

(論文)

蒸気過熱器を用いた動力回収型圧縮機の高性能化

Improvement of Power Recovery Turbo Compressor by Using Steam Super Heater



桑原英明*
Hideaki Kuwabara



岡田和人*(工博)
Dr. Kazuto Okada



三宅俊也*(工博)
Dr. Toshiya Miyake

Kobe Steel has commercially produced an energy-efficient air compressor, the "Eco-Centri[®]", which recovers excess or waste steam in factories using a high-efficiency radial turbine directly connected to a compressor. In order to improve the energy-saving characteristics of the Eco-Centri, a high-efficiency compact super-heater was developed and installed upstream from a radial steam turbine. This integrated system was incorporated into the process steam line of Kobe Steel's Kakogawa Works. Results have shown that this system has dramatically improved the overall performance of the plant.

まえがき = 1997年末の気候変動枠組条約第3回締約国会議(COP3)以降、省エネ法の改正により、第一種エネルギー管理指定工場および第二種エネルギー管理指定工場に対する管理・監視が強化されてきた。

これらの指定工場では、空気圧縮機が数多く使用されており、省エネルギー化を推し進めるうえで、圧縮機の消費するエネルギーは、無視できないレベルにある¹⁾。

このような背景のもと、当社では、工場で発生する未利用の余剰蒸気から動力を回収し、空気圧縮機の消費電力を削減する、写真1に示す動力回収タービン付ターボ圧縮機(エコセントリ[®])を商品化しており、すでに20以上の工場で稼働実績がある。

しかしながら、工場で発生する余剰蒸気の多くは、飽和状態にあり、場合によっては動力回収を行うスチームタービン内で蒸気が凝縮し、回収動力の低下とともに、回転体やノズルでのエロージョンも懸念される。このため、スチームタービン出口の蒸気乾き度については、90%以上に保つような制約条件の下で稼働されるのが一般的である²⁾。

エコセントリにおいても同様な条件のもとに動力回収が行われるが、ユーザの蒸気利用条件によっては、経済的メリットを生み出すほどの十分な回収動力が得られず、導入にいたらない場合もあった。

そこで本研究では、膨張比を大きくしてもエロージョンの懸念なく、スチームタービンにて十分な動力を回収できることを目指して、タービン直前にインライン型蒸気過熱器を付加した一体システムを構築した。本システムの成立には、低圧損で熱効率の高い蒸気過熱器が必要不可欠であり、まず、その開発を行った。また、開発した蒸気過熱器とエコセントリを組合わせた一体システムを当社加古川製鉄所内の実プロセス蒸気ラインに組込

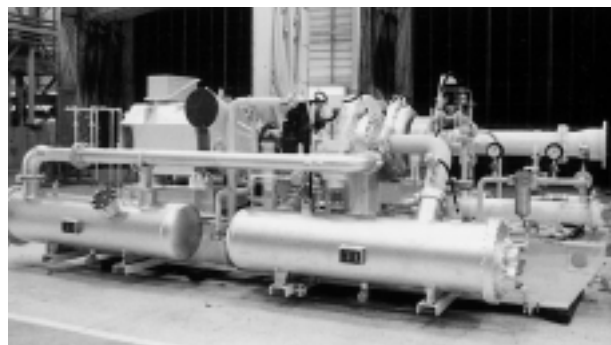


写真1 ラジアルスチームタービン付き空気圧縮機
Photo 1 Air compressors combined with radial steam turbine

み、実証試験を行った。

実証試験によって、現行のエコセントリに比べ広い範囲の蒸気圧力条件で動力回収が行えること、また回収動力量が50%以上向上することを確認した。

1. システムの概要

1.1 工場内における蒸気の利用例とエコセントリの導入例

図1に示すように、蒸気を利用している多くの工場やプラントでは、ボイラで発生した高圧蒸気から末端の低圧蒸気にいたるまで、蒸気をカスケード利用している。高圧蒸気は発電に利用され、その副産物として生じた中低圧蒸気は、他のプロセスで利用されたり減圧弁で適当な圧力まで減圧されたあと、プロセス熱源や給湯用熱源に利用されている。

当社では、図2に示すようなプロセスで、減圧弁の代わりにエコセントリを設置し、蒸気の圧力エネルギーを圧縮機のアシスト動力として利用するシステムを提案し、稼働実績を上げてきた。

