

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-415

## ロケット用小形高速高揚程液体酸素ポンプの 実験的研究

上 條 謙二郎 ・ 鈴木 昭 夫 ・ 志 村 隆  
橋 本 亮 平 ・ 渡 辺 光 男 ・ 渡 辺 義 明  
岩 淵 俊 雄 ・ 毛 利 義 広

1975 年 8 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY



## 目 次

第1章 まえがき .....	1
第2章 インデューサ予備実験 .....	2
2.1 一般性能 .....	4
2.2 吸込性能 .....	4
第3章 供試ポンプ .....	7
3.1 供試ポンプの主要諸元と構造 .....	7
第4章 実験装置および方法 .....	10
第5章 実験結果と考察 .....	12
5.1 水 実 験 .....	12
5.1.1 一般性能 .....	12
5.1.2 軸受荷重 .....	13
5.1.3 吸込性能 .....	19
5.1.4 非定常特性 .....	20
5.2 液体窒素実験 .....	33
5.2.1 一般性能 .....	33
5.2.2 吸込性能 .....	34
5.2.3 液体窒素実験後のポンプ部品 .....	37
第6章 む す び .....	37
記号表 .....	39
文 献 .....	40
付 録 供試ポンプ用インデューサの設計 .....	42





# ロケット用小型高速高揚程液体酸素ポンプの 実験的研究\*

上 條 謙二郎\*\*・ 鈴木 昭 夫\*\*・ 志 村 隆\*\*  
橋 本 亮 平\*\*・ 渡 辺 光 男\*\*・ 渡 辺 義 明\*\*  
岩 渕 俊 雄\*\*・ 毛 利 義 広\*\*\*

## ABSTRACT

Recently, high performance liquid rocket engines tend to require oxygen pumps of higher speed and higher head. In order to develop oxygen pumps to meet these requirements, various problems must be overcome.

In this study, a small, high speed, high head centrifugal liquid oxygen pump ( $N=20,000$  rpm,  $H_p=1,051$  m,  $Q=18$  l/s,  $N_s=118$ ) was designed and experiments were conducted in many aspects using water and liquid nitrogen as test fluids.

A preliminary experiment with cambered inducers was conducted in a water cavitation tunnel and it was clarified that the attack angle of inducers decisively determines the cavitation performance. The inducer of the pump investigated was designed according to the results of this preliminary experiment and showed good suction performance. The validity of the other design procedures discussed in this report was also clarified because of the good general performance of the pump.

Liquid nitrogen and water tests showed a little difference in general performance. In particular, liquid nitrogen brought about a little better pump efficiency but lower volumetric efficiency than water. The former may be attributed to the decrease of disk friction and hydraulic losses and the latter to the increase of leakage loss, due to the extremely lower viscosity of liquid nitrogen.

In the test using liquid nitrogen, the amount of required NPSH (net positive suction head) decrease due to the thermodynamic effects of cavitation was measured and two-phase operation was experienced.

Some unsteady characteristics of the pump were investigated by measuring pressure oscillations at the pump inlet and outlet. The pressure oscillations of low and medium frequencies occurred in the pump circuit and these oscillations became more serious at lower flow rate.

In this experiment, also, the radial and axial thrusts were examined and confirmation of ball bearings, mechanical seals and plastic wearings lubricated with cryogenic fluids was made.

## 第 1 章 まえがき

近年わが国においても液体酸素、液体水素を用いる高性能ロケットエンジンの開発が待望されているが、液体ロケットエンジンの主要素のひとつであるターボポンプ

については、極低温推進薬にともなう問題を含めて、その設計、製作および試験などに関するわが国の経験は比較的とほしいため、その開発には、かなりの困難が予想される。

航空宇宙技術研究所では数年前よりロケット用ターボポンプ要素の研究を行っており、実験用供試品は概略推力 10 トンのエンジンに対応するものを選び、丁度わが国

---

\* 昭和50年 4 月 1 日 受付

\*\* 角田支所

\*\*\* 東北大学工学部 (元角田支所)

で開発が待たれているエンジンと同程度の大きさのものである。したがって当所の研究経験は今後の開発にも直接役立つものと考えられる。また本論文に述べる内容は、液体酸素を主な対象としたポンプに関するものであるが、液体水素を含めた極低温ポンプに共通する問題も多く含まれているので、各方面の参考になるものと思われる。

液体ロケット用ターボポンプの諸元は主としてエンジンシステム全体の設計から決められるもので、その形式は様々なものが考えられるが、一般に軽量化のためには高速回転にする必要がある。比較的小型のエンジンで、しかも燃焼圧力があまり高くない場合には、ターボポンプの出力も小さく、重量もさほど大きくないため、特に液体酸素ポンプについてはあえて技術的困難を伴う高速回転とするのは有利とは限らない。しかしながら現在のロケットは高性能化の方向にあり、この場合には一般により高い燃焼圧が要求される。高燃焼圧力ロケットでは小型エンジンでもターボポンプは大出力となるため、液体酸素ポンプについても、問題点の多い減速歯車を省いて、液体水素ポンプと同様、タービン直結型の高速回転とした方が有利となる。

さて実用化されている酸素・水素エンジン用の同程度の小型液酸ポンプの例としては、米国の低燃焼圧歯車減速の RL-10 エンジン<sup>1)</sup>のものがあ、また開発途上のものとして、フランスの同じく低燃焼圧歯車減速の HM7 エンジン<sup>2)</sup>のものがあ。その後米国においては、RL-10 エンジンと同程度の大きさの高圧燃焼エンジン<sup>3)</sup>が検討されたようである、この場合にはタービン直結高速高圧液酸ポンプが採用されているが、このエンジンはまだ実用化されていない。このようにロケット用小形液体酸素ポンプの例は少ない上に、入手不可能な資料が多い。

こうした背景の下に、高速・高揚程液体酸素ポンプを試作し、研究を行ったものである。もちろん高速・高揚程ポンプから得られる結果のほとんどは低速・低揚程ポンプに適用できることはいうまでもない。

本研究では、試作した供試ポンプについて、でき得るかぎり広範囲の問題を調べることを試みたが、その対象とした主な点は以下のごとくである。

- 供試ポンプの設計事項の多くについて、産業用低速ポンプの資料を参考にしたので、その妥当性を揚程、効率などの一般的性能に関して調べる。
- インデューサについては、キャビテーション水槽による予備実験を行い、この結果を基に供試ポンプ用インデューサを設計し、その妥当性を調べる。
- 極低温推進薬で顕著となるキャビテーションに対する熱力学的効果に伴う吸込性能向上の量的確認を行う。

- 供試ポンプ管路系の圧力振動を測定し、これにより供試ポンプのキャビテーション状態を含む非正常特性を検討する。
- 液体酸素ポンプにおいて重要な問題である金属-金属接触による爆発を防止する方法について検討する。
- 実液ベアリング（圧送推進薬で潤滑する）およびメカニカルシールの確認を行う。
- インペラに加わる半径方向荷重をポリュート内圧力分布から推定する。
- 予冷方法、運転方法など極低温液体を用いる上での実際的な問題を調べる。

実験については、実際に液体酸素を用いた試験を含めるのが望ましいが、回転部分とケーシング間の接触あるいはベアリングの破損やゴミの混入などに起因する爆発等の破損事故に関する経験が少なく、これらと事故との関係を明確に把握することは困難であったので、第一段階としては安全性を重視して、水および液体窒素による実験を行うにとどめた。しかしながら、従来の研究によって、これらの液による実験は単にその液におけるポンプ性能を知るばかりでなく、他の液における性能や作動状態を推測する上で非常に役立つことはよく知られている。特に液体窒素実験を行うことによって、液体酸素の場合の一般性能<sup>4)</sup>や吸込性能、キャビテーションに対する熱力学的効果などをかなり正確に推定できる<sup>5)</sup>ほか、極低温状態におけるポンプの種々の問題、たとえば低温時の熱変形、ベアリングやシールの適応性<sup>6)</sup>および予冷方法などをほぼ適確に知ることができる。

## 第 2 章 インデューサ予備実験

本供試ポンプには入口と出口で羽根角度の異なるキャンパー付ヘリカルインデューサを採用した。

インデューサ (Inducer) 入口における流れの迎角 (Angle of attack) を可能なかぎり小さくすることによって吸込性能の向上と入口部衝突流れなどに伴う損失や振動が軽減されるものと考えられる。しかしこの最小迎角を求めるのは非常に困難な問題の一つである。その理由は、インデューサ入口付近の流れがチップ (Tip) からハブ (Hub) にかけて三次元的であること、チップおよび羽根表面のキャビテーションに伴う流路面積の減少を量的に見積ることが容易でないからである。

この最小迎角を調べることを主な目的として別にキャビテーション水槽でのインデューサ単体の実験を行った。実験装置ならびに実験方法については文献<sup>7)</sup>を参照されたい。

供試インデューサの主要寸法を表 2-1 に、形状を図 2

Table 2-1 Geometries of inducers investigated in water Cavitation tunnel.

供試インデューサの主要諸元(インデューサ単体実験)

Test inducer	F	G 1	G 2
Tip diameter (Dt mm)	127.0	101.6	101.6
Hub-tip ratio ( $\xi_{ht}$ )	0.291	0.364	0.364
Number of blade (n)	3	3	3
Blade thickness (h mm)	3.3	2.5	2.5
Solidity* (s)	2.5	2.0	2.0
Inlet blade angle* ( $\beta_{1t}$ )	7.5°	9.6°	11.4°
Outlet blade angle* ( $\beta_{2t}$ )	12.0°	13.2°	13.8°
Angle of camber* ( $\beta_{2t} - \beta_{1t}$ )	4.5°	3.6°	2.4°

\* at tip

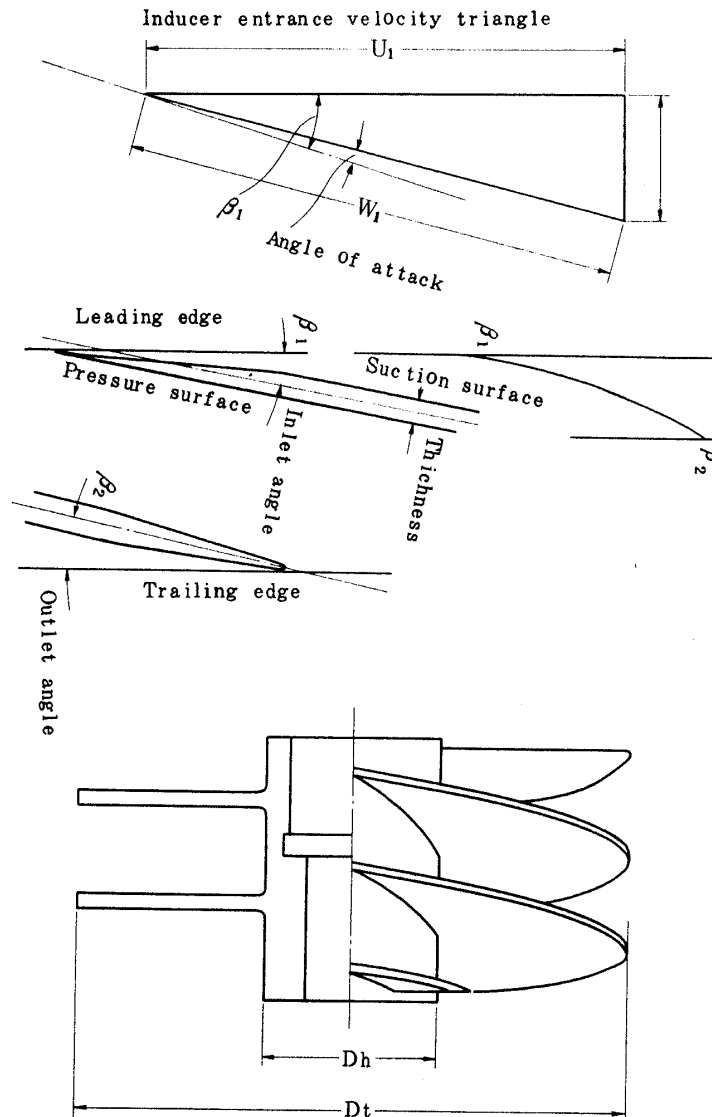


Fig. 2-1 Geometries of inducers investigated in water cavitation tunnel.

供試インデューサの主要寸法(インデューサ単体実験)

ー1に示した。インデューサはすべてキャンバー (Camber) 付であるが、このうちインデューサG1, G2は入口から出口まで同一の曲率半径の円弧翼であり、Fは入口に平板部 (Flat plate) を設けそれ以後を円弧翼とした。

## 2.1 一般性能

各供試インデューサの流量係数 (Flow coefficient,  $\bar{\phi}_i$ ) に対する圧力係数 (Total head rise coefficient,  $\bar{\phi}_i$ ) と効率 (Efficiency,  $\bar{\eta}$ ) の関係を図2-2, 2-3に示した。両図には比較のため平板インデューサの性能<sup>8,9)</sup>も示した。まず図2-2において出口角度のほぼ等

しいインデューサは平板、キャンバー付に関係なくほぼ同じ圧力係数を示している。このことはソリディティ (Solidity) の大きなインデューサの揚程は出口角度により決まることを示すものである。

図2-2, 2-3に見られるインデューサFの流量係数の大きな範囲での著しい性能低下は後に示すように、羽根の圧力側 (Pressure surface, 図2-1参照) に発生するキャビテーションと関係している。

## 2.2 吸込性能

図2-4, 2-5, 2-6は各インデューサの吸込性能を示したものである。回転数と流量を一定として、インデュー

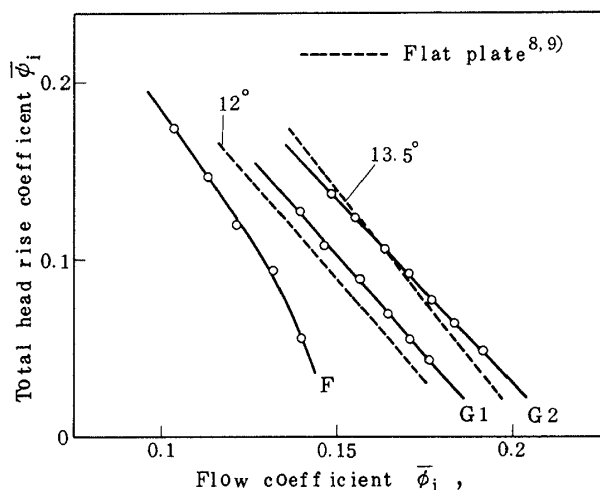


Fig. 2-2 Overall performance of inducers investigated in water cavitation tunnel.  
供試インデューサの一般性能 (インデューサ単体実験)

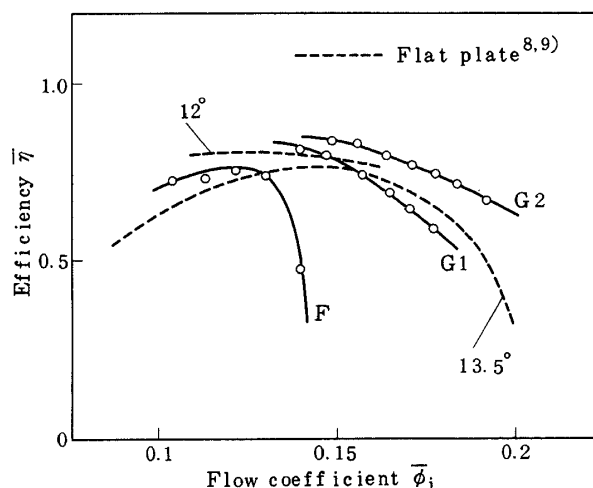


Fig. 2-3 Overall performance of inducers investigated in water cavitation tunnel.  
供試インデューサの一般性能 (インデューサ単体実験)

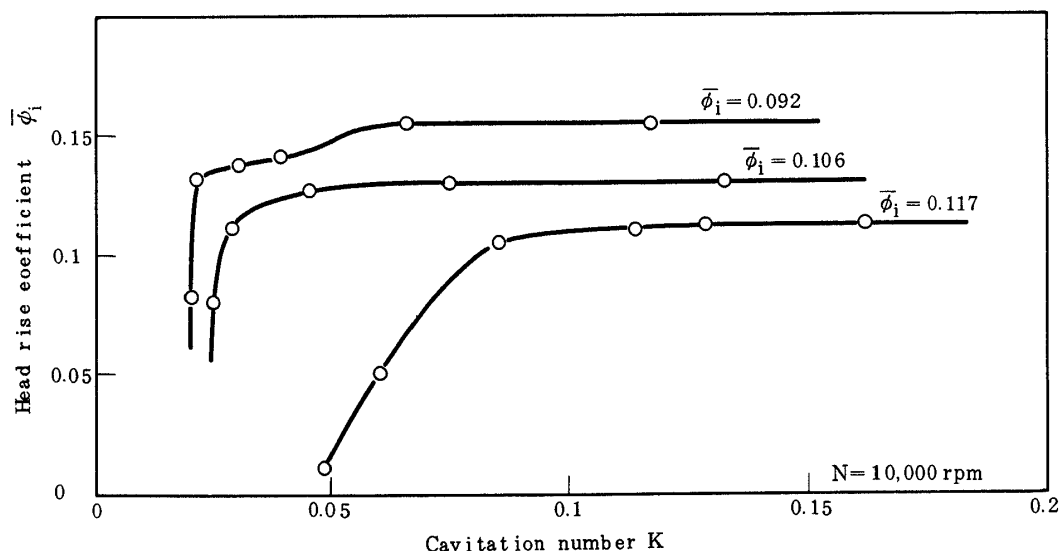


Fig. 2-4 Suction performance of inducer F.  
インデューサFの吸込性能

ーサ入口圧力を徐々に下げた場合、キャビテーションの発生に伴って揚程が低下する様子をキャビテーション係数 (Cavitation number,  $K$ ) と圧力係数の関係で示したものである。

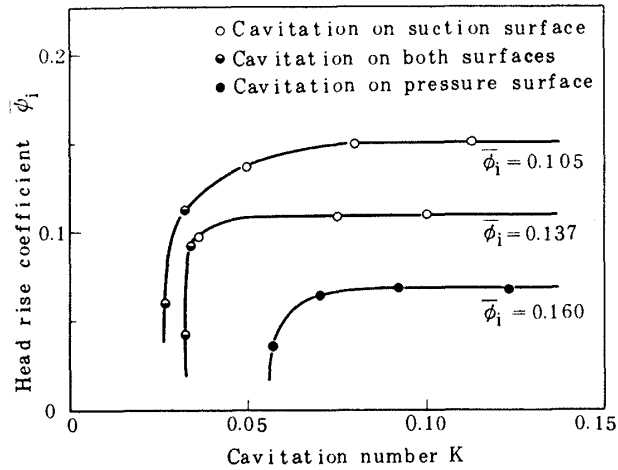


Fig. 2-5 Suction performance of inducer G1.  
 インデューサG1の吸込性能

図2-7は図2-4, 2-5, 2-6を整理して、キャビテーションにより揚程が全揚程の70パーセント低下した点での修正吸込比速度 (Corrected suction specific speed)

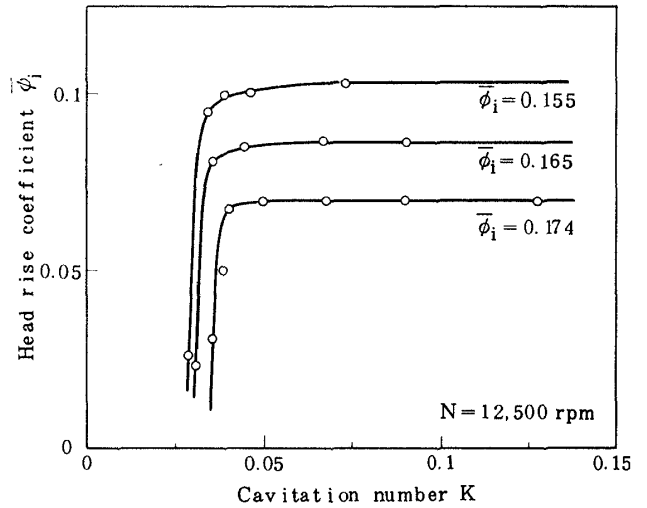


Fig. 2-6 Suction performance of inducer G2.  
 インデューサG2の吸込性能

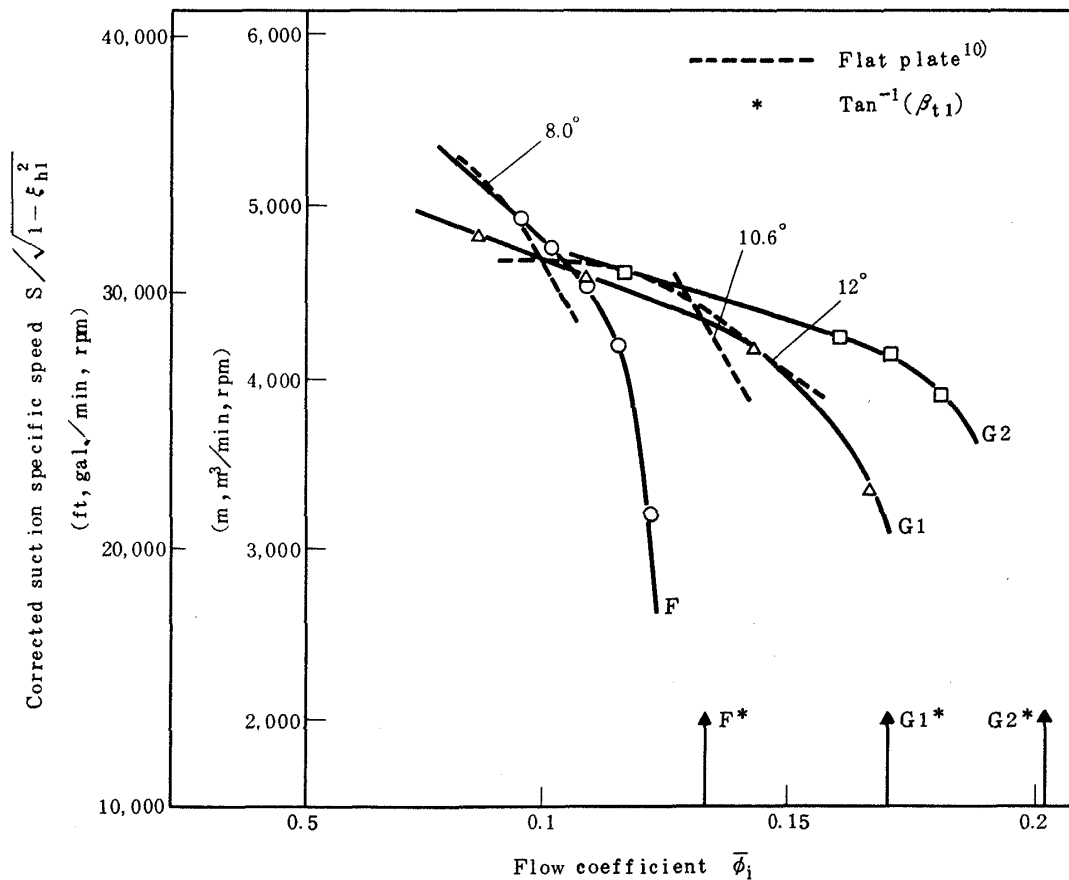


Fig. 2-7 Comparison of suction performance of F, G1, G2 and flat plate inducers.  
 (\*  $\tan^{-1} \beta_{t1}$ )

インデューサF, G1, G2 および平板インデューサの吸込性能の比較

eed,  $S/\sqrt{1-\xi_{hl}^2}$ ) と流量係数の関係を示した。またこの図 2-7 には比較のため平板インデューサのスーパーキャビテーション状態 (羽根表面のキャビティが弦長以上となった状態) の性能<sup>10)</sup>も示した。

まず図 2-7 において、チップ入口角度  $\beta_{t1}=8^\circ$  の平板と  $\beta_{t1}=7.5^\circ$  のインデューサ F,  $\beta_{t1}=10.6^\circ$  の平板と  $\beta_{t1}=9.6^\circ$  の G1 を比較するとほぼ同じ吸込性能を示している。比較したインデューサの形状が若干異なるため高い精度の比較はできないが、キャンバー角度のそれほど大きくないインデューサの吸込性能は入口角度の同じ平板インデューサの性能から大略推測し得るものと考ええる。

