

UDC 621.89-973 :
546.21-14 :
621.822.6/.7

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-229

液体酸素中におけるころがり軸受の性能

宮 川 行 雄・関 勝 美

1972 年 7 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 資 料

TM-174	遷音速風洞動安定測定装置の構造と作動	1970年 4 月	小橋安次郎, 河野長正 西武徳, 宮沢政文
TM-175	NAL-16・31 D 型ロケットの研究試作	1970年 5 月	五代富文, 近藤洋史 中井暎一, 田畑洋治
TM-176	非対称自由流線の一計算法	1970年 5 月	高橋 倅
TM-177	小型固体ロケットモータの振動燃焼実験 —パルス法による中周波振動燃焼の 研究—	1970年 5 月	五代富文, 伊藤克弥 西村久男, 湯沢克宜 柴藤羊二
TM-178	大型低速風洞動安定微係数測定装置	1970年 5 月	廣岡貫一, 遠藤 浩 戸田亘洋, 岡部祐二郎
TM-179	風洞天秤の試作	1970年 5 月	金成正好, 北出大三
TM-180	ジェットエンジン燃焼器出口ガス流の 乱れの測定 (II) —レーザのドップラ効果を利用する方法—	1970年 5 月	相波哲朗
TM-181	航空機の乗り心地について	1970年 6 月	幸尾治朗
TM-182	排気系障害板の模型実験	1970年 9 月	田辺義一
TM-183	ロケット模型の大型低速風洞試験	1970年 9 月	近藤洋史, 高橋 宏 桑野尚明
TM-184	金属線へ衝突する液滴の現象	1970年 9 月	田丸 卓, 乙幡安雄
TM-185	推進エンジン用空気取入口の予備実験	1970年 9 月	近藤 博, 石賀保正
TM-186	NAL-25・31 型ロケットの試作と飛し ょう試験	1970年11月	宇宙研究グループ
TM-187	推力 300 kg ジンバル液体ロケットエ ンジンの揺動特性 (I)	1970年11月	檜崎哲二, 中野富雄 橋本亮平, 竹花真一郎
TM-188	自由飛行模型 FFM-10 の空力微係数に およぼす機体弾性変形の影響について	1970年11月	河崎俊夫, 河本 巖 戸田 勸
TM-189	燃料蒸発管に関する研究 (III) —管内の燃料・空気二相流への熱伝達—	1970年12月	田丸 卓, 乙幡安雄 鈴木邦男
TM-191	大型電子計算機プログラム・ライブラリ	1970年12月	戸川隼人, 磯部俊夫
TM-192	極超音速風洞 M9 ノズル較正試験	1971年 1 月	長洲秀夫, 橋本 登 穂積弘一, 松崎貴至
TM-194	航空機の STOL 性に関する一考察	1971年 1 月	田辺義一
TM-195	曲面壁上の噴流に対する噴出孔形状, 配 列の効果について	1971年 1 月	西村英明, 白井 弘 井上重雄, 三村富嗣雄
TM-196	NAL-16 H 型ロケットの研究試作	1971年 1 月	宇宙研究グループ
TM-197	二次元煙風洞について	1971年 1 月	高橋 宏, 戸田亘洋 白井正孝
TM-198	等高線を描かせるプログラム	1971年 1 月	磯部俊夫
TM-199	航空機用ヒータの燃焼器の開発実験	1971年 2 月	堀内正司, 本間幸吉 矢萩恵一
TM-202	単発 STOL 実験機に関する研究 —テレメータ実験局の電界強度測定—	1971年 6 月	幸尾治朗, 小野孝次 矢沢健司, 塚野雄吉
TM-203	固体ロケットの比推力測定の標準化	1971年 6 月	五代富文, 岡部祐二郎 清水昭紀, 伊藤克弥 西村久男
TM-204	サーボ機構の過渡応答改善用デジタル コントローラについて	1971年 7 月	小川 鉦一, 島村正人 (日本大学)
TM-205	自由飛行模型 FFM-10 の動安定微係数 の推定について	1971年 7 月	河崎俊夫, 河本 巖
TM-206	静止衛星の軌道保持シミュレーションシ ステムの構成 (I) —地球の重力場による摂動—	1971年 8 月	松島弘一

液体酸素中におけるころがり軸受の性能*

宮 川 行 雄**・関 勝 美**

1. ま え が き

液体ロケットでは液体酸素や液体水素の超低温の液化気体を酸化剤や燃料として使用しており、ロケットの推力が小さいときは酸化剤や燃料のタンクをヘリウムガスで 30 kg/cm² 程度に加圧して燃焼室に送る方式が用いられている。しかしロケットの推力が大きくなり大形化すると大容量のタンクを耐圧容器にしなければならぬため著しい重量増加を招く。このためターボポンプでタンクから燃料や酸化剤を燃焼室に送る方式が用いられる。ターボポンプの初期の古い形式ではポンプの外に支持軸受を出し、軸受の潤滑には油を用いた。しかしこの方式では停止時に超低温の液化気体のため軸受温度が低下し、潤滑油が凍結することから、加熱用ヒータを必要とすることになる。また酸化剤として用いられる液体酸素は油と混合すると爆発する危険があるため、液体酸素と支持軸受部の油が混合しないように密封装置を必要とする。したがって構造の複雑化と重量増加を招くため、現在用いられている方式は液化気体の中に直接支持軸受を入れて運転する方式である。したがってポンプの軸受はこれら液化気体の中で使用されることになるため一般とは違った潤滑上の困難な問題が派生することになる。

表 1 に液体酸素、液体水素の性状を示す。表 1 から液体酸素や液体水素中で使用される軸受にとっては、つぎの二つが問題となる。第 1 は液体酸素の沸点が -183°C、液体水素の沸点が -253°C であることから軸受もこの超低温にさらされることである。したがって液化気体との反応性は別としてもこのような超低温では油やグリースは当然使用できないことになる。第

2 はこれら液化気体の粘度が油に比較して非常に小さいことである。たとえば液体酸素の沸点における粘度 0.19 cP は SAE 30 油の 30°C における粘度の約 1/1000 であり、液体水素の沸点における粘度 0.013 cP は 27°C における空気粘度とほぼ等しい。したがってこれら液化気体に油におけるような潤滑作用を期待することはできない。

まず超低温について検討してみると、高温とは逆にたんに温度が低いということは摩擦にとって苦しくなる条件は考えられない。たとえば Burton¹⁾ らはヘリウムガス中で各種金属について 300°K から 20°K の極低温にわたって摩擦実験を行なっているが、静摩擦係数は温度に対してほぼ一定であった。摩擦の凝着説によれば摩擦係数 μ は

$$\mu = s/p \quad (1)$$

であらわされる。ただし、 s は凝着部のせん断強さ、 p は圧縮降伏応力である。金属の機械的性質は温度によって変化し、低温で一般に面心立方晶以外の金属では準静的な降伏応力は急激に増大する。しかし低温で p が増大してもそれに比例して一般に s も増大するため、結局摩擦係数は温度が低下してもほとんど変化しないことになる。したがって超低温になると金属摩擦が増えるということではなく、むしろ問題となるのは超低温における軸受材料の脆性化や、使用に際しては必ず室温から超低温の温度サイクルを受けるため水分の付着によるさびの発生である。しかしこれは適当な軸受材料を採用することによって容易に解決できる問題で、たとえばころがり軸受材料としてはステンレス鋼 (SAE 51440 C) を用いることによって液体水素中でも使用に耐える。潤滑上からは超低温ということは、油やグリースがもともと使用できないことを別とすれば、冷却剤の中で軸受をまわすわけであるから摩擦熱をとり軸受の温度上昇を防ぐため非常に有利な条件となる。

したがって、ただたんに温度が低いということが問題となるのではなく、液体酸素や液体水素の粘度が油に比較して非常に小さいところに問題がある。超低温のため油やグリースが使用できなくとも、液体酸素や液体水素が油と同程度の粘度をもっておれば潤滑上な

表 1 液体酸素、液体水素の性状

液化 気体	凝固点 (°C)	沸 点 (°C)	密 度 (沸点) (g/cm ³)	粘 度 (cP)	
				沸 点	-196°C
酸素	-219	-183	1.14	0.19	0.23
水素	-259	-253	0.071	0.013	—

* 昭和 47 年 6 月 3 日受付

** 宇宙研究グループ

んな問題はなく、さきに述べたように温度が低いということはかえって非常に有利な条件となる。結局液体酸素や液体水素中における軸受の潤滑ということは、油やグリースなどの潤滑剤の使用が不可能で、またまわりの環境からの潤滑作用もほとんど期待し得ないときの潤滑をいかにするかということで、ここに問題の困難性がある。ただし液体酸素中では摩擦面に酸化膜が形成されるため若干の潤滑作用があるが、液体水素中では水素の表面保護酸化膜の還元作用により清浄な面があらわれやすく、その低粘度と相まって液体酸素中におけるよりもはるかに条件はきびしくなる。

液体酸素、液体水素中で使用されるところが軸受に関しては液体ロケットの開発とともに研究が開始されすでに実用化されており、その研究内容に関してすでに NASA (米航空宇宙局) から数多く報告されている^{2), 3)}。しかしわが国においては、燃料にケロシン (JP-4)、酸化剤に液体酸素を用いる液体ロケットの開発が始まったところである。当所でスラスト10トン級の燃料にケロシン (JP-4)、酸化剤に液体酸素を用いるターボポンプの試作にあたり、この種の軸受に関しては従来わが国において経験が皆無であり、NASAの報告からどのようにすればよいかという概念はつかめるのであるが、実際に軸受を試作して性能の確認試験が必要となった。

試作したターボポンプの構造はタービン、ケロシンポンプ、液体酸素ポンプが一軸に配置され、ケロシンと液体酸素中の2個の軸受で軸を支持する。軸受の組合わせは玉軸受と円筒ころ軸受で、前者は軸の位置ぎめとスラスト荷重を、後者は軸の軸方向の伸縮を許容しラジアル荷重を支持する。スラスト荷重は100 kg、ラジアル荷重は5~10 kg、回転数は20,000 rpmである。ターボポンプの試作にあたりケロシンポンプに円筒ころ軸受、液体酸素ポンプに玉軸受の組合わせと、ケロシンポンプに玉軸受、液体酸素ポンプに円筒ころ軸受の組合わせの2種類について検討が行なわれたので、この両者について液体酸素中で試験を行なった。以下この試験結果について報告する。

2. 液体酸素中における玉軸受の性能

2.1 ま え が き

液体酸素中で使用される玉軸受に関してはかなり以前から NASA などにおいて研究が行なわれており、その結果も発表されている^{2), 3)}。したがってその潤滑技術の内容に関してもこれらの報告から理解できるのであるが、わが国においてはこの種の実験は全く行なわ

れていないため実用化に際し、軸受を試作し実際に液体酸素中で試験しその性能を確認する必要がある。本章では玉軸受について行なった結果について述べる。

2.2 実験装置および実験法

2.2.1 実験装置

図1に液体酸素用玉軸受試験機の構造を示す。図2、図3、図4はその外観である。試験機の駆動には最大回転数100,000 rpm、出力15.5 PSの空気タービンを用い、この空気タービンによって駆動される主軸は2個の支持軸受 (#6206) によって支持され、この軸の下端に試験玉軸受が取り付けられる。試験軸受の荷重はスラスト荷重のみで、試験軸受の下部にあるステンレスベローズをヘリウムガスで加圧し、1.2 mmφのステンレス鋼線を介して試験軸受ハウジングに最大200 kgのスラスト荷重を負荷できる。試験軸受外輪の摩擦トルクは、ハウジングからでた腕をストレンゲージをはった板ばねにあてて、その変化を記録計に連続的に記録した。試験軸受の温度はクロメル・アルメル熱電対を軸受外輪に接触させて測定した。

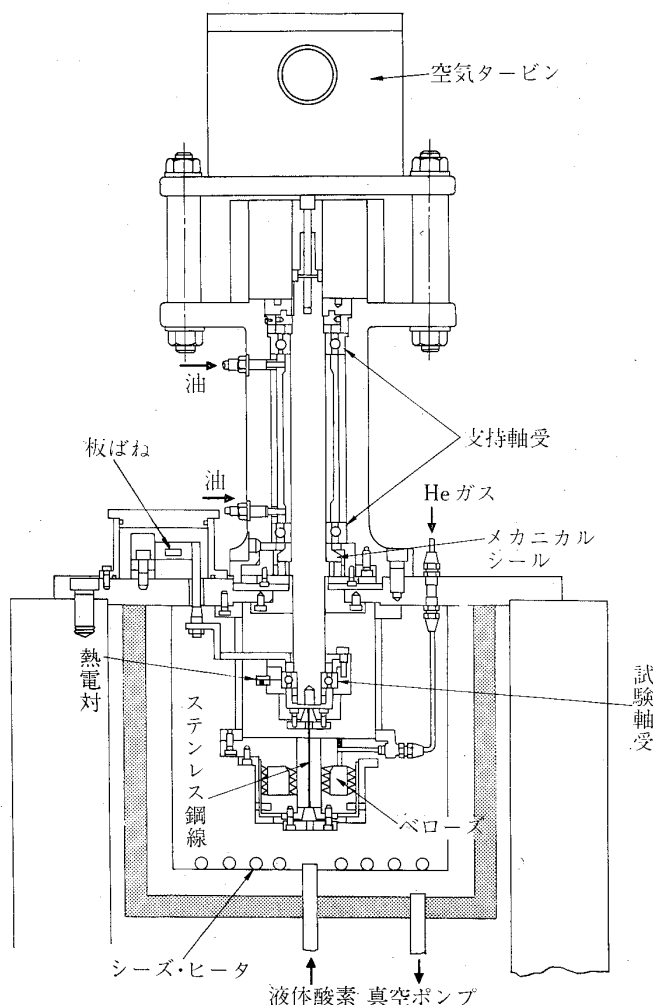


図1 液体酸素用玉軸受試験機

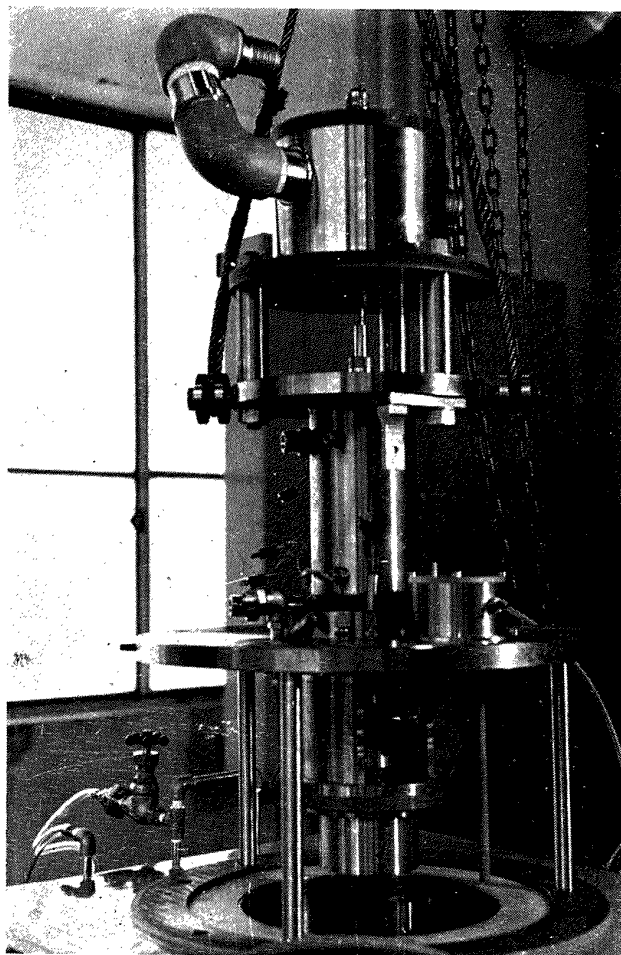


図 2 液体酸素用玉軸受試験機

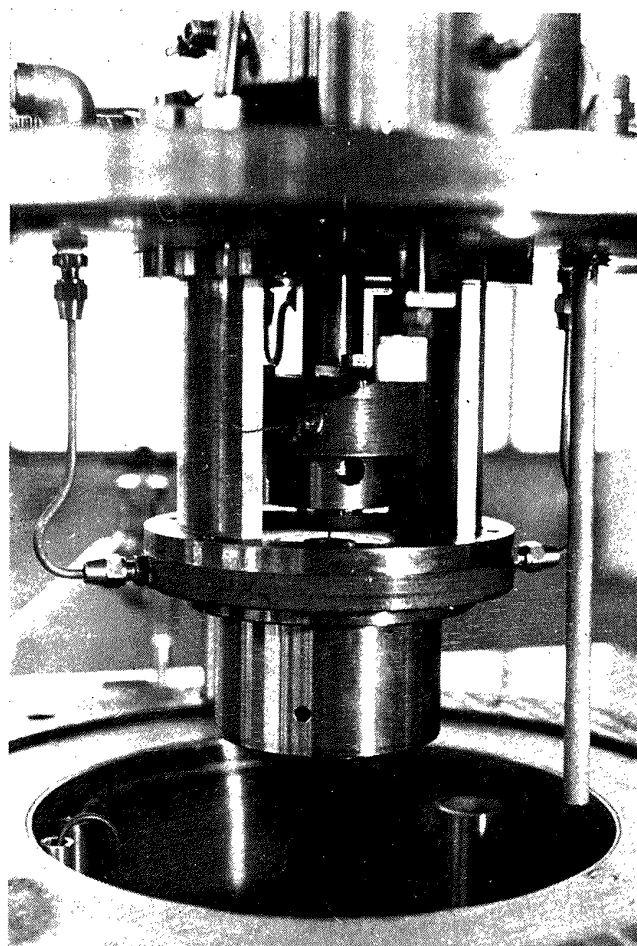


図 3 試験軸受部

支持軸受の潤滑には液体酸素に対して安定なふっ素油を用いてジェット潤滑し、排油は油ポンプで強制排油し油タンクに戻す循環給油である。油の漏えいは支持軸受下部のメカニカルシールで防止した。

液体酸素は 50l の金属製摩法瓶から液体酸素槽に送られ、液面調節計との連動により液体酸素の供給を自動的に調節し、液面を試験軸受ハウジング上方の任意の一定レベルに保持できるようになっている。酸素ガスはオーバフローパイプから室外に逃している。液体酸素槽は二重になっており、外側を真空ポンプで引いて断熱し、その外部は断熱材で被覆している。なお試験軸受部は液体酸素槽にフランジで固定されており、これを分離することによって図2に示したように軸受部全体を容易に外に取り出すことができる。

2.2.2 実験法

実験に際して液体酸素槽および液体酸素槽内に入る試験機部をダイフロンソルベントでよく洗滌し乾燥後、試験機を液体酸素槽に取りつける。ついで液体酸素槽に窒素ガスを送りパージを行なったあと、金属製の摩法瓶から液体酸素を液体酸素槽に送る。なおこれに先立って支持軸受に油入口温度 60℃ の油を循環さ

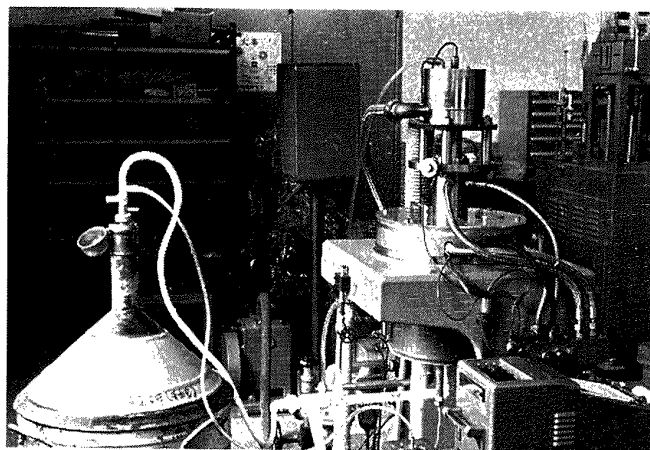


図 5 装置の全体

せ軸受の温度低下を防ぐ。液体酸素が所定のレベルに達し液面調節計の作動後約 10 分間おいてから試験機を回転する。この際回転と同時に支持軸受部の潤滑系の油加熱器を切り油入口温度を下げるるとともに、高速では支持軸受の温度がかなり高くなるため油冷却器をとうして油を冷却する。

実験終了後はただちに支持軸受部の油を加熱し油入口温度 60℃ の油を循環させる。ついで液体酸素槽から液体酸素を排出し、高温の窒素ガスを送るとともに、

図1に示した液体酸素槽底面のシース・ヒータで加熱する。これは水分の付着を防ぐとともに、できるだけ短時間で室温に戻すためである。試験軸受温度が室温に戻ったところで液体酸素槽から試験機を外し、試験軸受を交換する。

