

論文 / 著書情報  
Article / Book Information

|                 |                                                |
|-----------------|------------------------------------------------|
| 論題(和文)          | 熱交換器の伝熱制限を考慮した超臨界CO <sub>2</sub> ガスタービンのサイクル特性 |
| 著者(和文)          | 宇多村元昭, ニキチン コンスタンチン, 梶田 梨奈, 山本 敬, 蓮池 宏         |
| 出典(和文)          | 日本ガスタービン学会誌, Vol. 36, No. 2,                   |
| 発行日 / Pub. date | 2008, 3                                        |

# 熱交換器の伝熱制限を考慮した 超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンサイクル特性の解析

宇多村 元昭 (東工大), ニキチン・コンスタンチン (東工大)  
梶田 梨奈 (熱技術開発 (株)), 山本 敬 (熱技術開発 (株)),  
蓮池 宏 (エネルギー総合工学研究所)

## Cycle characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> gas turbines with heat exchangers having heat transfer limitation

Motoaki UTAMURA(Tokyo Institute of Technology),  
Konstantin NIKITIN(Tokyo Institute of Technology),  
Rina KAJITA(Thermal Engineering & Development Co. Ltd.)  
Takashi YAMAMOTO(Thermal Engineering & Development Co. Ltd.)  
and  
Hiroshi HASUIKE(The Institute of Applied Energy)

### ABSTRACT

Cycle characteristics of closed gas turbines using super critical carbon dioxide as a working fluid are investigated. It is found an anomalous behavior of physical properties of CO<sub>2</sub> at pseudo-critical point may limit heat exchange rate of recuperator due to the presence of pinch point inside recuperator. Taking such pinch problem into consideration, the cycle efficiency of Brayton cycle is assessed. Its value is found limited to 39% degraded by 5% compared with the case without the pinch present inside. As an alternative part flow cycle is investigated and its operable range has been identified. It is revealed that the part flow cycle is effective to recover heat transfer capability and may achieve the cycle efficiency no less than 45% under a typical operating condition of pressure of 20MPa and temperature of 823.2K at turbine inlet, and temperature of 308K at compressor inlet and temperature effectiveness of 98% at recuperators together with an optimal choice of both parameter values, turbine expansion ratio of 2.5 and bypass ratio of 0.32. Parametric study is carried out. In neither compressor nor turbine, deteriorated adiabatic efficiency may affect cycle efficiency. However, pressure drop characteristics of heat exchangers govern the cycle efficiency.

**Key words:** gas turbine, closed cycle, concentrating solar thermal power, supercritical carbon dioxide

### 1. はじめに

既報<sup>1)</sup>では、太陽熱発電向けに、超臨界二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)を作動媒体とする新しいガスタービンサイクルを提唱した。このサイクルは、800K程度の中温度で動作するクローズド再生サイクルで、高いサイクル効率を実現するには、高性能の熱交換器が必要であることをシミュレーションで明らかにした。前報<sup>2)</sup>ではマイクロチャンネル熱交換器(MCHE)を試作し、高性能熱交換器の製作見通しを明らかにした。既報<sup>1)</sup>の解析では、付与した熱交換器の温度効率が常に実現できるといった仮定をおいていたが、CO<sub>2</sub>の状態によっては上記の仮定が成り立たず、交換熱量に制約が生じ、それが原因でサイクル熱効率が低下しうることが判明した。そこで、本報告では、熱交換器の伝熱限界を考慮してCO<sub>2</sub>サイクルの熱効率を再評価

した。さらに、伝熱限界を緩和するために、既報のブレイトンサイクルに代えて新たなサイクルを導入し、その特性を把握した。

### 2. 熱交換器の伝熱限界

#### 2. 1 超臨界CO<sub>2</sub>の熱物性

CO<sub>2</sub>サイクルをガスタービンサイクルとして用いる場合には、圧縮機入口での作動流体の状態を、臨界点(7.4MPa, 304K)よりわずかに高温、高圧側に設定するのが熱効率向上の点で有利である。図1は熱交換器内でのCO<sub>2</sub>の物性値の分布を示す。擬臨界点を挟んで比熱が極大を示し、密度が急激に変化する。

