

ISSN 0389-4010

UDC 621.454.2:

546.11:

62-762

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-653

液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究

野坂正隆 ・ 鈴木峰男 ・ 宮川行雄  
上條謙二郎 ・ 菊池正孝 ・ 森雅裕

1981年2月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 目 次

第1章 まえがき .....	1
第2章 供試体 .....	5
第3章 実験装置と実験方法 .....	9
3.1 メカニカルシール試験機 .....	9
3.2 液体水素供給設備 .....	11
3.3 供試体の清浄と検査 .....	11
3.4 供試体の組付け方法 .....	12
3.5 試験方法 .....	13
第4章 実験結果と考察 .....	13
4.1 基礎実験用メカニカルシール .....	13
4.1.1 液体窒素による予備実験 .....	13
4.1.2 液体水素実験 .....	17
4.2 液水ターボポンプ用メカニカルシール .....	22
4.2.1 シールノーズダンパの試作 .....	22
4.2.2 初期荷重の影響 .....	23
4.2.3 シール圧力の影響 .....	25
4.2.4 摺動材の影響 .....	30
4.2.5 耐久性 .....	31
第5章 むすび .....	35
参考文献 .....	36

# 液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究\*

野坂正隆\*\* 鈴木峰男\*\* 宮川行雄\*\*\*  
上條謙二郎\*\* 菊池正孝\*\* 森 雅裕\*\*\*\*

## Study and Development of Face-Contact, Bellows Mechanical Seal for Liquid Hydrogen Turbopump By

Masataka NOSAKA, Mineo SUZUKI, Yukio MIYAKAWA,  
Kenjiro KAMIJO, Masataka KIKUCHI and Masahiro MORI

### ABSTRACT

The development of a 10-ton thrust liquid oxygen and liquid hydrogen (LOX and LH<sub>2</sub>) rocket engine is under way at the National Space Development Agency. In advance of the development of a liquid hydrogen turbopump, the National Aerospace Laboratory carried out study and development of a face-contact, bellows mechanical seal for a liquid hydrogen turbopump in co-operation with the National Space Development Agency.

The present report describes the fundamental experiments of the mechanical seal (seal diameter: 58.5mm) for liquid nitrogen and liquid hydrogen and the development of the mechanical seal for a liquid hydrogen turbopump (seal diameter: 43.2mm).

The developed mechanical seal has two features. One is a new type of seal nosepiece, which reduces the sealing face distortion at low temperature and high pressure. It results in a small amount of seal leakage and wear, and a low starting torque. The other feature is a new type vibration damper made of Teflon sheets. Th sheets are fixed in a nosepiece in order to prevent fluttering of the seal nosepiece during the rapid start or stop of a turbopump.

Numerous tests were performed to clarify the seal performance. It was confirmed that the developed turbopump mechanical seal satisfied almost all requirements for application to a turbopump: seal leakage, wear life, reliability, starting torque, etc.. A

---

\* 昭和55年10月20日 受付

\*\* 角田支所

\*\*\* 宇宙研究グループ

\*\*\*\* 宇宙開発事業団

long time test of 66 minutes in the condition (fluid pressure: 15 ata, rotating speed: 50,000 rpm, liquid hydrogen coolant flow: 0.4 l/sec) was successful.

The seal performances of the developed turbopump mechanical seal were as follows:

- Liquid hydrogen leakage in steady state condition was 7.7~ 19.2 cc/min.
- Wear of seal components after a long time run were 0~8  $\mu\text{m}$  in carbon face piece and 0.1  $\mu\text{m}$  (maximum) in chromium plate on rotating ring.

## 第 1 章 まえがき

昭和52年度より、航空宇宙技術研究所は宇宙開発事業団と推力10トン級液酸・液水ロケットエンジン用ターボポンプの開発研究を進めてきた。それまでわが国では極低温推進薬にともなう問題を含めて、この分野の経験が乏しく、特に液水ターボポンプ系については基礎技術すら確立されていなかった。液水ターボポンプを開発するに際して、かなりの困難が予想された種々要素の研究が早期に行われる必要があった。

本報告は液水ターボポンプの開発に先だって進めた液体水素ポンプ用メカニカルシールの基礎実験研究、ならびにこの研究結果を基にして進めた液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究の結果を示したものである。

液体水素用シールとして、米国においてすでに実

用化されているものには、シール面が軸に対して直角に接触し、摺動しつつ密封流体を密封するメカニカルシール<sup>(1)</sup>と、すべり軸受の原理を利用し、軸と軸を囲むシールリング間の狭いすきまで漏れ量を制限するフローティングリングシール<sup>(2)(3)</sup>の二種類がある。接触式メカニカルシールを採用した場合、漏れ量が非接触式フローティングリングシールに比べて極めて少ないため、漏れの処置などターボポンプの構造設計において有利になる面が多い。液体水素用メカニカルシールの実用例は、液酸・液水ロケットエンジンRL-10、J-2、J-2S、用のものがある程度でその数は少ない<sup>(1)</sup>。

現在航技研と宇宙開発事業団で開発研究を進めている液酸・液水ロケットエンジン用液水ターボポンプに用いられている液体水素用メカニカルシールは、図1.1のように液体水素ポンプと高温ガスタービン間にセットされている。液水ターボポンプの定

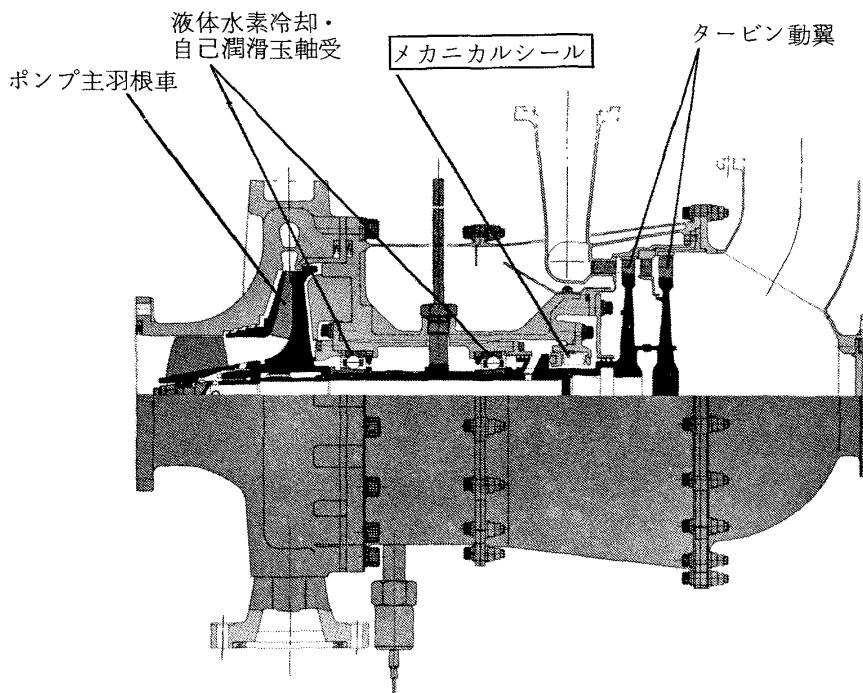


図 1.1 液水ターボポンプ

常回転数は 50,000 rpm とかなりの高速である。こうした高速下で圧力 15 気圧、温度 25°K の液体水素の漏洩を安定した状態で可能なかぎり少なくしなければいけない。さらにエンジン起動時には停止状態から数秒間で定常回転に達する急速加速、あるいはその逆のエンジン停止時の急速減速においても安定した確実な作動が要求される。このほかにエンジンの起動をより容易にするために、シール面で発生する起動トルクをより少なくすることも必要になる。こうした厳しい使用条件を満たし、さらに要求寿命を十分満足した、高い信頼性を有するメカニカルシールを開発するにはかなりの困難が予想された。

まず問題となることは、液体水素の漏洩を極力抑えて高速摺動するシール面の潤滑である。一般にメカニカルシールを厳しい使用条件下で長時間、安定した状態で作動させるためには、漏れを阻止する働きをするすべり接触領域と、シール面の損耗を防ぎ、寿命を長くする働きのある、極めて薄い流体膜による流体潤滑領域をシール面上に適度に混在させる必要がある。

液体水素は約 20°K の極低温液体であり、すべり接触する摺動面の温度上昇を抑える点では潤滑上有利になる。しかし粘度は表 1.1 に示すように約 27°C の空気とはほぼ等しく、著しく小さいため、流体潤滑効果はほとんど期待できない。さらにわずかな温度上昇でも容易にガス化してシール面は乾燥摩擦状態に

なり、著しく摩耗する。また水素の還元作用によってシール面の酸化膜が除去され、清浄な面があらわれやすくなり、この摩耗は促進される。このように液体水素中ではすべり接触領域の潤滑条件は非常に厳しくなる<sup>(4)(5)</sup>一方、シール面の潤滑条件を軽減させるために流体潤滑領域を過度にすれば、液体水素の低粘度のため極めて多量の漏れが生じる。

このほか、メカニカルシールを構成する要素の極低温環境下で適用できる材料の開発ならびに選定、さらに極低温下でのシール面の面ひずみを小さくすることなどの基本的な構造上の改良など、多くの問題を含む。

実用化されている液体水素用メカニカルシールの性能<sup>(1)</sup>は、表 1.2 に示すように、寿命は 2～4 時間程度であり、漏洩量は極めて多く、必ずしも満足できる性能ではない。さらに液体水素用メカニカルシールに関する技術資料は、シール摺動材に関する基礎的研究報告<sup>(4)(5)</sup>とロケットエンジンターボポンプ用回転シールに関する解説書<sup>(1)</sup>がある程度で、直接液体水素用メカニカルシールに関する研究は現在まで報告されていない。

こうした背景の下で液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究を行った。航技研ではこれまで液体酸素ポンプにおいて液体酸素用メカニカルシールの試作研究<sup>(6)</sup>が行われており、この技術的背景を基にして試作研究を進めた。

表 1.1 各種液化気体の物性値

液化気体	水素	窒素	酸素
凝固点* (°K)	13.8	63.2	54.4
沸点* (°K)	20.3	77.4	90.2
臨界温度(°K)	33.0	126.3	154.8
臨界圧力(ata)	12.8	33.5	50.2
密度*(gr/cm <sup>3</sup> )	0.07	0.83	1.12
絶対粘度*(N-S/m <sup>2</sup> )	1.27 × 10 <sup>-5</sup>	1.68 × 10 <sup>-4</sup>	1.88 × 10 <sup>-4</sup>
動粘度*(m <sup>2</sup> /s)	1.79 × 10 <sup>-7</sup>	2.02 × 10 <sup>-7</sup>	1.68 × 10 <sup>-7</sup>
比熱*(J/gr°C)	9.77	1.97	1.63
気化熱*(J/gr)	441	200	212

\* 1 ata

表 1.2 液水ターボポンプ用メカニカルシールの概略 (NASA)<sup>(1)</sup>

シール形式	材 料				シール面直径 (mm)	シール圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	軸回転数 (rpm)	シール速度 (m/s)	スプリング力 (kg)
	シールノーズ	メイティングリング	二次シールまたはベローズ	ハウジング					
接触式 金属ピストンリング	カーボン P5AG	Crメッキ (インコネル 5667)	AMS 4530	AMS 5735	53.1	6.0	30,800	85.3	7.3
接触式 金属ピストンリング	カーボン P5AG	Crメッキ (インコネル 5667)	AMS 4530	AMS 5735	43.2	28.1	30,800	65.2	3.6
接触式 金属ピストンリング	カーボン P5AG	Crメッキ (インコネル 5665)	AMS 4530	インコネル 5665	40.4	35.2	30,800	71.6	1.8
接触式 溶接ベローズ	カーボン P5N	Crメッキ (インコネル X)	インコネル 750	321	74.9	14.0	28,000	110	6.8
接触式 溶接ベローズ	カーボン P5N	Crメッキ (インコネル X)	インコネル 718	インコネル 600	89.3	24.5	28,000	131	9.1
接触式 溶接ベローズ	カーボン P5N	Crメッキ	347	アンバー 36	64.3	10.5	34,000	114	3.2
接触式 溶接ベローズ	カーボン P03N	LW-5 コーティング (インコネルX)	インコネル 750	インコネル	115.1	21.0	18,000	109	5.0

シール形式	スプリング面圧 (kg/cm <sup>2</sup> )	シール面押付力 (kg)	理論面圧 (kg/cm <sup>2</sup> )	PV値 (kg/cm <sup>2</sup> × m/s)	流体 バラン ス比	試 験 結 果				適用 エンジン 名称
						総試験回数	総試験時間 (hr)	寿命 (hr)	動的LH <sub>2</sub> 漏れ量 (cc/sec)	
接触式 金属ピストンリング	1.8	14.1	3.5	300	0.75	—	—	—	—	RL-10
接触式 金属ピストンリング	1.1	17.2	5.3	343	0.55	—	—	—	—	RL-10
接触式 金属ピストンリング	0.86	7.7	3.7	257	0.6	—	—	—	—	RL-10
接触式 溶接ベローズ	1.5	29.0	6.3	686	0.7	100 <sup>+</sup>	100 <sup>+</sup>	2	64	J-2
接触式 溶接ベローズ	1.5	43.1	7.1	933	0.7	25	15	2	128	J-2S
接触式 溶接ベローズ	0.62	11.3	2.2	249	0.7	17	48	4	38	Phoebus
接触式 溶接ベローズ	0.58	60.3	7.0	764	0.8	1	0.13	0.15	—	M-1

まず液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作に先立ち、極低温液体中でのメカニカルシールの諸特性を把握するために、液体水素ターボポンプ用メカニカルシールに比べてシール面径が大きい、基礎実験用メカニカルシールを試作し、液体窒素および液体水素による基礎試験を行った。この基礎研究において、運転時のシール面の面ひずみを小さくした改良型シールノーズ構造の性能を明らかにした。

基礎研究結果を基にした種々の改良点を取入れて液水ターボポンプ用メカニカルシールを試作した。このメカニカルシールは、ロケットエンジンの急速起動・停止時において密封性能をより確実にするため、防振用ダンパをシールノーズ部に装着した。本液水ターボポンプ用メカニカルシールの密封性能を対象として、以下に述べる点を主な研究目的とした。

- (1) シール性能に及ぼす初期荷重の影響を調べ、最適初期荷重を求める。
- (2) シール圧力の影響を明らかにする。
- (3) シール摺動材の影響を調べる。
- (4) 長時間運転により耐久性を調べる。

試作した液水ターボポンプ用メカニカルシールは、漏洩量、耐久性、信頼性、起動トルクなどの諸特性において良好な性能を示し、実用に供し得るものであることが確認された。

## 第2章 供試体

供試メカニカルシールの主要設計値を表2.1に示す。

第一ステップとして従来型液体酸素用メカニカルシールを参考にした基礎実験のための液体水素用メカニカルシールを試作した。軸径40mmを対象としたメカニカルシールである。その構造と外観を図2.1, 図2.2に示した。溶接ペロー形式である。本形式は超高速回転するシートリング(メイティングリング)のシール面に対する静止側のシールリングの追従性能にすぐれ、高い密封性能を有する。さらに液体水素の静止側の確実な二次シールが期待できる。なお図2.1のようにペローズ防振用のダンパ<sup>(7)</sup>が取

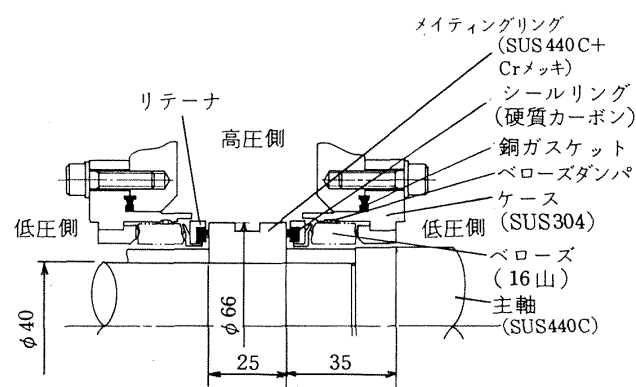


図2.1 基礎実験用メカニカルシールの構造

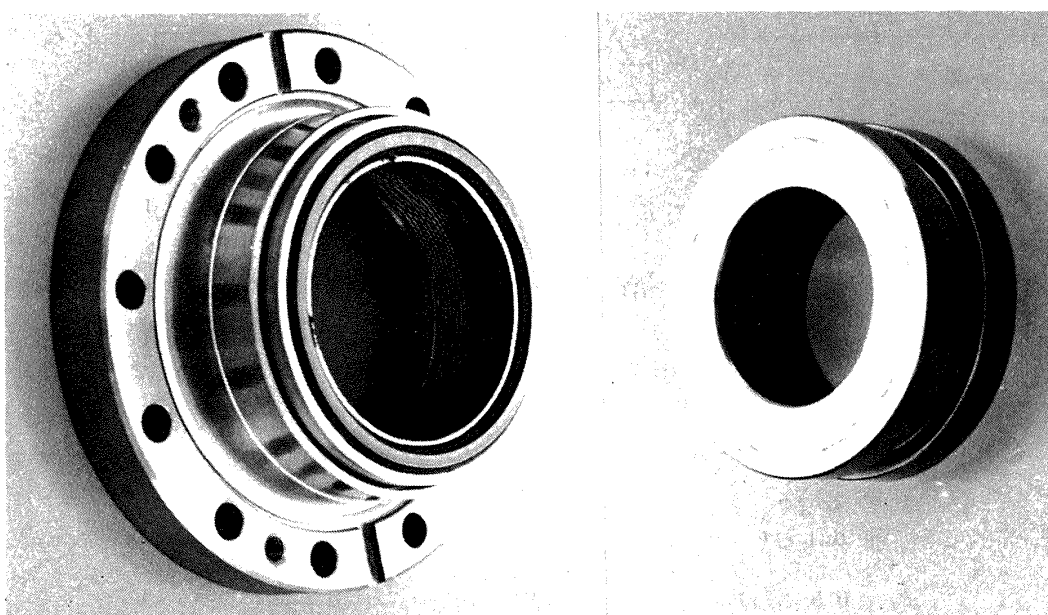
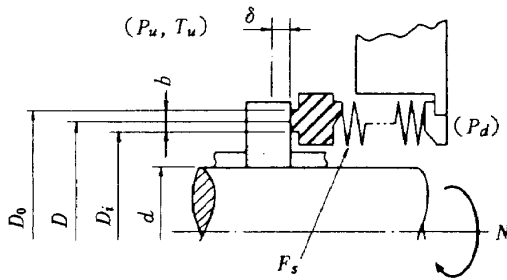


図2.2 基礎実験用メカニカルシールの外観

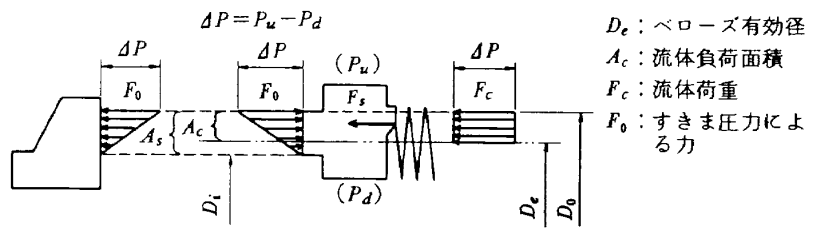
表 2.1 供試メカニカルシールの主要設計諸元

メカニカルシール名称		基礎実験用 メカニカルシール	液水ターボポンプ 用メカニカルシール
シールノーズ形式		改良型	改良型
ダンパ形式		ベローズダンパ	ベローズダンパ シールノーズダンパ
シール流体		液体水素	液体水素
$P_u$	シール上流圧力 (ata)	15	15
$P_d$	シール下流圧力 (ata)	1	1, 7
$T_u$	シール流体温度 (°K)	20	20
$N$	回転数 (rpm)	35,000	50,000
$d$	軸径 (mm)	40	25
$D_0$	シール面外径 (mm)	60.8	45.2
$D_i$	シール面内径 (mm)	56.3	41.2
$D$	シール面平均径 (mm)	58.5	43.2
$b$	シール面幅 (mm)	2.25	2.0
$A_s$	シール面面積 (cm <sup>2</sup> )	4.14	2.71
$B$	流体バランス比	0.46 ~ 0.71	0.60 ~ 0.71
$F_s$	スプリング力 (kg)	3.5	3.0
$F_t$	シール面押付力 (kg)	15.7	11.0*
$P_s$	スプリング面圧 (kg/cm <sup>2</sup> )	0.85	1.1
$[P]$	理論面圧 (kg/cm <sup>2</sup> )	3.8	4.1*
$V$	平均シール速度 (m/sec)	107	113
$[PV]$	PV 値 (kg/cm <sup>2</sup> ・m/sec)	407	458*
$\delta$	シールたわみ量 (mm)	1.6	1.5
ベローズ山数		16	17

\*  $\Delta P = P_u - P_d$   
= 14 kg/cm<sup>2</sup>



(a) 記号



(b) 圧力分布と荷重

$D_e$ : ベローズ有効径  
 $A_c$ : 流体負荷面積  
 $F_c$ : 流体荷重  
 $F_0$ : すきま圧力による力

$$A_s = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_i^2) \quad (1)$$

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_e^2) \quad (2)$$

$$B = \frac{A_c}{A_s} \quad (3)$$

$$F_c = A_c \Delta P = B A_s \Delta P \quad (4)$$

$$F_0 = 0.5 A_s \Delta P \quad (5)$$

$$F_t = F_s + F_c - F_0 = F_s + A_s \Delta P (B - 0.5) \quad (6)$$

$$P_s = \frac{F_s}{A_s} \quad (7)$$

$$[P] = \frac{F_t}{A_s} \quad (8)$$

$$V = \frac{\pi D N}{60} \quad (9)$$

$$[PV] = \frac{F_t}{A_s} \cdot \frac{\pi D N}{60} \quad (10)$$

(c) 主要設計諸式



付けられている。本基礎実験用メカニカルシールでは極低温運転時におけるシール面の面ひずみを小さくした改良型シールノーズを採用し、液体酸素用メカニカルシールに比べて溶接ベローの山数を増している。シールリングは硬質カーボンである。メイティングリングは極低温下での熱ひずみの影響を少なくするため、試験機の主軸と同材質のステンレス鋼（SUS440C，SUS420J2，焼入れ硬さ $H_{RC}=50$ ）を硬質クロムメッキ（厚さ0.1～0.2mm）で被覆したものである。

上記基礎実験用メカニカルシールの液体酸素および液体水素による試作研究結果を基にして、本研究の目的とする液酸・液水ロケットエンジン用液水ターボポンプの仕様に合わせた軸径25mmを対象とし

た液水ターボポンプ用メカニカルシールを試作した。その構造と外観を図2.3と図2.4に示す。本供試メカニカルシールの主要構造ならびに材質は上記基礎実験用メカニカルシールと同じであるが、シールノーズのフラッターリングを防止するため、新たに考案したシールノーズダンパが取付けられている。このシールノーズダンパは図2.3のようにリテーナ外周部を厚さ0.5mm，幅5mmのテフロンシートで5等配に囲み，金属製キャップで固定している。なお本供試メカニカルシールではタングステンカーバイド（WC材）をコーティングしたメイティングリングも使用した。