2.3 試作軸受

試作軸受は内径 20 mm の JIS 4 級合わせ内輪アンギュラ玉軸受 (図5) である。保持器案内方式は外輪案内である。鋼球および内外輪は軸受が室温・超低温の温度サイクルを受け水分が付着することから、さびの発生を防ぐためにステンレス鋼 (SAE 51440 C) を用いた。

さきに述べたように液体酸素中では油やグリースが使用できないこと、また液体酸素の粘度が油に比較して非常に小さくそれ自体に潤滑効果を期待することができないため、NASA で開発された保持器に自己潤滑性のある材料を用いて潤滑する方式を用いた。すなわち、図6において、保持器に自己潤滑性をもたせると軸受の回転とともに保持器から転動体へ潤滑剤が転移し、ついで転動体から内外輪の軌道面に転移し、摩擦面全面に薄い潤滑膜を形成して潤滑する方式である。保持器材料として 85% ポリ四ふっ化エチレン樹脂 (テフロン) + 15% ガラス繊維を用いた。テフロンにガラス繊維を加えたのはテフロン単体では強度不足でこれを強化するためである。なお試作軸受に一般の深みぞ形式でなく合わせ内輪形式を用いたのは保持器が一体加工できることから、リベット組立てに比較して保持器の加工が容易な点と強度を大にしようという利点があったためである。

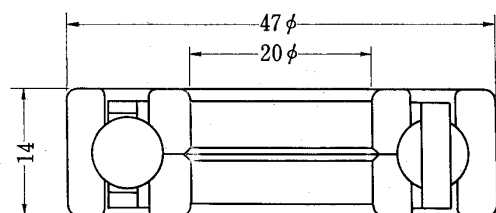


図5 試作軸受

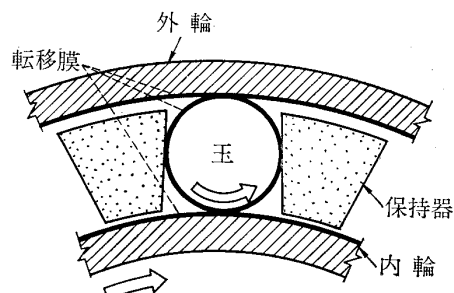


図6 保持器からの潤滑剤転移

試作軸受のラジアルすきまは $30 \sim 45 \mu\text{m}$ 、アキシアルすきまは $190 \sim 250 \mu\text{m}$ で、普通形番よりもかなり大きくとっている。これは液体酸素の超低温中においても高速回転時には転動体の温度が内外輪よりもかなり高くなり、すきまの減少が予想されたためである。軸受のはめ合いしろは約 $5 \mu\text{m}$ にとった。なお軸および軸受ハウジングは試作軸受とおなじステンレス鋼 (SAE 51440 C) を用い、熱膨張係数の違いによる軸受すきま、はめ合い代の変化を防いだ。

2.4 市販軸受の試験結果

さきに述べたように液体酸素の沸点における粘度は 0.19 cP で油に比較して著しく小さいためほとんど潤滑効果は期待できないと考えられる。しかし軸受の潤滑を考えるまえに、まず液体酸素にどの程度の潤滑作用があるかを明らかにしておく必要がある。このためはじめに市販の自己潤滑性のない軸受について実験を行った。

軸受は市販の玉軸受 (#6204) で、軸受材料は高炭素クロム鋼 (SUC-2)、保持器は鉄プレス製である。市販軸受を溶剤でよく洗滌して試験機に組み込み、液体酸素中で回転数 $10,000 \text{ rpm}$ 、スラスト荷重 100 kg で試験したときの摩擦トルクおよび軸受温度と運転時間との関係を図7に示す。なお実際には摩擦トルクはかなり変動しているため図には大略の平均値を示した。最初約 40 秒間は摩擦トルクは $0.4 \text{ kg}\cdot\text{cm}$ と低いが、ついで急激に増大し 16 分程度で焼けつく。はじめ摩擦トルクが低いのは溶剤で軸受をよく洗滌しても不可避免的に残っている汚れのためと考えられる。の汚れこはきわめて短時間で摩擦によって取り去られて清浄な面があらわれ、摩擦トルクが急激に増大することを示している。軸受外輪温度は終始液体酸素の沸点である -183°C を示しているが、これは試験軸受ハウジングの熱容量が大きいので、転動体、保持器

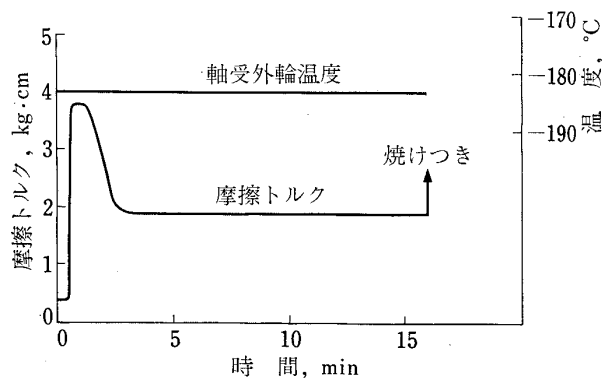


図7 液体酸素中における市販玉軸受の摩擦トルクおよび軸受温度と運転時間

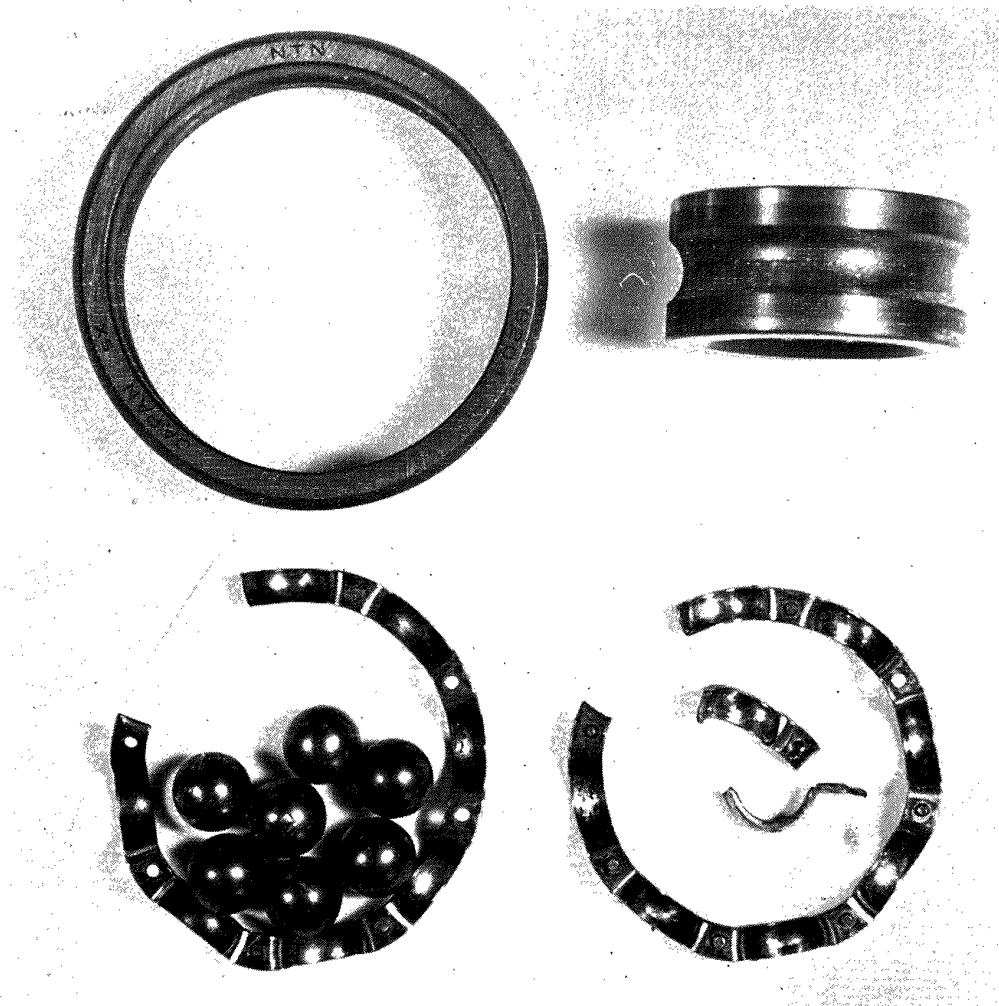


図 8 液体酸素中で試験後の市販玉軸受

の温度はかなり高くなっていると考えられる。この点については後でふれることにする。

図 8 は焼けついた軸受の写真で、保持器はリベットがとんで切断されており、鋼球の転動面、内外輪の軌道面も著しい損傷を受けている。図 7 の約 40 秒後に急激に摩擦トルクが増大した時点で軸受がかなり損傷しもはや軸受としては使用に耐え得なくなったものと推定される。

回転数 10,000 rpm, スラスト荷重 100 kg という試験条件は油潤滑ではなんら問題にならない程度のものであるが、液体酸素中ではきわめて短時間に軸受が焼けつき、液体酸素自体に油のような潤滑効果を期待し得ないことが明らかである。したがって液体酸素中ではなんらかの潤滑をしない限り軸受の回転は不可能で、つぎに保持器にテフロンを用いたときの潤滑効果についてみることにする。

2.5 試作軸受の試験結果

保持器にテフロンを用いた試作軸受を液体酸素中で回転数 20,000 rpm, スラスト荷重 100 kg で実験した

ときの摩擦トルクおよび軸受温度と運転時間との関係を図 9 に示す。なお図 7 に示した市販軸受の回転数は 10,000 rpm であったが、試作軸受ではターボポンプの使用条件である 20,000 rpm にとってあり、スラスト荷重は同一であるが条件はさらにきびしくなっている。摩擦トルクは $0.38 \text{ kg}\cdot\text{cm}$ で市販軸受で汚れが存在していたときの摩擦トルクとほぼ等しく、図 7 に示したように市販軸受では約 40 秒で摩擦トルクが急激に増

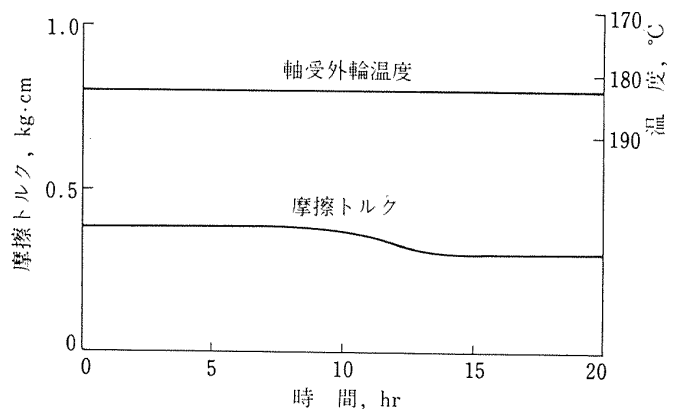


図 9 液体酸素中における試作玉軸受の摩擦トルクおよび軸受温度と運転時間

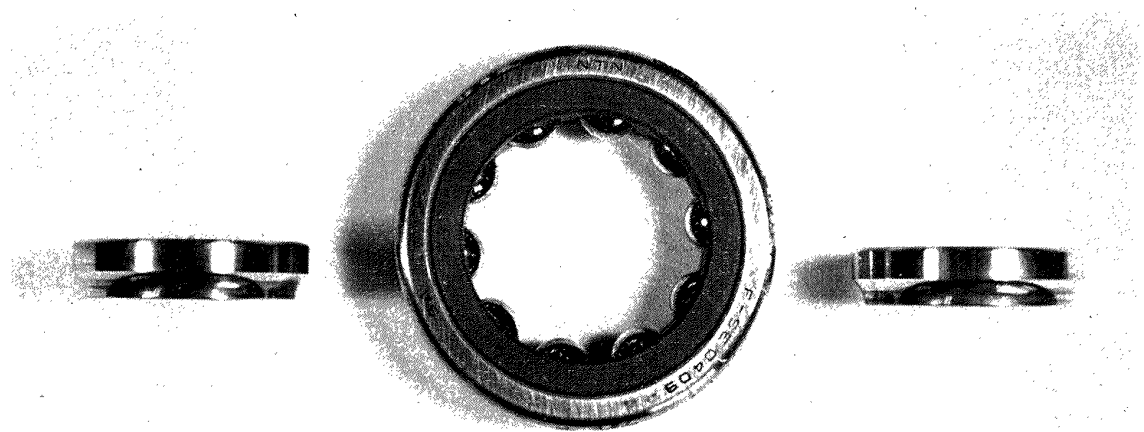


図 10 液体酸素中で試験後の試作玉軸受

表 2 試作軸受の，試験前後の寸法精度

測定箇所		寸法・規格	測定値	
外輪	外径	47 $\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.06 \end{smallmatrix}$	-3(-2), 真円度 3, 円筒度 2	
	幅	14 $\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.120 \end{smallmatrix}$	-20(-21), 不同 3 (1)	
	ラジアル振れ	最大 0.005	2(3)	
	アキシアル振れ	最大 0.005	4(2)	
	軌道面		異物によるあれ圧痕，薄茶色テンパーカラー	
	内径		特に異常なし	
	外径		特に異常なし	
内輪			反 負 荷 側	スラスト荷重側
	内径	20 $\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.005 \end{smallmatrix}$	-3(-2), 真円度 2, 円筒度 1	+3(-2), 円真度 2, 円筒度 1
	幅	14 $\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.120 \end{smallmatrix}$	-17(-15), 不同 4(1)	
	ラジアル振れ	最大 0.003	2(3)	3(3)
	アキシアル振れ	最大 0.004	2(3)	4(2)
	横振れ	最大 0.004	1(2)	1(1)
	軌道面		異例によるあれ圧痕，薄茶色テンパーカラー，スミアリング	
	内径		特に異常なし	
	外径		特に異常なし	
	ラジアルすきま	0.030~0.045	25~27 (40)	
	アキシアルすきま	0.190~0.25	180 (215)	
	保持器案内すきま		0.075 (0.16~0.25)	
	鋼球		異物によるあれ圧痕，ハチマキ状痕，薄茶色テンパーカラー	

単位 μm , ()内は試験前成績

大し 16 分程度で焼けついたが、試作軸受では 20 時間運転しても摩擦トルクの増加はみられず、むしろ運転初期よりも若干低下し低い値で一定している。

図 10 は 20 時間運転後の軸受の写真で軌道面に薄く接触痕が認められ保持器が僅かに摩耗している程度で肉眼では特に異状は認められない。

表 2 に試作軸受の試験前後の寸法、精度を示す。内輪のスラスト荷重を受けた側の内径が $+3\mu\text{m}$ となり、使用前に比較して $5\mu\text{m}$ 膨張している。このため

軸とのしめしろもほとんどなくなっている。軸受鋼 (SUJ-2) に比較してステンレス鋼 (SAE 51440 C) は荷重による寸法変化が大きい。これは材料の特性もあるがとくに超低温で使用したため大きくあらわれたのではないかと考えられる。またラジアルすきま、アキシャルすきまも試験前に比較して小さくなっているが、これも変形に基づくものと考えられる。もっともこれは 20 時間運転後の結果であり、実際のターボポンプの運転時間はこれよりも短いことから実用に

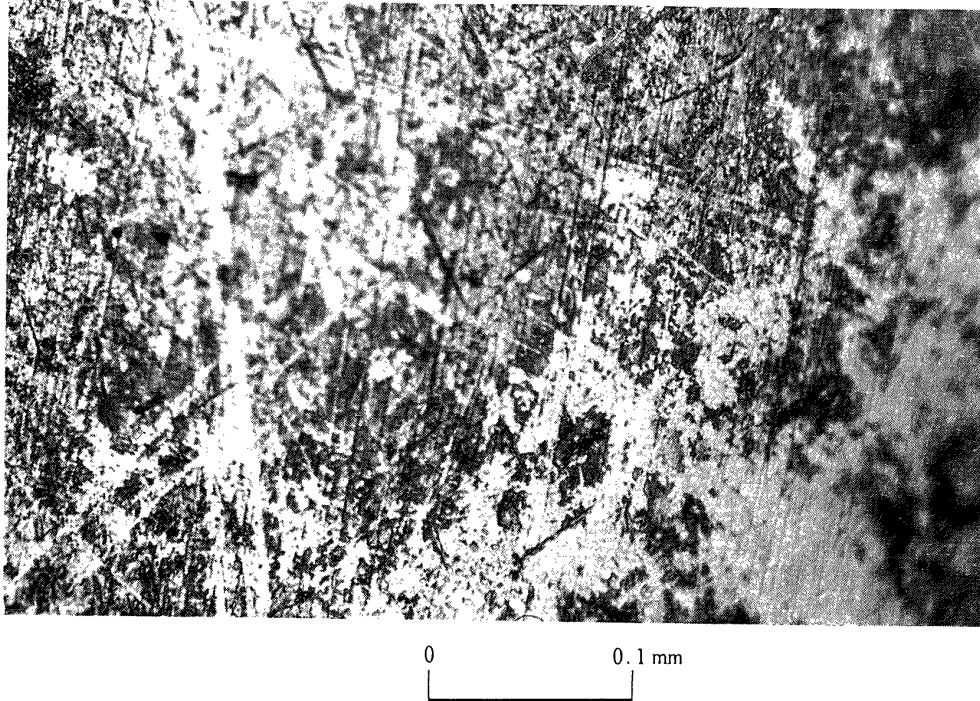


図 11 鋼球表面

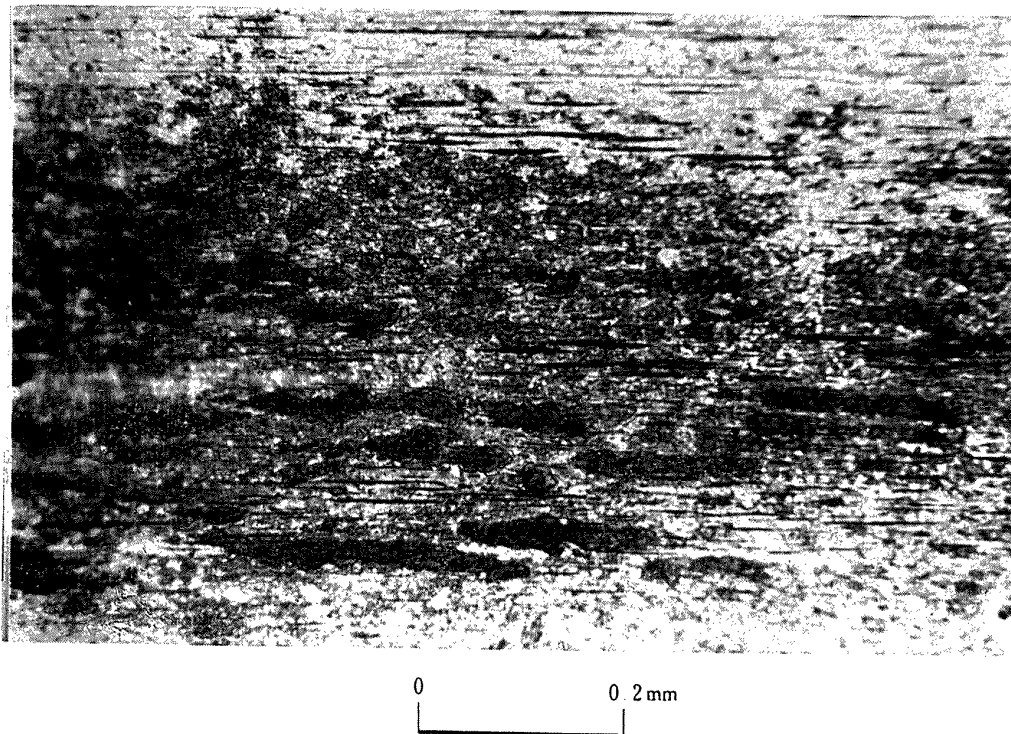


図 12 内輪みぞ面

際してはさほど問題にはならないと思われる。回転精度にも大きな変化は認められない。とくに変化が著しいのは、保持器の案内すきまが非常に減少していることで、テフロンは液体酸素の超低温では室温に比較して強度は大となるが、高速回転に伴い保持器に大きな遠心荷重がはたらくとかなり変形する。このテフロンの変形を考慮して実際のターボポンプに組込む軸受の保持器の案内すきまは 0.4 mm 前後とかなり大きくとることにした。

鋼球の転動面、内輪の軌道面には図 11, 図 12 に示すように異物によるかみ込みと思われる圧痕と薄茶色のテンパーカラーがみられる。図 13, 図 14, 図 15 に鋼球, 内外輪みぞの形状を示すが、このように悪い潤滑条件で 20 時間運転したにしては良好であるといえる。

したがって玉軸受に関しては保持器にテフロンを用いることによって比較的容易に潤滑しうる。これは玉軸受ではスピンによるすべり摩擦は存在するが、大部分はころがり摩擦であることに基因すると考えられる。円筒ころ軸受のようにころ端面と案内つばとの間

