



# HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	小形ガスタービンの性能に関する実験的研究
Author(s)	斎藤, 武; Saito, Takeshi; 伊藤, 献一 他
Citation	北海道大學工学部研究報告, 36, 23-43
Issue Date	1965-05-25
Doc URL	<a href="https://hdl.handle.net/2115/40758">https://hdl.handle.net/2115/40758</a>
Type	departmental bulletin paper
File Information	36_23-44.pdf



# 小形ガスタービンの性能に関する実験的研究

齋 藤 武  
伊 藤 献 一

## An Experimental Study on the Performance of a Small Gas Turbine

Takeshi SAITO  
Ken-ichi ITO

### Abstract

The experimental investigation on the characteristics of the gas turbine components, i. e. a compressor and a turbine, is presented. The performance as a 1/C gas turbine unit is proposed by combining the characteristics of components and by extending the method of the Stechkin's similarity parameters.

The tests were carried out by using a gas turbine plant, of which the turbine and the compressor are not mechanically coupled together. The compressor is centrifugal type. Its pressure ratio is 2.0 at normal rating and the normal capacity is 0.45 kg/sec. The turbine is radial inward flow type with a rotor of 150 mm diameter.

The compressor test was made at the pressure ratio of 1.25~2.00 and at the R. P. M. of 14000~31000. The turbine test was carried out at the pressure ratio of 1.24~1.82, at the inlet temperature of 63~650°C and at the R. P. M. of 12950~39000.

### 目 次

緒 言 .....	2
1. ガスタービンの性能表示 .....	2
1.1 ターボ機械の相似パラメータ .....	2
1.2 ステーチキンの相似パラメータ .....	3
2. ガスタービン試験装置および性能試験方法 .....	4
2.1 ガスタービン試験装置概要 .....	4
2.2 圧縮機性能試験 .....	5
2.3 タービン性能試験 .....	5
3. 性能試験結果およびその考察 .....	6
3.1 圧縮機の性能 .....	6
3.2 タービンの性能 .....	7
3.3 ステーチキンの相似パラメータによる性能表示 .....	15
4. 1/C 動力発生用単軸ガスタービン部分負荷特性の推定法 .....	16
結 言 .....	21

## 緒 言

ガスタービンは、その構造、保守、運転などの簡潔性のために実用性は次第に高まり、用途はますます拡がりつつある。一方、小形ガスタービンは、現在、燃料消費率の一般に高い不利はあっても、小形、軽量の利点から、危急用あるいは補助用エンジンとして、例えば、ポンプ、発電機の駆動、小形船舶の推進、ヘリコプター動力、大形ガスタービンの始動など、多方面に新たな用途が開発されつつある。これらの用途では、一般に、タービン運転状態はかなり広範囲に変動する。すなわち、圧縮機またはタービン内を流れる空気またはガスの流量、圧力、温度、回転数、タービン出力、圧縮機駆動力などが、作動状態の変化に伴って相互に関連しつつ変化し、このように広範囲に運転状態の変化するガスタービン性能の表示が問題となる。

本報では、新設のガスタービン試験装置により、ガスタービンユニットの構成要素である圧縮機およびタービンについて個々の性能測定を行ない、相似パラメータを規定し測定値をとりまとめ、両者を組合せた  $1/C$  ガスタービンユニットとしての広い負荷範囲の特性を求めた結果を報告する。

### 1. ガスタービンの性能表示

#### 1.1 ターボ機械の相似パラメータ

ガスタービンまたはジェットエンジンの性能を表示するには、数多くの試験データを、ある基準状態における性能に修正するか、または、運転の条件が変化しても、そのガスタービンについての固有の特性を示す普遍的な無次元量に基づく相似パラメータを用いるか、の二つの方法がある。

このような相似パラメータは、流体力学の相似理論の示すガス流れの相似則により導かれる。ガスタービンのようなターボ機械のガス流れの場合、空気または燃焼ガスを非粘性圧縮性流体と考えるとさしつかえない。したがって、ガス流れの相似は流体のマッハ数  $Ma$  によるのみ特徴づけられる。すなわち、ガス流れの相似がなりたつためには、マッハ数の一致が必要となる。

いま、相似なガス流れの対応する点において、ガスの比熱比が一定であるものと仮定すると、幾何学的に相似な通路での相似な流れは、対応する点におけるマッハ数の一致によって示される。ターボ機械の場合、流体通路は静止通路と回転通路とに分けられ、ノズルのような静止通路を通る流れは、境となる点、すなわち、ノズル入口または出口などの流れのマッハ数の一致により相似が保証され、動翼のような回転通路においては、流れの相対速度のマッハ数の一致と、周速のマッハ数の一致とが必要である\*。

ガス流速マッハ数と周速マッハ数とが変化しないことを示すには、これらマッハ数の関数

\* ベ・エス・ステーチキン、浜島操訳、ジェットエンジン理論、昭34、コロナ社。

であるパラメータを用いてもよい。そのような相似パラメータのうち、圧縮機で一般に用いられているのは、 $V_a/\sqrt{T_a}$ ,  $G\sqrt{T_a}/P_a$ ,  $u_c/\sqrt{T_a}$ , タービンでは、 $V_3/\sqrt{T_3}$ ,  $G\sqrt{T_3}/P_3$ ,  $u_T/\sqrt{T_3}$  などである。ここで、 $G$  は流量 (kg/sec),  $V$  は容積流量 ( $\text{m}^3/\text{sec}$ ),  $T$  は絶対温度 ( $^{\circ}\text{K}$ ),  $P$  は圧力 ( $\text{kg}/\text{cm}^2 \text{ abs}$ ),  $u$  は動翼外周速度 (m/sec) を表わし、添字  $a$  は大気状態, 3 はタービン入口, C は圧縮機, T はタービンを示す。

### 1.2 スターチキンの相似パラメータ

上述のパラメータのほかに、これらパラメータの関数である量もまた、マッハ数の関数となることから、ソ連のベ・エス・スターチキンは新しい二つの相似パラメータを提案している\*。すなわち、

$$Gn/P, L_e/n^2$$

である。ここで、 $n$  は回転数 (r.p.m.),  $L_e$  は仕事 ( $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{kg}$ ) である。

この相似パラメータを使用する性能表示の利点は、ジェットエンジンにおいて、燃料によるガス流量の増加と、圧縮機とタービン間の圧力損失を無視した場合に、圧縮機とタービンとで、この二つのパラメータの値が等しくなることである。これは、ジェットエンジンの圧縮機とタービンの組合平衡運転状態の決定を容易にする。さらに単段タービンの性能から、多段タービンの特性の推定を容易に行なうことができる。

このパラメータは圧縮機の場合、

$$\frac{Gn_C}{P_{2r}} = \frac{G\sqrt{T_a}}{P_a} \cdot \frac{n_C}{\sqrt{T_a}} \cdot \frac{1}{P_{2r}/P_a}$$

$$\frac{L_{eC}}{n_C^2} = \frac{\frac{c_p}{A} T_a \left[ \left( \frac{P_{2r}}{P_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{\eta_{eC} \cdot n_C^2} = \frac{\frac{c_p}{A} \left[ \left( \frac{P_{2r}}{P_a} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{\eta_{eC} \left( \frac{n_C}{\sqrt{T_a}} \right)^2}$$

タービンの場合、

$$\frac{Gn_T}{P_{3r}} = \frac{G\sqrt{T_{3r}}}{P_{3r}} \cdot \frac{n_T}{\sqrt{T_{3r}}}$$

$$\frac{L_{eT}}{n_T^2} = \frac{\frac{c_p}{A} T_{3r} \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_{3r}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}{n_T^2} \cdot \eta_{eT} = \frac{\frac{c_p}{A} \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_{3r}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}{\left( \frac{n_T}{\sqrt{T_{3r}}} \right)^2} \cdot \eta_{eT}$$

いずれも、前記の相似パラメータの関数で表わされる。ここで、 $\eta_{eC}$  は圧縮機有効効率、 $\eta_{eT}$  はタービン有効効率を表わし、添字  $2T$  は圧縮機出口のせき止め状態、 $3T$  はタービン入口のせき止め状態を示す。

## 2. ガスタービン試験装置および性能試験方法

### 2.1 ガスタービン試験装置概要

当ガスタービン試験装置は、とくに試験研究用として製作されたもので、単純オープンサイクルであるが、圧縮機とタービンとは軸を別にし、圧縮機はモーターで駆動され、タービンは動力計につながっている。このため各ガスタービン要素はそれぞれ任意の状態の下で運転、試験が可能である。

