

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-570

ロケット用液体酸素ポンプの過渡特性に関する
実験的研究（第1報）

志村 隆 ・ 上 條 謙二郎 ・ 橋 本 亮 平
渡 辺 光 男 ・ 渡 辺 義 明 ・ 長谷川 敏

1979 年 4 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

第1章	まえがき	2
第2章	供試体	2
2.1	設計諸元	2
2.2	諸性能	4
第3章	実験装置と実験方法	5
3.1	水実験	5
3.2	液体窒素実験	7
3.3	駆動源	7
3.4	流量測定	8
3.5	データ収録および処理	8
第4章	実験結果と考察	12
4.1	揚程の過渡特性	12
4.2	軸動力過渡特性	18
4.3	吸込管内慣性圧損過渡特性	19
4.4	軸方向スラスト過渡特性	19
4.5	予 冷	20
4.6	高速度撮影による観察	20
第5章	むすび	24
記号表		24
参考文献		25
付録	アナログ計算機による起動特性模擬計算	26

ロケット用液体酸素ポンプの過渡特性に関する* 実験的研究 (第1報)

志 村 隆** 上 條 謙二郎** 橋 本 亮 平**
渡 辺 光 男** 渡 辺 義 明** 長谷川 敏**

Experiments on Transient Characteristics of A Small High Speed Liquid Oxygen Pump (1st Report)

By

Takashi SHIMURA, Kenjiro KAMIJO, Ryohei HASHIMOTO
Mitsuo WATANABE, Yoshiaki WATANABE
and Satoshi HASEGAWA

ABSTRACT

Liquid rocket engine thrust buildup follows turbopump speed buildup, which occurs in 1 ~ 3 seconds after the engine starts. In this rapid start condition, the dynamic characteristics of the turbopumps are thought to deviate considerably from their steady state characteristics. Therefore, it is very important to know the transient characteristics of the turbopumps, in order to make sure that the engine start transient is clear.

In the present study, experiments with a small high speed liquid oxygen pump were performed, in order to investigate the pump transient characteristics in the rapid start. The pump tested was designed for 10 ton thrust LOX/LH₂ rocket engine. The experiments were made using degassed water and liquid nitrogen, instead of liquid oxygen. Visual observations of cavitation in the pump inducer were performed, using a transparent inducer casing.

The following items: transient characteristics of pump-head, pump shaft power, accelerating head loss in the pump suction line, pump axial thrust, and pump chilldown, were examined in these experiments.

The major results of the present study are as follows:

- (1) The pump head in the rapid starts tended to be higher than the steady state head.
- (2) The excess of the head in the rapid starts depended upon the initial flow rate.
- (3) The pump efficiency in the rapid starts was lower than the steady state efficiency.

In addition, we were able to show the relationship between the pump inlet pressure decrease, due to the rapid start, and the cavitation occurrence in the pump inducer.

* 昭和54年1月31日 受付

** 角田支所

第 1 章 まえがき

ターボポンプ式液体ロケットエンジンの開発に際して、エンジンを確実に起動させる技術確立することは困難な事柄の一つにあげられる。一般にはターボポンプ系、燃焼器系、制御系などの各コンポーネントが完成した後、エンジンシステムの開発に移行されるようであるが、過去にこの時点で数多くの失敗例が報告されている。特にターボポンプ系と燃焼器系の起動時のミスマッチングに伴って生じた問題が多いようである。したがってエンジンシステム試験までにはエンジン各要素の過渡特性が十分に把握され、このデータを基に計算機などによるシミュレーションが行なわれる必要がある。

ターボポンプ式エンジンのサイクルには、ガス発生器サイクル、2 段燃焼サイクル、エキスパンダーサイクル、タッポフサイクルなど種々あり、またスタート方式にも、タンクヘッド方式、ガススタートタンク方式、固体カートリッジ方式など様々あるが、エンジンの始動時にターボポンプは、一般に 1 ～ 3 秒といった短時間で静止状態からフル回転に達する。このように急加速される時のポンプ特性は、定常運転時の特性とはかなり異なっていることが予想される。エンジンサイクルおよびスタート方式はターボポンプの特性と始動時に密接な関係を持っている為、ポンプ過渡特性を正しく把握しておくことは重要である。

これまで、実用化されている、あるいは開発途中のエンジンの開発データ^{3),4)}は比較的多く報告されているが、エンジンの起動特性を決定的に左右するターボポンプ単体の過渡特性を詳細に調べた例は数少ない⁵⁾。

本研究では、推力 10 トン級の液体酸素／液体水素エンジンを対象として試作した液体酸素ポンプを別に試作した高速タービンで駆動し過渡特性試験を行ない、ポンプ瞬時性能を調べた。ポンプ作動流体には、模擬液として水と液体窒素を用いた。タービン駆動ガスにはガス窒素を用いた。これまでの多くの定常試験結果から、模擬液による試験によって実液試験の結果をかなり正確に推測できることが明らかとなっている為、ここでは安全で取扱いの容易な模擬液による試験を行なった。

上記の内容を背景にして、本研究では特に以下の点に注目した。

第一に急速起動時のポンプ瞬時揚程、ポンプ瞬時効率といった瞬時一般性能と定常運転時の特性との比較を行った。ロケットエンジンの起動は数秒間で行われるが、この時燃料と酸化剤の圧送のタイミングは厳しく制限される。例えば独立二軸の液酸・液水エンジン用ターボポ

ンプでは、液酸系が液水系に比べて加速され易いが、酸素過多のエンジン起動は燃焼器の焼損を起す危険性がある。このため、一般に駆動ガスのブリードなどによって液酸ターボポンプの加速を遅らせるが、これも度を過ぎると水素過多のエンジン起動となり、ハードスタートや不着火の原因になる。このように数秒間のターボポンプの特性がエンジン起動の重要な要素となるが、この急速起動時のポンプの瞬時特性はこれまで明確にされていない。

第二に急速起動時のポンプ吸込管内における流体慣性圧損の過渡特性、ポンプインデューサでのキャビテーション発生状況およびポンプ予冷特性を調べた。エンジン起動時にポンプが確実な吸込動作を行えない場合には、ターボポンプは空転状態となり大きな事故をもたらすことになる。特に上段用ロケットでは重量軽減のため予冷量の制約が大きいことなどから、吸込条件は一層厳しいものになるため、確実にポンプ吸込動作を行わせるのに必要な資料を得る目的で本項目を取りあげた。水実験の場合にはポンプ入口部に透視管を置いて高速撮影を行い、正味吸込水頭の変化とキャビテーション発生状況に対応づけ、また液体窒素実験の場合には予冷の進行状況を観察した。

以上のほかに実液潤滑軸受に加わる軸推力を調べた。直接軸推力は測定できなかったため、ポンプ内の各部圧力から算出する方法で求めた。ロケット用のターボポンプは高速高圧のため軸受の荷重条件は厳しく、急速起動時に実液潤滑軸受に加わる荷重の変化を調べておく必要がある。

第 2 章 供 試 体

2.1 設計諸元

供試ポンプは、これまでに定常一般性能、吸込性能などの試験を実液あるいは模擬液を用いて行なっている液体酸素ポンプ中^{1),2)}の高揚程液体酸素ポンプである。表 2.1 に主要設計諸元を、表 2.2 に主要寸法を示す。

図 2.1 から 2.8 に主要部品の写真を示す。図 2.2 はインデューサを取付けた主羽根車である。主羽根車の材質はアルミ合金である。図 2.3 はポリュートケーシングで、ダブルポリュートタイプのものである。図 2.4 は実液潤滑玉軸受で、リテーナーにはテフロン系材料を使用し、内輪構造は二つ割としている。図 2.5 と 2.6 は、それぞれ実験後のメカニカルシール・カーボンとメイテングリングである。図 2.7 はウエアリングシールで、材料にはカーボン入りテフロンを使用している。図 2.8 はインデューサライナーで、同じく材料にカーボン入りテフロン

表 2.1 供試ポンプ主要設計諸元

形 式	インデューサ付 1 段遠心型
圧力上昇	120 (kg/cm ²)
回転速度	20,000 (rpm)
流 量	18 (ℓ/s)
比 速 度	118 (rpm, m ³ /min, m)
効 率	65 (%)
吸込水頭	13 (m)
軸 動 力	443 (ps)

表 2.2 供試ポンプ主要形状

インデューサ入口外径	65.0 mm
インデューサ入口ハブ径	19.5 mm
インデューサ羽根枚数	3 枚
インデューサ弦長	124.0 mm
インデューサチップソリディティ	1.93
主羽根車外径	134.0 mm
主羽根車入口羽根角度	13.8°
主羽根車出口羽根角度	25.0°
主羽根車羽根枚数	6 枚

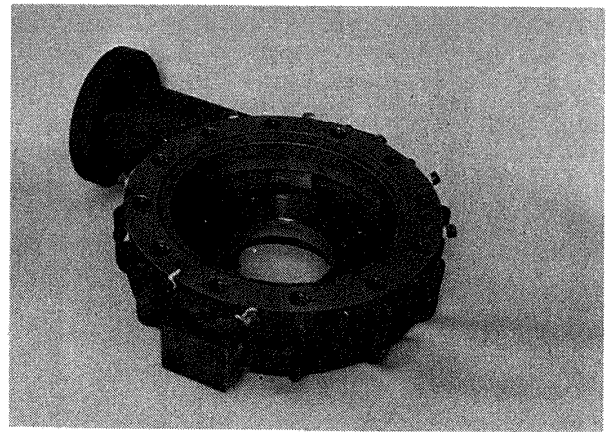


図 2.3 ポリユートケーシング

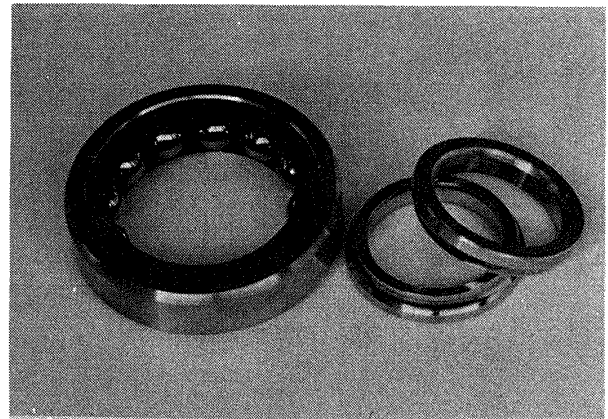


図 2.4 実液潤滑玉軸受

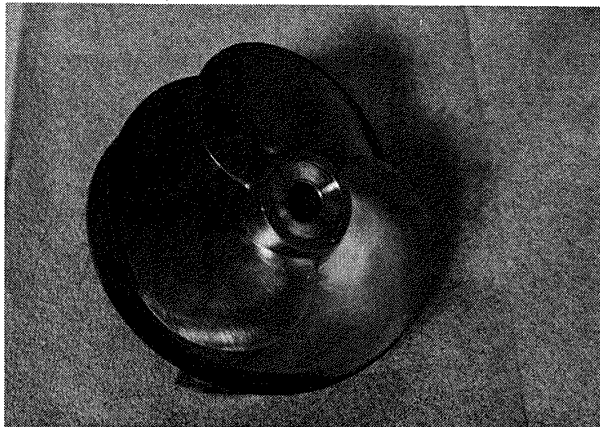


図 2.1 インデューサ

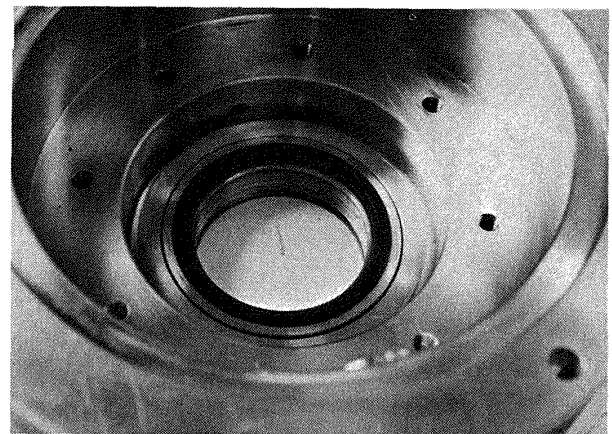


図 2.5 メカニカルシール・カーボン

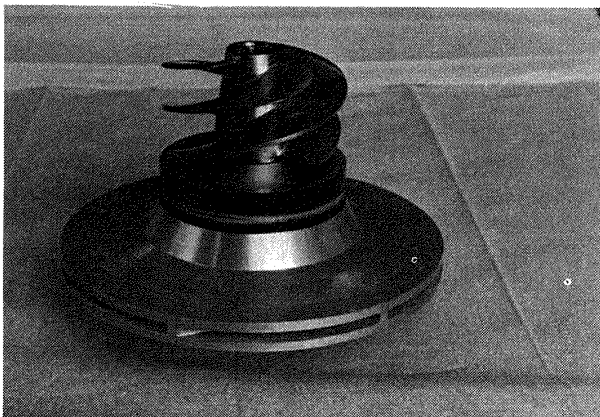


図 2.2 主羽根車とインデューサ

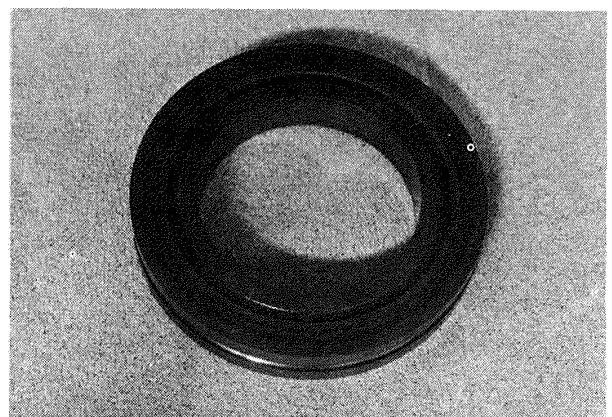


図 2.6 メカニカルシール・メイテングリング

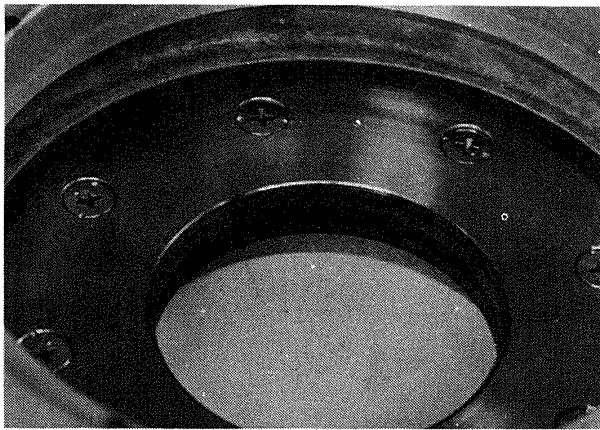


図 2.7 ウェアリングシール

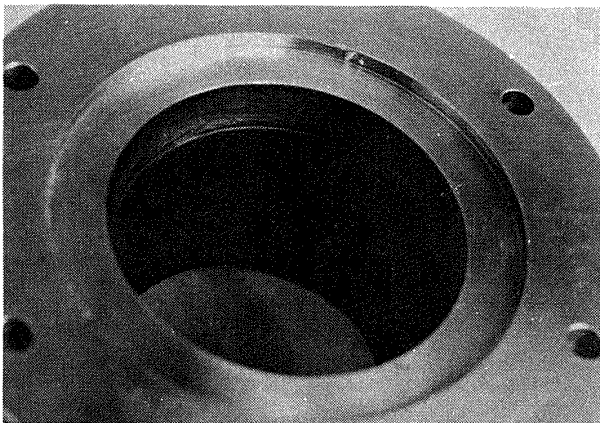


図 2.8 インデューサライナー

を使用している。

本供試ポンプの詳細は参考文献 1) に示されている。

2.2 諸性能

これまでの実験で得られた定常一般性能を図 2.9 に、吸込性能を図 2.10 に、吸込性能試験中に観測された圧力振動波形の例を図 2.11 に示す。ポンプ圧力係数 ϕ_p とポンプ効率 η は、水実験、液体酸素 (Lox) 実験ともに同じような値を示している。インデューサ圧力係数 ϕ_{ind} については、Lox 実験値が水実験値を上まわっているが、これは Lox が極低温であるためインデューサライナーが熱収縮してチップクリアランスが小さくなった為と考えられる。図 2.9 には示さなかったが、液体窒素 (LN_2) を用いた実験値と水実験値とを比較した場合にも同様に、インデューサ圧力係数は極低温液体である LN_2 の方が水実験の値を上まわっていた。

図 2.10 で設計流量の場合、キャビテーションによりポンプ揚程が 2 % 低下する点におけるキャビテーション係数 K は 0.015 で、吸込比速度 S は 5,400 (rpm, m^3/min , m) となっており、良好な吸込性能を示している。図 2.11 はポンプの入口圧を下げた時、即ちキャビテーション係数 K が小さくなっていった時に観測される圧力振動波形を示している。図中の番号は図 2.10 に示されている番号と対応しており、どのような吸込条件で観測さ

