

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-1359

## LE-7 液酸ターボポンプインデューサの 回転非同期軸振動の抑制

渡 邊 光 男・長 谷 川 敏・渡 辺 義 明  
橋 本 知 之・吉 田 誠・山 田 仁

1998年7月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

## 目 次

1 . はじめに .....	2
2 . 供試体 .....	2
3 . 試験装置・試験方法 .....	5
4 . インデューサの回転非同期軸振動 .....	6
5 . キャビテーションによる軸振動の抑制 .....	9
6 . むすび .....	15
7 . 参考文献 .....	15

# LE-7 液酸ターボポンプインデューサの 回転非同期軸振動の抑制\*

渡 邊 光 男\*<sup>1</sup> 長 谷 川 敏\*<sup>1</sup> 渡 辺 義 明\*<sup>1</sup>  
橋 本 知 之\*<sup>1</sup> 吉 田 誠\*<sup>1</sup> 山 田 仁\*<sup>1</sup>

## Suppression of Super-synchronous Vibration of the LE-7 LOX Pump Inducer.

Mitsuo WATANABE Satoshi HASEGAWA Yoshiaki WATANABE  
Tomoyuki HASHIMOTO Makoto YOSHIDA Hitoshi YAMADA

### ABSTRACT

During development of the liquid oxygen turbopump of the LE-7 engine, super-synchronous shaft vibrations with a frequency of about 1.0 ~ 1.2 times that of the turbopump shaft rotational speed were often observed as the pump inlet pressure decreased. From the investigations of the cavitating inducer, it was shown that those super-synchronous vibrations were caused by rotating cavitation and it deeply related with tip cavitation in the inducer.

Cavitation tests of the liquid oxygen turbopump were performed to suppress these super-synchronous vibrations using geometrically different inducer inlet suction rings. Tests were conducted using liquid nitrogen as working fluid at the High Pressure Turbopump Test Facility at the Kakuda Research Center.

Results of these tests showed that an inducer inlet suction ring with moderately increased diameter of the inducer inlet was most effective to suppress rotating cavitation and it was also shown that the inducer delivery pressure did not change even when the cavitation number decreased.

**Key words:** Rocket, H-II, LE-7 Turbopump, Inducer, Non-Synchronous Vibration, Rotating Cavitation

### 概 要

LE-7 液酸ターボポンプの開発過程において、初めて回転非同期の軸振動が問題となった。この振動は詳細な検討の結果、インデューサに発生する旋回キャビテーションに誘発されたものと判断できた。旋回キャビテーションは、その発生形態からチップキャビテーションと深くかかわっていることが推定できた。そこで、チップ隙間を変えた数種類のイ

---

\* 受付け 平成 10 年 4 月 6 日 受付 (received 6 April 1998)

\* <sup>1</sup> 角田宇宙推進技術研究センター・ロケット推進研究部 (Kakuda Research Center, Ramjet Propulsion Research Division)

インデューサ入口リングを製作して試験をかさねた結果、ある一定の条件のもとにインデューサ入口を広げた形状において旋回キャビテーションはほぼ消滅することが判明した。また、このケーシング形状は揚程の落込みなどもみられず安定することが確認された。

## 1. はじめに

我が国が自主開発したH- ロケットは、現在技術試験衛星等の打ち上げに運用され、当初予定された成果が得られている。H- ロケット第一段用エンジンのLE-7エンジンは、二段燃焼サイクル方式<sup>(1)</sup>を用い推力100トン、燃焼圧力13 MPaの大型ロケットエンジンである。本エンジンは主燃焼器とタービン駆動ガスを生成するプリバーナを有している。酸化剤は液体酸素ターボポンプにより全体積流量の約80%が主燃焼室に、残り20%がプリバーナに高圧で送られる。本エンジンに用いられる推進剤供給系ターボポンプの特徴は大流量、高吐出圧が要求されていることである。

ロケット用ターボポンプでは、軽量化を図るためポンプは必然的に高速化し、また高性能化が迫られる。ポンプに関してはこの高速化に伴い吸込性能が劣化するため、吸込性能を確保するために主羽根車の直前にインデューサを設けている。LE-7エンジンでは信頼性の向上、構造の簡素化のために吸込性能を向上させるための低速ブーストポンプは採用しない方式とした。したがって、インデューサの使用条件は極めて厳しく、その吸込性能は液体酸素ターボポンプの性能を決定する重要な要素と

なっている。

LE-7液体酸素用インデューサは吸込性能の向上のために各種試験が実施されてきたが、その開発過程において、インデューサに発生する旋回キャビテーションが原因と考えられる回転数の約1.2倍程度の周波数を有する回転非同期軸振動が発生し<sup>(2)-(4)</sup>、この振動抑制に多大な時間が費やされた。米国のスペースシャトル主エンジン(SSME)の液酸ターボポンプ<sup>(5)</sup>、欧州で開発されたバルカンエンジンの液水ターボポンプ<sup>(6)</sup>、あるいはLE-7エンジンの液水ターボポンプ<sup>(7)</sup>でも同様な現象が報告されており、旋回キャビテーションを伴う回転非同期振動はロケット用ターボポンプのインデューサに共通する問題であることが改めて明らかになった。

本報告は、LE-7用液体酸素ターボポンプインデューサの吸込性能およびキャビテーション振動が原因と考えられた回転非同期軸振動とその抑制策について述べたものである。

## 2. 供試体

図1にLE-7液体酸素ターボポンプ構造の概略を、表1には主要設計諸元をそれぞれ示した。毎秒約0.2 m<sup>3</sup>の液体酸素はインデューサによって吸込み、昇圧され、主ポンプ

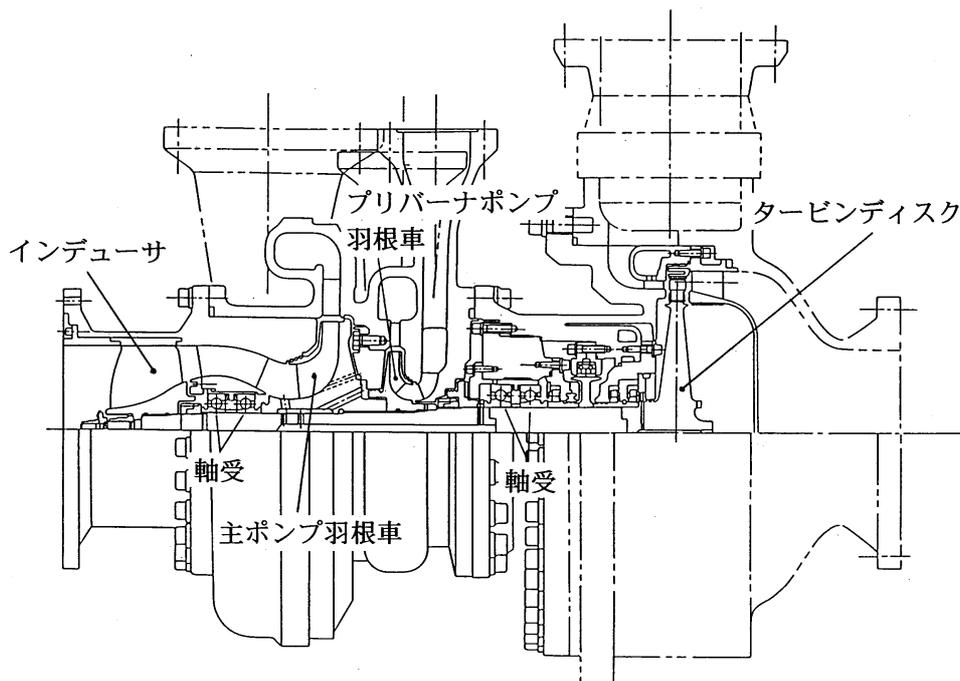


図1 LE-7液体酸素ターボポンプ概略図

表1 液体酸素ターボポンプの主要設計諸元

回転数 (rpm)	20,000
主ポンプ	
質量流量 (kg/s)	229.1
圧力上昇 (MPa)	20.9
効率 (%)	75
プリバーナポンプ	
質量流量 (kg/s)	43.8
圧力上昇 (MPa)	11.4
効率 (%)	65

で約20 MPaまで昇圧される。その吐出し流量の約20%がプリバーナポンプに送られ、さらに約30 MPaに昇圧される。主ポンプおよびプリバーナ用ポンプは1段の高圧衝動タービンで駆動される。インデューサは大流量のうえ低吸込圧力を満たすため外径を大きくする必要がある。インデューサを主ポンプ羽根車直前に設置し、羽根車とインデューサの間にほとんど隙間がない状態いわゆる直結方式にした場合、主羽根車の入口径/出口径の値が大

きくなり高い効率は望めない。したがって、インデューサと主羽根車の間に案内羽根を設け、主ポンプ入口径を小さくした。またこの案内羽根には軸受を支える機能を持たせた。インデューサ入口リングは交換可能であり、任意の形状のリングを組込むことができる。

軸系を支持する軸受は共に液体酸素により冷却される自己潤滑方式<sup>(8)</sup>であり、軸シールはポンプ(液体酸素)側とタービン(燃焼ガス)側にはカーボン製のフローティングリングシール<sup>(9)</sup>を使用し、さらに洩れたガスを分離するカーボン製セグメントシール<sup>(9)</sup>が中間に設けてある。また、軸方向の推力調整は主ポンプ羽根車の後面シュラウドを直接バランスディスクとして利用するバランスピストン方式と、バランス室から主羽根車入口に通じるバランスホールを利用するバランスホール方式の二種類のセルフバランス方式を併用している<sup>(10)</sup>。加えて、より適正なバランス位置を達成するために、バランス室圧力調整用のバランスホールと主羽根車前面シュラウドに対向するケーシング側にスワールブレイカーを設けた。図2にはLE-7エンジンの開発試験に用いた液体酸素ターボポンプのカットモデルを示す。ちなみに、実際にフライトに供されているLE-7エンジンでは、開発過程におけるエンジンシステム側からの設計変更により、液体酸素

