

ISSN 0389-4010

UDC 621.454

621.675

621.671

航空宇宙技術研究所報告

TECHICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-1118

ロケット用小型 LH₂ ポンプの研究試作

(その1) 軸系振動抑制対策

渡辺 光 男・吉田 誠
長谷川 敏・上 條 謙二郎

1991年7月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

ロケット用小型 LH₂ ポンプの研究試作

(その1) 軸系振動抑制対策*

渡辺 光 男^{*1} ・ 吉 田 誠^{*1}
長谷川 敏^{*1} ・ 上 條 謙二郎^{*1}

An Experimental Study of A Small High Speed LH₂ Rocket Pump 1st Report : A suppression method of asynchronons shaft vibrations.

Mitsuo WATANABE, Makoto YOSHIDA
Satoshi HASEGAWA and Kenjiro KAMIJO

ABSTRACT

Liquid hydrogen (LH₂) rocket pumps must be operated at high speed due to the low density of LH₂, with this requirement being even greater for upper stage rocket engine and orbiter transfer vehicle (OTV) pumps. In these operating conditions, the suppression of shaft vibration is one of the most complex design problems since the damping effect is very small due to the extremely low LH₂ viscosity.

Many shaft vibration problems have occurred during the development of actual pumps, e. g., the LE-5 and Space Shuttle Main Engine (SSME) liquid hydrogen pumps. This paper describes a new pump configuration which was developed using a mechanical design method that allows the operational speed to be lower than the critical speed. The new pump operated smoothly at its designed rotational speed of 50,000 rpm and was within permissible shaft vibration limits.

This method was subsequently applied to the design of the LE-7 high pressure liquid oxygen pump.

Keywords : Rocket Pump, Liquid Hydrogen, Mechanical Shaft Vibration

概 要

液体水素は極めて密度が小さい(液体酸素の 1/16)ため、液体水素供給ロケットポンプはかなり高速にする必要がある。この傾向は上段ロケットあるいは軌道変換用ロケットにおいて特に顕著となる。液体水素の粘性が小さく減衰作用が小さいため、高速運転時に過大な軸振動が生じ易い。軸振動の抑制はこの種のポンプの開発における困難な問題の一つである。SSMEやLE-5エンジンの液体水素ポンプの開発において過大な軸振動が発生している。筆者らは、ポンプ構造の選択により運転回転数を危険速度よりも低くする一つの設計方法を試みた。同ポンプは設計回転(50,000 rpm)において、良好な軸振動特性を示した。この設計法は、LE-7高圧液酸ターボポンプに適用された。

* 平成3年2月28日受付 (received 28 February 1991)

*1 角田支所 (Kakuda Research Center)

1. まえがき

小型軽量が必須の条件である液体ロケット推進薬供給ポンプの中でも、液体水素ポンプについては、液体水素の低密度（液体酸素の約1/16）のため、より一層の高速化が重要になる。ロケット用小型液体水素ポンプとしては、我が国のLE-5、欧州のHM-7、米国のRL-10エンジン用に開発されているが、公表された詳細な技術資料は少ない。上段ロケットや軌道間輸送機（OTV）¹⁾などに用いる小型液体水素ポンプについては、高速化の要求は更に厳しくなる。この種のポンプを完成するには、流力および構造に係る様々な問題を解決する必要がある。その中でも、液体水素の粘性が極めて小さく、減衰作用が少ないため、高速運転時に軸振動が発生し易くこれを抑制する設計が極めて重要になっている。

通常液体ロケット用ポンプはガスタービンによって駆動され、この総体をターボポンプと呼ぶ。このターボポンプの軸系1次危険速度はタービンディスクおよび動翼のオーバーハングに関係し、2～3次危険速度はポンプ羽根車および軸受の特性と関係する例が多い。過去に液体水素ターボポンプの開発で経験し、その解決が極めて困難であった軸系自励振動は、ポンプ側が関係する2次危険速度以上（今回の試作ポンプでは1次危険速度以上に対応する）の運転で生じている例が多い。ポンプ側が関係する危険速度においては、液体水素の低粘度のためポンプ羽根車や軸受の変位が大きくなる振動モードであることがその一つの理由²⁾と考えられている。これまでにロケット用液体水素ターボポンプあるいは液体水素ポンプの開発過程で軸振動問題が発生し、開発計画に少なからぬ影響を与えた例がある。ごく最近では、スペースシャトル主エンジン（SSME）やLE-5エンジンの液体水素ポンプの開発過程で回転非同期の軸振動³⁾が発生し、これを解決するためにかなりの時間が費やされた。

筆者らは、次の点に着目して、小型高速液体水素ポンプの研究試作を進めた。すなわち高速運転下における液体水素ポンプの軸振動を抑制する試

みとして、設計回転数（50,000 rpm）を回転系の危険速度以下に設定した。LH₂ポンプ軸には自励振動が発生し易い事実は良く知られているが、危険速度以下で運転する高速LH₂ポンプ軸に自励振動が発生するか否かは注目すべき点である。試作ポンプは、高速ではあるが、回転系の構造ならびに材料選定により、回転系の第1次の危険速度を高めることができた。

試作した液体水素ポンプは、設計回転数において、ポンプ流量比 $Q/Q_d \approx 0.8 \sim 1.1$ ならびに有効吸込水頭 $NPSH \approx 10 \sim 70$ m と広範囲な運転において顕著な軸振動を示さず、安定に作動した。この結果から、高速液体水素ポンプの軸振動を抑制するための一設計法が確認できたものとする。なおこの設計手法はその後H-IIロケットLE-7エンジンの液体酸素ポンプ⁴⁾に採用した。

2. 試作ポンプの詳細

2.1 概要

試作ポンプの主要設計諸元とその形状の概略図を表1および図1に示した。インデューサ付遠心

表1 試作ポンプの主要設計諸元

流量	l/s	50.3
揚程	m	8,000
回転数	rpm	50,000
比速度 (m, m ³ /min, rpm)		103
必要NPSH	m	56
インデューサ径	m	0.068
インデューサ羽根数		3
インデューサ入口チップ角度	度	9.0
主羽根車径	m	0.1398
主羽根車羽根数		6 + 6
主羽根車出口角度	度	35

