

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	超臨界CO ₂ ガスタービンによる高効率発電技術の現状と展望
著者(和文)	宇多村 元昭
出典(和文)	(株)技術情報センター セミナー
発行日	2015, 2

超臨界CO₂ガスタービンによる 高効率発電技術の現状と展望

(株)技術情報センター セミナー

2015.2.18

東京工業大学

宇多村 元昭

はじめに

動機

- ・ 300°C以下の低質熱源は産業界に大量にあるが、未利用である。
- ・ 省エネと持続性の観点からその一部から仕事を取り出すことは重要。

研究の目的

- ・ 産業廃熱あるいは太陽熱やバイオマス等の再生可能エネルギーを熱源とする効率的な発電システムを開発する。

開発の手法

- ・ 超臨界CO₂(S-CO₂)を作動媒体とするクローズド再生ブレイトンサイクルに基づいた熱サイクルを構築する
- ・ 実流体で理論を実証する

過去のS-CO₂研究の概観

黎明期

- ・原子力発電用のS-CO₂再生熱サイクルの理論研究

Angelino, G., Real gas effects in carbon dioxide cycles, ASME paper No. 69-GT-103, (1969).

- ・スイスBrown Boveriでの設計研究[1970年代)

Frutschi, H. L., Closed -cycle gas turbines, ASME publications,(2005),pp.164-169.

(当時の技術では再生熱交換器のコスト大により実現せず)

高性能伝熱面開発期

- ・原子力応用研究を再開(2002頃)

東工大(加藤):2次元伝熱面の開発(S字フィン)、MIT:サイクル検討(PCHE (Heatric社)ベース)

発電実証期

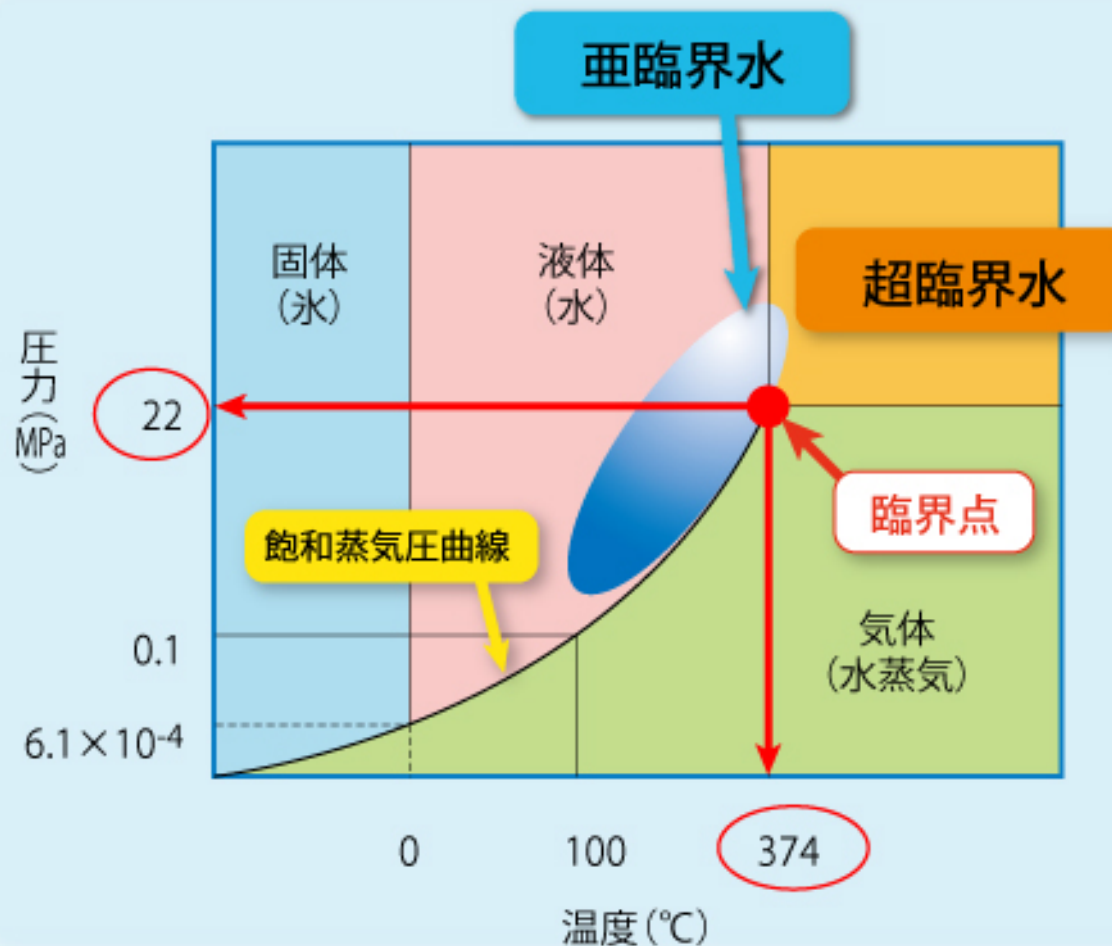
- ・遠心圧縮機の回転試験(SNL、東工大(有富))に成功(2010)
- ・Braytonサイクルでの発電に成功
東工大グループ(NEDOプロジェクト)、SNL(米DOE)同時期(2011)
- ・ASME TURBO EXPO国際会議にS-CO₂発電の部会が発足(2012)
- ・10MW発電プロジェクト進行中NREL(米DOE)(2015発電予定)

内容

1. 超臨界状態とは？ 4ppt
2. 超臨界CO₂ガスタービンの発電原理 2ppt
3. 熱サイクル 19ppt
4. 再生熱交換器の設計 9ppt
5. 試験用ターボマシンの設計 5ppt
6. 10kWベンチスケール試験 10ppt
7. 再生可能エネルギー開発への適用 5ppt
8. 米国の研究事例紹介

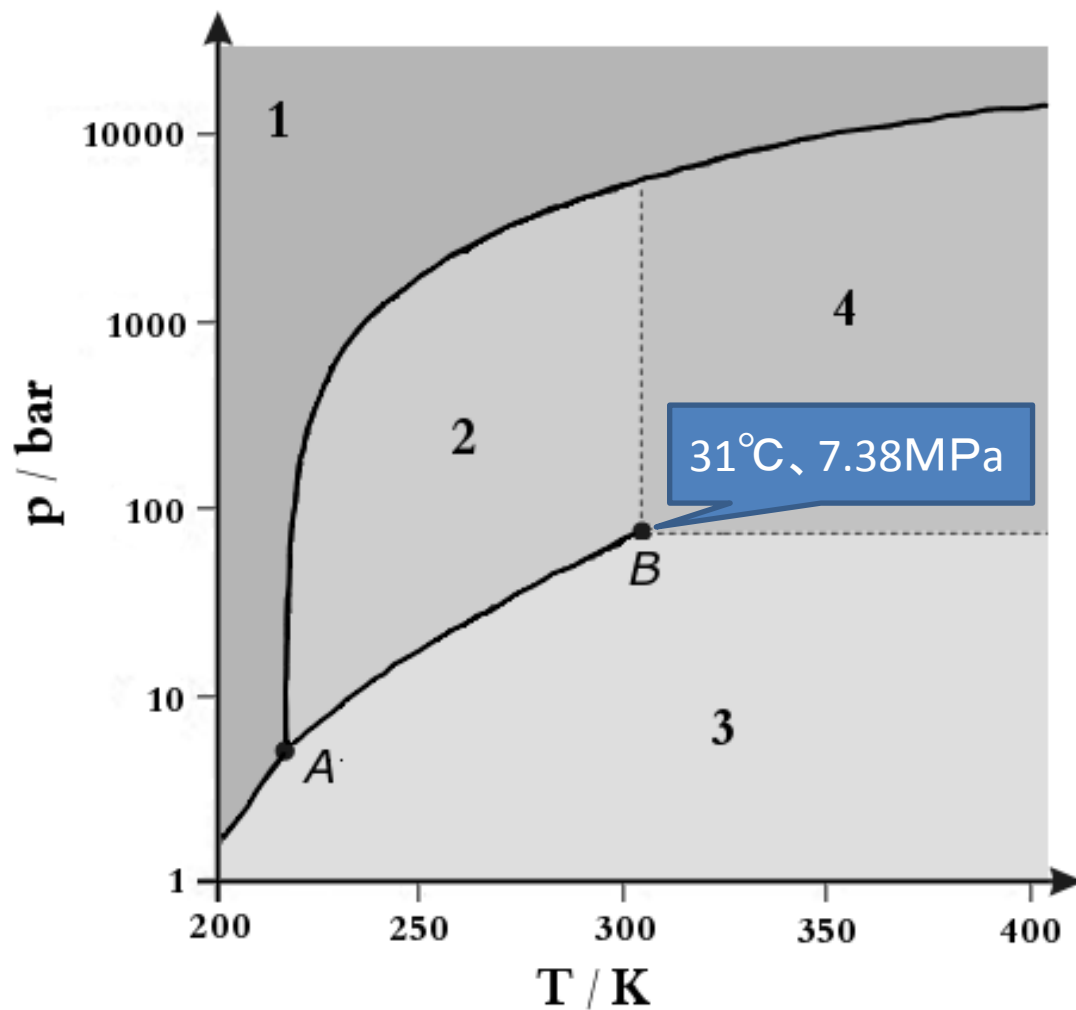
I 超臨界状態とは？

水の相図(Phase diagram)



I 超臨界状態とは？

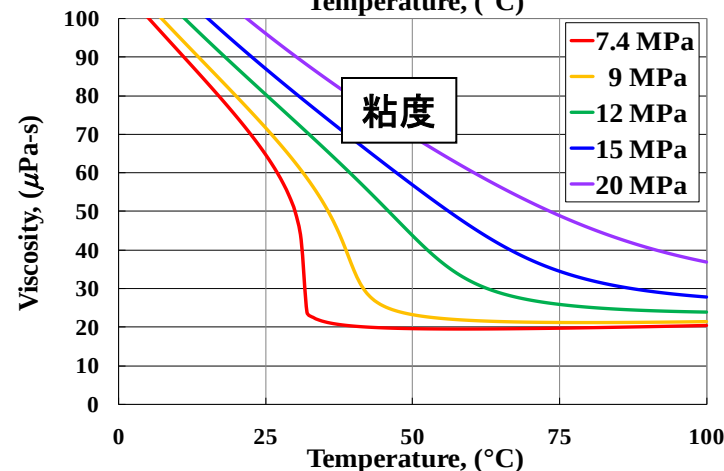
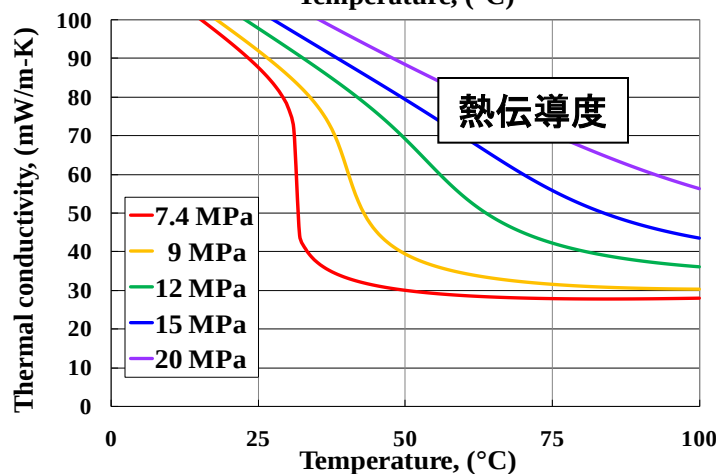
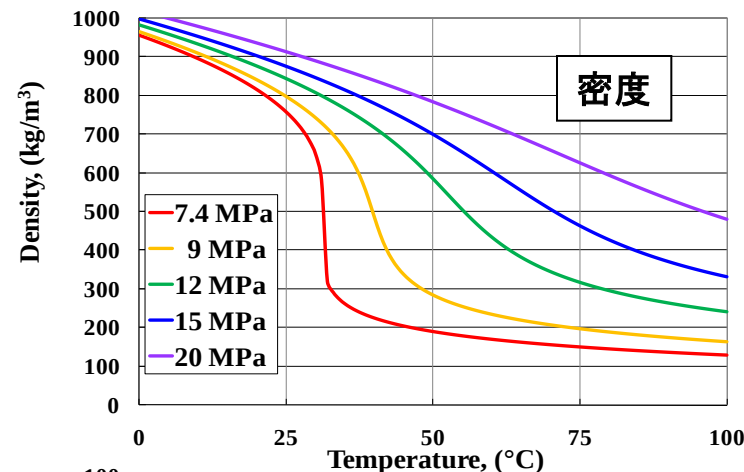
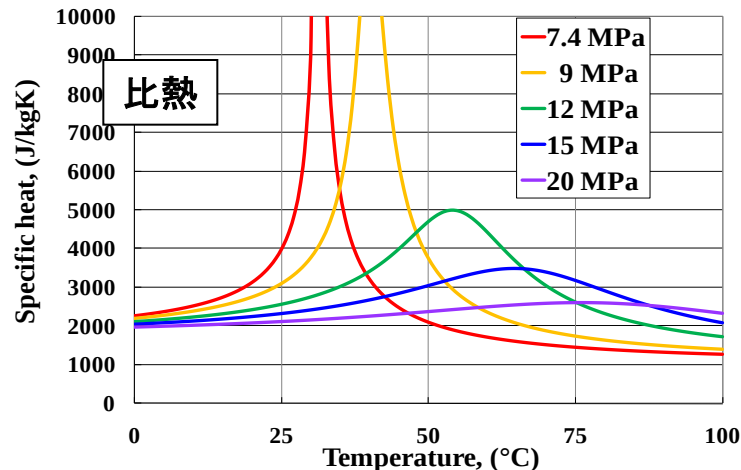
二酸化炭素の相図



- 1. 固体
- 2. 液体
- 3. 気体(過熱蒸気)
- 4. 超臨界状態
- A. 三重点(固液気の共存)
- B. 臨界点(気液の区別の消失)
- A—B 飽和蒸気圧曲線

臨界点近傍での物質の振る舞い

CO₂物性値データ（PROPATHにより作成）



熱媒体としてのCO₂の特徴

1. 不燃性
2. 非中毒性
3. 安価
4. 熱媒体として普及
 - 冷凍サイクル
 - ヒートポンプ給湯器
5. 臨界点が室温近傍に存在
 - 超臨界サイクルを低温で実現できる可能性

1. 超臨界状態とは？ 4ppt
2. 超臨界CO₂ガスタービンの発電原理 2ppt
3. 熱サイクル 19ppt
4. 再生熱交換器の設計 9ppt
5. 試験用ターボマシンの設計 5ppt
6. 10kWベンチスケール試験 10ppt
7. 再生可能エネルギー開発への適用 5ppt
8. 米国の研究事例紹介

Utamura, M. et al., Demonstration Test Plan of Closed Cycle Gas Turbine with Supercritical CO₂ as Working Fluid, Journal Strojarsstvo 52 (4) 459-465 (2010), ISSN 0562-1887.

超臨界CO₂ガスタービンの正味仕事

正味軸出力 Q

$$Q = W_T - W_C$$

圧縮係数 Z
(実ガス指標)

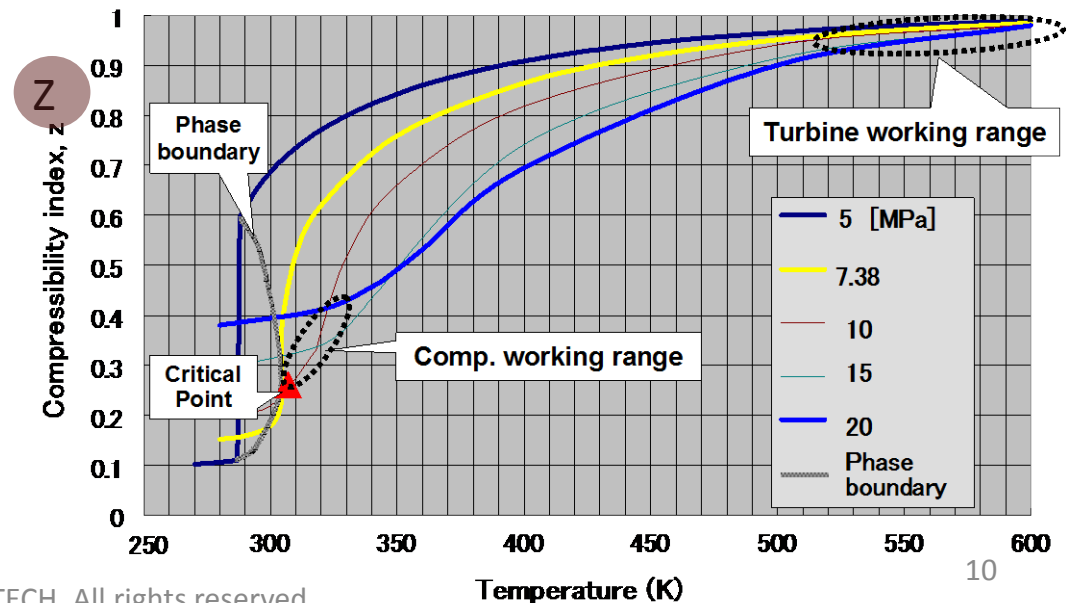
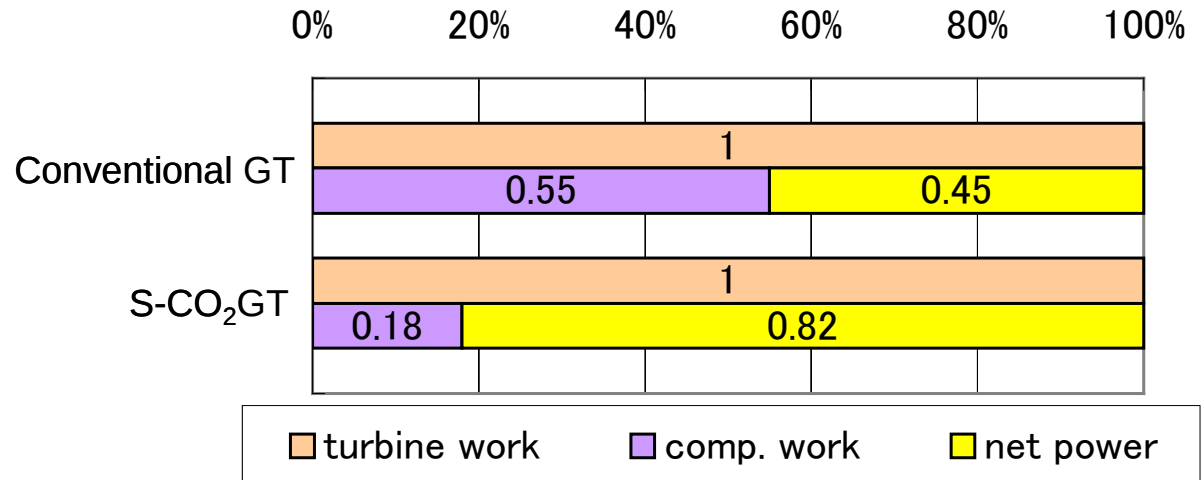
$$Z \equiv P_v / (RT)$$

