HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	熱併給ガスタービンプラントの性能解析
Author(s)	斎藤, 武; 谷口, 博; 園田, 隆
Citation	北海道大學工學部研究報告, 49, 59-73
Issue Date	1968-09-25
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/40899
Type	departmental bulletin paper
File Information	49_59-74.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

熱併給ガスタービンプラントの性能解析

斎　藤　　武*
谷　口　　博*
園　田　　隆*

(昭和43年5月2日受理)

A Study on a Gas Turbine Plant Combined with a Heat Supply

Takeshi SAITO
Hiroshi TANIGUCHI
Takashi SONODA
1st Heat Engine Division, Faculty of Engineering

(Received March 2, 1968)

Abstract

A power plant combined with a heat supply was adopted as a district heating plant or a power plant in a factory, in an attempt to utilize the energy effectively. This plant was constructed with a steam turbine or a gas turbine and an exhaust heat boiler.

The authors studied the gas turbine plant combined with a heat supply for the above-mentioned application. The characteristics of this plant was calculated in order to run a comparison with that of the gas turbine, which generates power only, in consideration of economical appreciation between power and heat. The optimum design data of main parameters, such as the inlet temperature of turbine, pressure ratio and so on have been obtained. This will be adopted in the planning of the gas turbine plant combined with heat supply.

目　　次

1. まえがき …… 60
2. ガスタービン組合せプラント …… 60
3. 熱併給ガスタービンプラントの性能値 …… 61
4. プラント性能値の計算結果とその検討 …… 65
   4.1 ガスタービン入口温度および圧力比 …… 65
   4.2 圧縮機およびタービンの内部効率 …… 68
   4.3 再生サイクルでの熱交換器の再生率 …… 70
   4.4 排熱ボイラの出口ガス温度 …… 72
5. むすび …… 72

* 機械工学科熱機関学第一講座

1. まえがき

近年，札幌市をはじめ，わが国各地で地域暖房実施の気運にあることは，国のエネルギー政策の推進のため，また都市の大気汚染防止の点からよろこばしいことである。

地域暖房計画としては，当初供給熱量の少ないときは熱のみを発生供給するプラントで発足することが多いが，対象地区が拡大し，熱需要量が増加するにしたがい，諸外国の例にみられるように，エネルギーの有効利用の観点から電力の発生と組合わせた経済性の高い，いわゆる熱併給発電方式が検討さるべきものと思われる。

本研究は，熱併給発電プラントのうち，ガスタービンと排熱ボイラの組合わせによる方式を対象とし，そのプラント設計についての諸因子を検討したものである。すなわち，熱併給ガスタービンプラントでは，ガスタービンで電力のみを発生するプラントの場合に比し，運転または設計の条件が異なってくる。したがって，電力発生のみを対象とする熱効率だけでなく，さらに供給熱量の経済性をあわせ考慮した性能値を算出し，それらにおよぼす諸因子の影響についての考察を行ない，プラント設計の際の最適条件を求めんとする。

なお，もちろんこの考察は熱供給を単に地域暖房に限るものではなく，化学工業などの工場において，ガスタービンによる自家発電とともに排熱を利用する場合にも，広く適用しうるものである。

2. ガスタービン組合せプラント

熱併給発電プラントの原動機としては，蒸気タービンとガスタービンとが考えられるが，ここではガスタービンを検討の対象とする。

ガスタービンは，最近発電用としてもかなりの台数が製作設置されるようになり，その出力は 2～10 万 kW 程度である。

蒸気タービンと比較してその特長を述べると，

1) 起動，停止がきわめて短時間にできるので，ピークロード用，応急用に適する。
2) 運転の維持，管理が容易で遠隔操作や自動運転も易い。
3) 小型，軽量で据付け面積が小さく，冷却水も不要なので，ロードセンタ近くに建設できる。
4) 出力当りの建設費が安い。

しかし，一面，蒸気タービンプラントに比べて不利なことは，

1) 一般に熱効率が低い。
2) 単機出力が最大 10 万 kW 程度に止まる。
3) 市街地に設置するときは騒音防止の考慮が必要になる。

このようにガスタービンは種々の長所をもつが，一面，大きな欠点は熱効率の低いことにあ

る。これは普通ガスタービンの排気温度が単純開放サイクルで約 300～400°C となり，多量の熱を排気とともに外気に捨てることにある。その結果，単純開放サイクルでは熱効率は 20～25% 程度に止まる。

熱併給プラントを考える場合には，ガスタービン排気のもつ多量の熱の一部を排熱ボイラで回収するため，熱利用率は 50～60% となり，きわめて高いエネルギーの有効利用となり，熱効率の低い欠点は補われ，他の特長を生かすことができる。

単純開放サイクルでは，排熱回収による発生熱量はおよそガスタービン出力 1 MW 当り 2 Gcal/h 程度となる。必要電力にくらべ熱需要の少ないときは，排熱は大気に放出し，逆に熱需要の多いときは排熱ボイラに燃料を助燃して，熱需要の変動に応ずることとなる。ガスタービンでは，タービン入口温度を材料の耐熱許容温度以下におさえるため，タービン排ガスの空気過剰係数は 5～8 程度なので，排ガス中の残存酸素で助燃は十分可能となる。

3. 熱併給ガスタービンプラントの性能値

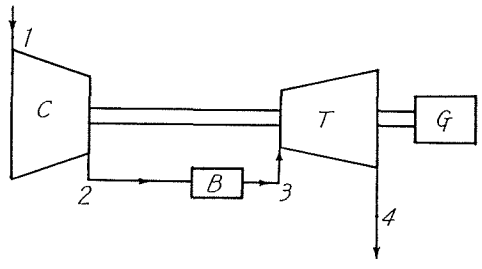
図 1 および 図 2 は，それぞれここで検討したガスタービンプラントの配置図を示す。

