CH₄/O₂ 燃焼の閉サイクルガスタービンと CH₄/O₂ 燃焼蒸気タービンの複合発電システムの最適化および高性能化*

辻 正^{*1}, 高城 敏美^{*2}, 木下 進一^{*2}

Cycle Optimization and High Performance Analysis on the CO₂/H₂O Hybrid System of CH₄/O₂-Firing Closed Brayton Cycle and In-line CH₄/O₂-Fired Rankine Cycle

Tadashi TSUJI^{*3}, Toshimi TAKAGI and Shinichi KINOSHITA

^{*3} Power Plant Engineering Department, Takasago Machinery Works, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.,
2-1-1 Shinhamma Arai-cho, Takasago-shi, Hyogo, 676-8686 Japan

For an enhancement of power generating system, the CH₄/O₂ fired gas turbine that is one kind of CBC (Closed Brayton Cycle) and the CH₄/O₂ fired steam turbine are proposed as a solution of high performance and non-CO₂ emission into the environment of atmosphere. The combined plant of these two closed cycle systems results in the generating efficiency of 60.1% HHV at 1350°C of firing temperature and 61.8% HHV at 1500°C. The CH₄/O₂ fired gas turbine can supplant a conventional open cycle gas turbine in a combined cycle power plant. On the contrary, the CH₄/O₂ fired steam turbine can be used with a conventional open cycle gas turbine. These two applications are expected as the modification of conventional combined cycle to achieve the reduction of CO₂ emission or repowering.

Key Words: Combined Cycle, Gas Turbine, Steam Turbine, Closed Brayton Cycle, Non-CO₂ Emission Plant

1. まえがき

ガスタービンは通常空気を作動流体とし、燃焼排ガスを大気へ放出する開サイクルである。しかし、地球温暖化防止のためには、CO₂無排出の発電プラントが望まれる。水素/酸素燃焼方式の閉サイクル発電は、WE-NET（国家プロジェクト）で研究されたが、水素需給インフラの整備が前提となっており将来技術として位置付けられている。本報は、実用燃料の天然ガスをO₂と共に燃焼させる閉サイクル発電の高効率システムを提案するものである。

閉サイクル発電は、大気環境にCO₂を排出せずCO₂濃度を高めた排気を簡単な操作で回収することが基本である。しかしながら、純O₂を必要とするため、その製造動力を含めた発電端効率は、従来の空気開サイクルのCC (Combined Cycle) より大幅に小さくならざるを得ない。この点を克服するために、CO₂・CBC (CO₂主体の作業流体を用いた閉サイクル) と燃焼蒸気タービン (Combustion ST) を組み合わせたCO₂/H₂O Hybridシステムを提案し、その性能を評価した。酸素

製造動力等を差引いた効率が、同じタービン入口温度の従来型複合サイクル発電 (GT・CC) よりも上まわることを目標とした。

CO₂無排出システムにはGRAZサイクル⁽¹⁾があり、H₂/O₂燃焼およびCH₄/O₂燃焼について報告がなされている。一方、蒸気タービンの入口に燃焼器を置いてCH₄/O₂燃焼を行う燃焼蒸気タービンサイクル⁽²⁾もあるが、このサイクルは何らかの形で系外から蒸気を導入しなければならない欠点を持つ。GRAZサイクルはタービン配列と作業流体循環系が混然一体となっているのに対して、本報で提案したシステムは、CO₂・CBC系と燃焼蒸気タービン系の2システムを排熱回収ボイラ (HRSG) を介して結合して、熱計画および運転・制御のし易いシステムとしている。

2. システムの構成

図1に、本提案の発電システムの構成を示す。図の左半分はCO₂・CBCで、右半分は燃焼蒸気タービンシステムである。

CO₂・CBCのタービン(T)からの排気は、排熱回収ボイラ (HRSG) で熱回収されたあと、圧縮機(C)の吸気

* 原稿受付 2001年3月15日。

^{*1} 正員、三菱重工業(株)高砂製作所(☎676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1)。

^{*2} 正員、大阪大学大学院工学研究科(☎565-0871 吹田市山田丘2-1)。

E-mail: F72046@e.tmw.mhi.co.jp

Fig.1 CO₂/H₂O Hybrid System Configuration

側へ再循環される。燃料はCH₄を主成分とする天然ガス (LNG気化ガス) とし、酸化剤は純酸素O₂である。燃焼量に相当する燃焼排ガス (H₂O, CO₂) は、HRSGを経たあとシステム外へ排出する。

