投入するシステムを、投入される燃料の質を考慮せずに評価することは必ずしも正当な評価結果を招くとは限らない。

本論文において、まず、C・C-WTE システムの排熱回収ボイラ(以降、HRSG: Heat Recovery Steam Generator)内での不可逆性は通常の CCPP と異なり、GT への投入燃料量の増加に伴って大きくなることを考察した。つぎに使用する GT 容量と HRSG 内での伝熱による第二種損失⁽²⁾および C・C-WTE システムとしたことにより増加した復水器放出熱量との関係を求めた。つづいて、HRSG 入口における GT 排ガス熱量に対する ST 出力の割合、すなわちボトムリングシステムの熱効率は GT 容量の増加に伴って低下するが、GT システムとボトムリングシステムを含むコンバインドシステムとしての熱効率は逆に高くなることを明らかにした。最後に、C・C-WTE システムを中低温蒸気タービンプラントのリパワリングの視点から定義したリパワリング効率⁽³⁾⁽⁴⁾を用いて、GT 容量および GT 圧力比に対するリパワリング効率の関係を明らかにした。

* 原稿受付 1998 年 9 月 11 日。

^{*1} 正員、川崎重工業(株) (〒673-8666 明石市川崎町 1-1)。

E-mail: sue-kgt@corp.khi.co.jp

とする.

G	: 蒸気流量またはガス流量	kg/s
P	: GT または ST 発電出力	kW
P_{GT0}	: 最小 GT 容量	kW
ΔP_{ST}	: C・C-WTE による増加 ST 出力	kW
Q_{2nd}	: 伝熱による第二種損失	kW
Q_{ce}	: C・C-WTE の復水器放出熱量	kW
Q_{ce0}	: 従来方式ごみ発電復水器放出熱量	kW
ΔQ_{ce}	: C・C-WTE による復水器放出増加熱量	kW
Q_f	: GT 投入燃料の持つ熱量	kW
Q_{gi}	: GT 出口排ガス熱量	kW
Q_{HR}	: HRS G 収熱量	kW
Q_r	: WHB 内での水・蒸気への授熱量	kW
h	: 比エンタルピー	kJ/kg
m_0	: P_{GT0}/Q_r	—
n	: GT 容量比(= P_{GT}/P_{GT0})	—
p	: 圧力	MPa
q_{2nd}	: Q_{2nd}/Q_r	—
Δq_{ce}	: $\Delta Q_{ce}/Q_r$	—
s	: 比エントロピー	kJ/(kg・K)
t	: 温度	°C
η	: 効率	—
π	: GT 圧力比	—

添字

GT	: ガスタービン
ST	: 蒸気タービンシステム
ST0	: 従来方式ごみ発電
r	: WHB 発生蒸気

- (7) 発電機効率および GT、ST の機械効率をすべて 100%とし一定とする。
- (8) ST 出口圧力 $p_z=10\text{kPa}$ とする。
- (9) HRSG は高圧蒸発器のみの単圧式とし、追い焚きは行わないものとする。
- (10) HRSG 蒸発器入口給水のアプローチポイント温度差 $\Delta t_a: 0^\circ\text{C}$ 、ピンチポイント温度差 $\Delta t_p: 20^\circ\text{C}$ とする。
- (11) HRSG 過熱器出口におけるアプローチポイント温度差 (GT 排ガス温度 - HRSG 出口蒸気温度) $\Delta t_{sh}: 30^\circ\text{C}$ とする。
- (12) 給水ポンプ所要動力を 0 とし、これを無視する。

3.1 HRSG 内における不可逆性と復水器放出熱量

図 1 は C・C-WTE システムの概略フロー図である。ごみ焼却熱を回収する WHB から送られてくる流量 G_r 、圧力 p_r 、温度 t_r の蒸気 (以降、供給蒸気) は HRSG に送られ、HRSG 蒸発器で発生した蒸気と合流して GT 排ガスにより温度 t_{sh} までスーパーヒートされた後、ST に送られる。一方、ST からの蒸気は復水器で熱量 Q_{ce} を放出して復水となり、ポンプによって蒸発器発生蒸気量 G_{se} に相当する給水量が HRSG 節炭器へと送られ、残りが WHB へと送られる。