図 1 は電力のみを発生する場合，図 2 は熱併給プラントの場合である。これらは開放一軸単純サイクル (図 1 a, 図 2 a) および再生サイクル (図 1 b, 図 2 b) である。図 2 の熱併給プラントでは，タービン排ガスの排熱を回収し，蒸気または高温水を発生する排熱ボイラ H を設置する。

熱併給プラントでは電力のみをうる場合のガスタービンプラントと異なり，二種類のエネルギー，すなわち，熱および電気エネルギーを発生する。したがって，プラント性能を検討する際には，単に電力のみを対象とする熱効率では十分でなく，供給熱量のエネルギーもあわせ考慮しなくてはならない。

ここで，熱併給プラントの性能値を求めるため，つぎのように考える。

1) 供給した燃料の熱量は，この場合電力エネルギーと供給熱エネルギー，および損失に



C：圧縮機　　G：発電機
B：燃焼器　　R：熱交換器
T：ガスタービン

図 1 a

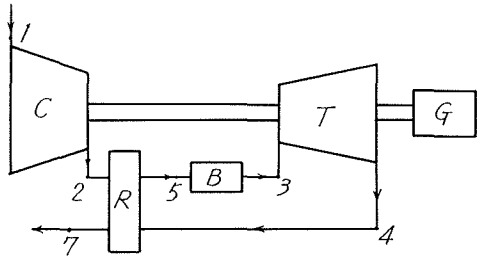


図 1 b

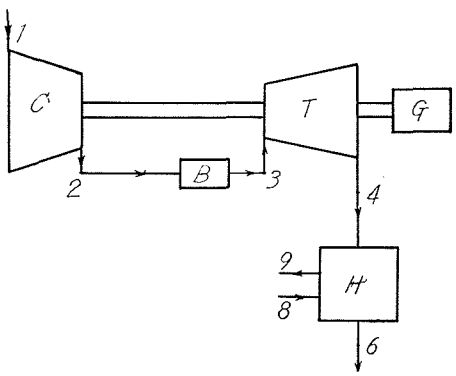
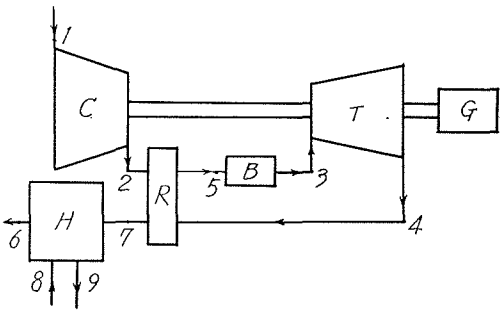


図2a



C：圧縮機　G：発電機　熱媒 t_9=180℃
B：燃焼器　R：熱交換器
T：ガスタービン　H：排熱ボイラ

図2b

分けられる。

2) 2種類のエネルギー，熱および電気が発生するが，各エネルギーに対する評価をそれぞれ異にしてとりあつかう。

1)については，熱併給プラント，熱のみ，電力のみ発生のプラントのいずれについても同様で，熱および電気エネルギーの和が大であればあるほど，燃料を無駄なく有効に利用したことになる。

2)については，熱，電気というエネルギーについて熱力学第二法則的には等価ではないので，異なった評価を与える。

われわれの実際生活でも，電気は1 kWh あたり 8～9 円，暖房用熱源として石炭または灯油を使用した場合は 2～3 円/1000 Kcal であり，同一エネルギー量に対する経済的評価が異なっている。

ここで，熱併給ガスタービンプラント（単純または再生開放サイクル）において，電力に変換される効率 η_1 と熱に変換される効率 η_2 とを求める。図3は想定した熱併給プラントの単純開放サイクルおよび再生サイクルのI, S線図を示す。

