

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-1389

超高真空下，高スラスト荷重下における
固体潤滑転がり軸受のトライボロジー特性

鈴木峰男，西村 允

1999年8月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1 . はじめに	2
2 . 試験軸受	3
3 . 軸受試験機，および軸受試験の概要	4
4 . 実験結果及び考察	6
4 . 1 MoS ₂ スパッタ膜と PTFE 系複合材保持器で潤滑される軸受の性能	6
4 . 1 . 1 高荷重下での性能	6
4 . 1 . 2 PTFE 系複合材保持器のみで潤滑される軸受の性能	13
4 . 1 . 3 転移膜潤滑についての検討	15
4 . 1 . 4 回転数，荷重を変化させた場合の性能	17
4 . 1 . 5 寿命の再現性，MoS ₂ 膜の種類による寿命の相違に関する検討	23
4 . 2 鉛めつき膜潤滑軸受の性能	26
5 . 結 言	34
謝 辞	34
参考文献	34
付録 1 試験後の内外輪，玉の真円度，内外輪の摩耗形状の測定結果	35
付録 2 軸受内外輪間の電気抵抗についての検討	40

超高真空下，高スラスト荷重下における 固体潤滑転がり軸受のトライボロジー特性*

鈴木 峰 男^{*1}，西 村 允^{*2}

TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS OF SOLID-LUBRICATED BALL BEARINGS AT HIGH LOAD CONDITIONS IN A VACUUM*

Mineo SUZUKI^{*1}, Maoto NISHIMURA^{*2}

ABSTRACT

The performance of solid-lubricated ball bearings was examined under high load conditions in vacuum. The bearings had a sputtered MoS₂ film on races and balls, and a PTFE-based composite retainer, and demonstrated low frictional torque of about 1.5 N·cm even at a high load of 3 kN (the maximum Hertz contact pressure at the inner raceway of 2 GPa), indicating that they were well lubricated with the sputtered MoS₂ film. In some tests, torque spikes of 30 times higher value and with a duration of about 10 sec were observed at intervals of several hundred hours. When the MoS₂ film wore out, frictional torque increased dramatically and the bearing temperature also rose to a high level, however the bearings did not seize. The wear life of the MoS₂ film decreased drastically as the load increased, however the bearings had a long life of 3×10^7 revolutions even at the maximum Hertz stress of 2 GPa at the inner raceway.

In the case of the ball bearings without MoS₂ film, frictional torque was high, almost of the same level as that of the bearings with MoS₂ film after the MoS₂ film failure, and the bearing temperature also rose. Again no seizure occurred even after 1400 hours' operation. X-ray Photoelectron Spectroscopy (XPS) analyses of the tested balls revealed a metal fluoride on the surface. The fluoride appears to have formed during operation and had a role in the prevention of surface wear and damage. These results suggest that the torque rise observed at the MoS₂ film failure was caused by the transition from MoS₂-film-lubrication to metal-fluoride-lubrication.

The performance of lead-lubricated ball bearings was also examined. Full ball type bearings without a retainer demonstrated a long life of more than 800 hours at a load of 3 kN, although the torque was 10 times higher than the bearings with a sputtered MoS₂ film. It appears that lead-lubricated bearings are also feasible in high load applications.

Key words: Ball bearing, MoS₂ film, PTFE composite, Vacuum, Space applications

* 受付 平成 11 年 2 月 25 日 受付 (Received February 1999)

* 1 革新宇宙プロジェクト推進センター (Space Project and Research Center)

* 2 法政大学 (Hosei University)

概 要

内外輪・玉にMoS₂スパッタ膜を施し,PTFE系複合材保持器を採用した固体潤滑軸受の性能を真空中,回転数200 rpm,スラスト荷重3 kNまでの高荷重下で調べた。MoS₂膜で潤滑された状態では,軸受は荷重3 kNという高荷重下(内輪の転走面における最大ヘルツ接触面圧が約2 GPa)でも約1.5 N・cm程度のきわめて低い摩擦トルクを示した。ただし数百時間毎に10秒間程度,摩擦トルクが30倍以上にもなるトルクスパイクが現れる場合があった。MoS₂膜が破断すると,摩擦トルクが突然急増し軸受外輪温度も急激に高くなったが,焼付きは生じなかった。MoS₂膜の寿命は,転走面の接触面圧が大きくなるにつれ指数関数的に減少したが,最大接触面圧2 GPaでも 3×10^7 回転と長寿命を示した。

MoS₂スパッタ膜なしの軸受を試験した場合,摩擦トルクはMoS₂膜が破断した後とほぼ同程度であり,1400時間運転後も焼付きは生じなかった。試験後の玉のX線光電子分光分析(XPS分析)ではふっ化鉄が検出され,運転中に化学反応により形成されたふっ化鉄が摩耗や凝着を防ぐ役割を果たしていたものと推定した。この結果から,内外輪・玉にMoS₂スパッタ膜を施した軸受でMoS₂膜が破断した際に摩擦トルクが急増したのは,MoS₂膜潤滑からふっ化鉄による潤滑へと移行したためと推定した。

また,鉛めっき膜で潤滑される軸受の性能も調べた。内外輪・玉に鉛めっき膜を施し,保持器なしの玉軸受を用いた試験では,摩擦トルクはMoS₂膜潤滑の約10倍と大きかったが,スラスト荷重3 kNで800時間以上という長寿命を示した。鉛めっき膜潤滑でも軸受は高荷重下で使用可能であることがわかった。

1. はじめに

宇宙機器用として使用される固体潤滑玉軸受は,従来は人工衛星用が主であり,軽荷重・低速条件で使用されるものがほとんどであった。これらの用途では,内外輪・玉にMoS₂スパッタ膜を施し,PTFE系複合材保持器を採用した軸受が問題なく使用されており,軽荷重下の宇宙用玉軸受に関しては,潤滑技術はほぼ確立した状態にある。

しかしながら,より高性能,高信頼性,長寿命の宇宙用の機械機構が今後の宇宙システムでは要求されている¹⁾。例えば,現在開発中の宇宙ステーション日本モジュール(JEM)に関して,Nishimura^{2),3)}はトライボロジー上の問題点として,(1)長寿命の潤滑システム,(2)高耐荷重性能を持つ潤滑剤,(3)原子状酸素に耐える潤滑剤,を挙げている。JEMで想定されている運用寿命は10年以上であり,従来的人工衛星に比べて寿命への要求は格段に厳しくなっている。しかも宇宙ステーションの飛行高度では原子状に解離した活性な酸素が雰囲気90%以上を占め,酸化による材料劣化が懸念される。また,宇宙ステーションで使用されるマニピュレータやドッキングシステム等の宇宙機器では,質量の大きな物体を取り扱うため,加速・減速時にその慣性力により大きな負荷が支持部の軸受に加わる。JEMの予備設計段階でトライボロジーシステムへの要求が検討されたが,固体潤滑

膜の耐荷重能の要求は図1に示すように数GPaで³⁾,従来の人工衛星で経験された値に比べはるかに大きい。

本研究は,上記の(1)(2)を念頭に,宇宙用軸受の高

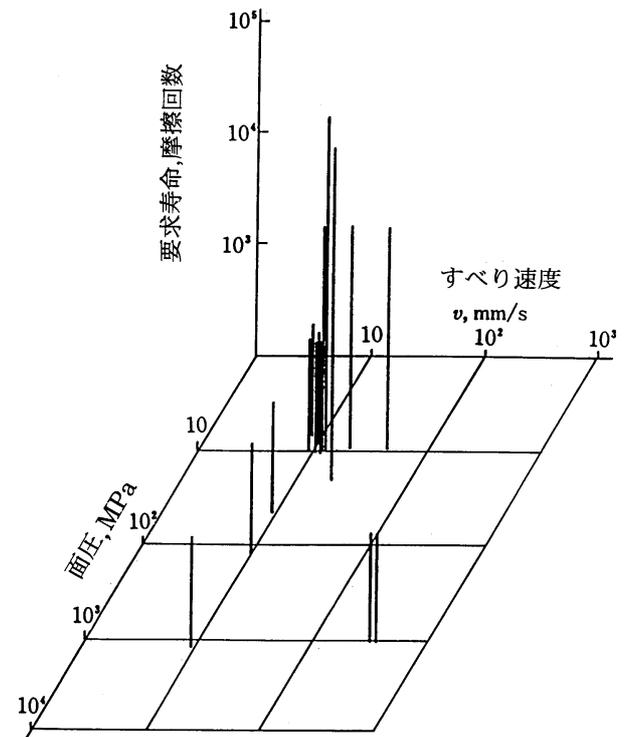


図1 JEM 予備設計段階での固体潤滑被膜への要求寿命

荷重下での性能を調べたもので、1989年～1997年にかけて実施した実験結果をまとめたものである。研究開始当時、宇宙用軸受の高荷重下での性能についてはほとんど報告されておらず、またPTFE系複合材からのPTFE転移膜の耐荷重能が1.4 GPa程度という報告もあり⁴⁾、人工衛星用として既に実績のあるMoS₂スパッタ膜とPTFE系複合材保持器で潤滑される軸受^{5),6)}が宇宙ステーションで要求される高荷重下でも同様に良好な性能を示すのか、実験で確認する必要があった。このため荷重を種々に変化させ、軸受の寿命がどのように影響を受けるのか調べるとともに、固体潤滑膜が摩耗した場合の特性を把握するため、MoS₂膜を施していない軸受を用いた試験を行った。

また、鉛めっき膜で潤滑される軸受についても試験を行った。鉛イオンプレーティング膜は既に宇宙用の転がり軸受や、軸受内外輪間に電気導通が要求されるX線回転陽極など、真空・高温の用途で実用されているが、鉛めっき膜でも真空中で良好な潤滑特性を示すことがボールねじ試験の支持軸受として使用した際に確認されたため、高荷重下での性能評価を試みたものである。また、科学探査目的の人工衛星などでは、今後、MoS₂やPTFE系複合材からのアウトガスが問題となる用途があり得と思われるが、その場合には鉛膜潤滑が有力な候補になる

と考えたためである。

なお、本研究の主要な成果については既に公表している⁷⁻⁹⁾。本報告は、既に公表した論文に含めていない未発表のデータや、成果公表後の追試実験結果を含めて、新たにまとめ直したものである。

2. 試験軸受

表1に試験軸受の概要を示す。主に試験した軸受は、内外輪・玉の材質がSUS440Cの接触角30度のアンギュラ玉軸受(#7204, 内径20mm)で、内外輪・玉にMoS₂スパッタ膜を施し、保持器の材質はPTFE系複合材(PTFE+ガラス繊維+Mo)である。このPTFE系複合材保持器とMoS₂スパッタ膜の組合せは軽荷重下ではきわめて長寿命を示すことが確認されており^{5,6)}、既に宇宙で実用されているものである。一連の実験では表1に示したように、MoS₂膜を異なるスパッタリング装置・作成条件で付着させた軸受、玉の被膜厚さを変化させた軸受、転走面の接触面圧を高めるために玉数を半減させた軸受、内外輪・玉にMoS₂膜がない軸受など、種々のケースについて試験を行った。試験軸受の設計緒元を表2に示す。MoS₂膜を施していない軸受が接触角15度と異なる以外、すべて同一設計である。これらの軸受を用いた試験結果は、4.1節で述べる。

表1 試験軸受

	軸受形式	内外輪・玉の材質	内外輪の被膜	玉の被膜	保持器の材質	特記事項	試験番号	試験結果の記述
A-1	アンギュラ玉軸受 (#7204, 接触角30度)	440C	MoS ₂ 膜(1) 膜厚1mm	MoS ₂ 膜(2) 膜厚1mm	PTFE系複合材(3)		HAL-1	4.1節
A-2							玉数5個(4)	HAL-2
A-3			MoS ₂ 膜(5) 膜厚1mm	MoS ₂ 膜(6) 膜厚0.15mm			HAL-6~9 VAC-B	4.1節 4.1.4項
A-4				MoS ₂ 膜(6) 膜厚0.35mm			HAL-10	
A-5				MoS ₂ 膜(7) 膜厚1mm			HAL-11	
B	アンギュラ玉軸受 (#7204C, 接触角15度)		なし	なし		玉数5個(4)	CMM-4	4.1節 4.1.2項
C-1	アンギュラ玉軸受 (#7204, 接触角30度)	SUJ2	Pb膜(8) 膜厚0.7mm	Pb膜(8) 膜厚0.7mm	なし	既使用軸受(9)	HAL-3	4.2節
C-2							HAL-4	
D	深溝玉軸受 (#6204)	440C			鋼+ Pb膜(8)		HAL-5	

- (1) 通常方式のRFスパッタ装置(NAL)で被膜作成。被膜付着条件: RFパワー250 W,
- (2) 両面方式のRFスパッタ装置(NAL)で被膜作成。被膜付着条件: RFパワー220 W,
- (3) 組成: PTFE 50% + ガラス繊維25% + Mo 25% (重量%)
- (4) 転走面の接触面圧を高めるため、玉数を通常の10個から半減させ5個とした
- (5) 通常方式のRFスパッタ装置(NAL)で被膜作成。被膜付着条件: RFパワー220 W,
- (6) RFスパッタ装置(N社)で被膜作成。成膜中に玉を回転させる。被膜付着条件は不明。
- (7) マグネトロンRFスパッタ装置(T社)で被膜作成。玉を網で挟み込んで固定し、スパッタ 玉を裏返し スパッタという手順で玉の全面に被膜作成。被膜付着条件は不明。
- (8) めっき膜。Pbめっき処理前にNi 0.1mm, Cu 0.2 mmのストライク処理を施している。めっき処理条件は不明。
- (9) ボールねじ試験の支持軸受として、スラスト荷重140 Nで2 × 10⁷回転運転した軸受を試験。

表 2 試験軸受の設計緒元

項 目	設 計 値
軸受内径	20 mm
軸受外径	47 mm
軸受の幅	12 mm
玉直径	7.9375 mm (5/16")
玉のピッチ径	34.5 mm
玉数	10
接触角	30度または15度
内輪軌道面曲率半径	0.51 (玉直径に対して)
外輪軌道面曲率半径	0.52 (玉直径に対して)
保持器案内方式	内輪案内
保持器案内すきま	0.35 mm (公称)
保持器ポケットすきま	0.36 mm (公称)

鉛めっき膜による潤滑性能を評価するためには、内外輪・玉の材質がSUJ2の総玉形式のアンギュラ玉軸受(# 7204, 接触角 30 度, 内径 20 mm), 及び鋼製保持器をもつ材質 440C の深溝玉軸受(# 7204, 内径 20 mm) を用いた。総玉形式のアンギュラ玉軸受は、保持器を使用せず玉数を最大にした軸受で、耐荷重能が高いという特徴があるが、反面、玉同士の干渉が起こると摩擦トルク上昇や寿命が低下するという欠点も有する。総玉軸受では内外輪・玉に鉛めっき膜を施した。深溝玉軸受では、内外輪・玉・保持器のすべてに鉛めっきを施した。いずれの軸受も同じ鉛めっき処理を行っており、まず Ni, Cu のストライク処理を行った後、鉛めっきを施した。鉛めっき膜を施した軸受を用いた試験結果は 4. 2 節で述べる。

3. 軸受試験機および軸受試験の概要

実験に用いた軸受試験機を図 2 ~ 図 4 に、一連の軸受試験の概要を表 3 に示す。図 2 は低荷重・高速下の試験(表 3 の試験番号 VAC-A, VAC-B) に用いた超高真空軸受試験機の構造で、人工衛星用の軽荷重軸受の研究⁵⁾⁶⁾ に使用したものである。2 個の試験軸受に支持された主軸は、真空槽外部からマグネットカップリングにより駆動される。大気側の駆動軸と真空槽内の被駆動軸は、試験軸受の摩擦トルクにより微小な回転位相差が生じる。この位相差を光センサにより検出し、摩擦トルクを測定した。試験軸受にはコイルバネによりスラスト荷重を負荷した。スラスト荷重は試験番号 VAC-A が 50 N, VAC-B は 200 N で、回転数はいずれの試験でも 2000 rpm である。真空排気は、粗引きにソーブションポンプを用い、その後チタンサブリーメーションポンプとスパッタイオンポンプにより超高真空まで真空引きを行った。試験中はスパッタイオンポンプのみを作動させ、真空度は 10^{-5} Pa 台であった。この試験機では、摩擦トルクの測定方法に固有な問題により、摩擦トルクのゼロ点が正確にはわからないという欠点がある。このため実験では、試験開始前に軸受を手動で正転・逆転し、その起動トルクの間接点を摩擦トルクのゼロ点とした。試験途中では、試験を一時停止させ軸受を手動で正転させた時の値からゼロ点を補正した。

図 3 は、超高真空・高スラスト荷重ころがり軸受試験機である。この試験機を用いて実施した試験は、試験番号 HAL-1 ~ 5 の試験である。試験番号 HAL-1 ~ 2 は、内外輪・玉の MoS_2 スパッタ膜と保持器の PTFE 系複合材で

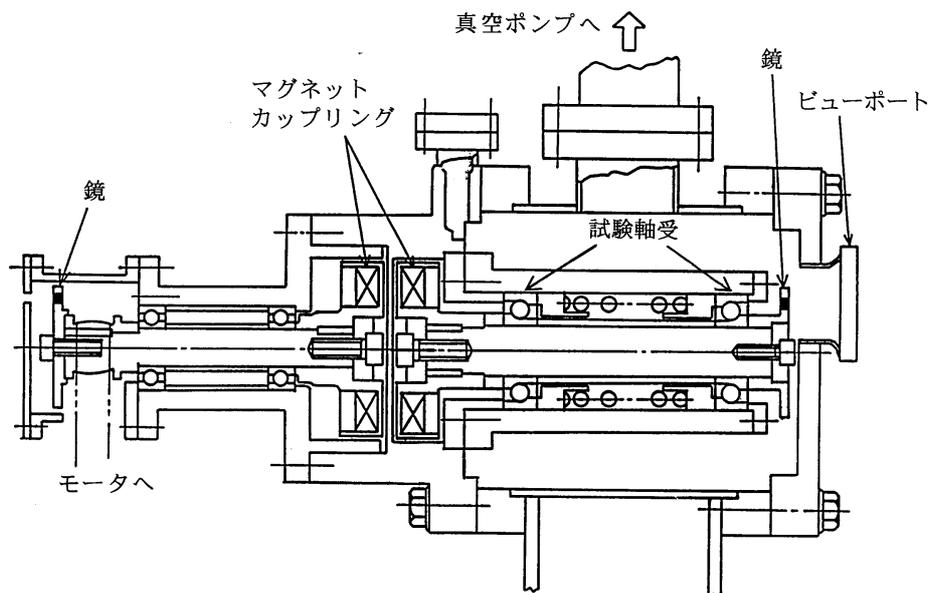


図 2 超高真空軸受試験機(軽荷重・高速回転用)

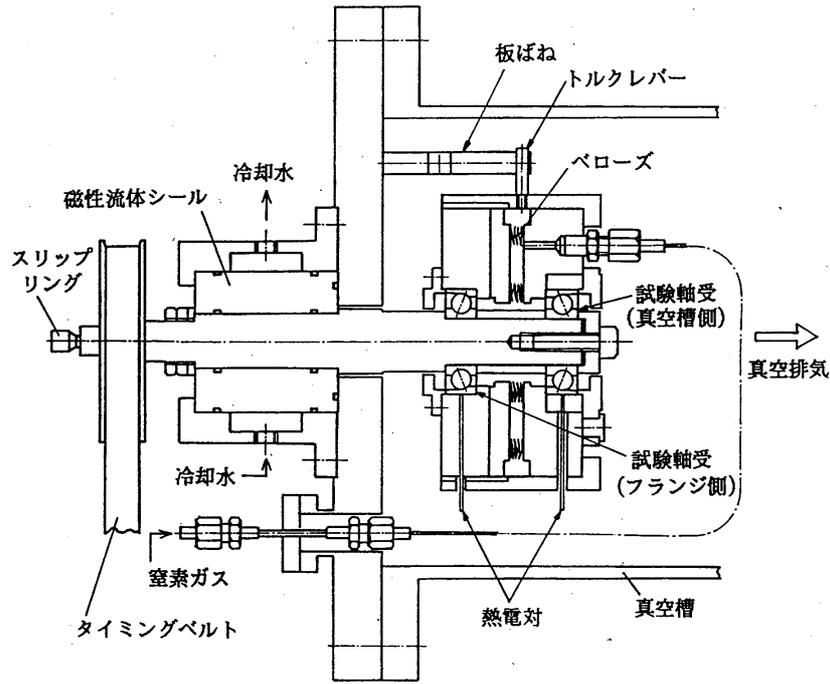


図3 超高真空高スラスト荷重軸受試験機

潤滑される軸受，試験番号 HAL-3 ~ 5 は鉛めっき膜で潤滑される軸受である．2 個の試験軸受は，磁性流体シールユニット内蔵の軸受で支持された主軸の一端に取り付

けられている．主軸は真空槽外部からタイミングベルトを介して可変速モータで駆動される．スラスト荷重は2 個の試験軸受の間に設けたベローズ内を真空槽外部から外径 1 mm のステンレスチューブを通して窒素ガスを送り，加圧することにより負荷した．摩擦トルクは，真空槽内に設けたひずみゲージを貼りつけた板バネにトルクレバーを押しあてて測定した．試験軸受の外輪ハウジングを電氣的に絶縁し，主軸の大気側端にスリップリングを設置することにより，個々の軸受の内外輪間の接触電気抵抗を測定した．真空排気は，粗引きにソーブションポンプを用い，その後チタンサブリーメーションポンプとスパッタイオンポンプにより超高真空まで真空引を行った．試験中はスパッタイオンポンプのみを作動させ，真空度は 10^{-5} Pa 台であった．この試験機では，回転数・スラスト荷重ともに試験中に変更することが可能である．ただし，実験では回転数は 200 rpm 一定とし，スラスト荷重を 10 N ~ 3000 N の間で変化させた (HAL-5 のみは試験開始時の荷重増大時に摩擦トルクが上昇したため，最大荷重 550 N までしか負荷していない)．

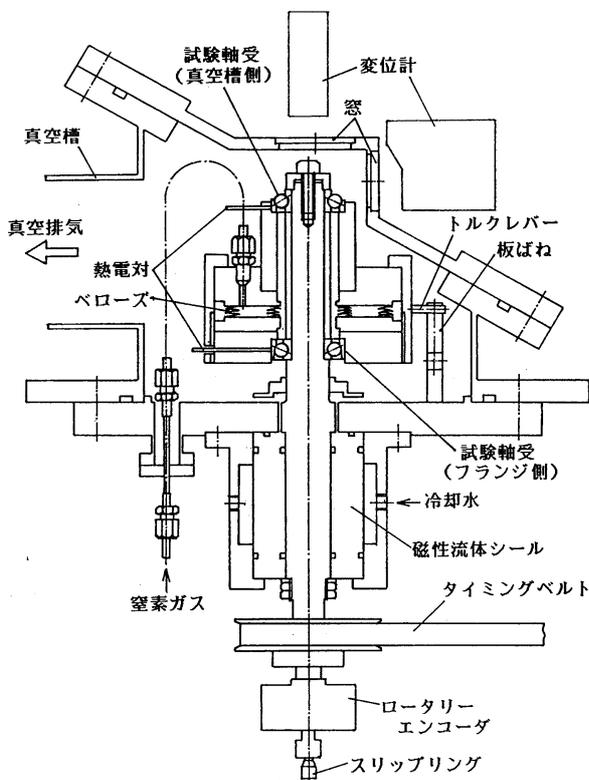


図4 超高真空高スラスト荷重軸受試験機 (保持器運動測定用に図3を改造)

図4は，保持器の運動をモニタリングするために図3の試験機を改造したものである．主な変更点は，回転軸をやや長くし垂直に設置したこと，真空排気系をターボ分子ポンプとしたことである．図3の場合はハウジングの自重 (約 2 kg) のラジアル荷重が負荷されるが，図4の試験機ではスラスト荷重のみが軸受に負荷される．この試験機を用いて実施した試験は，試験番号 HAL-6 ~ 11 の試験で，いずれも試験軸受は内外輪・玉の MoS_2 スパツ

表 3 軸受試験の概要

試験結果の記述	試験番号	使用した軸受試験機	試験軸受 (1)	回転数 rpm	最大試験荷重 N	最大接触面圧 (2) GPa	総運転時間 h
4.1 節	HAL-1	図 3	A - 1	200	3000	1.82	3104.1
	HAL-2		A - 2	200	3000	2.25	1113.2
	CMM-4	図 4	B	200	2000	2.17	1494.9
4.2 節	HAL-6	図 4	A - 3	200	3000	1.82	542.1
	HAL-7			600	3000	1.82	218.9
	HAL-8			1200	3000	1.82	28.2
	HAL-9			200	2000	1.60	1196.2
	VAC-B	図 2		2000	200	0.76	1473.6
	HAL-10	図 4	A - 4	200	3000	1.82	764.1
	HAL-11		A - 5	200	3000	1.82	281.4
4.3 節	HAL-3	図 3	C - 1	200	3000	(3)	744.4
	HAL-4		C - 2	200	3000		891.3
	HAL-5		D	200	550		117.9
4.2 節	VAC-A (4)	図 2	A - 1	2000	50	0.48	10000
	HRL-3 (5)	文献10		300	1600	3.49	43.5

(1) 表 1 参照

(2) 内輪転走面における最大ヘルツ接触面圧

(3) 軸受の設計パラメータが不明のため計算不可。

(4) 文献 5, 6 による。寿命前に試験停止。

(5) 文献10による。ラジアル負荷による試験。

タ膜と保持器のPTFE系複合材で潤滑される軸受である。真空排気は、ロータリーポンプにより粗引きを、その後はターボ分子ポンプにより超高真空まで真空引を行った。試験中の真空度は 10^{-5} Pa 台であった。実験では回転数は 200, 600, 1200 rpm, スラスト荷重 2000, 3000 N の条件で試験した。ただし、試験開始直後および終了直前にはスラスト荷重を 55 N ~ 3000 N の間で変化させた。なお、この試験機の主たる目的である保持器運動のモニタリング結果については別途報告する予定で、本報では触れない。

いずれの軸受試験でも、原則として寿命（摩擦トルクの大幅な上昇）に達するまで運転を行ったが、一部の試験では摩擦トルクの大幅な増加がみられた後でもしばらく運転した。また、すべての試験で摩擦トルク・軸受外輪温度を測定したが、一部の試験では、内外輪間の接触電気抵抗、及び真空槽に取付けた 4 重極質量分析計によるアウトガスについても測定した。

4. 実験結果及び考察

4.1 MoS₂スパッタ膜とPTFE系複合材保持器で潤滑される軸受の性能

4.1.1 高荷重下での性能

まず、人工衛星用として既の実績のある MoS₂スパッタ膜とPTFE系複合材保持器で潤滑される軸受について、内輪転走面での最大ヘルツ接触面圧を 2 GPa 程度まで高めた実験を行った。用いた試験軸受は、内外輪・玉に MoS₂スパッタ膜を施し、保持器はPTFE + ガラス繊維 + Mo の組成をもつPTFE系複合材保持器である（表 1 の種別 A - 1, A - 2）。玉の MoS₂膜のスパッタリングは、図 5 に示すようにターゲットを 2 つ設けた両面方式^{11,12)}を用い、膜厚 1 mm の被膜を付着させた。この軸受は、図 6 に示すように、スラスト荷重 50 N, 回転数 2000 rpm の条件下では 10000 hr 以上運転しても寿命に達しないことが報告されている^{5,6)}。

実験は図 3 に示した軸受試験機を用い、玉数を通常の 10 個とした軸受（内輪の最大接触面圧 1.82 GPa）と、5 個に減らして最大接触面圧を 2.25 GPa に高めた軸受について行った。試験は、回転数を 200 rpm 一定とし、スラス

ト荷重を550 Nから段階的に3000 Nまで増加させ、ついで3000 N一定とし寿命に到るまで運転した。試験中の真空度は 10^{-5} Pa台であった。

図7は、玉数が標準の10個の軸受を用いた試験HAL-1における摩擦トルク、内外輪間の接触電気抵抗及び軸受外輪温度の推移である。試験時間約3000 hrまではトルク値は数N・cm程度と低く安定しており、 MoS_2 膜により潤滑が良好に行なわれていることがうかがえる。ただし、1300 hrくらいから時々突発的に摩擦トルクが50～80 N・cmに上昇する現象が観測された。摩擦トルクが上昇している時間は10 sec程度であった。この原因は明らかになっていないが、試験後の玉表面は後述するように全面から MoS_2 膜がなくなっており運転中に玉の転走面が頻繁に変化していたと思われるため、以下のようなプロセスで摩擦トルクが突発的に上昇したものと推測した。運転に伴い玉の転走面の MoS_2 膜が摩耗していき、ついには破断して高摩擦トルクとなる。これに伴う高摩擦により玉

の転走面が変化すると、まだ MoS_2 膜が残っている部分で転動するようになり、摩擦トルクは再び低下する。

試験時間約3000 hrで摩擦トルクが急増し、その後は摩擦トルクが低下することなくさらに上昇したため、3110 hrで試験を打ち切った。摩擦トルクが上昇するまでのスラスト荷重3 kNでの総回転数は、#7204の定格寿命の14%であった。

軸受外輪温度の推移は摩擦トルクの推移とよく対応している。定常運転時にフランジ側軸受が真空槽側軸受に比べて常に低い温度を示したが、これは磁性流体シールを水冷しているため、回転軸を介しての冷却作用が磁性流体シールの近くに位置するフランジ側軸受に大きく現れたためである。約3000 hrで摩擦トルクが上昇した時には、逆にフランジ側温度が高くなっており、フランジ側軸受が寿命に達したことを示唆している。真空槽側軸受の温度はフランジ側軸受よりも数分遅れて上昇しており、フランジ側軸受の発熱が回転軸やハウジングを介した熱伝導により真空槽側軸受の温度上昇を引き起こされたものと思われる。約3050 hrではさらに摩擦トルクが上昇したが、この時以降はフランジ側、真空槽側の両軸受ともに同様の温度を示した。この時点で、真空槽側軸受も寿命に達したものと思われる。なお図中、時々、軸受外輪温度が低くなっているのは、停電等のため試験を一時中断し、温度が低い状態で試験を再開したためである。また、定常運転時にフランジ側軸受と真空槽側軸受が同様に上昇する現象が試験時間約1500 hr、2500 hrでみられたが、1500 hrはサブレーションポンプをONにしたため、2500 hrは実験室の空調の故障により室温が上昇したためである。周囲は真空断熱状態であり、熱が逃げる経路が回転軸に限られているため、サブレーションポンプのヒータによる放射熱程度でも熱バランスが崩れ、温度上昇につながるものと思われる。

