

## 研究論文

# 酸素燃焼方式CO<sub>2</sub>回収H<sub>2</sub>Oタービン発電システムの エクセルギー評価

Evaluation of Exergetic Characteristics of CO<sub>2</sub>-Capturing H<sub>2</sub>O Turbine Power Generation Systems  
Based on Oxygen Combustion Method

朴 炳 植\*  
Pyong Sik Pak

(原稿受付日2003年7月1日, 受理日2004年4月23日)

## Abstract

This paper evaluates thermo-dynamic characteristics of CO<sub>2</sub>-capturing power generation systems based on oxygen combustion method. In the system, low-temperature steam is utilized as the working fluid of H<sub>2</sub>O gas turbine, being different from a conventional gas turbine in which air is used. Two kinds of systems using Brayton cycle or regenerative cycle were evaluated, together with similar H<sub>2</sub>O gas turbine systems without CO<sub>2</sub>-capture. Evaluation of thermo-dynamic characteristics was performed by using exergetic efficiency, since both energy of fuel and steam are used in the systems. It was estimated under assumed conditions that CO<sub>2</sub>-capturing systems have higher exergetic efficiency than systems without CO<sub>2</sub>-capture. The reason is that turbine outlet pressure of oxygen-burning system is smaller than that of air-burning system, there is no need to heat nitrogen gas included in the air to high temperature and no need to compress condenser outlet gas to the atmospheric pressure for emitting into the atmosphere for the oxygen-burning system.

## 1. はじめに

発電部門からのCO<sub>2</sub>排出量は膨大であるため、発電システムから発生するCO<sub>2</sub>を回収して大気中に放出しないCO<sub>2</sub>回収発電システムの実用化は、地球温暖化防止対策として極めて有効な手法になると期待されている<sup>1)</sup>。

ただ、CO<sub>2</sub>回収のためにはCO<sub>2</sub>を回収しない場合と比べて、余分なエネルギーと機器設備が必要となり、このため発電効率が低下するとともに経済性が著しく悪化すると考えられているが、この短所を出来るだけ少なくすることはCO<sub>2</sub>回収発電システムの実現のために重要である。

筆者はCO<sub>2</sub>回収発電の方法として、蒸気をガスタービンの作動流体として利用する、酸素燃焼法によるCO<sub>2</sub>回収発電システムを提案し、いくつかのケーススタディをこれまで行ってきた<sup>2)-8)</sup>。酸素燃焼法による提案CO<sub>2</sub>回収発電システムは、CO<sub>2</sub>の排出がないほかサーマルNO<sub>x</sub>の発生もなく煙突が不要なため、都市立地も容易で小規模分散型発電システムとしても適しており、この場合送電ロスを大幅に回避できるという利点もある。提案システムでは、蒸気をガスタービンの主たる作動流体として利用する構成としているので(従来のガスタービンと区別するため筆者はH<sub>2</sub>Oタ

ービンと呼んでいる)、ガスタービン発電システムにおいて発電効率低下の最大の理由となっている空気圧縮機動力が不要となる。このため、廃熱を利用できる場合にはCO<sub>2</sub>を回収しない発電システムよりも投入燃料ベースでは高い発電効率を得ることが可能で、経済性も成立すると判断されるケースがあることを明らかにした<sup>5)-8)</sup>。

具体的には、文献<sup>2)</sup>では飽和蒸気を利用して比較的効率の高いCO<sub>2</sub>回収発電システムが構築できることを示し、飽和蒸気製造に太陽熱エネルギーを利用する場合<sup>3)</sup>、ごみ発電用の過熱蒸気を利用する場合<sup>4), 5)</sup>、製鉄所廃熱利用製造飽和蒸気を用いる場合<sup>6), 7)</sup>、等についてケーススタディを行い、CO<sub>2</sub>を回収する割には高効率で発電出来ることを示した。また、文献<sup>8)</sup>では他システムとの組み合わせではなく自立型のシステムとして、発電システム内で発生する中圧の飽和蒸気を利用するシステムについてケーススタディを行った。

しかしながら、ケーススタディではなく出来るだけ一般的にCO<sub>2</sub>回収発電システムの基本的な特性を評価する必要があることはいうまでもない。また、提案CO<sub>2</sub>回収発電システムでは、蒸気と燃料の両方のエネルギーを入力とするので、投入燃料ベースで見た発電効率よりもエクセルギーベースでシステム効率を評価すべきであると考えられる。