$Z=1$ 理想気体

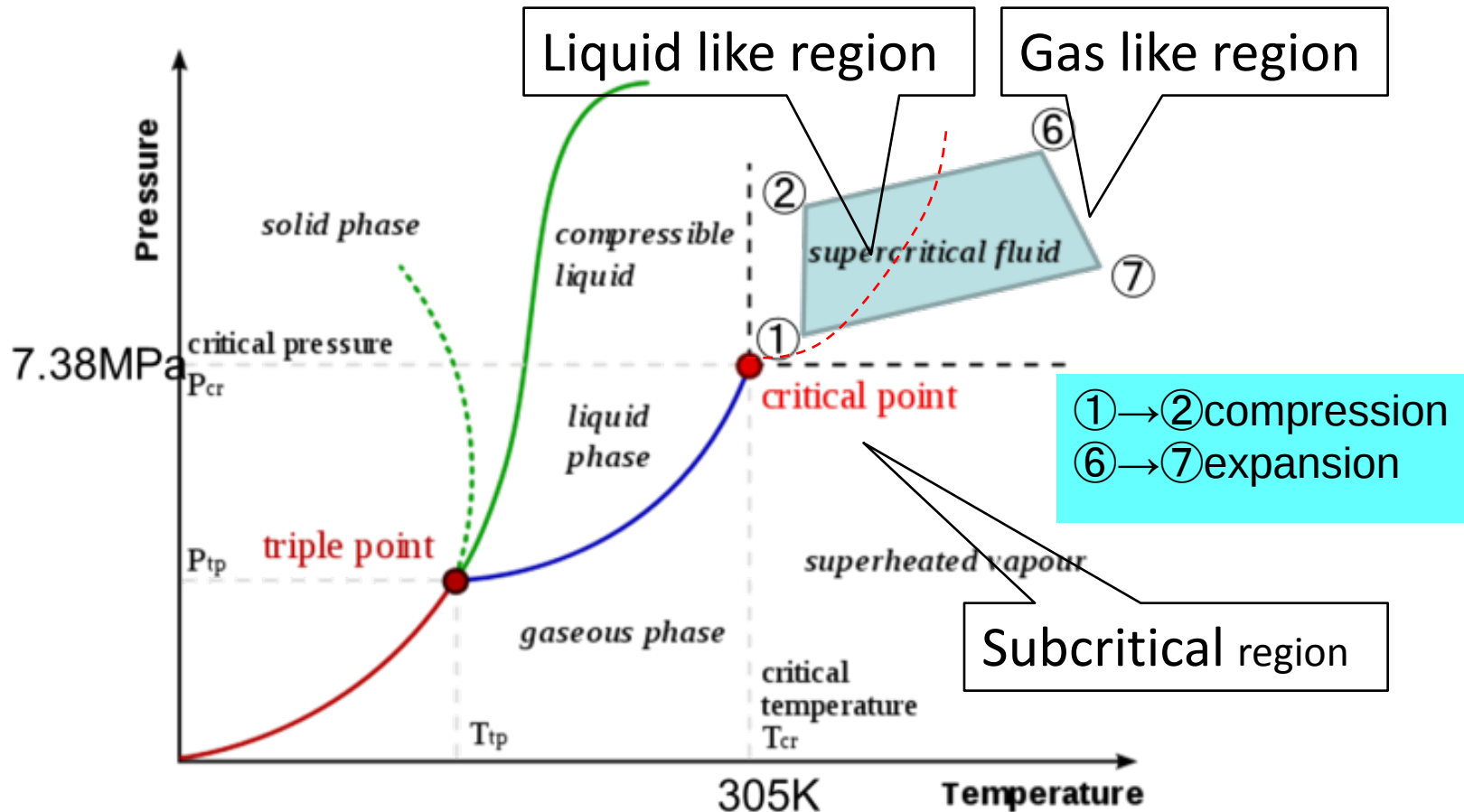
$Z<1$ 擬似液体

$$W = \int_{P_1}^{P_2} V dP$$

$$= \int_{P_1}^{P_2} Z(P, T) \cdot RT dP / P$$



超臨界域での熱サイクルの構成



特徴: 沸騰・凝縮が無く流動安定性が増す

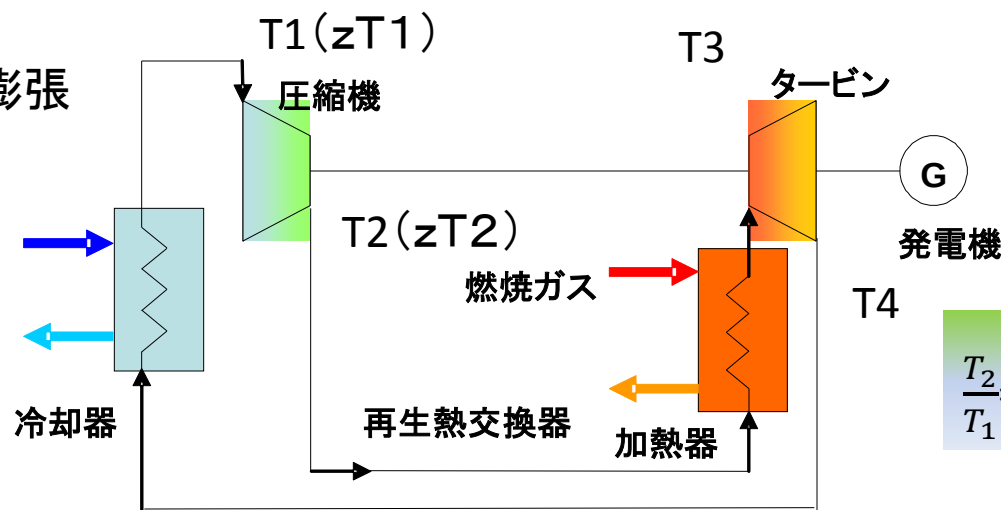
1. 超臨界状態とは？ 4ppt
2. 超臨界CO₂ガスタービンの発電原理 2ppt
3. 熱サイクル 19ppt
4. 再生熱交換器の設計 9ppt
5. 試験用ターボマシンの設計 5ppt
6. 10kWベンチスケール試験 10ppt
7. 再生可能エネルギー開発への適用 5ppt
8. 米国の研究事例紹介

Utamura, M., Thermodynamic analysis of part-flow cycle super critical CO₂ gas turbines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 132 / 111701.

非再生ブレイトンサイクル

カッコ内は実ガスの場合

仮定：
可逆断熱圧縮・膨張
(断熱効率=1)



$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}$$

圧縮仕事

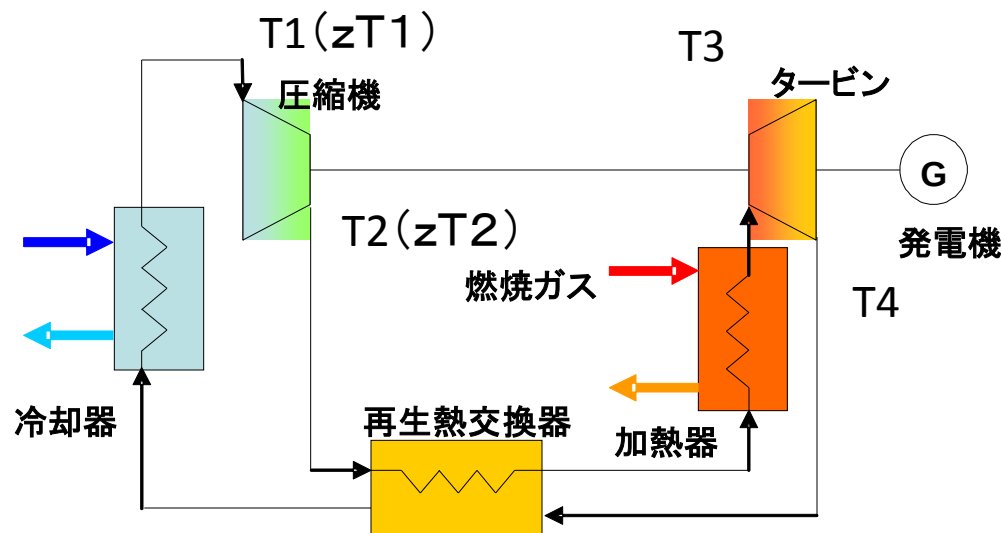
理想気体 $W_c = C_p(T_2 - T_1)$
実ガス $W_c = C_p(T_2 - T_1) * z$

熱効率：

$$\eta = 1 - T_1/T_2$$
$$\eta_{carnot} = 1 - T_1/T_3$$

再生ブレイトンサイクル

圧縮機・タービン
断熱効率=1
再生効率=1



圧縮仕事

熱効率

理想気体 $W_c = C_p(T_2 - T_1)$ $\longrightarrow \eta = 1 - T_2/T_3$

実ガス $W_c = C_p(T_2 - T_1) * z$ $\longrightarrow \eta = 1 - zT_2/T_3$

$$\eta_{carnot} = 1 - T_1/T_3$$

ポイント

再生サイクルを構成することにより初めて
熱効率向上の可能性が生まれる

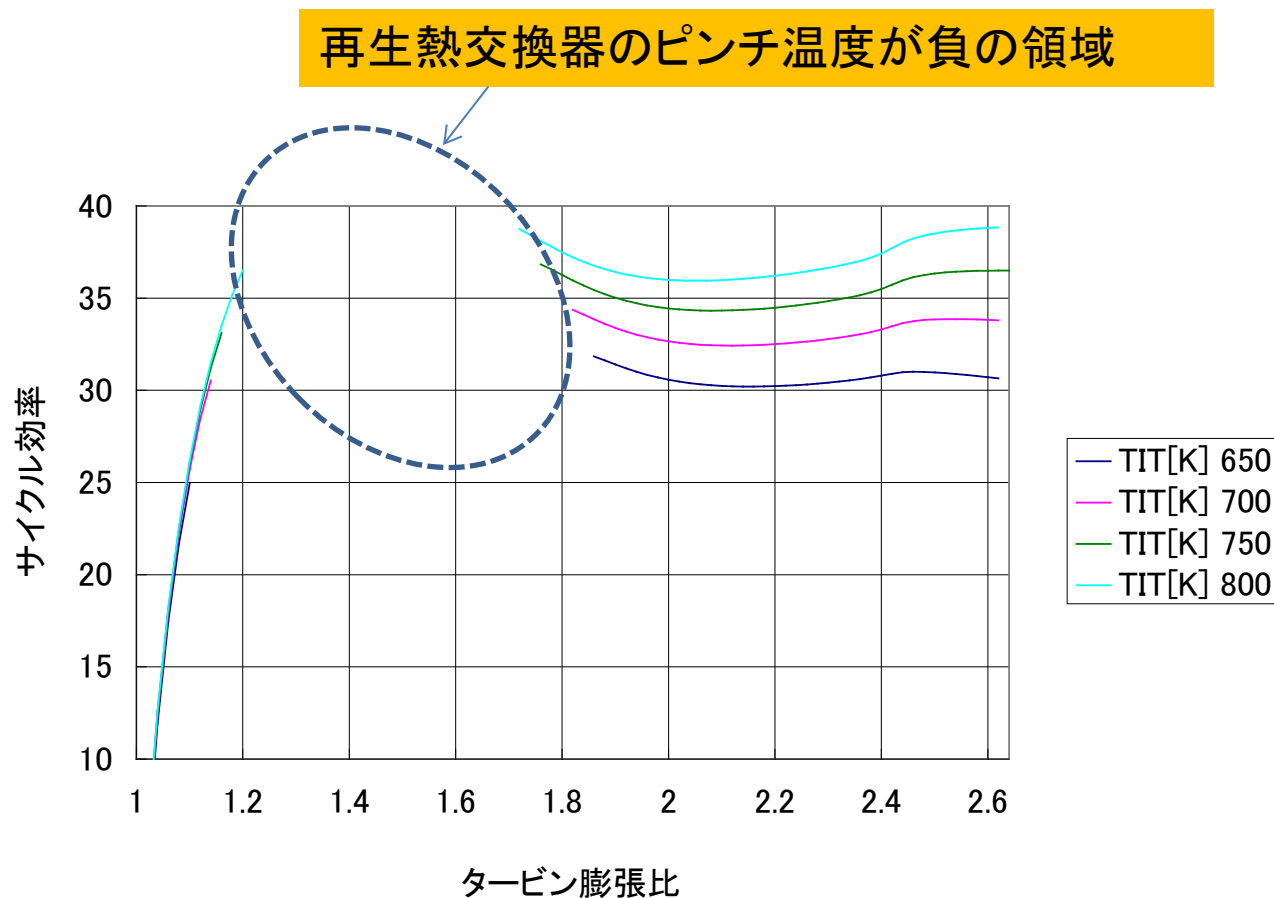
実際サイクル(断熱効率 <1)での計算

表 1 計算条件

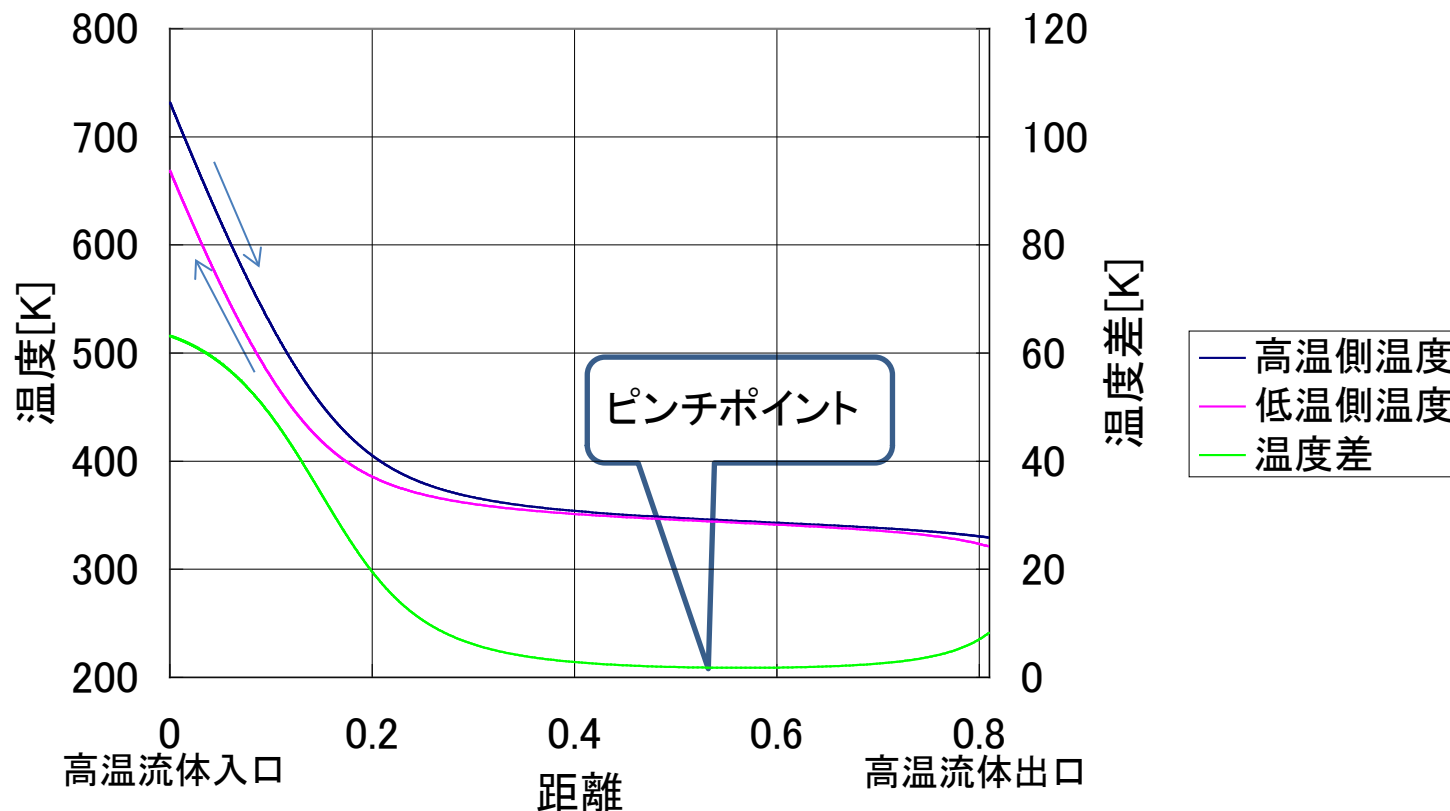
圧縮機出口圧力=20MPa,
タービン入口温度650~800K

項目	単位	値
冷却器出口(圧縮機入口)温度	K	308
タービン断熱効率	—	0.93
圧縮機断熱効率	—	0.9
加熱器圧力損失係数 PR_{IHX}	—	0.012
冷却器圧力損失係数 PR_{PHX}	—	0.01
再生熱交換器温度効率 η_{hx}	—	0.98

再生ブレイトンサイクルの熱効率



再生熱交換器のピンチ問題

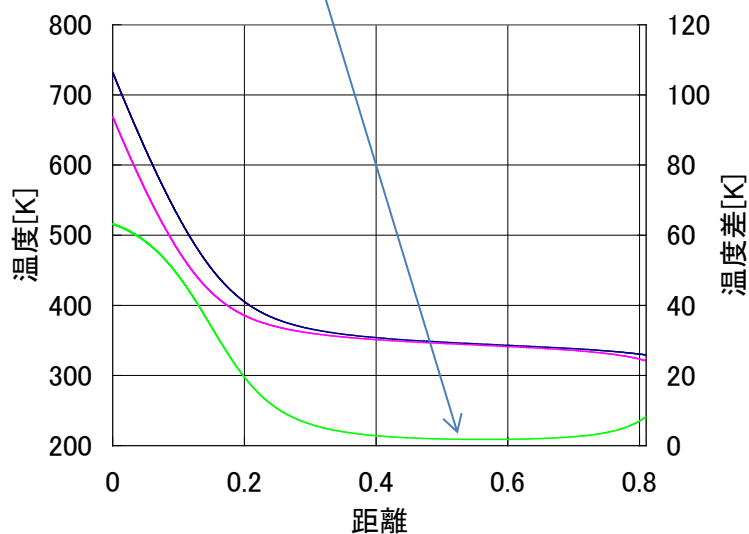


流体比熱の
器内変化

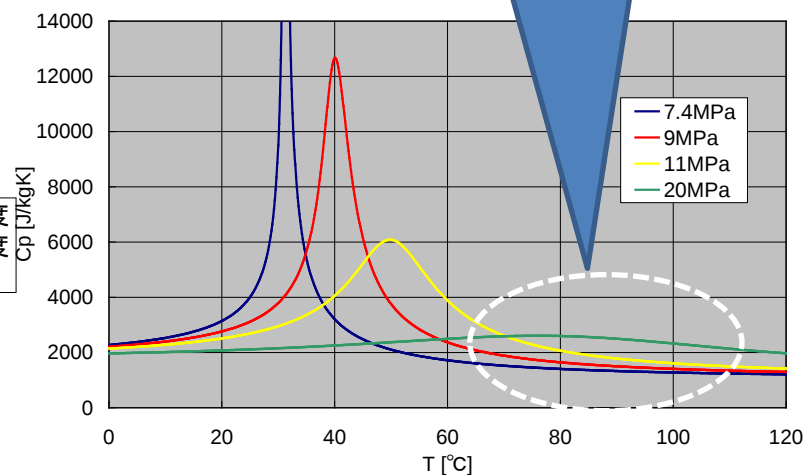
ピンチポイントが器内に発生⇒伝熱面積を増大しても
温度効率が上昇しない限界がある⇒交換能力の制約

再生熱交換器のピンチ問題

ピンチポイント



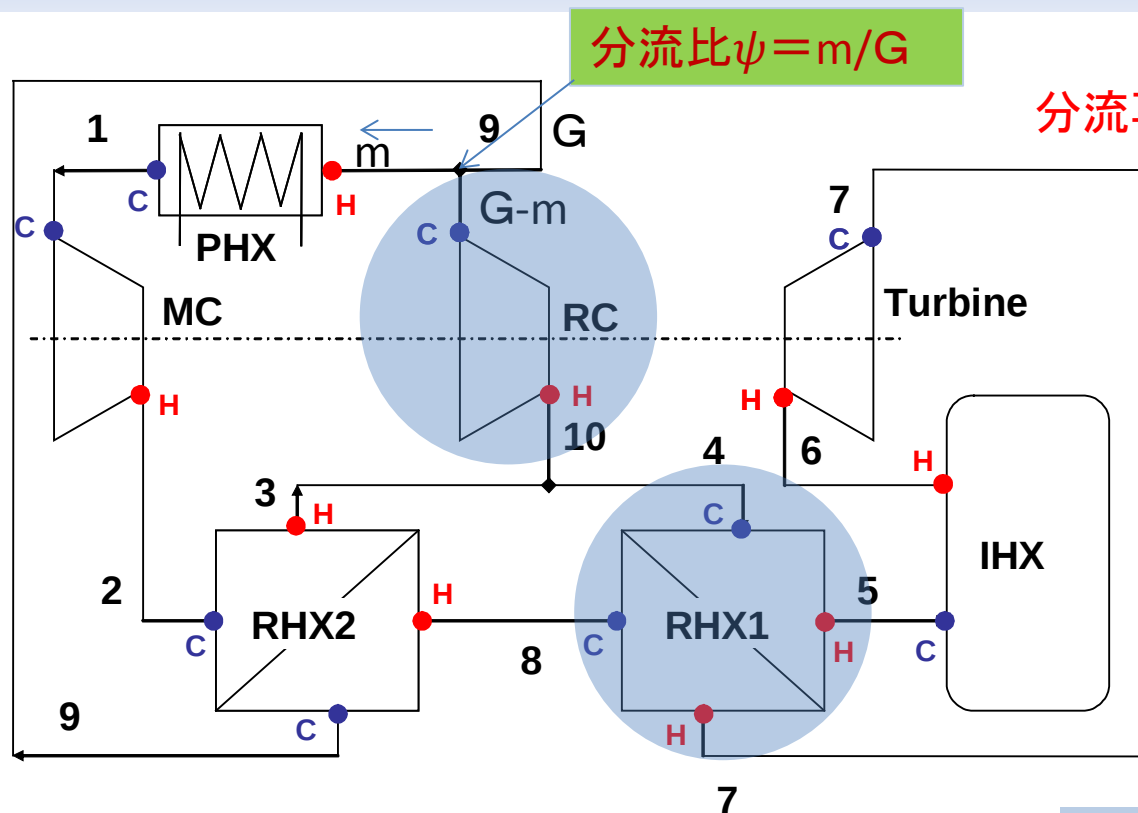
低温側(高圧側)流体
の定圧比熱が大きい



低圧比熱の温度・圧力依存性

対策方針: 比熱流量比 $(mC_p)_L / (mC_p)_H \rightarrow 1$

ピンチ問題を抑制する熱サイクル



・PHXでの熱ロス減少→熱効率向上

・RHX2でのピンチ問題の解消→温度効率向上

PHX : Precooler(前置冷却器)

RHX : Recuperator(復熱器)

IHX : Intermediate Heat Exchanger(中間熱交換器)