CH₄/O₂燃焼ガスタービン(T)を1350℃で作動させ閉サイクルを構成するために、約100℃の排熱回収ボイラ (HRSG) 排気を圧縮機入口に導く。LNG気化ガス (CH₄・約80wt%) を燃焼器で純O₂と当量燃焼させて、その排気(CO₂, H₂O)を再循環流体と混合する。再循環流体組成が、(CO₂, H₂O)=(56.5wt%, 43.5wt%)の当量燃焼排気に対してCO₂が多いのかH₂Oが多いのかによって、システム機器構成が異なる。

つまり、図1の構成のCO₂・CBCを作動させるとき、CO₂ (又はH₂O) 濃度の違いは冷やすべき再循環流体の温度つまり熱交換器 (HX) の仕様に影響を与える。再循環流体を燃焼排気と同じ (CO₂, H₂O) 組成とすることによってHXを省略し、単純抽気の実出が可能となる。

燃焼蒸気タービンシステムでは、CO₂・CBC系のHRSGと自系のHRSGの両方からの総蒸気を主蒸気として使用する。蒸気タービン (ST) の入口温度を高めるために、燃焼器 (CB) で燃料 (LNG気化ガス) と純酸素を燃焼させる。STの高温排気は、排熱回収ボイラ (HRSG) で熱回収されたあと、復水タービン (CT) 作動条件に調整される。CTの排気は復水器 (COND) で真空を保たれており、燃焼量に相当する燃焼排ガス (H₂O, CO₂) は、復水の一部と不凝縮ガス (CO₂) と

してシステム外へ排出する。

蒸気タービンの作動条件を高性能化する場合、CH₄/O₂燃焼器を併設している。この場合、作業流体は蒸気と燃焼ガスの混合気であり、タービン入口温度1350℃～1700℃の蒸気タービン (ST) とした。後続の低压側タービン (CT) は直前に自系のHRSGを併設して蒸気を冷却し、入口蒸気条件を確保している。CO₂・CBC系のHRSGと自系のHRSGの両方からの蒸気でシステムを構成した。順次蒸気圧力を高めた場合や、燃焼器を単熱方式 (1 個) と再熱方式 (2 個) の2通りとした場合について効率向上を評価した。蒸気圧力を高める場合、超臨界圧(34.3MPa)で作動する超臨界圧タービン (USC・T)とその後流の1.3～4.2MPaで作動する低压タービン(LP・T)に大別できる。ここでUSC・Tを膨張タービンとしLP・Tを燃焼器付きの燃焼タービンとするものを単熱方式(Single Combustion, SC), USC・TとLP・Tを共に燃焼タービンとするものを再熱方式 (Double Combustion, DC)と呼称する。

3. CO₂・CBCシステムの最適化

作動流体であるCO₂とH₂Oの混合流体のうち、CO₂濃度を100wt%から0wt%へ変化させた場合の性能を図2に示す。図中のa,b,c,d,e,f点は、表1に述べた典型的なCO₂ (またはH₂O) 濃度点である。図中の総熱量効率

Fig.2 Effect of (CO₂, H₂O) Concentration on CO₂・CBC Performance

Table 1 Specification of CO₂・CBC System

Firing Temperature	1350℃					
Fuel	Gasified LNG (Liquified Natural Gas)					
Component (wt%)	CH ₄ : 79.6 i-C ₄ H ₁₀ : 0.9 C ₂ H ₆ : 15.0 n-C ₄ H ₁₀ : 0.6 C ₃ H ₈ : 3.9					
Higher Heating Value	54,712 kJ/kg					
Lower Heating Value	49,479 kJ/kg					
Oxygen	O ₂ : 100wt%					
Working Fluid Component (wt%) [d equals to Stoichiometric Combustion Exhaust]	a	b	c	d	e	f
CO ₂	100	95	70	56.5	10.1	0
H ₂ O	0	5	30	43.5	89.9	100
HRSG Outlet Temperature	106℃					
Compressor Inlet Temperature [depends on the working fluid component]	a	b	c	d	e	f
	0℃	50℃	82℃	100℃	100℃	100℃

