

# 原動機用ガスタービンについて

森島國男\* 藤井 修\*\* 前田 繁\*\*\*

## On the Gas-Turbine for Prime Mover

By Kunio Morishima, Osamu Fujii and Shigeru Maeda  
Hitachi Works and Hitachi Laboratory, Hitachi, Ltd.

### Abstract

Today, the endeavours are made to use the gas-turbine as prime mover for locomotive, marine engine and other uses in the world.

In our Hitachi Ltd., since the first exhaust gas-turbine for supercharging was built in 1938, we are still continuing the study of the gas-turbines as prime movers for marine and others.

In this paper we describe the characteristics for some kinds of gas-turbines and a part of our studies.

Although the cycle of the gas-turbine plant must be decided by the kinds of the heat source and capacity of it etc., the thermal efficiency of the plant is the most important factor.

By our calculation, the reheat cycle with heat exchanger and intercooler, that the high pressure turbine drives the load, is considerably more efficient than low pressure turbine driving.

When gas temperature is constant, the pressure ratio of the cycle is the lower, the efficiency is the higher over the some proper value of the effectiveness of heat exchanger.

The high pressure power type is somewhat difficult to control for variable revolution, but it is the fit cycle for the constant revolution use, generators i. e..

### [I] 緒 言

ガスタービンは衆知のように各種燃料の燃焼によつて生ずる高温ガス或はこれによつて加熱された空気等を動作流体として動力を発生するタービンであるが、その歴史は極めて古く 1893 年には de Laval が既にガスタービンに関する特許を得てをり、又 Armengaud-Lemale が 1903 年に、続いて 1908 年には Holzworth が夫々ガスタービンの試作を行つている。しかしこれ等の試作機は何れも熱効率が低く又幾多の欠点を有した為実用価値が極めて乏しく、以来ガスタービンは一般には余り顧りみられなかつた。

その後ガスタービンサイクルの検討、耐熱材料の進歩タービン、圧縮機等各機器の効率の上昇等により次第に発達し 1938 年には BBC がスイスの Neuchâtel に 4,000kW ガスタービン発電所を、又 Escher Wyss では 1939 年自工場内に独自のサイクルによる 2,000kW 試験機を夫々完成したが尙実用上種々の問題があり、ガスタービンは地上用原動機として実用期に入ることが出来なかつた。

しかし第二次世界大戦中、航空機の非常な進歩に伴ない過給気用排気ガスタービンが高度に発達し、更に大戦末期にはジェット機関が実現し、ガスタービンは先ず航空用原動機としてその実用化に成功した。当時我国に於ても排気ガスタービン、ジェット機関等の研究が盛んに行われたことは記憶に新しい処である。

\* \*\* 日立製作所日立工場

\*\*\* 日立製作所日立研究所

大戦終了後はこの航空用として発達したガスタービン技術を用いて地上用ガスタービン原動機を実用化せんとする努力が米、瑞を始め各国に於いて盛んに行われ、既に欧米に於いては機関車用、発電用その他のものが数多試運転又は製作中であることは最近の種々の雑誌等によつて報ぜられている通りであり、我国に於いてもこのような動きが盛んになりつつある。

日立製作所に於いても 1938 年過給気用排気ガスタービンを試作して以来、ガスタービンに関する諸種の実験研究を行うと共に排気ガスタービンの量産に成功し、更に船用、航空用ガスタービン原動機をも製作した。現在も尚ガスタービンの研究を継続すると共に船用、地上用各種大型ガスタービン原動機を計画中であるが、上記のように各国に於いてガスタービンが各種産業用原動機として用いられんとする現状に当り、各種ガスタービンの特長等についてその大要を述べると共に、従来筆者等が行つてきた研究の一端を記す。

〔II〕 ガスタービンの種類及び特長

ガスタービンは液体、気体、固体の如何なる燃料も使用出来るが、燃料の発生熱量を直接利用するか或いは他の内燃機関等の廃熱を利用するかによつて

(a) 純ガスタービン (b) 廃気ガスタービン  
に分たれ、又燃料の燃焼状態により

- (a) 定圧燃焼ガスタービン
- (b) 定積燃焼ガスタービン

に分つことが出来る。原動機として使用するガスタービンは殆んど純ガスタービンであり、又前述の Armentgaud-Lemale ガスタービンは定圧燃焼、Holzwath のものは定積燃焼である。