また，性能計算については，つぎの仮定をおいた。

1) 空気量と燃焼ガス量は等しい。すなわち，サイクル中燃料付加によるガス質量の増加はなく，空気サイクルとする。

2) 空気の比熱は一定とし，温度による影響を受けない。

3) 燃焼器，熱交換器，排ガスボイラなどでの圧力損失はないものとする。

圧縮機駆動力 L_c を求めると，

$$L_c = C_p(T_2 - T_1)G$$

ここで，

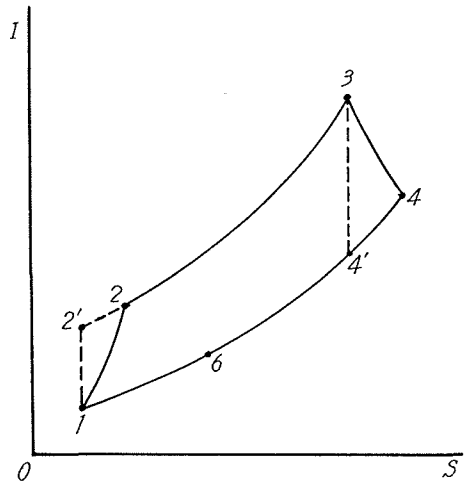


図3a 単純開放サイクル

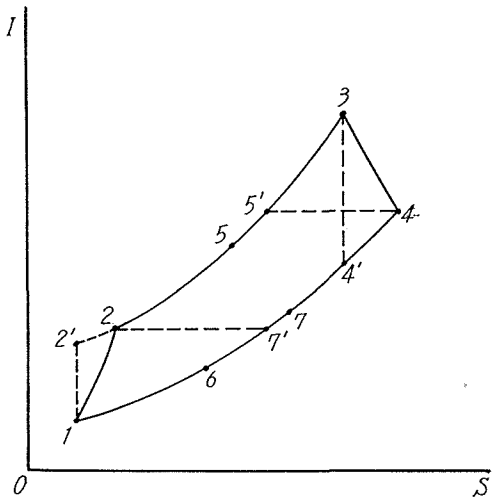


図3b 再生開放サイクル

C_p： 空気定圧比熱（Kcal/kg °C）

T_2： 圧縮機出口空気温度（°K）

T_1： 大気温度（°K）

G： 空気流量（kg/s）

また，上式中の T_2 は

$$T_2 = \frac{T_1(r^{\frac{k-1}{k}}-1)}{\eta_c \eta_m} + T_1$$

r： 圧力比（$=P_2/P_1$, P_2： 圧縮機出口空気圧力　P_1： 大気圧力）

k： 空気比熱比

η_c： 圧縮機内部効率

η_m： 機械効率

したがって，L_c はつぎのようになる。

$$L_c = \frac{C_p T_1(r^{\frac{k-1}{k}}-1)G}{\eta_c \eta_m} \qquad (1)$$

ガスタービン出力 L_T を求めると，

$$L_T = C_p(T_3 - T_4)G$$

T_3： ガスタービン入口ガス温度（°K）

T_4： ガスタービン出口ガス温度（°K）

ここで，上式中 T_4 はつぎのように表わされる。

$$T_4 = T_3\left\{1-\eta_T\left(1-\frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}}\right)\right\}$$

η_T: ガスタービン内部効率

したがって，L_T はつぎのように求まる。

$$L_T = C_p \eta_T \eta_m T_3 \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}}\right) G \tag{2}$$

正味出力 L は式(1)と式(2)の差となり，

$$\begin{aligned} L &= L_T - L_c \\ &= C_p \left\{ \eta_T \eta_m T_3 \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}}\right) - \frac{T_1 (r^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_c \eta_m} \right\} G \end{aligned} \tag{3}$$

圧縮機出口空気が熱交換器で吸収する熱量 Q_R を求めると，

$$\begin{aligned} Q_R &= C_p (T_5 - T_2) G \\ &= C_p (T_4 - T_7) G \\ &= C_p \eta_R (T_4 - T_2) G \end{aligned} \tag{4}$$

T_5: 熱交換器出口空気温度 (°K)

T_7: 熱交換器出口ガス温度 (°K)

η_R: $=(T_5 - T_2)/(T_4 - T_2)$ 熱交換器再生率

供給燃料の熱量 Q_B は次式により求めることができる。

$$\begin{aligned} Q_B &= \frac{C_p (T_3 - T_2) G - Q_R}{\eta_B} \\ &= \frac{C_p}{\eta_B} \left\{ T_3 - T_2 - \eta_R (T_4 - T_2) \right\} G \\ &= \frac{C_p}{\eta_B} \left[T_3 - \eta_R T_3 \left\{ 1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right\} - T_1 \left(\frac{r^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c \eta_m} + 1 \right) (1 - \eta_R) \right] G \end{aligned} \tag{5}$$

η_B: 燃焼器燃焼効率

以上の諸式より，電力への転換の効率 η_1 は式(3)を式(5)にて除して求めることができる。

$$\begin{aligned} \eta_1 &= \frac{L \eta_G \eta_m}{Q_B} = \frac{(L_T - L_c) \eta_G \eta_m}{Q_B} \\ &= \frac{\eta_G \eta_m \left[\eta_T \eta_m T_3 \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{T_1 (r^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_c \eta_m} \right]}{\frac{1}{\eta_B} \left[T_3 - \eta_R T_3 \left\{ 1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right\} - T_1 \left(\frac{r^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c \eta_m} + 1 \right) (1 - \eta_R) \right]} \end{aligned} \tag{6}$$

η_G: 発電機効率

一方，ガスタービン出口ガス保有熱量のうち排熱ボイラ吸収熱量 Q_H は

$$Q_H = C_p (T_7 - T_6) G \eta_H \tag{7}$$

T_6: 排熱ボイラの出口ガス温度 (°K)

$1 - \eta_H$: 排熱ボイラの伝導，ふく射損失

ここで,

$$T_7 = T_3\left\{1-\eta_T\left(1-\frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}}\right)\right\}(1-\eta_R)+T_1\left(\frac{r^{\frac{k-1}{k}}-1}{\eta_c\eta_m}+1\right)\eta_R$$

したがって，熱に変換される効率 η_2 は式(7)を式(5)にて除して求めることができる。

$$\eta_2 = \frac{Q_H}{Q_B} = \frac{\eta_H\left[T_3\left\{1-\eta_T\left(1-\frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}}\right)\right\}(1-\eta_R)+T_1\left(\frac{r^{\frac{k-1}{k}}-1}{\eta_c\eta_m}+1\right)\eta_R-T_6\right]}{\frac{1}{\eta_B}\left[T_3-\eta_R T_3\left\{1-\eta_T\left(1-\frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}}\right)\right\}-T_1\left(\frac{r^{\frac{k-1}{k}}-1}{\eta_c\eta_m}+1\right)(1-\eta_R)\right]} \quad (8)$$

つぎに，2種類のエネルギーの評価にもとづく性能値，すなわち，熱および電気エネルギーに経済的評価を与えるため，ここでは熱，電力単価の比を考えることにする。

$$\eta_V = V\eta_1+\eta_2 \quad (9)$$

ここで,

η_V: 熱利用率

V: 電力単価/熱単価

これらの量から，プラント設計の際の最適条件を見いだす手がかりをうる。また，熱併給プラントと熱のみ，電力のみ，発生のプラントとの比較も行なうことができる。

4. プラント性能値の計算結果とその検討

η_1, η_2 に影響をおよぼす諸因子をとりあげると，

$\eta_1 = f_1(r, T_3, \eta_T, \eta_c, \eta_R \cdots\cdots)$

$\eta_2 = f_2(r, T_3, \eta_T, \eta_c, \eta_R, T_6 \cdots\cdots)$

上式の解析を容易にするため，ここでは影響をおよぼす種々の独立変数の中から r, T_3, η_T, η_c, η_R, T_6 を基本因子とし，その他は一定として計算をすすめる。なお，本計算はすべて電子計算機 (HARP 103) を使用して行なった。