最終的に液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作に際しては，以下に述べることを考慮した。

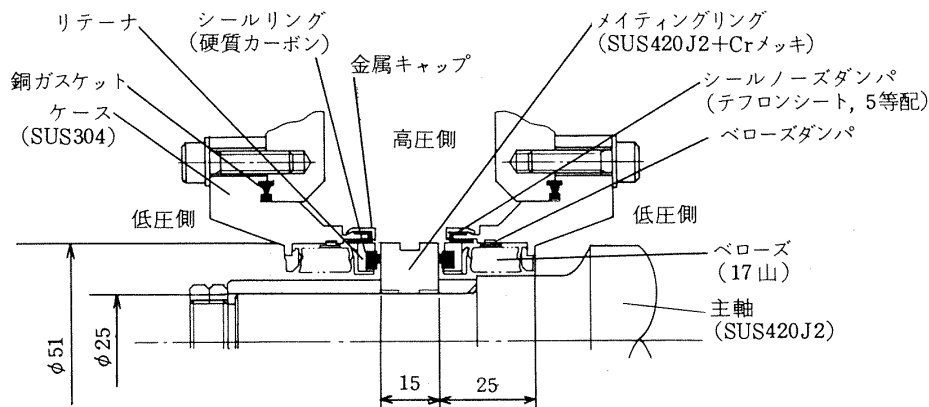


図 2.3 液水ターボポンプ用メカニカルシールの構造

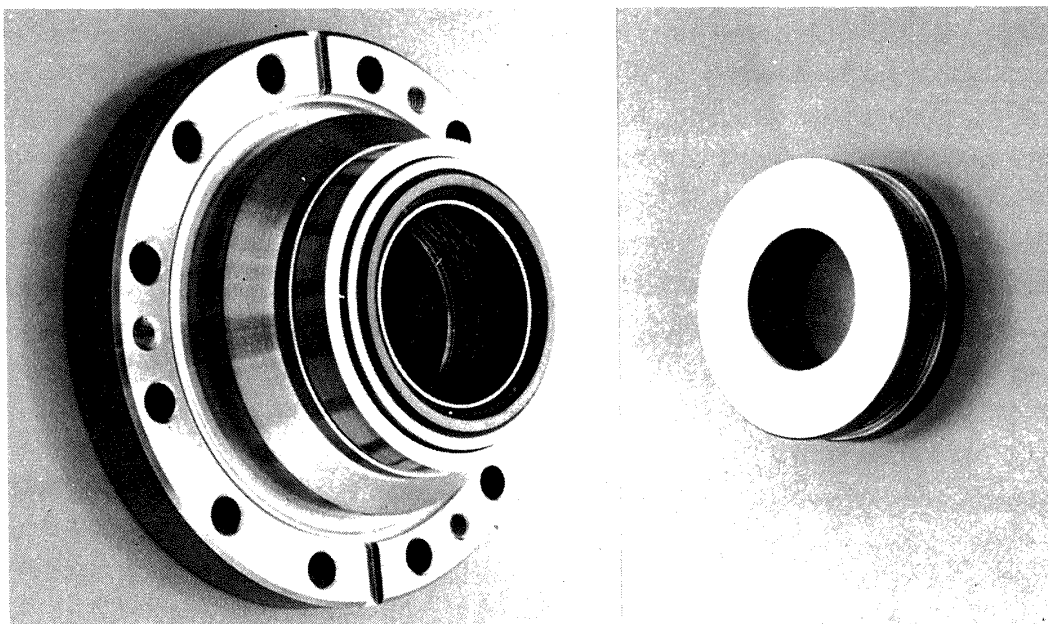


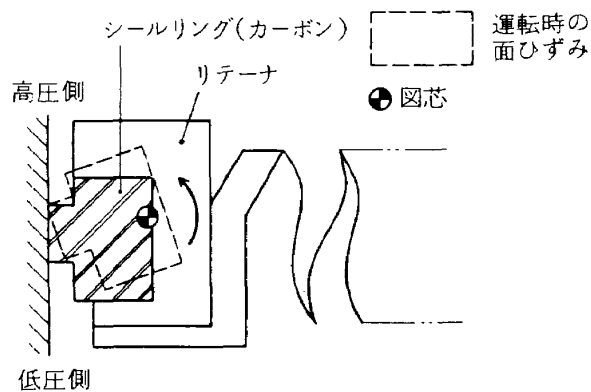
図 2.4 液水ターボポンプ用メカニカルシールの外観

## (1) シールノーズ部の構造

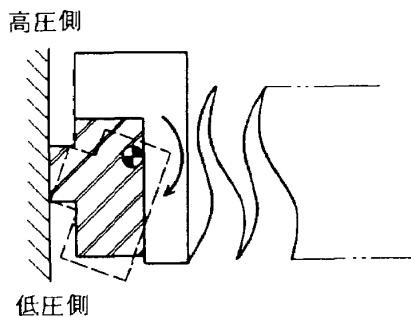
シールノーズは、運転時のシール圧力による圧力変形と極低温下でのカーボンリング材とそれを囲むリテーナ材の熱収縮量の差により生じる熱変形により、シール面に面ひずみを生じる。わずかな面ひずみでも粘性が著しく小さい液体水素ではメカニカルシールに多量の漏れを発生する。面ひずみを極力小さくすることが非常に重要である。

シールノーズ構造の相違による面ひずみ傾向の違いを図 2.5 に示す。図中の(a)の改良型シールノーズは液体水素実験において良好な密封性能を発揮したものである。このシールノーズは、カーボンリングをリテーナでコの字型に囲む構造であり、面ひずみ量は少なく、加圧時にシール面の外周側（高圧側）を閉じる方向に歪み、漏れを少なくできることが特徴である。

同じく図中の(b)に示す従来型シールノーズは液体酸素用メカニカルシールで用いられているものである。面ひずみ量は改良型のもの比べて多く、加圧時のひずみ方向は逆になる。このためシール面の高



(a) 改良型シールノーズ



(b) 従来型シールノーズ

図 2.5 改良型シールノーズと従来型シールノーズの面ひずみ傾向の違い

圧側が開き、運転時に漏れが発生しやすい。漏れを防ぐため流体バランス比や初期荷重（ベローズのスプリング力）を高め、シール面を押し付ける力を増加させるが、その反面摺動面の負荷状態は厳しくなり、シール面の損耗は大きくなる。

## (2) ベローズの山数とたわみ量

高速回転時のシールノーズの追従性能を高めるため、ベローズの山数を増加し、初期荷重設定時のベロー1山あたりのたわみ量を少なくした。また極低温下での熱収縮やメカニカルシールの組付け時の誤差によりベローズのたわみ量は変化する。さらに液水ターボポンプでは軸推力対策としてバランスピストン方式が用いられている。この軸系は軸方向に約0.2mm変動する。このためベローズのたわみ量を大きく設定し、たわみ量の変動による影響を少なくして初期荷重の安定化をはかった。

(3) 初期荷重と流体バランス比<sup>(注)</sup>

メイティングリングとシールノーズの接触面に作用する、初期荷重と流体バランス比から定まる流体負荷荷重はメカニカルシールの密封性能に大きく影響する。一般にこれらの値を大きく設定した場合は、密封性能は向上するが、起動トルク、運転時のシールトルク、摺動面の摩耗は増加する。小さくした場合は、摺動面の負荷状態は軽減できるが、シール面を押える力が減少し、不安定な漏れを生じやすくなる。最終的には初期荷重が面圧  $1.1 \text{ kg/cm}^2$  になるように設定した。流体バランス比はベローズ有効径の圧力変化ともなって変動する。シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  において 71% に定めた。

## (4) メイティングリングの面振れ量とアンバランス量

高速回転時の密封性能を高めるために、高速回転するメイティングリングの軸方向の面振れとアンバランス量を少なくした。メイティングリングの内径面は図 2.6 のように改良した。この構造は、内径段

(注) バランス比,  $B$ : シール面面積 ( $A_s$ ) に対するベローズ有効径から定まる流体負荷面積 ( $A_c$ ) の比,  $B = A_c / A_s$ 。シール面を密封する力に寄与するシール流体圧力による力の割り合いを表わし、バランス比が大きいほど密封力が增加する。

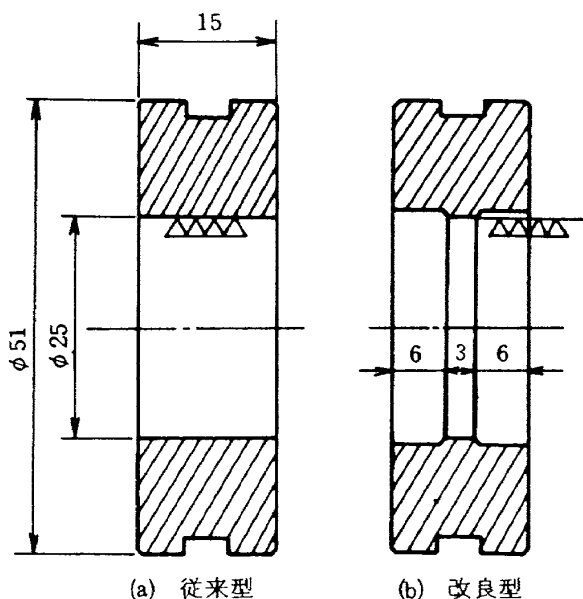


図 2.6 メイティングリング構造の改良

部がピボットとして作用するため、軸方向の締め付け力がメイティングリングのシール面に均等に加えられ、面振れ量を小さくできる。また内径段部と主軸の間のすきまを狭くすることでアンバランス量も小さくできる。

### 第 3 章 実験装置と実験方法

#### 3.1 メカニカルシール試験機

メカニカルシールの実験に用いた試験機の構造を

図 3.1 に、その外観を図 3.2 に示す。試験機制御盤の外観を図 3.3 に示す。本試験機はガス軸受と空気タービンを用いた主軸系と真空断熱構造の極低温試験室から成る。特に主軸の支持軸受にガス軸受を採用したことで、油等の油滑剤による汚染を完全に排除でき、また容易に高速回転が得られることが特徴である。

試験機は主軸端に取付けられた空気タービン（出力 100,000 rpm で 15.5 PS）で駆動する。主軸は 2 個の軸径 70 mm の静圧ラジアルガス軸受で支持され、対向するランナー径 110 mm の静圧スラストガス軸受で軸方向の位置を定める。極低温試験室とガス軸受部の間はヘリウムガスシールを用いた。ガス軸受は焼き付き時に漏洩水素ガスに対する防爆のため窒素ガスを用いた。

供試メカニカルシールの取付け部の構造を図 3.4 に示す。水素ガスで加圧した液体水素が試験室の下部から供給され、対向する 2 個の供試メカニカルシールと 1 個のメイティングリングで試験室を密封する。試験室と真空室および供試メカニカルシールのフランジ面の密封は銅ガスケットを用いたコンフラットシールを採用した。なお試験時にはメカニカルシールのシール面を冷却するため一定流量の液体水素を供給し、試験室の上部から排出した。

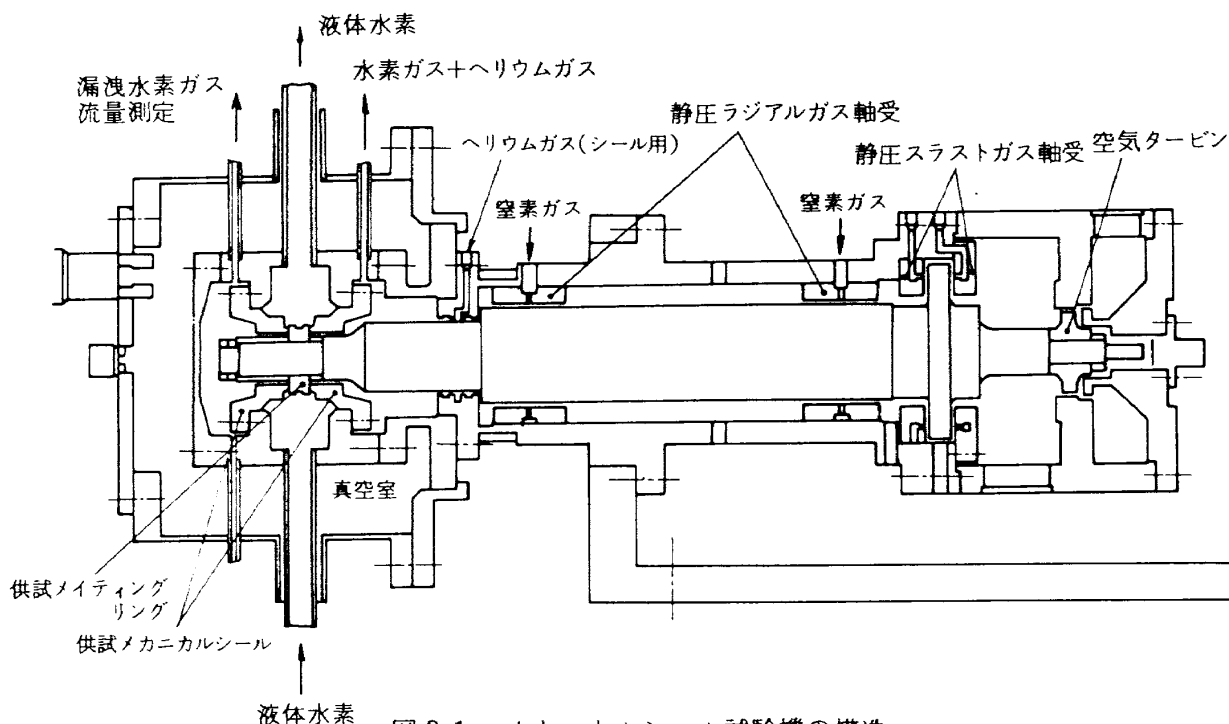


図 3.1 メカニカルシール試験機の構造

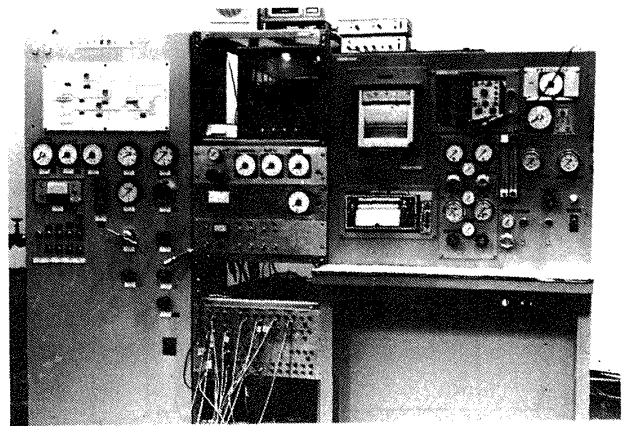
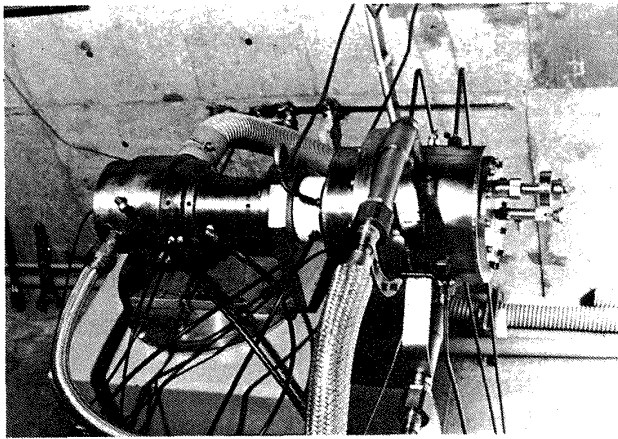


図 3.3 試験機制御盤の外観

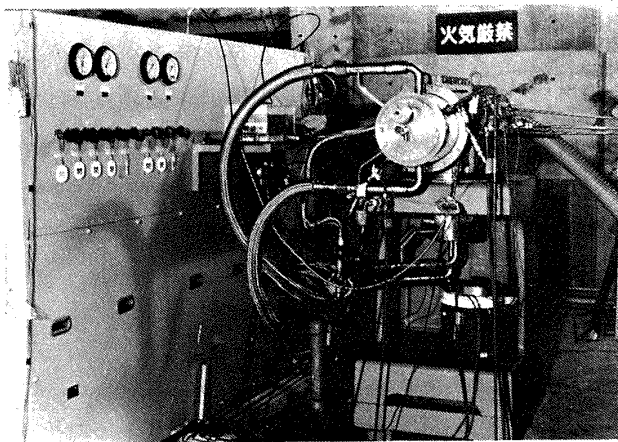


図 3.2 メカニカルシール試験機の外観

供試メカニカルシールの漏れは軸端側 (F 側) の供試体からの漏れガス流量を測定する。低温漏れガスは蒸発器で常温ガスにして、フロート式流量計 (測定範囲  $0.4 \sim 80 \text{ Nl/min GH}_2$ ) と連続測定, 記録できるサーマルマス流量計 (測定範囲  $0 \sim 300 \text{ Nl/min GH}_2$ ) を用いて測定した。タービン側 (R 側) の供試体からの漏れはヘリウムガスシールのヘリウムガスとともに逃気した。

メカニカルシールの起動トルクは、タービン側の

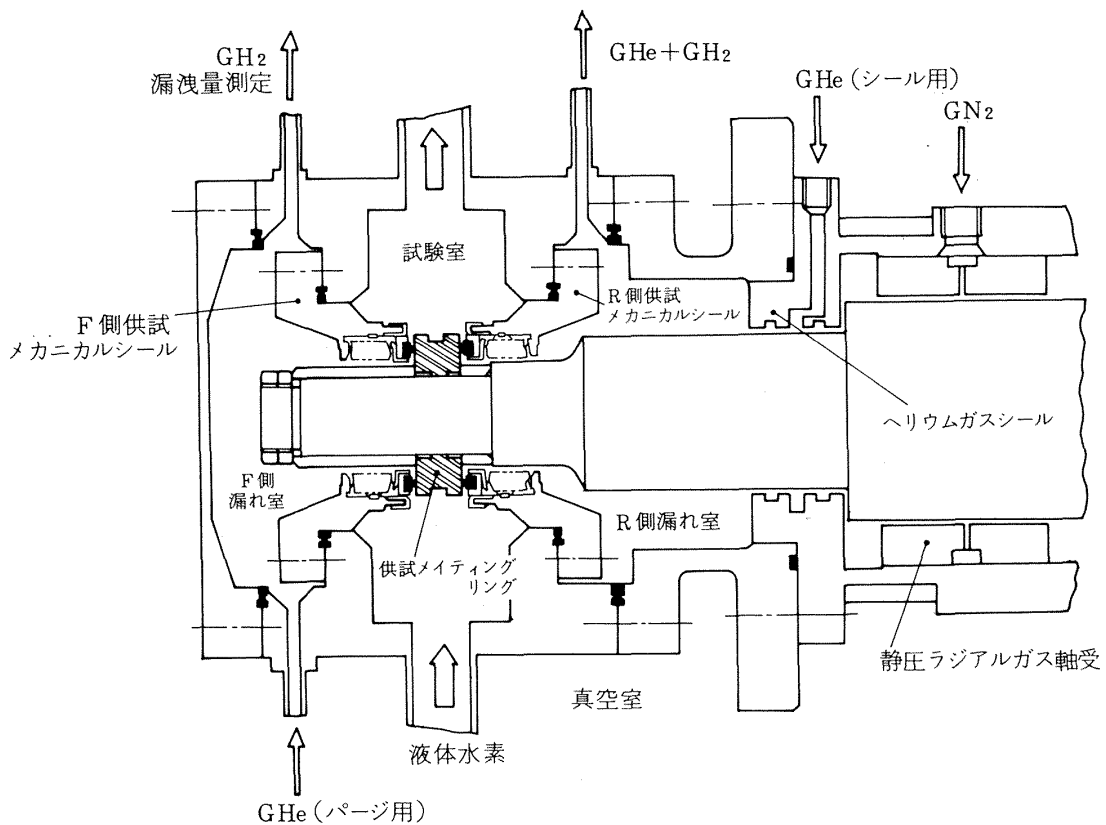


図 3.4 供試メカニカルシール取付け部の構造

主軸端にトルク測定用のトルクアームを取り付け、起動に要する力をバネばかりで測定して求めた。液体水素の温度測定は、線径0.2 mmのAu+0.07%Fe対クロメル熱電対を用いた。

### 3.2 液体水素供給設備

液体水素の供給設備の系統図を図3.5に、その外観を図3.6に示す。充填量500 lの可搬式液体水素容器で水素ガスにより加圧された液体水素は、真空断熱配管を通り、試験機のクライオスタットに供給される。液体水素の供給流量はタービン式流量計で測定する。供給量の制御は試験機下流側の流量調節弁で行う。試験機から排出した液体水素は水を満たした蒸発器でガス化し、逃気塔より大気に放出される。試験機および可搬式液体水素容器と液体水素供給装置の接続は、バイオネットカップリング付の真空断熱フレキシブルホースで行う。液体水素供給設備の最大加圧圧力は20 kg/cm<sup>2</sup>Gであり、液体水素最大供給流量は0.7 l/secである。

### 3.3 供試体の清浄と検査

#### (1) シール面の清浄方法

メカニカルシールのシール面の清浄は、無機溶剤をひたしたガーゼでシール面を傷つけないように軽く拭き取る。その後シール面に乾燥窒素ガスを吹きつけ、残存する固形粒子などを除去する。シールリングの硬質カーボン材は多孔質で吸湿性に豊む材料

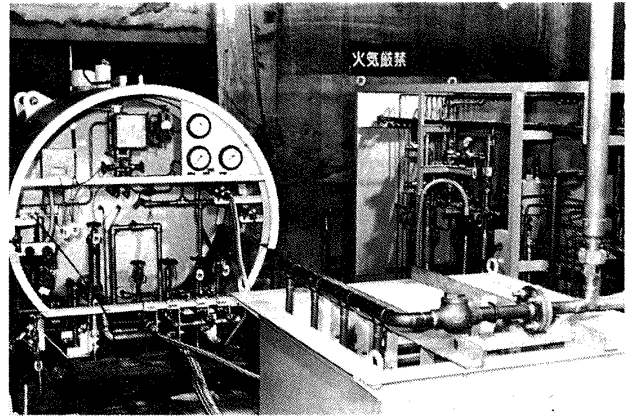


図3.6 液体水素供給設備の外観

であり、そのため清浄時の溶剤や水分がカーボン中に残存して極低温下で氷結することがある。試験前には供試体を真空デシケータ内で24時間以上保存し、溶剤や水分などを除去した。

#### (2) シール面の検査

##### (a) 平坦度の測定

試験前に供試メカニカルシールのカーボンリングとメイティングリングのシール面の平坦度をオプティカルフラット(平坦度0.2 μm以下)を用いて検査した。シール面の平坦度はカーボンリング側で干渉縞数1~2本以内(約0.3~0.6 μm以内)、メイティングリング側で2本以内(約0.6 μm以内)であることを確認した。

