

電子部品実装設備及び電子機器における
軸受と潤滑剤の長寿命化に関する研究

大野 英明

2013年9月

早稲田大学審査学位論文（博士）

電子部品実装設備及び電子機器における
軸受と潤滑剤の長寿命化に関する研究

大野 英明

早稲田大学大学院情報生産システム研究科

2013年9月

目次

第1章 序論	
1.1 本研究の背景	----- 1
1.2 電子部品実装設備のトライボロジー課題	----- 2
1.2.1 プリント基板のはじまり	----- 2
1.2.2 電子部品の動向	----- 2
1.2.3 電子部品実装設備の発展	----- 5
(1) リード部品挿入機	----- 5
(2) チップマウンタ	----- 6
1.2.4 電子部品実装設備の動作	----- 6
1.2.5 リニア軸受の研究	----- 7
(1) 直線案内の分類	----- 7
(2) リニア軸受の寿命	----- 8
1.2.6 工場における潤滑剤の使用状況	----- 10
1.2.7 電子部品実装設備の課題	----- 11
1.3 電子機器のトライボロジー	----- 12
1.3.1 流体軸受の特徴	----- 12
1.3.2 流体軸受の歴史	----- 13
1.3.3 HDDへの展開	----- 14
1.3.4 流体軸受の課題	----- 14
1.4 本研究の目的	----- 15
1.5 本論文の内容	----- 15
第1章参考文献	----- 18
第2章 リニア軸受の潤滑状態に及ぼすグリース基油粘度の影響	
2.1 緒言	----- 21
2.2 実験装置と実験材料	----- 21
2.2.1 実験装置	----- 21
2.2.2 電気導通状態計測方法	----- 23
2.2.3 リニア軸受	----- 23
2.2.4 サンプルグリース	----- 24
2.2.5 実験方法	----- 25

2.2.6	グリースの変更	-----	25
2.3	実験結果	-----	26
2.3.1	電気導通状態の変化	-----	26
2.3.2	連続運転での電気導通状態の変化	-----	29
2.4	考察	-----	30
2.4.1	油膜形成速度と膜厚比	-----	30
2.4.2	連続運転での推移	-----	31
2.4.3	レールの損傷	-----	32
2.4.4	グリース選定方法の問題点	-----	32
2.5	結言	-----	33
	第2章参考文献	-----	34
第3章 リニア軸受の転がり疲労に及ぼすグリース基油粘度の影響			
3.1	緒言	-----	35
3.2	実験装置と実験材料	-----	36
3.2.1	サンプルグリース	-----	36
3.2.2	実験方法	-----	37
3.2.3	電気導通状態計測方法	-----	38
3.2.4	観察とグリースの追加給脂	-----	38
3.2.5	実験装置と膜厚比	-----	39
3.3	実験結果と考察	-----	40
3.3.1	電気導通状態の確認	-----	40
3.3.2	レールの観察結果	-----	41
3.3.3	キャリッジの観察結果	-----	43
3.3.4	異常音発生後の観察結果	-----	47
3.3.5	レール表面の元素確認	-----	49
3.4	結言	-----	51
	第3章参考文献	-----	52
第4章 リニア軸受の転がり疲労に及ぼすグリースの摩耗防止添加剤の影響			
4.1	緒言	-----	53
4.2	実験装置と実験材料	-----	54
4.2.1	サンプルグリース	-----	54
4.2.2	実験装置	-----	55
4.2.3	実験方法	-----	55
4.3	実験結果	-----	56

4.3.1	電気導通状態の確認	-----	56
4.3.2	A3-FMFグリースで発生した導通の異常現象	-----	57
4.3.3	鋼球の電気抵抗	-----	58
4.3.4	キャリッジの観察結果	-----	60
	(1) A0グリースによる実験後の観察(走行距離 1.09×10^4 km)	-----	60
	(2) A3グリースによる実験後の観察(走行距離 1.09×10^4 km)	-----	62
	(3) A3-FMFグリースによる実験後の観察(走行距離 4.9×10^3 km)	-----	64
	(4) A3-ZnDTPグリースによる実験後の観察(走行距離 3.8×10^3 km)	-----	66
	(5) A3-Zn+Moグリースによる実験後の観察(走行距離 1.9×10^3 km)	-----	68
4.3.5	鋼球の観察	-----	70
4.3.6	鋼球硬度の測定方法の差	-----	75
4.4	考察	-----	76
4.4.1	基油粘度の影響	-----	76
4.4.2	鋼球変色の影響	-----	76
4.4.3	摩耗防止添加剤の影響	-----	78
4.4.4	リニア軸受の転がり疲労寿命への影響	-----	79
4.5	結言	-----	80
	第4章参考文献	-----	81
第5章 動圧グループ流体潤滑軸受用潤滑剤の劣化			
5.1	緒言	-----	83
5.2	流体軸受のトライボロジー課題	-----	85
	5.2.1 起動停止時の摩耗対策	-----	85
	5.2.2 潤滑剤の飛散・流出	-----	87
	5.2.3 振れ回りによる流出	-----	91
	5.2.4 潤滑剤の蒸発・性能劣化	-----	93
5.3	実験	-----	94
	5.3.1 潤滑剤の使用限界値	-----	94
	5.3.2 実験で用いた流体軸受装置の構造	-----	94
	5.3.3 実機サンプルの粘度計算	-----	95
	5.3.4 流体軸受用潤滑剤単体の熱加速試験	-----	98
	5.3.5 潤滑剤単体試験での粘度予測	-----	101
	5.3.6 実機サンプルの粘度測定	-----	101
5.4	潤滑剤の分析	-----	102
	5.4.1 フーリエ変換赤外分光分析(FT-IR)による分子構造分析	-----	102
	5.4.2 ゲルパーミエーションクロマトグラフィー(GPC)での分析	-----	104

5.4.3	分析結果の比較	-----106
5.5	考察	-----107
5.5.1	基油分子構造の変化	-----107
5.5.2	基油分子量分布の変化	-----107
5.5.3	分子量分布の比較	-----107
5.5.4	軸受内の温度分布	-----108
5.5.5	マランゴニ効果の誘発	-----109
5.6	結言	-----110
	第5章参考文献	-----111
第6章 電子部品実装設備用及び電子機器における軸受と潤滑剤の実用化状況と今後の展望		
6.1	緒言	-----113
6.2	電子部品実装設備の状況	-----113
6.2.1	電子部品実装設備の課題	-----113
6.2.2	リニア軸受不具合の地域差	-----114
6.2.3	防錆油混入によるリニア軸受への影響	-----116
6.2.4	防錆油の塗布工程	-----117
6.2.5	防錆油の拭き取り程度の確認と定量化	-----117
6.2.6	検量線の作成	-----118
6.2.7	作業指示書への支持理由の記載	-----119
6.3	流体軸受装置の状況	-----120
6.4	結言	-----121
	第6章参考文献	-----122
第7章 総括		
7.1	論文概要	-----123
7.2	各章のまとめ	-----124
7.3	今後の課題	-----126
	謝 辞	-----129
	研究業績	-----131

第1章

序論

1.1 本研究の背景

電気機器メーカーにおいても機構要素の信頼性向上は重要な課題である。近年、電気機器メーカーが生産する製品において機構要素を含む機器が減少している。しかし冷蔵庫やエアコンのコンプレッサーの軸受や洗濯機、扇風機、掃除機等のモータ軸受、テレビ画像を録画するレコーダの光ディスク装置の軸受、大容量記録装置のハードディスクドライブ(HDD)ユニットのスピンドルモータの軸受など、まだ多くの軸受がある。

製品を生産する工場に目を向けると、金属部品を加工するコンピュータ数値制御された工作機械、プレス機械、樹脂成形加工機などは機構要素を用いて稼働している。組立ラインでは製品を輸送するコンベアがボールベアリングで支持されており、電子機器のプリント基板を生産する電子部品実装設備もリニア軸受の直線支持により X-Y-Z 方向に高速で移動、停止を繰り返している。モノをつくる現場では現在でも多くの機構要素が使用されている。

電子機器の中でもパーソナルコンピュータをはじめ、情報端末や携帯電話の普及はめざましく、そのプリント基板を生産する電子部品実装設備は先進国から発展途上国まであらゆる場所で使用されている。この電子部品実装設備は日本独自の発展、進化をしてきた設備である。情報端末などの精密なプリント基板生産に使用される高速モジュラー型電子部品実装設備の世界シェアは日本メーカーが70%以上を占めている¹⁾。リーマンショック以降の景気低迷で設備投資も横ばいであるが、プリント基板製造業界の市場規模は全体で約6,000億円、電子部品実装設備で約2,500億円の市場である。

また、電気機器においてもパーソナルコンピュータやAV機器の扱うデータ容量が飛躍的に増加しており、その記録装置として使用されるHDDの高容量化も著しい。HDDユニットの出荷台数は約6億台で米国企業が世界シェアの85%を占めている。しかし、その心臓部といえる動圧グループ流体潤滑軸受(流体軸受)とモータからなるHDDスピンドルモータでは日本メーカーの世界シェアは95%に達している²⁾。

日本が圧倒的な世界シェアをもつ電子部品実装設備と HDD スピンドルモータはどちらも電気機器メーカーが自社電気製品の品質向上, 自社工場の生産効率向上を目的に開発したもので, 多くのトライボロジー技術によって成り立っている.

1.2 電子部品実装設備のトライボロジー課題

1.2.1 プリント基板のはじまり

電子機器の電気回路形成の方法としてプリント基板一般的である. プリント基板は 1930 年頃, オーストリア人のパウル・アイスラーによって考案されたと言われている³⁾. プリント基板は抵抗やコンデンサなどの電子部品を板に固定して配線するもので日本では 1960 年頃より普及しはじめた. 当時は多くの女子作業員によってリード部品と呼ばれるリード線を有した電子部品をプリント基板の穴に挿入し製造していた.

Fig.1-1 は当時のプリント基板製造ラインの写真である⁴⁾. また, Fig.1-2 は当時製造されていたリード部品(リード線を持った部品)を使用したブラウン管テレビのプリント基板の例で基板の大きさは縦が約 150mm, 横が約 170mm である.



Fig.1-1 Printed circuit board production line of the 1960s

Fig.1-1 1960年代のプリント基板製造ライン(出典:文献4)

1.2.2 電子部品の動向

1975 年頃から製品は小型化, 軽量化, 薄型化へと向かっていく. そして回路形成もそれに対応するため高密度実装と呼ばれる小型, 薄型化が進められた. Fig.1-3 は基板形成技術の流れを示したもので左側が電子回路の技術動向, 右側が回路の精密さを示している. 現在生産されている携帯端末では 1cm^2 あたり 20 個程度のチップ部品が実装されている.

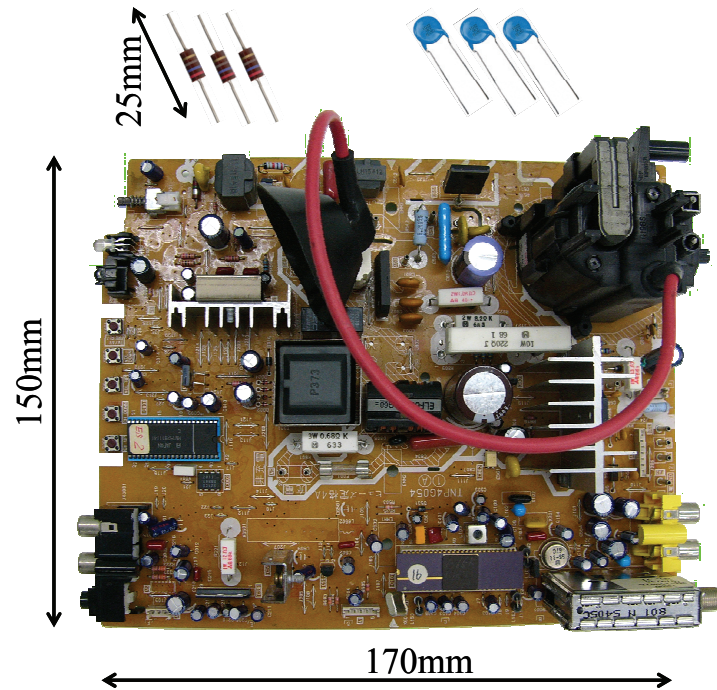


Fig.1-2 Example of leaded component and the printed circuit board

Fig. 1-2 リード部品とプリント基板の例(出典：文献4)

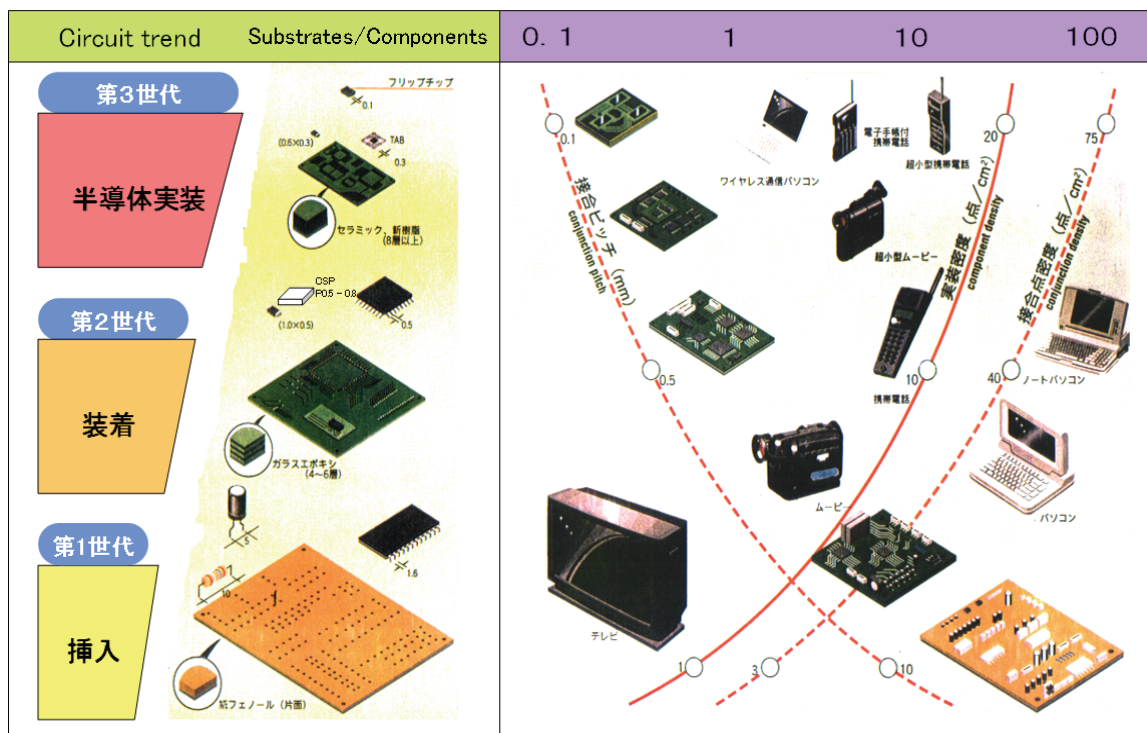


Fig.1-3 The trend of the jisso technology

Fig. 1-3 実装技術の動向

電子部品の研究開発は従来のリード部品からチップ部品(リード線を持たない電子部品)に移りはじめたが部品自体が高額なうえ、回路形成方法が確立されていないため産業用の用途に限られていた。しかし 1978 年に超小型ラジオがチップ部品を本格的に採用したことにより民生品のチップ部品化が始まった。Fig.1-4 はその薄型ラジオとプリント基板の写真である。使用されたチップ部品は $3.2\text{mm} \times 1.6\text{mm} \times$ 厚さ 0.6mm で当時はピンセットを使用しプリント基板を作成していた。

チップ部品の実装は当初、作業員によって小さな部品をピンセットで挟み、決められた位置に置く作業で手作業では難しい作業であるが、プリント基板表面に装着(固定)する「表面実装」であるため自動化が進めやすく機械化も進んだ⁴⁾。

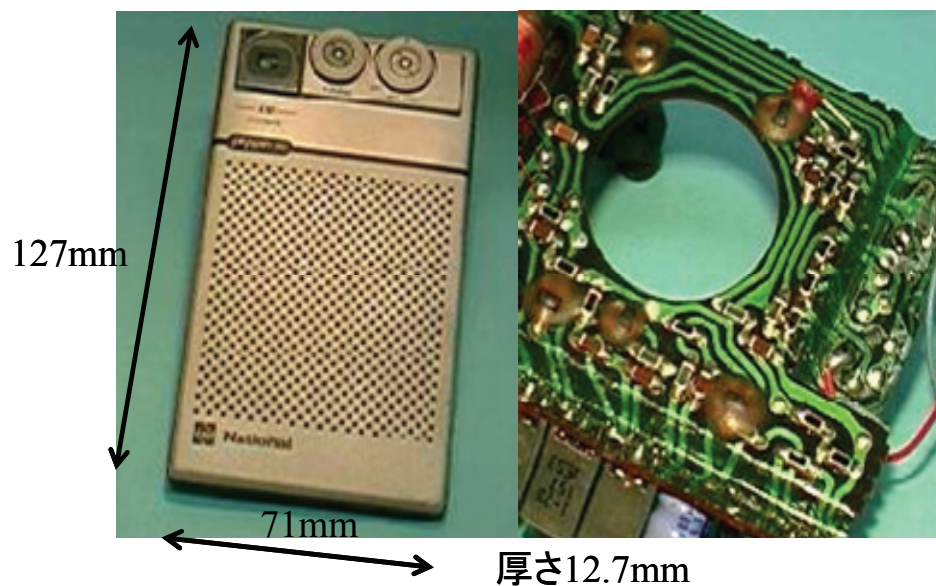


Fig. 1-4 Thin radio and printed circuit board

Fig. 1-4 薄型ラジオとプリント基板

1.2.3 電子部品実装設備の発展

リード部品の手挿入の自動化から始まった電子部品実装設備は「人間の代替」から「人間ではできない」小型部品を高速・高精度で配置する設備となり発展していった。

(1) リード部品挿入機

リード部品挿入機の動作は プリント基板の穴にリード線を挿入 → 余ったリードを切断 → 部品が落ちないように端部を折り曲げる の動作を自動化したものである。

Fig.1-5 はリード部品挿入機の外観で Fig.1-6 は挿入プロセスの略図である。

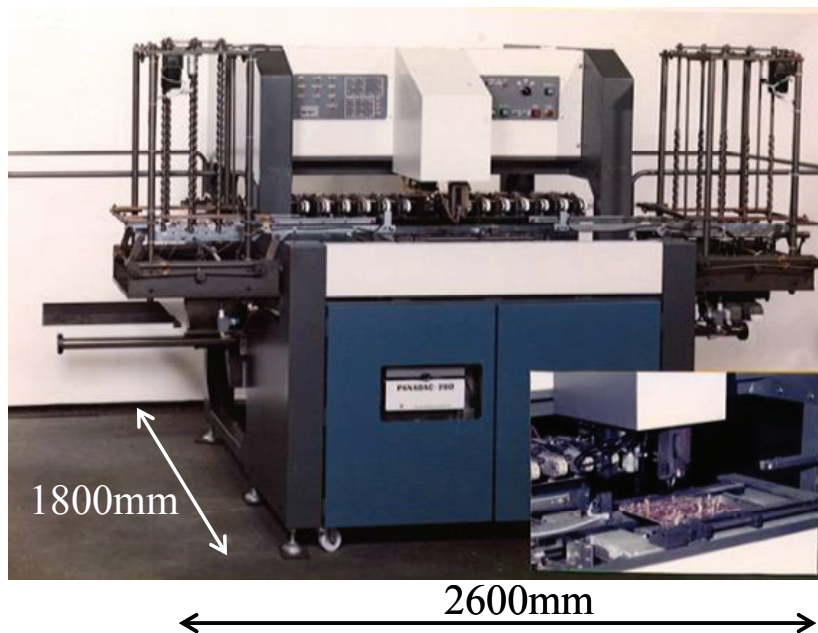


Fig.1-5 Leaded component insertion machine

Fig.1-5 リード部品挿入機(出典：文献4)

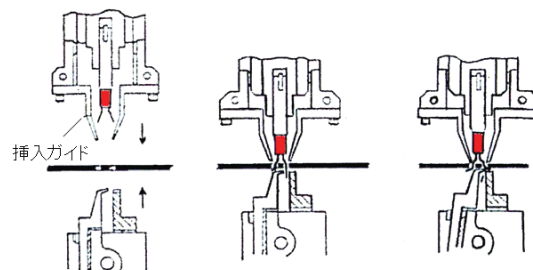


Fig.1-6 Insertion process

Fig.1-6 挿入プロセス

(2) チップマウンタ

チップ部品をプリント基板表面に実装する装置はチップマウンタと呼ばれている。チップは一般的に Fig.1-7 に示すようにテープに整列させてある。設備のテープ送り機構で使用するテープ上の穴のピッチは 4mm である。部品供給位置に配置されたチップ部品は真空吸着ノズルで吸着され、プリント基板の上まで移動する。プリント基板にはあらかじめ接着剤やクリーム半田が塗布されており、その上に配置される。

チップ部品の出始めた頃の大きさは 5mm×2.5mm、厚さ 0.6mm(呼称：5025)ほどの大きさであったが、現在では 1mm×0.5mm×t 0.35mm(1005)、0.6mm×0.3mm×t 0.07mm(0603)などがよく使用され、近年では 0.2mm×0.1mm×t 0.07mm(0201)部品のサンプル供給がはじまっている。

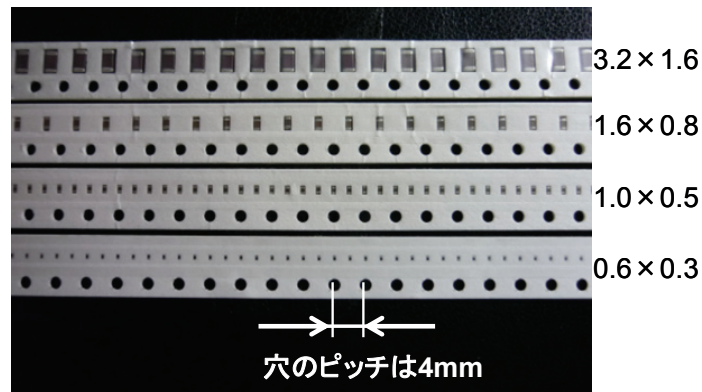


Fig.1-7 Tip component of the taping

Fig.1-7 テーピングされたチップ部品

1.2.4 電子部品実装設備の動作

電子部品実装設備は部品の装着ヘッドが X-Y-Z 方向に稼働する構造で、部品供給位置で吸着ノズルが降下し、チップ部品を真空吸着して上昇する。装着ヘッドは 1m/s の低速で移動しながら、チップ部品の吸着状態、位置ズレを認識装置で確認し、認識終了後、2~3m/s の高速でプリント基板の上の装着位置まで移動し位置決めをおこない(X-Y 軸方向の移動)、装着ヘッドが上下方向(Z 方向)に動いて電子部品をプリント基板上の所定の位置に装着する。この時、画像認識データからチップの位置ずれ相当の補正を X-Y-θ でおこなう。部品装着後、吸着ノズルが上昇し同じ動作を繰り返す。

上記の X,Y,Z 方向それぞれの直線運動を支持しているのがリニア軸受である。

1.2.5 リニア軸受の研究例

リニア軸受は工作機械や精密測定器, 生産機械の直線運動を支えるためにはなくてはならない存在であり多くの研究報告がある. リニア軸受の研究例を以下に示す.

(1) 直線案内の分類

直線運動を案内する直動案内の分類は潤滑形式⁵⁾, レール形状⁶⁾ 等があるが本報では Table 1-1 のように分類した. 大きくは潤滑剤を使用するすべり案内と転がり案内, 潤滑剤を使用しない磁気浮上案内である.

すべり案内はさらに潤滑方式により分類される. 無潤滑は PTFE(ポリフルオロテトラエチレン)など自己潤滑性のある材料を用いたもので低荷重の際に用いられる. 静圧案内は圧縮空気等による静圧で非接触状態を保ち運動を支えるもので, 圧力発生装置等が必要となるが, 高剛性で摩擦・摩耗がないため精密計測器を中心に使用範囲を広げている⁷⁾. 動圧案内は相對運動することで油膜を形成し潤滑するものであり, 高剛性, 振動減衰性は高いが, 低速でのスティックスリップ, 高速での案内部の浮き上がり, そして摩擦, 摩耗の管理が難しい⁸⁾.

Table 1-1 Classification of the linear motion guideway

Table 1-1 直線運動案内の分類

直線案内	すべり案内	無潤滑
		静圧案内
		動圧案内
	転がり案内	レール形式
		丸軸形式 平板形式
磁気浮上案内		

転がり案内は転動体の転がりにより案内, 支持するもので Table 1-1 においてはレールの形状でさらに分類される. 摩擦摩耗が小さく, 低速でのスティックスリップ, 高速での負荷増大がないなどの特徴がある. 特に電子部品実装設備での使用を考えた場合, 油の付着を嫌うプリント基板を製造するため, グリースによる潤滑が可能なことは極めて有利である.

多種多様な直線案内のなかでも電子部品実装設備で使用しているのはレール形式の転がり案内で一般にリニア軸受と呼ばれる. リニア軸受の例を Fig.1-8 に示す.

