

UDC 621.438:  
621.452.322

# 航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-286

ファン駆動用四段低圧タービン(LT-10 C)  
の空力性能実験

山本孝正・高原北雄・能瀬弘幸  
臼井 弘・三村富嗣雄・井上重雄

1975年10月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

項 目	協 力 者
実 験 計 測	内田 誠之**, 大井 一幸**, 花木 光雄** 林 省吾***
計 測 装 置 空 気 源 運 転	西尾 健二*, 杉山 契七*, 超沼 威* 小倉 五郎*, 平田 宏*, 下平 一雄*

\* 原動機部

\*\* 三菱重工業 (株)

\*\*\* 川崎重工業 (株)

# 目 次

概 要 .....	1
記 号 .....	1
1. ま え が き .....	2
2. 設 計 の 概 要 .....	3
2.1 計画値, 流路形状および翼形など .....	3
2.2 本供試タービンの設計仕様と速度三角形 .....	5
3. 試験・計測装置および実験方法 .....	6
3.1 試験装置 .....	6
3.2 計測装置 .....	8
3.3 実験方法 .....	11
4. 実験結果と検討 .....	11
4.1 実験解析に使用した計算式 .....	11
4.2 全体性能の実験結果と検討 .....	12
(a) 流量, トルクおよび出力の部分負荷特性 .....	12
(b) 動力計の出力をもとにした全体性能マップ .....	13
(c) 効率および流量の特性と段平均速度比との関係 .....	14
(d) 動力計による効率と温度効率との比較 .....	16
(e) タービン出口でのガスの方向と速度 .....	17
(f) タービン段間の外壁圧 .....	17
(g) 設計の速度比線上での性能 .....	18
(h) エンジン試験による低圧タービン性能との比較 .....	19
4.3 内部流動実験結果 .....	20
(a) タービン入口部における内部流動実験 .....	20
(b) タービン出口部における内部流動実験 .....	23
(c) $R_c$ 数による内部流動への影響に関する一実験 .....	24
5. 計算値と実験値との比較 .....	25
5.1 計算方法について .....	26
(a) 一次元計算 .....	26
(b) 準二次元計算 .....	26
5.2 全体性能の比較 .....	26
5.3 内部流動の比較 .....	27
(a) タービン入口内部流動 .....	27
(b) タービン出口内部流動 .....	27
6. 結 論 .....	28
7. あ と が き .....	29
参 考 文 献 .....	29
付録A シールド付全圧管の詳細 .....	30
付録B タービン出口内部流動の解析方法 .....	30
付録C 速度比一定線上でのタービン回転数と全段膨張比の関係 .....	32
付録D 効率および流量に及ぼす $R_c$ 数の影響について .....	32

## 図 表 一 覧 表

- 表 1 FJR710/10 の設計諸元  
 表 2 各流線面上における翼型主要寸法  
 表 3 正規タービンと供試タービンの性能の比較  
 表 4 本供試タービンの設計点での要求値
- 図 1 ファンエンジンの全体性能  
 図 2 空力的流路形状  
 図 3 各流線に沿う翼型とディフュージョンパラメータ  
 図 4 設計速度三角形  
 図 5 試験装置系統図  
 図 6 空力性能試験体  
 図 7 各装置の写真  
 図 8 計測器の主要部写真  
 図 9 計測位置と計測器の配置  
 図10 計測処理系統  
 図11 流量特性  
 図12 トルク特性  
 図13 出力, 比出力特性  
 図14 全体性能マップ  
 図15 効率  $\eta_t$  と速度比との関係  
 図16 効率, 流量と段平均速度比の関係  
 図17 二つの効率特性の対比  
 図18 温度効率との比較  
 図19 設計速度比での二つの効率の比較  
 図20 タービン出口絶対流出角度(スワール)  
 図21 タービン出口絶対流出マッハ数  
 図22 タービン段間の外壁圧  
 図23 設計修正回転数における外壁圧の変化  
 図24 設計速度比線上の性能  
 図25 本空力性能実験におけるタービン平均レイノルズ数  
 図26 エンジン試験による性能との比較  
 図27  $R_e = 23 \times 10^5$  における性能の比較  
 図28 タービン入口部における内部流動  
 図29 タービン入口内部流動(平均値からのずれ)  
 図30 タービン出口部における内部流動  
 図31  $R_e$  数の変化とタービン出口部内部流動  
 図32 一次元計算による全体性能マップ  
 図33 準二次元計算による全体性能マップ  
 図34 設計速度比線上の性能の計算値との比較  
 図35 タービン入口部での流動分布の計算値との比較 ( $G^* = 86\%$ )  
 図36 タービン出口部での内部流動の計算値との比較 ( $N^* = 100\%$ ,  $\phi_{cr} \pi_T = 2.51$ )
- 付図1 シールド付全圧管先端測定部詳細  
 付図2 シールド付全圧管の検定結果  
 付図3 流線と速度三角形  
 付図4 設計(全段)膨張比と式(C.3)で表わされる  $N^* \sim \phi_{cr} \pi_T$  の関係  
 付図5 最高効率線と速度比の関係  
 付図6 タービン流量特性とレイノルズ数の関係(二段軸流タービン HT-10C の場合)

# ファン駆動用四段低圧タービン(LT-10C)の 空力性能試験\*

山本孝正\*\* 高原 北雄\*\* 能瀬弘幸\*\*  
臼井 弘\*\* 三村富嗣雄\*\* 井上重雄\*\*

## Experimental Estimation of Aerodynamic Overall Performance of a Fan-drive Four-stage Turbine (LT-10 C)

By Atsumasa YAMAMOTO, Kitao TAKAHARA, Hiroyuki NOUSE, Hiroshi USUI,  
Fujio MIMURA and Sigeo INOUE

In order to estimate overall aerodynamic performance of a fan-drive four-stage turbine for application to the FJR 710/10 engine, a cold air test was conducted and the results are presented, using various expressions to show several aspects of the turbine characteristics. The present four-stage turbine worked well in a wide range of expansion ratios and turbine speeds, and the design point requirements were almost fulfilled.

A comparison between the experimental results and those by an engine test was made, considering Reynolds-number corrections.

The overall experimental performance of the cold-air test was also compared with the results by one dimensional and two dimensional turbine performance prediction methods. Agreements of these predicted performances with the experiment were satisfactory enough near the engine operating line.

Some detailed surveys of the turbine inlet and outlet gas conditions were made and these results were also compared with the predicted results.

### 概 要

通商産業省工業技術院の大型工業技術研究開発制度「航空機用ジェットエンジンの研究開発」の一環として試作エンジンFJR710/10の先行試験用4段低圧タービン(呼称LT-10C)の空力性能を調べる試験を行なった。

本報告は上記ファンエンジンのファン駆動用低圧タービンについて、10,500 kWの8段軸流圧縮機からの非加熱空気をタービンの作動流体として用い、かつタービンの出口圧を減圧状態にして実験を行い、本低圧タービンの空力性能を詳細に調べた結果である。

本実験はタービンの全体性能とタービン入口および出

口での内部流動に関するものに分けることができる。この結果、全体性能としては設計計画値を充分満足する性能を示すことがわかった。また得られた実験結果を実機時との作動状態のちがいを考慮して、エンジンテスト結果とも比較した。一方、内部流動の実験からは今後のタービンの設計に関する資料を得た。また、これら全体性能および内部流動の実験結果は二種の計算方法による計算値と比較し、検討した。

### 記 号

- $A$  : 面積  
 $A_c$  : 環面積  
 $C$  : 翼弦長(コード長さ)  
 $c_p$  : 定圧比熱  
 $D_p, D_s$  : 圧力側および負圧側の翼ディフュージョンバ

\* 昭和50年7月23日受付

\*\* 原 動 機 部

- ラメータ
- $\bar{D}$  : タービン流路の平均直径
- $G$  : タービン流量 (重量)
- $g$  : 重力加速度;  $9.8\text{m/sec}^2$
- $H$  : エンタルピ
- $\Delta H_T$  : タービン熱落差
- $h$  : 翼高さ
- $i$  :  $i$  番目の流線を示す
- $J$  : 熱の仕事当量;  $426.9\text{Kg}\cdot\text{m/Kcal}$
- $L$  : タービン出力
- $l$  : 動力計のアーム長さ;  $1,460.6\text{m}$
- $M$  : マッハ数
- $m$  : タービン段数
- $N$  : タービン回転数
- $n$  : 翼枚数
- $O$  : 翼のスロート幅
- $P$  : 圧力
- $R$  : ガス定数;  $29.27\text{Kg}\cdot\text{m}^\circ\text{K}\cdot\text{Kg}$
- $\bar{R}_e$  : タービン内平均レイノルズ数
- $RF$  : 温度回復係数
- $r$  : 翼高さ方向半径
- $S$  : 翼のピッチ
- $T$  : 温度
- $U$  : 周速度
- $V$  : 絶対速度
- $W_T$  : 動力計荷重
- $Y_t$  : 翼の全圧損失係数
- $x$  : 長さ (おもに軸方向)

(ギリシヤ文字)

- $\alpha$  : 絶対流出角度
- $\alpha_0$  : オリフィス流量係数
- $\beta$  : 相対流出角度
- $\beta_0$  : オリフィス開孔比
- $\gamma$  : 比重量
- $\delta$  : 基準圧力に対するタービン入口全圧の比
- $\epsilon_{cr}$  : 流量の補正係数
- $\epsilon_0$  : オリフィス修正係数
- $\eta$  : 効率
- $\eta_{cal}$  : タービン設計時のエンタルピをもとにした計算の断熱効率
- $\eta_t$  : 動力計出力とタービン膨張比をもとにした実験の断熱効率
- $\eta_{TMB}$  : タービン入口出口の全温比と全圧比をもとにした実験の断熱温度効率
- $\theta$  : 角度

- $\theta_{cr}$  : 速度比
- $\kappa$  : 比熱比
- $\nu$  : 動粘性係数
- $\xi$  : 喰違い角
- $\pi_T$  : タービンの膨張比
- $\rho$  : 密度
- $\sigma$  : ソリディティ;  $c/s$
- $\tau$  : タービントルク
- $\phi_{cr}$  : タービン膨張比の補正係数

(添字)

- $a$  : 軸方向
- $ad$  : 断熱
- $cal$  : 計算
- $cr$  :  $M=1.0$  における値
- $des$  : 設計
- $i$  :  $i$  個又は  $i$  番目
- $j$  : 測定値 (junction での値)
- $N$  : 静翼
- $R$  : 動翼
- $r$  : 相対
- $s$  : 静
- $st$  : 基準状態
- $T$  : タービン
- $t$  : 全
- $u$  : 周速また周方向
- $X$  : 軸方向
- $0$  : オリフィス
- $-$  : 平均

1 ま え が き

バイパス比の大きいファンエンジンは燃費のよい騒音の低い航空機用エンジンとして適しており、最近の大型旅客機の殆んどはこの型式のエンジンを搭載している。このファンエンジンの地上静止時推力は同一タービン入

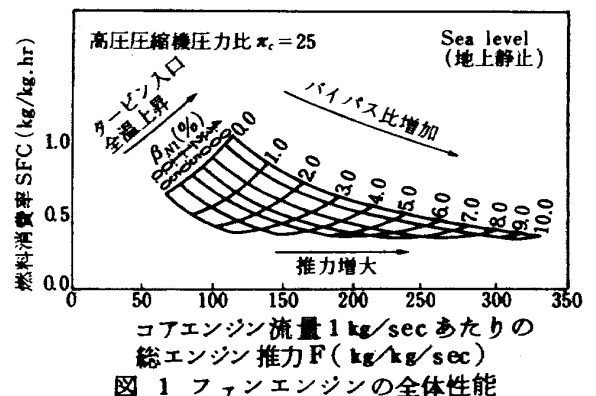


図 1 ファンエンジンの全体性能

口温度では図1に示すようにバイパス比の増加により増大することができる。バイパス比を増加することは低圧タービンの回転数の減少につながり、又ファンエンジンの重量を軽減する目的もあって低圧タービンの1段当りの仕事係数を大きくする必要があり、このことは一般にタービンの効率低下を招き好ましいことではない。以上のような要求や制約から、低圧タービンとしては段仕事係数が大きく、かつ効率のよいタービンを製作する必要があり、特殊な翼型の開発や新しい設計計算方法の開発を含め、高仕事係数・高効率のタービンをめざした研究が最近進められている。<sup>14)</sup>ここで述べる四段低圧タービンも以上のことを考慮し、我国におけるファン駆動用低圧タービンの初期研究用として試作したものである。

今回、この4段低圧タービンの空力性能について詳細な実験を行なったのでその結果を報告する。この実験は3,700 kW または 10,500 kW 圧縮機からの非加熱の空気を用いて行なったもので、実験の大部分はタービンの実出力を減ずるために、タービン入口圧力をほぼ大気圧に保ち、タービン出口圧力を減圧にしたいいわゆる減圧試験方法によった。実験は大別して全体性能を求めると内部流動を調べる実験とを行なった：(i)全体性能に関する実験は広い部分負荷の範囲にわたり行なった。この部分負荷における性能はエンジンの巡航時やアイドリング時また加減速時における本タービンの作動状態を知る上で重要であり、またエンジンの他の要素とのマッチング

特性を決定する上で必要なものである。また、得られた部分負荷性能の実験結果をもとに実機状態におけるエンジン作動線上の性能を予想し、かつこの試験と並行して別に行なわれたエンジンテストによる本タービンの試験結果との比較も行なった。(ii)内部流動の実験はタービン内の実際の流れを知るために、タービン入口部および出口部における流れを半径方向にトラバース測定した。

また、これらの全体性能および内部流動の実験結果を二種の計算方法による予想計算値と比較した。これは(i)翼負荷のかなり大きなタービンに対し、現存する性能計算方法の有効性を検討しておくこと(ii)設計計算や部分負荷計算に用いた流れモデルの妥当性の範囲を確認し今後の計算方法の改良に備えること、のためである。

## 2 設計の概要

### 2.1 計画値、流路形状および翼形など

エンジン (FJR710/10) の計画値の内、低圧タービンに要求される設計点諸元を表1に示す。この諸元を満たすようにTIP, MEANおよびROOTにおける速度三角形および空力的流路形状を決定し、それをもとに翼型を設計した。空力的流路形状および検査断面での半径を図2に示し、TIP, MEAN, ROOTの各流線面上での各翼の形状を図3および表2に示す。実際の製作時の流路形状はこの空力的流路形状に境界層の排除厚みおよび熱膨張による伸び等を考慮してきめた。なお、動翼は各

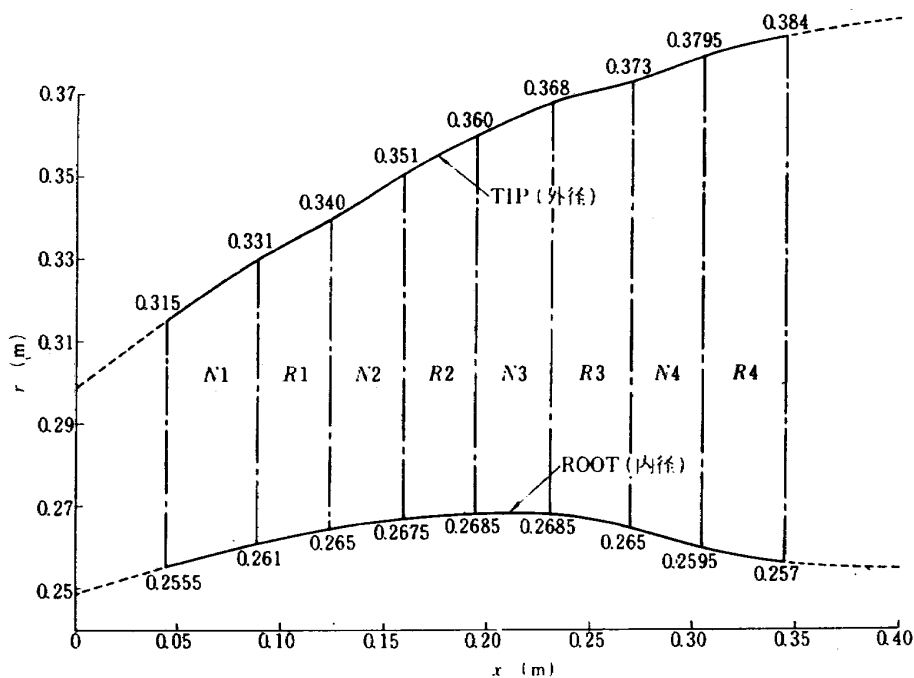


図 2 空力的流路形状

表2 各流線面上における翼型主要寸法

翼の種類	流線面	半径 r mm	ピッチ S mm	翼弦長 C mm	ソリディティ c/s	前縁/後縁 半径	喉径角 $\phi$	スロート幅 mm	最大/翼弦長 厚み	翼枚数 n
N1	TIP	(入口) 315 (出口) 1331	28.67	39.4	1.38	1.0mm/0.4mm	40	14.98	9.8%	72
	ROOT	(入口) 255.5 (出口) 261	22.68	32.0	1.41	0.8/0.4	36	11.58	10	
R1	TIP	(入口) 331 (出口) 340	17.69	24.6	1.39	0.5/0.4	39	9.20	6.7	120
	MEAN	(入口) 296.8 (出口) 305.2	15.89	24.6	1.55	0.4/0.35	32	8.28	8.7	
	ROOT	(入口) 261 (出口) 265	13.83	24.1	1.74	0.6/0.4	24	7.07	13.7	
N2	TIP	(入口) 340 (出口) 351	20.30	30.4	1.51	1.0/0.4	32	10.28	12	108
	ROOT	(入口) 265 (出口) 267.5	15.53	25.2	1.63	0.8/0.4	27	7.62	10.4	
R2	TIP	(入口) 351 (出口) 360	18.26	24.5	1.35	0.5/0.4	38	8.94	8.1	122
	MEAN	(入口) 310.5 (出口) 318	16.16	24.2	1.51	0.45/0.35	30	8.15	10.2	
	ROOT	(入口) 267.5 (出口) 268.5	13.70	24.1	1.76	0.6/0.4	27	6.46	14.3	
N3	TIP	(入口) 360 (出口) 368	19.06	29.1	1.52	1.0/0.4	34	9.76	12.2	120
	ROOT	(入口) 268.5 (出口) 268.5	14.06	23.5	1.67	0.8/0.4	27	7.08	11.8	
R3	TIP	(入口) 368 (出口) 373	19.08	25.0	1.31	0.5/0.4	41	8.84	7.6	122
	MEAN	(入口) 320.1 (出口) 320.3	16.49	25.7	1.56	0.45/0.35	26.5	9.12	10	
	ROOT	(入口) 268.5 (出口) 265	13.74	25.7	1.88	0.6/0.4	10	8.94	12	
N4	TIP	(入口) 373 (出口) 379.5	21.25	32.7	1.55	1.0/0.4	29	11.42	12.2	112
	ROOT	(入口) 265 (出口) 259.5	14.62	23.5	1.60	0.8/0.4	32	7.75	10.5	
R4	TIP	(入口) 379.5 (出口) 384	20.39	26.5	1.30	0.5/0.4	44	10.04	6.6	118
	MEAN	(入口) 322.1 (出口) 320.4	17.08	27.0	1.58	0.45/0.35	22	10.89	8.4	
	ROOT	(入口) 259.5 (出口) 257	13.7	28.0	2.04	0.6/0.4	8	10.10	10.8	



段ともすべてシュラウド付きである。

2.2 本供試タービンの設計仕様と速度三角形

なお、空力性能試験用の本供試タービン (LT-10C) は第一段静翼取付角が上記2.1の正規翼 (Nominal値) より2.5°閉じ側のものを用いて行なった。これは第一段静翼スロート面積が、正規値に対して約6.6%減少したものである。従って本供試タービンの設計点 (本報では全段の膨張比およびタービンの回転数が設計諸元に等しい点と定義する) における性能および速度三角形も正規値とわずかに異なる。そこで、あらかじめ計算 (後に述べる準二次元計算法) により供試タービンと正規タービンとの全体性能および速度三角形のちがいを比較検討した。その結果、供試タービンは正規タービンにくらべ設計点においてタービン流量は2.2%ほど減少するが、

表1. FJR710/10の設計諸元

FJR710/10	
入口条件	
入口圧力 $P_{t1}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	4.0
入口温度 $T_{t1}$ (°C)	709.5
空気流量 $G$ (kg/sec)	25.2
入口スワール	HUB 8° TIP 0°
出口条件	
出口圧力 $P_{t9}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	1.26
出口温度 $T_{t9}$ (°C)	485.6
段数	4
燃空比	0.0183
回転数 (rpm)	5920