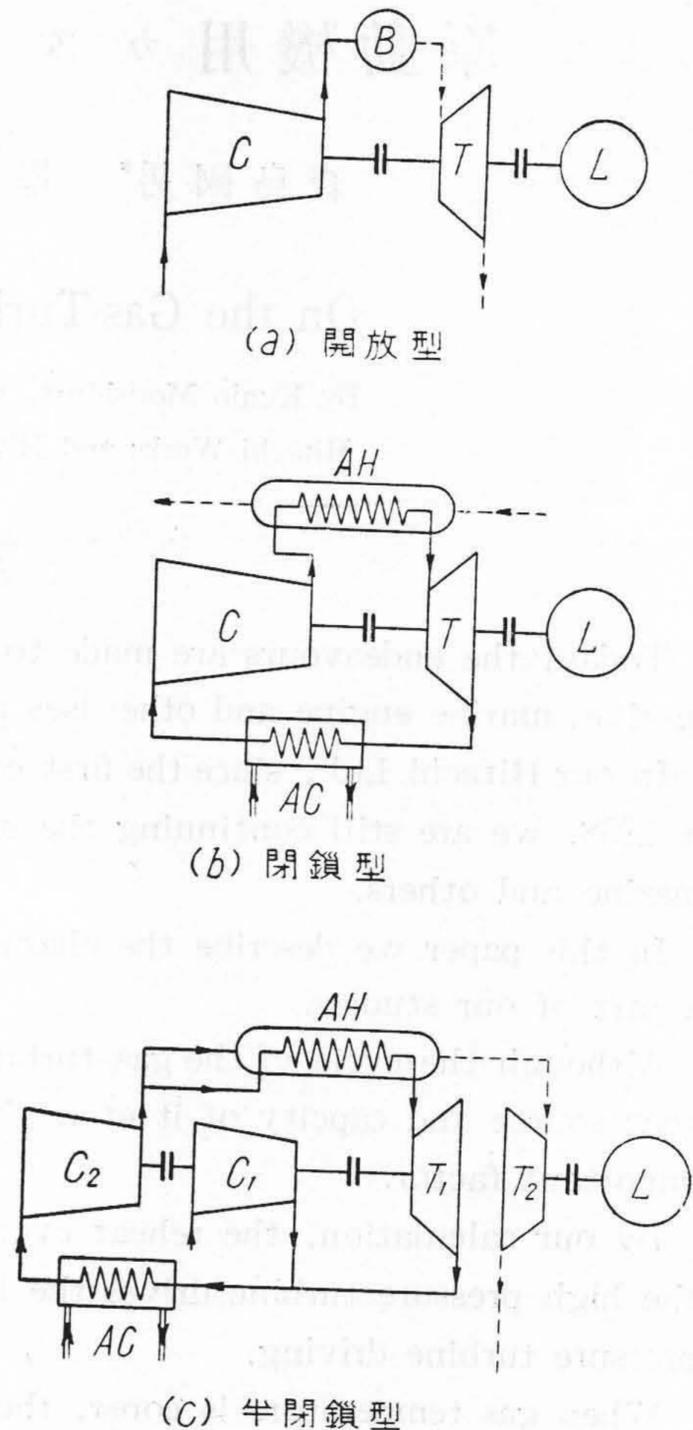
定積燃焼型は定圧燃焼型より理論熱効率も高く、燃焼が瞬間且間歇的なる故燃焼室の冷却も比較的容易で製作並びに取扱上有利にみえるが、実際には間歇燃焼に基づき装置の複雑化、効率の低下等により余り実用性なく現在ではこの型は殆んど顧みられていない。

ガスタービンサイクルには第 1 図にその基本型を示すように作動ガスと大気との関係により

- (a) 開放型 (b) 閉鎖型 (c) 半閉鎖型

の 3 種がある。実際のサイクルはこのように簡単なものではなく熱効率を高める為、熱交換器や廃熱ボイラーを利用してタービン排気の廃熱を回収したり、タービンを高低圧二段に分けて作動ガスの再熱を行う等複雑なサイクルを用いることが多い。

開放型は最も一般的なものでその原理は第 1 図(a) に示してあるが、最近製作されているものはこのように単純なものではなく、タービンを圧縮機駆動用と負荷用と



C	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	圧縮機	B	燃焼器
T	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	タービン	AH	空気加熱器
L			負荷	AC	空気冷却器
→			空気	---	燃焼ガス
⇒			冷却水		

第 1 図 ガスタービンサイクルの基本型  
Fig. 1. The Fundamental Type of Gas Turbine Cycle

に分け高圧タービンの排気を再加熱したり、熱交換器を用いて低圧タービンの排熱で圧縮機の吐出空気を予熱するなど、その熱効率を高める為の種々の工夫がなされたものが多い。米国等で製作又は計画されているものは殆どこの型であり、このサイクルは構造及び取扱も比較的簡単で、熱効率も上述のような工夫によつて高くすることが出来、又燃焼ガス中に灰分その他のタービン翼に有害な要素を含有せしめるような悪質燃料を用いる場合も後述の排気加熱型その他の適当なサイクルを採用することによりタービン翼汚損の恐れも全くないガスタービン原動機を製作することが出来るので、極めて大容量のも

のを除いては開放型がよい。

閉鎖型は主として Escher Wyss で製作しており、A-K サイクル又は空気タービンサイクルともいわれ、蒸気タービンサイクルに於ける水及び蒸気の代りに空気又は他の適当なガスを用いたものである。ガスタービンサイクルの熱効率は一般にその最高最低温度が与えられているときは動作流体の圧力比に関係しその絶対圧力に関係せぬ故、この型式に於ては圧縮機入口のガス圧力を大気圧以上とすることにより動作流体の密度を大きくして圧縮機、タービン等を小型とし、又熱交換器の伝熱率を良好にして熱効率を高くすることが出来るが動作流体の加熱はボイラーと同様間接的な加熱器は開放型の場合より大型となり、補機及び調整装置等も複雑になり小容量ガスタービンに対しては経済的に不利と考えられる。

半閉鎖型は主に Sulzer で製作しており、開放、閉鎖両型を組合せたものでその特長も両者の中間的なものであると考えてよいが、特殊な場合を除いてはこの型式を採用する必要は余りないようである。

これらのガスタービンサイクルの何れを選ぶべきかはその用途、容量、熱源の種類によつて異なり一概にきめることは出来ないがガスタービン原動機実用化の初期にある現在、製作の対称となる比較的小容量のものに対しては開放型が取扱も容易で経済性も良好であり、筆者等も現在はこの型式を採用している。

尙ガスタービン装置に使用する圧縮機には軸流型及び輻流型の二種あり、一定せぬが軸流圧縮機の方が効率もよく大風量を取扱うにも適している為筆者等も特殊な場合を除いては軸流圧縮機を用いている。熱交換器は従来多管式が多く用いられてきたが、熱交換率を高めるにはその形態が急激に大きくなり、現在のガスタービン装置では熱交換器の占める床面積が大きい為今後は最近盛んに研究されている所謂コンパクト型熱交換器が用いられることと思う。

この他圧縮機及び燃焼器を兼用した自由ピストン型ガスタービン等特殊なものもある。自由ピストン型は構造簡単で高級耐熱材料を必要としない利点はあるがピストン速度に限度があり重量容積も大で製作容量範囲が狭く小型、軽量を特長とする通常のガスタービンのような一般性を有しない。

### 〔Ⅲ〕 開放型ガスタービンサイクルの熱効率

開放型ガスタービンサイクルには第1図(a)に示した極めて単純なもの他に、その熱効率を高める為熱交換器を用いてタービンの排熱を回収する再生型、タービンを高低圧二段に分ち高圧タービンの排気を再加熱する再熱型、圧縮機に中間冷却器を用いて圧縮仕事をなるべく