*技術開発本部 機械研究所

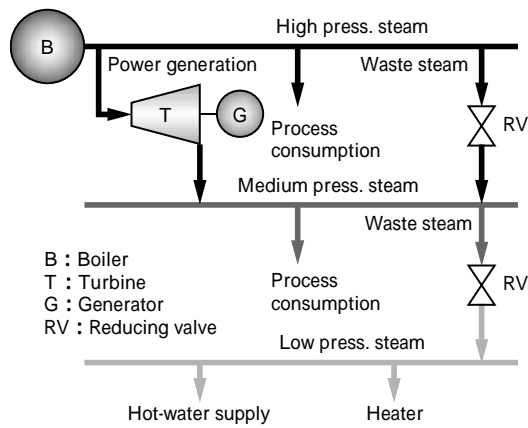


図1 従来の工場内の蒸気利用例
 Fig. 1 Schematic diagram of steam use example in factories

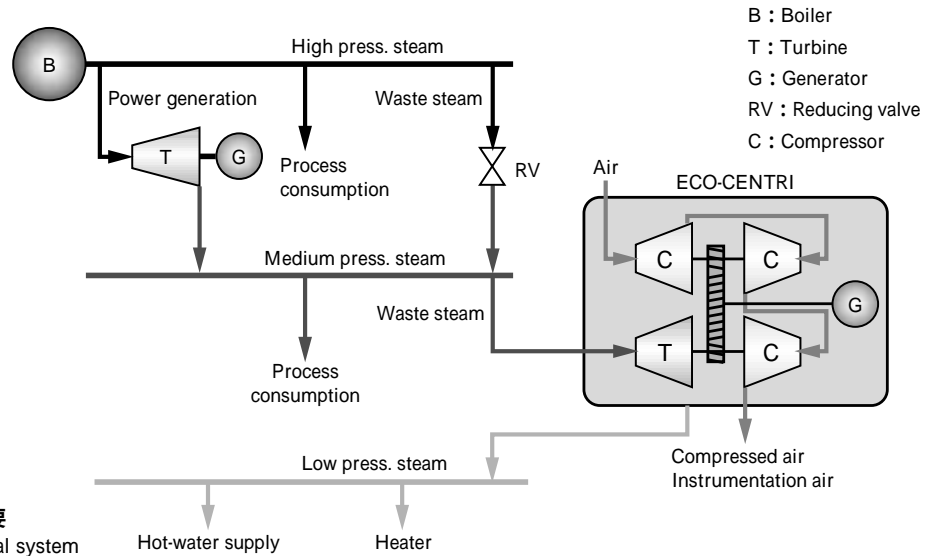


図2 従来機を利用したシステムの概要
 Fig. 2 Schematic diagram of conventional system

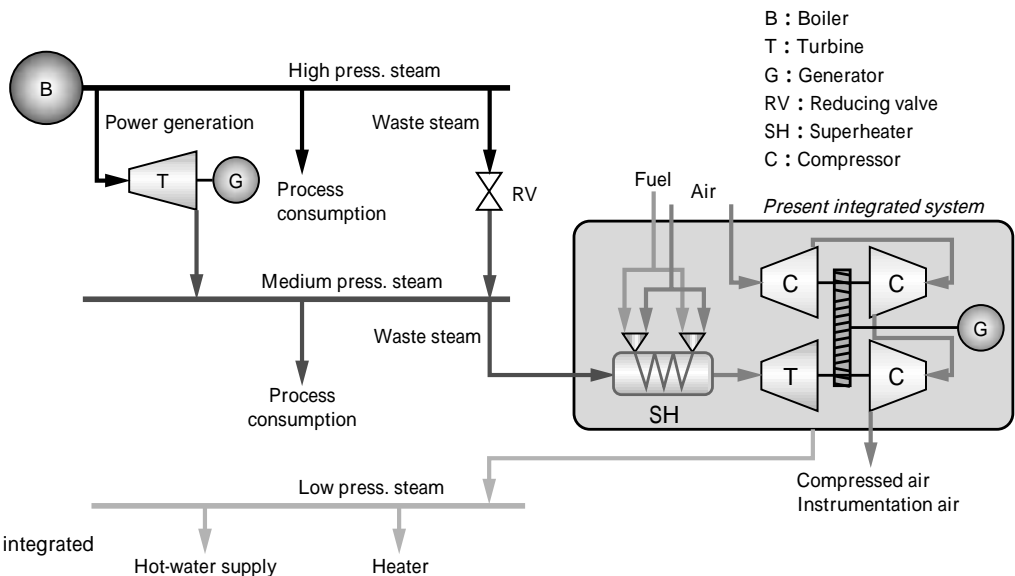


図3 一体型システムの概要
 Fig. 3 Schematic diagram of integrated system

1.2 本研究で提案したシステム

図3に本研究で提案したシステムを示す。本システムは、現行のエコセントリのスチームタービン直前に余剰蒸気を過熱する蒸気過熱器を組合わせたシステム構成となっている。

本システムの導入により、現行のエコセントリでは利用できなかった条件の余剰蒸気からも動力を回収することが可能になる。また、既にエコセントリが導入されて

いる場合でも、蒸気過熱器を取付けることで、スチームタービンからの回収動力量を大幅に増大させ、蒸気のエネルギーを最大限に回収しえる。

1.3 従来機（エコセントリ）の特徴

図4にエコセントリの全体図を示す。エコセントリは、3段圧縮機と1段のスチームタービン、圧縮機を駆動するモータ、圧縮空気を中間冷却する熱交換器および補器類で構成されている。エコセントリの特徴を以下に述べる。

