

ISSN 0389-4010  
UDC 621.438.1:  
621.454.2

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-691

液酸・液水ロケットエンジン用タービンの性能

橋本亮平・上條謙二郎・渡辺義明

長谷川 敏・藤田敏彦

1981年12月

航空宇宙技術研究所

NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

## 目 次

1. まえがき	1
2. 供試タービンの概要	2
2.1 ターボポンプシステム	2
2.2 液酸タービン	3
2.3 液水タービン	6
3. 試験装置と試験方法等	9
3.1 試験装置	9
3.2 試験方法	12
3.3 冷走試験について	12
4. 計測・制御とデータ処理	14
4.1 計測・制御	14
4.2 データ処理	14
5. 試験結果と考察	17
5.1 液酸タービン	17
5.2 液水タービン	22
6. むすび	28
主な記号	29
参考文献	29

# 液酸・液水ロケットエンジン用タービンの性能\*

橋本亮平\*\* 上條謙二郎\*\* 渡辺義明\*\*  
長谷川 敏\*\* 藤田敏彦\*\*\*

## PERFORMANCE EVALUATION OF LOX AND LH<sub>2</sub> TURBOPUMP TURBINES FOR A 10 TON THRUST LOX/LH<sub>2</sub> ROCKET ENGINE

Ryohei HASHIMOTO, Kenjiro KAMIJO, Yoshiaki WATANABE,  
Satoshi HASEGAWA and Toshihiko FUJITA

### ABSTRACT

The aerodynamic performance evaluation of the pump-drive turbines for a 10 ton thrust liquid oxygen and liquid hydrogen (LOX and LH<sub>2</sub>) gas generator cycle propulsion system, which has dual-shaft series turbines, was tested mainly using cold nitrogen gas.

At design equivalent speed and pressure ratio, the LOX turbine static efficiency was about 35 percent compared to the design value of 32.8 percent. The LH<sub>2</sub> turbine static efficiency was very close to the design value of 45 percent.

Equivalent weight flow of both the LOX and LH<sub>2</sub> turbines was greater than design value. The specifications of the turbines were changed in order to utilize the present test results as much as possible. No aerodynamic design modifications were made on either turbine. So the aerodynamic performance of the LOX and LH<sub>2</sub> turbines for the LE-5 engine is almost the same as the present results.

### 1. まえがき

昭和52年度より、大型人工衛星打上げ用ロケットの第2段を対象とした推力10トン級液酸・液水ロケットエンジンの開発研究が宇宙開発事業団を中心として進められている。同エンジン用ターボポンプシステムに関して、航空宇宙技術研究所は宇宙開発事業団と共同研究を進めている。本報告は同ターボポンプ・タービンに関して航技研で行った試験結果を中心にその性能について述べたものである。

液酸・液水ロケットエンジンのターボポンプシステムの中核は液体酸素と液体水素を燃焼室に圧送する液酸ターボポンプと液水ターボポンプである。同エンジンでは液酸・液水ガス発生器の燃焼ガスによりまず液水ターボポンプが駆動され、つぎに液酸ターボポンプが駆動される独立二軸直列タービン方式が用いられている。

ガス発生器サイクルエンジンでは、タービン駆動ガス量の増加はエンジン性能の低下と密接に関係している。したがってエンジン性能を向上させるためにはより高い効率のタービンとすることが大切となる。

つぎに両ターボポンプは要求される混合比の液体

\* 昭和56年11月9日受付

\*\* 角田支所

\*\*\* 宇宙開発事業団

酸素と液体水素を一定圧力で主燃焼室に供給しなければならない。独立二軸直列タービン方式の場合には両ターボポンプの出力比を合わせることに特に重要となるため、2台のタービンの性能は設計値により良く合うことが必要である。若干の出力比のずれは駆動ガスのブリードによって調整可能であるが、過度のずれはターボポンプの効率低下をもたらし、最悪の場合には設計変更を余儀なくされる。以上は定常運転時における問題であるが、このほか数秒間で急速に起動されるエンジンの過渡状態におけるタービンの性能の把握も大切な課題である。この過渡状態においてもターボポンプの出力比は制御できる範囲内におさまらなければならない。この過渡状態を予測計算する上では両タービンの設計点以外での性能を正確に知る必要がある。

以上の背景の下に液酸・液水ロケットエンジン用ターボポンプ・タービンの性能試験が航空宇宙技術研究所において行われた。液酸タービンは亜音速の1段2列速度複式衝動タービンであり、また液水タービンは第1動翼が超音速の同じく1段2列速度複式衝動タービンである。

## 2. 供試タービンの概要

### 2.1 ターボポンプシステム

液酸・液水ロケットエンジンのターボポンプ系統図を図2.1に示した。また表2.1に同エンジン用タ

ーボポンプの第一次試作における主要設計諸元を示した。本システムは液体酸素および液体水素をエンジン主燃焼室に圧送する液酸、液水ターボポンプと、これらを駆動する燃焼ガスを発生するガス発生器、ならびに両ターボポンプの出力を調整するための制御弁などから構成される。ターボポンプシステムの運転は次のように行われる。両ターボポンプはまず主燃焼室を冷却してガス化したガス水素により起動される。両ターボポンプが一定の出力に達したところでポンプ吐出側から液体酸素と液体水素をガス発生器に導き、

表 2.1 第一次試作ターボポンプ主要設計諸元

要 目	液酸ターボポンプ	液水ターボポンプ
回転数 (rpm)	16,500	50,000
ポンプNPSH (m)	7.5	56.0
ポンプ吐出圧力 (kg/cm <sup>2</sup> a)	52.5	56.0
ポンプ揚程 (m)	452	7,930
ポンプ流量 (kg/s)	19.23	3.5
ポンプ効率 (%)	65.0	68.0
タービン入口全圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	5.0	24.0
タービン出口静圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	2.2	5.0
タービン入口温度 (K)	737	922
タービンガス量 (kg/s)	0.332	0.375
タービン効率 (%)	32.8	45.0

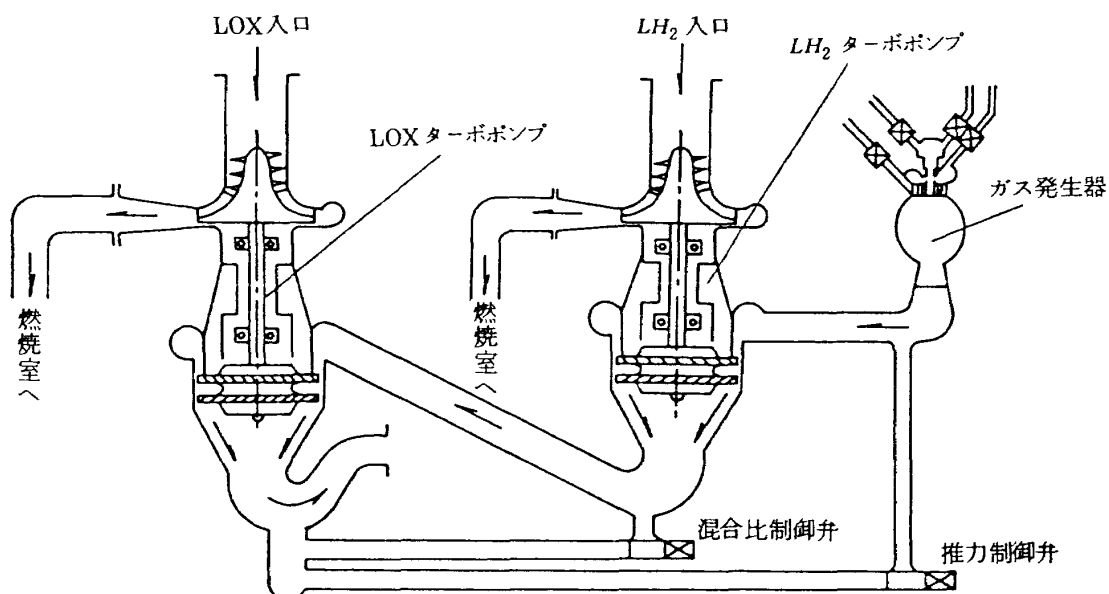


図 2.1 液酸・液水ロケットエンジン用ターボポンプ系統図

混合比約0.9で燃焼させて、この燃焼ガスで両ターボポンプを駆動する。駆動ガスは液水ターボポンプ・タービン（液水タービン）を通過した後液酸ターボポンプ・タービン（液酸タービン）へ流入する独立二軸直列タービン方式である。

この方式は2台のターボポンプが各々独立しているため、かなりの期間、両ターボポンプを別々に開発できる利点がある。また他のターボポンプ方式に比べてタービンの圧力比が小さくなること、また駆動ガスは全量が順次両ターボポンプを通過することから、比較的高いタービン効率を得ることができる。そのほか液酸ターボポンプについてはタービン駆動ガスの入口圧力と温度が低くなるため、軸シールを中心とした構造設計が比較的容易になる。

こうした反面、両ターボポンプの出力比を設計通りとするためには、開発初期において各要素の性能をより正確に把握しておく必要がある。また短時間に行われるエンジン起動時に、両ターボポンプの出力比を許容範囲内におさめるための調整が必要である。

なお表2.1において液酸タービンと液水タービンの駆動ガス量が異なるのは、両タービン間にある混合比制御弁を通して駆動ガスの一部がブリードされるためである。

## 2.2 液酸タービン

第一次試作液酸タービンの構造の概略を図2.2に示した。フルアドミッションノズルを持つ1段2列速度複式衝動タービンである。第1動翼、第2動翼にはチップシュラウドを付けず、動翼外周ケーシングにハニカム構造のシュラウドリングを設けている。シャフトおよび第1ロータと第2ロータの結合にはカービックカップリングと1本のセンタータイボルトを用いている。図2.3にシュラウドリングを示した。

液酸タービンの動翼平均直径  $D_m$  は設計に先立って行われたエンジンシステムの解析結果より、液水タービンと同じ152 mmと定められている。

ノズル、第1動翼、静翼、第2動翼の翼形は平均直径の位置で決定した二次元翼である。全て鈍頭翼

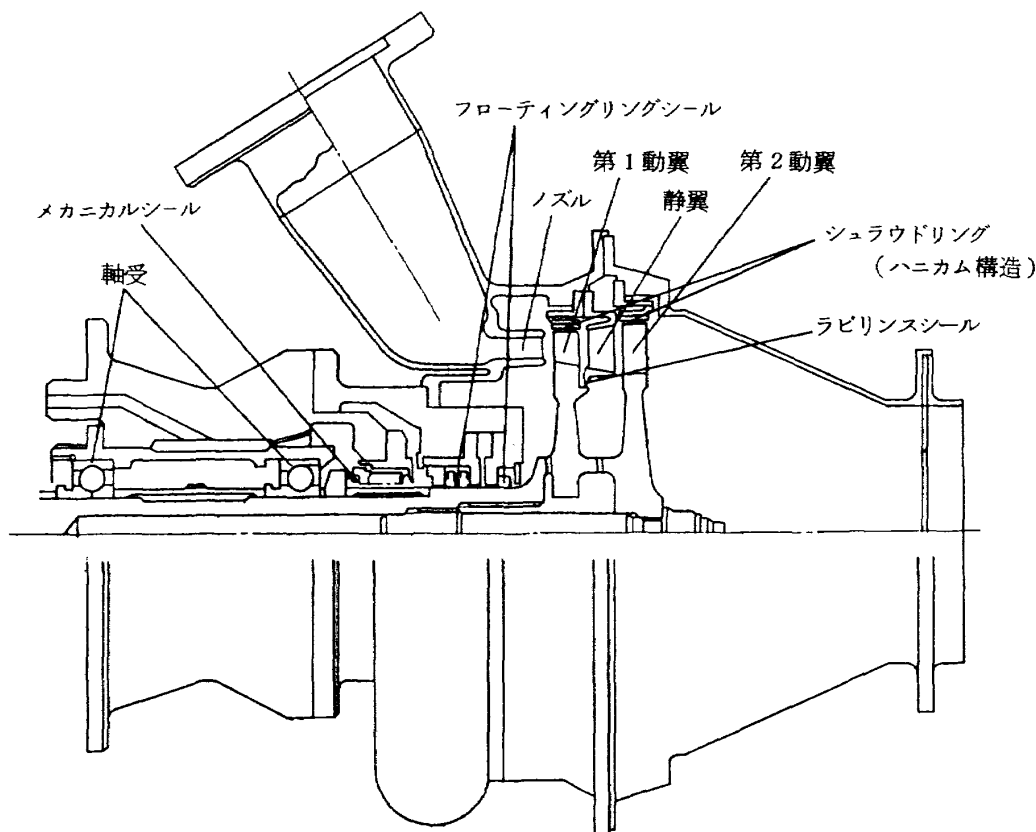


図2.2 液酸タービン概略構造

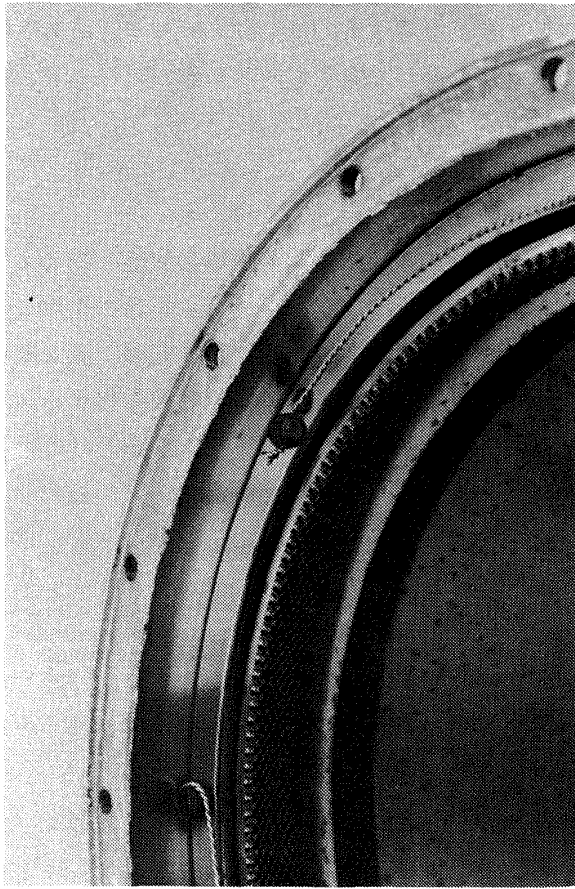


図 2.3 シュラウドリング

形であり、第 1 動翼、静翼、第 2 動翼の翼形は同一である。各翼の形状を図 2.4 に示した。また図 2.5, 図 2.6, 図 2.7, 図 2.8 にタービンノズル, 第 1 ロータ, 静翼, 第 2 ロータを示した。

液酸タービンの設計は液酸・液水ロケットの  $M-1$  エンジン用液酸タービンの設計<sup>1)</sup>を参考に行っている。表 2.2 に供試タービンの主要設計諸元を示した。また液酸タービン入口における駆動ガスの物性値は以下のような<sup>2)</sup>。

$$T_0^\dagger = 737\text{K}$$

$$C_p = 1.901\text{ kcal/kg}\cdot\text{K}$$

$$\kappa = 1.375$$

$$R = 221.4\text{ kg}\cdot\text{m/kg}\cdot\text{K}$$

液水タービンに比較して回転数が低いため、液酸タービンの設計速度比  $(U/C_0)d$  はかなり低く 0.086 である。このような低い速度比において最も高い効率が得られるのはノズルに 100 パーセントの熱落差を与えたときである<sup>3)</sup>が、静翼、第 2 動翼の翼高さを適度な値とするため、ノズル、第 1 動翼、静翼、第 2 動翼にそれぞれ 90, 0, 3, 7 パーセントの熱落差を与えている。