少なくする中間冷却型、或いはタービン中に燃焼ガスを流通せしめるのを避ける為タービン排気によつて燃料の燃焼を行わせて圧縮空気を加熱しタービンの動作流体は純粹の空気とする排気加熱型等あり、これらの型式も夫々単独に使用するばかりでなく種々組合せることが出来る故、開放型サイクルの数は極めて多く考えられる。

ガスタービンの計画に當つて何れの型式を採用するかはその用途、容量、熱源の種類、運転の難易、経済性などの面から検討決定すべきものではあるが、その熱効率はサイクル決定の大きな要素となることは言をまたない。一部の開放サイクルの熱効率に関する論文は既に国内外に於て発表されているが断片的且定性的なものが多く、その数値計算も計算基礎諸元の数値が報告者によつて異り比較し難いばかりでなく、これらの計算結果をガスタービンの計画に當つて直接使用するのは適当でないことが多い。

この為筆者等は熱効率算定式を系統的に且成るべく簡略化した形に於て誘導し、これに実際に用いられる範囲のガス温度、タービン、圧縮機の効率、熱交換率の値を入れて計算すると共に、熱効率に影響する各要素の度合を検討し今後のガスタービンの改良点を明かにした。次に筆者等が行つた計算中第2図及び第3図に示した数種のサイクルについてその計算式の誘導法並びに計算結果の一部について述べる。

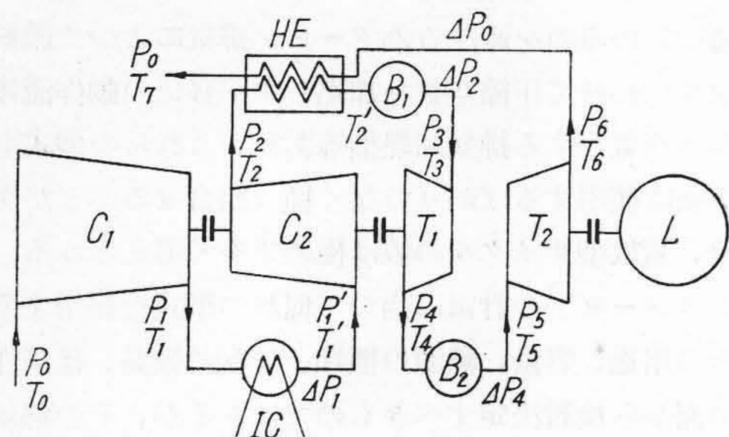
勿論実際のガスタービンサイクルに於ては燃料添加による動作ガス重量の増加及びガス常数、比熱の変化があり、比熱は又ガス温度の変化によつても変るが、燃料添加による重量増加は例えば熔鋁炉ガス等のような極めて低発熱量のものを除けば無視して差支えなく、又動作ガスは近似的に空気と同一と見做し得る故、本計算に於ては計算式をなるべく簡略化する為動作ガスの熱力的特性及び重量はサイクル中変化なく一定で空気と同じく完全ガスの法則に従うものとした。式の誘導中タービン、圧縮機等の効率の取扱い方が定義的に厳密を欠くのもこのような趣旨によつたからである。

#### (1) 熱効率算定式

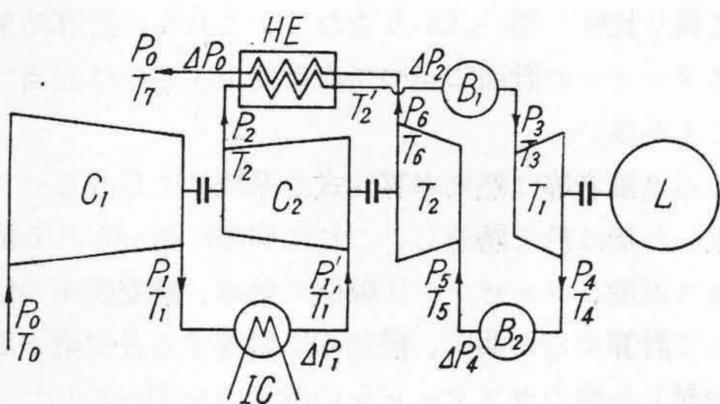
##### (A) 再熱再生中間冷却サイクル

このサイクルには第2図に示すような型式の他に高低圧圧縮機の軸を別個のものとし一方を出力用タービン軸に連結せしめたものや、圧縮機の中間冷却回数を3又はそれ以上とした場合等非常に多くの型式が考えられるがこゝでは第2図に示す型式について述べることとし、低圧タービンを負荷用に用いたものを低圧出力型、高圧タービンを負荷用としたものを高圧出力型と称することとする。

##### (a) 低圧出力型(第2図(a))



(a) 低圧出力型



(b) 高圧出力型

- $C_1$  低圧圧縮機
- $C_2$  高圧圧縮機
- $T_1$  高圧タービン
- $T_2$  低圧タービン
- $B_1$  高圧燃焼器
- $B_2$  低圧燃焼器
- $HE$  熱交換器
- $IC$  中間冷却器
- $L$  負荷

第2図 再熱再生中間冷却サイクル

Fig. 2. Reheat Cycle with Heat Exchanger and Intercooler  
(a) L.P. Power Type  
(b) H.P. Power Type

サイクルの圧力比を  $r$ , 又低圧及び高圧圧縮機の圧縮比を  $r_{c1}$ ,  $r_{c2}$  とすれば

$$r = \frac{P_2}{P_0} \dots \dots \dots (1)$$

$$r_{c1} = \frac{P_1}{P_0} \dots \dots \dots (2)$$

$$r_{c2} = \frac{P_2}{P_1'} \div \frac{r}{r_{c1}} (1 + \zeta_1) \dots \dots \dots (3)$$