軸受内外輪間の接触電気抵抗は、試験中、ずっとほぼ0 Wを示したままであった。摩擦トルクが急増した際には、接触電気抵抗がやや低下する傾向がみられるものの、

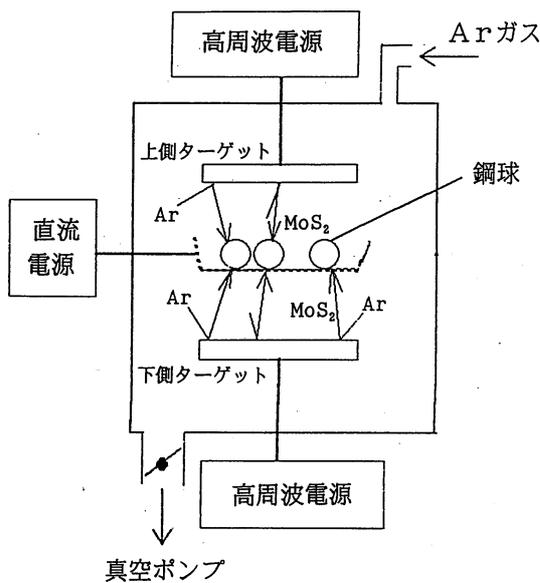


図5 2ターゲットスパッタ法（両面方式）

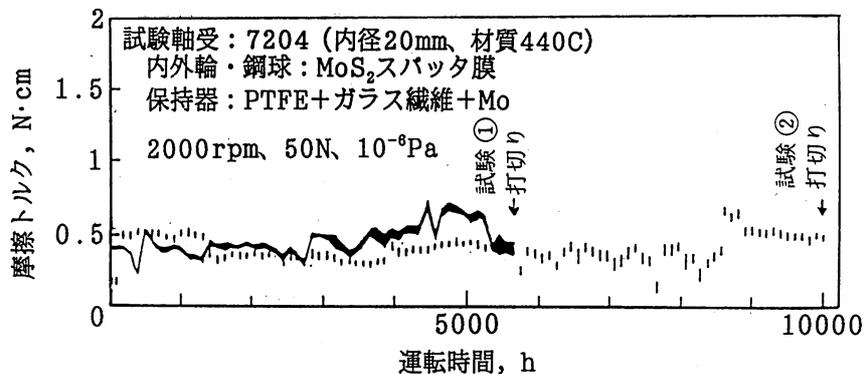


図6 宇宙用固体潤滑玉軸受の軽荷重下での性能

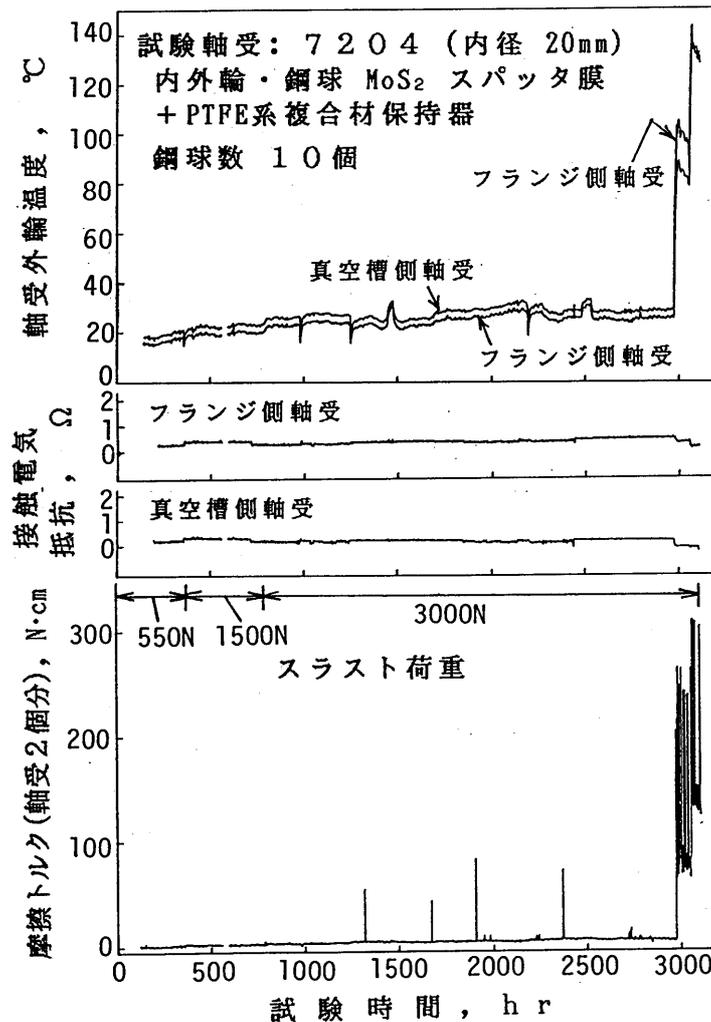


図7 摩擦トルク，接触電気抵抗，軸受外輪温度の推移（試験 HAL-1）
 （試験 HAL-1： 10^{-5} Pa，最大荷重 3 kN，回転数 200 rpm）

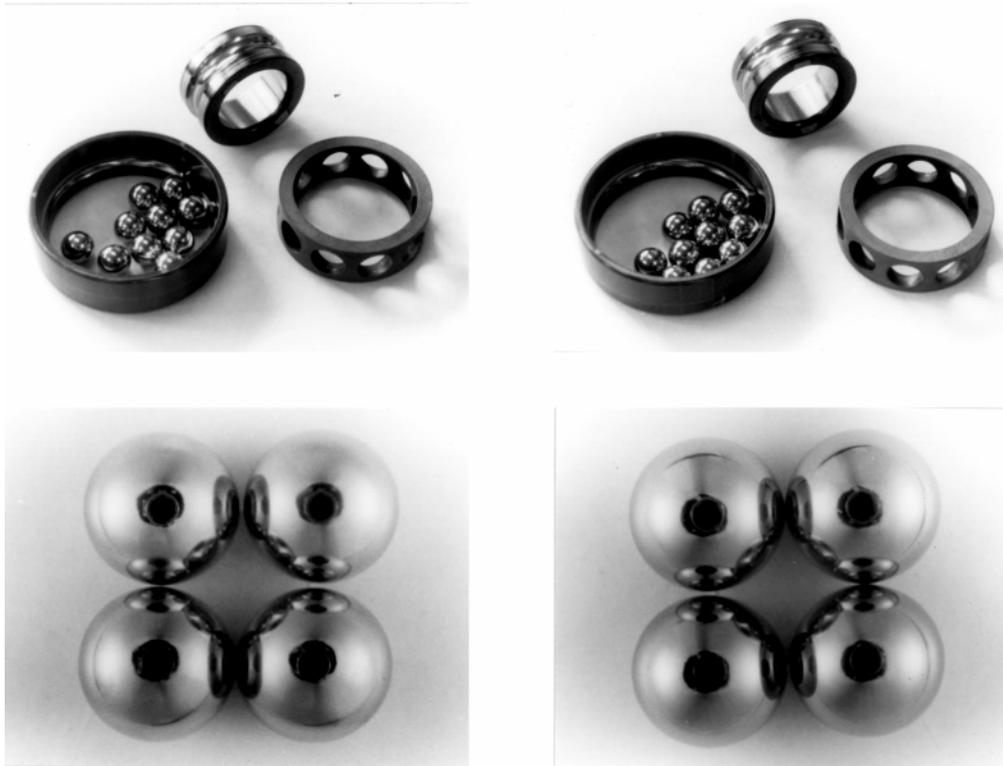
その変化はあまり大きくない。保持器からのPTFE移着膜が生成されれば，内外輪間の接触電気抵抗は上昇すると想定したが，全く異なる実験結果となった。この理由については，他の実験結果と併せて付録2で検討した。

試験後の軸受の外観を図8，9に示す。図8に示したように，玉の MoS_2 膜は全表面から消失していたが，玉表面はきれいな金属光沢を示しており，金属同士が凝着したような痕跡は認められなかった。内外輪の転走面も図9に示したように大きな損傷は認められなかったが，顕微鏡観察では内輪の転走面にわずかながらピッチングが観察された。本試験は純スラスト荷重下の試験であり，玉と内外輪の軌道間でスリップがなければ鉢巻状のしゅう動痕が玉に認められるはずであるが，玉の全表面から MoS_2 膜が消失していた。このことは，運転中，頻りに玉と内外輪軌道間でスリップが生じていたことを示唆している。

試験後の軸受の検査結果を表4に示す。回転精度がや

や劣化し，また玉の真円度もやや大きくなっており，保持器の摩耗も比較的多い。固体潤滑軸受では転走面が摩耗した場合だけでなく，移着膜や摩耗粉の付着でも測定値は，みかけ上，劣化した値を示すため注意を要する。付録1に，測定結果の生データを示し，軸受の損傷の状態を検討した。付録1で述べたように，玉の対向する2箇所凹みが認められ，内外輪と接触する鉢巻状の転走面が摩耗していた。これらの検査結果は，この軸受の再使用は適切でないことを示しており，目視観察では大きな損傷はみられなかったものの，軸受は寿命に達していたと判断される。なお，この軸受については内外輪の真円度，摩耗は測定していない。

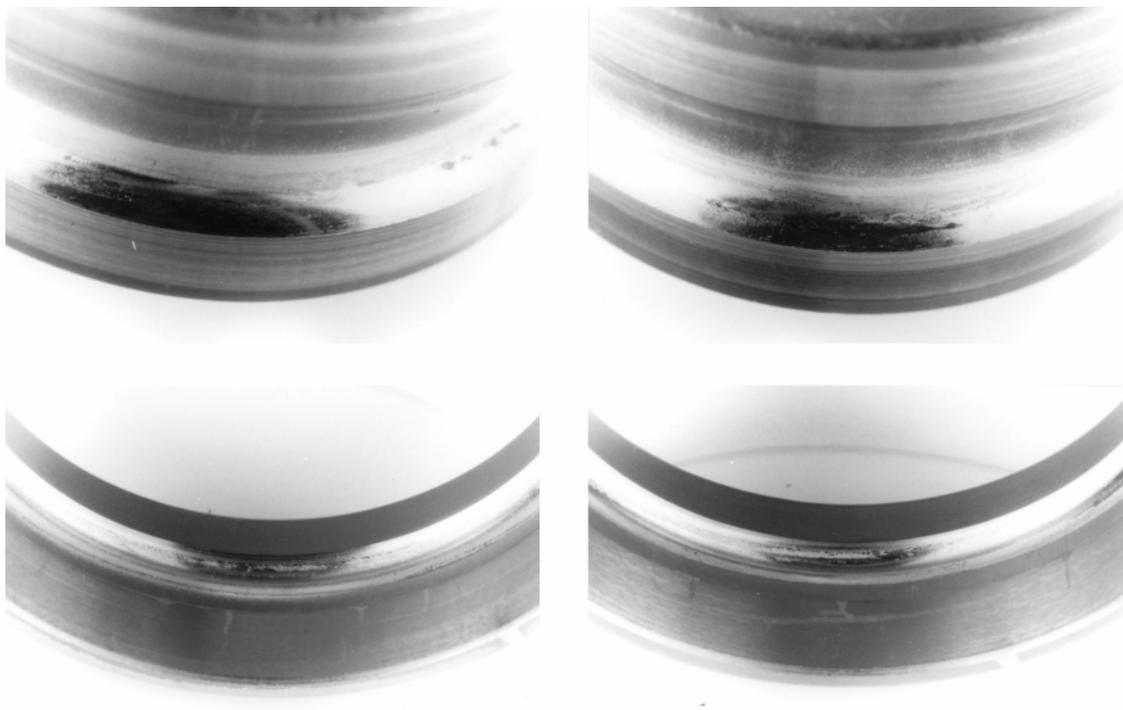
図10は，玉数を5個に減らし接触面圧を高めたHAL-2試験での摩擦トルク，接触電気抵抗及び軸受外輪温度の推移である。試験時間980hr頃から摩擦トルク値は上昇し，1113hrでトルクリミッタが作動し試験を終了した。摩擦トルクが安定している980hr以前に数回突発的なト



真空槽側軸受

フランジ側軸受

図8 試験後の軸受及び玉の外観（試験 HAL-1）



真空槽側軸受

フランジ側軸受

図9 試験後の軸受軌道面の外観（試験 HAL-1）

表 4 試験後の軸受の回転精度，各部品の変円度，摩耗

試験番号	取付位置	回転精度, mm				真円度, mm			摩耗, mm		
		アキシャル		ラジアル		内輪	外輪	玉	内輪	外輪	保持器
		内輪	外輪	内輪	外輪						
HAL - 1	真空槽側	7	6	5	5	-	-	2.47	-	-	95,125
	フランジ側	8	7	5	6	-	-	1.21	-	-	180,210
HAL - 2	真空槽側	-	-	-	-	4.57	6.86	4.62	-7.8	7.2	-
	フランジ側	-	-	-	-	2.43	1.22	2.68	6	-3.5	-
CMM - 4	真空槽側	6	-	6	3	1.98	2.05	1.57,2.03	-1.5	3.5	-
	フランジ側	4	6	3	2	0.94	1.69	2.15,2.54	2.5	2.5	-

注：摩耗のマイナス値は盛り上がっていたことを示す

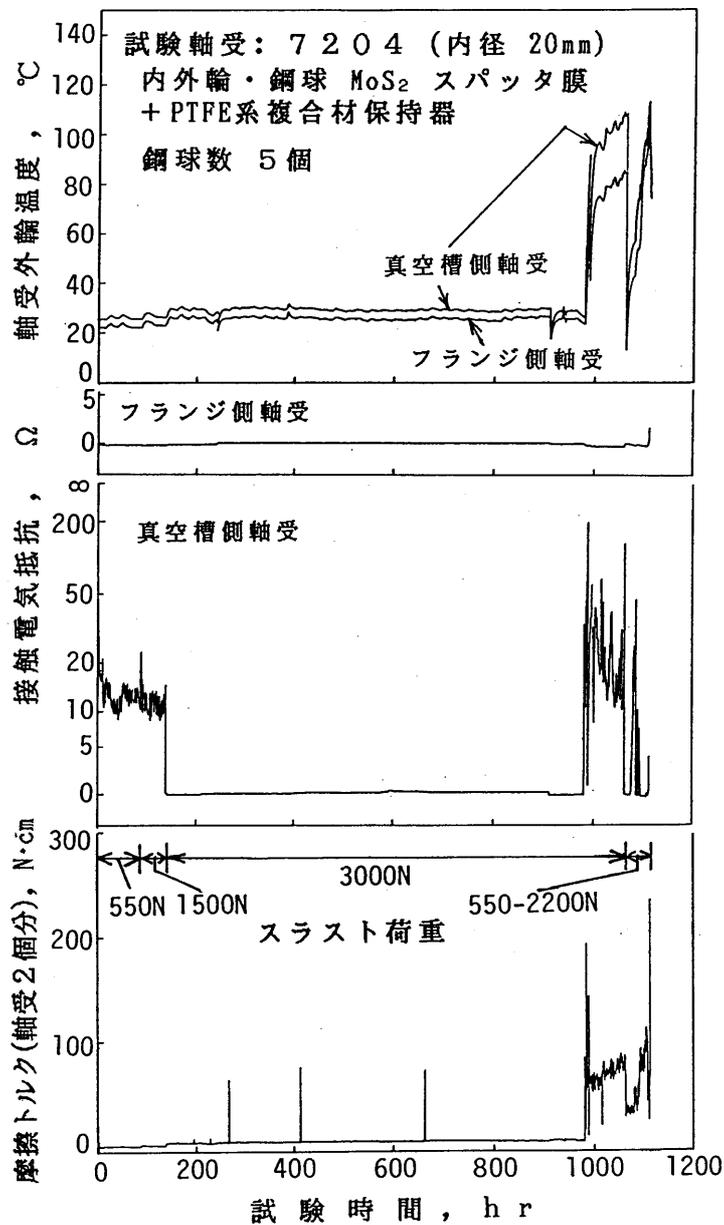


図 10 摩擦トルク，接触電気抵抗，軸受外輪温度の推移（試験 HAL-2）
 （試験 HAL-2：玉数5個，10⁻⁵Pa，最大荷重 3 kN，回転数 200 rpm）

ルク上昇がみられることは玉数10個のHAL-1試験の場合と同様である．また，軸受外輪温度の推移が摩擦トルクの推移とよく対応していること，定常運転時にフランジ側軸受が真空槽側軸受よりも低い温度を示したことも，玉数10個のHAL-1試験の場合と同様である．この試験では，約980 hrで摩擦トルクが上昇した時には真空槽側温度が高くなっており，真空槽側軸受が先に寿命に達したことを示唆している．その後1100 hr以降では，フランジ側，真空槽側の両軸受ともに同様の高い温度を示し，この時点では両軸受ともに寿命に達していたと思われる．

接触電気抵抗は，フランジ側軸受では試験中常にほぼ0 Wを示したが，真空槽側軸受では運転初期の荷重が低い時，及び摩擦トルクが大きくなった時に数十 Wの値を示した．図11に，接触電気抵抗が大きくなった状態での変

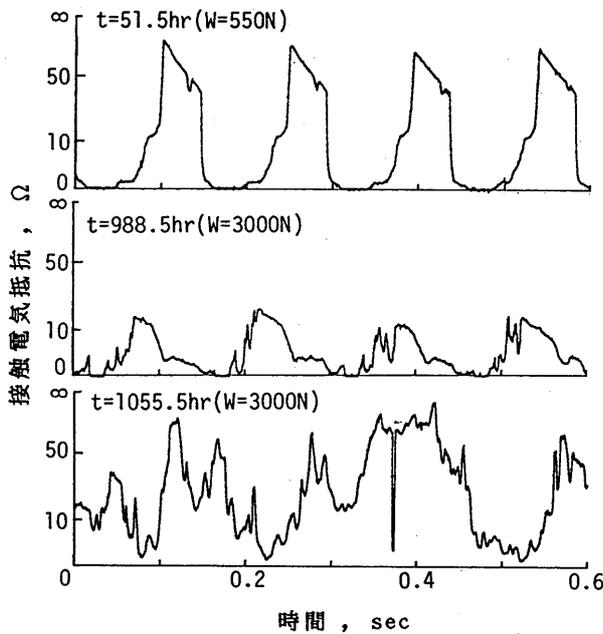


図11 接触電気抵抗の変動(試験 HAL-2)

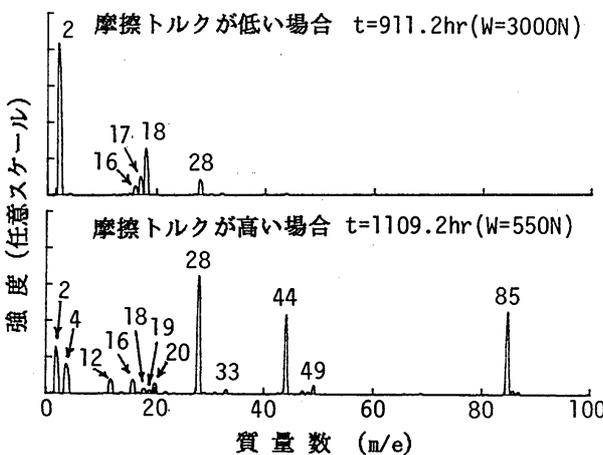


図12 Q マスペクトル (試験 HAL-2)

動の様子を示す．試験初期の荷重が低い時(試験時間 51.5 hr)と摩擦トルクが上昇した直後(試験時間 988.5 hr)では約6.9 Hzの周期性が認められた．この周期は外輪傷傷の特性周波数(6.7 Hz)にほぼ一致している．電気抵抗が増大する原因，及びこのような周期性が現れる理由については，他の試験結果と併せて，付録2で検討した．付録2に示したように，接触電気抵抗が周期的に変動したのは外輪転走面に付着した摩耗粉に起因するものと思われる．一方，試験時間1055 hrでは，接触電気抵抗の変動に特定の周期は認められない．保持器の破壊がこのあたりから徐々に始まり，玉と内外輪の位置関係が乱れたためと思われる．

この試験では，4重極質量分析計を用いて試験中のアウトガスの成分を測定した．図12にマスペクトルの測定結果を示す．摩擦トルクが低い場合には，質量数 $m/e = 2, 18, 28$ などが検出された． $m/e = 2$ は H_2 ，18は H_2O ，17と16は質量分析計測定部でイオン化させた際に H_2O がクラッキングして生じたOHまたはO，28は CO_2 がクラッキングして生じたCOまたは N_2 と推定される．これらのピークはイオンポンプで排気される真空状態では通常に検出されるピークであり，この結果は，摩擦トルクが低い場合には軸受からの固有のアウトガスはほとんどないことを示唆している．一方，摩擦トルクが大きい場合には質量数 28, 44, 85 のピークが顕著となっている．図13は，質量数 2, 18, 28, 44, 85 のピーク強度の推移を示した

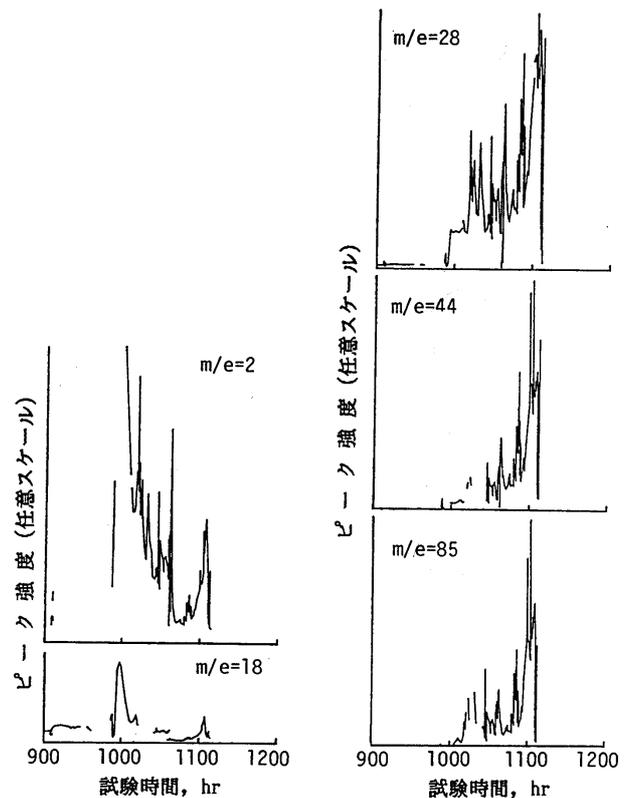
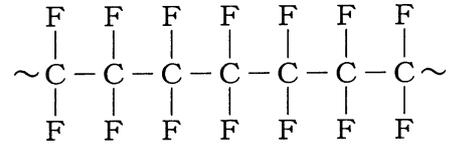


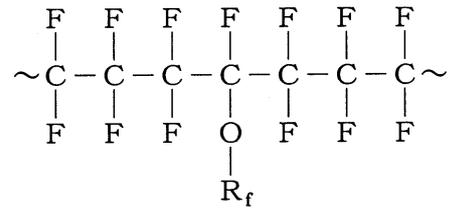
図13 主なQ マスピークの変化 (試験 HAL-2)

ものである。質量数2(H_2),18(H_2O)のピークは摩擦トルクが増大した試験時間約980 hrで一時的にピーク値が増加するが、その後は徐々に低下した。摩擦トルク増大に伴う温度上昇により、回転軸や軸受ハウジングなどに吸着していた H_2, H_2O が脱離してアウトガスとして放出されたが、その後吸着量が少なくなり脱離量が減ったためアウトガス量が低下する、一種のベーキング状態になったためと思われる。一方、質量数28,44,85のピークは摩擦トルクが上昇した後に現われ、ついで次第にピーク値が増大する傾向がみられる。これらのピークは摩擦トルクが小さい時及び運転停止後には認められず、摩擦トルクが大きい時のみに現れる特有なピークであり、軸受からのアウトガスと考えられる。各ピークの組成は CF_3O (85), CO_2 (44), CO (28)と推定されるが、すべてOが含まれており、超高真空中の試験でOを含むガスが発生する原因が試験当時は不明であった。しかしその後、本軸受の保持器材は、添加剤を混入させるために図14に分子構造を示したOを含む変性PTFEを使用していることがわかった。保持器と玉が強く摩擦した際に、変性PTFEが分解し、 CF_3O, CO_2, CO などがアウトガスとして放出されたものと思われる。図12に示したスペクトルで、質量数12(C),19(F)が検出されていることも、変性PTFE

が分解したことを裏付けている。この結果は、摩擦トルクが増大した原因は保持器が玉と強く摩擦したためであることを示唆している。



(a) PTFE



R_f : パーフロロアルキル基

(b) 変性 PTFE

図14 変性 PTFE の分子構造



真空槽側軸受



フランジ側軸受

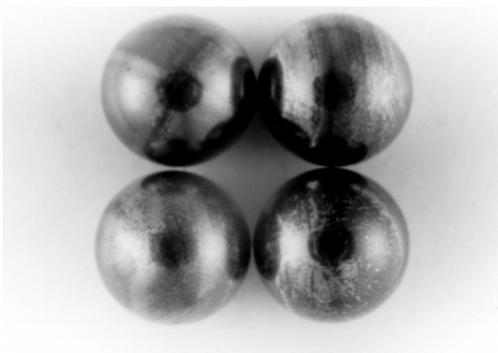


図15 試験後の軸受及び玉の外観 (試験 HAL-2)

なお 図12の摩擦トルクが高い場合のスペクトルには，他にもいくつかピークが見られた．質量数4(He)は，ガス吸蔵型であるイオンポンプで真空排気しているため，他のアウトガスによりHeが逆にイオンポンプから叩き出され，アウトガスとして検出されたものである．質量数20, 33, 49については，20は Ar^{++} （2価のアルゴンイオンで $m = 40, e = 2$ ），33はCFにHが2つ結合したもので，49はCFOにHが2つ結合したものである可能性はあるが， $Ar(40)$ ， $CF(31)$ ， $47(CFO)$ が検出されておらず，ガス種を同定することはできなかった．

図15, 16に試験後の軸受外観を示す．軸受は2個とも保持器が破壊しており，試験最後の摩擦トルクの急上昇は保持器の破壊によるものと推定される． MoS_2 膜の破断後に非常に大きな力が保持器に作用したことがわかり，アウトガス測定の結果と対応している．内外輪の転走面，玉の表面の様相は，玉表面が黒色になっていたことを除けば，大きな損傷は認められない点で玉数10個の場合と同じである．本試験でも， MoS_2 膜の破断後に金属同士が凝着し焼付きに至ることはなかった．ただし，内輪の転走面にピッチングが認められ，その数は玉数10個の場合に比べて多く，条件が厳しかったことが反映されている．

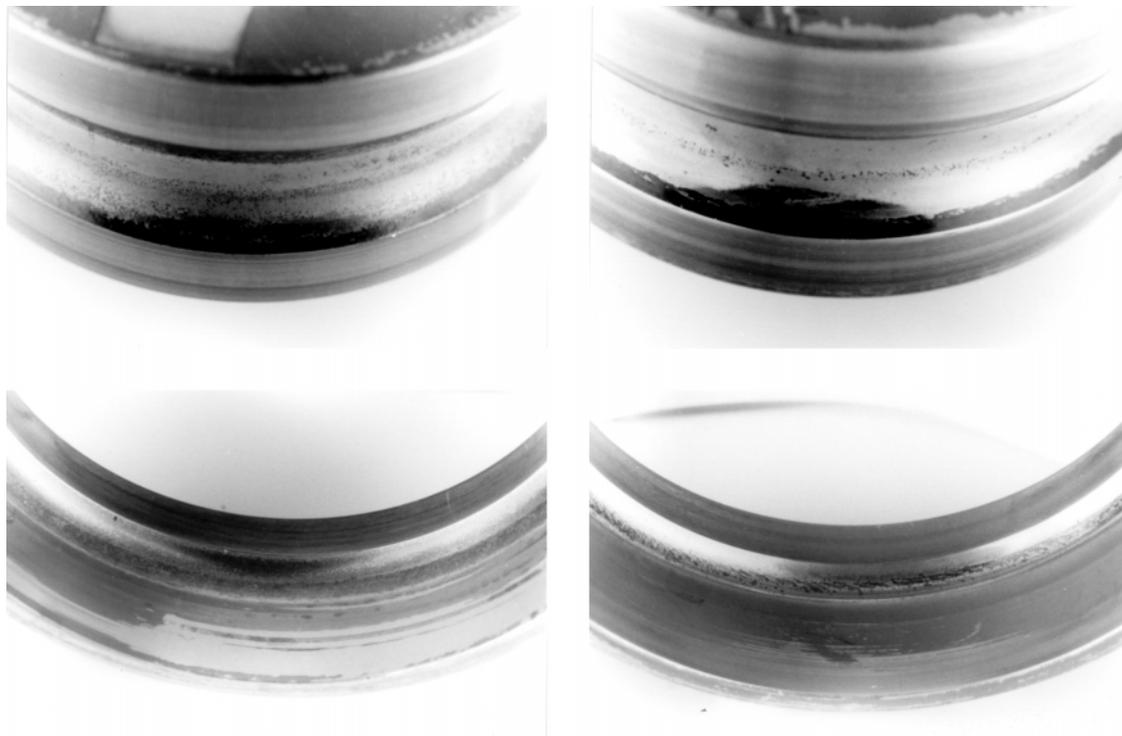
試験後の軸受の検査結果を表4に示した．内外輪，玉ともに真円度が大きくなっており，また内外輪転走面に

はかなりの摩耗（または盛り上がり）が生じていた．このように検査結果が良好でなかったのは，保持器破壊により異常な運転状態となったためである可能性が高い．付録1に示したように，玉の測定結果では移着膜が付着している様相が認められ，これが真円度劣化の原因の一つと考えられる．多大の移着は保持器との激しい摩擦により生じたものと思われる．

4.1.2 PTFE系複合材保持器のみで潤滑される軸受の性能

前項で述べた2回の試験では，内外輪・玉にあらかじめ付着させた MoS_2 スパッタ膜が破断した後に摩擦トルクが急増するものの，試験後の軸受転走面には大きな損傷が見られず，焼付いた徴候も認められなかった．また，摩擦トルクが上昇した際には，アウトガス分析から保持器と玉が強く摩擦していたことが推定された．この結果は，保持器からの転移膜が，摩擦トルクは大きいものの，軸受の焼付きを防ぐ役割を果たしていたことを示唆する．この点を確認するために， MoS_2 膜がない場合の軸受の性能を調べた． MoS_2 膜が全くないという状況は最悪の事態であり，その際の性能を知ることは実用上も有益である．

試験軸受は，接触角15度のアンギュラ玉軸受で，軸受転走面での面圧を高めるため，前節の試験HAL-2と同様



真空槽側軸受

フランジ側軸受

図16 試験後の軸受軌道面の外観（試験HAL-2）

に玉数を通常の半分の5個とした(表1の種別B)。実験は図4に示した軸受試験機を用い、回転数を200 rpm一定、スラスト荷重を55~2000 Nに変化させて行った。スラスト荷重2 kNでの内輪転走面の最大接触面圧は2.1 GPaである。試験中の真空度は 10^{-5} Pa台であった。

図17は、この試験CMM-4における摩擦トルク、接触電気抵抗、軸受外輪温度の推移である。摩擦トルクはかなり高く、また軸受外輪温度が100 程度まで上昇し、かなり運転条件が厳しかったことが窺われるが、1495 hrの運転中(荷重2 kNでは1055 hr)、軸受は安定した特性を示した。試験時間0-300 hr, 770-890 hr, 1480-1495 hrではスラスト荷重を変化させて摩擦トルクの荷重特性を調べたが、いずれもほぼ同じ特性を示し、軸受に損傷が生じていないことが確認できた。

