

ISSN 0389-4010

UDC 621.454

621.675

621.671

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-1123

ロケット用小型LH₂ポンプの研究試作 (その2) 構造基本設計

菊池正孝・鈴木峰男・志村隆
渡辺光男・上條謙二郎・野坂正隆
藁科彰吾

1991年9月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1. まえがき	2
2. 主要部品の構成と機能	2
3. 構造の詳細	4
3.1 部品材料選定と製作法	4
3.2 羽根車とポリユートケーシングの強度計算	4
3.3 軸方向推力の調整	8
3.3.1 バランスピストン機構	8
3.3.2 軸方向推力の計算	9
3.3.3 オリフィス隙間	10
3.3.4 軸受にかかる荷重	12
3.4 軸受・軸シール	13
3.5 軸系の嵌合	16
3.5.1 軸方向締付力	16
3.5.2 回転部品の嵌合公差	17
4. 試験結果	18
5. む す び	23
文 献	24

ロケット用小型LH₂ポンプの研究試作 (その2) 構造基本設計*

菊池 正孝*¹ 鈴木 峰男*² 志村 隆*¹
渡辺 光男*¹ 上條 謙二郎*¹ 野坂 正隆*³
藁科 彰吾*⁴

An Experimental Study of A Small High Speed LH₂ Rocket Pump (2nd Report: Fundamental Mechanical Design)*

Masataka KIKUCHI*¹, Mineo SUZUKI*²,
Takashi SHIMURA*¹, Mitsuo WATANABE*¹, Kenjiro KAMIJO*¹,
Masataka NOSAKA*³ and Shougo WARASHINA*⁴

ABSTRACT

A small high-speed liquid hydrogen (LH₂) pump was designed, fabricated, and tested in order to obtain technical data necessary for the development of upper stage rocket engines, e.g., the LE-5 and orbiter transfer vehicle (OTV) engines.

The pump's basic mechanical design is described, as well as its mechanical performance during tests using LH₂; both at nominal operating and rapid start/stop conditions. It was confirmed that the same materials employed for liquid oxygen pump components can be used, except for the impeller. An impeller made of titanium alloy (Ti-5Al-2.5Sn) was machined and then diffusion-bonded, and subsequently withstood a high speed operating condition (50,000 rpm) for 350 s.

A balance piston configuration was selected for axial thrust control, where the impeller acts as a balance disk. The piston's performance was satisfactory, although the impeller's balance position during the tests was different from design calculations. Post-test examinations revealed light rubbing traces on the impeller and casing at the balance piston orifice. This positional discrepancy was caused by an inaccurate estimate of the orifice flow coefficients and leakage flow rate.

Stress analysis on other components and machine specifications for critical mating parts were also verified as satisfactory. Self-lubricated ball bearings and rotating shaft seals showed adequate performance. Results indicate that smooth operation was achieved, thus confirming the soundness of the pump's mechanical design.

Keywords: Rocket Pump, Liquid Hydrogen, Balance Piston, Self-Lubricated Bearing, Shaft Seal

* 平成3年7月2日受付 (received 2 July, 1991)

*1 角田支所 (Kakuda Research Center)

*2 宇宙研究グループ (Space Technology Research Group)

*3 宇宙開発事業団 (National Space Development Agency of Japan)

*4 石川島播磨重工業株式会社 (Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.)

概 要

LE-5 エンジン用液体水素ポンプならびに軌道間輸送機 (OTV) などに必要な小型高速液体水素 (LH_2) ポンプの技術資料を取得することを目的として、ロケット用小型高速 LH_2 ポンプの研究試作を行った。本報は、小型高速 LH_2 ポンプの基本構造設計、ならびに液体水素による定格回転試験および急速起動・停止試験結果を示したものである。

LH_2 ポンプの材料については、羽根車を除いて概ね液体酸素ポンプに使用した材料の使用が可能であることを確認した。チタン合金 (Ti-5Al-2.5Sn) を用い、機械加工と拡散接合で製作した遠心羽根車は、定格回転 ($N=50,000\text{rpm}$) で累積350秒の運転を行い、その強度設計の妥当性が確認された。

遠心羽根車をバランスディスクとする軸推力調整のためのバランスピストン機構については、バランス点が設計値からかなりずれ、軽度ではあるがバランスピストンオリフィス部で遠心羽根車とケーシングの接触が生じたが、概ね良好な結果が得られた。この設計からのずれはバランスピストンを形成する各種オリフィスの流量係数ならびに漏れ量の設計値からのずれによるものと考えられる。

その他の部品強度および回転部品と軸との嵌合についても基本設計の正当性が確認できた。また軸受や軸シールの試験後の様子は極めて満足できるものであった。本供試ポンプがかなりスムーズに運転されたものと思われ、基本構造設計が妥当であったと結論される。

1. ま え が き

LE-5 エンジン用液体水素ポンプならびに軌道間輸送機 (OTV) などに必要な小型高速液体水素 (LH_2) ポンプの技術資料を取得することを目的として、ロケット用小型高速 LH_2 ポンプの研究試作を行った。前報 (その1) 軸振動抑制対策¹⁾では、ポンプ構造の選択により危険回転数を設計回転数よりも高くすることによって、良好な軸振動特性が得られたことを述べた。

この軸振動抑制対策以外にも、小型高速 LH_2 ポンプを完成するには幾つもの構造設計に関する問題を解決する必要がある。液体水素雰囲気での使用に適合する材料、重要部品の強度、軸受荷重の軽減、自己潤滑軸受や軸シールの設計、高速運転時の軸と回転部品の嵌合、などかなり多岐にわたる。本報は、小型高速 LH_2 ポンプ試作の基本構造設計ならびに試験結果を示したものである。なお本ポンプは LE-5 エンジン液水ポンプ開発とほぼ同時期に試作したため、構造設計にはすでに報告²⁾している LE-5 エンジン液水ポンプと類似する点がある。

2. 主要部品の構成と機能

本供試ポンプの構成を図1に、主要設計諸元を表1に示した。ポンプの吸込性能の向上を目的としてヘリカル形状のインデューサを用い、ポンプの昇圧のほとんどは遠心羽根車で行っている。本研究報告 (その1) 軸系振動抑制対策で詳しく述べたように、軸系の危険速度を設計回転数 ($N_d=50,000\text{rpm}$) 以上とするために、インデューサと主羽根車の間に案内羽根を置き、この案内羽根が軸受を支える構造とした。

背面組合せアンギュラ玉軸受はポンプ流体 (液体水素) によって冷却する自己潤滑軸受であり、軸受にかかる荷重を極力抑える必要がある。軸受にかかる荷重としては、

- (1) 回転部品のマスアンバランスによる遠心力による半径方向荷重
- (2) インデューサおよび遠心羽根車などの外周圧力の周方向不均一による半径方向荷重
- (3) 回転要素の表面にかかる圧力の総和として生じる軸方向荷重

などがある。このうち、(1)に対しては前報で示し

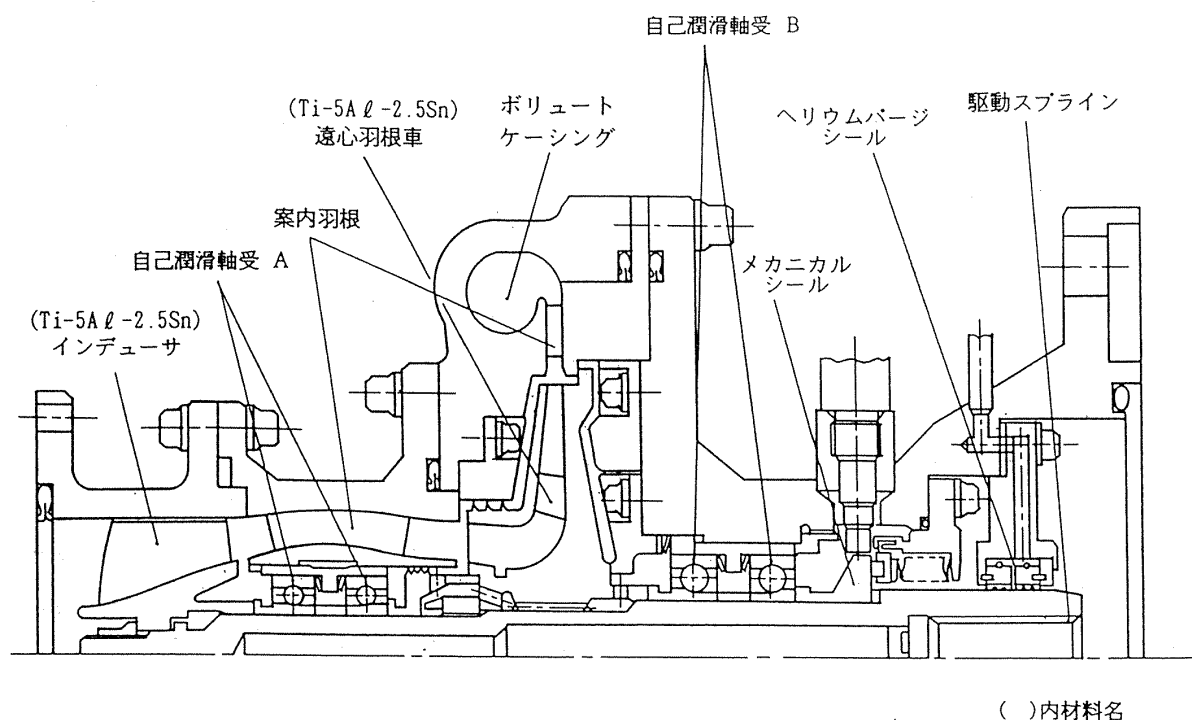


図1 小型高速液体水素ポンプ

表1 試作ポンプ主要設計諸元

ポンプ形式	インデューサ付単段遠心ポンプ
遠心羽根車形式	フロントシュラウド付
回転数	50,000 [rpm]
流量	50.3 [ℓ/s]
吐出圧力	5.49 [MPa]
圧力上昇	5.39 [MPa]
揚程	7.860 [m]
入口温度	21 [K]
必要NPSH	56 [m]
比速度	0.040 [m, m ³ /s, s ⁻¹]
揚程係数	0.595

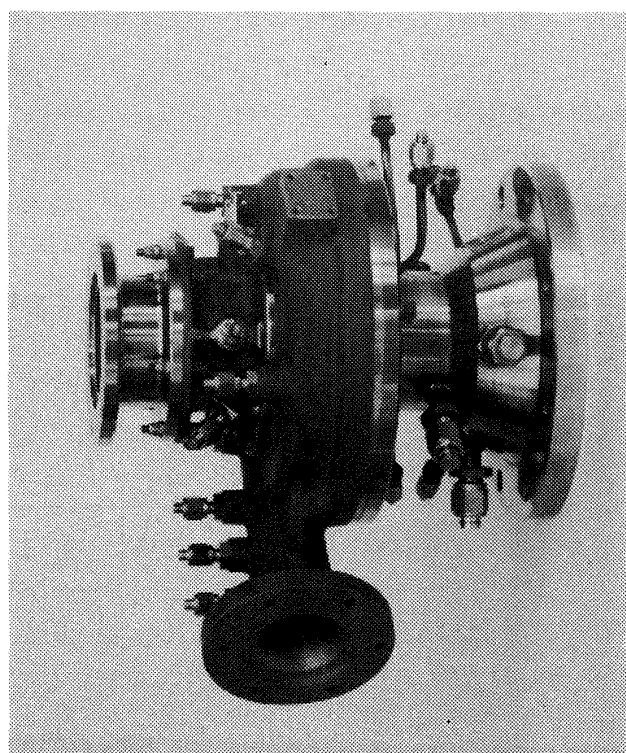


図2 試作ポンプ

た軸系振動抑制対策に多くを期待した。(2)の半径方向荷重に対しては、インデューサを数値制御の機械加工とすることにより3枚の羽根形状を同一にし、また遠心羽根車に対しては出口案内羽根を設けることによって、羽根車出口周方向の流れの均一化を期待した。(3)の軸方向荷重に対しては、

後に詳しく述べる主羽根車をバランスディスクとするバランスピストン方式により調整した。

液体水素の軸封には、すでに開発済の金属ベローズ式メカニカルシール³⁾を用いた。メカニカルシールからの漏れをより少なくする上からも回転軸系振動の抑制が重要となる。メカニカルシール

は若干の水素の漏れを生じるため、図 1 に示すようなヘリウムパージシールを用いて水素を駆動軸側と完全に分離した。このシールは 2 対のカーボンシールリング（セグメント形式）を用い、その中間にガスヘリウムを送る構造である。

図 2 に組み立てた状態の本試作ポンプを示した。

3. 構造の詳細

3.1 部品材料選定と製作法

部品材料の選定にあたっては、特に次の点を考慮した。

- (1) 使用環境に適合した強度、剛性および熱収縮率を有すること。
- (2) ロケット用ポンプとしての使用実績があること。
- (3) 低温脆性および水素脆性に対して問題の無いこと。

表 2 に使用した主要材料の特性^{4,5)}を示した。インデューサと遠心羽根車は比強度が大きく、しかも水素脆性を示さないチタン合金 (Ti-5Al-2.5Sn) 製である。3 枚羽根後退翼ヘリカルインデューサは数値制御の機械加工の後、リーディング

エッジは手仕上げ加工された（図 3）。遠心羽根車は後面シュラウドと 12 枚の羽根が一体で機械加工され、別に機械加工された前面シュラウドと拡散接合された（図 4）。

軽量で低温水素環境下で使用可能なアルミニウム合金 (A356-T6) をポリウレタンケーシングに採用し、砂型鋳物で製作した。この材料はすでに液酸ポンプのポリウレタンケーシングで使用されている⁶⁾。軸をはじめとして多くの部品は Ni 基の超耐熱合金 (Inco 718) で製作した。この材料は低温 LH₂ 環境下で優れた強度および延性を示す。軸受の内外輪および鋼球材は液酸ポンプ・液水ポンプで実績のある⁷⁾SUS440C である。軸受保持器材質はガラス繊維で強化した PTFE 系の複合材（ルーロン LD）である。

3.2 羽根車とポリウレタンケーシングの強度計算

図 5 に遠心羽根車の詳細形状を示した。羽根数は 12 枚で、その半数は部分羽根である。羽根は単一円弧により形成されている。この遠心羽根車にはスプラインによって動力が伝達される。次の仮

表 2 主要材料の物性値

材 質	ヤング率 E [N/m ²]	ポアソン比 ν	熱収縮率* α	密 度 ρ [kg/m ³]	0.2%耐力 σ _y [MPa]
INCO 718	2.06×10 ¹¹	0.3	213×10 ⁻⁵	8.21	1.04×10 ³
Ti-5Al-2.5Sn	1.13×10 ¹¹	0.3	180×10 ⁻⁵	4.46	0.618×10 ³
Hastelloy B	2.08×10 ¹¹	0.3	190×10 ⁻⁵	9.13	0.863×10 ³
SUS 440C	2.13×10 ¹¹	0.3	187×10 ⁻⁵	7.75	1.88×10 ³
SUS 304	1.93×10 ¹¹	0.3	300×10 ⁻⁵	7.8	0.206×10 ³
A356-T6 (AC4C-T6)	0.72×10 ¹¹	0.3	400×10 ⁻⁵	2.68	0.152×10 ³