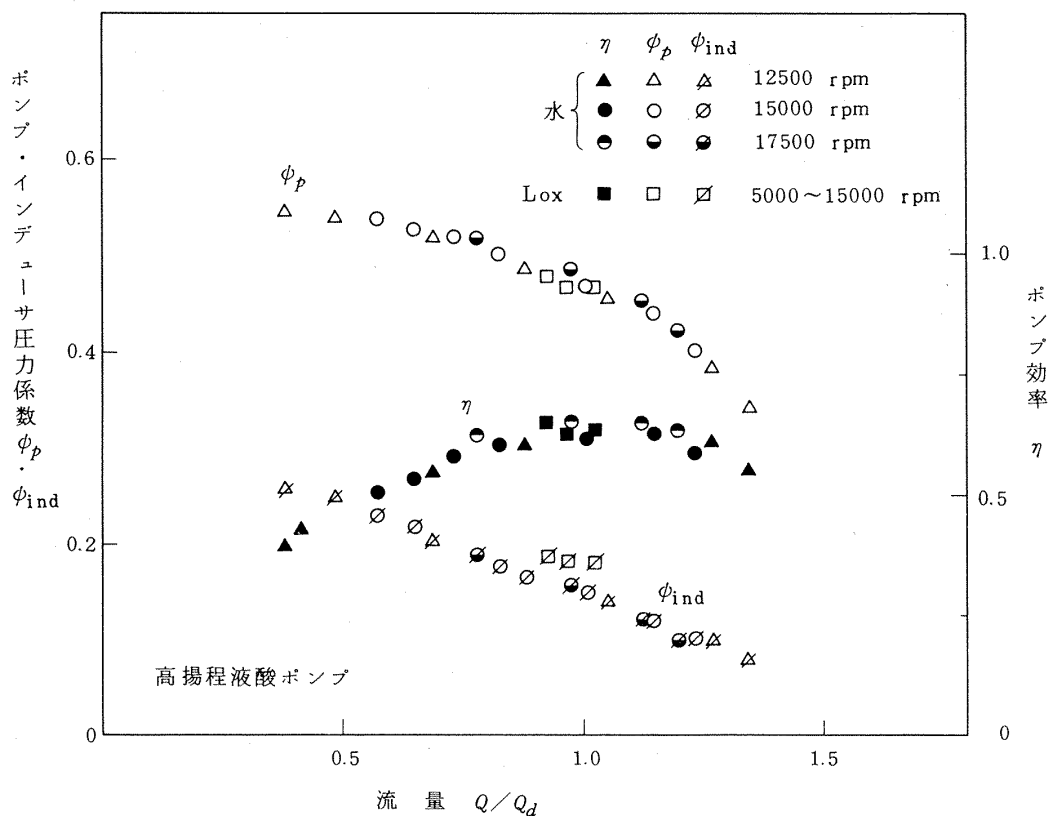


図 2.9 ポンプ定常一般性能

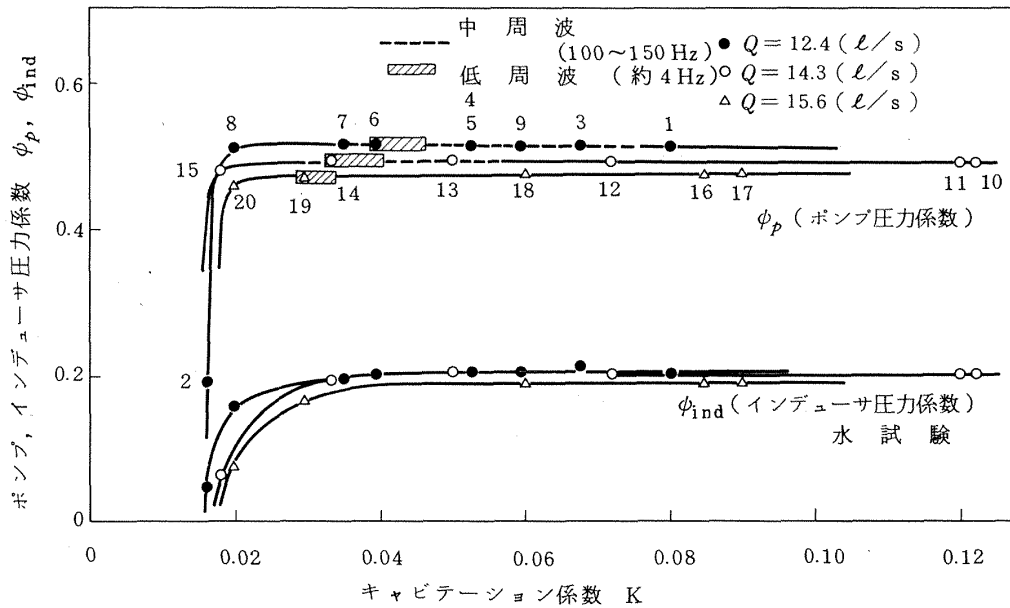
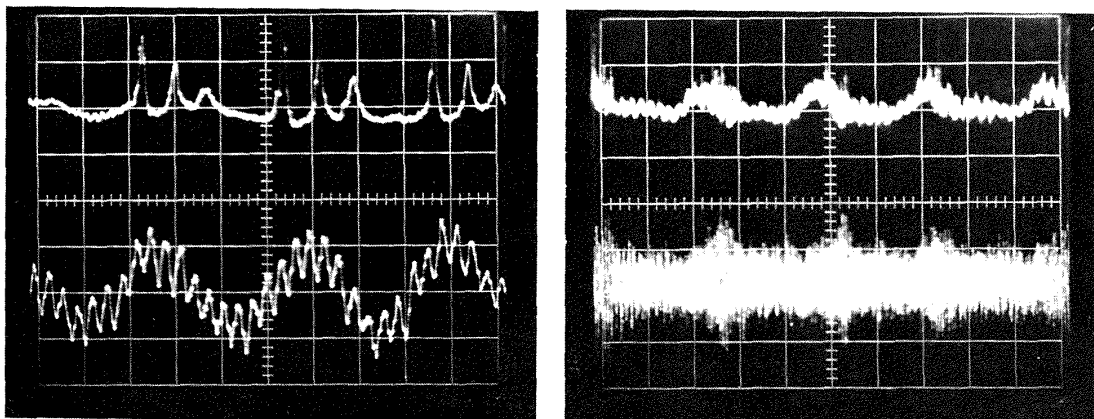


図 2.10 ポンプ吸込性能



No. 3 中周波振動（図 2.10 中番号 3 に対応）
 入口圧（図中の上段）1.1 (kg/cm²)/div
 出口圧（図中の下段）3.0 (kg/cm²)/div
 時間軸 2.0 ms/div

No. 6 低周波振動（図 2.10 中番号 6 に対応）
 入口圧（図中の上段）1.1 (kg/cm²)/div
 出口圧（図中の下段）3.0 (kg/cm²)/div
 時間軸 100 ms/div

図 2.11 ポンプ入口および出口圧力振動波形

れた圧力振動かわかる。流量を絞った時には、かなり広いキャビテーション係数の領域において 100~150 Hz の圧力振動が見られた。また、4 Hz 程度の低周波振動が $K=0.04$ 付近の割と狭い領域で現われた。この低周波の振動は、ポンプインデューサ内に発生したキャビテーションと試験回路、ポンプ性能などが組合わさった、系の振動と考えられる。

第3章 実験装置と実験方法

3.1 水実験

作動流体に水を用いる水実験は、図 3.1 に示す推進薬供給系統試験設備の燃料系統を用いて行なった。燃料系統は閉ループとなっており、1.6 m³ の燃料タンクからフィルター、止弁を通り、ポンプで昇圧された水は、出口流量制御弁、止弁を経た後に冷却器で温度を一定値に下げられ再び 1.6 m³ のタンクに戻る。ポンプ入口の正味吸込水頭 (NPSH) はアキュムレータ内圧を窒素ガスによって調圧することにより調整した。図 3.2 にポンプ運転操作盤の写真を示す。

実験に先立って、タンクに水を充填した後脱気運転を

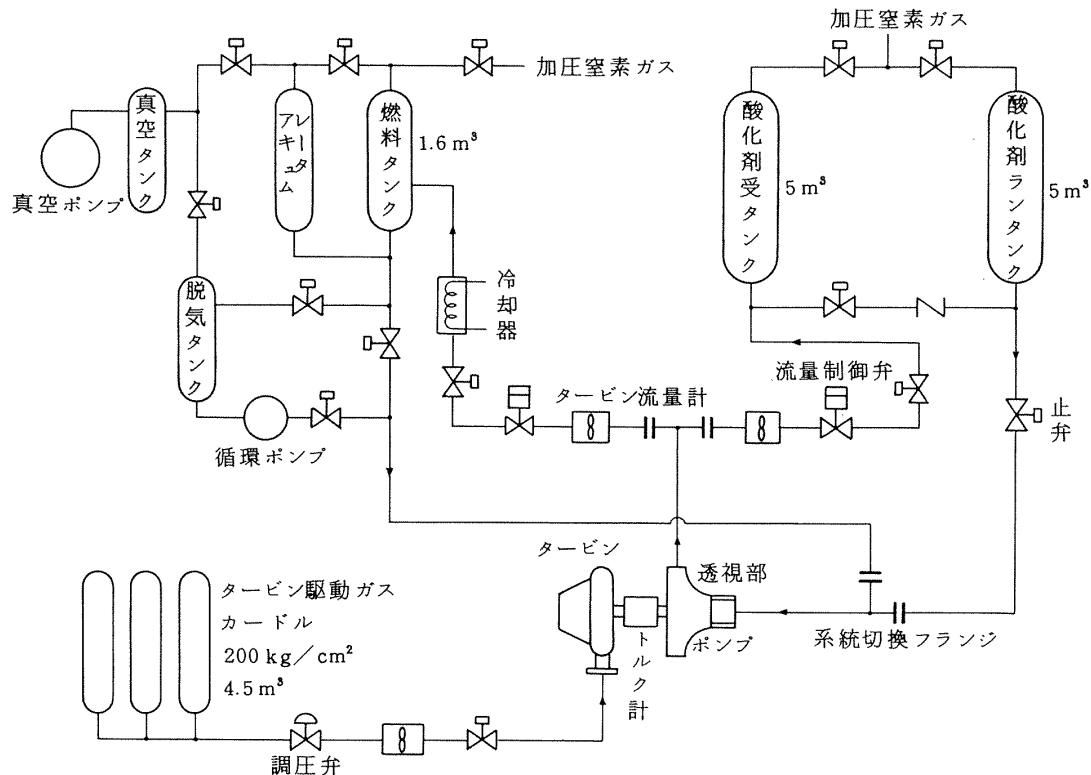


図 3.1 推進薬供給系試験設備系統図

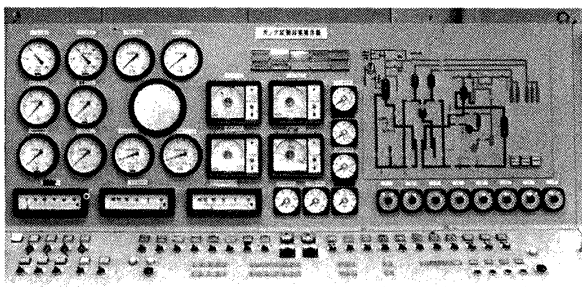


図 3.2 ポンプ運転操作盤

行ない、水道水中に溶解しているガスを除去した。これは回路中の水を、真空ポンプで減圧した脱気タンク内に噴出しながら循環ポンプで循環させる方法による。この脱気運転は空気のキャビテーションに及ぼす影響を軽減するほか、後に示すポンプ入口部に設けた透明アクリル管を通してインデューサ内のキャビテーション発生状況を高速撮影する場合、鮮明な画像を得るのに好都合であった。

高速度撮影は、1 kW 電球 5 個を実験直前に遠隔操作により点灯して透明アクリル部を照明し、タービン駆動ガス止弁を開ける操作とタイミングを合わせて高速度カメラを起動して行なった。最大撮影速度は毎秒 10,000 コ

マである。画像と計測した諸量との時間的対応は、データレコーダに収録した回転パルスの積算数と、画像から得られるポンプ軸回転数の積算数を合わせることにより行なった。図 3.3 に使用した高速度カメラを示す。図 3.4 に使用したアクリル透視管を示す。図 3.5 は透視部を取付けたポンプ入口部である。また、高速度撮影の他にも図 3.6 に示すような、回転パルスに同期して作動するストロボ装置により静止画像のフィルム撮影を行なった。

タービン駆動ガス止弁を急開して行なう急速起動実験の前に、ガス圧を徐々に高くする緩加速実験を行ない、ポンプ出口流量制御弁開度設定およびタービン駆動ガス調圧弁設定などのデータを得た。水を用いた急速起動実験は、ポンプ入口および出口止弁が開の状態の閉ループで行った為、回転前の流量は零であった。

急加速実験の場合、ポンプ入口部の慣性による圧力降下および摩擦損失などによって、ポンプ入口圧力が起動時に急速に低下する。このため、起動前の NPSH が不十分であるとポンプ入口部で過度のキャビテーションが生じ、ポンプは空運転状態となり危険である。安全のため実験に先だて、アナログ計算機による起動特性の模擬計算を行なって実験条件を定めた。その方法、結果などについては付録に示した。

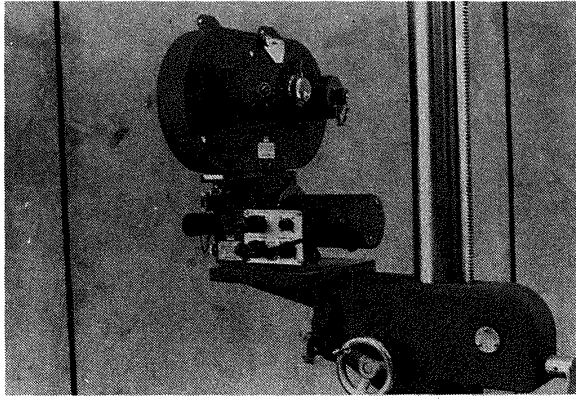


図 3.3 高速度カメラ

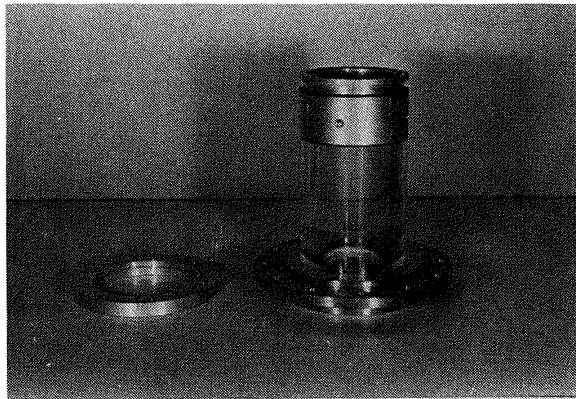


図 3.4 アクリル透視管

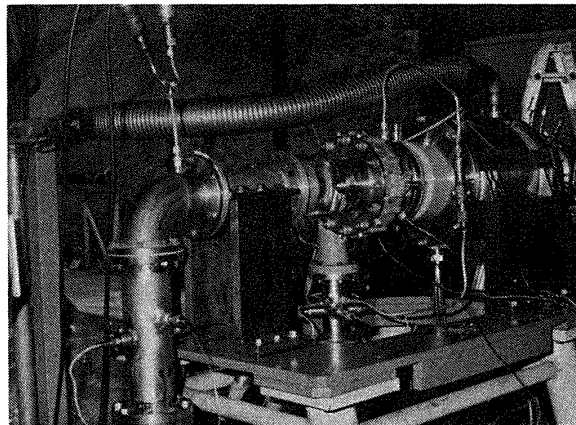


図 3.5 水実験ポンプ入口部

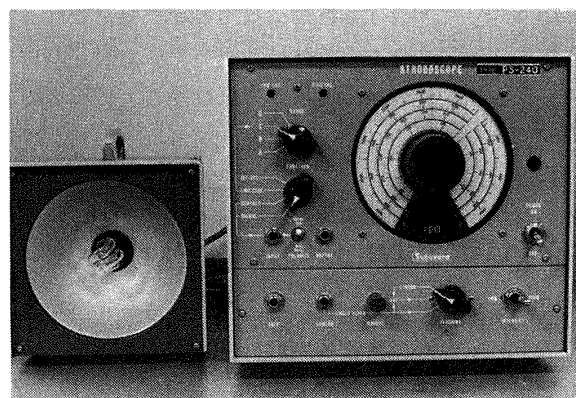


図 3.6 ストロボ装置

また、失速して過回転となった場合に備え、自動非常停止装置を設けた。これは過回転を検出すると、自動的にタービン駆動ガス止弁を閉とし、ランタンク圧を上昇させて NPSH を十分に与え、ポンプにブレーキ作用をさせる方式のものである。

3.2 液体窒素実験

液体窒素実験は、推進薬供給系統試験設備の酸化剤系統を用いて行なった。この系統は開ループで、 5 m^3 の酸化剤ランタンクからフィルター、止弁、供試ポンプ、出口流量制御弁、出口止弁を通った液体窒素は逃気状態にある 5 m^3 の受タンクに至る。実験後受タンクを加圧してランタンクに液を移送し、再度実験を行なうことができる。起動実験開始前に、受タンク逃気の状態でランタンクを加圧し、制御弁で流量を調節しながらポンプならびに配管系の予冷をまず行なった。流量と管内温度のモニターから予冷が充分になされたことを確認した後、タービン駆動ガス圧を徐々に高くして緩加速の実験を行ない、途中で定常回転データを得た。次に、ポンプ出口流量制御弁の設定値とタービン駆動ガス調圧弁の設定は定常回転データを得た時のままとし、タービン駆動ガス止弁を急開して急速起動実験を行なった。したがって急速起動を行なう時も、ポンプ入口および出口止弁は開のまま、ポンプ内を LN_2 が流れた状態となる。

3.3 駆動源

ポンプの駆動は速度複式衝動型高速タービンにより行なった。このタービンは Lox / ケロシン燃焼ガス用に設計されたものであるが、ここでは燃焼ガスの代りに窒素ガスを用いて実験を行なった。図 3.7 にタービン運転操作盤を示す。図 3.8 に駆動ガス源の写真を示す。駆動ガスはカードル 3 基に 200 kg/cm^2 の圧力で充填して用いた。カードル全体の容量は 4.5 m^3 である。

表 3.1 にタービンの主要設計諸元を、速度比同一とした窒素ガス駆動の場合と併せて示す。常温の窒素ガスを用いた為、熱落差をあまりとれず 200 馬力程度の出力し

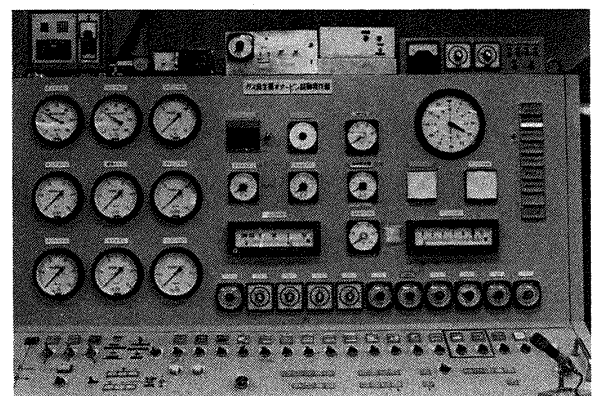


図 3.7 タービン運転操作盤

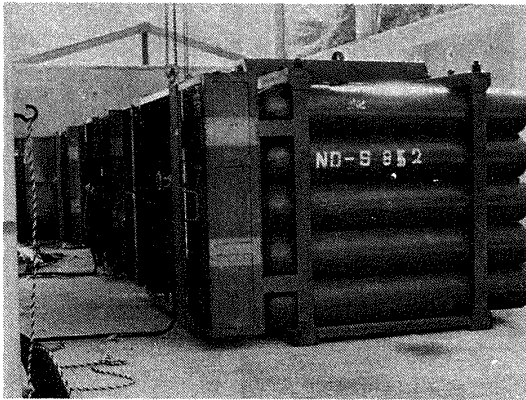


図 3.8 駆動ガス源

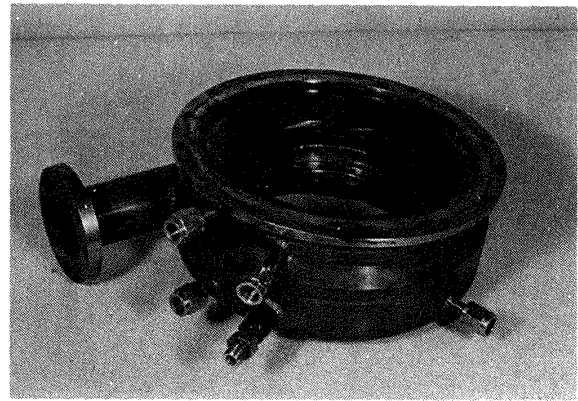


図 3.9 タービンノズルマニフォルド

表 3.1 タービン主要設計諸元

諸 元 \ 駆動ガス	Lox/ケロシン	窒 素
タービン出力 (ps)	680	234
ガ ス 流 量 (kg/s)	1.15	1.70
回 転 数 (rpm)	40000	19300
入 口 全 温 (°K)	1023	288
入 口 全 圧 (ata)	50	36.84
圧 力 比	24.45	32.89
効 率	0.53	0.53
速 度 比	0.20	0.20