#### 2. 2 熱媒体の熱交換器内温度分布

今、熱交換器出入口での高温・低温流体の流量  $m$ 、

温度  $T$ 、圧力  $P$  と交換熱量  $Q_0$  が与えられているもの  
 とすると、両流体の器内温度と温度差は以下のよう  
 に計算できる。 $Q_0$  と入口条件から低温側媒体の出口  
 温度と比エンタルピが求まる。次に、 $Q_0$  を  $M$  個の  
 等負荷の計算要素  $q$  に分割し、高温媒体の入り口  
 から計算を開始する。要素内の熱バランスから、  
 要素他端の比エンタルピが求まる。このエンタル

ピと圧力を PROPATH<sup>®</sup> に入力して、要素の温度ほか  
 の物理量を計算する。 $j$  番要素の右端格子点は  $j+1$   
 番要素の左端格子点に一致するから、漸次計算を  
 進めることができる。

熱媒体に、常圧の水を低温側、擬臨界点近傍にあ  
 る  $\text{CO}_2$  を高温側として、対向流とする前置冷却器

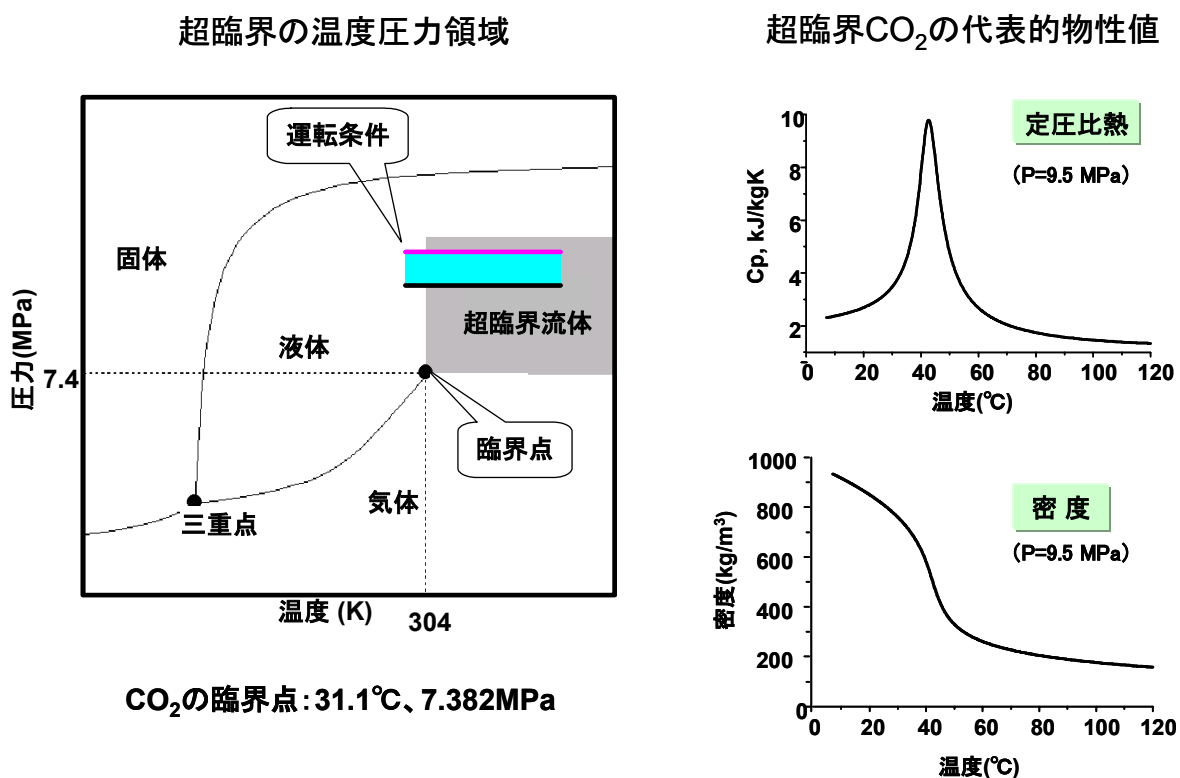


図1 超臨界の温度圧力領域と代表的物性値

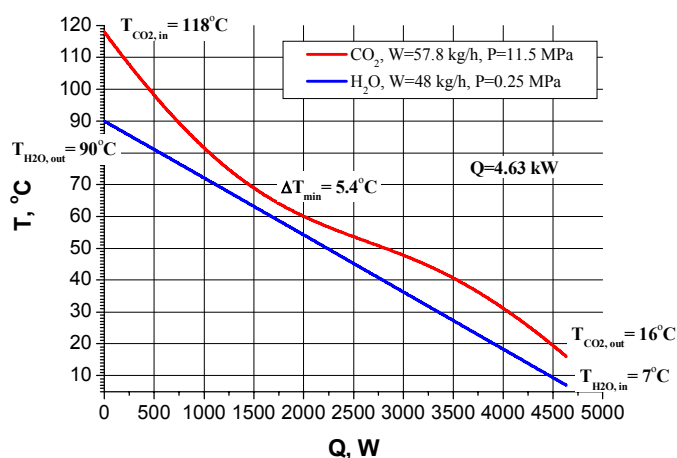


図2 熱媒の熱交換器内温度分布  
 (物性値が定数でない場合)

の運転を考える。図2は器内の熱媒の温度分布を  
 熱負荷に対して示している。これは熱交換器の長さ  
 方向の分布と見做せる。 $\text{CO}_2$  の温度分布には  
 変曲点が現われている。図3は図2を基に作成した  
 流体の温度差の分布を示す。ピンチポイントの  
 位置がより鮮明である。このように、温度差が最  