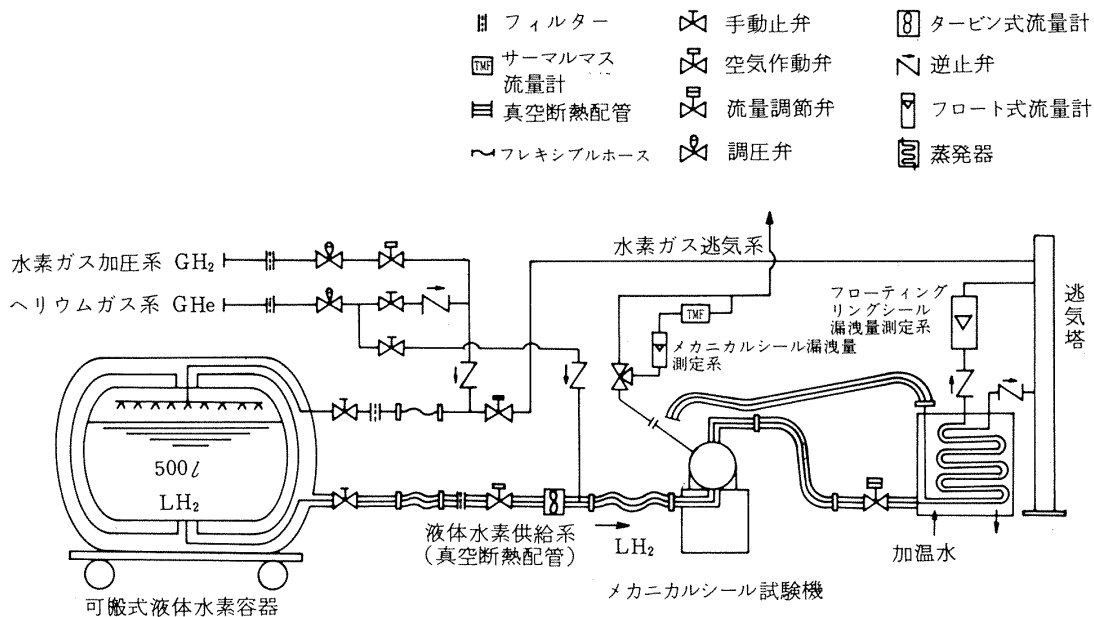


図3.5 液体水素供給設備系統図

(b) 摩耗量の測定

図 3.7 にカーボンリングの摩耗量の測定方法を示す。カーボンリングの内側基準面からのシールノーズの高さを、ダイヤルデプスゲージを用いて、シール面円周上の 4 箇所測定し、運転前後のシールノーズの高さの差をカーボン摩耗量とした。なおこの方法ではシール面の傾斜部の摩耗量は測定できない。カーボンリングとメイティングリングの摺動面の摩耗形状は表面あらさ測定機を用いて測定した。

3.4 供試体の組付け方法

(1) 初期荷重の設定

図 3.8 に供試メカニカルシールの初期荷重の設定方法を示す。初期荷重の設定は図 3.9 に示すペローズのたわみ量と荷重の関係から設定たわみ量を定めた。このペローズたわみ量を設定する場合、メカニカルシール取付け長さ ( $L$ ) と ( $L'$ ) を試験室のフランジ面 ( $A$ ) よりダイヤルデプスゲージで測定して求めた。しかし極低温下では主軸と試験室の熱収縮量が異なるため、シール取付け長さは変化する。低温下でのシール取付け長さを液体窒素雰囲気中で測定し

た。その結果、( $L$ )の長さは約0.1mm収縮し、( $L'$ )はほとんど変化しないことが確かめられた。このため組付け時にF側メカニカルシールのたわみ量を設定値より0.1mm少なくし、極低温下において対向するメカニカルシールの初期荷重が等しくなるようにスペーサの長さを調節した。初期荷重を変化させる場合は、( $A$ )と( $A'$ )フランジ面の間に薄板をはさむか、またはメイティングリングの幅を大きくした。

(2) メイティングリングの面振れ量の測定

高速回転側のメイティングリングの面振れは、シール取付け長さの測定時に主軸を回転させて測定した。シール面径での面振れ量は軸径 40 mm のメイテ

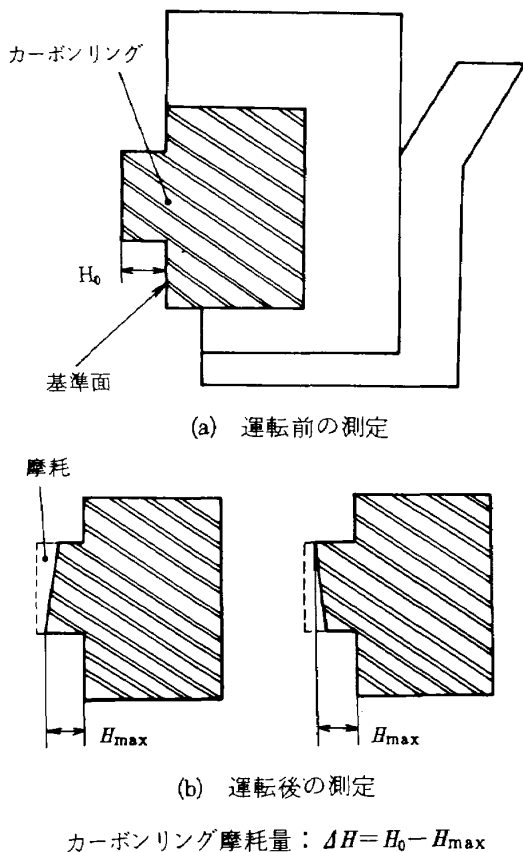


図 3.7 カーボンリング摩耗量の測定方法

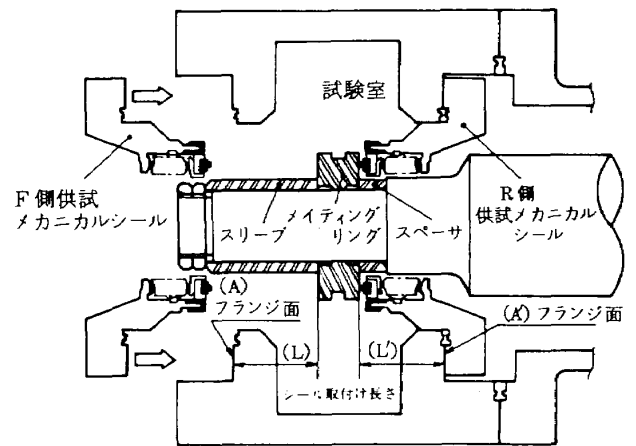


図 3.8 メカニカルシールの初期荷重の設定方法

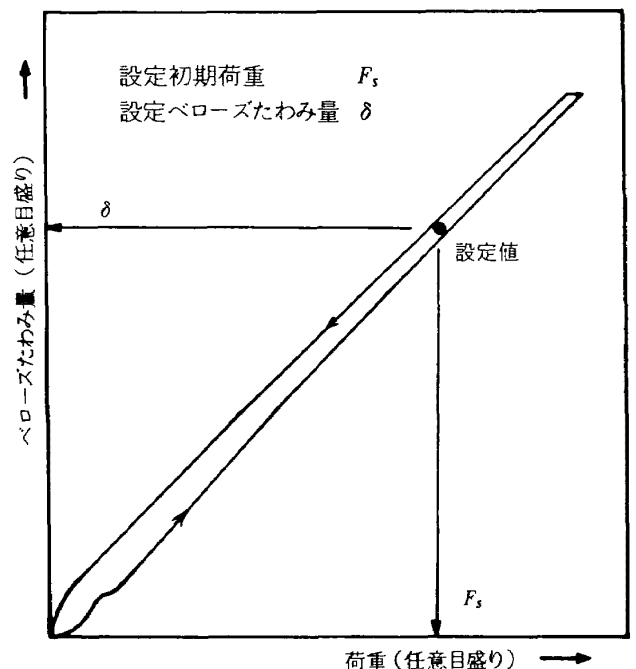


図 3.9 ペローズたわみ量と荷重の関係

ィングリングでは3~7 μm, 内径面を改良した軸径25mmのものは2~3 μmであった。またシール取付けフランジ面の面振れ量は12~30 μm, 同芯度は35~50 μmであった。

### 3.5 試験方法

#### (1) 試験手順

メカニカルシールの液体水素試験の手順は次の通りである。

- (i) 液体水素の供給配管系と試験室を真空置換と加圧置換を繰り返してヘリウムガス雰囲気にする。
- (ii) ヘリウムガスを水素ガスに置換し、常温下での静的漏れ量と起動トルクを測定する。
- (iii) 液体水素を供給し、試験室温度が液体水素温度を示し、流量計の指示が安定するまで予冷を行う。予冷終了後に静的漏れ量と起動トルクを測定する。
- (iv) 運転後に静的漏れ量と起動トルクを測定し、試験室を昇温する。常温水素ガス下で再度静的漏れ量と起動トルクの測定を行う。

#### (2) 静的漏れ量と起動トルクの測定

シール圧力は0~15 kg/cm<sup>2</sup> Gの範囲に設定し、供試メカニカルシールの静止時の漏れ量を測定した。同時に起動トルクを測定した。起動トルクは対向する供試メカニカルシールの2個分の値を測定し、平均値を求めた。液体水素下での測定は、試験室内で液体水素がガス化するのを防ぐために液体水素を供給して行った。

#### (3) 回転試験

供試メカニカルシールの運転は、回転数、シール圧力、液体水素供給量を段階的に上昇させ、定常回転数に致った後試験条件を保持した。シール圧力は5~15 kg/cm<sup>2</sup> G, 液体水素供給量は0.3~0.5 l/secの範囲に設定して、運転時の動的漏れ量を測定した。また摺動面の損傷を防ぐため運転起動時と停止時のシール圧力は5 kg/cm<sup>2</sup> Gにした。運転時の軸振動量は回転数50,000 rpmで5~15 μm程度であった。

可搬式液体水素容器の充填量の制約から運転時間が制限される。したがって長時間の運転は、液体水素タンクの再充填を繰り返して、同じ試験条件下で試験を行った。液体水素の再充填時には運転が中止されるためシール雰囲気温度は常温付近まで上昇した。

## 第4章 実験結果と考察

### 4.1 基礎実験用メカニカルシール

#### 4.1.1 液体窒素による予備実験

基礎実験用メカニカルシールの試作に先立ち、図4.1に示した液体酸素用に使用されている構造を採用した軸径40mmのメカニカルシールについて、液体窒素による予備実験を行った。その結果以下に述べる現象が確認された。

- (1) 常温窒素ガス雰囲気ではシール圧力5 kg/cm<sup>2</sup> Gの静的漏れ量は0.1 Nl/min以下を示したが、液体窒素での予冷後は約50~数100 Nl/minま

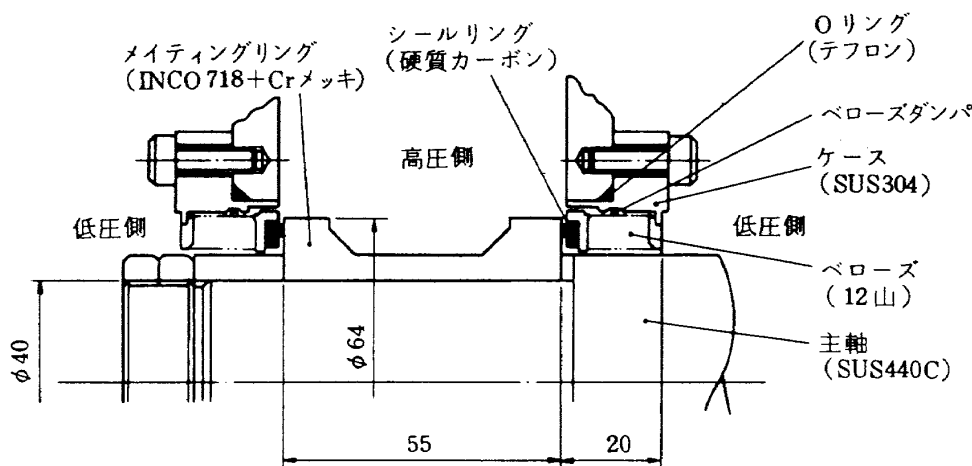
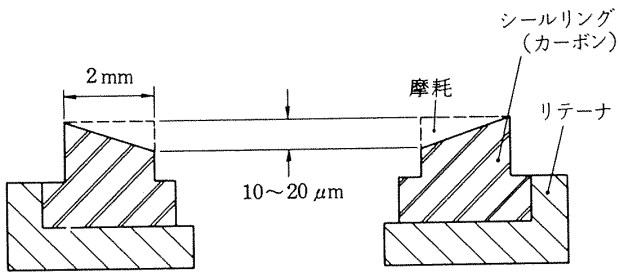
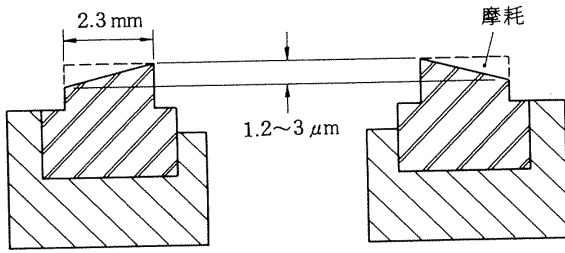


図 4.1 予備実験用メカニカルシール (液体酸素用メカニカルシール)



(a) 従来型シールノーズ



(b) 改良型シールノーズ

$\phi 40$   $P=5\sim 10 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$   
 $\text{LN}_2$   $N_{\text{max}}=30,000 \text{ rpm}$

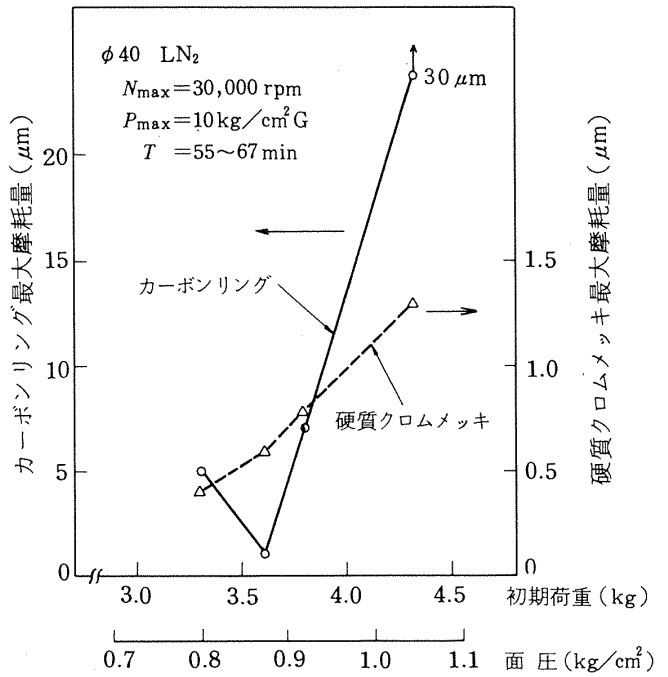
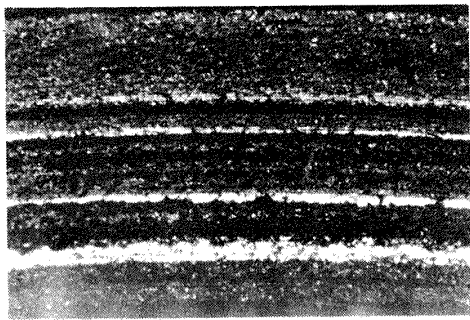


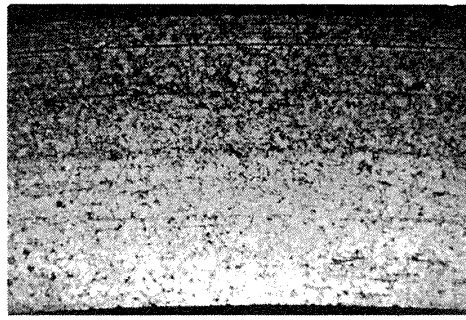
図 4.4 初期荷重と摺動面摩耗量の関係

図 4.2 従来型シールノーズと改良型シールノーズの面ひずみ量



$\phi 40 \text{ LN}_2$

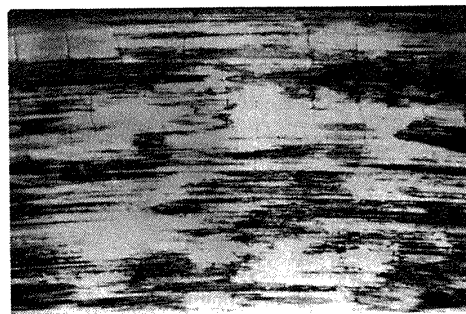
(a)  $\text{LN}_2$  供給流量 過小  
 $P_{\text{max}}=10 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$   
 $N_{\text{max}}=11,000 \text{ rpm}$   
 $T=3 \text{ min}$



外周  
(高圧側)

シールリング  
(カーボン)

内周  
(低圧側)



メーティングリング  
(Crメッキ)

1 mm

(b)  $\text{LN}_2$  供給流量  $0.5 \text{ l/min}$   
 $P_{\text{max}}=10 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$   
 $N_{\text{max}}=30,000 \text{ rpm}$   
 $T=84 \text{ min}$

図 4.3 摺動面の外観



で急増した。

- (2) 運転時の動的漏れ量はシール圧力  $5 \text{ kg/cm}^2 \text{G}$ , 回転数  $30,000 \text{ rpm}$  では  $50 \sim \text{数 } 100 \text{ Nl/min}$  を示し, 密封性能は極めて不安定であった。
- (3) シール圧力を  $5 \text{ kg/cm}^2 \text{G}$  以上に上げるとシールトルクが大きくなり, 試験機の駆動が困難になった。
- (4) 試験後の摺動面の摩耗状態から図 4.2 の(b)に

示すように半径方向の面ひずみはかなり大きく, 漏れを増す方向に生じていた。

基礎実験用メカニカルシールの試作は, 漏れ量を極力少なくし, シールトルクをより減少させることを目的に, 以下に示す点を改良した。

- (1) 低温時におけるシールノーズの面ひずみの改善: シールノーズ部の構造を改良した。
- (2) シールトルクの減少: 流体バランス比と初期

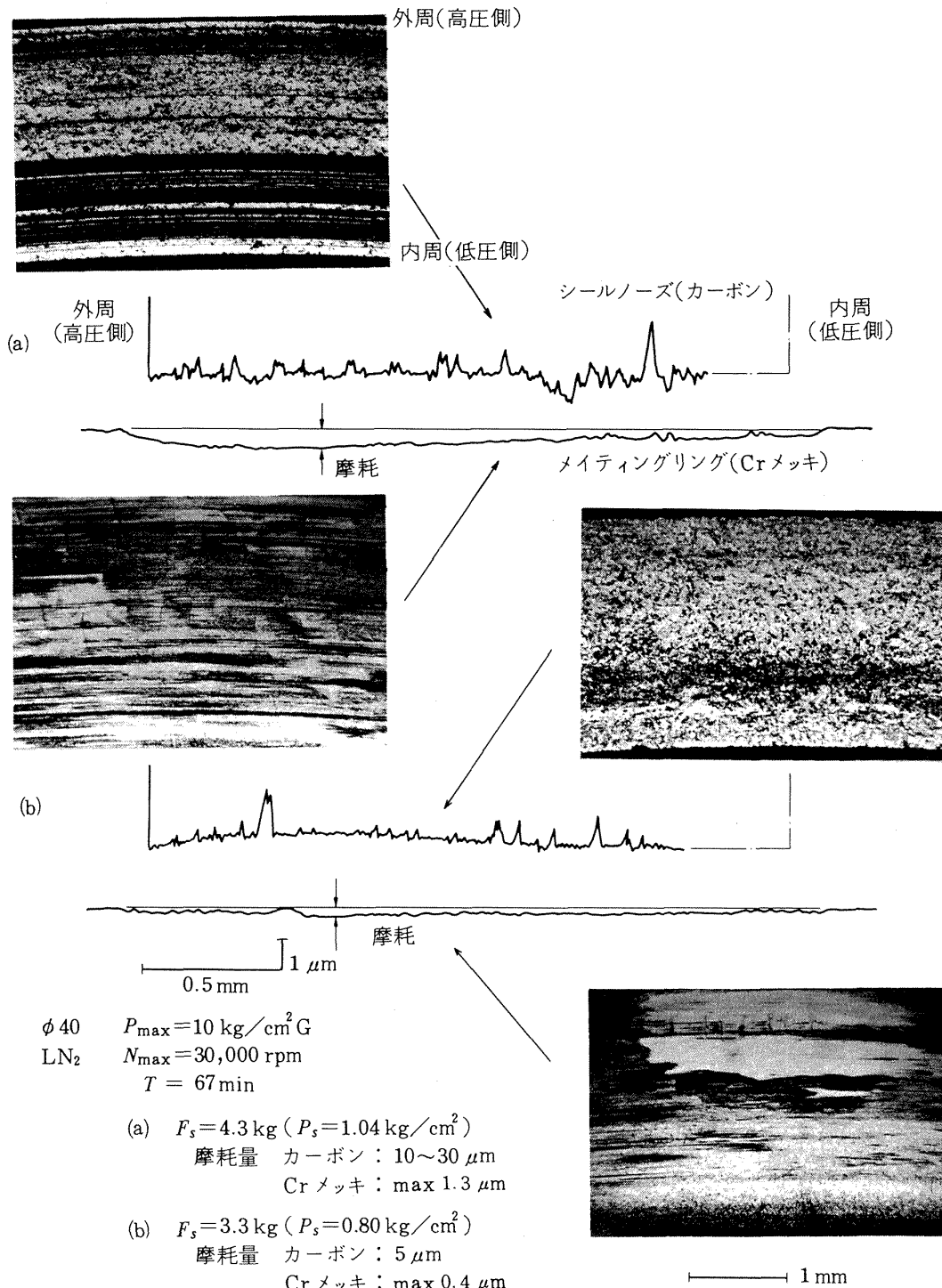


図 4.5 各初期荷重における摺動面形状あらさと外観

荷重の設定値を小さくした。

(3) ベローズたわみ量の安定化：ベローズ山数とたわみ量を増加した。

改良試作した軸径 40mm の液体水素用メカニカルシールは、液体窒素中シール圧力  $10 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の運転が可能になり、漏れ量は減少した。シールノーズの面ひずみ量と変形方向は、図 4.2 の(b) に示すように改善された。

液体窒素中で運転した後の摺動面の外観の一例を図 4.3 に示す。液体窒素中でも液体窒素供給流量が少なく、シールノーズ部の冷却が不足した場合は、カーボンリングおよびメイティングリングの硬質クロムメッキ摺動面は短時間でかなり損耗し、多量の漏れを発生する。シールノーズ部を十分冷却した場合、長時間運転した後もカーボンリングのシール面はなめらかであり、光沢がみられる。メイティングリングの硬質クロムメッキ摺動面は摩耗は少なく、面あれは少ない。しかし摺動面上にはサーマルクラックとカーボン転移の形成が部分的にみられる。