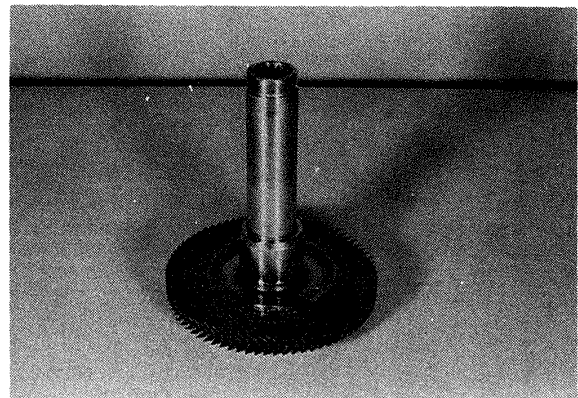


図 3.10 タービン 1 段動翼

か得られなかったが、15,000 rpm までの実験は可能であった。図 3.9 にタービンのノズルマニフォルド、図 3.10 に超音速の 1 段動翼の写真を示す。

図 3.11 にポンプ所要軸トルクと窒素ガス駆動の場合のタービン出力軸トルクの特性を示す。タービン入口圧力 P_m に対応するタービン出力軸トルク曲線と、出口流量制御弁開度により決まる流量比 Q/Q_d に対応するポンプ所要軸トルク曲線との交点で最終的にバランスして定常状態となる。タービンとポンプは、図 3.12 のように中間にトルクメータを介在させ、ダイアフラム継手により結合した。図 3.13 にポンプ側およびタービン側のダイアフラム継手の写真を示す。

3.4 流量測定

ポンプ過渡特性を調べるのに最も困難を伴うもののひとつに流量測定がある。本実験ではタービン式流量計を用いて測定を行なった。タービン式流量計の翼自体の応答性に関する理論的研究はこれまでに数多くなされており、かなり高い応答性を有するものとみなされている。タービン式流量計の電磁ピックアップから出力されるパルスを FV コンバータにより電圧に変換して流量を求め

ると、FV コンバータの時間遅れがかなり大きくなるため、本実験ではタービン流量計の出力パルスの間隔から直接計算する方法によって流量を求めた。その一例として図 3.14 に、FV コンバータを通して求めた流量とパルス間隔から求めた流量の比較を示した。やはり数 ms の時間遅れが認められる。

これまでに、タービン式流量計の応答性を実際に確認した報告は殆どないようであるが、幸いにも本実験の後に新たに、周波数 100~200 Hz までの応答性が確認されている超音波流量計を用いた脈動試験によって、本実験で使用したタービン流量計の応答性を調べることができた。図 3.15 にタービン式流量計と超音波流量計の応答性の比較の一例を示した。これは、両方の流量計を直列に配置して、脈動流発生装置により脈動を与えて両者の流量指示値の時間変化を調べた結果である。タービン流量計の流量は、FV コンバータの時間遅れを除く為、パルスインターバルから求めている。図は 7 Hz の場合を示しているが、ピークはよく一致していることから、タービン式流量計によってもかなり速い応答速度で過渡流量が測定できることが確認された。

3.5 データ収録および処理

定常データは主にデジタル収録し、動的なデータは 14

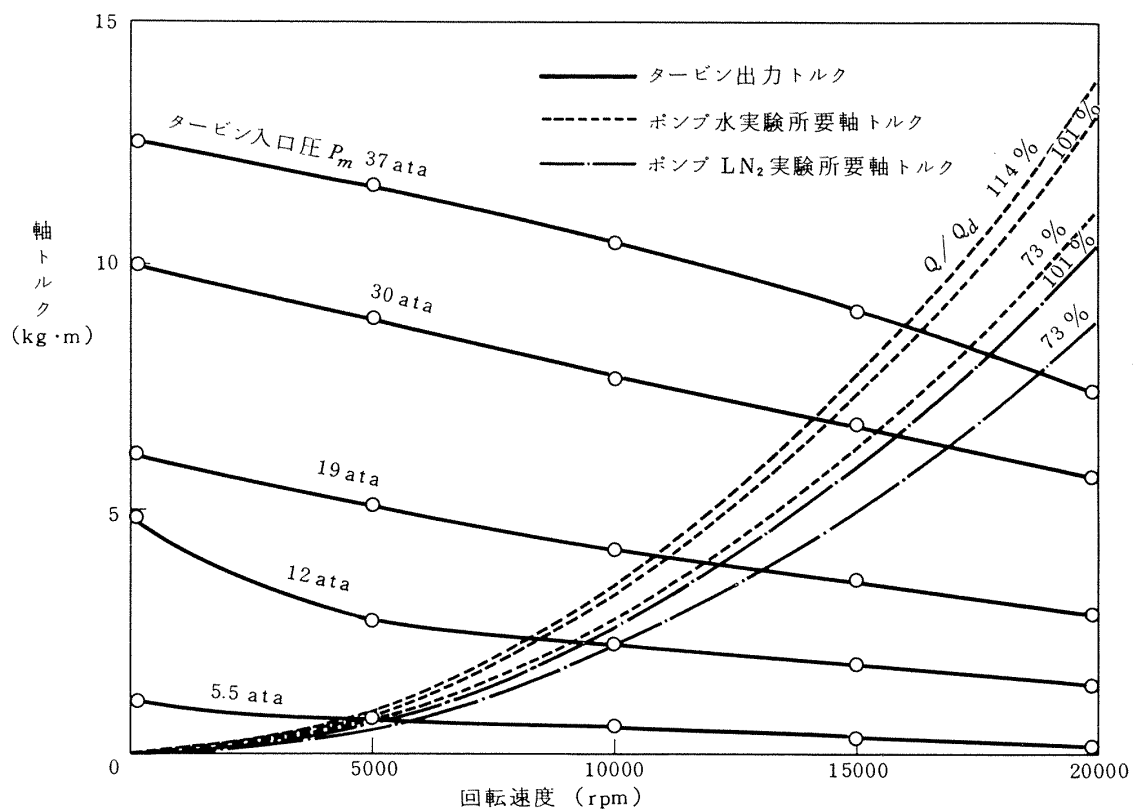


図 3.11 ポンプ・タービン軸トルク特性

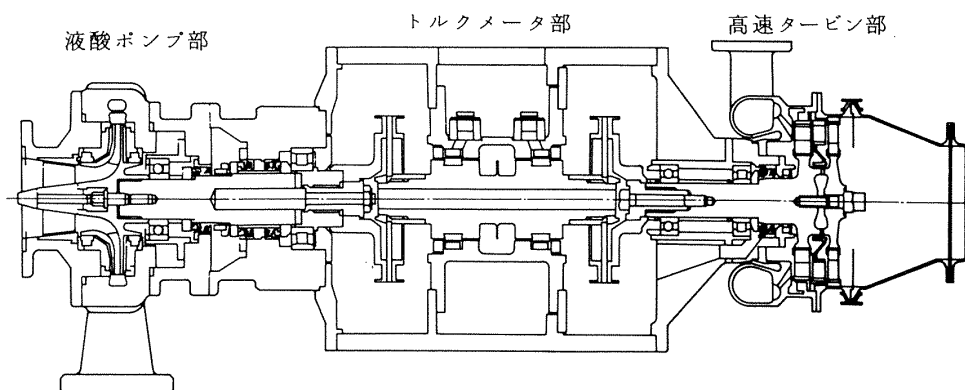


図 3.12 ポンプ・タービン結合図

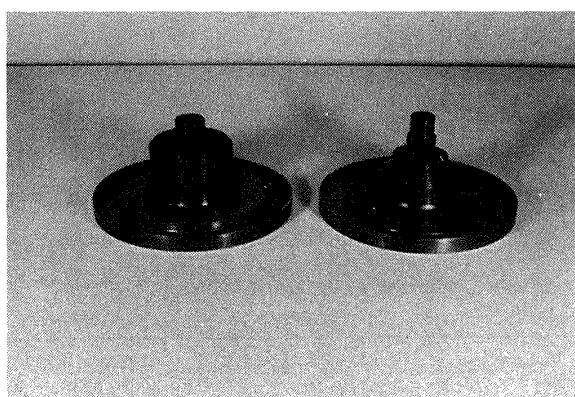


図 3.13 ダイアフラム継手

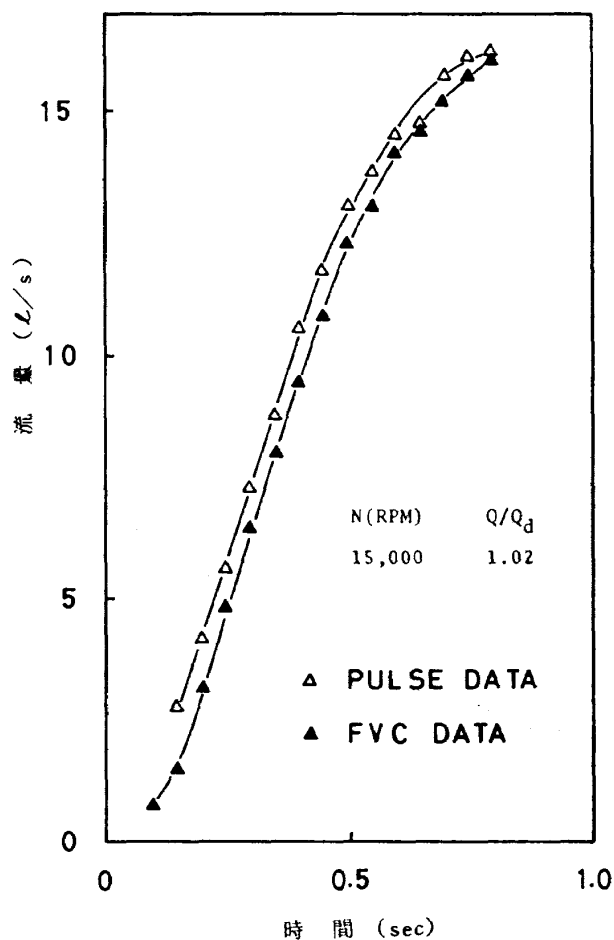


図 3.14 タービン流量計のパルスデータと周波数電圧変換器データの比較

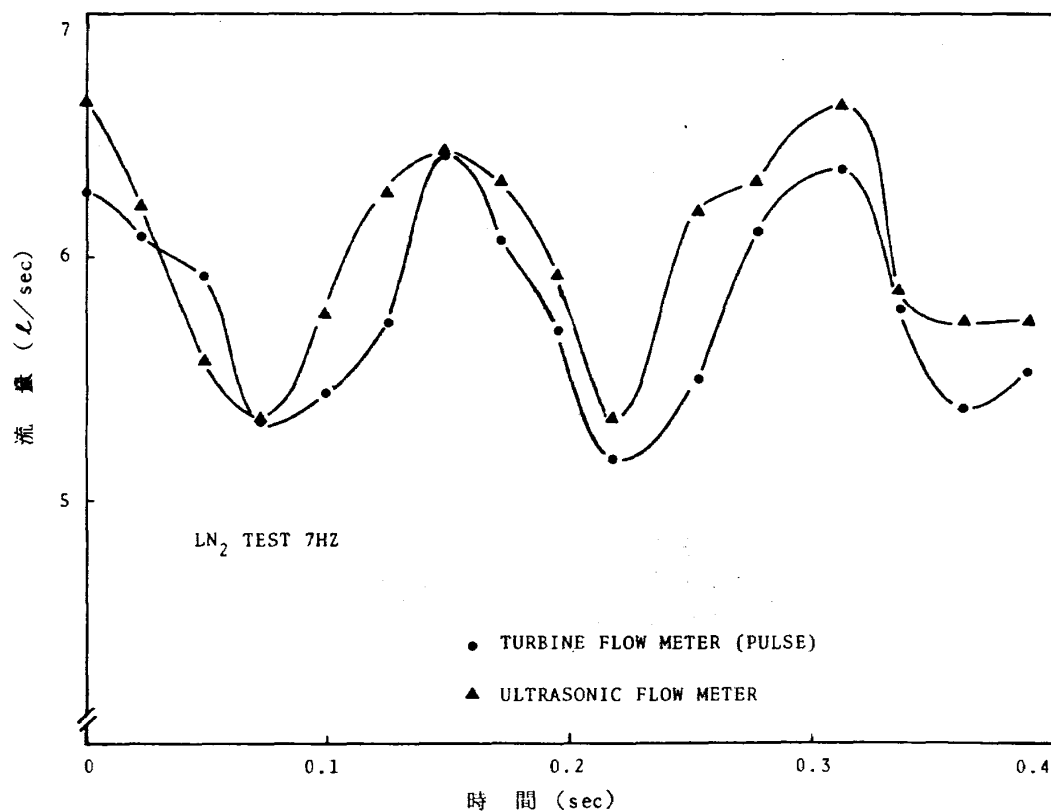


図 3.15 タービン流量計と超音波流量計の応答性比較

チャンネルFM データレコーダによりアナログ収録した。図 3.16 に計測装置の写真を示す。計測項目を表 3.2 に示す。実験毎に、圧力計およびトルクメータについては実荷重校正を行ない、温度計については温度定点による校正を行なった。極低温液体窒素実験で用いたストレンゲージ型圧力計は、通水して保温するタイプのものである。半導体ゲージ型圧力計は極低温では使用できない。軸トルクはタービン軸とポンプ軸の間に置いた磁歪式トルク計により測定した。このトルク計は 1 KHz の応答性を有するものであるが、使用されている 2 個のコイル間に温度差があるとドリフトが生じるため、ポンプとター

ビンの温度差が大きな液体窒素実験で用いるには不都合であった。図 3.17 にトルク計の表示部を示す。トルク計は回転計と一体になっており、この表示部には非常停止信号用の電子リレーおよびメータリレーが内蔵されている。回転速度はフォトランジスタを用いた光電式回転速度計で測定し、得られたパルス出力そのものと、これを FV 変換したものの両者を FM データレコーダに収録した。瞬時性能計算に用いた回転速度は、過渡流量を求めた方法と同様に、FV コンバーターの時間遅れを避けるためパルスインターバルから直接求めた。図 3.18 にトルクメータのふたつのコイルと回転計スリットが一体と

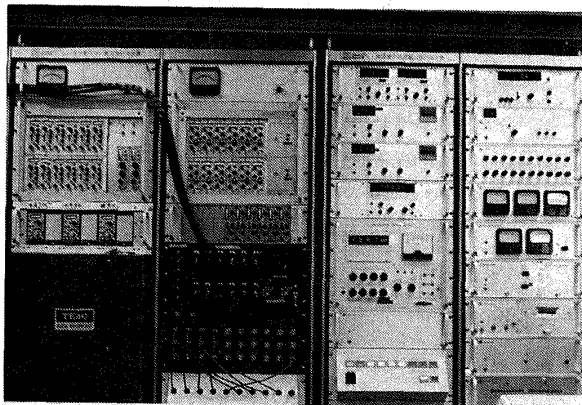


図 3.16 計測装置

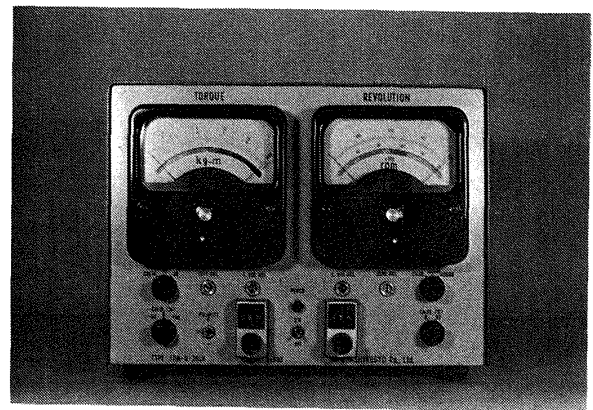


図 3.17 トルク・回転計

表 3.2 計 測 項 目

計 測 項 目	検 出 器	測定レンジ
ランタンク圧力	ストレンゲージ型圧力計	0 ~ 10 kg/cm ²
ポンプ入口圧力	ストレンゲージ型圧力計	0 ~ 10 kg/cm ²
ポンプ出口圧力	ストレンゲージ型圧力計	0 ~ 100 kg/cm ²
インデューサ出口圧力	ストレンゲージ型圧力計	0 ~ 20 kg/cm ²
ベアリングボックス圧力	ストレンゲージ型圧力計	0 ~ 50 kg/cm ²
タービン入口圧力	ストレンゲージ型圧力計	0 ~ 100 kg/cm ²
駆動ガス流量計部圧力	ストレンゲージ型圧力計	0 ~ 100 kg/cm ²
ポンプ入口振動圧力（水実験）	半導体ゲージ型圧力計	0 ~ 10 kg/cm ²
ポンプ入口振動圧力（LN ₂ 実験）	ストレンゲージ型圧力計	0 ~ 10 kg/cm ²
ポンプ出口振動圧力（水実験）	半導体ゲージ型圧力計	0 ~ 100 kg/cm ²
ポンプ出口振動圧力（LN ₂ 実験）	ストレンゲージ型圧力計	0 ~ 100 kg/cm ²
ポンプ入口温度	C-C 熱電対	-200 ~ 50 °C
駆動ガス流量計部温度	C-C 熱電対	-20 ~ 50 °C
ポンプ流量計部温度	C-C 熱電対	-200 ~ 50 °C
ランタンク液温度	C-C 熱電対	-200 ~ 50 °C
流 量	タービン型流量計	2.5 ~ 25 l/s
軸トルク	磁歪式トルク計	0 ~ 20 kg·m
回転速度	光電式回転速度計	0 ~ 40000 rpm