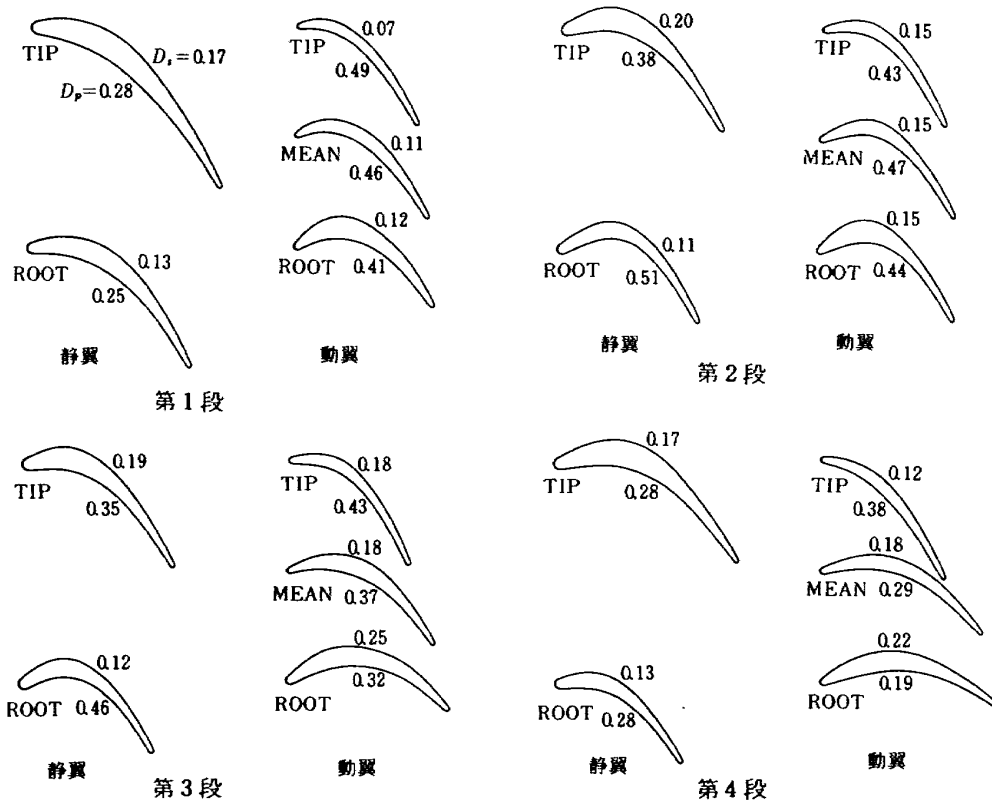


図3 各流線に沿う翼型とディフュージョンパラメータ (静翼はROOT側より見た断面, 動翼はTIP側より見た断面を示す)

表3 正規タービンと供試タービンの性能の比較

( $N^* = 1.0, \pi_T = 3.18$ )

	1 段	2 段	3 段	4 段	全体
比出力(Kcal/kg)	15.8 (14.6)	15.9 (16.2)	15.4 (15.8)	13.6 (14.1)	60.8 (60.6)
断熱効率(%)	81.0 (87.4)	87.6 (87.5)	88.7 (88.4)	90.2 (90.0)	89.5 (89.6)
圧力比	1.32 (1.29)	1.35 (1.35)	1.35 (1.36)	1.32 (1.34)	3.18 (3.18)

( ) 内は正規タービンの値

表3に示すごとく効率はほとんど変化なく、速度三角形も第一段静翼出口での速度三角形を除きほとんど変わらないことを確認した。したがって、本空力試験用タービンで得られた効率は正規タービンの効率としてよく、ただ流量特性のみ各回転数においてそれぞれ約2.2%だけ正規タービンより減少側に平行移動してよいことを確認した。以上のことから本供試タービンに要求される設計点での仕様値は表4となった。ここで表の右欄は後に述べる基準状態における修正値であり、以下の実験ではこの値と比較検討することにする。なお、表4のタービン断熱効率はエンジンに搭載された際の軸受等による損失も

見込んで低めに見積ったもので、空力的なタービン効率としては表3のごとく89.5%（たとえば準二次元計算の値）程度あるものと考えている。

また、本タービンの設計速度三角形を図4に示す。MEAN流線上の各段の段仕事係数は上流の段からそれぞれ1.92, 1.76, 1.64および1.43である。

### 3 試験・計測装置および実験方法

#### 3.1 試験装置

図5に試験装置の系統図を示す。この設備を用いてタービン入口空気圧力を加圧状態にし、タービン出口空気圧力をほぼ大気圧に保ったいわゆる加圧実験と、タービン入口空気圧力をほぼ大気圧に保ちタービン出口圧力を減圧した減圧実験を行なった。

本実験における加圧実験は3,700kW 10段軸流圧縮機からの圧縮空気を用い、タービン出口空気を大気に放したいわゆるオープンサイクル運転をした。一方、減圧実験はタービン出口からの排気を10,500kW可変静翼付き8段軸流圧縮機に吸引しタービン出口圧を大気圧より下げ、かつタービン内作動流体としてその圧縮機および大気から吸入した混合空気を用いたいわゆるセミクローズドサイクル運転をした。各圧縮機の最高圧力比および最大空気流量は次のとおりである：

表4 本供試タービンの設計点での要求値

設計項目	設計値 ( $\bar{K}_{des}=1.345$ )	修正値 ( $\bar{K}_{ret}=1.401$ )
入口全温 $T_{t1}$ (°K)	982.7	288.2
入口全圧 $P_{t1}$ (kg/m <sup>2</sup> )	40000	10332
断熱効率* $\eta_T$	0.88	0.88
流量 $G$ (kg/sec)	24.64	11.92
回転数 $N$ (rpm)	5920	3234
膨張比 $\pi_T$	3.18	3.33

\* 機械効率は0.99とした。

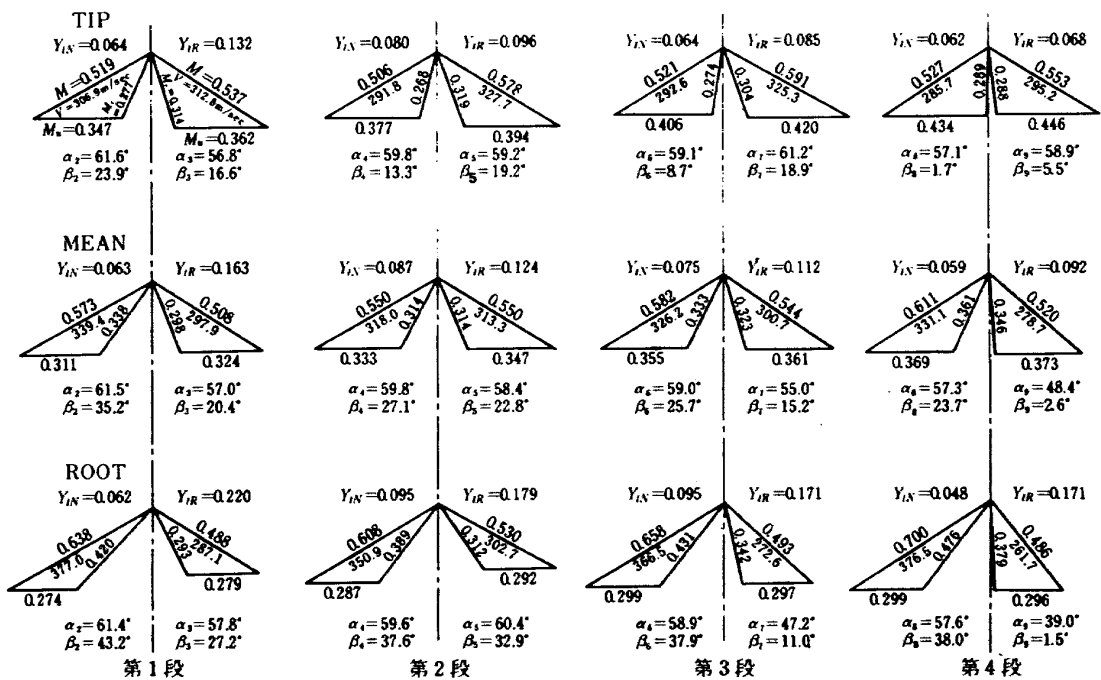


図4 設計速度三角形

	3,700kW	10,500kW
最高圧力比	3.1	5.0
最大空気流量*	25.0 kg/sec	50.0 kg/sec
* 圧縮機入口圧力 1 気圧での値		

なお、圧縮機出口からタービン試験機入口までの配管による圧力損失のため実験できるタービンの最大膨張比は圧縮機の最大圧力比よりかなり低い。

ところで、加圧実験はタービン入口ガス状態の内部流

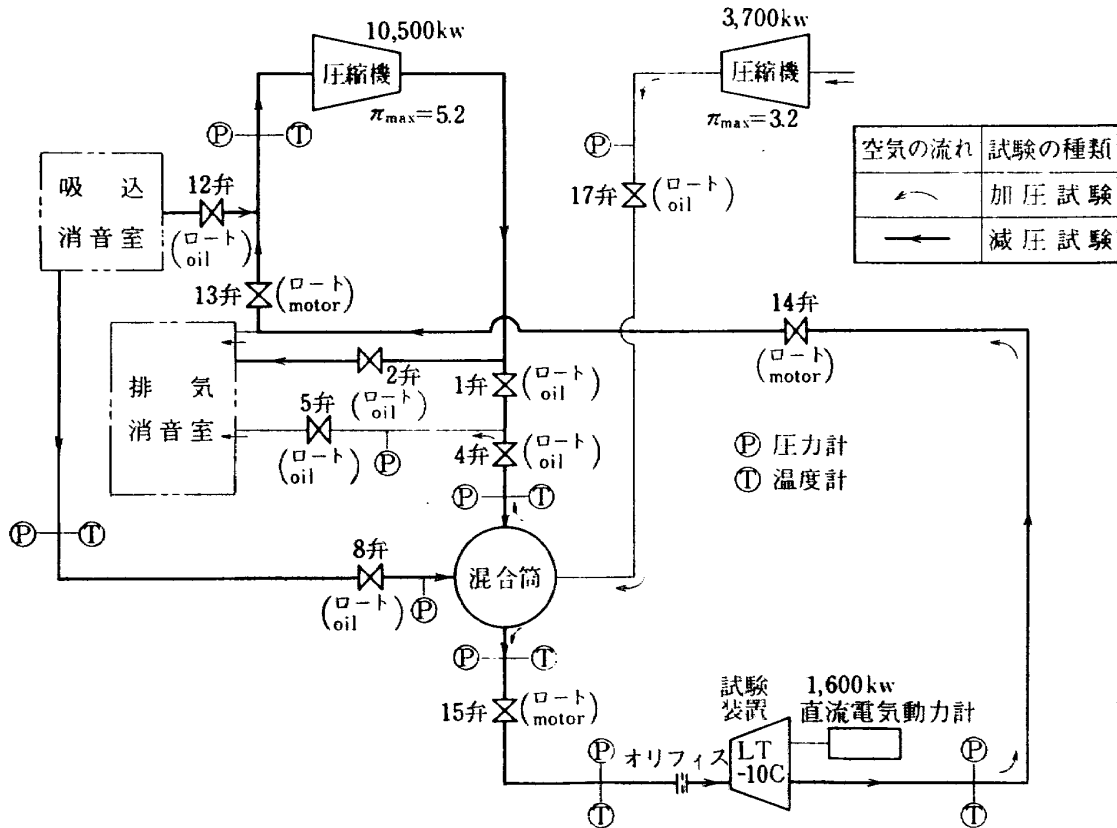


図 5 試験装置系統図

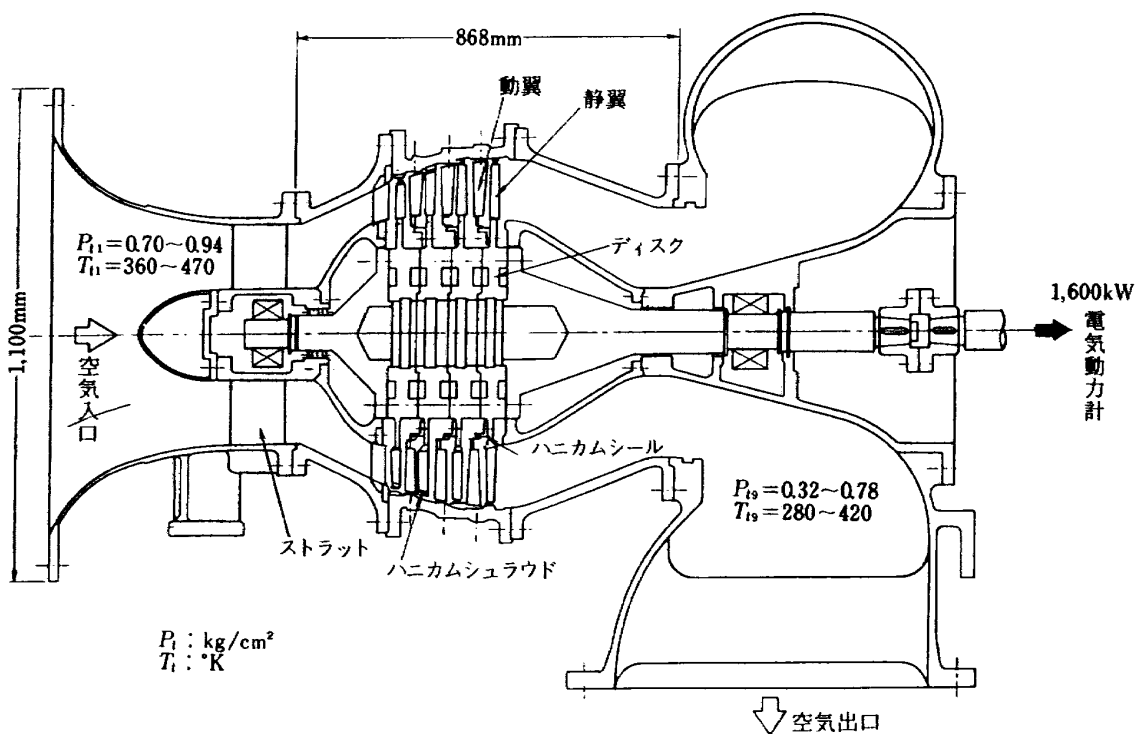


図 6 空力性能試験体

動実験の際行ない、減圧実験はタービンの全体性能の実験およびタービン出口ガス状態の内部流動の実験の際行なった。とくに後者の減圧実験では大気常温空気と圧縮機からの加圧空気を適度に混合し、タービン入口ガス温度を適度な温度に保つ必要があった。これは、タービンの前後部メタル軸受の保護のためにはタービン入口ガス温度が低いことが望ましいが、タービン出口温度が露点以上である必要やタービン熱落差測定精度の向上等からはこの温度が高いことが望ましいことによる。また、空気源の軸流圧縮機の軸受の過熱からの保護のために圧縮機入口部で大気を吸入し、圧縮機に入る空気温度を低くしている。全実験範囲ではタービン入口温度は約90～200℃であった。

図6に本4段低圧タービンの空力性能試験体を示す。

図7に本供試低圧タービンの上蓋を取りはずした写真、供試部に各種計測器を取り付けた状態の写真、トラバース装置および動力計の各運転盤の写真を示す。

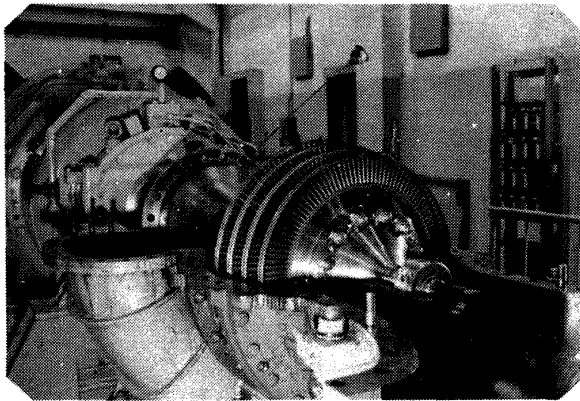
### 3.2 計測装置

タービンの空気流量は以前に幾度か用いた<sup>3)4)</sup>JIS規格の円板オリフィスにより測定した。オリフィス前部のガス温度はせき止め型の先端露出IC熱電対温度計を用いて測定した。

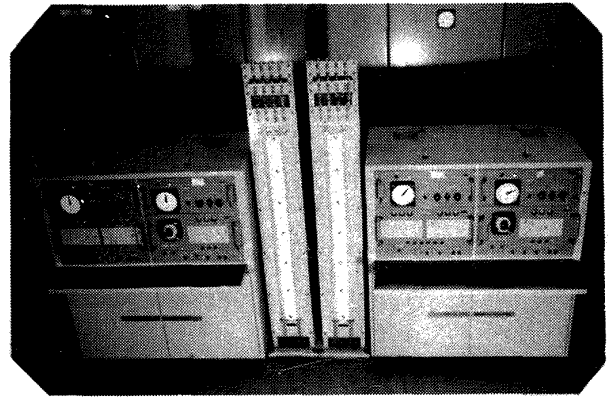
タービンのトルクおよび回転数は自動ワードレオナーD式1,600kW直流電気動力計により測定した。トルク計荷重は実験に先立ち静止状態で検定を行なって用いた。

タービン内のガス状態は以下に示す計測器を用いた。

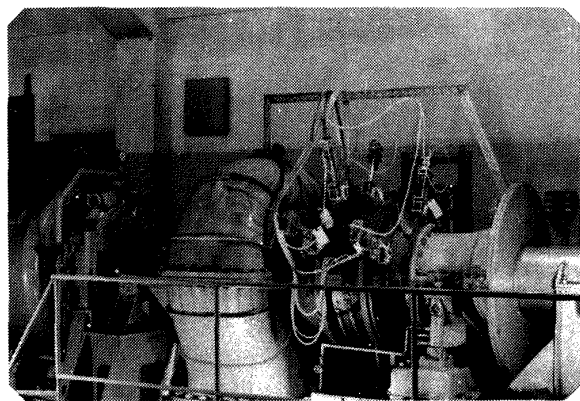
(j)全体性能の実験の場合：ガス状態はタービン入口部および出口部にて測定した。この実験のために用いた計測



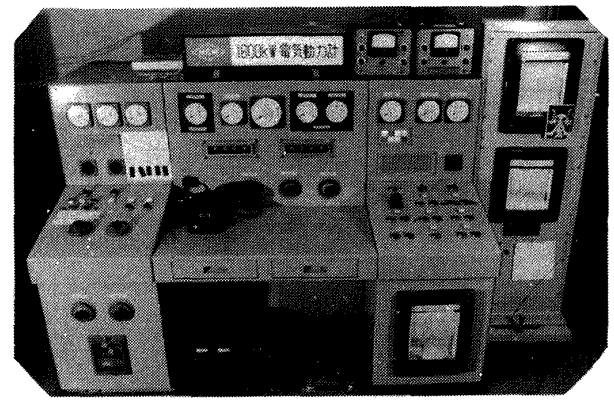
(a) 四段シュラウド付動翼(上蓋開放)



(c) 電動式トラバース装置

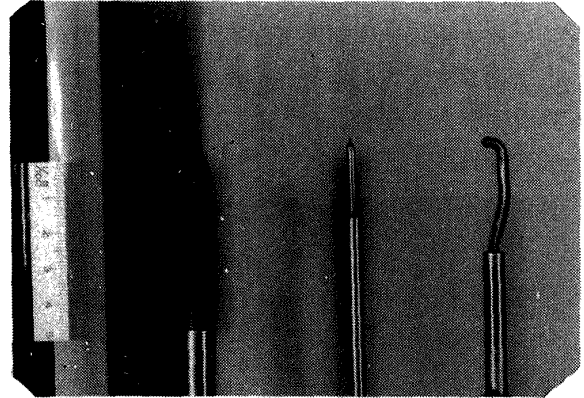
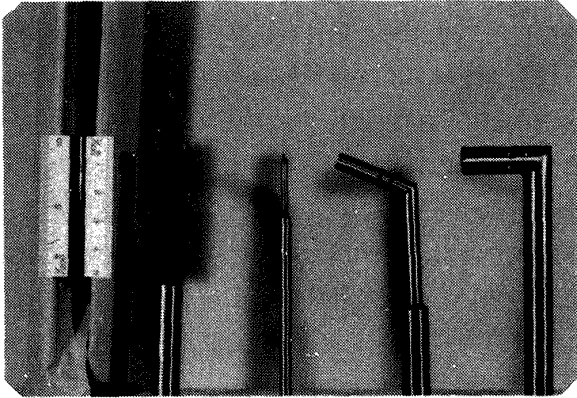


(b) 計測器を取付た実験状態  
(全体性能の実験状態)



(d) 160kw 直流電気動力計用運転盤

図7 各装置の写真



(a) 全体性能実験用  
 左から, 入口温度  $T_1$ , 出口温度  $T_9$ ,  
 (入口全圧  $P_1$ , 出口全圧  $P_9$ , 計測用各センサ)