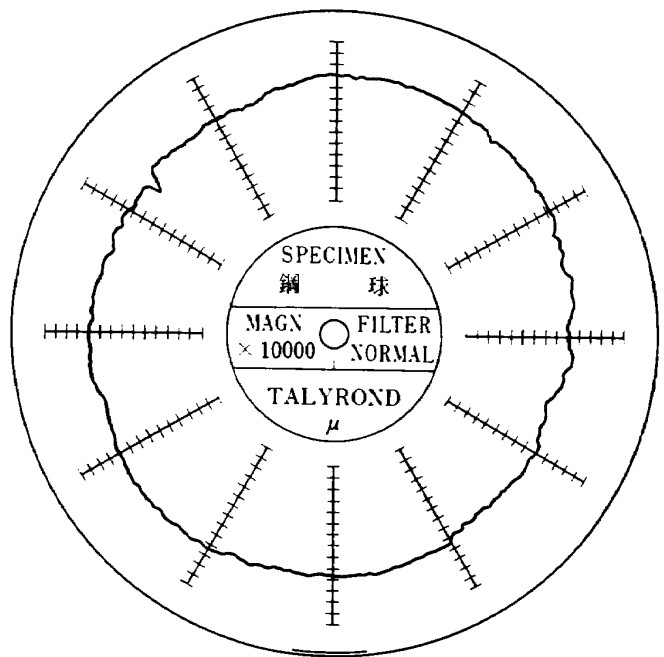
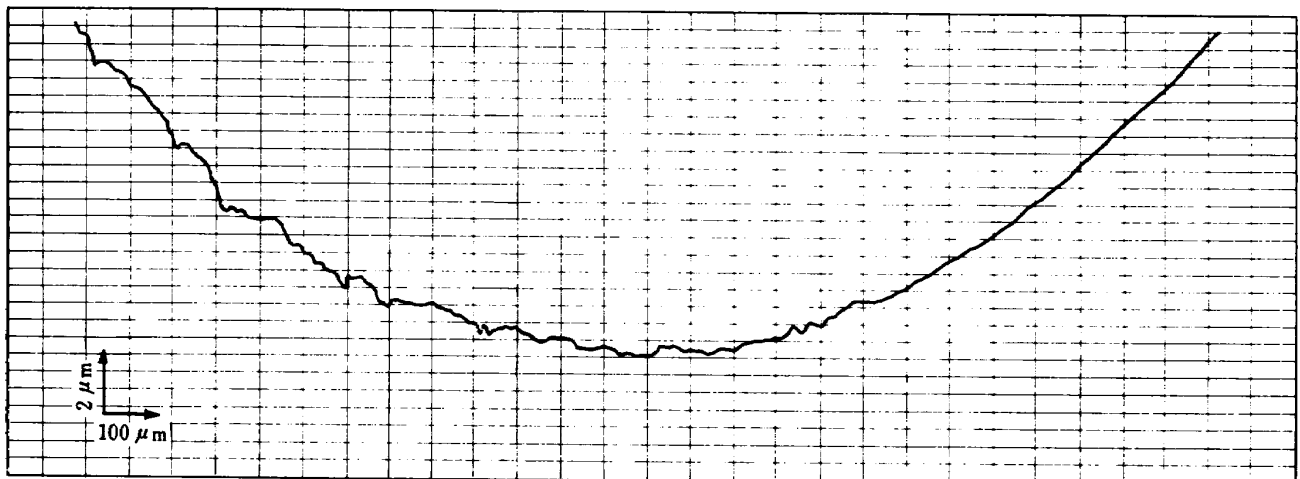
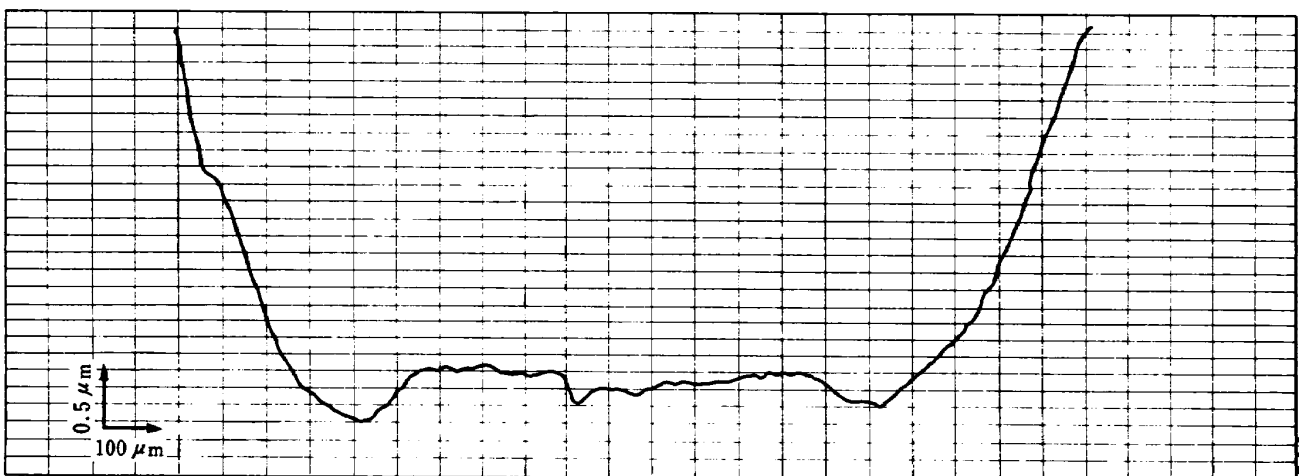


図 13 試験後の鋼球の真円度



反負荷側



スラスト荷重側

図 14 試験後の内輪みぞの形状

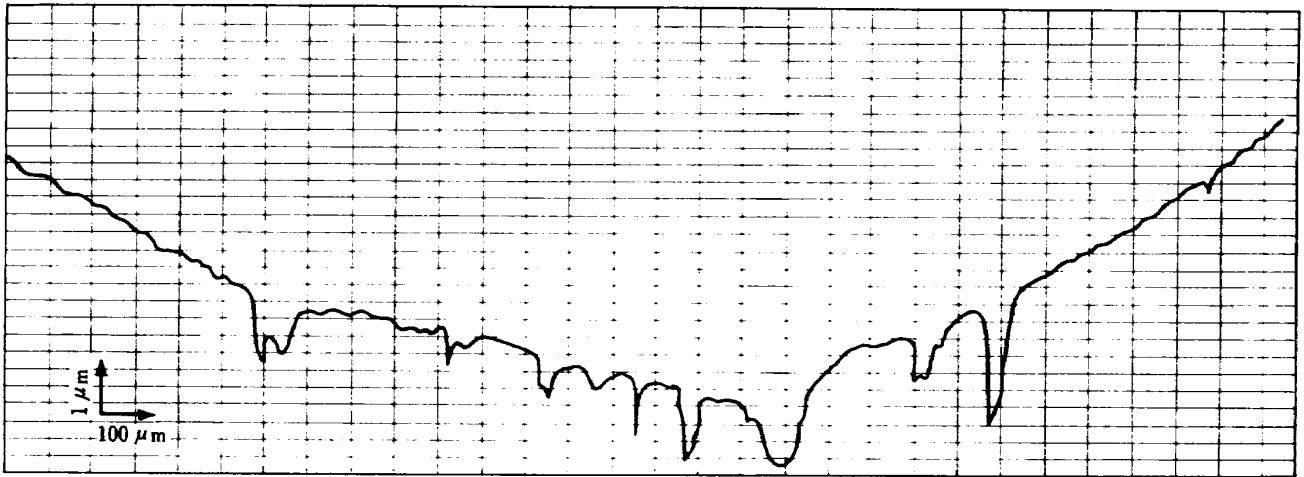


図 15 試験後の外輪みぞの形状

に大きなすべり摩擦が存在するときは潤滑上種々の問題が生ずるが、これに関しては次章で述べる。

2.6 軸受の速度、荷重特性

図 16 はスラスト荷重 50, 100, 150, 200 kg における摩擦トルクと回転数との関係である。スラスト荷重

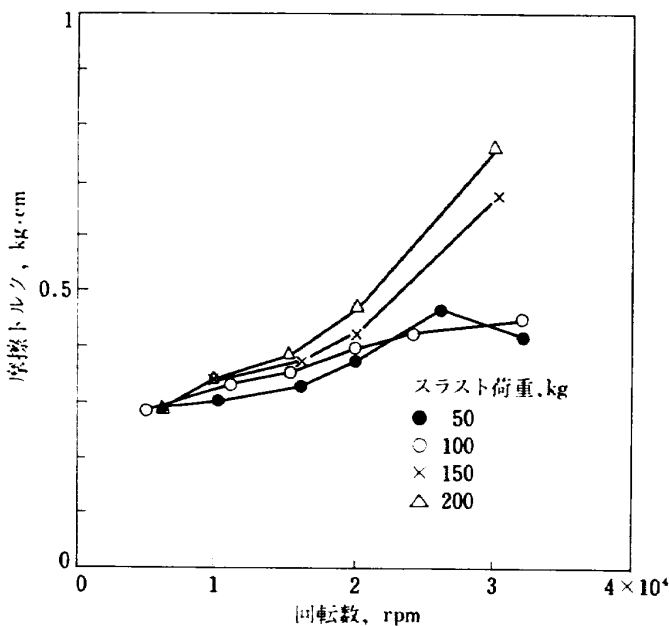


図 16 摩擦トルクと回転数

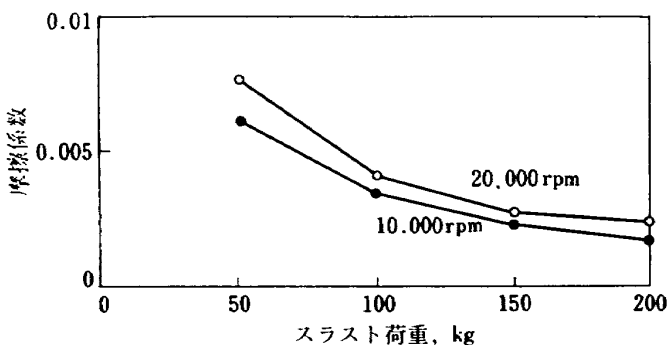


図 17 摩擦係数とスラスト荷重

50, 100 kg では、回転数の増加とともに摩擦トルクは増大しているが、その増加率は非常に小さい。油潤滑で比較的油量の多いジェット潤滑のときの摩擦トルクがほぼ回転数に比例して増加していること⁴⁾からいって、液体酸素中では回転数の影響が非常に少ないことがわかる。これは液体酸素の低粘度に起因するものと考えられる。ただしスラスト荷重が 150, 200 kg に増加すると、20,000 rpm までは比較的摩擦トルクは低い、20,000 rpm 以上ではその増加率は大きくなっている。回転数がさらに増加すれば摩擦トルクの増加率はさらに大きくなり、ついには焼けつきを生ずる筈である。しかしスラスト荷重 50~200 kg の範囲では 30,000 rpm まで十分安全な範囲にあることがわかる。

図 17 は回転数 10,000, 20,000 rpm における摩擦係数とスラスト荷重との関係を示したものである。一般的傾向とおなじく摩擦係数は荷重の増加とともに低下しており、摩擦係数は 20,000 rpm でもスラスト荷重 50 kg で 0.007, 200 kg では 0.002 内外と非常に小さい。ほぼ同一条件の油ジェット潤滑下ではその摩擦係数はいずれも 0.01 以上である⁴⁾ことから、液体酸素中の摩擦係数は油潤滑に比較して著しく小さい。

2.7 液体酸素の冷却効果

1 章で述べたように液体酸素の粘度が非常に小さくそれ自体にほとんど潤滑性はないが、一方冷却剤の中で軸受をまわしているわけであるから摩擦熱をとり軸受の温度上昇を防ぐという点では非常に有利な条件である。この点はややもすると一般に見落されがちであるが、つぎにこの液体酸素の冷却効果についてみることにする。

実験に際しては液体酸素の液面は液面調節計により液体酸素の送人を調節して試験軸受の上方 3 cm の一

定レベルに自動的に保持されているが、液体酸素の送
入を中止すると液体酸素が蒸発し次第に液面が下がり
ついには軸受が酸素ガス雰囲気に出ることになる。
図 18 は回転数 20,000 rpm, スラスト荷重 100 kg
で運転中液体酸素の送人を中止したとき摩擦トルクと
軸受外輪温度がどのように変化するかを示したもので
ある。送人中止後も液面は試験軸受の 3 cm 上方に設定
されているためしばらくの間試験軸受は液体酸素に浸
されており、このためはじめの 2 分間は摩擦トルクに
変化が認められない。しかしその後摩擦トルクは次第
に減少しはじめる。これは液面がさがり軸受の一部が
露出し、小さいながらも液体酸素は粘度を有している
ことから、かく拌抵抗の減少によるものと考えられる。
約 8 分で $0.1 \text{ kg}\cdot\text{cm}$ の最低の摩擦トルクに達するが、
これと同時に軸受外輪温度も上昇しはじめる。軸受外
輪温度が液体酸素の沸点 (-183°C) 以上になり、軸受
が完全に液体酸素の外にでると摩擦トルクは急激に増
大し、軸受外輪温度が -170°C になると摩擦トルク
は $5 \text{ kg}\cdot\text{cm}$ 以上と非常に大きくなり試験機が停止す
るに至る。液体酸素を再び送人し液面をもとのレベルに
戻して回転すると摩擦トルクは図 18 に示すようには
じめの $0.38 \text{ kg}\cdot\text{cm}$ に戻る。したがってこの摩擦トル
クの急増は軸受が焼けついたわけではなく、液体酸素
による冷却作用がなくなり転動体や保持器の温度が上
昇し、とくに保持器材のテフロン膨脹係数がステン
レス鋼よりも大きいことから保持器の案内すきまが消
失しブレーキになったためと考えられる。表 2 に示し
たようにテフロンは液体酸素中でも遠心荷重により変
形し、保持器の案内すきまが製作時よりもかなり減少
していたことも大きく影響していたと考えられる。こ
のテフロンの膨脹を考慮して保持器の案内すきまをか
なり大きくとればこの摩擦トルクの急増はある程度防

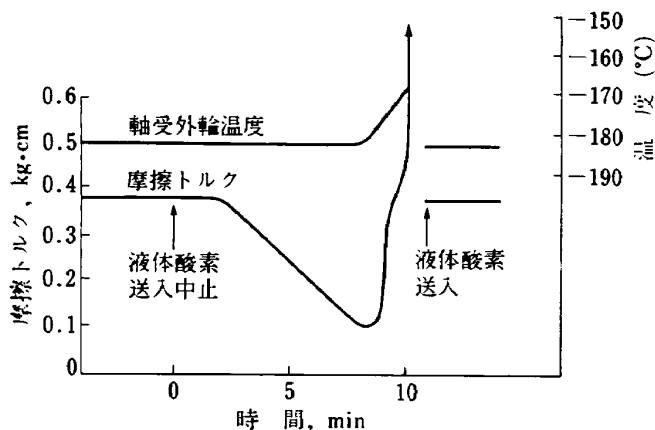


図 18 摩擦トルクと軸受温度におよぼす
液体酸素送人中止の影響

げらると思う。

以上の結果から明らかなように液体酸素中では、液
体酸素が冷却剤として作用し軸受の温度上昇を防いで
非常に有利である。むしろ同一条件で空気中でまわす
ほうが温度上昇からいってはおかしく苦しいことにな
る。したがって液体酸素ポンプにおいても軸受が常に
液体酸素に浸っているように軸受まわりの構造や液体
酸素の補給について考慮する必要がある。実際には次
章の円筒ころ軸受の項で述べるように常に一定量の液
体酸素を軸受部に流し強制冷却を行なったほうが確実
である。

2.8 2 の 結 論

液体酸素中で使用する玉軸受の実用化を目的として
実験を行なったが、主な結論はつぎのとおりである。

(1) 液体酸素中で使用する軸受の潤滑で問題になる
のは超低温であることと油に比較して粘度が非常に小
さいことである。このうち超低温は摩擦熱をとり軸受
の温度上昇を防ぐため潤滑上非常に有利な条件とな
る。ただしころがり軸受材料においては低温脆性、さ
びの発生が問題となるが、ステンレス鋼 (SAE 51440C)
を用いることによって解決する。一方粘度が非常に小
さいことは液体酸素には油におけるような潤滑性がほ
とんどないことを意味する。このため液体酸素中では
特別の潤滑方式を必要とする。

(2) 液体酸素中の軸受の潤滑方式としては NASA
で開発された保持器に自己潤滑性をもたせるのが効果
的である。すなわち保持器に自己潤滑性をもたせると、
軸受の回転とともに保持器から転動体へ潤滑剤が転
移し、摩擦面全面に薄い潤滑膜を形成して潤滑する
方式である。この材料としてはテフロンに強化剤のガ
ラス繊維を加えたものが適している。

(3) 鋼球、内外輪にステンレス鋼 (SAE 51440C)、
保持器に 85% テフロン + 15% ガラス繊維を用いた
試作軸受について、液体酸素中で回転数 20,000 rpm,
スラスト荷重 100 kg で 20 時間の運転を行なったが、
軸受に損傷はなく良好な状態にあった。これに対し保
持器に鉄を用いた市販の自己潤滑性のない軸受では 1
分足らずのうちに損傷し使用不能である。このよう
に潤滑性の悪い環境下におけるテフロンの潤滑効果は
非常に大きく、保持器にテフロンを用いることによって
実用可能であることを確認した。

(4) ステンレス鋼 (SAE 51440C) は軸受鋼 (SUJ-2)
に比較してスラスト荷重を受ける内輪内径の寸法変化
が大きく、軸とのしめしろが消失することがあるため

注意を要する。またテフロン保持器も使用中に遠心荷重によって変形し、このため保持器案内方式が外輪案内であるときは、運転中に保持器の案内すきまが減少するため、製作時の案内すきまはかなり大きくとる必要がある。

(5) 液体酸素中の超低温下においても高速回転時には転動体、保持器の温度上昇は内外輪よりも大きくなる。軸受が液体酸素中に浸っているときは液体酸素によって冷却されているため温度上昇もさほど大きくないが、液体酸素外では著しく大となる。ステンレス鋼よりもテフロンの膨脹係数が大きいいため、このような状態ではややもすると保持器の案内すきまが消失し、摩擦トルクの著しい増大を生ずる。このため実用に際しては、ポンプの始動時や運転中に軸受が確実に液体酸素に浸っているようにすることが必要である。

3. 液体酸素中における円筒ころ軸受の性能

3.1 ま え が き

2章で液体酸素中における玉軸受の性能について述べたが、この場合は保持器にテフロンを用いることによって比較的容易に潤滑することができた。玉軸受ではスラスト荷重を受けたとき接触面にスピンによるすべり摩擦が存在するが、その大きさは比較的小さく大部分はころがり摩擦であるためテフロンによって潤滑できたものと考えられる。したがって玉軸受を用いる限りあまり問題はなく、実際にターボポンプに組込んで運転した結果でもトラブルは生じていない。その後新しいターボポンプの試作が行なわれたが、今回は設計上の理由から液体酸素ポンプに円筒ころ軸受を使用することとなった。NASA の報告^{2), 3)}をみても玉軸受の実験例は多いが、円筒ころ軸受に関してはほとんどその例をみない。この理由としては円筒ころ軸受にはころを案内するためのつばが内輪あるいは外輪にあり、この案内つばと端面との間には完全にすべり摩擦で油潤滑においてはとまかくテフロンで潤滑せざるを得ないきびしい条件下では大きな弱点となるためと考えられる。また円筒ころ軸受ではころが正規の運動をせずスキューを生じすべり摩擦を発生しやすいことも不利な点である。さらにターボポンプでは0.5~1秒の短時間で0から20,000rpm程度まで急速に加速される。この際玉軸受を用いたときは回転と同時に比較的大きなスラスト荷重が作用するため、急速加速時にも転動体のすべりを生ずることは少ない。これに対し円筒ころ軸受ではラジアル荷重のみでその大きさも小さいため急速に加速されたとき転動体がすべりやす

く不利である。

以上のように玉軸受に比較して円筒ころ軸受には不利な点が多く、油潤滑下の条作のらくなときは両者にそれほど性能上の差はなくとも、液体酸素のように潤滑性が悪い環境下では円筒ころ軸受の弱点が大きくあらわれるのではないかと考えられる。このような点から従来液体酸素用として玉軸受が主として使用されていたと思われる。しかしターボポンプの試作上、円筒ころ軸受を液体酸素中で使用する適否を明らかにし、その実用化をはかることが必要となった。