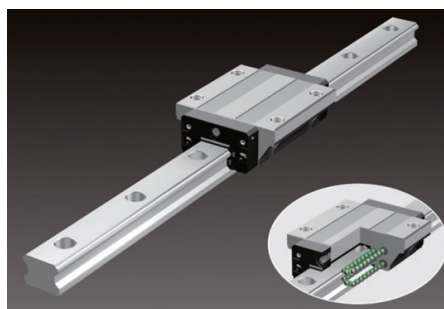


Fig.1-8 Example of the linear motion rolling bearing

Fig.1-8 リニア軸受の例 (出典：THK 社 HP)

(2) リニア軸受の寿命

リニア軸受の寿命に関する研究も多く発表されている。特にリニア軸受は往復運動するためストローク端部では速度がゼロになり油膜切れの現象をおこすこと。また、構造上熱容量が大きいため温度上昇が小さく、焼付き等の損傷が発生しにくいとされている。さらに潤滑方法の差異が寿命に影響しないとの報告がある⁹⁾。

リニア軸受を製造するほぼ全てのメーカーは転動体に鋼球を使用した場合の定格寿命は以下の式で求められるとしている¹⁰⁾。

$$L=(C/P)^3URL$$

上式において L は定格寿命(L10:破損確率 10%)、 C は基本定格荷重、 P は負荷荷重、 URL (Unit Running Life)は走行寿命で本報で使用したリニア軸受メーカーでは URL を 50km としている。荷重と定格寿命の関係を Table 1-2 に示す。

Table 1-2 Load and rating life

Table 1-2 荷重と定格寿命

Load	Rating life, km
0.1C	50,000
0.2C	6,250
0.3C	1,852
0.4C	781
0.5C	400
0.6C	231
0.7C	146
0.8C	98
0.9C	69
1.0C	50

実際にリニア軸受の耐久試験を実施してもグリースの差異はほとんどみられず、 $0.37C$ (基本定格荷重の 37%)の負荷の場合、必ずと言ってよいほど上式で計算される定格寿命の $1.0 \times 10^3 \text{km}$ 以上走行し、実験の打ち切りとなる。

たとえば Fig.1-9 に示す電子部品実装設備は Panasonic 製の CM-402L で装着ヘッドを支持する Y 軸(Fig.1-9 では左右方向に直線移動する)には動定格荷重 14.2kN のリニア軸受を使用しており、装着ヘッド等リニア軸受に作用する負荷は 100N である(2本のレールにそれぞれ2個のキャリッジが装備されており、合計4個のキャリッジで負荷を分担する)。装着ヘッドは1度に10個程度の電子部品を部品供給位置で真空吸着し、プリント基板上まで走行し、細かな位置調整をしながら全ての部品を所定の位置に装着して部品供給部に戻る動作を繰り返す。

モーメント荷重を考慮せず、寿命を計算すると1個のキャリッジに作用する負荷は 25N、キャリッジの予圧は最大 470N で1個のキャリッジの負荷は 495N となり定格寿命は 118 万 km となる。装着ヘッドが1秒間で1往復 1m 走行するとした場合、寿命は 2245 年でリニア軸受は故障しない部品と判断される。従って設計的にも容易に交換できる構造にはしていない。しかし実際の設備に搭載され生産現場で稼働しているリニア軸受は定格寿命に到達せず破損することがある。早いものでは1年程度で破損するものもある。



Fig.1-9 Example of the placement machine (CM-402L)

Fig.1-9 チップマウンタの例(CM-402L) (出典：文献 11)

1.2.6 工場における潤滑剤の使用状況

リニア軸受の寿命の差異は運転状況、グリース基油粘度と転走面の表面粗さによって決まる膜厚比 A (最小油膜厚さと表面粗さの比) にあると推定し、実際に電子機器のプリント基板を生産する工場稼働中の電子部品実装設備の運転状況・使用グリースを調査した¹²⁾。

生産現場で使用されるグリースは実装設備メーカーの推奨品や工場独自に選定したものなど多様であった。Table 1-3 は実際に工場で使用されているグリースを回収して銘柄を特定し、性状を実測したデータである。基油粘度(40℃)33~177mm²/s, ちょう度 205~296(NLGI 2~4 号), 融着荷重 1,236~3,923N と多種多様である。

Table 1-3 The grease which is used in placement machine

Table 1-3 実装機で使用されているグリース

Characteristic	Sample name		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
	Unit											
Base oil Kinematic viscosity												
40℃	mm ² /s		89.9	81.49	115.8	160.1	177.3	131.8	92.48	33.57	100.6	130.5
100℃	mm ² /s		13.1	12	12.35	13.58	17.83	15.24	12.89	5.62	12.05	14.78
Viscosity index			150	141	97	75	110	119	137	105	110	114
Worked penetration(1/2)			245	237	269	289	278	277	205	211	279	296
Dropping point	℃		260<	206	254	187	300<	247	260<	195	295	214
Evaporation quantity(99℃22h)	wt%		0.28	0.39	0.5	0.59	0.24	0.27	0.1	3.36	0.16	0.94
Oil separation (100℃24h)	wt%		0.3	0.3	0.5	0.3	0.5	0	0	0.2	1	1.7
Out-particle	p/L・24h		4,290	21,000	-	-	-	-	9,060	1,520	-	2,100
Oxidation stability(99℃100h)	kPa		25	15	20	50	20	40	10	15	15	35
High speed four-ball test												
LNL	N		981	981	490	618	1236	981	618	490	490	490
WL	N		3089	2452	1569	2452	3923	3089	1236	1236	1236	1569
LWI	N		464	461	255	327	610	494	253	218	206	235
Wear diameter (1200rpm,75℃,392N,60min)	mm		0.75	0.45	0.62	0.43	0.42	0.62	0.64	0.92	0.86	0.47
Roll stability(80℃20h)			320(+75)	351(+114)	340(+71)	373(+84)	274(-4)	365(+88)	208(+3)	328(+117)	312(+33)	343(+47)
Low temperature torque(-20℃)	mN・m		130	130	780	170	360	250	190	190	230	160
Salt water atomizing test	Class		A	E	B	A	A	A	E	A	C	B

実装設備メーカーが指定するグリースは自社純正品のみであり、入手できない場合の緊急的な使用のための選定基準は増ちょう剤の種類とちょう度である（純正品と同じ増ちょう剤，ちょう度）。グリース選定時の資料となる潤滑剤メーカーのカダログや市販潤滑剤のデータ一覧である潤滑剤銘柄便覧¹³⁾のグリース性状一覧でも同様に記載項目にちょう度，増ちょう剤の種類はあるが基油粘度の記載はほとんどない。

リニア軸受も転がり軸受の一種なので当然，弾性流体潤滑（EHL：Elasto-hydrodynamic Lubrication）理論に則り，最小油膜厚さと表面の二乗平均平方根粗さの比である油膜比 A 値によって寿命が変わる。しかし前述の研究発表や設計データにグリース基油粘度，表面粗さの記載はなく，また，トライボロジーハンドブック¹⁴⁾によれば，玉軸受・円筒ころ軸受において油潤滑時の基油粘度は使用温度下で $13\text{mm}^2/\text{s}$ 以上を推奨しているが同書のグリース選定基準はちょう度のみである¹⁵⁾。

清水らの研究では潤滑状態の差異が寿命に影響しないとの報告があるが⁹⁾，電子実装設備搭載状態では潤滑状態により寿命差が発生している。具体的には定期的(1回/月程度)，かつ電子部品実装設備メーカー推奨のグリースでグリースアップをおこなっている工場ではリニア軸受の破損は少なく，グリースアップをいつ実施したか，グリースの銘柄も分からないような工場では破損が多いという事実も明らかになった。しかし，グリースアップを実施している工場でもリニア軸受の損傷が皆無ではないことも事実である。

1.2.7 電子部品実装設備の課題

電子部品実装設備は，自社電気機器のプリント基板製造力向上ため開発された。その設備は世界を席卷するまでに発展した。しかし，社外にも販売するようになり生産台数が増えると予期しない故障も発生するようになった。最も大きな課題は部品を装着するヘッドユニットを支持する「リニア軸受の早期破損」である。

1.3 電子機器のトライボロジー

1.3.1 流体軸受の特徴

電子機器で使用される機構要素として精密軸受がある。その例として動圧グループ流体潤滑軸受（流体軸受）がある。流体軸受とは軸受面にグループ（動圧発生溝）を備え、シャフト、またはスリーブが回転する事で(図ではシャフトが回転する)オイルやグリース、気体がグループに沿って中央に集まり発生する圧力でシャフトを浮上させ、非接触状態で回転する高精度な軸受である。Fig.1-10 に流体軸受と従来のすべり軸受、転がり軸受の図を示す。従来のすべり軸受や転がり軸受が接触しながら回転軸を保持しているが、流体軸受は非接触で流体膜が回転軸を保持する。その優位性は Table 1-4 に示すよう回転精度、騒音・振動、長寿命を実現することができる¹⁶⁾。

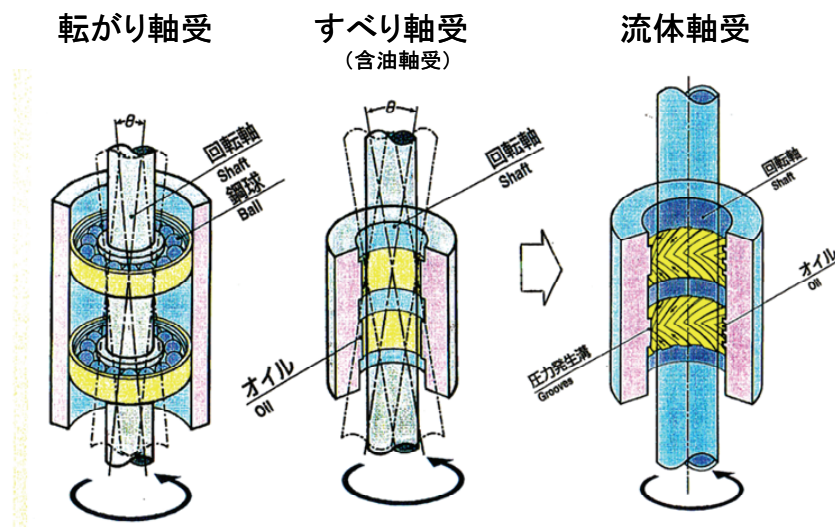


Fig. 1-10 Comparison of the bearing units

Fig. 1-10 軸受の比較図(出典：文献 16)

Table 1-4 Comparison list of the bearing performance

Table 1-4 軸受性能の比較(出典：文献 16)

	転がり軸受	すべり軸受	流体軸受
回転精度	△	×	○
騒音・振動	×	△	○
寿命	○	×	○

1.3.2 流体軸受の歴史

流体軸受は1925年 Günbel によって発明されたと言われており¹⁷⁾, 欧州を中心に基礎研究が行われ軍用のジャイロ等への検討がなされた。その後, 日米欧の企業で電子機器への応用が検討された¹⁸⁾。1980年にラジアル軸受のみにグリース潤滑式の流体軸受を用いたビデオテープレコーダの回転ヘッドシリンダ(VTR シリンダ)が¹⁹⁾報告されたが生産量は少なく普及には至らなかった。本格的な大量生産を開始したのは1984年, 日本の電気機器メーカーのVTR シリンダであった。こちらはラジアル, スラストともに流体軸受を用いたものである²⁰⁾。

その後レーザービームプリンタのポリゴンモータ, フロッピーディスクドライブ, ノートパソコンの高性能MPU(Micro Processing Unit : マイクロプロセッサ)に直接貼り付け冷却するMPUファンモータ等の民生機器へ展開していった¹⁶⁾。Fig.1-11は流体軸受の応用商品の例である。

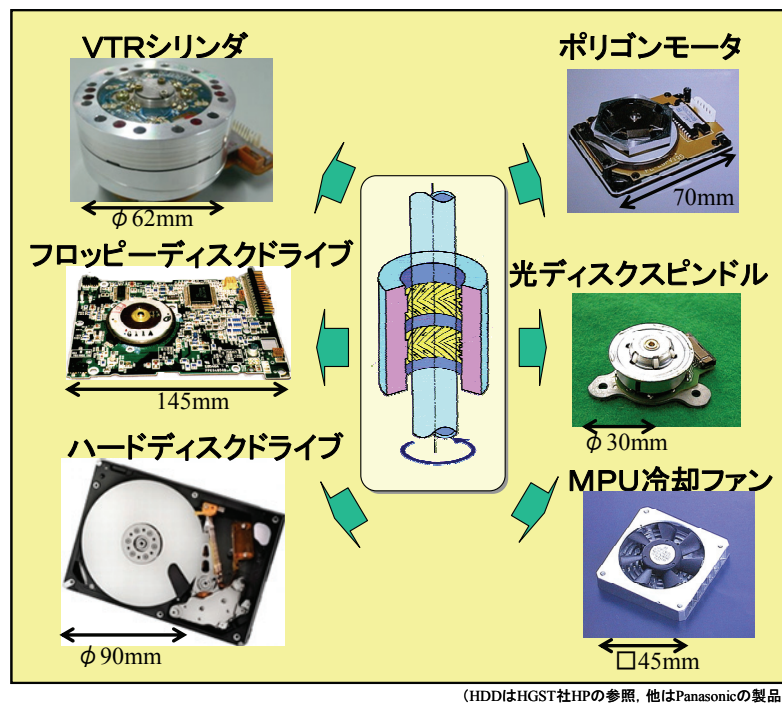


Fig.1-11 Applied product of the fluid bearing

Fig.1-11 流体軸受の応用商品

1.3.3 HDD への展開

HDD はコンピュータの情報記録装置として使用されはじめ、今日では家電商品のデジタル化に伴い、音声・映像の記録装置として広く普及している。HDD の高容量化のためには磁気記録のトラックピッチを狭める必要がある。従来の玉軸受では内輪、外輪、ボールの加工精度がそのまま回転精度に反映されるため軸受の NRRO (Non-Repeatable Run-Out : 非再現振れ)の向上は難しく、Fig.1-12 に示すよう HDD メーカーからの要求には対応できない状況となった¹⁶⁾。そして 2000 年頃から流体軸受を用いた HDD スピンドルモータが採用されはじめた²¹⁾。これにより軸受寿命を律則する現象が転がり疲労から潤滑剤劣化とすべり摩擦による摩耗に変化していった。

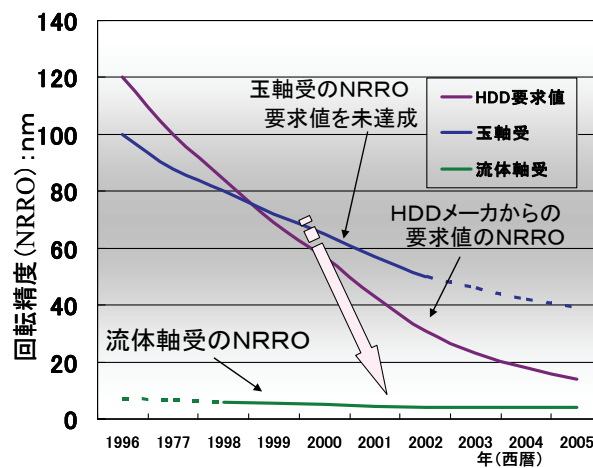


Fig.1-12 Demand precision of the HDD and precision of the hydrodynamic bearing

Fig.1-12 HDD の要求精度と流体軸受の精度(出典：文献 16)

1.3.4 流体軸受の課題

HDD 用流体軸受の設計的課題である流体潤滑状態の設計²²⁾、油膜破壊に関しては動圧グループの圧力発生による潤滑剤流出や軸受内部で発生する大気圧以下の領域でのエアレーション²³⁾や飽和蒸気圧領域でのキャビテーションでの油膜破断²⁴⁾、商品化における軸受構造と共振²⁵⁾等多くの研究報告がなされている。

しかし、流体軸受用潤滑剤に関する研究報告はほとんどなされていない。特に電気機器メーカーが対象としている民生機器製品では潤滑剤の追加や交換はできない。したがって、機器搭載状態での潤滑剤寿命を予測することは重要な課題である²⁶⁾。

また、流体軸受搭載機器を開発し、商品として市場投入してきたが、それらの商品の多くは流体軸受装置の予測寿命(消費電流の変化や軸受剛性変化)より長期間使用できることを経験しており、その要因も明確になっていない。

1.4 本研究の目的

本研究は日本の電気機器メーカーが世界に先駆け開発し、高いシェアを持つ「電子部品実装設備」と「動圧グループ流体潤滑軸受」のトライボロジー技術の課題を検証することを目的とする。

- (1) 電子部品実装設備に使用されるリニア軸受の破損要因を明らかにし、設備の信頼性向上をはかる。
- (2) 電子機器で使用される流体軸受用潤滑剤の軸受回転中の劣化と単純熱劣化との差異を明らかにする。

1.5 本論文の内容

本論文は次のような構成である。

第1章ではプリント基板生産用電子部品実装設備とHDDスピンドルモータを支える流体軸受の開発経緯と技術課題を示した。電子部品実装設備で短期間にリニア軸受が破損した事例を調査し、損傷発生機で使用された潤滑グリースが抽出でき、選定したグリースが破損の原因になっている可能性があることを明らかにした。また、HDD用スピンドルモータの軸受が転がり軸受方式からすべり軸受方式に代わって行き、軸受寿命を律則する現象が転がり疲労から潤滑剤劣化に変わっていったが、軸受運転による潤滑剤の熱劣化についての知見が全くないことを示した。長期運転での潤滑剤熱劣化を、潤滑剤単体の短期実験で代替する方法が必要になっている状況を示し、本論文で解決すべき技術課題を示した。

第2章から第4章では電子部品実装設備の課題についての研究報告である。

第2章ではリニア軸受の潤滑に用いられているグリースの基油粘度に着目し、それらの軸受鋼球と転走面間の潤滑状態に及ぼす影響を検討した。実機に使用されているリニア軸受を用いて実際の作動状態及び温度状態を実現する試験機を作成し、ちょう度が一定で基油粘度が異なる4種類のグリースを用いて転走面の潤滑状態の差異を調べた。潤滑状態の尺度としては弾性流体潤滑(EHL: Elasto-hydrodynamic Lubrication)理論から求められる最小油膜厚さと表面の二乗平均平方根粗さの比を油膜比 λ 値として用いた。リニア軸受の運動は往復動で起点と終点付近では速度が変化することを考慮し、全運転域の潤滑状態はレールとレール上を移動するキャリッジとの間を電気導通法で確認した。実験の結果、 λ 値が0.5より大きい状態でないと電気導通があり表面粗さ突起部が金属接触する混合潤滑状態にあることが確認できた。さらに、長期運転で転走面からグリースが枯渇して油膜厚さが減少することも想定されたため、連続運転を実施してその影響を調べた。往復動距離 $1.0 \times 10^3 \text{km}$ (実験時間260Hr)でも電気導通の状態は初期から変化せず、グリース排除による枯渇が原因ではないことも明らかになった。以上の実験

から、リニア軸受の損傷発生に影響する潤滑状態はちょう度ではなく基油粘度に支配され、転走面を油膜で分離する良好な潤滑状態を実現するためには $A>0.5$ とする必要があることを明らかにし、軸受転走面のトライボロジー設計を定量的に行える成果を示した。

第3章では基油粘度が潤滑状態を支配することを踏まえて、潤滑状態とリニア軸受の転がり疲労損傷との関係、および転がり疲労寿命を延ばすためにグリースへの摩耗防止剤を添加する効果の有無を確認した。まず、同じちょう度で基油粘度の影響を調べるため、全行程で油膜分離が生じない($A<0.5$)状態を実現する低粘度基油グリースと、往復動の停止位置から1cmの位置で $A>0.5$ となり、ほぼ全行程で油膜分離状態になる高粘度基油グリースを用いて寿命比較試験を実施した。低粘度基油グリースでは 1.09×10^4 km走行でキャリッジ側に転がり疲労はく離が発生したが、高粘度基油グリースでは損傷は発生しなかった。またキャリッジ破損のほかレール(炭素鋼 S55C 相当)の変色もあり、転走面の元素分析を実施した。常に金属接触状態で走行していた低粘度基油グリースではレール全域でグリースの摩耗防止剤添加剤の構成元素であるP(リン)、S(イオウ)の増加とZn(亜鉛)が観察された。高粘度基油グリースでは停止位置でのみP、S、Znの含有量の変化が確認できた。このことからリニア軸受では膜厚比 $A<0.5$ では転がり疲労寿命が短くなることと往復動の両端付近で摩耗防止添加剤の表面反応が生じることがわかった。これにより転がり疲労防止設計のためには潤滑状態を支配する基油粘度に着目すれば良いことが実証された。

第4章では必ず停止部付近で金属接触状態になることを踏まえ、損傷発生防止に繋がる摩耗防止添加剤を検討した。摩耗防止添加剤として、Zn系添加剤(Zn-1)、ZnDTP、ZnDTPとMoDTCを併用したものと無添加の4種類とし、添加剤の表面反応を生じさせるために低粘度基油グリースを用いた。転がり疲労損傷はキャリッジの終端部付近で発生した。損傷発生までの走行距離はZnDTP+MoDTCが 1.9×10^3 kmで最も短く、次いでZnDTPが 3.8×10^3 km、摩耗防止添加剤なしが 4.9×10^3 kmでZn-1が最も長い 1.09×10^4 kmであった。添加剤を変えることにより軸受寿命が大きく変わることがわかった。寿命の差は添加剤反応の違いであると推定し、実験後鋼球の元素分析とナノインデントによる表層(約 $0.5 \mu\text{m}$)の硬度を測定した。添加剤元素であるSやMo、Znはごく表層にのみ存在し、ナノインデント硬度が添加剤により異なった。転がり疲労寿命は、表層の硬度が低いほど短くなることがわかった。これにより、軸受寿命を延ばすためには、軸受材(軸受鋼 SUJ2)と反応して、ナノレベルで硬度が大きい反応膜を形成できる添加剤を選定する必要があることがわかった。

第5章では従来全く検討されることがなかったHDDの流体軸受用潤滑剤の熱劣化寿命について検討を行った。一般的には潤滑剤単体での熱劣化寿命予測はアレニウスプロットで実施するが、軸受内で回転によるせん断力等を受けた状態での熱劣化との差異を明らかにすることを目的にした。潤滑剤は3.5型HDD用として広く用いられているジ-2-エチルヘキシルセバケート(DOS)を使用した。軸受の流体潤滑油膜厚さは約 $3 \mu\text{m}$ で、

軸受しゅう動面は完全に油膜分離する条件を設定した。運転中の潤滑油温度 80°Cで約3年間 (2.3×10^4 Hr) 連続運転した流体軸受から回収した潤滑剤と単体で熱劣化させた潤滑剤の粘度変化率を比較した。粘度上昇率が大きいとモータ負荷の増大による低温時起動不良が生じる。また、粘度低下が生じると温度上昇時に軸受剛性が低下して軸振れが増加し、データ転送不良が生じ機能不良となる。その後、油膜破断に至り、軸受しゅう動面が焼付き易くなる。比較した結果、流体軸受から回収した潤滑剤の粘度変化率が+0.5%で単体試験での予測値は+3%であった。粘度変化率に差が出た原因は、低粘度物質の残留率の差であることがわかった。すなわち、流体軸受内では潤滑剤温度の高い方向へ低粘度物質が移動するマランゴニ効果により低粘度物質が軸受中央に集まるためと推測される。したがって潤滑剤単体での寿命予測よりスピンドルモータの寿命は約6倍長くなることがわかった。この結果から初期的に潤滑剤の飛散、流出がない設計ができれば、長期に流体潤滑状態を維持できる運転時間が推定できることになり、熱劣化設計を行えるようになった。

第6章は1章から5章までに得られた結論の総括で、電子部品実装設備のリニア軸受とHDD用スピンドルモータの破損防止に検討した手法が有効であることを示した。さらに、今後の軸受の展望と残された技術課題を記した。

第1章参考文献

- 1) 株式会社 富士経済：World Wide 半導体・電子部品実装装置・注目部材市場の現状と将来展望, pp.4(2012).
- 2) 東洋経済新聞社：ハードディスク業界の再編, (2011.6.10).
- 3) ウィキペディア プリント基板：<http://ja.wikipedia.org/>(2013-1).
- 4) 松下電器産業株式会社 生産技術本部：生産技術のあゆみ, 非売品, pp.82-89(1988).
- 5) 青木三策・武富義次：直動ころがり案内の最近の動向, 潤滑, 第19巻, 第9号, pp.633-639(1974).
- 6) 森田邦彦：直動軸受の形式と特徴, 潤滑, 第32巻, 第5号, pp.371-374(1987).
- 7) 海野邦彦：静圧軸受の応用例, 潤滑, 第17巻, 第10号, pp.677-682(1972).
- 8) 杉田和彦・鈴木弘：すべり案内面の流体潤滑, 潤滑, 第26巻, 第3号, pp.195-201(1981).
- 9) 清水茂夫・高橋徹：リニア軸受の転がり疲れと最近の研究動向, トライボロジスト, 第54巻, 第3号, pp.173-179(2009).
- 10) リニアシステム編集委員会：リニアシステムの理論, 日刊工業新聞社, pp.158 (2001).
- 11) パナソニックファクトリーソリューションズ株式会社：カタログ, (2005).
- 12) 大野英明・松本将：転動体に玉を用いたリニア軸受の潤滑状態に及ぼすグリース基油粘度の影響, トライボロジスト, 第56巻, 第6号, pp.371-377(2011).
- 13) 潤滑剤銘柄便覧 2011年版, 潤滑通信社, pp.479, (2010).
- 14) 日本トライボロジー学会編：トライボロジーハンドブック, 養賢堂, pp.175(2001).
- 15) 日本トライボロジー学会編：トライボロジーハンドブック, 養賢堂, pp.173(2001).

- 16) 斎藤, 浅田, 濱田, 森本, 園田 : 動圧流体軸受とその応用技術, 松下テクニカルジャーナル, 第 46 巻, 第 1 号, pp.54-60(2000).
- 17) 浅田, 森本, 原 : 動圧グループ軸受と精密加工技術, 松下テクニカルジャーナル, 第 39 巻, 第 5 号, pp.14-19(1993).
- 18) T.Asada, H.Saitou, Y.Asaida & K.Itou : Design of Hydrodynamic Bearings of High-Speed HDD, *Microsystem Technologies*, Springer-Verlag, 8, 2-3, pp.220-226(2002).
- 19) E.A.Muinderman : Grease-lubricated spiral-groove bearings, *Philips tech.Rev*, Vol.39, No.6/7, pp.184(1980).
- 20) トライボロジー遺産認定第 10 号, トライボロジスト, 第 58 巻, 第 4 号, pp.230(2013).
- 21) 日本トライボロジー学会 : 日本トライボロジー学会 50 年の歩み トライボロジートピックス, 創立 50 周年記念小冊子(2005).
- 22) 森美郎 : すべり軸受の流体潤滑理論, 潤滑, 第 12 巻, 第 10 号, pp.417-426(1967).
- 23) 和田・林・広瀬 : ジャーナル軸受におけるエアレーション, 潤滑, 第 16 巻, 第 1 号, pp.50-58(1971).
- 24) 中原 : 流体油膜の挙動, 潤滑, 第 16 巻, 第 3 号, pp.146-152 (1981).
- 25) 斎藤, 浅田, 濱田, 森本, 園田 : 動圧流体軸受とその応用技術, 松下テクニカルジャーナル, 第 46 巻, 第 1 号, pp.54-60(2000).
- 26) 大野英明・松本将 : 動圧グループ流体軸受用潤滑剤の劣化, 精密工学会誌, 第 79 巻, 第 6 号, pp.523-528 (2013).