* 室温から液体水素温度までの値

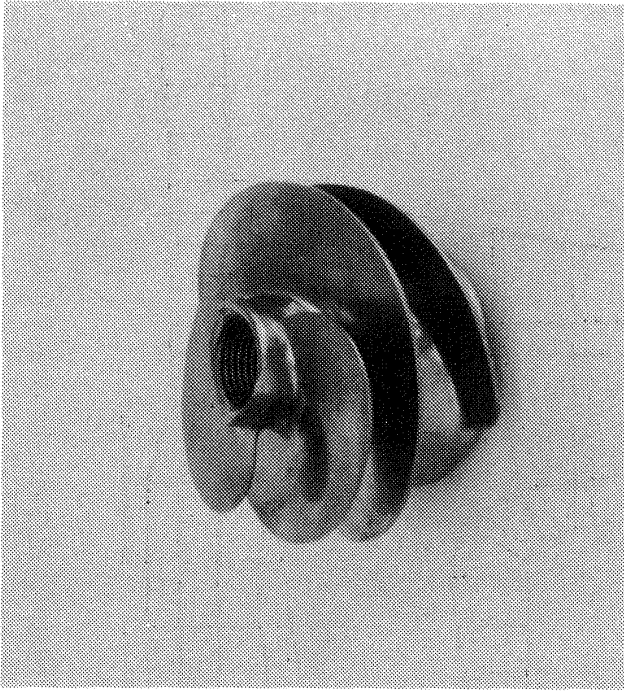


図3 インデューサ

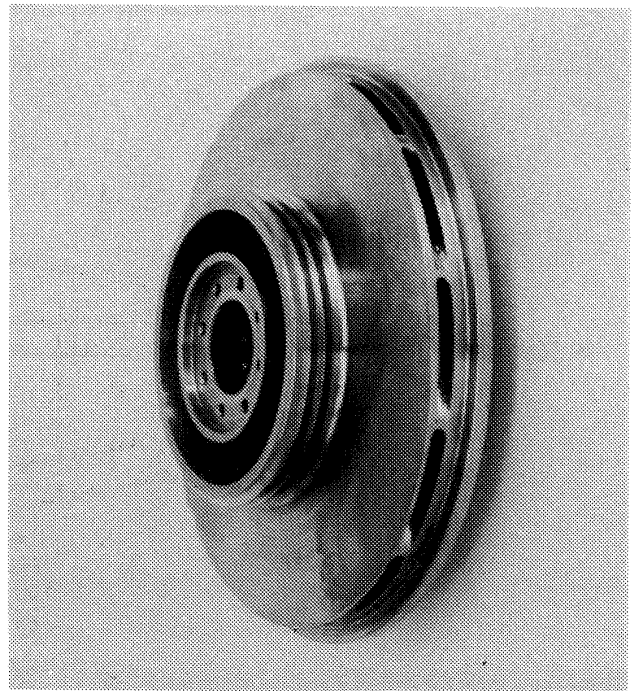


図4 遠心羽根車

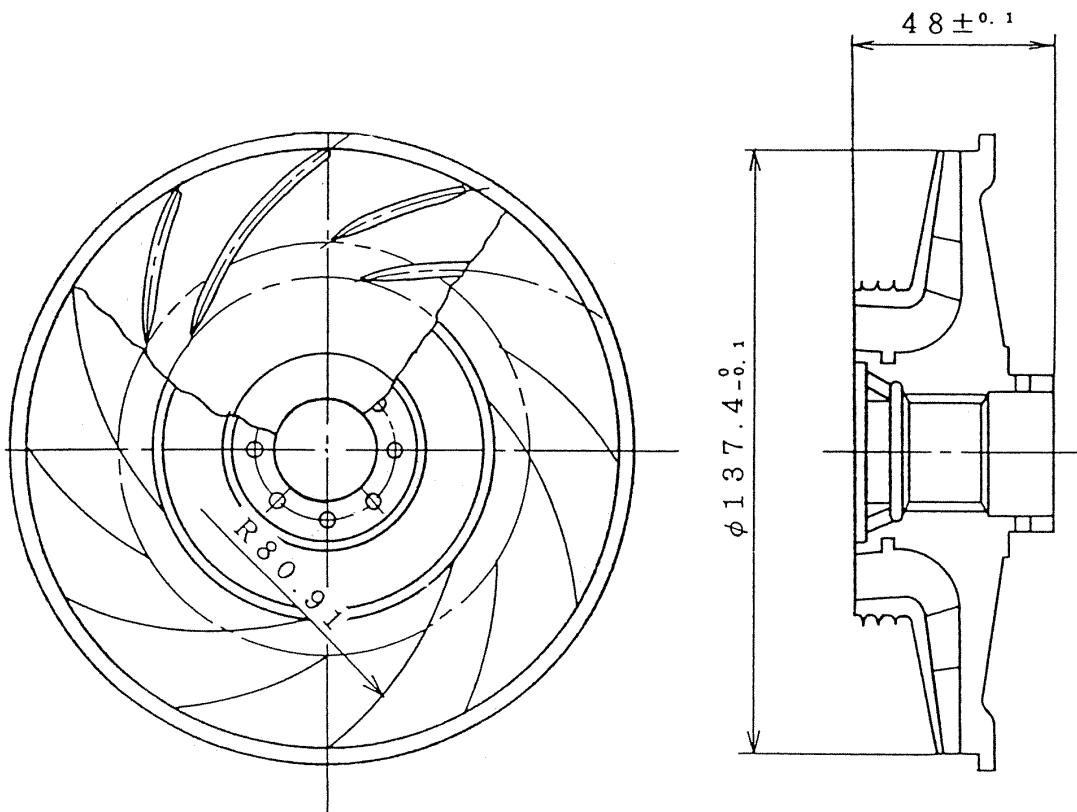


図5 主羽根車および出口案内羽根概略形状

定に従って強度計算を行った。

- (1) 軸対称回転体である。
 - (2) 羽根の部分は羽根の占有率を考慮して比重、ヤング率などが一般的な物質に置き換える。
- アイソパラメトリック要素使用の有限要素法によ

り等価応力と変形量を計算した結果を図6に示した。回転数 $N=50,000\text{rpm}$ における最大等価応力は駆動軸との嵌合部分で、 $\sigma_{1\text{max}} \approx 4.0 \times 10^2 \text{ (MPa)}$ である。チタン合金 (Ti-5Al-2.5Sn) の0.2%耐力は $\sigma_y \approx 6.18 \times 10^2 \text{ (MPa)}$ 、引張強度は $\sigma_s = 6.9$

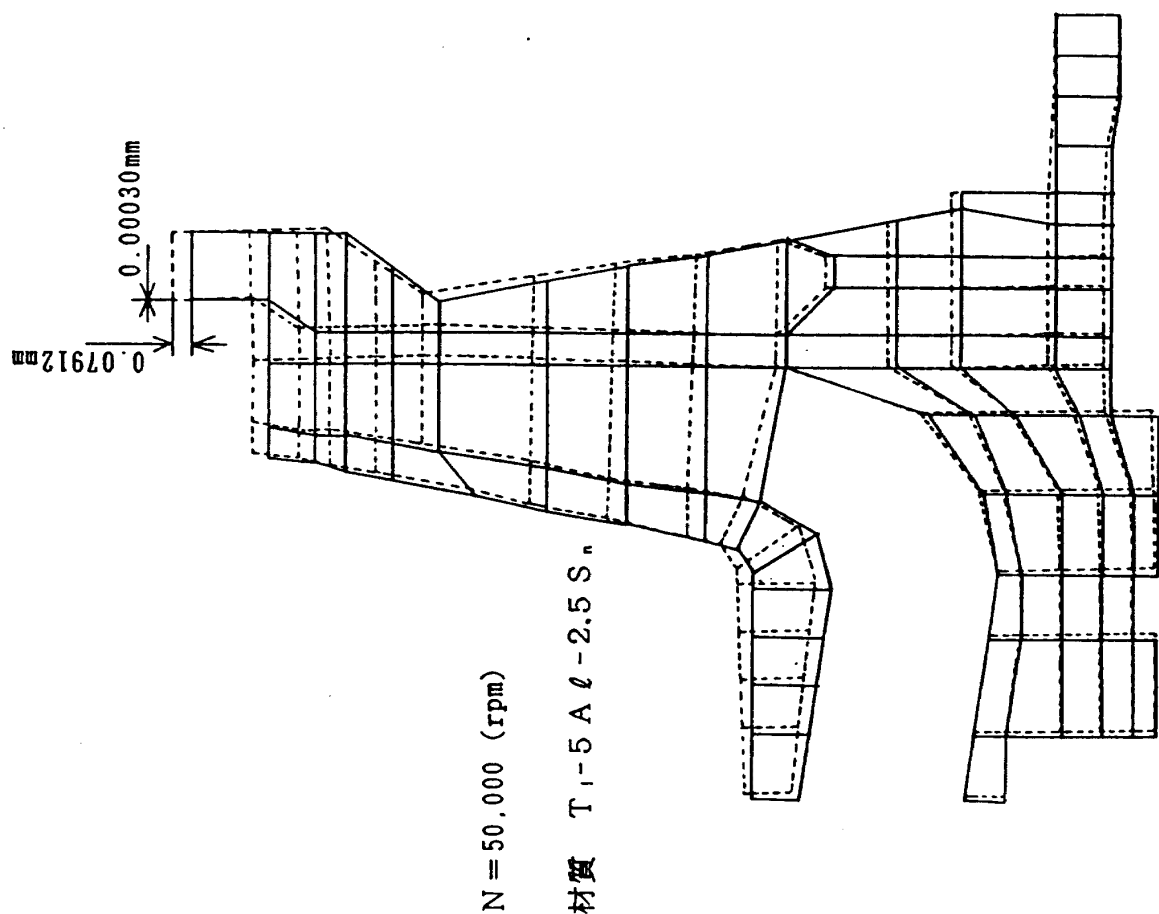


図 6(b) 遠心羽根車の変形（回転の影響）

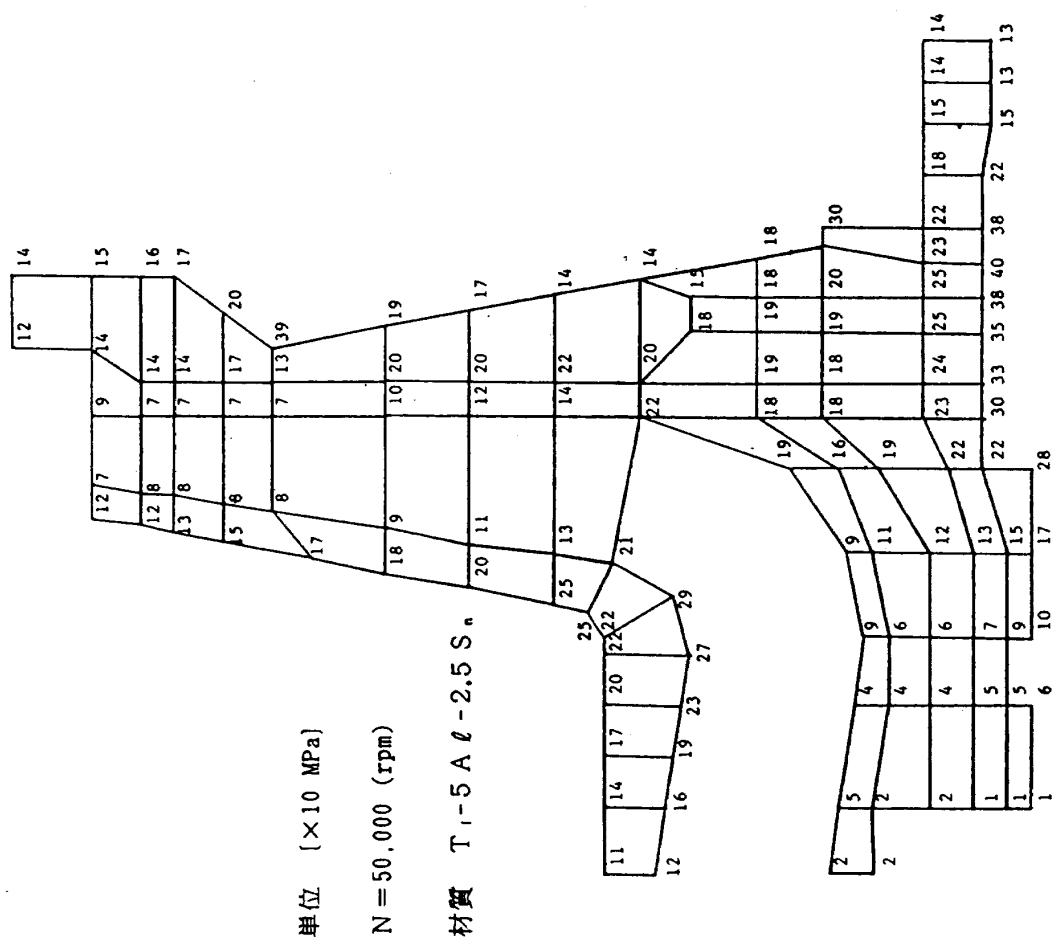


図 6(a) 遠心羽根車の等価応力

$\times 10^2$ (MPa) であるから、図5の遠心羽根車強度設計は適当であると結論される。なお、設計最高回転数 $N=55,000\text{rpm}$ の1.05倍の回転数 ($N=57,750\text{rpm}$) における最大等価応力は $\sigma_{1\text{max}}=5.23 \times 10^2$ (MPa) である。

ポリウーテケーシングはアルミニウム合金 (A356-T6) の砂型鋳物である。その最終形状の詳細を図7に示した。液体水素温度 (約25K) におけるこの材料の0.2%耐力および引張強度はそれぞれ $\sigma_y=1.76 \times 10^2$ (MPa), $\sigma_s=2.35 \times 10^2$ (MPa) と比較的小さな値であるので、次の仮定の下に強度計算を行った。

(1) 計算モデルはポリウーテ外径が最大となる

断面 (図7のD断面) を用いる。

(2) 軸対称体とする。

(3) 案内羽根部分ならびにポリウーテ部の圧力は、ポンプ吐出圧力 $P_{\text{out}}=5.5$ (MPa) とする。

(4) 主羽根車前面シュラウドに対面するケーシング表面の圧力は、その部分の流体がその部分の前面シュラウドの周速の1/2で回転するとして求めた圧力分布を用いる。

計算の結果を図8に示した。最大等価応力はポリウーテ内面で $\sigma_{\text{max}}=1.1 \times 10^2$ (MPa) である。したがって安全率は耐力に対して約1.5, 引張強度に対して約2倍となり、強度設計は妥当であることが確認された。