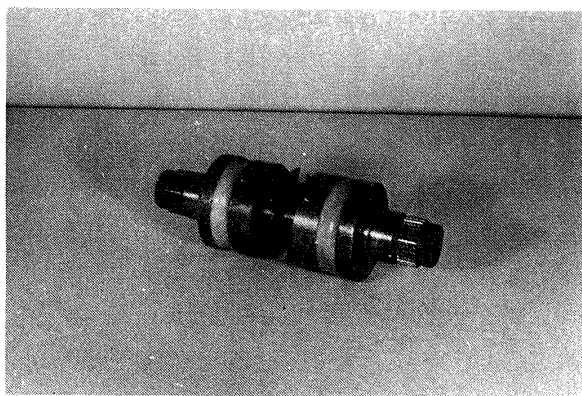


図 3.18 トルク・回転計ロータ

なったロータの写真を示す。

FM データレコーダに収録したアナログデータは、高速 A-D コンバータを通して 1 ms 間隔でサンプリングし、デジタルコンピュータで処理した。図 3.19 に、使用した YHP のアナログデータ高速サンプリング解析装置の写真を示す。

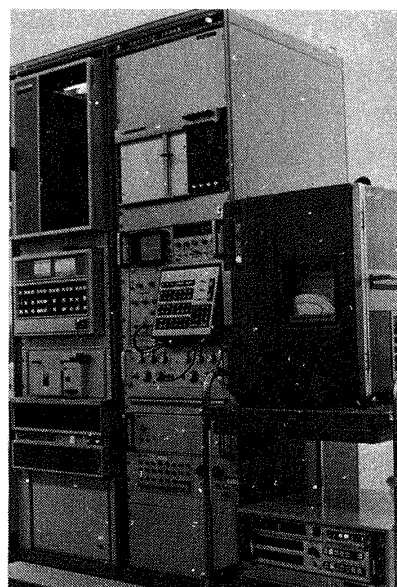


図 3.19 アナログデータ解析装置

第 4 章 実験結果と考察

4.1 揚程の過渡特性

図 4.1 に水実験結果の代表的な例をアナログデータの

形で示す。これは回転速度定常値が 15,000 rpm となるようにして、定常流量における流量比 Q/Q_d を 3 通りに変えた場合のもので、いずれも回転速度は 1 秒以内にほぼ 15,000 rpm になっている。 Q/Q_d の定常値が 1.18 の場合、ポンプ吐出圧 P_o が起動時の上昇中に流量 Q のオーバーシュートに対応して大きく振動している部分が

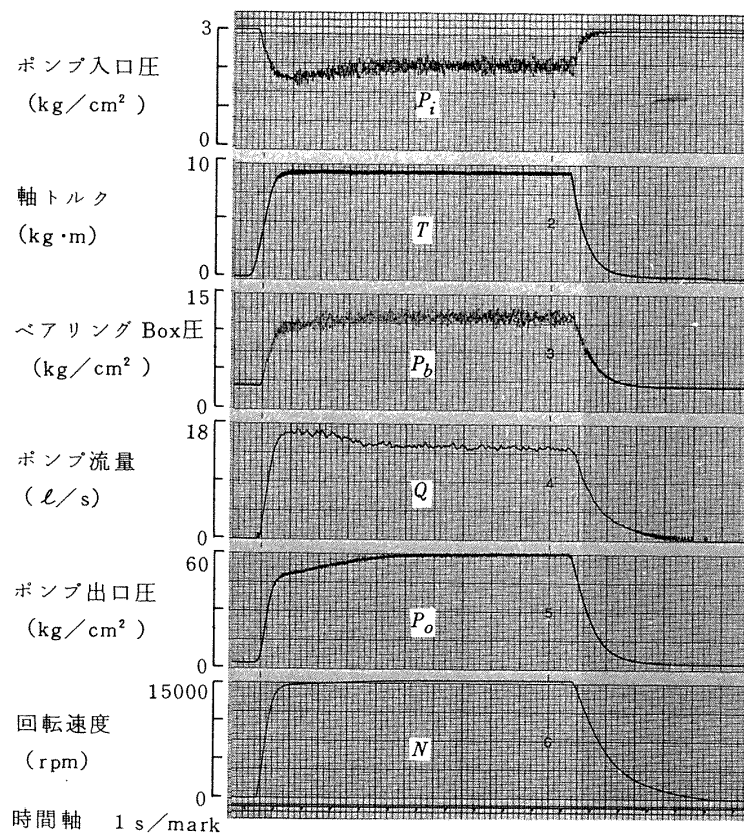


図 4.1 水実験アナログデータ

① $Q/Q_d = 1.02$

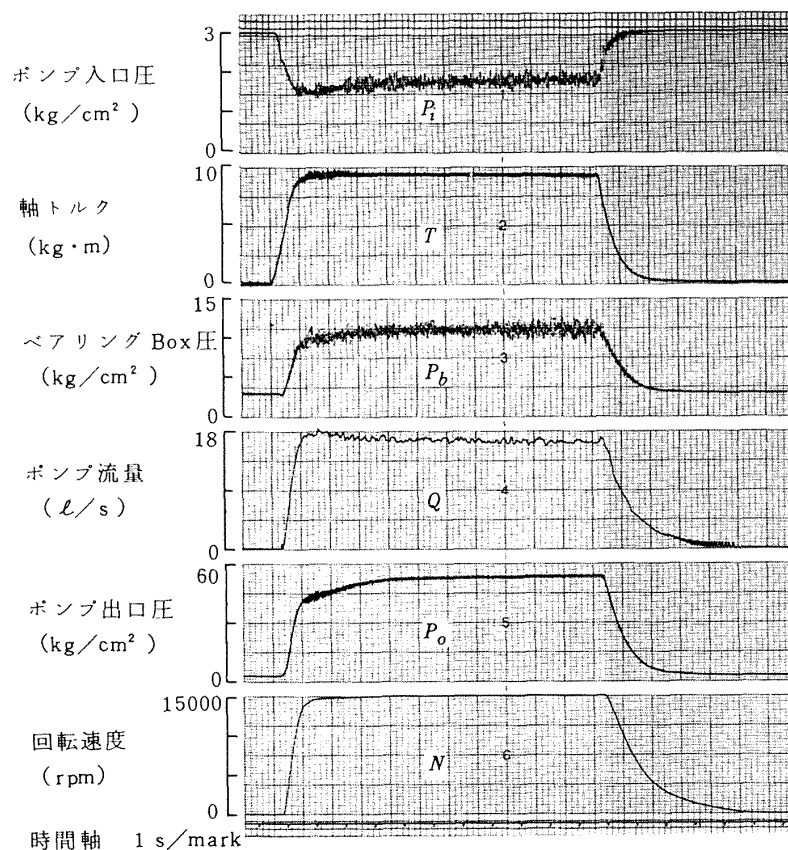


図 4.1 水実験アナログデータ

② $Q/Q_d = 1.18$

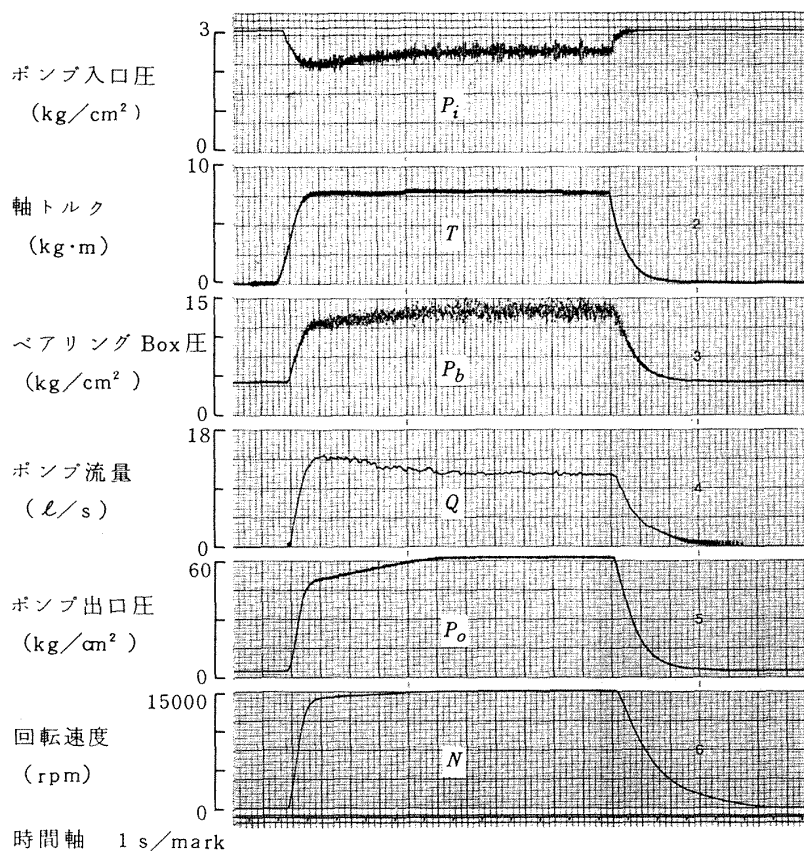


図 4.1 水実験アナログデータ

③ $Q/Q_d = 0.82$

あるが、これは Q/Q_d の瞬時値がこの領域で定常値 1.18 をかなり越えて、設計外の運転状態になっていることによるものと思われる。回転速度と流量の瞬時値から求めたこの時の Q/Q_d は、流量がオーバーシュートしている為に最大 1.40 程度にまで達している。起動時におけるこの流量のオーバーシュートは、ポンプ出口流量制御弁がダイヤフラム形式の遠隔制御弁であるために、ポンプ吐出圧の急激な上昇により一時的に弁開度が設定値からずれて大きくなった為と考えられる。 Q/Q_d の定常値が 1.02 と 0.82 の場合には、1.18 の場合よりも最初の制御弁開度が小さいので、一時的に弁開度が大きくなっても流量が設計点を大幅に上まわることはなく、吐出圧の大きな変動は見られなかった。

図 4.2 は起動時におけるポンプ揚程係数の時間変化を表わしたもので、回転数の時間変化も併せて示した。 ϕ_i はポンプ内部における流体加速による圧力損失を考慮した揚程係数で、次の式より求めた。

$$\phi_i = \frac{g \left(H_p + K_I \frac{dQ}{dt} \right)}{u_i^2}$$

$$\text{ここで } H_p = \frac{10(P_o - P_i)}{r} + \frac{\left(\frac{Q}{A_o}\right)^2 - \left(\frac{Q}{A_i}\right)^2}{2g}$$

(ポンプ揚程)

P_o = ポンプ出口壁面圧力の瞬時値

P_i = ポンプ入口壁面圧力の瞬時値

Q = ポンプ出口流量の瞬時値

A_o = ポンプ出口計測部の管路断面積

A_i = ポンプ入口計測部の管路断面積

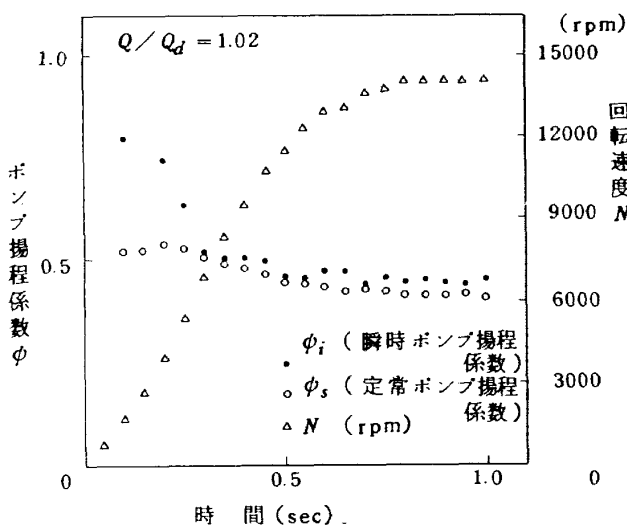


図 4.2 ポンプ揚程係数の時間変化
① $Q/Q_d = 1.02$

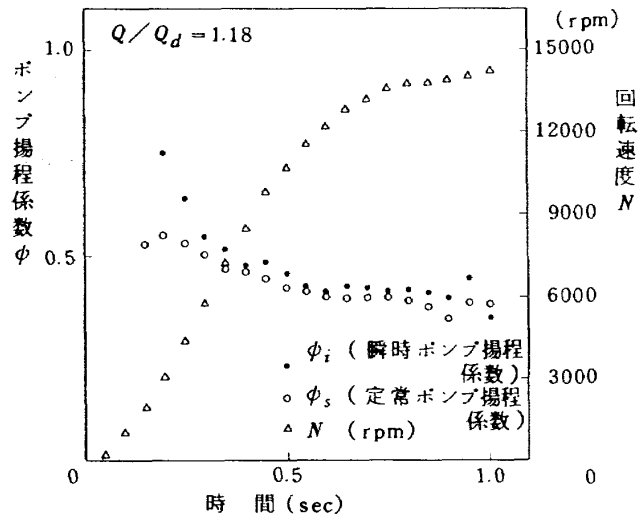


図 4.2 ポンプ揚程係数の時間変化
② $Q/Q_d = 1.18$

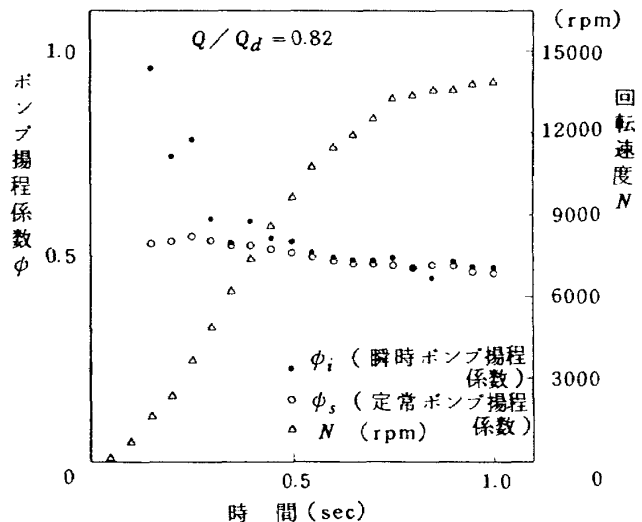


図 4.2 ポンプ揚程係数の時間変化
③ $Q/Q_d = 0.82$

u_i = 主羽根車周速

$$K_I = \int \frac{dl}{g A_l} \quad \left(\begin{array}{l} \text{ポンプ内流路固有の慣性} \\ \text{係数} \end{array} \right)$$

l = 流路に沿った距離

A_l = 流路に沿った断面積

K_I の値は流路固有の慣性係数であるが、ポンプ内部のような複雑な流路形状の場合には正確に求めるのが難しいとされている。ここではインデューサ内、インデューサと主羽根車間、主羽根車内およびポリュート内の絶対速度の流線を仮定した計算により求めた。

ϕ_s の値は定常試験で得られた揚程曲線から、起動時における Q/Q_d の瞬時値に対応させて読み取った値で

ある。 ϕ_i の値は回転初期の加速度の大きな領域で ϕ_s の値をかなり上まわっている。これは、ポンプ羽根車が急加速されても流れの状態は定常状態に急激に近づくことはできないため、回転加速度の大きい時（図 4.2 の場合、最大 500 rps / s 程度）には羽根車内の流体は強制うずに近い運動を行ない、定常時よりも大きな揚程係数が示されるのではないと思われる。 ϕ_i を計算する際に用いる K_I の値を正確に求めるのは前述のように難しく、誤差が含まれているものと考えられるが、 $K_I = 0$ として ϕ_i を計算した場合でも、 ϕ_i は ϕ_s を上まわっており、回転初期に瞬時の揚程係数が定常揚程曲線上の揚程係数を上まわる傾向に変わりはない。

図 4.3 は Q/Q_d の定常値をはば一定とし、定常回転

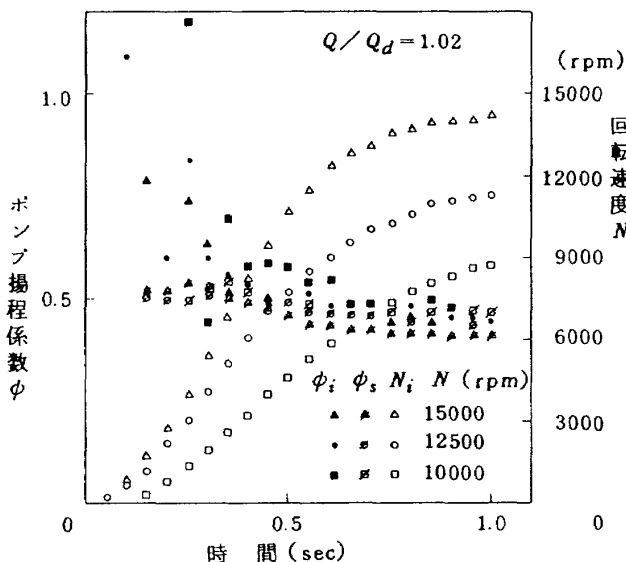


図 4.3 起動時回転加速度と揚程係数

速度 N をパラメータとした場合の実験結果を示す。起動初期には測定すべき諸量が小さく誤差が大きいため、 ϕ_i の値もバラついているが、定常回転速度 N が大きいほど ϕ_i は急速に変化し ϕ_s に近づいている傾向が見られる。これは N が大きいほど加速度が大きく、短時間に定常状態に近づくためと思われる。実験に用いたような比速度の小さなポンプでは、締切揚程が設計点よりもあまり大きくならないため、定常揚程曲線から求められる ϕ_s は回転初期段階の流量係数が小さい領域でもさほど大きくない。

図 4.4 は定常回転数 N をほぼ 15,000 rpm 同一とし、流量比 Q/Q_d の定常値をパラメータとした実験結果をまとめたものである。縦軸にとった ϕ_i は流量比 Q/Q_d の瞬時値を表わす。定常流量比 Q/Q_d が大きい場合はどタービン供給ガス圧力が高いので、起動時の加速に使