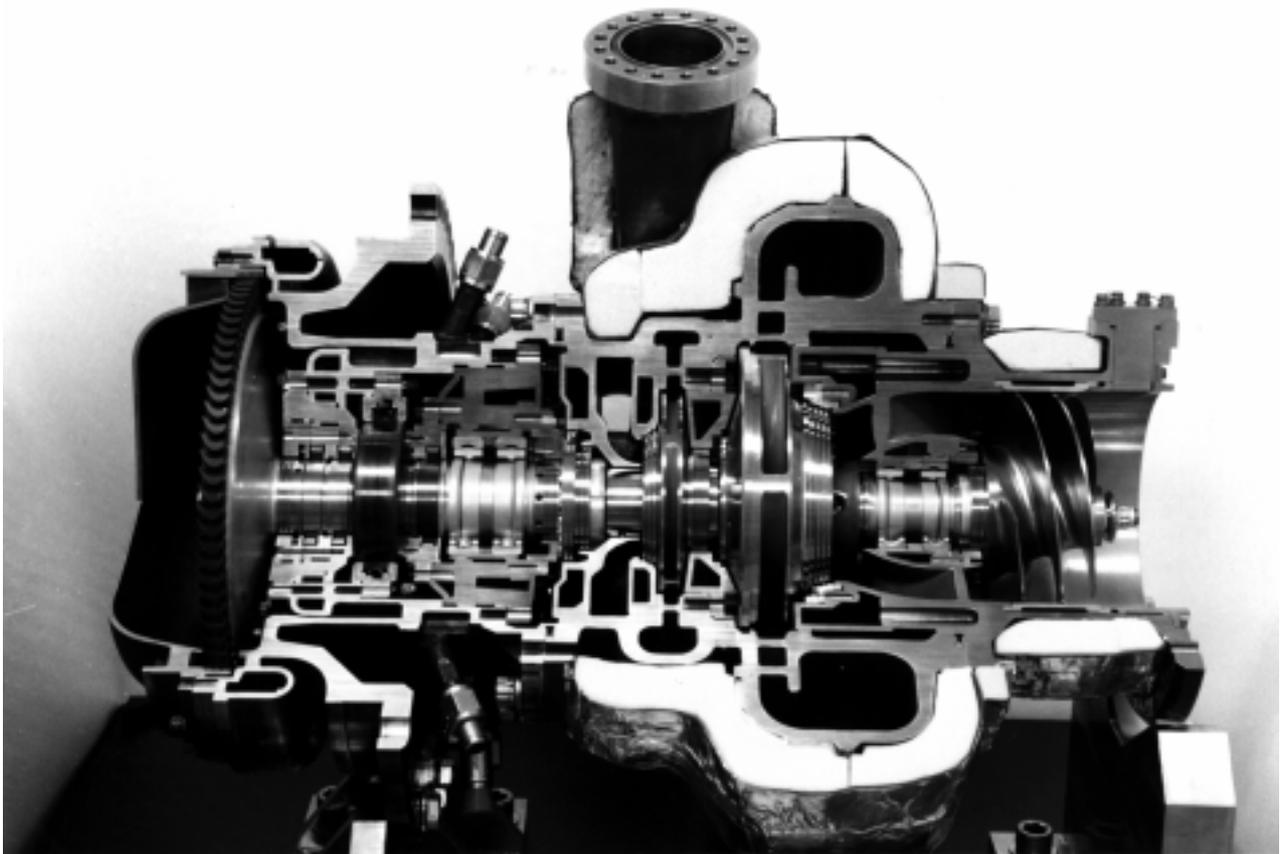


図2 開発試験に使用した液体酸素ターボポンプ

ターボポンプは回転数にして約 1 割程下げて運用されているが、前述の基本設計に変更は加えていない。

インデューサの主要設計諸元を表 2 に示す。また図 3 にインデューサの外観を示した。インデューサはヘリカル形状の 3 枚羽根であり、羽根前縁リーディングエッジは  $90^\circ$  の後退角を有している。入口部は平板翼とし、中央部から出口部にかけて円弧翼とした。本インデューサは揚程が大きく、入口部における翼高さも大きいいため特に入口部において羽根に加わる負荷が大きい。したがっ

て、いくつかの羽根形状に対する内部流れ解析<sup>(11)</sup>と応力解析<sup>(12)</sup>の繰返しにより形状を決定した。羽根の根元の応力を抑えるために、ハブにおける羽根厚みをかなり大きくし、材料も極低温で強度を増す INCONEL718 を選定した。インデューサケーシングを図 4 に示した。ケーシングに組込む入口リングについては、回転非同期の軸振動の抑制を目的として数種類を試作し、その代表的な形状を表 3 に示した。

表 2 インデューサの主要設計諸元

回転数, $N$ (rpm)	20,000
必要 NPSH, (m)	30.0
吸込比速度, $S$ ( $\text{m}^3/\text{s}, \text{s}^{-1}$ )	2.10
キャピテーション係数, $\sigma$	0.017
羽根数	3
入口流量係数*, $\phi_1$	0.083
出口流量係数*, $\phi_2$	0.104
揚程係数*, $\psi$	0.14
直径, $D_i$ (mm)	149.8
入口チップ羽根角度, $\beta_{t1}$ (degree)	7.5
出口チップ羽根角度, $\beta_{t2}$ (degree)	9.0

\* 設計流量の 1.07 倍での値

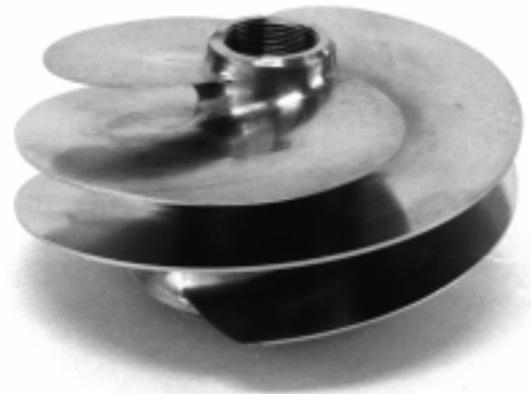


図 3 インデューサの外観図

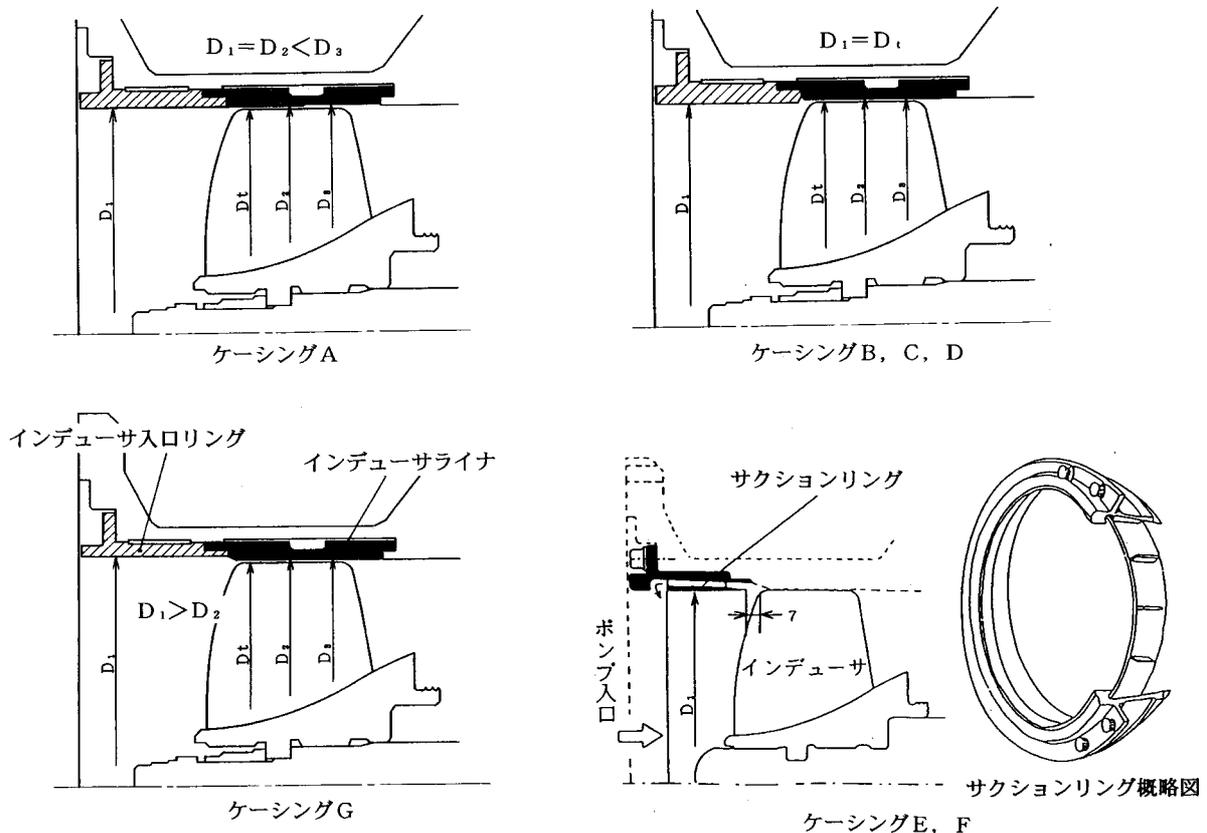


図 4 ケーシング形状

表3 インデューサケーシングの寸法

	入リング内径 D <sub>1</sub> (mm)	ライナ前半内径 D <sub>2</sub> (mm)	ライナ後半内径 D <sub>3</sub> (mm)	半径チップ隙間 C <sub>2</sub> (mm)
ケーシングA	150.8	150.8	151.4	0.5/0.8
ケーシングB	149.8	150.8	150.8	0.5
ケーシングC	149.8	151.3	151.3	0.75
ケーシングD	149.8	151.8	151.8	1.0
ケーシングE	146.0	150.8	150.8	0.5
ケーシングF	146.0	151.3	151.3	0.75
ケーシングG	153.0 154.0 155.0	151.3 151.4 151.4	151.3 151.4 151.4	0.75 0.8 0.8