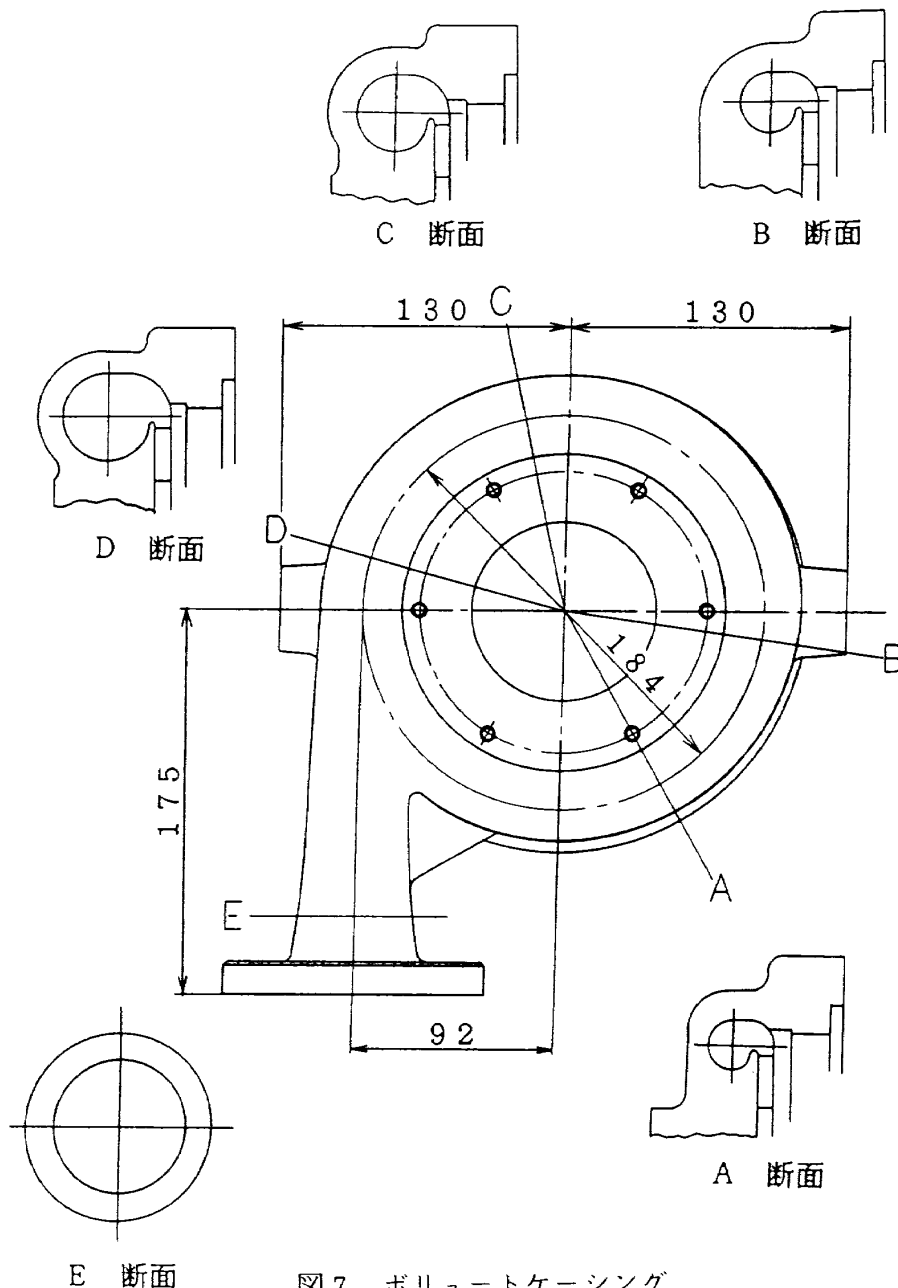
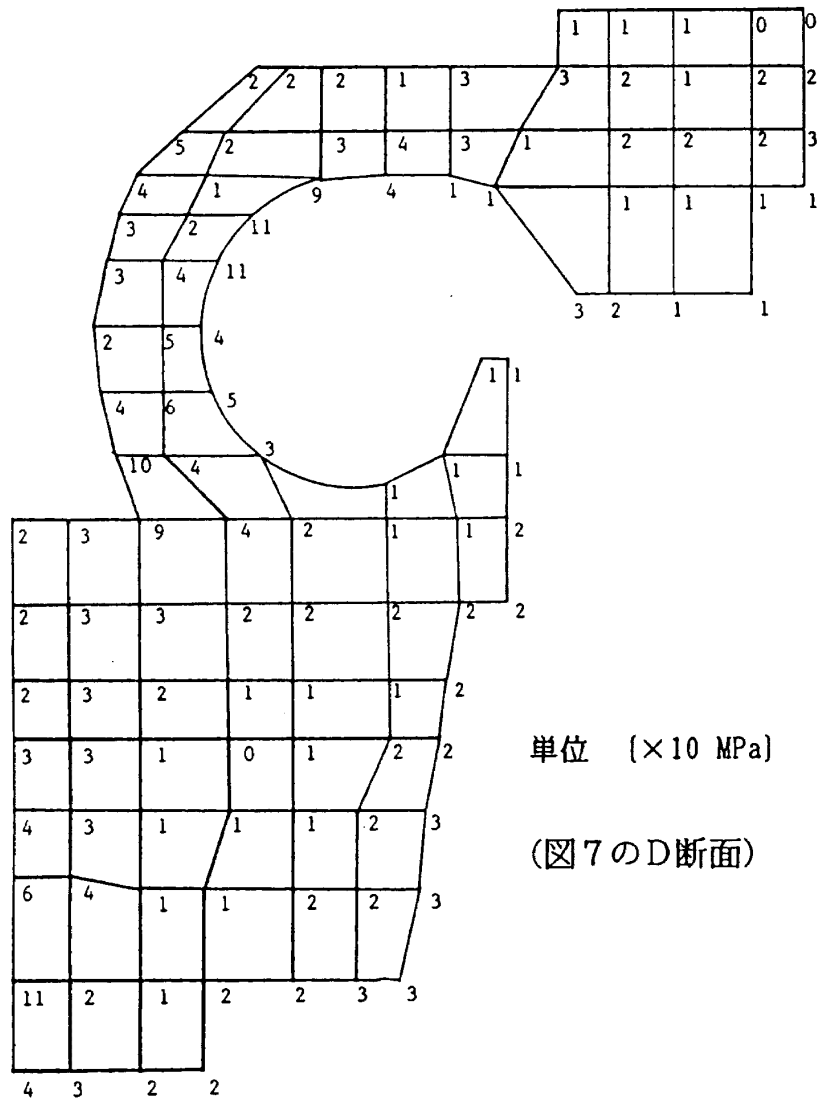


図7 ポリウーテケーシング

単位 $(\times 10 \text{ MPa})$

(図7のD断面)

図8 ポリユートケーシング等価応力分布

3.3 軸方向推力の調整

3.3.1 バランスピストン機構

回転する各要素の表面にかかる圧力の総和として、軸系には軸方向推力が発生する。この軸方向推力を調整するために、遠心羽根車をバランスディスクとするバランスピストン機構²⁾を採用した。図9にその構造を示した。図9において、遠心羽根車の後面シュラウドとケーシングCの間に環状オリフィスNo.1, No.2を設ける。2つのオリフィスの隙間の和は $X_1 - X_2$ で一定である。遠心羽根車から吐出されるポンプ流体の一部はオリフィスNo.1, No.2を通り再びポンプ内に戻される。いま、軸系に軸方向推力が働いて遠心羽根車が右方向に動いたとすると、No.1オリフィスの隙間

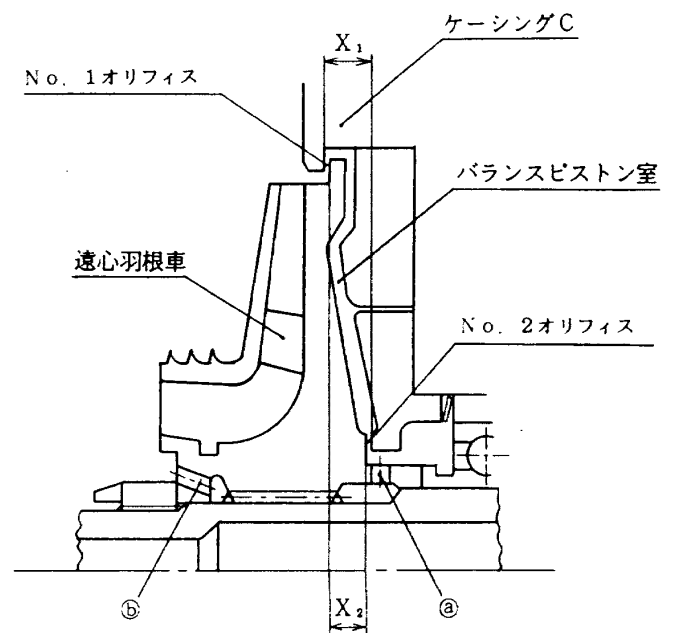


図9 バランスピストン機構

は大きく、一方No.2オリフィスの隙間は小さくなる。この結果として、バランスピストン室内の圧力は上昇し、遠心羽根車後面シュラウドにかかる力が増して軸系は左方向に移動する。このようにして、バランスディスクである遠心羽根車は軸方向推力の自動調整を行う。

3.3.2 軸方向推力の計算

図10に軸方向推力の計算に必要な各部寸法ならびに圧力（揚程）の記号を示した。

バランスピストンオリフィス No.1, No.2 の漏れ量 q ならびに隙間 S_1, S_2 の関係は、図10の記号を用い次式で示される。

$$q = C_{s1} (\pi D_{s1} S_1) \sqrt{2g(H_{s6} - H_{s1})} \quad (1)$$

$$q = C_{s2} (\pi D_{s2} S_2) \sqrt{2g(H_{s2} - H_{sb})} \quad (2)$$

$$q_1 = q - q_2 = CaAa \sqrt{2g(H_{sb} - H_{s4})} \quad (3)$$

$$S = S_1 + S_2 \quad (4)$$

ここに C_{s1}, C_{s2} はそれぞれNo.1オリフィスの流量係数, No.2オリフィスの流量係数, $CaAa$ は軸受室から主羽根車入口に戻す流路をオリフィスにモデル化した場合の流量係数と面積の積である。遠心羽根車の前面および後面シュラウドとケーシングの間の流体はその部分の羽根車の周速の半分で回転すると仮定すれば, H_{s2} と H_{s1} の関係は次式で示される。

$$H_{s2} = H_{s1} - \frac{1}{4} \frac{U_{s1}^2 - U_{s2}^2}{2g} \quad (5)$$

ここに U_{s1}, U_{s2} はそれぞれ直径 D_{s1}, D_{s2} におけ

る周速である。

(1)~(5)式を用い, $q_2 \ll q_1$ と仮定するとオリフィスの漏れ量 q は

$$q = CA \sqrt{2g \left(H_{s6} - \frac{1}{8g} (U_{s1}^2 - U_{s2}^2) - H_{s4} \right)} \quad (6)$$

$$CA = \frac{1}{\sqrt{(1/C_1 \pi D_1 S_1)^2 + (1/CaAa)^2 + (1/(C_2 \pi D_2 S_2))^2}}$$

となる。 H_{s6}, H_{s4} はポンプの流力設計から大略推定できる値である。この漏れ量を基本として、軸方向推力計算に必要な揚程が、No.1オリフィス隙間 S_1 , No.1, No.2オリフィスの流量係数 C_1, C_2 および CA の関数として求められる。

主要な軸方向推力は図10に示す記号を用いて次式で示される。

$$T_{b1} = \frac{\pi}{4} (D_{s1}^2 - D_{s2}^2) \left(H_{s1} - \frac{1}{8} \frac{U_{s1}^2 - U_{s2}^2}{2g} \right) \cdot r \quad (7)$$

$$T_{b2} = \frac{\pi}{4} (D_{s2}^2 - D_m^2) H_{sb} \cdot r \quad (8)$$

$$T_{f1} = \frac{\pi}{4} (D_{s1}^2 - D_6^2) H_{s6} \cdot r \quad (9)$$

$$T_{f2} = \frac{\pi}{4} (D_6^2 - D_w^2) \left(H_{s6} - \frac{1}{8} \frac{U_{D6}^2 - U_{Dw}^2}{2g} \right) \cdot r \quad (10)$$

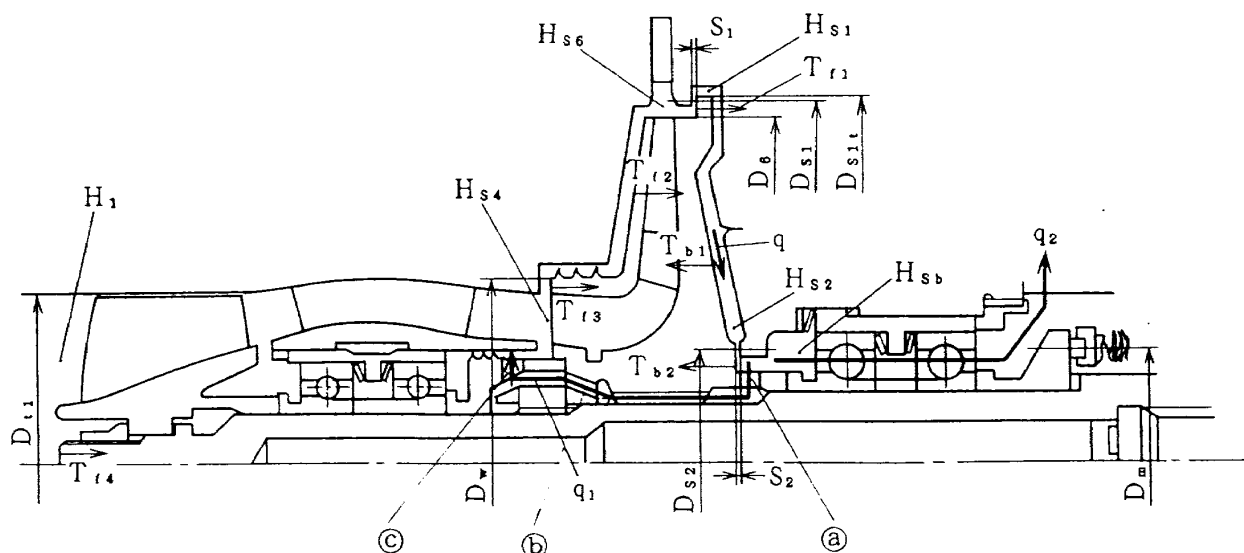


図10 バランスピストンの計算に用いる寸法および揚程

$$T_{f3} = \frac{\pi}{4} (D_w^2 - D_{t1}^2) H_{s4} \cdot \gamma \quad (11)$$

$$T_{f4} = \frac{\pi}{4} D_{t1}^2 \cdot H_1 \cdot \gamma \quad (12)$$

ここで、 γ は液体水素の比重量である。

軸をインデューサ側に動かそうとする力 T_b は、

$$T_b = T_{b1} + T_{b2} \quad (13)$$

である。駆動側に動かそうとする力 T_f は、

$$T_f = T_{f1} + T_{f2} + T_{f3} + T_{f4} \quad (14)$$

であり、この値はNo.1オリフィス隙間 S_1 に対して一定となる。バランスピストンが釣り合いの位置にある場合には $T_b = T_f$ となる。

図11にバランスピストンNo.1オリフィス隙間 S_1 に対する T_b と q の関係を示した。設計におけるバランス点は $S_1 = 0.07\text{mm}$ であるが、オリフィスの流量係数に依存している。この流量係数を正確に推定することはできないので、設計では流量係数を0.8とし、その妥当性を試験結果から考察することとした。

3.3.3 オリフィス隙間

遠心羽根車の軸方向許容移動量(図9において $X_1 - X_2$)を0.25mmとした。遠心羽根車とケーシングCの材料が異なるが、熱収縮量の違いによる軸方向許容移動量の変化は、液体水素運転下にお