4.1 ガスタービン入口温度および圧力比

ガスタービンサイクルの効率にもっとも影響をおよぼすのは，タービン入口ガス温度である。

図4a～4dは横軸に $r^{\frac{k-1}{k}}$ をとり，縦軸にさきに導入した各性能値をとり，入口温度600°C, 750°C, 900°C, 1050°C について計算した結果で，この場合は単純開放サイクルである。また，図5a～5dは再生開放サイクルの場合である。なお，他の計算条件は下記に示すとおりである。

$\eta_c = \eta_T = 0.85$

$\eta_m = 0.99$

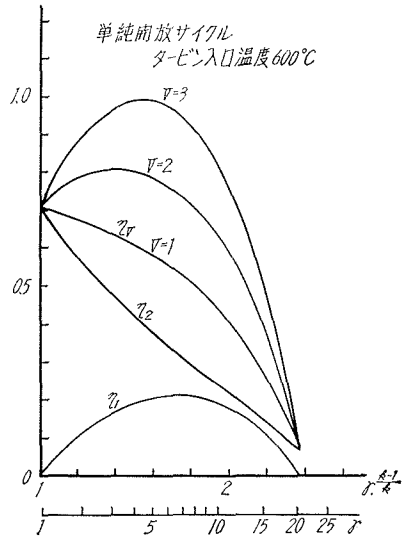


図4a

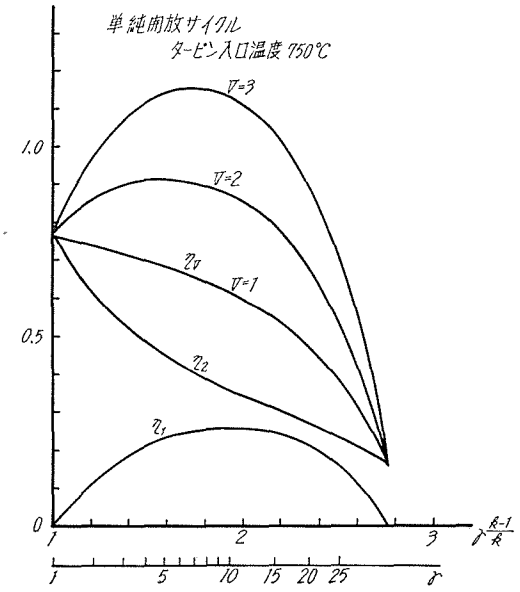


図4b

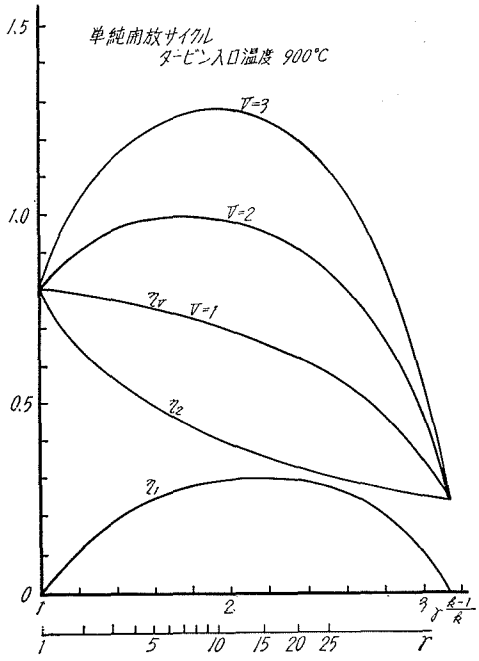


図4c

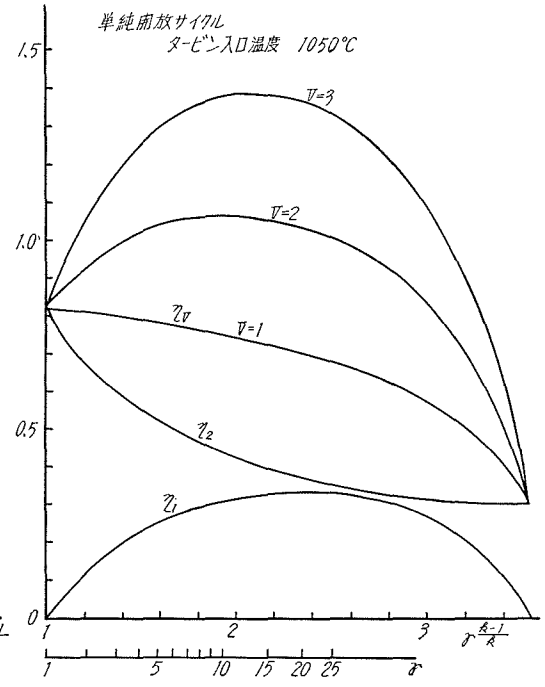


図4d

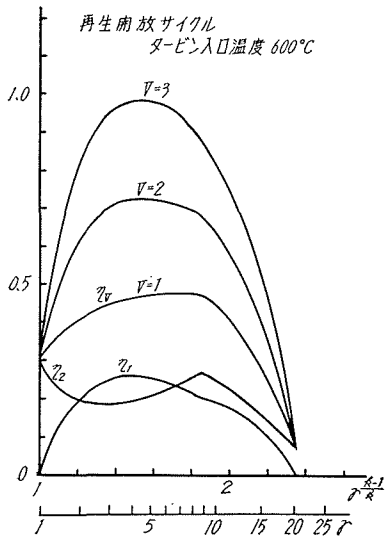


図5a

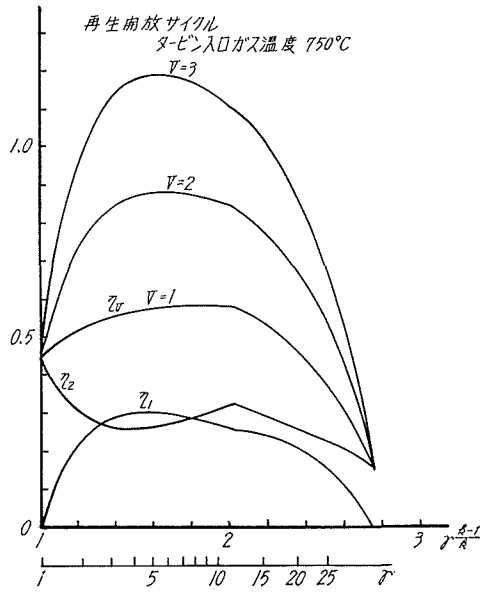


図5b

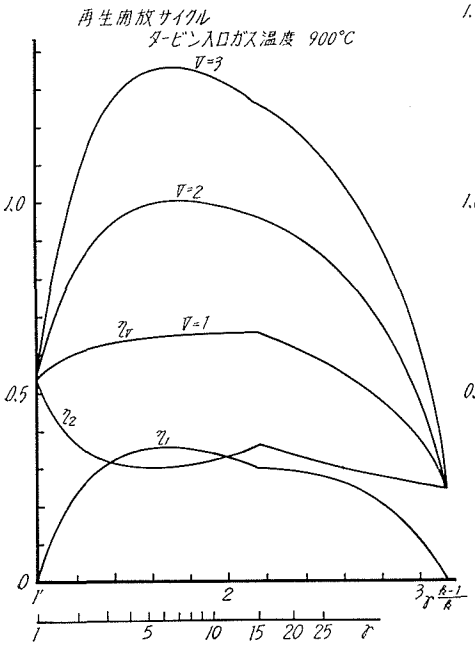


図5c

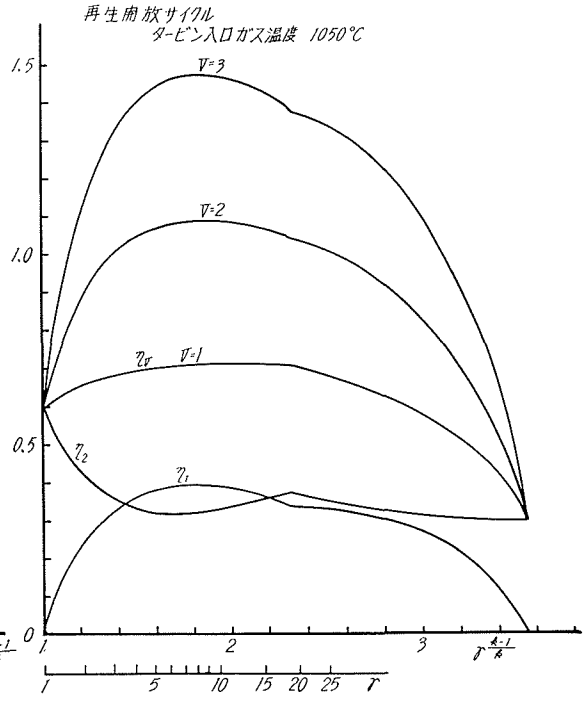


図5d

$\eta_G = 0.99$

$1-\eta_H = 0.01$

$\eta_R = 0.6$

$t_6 = 160°C$

入口ガス温度がプラント性能に大きな影響をおよぼすことは図5でもわかるが，最高温度は耐熱材料の点から約800°Cにおさえられているのが現状である。それで，実際には，圧力比，圧縮機，およびタービンの内部効率がプラント性能に大きな影響をおよぼす因子となる。

