

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	超臨界CO ₂ を作動媒体とするクローズドガスタービン実証試験の予備実験結果
著者(和文)	宇多村 元昭, 有富 正憲, 山本 敬, 蓮池 宏
出典(和文)	動力エネルギーシンポジウム, E 1 1 2
発行日	2010, 6

超臨界CO₂を作動媒体とするクローズドガスタービン実証試験の予備実験結果

Preliminary test result of a closed cycle gas turbine with supercritical CO₂ as working fluid

○正 宇多村 元昭 (東工大)
山本 敬 (熱技術開発)

正 有富 正憲 (東工大)
蓮池 宏 (エネ総研)

Motoaki UTAMURA and Masanori ARITOMI, Tokyo Institute of Technology,
2-12-1, Ookayama, Meguro-ku, Tokyo

Takashi YAMAMOTO, Thermal Engineering & Development,
3-18-14, Shin-Yokohama, Kohoku-ku, Yokohama

Hiroshi HASUIKE, Institute of Applied Energy,
Nishi-Shinbashi, Minato-ku, Tokyo

The development of a closed cycle gas turbine with super-critical carbon dioxide as a working fluid is under way in order to generate power from waste heat source of a low or intermediate temperature range from industry. Its demonstration test using a reduced scale turbomachine is under way. Principal specifications follow; net power output of 10kWe and recirculation CO₂ flow rate of 1.2kg/s under the given turbine inlet conditions of 550K and 12MPa respectively. Preliminary test results on the measurements of compressor required work is presented. Specific work input to compressor was measured and compared with analysis model that the specific work input is proportional to the value of compressibility coefficient at inlet to compressor. The model is proved to be valid.

Key Words: gas turbine, carbon dioxide, supercritical, microchannel heat exchanger

1. はじめに

実ガス効果により圧縮係数が小さい臨界点近傍の超臨界状態で圧縮し、理想気体とみなせる状態でタービンを駆動することにより、理論的に高い効率のクローズドサイクルを構築できる。特に、二酸化炭素は臨界点が圧力 7.38MPa, 304K と常温近傍に存在するので、中温度で高い効率の再生サイクルを構築可能であり、過去にサイクルが検討された^{(1),(2)}。軸出力 10 kW の上記サイクルの実証機を製作し、タービン入口温度 550K, 圧縮機出口圧力 12MPa の条件で動作させる計画である。本報告では、ループの構成、主要機器の仕様について述べ、圧縮機の比動力測定値と圧縮係数との相関、再生熱交換器の性能測定結果について述べる。

2. 実験装置

図 1 は実験装置のフローシートを示す。ループの配管径は高圧側が 25A, 低圧側(タービン排気側)が 40A である。加熱器容量は 160 kW である。3 種の実験を計画している。それぞれ、①再圧縮機-加熱器-膨張弁-前置冷却器からなるループを構成し、圧縮機の動力低減確性試験②主圧縮機-タービン-再生熱交換器 1, 2-前置冷却器からなるループを構成し、ブレイトンサイクル運転試験③これに再圧縮機を追加した分流再生サイクル運転試験である。図 2 は②と③のサイクルの T-s 線図を表 1 は主要機器の仕様を示す。

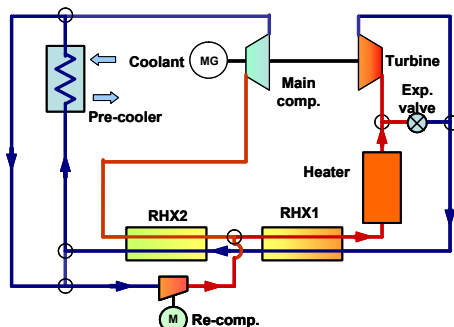


Fig.1 Flow diagram of super-critical CO₂ gas turbine test rig.

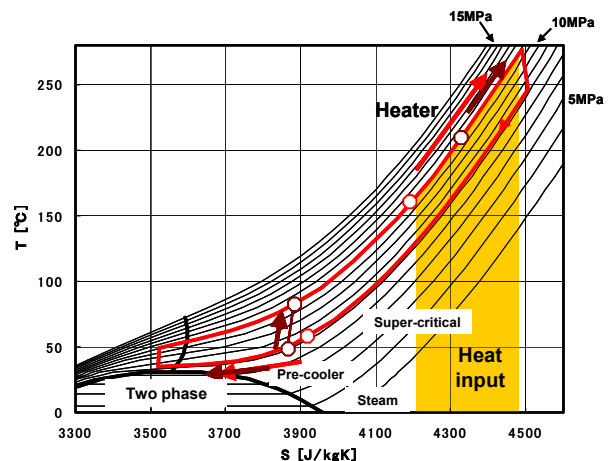


Fig.2 T-s diagram of operation of demonstration test.

Table 1 Specifications of main components.