つぎに各供試インデューサに共通な流量係数の大きな所での吸込性能の低下を考察してみる。この状態におけるインデューサ G1 内のキャビテーション発生状況の一例を図 2-8 に示した。明らかにインデューサの羽根の圧力側のハブからチップにわたるキャビティの発生が認められる。またチップキャビテーションからもわかるよ

うにインデューサ入口部で流れは負の迎角を有している。

図 2-5 には羽根表面上のキャビティが羽根の圧力側 (Pressure surface) か吸込側 (Suction surface) かも示したが、明らかに  $\bar{\phi}_i=0.160$  における吸込性能の極端な低下および  $\bar{\phi}_i=0.137$ ,  $\bar{\phi}_i=0.105$  の性能低下は羽根圧力側のキャビテーションと関係している。

さて、さきにも述べたように入口の流れについては、可能なかぎり小さな迎角とすることが望ましいと考えられるが、図 2-7 にはインデューサ入口部における幾何学的形状、キャビティあるいはチップにおける漏れなどを考慮しない場合の無衝突流入 (以後みかけの無衝突流入と呼ぶことにする。) に相当する流量係数を示した。たとえばインデューサ G1 については、入口角度  $\beta_{t1}=9.6^\circ$  であるので、みかけの無衝突流入での流量係数は  $\bar{\phi}_{i \text{ non-attack}} = \tan \beta_{t1} = 0.170$  である。しかし実際の流れでは羽根やキャビティなどのブロックageのために軸流速度が増加し、一般に羽根に対する迎角は減少するので、実際に若干の迎角を与えるためには、この減少量を見込んで羽根角度を決める必要がある。たとえば  $\bar{\phi}_i=0.105$  は  $\tan 6^\circ$  に相当するが、 $\beta_{t1}=9.6^\circ$  の羽根に対しては、みかけ上  $3.6^\circ$  の迎角を与えたことになる。

いま  $\bar{\phi}_i=0.105$  における性能低下の主要原因が羽根圧力側に生じるキャビテーションとすると、更に性能を向上させるためには、みかけ上  $3.6^\circ$  よりも大きな迎角を与えなければならないものと考ええる。この値は設計時に仮定した値よりもかなり大きなものであった。

つぎにキャビティ形状と吸込性能との関係を考えてみる。図 2-9 は Acosta<sup>11)</sup> らの理論計算による平板二次元翼列の場合のキャビティ形状と G1 インデューサのチップにおける翼前縁 (Leading edge) の形状とを比較して示したものである。図 2-9 の横軸と縦軸はそれぞれインデューサチップの羽根に平行な距離と羽根に直角な距離をチップのピッチ ( $t$ ) で無次元化したものである。

吸込性能を表わした図 2-5 との比較から、吸込性能の良い場合には、迎角が負でなく、キャビティが翼前縁を包み込むような場合にはほぼ対応しているとみることができる。したがってキャンバー角がそれほど大きくないインデューサについては、平板翼に関するこのような理論計算も設計に対する有力な指針になるものと思われる。

さて一般に流量係数の小さいほど吸込比速度は大きな値となるが (付録図 2 参照), これを可能とするにはより小さな入口羽根角度<sup>29)</sup>のインデューサでなければならないようである。

本供試インデューサに関しては、みかけの迎角をかなり大きくしなければならない結果となったが、この大き

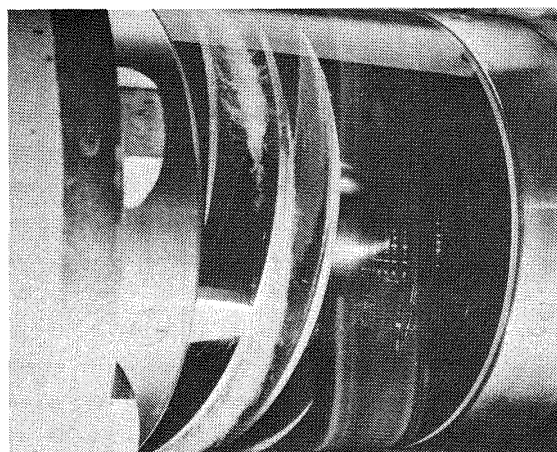
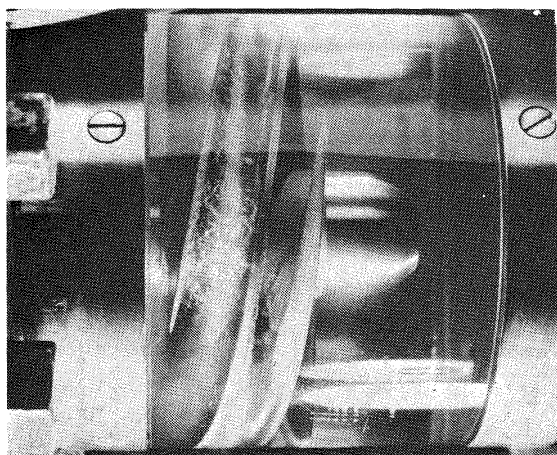


Fig. 2-8 Cavitation on pressure surface.  
羽根圧力側表面のキャビテーション

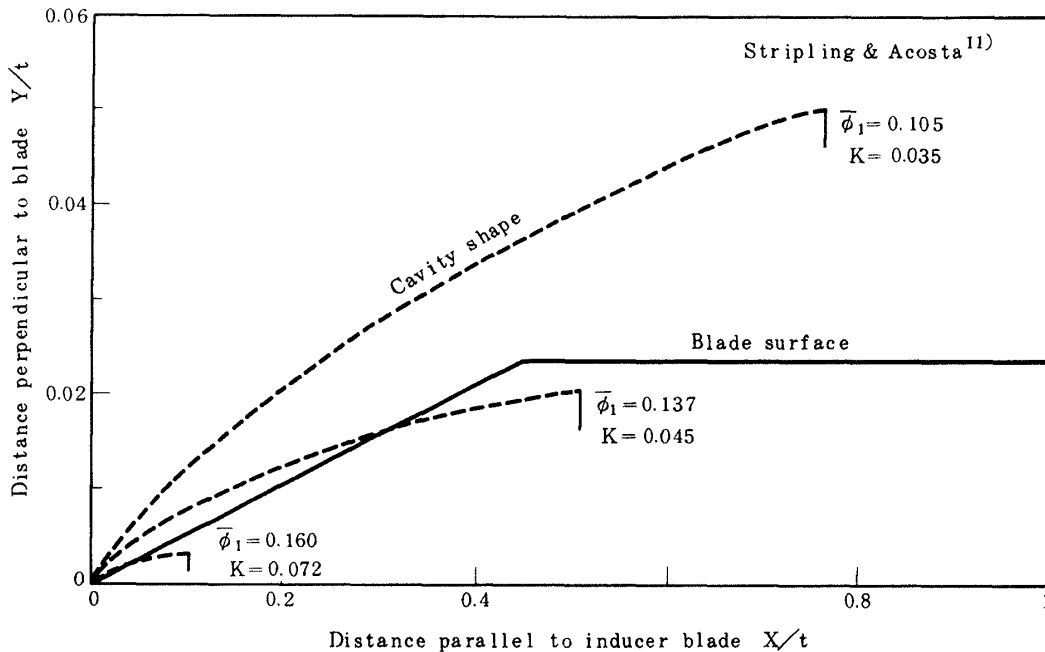


Fig. 2-9 Comparison of the shape of leading edge with that of cavity

インデューサリーディングエッジとキャビティ形状(計算値)との比較

な迎角は羽根表面のキャビティを厚くし、吸込比速度の値を制限する結果になっているものと考えられる。このみかけの迎角の大きさは、翼前縁の厚さとくさび角度と深く関係していることは容易に想像される。両者を小さくすることによって、キャビティは薄くなり、ブロックは減少するものと考えられるので、更に小さな羽根角度とすることができるものと思われる。

### 第3章 供試ポンプ

#### 3.1 供試ポンプの主要諸元と構造

本供試ポンプは液体酸素を対象としたインデューサ付単段遠心ポンプである。

ポンプの主要諸元(設計値)を表3-1、主要部品の寸法などを表3-2、その概略を図3-1に示した。

図3-1においてインデューサのチップとハブ共にテーパを持たせたのは、入口における流速を小さく(流量係数を小さく)して吸込性能を良くすることおよびインデューサ出口ハブ付近の逆流を低流量域まで防ぎ、出口における流れを半径方向に一樣<sup>7)</sup>にするための試みである。インデューサはキャンパー付きであるが、その入口角度は第2章の予備実験の結果を参考に設計した。すなわち設計流量の115パーセントまで流れが羽根に対して正の迎角を取れるようにした。

後述するようにインデューサのチップすきまを大きくしたことにより、その内部漏れ量は多くなるが、その量

の推定が若干困難であったため、出口羽根角度を若干大きくして、インデューサの揚程をすこし大きめにした。インデューサの揚程が不足するとインデューサがむしろポンプの吸込性能を低下させてしまう結果になることが知られている。

なお供試ポンプインデューサの設計の概要を付録に示した。

主羽根車(Impeller)は表3-1に示したように低比速度(Specific speed,  $N_s$ )ポンプであることを考慮して二次元羽根を採用し、その設計は主に文献<sup>12,18)</sup>を参考にした。

インデューサと主羽根車間の流れについては、インデューサ出口の周方向速度成分が変化しないものと仮定した。なおインデューサの静圧揚程を測定するためにインデューサと主羽根車間の距離を若干大きくした。

高揚程低比速度のポンプではウェアリングリング部を通過する内部漏れ量がポンプ効率に大きく影響するので、本供試ポンプではウェアリングすきまを可能なかぎり小さくして漏れを少なくする方法を試みた。漏れを少なくする方法として主羽根車裏羽根が有効である<sup>14)</sup>とされているが、裏羽根の効果を得るためにはケーシングとのすきまを小さくしなければならず、またこの部分でのキャビテーション発生も予想され、金属-金属接触が最も危険と考えられる液体酸素ポンプにこの方法を採用するにはかなりの予備実験などが必要と思われた。

図 3-1 におけるボールベアリング (Ball bearing) は実液潤滑である。すなわち潤滑液はポンプ吐出側から絞り、フィルターを経てベアリングを潤滑し、主羽根車のバランスホール (Balance hole) (直径 31mm × 6個) を通ってインデューサ吐出側に入る。このボールベアリングの設計は当研究所で別に行われた研究結果<sup>6)</sup>を参考にされたものである。その特徴として保持器がテフロンとガラス繊維から成り、構造は内輪二つ割りである。この内輪二つ割りのベアリングでは軸方向すきまを大き

くした設計が必要であり、好ましくない面もあったが、この形式のみ入手可能であったので、この形式を採用した。

また図には示されていないが、もう一個の軸受にはローラーベアリングを用いた。これは油潤滑としたため、この潤滑油とポンプ内の実液との分離を厳しく行なわなければならない。これには三個のペロー式カーボンメカニカルシール (Mechanical seal) を用いた。このメカニカルシールもすでになされている単体試験の結果<sup>15)</sup>を参

Table 3-1 Main specification of the pump investigated.

供試ポンプの主要諸元

Pump type	NAL (for study)*	RL10A3-3
	Single stage centrifugal with inducer	Single stage centrifugal with inducer
Pressure rise ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )	120.0	40.4
Speed (rpm)	20,000	12,390
Flow rate ( $\text{l/s}$ )	18	11.1
Impeller type	With front shroud	With front shroud
Impeller material	Aluminum alloy	Stainless steel
Impeller diameter (mm)	134	97
Specific speed (rpm, $\text{m}^3/\text{min.}$ , m)	118	124
Efficiency (%)	65	64.3
NPSH (m)	13	
Power (PS)	443	93

\*Design value

Table 3-2 Geometries of the pump investigated.

供試ポンプの主要寸法

Inducer tip diameter (inlet)	$D_{t1}$ , mm	65
Inducer hub diameter (inlet)	$D_{h1}$ , mm	19.5
Blade angle at tip (inlet)	$t_1$	$10.3^\circ$
Blade angle at tip (outlet)	$t_2$	$16.2^\circ$
Number of blades	$n$	3
Chord length at tip	$L_t$ , mm	124.0
Solidity at tip	$s$	1.93
Tip clearance (Plastic insert A)*	$C$ , mm	0.4
Tip clearance (Plastic insert B)*	$C$ , mm	0.2
Impeller diameter	$D_4$ , mm	134.0
Blade angle (Impeller inlet)	$\beta_3$	$13.8^\circ$
Blade angle (Impeller outlet)	$\beta_4$	$25.0^\circ$
Number of blades (Impeller)	$n$	6

\*Values at 20 °C



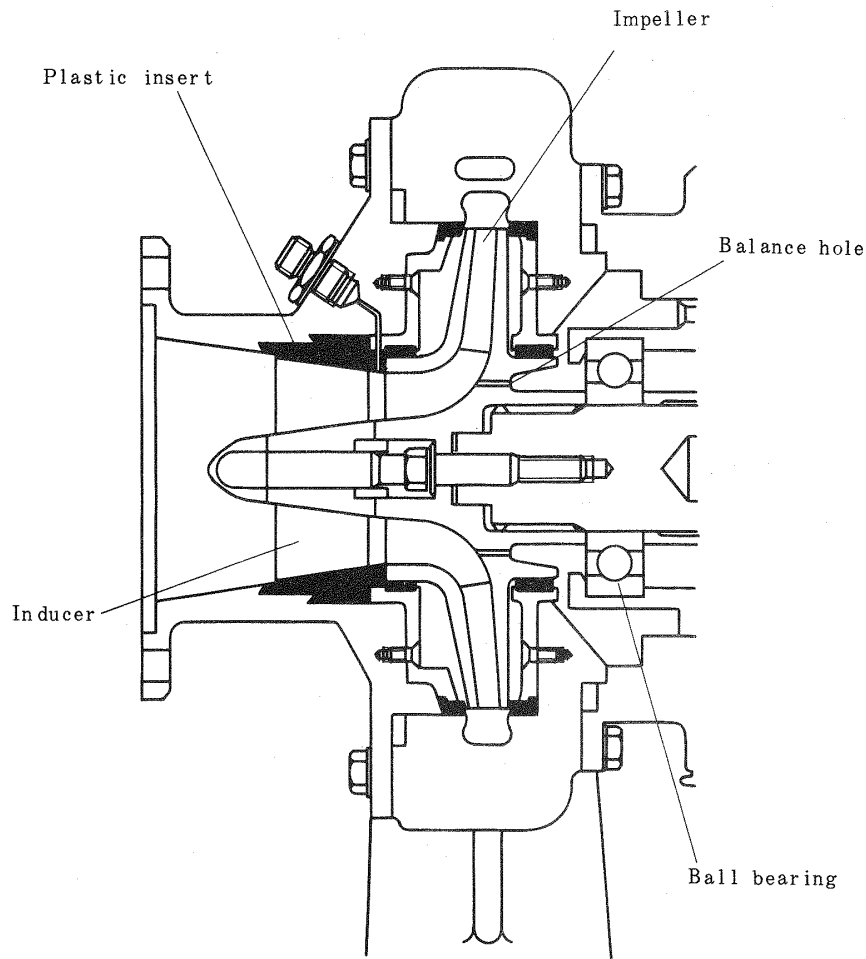


Fig. 3-1 Liquid oxygen pump investigated.  
供試液酸ポンプ

考に設計したものである。

ベアリングに加わる荷重を軽減するために、軸方向荷重に対しては主羽根車にバランスホール、半径方向荷重に対しては二重ボリュートを用いた。半径方向荷重については、二重ボリュート内の圧力分布を測定して、その値から算出することを試みたが、その圧力測定孔はボリュート内に等間隔で12個設けられている。

液体酸素用ポンプとして特に考慮しなければならない金属-金属接触を防止するために、インデューサライナ、ウェアリングリングおよび主羽根車側板ケーシングの一部にカーボン入りテフロンとKel-Fのプラスチックを用いた。この他にインデューサチップすきまと主羽根車とケーシング間のすきまを若干大きくした。

インデューサの材料はステンレスとしたが、これはかなりのキャビテーション状態での実験を予定したためである。主羽根車は高力アルミ合金、二重ボリュートはアルミ合金鋳物である。

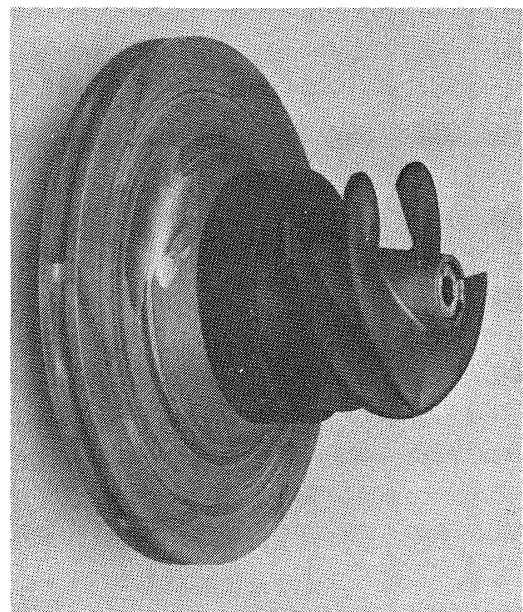


Fig. 3-2 Impeller and inducer.  
主羽根車とインデューサ

インデューサと主羽根車，二重ボリュート，インデューサライナの外觀を図 3-2 ～ 3-4 に示した。また液体窒素実験中のポンプ部を図 3-5 に示した。

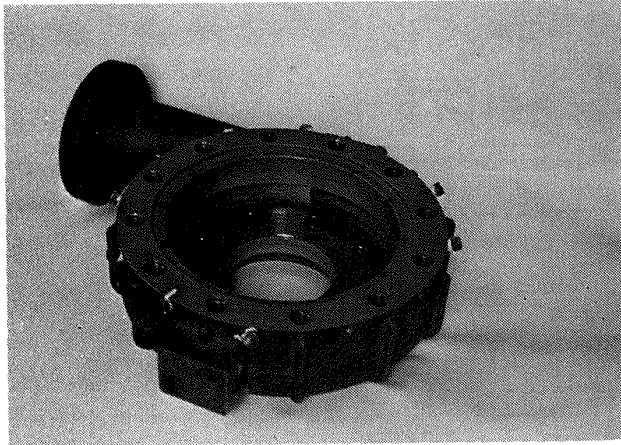


Fig. 3-3 Double volute.  
二重ボリュート

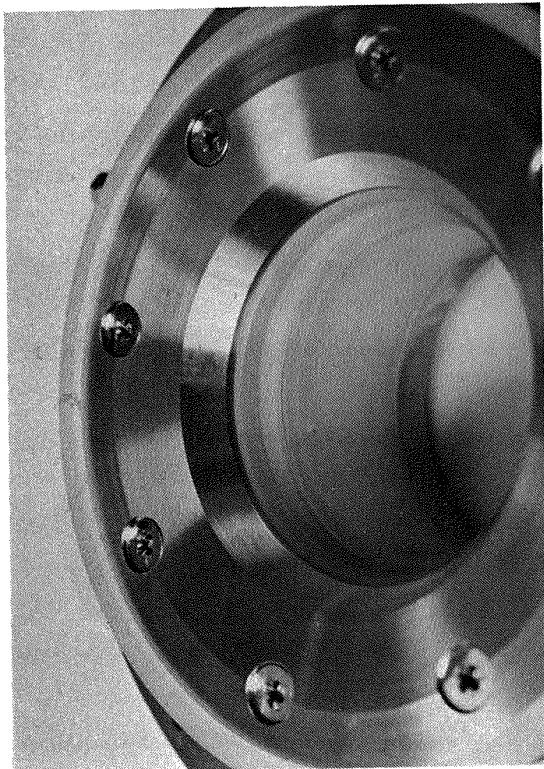


Fig. 3-4 Plastic insert.  
プラスチックインサート (フッ素樹脂)

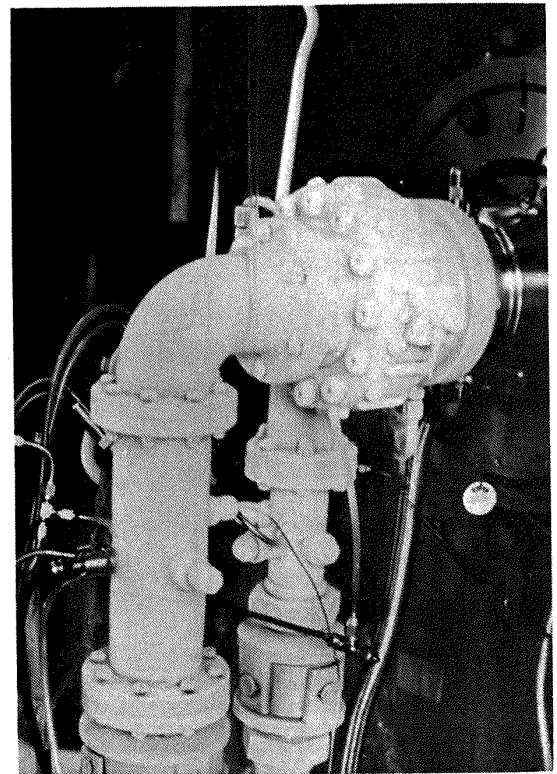


Fig. 3-5 The pump investigated.  
(Liquid nitrogen test)  
供試ポンプ (液体窒素実験)

#### 第 4 章 実験装置および方法

本供試ポンプの実験は昭和 45 年度に航空宇宙技術研究所角田支所に設置された推進薬供給系統試験設備のうち開ループの液体酸素（液体窒素も可能）ポンプ単体試験設備ならびに閉ループの燃料ポンプ単体試験（水試験も可能）設備を用いて行った。それらの概略を図 4-1 に示した。なおこの設備では推力 10 トン級の液体酸素—ケロシンエンジン用ターボポンプアセンブリの試験も可能である。

まず水実験の場合，燃料タンク (Fuel tank) から遮断弁およびフィルターを通りポンプに吸込まれた水はポンプで揚程を得て，流量制御弁 (Flow control valve)，遮断弁および冷却器 (Heat exchanger) を通り燃料タンクにもどる。ポンプ入口圧力の調整は図 4-1 のアキュムレータ (Pressure controlling accumulator) に加える窒素ガス圧力により行うが，このアキュムレータは真空タンクとも接続可能であり，必要に応じて負圧も得ることができる。

液体窒素実験の場合は図 4-1 において，5,000 リットルの供給タンク (Supply tank) から遮断弁，フィルターを通り，ポンプで加圧された液は流量制御弁，遮断弁

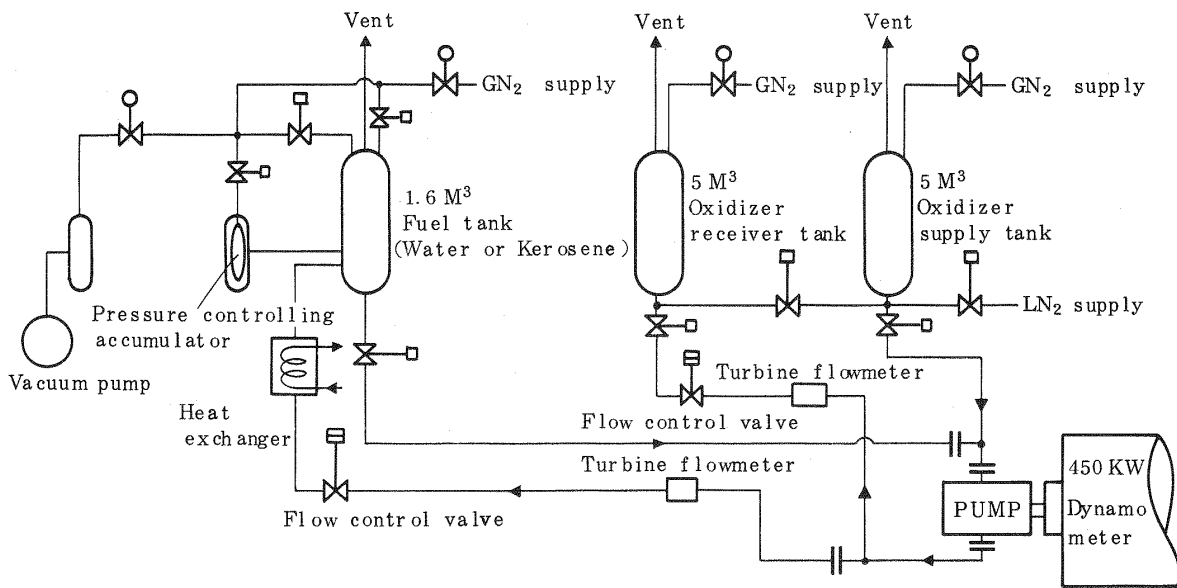


Fig. 4-1 Schematic diagram of test facility.  
試験設備系統図

Table 4-1 Measured parameters  
計測項目

Parameter	Number used	Sensor type
Tank Pressure	1	Strain gage
Inlet pressure (Pump)	1	Strain gage
	1	Force balance
Outlet pressure (Inducer)	1	Force balance
Pressures of various parts	13	Strain gage
Inlet pressure oscillation	1	Semi-conductor piezo resistance effect
Outlet pressure oscillation	1	Semi-conductor piezo resistance effect
Flow rate	1	Turbine flowmeter
Rotative speed	1	Magnetic pulse pickup
Torque	1	Phase-contrast
Inlet temperature	2	Thermo-couple (C-C)