図5でみるように，圧力比による各性能値への影響は割合大きく，プラント設計の際，最適圧力比を検討することの重要性がみとめられる。まず，図4a タービン入口ガス温度600°Cの場合では，単純サイクルの場合 η_1 の最大点，すなわち，電力のみをうるプラントにおける最適圧力比は約8であるが，$V=3$ のときの η_V の最大点，すなわち，熱併給プラントにおける最適圧力比は約5で，電力のみ発生するプラントの圧力比よりも小さいことがわかる。これは熱併給プラント設計のとき有利となる条件の一つと考えられる。この傾向は V の値の小さいほど顕著で，V が大になると最適圧力比は電力のみ発生する場合の最適圧力比に漸近する。また，ガスタービン入口ガス温度が上昇する場合も，電力のみ発生するプラントの最適圧力比にちかづく傾向がみられ，図4d $t_3=1050°C$ の場合にその傾向が示されている。

再生サイクルでは，単純サイクルの場合と異なり，電力のみ発生するプラントの最適圧力比と熱併給プラントの最適圧力比はほぼ同じであり，$t_3=600°C$ の場合約4である。

つぎに，$V=3$ のときの η_V で単純，再生両サイクルを比較すると，タービン入口ガス温度が上昇すれば，再生サイクルの η_V 値の方が大であるが，その差はあまりなく，$t_3=750°C$ のとき約2～3% 再生サイクルの方が大きいが，$t_3=600°C$ では η_V の値がほぼ同じである。これは熱併給プラントを再生サイクルにするかどうかについて十分な検討を必要とすることを意味し，現在採用されているタービン入口ガス温度の程度では構造が簡単である点を考慮すれば，むしろ単純サイクルにする方が有利であると思われる。