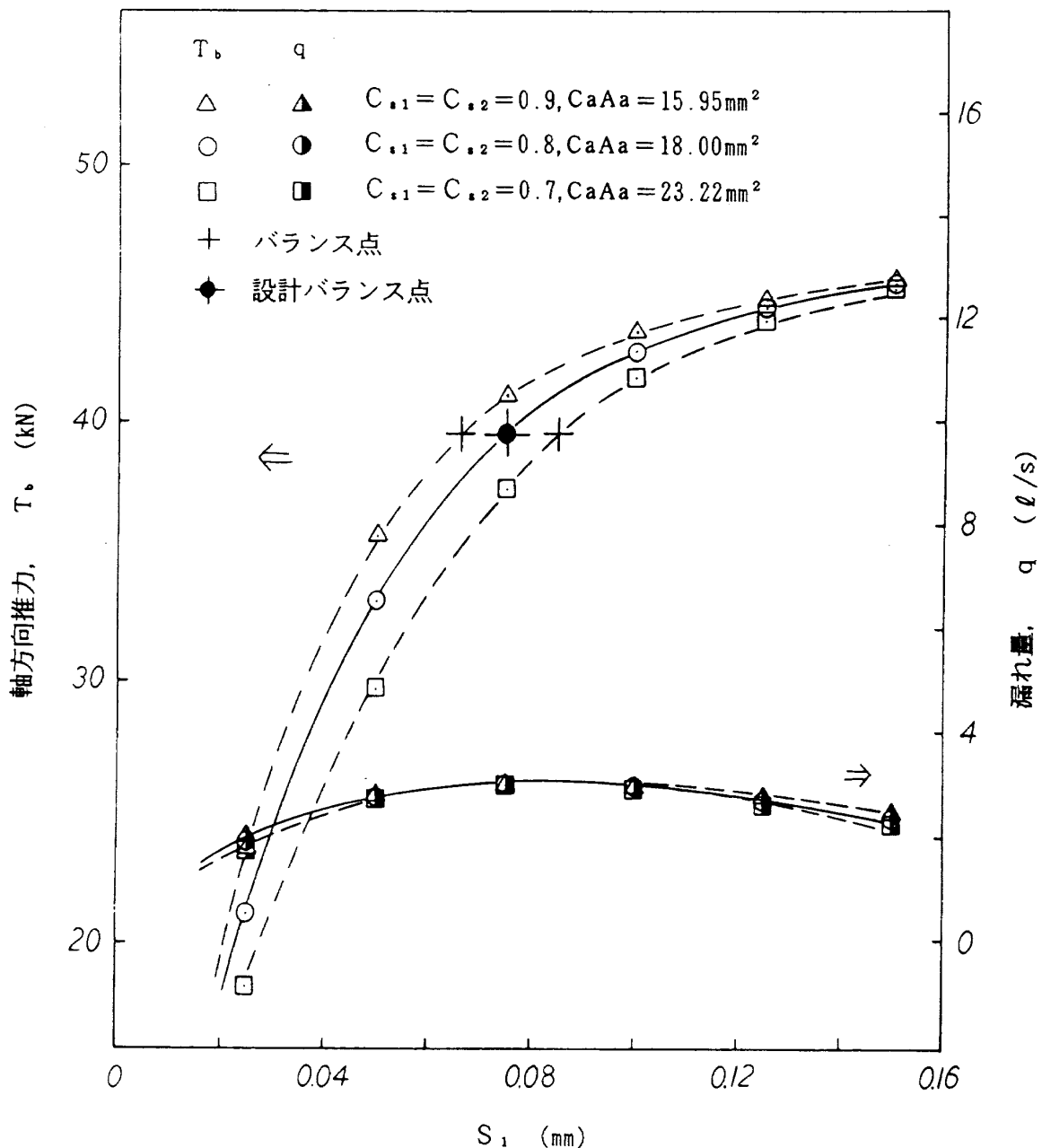


図11 バランスピストン特性(設計)

いて高々数 μm であり、この影響はほとんど無視できる。

バランスピストンを構成する主要部を図12に示した。ポンプの組み立てならびに寸法検査は室温状態で行われるので、室温時の寸法で組み立て状態を規定し、液体水素運転で寸法の妥当性を確認する手法を採用した。図12において、軸が左方向に動いてNo.1オリフィス隙間が無い状態では、図12の記号を用いて、

$$Z_1 = x_1 - x_3 + x_5 + x_6 + x_7 + x_8 + x_{11} \quad (15)$$

$$Z_2 = y_1 + y_3 + y_4 \quad (16)$$

$$Z_1 = Z_2 \quad (17)$$

となる。ここに x_7, x_{11} はそれぞれカートリッジ用板バネ、軸受B2の予荷重用バネが完全につぶれた時の厚さである。液体水素温度での Z_1, Z_2 の変化は、

$$\Delta Z_1 = \alpha_1 (x_1 - x_3 + x_5 + x_6 + x_7 + x_{11}) + \alpha_2 x_8 \quad (18)$$

$$\Delta Z_2 = \alpha_3 y_1 + \alpha_4 y_3 + \alpha_1 y_4 \quad (19)$$

である。ここに、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ はそれぞれInco 718, ハステロイB, Ti-5Al-2.5Sn, SUS440Cの室温から液体水素温度までの熱収縮率である。一

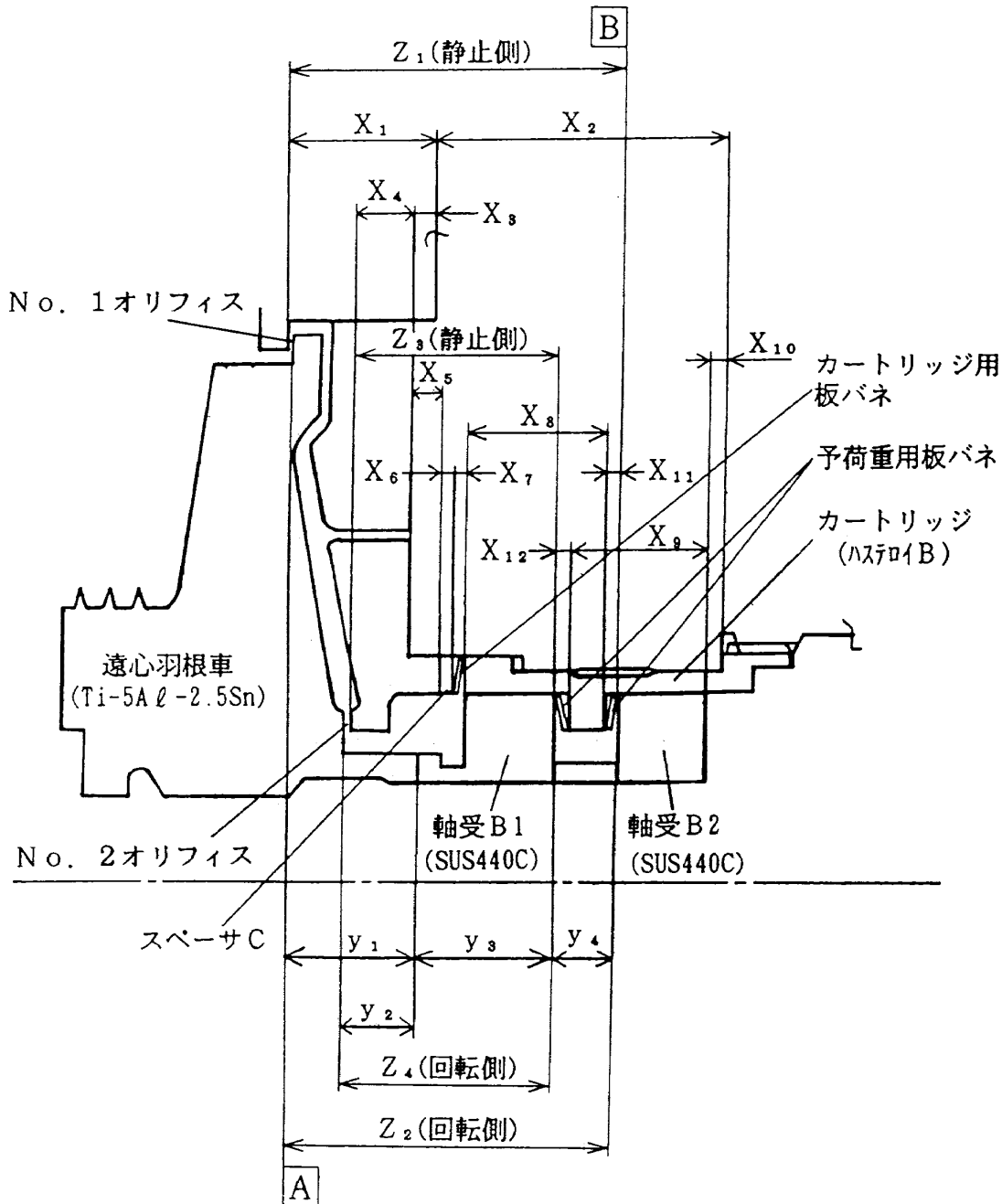


図12 バランスピストン部主要寸法

方、軸が右方向に動いてNo.2オリフィス隙間が無くなった状態では、同様に図12の記号を用いて、

$$Z_3 = x_2 + x_3 + x_4 - x_{10} - x_9 - x_{12} \quad (20)$$

$$Z_4 = y_2 + y_3 \quad (21)$$

$$Z_3 = Z_4 \quad (22)$$

となる。ここに、 x_{12} は軸受B1の予荷重用板バネが完全につぶれた時の厚さである。液体水素温度での Z_3 、 Z_4 の変化は、

$$\Delta Z_3 = \alpha_1 (x_2 + x_3 + x_4 - x_{10} - x_{12}) - \alpha_2 x_9 \quad (23)$$

$$\Delta Z_4 = \alpha_3 y_2 + \alpha_4 y_3 \quad (24)$$

である。

計算値は $\Delta Z_1 = 0.106\text{mm}$ 、 $\Delta Z_2 = 0.086\text{mm}$ 、 $\Delta Z_3 = 0.068\text{mm}$ 、 $\Delta Z_4 = 0.053\text{mm}$ である。

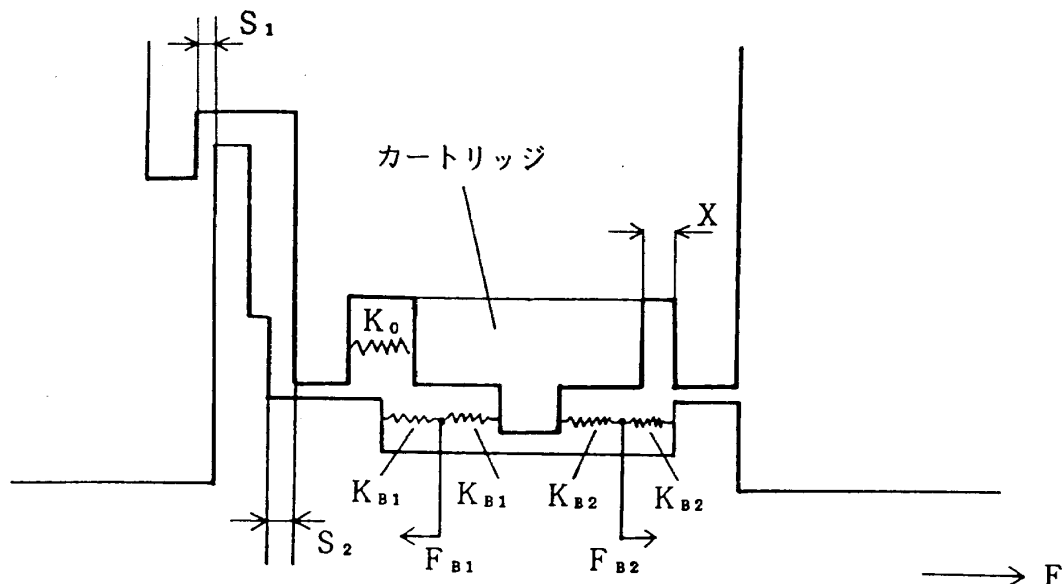
$\Delta Z_1 - \Delta Z_2 = 0.02\text{mm}$ であるので、液体水素運転時にはNo.1オリフィスを形成する羽根車の面(図中A面)と軸受B2の外輪端面(図中B面)の距離は常温時よりも 0.02mm 短くなる。このことは軸受B2がストッパーとなった場合、液体水素運転時では常温時に比べ、軸受B2を 0.02mm 変形させる分低い軸方向荷重でオリフィス部が接触を

起こすことを意味する。一方、 $\Delta Z_3 - \Delta Z_4 = 0.015\text{mm}$ となるので、No.2オリフィスは軸受B1が 0.015mm 余計に変形する大きな軸方向荷重が負荷されないと接触は起こさない。なお、遠心羽根車のバランスピストンオリフィスを形成する部分の変形(回転の影響)は図6(b)のごとく極めて小さいことが解析により確認されている。

3.3.4 軸受にかかる荷重

前述のバランスピストンの軸方向の動きを規定する駆動軸側軸受系を図13のごとくモデル化する。このモデルに対して求めた室温状態におけるNo.1オリフィス隙間 S_1 と軸受の荷重ならびに軸にかかる荷重の関係を、図14に示した。軸荷重は、駆動側へ向かう方向(図13で右側へ向かう方向)を正としてある。なお、この計算に必要な軸受荷重と変形の関係を図15に示した。

図14で①の範囲は、 $S_1 = 0.25\text{mm}$ から軸が左側に移動していくに従い、軸受B1の荷重が減少し板バネによる予荷重のみ負荷された状態(バネが完全につぶれている状態)までを示す。さらに軸



K_{B1} 、 K_{B2} : 軸受バネ定数

K_{B1} 、 K_{B2} : 予荷重バネのバネ定数

K_0 : カートリッジ用バネのバネ定数

F_{B1} 、 F_{B2} : 軸受予荷重

F : 軸荷重

図13 バランスピストン部模式図

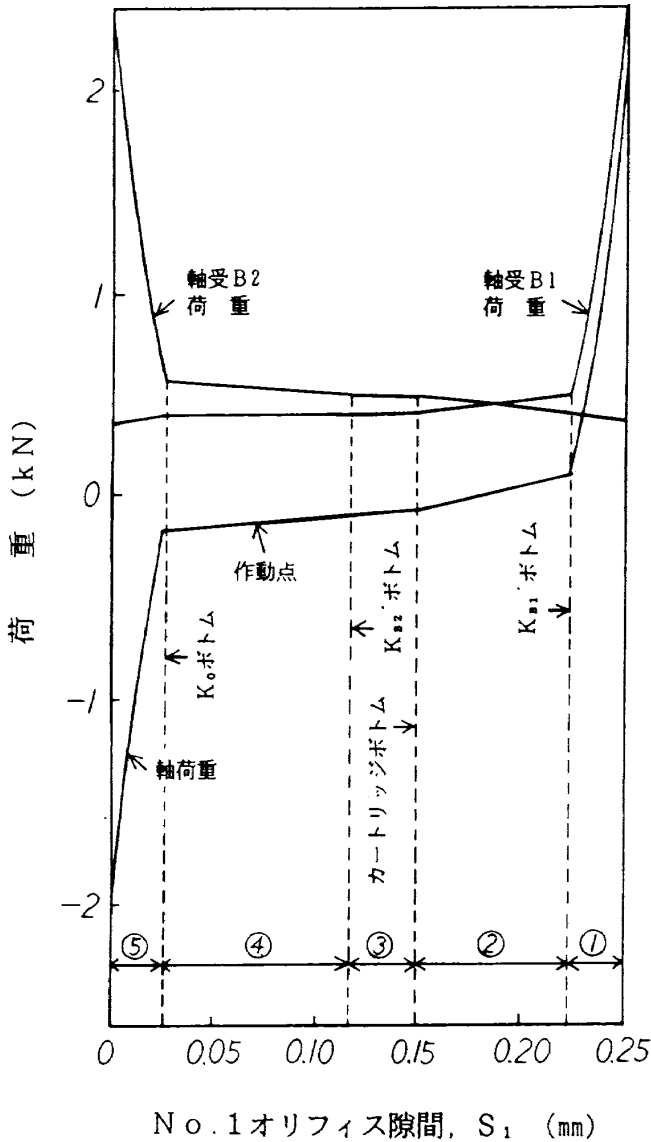


図14 軸受にかかる荷重とオリフィス隙間の関係

が左側へ移動していくに従い、②カートリッジは右側に押し付けられているが軸受B1の板バネが伸びていく、③カートリッジが左側に動き軸受B2の板バネを完全につぶす、④カートリッジの板バネが完全につぶれる。⑤は、さらに軸の動きに対して軸受B2が変形する状態を示している。