を通過して5,000 リットル受タンク (Receiver tank) にうつる開ループである。受タンクの液は再び供給タンクにもどされ、次の実験が行われる。

供試ポンプの駆動源は最高回転数  $N_{\max} = 24,000 \text{ rpm}$ 、最大出力 330 kW の増速歯車付直流電気動力計 (Dynamometer) である。

ここで液体酸素による実験の方法を簡単に述べる。まず供試ポンプを動力計に取付け、配管、計測装置の装着後、供給タンクに液体酸素を充填する。つぎに予冷を行うが、ベアリングの温度およびプラスチックと回転部分

の固着 (スティック) の有無を確認しつつ本体の温度を徐々に下げて行く。最初の実験などでもしこのスティックが生じた場合には温度を上げて低回転 (毎秒1回転程度) でプラスチック部と回転部をなじませる。完全に本体が冷却された時点でポンプがなめらかに回転するかどうか再確認し、一方管路系およびポンプ内に液が満たされるようガス抜きも行う。なお、ガス抜きが不十分な場合、ポンプ起動時に激しい振動を経験した。

ポンプ始動後はポンプ入口と出口圧力、入口と出口振動圧力、ケーシング振動、軸変位、入口温度、ベアリン

グ温度、流量、回転数、トルク、タンク液面などを監視しつつ運転を行った。

実験の主な計測項目を表 4-1 に示した。ポンプ振動圧力などの高い周波数までのデータはすべてデータレコーダにより、その他はすべてデジタル量としてラインプリンタにより記録される。

回転数は電磁式ピックアップ (Magnetic pulse pickup) により、トルクは電気動力計のトルク計測用はかりの変位を位相差方式 (Phase-contrast) で読みとる方法により、また流量はタービン流量計 (Turbine flowmeter) により測定した。

ポンプ入口、インデューサ出口、ポンプ出口圧力は高精度の力平衡式 (Force balance) 伝送器 (横河電気製) を用いたが、その他の静的圧力はすべてストレンゲージ式 (Strain gage) 検出器を用いた。

ポンプ入口、出口振動圧力の測定には半導体ビエゾ効果式 (Semi-conductor piezo resistance effect) (豊田工機製) を用いた。

ポンプ各部の温度測定にはすべて熱電対 (常温用には C-A, 低温用には C-C) を用いたが、液体窒素の場合には、使用した液体窒素の蒸気圧力と温度の実測から熱電対の較正を行った。

## 第 5 章 実験結果と考察

### 5.1 水 実 験

#### 5.1.1 一般性能

まずインデューサライナ A (チップすきま  $C=0.4\text{mm}$ ) を装着した供試ポンプの容積流量 (Volume flow,  $Q$ ) と静圧揚程 (Pump, inducer static head), トルク (Pump torque,  $T$ ) の実験結果を図 5-1 に示した。太い点線は設計点を結んだ曲線である。

図 5-1 の結果を速度水頭も考慮して整理したのが図 5-2 である。横軸の  $Q/Q_d$  は設計流量 (たとえば  $N=20,000\text{rpm}$  のとき  $Q_d=18\ell/s$ ) に対する割合 (Volume flow ratio), 縦軸はポンプの全体効率  $\eta$

$$\eta = \frac{rQH_p}{L} \quad (1)$$

ポンプ圧力係数  $\phi_p$ ,

$$\phi_p = \frac{H_p}{(U_4^2/g)} \quad (2)$$

インデューサ圧力係数  $\phi_i$ ,

$$\phi_i = \frac{H_i}{(U_{t2}^2/g)} \quad (3)$$

を示している。ただしインデューサの揚程算出に際してはインデューサ出口の周方向速度による水頭は考慮され

ていない。したがってインデューサの圧力係数は図 5-2 の値より若干大きくなっているものと考えられる。

ポンプ圧力係数  $\phi_p$  は設計流量において  $\phi_p = 0.5 \sim 0.51$  となり設計値  $\phi_p = 0.53$  を若干下回った。回転数の増加により圧力係数が大きくなる傾向も見られるが、それはわずかである。揚程曲線は設計流量の 25 パーセント付近まで右下りの傾向を示し、広い範囲の流量にわたって安全な運転が可能であった。

効率 は設計流量において  $\eta=67\%$  と設計値  $65\%$  を上回り、しかも最高効率は  $70\%$  にも達した。この効率は従来の低比速度のロケットポンプ<sup>1,2)</sup>あるいは産業用低速ポンプ<sup>12)</sup>等と比べても良好な結果と考えられる。この原因としては後述するようなウェアリング部の漏れを少なくできたこと、およびインデューサや主羽根車などの表面の仕上げがなめらかなため流体摩擦損失が小さかったことの二点が考えられる。

インデューサの圧力係数は設計流量において  $\phi_i=0.140$  となった。この値にはインデューサ出口の周方向速度による水頭が考慮されていない。いまこの周方向速度が設計値に等しいと仮定したときのインデューサの圧力係数は  $\phi_i=0.170$  となり、設計値  $\phi_i=0.150$  を若干上回ったことになる。設計にあたっては液体酸素に対する安全性を考慮してインデューサのチップすきま (Tip clearance,  $C$ ) をかなり大きくしたが、これに伴うインデューサの揚程低下の見積りが若干大き過ぎたようである。図 5-2 の最高効率点が  $Q/Q_d=1.2$  付近に現れた一つの原因として、このインデューサの揚程過多に伴う出口周方向速度の増加が考えられる。しかしインデューサの揚程不足はポンプの性能を著しく低下させてしまうことがよく知られていることから、本供試ポンプのようにインデューサの揚程を若干安全側に大きくしておくことも一つの設計方法として考えられるものと思う。

図 5-3 にインデューサライナ A (チップすきま  $C=0.4\text{mm}$ ) とインデューサライナ B (チップすきま  $C=0.2\text{mm}$ ) を用いたときの流量、効率、圧力係数の関係を示した。チップすきまの小さな場合にはインデューサの圧力係数  $\phi_i$  は著しく大きくなっているが、ポンプ効率  $\eta$  と圧力係数  $\phi_p$  はむしろ低下する傾向がみられる。この原因としてインデューサの揚程が高くなるのに伴って、インデューサ出口周方向速度が大きくなり過ぎたこと、およびこの過度の周方向速度のためインペラとの流れのマッチングが悪くなり、衝突損失などに伴う流体損失を増加させたことが考えられる。しかしながら図 5-3 のようにインデューサの揚程が著しく大きな場合でもポンプ性能の低下はわずかである。このことは上述のように

インデューサの揚程を安全側に大きくし得ることを裏づけている。

### 5.1.2 軸受荷重

一般にロケット用ポンプでは内部構造を単純にし、ま

た軽量化するため、図3-1のようにベアリングについては実液潤滑方式を採用している。ロケット用ポンプのように高速回転で、かつ極低温推進薬のような油などに比べて潤滑性の良くない液による潤滑を行う場合には、

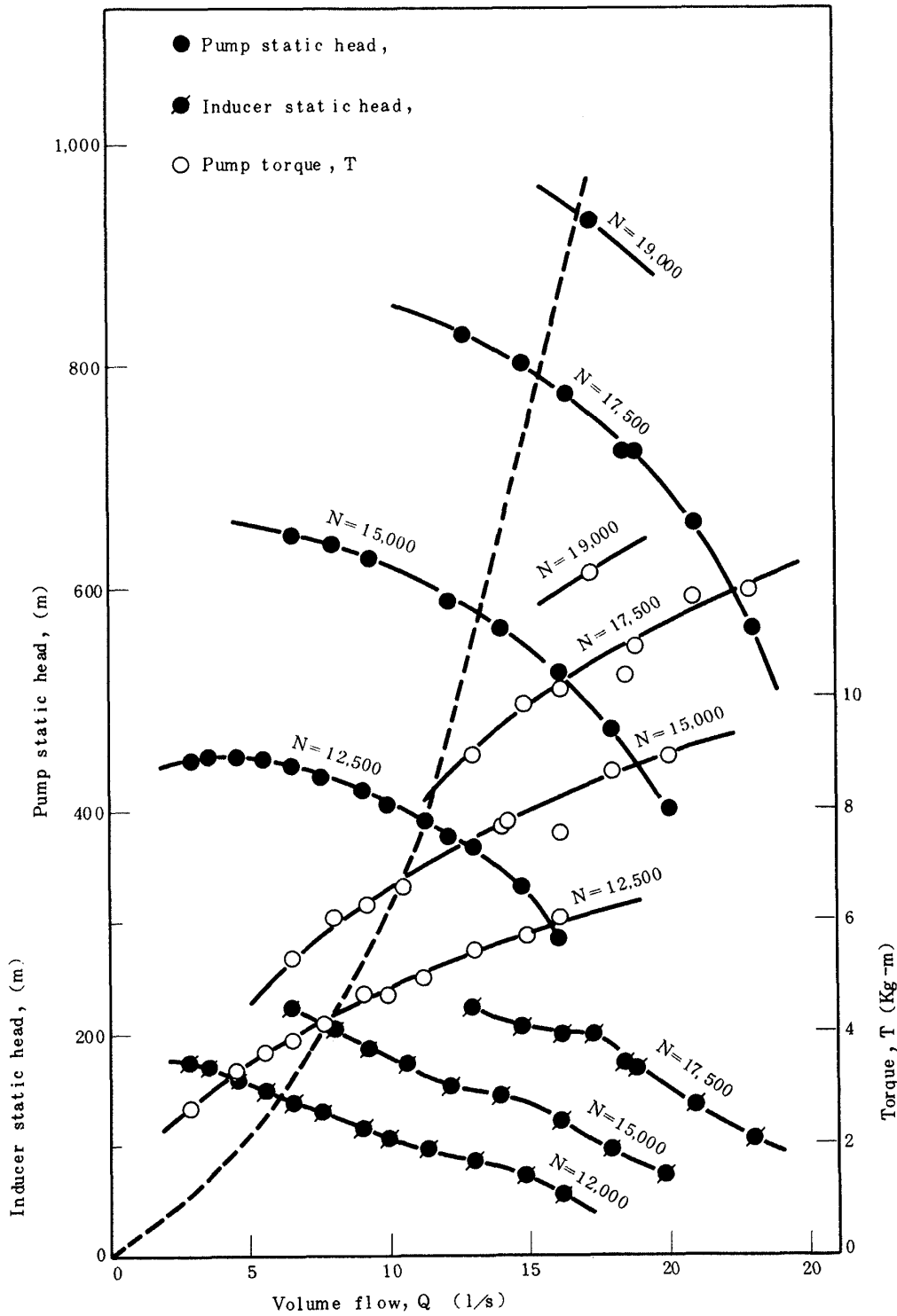


Fig. 5-1 Overall performance of the pump investigated.  
(Water test)

供試ポンプの一般性能（水実験）

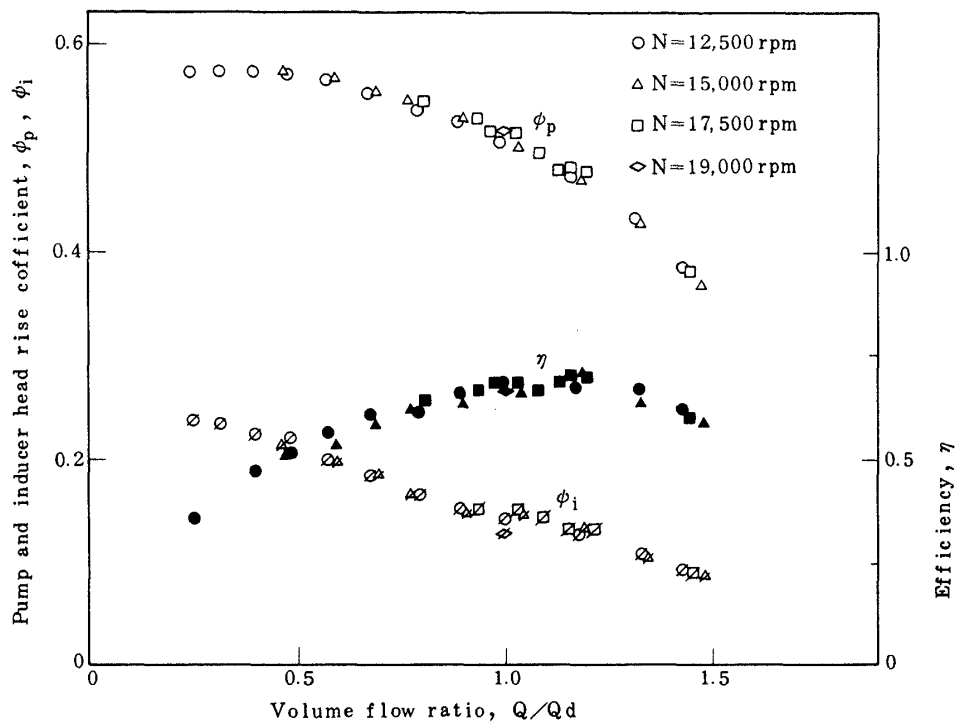


Fig. 5-2 Overall performance of the pump investigated.  
供試ポンプの一般性能

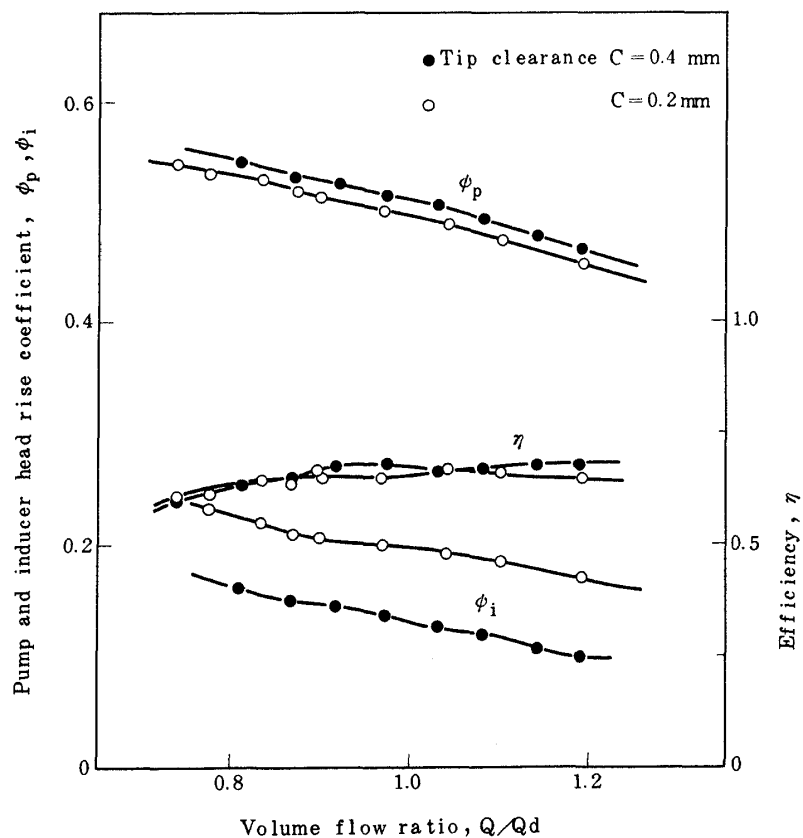


Fig. 5-3 The effect of inducer tip clearance on pump overall performance.  
インデューサチップすきまの影響

ベアリングに加わる軸方向および半径方向スラストをでき得るかぎり軽減しなければならない。しかしこのスラストの予測は非常に困難な問題の一つである。なお本供試ポンプでは内輪二つ割りの実液潤滑ボールベアリングを採用したが、軸スラストが軽減されると軸方向すきまを小さく設計でき、ポンプの振動やメカニカルシールの面圧などにより結果をもたらすことにもなる。

#### (a) 半径方向スラスト

スラストは直接測定することが好ましいが、供試ポンプの構造ならびに実験の困難さから、本実験では二重ボリュート(Double volute)周りの圧力分布を測定し、この値からインペラに加わる半径方向スラスト(Radial thrust,  $F_r$ )を求める方法を採用した。この方法は従来低速ポンプに関する研究で用いられ、Inversen<sup>16)</sup>らによって実測スラストとのよい一致が示されている。

さて圧力はボリュート周上に等配分した12の小孔(内径0.5mm)から取出した。図5-4は回転数  $N=10,000, 15,000, 17,500$  rpm について、流量比( $Q/Q_d$ )がほぼ同じときのボリュート内の圧力分布を示したものである。図5-4から明らかなように圧力の分布は回転数とほとんど関係していない。

図5-5は回転数  $N=15,000$  rpm について流量を変化させたときの圧力分布を示したものである。設計流量

付近において圧力分布はもっともなめらかになっている。流量が減少するにしたがって、水切り(Cut-water)直前で最高圧力となり、しかも一方の水切りから他方の水切りにかけて圧力は上昇する傾向にある。流量が設計流量よりも多くなると逆に水切り直前で最低圧力が認められ、水切りから水切りにかけて流れ方向に圧力は減少する傾向が見られる。この二重ボリュート周りの圧力分布の傾向は従来発表されている低速ポンプの単一ボリュート周りの圧力分布を二つ合わせた形となっている。したがって高速の本供試ポンプの二重ボリュート周りの圧力分布の不均一も従来説明されている理由、すなわち低流量域においては主羽根車外周から水切り内部に向う流れが生じ、過大流量域では水切り内部から主羽根車外周に向う流れが生じ、これらの結果主羽根車外周の圧力分布の不均一を助長する、と同じであると考ええる。

図5-5のように圧力分布をなめらかな曲線で結び、主羽根車の外周にわたって積分して得た半径方向スラストと流量の関係を図5-6に示した。回転数の増加とともにかなり大きな半径方向スラストが生じている。

図5-7には半径方向スラスト  $F_r$  を

$$F_r = K_s H_p D_4 b_4 \quad (\text{kg}) \quad (4)$$

としたときのスラスト係数(Thrust factor,  $K_s$ )の値を従来発表されている低速ポンプの単一ボリュート(Sing-

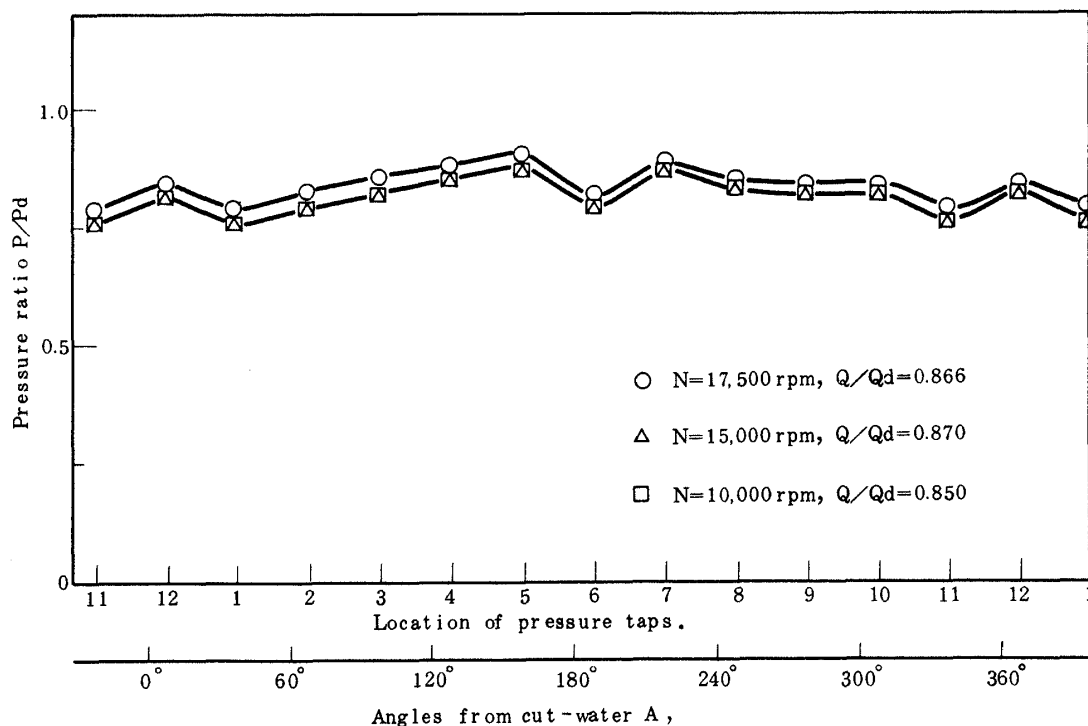


Fig. 5-4 The effect of rotative speed on pressure distribution in the double volute.