試験装置主要目は表1に示し、図1にその配置を示す。なお、これに燃料供給装置、潤滑油供給装置、および各種の安全制御装置が設けてある。

表1 試験装置要目

圧縮機	形 式	一段遠心形電動機駆動	タービン	形 式	一段輻流形
	全圧縮比	2.0		全膨脹比	2.0
	吸入圧力	1.033 kg/cm <sup>2</sup> abs.		入口圧力	2.066 kg/cm <sup>2</sup> abs.
	吐出圧力	2.066 kg/cm <sup>2</sup> abs.		出口圧力	1.033 kg/cm <sup>2</sup> abs.
	空気流量	0.405 kg/sec		入口温度	650°C
	翼車外径	195 mm		ガス流量	0.410 kg/sec
	回転数	31 200 r.p.m		ノズル面積	17.5 cm <sup>2</sup>
電動機	電 動 機	45 kW, 2900 r.p.m 誘導電動機, 回転子回路抵抗制御	翼車外径	150 mm	
	増 速 機	二段式ヘリカルギヤ 増速比 10.75	回 転 数	39000 r.p.m	
燃焼器	形 式	二重筒直流式、直接噴射	出 力	60 P.S. 水動力計で吸収	
	容 積	0.015 m <sup>3</sup>	減 速 機	二段式ヘリカルギヤ 減速比 0.077	
	燃 料	軽油または灯油			

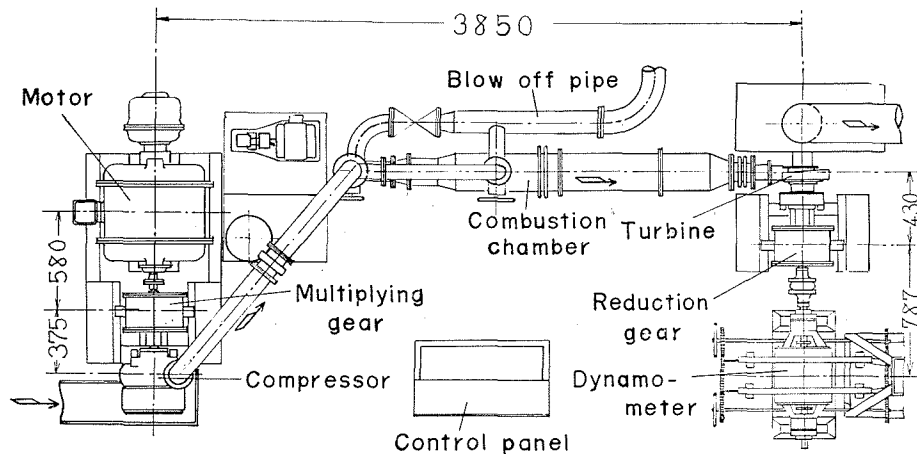


Fig. 1. Scheme of the gas turbine unit

## 2.2 圧縮機性能試験

圧縮機性能試験では、遠心圧縮機の流量特性、仕事特性、効率などを求めた。

**計測方法** 電動機回転数は付属タコメータにより計測し、圧縮機回転数  $n_c$  は増速比をこれに乗じて求めた。空気温度は、消音器入口を入口せき止め温度  $T_a$ 、渦巻室出口を出口せき止め温度  $T_{2r}$  として、銅-コニスタン熱電対により計測した。入口せき止め圧力は大気圧  $P_a$  に等しいとみなした。渦巻室出口管壁に静圧孔を設け、出口静圧  $P_2$  とした。空気流量  $G$  はオリフィス流量計により測った。

圧縮機軸受および増速機摩擦損失は潤滑油量と、その温度上昇より求めた。圧力は水銀または水マノメータにより指示され、写真撮影により記録するようにした。熱電対による空気温度、潤滑油温度は自動平衡型自記録計により記録した。

**操作および試験範囲** 電動機は回転子回路抵抗制御方式をとり、仕切弁の開閉により負荷を変えて、圧縮機回転数は 14000~31000 r.p.m.、圧力比は 1.25~2.00 の間を変化させた。

## 2.3 タービン性能試験

ラジアルタービンの作動流体を空気および燃焼ガスとした場合の流量特性、出力特性、効率、ノズル流量特性、反動度などを求めた。すなわち、前記の遠心型圧縮機により、所要圧力の空気を得て、燃焼器を通し、タービンに導き、性能試験を行なった。

空気によるタービン性能試験は、所要圧力の空気を、圧縮機回転数および仕切弁、放風弁を調節し、燃焼器を通しタービンへ送る。タービンに送られた空気は膨張し仕事をなし、整流タンクを通り、煙突から屋外へ放出される。

燃焼ガスによる性能試験の場合は、燃焼器で灯油を燃焼させ、高い空気過剰率  $\lambda$  の高温ガスとしタービンに送った。

**計測方法** タービン渦巻室入口直前に 2 個のシース型アルメル・クロメル熱電対 (外径 1.6 mm, 素線径 0.3 mm) を取付け、輻射シールドをして、タービン入口静温  $T_3$  を測定した。入口圧力は渦巻室入口管壁に 1 mm の孔を開け、入口静圧  $P_3$  を測った。ノズル出口に 0.8 mm 静圧孔を設け、外径 1.6 mm ステンレス・パイプにより外部に導き、ノズル出口静圧  $P_4$  とした。タービン出口には断熱保温した整流タンク (1.2×0.9×0.45 m) を設け、流速をさげ、流れを均一にして出口せき止め状態とし、出口温度  $T_{5r}$ 、圧力  $P_{5r}$  を測定した。

燃焼ガスによるタービン試験の場合、燃料流量は一定重量を消費するに要する時間を計って求めた。空気過剰率  $\lambda$  は空気流量と燃料流量とより計算により求めた。

タービン軸受および減速機摩擦損失の測定は圧縮機の場合と同様である。温度、圧力の指示、記録もまた圧縮機の場合と同じである。

**操作および試験範囲** 空気によるタービン試験では、圧縮機は流量特性曲線上のある点に運転点を定め、仕切弁、放風弁を調節し、この点以下の任意の圧力比で、一定温度の空気をタービンへ供給した。タービン回転数  $n_T$  は入口状態が一定の場合、動力計負荷を変えることによ

つてのみ変化することができる。試験における設定空気条件はタービン入口温度 63~107°C, 圧力比 1.29~1.82, 回転数は 12950~39000 r.p.m の間を変化させた。

燃焼ガスによるタービン試験では, 圧縮機からの空気流量を任意に保ち, 仕切弁, 放風弁により圧力を調節し, 動力計負荷を変えることによりタービン回転数を変化させた。また, 燃料圧力を調節して入口温度を一定に保った。試験は, タービン入口温度 250~650°C, 圧力比 1.24~1.53, 回転数 12950~39000 r.p.m の範囲で行なった。

### 3. 性能試験結果およびその考察

#### 3.1 圧縮機の性能

圧縮機内の空気の状態は図 2  $i, s$ -線図のように示される。

圧縮機効率はつぎのように定義される。

圧縮機断熱効率

$$\eta_{adC} = \frac{h_{adC}}{h_{1C}} = \frac{c_p T_a \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{c_p (T_2 - T_a)}$$

圧縮機有効効率

$$\eta_{eC} = \frac{h_{adC}}{h_{eC}} = \frac{c_p T_a \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{c_p (T_{2r} - T_a)}$$