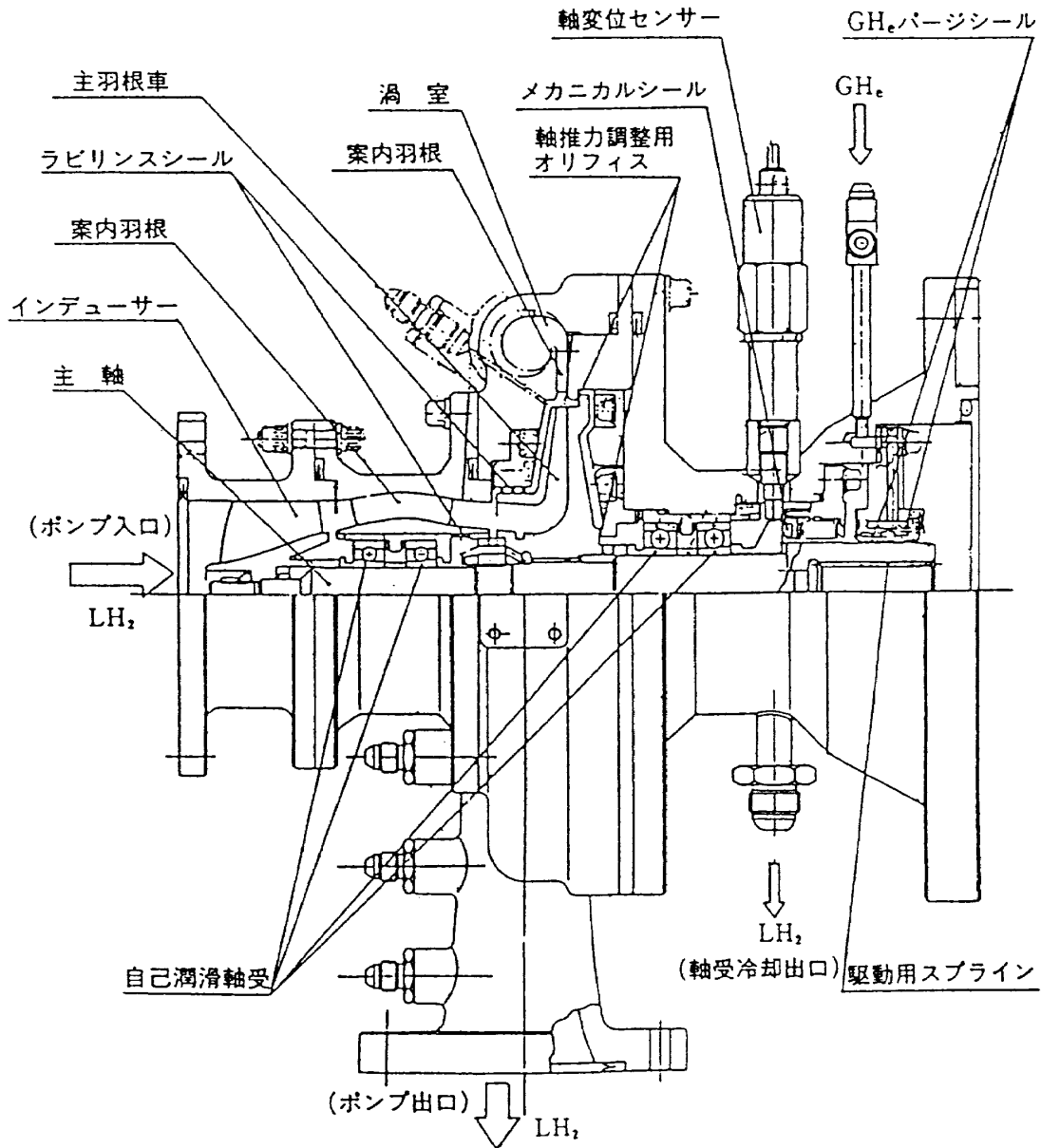


図1 小型高速液体水素ポンプ

一段ポンプである。主羽根車をタンデム軸受の中間に配置し、インデューサーと主羽根車の案内羽根を設け、この案内羽根がカートリッジに組込まれる軸受を支持する構造を採用した。この構造を採用したことにより、通常のインデューサーと主羽根車の両方を軸受支持点からオーバーハングさせるのにくらべて、回転系の1次危険回転数をかなり高めることができた。なおこの形式は、両軸受間の主羽根車の数を増すことにより比較的容易に多段ポンプへと発展するものであり、LE-7 液体酸素ならびに液体水素ポンプに採用されている。

ポンプ単体の構造や危険速度を検討するにあたり、同ポンプをターボポンプに発展させた場合の

危険速度も検討した。図2 (a), (b) に示した回転系モデルを仮定し文献[5]の解析手法によって危険速度ならびに振動モードを求めた。図2 (b)のターボポンプ回転系では、2段タービンを仮定した。またポンプ羽根車はインデューサーをチタン合金、遠心羽根車は INCONEL 718 製とした。危険速度と振動モードの計算結果を図3ならびに図4に示した。ターボポンプの1次危険速度はタービンのオーバーハングに起因するものであり、図4からも明らかなように、単純な変形をともなう振動モードである。液酸・液水のターボポンプの開発において、この1次の危険速度がほとんど問題にならないのは、危険速度が低いことのほか単純な軸

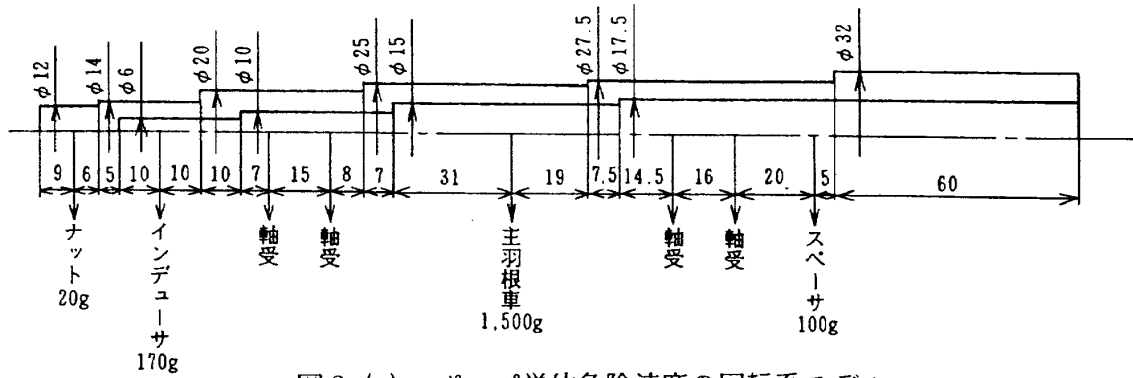


図2 (a) ポンプ単体危険速度の回転系モデル

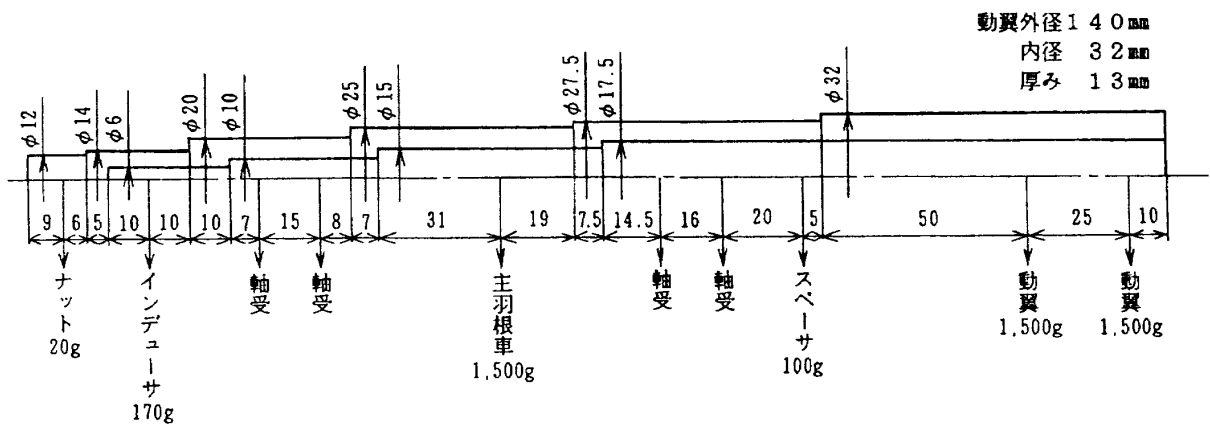


図2 (b) ターボポンプ危険速度の回転系モデル

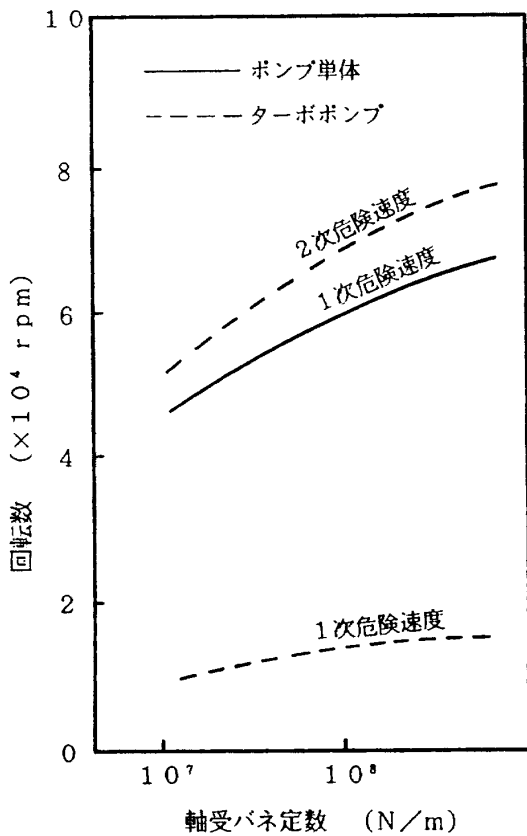


図3 ポンプ単体とターボポンプの危険速度の比較

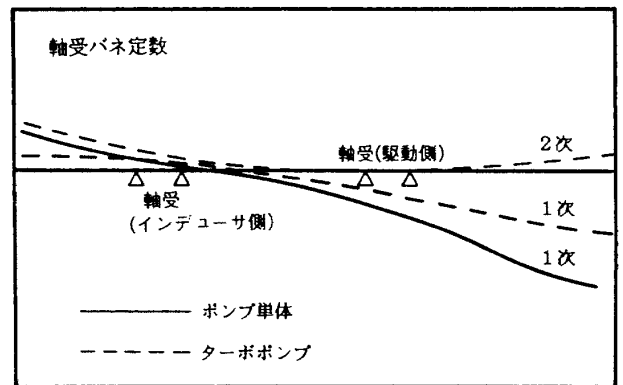


図4 軸振動モードの比較

の変形もその理由の一つと考えられる。図4において、ポンプ単体の1次の危険速度とターボポンプ2次の危険速度は、ほぼ同じ振動モードとみなせる。ただし、ターボポンプについてはタービン側のタービンディスクのジャイロ効果によりポンプ単体では大きく変形する駆動側（ターボポンプではタービン側）の変形量がかなり小さくなっている。ターボポンプの2次危険速度がポンプ単体の1次危険速度よりも高くなる理由も上記のタービンディスクのジャイロ効果によるものと考えら