Table 2 Performance Coefficient

Performance Coefficient	CO ₂ ・CBC	Combustion ST	CO ₂ /H ₂ O Hybrid
Gross Thermal Efficiency (GTE)	$\eta_{10} = \frac{⑥}{⑤}$	$\eta_2 = \frac{④}{②+③}$	$\eta = \frac{④+⑥}{③+⑤}$
Overall Thermal Efficiency (OTE) of combined Heat/Power	$\eta_1 = \frac{⑥+②}{⑤}$	—	—

(Overall Thermal Efficiency, OTE, LHV)および発電端効率(Gross Thermal Efficiency, GTE, LHV)は表2の定義によっている。表中の記号②～⑥は図1に記載のエネルギー入/出力を示す。総熱量効率は、蒸気保有熱と同じく物理現象として熱の移動を扱うため燃料の低位発熱量(LHV)を、発電端効率はプラントについては、燃料の取引単価表示として公に用いられている高位発熱量(HHV)を用いて各々表示する。また、ガスタービンや蒸気タービンを単独で評価するときの発電端効率は低位発熱量(LHV)を用いた。

但し、容量は圧縮機入口流体流量1500t/h当りで考え、圧縮機効率87%、タービン効率91%および発電機効率99%など、要素効率は共通の値を用いて再循環流体濃度のみを変えたときの性能を評価した。翼冷却流体は圧縮機で昇圧して翼に供給する。その量はタービン入口温度とともに増加させ、圧縮機吸気の21% (1350℃)～25% (1700℃)をあてている。再循環流体が(CO₂, H₂O)=(56.5wt%, 43.5wt%)の濃度のd点の場合、その濃度は量論燃焼ガスの濃度そのままであるので、その系外排出は単純抽気で良い。この値よりもCO₂が高濃度の場合は、H₂O排出のために再循環流体を冷やす必

要があり、その結果圧縮機への再循環温度が低下(表1, a～f: 0～100℃)して燃料投入量が増え総熱量効率が低くなる。一方H₂Oが高濃度になると、復水器での復水とCO₂抽気が必要となり、H₂Oが100wt%近くでは系外からの熱を確保しないと再循環できなくなり、非現実的である。(CO₂, H₂O)=(56.5 wt%, 43.5wt%)のd点の総熱量効率は最大値96.3% LHVで、従来のガスタービンの総熱量効率(88%LHV程度)より大幅に高い。従来のガスタービンを排熱回収ボイラ(HRSG)付きで運用した場合の総熱量効率88%LHVは、燃料入熱(LHV)100%に対するガスタービン発電出力34%(図1の⑥)およびHRSGでの回収熱量54%(図1の②)の合計である。また、循環流体平衡排出のための熱交換器は不要で、設備・性能ともに最良の条件である。この条件では、HRSGから系外へ供給できる熱量は最大値1.6905×10⁶kJ/hとなり、燃焼STとの組み合わせにとっても最良のCO₂・CBC条件といえる。

4. 燃焼蒸気タービンシステムの最適化

HRSGで生成した蒸気で通常の複合サイクル発電の蒸気タービンを作動させると、蒸気入熱に対するその発電出力で示す発電効率は小さく約37%である。これはタービン入口蒸気条件が(約530℃, 14.8MPa)と低いためである。蒸気タービンの高性能化のために、本報では図1に示したように燃焼器(CB)でLNGとO₂の燃焼を行わせ、そのために入口温度および圧力を表3の値まで高めた。

Table 3 Specification of Combustion Steam Turbine System

Turbine Inlet Temperature	1350℃, 1500℃, 1700℃
Steam Pressure	34.3MPa (max)
Combustor Location	Single Combustion (SC) ・Low Pressure Turbine (LP・T) Double Combustion (DC) ・Ultra-supercritical Pressure Turbine (USC・T) ・Low Pressure Turbine (LP・T)
Turbine Type	Conventional Steam Turbine ・Ultra-supercritical Pressure Turbine (USC・T) ・High Pressure Turbine (HP・T) ・Intermediate pressure Turbine (IP・T) ・Condensing Turbine (C・T) Combustion Steam Turbine ・Ultra-supercritical Pressure Turbine (USC・T) ・Low Pressure Turbine (LP・T)
Condenser Vacuum	0.005MPa