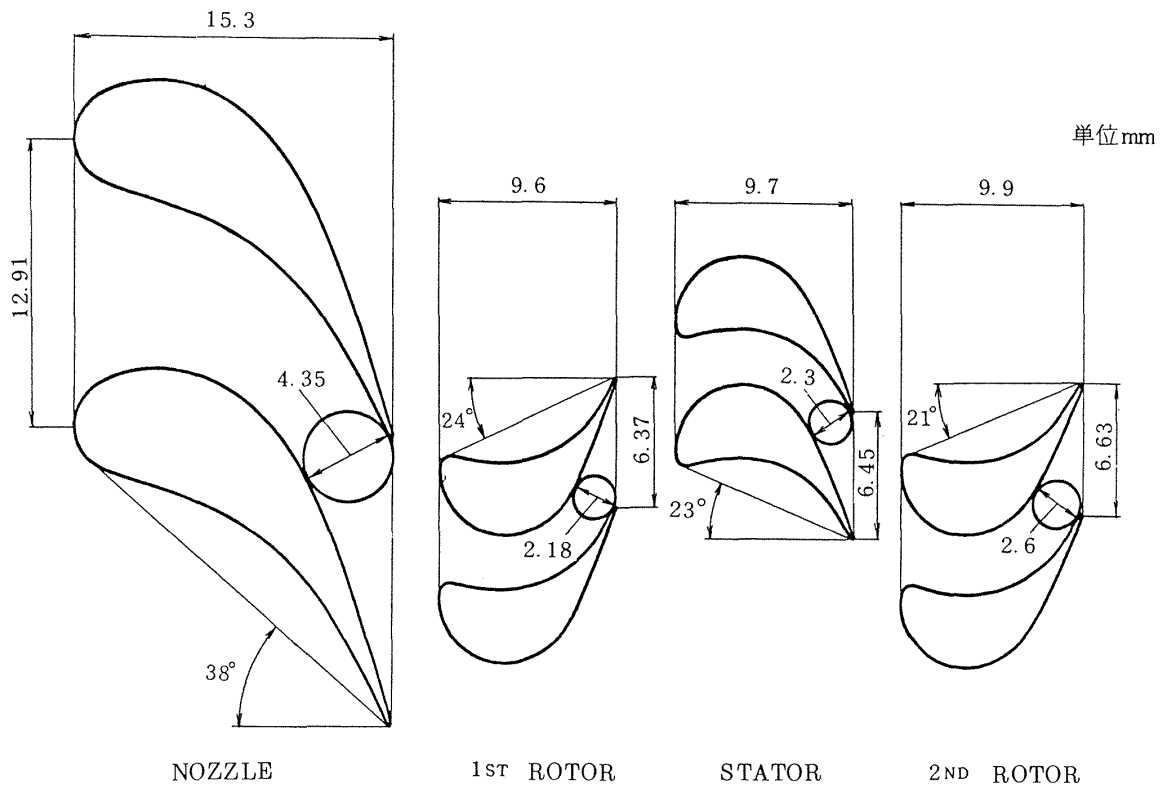


図 2.4 液酸タービン翼形状

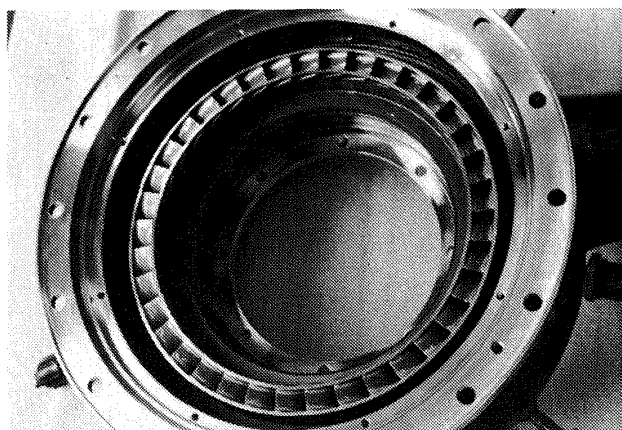


図 2.5 タービンノズル

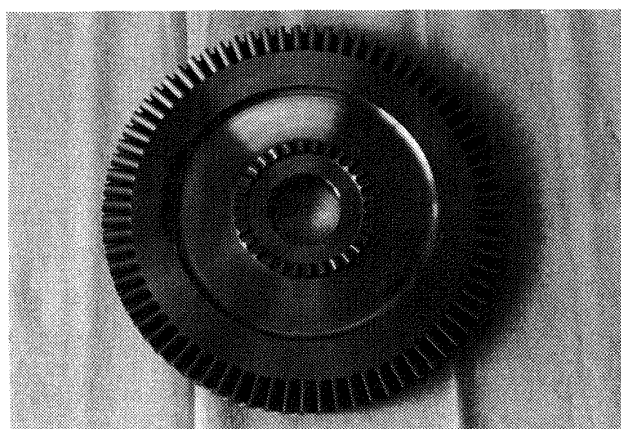


図 2.6 第1ロータ(動翼)

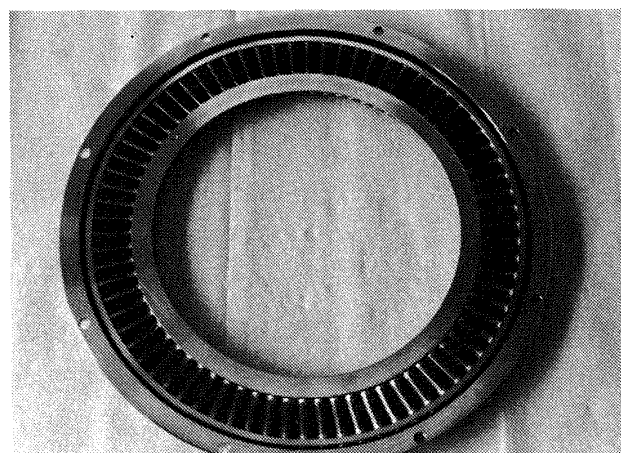


図 2.7 静翼

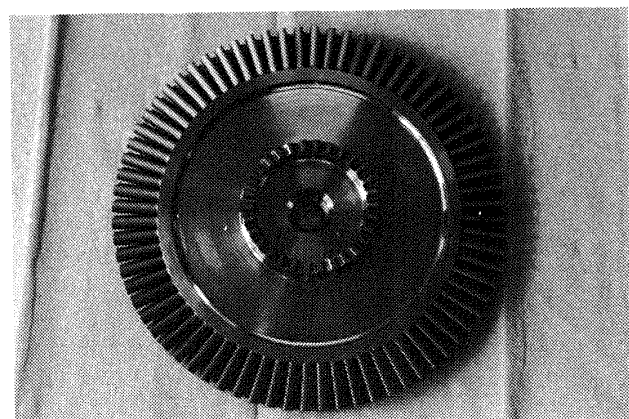


図 2.8 第2ロータ(動翼)

各々の翼の轉向角，翼高さ，マッハ数等を考慮して決めた速度係数を表 2.3 に示した。また表 2.3 には各々の翼の翼枚数およびソリディティも示した。第1動翼，静翼，第2動翼の翼枚数は液酸ケロシンロケットエンジン用に試作した高速タービン<sup>4), 5)</sup>と同じである。

表 2.3 の速度係数を用いて算出したタービン内部における駆動ガスの圧力，温度，速度等を表 2.4 に

表 2.2 液酸タービン主要設計諸元

要 目	供試液酸タービン
入口全圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	5.0
入口全温 (K)	737
出口静圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	2.2
圧力比	2.27
ガス流量 (kg/s)	0.332
出力 (PS)	174
回転数 (rpm)	16,500
動翼平均直径 (m)	0.152
周速 (m/s)	131.3
速度比	0.086
内部効率 (%)	35.6
タービン効率 (%)	32.8

表 2.3 翼の速度係数等

要 目	供試液酸タービン
速度係数 (N)	0.92
速度係数 (1-R)	0.80
速度係数 (S)	0.83
速度係数 (2-R)	0.86
翼枚数 (N)	37
翼枚数 (1-R)	75
翼枚数 (S)	74
翼枚数 (2-R)	72
ソリディティ (N)	1.53
ソリディティ (1-R)	1.60
ソリディティ (S)	1.58
ソリディティ (2-R)	1.54

N：ノズル，1-R：第1動翼(ロータ)

S：静翼，2-R：第2動翼(ロータ)

表 2.4 液酸タービン内部の圧力, 温度等

要 目	N 入口	N 出口	1 - R 出口	S 出口	2 - R 出口
全圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	5.0	4.43	3.08	2.84	2.46
静圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)		2.41	2.41	2.35	2.22
全温 (K)	737	737	704	704	684
静温 (K)		624	658	668	665
絶対速度 (m/s)	≡ 0	1339	853	751	550
相対速度 (m/s)		1216	973	632	666
絶対角度 (deg)	90	20.0	-25.3	23.0	-30.8
相対角度 (deg)		22.1	-22.0	27.7	-25.0
翼高さ* (mm)		9.3	14.3	18.3	19.9
マッハ数		0.98	0.61	0.53	0.39
相対マッハ数		0.89	0.69	0.45	0.47

\* 翼高さは概算値

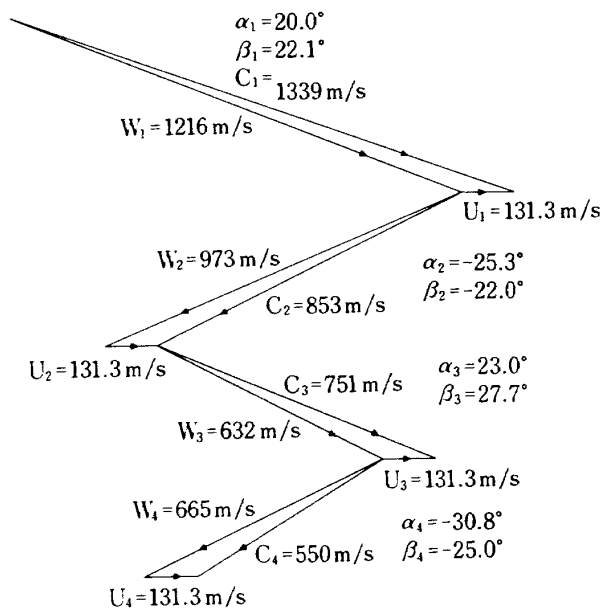


図 2.9 液酸タービン速度三角形

示した。ガス速度は全て亜音速である。また速度三角形を図 2.9 に示した。

タービン入口全圧と出口静圧を用いて算出した内部効率  $\eta_{i(T-S)}$  は 35.6 パーセントであり、これよりタービン効率  $\eta_{t(T-S)}$  は 32.8 パーセントと予想した。

### 2.3 液水タービン

第一次試作液水タービンには性能データ取得を目

的とした冷走試験用と、構造面を中心に考えた熱走試験用がある。両者はノズルおよびケーシングの一部を除き共用が可能となっている。冷走試験用タービンの構造の概略を図 2.10 に示した。54.5 パーセントのパーシャルアドミッションノズルを持つ 1 段 2 列速度複式衝動タービンである。ノズルは全周に 44 枚の翼を配置し、そのうち 24 通路を使用する。24 通路を 1 ケ所にまとめる場合のほか、3 ケ所に分割することもできるようになっている。液酸タービンと同様に動翼はチップシュラウドを持たず、冷走試験用はチップすきまの影響を測定するため動翼外周ケーシングにメタルスプレーを用い、熱走試験用はハニカム構造のシュラウドリングを設けている。シャフトと第 1 ロータは一体であり、第 1 ロータと第 2 ロータの結合にはカービックカップリングと 8 本のタイボルトが用いられている。

液水タービンの動翼平均直径  $D_m$  は設計回転数  $N_d = 50,000$  rpm において周速  $U$  がほぼ 400 m/s になるように 152 mm と定められた。

ノズル, 第 1 動翼, 静翼, 第 2 動翼の翼形は平均直径の位置で決定した二次元翼である。超音速で作動する第 1 動翼には  $M-1$  エンジン用液水タービンの翼形<sup>6)</sup>を参考にした翼形  $A$  と, それを修正してマッハ数分布を適切にした翼形  $B$  があり両者の比較を



行った。第1動翼が翼形Aの場合の各翼の形状を図2.11に示した。また図2.12, 図2.13, 図2.14, 図2.15に1穴ノズル(ノズルを1ヶ所にまとめた場合), 3穴ノズル用リング, 第1ロータ, 第2ロータを示した。

液水タービンの主要設計諸元を表2.5に示した。

また液水タービン入口における駆動ガスの物性値は以下のようである。<sup>7)</sup>

$$T_0^\dagger = 922\text{K}$$

$$C_p = 1.94 \text{ kcal/kg}\cdot\text{K}$$

$$\kappa = 1.364$$

$$R = 221.1 \text{ kg}\cdot\text{m/kg}\cdot\text{K}$$

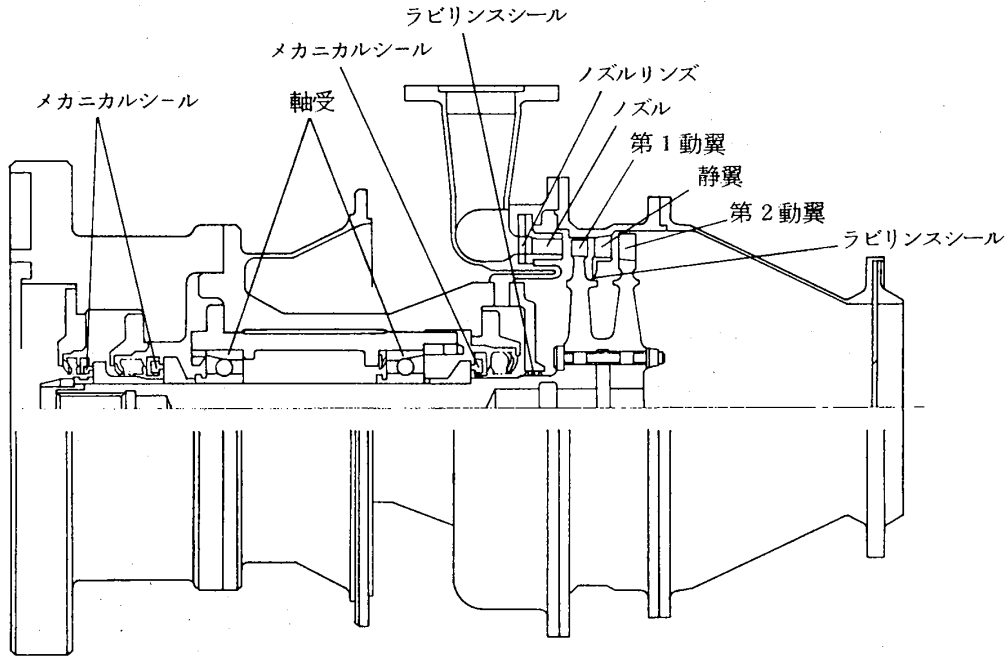


図 2.10 液水タービン概略構造

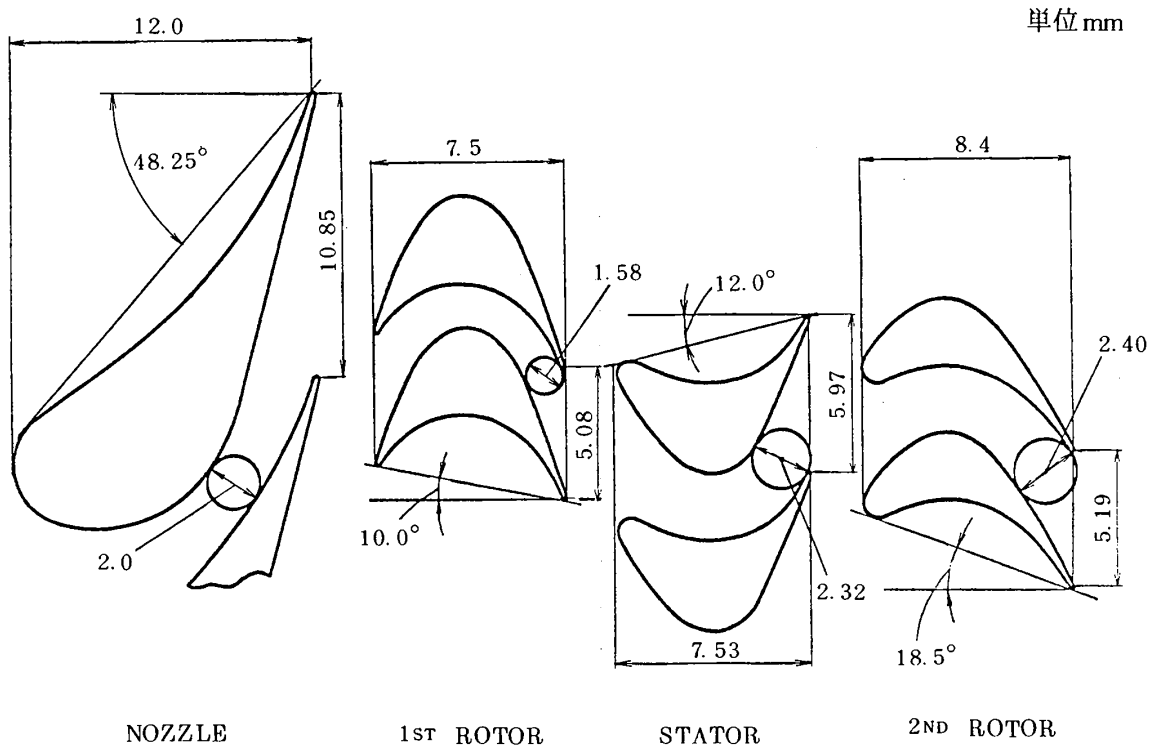


図 2.11 液水タービン翼形状

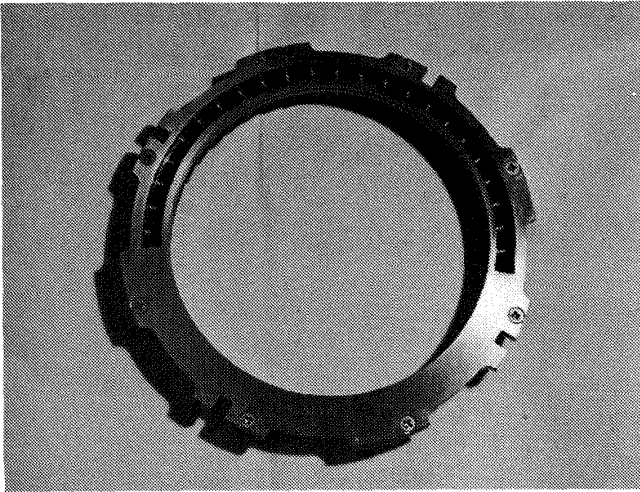


図 2.12 1 穴ノズル

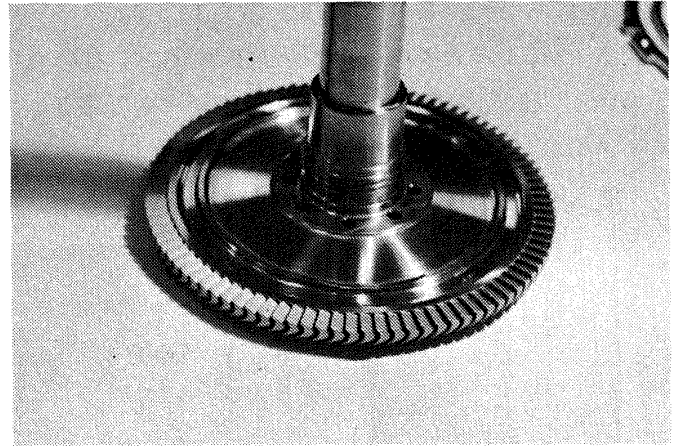


図 2.14 第 1 ロータ ( 動翼 )