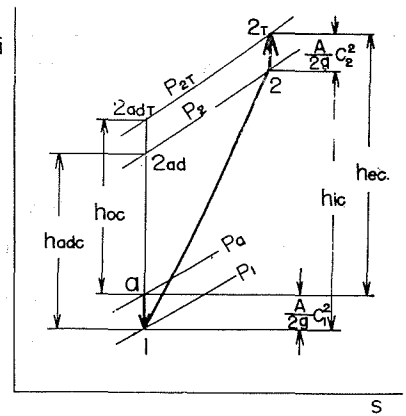


Fig. 2.  $i, s$ -diagram for compressor

圧縮機出口静温  $T_2$  は, 出口速度  $c_2$  と, せき止め温

度  $T_{2r}$  とより求められる。ここで, ガス定数  $R=29.27$ , 空気比熱  $c_p=0.24$  を用いた。

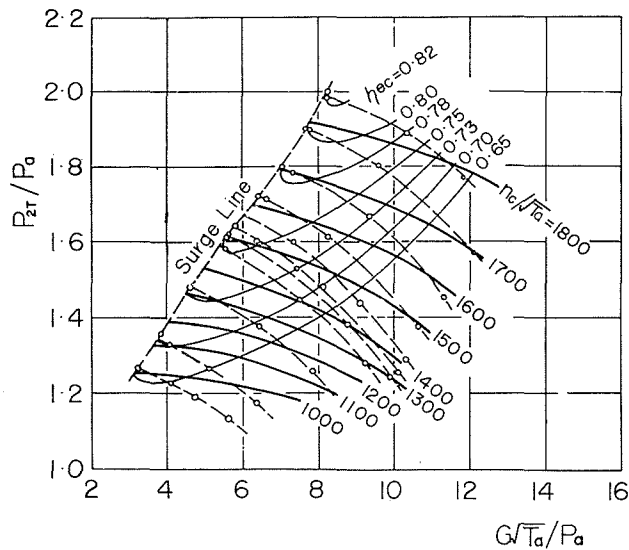


Fig. 3. Compressor characteristics

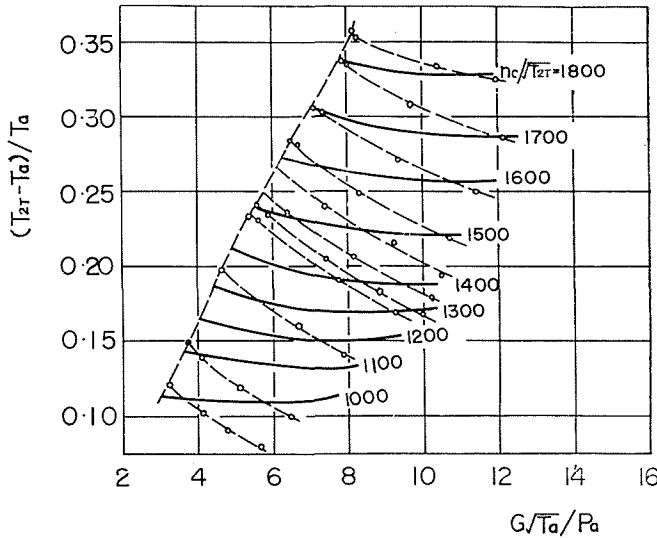


Fig. 4. Compressor characteristics

図3は流量特性を示す。図中、破線は駆動電動機の回転子回路抵抗一定の場合で、試験計測点はこの線上にある。 $n_c/\sqrt{T_a}$ 一定曲線は  $G\sqrt{T_a}/P_a$  の変化に対して、圧力比の変化はさほど大きくない。これは遠心型圧縮機の特徴である。効率曲線群から、この圧縮機は最高回転数の制約がなければ、最高効率を保ったまま、より高い圧力比の空気を得られる。定格圧力比 2.0 において、最高効率  $\eta_c=0.82$  となる。図4は仕事特性を示す。流量が増すと圧力比は減少するが、温度上昇率  $(T_{2T}-T_a)/T_a$ 、すなわち、空気温度の変化は少なく、空気タービン性能試験を行なうには都合のよい特性である。

3.2 タービンの性能

図5はタービンを通る空気または燃焼ガスの状態  $i, s$ -線図を示す。

タービンの断熱効率は

$$\eta_{adT} = \frac{h_{iT}}{h_{adT}}$$

有効効率は、流出速度のエネルギー損失を考慮し

$$\eta_{eT} = \frac{h_{eT}}{h_{adT}}$$

ガス流れのせき止め状態に関するせき止め温度効率は、次式によって定義される。

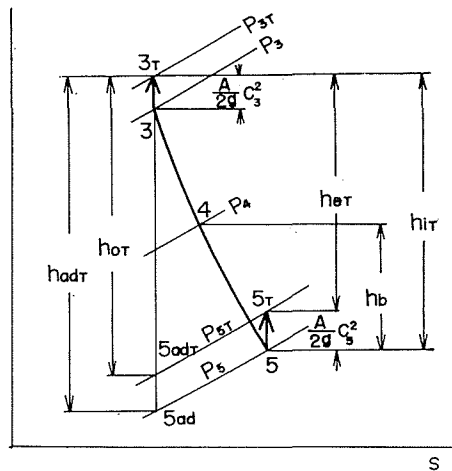


Fig. 5.  $i, s$ -diagram for turbine

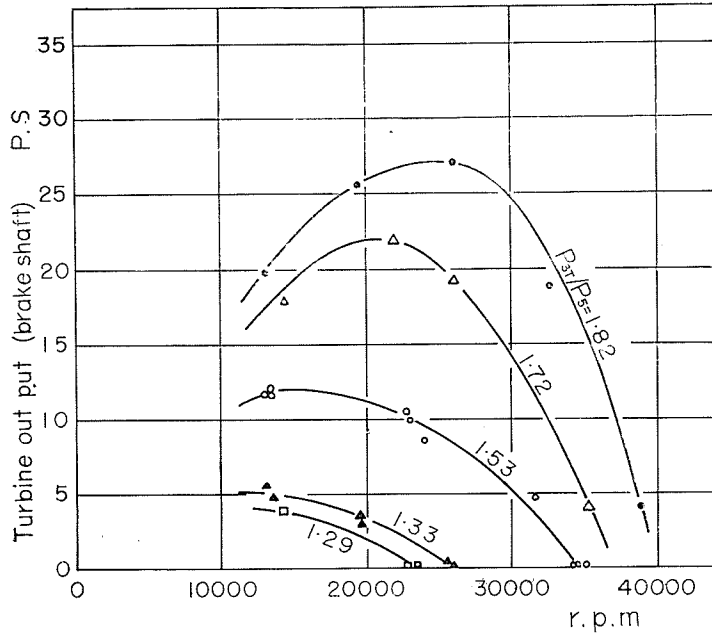


Fig. 6. Turbine out put (brake shaft)

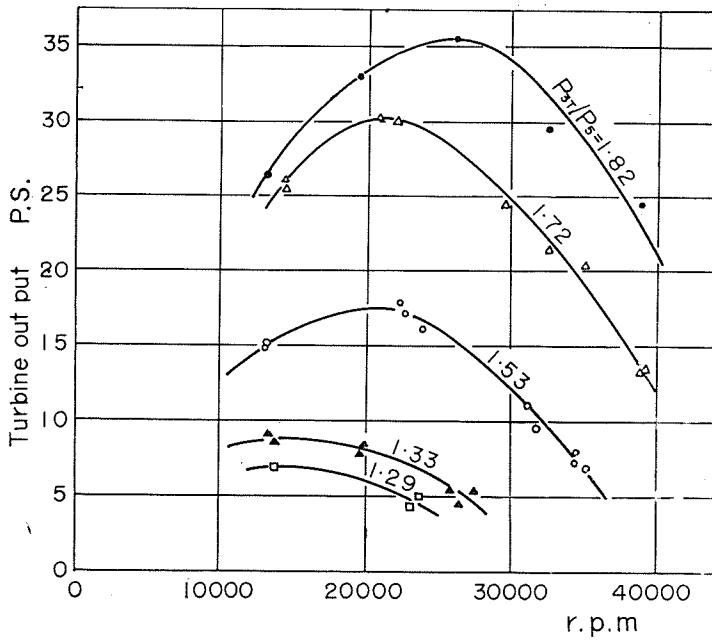


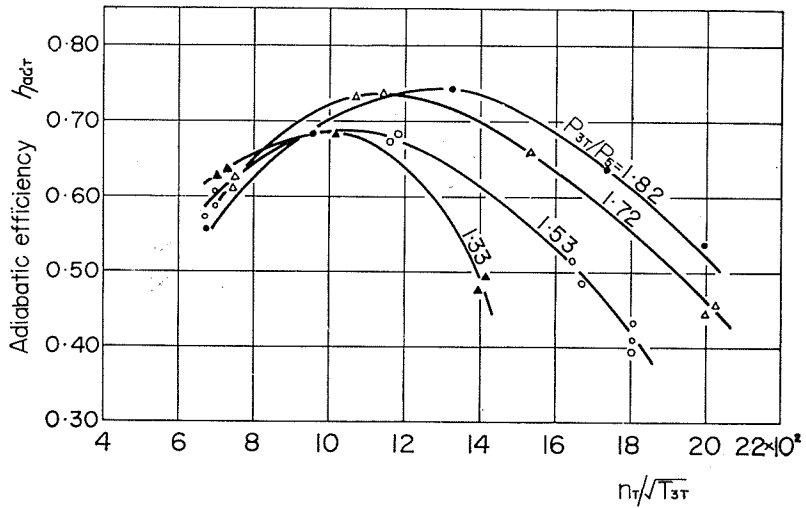
Fig. 7. Turbine out put

$$\eta_{iT} = \frac{h_{0T}}{h_{0T}} = \frac{c_p(T_{3T} - T_{5T})}{c_p T_{3T} \left[ 1 - \left( \frac{P_{3T}}{P_{3T}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