前節の図10に示した試験では MoS_2 膜が破断した後、短期間で保持器が破壊した。このため本試験では、比較的軽い条件で運転して転移膜を徐々に形成させることを意図し、最初のスラスト荷重増加時には各荷重で24時間程度運転し、徐々に荷重を増加させた。その結果、1495時

間という長時間、安定した摩擦トルク特性を示したものと考えられるが、もし保持器からのPTFEの移着膜が徐々に形成され、これにより潤滑していたのであれば、内外輪間の接触電気抵抗が徐々に増大するはずである。しかし、図17に示したように内外輪間の接触電気抵抗は、運転初期の荷重が100 Nの時に真空槽側軸受のみ10 W程度まで上昇したが、それ以外はほぼ0 Wを示した。この事実は、潤滑に寄与しているのはPTFEの移着膜ではなく、電気的に導通性がある被膜であることを示唆している。どのような被膜で潤滑されていたのかという点については、次項で詳しく検討する。

図18は運転中のアウトガスのマススペクトルである。運転初期は質量数18(H_2O)のピークが大きいが、HAL-2試験(図12)では MoS_2 スパッタ膜が破断した後にのみ観測された質量数28(CO), 44(CO_2), 85(CF_3O)のピークが試験初期から認められた。また運転時間が進むにつれ、質量数28, 44, 85のピークが大きくなっている。図19は質量数18, 28, 44, 85のピーク強度を試験時間に対してプロットしたものである。質量数18のピークは、運

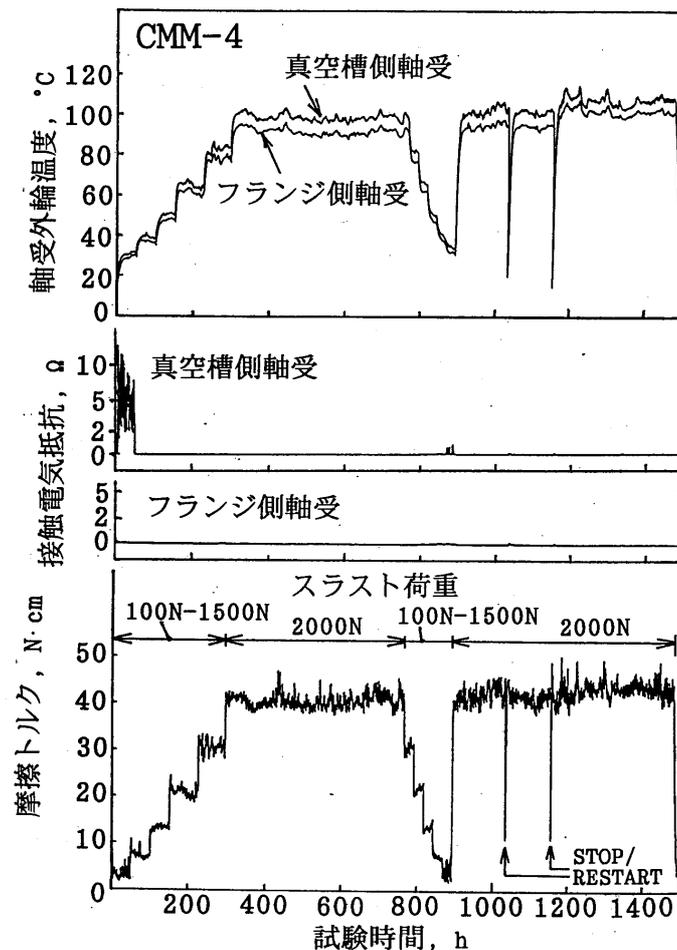


図17 摩擦トルク、接触電気抵抗、軸受外輪温度の推移

(試験CMM-4: MoS_2 膜なし、玉数5個、 10^{-5} Pa, 最大荷重2 kN, 回転数200 rpm)

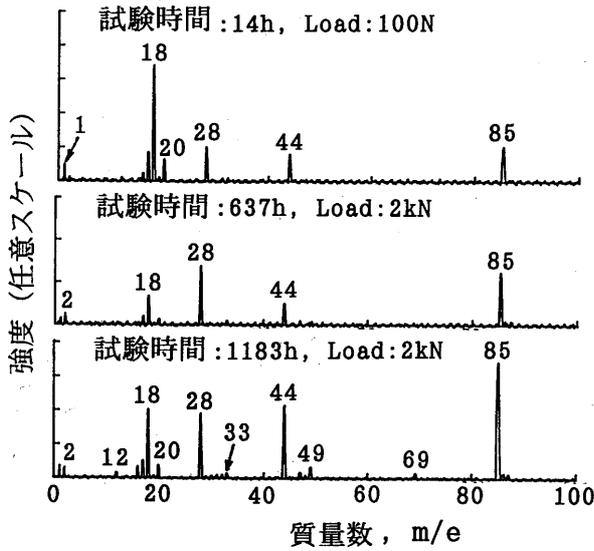


図18 試験中のQマススペクトル(試験CMM-4)

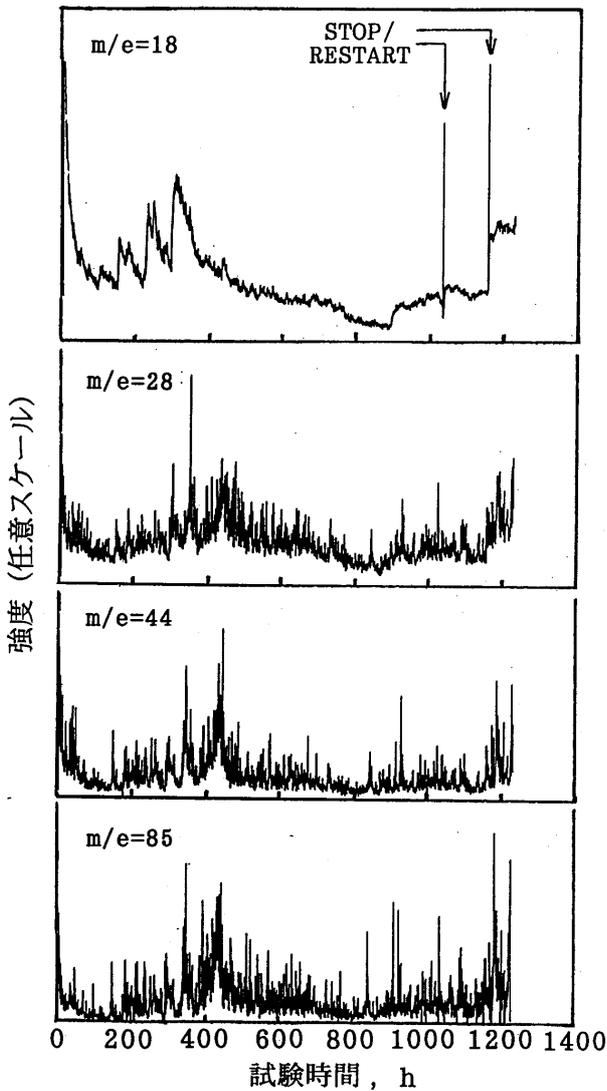


図19 主なQマスピークの運転時間に伴う変化 (試験CMM-4)

転初期にスラスト荷重を増加させた際に大きくなっているが、全般に試験時間とともに暫減する傾向にある。HAL-2試験(図13)で述べたように、摩擦発熱によるベーキング効果によるH₂Oのアウトガスと考えられる。一方、質量数28, 44, 85のピークは試験中継続して観察され、特に最初に荷重を2kNまで増加させた直後のピークが大きい。また、質量数28, 44, 85のピーク強度の推移は類似の傾向を示しており、同じ原因で発生したアウトガスであることがわかる。以上の結果は、HAL-2試験の場合と同様、これらのピークが保持器と玉が強くしゅう動することにより、保持器材の変性PTFEが分解して発生したものであることを示している。

試験後の軸受の検査結果を前出の表4に示す。回転精度はやや劣化しているが、あらかじめMoS₂膜を付着させたHAL-1試験に比べても小さい。また内外輪、玉の真円度、内外輪の摩耗もMoS₂膜を付着させた軸受と遜色ない検査結果となっている。ただし、付録1で述べたように、真円度の劣化が摩耗に起因しているため、HAL-1, HAL-2試験の軸受に比べ損傷は進んでいると判断される。

4.1.3 転移膜潤滑についての検討

前項までに述べた3試験における摩擦トルクの荷重特性を、図20に示す。MoS₂膜で良好に潤滑されている時の摩擦トルクはかなり低く、転がり軸受の摩擦係数を $m = (\text{摩擦トルク}) / (\text{荷重} \cdot \text{内輪半径})$ と定義すると、 $m = 0.0004 \sim 0.0006$ であった。一方、MoS₂膜が破断した後は、図20に示したように、運転時間が進むにつれて摩擦トルクが上昇していき、試験終了直前にはMoS₂膜なしの

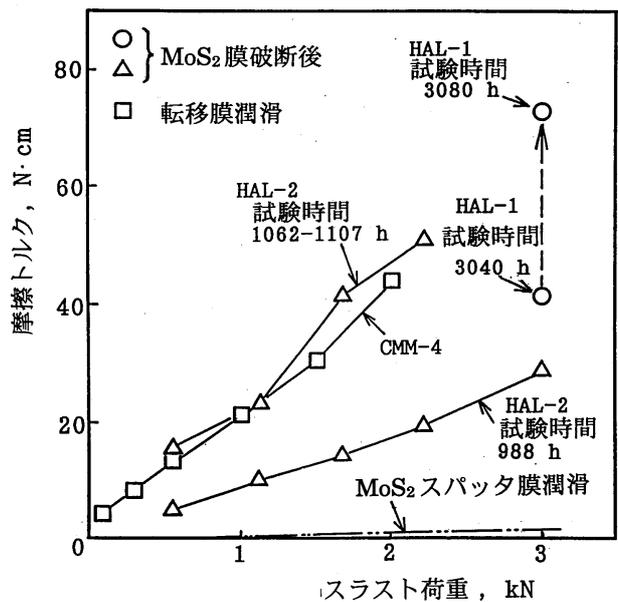


図20 摩擦トルクとスラスト荷重 (試験HAL-1, HAL-2, CMM-4)

CMM-4 試験(図中では転移膜潤滑と表示) とほぼ同じ摩擦トルクを示した. この時の軸受の摩擦係数は0.025程度である. この結果は, 試験HAL-1(図7), 試験HAL-2(図10) で摩擦トルクが上昇したのは, MoS₂ スパッタ膜で良好に潤滑されている状態から, CMM-4 試験と同じ潤滑状態へ移行したためであることを示している. 試験後の軸受の損傷がそれほど大きくないこともこれを裏付けている. CMM-4 試験の潤滑状態は, 前述したように PTFE の

移着膜潤滑ではない. では, 何が潤滑の主体となっているのであろうか?

図21は, 各試験後の玉を XPS 分析した結果を, 未使用の玉と比較したものである. Mo のピークは, 試験した玉からはすべて検出され, そのピーク強度もかなり高かった. しかし, S のピークは HAL-2 試験でわずかに認められたのみで, HAL-1 試験ではほとんど検出されなかった. すなわち, 検出された Mo は大部分が MoS₂ 膜に由来するものでなく, 保持器に含まれる Mo が玉に転移したものと考えられる. また, F スペクトルでは, 試験した玉からすべてふっ化金属に相当する結合エネルギー685 eV の位置にピークが検出され, 特に HAL-2 と CMM-4 試験後の玉ではかなりピーク強度が大きかった. 一方, PTFE に相当する結合エネルギー689 eV の位置には, HAL-1 と CMM-4 試験の最表面にごくわずかにピークが認められたのみで, PTFE としてはほとんど移着していないことがわ

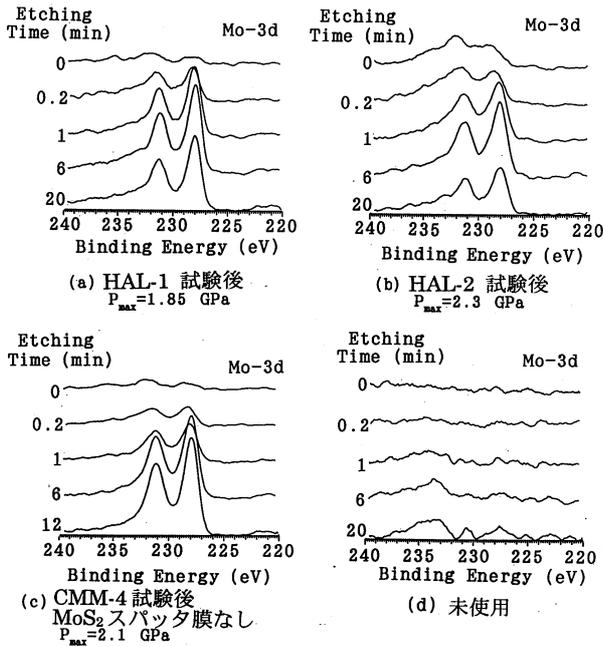


図 21(a) 試験後の玉の XPS 分析結果 (Mo スペクトル)

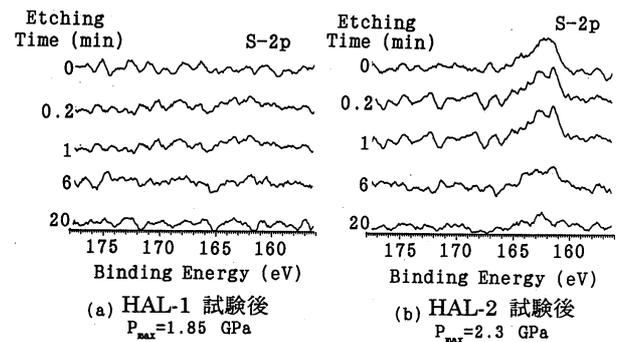


図 21(b) 試験後の玉の XPS 分析結果 (S スペクトル)

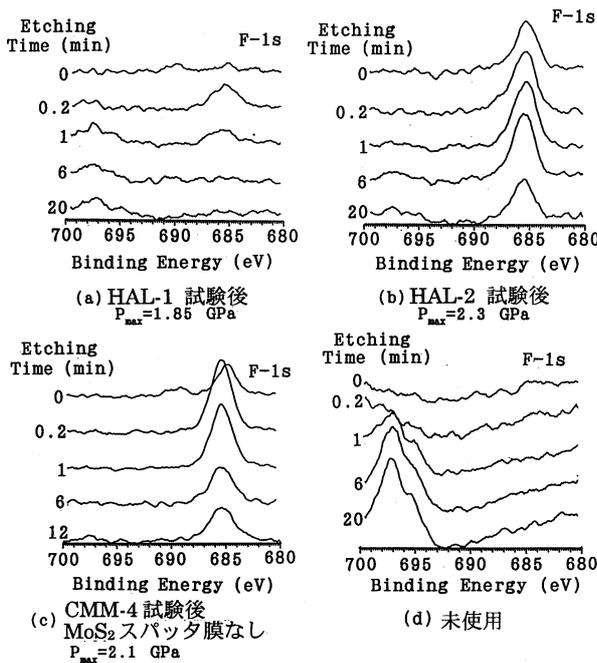


図 21(c) 試験後の玉の XPS 分析結果 (F スペクトル)

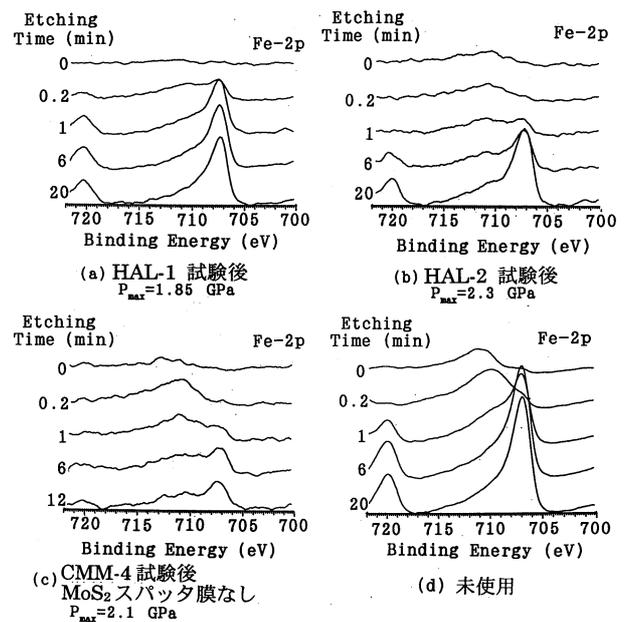


図 21(d) 試験後の玉の XPS 分析結果 (Fe スペクトル)

かる。Fe スペクトルでは、HAL-2 と CMM-4 試験後の玉から 710 eV 付近に小さなピークが検出された。710 eV 付近のピークは、酸化鉄とふっ化鉄に相当する。未使用の玉では表面に酸化層が存在するため、この位置にピークが検出されている。しかし、MoS₂ スパッタ処理した玉では前処理のイオンボンバードにより表面の酸化層がエッチングされるため、酸化層が消失する。事実、HAL-1 試験後の玉ではこの位置にピークが認められず、酸化層がないことがわかる。また F のピークが大きかった HAL-2 と CMM-4 でのみ 710 eV 付近にピークが検出されたことから、これらの 710 eV 付近のピークはふっ化鉄と考えられる。これらの結果は、保持器と玉の下地の鋼とが摩擦することにより、保持器からの Mo が選択的に玉に移着すること、保持器の F と玉の Fe が化学反応してふっ化鉄が形成されるところを示唆している。なお、本実験で使用した保持器材を 440 C ステンレス鋼とピンディスク型の摩擦試験機で摩擦させた時にもほとんど同じ結果が得られている¹³⁾。

一方、前述したように、アウトガス成分の測定結果から玉と保持器との摩擦により変性 PTFE が分解していたものと想定した。分解によって生じた C, F, O は、CF₃O, CO₂, CO などとなりアウトガスとして放出されるが、別の F は活性化し化学反応によりふっ化金属を形成したものであると思われる。またその際に、選択的に玉に移着した Mo がふっ化金属形成の際の触媒として働いていた可能性がある¹³⁾。

以上の結果は、MoS₂ 膜が破断した後は、PTFE の移着膜潤滑状態に移行するのではなく、玉と保持器がしゅう動することにより保持器の F と玉の Fe がトライボケミカル反応を起こし、生成されたふっ化鉄により潤滑されていた状態であったことを示唆している。いわば、その場で「表面改質」されている状態といえる。MoS₂ 膜なしの CMM-4 試験で、荷重を徐々に増加させることにより長時間、安定した摩擦トルク特性を示したのは、この「表面改質層」が徐々に厚く形成されていくためと思われる。また、試験中の内外輪間の接触電気抵抗がほぼ 0 W であったことから、この「表面改質層」は導電性があるものと推定される。

ただし、このふっ化鉄の表面改質層による潤滑では摩擦トルクはかなり高くなること、そして高荷重下では温度上昇につながり保持器の破壊も起こり得ることから、高荷重用途では実用上は MoS₂ スパッタ膜が破断した時点に軸受寿命とみなすべきと考える。

4. 1. 4 回転数、荷重を変化させた場合の性能

4. 1. 1 項で、MoS₂ スパッタ膜と PTFE 系複合材保持器で潤滑される軸受は、高荷重下では寿命は低下する

ものの運転可能であることを示した。接触面圧や回転数を変化させた場合に、寿命はどのように変化するのだろうか？ 運転条件が変化した時の寿命の目安が得られれば、実用上かなり有益な情報となる。本項では、荷重、回転数を変化させた軸受試験の結果について述べる。

用いた試験軸受は、玉の MoS₂ 膜のスパッタリング法、膜厚が異なる以外は、4. 1. 1 項と同じである(表 1 の種別 A-3)。玉への MoS₂ 膜のスパッタリングは、ターゲットが 1 つのスパッタ装置を用い、スパッタ中に玉を転がして被膜を付着させた。膜厚は約 0.15 μm である。実験は、図 2、図 4 に示した 2 台の軸受試験機を用い、所定の回転数、スラスト荷重下で摩擦トルクが急増する時点まで運転した。試験中の真空度は 10⁻⁵ Pa 台であった。

図 22 は、回転数の影響を調べた試験(HAL-6, 7, 8)における摩擦トルク、軸受外輪温度、真空圧力の推移で、スラスト荷重を 3 kN (最大接触面圧 1.82 GPa) とし、回転数を 200 rpm, 600 rpm, 1200 rpm に変化させたものである。いずれの試験でも、摩擦トルクが数 N・cm 程度と低く安定した状態から突然摩擦トルクが急増し、トルクリミッタにより試験機が自動停止した。その後再起動を試みたが、荷重を下げても低い摩擦トルクは得られず MoS₂ スパッタ膜の寿命と判断した。ただし、600 rpm の試験では約 180 時間でリミッタ作動後に再起動したところ低いトルクを示したため試験を続行し、再起動後も低い摩擦トルクが得られなくなった約 220 時間まで試験した。また、1200 rpm の試験では MoS₂ 膜の破断後の摩擦トルク特性を確認するため、トルクが高い状態で荷重を 2 kN ~ 550 N に変化させ約 8 時間運転した。なお、図中で軸受外輪温度が低くなっているところがあるが、これは停電等のため試験を一時中断しているためである。

図 23 は、軸受の被膜寿命までの総回転数と軸受外輪温度を回転数に対してプロットしたものである。回転数が 200 rpm, 600 rpm では寿命に差はみられないが、1200 rpm になると寿命が急減した。1200 rpm で寿命が急減した理由は明らかではないが、この軸受が運転可能な温度は高々 100 程度であり⁵⁾、MoS₂ スパッタ膜のすべり摩擦試験でも温度上昇とともに寿命が大幅に低下すること¹¹⁾、また後述するように 2000 rpm の高速回転下でも低荷重で温度が高くない場合には低速・高荷重と同様の寿命を示したことを考慮すると、高荷重・高速条件で軸受温度が高くなったことが寿命低下に影響していたためと思われる。

図 24 は、回転数 200 rpm でスラスト荷重を 2 kN (最大接触面圧 1.60 GPa) に低下させた試験(試験番号 HAL-9)、及びスラスト荷重を 200 N (最大接触面圧 0.76 GPa) に低下させ回転数は 2000 rpm と高くした試験(試験番号 VAC-B)における摩擦トルク、軸受外輪温度、真空圧力の推移

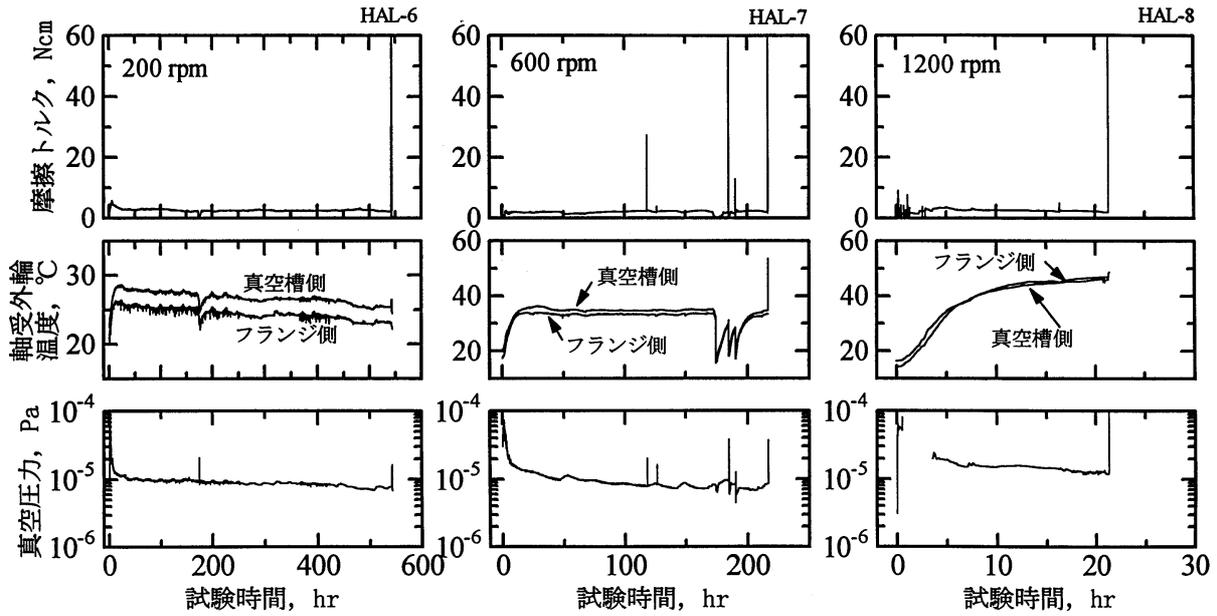


図 22 回転数を変化させた場合の摩擦トルク，軸受外輪温度，真空圧力の推移
(荷重 3 kN，回転数 200, 600, 1200 rpm)

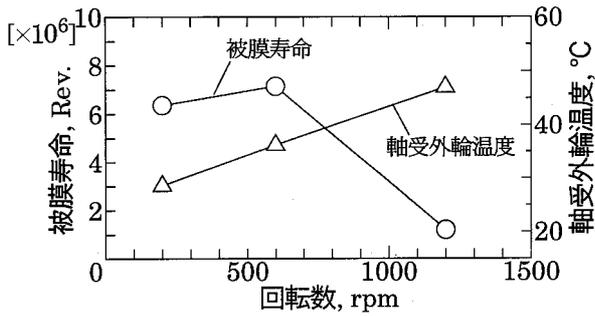


図 23 被膜寿命，軸受外輪温度への回転数の影響

である。寿命に達する試験時間が異なることを除けば、摩擦トルクの推移は図 22 と同様で、摩擦トルクが数 N・cm 程度と低く安定した状態から突然トルクが急増し軸受寿命となっている。運転条件がかなり異なっても摩擦トルクの推移は同様であり、MoS₂ 膜と PTFE 系複合材保持器で潤滑される軸受は、スラスト荷重のみを負荷されている場合には、荷重や回転数によらず MoS₂ 膜の破断により突然トルクが急増して寿命に至るものと思われる。なお、スラスト荷重 200 N，回転数 2000 rpm の試験では摩擦トルクがかなり低い時点で試験を停止させている。これは、

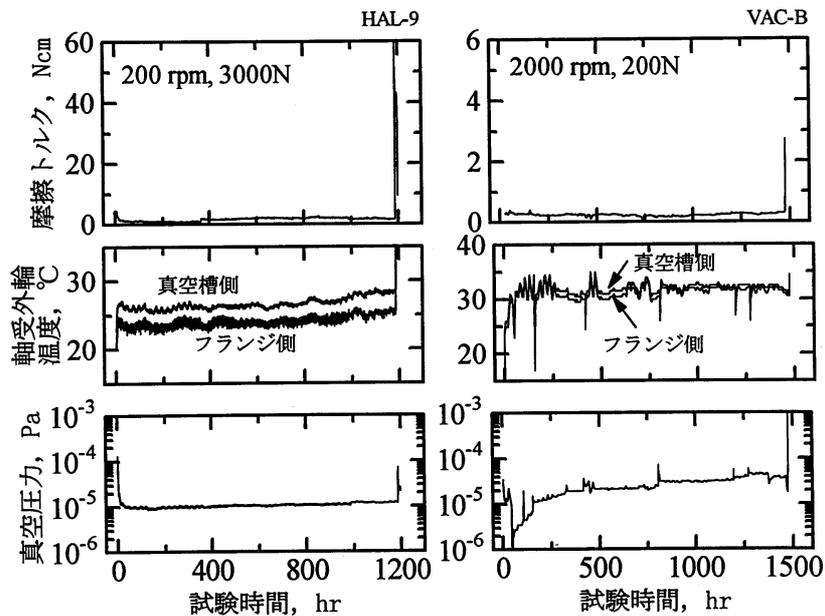


図 24 回転数，荷重が異なる場合の摩擦トルク，軸受外輪温度，真空圧力の推移
(荷重 200 N，回転数 2000 rpm 及び荷重 2 kN，回転数 200 rpm)