設計作動点 (No.1オリフィス隙間が $S_1 = 0.07$ mm) では、回転要素はカートリッジの外径面で軸方向にわずかに移動することによりバランスピストン機構が作動する。バランスピストン機構が正常に作動していれば、軸受にかかる軸方向荷重は板バネによる予荷重のみである。

ポンプの起動停止時など過渡状態では軸方向のアンバランス力が発生する。図14に見られるように、常温では軸荷重が約2kNまでなら軸受が負

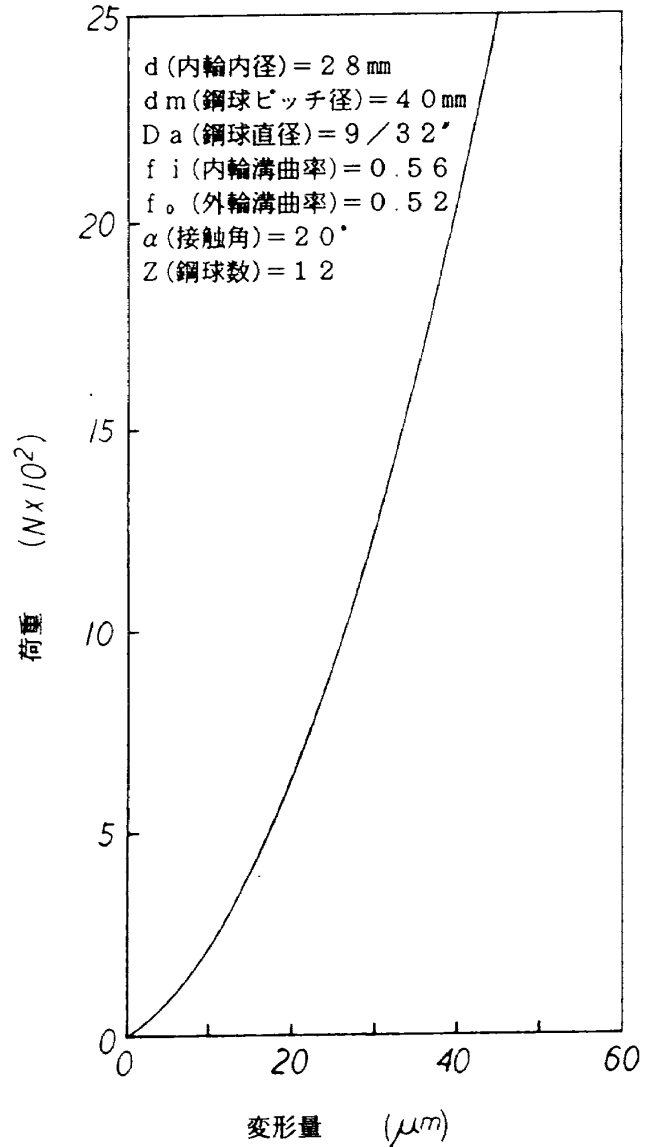


図15 軸受荷重と変形量

荷を支えるため、いずれのオリフィス部でも接触は起こらない。しかし、前節で述べたように液体水素温度では、軸受B2を0.02mm変形させる分低い軸方向荷重でNo.1オリフィス部が接触する。図14から、約800N以上の軸方向アンバランス力が発生するとNo.1オリフィス部で接触が生じることになる。

3.4 軸受・軸シール

図1に示した背面組合せアンギュラ玉軸受A、Bは液体水素で冷却される自己潤滑軸受で、ガラス繊維で強化したPTFE系複合材(ルーロンLD)製保持器からの転移膜によって潤滑される。保持器の案内方式は高速回転に適する外輪案内とした。図16に軸受の詳細形状を示した。

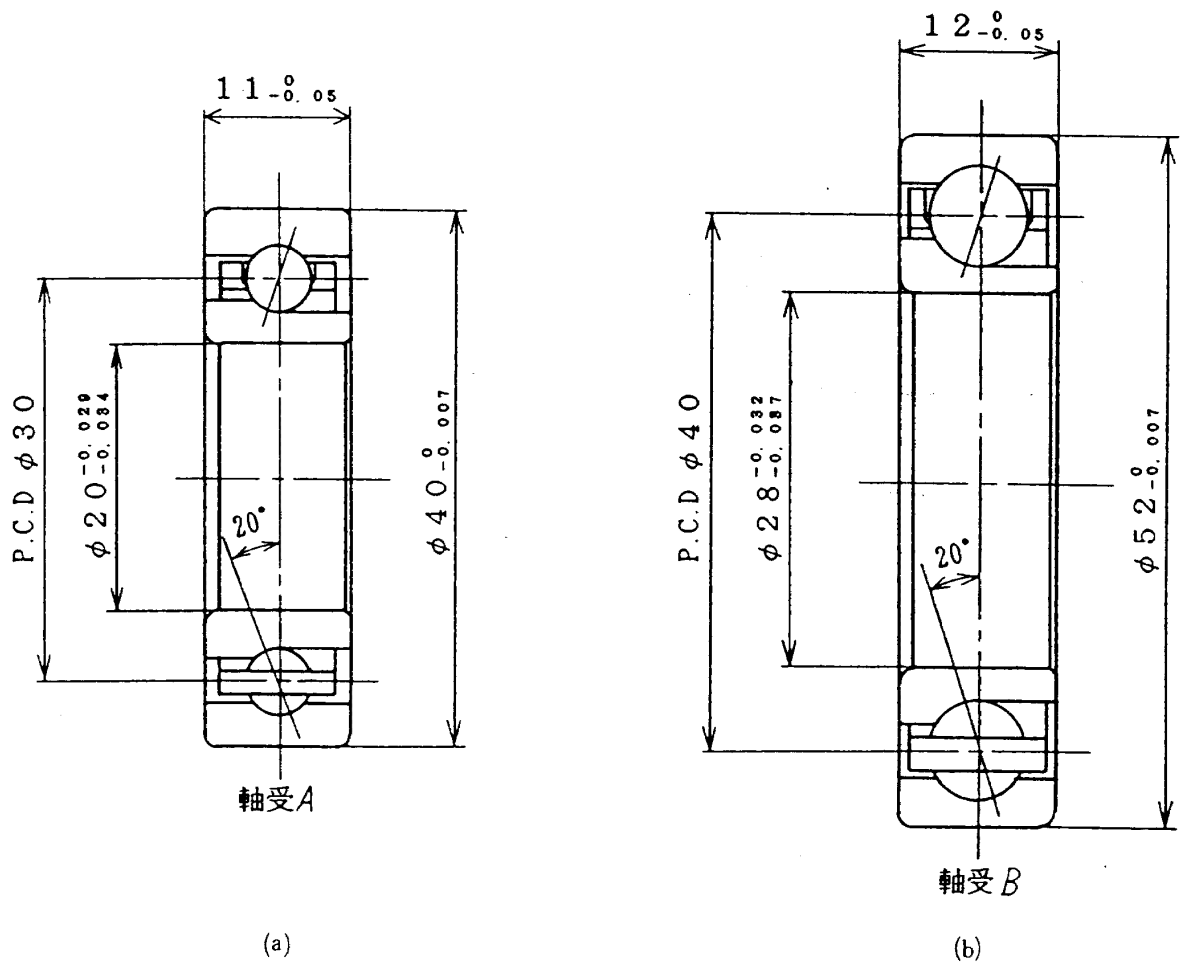


図16 軸受

図1に見られるように、構造上、軸受AはBに比べてかなり小さな軸受とする必要がある。軸受Aの1個当りの軸方向荷重 $F_a=500\text{N}$ 、半径方向荷重 $F_r=125\text{N}$ と仮定し、軸受寿命、鋼球と内・外輪の最大接触面圧、鋼球と内輪間のSV値（鋼球と内輪間の接触だ円内のヘルツ応力とすべり速度の積）について、接触角 α 、内輪溝曲率 f_i を変化させて計算し、検討した。図17(a), (b), (c), (d)に計算例を示す。接触角についてみると、角度の大きな程寿命、トルクおよび接触面圧でより優れた特性となる（図17(a), (b), (c)）が、SV値が大きくなる（図17(d)）。一方、内輪溝曲率は小さいほど軸受寿命、鋼球と内・外輪の最大接触面圧の点では良好になるが、SV値、摩擦トルクは大きくなる。文献⁷⁾によれば、液体水素中で実績がある最大SV値は $2.5\text{GPa}\cdot\text{m/s}$ であり、最大接触面圧は 2.3GPa 以下にすべきと報告されている。以上のことを考慮し、接触角 $\alpha=20^\circ$ 、内輪溝曲率は

$f_i=0.53$ 、外輪溝曲率は $f_o=0.52$ を採用した。なお、軸方向荷重を予荷重のみとするため、カートリッジ外径面で軸方向に自由に動ける構造としている。

駆動側軸受Bについても同様な検討を行い、接触角 $\alpha=20^\circ$ 、内輪溝曲率は $f_i=0.56$ 、外輪溝曲率は $f_o=0.52$ とした。

液体水素シールならびにヘリウムパージシールは、それぞれLE-5エンジン・液水および液酸ターボポンプ用に開発したもの^{3,8)}を一部改造して製作した。シール部の詳細を図18に示した。

液体水素シールは金属ベローズ式メカニカルシールで、その特徴は、高速回転時の軸振れに誘起されるシールリング（硬質カーボン製）の過度な振動を抑えるため、液体水素温度において、良好な潤滑性と弾性を示すテフロン製のシールノーズダンパを用いる点にある。運転中はシール面に薄い流体膜を形成し、その流体力によってシール面

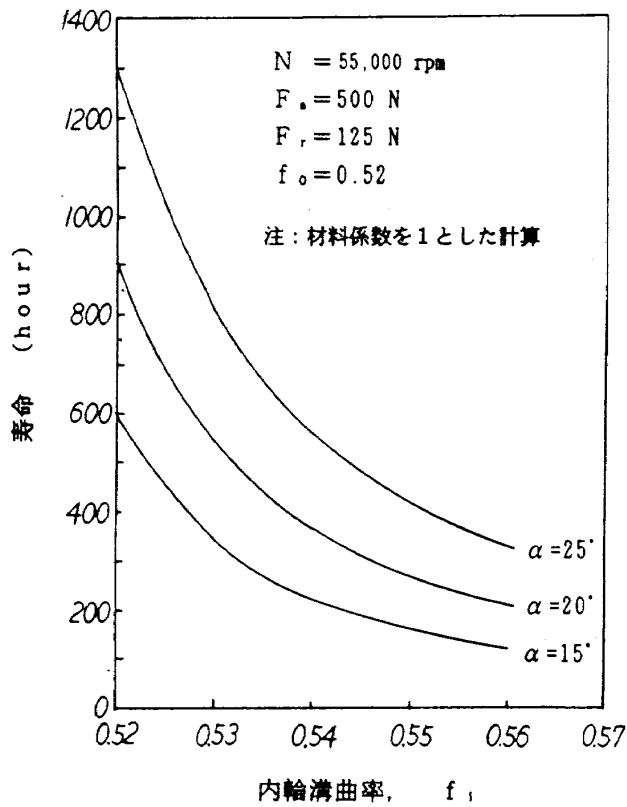


図17(a) 内輪溝曲率と寿命

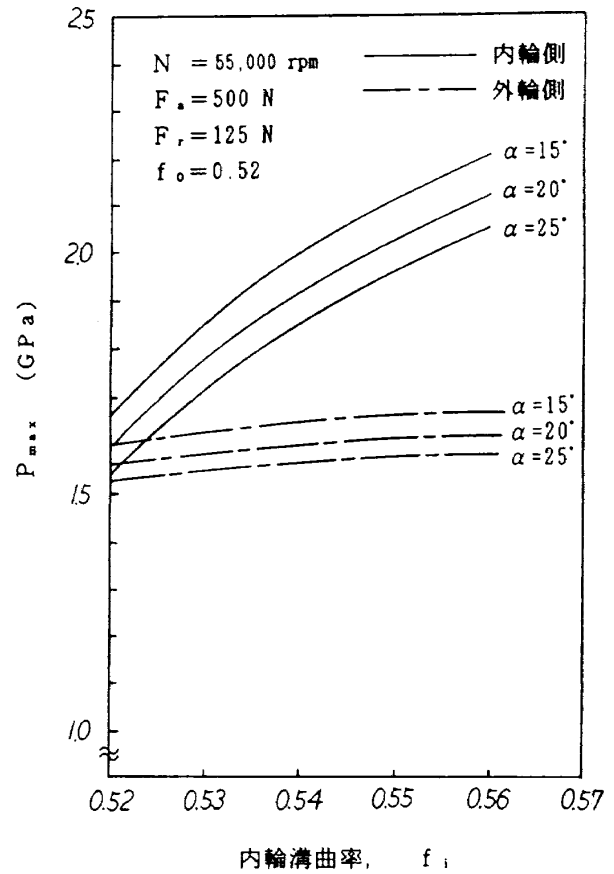


図17(c) 内輪溝曲率と最大接触面圧

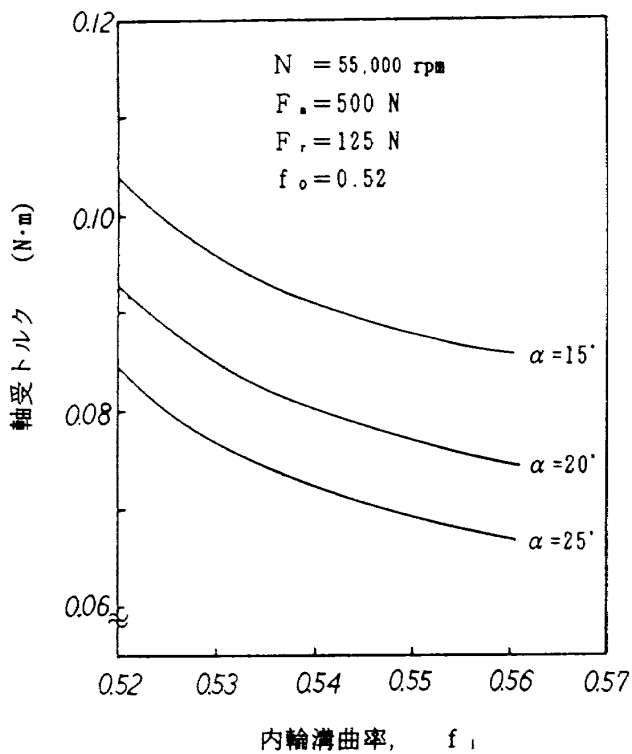


図17(b) 内輪溝曲率と軸受トルク

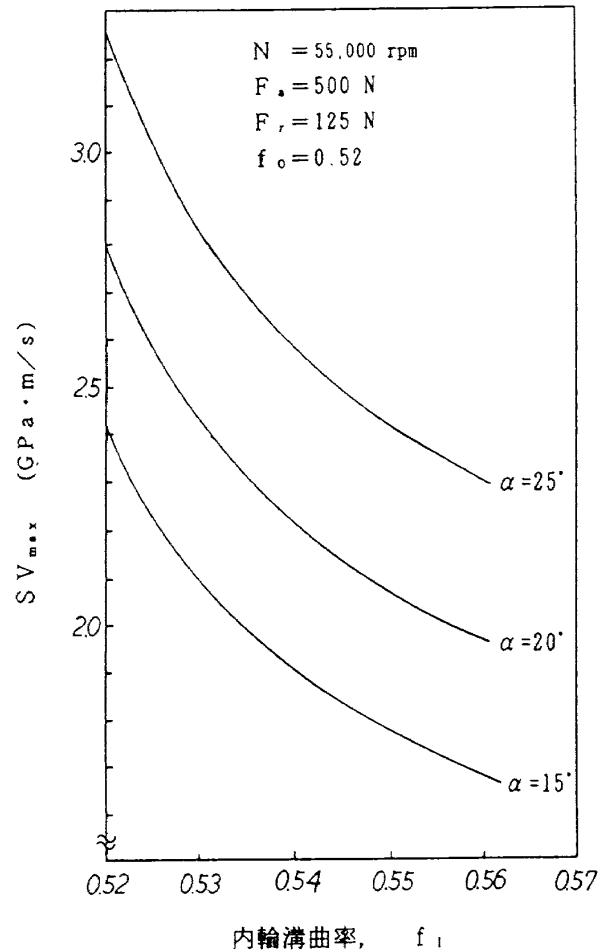


図17(d) 内輪溝曲率とSV値

に負荷される荷重を軽減している⁹⁾。

ヘリウムパージシールは、2個の硬質カーボン製シールリングをもつセグメントシールである。このシールでは、2分割されたシールリング外周部のガータースプリングでシールリングを軸（表面は硬質クロムメッキされている）に押しつけた状態でしゅう動させてシールするため、過大な摩擦が予想された。このため、シールリング内径面にレーレーステップを設け、回転時にシールリン