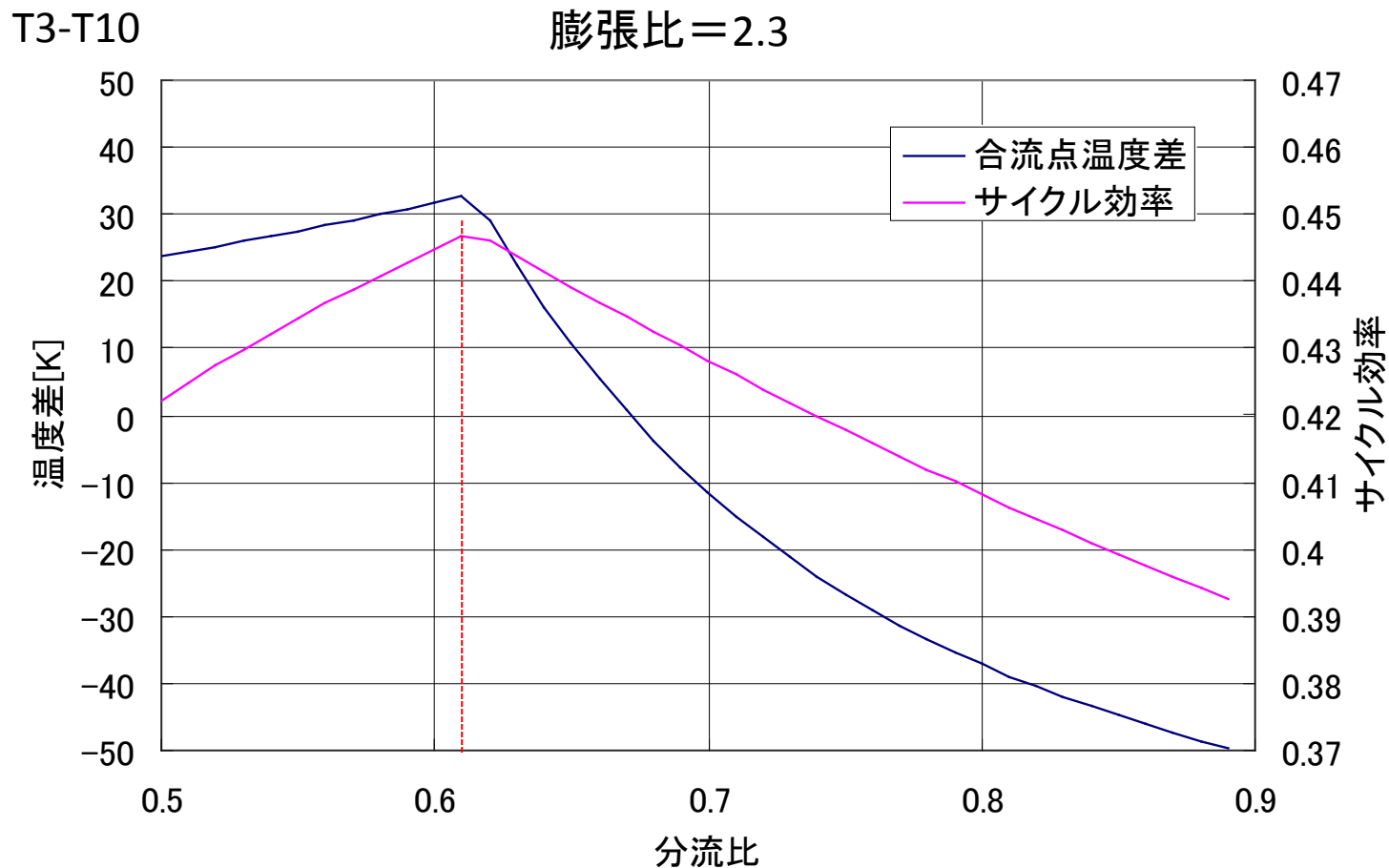
MC : Main Compressor(主圧縮器)

RC : Recompressing Compressor(再圧縮器)

サイクル最適化パラメータ:

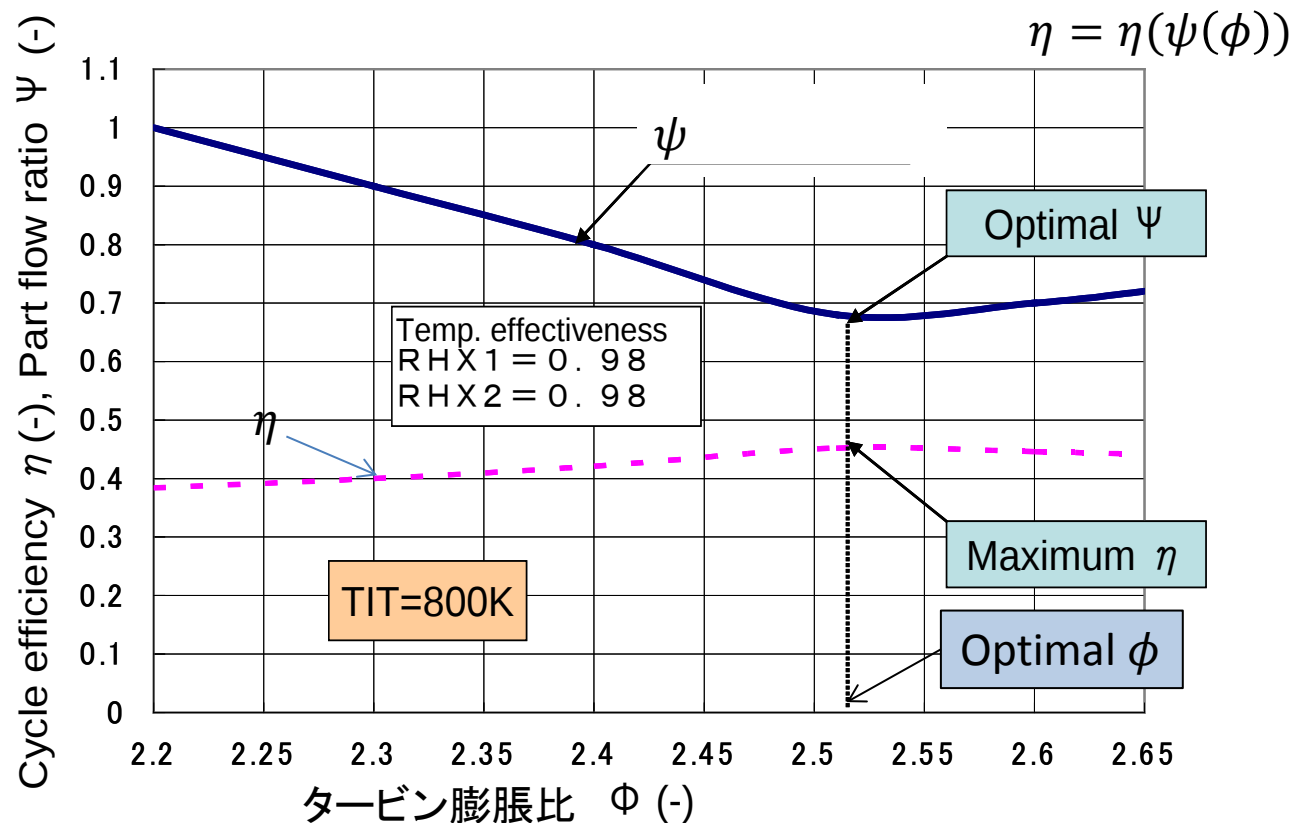
- ・タービン膨脹比 ϕ
- ・分流比 ψ

分流比と熱効率



サイクル効率を極大にする分流比が存在する

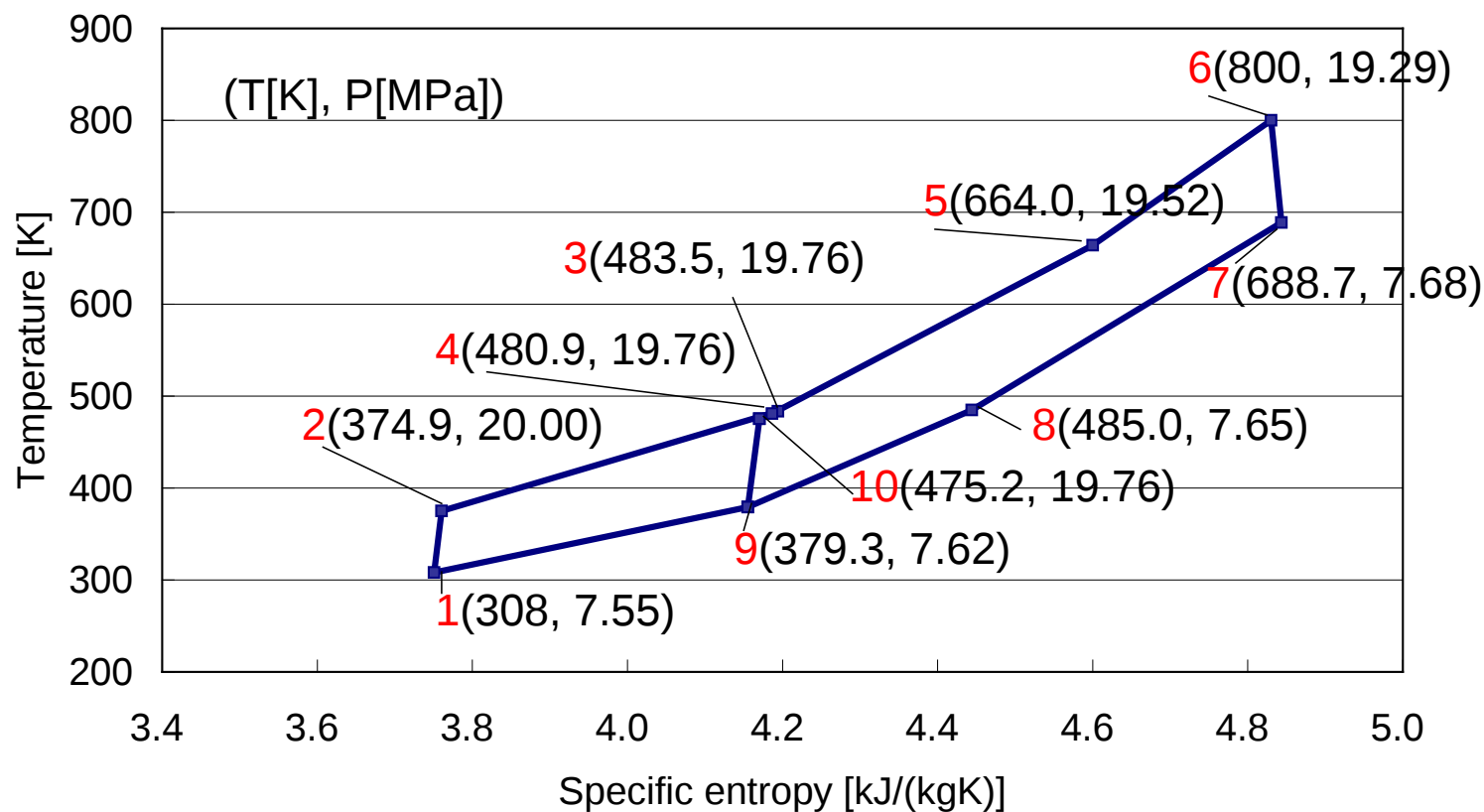
熱効率を最大化する 膨脹比と分流比



Utamura, M., Thermodynamic analysis of part-flow cycle super critical CO₂ gas turbines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 132 / 111701.

最適サイクルのT-s線図

膨張比=2.51, 分流比=0.67

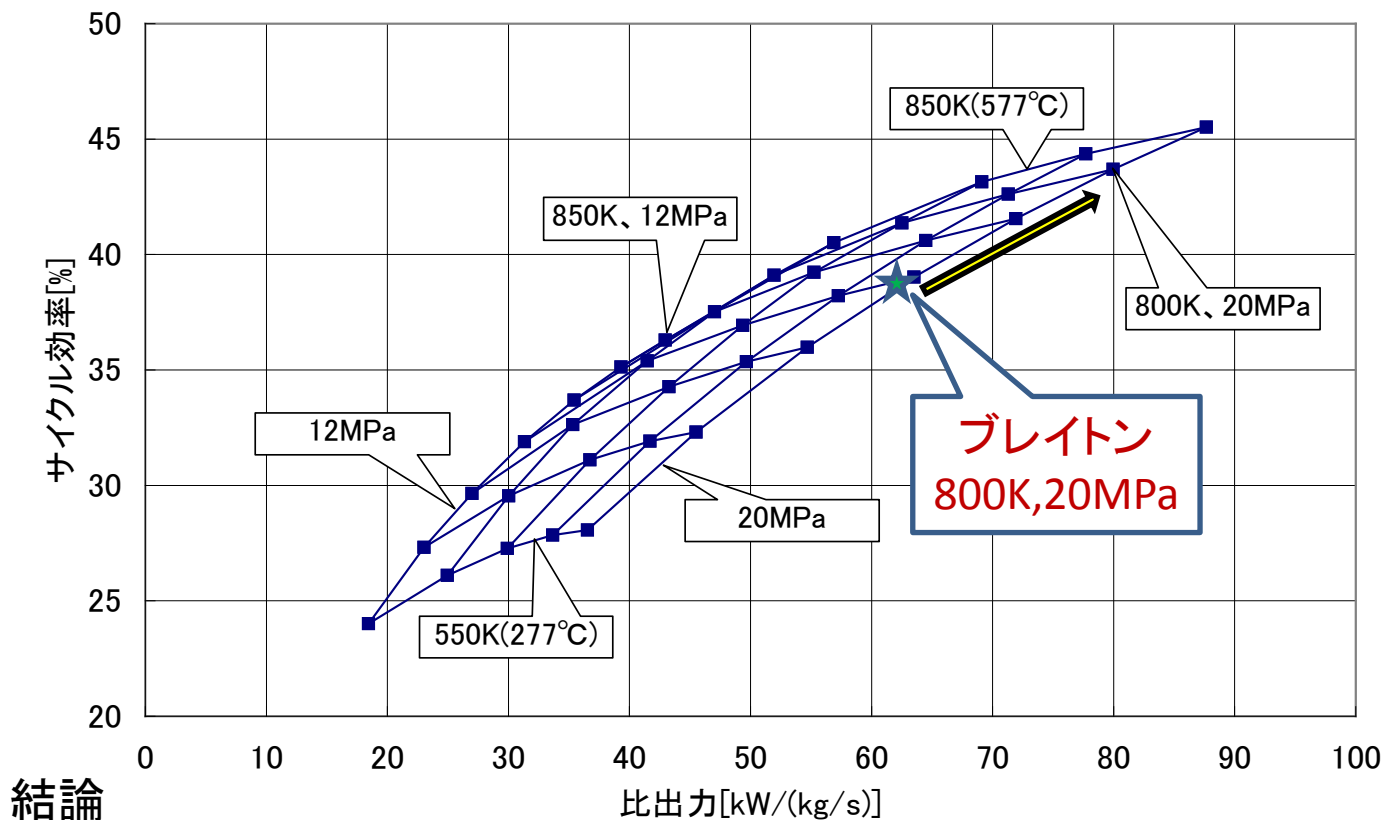


軸出力5MWのヒートバランス

場所	分流再圧サイクル (加熱量 11.4MW)			ブレイトンサイクル (加熱量 13MW)	
	温度[K]	圧力[MPa]	CO ₂ 質量流量 [kg/s]	温度[K]	圧力[MPa]
1 冷却器出口	308	8.057	41.9	308	11.158
2 圧縮機出口	347	20.000	41.9	321	20.000
3,4,10 合流点	438	19.986	62.5	—	—
5 加熱器入口	651	19.940	62.5	669	19.940
6 加熱器出口	800	19.700	62.5	800	19.701
7 タービン出口	696	8.349	62.5	732	11.388
8 RHX1 放熱出口	452	8.231	62.5	—	—
9 冷却器入口	353	8.139	41.9	329	11.271

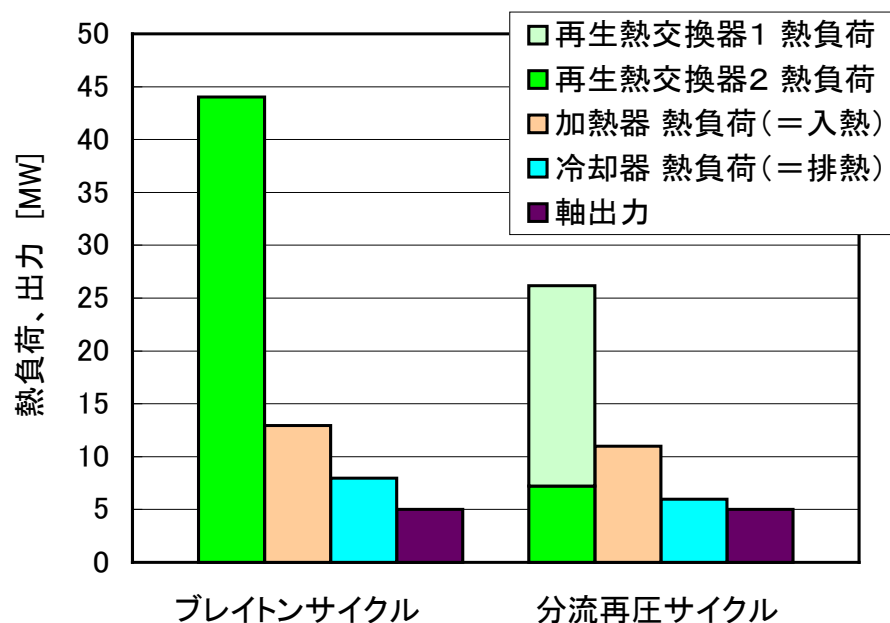
*ブレイトンサイクルの流量は79.9[kg/s]