茲に  $\zeta_1 = \frac{\Delta P_1}{P_1} \dots \dots \dots (4)$

で  $\Delta P_1$  は中間冷却器に於ける圧力損失である。

同様に  $\Delta P_0$  を熱交換器に於ける低圧タービン排気の圧力降下、 $\Delta P_2$  を熱交換器及び高圧燃焼器に於ける圧縮空気の圧力損失、 $\Delta P_4$  を低圧燃焼器に於ける圧力損失とし、

$$\zeta_0 = \frac{\Delta P_0}{P_0} \quad \zeta_2 = \frac{\Delta P_2}{P_2} \quad \zeta_4 = \frac{\Delta P_4}{P_4} \dots \dots \dots (5)$$

とすれば高圧及び低圧タービンの膨脹比  $r_{T1}$  及び  $r_{T2}$  は夫々

$$r_{T1} = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_4} (1 - \zeta_2) \dots \dots \dots (6)$$

$$r_{T2} = \frac{P_5}{P_6} \div \frac{P_4}{P_0} (1 - \zeta_0 - \zeta_4) \dots \dots \dots (7)$$

今  $\gamma = r^{\frac{k-1}{k}}$   $\gamma_{c1} = r_{c1}^{\frac{k-1}{k}}$   $\gamma_{c2} = r_{c2}^{\frac{k-1}{k}}$

$$\gamma_{T1} = r_{T1}^{\frac{k-1}{k}} \quad \gamma_{T2} = r_{T2}^{\frac{k-1}{k}} \dots \dots \dots (8)$$

とすれば

$$\gamma_{c2} = \zeta_1 \frac{\gamma}{\gamma_{c1}} \dots \dots \dots (9)$$

$$\gamma_{T1} \gamma_{T2} \div \zeta_2 \gamma \dots \dots \dots (10)$$

茲に  $\zeta_1 = (1 + \zeta_1)^{\frac{k-1}{k}}$   $\zeta_2 = (1 - \zeta_0 - \zeta_2 - \zeta_4)^{\frac{k-1}{k}}$   
 $\dots \dots \dots (11)$

である。

低圧及び高圧圧縮機の圧縮仕事を夫々  $W_{c1}$ ,  $W_{c2}$  又高圧及び低圧タービンの出力を  $W_{T1}$ ,  $W_{T2}$  とし、各々の効率を夫々  $\eta_{c1}$ ,  $\eta_{c2}$ ,  $\eta_{T1}$ ,  $\eta_{T2}$  とすれば

$$W_{c1} = C_p \frac{T_0}{\eta_{c1}} (\gamma_{c1} - 1) \dots \dots \dots (12)$$

$$W_{c2} = C_p \frac{T_0}{\eta_{c2}} (1 + \tau) \left( \zeta_1 \frac{\gamma}{\gamma_{c1}} - 1 \right) \dots \dots \dots (13)$$

$$W_{T1} = C_p \eta_{T1} T_3 \left( 1 - \frac{1}{\gamma_{T1}} \right) \dots \dots \dots (14)$$

$$W_{T2} = C_p \eta_{T2} T_5 \left( 1 - \frac{1}{\gamma_{T2}} \right) \dots \dots \dots (15)$$

但し  $\tau = \frac{\Delta T_0}{T_0}$ ,  $T_1' = T_0 + \Delta T_0 \dots \dots \dots (16)$

とした。

この型式のサイクルでは  $W_{T1} = W_{c1} + W_{c2}$  なる故 (12) (13) (15) 式より

$$\frac{1}{\gamma_{T1}} = 1 - \frac{T_0}{\eta_{T1} T_3} \left\{ \frac{1}{\eta_{c1}} (\gamma_{c1} - 1) + \frac{1 + \tau}{\eta_{c2}} \left( \zeta_1 \frac{\gamma}{\gamma_{c1}} - 1 \right) \right\} \dots \dots \dots (17)$$

熱交換器の熱交換率を  $x$  とし次式の如く定義する。

$$x = \frac{T_2' - T_2}{T_6 - T_2} \dots \dots \dots (18)$$

但し  $T_2'$  は圧縮空気の熱交換器出口温度である。

供給総熱量  $Q$  は

$$Q = C_p (T_3 - T_2' + T_5 - T_4) \dots \dots \dots (19)$$

しかるに

$$T_2 = T_0 (1 + \tau) \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{c2}} \left( \zeta_1 \frac{\gamma}{\gamma_{c1}} - 1 \right) \right\} \dots \dots \dots (20)$$

$$T_4 = T_3 - T_0 \left\{ \frac{1}{\eta_{c1}} (\gamma_{c1} - 1) + \frac{1+\tau}{\eta_{c2}} \left( \zeta_1 \frac{\gamma}{\gamma_{c1}} - 1 \right) \right\} \dots\dots\dots(21)$$

$$T_6 = T_5 \left\{ 1 - \eta_{P2} \left( 1 - \frac{1}{\gamma_{P2}} \right) \right\} \dots\dots\dots(22)$$

(10) (15) 及び (17)~(22) 式を用いて理論熱効率  $\eta_{th}$  を求めると次の如くなる。

$$\eta_{th} = \frac{W_{P2}}{Q} = \frac{1 - \frac{1}{\gamma_{P2}}}{C\gamma_{c1} + D\zeta_1 \frac{\gamma}{\gamma_{c1}} - \frac{x}{\gamma_{P2}} + E} \dots\dots(23)$$

茲に  $\gamma_{P2} = \left\{ (1+A+B) - A\gamma_{c1} - B\zeta_1 \frac{\gamma}{\gamma_{c1}} \right\} \zeta_2 \gamma$

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{T_0}{\eta_{c1} \eta_{P1} T_3} \\ B &= (1+\tau) \frac{T_0}{\eta_{c2} \eta_{P1} T_3} \\ C &= \frac{T_0}{\eta_{c1} \eta_{P2} T_5} \\ D &= x(1+\tau) \frac{T_0}{\eta_{c2} \eta_{P2} T_5} \\ E &= x + \frac{1-x}{\eta_{P2}} - \frac{T_0}{\eta_{P2} T_5} \left[ \frac{1}{\eta_{c1}} \right. \\ &\quad \left. + (1+\tau) \left\{ \frac{x}{\eta_{c2}} + (1-x) \right\} \right] \end{aligned} \right\} (24)$$