荷重が他の試験に比べてかなり低いため，軸受の摩擦係数がほぼ同等の値で停止させたためである．

図25～図27に試験後の軸受外観を示す．図25は低速・高荷重の例としてスラスト荷重3 kN，回転数200 rpmの

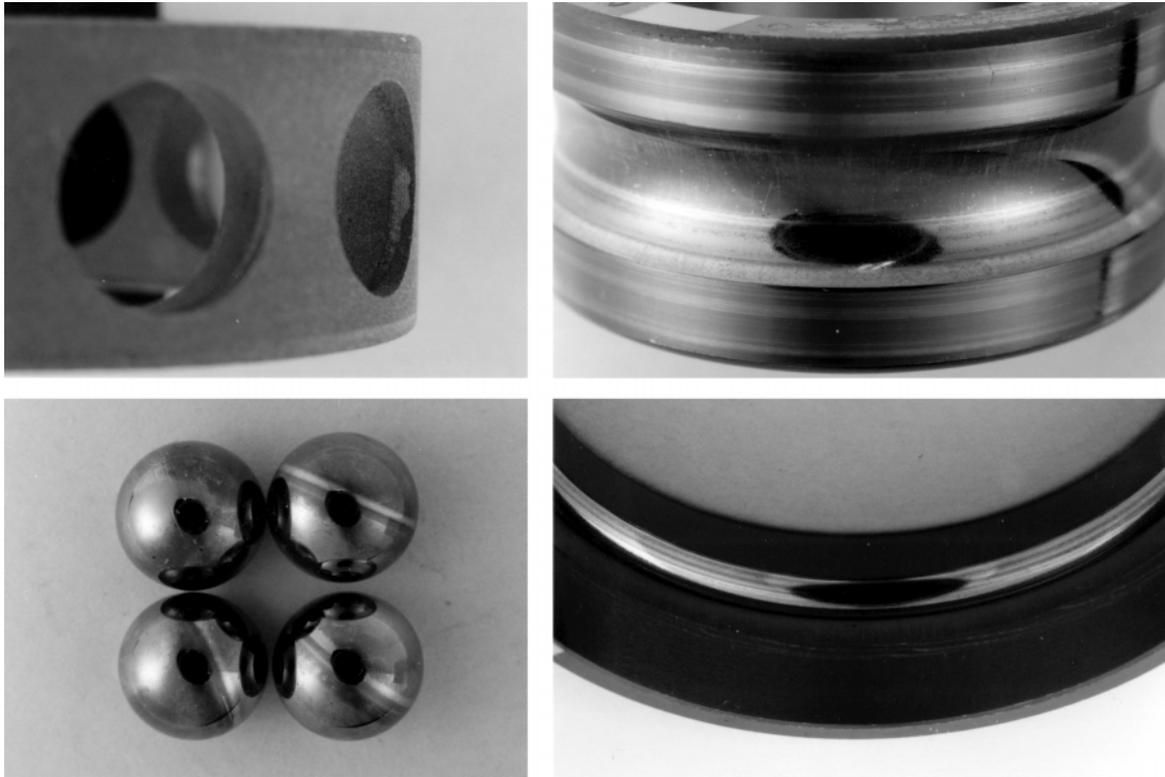


図25(a) 試験後の軸受外観（荷重3 kN，回転数200 rpm，試験HAL-6のフランジ側軸受）

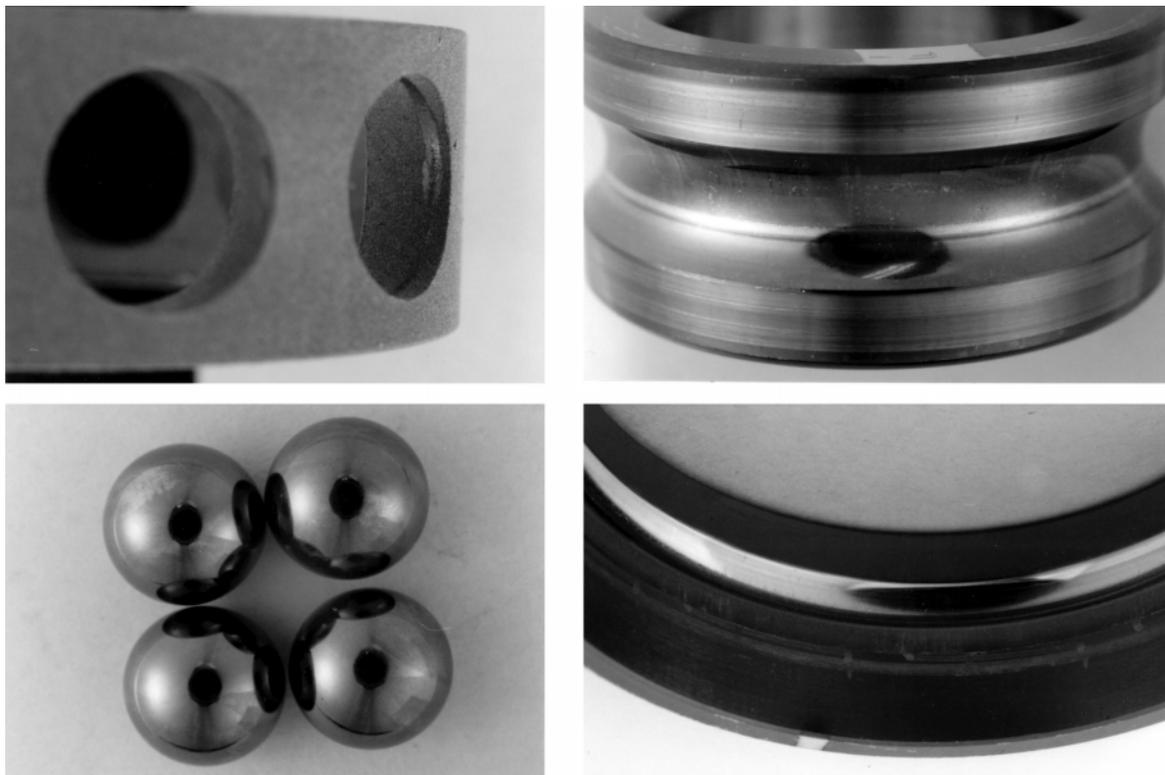


図25(b) 試験後の軸受外観（荷重3 kN，回転数200 rpm，試験HAL-6の真空槽側軸受）

場合 (HAL-6), 図26は高速・高荷重の例として3 kN, 1200 rpm で運転した場合 (HAL-8), 図27は高速・低荷重の例で200 N, 2000 rpm の場合 (VAC-B) である。図25の低速・高荷重条件で運転した場合, フランジ側軸受の一部の玉で鉢巻き状の金属光沢の転走痕が認められ, しかもその近傍では変色が認められた。この鉢巻き状のしゅう動痕部以外の部分と他の玉には, 斑状に黒色部がみられた。ただし, 鉢巻き状の転走痕が認められた玉を含め, すべての玉・内外輪の転走面には大きな損傷は認められない。保持器ポケット面は, 強くしゅう動した痕が見られ, 摩耗が生じていることが見て取れる。以上の観察結果から, 試験終了時には玉の一部ではまだMoS₂膜がわずかに残存しているものの, 転走面からはMoS₂膜が完全に摩耗・消失し, 摩擦トルクの急増につながったものと思われる。玉の鉢巻き状のしゅう動痕は摩擦トルクが急増した後に, わずかな時間ではあるが, 運転されたために生じたものと思われる。しゅう動痕の近傍で変色していたことから, 局部的にかなり温度が上昇したものと思われ, さらに運転を続けると焼き付きに至っていた可能性がある。

一方, 高速・高荷重の場合の図26, 高速・低荷重の場合の図27では, いずれもフランジ側軸受の玉は金属光沢を示しており, 玉の全表面からMoS₂膜が完全に消失していたのに対し, 真空槽側の軸受では, 図25と同様, 斑状に黒色部がみられ, MoS₂膜がわずかに残存していたものと思われる。鉢巻き状のしゅう動痕はどの玉にも認められず, 高速回転では玉と内外輪転走面間でスリップが生じやすかった可能性がある。ただし, 保持器ポケット面は, 図25と比べて摩耗状況は同程度以上である。軸受内外輪には大きな損傷は認められない。

真空槽側軸受とフランジ側軸受で損傷の程度が異なっていた例が多いが, 試験により損傷の程度が大きい軸受がどちらかの側の軸受に一定しておらず, MoS₂膜の寿命のばらつきによるものと思われる。また, 図25～図27の運転条件は広範にわたるが, 低速・高荷重で運転した場合の一部の玉に鉢巻き状のしゅう動痕が認められた以外は, いずれの試験でも試験後の軸受の外観はきわめて類似している点が印象的である。

表5に試験後の回転精度, 摩耗の検査結果を示す。全般に, 回転精度, 摩耗ともに小さく, 軸受が良好な状態であったことを示している。ただし, 試験 HAL-7 の真空槽側軸受ではダメージを受けた結果となっている。摩擦トルク増大後, 再運転した影響である可能性がある。表5の測定結果は表3と比べても良好である。4.1.1項では摩擦トルクが上昇した後にしばらく運転したのに対し, 本項の実験では摩擦トルク上昇後, 一部の試験を除いてさらに運転を続行しなかったことが効いている可能

性がある。付録1に測定結果の生データを示し, 軸受の損傷の状態を検討した。付録1で述べたように, 真円度の劣化は, 一部にMoS₂膜が残存していたり, 摩耗粉に起因すると思われる例が多く, ほとんどの試験軸受は再使用可能と判断された。すなわち, 摩擦トルクが急上昇した直後では, 軸受に損傷がほとんど生じていない。

図28は, スラスト荷重3 kN, 回転数200 rpm で試験した HAL-6 の軸受の玉の XPS 分析結果である。F スペクトルでは, 4.1.3項と同様にふっ化金属の存在が確認された他, 最表面からは PTFE に相当する結合エネルギー689 eV の位置でピークが認められた。一方, Mo スペクトル, S スペクトルではかなり深い位置までピークがみられ, この玉ではMoS₂膜が残っていたことがわかる。ただし, S ピークがエッチング時間とともに強度が低下していくのに対し, Mo ピークはかなり深い位置でも強度が変化しておらず, 検出された Mo ピークには, MoS₂ だけでなく保持器添加剤の Mo も含まれていることが推定できる。以上の結果をまとめて推測すると, 摩擦トルクが急増した状態は, ごく一部にMoS₂膜は残っていたが, 他の部分ではMoS₂膜がほとんど摩耗し, 露出した新生面にふっ化金属が形成されていたものと考えられる。多くの軸受が摩擦トルク急増直後に試験を停止したこと, 試験後の回転精度, 摩耗の検査であまり劣化していなかったことを併せて考えると, ふっ化鉄の表面改質層が生成される状態になって初めて軸受の損傷が始まることを示唆している。

ここで, 軸受の寿命に及ぼす運転条件の影響を検討してみよう。図29は, これまでに述べた一連の実験における内輪・玉の転走面の最大接触面圧に対して軸受の寿命をプロットしたものである。図では, 上述の試験結果だけでなく, 後述する試験結果を含めてプロットしてある。図から明らかなように, ラジアル荷重負荷を含めて幅広い試験条件にもかかわらず, 片対数グラフにプロットした場合, 軸受寿命 (対数) と内輪転走面の最大接触面圧 (リニア) の関係はほぼ直線となることがわかる。この図から, 転走面の最大接触面圧がわかれば概略の軸受寿命を推定することが可能となり, 実用上は有益なデータとなろう。もちろん, 実験数が限られており, 軸受試験固有のデータのばらつきも当然存在するため, 寿命の推定に当たっては, 場合によっては1桁以上のマージンを取る必要があるかもしれない。

4.1.5 寿命の再現性, MoS₂膜の種類による寿命の相違に関する検討

図29では, 軸受の寿命データのばらつきが見られ, 4.1.4項で述べた試験での寿命が4.1.1項で述べた

荷重が他の試験に比べてかなり低いため，軸受の摩擦係数がほぼ同等の値で停止させたためである．

図25～図27に試験後の軸受外観を示す．図25は低速・高荷重の例としてスラスト荷重3 kN，回転数200 rpmの

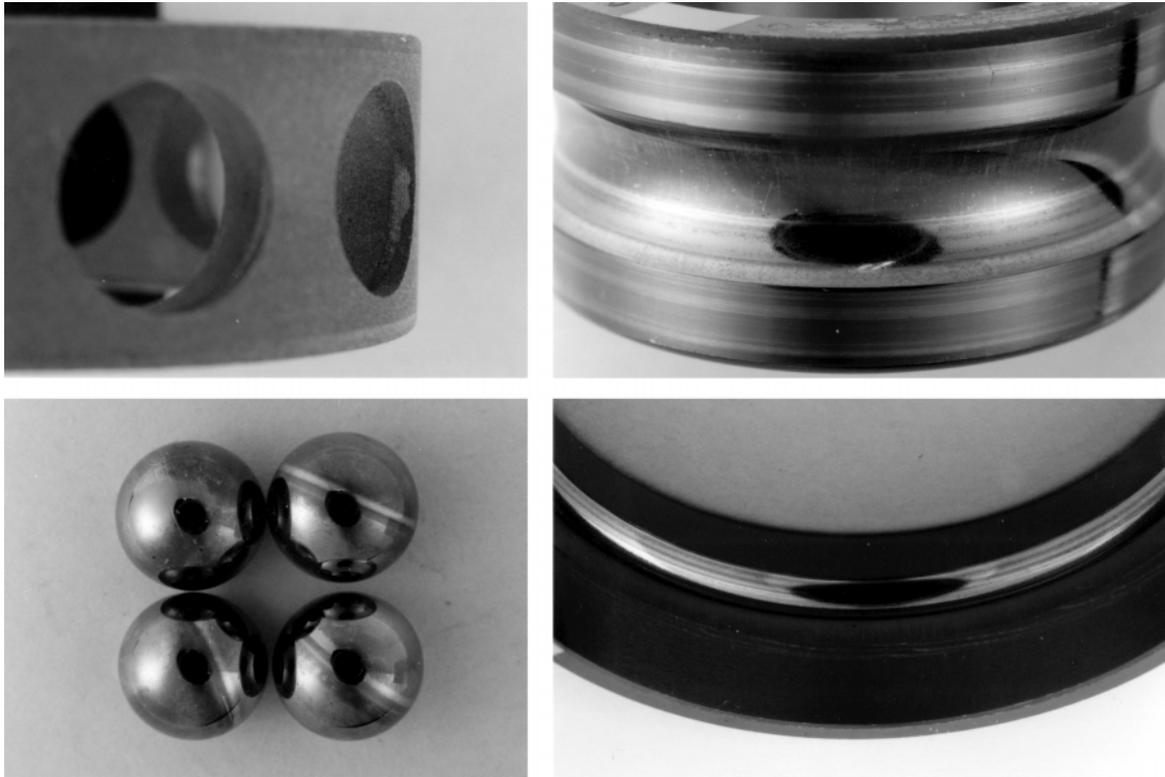


図25(a) 試験後の軸受外観（荷重3 kN，回転数200 rpm，試験HAL-6のフランジ側軸受）

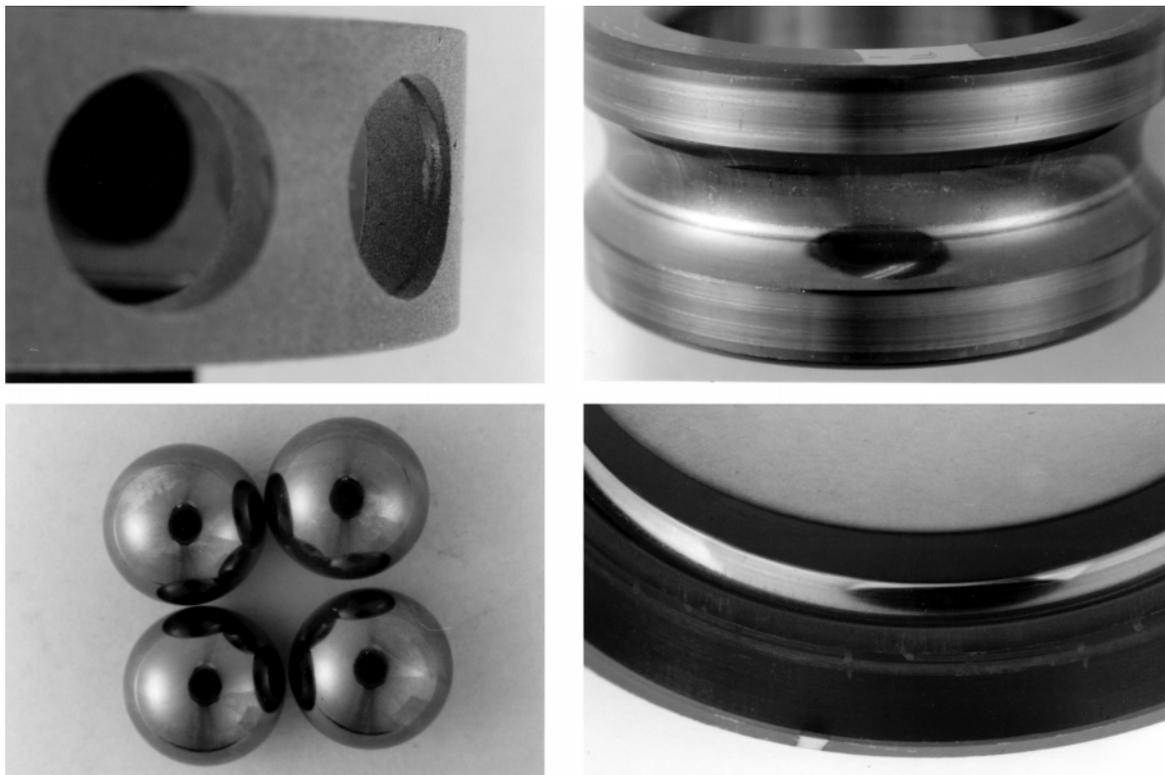


図25(b) 試験後の軸受外観（荷重3 kN，回転数200 rpm，試験HAL-6の真空槽側軸受）

場合 (HAL-6), 図26は高速・高荷重の例として3 kN, 1200 rpmで運転した場合 (HAL-8), 図27は高速・低荷重の例で200 N, 2000 rpmの場合 (VAC-B)である。図25の低速・高荷重条件で運転した場合, フランジ側軸受の一部の玉で鉢巻き状の金属光沢の転走痕が認められ, しかもその近傍では変色が認められた。この鉢巻き状のしゅう動痕部以外の部分と他の玉には, 斑状に黒色部がみられた。ただし, 鉢巻き状の転走痕が認められた玉を含め, す

べての玉・内外輪の転走面には大きな損傷は認められない。保持器ポケット面は, 強くしゅう動した痕が見られ, 摩耗が生じていることが見て取れる。以上の観察結果から, 試験終了時には玉の一部ではまだ MoS_2 膜がわずかに残存しているものの, 転走面からは MoS_2 膜が完全に摩耗・消失し, 摩擦トルクの急増につながったものと思われる。玉の鉢巻き状のしゅう動痕は摩擦トルクが急増した後に, わずかな時間ではあるが, 運転されたために生

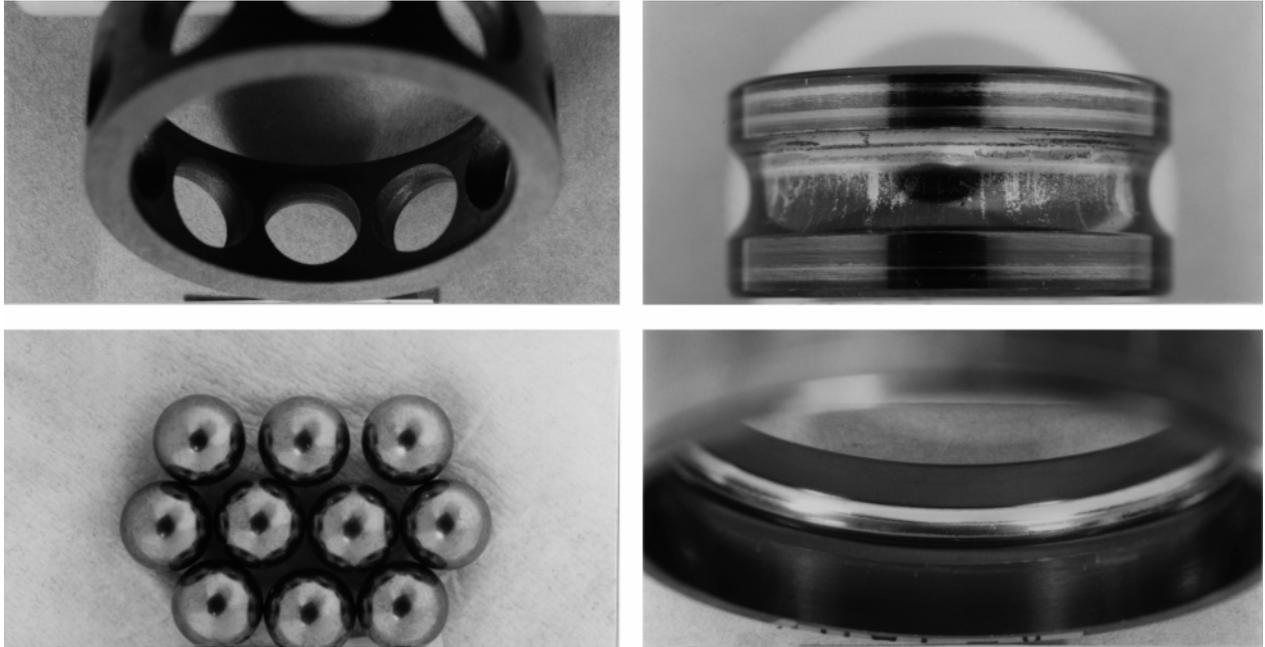


図26 (a) 試験後の軸受外観 (荷重 3 kN, 回転数 1200 rpm, 試験 HAL-8のフランジ側軸受)

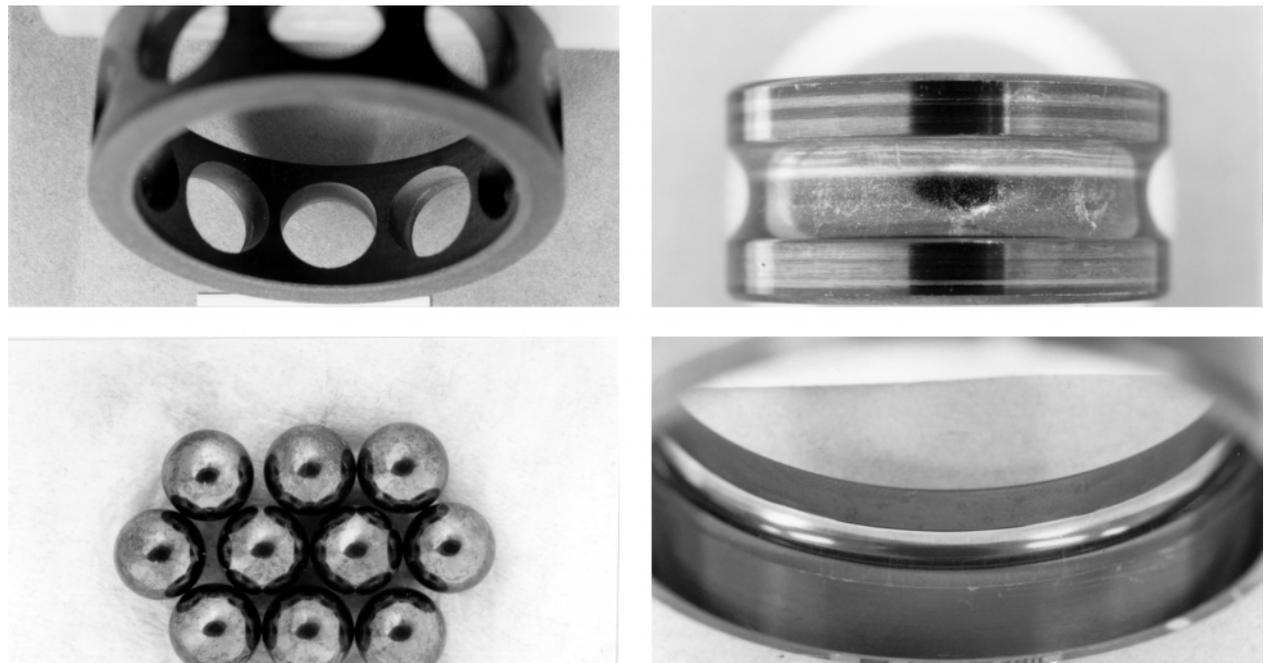


図26 (b) 試験後の軸受外観 (荷重 3 kN, 回転数 1200 rpm, 試験 HAL-8の真空槽側軸受)

じたものと思われる。しゅう動痕の近傍で变色していたことから、局部的にかなり温度が上昇したと思われる。さらに運転を続けると焼き付きに至っていた可能性がある。

一方、高速・高荷重の場合の図26、高速・低荷重の場合の図27では、いずれもフランジ側軸受の玉は金属光沢を示しており、玉の全表面から MoS_2 膜が完全に消失して

いたのに対し、真空槽側の軸受では、図25と同様に斑状に黒色部がみられ、 MoS_2 膜がわずかに残存していたものと思われる。鉢巻き状のしゅう動痕はどの玉にも認められず、高速回転では玉と内外輪転走面間でスリップが生じやすかった可能性がある。ただし、保持器ポケット面は、図25と比べて摩耗状況は同程度以上である。軸受内外輪には大きな損傷は認められない。

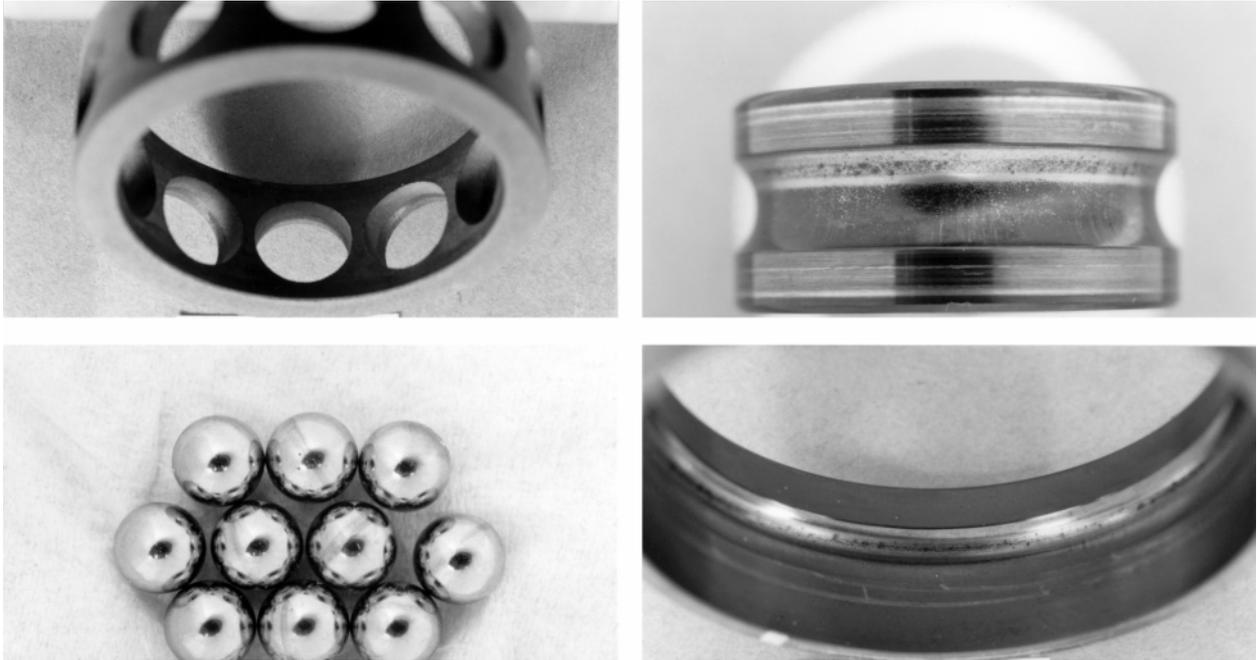


図27(a) 試験後の軸受外観（荷重200N，回転数2000rpm，試験VAC-Bのフランジ側軸受）

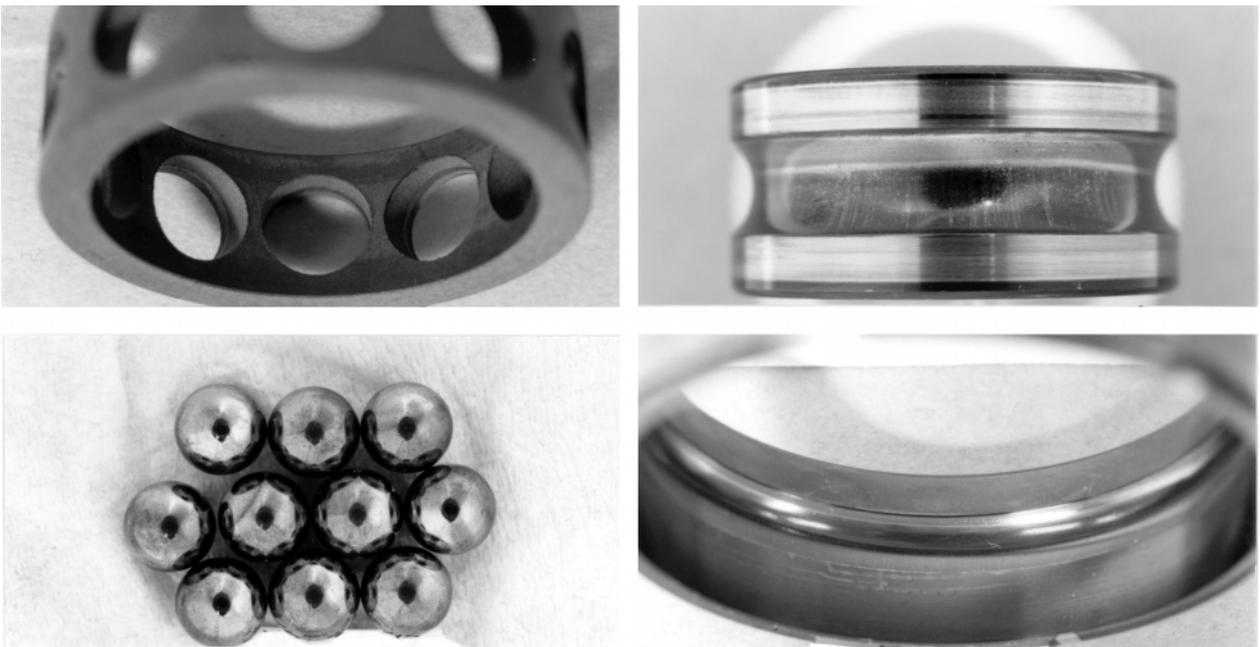


図27(b) 試験後の軸受外観（荷重200N，回転数2000rpm，試験VAC-Bの真空槽側軸受）

表 5 試験後の軸受の回転精度，各部品の真円度，摩耗

試験番号	取付位置	回転精度, mm				真円度, mm			摩耗, mm	
		アキシヤル		ラジアル		内輪	外輪	玉	内輪	外輪
		内輪	外輪	内輪	外輪					
HAL-6	真空槽側	3	4	1	1	0.70	1.00	0.19	0.4	0.2
	フランジ側	4	3	1	1	1.40	2.10	0.39	0	0.2
HAL-7	真空槽側	4	10	4	3	0.45	2.88	0.72, 1.16	1.0	2.0
	フランジ側	2	3	1	1	0.35	1.07	0.19, 0.28	0	0.5
HAL-8	真空槽側	2	2	2	2	0.55	0.79	0.37, 0.43	0	0
	フランジ側	2	6	2	2	0.40	0.89	0.61, 0.73	0.6	1.1
HAL-9	真空槽側	2	5	2	1	3.55	0.91	0.30, 0.46	0	1.3
	フランジ側	2	3	2	1	0.92	0.50	0.89, 1.19	0	0.6
VAC-B	真空槽側	2	2	2	1	1.18	5.16	0.15, 0.23	0	1.0
	フランジ側	4	4	2	1	4.92	0.93	0.20, 0.20	0	0

真空槽側軸受とフランジ側軸受で損傷の程度が異なっていた例が多いが，試験により損傷の程度が大きい軸受がどちらかの側の軸受に一定しておらず，MoS₂膜の寿命のばらつきによるものと思われる。また，図25～図27の運転条件は広範にわたるが，低速・高荷重で運転した場合の一部の玉に鉢巻き状のしゅう動痕が認められた以外は，いずれの試験でも試験後の軸受の外観はきわめて類似している点が印象的である。

表5に試験後の回転精度，摩耗の検査結果を示す。全般に，回転精度，摩耗ともに小さく，軸受が良好な状態であったことを示している。ただし，試験HAL-7の真空槽側軸受ではダメージを受けた結果となっている。摩擦トルク増大後，再運転した影響である可能性がある。表5の測定結果は4.1.1項の表3と比べても良好である。表3では摩擦トルクが上昇した後にしばらく運転したのに対し，表5の実験では摩擦トルク上昇後，一部の試験を除いてさらに運転を続行しなかったことが効いている可能性がある。付録1に測定結果の生データを示し，軸受の損傷の状態を検討した。付録1で述べたように，真円度の劣化は，一部にMoS₂膜が残存していたり，摩耗粉に起因すると思われる例が多く，ほとんどの試験軸受は再使用可能と判断された。すなわち，摩擦トルクが急上昇した直後では，まだ軸受に損傷がほとんど生じていない。

図28は，スラスト荷重3kN，回転数200rpmで試験したHAL-6の軸受の玉のXPS分析結果である。Fスペクトルでは，4.1.3項と同様にふっ化金属の存在が確認された他，最表面からはPTFEに相当する結合エネルギー689eVの位置でピークが認められた。一方，Moスペクトル，Sスペクトルではかなり深い位置までピークがみら

れ，この玉ではMoS₂膜が残っていたことがわかる。ただし，Sピークがエッチング時間とともに強度が低下していくのに対し，Moピークはかなり深い位置でも強度が変化しておらず，検出されたMoピークには，MoS₂だけでなく保持器添加剤のMoも含まれていることが推定できる。以上の結果をまとめて推測すると，摩擦トルクが急増した状態は，ごく一部にMoS₂膜は残っていたが，他の部分ではMoS₂膜がほとんど摩耗し，露出した新生面にふっ化金属が形成されていたものと考えられる。多くの軸受が摩擦トルク急増直後に試験を停止したことで，試験後の回転精度，摩耗の検査であまり劣化していなかったことを併せて考えると，ふっ化鉄の表面改質層が生成される状態になって初めて軸受の損傷が始まることを示唆している。