燃焼蒸気タービンの燃焼においては、ガスタービンと同様にタービン翼の冷却が必要となるため、蒸気を冷却にあてることで評価している。この翼冷却用の蒸気は燃焼器入口で分岐して確保する入口分岐方式を採

用し、その分岐量はタービン入口温度で各々取り決め21% (1350℃) ~ 25% (1700℃) とした。従って、翼を冷却する必要のない通常の蒸気タービンに比べて、燃焼蒸気タービンではこの分岐に伴ってタービン作動蒸気量が減少する。

但し、タービン入口温度上昇で得られるタービン出力増加はこの蒸気量の低下を相殺して更に増出力をもたらす効果がある。

表2の燃焼蒸気タービン性能分析指数の発電端効率 (Gross Thermal Efficiency, GTE) を用いて効率改善の状況を図3にまとめた。この図は主蒸気流量が約1500t/hの場合の発電端出力と発電端効率の関係を示したものである。図中併記のタービン構成は表3の呼称によっている。

蒸気圧力はA点1.3MPa, B点2.1MPa, C点14.8MPaに順次高め、D点以降は34.3MPaの超臨界圧とした。A点~E点は単熱方式 (SC, Single Combustion) で、高効率を得るためにG・H点は再熱方式 (DC, Double Combustion) としている。その結果、H点で約62% LHVの高性能が得られた。

但し、高压タービン (超臨界圧タービン)、低压タービンおよび復水タービンのタービン効率は、それぞれ84%, 91%, 87%を採用し、発電機効率は99%としている。

Fig.3 Combustion Steam Turbine Performance

5. CO₂/H₂O Hybridシステムの最適化

以上では、構成システムのCO₂・CBCシステムと燃焼蒸気タービンシステムを個別に論じたが、両者を複

合したCO₂/H₂O Hybrid システムについて以下に述べる。主要機器の作動条件は表4のとおりで、CO₂・CBCシステムのタービン入口温度ならびに燃焼蒸気タービンシステムの低压タービン (LP・T) 入口温度を高めるときは圧力も高めて膨張比を増加し、タービン排気を700~800℃程度の値としている。

Table 4 Operating Condition of CO₂/H₂O Hybrid System Components

CO ₂ /H ₂ O Hybrid System		Operating Condition					
CO ₂ ・CBC System	Compressor	Inlet	Temp.	100°C			
		Outlet	Press.	1.4MPa	2.0MPa	4.3MPa	
	Turbine	Inlet	Temp.	1350°C	1500°C	1700°C	
		Outlet	Press.	1.3MPa	1.9MPa	4.2MPa	
Combustion Steam Turbine System			Temp.	0.1MPa			
	System Name of SC-ST		1350°C	1500°C	1700°C		
	System Name of DC-ST		1350/1350°C	1350/1500°C	1350/1700°C		
	USC・T (with/without combustion)	Inlet	Temp.	590°C (without combustion) 1350°C (with combustion)			
		Outlet	Press.	34.3MPa			
	LP・T (with combustion)	Inlet	Temp.	1350°C	1500°C	1700°C	
		Outlet	Press.	1.3MPa	1.9MPa	4.2MPa	
	Condensing Turbine	Inlet	Temp.	106°C			
			Press.	0.1MPa			
			Press.	0.005MPa			

CO₂/H₂O Hybridシステムにおいては、CO₂・CBCシステムのタービン入口温度と燃焼蒸気タービンシステムの低压タービン入口温度は協調をとって同じ温度としている。

なお、再熱方式 (Double Combustion) では超臨界圧タービン (USC・T) と低压タービン (LP・T) の入口温度を組み合わせで表示しており、USC・T入口は常に1350℃の一定値とし、1350/1350℃、1350/1500℃および1350/1700℃の3通りの条件で評価した。

CO₂・CBCシステムと燃焼蒸気タービンシステムを単純に複合した場合、各システム内のHRSGでの回収熱は全て蒸気に転換して運用することになる。システムの最適化においては単純複合よりも高効率を得ることを目標に、HRSGの回収熱をまず燃料・酸素の予熱に使うことでこれらの消費量を節減し、次に燃料・酸素に回収した熱を膨張タービンで動力転換することでシステムの出力・効率の向上に寄与させた。