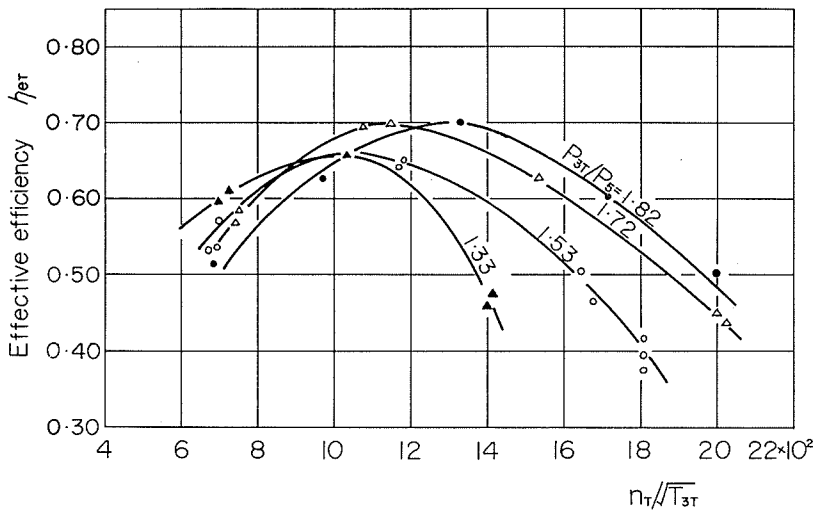
反動度は動翼における熱降下の全熱降下に対する比で、ノズル出口静圧  $P_4$  よりつぎのように求められる。

$$r = \frac{h_b}{h_{adT}} = 1 - c_p T_{3T} \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_{3T}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] / h_{adT}$$

空気による試験結果 計算には、空気のガス定数  $R=29.27$ , 比熱  $c_p=0.24$  を用いた。



a) Adiabatic efficiency

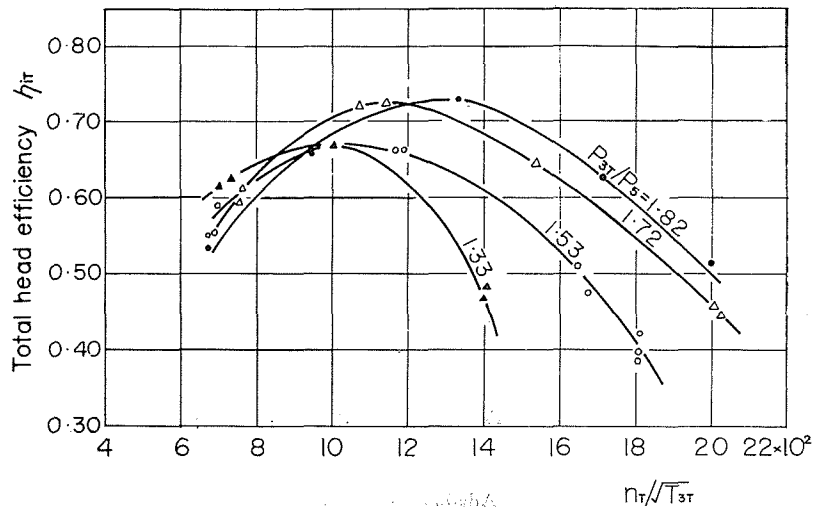


b) Effective efficiency

Fig. 8. Efficiency diagrams of the turbine

タービンラビリンス，動翼軸シール部分からの漏洩空気量は無視する。タービン出口で空気は排気管中を平行に流れるものと仮定し，かつ出口と整流タンクの間は断熱であるとして，タービン出口速度  $c_s$ ，出口状態 ( $P_s, T_s$ ) を  $P_{sT}, T_{sT}$  および  $G$  より try and error 法により求めた。

図6に動力計出力特性を示す。最大馬力は回転数 25 000 r.p.m.，圧力比 1.82 において 27.0 P.S. となる。図7はタービン入口，および出口の空気状態から求めた内部出力を示す。これより軸受損失，減速機損失その他が差し引かれ動力計出力となる。また，タービン断熱効率，有効効率，温度効率を図8に示す。断熱効率は有効効率より 3~5% 高く，温度効率よりも 1.5% ほど高い。最高有効効率は圧力比 1.82， $n_T/\sqrt{T_{sT}}=1300$  において， $\eta_{eT}=0.70$  である。燃焼ガス



c) Total head efficiency

Fig. 8. Efficiency diagrams of the turbine

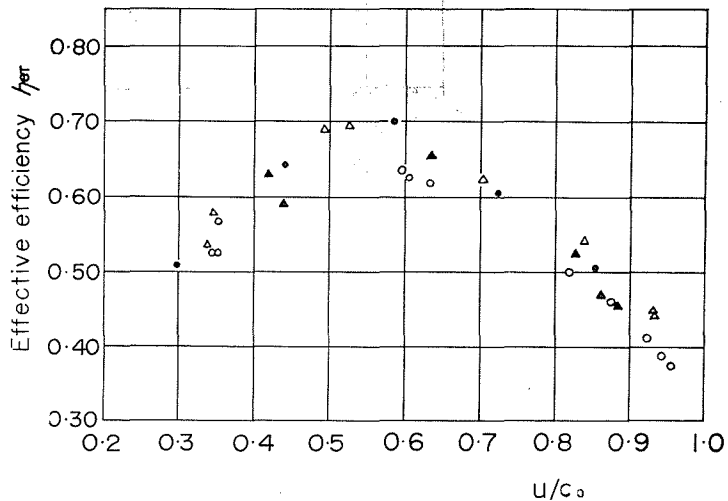


Fig. 9. Effective efficiency of the turbine ( $\eta_{eT}$  v  $u/c_0$ )

と空気との間に相似則がなりたつものとする、同じ圧力比において、回転数 39000 r.p.m, 入口温度 627°C で同じ効率が得られることを示している。図 9 は横軸に  $u/c_0$  をとって効率を示したものである。ここで  $c_0$  はタービン入口せき止め状態から出口静圧状態まで空気が等エントロピで膨脹したと仮定したときの理論噴出速度である。圧力比の如何にかかわらず、 $u/c_0=0.56$  において最高効率が得られる。図 10 は流量特性を示す。 $n_T/\sqrt{T_{3T}}$  曲線群は、 $G\sqrt{T_{3T}/P_{3T}}$  が大なるほどその差が小さくなり、チョーク点の存在を表わしている。図 11 は  $u/c_0$  に対する流量特性を示す。図 10 および図 11 には、燃焼ガスによる測定値をも示す。図 12 にタービン温度低下率  $(T_{3T}-T_3)/T_{3T}$  による出力特性を表わす。その傾向は流量特性とほぼ同じである。ノズル特性を図 13 に示す。軸流の場合は  $n_T/\sqrt{T_{3T}}$  の広い作動範囲にわたり、ノズル膨脹比  $P_{3T}/P_4$  は

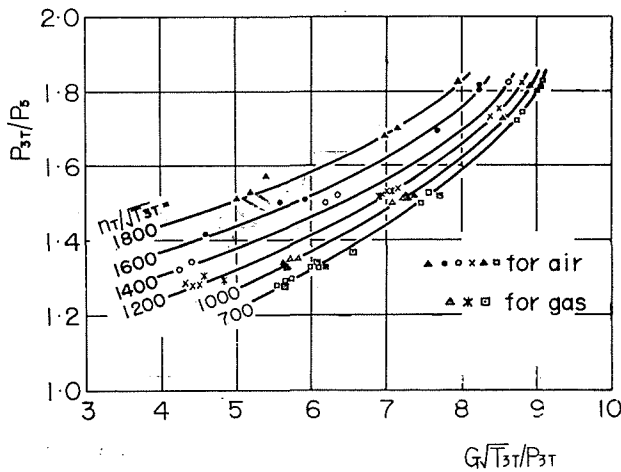


Fig. 10. Turbine characteristics

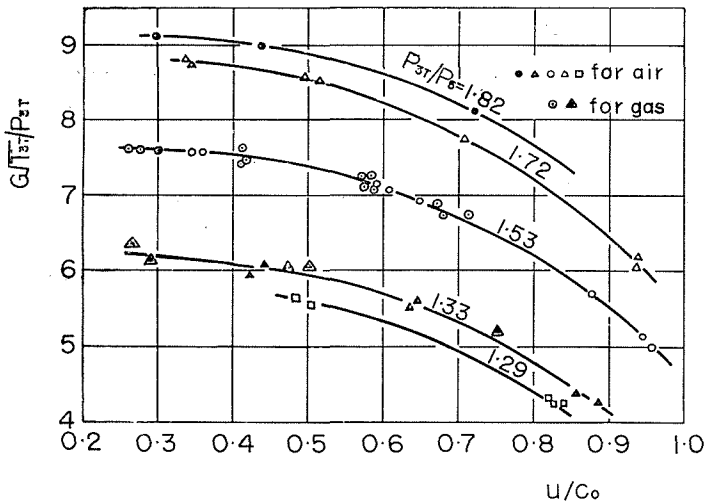


Fig. 11. Turbine characteristics (mass flow v  $u/c_0$ )