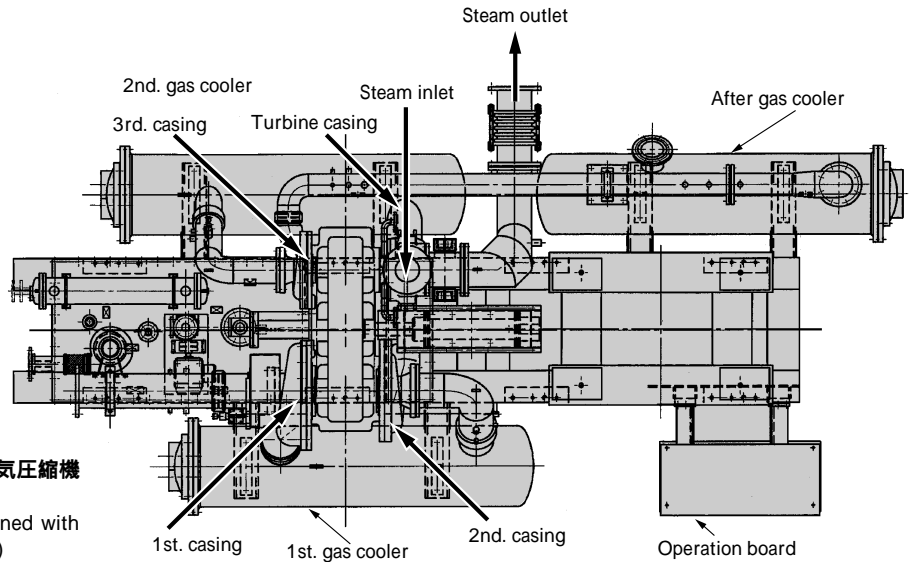


図4 ラジアルスチームタービン付き空気圧縮機 (エコセントリ) の外觀図
Fig. 4 Top view of air compressors combined with radial steam turbine (ECO-CENTRI)

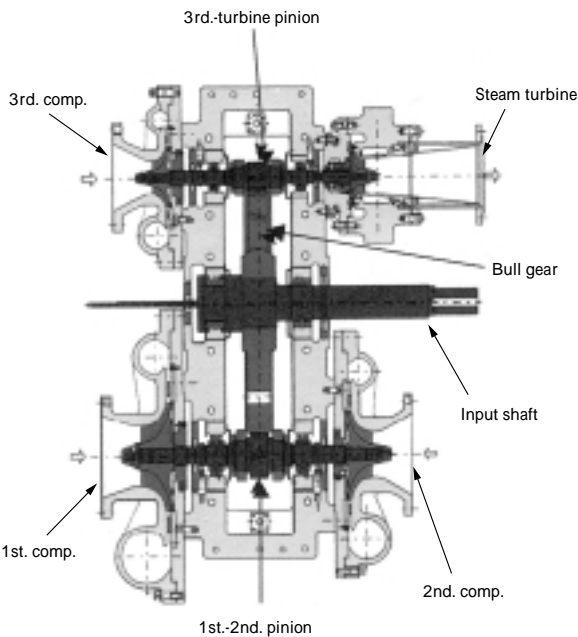


図5 エコセントリの断面図
Fig. 5 Cross sectional view of ECO-CENTRI

- 1) 図5に示すように、エコセントリ本体は、圧縮機とスチームタービンが直結した構造となっている。モータと結合する大きな歯車を中心に、左右にピニオン軸が置かれ、一方のピニオン軸の両端には1,2段インペラが、他方のそれには3段インペラとタービンランナが固定されている。本構造により、タービン動力を機械損失無しに空気の圧縮動力として利用できる¹⁾。
- 2) 蒸気の圧力エネルギーを圧縮機のアシスト動力として利用するため、モータの消費電力を大幅に削減できる。この機能により、空気圧縮機として優れた経済性と省エネ性を実現している。
- 3) モータ消費電力を監視して発電防止制御を行うことで、電気事業法の適用を受けずに設置することができる。

1.4 本研究で提案したシステムの特徴

本システムでは、従来システムに加えスチームタービン直前に蒸気過熱器があり、供給される余剰蒸気を過熱蒸気に変えてスチームタービンに供給する。このため、

スチームタービンの対応可能膨張比を広くし、かつ回収動力を大幅に向上させることが可能となる。

従来システムと本システムについて、予測性能の比較を表1に示す。本システムでは、蒸気過熱器で燃料を消費することを考慮しても、経済性で50%、CO₂削減量で35%向上が期待できる。なお、表1の経済性およびCO₂削減効果の前提条件および試算については、表2に示したとおりである。