図 4.4 は初期荷重と摺動面の最大摩耗量の関係である。また図 4.5 に各初期荷重で運転した後の摺動面の形状あらさと外観の 1 例を示す。本メカニカルシールはシール圧力  $5 \sim 10 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  下で約  $55 \sim 67$  分間運転された。初期荷重  $4.3 \text{ kg}$  (面圧  $1.04 \text{ kg/cm}^2$ ) ではカーボンリングの摺動面はあらく、 $10 \sim 30 \mu\text{m}$  も摩耗した。硬質クロムメッキの摩耗量は最大  $1.3 \mu\text{m}$  もあった。初期荷重を  $3.8 \text{ kg}$  (面圧  $0.92 \text{ kg/cm}^2$ ) 以下に設定した場合、シール面の負荷は軽減され、カーボンリングの摩耗を相当に少なくすることができる。これらの結果から最適初期荷重の設定値は  $3.5 \text{ kg}$  (面圧  $0.85 \text{ kg/cm}^2$ ) とした。

本メカニカルシールについて、最適初期荷重下で長時間運転を行い、密封性能の変化を調べた。シール圧力  $10 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  下での運転時の諸量変化を図 4.6 に、シール圧力  $15 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の場合を図 4.7 に示す。シール圧力  $10 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  で運転した場合は、運転開始初期において回転は不安定であり、同時に漏れ量も  $10 \sim 25 \text{ Nl/min}$  の範囲で変動した。しかし試験時間 50 分後には回転も漏れ特性も安定し、約 109 分間の運転終了時まで約  $7 \text{ Nl/min}$  の少ない漏れを示した。この漏れ特性の安定化現象にともない、一

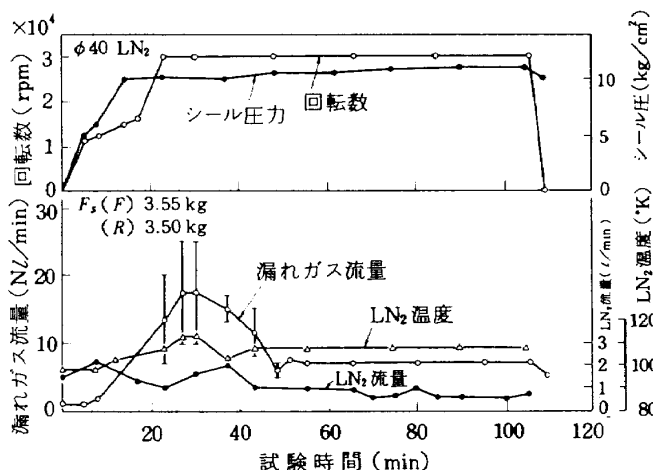


図 4.6 運転時の諸量変化 ( $P_{\max} = 10 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ )

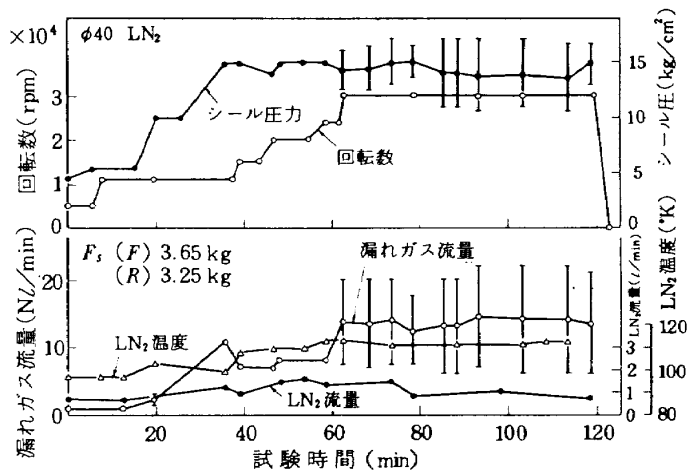


図 4.7 運転時の諸量変化 ( $P_{\max} = 15 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ )

定回転を保持するに要する駆動タービン入口圧力は次第に小さくなり、摺動面のなじみによるシールトルクの減少がみられた。シール圧力  $15 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の場合は、回転数  $30,000 \text{ rpm}$  の定常運転時に約  $6 \sim 20 \text{ Nl/min}$  の間欠的な漏れ変動を示し、約 122 分間の運転中この現象は続いた。

図 4.8 に各シール圧力下で運転した後の摺動面の形状あらさと外観を示す。長時間運転した後も摺動面状態は良好であり、摩耗量はカーボンリングで  $7 \sim 11 \mu\text{m}$ 、硬質クロムメッキ面で最大  $0.5 \sim 1.0 \mu\text{m}$  であった。摺動面の外観および摩耗状態にはシール圧力の差による相違はほとんどみられない。なお硬質クロムメッキ摺動面の外周側の 1 部にカーボン転移とサーマルクラックによる高さ約  $0.5 \mu\text{m}$  の盛り上がりが見られる。この盛り上がり部と相対するカーボンリングのシール面は部分的に損耗している。

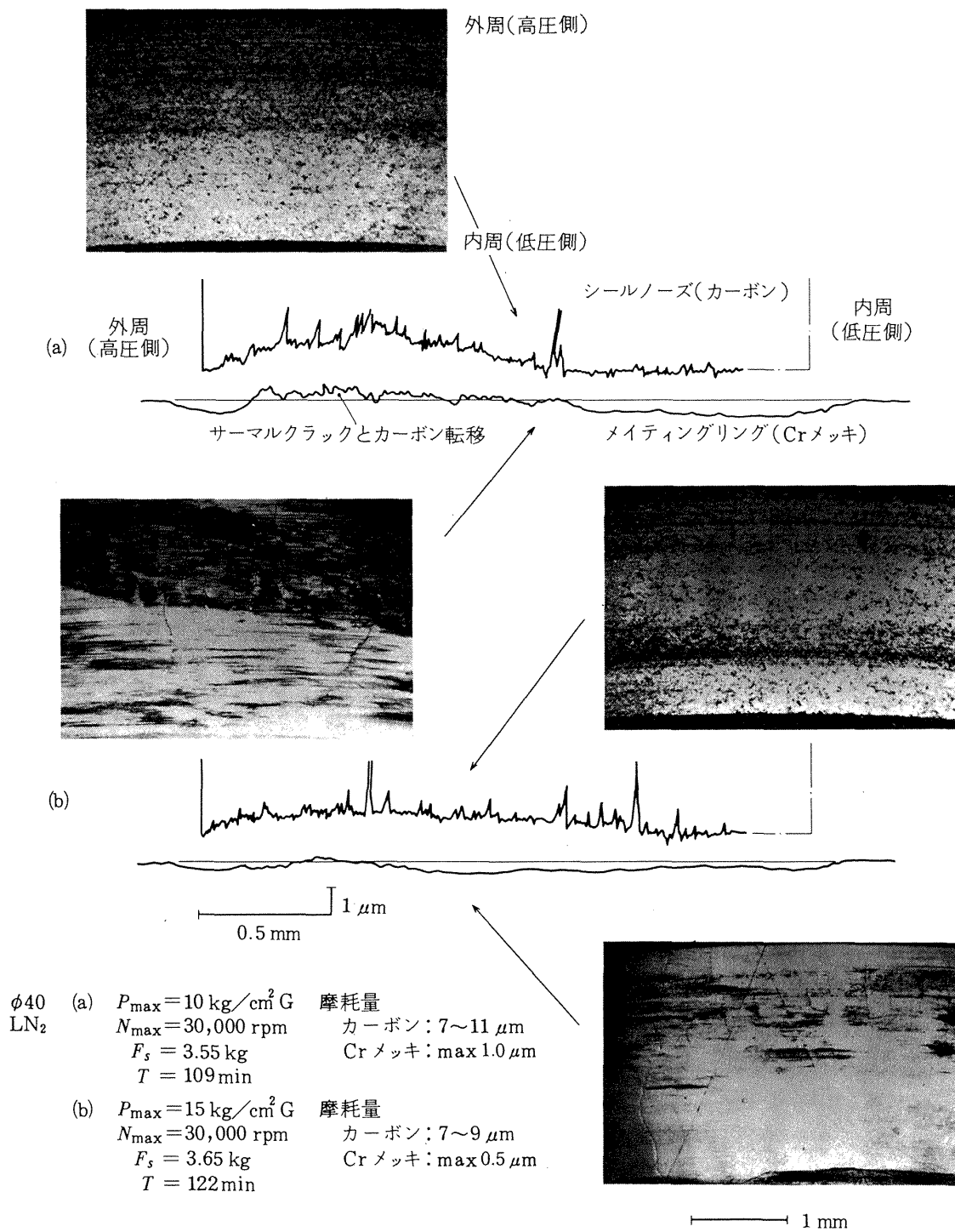


図 4.8 各シール圧力における摺動面の形状あらさと外観

#### 4.1.2 液体水素実験

改良型シールノーズを採用した軸径 40mm のメカニカルシールについて、液体水素中で総運転時間約 55 分間の長時間試験を行い、密封性能の変化を調べた。初期荷重の設定は液体窒素での予備実験において良好な摺動状態を示した最適初期荷重 3.37 kg、面圧 0.81 kg/cm<sup>2</sup> である。液体水素供給量は 0.3 l/sec である。

図 4.9 の(1), (2), (3)に長時間運転時の諸量変化を示す。メカニカルシールは最初の約 13 分間、シール圧力 10 kg/cm<sup>2</sup> G、回転数は最高 35,000 rpm で試験を行った。運転時の漏れ量は約 2 Nl/min を示し、極めて少なく、運転終了時まで非常に安定した密封性能を示した。第 2 回目の試験(総運転時間 13 分から 34 分間)ではシール圧力を 15 kg/cm<sup>2</sup> G に高めて運転した。運転開始後約 5 分後から漏れが間欠的

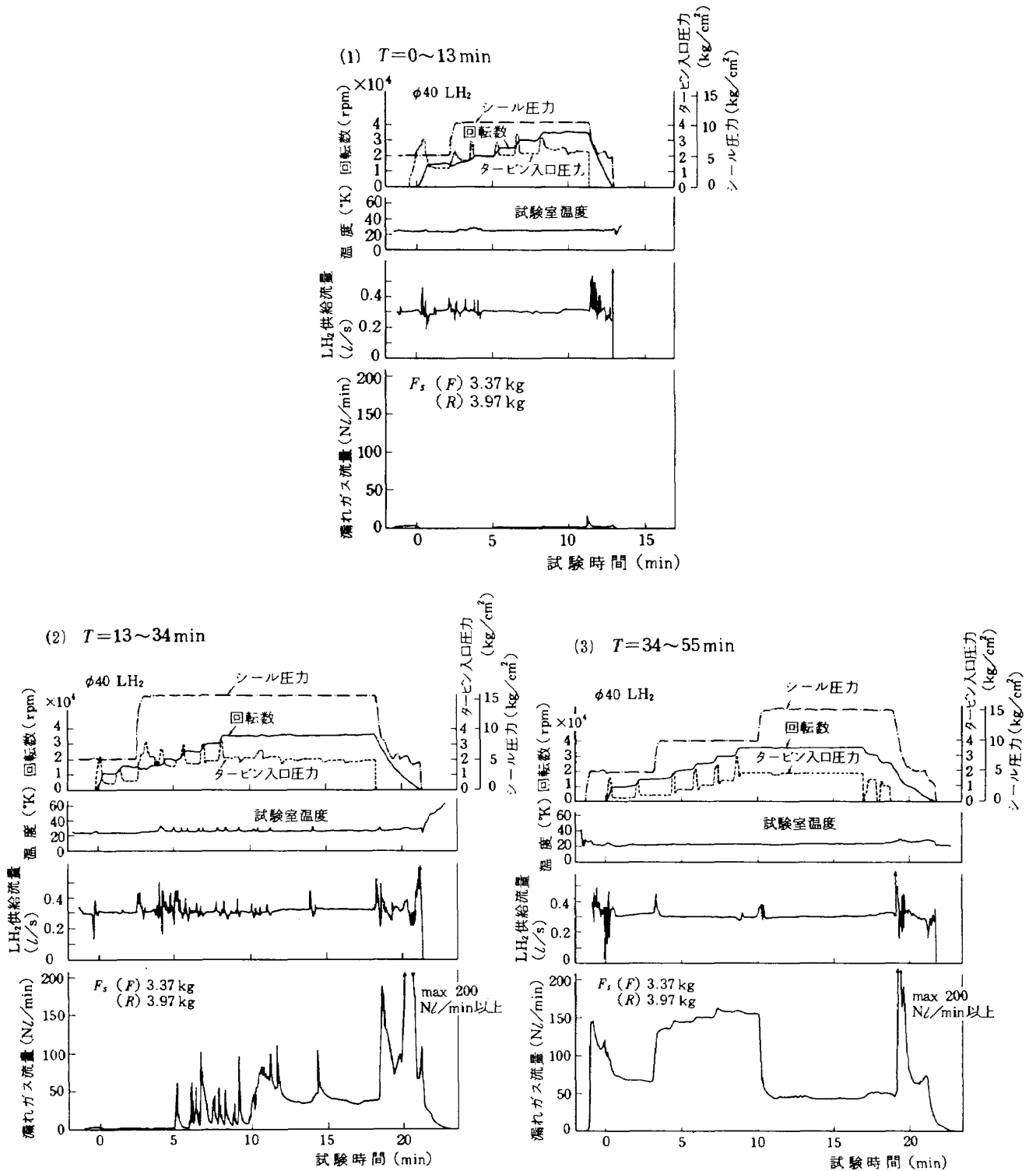


図 4.9 長時間運転時の諸量変化 ((1)~(3))

に発生し始め、6~100 Nl/minの範囲で大きな変動を繰り返した。この漏れ傾向は約10分後には連続的になり、約35 Nl/minのはぼ安定した値を示した。また回転降下時においては、漏れはシール圧力の降下とともに200 Nl/min以上に急増した。第3回目の試験(総運転時間34分間から55分間)では回転上昇時にシール圧力を5, 10, 15 kg/cm<sup>2</sup>Gと

段階的に上げた。各シール圧力下での漏れは非常に多く、シール圧力10 kg/cm<sup>2</sup>Gで最大150 Nl/minまで増加した。さらにシール圧力を高めると、今度は逆に漏れは減少し、シール圧力15 kg/cm<sup>2</sup>G、回転数35,000 rpmの定常運転時には約40 Nl/minを示した。

図4.10は液体水素での運転時間ともなう静的漏

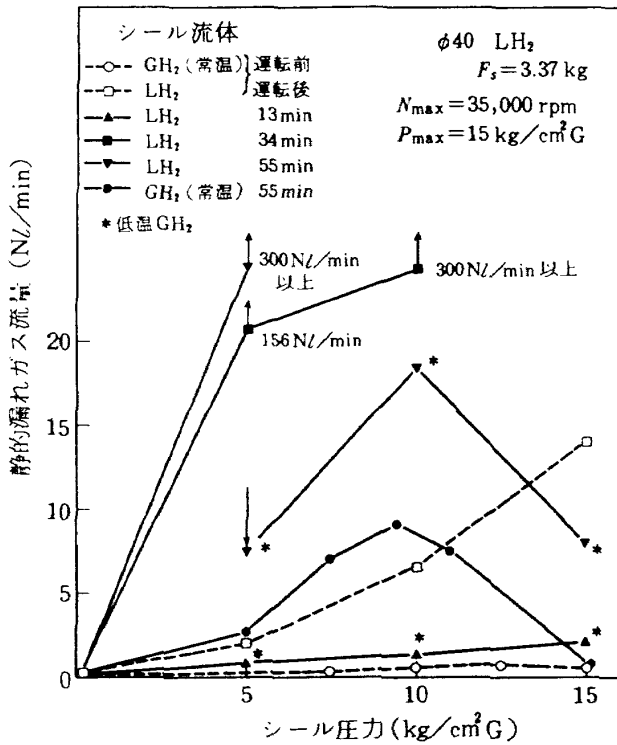


図 4.10 シール圧力と静的漏れ量の関係 (液体水素)

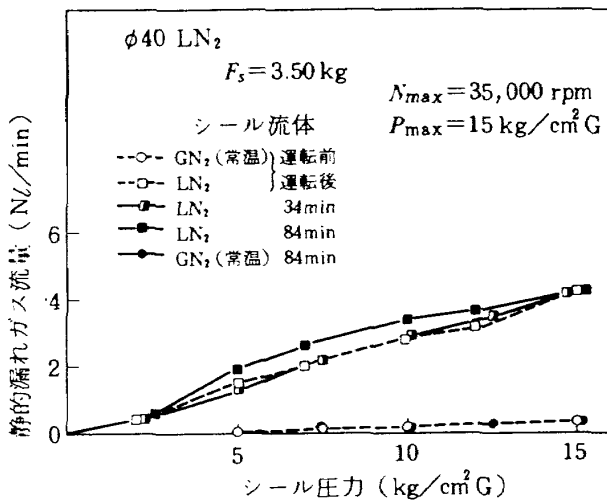


図 4.11 シール圧力と静的漏れ量の関係 (液体窒素)

れ量の変化である。比較のため図 4.11 に液体窒素の場合を示す。液体水素では運転時間34分後にはシール圧力 10 kg/cm<sup>2</sup> G において 300 NL/min 以上の静的漏れを生じた。漏れ傾向は運転時の動的漏れ特性と同じく、シール圧力 10 kg/cm<sup>2</sup> G で最大になった。しかし液体窒素では運転前後の静的漏れ特性はほとんど変化がなく、シール圧力の増加に従って直線的に増える傾向を示した。

図 4.12 と図 4.13 は液体水素および液体窒素でのシール圧力と起動トルクの関係である。液体水素で

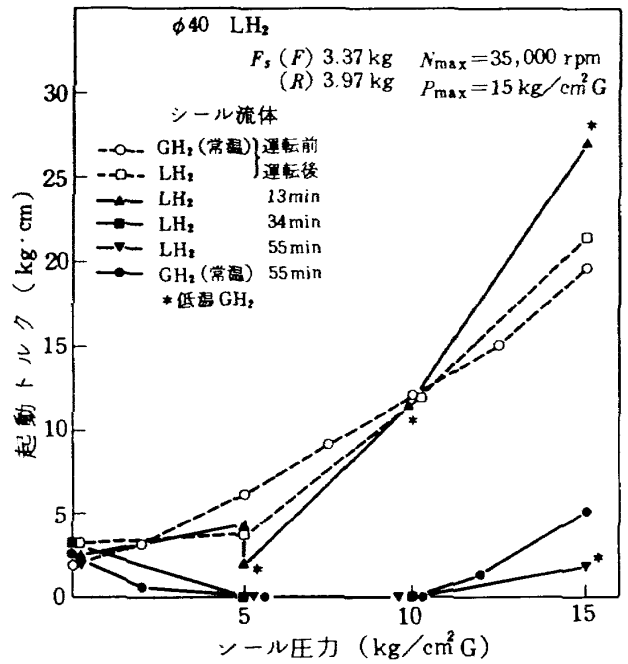


図 4.12 シール圧力と起動トルクの関係 (液体水素)

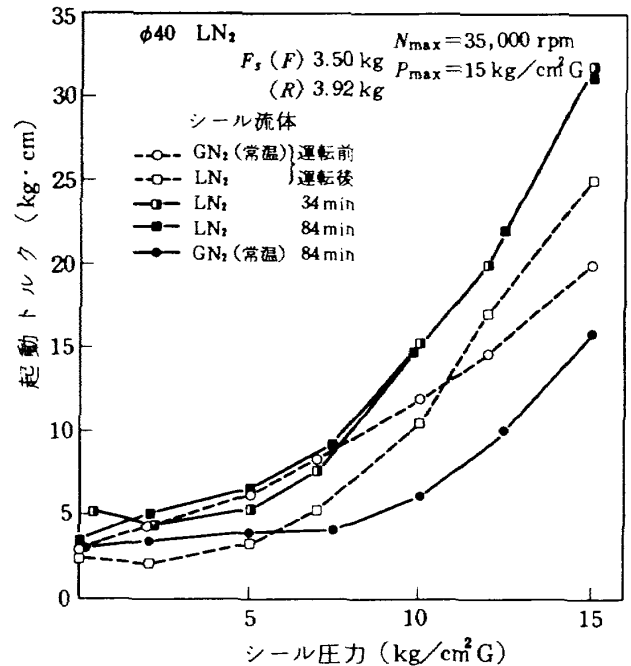


図 4.13 シール圧力と起動トルクの関係 (液体窒素)

は運転時間34分後には多量の静的漏れの発生と同時に起動トルクは大幅に減少し、ほとんど測定できなくなり、シール面が非接触状態を示した。しかし液体窒素では起動トルクは逆に運転後増加した。

以上の結果から、メカニカルシールの初期荷重を同じ値に設定しても液体水素中で運転した場合は、液体窒素に比べてシール面間のすきま圧力による力が大きくなる傾向があるものと推定した。このため