 小になる条件(ピンチポイント)は、擬臨界点に  
 対応している。その理由は、既出の図1に示した  
 ように定圧比熱が極大の位置の伝熱要素では、温  
 度変化が小さいことによる。今、この分布を下方  
 に平行移動してピンチポイント温度差が0の状態  
 を作ると、この条件が高温流体側で定義した温  
 度効率の上限である。これに対し物性値が定数の  
 場合は、ピンチポイントは高温流体の出口に存在  
 するから、理論上の上限は1である。サイクル計

算においては、これを考慮する必要がある。言い換えれば、ピンチポイント温度差が負になる運転条件は架空のものであり、排除して考える必要がある。

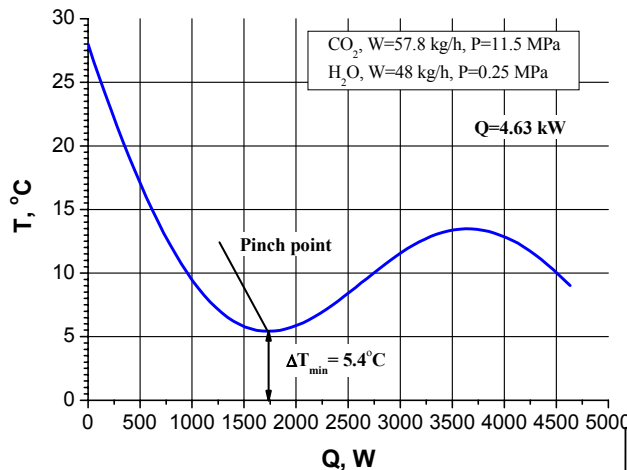


図3 高温熱媒と低温熱媒の温度差の分布

### 3. 伝熱限界抑制型のサイクル構成

#### 3. 1 分流再圧サイクル

図4は分流再圧サイクル<sup>4)</sup>を示す。既報<sup>1)</sup>のブレイトンサイクルとの違いは、サイクル中の位置9で流れを分岐し、作動流体の一部を冷却せずに圧縮して再生熱交換器に戻す点にある。分岐せずに全量冷却する場合が、既報<sup>1)</sup>で検討したブレイトンサイクルになる。したがって、分流再圧サイクルは運転自由度が増えた構成になっている。分岐により、2番目の再生熱交換器(RHX2)の伝熱特性を改善できる。2. 2節で述べたピンチポイント問題は、温度範囲からRHX2で生じると考えられる。分流操作により、比熱の大きくなる低温流体の熱容量が減少し、既出の図2に見られたような、温度変化の停滞がRHX2で生じにくくなる。また、冷却器に流入する流量が低減するのでサイクルからの熱ロスが低減し、熱効率が向上しう。