第2章

リニア軸受の潤滑状態に及ぼす グリース基油粘度の影響

2.1 緒言

本章では電子部品実装設備によく用いられる転動体に鋼球を用いたリニア軸受における潤滑状態に及ぼすグリース基油粘度の影響について検討した。

リニア軸受も転がり軸受であり、EHL(Elasto-hydrodynamic Lubrication：弾性流体潤滑)膜を形成して移動する。EHL膜を形成するためには、基油粘度、速度が重要となる。しかし、グリース選定時の資料である潤滑剤メーカーのカatalogや市販潤滑剤のデータ一覧である潤滑剤銘柄便覧¹⁾のグリース性状一覧にはちょう度、増ちょう剤の種類はあるが基油粘度の記載はない。一般ユーザーがグリースを購入する際の情報は「増ちょう剤の種類」と「ちょう度」のみである。

そこで電子部品実装設備と同一仕様のリニア軸受を用いて推奨できる基油粘度を検討した。また、混合潤滑状態でのEHL膜形成状況を確認するため転動部の電気導通状態の計測も実施した。

2.2 実験装置と実験材料

2.2.1 実験装置

使用した実験装置の概要図を Fig.2-1 ならびに写真を Fig.2-2 に示す。実験装置には前後2列のリニア軸受を配置し、レール1本に2個ずつキャリッジを持つリニア軸受を使用している。2本のレールの中央に推力 $1.0 \times 10^3 \text{N}$ の駆動用リニアモータを備え、可動部最大総重量 50kgf(490N)を最大加速度 30m/s^2 、最高速度 3m/s で駆動することができる。リニアモータはモータマグネットの磁気吸引力がリニア軸受の負荷とならない配置とした。また、キャリッジと鋼鉄製可動テーブルは樹脂プレートを間に挟むことにより電氣的に分離してキャリッジ-鋼球-レール間の接触による電気導通状態を計測できる構造を持つ。

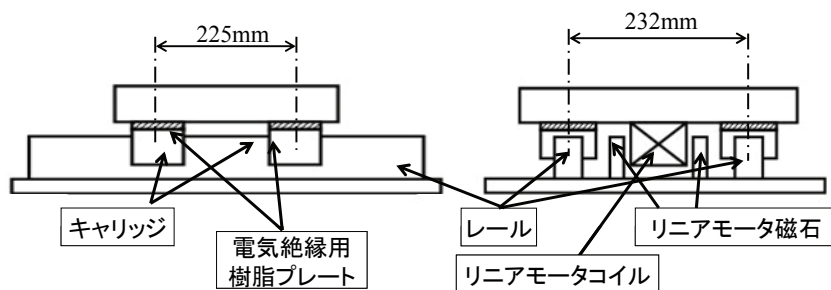


Fig.2-1 Schematic drawing of the test device

Fig.2-1 実験装置の概要図

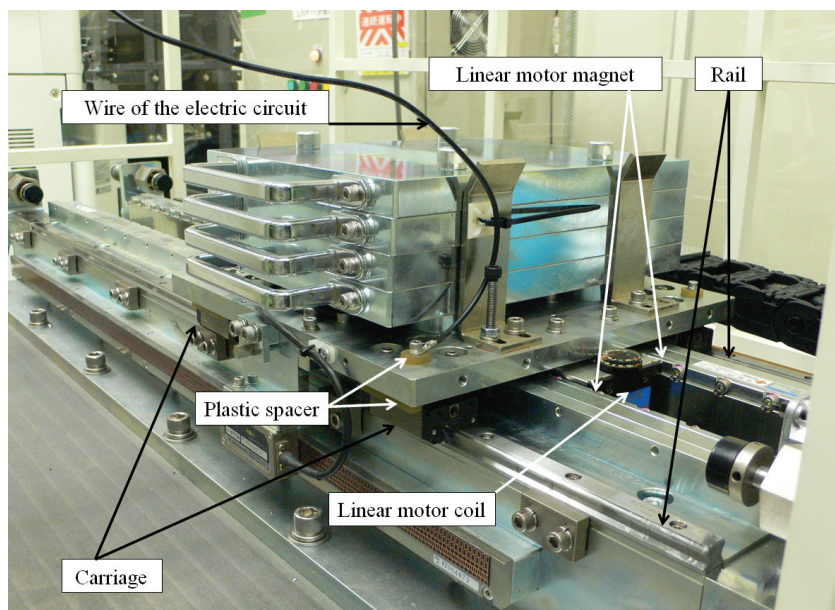


Fig.2-2 Schematic photograph of the test device

Fig.2-2 実験装置の写真

2.2.2 電気導通状態計測方法

従来から潤滑状態の確認方法として電気抵抗測定方法²⁾があり電圧、電流を制御する回路を使用している。しかし、本実験では油膜の形成、破断状態を確認できれば良いため電源に1.5Vの乾電池を用い、停止中の短絡状態での乾電池消耗を抑えるため10Ωの抵抗を入れ、抵抗両端の電圧をオシロスコープで計測する単純な電気回路で導通状態を計測した。なお油膜形成による絶縁抵抗値には変動があるため0~0.3Vで絶縁状態に達したと判断した。Figure 2-3に電気回路の略図を示す。

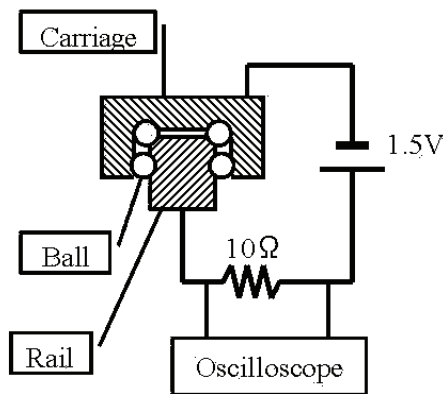


Fig.2-3 The electric circuit for electrical conductivity measurement

Fig.2-3 電気回路の略図

2.2.3 リニア軸受

本報で使用したリニア軸受は転動体に鋼球を用いた4方向等価荷重型4列サーキュラーアーク溝2点接触構造リテーナ付き（正面組合せ）である。レール幅は15mmを用いた。諸元をTable 2-1に示す。

Table 2-1 Dimensions of the linear motion rolling bearing

Table 2-1 リニア軸受の諸元

Ball diameter , mm	2.778
Ditch radius , mm	1.431
Effective ball number	14
Rail width , mm	15

2.2.4 サンプルグリース

サンプルグリースの性状を Table 2-2 に示す。基油がポリ- α -オレフィン，増ちょう剤に複合リチウムセッケンを用いた電子部品実装設備用市販グリース(A0 グリース)，並びに A0 グリースの基油粘度を変更した 3 種類のサンプルを用いた。実験中のレール表面温度は 30~35°Cであったので 33°Cで基油粘度調整を行った。サンプル名は A0 グリース(125mm²/s@33°C)，A1 グリース(90mm²/s@33°C)，A2 グリース(70mm²/s@33°C)，A3 グリース(30mm²/s@33°C)とした。サンプルグリースの酸化防止剤，防錆剤，摩耗防止剤等の各種添加剤は同一量を配合した。また増ちょう剤量は 16~18wt%の範囲内とし製造条件の調整によってちょう度を 3号(220~250)の範囲内におさめた。

A0 グリースを基準とした理由は電子部品実装設備用に開発したもので実績があり，また基油粘度の観点からもトライボロジーハンドブックの推奨値の約 10 倍あり，実験装置のレールの表面粗さが 0.21 μ mRa と，一般の玉軸受の内輪，外輪転動部の表面粗さ 0.02 μ mRa に比べ大きい，計算では本実験装置でも十分な膜厚比 λ ができていると推定されるためである。

Table 2-2 Characteristic of the grease for the experiment

Table 2-2 サンプルグリースの性状

Sample name		A0	A1	A2	A3
Kinematic viscosity of base oil ,mm ² /s	33°C	124.7	90.0	70.0	29.4
	40°C	89.9	66.4	52.1	22.7
	100°C	13.1	11.0	9.2	5.0
Worked penetration (1/2)		245	250	249	237
Dropping point ,°C		300<	300<	300<	300<
Evaporation quantity (99°C 22h) ,wt%		0.28	0.49	0.53	0.59
Oil separation (100°C 24h) ,wt%		0.3	0.3	0.4	0.6
Oxidation stability (99°C 100h) ,kPa		25	30	30	30
High speed four-ball test ,N	LNL	981	981	981	618
	WL	3089	2452	2452	2452
	LWI	464	449	429	329
Wear diameter (1200rpm,75°C,392N,60min) , mm		0.75	0.40	0.46	0.42
Roll stability (80°C 20h)		320(+75)	301(+51)	293(+44)	284(+47)
Low temperature torque(-20°C) ,mN·m (starting/running)		130/44	150/100	120/65	170/112
Bearing rust prevention test		Pass	Pass	Pass	Pass

2.2.5 実験方法

電気導通状態の計測は2本のレールのうち1本のレールの1個のキャリッジで行った。1本のレール上にある2個のキャリッジの走行範囲が重なるためサンプルグリースは2個のキャリッジとも変更している。なお、非計測側リニア軸受はすべての実験でA0グリースを用いた。計測側のグリース交換の際、非計測側キャリッジも追加給脂を行った。

計測時の動作は、可動テーブルを停止状態から任意の方向へ加速し指定の速度到達後、定速移動した後、減速、停止する。この動作が1行程で走行距離は0.5mである。1サイクルは走行前後に0.2sの停止時間をとっての往復動作であり、計測時はこの運動を繰り返している。

実験は加速・減速時の加速度を 30m/s^2 一定とし、定速走行状態の比較として最高速度を 3m/s 、 2m/s 、 1m/s とし計測した。さらに油膜による電気絶縁($0\sim 0.3\text{V}$)が保たれる速度を油膜形成速度(Oil film formation speed)と定義し、その速度(速度設定は 0.1m/s 刻み)での定速走行の導通波形を計測した。

計測はグリース変更に伴うキャリッジ内の充填むら等を無くするため後述の2時間のエージング後、再度、所定のサンプルグリースを注入し、設定速度で走行させ50~100サイクルの間に実施した。

さらにA0グリースのサンプルにおいては、初期(2時間エージング、再給脂後50~100サイクル以内)と 10^6 サイクル(約10日間、 $1.0\times 10^3\text{km}$ 走行後)の電気導通波形の比較も行った。また、 $0.8\sim 1.5\text{V}$ 程度の電圧でも電食が発生する³⁾可能性があることから通電は計測時のみとした。

2.2.6 グリースの変更

グリースを変更する際は、部品レベルまでキャリッジを分解し、アセトンとイソヘキサンを用いて超音波洗浄機と綿棒・ウエスによる拭き取り洗浄を行った。レールもアセトンとイソヘキサンを用いウエスにて拭き取り洗浄を行った。すべての計測に使用したキャリッジ、鋼球は同一のものである。

グリース変更後は加速・減速時の加速度 30m/s^2 、速度 3m/s 、の条件で1時間程度走行させた後、はみ出したグリースを拭き取り、再度レール転走面にグリースを塗布しキャリッジに設けられているグリース供給穴から追加給脂を行った。これを2度おこないエージングとした。

2.3 実験結果

2.3.1 電気導通状態の変化

Figure 2-4 は A0 グリース，最高速度 3m/s での電気導通状態の計測結果の例で前述の走行動作の 1 サイクル分である．横軸が時間でフルスケール 1s，縦軸が電圧で上側が電気導通状態を示す波形，下側が速度信号である．速度信号は可動テーブルの速度に応じ電圧が変化し，Fig.2-4 では加速・減速域において一定の勾配で上昇・降下する直線となり，設定の 3m/s まで加速し定速状態になると +5.2V，-5.2V で水平な直線となる．電気導通波形は停止時では予圧と垂直荷重により転動体周辺は弾性変形し金属接触状態にあるため印加電圧の 1V を示している．可動中は油膜により絶縁され電流が流れないため電圧は 0V (オシロスコープの平均電圧は 0~0.2V) を示している．

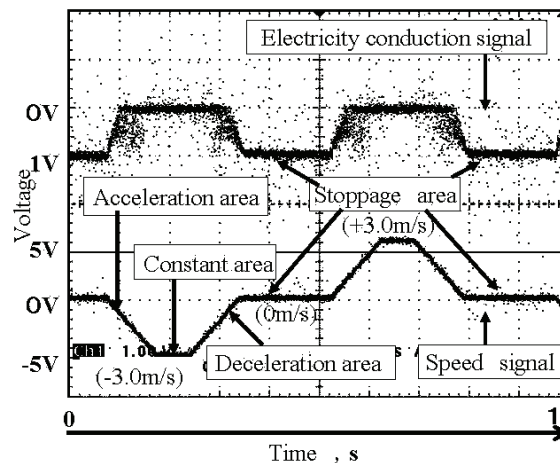


Fig.2-4 Example of measurement data

Fig. 2-4 測定データの例

A0 グリースでの結果を Fig.2-5 に示す. 最高速度 3m/s と 2m/s の横軸はフルスケール 1s で, 1m/s はフルスケール 2s である. 3m/s の導通電圧が 0V に達した時の速度は加速領域 1/3 程度の速度であり速度信号から算出した油膜形成速度は 1.1m/s であった. 同様に 2m/s の速度信号からの算出した油膜形成速度は 1.0m/s であった. 1m/s では加速域終了時が油膜形成速度で導通電圧は 0.23V であった.

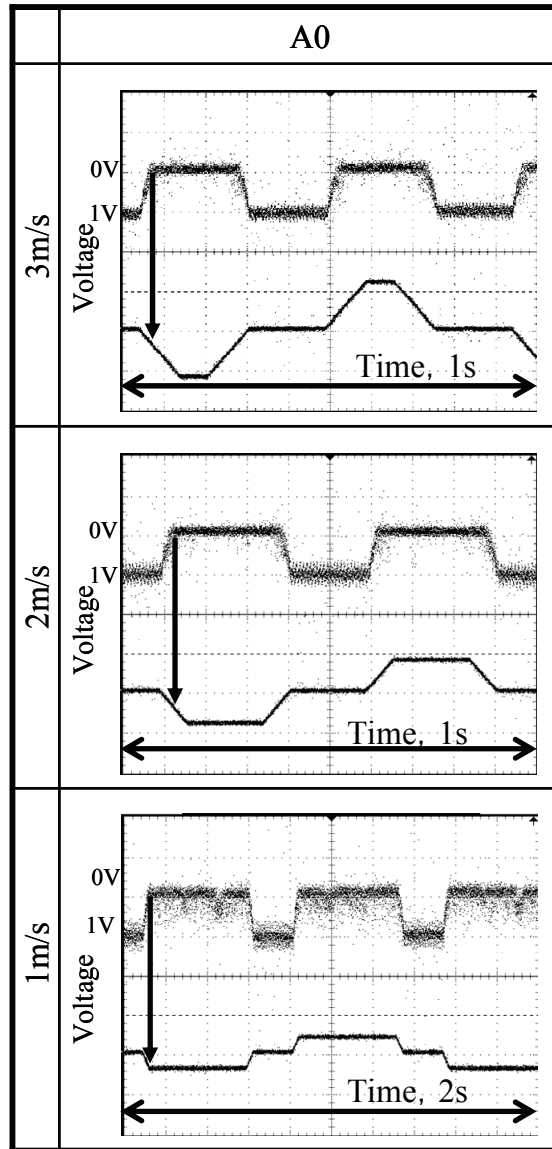


Fig.2-5 Measurement data of A0 grease

Fig.2-5 A0 グリースの測定データ

すべての実験の結果を Fig.2-6 に示す。A1 グリースの最高速度 3m/s , 2m/s での速度信号からの油膜形成速度はそれぞれ 1.4m/s, 1.3m/s で 1m/s では平均導通電圧は 0.37V で導通状態にあった。油膜形成速度は 1.3m/s で導通電圧は 0.29V である。

A2 グリースの最高速度 3m/s, 2m/s での速度信号からの油膜形成速度は 1.8m/s, 1.7m/s であった。1m/s での平均導通電圧は 0.41V で導通状態にあった。油膜形成速度の 1.7m/s での導通電圧は 0.27V である。

A3 グリースではすべての速度で電気導通状態であり、それぞれの速度での導通電圧は 3m/s で 0.40V, 2m/s で 0.44V, 1m/s で 0.51V であった。

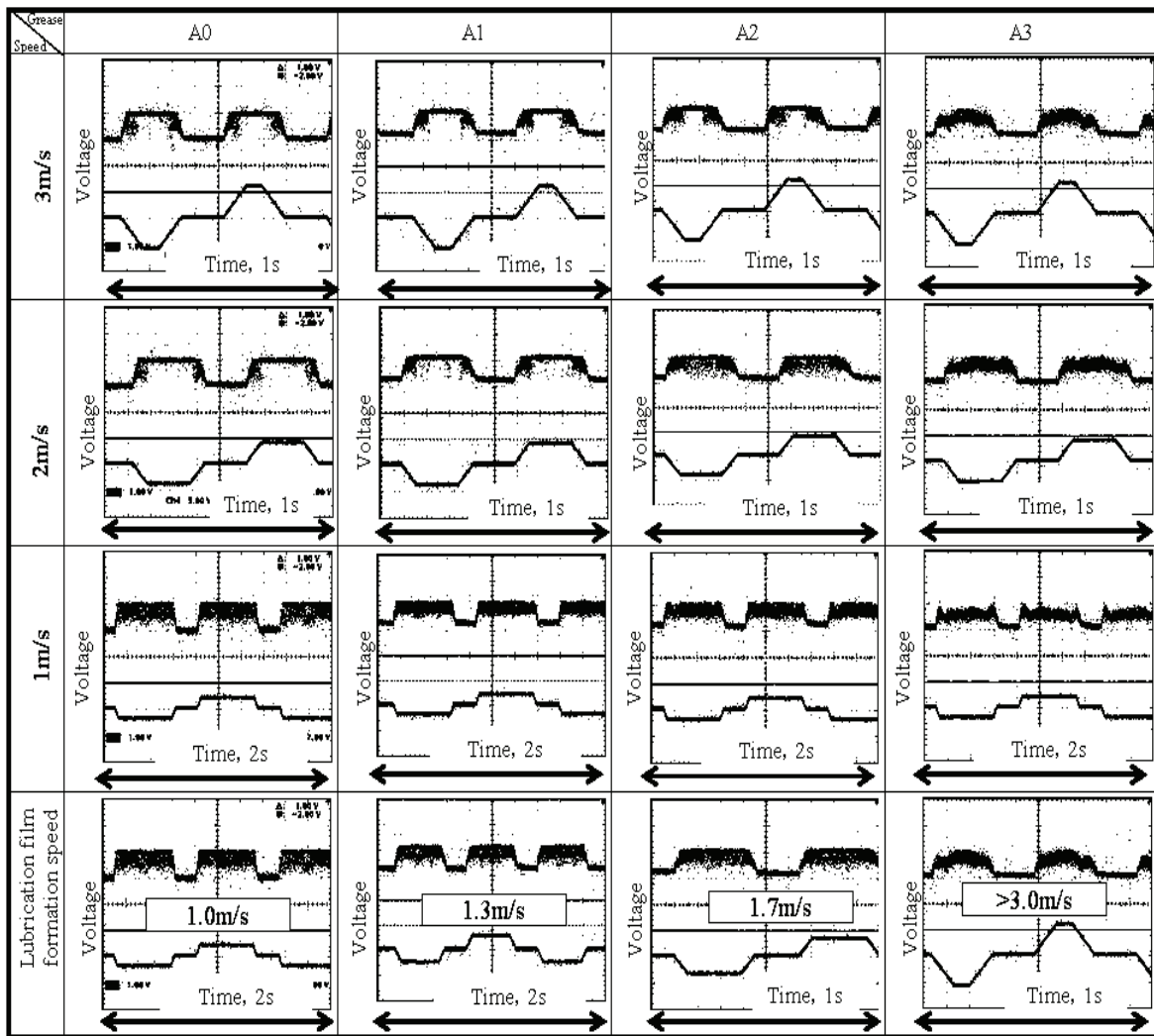


Fig.2-6 The measurement results of electrical resistance

Fig.2-6 電気導通状態のデータ

また、見方を変え、同じ3m/sの速度で基油粘度を変更した場合を Fig.2-7 に示す。基油粘度低下に伴い、電気導通状態が絶縁状態へ向けて立ち上がる傾きは小さくなる。1行程の走行距離 0.5m、停止状態から次の停止までの移動時間 0.27s のうち導通電圧が 0.3V 以下の時間は A0 グリースで 0.17s、A1 グリースで 0.13s、A2 グリースで 0.1s しかなく残りの時間は金属接触していると推定される。A3 グリースは図示しないがすべての移動時間で金属接触していると判断する。

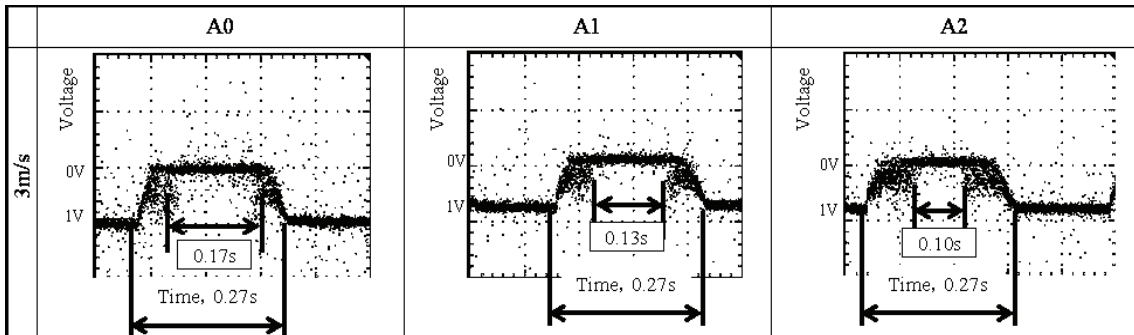


Fig.2-7 Measurement data of changing in viscosity at constant speed

Fig.2-7 一定速度で粘度を変更した場合の測定データ

2.3.2 連続運転での電気導通状態の変化

サンプルA0グリースからA3グリースでの電気導通状態計測実験終了後、A0グリースを再給脂し100サイクル以下の状態で計測した電気導通波形(初期)と 10^6 サイクル走行後の電気導通波形をFig.2-8に示す。初期の波形と 10^6 サイクル後の波形形状に差はなかった。導通電圧は初期が0.05V、 10^6 サイクル後は0.09Vであった。なお、実験中にグリースの追加給脂はしていない。

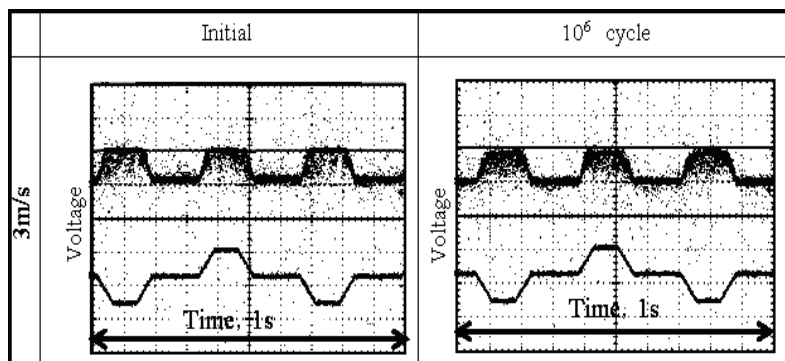


Fig.2-8 The comparison of measurement result of initial data and after 10^6 cycle

Fig.2-8 初期と 10^6 サイクル後の電気導通データの比較

2.4 考察

2.4.1 油膜形成速度と膜厚比

実験結果の考察のため実験機における膜厚比 λ ($\lambda = H_{min}/h$) の計算値と実験結果との比較を行った。最小油膜厚さ H_{min} はHamrock-Dowsonの式⁴⁾

$$H_{min} = 3.63 G^{0.49} U^{0.68} W^{-0.073} [1 - \exp(-0.68k)]$$

から求めた。このとき G は材料パラメータ, U は速度パラメータ, W は荷重パラメータ, k は接触楕円比である。レール並びにキャリッジ転走面の表面粗さの実測値は $0.26\mu\text{m}Rrms$, 鋼球の表面粗さは $0.01\mu\text{m}Rrms$ で, これらを h_1, h_2 とし 合成粗さ h は二乗平均粗さで

$$h = (h_1^2 + h_2^2)^{0.5}$$

の式から $0.26\mu\text{m}$ とした。負荷はモーメント荷重を考慮せず, 垂直荷重のみとし可動テーブル重量 $50\text{kgf}(490\text{N})$ を 2 本のレールに装着された 4 個のキャリッジで均等に支えたと仮定した。負荷を受けるのは鋼球 4 列のうち上側 2 列のみで 1 列当たり垂直荷重は 61.25N , また予圧も 1 キャリッジの最大値 470N を 2 列で受けるとし 1 列あたり 235N で合計 296.25N となる。1 列の有効玉数が 14 個なので鋼球一個の荷重は 21.2N となる。計算結果を Fig.2-9 に示す。実験値との関係を見やすくするため横軸の速度は鋼球速度ではなくキャリッジ速度とした。また Fig.2-9 に示す各基油粘度の膜厚比 λ 計算値線上の \circ は実験で求めた油膜形成速度である。

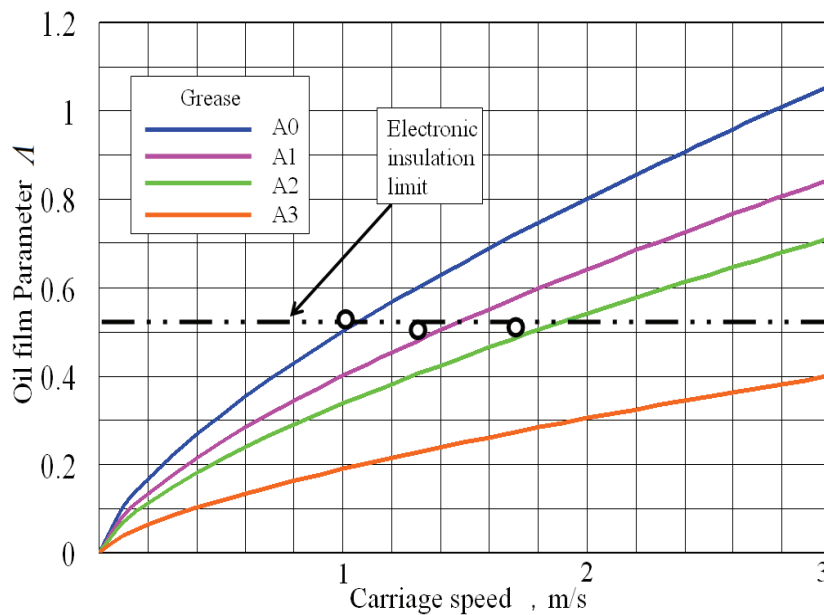


Fig.2-9 Base oil viscosity and λ (Calculated value)

Fig.2-9 基油粘度と膜厚比 λ の関係

グリース基油粘度の変更に伴い油膜形成速度も変化するが、膜厚比 A は0.5付近である。基油粘度 $30\text{mm}^2/\text{s}$ ではキャリッジ速度 3m/s でも膜厚比 A が 0.5程度であり本実験における電気導通状態の計測結果からも金属接触状況にあると考える。また、A0グリースで速度 1m/s 、鋼球一個の荷重が 10N から 100N [テーブル重量 952kgf (2330N /キャリッジ)]まで変化してもFig.2-10に示すよう膜厚比 A は $0.524\sim 0.443$ の変化であり荷重の影響は少ないため実験は行わなかった。

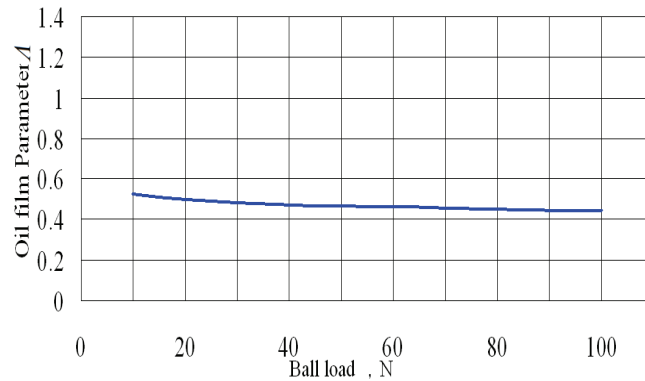


Fig.2-10 Ball load and A (Calculated value)

Fig.2-10 鋼球荷重と膜厚比 A との関係

2.4.2 連続運転での推移

Figure 2-8 の初期の電気伝導度波形と 10^6 サイクル ($1.0 \times 10^3 \text{km}$ 走行) 後の電気伝導度波形に大差なく、導通電圧差も 0.04V で優位差はなく、リニア軸受内のグリースの油膜厚さは初期と同等の厚さを有していることがわかる。

相原ら^{5,6)}による円筒での実験結果では早い段階で EHL 膜の厚さが基油の油膜厚さの $0.5\sim 0.7$ 倍になるとの報告があり、よくグリースを用いた文献で引用されるが、市販リニア軸受では膜厚の大きな変化は発生しない。また、導電電圧の差はグリース中に混入した金属粉の影響と推察する。

2.4.3 レールの損傷

本実験において予備実験も含め 1.25×10^6 サイクル程度、起動停止を繰り返した停止位置近傍のレール表面粗さ(運動方向に直交)のデータを Fig.2-11 に示す. 計測器演算による *Rrms* 値は初期計測値と同等の $0.25 \sim 0.26 \mu\text{m}$ で差異は無かった. プロフィールでは転走面の突起が減少した程度の変化が確認できた. また, 肉眼では光沢に差があることを確認できたが顕微鏡観察では光沢の差は確認できなかった.

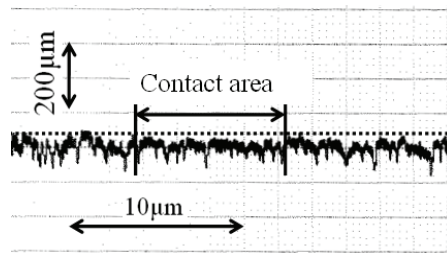


Fig.2-11 Surface roughness after 1.25×10^6 cycle
(Cross section perpendicular to the operating direction)

Fig.2-11 1.25×10^6 サイクル後の表面粗さ (転がり方向に直交方向)

2.4.4 グリース選定方法の問題点

リニア軸受用グリースの選定は, JIS に示された用途 (たとえば転がり軸受用) とちよ度番号だけでは不十分で, グリース基油粘度も考慮しなければならない. 本実験においてリニア軸受をキャリッジ速度 1m/s で使用する場合, 実使用温度下で $125\text{mm}^2/\text{s}$ 以上の基油粘度が必要である.