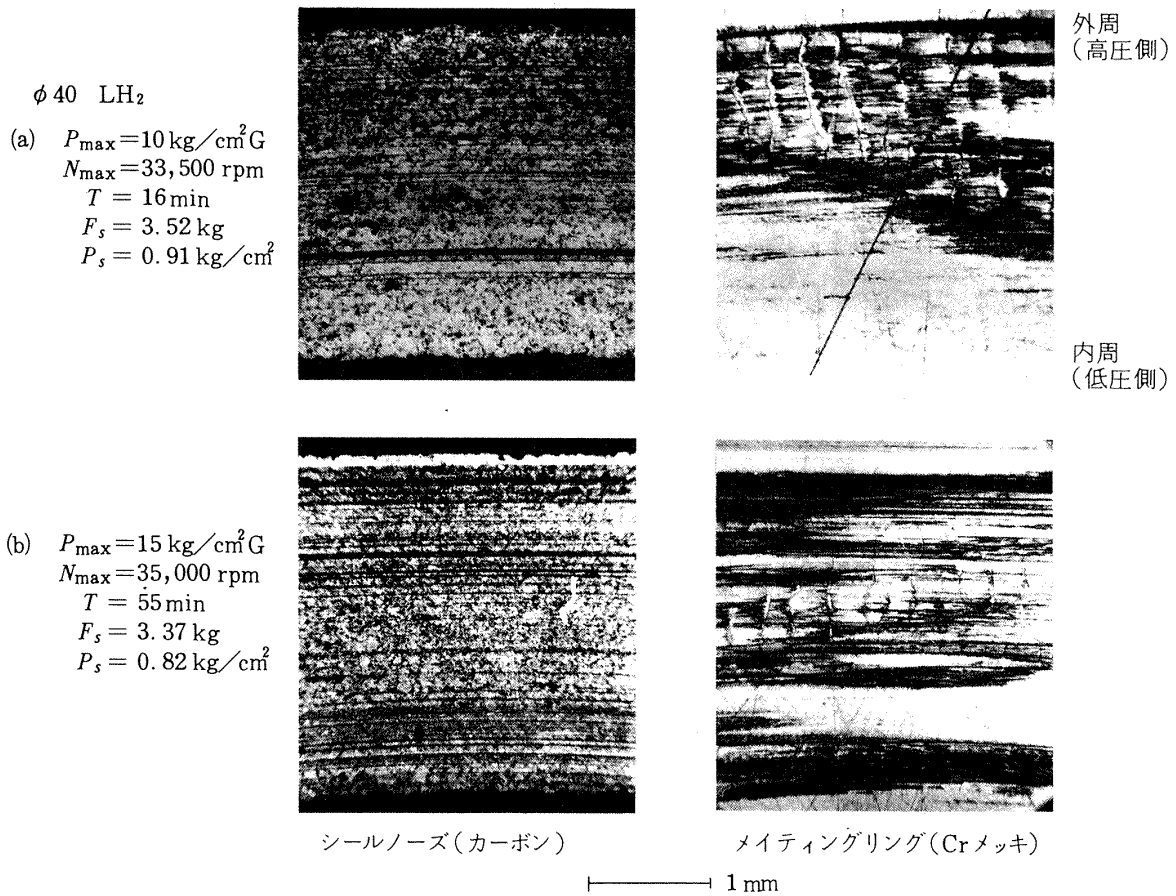


図 4.14 各運転条件における摺動面の外観

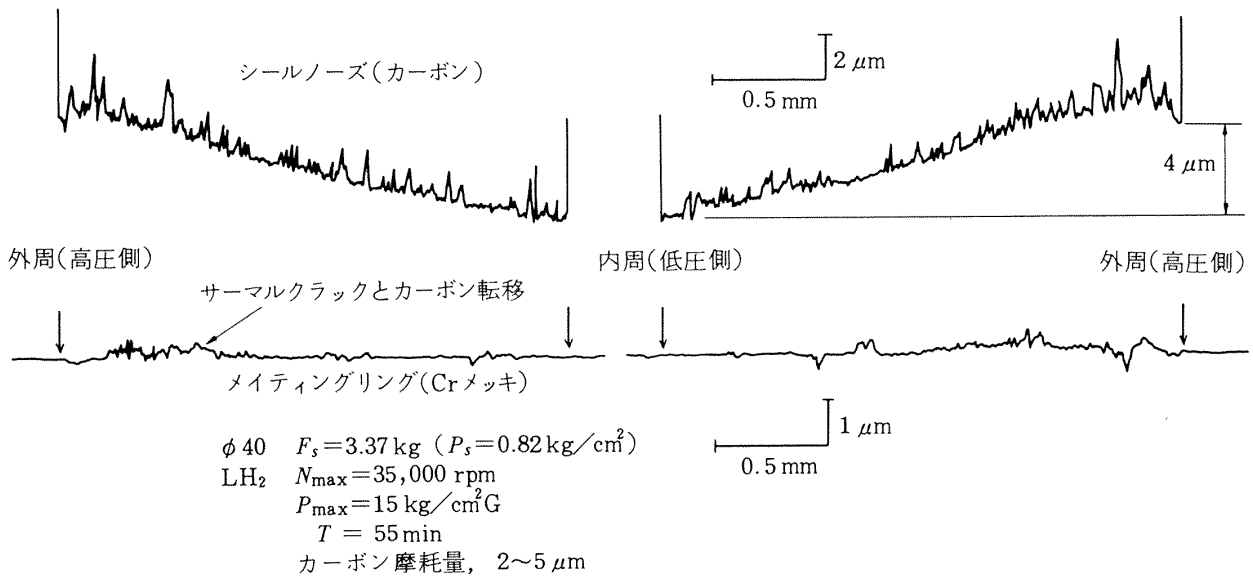


図 4.15 長時間運転後の摺動面形状あらさ

シール面を押し付ける力は減少し、多くの漏れを生じたものとする。

図4.14は液体水素中で運転した後の摺動面の外観である。カーボンリングの摺動面は液体窒素の場合と比べて摺動方向のひっかき損傷が若干多い。硬質クロムメッキ摺動面上には部分的にサーマルクラックと多量のカーボン転移がみられる。このサーマルクラックとカーボン転移の形成度も液体窒素の場合よりやや厳しい。しかし摺動面の外観には運転時のシール圧力、運転時間の差はほとんどみられず、摺動状態は良好である。

図4.15は液体水素中で長時間運転した後の摺動面の形状あらさである。液体窒素の場合と異なる点は、カーボンリング摺動面のあらさが若干大きく、硬質クロムメッキ摺動面にはほとんど摩耗はみられず、逆にサーマルクラックとカーボン転移による盛り上がりが見られる。カーボンリング摺動面の摺動方向のひっかき損傷は、サーマルクラックとカーボン転移の形成によるものと思われる。外観検査からも明らかのようにカーボン転移は液体窒素の場合に比べて多いが、約55分間の長時間運転にもかかわらずカ

ーボンリングの摩耗量は2~5  $\mu\text{m}$ 程度に少ない。

液体水素中、シール圧力  $15 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  下でのシールノーズの面ひずみ量は、カーボンリングの摩耗形状が示すように、約  $4 \mu\text{m}$ 程度と相当に少ない。面ひずみはシール面の外周側（高圧側）を閉じる方向に生じており、改良型シールノーズの効果が確認された。

図4.16は液体水素および液体窒素中での運転後のメイティングリングシール面の外観である。液体水素中ではサーマルクラックやカーボン転移の形成がシール面の外周側に散在しており、内周側にはほとんどみられない。サーマルクラックやカーボン転移が形成されない部分は比較的軽く接触して摺動した様相を示している。これに比べて液体窒素中ではシール面が全面にわたって接触した傾向がみられる。摺動面の観察結果も液体水素中では負荷状態が軽減した様相を示している。

D.W. Wisanderらの研究<sup>(4)</sup>によると、メカニカルシール用カーボン材のP5Nカーボンは、液体水素中では動摩擦係数は液体窒素中に比べて小さいが、摩耗量は逆に約100倍も大きな値を示している。この

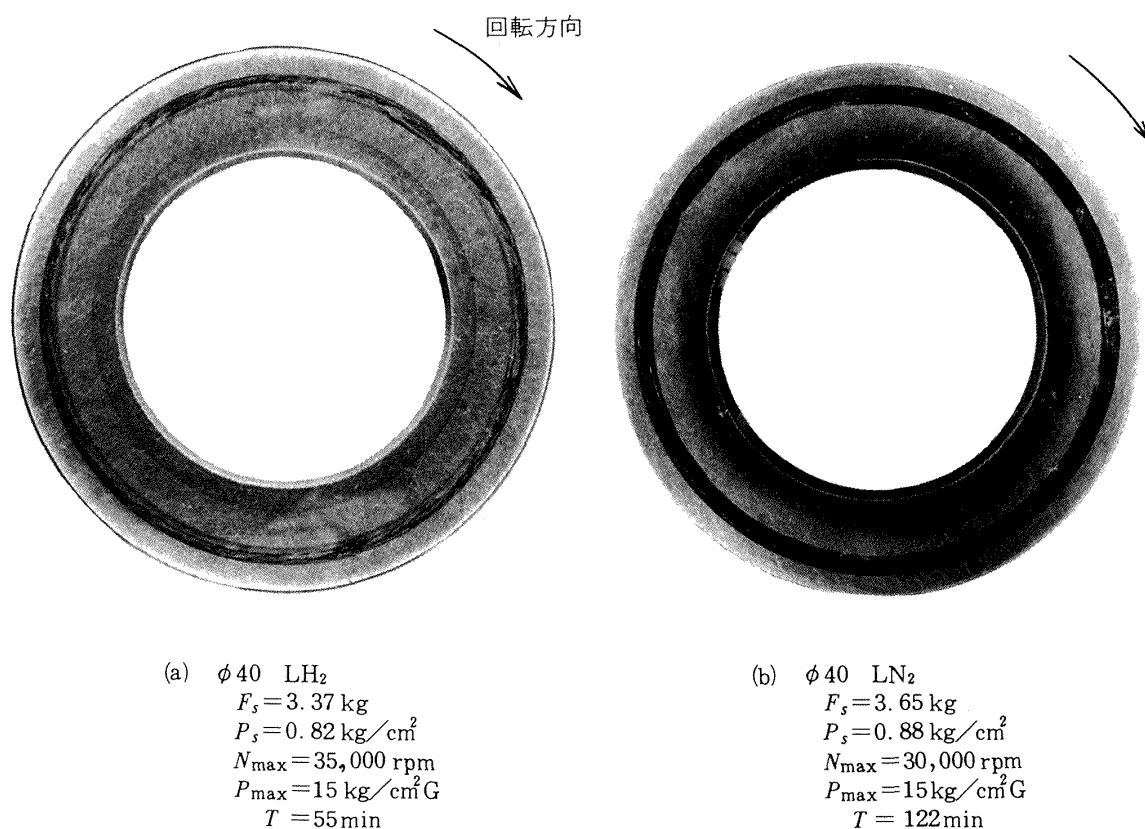


図4.16 メイティングリングシール面の外観の比較

ことから運転時のシール面の摺動状態は次のように考えられる。すなわち、第1章で述べたように、液体水素の低粘度や還元作用によりシール面の潤滑はまったく期待できない。このため局部的にサーマルクラックやカーボン転移を形成しやすい。カーボンリングの摩耗は多くなるが、摺動面上に形成したカーボン転移膜により摺動状態はカーボン転移膜とカーボンシール面の組み合わせになる。こうしてシール面間に潤滑性が得られる。しかしこのカーボン転移によりカーボンシール面はアブレシブルな摩耗を生じ、摺動方向のひっかけ損傷は大きくなる。またサーマルクラックによる摺動面上の盛り上がり部はカーボンシール面を押し上げたり、シール面を凹形に損耗する。以上に述べた摩耗過程はシール面間のすきまを広くし、その結果シール面間のすきま圧力による力が増加し、摺動面に働く負荷荷重は減少す

る。しかしカーボン転移やサーマルクラックの形成度が小さい液体窒素の場合は、カーボンシール面の損傷は少なく、そのため液体水素の場合に比べて負荷荷重は大きく、硬質クロムメッキ摺動面の摩耗は多くなる。これらの現象は摺動面の摩耗形状の推移がメカニカルシールの漏れ特性と深くかかわりあっていることを示唆している。

図4.17は液体窒素および液体水素中で運転した基礎実験用メカニカルシールのカーボンリングの最大摩耗量と運転時間をまとめた結果である。改良型シールノーズを採用し、種々の点を改良した液体水素用メカニカルシールは、液体水素および液体窒素中での試験の結果、高速回転運転した後もカーボン摩耗量は極めて少なく、摺動状態も良好であることが確認された。

#### 4.2 液水ターボポンプ用メカニカルシール

##### 4.2.1 シールノーズダンパの試作

先に行った基礎実験結果を基にして、液水ターボポンプのシール部の仕様に合わせて軸径 25mm の液水ターボポンプ用メカニカルシールを試作した。試作したメカニカルシールは液体水素試験において試験機起動と同時に多量の漏れを発生し、シール圧力 5 kg/cm<sup>2</sup> G での漏れは 400 Nl/min 以上であった。また R 側の供試メカニカルシールにも同じ現象が起きたことが確認された。しかし運転前後の静的漏れ量はシール圧力 15 kg/cm<sup>2</sup> G で 0.4 Nl/min 以下であり、供試メカニカルシールには特別な異常は認められなかった。

試験後の検査の結果、シールノーズ部のリテーナ外周部に全周にわたってケース端と接触した痕跡がみられた。またカーボンリングシール面の外周側のみ摺動痕跡が観察された。

以上の結果から、高速回転時の密封性能を向上させるためベローズの山数を増加したが、軸径 25mm のメカニカルシールにおいてはベローズ長さに比べてシール面径が小さくなった。このためベローズのねじりと曲げの剛性が低下し、回転起動時におけるシール面のスティックにより、図4.18に示すようにシールノーズ部がフラッターリングを起したものと考えられた。

シールノーズ部のフラッターリングを防止するため

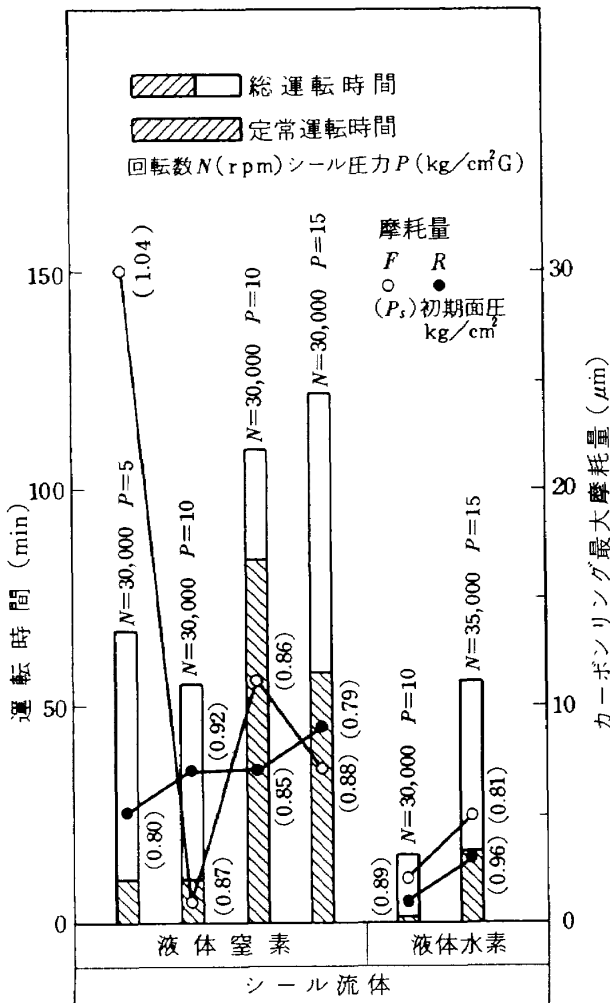


図4.17 運転時間とカーボンリング最大摩耗量 (基礎実験用メカニカルシール)



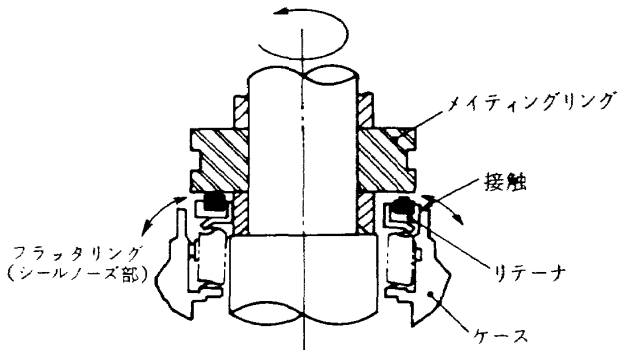


図4.18 シールノーズのフラッタリング

図2.3のようにリテーナ外周部を囲むテフロン製のダンパを設けた。このダンパ方式は、フラッタリングのような軸芯に対する横振動を十分に抑制し、メイティングリングの面振れなどによる軸方向の振動に対しても摩擦ダンパとして制振作用を持つ。また通常の金属片ダンパとは異なり、液体水素中でも良好な自己潤滑特性を有するテフロンをダンパ材に用いているので、高速回転するメイティングリングのシール面に対するシールノーズの追従性を損うことはない。

以下の実験結果は、このように改良されたメカニカルシールに関するものである。

4.2.2 初期荷重の影響

シールノーズダンパを装着したメカニカルシールについて、シールノーズダンパの効果とシール性能に及ぼす初期荷重の影響を調べた。

初期荷重の設定は、正規のベローズたわみ量を1.5 mmに設定して、この値を±0.3 mm変化させることにより、正規の値 3.00 kg (面圧 1.10 kg/cm<sup>2</sup>)、最大値 3.56 kg (1.31 kg/cm<sup>2</sup>)、最小値 2.28 kg (0.84 kg/cm<sup>2</sup>) の3段階に変化させた。定常運転条件は、回転数 50,000 rpm、シール圧力 14 kg/cm<sup>2</sup> G、液体水素供給量 0.4 l/sec である。

図4.19は正規の初期荷重に設定した場合の運転時の諸量変化である。本メカニカルシールは約16分間の運転中安定した密封性能を示し、定常運転時の漏れ量は0.5~2.5 Nl/minであった。シールノーズダンパは十分な効果を発揮することが確認された。試験室内での液体水素の温度上昇量は定常運転時の初期に約5.2°Kを示し、運転時間の経過とともに約3.7°Kまで減少した。この現象にもなってシ

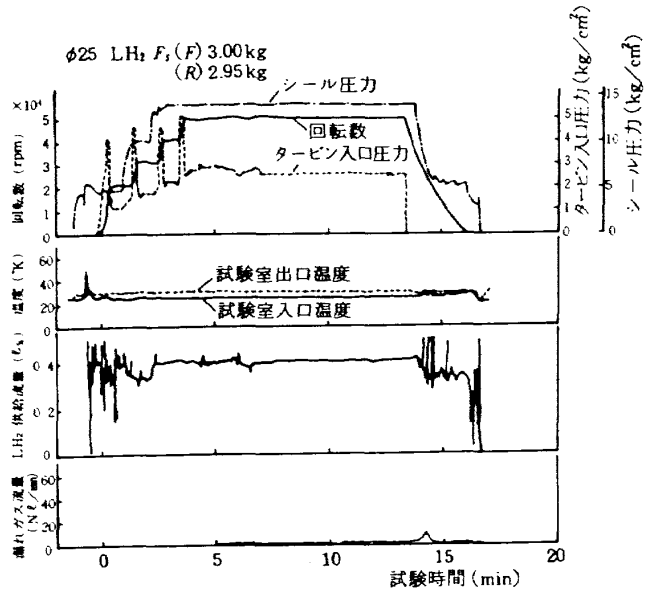


図4.19 運転時の諸量変化(初期荷重, 正規)

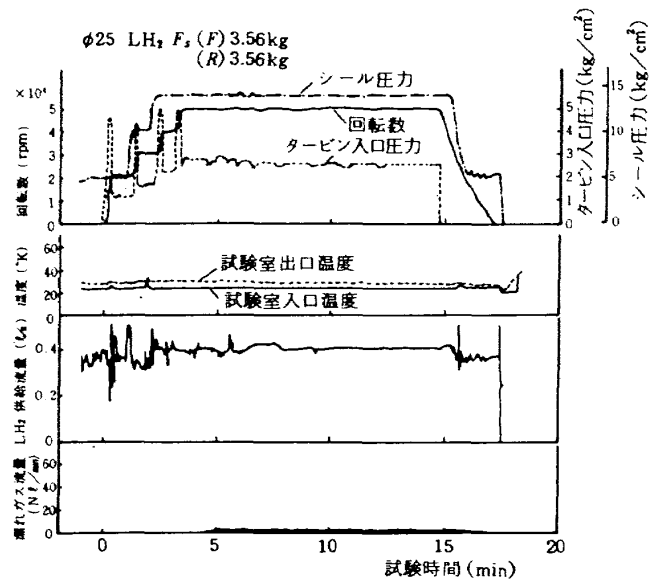


図4.20 運転時の諸量変化(初期荷重, 最大)

ール面のなじみによるシールトルクの減少がみられた。回転降下時にシール圧力を降下した際、漏れがわずか増える傾向が認められた。

図4.20はベローズたわみ量を0.3mm増加して初期荷重をより大きくした場合の結果である。運転中は漏れはほとんど発生せず、定常運転時の漏れ量は0.4~1.2 Nl/minであり、極めて少なかった。シール圧力の降下時に漏れが増加する現象もなく、非常に安定した密封性能を示した。

図4.21はベローズたわみ量を0.3mm少なくして初期荷重の面圧を0.82 kg/cm<sup>2</sup>まで減少させた場合である。初期荷重の面圧を低く設定したため、運転開

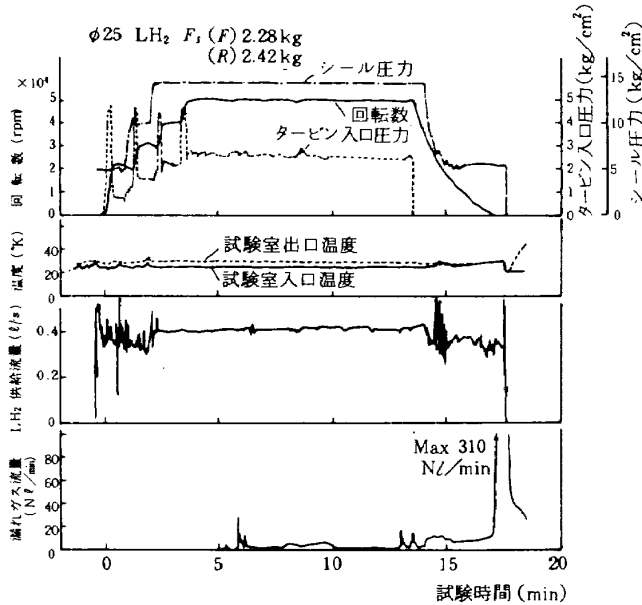


図 4.21 運転時の諸量変化 (初期荷重, 最小)

始後約 6 分後から間欠的な漏れを発生し始め、0.5 ~ 28 Nl/min の漏れを生じた。特に回転停止時には最大 310 Nl/min まで急増し、密封性能は著しく劣化した。基礎実験用メカニカルシールにおいても初期荷重の面圧を 0.81 kg/cm<sup>2</sup> にした場合多量の漏れを生じたことから、シール圧力 14 kg/cm<sup>2</sup> G 下で安定した密封性能を得るには初期荷重の面圧を 1.1 kg/cm<sup>2</sup> 以上に設定する必要がある。

各初期荷重下での運転前後の静的漏れ量とシール圧力の関係を図 4.22 に示す。運転前は加圧にともなって静的漏れ量は増加するが、運転後は定常運転時のシール圧力よりも低いシール圧力下で漏れが多くなる。この漏れ傾向はシール圧力 7 ~ 10 kg/cm<sup>2</sup> G