変化しない特性を有しているが、供試タービンでは  $n_T/\sqrt{T_{3T}}$  の変化に伴ない大きく変化している。図 14 はタービン反動度を示す。  $u/c_0$  に対しては、ほとんど圧力比および温度に関係なく、一本の曲線で表わすことができる。効率が最大となる  $u/c_0=0.56$  において  $r=0.375$  である。

**燃焼ガスによる試験結果** ガスタービン性能計算においては、燃焼ガスの比熱、比熱比は温度  $t$  の関数と考えた。図 15 は使用した燃焼ガスの比熱を示し、これより比熱  $c_p$  を積分し、燃焼ガスのエンタルピを算出した。タービン入口せき止め状態  $(P_{3T}, T_{3T})$  は、 $P_3, T_3$  より  $T_{3T}$  を仮定し平均比熱  $\bar{c}_p$ 、平均比熱比  $\bar{\kappa}$  を求め、ガス流量  $G$  より流入速度  $c_3$  を計算し、 $T_{3T}$  が仮定と一致するまで trial を行なった。タービン出口状態  $(P_5, T_5)$  は、両者を仮定し、

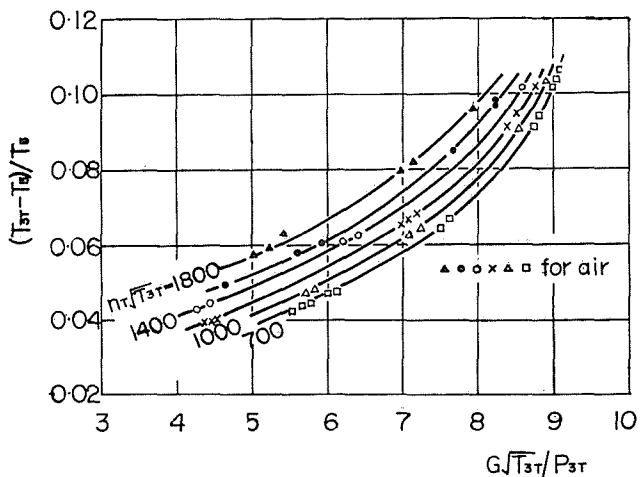


Fig. 12. Turbine characteristics

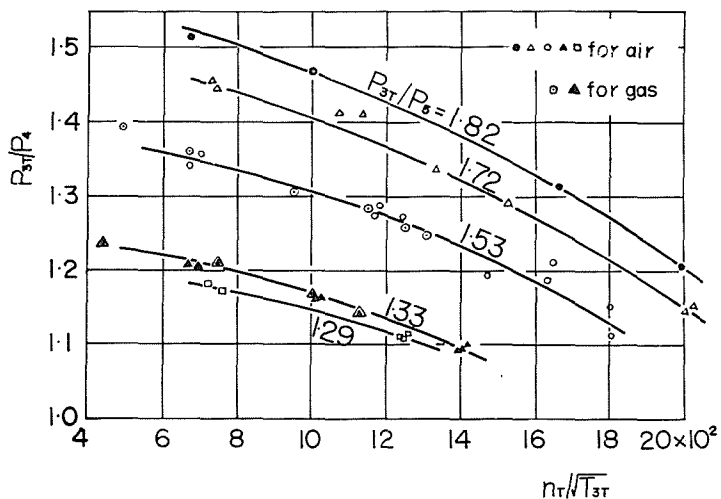


Fig. 13. Nozzle characteristics

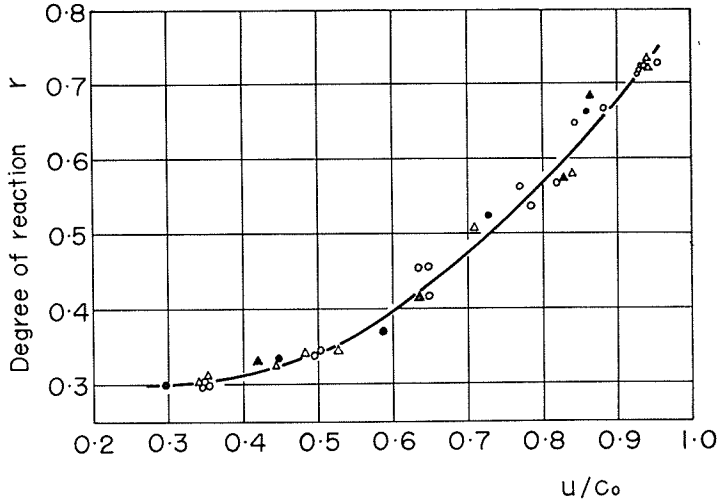


Fig. 14. Degree of reaction

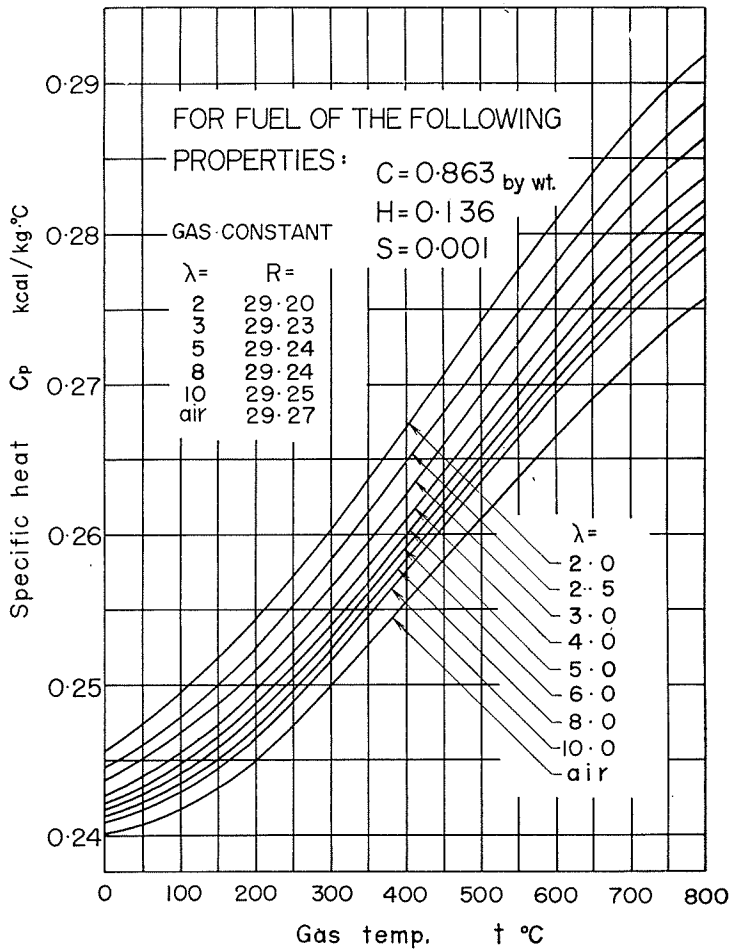


Fig. 15. Specific heat of combustion gas

$\bar{c}_p$ ,  $\bar{\kappa}$  を求め、出口速度を  $c_5$  計算し、 $P_5$ ,  $T_5$  が共に仮定と一致するまで trial を繰返し求めたものである。