表1 従来システムと一体型システムの性能

Table 1 Performance of conventional system and integrated system

	Conventional system	Integrated system
Expansion ratio	3.3	7.0
Exhaust steam pressure	0.173MPaG	0.024MPaG
Power of compressors	600kW	600kW
Maximum recovery power	401kW	658kW
Running cost reduction	39.7 million yen/year	60.4 million yen/year
Amount of CO ₂ reduction	1 141 ton/year	1 541 ton/year

表2 経済性とCO₂削減量の試算前提条件

Table 2 Basis for trial calculations of CO₂ reduction and economical curtailment

Item	Condition	
Condition of waste steam	Mass flow rate	2.5kg/s
	Pressure	0.80MPaG
	State	Saturated steam
Annual operation time of air compressor	8 000h/year	
Cost	Power rate	10yen/kWh
	Minimum charge	1 600yen/kW/month
	Fuel cost for burner	35yen/Nm ³
Rate of CO ₂ generation	Electricity	0.356kg/kWh
	Fuel gas	2.385kg/Nm ³
Heating efficiency of superheater	80%	

表3 蒸気過熱器の主要仕様

Table 3 Primary specification of superheater

Item	Specification
Limit steam pressure	2.38MPaG
Mass flow rate of steam	2.5kg/s
Dimension	L 2.0m × W1.6m × H5.6m (furnace : D1.2m × H3.8m)
Burner capacity	225kW Fuel : Coke oven gas

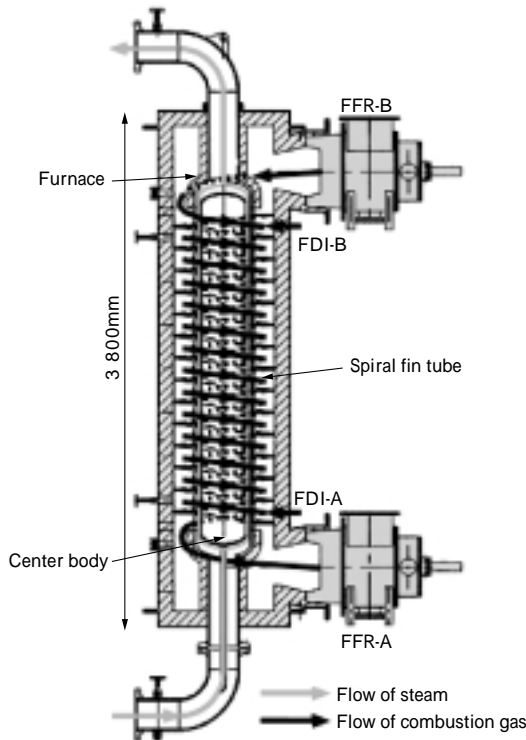


図6 蒸気過熱器の断面図

Fig. 6 Schematic view of practical superheater

次に、本システムの実現に必要な不可欠な大流量蒸気に対応した低圧損の蒸気過熱器の主要諸元を表3に示し、図6にその概念図を示す。また、その特徴を以下に述べる。

1) スチームタービンから排気された蒸気が2次利用さ

れることを考慮して、間接的に蒸気を過熱する構造となっている。

- 2) 蒸気管を二重管構造とし、また蒸気流路の断面積をうまく設定することにより、蒸気と蒸気管の対流熱伝達を促進して蒸気管の過加熱を防止しつつ、圧力損失を小さくすることを両立した。
- 3) 蓄熱燃焼式バーナ (FFR burner³⁾、東京ガス・エンジニアリング(株)の適用により、排気熱損失を小さく抑えた。蓄熱燃焼式バーナは低 NO_x 運転が可能で、熱効率も 80%以上が期待できる。
- 4) 断熱効果の高いファイバ系断熱材を数種類使用し、各断熱材の耐熱性、熱伝導率、さらにコストも考慮して積層構造の炉体を構成したことで、炉内を高温に保ちつつ、炉体放熱を低く押さえることを低コストで実現した。
- 5) 蒸気管に螺旋状のフィンを取付け、炉壁との間に燃焼ガス流路を形成することで、燃焼ガスと蒸気管の熱伝達率向上と伝熱面積の拡大、さらには、燃料ガスが炉内で燃え切るための滞留時間の確保を実現した。
- 6) バーナ負荷が 100 ~ 50% の燃焼量においては流量比例制御を、50 ~ 20% までは時間比例制御を、20% 以下ではメインバーナを停止しパイロットバーナのみでの燃焼となるよう制御し、大きいターンダウン比とバーナの安定燃焼を実現した。
- 7) 安全性の高い運転を実現するため、バルブ開閉の監視、パイロット火炎の監視、燃料ガスなどユーティリティ条件の監視システムを構築し、かつ誘引プロアやエコセントリとのインターロック機能を備えた。