3.2 実験装置

円筒ころ軸受の実験には図1の玉軸受用試験機を図19のように改造した。図20はその外観である。円筒ころ軸受のハウジングの下部を2章の実験に用いたと

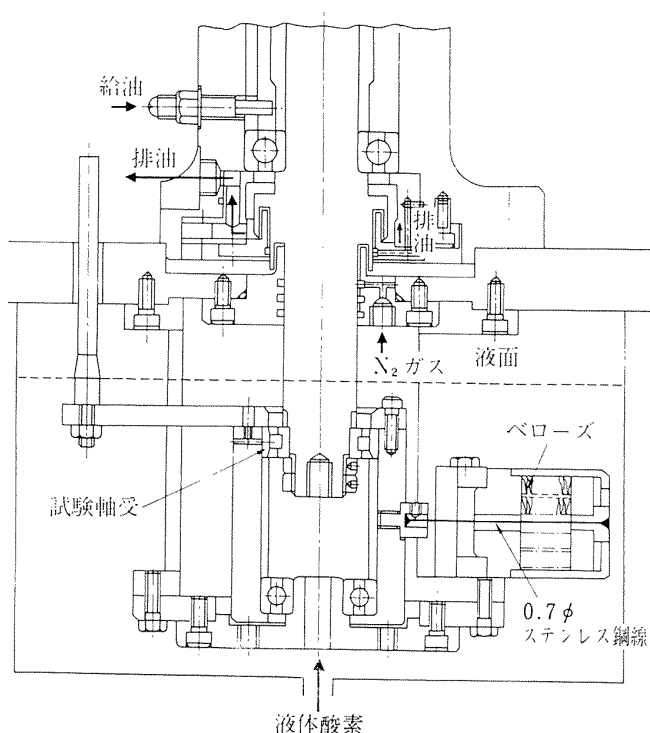


図 19 円筒ころ軸受試験機

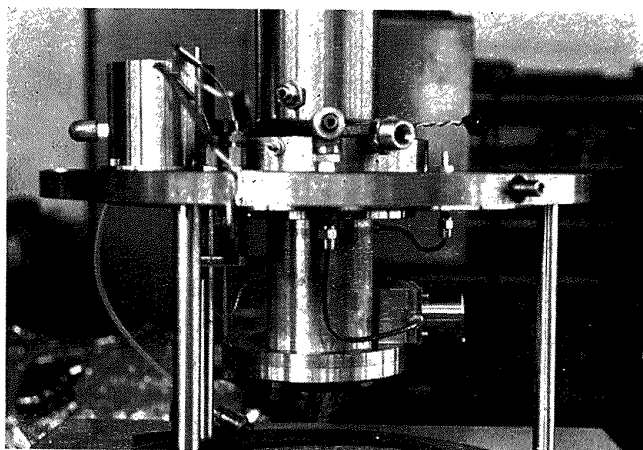


図 20 試験軸受部

おなじ玉軸受で支持し、ラジアル荷重を横に設けたステンレスベローズをヘリウムガスで加圧し、0.7 mmφのステンレス鋼線を介して試験軸受ハウジングに負荷した。摩擦トルクの測定は2章の玉軸受におけると同一で、ただこの際は下部玉軸受の摩擦トルクも加算されるがその割合は比較的小さいと考えられる。なお玉軸受の実験では支持軸受部からの油の漏えいをメカニカルシールで防いだが、高速で長時間使用すると不安定で若干の油もれを生ずるので、今回は図19に示すように軸にくいこみを設けメカニカルシールを用いない方式に改造した。そのほかは玉軸受の場合と同一である。

3.3 試作軸受

試作軸受は N1005 相当の JIS4 級円筒ころ軸受である(図21)。軸受の形式としてはいうまでもなく内輪に案内つばがあり、保持器案内方式は内輪案内である。とくにこの形式の円筒ころ軸受を用いたのは、さきに述べたようにターボポンプでは急速加速をうけるためころのすべりに対して保持器案内方式としては内輪案内のほうが外輪案内よりも有利であると考えたためである。軸受材料は玉軸受とおなじステンレス鋼 (SAE 51440 C) で、保持器に 75% テフロン + 20% ガラス繊維 + 5% MoS₂ を用いた。

試作軸受のラジアルすきまは 10, 20, 30, 50 μm 標準の4種類に変化した。2章で述べたように液体酸素中の超低温においても高速回転時には転動体の温度が内外輪よりもかなり高くなりすきまの減少が予想される。このため玉軸受ではラジアルすきまを 30~45 μm とかなり大きくとったが、しかし円筒ころ軸受ではラジアルすきまが大きいところが正規の運動をしないでスキューをおこしやすく、さらに急速加速に際してもころがすべりやすくなり、これを防止するにはラジアルすきまの小さいほうが有利である。したがって玉軸受に比較して円筒ころ軸受ではラジアルすきまの選定が重要となると考えられたので、上記4種類のラジアルすきまを採用した。

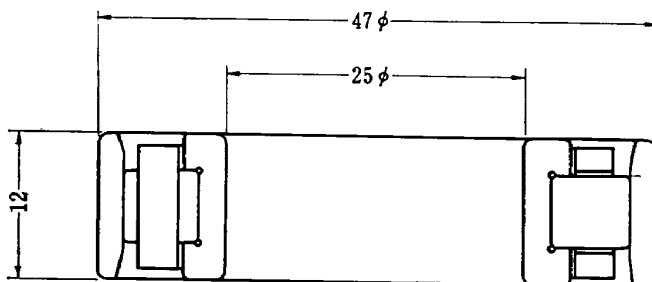


図21 試作軸受

軸受のはめ合い代は 4~5 μm にとった。なお軸および軸受ハウジングは試作軸受と同一材料(SAE51440C)を用い、熱膨張係数の違いによるラジアルすきまや軸受のはめ合い代の変化を避けたことは玉軸受におけると同一である。

3.4 ラジアルすきまと限界回転数および軸受摩耗

液体酸素中の超低温においても高速回転時には転動体の温度が内外輪よりもかなり高くなると考えられるため、回転をあげて行ったときについてはラジアルすきまが消失する限界があり、これが限界回転数となる。これに対してはラジアルすきまを大きくとればよいわけであるが、円筒ころ軸受ではラジアルすきまが大きいと、ころがスキューをおこしやすくなる。したがって円筒ころ軸受では玉軸受のように簡単にラジアルすきまを大きくとるわけには行かない。このことからまずラジアルすきまが限界回転数と軸受の摩耗にどのような影響を与えるかを明らかにするために実験を行った。

図22, 図23, 図24, 図25はラジアルすきま 12, 19, 30, 50 μm (残留すきまは約 3 μm 減の大略 9, 16, 27, 47 μm となる)の4種類の軸受について、ラジアル荷重 5 kg で回転数 5,000 rpm から段階的に回転数をあげて行きついに摩擦トルクが急激に増大する限界回転数に至るまでの摩擦トルクと運転時間との関係である。ただし摩擦トルクはかなり変動しており、また詳細は後で述べるが回転数 15,000 rpm 以上から摩擦トルクが周期的に増減し、回転数が高いほどこの増減が大きくなっており、したがって図22~25に示した摩擦トルクは大略の平均値である。

図22の残留すきま 9 μm では 30,000 rpm で摩擦トルクが不安定となり、35,000 rpm では比較的短時間で摩擦トルクが急激に増大する。残留すきまが 16 μm に増加すると、図23に示すように摩擦トルクが急激に増大する限界回転数は 42,500 rpm に増大しており、はじめの予想どおり残留すきまが大きいほど限界回転数は増大している。しかしこれ以上残留すきまを増加しても、図24, 図25にみられるように限界回転数は増大せずむしろ低下している場合もある。しかしこの限界回転数は実際にはかなりばらつき性質のものであるから、残留すきま 9 μm と 16 μm との間には明瞭な差があり、すきまの大きいほど限界回転数は増加しているが、残留すきま 16 μm 以上では限界回転数に対するすきまの影響はあまりないといえる。Bisson³⁾らの玉軸受の実験では限界回転数はラジアルすきまにほ

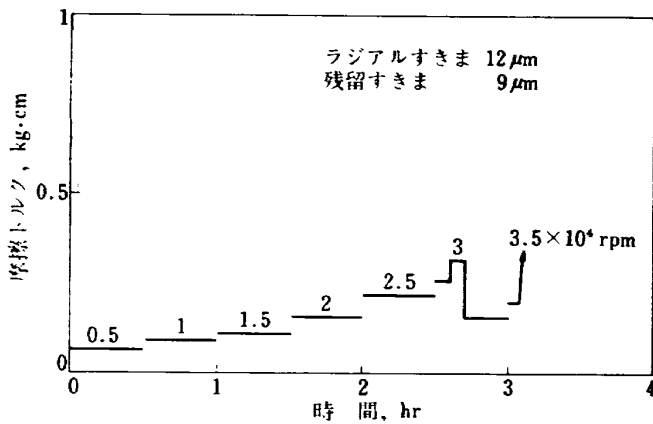


図 22 摩擦トルクと回転数および運転時間

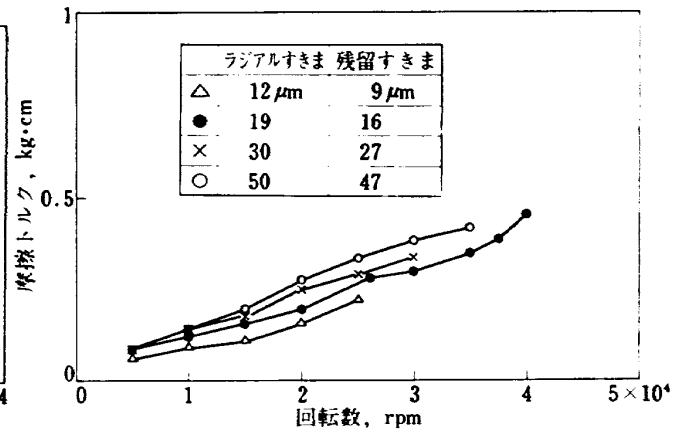


図 26 摩擦トルクと回転数

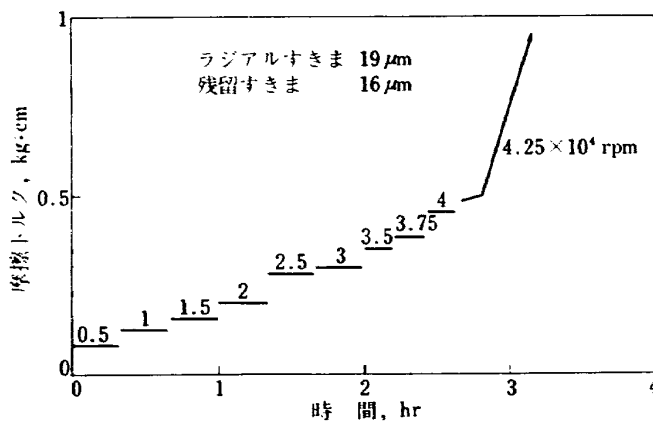


図 23 摩擦トルクと回転数および運転時間

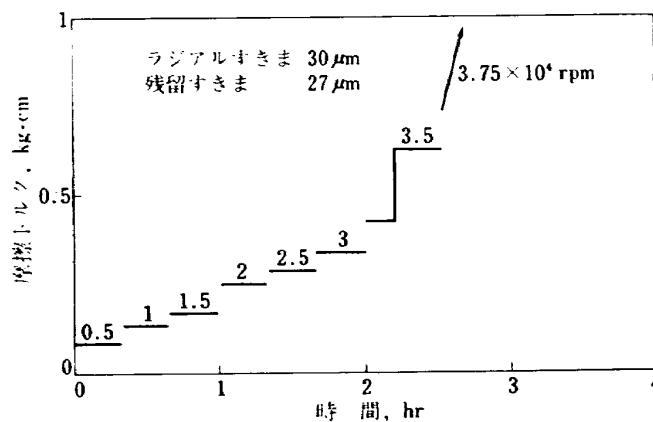


図 24 摩擦トルクと回転数および運転時間

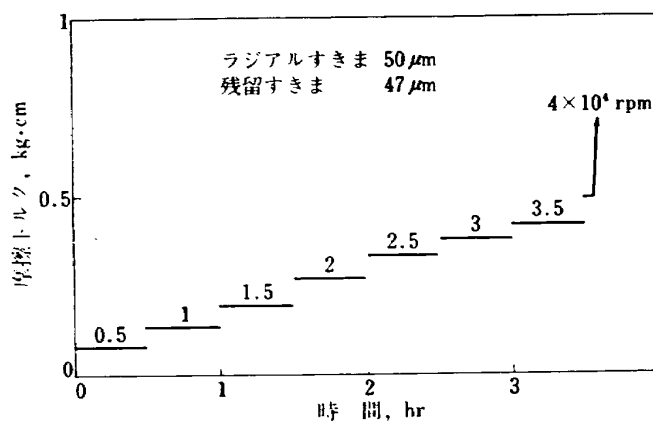


図 25 摩擦トルクと回転数および運転時間

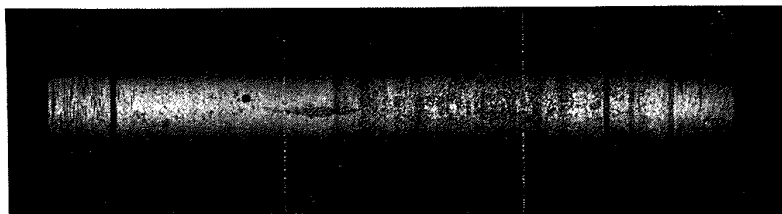
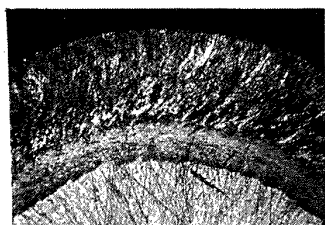
表 3 試験軸受の運転履歴と摩耗量

残 留 すきま (μm)	運 転 履 歴	総運転 時 間 (min)	摩 耗 量 (mg)			
			ころ (12個)	内輪	ころ+内輪	外輪
9	図22	185	2.93	1.64	3.57	-0.23
16	図23	195	37.08	21.27	58.35	1.48
27	図24	150	42.99	31.35	74.34	0.95
47	図25	215	25.63	14.40	40.03	0.14

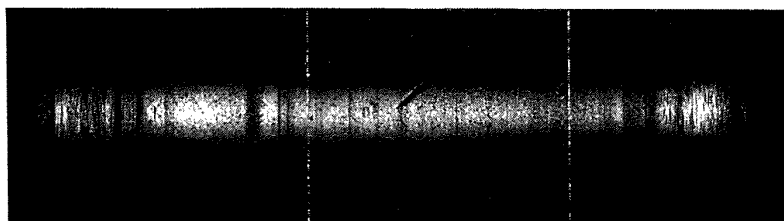
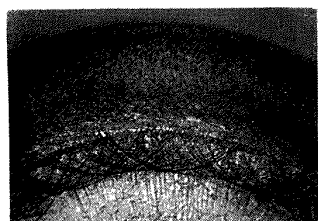
ば比例して増大しているが、円筒ころ軸受ではあるすきま以上では限界回転数に対する影響は少ない。このような玉軸受との相違は円筒ころ軸受特有の軸受構造によるもので、その詳細については後で述べることにする。

図 26 は図 22～25 の限界回転数以下の摩擦トルクと回転数との関係である。摩擦トルクの回転数に対する増加率が非常に小さいことは 2 章の玉軸受におけるとおなじである。ただ残留すきまが大きいほど摩擦トルクが大きくなっているが、これは後で述べるようにすきまが大きいほどころがスキューを生じやすいことによるものと考えられる。

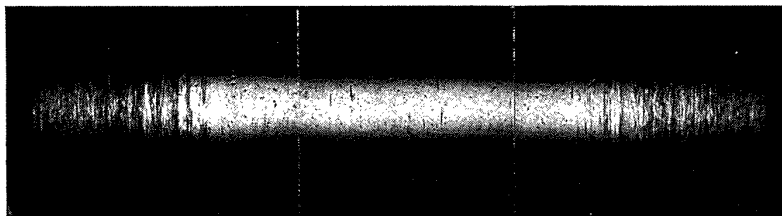
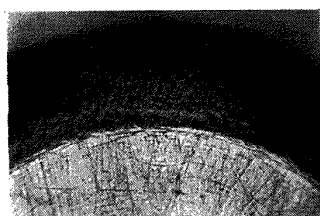
表 3 は上記の 4 種類の軸受のころ、内輪および外輪の摩耗量である。図 27 は試験後のころの端面と転動面の外観である。玉軸受では 2 章で述べたように 20 時間運転しても秤量できるほどの摩耗はなく肉眼では特に異常はみられなかった。これに対し円筒ころ軸受では僅か 3 時間程度の運転時間でも非常に大きな摩耗を生じている。とくに摩耗量が多いのはころと内輪で、その摩耗量の大部分はころでは図 27 に示したようにころ端面、内輪ではこれに相対する内輪の案内つばのすべり摩擦部分に生じており、いずれも表面に酸化膜が形成されており摩耗形態としては mild wear に相当している。一方ころの転動面、内輪の軌道面のいわゆるころがり面の摩耗はすべり摩擦部分の摩耗に比



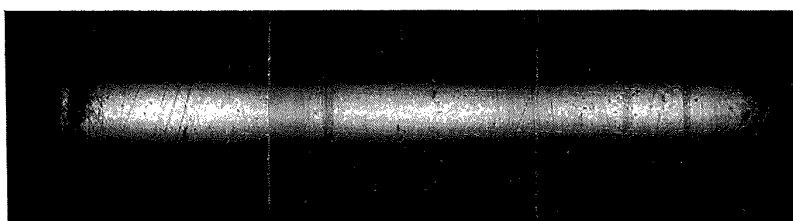
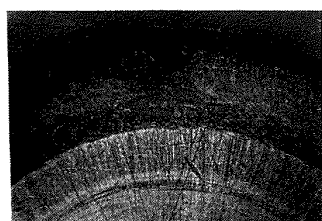
残留すきま $9\mu\text{m}$



$16\mu\text{m}$



$27\mu\text{m}$



$47\mu\text{m}$

図 27 試験後のころ端面と転動面

較すると非常に少ない。ころと内輪に比較すると外輪の摩耗量は著しく小さいが、外輪にはころと内輪におけるようなすべり摩擦部分が存在していなため、ころの転動面と内輪の軌道面のころがり摩擦部分の摩耗が非常に小さかったことと対応している。したがって玉軸受に比較して円筒ころ軸受の摩耗量が比較にならないほど大きいのは、ころ端面と内輪の案内つばとのすべり摩擦部分の摩耗によるものである。液体酸素のように潤滑性の悪い環境下ではすべり摩擦の存在は大きな弱点となり、保持器にテフロンを用いて潤滑してもすべり摩擦部分の潤滑は困難であることを示して

いる。したがってさきに予想したように液体酸素には円筒ころ軸受よりも玉軸受を使用したほうが有利である。つぎに上記の軸受の摩耗についてさらに詳しく検討しよう。

表3において(ころ+内輪)の摩耗量、すなわち主としてころ端面と内輪案内つばのすべり摩擦部分の摩耗量は残留すきまが $9\mu\text{m}$ から $16\mu\text{m}$ に増えると急激に増加している。これは残留すきまが大きいほどころがスキューをおこしやすくなり、このためころ端面と内輪案内つばの摩耗量が増大したものと考えられる。さきに述べたように $15,000\text{rpm}$ 以上から摩擦力が周

期的に増減することがみられ、摩擦力が増大するときには高い摩擦音を発生した。そしてラジアルすきまの大きいほどこの傾向が著しかったが、これはころ端面と内輪つばとの間のころのスキューによるすべり摩擦の変化と考えられ摩耗量の増大とよく対応している。この点については次節で詳しく検討することにする。

一方外輪の摩耗量は、これは軌道面のころがり摩擦部分の摩耗量に相当するが、残留すきまが増加すると急激に減少している。なお残留すきま $9\mu\text{m}$ で重量増加が生じているのは保持材のかかりの移着が外輪軌道面に生じていたためである。図 27 においてころの転動面の損傷も残留すきま $9\mu\text{m}$ で最も著しく、すきまの増大とともに損傷が減少し、残留すきま $27\mu\text{m}$, $47\mu\text{m}$ ではころ端面と内輪案内つばのすべり摩擦部分の摩耗量は非常に大きいにもかかわらずころの転動面はほとんど傷ついておらずきれいである。内外輪の軌道面の損傷もころの転動面における同一で、表 3 で残留すきまが大きいほど外輪の摩耗量が減少していることと一致している。このことは液体酸素中といえども高速回転時には転動体の温度上昇のためすきまが減少し、残留すきまが小さすぎると運転中にすきまが負になりころがり面が損傷することを示している。油潤滑では運転中にすきまが多小負になっても図 27 に示したようにころがり面が損傷することはないが、液体酸素のように潤滑性の悪い環境下でテフロンで辛じて潤滑している条件の悪いときには容易に潤滑膜が破断し著しい損傷を生ずることになる。このときころがり面の損傷が著しいにもかかわらずころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗量が非常に小さいことも、運転中のすきまが負になりころのスキューが生じにくくなったことによると考えられる。残留すきまが増大するにしたがって図 27 にみられるようにころの転動面の損傷が減少し、表 3 において外輪の摩耗量も小さくなっているのは運転中にもすきまが存在するようになったことを示している。とくに残留すきま $27\mu\text{m}$, $48\mu\text{m}$ ではころの転動面の損傷はほとんどなく、内外輪の軌道面もこれに対応してほとんど傷ついていない。しかしころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗量が急激に増大していることは、運転中にすきまが形成されころがスキューをおこしやすくなったためである。図 22~25 において残留すきまが $9\mu\text{m}$ から $16\mu\text{m}$ に増えると限界回転数も $30,000\text{rpm}$ から $42,500\text{rpm}$ に増大したことも、残留すきまが小さいと低い回転数で運転中のすきまが消失するためである。しかし残留すきま $16\mu\text{m}$ 以上では限界回転数に対するすきまの影