本論文では、蒸気と燃料の両方のエネルギーを入力とするCO<sub>2</sub>回収H<sub>2</sub>Oタービン発電システムの基本的な特性につ

\*大阪大学大学院情報科学研究科バイオ情報工学専攻助教授

E-mail: pak@ist.osaka-u.ac.jp

〒565-0871 大阪府吹田市山田丘2-1

いてエクセルギー的に検討・評価し、酸素燃焼方式の発電システムの方が空気燃焼方式の発電システムよりもエクセルギー効率が高くなると推定されることを示す。

## 2. 提案酸素および空気燃焼発電システムの概略

図1に提案CO<sub>2</sub>回収H<sub>2</sub>Oタービン発電システムの概略構成を示す。提案システムはガスタービン発電システムを基本としているが、作動流体は空気ではなく蒸気であることが従来型ガスタービン発電システムと異なっている。また、燃料を空気ではなく酸素を用いて燃焼させるという点でも異なっている。従って、窒素ガス成分のない雰囲気中で燃焼反応が行われるため、空気燃焼の場合と異なりサーマルNO<sub>x</sub>を生成しないクリーンな発電システムとなる。また、燃焼ガスの成分はH<sub>2</sub>OとCO<sub>2</sub>のみとなる（正確にはごく微量の燃焼残存酸素も含まれる）ので、H<sub>2</sub>Oの大部分は凝縮器（復水器）での冷却作用によって液化（復水）し、気体のCO<sub>2</sub>が液体の復水から自動的に分離されるため、CO<sub>2</sub>の回収は本発電システム固有の特性となる。

復水器出口ガス（回収CO<sub>2</sub>ガス）は、減容のため圧縮・液化する。まず、脱湿のため冷凍機で（例えば7℃まで）冷却し、次に（4段）圧縮機によって（140kg/cm<sup>2</sup>まで）圧縮し、圧縮機出口において断熱膨張させることによりガス中のCO<sub>2</sub>は液体として回収され、ガス中に僅かに含まれ

ている燃焼残存酸素分は気体として回収される。

図1(a)は構成の簡単なブレイトンサイクルを用いたシステムであり、図1(b)はブレイトンサイクルに再生器を付加して、高効率化を図ったシステムである。以下では、図1(a)に示す提案システムを酸素燃焼システムS1、図1(b)に示す提案システムを酸素燃焼システムS2という。システムS1およびS2の構成は文献<sup>5)~8)</sup>で検討されたCO<sub>2</sub>回収発電システムの中心部をなす発電システムのそれと同じであり、本システムの動作原理に関する詳しい説明についてはこれらの文献を参照されたい。

図2に示すシステムは提案システムS1およびS2において、燃料燃焼用の酸素の代わりに空気を用いるシステム構成を示す。以下では、それぞれ空気燃焼システムA1およびA2と呼ぶことにする。提案システムA1およびA2では、排ガス中に含まれるCO<sub>2</sub>は回収されずに大気中へ放出されることになる。

なお、提案4システムはすべて、低温蒸気の温度を上昇させて発電出力の増大と発電効率の向上を図る、リパワリング発電システムの一つであるということが出来る。

## 3. 発電特性評価のための前提条件

発電特性の推定に当たって用いたシミュレーションモデル<sup>9)</sup>の主要な外生変数を表1に示す。表1には、本論文において特性の推定にあたって用いた外生変数および外生パラメータの値も示してある。これらの値は筆者らがこれま