ケーシングはインデューサ入リングとインデューサライナを個々に組合せている

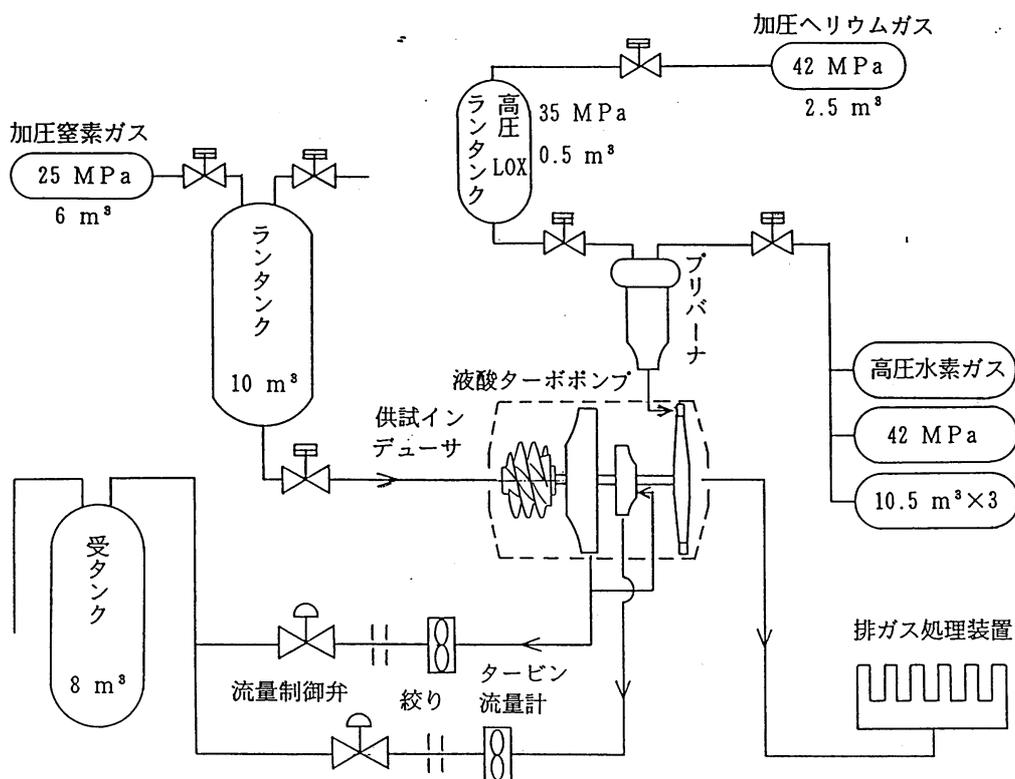


図5 LE-7 液体酸素ターボポンプ試験設備系統図

### 3. 試験装置・試験方法

図5に示した本設備では、液体酸素および模擬液の液体

酸素をポンプ作動流体とすることができる。タービン駆動ガスは常温の高圧水素ガス、もしくは高圧水素ガスと高圧液体酸素を用いた水素過濃高圧燃焼ガスによって行

う。インデューサの流量は、主ポンプおよびプリバーナポンプ下流側吐出管に設置された、それぞれのタービン流量計で測定した値の和で求めた。圧力は全てストレングージ式センサーにより求めた。温度測定は高精度が要求されるために、銅-コンスタントンの熱電対を極低温温度校正装置<sup>(13)</sup>(蒸気圧と温度を任意に設定できる)を用いて校正した。校正には液体窒素(-196)を用い、求めた係数を試験シリーズ毎に補正して使用した。ポンプ効率は断熱効率により求めたが、この熱電対による温度測定によってLE-7液体酸素ターボポンプの効率を精度良く求めることができた<sup>(14)</sup>。

液酸ターボポンプの軸系振動は、図6に取付け状態を示した渦電流式変位計により測定した。回転軸に対して40度の角度で取付けられているため、得られる出力は軸方向の出力と半径方向の振動が合成されたものである。さらに軸振動の場所による変化を知る必要が生じたため、図7に取付け状態を示す軸変位計<sup>(15)</sup>も使用した。

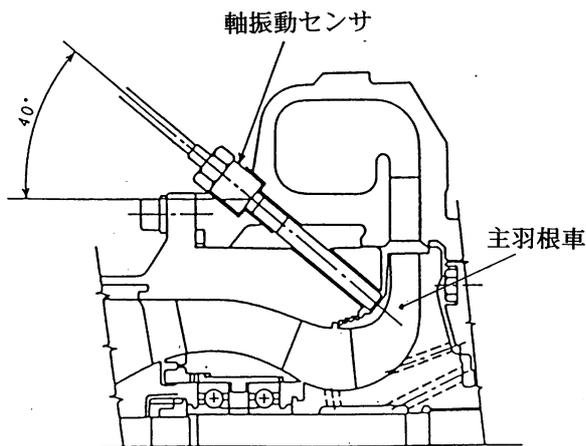


図6 軸振動センサ取付位置

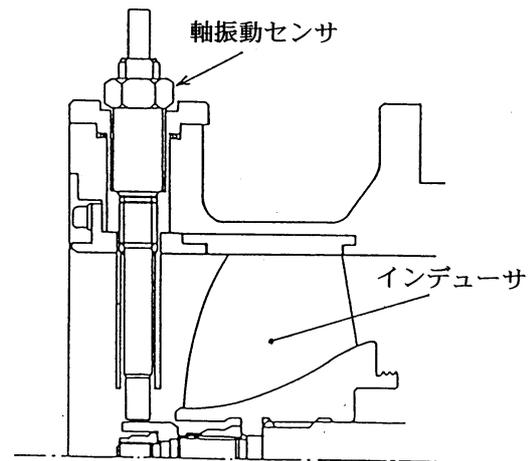


図7 半径方向軸振動センサ取付位置

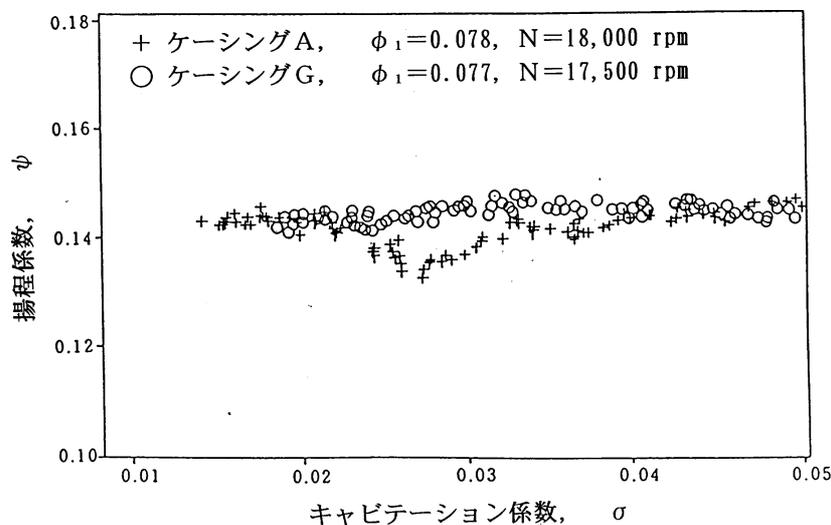


図8 インデューサの吸込性能

インデューサの諸特性は安全性を考慮して模擬液の液体窒素を用い、液体酸素ターボポンプの試験において取得した。

試験は以下の二つの方法で行った。回転数と流量を一定として、定常回転に達した後入口圧力を徐々に低下させてキャビテーション係数を低下させ、回転非同期の軸振動を発生させる吸込性能試験(キャビテーション試験)。この吸込性能試験では、流量の影響を調べるため設計流量の他、約5%流量の多いところと流量の少ないところのデータも併せて取得した。また回転数、流量および入口圧力を一定として、設計流量運転におけるエンジン作動を模擬し、発生する軸振動を解析する定常確認試験を行った。

#### 4. インデューサの回転非同期軸振動

液体酸素ターボポンプの吸込性能試験結果を図8に示す。(+)記号で示した実験点は、インデューサ入口キャ

ピテーション係数 に対する吸込性能曲線である。( ) 記号の揚程曲線を除きそれ以外は全て表3のケーシングAを用いた試験データである。縦軸の揚程係数 と横軸のキャピテーション係数 はそれぞれ次式で示される。

$$= 2 (P_1 - P_c) / W_t^2 \cdots \cdots (1)$$

$$= H / (U_t^2 / g) \cdots \cdots (2)$$

ここで、

$P_1$  : 入口圧力

$P_c$  : 飽和蒸気圧力

: 密度

$W_t$  : 入口チップ相対速度

$H$  : インデューサ揚程

$U_t$  : インデューサチップ周速

$g$  : 重力加速度

である。

ケーシングAは、液体酸素ターボポンプ開発初期に用いられたもので、ポンプ基礎データ取得のために製作されたターボポンプに使用されたものである。表3に示すようにインデューサ入口側とインデューサチップ部の中間までを同一径 ( $D_1 = D_2$ ) とし、羽根後部側の径を大きくしてチップ隙間からの逆流を抑える形状となっている。吸込性能を取得する試験では、ターボポンプの回転数が定常値に達した後に入口圧力を徐々に低下させているため、広範囲のキャピテーション係数に対する揚程が得られている。このインデューサは、キャピテーション係数

0.014 (吸込比速度  $S = 2.40$ ) においても揚程の低下はほとんどなく、設計値 ( $= 0.017$ ) を十分に満足した。ただし、 $= 0.02 \sim 0.05$  の間の揚程係数は一定ではなく、特に  $= 0.027$  付近では大きな揚程係数の落込みが見られる。