(23) (24) 式で明らかなように本サイクルの如く中間冷却を行うものではその熱効率はサイクルの圧力比のみならず、中間冷却点迄の圧力比にも関係する。而してサイクルの圧力比、ガス温等が一定な場合最高熱効率を与える中間圧力比  $r_{c1}$  は一般に圧縮仕事を最小ならしめる値とは異なる。

(b) 高圧出力型 (第2図 (b))

この場合も前と同様にして

$$\eta_{th} = \frac{1 - \frac{1}{\gamma_{P1}}}{H\gamma_{c1} + J\zeta_1 \frac{\gamma}{\gamma_{c1}} - \frac{1}{\gamma_{P1}} + K} \dots\dots\dots(25)$$

茲に  $\gamma_{P1} = \left\{ (1+F+G) - F\gamma_{c1} - G\zeta_1 \frac{\gamma}{\gamma_{c1}} \right\} \zeta_2 \gamma$

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{T_0}{\eta_{c1} \eta_{P2} T_5} \\ G &= (1+\tau) \frac{T_0}{\eta_{c2} \eta_{P2} T_5} \\ H &= x \frac{T_0}{\eta_{c1} \eta_{P1} T_3} \\ J &= -(1-2x)(1+\tau) \frac{T_0}{\eta_{c2} \eta_{P1} T_3} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(26)$$

$$K = 1 + (1-x) \frac{T_5}{\eta_{P1} T_3} - \frac{T_0}{\eta_{P1} T_3} \times \left[ \frac{x}{\eta_{c1}} + (1+\tau) \left\{ (1-x) - \frac{1-2x}{\eta_{c2}} \right\} \right]$$

(B) 再熱再生サイクル

このサイクルの熱効率式は上記の (23)~(26) 式に於て

$$\left. \begin{aligned} \eta_{c2} &= \eta_c \\ \gamma_{c1} &= 1 \\ \zeta_1 &= 1 \\ \tau &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(27)$$

とおけば求めることが出来る。即ち本サイクルは再熱再生中間冷却サイクルの  $r_{c1}=1, \zeta_1=0, \tau=0$  の場合に相当する。

(a) 低圧出力型 (第3図 (a))

$$\left. \begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{1 - \frac{1}{\gamma_{P2}}}{M + N\gamma - \frac{x}{\gamma_{P2}}} \\ \gamma_{P2} &= (1+L - L\gamma) \zeta_2 \gamma \\ L &= \frac{T_0}{\eta_c \eta_{P1} T_3} \\ M &= x + \frac{1-x}{\eta_{P2}} \\ &\quad - \frac{T_0}{\eta_c \eta_{P2} T_5} \{x + \eta_c(1-x)\} \\ N &= x \frac{T_0}{\eta_c \eta_{P2} T_5} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(28)$$

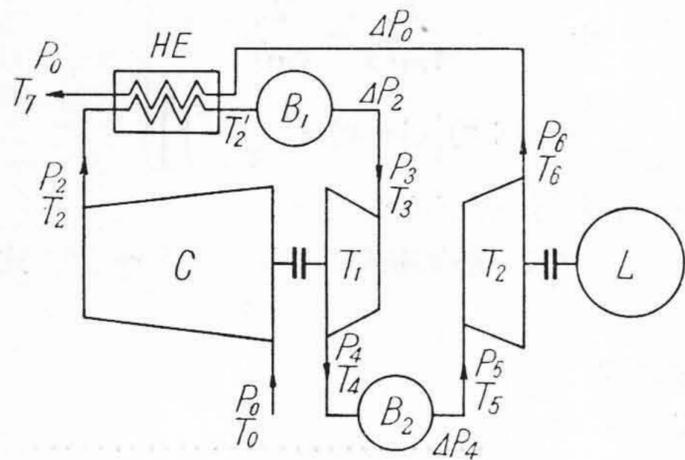
(b) 高圧出力型 (第3図 (b))

$$\left. \begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{1 - \frac{1}{\gamma_{P1}}}{S + U\gamma - \frac{1}{\gamma_{P1}}} \\ \gamma_{P1} &= (1+R - R\gamma) \zeta_2 \gamma \\ R &= \frac{T_0}{\eta_c \eta_{P2} T_5} \\ S &= 1 + (1-x) \frac{T_5}{\eta_{P1} T_3} \\ &\quad - \frac{T_0}{\eta_c \eta_{P1} T_3} \{ \eta_c(1-x) - (1-2x) \} \\ U &= -(1-2x) \frac{T_0}{\eta_c \eta_{P1} T_3} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(29)$$

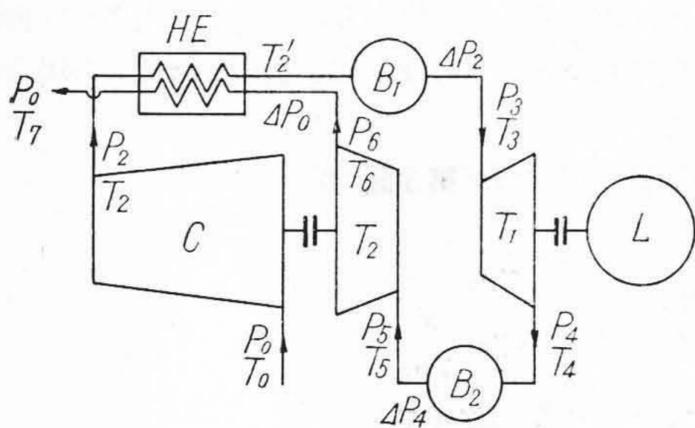
再熱或いは再生を行わぬ場合も同様にこれらに対する条件を用いて (23)~(26) 式より誘導出来る。

(2) 数値計算

上記の諸式に於いて  $\eta_{P1} = \eta_{P2} = 0.86, \eta_c = \eta_{c1} = \eta_{c2} = 0.86, T_0 = 20^\circ\text{C}, \zeta_0 = \zeta_1 = 0.03, \zeta_2 = 0.035, \zeta_4 = 0.012, \tau = 0.068, k = 1.38$  とした場合の計算結果の一部を第4図~第8図に示す。これらの図によつて明らかなように