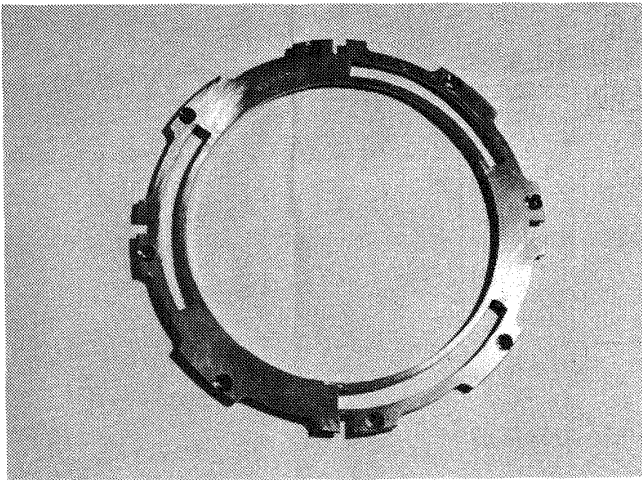


図 2.13 3 穴ノズル用リング

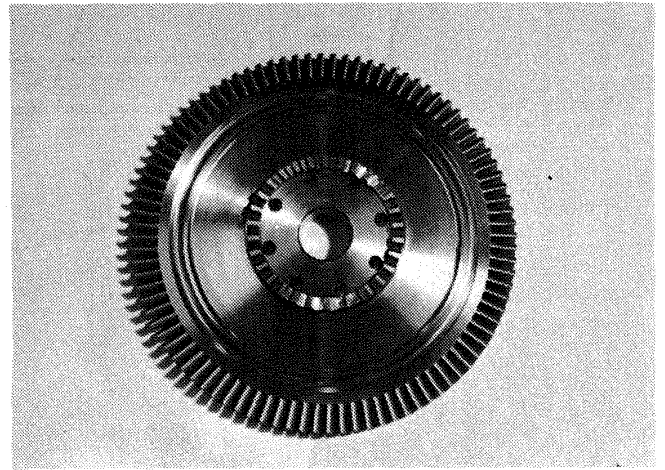


図 2.15 第 2 ロータ ( 動翼 )

表 2.5 液水タービン主要設計諸元

要 目	供試液水タービン
入口全圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	24.0
入口全温 (K)	922
出口静圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	5.0
圧力比	4.8
ガス流量 (kg/s)	0.375
出力 (PS)	587.5
回転数 (rpm)	50,000
動翼平均直径 (m)	0.152
周速 (m/s)	397.9
速度比	0.176
内部効率 (%)	48.8
タービン効率 (%)	45.0

表 2.6 翼の速度係数等

要 目	供試液水タービン
速度係数 (N)	0.876
速度係数 (1-R)	0.700
速度係数 (S)	0.760
速度係数 (2-R)	0.800
翼枚数 (N)	24/44
翼枚数 (1-R)	94
翼枚数 (S)	80
翼枚数 (2-R)	92
ソリディティ (N)	1.66
ソリディティ (1-R)	1.496
ソリディティ (S)	1.291
ソリディティ (2-R)	1.645

表 2.7 液水タービン内部の圧力, 温度等

要 目	N 入口	N 出口	1 - R 出口	S 出口	2 - R 出口
全圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	24.0	16.60	6.95	6.49	5.33
静圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)		6.05	6.05	5.60	5.18
全温 (K)	922	922	804	804	768
静温 (K)		704	775	773	762
絶対速度 (m/s)	≡ 0	1880	691	711	306
相対速度 (m/s)		1500	1050	384	570
絶対角度 (deg)	90	15.5	-31.8	24.0	-72.8
相対角度 (deg)		19.6	-20.3	49.0	-30.9
翼高さ* (mm)		7.4	8.8	10.4	12.6
マッハ数		1.30	0.46	0.47	0.20
相対マッハ数		1.04	0.69	0.25	0.38

翼高さは概算値

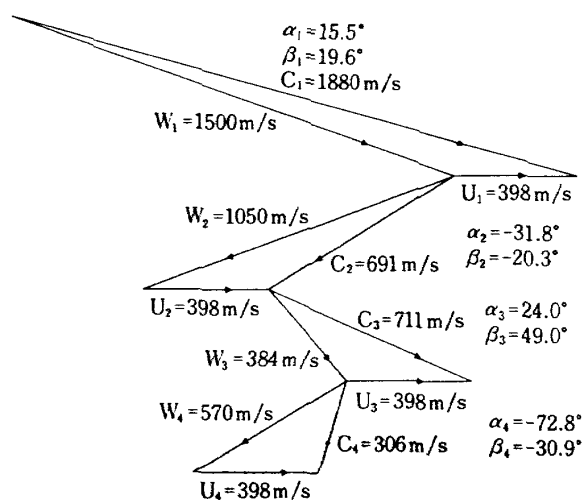


図 2.16 液水タービン速度三角形

液水タービンの設計速度比 ( $U/C_0$ ) $d$  は 0.176 であり, この速度比では熱落差の分布がタービン効率に与える影響はそれほど大きくはない<sup>3)</sup> が, 静翼ならびに第 2 動翼の翼高さを適度にするため, ノズル, 第 1 動翼, 静翼, 第 2 動翼にそれぞれ 90, 0, 5, 5 パーセントの熱落差を与えている。

翼の速度係数の決定には転向角, 翼弦, マッハ数<sup>8)</sup> を考慮している。表 2.6 に各々の翼の速度係数, 翼枚数およびソリディティを示した。

表 2.6 の速度係数を用いて算出したタービン内部における駆動ガスの圧力, 温度, 速度等を表 2.7 に

示した。また速度三角形を図 2.16 に示した。

タービン入口全圧と出口静圧を用いて算出した内部効率  $\eta_i(T-S)$  は 48.8 パーセントであり, これよりタービン効率  $\eta_t(T-S)$  は 45.0 パーセントと予想した。

### 3. 試験装置と試験方法等

#### 3.1 試験装置

液酸タービンと液水タービンの窒素ガスをタービン駆動ガスとして使用した冷走試験, ならびにガス発生器の燃焼ガスによる液酸タービンの熱走試験は航空宇宙技術研究所角田支所の推進薬供給系統試験設備を使用して行った。また液水タービンの熱走試験は液酸・液水ガス発生器ならびに水動力計を用いて石川島播磨重工業(株)相生試験場で行われたが, その詳細は本報告では省略する。

航技研角田支所で使用した試験装置の概略を図 3.1 に示す。窒素ガスによる冷走試験の場合, タービン駆動ガスは内容積 1.5 m<sup>3</sup>, 常用圧力 200 kg/cm<sup>2</sup>g の窒素ガスカードル 3 基に充填される。この窒素ガスをストレーナ, 調圧弁, タービン式流量計, 遠隔操作止弁等を通してタービンに供給する。駆動ガスの最大流量はタービン式流量計の容量で制限され, 常用圧力 100 kg/cm<sup>2</sup>g において最大体積流量 200 m<sup>3</sup>

/hである。

供試タービンは減速比 1/2 の減速歯車を介して 450 KW 直流電気動力計に接続される。減速歯車の伝達効率  $\eta_g$  はおよそ 97 ~ 98 パーセントである。<sup>9)</sup> 電気動力計の制御方法は自動ワードレオナード制御である。またその能力は回転数 13000 rpm まで軸トルクの最大値が 33.7 kg・m, また 13000 rpm から

24000 rpm までは連続定格で軸入力力の許容最大値は 450KW である。

供試タービンの軸受冷却水には水道水を使用した。容量 1600ℓ のタンクに水道水をフィルターを通して充填し、窒素ガスにより諸定の圧力に加圧して軸受部に供給した。

図 3.2 に液酸タービン冷走試験, 図 3.3 に液水タ

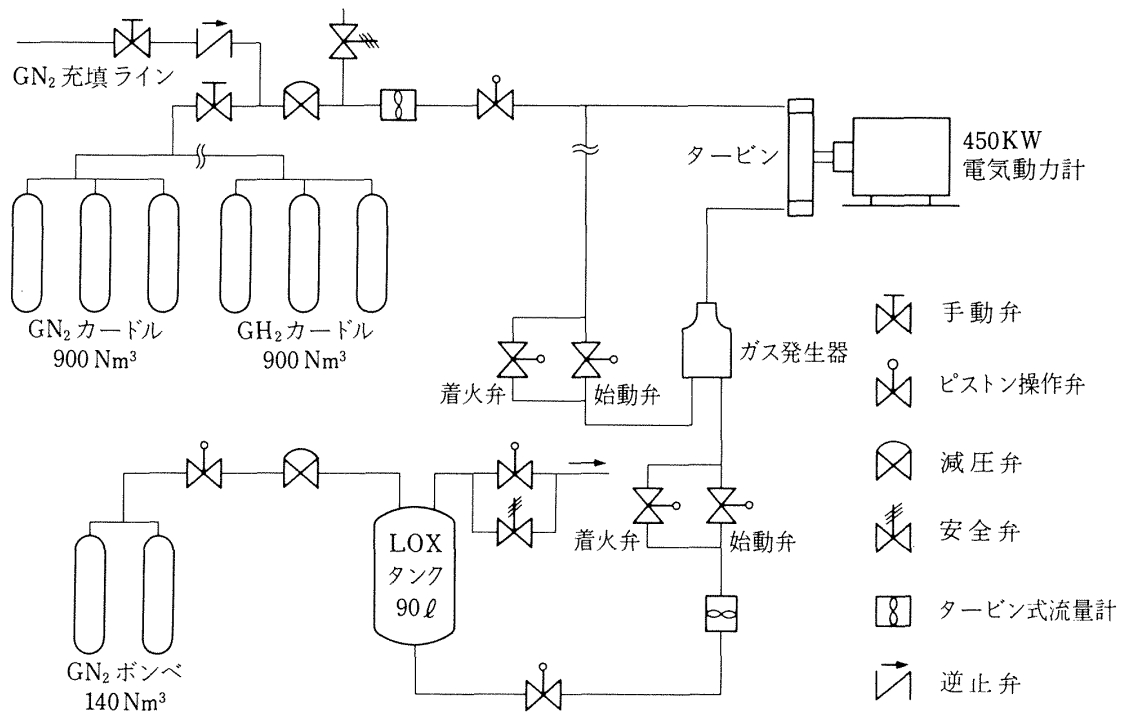


図 3.1 タービン単体試験装置

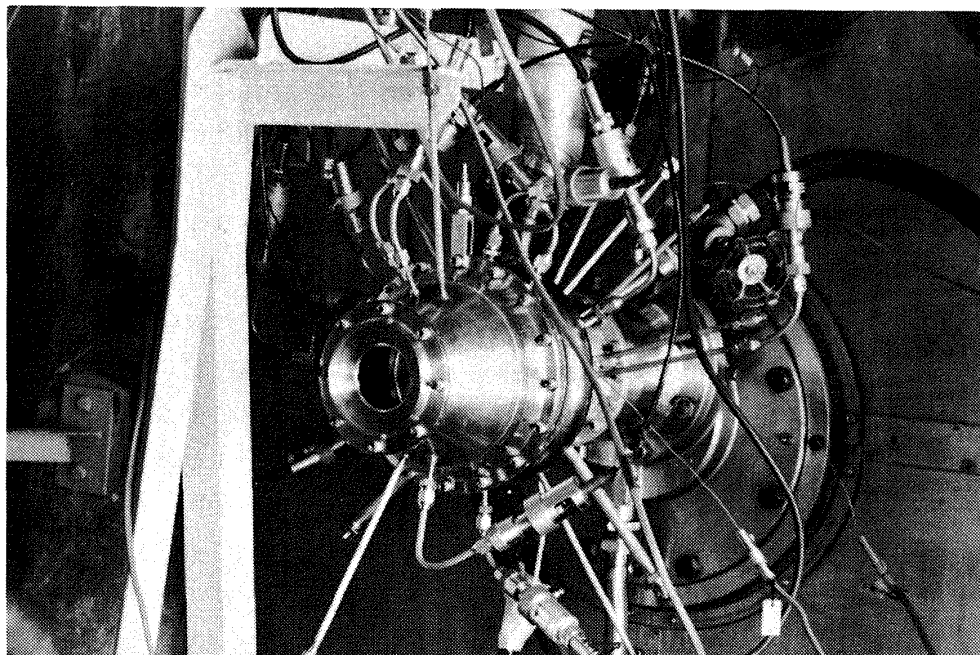


図 3.2 液酸タービン冷走試験

ービン冷走試験時の供試体まわりを示した。

液酸タービンの熱走試験には液酸・ガス水素ガス発生器を使用した。図 3.4 に使用したガス発生器の概略を示す。

ガス発生器用の液酸タンクは断熱されていない一重のタンクで、窒素ガスにより加圧される。液体酸素の配管は止弁の直後から着火弁・始動弁の直前まで一部を除いて二重になっており、外側ジャケット

部に液体窒素を流すことにより冷却している。さらに液体酸素が小流量であり、また液酸タービンの入口圧力が低いことを考慮して液酸流量を安定させるために、噴射器の液酸マニホールドの一部にまで液体窒素による冷却を行った。