図9に図8の(+)記号で示した試験において、図6に示す軸振動センサにより得られた軸振動の三次元スペクトル解析結果を示す。揚程曲線が不安定を示している

$= 0.02 \sim 0.05$  の間では、現象の初期に現れる回転非同期振動の他、回転同期振動の増加が見られる。特に、キャピテーション係数の低下とともに回転非同期の振動が消滅し、回転同期の振動が急増加する  $= 0.032 \sim 0.022$  付近は揚程曲線の大きな落込みと時間的に良く一致する。

図10(a)、図10(b)は回転数の影響と振動成分の方向を調べることを目的として行った吸込性能試験である。回転数は図9の  $N = 18,000$  rpm に対し  $N = 20,400$  rpm とほぼ供試体の上限で行った。振動成分は図6ならびに図7の方法で取付けた軸変位計により測定した軸振動を解析した。図10(a)では回転数が図9より高いため定常のが低くなっているが、両者とも回転非同期の振動は  $= 0.030$  付近で消滅しており回転数の影響は特に見られない。

図10(a)、図10(b)の両者とも  $= 0.038 \sim 0.030$  の間で回転非同期振動が現れて良く対応しており、半径方向の振動成分を測定する図10(b)のセンサによる測定結果から、この回転非同期の軸振動成分は半径方向の成分であることが確認された。図10(a)と比較してインデューサ軸先端で測定した軸振動(図10(b))の振幅が大きいことは、この振動がインデューサ入口附近から強い影響を受けていることを示唆している。同様な振動は開発初期にケーシングAを用いた数多くの試験で発生した。

図11に液酸ターボポンプで発生した軸振動のキャピテーション係数と周波数比(振動周波数  $f_{NN}$  の回転周波数  $f_N$  に対する比)の関係を示した。インデューサ出口流量係数は全て  $= 0.098 \sim 0.102$  の範囲にある。液体酸素、

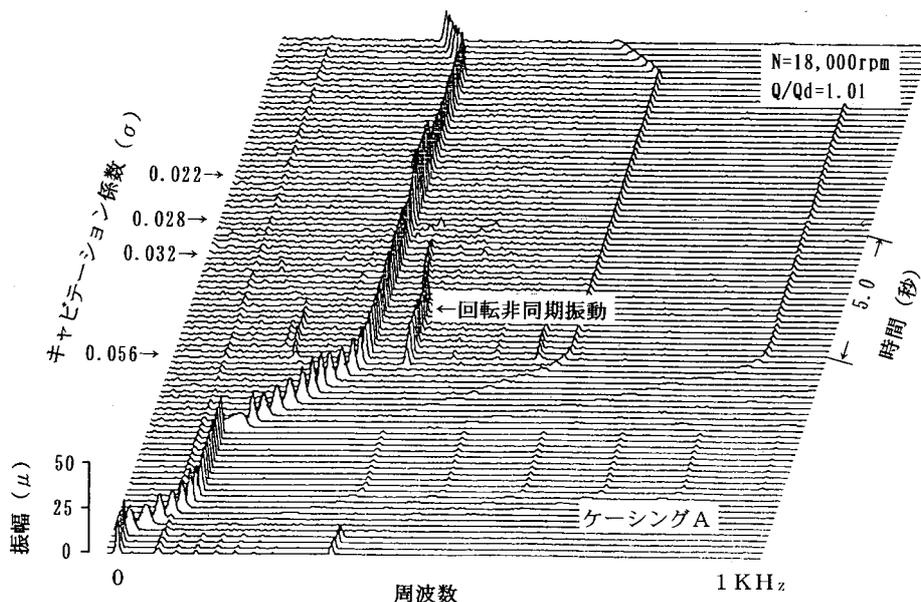


図9 軸振動の三次元スペクトル解析(ケーシングA)

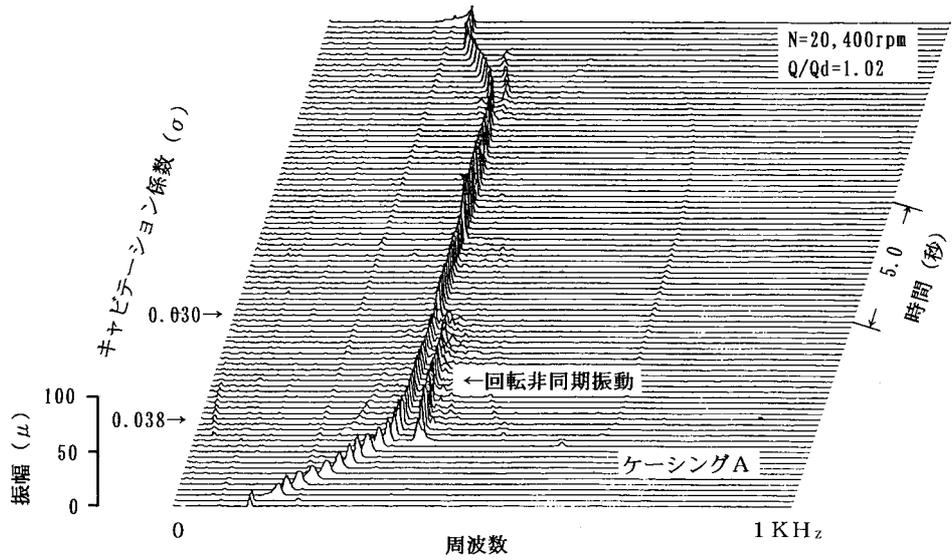


図 10 (a) 軸振動三次元スペクトル解析 (ケーシング A)

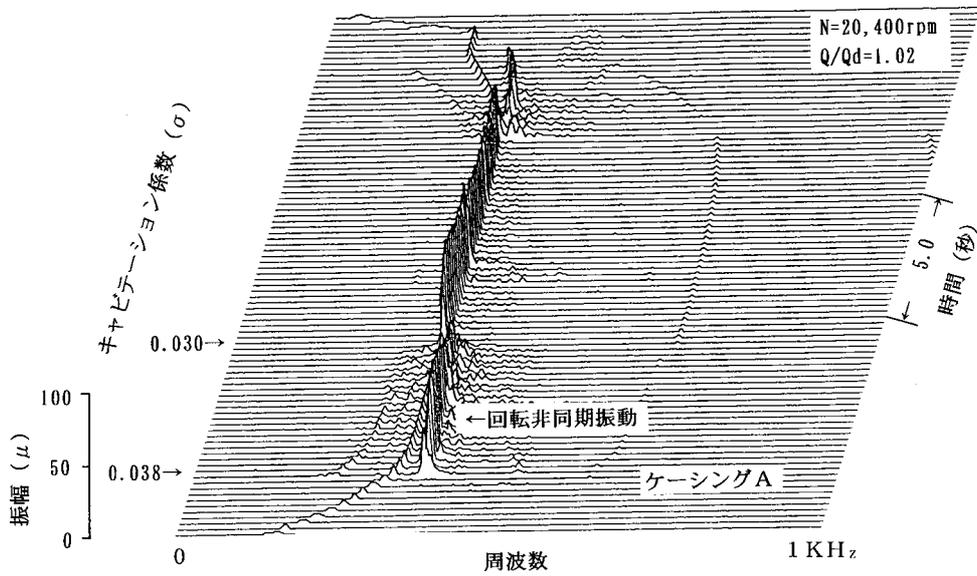


図 10 (b) 半径方向の軸振動成分 (ケーシング A)

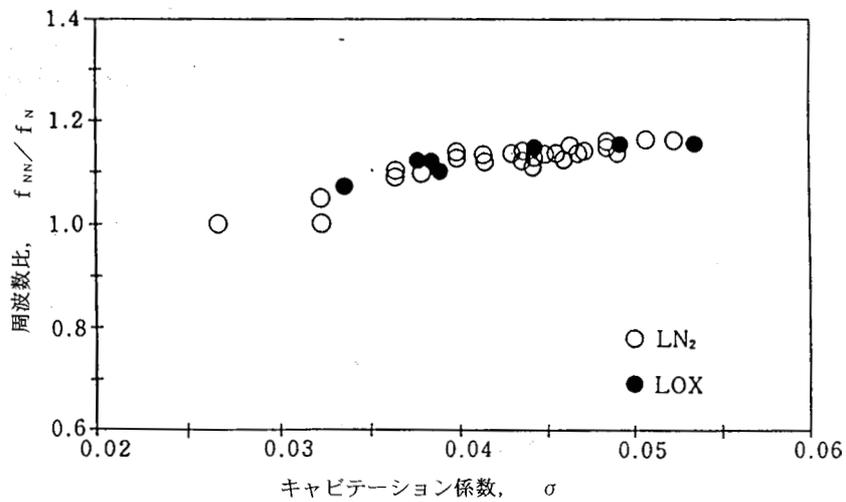


図 11 周波数とキャピテーション係数の関係

液体窒素などの作動流体の種類に関係なくおおよそ  $\sigma = 0.026 \sim 0.054$  の範囲において、周波数比  $1.0 \sim 1.2$  の軸振動が認められる。またキャピテーション係数の低下とともに  $f_{NN}$  も低下し、 $f_{NN} = 1.0$  に近づいていく傾向も認められる。この傾向は、図9の軸振動の解析結果とも良く一致する。

以上述べた軸振動の特徴は以下のように整理される。

- (1) インデューサ入口キャピテーション係数  $\sigma$  のある範囲内で発生する。
- (2) 発生した振動周波数は回転周波数の  $1 \sim 1.2$  倍である。
- (3) その振動周波数はインデューサ入口キャピテーション係数  $\sigma$  の低下とともに低下し、最終的に回転同期となり振動が増加する傾向がある。
- (4) この軸振動が発生すると、インデューサの揚程は低下し、回転同期が増加する状態で最も大きくなる。