残りのHRSG回収熱で燃焼蒸気タービン作動用の蒸気生成のための熱バランスをとっている。

Fig. 4 CO₂/H₂O Hybrid System Configuration

5.1 CO₂/H₂O Hybridシステムの効率向上技術

システム効率向上は、まずタービン入口温度の上昇（およびそれに伴う圧力増加）が第一義であり、CO₂・CBCは3節に、燃焼蒸気タービンは4節にその効果を説明した。本研究では更に、

技術(1) 燃料・酸素の予熱

技術(2) 補助流動体タービン (AT) (メタンタービン (M-T) / 酸素タービン (O-T)) の設置

技術(3) 回収型翼の採用

を併用して効率向上を図った。図4に再熱システムでのCO₂/H₂O Hybridシステムの構成および改善技術を示す。

技術(1) 約450℃迄燃料および酸素を予熱することで燃料節約を図る。この方式はCO₂・CBCと燃焼蒸気タービンの両システムに採用する。(図4 技術(1))

技術(2) LNG気化ガス (LNG) と酸素 (L-O₂) は、共にポンプ(P₁, P₂)で36.7MPaに昇圧して蒸気としたのち、CO₂・CBC/燃焼蒸気タービンの両システムの酸素と燃料を熱交換機E1・E3/E5・E6・E8・E9で加熱して所定の温度約400℃まで昇温する。メタンタービン (M-T) と酸素タービン (O-T) を作動させたあとの排気は再びE2・E4/E7・E10で加熱して所定の温度450℃に仕上げる。

M-TとO-Tでは、入口圧力34.5MPaから4.5MPaの低

圧タービン圧力迄膨張させて動力を回収する。ここに燃料・酸素はいずれも液相でポンプ昇圧するため、その動力は5～10kWと極めて小さい。(図4 技術(2))

技術(3) 通常のタービン冷却では翼を冷却した流体をタービン通路に流入させるが、この回収型翼では流体をタービン通路に開放せず超臨界圧タービン (USC-T) や低圧タービン (LP-T) の燃焼器 (CB) 入口に再循環している。この技術は蒸気タービンにのみ採用しており、回収型翼の冷却流体 (蒸気) はタービン入口温度に対して各々取り決め、主蒸気あるいは上流タービン排気の27% (1350℃) ～33% (1700℃) に相当する量を投入している。

復水器 (COND) の復水を給水ポンプ(P₃)で昇圧し、熱交換器 (E11, E12) で得た蒸気を、USC-TとLP-Tの翼で600～700℃程度迄昇温したのちCB入口に投入する。主蒸気 (590℃) と中圧タービン (IP-T) 排気 (540℃) はこの冷却蒸気と混合することで加熱し、燃料投入量を節減している。(図4 技術(3))

以上の熱利用の結果、燃焼蒸気タービンでは低圧タービン (LP-T) の排気からHRSG#1で蒸気を生成し、またCO₂・CBCではタービン(T)の排気からHRSG#2でも蒸気を生成し、その合計を超臨界圧タービン (USC-T) の作動蒸気としている。

5.2 CO₂・CBCにおける効率向上技術の効果

通常の空気作動の開サイクルガスタービンに対するCO₂・CBCの性能の改善状況を図5に示す。点(1,2,3)は通常ガスタービンで、タービン入口温度が各々1350℃, 1500℃, 1700℃の性能を示す。このうち、1350℃と1500℃は実機性能に従っており、1700℃は参考のために示した推定性能である。翼冷却空気は圧縮機吐出流体の一部を使用し、タービン入口温度の上昇に伴って増加させている。

Fig. 5 Effect of Additional Technologies on CO₂ · CBC Performance Enhancement

1350℃条件で再循環流体の(CO₂, H₂O)組成についてCO₂・CBCの性能を示したのが点(a・b・c・d)で、CO₂を100wt%から95, 70, 56.5wt%へ変化させたものである。(56.5wt%, 43.5wt%)の採用組成において、d点はタービン入口温度が1350℃の場合、d'点とd''点は各々1500℃と1700℃の高温性能である。前述した効率向上技術(1)と(2)を用いると①・②・③の効率となる。①・②・③の総熱量効率がd, d', d''より低下するのは、タービン排気熱の一部を技術(1)(2)で用いるためHRSGでの利用熱量が減少することによる。ここに、総熱量効率と発電端効率は表2に基づいている。CO₂・CBCの発電端効率は35~45%LHV, 総熱量効率は95%LHV前後である。燃料・酸素の予熱と補助流体タービンの2技術をCO₂・CBCに採用した場合、通常の