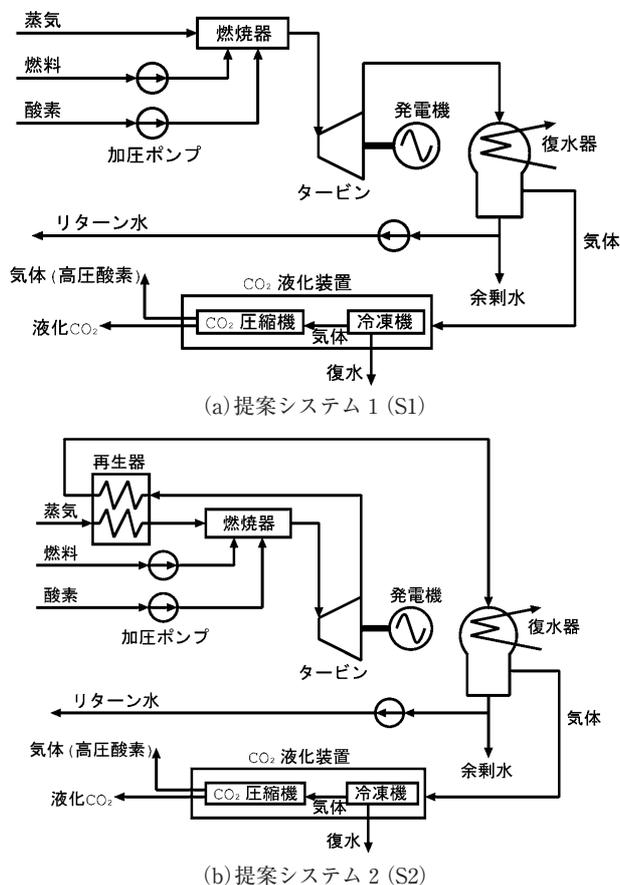


図1 提案酸素燃焼CO<sub>2</sub>回収発電システムの概略構成

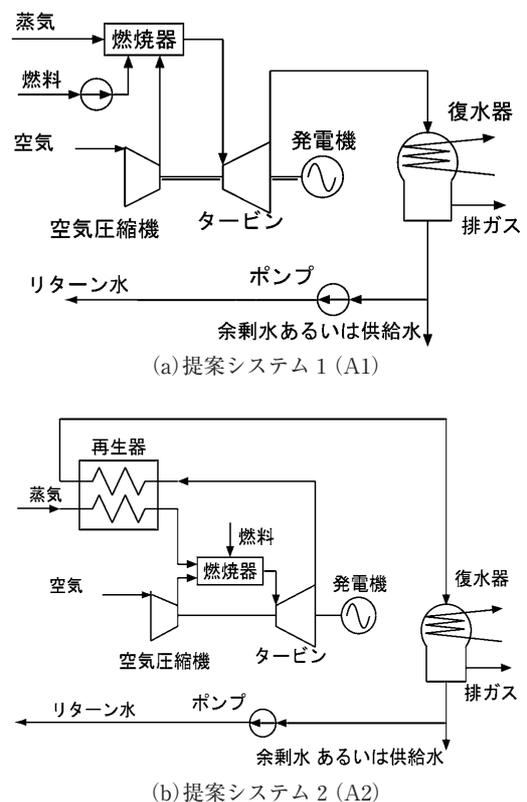


図2 提案空気燃焼発電システムの概略構成

で種々の火力発電システムの特性の解析に用いてきた値を基に想定した値であり、現在の技術によって実現可能な値であると考えられている。

表1に示すように、主たる作動流体として利用する蒸気は、出来るだけ圧力が高いことが一般に望ましいことや蒸気アキュムレータでの蓄熱が可能になることを考慮して、飽和蒸気とした。その温度は、ごみ焼却工場や製鉄所などの工場廃熱の利用を想定して、高温蒸気の利用は出来ないとし、比較的低温の120~280℃とし、10℃づつ変化させ、エクセルギー効率やCO<sub>2</sub>削減効果が最大となる蒸気温度を探索することとした（飽和蒸気の温度が120℃から280℃に上昇するとき、圧力は0.199から6.42MPaに増加し、エンタルピは2.71から2.78MJ/kgに1.03倍しか増加しないのに対しエクセルギーは0.585から1.04MJ/kgに1.78倍増加する）。

従来式的气タービン発電システムでは、空気圧縮機の動力消費が大きいと、燃焼器入口空気圧力、換言すると最適圧力比の決定は重要な機器設計問題となっている。よく知られているように飽和蒸気の温度が上昇すると圧力は

表1 シミュレーションモデルの主要な外生変数・外生パラメータ

(a) 外生変数

項目	提案システム		複合発電システム
	1	2	
飽和蒸気温度 (°C)	*[1]	同左	-
飽和蒸気流量 (t/h)	10	同左	-
タービン入口温度 (°C)	*[2]	*[3]	同左
燃料	CH <sub>4</sub>	同左	同左
復水器出口圧力 (kPa)	*[4]	同左	4.90
復水器出口温度 (°C)*[5]	32.55	同左	—

(b) 外生パラメータ

項目	提案システム		複合発電システム
	1	2	
タービン断熱効率 (%)	87.5	同左	同左
タービン出口蒸気乾き度 (%)	89 以上	同左	同左
ポンプ断熱効率 (%)	75	同左	同左
従来式補機動力消費率 (%)	5	同左	同左
発電機効率 (%)	96	同左	同左
燃焼器燃焼効率 (%)	99	同左	同左
燃焼器圧力損失率 (%)	5	同左	同左
酸素過剰率*[5]	1.01	同左	—
酸素製造電力 (kWh/t)*[5]	237.9	同左	—
CO <sub>2</sub> 冷凍機 COP*[5]	3.5	同左	—
CO <sub>2</sub> 圧縮機断熱効率 (%)*[5]	80	同左	—
空気圧縮機断熱効率 (%)*[6]	80	同左	同左
再生器温度効率 (%)	—	75	—
再生器 1 次側圧力損失率 (%)	—	5	—
再生器 2 次側圧力損失率 (%)	—	5	—

\*[1]: 120~280℃ (10℃おき)

\*[2]: 300および350℃ \*[3]: 1000および1350℃

\*[4]: 酸素燃焼システムの時9.81, 空気燃焼システムの時29.4

\*[5]: 酸素燃焼システムのみ

\*[6]: 空気燃焼システムおよび複合発電システムのみ

加速度的に大きくなるので、提案4システムにおいても、最適蒸気温度を決定する問題は最適圧力比を決定する問題と同様に重要であるということが出来る。なお、後のシミュレーション結果からも分かるように、280℃以上の高温蒸気は高効率性の観点から必要性の無いことが確認される。

蒸気流量の基本単位として、本研究では10t/hが利用出来るものとしてシミュレーションすることとした。

タービン入口温度については、これまでの研究成果によると<sup>10)</sup>、酸素燃焼システムS1については、タービン入口温度が低い方がエクセルギー効率が高くなるものの、提案システムの発電出力は小さくなり、CO<sub>2</sub>削減効果も小さくなり、提案システムの意義がなくなってくることから、300および350℃の2種類に設定することとした。タービン入口温度を種々に変化させた場合のエクセルギー効率やCO<sub>2</sub>削減効果の特性の変化について検討した結果については文献<sup>10)</sup>を参照されたい。酸素燃焼システムS2については、タービン入口温度が高い方がエクセルギー効率が高くなる特性を有していると推定されていることから1000℃および1350℃に設定することとした。