これらの特徴を持ち合せた現象は、以下の文献から判断した。

文献(16)で W. Rosenman は、インデューサ回転軸に加わる荷重を測定する方法を用いて、インデューサが流体力学的に発生する半径方向荷重を測定し、軸に加わる荷重がインデューサ回転速度より10%程度速い速度で巡回していることを観測した。また、 $\sigma$  の低下とともに巡回速度は低下し、回転同期となりインデューサ揚程は大きく低下する場合もあること、また回転同期となった後も、ある範囲内で半径方向の荷重が発生していること等を報告している。このことは、上條らが文献(17)～(19)で可視化観察により明かにした、キャピティがインデューサ入口部を回転速度の  $1 \sim 1.2$  倍で巡回する現象と極めて良く一致することから、W. Rosenman が示した現

象もまた巡回キャピテーションによってもたらされたものと判断できる。

以上の報告と、液体酸素ターボポンプで発生した回転非同期軸振動の特徴の比較から、この軸振動はインデューサに発生する巡回キャピテーションに起因するものと結論した。

## 5. キャピテーションによる軸振動の抑制

文献(17)～(19)ではインデューサに発生するキャピテーションの可視化観察の結果などから、巡回キャピテーションはインデューサのチップキャピテーションと深くかかわっていることが推定されている。そこでチップ隙間を変えた数種類のインデューサ入口リングを製作して、巡回キャピテーションによる軸振動の抑制を試みた(表3, 図4)。

入口ケーシング B, C, D は  $D_1 = D_i$  としてインデューサ入口直近からインデューサチップ部が広がった ( $D_1 < D_2$ ) 形状である。インデューサチップ隙間は一定 ( $D_2 = D_3$ ) で、チップ部からの逆流が発生しにくい形状のものである。インデューサチップ隙間はそれぞれ 0.5 mm, 0.75 mm, 1.0 mm とした。図12の(a)にチップ隙間 0.5 mm のときの軸振動のスペクトル解析結果を示す。回転非同期の振動が  $\sigma = 0.048 \sim 0.041$  の間に明確に現れており、図9同様に徐々に入口圧力を低下させているために、振動は回転同期の周波数に近づいていく特徴が現れている。また、非同期振動が消えた  $\sigma = 0.041$  より低いキャピテーション係数の領域では、回転同期の振動が僅かではあるが徐々に増大する傾向が認められる。図12(b)には図12(a)と同条件で入口圧力を低下させないで一定とした試

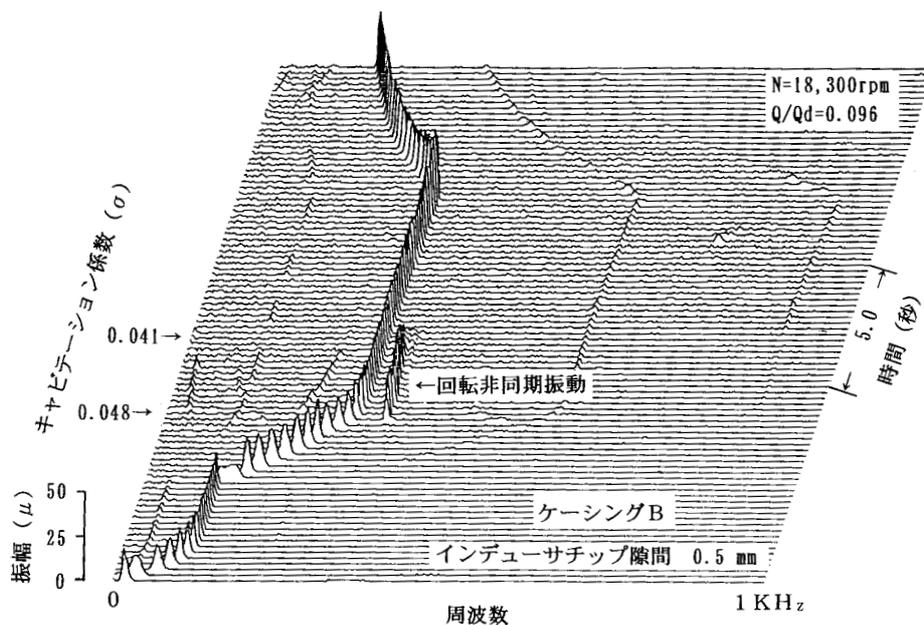


図12(a) 軸振動三次元スペクトル解析(ケーシングB)

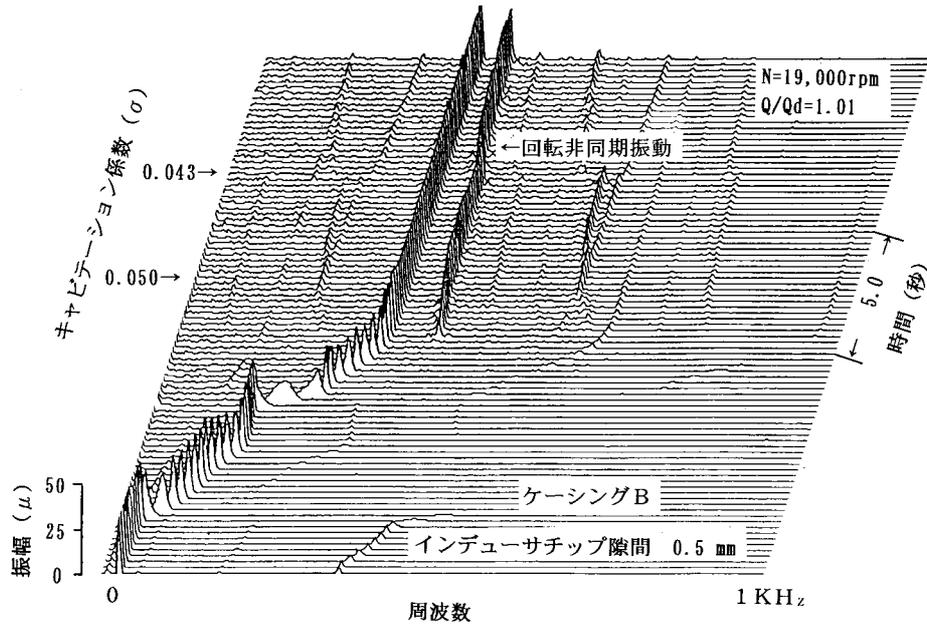


図12(B) 軸振動三次元スペクトル解析(ケーシングB)

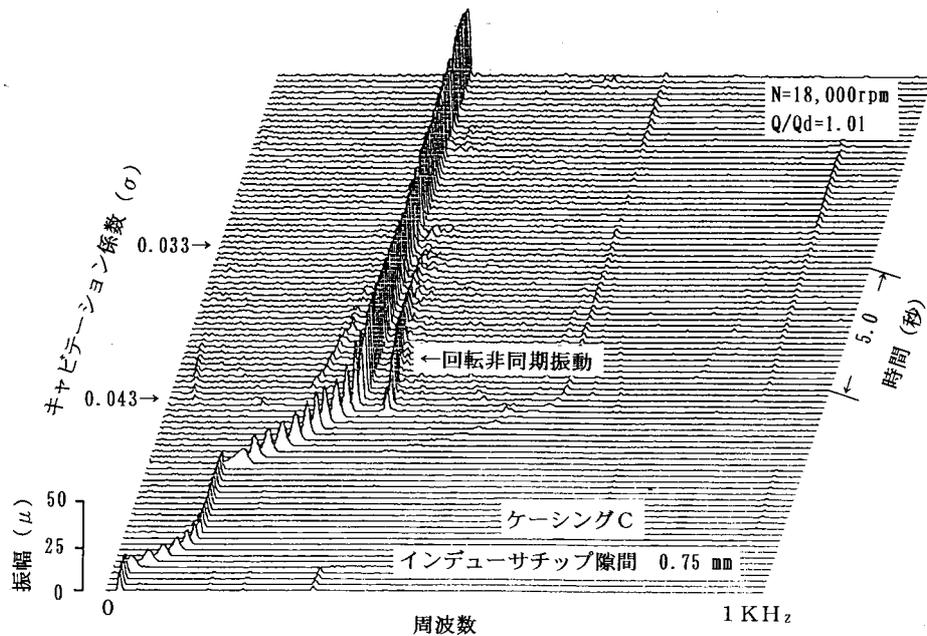


図13 軸振動三次元スペクトル解析(ケーシングC)

験の解析結果を示す。エンジンの作動状態に類似した試験であり、図12(a)とは異なり回転非同期の振動は消滅することはなく、 $\sigma = 0.050 \sim 0.043$ の間で僅かに変動はあるもののほぼ一定の周波数を保っている。図13にチップ隙間0.75 mmのスペクトル解析結果を示す。図12(a)よりキャビテーション係数が低い試験であるため振動の発生領域も $\sigma = 0.043 \sim 0.033$ と低めにシフトしているほかはほぼ同様の結果であり改善の様子は見られない。

図14(a)、図14(b)にチップ隙間1.0 mmのスペクトル解析結果を示す。図14(a)は入口圧力を徐々に低下さ

せた試験であり、図14(b)は入口圧力をほぼ一定とした試験である。問題となる回転非同期の振動現象はインデューサチップ隙間の拡大により弱まり、振幅も小さくなる傾向は認められるものの完全に抑制されてはいない。このため入口リングB～Dのようにインデューサ入口側への逆流が抑えられるような形状は、チップ隙間の影響が弱められて抑制効果が現れにくい形であると思われる。このチップ隙間の影響については後に文献(20)に示すように、橋本らによりキャビテーションタンネル水試験の可視観察をもとに、インデューサ入口部への逆流が旋