水素ガスの供給配管系はガス発生器の直前に着火弁・始動弁が追加されるだけで、冷走試験に使用した窒素ガスの供給設備と同じものである。

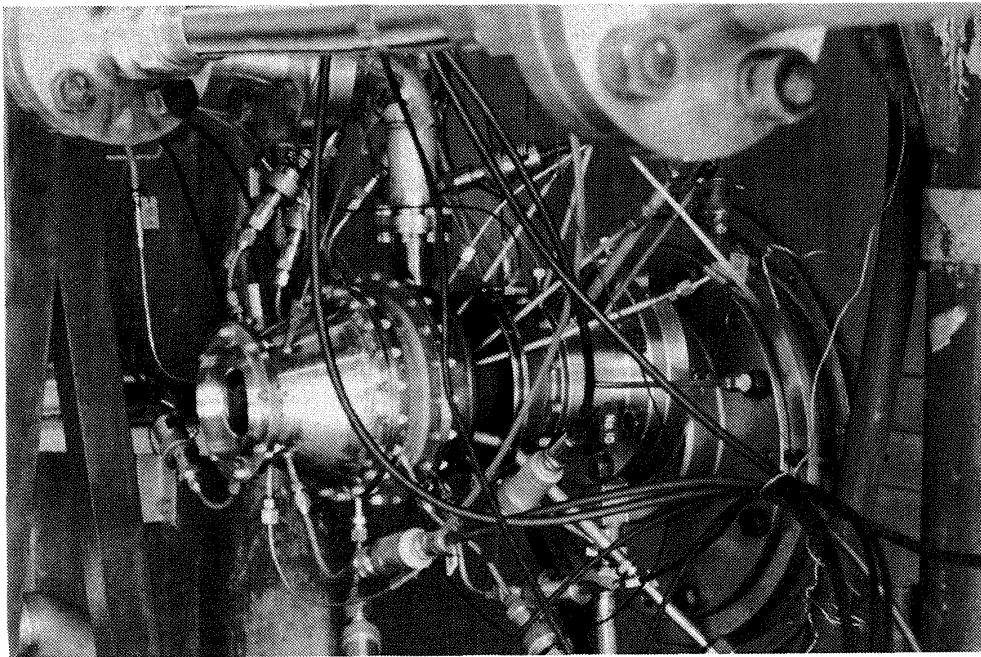


図 3.3 液水タービン冷走試験

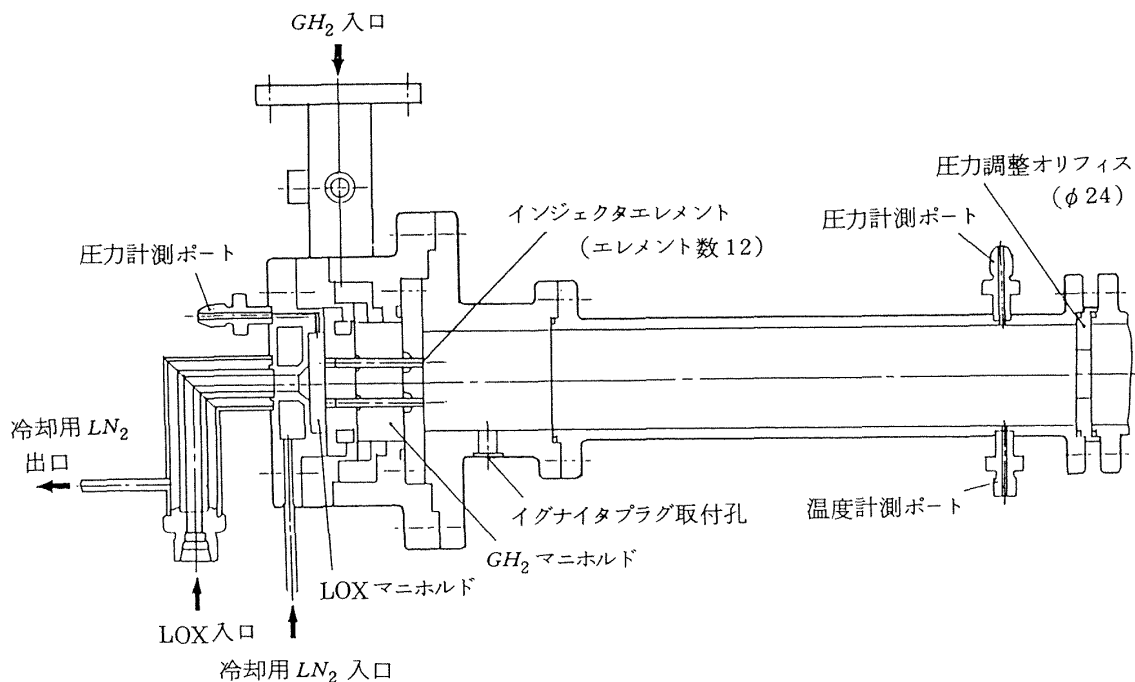


図 3.4 タービン熱走用 LOX/GH<sub>2</sub> ガス発生器概略

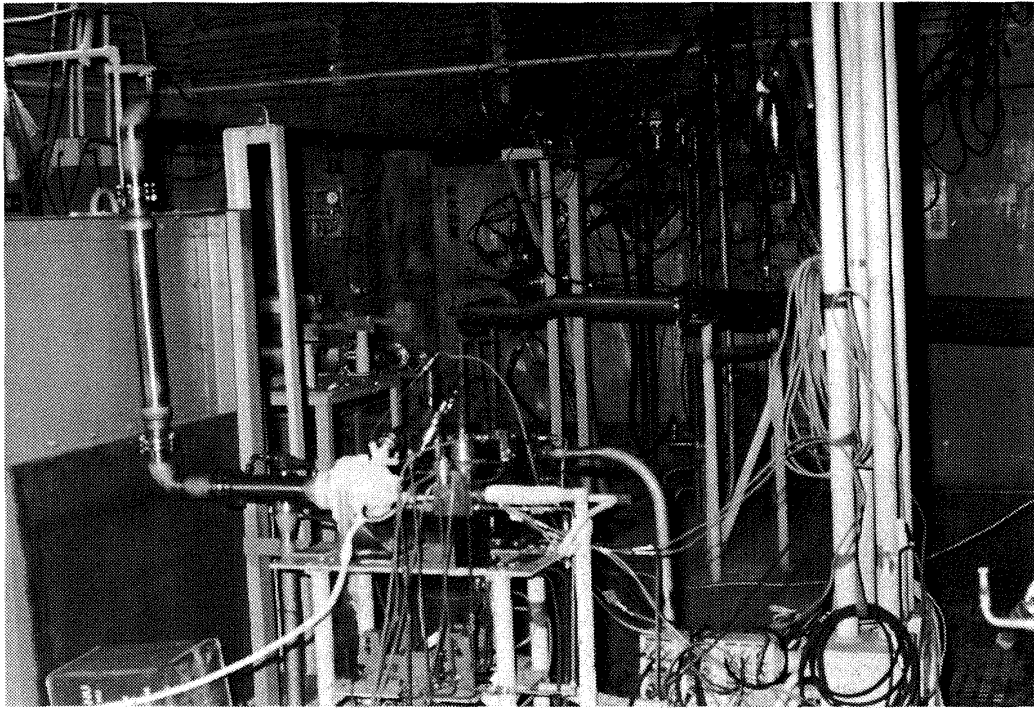


図 3.5 液酸タービン熱走試験

ガス発生器はターボポンプの熱走試験を行うための総合テストスタンドに設置した。このためガス発生器とタービンは約 8 m の導管で接続する必要があった。

タービンの排気ガスは排気ダクトにより屋外に導き、パイロットバーナで再着火することにより大気中で燃焼させた。

図 3.5 に液酸タービン熱走試験時の様子を示した。手前に駆動用ガス発生器があり、奥に液酸タービンが配置されている。

### 3.2 試験方法

冷走試験は次の手順で行った。軸受に冷却水を通水し、電気動力計により供試タービンを試験回転数に設定した後、調圧された窒素ガスをタービンに供給する。タービン入口、出口の温度が定常値に達するのにおよそ 20 秒間を要したため、1 回の試験時間は 30 秒とし、終りの 10 秒間にデータを取得した。1 回の試験が終了すると直ちに回転数を次の試験の値に設定し、試験をくり返した。

タービンの圧力比を変える方法としては、タービン入口圧力をほぼ一定の値に保ち、出口オリフィス径を変える方法を採用した。このため回転数によ

ても圧力比は若干変化した。

液酸タービン熱走試験の手順は次のようである。ガス発生器の始動準備が完了した段階で軸受に冷却水を通水し、動力計によりタービンの回転数を設定した後、ガス発生器を始動する。熱走試験ではガス発生器の燃焼秒時をある程度長くし、およそ 20 秒ごとにタービンの回転数を変化させてデータの取得を行った。

実際のエンジンでは液酸・液水ガス発生器の燃焼ガスでタービンを駆動する。さらに液酸タービンは液水タービンを駆動した後のガスで駆動される。これに対し本試験では液酸・ガス水素の燃焼ガスで液酸タービンを駆動するため、実機における液酸タービン駆動ガスの全ての条件を満足させることはできない。このため本試験では主としてタービン入口温度と入口圧力を実際のエンジンの設計仕様に合わせた試験を行った。

### 3.3 冷走試験について

液酸・液水ロケットエンジンに用いられる酸素・水素燃焼ガス駆動のタービンは、常温の窒素ガスあるいは空気などにより性能試験を行うことが多い。<sup>10), 11), 12)</sup>これは駆動ガスである水素過濃酸素・水

素燃焼ガスの比熱比が窒素ガスあるいは空気のとかなり近い値を持つためであり、タービン冷走試験の利点としては次の様な点が挙げられる。

- (1) 低い回転数で性能の測定ができる。
- (2) 実験が準備も含めて簡単である。
- (3) 実験における危険性が少ない。

(1)については、冷走試験において速度三角形を相似とする等価回転数は、駆動ガスのノズル出口における音速に比例する。酸素・水素燃焼ガスで駆動するタービンを窒素ガスで駆動する場合の等価回転数は1/4～1/5程度となり、かなり低速で高速の熱走試験の性能を測定することができる。

(2)については、冷走試験に用いる駆動ガスは取り扱いが簡単なほか、駆動後のガスを大気中にそのまま放出できるなど熱走試験に比べてはるかに実験が簡単である。

(3)については、冷走試験は取り扱いの難しいガス発生器を用いないため、燃焼ガスによるホットストリークの発生など供試体の損傷の可能性なしに試験が行える。

ただし実際の設計条件における熱走による性能試験は当然必要であり、また構造の確認のためにも高温、高速回転での試験は必要であるが、冷走試験を

行うことにより熱走試験の回数を必要最小限度に減らすことができる。

冷走試験によりタービン性能の測定を行うには等価条件として

- (1) ノズル出口のガスのマッハ数を同一とする。
- (2) 第1動翼入口の速度三角形を相似とする。
- (3) タービン内のレイノルズ数を同一とする。

ことが必要である。

(1)については、ノズル出口のマッハ数が同一の値となるように比熱比に応じて圧力比を変化させるが、本試験では比熱比が比較的近い値を持つため圧力比の差異もまた小さい。

(2)により、速度三角形を相似にすると速度比が同一の値となり、等価回転数が決定する。

(3)については、レイノルズ数を同一の値として試験を行うことは設備の面で困難だったため、本試験では必ずしもレイノルズ数を合わせて試験は行わなかった。

液酸、液水タービンについて、酸素・水素燃焼ガス、窒素ガスならびに水素ガスで駆動した場合の設計相当点における回転数等の値を表3.1、表3.2に示した。

表 3.1 液酸タービンの駆動ガスによる比較

要 目	LOX/LH <sub>2</sub> 燃焼ガス	窒素ガス	水素ガス
入口全温 (K)	737	273	273
入口全圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	5.0	5.0	5.0
ガス流量 (kg/s)	0.331	1.481	0.398
回転数 (rpm)	16,500	3,726	13,920
理論熱落差 (kcal/kg)	281.2	14.3	200.1
タービン出力 (PS)	174	39.7	149
軸トルク (kg・m)	7.55	7.63	7.67
圧力比 [ $P_0/P_4$ ]	2.27	2.30	2.30
速度比 [ $U/C_0$ ]	0.086	0.086	0.086
タービン効率 (%)	32.8	32.8	32.8
駆動ガス定圧比熱 (kcal/kg・K)	1.901	0.248	3.403
駆動ガス比熱比	1.375	1.40	1.41
駆動ガスガス定数 (kg・m/kg・K)	221.4	30.26	420.3



表 3:2 液水タービンの駆動ガスによる比較

要 目	LOX/LH <sub>2</sub> 燃焼ガス	窒素ガス	水素ガス
入口全温 (K)	922	273	273
入口全圧 (kg/cm <sup>2</sup> a)	24.0	24.0	24.0
ガス流量 (kg/s)	0.375	1.880	0.506
回転数 (rpm)	50,000	10,080	37,600
理論熱落差 (kcal/kg)	611.8	24.87	346.2
タービン出力 (PS)	587.5	119.7	448.1
軸トルク (kg·m)	8.42	8.50	8.54
圧力比 [ $P_0^*/P_4$ ]	4.80	4.96	4.97
速度比 [ $U/C_0$ ]	0.176	0.176	0.176
タービン効率 (%)	45.0	45.0	45.0
駆動ガス定圧比熱 (kcal/kg·K)	1.94	0.248	3.403
駆動ガス比熱比	1.364	1.40	1.41
駆動ガスガス定数 (kg·m/kg·K)	221.1	30.26	420.3

## 4. 計測・制御とデータ処理

### 4.1 計測・制御

計測項目を表 4.1 に示す。圧力測定は窒素ガスあるいは水素ガスの流量計圧に力平衡型のセンサを用いたほかは、全て歪ゲージ型のセンサである。各圧力センサは実験毎に実負荷校正を行った。温度の測定は常温および低温に銅・コンスタンタン、高温にクロメル・アルメル熱電対を用いた。ただし冷走試験におけるタービン入口、出口温度の測定には熱走試験に用意したクロメル・アルメル熱電対をそのまま使用した。

流量の測定には全てタービン式流量計を用いた。窒素ガスと水素ガスの流量計は同一のものであり、空気による校正が行われている。

回転数の測定は電気動力計の軸端の歯車と電磁式ピックアップの組合せにより行った。またトルクの測定は電気動力計に附属する振子式自動秤とデジタルトルク検出装置を用いて行った。

図 4.1 と図 4.2 にタービンの試験で使用した計測装置の系統図を示した。図 4.1 は推進薬供給系統試験設備の一部であり、図 4.2 の温度・圧力データ収

録装置は圧力の収録チャンネル数を増すことと高精度温度測定を行うことを目的として増設したものである。

図 4.3 はガス発生器・タービン試験操作盤である。冷走試験の場合はタービン駆動ガスの圧力制御と遠隔操作弁の開閉を行う。また熱走試験の場合には液酸・ガス水素の調圧とガス発生器用の各弁類の開閉のタイミングを制御する。図 4.4 は電気動力計の操作盤である。タービンの回転数制御は電気動力計により行った。緊急停止については、タービン回転数が設定値より上昇した場合に自動的にタービン駆動ガスあるいはガス発生器を停止させるほかは、操作盤の監視計器等を目視することにより手動で停止させる方法をとった。

### 4.2 データ処理

デジタルデータの処理は図 4.5 に示す構成のデータ処理装置を用いて行った。

実験の前に行う計測校正において、推進薬供給系統試験設備・計測装置および温度・圧力データ収録装置から出力する校正データは HP 9825 A カリキュレータで処理を行い、最小二乗法により圧力とトル