比出力とサイクル効率の関係



分流サイクルは、ブレイトンに比べ循環流量－20%、熱効率＋15%（相対）

再生熱交換器の熱負荷比較



	軸出力=5MW	
	交換熱量(MW)	体積(m3)
ブレイトン	44.03	0.89
分流	26.17	0.69

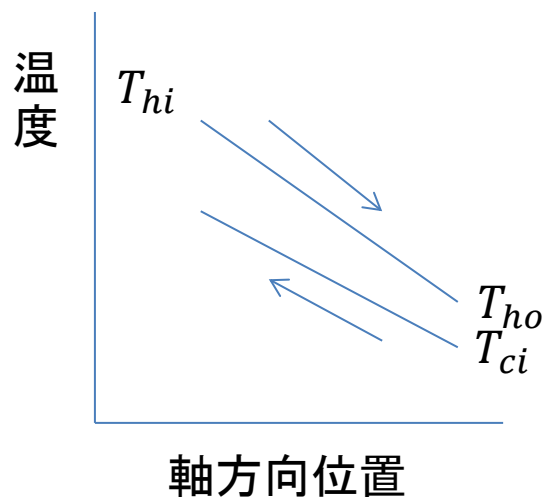
結論

分流再生サイクルの再生熱交換器のサイズはブレイトンサイクルの3/4である。

再生熱交換器の温度効率が熱効率に及ぼす影響

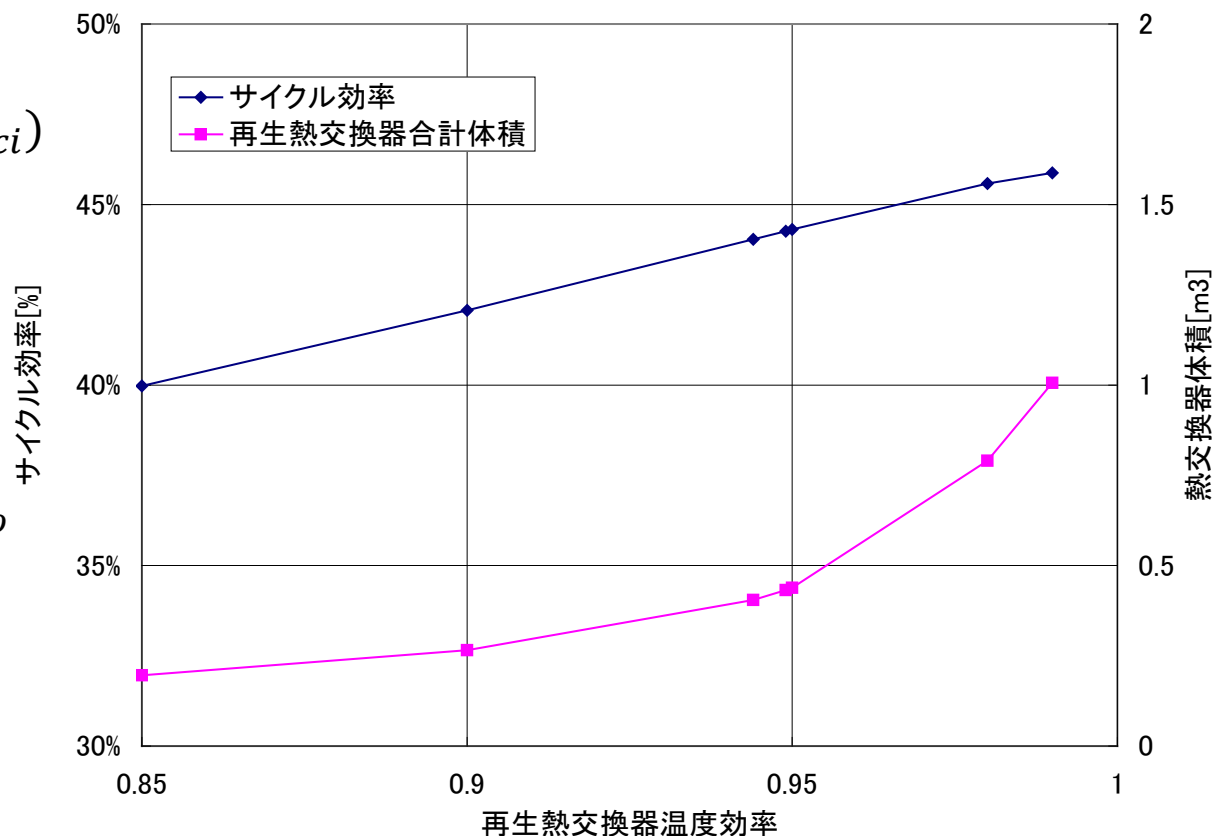
高温側温度効率

$$\eta = (T_{hi} - T_{ho}) / (T_{hi} - T_{ci})$$



結論

熱効率向上には高性能コンパクト熱交換器が必要



熱源の性質への制約

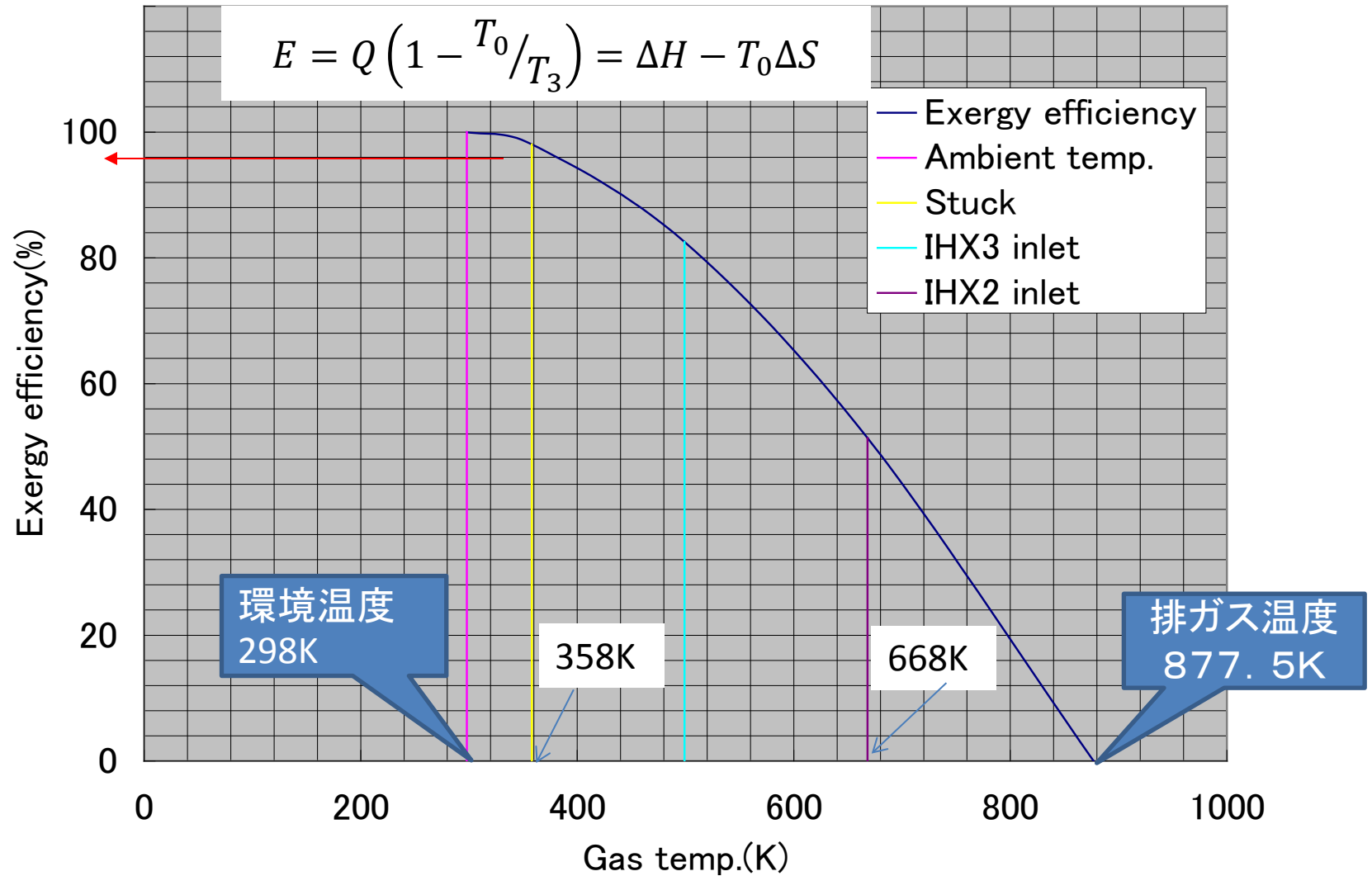
1. ブレイトン、分流再生サイクル共に最適な膨脹比が小さい(1.5~2.5)
→ タービンでの温度降下量が少なく(~100K)排気温度が高い
→ このため、**排気温度より低い温度域の熱の回収ができない**
2. 幅広い温度域を有する熱源からの仕事の回収には不向き
(ex. ガスタービン排熱、ごみ焼却炉廃熱)
3. ただし、太陽熱、原子力など冷却媒体の温度範囲を制御できる熱源に好適



**排熱を環境温度域まで有効回収するには
別の熱サイクルが必要**

加熱器での排ガス流出温度とエクセルギー効率

$$\text{有効エネルギー利用率} = (E_{in} - E_{out}) / (E_{in} - E_{amb}) * 100(\%)$$

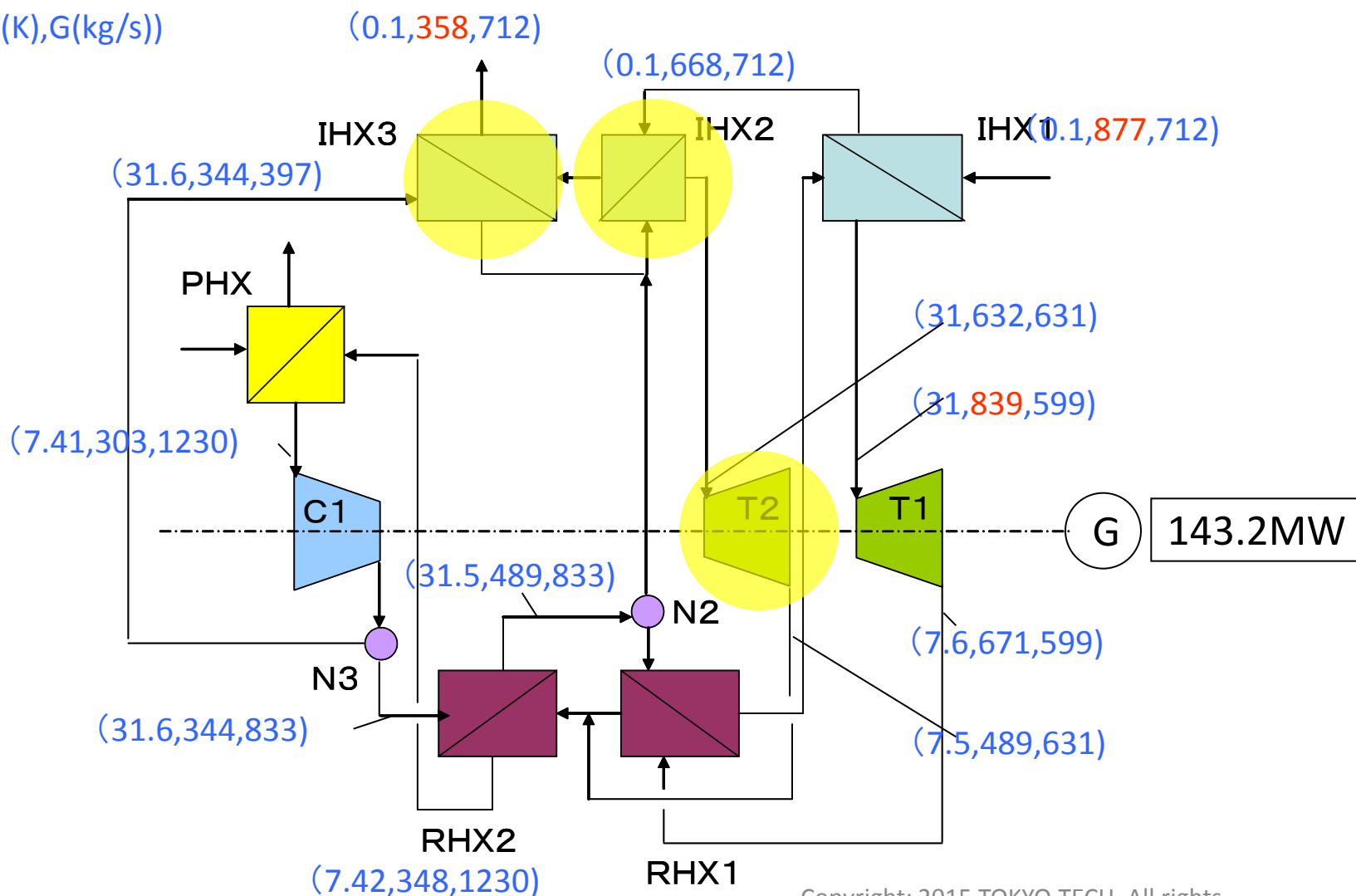


Ⅲ 熱サイクル（排熱回収サイクル）

最適構成でのヒートバランス

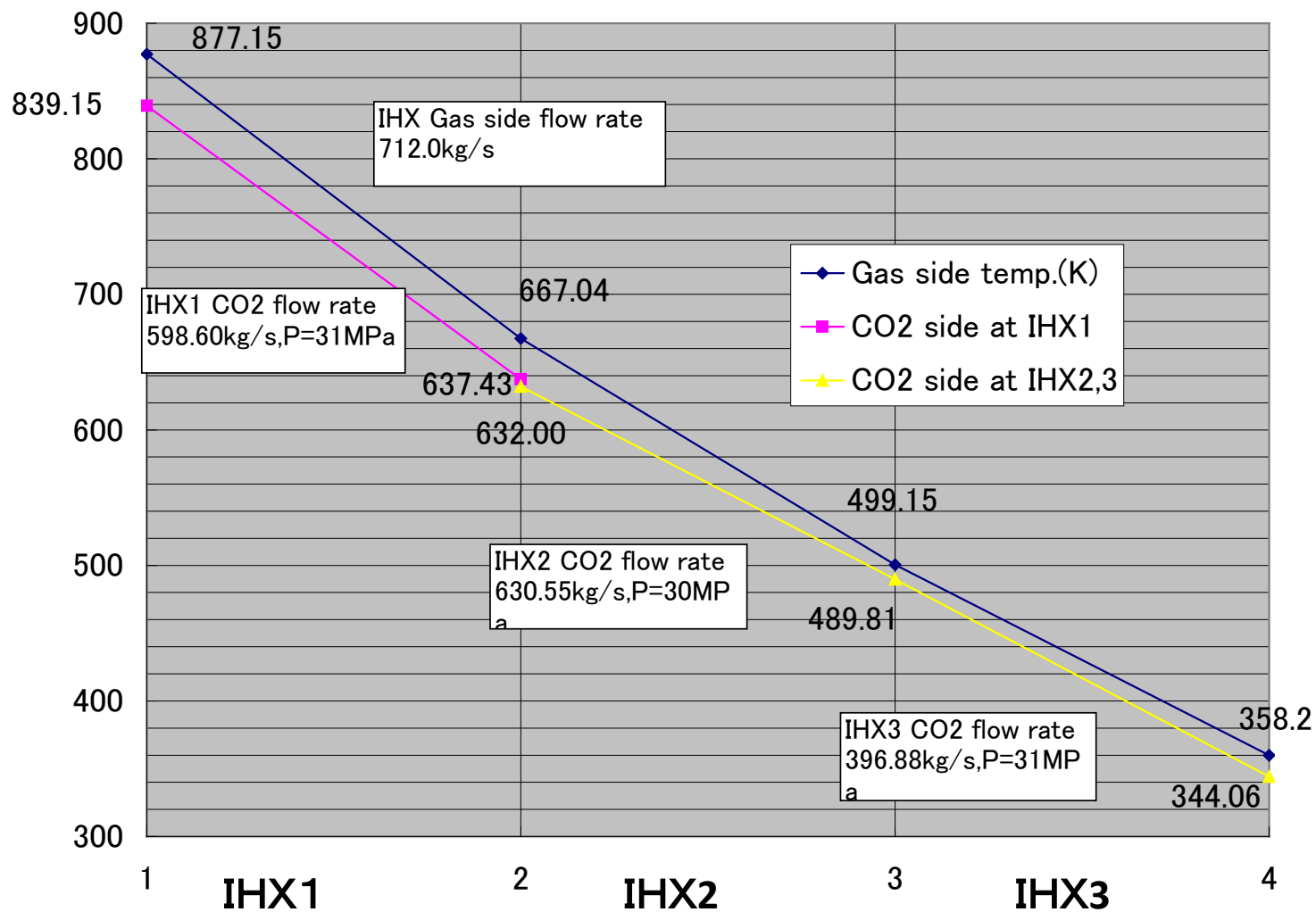
計算条件：S-CO₂サイクル最高温度をACCの蒸気条件と一致させた（TIT=566℃）

(P(MPa),T(K),G(kg/s))

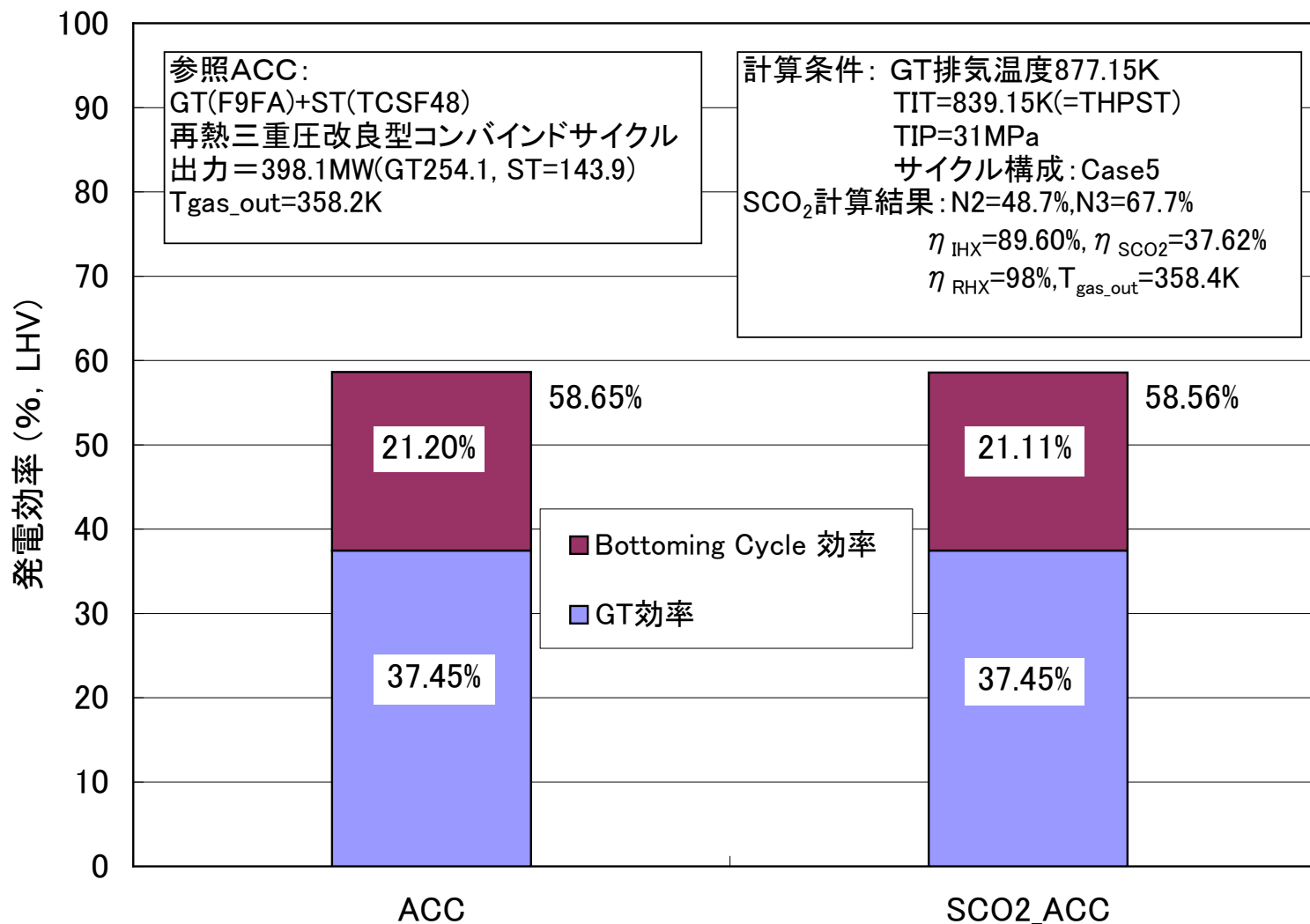


Ⅲ 熱サイクル（排熱回収サイクル）

排熱回収ボイラの温度線図



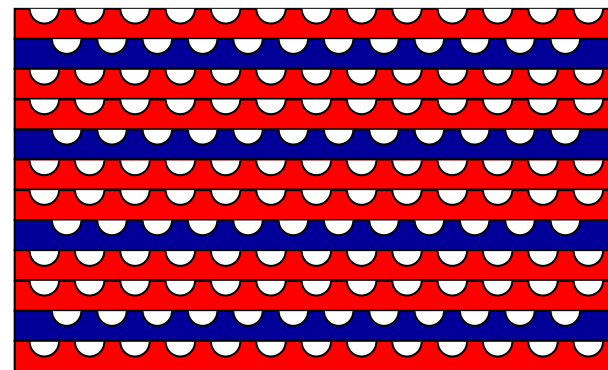
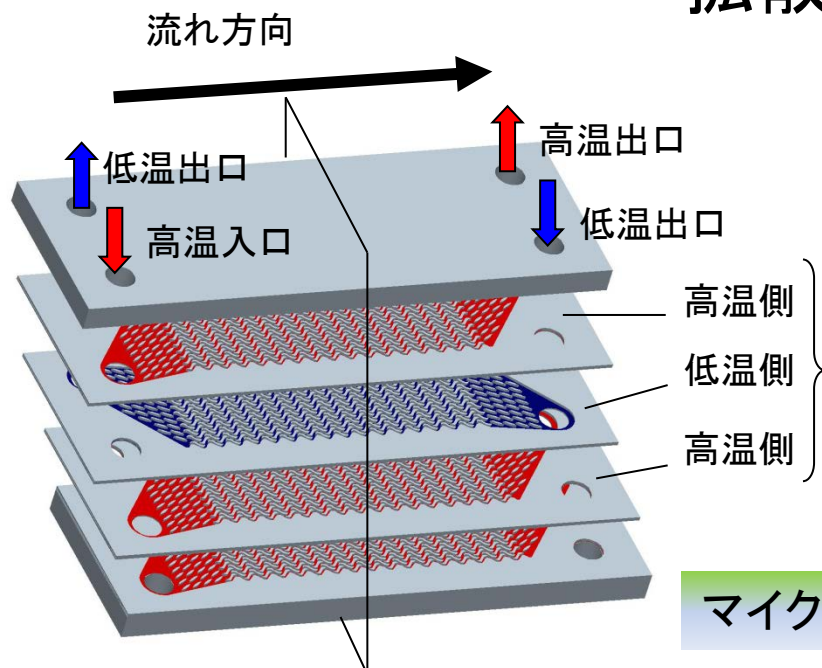
S-CO₂ACCの熱効率



1. 超臨界状態とは？ 4ppt
2. 超臨界CO₂ガスタービンの発電原理 2ppt
3. 熱サイクル 19ppt
4. 再生熱交換器の設計 9ppt
5. 試験用ターボマシンの設計 5ppt
6. 10kWベンチスケール試験 10ppt
7. 再生可能エネルギー開発への適用 5ppt
8. 米国の研究事例紹介

高性能コンパクト熱交換器の開発指針

- (1) コンパクト性 → プレート上に2次元伝熱面形成
→ ケミカルエッチング法(微細溝形成)
 - (2) 耐高圧
 - (3) 耐熱
- } → プレートの接合に
拡散接合法(母材強度保持)