れる。図4に見られるように、ポンプ単体の1次、ターボポンプの2次危険速度はポンプ部の大きな変形をともなう振動モードであり、回転数も高いこともあって、これ等の値を超えて運転する液体水素ポンプ単体や液体水素ターボポンプに振動問題が生じ易い理由の一つ⁶⁾と考える。

既述のようにポンプ単体の1次の危険速度とターボポンプの2次の危険速度はポンプ側が関係す

るほぼ同じ振動モードと考えられるが、ポンプ単体の駆動側とターボポンプのタービン側振動モードの比較からポンプ単体で運転する方がむしろ振動問題は生じ易いものと考えられる。事実 LE-5 エンジン用 LH₂ ターボポンプ開発³⁾では、LH₂ ポンプおよびタービンが別々に開発され、これを組合せて LH₂ ターボポンプとしたが、最大の軸振動問題は LH₂ ポンプ単体の開発時に発生した。

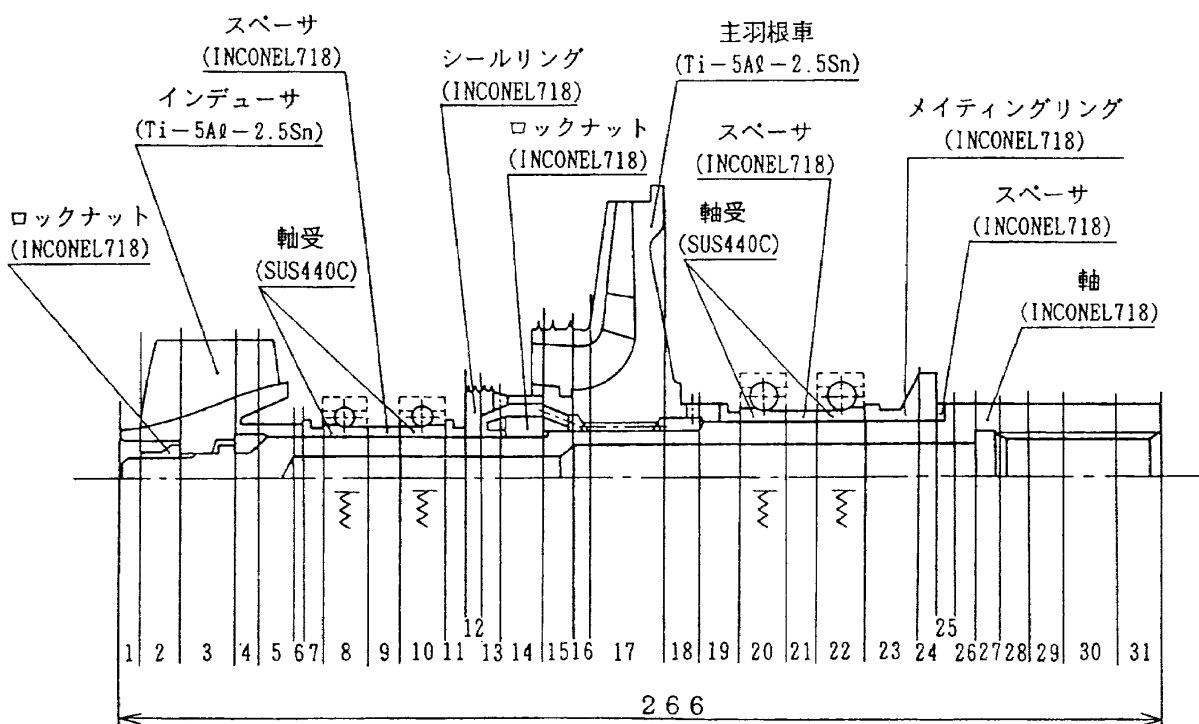


図5 試作ポンプの軸系

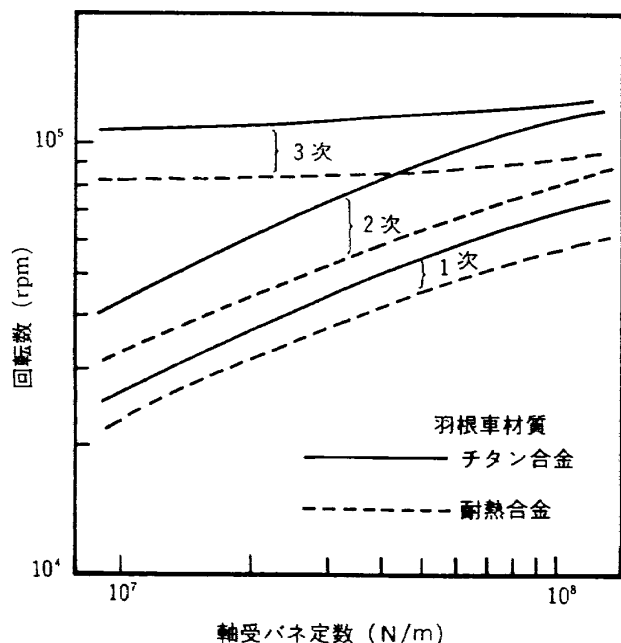


図6 試作ポンプの危険速度

図5に最終形状の液水ポンプの軸系を示した。図5の軸系を軸方向に31分割し、各要素の質量、慣性モーメント、曲げ剛性、せん断剛性等を与え

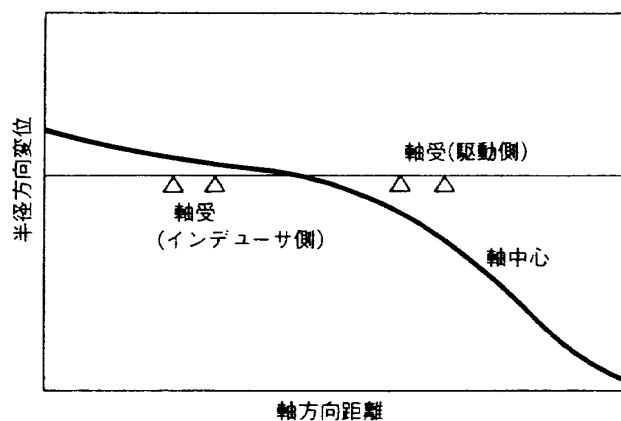


図7 1次危険速度の軸振動モード

軸受バネ定数をパラメータとして伝達マトリックス法による振動解析⁷⁾(遠心力を加振力とする不釣合応答解析)を行なった。図6, 図7に試作ポンプの回転係の危険速度と1次危険速度における軸振動モードの計算結果を示した。軸受バネ定数の増加にともなって, 1次および2次の危険速度は顕著に増加する。設計におけるバネ定数は 1×10^8 N/mである。図6には, ポンプ羽根車の材質を軽量チタン合金(Ti-5Al-2.5Sn, 比重4.46)とした場合, ならびに耐熱合金(INCONEL 718, 比重8.21)とした場合の両ケースについての計算結果を示した。チタン合金製羽根車を採用することにより, 1次危険速度回転数をおよそ10,000 rpm高くすることができる。

2.2 主要回転系要素

2.2.1 インデューサ

3枚の後退翼ヘリカル羽根を有するインデューサの主要設計諸元を表2に, その形状を図8に示した。設計回転数 $N = 50,000$ rpm について, 設計流量 $Q_d = 50.3$ l/s の10パーセント増しの流量まで主羽根車で必要な吸込水頭を出すように設計されている。

本インデューサは鋳物などに比べて機械的強度ならびに単品での動バランスで有利な数値制御の機械加工により製作した。

表2 インデューサの主要設計諸元

必要 N P S H* (m)	5.6
吸込比速度* (rpm, m ³ /min, m)	4, 448
入口流量係数: ϕ_1	0.0887
出口流量係数: ϕ_2	0.143
圧力係数: ψ_{ind}	0.138
入口ボス比: ξ_{h1}	0.35
出口ボス比: ξ_{h2}	0.675
入口羽根角度: β_{i1} (度)	9°
出口羽根角度: β_{i2} (度)	13.35°
羽根数: Z_{ind}	3
ソリディティ(翼先端): S	2.8
後退翼巻き角度: θ_R (度)	50°