ここで，軸受の寿命に及ぼす運転条件の影響を検討してみよう。図29は，これまでに述べた一連の実験における内輪・玉の転走面の最大接触面圧に対して軸受の寿命をプロットしたものである。図では，上述の試験結果だけでなく，後述する試験結果を含めてプロットしてある。図から明らかのように，ラジアル荷重負荷を含めて幅広い試験条件にもかかわらず，片対数グラフにプロットした場合，軸受寿命（対数）と内輪転走面の最大接触面圧（リニア）の関係はほぼ直線となることがわかる。この図から，転走面の最大接触面圧がわかれば概略の軸受寿命を推定することが可能となり，実用上は有益なデータとなる。もちろん，実験数が限られており，軸受試験固有のデータのばらつきも当然存在するため，寿命の推定に当たっては，場合によっては1桁以上のマージンを取る必要があるかもしれない。

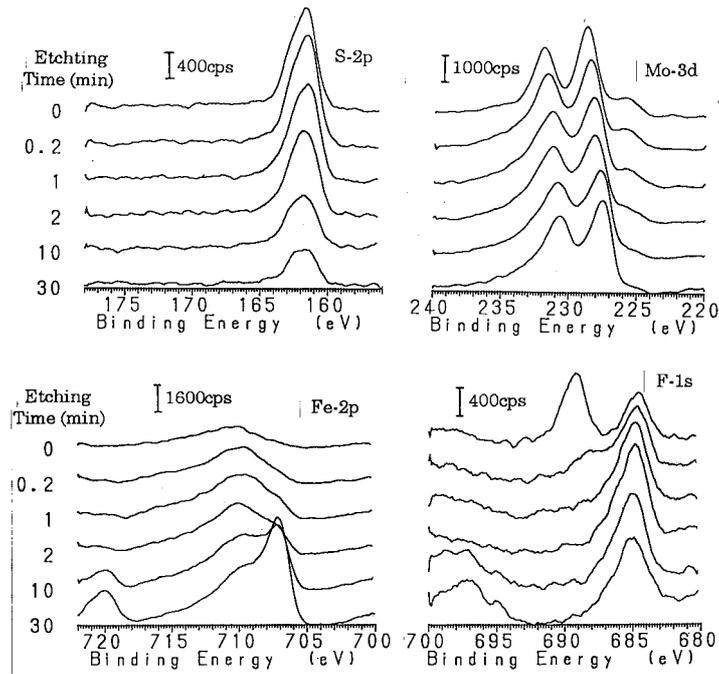


図28 試験後の玉のXPS分析結果（荷重3 kN，回転数200 rpm，試験HAL-6）

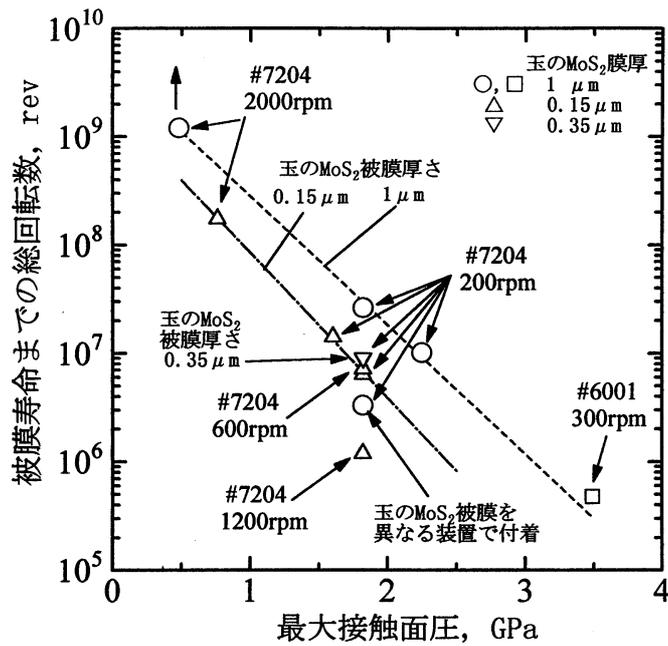


図29 被膜寿命と軸受最大接触面圧の関係

4.1.5 寿命の再現性，MoS₂膜の種類による寿命の相違に関する検討

図29では，軸受の寿命データのばらつきが見られ，4.1.4項で述べた試験での寿命が4.1.1項で述べた試験に比べて数分の1となっている．例えば，4.1.1項の試験HAL-1では約3000時間の寿命を示したが，同一の運転条件である4.1.4項で述べた試験HAL-6では約550時間と，約1/6の寿命であった．また，4.1.1

項で述べた試験では運転中に摩擦トルクが短時間，突発的に高くなる現象がみられたが，4.1.4項の試験では回転数600 rpmの試験（HAL-7）で約120時間運転した時に同様の現象が観察された以外は，類似の現象は観察されなかった．何がこのような相違をもたらしたのであろうか？

4.1.1項と4.1.4項の試験での相違点を挙げてみると，以下ようになる．

- (1) 4.1.4 項の試験軸受は、玉の MoS_2 膜を異なるスパッタ装置・条件で作成しており、しかも膜厚も 0.15 mm と 4.1.1 項の 1 mm に比べかなり薄い。
- (2) 内外輪の MoS_2 膜は同一のスパッタ装置・条件で作成しているが作成時期が異なっている。すべり摩擦試験では膜の作成時期により寿命がかなり異なる場合があることが報告されている¹⁴⁾。
- (3) 4.1.1 項では数百時間くらいの長い時間をかけて段階的にスラスト荷重を増加させているが、4.1.4 項では数時間程度と比較的短い時間でスラスト荷重を増加させた。
- (4) 4.1.1 項の試験では試験機の回転軸が水平で、ハウジング重量（約 2 kg）だけの余分なラジアル荷重が負荷される。一方、4.1.4 項の試験では回転軸が垂直となっており、純スラスト荷重が負荷される。まず、突発的な摩擦トルクの上昇について考察してみる。4.1.1 項では、玉の転走面の MoS_2 膜が破断し高摩擦トルクとなり、ついで玉の接触位置が変化して、また MoS_2 膜が残っている部分で転動するようになり摩擦トルクが低下したものと推測した。もし、玉の接触位置の変化が要因であるとすれば、玉の MoS_2 膜からの摩擦粉の排出・再付着が突発的な摩擦トルクと関係している可能性は十分あり、玉の MoS_2 膜が厚いと突発的な摩擦トルクが現れやすい、という推測も十分成立すると思われる。初期摩擦粉の量は、上記(2)の内外輪の摩擦しやすさと関係すると思われるし、遊離摩擦粉の量は(3)のならし運転の時間に影響される可能性がある。また上記(4)に関しても、試験機の回転軸が水平であった方が、摩擦粉が軸受内に残りやすいものと推測される。ただし、スラスト荷重 3 kN に比べてラジアル荷重は 20 N 程度と十分小さく、ラジアル荷重が負荷されていたことが突発的なトルクが現れる原因とは考えにくい。

寿命の相違についてはどうであろうか？ 寿命が長かった 4.1.1 項の試験では突発的な摩擦トルク上昇が観察されている。もし、突発的な摩擦トルク上昇が回復せずにそのまま寿命という事態になれば、4.1.1 項と 4.1.4 項の試験で寿命の相違はほとんどないという結果となる。すなわち、突発的な摩擦トルクの上昇が起こった原因 というより摩擦トルクが再び低下した原因が寿命増大の要因であった可能性がある。この場合、 MoS_2 膜の摩擦粉の再付着が寿命と密接に関係していたことになる。ただし、実用上は軸受試験に固有の避けられない寿命のばらつきとすべきかもしれない。

以上の結果は、玉の MoS_2 膜の性質や膜厚が軸受寿命に大きく影響を及ぼすことを示している。この点を確認するため、追加試験を行った。

まず玉の膜厚が寿命に影響を及ぼしているのかどうか

を確認するために、膜厚 0.15 mm の場合と同じ作成方式で、玉にさらに厚い MoS_2 膜を付着させた。この方式ではスパッタ中に玉を転がしており、ホルダーとの接触により付着した膜がはぎ取られてしまうためか、スパッタ時間を長くしても厚さ 0.35 mm 以上の膜を付着させることができなかった。このため、玉の膜厚を 0.35 mm とした軸受（表 1 の種別 A - 4）の試験を行った。図 30 に、この試験における摩擦トルクの推移を示す。試験条件はスラスト荷重 3 kN、回転数 200 rpm である。 MoS_2 膜で潤滑されている期間の摩擦トルクは十分小さく、また MoS_2 膜の破断により摩擦トルクが急増することは従来の試験と同様である。一方、図 29 にプロットしたように、寿命は膜厚が 0.15 mm の場合とほとんど相違はみられなかった。すなわち、玉の膜厚は寿命にはあまり影響を与えないという結果となった。

それでは玉の MoS_2 膜の性質が異なることが、寿命低下の理由であろうか？ そこで、宇宙用として実際に使われている MoS_2 膜と同じロットでスパッタ処理した玉を入手し、この玉を組み込んだ軸受（表 1 の種別 A - 5）を用いて試験を行った。スパッタ方法は、4.1.1 項の両面方式とは異なるが、膜厚は 1 mm である。この試験結果を図 31 に示す。摩擦トルクの推移は他の試験と同様であるが、寿命は 240 hr 程度であり玉の膜厚を 0.35 mm とした試験に比べてもさらに短いという結果となった。

同じ運転条件にも係わらず、図 7、図 22、図 30、図 31

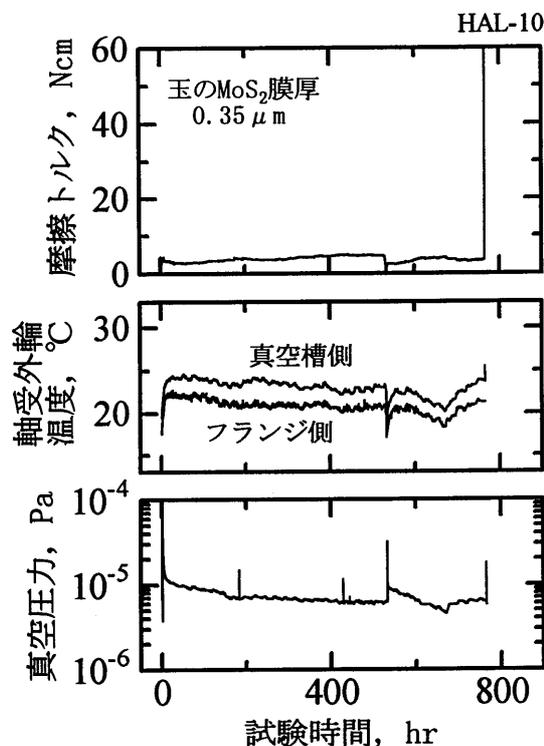


図 30 玉の被膜が厚い場合の摩擦トルク，軸受外輪温度，真空圧力の推移（玉の膜厚 0.35 mm 試験 HAL-10）

に示した試験では、軸受の寿命が大きく異なった。内外輪のMoS₂膜はすべて航空宇宙技術研究所の同一のスパッタ装置を用い、同一のスパッタリング方式・条件で作成しているが、図7の試験のみ膜の作成時期が異なる。一

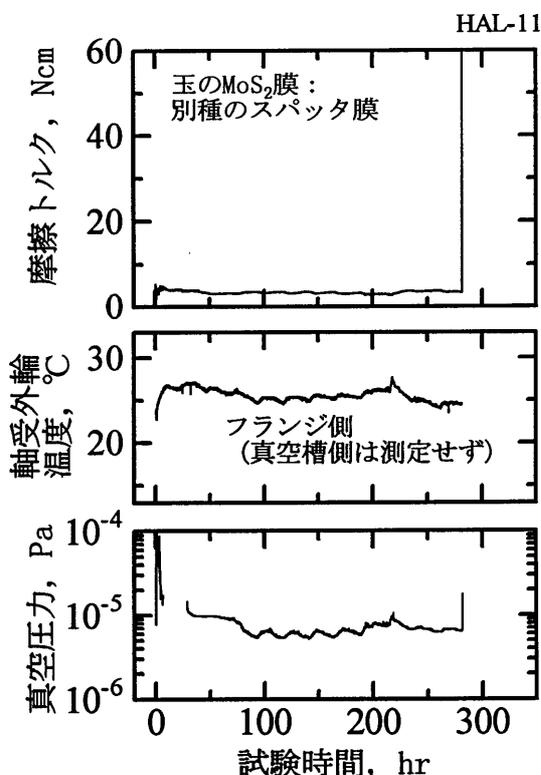


図31 玉の被膜の種類が異なる場合の摩擦トルク 軸受外輪温度、真空圧力の推移(玉の被膜は宇宙用として実用されているMoS₂膜処理、試験HAL-11)

方、玉のMoS₂膜に関しては3機関・3種のスパッタ装置により異なるスパッタ方式・条件で作成した。すべり摩擦試験によるMoS₂膜の寿命評価では、同一のスパッタ装置・方式・条件で、同じ時期に作成しても3倍程度の寿命の相違があることがわかっており¹⁵⁾、内外輪のMoS₂膜の相違が寿命の差異の原因でなかったとは言い切れないが、玉のMoS₂膜が寿命を大きく左右した可能性は高い。すなわち、軸受寿命を長くするためには玉のMoS₂膜を改良するのが効果的ということになる。

試験した範囲では、4.1.1項で述べた両面方式で玉にMoS₂膜を付着させた場合が最も良好な結果であった。しかし、両面方式で付着させた膜は表面層がふわふわとしており容易に除去可能で、すべり摩擦試験では寿命が短いという結果が得られている¹¹⁾。すべり摩擦試験で容易に除去される膜は、軸受では逆に転走面への有効なMoS₂供給源となり良好な移着潤滑膜が形成される、という可能性がある。もし、これが正しいとすると、ころがり軸受の玉へ適用する場合のMoS₂膜の性能はすべり摩擦試験では正しく評価できないということを意味する。この点についてはさらに検討が必要である。

これまで述べた実験は、すべて純スラスト荷重を負荷している。ラジアル荷重の場合の性能はどうなるのであろうか? 本試験と同様に、内外輪・玉にMoS₂スパッタ膜を施し、同一の保持器材を用いた深溝玉軸受の高ラジアル荷重下での軸受試験結果が報告されている¹⁰⁾。図32は、内径12mmの深溝玉軸受を、回転数300rpm、ラジアル荷重1600N(軌道面の最大接触面圧3.49GPa)で試験した際の実験開始直後の摩擦トルクの推移を示したも

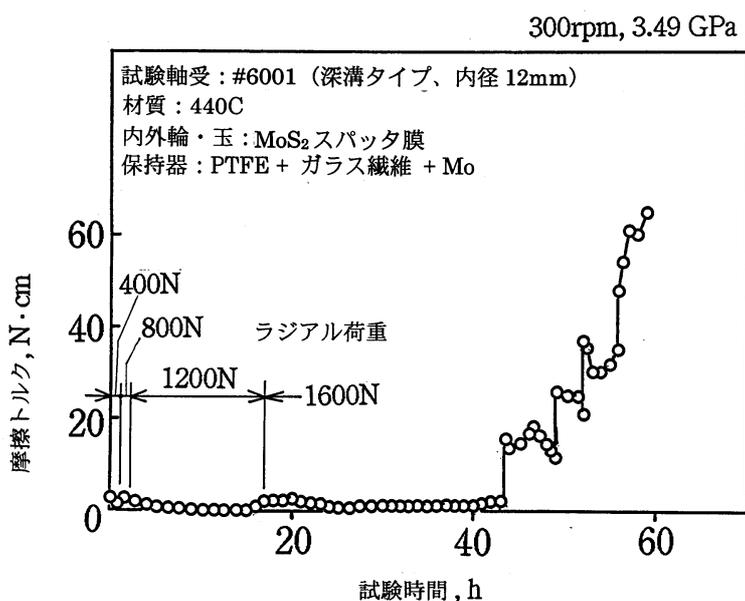


図32 高ラジアル荷重試験における摩擦トルクの推移 (試験HRL-3: 深溝玉軸受#6001, 最大荷重1.6kN, 回転数300rpm)

のである。軸受は、最大接触面圧 3.49 GPa というきわめて高いラジアル荷重下でも低く安定した摩擦トルクを示した。しかし、運転時間約 42 hr で摩擦トルクが増加し、MoS₂膜が破断したものと推定される。その後の摩擦トルクの増加は、図 7, 10 に示した純スラスト荷重下と比べると緩やかである。ラジアル荷重下では、MoS₂膜潤滑からふっ化鉄の表面改質層による潤滑への移行が徐々に進むようである。この理由は不明であるが、スラスト荷重下では玉に一定の荷重が常に負荷されているのに対し、ラジアル荷重下ではラジアル荷重が加わる方向の反対側で非負荷領域（または荷重軽減領域）があり、玉が比較的自由に運動できることが関係している可能性がある。ラジアル荷重を負荷した試験における寿命と最大接触面圧の関係も図 29 にプロットしてある（# 6001 と表示）。軸受形式・サイズ、荷重負荷方法が異なるにも係わらず、被膜寿命と最大接触面圧の関係は、純スラスト荷重の試験結果の延長線上に載っている。この結果は、最大接触面圧から寿命推定が可能であることを意味し、特記すべき結果といえる。

本節の結果をまとめると、以下ようになる。

- (1) 人工衛星用として既に実績のある MoS₂スパッタ膜と PTFE 系複合材保持器で潤滑される軸受は、高荷重下でも良好な性能を示し、摩擦トルクは数 N・cm 程度と低い。寿命は転走面の接触面圧の増加に従い急激に減少し、寿命を対数、最大接触面圧をリニアールとして片対数グラフにプロットした場合、その関係はほぼ直線となる。寿命は、内輪転走面の最大ヘルツ接触圧力 1.8 GPa、回転数 200 rpm の条件で約 3000 hr、2.2 GPa、200 rpm の条件でも約 1000 hr であった。
- (2) MoS₂スパッタ膜が破断した後は、摩擦トルクが相当高くなり軸受外輪温度も上昇するが、軸受は焼付きには至らない。この状態では、玉の表面にふっ化鉄が形成されており、また保持器材に含まれる Mo が選択的に移着していたが、PTFE の移着はほとんどみられなかった。保持器と玉が強く摩擦した際、ふっ化鉄層がトライボケミカル反応により生成され、これが金属同士の凝着を防ぐ役割を果たしたものと考えられる。
- (3) 摩擦トルクが高い状態では、CF₃O、CO₂、CO などのアウトガスが観察された。玉との強い摩擦により保持器材の変性 PTFE が分解して生じたものと思われる。この分解の際に生じた活性な F が、ふっ化鉄生成の要因と考えられる。
- (4) ふっ化鉄層による潤滑では摩擦トルクはかなり高く、実用上は MoS₂スパッタ膜が破断した時点と軸受寿命とみなすべきである。

- (5) 同じ運転条件下でも軸受の寿命は約 1 桁異なる場合があった。その原因は不明であるが、玉の MoS₂膜の性質がスパッタ方法やスパッタ装置により異なっていたためである可能性が高い。
- (6) 回転数がある程度以上高くなると軸受寿命（総回転数）は急激に低下した。回転数の増加に伴う温度上昇が原因であった可能性がある。

4.2 鉛めっき膜潤滑軸受の性能

本節では鉛めっき膜潤滑の玉軸受を高荷重下で試験した結果について述べる。試験軸受は、内外輪・玉に鉛めっき処理を施した総玉形式のアンギュラ玉軸受（# 7204C、材質 SUJ2、玉数 12 個、表 1 の種別 C - 1、C - 2）と、内外輪・玉、鋼製の保持器に同じ鉛めっき処理を施した深溝玉軸受（# 6204、材質 SUS440C、玉数 8 個、表 1 の種別 D）である。本鉛めっき処理では、下地にまず Ni、Cu のストライク処理を施した後、鉛膜を製膜している。なお、試験した総玉形式のアンギュラ玉軸受の 1 セット（表 1 の種別 C - 1）は、既報¹⁶⁾のボールネジ試験で支持軸受として使用され、超高真空中、スラスト荷重 140 N、回転数 60 rpm で 2×10^7 回転させたものである。試験には、図 3 に示した軸受試験機を用いた。

図 33 に、未使用の総玉形式のアンギュラ玉軸受を用いた試験 HAL-4 における摩擦トルク及び軸受外輪温度の推移を示す。試験時間 90-180 hr で摩擦トルクが増大し、そ

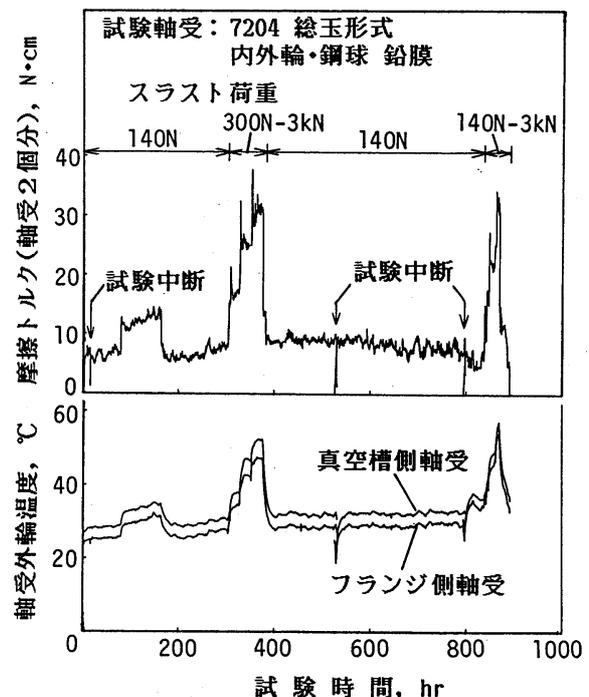


図 33 摩擦トルク、軸受外輪温度の推移（試験 HAL-4：鉛めっき膜潤滑の総玉形式軸受、未使用軸受を試験）

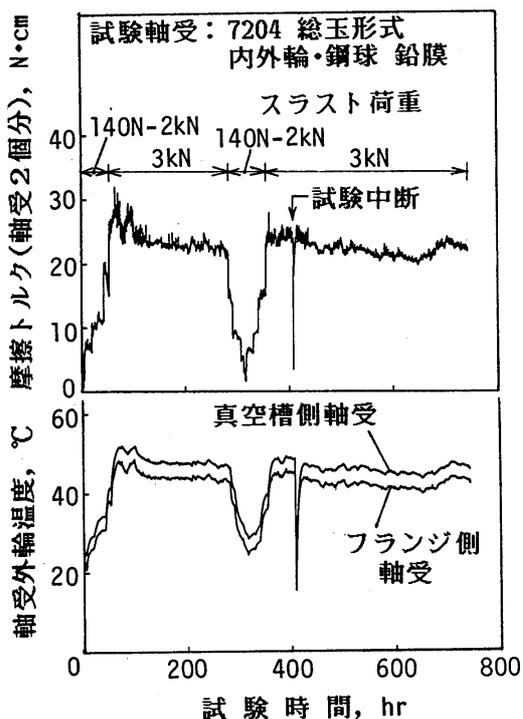


図34 摩擦トルク，軸受外輪温度の推移（試験HAL-3：鉛めっき膜潤滑の総玉形式軸受，ボールネジ試験の支持軸受に使用した後の軸受を試験）

の後元の値に戻る現象がみられた。運転初期は鉛膜の摩耗が大きいのと考えられ、摩擦トルクの増大は摩耗粉の影響と思われる。この摩擦トルクの増大時を除くと、スラスト荷重 140 N 負荷時の摩擦トルクは 500 hr くらいで極大を示し、その後は低下する傾向がみられる。運転に伴うなじみの効果で、鉛膜の厚さが徐々に薄くなるためと推測される。試験時間 300-390 hr, 800-890 hr でスラスト荷重を変化させたが、摩擦トルクのスラスト荷重に対する関係はほぼ同じ傾向を示した。従って、この間に軸受に損傷は生じていないものと推定される。試験は、摩擦トルクが増大する前に、試験時間約 890 hr で停止させた。

図 34 は、既にスラスト荷重 140 N で 2×10^7 回運転した軸受を用いた試験 HAL-3 における摩擦トルク及び軸受外輪温度の推移である。運転初期のスラスト荷重 3 kN の時は図 33 の試験 HAL-4 とほぼ同じ摩擦トルクを示すが、その後は試験時間とともにトルク値が減少した。高いスラスト荷重では内外輪の転走面の位置が異なるため、スラスト荷重 3 kN では摩耗していない鉛膜上を転走し、新しい軸受と同様のなじみ現象が現われたものと思われる。試験は摩擦トルクが増大する前に、約 740 hr で停止させた。

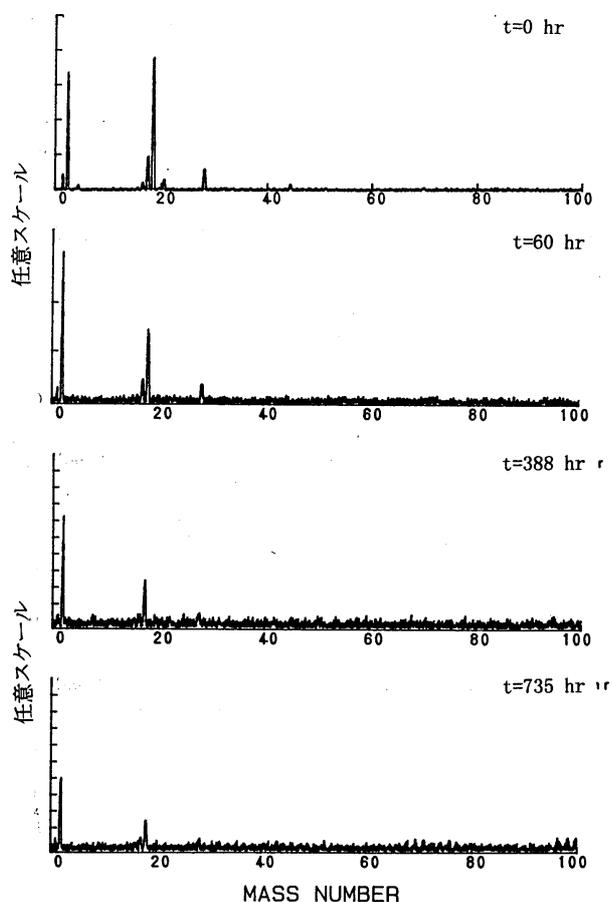


図35 Q マスペクトル（試験 HAL-3）

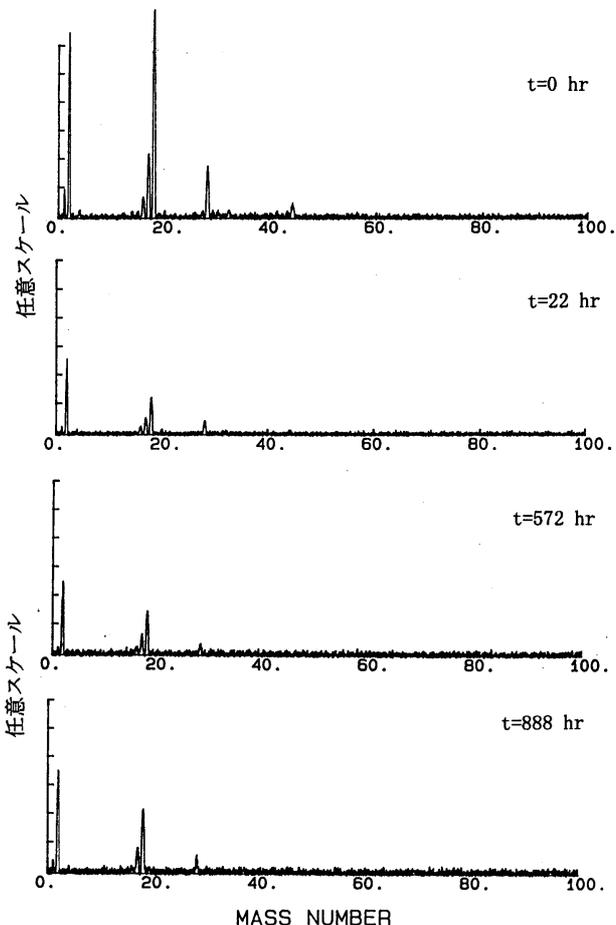


図36 Q マスペクトル（試験 HAL-4）

図35,図36に,4重極質量分析計を用いて測定した試験中のアウトガスのスペクトルを示す。いずれの試験でも,検出されたピークは H_2O (質量数18,17,16,1), H_2 (質量数2), CO_2 (質量数44,28), N_2 (質量数28)のみであり,試験時間の経過とともにピーク強度が低下していく。このことから,検出されたアウトガスは真空槽や軸受に吸着したガスが徐々に放出されていたものと推定される。軸受の潤滑剤である鉛膜に起因するガスは検出されておらず,鉛膜潤滑ではアウトガスがほとんどないことを示すものとして注目に値する。

図37,図38に試験後の軸受の外観を示す。いずれも軸受には損傷が認められず良好な状態であるが,玉にはやや異なる様相が観察された。試験HAL-3のフランジ側軸受の玉では,金属光沢を示しており鉛膜がほとんど摩耗した状態であったと推定される。また,試験HAL-4のフランジ側軸受の玉でも,金属光沢部分と銅色となった部分が混在し,鉛膜がほぼ摩耗し,Cuストライク層が露出していたものと思われる。一方,真空槽側軸受の玉では,鉢巻き状のしゅう動痕が認められ,また玉の一部が銅色になっているが,鉛色の部分も多く残存しており鉛膜がまだ残っていたことがわかる。本試験の前にスラスト荷重140Nで 2×10^7 回運転させた図37と,新品の軸受を用いた図38を比較すると,玉の表面に残っている鉛膜が新品の軸受の方がわずかに多いように見受けられる以外は,ほとんど相違が認められない。本試験の前に長時間運転した影響はほとんどみられなかった。このことは,低荷重下では鉛膜はあまり摩耗しないこと,また逆に高荷重下では急速に摩耗が進むことを示唆している。

図39~40は,試験後の玉表面をXPSで深さ方向に分析した結果である。採用したエッチング条件(熱陰極型イオン銃を用い,加速電圧2kV,エミッション電流20mA)でのエッチング速度は,金の場合で約3nm/minであった(鉛のエッチング速度については実測していない)。金属光沢をしていた部分(図39(b),図40(b))の分析では,表面層からはPbが検出されているが,比較的短いエッチング時間でNi,Cuが多く検出された。鉛膜は残存しているものの,その厚さは薄いと想定される。一方,表面が銅色の部分(図38(a),図39(a))からは表面層ではPbがさらに多く検出されており,より厚い鉛膜が残存しているものと思われる。ただし,この部分でもエッチング時間が10~20分くらいでCuが検出されており,残存している鉛膜はそれほど厚くないものと思われる。一方,鉛膜が残存しているように見えた部分(図39(c),図40(c))の分析結果は,表面が銅色の部分と同様で,エッチング時間が18分でCuやNiが検出されており,やはり鉛膜はそれほど厚くないようである。以上のXPS分析結果から,図33,図34でみられた特性は,非