空気作動の開サイクルガスタービン以上の効率を各々達成でき、これら2技術の有効性が確認できた。

5.3 燃焼蒸気タービンにおける効率向上技術の効果

前述の3技術(1)(2)(3)を採用した燃焼蒸気タービンでは、出力と効率の大幅な上昇を図ることができた。

その状況を図6の①, ②, ③, ④, ⑤, ⑥点で示す。最大効率は、①点の再熱(1350℃/1700℃)では66.5%LHV, ②点の単熱(1700℃)では60.7%LHVが得られた。

Fig. 6 Effect of Additional Technologies on Combustion Steam Turbine Performance Enhancement

図3に比べるとST発電出力および効率が増加し、その傾向は再熱方式で顕著である。同じタービン入口温度に対してはD, E, G, H点および①, ②, ③, ④点にて改善状況を表した。ここに、主蒸気流量つまり給水流量は、図3および図6ともに共通の1500t/hとしている。

5.4 CO₂/H₂O Hybridシステムにおける効率向上技術の効果

CO₂・CBCシステムのタービン(T), ならびに燃焼蒸気タービンシステムの低压タービン(LP・T)のタービン入口温度は、同一値で運用する。図7に、これらのタービン入口温度によるシステム効率の改善の状況を示す。但し、燃料の発熱量は高位発熱量(HHV)を用いて表示している。

技術(3)は燃焼蒸気タービンの共通条件として適用し、技術(1)・(2)および単熱方式(SC)・再熱方式(DC)の効果を表している。CO₂・CBCの1700℃点③(図5)

と再熱方式(1350℃/1700℃)の点①(図6)の組合せ③+①点が63.9% HHVの最高効率を示す。これは、③と単熱(1700℃)の点⑥(図6)の組合せ③+⑥点61.9% HHVに対して絶対値で+2%の大幅な改善である。前述の技術(1)・(2)を用いないときの単熱(1700℃)システム点Sは、60.2% HHVであるが、これは図5①と低温の再熱方式(1350℃/1350℃)に(1)~(3)の技術を採用した図6の③点の組合せ①+③点60.1% HHVに匹敵する。これは、タービンが低温作動でも再熱方式と技術(1)~(3)を適用することによって、高温での(1)(2)無対策システム(単熱方式)なみの高効率を発揮できることを示している。

Fig.7 Effect of Additional Technologies on Power Generation Efficiency Enhancement of CO₂/H₂O Hybrid System

さらに特徴を示せば、CO₂/H₂O Hybridシステムの効率はタービン入口温度に対して1次関数的に増加しており、高温化が効率向上に有効であることが分る。閉サイクルプラントを従来プラントと比較する場合、閉サイクルプラントに固有のCO₂抽気圧縮機動力と酸素製造動力を差引いた効率を評価しなければならない。

CO₂抽気圧縮機動力は、復水器で水蒸気を凝縮したあとに残る不凝縮ガス(CO₂他)を復水器真空(722mmHg, 5kPa)から大気圧(101kPa)に昇圧

する動力であり、燃料の燃焼で生成するCO₂を排出するための動力である。

酸素製造動力は、燃焼用酸素を別途酸素製造プラントで供給する動力であり、深冷方式の省エネルギー型として実績のある0.319kWh/Nm³・O₂を原単位として採用した。

表5および表6に単熱方式と再熱方式の有効発電効率と比出力を示す。有効発電効率は発電端出力からCO₂抽気圧縮機動力と酸素製造動力を差引いた有効出力の投入燃料発熱量に対する比率で表わす。有効比出力は圧縮機吸気流量に対するプラント有効出力で示した。

具体的には、CO₂抽気圧縮機動力と酸素製造動力の合計は発電端総出力の12~13%程度に相当する。このうち、酸素製造動力は、9~10%で合計動力の7~8割を占める。

空気作動の開サイクルガスタービンを用いた通常の複合サイクル発電の性能を表7に示す。このうち、1350℃と1500℃は実機性能に従っており、1700℃は推

Table 5 Performance of CO₂/H₂O Hybrid System with Single Combustion Steam Turbine