燃料には天然ガスを用いるものとし、その成分は簡単のためCH<sub>4</sub>のみとした。

酸素燃焼システムの復水器出口圧力は、大型蒸気タービンシステムの場合の2倍に当たる9.81kPa (0.1kg/cm<sup>2</sup>)とした。これは、排ガス中の水蒸気の容積比率がシミュレーション結果より約50%となるので、復水器出口で水蒸気分圧を大型蒸気タービンシステムの場合とほぼ同じ約4.90kPaとすると、CO<sub>2</sub>ガスの分圧が4.90kPaとなって気体の全圧が9.81kPaとなり、復水の圧力が9.81kPaでバランスすると思ったからである。この想定がほぼ正しいことは、後のシミュレーション結果で示す。

空気燃焼システムの発電特性推定に当たっては、出来るだけ酸素燃焼システムと同じ条件で推定することとした。ただし、表1に示すように、復水器出口圧力を29.4kPa (0.3kg/cm<sup>2</sup>)と酸素燃焼システムの3倍とした。これは、空気中の酸素の容積比率が約20%であり、酸素の容積のおよそ4倍の窒素ガスが空気中に含まれている（正確には標準乾き空気の組成はO<sub>2</sub>: 21.0%, N<sub>2</sub>: 78.0%, Ar等: 1.0%）ため、水蒸気分圧を酸素燃焼システムの場合と同じ4.90kPa、CO<sub>2</sub>ガスの分圧を4.90kPaとすると、窒素・Arガス等の分圧は19.6kPaとなり、気体の全圧は29.4kPaになると考えたからである。この想定がほぼ正しいことも、後のシミュレーション結果で示す。

蒸気を作動流体として利用するタービンでは、タービン出口の蒸気の湿度が大きくなりすぎると翼の機械的強度に問題が生じる。シミュレーションにあたっては、タービン出口蒸気乾き度の下限は表1(b)に示すようにすべて現

在の技術上可能な89%とした。提案システムS2の再生器の温度効率75%とした。

酸素燃焼法によるCO<sub>2</sub>回収発電システムでは酸素製造の動力が出来るだけ小さくなるのが必須となる。ここでは、深冷分離により酸素を製造するものとし、酸素製造動力が出来るだけ低減するため、窒素の冷熱も酸素の製造に利用する酸素製造専用の深冷分離装置を用いるものとして、表1(b)に示すように酸素製造原単位の値は238kWh/tとした。

本システムで考察の対象となる物質（ガスおよび水）は全て流れ系にあると考えられるので、そのエクセルギー $e$ は、燃料ガスの持つ化学エクセルギーを除いて次式により求められる。

$$e = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \dots\dots\dots(1)$$

ここで $h$ ,  $s$ はそれぞれ物質のエンタルピ、エントロピであり、 $T_0$ ,  $h_0$ ,  $s_0$ はそれぞれ基準環境条件下における温度、物質のエンタルピ、エントロピである。

燃料ガスの持つ化学エクセルギー $e_c$ は、 $j$ 成分ガスの標準エクセルギーを $e_{c_j}$ とすれば、容積分率 $x_j$ より

$$e_c = \sum_j e_{c_j} x_j - \sum_j x_j \ln x_j \dots\dots\dots(2)$$

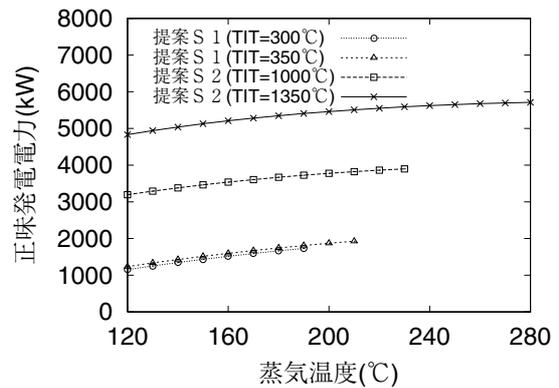
として求められる<sup>11)</sup>。また、電力はその100%を仕事に変えられるとした。

4. 提案システムの発電特性評価結果

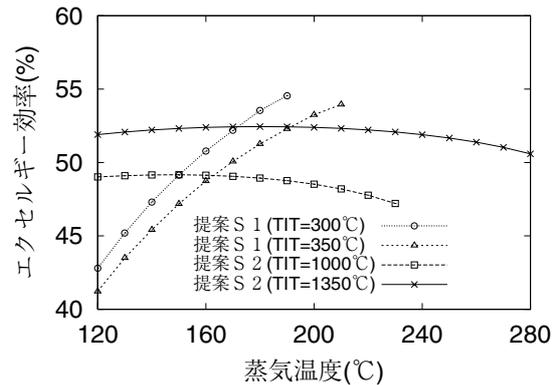
4.1 酸素および空気燃焼発電システムの特性推定結果

提案酸素燃焼システムへの入口蒸気温度を変化させた場合の発電特性推定結果を図3に示す。図において、提案S1と略記した酸素燃焼システムS1において蒸気温度がある値以上に高くなると推定値が示されていない場合が生じているのは、蒸気温度が高いと蒸気圧力も高いのでタービンでの膨張度が大きくなり、このためタービン出口での乾き度が低くなり、タービン出口での蒸気乾き度制約を満足出来なくなるからである。また、図中で提案S2と略記した酸素燃焼システムS2のタービン入口温度が1000℃の場合において蒸気温度が240℃以上高くなると推定値が示されていないのは、蒸気圧力が高いので膨張度が大きくなりタービン出口温度が再生器の被加熱側の蒸気温度よりも低くなって、再生器の動作に異常をきたすからである。