(a) 低圧出力型



(b) 高圧出力型

- |                       |                       |
|-----------------------|-----------------------|
| C 圧縮機                 | L 負荷                  |
| T <sub>1</sub> 高圧タービン | T <sub>2</sub> 低圧タービン |
| B <sub>1</sub> 高圧燃焼器  | B <sub>2</sub> 低圧燃焼器  |
| HE 熱交換器               |                       |

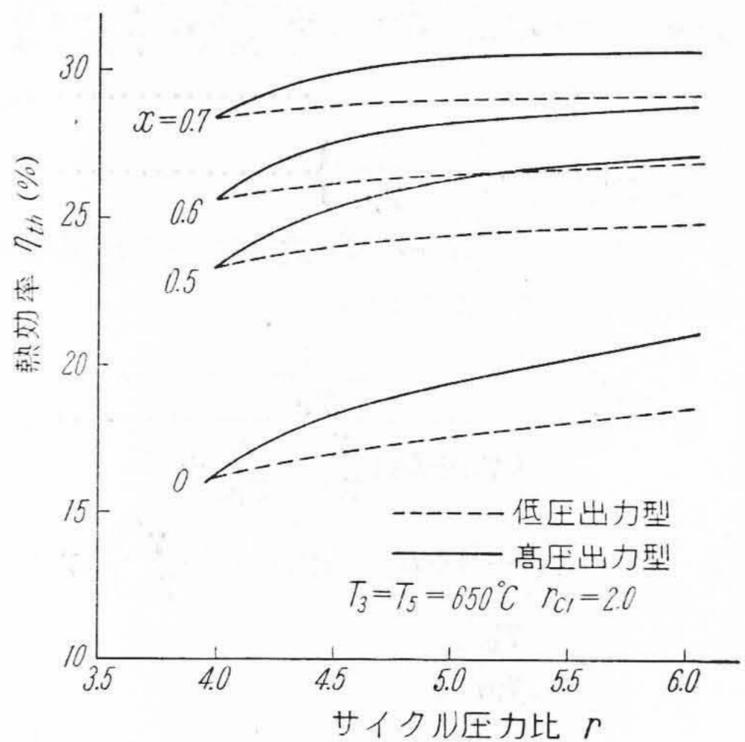
第 3 図 再熱再生サイクル

Fig. 3. Reheat Cycle with Heat Exchanger  
(a) L.P. Power Type  
(b) H.P. Power Type

同一サイクルでは高圧出力型の方が熱効率がよく熱交換率の小さな程その差は大きい。

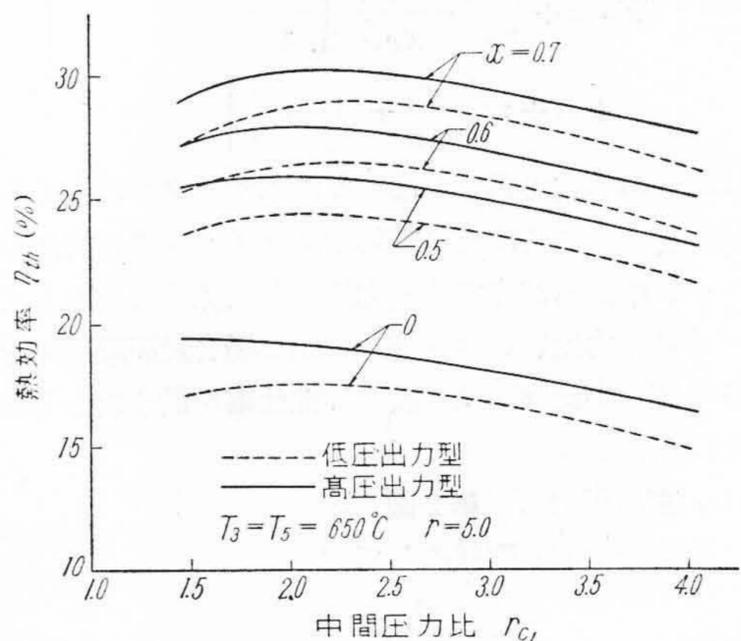
又第 7 図によれば再熱再生サイクルではガス温度を一定にした場合、或る熱交換率の値以上ではかえつて圧力比小なる方が熱効率がよく、ガスタービン装置を計画するに当つてはその圧力比と熱交換率との関係に注意せねばならない。

ガスタービンを計画する場合そのサイクルは前述のように用途、熱源の種類、容量によりその取扱上の難易経済性等あらゆる面から考えて適当な型式を採用すべきことは勿論であるが、熱効率の面のみより考えれば本計算で明らかのようにタービンを高低圧二段に分つ場合は高圧タービンを負荷用に使用するのがよく、又水利の便ある処では出来る限り中間冷却サイクルを採用すべきでこれに要する冷却水量は蒸汽原動所の所要水量に比し極めて僅少である。高圧出力型は負荷変動に対する制御がやゝ困難であるが発電用の如く回転数一定な場合に適している。



第 4 図 再熱再生中間冷却サイクルの  $r_{c1}$  一定の場合の熱効率

Fig. 4. The Thermal Efficiency of the Reheat Cycle with Heat Exchanger and Intercooler, when  $r_{c1}$  is Const