燃焼ガスによるタービン性能試験の結果を、空気による試験結果と比較するために、空気タービン特性曲線上に、燃焼ガスの場合の計測値を重ねると、前掲の図 10, 図 11 および図 13 のごとくなる。すなわち、燃焼ガスによる試験結果と空気によるそれとが相似パラメータを座標軸とする図上でよく一致していることがわかる。作動流体が燃焼ガスであっても、本実験範囲内では、空気の場合の性能曲線とほぼ一致し、両者の間に相似則が成りたっているものとみなしうる。

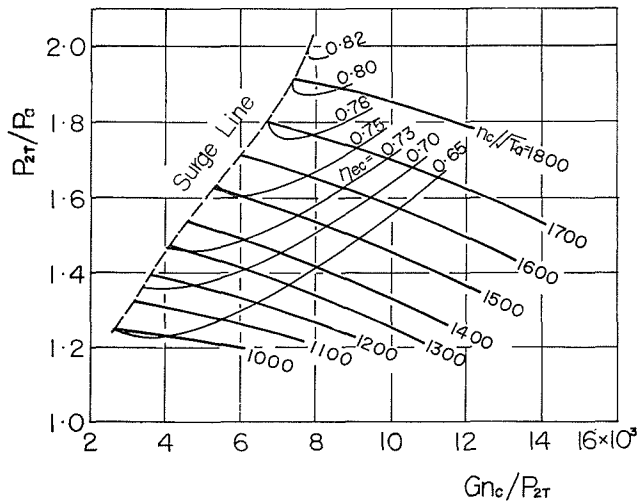


Fig. 16. Compressor characteristics

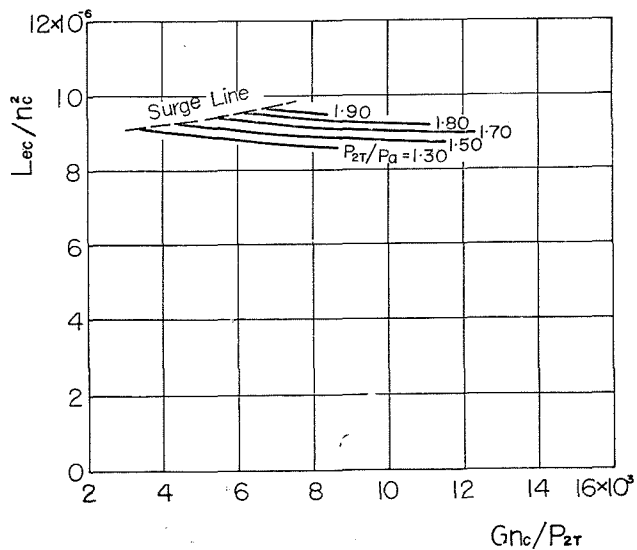


Fig. 17. Characteristics of compressor work

3.3 ステーチキンの相似パラメータによる性能表示

相似パラメータにステーチキンのパラメータ ( $L_e/n^2, Gn/P$ ) を加え、 つぎのような座標軸で性能を表示する。

- a)  $L_e/n^2 - G \cdot n/P$  ( $\varphi$  一定)
- b)  $\varphi - G \cdot n/P$  ( $n/\sqrt{T}, \eta_e$  一定)
- c)  $G\sqrt{T}/P - G \cdot n/P$  ( $\varphi, n\sqrt{T}, \eta_e$  一定)

ここに、 $\varphi$  は圧力比である。a) は出力特性、 b) は流量特性、 c) はタービンの全性能を示す。

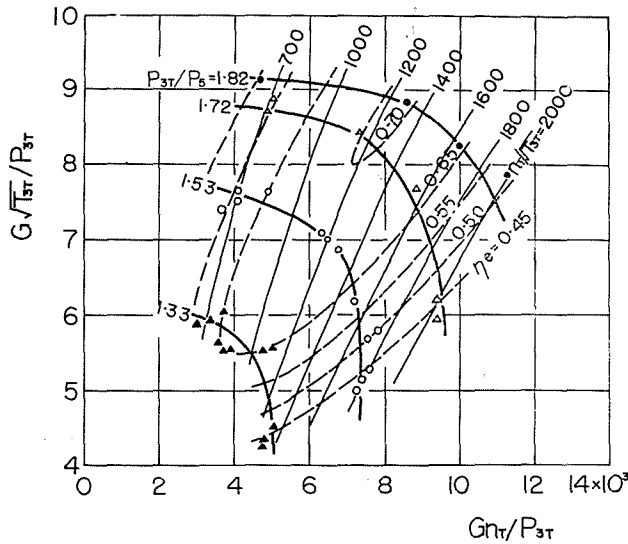


Fig. 18. Turbine characteristics

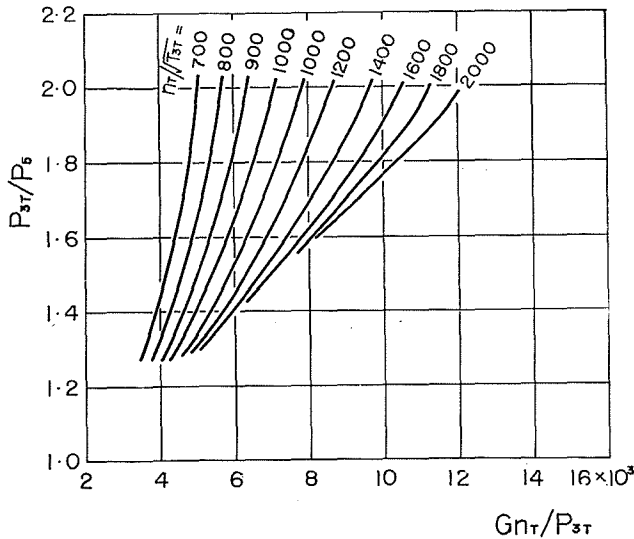


Fig. 19. Turbine characteristics

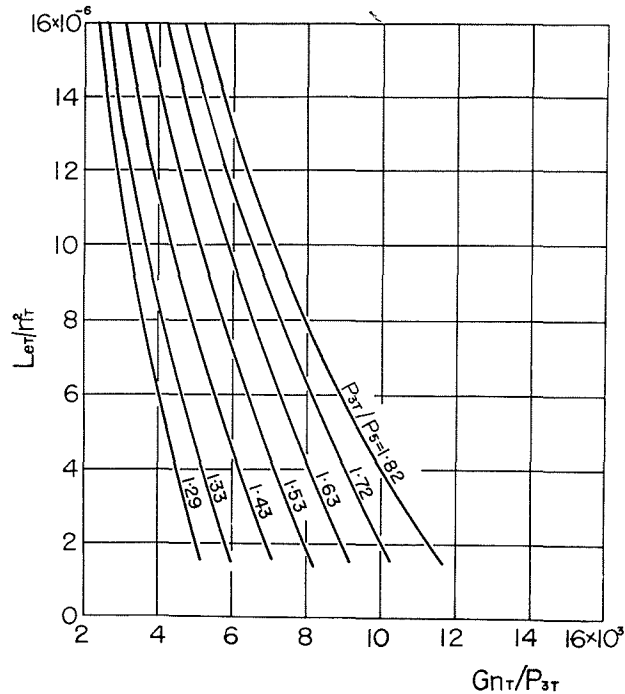


Fig. 20. Characteristics of turbine work

図 16 は圧縮機性能, 図 17 は圧縮機仕事特性を表わす。この仕事特性から考察される大きな特徴は,  $P_{2T}/P_a$ ,  $G_{nT}/P_{2T}$  の変化にかかわらず,  $L_{eC}/n_0^2$  はごくわずかに変化するだけで, ほぼ一本の曲線で示されることである。この遠心圧縮機の特徴は, 設計法, 部分負荷性能の推定を行なう場合に都合がよいと思われる。

タービンの特性を図 18 に示す。  $n_T/\sqrt{T_{3T}}$  はほぼ直線的に示される。  $P_{3T}/P_a$  が大なるほど  $G\sqrt{T_{3T}}/P_{3T}$  の増加割合は減少し, 横軸に平行になり, タービンはチョークすることを示している。図 19, 図 20 はタービンの流量特性, 出力特性である。

#### 4. 1/C 動力発生用単軸ガスタービン部分負荷特性の推定法

圧縮機とタービンとの個々の特性から, 両者を一体とした, エンジンとしての部分負荷特性を求めることができる。従来, 各要素の特性曲線から, 総合特性を求めるには, 条件式を満足させるため, かなりの手数を要する。ステーチキンはジェットエンジンの部分負荷特性を図式的に比較的容易に求める新しい方法を提案している。等者らは, この方法を軸出力のあるガスタービン部分負荷特性推定に拡張適用することを試みた。