転がり軸受の一種であるリニア軸受の寿命を維持するためには金属表面を起点とする損傷を抑える必要がある. そのためには油膜が形成された状態で転がり運動しなければならない. 本実験において得られた電気導通が無くなる状態, 膜厚比 λ が 0.5 以上で運転することが重要である.

信頼性試験において「寿命=走行距離」と考え短時間で走行距離を伸ばすため実際の設備より速い速度, 長い移動距離で停止回数も少ない実験をおこなうため破損に至らないことが多く, 結果的に実機搭載時の加速試験になっていない.

2.5 結言

グリースの基油粘度を変えて鋼球式リニア軸受の油膜形成速度を計測し下記の結果を得た.

- 1) 油膜形成速度は基油粘度の影響を受ける. 基油粘度が高いほど低い速度で油膜が形成される
- 2) 本実験では膜厚比 $A > 0.5$ で電気導通状態となったことにより, 実際の運転に対する膜厚比 A の目安が得られた.
- 3) 市販リニア軸受においてグリースの油膜厚さは数時間程度の運転では減少しない.
- 4) グリース選定はちょう度番号のみでなく, 基油粘度と膜厚比 A にも着目していく必要がある. 油膜が形成された状態でなければ寿命計算はできない.

上記の結果から, 膜厚比 $A < 0.5$ では金属接触状態であり, 転がり疲労寿命が短くなると予測される.

第2章の参考文献

- 1) 潤滑剤銘柄便覧 2011年版, 潤滑通信社, pp.479(2010).
- 2) 江口・桑原・山本: 湿式クラッチ用ペーパー系摩擦材の摩擦力発生機構に関する研究, トライボロジスト, 第39巻, 第12号, pp.1081-1088 (1994).
- 3) 野口・赤松・是永: 小型玉軸受の電食に関する研究, トライボロジスト, 第52巻, 第8号, pp.622-628(2007).
- 4) B.J.Hamrock & D.Dowson: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part II Ellipticity Parameter Results : Trans ASME, Ser. F, J. Lub. Tech., 98, 3, pp.375-383(1976).
- 5) 相原・Dowson: 弾性流体潤滑におけるグリース膜厚さの実験的研究(第1報), 潤滑, 第25巻, 第4号, pp.254-260(1980).
- 6) 相原・Dowson: 弾性流体潤滑におけるグリース膜厚さの実験的研究(第2報), 潤滑, 第25巻, 第6号, pp.379-386(1980).

第3章

リニア軸受の転がり疲労に及ぼす グリース基油粘度の影響

3.1 緒言

本章では基油粘度が潤滑状態を支配することを踏まえて、潤滑状態とリニア軸受の転がり疲労損傷との関係、および転がり疲労寿命を延ばすためにグリースへの摩耗防止添加剤を添加する効果の有無を確認した¹⁾。

第2章において、電気抵抗測定法を用いた潤滑状態の観察で膜厚比 $\lambda > 0.5$ で EHL (Elasto-hydrodynamic Lubrication : 弾性流体潤滑) 膜によって金属接触しない状態になることを確認した。膜厚比 λ と転がり疲労寿命との実験による相関をまとめたものを高田は示しているがすべて回転要素での実験である²⁾。また、清水らによるとリニア軸受は非常に大きな熱容量を持っているため焼付き等の損傷はほとんど発生しない。さらに潤滑方法の違いはほとんど考慮しなくてよいと報告されている³⁾。

しかし、第1章での設備実態調査ではプリント基板を生産する工場において実稼働中の電子部品実装設備のリニア軸受の損傷は発生しており、特にメンテナンスに関心がない工場ほどリニア軸受の故障発生頻度は高い傾向にある。メンテナンスに関心がない工場ではリニア軸受にフレーキング等の損傷があり、大きな異音を発しているにもかかわらずプリント基板の製造不良率が上昇しないため生産を続けており(鋼球の一部、キャリッジの部分的破損は直線上に多くの有効な鋼球を持つリニア軸受では精度に影響がでない)、損傷が発生した時期も分からない場合も多く故障頻度の正確な把握も難しい。実験では工場での使用状況に近いグリースの選定を行い実験した。

3.2 実験装置と実験材料

3.2.1 サンプルグリース

実験に用いたサンプルグリースは第2章の Table 2-3 に示す A0 グリースと A3 グリースである。基油はポリ- α -オレフィン、増ちょう剤が複合リチウムセッケンで酸化防止剤、防錆剤、摩耗防止添加剤等の各種添加剤は同一量を配合し、基油粘度のみを変更したもので性状を再度 Table 3-1 に示す。

Table 3-1 Characteristic of the grease for the experiment

Table 3-1 サンプルグリースの性状

Sample name		A0	A3
Kinematic viscosity of base oil ,mm ² /s	33°C	124.7	29.4
	40°C	89.9	22.7
	100°C	13.1	5.0
Worked penetration(1/2)		245	237
Dropping point ,°C		300<	300<
Evaporation quantity(99°C22h) ,wt%		0.28	0.59
Oil separation (100°C24h) ,wt%		0.3	0.6
Oxidation stability(99°C100h) ,kPa		25	30
High speed four-ball test ,N	LNL	981	618
	WL	3089	2452
	LWI	464	329
Wear diameter ,mm (1200rpm,75°C,392N,60min)		0.75	0.42
Roll stability(80°C20h)		320(+75)	284(+47)
Low temperature torque (-20°C) ,mN·m (starting/running)		130/44	170/112
Bearing rust prevention test		Pass	Pass

3.2.2 実験方法

使用した実験装置、リニア軸受は第2章で使用したものと同様のものである。

実験装置で使用する前後に配置した2組のリニア軸受の1組(1組とは1本のレールに2個のキャリッジが装着されたものを言う)のキャリッジにはA0グリースを封入し、もう1組のリニア軸受にはA3グリースを封入した。前後のリニア軸受で異なったグリースを使用するため Fig.3-1 の写真で分かるよう前後のキャリッジへの配線は緑色と黒色の2本を接続している。

実験は可動部の総重量を 294N(30kgf)とし、動作は可動テーブルを停止状態から任意の方向へ加速度 30m/s^2 で加速し(加速時間は 0.1s で走行距離は 0.15m)速度 3m/s で定速走行後(走行時間は 0.07s で走行距離は 0.2m)、加速度 30m/s^2 で減速し(減速時間は 0.1s で走行距離は 0.15m)、停止する。この1行程(走行距離は 0.5m)の後、0.1s 停止し、反対側に向かい同様の動作で初期の位置に戻り 0.4s 停止するものである。

$1.0 \times 10^3\text{km}$ 走行毎に電気導通状態の確認と観察、追加給脂を行い $1.0 \times 10^4\text{km}$ 転走面観察を行い、さらに実験を継続し走行距離が $1.09 \times 10^4\text{km}$ 時に異常音が発生したため試験を中止した。

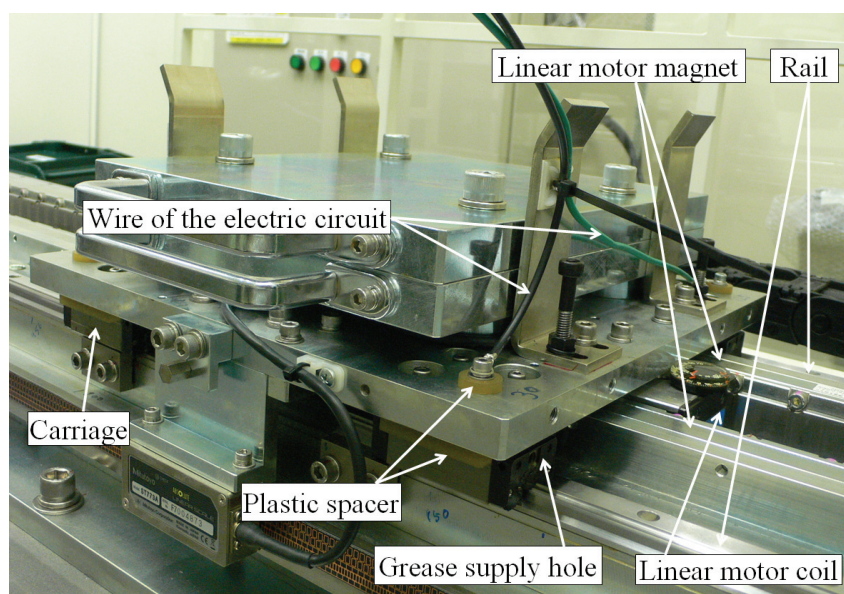


Fig.3-1 Schematic photograph of the test device

Fig.3-1 実験装置の写真

3.2.3 電気導通状態計測方法

実験装置は油膜の形成，破断状態を確認するため Fig.3-2 に示す電気回路を備えている．電源に 1.5V の乾電池を用い，停止中の短絡状態での乾電池消耗を抑えるため 10Ω の抵抗を入れ，抵抗両端の電圧をオシロスコープで計測する単純な電気回路で導通状態を計測した．

本実験においては前後のレールで異なる基油粘度のグリースを使用するため各レールの 1 つのキャリッジの導通状態が計測できるようにした．なお油膜形成による絶縁抵抗値には変動があるため $0\sim 0.3V$ で絶縁状態に達したと判断した．

なお，計測は 1.0×10^3km ごとの評価の際のみ通電しておこなった．

3.2.4 観察とグリースの追加給脂

1.0×10^3km 走行毎の観察，グリースの追加給脂はキャリッジを可動テーブルからはずし，レールからも抜き取り，鋼球は樹脂製リテーナに保持された状態を維持し，鋼球，キャリッジ転動，レール転動を観察の後，再度組み立てた．

組み立ての際，鋼球はキャリッジの同じ走行溝に戻し，リテーナの端部も同一の位置に戻した．

観察前の洗浄はイソヘキサンを用いて綿棒・ウエスによる拭き取りを行った．レールもアセトンとイソヘキサンを用いウエスにて拭き取り洗浄を行った．

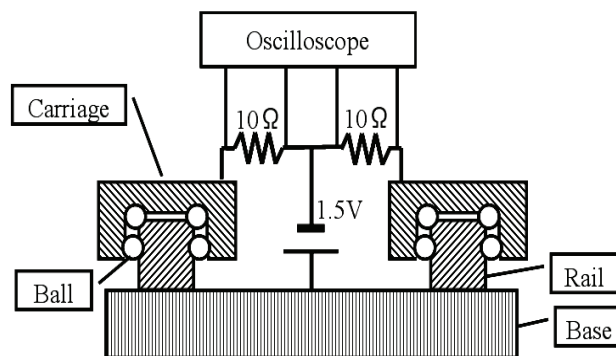


Fig.3-2 Electric circuit for electrical conductivity measurement

Fig.3-2 電気回路の略図

3.2.5 実験装置の膜厚比

実験装置の膜厚比 $A(A=H_{min}/h)$ の計算値とキャリッジ速度の関係を Fig.3-3 に示す. 最小油膜厚さ H_{min} は Hamrock-Dowson の式⁴⁾ から求めた. レール並びにキャリッジ転走面の表面粗さの実測値は $0.23\mu\text{m}Rrms$, 鋼球の表面粗さは $0.01\mu\text{m}Rrms$ で, これらを h_1 , h_2 とし合成粗さ h は二乗平均平方根粗さ $h=(h_1^2+h_2^2)^{0.5}$ の式から $0.23\mu\text{m}$ とした.

負荷はモーメント荷重を考慮せず, 垂直荷重のみとし可動テーブル重量 $294\text{N}(30\text{kgf})$ を2本のレールに装着された4個のキャリッジで均等に支えたと仮定した. 負荷を受けるのは鋼球4列のうち上側2列のみで1列当たり垂直荷重は 36.8N となる. また, 予圧も1キャリッジの最大値 470N を上側の2列で受けるとし, 1列あたり 235N で合計 271.8N となる. 1列の有効玉数が14個なので鋼球1つあたりの荷重は 19.4N となる.

第2章において膜厚比 $A>0.5$ で油膜が形成されること(電気導通測定値で確認)を確認したが, 本実験においても同様で, A0 グリースではキャリッジ速度 0.8m/s 以上で油膜が形成され, A3 グリースでは最高速度の 3m/s でも油膜が形成されず金属接触状態で運動している.

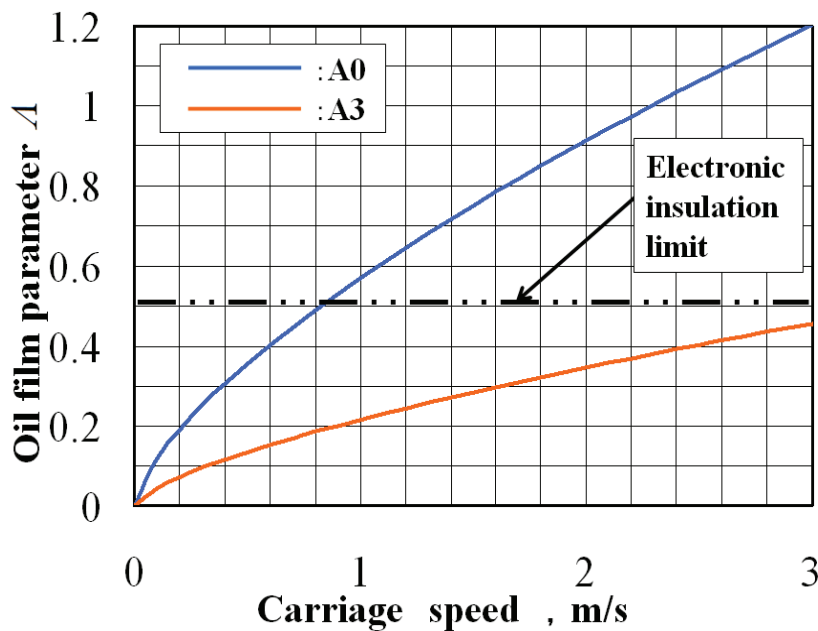


Fig.3-3 Relations of carriage speed and the oil film parameter A

Fig.3-3 キャリッジ速度と膜厚比の関係

3.3 実験結果と考察

3.3.1 電気導通状態の確認

Figure 3-4 は A0 グリース並びに A3 グリースの初期電気導通状況の観察結果である。横軸が時間でフルスケール 1s、縦軸が電圧である。3つの信号波形のうち、上の2つが電気導通状態を示す波形である。下側が速度信号である。速度信号は可動テーブルの速度に応じ電圧が変化する。Fig.3-4 では加速・減速域において一定の勾配で上昇・降下する直線となり、設定の 3m/s まで加速し定速状態になると+5.2V、-5.2V で水平な直線となる。

電気導通波形の上側は A0 グリースの信号で停止時は予圧と垂直荷重により金属接触状態にあるため印加電圧の 1V を示している。走行を開始し速度が 0.8m/s では(速度信号は 1.4V)油膜により絶縁され電流が流れないため導通電圧は 0V(平均電圧は 0~0.2V)である。

電気導通波形の下側は A3 グリースであるが同様に停止時は印加電圧の 1V を示している。また、最高速度の 3m/s でも完全な絶縁状況ではなく、A0 グリース、A3 グリースともに膜厚比 A の状況は計算結果と合致している。

それぞれの移動中の平均電圧(Fig.3-4 中の A と D の間)は A0 グリースで 0.12V であり、A3 グリースでは 0.44V であった。また、速度 3m/s での平均電圧(Fig.3-4 中の B と C の間)は A0 グリースで 0V であり、A3 グリースでは 0.29V であった。

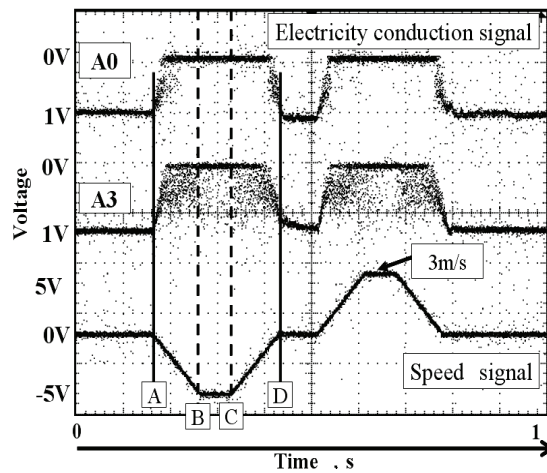


Fig.3-4 Measurement data in initial

Fig.3-4 初期の測定データ

3.3.2 レールの観察結果

レール転走面の観察結果のうち $4.0 \times 10^3 \text{km}$ 走行後の写真を Fig.3-5 に示す. 同様に $1.0 \times 10^4 \text{km}$ 走行後の写真を Fig.3-6 に示す. 写真は停止位置の 0m(撮影位置はキャリッジ寸法の中心位置)から 0.20m までを 0.05m 毎に撮影を行った. また図中には加速時のキャリッジ到達速度も記載した.

A0 グリースでは $4.0 \times 10^3 \text{km}$ 走行後も $1.0 \times 10^4 \text{km}$ 走行後もレール位置 0m にだけ走行痕が観察できるが, 0.05m 以降の位置では走行痕ははっきりしない. これはキャリッジが停止位置から加速し, 移動距離が 0.01m に達した時点でキャリッジ速度が油膜形成速度の 0.8m/s に達するため A0 グリースでは移動するほとんどの領域で EHL 膜により分離され金属接触が起こらない状態で転がり接触しているため走行痕が現れない.

A3 グリースではレール位置に関係なく走行痕が観察できる. また, $4.0 \times 10^3 \text{km}$ に比べ $1.0 \times 10^4 \text{km}$ の方が走行痕は, はっきりしている. これは計算結果, 並びに電気導通状況からわかるように, 完全な油膜を形成することなく運動しているため境界潤滑状態で常に摩擦したためである.

Position of rail	Speed of carriage	0m	0.05m	0.10m	0.15m	0.20m
A0	0m/s					
A3	0m/s					

Rolling contact area

(↔ 1mm)

Fig.3-5 Photograph of the rail surface (4.0×10^3 km)

Fig.3-5 レール表面の写真 (4.0×10^3 km)

Position of rail	Speed of carriage	0m	0.05m	0.10m	0.15m	0.20m
A0	0m/s					
A3	0m/s					

Rolling contact area

(↔ 1mm)

Fig.3-6 Photograph of the rail surface (1.0×10^4 km)

Fig.3-6 レール表面の写真 (1.0×10^4 km)

3.3.3 キャリッジの観察結果

キャリッジ転動の観察結果もレール同様、 $4.0 \times 10^3 \text{km}$ と $1.0 \times 10^4 \text{km}$ 走行後の写真を Fig.3-7 から Fig.3-10 に示す。

A3 グリースでの実験では Fig.3-7 に示すように $4.0 \times 10^3 \text{km}$ でピッチマークの発生が確認できた。ピッチマークとはレールやキャリッジにボール間隔(ピッチ)で発生する痕跡である。今回使用したリニア軸受のようにリテーナで鋼球の位置を規制している場合、キャリッジが停止する際、同じ位置で鋼球が停止するため等間隔で鋼球の痕跡が残る。停止位置ではキャリッジと鋼球の間、レールの鋼球の間では EHL 膜ができないため金属接触状態となり生じる。Fig.3-7 で観察できるピッチマークは表面粗さ計では計測できない程度の損傷である。

$1.0 \times 10^4 \text{km}$ では Fig.3-8 に示すようピッチマークが消え、転動端部に摩耗痕が生じていた(括弧部)。これは完全な EHL 膜が形成されずに運動するため停止位置以外にまで損傷が広がり、明確なピッチマークが見えなくなったためと推測する。また、摩耗粉によると思われるかみ込み跡(矢印)もみられる。

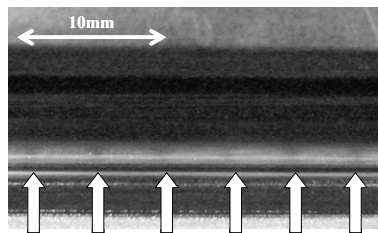


Fig.3-7 Photograph of the carriage at rolling contact surface (Arrow: Pitch mark)

Fig.3-7 キャリッジ走行面の写真 (矢印はピッチマーク)

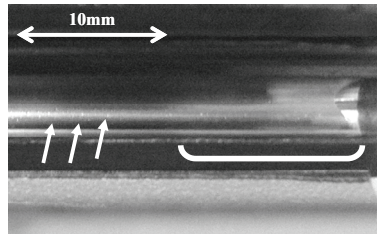


Fig.3-8 Photograph of the carriage at rolling contact surface (Arrow:Wear area)

Fig.3-8 キャリッジ走行面の写真 (矢印は摩耗部)

A0 グリースの走行距離 $4.0 \times 10^3 \text{ km}$ の転動の写真を Fig.3-9 に示すがほとんど走行痕がない。また、Fig.3-10 は $1.0 \times 10^4 \text{ km}$ 時点での観察写真であるが、ごく軽微なピッチマークの発生が確認できる。基油粘度の高い A0 グリースでは油膜形成時間が長いいためピッチマークの発生までに時間が必要(接触回数が必要)であったと判断する。

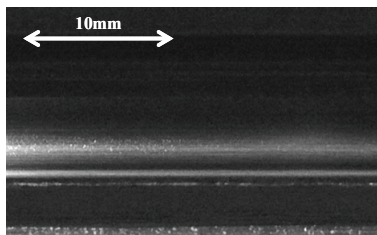


Fig.3-9 Photograph of the carriage at rolling contact surface

Fig.3-9 キャリッジ走行面の写真($4.0 \times 10^3 \text{ km}$)

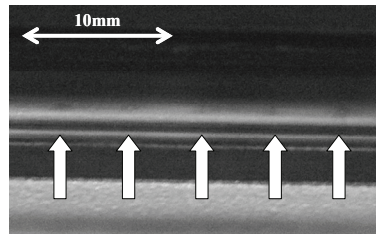


Fig.3-10 Photograph of the carriage at rolling contact surface (Arrow: Pitch mark)

Fig.3-10 キャリッジ走行面の写真 ($1.0 \times 10^4 \text{km}$) (矢印はピッチマーク)

$1.0 \times 10^4 \text{km}$ 走行後の観察ではキャリッジの摩耗が発生していたため、転走面の形状測定、ならびに 5mm 範囲の走行方向の表面粗さ測定も実施した。結果を Fig.3-12 に示す。

チャートの目盛りの縦は $1 \mu\text{m}$ で、横は 2mm である。

(A)の初期のデータは同一ロットの別個体のものである。

(B)の A0 グリースのプロフィールは初期のデータと全体形状、表面粗さ Ra 値ともに差はない。なお、2章で膜厚比 λ の計算の際使用した 0.23 と今回の計測値で 10 倍程差があるが、2章では研削加工方向に直交方向での測定であり、今回は研削方向での計測した値である。

(C)の A3 グリースでは端部に摩耗が見られる。端部はボールが無負荷域からレールとキャリッジのすき間に導入される部分で、A3 グリースでは十分な油膜がないため、摩擦により摩耗したと推定する。表面粗さは摩耗が発生していない部分の計測である。研削加工の突起部が金属接触による摩擦で削れ、初期より良好な値を示している。

また、キャリッジ片側だけが摩耗するのは Fig.3-11 に示すよう起動停止時のモーメント荷重が 2 個のキャリッジの外側にかかるため赤線のような形状に摩耗したためである。

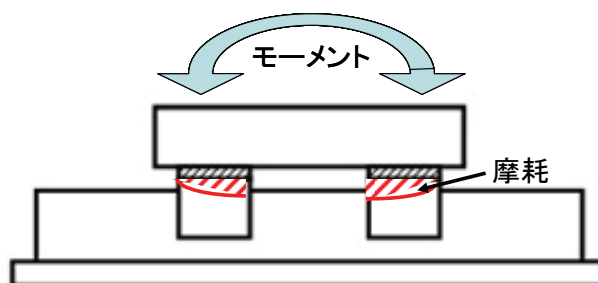


Fig.3-11 Moment load of the carriage

Fig.3-11 キャリッジにかかるモーメント

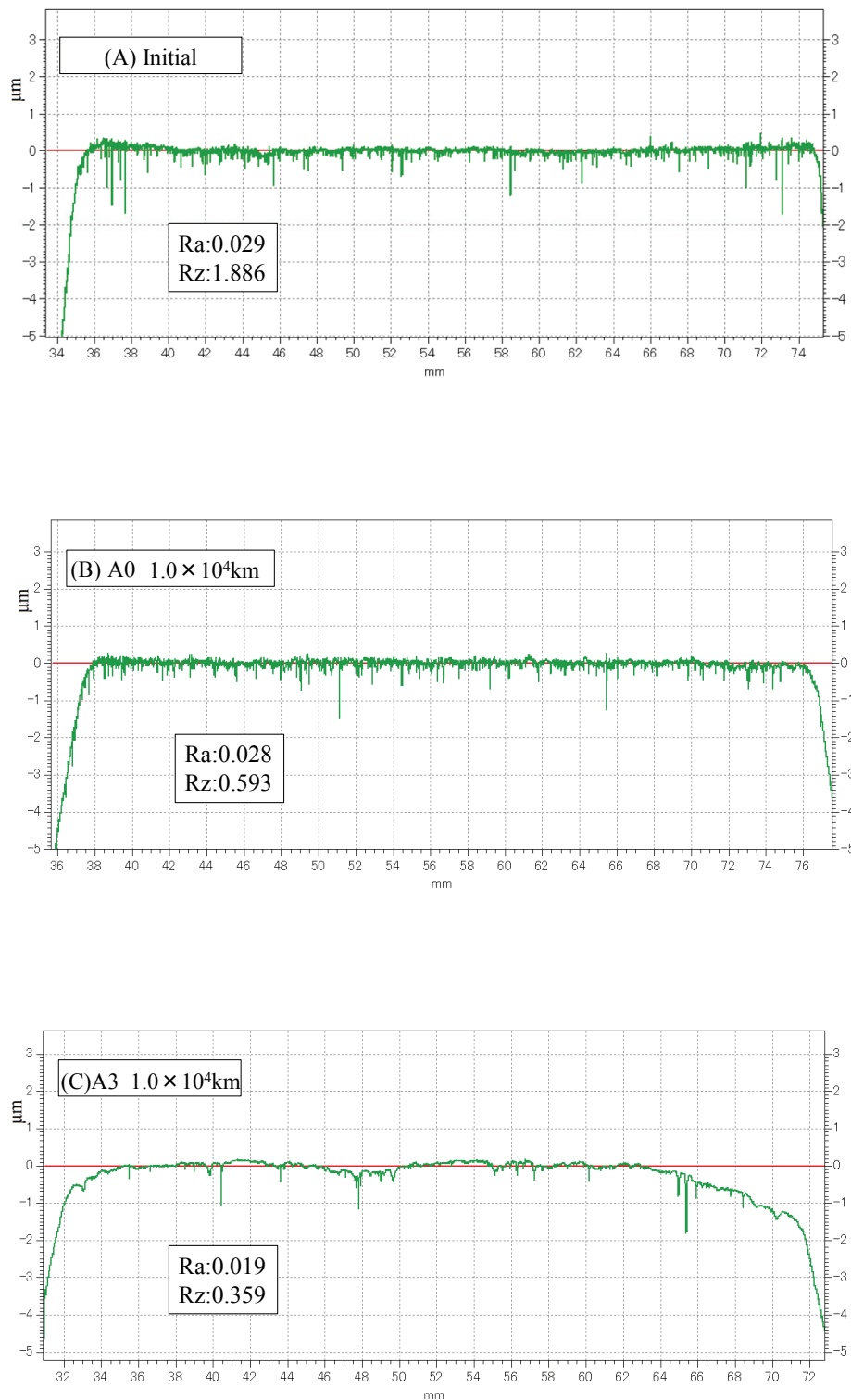


Fig.3-12 Surface form at rolling contact surface of carriage
Fig.3-12 キャリッジ走行面の形状測定プロフィール

3.3.4 異常音発生後の観察結果

1.0×10^4 km の評価後、試験を再開し 1.09×10^4 km 走行時に異常音が発生したため試験を中止した。試験機の周辺の騒音が大きいため、発生音がどちらのリニア軸受のから生じているかが特定できないため、AE センサ(アコースティックエミッションセンサ)をキャリッジ側面に貼り付けて弾性波の確認をおこなった。Fig.3-13(a)が A0 グリース側で、(b)が A3 グリースである。A3 グリース側リニア軸受の 1 個のキャリッジで高い出力電圧が確認でき、異常音が発生していると予測し、分解確認を実施した。

予想通り A3 グリース側のキャリッジ転走面にはフレーキングが生じていた。Fig.3-14 にキャリッジの写真を示す。Fig.3-14 の左側の白線で囲んだところがフレーキングの位置である。Fig.3-15 はフレーキング部の拡大写真である。大きさは走行方向に約 4.5mm、深さ $30\mu\text{m}$ のはく離が観察された。Fig.3-16 はレール走行面の写真で、はく離した金属粉のかみ込み傷がレールの可動ストローク全体にわたり観察された。かみ込み傷と判断したのは凹んだ部位の底に走行痕が観察されたためである。

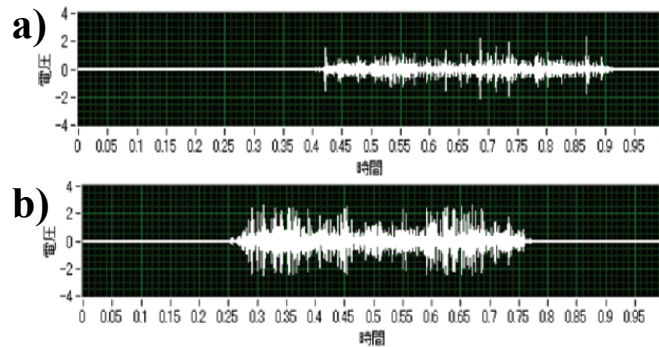


Fig.3-13 AE output wave pattern result at 1.09×10^4 km
 Fig.3-13 1.09×10^4 km 走行後の AE 出力波形

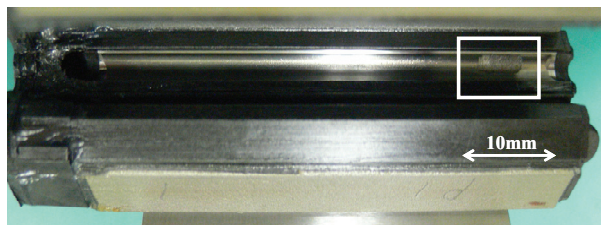


Fig.3-14 Observation result at 1.09×10^4 km
 Fig.3-14 1.09×10^4 km 走行後の観察結果

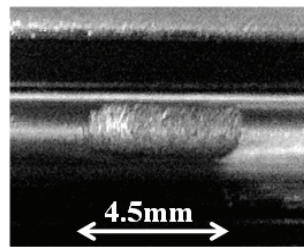


Fig.3-15 Expansion photograph of flaking area

Fig.3-15 フレーキング部の拡大写真

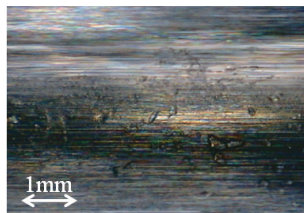


Fig.3-16 Expansion photograph of the rail after flaking occurrence

Fig.3-16 フレーキング発生後のレールの拡大写真

A3 グリース側キャリッジの転走面の形状測定データを Fig.3-17 に示す. チャートの目盛りの縦は $1\mu\text{m}$ で, 横は 2mm である. 測定箇所は Fig.3-12(C)と同一転走面であり, 測定倍率も同じである. 全域の表面粗さも粗くなっており, はく離した金属片をかみ込んだことにより転走面全体が荒れたことが分かる. 同一条件での表面粗さ R_a 値も初期に比べ 10 倍の値となる. この倍率では, はく離部が大きな欠落になっている. Fig.3-18 は, はく離箇所の深さが分かるよう倍率を下げたもので目盛りの縦は $10\mu\text{m}$ で, 横は 0.5mm である. フレーキングの深さは $30\mu\text{m}$ から $50\mu\text{m}$ であった.