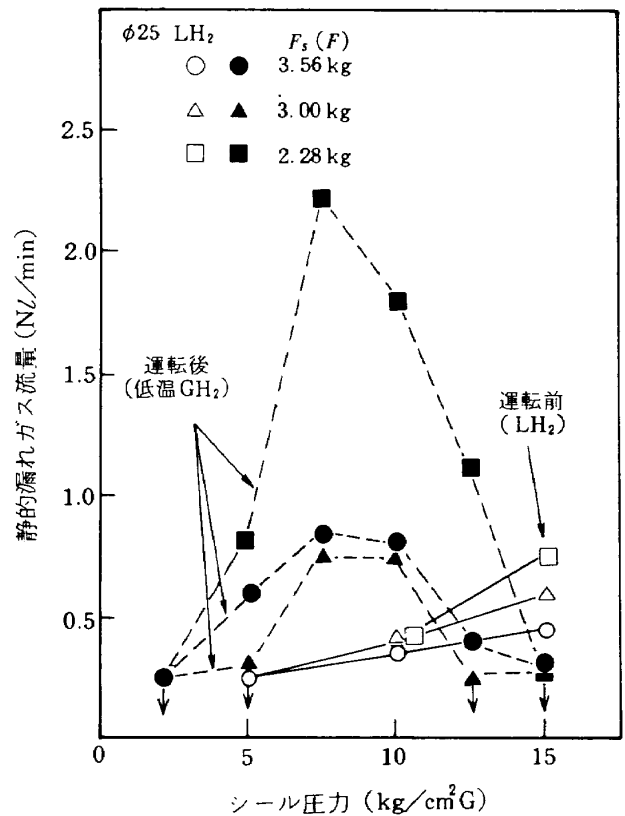


図 4.22 シール圧力と静的漏れ量の関係

で最大になり、運転終了時の降圧時において漏れが増加する現象と対応している。またこの現象は初期荷重を減少させた場合に顕著になる。

本メカニカルシールの各初期荷重下での起動トルクとシール圧力の関係を図 4.23 に示す。運転前の未使用状態では、初期荷重を増加すると起動トルクはわずかに増える。しかし運転後は摺動面のなじみにより起動トルクは大幅に減少して、シール圧力 5 ~

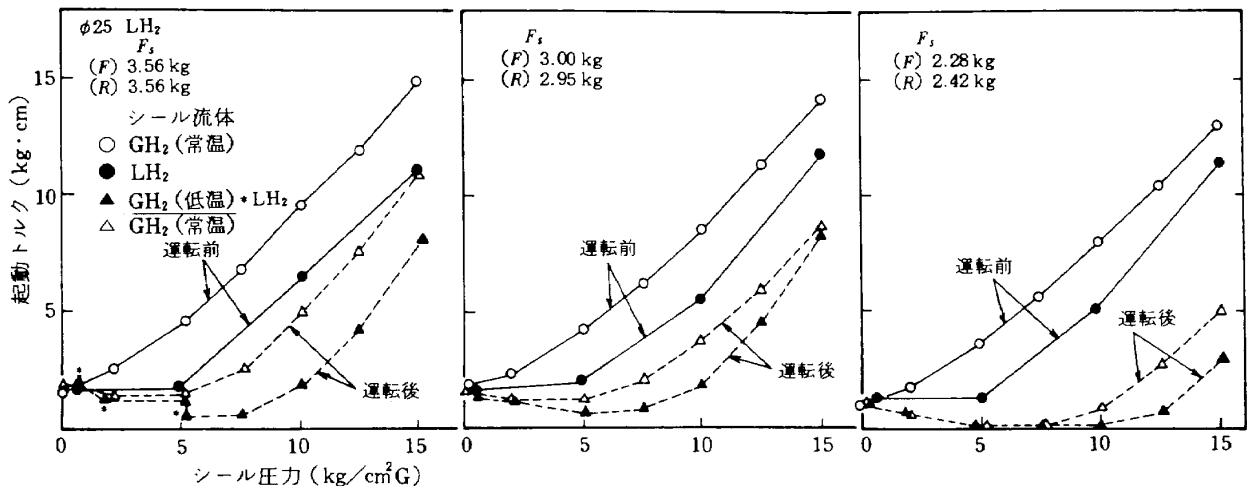


図 4.23 各初期荷重におけるシール圧力と起動トルクの関係

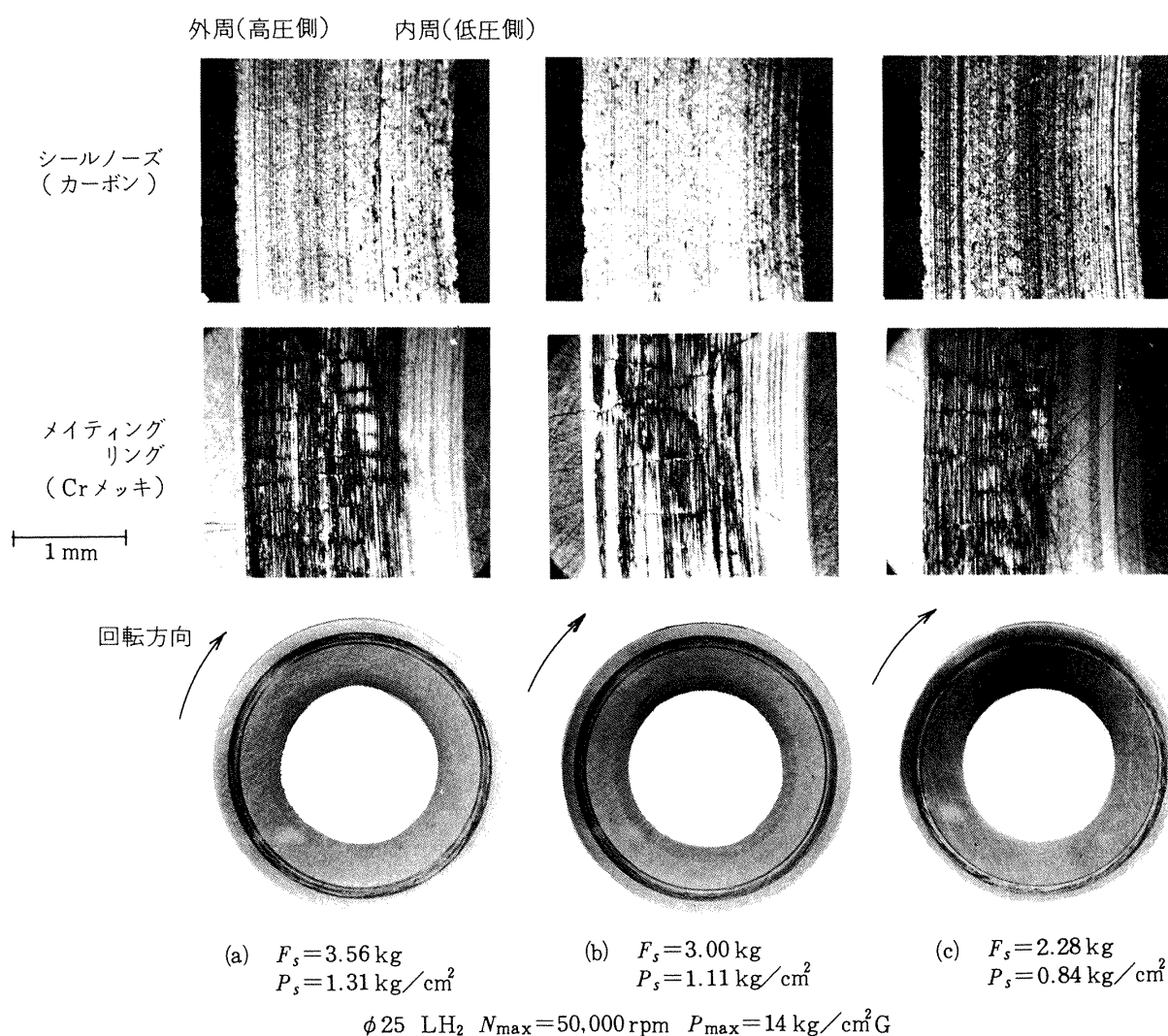


図 4.24 各初期荷重で運転した後の摺動面の外観 (シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ )

$10 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の範囲で最小になる傾向を示す。この傾向は静的漏れ特性と同様に初期荷重を減少した場合に著しく、多量の静的漏れをとめない、ほとんど測定できないまでに減少した。なお低温雰囲気では常温時に比べて起動トルクは減少している。これは低温下でのシールノーズの熱変形により、シール面の接触状態が変化するためと考える。

各初期荷重下で運転した後の摺動面の外観を図 4.24 に示す。初期荷重が最も大きな場合でもカーボンシール面の面あれは少ない。メイティングリングの硬質クロムメッキ摺動面は外周側に沿ってカーボン転移とサーマルクラックが密に形成されている。摺動面の外観には初期荷重の差の影響は認められない。

図 4.25 は同じく摺動面の形状あらさを示す。摩耗形状はすべて同じ様相を示しており、初期荷重の差による相違はみられない。シールノーズの摩耗形状

はシール面の内周側が  $1.2 \sim 1.4 \mu\text{m}$  高くなる形状を示し、シール面の外周側が主に損耗している。この摩耗形状から、シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の液体水素中での面ひずみ量は  $1.2 \sim 1.4 \mu\text{m}$  程度である。基礎実験用メカニカルシールに比べてシール面径およびシール面幅が小さくなったため、面ひずみ量は相当に少なくなった。メイティングリングの硬質クロムメッキ摺動面にはサーマルクラックとカーボン転移による  $0.7 \sim 1.0 \mu\text{m}$  程度の高さの盛り上がりが見られる。摺動面の摩耗量にも初期荷重の差の影響は認められず、カーボンリング側で  $1 \sim 4 \mu\text{m}$ 、メイティングリング側で最大  $0.1 \mu\text{m}$  であった。

#### 4.2.3 シール圧力の影響

液水ターボポンプではシール圧力は高圧側で  $15 \text{ ata}$  低圧側で  $7 \text{ ata}$  になる。試験条件をターボポンプのシール圧力の差に合わせてシール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  にし

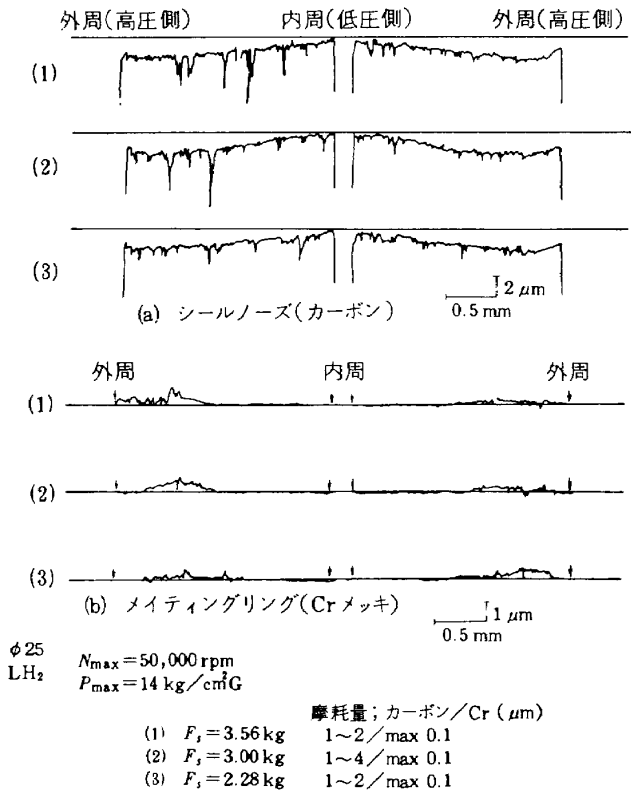


図 4.25 各初期荷重における摺動面の形状あらし (シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ )

た。同時に初期荷重を変化させて試験を行い、シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  の場合と比較した。シール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  における定常運転条件は、回転数  $52,500 \text{ rpm}$ 、液体水素供給量は  $0.5 \text{ l/sec}$  に設定した。

図 4.26 は正規の初期荷重下での運転時の諸量変化である。定常運転時の漏れ量は  $0.6 \text{ Nl/min}$  以下であり、極めて良好な密封性能を示した。表 4.1 に各初期荷重下での定常運転時の漏れ量をシール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  の場合と比較して示す。シール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  では漏れ量には初期荷重の差の影響はみられない。シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  下で不安定な漏れ特性を示した初期荷重  $2.28 \text{ kg}$  に設定しても密封性能は確実である。降圧時漏れが増加する現象も認められない。また静的漏れ量はシール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  では運転前  $0.6 \text{ Nl/min}$  であったが、運転後は  $0.4 \text{ Nl/min}$  以下を示し、逆に静的密封性は良くなった。

図 4.27 はシール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  下で運転した後の摺動面の外観である。カーボンシール面に若干面あれがみられるが全般的に良好である。シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  の場合と同じように初期荷重の相違は認められない。シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  の場合は摺動

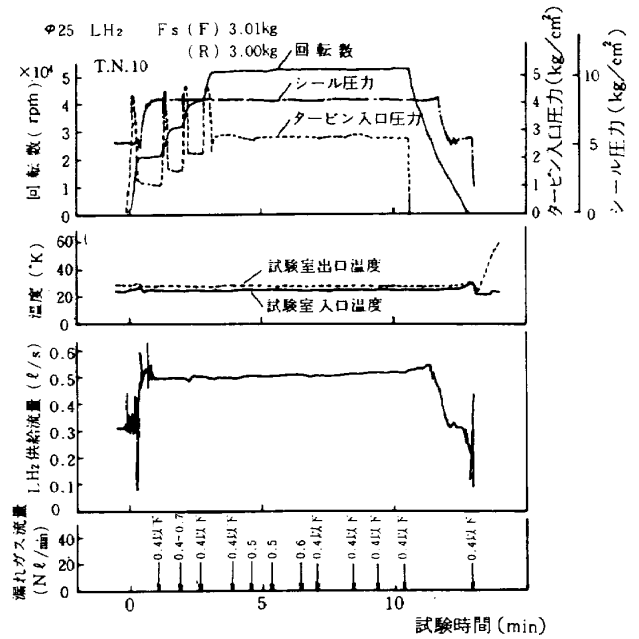


図 4.26 運転時の諸量変化 (初期荷重, 正規, シール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ )

表 4.1 定常運転時の漏れ量の比較

初期荷重 定 設 $F_s$	定常運転時の漏れガス流量 (Nℓ/min)	
	$P=14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ $N=50,000 \text{ rpm}$	$P=8 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ $N=52,500 \text{ rpm}$
最小 2.3 kg	0.5 ~ 28 (max 310)	0.4 未満 ~ 0.4
正規 3.0 kg	0.5 ~ 2.5 (max 10.2)	0.4 未満 ~ 0.6
最大 3.6 kg	0.4 ~ 1.2	0.4 未満

( ) 回転数, シール圧力降下時

面の外周側にやや強い摺動痕跡が観察されたが、シール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  では、サーマルクラックとカーボン転移が摺動面上のやや中央付近に形成している。これらの形成状態は比較的軽く、摺動面の外観観察からみて、シール面はほぼ均一に接触して摺動した傾向がみられる。

図 4.28 は同じく摺動面の形状あらしである。特に注目すべきことは、シールノーズの摩耗形状はシール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  ではシール面の内周側が  $1.2 \sim 1.4 \mu\text{m}$  程度高くなるのに対して、シール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2\text{G}$  の場合はシール面はほとんど平らか、または

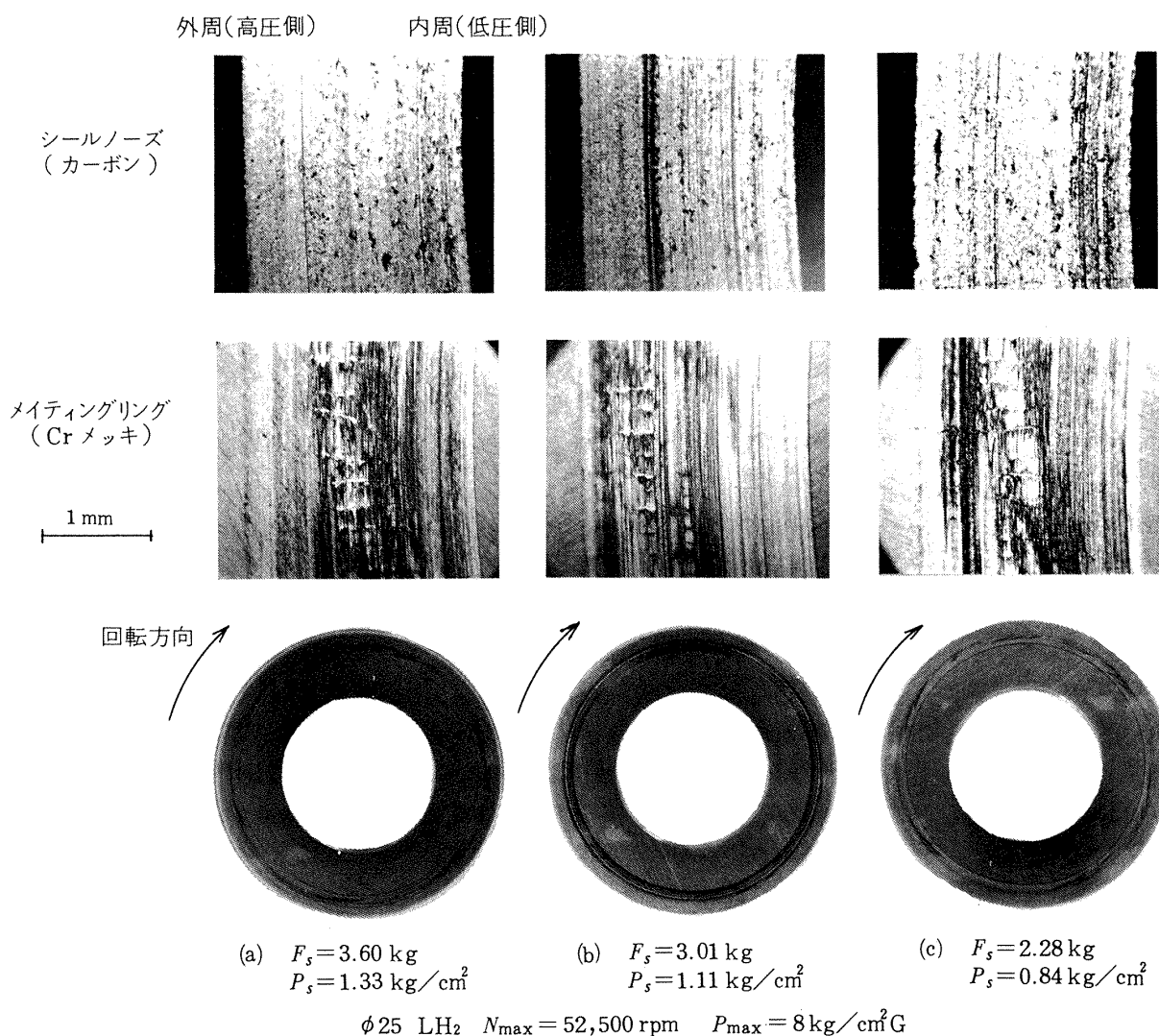


図4.27 各初期荷重で運転した後の摺動面の外観(シール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ )

逆に外周側が  $0.1 \sim 0.2 \mu\text{m}$  高くなっている。このシール面の外周側が高くなる摩耗形状は、運転時にシール面の内周側がメイトリングシール面と接触して摺動し、損耗したことを示唆している。このようにシール圧力の差によりシールノーズの面ひずみ傾向に相違がみられる。

硬質クロムメッキ摺動面の盛り上がり高さは  $0.3 \sim 0.5 \mu\text{m}$  程度であり、摺動面の中央付近に分布している。カーボンリングシール面はほとんど摩耗していない。

以上に述べたシール面の摺動状況から判断して、シール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  下ではシールノーズの面ひずみはほとんどなく、相対するシール面がほぼ平行状態で摺動したものと推察される。このためシール面の負荷分布は一様になり、シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の場合のようにシール面の外周側に大きな負荷が作

用することなく、摺動状態は比較的軽くなったと考える。

図4.29にシール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  で運転した場合の起動トルクの変化をシール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の場合と比較して示す。シール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  で運転した後は起動トルクが運転前よりも増加している。この傾向はシール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の場合とは逆である。図4.28に示したシールノーズの摩耗形状の相違と対応している。

改良型シールノーズの面ひずみは、シール圧力の増加に従ってシール面の外周側(高圧側)が閉じる方向に生じる。このためシール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  ではシール面は外周側で接触する。シール面の外周側の接触面圧は高く、カーボン転移とサーマルクラックが外周側に密に形成される。しかしシール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の場合は面ひずみ量は小さく、シール面の

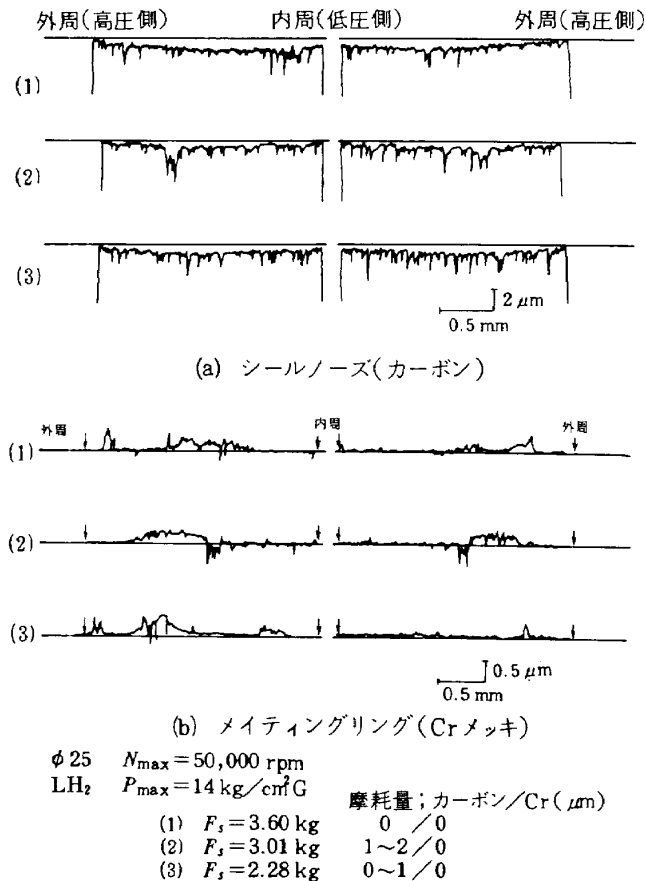


図 4.28 各初期荷重における摺動面の形状あらし (シール圧力 8 kg/cm<sup>2</sup>G)