(b) 内部流動実験用  
 右二つが内部流動トラバース用計測器  $T_9, P_9$ ,  
 (トラバースしない断面は左端の温度計  $T_1$  と  
 右端と同型のピトー管  $P_9$ , で計測, 監視した。)

図 8 計測器の主要部写真

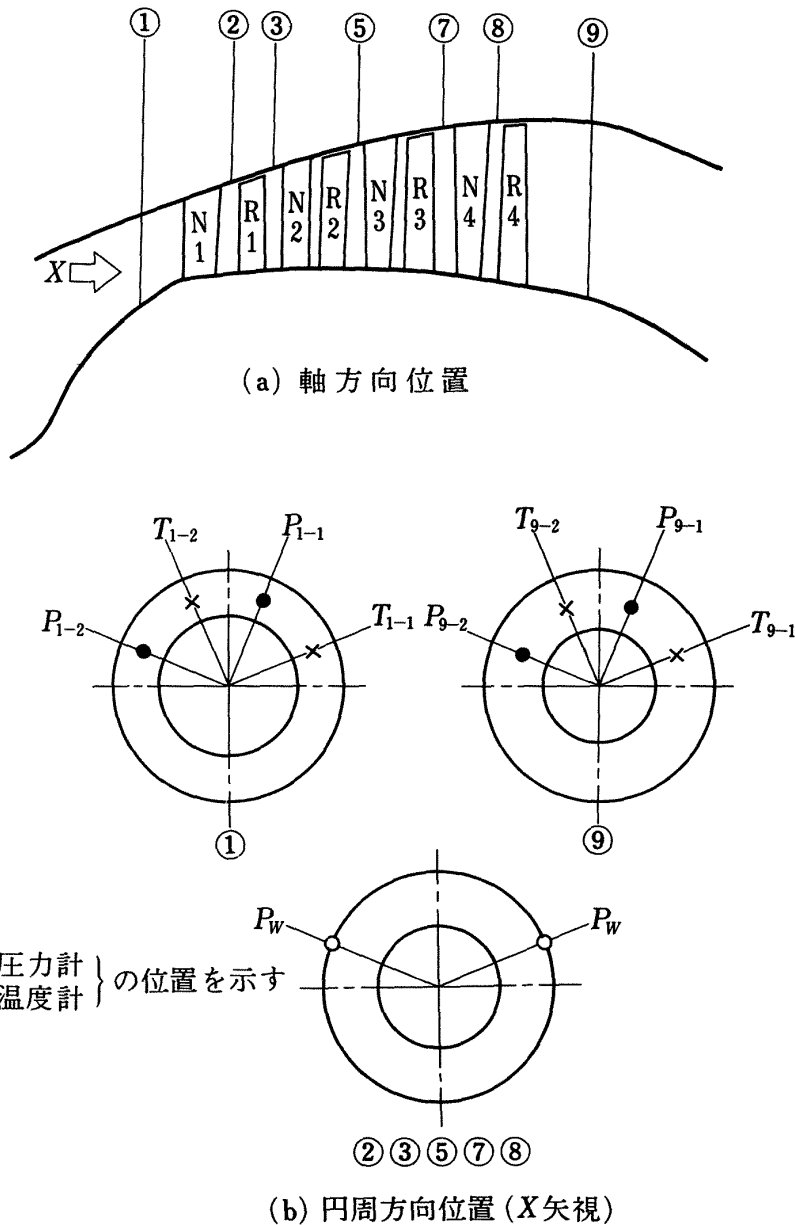


図 9 計測位置と計測器の配置

器を図8(a)に示す。入口ガス温度はベークライトシールド付きのせき止め型先端露出型CA熱電対温度計にて測定し、また出口ガス温度はシールド無しの先端露出型CA熱電対温度計にて測定した。なお、これらの各温度計は温度回復係数について検定し(マッハ数の関数として求め)使用した。一方、ガス圧力はタービン前後とも図8(a)に示すシールド付き全圧管を用い測定した。この全圧管は付録Aに詳細を示したが、付図2に示すように全圧管に対して流入角約 $\pm 5^\circ$ の範囲で全圧を計測し得るものである。全体性能の実験ではタービン入口の全温および全圧は半径方向にこれらの計測器を固定して測定した。この固定位置はあらかじめ入口状態をトラバース測定しタービン入口の全温および全圧の分布状態を調

べ、固定位置での測定値の平均値がトラバースの平均値と等しくなるような位置に決めた。タービン出口では温度、圧力とも半径方向にトラバース測定した。

(ii)内部流動の実験の場合：タービン入口部および出口部での内部流動の実験では図8(b)に示すような計測器を用いてガス状態を測定した。タービン入口および出口のガス温度は全体性能の実験で出口温度測定用として用いたのと同様のシールド無し先端露出型CA熱電対温度計を用い半径方向にトラバースして測定した。また、5孔ピトー管を用いて半径方向にトラバースして流れの全圧、静圧、風向、マッハ数を測定した。

また、タービンの図9の②③⑤⑦⑧断面の外壁にそれぞれ円周方向に2ヶ所ずつ壁圧孔を設け、外壁面での圧

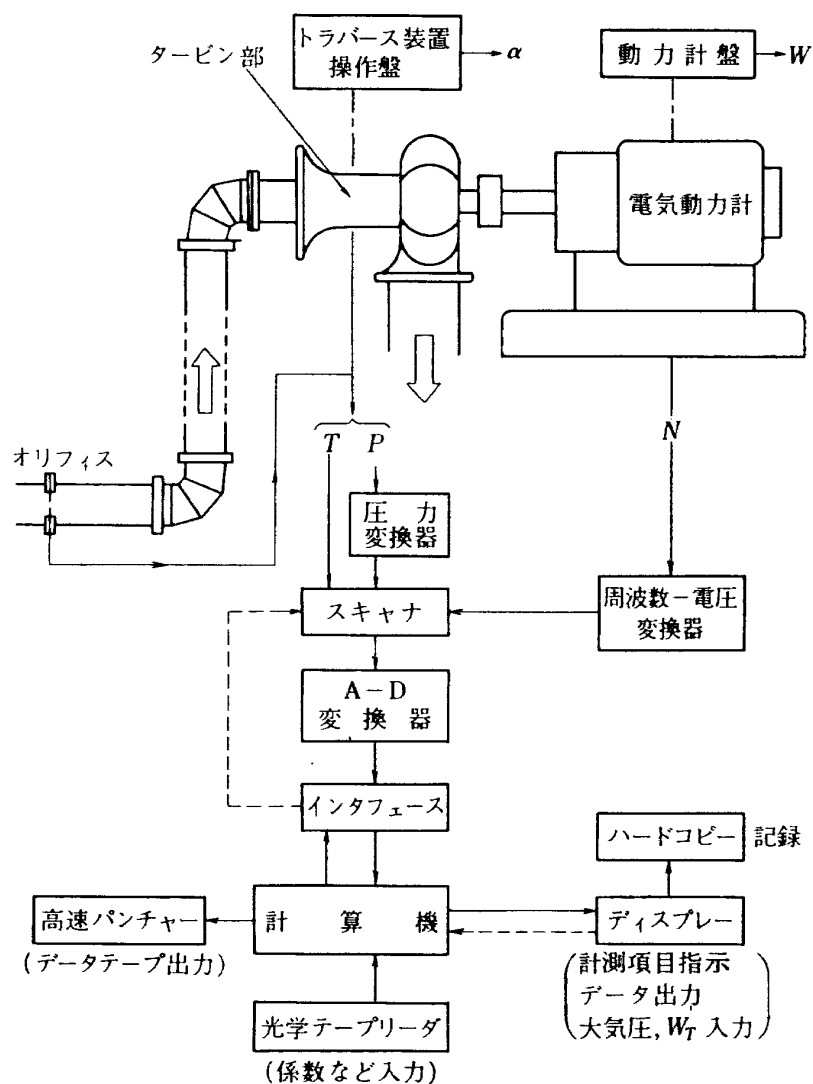


図 10 計測処理系統

力を測定した。

以上述べたタービン内でのガスの状態量の計測位置と各計測器の配置を図9に示す。 $T$ は温度、 $P$ は圧力計測用の計測器の位置を示す。

また、実験に用いた実時間処理用の計測処理系統を図10に示す。各測定圧力は一点一圧力変換器方式用の力平衡型圧力変換器<sup>15)</sup>を用いて電圧に変換した。この出力電圧は熱電対出力電圧とともにスキマを通して計算機に入力し短時間のうちに自動計測できるように図10に示す如くシステム化した。

### 3.3 実験方法

実験は、(i)タービン入口部内部流動実験、(ii)全体性能の実験、(iii)タービン出口部内部流動実験、の順に行なった。

まず、加圧実験によりタービン入口部のガス状態を調べた。この実験では前節で述べた内部流動実験用の各計測器を用いて半径方向に往復トラバースした。

次に、減圧試験により全体性能を調べた。この実験ではタービン前後の各計測器を全体性能実験用のものに変え、また圧力変換器もそれぞれの測定範囲のレンジのものに変えた。なお、タービン入口部での各計測器は半径方向のある位置に固定して計測したが、この固定位置は前述の入口部内部流動の実験結果を用いて、その測定値の平均値が流路内の平均値に等しくなるような位置に決めた。ここではタービン全段修正膨張比およびタービン修正回転数比を目標の値に設定したのち、タービン出口の各計測器を用いて半径方向に5点トラバース計測して一つの実験点を求めた。なお、出口の全圧管は部分負荷性能計算値を参考にして常に全圧を受けるような方向に設定した。

最後に、タービン出口の全圧管を再び内部流動計測用の5孔ピトー管に換え、タービン出口部の内部流動を減圧実験により求めた。また、タービン入口状態を変えることによりタービン内のレイノズル ( $R_e$ ) 数を変化させた実験も行なった。

なお、個々の詳しい実験方法は実験結果とともに述べる。

## 4 実験結果と検討

### 4.1 実験解析に使用した計算式

タービンの流量  $G$  ( $\text{kg}/\text{sec}$ ) は次式により計算した。オリフィス開孔面積を  $A_0$  ( $\text{m}^2$ )、オリフィス前後の差圧を  $\Delta P_{s0}$  ( $\text{kg}/\text{m}^2$ )、オリフィス前での比重量を  $\gamma_0$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) として、

$$G = \alpha_0 \varepsilon_0 A_0 \sqrt{2g\gamma_0 \Delta P_{s0}}$$

ここで、 $\alpha_0$  は流量係数で開孔比  $\beta_0$  の関係で次式で求めた。

$$\alpha_0 = 0.5957 + 0.02736 \beta_0 + 0.3916 \beta_0^2 - 0.3248 \beta_0^3 + 0.4422 \beta_0^4$$

なお、実験の範囲ではオリフィスのレイノズル数は上式の適用下限レイノズル数以上である。また、 $\varepsilon_0$  はオリフィス前の静圧を  $P_{s0}$  として次式で求めた。

$$\varepsilon_0 = 1 + (-0.199 - 0.235 \beta_0 + 0.344 \beta_0^2 - 0.42 \beta_0^3) \frac{\Delta P_{s0}}{P_{s0}}$$

なお、本オリフィスの開孔比  $\beta_0$  は 0.402 である。

タービンのトルク  $\tau$  ( $\text{Kg}\cdot\text{m}$ ) は動力計の荷重  $W_T$  ( $\text{Kg}$ ) および動力計のアーム長さ  $l$  ( $\text{m}$ ) より次式で求めた。

$$\tau = l \cdot W_T$$

タービンの出力  $L$  ( $\text{Kcal}$ ) はタービン回転数  $N$  ( $\text{rpm}$ ) を用いて、

$$L_T = \frac{2\pi}{60J} \tau \cdot N$$

また、タービン流量  $1\text{Kg}$  当りの出力すなわち比出力  $\Delta H_T$  ( $\text{Kcal}/\text{Kg}$ ) は、

$$\Delta H_T = \frac{L_T}{G}$$

で計算した。

タービンの全段の膨張比はタービン前後の平均全圧の比として定義し次式で求めた。

$$\pi_T = \frac{\bar{P}_{t1}}{\bar{P}_{t9}}$$

ここで、 $\bar{P}_{t1}$  は第一段静翼前で2本のピトー管 (固定) より測定した測定値の算術平均値であり、 $\bar{P}_{t9}$  は第4段動翼後で2本のピトー管によりトラバース測定した全測定値の算術平均値である。

タービンの断熱効率<sup>16)</sup>はタービン全段膨張比をもとに次の二種の効率を定義し求めた。すなわち、動力計出力を用いた効率  $\eta_t$  は先の  $\Delta H_T$  を用いて次式で計算した。

$$\eta_t = \frac{\Delta H_T}{c_p \cdot T_{t1} \left\{ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\}}$$

また、半径方向の局所温度効率  $\eta_{\text{TEMP},i}$  はタービン前後の温度落差から

$$\eta_{\text{TEMP},i} = \frac{1 - \frac{\bar{T}_{t9,i}}{\bar{T}_{t1}}}{1 - \left( \frac{\bar{P}_{t9,i}}{\bar{P}_{t1}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

を用いて計算した。ここで、 $\bar{T}_{t1}, \bar{P}_{t1}$  は第1段静翼前で全温計および全圧計各2本 (固定) をもちいて周方向二個所で測定した全温および全圧の算術平均値である。なお、これらの全温は温度回復係数を考慮して補正を行なったものであるが、この際必要な流れの局所マッハ数は付録Bの解析により求めた。

また、局所温度効率の流路内平均値として次の質量流量平均値  $\eta_{\text{TEMP}}$  を求めた。前記局所温度効率を用いて、

$$\eta_{\text{TEMP}} = \frac{\sum_i (\Delta A_{c9} \cdot \rho_9 V_{9X})_i \eta_{\text{TEMP},i}}{\sum_i (\Delta A_{c9} \cdot \rho_9 V_{9X})_i}$$

ここで、 $i$  は半径方向局所位置を示す。添字  $x$  は軸方向速度成分を示し、 $(\Delta A_{a9} \cdot \rho_9 V_{9x})_i$  はタービン出口での半径方向局所位置における微小流量である。

また、タービンの段平均速度比  $\frac{\bar{U}}{\bar{C}_{ad}}$  は一段あたりの平均断熱落差  $\Delta H_{T, ad}/4$  を用いて次式で計算した。

$$\frac{\bar{U}}{\bar{C}_{ad}} = \frac{\pi \bar{D} N}{60 \sqrt{2gJ \Delta H_{T, ad}} / 4}$$

ここで、 $\Delta H_{T, ad} = c_p T_{t1} (1 - (\frac{1}{\pi_T})^{\frac{k-1}{k}})$  である。なお、 $\bar{D}$  はタービン流路平均直径（各検査断面の平均直径の算術平均）をとった。

また、動力計出力  $\Delta H_T$  の一段あたりの平均熱落差  $\Delta H_T/4$  に相当する速度  $C$  を用いた速度比  $\bar{U}/\bar{C}$  として

$$\frac{\bar{U}}{\bar{C}} = \frac{\pi \bar{D} N}{60 \sqrt{2gJ \Delta H_T} / 4} = \frac{1}{\sqrt{\eta_t}} \frac{\bar{U}}{\bar{C}_{ad}}$$

で計算した。したがって、この速度比は前述の  $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  と異なり実熱落差に基づくものである。

以上の実験で得た各性能を作動時の条件（温度、圧力、比熱比）の異なる設計値と比較するために、次式の修正式により、基準状態での値に換算した。

流量 $G$	→	修正流量	$\epsilon_{cr} G \sqrt{\theta_{cr}} / \delta$
回転数 $N$	→	修正回転数	$N / \sqrt{\theta_{cr}}$
トルク $\tau$	→	修正トルク	$\epsilon_{cr} \cdot \tau / \delta$
出力 $L_T$	→	修正出力	$\epsilon_{cr} L_T / \delta \sqrt{\theta_{cr}}$
比出力 $\Delta H_T$	→	修正比出力	$\Delta H_T / \theta_{cr}$
膨張比 $\pi_T$	→	修正膨張比	$\phi_{cr} \pi_T$

ここで、 $\theta_{cr}, \delta, \epsilon_{cr}$  および  $\phi_{cr}$  は補正係数で次式で表わされるものである。

$$\theta_{cr} = \left( \frac{k}{k+1} R \cdot T_{t1} \right) / \left( \frac{k}{k_{st}+1} R_{st} \cdot T_{t, st} \right)$$

$$\delta = P_{t1} / P_{t, st}$$

$$\epsilon_{cr} = \left\{ k_{st} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\} / \left\{ k \left( \frac{k_{st}+1}{2} \right)^{\frac{k_{st}-1}{k_{st}}} \right\}$$

$$\phi_{cr} = \frac{1}{\pi_T} \left\{ 1 - \left( \frac{k_{st}-1}{k_{st}+1} \right) \left( \frac{k+1}{k-1} \right) \left( 1 - \pi_T \frac{1-k}{k} \right) \right\}^{\frac{k_{st}}{1-k_{st}}}$$

ただし、添字  $st$  は基準状態を示す。ここでは基準値として次の値を採用した。

$$T_{t, st} = 288.2 \text{ K}$$

$$P_{t, st} = 10332 \text{ Kg/m}^2$$

$$R_{st} = 29.27 \text{ Kg} \cdot \text{m} / \text{K} \cdot \text{Kg}$$

$$k_{st} = 1.401$$

本タービンの設計値に対しては  $\epsilon_{cr} = 1.023$ 、 $\phi_{cr} = 1.049$  であり、実験値に対しては実験の範囲で  $\epsilon_{cr} = \phi_{cr} = 1$  である。

なお、以上の修正式は流れが相似であると仮定し、か

つその場合効率は等しいと仮定して得たものである。そして相似の条件としてレイノルズ数の影響は無視している。<sup>3)</sup>（註参照）

また、以上の各修正値を設計値の修正値に対する比で表わしたものを単に \* をつけて表示した。たとえば、

$$G^* = (\epsilon_{cr} G \sqrt{\theta_{cr}} / \delta) / (\epsilon_{cr} G \sqrt{\theta_{cr}} / \delta) \text{ des}$$

$$N^* = (N / \sqrt{\theta_{cr}}) / (N / \sqrt{\theta_{cr}}) \text{ des}$$

など。

また、内部流動の解析方法の詳細は付録Bに示す。

#### 4.2 全体性能の実験結果と検討

全体性能の実験範囲はタービン修正回転数比 20~120%，タービン全段修正膨張比約 1.2~2.6 である。実験方法は前述のとおりである。

##### (a) 流量トルクおよび出力の部分負荷特性

本タービンの流量およびトルクの、タービン回転数比  $N^*$  および全段修正膨張比  $\phi_{cr} \pi_T$  に対する変化を図11および図12に示す。以下、しばしば議論の対称になる設計点として本報ではタービンの修正回転数および全段修正膨張比がそれぞれ設計値に等しい点、すなわち  $N^* = 100\%$ 、 $\phi_{cr} \pi_T = 3.33$  と定義する。設計点近傍では、タービンの軸トルクが動力計の作動限界（30分定格で実トルク 220 Kg·m）を超え、実験を行なうことができないため設計点での実験は断念した。しかし、設計回転数における流量がほぼチョークしている点まで実験で得られたことや、別に行なった部分負荷性能計算値の傾向を参考にし、実験点を外挿することにより大きな誤差を生ずることなく設計点での性能を予想できるものと考えている。なお、図中に破線で示したものは後に実験値との比較を行なうために行なった二種の部分負荷性能計算のうち、一次元計算（その方法等については後述5節参照）の結果であり、参考のため示した。

図11および12からわかるように流量およびトルク特性とも回転数および全段膨張比により変化している。とくにトルクの値は同一全段修正膨張比では回転数の値に反比例して大きく変化している。

（註）本タービンの実験値は多くの場合、以上の修正値に換算し表示した。実験エンジンとの比較の際などにはタービン効率および修正流量に対してさらにレイノルズ数の影響による補正を行って表示した。得られたデータは出来る限り生データを載せることに重点をおき、 $R_0$  数以外の未知のもの（軸受摩擦等へ費された仕事分を動力計出力に加えるなど）については特別な補正を行わなかった。なお、本報で用いる  $R_0$  数の定義は異コード、翼流出速度および翼出口での動粘性係数を用いて定義しており、タービンの平均レイノルズ  $R_0$  数としては同一段静翼のレイノルズ数と最終段動翼のそれとの算術平均とした。



図13(a)にタービンの出力特性, 図13(b)にその出力の単位流量当りの出力すなわち比出力の特性を示す。図13(a)から実験の範囲ではタービンの出力は回転数のちがいはあまりよらず, おもに全段膨張比のみに依存していることがわかる。一方, 図13(b)からタービンの比出力の変化の様子わかる。