Fig.1 Schematic flow diagram of C.C- WTE system

図 2 は HRSG におけるガスと蒸気・水との熱交換の状態を表したものである。実線は GT 容量 P_{GT} が小さい場合、破線は P_{GT} が大きい場合を表す。 P_{GT} を大きくすれば GT 排ガス熱量 Q_{gi} が増加し、蒸発器発生蒸気量 G_{se} (飽和蒸気) は増加する。この結果、 G_r (過熱蒸気) に対する G_{se} の

- (1) WHB 内での授熱量 Q_r を一定とし、WHB 発生蒸気はすべて発電に使用されるものとする。
- (2) WHB 出口蒸気温度 t_r および WHB への給水温度 t_z を、それぞれ、 $t_r = 300^\circ\text{C}$ 、 $t_z = 45.8^\circ\text{C}$ (10kPa の飽和温度) とおき一定とする。
- (3) 配管、ボイラ伝熱管内での圧力損失、温度降下、機器における放熱等を見捨てる。
- (4) GT の圧縮機およびタービンのポリトロプ効率をそれぞれ 90%、85%、タービン入口温度 (TIT) を 1200°C とし、それらの値は容量にかかわらず一定とする。
- (5) 15°C 、0.1013MPa における空気の比エンタルピー h_{a0} を 0 とする。すなわち、GT 吸込空気の保有熱量を 0 とする。
- (6) ST 内部効率を 80% とし、ST 容量にかかわらず一定

Fig. 4 Incr'd condenser ex'st loss, heat trans. loss in HRSG

3.2 ボトミングシステムとコンバインドシステムの熱効率

図 1 の破線 b_2 で囲まれた系をボトミングシステムと定義すれば、ボトミングシステムへの入熱量は HRSG 入口における GT 排ガスの保有熱量 Q_{gi} と供給蒸気によって当システムに与えられる熱量(= WHB 内での授熱量) Q_r との和である。したがって、ボトミングシステムの熱効率 η_{BS} は次式(1)のように表される。

$$\eta_{BS} = (P_{ST0} + \Delta P_{ST}) / (Q_{gi} + Q_r) \quad \cdots \cdots (1)$$

ここに、 P_{ST0} : 従来方式ごみ発電システムの出力

ΔP_{ST} : C・C-WTE により増加した ST 出力

一方、図 1 の実線 b_1 で囲まれた GT を含んだ系(コンバインドシステム)への入熱は GT への投入燃料熱量 Q_f と WHB での授熱量 Q_r との和であるので、この b_1 で囲まれた系の熱効率は式(2)で表すことができる。

$$\eta_{CS} = (P_{GT} + P_{ST0} + \Delta P_{ST}) / (Q_f + Q_r) \quad \cdots \cdots (2)$$

また、 ΔP_{ST} は HRSG 収熱量 $Q_{HR} (= Q_{gi} - Q_{ge} = Q_{gi} \cdot \eta_{HR})$ から復水器放出熱量の増加量 $\Delta Q_{ce} (= Q_{ce} - Q_{ce0})$ を差し引いた値であり、 $P_{ST0} = Q_r \eta_{ST0}$ 、 $P_{GT} = Q_f \eta_{GT}$ 、 $Q_{gi} = Q_f (1 - \eta_{GT})$ であるので、これらの関係を式(1)、(2)に代入して整理すれば、それぞれ式(3)、(4)のように表すことができる。

$$\eta_{BS} = \frac{\eta_{ST0} + m_0 \cdot \eta_{HR} \cdot n(1 - \eta_{GT}) - \Delta q_{ce}}{n \cdot m_0(1 - \eta_{GT}) / \eta_{GT} + 1} \quad \cdots \cdots (3)$$

$$\eta_{CS} = \frac{\eta_{ST0} + m_0[n + \eta_{HR}(1 - \eta_{GT}) / \eta_{GT}] - \Delta q_{ce}}{n \cdot m_0 / \eta_{GT} - 1} \quad \cdots \cdots (4)$$