図5a 再生サイクルにおいて $r=9$ のところで曲線が不連続となっている点は，圧力比の上昇とともに，圧縮機出口空気温度が上昇して，ガスタービン出口ガス温度と等しくなる圧力比を示す。これ以上大きな圧力比では，逆に空気温度がガス温度より高まることとなり，再生サイクルの意義を失うので，この圧力比より大きなところは単純サイクルの性能値を示してある。

4.2 圧縮機およびタービンの内部効率

電力のみを発生する場合でも圧縮機および，タービンの内部効率がプラント熱効率に大きな影響をおよぼしているが，熱併給プラントの性能に対し，これらの内部効率がどのような影響をおよぼすかを検討した。図6a～6dは単純サイクルの場合について，横軸に $r^{\frac{k-1}{k}}$，縦軸に各性能値をとり，タービン入口ガス温度 750°C，ボイラ出口ガス温度 160°C の条件で内部効率 0.8, 0.85, 0.9, 0.95, 1.0 の場合の $\eta_1, \eta_2, \eta_V\ (V=1)$ を示したものである。

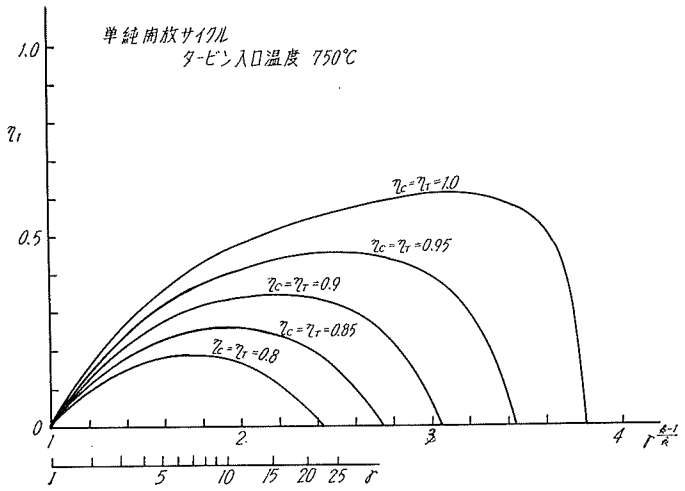

単純開放サイクル
タービン入口温度 750°C
1.0
0.5
0
η_1
$\eta_C=\eta_T=1.0$
$\eta_C=\eta_T=0.95$
$\eta_C=\eta_T=0.9$
$\eta_C=\eta_T=0.85$
$\eta_C=\eta_T=0.8$
1 2 3 4 $\gamma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
1 5 10 15 20 25 δ

図 6 a

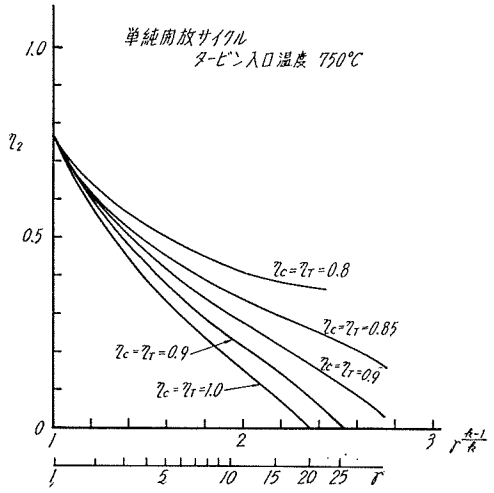

単純開放サイクル
タービン入口温度 750°C
1.0
0.5
0
η_2
$\eta_C=\eta_T=0.8$
$\eta_C=\eta_T=0.85$
$\eta_C=\eta_T=0.9$
$\eta_C=\eta_T=1.0$
1 2 3 $\gamma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
1 5 10 15 20 25 δ

図 6 b

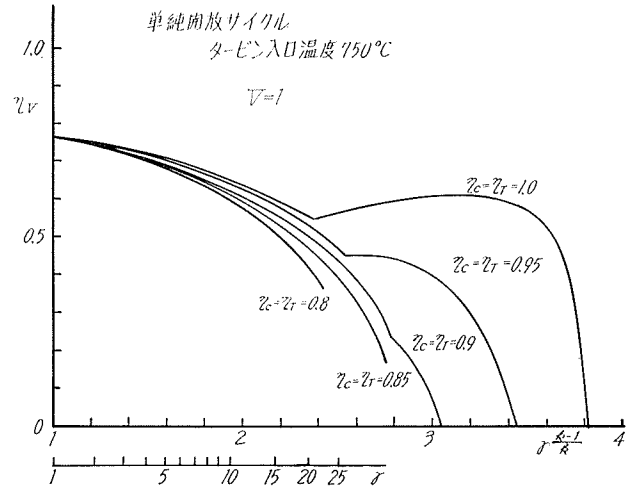

単純開放サイクル
タービン入口温度 750°C
$V=1$
1.0
0.5
0
η_V
$\eta_C=\eta_T=1.0$
$\eta_C=\eta_T=0.95$
$\eta_C=\eta_T=0.9$
$\eta_C=\eta_T=0.85$
$\eta_C=\eta_T=0.8$
1 2 3 4 $\gamma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$
1 5 10 15 20 25 δ