響がほとんどなかったことは、このときはころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗の過大によって限界回転数がおさえられたためであろう。

以上の結果から明らかなように、ラジアルすきまはころ端面と内輪つばとのすべり摩擦部分の摩耗と、ころの転動面および内外輪の軌道面のころがり摩擦部分の摩耗との二つに相反する方向に影響する。すべり摩擦部分の摩耗を減少させるためにはラジアルすきまの小さいほどよいが、一方ころがり面の損傷を防ぐためにはラジアルすきまの大きいほどよい。ころがり軸受にとってころがり面が損傷することは円滑な回転ができなくなるため、まず運転中にすきまが負にならないようにラジアルすきまをとることが優先する。したがって運転条件に応じて運転中にすきまが存在し、かつころがり面が損傷しない範囲でできるだけ小さいラジアルすきまを選定する必要がある。

3.5 ころのスキューと液体酸素の冷却効果

前節で述べたようにころがり面の損傷を防ぐには運転中にすきまが負にならないように残留すきまを大きくとればよいわけであるから比較的簡単である。しかし問題はこのように残留すきまを大きくとるところがスキューをおこしやすくなり、ころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗が著しく大きくなることである。したがってこのすべり摩擦部分の摩耗をできるだけ小さくするには、残留すきまを許容内で小さくすることと、ころがスキューをおこしても摩耗の増加を何らかの手段によっておさえることが必要となる。つぎにころのスキューによるすべり摩擦部分の摩耗を減少させるにはどのようにすればよいか検討することとする。

前節で残留すきまの大きいほど回転数約 $15,000\text{rpm}$ 以上から周期的な摩擦トルクの増減が生ずることを述べた。図 28 はその一例で、ラジアルすきま $19\mu\text{m}$ (残留すきま $16\mu\text{m}$) の軸受における回転数 $20,000$, $26,000$, $40,000\text{rpm}$ でみられた摩擦トルクの変化である。非常に規則正しく摩擦トルクが増減しており、回転数が高いほど摩擦トルクの増加も大となっている。摩擦トルクが増加するときは高い摩擦音を発生し、1 章の玉軸受ではこのような現象は全くみられなかったことから、ころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分に発生していると考えてよい。このような周期的な摩擦の増加がころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗を増加させている一因と考えられる。

この周期的な摩擦の増加はころのスキューによるも

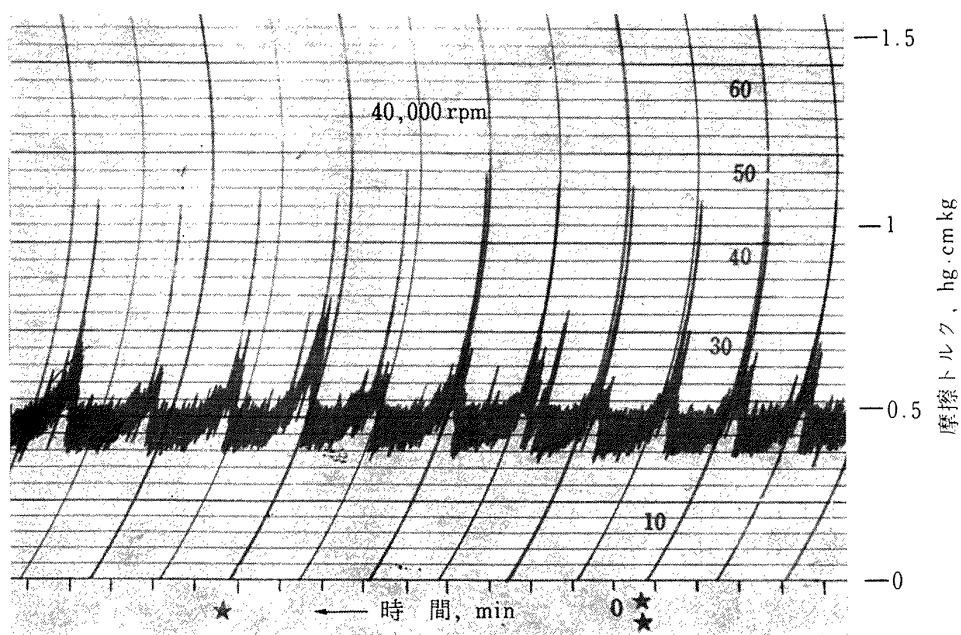
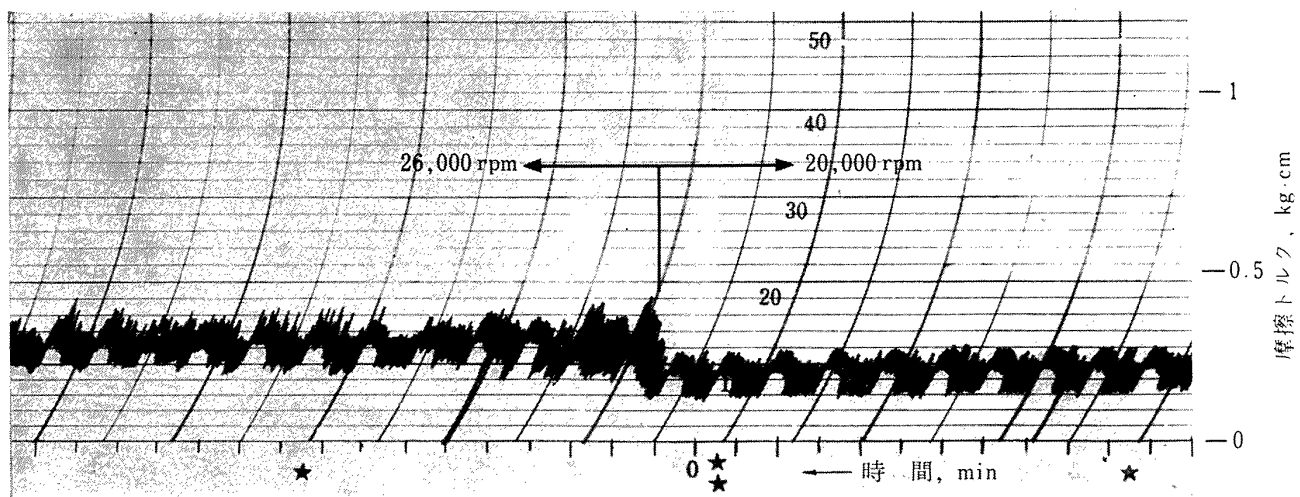


図 28 摩擦トルクの変動 (残留すきま $16 \mu\text{m}$)

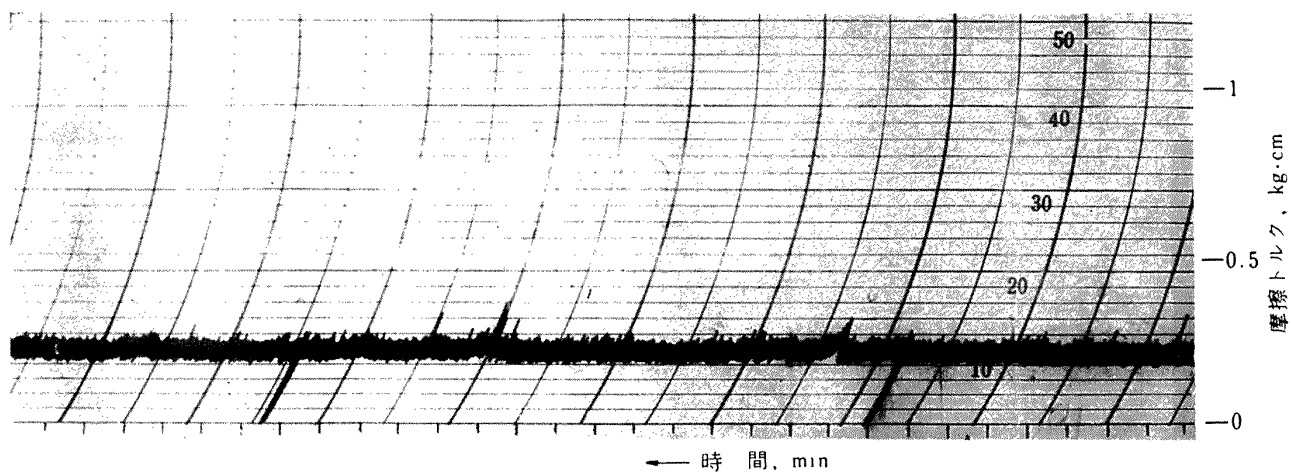


図 29 液体酸素を連続的に送入了ときの摩擦トルク
(残留すきま $16 \mu\text{m}$, 回転数 20,000 rpm)

のであるが、液体酸素の冷却作用と密接に関係していることがわかった。すなわち本実験では液面調節計との連動により金属製摩法瓶から液体酸素の補給を自動的に調節し、試験軸受の上方 3 cm の一定レベルに液面を保持する液体酸素の供給方式を用いている。液体酸素の液面が設定レベルから下がって液体酸素槽に液体酸素が送られているときは摩擦が低く、液面が設定レベルに達し液体酸素の供給が中止されると急激に摩擦が増大し高い摩擦音を発生する。したがって円筒ころ軸受がたんに液体酸素中に浸っているだけでは、ころがスキューをおこしたときころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の温度が上昇し、この付近の液体酸素が局部的に気化しガス雰囲気中で摩擦されると摩擦が急激に増大することを示している。図 28 に示したように回転数が高いほど、また残留すきまが大きくころがスキューをおこしやすいほど摩擦の増加が顕著にあらわれたことも、ころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の温度上昇が大となり液体酸素が気化しやすくなったためである。

以上のことからころがスキューをおこしても液体酸素を連続的に送って強制冷却しその気化を防ぐことによって摩擦の増加をおさえることができる。図 29 は約 200 cc/min の液体酸素を連続的に液体酸素槽に送り、オーバフローパイプから溢れた液体酸素を外部にすてて強制冷却を行なったときの摩擦トルクの変化である。図 28 との比較から明らかなように摩擦の増減はなくなり一様な低い値を示している。したがって液体酸素は粘度が非常に小さく潤滑性も悪いが、それでも全く潤滑作用がないわけではなく、気化してガス状になると急激に潤滑作用が低下して摩擦を増大させる。1 章の玉軸受では高回転においてもこのような現象は全くみられなかったが、玉軸受では摩擦の大部分がころがり摩擦であるためにたんに液体酸素に浸っているだけで強制冷却を行なわなくとも摩擦面近傍の液体酸素が気化しなかったものと考えられる。これは円筒ころ軸受でも 15,000 rpm 以下の比転的条件の楽なときは液体酸素に浸っているだけでもこのような現象があらわれなかったことと対応している。この相違は液体酸素のように潤滑性の悪い環境下では、玉軸受に比較してすべり摩擦の存在する円筒ころ軸受の不利な一面を示すものである。

3.6 ラジアルすきまの最適値

軸受の摩耗を減少させるには、運転中にすきまが負にならない範囲でできるだけ小さい残留すきまをとる

表 4 残留すきまと軸受摩耗量

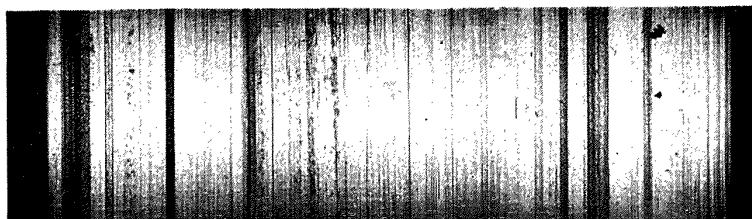
残 留 すきま (μm)	総運転 時 間 (min)	摩 耗 量 (mg)			
		こ ろ (12個)	内輪	ころ+内輪	外輪
9	100	3.66	0.64	4.30	0.36
20	100	1.80	2.05	3.85	0.65
31	65	6.36	3.35	9.71	0.10

必要がある。この最適なすきまは当然試験条件によって変化することになるが、つぎに試作したターボポンプの使用条件である回転数 20,000 rpm, ラジアル荷重 5 kg において軸受の摩耗を最小にうるすきまを決定することにしよう。

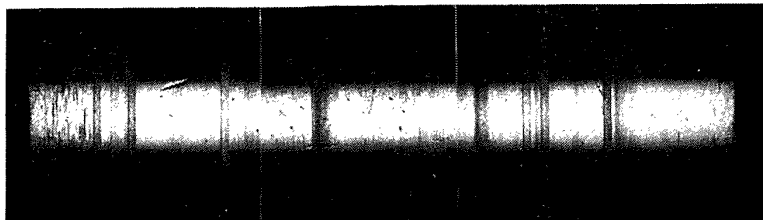
前節で円筒ころ軸受のようにころ端面と内輪つばとの間に大きなすべり摩擦が存在するときは液体酸素による強制冷却が必要であり、強制冷却でころのスキューによる摩擦の増加をおさえることによってこのすべり摩擦部分の摩耗の減少が期待できることを示した。したがって、ここでは液体酸素による強制冷却を行なったときの最適な残留すきまと、強制冷却の摩耗に対する効果をみることにする。

表 4 は 3 種類のラジアルすきま 12, 23, 34 μm (残留すきまでは約 9, 20, 31 μm) の軸受について、回転数 20,000 rpm, ラジアル荷重 5 kg で一定時間運転後の軸受各部の摩耗量である。なお残留すきま 9 μm は従来とおなじ液体酸素による強制冷却を行っていないが、残留すきま 20, 31 μm では約 200 cc/min の液体酸素を連続的に流して強制冷却を行なっている。残留すきま 9 μm では強制冷却を行っていないから図 28 と同様液体酸素の送入、中止に伴い摩擦の増減を生じている。これに対し残留すきま 20, 31 μm では強制冷却を行なっているため図 29 と同様摩擦の増減は生じていない。

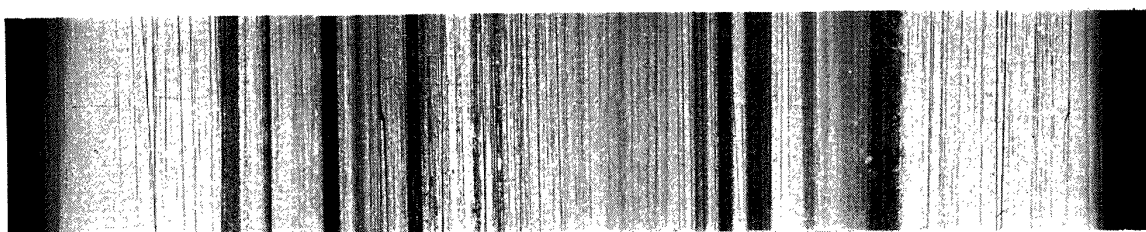
表 4 において残留すきま 9 μm と 20 μm のころ端面と内輪案内つばのすべり摩擦部分の摩耗量に相当する (ころ+内輪) の摩耗量を比較すると、残留すきまの大きい 20 μm のほうが 9 μm におけるよりも小さい。表 3 に示したように液体酸素による強制冷却を行なわないときは残留すきまが 9 μm から 16 μm に増えると (ころ+内輪) の摩耗量は急激に増大している。表 3 と表 4 とでは回転数や運転履歴が違っていることから直接の比較はできないが、表 4 で残留すきまの大きいほうが (ころ+内輪) の摩耗量が減少しているのは液体酸素による冷却効果のためと考えられる。このように液体酸素による強制冷却はころ端面と内輪つば



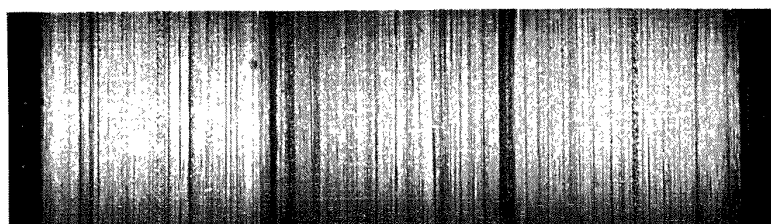
内 輪



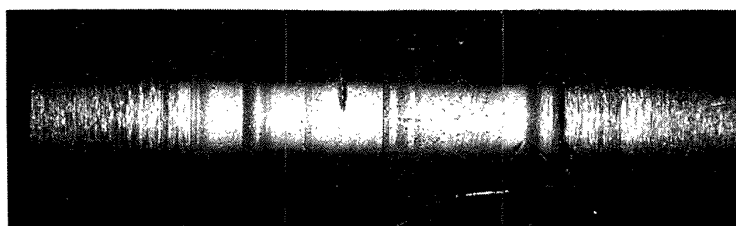
こ ろ



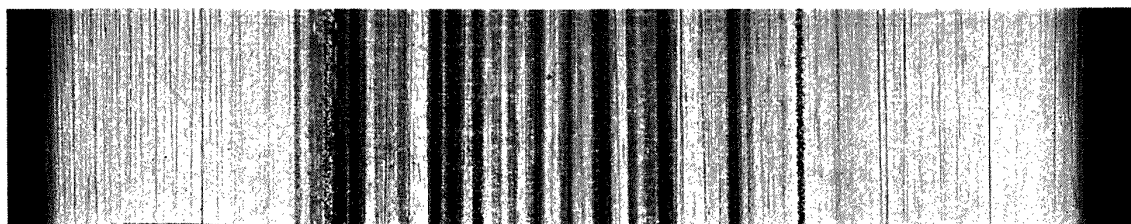
外輪（負荷側）

図 30 残留すきま $9\mu\text{m}$ の運転後の内外輪，ころ

内 輪



こ ろ



外輪（負荷側）

図 31 残留すきま $20\mu\text{m}$ の運転後の内外輪，ころ

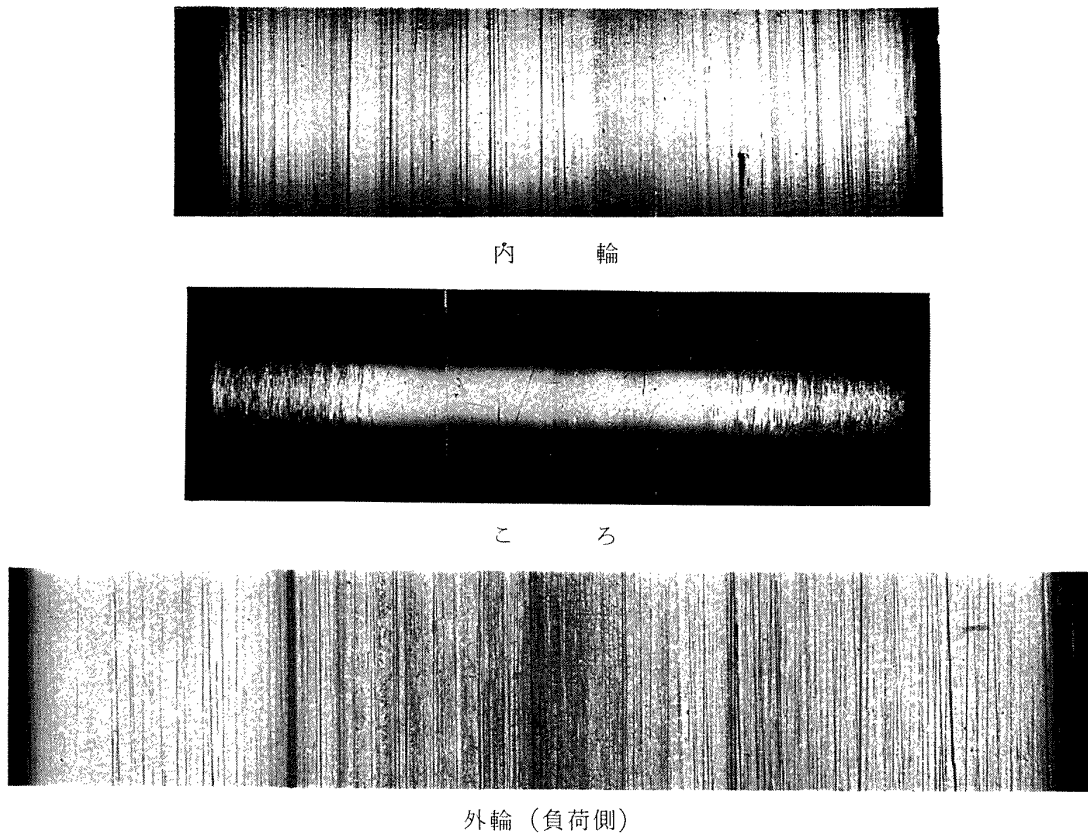
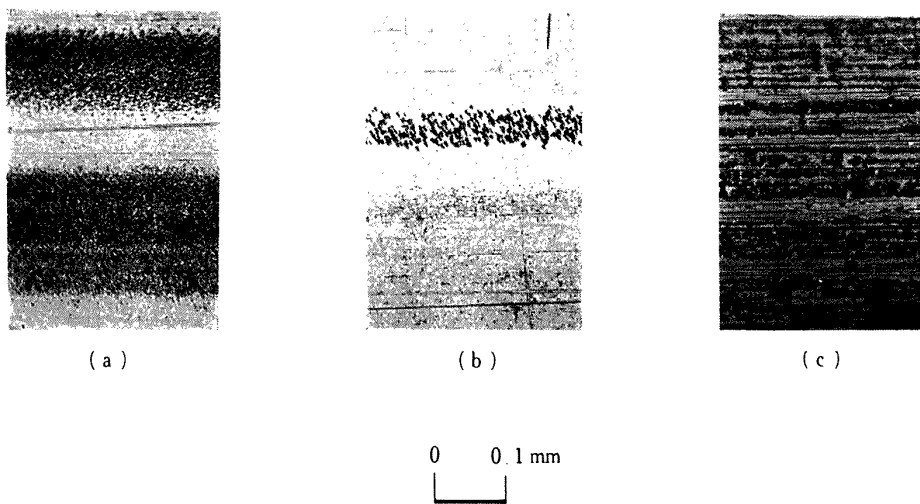
図 32 残留すきま $31\mu\text{m}$ の運転後の内外輪, ころ