回転速度のボリュート内圧力分布への影響

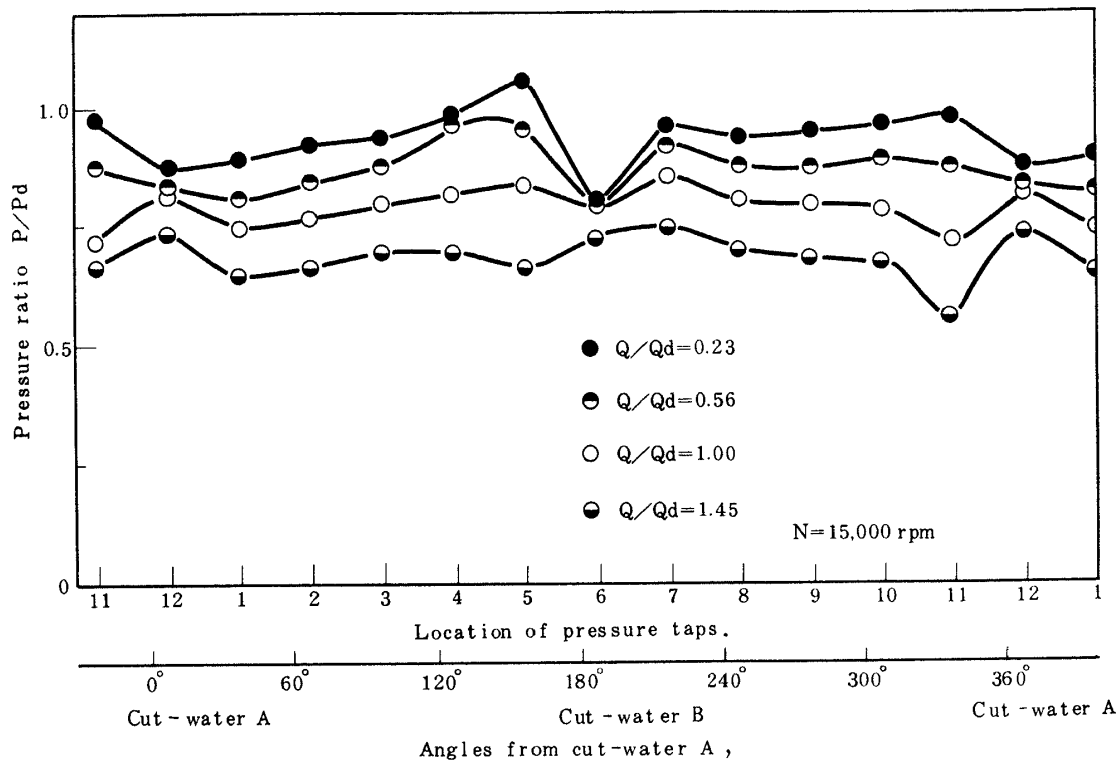


Fig. 5-5 Pressure distribution in the double volute.  
(Pd: pressure rise at design point)

流量とポリュート内圧力分布の関係  
(Pd: 設計点における圧力上昇)

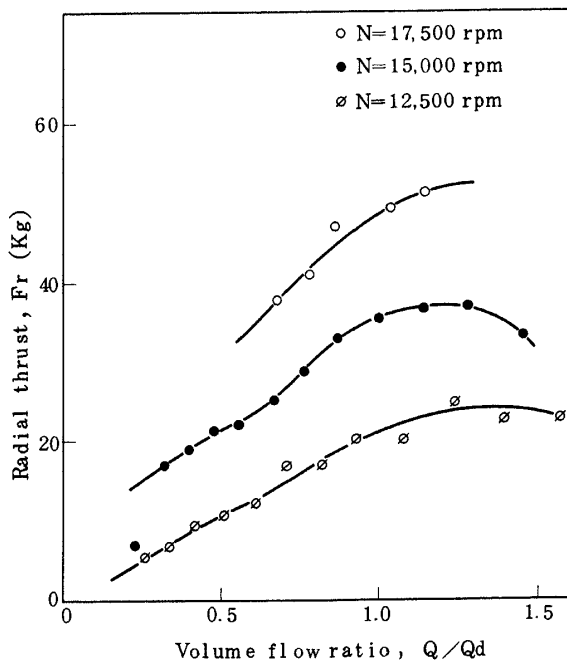


Fig. 5-6 Radial thrust of the pump investigated.  
(water test)

半径方向荷重 (水実験)

le volute) の値と比較して示した。本実験で求めた  $K_s$  については回転数の影響は非常に少なく、特に  $N=15,000$  と  $17,500$  rpm の値は良い一致を示した。また全体としては二重ポリュートに特有な傾向、すなわちスラスト係数は設計流量付近で最大となり、過少および過大流量で小さくなる傾向を示している。

図 5-7 において、 $N_s=175$  の低速二重ポリュートのポンプと比較した場合、スラスト係数の流量に対する傾向はよく似ているが、比速度の小さな本供試ポンプの方が大きなスラスト係数となっている。また本供試ポンプと同じ比速度の低速単一ポリュートポンプと比べた場合、確かに低流量域においてはスラスト係数は小さな値となったが、設計流量付近ではむしろ大きな値となった。

他の高速ポンプのスラスト係数に関する資料が入手できないため、本供試ポンプのこの一つの実験例から、低速ポンプとの差を論じるのは若干無理があると思われるが、ポリュート内の流速が著しく大きな ( $N=20,000$  rpm,  $Q=18$  l/s でポリュート内の平均流速  $V_{sm} \div 70$  m/s) 本供試ポンプでより大きな圧力分布の不均一が生じると考えても不自然ではないと思われる。

つぎに図 5-8 に主羽根車に加わる半径方向スラスト



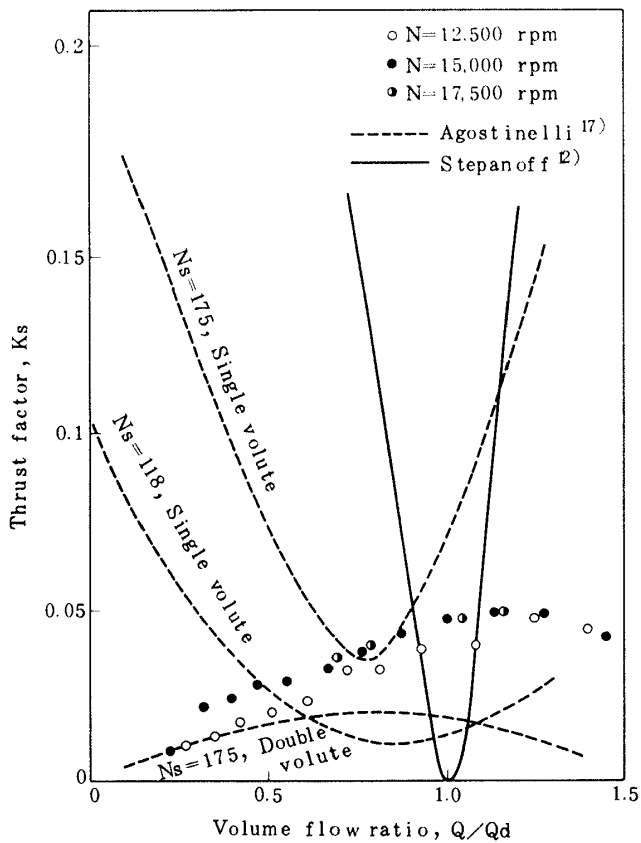


Fig. 5-7 Comparison of thrust factor  $K_s$ .  
スラスト係数  $K_s$  の比較

の方向を水切り A からの角度 (Angles from cut-water A) として示した。広い流量範囲にわたってその力の作用する向きは三分されたボリュートの流路長さの長い側からとなっている。これはボリュートの流路長さの大きな側での圧力損失が若干大きなことによるものと考えられる。

#### (b) 軸方向スラスト

軸方向スラスト (Axial thrust,  $F_a$ ) についても直接測定は行わなかったが、ポンプ内の圧力から軸方向スラストの算出を試みた。

いま図 5-9 において、主羽根車の前後シュラウドの半径方向への圧力分布が同じものとする、本供試ポンプではウェアリングの内径が等しいので、この部分から軸方向のスラストは生じないことになる。またボールベアリングを通過する実液は少ないので、 $P_7$  と  $P_8$  は等しいものとする。

ポンプ内の運動量変化にもとづくスラスト  $T_m$

$$T_m = \frac{r}{g} Q V_{1m} \quad (5)$$

と静圧によるスラスト  $T_p$

$$T_p = \frac{\pi}{4} D_{t1}^2 P_1 - \frac{\pi}{4} (D_w^2 - D_m^2) P_7 \quad (6)$$

の和として軸方向スラストは算出される。なお本供試ポンプでは運動量変化に基づくスラスト  $T_m$  は  $T_p$  に比べてかなり小さい。

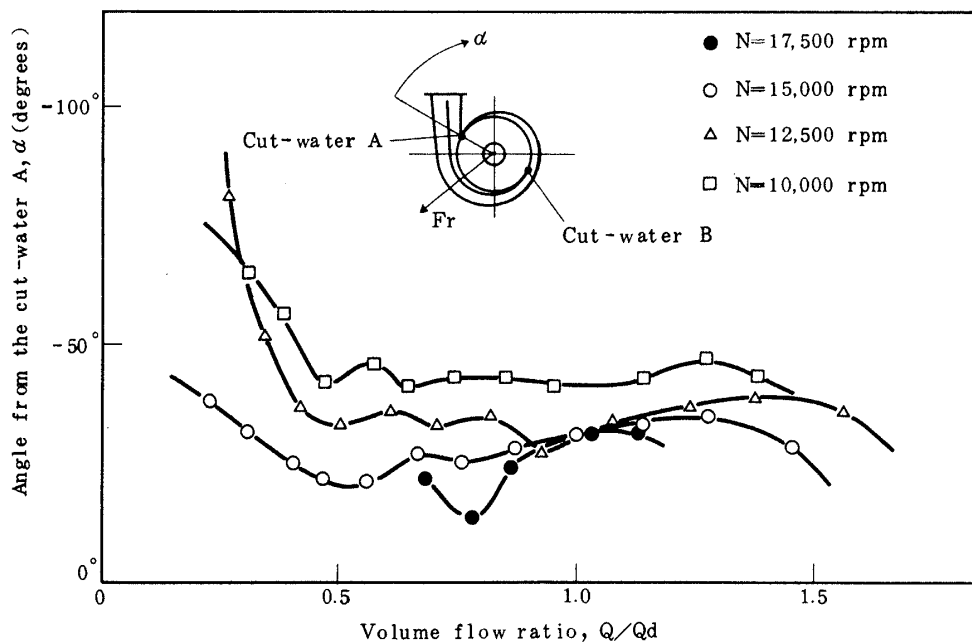


Fig. 5-8 Direction of resultant radial thrust.  
半径方向荷重の方向

さて  $P_1$  と  $P_7$  の実測値を用いて求めた軸方向スラストを図 5-10 に示した。ただし図 5-10 においては  $P_1 = 0$  に対応するスラストが示されている。図のように回転数の増加に伴って軸方向スラストはかなり大きくなる傾向

がある。なおこの軸方向スラストにはインデューサ吐出圧 ( $P_2$ ) が最も大きな影響を与えている。また本供試ポンプでは入口圧力 ( $P_1$ ) を大きくして運転した場合、回転数の増加に伴って軸方向スラストが逆転し、若干の振

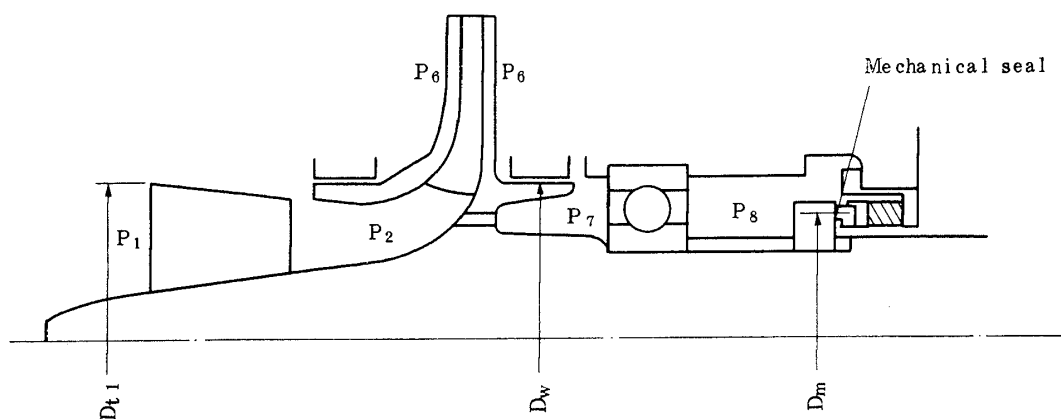


Fig. 5-9 Pressures of various parts in the pump.

ポンプ内の圧力

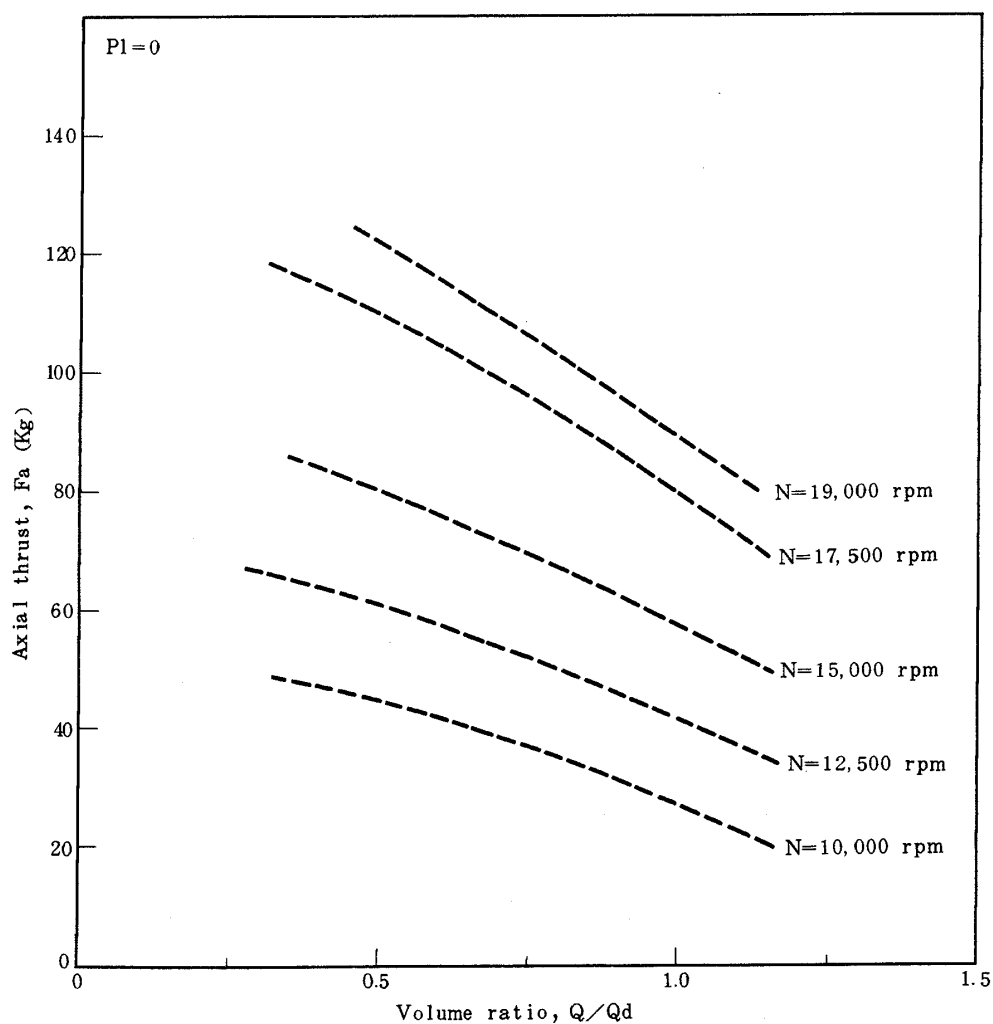


Fig. 5-10 Axial thrust of the pump investigated (Water test)

軸方向荷重 (水実験)

動を経験した。

以上はポンプ内の圧力分布を単純に仮定したときのスラストであるが、実際には主羽根車の回転に伴ってより複雑な圧力分布になっているものと考えられる。したがってより正確な軸スラストについては実測などによる今後の研究を待たねばならない。

本供試ポンプの定常状態の半径および軸方向スラストについて述べたが、定常状態に関するかぎり、本供試ポンプについてはスラストに関する強度上の問題は生じなかった。ロケット用ポンプでは起動時あるいは停止時などの非定常状態のスラストもまた大きな問題である。今回はこれについては触れることはできなかったが、今後の課題としたい。

### 5.1.3 吸込性能

図5-11は回転数と流量を一定とし、入口圧力を変えたときのポンプ有効吸込水頭 (Net positive suction head, NPSH) とポンプ圧力係数  $\phi_p$ 、インデューサ圧力係数  $\phi_i$ 、ポンプ効率  $\eta$  の関係を示したものである。この実験にはインデューサライナ B (チップすきま  $C=0.2$  mm) を用いた。NPSH の低下に伴ってインデューサの圧力係数が低下し、ついに主羽根車の要求 NPSH 以下となり、ポンプ圧力係数 (揚程) が低下する様子が明確に現われている。

吸込性能を比較するのに最も一般的である吸込比速度 (Suction specific speed,  $S$ )

$$S = \frac{N\sqrt{Q}}{\text{NPSH}^{3/4}} \quad (7)$$

の値は、キャビテーションによりポンプの揚程が2パーセント低下する点でみると、 $Q/Q_d=1$  において  $S=5,400$ 、 $Q/Q_d=1.09$  で  $S=5,200$ 、 $Q/Q_d=0.86$  で  $S=5,700$  と良好な結果であった。この最大の理由としては、第2章に示したインデューサ単体実験で得た結果を基にした設計方法が妥当であったことによるものと考えられる。したがってインデューサ入口における流れの迎角のとり方が吸込性能を大きく左右することが、この高速ポンプの実験によって実際に裏づけられたものと考えられる。

つぎにキャビテーションによるインデューサの揚程低下と効率の関係を見ると、キャビテーションの発生によりインデューサの揚程が著しく低下した場合でも効率の低下はほとんど認められず、ポンプの揚程低下が生じて初めて効率低下が生じている。これはインデューサの揚程がポンプ揚程に占める割合の小さな高揚程ポンプの特徴と思われる。

インデューサのチップすきまを変えたときのポンプの吸込性能を図5-12に示した。チップすきまの大きな場合には明らかに吸込性能の低下が認められるが、これはチップキャビテーションによるものである。しかし本供試ポンプについては図5-11、5-12のような吸込性能のみによって良否を判定しえない場合のあることを経験

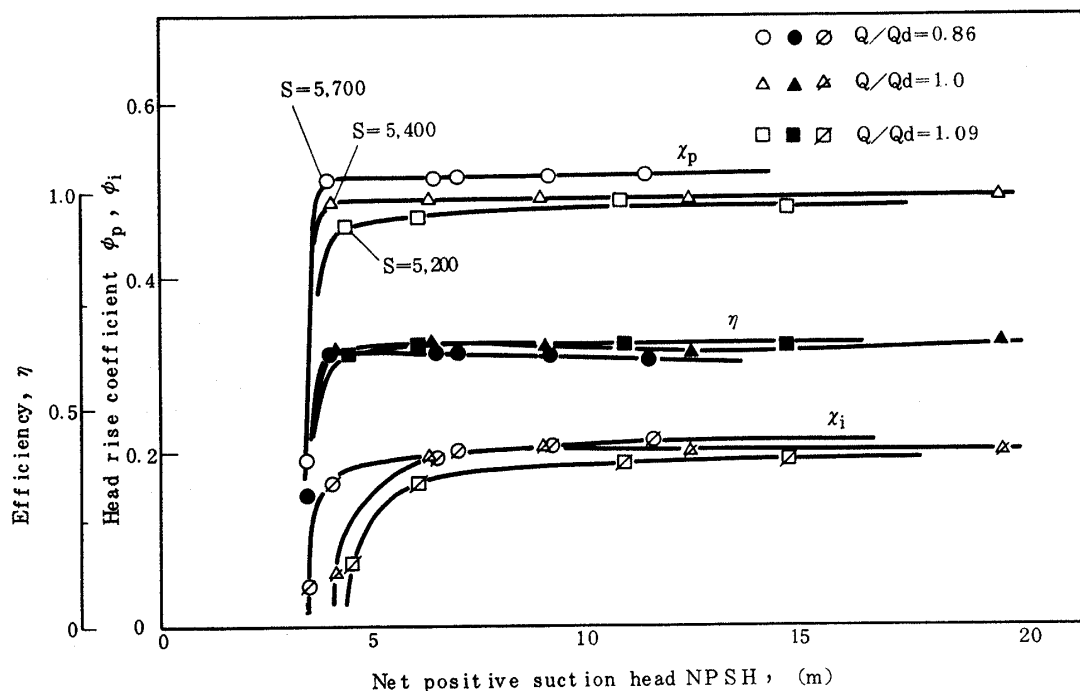


Fig. 5-11 The pump suction performance (Inducer plastic insert B).  
供試ポンプの吸込性能 (インデューサプラスチックインサート B)

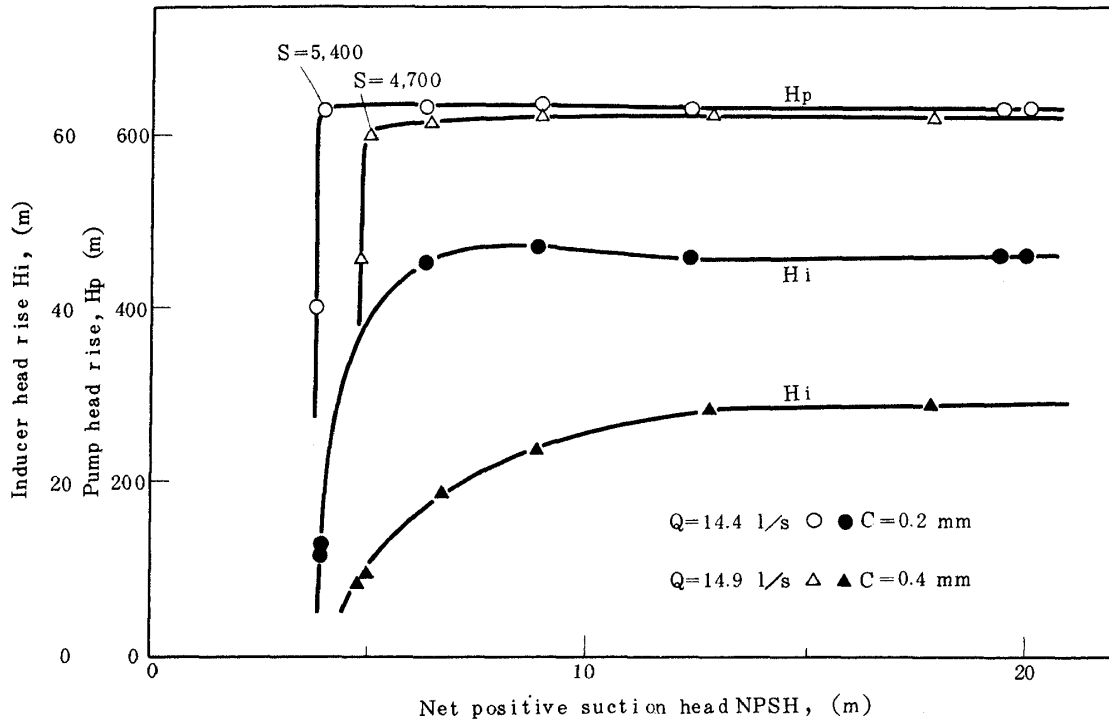


Fig. 5-12 The effect of inducer tip clearance on pump suction performance.