Turbine Inlet Temp.	1350℃	1500℃	1700℃
Gross Thermal Efficiency	56.9% HHV	59.1% HHV	61.9% HHV
Effective Gross Thermal Efficiency [Major Utility Load is taken into account]	49.7% HHV	51.8% HHV	54.5% HHV
Effective Gross Specific Power	0.372 MW/(t/h)	0.483 MW/(t/h)	0.619 MW/(t/h)

Table 6 Performance of CO₂/H₂O Hybrid System with Double Combustion Steam Turbine

Turbine Inlet Temp.	1350℃/1350℃	1350℃/1500℃	1350℃/1700℃
Gross Thermal Efficiency	60.1% HHV	61.8% HHV	63.9% HHV
Effective Gross Thermal Efficiency [Major Utility Load is taken into account]	52.2% HHV	53.9% HHV	55.9% HHV
Effective Gross Specific Power	0.560 MW/(t/h)	0.737 MW/(t/h)	0.929 MW/(t/h)

(Note1) First Combustion is achieved at 1350℃ and Secondary Combustion is at 1350℃, 1500℃ and 1700℃

(Note2) Effective Gross Specific Power =
$$\frac{\text{Effective Gross Power Output (MW)}}{\text{Compressor Fluid Flow (T/h)}}$$

Table 7 Performance of Conventional Combined Cycle Power Plant

Point No.	I	II	III
Turbine Inlet Temp.	1350°C	1500°C	1700°C
Gross Thermal Efficiency	48.7% HHV	51.7% HHV	53.7% HHV
Gross Specific Power	0.151 MW/(t/h)	0.182 MW/(t/h)	0.192 MW/(t/h)

定性能である。表5、表6のHybridシステムの有効比出力と有効発電端効率は、いずれも表7よりも良好である。

通常の複合サイクル発電のGTEに対する有効発電効率の向上割合（相対値）は、SC・STとの複合で+2.1%（1350°C）、+0.2%（1500°C）、+1.3%（1700°C）、DC・STとの複合で+7.2%（1350°C）、+4.3%（1500°C）、+4.1%（1700°C）の改善幅にあることが確認できた。

6. 複合サイクル発電システムの高性能化

従来方式の複合サイクルプラントはGT・HRSGとSTが複合されているが、このうち的一方に開発技術を用いて(1)燃焼ST（および回収型翼、燃料・酸素の予熱、補助流体タービン）をSTと代替する場合と、(2)CO₂・CBC（および燃料・酸素の予熱、補助流体タービン）をGTと代替する場合について、性能改善の効果を評価した。

図8に性能改善状況を、比出力と発電端効率で示す。

- (1) （在来GT+燃焼ST）システム： 燃焼蒸気タービンは単熱方式（SC）を採用した。在来GT・CCのタービン入口温度1350°C、1500°C、1700°Cの性能点Ⅰ・Ⅱ・Ⅲは①・②・③に改善されその効率向上は絶対値で約+6%である。
- (2) （CO₂・CBC+在来ST）システム： 技術(1)・(2)を適用しない条件でのCO₂・CBCと在来STの複合性能のタービン入口温度1350°C、1500°C、1700°Cでの性能点をⅰ・ⅱ・ⅲに示す。1350°Cおよび1500°Cでは在来GT・CCなみの効率であるが、1700°Cの高温型ⅲは在来GT・CCⅢより高効率となる。CO₂・CBCに技術(1)：燃料・酸素予熱と技術(2)：補助流体タービン（AT、メタンタービンM-Tおよび酸素タービンO-T）を付加すると①・②・③に大幅に効率が向上するが、予熱に伴って燃料とO₂の消費量が節減され、その結果タービン通過の作動流体が少なくなる。つまり、図8の①・②・③はタービン出力およびHRSGでの回収熱量が低下するため、ⅰ・ⅱ・ⅲに

Fig.8 Performance Enhancement of Combined Cycle

Table 8 Performance of Conventional GT and Combustion ST Combined Plant

Point No.	①	②	③
Turbine Inlet Temp.	1350°C	1500°C	1700°C
Gross Thermal Efficiency	55.1% HHV	57.6% HHV	60.3% HHV
Effective Gross Thermal Efficiency [Major Utility Load is taken into account]	51.6% HHV	53.8% HHV	56.0% HHV
Effective Gross Specific Power	0.252 MW/(t/h)	0.310 MW/(t/h)	0.366 MW/(t/h)