図 33 外輪の摩耗痕

のすべり摩擦部分の摩耗を減少させるのに非常に効果的である。しかし残留すきまが $31\mu\text{m}$ に増加すると液体酸素で強制冷却しても（ころ＋内輪）の摩耗量はかなり増大している。しかし表 3 の液体酸素による強制冷却を行なわないときの残留すきま $27\mu\text{m}$ におけると比較すると、もっともこの場合も軸受の運転履歴が違うため直接の比較はできないが、傾向として（ころ＋内輪）の摩耗量は大幅に低下している。したがってこの場合にも液体酸素による強制冷却の効果はかなりあらわれていると考えてよいであろう。

一方外輪の摩耗量は逆に残留すきまの大きい $31\mu\text{m}$ が最も少ない。図 30, 図 31, 図 32 は残留すきま 9, 20, $31\mu\text{m}$ の運転後のころの転動面と内外輪の軌道面の外観である。図 30, 図 31 の残留すきま 9, $20\mu\text{m}$ ではころの転動面, 内外輪の軌道面に損傷を生じており, 表面の条痕は図 33 の (a), (b) に示すように細かいピッチングから成り立っており, また負荷, 非負荷圏の区別が認められず一様に傷ついている。これに対し図 32 の残留すきま $31\mu\text{m}$ ではころがり面はほとんど傷ついておらず, また残留すきま 9, $20\mu\text{m}$ におけるよう

なピッチングの発生が大幅に減少し、図 33 の (c) に示すように薄い酸化膜が形成されている程度で、負荷、非負荷圏の区別も明瞭に認めることができる。これはさきに述べた如く、液体酸素中といえども高速回転時には転動体の温度上昇のため残留すきまが小さいとすきまが負になり、過大接触応力のためピッチングを生じ面が傷つくことを示している。

以上の結果から残留すきま $9\mu\text{m}$ ではすきまが過小で、また残留すきま $20\mu\text{m}$ で液体酸素による強制冷却を行なっても転動体の温度上昇が大でまだ小さすぎる。結局ターボポンプの使用条件である回転数 20,000 rpm, ラジアル荷重 5 kg では残留すきまを $31\mu\text{m}$ 程度にとる必要がある。しかし表 4 に示したようにこの残留すきまの大きさの下ではころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗量は液体酸素による強制冷却を行なってもかなり大きい。冷却用の液体酸素の量を増加することによってこの摩耗量を減少しようとも考えられるが、約 200 cc/min の液体酸素で図 29 に示したようにすべり摩擦部分の摩擦の増減が消失していることから、これ以上液体酸素の量を増加しても効果は少ないと考えられる。したがって液体酸素の量を増加することよりも、軸受の側からこの摩耗量を減少させることを考えねばならない。すきまが大きいところ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗量が増加するのはころのスキューによるものであるから、ころの軸方向すきま（ころの軸方向移動量）を小さくしてころのスキューを防止することが有効ではないかと考えられる。上記の実験ではころの軸方向すきまが軸受の摩耗に大きな影響をおよぼすということは予想していなかったため、ころの軸方向すきまの測定は行っていないが、製作時のころの軸方向すきまは油潤滑において用いられている $30\sim 70\mu\text{m}$ の間にある。このためつぎに残留すきまを約 $31\mu\text{m}$ 一定とし、ころの軸方向すきまを変化して軸受摩耗に対する影響をしらべることにする。

3.7 ころの軸方向すきまと軸受摩耗

残留すきまをほぼ $31\mu\text{m}$ 一定とし、ころの軸方向すきまを 70, 40, $13\mu\text{m}$ の 3 種類に変化した。表 5 はこの 3 種類の軸受についてさきと同一条件の回転数 20,000 rpm, ラジアル荷重 5 kg で約 200 cc/min の液体酸素による強制冷却を行なったときの運転時間と軸受各部の摩耗量である。図 34, 図 35, 図 36 は 3 種類の軸受の同一ころについてころ端面と転動面が運転時間とともにどのように変化したかを示したものである。

表 5 ころの軸方向すきまと軸受摩耗量

残 留 すきま (μm)	ころの 軸方向 すきま (μm)	運 転 時間 (min)	摩 耗 量 (mg)			
			こ ろ (12個)	内 輪	外 輪	保持器
31	70	20	1.99	1.77		
		80	10.27	6.35		
		240	41.40	30.37	0.90	7.12
30	40	20	0.98	0.70		
		80	3.85	1.90		
		240	6.95	3.80	0.16	3.40
31	13	20	5.24	2.19		
		80	13.57	7.74		
		240	24.79	16.94	0.57	4.18

表 5 においてころと内輪の摩耗量が大きい、これはさきに述べたようにころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗量が大部分を占めている。このすべり摩擦部分の摩耗量に相当する（ころ+内輪）の摩耗量を取り、3 種類のころの軸方向すきまについて運転時間との関係を示すと図 37 のようになる。図 37 において、ころの軸方向すきま $70\mu\text{m}$ では（ころ+内輪）の摩耗量は運転時間とともに急激に増大している。このことはころの軸方向すきまが大きすぎるためころがスキューをおこしやすく、この結果ころ端面と内輪つばが摩耗するころの軸方向すきまがさらに増大し、ますます摩耗を加速する方向に進むことを示している。260 分運転後のころの軸方向すきまは $140\mu\text{m}$ とはじめのすきまの 2 倍に増大している。図 34 において 260 分運転後のころの転動面に運動初期の傷が消えてかえってきれになっているのは、ころのスキューのためころがり面にすべりが発生し、ころの転動面もかなり摩耗していることを示している。これに伴って表 5 において外輪や保持器の摩耗量も大きい。試験後液体酸素槽の中に保持器の微細な摩耗粉が一面に付着しておりこのような例は前にはみられなかった。

ころの軸方向すきま $40\mu\text{m}$ では図 37 に示すように（ころ+内輪）の摩耗量はころの軸方向すきま $70\mu\text{m}$ に比較して大幅に減少している。この軸方向すきま $70\mu\text{m}$ では運転時間とともに摩耗率が増加していたに対し、ころの軸方向すきま $40\mu\text{m}$ では摩耗率は運転時間とともに減少し、260 分運転後の摩耗量はころの軸方向すきま $70\mu\text{m}$ の約 $1/7$ 程度と非常に小さい。260 分運転後のころの軸方向すきまは $44\mu\text{m}$ で、試験前のころの軸方向すきまに比較して僅かに $4\mu\text{m}$ 増大しているにすぎない。これに対応して表 5 において外輪、保

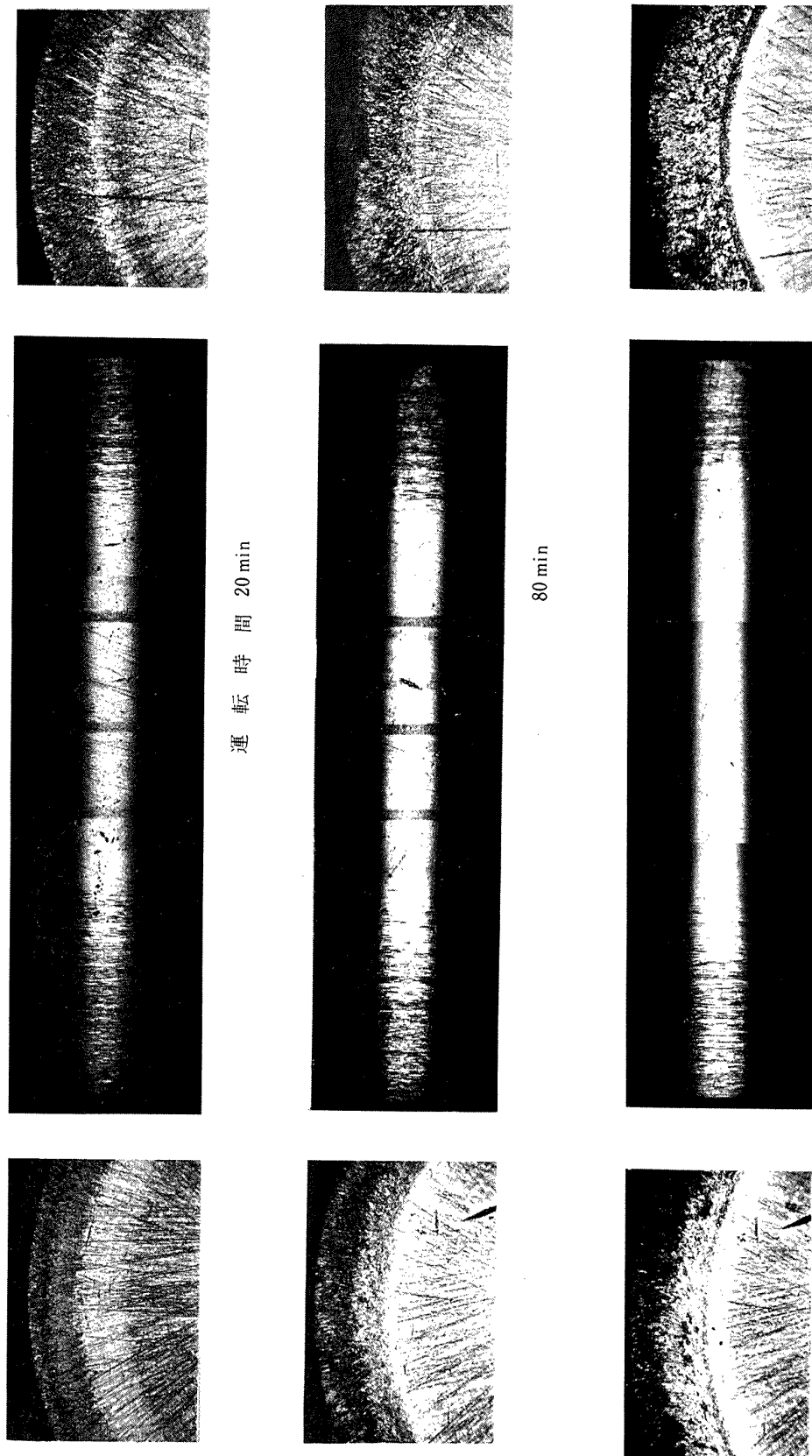


図 34 ころの摩耗と運転時間（残留すきま $31\ \mu\text{m}$, ころの軸方向すきま $70\ \mu\text{m}$ ）

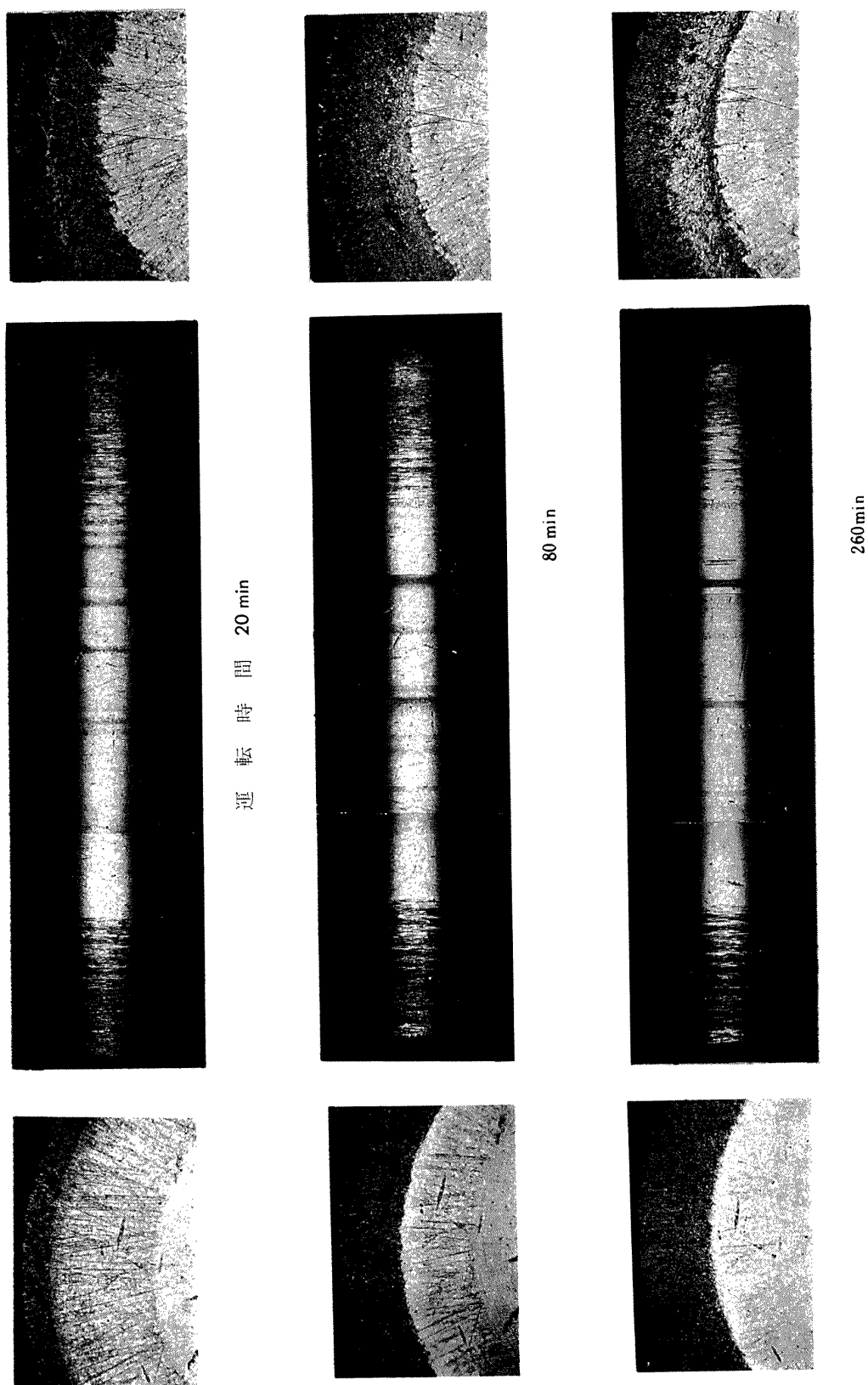


図 35 ころの摩耗と運転時間（残留すきま $30\mu\text{m}$, ころの軸方向すきま $40\mu\text{m}$ ）

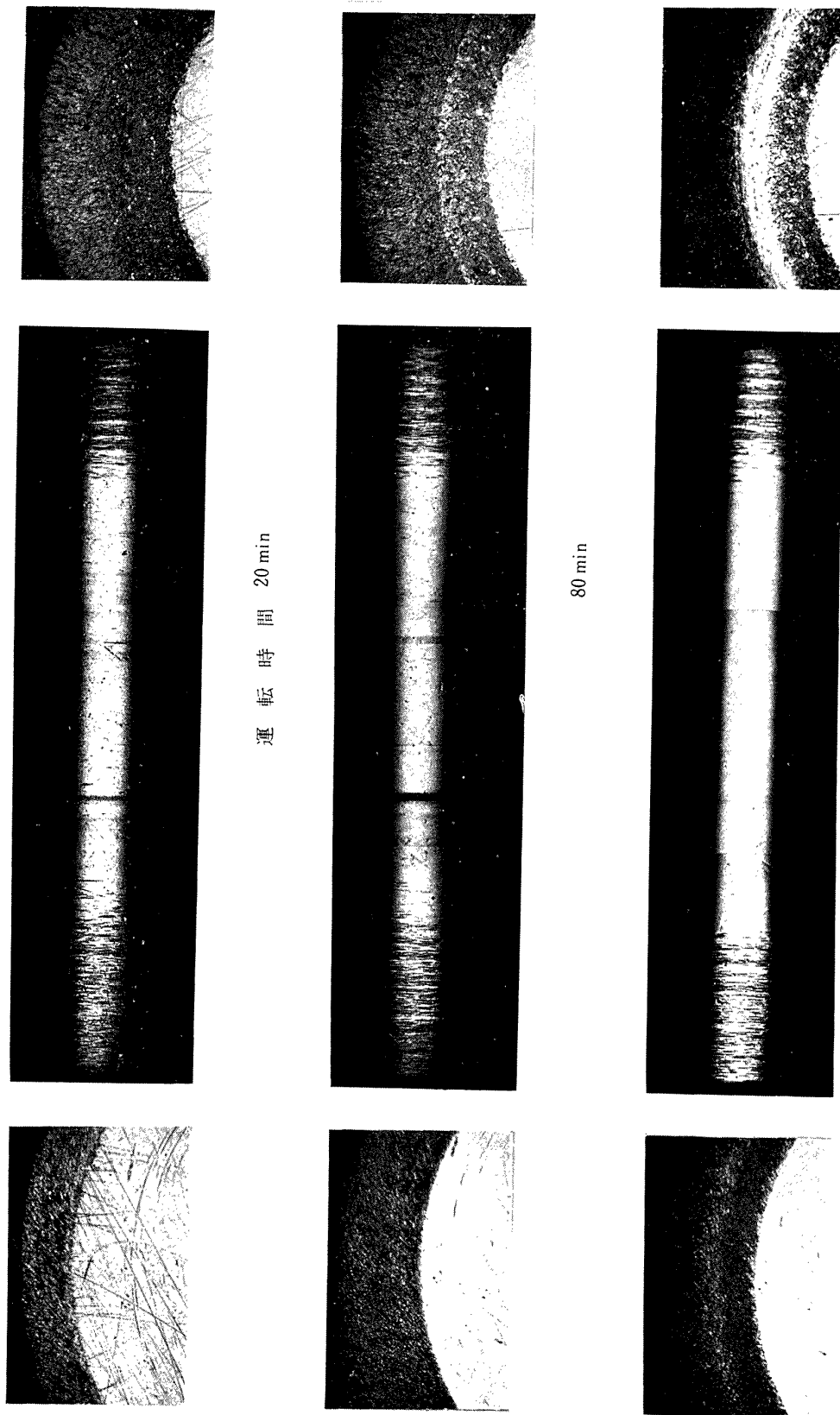


図 36 ころの摩耗と運転時間 (残留すきま $31\text{ }\mu\text{m}$, ころの軸方向すきま $13\text{ }\mu\text{m}$)