図 6 c

その他の計算条件は，つぎのとおりである。

$$\eta_m = 0.99$$
$$\eta_G = 0.99$$
$$\eta_B = 0.99$$
$$1-\eta_H = 0.01$$

電力のみをうる場合の効率 η_1 は内部効率が5% 上昇すると，プラント効率も圧力比約8で6% 以上上昇する傾向がみられる。しかし，熱併給プラントの η_2 はタービン，および圧縮機の内部効率が低いほど，η_2 が上昇する傾向がみられる。これはタービン，圧縮機内部効率が低下しても，その損失エネルギーが熱となってタービン出口ガス温度が上昇するためと考えられる。しかし，$V=3$ の場合の η_V を検討してみると，圧縮機，およびタービン効率が高いほど η_V 値は大きくなる傾向が認められる。なお図6dにおいて，$\eta_c=\eta_T=0.85$ のとき，η_2, η_V 曲線が $r=40$ できれているのは，その圧力比のとき $\eta_1=0$，すなわち，電力を発生しなくなるので，それより大きい圧力比の熱併給プラントが存在しないことを示す。さらに，$\eta_c=\eta_T=1.0$ のとき $r=21$ で η_V 曲線が不連続となるところは，$\eta_2=0$ なる圧力比を示し，それより大きい圧力比では，熱を発生せぬガスタービン単独プラントとなることを示している。

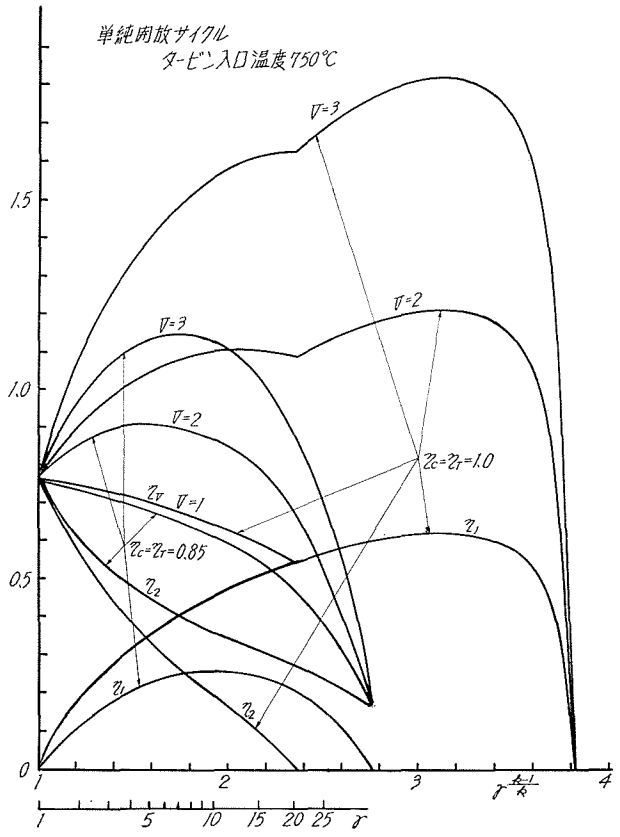


図6d

4.3 再生サイクルでの熱交換器の再生率

再生サイクル熱交換器の再生率の影響を示すものが図7a～7dである。

このときの計算条件は

$$\eta_c = \eta_T = 0.85$$
$$\eta_m = 0.99$$
$$\eta_G = 0.99$$
$$\eta_B = 0.99$$
$$1-\eta_H = 0.01$$

熱交換器再生率は 0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0 の場合について計算した。このときのタービン