2. 提案したシステムの原理

図7に本システムの原理を示す。縦軸に比エンタルピ、横軸に比エントロピをとり、飽和乾き蒸気線および乾き度 95% の湿り蒸気線を示す。表2に従い、圧力 0.8MPaG、流量 2.5kg/s の余剰飽和蒸気を断熱効率 75% のスチームタービンで膨張させ、動力回収する場合を想定した。なお、ここでは高膨張比でも安全にタービンを稼働させることを第一に考え、タービン出口の蒸気の乾き度の制約条件を 95%以上とした。

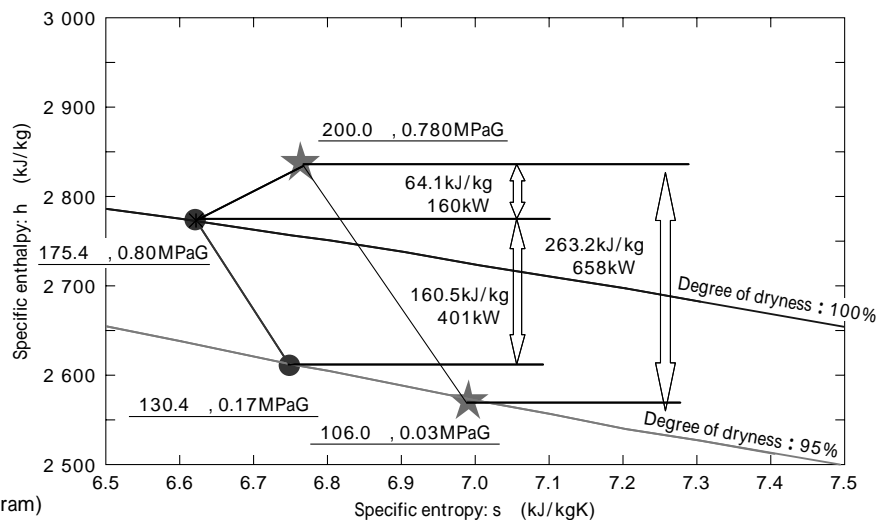


図7 一体システムの原理

Fig. 7 Principle of integrated system (h-s diagram)

図8 蒸気、圧縮空気、燃料ガス、N₂配管フロー図
Fig. 8 Flow diagram of primary piping of steam, fuel gas, compressed air and N₂

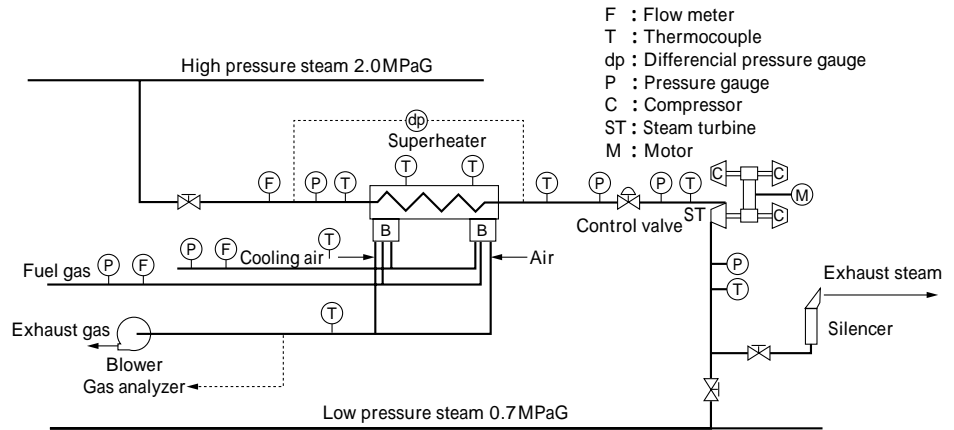
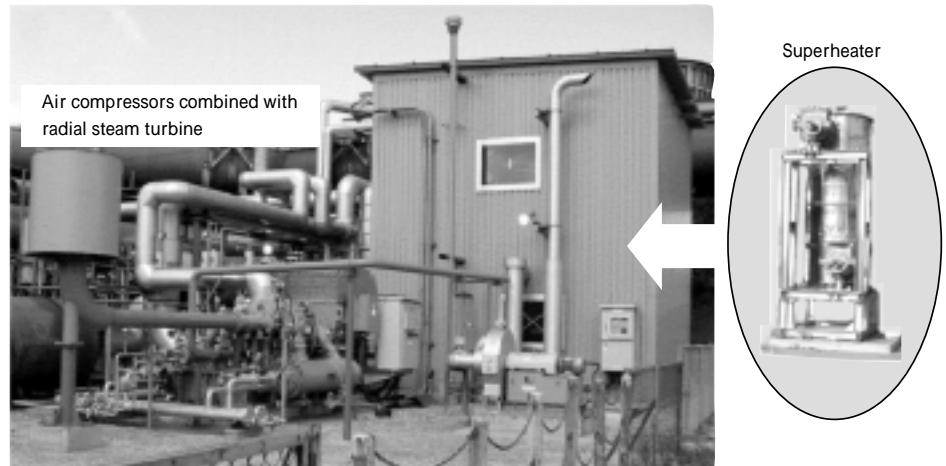