#### 3. 2 計算条件

表1は計算条件を示す。熱交換器の圧力損失率の推定では、高温側、低温側の伝熱特性を等価にするために流速を等しくするように設計するものと仮定した。前報<sup>2)</sup>では、熱交換器の温度効率98%と圧力損失率1.2%, 0.4%の仮定の妥当性を基礎実験により明らかにした。既報<sup>1)</sup>では分流比=1、タービン膨張比=1.55のサイクル熱効率を47%とし

たが、再評価でピンチポイントが-8Kであり、実現不可能な作動条件であることが判明した。

### 4. 計算結果と検討

#### 4. 1 運転可能範囲

分流比とタービン膨張比をパラメータにして計算した。図5は、分流再圧サイクルの運転範囲を示す。ここで、運転可能範囲の定義は、再生熱交換器のピンチポイントが正であり、圧縮器入り口圧力が臨界圧力より高いことである。計算の結果、上記条件下ではタービン膨張比 $\phi$ の取りうる値の範囲は、 $2.2 < \phi < 2.65$ であることが分かった。 $\phi$ が2.2以下ではピンチポイント温度差が負、2.65以上では圧縮機入り口圧力が臨界圧力を下回る。

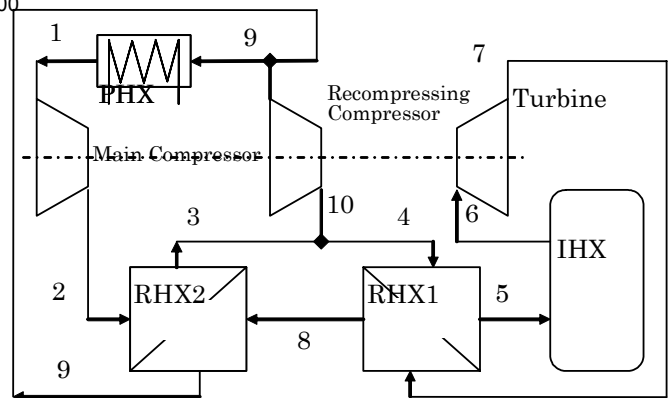


図4 分流再圧サイクル

表1 計算条件

| 項目                    | 位置  | 値    |
|-----------------------|-----|------|
| 圧縮機 CIT 温度, (K)       | 1   | 308  |
| 圧縮機断熱効率(-)            |     | 0.9  |
| タービン TIT 温度, (K)      | 6   | 800  |
| タービン TIP 圧力, (MPa)    | 6   | 20   |
| タービン断熱効率(-)           | -   | 0.93 |
| RHX1, 2 温度効率, (%)     | -   | 98   |
| RHX1, 2 圧力損失率高温側, (%) | -   | 0.4  |
| RHX1, 2 圧力損失率低温側, (%) | -   | 1.2  |
| IHX 圧力損失率, (%)        | -   | 1.2  |
| PHX 圧力損失率, (%)        | -   | 1    |
| 分流比, (-)              | 9⇒1 | 可変   |
| タービン膨張比, (-)          | 6⇒7 | 可変   |

ブレイトンサイクル(全量冷却)では、運転可能範囲での熱効率は右端にあり 39%前後であるが、分流すれば効率が改善され、最適膨張比 ( $\phi=2.5$ ) では 45%以上に達することがわかる。