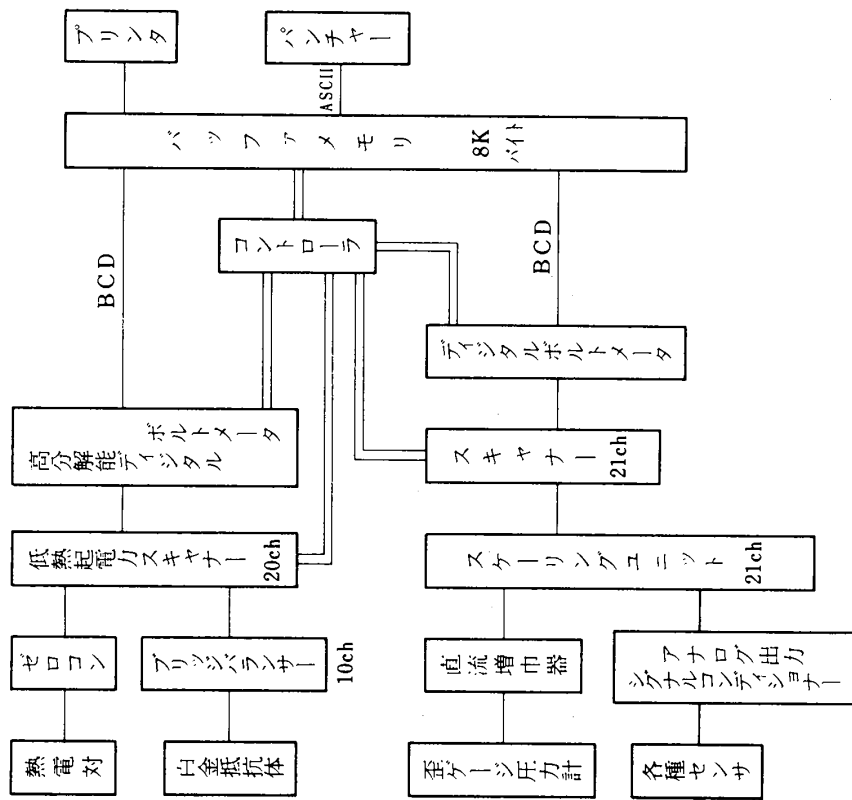


図 4.2 温度圧力データ収録装置

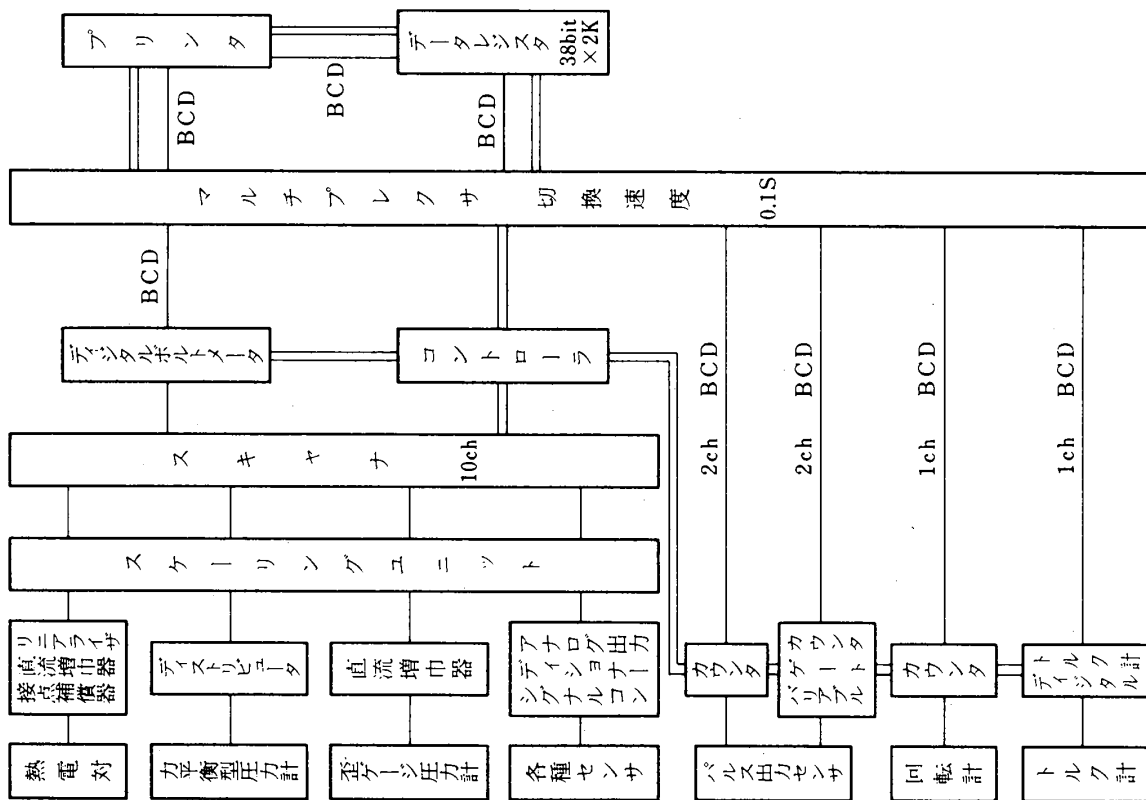


図 4.1 推進薬供給系統試験設備計測装置

表 4.1 計 測 項 目

計 測 項 目	検 出 器	測 定 範 囲	計 測 項 目	検 出 器	測 定 範 囲
ノズルマニホールド圧	歪ゲージ型	0~10atg	ノズルマニホールド温	熱 電 対	-50~500°C
ノズル出口圧	歪ゲージ型	0~10atg	タービン出口温	熱 電 対	-200~400°C
静翼入口圧	歪ゲージ型	0~10atg	軸受外輪温	熱 電 対	0~100°C
静翼出口圧	歪ゲージ型	0~10atg	メカニカルシール 入口液温	熱 電 対	0~50°C
タービン出口圧	歪ゲージ型	0~10atg	GN <sub>2</sub> 流量計温	熱 電 対	-50~30°C
パーヅガス圧	歪ゲージ型	0~10atg			
セグメントシール出口圧	歪ゲージ型	0~10atg	タービン熱走試験時		
メカニカルシール入口圧	歪ゲージ型	0~10atg	GG LOXタンク圧	歪ゲージ型	0~100 atg
メカニカルシール出口圧	歪ゲージ型	0~10 atg	GG LOX噴圧	歪ゲージ型	0~100 atg
GN <sub>2</sub> カードル元圧	歪ゲージ型	0~200 atg	GG GH <sub>2</sub> 流量計圧	力 平 衡 型	0~100 atg
GN <sub>2</sub> 流量計圧	力平衡型	0~100 atg	GG GH <sub>2</sub> 噴圧	歪ゲージ型	0~100 atg
GN <sub>2</sub> 流量	タービン型	0~56 l/s	GG 燃圧	歪ゲージ型	0~50 atg
軸受冷却液流量	タービン型	0~0.6 l/s	GG LOX 流量	タービン型	0~0.315 l/s
タービン回転数	電磁ピックアップ	0~24,000 rpm	GG GH <sub>2</sub> 流量	タービン型	0~56 l/s
軸トルク	位相検出型	0~40kg·m	GG GH <sub>2</sub> 流量計温	熱 電 対	-50~30°C
軸変位	高周波コイル型	0~100 μ	GG 燃焼ガス温	熱 電 対	0~500°C
ケーシング加速度	ピエゾ型	0~100 G	GG LOX 予冷温	熱 電 対	-200~50°C
			GG GH <sub>2</sub> 噴射温	熱 電 対	-50~30°C

GG : ガス発生器

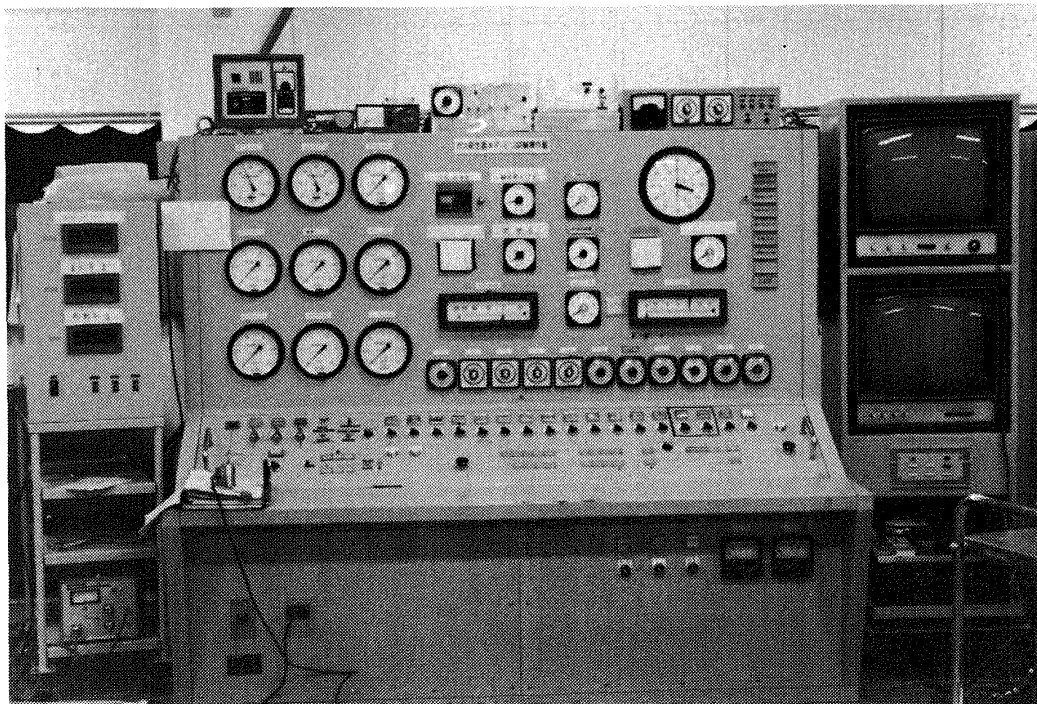


図 4.3 ガス発生器・タービン試験操作盤



図 4.4 電気動力計操作盤

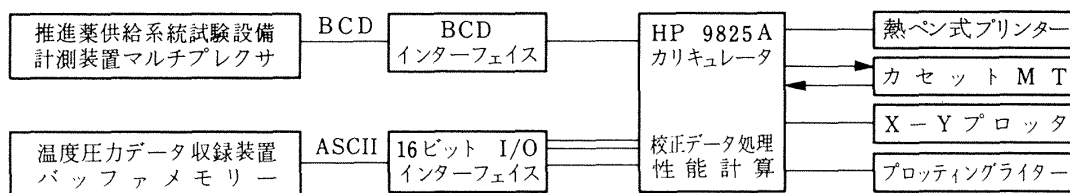


図 4.5 デジタルデータ処理装置

クは一次式、温度は二次式で近似して校正曲線の係数を求めた。

試験時には計測装置から出力するデータをリアルタイムでHP 9825Aに取り込む。1回の試験が終了すると直ちに収録装置のバッファメモリに貯えられたデータを同じくHP 9825Aに取り込み、これらのデータをまとめて磁気テープ(MT)におさめた。

試験データはHP 9825Aにより、同じMTに書き込まれた校正曲線の係数を用いて物理量換算ならびに性能計算を行い、プロットングライターで出力したほかX-Yプロッタによる作図も行った。

アナログデータの収録は、タービン各部の圧力、軸変位、ケーシングの振動等はFMデータレコーダ、軸受外輪の温度は監視も兼ねてペンレコーダに記録した。

## 5. 試験結果と考察

### 5.1 液酸タービン

速度比と効率 液酸タービンの速度比とタービン効率の関係を図 5.1 に示した。実験点は熱走の1点を除き、全て窒素ガスによる冷走試験の結果である。出口オリフィス径を変えてタービンの圧力比を変化させたが、圧力比による効率の差異はほとんど認められなかった。設計速度比 $(U/C_0)d = 0.086$ における効率は設計値を2パーセントほど上回った。

図 5.1 に示す点線は、M-1エンジン用液酸タービンの0.45スケールモデルの冷走効率<sup>10)</sup>である。本供試タービンの効率はM-1用スケールモデルに比べて若干低い値となっている。これは主としてM-1用スケールモデルは第1動翼の翼高さで比較して3.3倍と大きいこと、また動翼にチップシュラウ

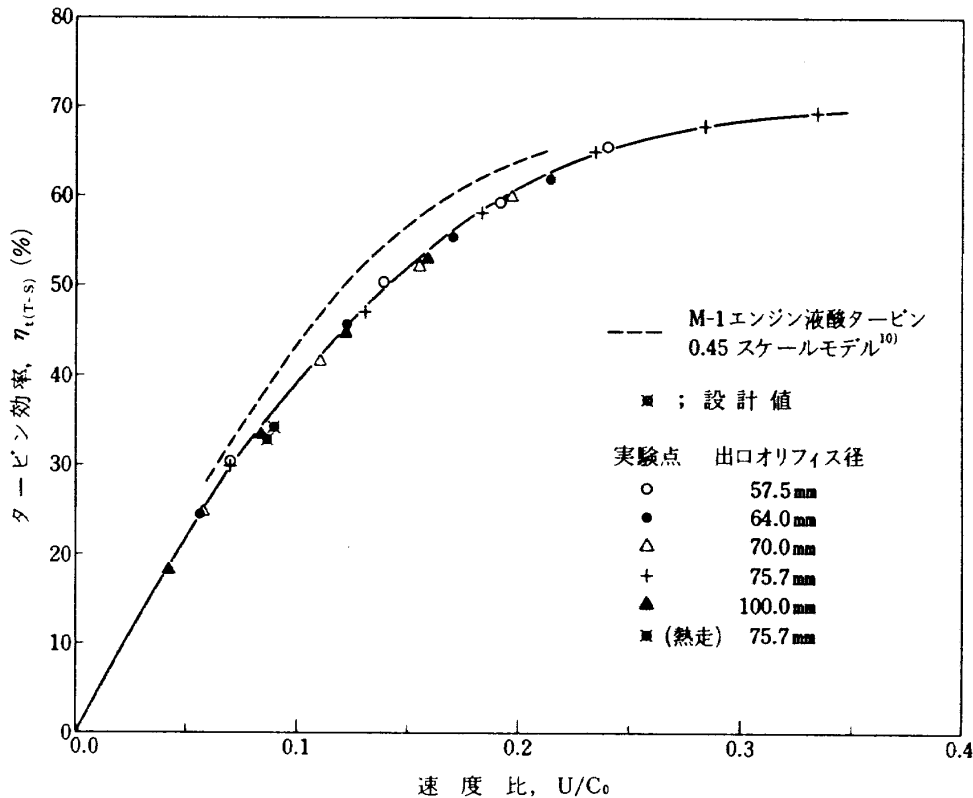


図 5.1 液酸タービンの速度比とタービン効率 (全体性能)

ドを設けているため漏れ損失が小さいことなどが理由として考えられる。

図 5.1 の酸素・水素燃焼ガスによる熱走試験の効率は冷走試験の効率よりも若干低い値となっている。冷走ならびに熱走のタービンレイノルズ数 ( $Re = W_2 \cdot c / \nu$ ) は、それぞれ  $5 \times 10^5$  ならびに  $8.5 \times 10^4$  である。したがって冷走に比べて熱走の摩擦損失が大きくなっているものと考えられる。ただしタービン駆動ガスを求めるにあたって、冷走試験では比較的密度の大きな窒素ガスの流量測定を行えばよいのに対して、熱走ではガス発生器に流入する密度の極めて小さい水素ガスと、極低温で小流量の液体酸素の流量測定を行う必要がある。したがって熱走におけるタービン駆動ガスの流量測定にはより大きな誤差が含まれているため、上記程度の効率差の絶対値は必ずしも議論できないものとする。

圧力比と効率 供試タービンの圧力比とタービン効率の関係を図 5.2 に示した。同じ記号を結ぶ右上りの線は出口オリフィス径が一定、それと交差する線は回転数比  $N/N_d$  が一定の場合である。

出口オリフィス径一定では回転数が高くなるにしたがいタービン効率は上昇し、また出口圧力が低下して圧力比は大きくなった。特に出口オリフィス径 75.7 mm では図 5.1 にも示したように、速度比の最大値は 0.33 を超えているが効率はなお上昇し、圧力比も大きくなる傾向がみえる。

回転数比一定では圧力比が小さいほどタービン効率は高くなった。これは周速  $U$  は一定であるが、圧力比が小さくなるにしたがい理論噴出速度  $C_0$  が小さくなり、その結果速度比が大きくなるためである。

図 5.2 に示す設計点から設計圧力比 ( $P_0^*/P_4 = 2.27$ ) と同じ圧力比になるのは出口オリフィス径で約 90 mm である。

速度比と軸トルク 供試タービンの速度比と軸トルクの関係を図 5.3 に示した。図 5.3 の点は図 5.2 を基に算出した値であり、それぞれの圧力比についての 4 点は回転数比で 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 に相当する。同じ圧力比の点を直線で近似すると、どの圧力比でも速度比が 0.5 付近で軸トルクは  $0 \text{ kg} \cdot \text{m}$  となる。軸トルクが図 5.3 の直線のようにになると、

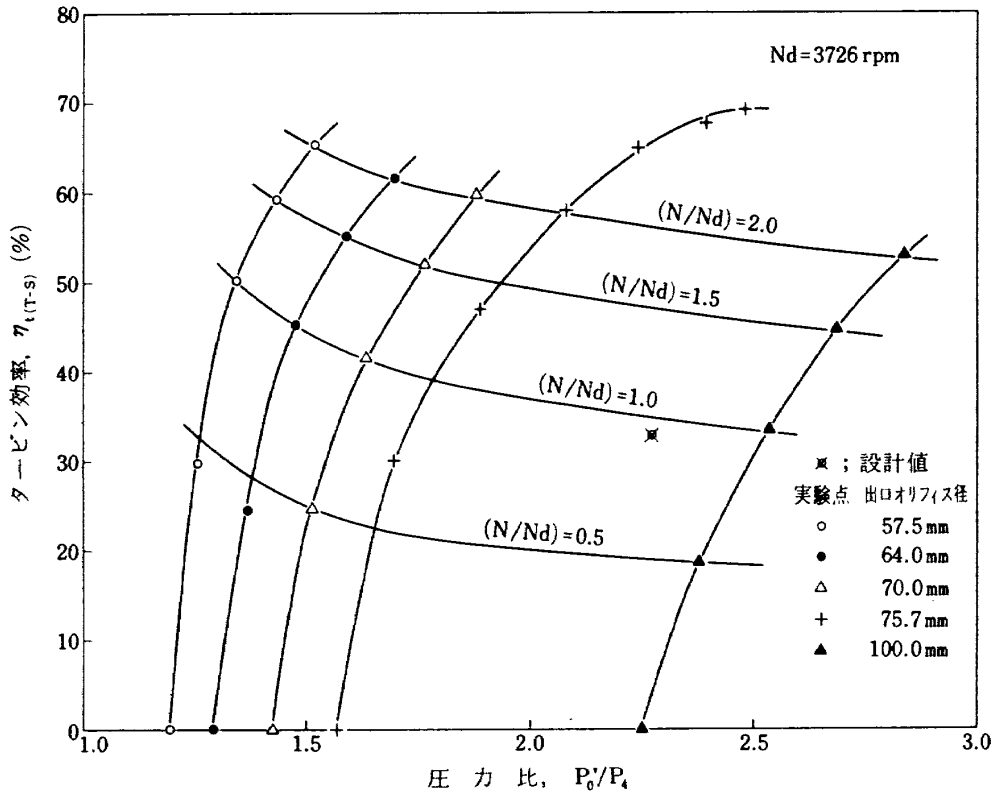


図 5.2 液酸タービンの圧力比とタービン効率 (全体性能)

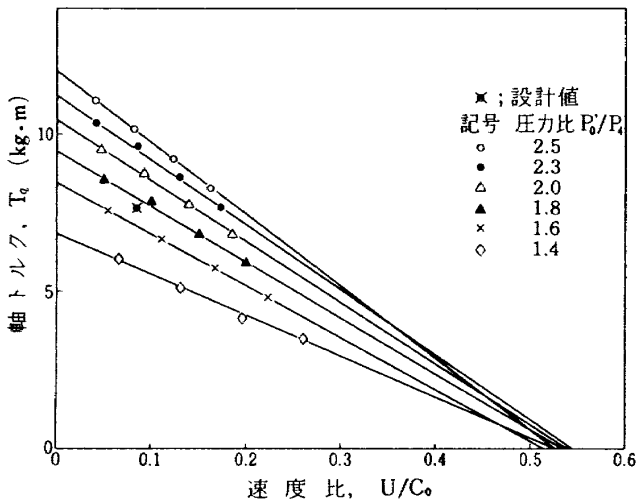


図 5.3 液酸タービンの速度比と軸トルク (全体性能)