写真2 実証試験設備外観
Photo 2 Appearance of integrated system



圧力 0.8MPaG の飽和蒸気に対する従来の稼働条件において、スチームタービンの膨張比は 3 となり、●印のように蒸気の状態が変化する。すなわち、タービン入口で 2 773kJ/kg の比エンタルピを持つ蒸気が、出口で比エンタルピ 2 613kJ/kg の蒸気になる。この過程で、蒸気は単位質量あたり 160.5kJ/kg のエネルギーを放出し、動力として回収される。他方、本システムの場合では、蒸気過熱器によって同じ余剰蒸気(2 773kJ/kg、流量 2.5kg/s)に 160kW(+64.1kJ/kg)に相当する熱を与え過熱蒸気とするため、膨張比 7 としても ●印のように蒸気の状態が変化し、乾き度 95%を下回らずにタービンの運転が行える。このため、タービン入口で 2 835kJ/kg のエンタルピをもつ蒸気が、出口で 2 572kJ/kg となり、263.2kJ/kg のエネルギーを放出し、これを動力として回収することが可能になる。

つまり、蒸気過熱のために使用したエネルギーよりも、スチームタービンで回収できるエネルギーの増加量が大きくなるのが期待できる。

3. 試験装置および実験条件

3.1 全体システム

図 8 に実証試験設備の概略フロー図を示す。2.0MPaG の中圧プロセス蒸気ラインから 0.7MPaG の低圧プロセス蒸気ラインおよび放蒸器までの蒸気フローと蒸気過熱器に関する主な空気および燃料ガス、燃焼排気ガスのフローを図示している。

蒸気ラインについては、蒸気過熱器前後とタービン前

表 4 実験条件
Table 4 Condition of test

Item	Condition
Waste steam condition	Depending on process side
Firing rate	150kW
Excess air ratio	1.5
Operation of air compressor	Full load

後で圧力と温度を測定しており、その流量は、蒸気過熱器入口にて測定した。また、そのほかのユーティリティについても流量、圧力、温度を図示のとおり測定した。

写真 2 に実証試験設備の外観を示す。左手前が空気圧縮機と蒸気タービンからなるエコセントリで、右奥の建物内に蒸気過熱器が収納されている。両者は、蒸気配管により連結されている。

3.2 試験条件

表 4 に実証試験条件を示す。流入する蒸気は、プロセス側蒸気条件に依存し、圧力および温度は常に変動する。また、スチームタービンの運転条件は、従来の運転を模擬した膨張比 3 と、本システムの仕様条件となる膨張比 7 とした。

蒸気過熱器の最大燃焼量は、本システムに供給される蒸気温度に鑑み 150kW とし、炉内における空気比を 1.5 とした。

圧縮機の運転条件は、連続的に 0.5MPaG の圧縮空気を 5 500Nm³/h 発生させ、負荷を一定とした。

4. 実験結果

4.1 入口蒸気条件

図9に代表的な入口蒸気圧力の時間履歴を示す。所内から供給される蒸気の圧力は、1.9 ~ 2.1MPaGで変動している。これは、本設備とつながる供給側蒸気ヘッドには、蒸気を大量消費する設備が複数接続されており、これらが不定期に蒸気を消費するためである。

4.2 蒸気過熱器の燃焼ガス温度分布

図10に蒸気過熱器内の燃焼ガス温度分布を示す。本過熱器では、1対のバーナつまり図のAバーナとBバーナが交替燃焼する。図中の●印は、Aバーナが燃焼する場合、■印はBバーナが燃焼する場合のガス温度である。

Aバーナが燃焼する場合、燃焼用空気はバーナに内蔵された蓄熱体を通過後、660℃に予熱されて炉内に供給される。炉内では、バーナの燃焼で発生した900℃以上の燃焼ガスが、過熱器中央部に到達するまでに蒸気管に熱を与え、590℃まで温度低下する。そのあと、下流に向かい蒸気管および炉壁から加熱され、830℃まで上昇し、排気側のバーナに700℃で流入する。さらにこの燃焼ガスは、排気側のバーナの蓄熱体に熱を伝え260℃で排気される。