(b)動力計の出力をもとにした全体性能マップ

前述の実験による流量およびトルク特性から作成した全体性能のマップを図14に示す。これは縦軸に修正比

出力  $\Delta H_T / \theta_{cr}$ , 横軸に修正流量回転数パラメータ (すなわち, 修正流量  $\times$  修正回転数  $(\epsilon_{cr} GN / \delta)$  ) をとり, 等修正回転数比  $N^*$  の線, 等全段修正膨張比  $\phi_{cr} \pi_T$  の線, および等断熱効率  $\eta_t$  (ここで  $\eta_t$  は動力計出力をもとに計算したタービン断熱効率) の線で示したものである。各回転数における高膨張比領域での値は流量特性およびトルク特性を外挿して算出した推定値で, その領域は等回転数比の線および等全段修正膨張比の線を二点鎖線で示してある。

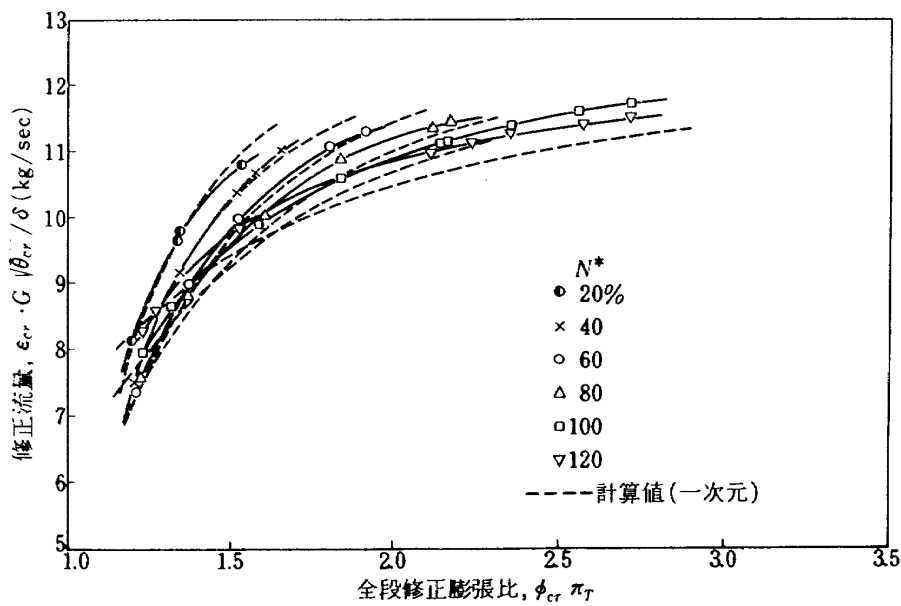


図 11 流量特性

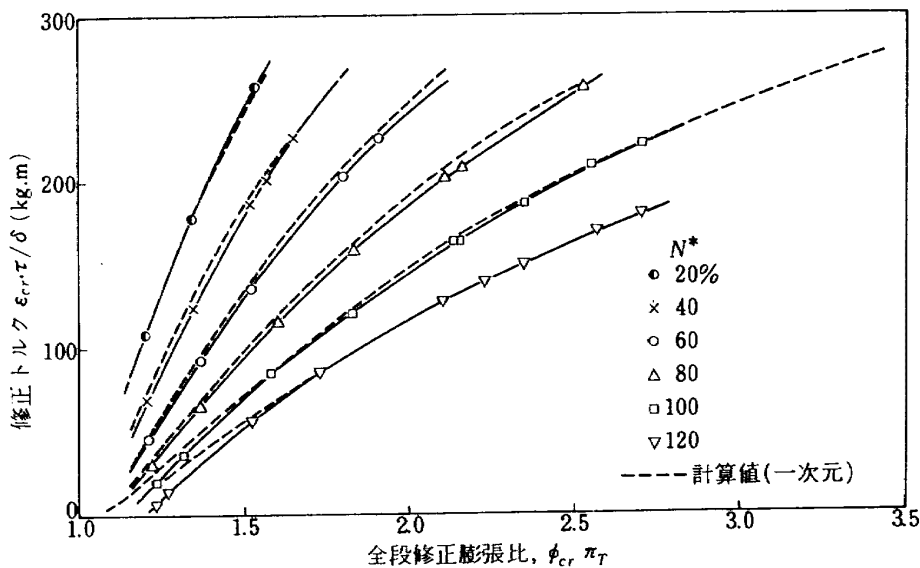


図 12 トルク特性

このマップは本タービンを回転数一定にして運転した場合、或る全段膨張比で効率の最大点が存在し、一方全段膨張比を一定にして運転した場合、或る回転数で効率の最大点が存在することを示している。この最大効率点における全段膨張比と回転数との間には次節でみるように単段タービンと同様多段タービンの場合にもほぼ一定の関係がある。

(c) 効率および流量の特性と段平均速度比との関係

一般に多段タービンの場合でも、その全段のタービン

効率特性を一段あたりの平均的な速度比  $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  を用いて表わすと残りのパラメータである回転数の影響が二次的な大きさになり  $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  のみでタービンの効率特性を表示できるので便利である。

さきの流量、トルク特性から再びタービンの断熱効率  $\eta_t$  (動力計出力を基礎に算出) を、速度比  $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  に対して図示すると図15になる。この図からわかるように各回転数における効率の最大点はほぼ同一の速度比 (厳密にはわずかに異なる、付図5参照) に集中しており、

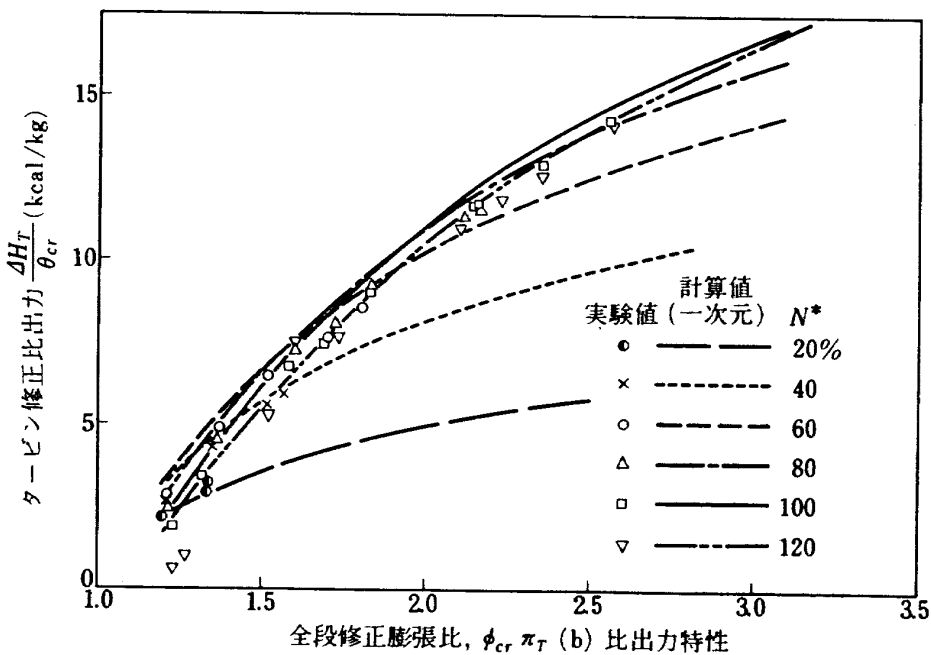
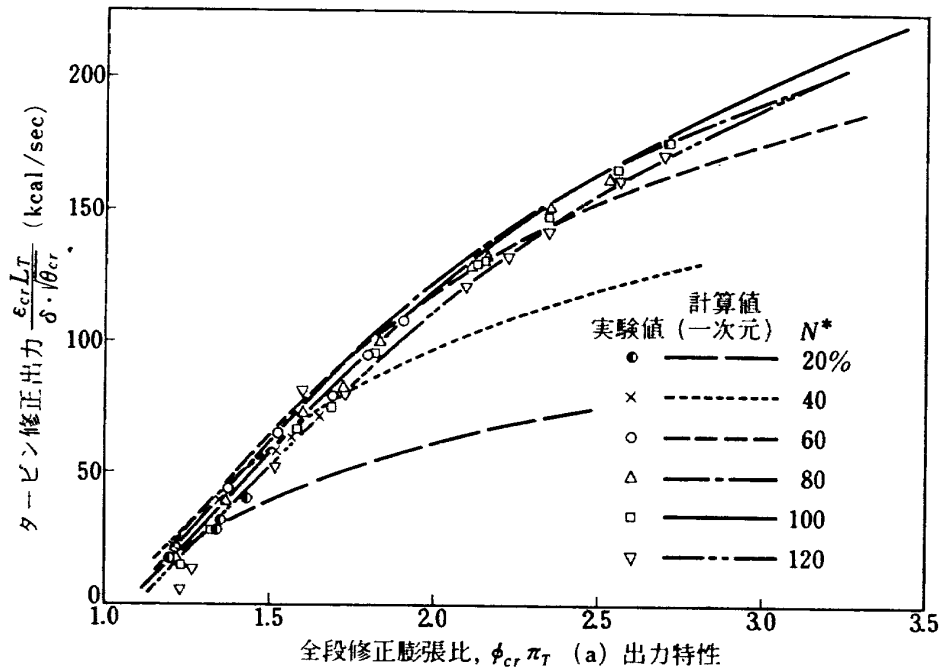


図 13 出力, 比出力特性

その点はおよそ設計の速度比 ( $\bar{U}/\bar{C}_{ad} = 0.492$ ) と  $\bar{U}/\bar{C}_{ad} \approx 0.6$  の間に存在する。この最高効率の値は回転数 20~120 の実験の範囲で約 80~88% である。また、タービンの作動状態がその optimum を  $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  から離れるにつれ効率は急激に低下しているが、これは各

翼へのガスの流入 (インシデンス) 角が設計値より離れることによる損失の急激な増大の結果である。

また、図 16 は効率および流量の特性を等全段修正膨張比をパラメータとして表示したものである。横軸としては前述と同様に段平均速度比  $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  をとったが、こ

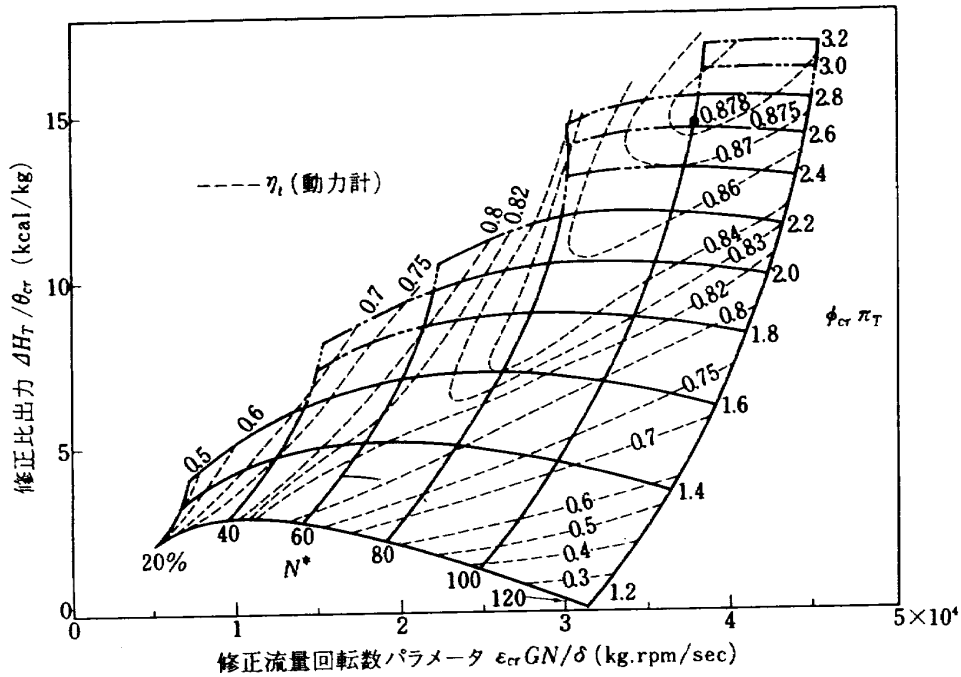


図 14 全体性能マップ

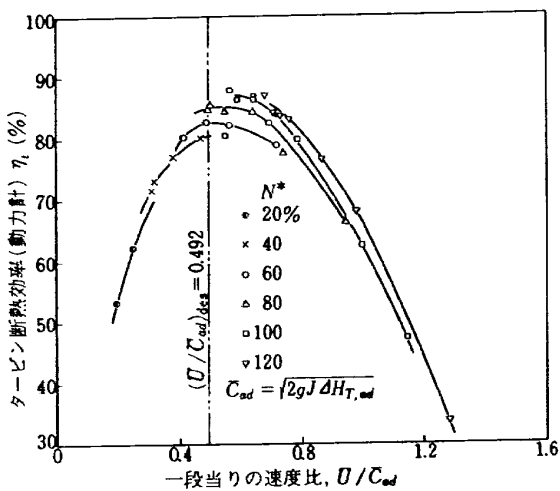


図 15 効率  $\eta_t$  と速度比との関係

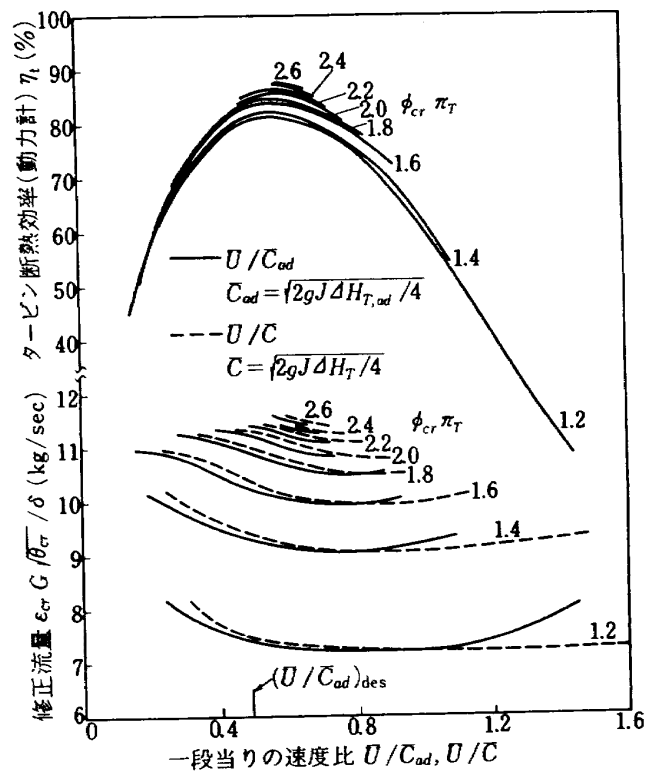


図 16 効率、流量と段平均速度比の関係

の場合には、等全段修正膨張比における性能の  $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  に対する変化は回転数による変化と同等である。なお、流量特性については横軸の速度比として二種の速度比  $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  と  $\bar{U}/\bar{C}$  をとって表わした。図からわかるようにタービン効率  $\eta_t$  は、全段膨張比にかかわらずある一定の速度比で最大値をもち、一方タービン修正流量は最大効率点の速度よりも大きいある別の速度比で最小値をもっている。またその最高効率値は全段修正膨張比により異なっている。この最高効率の値のちがいの生ずる主な理由は平均の段速度比が等しくても全段膨張比（又は回転数）のちがいにより個々の翼へ流入する流れのインデンスが異なり、その結果全段としての損失の総和が異なるためである。

(d) 動力計による効率と温度効率との比較

動力計で吸収されるタービン出力はタービン内の作動ガスが翼になす空力的な仕事よりディスクフリクション（翼車の空気摩擦）や軸受まさつ等に費された仕事分だけ小さい。したがって前述までの動力計出力から求めた  $\eta_t$  は動翼になされた空力的仕事に相当するいわゆる空力的効率よりは小さい。ここでは、第1段静翼前と第4段動翼後で測定した全温から温度効率を求めた。この温度効率は動翼になされたガスの全仕事に相当する効率であり、いわゆる空力的効率にほぼ相当すると考えられる。

図17に温度効率  $\bar{\eta}_{TEMP}$ （質量流量平均値）を動力計からの効率  $\eta_t$  と対比して示す。横軸に全段修正膨張

比をとり、パラメータとしてタービン修正回転数をとった。なお、温度効率の実験データには後述の内部流動実験により得られたデータ（EX4~9）も含めた。

$\bar{\eta}_{TEMP}$  のデータには  $\eta_t$  にくらべ多少バラツキがみられるが、 $\eta_t$  の傾向と非常によく一致している。

図18にそのうち  $N^* = 20, 60, 100\%$  における  $\bar{\eta}_{TEMP}$  と  $\eta_t$  との比較を示す。また、参考のために一次元計算値を一点鎖線にて示す。この図の  $\bar{\eta}_{TEMP}$  と  $\eta_t$  との比較から実験の範囲では一般に  $\bar{\eta}_{TEMP} > \eta_t$  であり、かつ低回転数になるほどその差は大きい。これは低負荷ほど軸受まさつやディスクフリクションに費される仕事の全仕事に対する割合が大きくなること、また低負荷ほどタービン内温度降下が小さいためタービン内外壁からの放熱の影響が無視できない大きくなり、温度効率そのものの精度が劣ること、などの理由によると考えられる。

本タービンの実機作動線でのこれら二つの効率の差を知るために、横軸に速度比をとり各々の効率を図19に示す。実機におけるタービンの作動線は回転数によらずほぼ設計の速度比近傍にあることが分っているが、この設計速度比近傍では二つの効率間に約3~4%の差がある。ディスクフリクション仕事の我々の試算によればその全仕事に対する割合は無視できるほどであるので、もしこの差を軸受まさつ仕事や放熱分だと仮定すると、この放熱量は無視できない量である。なお、本空力性能試験用タービンはブレンメタル軸受2個、タービンと動

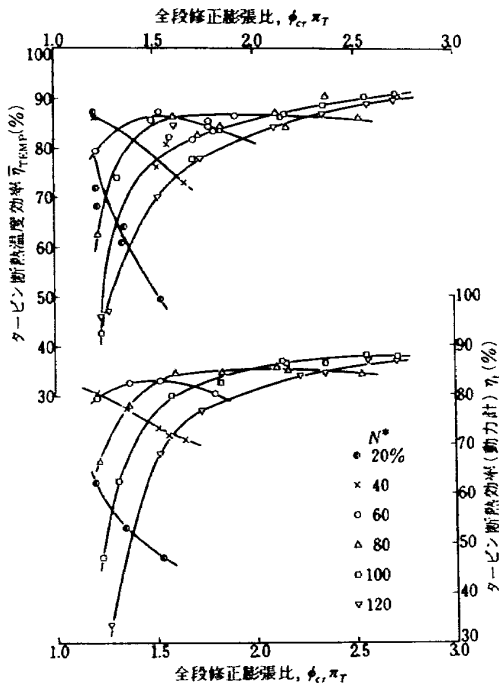


図 17 二つの効率特性の対比

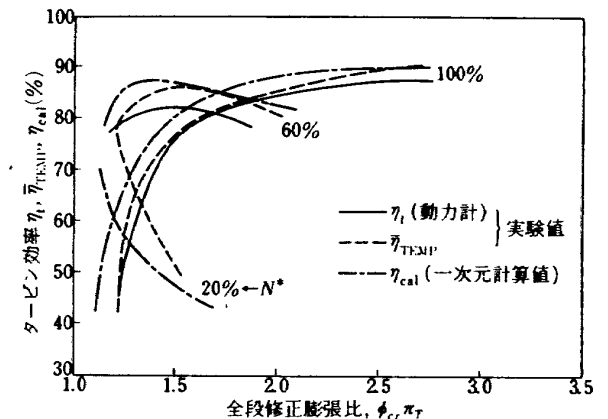


図 18 温度効率との比較

力計の間にスラスト軸受1個を有している。

(e)タービン出口でのガス方向と速度

低圧タービンでの出口排気ガスの方向および速度はエンジンの推力の一部に関係するので重要である。タービン出口でのガスもつスワールおよび流出マッハ数をそれぞれ図20および図21に示す。これらは後述のタービン出口での内部流動の解析から得た半径方向の分布値の算術平均値をとった。とくに、EX4~9以外の点は全体性能を求める目的で、全圧管を用いており角度トラバースは行っていないので、「第4段動翼の相対流出角度の半径方向の分布は設計値の分布に等しい」と仮定して付録Bに示す解析により求めた。EX4~9の実験点は実際に角度トラバースを行って得た実験値である。後に内部流動の項(4.3(b))で示すように前述の仮定が局部的に必ずしも正しいとは言えないため、前述の仮定のもとに求めた各実験点とEX4~9の間にはわずかに差はあるが、その差は大きくなく部分負荷時におけるタービン出口でのスワールおよび流出角度の傾向を把握することができる。なお、参考のために部分負荷性能計算結果(一次元)を破線で示した。また、速度比  $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  が0.492(設計値)である実験線上を一点鎖線で結んだ。(図24には線が混み合うので記入しなかったが、 $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  = 設計値の線は各回転数線による右下の包絡線とほぼ一致する)。本低圧タービンがエンジンに組み込まれた場合、本タービンの作動線は一般にこの線上の近傍になる様設計されている。このことから、実機時にはスワールは設計点ではほぼ期待通り軸方向であるが、部分負荷時にはかなり負側になる。しかし、図21でもわかるようにガスの流出速度が部分負荷時には減少するので、