*設計流量の10パーセント増での値

インデューサ出口案内羽根の主要設計諸元を表3に, 羽根形状を図9に示した。7枚の羽根は耐熱合金製でケーシングと一体の精密鋳造品である。羽根形状はインデューサと同じヘリカル形状の円弧翼を有し, 2個の軸受を支持している。インデ

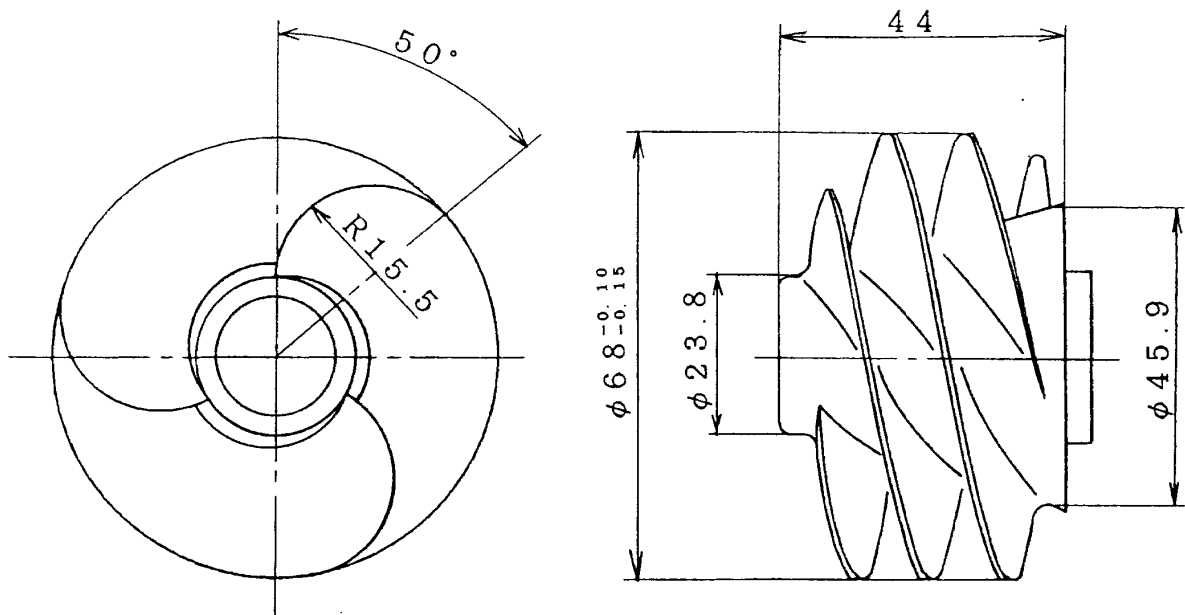


図8 インデューサ概略図

ューサを出たポンプ流体は7枚の羽根に沿って主羽根車に導かれる。

表3 インデューサ出口案内羽根主要設計諸元

入口羽根角度： α_{BR}	39.83°
出口羽根角度： α_{BR}	60.0°
羽根枚数： Z_{indg}	7
羽根厚さ： $h_{5,6}$ (mm)	3
入口角度： θ_5	11.5°
出口角度： θ_6	8.5°
入口幅： b_5 (mm)	19.0
出口幅： b_6 (mm)	19.2

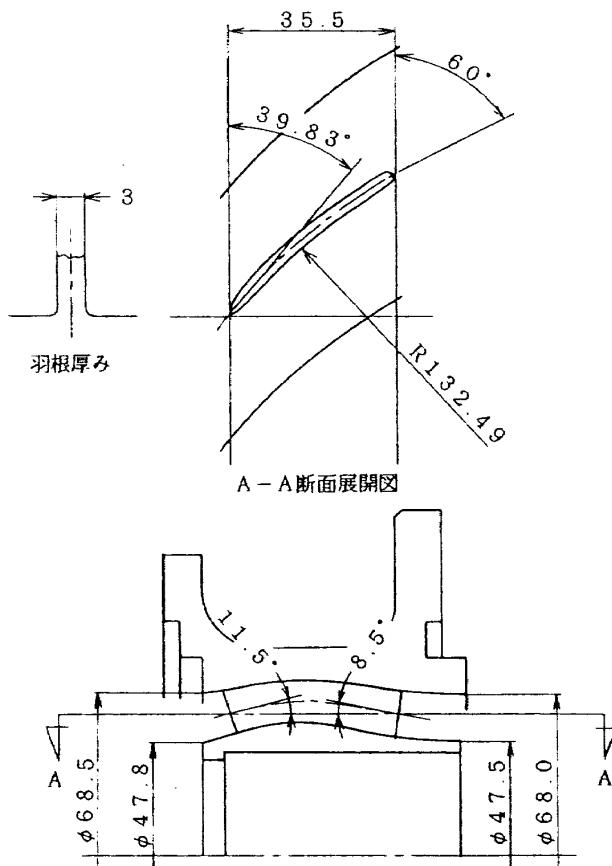


図9 インデューサ出口案内羽根概略形状

2.2.2 主羽根車

主羽根車の主要設計諸元を表4に、主羽根車ならびに主羽根車出口案内羽根の概略形状を図10に示した。主羽根車は、12枚の単一円弧の二次元羽根を持つが、その中の6枚は部分羽根である。主羽根車は後面シュラウドと羽根を一体で加工後、同じく機械加工の前面シュラウドと拡散接合することにより製作する。したがって、インデューサと同様に単品での動バランス精度は高い。

主羽根車出口角度 $\beta_{imp} = 35^\circ$ 、羽根数 $Z_{imp} = 12$ （部分羽根6枚）についてはこれまでの実績⁸⁾ならびにポンプ系の不安定の可能性をより少なくすることを考慮して決定した。図11にインデューサと主羽根車の組立状態を示した。

表4 主羽根車主要設計諸元

必要 N P S H* (m)	346.5
吸込比速度* (rpm,m ³ /min,m)	1,134
入口流量係数： ϕ_3	0.160
出口流量係数： ϕ_4	0.111
圧力係数： ψ_3	0.595
入口羽根角度： β_{rs} (度)	12.7°
出口羽根角度： β_{imp} (度)	35°
入口幅： b_3 (mm)	7.97
出口幅： b_4 (mm)	3.82
出口羽根厚さ： t_4 (mm)	2
羽根数**： Z_{imp}	12