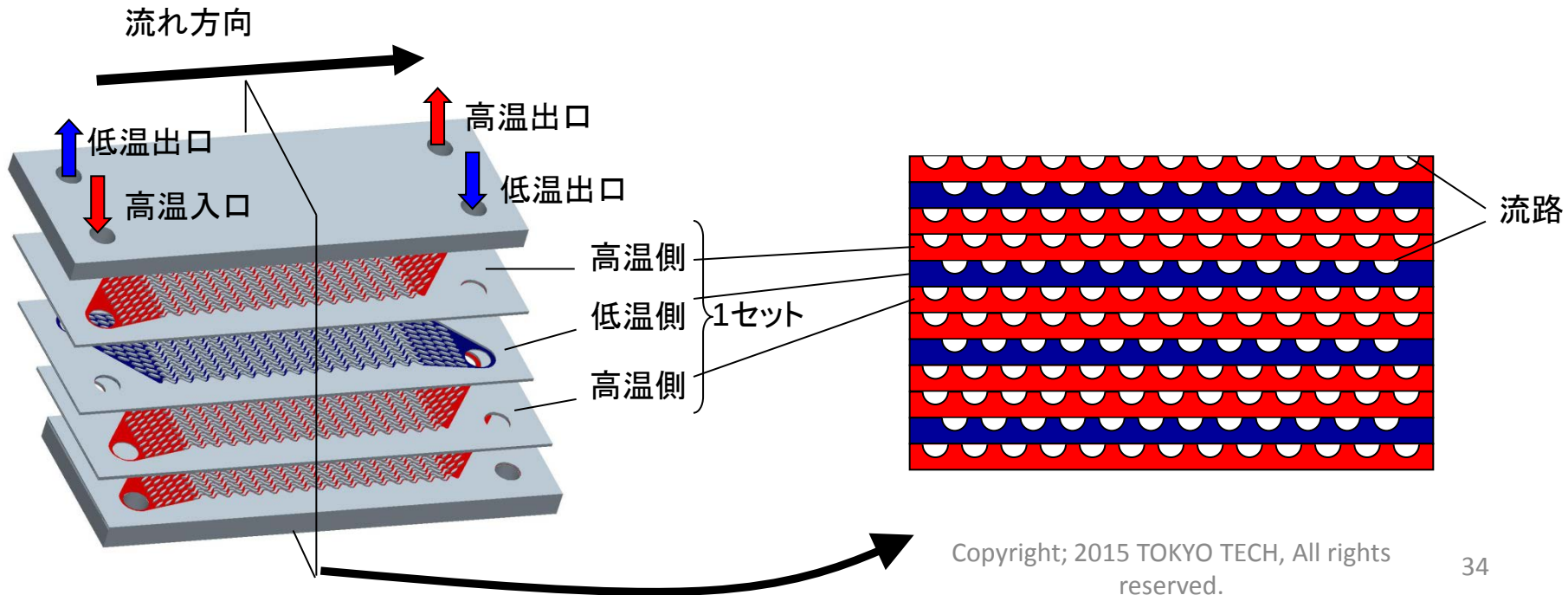


マイクロチャンネル熱交換器

マイクロチャンネル熱交換器 ーダブルバンキングー

•再生熱交換器の条件では、入口圧力が高温側と低温側で大幅に異なる。重量流量は高温側・低温側で同じでも、体積流量は高温側が二倍以上となる

→ 圧力損失を同程度とするため、高温側の流路数(プレート数)を低温側の二倍とする。

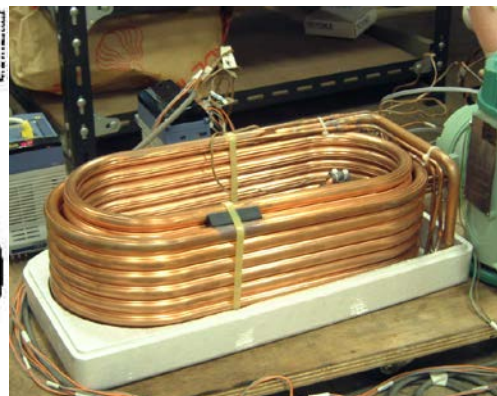


マイクロチャンネル熱交換器と管型熱交換器との 伝熱部容積/圧力損失比較

給湯条件	必要とされる伝熱面積*, m ²		必要とされる体積, m ³		体積比		圧力損失 ΔP_{CO_2} , kPa	
	管型	PCHE-M	管型	PCHE-M	管型	PCHE-M	管型	PCHE-M
I 高温	0.180	0.286	0.0098	0.0014	7.0	1	238	170
II 中温	0.139	0.221	0.0076	0.0011	7.0	1	474	229



a) Cross-section



b) ECO CUTE heat exchanger

チューブ型熱交と比較し
体積1/7
圧損 -20~-50%

超臨界CO₂管型熱交換器

再生熱交換器の伝熱流動特性の検証

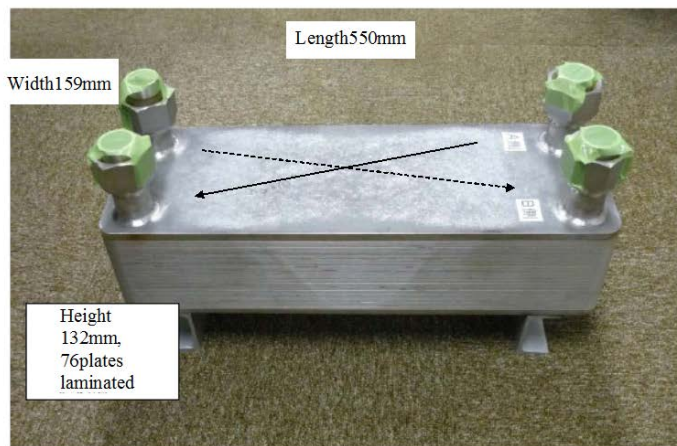
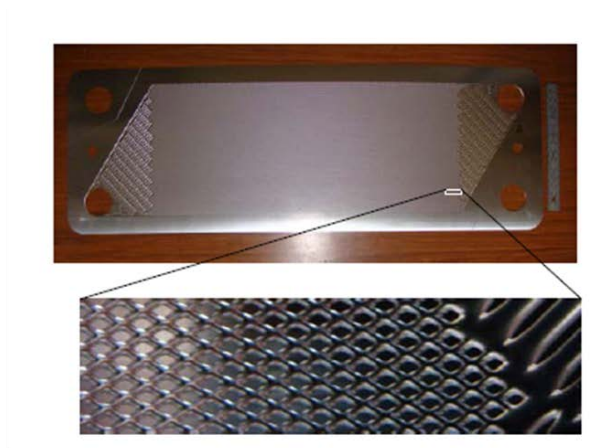


Fig. 19 Picture of a module of RHX1.

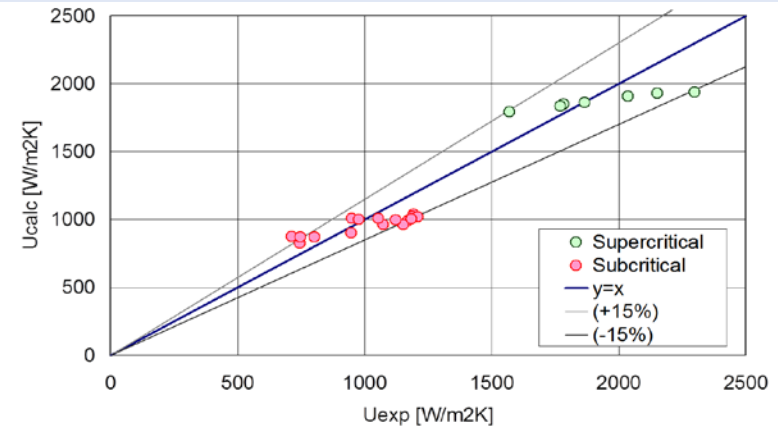


Fig. 20 Averaged overall heat transfer coefficient.

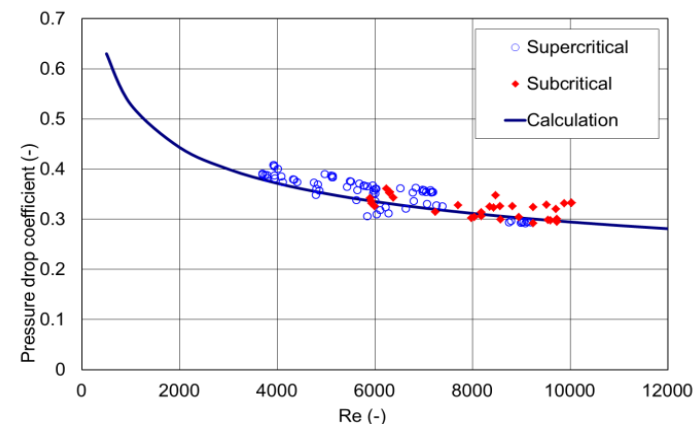


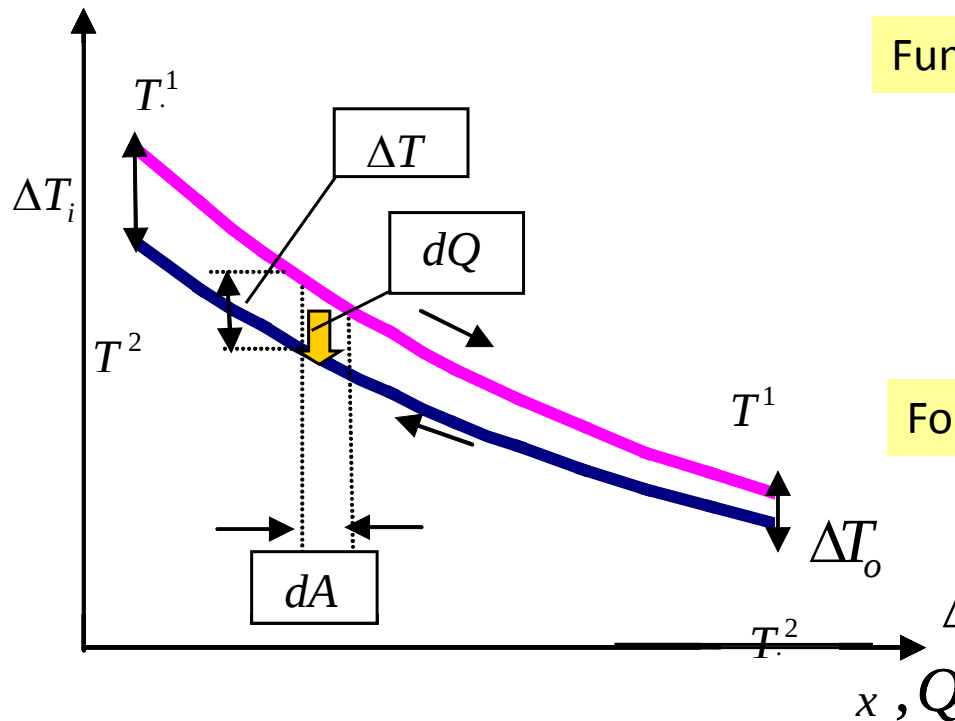
Fig. 21 Pressure drop coefficient.

物性値が器内で大きく変化する 場合の熱交換器設計法

GMTD法

宇多村元昭、ニキチン・コンスタンチン、加藤 恭義、熱交換器の性能解析における
対数平均温度差法の一般化、Thermal Science & Engineering, Vol.15 No.3 (2007)

Relations among thermal parameters of heat exchanger



Fluid temperature profile in heat exchanger

Fundermental eq.

$$dQ = U\Delta T dA$$

U : OHTC
 A : Heat transfer area

For constant physical properties:

$$\Delta T(x) = \Delta T_i e^{\gamma x}$$

$$\Delta T(Q) = (\Delta T_0 - \Delta T_i) \frac{Q}{Q_0} - \Delta T_i$$

Q : Heat duty

Q_0 : Capacity of HEX

ΔT : Temp. difference
 between two fluids

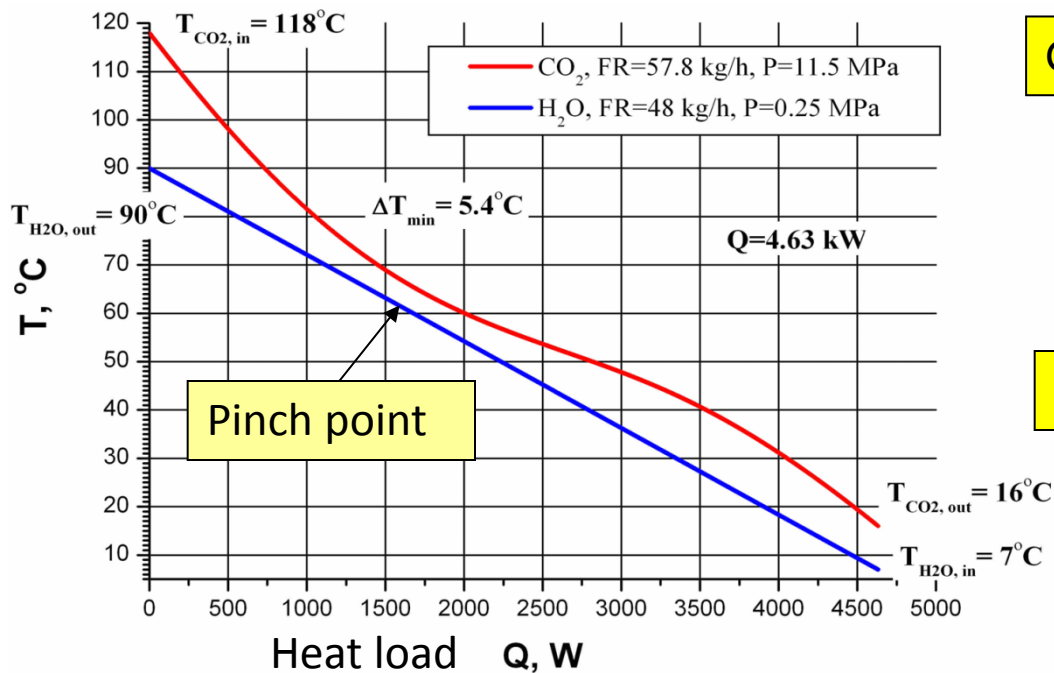
x : axial position

OHTC: Overall heat transfer coefficient

HEX : Heat exchanger

Derivation of average overall heat transfer coefficient $\bar{U}^{\text{exp}}$ from experiment using GMTD method

Temp. profile in heat exchanger with distributed physical property



$$\Delta \bar{T} = 9.0\text{K}, \Delta T_{\text{LMTD}} = 16.7\text{K}$$

Integration of fundamental equation

$$\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T} = \int_0^{A_0} U dA$$

GMTD

$$\Delta \bar{T} \equiv Q_0 / \int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)} \quad \text{Numerical integration}$$

$$\Delta T(Q) = T_{\text{hot}}(Q) - T_{\text{cold}}(Q)$$

Definition

$$\bar{U} \equiv \frac{1}{A_0} \int_0^{A_0} U dA$$

$$\bar{U}^{\text{exp.}} = \frac{Q_0}{A_0 \Delta \bar{T}}$$

Error in evaluating mean temperature difference from measurements for S-CO₂

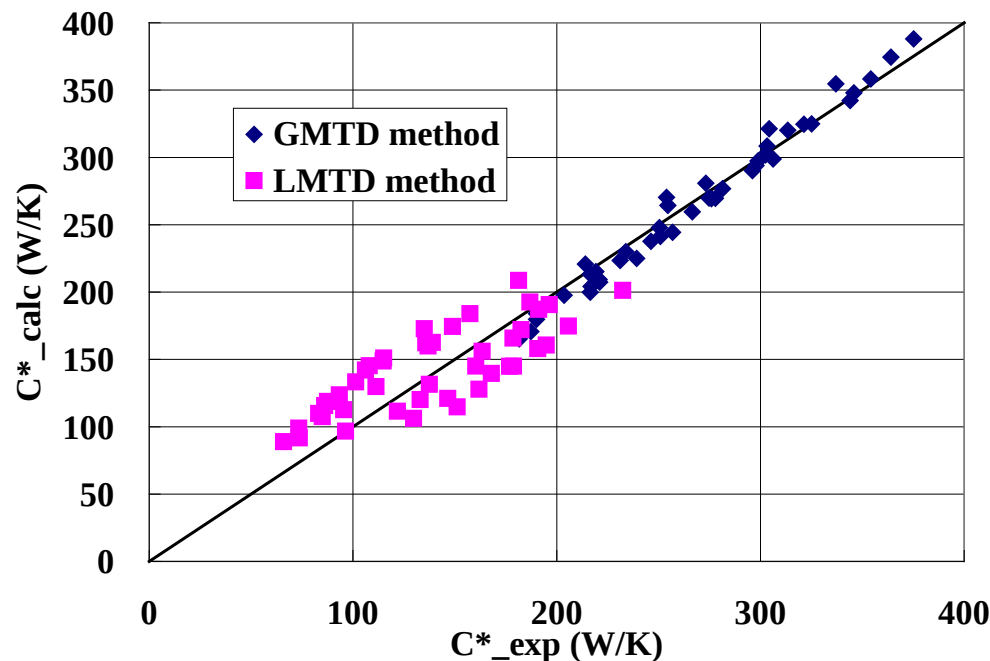
GMTD

$$\Delta \bar{T} \equiv Q_0 / \int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)}$$

$$\Delta T(Q) = T_{hot}(Q) - T_{cold}(Q)$$

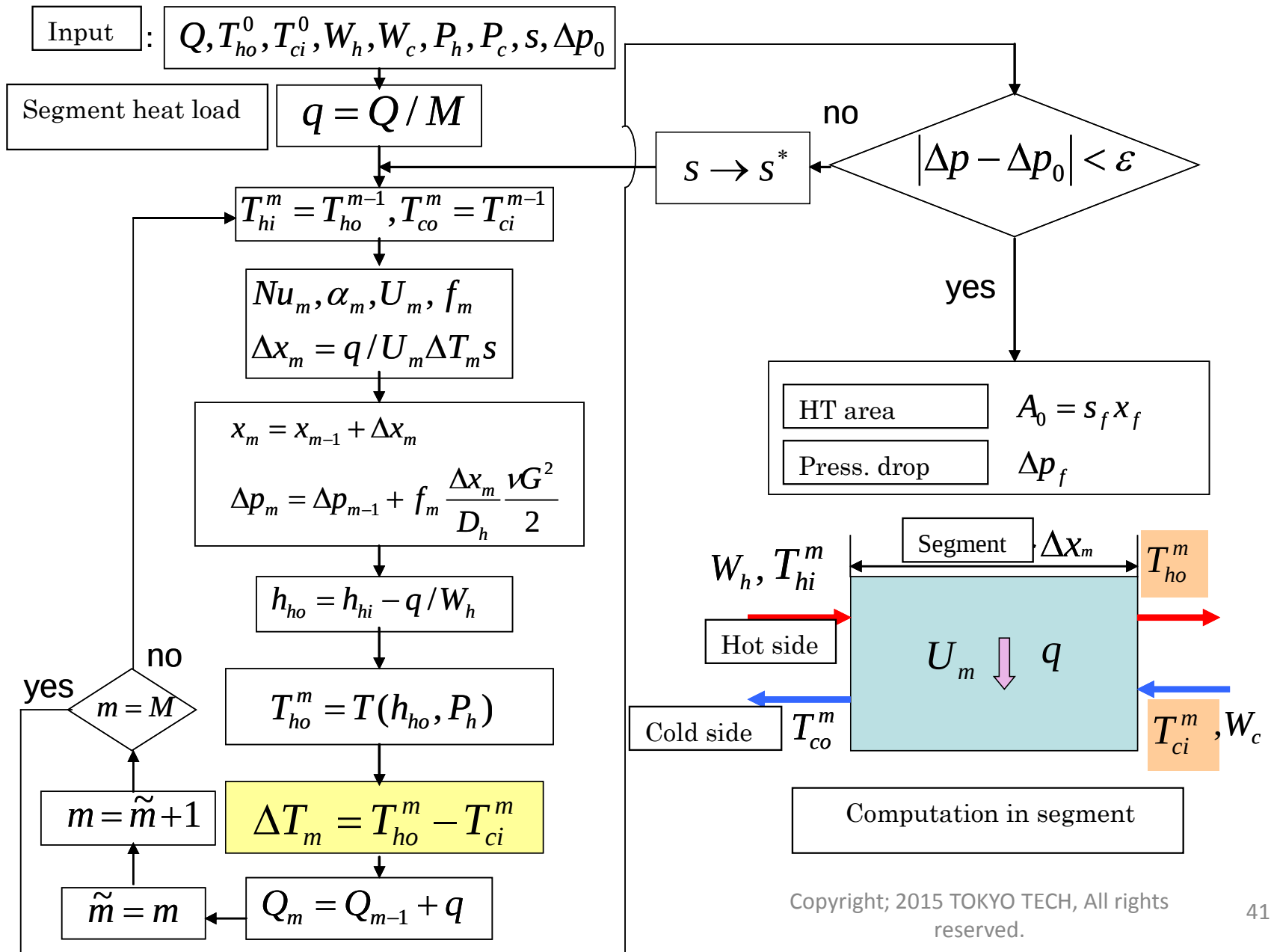
LMTD

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_i}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_i}}$$



GMTD法の方が熱コンダクタンス(AU)の評価精度が高い

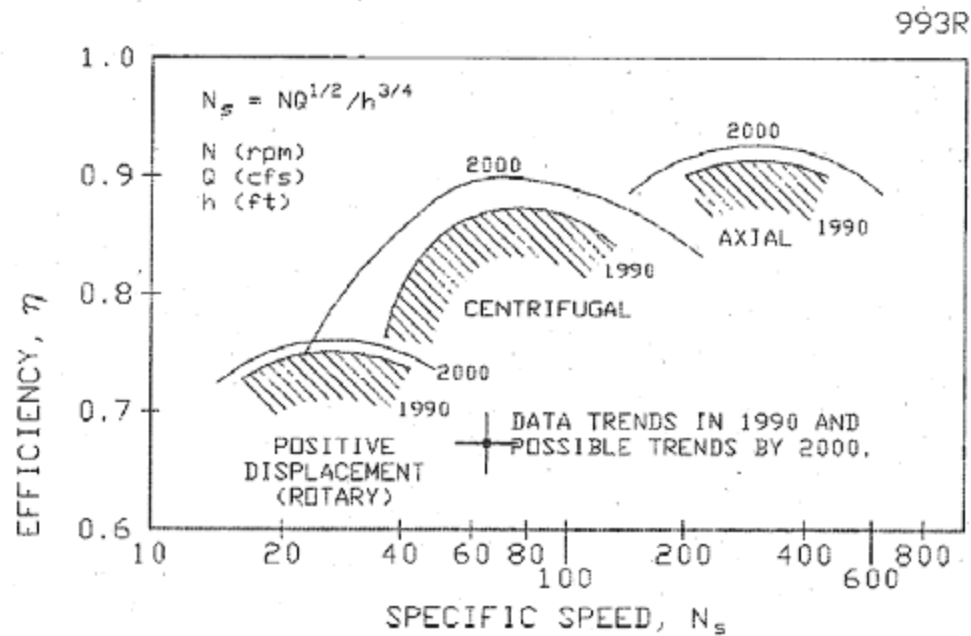
許容圧力損失を与えた場合の熱交換器の設計手順



1. 超臨界状態とは？ 4ppt
2. 超臨界CO₂ガスタービンの発電原理 2ppt
3. 熱サイクル 19ppt
4. 再生熱交換器の設計 9ppt
5. 試験用ターボマシンの設計 5ppt
6. 10kWベンチスケール試験 10ppt
7. 再生可能エネルギー開発への適用 5ppt
8. 米国の研究事例紹介

Utamura, M. et al., Demonstration Test Plan of Closed Cycle Gas Turbine with Supercritical CO₂ as Working Fluid, Strojarstvo 52 (4) 459-465 (2010), ISSN 0562-1887.