インデューサチップすきまの吸込性能への影響

した。すなわち上記チップすきまを小さくすることによって吸込性能は向上したが、反面ポンプ系の振動において好ましくない問題を生じた。これについては後節でより詳しく述べることにする。

#### 5.1.4 非定常特性

これまでの水実験の結果はすべて定常性能に関してであった。この他、ロケット用ポンプとして問題にしなければならないものに、起動や停止時の非定常特性、およびポンプ内キャビテーションと深く関係する非定常特性があり、定常性能にも増してエンジンの特性を決定的に左右する場合のあることが知られている。<sup>18)</sup> しながらこうした問題については実験の困難さ<sup>19)</sup>あるいは解析の困難さから、従来不明確にされている点が多いように思われる。

本研究ではポンプ入口、出口の圧力振動 (Pressure oscillation) の測定から本供試ポンプの非定常特性の一面を調べることを試みてみた。その結果を以下に示す。

まず供試ポンプの吐出側の流量制御弁の開度を一定としたときの揚程・流量特性を図 5-13 に、ポンプ入口および出口の圧力振動をこれと対応させて、図 5-14 に示した。回転数の増加に伴って圧力振動は入口、出口共に大きくなる傾向が顕著に現われている。N=12,500 rpm において突然出口側にかなり周波数の高い正弦波状の圧

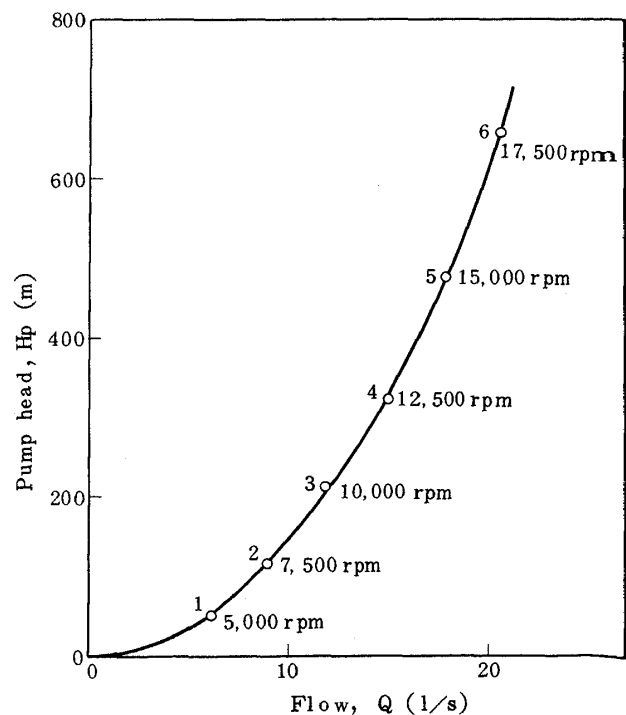
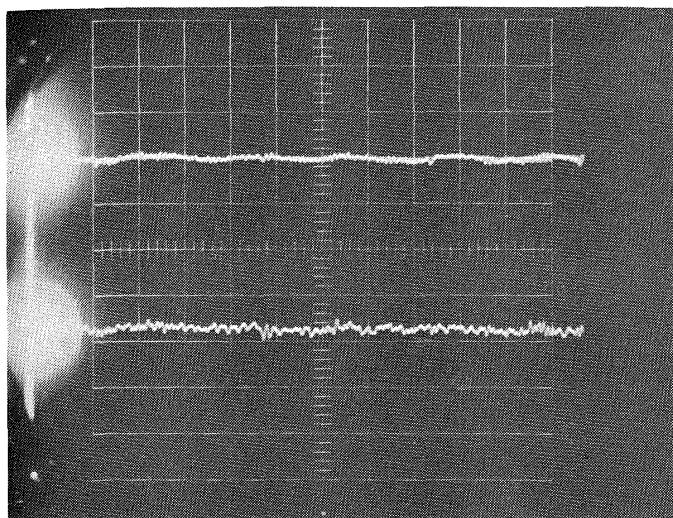


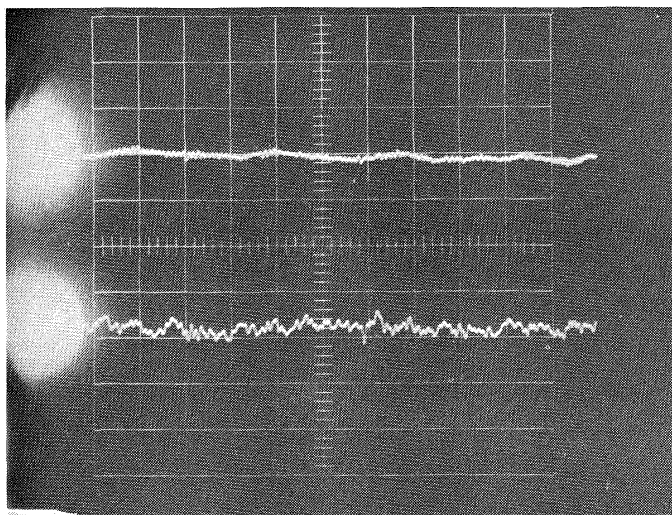
Fig. 5-13 Pump head and flow. (Numbers in this figure correspond to those in fig. 5-14)  
供試ポンプの流量と揚程 (図中の番号は 5-14 の番号に対応)



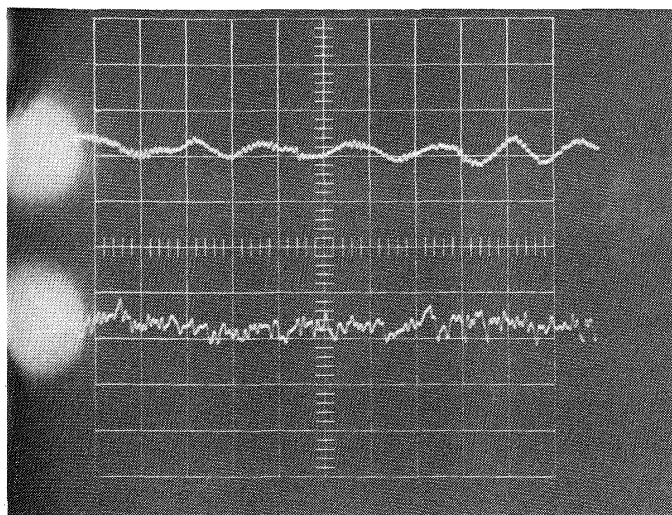
① 5,000 rpm

Inlet

Outlet



② 7,500 rpm



③ 10,000 rpm

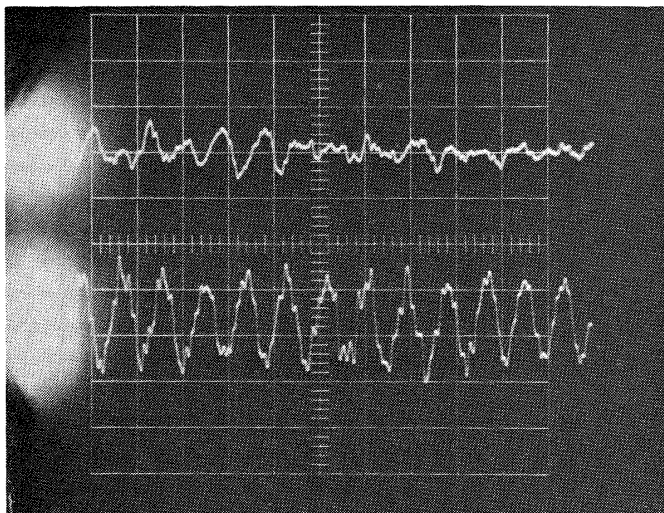
Inlet: 0.89 ata/Div.  
Outlet: 1.79 ata/Div.  
Time: 1 ms/Div.

Fig. 5-14 Pressure oscillation.

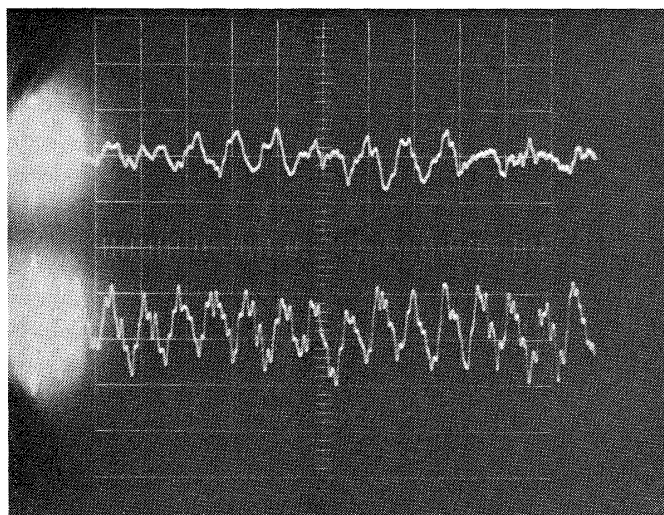
(Numbers in this figure  
correspond to those of  
fig. 5-13.)

圧力振動

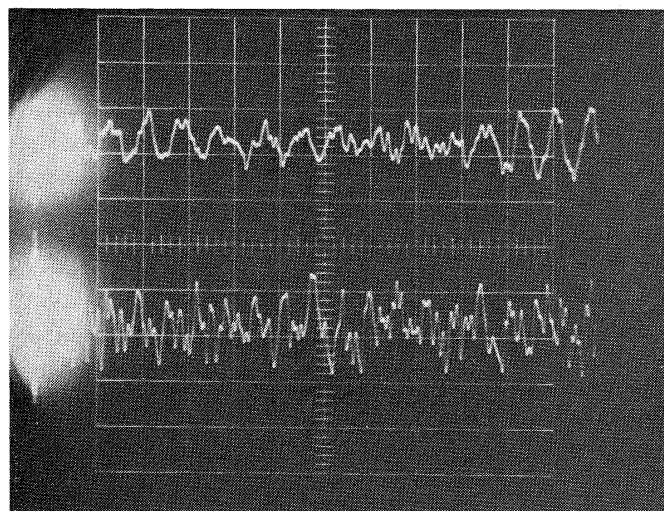
(図中の番号は図5-13に対応)



④ 12,500 rpm



⑤ 15,000 rpm



⑥ 17,500 rpm

Fig. 5-14

力振動が認められる。この周波数が供試ポンプ主羽根車の羽根チップが水切りを通過する周波数と一致していること、圧力振動の振幅がかなり大きなものであること、図5-15に示したように主羽根車のチップにキャビテーションエロージョン(Cavitation erosion)が認められたことなどから、この振幅の大きな圧力振動は主羽根車の羽根チップと水切りとのすきまが関係したキャビテーションによるものと考えられる。

使用時間の短いロケットポンプでは、この部分のキャビテーションエロージョンそのものは大きな問題になるとは考えられないが、このような大きな圧力変動はロケットエンジンにとって好ましくない。これを避ける方法としては水切り部のチップすきまを大きくすることが考えられるが、これは一般にポンプ効率の低下をもたらすとされている。したがってこの両者の妥協点を見出す必要がある。なお本供試ポンプが高揚程であるために、このような振幅の大きな圧力振動が発生したものと考えられる。

つぎに回転数を一定としてポンプ吐出流量を変えたときの圧力振動を図5-16と対応させて図5-17に示した。まず設計流量付近( $N=10,000$  rpm,  $Q=9$   $\ell/s$ , 写真番

号4)では圧力振動の振幅は小さく、流れがスムーズになっていることが推測される。流量が減少するにしたがって、入口、出口圧力振動共に振幅が大きくなり、また比較的周波数の低い波が認められる。低流量域においては一般にポンプの振動が大きくなることが知られているが、本インデューサ付ポンプの場合にはこの他にインデューサ入口チップ付近のチップキャビテーションが一段と激しくなって、流れを不安定なものにしているものと思われる。キャビテーション水槽での実験例を図5-18に示した。

過大流量域において、ポンプ出口圧力振動の振幅が著しく大きくなっている(図5-17, 写真番号1)。これについては以下に詳しく述べる。

さて流量と回転数を一定として有効NPSHを低下させたときのポンプの性能については、すでに5.1.3節で述べたが、このときのポンプ入口、出口の圧力振動の測定結果を図5-19と対応させて図5-20-a, b, c および5-21に示した。

まず最も流量の少ない $Q=12.4$   $\ell/s$ , すなわち図5-20-aについてみると、キャビテーション係数Kが0.035~0.08にわたって約100~150 Hzの圧力振動が入口、出口共に認められる。この振幅の最大値は入口側で約1 kg/cm<sup>2</sup>, 出口側で約5 kg/cm<sup>2</sup>にも達している。この比較的周波数の高い圧力振動の生じる範囲を図5-19において太い点線で示したが、明らかに流量の少ない方



Fig. 5-15 Cavitation erosion at the tip of an impeller.

主羽根車チップのキャビテーションによる損傷

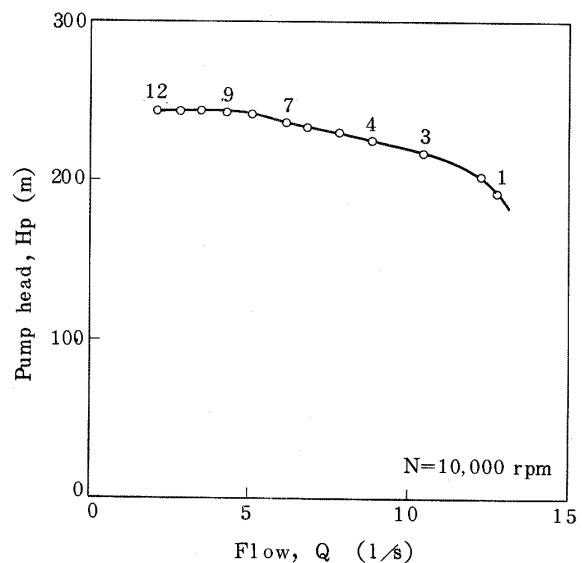
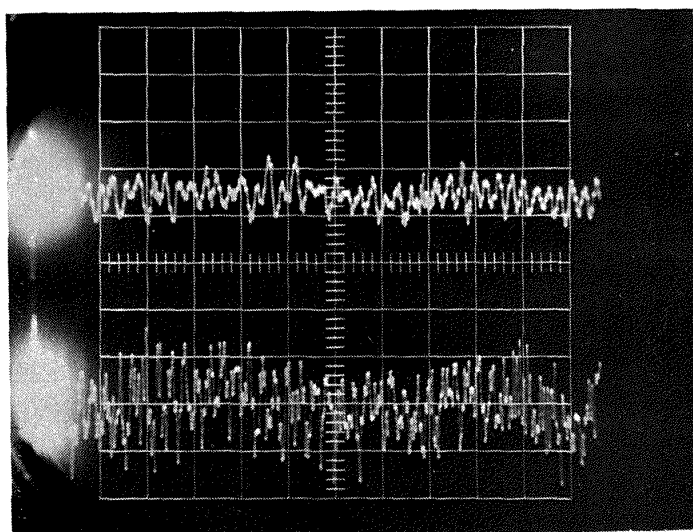


Fig. 5-16 Pump head and flow. (Numbers in this fig.5-16 correspond to those in fig. 5-17)

供試ポンプの流量と揚程(図中の番号は図5-17の番号に対応)

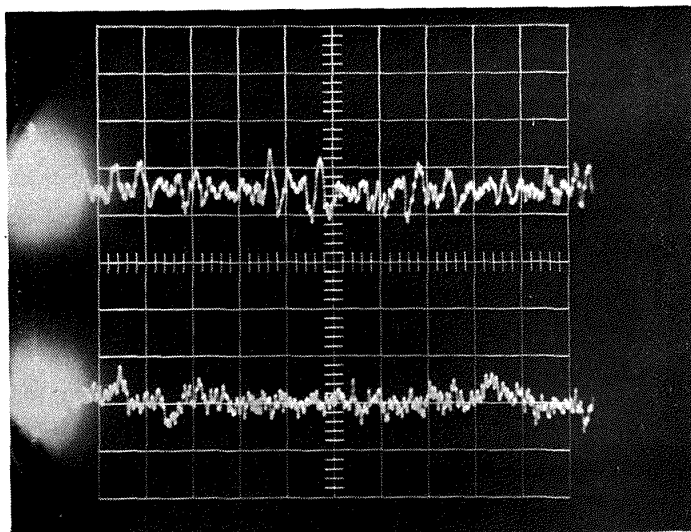




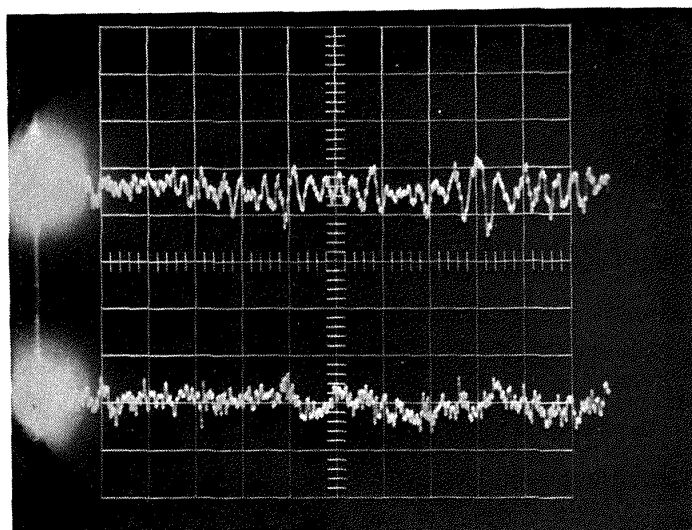
①

Inlet

Outlet



③



④

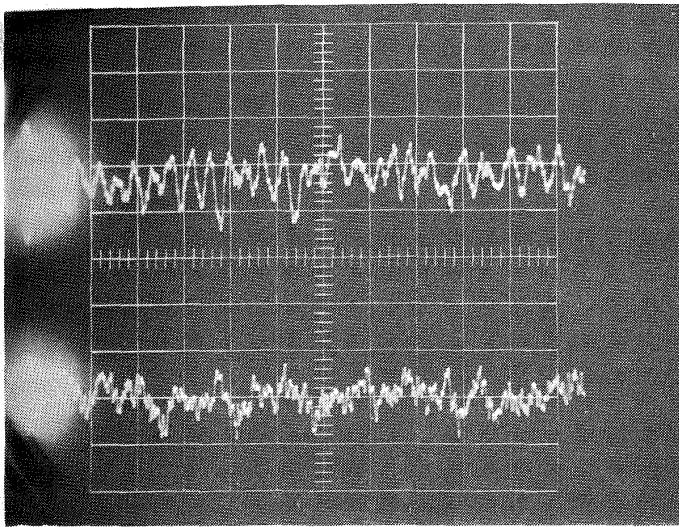
Inlet: 0.45 ata/Div.  
 Outlet: 0.90 ata/Div.  
 Time: 2ms/Div.

N=10,000 rpm

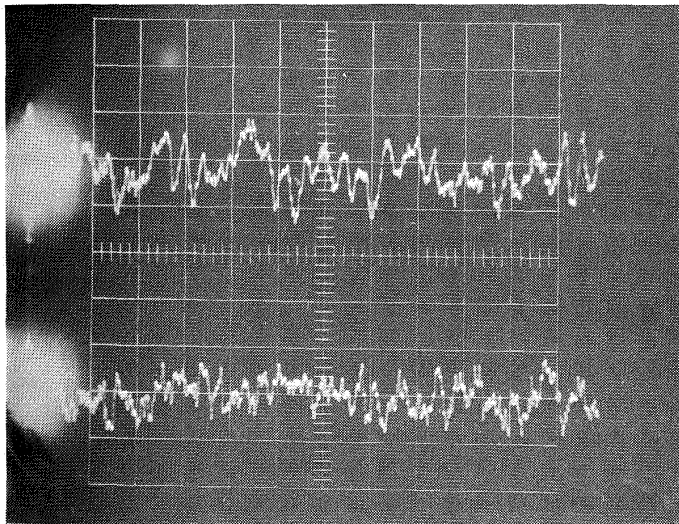
Fig. 5-17 Pressure oscillation.  
 (Numbers in this figure correspond to those of fig. 5-16.)

圧力振動（図中の番号は  
 図 5-16 に対応）

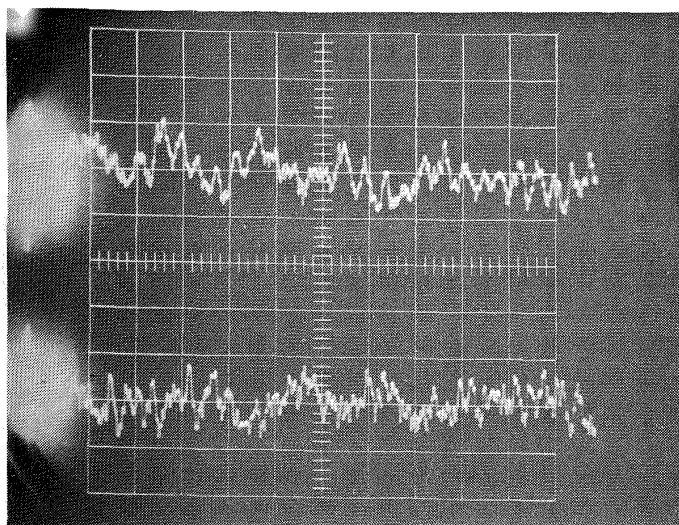




⑦



⑨



⑫

Fig. 5-17

が振動を生じるキャビテーション係数の範囲が広がって、また図 5-20-a, b, c を比較すると、その振幅も大きくなっている。

キャビテーション発生状態のロケット用ポンプあるいはインデューサの非定常特性に関する研究は Acosta<sup>22)</sup>, Iura<sup>22)</sup>, Sack<sup>23)</sup>, Solitis<sup>8)</sup>, Natanzon<sup>24)</sup>, Radowski<sup>25)</sup> などによってなされているが、これらを整理すると、ポンプ系の非定常性の原因は主にキャビテーション状態にあるインデューサのキャビティの非定常特性と関係しているようであり、この非定常キャビテーション (Unsteady type of cavitation) は

(a) rotating cavitation

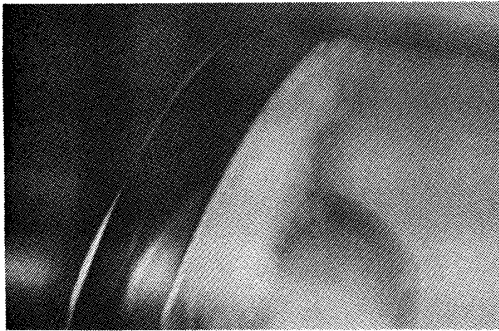


Fig. 5-18 Tip cavitation at relatively low flow rate. (Test in water cavitation tunnel)  
比較的低流量におけるチップキャビテーション  
(キャビテーション水槽による実験)

(b) non-steady oscillation cavitation

の二種に分けられるようである。すなわち(a)はインデューサ内のキャビティが周期的に羽根内に現われるものであり、(b)のキャビティの振動は推葉供給系の固有振動と深く関係するものと考えられているが、上記の研究結果では十分説明し得ない点も多く、今後の研究を待たなければならない。

さて前記 100~150 Hz の圧力振動を説明するために、われわれが行ったキャビテーション水槽によるインデューサ単体の実験結果を図 5-22 に示す。この写真はチップ羽根角度 12° の平板ヘリカルインデューサ内の非定常キャビティを示しているが、一枚の羽根については約 30 Hz のキャビティの振動が認められ、しかも三枚の羽根については、位相がおおよそ 120° づつづれている。したがって全体としては比較的周波数の高い 90 Hz で振動していることになる。このキャビティの振動は上記(a)タイプに属するものと考えられる。また図 5-22 のキャビティの振動はチップすきまが小さいときに顕著に現われた。また本供試ポンプの 100~150 Hz の振動もチップすきまの小さいときに顕著であった。

こうした点から推測して、この 100~150 Hz の圧力振動はインデューサ内キャビティの振動と関係しているものと思われる。

つぎに図 5-19 と図 5-21 において、 $Q = 12.4 \text{ l/s}$  では  $K \div 0.04$ 、 $Q = 14.3 \text{ l/s}$  では  $K \div 0.035$ 、 $Q = 15.6 \text{ l/s}$  では  $K \div 0.03$  付近においておおよそ 4 Hz の低周波の振動

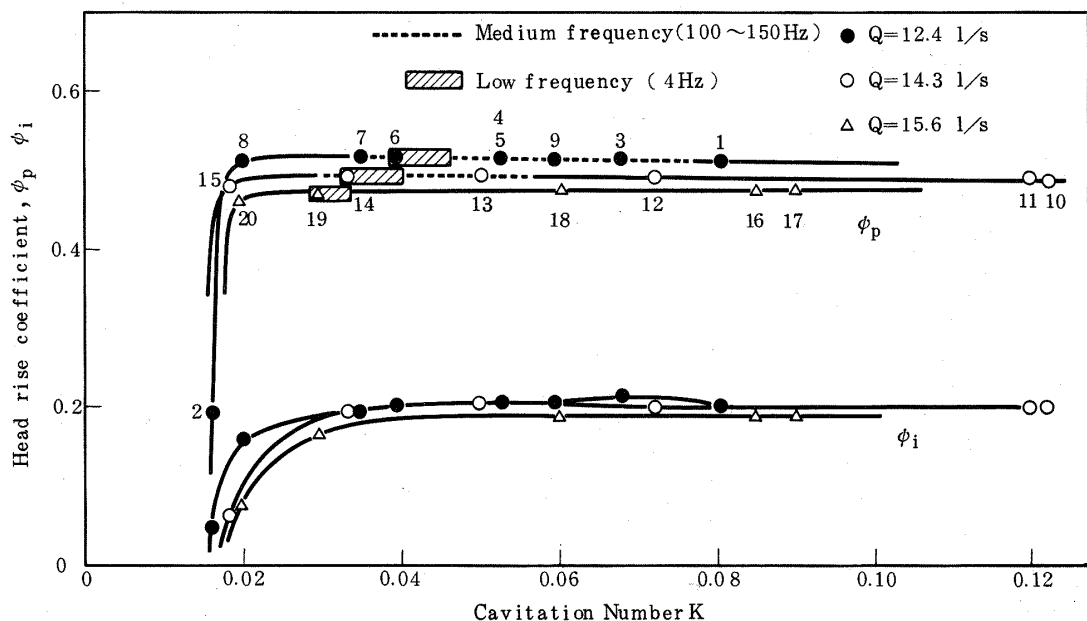
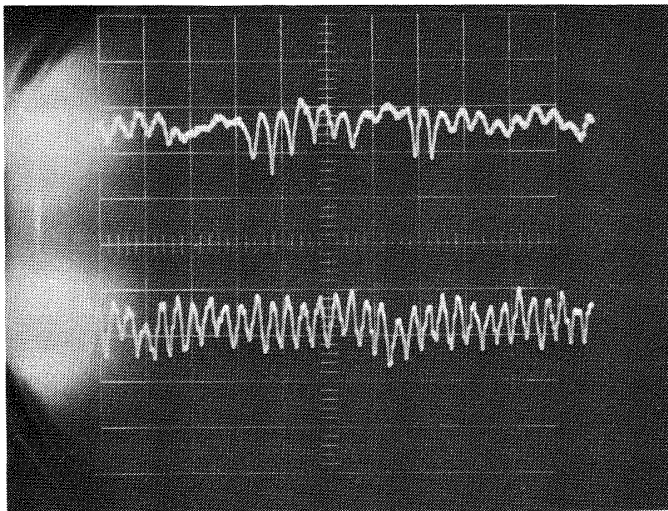


Fig. 5-19 Suction performance of the pump investigated. (Numbers in this figure correspond to those in fig. 5-20-a, b, and c.)