* 設計流量の10パーセント増での値

**部分羽根6枚

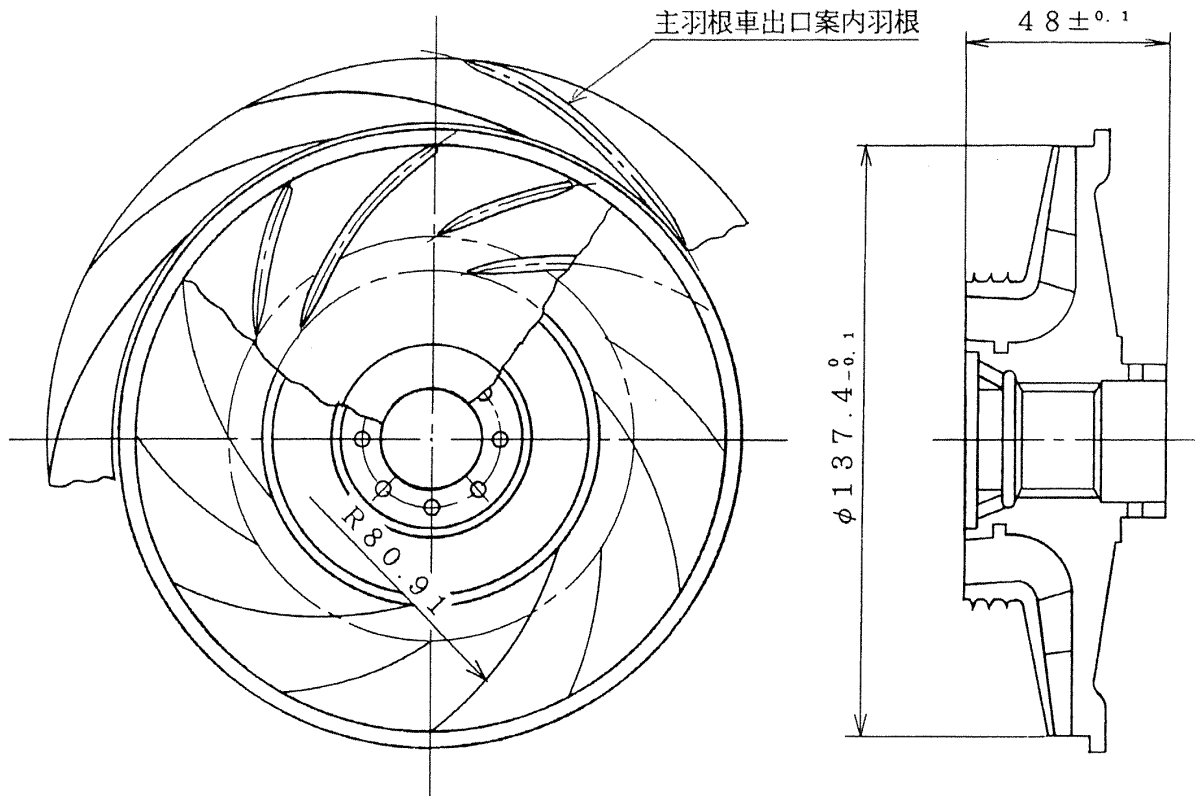


図10 主羽根車および出口案内羽根概略形状

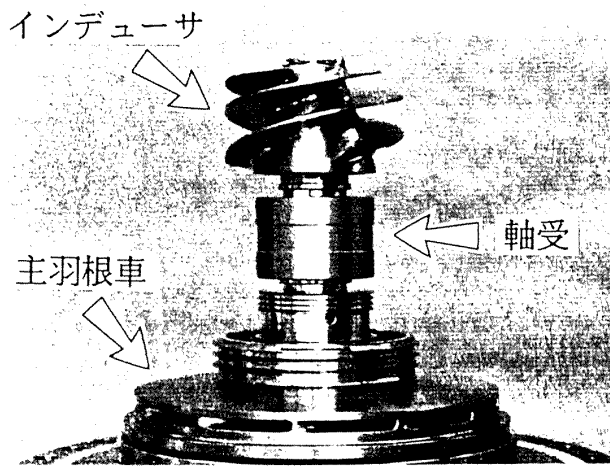


図11 インデューサと主羽根車

2.2.3 軸推力の調整

軸受の負荷を軽減するための軸推力調整には、次の方法を用いた。まず、主羽根車出口案内羽根の採用は主羽根車出口の周方向圧力を均一にし、半径方向推力を軽減するものと考えた。軸方向推力の軽減は、主羽根車自身をバランスピストンとするバランスピストン方式⁹⁾にて行った。バランスピストンの説明図を第12図に示した。主羽根車の後面シュラウドとケーシングの間に2個のオリ

フィスを作り、このオリフィス間の圧力変化によってバランス機能が生じる。したがって、両タンデム軸受は、ケーシングに対して移動可能となっている。バランスピストンの設計における特性を第13図に示した。図中のバランスピストン力は、主羽根車をインデューサ側に押す力である。

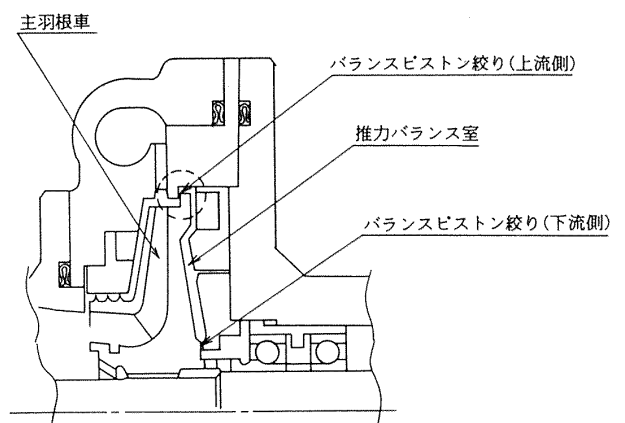
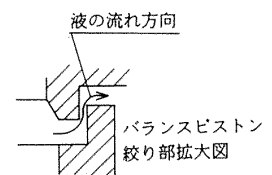


図12 バランスピストン説明

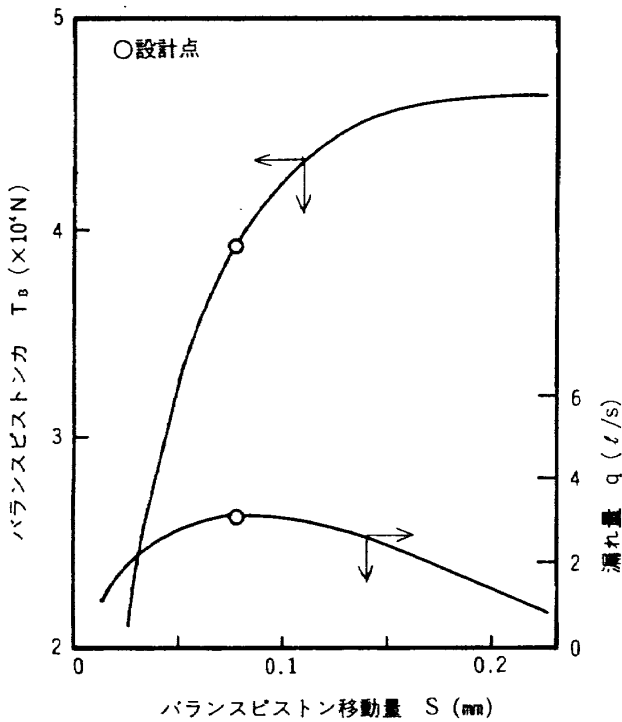


図13 バランスピストンの特性

軸推力を調整後、ポンプ流体（設計回転数で約 3 l/s）の約 75% は主羽根車後部のオリフィスを通り主羽根車入口直前へ戻る。一方、残りの約 25% の液は、2 個の軸受を冷却した後供試ポンプの外部へ放出される構造とした。図14にバラン

スピストンを通る液の経路を示した。

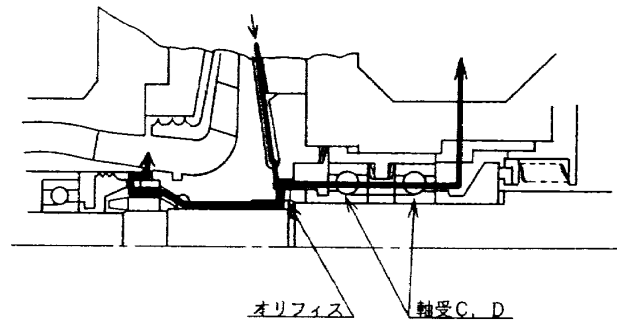


図14 バランスピストンを通る液の経路

2.2.4 軸受および軸封装置

軸受は、全てポンプ流体によって冷却される実液冷却自己潤滑方式¹⁰⁾（保持器にテフロンを含有）である。ポンプ流体（液体水素）の軸封は、金属ベロー式メカニカルシール¹¹⁾により行い、メカニカルシールを漏れる微量の低温水素ガスを駆動側と分離するため、動圧型セグメントシール¹²⁾を採用した。このセグメントシールの中間にガスヘリウムを供給し、水素ガスを駆動側と完全に分離した。

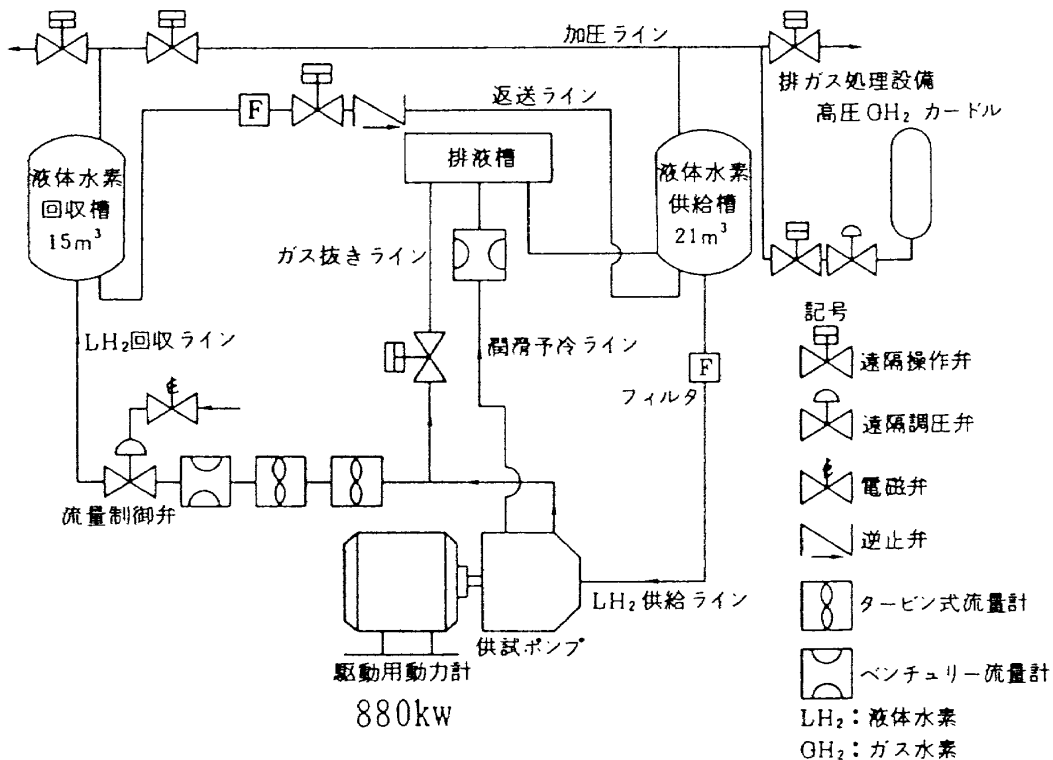


図15 液水ポンプ試験設備

3. 試験装置と方法

本供試ポンプの試験は、宇宙開発事業団角田ロケット開発センターの推進薬供給系試験設備¹³⁾ (図15) を使用して行った。供試ポンプは、880 kwの直流電気動力計により駆動される。