タービン効率は速度比が 0.25 付近に最大値を持つ 2 次曲線で表わされる。しかし図 5.1 に示したように効率は速度比が 0.25 を超えても上昇した。圧力比によっては速度比が 0.25 を超えてからトルクの低下の割合が減少し、トルクの 0 kg·m になる速度比が 0.5 付近より大きい場合のあることが考えられる。今回の試験ではその範囲の測定はできなかった。

図 5.3 には軸トルクの設計相当値も示した。設計

相当圧力比は 2.3 であり、実際に発生する軸トルクは設計値よりおよそ 25 パーセント大きな値であった。ただしこのうち 3/4 はガス流量が設計値より多いためであり、残りの 1/4 が効率が低いことに起因している。ガス流量については次の圧力分布の項で述べる。

**タービン内圧力分布** 供試タービン内部の圧力分布を図 5.4 に示した。全て設計速度比の場合の値であり、点線は設計圧力分布、実験結果は出口オリフィス径が 75.7 mm と 100 mm である。

実験値でより設計圧力比に近い出口オリフィス径 100 mm の結果で特徴的なことは、設計では圧力差が無いはずの第 1 動翼で圧力差を生じていることである。これは設計においてノズル流量係数の見積りが小さすぎたため、実際のガス流量が設計流量を十数パーセント上回ったことによるものである。設計値との差異がかなり大きいため、これは続いて行われた第二次試作において修正すべき事項であったが、実際には以下に述べる理由により変更は行わなかった。

第一次試作液酸・液水ターボポンプについて各種

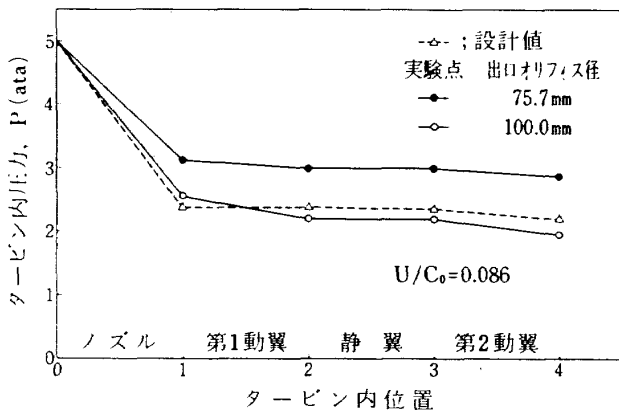


図 5.4 液酸タービン内圧力分布 (設計速度比)

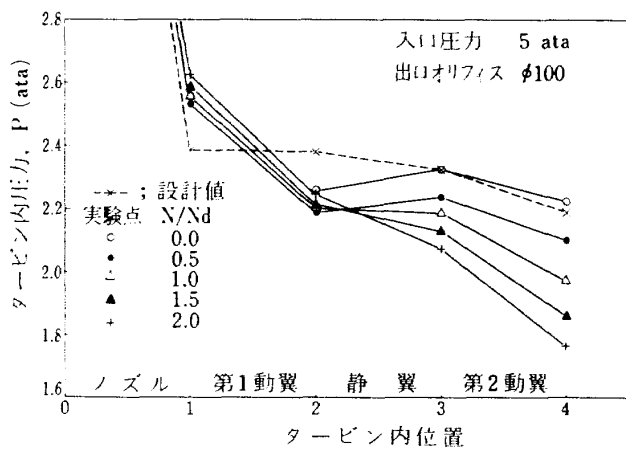


図 5.5 液酸タービンの回転数による圧力分布の変化

の試験を行い、その結果により改めて第二次試作の仕様が決定的された。第一次試作ターボポンプの技術資料を最大限利用するために、液酸タービンの圧力比は 2.27 から 1.87 に、またガス流量は 0.332 kg/s から 0.390 kg/s に変更された。第二次試作の設計圧力比は出口オリフィス径が 75.7mm のときの圧力比 1.85 とほぼ同一である。またノズル出口面積もガス流量が増加したことにより変更の必要は無い。これらの理由により第二次試作液酸タービンは設計諸元の一部は変更になったが、タービン本体は小型・軽量化のための変更を除いて第一次試作のものとまったく同じである。

つぎにタービン内圧力分布の回転数による変化を図 5.5 に示した。出口オリフィス径は 100mm である。

第 1 動翼入口、出口圧力は回転数によってあまり変化せず、静翼入口、出口圧力は回転数比 0 および 0.5 で流れ方向に圧力が増大し、それ以上の回転数比では流れ方向に圧力が減少した。また第 2 動翼入口、出口圧力は回転数比 0 のときが最も高く、以後回転数の上昇とともに低下する傾向がみられる。これは回転数の上昇にともなうタービン出口における

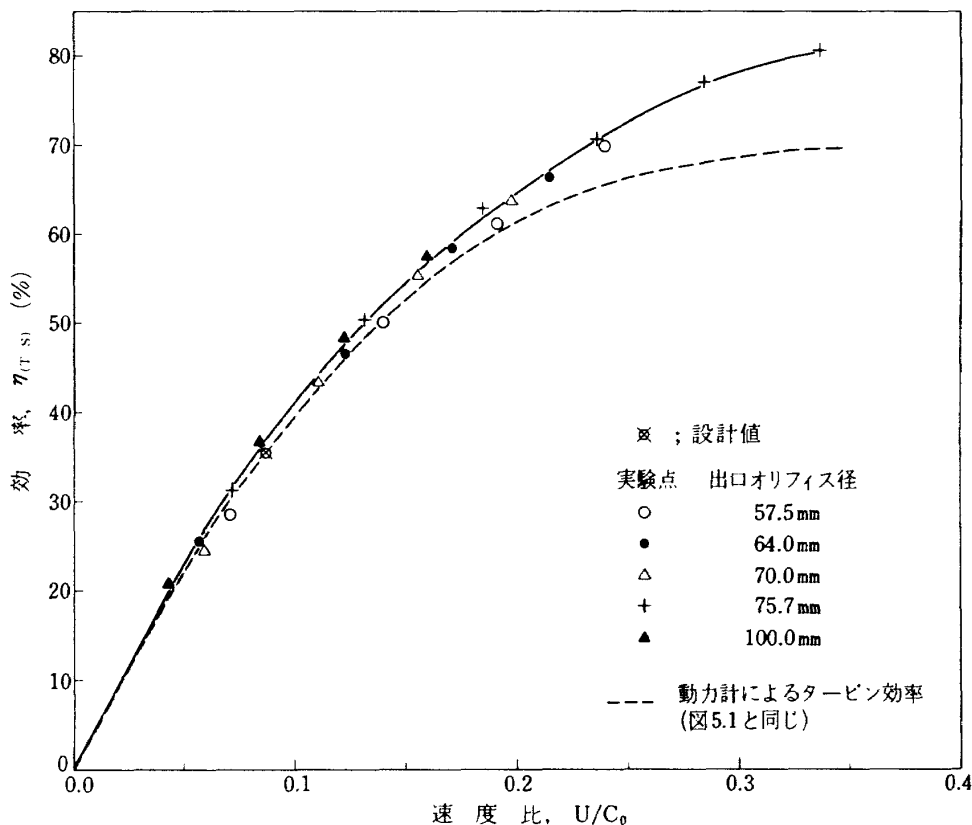


図 5.6 液酸タービン内部効率

ガスの温度低下の影響と、同じく回転数の上昇にともなうタービン出口におけるガスの旋回の弱まりが出口オリフィスでの圧力降下を減少させるためと考えられる。

**タービン内部効率** 供試タービンの内部効率（タービン効率/タービン機械効率）の推定値を図5.6に示した。点線は図5.1に示したタービン効率である。

タービン内部効率  $\eta_i$  は次式で定義される。

$$\eta_i = \frac{T_0^{\downarrow} - T_4^{\downarrow}}{T_0^{\downarrow} - T_{4th}} \quad (5.1)$$

(5.1) 式の分母はタービン入口圧力から出口圧力まで等エントロピ膨張したときの温度差であり、分子は実際の温度差である。

本試験では熱電対によりタービン入口、出口の温度を測定したが、タービン内部効率を算出する際に必要とするタービン出口の全温は以下の手順により求めた。非回転時 ( $N = 0$  rpm) におけるタービン入口、出口の全温は等しいものと仮定して、タービン出口における熱電対の温度回復係数を求めた。タービン回転時にもこの温度回復係数は変化しないものと仮定して、タービン出口全温を求めた。設計速度比における内部効率は36.5パーセントと設計値の35.6パーセントにかなり近い値となった。上記の方法によって大略のタービン内部効率の推定が可能と思われる。

**第1動翼の性能** 第1動翼における速度比とタービン効率の関係を図5.7に示した。供試体の制約で静翼は付いた状態で試験を行った。設計速度比は0.090となり、そのときの設計タービン効率は23.2パーセントである。この試験は1段1列の衝動タービンの性能を把握する目的のほか、液酸ターボポンプを1段1列の衝動タービンとすることが可能かどうかを検討するために行ったものである。

第1動翼の性能は出口オリフィス径100mmのときのみ効率は若干低い、そのほかはほぼ同じであった。設計速度比における効率は24.3パーセントで設計値を若干上回った。

図5.7に示す点線はM-1用スケールモデルの第1動翼の冷走効率<sup>13)</sup>である。全体性能と同様、本供

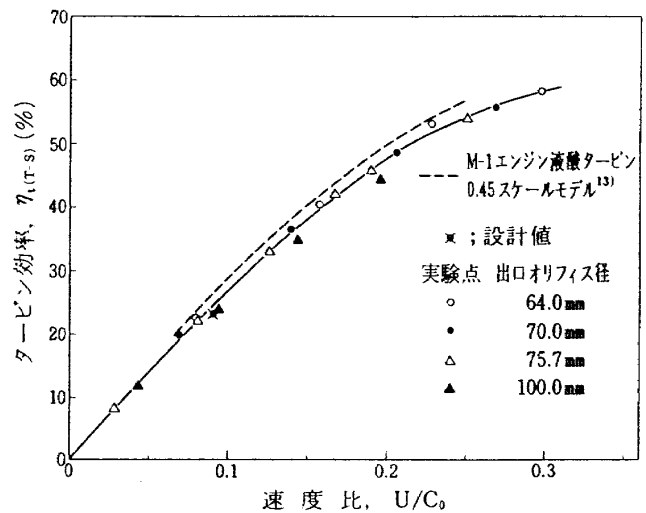


図5.7 液酸タービンの第1動翼の性能

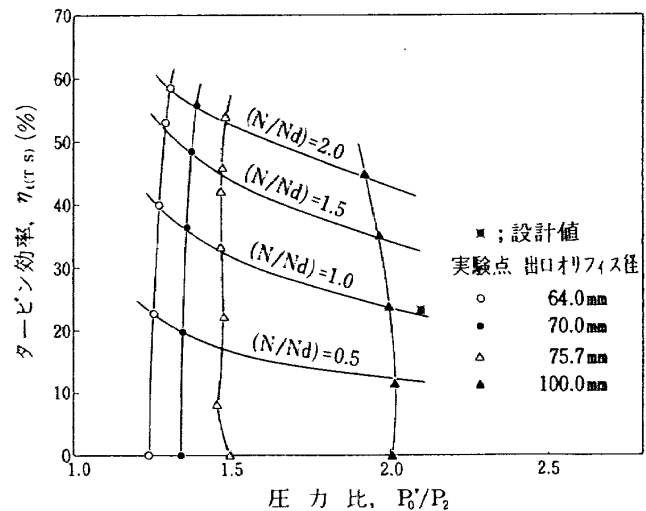


図5.8 液酸タービンの圧力比とタービン効率 (第1動翼まで)

試タービンの効率は全般的に若干低くなっている。

1段1列の衝動タービンは軽量化できる利点はあるが、タービン効率が極めて悪いため、実機エンジンに採用しないこととした。

つぎに第1動翼までの圧力比とタービン効率の関係を図5.8に示した。設計相当圧力比は2.10である。

図5.8を第2動翼まで付いた図5.2と比較すると、同一の出口オリフィス径では圧力比に対する回転数の影響は小さい。この理由としては、第1動翼の後に静翼があるためタービン出口における旋回の大さは回転数にあまり影響されず、タービン出口圧力  $P_4$  の変化が小さいことが原因と考えられる。

## 5.2 液水タービン

ノズル1穴とノズル3穴の比較 液水タービンのノズルを1ヶ所にまとめた場合(ノズル1穴)と3ヶ所に分けた場合(ノズル3穴)の比較を行った。パーシャルアドミッションノズルの噴射端部損失はノズルセグメントの端部で生じる損失であり、これより当然ノズル3穴の方が効率は低くなる<sup>8), 14)</sup>ものと考えられる。しかし熱走時における熱応力の点では、より均等に熱せられるノズル3穴が有利となる。

ノズル1穴とノズル3穴の速度比とタービン効率の関係を図5.9に示した。第1動翼は翼形A、出口オリフィス径は設計圧力比に近い55mmである。予想したとおりノズル1穴の方が効率は高く、設計速度比においておよそ2パーセントの差を示した。

この結果を基に検討が行われた。熱応力の問題のほかノズル1穴の試験ではガス流れの不釣合が原因と思われるケーシングの振動が発生したこと、またノズル3穴の効率は設計値とほぼ同じであったことなどから、液水タービンはノズル3穴を採用することとした。

速度比と効率 液水タービンの第1動翼は全体の70パーセント以上の仕事を発生するので、その

性能はタービン効率に大きく影響する。このため2種類の第1動翼が製作され比較が行われた。

前述のように翼形AはM-1用液水タービンの翼形を縮小し、これの前縁と後縁を製作ならびに強度上の観点から十分な厚さとしたものである。翼形Bはその翼形状に多少の修正を加え翼表面のマッハ数分布が適切となるようにしたものである。

翼形A, Bの速度比とタービン効率の関係を図5.10, 図5.11に示した。ノズル, 静翼, 第2動翼は同一のものである。液酸タービンと同様に出口オリフィス径を変えることにより圧力比を変化させた。出口オリフィス径により速度比と効率の関係は変化した。これはラバルノズルを持つ超音速タービンの特性と考えられる。試験範囲内では出口オリフィス径の大きい方が高い効率を示した。翼形AとBの結果を比較したが性能の差はほとんど認められなかった。設計圧力比で設計速度比のときの効率は設計値にはほぼ一致した。また最高効率は速度比が0.24付近にある。