図3(a)からわかるように、正味発電電力は同じタービン入口温度では蒸気温度が上昇すると増加し、同じ蒸気温度ではタービン入口温度を上昇させると増加すると推定されている。ここで、正味発電電力とは発電端電力からポンプ電力など従来式補機動力のほか酸素製造圧縮動力および回収CO<sub>2</sub>の液化動力も差し引いた電力をいう。図3(b)に示すエクセルギー効率推定結果から分かるように、エクセル



(a) 正味発電電力



(b) エクセルギー効率

図3 提案酸素燃焼システムの発電特性推定結果

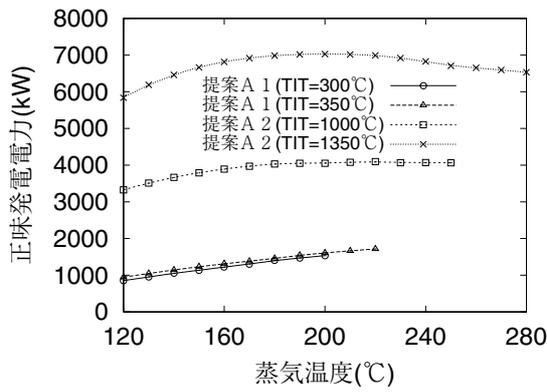
ギー効率は酸素燃焼システムS1では蒸気温度が高くなると改善し、同じ蒸気温度ではタービン入口温度を上昇させるとむしろ悪化すると推定されている。最高のエクセルギー効率となる点はタービン出口の乾き度が0.89となる値となっている（以下のA1でも同様）。酸素燃焼システムS2では、蒸気温度が高くなると初めは改善するものの、ある温度を過ぎるとかえって悪化する。同じ蒸気温度ではタービン入口温度を上昇させるとS1とは異なりエクセルギー効率は高くなると推定されている。

提案空気燃焼システムへの入口蒸気温度を変化させた場合の発電特性推定結果を図4に示す。

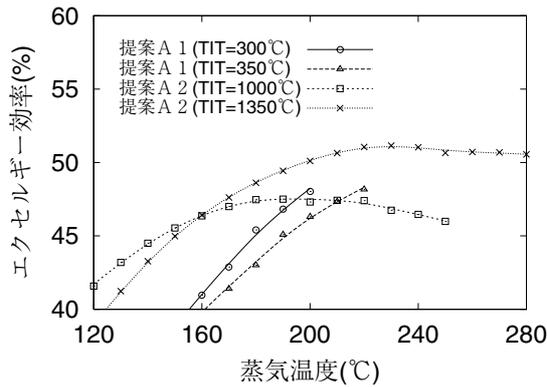
表2は、各システムにおいてエクセルギー効率が最大となるときの復水器出口ガスの分圧の推定結果を示している。なお、Ar等の希ガスはN<sub>2</sub>に含めている。表2から、H<sub>2</sub>Oガスの分圧は種々のケースで前提条件とした4.90kPaになっていることがわかる。

4.2 CO<sub>2</sub>削減効果推定結果

提案酸素および空気燃焼発電システムの年間のCO<sub>2</sub>削減量を推定した結果を図5に示す。CO<sub>2</sub>削減効果の推定結果は、いかなる発電システムを代替発電システムとして想定するかによって異なる。提案システムがどんな発電システムを代替するかについては、種々の考え方があるが、本論文では簡単のためCO<sub>2</sub>削減量の推定にあたっては、毎日24時間、年間350日間提案システムを運転するものとし、提