供試ポンプの定常運転時の一般流力性能ならびに軸振動を調べる試験では、試験前の十分な予冷の後、ポンプに十分な有効 NPSH を与えるよう

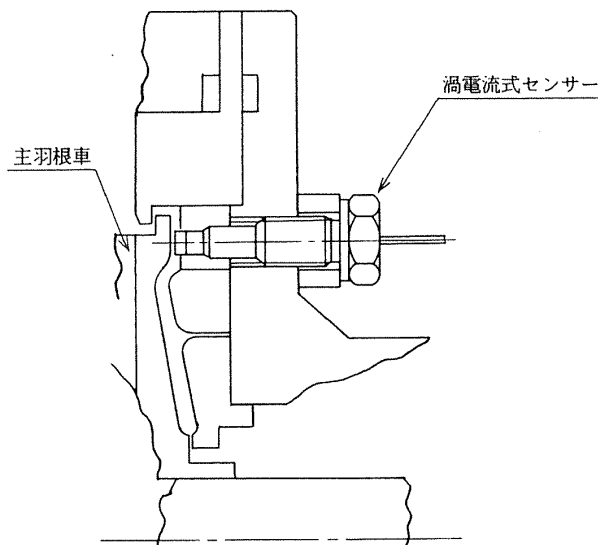


図16 (a) 主羽根車軸方向振動測定部詳細

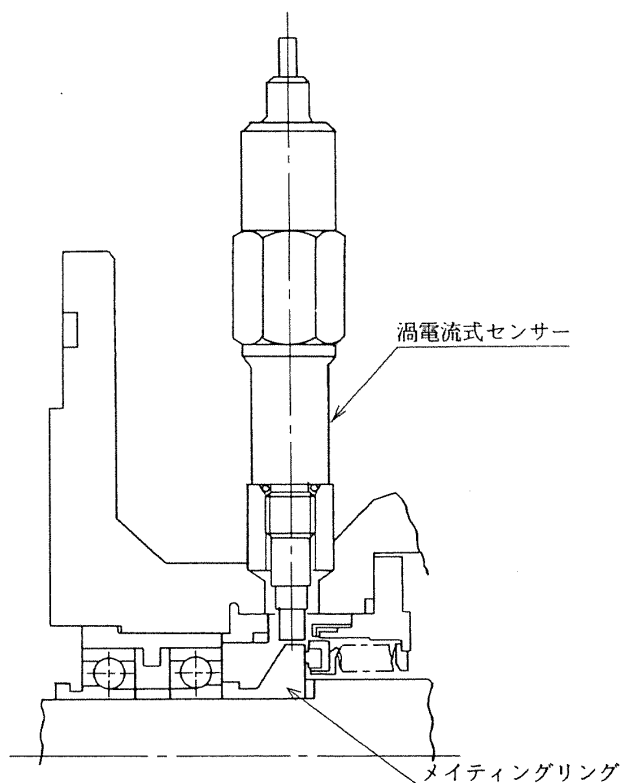


図16 (b) 軸振動測定部詳細

供給タンクをガス加圧し、ポンプ回転数を設定し、ポンプ出口側の流量制御弁を調節して、流量比 (Q/Q_d , Q_d : 設計流量) の異なるデータを取得した。ポンプ吸込性能ならびに入口圧力と軸振動の関係を調べる試験では、十分な予冷の後、供給タンクを加圧して十分な NPSH を与え、回転数と流量を設定し、一定の試験回転数に達した後に、供給タンクに加圧を停止し、さらにポンプの吸込みと供給タンク内のガスの排気を併用して有効 NPSH を低下させた。

供試ポンプの運転中には、主羽根車 (バランスピストン) の軸方向移動量ならびに軸の半径方向変位 (軸振動) を渦電流式センサーで測定した。軸振動の測定部詳細を図16 (a), (b) に示した。図16(a)は、主羽根車後面シュラウド面と直角にセンサーを固定し、主羽根車軸方向移動量 (軸方向振動) を測定した。軸振動は、図16(b)に示されるメカニカルシールのメイティングリングの外周で測定した。圧力測定は、歪ゲージ式センサーにより行った。温度測定は、吸込性能を求めらるうで特に重要なポンプ入口、出口温度は白金測温抵抗温度計により求めた。軸トルクは、電気動力計の振子自動天秤の変位から求めた。回転数は、電磁式高周波コイル型ピックアップにより求めた。流量測定には、タービン式流量計を用いた。ポンプ性能に関するデータ処理は全て計算機を中心とするデータ処理装置により行った。また軸振動データは高速フーリエ解析機 (FFT) により解析した。試験状況を図17に示した。

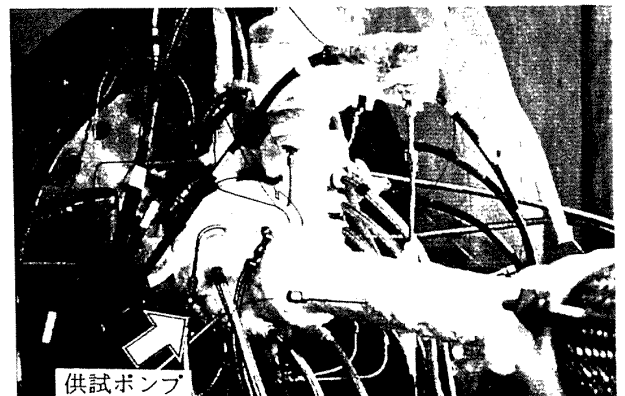


図17 液体水素による試験状況

4. 結果と考察

4.1 流力性能

図18に供試ポンプの一般性能を示した。揚程ならびに効率ほぼ予想どおりの値であった。本試作ポンプの吸込性能を第19図に示した。図の横軸上の矢印(↑)は、有効 NPSH が速度揚程のみの値、すなわちポンプ入口の液体水素は飽和蒸気圧状態であることを示している。したがって、本試作ポンプは、N=50,000 rpm の高速下においても性能低下をほとんど示すことなくポンプ入口が