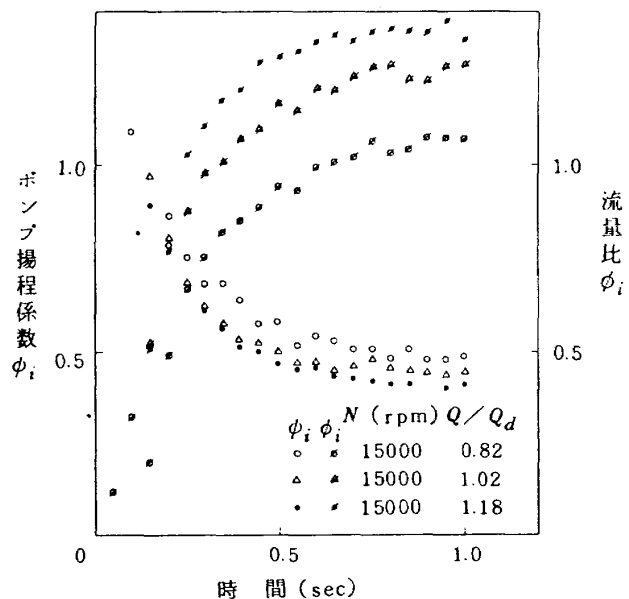
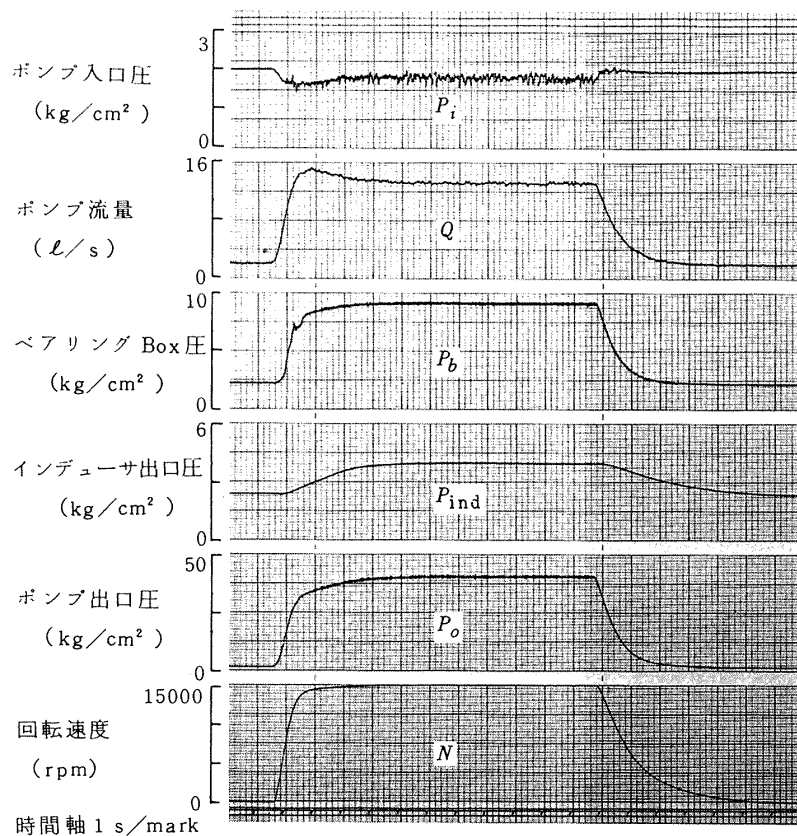
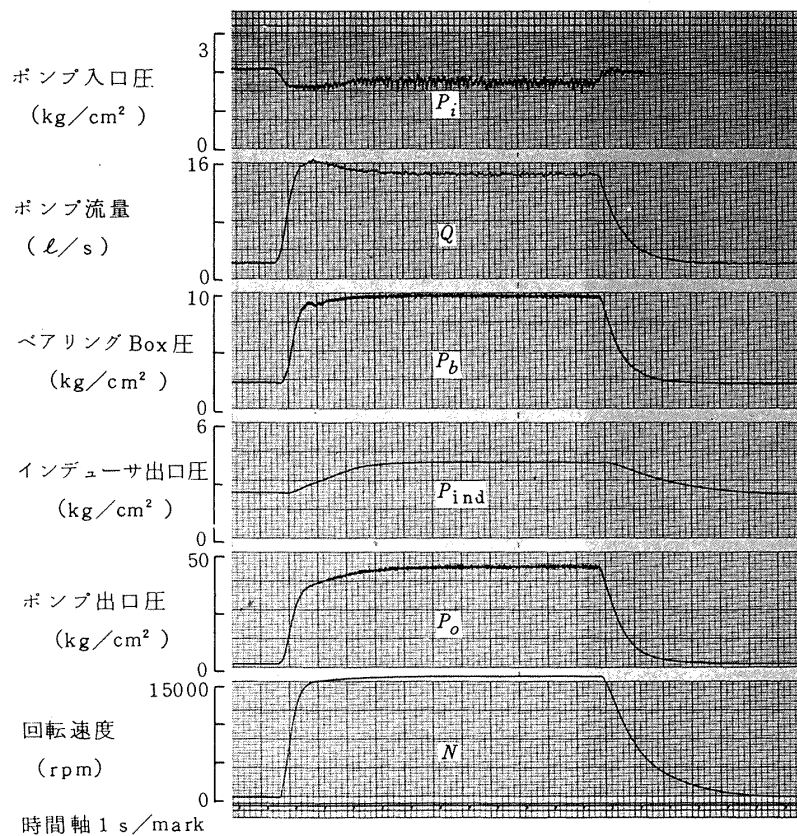


図 4.4 起動時流量変化と揚程係数

われる余剰トルクが大きく ϕ_i の立ち上がりが早くなっている。 ϕ_i も Q/Q_d の定常値が大きいほど急速に定常値に近づいている。

図 4.5 は、液体窒素実験結果の例をアナログデータで示したものである。LN₂ 実験の起動方法は水実験の場合と若干異なり、図中の流量 Q の指示からわかるように、ポンプが回転を始める前から流体がポンプ内を流れている。これは、配管およびポンプの予冷が充分にされていないと流路内で極低温液体がガス化して吸込が不可能となるため、起動直前まで管路の温度上昇が起らないようにする目的でとった方法である。ポンプ吐出圧 P_o は、LN₂ の比重が水に比べて 0.8 程度と小さいため、同じ回転速度でも低くなっている。ポンプ入口圧 P_i がポンプ回転開始に伴って減少する量も LN₂ の場合の方が水の場合よりも小さいが、これは管路系の違いにより摩擦損失が異なること、流体の比重が異なること、LN₂ 実験の場合には回転開始前から流量があることなどによる。

図 4.6 は LN₂ 実験の場合の揚程係数の時間変化を示す。回転開始前からポンプ内を流体が流れているため、回転初期の ϕ_i はかなり大きく、得られる揚程係数が小さくなっている。流体の加速は回転の加速よりも遅れるので、 ϕ_i は回転加速度の大きな範囲で一時的に小さくなり、揚程係数は増加する。ポンプが定常速度に近づくと再び ϕ_i は増大して定常値に漸近し、揚程係数は減少して定常値に漸近する。起動後 0.3 ~ 0.4 秒付近では揚程係数の瞬時値は定常揚程曲線から求めた値を上まわっており、水実験と同様な過渡的特性を示した。

図 4.5 LN_2 実験アナログデータ① $Q/Q_d = 1.01$ 図 4.5 LN_2 実験アナログデータ② $Q/Q_d = 1.05$

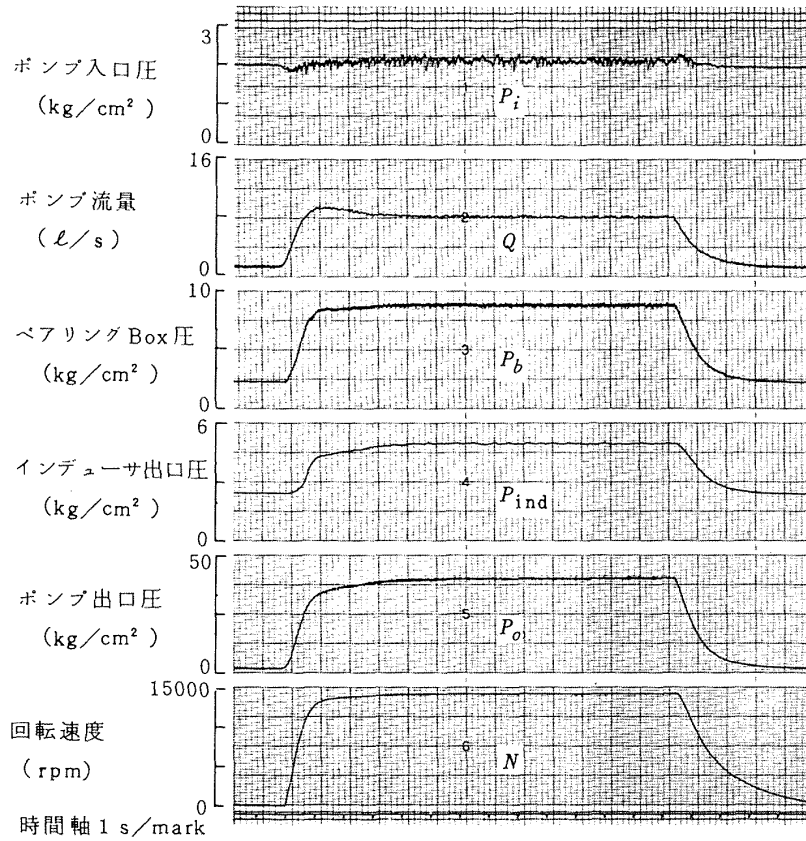


図 4.5 LN_2 実験アナログデータ

③ $Q/Q_d = 0.69$

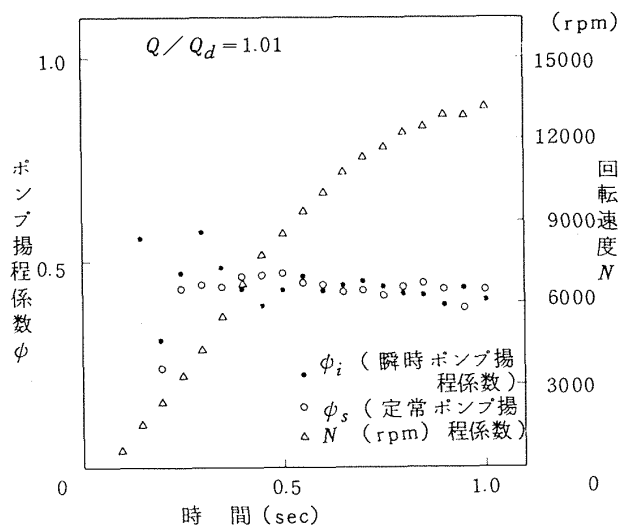


図 4.6 LN_2 実験ポンプ揚程係数の時間変化

① $Q/Q_d = 1.01$

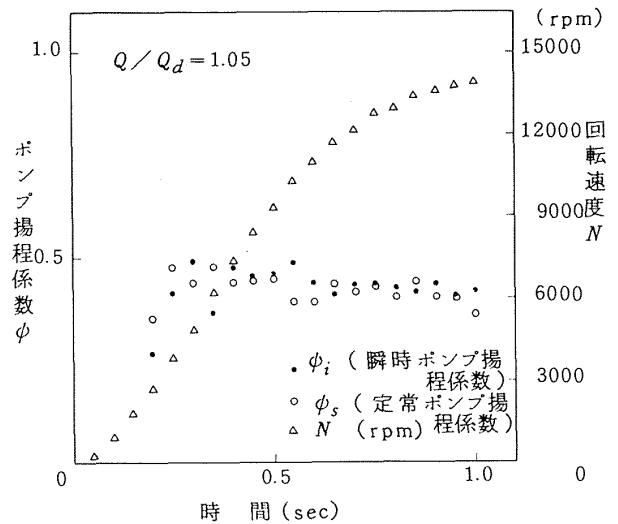


図 4.6 LN_2 実験ポンプ揚程係数の時間変化

② $Q/Q_d = 1.05$

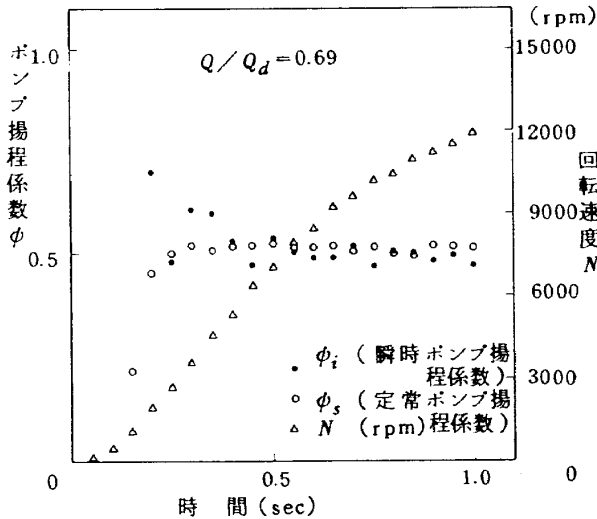
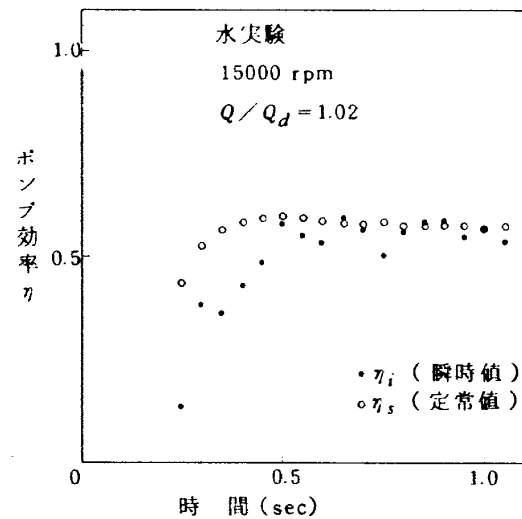
図 4.6 LN₂実験ポンプ揚程係数の時間変化③ $Q/Q_d = 0.69$ 

図 4.7 効率の時間変化

① $Q/Q_d = 1.02$

4.2 軸動力過渡特性

軸動力過渡特性は、ロケットエンジンシステムスタートシーケンスと密接に関係しており、その特性を十分に把握しておくことは重要である。スタートシーケンスには、気蓄器の高圧ガスにより起動するガススタートタンク方式、固体推進薬燃焼ガスにより起動する固体推進カートリッジ方式、主推進薬タンク圧力を利用するタンクヘッド方式などがあるが、この実験で行なった起動方法は、初めからタービンに高圧ガスが供給されるもので前2者と類似のものである。なお、ガススタートタンク方式を採用した例としてはJ-2エンジン¹⁰⁾などがあり、この方式は初めからタービンに高圧ガスを供給するので諸量の立ち上がりが早く、設計点を外れた運転時間が短いなど好ましい点が多いとされている。

4.1 節では回転速度と流量のみの関係から揚程係数の過渡特性について触れたが、ここではポンプに与えられた動力の面から考察してみる。図 4.7 は、軸トルクの瞬時値 T_i および回転速度の瞬時値 N_i から求めたポンプ効率の瞬時 η_i と、定常効率曲線から推定される効率 η_s の時間変化を示したものである。図 4.1 に見られるように、ポンプ吐出圧力、流量、トルクにかなりの振動があるため、回転数が定常に達した後も瞬時効率 η_i にかんがりの変動が認められた。したがって厳密に瞬時効率 η_i と定常効率 η_s を比較することはできない。しかし定性的には起動初期において、 η_i が η_s を下まわる傾向が認められる。ポンプ起動時における瞬時効率を調べた例が見当たらないため、他の研究結果との比較はできない。ポンプの過渡状態では、ここで考慮している流体加速による圧力損失以外の損失が生じているものと思われるが、

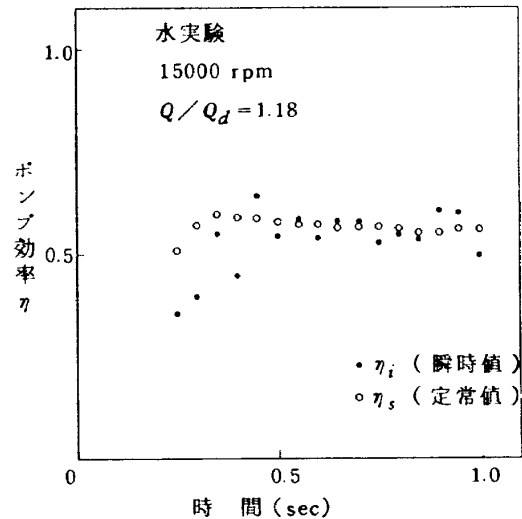


図 4.7 効率の時間変化

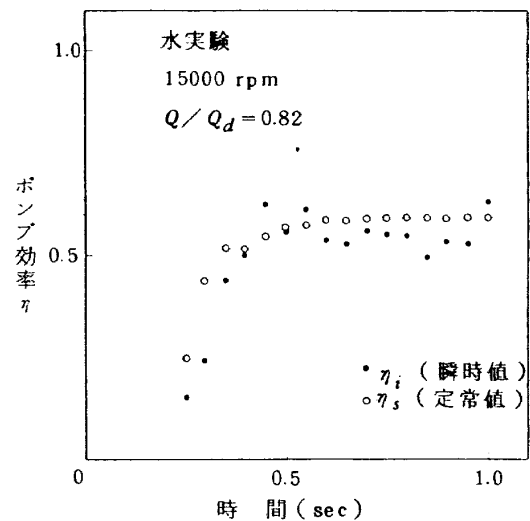
② $Q/Q_d = 1.18$ 

図 4.7 効率の時間変化

③ $Q/Q_d = 0.82$

この点については今後の研究課題としたい。

4.3 吸込管内慣性圧損過渡特性

液体ロケットではタンクからポンプ入口までのパイプは割合に長いので、ポンプの加速度が大きく流量が急激に増加する場合には、パイプ内の流体を加速するために生ずる慣性損失水頭はかなり大きくなる。本実験ではかなりの急速加速を行なうことができたので、ポンプ入口部の圧力降下を考察してみる。

図4.8にはタンクからポンプ入口までの吸込管内における流体加速による慣性損失水頭の時間変化を示す。黒丸印は吸込管路のイナータンスに流量の時間変化率を掛け合わせて求めた慣性損失水頭を示し、白丸印は定常流の管摩擦損失係数を用いて求めた吸込管の摩擦損失を、