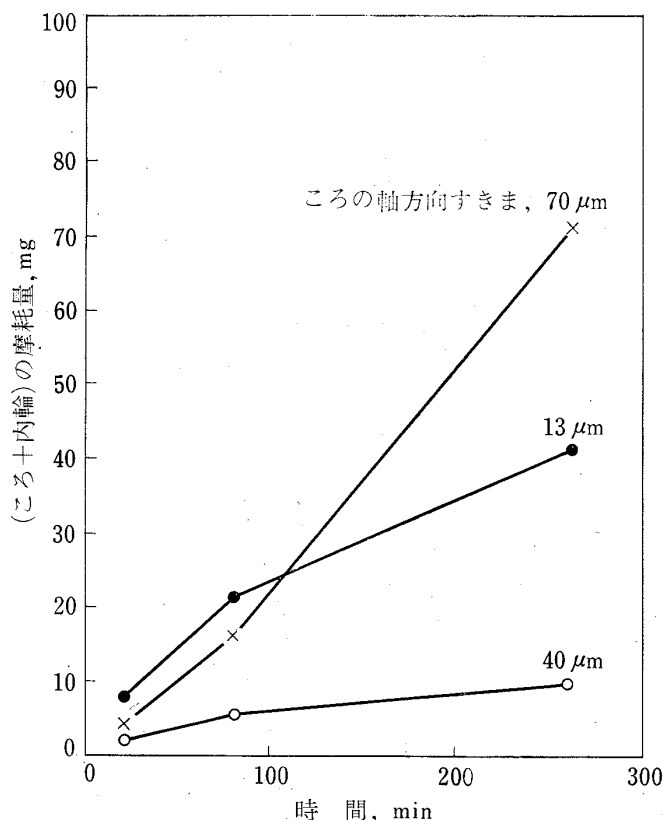


図 37 ころの軸方向すきまと（ころ＋内輪）の摩軸量

保持器の摩耗量も大幅に減少している。図 35 において 260 分運転後でもころの転動面に運転初期の傷がかなり残っており外輪の摩耗量が小さいことと対応している。またころの軸方向すきま 70 μm におけるように保持器の摩耗粉がまわりに飛散しているようなこともみられなかった。

予想どおり、ころの軸方向すきまはころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗に非常に大きな影響をおよぼし、ころの軸方向すきまの小さいほうがころのスキューを防止し摩耗を減少させる。しかし図 37 に示すようにころの軸方向すきまを 40 μm からさらに減少し 13 μm にすると、運転初期の摩耗量はかえってころの軸方向すきまの大きいときよりも増加し、260 分運転後の摩耗量はころの軸方向すきま 70 μm と 40 μm との中間程度となっている。これは 3.6 のラジアルすきまの項で述べたと同様ころの軸方向すきまが小さすぎると高速回転時に転動体の温度上昇のためころの軸方向すきまが消失し、このため運転初期にころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分が急速に摩耗し、ある程度摩耗してころの軸方向すきまが形成されると安定するためである。実験に際し、回転数を 0 から 20,000 rpm にあげて行く過程で摩擦トルクが急増しついで安定することがみられたが、この過程ですでにころの軸方向

すきまが消失しころ端面と内輪つばが摩耗することによってころの軸方向すきまが形成されて安定することを示している。260 分運転後のころの軸方向すきまははじめの 13 μm から 65 μm と非常に大きくなっている。このすべり摩擦部分の摩耗の増加に伴って外輪、保持器の摩耗量も増えており、図 36 にみられるようにこの場合もころの軸方向すきま 70 μm におけると同様 260 分運転後のころの転動面に運転初期の傷が消えてころがり面もかなり摩耗していることを示している。

以上の結果から明らかなようころ端面と内輪つばの摩耗量はころの軸方向すきまを適当に選定することによって最小にしよう。今回試作したターボポンプの使用条件である回転数 20,000 rpm, ラジアル荷重 5 kg では残留すきまを 31 μm , ころの軸方向すきまを 40 μm 程度にとれば軸受各部の摩耗を最小にすることができる。玉軸受に比較して円筒ころ軸受にはころ端面と内輪つばとの間にすべり摩擦が存在するため液体酸素のように潤滑性の悪い環境下ではこの部分が摩耗しやすく著しく不利である。しかし円筒ころ軸受でも上記のすきまを用いることによって十分使用可能である。

3.8 急速加速の影響

ターボポンプでは 0.5~1 秒の短時間で 0 から 20,000 rpm まで急速に加速され、20,000 rpm に達した後一定時間運転し停止するという運転サイクルの繰返しを受ける。これまでの実験はいずれも 0 から除々に所定の回転数まで回転をあげて行き一定時間運転後の軸受の摩耗を比較したものである。液体酸素ポンプに玉軸受を用いたときは回転と同時に軸受に大きなスラスト荷重がかかり、玉と軌道面の接触は点接触に近い状態のため転動体のすべりをおこすことは少ない。これに対し円筒ころ軸受ではラジアル荷重が小さく、ころと軌道面の接触は線接触に近い状態のため急速に加速するところの公転すべりを生じやすい。このことは油潤滑においても問題となるが、とくに液体酸素のように潤滑性の悪い環境下ではこのすべりによって摩耗を生じやすいと考えられる。この点も玉軸受に比較して円筒ころ軸受の不利な一面である。したがって円筒ころ軸受を実際に実用するには急速加速が軸受の摩耗にどのような影響を与えるかを明らかにしておかねばならない。

以上の点から図 38 に示すように 0 から 20,000 rpm まで約 1 秒で急速に加速し、ついで 20,000 rpm で 6 分間運転し停止するという運転サイクルの繰返し実験を

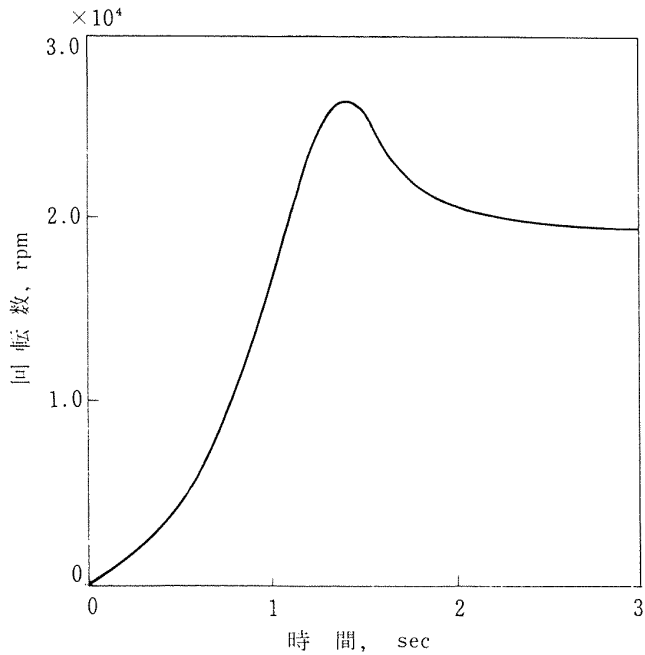


図 38 急速加速時の回転数と時間

行なった。実験に用いた軸受はラジアルすきま $51\mu\text{m}$ と $10\mu\text{m}$ で、残留すきまでは $48\mu\text{m}$, $7\mu\text{m}$ 程度となる。3.6の結果から残留すきまは $31\mu\text{m}$ 程度にとれば十分であるが、 $48\mu\text{m}$ とかなり大きくとったのは、すきまの大きいほど急速加速を受けたときころのすべりを発生しやすく、その影響が明瞭にあらわれるであろうと考えたためである。一方残留すきま $7\mu\text{m}$ を用いたのは、3.6の結果からこのように小さいすきまでは運転中にすきまが負になりころの転動面および内外輪の軌道面が損傷することは明らかであったが、運転条件の相違を考慮したためである。すなわち3.6の結

表 6 急速加速時における残留すきまと軸受摩耗量

残 留 すきま (μm)	総運転 時 間 (min)	摩 耗 量 (mg)			
		こ ろ (12個)	内輪	ころ+内輪	外輪
48	60	4.01	1.72	5.73	0
7	60	0	0	0	0.3

果は長時間連続運転したときであり、今回のように実際の条件に近い短時間の繰返し運転ではころの温度上昇が連続運転におけるときよりも低下し、残留すきまがかなり小さくとも運転中にすきまが存在するのではないかと考えたためである。もしもそうであるならばこのような使用条件に対しては残留すきまをかなり小さくとってもよいことになり、軸受摩耗の点で有利となる。

表 6 は図 38 のように 0 から 20,000 rpm まで約 1 秒で急速に加速し、ついで 20,000 rpm で 6 分間運転し停止するという繰返しを 10 回行なったときの軸受各部の摩耗量である。図 39 は試験後のころの端面と転動面の外観である。表 6 において、ころと内輪の摩耗量はさきに述べたようにころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗が大部分を占めている。残留すきま $48\mu\text{m}$ ではやはりこのすべり摩擦部分が摩耗しているが、外輪の摩耗量はほとんど零で、これに対応して図 39 にみられるようにころの転動面は僅かに傷ついている程度で非常にきれいである。この結果は 3.6 の連続運転を行なったときと同一で、とくに急速加速による悪影響は認められない。したがって 0 から 20,000 rpm

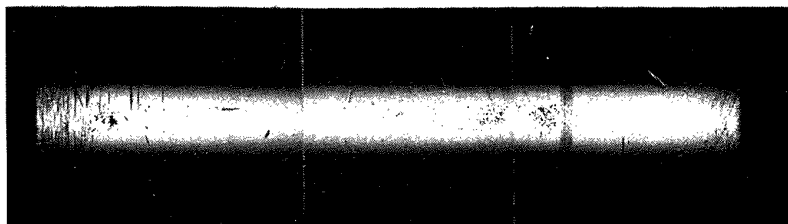
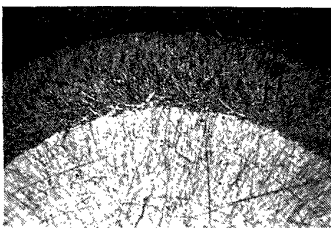
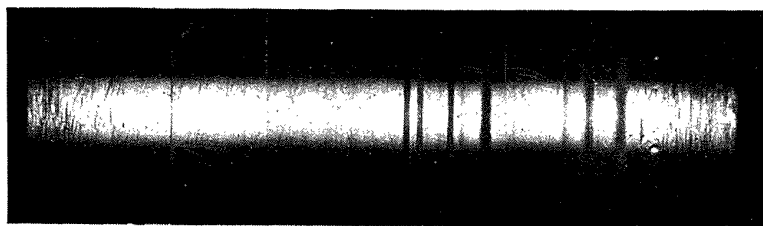
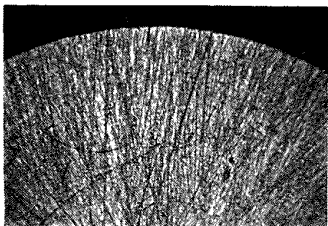
残留すきま $48\mu\text{m}$  $7\mu\text{m}$

図 39 急速加速ところの損傷

まで約 1 秒程度の加速ではころのすべりは非常に小さく問題にならないといえる。

一方残留すきま $7\mu\text{m}$ ではころと内輪の摩耗量は秤量不能でほとんど零に近く、図 39 にみられるようにころ端面に摩耗痕はなくはじめの研削痕がそのまま残っている。これに対しころの転動面は著しく傷ついております、外輪の摩耗量も大となっている。これも 3.6 の連続運転におけると全く同一で、比較的短時間の繰返し実験においてもころの熱容量が小さいため速かに平衡温度に達し、この結果運転中のすきまが負になりころがり面が傷つくことを示している。油潤滑では急速加速時におけるころのすべりを防ぐためにラジアルすきまを小さくし、場合によっては残留すきまを若干負にすることが行なわれている。しかし油潤滑では多小無理しても問題はないが、液体酸素のように潤滑性の悪い環境下では運転中のすきまが消失すると急速にころがり面が傷つき使用に耐えなくなる。

以上の結果から明らかなように残留すきまをかなり大きくとっても急速加速時にころがすべりそのため摩耗が増大するということは認められない。これは液体酸素の沸点における粘度が 0.19cP で油に比較して非常に小さいため油潤滑におけるほどころと内外輪間にすべりが発生しがたいためと考えられる。一方残留すきまが小さすぎ運転中のすきまが負になると、急速加速においても連続運転におけると同様にころがり面が傷つきやはり残留すきまはかなり大きくとる必要がある。したがってさきに示した最適の残留すきま $31\mu\text{m}$ を用いても急速加速に対して十分安全である。

3.9 3 の 結 論

液体酸素中における円筒ころ軸受の諸性能を明らかにするために実験を行なったが、主な結論はつぎの通りである。

(1) 2 章で述べたように玉軸受では液体酸素中で 20 時間運転しても摩耗はきわめて僅小であったが、円筒ころ軸受では比較的短時間でころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分が大きく摩耗する。ころがり面の潤滑は保持器にテフロンを用いることによって可能であるが、すべり摩擦部分の摩耗はテフロンの潤滑のみで防止することは困難である。油潤滑ではなんら問題にならなくとも液体酸素のように潤滑性の悪い環境下ではすべり摩擦の存在は大きな弱点となる。したがって液体酸素用としては円筒ころ軸受よりも玉軸受を使用するほうが有利である。しかし円筒ころ軸受でもこのすべり摩擦部分の摩耗を最小にするように考慮すること

によって使用可能である。この摩耗に係するものはラジアルすきまところの軸方向すきま（ころの軸方向移動量）である。

(2) ラジアルすきまが小さいほどころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗は減少する。これはラジアルすきまの小さいほどころがスキューをおこし難くなるためである。しかし一方ころの転動面、内外輪の軌道面の損傷はラジアルすきまの小さいほど大きい。このことは液体酸素中の超低温においても高速回転時には内外輪よりも転動体の温度上昇が大となり、ラジアルすきまが小さいと運転中のすきまが負になり接触圧力が増大し潤滑膜が破断することを示している。油潤滑では温度上昇のため運転中のすきまがある程度負になってもころがり面が傷つくことはないが、液体酸素のように潤滑性の悪い環境下ではすきまが負になると容易にピッチングを生じ傷つく。したがってころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗を減少させるためにはラジアルすきまの小さいほどよいが、一方運転中にすきまが消失しないようにある程度大きくとらねばならない。

(3) ラジアルすきまの選定にあたっては、ころがり面が損傷することは軸受にとって致命的であるから、まず運転中にすきまが消失しないようにラジアルすきまを選ぶことが優先する。ターボポンプの使用条件である回転数 $20,000\text{rpm}$ 、ラジアル荷重 5kg では残留すきまを約 $30\mu\text{m}$ 程度にとれば運転中にもすきまが存在しころがり面が損傷することはない。しかしこのようにすきまを大きくとるところ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗が大きい。このすべり摩擦部分の摩耗を減少させるためには約 200cc/min の液体酸素を連続的に流し軸受を強制冷却することが効果的である。すなわち強制冷却を行なわないとすべり摩擦部分の温度上昇が大となり、そのまわりの液体酸素が局部的に気化し、このような状態下ではすべり摩擦部分の摩擦と摩耗が著しく増大する。

(4) 液体酸素による強制冷却を行なってもすべり摩擦部分の摩耗の低下には限度があり、さらにころの軸方向すきまを小さくしてころのスキューを防止する必要がある。ころの軸方向すきまを $40\mu\text{m}$ 前後にとるところ端面と内輪つばの摩耗量を最小にしよう。これよりもころの軸方向すきまをかなり大きく $70\mu\text{m}$ にとるところのスキューにより摩耗量は急激に増大し、また $13\mu\text{m}$ と小さくとると運転中にころの軸方向すきまが消失し $40\mu\text{m}$ におけるよりもかえって摩耗量は増大する。

(5) 残留すきを $30\text{ }\mu\text{m}$, ころの軸方向すきを $40\text{ }\mu\text{m}$ 前後にとり, 液体酸素による強制冷却を行なうことによって円筒ころ軸受でも支障なく使用できる。またターボポンプでは $0.5\sim 1$ 秒の短時間で 0 から $20,000\text{ rpm}$ まで急速に加速されるが, すきをを上記のようにとると急速加速においてもその悪影響は認められない。

4. ま と め

液体酸素中で使用するころがり軸受の実用化を目的として実験を行なったが, ほぼその目的を達することができた。

液体酸素中の軸受の潤滑で問題となるのは超低温 (液体酸素の沸点 -183°C) と低粘度 (沸点における粘度 0.19 cP) である。超低温はころがり軸受材料に対し低温脆性, さびの発生が問題となるがステンレス鋼 (SAE 51440 C) を用いることによって支障はない。一方超低温は摩擦熱をとり軸受の温度上昇を防ぐため潤滑上非常に有利な条件となる。したがって問題となるのは液体酸素の粘度が非常に小さく油潤滑におけるような潤滑作用が期待できないことである。

液体酸素に潤滑作用が期待できないことからころがり軸受の保持器にテフロンを用いテフロンの転移膜を摩擦面に形成して潤滑する方式を用いた。ステンレス鋼製の内径 20 mm の合わせ内輪 アンギュラ玉軸受の保持器に 85% テフロン + 15% ガラス繊維を用い, 液体酸素中で回転数 $20,000\text{ rpm}$, スラスト荷重 100 kg で 20 時間の試験を行なったが, 保持器が若干摩耗する程度でそのほかには特に異常は認められない。上記の玉軸受を実際のターボポンプに組込んで運転した結果でも軸受に関しては問題はなくよい結果が得られている。

玉軸受はころがり摩擦が主体であるため保持器にテフロンを用いることによって比較的容易に潤滑することができたが, 円筒ころ軸受では保持器にテフロンを用いてもころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分が急速に摩耗し実用化に困難をきたした。しかしラジアルすきと軸方向すきを適切に選定し, かつ液体酸素による強制冷却を併用することによって軸受の摩耗を最小にすることができた。回転数 $20,000\text{ rpm}$, ラジアル荷重 5 kg では残留すきを $30\text{ }\mu\text{m}$, 軸方向すきを $40\text{ }\mu\text{m}$ 程度にとると軸受の摩耗は最小となり, 円筒ころ軸受でも液体酸素中で使用可能となった。

以上のように液体酸素中で使用する玉軸受, 円筒ころ軸受に関しては実用化を達成することができた。将

来の問題はロケット燃料として用いられる液体水素ポンプの軸受である。液体酸素の沸点における粘度が 0.19 cP であるに対し, 液体水素の沸点における粘度は 0.013 cP で液体酸素の約 $1/15$ である。したがってさらに潤滑困難が予想されることと, 液体酸素では酸化膜がある程度潤滑作用を行なうに対し, 液体水素では表面酸化膜の還元作用により清浄な面があらわれやすいため焼けつきをおこしやすいことが問題となる。液体水素においても潤滑の概念は液体酸素におけると同一に考えてよいが, これが実用化には実際の確認試験が必要である。液体水素に関しては今後実験を進める予定である。

さいごに実験に協力された航空宇宙技術研究所の臼井健治 (現在船舶技術研究所), 三菱重工 (株) 長崎研究所の嶋北正俊の諸氏に厚く感謝の意を表する。また試験軸受に関しては東洋ベアリング製造 (株), 日本精工 (株) のご協力をいただいた。末筆ながら厚く感謝するしだいである。

付 記

円筒ころ軸受を酸化剤ポンプに組込んでポンプの単独試験を行なった結果について付記しておく。

酸化剤ポンプの試運転が角田支所において行なわれたが, 試験に際しては危険性を考慮して液体酸素の代りに液体窒素が用いられた。酸化剤ポンプに組込んだ軸受はラジアルすき $37\text{ }\mu\text{m}$, ころの軸方向すき $13\text{ }\mu\text{m}$ である。ころの軸方向すきが 3.7 に明らかにした最適値の $40\text{ }\mu\text{m}$ よりもかなり小さかったのは, ころの軸方向すきの大きなポンプ用軸受の製作が遅れたためである。さきに述べたようにころの軸方向すきが $13\text{ }\mu\text{m}$ でも摩耗量は大きい支障なく運転し得ることから用いたのである。

試運転は 2 回行なわれたが, そのときの運転時間, 回転数, 軸受外輪温度を表 7, 表 8 に示す。最高回転数はいずれも約 $15,000\text{ rpm}$ である。ポンプ運転中に軸受部に摺動音の連続音が高かったが, 軸とケーシング間の相対振動にとくに異常はなかった。しかし試運転終了後ポンプを分解したところ円筒ころ軸受が破損していた。図 40, 図 41, 図 42, 図 43 に軸受の破損状況を示す。保持器が切断され, ころ端面と内輪つばのすべり摩擦面, ころの転動面, 内外輪の軌道面も著しく損傷している。

この円筒ころ軸受の破損の原因を検討したが, つぎの 3 つが考えられた。第 1 は液体酸素の代りに液体窒

表 7 第 1 回試運転における回転数と
軸受外輪温度

	時 間 (sec)	回 転 数 (rpm)	軸受外輪温度 (°C)
予 冷	-600	1,980	-137.2
	-420	2,990	-156.6
	-180	5,010	-171.9
試 運 転	0	4,940	-176.1
	5	5,210	-176.2
	10	5,400	-176.3
	60	6,490	-176.7
	90	8,100	-176.6
	180	10,550	-175.4
	210	10,040	-175.3
	300	12,830	-173.0
	360	14,010	-171.5
	420	15,020	-170.0
	480	15,020	-174.7
	540	12,100	-176.3
	600	9,940	-176.3