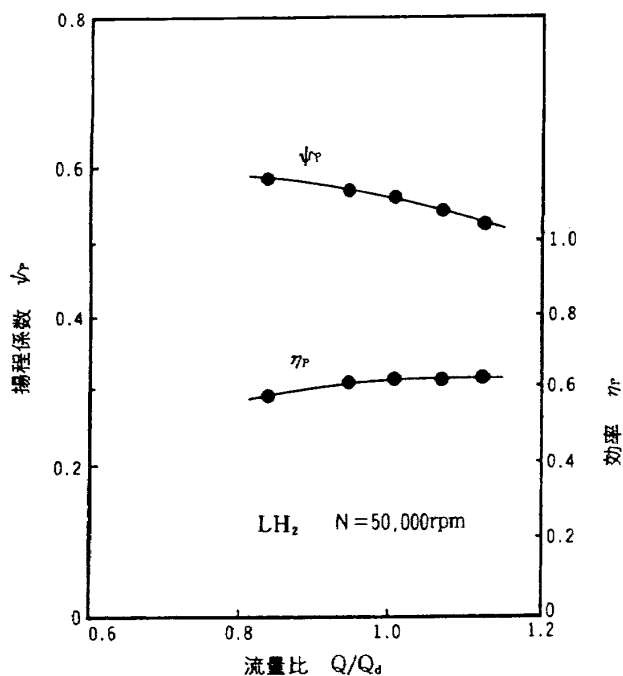


図18 試作ポンプの一般性能

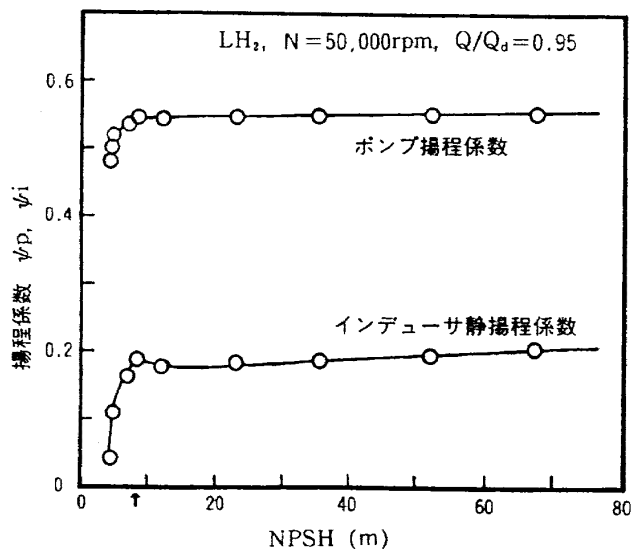


図19 試作ポンプの吸込性能

飽和蒸気圧状態の液体水素を昇圧したことになる。

4.2 軸系の振動

図20(a),(b)に試作ポンプのメカニカルシールのメイティングリング外周で測定した軸振動の周波数分析結果を示した。この試験では、ポンプ起動後回転数を上昇させ、ポンプ流量比 $Q/Q_d = 0.85$ として $N=30,000$ rpm および $N=40,000$ rpm で約20秒間、さらに $N=50,000$ rpm で約70秒間回転数を保持した。したがって、図20(a)の解析についてはこの3つの回転数付近では、解析に必要なサンプル数が多いため、精度の高い結果が得られたが、これ以外の回転数については、サンプル数が少ないため、かなりの誤差が含まれている。軸振動の様子は、 $N=30,000$ rpm 付近で振幅が最大となるが、回転数の増加とともに振

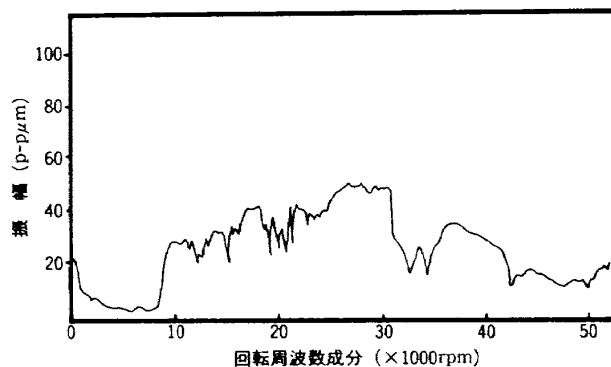


図20(a) 試作ポンプの軸振動解析結果

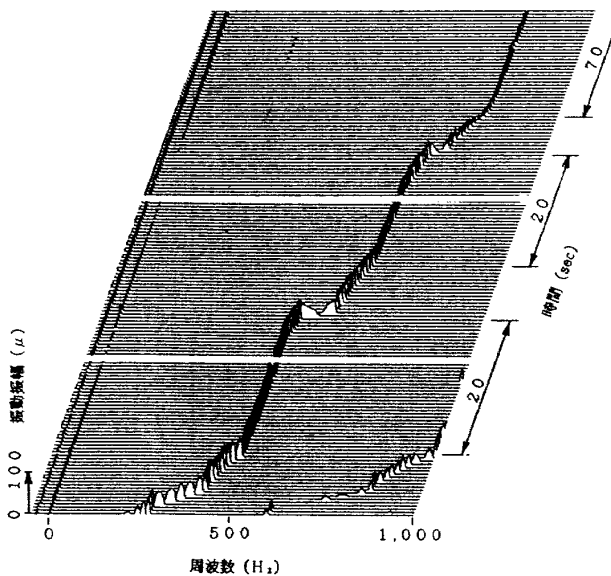


図20(b) 軸振動の三次元スペクトル解析

幅は小さくなり、設計回転数 $N = 50,000 \text{ rpm}$ では、振幅はかなり小さな値となった。図20(b)に示した同データの三次元スペクトル解析から、液体水素ポンプに現われ易い回転同期付近の回転非同期軸振動は、発生していないことが確認された。

次に、上記試験における主羽根車の軸方向変位の振動成分の周波数分析結果を図21(a),(b)に、主羽根車（バランスピストン）の軸方向移動量を図22に示した。図21(a)のピークホールドのデータから回転数の上昇に伴って、その振動振幅はわずかに増加しているが、絶対値は小さい。また図20(b)と同様に、回転同期以外の振動成分はごくわずかである（図21(b)）。図22の+側はポンプ入口方向（インデューサ側）を示す。主羽根車（軸）は、回転数上昇と同時に速やかにポンプ入口方向に約 $200 \sim 230 \mu\text{m}$ 移動し、軸推力のバランスを

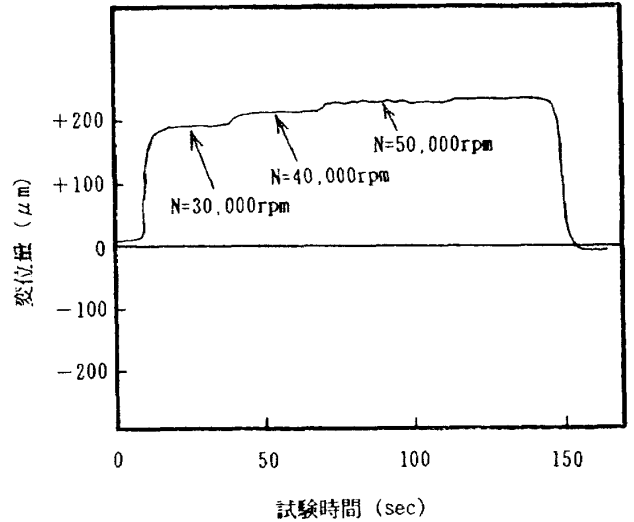


図22 主羽根車軸方向移動量

とっている。また、ポンプの回転停止と同時に元の位置へ復帰している。バランスピストンの役目をする主羽根車にも異常な振動は発生せず、極めて安定に作動したことが確認された。

ロケットエンジンにおいては、一般にポンプは次のように運転される。まず数秒間で停止状態から定格運転に入り、約数分間の定格運転が行われ、最後に同じく数秒間で定格運転からの停止が行われる。本供試ポンプについても、上記運転状態を模擬した試験を行い、その間の軸振動の様子を調べた。本供試ポンプは電気モータによって駆動したが、ロケットエンジンでの運転と同程度の加速・減速が可能であった。この模擬試験時の三次元スペクトル解析を図23に示した。急加速・減速時にも回転同期以外の振動は極めて少ない。