スワールによる周方向のエネルギー成分は作動領域全体にわたり無視できるほどである。

(f)タービン段間の外壁圧

各段の作動状態の一つの目安として図22にタービンの軸方向各段面での外壁圧を示す。各外壁圧は円周方向二箇所での算術平均値であり、それをタービン入口平均全圧で除して無次元化したものを縦軸に示した。全段膨張比と回転数の変化による各段間での外壁圧の変化の様子がわかる。一般に全段膨張比が等しくても、回転数の変化により外壁圧は変化しており、また実験の範囲では上流での外壁圧は回転数が高いほど一般に高く下流でのそれは逆である。

図23に設計回転数における外壁圧の変化を準二次元計算値のTip値(実線)と比較して示す。また破線は一次元計算値および準二次元計算値のMEAN値の両者を示す。②~⑦断面の実験値は図25より得たもの、また⑨断面の実験値はタービン出口部流動測定値(EX6)より外壁での静圧を外挿により求めたものである。

下流の断面ほど実験値と計算値(TIP値)との一致は

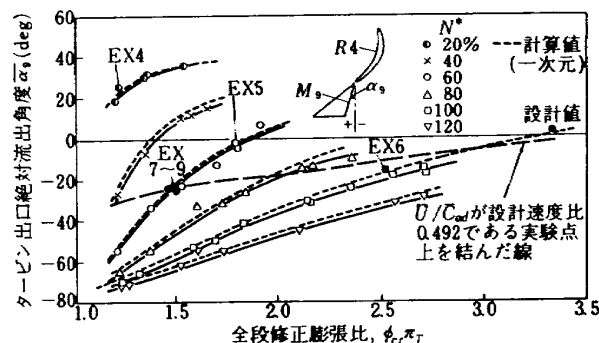


図20 タービン出口絶対流出角度(スワール)

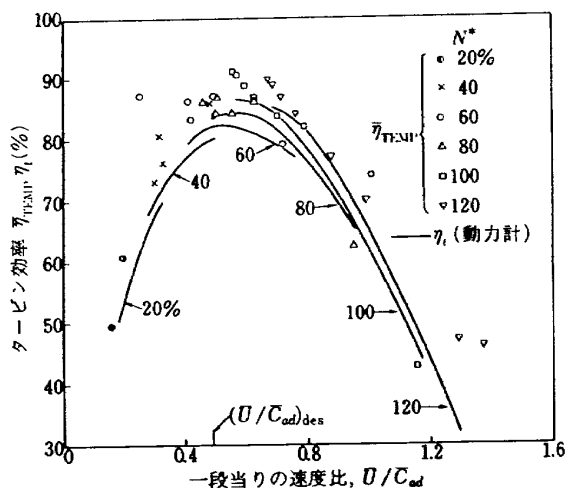


図19 設計速度比での二つの効率の比較

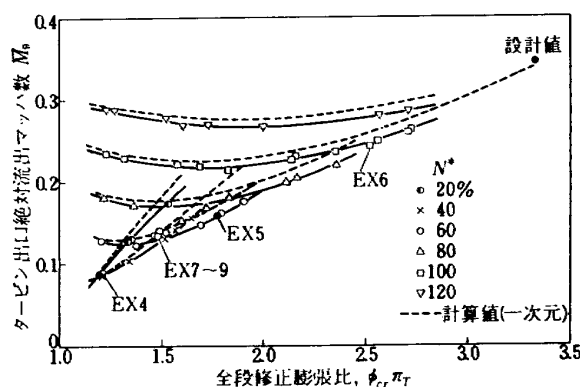


図21 タービン出口絶対流出マッハ数

良い。一方、上流での実験値はTIPとMEANの両計算値の中間にあり、下流の実験値にくらべTIPの計算値

からのずれは大きい。全段膨張比が大きくなり設計点に近づくにつれTIPでの計算値に近づく傾向がみられる。従って、これら静圧分布から判断する限り設計点では各段はほぼ予想された作動をするものと推察できる。

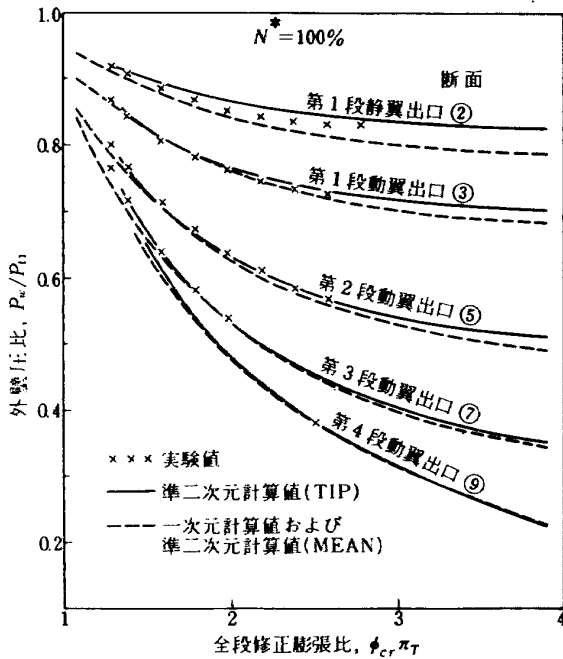


図 23 設計修正回転数における外壁圧の変化

(g) 設計の速度比線上の性能

実機時における低圧タービンはほぼ設計速度比線上で作動している。従って、本試験で得られた性能のうち設計速度比線上の性能を求めれば、その性能はおよそ実機エンジン中での低圧タービンの作動性能に近い。

速度比が常に設計の速度比に等しいとすれば、タービ

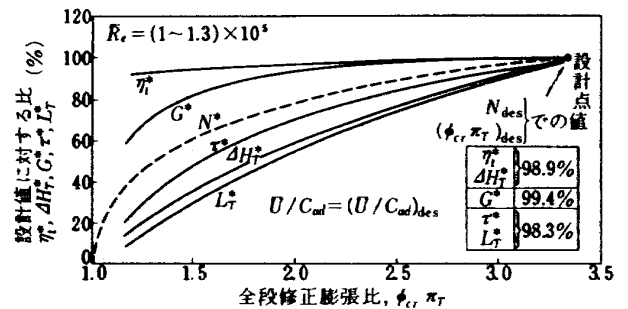


図 24 設計速度比線上の性能

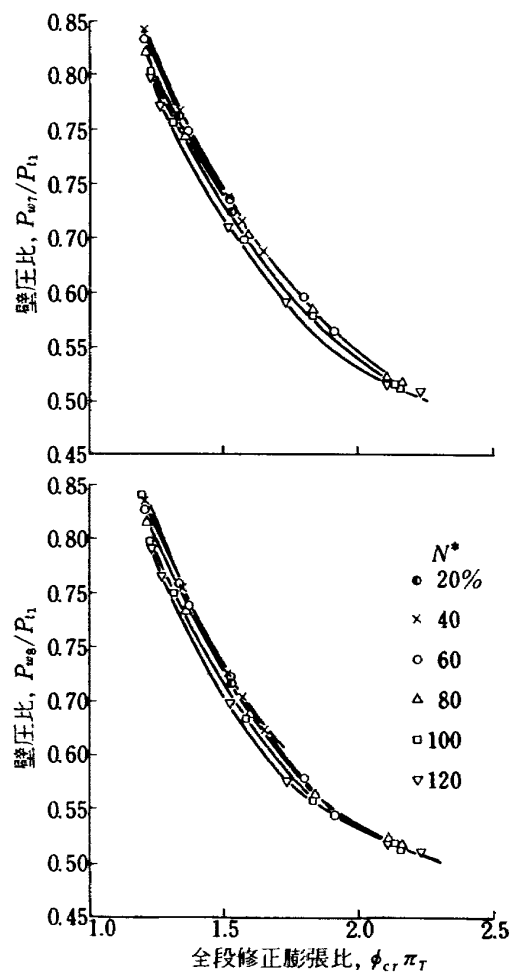
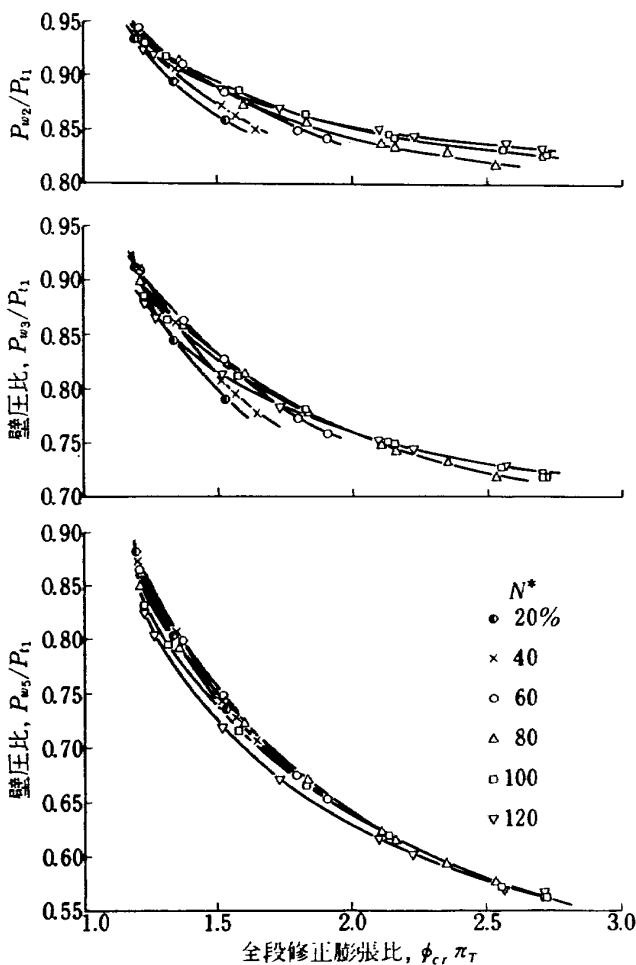


図 22 タービン段間の外壁圧

ンの修正回転数比と全段修正膨張比との関係を求めると (付録 G 参照),

$$N^* = \sqrt{\frac{1 - (\phi_{cr} \pi_r)^{\frac{1-k_{st}}{k_{st}}}}{1 - (\phi_{cr} \pi_r)_{des}^{\frac{1-k_{st}}{k_{st}}}}} \quad (4.1)$$

が得られ, これが実機時における本タービンの作動線を近似的に表わす。いま, この作動線上の各種の性能を前述の実験値 (図 11~16) から求め, それぞれの設計点の要求仕様値 (表 4) に対する比 (\*で示す) で表わし図 24 に示す。但し, 実機時のタービンレイノルズ数はエンジンの作動状態 (高空, 地上運転など) のちがいや部分負荷において種々に変わるので, 本試験時のレイノルズ数とのちがひによる補正はこの図ではとくに行っていない。なお, 本試験時のタービン内平均レイノルズ数は図 25 に示すが本試験が減圧試験であったため試験範囲であまり大きな変化をしていない。

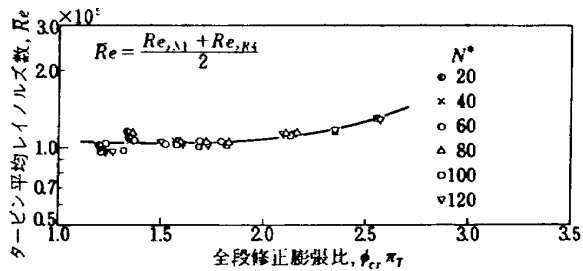


図 25 本空力性能実験におけるタービン平均レイノルズ数

図 24 から, 実機時にはタービン効率 ( $\eta_t^*$ ) は広い範囲にわたり大きな変化はないと予想される。修正流量 ( $G^*$ ) は部分負荷時にはかなり減少する。またタービン修正トルク ( $\tau^*$ ), 修正比出力 ( $\Delta H^*$ ), 修正出力 ( $L_T^*$ ) は流量 ( $G^*$ ), 回転数 ( $N^*$ ) および全段膨張比 ( $\phi_{cr} \pi_r$ ) の変化によるので, 起動から設計運転までに大きく変化する。設計運転時には, それぞれの性能は図 24 に記したように設計要求時の 98.3~99.4 % 程度となるが, 実機エンジンでは  $Re$  数のちがいや, タービン回転軸の軸受の種類が異なることから多少これらの値が異なってくることも考えられる。

(h) エンジン試験による低圧タービン性能との比較

図 26 に実機エンジン試験において得た低圧タービンの性能を, 本試験結果と比較して示す。ここでエンジン試験での低圧タービンの流量としては高圧圧縮機入口部で測定した全温, 全圧, 静圧 (3点くし形 2本ずつの) 各 6 点の算術平均値より算出した流量を用い, またタービン温度効率としてはタービン前後の全温 (4点くし形 6本の) 各 24 点と全圧 (4点くし形 2本の) 各 8 点から算出した算術平均温度効率を用いた。一方, 本試験結果としてはエンジンの  $N^* \sim \phi_{cr} \pi_r$  線上にあたる修正流量比  $G^*$  および温度効率  $\eta_{TEMP}$  の本試験値をプロットした。なお, 修正流量および修正回転数はエンジン及び空力試

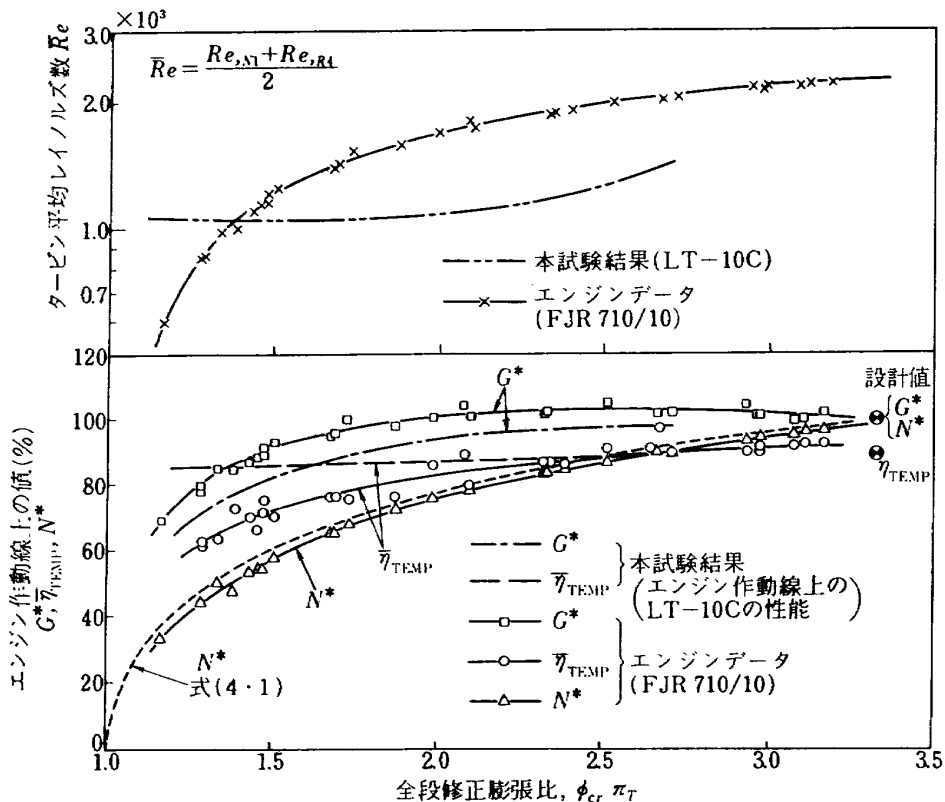


図 26 エンジン試験による性能との比較

験機のそれぞれの設置値に対する比 $G^*$ ,  $N^*$ として示した。また両試験における低圧タービン内平均レイノルズ数を上記に併記した。また、参考のために速度比が常に設計の速度比に等しいと仮定して前項で求めた $N^*$ と $\phi_{cr} \pi_T$ の関係を図中に破線で示したが、実機時での作動線は非常にこの線に近い。

ところで、この両試験結果（但し  $R_s$  数の補正なしの生データ）の比較から、流量特性および効率特性にはかなり大きな差がみられる。これは両試験における測定法のちがいや測定精度によると考えられるが、 $R_s$  数の差も1つの要因と考えられる。そこで、両試験のタービン温度効率および修正流量を、それぞれ付録Dの式（D・1）および（D・2）により補正できると仮定して、ある一定のタービン内平均レイノルズ数（ $R_s = 2.3 \times 10^5$ 、設計状態での  $R_s$  数に相当）に換算して図27に示す。なお、参考のために動力計出力から得た効率 $\eta_t$ を同様に補正して図中に記した。

タービン修正流量比（ $G^*$ ）は部分負荷で（例えば  $\phi_{cr} \pi_T = 2$  で約5%ほど）両試験結果に差がみられる。ところが、実機の流量特性は全段修正膨張比が2.5あたりから設計点にかけてわずかに減少しており、設計点近傍ではほぼ1%以内で両流量は一致している。

また、両試験による温度効率  $\bar{\eta}_{TEMP}$  の間にも部分負荷において差がみられるが設計点近傍ではほぼ両者は一致し、かつ予期した空力的効率を満している。

なお、本節では現時点で入手できたエンジン試験結果と本試験結果との簡単な比較を試みたが、部分負荷における両性能の差に対する議論は両試験の測定精度の問題も含むのでこれ以上は困難である。ただ、エンジン試験では出口の全圧ピトー管を常に軸方向に向けて固定して測定しているが、設計膨張比から離れるにつれタービン出口での流れは軸方向からかなりずれる（図20参照）ので、出口全圧が低く測定される（その結果みかけの効率が低く見積られた）可能性もある。また、流量のちがいの原因に両流量の測定方法のちがいのほか、実機時における流路の熱的伸びも考えられる。このようなことも含めて本来、空力試験と実機試験との性能には何らかの相関がなければならず、また両者の比較および詳細な検討は重要な問題であるから今後共充分留意して検討を加えるつもりである。

4.3 内部流動実験結果

(a)タービン入口部における内部流動実験

実験方法

タービン入口部でのガスの温度、圧力、流入角度、速度および流量の半径方向の分布を調べるため、半径方向にトラバース測定（この場合、加圧実験）をした。センサとしては先端露出型 CA 熱電対温度計を2本、5孔ピトー管を2本、円周方向に配置し、それぞれの位置で半径方向に約10mm毎にトラバース測定した。各センサの配置は図9と同じである。トラバース開始はタービン入

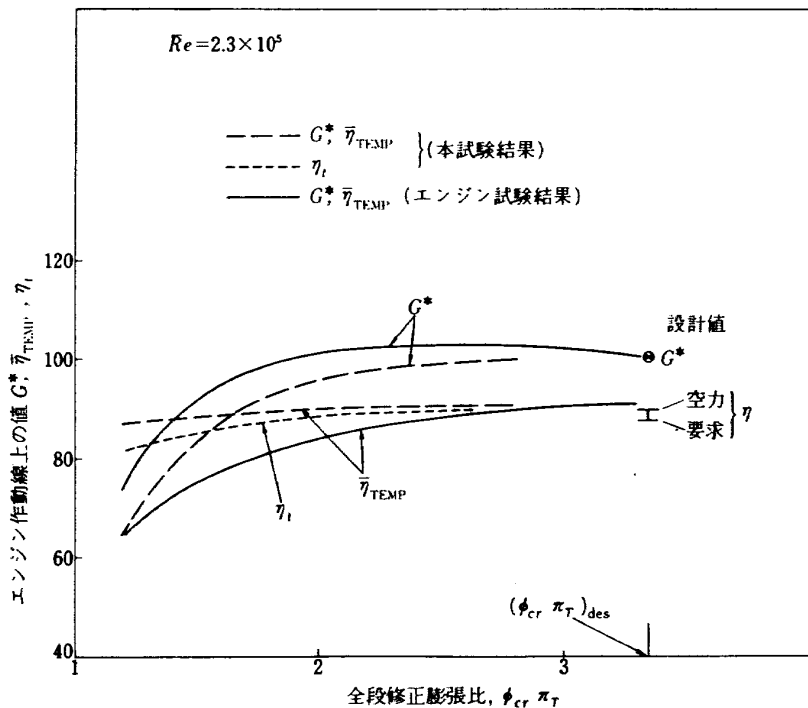


図 27  $R_s = 2.3 \times 10^5$ における性能の比較



口温度がほぼ安定してから開始したが、それでも時間的な変化があったので、往復トラバース測定をすることにより、その局所平均値としてはその時間的な変化を含まないよう努めた。