圧縮機の種類選定



Japikse, D., Centrifugal compressor design and performance, (1996) Concepts ETI Inc.

回転数と翼車外径の決定

$$n_s = \frac{\omega\sqrt{V}}{(H_{ad})^{3/4}}$$

$$d_s = f(n_s)$$

$$D = \frac{d_s\sqrt{V}}{(H_{ad})^{1/4}}$$

n_s : 比速度

d_s : 比直径

ω : 角速度

V : 流量

H_{ad} : 断熱熱落差

D : 翼車外径

Balje, O. E., Turbomachines, (1981) John Wiley and Sons Inc.

$n_s - d_s$ 線図

比直径

圧縮機

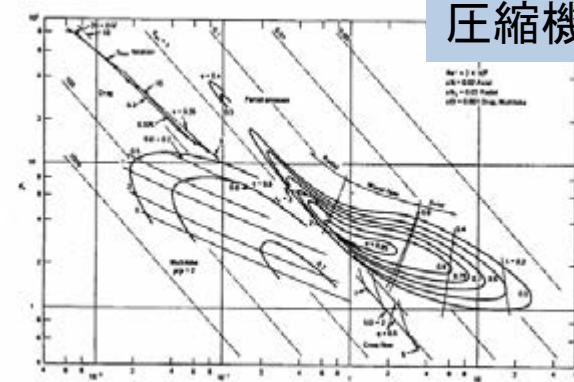
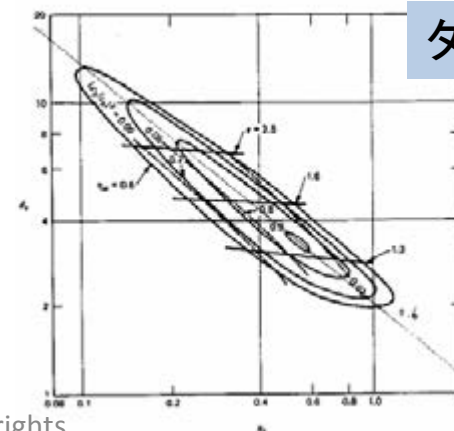


図 3.7 圧縮機用で運転される単段圧縮機の n_s-d_s 線図

比速度

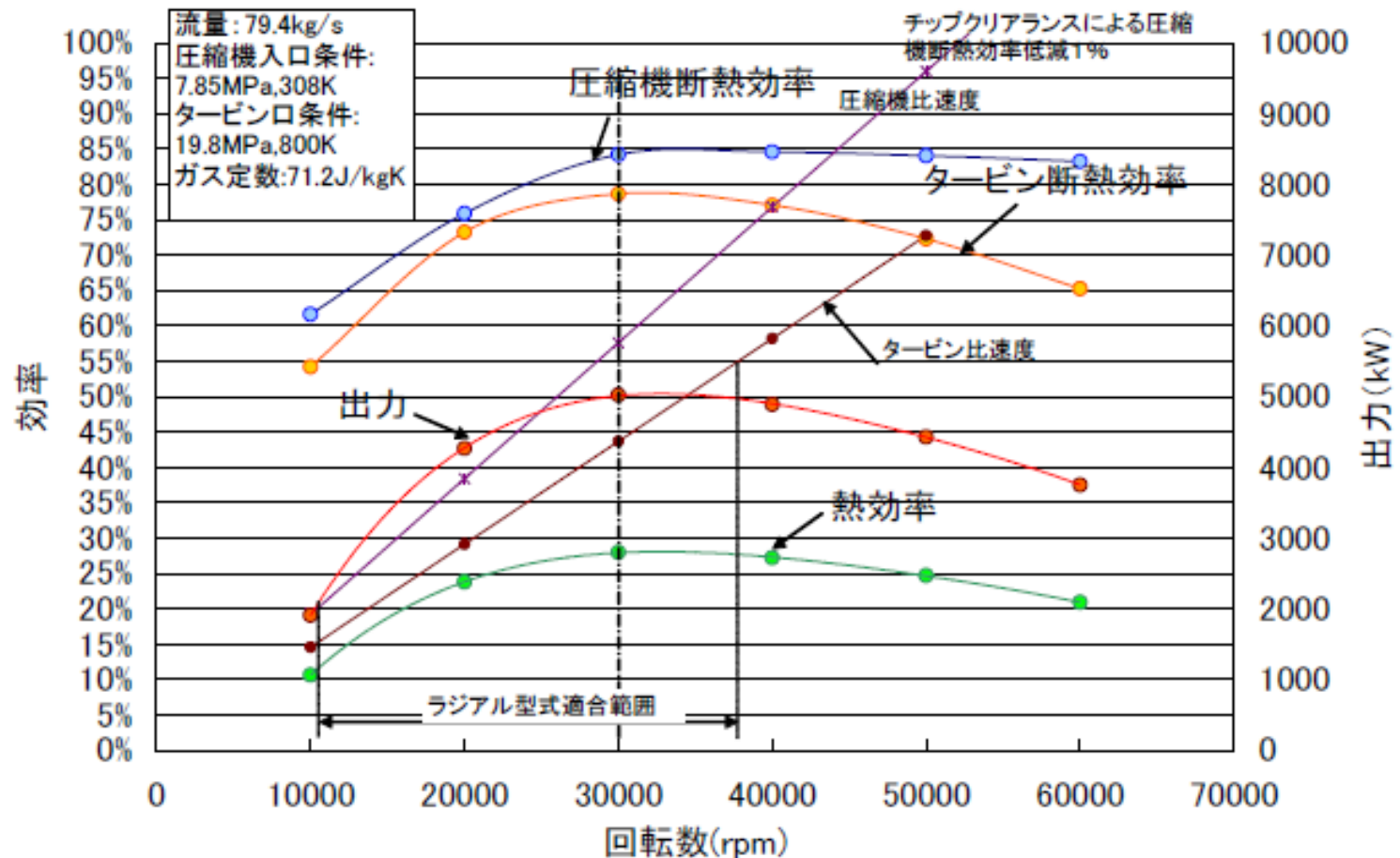
比直径

タービン



比速度

5MW機の最適回転数



発電容量とターボ仕様との関係

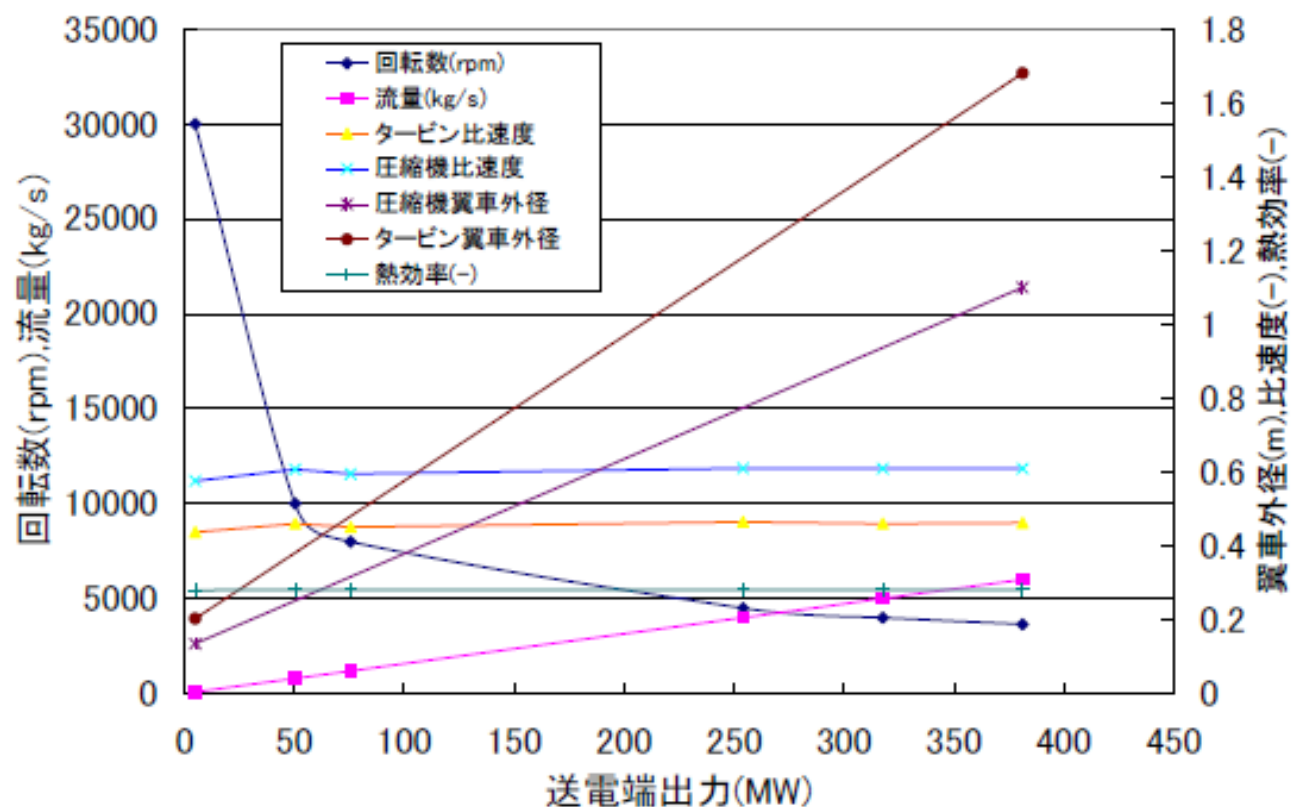


図 2.1-8 ガスタービンの出力規模と型式の関係 (TIT=800K, CEP=20MPa)

テーパランドスラスト軸受設計

負荷容量の上限は、次式で評価した。

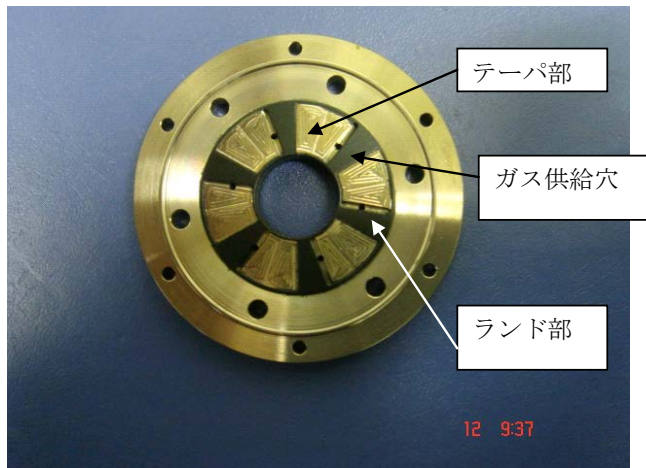
$$W = 0.1 * B * L * Pa$$

W : 負荷容量 (N)

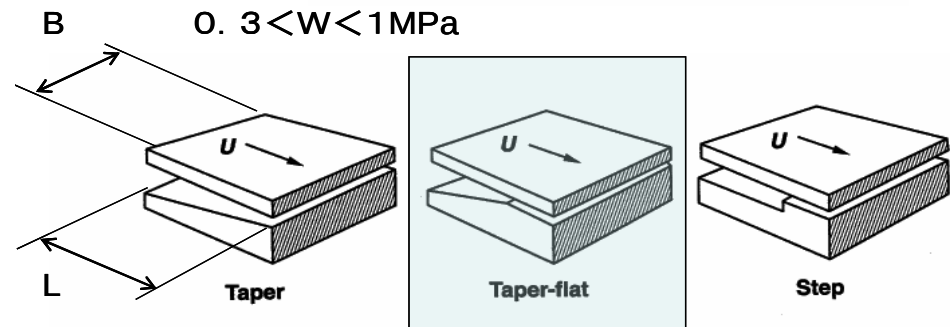
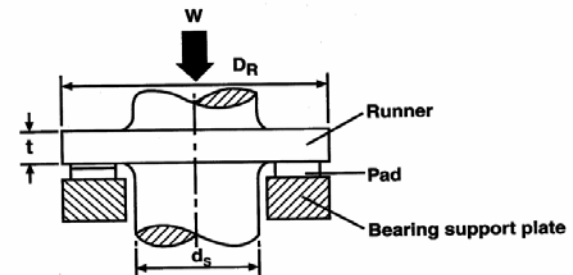
Pa : 圧力(MPa)

B : 軸受け幅(mm)

L : 軸受けテーパ部長さ(mm)



試作スラスト軸受



$$0.3 < W < 1 \text{ MPa}$$

軸受負荷容量

$$W = \alpha \frac{\mu U L^2 B}{h_2^2}$$

仮定 : 片あたりなし, 表面粗さ 0

α : 軸受形式、寸法による係数

μ : 粘性係数、

L : 軸受滑り方向寸法, B : 軸受幅

U : 周速, h_2 : 最小膜厚

1. 超臨界状態とは？ 4ppt
2. 超臨界CO₂ガスタービンの発電原理 2ppt
3. 熱サイクル 19ppt
4. 再生熱交換器の設計 9ppt
5. 試験用ターボマシンの設計 5ppt
6. 10kWベンチスケール試験 10ppt
7. 再生可能エネルギー開発への適用 5ppt
8. 米国の研究事例紹介

Utamura, M. et al., Demonstration of supercritical CO₂ closed regenerative Brayton cycle in a bench scale experiment, Proc. ASME Turbo Expo 2012, June 2012, Copenhagen, Denmark.

10kW試験設備の概観



図 4.1-2 CO₂ループの全景写真



図 2.3-16 ガスタービン発電機の外観



図 4.3-1 発電時の電力計表示



図 4.3-2 電球の点灯の様子

Tested turbomachinery

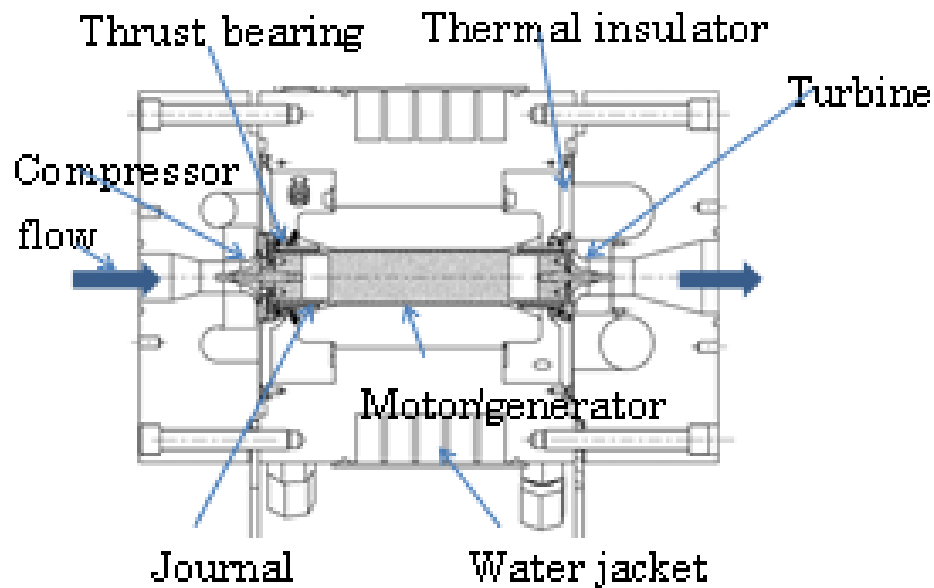
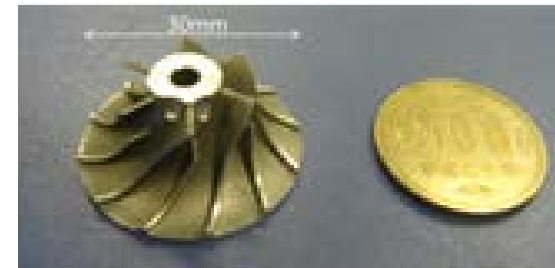


Fig. 3 Cross sectional view of gas turbine.



Centrifugal compressor



Radial turbine

Fig. 4 Pictures of impeller

- ・翼車はオープンシュラウド
- ・高速回転のためガス軸受を選択
- ・正味スラスト軽減のため翼車はback to back配置
- ・永久磁石冷却用に円環リーク流を形成

自立に至る過程

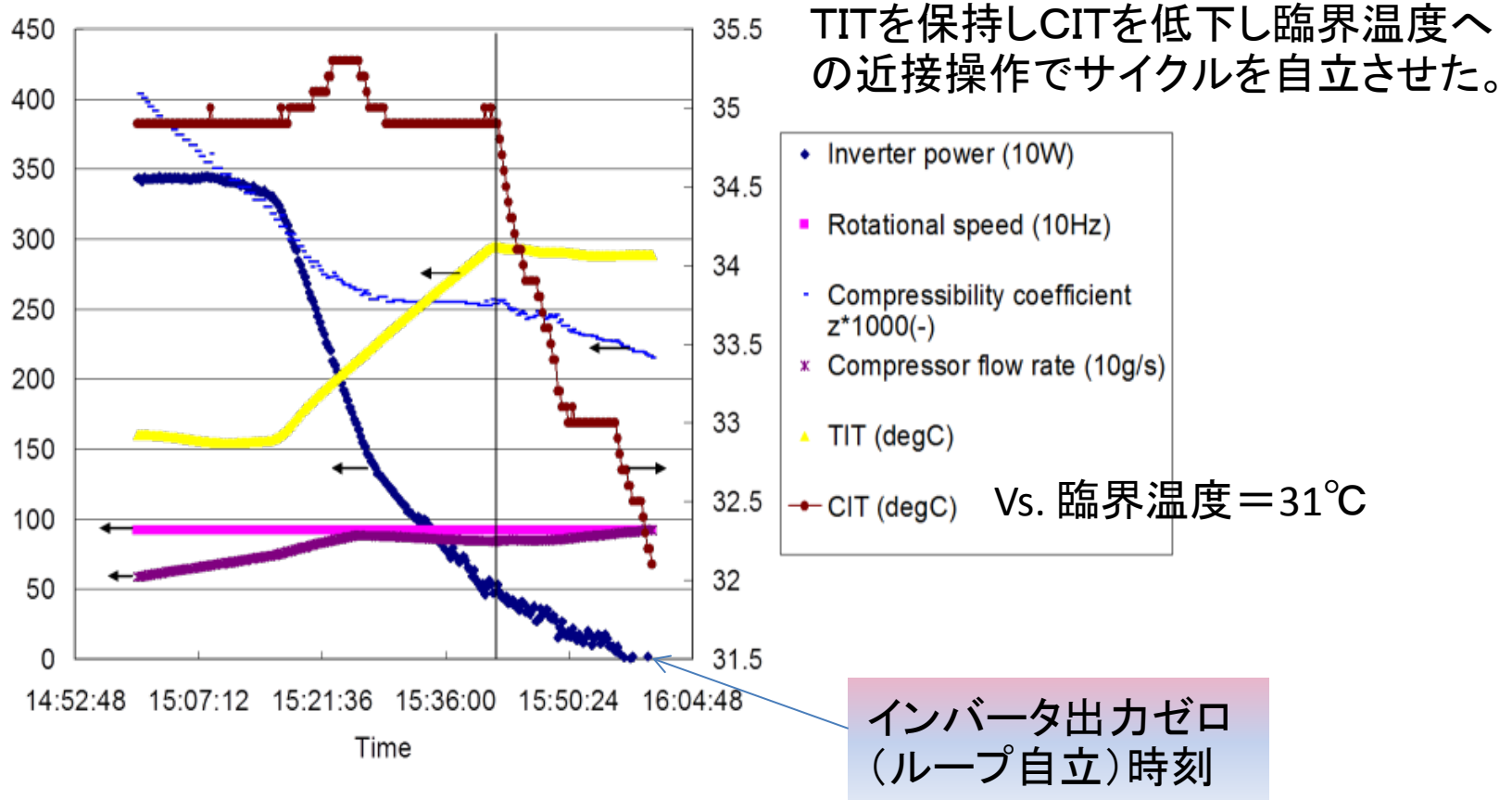
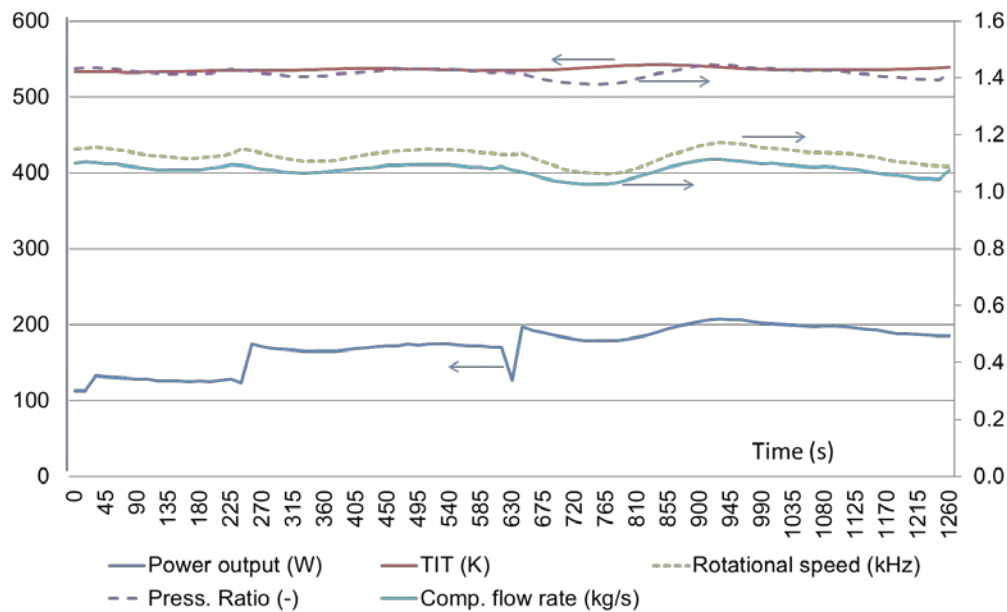


Fig. 4 Transient to 0 inverter power.