**第 1 近似法** 1/C ガスタービンの配置を図 21 に示す。この場合, 圧縮機とタービンとはつぎのような状態にあるものとする。これを第 1 近似と名づける。

- 1) 圧縮機入口圧力とタービン出口圧力は等しく, また, 圧縮機出口圧力とタービン入口

圧力は等しい。

2) 圧縮機を通る空気量とタービンを通るガス量とは等しい。

3) 圧縮過程と膨脹過程との平均比熱は等しい。

以上の仮定の下で、相似パラメータの間には、つぎの関係が成り立つ。

$$\frac{P_{2T}}{P_a} = \frac{P_{3T}}{P_a}$$

$$\left(\frac{Gn}{P_{3T}}\right)_T = \left(\frac{Gn}{P_{2T}}\right)_C$$

$$\left(\frac{L_e}{n^2}\right)_T = \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_C + \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_L$$

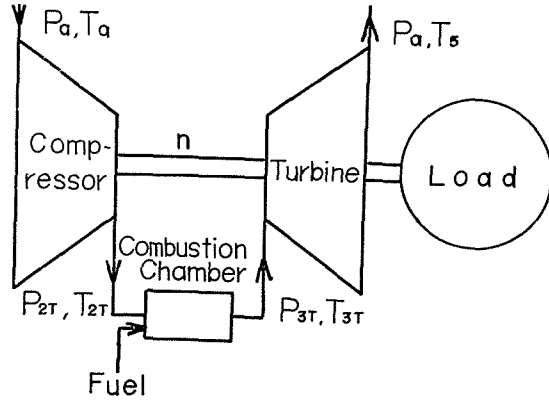


Fig. 21. 1/C simple cycle gas turbine

パラメータ  $(L_e/n^2)_L$  はガスタービン軸出力を表わすものである。  $P_{3T}/P_a = f_T(Gn/P_{3T}, n/\sqrt{T_{3T}})$ ,  $P_{2T}/P_a = f_C(Gn/P_{2T}, n/\sqrt{T_a})$  なる関係が要素の特性として求められている場合、回転数  $n$ , 大

気状態  $P_a, T_a$ , それにタービン入口温度  $T_{3T}$  が与えられると、圧縮機、タービン各々の流量特性曲線を同一座標上に描き、  $n/\sqrt{T_a}$  と  $n/\sqrt{T_{3T}}$  曲線との交点として、直ちに運転点が求まる。

図 22 はこのような出力計算線図を示す。図中、A 点に運転点が定まると、圧力比  $\varphi = \varphi_T = \varphi_C$ , パラメータ  $Gn/P_{3T}$  が求まり、  $n, P_{3T}$  が既知となり、流量  $G$  は  $Gn/P_{3T}$  より求まる。タービン出力、圧縮機動力は、  $(L_e/n^2)_T = g_T(Gn/P_{3T}, P_{3T}/P_a)$ ,  $(L_e/n^2)_C = g_C(Gn/P_{2T}, P_{2T}/P_a)$  として各要素の性能より求められるから、  $(L_e/n^2)_T, (L_e/n^2)_C$  はそれぞれ  $\varphi_T$  曲線、  $\varphi_C$  曲線との交点 C, D となる。したがって、軸受損失などによる機械効率  $\eta_m$  が与えられている場合、ガスタービン軸出力は

$$\left(\frac{L_e}{n^2}\right)_L = \eta_m \left\{ \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_T - \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_C \right\}$$

または、

$$\left(\frac{L_e}{n^2}\right)_L = \eta_{mT} \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_T - \frac{1}{\eta_{mC}} \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_C$$

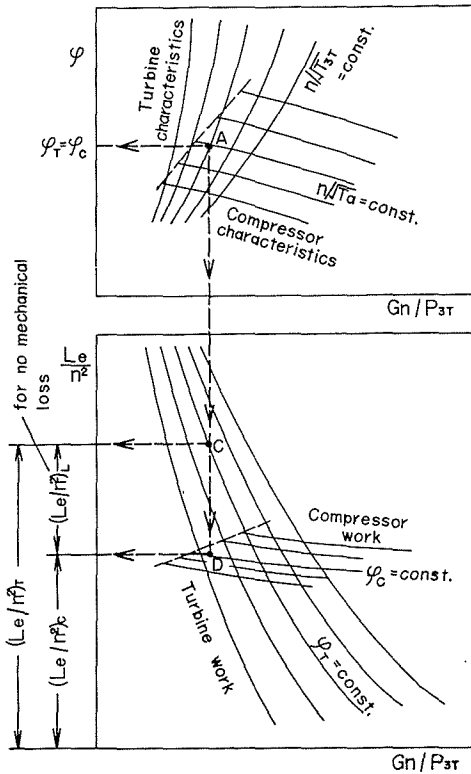


Fig. 22. Diagram for a determination of performance of 1/C gas turbine (the first approximation)

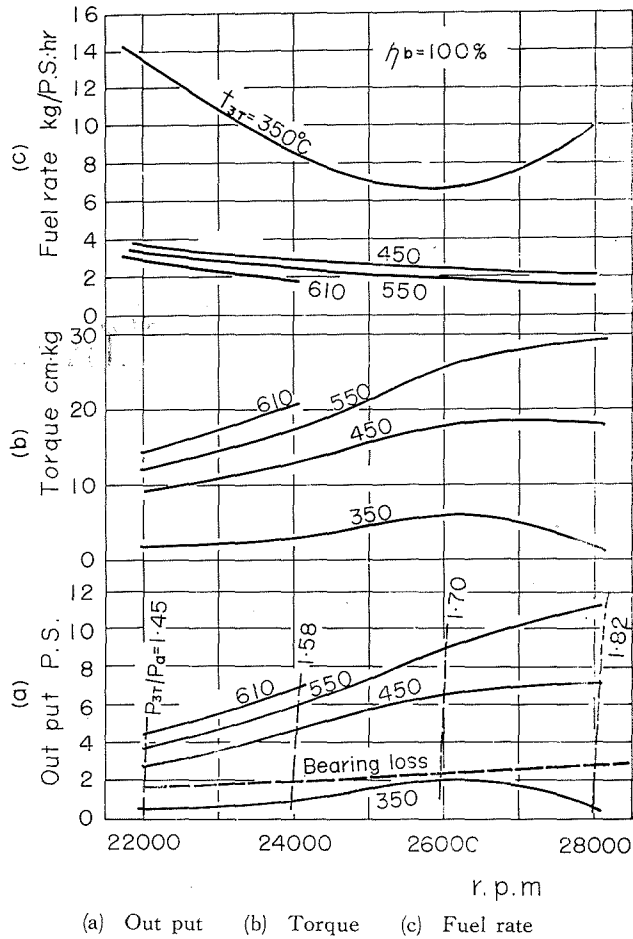


Fig. 23. Gas turbine performance

として求められる。軸馬力  $N_p$  (P.S.) は  $n, G$  が既知であるから  $(L_e/n^2)_L$  より次式で求まる。

$$N_p = \frac{GL_e L}{75}$$

つぎに、当ガスタービン試験装置の圧縮機とタービンとを 1/C 組合せとした場合の部分負荷特性を上記推定法により求めると、機械損失を考慮しない場合の出力およびトルク特性は図 23 (a), (b) のごとくなる。タービン入口温度  $350^\circ\text{C}$  の場合、実測値にもとづく軸受損失を考慮すると、この組合せでは、軸出力は全く得られないことになる。

燃焼効率  $\eta_b$ 、燃料発熱量  $H_u$  がわかると、燃料消費率  $q$  は次式により求められる。

$$q = \frac{\bar{c}_p (T_{3T} - T_{2T}) G}{\eta_b H_u N_p} \times 3600 \quad (\text{kg/hr} \cdot \text{P.S.})$$

圧縮機出口温度  $T_{2T}$  は

$$T_{2T} = \frac{L_{eC}}{\bar{c}_p \cdot J} + T_a$$

で与えられる。図 23(c) は、仮定したガスタービンエンジンの燃料消費率である。ただしこの場合、動力計軸馬力  $N_p$  の代わりに、内部出力をとった場合である。