ポンプ入口圧力を広範囲に変化させた場合の軸

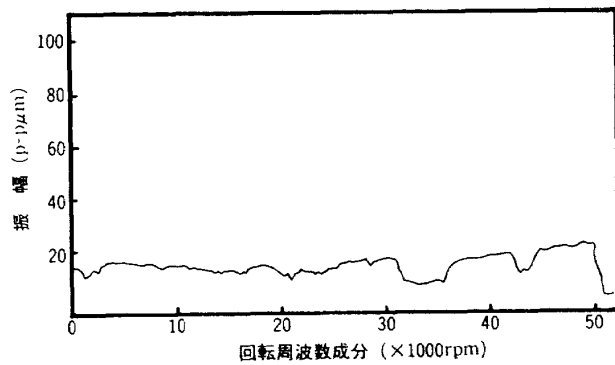


図21 (a) 主羽根車軸方向振動解析結果

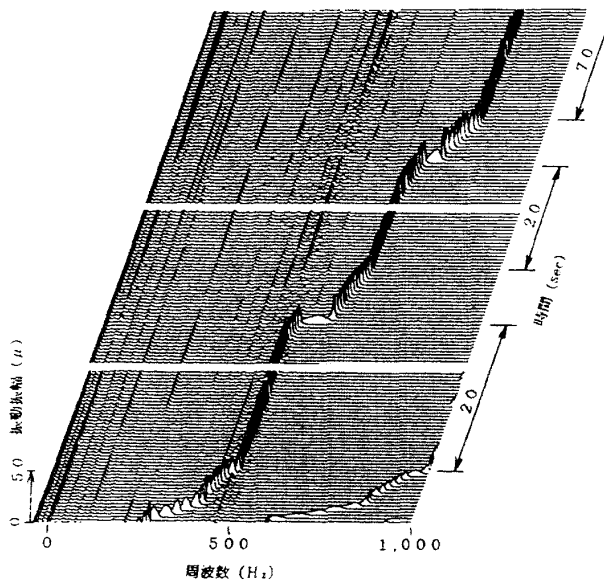


図21 (b) 主羽根車軸方向振動の三次元スペクトル解析

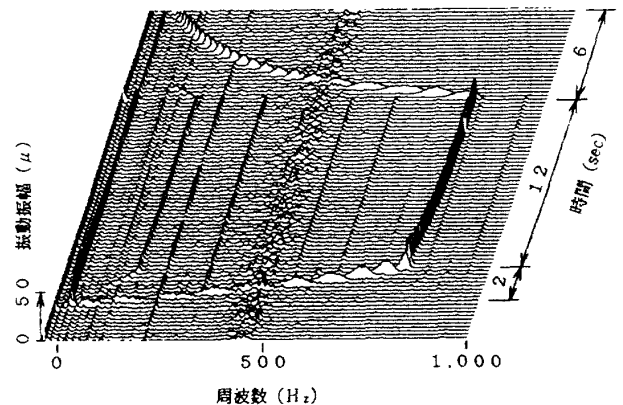


図23 急起動・停止運転における軸振動

振動の挙動を調べた結果が図24である。なお、この試験時のポンプ吸込性能曲線は図19に示したものであり、広範囲なNPSH に対して軸の挙動を調べることができた。特にインデューサやポンプの揚程低下が起こる NPSH 付近では既述のようにインデューサは気液二相の運転状態となっている。インデューサがこうした苛酷な条件においても回転同期以外の軸振動の原因にはならない点は注目すべきである。

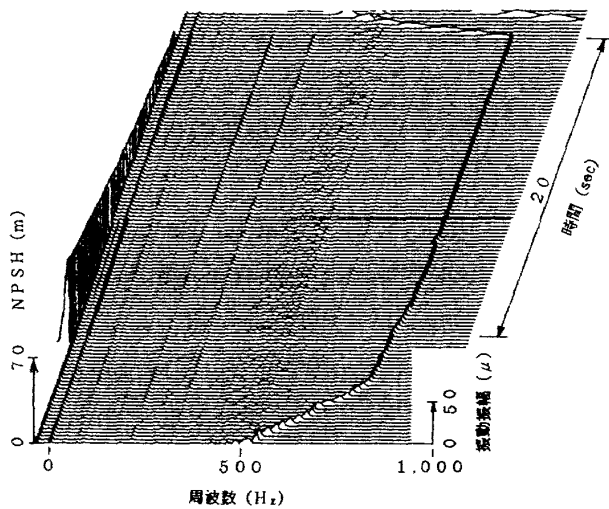


図24 インデューサ NPSH と軸振動の関係

図20(a), (b)に見られた $N=30,000$ rpm 付近の振幅の山は、危険速度の存在を考えるよりはむしろ軸受とケーシングの間のすきま（直径すきまが約 $50\ \mu\text{m}$ で構造上必要なもの）のために、軸受がその範囲内で振れ回ったものと見ることが出来る。このすきまは、運転中液体水素によって満たされているので、山本のモデル¹⁴⁾のように、軸系は極めて小さなバネ定数の軸受によって支えられると仮定して、図5の軸系について伝達マトリックス法により計算を行った。インデューサと遠心羽根車にアンバランス量（各々 1.5×10^{-3} Ncm）を同位相で付加し、軸受部に各々 $50\ \text{NS/mm}$ の構造減衰係数を仮定した。なおこの構造減衰係数の値はLE-5エンジン液水ポンプの開発時³⁾に経験的にえた値である。上記メカニカルシールのメイティングリング外周における振動の計算結果を図25に示した。図中には、軸受とケーシングの間にすきまが無いと仮定した（バネ定数

$K=10^8\ \text{N/m}$ ）ときの計算結果も示した。興味あることは、軸系の変位を容易に許すバネ定数 $K=10\ \text{N/m}$ の場合でも、 $N=50,000\ \text{rpm}$ における軸振動の振幅はかなり小さな値である。

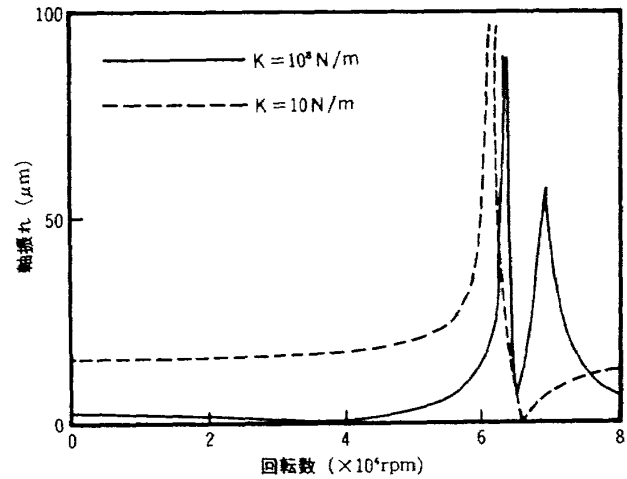


図25 軸振動計算値

5. むすび

小型高速液体水素ポンプについて、その軸系の振動を抑制することを目的として、設計回転数を第1次危険度以下とする設計を試みた。インデューサと主羽根車の間に案内羽根を設け、これが軸受を支持し、主羽根車は、軸受の間に組込まれる構造とした。さらにインデューサおよびポンプ主羽根車は軽量のチタン合金材料により製作した。

本試作ポンプは、設計回転数 ($N=50,000\ \text{rpm}$) において、広範囲な流量比と NPSH に対して安定した軸系の振動特性を示した。

なおこの設計手法は LE-7 液体酸素ポンプに採用し、好結果が得られている。

最後に、本試作ポンプの製作を担当した石川島播磨重工業㈱の担当者に心からの感謝の意を表す。

参 考 文 献

- 1) 上條, 宇宙空間推進系とターボ機械, ターボ機械 14-8 (昭61-8), 474
- 2) D. W. Childs., The Space Shuttle Main

- Engine High Pressure Fuel Turbopump Rotor-Dynamic Instability Problems. ASME, J. Eng for Power, 100-1 (1978), 48.
- 3) K, Kamijo., 他 2 名, Development of Liquid Oxygen and Hydrogen Turbopumps for the LE-5 Rocket Engine, AIAA, 81-1375R (1981).
 - 4) K, Kamijo., 他 5 名, Design of LE-7 LOX Turbopump, ISTS (1986).
 - 5) R. J. Triuisonno., Fortran IV Computer Program for Calculating Critical Speeds of Rotating Shafts, NASA TN D-7385, (1973).
 - 6) D. W. Childs & D. S. Moyer., Vibration Characteristics of the HPOTP (High-Pressure Oxygen Turbopump) of the SSME (Space Shuttle Main Engine), ASME Paper 84-GT-31 (1984).
 - 7) 宮地, 星谷, 祖父江, ロータの不釣合によって生じるジェットエンジンの振動の研究 (第 1 報), 航技研報告 TR-487 (1977).
 - 8) 上條ほか 5 名, 液体水素ポンプの実験, 航技研研究発表会前刷集, (昭和 52-11).
 - 9) Zachary, A. T., 他 2 名, Turbopumps for Cryogenic Upper Stage Engine, NASA CR-120193, (1973-12).
 - 10) M, Nosaka 他 4 名, Experimental Study on Lubricating Performance of Self-Lubricating Ball Bearings for Liquid Hydrogen Turbopumps, ASLE Preprint No.86-TC 3E-1 (1986).
 - 11) 野坂ほか 4 名, 液体水素用高速・接触式メカニカルシールの密封特性に関する研究 (第一報) 液体水素ターボポンプ用メカニカルシールの開発, 潤滑 29-1 (昭和 59), 35.
 - 12) 鈴木ほか 3 名, 液酸ターボポンプ軸シールのシール性能と耐久性, 航技研報告 TR-717 (昭和 57-7).
 - 13) K, Kamijo., K, Hirata., Performance of Small High Speed Cryogenic Pumps, ASME, J. Fluid Eng., 107-2 (1985), 197.
 - 14) 山本, 軸受にがたのある場合の危険速度について, 機械学会論文集, 21-103 (第一部), (昭和 30), 186.

航空宇宙技術研究所報告1118号

平成3年7月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町7丁目44番地1
電話三鷹 (0422) 47-5911 (大代表) 〒182
印刷所 株式会社 セイコー社
東京都調布市西つつじヶ丘1丁目5番地15