実ガス(擬似液体)の $W_{is} = 1.05Z$ (圧縮係数) * 理想気体の W_{is}
 が(0.205<Z<0.260)の範囲では精度3%で成り立つことを実証した。
 ここで、 W_{is} :可逆断熱圧縮仕事

発電時パラメータの時間変化



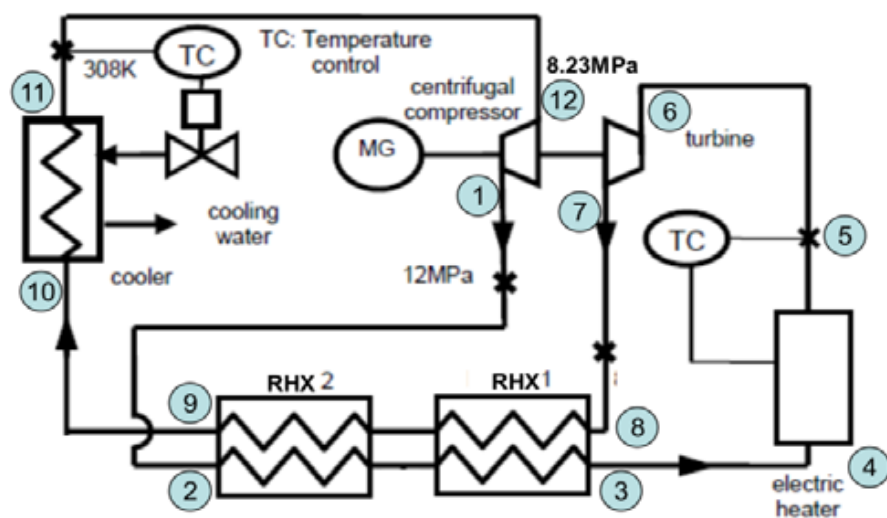
- ・外部駆動力無しで40分の200W出力運転
- ・時間平均断熱効率測定値
圧縮機 0.5
タービン 0.6

		計画	実測
CIT	K	308	305
TIT	K	550	540
CIP	MPa	8.23	7.4
圧力比	-	1.44	1.4
回転数	kHz	1.7	1.1
循環流量	kg/s	1.2	1.1
出力	kW	10	0.2

インバータ遮断後の持続発電時のパラメータの時間変化

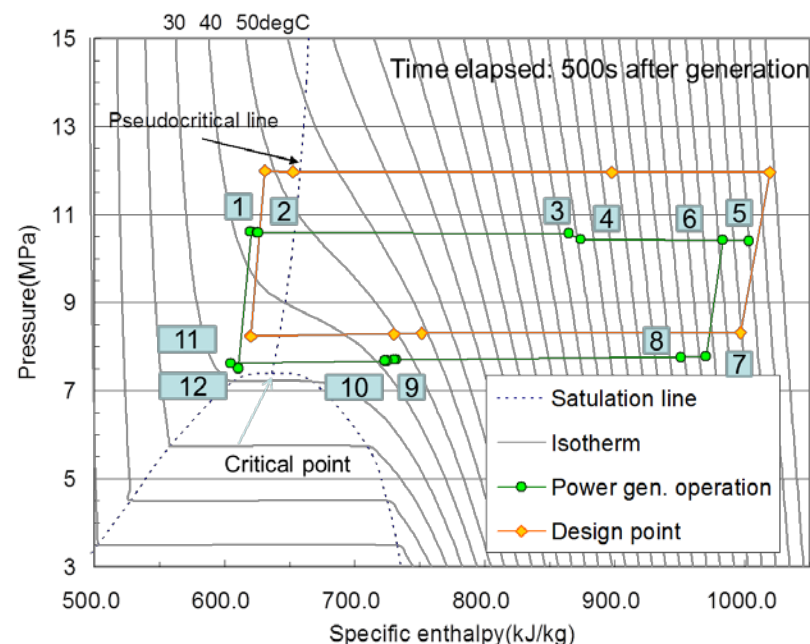
ブレイトンサイクル運転の実現

試験ループフローシート



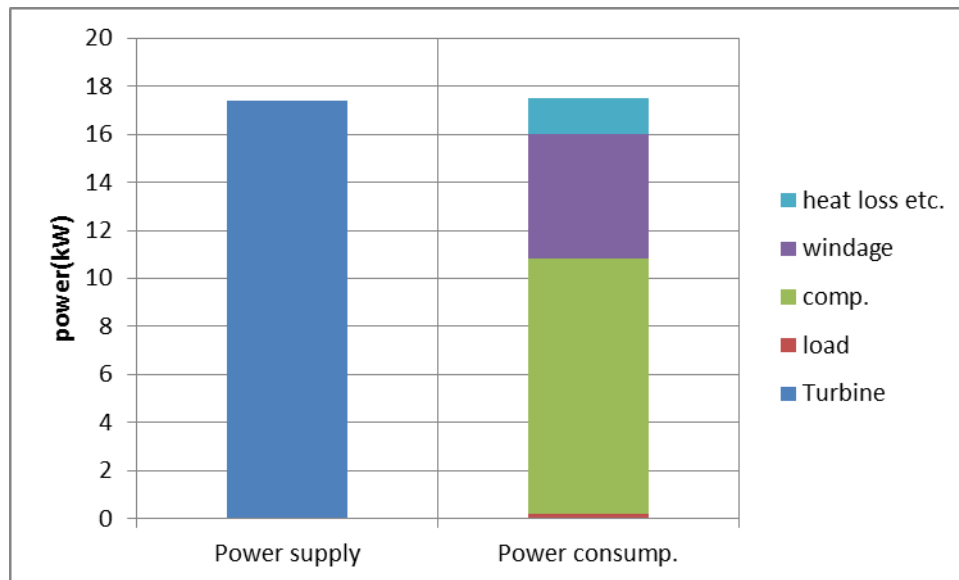
- ・弁切り替えでブレイトン、分流サイクルを構成できる

ブレイトン連続運転時P-h線図



- ・⑫は計画よりも臨界点に近い状態で安定運転
- ・高い再生効率の実現(>0.98)

自立運転時のワークバランス



風損ゼロの場合、熱効率は $5.4/17.4=0.31$

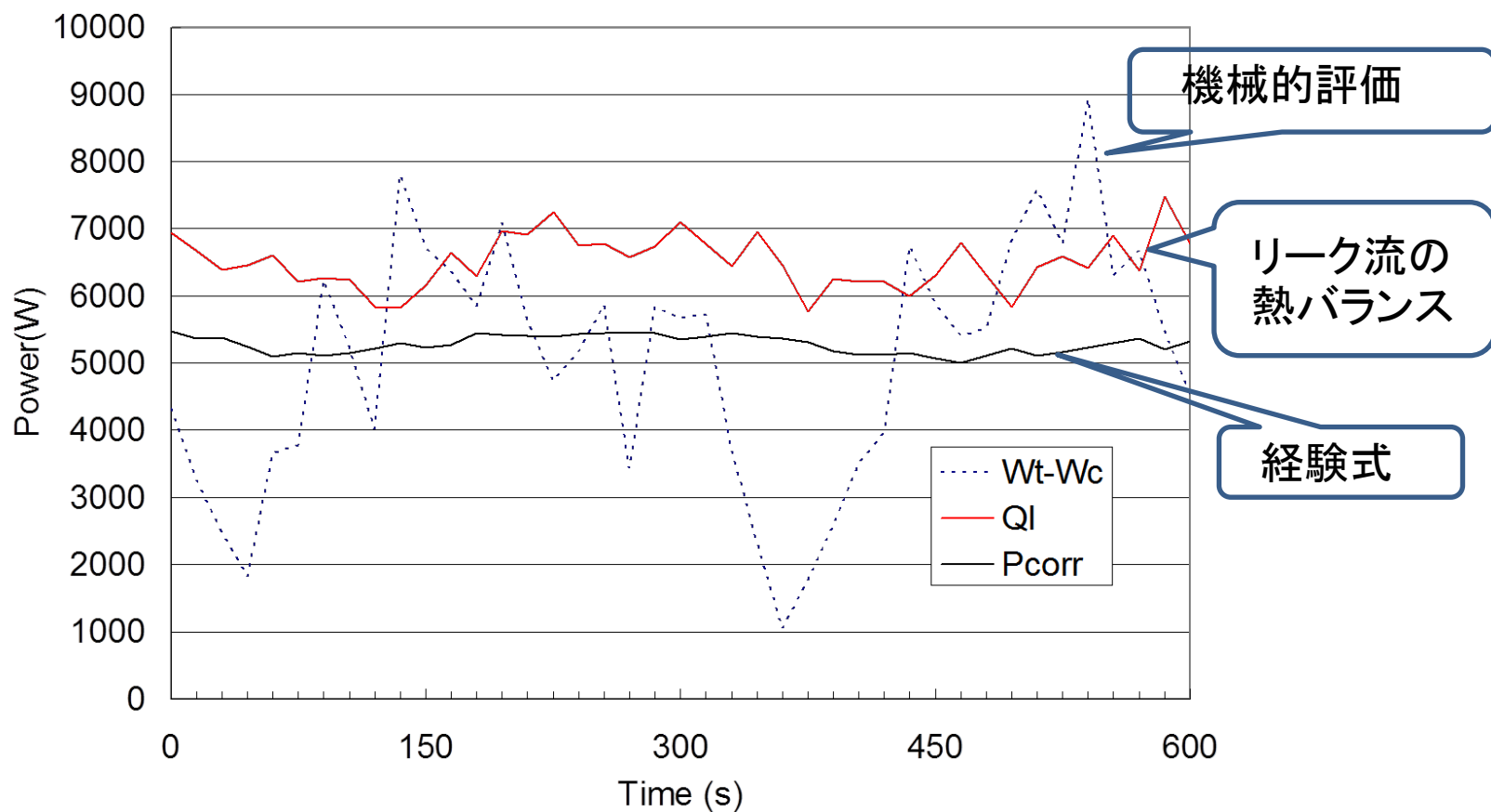
- ・出力を得るには風損低減対策が不可欠。
- ・風損は回転数の3乗に比例するので、大容量機では設計回転数が低下しきほど問題にはならない。

出力計画値10kW, 測定値0.2kW

出力未達原因の推定

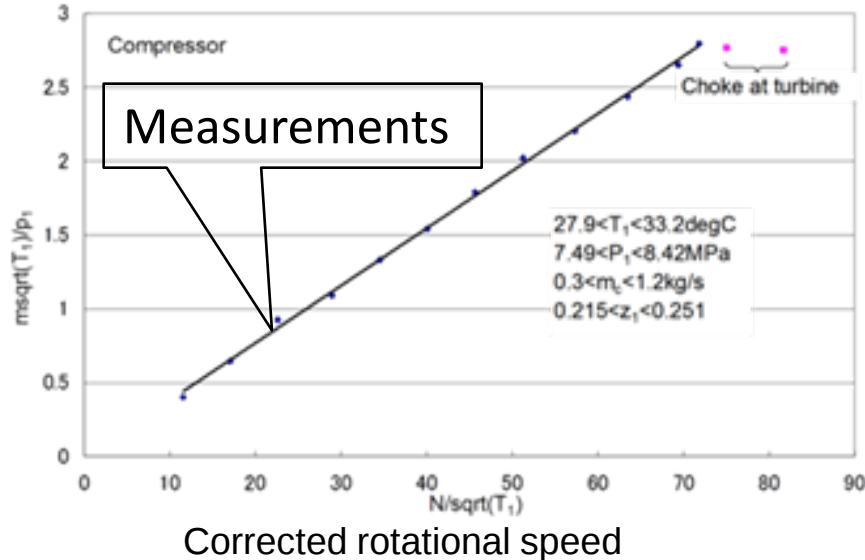
- (1) 回転磁石の風損(windage)
- (2) 断熱効率の低下(チップクリアランス)0.05~0.15
- (3) リーク流によるタービン膨脹仕事低減(-5%)
- (4) 加熱器容量不足(TIT低下量10K)
- (5) タービン筐体からの放熱

高速回転体による流体摩擦の推定 ーウィンディッツ経験式の精度評価ー

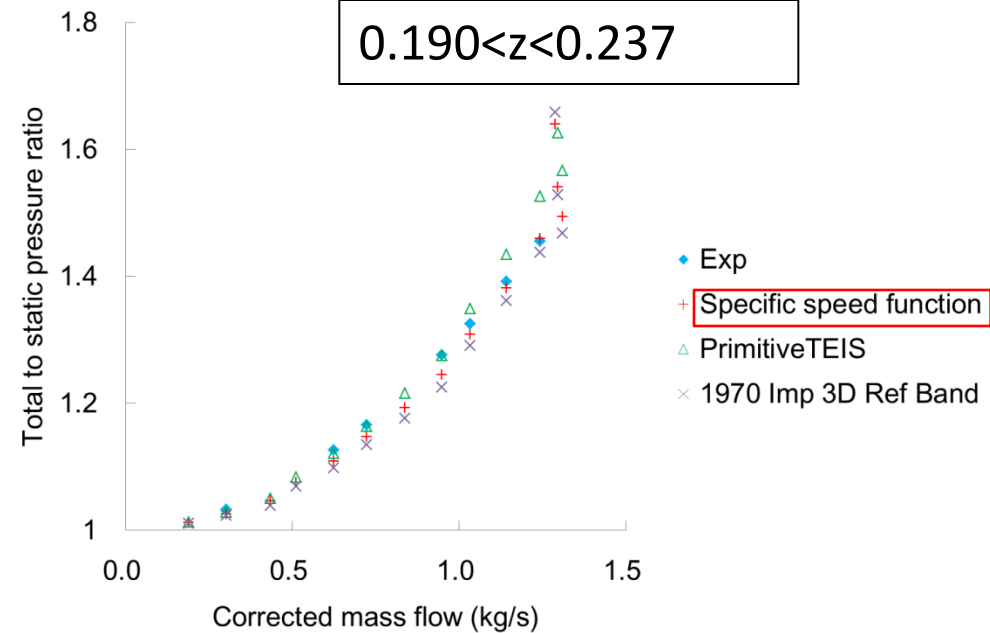


Prediction of pressure ratio based on measured rpm-mass flow correlation

Corrected mass flow rate



PRts(-)



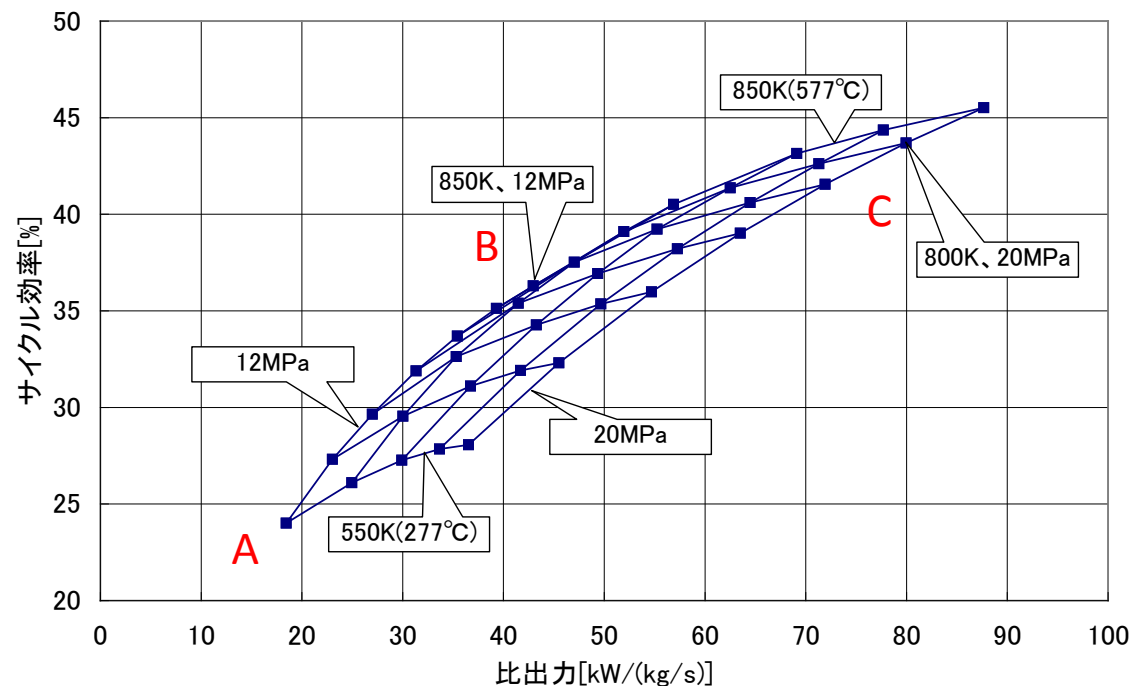
- (1) Data range: $N = 12000 \text{ rpm}$ to 86000 rpm in supercritical liquid like region.
- (2) Reference values $G_0 = 1.2 \text{ kg/s}$, $P_0 = 8.23 \text{ MPa}$, $T_0 = 308 \text{ K}$
- (3) Model selection : Pressure ratio is well predicted in a wide range by “Specific speed function model” to calculate MR2.