グに浮力を発生させ接触面圧を下げる形式（動圧型セグメントシール）とした。

3.5 軸系の嵌合

3.5.1 軸方向締付力

3.2.3 項と同様に、図19に示される軸系は室温状態で組み付けられる。したがって液体水素温度において回転部品は規定通りの軸方向締付力になるように室温で組み付けておく必要がある。

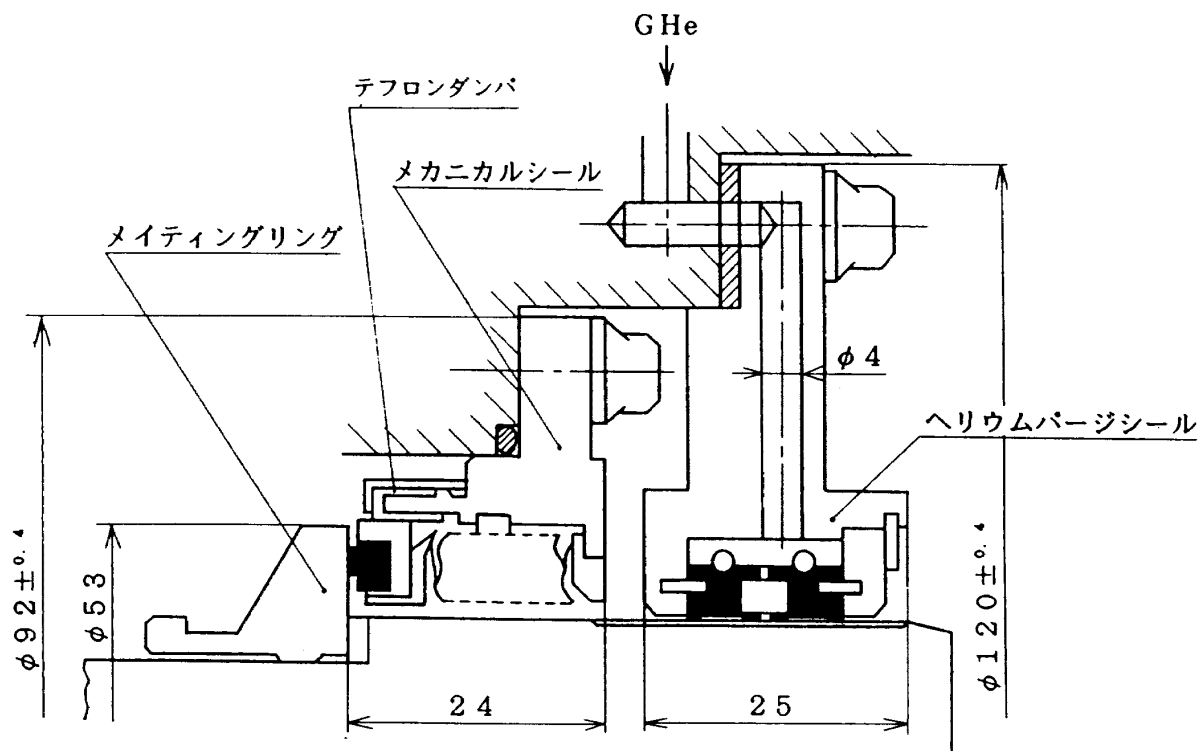


図18 軸シール系

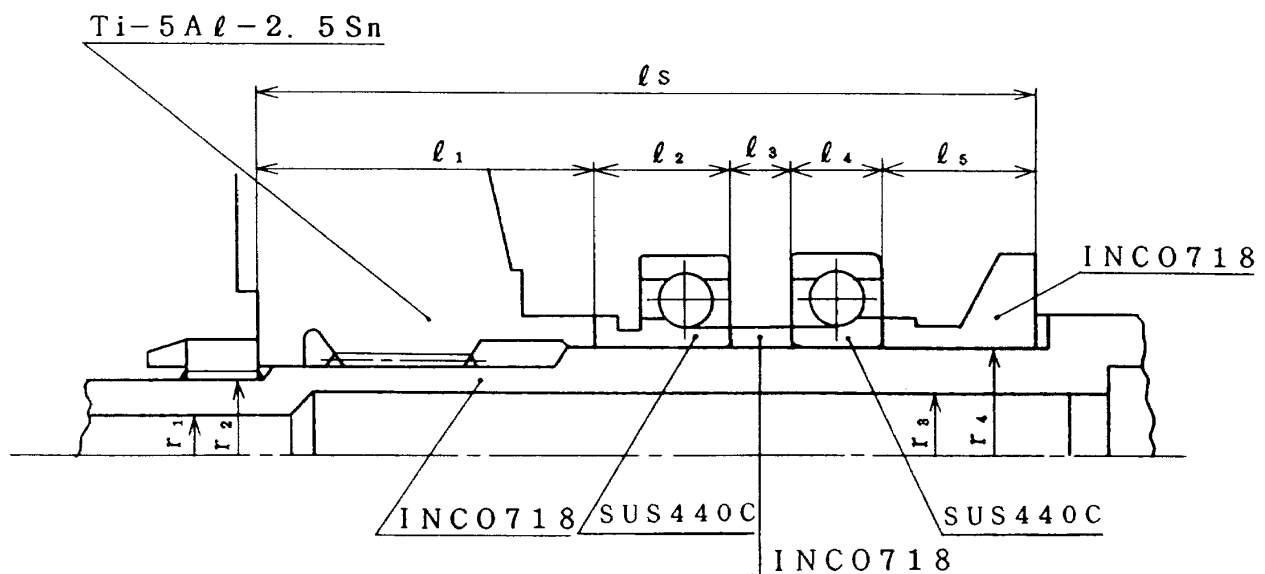


図19 回転部品の詳細

表 3 主要回転部品の熱収縮

部 品	軸方向長さ (mm)	材 質	$\alpha \ell$ (mm)
シャフト	102	Inco 718	0.245
インペラ	45	Ti-5Al-2.5Sn	0.081
ベアリング B1	18	SUS440C	0.034
スペーサ B	8	Inco 718	0.019
ベアリング B2	12	SUS440C	0.022
メーティングリング	19	Inco 718	0.046

$$\Delta \ell_s = 0.245 \text{ mm} \quad \Delta \ell_i = 0.202 \text{ mm}$$

図19において、室温から液体水素温度までの温度差によって、軸（長さ l_s ）は Δl_s だけ収縮するとする。

$$\Delta l_s = \alpha_s l_s \quad (25)$$

遠心羽根車、軸受、メカニカルシールのメーティングリングおよびスペーサの収縮量の和 Δl_i は、

$$\Delta l_i = \alpha_1 l_1 + \alpha_2 l_2 + \cdots + \alpha_s l_s \quad (26)$$

で表わされる。表3に各部品の熱収縮率と長さの積および Δl_s 、 Δl_i を示した。明らかに軸の方が大きな熱収縮を示すことから、軸は引張、他方回転部品は圧縮荷重を受けることになる。安全側に軸方向の引張り力を次式で評価する。

$$F = \frac{\Delta l_s}{l_s} E \cdot \pi (r_4^2 - r_3^2) \quad (27)$$

ここで、 E は軸材のヤング率である。したがって、回転部品を締付けるナットのネジ部の軸の応力 σ_n は、

$$\sigma_n = \frac{F}{\pi (r_2^2 - r_1^2)} \quad (28)$$

となる。 F 、 σ_n の具体的数値は $F=36$ (kN)、 $\sigma_n=153$ (MPa)であり、Inco 718の0.2%耐力 $\sigma_y=1.04 \times 10^3$ (MPa)から判断して十分安全な値である。なお、室温において回転部品がガタつかないように締付力をもたせる。

3.5.2 回転部品の嵌合公差

既述のとおり、本供試ポンプは室温で組み付けられた後、液体水素中で運転されるが、回転部品と軸の間には高度な締りバメが必要になる。これ

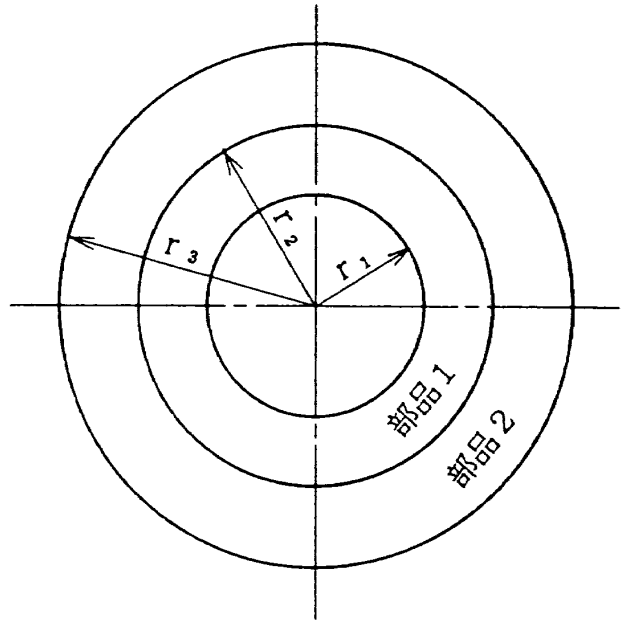


図20 回転部品の締りバメ計算のモデル

が十分でないと回転軸系にガタが生じ自励振動などが発生し易い。この締りバメを以下のごとく評価した。

熱膨張係数の違いによる半径方向の寸法変化は図20の記号を用い、

$$\Delta D_i = 2 \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot r_2 \quad (29)$$

で示される。ここに α_1 、 α_2 は部品1,2の室温から液体水素温度までの熱収縮率である。

一方遠心力による変化量は、角速度 ω で回転する厚肉円筒としてモデル化した。部品1の外径の伸び ΔD_{c1} 、部品2の内径の伸び ΔD_{c2} は、各々以下の式¹⁰⁾により求められる。

$$\begin{aligned} \Delta D_{c1} = & \frac{1}{4E_1(1-\nu_1)} \{ (1+\nu_1)(1-2\nu_1)(3-2\nu_1) \\ & \cdot (r_1^2 + r_2^2) + (1+\nu_1)(3-2\nu_1)r_1^2 - (1+\nu_1) \\ & \cdot (1-2\nu_1)r_2^2 \} \\ & \cdot \frac{r_2 r_1 \omega^2}{g} \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \Delta D_{c2} = & \frac{1}{4E_1(1-\nu_2)} \{ (1+\nu_2)(1-2\nu_2)(3-2\nu_1) \\ & \cdot (r_2^2 - r_3^2) + (1+\nu_2)(3-2\nu_2)r_3^2 \\ & - (1+\nu_2)(1-2\nu_2)r_2^2 \} \\ & \cdot \frac{r_2 r_2 \omega^2}{g} \end{aligned} \quad (31)$$

ここに、 E, ν, r, g はそれぞれヤング率、ポアソン比、比重量、重力加速度である。

締め代の最大値 δ_{\max} によって生じる応力は次式¹⁰⁾によって求めた。

$$\sigma_{1\max} = -P \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (32)$$

$$\sigma_{2\max} = P \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (33)$$

$$P = \frac{E_1 E_2 \delta_{\max}}{r_2 \left\{ E_1 \left(\frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \nu_2 \right) + E_2 \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \nu_1 \right) \right\}} \quad (34)$$

図21に軸系まわりの運転時における嵌合状態(計算値)を示した。

4. 試験結果

まず第1段階として、ポンプの組み立て状態の良否をチェックする目的でポンプ流体に液体窒素を用いて試験を行った。この試験ではポンプ吐出圧力が液体水素試験と等しくなるように回転数を設定 ($N=14,800\text{rpm}$) した。液体水素での回転数 $N=50,000\text{rpm}$ に比べるとかなり低い回転数ではあるが、バランスピストン機構あるいは軸受冷却構造などに関する設計の妥当性をある程度確認することができた。

液体水素による試験は、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(図22)により行った。試験方法あるいは計測方法については前報¹⁾を参照されたい。液体水素による試験は合計8回が行われた。その試験の概要を表4に示した。試験番号KT7-1-1とKT7-1-2で定格運転が可能であることを確認した後、KT7-2-1~KT7-2-5において定格回転でのポンプ一般性能ならびに吸込性能を調べた。KT7-3-1では、エンジン始動・停止における液体水素ポンプの運転を模擬した急起動・停止試験を行った。したがって、耐久性能を除いてエンジンに要求される構造設計の多くが確認できたものとする。