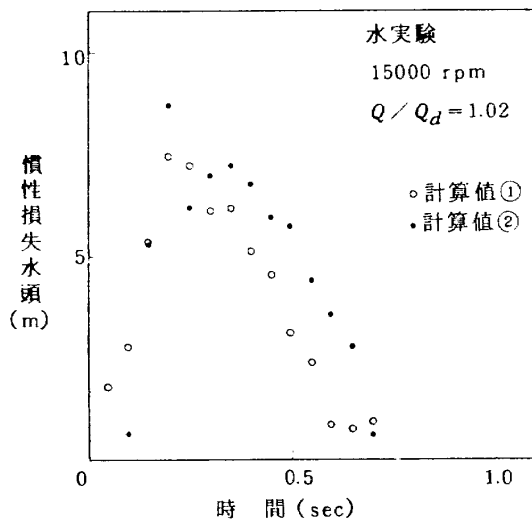


図4.8 吸込管内慣性損失水頭
① $Q/Q_d = 1.02$

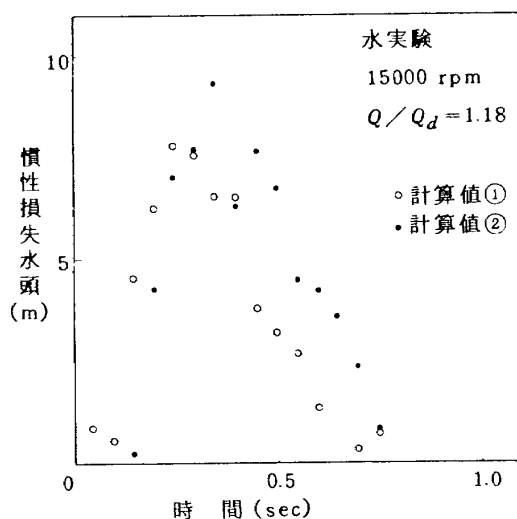


図4.8 吸込管内慣性損失水頭
② $Q/Q_d = 1.18$

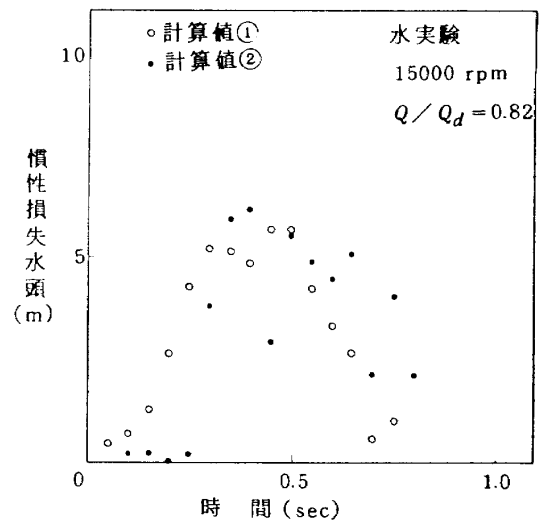


図4.8 吸込管内慣性損失水頭
③ $Q/Q_d = 0.82$

タンク圧 P_t とポンプ入口圧の差から引いた値を示す。図4.1のポンプ入口圧力に現われているようにかなりの圧力振動が発生しているため、より正確な比較は困難であるが、両者は比較的良い一致を示している。本実験で用いた装置の吸込管路は、図3.1に示したようなかなりの長さの直管および数個の曲り管、弁、フィルターなどから構成される複雑なものであったが、ポンプ起動時の入口部圧力降下は、定常流から求めた摩擦損失を用いて大略推定できるようであった。

4.4 軸方向スラスト過渡特性

図4.9は供試ポンプの軸スラストバランスシステムを示す。後部ウェアリングシールから漏れた流体はベアリングボックス内で、ポンプ出口から導かれ玉軸受を潤滑した流体と合流し、バランスホールを通してインペラー入口へ戻る。このため、ポンプ吐出圧増加に伴いベアリングボックス内圧も増加し、駆動源側からポンプ入口側へ押す向きの力が増大する。回転前にポンプ入口圧が高い場合には、ポンプ入口側から押す向きの力が働いているので、起動後の加速途中でポンプ吐出圧の増加に伴い推力の向きが反転することになる。

図4.10に液体窒素実験の場合のポンプ軸方向推力時間変化を示す。回転速度の高くない産業用ポンプの場合にロードセルを用いて起動時の軸推力を測定した例⁽¹⁾があるが、ここでは回転速度が高く直接測定が難しいため、ポンプ内部の圧力を測定し間接的に軸推力を求めた。図4.9に示すように、ポンプ入口圧 P_i 、ベアリングボックス圧 P_b 、ポンプ入口径 D_i 、前および後ウェアリングシール径 D_w 、メカニカルシール面平均径 D_m 、ポンプ流量 Q 、作動流体のポンプ入口軸方向速度 v とすると、軸

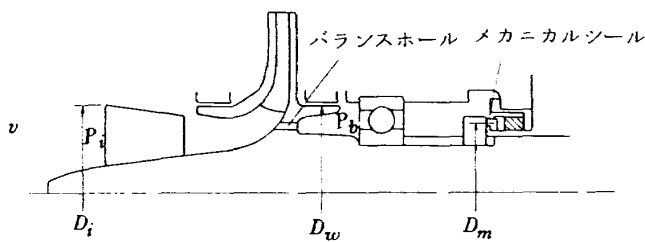


図 4.9 軸スラストバランスシステム

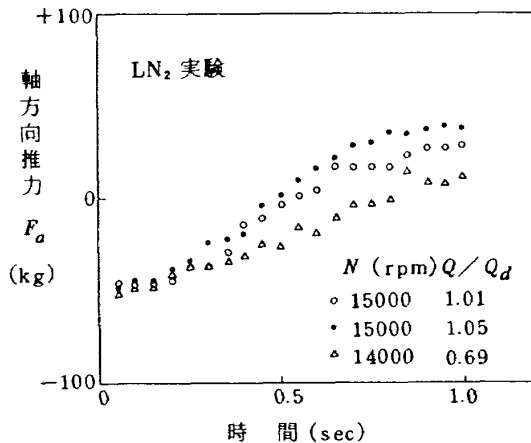


図 4.10 LN₂ 実験ポンプ軸方向推力

方向スラスト F_a は流体の運動量変化にもとづくスラストおよび静圧によるスラストの和として次のように求められる。

$$F_a = -\frac{\gamma}{g} Qv - \frac{\pi}{4} D_i^2 P_i + \frac{\pi}{4} (D_w^2 - D_m^2) P_b$$

駆動源の方からポンプ入口側へ押す向きが正符号である。図 4.10 では、タンク圧を同一にしてあるため起動前の軸推力は同一である。定常回転数が低い場合あるいは定常流量比 Q/Q_d が小さい場合には駆動トルクが小さく加速が遅いため、軸推力の変化はゆるやかになっている。

図 4.11 に水実験の場合のポンプ軸方向推力時間変化を示す。 Q/Q_d の影響は液体窒素実験の場合と同様であるが、水の方が液密度が大きく駆動トルクが大きいため、軸推力の変化は急である。また 10,000 rpm の場合にはタンク圧を 15,000 rpm の場合よりかなり低くしてあり、回転前の軸推力は零に近い。軸推力の向きが反転するとウェアリングシールの相対位置が変わるため漏れ量に変化し、ベアリングボックス圧が変化するが、この状態が図 4.5 の P_b の時間変化に現われている。起動時に軸推力が反転する場合、一時的に軸受に加わる推力が零となり、軸の振れ回りの原因となるなど好ましくないため、以後の試作ポンプにおいては主羽根車前面、後面のウェアリングシール径を変える方法によって、この軸推力の

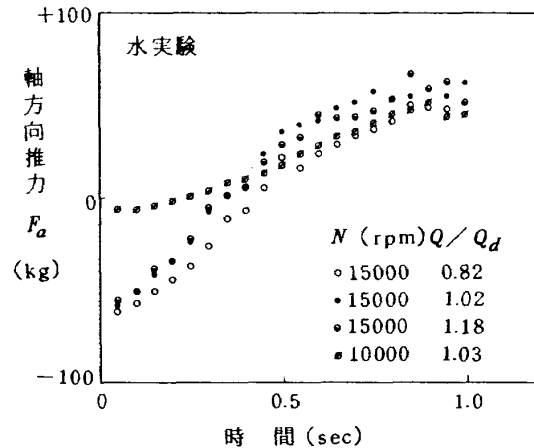


図 4.11 水実験ポンプ軸方向推力

反転を防いでいる。

4.5 予冷

極低温推進薬を取扱うロケットの場合、ターボポンプシステムの予冷は大切な問題である。十分な予冷がなされていない場合には、タンク圧をかなり与えてもポンプ入口での NPSH が不足したり、ボイド比の大きな二相流がポンプ入口に生じたりするため吸込が困難となる。予冷に要求される条件としては、できるだけ少ない推進薬の量で短時間に吸込に必要な予冷がなされることが考えられ、予冷時間短縮のためにコーティングを施した例¹²⁾などあるが、どの程度予冷すれば起動が可能であるかということは、タンク中の推進薬の状態、ターボポンプ構造、あるいはスタートシーケンスなどに関連して複雑な問題である。

図 4.12 に、本実験で行なったタンク圧一定とした予冷時の諸量変化を示す。図に示してあるのは、既にかなり予冷してあるポンプの再予冷の場合であるため、予冷流量 Q が安定するまでの時間は短い。図 4.12 において各部圧力は、予冷が進みガス相が減少するに従って管路中の圧損が減少するため、時間とともに上昇している。また流量 Q は予冷の進行に伴って、予冷初期のガス状態から二相流、液体状態に変化する様子を示している。図 4.13 に予冷後の試験部写真を示す。実機と異なり、実験設備は流体の流れる部分の熱容量がかなり大きいので、常温から予冷する場合には、充分温度が低下しポンプに LN₂ が満たされるまでには数分を要する。今回の実験で、流量 Q が安定してから起動すると失速あるいは不安定現象などが起らないことが確認された。

4.6 高速度撮影による観察

起動時におけるインデューサ部でのキャビテーション発生状況を観察するため、水試験の場合にポンプ入口部にアクリル製透視部を設け、高速度撮影ならびにストロ

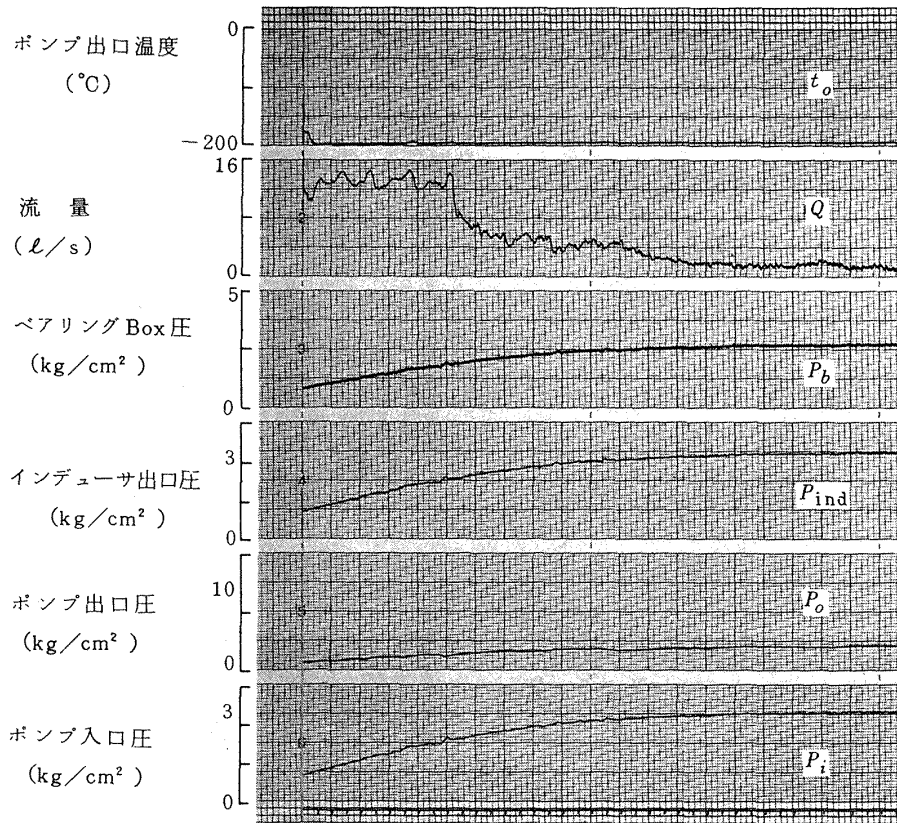


図 4.12 予冷中の諸量変化

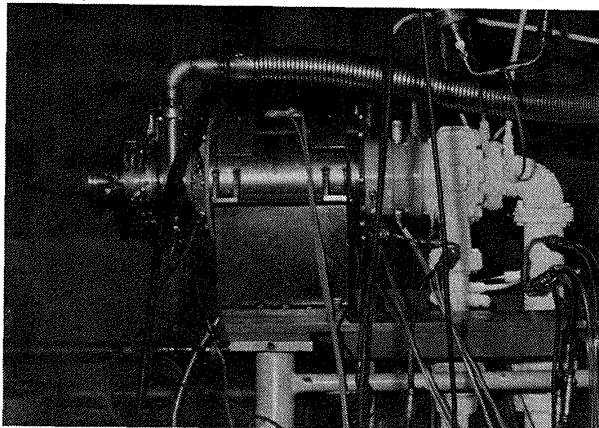


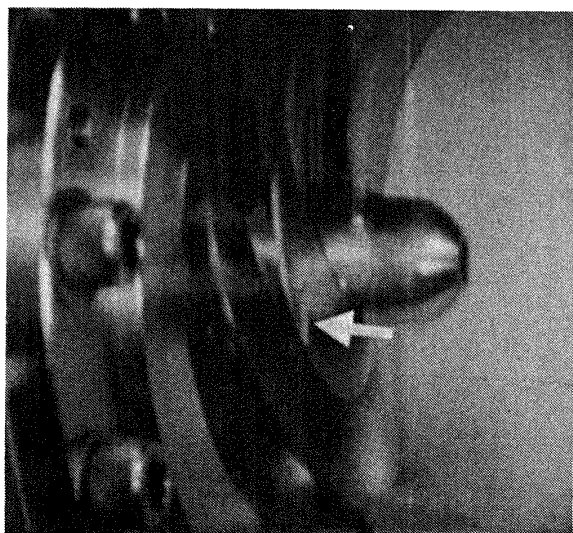
図 4.13 予冷後の試験部

撮影を行なった。高速度撮影の場合には、駆動軸に取付けた回転検出用歯車からのパルスを他の諸データと同時に記録しているので、高速度撮影フィルムを解析する場合、諸データと画像の対応をつけることができる。

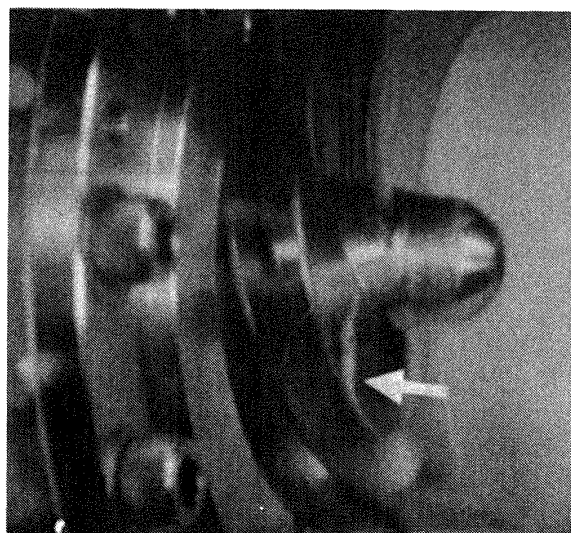
図 4.14 は、急速起動時の回転上昇に伴うインデューサ内部の変化を高速度撮影フィルムにより示したものである。ポンプ回転数が上昇し、流量増加による吸込管内圧損の増大と、回転速度増加による必要吸込水頭の増大が進むに従って、インデューサのチップからキャビテーションが発生するようになる。回転数の上昇に従いキャビ

テーションが増大するが、吸込管内流体加速による圧力損失はしだいに減少してくるため、定常回転数および流量に対して充分な NPSH を与えられるようにタンク圧を設定したこの実験では、極端なキャビテーションの増大は生じていない。

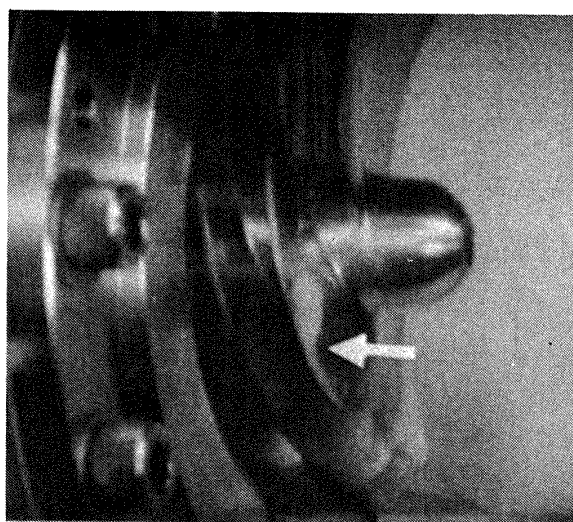
表 4.1 に、設定回転数 15,000 rpm とし、定常流量をパラメータとした場合の、チップキャビテーション初生点の比較を示す。また、図 4.15 にはそれぞれの流量の場合の初生直後のチップキャビテーション発生状況を示す。失速防止のためタンク圧を割合に高く設定してあるので、チップのキャビテーションのみ発生しており、リーディングエッジからのシートキャビテーションは顕著に現われていない。チップキャビテーション初生点での吸込比速度 S およびキャビテーション係数 K を、それぞれの流量の場合について見てみると、定常流量比 $Q/Q_d = 1.18$ の過大流量の場合が最もキャビテーションが起りにくく、 $Q/Q_d = 0.82$ の過少流量の場合が最も起り易く、設計流量の場合が中間となっている。設計流量より大きい流量でキャビテーションが起りにくくなっているのは、吸込性能を向上させるために設計流量においてインデューサ入口で迎え角がつくように設計しており、設計流量より大きい領域で無衝突流入となっているためである。