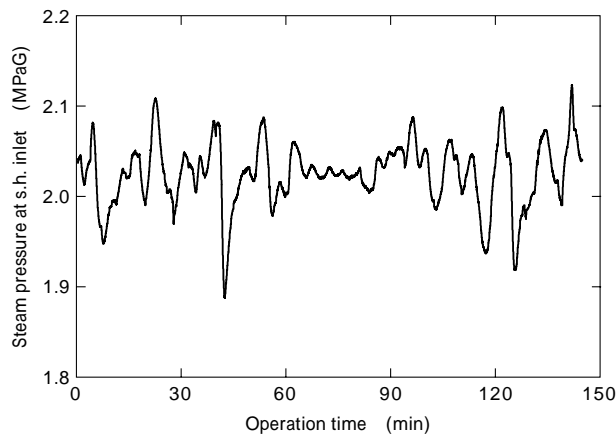


図9 流入する余剰蒸気の状態
Fig. 9 Condition of waste steam at s.h. inlet

また、Bバーナが燃焼する場合も、燃焼ガスの流れる向きが左右で異なるが、同様の温度分布を示している。

現存するリジェネバーナが導入された炉においては、炉内温度分布を平均化することでプロセスの性能改善と熱効率の向上を達成している⁴⁾。一方、本過熱器では、燃焼ガスから蒸気管へ熱授受が急速に進むため、蒸気管中央部でガス温度が低下している。これは、投入熱量に対して伝熱面積に余裕があり、蒸気管の長さを短くするか、蒸気管径を小さくするなど、さらなるコンパクト化が期待できることを意味している。

4.3 蒸気過熱器の熱収支

図11に蒸気過熱器の熱収支を示す。本蒸気過熱器の熱収支を整理すると、排熱損失が9.8%、炉体からの放熱が1.4%、蒸気への熱付与の割合が65.3%であり、蒸気への着熱効率は85.4%となる。ここで、着熱効率の定義を以下に示す。

$$= \frac{(h_o - h_i) \times W}{Q} \dots \dots \dots (1)$$

ただし、 h_o は、蒸気過熱器から流出する過熱蒸気の比エンタルピ (kJ/kg)、 h_i は、過熱器に流入する蒸気の比エンタルピ (kJ/kg)、 W は蒸気の質量流量 (kg/s)、 Q はバーナの燃焼量 (kW) である。