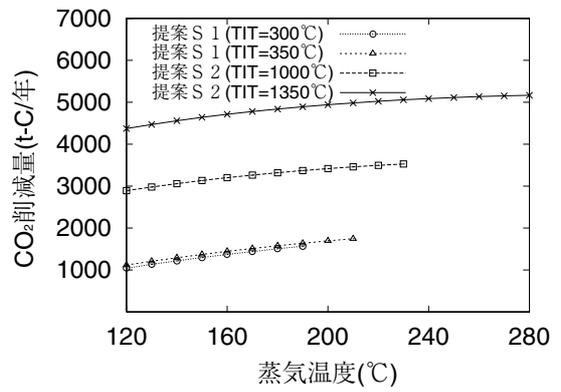


(a) 正味発電電力

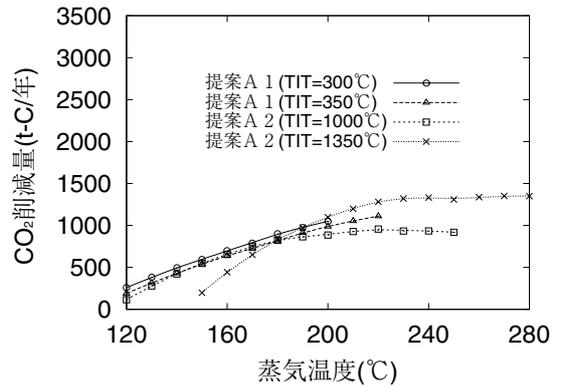


(b) エクセルギー効率

図4 提案空気燃焼システムの発電特性推定結果



(a) 酸素燃焼システム



(b) 空気燃焼システム

図5 提案4システムのCO<sub>2</sub>削減効果推定結果

表2 復水器出口ガスの分圧の推定結果

システム	S1	A1	S2	A2
タービン入口温度 (°C)	300		1350	
蒸気温度 (°C)	190	210	180	230
分圧 (kPa)				
CO <sub>2</sub>	4.81	2.84	4.81	2.84
O <sub>2</sub>	0.098	0.098	0.098	0.098
H <sub>2</sub> O	4.90	4.90	4.90	4.90
N <sub>2</sub>	0	21.6	0	21.6

案システムと同量の発電電力を同じ燃料を用いて発電効率50%の従来式発電システムで発電する場合のCO<sub>2</sub>発生量と比較することにより推定した。CO<sub>2</sub>削減量は年間の炭素ベースで評価することにした。単位はt-C/年となる。

図5から、空気燃焼システムに比べ提案酸素燃焼システムの方がCO<sub>2</sub>削減特性の点で顕著に優れていることがわかる。また、蒸気温度を上昇させるとCO<sub>2</sub>削減効果も大きくなると推定されていることがわかる。

#### 4.3 エクセルギー効率・CO<sub>2</sub>削減効果の最大化

表3は、タービン入口温度300°Cおよび350°Cの酸素燃焼システムS1および空気燃焼システムA1において、エクセルギー効率を最大にするという意味で最適な蒸気温度を利用する時の各システムの特性推定結果を示す。表4は、タービン入口温度1000°Cおよび1350°Cの酸素燃焼システムS2および空気燃焼システムA2において、エクセルギー効

率を最大にするという意味で最適な蒸気温度を利用する時の各システムの特性推定結果を示す。表3と表4からわかるように、提案酸素燃焼システムの中で最も高いエクセルギー効率が得られると推定されているのは、システムS1を採用しタービン入口温度を300°Cとし、蒸気温度を190°Cとしたときで、54.6%のエクセルギー効率が得られると推定されていることがわかる。従って、エクセルギー効率最大化の観点からは、タービン入口温度の高温化や高い温度の蒸気を必要としていないことがわかる。ただし、この時の正味発電電力は検討4システム中では最低の1730kWで、CO<sub>2</sub>削減量も最低の1565t-C/年にしかすぎないと推定されている。

CO<sub>2</sub>削減量の最大化の観点からは、タービン入口温度1350°Cの酸素燃焼システムS2を採用して蒸気温度を180°Cとすると、エクセルギー効率が52.5%とわずかに低下するものの、CO<sub>2</sub>削減量は4839t-C/年となり3.1倍大きくなるので、CO<sub>2</sub>削減効果の点からはこのシステムの方が優れていることになる。

#### 4.4 エクセルギー効率の比較・検討

表3と表4から、同じタービン入口温度で対応する発電システム (S1に対しA1, S2に対しA2) の特性を比較すると、エクセルギー効率の値は空気燃焼システムの場合よりも酸素燃焼システムの方が高くなると推定されていることがわかる。

表3 提案酸素および空気燃焼システムS1とA1の特性比較

タービン入口温度(°C)	300		350	
システム	S1	A1	S1	A1
最適飽和蒸気温度(°C)	190	200	210	220
タービン入口ガス流量(t/h)	10.3	11.0	10.4	11.3
発電端出力(kW)	1957	1680	2217	1897
比出力(kW/(t/h))	190	153	213	168
正味発電電力(kW)	1730	1531	1927	1714
所内動力比率(%)	11.6	8.87	13.1	9.65
(内酸素製造 圧縮動力比率(%))	4.07	-	4.99	-
(内CO <sub>2</sub> 冷却液化 動力比率(%))	1.55	-	1.78	-
(内復水器動力比率(%))	0.34	3.12	0.42	3.63
蒸気エクセルギー(GJ/h)	8.50	8.80	9.07	9.32
燃料消費量(GJ/h)	2.92	2.69	3.80	3.50
燃料ベース発電効率(%)	213	205	182	176
エクセルギー効率(%)	54.6	48.0	54.0	48.2
年間CO <sub>2</sub> 削減量(t-C/年)	1565	1047	1744	1111

表3および表4はこの理由を探るため提案酸素および空気燃焼システムS1とA1およびS2とA2の特性推定結果をそれぞれ対応させて表示している。表には、所内用動力の発電端出力に対する比で定義される所内動力比率も示してある。表3および表4から以下のことがわかる。

タービン入口温度が比較的低温なS1とA1では、表3に示すように、正味発電電力に対する投入燃料のエネルギーの比率で定義される燃料ベース発電効率が最低の場合でも176%以上あり高効率なので、燃焼用の酸素や空気量がタービン入口温度が比較的高温なS2とA2と比べて小さくなる。このため、表3に示すようにタービン入口ガス流量はS1とA1で大差はなく、一方、S1の復水器出口圧力が9.81kPaでA1の29.4kPaに比べて小さいので、タービンでの膨張仕事がA1に比べてS1の方が大きくなり、発電端出力は大きくなって発電効率の点でA1に比べてS1の方が有利になる。