図 6 は、図 5 に対応する分流比をタービン膨張比の関数として示す。バイパス比 (= 1 - 分流比) を増すと熱効率は上昇するが、RHX 2 でのピンチポイント温度差は減少し、やがて負になる。実線の下方が運転可能な領域を示す。膨張比が 2.51 の場合にバイパス比は最大になり、熱効率が最大になるので、この近傍に設計点を選択するのが好ましい。図 7 はサイクル効率が最大となるタービン膨張比が 2.51 の場合の T-S 線図を示す。

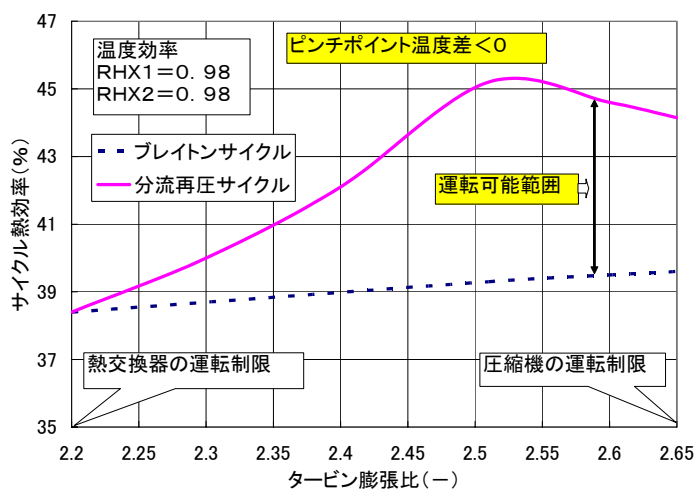


図 5 運転可能範囲

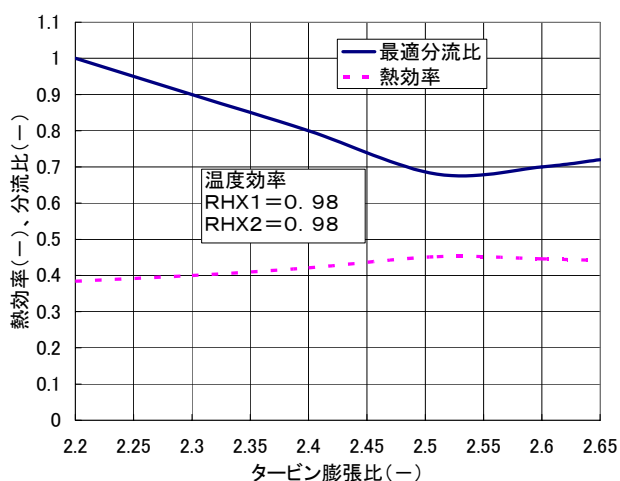


図 6 熱効率を最大にする分流比

## 4. 2 パラメータの効果

### (1) 熱効率と比出力

図 8 は、温度効率を 0.98 に固定し、比出力と熱効率の関係をバイパス比 (= 1 - 分流比) とタービン膨張比をパラメータにして示したものである。計算条件は、既出の図 7 と同じである。個々のカーブでは、表示された膨張比の範囲で運転が可能である。バイパス比が 0.4 以上の範囲では、最高熱効率は膨張比 2.51 付近に局在することがわかる。また、最大比出力も、バイパス比の大小に拘らず、膨張比が 2.51 に存在している。比出力はブレイトンサイクル (バイパス比=0) で最大になり、バイパス比の増加に伴い、比出力が低下し (最大約 20%)、バイパス比を固定した運転での膨張比の選択範囲が狭くなる傾向がある。