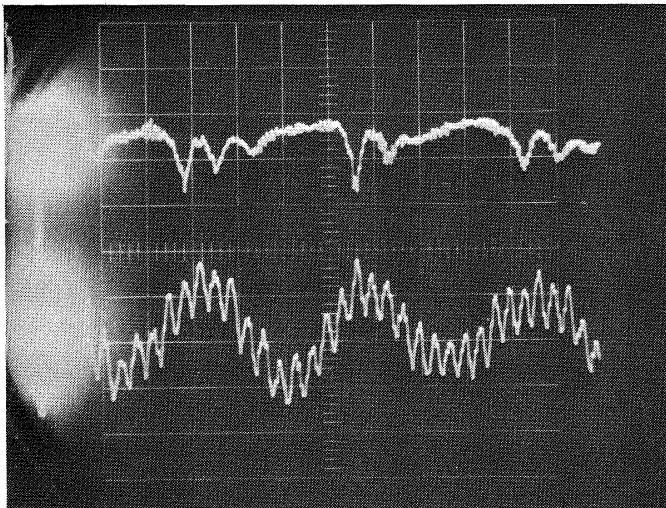
供試ポンプの吸込性能 (図中の番号は図 5-20-a, b, c の番号に対応)



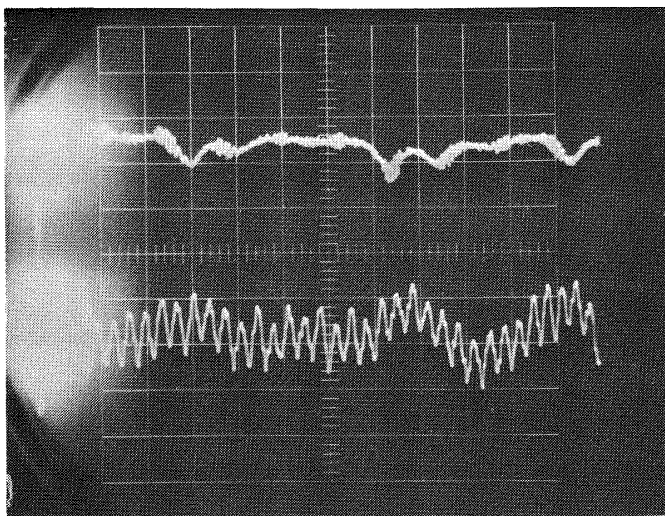
①

Inlet

Outlet



③



⑤

Inlet: 0.89 ata/Div.

Outlet: 1.79 ata/Div.

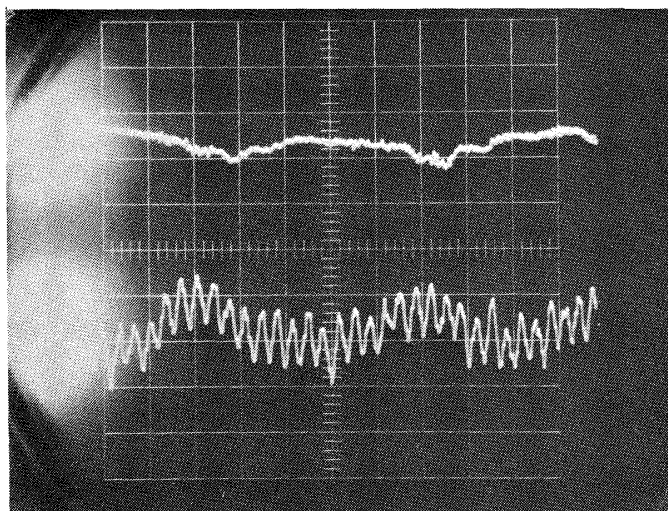
Time: 2ms/Div.

$Q = 12.4 \text{ l/s}$

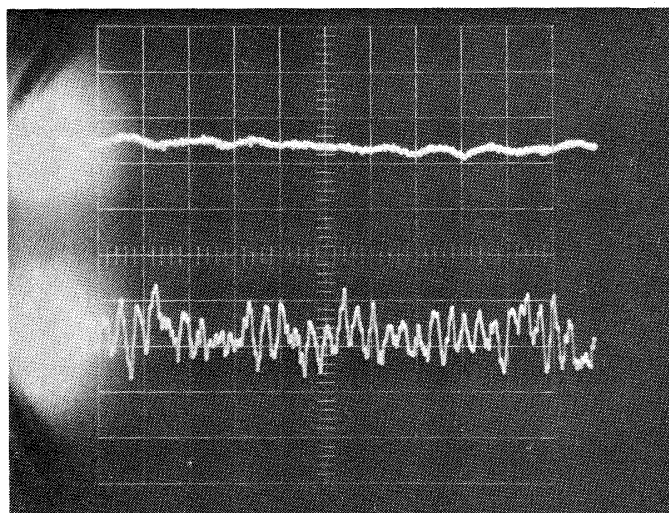
$N = 16,000 \text{ rpm}$

Fig. 5-20-a Pressure oscillation  
(Numbers in this figure correspond to those of fig. 5-19)

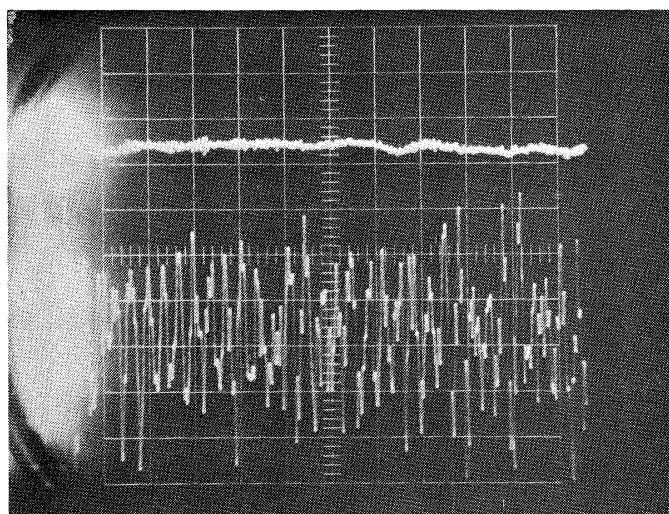
圧力振動（図中の番号は図5-19に対応）



⑥



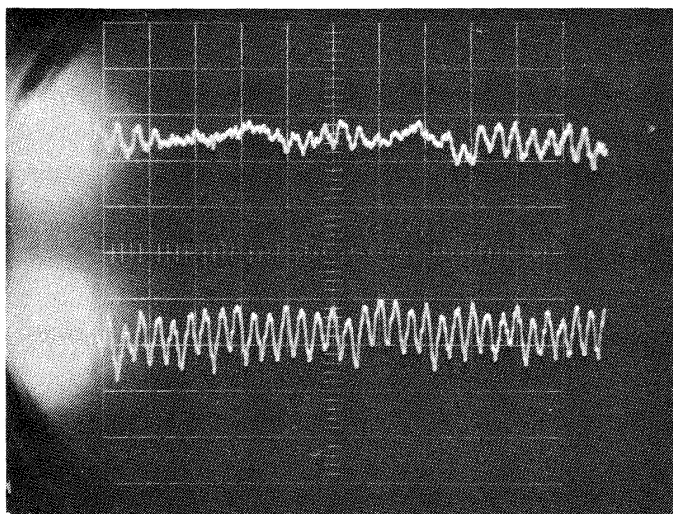
⑧



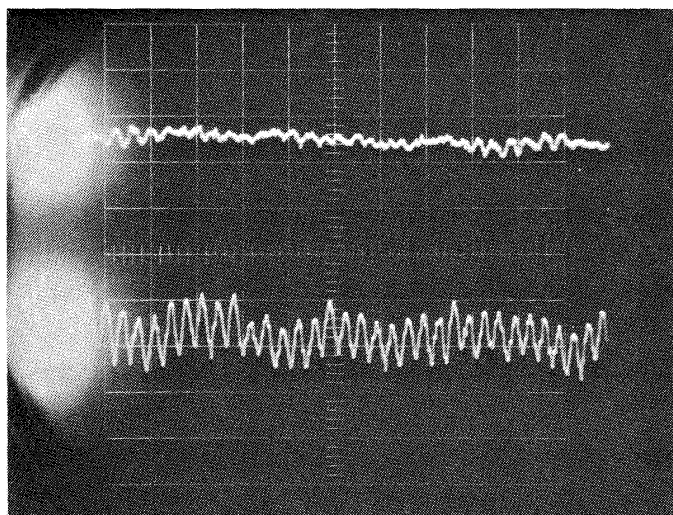
②

Fig. 5-20-a

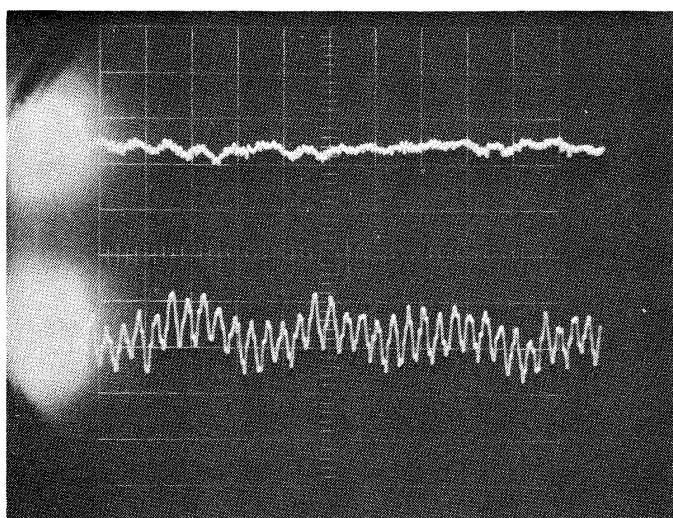




⑫



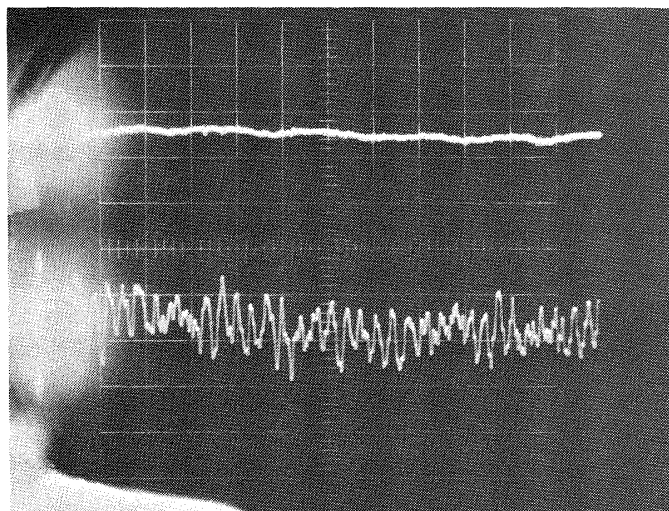
⑬



⑭

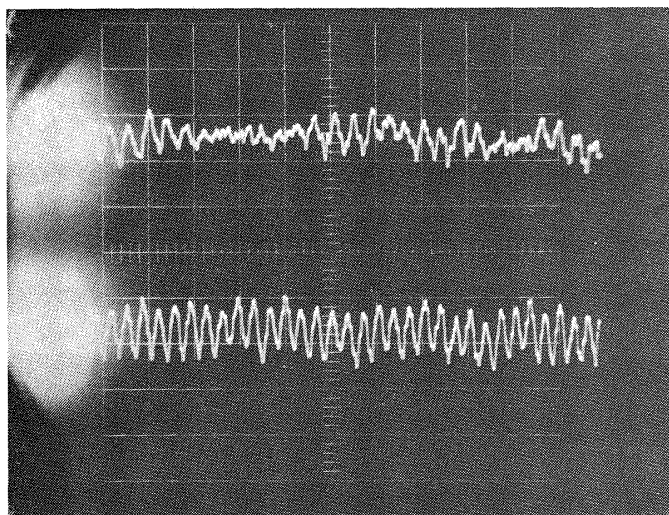
$Q=14.3 \text{ l/s}$   
 $N=16,000 \text{ rpr}$

Fig. 5-20-b Pressure oscillation  
(Numbers in this figure correspond to those of fig. 5-19)  
圧力振動 (図中の番号は図5-19に  
対応)

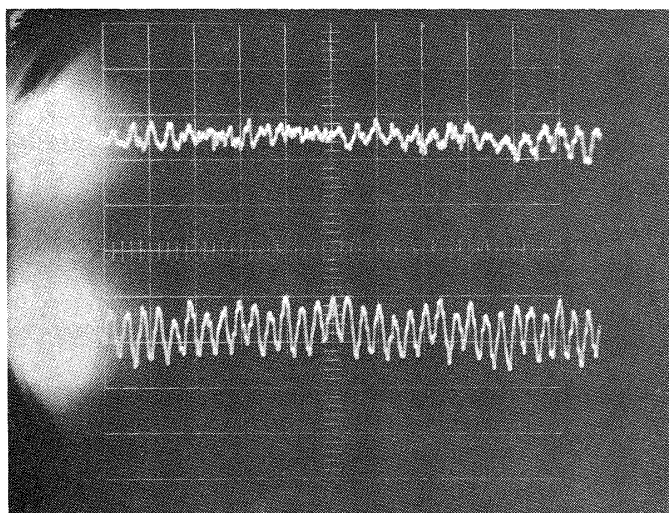


⑮

Fig. 5-20-b



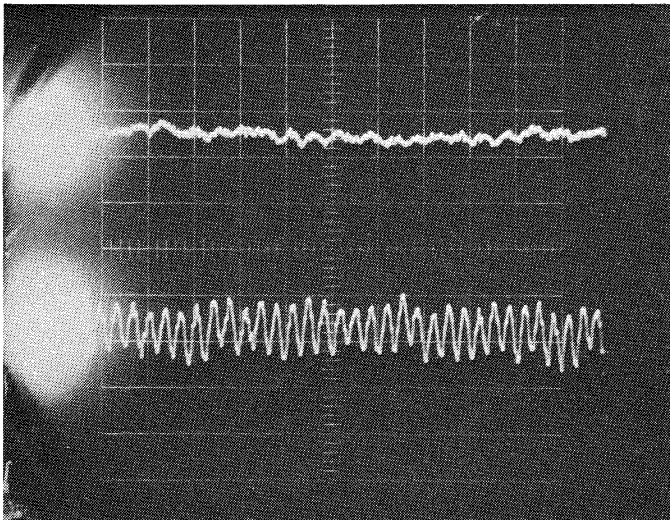
⑯



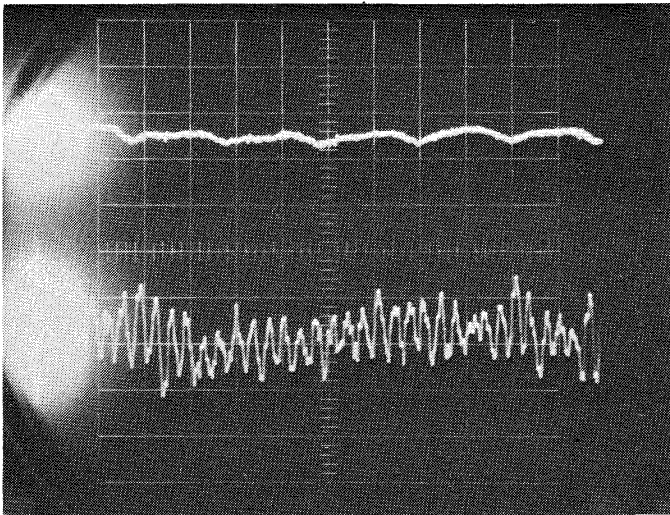
⑱

$Q=15.6 \text{ l/s}$   
 $N=16,000 \text{ rpm}$

Fig. 5-20-c Pressure oscillatin  
 (Numbers in this figure correspond to those of fig.5-19)  
 圧力振動 ( 図中の番号は図 5-19 に  
 対応 )

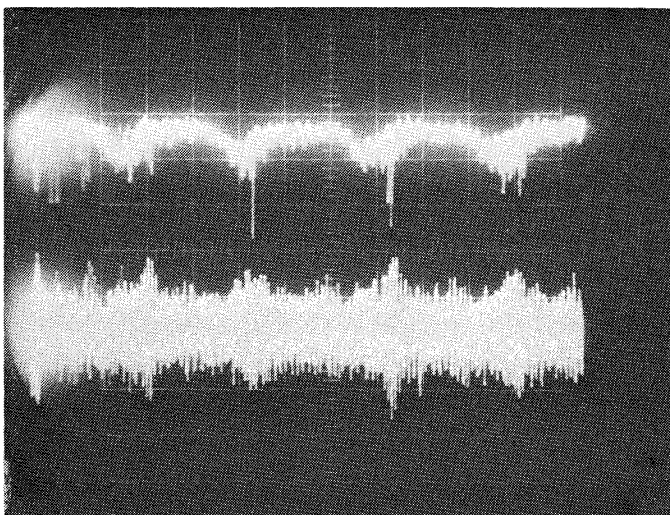


①⑨



②⑩

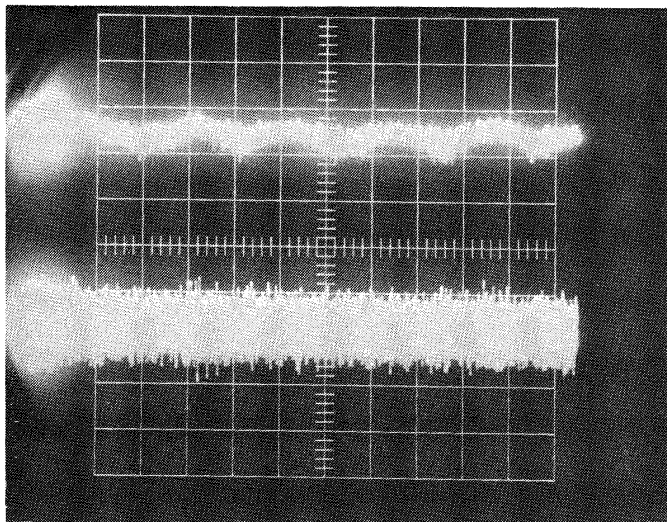
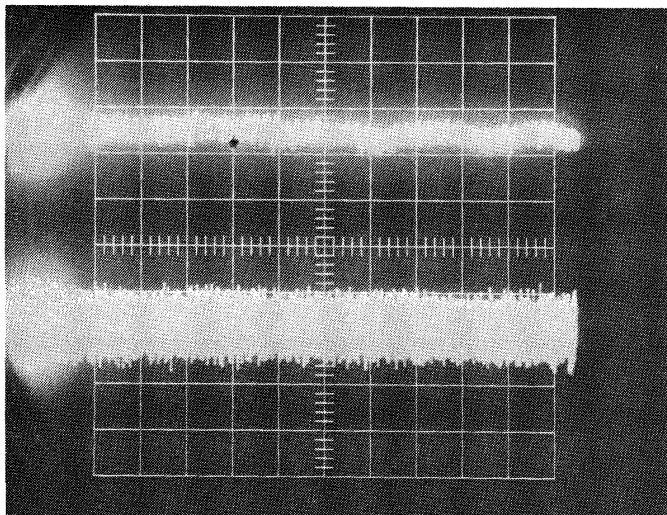
Fig. 5-20-c



⑥  $Q=12.4 \text{ l/s}$

Inlet

Outlet

⑭  $Q=14.3 \text{ l/s}$ ⑲  $Q=15.6 \text{ l/s}$ 

Inlet:  $0.89 \text{ ata/Div.}$   
 Outlet:  $1.79 \text{ ata/Div.}$   
 Time:  $0.1 \text{ s/Div.}$

Fig. 5-21 Low frequency pressure oscillation (Numbers in this figure correspond to those of fig. 5-19)

低周波の圧力振動（図中の番号は図 5-19 に対応）

が認められる。これはインデューサ内キャビテーションに誘発された供試ポンプを含む実験回路系の共振と考えられる。この低周波の振動の発生するキャビテーション係数は流量の減少とともに大きくなっており、丁度キャビテーションのためインデューサの揚程が低下し初める値と対応している。この振動は上記(b)タイプのキャビティ振動と関係しているものと思われるが、この振動についても明確にされていない点が多いように思われる。

こうした現象は液体ロケットでしばしば問題となる POGO（液体ロケットの推進システムと機体構造が閉ループを形成して起こす自励振動現象）と深く関係するものであるが、主にインデューサ内キャビティの体積の圧力に対する変化割合（キャビテーションコンプライアンス）が重要な役割を果たすとされている。<sup>19,20,23)</sup>等本実験ではかなり高いキャビテーション係数においてこの好ましくない低周波の振動が発生した。しかしこの振動は実

験管路系と深く関係しているものと考えられるので、ポンプ単体の良否については即断できない。

つぎに図 5-19 と 5-20-a を対応させて、インデューサの揚程低下とポンプ圧力振動の関係をみる。インデューサの揚程低下に伴って、写真番号 8, 2 に見られるような出口圧力振動の変化が生じる。特にポンプの揚程が著しく低下した 2 点においては、出口圧力振動の振幅は非常に大きくなっているが、入口圧力振動の変動はほとんど認められない。この場合にはインデューサがスーパーキャビテーション状態となり安定したキャビティを生じている一方、主羽根車が有効 NPSH の不足からキャビテーションを発生し、これが出口圧力振動を助長しているものと思われる。このとき入口圧力変動が非常に少ないのはスーパーキャビテーション状態のキャビティが圧力波を減衰させること、および入口圧力の絶対値そのものが小さいことによるものと考えられる。



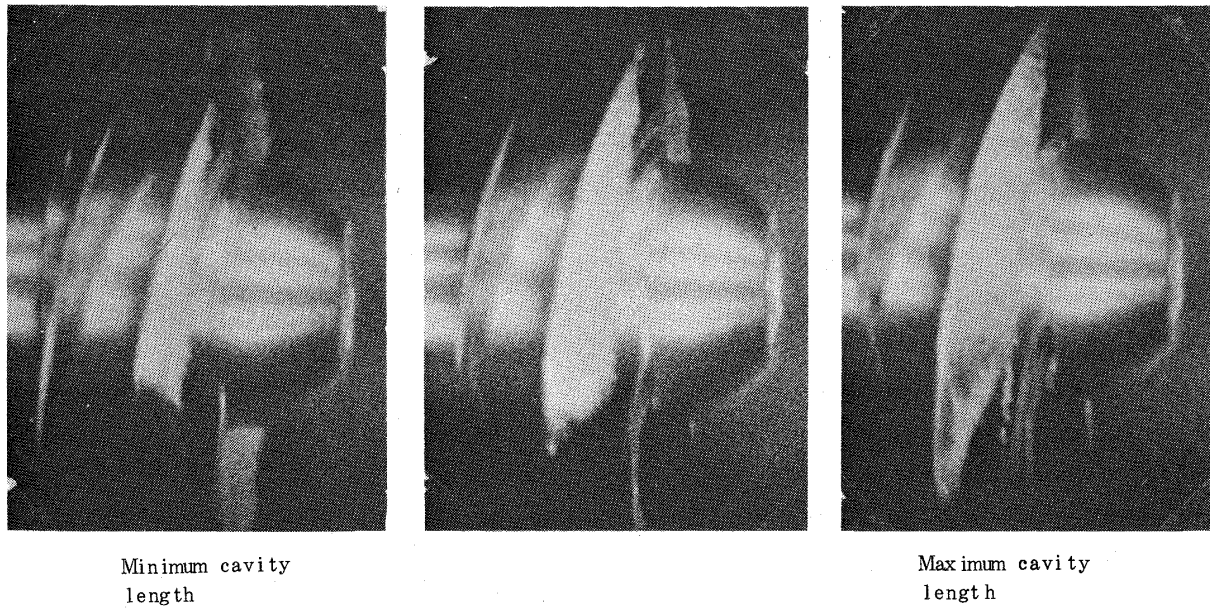


Fig. 5-22 High speed photographs of an unsteady type of cavitation. ( $N=17,500\text{rpm}$ ,  $\phi_i=0.160$ ,  $K=0.068$ ,  $f=30\text{Hz}$  [on one blade surface])  
非定常キャビティの高速度撮影

以上供試ポンプの非定常特性の一面をポンプの圧力振動から考察したが、まだ不明確な点が多く定性的な記述にとどまった。ロケットポンプに関しては、特にキャビテーションと関係するポンプの非定常特性の解明が急がれている。今後こうした研究を一層おし進める予定である。