なお熱走用タービンには翼形Bが採用された。

圧力比と効率 第1動翼がBの場合の圧力比とタービン効率の関係を図5.12に示した。同じ記号を結ぶ実線は出口オリフィス径が一定、それと交差

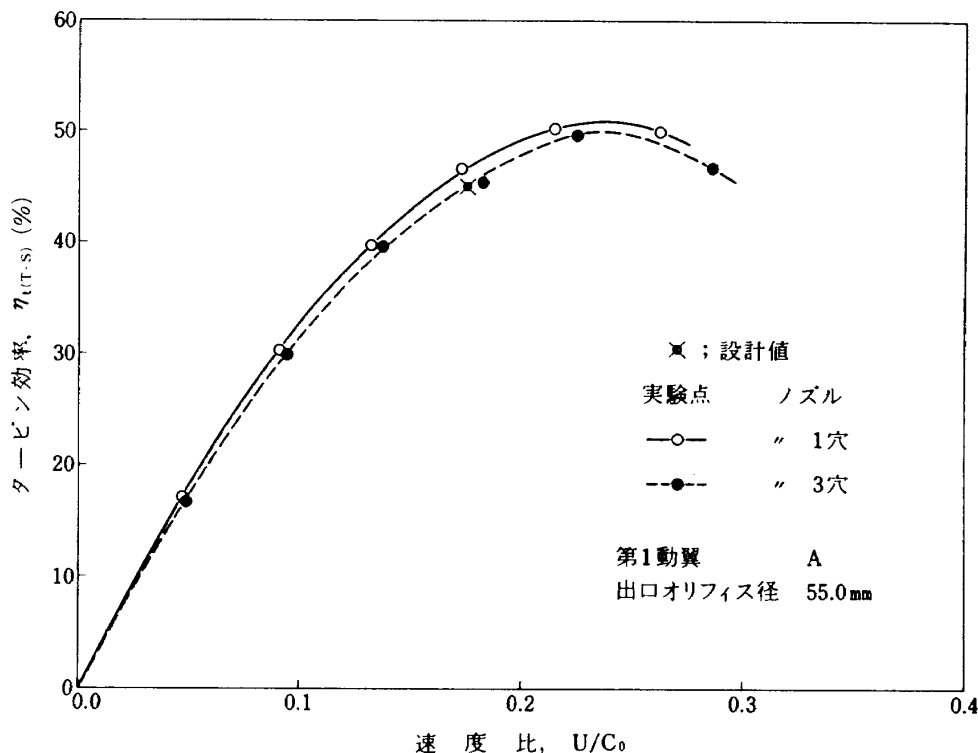


図5.9 液水タービン・ノズル1穴とノズル3穴の比較



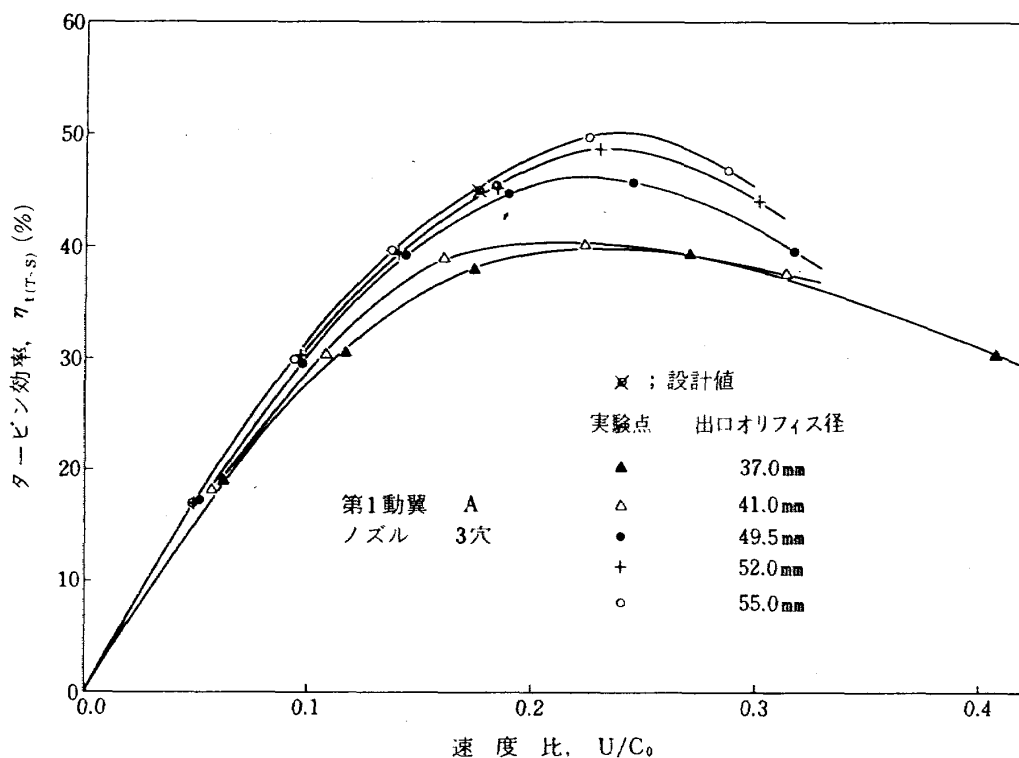


図 5.10 液水タービンの速度比とタービン効率 (全体性能)

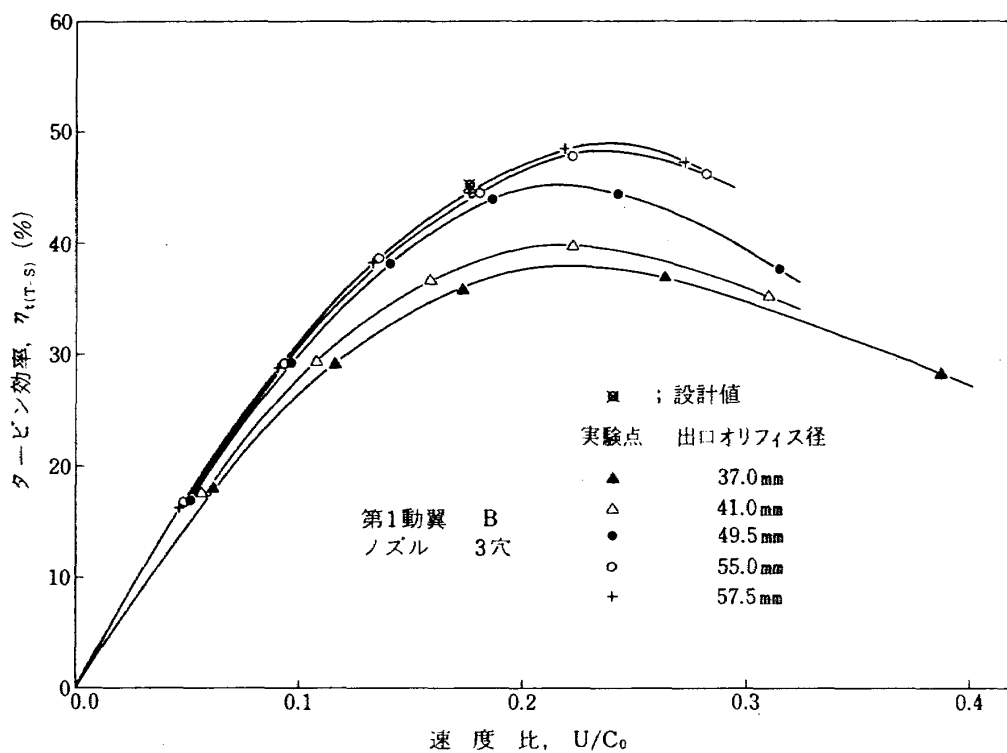


図 5.11 液水タービンの速度比とタービン効率 (全体性能)

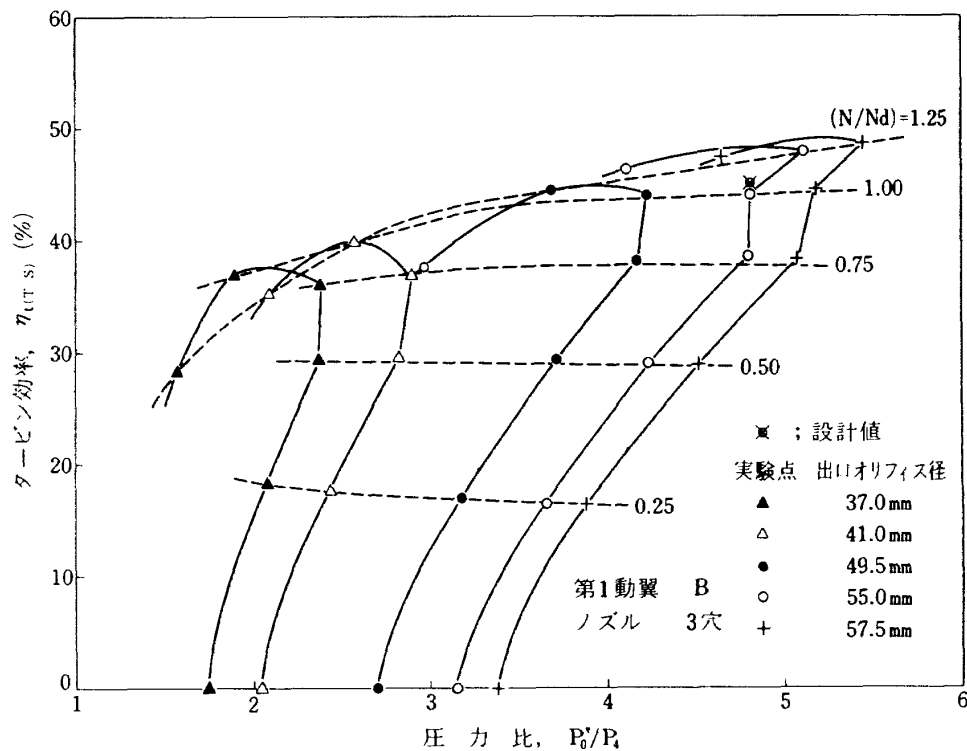


図 5.12 液水タービンの圧力比とタービン効率(全体性能)

する点線は回転数比が一定の場合である。

出口オリフィス径一定では、初めは回転数が高くなるにしたがいタービン効率は上昇し圧力比も大きくなるが、さらに回転数が高くなると圧力比の低下および効率の低下を生じている。

回転数比一定の場合については、低回転領域では圧力比の小さい方が効率は高くなる。これは図 5.2 の傾向と同じである。これに対し高回転領域では圧力比の大きい方が効率が高くなる傾向が認められる。

速度比と効率(圧力比一定) 圧力比をパラメータとした、速度比とタービン効率の関係を図 5.13 に示した。実線で結んだ冷走の点は、速度比の低い方から回転数比 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5 に相当する。

図 5.13 の点線は  $M-1$  用液水タービンの 0.646 スケールモデルの冷走効率<sup>11)</sup> であり、その速度比における最も高い効率点を示した。これと比較すると供試タービンの効率はかなり低い値である。この理由としては第 1 動翼の翼高さが  $1/3.4$  と小さいこと、チップシュラウドを持たないこと、パーシャルアドミッションノズルでありそれをさらに 3 分割していることなどが考えられる。

図 5.13 には熱走試験の代表的な結果も示した。冷走試験の効率とほぼ同じと考えられる。冷走ならびに熱走のタービンレイノルズ数はそれぞれ  $9.7 \times 10^5$  ならびに  $1.3 \times 10^5$  である。

タービン内圧力分布 供試タービン内圧力分布の回転数による変化を図 5.14 に示した。出口オリフィス径は 55mm である。

第 1 動翼入口、出口圧力は回転数比 0.75 までは回転数が増えると低下し、以後回転数の上昇とともに上昇した。静翼入口、出口圧力は回転数比 0.5 までは流れ方向に圧力が增大し、回転数比 0.75 では圧力差はほとんど無く、それ以上の回転数比では流れ方向に圧力が減少した。第 2 動翼入口、出口圧力は回転数比 0.75 と 1.0 がほぼ同じ値であることを除き、回転数比 1.25 までは回転数の上昇により低下するが、回転数比 1.5 では上昇した。

液水タービンもノズル流量係数を小さく見積ったためガス流量は設計値を上回った。第 1 動翼に圧力勾配を生じているのは流量が多いためと考えられる。また第 2 動翼入口、出口圧力の変化は液酸タービンと同様に、タービン出口のガス温度と旋回の変化が原因と考えられる。

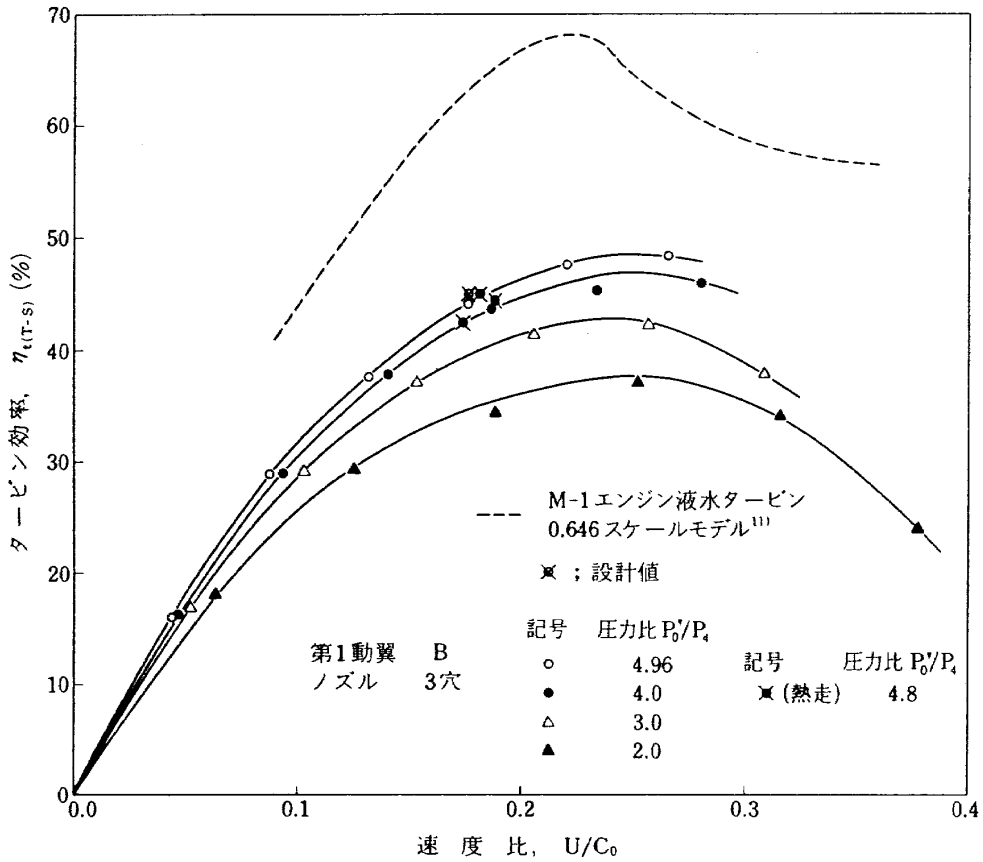


図 5.13 液水タービンの速度比とタービン効率 (圧力比一定)

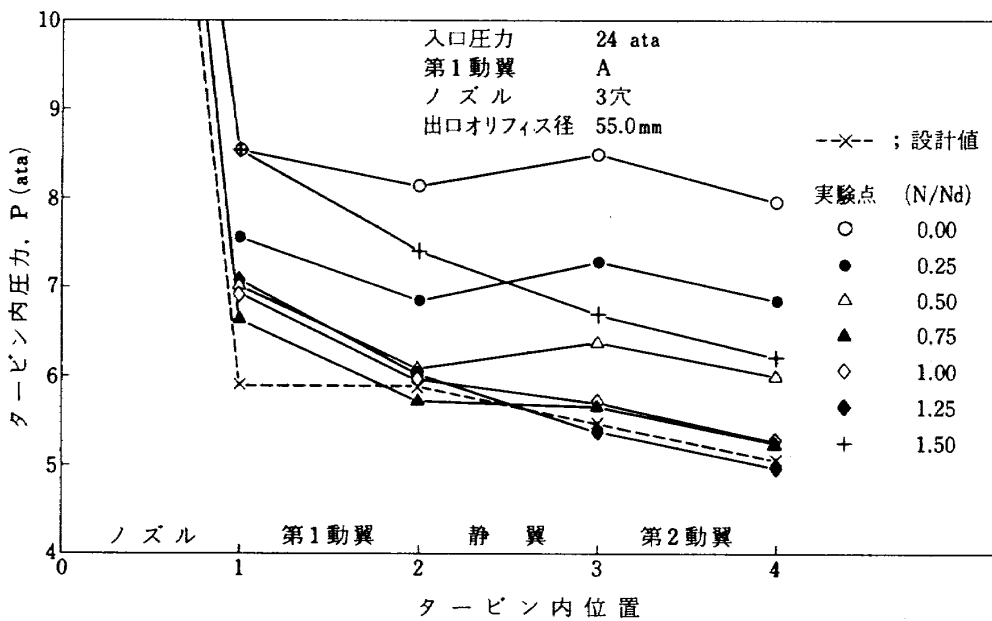


図 5.14 液水タービン内圧力分布

液水タービンのガス流量も上述のように第二次試作で修正を必要とする事項であったが、ガス流量の設計値が0.375 kg/s から0.423 kg/s に変更されたため、液酸タービンと同様小型・軽量化以外の変更は行わなかった。

タービン内部効率 液酸タービンで用いたのと同じ手法で求めた液水タービンの内部効率の推定値を図 5.15 に示した。出口オリフィス径は55mmである。

内部効率は速度比が大きくなるとタービン効率と

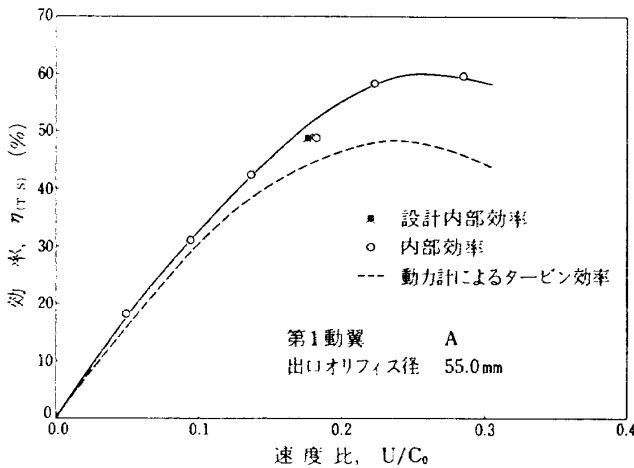


図 5.15 液水タービン内部効率

の差が大きくなる傾向が認められるが、液酸タービンの場合と同様、この方法によって大略の内部効率が推定可能と思われる。

チップすきまの影響 液水タービンの設計チップすきまは第1動翼、第2動翼とも冷走用タービンは0.3mm、熱走用タービンは常温、非回転時で0.4mmである。チップすきまの影響を調べるため冷走用タービンを用い、動翼外周ケーシングのメタルスプレー部を削ってチップすきまを変えた試験を行った。