常に薄い鉛膜で潤滑された状態であったことが確認された。

図41に,鉛めっき膜潤滑状態における摩擦トルクの荷重特性を示す。比較のために MoS_2 スパッタ膜で潤滑が良好に行われている状態,及びPTFE系複合材保持器との摩擦で形成されたふっ化鉄で潤滑されている状態も示した。鉛めっき膜潤滑での摩擦トルクは,ふっ化金属で潤滑される場合の約半分程度と小さいが, MoS_2 スパッタ膜潤滑に比べると約10倍大きい。鉛膜で潤滑した場合の摩擦トルクが MoS_2 スパッタ膜潤滑に比べて大きいことは,イオンプレーティング法による鉛膜を用いた試験で既に明らかとなっているが¹⁷⁾,これが高荷重下でも成り立つことが分かった。潤滑剤として鉛を採用する場合には,この点に注意する必要がある。

図42は,鉛めっき膜を施した鋼製保持器付きの軸受の試験結果である。スラスト荷重を550Nに増加させた試験時間20hrくらいから摩擦トルクが上昇し始め,約50hrで摩擦トルクが大きいためスラスト荷重を100Nへ低下させたが,摩擦トルクは低下したもののやや変動を示すようになった。その後,約115hrでスラスト荷重が低いにも係らず摩擦トルクが増大し,試験は摩擦トルクリミッターにより自動停止した。試験後は軸受が焼き付いており,回転不能であった。玉と保持器の干渉により早期に鉛膜が摩耗して下地の鋼同士が凝着したためと思われる。保持器ポケット面ではすべり摩擦となるため,保持器・玉の接触面で鉛膜が急速に摩耗し,軸受寿命を低下させたものと推測される。

4.1節で述べた MoS_2 スパッタ膜潤滑の軸受では,総玉形式の軸受に比べ,適切な保持器を用いた場合には軸受寿命が大幅に増大することが確認されている⁵⁾。しかし,本節で述べた鉛めっき膜潤滑の軸受では,保持器を採用することにより総玉軸受に比べて寿命が大幅に低下した。この結果は,特に過酷な条件下では,長寿命の軸受とするためには保持器の選定が重要であることを示している。

上述したように,保持器ポケット面ではすべり摩擦となるため,保持器・玉の接触面ではある程度の摩耗が生じるのは避けられない。玉が摩耗してしまうと回転精度など軸受本来の機能が損なわれるため,摩耗はもっぱら保持器で生じさせる必要がある。従って,長寿命の軸受を実現させるためには,保持器がかなり摩耗しても問題とならない保持器材料を選択する必要がある。事実,きわめて長寿命を示した内外輪・玉に MoS_2 スパッタ膜を施し,PTFE系複合材保持器を用いた軸受では,2000rpmで10,000hr運転後の保持器ポケット面の摩耗深さは数十mmであった⁶⁾。また,鉛膜潤滑でも,保持器に鉛青銅製の保持器を用いた軸受は長寿命を示すことが実証されており¹⁷⁾,ヨーロッパでは宇宙用として実用されている。こ

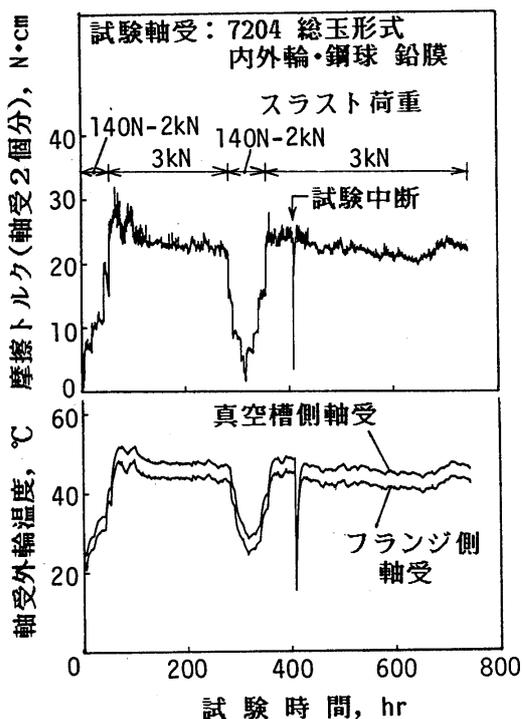


図34 摩擦トルク、軸受外輪温度の推移（試験HAL-3：鉛めっき膜潤滑の総玉形式軸受，ボールネジ試験の支持軸受に使用した後の軸受を試験）

の後元の値に戻る現象がみられた。運転初期は鉛膜の摩耗が大きいのと考えられ、摩擦トルクの増大は摩耗粉の影響と思われる。この摩擦トルクの増大時を除くと、スラスト荷重 140 N 負荷時の摩擦トルクは 500 hr くらいで極大を示し、その後は低下する傾向がみられる。運転に伴うなじみの効果で、鉛膜の厚さが徐々に薄くなるためと推測される。試験時間 300-390 hr, 800-890 hr でスラスト荷重を変化させたが、摩擦トルクのスラスト荷重に対する関係はほぼ同じ傾向を示した。従って、この間に軸受に損傷は生じていないものと推定される。試験は、摩擦トルクが増大する前に、試験時間約 890 hr で停止させた。

図 34 は、既にスラスト荷重 140 N で 2×10^7 回運転した軸受を用いた試験 HAL-3 における摩擦トルク及び軸受外輪温度の推移である。運転初期のスラスト荷重 3 kN の時は図 33 の試験 HAL-4 とほぼ同じ摩擦トルクを示すが、その後は試験時間とともにトルク値が減少した。高いスラスト荷重では内外輪の転走面の位置が異なるため、スラスト荷重 3 kN では摩耗していない鉛膜上を転走し、新しい軸受と同様のなじみ現象が現われたものと思われる。試験は摩擦トルクが増大する前に、約 740 hr で停止させた。

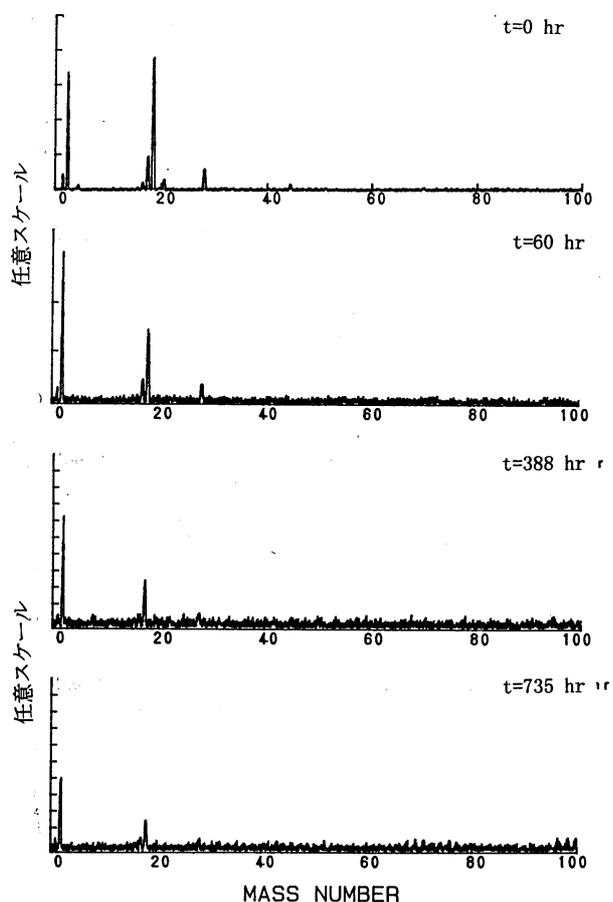


図35 Q マススペクトル（試験 HAL-3）

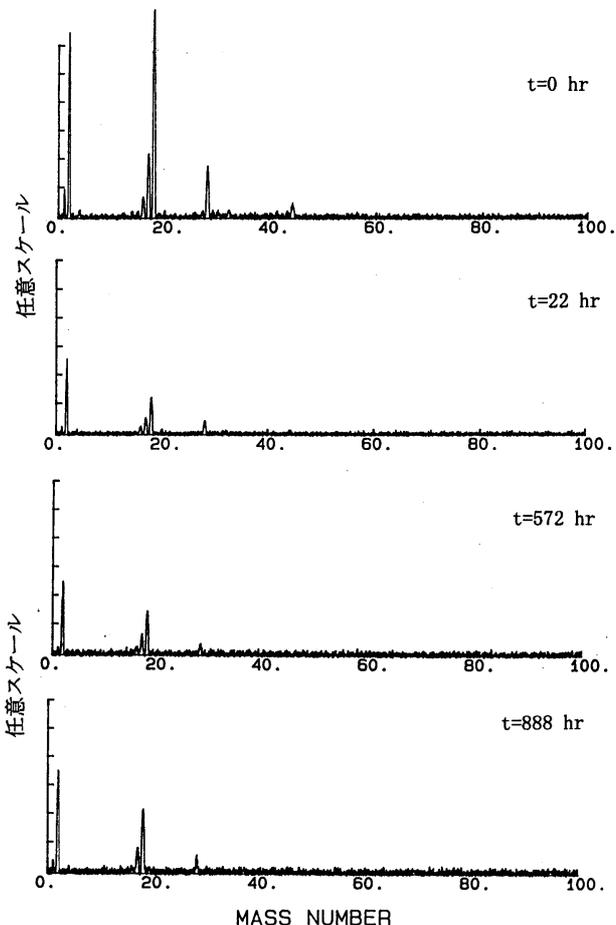


図36 Q マススペクトル（試験 HAL-4）

図35,図36に,4重極質量分析計を用いて測定した試験中のアウトガスのスペクトルを示す.いずれの試験でも,検出されたピークは H_2O (質量数18,17,16,1), H_2 (質量数2), CO_2 (質量数44,28), N_2 (質量数28)のみであり,試験時間の経過とともにピーク強度が低下していく.このことから,検出されたアウトガスは真空槽や軸受に吸着したガスが徐々に放出されていたものと推定される.軸受の潤滑剤である鉛膜に起因するガスは検出されておらず,鉛膜潤滑ではアウトガスがほとんどないことを示すものとして注目に値する.

図37,図38に試験後の軸受の外観を示す.いずれも軸受には損傷が認められず良好な状態であるが,玉にはや

や異なる様相が観察された.試験HAL-3のフランジ側軸受の玉では,金属光沢を示しており鉛膜がほとんど摩耗した状態であったと推定される.また,試験HAL-4のフランジ側軸受の玉でも,金属光沢部分と銅色となった部分が混在し,鉛膜がほぼ摩耗し,Cuストライク層が露出していたものと思われる.一方,真空槽側軸受の玉では,鉢巻き状のしゅう動痕が認められ,また玉の一部が銅色になっているが,鉛色の部分も多く残存しており鉛膜がまだ残っていたことがわかる.本試験の前にスラスト荷重140Nで 2×10^7 回運転させた図37と,新品の軸受を用いた図38を比較すると,玉の表面に残っている鉛膜が新品の軸受の方がわずかに多いように見受けられる以外

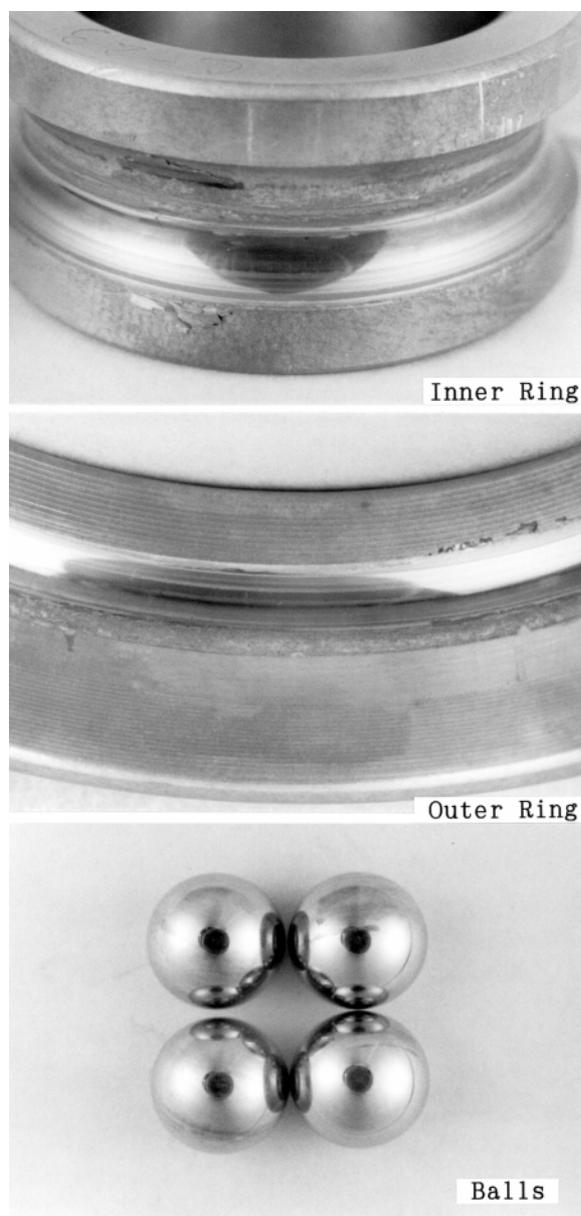


図37 試験後の軸受外観(試験HAL-3)
(a) フランジ側軸受

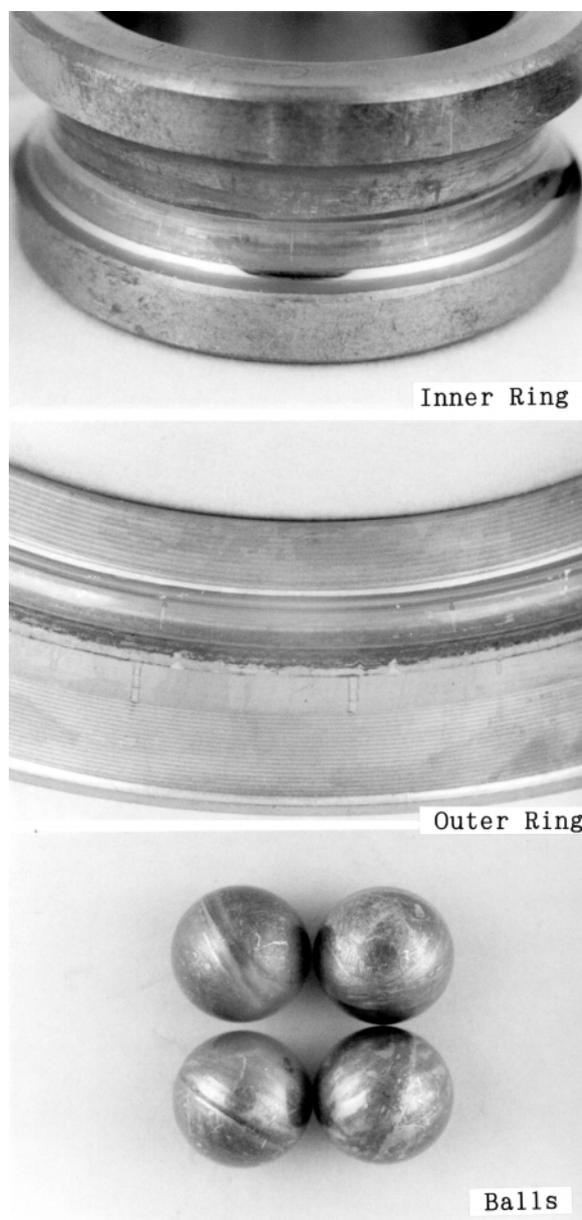


図37 試験後の軸受外観(試験HAL-3)
(b) 真空槽側軸受

は、ほとんど相違が認められない。本試験の前に長時間運転した影響はほとんどみられなかった。このことは、低荷重下では鉛膜はあまり摩耗しないこと、また逆に高荷重下では急速に摩耗が進むことを示唆している。

図 39 ~ 40 は、試験後の玉表面を XPS で深さ方向に分析した結果である。採用したエッチング条件（熱陰極型イオン銃を用い、加速電圧 2 kV、エミッション電流 20 mA）でのエッチング速度は、金の場合で約 3 nm/min であった（鉛のエッチング速度については実測していない）。金属光沢をしていた部分（図 39 (b)、図 40 (b)) の分析では、表面層からは Pb が検出されているが、比較的

短いエッチング時間で Ni, Cu が多く検出された。鉛膜は残存しているものの、その厚さは薄いと想定される。一方、表面が銅色の部分（図 38 (a)、図 39 (a)) からは表面層では Pb がさらに多く検出されており、より厚い鉛膜が残存しているものと思われる。ただし、この部分でもエッチング時間が 10 ~ 20 分くらいで Cu が検出されており、残存している鉛膜はそれほど厚くないものと思われる。一方、鉛膜が残存しているように見えた部分（図 39 (c)、図 40 (c)) の分析結果は、表面が銅色の部分とほぼ同様で、エッチング時間が 18 分で Cu や Ni が検出されており、やはり鉛膜はそれほど厚くないようである。以上