EX2) と、修正回転数が一定で修正流量を変えた実験 (EX2, EX3) を組合せ行なった。

実験結果

結果を図 28 に示す。(a)の全温分布のみトラバースの行きとかえりて差がみられたので全データをそのままプ

実験は修正流量が一定で回転数を変えた実験 (EX1,

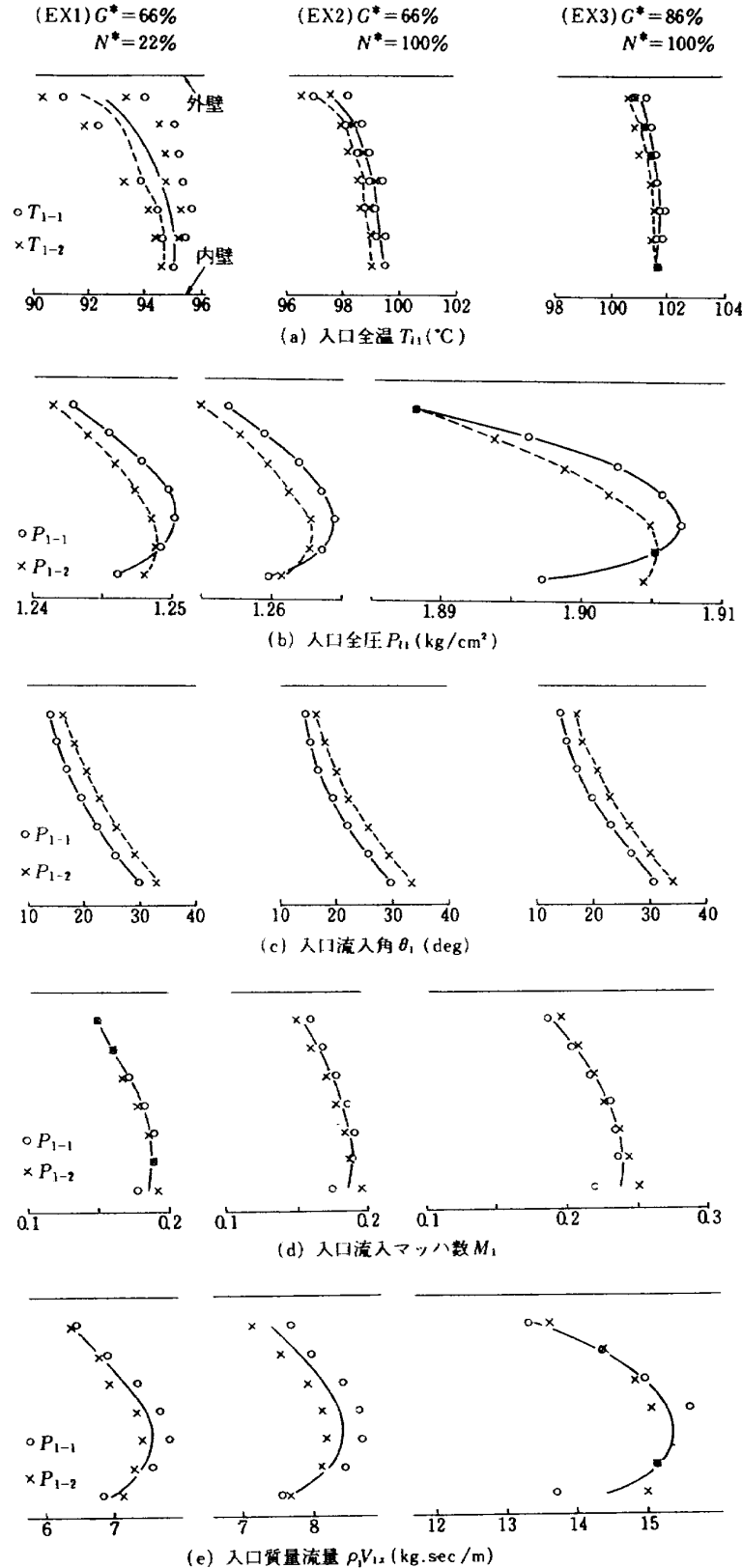


図 28 タービン入口部における内部流動

ロットしたが、全圧、流入角、マッハ数は行きとかえり  
でその局所値に差がなかったため、各ピトー管について  
局所平均値のみ示した。

全温分布(a)は外壁(TIP)側で低く、内壁(ROOT)  
側で高い。この半径方向の温度分布の原因は配管を含め  
た流路外壁への放熱や熱電対を通しての熱移動によるた  
めであろう。このように本試験装置では内部作動ガスと  
外部とは必ずしも完全な断熱状態でなく、入口全温に半  
径方向分布をもたらしたと考えられるわけであるが、こ  
の非断熱状態はタービン入口と出口間の段間にもいえる  
ことであってタービン温度効率がみかけ上大きくなる可  
能性をもっている。なお、このタービン入口全温の分布  
形状は実機時の高圧タービン出口でのそれとは必ずしも  
一致するものではない。

また、全圧分布(b)も同様回転数に影響をうけるとは考  
えられず、ただ実流量が増すにつれて絶対値の分布差は  
大きくなる。いずれの場合も、内外壁との摩擦による全  
圧損失のため、内外壁近くでの流れは低い全圧になって  
おり、流路中央より内壁側に全圧の最大点がある。

一方、流入角(c)は回転数および流量にも殆んど影響を  
うけないが、タービン入口部の流路壁の曲率のため、半径  
方向にかなり大きな角度分布をもっている。また、測定

個所のちがいにより円周方向にも多少角度差がみられる。

流入マッハ数(d)は内壁側で大きい。これは流路のわん  
曲のため内壁側で加速されるためである。内外壁のごく  
近傍では壁とのまさつのため減速されている。

各ピトー管について測定個所での翼高さ方向の局所軸  
方向質量流量を次式で求めた。

$$P_1 V_{1X} = \frac{P_{t1}}{\sqrt{T_{t1}}} \cos \theta_1 \sqrt{\frac{k}{gR}} M_1 \sqrt{(1 + \frac{k-1}{2} M_1^2)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}$$

ここで、 $\bar{T}_{t1}$  は2個の温度測定値の局所平均全温である。  
実流量の大きいほど、分布の絶対差は大きい。

図29に以上の各分布の流路平均値からのずれを示す。  
EX 1~3の各実験とも平均値からのずれは流量(およ  
び回転数)によらずほぼ一本の線で表わされた。この図  
によると、全温、全圧分布はともに±0.2~0.3%<sup>(註)</sup>、  
流入角は内外壁近くの二つの実験点の間に約16°  
程度の差がみられる。またマッハ数および流量はともに  
MEAN~ROOT間の最大値点で平均値より約8%のず  
れがみられる。とくに入口におけるこの速度(マッハ数)  
分布および流量分布はタービンの性能に影響をもつであ  
らう。すなわち、速度分布は後に翼で流れが転向された  
とき二次流れの発生の原因になろうし、流量分布は動翼  
での仕事に影響をもつであろう。

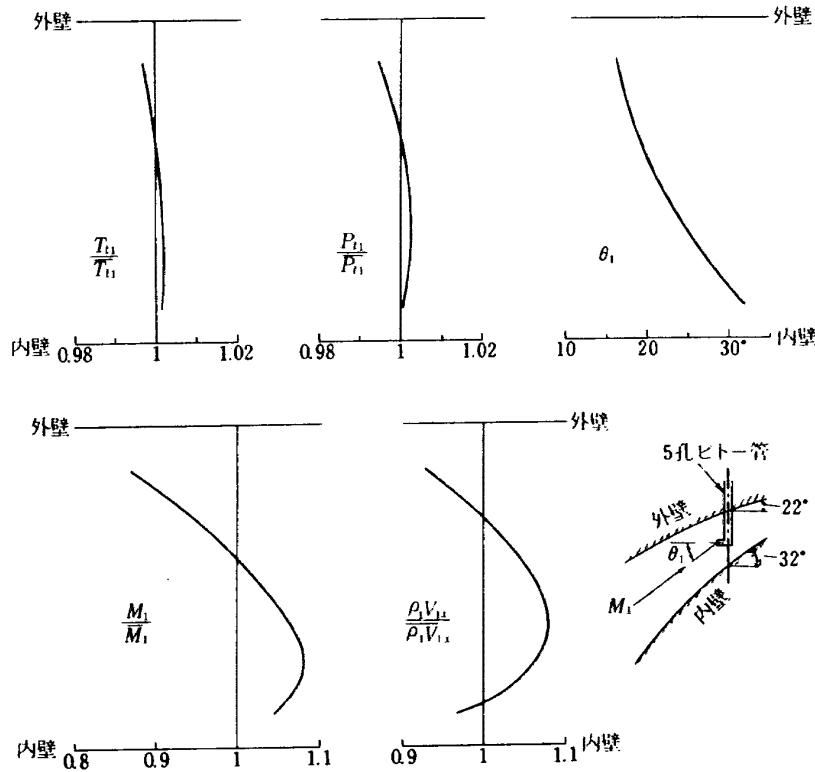


図 29 タービン入口内部流動(平均値からのずれ)

(註) 全温比は全温を $T_x$ で表わした比である。しかし、タービ  
ン全段の温度差からみれば、この半径方向の温度差(2~3

%)はかなり大きいといえる。

(b) タービン出口部における内部流動の実験

実験方法

タービン出口すなわち第4段動翼後でもタービン入口部での内部流動の際用いたと同様の温度計および圧力計

を用いて半径方向にトラバース測定した。ただ、この内部流動の実験は全体性能の実験と同様、減圧実験をした。方法は円周方向にそれぞれ各2点ずつ配置した温度計および圧力計を半径方向に7~8mm毎に往復トラバース（

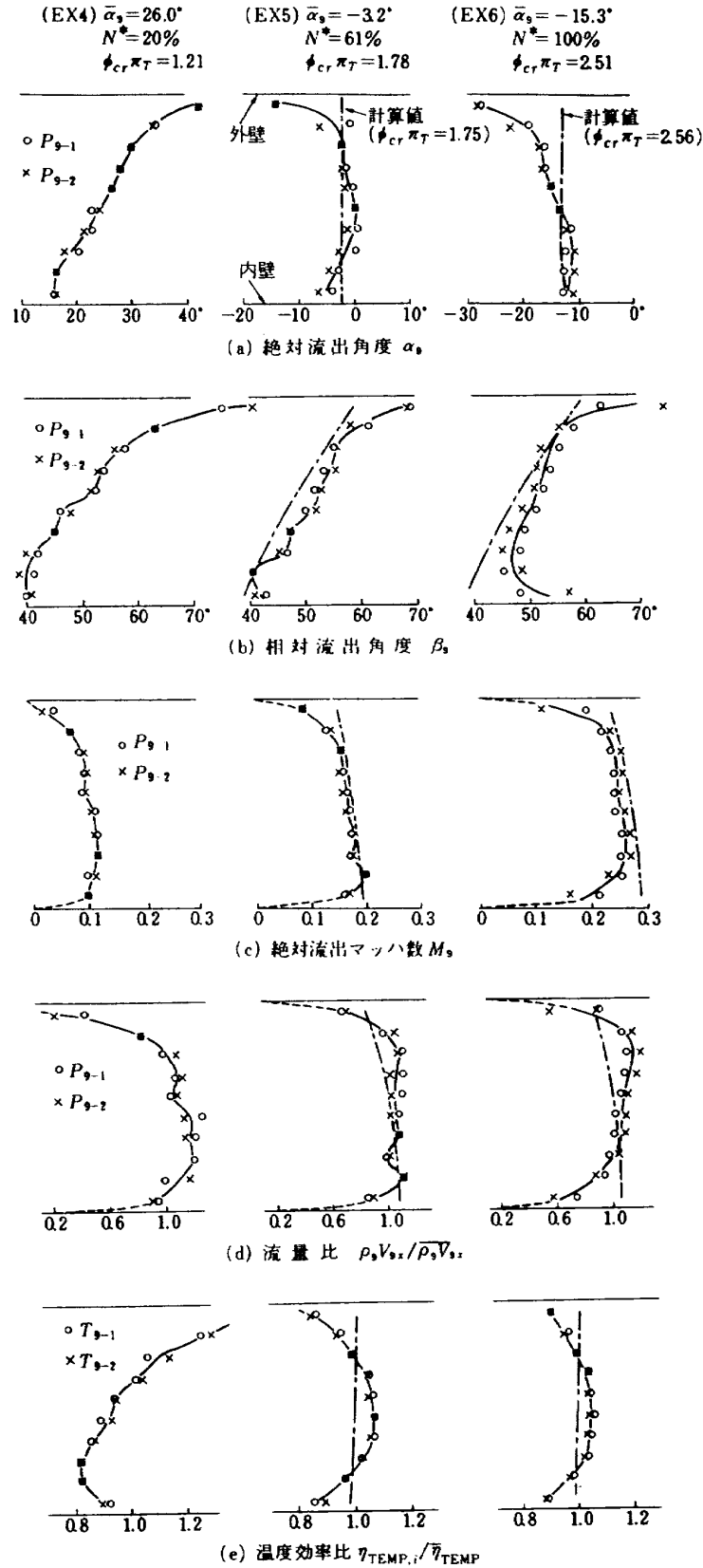


図 30 タービン出口部における内部流動

各計測器往復19点)測定した。流れの角度は5孔ピトー管の内、左右中央の3孔のみ使用して行なった。流れのマッハ数は加圧試験の場合とはちがってピトー管の検定曲線からは得ることができなかった。これは減圧試験時ではタービン出口での流れのレイノルズ数が、検定時(大気圧)のそれよりかなり異なっているためである。そこで静圧分布として半径流単純平衡 (Simple radial balance) の式を仮定して、流量バランス等から流れを解析し、マッハ数を求めた。(付録B参照)

実験点としては出口スワール(第4段動翼出口での平均絶対流出角度 $\bar{\alpha}_g$ )がかなり異なり、かつ流出マッハ数が異なる三点を選んだ。

#### 実験結果

図30にその結果を示す。この内、EX5とEX6の実験には参考のために、その実験点の膨張比に近い準二次元性能計算の結果を併記した。

(a)の絶対流出角度の分布は各実験ともかなり傾向が異なり、平均的スワール( $\bar{\alpha}_g$ )が軸方向に向いているときはほぼ半径方向にその分布は一樣であるが、これからプラス側又はマイナス側に離れるにつれその分布の傾きは著しくなっている。なお、計算値は常に半径方向にほぼ一様であり、実験の結果はこれとかなり異なっている。

(b)の相対流出角度の分布——これが本内部流動実験の最大の目標であるが——は計算値、即ち設計時に期待した第4段動翼相対流出角度と多少異なっており、平均的にも実際の流出角度(又はdeviation角)が大きい。また、流路内の平均のマッハ数の増大とともに、この相対流出角度は外壁側で小さく(かつ設計値に近く)なるが、内壁側では大きくなる(設計値よりずれる)傾向を持っている。しかし、内外壁近くではいずれの場合も流出角度が大きい。これは流れが壁により減速されることや二次流れなどのためであると考えられる。

(c)のマッハ数は全般的に多少外壁側で近く内壁側で高い。概して、実験値と計算値との一致はよいが、壁近くでは壁とのまさつによる境界層の影響等がかなり広い範囲で表われているようである。

一方、(d)の流量分布はかなり部分負荷により様子が異なっている。EX4では外壁側で小流量、内壁側で大流量であるが、EX6ではその逆の傾向を示しており、スワールがほぼ0°のEX5ではほぼ一樣である。これは各実験とも絶対流出速度分布(c)はほぼ同様な分布をしているが、絶対流出角度分布(a)がかなり異なっていることによる。計算値はEX4の実験値に近いが、EX6の実験値とは逆であり、一般に流量分布の計算値と実験値の傾向の一致はよいとは言えない。

(e)は各温度計の測定全温から求めた局所温度効率 $\eta_{TME}$ の分布で、その質量流量平均値 $\bar{m}_{TME}$ との比で示したものである。ただし、タービン入口全温としてはタービン入口での流路平均値を用いており、この $\eta_{TME}$ は必ずしも流線に沿った温度効率ではないがEX5およびEX6はともに流路中央で効率が大きく、両壁に行くにつれほぼ対称に効率は下がる傾向がある。しかし、EX4はこれらと全く異った分布をしており、この点についてはさらに検討を要する。

#### (c) $R_e$ 数による内部流動への影響に関する一実験

ターボ機械への性能とりわけ効率や流量が $R_e$ 数の影響をうけることは付録Dに述べたごとくであるが、これは $R_e$ 数の変化による流れの変化の結果と推察できる。たとえば、 $R_e$ 数が減少するとタービン流路内外壁や翼面上での境界層の厚さが厚くなり通過流量を減少させること、流路壁や翼面上でのまさつ損失やその速度勾配にもなり二次流れ損失を増大させ効率を低下すること等が考えられる。

ここでは、タービン出口での内部流動の $R_e$ 数による変化を調べた。実験点としてはタービン修正回転数比 $N^* \doteq 60\%$ 、全段修正膨張比 $\phi_c, \pi_T \doteq 1.48$  ( $\bar{U}/\bar{C}_{ad} \doteq 0.51$ )を選んだ。ここでは、タービン内平均レイノルズ数( $\bar{R}_e$ )をタービンの入口温度および圧力を変化させることにより変えた。実験のタービン内平均レイノルズ数の範囲は $\bar{R}_e = 1.44 \times 10^5 \sim 0.63 \times 10^5$ (第4段動翼出口では $\bar{R}_e = 0.64 \times 10^5 \sim 0.31 \times 10^5$ )である。

図31に三種の $R_e$ 数におけるタービン出口での半径方向分布の様子を示す。

絶対流出角度からは $R_e$ 数による定性的な影響はわからなかった。相対流出角度については $R_e$ 数が低くなるにつれ平均値としてはわずかに増加する傾向がみられた。マッハ数の分布は三者ともほぼ流路全体にわたり一樣であるが、(d)の流量分布と同様 $R_e$ 数が減少するにつれ、内外壁での境界層の厚さがわずかに増加する傾向がみられる。

また、温度効率の分布は $R_e$ 数の変化によりかなりはっきりした傾向がみられる。すなわち、 $R_e$ 数が小さくなるにつれ、外壁での効率が低い(出口全温が高い)。この解釈として、i)  $R_e$ 数の変化により流れが変化し実際に性能がこのようになった、ii) 本実験では $R_e$ 数が小さくなるにつれ実流量が減少しておりタービン外壁への熱移動の影響が大きくなった等が考えられる。

なお、本実験での可能な $R_e$ 数の範囲が狭まかったこともあって、 $R_e$ 数の内部流動への影響を明言するには至らなかったが、興味ある課題と思われるものでさらに

多くのデータの集積が望まれる。

5 計算値と実験値との比較

実験に先立ち本低圧タービンの部分負荷性能を二種の

計算方法により予想した。ここでは、この二種の計算結果を実験結果と比較して、これらの計算方法の有用性ならびにその限界と将来の計算方法の改良すべき点について述べる。まず、計算方法の概略を述べ、次に全体性能

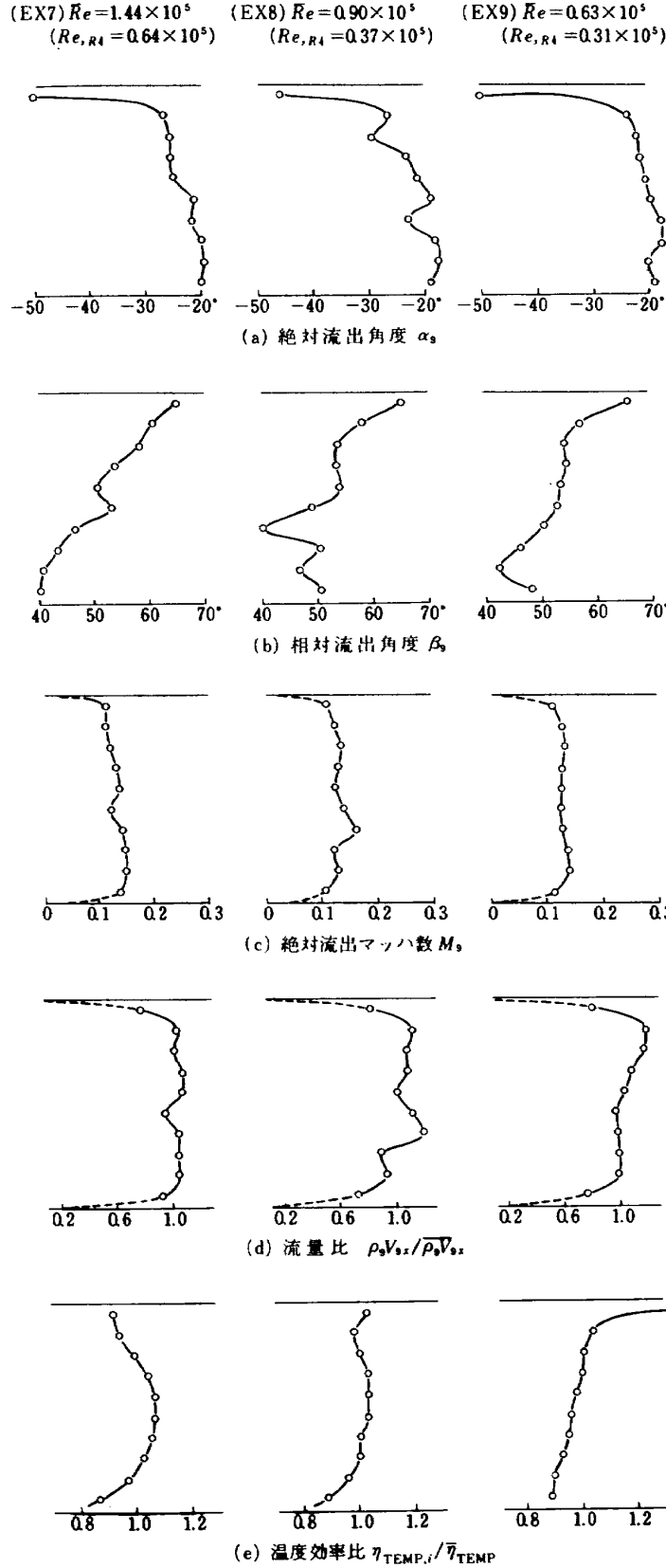


図 31  $Re$  数の変化とタービン出口部内部流動

および内部流動の実験結果と比較検討する。

5.1 計算方法について

(a)一次元計算

各検査断面(図2参照)での平均半径位置でのみ性能を求める一次元的な計算である。主な仮定は次のとおりである。

- i)各翼の相対流出角度は設計速度三角形のMEAN値に常に等しい。
- ii)各翼の全圧損失係数はその翼のMEAN断面形状からAinleyらの方法<sup>7)</sup>により求めた。