ここに、 $m_0 = P_{GT0} / Q_r$

η_{HR} : HRSG における熱回収率 $(= 1 - Q_{ge} / Q_{gi})$

表 1 は式(3)、(4)に含まれる従来方式ごみ発電システム熱効率 η_{ST0} であり、図 5 は単圧式 HRSG の η_{HR} を表したものである。

p_r	MPa	3	4	6
η_{ST0}	%	26.4	27.4	28.6

Fig. 5 HRSG heat recovery rate

図 5 から $n=1 \sim 10$ では n の増加とともに蒸発量 G_{se} が増加し、蒸発器・節炭器内での収熱量も大きくなり、 η_{HR} は増加していくが、 $n \geq 10$ となると、ほぼ η_{HR} は一定となることからわかる。しかし、通常火力 CCPP のような複圧式 HRSG の採用、あるいはボイラ給水加熱等により HRSG の熱回収量を増やせば、 $n=1 \sim 10$ の範囲においても η_{HR} の値を $n=10$ のそれに近い程度にすることは可能であると思える。

図 6 は表 1 の値、図 3、図 4 および図 5 から得られる m_0 、 Δq_{ce} および η_{HR} を式(3)、(4)に代入して式(1)、(2)で定義した η_{BS} および η_{CS} を求めた結果である。いずれの場合も、 n の増加につれてボトミングシステムの熱効率 η_{BS} は低下するが、逆にコンバインドシステムの熱効率 η_{CS} は高くなっていくことがわかる。このように GT 容量比 n を大きくする、すなわち GT 投入燃料熱量を増やすことにより、 η_{BS} が低下するにもかかわらず η_{CS} は高くなる。この η_{BS} の低下の状態は図 4 に示した $\Delta q_{ce}/n$ の増加状態に対応しており、HRSG 内での不可逆性がボトミングシステム熱効率 η_{SC} の低下の原因となっていることがわかる。

以上のことから、通常の熱機関で用いられるような定義で C・C-WTE システムを評価すれば、GT 容量を大きくするほど、優れたシステムであるという結果となる。これは高品質燃料を多く投入して GT 出力を大きくした結果、発電

Fig. 6 Thermal eff. of bottoming & combined system

システムの熱効率が向上したのであり、中低温蒸気プラントのリパワリングという視点から離れたものであるといえる。

4. リパワリング効率

ボトムingサイクルの効率が低下するにもかかわらず系全体の熱効率が向上することは、ごみのような低品質燃料と天然ガスのような高品質燃料とを同列において評価した結果である。

C・C-WTE システムは化石燃料の助けによりごみ焼却によって発生した蒸気のエクセルギー値を高めて、ごみ燃焼の熱エネルギーをさらに高度利用しようとするものである。したがって、C・C-WTE システムを中低温蒸気プラントシステムのリパワリングとみなし、その効果を評価する係数として「付加的に投入した高品質熱量 Q_f に対する出力量増加 $(P_{GT} + \Delta P_{ST})$ の割合」をとり、その値 η_{RP} をリパワリング効率と称することを提案した⁽³⁾⁽⁴⁾。

Fig. 7 Repowering efficiency vs. n

リパワリング効率は式で表すと次式(5)のようなる。

$$\eta_{RP} = (P_{GT} + \Delta P_{ST}) / Q_f \dots \dots \dots (5)$$

式(3)、(4)を導いたと同様にして式(5)を書き換えれば式(6)のように表すことができる。

$$\eta_{RP} = \eta_{GT} + (1 - \eta_{GT})\eta_{HR} - [(\Delta q_{ce}/n)/m_0]\eta_{GT} \dots (6)$$

図 6 の場合と同様に、図 3、図 4 および図 5 から求めた m_0 、 Δq_{ce} および η_{HR} を式(6)に代入して式(5)で定義した η_{RP} と n の関係を表したものが図 7 である。 $\pi=15$ の方が $\pi=30$ の場合よりも、リパワリング効率 η_{RP} は高くなる。この理由は図 3 に示したように、 $\pi=30$ よりも $\pi=15$ の方が GT 排ガス温度 t_{gi} が高く ST 入口蒸気温度 t_{sh} を高くできることと、図 5 に示したように η_{HR} が大きくなるためである。しかし、どのケースにおいても、 $n \geq 10$ において η_{RP} の値は、ほぼ一定となっている。この理由は $n \geq 10$ において、図 4 および図 5 に示すように $\Delta q_{ce}/n$ 、 η_{HR} の値は、ほぼ一定となるためである。