## 5.2 液体窒素実験

### 5.2.1 一般性能

設計回転数  $N=20,000\text{rpm}$  での液体窒素実験から得た容積流量、圧力係数、効率の関係を前述の水実験の結果と比較して図 5-23 に示した。ただし水実験ではインデューサライナ B (チップすきま  $C=0.2\text{mm}$ : 常温), 液体窒素実験ではインデューサライナ A (チップすきま  $C=0.4\text{mm}$ : 常温) を用いた。インデューサライナ (材質 Kel-F) の熱膨張係数が金属に比べて大きいいため、液体窒素中では熱収縮によってチップすきまが小さくなる。水と液体窒素の実験結果をより正確に比較できるように、この熱収縮を考慮して、インデューサの揚程が同じになるように二種のインデューサライナを用いたのである。

水と液体窒素でのポンプ圧力係数  $\phi_p$  はほぼ同じ値となったが、わずかに液体窒素の方が低いようである。この差を検討するために供試ポンプ体積効率に触れてみる。供試ポンプでは内部漏れ量を正確に測定できる構造には

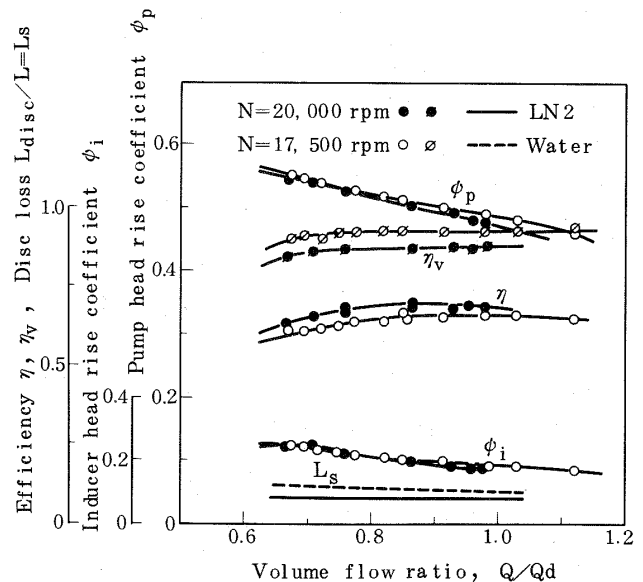


Fig. 5-23 Overall performance of liquid nitrogen test and comparison with water test.  
液体窒素実験の一般性能および水実験との比較

なっていないので、主羽根車のバランスホールを通過する漏れ量をオリフィスの式を用いて算出し、これにより体積効率を推定してみる。いまバランスホールの前後の圧力差を  $\Delta P_b = P_7 - P_2$  (図 5-9 参照), 流量係数を

$C_f$ , 6 個のバランスホールの総面積を  $A_b$  とすると, 漏れ量  $Q_b$  は

$$Q_b = C_f A_b \sqrt{2g \frac{\Delta P_b}{\gamma}} \quad (7)$$

で表わされる。ただしボールベアリングを通過する実液は少ないので, この  $Q_b$  は主羽根車裏側ウェアリングを通過する漏れ量とする。また主羽根車入口側ウェアリングの漏れ量がこれと等しいものと仮定すると, 体積効率 (Volumetric efficiency,  $\eta_v$ ) は,

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + 2Q_b} \quad (8)$$

となる。 $P_2$  および  $P_7$  の実測値および (7), (8) 式を用いて算出した体積効率を図 5-23 に示した。図から明らかなように水の方がかなり良い体積効率を示している。この理由としては液体窒素の粘性が水に比べて約  $1/6$  と小さいため, ウェアリングすきまからの漏れ量が大きくなることが主なものと考えられる。この点に関して若干の考察を加えてみる。

ウェアリング前後の水頭を  $H_L$ ,  $H_b$ , すきまを  $S_c$ , 長さを  $\ell$  とすると, 一般に軸方向平均流速  $\bar{v}$  は, 摩擦係数を  $\lambda$  として,

$$H_L - H_b = \left( \lambda \frac{\ell}{2S_c} + 1.5 \right) \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (9)$$

で示される。<sup>12)</sup> 回転二重管内流れに関する実験研究<sup>28)</sup> から推定すると, この摩擦係数  $\lambda$  は, 軸流レイノルズ数 ( $R_e = \bar{v} S_c / \nu$ ), と回転レイノルズ数 ( $R_o = \omega D_o S_c / 2\nu$ ) の関係と考えられる。

さてウェアリングすきまは常温時に  $S_c = 0.1 \text{ mm}$  としたが, 液体窒素中では熱収縮のため, このすきまが若干減少する傾向がみられた。ウェアリングリングを装着した状態のケーシングを液体窒素中につけ, 完全に冷却した直後の測定でも, やはりすきまは  $S_c = 0.07 \sim 0.08 \text{ mm}$  であった。そこでいますきまが  $S_c = 0.075 \text{ mm}$  であるとしたときの, 図 5-23 の液体窒素の結果の設計流量での軸流レイノルズ数は  $R_e \div 37,000$ , 回転レイノルズ数は  $R_o \div 60,000$  であり, 一方図 5-23 の水の場合は,  $S_c = 0.1 \text{ mm}$  として, 設計流量で  $R_e \div 3,000$ ,  $R_o \div 12,000$  となった。

こうしたレイノルズ数を考慮して, 文献<sup>28)</sup> の実験値から推定した摩擦係数を基に, (9) 式より算出された漏れ量  $Q_b$  は, バランスホールの通過量 (7) 式より算出される値) と傾向のみならず, 量的にもかなり良い一致を示した。

したがって, 図 5-23 の体積効率のかなり大きな差は粘性の著しい違いによるものと思われた。なお液体窒素

実験におけるレイノルズ数は非常に大きかったため, この場合の摩擦係数は文献<sup>28)</sup> の結果を外挿した。

つぎに図 5-23 におけるポンプ効率  $\eta$  は液体窒素の方が水に比べて数パーセント高い値となった。体積効率だけから考えるとこの結果は矛盾するが, この理由としては液体窒素の低粘度に起因するポンプ各部の回転に伴う流体摩擦損失あるいはその他の摩擦損失の減少が考えられる。その一例として本供試ポンプ主羽根車の円板摩擦損失 (Disk loss,  $L_{disc}$ ) を計算値によって比較することにする。円板摩擦損失は次式によって表わされることが知られている。<sup>12)</sup>

$$L_{disc} = K_1 r U_4^3 D_4 (D_4 + 5e) \quad (10)$$

ここで  $K_1$  はレイノルズ数  $R_e = U_4 (D_4/2) / \nu$ ,  $e/D_4$ , および円板の表面あらさにより決まる。供試ポンプのシェラウドはなめらかであるので, なめらかな表面を仮定したときの  $K_1$  を用いて算出した摩擦損失をポンプ動力 ( $L$ ) との比として図 5-23 に示した。なお液体窒素の場合には  $R_e = 4.7 \times 10^7$  となり文献<sup>12)</sup> に示されているレイノルズ数を超えてしまったので,  $K_1$  の値は外挿した。水の場合には円板摩擦損失は, 軸動力の 10% を超えており, この損失の大きなことが推測される。一方液体窒素における円板摩擦損失はおよそ水の損失の 50% 程度になっている。

## 5.2.2 吸込性能

ポンプの要求吸込水頭 (要求 NPSH) を決めるためには液体窒素の蒸気圧 (Vapor pressure,  $P_v$ ) を知る必要がある。液体窒素の温度 (Temperature,  $\theta$ ), 蒸気圧, 密度 (Density,  $\rho$ ) の関係を図 5-24<sup>27)</sup> に示した。たとえば大気圧程度において温度  $1^\circ\text{C}$  の変化は  $0.15 \text{ kg/cm}^2$  ほどの蒸気圧変化をもたらす。これはおよそ 2 m の揚程に相当する。したがって図 5-11 の水実験の吸込性能と比較する場合にはかなり正確な温度測定が必要となる。液体窒素での実験温度がおよそ  $-190^\circ\text{C}$  付近であるため, 高精度の温度測定には厳しい条件であるが, 本実験では銅-コンスタンタン (C-C) の熱電対 (Thermo-couple) を用い, その出力をデジタル量で読みとった。この方法で得た温度と蒸気圧の関係を図 5-25 に, 文献<sup>27)</sup> の結果と比較して示したが, 精度はほぼ満足すべきものと思われる。

さて図 5-26 に液体窒素における吸込性能を水のそれと比較して示した。ただし水の場合にはインデューサライナ B (チップすきま  $C = 0.2 \text{ mm}$ : 常温); 液体窒素の場合にはインデューサライナ A (チップすきま  $C = 0.4 \text{ mm}$ : 常温) を用いたが, 前節で述べたように, 一応チップすきまはほぼ同じ状態での比較がなされたものと考え

えられる。この図から液体窒素の場合の吸込性能は、従来報告されているように、水に比べてかなり向上するこ

とがわかる。これは低 NPSH においてもインデューサの揚程が急激には降下しないためであるが、これは極低温液体の場合に顕著にみられるキャビテーションに対する熱力学的効果 (Thermodynamic effect of cavitation) によるものと説明されている。<sup>5, 12)</sup>等キャビテーションは蒸発過程であるので、液体の圧力、温度、蒸発の潜熱や比熱などに関係する。極低温液体では、温度に対する蒸

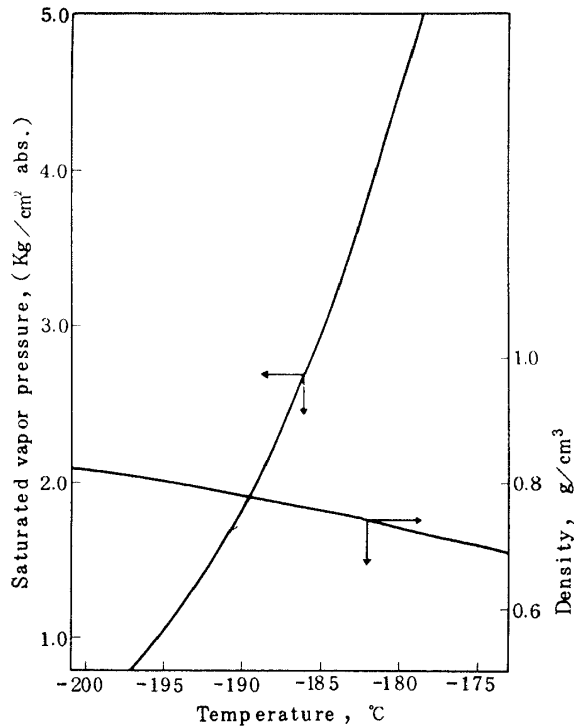


Fig. 5-24 Saturated vapor pressure and density of liquid nitrogen.  
液体窒素の密度と飽和蒸気圧

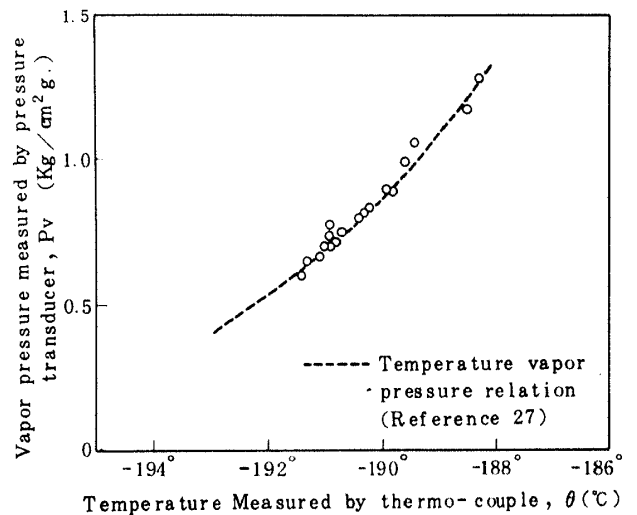


Fig. 5-25 Calibration of thermocouple using liquid nitrogen.  
熱電対の較正曲線

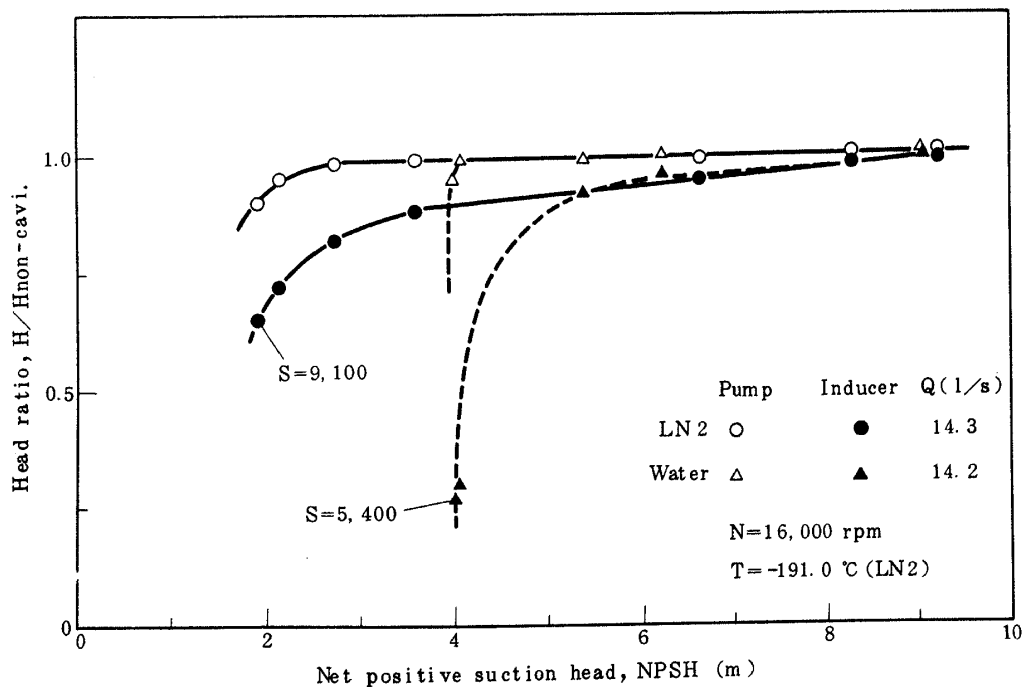


Fig. 5-26 Suction performance of the pump investigated (Liquid nitrogen test)  
供試ポンプの吸込性能 (液体窒素実験)

気圧の変化が、常温の水（キャビテーションに対する熱力学的效果が少ない）などに比べて大きいので、キャビテーション発生時には、蒸発潜熱による冷却作用に基づく局所的な温度低下に伴う蒸気圧変化は大きく、したがってキャビティの発生や成長をおさえる効果が大きい。したがって、こうした液体での吸込性能の低下はポンプ入口の温度と圧力から算出される有効 NPSH に対しては、水に比べてかなり低い値で生じる。すなわち、みかけの要求 NPSH は低下すると考えられている。

このキャビテーションに対する熱力学的效果に関する研究は、これまでにかなり多いが、特にロケットポンプを対象とした研究は、米国 NASA の Lewis Research Center を中心として数多く行われている。<sup>5)</sup>等ししながらこれらを用いても、特定のポンプあるいはインデューサについて、この熱力学的效果による要求 NPSH の減少量を算出することはできず、これを推定するためにはそのポンプについての実験が必要である。

本供試ポンプに関しては、液体窒素実験によって、その減少量を知ることができたので、これを用いれば、他の液体での吸込性能を推定することもある程度可能になる。一例として、文献<sup>5)</sup>の計算方法を用いて、液体酸素の場合について求めてみると、 $N=20,000 \text{ rpm}$ ,  $Q=18 \text{ l/s}$  の場合、大気圧におけるその減少量として  $\Delta \text{NPSH}=0.4$

m が得られた。

つぎに上記キャビテーションに対する熱力学的效果を顕著に示すもう一つの例として、図 5-27 を示す。これは、液体窒素実験において、回転数を一定として入口圧力  $P_1$  を徐々に下げたときの入口圧力と容積流量  $Q$ 、キャビテーションによって揚程が低下しないときの値との比較で示したインデューサとポンプの揚程比 (Head ratio,  $H/H_{\text{non-cavi.}}$ )、入口温度 (Inlet temperature,  $\theta_1$ )、および後に示す体積比 (Volume ratio,  $V_{0v}/V_0$ ) の関係を表わしている。

まず入口圧力  $P_1$  の低下に伴って入口温度  $\theta_1$  の低下が認められる。これは実験条件などからみて、ポンプ入口管内（フィルター部と思われる）において液体窒素の一部が蒸発し、潜熱によって液体窒素が自己冷却するものと考えられる。このとき、ポンプ入口管内においてはガス窒素と液体窒素からなる二相流と考えられるので、熱的平衡を仮定して、その体積比  $V_{0v}/V_0$  の算出を試みた。蒸発に要する熱量とキャビティを囲む流体から放出される熱量のバランスを考えると、

$$\rho_v V_{0v} L_e = \rho V C_1 \Delta \theta \quad (11)$$

$$\frac{V_{0v}}{V_0} = \frac{C_1 \Delta T}{L_e} \cdot \frac{\rho}{\rho_v} \quad (11')$$

となる。この (11') 式から得た体積比  $V_{0v}/V_0$  を図 5-27

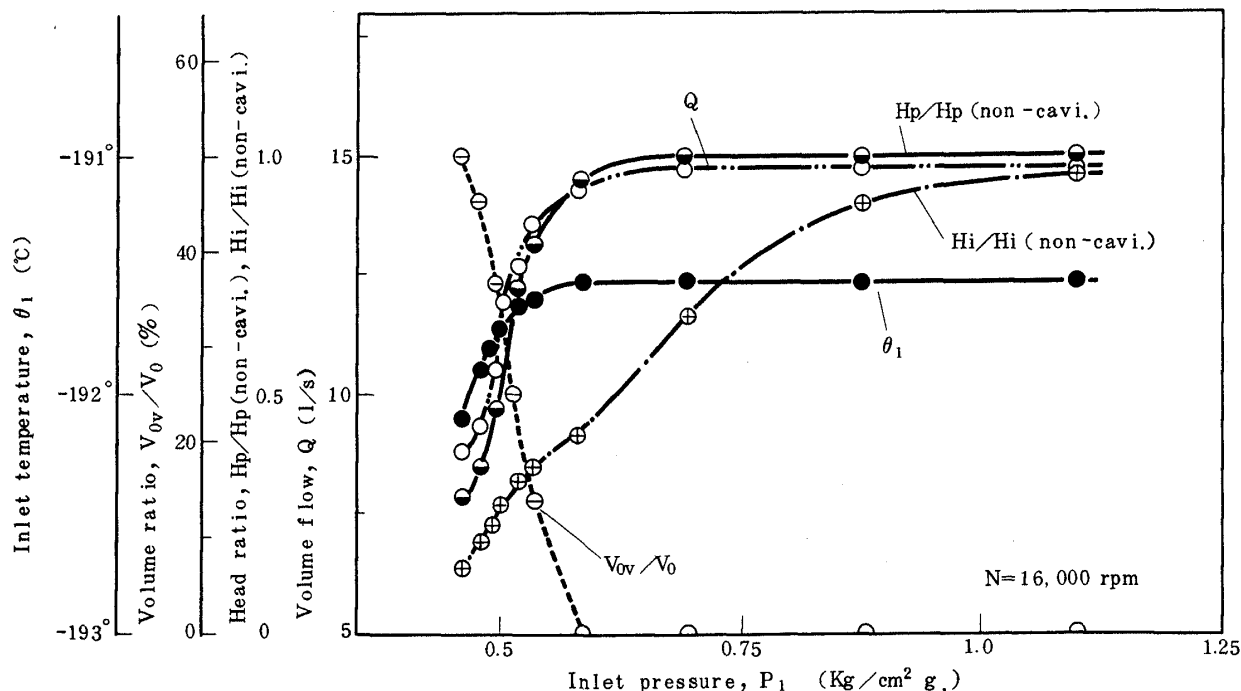


Fig. 5-27 Thermodynamic effects of cavitation on the suction performance of the pump investigated (Liquid nitrogen test)

キャビテーションに対する熱力学的效果の影響  
(液体窒素実験)

に示したが、 $V_{0v}/V_0=0.5$ においてもインデューサは揚程を出していることがわかる。

こうした二相流状態での吸込みを可能とするインデューサは実際のロケットエンジンにおいても最近検討<sup>26)</sup>されつつあるようである。

### 5.2.3 液体窒素実験後のポンプ部品

これまで述べた液体窒素実験および水実験では、キャビテーション状態の非常に苛酷な運転を必要としたほか、将来予定している急速起動実験の予備段階として電気動力計による急速加速運転（8秒程度で零回転から最高回転）なども試みたが、これらの運転後のポンプ部品の2, 3について簡単に述べる。

まず図5-28は実液潤滑のボールベアリングであるが、潤滑性の悪い液体窒素潤滑にもかかわらず、特に損傷などは認められず、また図5-29のメカニカルシールについても同様であった。

図5-30はウェアリング部を示しているが、若干接触した形跡が認められる。本供試ポンプのような高揚程、低比速度でしかも低粘度の液体を扱うポンプでは体積効率を良くするためには、ウェアリング部のすきまはでき得るかぎり小さくしなければならないが、液体酸素を対象とする場合には接触から生じる危険性も考慮した慎重な検討が必要である。

## 第6章 むすび

キャビテーション水槽によるインデューサ単体実験によりキャンバー付インデューサでは特にインデューサ翼先端の羽根圧力側に発生するキャビティが流路をブロックし、吸込性能を著しく低下させることが明らかとなった。これを防ぐにはインデューサ入口部の三次元的流れや羽根およびキャビティによるブロッキングを正しく見積らなければならないが、この場合迎角の影響が大きいこと、また二次元直線翼列に関する理論が参考となることなどが確認された。

つぎに上記インデューサ単体実験の結果を基に、設計回転数 $N=20,000$  rpm, 揚程 $H_p=1,051$  m, 流量 $Q=18$   $\text{kg/s}$ , 比速度 $N_s=118$  ( $\text{rpm}, \text{m}^3/\text{mm}^3, \text{m}$ ), 要求NPSH=13 mの液体酸素を対象とした小型・高速・高揚程ポンプを試作して、水および液体窒素による実験を行い多岐にわたる問題を明らかにし、また確認した。

まず一般性能についてみると、水実験においては、揚程、効率などに対する回転数の影響が少なかったことから、こうした一般性能を知るには危険性の少ない低速による試験でほぼ代用できるものと考えられる。ポンプ揚程は設計目標値を若干下回ったが、設計流量の25パーセ

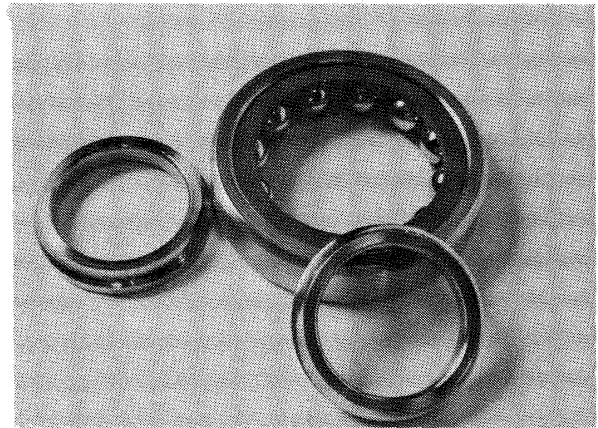


Fig. 5-28 Ball bearing (After liquid nitrogen test)

ボールベアリング（液体窒素実験後）

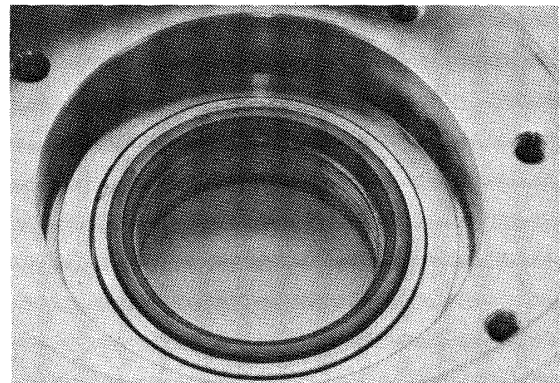


Fig. 5-29 Mechanical seal (After liquid nitrogen test).