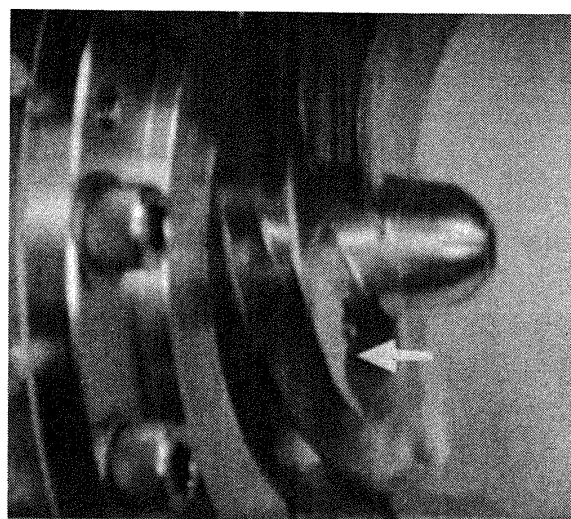
① $N = 8,510 \text{ rpm}$
 $K = 0.550$



② $N = 10,000 \text{ rpm}$
 $K = 0.360$



③ $N = 12,500$
 $K = 0.203$

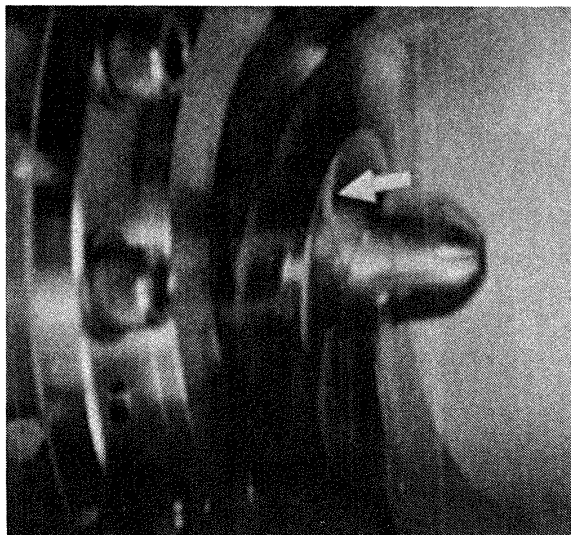


④ $N = 14,810$
 $K = 0.139$

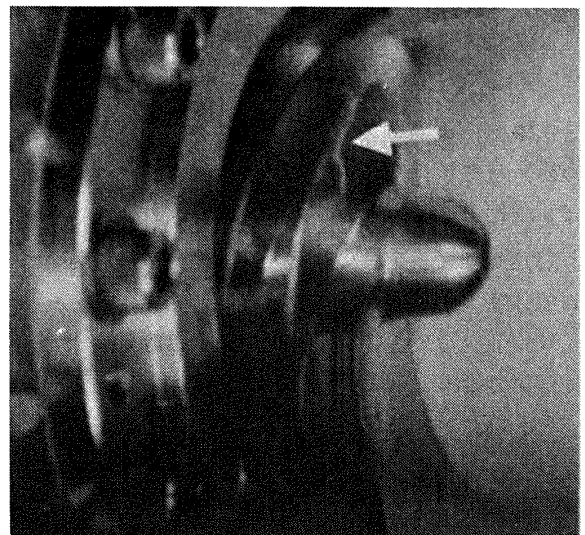
図 4.14 回転速度上昇に伴うキャビテーションの変化
($Q/Q_d = 1.02$)

表 4.1 チップキャビテーション初生点比較

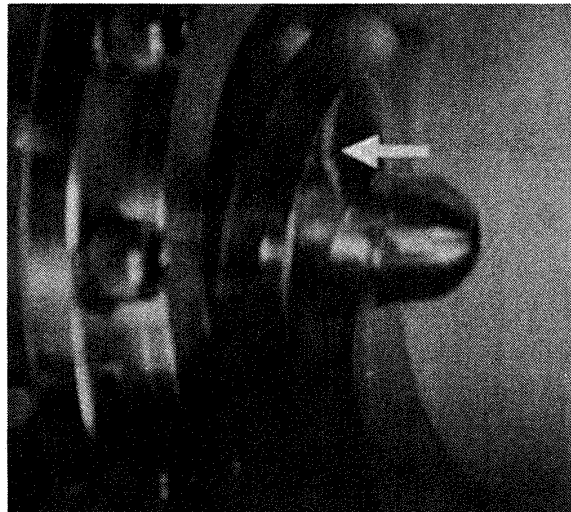
実験No	定常回転 での Q/Q_d	初生点での Q/Q_d	初生点での 回転数 $N(\text{rpm})$	回転開始から 初生点までの時間 〔m sec〕	初生点での ポンプ入口 圧 $P_i(\text{kg/cm}^2)$	初生点での NPSH 〔m〕	初生点での 吸込比較度 S	初生点での キャビテー ション係数 K
W6-7'	1.02	0.95	8436	355	2.34	25.0	496	0.551
W6-9	1.18	1.08	8292	393	2.16	23.6	538	0.525
W6-11	0.82	0.72	7940	419	2.47	25.5	391	0.658



$Q/Q_d = 1.02$
(高速No. 1)

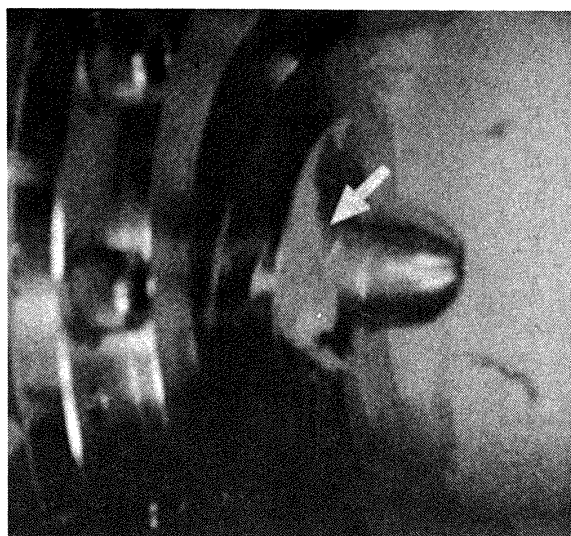


$Q/Q_d = 1.18$
(高速No. 2)



$Q/Q_d = 0.82$
(高速No. 3)

図 4.15 初生直後のチップキャビテーション発生状況



(高速No. 4)

図 4.16 NPSHが小さい場合のチップキャビテーション

過少流量の場合には、キャビティはポンプ入口側の方へなびくように観測され、周辺部において大きな逆流が起っていることを示している。また、実験開始後しばらくの間は管路内に残っているわずかの空気が吸込まれるが、これが流れの可視化を助け、ポンプ入口部において大きな旋回流が生じていることが観測された。

図 4.16には、ポンプ入口圧 P_i が低い場合のキャビテーション発生状況を高速度撮影したひとコマを示す。図 4.15 の場合よりも NPSH がかなり小さいのでキャビテーションの発生が激しくなっているが、ローテーショングキャビテーション等の不安定振動現象は認められなかった。

第5章 むすび

液酸ターボポンプの非定常特性を調べるために、第一段階として単体での定常性能が求められている液体酸素ポンプについて、別に試作されたガスタービン駆動による急速起動実験を行なった。作動流体には脱気された水と液体窒素を用いた。本実験ではポンプとタービン間にトルク計を設置してトルクの測定も試みた。また水実験についてはポンプ入口部に透明なケーシングを用い、ポンプ起動時におけるインデューサ内キャビテーションの発生状況も観察した。これらの結果は以下に示すようであった。

水実験において液酸ポンプ起動時における過渡的な揚程係数は、定常運転時における静的な揚程係数を上まわる傾向が認められた。また液体窒素実験では、この過渡的な揚程係数はポンプ非回転時にポンプを通過する初期流量に大きく依存した。更に軸動力およびその他の瞬時値から求めたポンプ起動時の効率は定常運転時の効率を下まわる傾向が認められた。

高速度撮影による観察により、ポンプ急速起動時の慣性圧力損失などに基づく吸込管内の圧力低下とインデューサ内キャビテーション発生状況を対比して示すことができた。その結果ポンプ急速起動時の入口部圧力降下は、定常流から求めた摩擦損失を用いて大略推定できるようなこと、および急速起動時においても定常運転時と類似して流量係数が大きいほどチップキャビテーションの発生が遅れることがわかった。またポンプ入口管内において流れにかなりの予旋回の生じることが確認できた。液体窒素を用いた実験では流量 Q が安定するまで予冷を行なうと、失速あるいは不安定現象を起さずに起動できることが確認された。

このほか本供試ポンプでは起動時に軸方向推力の反転が生じたが、前後ウエアリングシール径、バランスホール径、軸受の予荷重を適切に設定することによってこれを防ぐことは可能であり、次期試作ポンプで確認されている。

以上液体酸素ポンプの過渡特性実験の結果をもとに諸特性を論じた。定性的記述にとどまった点が多いが、現在開発の進められている推力10トン級液酸・液水ロケットエンジンの起動特性を推定する上での資料になるものと考えられる。またこの推力10トン級液酸・液水エンジン用の液酸ターボポンプ系についても現在過渡特性試験が進みつつある。

終りに、本研究に対して助力を得た多くの方々、供試ポンプ及びガスタービンの設計、製作を担当された石川

島播磨重工業(株)をはじめ、試験設備主要部の製作を担当された三菱重工業(株)長崎造船所、同長崎研究所、計測機器に関して多くの助言をいただいたタケダ理研工業(株)の方々に心から感謝の意を表します。また、当所の大家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記する。

記号表

A_i	: ポンプ入口計測部断面積〔 m^2 〕
A_o	: ポンプ出口計測部断面積〔 m^2 〕
A_l	: 流路に沿った断面積〔 m^2 〕
D_i	: ポンプ入口直径〔 cm 〕
D_m	: メカニカルシール面平均直径〔 cm 〕
D_w	: ウエアリングシール直径〔 cm 〕
F_a	: 軸方向スラスト〔 kg 〕
g	: 重力加速度〔 m/s^2 〕
H_a	: 受タンク圧水頭〔 m 〕
H_p	: ポンプ揚程 $\frac{10(P_o - P_i)}{\tau} + \frac{\left(\frac{Q}{A_o}\right)^2 - \left(\frac{Q}{A_i}\right)^2}{2g}$ 〔 m 〕
H_s	: ポンプ入口静圧水頭〔 m 〕
H_t	: ランタンク圧水頭〔 m 〕
H_v	: ポンプ入口蒸気圧水頭〔 m 〕
H_{de}	: ポンプ吐出管路位置水頭差〔 m 〕
H_{se}	: ポンプ吸込管路位置水頭差〔 m 〕
H_{sl}	: ポンプ吸込管内圧力損失水頭〔 m 〕
I	: 回転部分の慣性モーメント〔 $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ 〕
K	: キャビテーション係数 $(H_s - H_v)/(\omega^2/2g)$
K_l	: 流路固有の慣性係数 $\int \frac{dl}{g A_l}$ 〔 s^2/m^2 〕
K_R	: 管路系の摩擦損失係数〔 s^2/m^5 〕
K_{hn}	: 揚程曲線から求まる定数〔 $\text{m} \cdot \text{s}^2$ 〕
K_{hq}	: 揚程曲線から求まる定数〔 s^2/m^5 〕
K_{mc}	: 出力トルク曲線から求まる定数〔 m^3 〕
K_{mn}	: 所要トルク曲線から求まる定数〔 $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ 〕
K_{mq}	: 所要トルク曲線から求まる定数〔 $\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{m}^2$ 〕
K_{mt}	: 出力トルク曲線から求まる定数〔 $\text{m}^3 \cdot \text{s}$ 〕
K_{RS}	: 吸込管路の摩擦損失係数〔 s^2/m^5 〕
K_{IS}	: 吸込管路の慣性係数〔 s^2/m^2 〕
l	: 流路に沿った距離〔 m 〕
M_p	: ポンプ所要トルク〔 $\text{kg} \cdot \text{m}$ 〕
M_t	: タービン出力トルク〔 $\text{kg} \cdot \text{m}$ 〕
N	: 回転速度〔rpm〕,〔rps〕

- P_b : ベアリングボックス圧 [kg/cm²]
 P_i : ポンプ入口圧 [kg/cm²]
 P_m : タービン入口圧 [kg/cm²]
 P_o : ポンプ出口圧 [kg/cm²]
 P_t : タンク圧 [kg/cm²]
 Q : ポンプ容積流量 [m³/s], [ℓ/s]
 Q_d : 設計速度三角形と相似になる流量 [m³/s]

$$\frac{N}{\text{設計回転速度}} \times \text{設計流量}$$

- S : 吸込比速度 $\frac{N\sqrt{Q}}{NPSH^{3/4}}$ (rpm, m³/min, m)

- T_i : トルク瞬時値 [kg・m]

- t : 時間 [s]

- t_r : 定常値の63%に達する時間 [s]

- u_t : 主羽根車周速 [m/s]

- v : ポンプ入口流速 [m/s]

- w : ポンプ入口相対速度 [m/s]

- r : 比重 [kg/m³]

- ϕ_i : 流量比 Q/Q_d の瞬時値

- ϕ : 揚程 (圧力) 係数 $H_p / (u_i^2/g)$

- η : 効率

- $NPSH$: 正味吸込水頭 $H_s - H_v + \frac{v^2}{2g}$ (m)

添 字

- p : ポンプ

- i : 瞬時値

- s : 定常実験で得られる値

参 考 文 献

- 上條, 他7名; 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, 航空宇宙技術研究所報告 TR-415 (1975)
- 志村, 他4名; ロケット用液酸ポンプの研究, 推進系シンポジウム, (昭和50) pp.133-142
- Henry P. Stinson and Raymond J. Strickland; Experimental Findings from Zero-Tank Net Positive Suction Head Operation of the J-2 Hydrogen Pump, NASA TN D-6824 (1972).
- A. T. Zachary, A. Csmor and L. L. Tignac; Turbopumps for Cryogenic Upper-Stage Engines, NASA CR-120193 (1973).
- H. Daigo and H. Ohashi; Experimental Study on Transient Characteristics of a Centrifugal Pump During Rapid Acceleration of Rotational Speed, 2nd International JSME Symp. Fluid Machinery & Fluidics, pp. 175 ~ 182, (1972).
- Jerry Grey; Transient Response of the Turbine Flowmeter, Jet Propulsion, pp. 98 ~ 100, (Feb. 1956).
- P. Jepson; Transient Response of a Helical Flowmeter, J. Mechanical Eng. Sci., Vol. 6 No. 4, pp. 337 ~ 342 (1964).
- D. J. Higson; The Transient Performance of a Turbine Flowmeter in Water, J. Sci. Instrum., Vol. 41, pp. 317 ~ 320 (1964).
- NASA; Turbopump Systems for Liquid Rocket Engines, NASA SP-8107 (1974).
- W. R. Studhalter; The J-2 Liquid Hydrogen Rocket Engine, National Aero-Nautical Meeting Washington, D.C., 687B (April 1963).
- H. Miyashiro and K. Takada; Axial Hydraulic Thrust Caused by Pump Starting, J. Basic Engineering, pp. 629 ~ 635 (Sept. 1972).
- G. S. Wong; Liquid Hydrogen Turbopump Rapid Start Program NASA CR-124262.
- Richard P. Krebs and Clint E. Hart; Analysis of Flow-System Starting Dynamics of Turbopump-Fed Liquid-Propellant Rocket, NASA MEMO 4-21-59E (1959).
- 三浦武雄; アナログ電子計算機のソフトウェア, (昭和47), コロナ社

付録 アナログ計算機による起動特性 模擬計算

ポンプを含む管路系の運動方程式は次のように示される。¹³⁾

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{H_p}{K_I} - \frac{1}{K_I} (H_a - H_{de} - H_t - H_{se}) - \frac{K_R}{K_I} Q^2$$

ここで K_I = ポンプ内部を含む全管路系の慣性係数

H_a = 受タンク圧水頭

H_{de} = 吐出管路位置水頭差

H_t = ランタンク圧水頭

H_{se} = 吸込管路位置水頭差

K_R = 管路系の摩擦損失係数

閉ループ実験で、吸込と吐出管路の位置水頭が同じである本実験の場合には運動方程式は簡略化されて次のようになる。

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{H_p}{K_I} - \frac{K_R}{K_I} Q^2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

回転加速度は次のように表わされる。

$$\frac{dN}{dt} = \frac{30}{\pi I} (M_t - M_p) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで I = 回転部分の慣性モーメント

M_t = タービン出力トルク

M_p = ポンプ所要トルク

吸込管路内における過渡的な圧力損失 H_{sl} を次のように表わす。

$$H_{sl} = K_{IS} \frac{dQ}{dt} + K_{RS} Q^2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで K_{IS} = 吸込管路の慣性係数

K_{RS} = 吸込管路の摩擦損失係数

ポンプの回転数、流量、揚程の関係は K_{hn} , K_{hq} を実験的に求まる定数として次のように表わした。

$$H_p = K_{hn} N^2 - K_{hq} Q^2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

ポンプの所要トルク、回転数、流量の関係は K_{mn} , K_{mq} を実験的に求まる定数として次のように表わした。

$$M_p = K_{mn} N^2 + K_{mq} NQ \quad \dots\dots\dots (5)$$

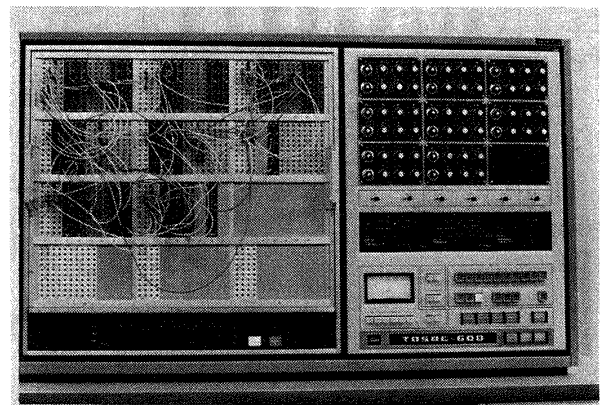
タービンの出力トルクは、衝動タービンであるため回転数の1次式で近似した。タービン入口圧力 P_m の立ち上がり特性は指数関数で近似した。 K_{mc} , K_{mt} を実験的に求まる定数として、タービン出力トルク、回転数、タービン入口圧力の関係を次のように表わした。

$$M_t = P_m (K_{mc} + K_{mt} N) \quad \dots\dots\dots (6)$$

これらの式を、アナログコンピュータを用いる場合¹⁴⁾に一般的なスケール換算法により、最適な精度が得られるような形にスケール変換して演算を行なわせた。なお、

使用したアナログコンピュータは、図A.1に示すようなTOSAC-600/10である。その構成要素を表A.1に示す。液酸ターボポンプ起動特性模擬計算に用いた演算回路は、図A.2のようなものである。(1)~(6)式の各定数は、表A.2に掲げるような値とした。パラメータとしては、タービン入口圧およびポンプ出口流量制御弁抵抗値によって決まる定常流量、ならびにタービン入口圧 P_m の立ち上がり時間 t_r の2種をとった。 t_r は定常値の63%に達するまでの時間である。