Table 9 Performance of CO₂·CBC and Conventional ST Combined Plant

Point No.	ⅰ	ⅱ	ⅲ
Turbine Inlet Temp.	1350°C	1500°C	1700°C
Gross Thermal Efficiency	51.6% HHV	54.2% HHV	57.0% HHV
Effective Gross Thermal Efficiency [Major Utility Load is taken into account]	45.9% HHV	48.4% HHV	51.3% HHV
Effective Gross Specific Power	0.216 MW/(t/h)	0.271 MW/(t/h)	0.323 MW/(t/h)

対して比出力が若干小さくなる。この状況から、在来STを超臨界圧34.5MPaおよび1350℃で作動するDC・ST（再熱方式・燃焼蒸気タービン）に置き換えると、表6のとおり、GTEを60%HHV以上の高効率に改善できる可能性を持つ。1350℃のSC・STとの組み合わせでは、56.9%HHV（表5）である。

(1)(2)を総合的に判断すると、(1)の方式が（出力、効率）の両面において性能向上が発揮されている。以上のとおり、開発技術（燃焼ST、CO₂・CBC）の一方を在来のST又はGTと組み合わせることは、性能改善に有効であることが分る。

(1)(2)のプラント性能値から閉サイクルに固有の主要補機動力（CO₂抽気圧縮機動力と酸素製造動力）を差し引いた有効出力を用いて、在来GT・CCと比較した。評価結果を表8・表9に示し、表7の従来方式の複合サイクルプラントとの比較を以下に述べる。

- (1) （在来GT+燃焼ST）システム：比出力および効率が、いずれも在来GT・CCよりも向上する。
- (2) （CO₂・CBC+在来ST）システム：比出力は在来のGT・CCよりも向上するが、効率は約3%低下する。このシステムは、CO₂全量回収の環境対応プラントであることおよび出力増大の2点で価値がある。ここで比出力は、発電出力（MW）／圧縮機吸気流量（t/h）で定義している。発電出力は、表7では発電端出力を、表8・表9では発電端出力から閉サイクルに固有の主要補機動力を引いた有効出力を各々用いている。

7. 結 言

本研究で提案したCO₂/H₂O Hybridシステムは、閉サイクル発電に付随するCO₂抽気圧縮機動力と酸素製造動力を差し引いた発電条件において、在来方式のGT・CCよりも発電出力および発電効率をともに向上できる可能性を示した。結論を以下に述べる。

- (1) CO₂・CBCの循環流体組成が当量燃焼排気の（CO₂, H₂O）=（56.5wt%, 43.5wt%）の場合において、最大の総熱量効率96%LHVが得られる。この効率は、従来ガスタービンの88%LHVよりも大幅に向上しており、あわせて、機器構成・制御が最も単純となる。
- (2) 燃焼蒸気タービンは、蒸気圧力を超臨界圧34.3 MPa（350ata）迄、作動温度を1700℃迄高め、さらに単熱方式を再熱方式とすることで高効率を得られる。
- (3) CO₂/H₂O Hybridシステムの主要補機（CO₂抽気圧縮機、酸素製造）の動力を差し引いた有効発電端効率

は、1350℃～1700℃および単熱方式・再熱方式のいずれにおいても、在来のGT・CCより以上の高効率を得られた。

- (4) 在来GT・CCのGTをCO₂・CBCと置換するシステムでは、在来のGT・CCに対して出力が向上するが効率は低下する。一方、在来GT・CCのSTを燃焼蒸気タービンと置換するシステムでは、効率と出力をともに在来のGT・CCよりも向上させることができる。

参考文献

- (1) Jericha, H., Sanz, W., Woisetschlager, J. and Fesharaki, M., CO₂-Retention Capability of CH₄/O₂-Fired Graz Cycle, CIMAC Interlaken 1995, G07
- (2) Pak, P.S., Kosugi, T. and Suzuki, Y., Evaluation of Characteristics and Economics of a CO₂-capturing H₂O Turbine Power Generation System Utilizing Waste Heat from a Garbage Incineration Plant, International Journal of Global Energy Issues, 11,1-4, 211-217, 1998