また、主な計算式は次のとおりである。

- i)連続の式(流量保存の式)
- ii)オイラーの式(エネルギー保存の式)

(b)準二次元計算

タービン設計用に開発された文献(10)の計算プログラムを部分負荷性能計算用に改良したものである。流線の半径方向のつり合いを取りつつ計算する方法である。なお、あえて「準」二次元計算と呼んだのは流路内外壁の境界層やそこでまさつ損失を考慮していないためである。

主な仮定は次のとおりである。

- i)各翼の半径方向の流出角度の分布は設計値の分布に等しい。但し部分負荷におけるマッハ数のちがいによる流出角度への影響はAinleyら<sup>7)</sup>の方法により補正する。
- ii)各翼の半径方向の全圧損失分布は半径方向の各断面形状からAinleyら<sup>7)</sup>およびDunhamら<sup>11)</sup>の方法により

算出して用いた。

また、主な計算式は次のとおりである。

- i)連続の式
- ii)オイラーの式
- iii)半径流平衡式(Radial Equilibrium Eq.)<sup>9)</sup>

なお、両計算方法とも検査断面として図2を用いた。また、両計算とも流れは円周方向に一様でかつタービン外部と断熱と仮定して行なった。

5.2 全体性能の比較

図32および図33に二種の計算により得た全体性能のマップを示す。計算のタービン効率 $\eta_{cal}$ は動力計出力を基にした実験の $\eta_t$ や温度落差から算出した実験の $\bar{\eta}_{TMB}$ と区別するため添字calをつけた。なお、準二次元計算の場合の $\eta_{cal}$ は質量流量平均値をとった。

まず、本低圧タービンの部分負荷性能の内、最も重要だと思われる実機作動線近傍の効率特性についてみよう。いま、その作動線を常に速度比 $\bar{U}/C_{ad}$ が設計値に等しい線と仮定し、その上の効率特性を比較した。図34にその比較を示す。ここで、計算値と比較する対称の実験値としては前述の図17の温度効率 $\bar{\eta}_{TMB}$ をとった。なぜなら、図15の動力計出力を基にした効率 $\eta_t$ は前述した如く軸受摩擦や放熱に費された仕事分がタービン出力として含まれておらず、純粋に翼になされた仕事から算出した空力的効率( $\eta_{cal}$ )に相当しないと考えられ、空力的効率を示す実験値としては温度効率 $\eta_t$ がより適当と考えたからである。(なお、実験ではわずかな放熱

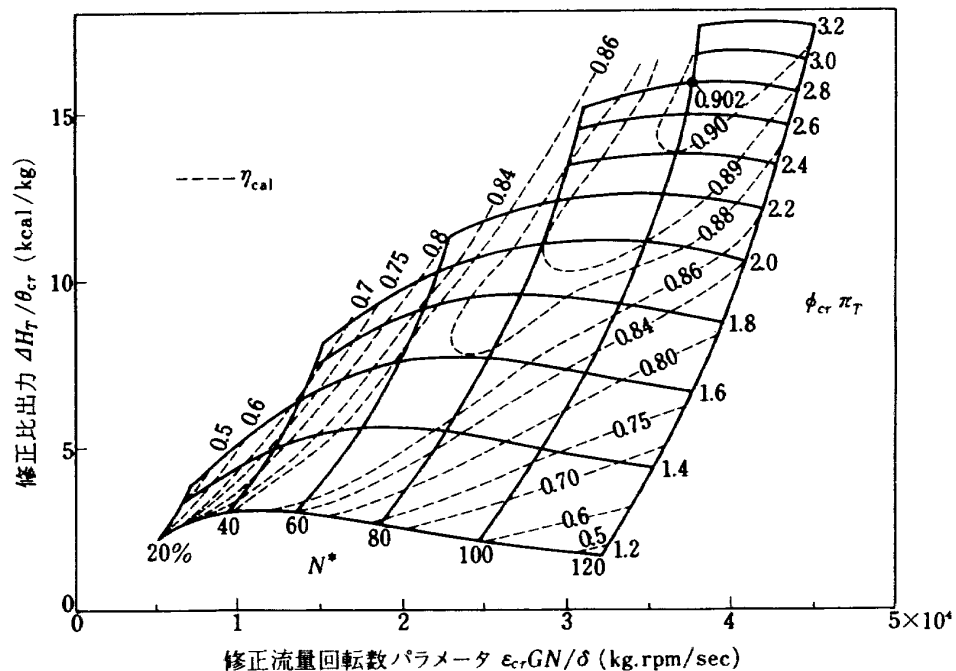


図 32 一次元計算による全体性能マップ

はあると思われる。) 図34より、 $\bar{U}/\bar{C}_{ad}$  = 設計値で表わされる作動線上での効率については両計算とも大差なく実際の効率をよい精度で予想できることがわかった。なお、実機作動線を設計速度比線と仮定したが、この仮定の線は前述図26でみたように実機エンジンでの低圧タービンの作動線に非常に近い線である。

次に、設計の速度比近傍以外の部分負荷時の効率について図32、図33および図17~図19の $\bar{\eta}_{T,MP}$ を参考に検討すれば必ずしも計算は実際の効率を予測できておらず、一般に計算値の方が実験値にくらべ大きい。設計速度比を離れた作動範囲での性能は実機エンジンとしては

あまり重要なものではないと考えられるけれど、この実験と計算との不一致は、今回両計算に用いた異素性能見積り方法ではかなり部分負荷になると(インシデンスが設計値から離れた場合には)翼の全圧損失係数計算値にかなり見込み違いを生ずるということを示しており、今後の異素性能計算時には注意すべきであろう。

5.3 内部流動の比較

(a)タービン入口内部流動

前述の入口での内部流動実験結果のうち、設計の流量に最も近い実験(E X 3)から得られたデータを用いて、流線に沿う質量分布を求め、図35に計算値と比較して示す。ただし、実験の計測位置と準二次元計算値の計算位置とは多少異なるので、流線位置を仮定(流路幅に対する位置が同じ)して比較した。実験値は準二次元値にくらべ外壁側でかなり流量が少ない。なお、計算値は境界層の影響を考慮していないため直線で表わされているが、実際の流れはそれとはかなり異なり、とくに壁との摩擦の影響が大きくみられる。

(b)タービン出口内部流動

前述図30の実験のうちE X 6の実験値と計算値を対比して図36に示す。図でみられるように実験と計算との間には局所的に大きな内部流動の差がある。とくに、内外壁近傍での差が著るしい。これは流路内外壁の境界層や二次流れを考慮していないこの種の計算方法の限界であると考えられる。今後、正しい内部流動の把握ひいては設計方法の改良のために、計算方法の改良を行なり予定である。なお、一次元計算値もスケール上に・印で記したが、単に流れの平均的な値を握むのには一次元、又はこの準二次元的計算方法で充分であろう。

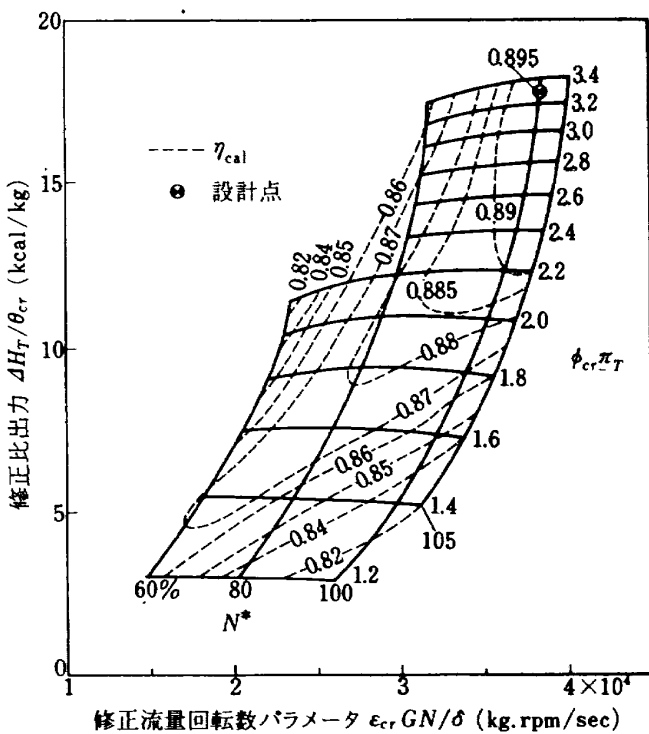


図 33 準二次元計算による全体性能マップ

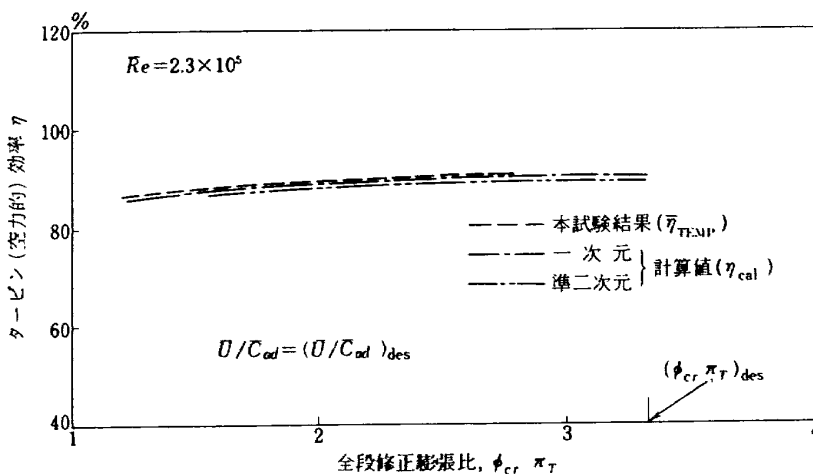


図 34 設計速度比線上の性能の計算値との比較

6 結 論

(1)タービン修正回転数20~120%,全段修正膨張比が1.2~2.6の範囲で全体性能の実験を行なった結果,本ファン駆動用タービンの広い部分負荷における特性が明らかになった。実験の範囲でのタービン最高効率(動力計出力から算出した効率)で87.8%,温度効率で約91%(共に $R_e$ 数の補正なしの値)であった。また,設計点(設計回転数および設計全段膨張比)での実機時の性能としては実験から外挿した値を実機時の $R_e$ 数へ換算すると動力計出力から算出した効率で88.4%,温度効率で

92%程度得られる。これらは設計点での要求効率(88%)および空力的効率(たとえば準二次元値89.5%)をそれぞれ充分満している。また,設計点におけるタービン流量は外挿によると設計値に対し99.4%ほど流れるが,実機時には $R_e$ 数が本試験時より大きいためこの値より多少多くの流量が流れる。また,実機エンジン試験結果と比較した結果,両試験性能の間には部分負荷においては少なからぬ差があったが,設計点ではほぼ一致した。

(2)内部流動の実験の結果,タービン入口での流れのガス状態は半径方向にかなり分布があり,特に角度,速度,流量の分布が大きい。これらは入口部流路壁形状の影響や壁との摩擦などによるものであろう。一方,タービン出口での流れは特に内外壁近くの流れが設計値と異なっていたがこれは壁の影響や二次流れなどの影響によるものと考えられる。また,第4段動翼の相対流出角度は設計値より多少大きい。

(3)計算値と実験値の比較から,二種の計算値(一次元および準二次元計算値)とも実機作動線近傍の全体性能については大差なく,よく実験値と一致した。一方,内部流動については実際の流れは計算値ほど単純ではなく,この計算方法によっては充分予期しえなく,ただ平均値を示すには充分であるに過ぎなかった。

なお,今後に残された問題として,全体性能に関してはタービン流量に及ぼすレイノルズ数の影響のさらに多くのデータの蓄積,実機エンジン試験結果とここで行なったような空力性能試験法による結果との詳細な検討による相関づけがある。また,内部流動に関しては二次元翼列風洞実験のみならず本タービンのような実際のター

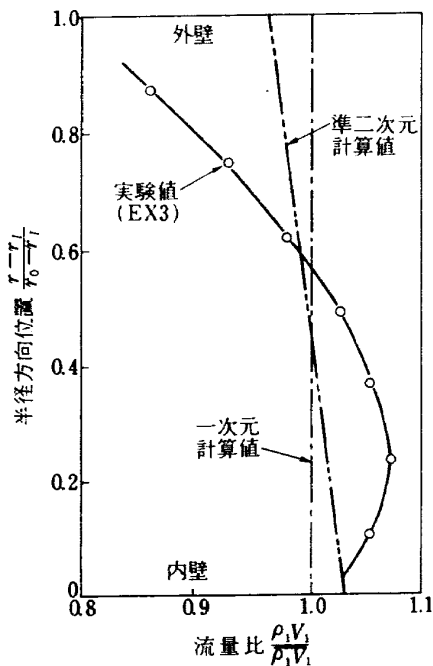


図 35 タービン入口部での流動分布の計算値との比較 ( $G^*=86\%$ )

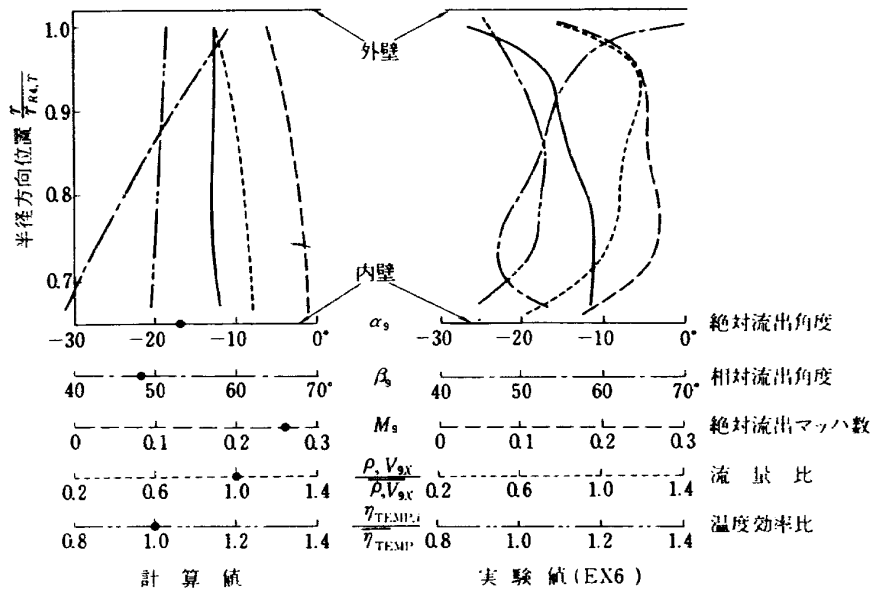


図 36 タービン出口部での内部流動の計算値との比較 ( $N^*=100\%$ ,  $\phi_{cr} \pi_T = 2.51$ )



ビン内での多くの内部流動実験データの蓄積, レイノルズ数による性能への影響の理論的根拠を与えるためのレイノルズ数を変えたときの内部流動の実験がある。また計算法に関しては, 実機作動線近傍の全体性能のみでなくさらに広い範囲にわたり正確な性能の予想ができる計算法の開発, タービン内の現実の流れを正確に把握するために流路の境界層や二次流れの概念を取入れた計算法の開発が急務である。

## 7 あとがき

本タービンは我国におけるファン駆動用低圧タービンの先行研究用として試作したものであるが, 今後のファン駆動用低圧タービンの研究開発の方向としては一段あたりの仕事量をさらに増した高仕事係数をもつタービンでかつ効率の高いものになると考えられる。こうすることによりエンジン重量を減少させることばかりでなく, 高バイパス化による騒音対策にも有利であるからであり, 特に航空用タービンとしては急務の課題といえる。

本空力性能に関する実験に際して当所原動機部の松木原動機部長, 鳥崎室長, ならびに FJR710 エンジンのデザインセンターの方々に御協力をいただいた。末筆ながらお礼申し上げます。

## 参 考 文 献

- 1) K. Takahara et. al. : High Temperature Turbine Researches at National Aerospace Laboratory in Japan, ASME №74-GT-16 (1974)
- 2) S. F. Smith: A Simple Correlation of Turbine Efficiency, J. Royal Aero. Soc., Vol. 69 (1965), PP. 467
- 3) 山本孝正, 高原北雄, 能瀬弘幸, 井上重雄, 白井弘, 三村富嗣雄: 空冷軸流タービンの空力性能に関する研究 (第一報), 航空宇宙技術研究所報告 NAL TR-321 (1973)
- 4) 同上: 二段空冷軸流タービンの空力性能に関する研究, 日本機械学会講演論文集 №740-5 (1974)
- 5) D. G. Ainley, S. E. Peterson and R. A. Jeffs: Overall Performance Characteristics of a Four-Stage Reaction Turbine, ARC R&M. №2416 (1946)
- 6) R. O. Bullock: Analysis of Reynolds Number and Scale Effects of Performance of Turbomachinery, J. of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, Vol. 86 (1964), PP. 247
- 7) D. G. Ainley and G. O. R. Mathieson: A Method of Performance Estimation for Axial Flow Turbines, ARC R&M. №2974 (1951)
- 8) W. J. Nusbaum and M. G. Kofskey: Experimental Performance Evaluation of an 8.5-inch - (21.59-cm-) Mean-Diameter Axial-Flow Turbine at Reynolds Numbers from 18000 to 177000, NASA TN D-4432 (1968)
- 9) A. F. Carter, M. Platt and F. K. Lenherr: Analysis of Geometry and Design Point Performance of Axial Flow Turbines, Part I - Development of the Analysis Method and the Loss Coefficient Correlation, NASA CR-1181 (1968)
- 10) M. Platt and A. F. Carter: Analysis of Geometry and Design Point Performance of Axial Flow Turbines, Part II - Computer Program, NASA CR-1187 (1968)
- 11) J. Dunham and P. M. Game: Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction, ASME №70-GT-2 (1970)
- 12) W. R. Russell, W. Letko and P. G. Fournier: Wind-Tunnel Investigation of Six Shielded Total-Pressure Tubes at High Angles of Attack. Subsonic Speed, NACA TN-2530 (1951)
- 13) 山本孝正, 高原北雄, 白井弘, 三村富嗣雄, 井上重雄: 多段軸流タービンの空力性能に関する研究, 第15回航空原動機に関する講演会講演集 (1975)
- 14) ファン駆動用タービンの設計に関する NASA CR-1862 (1971), 1964, 2096, 2097, 2140, 2171 (1973) があり, 最近その実験結果が CR-2362, CR-2363, CR-2446 (1974) として報告された。
- 15) 松木他: 自動計測のための力平衡型圧力変換器の試作研究, 航空宇宙技術研究所報告 NAL TR-382 (1974)
- 16) 鳥崎忠雄, 能瀬弘幸, 森田光男, 井上重雄, 関根静雄: 遷音速軸流タービンの研究(2), 航空宇宙技術研究所報告 NAL TR-272 (1972)
- 17) H. Nouse et. al. : Experimental Results of Full Scale Air-Cooled Turbines Tests, ASME PAPER №75-GT-116 (1975)