また、 $p_t=3\text{MPa}$ のときは n の増加につれて η_{RP} は小さくなるが、 p_t が高くなるにつれてこの傾向は緩やかになり、 6MPa となると、逆に η_{RP} は n の増加とともに大きくなる。これは n が大きくなるに伴って HRSG 熱回収率 η_{HR} が高くなり、式(6)の右辺第 3 項の減少よりも第 2 項の増加が大きくなることによるものである。

いまある GT 圧力比 π を用いた場合、もし、3-2 項で述べたようなシステムを採用したとして $n=1 \sim 5$ の η_{HR} を $n=10$ の値程度までに高め得たとすれば、リパワリング効率 η_{RP} は式(6)の右辺第 3 項のみの関数となるといえる。つまり、 η_{RP} を大きくするには、GT 容量比 n の小さい GT を採用して $(\Delta q_{ce}/n)$ を小さくすればよいことが、図 4 からわかる。

GT 容量比 $n=10$ の η_{HR} の値に固定して、GT 圧力比 π と η_{HR} との関係を示したものが図 8 の太線である。図 3 に示したように π が大きくなるにつれて HRSG 入口ガス温度 t_{gi} が低下し、 η_{HR} は π に対してほぼ直線的に減少することがわかる。この π と η_{HR} との関係を用いて、パラメータを蒸気圧力 p_t および GT 容量比 n にとり、GT 圧力比 π に対する η_{RP} の変化を求めたものが図 8 の実線、一点鎖線および破線ある。ただし、GT 容量比 $n \geq 10$ では、図 4、図 5 に示したように、 $(\Delta q_{ce}/n)$ 、 η_{HR} には、ほとんど変化はなく、ほぼ同じ値となるので $n=1, 2, 5, 10$ のみをパラメータとした。

η_{HR} ：一定としたために、 $\pi=10 \sim 30$ の範囲において、 n の減少とともに η_{RP} は高くなり、とくに n を 2 から 1 とすれば、大幅に η_{RP} は高くなることわかる。

n と η_{RP} との関係は p_t によって、若干異なるが、図 8 から次のようにいえる。すなわち、 $n=1$ の場合は $\pi=10 \sim 12.5$

Fig. 2 Heat exchange state in HRSG

割合が大きくなり、過熱器入口蒸気温度 t_{10} (図中、4) は t'_{10} (図中、4') に低下する。さらに、 Q_{gi} が増加して $Q_{gi} \gg Q_r$ となると、 t_{10} は蒸発温度 t_{se} に一致する。

一方、過熱器出口ガスの温度 t_{g2} (図、b) は、 Δt_p を一定 (ここでは前記 2 項(10)に示すように 20°C) としているので、 P_{GT} が大きくなるにつれて t'_{g2} (図中、b') へと上昇する。すなわち、 P_{GT} の増加につれて過熱器・蒸発器内における加熱流体と被加熱流体との温度差が大きくなり、不可逆性は増加する。また、 P_{GT} がある値より小さい場合には、蒸気温度を所定の温度 t_{sh} (ここでは、前記 2 項(11)に示すように $t_{gi}-30^\circ\text{C}$) までスーパーヒートすることができず、過熱器内における不可逆性が大きくなる。したがって、ある GT 容量を選べば、過熱器内における加熱流体と被加熱流体との温度差は許容最小温度差 Δt_{sh} (ここでは、 30°C) となり、図 2 の線 a-b と線 5-4 とが平行となって、HRSG 内の不可逆性を最小とすることができる。いま、このような GT 容量を最小 GT 容量 P_{GT0} と称することとする。なお、この P_{GT0} は供

Fig. 3 Min. GT cap'ty, GT eff. & ex'st gas temp.