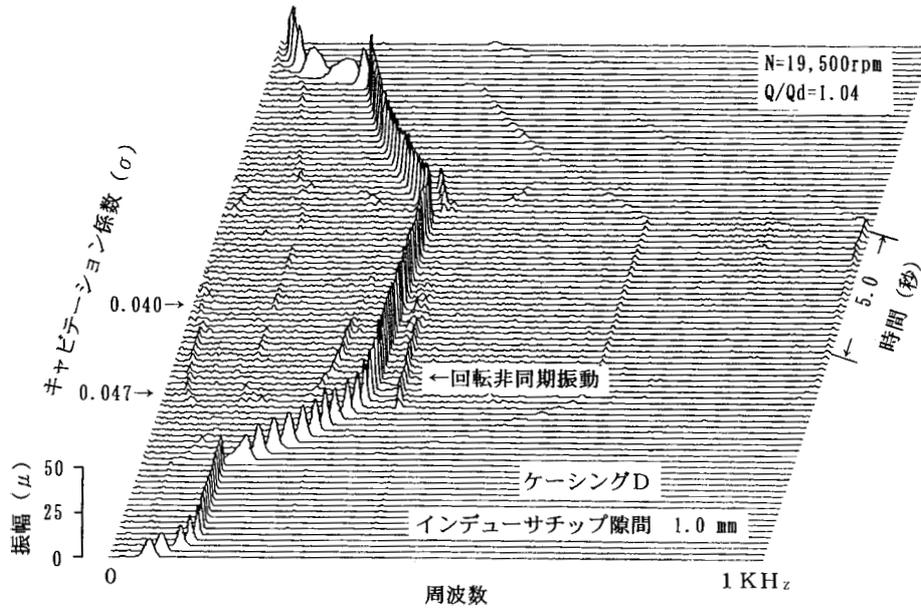


図 14 (a) 軸振動三次元スペクトル解析 (ケーシング D)

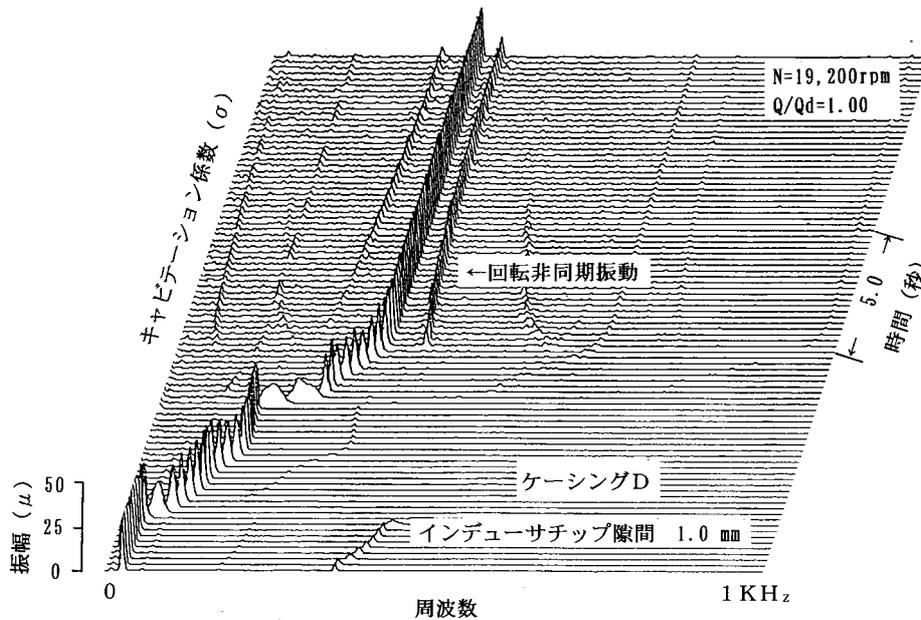


図 14 (b) 軸振動三次元スペクトル解析 (ケーシング D)

回キャビテーションに関与している可能性を指摘している。

図 15 (a), 図 15 (b) にケーシング E のスペクトル解析結果を示す。このケーシングは図 4 に示すサクシオンリングと称されるもので、ポンプ入口部の逆流にともなうシステム振動を抑制<sup>(21)</sup> するために用いられており、旋回キャビテーションもまたキャビティの逆流に關係することから抑制効果が期待された。ケーシングはチップ隙間からの逆流をケーシング内側に設けた羽根 ( $D_1 < D_2$ ) に沿ってより遠くの入口側上流へ戻し、インデューサ入口チップ附近の乱れを除く形状のものである。試験条件

は図 15 (a) が回転数  $N = 17,700$  rpm, 流量比  $Q / Q_d = 1.01$ , 図 15 (b) では回転数  $N = 18,000$  rpm, 流量比  $Q / Q_d = 1.01$  である。インデューサチップ隙間は  $0.5$  mm で入口圧力を徐々に低下させた試験である。図 15 (a) に示す回転非同期の振動は  $\sigma = 0.049 \sim 0.027$  の領域で発生しており、これまでの図 9 ~ 図 14 までと大きな違いは見られない。しかし、これまでの傾向とは異なり、同じ領域において回転同期の振動が増加する様子が見られ、 $\sigma = 0.027$  より低い領域では逆に振動が減少している。この傾向には再現性は見られず、図 15 (b) 試験ではほぼ同条件にもかかわらず回転非同期の振動は全く現れなかった。

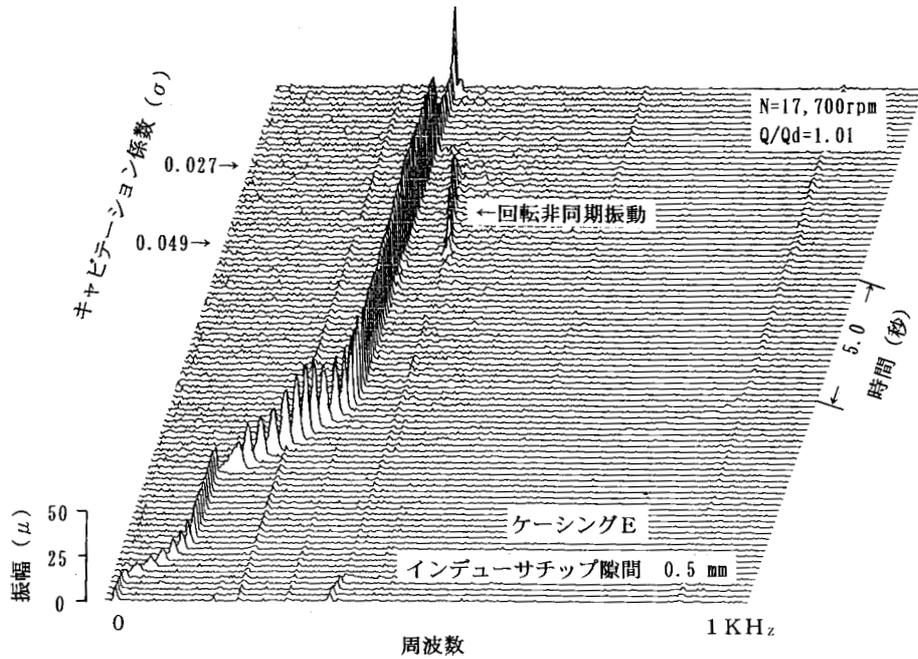


図 15 (a) 軸振動三次元スペクトル解析 (ケーシング E, サクションリング)

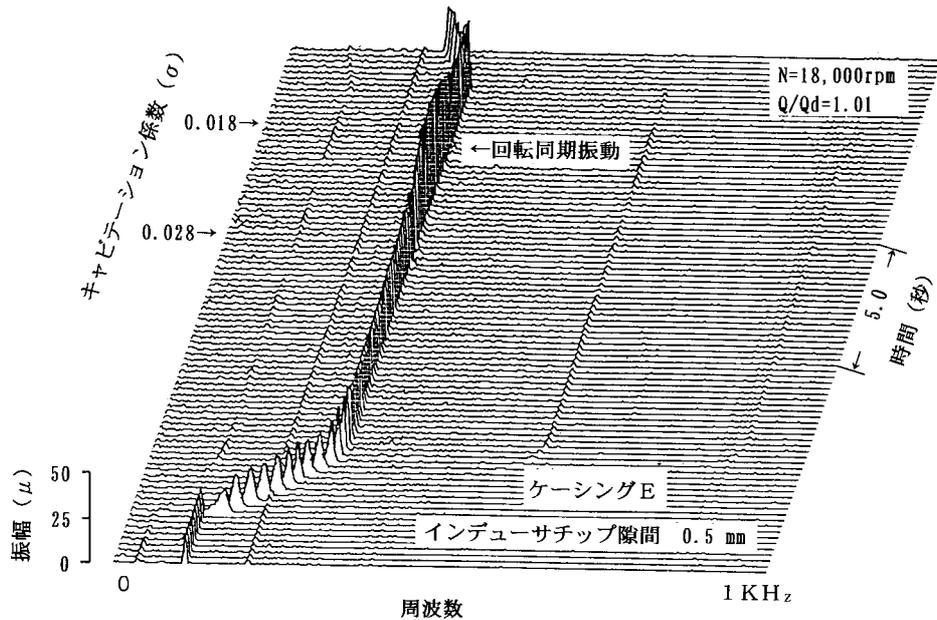


図 15 (b) 軸振動三次元スペクトル解析 (ケーシング E, サクションリング)

しかし図 15 (a) では回転非同期の振動が消滅し、回転同期振動が小さくなるキャピテーション係数の低い領域  $= 0.028 \sim 0.018$  において、回転同期振動がおよそ 2 倍と逆の結果となっている。

図 16 (a) にケーシング E のチップ隙間を 0.5 mm から 0.75 mm に広げたケーシング F (サクションリング) のスペクトル解析結果を示す。図 16 (a) の試験条件は回転数  $N = 18,000 \text{ rpm}$  , 流量比  $Q / Q_d = 1.01$  である。キャピテーション係数  $= 0.041 \sim 0.030$  の範囲において回転非同期

の振動が見られ、ケーシング A ~ D の結果と類似した現象が現れた。図 16 (b) にスペクトル解析結果を示す。試験条件は回転数  $N = 20,300 \text{ rpm}$  , 流量比  $Q / Q_d = 1.00$  である。図 16 (b) では回転非同期の振動は発生せず、振幅も全範囲において増大する傾向は見られなかった。しかし、メインポンプ出口の流れ方向の加速度が  $= 0.034 \sim 0.030$  の範囲で急激に増大する傾向が見られた。これはケーシング E では見られない現象である。