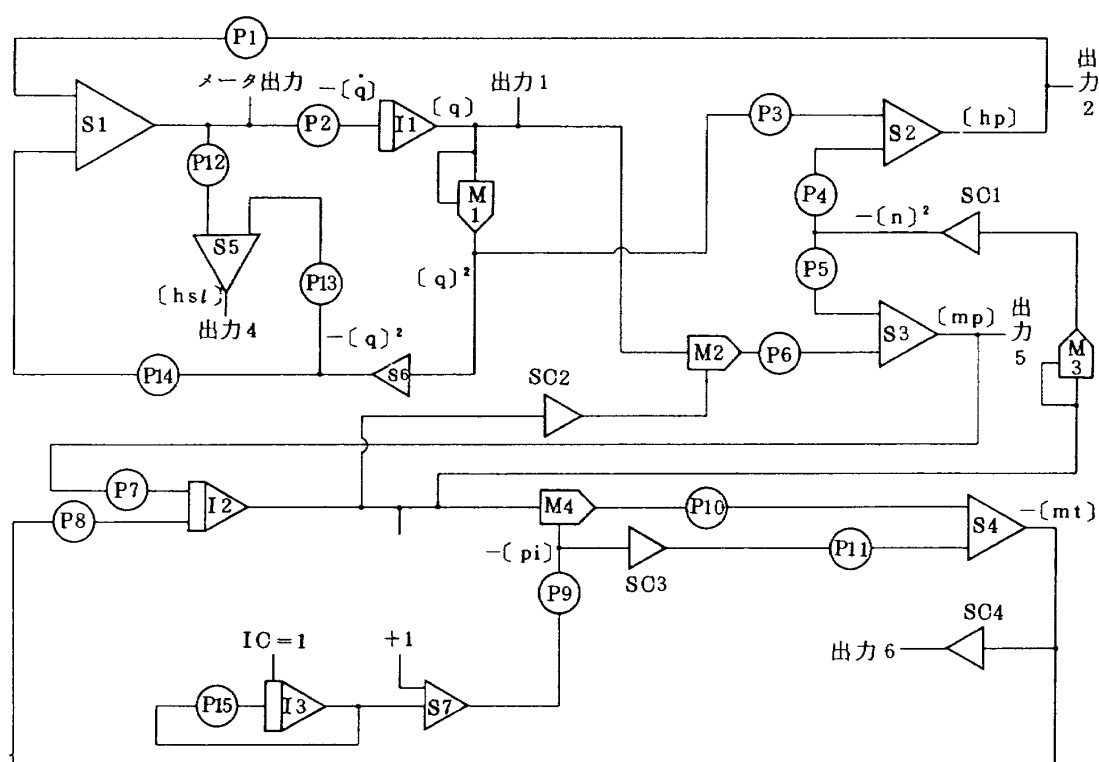
図A.3に演算結果の例を示す。図からわかる様に、タービン入口圧の立ち上がりが早く、タービン出力トルクが急激に上昇する場合には、ポンプ吸込管内における圧力損失はかなり大きくなり、キャビテーション発生の恐れが出てくる。実験の場合に起ったようなポンプ出口流量制御弁の開度変化は考慮していないので、実際の実験で見られた流量のオーバーシュート現象は現われていない。



図A.1 使用したアナログ計算機

表A.1 TOSAC-600/10 構成要素

構 成 要 素	個 数
加 算 積 分 器	19
6 入 力 加 算 器	9
2 入 力 加 算 器	9
演 算 増 幅 器	5
乗 除 算 器	12
符 号 変 換 器	12
時 間 遅 れ 要 素	3
履 歴 要 素	2
飽 和 ・ 不 感 帯 要 素	2
関 数 発 生 器	4
10回転ポテンシオメータ	16
1回転ポテンシオメータ	44



図A.2 演算回路

表A.2 模擬計算定数値

定数 Q/Q_d	1.00	1.15	0.80
K_I [s^2/m^2]	587	587	587
K_R [s^2/m^5]	3.02×10^6	2.15×10^6	5.04×10^6
K_{IS} [s^2/m^2]	149	149	149
K_{RS} [s^2/m^5]	2084	2084	2084
K_{hn} [$m \cdot s^2$]	1.05×10^{-2}	1.05×10^{-2}	1.05×10^{-2}
K_{hq} [s^2/m^5]	5.79×10^5	5.79×10^5	5.79×10^5
K_{mn} [$kg \cdot m \cdot s^2$]	5.5×10^{-5}	5.5×10^{-5}	5.5×10^{-5}
K_{mq} [$kg \cdot s^2/m^2$]	1.17	1.17	1.17
K_{mc} [m^3]	0.335	0.336	0.333
K_{mt} [$m^3 \cdot s$]	4.16×10^{-4}	4.00×10^{-4}	4.43×10^{-4}

い。タービン入口圧の立ち上がりを遅くすると、図で t_r が大きい場合のように吸込管内における圧損は軽減される。タービン入口圧の立ち上がり時間が実際に行なった実験の値に近いのは、 $t_r = 0.5 \text{ sec}$ の場合で、図 A. 3. ①～A. 3. ③ に該当する。図 4. 1 の実験結果と比較する

と、実験では流量のオーバーシュートが生じたため、この影響に起因する計算値との差がかなり認められる。更に起動初期においても両結果の差が認められた。これには、起動初期に見られた、瞬時効率 η_i が定常効率 η_s を下まわる傾向などが関係しているものと考えられる。

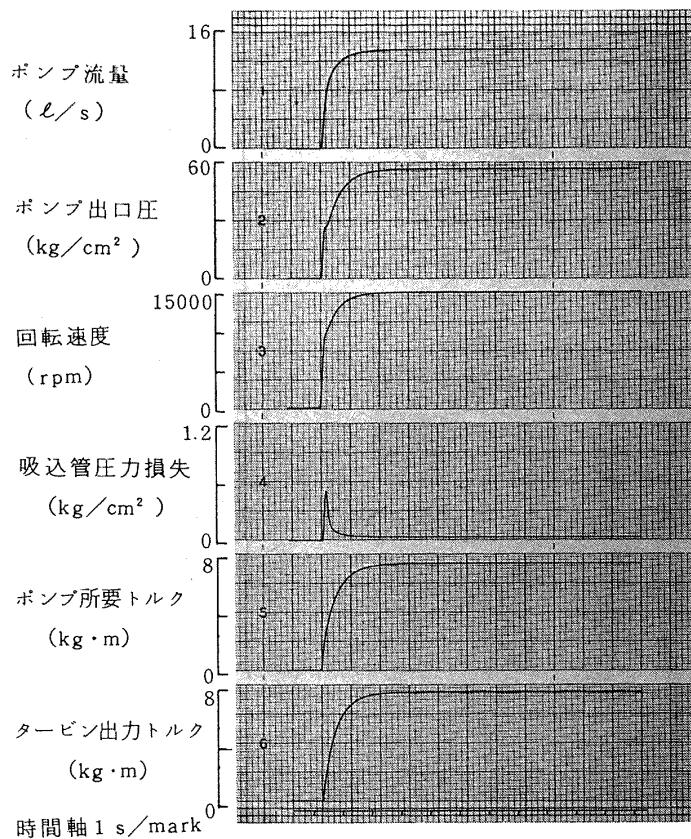


図 A. 3 起動模擬計算結果

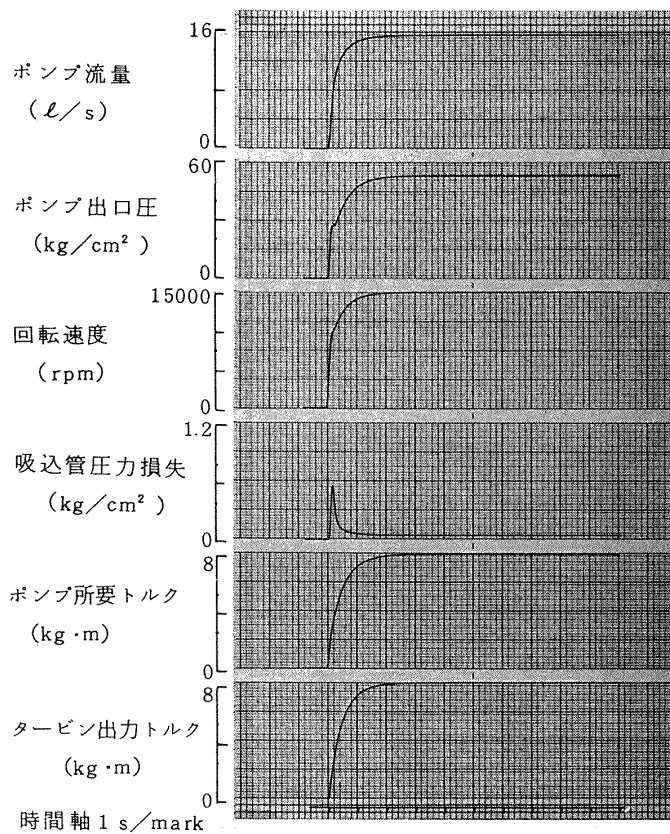
① $t_r = 0.5 \text{ s}$, $Q/Q_d = 1.00$ 

図 A. 3 起動模擬計算結果

② $t_r = 0.5 \text{ s}$, $Q/Q_d = 1.15$

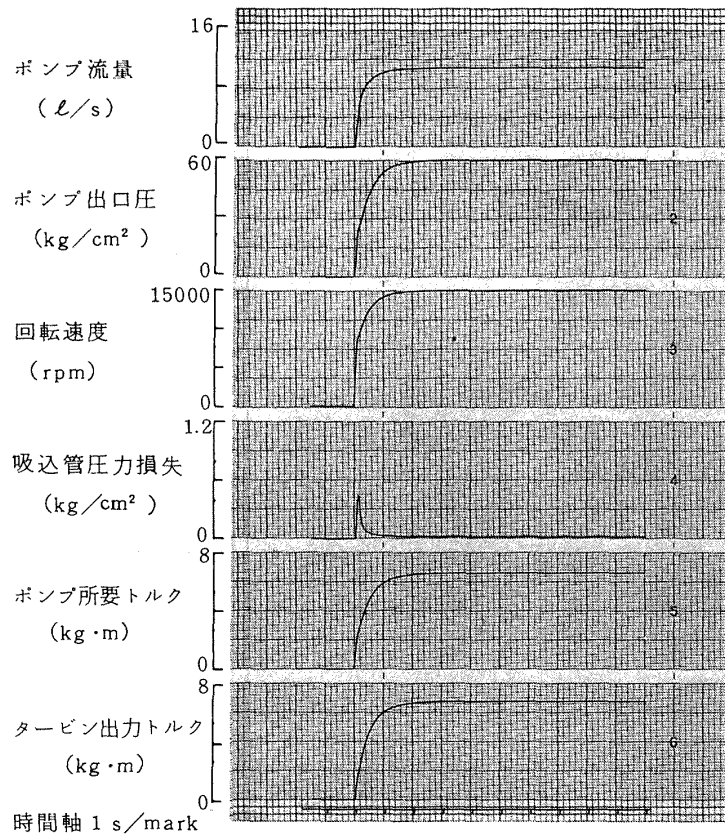


図 A. 3 起動模擬計算結果

③ $t_r = 0.5 \text{ s}$, $Q/Q_d = 0.80$

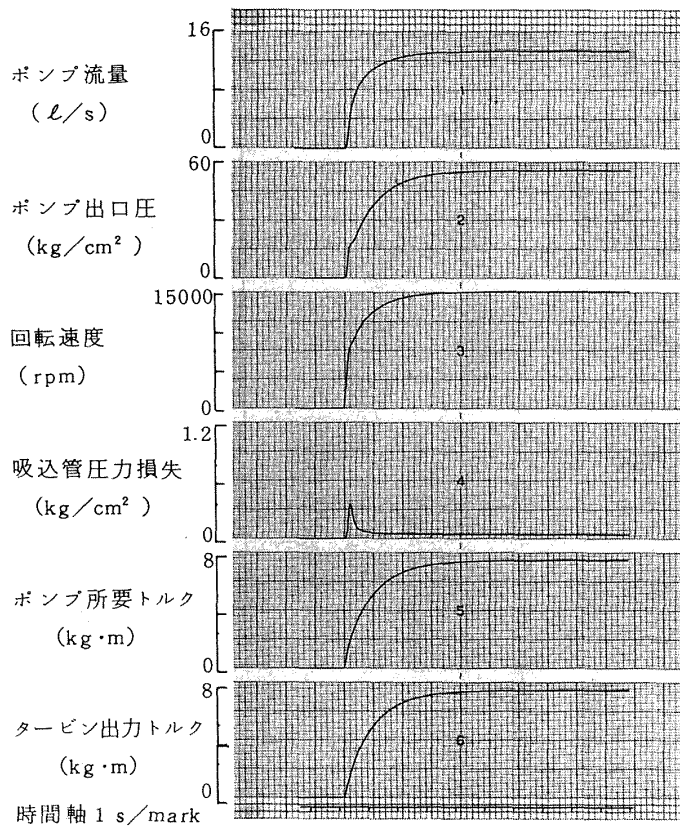


図 A. 3 起動模擬計算結果

④ $t_r = 1.0 \text{ s}$, $Q/Q_d = 1.00$

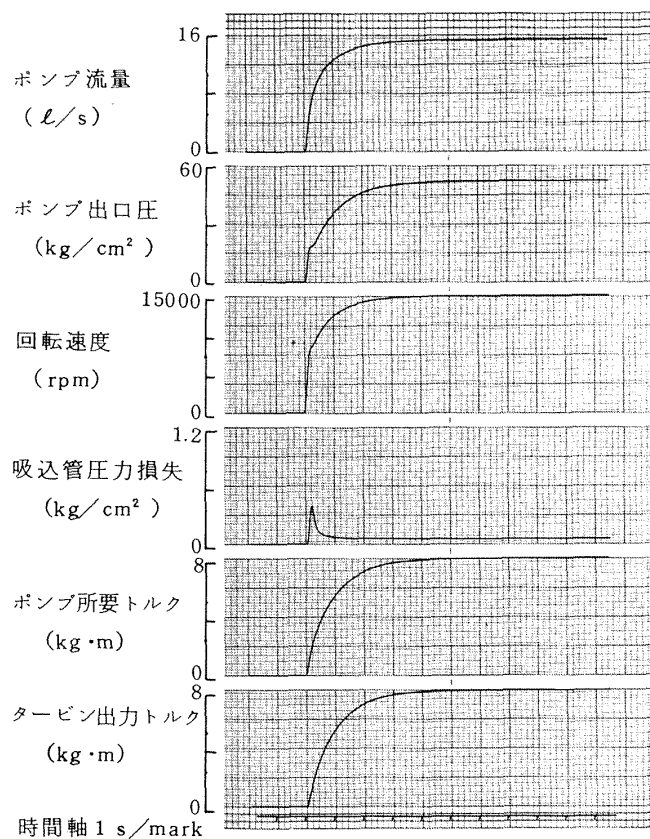


図 A. 3 起動模擬計算結果

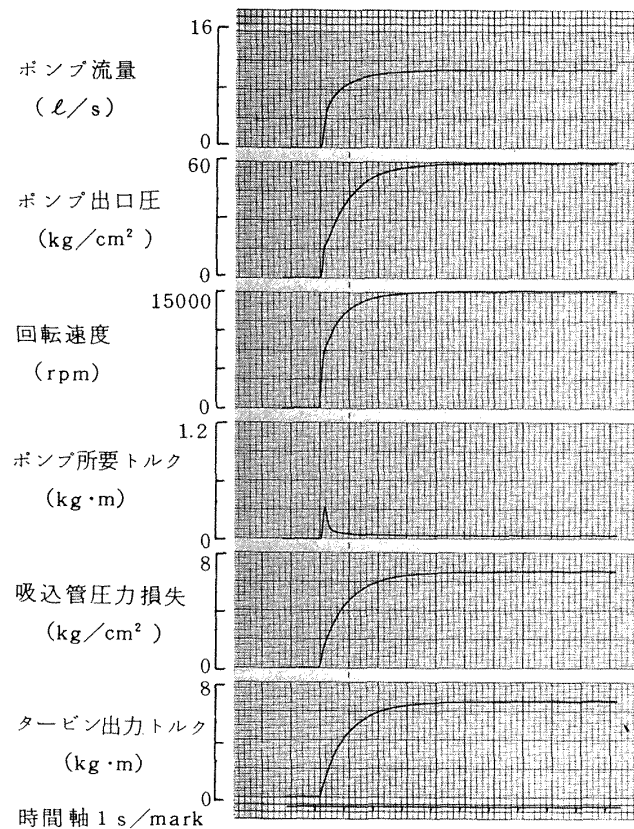
⑤ $t_r = 1.0 \text{ s}$, $Q/Q_d = 1.15$ 

図 A. 3 起動模擬計算結果

⑥ $t_r = 1.0 \text{ s}$, $Q/Q_d = 0.80$

既 刊 報 告

TR-560	円形開口を持つ円筒シエルの軸圧縮座屈強度 Buckling of Cylindrical Shells with Circular Cutouts Under Axial Compression	1979 年 1 月	戸 田 勲
TR-561	オブザーバを用いた線形フィードバック制御系の 共分散指定問題 Covariance Specification for the Linear Time-invariant Output-Feedback Control Systems using a Suboptimal Observer	1979 年 2 月	永 安 正 彦
TR-562	箱型主翼構造模型の破壊実験 Experiments on the Ultimate Strength of Wing Structures	1979 年 2 月	久 能 和 夫, 伊 藤 誠 一 岩 崎 和 夫
TR-563	垂直多孔孔壁の二次元揚力干渉に関する実験 An Experiment of Lift Interference on 2- Dimensional Wings in a Wind Tunnel with Perforated Walls	1979 年 3 月	沢 田 秀 夫, 三 堀 進 佐 藤 衛, 鈴 木 弘 一 細 江 信 幸
TR-564 T	The Method of Weighted Residuals in The Time Domain Applied to Nonlinear Vibration s	March, 1979	Tetsuhiko UEDA and Yuji MATSUZAKI
TR-565	前縁フィルム冷却タービン動翼の研究 (二次元翼列による冷却性能と空力性能) A Study on Film-Cooled Turbine Rotor Blade (Cooling and Aerodynamic Performances of Blade Cascades)		坂 田 公 夫, 吉 田 豊 明 高 原 北 雄, 能 瀬 弘 幸 井 上 重 雄, 三 村 富 剛 雄 白 井 弘
TR-566	ロケットエンジン高空性能試験用空気エジェクタの 実験 Experiment on Steam Ejectors for Rocket Engines Altitude Simulation	1979 年 4 月	宮 島 博, 山 田 晃 木 皿 且 人, 鎌 田 真 佐 藤 政 裕, 植 野 孝 熊 谷 達 夫, 日 下 和 夫
TR-567	人工衛星の姿勢制御ホイール用磁気軸受の剛性の解 析 Analysis on the Stiffness of Magnetic Suspension for Spacecraft Attitude Control Flywheels	1979 年 4 月	木 田 隆
TR-568	化学反応による 2 硫化モリブデン膜の潤滑特性 The Friction and Wear of Molybdenum Disulfide Films Made by Chemical Process	1979 年 4 月	西 村 允, 野 坂 正 雄 宮 川 行 雄
TR-569 T	The Free Vibration Equations, Natural Frequencies, and Model Characteristics of Closed Circular Cylindrical Shells	April, 1979	Tatsuzo KOGA and Keiji KOMATSU

航空宇宙技術研究所報告 570 号

昭和 54 年 4 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)千182
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