まず、液体水素ポンプの急起動・停止における

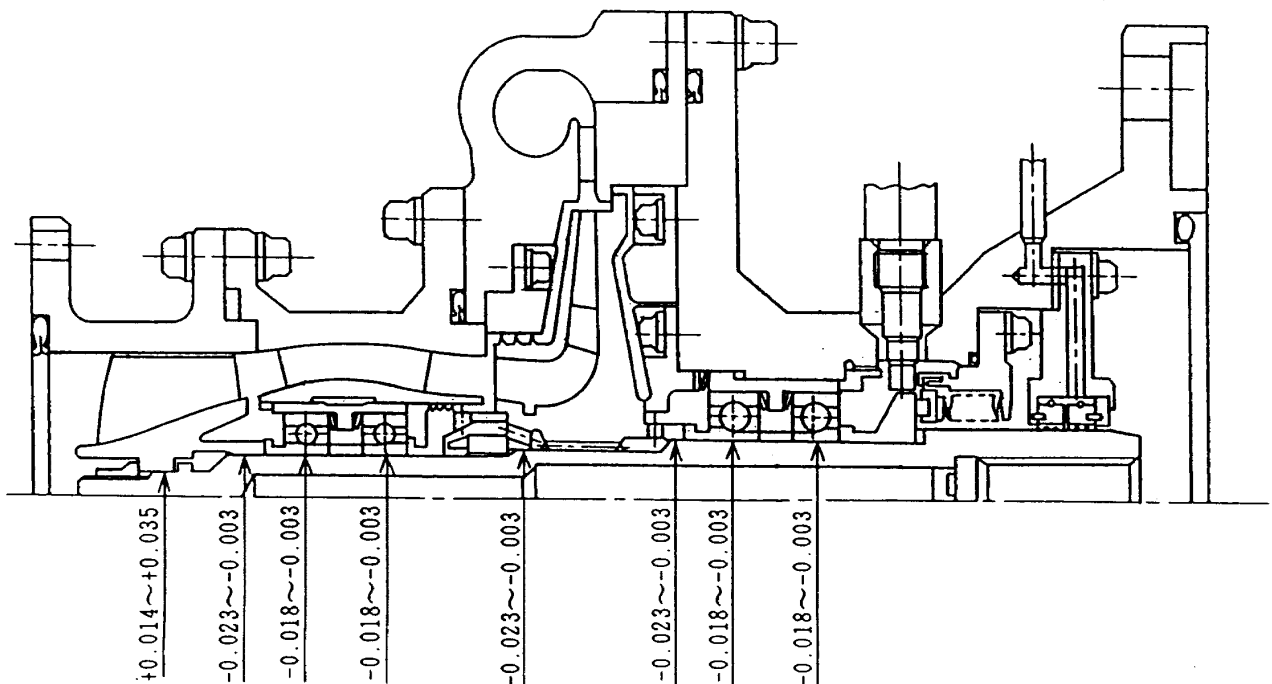


図21 軸系まわり運転時の嵌合

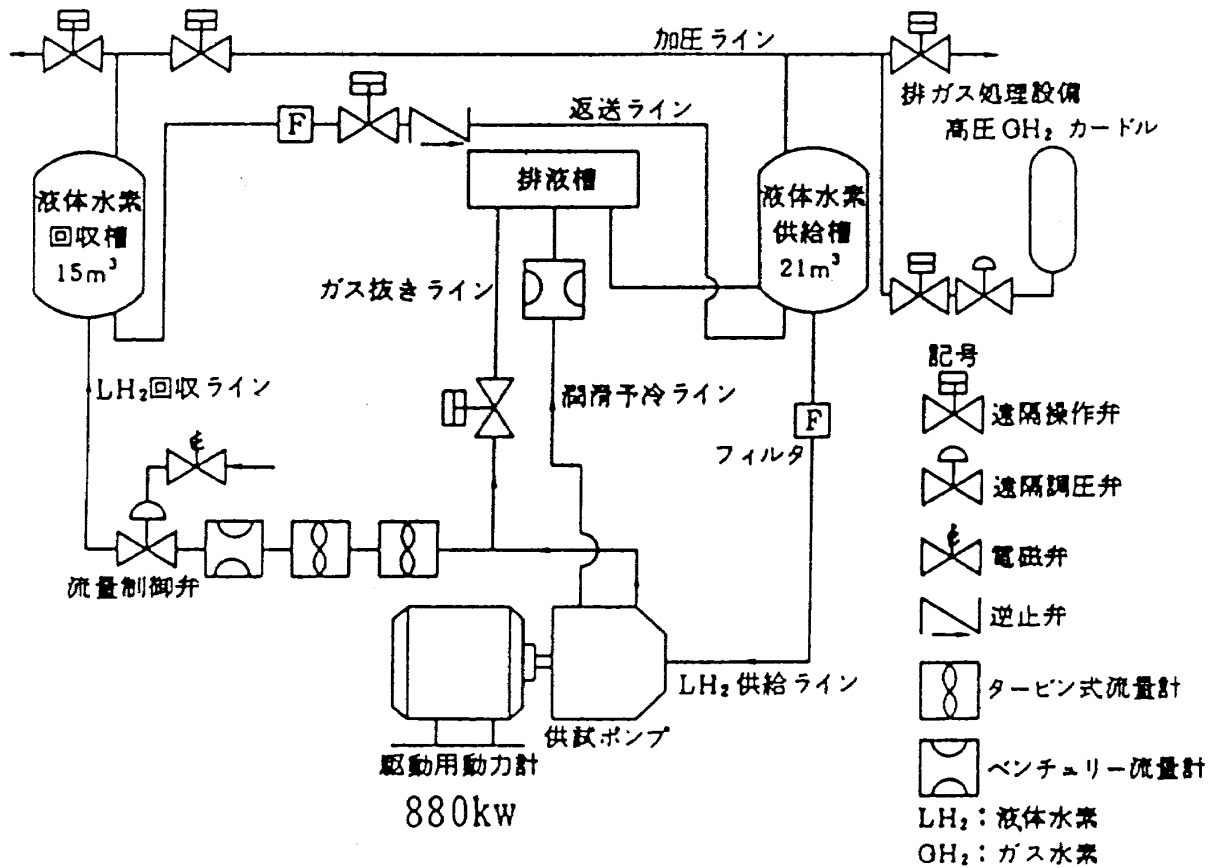


図22 液水ポンプ試験設備

表4 試験概要

試験番号	試験の概要	定格運転時間
KT7-1-1	N = 30,000rpmの試験を行い、ポンプの組立状態、設備とのマッチング、計測系などのチェックを行った。	50秒
KT7-1-2	N = 50,000rpm(定格回転)の試験を行い、ポンプの流力ならびに機械的性能を調べた。	70秒
KT7-2-1	N = 50,000rpm, 設計流量(Q=50ℓ/s)における吸込性能を調べた。	80秒
KT7-2-2	N = 50,000rpm, 設計流量の110%における吸込性能を調べた。	75秒
KT7-2-3	N = 50,000rpm, 設計流量の95%における吸込性能を調べた。	75秒
KT7-2-5	N = 50,000rpm, 設計流量で高液温液体水素による吸込性能を調べた。	20秒
KT7-3-1	急起動・停止運転を2度行い、ポンプの機械的性能を調べた。 最高回転数N = 50,000rpm	30秒

軸振動、バランスピストン・バランスディスク（遠心羽根車後面シュラウド）の軸方向振動の高速フーリエ解析の結果を図23, 24に示した。急起動は約2秒、急停止は約6秒で行われているが、起動から停止までの軸系ならびにバランスディスクの回転同期以外の振動は極めて小さい。こうした傾向はKT7-1-1～KT7-3-2までの全ての試験で確認された。前報¹⁾において、すでに軸系の1次危険回転数を定格回転数以上とした設計法が軸振動抑制に極めて有効であったことを示したが、これに加えて既述の軸系と回転系の嵌合、バランスピストン機構（含軸受系）の設計法などの妥当性が確認されたものとする。

上記試験におけるバランスディスクの軸方向の動きを図25に示した。停止状態において軸系は12式で示される力によって、駆動側に押し付けられている。急起動とともに軸系はポンプ吸込側に約210μm移動して安定する。この移動量はポンプの流量比(Q/Q_d : Q_d 設計流量)あるいはNPSHの値によりほとんど変化しなかった。移動可能量は250μmに設計されているので、バランスピス

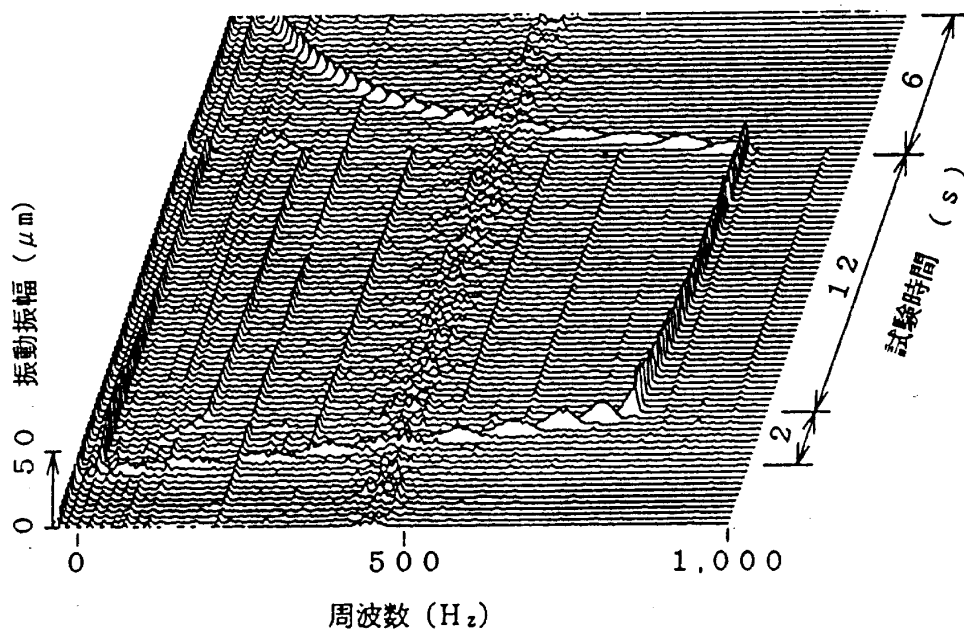


図23 急起動・停止運転における軸振動

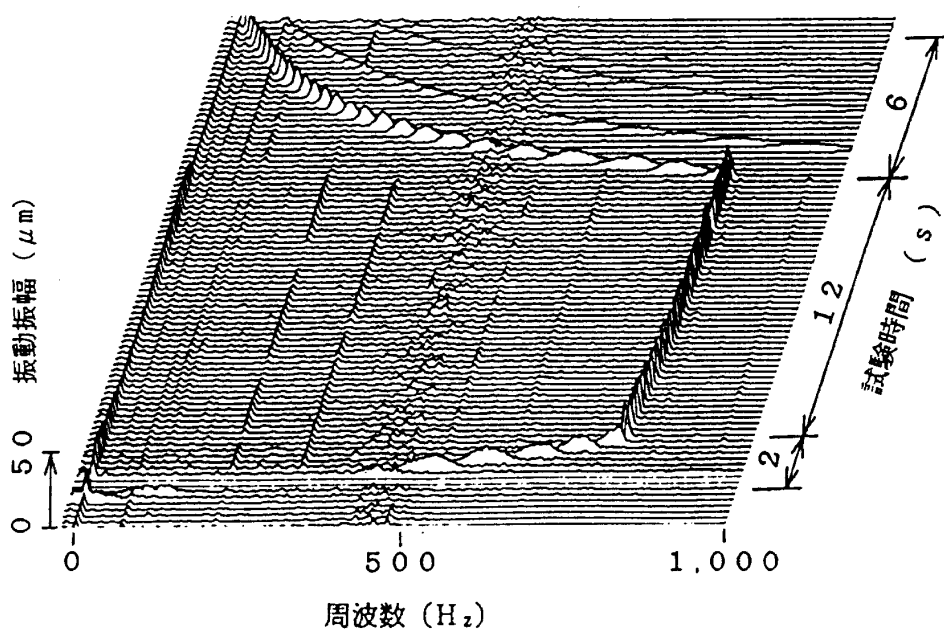


図24 急起動・停止運転における主羽根車軸方向振動

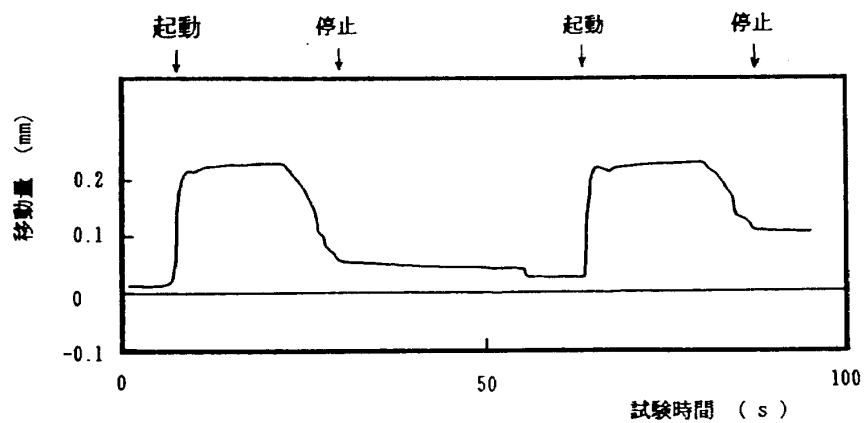


図25 バランスピストンの動き

トン・No.1オリフィス隙間は $S_1 \approx 40\mu\text{m}$ となり、設計値 $S_1 = 70\mu\text{m}$ よりかなり小さい値となった。その理由として、バランスピストン・オリフィスを通過する流量の影響が考えられた。図26にバランス点位置とオリフィス漏れ量 q の関係を示した。なお、この計算では遠心羽根車出口揚程(H_{s6})は試験値を用いている。設計最大漏れ量 $q = 3\text{l/s}$ に

対して 1l/s の減少を仮定すると、約 $25\mu\text{m}$ バランス点は移動することになる。実際の運転ではオリフィス漏れは、その大部分が図9、10に示すように軸まわりの小穴を介してインデューサ側軸受室に戻される。回転する小穴(図10の小穴㉓、㉔、㉕)を通しての流れについては旋回の影響が大きく、その流量係数の正確な評価は困難であった。

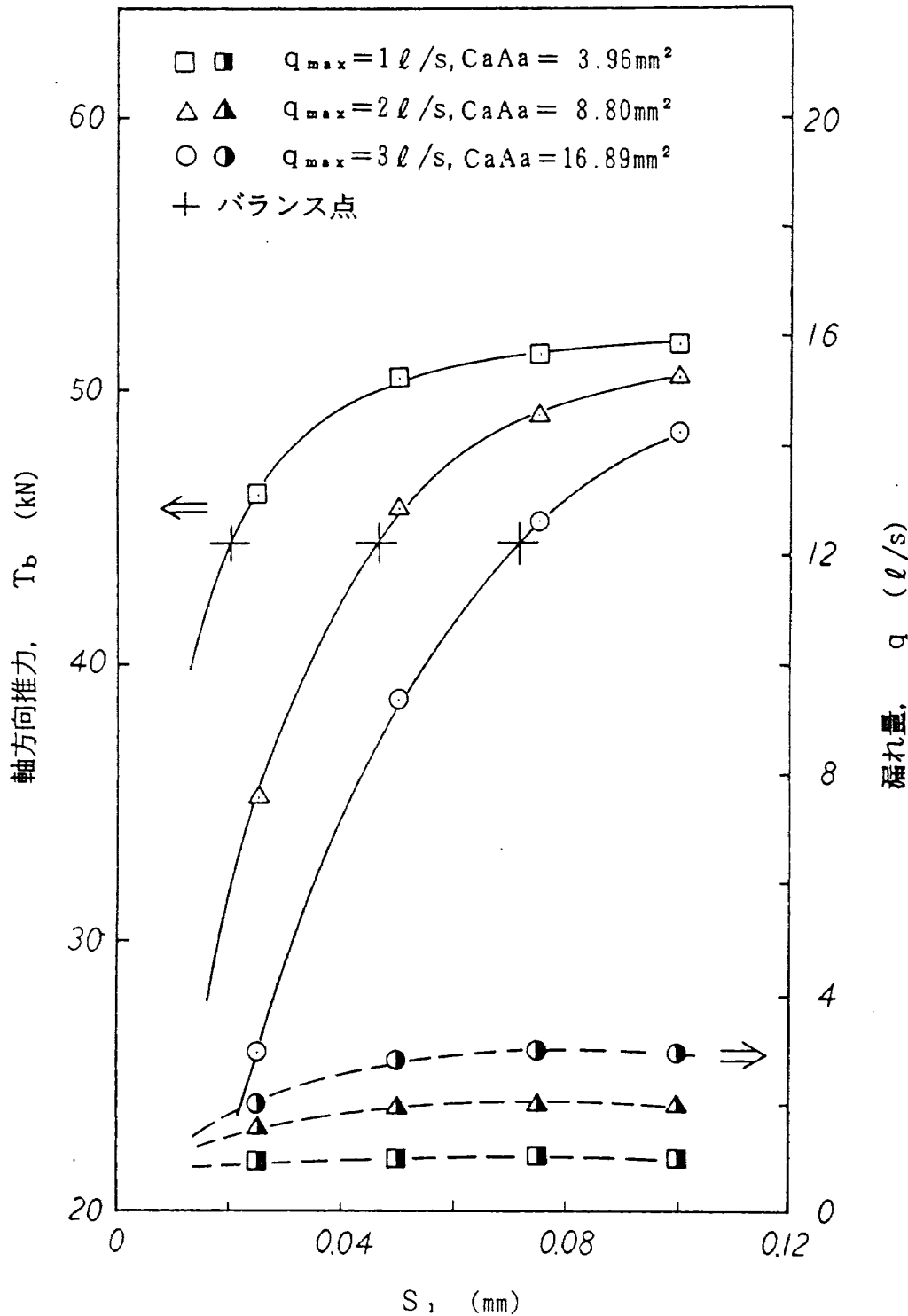


図26 バランスピストン特性(計算値)