表 8 第 2 回試運転における回転数と
軸受外輪温度

	時 間 (sec)	回 転 数 (rpm)	軸受外輪温度 (°C)
予 冷	-60	2,880	-51.9
	0	2,990	-177.2
試 運 転	30	2,990	-183.9
	60	3,000	-185.7
	90	2,990	-186.7
	120	3,000	-186.9
	180	2,990	-190.5
	240	4,150	-185.9
	300	9,980	-186.5
	360	10,570	-187.5
	420	14,940	-185.5
	480	14,930	-185.7
	510	10,290	-183.5
	530	10,040	-185.0
	560	10,070	-190.3



図 40 試運転後の円筒ころ軸受



図 41 ころ端面，転動面の損傷



図 42 内輪軌道面の損傷

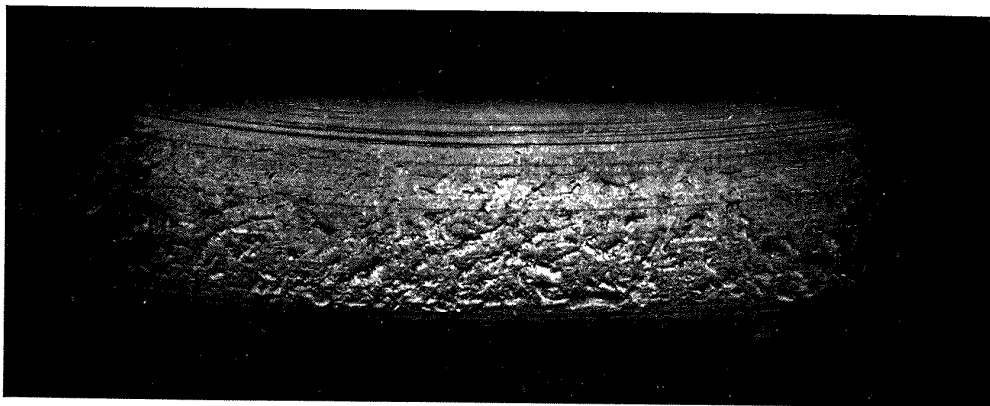


図 43 外輪軌道面の損傷

素を用いたことである。すなわち液体酸素中では酸化膜が形成され潤滑作用に寄与するが、液体窒素にはこの効果がないことである。第2は表7、表8から明らかなように軸受外輪温度が液体窒素の沸点である -193°C よりもかなり高いことから、ポンプの吐出側からパイプで軸受に液体窒素を送る構造になっていた

が予冷不十分で窒素ガス雰囲気中で運転したことである。3.5で述べたようにガス雰囲気中で運転することは軸受にとって非常にきびしい条件となる。第3はこの軸方向すきまがもともと小さすぎたことと試運転にポンプ特性を計測したが、この際流量を絞るとポンプにキャビテーションが発生しかなり大きなラジアル

荷重が発生したことである。さきに述べた実験はいずれもラジアル荷重 5 kg で行なったが、これはターボポンプの正規の運転における荷重に相当している。またラジアル荷重の小さいほうがころがスキューを生じやすく、ころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗にとって条件がきびしくなることも考慮したためである。

以上の検討から軸受試験機により液体酸素の代りに

液体窒素を用いてラジアル荷重の影響をしらべることとした。ラジアルすきま $37\ \mu\text{m}$ (残留すきま $34\ \mu\text{m}$)、ころの軸方向すきま $13\ \mu\text{m}$ の軸受について液体窒素中で回転数 20,000 rpm でラジアル荷重を変化する実験を行なった。ラジアル荷重 5 kg から図 44 に示すように段階的に荷重をあげて行ったとき荷重 30 kg できわめて短時間で軸受摩擦が急激に増大し運転不能となった。図 45 は試験後のころ端面の外観である。液体窒素中であるためさきの液体酸素中におけるような酸化膜は形成されていないが著しいかじりを生じている。

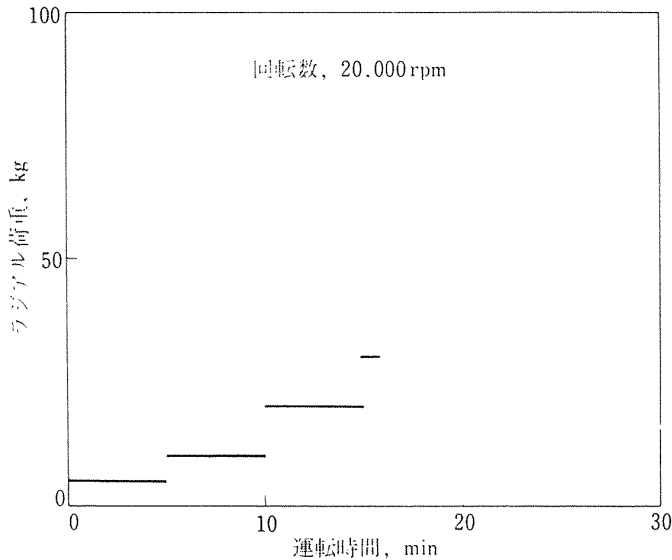


図 44 ラジアル荷重と運転時間

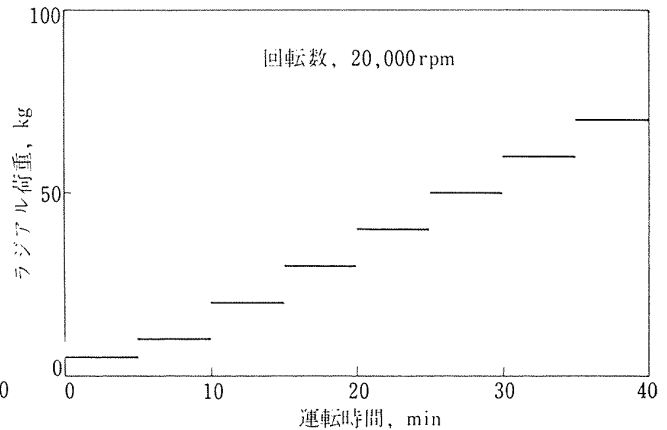


図 46 ラジアル荷重と運転時間

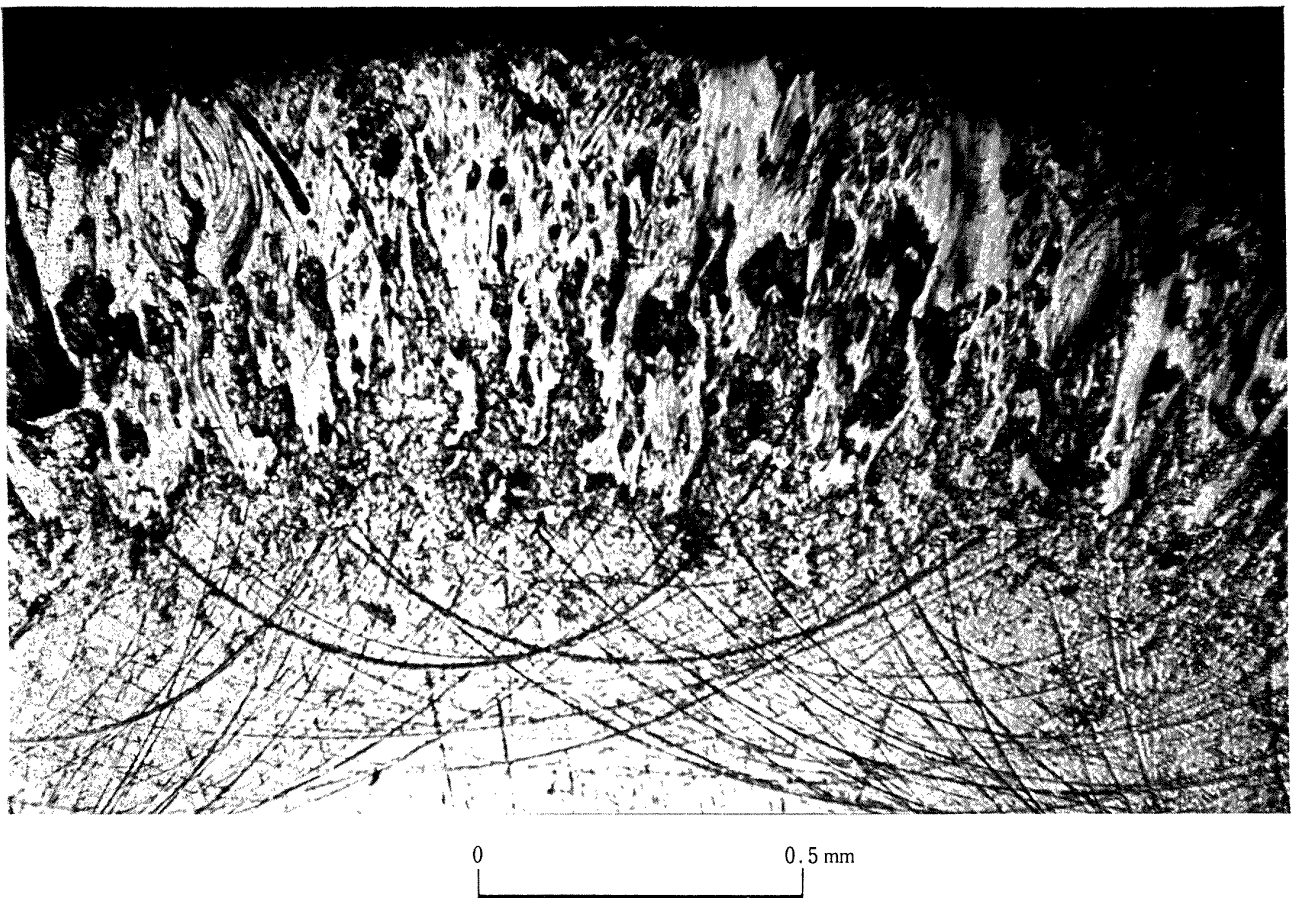


図 25 ころの端面 (ころの軸方向すきま $13\ \mu\text{m}$)

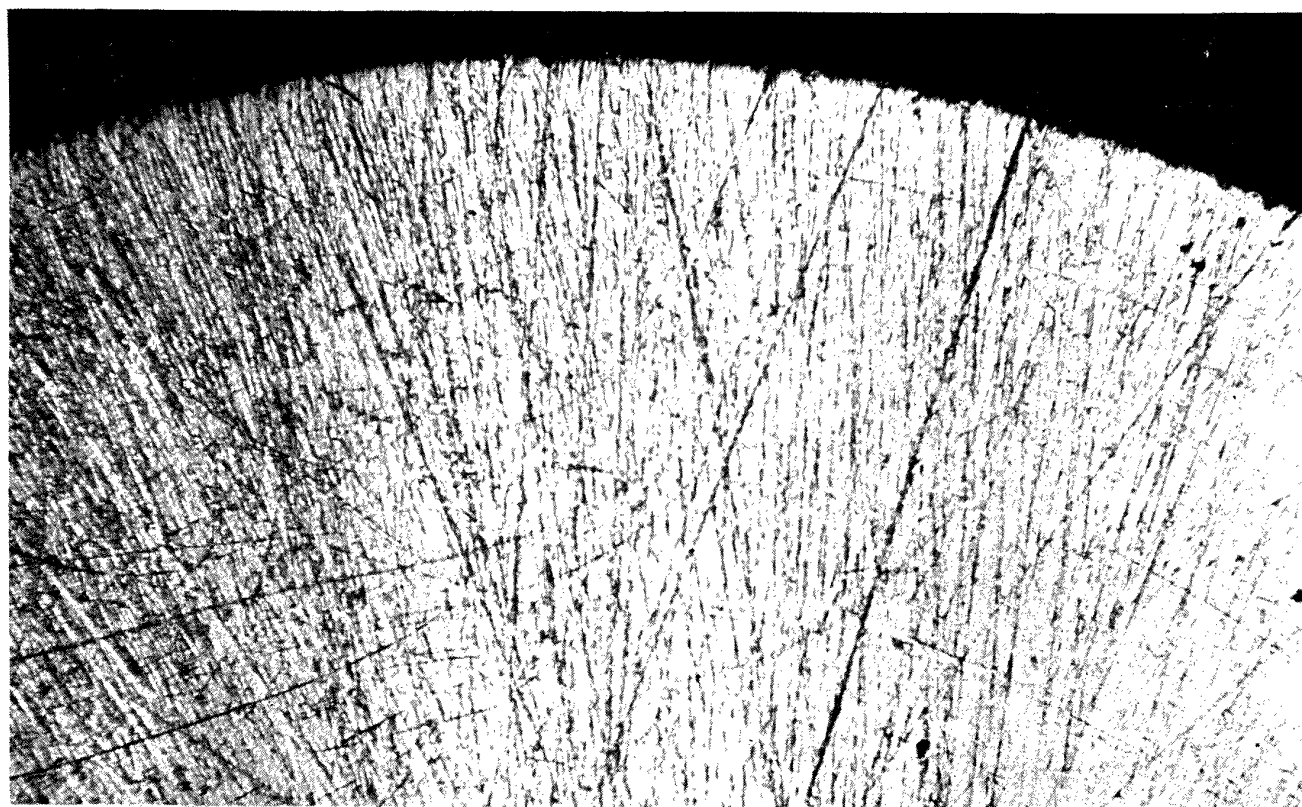


図 47 ころの端面 (ころの軸方向すきま $37\ \mu\text{m}$)

したがってころの軸方向すきま $13\ \mu\text{m}$ では荷重 $30\ \text{kg}$ で軸方向すきまが負になり、これ以上高い荷重での運転は不能である。

ついでラジアルすきま $52\ \mu\text{m}$ (残留すきま $49\ \mu\text{m}$)、ころの軸方向すきま $37\ \mu\text{m}$ の軸受について同様な実験を行ない、図 46 に示すように荷重 $5\ \text{kg}$ から段階的にあげて行ったがラジアル荷重を $70\ \text{kg}$ に増加してもなんら異常は認められなかった。図 47 は試験後のころ端面の外観で、はじめの研削痕がそのまま残っておりほとんど摩耗していない。このようにころの軸方向すきまを $40\ \mu\text{m}$ 前後にとるとラジアル荷重が $70\ \text{kg}$ に増大してもころの軸方向すきまが存在し、むしろ荷重の大きいほうがころ端面と内輪つばのすべり摩擦部分の摩耗も減少している。これはラジアル荷重の大きいほどころのスキューが減少するためで、ラジアル荷重が増大してもころの軸方向すきまが存在している限りは荷重の大きいほうが軸受の摩耗の点からいって有利である。したがって液体酸素に比較してとくに液体窒素の不利は認められず、液体窒素中でもころの軸方向すきまを $40\ \mu\text{m}$ 程度になればラジアル荷重がかなり大きくなっても問題はない。

以上の結果から酸化剤ポンプの試運転における軸受の破損は軸受に液体窒素が十分行っていなかったこと

と、さらに軸受のころの軸方向すきまが小さすぎかつラジアル荷重も正規の使用条件におけるよりもかなり高くなっていたことが原因と考えられる。上記の実験結果からラジアルすきま $45\ \mu\text{m}$ 、ころの軸方向すきま $40\ \mu\text{m}$ の軸受を酸化剤ポンプに組み込み、予め液体窒素が軸受に確実にいくように配管を変更して試運転を行った。最高回転数 $18,000\ \text{rpm}$ まで運転したが軸受にはなんら異状はなく非常に良好な状態にあった。この実機による結果は実験室における結果と非常によく一致しており、円筒ころ軸受ではラジアルすきま、ころの軸方向すきまの選定と液体酸素による強制冷却が重要であることを示している。以上のような経緯をへて円筒ころ軸受でも酸化剤ポンプに使用可能であることが確認された。

文 献

- 1) R. A. Burton, J. A. Russell and P. M. Ku: Metallic Friction at Cryogenic Temperatures, Wear, Vol. 5, No. 1 (1962) pp. 60~68
- 2) E. E. Bisson and W. J. Anderson: Advanced Bearing Technology, NASA, SP-38 (1964) pp. 289~321
- 3) R. E. Cunningham and W. J. Anderson: Evaluation of 40-Millimeter-Bore Ball Bearings Ope-

rating in Liquid Oxygen at DN Values to 1.2 Million, NASA, TN D-2637 (1965) pp. 1~20

D. W. Wisander, L. P. Ludwig and R. L. Johnson: Wear and Friction of Various Polymer Laminates in Liquid Nitrogen and in Liquid Hydrogen, NASA, TN D-3706 (1966) pp. 1~13

D. E. Brewe, H. W. Scibbe and W. J. Anderson: Film-Transfer Studies of Seven Ball-Bearing Retainer Materials in 60°R (33°K) Hydrogen Gas at 0.8 Million DN Value, NASA, TN D-3730 (1966) pp. 1~25

D. E. Brewe, H. H. Coe and H. W. Scibbe: Cooling Studies with 40-Millimeter-Bore Ball Bearings Using Low Flow Rates of 60°R(33°K) Hydrogen Gas, NASA, TN D-4616 (1968) pp. 1~25

D. W. Wisander, L. P. Ludwig and R. L.

Johnson: Friction and Wear in Cryogenic Liquid for Composites of Phenolic and of Poly-tetrafluoroethylene of Various Particle Sizes and Concentrations, NASA, TN D-4565 (1968) pp. 1~15

D. W. Wisander and R. L. Johnson: Friction and Wear of Nine Selected Polymers with Various Fillers in Liquid Hydrogen, NASA, TN D-5073 (1969) pp. 1~18

H. H. Coe, D. E. Brewe and H. W. Scibbe: Cooling Requirements of Ball Bearings Lubricated by Glass-Fiber-Filled Polytetrafluoroethylene Retainers in Cold Hydrogen Gas, NASA, TN D-5607 (1970) pp. 1~25

- 4) 曾田範宗, 宮川行雄: 高 dn 値における玉軸受の性能, 宇宙航空研究所報告, 第1巻, 第3号(昭和 40) pp. 344~364
- 5) 文献 2: pp. 319

TM-207	対称スピン衛星用ニューテーション・ダンパの解析	1971年9月	村上 力, 狼 嘉 彰
TM-208	薄板継手構造の強度についての実験 —接着およびリベット継手—	1971年11月	池田為治, 熊倉郁夫 竹内和之
TM-209	試作接着面応力センサの較正試験	1971年11月	大竹邦彦, 遠藤修司 野口義男
TM-210	小型加速度計による風洞模型姿勢角の測定	1971年12月	原 亘 利
TM-211	軽量ジェットブースト STOL の一検討	1971年12月	西村博史
TM-212	原動機部要素試験設備用消音装置の特性試験	1972年1月	鳥崎忠雄, 小林 実
TM-213	フライングテストベッド空気系統試験	1972年2月	田辺義一, 小暮泰之 川崎純男
TM-214	フライングテストベッド燃料系統試験	1972年2月	田辺義一, 小暮泰之 川崎純男
TM-216	安定板を有する固体ロケットの操舵要求 軽減法	1972年2月	大石 晃, 山中龍夫 冠 昭 夫
TM-217	フライングテストベッドの自動安定装置 性能試験(I)—製作時性能試験—	1972年7月	小川敏雄, 甲斐忠夫 十河 弘, 増原 恢
TM-218	フライングテストベッドの自動安定装置 性能試験(II)—実験前性能試験—	1972年7月	小川敏雄, 甲斐忠夫 十河 弘, 増原 恢
TM-219	フライングテストベッドの脚性能試験	1972年5月	渋谷昭義, 川崎純男
TM-220	フライングテストベッドのテレメータ性 能試験	1972年5月	小野幸一, 十河 弘 池 上 博
TM-221	ロケット模型の動安定微係数の測定	1972年5月	谷 関 英 喬, 高島一明 根 英 夫, 中村正剛
TM-223	自由飛行模型 FFM-10 の強度について	1972年5月	河崎俊夫, 斎藤秀夫 堀 武 敏, 多田保夫 林 洋 一, 戸田勸雄 日下和夫, 築地恒雄 中井暎一, 森田甫之 菊地孝男, 高橋 実一 東久保正年, 越 出 慎
TM-224	フライングテストベッドの油圧系統試験	1972年5月	藤枝郭俊, 十河 弘 川崎純男, 中村公昭
TM-225	ストラップダウン方式の慣性機器誤差に よって生ずる飛しょう径路誤差の一考 察	1972年5月	大月正男, 新宮博公 鈴木孝雄
TM-226	フライングテストベッドの機体強度剛性 試験	1972年7月	渋谷昭義, 丸山 茂 川崎純男
TM-227	フライングテストベッドの燥縦系統試験	1972年7月	藤枝郭俊, 牧野 健 川崎純男
TM-228	航空用ガスタービンの高圧形燃焼器の予 備実験	1972年7月	鈴木邦男, 石井浅五郎

注：欠番は配布先を限定したもの

航空宇宙技術研究所資料229号

昭和47年7月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
 ☎182 東京都調布市深大寺町1880
 電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)

印刷所 有限会社啓文堂松本印刷
 東京都文京区水道2-7-5

Printed in Japan