サクションリングを組込んだケーシングではチップ隙

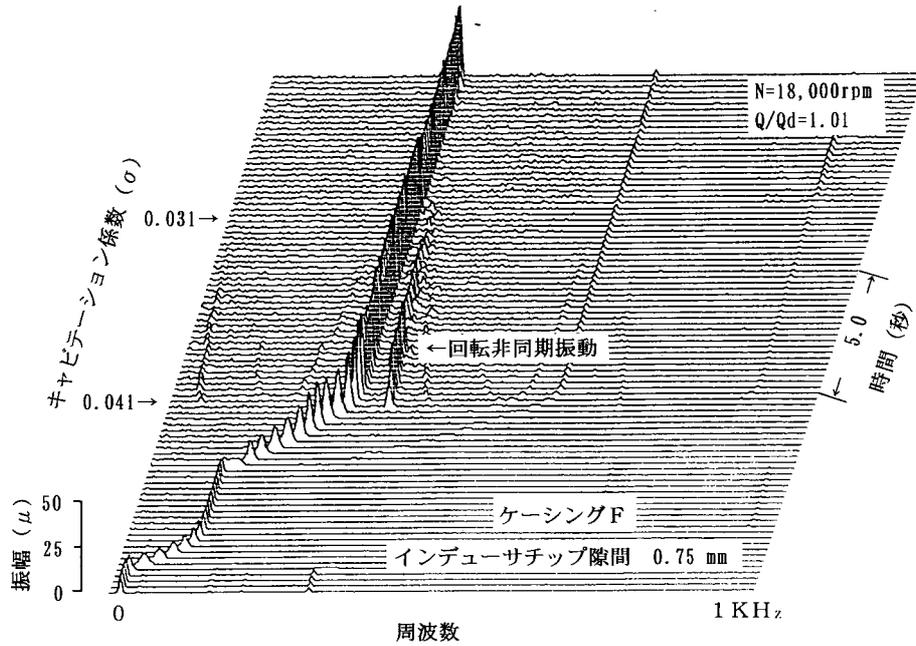


図 16 (a) 軸振動三次元スペクトル解析 (ケーシングF, サクションリング)

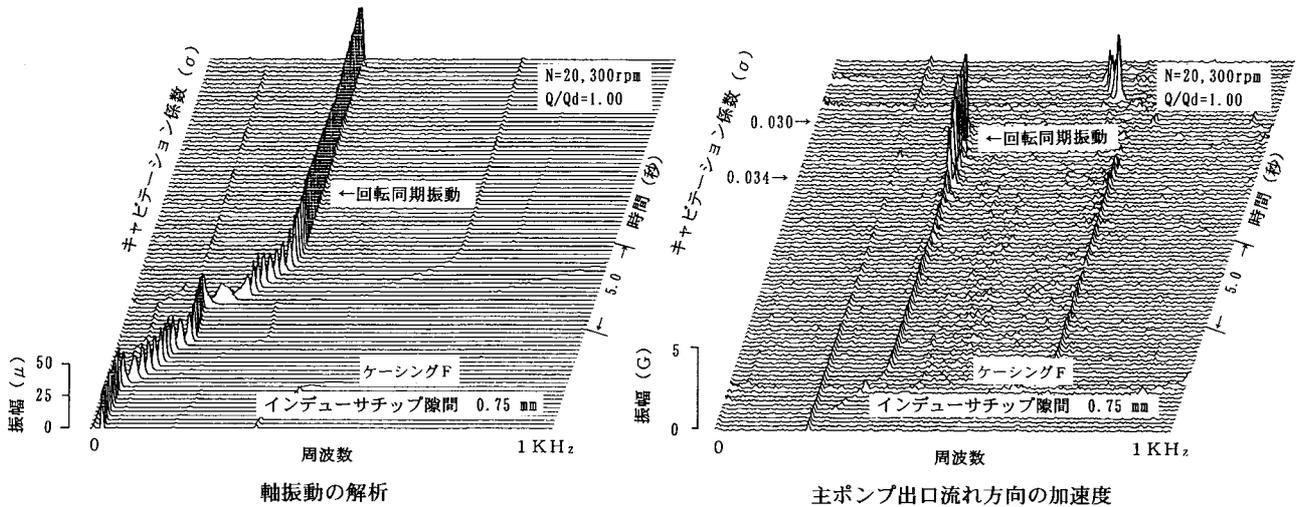


図 16 (b) 軸振動三次元スペクトル解析 (ケーシングF, サクションリング)

間の大きさには影響されず、回転数（吸込流速）や流量の僅かな違いで振動の形態を全く変えてしまう傾向が認められた。図 4 のサクションリング形状から判断すると、インデューサ入口チップ部とサクションリングの羽根入口部との間にある約 7 mm ほどの隙間の存在が、逆流のキャビティ形状に変化を与えている可能性が考えられる。このことは文献 (20) に示すように、インデューサ入口部の逆流の形態の変化により振動が変化するという結果をふまえれば、僅かなキャビティの変化が、インデューサ入口チップ部からサクションリングに導かれる酸化剤の流れに影響を及ぼしている可能性が考えられる。またサクションリングを製作する上で技術的に困難な点も多

く、度々破損を経験することになった。したがって、サクションリングでは現象を弱める効果は認められるものの、再現性や信頼性に欠けるところがあり、期待した結果を得ることはできなかった。

次にインデューサ入口ケーシングの内径  $D_1$  を  $D_2$  に対し広げた形状のものを用いて、内径  $D_1$  の軸振動に及ぼす影響を調べた。内径  $D_1$  を徐々に広げた結果、インデューサ入口部の半径チップ隙間  $C_2 = 0.75 \sim 0.8 \text{ mm}$ ,  $D_2 = D_3$  に対して

$$D_1 \quad D_2 + 2 C_2 = D_2 + (D_2 - D_1) \cdots (3)$$

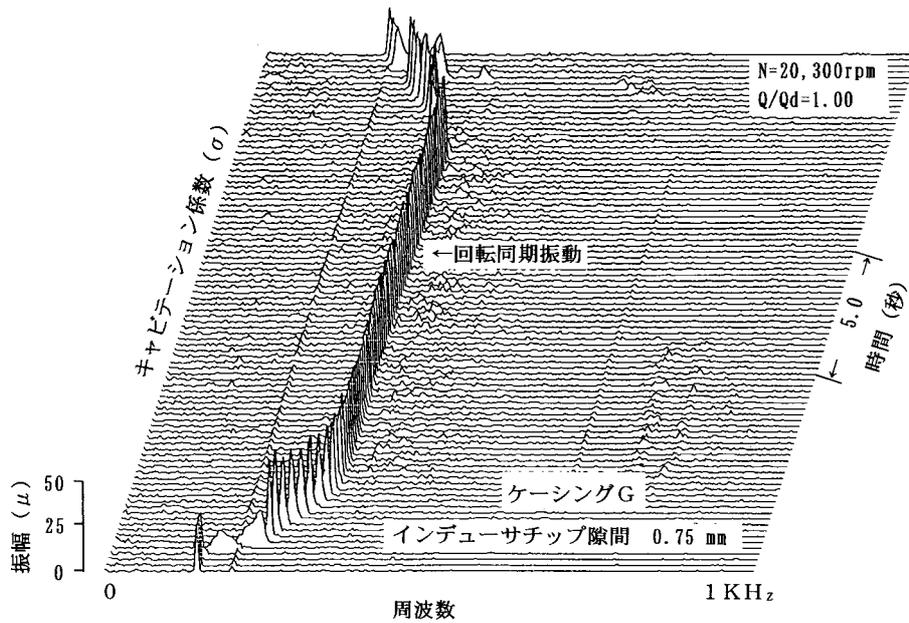


図 17 軸振動三次元スペクトル解析 (ケーシング G)

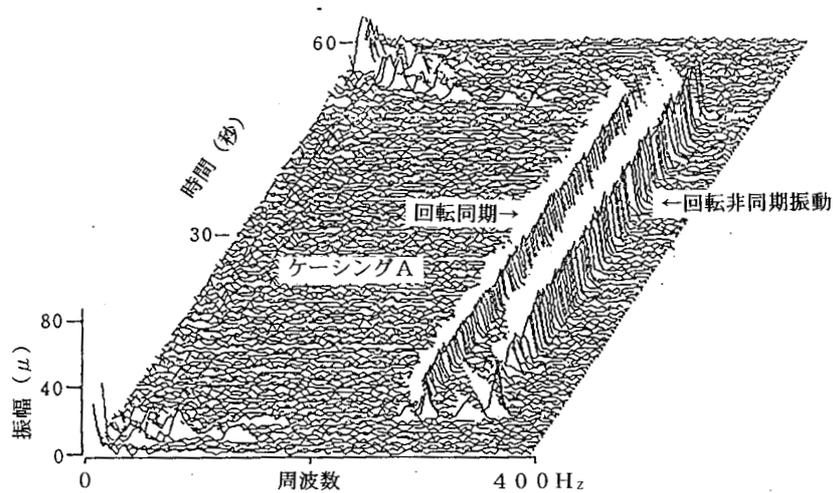


図 18 LE-7 エンジン試験の軸振動三次元スペクトル解析

を満足した場合に、旋回キャビテーションに誘発された回転非同期の軸振動は、エンジンの作動範囲である設計流量に対し流量比  $Q / Q_d = 1.0 \sim 1.04$  の範囲において消滅した。ただし、作動範囲を超えた流量の多い領域では旋回キャビテーションの影響が残っており、この領域での抑制は今後の課題としたい。

ここで、 $D_1 = D_2$  の条件では文献 (22) に示すようにキャビテーショントンネル試験において、振動解析ならびに高速度写真の画像解析により、旋回キャビテーションを抑制することが確認されている。また、 $D_1 > D_2$  の条件下ではケーシング G の  $D_1 = 153.0, 154.0, 155.0$  の何れを用いても抑制効果に変りがないことが確認された。例として図 17 にケーシング G ( $D_1 = 153.0$ ) を用いた場合の軸振動のスペクトル解析結果を示す。このケーシ