第1動翼と第2動翼のチップすきまを変えたときの速度比とタービン効率の関係を図 5.16 に示した。出口オリフィス径は55mmである。

チップすきまが大きいほど効率は低下した。設計速度比において、チップすきま0.3mmの効率よりも0.5mmおよび0.7mmの効率はそれぞれ3.3パーセントならびに4.7パーセント低下した。また最高効率は、チップすきまの小さい方からそれぞれ48.0, 43.6, 41.8パーセントとなった。

なお動翼高さに対するチップすきまの比は、チップすきまの小さい方から第1動翼で0.034, 0.057, 0.080, また第2動翼では0.024, 0.040, 0.056である。

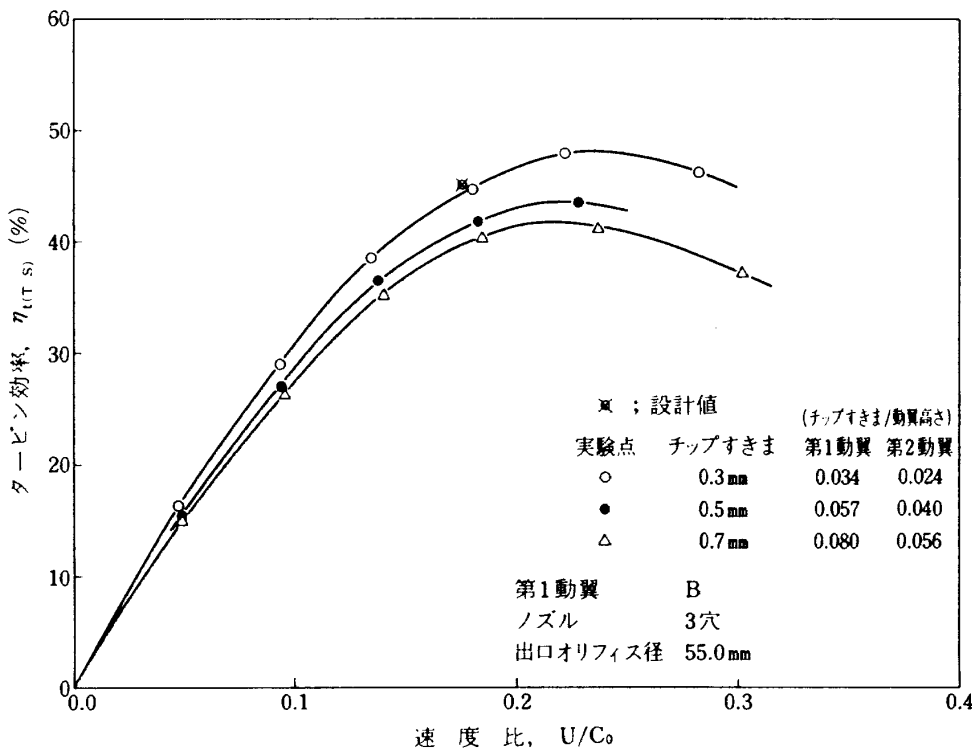


図 5.16 液水タービン・チップすきまの影響

静翼部ラビリンスシールの効果 液水タービンには図 2.10 のように静翼と第 1 動翼の間にラビリンスシールがあり、静翼部の漏れ損失を少なくしている。このラビリンスシールの効果を調べるために、ラビリンスシールを取り除いた試験を行った。

図 5.17 はその結果を速度比とタービン効率の関係で示したものである。ラビリンスシールを取り除くと効率は低下するが、特に設計速度比以上でその低下は著しい。図 5.17 の実験点は回転数比で 0.25, 0.5, 0.75, 1.0, 1.25 である。これを図 5.14 と比較して見ると、静翼入口、出口圧力がほぼ等しいか、あるいは静翼で流れ方向に圧力が増大するときには効率の低下は少ないが、流れ方向に圧力が減少すると効率の低下が著しくなっている。図 5.17 の効率の低下はラビリンスシールが無い場合、静翼入口から出口への漏れ損失が増加するためと考えられる。

第 1 動翼の性能 第 1 動翼における速度比とタービン効率の関係を図 5.18 に示した。液酸タービンと同様に静翼は付けた状態で試験が行われた。設

計速度比は 0.185, 設計効率は 37.8 パーセントである。この試験は 1 段 1 列の衝動タービンの性能を把握する目的のほか、液水タービンを 1 段 1 列の衝動タービンとすることが可能かどうかを検討するために行ったものである。

第 1 動翼の効率は設計値を若干下回った。図 5.18 に示す点線は  $M-1$  用スケールモデルの第 1 動翼の冷走効率<sup>11)</sup> である。

1 段 1 列のタービンは液酸タービンと同じ理由により、実機エンジンには採用しないこととした。

つぎに第 1 動翼までの圧力比とタービン効率の関係を図 5.19 に示した。設計相当圧力比は 4.07 である。

図 5.19 を図 5.12 と比較すると、同一の出口オリフィス径では図 5.19 の方が回転数による圧力比の変化が小さい。これは液酸タービンの場合と同様、第 1 動翼の後に静翼があるためタービン出口における旋回の大さは回転数にあまり影響されず、タービン出口圧力  $P_4$  の変化が小さいことが原因と考えられる。

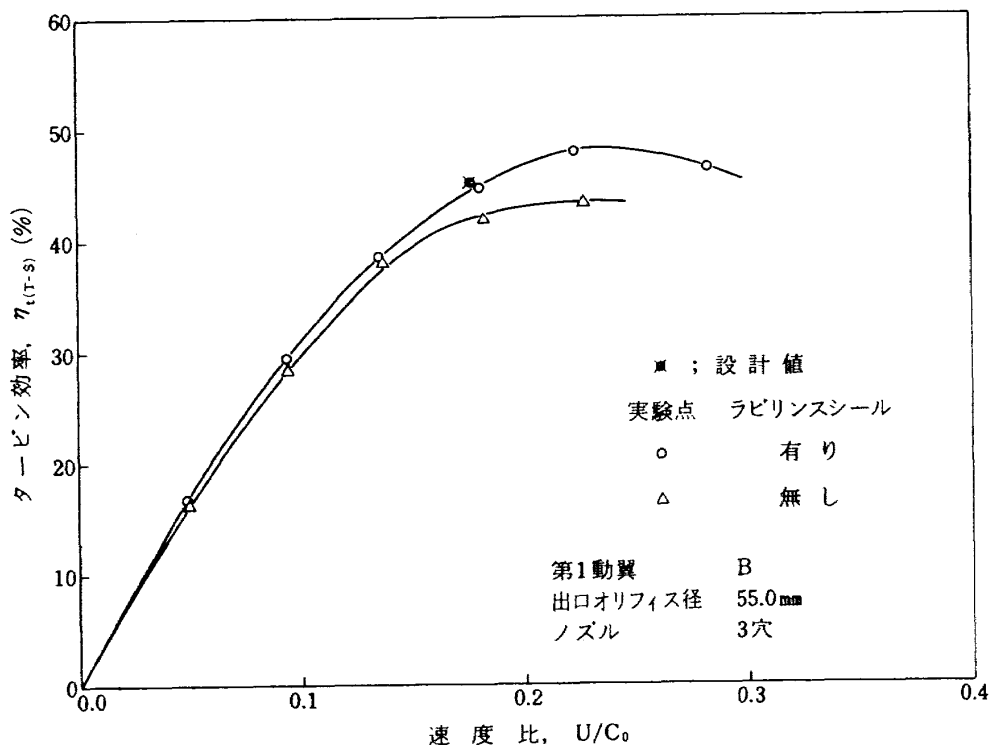


図 5.17 液水タービン・静翼部ラビリンスシールの効果

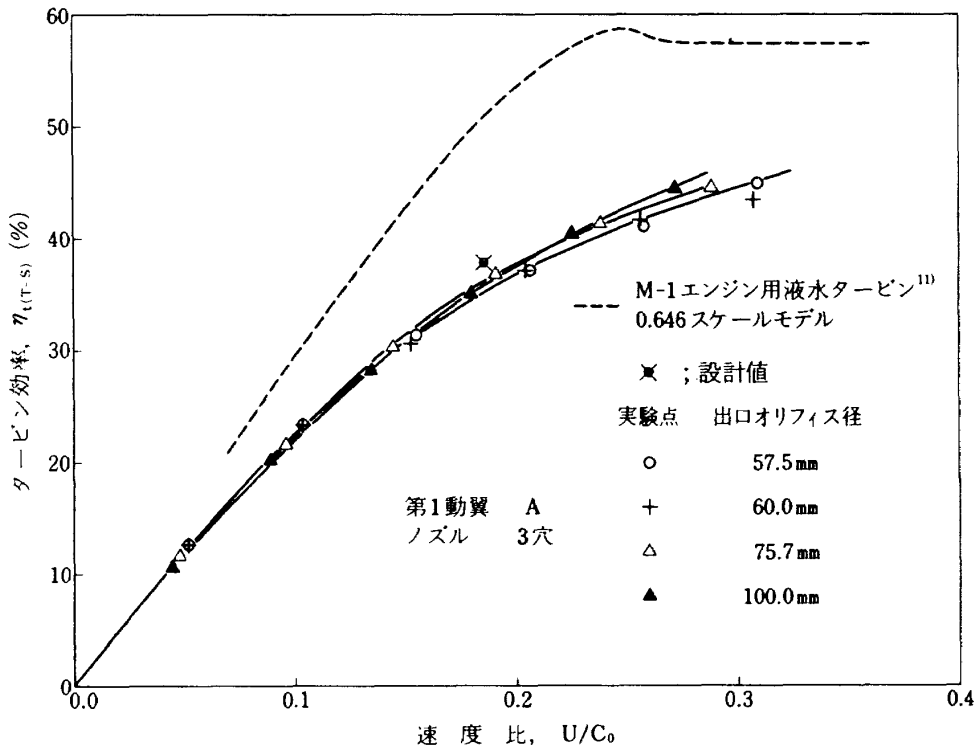


図 5.18 液水タービンの第 1 動翼の性能

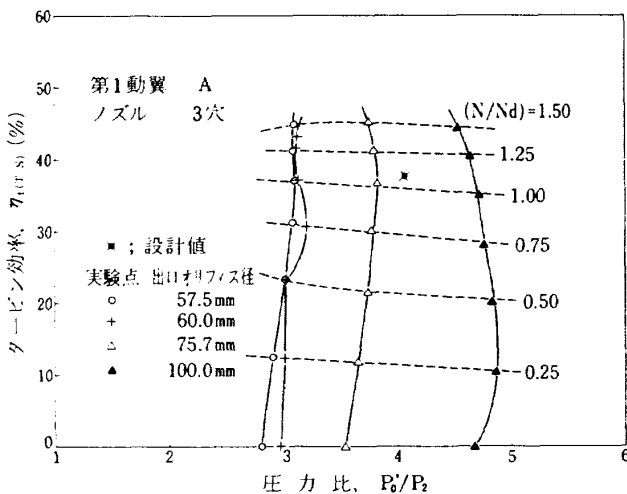


図 5.19 液水タービンの圧力比とタービン効率 (第 1 動翼まで)

### 6. むすび

液酸・液水ロケットエンジン用第一次試作液酸・液水ターボポンプのタービン部について、その性能を求めるための試験を行った。液酸タービンについては、常温の窒素ガス駆動の冷走試験ならびにガス発生器燃焼ガス駆動の熱走試験を行った。液水タービンについては、窒素ガス駆動の冷走試験を行い、

この結果を別に行われた熱走試験の結果と比較した。

液酸タービンの性能は設計値を若干上回った。ガス流量が設計値を上回ったが、改めて決定された第二次試作の設計仕様とほぼ一致したため、第二次試作においては小型・軽量化のための変更を除いては設計変更は行っていない。

液水タービンの性能は設計値とほぼ一致した。液水タービンについてもガス流量が設計値を上回ったが、液酸タービンと同様の理由により設計変更は行っていない。

第二次試作以後現在まで製作された液酸、液水タービンも基本的には設計変更は行われていず、現在の LE-5 エンジンの液酸、液水タービンの性能は設計値を除いて本報で報告した性能と同一である。

本研究を行うにあたり、多くの方々の協力を得た。共同研究を行っている宇宙開発事業団・エンジン開発グループならびに角田ロケット開発センターの共同研究担当者の方々、また液酸タービンの製作、ならびに液水タービンの設計、製作、熱走試験を担当された石川島播磨重工業(株)の関係の方々に深甚の謝意を表します。

## 主 な 記 号

$C$  : 絶対速度 (m/s)

$C_0$  : 理論噴出速度 (m/s) ( $=\sqrt{2gJ\Delta H}$ )

$C_p$  : 定圧比熱 (kcal/kg·K)

$D_m$  : 動翼平均直径 (m)

$\Delta H$  : 理論熱落差 (kcal/kg)

$$\left( = C_p \cdot T_0^\dagger \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_0^\dagger} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right)$$

$J$  : 熱の仕事当量 ( $= 426.8 \text{ kg}\cdot\text{m/kcal}$ )

$N$  : 回転数 (rpm)

$P$  : 圧力 ( $\text{kg/cm}^2 \text{ a}$  または  $\text{ata}$ )

$R$  : ガス定数 ( $\text{kg}\cdot\text{m/kg}\cdot\text{K}$ )

$Re$  : レイノルズ数 ( $= \frac{W_2 \cdot c}{\nu}$ )

$T$  : 温度 (K)

$T_q$  : 軸トルク ( $\text{kg}\cdot\text{m}$ )

$U$  : 周速 (m/s) ( $= \frac{\pi D_m N}{60}$ )

$W$  : 相対速度 (m/s)

$c$  : 翼弦 (m)

$g$  : 重力加速度 ( $= 9.801 \text{ m/s}^2$ )

$\alpha$  : 絶対角度 (deg)

$\beta$  : 相対角度 (deg)

$\eta_g$  : 歯車伝達効率 (%)

$\eta_i$  : 内部効率 (%)

$\eta_t$  : タービン効率 (%)

$\kappa$  : 比熱比

$\nu$  : 動粘性係数 ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

## 添 字

$d$  : 設計値

$th$  : 理論値

$o$  : ノズルマニホールド

1 : ノズル出口, 第1動翼入口

2 : 第1動翼出口, 静翼入口

3 : 静翼出口, 第2動翼入口

4 : 第2動翼出口, タービン出口

( $T-S$ ): 入口全圧から出口静圧

$\dagger$  : 全圧または全温

## 参 考 文 献

- 1) Beer, R.; Aerodynamic Design and Estimated Performance of a Two-Stage Curtis Turbine for the Liquid Oxygen Turbo-pump of the M-1 Engine, NASA CR 54764 (1965).
- 2) Gordon, S. and McBride, B. J.; Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouguet Detonations, NASA SP 273 (1971).
- 3) フリッゲル原著, 高橋, 柴山共訳; 蒸気タービン, コロナ社 (1938)
- 4) 橋本ほか2名; 液体ロケットターボポンプ用タービンの冷走試験, 第19回宇宙科学技術連合講演会 (1975)
- 5) 橋本ほか4名; ロケット用高速タービンの熱走試験, 第21回宇宙科学技術連合講演会 (1977)
- 6) Reynolds, T. W.; Aerodynamic Design Model II Turbine M-1 Fuel Turbopump Assembly, NASA CR 54820 (1966).
- 7) Huzel, K. and Huang, D. H.; Design of Liquid Propellant Rocket Engines, NASA SP-125 (1971).
- 8) Douglass, H. W. et al.; Liquid Rocket Engine Turbines, NASA SP-8110 (1974).
- 9) 上條ほか6名; 液酸・液水ロケットエンジン用液酸ターボポンプの試作研究, NAL TR-588 (1979)
- 10) Poelke, R. T. ほか2名; Cold Air Performance Evaluation of Scale Model Oxidizer Pump-Drive Turbine for the M-1 Hydrogen-Oxygen Rocket Engine, NASA TN D-3368 (1966).
- 11) Stabe, R. G. ほか2名; Cold-Air Performance Evaluation of a Scale-Model Fuel Pump Turbine for the M-1 Hydrogen-Oxygen Rocket Engine, NASA TN D-3819 (1967).

- 12) Macaluso, S. B.; A Review of the Mark 48-F, 3.50 Pitch Diameter, 2 Stage Reaction Turbine Designed for the Staged Combustion Cycle Requirements of an Advanced Space Engine, AIAA Paper No. 76-688 (1976).
- 13) Stabe, R. G. and Kline, J. F.; Cold-Air Performance Evaluation of Scale Model Oxidizer Pump-Drive Turbine for the M-1 Hydrogen-Oxygen Rocket Engine, NASA TN D-4392 (1968).
- 14) ゲ・ア・フィリポフ他著, 永島訳; タービンの熱計算, 文一総合出版 (1977)



---

## 航空宇宙技術研究所報告 691号

昭和56年12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

---