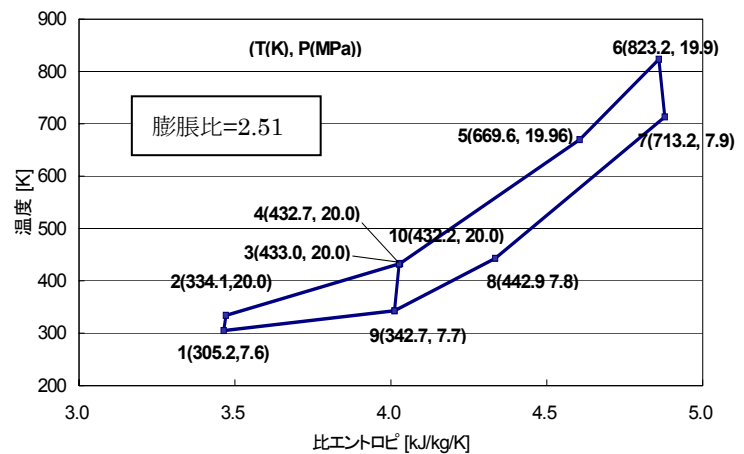


図 7 T-S 線図

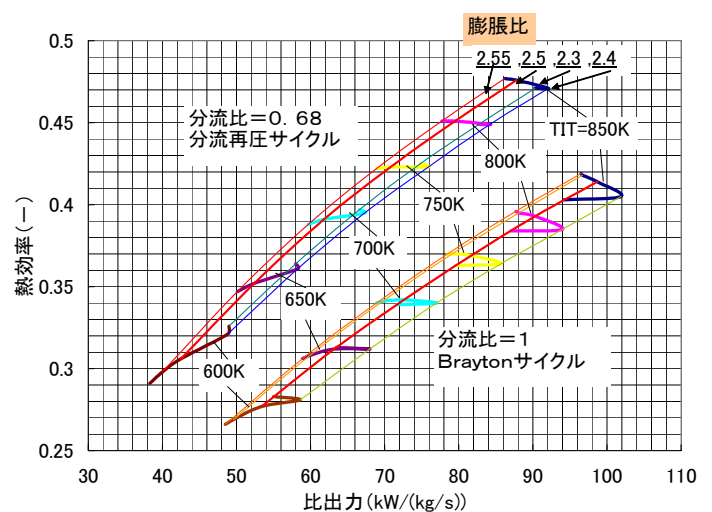


図 8 熱効率と比出力の関係

一方、膨張比 2.51 での比出力は 85~100 kW/(kg/s) の範囲にあり、蒸気タービンの約 1/10 である。他方、CO<sub>2</sub>の密度は再熱 3 重圧蒸気系で、配管寸法が最大になる中圧系統蒸気(～3 MPa)の 7 倍である。したがって、体積流量当りの出力は～30%減で済み、CO<sub>2</sub>の配管径は蒸気タービンと同規模と考えられる。

## (2) 温度効率の影響

そこで、膨張比を 2.51 に固定して、温度効率を変化させて熱効率と分流比の変化を調べた。温度効率の検討は、実用範囲と考えられる 0.75 から 0.98 までの範囲とした。結果を図 9 に示す。破線は、ブレイトンサイクル(分流比が 1)、実線は分流比を選択可能な最小値(実線)とした時の分流再圧サイクルを示す。破線と実線の二本の効率カーブの間の領域で運転が可能である。実線は、所与の膨張比と温度効率での最高効率を示す。温度効率が 0.85 以上の範囲では、最高効率を与える分流比の変化は小さく 0.65 付近にあり、分流再圧サイクルは 40%以上の効率を示す。温度効率の範囲 0.85～0.95 の感度係数(=サイクル効率絶対変化量/温度効率変化量)は、0.5%/と近似できる。また、温度効率が 0.95 以上ではサイクル効率は温度効率に対する感度が小さく飽和傾向にある。