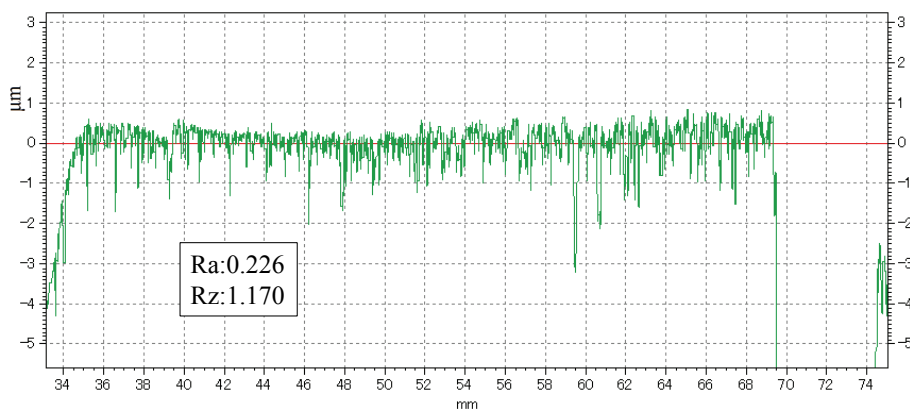


Fig.3-17 Observation result at 1.09×10^4 km

Fig.3-17 1.09×10^4 km 走行後の観察結果

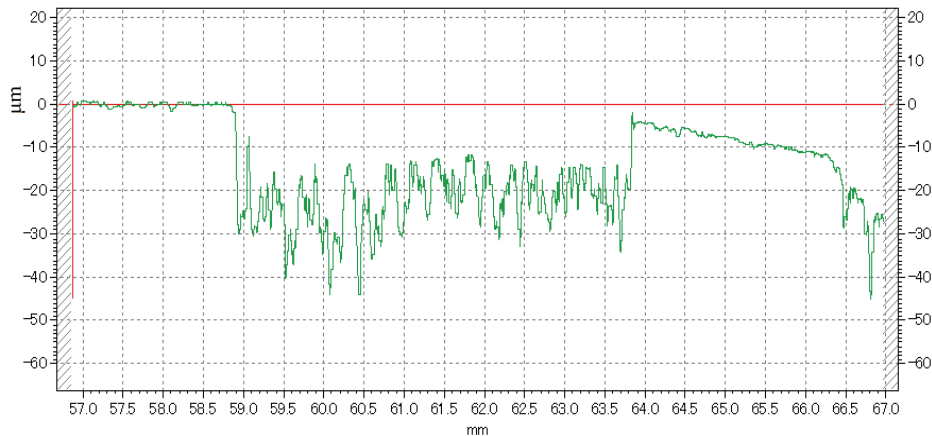


Fig.3-18 Expansion chart of the rail after flaking occurrence

Fig.3-18 フレーキング部の拡大チャート

3.3.5 レール表面の元素確認

試験終了後(1.09×10^4 km), 炭素鋼 S55C 製レールを切断し走査型電子顕微鏡(SEM)による観察, 並びにエネルギー分散型 X 線分析(EDX)による Zn(亜鉛)マッピング画像写真による確認を行った. 観察したレールの位置は 0m, 0.2m である. 0m 部の観察結果を Fig.3-19 に示す. 同様にレール位置 0.2m 部の観察結果を Fig.3-20 に示す. また Table 3-2 に A0 グリース, A3 グリースの 0m 部と 0.2m 部, 未使用部分の表面構成元素の割合(wt%)を示す.

摩耗防止添加剤に含まれる P(リン), S(イオウ), Zn(亜鉛)元素が摩耗防止作用を発現する際, 鋼の表面で化学反応を起こし, 残留することが知られている⁵⁾. また, 未使用部位のレール表面では P, S, Zn は検出限界以下であった.

レール位置 0m 部において A0 グリース, A3 グリースともにキャリッジ速度が 0m/s であり, レールと鋼球は接触状態にある. 双方とも加減速により金属同士が強く摩擦する状態であり, SEM 写真では移動方向に強い走行痕が見られる. また, Zn マッピングでも Zn の存在が分かる. なお, Zn を選んだのは画像が見やすかったためである.

レール位置 0.2m 部と 0m 部の Zn 量を比較すると, A0 グリースでは 0m 部より 0.2m 部の方が少ない. しかし, A3 グリースでは同等の Zn が存在していることが SEM 写真で観察できる. これを元素分析で定量化すると Table 3-2 のようになる. Zn 構成 wt% で比較すると A0 グリースでは 0m 部位では 0.87%で 0.2m 部位の 0.13%に比べ明らかに多いが, A3 グリースでは 0m 部位 1.09%で 0.2m 部位の 0.91%と差がない.

Zn マッピング画像, 表面構成元素比率の双方の分析からも A3 グリースでは移動する全域におい EHL 膜が形成されていないため金属表面で摩耗防止添加剤が化学反応を起こしていることが分かった.

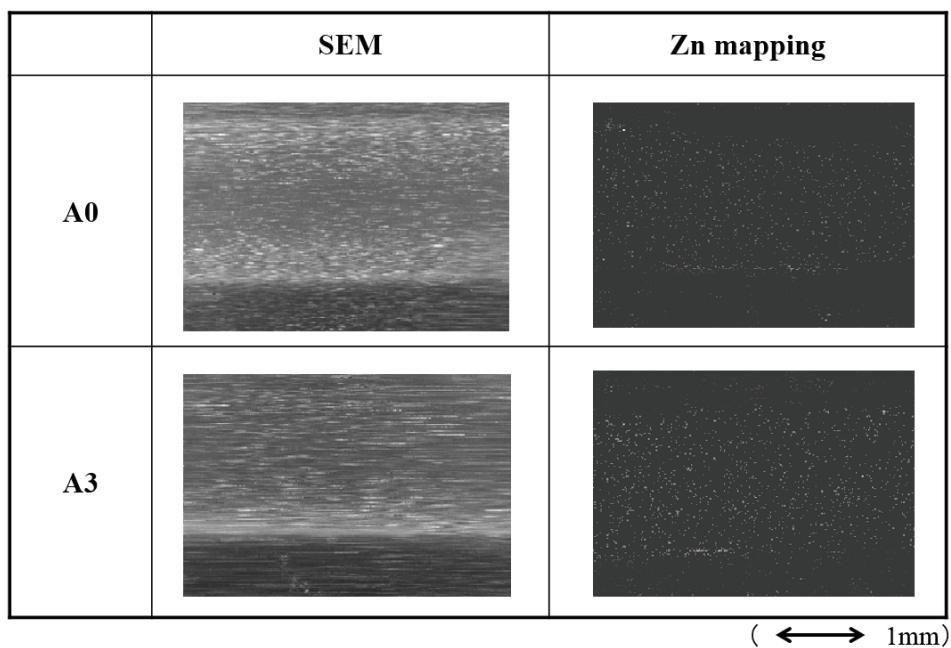


Fig.3-19 Photograph of the rail surface of SEM and Zn mapping (0m)

Fig.3-19 レール表面の SEM 写真と Zn マッピング(0m)

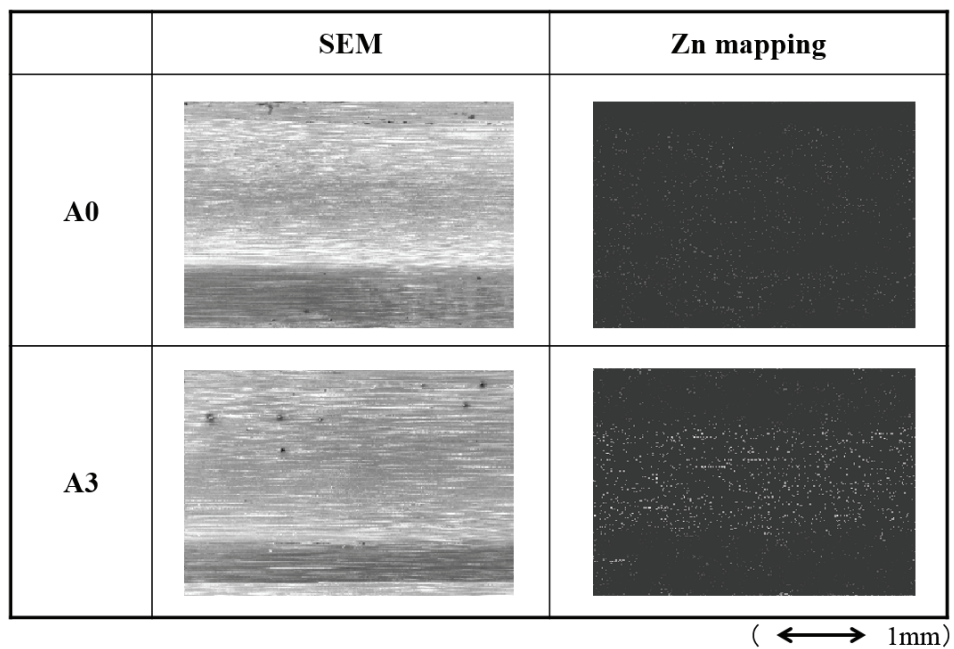


Fig.3-20 Photograph of the rail surface of SEM and Zn mapping (0.2m)

Fig.3-20 レール表面 SEM 写真と Zn マッピング(0.2m)

Table 3-2 The constituent element ratio of the rail (wt%)

Table 3-2 レールの構成元素比率(wt%)

<i>Element</i>	A0		A3		Reference
	0m	0.2m	0m	0.2m	
<i>CK</i>	3.85	3.6	6.97	5.32	3.34
<i>OK</i>	1.27	1.43	2.5	1.64	1.13
<i>SiK</i>	0.34	0.43	0.48	0.36	0.33
<i>PK</i>	0.19	0.09	0.27	0.19	N.D
<i>SK</i>	0.13	0.09	0.25	0.15	N.D
<i>MnK</i>	1.78	1.62	1.38	1.59	1.12
<i>FeK</i>	91.56	92.61	87.05	89.85	94.08
<i>ZnK</i>	0.87	0.13	1.09	0.91	N.D

3.4 結言

本章で使用した A3 グリースの基油粘度の $22.7 \text{ mm}^2/\text{s}@40^\circ\text{C}$ は極端に低粘度な特殊グリースではなく、「フレッチング対策」「広温度範囲対応」等を製品の特徴とする市販工業用グリースでは一般的な基油粘度である。

グリースの基油粘度がリニア軸受の転がり疲労損傷に影響するかならびに、損傷発生時の転走面の状況観察を行い下記の結果を得た。

- 1) 本実験においてグリース基油粘度が低いほうが転がり疲労寿命が短い。また、フレーキングのような明確な破損が発生するまえに生じるピッチマークやキャリッジの摩耗等、フレーキングに至るまでの損傷発生も早い。
- 2) 転走面の摩耗、フレーキング、ともにキャリッジの端部で発生している。これは無負荷域からレールとキャリッジの間に鋼球が入り込む際に摩擦、並びに衝撃をキャリッジに与えるためと推測する。
- 3) 基油粘度が低い方が損傷の発生が早いのは相対的に油膜形成能力が劣るためである。
- 4) リニア軸受において転走面に摩耗防止添加剤に含有する P, S, Zn が検出されるのは化学反応をおこしているためで、摩耗防止添加剤の添加は有効である。
- 5) 今後、リニア軸受用グリース選定にはちょう度番号のみでなく、移動速度下で膜厚比 $A > 0.5$ になるような基油粘度選定と摩耗防止添加剤を含むグリースの選定は有効であると推定する。

第3章の参考文献

- 1) 大野・松本：転動体に鋼球を用いたリニア軸受の潤滑状態に及ぼすグリース基油粘度の影響，トライボロジスト，第56巻，第6号，pp.371-377(2011).
- 2) 高田：ころがり軸受の寿命と表面粗さ，潤滑，第27巻，第2号，pp.105-109(1982).
- 3) 清水茂夫・高橋徹：リニア軸受の転がり疲れと最近の研究動向，トライボロジスト，第54巻，第3号，pp.173-179(2009).
- 4) B.J.Hamrock & D.Dowson: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part II Ellipticity Parameter Results :Trans ASME, Ser. F, J. Lub. Tech., 98, 3, pp.375-383(1976).
- 5) 倉知：極圧剤の作用機構，潤滑，第28巻，第2号，pp.131-136(1983).

第4章

リニア軸受の転がり疲労に及ぼす グリース摩耗防止添加剤の効果

4.1 緒言

本章ではグリースに使用する摩耗防止添加剤について検討をおこなった¹⁾。

第3章ではリニア軸受がレール端部で停止するため停止位置付近では必ず金属接触状態となり、損傷防止につながる摩耗防止添加剤が有効であることがレール転走面のエネルギー分散型X線分析(EDX)により摩耗防止添加剤の反応によるP(リン), S(イオウ), Zn(亜鉛)の元素が存在することで確認できた。

摩耗防止添加剤として Zn 系添加剤(Zn-1), 市販グリースでもよく使用されている ZnDTP²⁾, すべり軸受や回転要素の転がり軸受で有効とされる MoDTC³⁾と ZnDTP を併用したものの3種類の摩耗防止添加剤と摩耗防止添加剤無添加の4水準とした。また、摩耗防止添加剤の転走面での化学反応を生じさせるため EHL(Elasto-hydrodynamic Lubrication: 弾性流体潤滑)膜ができない状態で走行する低粘度基油グリース(A3 グリース(30mm²/s@33°C))を用いた。

転がり疲労損傷の原因確認のため、各種摩耗防止添加剤の効果とその化学反応が鋼球表面の及ぼす影響を光学顕微鏡による観察、オージェ電子分光法(AES)による含有元素の確認、表面硬度をマイクロビッカース硬度計、ナノインデント硬度計で確認した。

4.2 実験装置と実験材料

4.2.1 サンプルグリース

実験に用いたサンプルグリースの性状を Table 4-1 に示す。実験装置の運転中のレール表面温度が 33°Cであったため基準温度を 33°Cとした。基油粘度は 33°Cで 125mm²/s と 30mm²/s の 2種類である。基油組成はポリ- α -オレフィンである。増ちょう剤は複合リチウムセッケンを用いた。酸化防止剤、防錆剤等の各種添加剤は同一量を配合した。増ちょう剤量も 16~18wt%の範囲内とし製造条件の調整によってちょう度を NLGI 3号 (220~250)の範囲内とした。

(1)A0 グリース(125mm²/s@33°C)は電子部品実装設備用市販グリースである。

以下は実験のために作成したグリースである。

(2)A3 グリース(30mm²/s@33°C)は A0 グリースの基油粘度のみを変更したもので各種添加剤の配合は A0 グリースと同等である。

(3)A3-FMF グリースは A3 グリースの摩耗防止添加剤だけを配合していないグリースで他の添加剤配合は A3 グリースと同等である。

(4)A3-ZnDTP グリースは摩耗防止剤に ZnDTP を用いたもので他の添加剤配合は A3 グリースと同等である。

(5)A3-Zn+Mo グリースは摩耗防止剤に ZnDTP と MoDTC を用いたもので摩耗防止剤総量、他の添加剤配合は A3 グリースと同等である。

Table 4-1 Characteristic of the grease for the experiment

Table 4-1 サンプルグリースの性状

Sample name		A0	A3	A3-FMF	A3-ZnDTP	A3-Zn+Mo
Kinematic viscosity of base oil ,mm ² /s	33°C	124.7	29.4	29.4	29.4	29.4
	40°C	89.9	22.7	22.7	22.7	22.7
	100°C	13.1	5.0	5.0	5.0	5.0
Worked penetration (1/2)		245	237	245	254	254
Dropping point ,°C		300<	300<	300<	300<	300<
Evaporation quantity (99°C 22h) ,wt%		0.28	0.59	0.59	-	-
Oil separation (100°C 24h) ,wt%		0.3	0.6	0.8	-	-
Oxidation stability (99°C 100h) ,kPa		25	30	-	-	-
High speed four-ball test ,N	LNL	981	618	392	981	981
	WL	3089	2452	1569	2452	2452
	LWI	464	329	223	443	443
Wear diameter (1200rpm,75°C,392N,60min) , mm		0.75	0.42	0.58	0.48	0.48
Roll stability (80°C 20h)		320(+75)	284(+47)	292(+47)	-	-
Low temperature torque (-20°C) ,mN·m (starting/running)		130/44	170/112	-	-	-
Bearing rust prevention test		Pass	Pass	Pass	-	-

A3-ZnDTP グリース, A3-Zn+Mo グリースの調製は A3-FMF グリースに ZnDTP, または ZnDTP と MoDTC を加えておこなった. このため性状のうち影響がないと考えられる蒸発減量, ロール安定性等の計測は実施していない.

4.2.2 実験装置

実験装置, 走行条件, 電気導通状態の確認等はすべて3章で使用したものと同一の装置, 条件である. 装置概略図は2章の Fig.2-1, 実験装置の写真は3章の Fig.3-1 に示すものである. 本実験でも前後のレールで異なるグリースを使用するため各レールの1つのキャリッジの導通状態が計測できるよう Fig.3-2 に示す電気回路を用いた. 同様に絶縁抵抗値には変動があるため 0~0.2V で絶縁状態に達したと判断した.

また, 実験に使用したリニア軸受も同一仕様のものである.

4.2.3 実験方法

実験装置で使用する2本のリニア軸受(レール1本に対しキャリッジが2個装着された状態)が1組としてメーカーが精度保証品をしているため以下の組合せで実験を行った.

	前レール		後レール
1)	A0 グリース	—	A3 グリース
2)	A3 グリース	—	A3-FMF グリース
3)	A0 グリース	—	A3-ZnDTP グリース
4)	A0 グリース	—	A3-Zn+Mo グリース

なお, 1) の組合せは第3章でおこなった実験である.

4.3 実験結果

実験は全て異常音の発生とグリースの黒色化の確認により実験を中止した。すぐに分解確認するためAEによる弾性波確認は行っていない。各グリースでの走行距離は Table 4-2 に示す。実験中に発生した現象等を以下に示す。

Table 4-2 Traveled distance with each grease

Table 4-2 各グリースでの走行距離

グリースの名称	A0	A3	A3-FMF	A3-ZnDTP	A3-Zn+Mo
走行距離, km	10900以上	10,900	4,900	3,900	1,900

4.3.1 電気導通状態の確認

繰り返しとなるが電気導通状態の観察について説明する。Figure 4-1 は A0 グリース並びに A3 グリースの 1.0×10^3 km 走行後の電気導通状況の観察結果である。横軸が時間でフルスケール 1s、縦軸が電圧である。3つの信号波形のうち、上の2つが電気導通状態を示す波形である。一番下側が速度信号である。

速度信号は可動テーブルの速度に応じ電圧が変化する。Figure 4-1 では加速・減速域において一定の勾配の直線となり、設定の 3m/s で定速状態になると +5.2V、-5.2V で水平な直線となる。

電気導通波形の上側(最上段)は A0 グリースで下側(中央)が A3 グリースの信号である。どちらも停止時は印加電圧の 1V を示している。また、最高速度の 3m/s では A0 グリースは電気絶縁状態であり、A3 グリースでは完全な絶縁状況ではなく計算結果と合致している。

また、A3-FMF グリース以外のサンプルでは破損発生まで同様の電気導通状態を維持した。

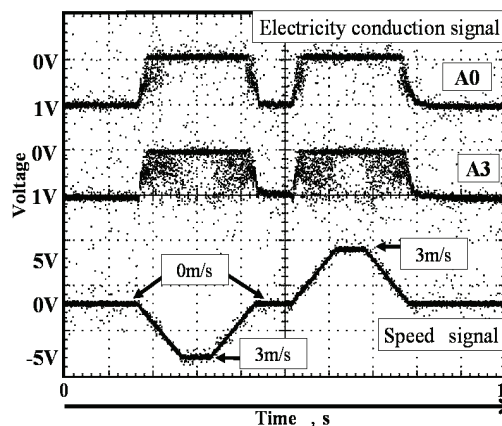


Fig.4-1 Measurement data in A0 and A3 at 1,000km

Fig.4-1 A0 グリースと A3 グリースの 1,000km 走行後の測定データ

4.3.2 A3-FMF グリースで発生した導通の異常現象

Figure 4-2 は A3-FMF グリースで 4.0×10^3 km 走行後の電気導通状況の観察結果である。Figure 4-1 と比較して分かるよう停止位置での電気導通状況に差が発生している。A3-FMF グリース以外、全てのグリースでは破損に至るまで停止時の金属接触状態は、印加した電池の電圧を示していたが、A3-FMF グリースでは $0.3 \sim 0.8$ V で変動していた。このサンプリングの例では A 部の電圧は 0.43 V、B 部の電圧は 0.72 V であり、停止するたびに異なる抵抗値を示した。(Fig.4-2 では印可電圧の 1.3 V を青色点線で示している)

また、定速域付近でも同時にサンプリングした A3 グリースと比較し、電気導通状況も絶縁性が良化している。

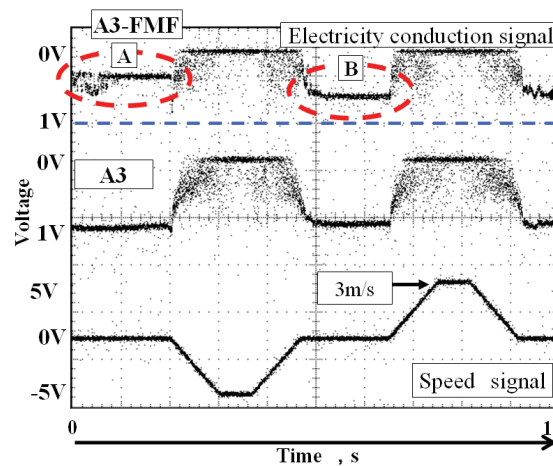


Fig.4-2 Measurement data in A3-FMF at 4.0×10^3 km

Fig.4-2 A3-FMF グリースの 4.0×10^3 km 走行後の測定データ

4.3.3 鋼球の電気抵抗

A3-FMF グリース 4.0×10^3 km 走行後の鋼球の写真を Fig.4-3 に示す。また、走行実験は 4.9×10^3 km で A3-FMF グリース側のレールにグリースの黒色化がみられたため終了した。実験終了後 Fig.4-4 に示す測定器をもちい鋼球の電気抵抗を測定した。

測定器の構成を Fig.4-5 に示す。測定力 1.5N のシクネスゲージの測定部に銅板を貼り付け、銅板に挟んで鋼球の電気抵抗を市販マルチメータで測定するものである。銅板同士を接触させたときの電気抵抗を 0Ω に調整した。鋼球は荷重負荷を受けるキャリッジ上側の 5 個を抜き取りアセトンで洗浄後に計測した。Table 4-3 には A3-FMF グリースの他、すべての実験で使用した鋼球の電気抵抗も示している。測定値が ∞ のものは平均値を算出する際、マルチメータの測定可能最大値の $42M\Omega$ を用いた。



Fig.4-3 The comparison (A3 and A3-FMF) of the steel ball

Fig.4-3 鋼球の比較 (A3 と A3-FMF)

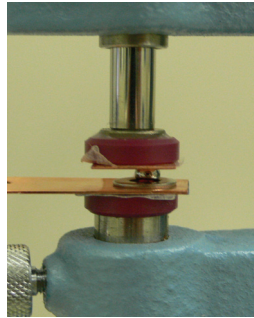


Fig.4-4 The measurement instrument of electrical resistance of steel ball(Photograph)

Fig.4-4 鋼球の電気抵抗測定器(写真)

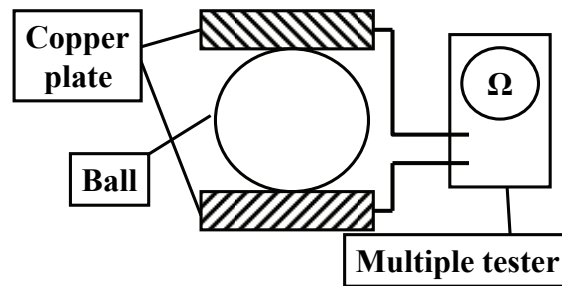


Fig.4-5 The measurement instrument of electrical resistance of steel ball(Electric circuit)