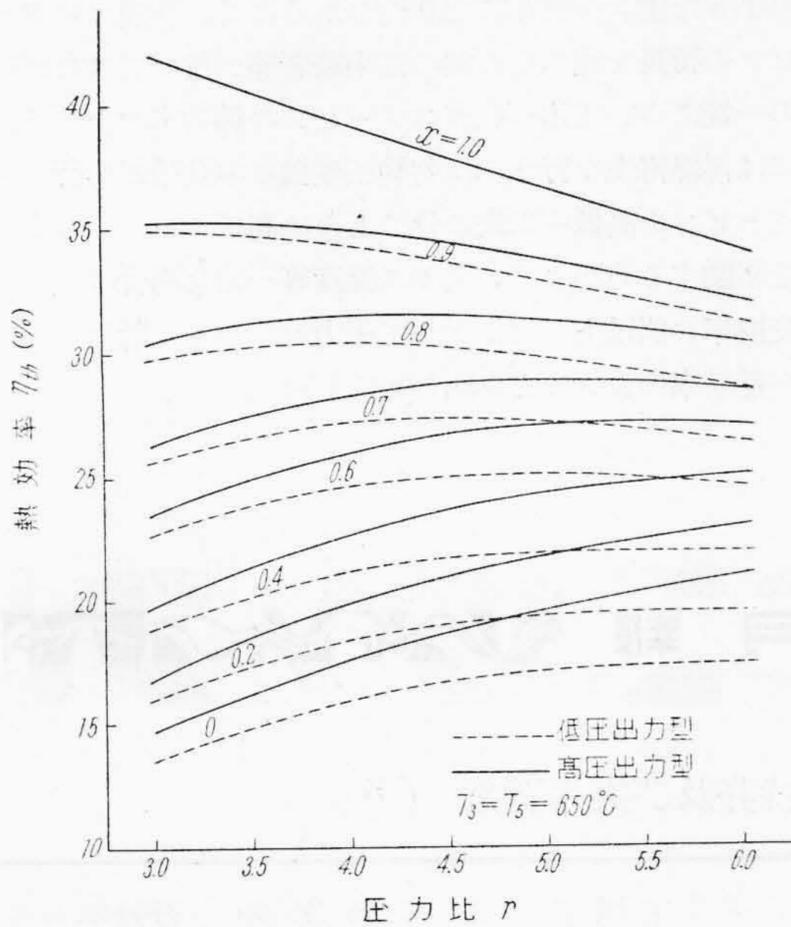


第 5 図 再熱再生中間冷却サイクルの全圧力比一定の場合の熱効率

Fig. 5. The Thermal Efficiency of the Reheat Cycle with Heat Exchanger and Intercooler, when  $r$  is Const

〔IV〕 その他の諸問題について

ガスタービンを実用する上に現在最も問題とせられていることはその耐久性及び信頼性であるがこのうちでもタービン翼が最も問題視され我国に於てガスタービン原動機が実用されるか否かの鍵は翼材及び翼の取付法の良否にあるといつても過言ではない。殊に地上用原動機等に於てはその運転時間は従来製作された航空用のものとは比較にならぬ程長く、従つてこのことは特に重要であ



第 6 図 再熱再生サイクルの熱効率  
Fig. 6. The Thermal Efficiency of the Reheat Cycle with Heat Exchanger

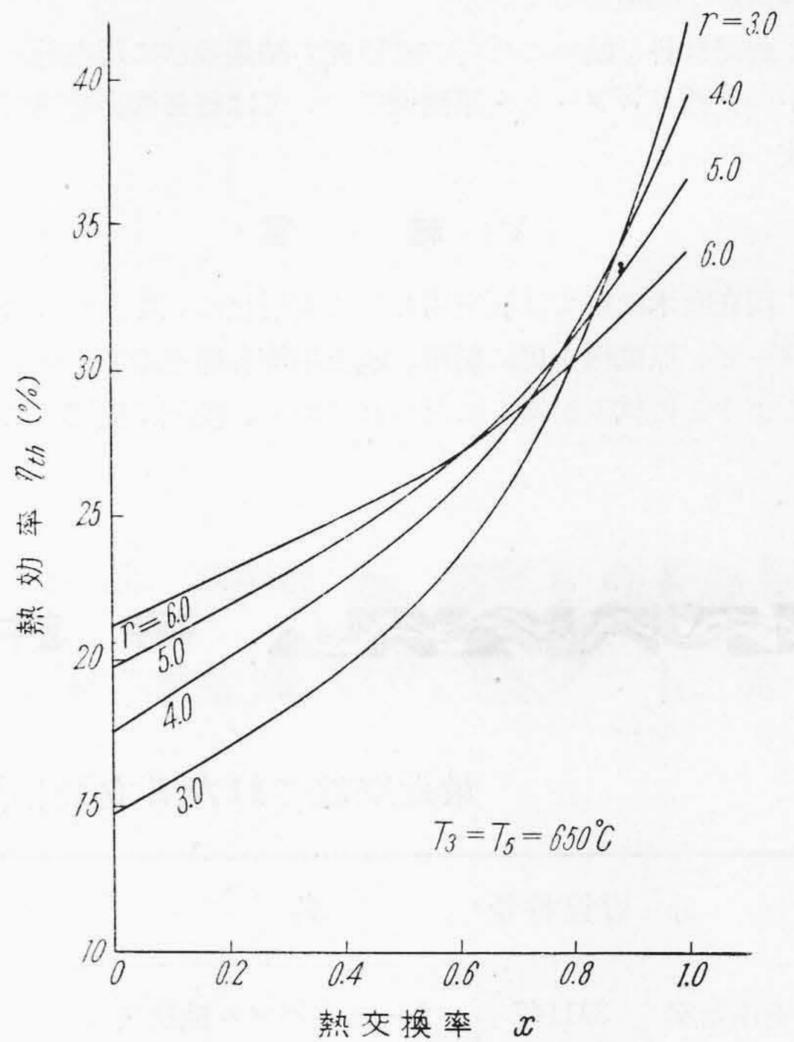
る。

日立製作所に於ては 1938 年始めて製作した排気ガスタービンの翼を強度並びに熱伝導上有利な為その車盤に熔接で取付けて以来常にこの方式を採用すると共に、翼材用耐熱材料、同用熔接棒等の研究を行つている。ガス温度を高くすれば熱効率が大きくなることは明白でアメリカに於ては 800°C 以上に使用し得る各種耐熱材料が完成し、既にガス温度 800°C のガスタービン原動機も製作されている。耐熱材料用原料に乏しい我国では現在の処この様な高級材料は使用し得ないが筆者等は翼の冷却等を行うことなく 700°C 迄使用し得る翼材並びにその熔接棒の研究を完成し量産も亦可能なのでガス温度 650°C 程度のガスタービン原動機の実用化が最も容易である。