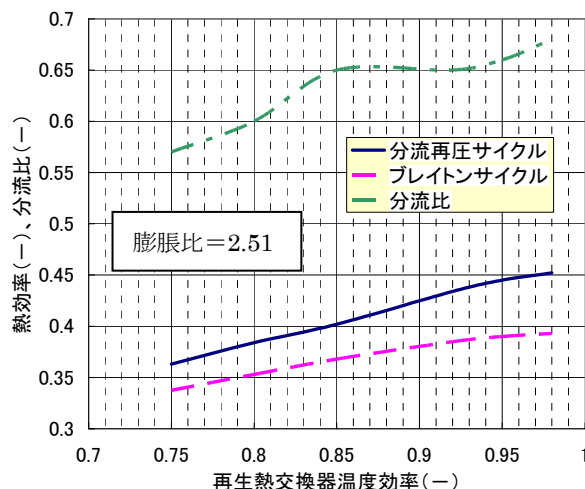


図 9 熱効率の再生熱交換器の温度効率依存性

## (3) 断熱効率の影響

図 10 は回転機器の断熱効率が熱効率に及ぼす影響を示す。計算範囲では、両者にはほぼ比例関係があり、圧縮機効率の低下による熱効率の低下率は、0.24～0.33、タービン効率のそれは 0.5～0.55 と圧縮機の約 2 倍の感度がある。機種変更に対し熱効率にそれほど大きな変化が無いので、幅広い容量に適用可能性がある。

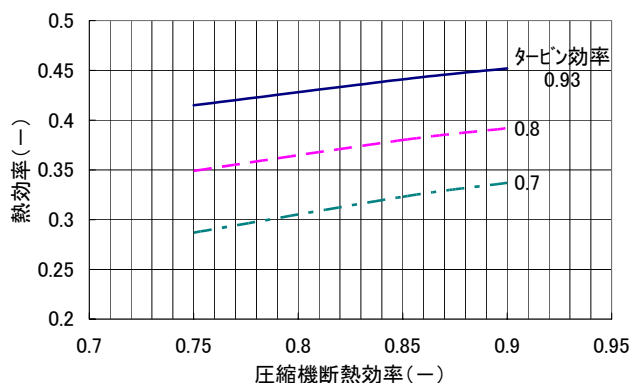


図 10 断熱効率の影響

## (4) 圧力損失の影響

図 11 は圧力損失が熱効率に及ぼす影響を示す。この計算では、圧縮機出口圧力を 20.7MPa に固定した。圧損率は既出の表 1 に示した値を基準にその倍数で示してある。したがって、カーブの左端の値が基準である。圧損の影響は極めて大きい。これは圧損の増加でタービン入口圧力(TIP)が減少し、運転可能な膨張率の上限値が減少することによる。例えば、従来の管型熱交に相当する右端 8 での TIP は基準値(20MPa)から 15MPa まで低下した。これより、実用化には低圧損型熱交の開発が必須であることが分かる。

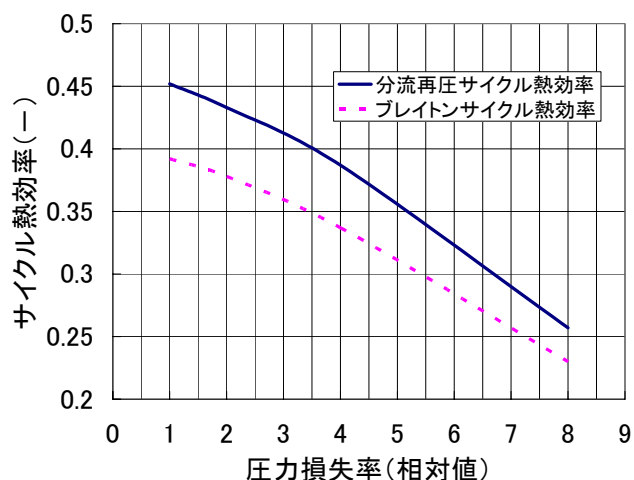


図 11 圧力損失の効果

## (5) 機器の熱負荷分布

図 12 はサイクル効率が最大になる条件での機器の出力/熱負荷を示す。棒グラフの高さは IHX での入熱量を 50MW とした時の値を示す。再生熱交換器 RHX1, RHX2 の合計値は 117MW であり、入熱の約 2.3 倍である。ブレイトンサイクルの値(約 6 倍)に比べて小さく、分流再圧サイクルは機器の小型化にも効果があることがわかる。