Fig.4-5 鋼球の電気抵抗測定器(電気回路)

Table 4-3 Comparison of the electrical resistance of the steel ball

Table 4-3 鋼球の電気抵抗の比較

Sample name	A3-FMF	A3	A0	A3-ZnDTP	A3-Zn+Mo	New
Traveled distance ,km	4,900	10,900	10,900	3,800	1,900	0
1	∞	8,700k	12k	5k	6k	0.017k
2	∞	125k	9k	12k	10k	0.008k
3	∞	0.084k	10k	12k	8k	0.014k
4	8,000k	1,200k	12k	8k	8k	0.018k
5	19,000k	1,700k	9k	12k	12k	0.012k
Average	30,600k Ω	2,400k Ω	10.4k Ω	9.7k Ω	8.8k Ω	0.014k Ω

4.3.4 キャリッジの観察結果

実験に使用したキャリッジの写真，破損部の拡大写真，レール表面写真，及びキャリッジ転走面の転がり方向表面粗さを Fig.4-6～Fig.4-28 に示す。

実験の終了の目安とした「グリースの黒色化」の原因はキャリッジの破損による金属粉の混入であった。破損した全てのキャリッジは，鋼球がキャリッジ無負荷域から荷重を支える負荷域に入るクラウニング部（傾斜部）で発生している。この場所で鋼球がレール並びにキャリッジに衝突するため，複数個ある鋼球や場所が移動するレールと異なり，同じ場所で衝撃を繰り返し受けるためキャリッジ側の損傷が早いと想定する。

また，レールの傷，噛み込み傷の大きさの差異は破損発生から実験装置を停止させるまでの時間によりばらつきが発生したと推定している。

(1) A0 グリースによる実験後の観察(走行距離 1.09×10^4 km)

Figure 4-6 はキャリッジ全体の写真である。同時に実験していた A3 グリース側の破損により実験を中止したもので，キャリッジ，レール，鋼球の全てで異常は見られなかった。Figure 4-7 はキャリッジの転走面のプロフィールである。また Fig.4-8 はレール転走面の写真である。（実験は第3章で実施した）

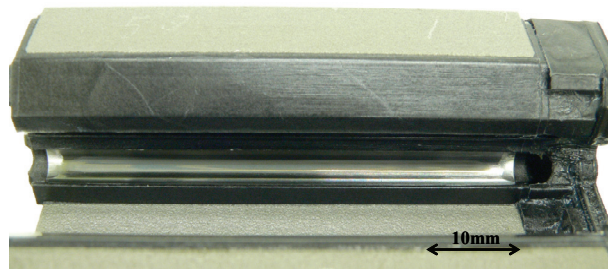


Fig.4-6 Photograph of the carriage after the run of the A0 grease(1.09×10^4 km)

Fig.4-6 A0 グリースの走行後のキャリッジの写真 (1.09×10^4 km)

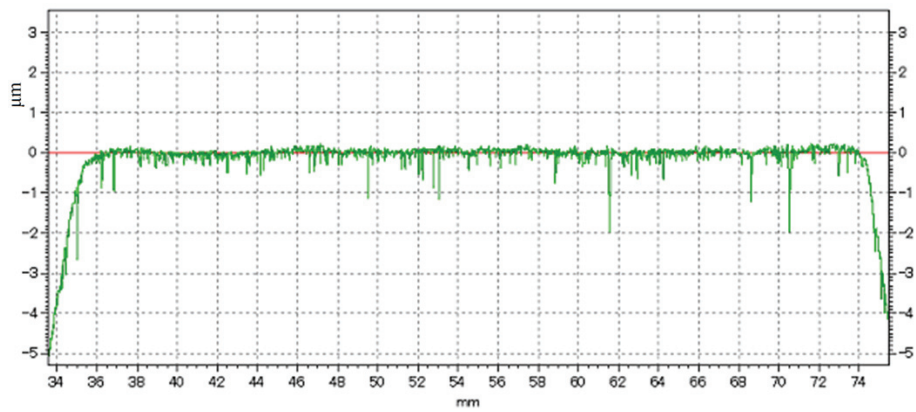


Fig.4-7 Surface profile of the carriage raceway of the A0 grease
Fig.4-7 A0 グリースのキャリッジ転走面の表面プロフィール

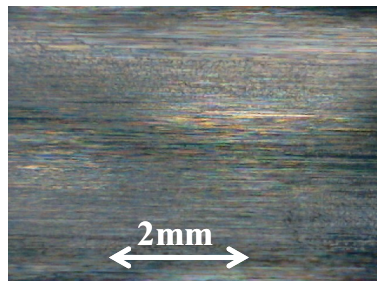


Fig.4-8 Photograph of the rail side raceway of the A0 grease
Fig.4-8 A0 グリースのレール側転走面の写真

(2) A3 グリースによる実験後の観察(走行距離 1.09×10^4 km)

A3 グリースによる実験の結果は3章での実験後状態である。走行距離は 1.09×10^4 km で異音により実験を中止した。キャリッジ、鋼球、レールの変色は新品と比較しないと確認できない程度の状態である。

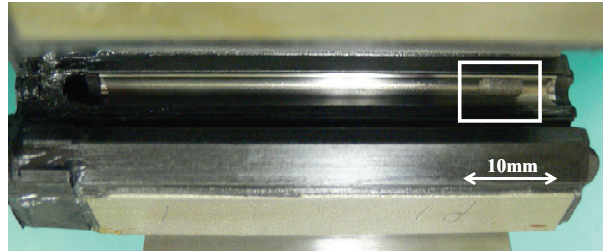


Fig.4-9 Photograph of the carriage after the run of the A3 grease(1.09×10^4 km)

Fig.4-9 A3 グリースの走行後のキャリッジの写真 (1.09×10^4 km)

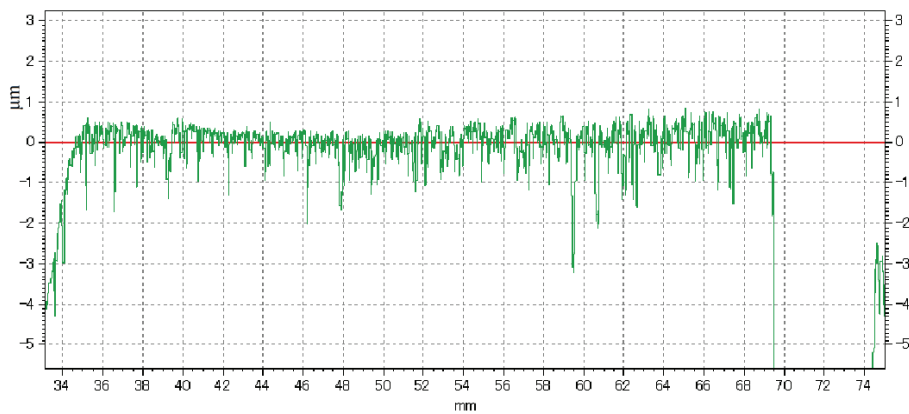


Fig.4-10 Surface profile of the carriage raceway of the A3 grease

Fig.4-10 A3 グリースのキャリッジ転走面の表面プロフィール

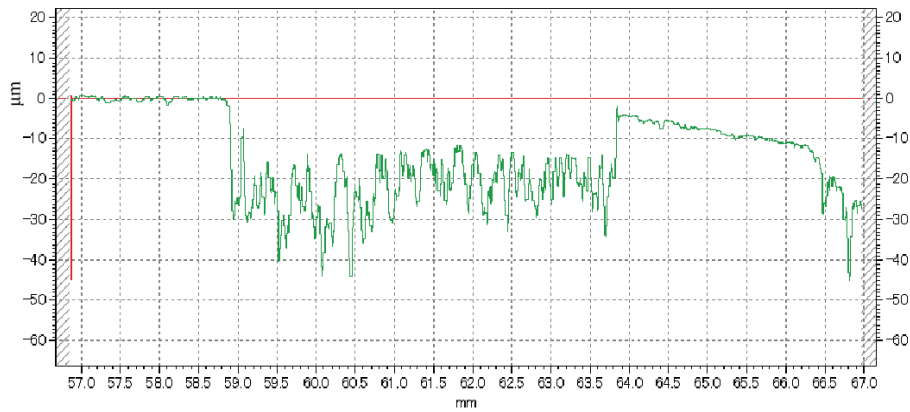


Fig.4-11 Expansion surface profile of the rail after flaking occurrence

Fig.4-11 フレーキング部の拡大表面プロフィール

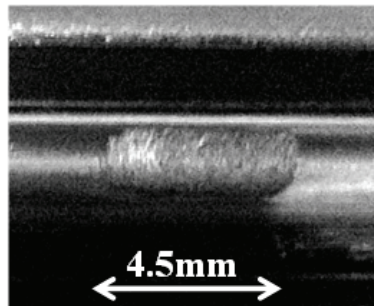


Fig.4-12 Expansion photograph of flaking area

Fig.4-12 フレーキング部の拡大写真

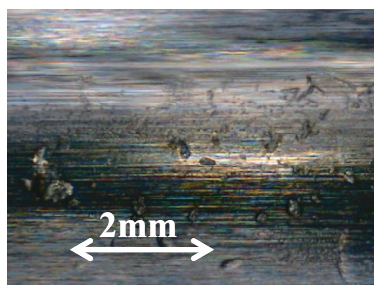


Fig.4-13 Photograph of the rail side raceway of the A3 grease

Fig.4-13 A3 グリースのレール側転走面の写真

(3) A3-FMF グリースによる実験後の観察(走行距離 4.9×10^3 km)

Figure 4-14 は A3-FMF グリースの実験後の状態である．走行距離は 4.9×10^3 km で上記 A3 グリースの半分ほどの走行距離であるが，レールの変色は最も強かった．

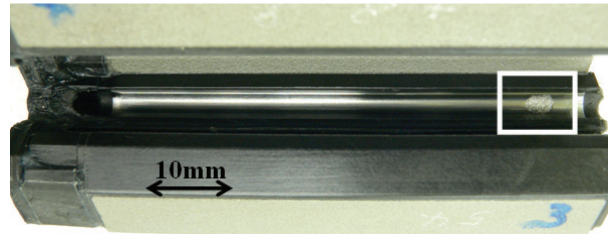


Fig.4-14 Photograph of the carriage after the run of the A3-FMF grease(4.9×10^3 km)

Fig.4-14 A3-FMF グリースの走行後のキャリッジの写真 (4.9×10^3 km)

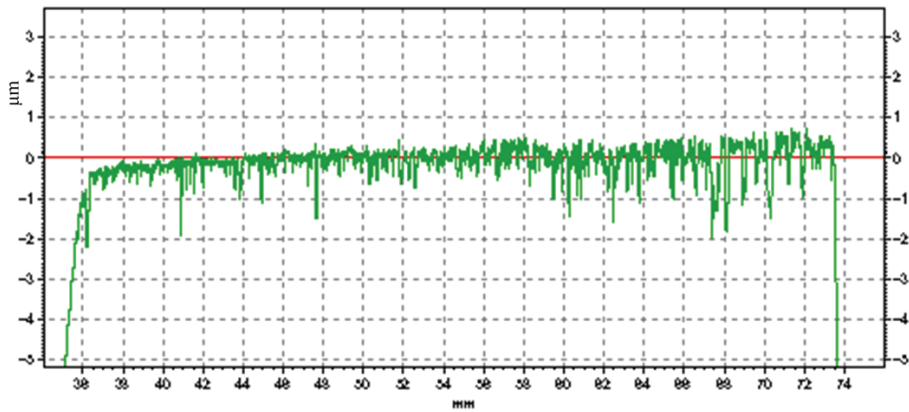


Fig.4-15 Surface profile of the carriage raceway of the A3-FMF grease

Fig.4-15 A3-FMF グリースのキャリッジ転走面の表面プロフィール

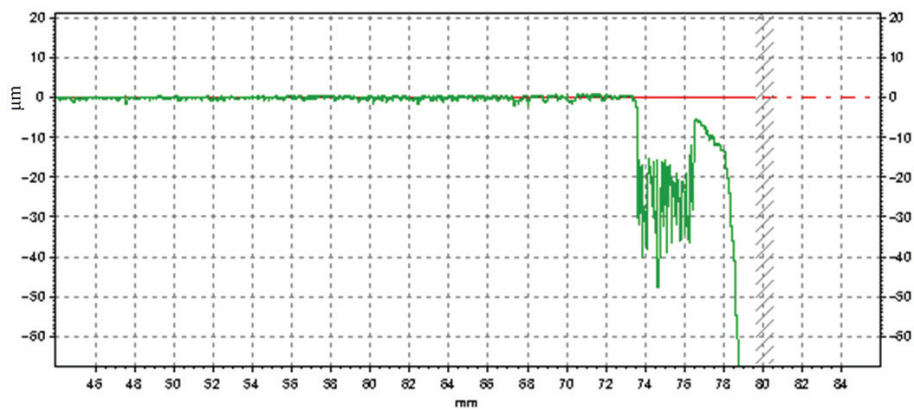


Fig.4-16 Expansion surface profile of the rail after flaking occurrence
Fig.4-16 フレーキング部の拡大表面プロフィール

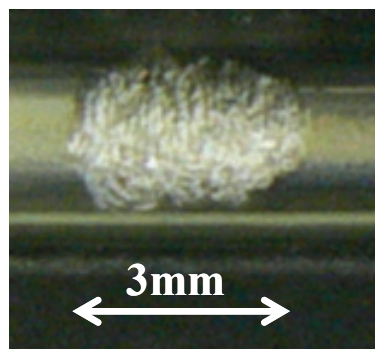


Fig.4-17 Expansion photograph of flaking area
Fig.4-17 フレーキング部の拡大写真

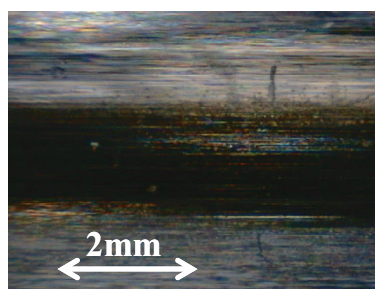


Fig.4-18 Photograph of the rail side raceway of the A3-FMF grease
Fig.4-18 A3-FMF グリースのレール側転走面の写真

(4) A3-ZnDTP グリースによる実験後の観察(走行距離 3.8×10^3 km)

Figure 4-19 は A3-ZnDTP グリースの実験後の状態である。走行距離は 3.8×10^3 km でキャリッジの細かな へく離とはく離後、長時間走行したために発生したと推定する傷がレールとキャリッジにある。キャリッジ、鋼球、レールの変色は新品と比較しないと確認できない程度の状態である。

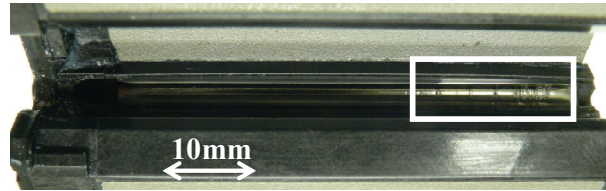


Fig.4-19 Photograph of the carriage after the run of the A3-ZnDTP grease(3.8×10^3 km)

Fig.4-19 A3-ZnDTP グリースの走行後のキャリッジの写真 (3.8×10^3 km)

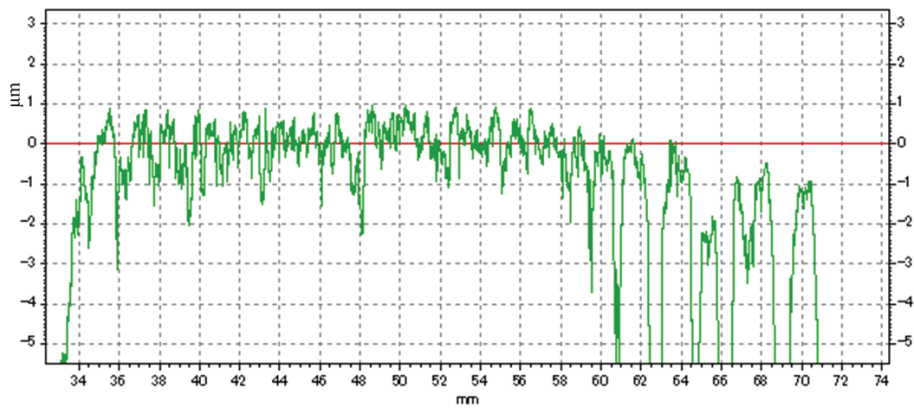


Fig.4-20 Surface profile of the carriage raceway of the A3-ZnDTP grease

Fig.4-20 A3-ZnDTP グリースのキャリッジ転走面の表面プロフィール

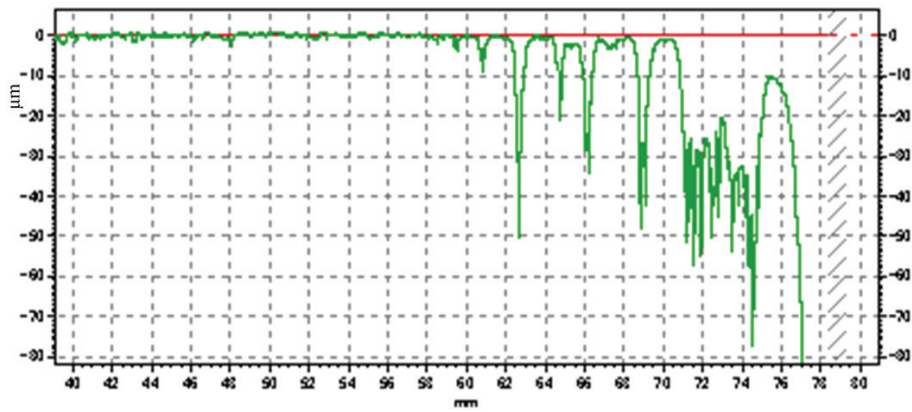


Fig.4-21 Expansion surface profile of the rail after flaking area

Fig.4-21 フレーキング部の拡大表面プロフィール

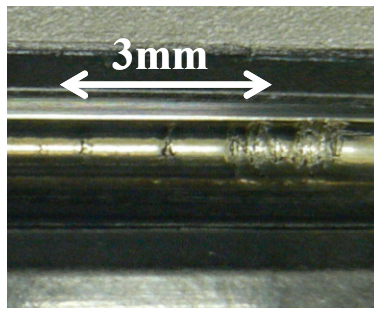


Fig.4-22 Expansion photograph of flaking area

Fig.4-22 フレーキング部の拡大写真

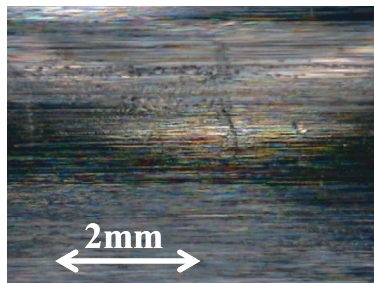


Fig.4-23 Photograph of the rail side raceway of the A3-ZnDTP grease

Fig.4-23 A3-ZnDTP グリースのレール側転走面の写真

(5) A3-Zn+Mo グリースによる実験後の観察(走行距離 1.9×10^3 km)

Figure 4-24 は A3-Zn+Mo グリースの実験後の状態である．走行距離は 1.9×10^3 km でキャリッジには長さ 4.5mm，深さ $30 \mu\text{m} \sim 40 \mu\text{m}$ のはく離とはく離後の走行時間が長いと推定する傷がレールとキャリッジにある．キャリッジ，鋼球，レールの変色は新品と比較しないと確認できない程度である．



Fig.4-24 Photograph of the carriage after the run of the A3-Zn+Mo grease(1.9×10^3 km)

Fig.4-24 A3-Zn+Mo グリースの走行後のキャリッジの写真 (1.9×10^3 km)



Fig.4-25 Surface profile of the carriage raceway of the A3-Zn+Mo grease

Fig.4-25 A3-Zn+Mo グリースのキャリッジ転走面の表面プロフィール

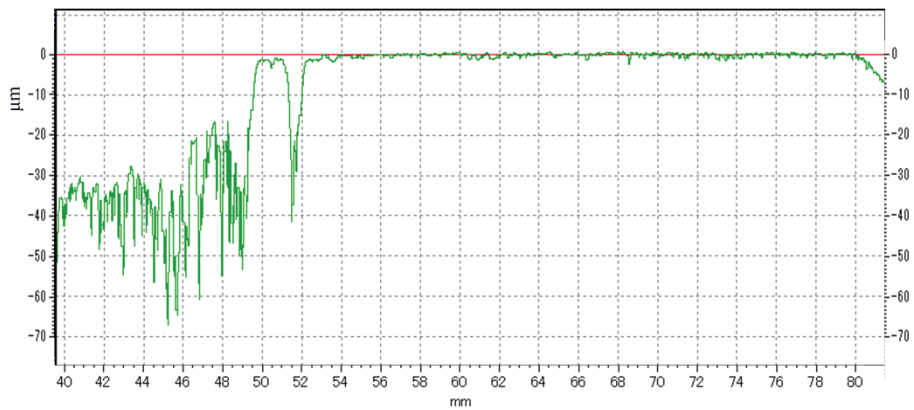


Fig.4-26 Expansion surface profile of the rail after flaking area

Fig.4-26 フレーキング部の拡大表面プロフィール

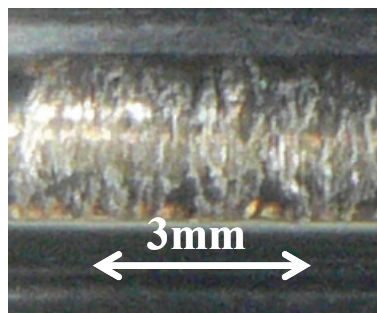


Fig.4-27 Expansion photograph of flaking area

Fig.4-27 フレーキング部の拡大写真

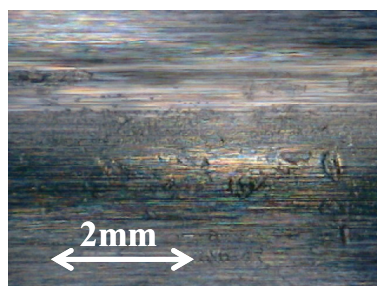


Fig.4-28 Photograph of the rail side raceway of the A3-Zn+Mo grease

Fig.4-28 A3-Zn+Mo グリースのレール側転走面の写真

4.3.5 鋼球の観察

走行実験後の鋼球の外観写真，並びに走査型電子顕微鏡写真を Fig.4-29 に示す．鋼球の変色の原因は酸化膜による光の干渉，またはグリースに添加した各種添加剤の反応により生じたものと推測される．これを確認するためオージェ電子分光法（AES）により酸化膜の厚み，含有元素を確認した．キャリッジやレールの転走面にも同様の変色が生じているが分析器のチャンバに入れるためには切断する必要がある，切断時の熱の影響や汚染の可能性があるため鋼球のみの測定とした．

AES 分析の条件は一次電子線の加速電圧 10kV，電流 10nA，エッチング条件は加速電圧 2kV，フィラメント電流 25mA，エッチングレートは SiO₂ 換算で，未使用品は 2.5nm/min，A0 グリース，A3 グリース，A3-FMF グリース，A3-ZnDTP グリースは 10.4 nm/min，A3-Zn+Mo グリースは 5.2nm/min である．

AES depth profile を Fig.4-30～Fig.4-36 に示す．ASE depth profile チャートでは横軸が深さ方向を示し縦軸が各元素の強度を示す．また，Fig.4-37 に示す酸化膜の厚さは

$$(\text{最大強度} - \text{最小強度}) / 2$$

の位置を酸化層の界面として算出している．

AES による測定結果から鋼球の変色原因は酸化膜によるテンパーカラーで有ることが分かった．

また，A3-FMF グリースで電気導通が急激に変化した原因も酸化膜によるものであった．

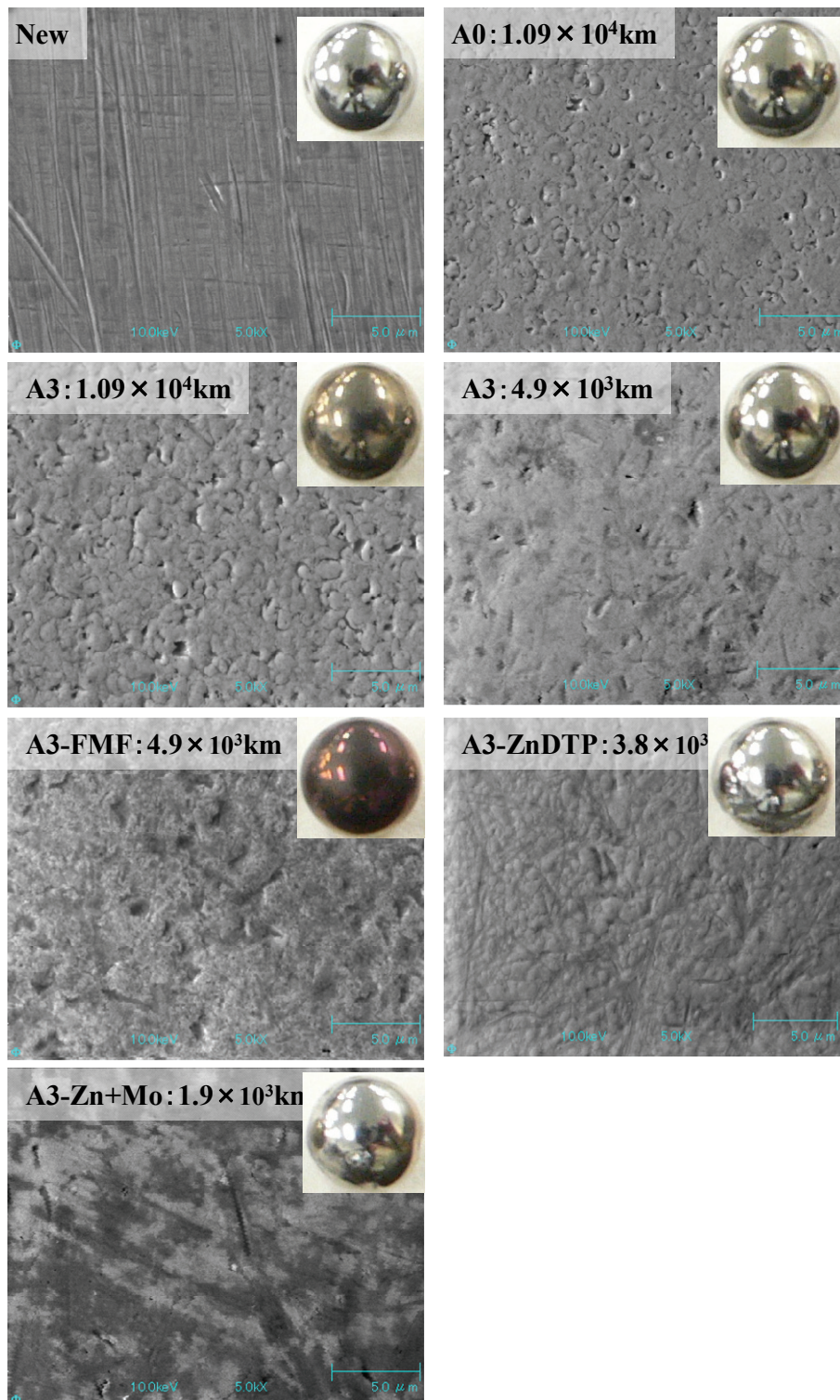


Fig.4-29 Appearance photograph and the SEM photograph of the steel ball

Fig.4-29 鋼球の外観写真と SEM 写真

Figure 4-30 は未使用鋼球の AES depth profile である。横軸のフルスケールは 50nm である。酸化層の厚みは 7nm であった。

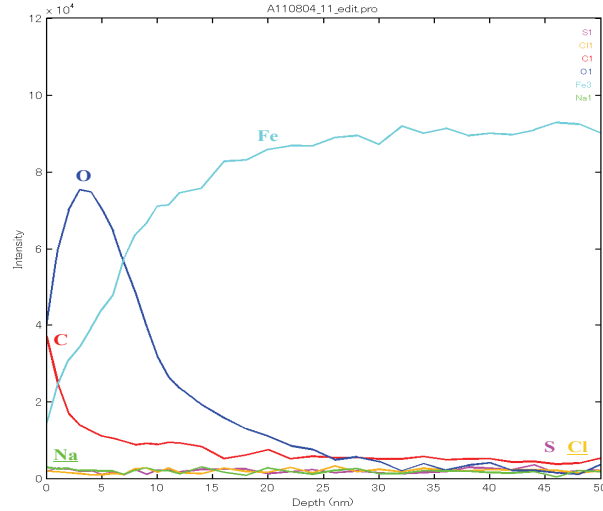


Fig.4-30 AES depth profile of the new steel ball
 Fig.4-30 未使用鋼球の AES depth profile