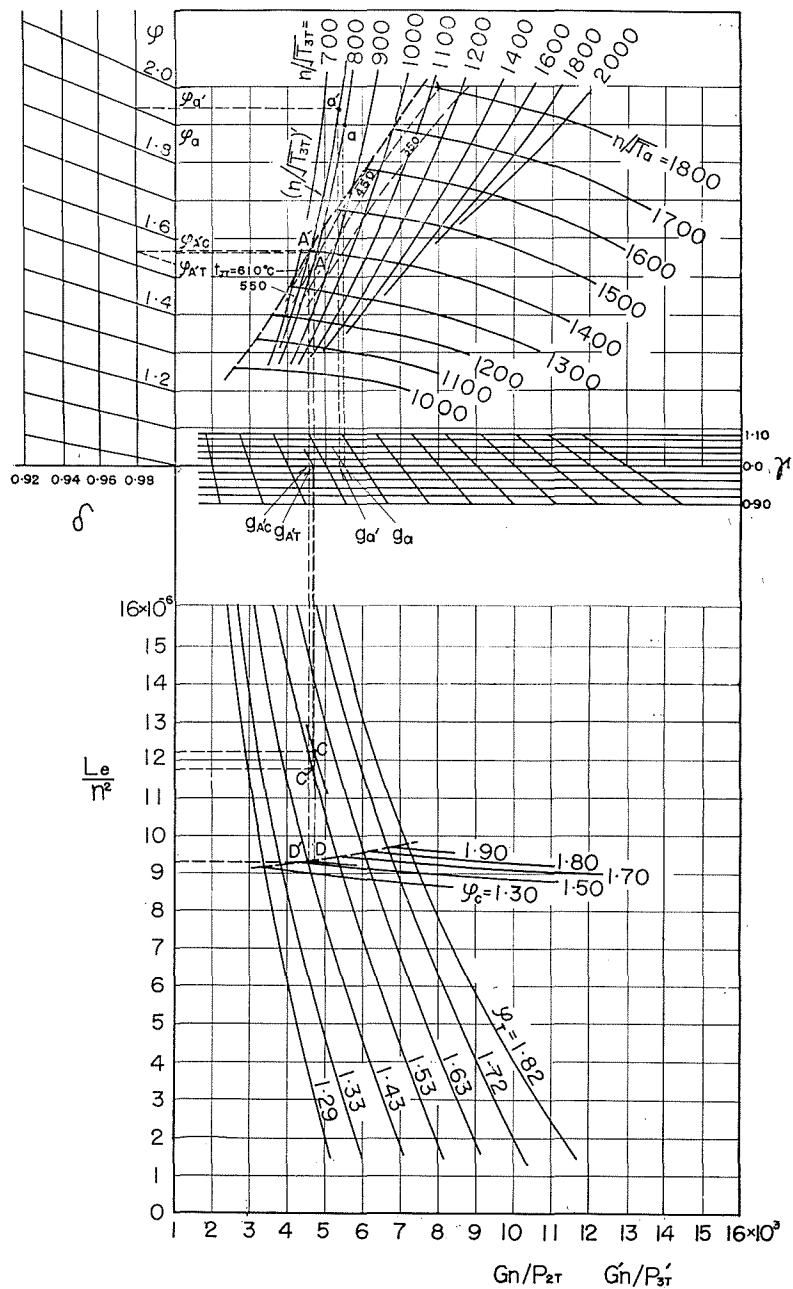


Fig. 24. Diagram for a determination of performance of 1/C gas turbine unit (the second approximation)

**第2近似法** 圧縮機とタービンとの間における圧力損失，抽気，漏洩によるガス量の減少，または燃料によるガス量の増加，圧縮過程の空気と，タービン膨脹過程でのガスの平均比熱，および平均比熱比の違いを考慮した場合の1/C ガスタービン部分負荷推定法には，さらにつきの修正が必要となる。当供試ガスタービンでは，これらの諸損失，物性値の変化は無視するので，ここでは推定の方法のみ述べる。

前記第1近似法により，ある運転点でのガス流量  $G$ ，圧縮過程平均比熱  $\bar{c}_{pc}$ ，膨脹過程平均比熱  $\bar{c}_{pT}$  が求められ，実験的，経験的に圧力降下  $\Delta P$  が求められる。タービン入口にて圧力は，

$$P'_{3T} = P_{2T} - \Delta P.$$

ガス流量は

$$G' = G + F_{PS} \quad (F_{PS} \text{ は燃料流量等のガス量変化分})$$

となる。回転数は変わらないから，組合運転においては圧縮機とタービンとで圧力比  $P_{2T}/P_a$  と  $P'_{3T}/P_a$ ，相似パラメータ  $Gn/P_{2T}$  と  $G'n/P'_{3T}$  とがそれぞれ対応しなければならない。運転点は， $n/\sqrt{T_a}$  と  $n'/\sqrt{T_{3T}}$  の交点として求まるから，圧縮機流量特性曲線と，座標軸のスケールを新しく  $P'_{3T}/P_a$ ， $G'n/P'_{3T}$  に書きなおしたタービン流量特性曲線とを組合せればよい。ここに，

$$\begin{aligned} P'_{3T}/P_{2T} &= \delta \\ \frac{G'}{P'_{3T}} / \frac{G}{P_{2T}} &= \gamma \end{aligned}$$

とすると  $\delta \leq 1$  であり， $\gamma$  は1より大きくも小さくもなる。座標軸を， $\delta$ ， $\gamma$  により修正すればよい。以上の考えを，仮定したガスタービンを例として示したのが図24である。破線は第1近似による運転線である。これの使用法をつぎに示す。

第1近似法により求めた運転点 A に対応する運転点 A' を， $n/\sqrt{T_{3T}}$  曲線を書きなをして求める。

1)  $n/\sqrt{T_{3T}}$  曲線上の任意の一点  $a$  を選らび， $\delta$  により  $a$  点の圧力比  $\varphi_a$  に相当する圧力比  $\varphi'_a$  を修正スケールから求める。新しい点  $a'$  は  $\varphi'_a$  線上になくはならない。

2)  $\gamma$  が定まっていると 1) と同様にして  $G'n/P'_{3T} = g'_a$  が定まり，新しい点  $a'$  は， $\varphi'_a$  線と  $g'_a$  線との交点となる。

3) 以上の操作を  $n/\sqrt{T_{3T}}$  曲線の各点について行ない，新しい  $(n'/\sqrt{T_{3T}})'$  曲線を描くことができ，これと  $n/\sqrt{T_a}$  との交点に第2近似の運転点 A' が定まる。A' の各状態は，圧縮機圧力比  $\varphi_{A'C}$ ，相似パラメータ  $(Gn/P_{2T}) = g_{A'C}$ ，タービン圧力比  $\varphi_{A'T}$ ，パラメータ  $(G'n/P'_{3T}) = g_{A'T}$  となる。

4) 各仕事は，第1近似法と同じく，圧力比  $\varphi$  曲線と相似パラメータ  $Gn/P$  との交点として求められる。

$\delta, r$  がガスタービン全体として一定と見なしうる場合は、 $n/\sqrt{T_{3T}}$  曲線を全部書き替えばよく、運転状態により変化するときは、各運転点ごとに書き直せばよい。

軸出力は、圧縮過程と膨脹過程とでの平均比熱が求まっている場合、次式により求められる。

$$\left(\frac{L_e}{n^2}\right)_L = \eta_m \left\{ \frac{\bar{c}_{pT}}{\bar{c}_{pC}} \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_T - \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_C \right\}$$

または

$$\left(\frac{L_e}{n^2}\right)_L = \frac{\bar{c}_{pT}}{\bar{c}_{pC}} \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_T \cdot \eta_{mT} - \left(\frac{L_e}{n^2}\right)_C \cdot \frac{1}{\eta_{mC}} \cdot$$

## 結 言

試験用ガスタービンの特色を生かし、ユニットになったガスタービンエンジンでは行ない得ない、ガスタービン要素、すなわち圧縮機およびタービンの広い作動範囲にわたる性能試験を行ない、ガス流れの相似性に基づくパラメータを用いて性能表示を行なった。

つぎに、圧縮機およびタービン個々の性能試験結果から、両者を1/C形に組合せた場合の部分負荷特性を、ステーチキンの相似パラメータによる方式を拡張適用して求めた。さらに、各要素の諸損失、物性値の変化なども考慮した場合の部分負荷特性を比較的簡易に求める方法を提示した。

実験に当っては、北海道大学工学部 黒岩保教授、深沢正一教授、谷口博助教授に御指導御助言を賜わり、熱機関研究室員諸氏、大学院学生真弓和久君には実験測定、計算などに熱心な協力を得た。また、当ガスタービン試験装置は東京芝浦電気株式会社タービン事業部のご理解ある協力により製作されたものである。ここに付記して深く謝意を表する。