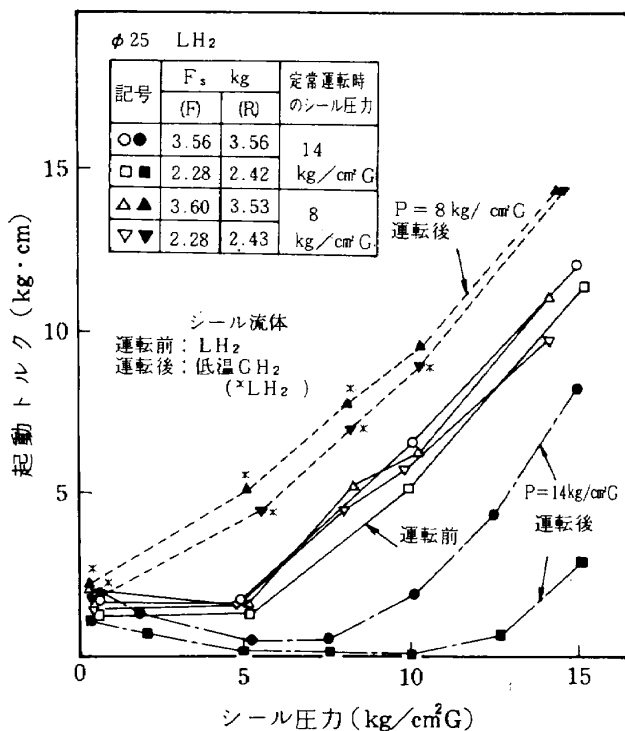


図 4.29 定常運転時のシール圧力にともなう起動トルクの変化

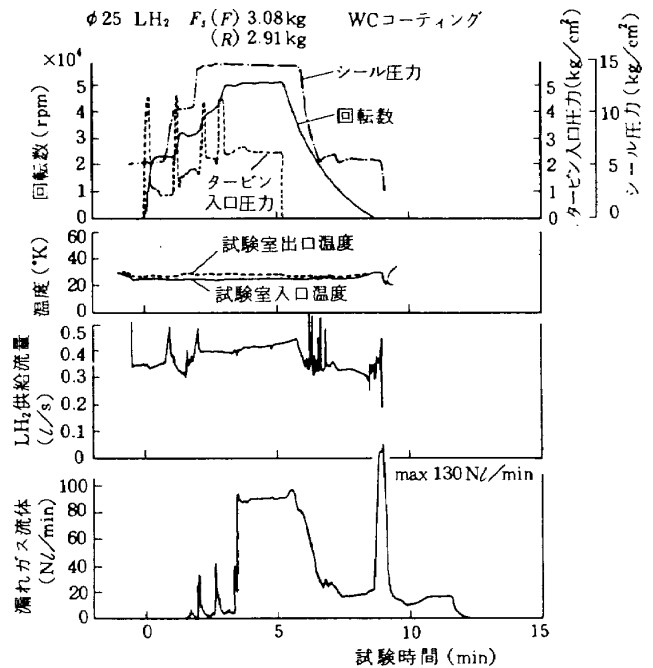


図 4.30 運転時の諸量変化 (初期荷重, 正規, WCコーティング)

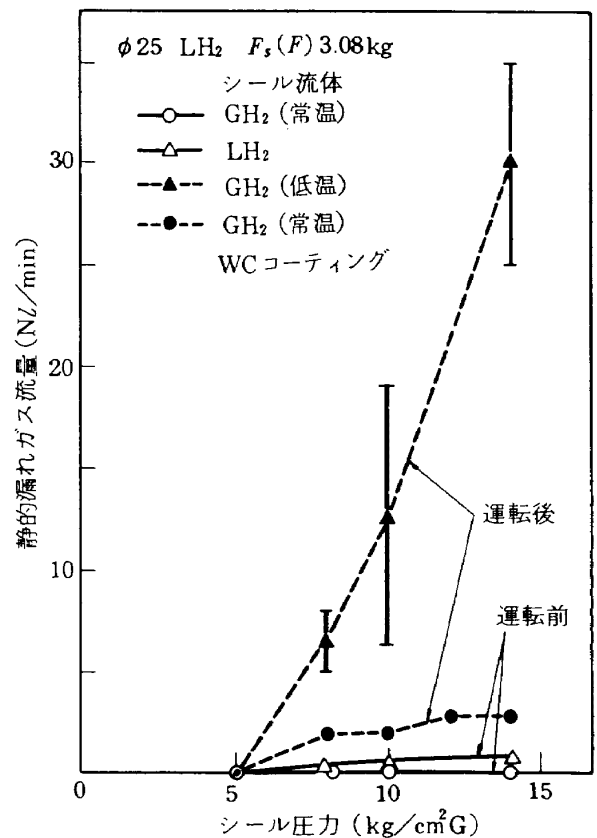
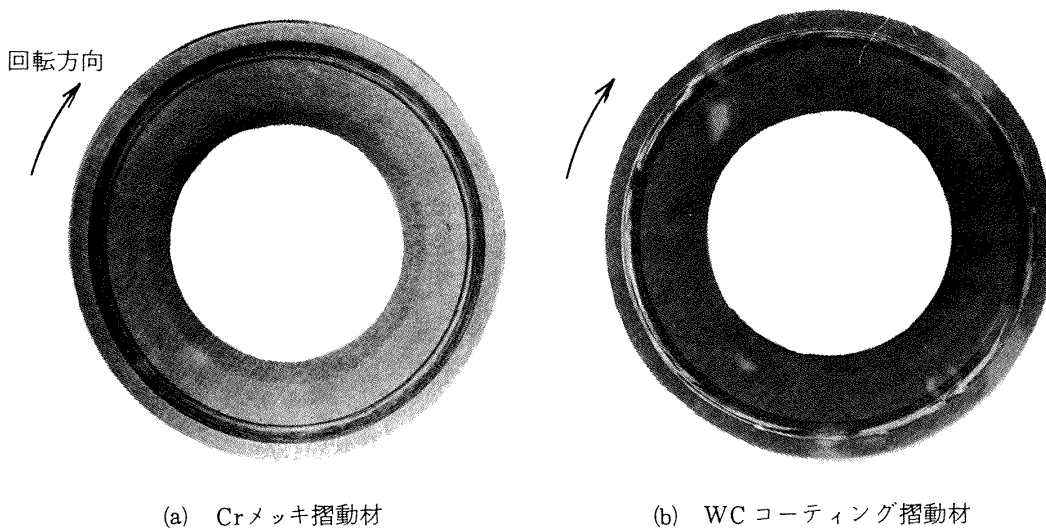
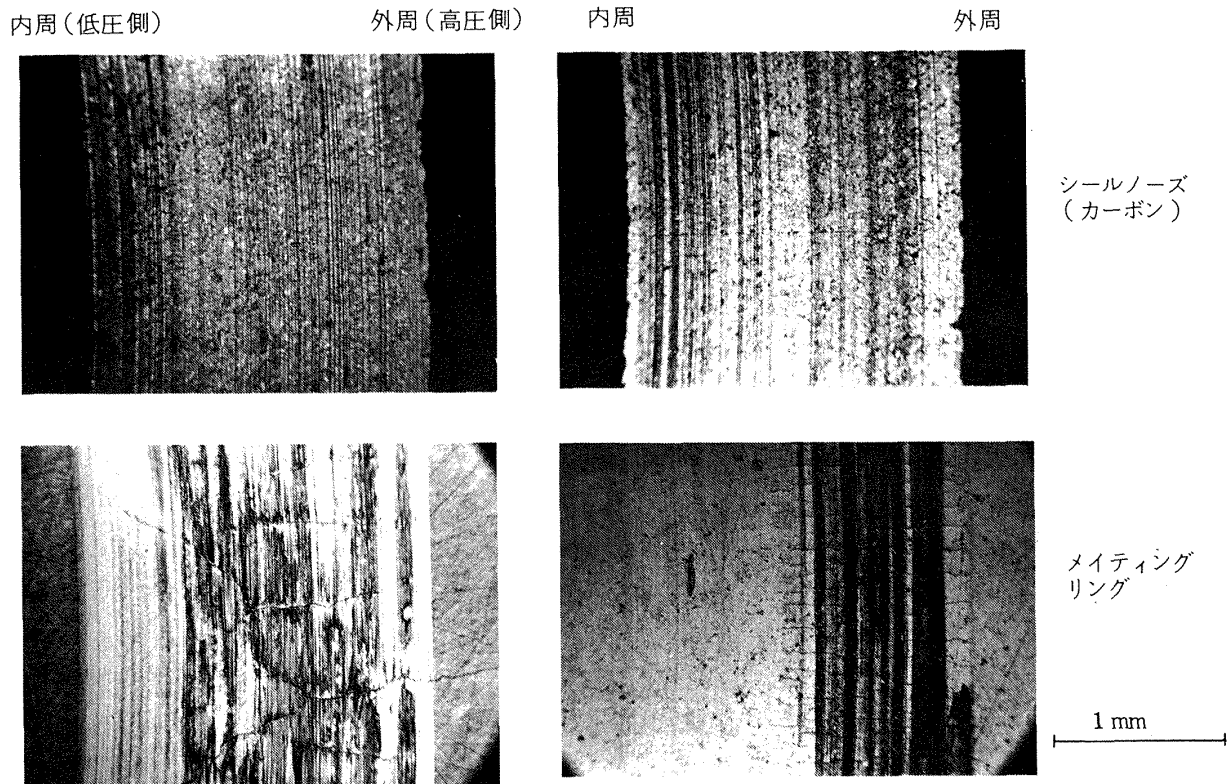


図 4.31 シール圧力と静的漏れ量の関係 (WCコーティング)



$\phi 25$      $N_{\max} = 50,000 \text{ rpm}$     (a)  $F_s = 3.00 \text{ kg}$      $T = 16.0 \text{ min}$   
 $\text{LH}_2$      $P_{\max} = 14 \text{ kg/cm}^2\text{G}$     (b)  $F_s = 3.08 \text{ kg}$      $T = 8.8 \text{ min}$

図4.32 メイティングリング摺動材の違いによる摺動面の外観の比較

内周側が接触するため、サーマルクラックの形成は摺動面の中央付近に生じやすい。

シール圧力  $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  の運転でシール面の内周側が接触したことは、低温下での熱変形による面ひずみがシール面を開く方向に生じたことを示している。このため低温時には常温時に比べて起動トルクは低下する。また運転時摺動部が摩耗してシール面は平行になる。その後シール圧力を降下した場合、シールノーズ部の圧力変形の回復によりシール面の外周側が開くようになる。この傾向はシール圧力が高く、面ひずみ量が多い場合に著しい。このためシール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  では運転後起動トルクが大幅に減少し、減圧時に漏れが増加するものと考えられる。

#### 4.2.4 摺動材の影響

メイティングリングの硬質クロムメッキ摺動材は、次項で述べる耐久性確認のための約83分間の長時間運転後も、極めて良好な摺動状態を示した。しかし摺動痕上に発生しているサーマルクラックは軽度であるが、硬質クロムメッキ層がクラックに沿って下地基材からはく離する危険性がある。<sup>(8)</sup>硬質クロムメッキと比較して耐熱性、耐摩耗性にすぐれているタングステンカーバイド(WC材)をコーティングしたメイティングリングを用いて、密封性能に及ぼす摺動材の影響を調べた。

図4.30はメカニカルシールの運転時の諸量変化である。初期荷重は正規の値に設定した。運転開始後2分後から間欠的な漏れが発生し始め、約3.5分後には  $88 \sim 92 \text{ Nl/min}$  の連続的な漏れ特性に変化した。この漏れ量は硬質クロムメッキ摺動材を用いた場合の約40倍もあり、さらに回転停止時において最大  $130 \text{ Nl/min}$  の急激な漏れの増加がみられた。

運転前後の静的漏れ量の変化を図4.31に示す。運転後の静的漏れ量は相当に多く、シール圧力の増加に従って直線的に増加する。この傾向は図4.22に示した硬質クロムメッキ摺動材を用いた場合とは異なる。同時に測定した起動トルクは運転前は硬質クロムメッキの場合と同程度であった。しかし運転後は多量の静的漏れにともなって減少し、シール圧力  $5 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  以上では測定できなくなり、シール面が非接触状態になった。

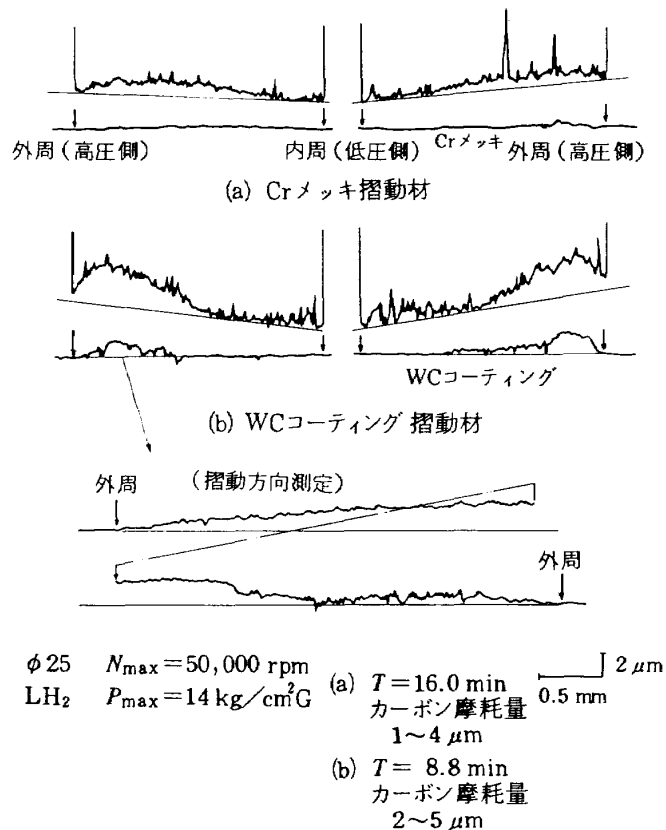


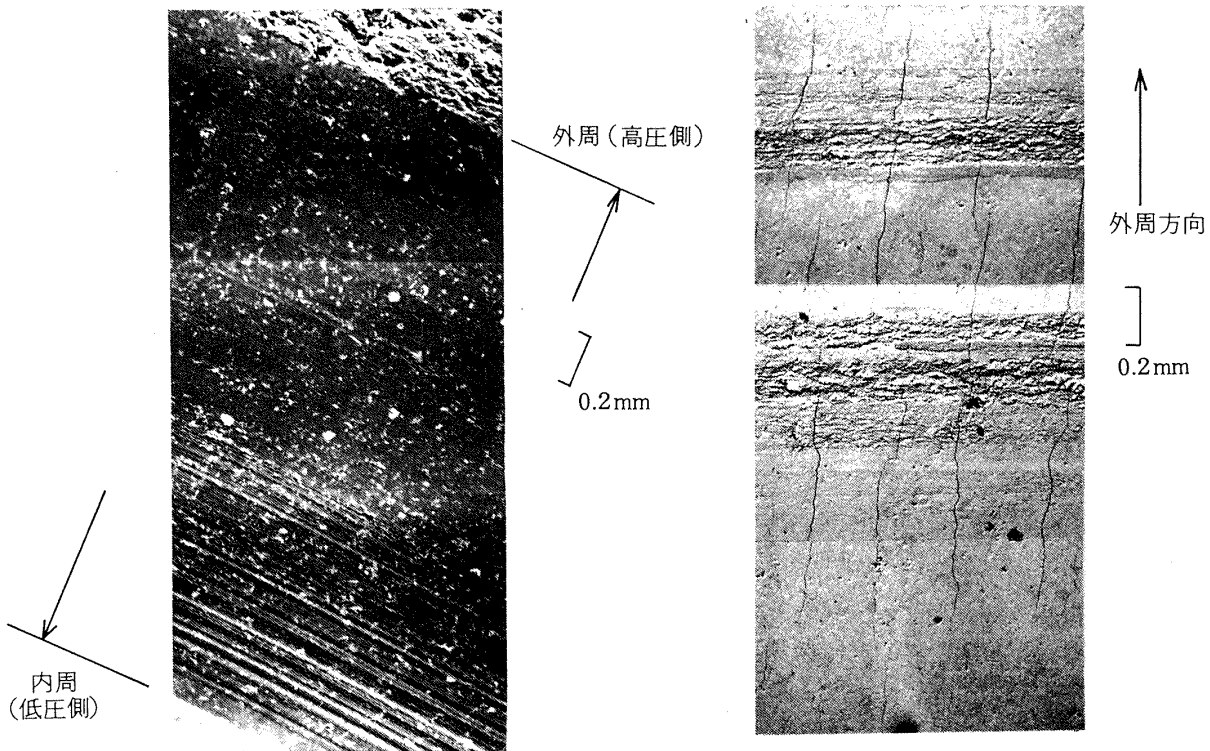
図4.33 メイティングリング摺動材の違いによる摺動面の形状あらかさの比較

試験後の摺動面の外観を図4.32に、その形状あらかさを図4.33に、硬質クロムメッキの場合と比較して示す。特に硬質クロムメッキ摺動面と比べて異なる点は、カーボンがWC摺動面上にはほとんど転移していないことである。また摺動面の外周側に沿って部分的に非常に強い振動痕跡がみられ、内周側にはほとんど摺動痕跡はみられない。サーマルクラックの様相も異なる。

摺動面の形状あらかさは、カーボンリング摺動面の外周側が特に損耗し、深さ約  $5 \mu\text{m}$  も凹んだ形状に摩耗している。相対するWCコーティング摺動面上にはサーマルクラックの形成による高さ約  $2 \mu\text{m}$  の盛り上がりが見られる。このシール面の損耗によりシール面のすきまは広くなる。その結果シール面のすきま圧力による力が増加し、運転時にシール面が非接触状態で摺動したものと考えられる。これはシール部の起動トルクがなくなり、また運転時に過大な漏れを発生したこととよく対応している。

図4.34はWCコーティング摺動面の走査電子顕微鏡写真である。WCコーティングの硬さ(ビッカ-





シールノーズ(カーボン)

メイトィングリング(WCコーティング)

$\phi 25$      $F_s = 3.08 \text{ kg}$      $N_{\text{max}} = 50,000 \text{ rpm}$   
 LH<sub>2</sub>         $P_{\text{max}} = 14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$   
                   $T = 8.8 \text{ min}$

図 4.34 摺動面の走査電子顕微鏡写真 ( WC コーティング摺動材 )

ス硬さ、Hv) は約  $1250 \text{ kg/mm}^2$  であり、硬質クロムメッキ ( $Hv = 950 \text{ kg/mm}^2$ ) に比べてかなり硬い。しかし高い耐摩耗性、耐熱性を有している WC 材でも摺動面上にはサーマルクラックと梨地膚の面あれがみられる。またサーマルクラックの付近の硬さは  $850 \text{ kg/mm}^2$  まで減少しており、これは運転時過大な摺動発熱を生じたことを示唆している。明らかに硬質クロムメッキ摺動部に比べて摺動条件が相当に厳しくなったことが推察される。

以上、述べたように摺動材の組合わせの相違により摺動状態は異なった様相を示した。この相違の原因は次のように考えられる。硬質クロムメッキは表面の酸化クロム層とカーボン材との親和性が強く、そのため摺動時カーボンが酸化クロム層の表面に転移しやすくなる<sup>(9)</sup>。シール面はこのカーボン転移膜で潤滑されるため、摺動条件は比較的良くなる。しかしカーボンが転移しにくい WC 材<sup>(8)</sup> では、摺動はカーボン材と WC 材の間で行われるため摺動条件は反

対に厳しくなったと考える。このカーボン転移の形成の相違が、非常に硬く、耐熱性にすぐれている WC 材に大きな損傷を与え、同時に短時間にカーボンシール面に大きな損耗を引き起したものと推察できる。

#### 4.2.5 耐久性

本液水ターボポンプ用メカニカルシールの耐久性を調べるため、シールの寿命の点で最も厳しい条件となる初期荷重  $3.65 \text{ kg}$ 、シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  で長時間運転を行った。液体水素容器の充填量の制限から、1回の運転時間は約17分間で、総計5回の試験を実施した。総運転時間は約88分間であり、このうち回転数  $50,000 \text{ rpm}$ 、シール圧力  $14 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$  での定常運転時間は約66分間である。なお供試メカニカルシールは試験の途中では取り外していない。

図 4.35 に示す運転時の諸量変化は第 5 回目の試験結果であり、総運転時間  $65.3 \text{ 分間}$  から  $83.2 \text{ 分間}$  までの状態である。また図 4.36 に運転時間の経過にとも

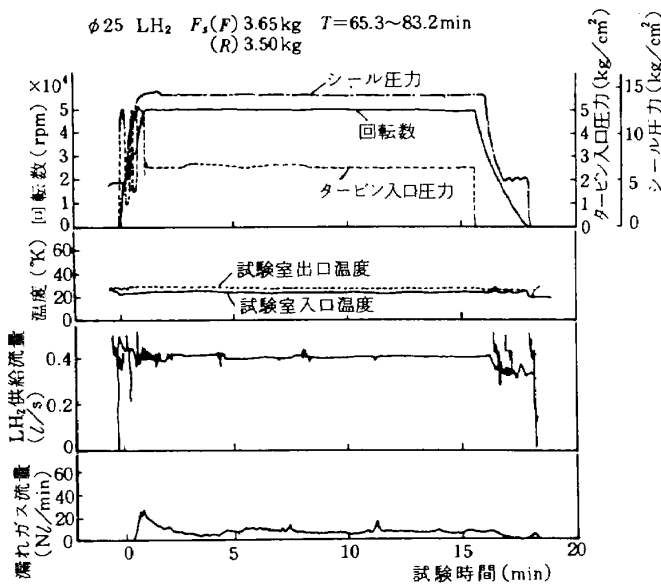


図 4.35 長時間運転時の諸量変化 (初期荷重, 最大)

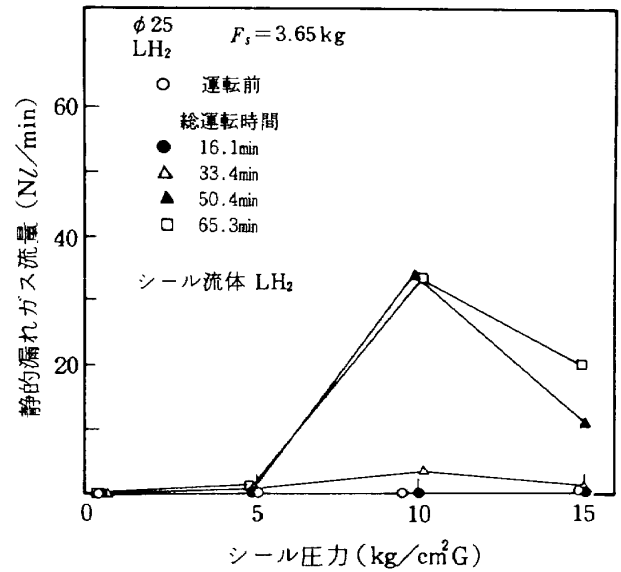


図 4.37 運転時間ともなう静的漏れ量の変化

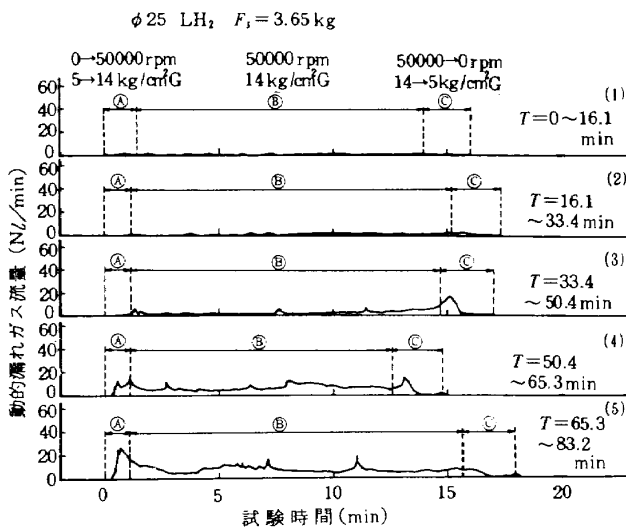


図 4.36 長時間運転時の動的漏れ量の推移

なう動的漏れ量の推移を示す。運転時間の初期においては漏れ量は極めて少なく、一連の短時間試験での漏れ特性と類似している。運転時間の経過ともなう漏れは徐々に増加しているが、総運転時間約50分後には6~15 NL/minの値にほぼ安定しており、その後の漏れ特性にはほとんど変化はみられない。また定常運転時の漏れの増加ともなう、シール圧力の上昇時と降下時に漏れが増加する現象がみられるようになる。この漏れ特性の変化は摺動面の摩擦をともなうなじみ現象の進行状態に従って起きるものとする。