Figure 4-31 は A0 グリース 1.09×10^4 km 走行後の AES depth profile である。横軸のフルスケールは 300nm である。酸化層は 24nm。添加剤由来の S と Zn は酸化層内に点在している。

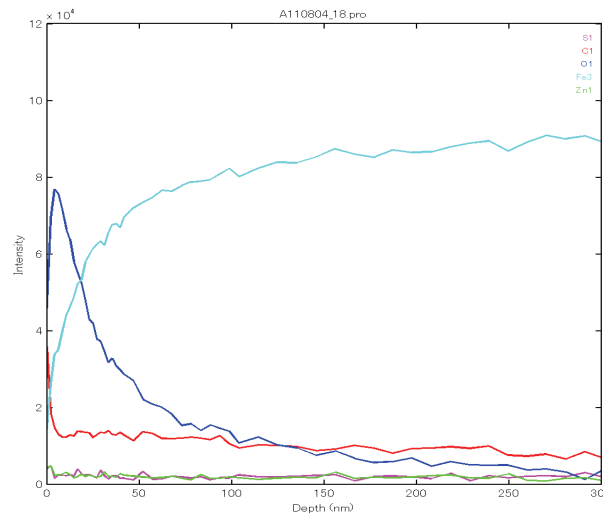


Fig.4-31 AES depth profile of A0 Grease at 1.09×10^4 km
 Fig.4-31 A0 グリース 1.09×10^4 km 走行後の AES depth profile

Figure 4-32 は A3 グリース (1.09×10⁴km 走行で破損) の AES depth profile である。横軸のフルスケールは 500nm である。酸化層は 69nm。添加剤由来の P は最表面に存在し, S, Zn は酸化層内に点在している。他のサンプルにはない C が深くまで存在するがグリース由来と推定する。

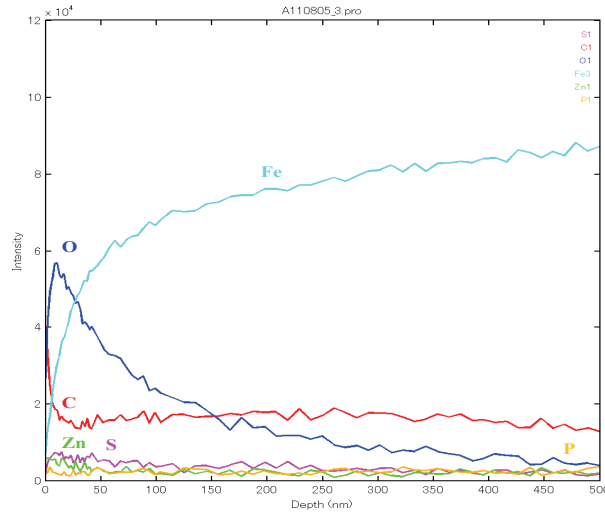


Fig.4-32 AES depth profile of A3 Grease at 4.9×10³km
 Fig.4-32 A3 グリース 4.9×10³km 走行後の AES depth profile

Figure 4-33 は A3 グリース (4.9×10³km 走行実験中止) の AES depth profile である。横軸のフルスケールは 100nm である。酸化層は 19nm。添加剤由来の P, S, Zn が酸化層に微量含まれていた。

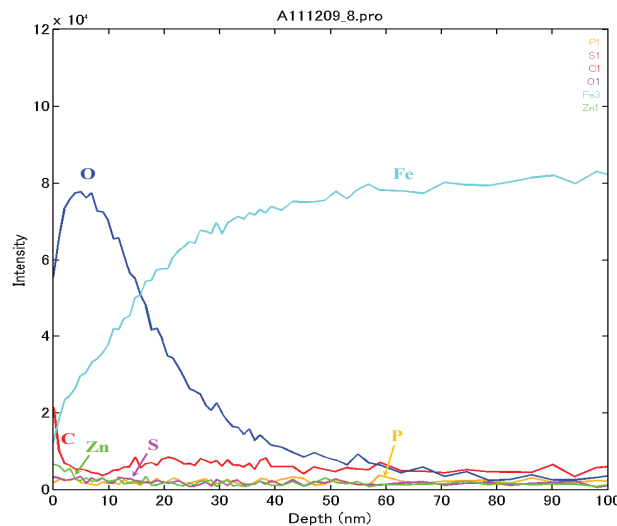


Fig.4-33 AES depth profile of A3 Grease at 4.9×10³km
 Fig.4-33 A3 グリース 4.9×10³km 走行後の AES depth profile

Figure 4-34 は A3-FMF グリース (4.9×10^3 km 走行で破損) の AES depth profile である。横軸のフルスケールは 500nm である。酸化層は 150nm。酸化層内に他のサンプルでは見られない Al, Si が有るが塵芥に由来するものと推定する。

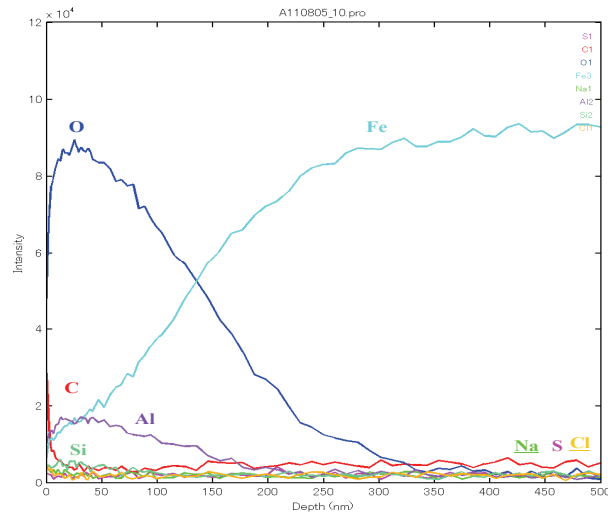


Fig.4-34 AES depth profile of A3 FMF Grease at 4.9×10^3 km
 Fig.4-34 A3-FMF グリース 4.9×10^3 km 走行後の AES depth profile

Figure 4-35 は A3-ZnDTP グリース (3.8×10^3 km 走行で破損) の AES depth profile である。横軸のフルスケールは 300nm である。酸化層は 28nm。添加剤由来の P は最表面のみに、S, Zn は酸化層に点在する。

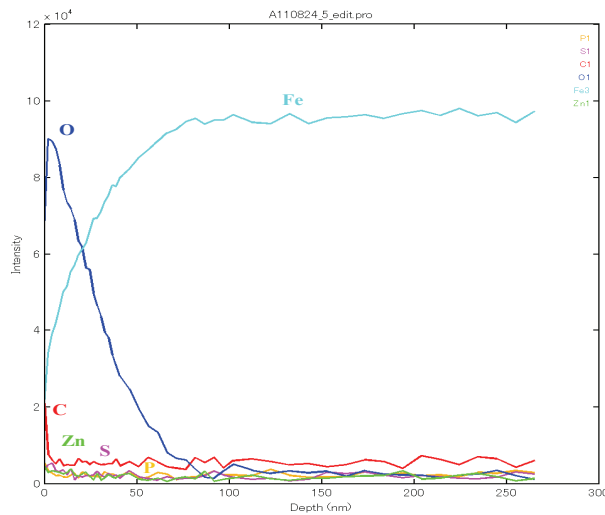


Fig.4-35 AES depth profile of A3-ZnDTP Grease at 3.8×10^3 km
 Fig.4-35 A3-ZnDTP グリース 3.8×10^3 km 走行後の AES depth profile

Figure 4-36 は A3-Zn+Mo グリース ($1.9 \times 10^3 \text{ km}$ 走行で破損) の AES depth profile である。横軸のフルスケールは 300nm である。酸化層は 24nm。そのうち最表面は炭素を多く含み、その下に S を多く含む酸化層が 9nm あり、この S を含む層に Zn と Mo が点在している。

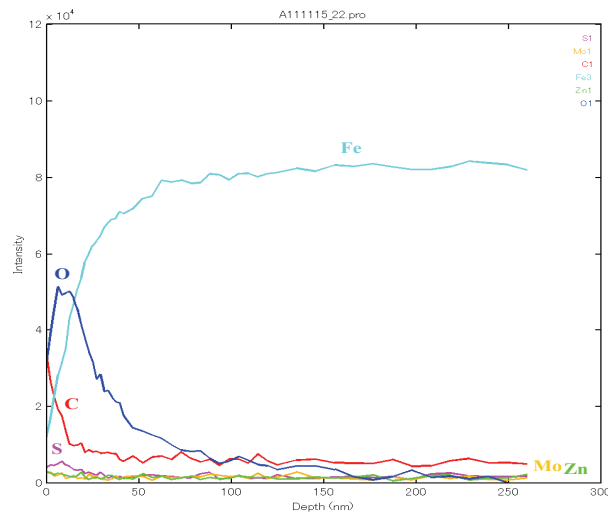


Fig.4-36 AES depth profile of A3-Zn+Mo Grease at $1.9 \times 10^3 \text{ km}$

Fig.4-36 A3-Zn+Mo グリース $1.9 \times 10^3 \text{ km}$ 走行後の AES depth profile

4.3.6 鋼球硬度の測定方法の差

鋼球の硬度はマイクロビッカース硬度とナノインデント硬度を測定した。マイクロビッカース硬度の測定荷重は 1,960mN (200g) で、圧痕深さは約 $3 \mu\text{m}$ である。ナノインデントによる測定の荷重は 7mN (0.714g) で圧痕の深さは $0.42 \mu\text{m} \sim 0.52 \mu\text{m}$ である。

ナノインデント硬度がマイクロビッカース硬度に比べ高い数値を示すのは三角錐圧子先端の加工時に生じる丸みによるものと考えられるが⁴⁾、今回は同一圧子、同一荷重での比較であるためマイクロビッカース硬度との相関は論じない。

全てのサンプルのマイクロビッカース硬度は 844~866Hv で摩耗防止剤添加の影響を確認できなかったが、ナノインデント硬度では摩耗防止剤添加による硬度変化が明らかとなった。

4.4 考察

4.4.1 基油粘度の影響

本実験において高粘度基油の A0 グリースは $1.09 \times 10^4 \text{km}$ の走行距離では破損を発生していない。A0 グリースと A3 グリースは添加剤配合も同等で基油粘度以外の組成差はなく、基油粘度以外の性状も同等である。全ての実験での破損発生場所であるキャリッジのクラウニング部である。クラウニング部でも膜厚比 λ が 0.5 以上で EHL 膜が保たれると仮定すると、A0 グリースの場合、キャリッジが停止位置から 11mm 移動した時点でキャリッジ速度は 0.8m/s に達し、膜厚比 λ は 0.5 となる。鋼球はリテーナによって 3mm ピッチで保持されているため、鋼球の移動距離はキャリッジ移動距離の半分となるから、油膜ができるまでに 2 回程度、鋼球が衝突する事になる。しかし A3 グリース等の低粘度基油では Fig.4-2 から分かるよう全行程で鋼球が油膜に保護されず、衝突していると推測できるので鋼球が 250mm 移動する間に 83 回程度衝突することになる。リニア軸受の寿命が基油粘度の影響を受けやすい要因の一つと想定する。

4.4.2 鋼球変色の影響

鋼球の変色は酸化膜によるテンパーカラーである。Figure 4-37 に示す様、鋼球の色が濃くなる程、酸化膜厚さが厚くなる事が分かる。また、Table 4-2 に示す鋼球の電気抵抗は高い順に

A3-FMF > A3 > A0 > 未使用鋼球

であり、これも Fig.4-37 の酸化膜厚さ、鋼球の色の濃さと相関がある。

同じ基油粘度の A3-FMF グリース、A3-ZnDTP グリース、A3-Zn+Mo グリースを比較すると摩耗防止添加剤の入っていない A3-FMF グリースの鋼球の変色、酸化膜厚さは大きいですが、破損までの走行距離は長い。また、摩耗防止添加剤を使用した場合テンパーカラーの発生はほとんどないが破損は早い。

従って、鋼球の変色は必ずしも転がり疲労寿命に悪影響を及ぼすとはいえない。



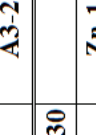
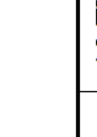


Properties	Sample name	New ball	A0	A3	A3-2	A3-FMF	A3-ZnDTP	A3-Zn+Mo
Kinematic viscosity of base oil @33°C ,mm ² /s		—	125	30	30	30	30	30
Friction modifier		—	Zn-1	Zn-1	Zn-1	—	ZnDTP	ZnDTP+ MoDTC
Traveled distance ,km		0	1.09×10 ⁴	1.09×10 ⁴	4.9×10 ³	4.9×10 ³	3.8×10 ³	1.9×10 ³
Oxidation film thickness ,nm		7	24	69	19	150	28	24
Surface hardness	Hv	866	859	857	861	853	848	844
	H _{IT}	4,390	4,281	3,821	4,335	4,456	3,895	2,604
The photograph of the steel ball								

Fig.4-37 Result of run experiment

Fig.4-37 走行実験の結果

4.4.3 摩耗防止添加剤の影響

今回使用した摩耗防止添加剤は Zn 系(A0 グリース, A3 グリース), ZnDTP(A3-ZnDTP グリース), ZnDTP と MoDTC の併用(A3-Zn+Mo グリース)の 3 種類である. Table 4-1 の高速四球式球試験による耐荷重性能を同一粘度で比較すると摩耗防止添加剤を添加した 3 種類のグリースはすべて未添加の A3-FMF グリースに比べ良好な耐荷重性能を示すが, 転がり疲労寿命は短い. 最も摩擦係数が低い ZnDTP+MoDTC が転がり疲労寿命も短い結果となった.

Figure 4-38 はナノインデント硬度と走行距離の相関を示したものである. 横軸がナノインデント硬度で縦軸が走行距離である. ×印は摩耗防止添加剤が入っていない A3-FMF グリースで, 白印が破損したサンプル, 黒印が非破損サンプルである. グラフから摩耗防止添加剤を添加した場合, ナノインデント硬度が低いほど転がり疲労寿命が短くなるのがわかる. しかしマイクロビッカース硬度では Hv855±11 の硬度差で, 測定バラツキ程度の差であり摩耗防止添加剤の差とは言えない. 測定方法により差異が発生する理由は摩耗防止添加剤が表面近傍で化学反応を生じ⁵⁾, 低硬度生成物の影響を受けたため, マイクロビッカースでの測定深さ 3μm では表面近傍の影響が小さいためと差が確認できないと判断する. ZnDTP, ZnDTP+MoDTC が金属表面に対し, 腐食性が強いため金属疲労による表面亀裂を発生するため転がり疲労寿命が短いと判断する⁶⁾.

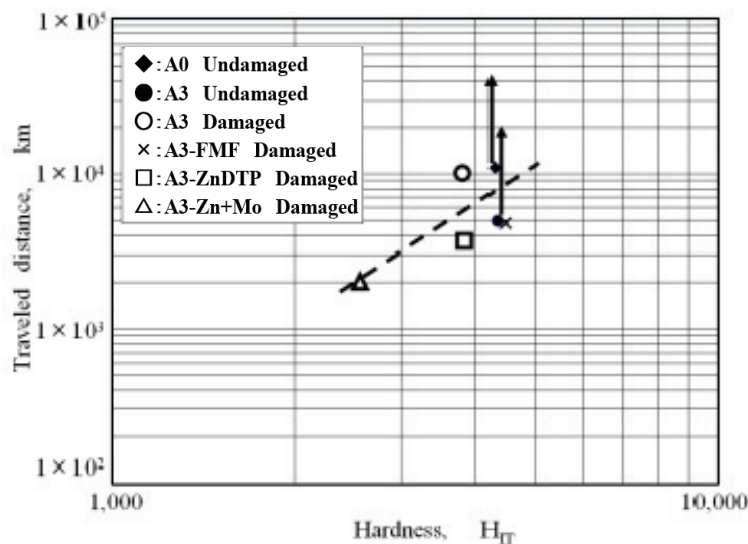


Fig.4-38 Relations of the hardness and the travel distance

Fig.4-38 硬度(H_{IT})と走行距離の関係

4.4.4 リニア軸受の転がり疲労寿命への影響

MoDTC(有機モリブデン系摩耗防止添加剤)が転がり はく離防止に有効という報告もあるが⁷⁾, リニア軸受では有効ではなかった. 理由は低摩擦による転動体のすべりと推測する. Fig.4-39 は転がり要素内の鋼球の状態の略図である.

回転運動軸受の場合でも, 支持剛性, 位置決め精度, 振動等の性能を向上させるため一般的に予圧を掛けて使用する. Fig.4-39(A)において予圧をうけた転動体は, 負荷域は大きく弾性変形し, 無負荷域では変形量が小さくなるが, 常に予圧で拘束されながら負荷が変化する.

しかしリニア軸受の場合 Fig.4-39(B)に示すよう無負荷域(リターン部)の転動体は拘束されない状態で移動する(市販品の実測では直径で 0.2mm も大きい穴を通過するため無回転状態と考える). そしてエンドキャップと呼ばれる移動方向を変える部分では慣性力で外側に押し当てられ進行方向を変えられるため, エンドキャップに沿って回転し, 負荷域のクラウニング部に入ってきて, レール, キャリッジと接触し, 整列, 回転運動を始める. この時, 赤丸で囲んだように回転方向が変えられると推定する. 摩擦係数が低いと長時間すべる状態が続く, それはキャリッジでは同じ場所で発生する. すべりに伴う発熱でさらに腐食反応を促進するため活性の強い耐荷重性能が高い添加剤ほど表面亀裂の発生, 進展を伴い, 短時間で疲労が蓄積され転がり疲労寿命が短くなると推測する.

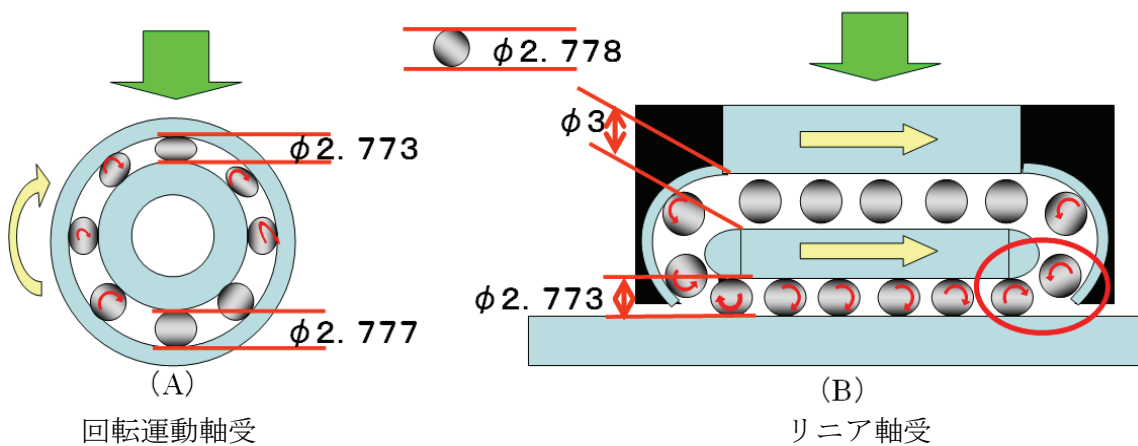


Fig.4-39 Estimation of rolling element motion in the element is in condition to roll

Fig.4-39 転がり要素内の転動体の運動状態の推定

4.5 結言

グリースの基油粘度, 摩耗防止添加剤の種類を変更してリニア軸受の構成部品観察を行い以下の結果を得た.

- 1) 転動体 (鋼球) の変色は必ずしも転がり疲労寿命に悪影響を及ぼさない. 鋼球の変色は酸化膜の厚さにより変化する.
- 2) グリース基油粘度は高い方が油膜形成能力も高く, 転がり疲労寿命が長い.
- 3) グリースの耐荷重性能, 摩擦係数の優劣が転がり疲労寿命の長さを決定しない.
- 4) 鋼球のナノインデント硬度が低いほど転がり疲労寿命は短くなる. したがってナノレベルで硬度が大きい反応膜を形成できる摩耗防止添加剤を選定することがリニア軸受での転がり疲労寿命を長くするために重要である.

第4章参考文献

- 1) 大野・松本：転動体に玉を用いたリニア軸受の転がり疲れ寿命に及ぼすグリース基油粘度と摩耗防止剤の影響，精密工学会誌，第79巻，第2号，pp.159-164，(2013).
- 2) 佐藤：油性向上剤および極圧添加剤，潤滑，第15巻，第6号，pp.343-352(1970).
- 3) 権藤・山本，MoDTCによる表面膜形成機構と摩擦面材料の影響，トライボロジスト，第36巻，第3号，pp.242-248，(1991).
- 4) 須山：ナノインデンテーションによるオーステナイト系ステンレス鋼の材料特性評価，原子力安全システム研究所，INSS JOURNAL8，pp.166-173，(2001).
- 5) 叶：ナノスケール構造・物性の解析によるMoDTC/ZDDP トライボフィルムの摩擦低減機構の解明，トライボロジスト，第51巻，第9号，pp.627-632，(2006).
- 6) 山田・武居・田本：歯面の摩耗およびピッチングに及ぼす潤滑剤の影響，トライボロジスト，第43巻，第4号，pp.317-324，(1998).
- 7) 小宮・中田・吉崎：有機金属系極圧添加剤を添加したグリースの転がり接触における表面膜形成，トライボロジー会議予稿集，pp.7，仙台 2002-10.

第5章

動圧グループ流体潤滑軸受用潤滑剤の劣化

5.1 緒言

本章では電子機器で使用されている機構要素の例として、高い回転精度が要求される、ハードディスクドライブ(以下 HDD と記す)スピンドルモータのほとんどの採用されている流体軸受の潤滑剤の劣化に関する研究を報告する。

HDD スピンドルモータは年間 6 億台が生産され、そのほとんどが流体軸受を採用している。流体軸受の設計的課題に関する研究報告は多く、流体潤滑状態の設計¹⁾、油膜破壊に関する解析²⁾、キャビテーションによる油膜破断³⁾、商品化における軸受構造⁴⁾などがある。しかし流体軸受用潤滑剤に関する研究報告はほとんどなされていない。潤滑剤の劣化は流体軸受を用いた機器の寿命を左右する重要な課題である。

商品化段階においては実機に近い形態での寿命予測を求められるがモータのプリント基板などの樹脂部品の耐熱性や潤滑剤粘度の低下などから試験ができる温度には限界がある。前述の設計的課題が有る場合、百時間程度で故障が発生することから流体軸受装置の寿命は数千時間稼働した実機搭載試験の結果と潤滑剤単体での熱加速試験の結果から予測することになる。

潤滑剤単体の評価でよく用いられるアレニウスプロットによって粘度変化率から予測した寿命と、流体軸受装置に搭載し 22,850 時間(2 年 7 ヶ月間)連続運転した後の潤滑剤との比較を行い、潤滑剤単体寿命から実機搭載寿命を予測する方法が正しいかを確認することを目的とした。

また、多くの流体軸受搭載機器を開発し、市場投入してきたが、それらの商品の多くは流体軸受装置の予測寿命(消費電流の変化や軸受剛性変化)より長期間使用できることを経験しており、その要因の考察もおこなった。

流体軸受装置の例として Fig.5-1 に HDD スピンドルモータの構造の例を示す。軸受部には 10mm^3 の潤滑剤が封入されている。Table 5-1 には流体軸受用潤滑剤で用いられる代表的な基油であるポリ- α -オレフィン(PAO), パーフルオロポリエーテル(PFPE), ジ-2-エチルヘキシルセバケート(DOS), トリメチロールプロパン-トリス-カプリル酸エステル(TMP-C8), トリメチロールプロパン-トリ(吉草酸・エナント酸混合)エステル(TMP-C5・7), ネオペンチルグリコール-ジ-カプリル酸エステル(NPG-C8), ネオペンチルグリコール-ジ-ペラルゴン酸エステル(NPG-C9)の性状を示す。

ビデオテープレコーダの回転ヘッドシリンダには PAO が用いられ MPU ファンモータでは PFPE が用いられ HDD では DOS, TMP-C8, NPG-C8 などのエステル系が用いられている。

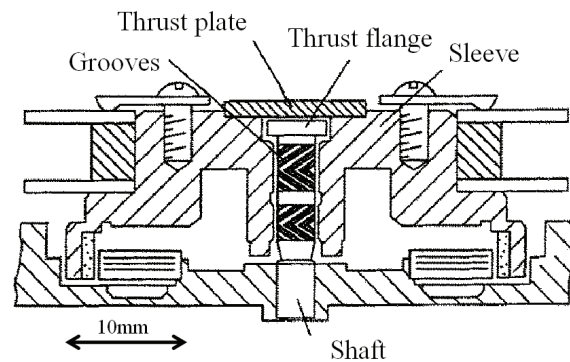


Fig.5-1 Example of hydrodynamic grooved bearings for HDD spindle motor

Fig.5-1 流体軸受式 HDD スピンドルモータの例

Table 5-1 Example of the lubrication of hydrodynamic grooved bearings

Table 5-1 流体軸受用潤滑剤の例

	PAO	DOS	TMP-C5・7	TMP-C8	NPG-C8	NPG-C9
Kinematic viscosity (40°C), mm^2/s	17.1	12.5	12.9	16.8	7.7	9.4
Kinematic viscosity(100°C), mm^2/s	3.73	3.42	3.16	3.95	2.36	2.73
Density (20°C), g/cm^3	0.81	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92
Surface tension (20°C), mN/m	26.5	31.5	31.0	31.0	30.0	30.0

5.2 流体軸受のトライボロジー課題

流体軸受はトライボロジーの点で以下の3つの課題を有している。

- (1) 起動停止時には必ず軸受面に接触する。
- (2) 潤滑剤が飛散・流出する。
- (3) 潤滑剤が蒸発・性能劣化する。

5.2.1 起動停止時の摩耗対策

流体軸受はシャフト、またはスリーブが回転する事で動圧発生グループが圧力を発生し非接触状態で回転する。当然 Fig.5-2 に示すように動圧発生グループが起動停止時に接触すると摩耗が生じる。設計的には低回転で浮上するグループ設計を行い、潤滑剤ではリン酸エステル系摩耗防止添加剤の配合が有効である。

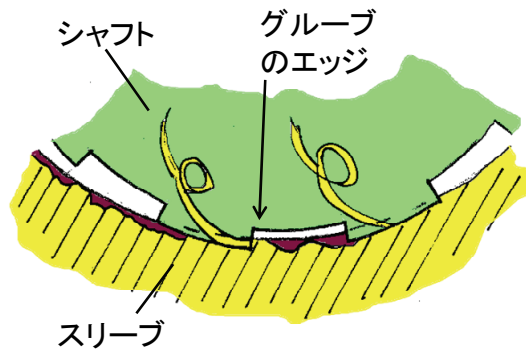


Fig.5-2 Abrasion mechanism

Fig.5-2 摩耗のメカニズム(出典：文献4)