一方、タービン入口温度が1000°C以上の高温となるS2とA2では、表4に示すように、燃焼用の酸素や空気量が大きくなる。空気燃焼システムA2では、蒸気とともに燃料燃焼用の空気をタービン入口温度まで加熱することになるが、燃焼用空気中には容積で燃焼用酸素の約4倍の窒素ガスが含まれているため、酸素燃焼システムS2に比べて、窒素ガス加熱用の燃料が余分に必要になるので、燃料量および燃焼用空気量が多くなり、発電効率悪化の原因となる。なお、A2ではタービン入口ガス流量(作動流体流量)がS2と比べて表4に示すように顕著に大きくなるので、タービンでの膨張度は小さいものの発電端出力はS2よりも大きくなると推定されている。

酸素燃焼システムではタービンの主たる作動流体となる蒸気の加圧プロセスは加圧効率の高い液体(水)の状態で行われる(その動力は気体の場合に比べて無視できるほど小さくなる)ため、タービン軸出力がほぼそのまま発電機駆動用動力として利用出来る。これに対して、空気燃焼システムでは、燃料燃焼用の空気の加圧の際に酸素の約4倍の窒素ガスも圧縮する必要があるため、その圧縮動力は無視できないものとなる。このため、単位タービン流量当たりの発電端出力(比出力)はS2に比べA2は顕著に小さくなる。

表4 提案酸素および空気燃焼システムS2とA2の特性比較

タービン入口温度(°C)	1000		1350	
システム	S2	A2	S2	A2
最適飽和蒸気温度(°C)	150	190	180	230
タービン入口ガス流量(t/h)	11.8	18.2	12.9	24.5
発電端出力(kW)	4349	4761	6848	8229
比出力(kW/(t/h))	369	262	531	336
正味発電電力(kW)	3463	4052	5348	6920
所内動力比率(%)	20.4	14.9	21.9	15.9
(内酸素製造 圧縮動力比率(%))	9.90	-	10.9	-
(内CO <sub>2</sub> 冷却液化 動力比率(%))	4.37	-	4.34	-
(内復水器動力比率(%))	0.08	7.95	0.08	8.12
蒸気エクセルギー(GJ/h)	7.12	8.50	8.19	9.55
燃料消費量(GJ/h)	18.3	22.3	28.6	39.3
燃料ベース発電効率(%)	68.1	65.4	67.2	63.4
エクセルギー効率(%)	49.2	47.5	52.5	51.2
年間CO <sub>2</sub> 削減量(t-C/年)	3134	864	4839	1320

酸素燃焼システムでは表3および表4に示すように圧縮酸素製造圧縮動力およびCO<sub>2</sub>液化動力が必要なため、所内動力比率は表1(b)に示した従来式補機動力消費率5%の2.3倍以上に大きくなると推定されている。提案空気燃焼システムでは排ガスを大気中に放出するため、窒素ガスおよびCO<sub>2</sub>ガスを主成分とする復水器出口ガスを圧力29.4kPaから大気圧まで加圧する必要が生じるので、表3および表4に示すように、この動力消費比率(表では、復水器動力比率として表示)が比較的大きくなり、酸素製造動力と大差がなくなると推定されている。

これらの理由から、エクセルギー効率は総合的には酸素燃焼システムの方が空気燃焼システムよりも高くなると推定されている。

これらから、エクセルギー効率は総合的には酸素燃焼システムの方が空気燃焼システムよりも高くなると推定されている。

#### 4.5 従来発電システムの発電特性との比較

本節では、提案酸素および空気燃焼発電システムの発電特性を、従来式の発電システムの例として、複合発電システムの発電特性と比較・評価した結果について述べる。

複合発電システムの効率はガスタービンの高温化技術の発達とともに益々向上しており、大規模システムでは60%(LHVベース)を越えるようになっている。しかし、本研究で対象としている規模の発電システムでは要素機器の効

表5 複合発電システムの特性推定結果

ガスタービン発電端出力 (kW)	2000	2000
ガスタービン入口温度 (°C)	1000	1350
主蒸気温度 (°C)	504	602
主蒸気圧力 (MPa)	5.0	10.3
蒸気タービン発電端出力 (kW)	1041	1119
正味発電電力 (kW)	3132	2854
燃料消費量 (GJ/h)	27.3	20.7
ガスタービン発電端効率 (%)	26.3	34.8
蒸気タービン発電端効率 (%)	18.5	19.4
正味発電効率 (%)	41.2	49.6
エクセルギー効率 (%)	41.4	49.8

率が大規模システムの場合に比べて良くないため、効率が低下する。ここでは、表1に示すように、発電機効率の値など出来るだけ同じ条件で複合発電システムの発電特性を推定した結果と比較・検討する。

ガスタービンの発電端出力を2000kWとした場合の複合発電システムの発電特性推定結果を表5に示す。表5に示すように、複合発電システムのエクセルギー効率はガスタービン入口温度が1000°Cの場合には41.4%、1350°Cの場合には49.8%と推定されている。