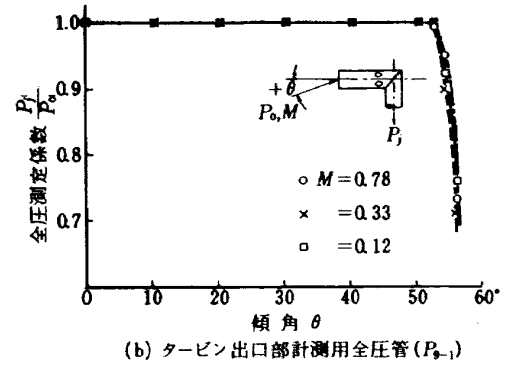
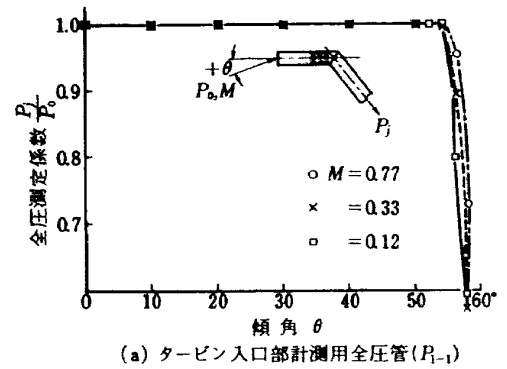
### 付録A シールド付全圧管の詳細

付図1にタービン入口及び出口用のシールド付全圧管の測定部詳細を示す。これらは文献(12)を参考にしたが、(特にタービン出口用のものは動翼と測定位置の距離の関係で)かなり文献(12)のものとは流入部動走長さや(測定孔径/シールド管内径)比等の点で異なるが、全圧測定可能な角度の大きさなどの劣下はなかった。付図2に検定結果を示す。

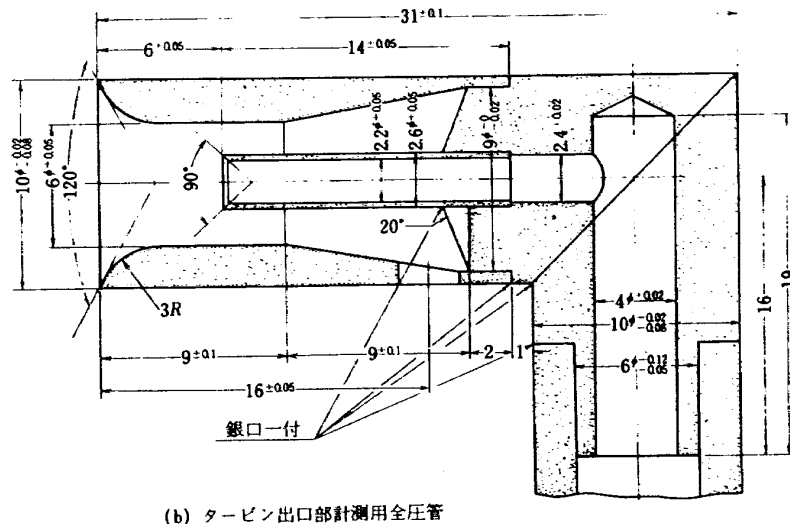
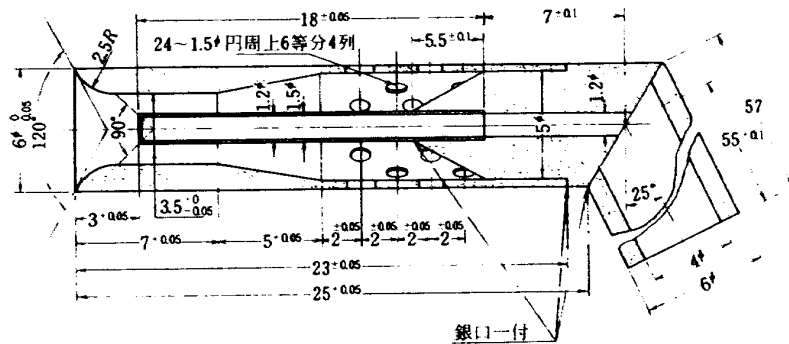
### 付録B タービン出口内部流動の解析方法

#### 解析の目的と概略

全体的性能の実験においてはタービン出口部で半径方向に局所温度  $T_{j9,i}$  (全温にあらず), 局所全圧  $P_{t9,i}$  を半径方向にトラバース測定した。この測定値から温度効率(質量流量平均値)を求めるためには, 測定温度を温度回復係数で補正する必要がある, そのためにはタービン出口での半径方向のマッハ数の分布をはじめ, 流量分



付図2 シールド付全圧管の検定結果



付図1 シールド付全圧管先端測定部詳細

布などタービン出口での半径方向の内部流動を知らねばならない。以下(a)に本文図17の温度効率, 図20, 21のタービン出口での絶対流出角度および絶対流出マッハ数を求めた際の内部流動解析方法を示す。

又, タービン出口で5孔ピトー管(5孔の内3孔)を用いて行なった内部流動実験での各種量の半径方向分布(図30, 31)も前述と同様な解析方法によった。ただし, 全圧管を用いた全体性能の実験の場合と異なり, 出口絶対流出角度も測定しているのので, 前述の解析より仮定が1つ少なくなる。

解析方法

(a)全体性能の実験の場合

- 仮定: 1. 円周方向に流れは一様とし, 半径方向の分布のみ考える。  
 2. 静圧の半径方向の分布は単純半径流平衡 (Simple radial balance) 式に従うとする。  
 3. 第4段動翼での相対流出角度の半径方向の分布は設計通りとする。

計算式: 付図3に示す流線を参照して流線に沿う連続式は,

$$\frac{\Delta G_i \cdot 2\pi r_i dr \sqrt{T_{t9,i}}}{P_{t9,i} \cdot 2\pi r_i dr \cos \alpha_{9,i}} = q(M_{9,i}) \quad (B.1)$$

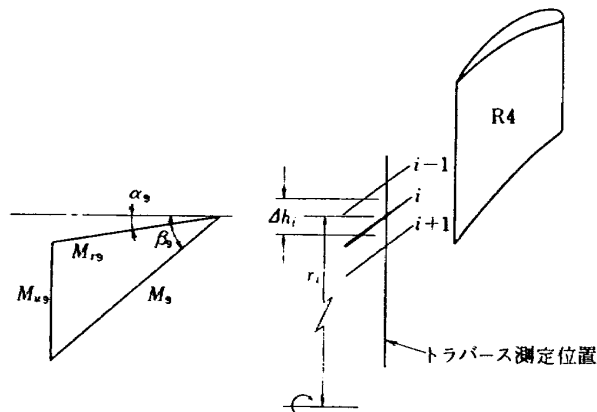
ここで,  $i$  は局所半径位置  $r_i$  の値で,  $\Delta G$  は単位面積あたりの流量を示す。又  $q(M_{9,i})$  は

$$q(M_{9,i}) = \sqrt{\frac{kq}{R}} M_{9,i} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{9,i}^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (B.1')$$

いま,

$$x_i = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{9,i}^2\right) = \left(\frac{T_{t9,i}}{T_{s9,i}}\right) = \left(\frac{P_{t9,i}}{P_{s9,i}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (B.2)$$

とおき, かつ温度回復係数  $RF$  の定義式 ( $T_{j9}$  は測定温度);



付図3 流線と速度三角形

$$RF = 1 - \frac{T_{t9} - T_{j9}}{T_{t9} - T_{s9}} \quad (B.3)$$

を用いれば (B.1) 式より

$$\Delta G_i = A \sqrt{\frac{(x_i-1) \{RF \cdot x_i + (1-RF)\} \cdot \frac{P_{t9,i}}{x_i^{\frac{2k}{k-1}}} \cos \alpha_{9,i}}{\sqrt{T_{j9,i}}}} \quad (B.4)$$

を得る。ここで  $A$  は定数で  $A = \sqrt{\frac{2kg}{(k-1)k}}$  である。また,  $RF$  は検定結果から得るが, また  $RF$  はマッハ数 (したがって  $x_i$ ) の関数である。ここで  $\cos \alpha_{9,i}$  ( $= y_i$  とおく) は速度三角形の関係から次式の根として求まる。

(付図3参照)

$$a y_i^2 - 2b y_i + c = 0 \quad (B.5)$$

$$\text{ここで, } \begin{cases} a = 1 + \tan^2 \beta_{9,i} \\ b = \left(\frac{M_{u9}}{M_9}\right)_i \tan \beta_{9,i} \\ c = \left(\frac{M_{u9}}{M_9}\right)_i^2 - 1 \end{cases} \quad (B.5')$$

(B.5') 中  $(M_{u9}/M_9)_i$  はタービン回転数  $N$  等を用いて,

$$\left(\frac{M_{u9}}{M_9}\right)_i = B \cdot N \cdot r_i \sqrt{\frac{RF x_i + (1-RF)}{(x_i-1) T_{j9,i}}} \quad (B.5'')$$

ここで,  $B$  は定数で  $B = \frac{\pi}{30} \sqrt{\frac{k-1}{2k g R}}$  である。タービン出口の全流量 ( $G_{cal}$ ) は,

$$\begin{aligned} G_{cal} &= \int_{A_{90}} \Delta G_i dA \\ &= 2\pi \sum_i \Delta h_i \left\{ A \sqrt{\frac{(x_i-1) \{RF \cdot x_i + (1-RF)\} \cdot \frac{P_{t9,i}}{x_i^{\frac{2k}{k-1}}}}{\sqrt{T_{j9,i}}}} r_i y_i \right\} \end{aligned} \quad (B.6)$$

ここで  $\Delta h_i$  は流線  $i$  の占める流路幅とし

$$\Delta h_i = (r_{i-1} - r_{i+1}) / 2 \quad \text{とする。 (付図3参照)}$$

また, 静圧分布として単純半径流平衡の式

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P_s}{\partial r} = \frac{V_s^2}{r}$$

を差分形にし, かつ速度三角形等の関係等を用いれば,

$$x_{i+1} = \frac{P_{t9,i+1}^{\frac{k-1}{k}}}{P_{t9,i}^{\frac{k-1}{k}}} \frac{x_i}{\left[1 - \left(\frac{2k}{k-1}\right) \left(1 - \frac{r_{i+1}}{r_i}\right) (x_i-1) (1-y_i^2)\right]^{\frac{k-1}{k}}} \quad (B.7)$$

を得る。この式から  $x_1$  の値がきまると続いて  $x_2, x_3, \dots$  の値がきまる。(註)

ところで, 全体性能の実験の場合, 半径方向トラバース測定点は5点であり,  $i=1$  から  $i=5$  までの測定値  $P_{t9,i}, T_{j9,i}$  およびその測定位置  $r_i$  とその位置での相対流出角度  $\beta_{9,i}$  (設計値の分布から) および回転数  $N$  を用いて式 (B.6) より流量  $G_{cal}$  を計算する。このとき  $x_1$  を適当にはじめ仮定し式 (B.7) より  $x_2, \dots, x_5$

(註) 本タービンでは図26でもみられるようにタービン出口静圧は半径方向にほとんど差がないので, 仮定2のかわりに静圧分布一様と仮定しても結果はほとんど差はなかった。

を求め式 (B.6) より計算される流量  $G_{cal}$  がオリフィスにより計測した実流量  $G$  に  $|G_{cal} - G| < \delta$  ( $\delta = 0.001 \text{ kg/sec}$ ) の範囲になるように  $x_1$  をくり返し与えた。  $x_1, \dots, x_5$  が求まれば式 (B.2) から局所マッハ数が求まり、他の半径方向の局所値もきまることになる。

(b) タービン出口部における内部流動の実験の場合

この場合は局所流出角度  $\alpha_{\theta, i}$  も測定しているの、(B.5) 式より  $y_i$  を求める必要がない。すなわち仮定3が不要となり、逆に実験値より第4段動翼出口相対流出角度が求まることになる。この点以外は前項(a)の解析方法と全く同様である。ただし半径方向トラバース位置は10点で行なった。

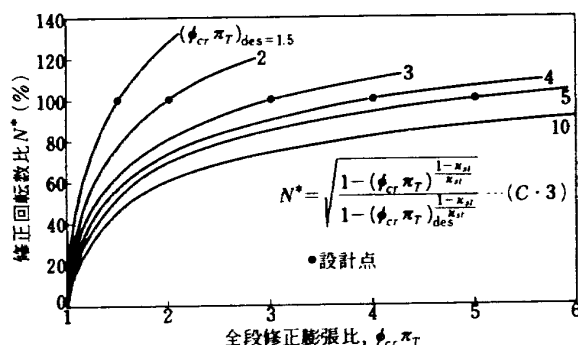
### 付録C 速度比一定線上でのタービン回転数と全段膨張比の関係

図15でもみたように各回転数におけるタービンの最高効率率は速度比がほぼ一定の値の点に存在する。これは単段、多段タービンにかかわらず、実験および性能計算により確かめられている。また最高効率の近傍では図16でもみたように多少速度比が変化しても効率の値はほとんど変化しないこと、かつその速度比は設計の速度比に近いことから、最高効率を示すタービンの回転数と全段膨張比の関係を以下のように求めることができる。この関係で表わされる作動線は実機(エンジンの)低圧タービンの作動線に近い。タービンの性能実験においてはこの作動線近傍のみで実験を行なえば図27で示したような必要な性能が求められることになる。一段あたりの速度比  $\bar{U}/C_{ad}$  の定義式は  $m$  をタービン段数として

$$\frac{\bar{U}}{C_{ad}} = \frac{\pi DN}{60\sqrt{2gJ\Delta H_{ad}/m}} = \frac{\pi DN}{60\sqrt{2gJ\bar{c}_p T_{t1} \{1 - (\frac{1}{\pi_T})^{1/m}\}}} \quad (C.1)$$

いま、最高効率を示す速度比を  $(\frac{\bar{U}}{C_{ad}})_{opt}$  とし、修正回転数、修正膨張比の式を用いれば次式を得る。

$$\frac{N}{\theta_{cr}} = \frac{(\frac{\bar{U}}{C_{ad}})_{opt}}{C} \sqrt{1 - (\phi_{cr} \pi_T)^{\frac{1-k_{st}}{k_{st}}}} \quad (\text{rpm}) \quad (C.2)$$



付図4 設計(全段)膨張比と式(C.3)で表わされる  $N^* \sim \phi_{cr} \pi_T$  の関係

ここで、 $C$  はタービンにより定まる定数で

$$C = \frac{\pi \bar{D}}{60\sqrt{2gJ C_{pst} T_{st}}}$$

である。ここで、添字  $st$  は基準状態の値を示す。

とくに、 $(\frac{\bar{U}}{C_{ad}})_{opt}$  が設計の速度比  $(\frac{\bar{U}}{C_{ad}})_{des}$  に等しいとすれば、式 (C.2) より

$$N^* = \sqrt{\frac{1 - (\phi_{cr} \pi_T)^{\frac{1-k_{st}}{k_{st}}}}{1 - (\phi_{cr} \pi_T)_{des}^{\frac{1-k_{st}}{k_{st}}}}} \quad (C.3)$$

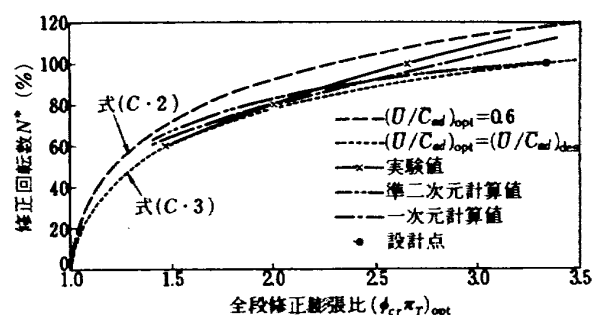
を得る。付図4に設計のタービン修正膨張比  $(\phi_{cr} \pi_T)_{des}$  が1.5~1.0の場合のタービンについて、式 (C.3) で計算した  $N^*$  と  $(\phi_{cr} \pi_T)$  の関係を示す。

なお、実験および計算により得られた本タービンの最高効率線と速度比との関係を付図5に示す。いずれの場合も設計速度比(0.492)に近い。0.492-0.6の速度比の間では効率の変化は非常に小さい。

### 付録D 効率および流量に及ぼす $R_s$ 数の影響について

ターボ機械の性能に大きな影響を及ぼすものとして  $R_s$  数がある。本空力性能試験用タービンのように実機時(または設計時)とかなり  $R_s$  数の異なる状態で性能を調べた場合、効率や流量に対し  $R_s$  数による補正を行ない実機の作動性能を予想する必要がある。 $R_s$  数のターボ機械の性能のうちとくに効率に及ぼす影響に関して数多く議論がなされてきた。すなわち、Bullock<sup>(6)</sup> のように理論を基にした議論も一部ではみられるが、その現象の複雑さや実験の困難さのためにその大部分が経験式の提示に終っており、これらのうちどの補正式が最適かは多くの実験結果に待たざるをえない。また、流量に関しては殆んど議論されたことはない。

本文の4.2節(h)で用いた  $R_s$  数に関する補正式として効率に対し



付図5 最高効率線と速度比の関係

$$\frac{1-\eta}{1-\eta'} = \left(\frac{R_s}{R_s'}\right)^{-0.2} \quad (D.1)$$

で表わされるMoodyの式を用いた。これはAinley<sup>7)</sup>らが推奨している実験式で古くからよく用いられているものであり、我々の高圧タービンの実験によっても確認されている。<sup>17)</sup>

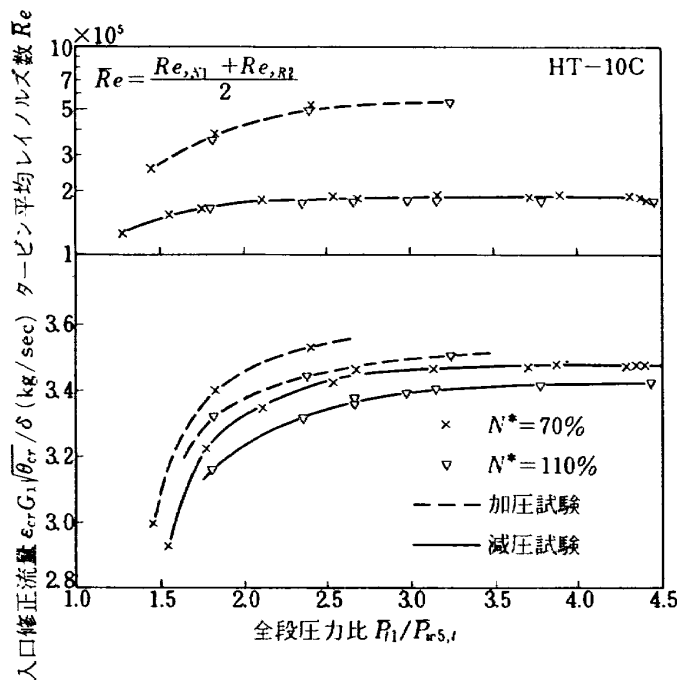
また、タービン入口修正流量に対しては次式を用いた。

$$\frac{\epsilon_{cr} G \sqrt{\theta_{cr}/\delta}}{(\epsilon_{cr} G \sqrt{\theta_{cr}/\delta})'} = \left(\frac{R_s}{R_s'}\right)^{0.025} \quad (D.2)$$

この式は我々が二段タービンにおいて行なった実験(付図6)とW. J. Nussbaumらの実験<sup>8)</sup>の結果から求めた実験式である。

ところで、ターボ機械の流量特性に及ぼす $R_s$ 数の影響の実験例は殆んどなく、したがってその影響について系統的に言及したものもない。もし、 $R_s$ 数のちがいでよる流量特性の変化が主に流路壁や翼面上での境界層の排除厚さに帰因するものであれば、その影響の度合いは

翼高さや翼間隔が大きくなるにつれて一般に少なくなると思われ、従ってタービンによってその影響の大きさは異なるであろう。式(D.2)の実験式はアスペクト比がほぼ1に近い翼の実験で得られたものであるが、最近報告された翼高さの大きなFan-drive用タービンの実験<sup>14)</sup>では、式(D.2)で表わされる関係よりかなり小さな流量変化しか示していない。ただ、この実験<sup>14)</sup>では実験のRe数のレベルが非常に高い領域でしか行なわれていないこともその流量変化の小さい一つの原因と考えられる。ところで我々は流量に及ぼすRe数の影響について理論的な解析を行なっているがその解析からRe数をかえたとき流量の変化の大きさはレイノルズ数の変化の大きさ(比 $R_s/R_s'$ )、レイノルズ数のレベルの他、タービンのチョーク翼のアスペクト比、ソリディティおよびそのチョーク翼の位置等によるものと考えられ、その影響は単純ではないと考えられる。詳細は別の機会に報告したい。



付図6 タービン流量特性とレイノルズ数の関係  
(二段軸流タービン HT-10C の場合)

---

## 航空宇宙技術研究所資料286号

昭和50年10月発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)☎182

印刷所 株式会社東京プレス  
東京都板橋区桜川2-27-12

---