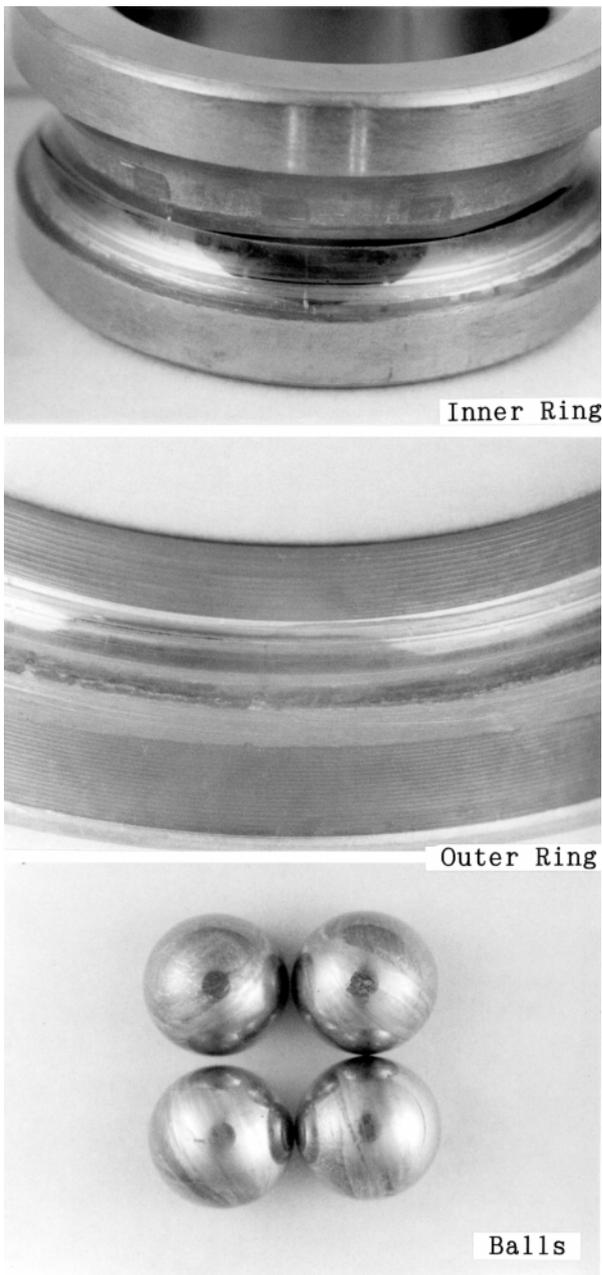


図 38 試験後の軸受外観（試験 HAL-4）
(a) フランジ側軸受

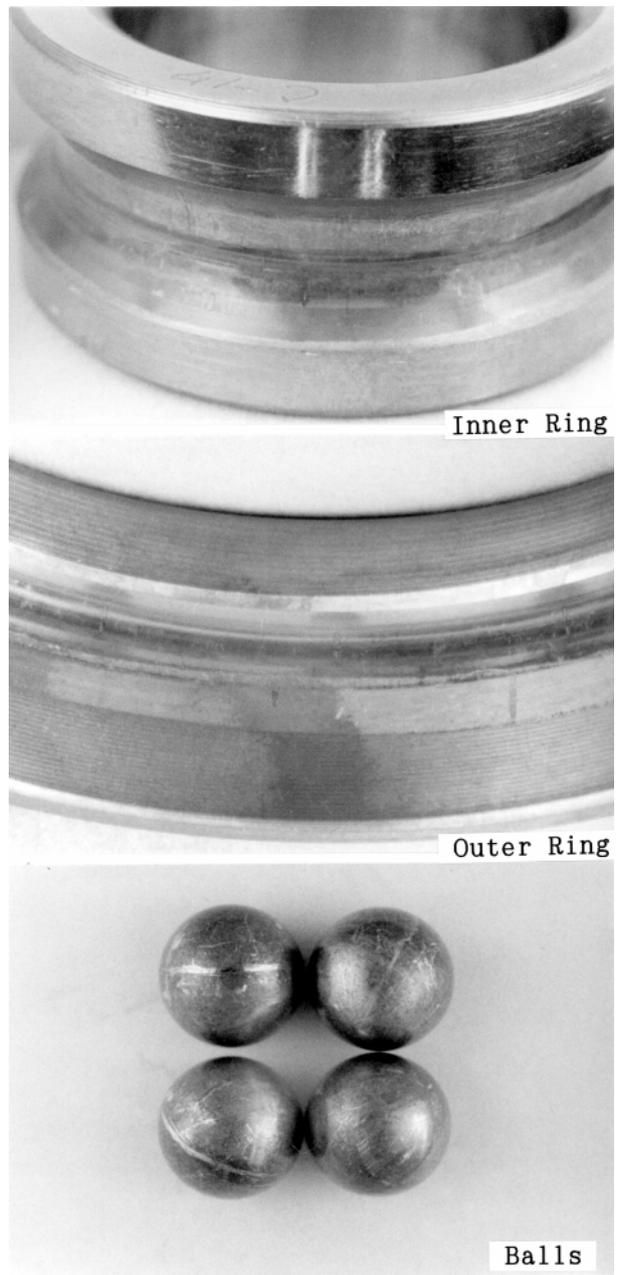


図 38 試験後の軸受外観（試験 HAL-4）
(b) 真空槽側軸受

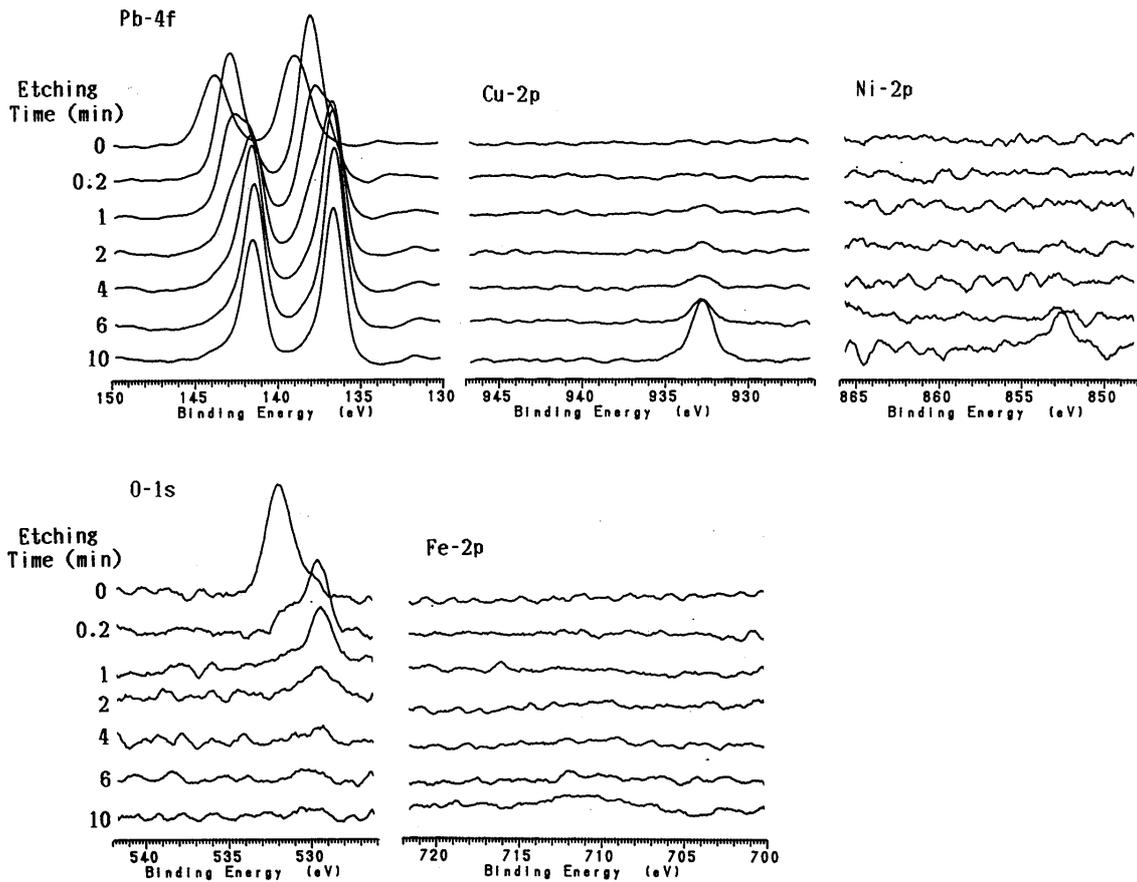


図 39 試験後の玉の XPS 分析結果 (試験 HAL-3)(a) 表面が銅色の部分

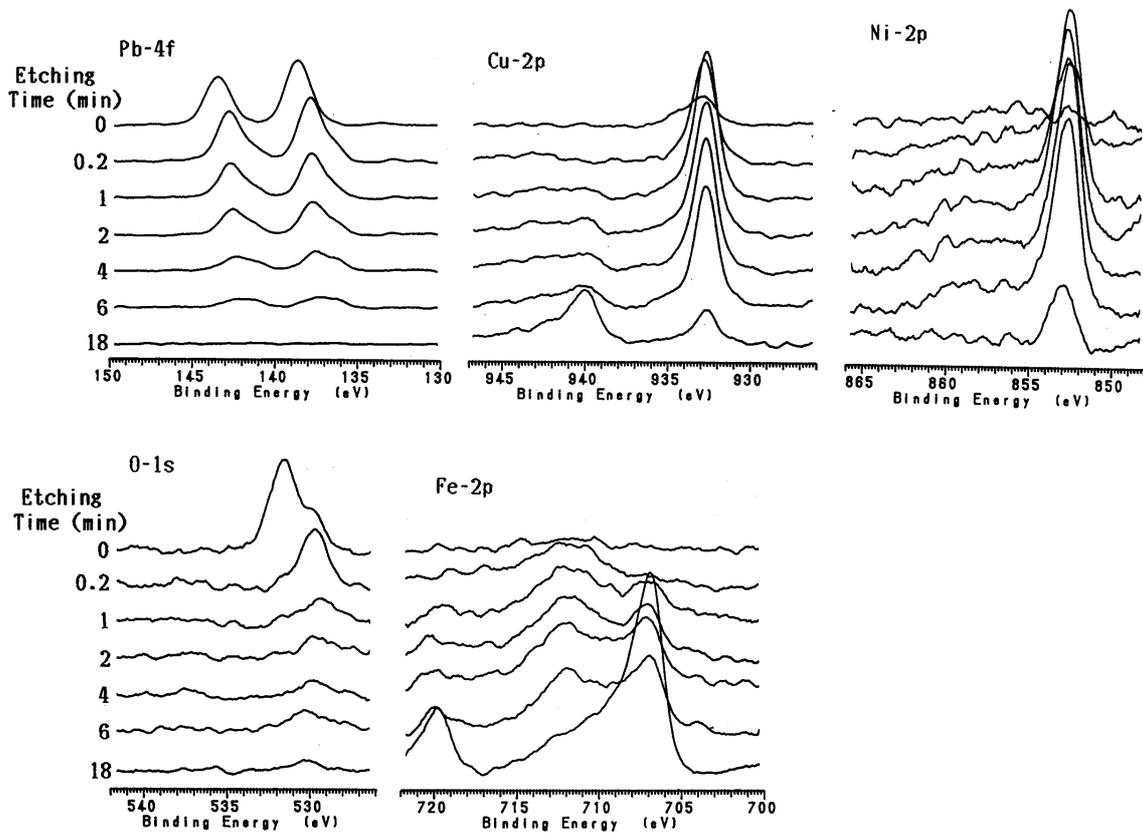


図 39 試験後の玉の XPS 分析結果 (試験 HAL-3)(b) 表面が金属光沢の部分

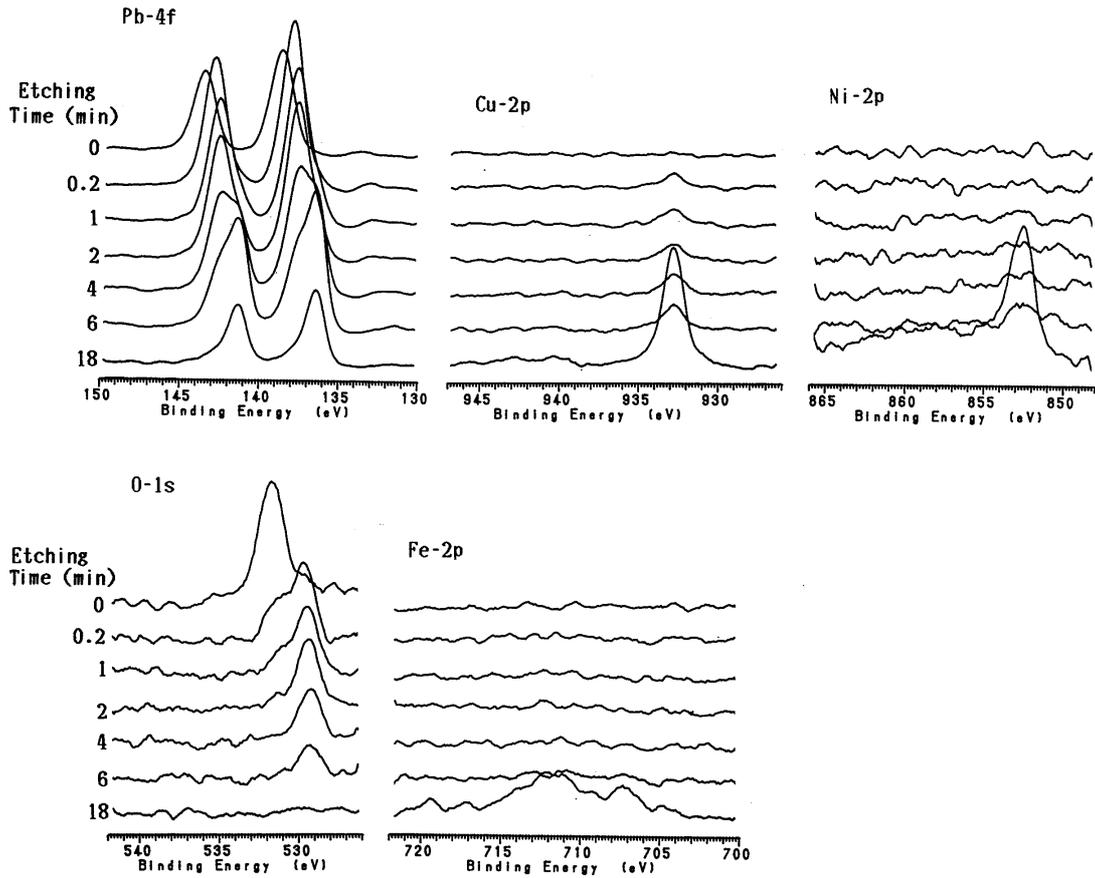


図39 試験後の玉のXPS分析結果（試験HAL-3）(c) 表面に鉛膜が残存している部分

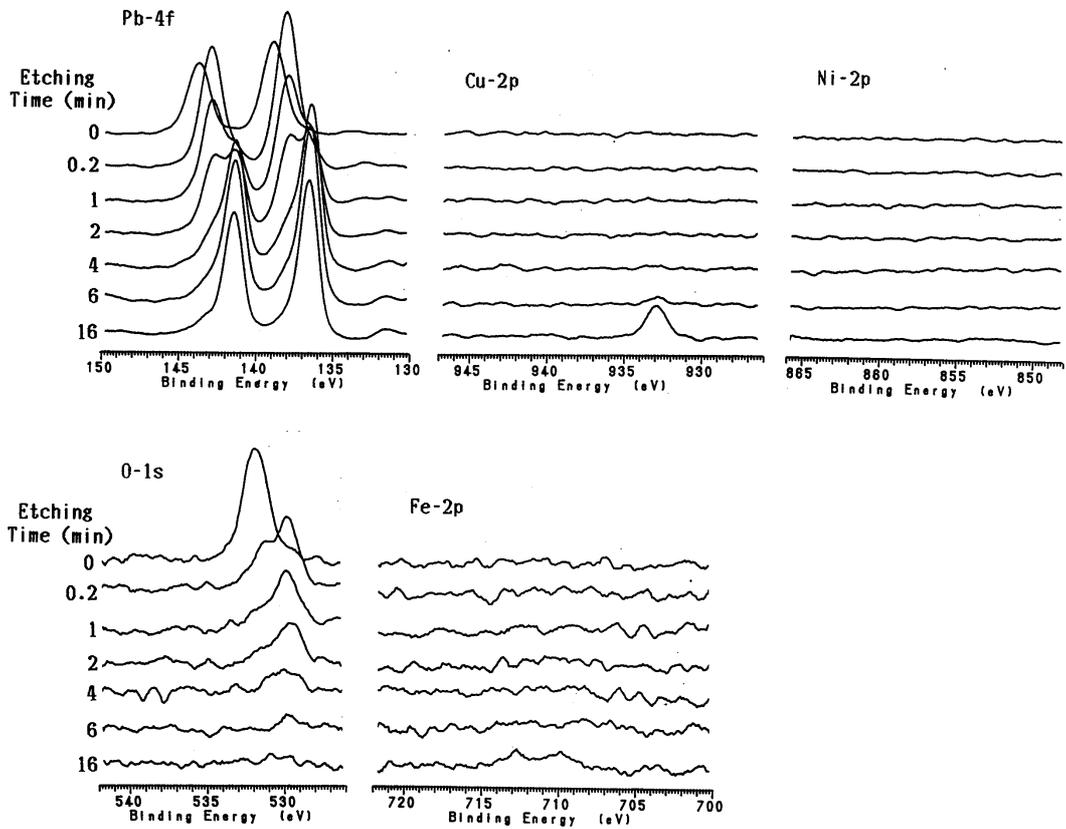


図40 試験後の玉のXPS分析結果（試験HAL-4）(a) 表面が銅色の部分

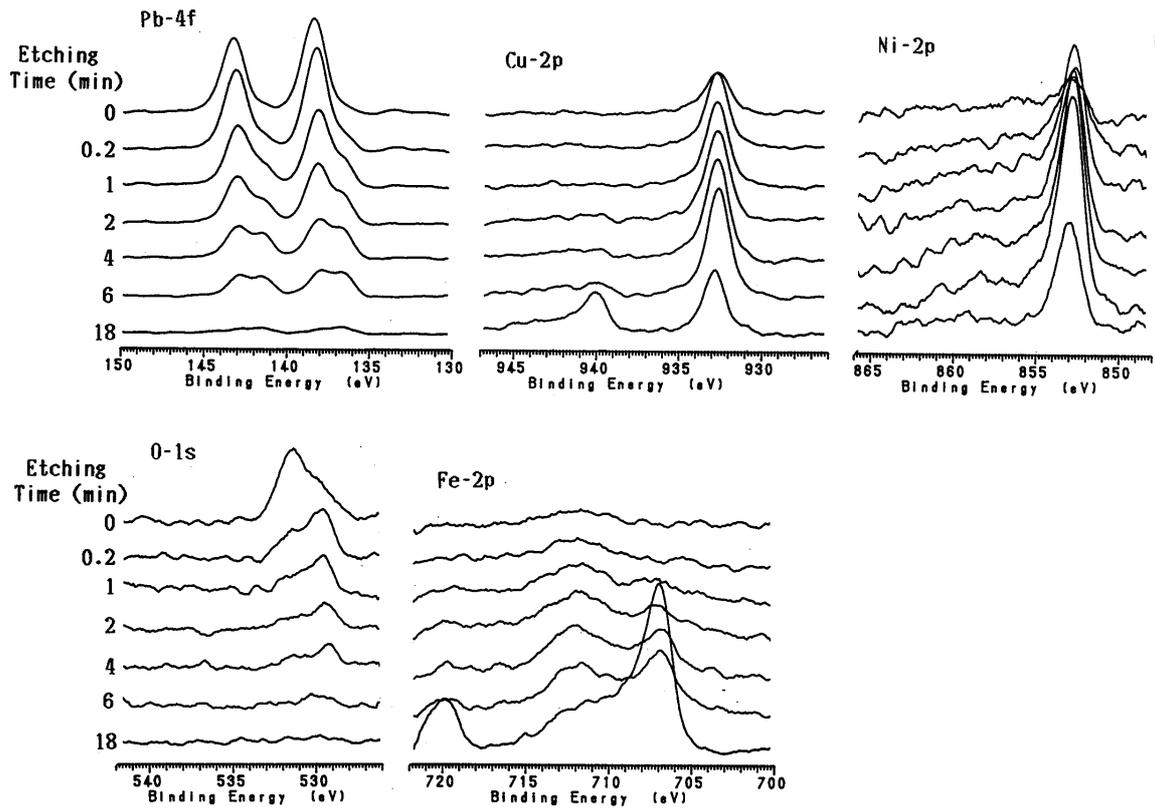


図 40 試験後の玉の XPS 分析結果 (試験 HAL-4)(b) 表面が金属光沢の部分

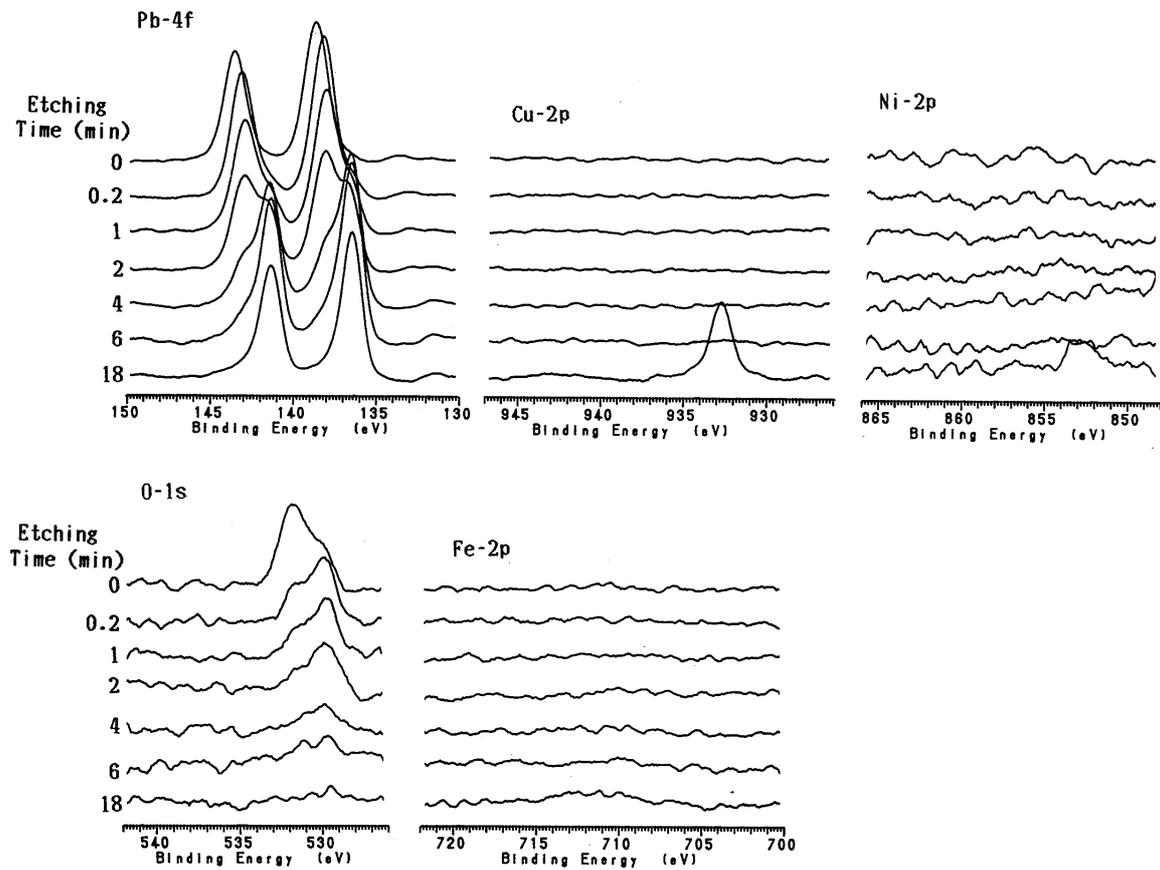


図 40 試験後の玉の XPS 分析結果 (試験 HAL-4)(c) 表面に鉛膜が残存している部分

のXPS分析結果から、図33、図34でみられた特性は、非常に薄い鉛膜で潤滑された状態であったことが確認された。

図41に、鉛めっき膜潤滑状態における摩擦トルクの荷重特性を示す。比較のためにMoS₂スパッタ膜で潤滑が良好に行われている状態、及びPTFE系複合材保持器との摩擦で形成されたふっ化鉄で潤滑されている状態も示した。鉛めっき膜潤滑での摩擦トルクは、ふっ化金属で潤滑される場合の約半分程度と小さいが、MoS₂スパッタ膜潤滑に比べると約10倍大きい。鉛膜で潤滑した場合の摩擦トルクがMoS₂スパッタ膜潤滑に比べて大きいことは、イオンプレーティング法による鉛膜を用いた試験で既に明らかとなっているが¹⁷⁾、これが高荷重下でも成り立つことが分かった。潤滑剤として鉛を採用する場合には、この点に注意する必要がある。

図42は、鉛めっき膜を施した鋼製保持器付きの軸受の試験結果である。スラスト荷重を550 Nに増加させた試験時間20 hrくらいから摩擦トルクが上昇し始め、約50 hrで摩擦トルクが大きいいためスラスト荷重を100 Nへ低下させたが、摩擦トルクは低下したもののやや変動を示すようになった。その後、約115 hrでスラスト荷重が低いにも係わらず摩擦トルクが増大し、試験は摩擦トルクリミッターにより自動停止した。試験後は軸受が焼き付いており、回転不能であった。玉と保持器の干渉により早期に鉛膜が摩耗して下地の鋼同士が凝着したためと思われる。保持器ポケット面ではすべり摩擦となるため、保持器・玉の接触面で鉛膜が急速に摩耗し、軸受寿命を低

下させたものと推測される。

4.1節で述べたMoS₂スパッタ膜潤滑の軸受では、総玉形式の軸受に比べ、適切な保持器を用いた場合には軸受寿命が大幅に増大することが確認されている⁵⁾。しかし、本節で述べた鉛めっき膜潤滑の軸受では、保持器を採用することにより総玉軸受に比べて寿命が大幅に低下した。この結果は、特に過酷な条件下では、長寿命の軸受とするためには保持器の選定が重要であることを示している。

上述したように、保持器ポケット面ではすべり摩擦となるため、保持器・玉の接触面ではある程度の摩耗が生じるのは避けられない。玉が摩耗してしまうと回転精度など軸受本来の機能が損なわれるため、摩耗はもっぱら保持器で生じさせる必要がある。従って、長寿命の軸受を実現させるためには、保持器がかなり摩耗しても問題とならない保持器材料を選択する必要がある。事実、きわめて長寿命を示した内外輪・玉にMoS₂スパッタ膜を施し、PTFE系複合材保持器を用いた軸受では、2000 rpmで10,000 hr運転後の保持器ポケット面の摩耗深さは数十mmであった⁶⁾。また、鉛膜潤滑でも、保持器に鉛青銅製の保持器を用いた軸受は長寿命を示すことが実証されてお

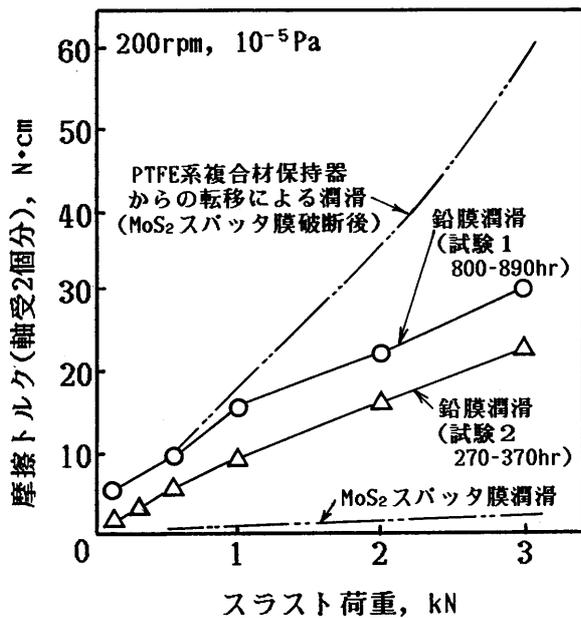


図41 摩擦トルクとスラスト荷重 (鉛めっき膜潤滑)

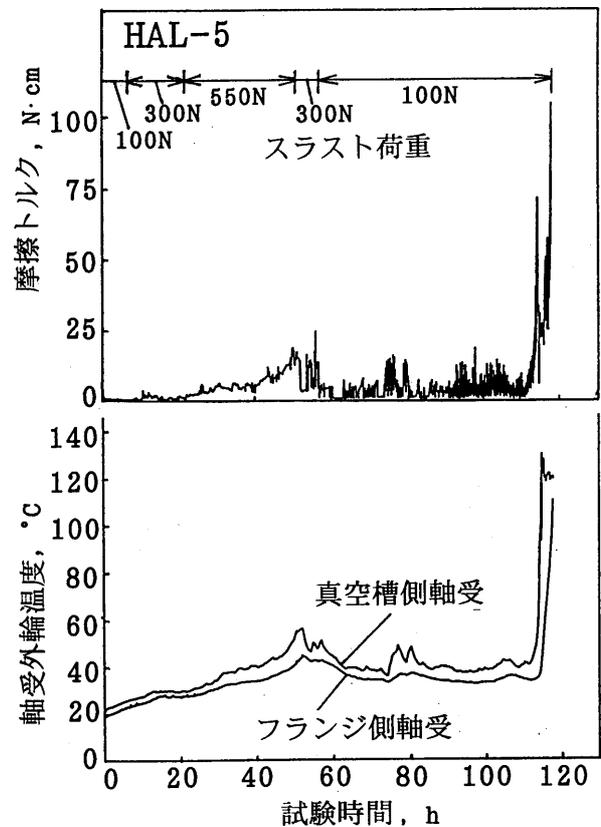


図42 摩擦トルク、軸受外輪温度の推移 (試験 HAL-5: 金属保持器付軸受) (試験 HAL-5: 鉛めっき膜潤滑軸受, 鉛膜を付着させた金属保持器付軸受)

り¹⁷⁾、ヨーロッパでは宇宙用として実用されている。このことは、保持器にはバルク材を用いるのが望ましいこと、金属等の下地材に被膜処理をする場合には膜厚が0.1 mm程度以上の厚膜にする必要があることを示している。本実験で寿命がきわめて短かったのは、保持器の被膜が薄すぎたためである可能性が高い。

本節の実験では、軸受鋼SUJ2に鉛膜をめっき処理した安価な軸受を使用した。総玉軸受では耐荷重能、耐久性、摩擦トルクともに比較的良好な性能を示した。軸受材料がステンレス鋼でないため錆が問題となる可能性はあるが、めっき処理により軸受の全面が鉛膜で覆われているため、鉛膜が防錆効果の役割も果たすことが期待できる。トライボロジー特性に関しては、既に宇宙用として実用されているMoS₂スパッタ膜とPTFE系複合材保持器で潤滑される軸受に比べ、摩擦トルク、寿命の点で及ばないが、これらの要求が厳しくない用途では、安価な鉛めっき膜潤滑軸受も宇宙用として十分に使用できるものと思われる。

5. 結 言

一連の軸受試験の結果、宇宙用として既に実用されているMoS₂スパッタ膜とPTFE系複合材保持器で潤滑される玉軸受は、試験した最大接触面圧3.6 GPaまでの範囲では焼付きが生じる限界荷重のようなものは存在せず、高荷重下においても使用可能であることがわかった。ただし、軸受の寿命は最大接触面圧が増加すると急激に減少する。

MoS₂スパッタ膜が摩耗すると、摩擦トルクが急増し、軸受外輪温度も急上昇したが、焼付きにはいたらなかった。PTFE系複合材保持器と玉がしゅう動することにより生成されたふっ化鉄により潤滑されていたためと考えられる。しかし、MoS₂膜が摩耗した後は、摩擦トルクが相当大きくなり、軸受の温度もかなり上昇するため、実用上はMoS₂膜が摩耗した時点を寿命とすべきと考える。

鉛めっき膜で潤滑された総玉軸受は、摩擦トルクは高いものの、高荷重に耐えることがわかった。コスト的に廉価であり、摩擦トルクが問題にならない用途では、宇宙用としても使用可能と思われる。

未解決の問題としては、同じ条件で試験した場合でもMoS₂スパッタ膜潤滑軸受の寿命が1桁程度違う場合があること、運転途中で持続時間約10秒のスパイク状の過大な摩擦トルクが、数百時間間隔で観察されたことである。スパイク状の過大な摩擦トルクは、MoS₂膜の破断、それに引き続き玉の転走面がMoS₂膜が残っている部分へと変化することにより生じていた可能性が高いと思われるが、摩耗粉も大きな影響を及ぼしている可能性も高く、さらに検討が必要である。軸受の寿命が1桁程度異なること

は油潤滑でもよく認められる現象であり、軸受試験特有のばらつきであった可能性がある。実用に当たっては、軸受の寿命に対してマージンを多めに取るなどの方策が必要である。

謝 辞

一部の試験に使用した玉のMoS₂被膜のスパッタ処理はNTN(株)、(株)東芝のお世話になった。試験後の軸受検査はNTN(株)にお世話になった。また、鉛めっき膜処理は日本精工(株)のお世話になった。末筆ながら厚くお礼申し上げます。

参考文献

- 1) R.L. Fusaro : Space Mechanisms Needs for Future NASA Long Duration Space Missions, AIAA Paper 91-3428
- 2) M. Nishimura : Application of Space Tribology in Japan, Tribology Int., 23, 2 (1990) 143.
- 3) M. Nishimura : Tribological Problems in the Space Development in Japan, JSME Int. Journal, Ser.III, 31, 4 (1988) 661.
- 4) J.W. Kannel and K.F. Dufrane : Rolling Element Bearings in Space, Proc. 20th Aerospace Mechanisms Symp., NASA CP-2423 (1986) 121.
- 5) 西村 允, 関 勝美, 宮川行雄 : 自己潤滑性保持器を用いた固体潤滑ころがり軸受の潤滑特性に関する研究 第1報 アースセンサ用軸受の選択試験, 航技研報告 TR-1019 (1989)
- 6) 西村 允, 鈴木峰男 : 真空中で1万時間運転した固体潤滑ころがり軸受のトライボロジー特性, トライボロジスト 43,3(1998) 234.
- 7) M. Suzuki & M. Nishimura : The Performance of Solid Lubricated Ball Bearings Operated in a Vacuum under a High Thrust Load, Proc. 18th ISTS, Kagoshima (1992) 541.
- 8) M. Suzuki & M. Nishimura : Tribological Characteristics of Ball Bearings Lubricated with a Sputtered Molybdenum Disulphide Film in a Vacuum under a High Thrust Load, Proc. 5th European Space Mechanisms & Tribology Symp., ESA SP-334 (1993) 35.
- 9) M. Suzuki & M. Nishimura : Effect of Load and Rotational Speed on Wear Life of Solid Lubricated Ball Bearings Operated in a Vacuum, Proc. International Tribology Conference YOKOHAMA 1995 (1996) 1215.
- 10) 西村 允, 関 勝美, 西岡 岳, 川島教嗣, 丸茂 斉, 本田登志雄, 鹿内 勉, 杉浦 儔 : 高荷重真空軸受試験機による二、三の実験結果, 潤滑学会第31期全

国大会(名古屋)予稿集(1986)157

- 11) 西村 允, 野坂正隆, 鈴木峰男, 関 勝美, 宮川行雄: 高周波スパッタリング法による二硫化モリブデン膜の潤滑特性に関する研究, 航技研報告 TR-953 (1986)
- 12) 西村 允, 野坂正隆, 鈴木峰男, 宮川行雄: 高周波スパッタリング法による二硫化モリブデン膜の潤滑特性に関する研究(第1報) 通常方式および両面方式による被膜の潤滑特性の比較, 潤滑, 30,9 (1985)671.
- 13) M. Minami, M. Suzuki and M. Nishimura: Evaluation of Tribological Characteristics of PTFE Composite Transfer Films in Ultra-High Vacuum, Trib. Trans, 36,1 (1993) 95.
- 14) 宮川行雄, 弘田雄吾, 吉川英昭: 二硫化モリブデンの最適スパッタリング条件, トライボロジスト, 38, 1 (1993) 46.
- 15) M. Suzuki: Comparison Tribological Characteristics of Sputtered MoS₂ Films Coated with Different Apparatus, Wear, 218 (1998) 110.
- 16) M. Chiba, T. Gyoygi, M. Nishimura and K. Seki: Development of Solid-Lubricated Ball-Screws for Use in Space, Proc. 25th Aerospace Mechanisms Symposium, NASA CP-3113 (1991) 195.

付録1 試験後の内外輪, 玉の真円度, 内外輪の摩耗形状の測定結果

本付録では 試験後の軸受を検査した際の玉の真円度, 内外輪軌道面の真円度, および内外輪の摩耗形状(R形状)の生データを示した. 固体潤滑軸受の場合, あらかじめ付着させた固体潤滑膜の部分的な摩耗や, 移着膜形成によっても真円度の数値データが見かけ上劣化するため, 損傷の状況を正しく判断するためには測定生データの検討が不可欠なためである. なお内外輪のR形状は, 摩耗がなく転走面の曲率が一定の状態にある場合に直線状の測定結果となるような特殊な治具を用いて測定したものである. 以下, 試験毎にコメントを示す.

試験 HAL-1 (図 A1)

この軸受については内外輪の真円度, 内外輪のR形状は測定しなかった. 玉の形状は, 両軸受ともに真円からかなり崩れていることが認められる. 特に, 真空槽側軸受では, 鉢巻き状の転走面が摩耗して生じたと推定される凹みが2箇所認められ, これにより真円度が劣化したことがわかる. また, フランジ側軸受もなだらかな凹凸となっており, やはり摩耗による真円度の劣化と推定される. 真円度の値は大きく, かなりの損傷を受けたと

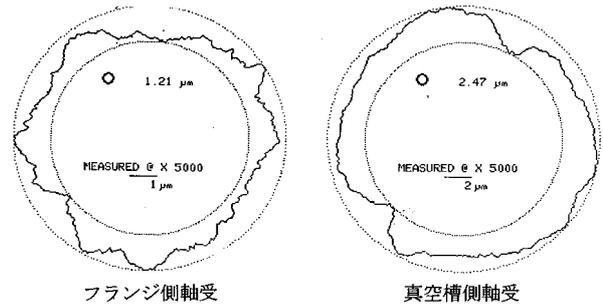


図 A1 試験後の玉の真円度(試験 HAL-1)

判断され, 再使用は望ましくない状態である.

試験 HAL-2 (図 A2)

玉の真円度はかなり劣化しているものの, 形状からみると尖った山状になっており, 移着膜の存在が原因と推定される. 内外輪の真円度もかなり劣化しているが, 劣化が大きい真空槽側軸受では移着膜が付着している様相を示している. ただし, 移着膜の付着のみが真円度の劣化の原因とは考えにくく, フランジ側軸受と同程度に摩耗した後さらに保持器との激しい摩擦(本軸受では保持器が破壊していた)で多大な移着が生じたものと思われる. 転走面のR形状では, かなりの深さの摩耗や付着が生じており, 保持器破壊により異常な運転状況となったことがうかがえる.

試験 CMM-4 (図 A3)

この軸受は, 内外輪・玉にMoS₂スパッタ膜を付着させていない. 真円度, R形状ともに上述の図1A, 図2Aとはかなり様相が異なっており, 比較的なだらかな凹凸となっている. すなわち, 玉, 内外輪ともに真円度の値そのものはあまり大きくないものの, 真円度の劣化が摩耗に起因しているものと推定できる. R形状でも摩耗のみが認められた. 測定結果からは, 移着膜が付着していた様相は認められない. この軸受では, 本文で述べたように, 玉表面のXPS分析で保持器材から物理的に移着したPTFEはほとんど検出されず, 比較的厚いふっ化鉄の化学反応層が形成されていた. 真円度の測定結果は, このXPS分析結果とよく対応している. 真円度, R形状の測定結果から判断すると, 図1A, 図2Aに比べて, この軸受は損傷が最も進んでいると判定され, 再使用は適切でないと判断される. すなわち, 寿命と判定しても良い状態と思われる.

試験 HAL-6 (図 A4)

玉の真円度の測定結果は, きわめて良好であった. また内外輪では, 転走面の一部で摩耗らしい形状が認めら

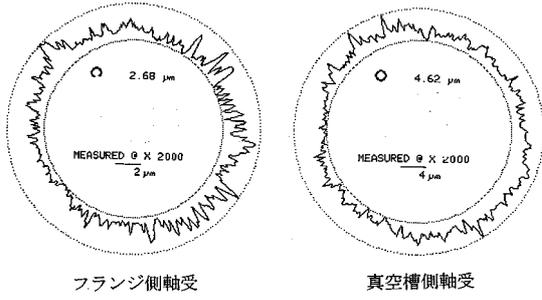


図 A2 (a) 試験後の玉の真円度 (試験 HAL-2)

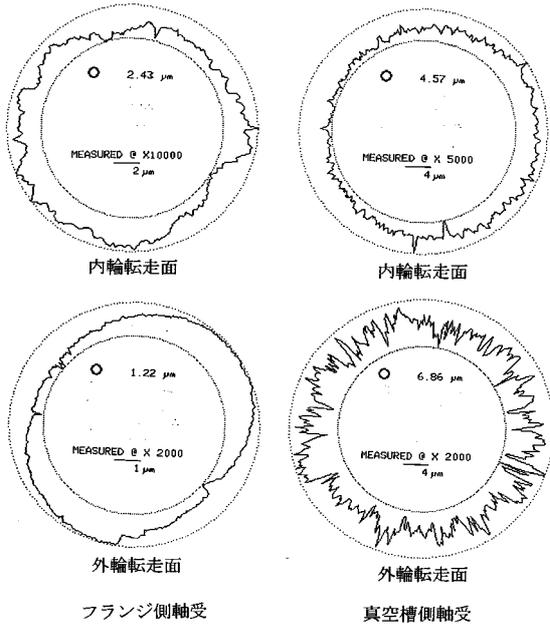


図 A2 (b) 試験後の内外輪転走面の真円度 (試験 HAL-2)

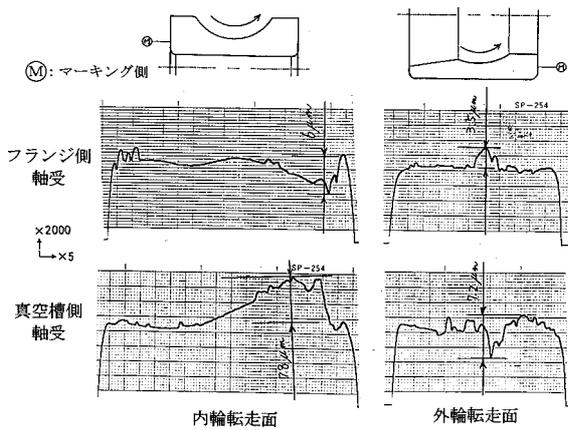


図 A2 (c) 試験後の内外輪転走面の摩耗形状 (試験 HAL-2)

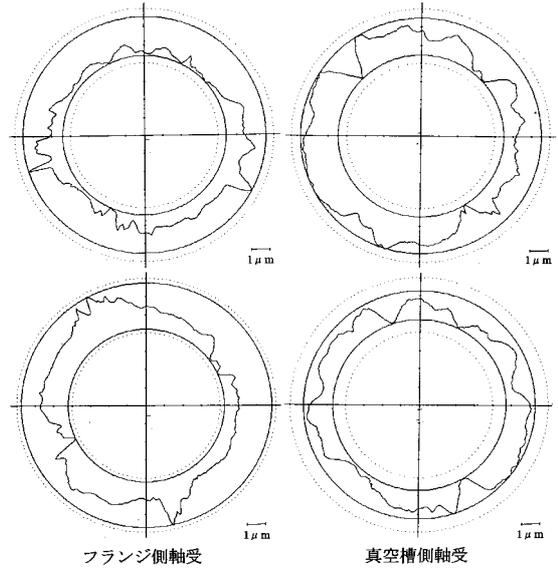


図 A3 (a) 試験後の玉の真円度 (試験 CMM-4)

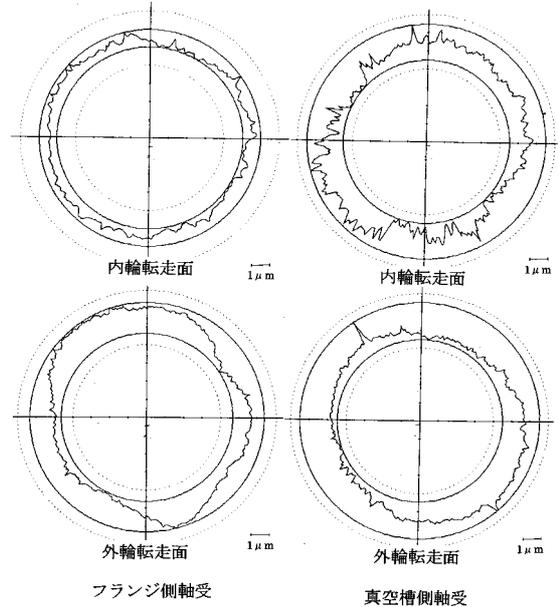


図 A3 (b) 試験後の内外輪転走面の真円度 (試験 CMM-4)