Component	Specifications
Cooler	Plate-type heat exchanger Water-cooling type Heat-transfer area: 5.36 m ² × 2
Reciprocating compressor	Nominal capacity: 8.8 m ³ /h × 2 Motor nominal power: 15 kW × 2
Electric heater	External heating method Tube length: 36 m Capacity: 160 kW
Turbine	In Development
MCHE 1	L × W × H: 550 × 190 × 132 [mm] 2 units in parallel work as MCHE 1 Heat-transfer area: 3.23 m ² × 2 Heat exchange rate: 128 kW × 2
MCHE 2	In Development
Centrifugal compressor	In Development
Motor-generator	In Development Power generation capacity: 10 kW

3. 実験結果

3.1 圧縮機動力低減の実験

図1中の Re-comp(レシプロ圧縮機)を用いた実験範囲を表2に示す。

Table 2 Experimental range.

item	unit	measurement	
		min	max
CIP(p_s)	MPa	2.86	5.62
CEP(p_d)	MPa	4.39	10.83
CIT(T_s)	K	288.65	296.65
CET(T_d)	K	327.35	372.75
G	kg/s	0.29	0.67
W_m	kW	13.6	28.4

ここで、CIP, CIT, CEP, CET は圧縮機の入口圧力, 温度, 出口圧力, 温度, G, W_m は流量, 動力である。図3, 4に実験結果を示す。

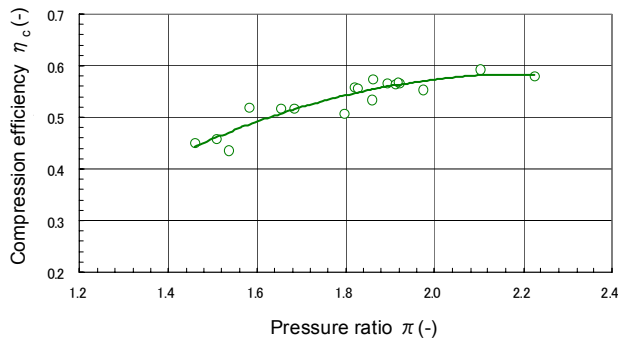


Fig.3 Measured compression efficiency.

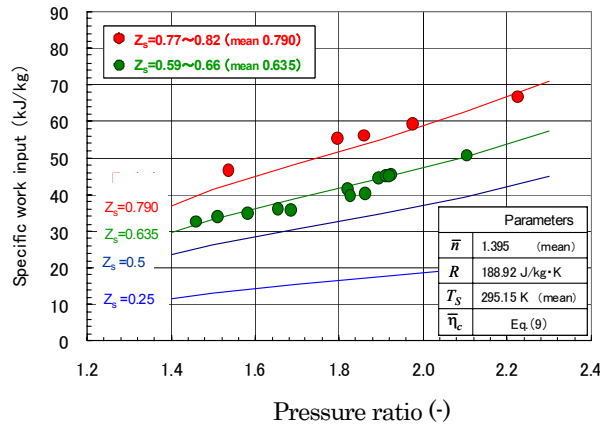


Fig.4 Specific work input as a function of pressure ratio with the parameter compressibility coefficient.

図3の圧縮率係数 η_c の実験式は

$$\eta_c = -0.259\pi^2 + 1.137\pi - 0.664 \quad (1)$$

また、圧縮係数 Z_s を用いた比動力の推定式

$$P_c = \frac{\bar{n}}{\bar{n}-1} Z_s R T_s (\pi^{(\bar{n}-1)/\bar{n}} - 1) / \eta_c / 1000 \quad (2)$$

ここで、

$$\pi \equiv P_d / P_s \quad (3)$$

$$\bar{n} \equiv \sum_{i=1}^M (1 - \ln(T_{di} / T_{si}) / \ln \pi)^{-1} / M \quad (4)$$

ここで、 M は実験データの数である。

式(2)を検証する。

図4より Z_s の二個の実験グループ 0.79, 0.635 と式(2)の一致はよい。これから、圧縮機の比動力が Z_s に比例するモデルが妥当であると考えられる。そこで、式(2)により、起動~定格運転条件での Z_s 値 0.5, 0.25 で比動力を予測した。結果を図4中に示す。定格運転条件での圧力比 π は 1.45 近傍にあり、大幅な圧縮動力低減が見込まれることが分かる。

3.2 再生熱交換器の実験

P CHE型マイクロチャンネル熱交換器を用いて再生熱交換器を設計・製作した^{(3),(4)}。目標温度効率が高温度基準で95%である。このように高い温度効率でありながら、表1より、長さが550mmと短い点に特徴がある。供試体平均の総括伝熱係数 U を用いて上記の設計の妥当性を検証した。図5に結果を示す。温度効率が高いために測定誤差の感度が高くバラツキが見られるが、設計式の妥当性が示されている。破線は定格条件の予測値である。

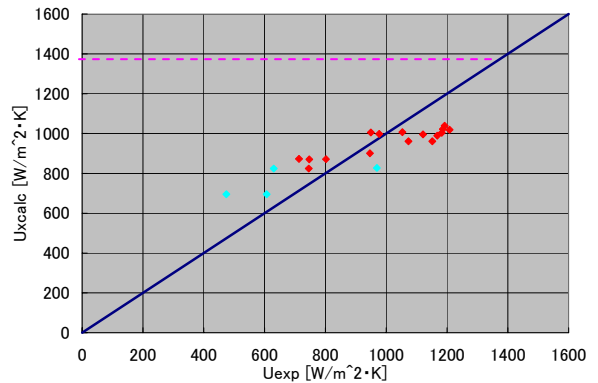


Fig.5 Averaged overall heat transfer coefficients.

4. 結言

超臨界CO₂ガスタービン原理検証実験の予備試験結果を報告した。圧縮動力低減効果は、動力が圧縮係数に比例するモデルでよく説明できる。また、高い伝熱性能が要求される再生熱交換器の総括伝熱係数を実測し、設計ツールの妥当性を検証した。

参考文献

- (1) Angelino, G., 1969, ASME Paper No. 69-GT-103.
- (2) Fruttschi, H.L., 2005, Closed-cycle gas turbines, ASME publications, pp.164-169.
- (3) Utamura, M., et al., 2008, IJNEST, Vol. 4, No. 1
- (4) Utamura, M., et al., 2008, Proc. HEFAT2008 paper MU1