給蒸気、過熱器・蒸発器における熱量バランスから求め、図 3 の実線のようになる。ただし、 P_{GT0} を WHB での授熱量 Q_r で除して無次元化し、 $m_0 (=P_{GT0}/Q_r)$ として表している。なお、パラメータは供給蒸気圧力 p_r である。

p_r を上げれば蒸発温度 t_{se} が高くなり、これに伴って蒸発器出口ガス温度 (図 2 の点 c) が高くなる。この結果、過熱器・蒸発器でのガス授熱量が減少するために、GT 圧力比 π が同じでも大きな m_0 を必要とする。例えば、 $\pi=15$ の場合、 $p_r=3\text{MPa}$ では Q_r の約 21% であるが、 $p_r=6\text{MPa}$ では約 24% の GT 容量が最小 GT 容量となる。

最近の GT のように TIT が 1200°C 台の場合、その熱効率 η_{GT} は GT 圧力比 π が大きくなるにしたがって高くなるが、その排ガス温度 t_{gi} は低下する。前記 2-(4) に示した条件下で、 π に対する η_{GT} 、 t_{gi} の関係を表したものが図 3 の破線である。GT 出口でのガス保有熱量 $Q_{gi}=Q_r(1-\eta_{GT})$ であるので、図 3 の破線を参考にすれば、 π の増加とともに Q_{gi} は減少することがわかる。しかし、過熱器内での蒸気昇温幅 (過熱器での収熱量 Q_{SH}) も減少するために、 m_0 の値は図 3 に示すように $\pi=12.5$ 付近までは大きくなり、 $\pi=20$ 付近から再び小さくなる傾向を示す。

Gouy-Stodola の定理からわかるように、HRSG 内における伝熱による第二種損失⁽²⁾ Q_{2nd} は復水器からの放出熱量 Q_{ce} の増加となり熱機関のサイクル効率の低下を招く。ここに、 Q_{2nd} は HRSG 内でのガスの授エクスセルギー $E_g (=G_g(e_a - e_4))$ と水・蒸気を受エクスセルギー $E_s (=G_{sh}(e_5 - e_4) + G_{se}(e_3 - e_2))$ (ここに、 e : 比エクスセルギーで添字は図 2 の各点での状態) との差から求めることができる。

Q_{2nd} および C-C-WTE システムとしたことにより増加した復水器放出熱量 $\Delta Q_{ce} (=Q_{ce} - Q_{ce0})$ を WHB での授熱量 Q_r で除して、それぞれ単位ごみ焼却熱量当たりの値とし、それらを $Q_{2nd}/Q_r = q_{2nd}$ 、 $\Delta Q_{ce}/Q_r = \Delta q_{ce}$ とおく。また、使用する GT 容量 P_{GT} を P_{GT0} で除して無次元化し、この値を GT 容量比 $n (=P_{GT}/P_{GT0})$ と称することとする。

図 4 は、圧力比 $\pi=15$ および $\pi=30$ の GT について、 n に対する $\Delta q_{ce}/n$ および q_{2nd}/n を示したものである。パラメータは蒸気圧力 p_r である。上述したように q_{2nd}/n 、 $\Delta q_{ce}/n$ の値は n の増加、すなわち P_{GT} の増加とともに大きくなっているが、 n の値が約 10 を超えるとそれらの値は、ほぼ一定となる。

上述ことから次のことがいえる。すなわち、 $n=10$ 付近までは、HRSG 内における加熱流体と被加熱流体との温度差の変化が急激に大きくなり不可逆性は増加するが、 n がそれ以上になると温度差は、ほぼ一定となる。つまり、ボトムリングシステムの熱効率は $n:1 \sim 10$ の範囲では低下するが、それ以上の GT 容量比 n では、ほぼ一定となることが予想される。