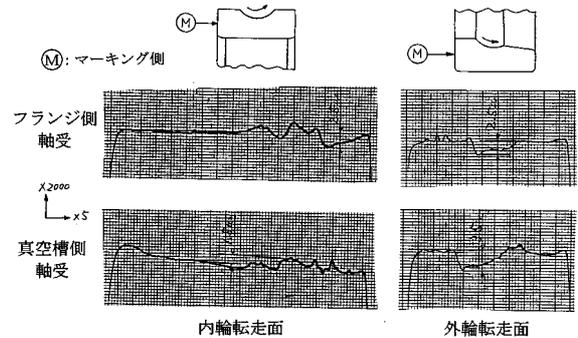


図 A3 (c) 試験後の内外輪転走面の摩耗形状 (試験 CMM-4)

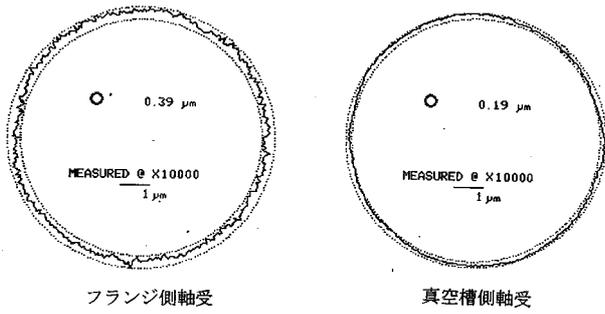


図 A4 (a) 試験後の玉の真円度 (試験 HAL-6)

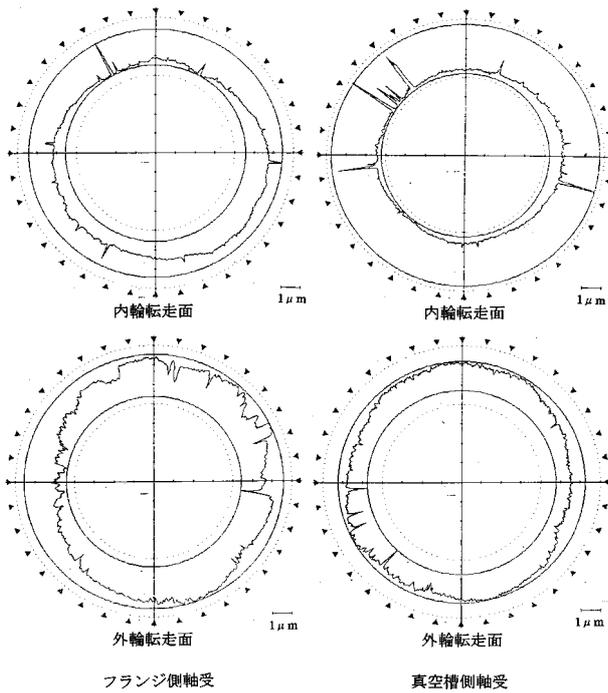


図 A4 (b) 試験後の内外輪転走面の真円度 (試験 HAL-6)

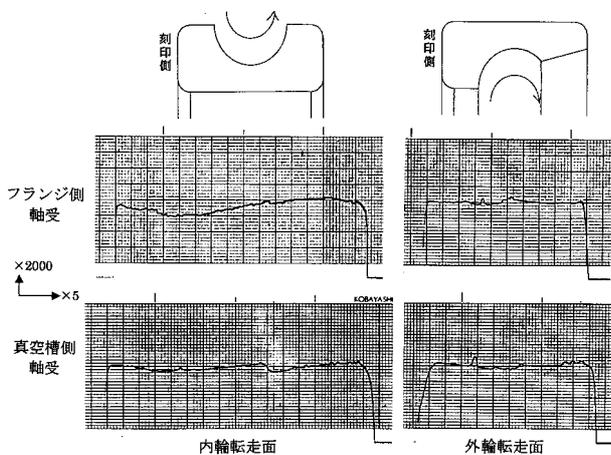


図 A4 (c) 試験後の内外輪転走面の摩耗形状 (試験 HAL-6)

れるが，真円度がやや大きいのは一部に付着した移着物によるものであることがわかる．R形状でも摩耗はほとんど認められない．以上の測定結果からは，この軸受はまだ再使用可能と判断される．摩擦トルクが急増した直後に試験を停止しており，このため損傷が軽微であったと推定される．図1A～図3Aの結果と比較して考えると，MoS₂スパッタ膜潤滑時には軸受はほとんど損傷していなかった可能性が高い．

試験 HAL-7 (図 A5)

真空槽側軸受では，玉及び内外輪の真円度，内外輪のR形状のいずれも劣化していた．一方，フランジ側軸受では外輪転走面の真円度が奇妙な形状がみられたが，R形状では摩耗がなく，良好な状態であったと判断される．この軸受では，一度摩擦トルクが上昇した後，再び低下したためさらに運転を続けた．この間に真空槽側軸受到に損傷が生じた可能性がある．本文の図22で，真空槽側軸受のみ試験終了直前に軸受外輪温度が急上昇したことも，これを裏付けている．フランジ側軸受は再使用可能と判断できるが，真空槽側軸受は，ほぼ寿命に至った状態と判定される．

試験 HAL-8 (図 A6)

この軸受も摩擦トルクが上昇した後，数時間運転している．玉の真円度形状から，真円度劣化が摩耗により生じたことが推定される．内外輪の摩耗は，フランジ側軸受ではR形状，真円度形状から若干認められる．一方，真空槽側軸受では，R形状では摩耗は認められなかったが，内外輪の真円度は摩耗が生じていたように見える．損傷が生じ始める境の状態であった可能性がある．この軸受は再使用しない方が無難と判断される．

試験 HAL-9 (図 A7)

フランジ側軸受では，真円度形状から玉が摩耗していることが明らかであるが，内外輪ではあまり摩耗していない．逆に，真空槽側軸受では，玉は良好な状態であったが，内外輪では真円度の崩れ，摩耗が認められる．すなわち，軸受によって損傷箇所が異なっていた．この結果は，最も厳しい条件となる部品が一定しているのではなく，玉，内外輪のいずれも最初に損傷が生じる可能性があることを示唆する．

試験 VAC-B (図 A8)

玉の真円度の測定結果は，きわめて良好であった．また内外輪の真円度では，値が大きいケースでは転走面に移着した膜が一部で摩耗したような形状となっており，摩耗のみで真円度が大きくなったのではないことが見て

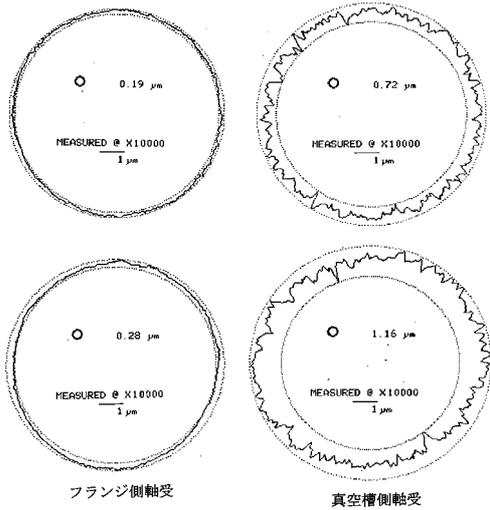


図 A5 (a) 試験後の玉の真円度 (試験 HAL-7)

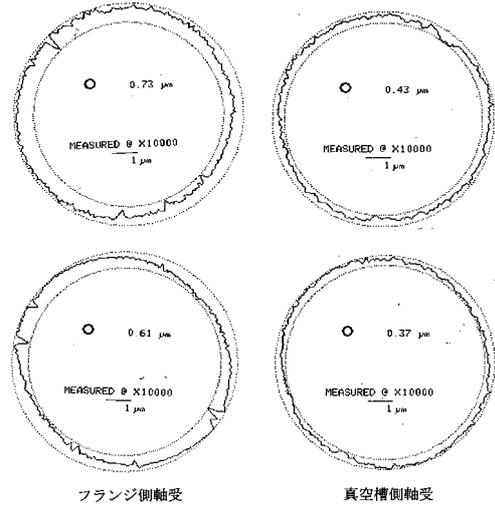


図 A6 (a) 試験後の玉の真円度 (試験 HAL-8)

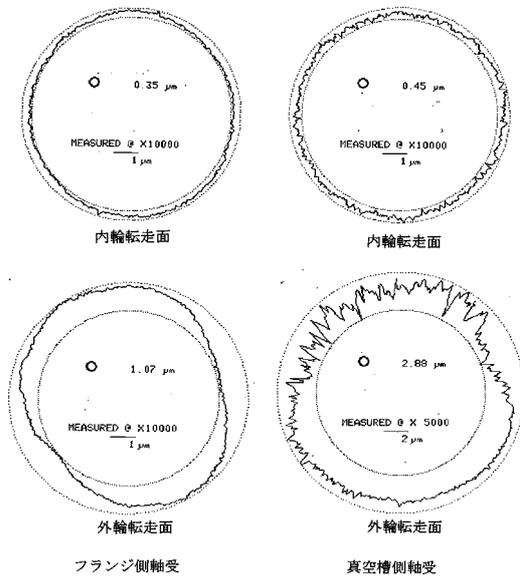


図 A5 (b) 試験後の内外輪転走面の真円度 (試験 HAL-7)

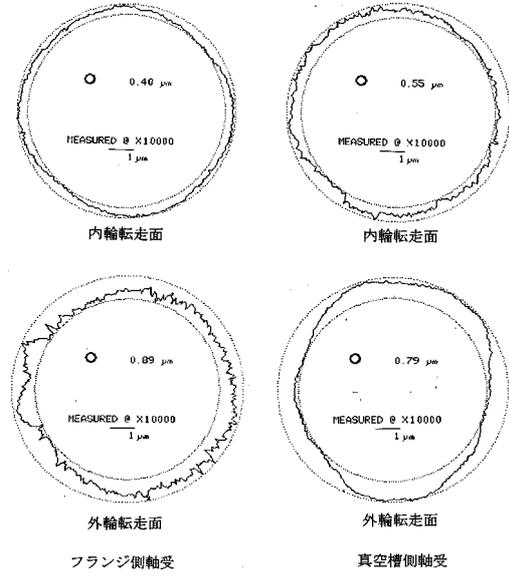


図 A6 (b) 試験後の内外輪転走面の真円度 (試験 HAL-8)

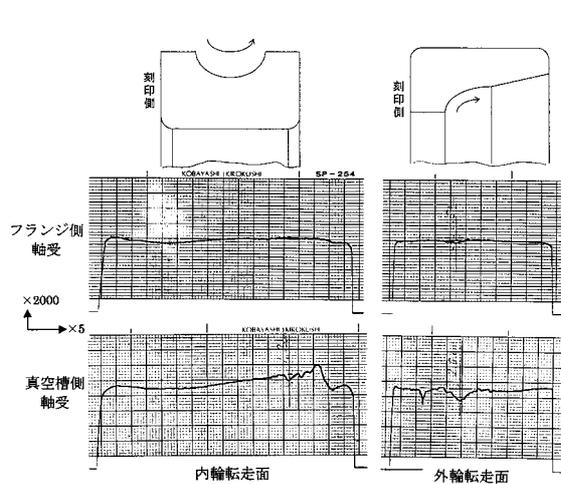


図 A5 (c) 試験後の内外輪転走面の摩耗形状 (試験 HAL-7)

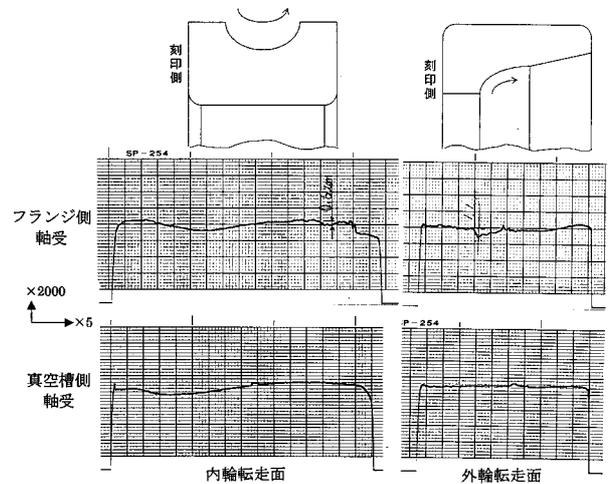


図 A6 (c) 試験後の内外輪転走面の摩耗形状 (試験 HAL-8)

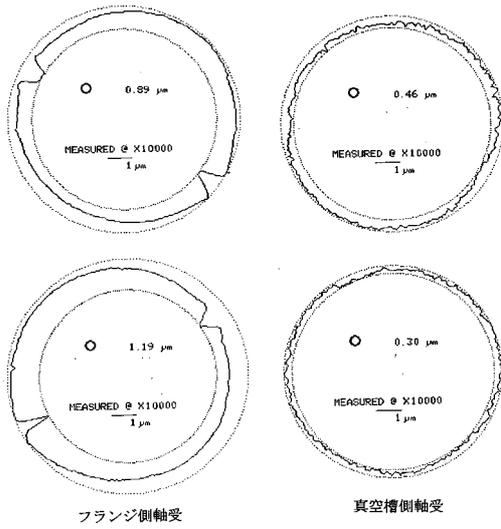


図 A7 (a) 試験後の玉の真円度 (試験 HAL-9)

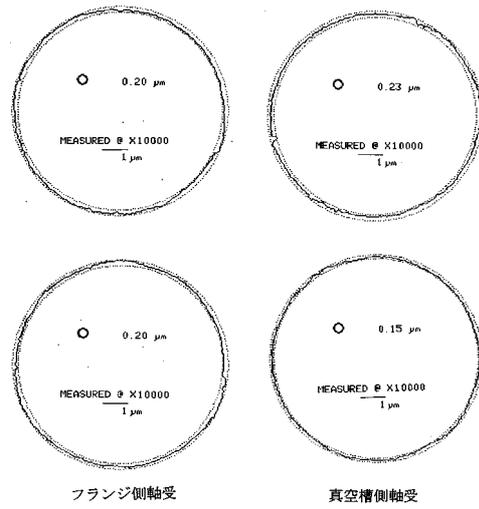


図 A8 (a) 試験後の玉の真円度 (試験 VAC-B)

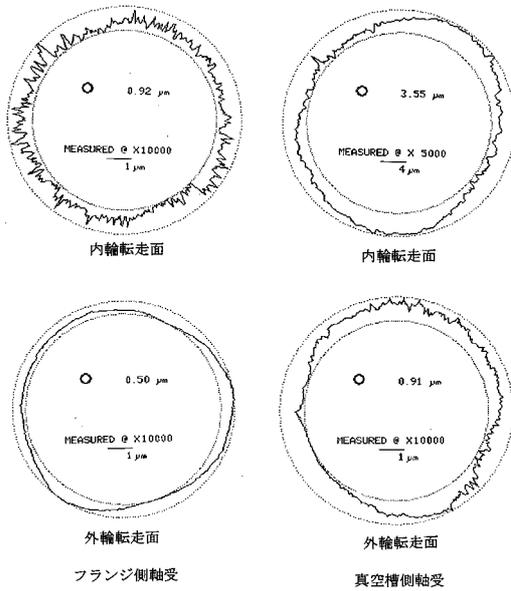


図 A7 (b) 試験後の内外輪転走面の真円度 (試験 HAL-9)

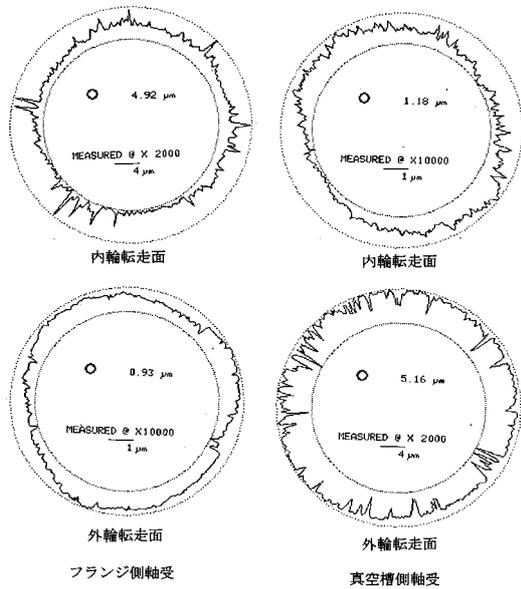


図 A8 (b) 試験後の内外輪転走面の真円度 (試験 VAC-B)

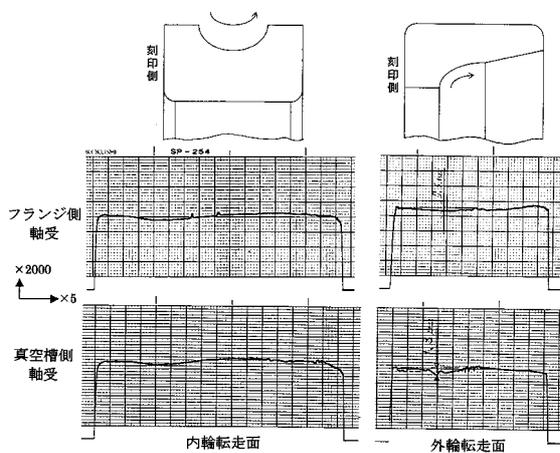


図 A7 (c) 試験後の内外輪転走面の摩耗形状 (試験 HAL-9)

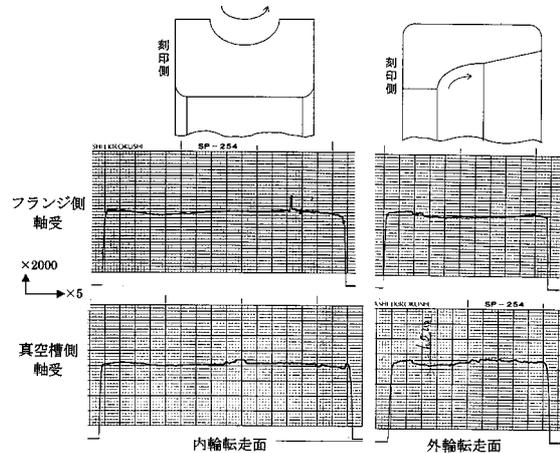


図 A8 (c) 試験後の内外輪転走面の摩耗形状 (試験 VAC-B)

取れる。R 形状では真空槽側軸受の外輪部のみで摩耗が認められた。この軸受は、他と比べてかなり低荷重、高速で運転されているが、真円度、R 形状の測定結果からは、顕著な相違は認められない。試験した範囲の運転条件では MoS₂ スパッタ膜の摩耗プロセスはあまり相違しないようである。

付録 2 軸受内外輪間の電気抵抗についての検討

内外輪・玉の MoS₂ 膜の摩耗状況、及び保持器からの転移膜の生成状態に関してのデータが得られることを期待して、本研究では内外輪間の接触電気抵抗を測定した。しかし、4.1 節で述べたように、内外輪間の接触電気抵抗はほとんどの試験で運転中ほぼ 0 W を示した。数十 W から数百 W の抵抗値を示したのは、試験 HAL-2、CMM-4 の 2 試験のみであり、しかも試験開始直後のスラスト荷重が低い時（試験 HAL-2、CMM-4）、及び試験終了直前に保持器が破壊しかけていた際（試験 HAL-2）に限られた。また、試験 HAL-2 では接触電気抵抗が周期的に増大するという現象が観察された（試験 CMM-4 では接触電気抵抗の周期性については測定していない）。ここでは、接触電気抵抗がなぜこのような挙動を示したのか、その原因について検討する。

[接触電気抵抗が低かった原因の検討]

本文で述べたように、いずれの試験でも軸受の摩擦トルクはきわめて低く、MoS₂ 膜により良好に潤滑されていたと考えられる。しかし、内外輪間の接触電気抵抗はほとんどの試験で運転中ほぼ 0 W を示した。この結果は、真空中で運転した場合、MoS₂ 膜が存在しても接触電気抵抗はほぼ 0 W となること、従って試験 HAL-2 で接触電気抵抗が増大した理由が潤滑に寄与している MoS₂ 膜の電気抵抗ではないことを示唆している。

スパッタ MoS₂ 膜をボール/円板型摩擦試験で評価した試験では、静止時の接触電気抵抗は数十 W 程度であったが、試験開始直後に乾燥空気中では数十 kW へと増大したのに対し、窒素ガス中ではほぼ 0 W へと低下した（ただし、1 回転中に数十カ所、接触電気抵抗が数十 kW に増大した）^{A-1)}。この結果は、摩擦試験で接触電気抵抗が増大した要因が酸化物（モリブデンの酸化物、または相手材の 440C 鋼製の玉表面に生成された酸化鉄）であることを強く示唆している。真空中での接触電気抵抗を測定した例は報告されていないが、窒素ガス中と類似の挙動を示すものと想定される。

軸受試験前の静止時では、ボール/円板型摩擦試験の試験前と同様、接触電気抵抗値は数 W 程度であり、たまに数十 W から数百 W を示す場合があった。しかし、いずれの試験でも運転開始とともに接触電気抵抗はほぼ 0 W

となった。このような接触電気抵抗の変化が、MoS₂ 膜自体に由来するという可能性はあるだろうか？ MoS₂ は半導体で、結晶の方向により電気抵抗は大幅に異なる（基底面に平行に電流が流れる場合は垂直に流れる場合に比べ 1 ~ 3 桁くらい電気抵抗が小さい）^{A-2)}。このため、摩擦により MoS₂ 膜の結晶の配向性が変化すれば、接触電気抵抗も変化する可能性は十分考えられる。しかし、MoS₂ 膜は摩擦により結晶基底面が摩擦方向と平行に容易に配向することがよく知られており、結晶の配向性だけから考えると、膜厚方向である接触電気抵抗は、摩擦するとむしろ増大するはずである。また、MoS₂ 膜の厚さがほぼ同じであるにもかかわらず、前述したように試験により静止時の接触電気抵抗がたまに数十 W から数百 W を示す場合があった。これらの結果は、静止時に観察された接触電気抵抗は MoS₂ 膜自体の電気抵抗でなく、表面に形成されたモリブデンの酸化物やコンタミネーションに起因する可能性が高いことを示唆している。

MoS₂ 膜が接触電気抵抗の増大の原因でないとすれば、試験 HAL-2、CMM-4 で接触電気抵抗が増大した原因は、保持器からの PTFE 移着膜であろうか？ MoS₂ 膜を付着させていない軸受で試験した CMM-4 では、試験開始直後のスラスト荷重が低い時にのみ接触電気抵抗が増大した。その後接触電気抵抗はほぼ 0 W に低下したが、軸受は大きな損傷がなく長時間運転可能であった。本文で述べたように、試験後の玉表面からは PTFE はほとんど検出されず、ふっ化鉄が検出された。この結果は、潤滑の主体と考えられるふっ化鉄は、接触電気抵抗を増大させる要因とはならないことを示している。すなわち、試験 HAL-2、CMM-4 の 2 試験で数十 W から数百 W の接触電気抵抗値を示したのは、潤滑に寄与する被膜の形成とは無関係と考えられる。

接触電気抵抗が増大したのが、保持器に過大な摩耗が生じやすいと考えられる試験初期のなじみ過程であること（試験 HAL-2、CMM-4）、及び保持器が破壊しかけた状態（試験 HAL-2）に限られることを考慮すると、接触電気抵抗が増大した主因は、保持器からの PTFE 摩耗粉が噛み込んだためである可能性が高い。MoS₂ 膜の摩耗粉も転走面の大部分に堆積すれば接触電気抵抗増大の要因となり得ると思われるが、MoS₂ 自体の電気抵抗がそれほど大きくないこと、スパッタ膜は膜厚が薄く耐摩耗性も一般に良好であるため多量の摩耗粉が発生しにくいことから、その可能性は少ないと考えられる。

[接触電気抵抗が周期性を示した原因の検討]

試験 HAL-2 で、試験開始直後および試験終了直前に接触電気抵抗が周期的に変化した。周期的に変化したということは、軸受の特性周波数と関連している可能性が高

い．特性周波数は，軸受の損傷がどの部品に生じているか同定する時などによく利用されるもので，以下の3種がある．

外輪の特性周波数：外輪のある1点を玉が通過する周期

内輪の特性周波数：内輪のある1点を玉が通過する周期

玉の特性周波数：玉のある1点が内輪または外輪を通過する周期

アングュラ玉軸受の場合，玉の公転ピッチ径を D ，玉の直径を d ，接触角を a とすると，内輪と玉の転走面直径が $D - d \cdot \cos a$ ，外輪と玉の転走面直径が $D + d \cdot \cos a$ となることを考慮すると，内輪回転・外輪固定の時には，玉の自転回転数 f_s ，玉の公転回転数 f_c は，内輪回転数 f_n を用いて，以下の式で与えられる^{A-3)}．

$$\text{玉の自転回転数 } f_s = (f_n/2) \{ D/d \} \{ 1 - (d/D) \cos^2 a \}$$

$$\text{玉の公転回転数 } f_c = (f_n/2) \{ 1 - (d/D) \cos a \}$$

特性周波数は，上述の定義から玉の自転回転数，玉の公転回転数，内輪回転数を用いて，以下のようになる．

$$\text{外輪の特性周波数 } f_o = z f_c = z \{ f_n/2 \} \{ 1 - (d/D) \cos a \}$$

$$\text{内輪の特性周波数 } f_i = (f_n - f_c) = z \{ f_n/2 \} \{ 1 + (d/D) \cos a \}$$

$$\text{玉の特性周波数 } f_b = 2f_s = f_n \{ D/d \} \{ 1 - (d/D) \cos^2 a \}$$

接触電気抵抗に周期性がみられた試験HAL-2におけるこれらの特性周波数を計算してみると， $f_n = 3.33 \text{ Hz}$ (回転数 200 rpm)， $z = 5$ ， $D = 34.5 \text{ mm}$ ， $d = 7.9375 \text{ mm}$ であり，接触角は計算^{A-3)}により，スラスト荷重 550 N では $a = 32.76$ 度，スラスト荷重 3 kN で $a = 37.11$ 度となるので，

$$\text{外輪の特性周波数} = 6.71 \text{ Hz} (550 \text{ N}), 6.80 \text{ Hz} (3 \text{ kN})$$

$$\text{内輪の特性周波数} = 9.94 \text{ Hz} (550 \text{ N}), 9.85 \text{ Hz} (3 \text{ kN})$$

玉の特性周波数 = 13.93 Hz (550 N)，13.99 Hz (3 kN) が得られる．スラスト荷重による特性周波数の相違は小さい．

実測された電気抵抗の周期は，スラスト荷重 550 N，3 kN のいずれの場合も約 6.9 Hz であり，外輪の特性周波数にかなり近い値となっている．ただし，内外輪間の接触電気抵抗の場合には導通ルートが玉の数だけあるため注意を要する．

軸受の内外輪間の接触電気抵抗 R は， i 番目の玉を介した抵抗を R_i とすると，

$$R = 1 / \sum (1/R_i)$$

と表せる．ここで， R_i は i 番目の玉についての内輪表面の被膜抵抗，外輪表面の被膜抵抗，玉表面の被膜抵抗 (内輪，外輪と接触する部分 2カ所) の和である．本試験で測定された電気抵抗は高い部分は数十 ω 以上あり，前述したように摩耗粉の噛み込みなどが原因と思われ，内輪・

玉，外輪・玉の接触部における絞り抵抗は無視可能と思われる．

ここで，1周期の中で電気抵抗がほぼ 0 ω の状態から上昇していく過程を考えてみる．電気抵抗が 0 ω という状態は，少なくとも1つの玉に関しては内輪と玉，外輪と玉の接触部が同時に導通状態であることを意味する．玉表面が原因で電気抵抗が増大する場合，内外輪表面でほぼ電気抵抗が 0 ω と仮定すれば，玉が半回転した状態になるとやはり電気抵抗はほぼ 0 ω となり，周期性は玉の特性周波数で現れることになる．また，内輪表面が原因で電気抵抗が増大する場合は，同様に内輪の特性周波数が合成された形で現れる．一方，内外輪表面の両方に電気抵抗があると仮定すれば，周期性は現れないか，内外輪と玉の特性周波数が合成された周期性が現れる．従って，外輪の特性周波数のみの周期性が現れたということは，外輪表面の状態が原因で電気抵抗が増大したものと考えてよいであろう．

今，5個の玉 (試験 HAL-2 の場合) の内のある1つの玉 (玉 No.1 とする) で内輪と外輪が導通状態にあったとする．軸受が少し回転すると，玉 No.1 は外輪の付着物に乗り上げ，玉 No.1 に関しては電気抵抗は増大するが，他の玉の部分で導通していれば内外輪間の電気抵抗は相変わらず 0 ω のままである．従って，玉 No.2 ~ 玉 No.5 では導通が起こっていないことになる．そして外輪の特性周波数の周期性が現れたということは，電気抵抗が 0 ω の状態の時に玉 No.1 が接触していた外輪転走面位置に玉 No.2 が来ると，再び電気抵抗が 0 ω へ低下することを意味する．この現象が現れるためには，内輪，玉の表面では電気抵抗が 0 ω ，外輪表面はほぼ全面が絶縁状態，ごく一部だけ導通状態ということになる．このような状態が起こり得るであろうか？

試験 HAL-2 では周期的な接触電気抵抗は，運転初期の荷重が低い時期，及び荷重が高い状態での運転終期に観察されている．上述の考察から，内輪と玉表面では電気抵抗がほぼ 0 ω ，外輪表面ではほぼ絶縁状態という状況にならないと外輪の特性周波数での周期性は現れない．このような状況が可能となる仮説を1つあげるとすれば，摩耗粉が遠心力により外輪転走面に堆積し，その上を玉が転動することにより外輪の転走面のほぼ全面に絶縁性の移着膜が形成されるというものである．

運転初期はなじみ過程であり，多くの摩耗粉が発生する可能性がある．また試験 HAL-2 の運転終期は保持器が破壊しかけており，やはり多くの摩耗粉が発生した可能性がある．多くの摩耗粉が発生すれば，上述の仮説のような状態となりやすいことは確かと思われるが，なぜ試験 HAL-2，CMM-4 でのみ接触電気抵抗が増大したのかは説明できない．接触電気抵抗が周期性を示した実際のメ

カニズムについては、さらに検討が必要である。

953 (1986).

付録の文献

A-1) 西村 允,野坂正隆,鈴木峰男,関 勝美,宮川行雄:高周波スパッタリング法による二硫化モリブデン膜の潤滑特性に関する研究,航技研報告 TR-

A-2) T.J. Risdon, Properties of molybdenum disulfide, AMAX Bulletin C-5c (1987).

A-3) 例えば,転がり軸受工学編集委員会編:転がり軸受工学,養賢堂(1976)p.100.

航空宇宙技術研究所報告 1389号

平成 11 年 8 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) 40-3075 ㊦ 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, 管理部
研究支援課資料係にご連絡ください。

Printed in Japan