遠心圧縮機による擬似液体の圧力比の推定には従来の設計手法が適用できる

スケールアップ機の特徴予測

開発step

A:原理検証(10kW), B:効率検証(200kW), C:商用機(>5MW)



5) 遠心型ターボマシーナリー断熱効率が最大になる出力規模

圧縮機の入口条件は固定しているので、既出の図 2.1-9 に示すように、ガスタービンのサイクル熱効率はガスタービンの断熱効率が極大になる条件に一致する。TIT=800K、CEP=20Mpa の場合について、図 2.1-14 は所与の回転数におけるラジアルタービンの最適設計結果を示す。これから、3600rpm のときにタービンの断熱効率が最大になることが分かる。このときの質量流量は 1500kg/s、タービン出力は 63.9MW である。この回転数、流量での圧縮機の所要動力は 14MW であるので、ガスタービン出力は 50MW となる。すでに述べたように、遠心型ガスタービンが軸流型より有利な出力範囲は 380MW 以下であるが、最高の性能を引き出す出力はそれよりもずっと低いところに存在していることがわかった。この結果より、遠心型を使う場合は 50MW 級のガスタービンとしての応用が最適である。

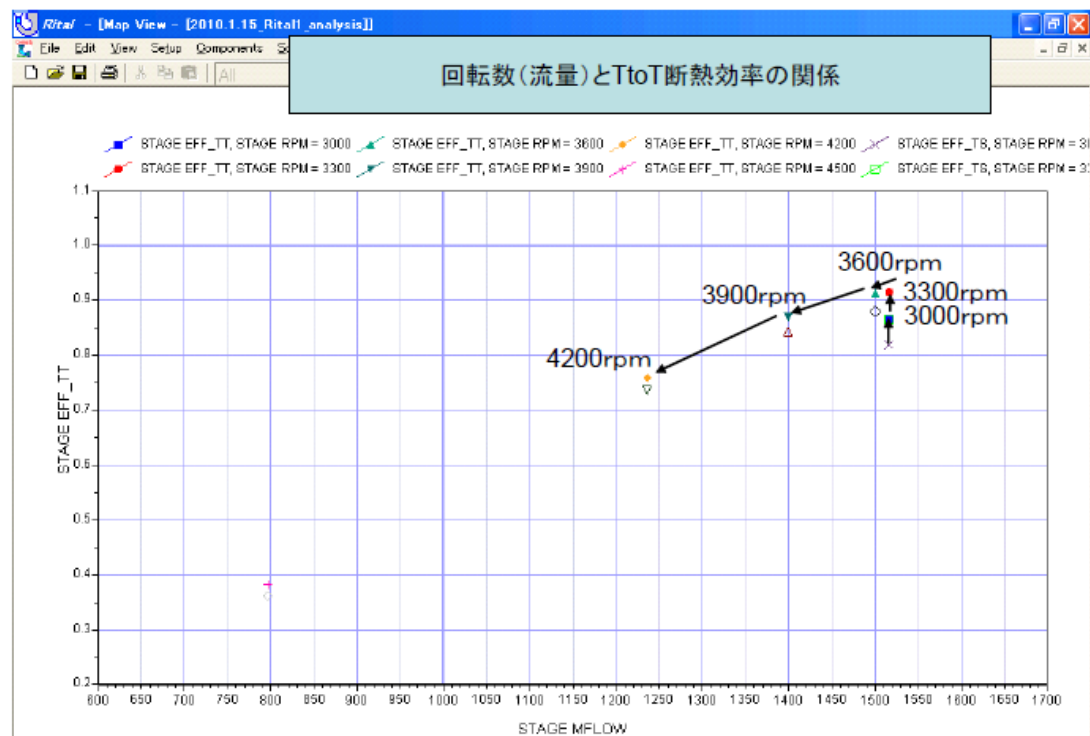
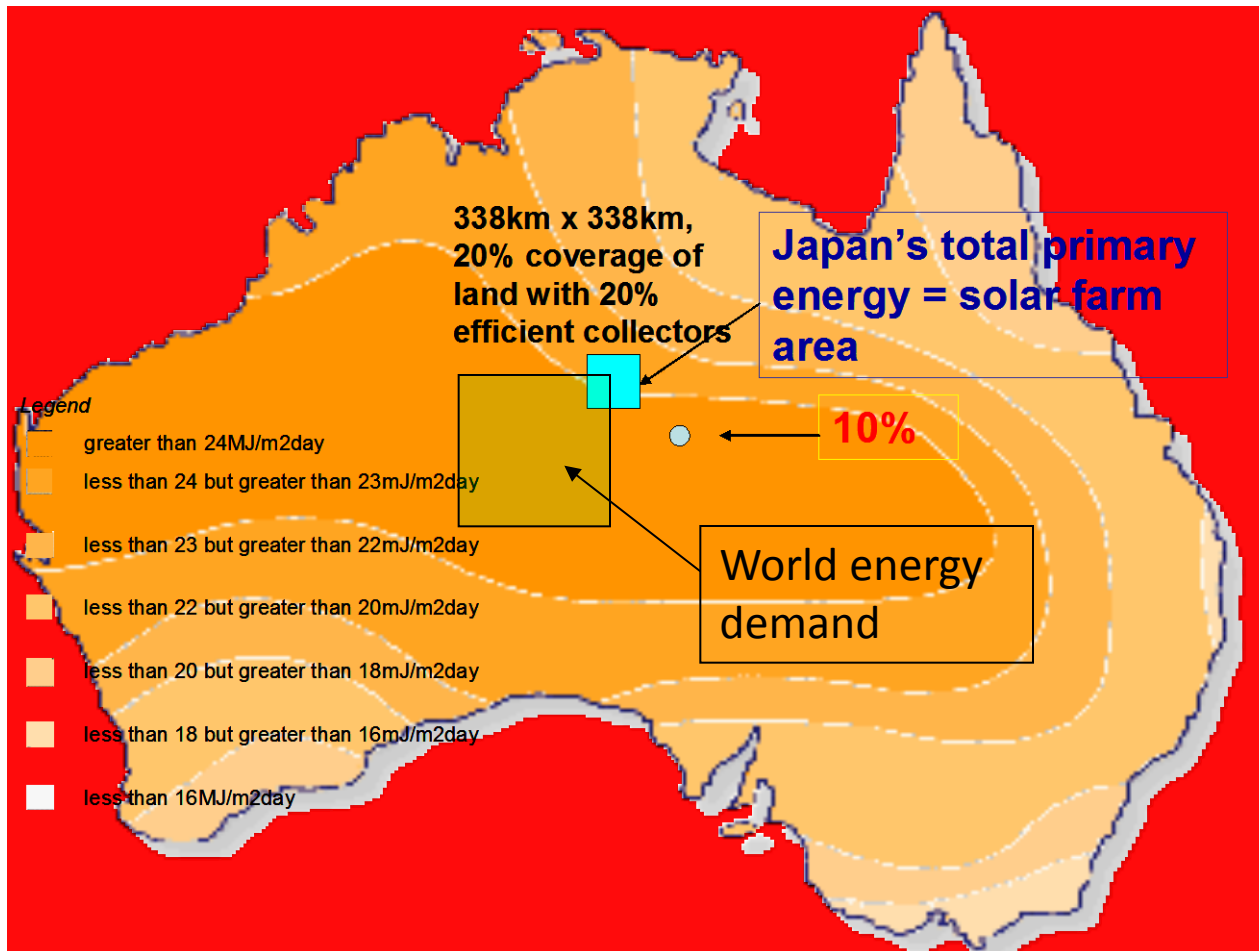


図 2.1-14 ラジアルタービンの断熱効率と出力規模との関係

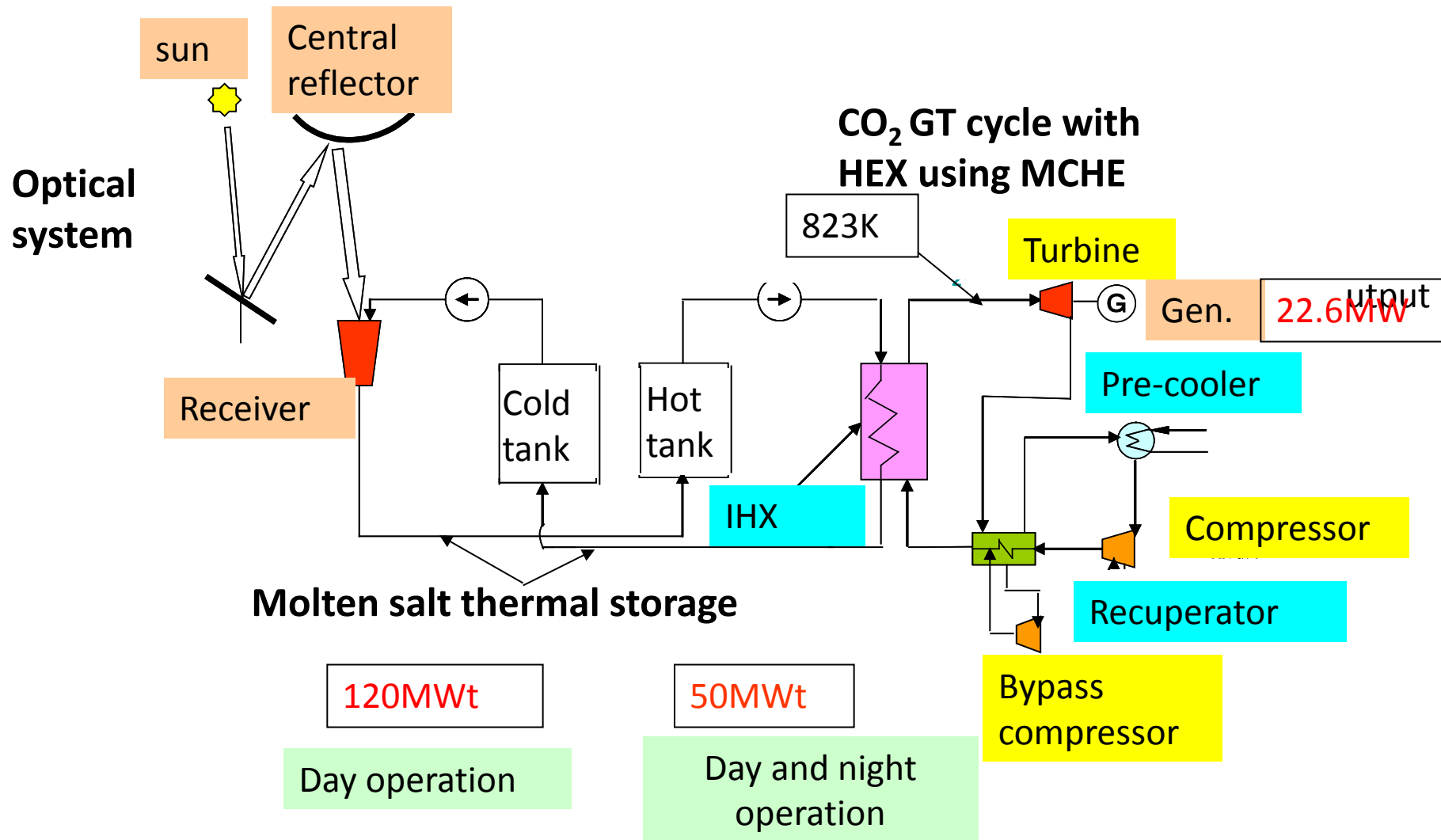
1. 超臨界状態とは？ 4ppt
2. 超臨界CO₂ガスタービンの発電原理 2ppt
3. 熱サイクル 19ppt
4. 再生熱交換器の設計 9ppt
5. 試験用ターボマシンの設計 5ppt
6. 10kWベンチスケール試験 10ppt
7. 再生可能エネルギー開発への適用 5ppt
8. 米国の研究事例紹介

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 Vol. 35 No. 2 (2007.3).

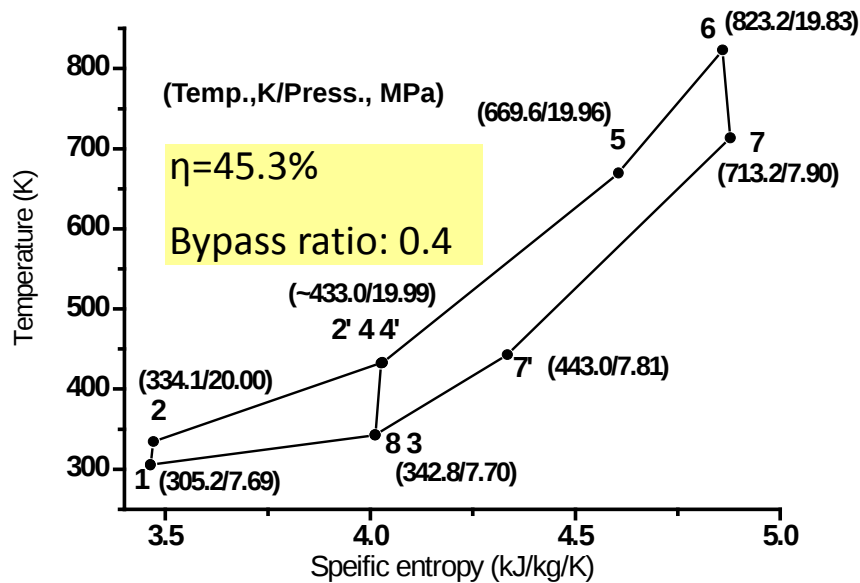
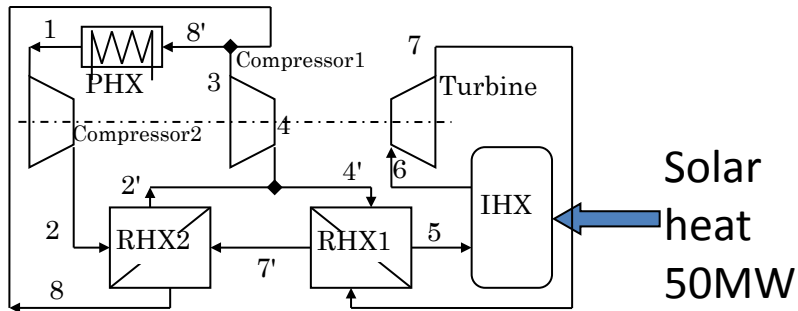
Solar field area required to meet world energy demand



Schematic of concentrated solar power generation system using CO₂ gas turbine



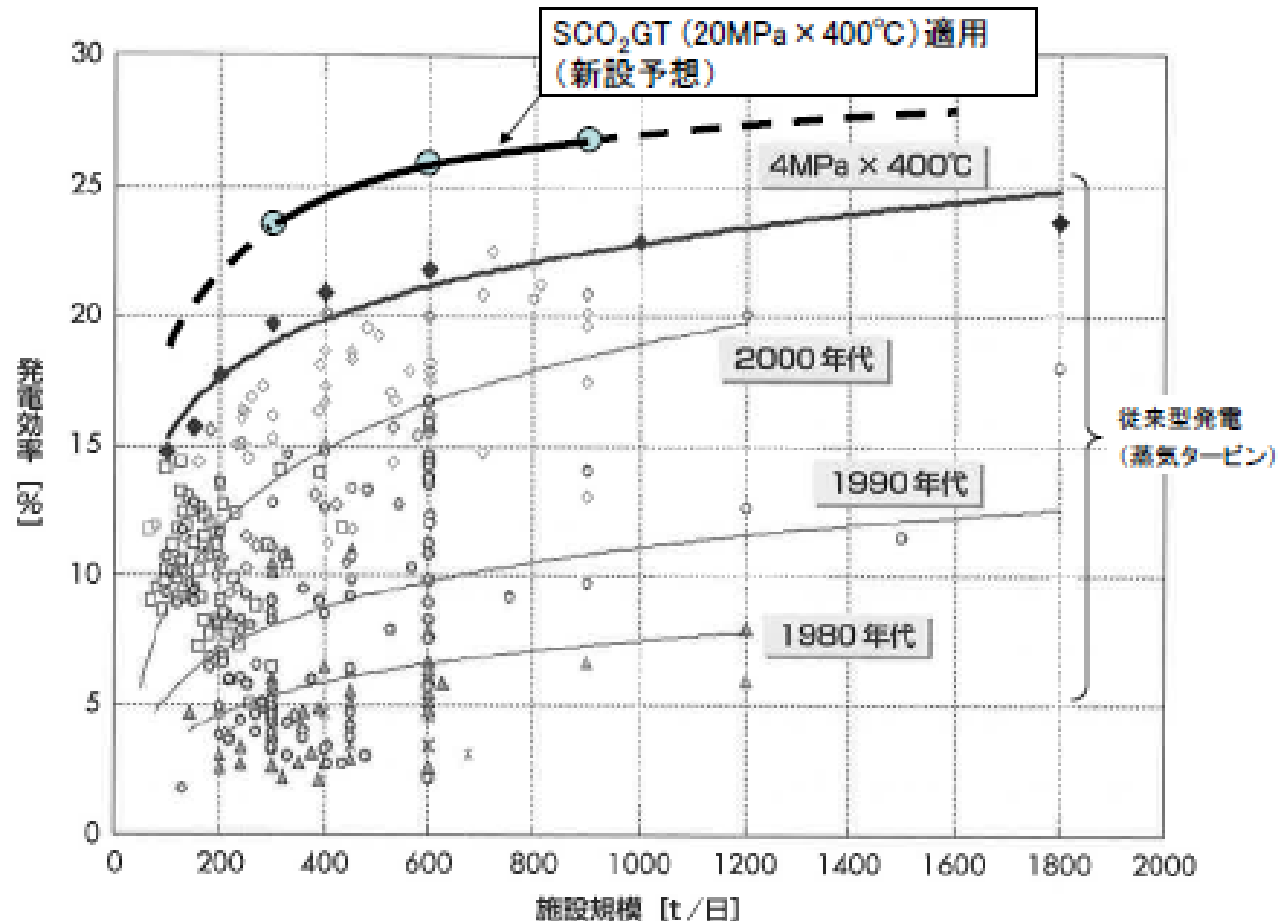
Gas turbine cycle diagram and recuperator sizing



Parameter		Side	Recuperator	
			RHX1	RHX2
Heat transfer area, m ²		-	1817	1462
Length ^{a)} , m		-	0.49	0.54
Volume ^{b)} , m ³		-	2.31	1.86
Pressure drop, kPa		Hot	81.1	91.5
		Cold	29.4	11.8
Temp., K	Inlet	Hot	713.2	443.0
		Cold	432.7	334.1
	Outlet	Hot	443.0	342.8
		Cold	669.6	433.0
Flow rate, kg/s		Hot	265	158
		Cold	265	265
Heat duty, MW		-	81.7	33.4

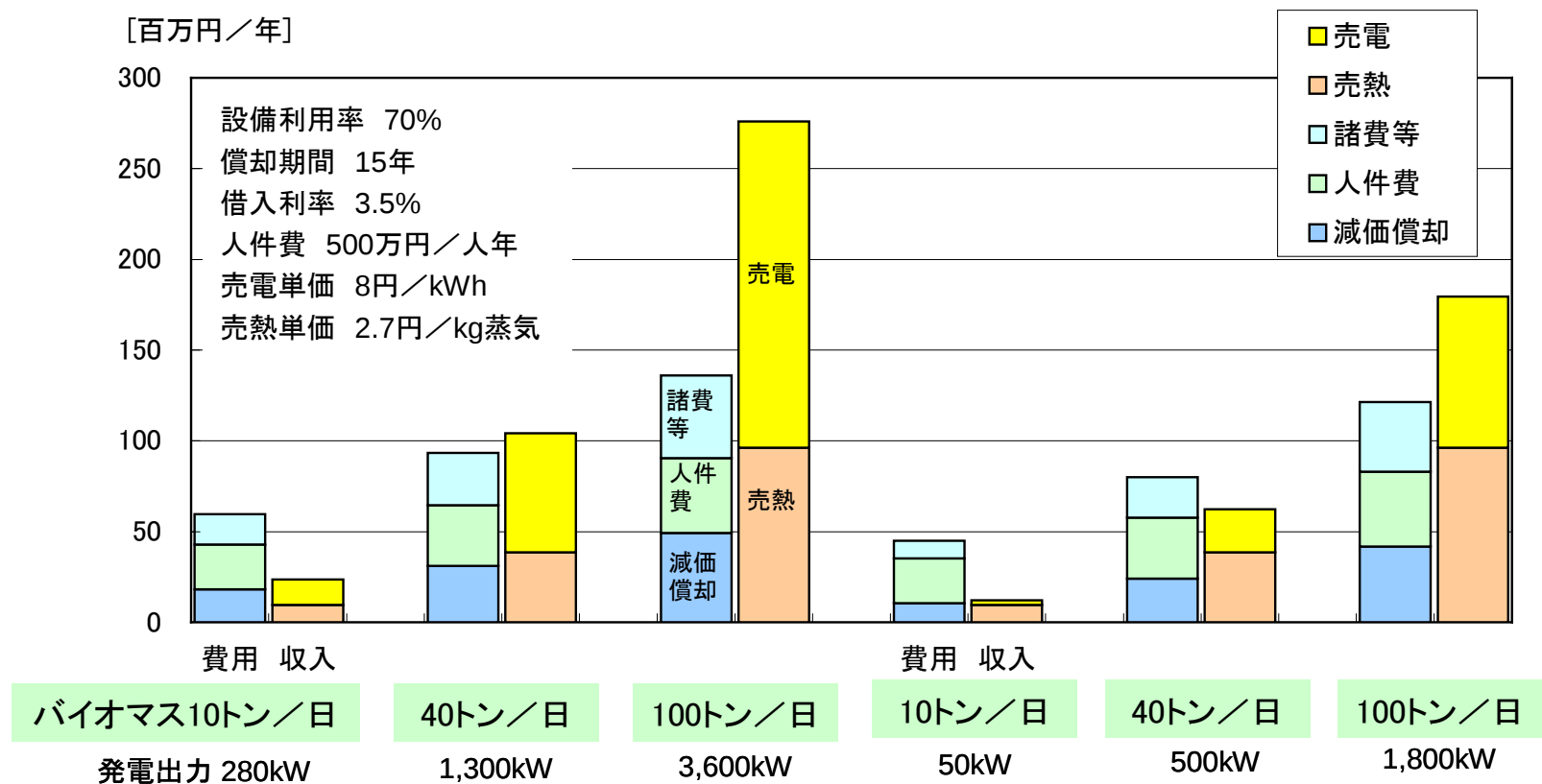
Optimized cycle configuration

廃棄物発電における蒸気タービン との効率比較



(出所) 角田芳忠「廃棄物の燃焼および廃棄物技術は確立」エネルギーレビュー2011.6 に、SCO₂GTの効率を追記

CO₂ガスタービン発電と蒸気タービン 発電の経済性計算結果



まとめ

1. 超臨界CO₂を作動媒体にする発電は圧縮仕事を理想気体の1/5に低減でき高い熱効率のパワーサイクルを構成できることを実ガス条件で実証した。
2. 分流再生サイクルの導入で熱効率、比出力をともに向上しうることを指摘。
3. 熱効率向上には高温度効率(>0.98)の再生熱交換器が必要で、従来にない低圧損かつ高性能の新伝熱面(X-fin)を開発し実証した。
4. 拡散接合による新伝熱面の開発と実流体での性能検証。
5. 10kWの再生ブレイトンサイクル試験機で世界初の発電に成功。圧縮動力減少効果を確認したが、高密度流体中でのロータ風損を無視できないことが判明。
6. 太陽熱発電のボトムリングサイクルへの分流再生サイクルの適用可能性を指摘。
7. バイオマス発電への適用には、燃焼ガスのエンタルピーを幅広い温度域で回収する必要があり、それに好適なサイクルを考案、ACCのボトムリングに適用すると同等のコンバインド効率が得られることを示した。
8. 100～200kW級の試作が期待される。