圧縮機に軸流型を用いるか輻流型とすべきかを論ぜられることもあるが軸流型の方が効率もよく大風量を取扱うに適しており筆者等の実験も亦良好な成績を得ているので特別な場合以外は軸流圧縮機を使用すべきである。

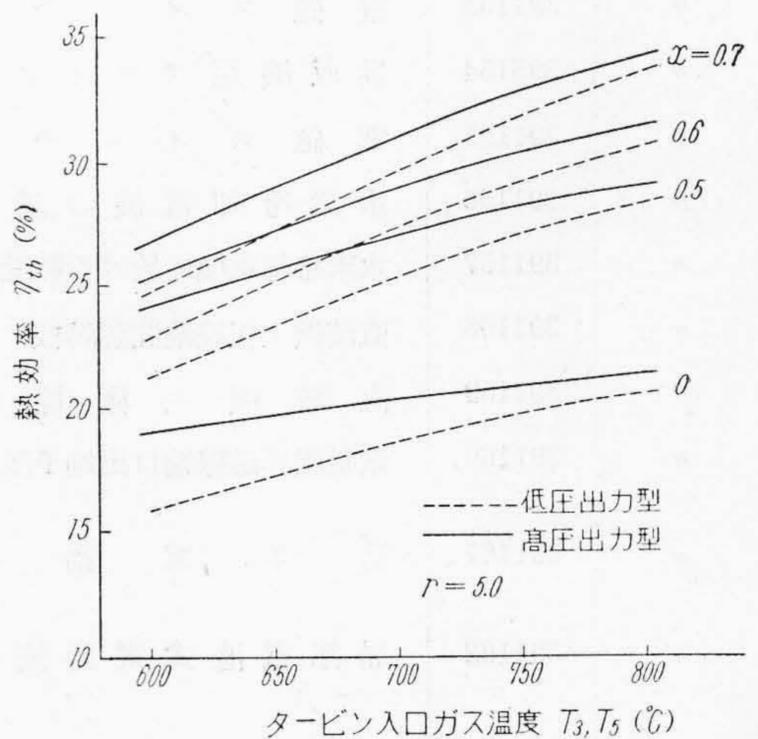
圧縮機翼が運転中、空気中の塵埃等によつて汚損され効率が低下する事もあるがこれは適当な方法によつて解決出来る。

今後ガスタービンの実用化上残された問題は種々あらうが中でもタービン翼の冷却によるガス温度の増加、熱交換率のよい小型熱交換器の製作、優秀な微粉炭燃焼装置を得ること等がさし当つて解決すべき問題でこれらは目下研究中であるが、タービン翼の空冷法については既



第 7 図 再熱再生サイクルの熱交換率と熱効率との関係 (高压出力型)

Fig. 7. The Relation between the Effectiveness of the Heat Exchanger and the Thermal Efficiency on the Reheat Cycle with Heat Exchanger (H.P. Power Type)



第 8 図再熱再生サイクルのタービン入口ガス温度と熱効率との関係

Fig. 8. The Relation between the Inlet Gas Temperature of the Turbine and the Thermal Efficiency on the Reheat Cycle with Heat Exchanger

に良好な成績を得ている。

耐熱材料を始めこれらの諸研究の結果並びに現在計画中の各種ガスタービン原動機については後日機会を得て述べたい。

[V] 結 言

現在欧米に於ては航空用として実用化に成功したガスタービン原動機を更に船用、地上用等各種用途にも実用しようとの試みが盛んになされており、我国に於てもこ

のような動きが盛んになりつつあるので、各種ガスタービンの特長を述べると共に従来筆者等が行つてきた研究の一端について述べ、ガスタービンの熱効率を上げる為には再熱再生を行うのは勿論圧縮機の間冷却を行い且タービンを高低圧二段に分つときは高圧タービンで負荷を駆動する方がよく、又ガス温度等一定な場合は或る熱交換率の値以上ではかえつて圧力比を小さく計画する方が熱効率のよいことを明らかにした。



最近登録された日立製作所の特許及び実用新案 (3)

区 分	登録番号	名 称	工場名	発 明 考 案 者	登録年月日
実用新案	391147	カーボンパイル抵抗装置	多 賀	杉 浦 慎 三	27. 3. 20
"	391148	カーボンパイル抵抗器	多 賀	杉 浦 慎 三	"
"	391149	減 流 標 示 装 置	日 立	滑 川 清	"
"	391150	カーボンパイル抵抗器乱調防止装置	多 賀	杉 浦 慎 三	"
"	391151	熔接棒送り速度制御装置	"	山 家 正 道	"
"	391152	ハンドル連絡装置	"	{大 津 卓 朗 益 子 三 郎	"
"	391153	電 磁 ス イ ッ チ	"	飯 島 登	"
"	395154	巻取機用フライヤー	電 線	根 本 武 雄	"
"	391155	電 磁 ス イ ッ チ	日 立	田 中 貞之助	"
"	391156	水素冷却電機の底板	"	滑 川 清	"
"	391157	水素冷却電機に於ける軸受油排出装置	"	高 林 乍 人	"
"	391158	直流機主極線輪間隔溝板	"	{白 土 經 秀 坏 土 經 秀	"
"	391159	直 流 機 主 極 線 輪	"	{白 土 經 秀 坏 土 經 秀	"
"	391160	電動機界磁線輪口出端子部	"	白 土 經 雄	"
"	391161	紡 糸 電 動 機	多 賀	{久 米 岡 平 助 大 萩 野 谷 忠 宏 藤 原 正 昭 山 田 博 彦	"
"	391162	局 部 電 池 式 電 話 装 置	戸 塚	山 田 博 三	"
"	391163	点熔接機の時限制御装置	"	{小 林 季 八 魚 住 善 吉 石 島 次 男	"
"	391164	計 数 管	中 央 研 究 所	{今 井 宗 丸 加 藤 勝 明	"
"	391165	速 度 計 の 着 脱 装 置	川 崎	佐 藤 有 司	"
"	391166	周 波 数 計	戸 塚	{中 谷 信 夫 磯 崎	"