かなり小さな流量係数である可能性が大きい。

遠心羽根車後面シュラウドのNo.1オリフィスを形成する部分には、試験後の検査で図27に示したように若干の接触痕が認められた。バランス点が設計点とかなりずれていたこと、3.3.4節で述べたようにNo.1オリフィスは比較的低い軸方向荷重で接触することなどのため、起動停止時のアンバランス力により接触しゅう動したものと思われる。

最後に、この種のポンプの運転状況を端的に表わす軸受と軸シールの結果について示す。図28に急速起動・停止試験（表5のKT7-3-1）時の軸受外輪温度の測定値を示した。軸受Bは遠心羽根車出口からバランスピストンオリフィスNo.1, No.2を通過した温度の高い液体水素で冷却されるため、軸受Aの外輪温度よりも高い値である。しかし、最高回転数に達した後は全ての外輪温度はほぼ一定値を示し、軸受の潤滑と冷却が良好に行われたことを示している。こうした傾向は全ての試験（KT7-1-1～KT7-3-1）に共通した。試験後の軸受Aの外観を図29に示した。鋼球ならびに内輪転走面に若干の“くもり”が認められたが

摩耗した形跡はみられない。軸受の潤滑が良好に行われていたと判断される。

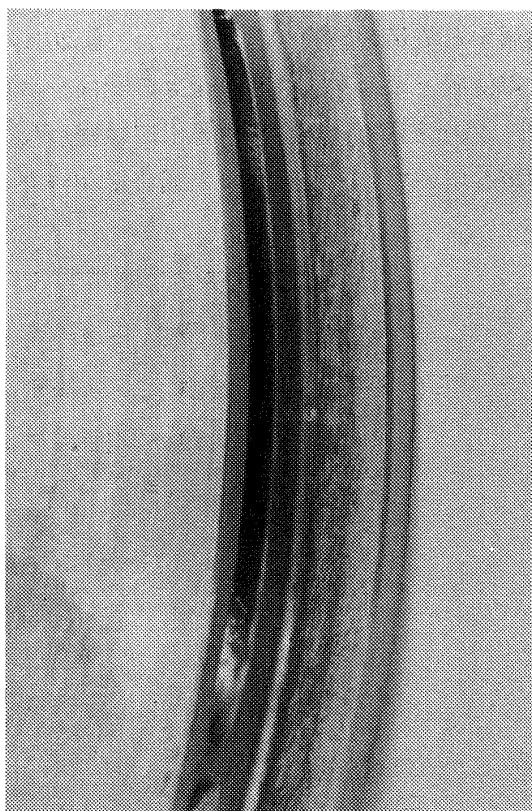


図27 バランスピストンNo.1
オリフィス面の軽微な接触痕

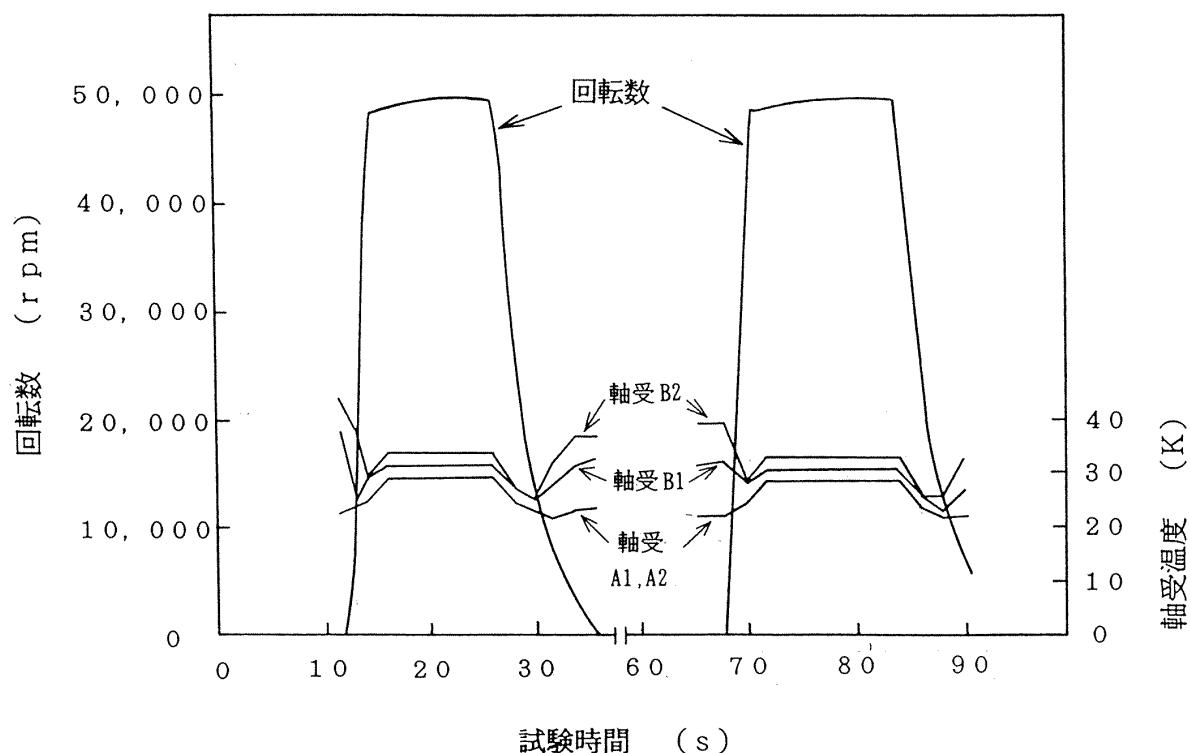


図28 軸受外輪温度計測値

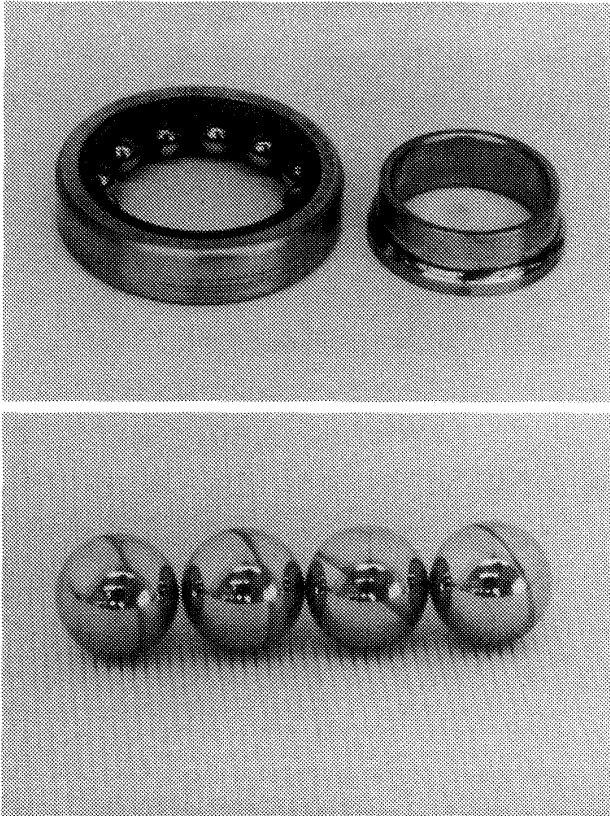


図29 試験後軸受Aの外観

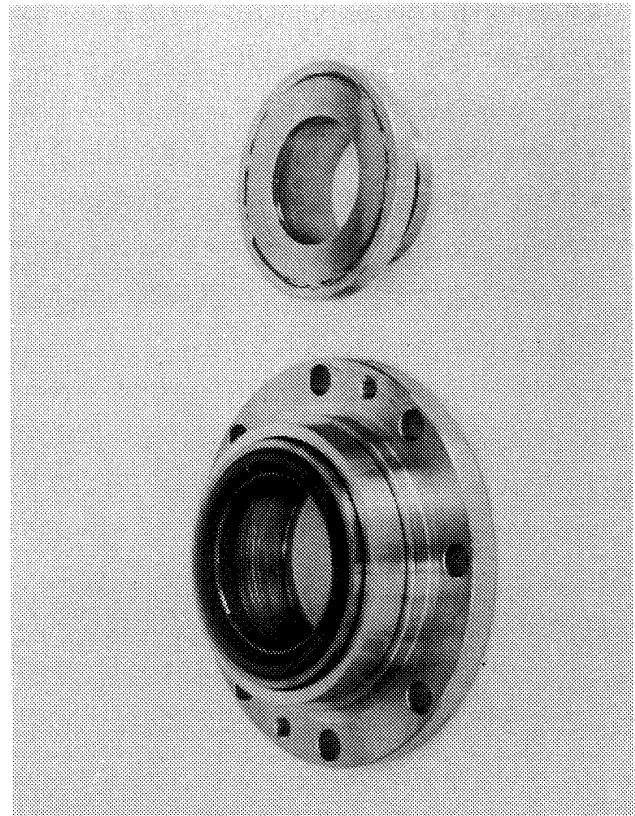


図30 試験後メカニカルシール外観

液体水素メカニカルシールならびにヘリウムパージシールの試験後の外観を図30, 31に示した。メカニカルシールについては、回転側のメーティングリングに若干のカーボンの付着が認められる程度であり、またヘリウムパージシールのカーボン製シールリングも摩耗は少なく、前述のレーレーステップ溝も完全に試験前の形を残している。

5. む す び

上段あるいは軌道間輸送機用ロケットエンジンを対象として小型高速液体水素ポンプの研究試作を行ったが、本報で記述した主要構造基本設計に関し下記の技術資料を取得した。

まず材料選定については、羽根車を除いて概ね液体酸素ポンプに使用した材料の使用が可能であることを確認した。チタン合金 (Ti-5Al-2.5Sn) を用い、機械加工と拡散接合で製作した遠心羽根車は定格回転 ($N=50,000\text{rpm}$) で累積350秒の運転を行い、その強度設計の妥当性が確認された。なおLE-5液水ポンプには同じ手法で製作したチタン合金の遠心羽根が用いられ、耐久性など全ての面において良好な結果が得られている。

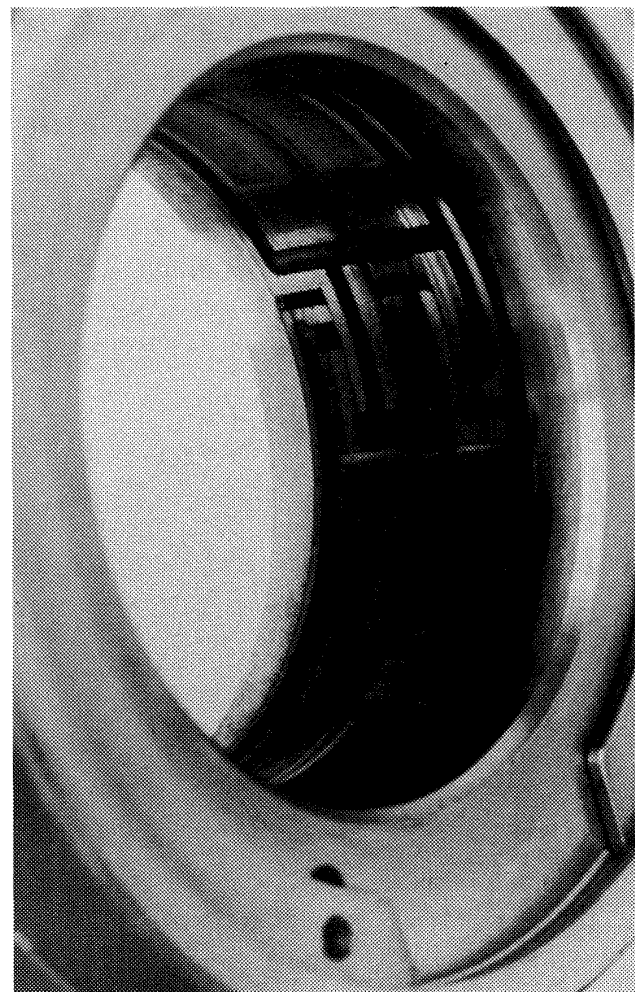


図31 試験後ヘリウムパージシール外観

遠心羽根車をバランスディスクとする軸推力調整のためのバランスピストン機構については、バランス点が設計値からかなりずれ、軽度ではあるがバランスピストンオリフィス部で遠心羽根車とケーシングの接触が生じたが、概ね良好な結果が得られた。この設計からのずれはバランスピストンを形成する各種オリフィスの流量係数の設計値からのずれによるものと考えられる。

その他の部品強度および回転部品と軸との嵌合についても基本設計の正当性が確認できた。また軸受や軸シールの試験後の様子は極めて満足できるものであり、本供試ポンプがかなりスムーズに運転されたものと結論される。

最後に、本試作ポンプの軸受ならびに軸シールに関して NTN 株式会社ならびにイーグル工業㈱の多大な支援を受けた担当者の方々に心から感謝の意を表わします。

文 献

- 1) 渡辺光男, 吉田 誠, 長谷川敏, 上條謙二郎 ; ロケット用小型 LH₂ ポンプの研究試作 (その 1) 軸振動抑制対策, 航技研報告 TR-1118, 1991.
- 2) 上條謙二郎, 志村 隆, 橋本亮平, 山田 仁, 野坂正隆, 鈴木峰男, 渡辺光男, 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.
- 3) 野坂正隆, 鈴木峰男, 宮川行雄, 上條謙二郎, 菊池正孝, 森 雅裕; 液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究, 航技研報告 TR-653, 1981.
- 4) Mechanical Properties Data Center (U. S. Department of Defense); Aerospace Structural Metals Handbook, 1987.
- 5) 強度設計データブック編集委員会; 強度設計データブック第11版, 裳華房, 1962.
- 6) 上條謙二郎, 鈴木昭男, 志村 隆, 橋本亮平, 渡辺光男, 渡辺義明, 岩淵俊雄, 毛利義弘; 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, 航技研報告 TR-415, 1975.
- 7) L.W. Winn, M.W. Eusepi and A. J. Smalley ; Small, high-speed bearing technology for cryogenic turbo-pumps. NASA CR-134615.
- 8) 鈴木峰男, 上條謙二郎, 渡辺義明, 森 雅裕 ; 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, 1982.
- 9) 野坂正隆, 上條謙二郎, 鈴木峰男, 菊池正孝, 宮川行雄; 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, 航技研報告 TR-750, 1983.
- 10) 日本機械学会; 機械工学便覧第 5 版第 4 編材料力学, 1968.

航空宇宙技術研究所報告1123号

平成3年9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 東京プレス

東京都板橋区桜川2-27-12