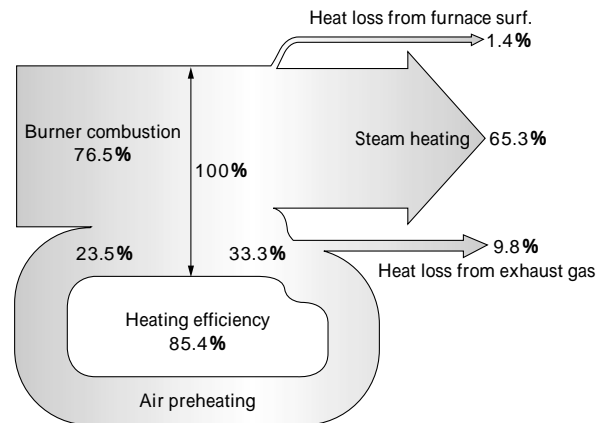


図11 蒸気過熱器のヒートバランス
Fig.11 Heat balance of superheater

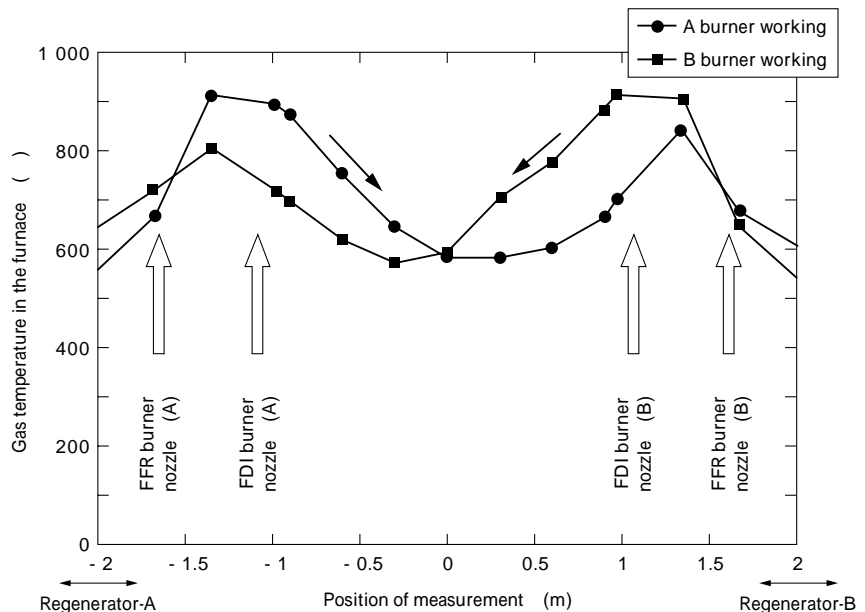


図10 炉内の燃焼ガス温度分布
Fig.10 Distribution of gas temperature in the furnace

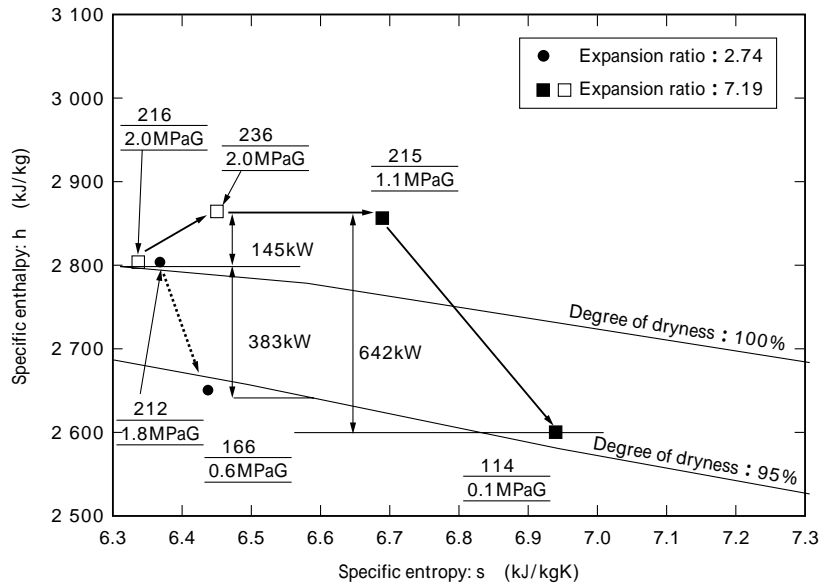


図12 従来単体システムと一体型システムの比較 (h-s 線図)

Fig.12 Comparison of integrated system and conventional mono system (h-s diagram)

4.4 タービン内の蒸気特性

図12に典型的なタービン入口と出口の蒸気の状態を示す。縦軸を比エンタルピ、横軸を比エントロピとした。また、左右に走る実線は、飽和乾き蒸気線および乾き度95%の湿り蒸気線である。なお、図中の●印および□と■印は、変動する入口蒸気のなかでエネルギー回収が厳しい条件となる飽和蒸気の場合について記した。

●は、エコセントリに乾き飽和蒸気が供給されて、膨張比2.74の単体運転を行った場合の実験データを、□および■は、一体システムにより蒸気過熱器で蒸気を過熱したあと、膨張比7.04の運転を行った場合の実験データに相当する。ここで、□は蒸気を過熱する過程、■はタービンで膨張する過程の蒸気の状態をそれぞれ意味する。

蒸気過熱器を作動させないエコセントリ単体運転では、蒸気流量2.8kg/s、膨張比2.74の条件で飽和蒸気からの回収動力として426kWを得た。これを蒸気流量2.5kg/sの場合に換算すると383kWとなる。一方、蒸気過熱器との一体システム運転では、蒸気流量1.73kg/s、膨張比7.04の条件で、回収動力として443kWを得た。これを蒸気流量2.5kg/sの場合に換算すると642kWになる。なお、膨張比7.04の実験において、蒸気流量が低下している理由は、回収動力が増加したために、発電防止機能が作動して蒸気の流量調節弁が絞られたためである。

以上より、蒸気流量2.5kg/s換算で比較すると、膨張比を大きくすることで回収動力が約68%増加することを確認した。

また、膨張比7.04の運転でもタービン出口の蒸気の乾き度を95%以上に保つことができることを確認した。

4.5 蒸気過熱器の圧力損失

本システムのような蒸気の圧力エネルギーを回収するシステムにおいては、過熱器での圧力損失を極力抑えるこ

とが望ましい。本蒸気過熱器において、蒸気流量2.8kg/sの場合では圧力損失を20kPa以下とすることができた。この結果より、蒸気圧力の低い場合、例えば圧力0.8MPaGの余剰蒸気についても、圧力損失が流体速度の2乗にほぼ反比例するとすれば、同流量の蒸気が通過する場合に生じる圧力損失は50kPa以下となり、余剰蒸気のもつ圧力エネルギーをほとんど損なうことなく動力回収が行える。

むすび= 加古川製鉄所内での実証試験を通して、以下のことを明らかにした。

- 1) 本研究にて開発した一体システムにより、現行のエコセントリでは実現できなかった高膨張比での運転が可能となる。
 - 2) 本システムは、エコセントリ単体運転時に比べて蒸気からの回収動力を68%増加できる。
 - 3) 本蒸気過熱器は、着熱効率を85%以上としつつ、所定の流量(2.5kg/s)の蒸気を低圧損で過熱できる。
- なお、本システムの開発にはNEDO(新エネルギー・産業技術総合開発機構)の産業技術実用化開発費助成金を活用させていただいた。記して謝意を表す。

参考文献

- 1) 阿佐美 春夫：動力回収タービン付き圧縮機「エコセントリ」, Shinko Techno engineering report, Vol.13, No.25 p.13.
- 2) 石谷 清幹ほか：蒸気動力(1989) p.78, コロナ社.
- 3) 仲町一郎ほか：産業燃焼技術 JFRC 20周年記念出版, (財)省エネルギーセンター(2000) p.264.
- 4) 中川二彦ほか：産業燃焼技術 JFRC 20周年記念出版, (財)省エネルギーセンター(2000) p.274.