ングでは、途中から回転非同期の振動が現われたり、回転同期の振動が増大するような傾向はまったく認められなかった。

図 8 に入口ケーシングが式 (3) の条件を満たした場合のインデューサ揚程曲線を ( ) 記号で示した。表 3 のケーシング G ( $D_1 = 153.0$ ) を用いた試験である。( + ) 記号の揚程に見られた  $\approx 0.027$  附近の大きな落込みなどの不安定な状態はほとんど認められず、安定した状態を保っている。したがってこれらの取得したデータを十分に熟慮した結果、実機液酸ターボポンプには旋回キャビテーションの抑制対策として、式 (3) の条件を満たすケーシングの採用が最も効果的であると判断した。

図 18 に LE-7 エンジン試験における液体酸素ターボポンプの軸振動の状況を示す。ケーシングはケーシング A

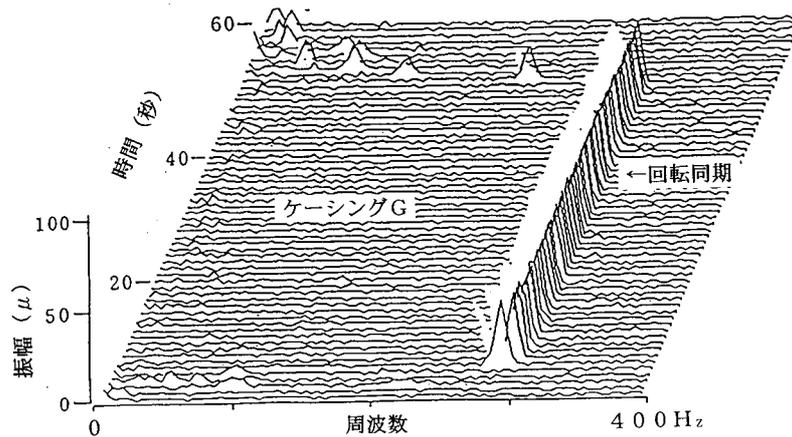


図19 LE-7 エンジン試験の軸振動三次元スペクトル解析

を使用していた時期のもので、ターボポンプ単体試験と極めて類似した回転同期周波数のおよそ1.2倍の軸振動が発生している。図19にはケーシングGを用いたときのエンジン試験結果を示す。実機型エンジン用ターボポンプでは、インターフェース形状および強度的な問題を考慮した上で、最大限に効果が発揮できるよう $D_1 = 154.0$ を選定した。図18に見られた旋回キャビテーションによる回転非同期の軸振動は消滅している。この結果からもケーシングGの有効性が確認された。

このケーシングはH- ロケットLE-7エンジン用液体酸素ターボポンプに採用されており、旋回キャビテーションによる軸振動に起因するトラブルは現在まで皆無である。また、この結果を踏まえて、液体水素ターボポンプにも同様な形状のケーシングが採用され旋回キャビテーションによる振動の抑制に成功した。

## 6. むすび

LE-7エンジン用液体酸素ターボポンプには、優れた吸込性能と高い揚程を要求されるインデューサが必要となった。これまでのH- ロケット第2段エンジンLE-5液体酸素ターボポンプの開発研究の他、数多くの高圧、高速ポンプの試作研究において蓄積された成果をもとに、流力設計ならびに構造設計を行い、要求される流力性能は得られたが、同インデューサが回転周波数に対して1.0~1.2倍程度の周波数を持つ軸振動の発生原因となっていることが明らかとなった。この軸振動はインデューサに発生する旋回キャビテーションによるものと判断して、その抑制方法を詳細に検討した。現象抑制のために数多くのケーシングを製作し試験をかさねた結果、インデューサケーシングの形状を変更することでこの軸振動を抑制することができた。今後は流量の広い範囲での対策、特に旋回キャビテーションの発生しやすい高流量域の抑制対策が課題と考えられる。

なお、本研究はH- ロケット用LE-7エンジンの開発プロジェクトの一環として行われたものである。最後に本研究を行うにあたり、開発プロジェクトの責任者であった元ロケット流体機器研究室長、現東北大学・流体科学研究所上條謙二郎教授から多様にわたり御指導を頂いた。深甚なる謝意を表す。航空宇宙技術研究所・角田宇宙推進技術研究センター志村隆ラムジェット制御研究室長には旋回キャビテーションの制御に多大な貢献をして頂いた。また大阪大学基礎工学部辻本良信教授には、旋回キャビテーションの理論解析において多大な御援助を頂いた。付記して感謝の意を表す。

さらにLE-7開発プロジェクトの主担当であり、また本研究を行うにあたり試験助勢ならびにデータの解析など多種にわたり支援を頂いた宇宙開発事業団、液体酸素ターボポンプの製作を担当し、構造・強度に関する技術的支援を頂いた石川島播磨重工業、さらに本試験設備の設計・製作を担当し、我が国で初めての大型高圧ターボポンプ試験を安全に行うための高圧技術に関する支援を頂いた神戸製鋼所ならびに関係各位に心から感謝の意を表す。

## 7. 参考文献

- 1) Kanmuri, A. et. al.; Start Transient Analysis of LOX/LH 2 Rocket Engine (LE-7), Proceedings of 16th ISTS, (1988), 309-314.
- 2) Kamijo, K. et. al.; Hydraulic and Mechanical Performance of LE-7 LOX Pump Inducer, AIAA Journal of Propulsion and Power, vol.9, NO.6, (1993), 819-826.
- 3) Tsujimoto, Y. et. al.; A Theoretical Analysis of Rotating Cavitation in Inducers, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.115, NO.1, (1993), 135-141.
- 4) 上條謙二郎, 吉田誠; LE-7 液酸ポンプインデューサの試作研究, 日本機械学会論文集, 57-544 B, (1991),

- 33-38.
- 5) Robert, S., Ryam et. al.; The Space Shuttle Main Engine Liquid Oxygen Pump High Synchronous Vibration Issue, The Problem, The Resolution Approach, the Solution, AIAA, 94-3153, (1994).
  - 6) Goirand, B. et. al.; Experimental Investigation of Radial Loads Induced by Partial Cavitation with a Liquid Hydrogen Inducer, IMechE, C453/ 056, (1992), 263-269.
  - 7) 橋本知之, 渡邊光男, 吉田誠, 谷口浩文, 佐々木宏; LE-7液水ターボポンプにおける回転非同期振動の抑制, 日本機械学会流体工学部門講演論文集, 940-53, (1994), 33-34.
  - 8) 上條謙二郎, 志村隆, 橋本亮平, 山田仁, 野坂正隆, 鈴木峰男, 渡邊光男, 渡辺義明, 長谷川敏, 菊池正孝, 十亀英司; 液酸・液水ロケットエンジンターボポンプシステムの研究, 航技研報告 TR-696, (1982).
  - 9) 菊池正孝, 尾池守, 野坂正隆, 渡辺義明; 液体酸素ターボポンプ用カーボンセグメントシールの耐久性, 航技研報告 TR-1155, (1992).
  - 10) 志村隆, 上條謙二郎, 渡邊光男; ロケットポンプの軸推力釣合せ, ターボ機械, 16-2, (1988), 66-73.
  - 11) 山田仁, 渡辺義明, 吉田誠, 長谷川敏, 上條謙二郎; LE-7用液酸ポンプの試作研究, 航技研報告 TR-1020, (1989).
  - 12) 石川島播磨重工業; LE-7液酸ターボポンプ設計計算書, JRA5A-1704, (1985).
  - 13) 山田仁, 渡邊光男, 長谷川敏, 上條謙二郎; 極低温ポンプの二相吸込性能試験, 航技研報告 TR-870, (1985).
  - 14) 上條謙二郎, 佐藤やす子, 吉田誠, 長尾隆治; 高圧極低温ポンプの性能評価, ターボ機械, 17-8, (1989), 490-494.
  - 15) 吉田誠, 長谷川敏, 志村隆, 橋本亮平; LE-7液酸ターボポンプの振動測定, ターボ機械, 18-2, (1990), 79-85.
  - 16) Rosenman, W.; Experimental Investigations of Hydrodynamically Induced Shaft Forces with a Three Blade Inducer, Pro. of the Symposium on Cavitation in Fluid Machinery, ASME Winter Annual Meeting November 7-11, (1965), 172-195.
  - 17) 上條謙二郎, 志村隆, 渡邊光男, 藤田敏彦; ロケット用インデューサの不安定キャビテーションの観察, 航技研報告 TR-598, (1980).
  - 18) Kamijo, K. Shimura, T. and Watanabe, M.; A Visual Observation of Cavitating Inducer Instability, NAL TR-959T, (1980).
  - 19) Kamijo, K. Shimura, T. and Watanabe, M.; An Experimental Investigation of Cavitating Inducer Instability, ASME Paper, 77-WA/FE-14, (1977).
  - 20) 橋本知之, 渡辺義明, 渡邊光男, 上條謙二郎; ロケットターボポンプインデューサに発生するキャビテーションによる不安定振動の観察, 日本機械学会論文集, 63-607 B, (1997).
  - 21) Yamamoto, K; An Experimental Study on Instability in a Cavitating Centrifugal Pump with a Volute Suction Nozzle, Proc, IAHR Conf, Tokyo, (1980).
  - 22) 渡邊光男, 橋本知之, 渡辺義明, 長谷川敏, 山田仁; ロケットポンプ用インデューサに発生するキャビテーションの観察(その1 ケーシング形状による影響), 航技研報告 TR-1325, (1997).

---

## 航空宇宙技術研究所報告 1359号

平成10年7月発行

発行所 科学技術庁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(0422)47-5911 ㊦182-8522  
印刷所 株式会社 東京プレス  
東京都板橋区桜川2-27-12

---

禁無断複写転載

本書(誌)からの複写,転載を希望される場合は,企画室調査普及係にご連絡ください。

Printed in Japan