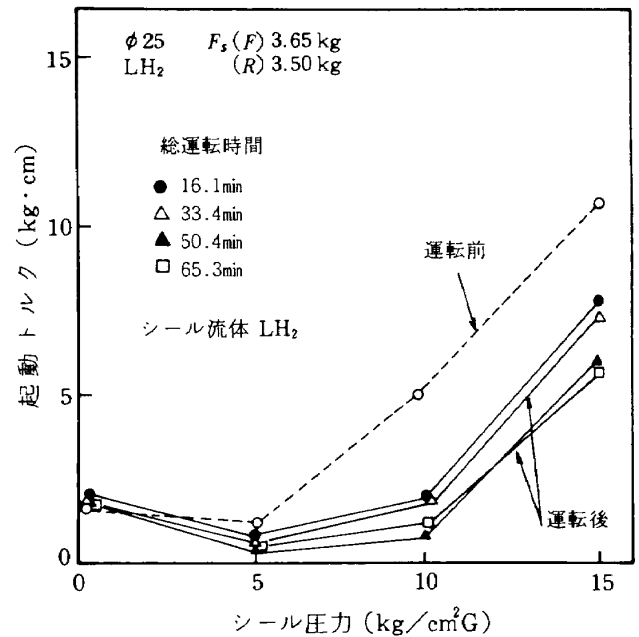


図 4.38 運転時間ともなう起動トルクの変化

図 4.37 は運転時間の経過ともなう静的漏れ量の変化である。静的漏れも運転時の動的漏れの傾向と同じく、運転時間約50分後に増加し、その後は変化はみられない。

図 4.38 は同じく起動トルクの変化である。約16分間の運転後には起動トルクは大幅に減少するが、その後はほとんど変化はみられない。このことは摺動面の初期なじみ過程が運転開始後短時間の内に終了することを示唆している。

長時間運転後の摺動面の外観を図 4.39 に示す。総

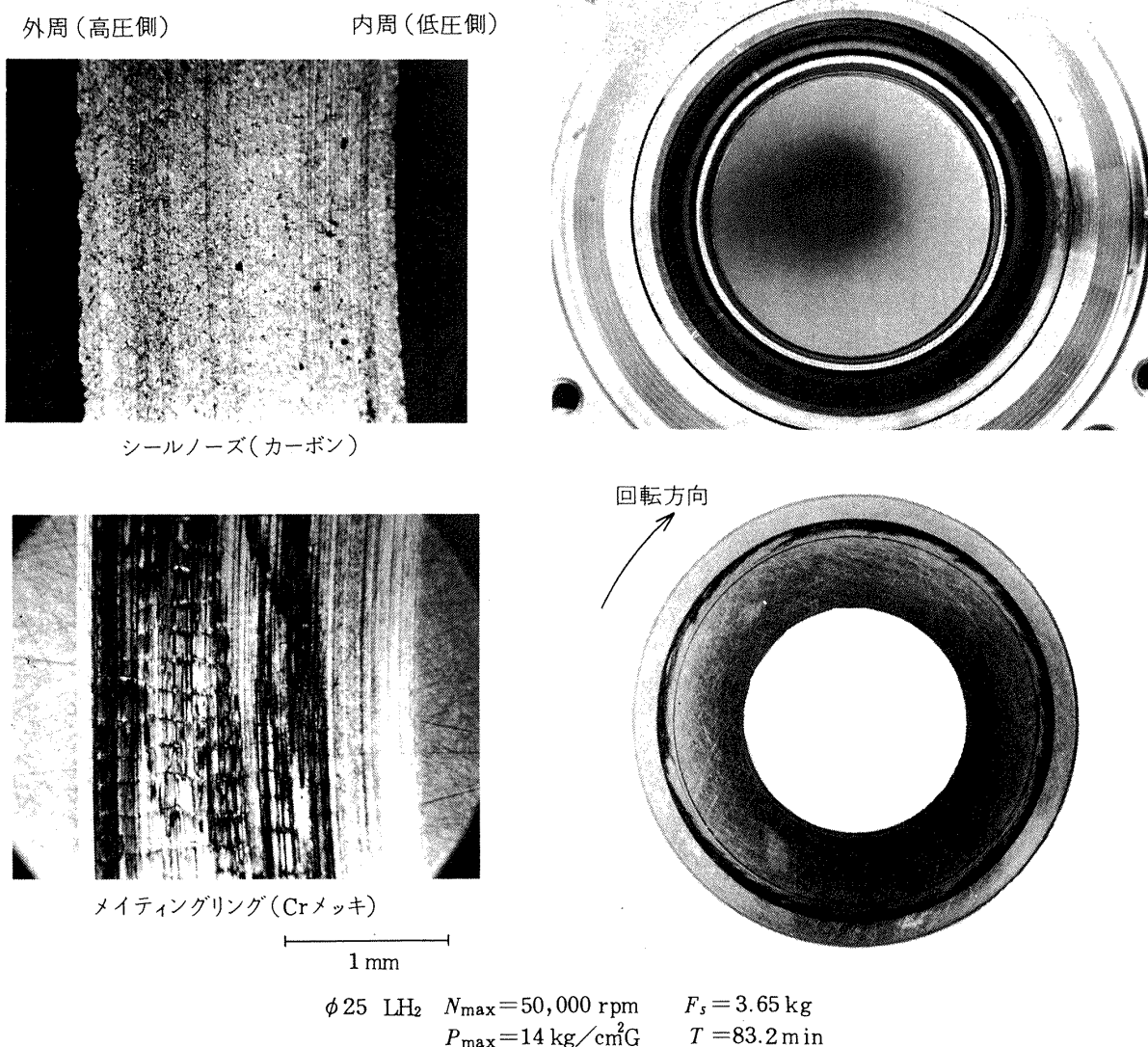


図 4.39 長時間運転後の摺動面の外観

運転時間83分後にもカーボンリングシール面は面あれは少なく、極めて良好である。メイティングリング側も摺動面の外周部にカーボン転移とサーマルクラックが密に発生している以外は異常な摩耗はみられなかった。またサーマルクラックに沿って硬質クロムメッキ層がはく離するような致命的欠陥はまったく観察されなかった。

図4.40は摺動面の形状あらさであり、短時間運転したものと比較して示す。形状あらさには摺動面の外観検査と同じく、運転時間の差による相違は認められない。一連の短時間試験の場合とほとんど同じ摺動状態を示している。またサーマルクラックの摺動方向の形状あらさには、約0.2mmごとにサーマルクラックによる微少なうねりがみられる。

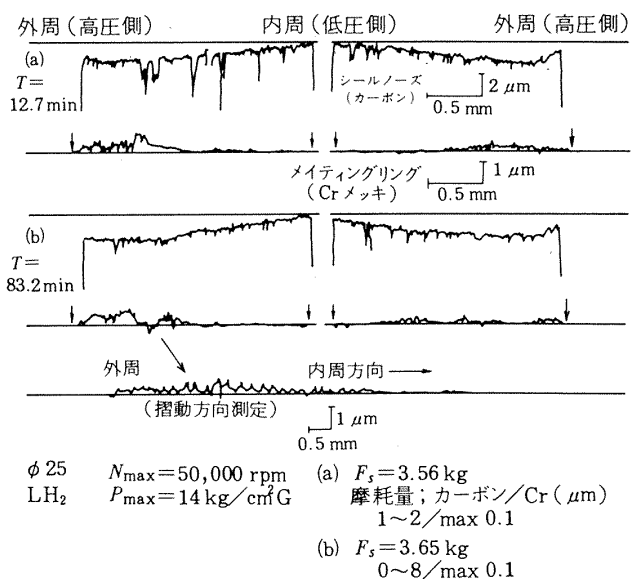


図 4.40 各運転時間における摺動面形状あらさ

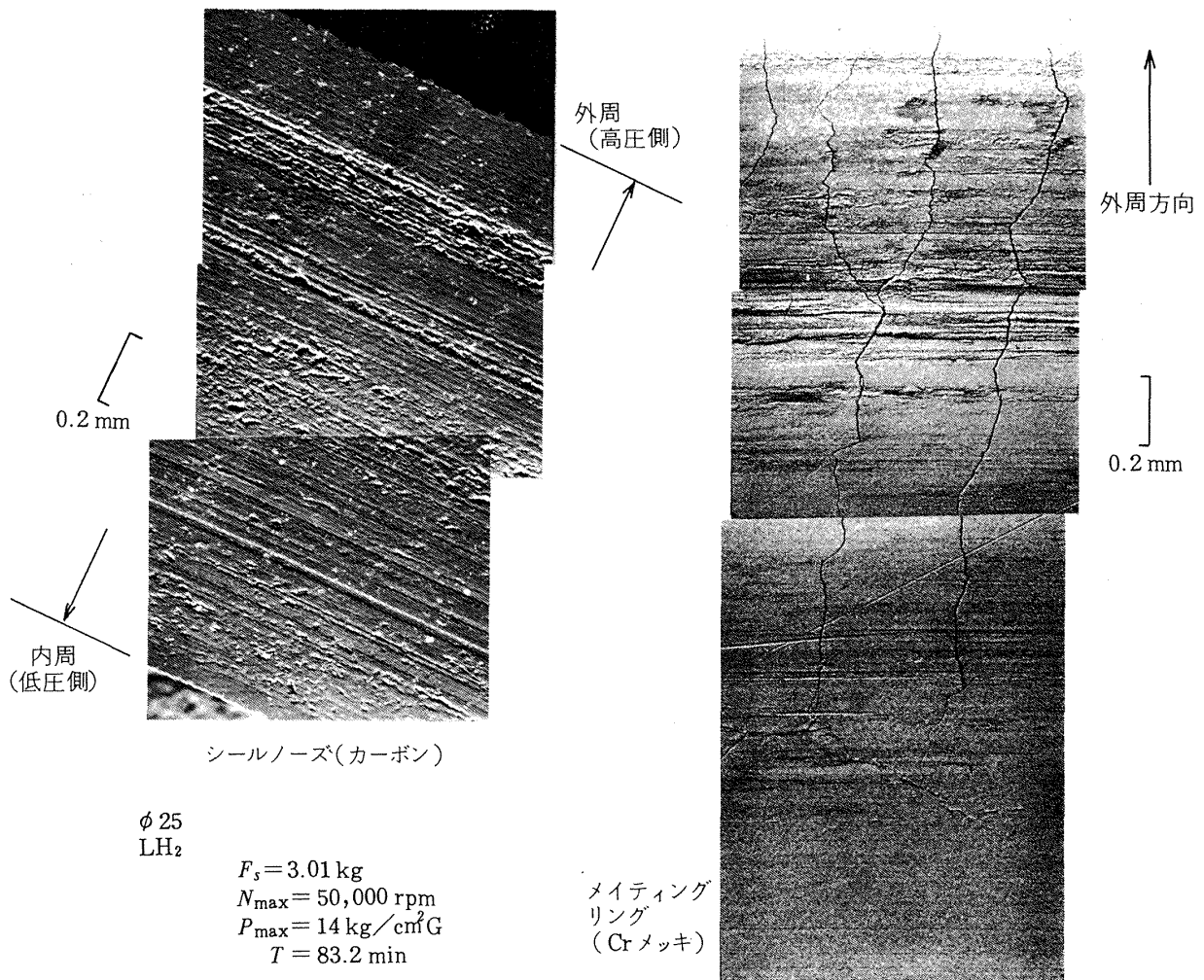


図4.41 長時間運転後の摺動面の走査電子顕微鏡写真

図4.41は長時間運転後の摺動面の走査電子顕微鏡写真である。摺動面は光学顕微鏡および表面あらさ測定による観察結果と同じく、大きな損傷はみられない。硬質クロムメッキ摺動面に発生しているサーマルクラックの幅は、大きな箇所では約  $5 \mu\text{m}$  程度である。極めて温度の低い液体水素中においてサーマルクラックが発生したことは、運転時に摺動面温度が相当に高くなったことを示している。サーマルクラック付近の硬さを測定した結果、非摺動部は約  $850 \sim 950 \text{ kg/mm}^2$  であったが、摺動部は最低  $520 \text{ kg/mm}^2$  まで軟化していた。硬質クロムメッキが相当に軟化し、サーマルクラックが形成されるまで摺動面温度が上昇したにもかかわらず摺動面の摩耗状態が極めて良好である。この理由は、硬質クロムメッキとカーボン材のなじみ性が液体水素中では良く、カーボン材の高い熱伝導率によりシールノーズ部が十分冷却されているためと考えられる。

硬質クロムメッキ摺動面のサーマルクラックは、一例として図4.42に示すように摺動面の一部に密に発生しており、付近には多量のカーボン転移がみられる。このようなサーマルクラックとカーボン転移の群は、摺動面円周上にある程度規則的に形成される傾向がみられる。

メカニカルシールの耐久性を判断する基準となるシール面の摩耗量は、カーボンリング側で  $0 \sim 8 \mu\text{m}$ 、メイティングリング側で最大  $0.1 \mu\text{m}$  であった。本メカニカルシールの摺動部は潤滑性がまったくない液体水素を密封して、長時間にわたり高速、高負荷で摺動したにもかかわらず摩耗は極めて少ない。

シール面間のすきま圧力による力が増加して、流体バランス比による流体負荷荷重と初期荷重の和であるシール面を閉じる方向の力が減少する。これにより摺動面の負荷が軽減されたためと考える。

シール面間のすきま圧力による力が増加する要因

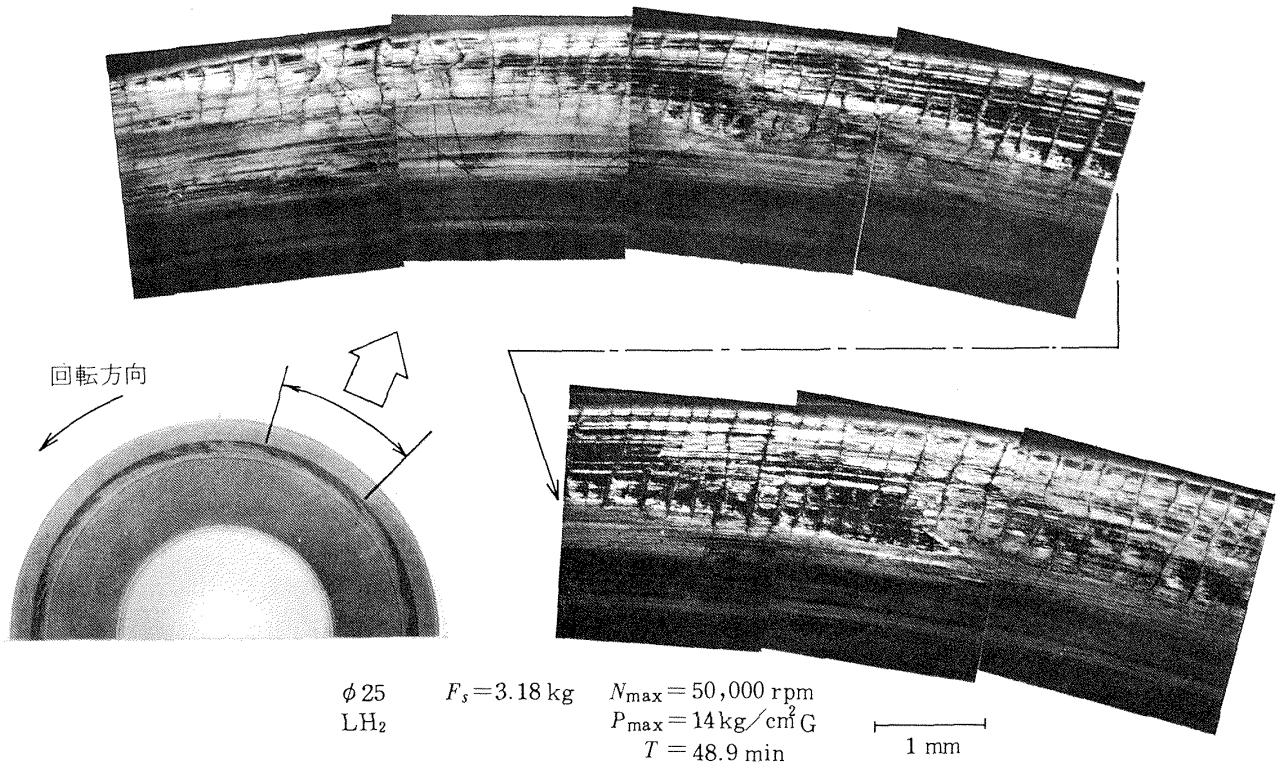


図4.42 サーマルクラックの形成状態（走査電子顕微鏡写真）

に次に掲げることが考えられる。

- (1) 摩擦発熱による漏れ液体水素のガス化にともなう圧力上昇<sup>(10)</sup>
- (2) なじみ過程の損耗によるシール面形状の変化にともなう流体静圧効果の増加<sup>(11)</sup>
- (3) カーボン転移やサーマルクラックの微少なうねりや群から生じる流体動圧効果。

本液水ターボポンプ用メカニカルシールの各種試験条件下でのカーボンリングの最大摩耗量と運転時間をまとめた結果を図4.43に示す。

### 第5章 むすび

推力10トン級液酸・液水ロケットエンジンの液水ターボポンプで用いる接触型ベロー形式の液体水素用メカニカルシールの試作研究を行った。試作した液水ターボポンプ用メカニカルシールの特徴は、極低温運転時のシール面の面ひずみを小さくした改良型シールノズ構造を採用し、さらにエンジンの急速起動、停止時において安定した確実な作動が得られるシールノズダンパを装着していることである。

本メカニカルシールは、総運転時間83分間（回転数50,000 rpm、シール圧力14 kg/cm<sup>2</sup> G、液体水素

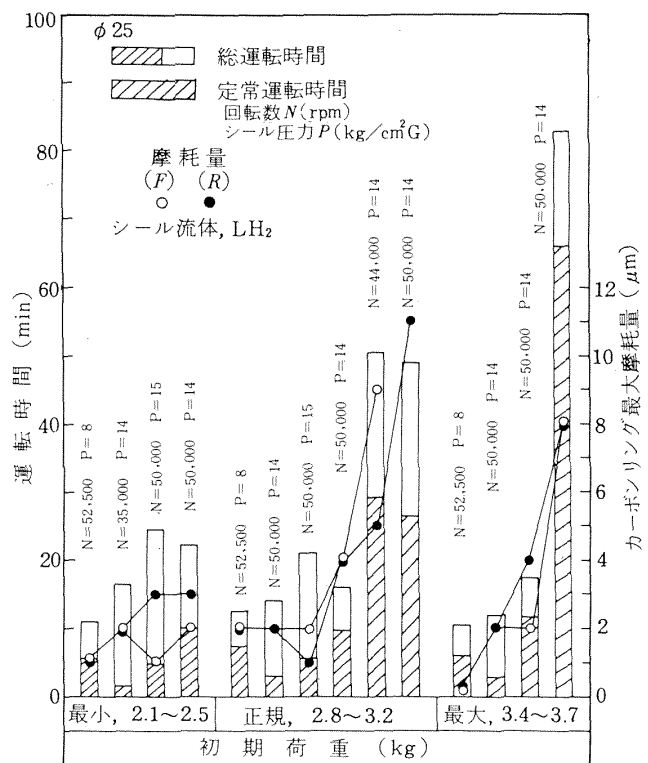


図4.43 運転時間とカーボン最大摩耗量（液水ターボポンプ用メカニカルシール）

供給量 0.4 l/sec の定常運転時間 66 分間) にわたる断続長時間運転を含む一連の性能確認試験を行い、漏洩量、耐久性、信頼性、起動トルクなどの諸特性において良好な性能を示し、実用に供し得るものであることが確認された。

本研究で試作したメカニカルシールは、現在わが国で開発中の液酸・液水ロケットエンジン用液水ターボポンプに採用され、好成績を納めている。

本試作研究を行うにあたり、多くの方々の協力を得た。共同研究を行っている宇宙開発事業団・エンジン開発グループならびに角田ロケット開発センターの共同研究担当者の方々、また供試体の製作と実験を支援されたイーグル工業株式会社の関係の方々には本研究の全ての面について助力を得た。液体水素供給設備を製作された三菱重工業株式会社をはじめメカニカルシール試験機を製作された株式会社不二越工業の関係の方々、また試験機の製作において御尽力下された関勝美研究員(宇宙研究グループ)には厚く感謝の意を表します。

航技研の大塚貞吉角田支所長には本研究の計画ならびに遂行の全般にわたる指導および激励をいただいたことを付言する。

#### 参 考 文 献

- (1) Liquid Rocket Engine Turbopump Rotating-Shaft Seals, NASA SP-8121 (1978).
- (2) A. Csomor and R. Sutton, Small, High-Pressure Hydrogen Turbopump, NASA CR-135 186 (1977).
- (3) A. Csomor and R. Sutton, Small, High-Pressure, Liquid Oxygen Turbopump Interim Report, NASA CR-135211 (1977).
- (4) D.W. Wisander and R. L. Johnson, Wear and Friction of Impregnated Carbon Seal Material in Liquid Nitrogen and Hydrogen, K. D. Timmerhaus, ed., Plenum Press, Inc., Vol. 6 (1960) P 210.
- (5) E. E. Bisson and W. J. Anderson, Advanced Bearing Technology, NASA SP-38 (1965) P 299.
- (6) 上條謙二郎ほか 6 名, 液酸・液水ロケットエンジン用液酸ターボポンプの試作研究, 航技研報告 TR-588 (1979).
- (7) T. L. Morris, Bellows Mechanical Seals, Pumps, No. 68 (1972) P 196.
- (8) E. Roesch and T. Pasternak, Development of Large Size Bellows Face Type Seals for Liquid Oxygen/Hydrogen Hot Gas Service at Moderate to High Pressure, NASA CR-54818 (1966) P 17.
- (9) W. F. Handy, et al., Wear and Friction of Mechanical Carbons in Liquid Oxygen as Influenced by Transfer Films, ASLE Trans., Vol. 6 (1963) P 201.
- (10) W. F. Hughes, et al., Phase Change in Liquid Face Seals, Trans. ASME, Ser. F, Vol. 100 (1978) P 74.
- (11) R. Metcalf, Predicted Effects of Sealing Gap Convergence on Performance of Plain End Face Seals, ASLE Trans., Vol. 21 (1978) P 134.

---

## 航空宇宙技術研究所報告653号

昭和56年2月発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表) ㊦182  
印刷所 株式会社 共 進  
東京都杉並区久我山5-6-17

---