メカニカルシール  
（液体窒素実験後）

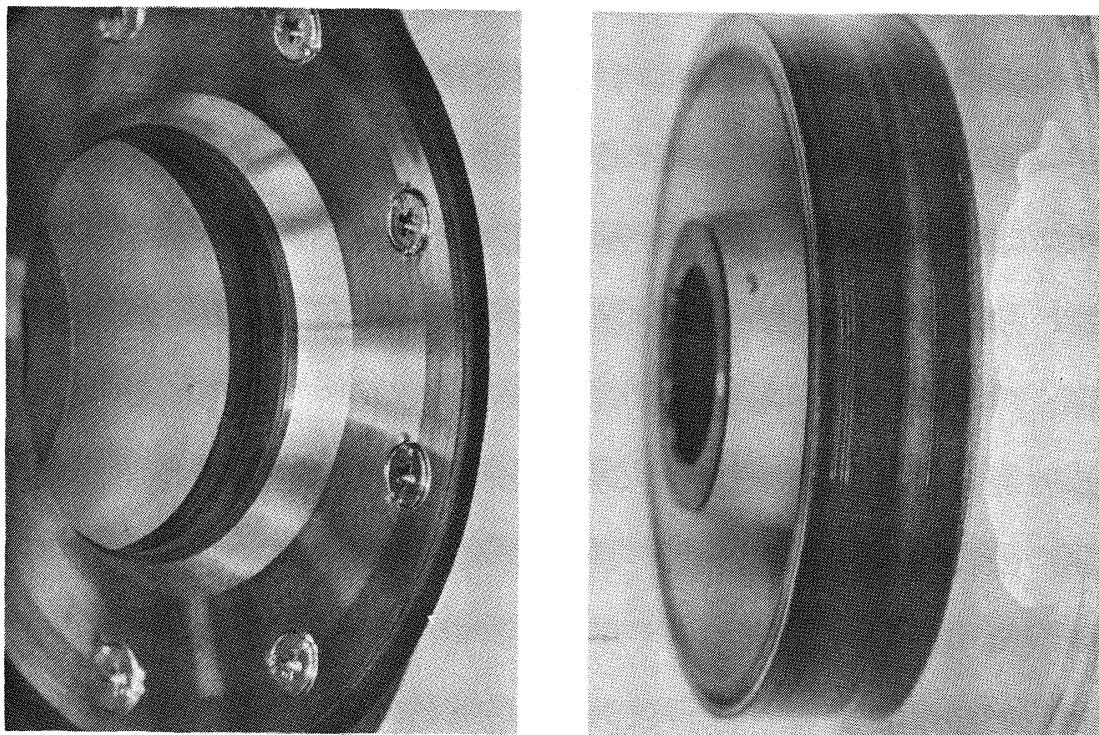


Fig. 5-30 Contact of casing ring with impeller  
(After liquid nitrogen test).

ウェアリングリング部の接触  
(液体窒素実験後)

ント付近まで右下りの傾向を示し、ノンキャビテーション状態では広い流量範囲にわたって安定であった。一方効率は設計目標値をかなり上回ったが、この原因としては内部漏れ損失ならびに流体摩擦損失が小さかったことが考えられた。インデューサの揚程については、ほぼ設計値を得ることができたが、チップすきまを小さくした場合には、インデューサの揚程が増加した反面、ポンプ揚程と効率は若干低下した。これはインデューサ出口周方向速度の増加に伴う主羽根車入口との流れのマッチングの悪化によるものと思われる。

液体窒素実験では、揚程は水の場合に比べて若干低下したが、効率はむしろ向上した。この主原因として、前者は液体窒素の低粘度に基づく内部漏れ量の増加、後者は同じく低粘度に基づく流体摩擦損失の減少が考えられた。

吸込性能については、水実験によって、ポンプ入口有効吸込水頭の低下に伴って、キャビテーション発生のためインデューサの揚程が低下し、ついに主羽根車の要求吸込水頭以下となり、この結果ポンプの揚程が低下する様子を明確に示した。この場合ポンプ揚程が降下し始めるまで、インデューサではかなりのキャビテーションが

発生しているにもかかわらず顕著な効率低下は認められなかった。これはポンプ揚程の大部分を主羽根車で発生する高揚程ポンプの特徴と考えられる。

吸込比速度の値は、設計流量において  $S=4,700$  ( $m, m^3/mm \cdot, rpm$ ) となり、またインデューサチップすきまを小さくした場合には  $S=5,400$  に達した。この良好な吸込性能は、ここに用いたインデューサ単体実験を基にした設計方法の妥当性を裏付けているものと考えられる。

液体窒素実験では、キャビテーションに対する熱力学的効果のため、水に比べてかなりの吸込性能の向上が認められた。従来の研究結果ではこの熱力学的効果に基づく要求 NPSH の減少量を試験なしに求めることはできないので、本供試ポンプの結果は同程度のポンプの吸込性能を量的に推定する上で有効になるものと思われる。またキャビテーションに対する熱力学的効果が顕著に現われた他の例として、ポンプ入口管内二相流状態の実験例も示した。

つぎにポンプ入口、出口の圧力振動の測定から、2, 3 の非定常特性を知ることができた。まず一定回転数で、流量を変化させた場合には、過少流量域において、ポンプが若干不安定作動を示した。これは一般に知られるタ

一ボ機械の低流量域の不安定特性の他に、インデューサチップすきまのキャビテーションが影響しているものと思われる。

流量と回転数を一定とした実験では、低流量の場合に有効 NPSH の低下につれて、まず 100～150 Hz の振動が認められ、これが消滅する付近でおよそ 4 Hz の振動が認められた。前者はキャビテーション水槽による経験から、キャビティの振動に基づくものと推定された。約 4 Hz の振動はインデューサキャビティに誘発されたポンプ系の共振と考えられた。この振動は液体ロケットでしばしば問題となる POGO と関係する非常に危険なものであるが、本実験においては、かなり高いキャビテーション係数で発生した。なおこの 100～150 Hz および 4 Hz の振動共に、低流量において顕著であり、流量の増加とともに消滅して行く傾向にあった。

さらに、極低温推進薬用実液潤滑 ボールベアリングに加わる半径方向荷重を求めるために、二重ボリュート周りの圧力分布の測定を行った。この圧力分布から得られたスラスト係数は、従来の低速ポンプの値に比べてかなり大きくなったが、本供試ポンプの流速の大きいことがその主原因と思われる。

最後に本供試ポンプを構造面から見た場合、ボールベアリングおよびメカニカルシールは動力計による急加速、急停止実験、ポンプ系の振動が著しく大きくなる吸込性能実験などの苛酷な条件においても、良好な成績を納めた。また金属接触防止用に用いた、カーボン入りテフロン製ウェアリングリングと Kel-F (ふっ素樹脂) のインデューサライナは共にほぼ満足し得る成果を納めた。

終りに、本研究に対しては多くの方々 の助力を得た。特に、供試ポンプおよびインデューサの製作を担当された石川島播磨重工業(株)をはじめ、試験設備の主要部および動力計の製作工事を担当された三菱重工業(株) 長崎造船所、同長崎研究所、タケダ理研工業(株) および(株) 明電舎の関係の方々、ならびに、研究当初より多くの助力をいただいた東北大学高速力学研究所長村井等教授に深甚の謝意を表す。

また当所の大塚貞吉角田支所長には、本研究の計画および遂行の全般にわたる指導および激励をいただいたことを付言する。

## 記号表

b : インベラ出口幅 (シュラウドの厚みを含む)	mm
C : インデューサチップすきま	mm
$C_l$ : 比熱	kcal/kg °C
$C_i$ : インデューサコード長さ	mm

D : 直 径	mm
e : 主羽根車と側板とのすきま	mm
f : 周波数	Hz
g : 重力加速度	m/s <sup>2</sup>
H : 揚 程	m
h : 羽根厚み	mm
K : キャビテーション係数 $(P_1 - P_v) / \gamma (W_1^2 / 2g)$	
$K_s$ : スラスト係数	
L : 軸動力	PS
$L_e$ : 蒸発潜熱	k cal/kg
$L_i$ : インデューサ軸方向長さ	mm
NPSH : 有効吸込水頭 $\frac{1}{\gamma} (P_1 - P_v) + \frac{V_1^2}{2g}$	m
$N_s$ : 比速度 $N\sqrt{Q} / H_p^{3/4}$	(m, m <sup>3</sup> /min, rpm)
N : 回転数	rpm
n : 羽根数	
P : 圧 力	kg/cm <sup>2</sup>
$P_v$ : 蒸気圧	kg/cm <sup>2</sup>
$Re$ : レイノルズ数	
Q : 流 量	l/s
S : 吸込比速度 $N\sqrt{Q} / NPSH^{3/4}$	(m, m <sup>3</sup> /min, rpm)
$S_c$ : ウェアリングすきま	mm
s : ソリディティ $C_i / t$	
T : トルク	kg-m
t : ピッチ $\pi D_i / n$	
U : 周 速	m/s
V : 速 度	m/s
$V_0$ : 体 積	m <sup>3</sup>
W : 相対速度	m/s
X : 羽根に平行な距離	mm
Y : 羽根に直角方向の距離	mm
$\alpha$ : ボリュート水切りからの角度	
$\beta$ : 羽根角度	
$\gamma$ : 比重量	kg/m <sup>3</sup>
$\phi$ : 流量係数 $V_{m1} / U_{t1}$ : インデューサ	
$\phi$ : 圧力係数 $H_i / (U_{t2}^2 / g)$ : インデューサ, $H_p / (U_4^2 / g)$ : ポンプ	
$\eta$ : 効 率	
$\rho$ : 密 度	kg s/m <sup>4</sup>
$\nu$ : 動粘性係数	m <sup>2</sup> /s
$\xi$ : ボス比	
$\omega$ : 角速度	rad/s
$\theta$ : 温 度	°C
Subscript	
- : 平 均	
1 : ポンプ入口 (インデューサ入口)	



2 : インデューサ出口  
 3 : 主羽根車入口  
 4 : 主羽根車出口  
 5 : ポリュート内  
 i : インデューサ  
 p : ポンプ  
 ind : インデューサ  
 imp : 主羽根車  
 r : 半径方向  
 a : 軸方向  
 d : 設計値  
 t : チップ  
 h : ハブ  
 u : 周方向  
 m : メリジアン方向  
 v : 蒸気  
 non-cavi : キャビテーションにより揚程が低下しない状態

#### 引用文献

- 1) R.H. Anschutz; Design Report for RL10-3-3 Rocket Engine, NASA CR-80920 (1966).
- 2) Societe Europeenne de Propulsion; Liquid Oxygen/Liquid Hydrogen Rocket Engine (1971).
- 3) A.T. Zachary; Advanced Space Engine Preliminary Design, NASA CR-121236 (1974).
- 4) 大塚, 滝山: 液体ロケットエンジン用小形液体酸素ポンプの試作研究, 日本機械学会誌, vol. 70-584 (1967)
- 5) R.S. Ruggeri & R.D. Moore; Method for Prediction of Pump Cavitation Performance for Various Liquids, Liquid Temperatures and Rotative Speed, NASA TN D-5292 (1969).
- 6) 宮川, 関: 液体酸素中におけるろがり軸受の性能, 航空宇宙技術研究所資料 TM-229 (1972)
- 7) 上条, 鈴木: 液体ロケットターボポンプ用平板ヘリカルインデューサの実験的研究, 航空宇宙技術研究所報告 TR-345 (1973)
- 8) R.F. Solitis, D.A. Anderson & D.M. Sandercock; Investigation of The Performance of A 78° Flat-Plate Helical Inducer, NASA TN D-1170 (1962).
- 9) M. Sutton; Improving The Cavitation Performance of Centrifugal Pumps with Helical Inducers, British Hydraulic Research Association, TN-814 (1964).
- 10) L.B. Stripling; Cavitation in Turbopumps-Part 2, Trans. ASME Ser. D, 84 (1962), 339.
- 11) L.B. Stripling & A.J. Acosta; Cavitation in Turbopumps-Part 2, Trans. ASME Ser. D, 84 (1962), 326.
- 12) A.J. Stepanoff; Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd Edition, John Wiley & Sons Inc. (1967).
- 13) 寺田: 渦巻ポンプの設計と製図, 理工学図書 (1967)
- 14) 葛西, 高松, 永田: 高速回転うず巻きポンプの試作研究, 日本機械学会論文集, vol. 28-195 (1962)
- 15) 大塚, 浜本, 宗形: 液酸ポンプ用メカニカルシールの基礎研究, 第10回宇宙科学技術講演会講演集 (1967)
- 16) H.W. Inversen, R.E. Rolling & J.J. Carlson; Volute Pressure Distribution, Radial Force on the Impeller and Volute Mixing Losses of a Radial Flow Centrifugal Pump, Trans. ASME Ser. A, 82-2 (1960), 136.
- 17) A. Agostinelli, D. Nobles & C.R. Mockridge; An Experimental Investigation of Radial Thrust in Centrifugal Pumps, Trans. ASME Ser. A, 82-2 (1960), 120.
- 18) E.D. Jackson; Study of Pump Discharge Pressure Oscillations, Final Report, NASA CR-80153 (1966).
- 19) S. Rubin, R.G. Wagner & J.D. Payne; POGO Suppression on Space Shuttle Early Studies, NASA CR-2210 (1973).
- 20) C. Brennen; The Dynamic Behaviour of a Stream of Cavitating Bubbles, Trans. ASME Ser. D (1973).
- 21) Pratt & Whitney Aircraft; Study of Inducer Load and Stress, NASA CR-72712 (1970).
- 22) A.J. Acosta; An Experimental Study of Cavitating Inducers, Second Symposium on Naval Hydrodynamics (1958).
- 23) L.E. Sack & H.B. Nottage; System Oscillation Associated With Cavitation Inducers, Trans. ASME Ser. D, 87-4 (1965).
- 24) M.S. Natanzon & N.I. Baltsev; Experimental Investigation of Cavitation induced Oscillations of Helical Inducers, Fluid Mechanics-Soviet Research, 3-1 (1974).
- 25) H.R. Radowski; An Explanation for Instability in Cavitating Inducers (1974).
- 26) L.A. Gross; An Experimental Investigation of



- Two-Phase Liquid Oxygen Pumping, NASA TN D-7451 (1973).
- 27) R.W. Vance & W.M. Duke (ed.); Applied Cryogenic Engineering, John Wiley & Sons, Inc. New York (1962).
- 28) 山田, 中林, 前田: 偏心回転二重管内流れの損失水頭, 日本機械学会論文集, vol. 35-270(1969)
- 29) NASA; Liquid Rocket Engine Turbopump Inducers, NASA SP-8052 (1971).

## 付 録

## ポンプ用インデューサの設計

## 1. インデューサの揚程

インデューサは設計流量の 115 % まで、主羽根車の要求 NPSH を出すものとして設計する。

$$Q_{(1.15)} = 18 \times 1.15 = 20.7 \text{ l/s} = 1.242 \text{ m}^3/\text{min}$$

主羽根車の要求 NPSH<sub>imp(1.15)</sub> は、主羽根車の内部漏れを 5 % として、

$$\begin{aligned} \text{NPSH}_{\text{imp}(1.15)} &= 7.88 \times 10^{-5} \times N^{4/3} \times (Q_{1.15}/0.95)^{2/3} \\ &= 51.16 \text{ m} \end{aligned}$$

となるが、一応

$$\text{NPSH}_{\text{imp}(1.15)} = 53 \text{ m}$$

とする。

インデューサ入口直径  $D_{t1}$  は主羽根車の外径およびインデューサ入口流量係数を考慮して、

$$D_{t1} = 65 \text{ mm}$$

とする。

インデューサ入口のボス比、 $\xi_{h1}$  を

$$\xi_{h1} = D_{h1}/D_{t1} = 0.3$$

とする。

インデューサ入口平均軸流速度  $V_{m1(1.15)}$  はインデューサ内の漏れを 5 % として、

$$\begin{aligned} V_{m1(1.15)} &= \left( \frac{Q_{(1.15)}}{0.95} \right) / \frac{\pi}{4} D_{t1}^2 (1 - \xi_{h1}^2) \\ &= 7.22 \text{ m/s} \end{aligned}$$

となる。

インデューサ入口チップ周速  $U_{t1}$  は、

$$U_{t1} = \frac{\pi D_{t1} N}{60} = 68.1 \text{ m/s}$$

であり、したがってインデューサ入口平均流量係数

$\phi_{1(1.15)}$  は、

$$\phi_{1(1.15)} = \frac{V_{m1(1.15)}}{U_{t1}} = 0.106$$

となる。

インデューサの吸込比速度  $S$  は、 $\phi_{1(1.15)} = 0.106$  から少なくとも

$$S_{(1.15)} = 3,500 \text{ (m, m}^3/\text{min, rpm)}$$

になるものとする。

付図 1 (Fig Ap-1) において、

$$\frac{L_i}{D_{t1}} = 0.45$$

とし、チップとハブにテーパをつけるものとする。

インデューサチップ径  $D_{t2}$  とハブ径  $D_{h2}$  は、それぞれ、

$$D_{t2} = D_{t1} - 2L_i \tan 7^\circ = 57.82 \text{ mm}$$

$$D_{h2} = D_{h1} - 2L_i \tan 7^\circ = 61.41 \text{ mm}$$

となる。

インデューサの要求 NPSH<sub>(1.15)</sub> は、

$$\text{NPSH}_{\text{ind}(1.15)} = \left( \frac{N \sqrt{Q_{(1.15)}}}{S_{(1.15)}} \right)^{4/3} \div 13 \text{ m}$$

であり、したがってインデューサの揚程は、

$$\begin{aligned} H_{\text{ind}(1.15)} &= \text{NPSH}_{\text{imp}(1.15)} - \text{NPSH}_{\text{ind}(1.15)} \\ &= 40 \text{ m} \end{aligned}$$

となる。

インデューサの揚程計算は、インデューサの出口で行うことにする。

インデューサ出口での平均圧力係数  $\phi_{2(1.15)}$  は、

$$\phi_{2(1.15)} = \frac{H_{\text{ind}(1.15)}}{(U_{t2}^2/g)} = 0.107$$

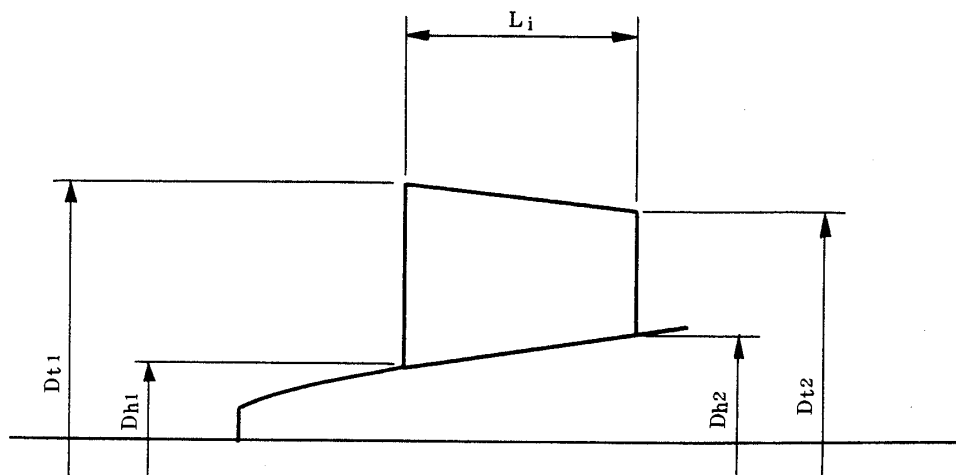


Fig. Ap-1 Inducer geometries.

インデューサ形状

である。

インデューサ出口平均軸流速度  $V_{m2(1.15)}$  は、

$$\begin{aligned} V_{m2(1.15)} &= Q_{(1.15)} / \frac{\pi}{4} D_{t2}^2 (1 - \xi_{h2}^2) \\ &= 10.01 \text{ m/s} \end{aligned}$$

であり、したがって出口平均流量係数  $\phi_{2(1.15)}$  は、

$$\phi_{2(1.15)} = \frac{V_{m2(1.15)}}{U_{t2}} = 0.165$$

である。

## 2. 設計流量における速度三角形

以下、設計流量での、インデューサ出口の速度三角形を示す。

インデューサ出口における平均軸流速度  $V_{m2}$  は、

$$V_{m2} = Q / \frac{\pi}{4} D_t^2 (1 - \xi_h^2) = 8.71 \text{ m/s}$$

であり、このとき流量係数  $\phi_2$  は、

$$\phi_2 = \frac{V_{m2}}{U_{t2}} = 0.144$$

である。

したがって従来の研究結果<sup>7,8)</sup>等を参考に、設計・流量での圧力係数  $\phi_2$  は

$$\phi_2 = 0.15$$

とする。

ここで、

$$\phi_2 = \frac{H_{ind}}{(U_{t2}^2/g)}$$

$$H_{ind} = \eta \left( \frac{1}{g} U_{t2} V_{u2} \right)$$

を用いると、出口平均直径での  $U_2$  が、

$$U_2 = \frac{\pi D_{m2} N}{60} = 47.1 \text{ m/s}$$

であることから、周方向速度  $V_{u2}$  は、

$$V_{u2} = 12.97 \text{ m/s}$$

となる。

## 3. インデューサの羽根角度

設計流量の 115 % でのインデューサ入口軸流速度は、前述のように

$$V_{m1(1.15)} = 7.22 \text{ m/s}$$

であるので、すべてのブロッケージを考慮しないときの流入角度は

$$\alpha_{t1(1.15)} = \tan^{-1} \frac{V_{m1(1.15)}}{U_{t1}} = 6^\circ 03'$$

第 2 章に示したインデューサの予備実験の結果を参考にし、さらに

$$\phi_{2(1.15)} = 0.107$$

$$\phi_{2(1.15)} = 0.165$$

を満たすように、

出口角度  $\beta_{t2}$  は、

$$\beta_{t2} = 16^\circ 45'$$

入口角度  $\beta_{t1}$  は、

$$\beta_{t1} = 10^\circ 15'$$

とする。ただし、揚程、迎角ともに若干安全側にとられている。

## 4. 実用ロケットポンプとの吸込性能の比較

供試ポンプの吸込性能に関しては、5.1.3 および 5.2.2 節において詳しく述べたが、ここに米国において実用化されているポンプとの比較を示しておく。

付図 2 (Fig Ap-2) にインデューサ入口流量係数と修正吸込比速度の関係ならびに本供試ポンプおよび実用ロケットポンプの性能を示した。

明らかに流量係数を小さくすることにより吸込性能は向上するが、これを可能とするには本文で述べたような条件、すなわちより小さな羽根角度と最小の迎角が必須である。この点については図中に示された羽根角度からも大略推測し得る。

さて本供試ポンプの吸込性能は、従来のロケットポンプと比較しても、かなり満足し得る結果と考えられる。なお本供試ポンプでは前述のようにインデューサ入口角度 ( $\beta_{t1}$ ) を若干安全側に大きく取ったこと、また吸込性能向上にかなり有効である後退翼<sup>7)</sup>を採用していないことなどを改善することにより一層の性能向上が期待される。

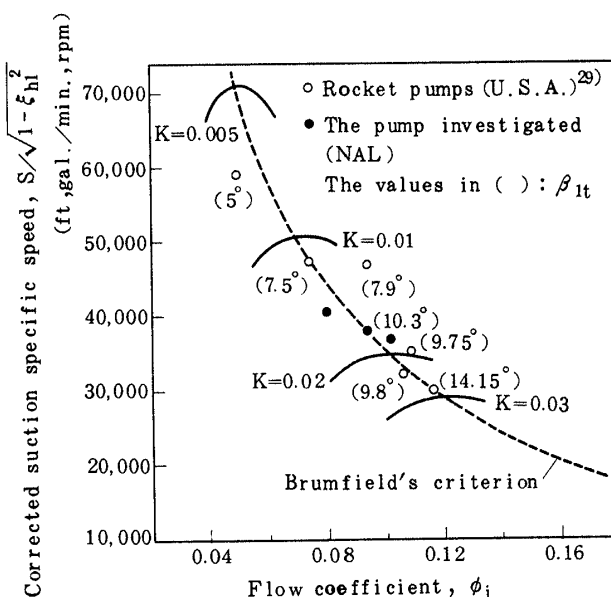


Fig. Ap. -2 Relation between inlet flow coefficient and suction specific speed. (Water test)  
インデューサ流量係数と吸込比速度の関係 (水実験)



# TR-415 正 誤 表

	誤	正
P 5	図中右上	
Fig.2-7	* $\text{Tan}^{-1}(\beta_{t1})$	( * Tan $\beta_{t1}$ )
〃	キャプション	
	( * $\text{Tan}^{-1}\beta_{t1}$ )	( * Tan $\beta_{t1}$ )

---

## 航空宇宙技術研究所報告415号

昭和50年8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 共 進  
東京都杉並区久我山4-1-7(羽田ビル)

---

**Printed in Japan**