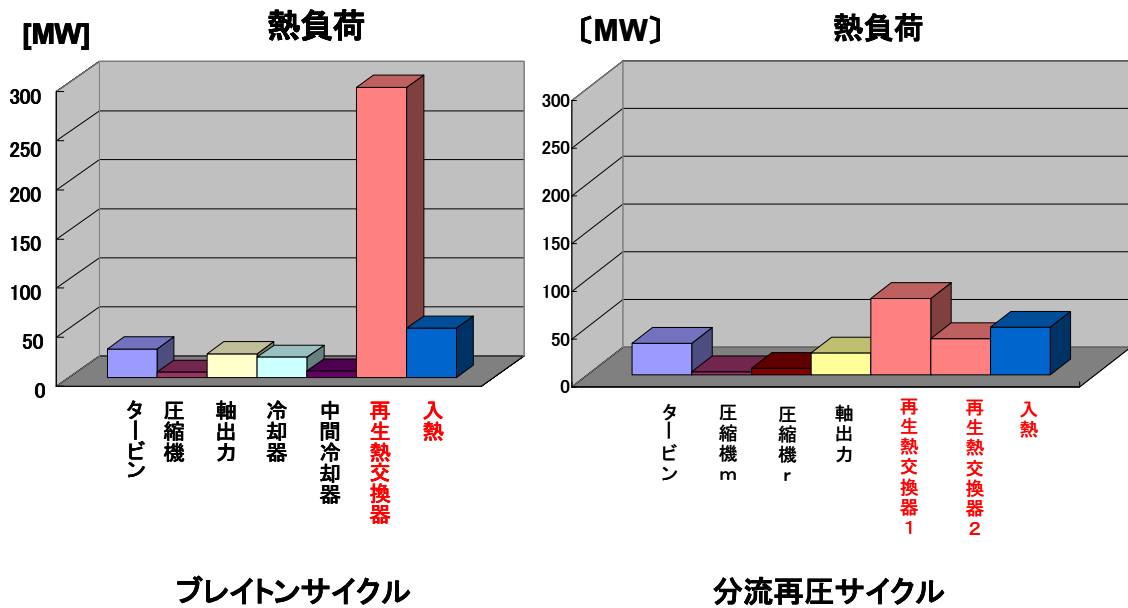


図 1.2 機器の熱負荷

## 5. 結論

超臨界CO<sub>2</sub>を作動媒体とするクローズドサイクルガスタービンの特性を検討した。超臨界CO<sub>2</sub>が擬臨界状態で動作する熱交換器ではピンチポイントが器内に発生し、これが交換熱量を制限し、ブレイトンサイクル熱効率を6%低下することを示した。次に、この熱量制限を緩和するサイクルとして分流再圧サイクルを取り上げ、そのサイクル特性を評価した。ブレイトンサイクルとの比較を通じて、運転が可能なパラメータの範囲と、パラメータ効果を明らかにした。

- (1) 分流再圧サイクルの熱効率は、ブレイトンサイクルの値を常に上回り、最大のサイクル熱効率は45%である。
- (2) 熱交換器の温度効率は95%以上の範囲では熱効率への影響はほとんどない。
- (3) 圧損率の影響は極めて大きく、実用化には低圧損型の熱交換器の開発が必須である。
- (4) 基準計算条件では、分流比0.32、タービン膨脹率2.51でサイクル熱効率が最大になる。

## 6. 参考文献

- 1) 宇多村元昭、玉浦裕：超臨界二酸化炭素を作動媒体とするソーラーガスタービンサイクル、B-7 第33回ガスタービン定期講演会（2005.9.10）PP.147-149.
- 2) 宇多村元昭、玉浦裕：ソーラーガスタービン用マイクロチャンネル熱交換器の伝熱流動特性、日本ガスタービン学会誌、Vol35, No2 (2007.3) pp.110-116.
- 3) Ito, T., et al., 1990, PROPATH: A Program Package for Thermo-physical Properties of Fluids, Version 10.2, Corona Publishing Co., Tokyo, Japan.
- 4) Frutschi, H.U.: Closed-cycle gas turbines, Professional engineering publishing Co. Ltd., London (2004)

注記：本論文の一部は、経済産業省からの交付金を原資とし実施する平成19年度「新エネルギーベンチャー技術革新事業」事業の一つとして、NEDO技術開発機構との受託研究契約に基づいて実施した19年度の成果である。