表3、表4および表5から、提案酸素および空気燃焼発電システムのエクセルギー効率は、タービン入口温度1000°Cの複合発電システムのそれと比べて、いずれのシステムも高くなると推定されており、タービン入口温度1350°Cの複合発電システムと比べると、S1並びに同じタービン入口を持つS2およびA2の方が高いと推定されていることが分かる。

## 5. おわりに

本論文では、低温蒸気を主たる作動流体として利用する酸素燃焼法に基づいたCO<sub>2</sub>回収発電システムを取り上げ、その発電特性について、CO<sub>2</sub>を回収しない同様の提案空気燃焼発電システムと比較・検討・評価した結果について論じた。

本研究により得られた知見をまとめると次の通りとなる。

- 酸素燃焼システムS1の方が空気燃焼システムA1より復水器出口圧力を低くできるので、作動流体の単位流量あたりのタービン仕事は酸素燃焼システムの方が空気燃焼システムよりも大きくなる。
- タービン入口温度が高温となる酸素燃焼システムS2および空気燃焼システムA2では、空気燃焼システムA2の場合燃料燃焼用の空気中に含まれる窒素ガスを高温に加熱する必要があり、燃料ベースの発電の効率がエンタルピ的に見てもエクセルギー的に見てもS2よりも悪くなる。
- 酸素燃焼システムでは酸素の製造圧縮動力や回収CO<sub>2</sub>

の液化動力が必要となるため、大きな所内動力が必要となるものの、空気燃焼システムでは復水器排ガスの加圧動力が必要となるため、所内動力比率の差は相対的に小さくなる。

これらの要因が総合的に影響して、酸素燃焼システムの方が対応空気燃焼システムよりエクセルギー効率が高くなるということを明らかにした。また、

- S2はエクセルギー効率がS1に比べて低いにもかかわらず、CO<sub>2</sub>削減量は顕著に多くなると推定されており、CO<sub>2</sub>排出量制約が強化される条件下では優れたシステムになる。
- CO<sub>2</sub>回収酸素燃焼システムS1およびS2は、従来式の複合発電システムと比べると、機器要素効率などを出来るだけ同一とした条件下ではエクセルギー効率が高くなると推定された。

なお、酸素燃焼システムの方が将来のエネルギーシステムとして空気燃焼システムより本当に優れていることを示すためには、発電特性のほかにシステムの経済性についても評価する必要があることはいうまでもない。

最後に、本研究は大阪大学先端科学技術センターと(株)東芝との共同研究「新発電システムに関する研究」の一環として行われたものである。ここに、(株)東芝深倉壽一氏・船津徹也氏をはじめとする関係各位に謝意を表する。

## 参考文献

- 1) 内山；私たちのエネルギー、(1966)、43節、培風館。
- 2) 朴・鈴木；飽和蒸気を作動流体として利用するCO<sub>2</sub>回収無公害高効率発電システム、電気学会論文誌B, Vol. 113, No. 3, (平5-3), pp. 266/272.
- 3) Pyong Sik Pak and Yutaka Suzuki ; A CO<sub>2</sub>-Capturing Hybrid Power Generation System with Highly Efficient Use of Solar Thermal Energy, Energy, Vol.22, No.2/3, (1997.2), pp.295/299.
- 4) 朴・上田・鈴木；工場廃熱利用高効率H<sub>2</sub>Oタービン発電システムの構成と特性、電気学会論文誌B, Vol. 118, No. 9, (平10-9), pp. 1006/1012.
- 5) P. S. Pak, Y. Suzuki and T. Kosugi ; Evaluation of Characteristics and Economics of a CO<sub>2</sub>-Capturing H<sub>2</sub>O Turbine Power Generation System Utilizing Waste Heat from a Garbage Incineration Plant, International Journal of Global Energy Issues, Vol.11, Nos.1-4, (1998.12), pp.211/217.
- 6) 朴；製鉄所廃熱利用CO<sub>2</sub>回収発電システムの特性と経済性評価、エネルギー・資源学会第20回研究発表会講演論文集、(平13-6), pp. 25/26.
- 7) P. S. Pak ; Evaluation of CO<sub>2</sub>-Capturing Power Generation Systems Utilizing Waste Heat from Ironworks, ISIJ (The Iron and Steel Institute of Japan) International, Vol.42, No.6, (2002), pp.663/669.
- 8) 朴炳植；火力発電所中圧蒸気活用CO<sub>2</sub>回収NO<sub>x</sub>フリー・リパワリングシステムの特性と経済性評価、電気学会論文誌B, Vol. 123, No. 7, (平15-7), pp. 808/813.
- 9) T. Kosugi and P. S. Pak ; Object-oriented simulation system for evaluating characteristics of various CO<sub>2</sub>-capturing thermal power generation systems, Proceedings of JSSST International Conference on Modeling, Control and Computation in Simulation, (2000.10), pp.294/299.
- 10) 朴；酸素燃焼方式CO<sub>2</sub>回収H<sub>2</sub>Oタービン発電システムの特性エクセルギー評価-その1：最適タービン入口温度の探索-、第18回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス講演論文集、(平15-1), pp. 515/520.
- 11) 信澤；「エネルギー工学のためのエクセルギー入門」、2章、(昭55)、オーム社。