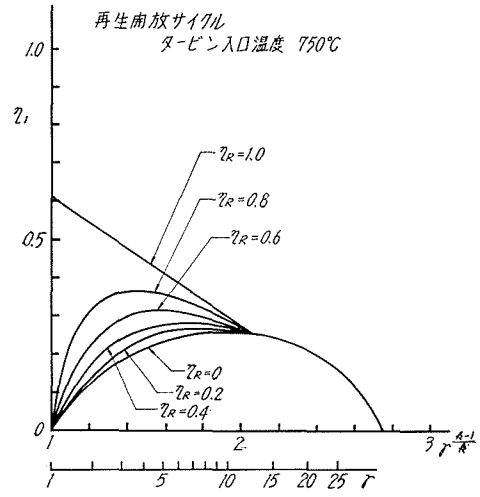


図 7 a

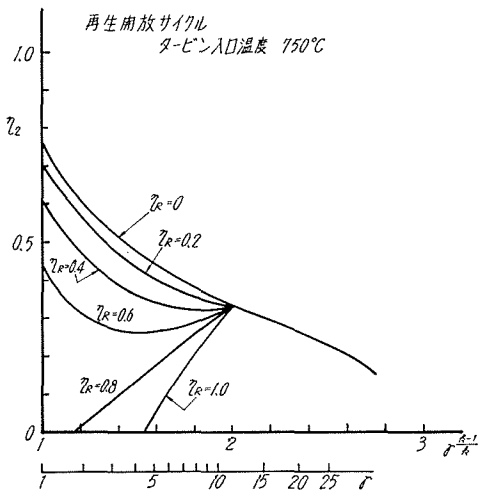


図 7 b

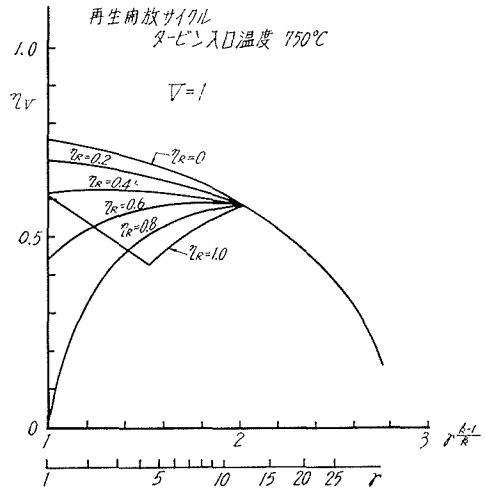


図 7 c

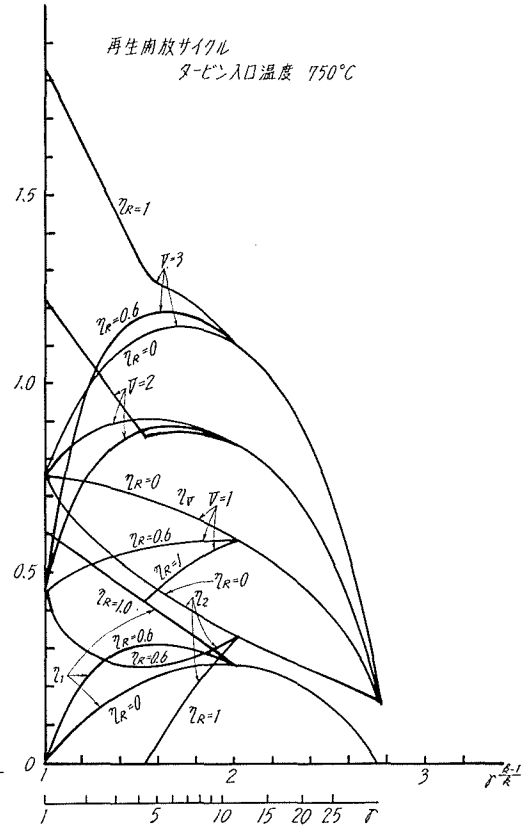


図 7 d

入口ガス温度は 750°C である。図7dをみると，η_R を 0.6 から 1.0 にしたとき，圧力比 6 では電力のみをうるときの効率 η_1 は約 8% 上昇するが，熱併給プラントの η_V $(V=3)$ では約 5% しか上昇せず，電力のみのときより増加率が小さい。この図7で，$r=12$ において曲線が不連続となっているのは，この圧力比以上では再生効果を失うことを意味している。

以上の解析結果より熱併給プラントとして再生サイクルを採用する場合，単純サイクルと比して得られる有利性は種々の因子に左右されるが，一般にガスタービン単独のときより小である。この点は，採用すべきサイクル型式の検討を予め十分に行なわねばならぬことを示している。

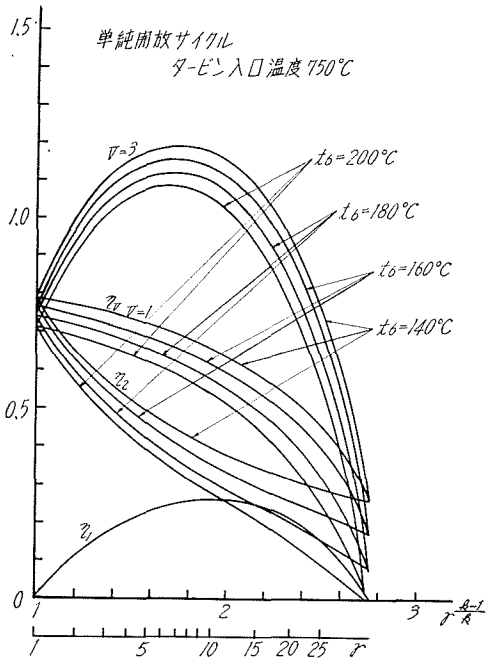


図8

4.4 排熱ボイラの出口ガス温度

図8は排熱ボイラの出口ガス温度 140°C, 160°C, 180°C, 200°C 各場合の全体性能に対する影響を示したもので，横軸 $r^{\frac{k-1}{k}}$，縦軸は各性能値である。

ボイラ出口ガス温度を低くとるほど，各性能値が上昇するのは当然であるが，設計時にこの値をどれぐらいにとるかは，単にこの計算値によるばかりでなく，むしろプラントでの使用燃料の硫黄含有量やボイラ伝熱面での低温腐食などを考慮して決めるべきであろう。

なお，この計算の条件は，つぎのとおりである。

$t_3 = 750°C$
$\eta_c = \eta_T = 0.85$
$\eta_m = 0.99$
$\eta_G = 0.99$
$\eta_B = 0.99$
$1-\eta_H = 0.99$

5. むすび

熱供給と発電とを組合わせた熱併給ガスタービンプラントについて，その性能に電力と熱との2種のエネルギーの経済的評価を考慮した有効性の表示を行ない，これにおよぼす諸因子であるタービンの入口ガス温度，圧力比，圧縮機およびタービン内部効率，熱交換器再生率および排熱ボイラ出口ガス温度の影響についての検討を行なった。その結果，熱併給プラントでは，電力のみをうるガスタービン単独の場合と比較し，諸性能値がかなり異なることがあきら

かになった。熱併給ガスタービンプラントの計画設計の際には，これらの点を十分検討し，ガスタービン単独プラントとは異なった設計上の最適条件を用うる必要がある。なお，このサイクル設計にはかなり単純化した条件を用いており，また，他のサイクル型式や部分負荷時の特性など残された問題が多い。これらについては，ひきつづき研究を続ける予定である。

本研究は，昭和42年度文部省科学研究費（総合研究：地域暖房と公害に関する研究）の補助をうけ，数値計算を行なうに際しては北海道大学計算センターの協力を得た。ここに深く謝意を表する次第である。

文　献

1) Minkov, V. A.: Thermal Engineering, (1967), pp. 62–68.
2) 浜島　操：ガスタービン設計（1965），近代工学社.
3) 谷下市松：日本機械学会前刷集，No. 171 (1967-4), pp. 25–28.
4) 斎藤　武・谷口　博・三田地紘史・園田　隆：空気調和・衛生工学会北海道支部第2回研究発表会前刷集，(1968-1), pp. 13–14.