Fig. 8 Repowering eff. & η_{HR} vs. π

において、 $n=2$ の場合は $\pi \approx 12.5$ において、また、 $n=5$ 、 10 の場合は $\pi=12.5 \sim 17.5$ において η_{RP} は最大値となるが、これらの値をこえると π が大きくなるにつれて η_{RP} は低下する。この理由は図 3 に示したように、小さい圧力比 π の GT では、 η_{GT} はあまり高くないが排ガス温度 t_{gi} が高いために ST 入口蒸気温度 t_{sh} を高くすることができ、 π が大きい GT では、 η_{GT} は高くなるものの t_{gi} が低くなり t_{sh} をあまり高くできないためである。

上述のことより、C・C-WTE システムに使用する GT は圧力比 π : 12~18 程度、GT 容量比 n : 1~5 程度のものを採用すれば η_{RP} が高くなることがわかる。しかし、蒸気圧力を高くする場合には、HRSG での熱回収率 η_{HR} を上げることが必要である。また、上述の圧力比 π より高い GT を採用する場合には、HRSG 入口で追い焚きを行い排ガス温度を t_{sh} 高める方が η_{RP} は高くなる可能性はある。

6. 結言

ガスタービンと蒸気タービンとをコンバインドしたスーパーごみ発電システムの性能を評価する係数について検討を行い、次の結論を得た。

- ① ガスタービンへの投入燃料熱量の増加に伴い HRSG 内での不可逆性が大きくなり、伝熱損失が増加しボトムリングサイクルの熱効率は低下する。
- ② スーパーごみ発電システムの出力合計 ($=P_{GT}+P_{ST}$) を GT 投入燃料の熱量 Q_f とごみ焼却廃ガスがボイラで与える授熱量 Q_r との和 ($=Q_f+Q_r$) で除した、一般に定義される熱機関の熱効率の値は GT 投入燃料量を増

加させるほど高くなる。

- ③ スーパーごみ発電システムとすることによって増加した出力量 ΔP を出力増加のために投入した GT 投入燃料熱量 Q_f で除した値 ($\Delta P / Q_f$) をリパワリング効率 η_{RP} として定義したとき、この η_{RP} は GT 圧力比が 12~18 程度の GT を採用するときに最高の値を示し、さらに、高い圧力比の GT を用いると排ガス温度が下がるために、スーパーヒート後の蒸気温度をあまり上げることができずリパワリング効率は低下する。
- ④ 単圧式 HRSG を用いて節炭器出口排ガスを何ら回収しない場合、蒸気圧力とリパワリング効率の関係は次のようになる。すなわち、供給蒸気圧力 $p_r=3\text{MPa}$ とすれば、HRSG 過熱器内での不可逆性が最小となるような GT 容量 P_{GT0} を採用したときにリパワリング効率は最大値となり、GT 容量が大きくなるにつれて低下する。一方、 $p_r=4\text{MPa}$ の場合、GT 容量にかかわらず、ほぼ η_{RP} 一定となり、 $p_r=6\text{MPa}$ の場合、GT 容量が大きくなるにつれて HRSG 熱回収効率が增加し、 η_{RP} も高くなる。
- ⑤ 上記④のことは、使用する GT 容量の増加に伴い、蒸発器発生蒸気量が増え、HRSG 熱回収効率 η_{HR} が大きくなる結果である。したがって、複圧式 HRSG や給水加熱システム等を採用して η_{HR} を大きくすれば、 $p_r=3\text{MPa}$ の場合と同様に不可逆性最小となる GT 容量において η_{RP} は最大となる。

本稿では、GT 圧縮機・タービンのポリトロプ効率および ST 内部効率を容量にかかわらず一定としたが、回転機の効率は一般的に大容量となるにつれて高くなる。したがって、原動機容量による効率を考慮すれば、GT 容量比 n の値が 1 付近よりも、もう少し大きい容量においてリパワリング効率が最大となる可能性はある。

最後に、本稿の作成に当たり、ご助言、ご指導を頂いた神戸大学藤井照重教授、大阪工業大学短期大学部老固教授に感謝の意を表します。

文献

- (1) 例えば、石谷赤川、武田、蒸気工学総合演習、(1969), pp.41-43, コロナ社
- (2) 石谷「熱管理士教本」pp.95-98、共立出版
- (3) 須恵、川崎重工技報、Vol.117, (1993), P107
- (4) 須恵、機論、62-597, B(1996), pp.340-341