最も有効であったのはグループの形成方法である。Fig.5-3 は3種類の異なるグループ形成法からなる軸受の断面とこれら軸受の耐摩耗性の差を示したものである。Fig.5-4 はフェログラフィー分析により摩耗粉発生量を定量分析した結果である。(A)のシャフト外周グループ軸受は摩耗が多く、(B)、(C)のスリーブ内周グループ軸受は少ない。このように硬質シャフトの外周面にグループを加工した流体軸受に比べ、比較的柔らかい材料からなるスリーブの内周面にグループを加工した方が耐摩耗性に優れ⁴⁵⁾、工法的にはエッチングによる加工ではエッジが直角に近くなるが、ボール転造法では、なだらかなグループ断面となるためである。

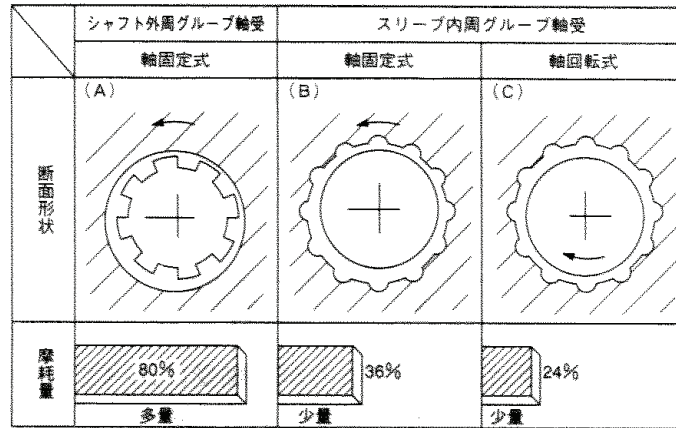


Fig.5-3 Difference of the groove formation method

Fig. 5-3 グループ形成法の違い(出典：文献 4)

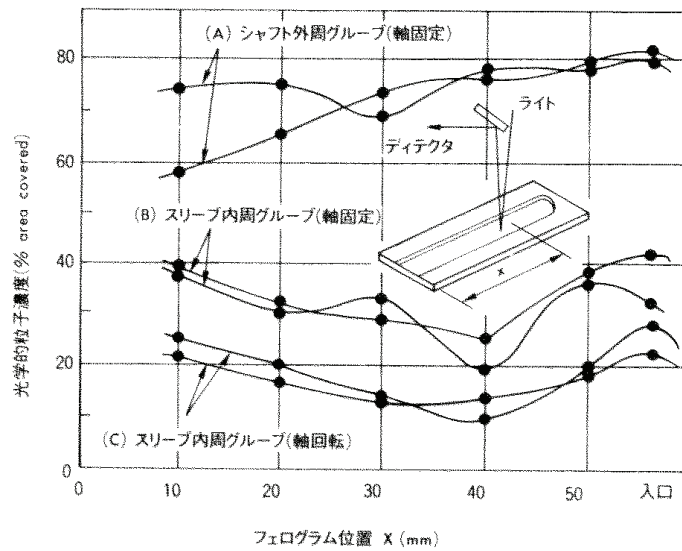


Fig.5-4 Quantitation assay data of wear particle

Fig. 5-4 摩耗粒子の定量評価データ(出典：文献 5)

5.2.2 潤滑剤の飛散・流出

流体軸受における潤滑剤の飛散・流出の要因は「にじみ出し」, 「バブル」, 「衝撃」である。

「にじみ出し」はフッ素系コーティング剤が有効であり, 長期間放置条件での流出を防いでくれる⁴⁾。

「バブル」とは潤滑剤に溶解した空気等の気体であり, 軸受内の圧力変動で発生したバブルを速やかに排出できる軸受構造とグループパターンで対応する。Fig.5-5 のようにヘリングボーンパターンを外側の半分が長い非対称にすることで軸受すきまに充満した潤滑剤を外へ流出することなく, 内部に保持することが可能となり潤滑剤漏れが発生しなくなる⁴⁾。

Fig.5-6 はヘリングボーングループの角度, 軸受長さとの発生圧力の関係を示したグラフである。グループ角度は片側約 30 度が最大の発生圧力となる, また, 軸受長さは長い程発生圧力が高くなる。しかし気液境界面での空気の巻き込みと潤滑剤の漏れが生じやすいことを実験ならびにシミュレーションにより確認し, グループ角度は 20 度にする⁴⁾。

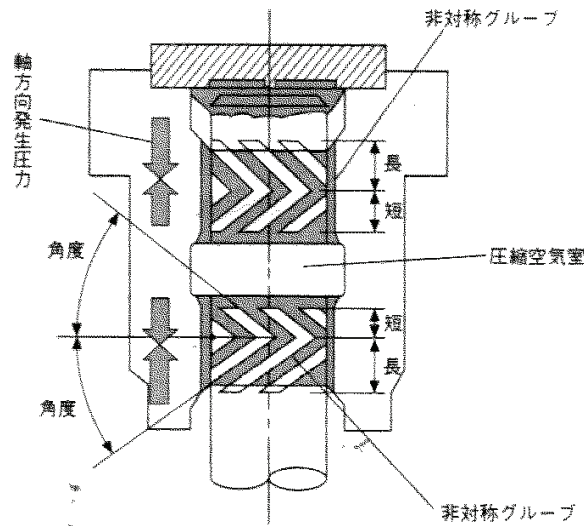


Fig.5-5 Pumping seal

Fig.5-5 ポンピングシール(出典：文献4)

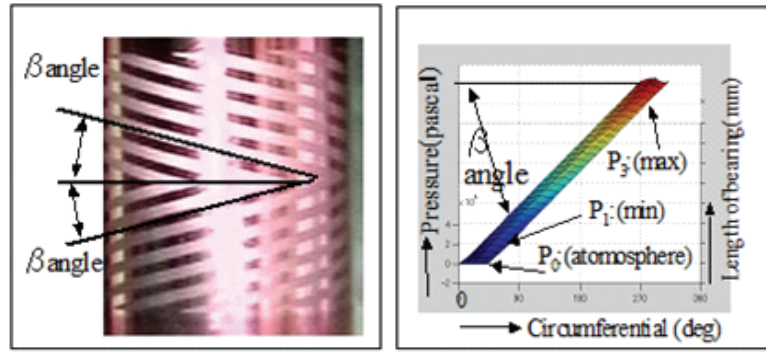


Fig. 5-6 Relations of a groove angle, bearing length and the pressure
 Fig. 5-6 グループ角度，軸受長さと発生圧力の関係

Fig.5-7 はエッチングでグループを設けたシャフトにアクリル製スリーブを組み合わせた観察用流体軸受である。潤滑剤は顔料により赤く着色している。前述のように上側のヘリングボーングループは $a > b$ の非対称になっている。(A)は停止状態の写真で①の部分は潤滑剤で満たされているが部分的に気泡が入っている。また、②部分は上下グループを分離する空隙であり、潤滑剤で満たされている。(B)は回転中の写真である。上グループの a 側は b 側の圧力と均衡がとれる位置までしか潤滑剤で満たされないため(B)の①には潤滑剤がない。停止中にあった②の空隙部の潤滑剤はグループ内の気泡と入れ替わったため空気の帯となっている。(A)と(B)は可逆的であり潤滑剤の流出がなく、回転中には常にグループの有効長さを潤滑剤で満たしている。

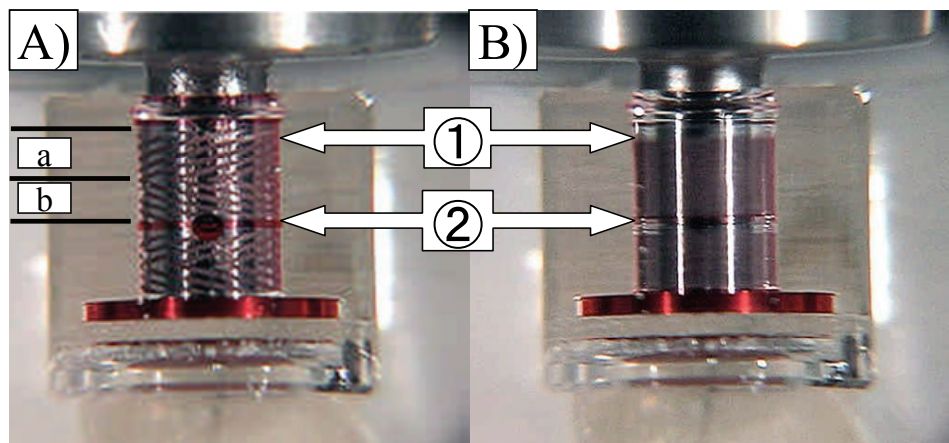


Fig. 5-7 Photograph of the lubricant behavior in the bearing
 Fig. 5-7 軸受内の潤滑剤挙動の写真

非対称のヘリングボーングループにより潤滑剤の流出を防止できるが、それでも軸受すきまから潤滑剤が流出することがあり、それに対応するため Fig.5-8 に示すようにシャフト側にテーパ形状の潤滑剤溜まり設けることが高速回転時に有効である。シャフト側にテーパを加工しておくことにより、軸受が回転をはじめると、テーパ部にある潤滑剤には遠心力が加わる。テーパ部の潤滑剤は壁面に沿った遠心力の分力 F が作用する。1 式において m は潤滑剤質量、 r は潤滑剤が付着している位置の半径、 ω は回転時の角速度で θ はテーパの角度である。

$$F = mr \omega^2 \sin\theta \quad (1)$$

この構造を用いることで、軸受すきまから離れた位置にある潤滑剤も軸受すきま内に供給され、潤滑剤の流出を防いでいる⁴⁾。

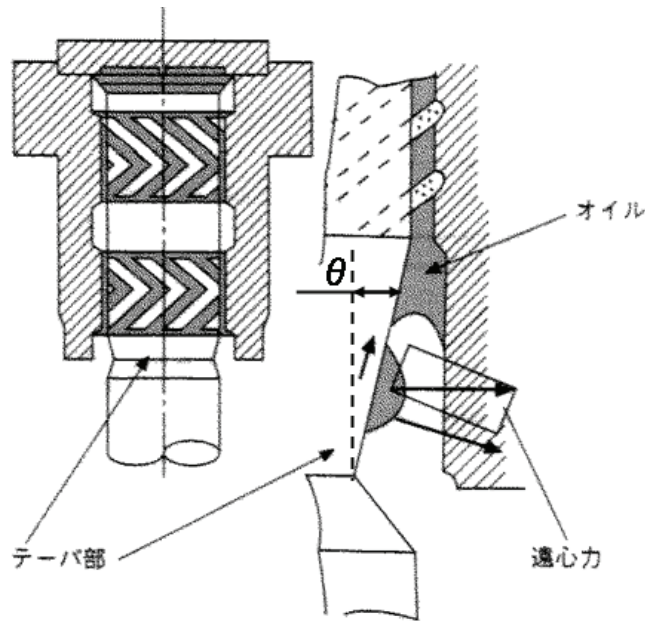


Fig.5-8 Centrifugal force seal
Fig.5-8 遠心力シール(出典：文献4)

衝撃に対しては潤滑剤自身の持つ表面張力で十分に対応できる⁴⁾。Fig.5-9は潤滑剤の漏れが発生する際の落下衝撃値と軸受半径すきまの関係を示したものである。軸受直径4mmのSUS420J2製シャフトとアクリル製スリーブからなる透明流体軸受モデルを作成し、ゴムブロック式落下衝撃試験機を用いて最大加速度230Gまでの落下衝撃を加えた際、軸受すきまの潤滑剤流出状態を確認したデータである。軸受半径すきまは $20\mu\text{m}$ ～ $100\mu\text{m}$ で実施した。Fig.5-9から半径すきまが $20\mu\text{m}$ 以下であれば230Gの衝撃でも潤滑剤流出は生じない。実際の流体軸受の設計において、軸受半径すきまは $2\mu\text{m}$ ～ $15\mu\text{m}$ と十分に小さい範囲で設計されるため問題はない⁴⁾。

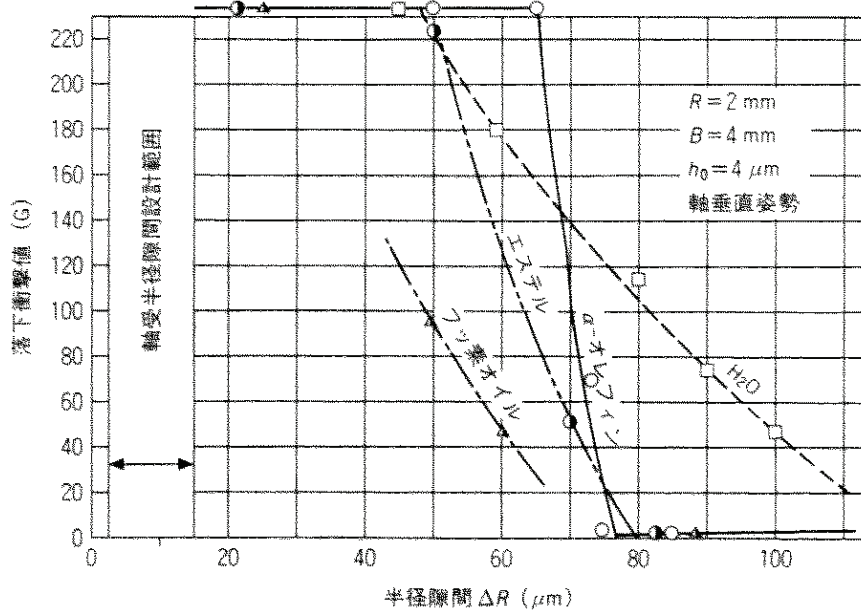


Fig. 5-9 Fall-impact resistance performance

Fig. 5-9 耐落下衝撃性能(出典：文献4)

5.2.3 振れ回りによる流出

正常に生産された流体軸受では潤滑剤の流出はほとんど発生しないが、製造工程においてシャフトが変形した場合は流出する事がある。対策としてはシャフト締結時にシャフトの変形しない工程、検査の徹底である。

潤滑剤の流出原因は圧力解析により検証した。振れ回りとは Fig.5-10 に示すようにシャフトが変形した状態で回転することで、計算時の振れ回り量は $1\mu\text{m}$ と設定した。

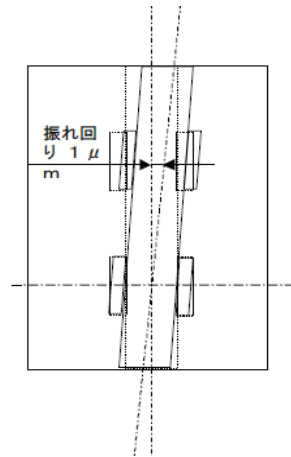


Fig.5-10 Outline of shaft deflection

Fig.5-10 シャフト振れ回りの概要

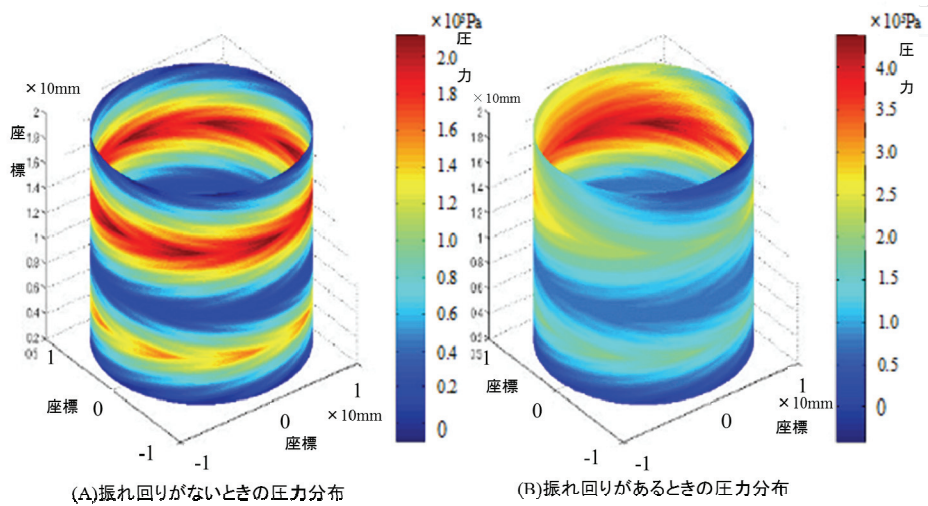


Fig.5-11 Pressure analysis chart

Fig. 5-11 圧力解析図

流体軸受内に潤滑剤を保持する力は表面張力である。気液境界面の表面張力によるシール圧力 P_1 は、スリーブ側表面張力 F_1 (式 2)とシャフト側表面張力 F_2 (式 3)を合わせた表面張力 F (式 4)を気液境界面の開口部面積 A で割ったもの(式 5)となる。

$$F_1 = \pi D \times \gamma \times \cos\theta \quad (2)$$

$$F_2 = \pi d \times \gamma \times \cos\theta \quad (3)$$

$$F = F_1 + F_2 \quad (4)$$

$$P_1 = F / A \quad (5)$$

上式において D はスリーブ側直径で潤滑剤溜めのテーパ部分の直径となり、 d はシャフト外径となる。 γ は潤滑剤の表面張力である。 θ は潤滑剤がシャフト、スリーブの間で示す接触角である。上式を計算するとシール圧力は約 $2.0 \times 10^3 \text{ Pa}$ となる。

圧力解析図 Fig.5-11 では軸受発生圧力を色で示しているがオートスケールによる配色で(A)と(B)でフルスケールが異なり、比較しにくい。Fig.5-12 のグラフで比較すると理解しやすい。横軸が軸受1周の角度を示し、縦軸がポンプ排出力である。グラフの実線が振れ回りがあるときの軸受上端の圧力分布であり、点線は振れ回りが無い状態である。 $1 \mu\text{m}$ の振れ回りがあると最大 $2.5 \times 10^5 \text{ Pa}$ のポンプ排出力が発生する。これは表面張力シール力の 100 倍以上の圧力であり、短時間で潤滑剤の流出がする原因と推測できる。

製造段階において発生する不具合でも潤滑剤は流出する。

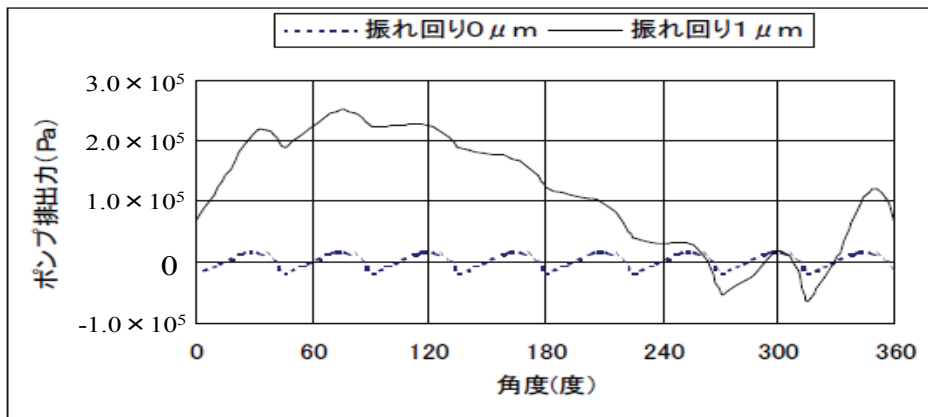


Fig. 5-12 Pressure distribution of the bearing upper end

Fig. 5-12 軸受上端の圧力分布

5.2.4 潤滑剤の蒸発・性能劣化

トライボロジー課題の(1)「起動停止時には必ず軸受面に接触する」課題は回転体負荷の増加と試験温度を上げることで境界潤滑状態を作り出し加速試験をおこなうことで加速できる。

(2)の「潤滑剤が飛散・流出する」課題も Fig.5-7 のようにバブルの占有面積の観察を30分程度行い確認できる。また、耐衝撃性も数回の落下衝撃試験で結果が判明する。製造段階で生じた不具合も数時間のライフテストで潤滑剤流出による異常振動が生じるため短時間で確認できる。

しかし潤滑剤の劣化については容易ではない。

潤滑剤単体の物性変化はアレニウスプロットによって予測できる。しかしながら商品化段階においては実機に近い形態での寿命予測を HDD ユニットメーカーから要求される。HDD スピンドルモータの形態ではモータ等に樹脂部品があり、その耐熱性や潤滑剤粘度の低下から加速試験ができる温度の上限が 90°C 程度と低い。

HDD ユニットの製造するメーカーも潤滑剤単体での予測寿命が製品の寿命を満足することは理解してもらえが、回転状態でも潤滑剤寿命が製品寿命を満足することを証明することを HDD スピンドルモータ製造メーカーに要求している。

5.3 実 験

5.3.1 潤滑剤の使用限界値

HDD スピンドルモータは HDD ドライブユニットのハウジング(外箱)に入っており、ハウジング内は気圧変化に対応するためのフィルタを介して外気とつながっているがほぼ密閉状態にある。スピンドルモータの軸受付近はハウジングを通じて放熱するが、外部より 10°C 程度高い温度を示す(ヘッドユニットを駆動するシークモータの発熱量の方がはるかに大きい)。HDD ドライブユニットメーカーが要求する許容動作温度範囲は 5°C~40°C であり、スピンドルモータでは 0°C~60°C である。

HDD スピンドルモータで実際に潤滑剤が必要な部位は上下ラジアル軸受部とスラストプレートとスラストフランジの隙間であり、その必要量は Fig.5-1 の軸受では 0.2mm³ で、注油した 10mm³ の潤滑剤の残りはスラストフランジ周辺や上下ラジアル軸受間の逃げ部、下ラジアル軸受部下のシャフトテーパ部に貯められている。よって 10wt%~20wt%の潤滑剤の損失量はほとんど影響がない。

したがって潤滑剤の使用限界は物性変化から設定される。本報ではスピンドルモータの要求温度より 20°C 高い 80°C で 3 万時間経過後の粘度変化率が ±10% 以下とした。

使用限界値は粘度上昇による低温起動不良、粘度低下による軸受剛性低下など軸受性能から決定した値である。

5.3.2 実験で用いた流体軸受装置の構造

流体軸受装置を用いた実験では Fig.5-1 と同等の構造をもつ HDD スピンドルモータ(以下実機サンプルと称す)を用いた。プラッタと呼ばれる磁気ディスクは、ハウジング内では起動停止時に風損として電流に影響するが定常運転時はあまり影響しないため実験では同等の重量を持つ小径リングウエイトを負荷とした。軸受はシャフト直径 3.5mm、ラジアルグループはヘリングボーンパターンで軸受の片側軸受クリアランスは 3μm、回転数は 5,400min⁻¹ である。軸受部の詳細を Table 5-2 に示す。

流体軸受用潤滑剤は DOS を基油とし、酸化防止剤に 3,5-ジ-t-ブチル-4-ヒドロキシトルエン 1wt% を用い、腐食防止剤、摩耗防止剤等、各種添加剤の総量は 5wt% 以下である。代表的な物性は Table 5-1 の DOS と同等である。

実機サンプルは 80°C で軸垂直姿勢(Fig.5-1 の状態)3 台と軸水平姿勢を 2 台の合計 5 台を 22,850 時間連続回転させたものである。なお、軸受の急激な性能劣化確認のため数百時間ごとに分解せず、20°C 環境で消費電流や油膜形成の評価を実施している。

実機サンプルの設置は内槽寸法 1,000mm×800mm×1,000mm(幅×奥行き×高さ)の強制対流式恒温槽内でスピンドルモータの形で固定しており、ハウジングのない状態である。

Table 5-2 Design value of the test bearing unit

Table 5-2 試験用軸受の諸元

Design parameters	Design value
Rotational speed, min^{-1}	5400
Diameter of shaft, mm	3.475
Radial clearance, μm	3.0
Groove pattern	Herring bone
Groove depth, μm	6.0
Groove angle, deg	15
Number of groove	8
Rate of groove width, %	40
Upper bearing length, mm	2.5
Lower bearing length, mm	1.6

5.3.3 実機サンプルの粘度計算

実機サンプルの 20°C における軸垂直姿勢の消費電流は 0.1A で、モータのトルク定数 (Kt 値) は $9.8 \times 10^{-3} \text{N} \cdot \text{m}/\text{A}$ ($100\text{gr} \cdot \text{cm}/\text{A}$) である。 20°C の初期潤滑剤粘度は動粘度 $23.9\text{mm}^2/\text{s}$ 、絶対粘度 $21.9\text{mPa} \cdot \text{s}$ である。

消費電流 (I) と軸受損失トルク (T) の間には

$$T = Kt \cdot I \quad (6)$$

の関係がある⁶⁾。実機サンプルの軸受の消費電流は 0.1A で(回路電流, モータ鉄損等を削除した値), Kt 値(実機では $\pm 3\%$ 以内のバラツキがあり測定時は個々のモータの実測値を使用する)との積が軸受トルク T で $9.8 \times 10^{-4} \text{N} \cdot \text{m}$ ($10\text{gr} \cdot \text{cm}$) の値が求められる。

さらに軸受トルクはラジアル側とスラスト側に分けられ, 本サンプルではラジアル: スラストは $45 : 55$ の比率になる。

ラジアル側のトルク Tr と粘度の関係は

$$Tr = (2\pi\eta UR^2L)/C \quad (7)$$

で示すペトロフの式で求められる⁷⁾。7式中の η は絶対粘度， U は軸受の周速度， R は軸受半径， L は軸受長， C は軸受すきまである。また Fig.5-13 に示すよう軸受すきまには動圧発生グループの形状，深さ等があり，それを考慮した値をとるため Table 5-2 の値とは差がある。

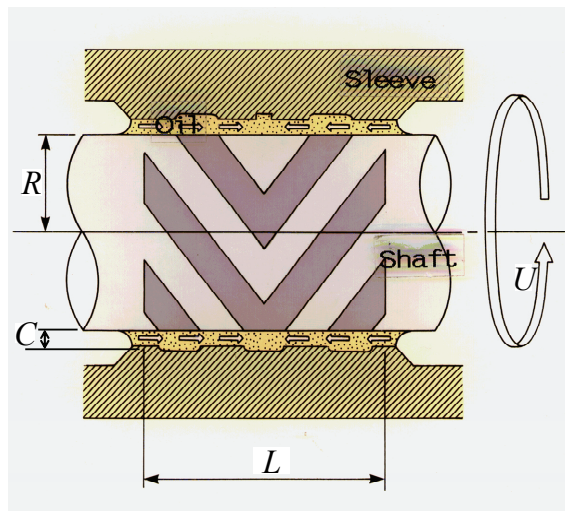


Fig.5-13 Radial bearing which is in a concentric state

Fig.5-13 同心状態のラジアル軸受

また、スラスト側にかかるトルク T_t は

$$T_t = \eta(V/C)ARt \quad (8)$$

で求められる⁷⁾。8式中の V は回転するスラストプレートの有効平均速度、 A はスラストフランジの有効面積、 R_t はスラストフランジの有効半径である。

Fig.5-1 から分かるようスラスト側軸受すきまは、停止時はモータマグネットの磁気吸引力と回転体にかかる重力により接触状態にあるが回転時にはグループ発生圧力とバランスがとれた位置で安定する。したがってスラスト側軸受すきま C は停止時と回転時の差(スラスト浮上量)の実測値を用いる。スラストプレートの例を Fig.5-14 に示すが写真からわかるように設けられたヘリングボーン型動圧発生グループの形状、溝以外の部分の山、谷の面積、溝深さ等も考慮する。

上記のように軸受諸元と実測値、潤滑剤粘度との相関を明らかにしたのち試験を実施した。

算出した粘度は絶対粘度であり、動粘度に換算するために用いた比重は実測値の 0.918 (20℃) である。



Fig.5-14 Example of the thrust plate with the herringbone type groove

Fig.5-14 ヘリングボーン型グループがあるスラストプレートの例

5.3.4 流体軸受用潤滑剤単体の熱加速試験

潤滑剤単体の熱加速試験は 125℃, 110℃, 100℃, ならびに 140℃で試験温度ごとに同一機種 of 自然対流式恒温槽で実施した. 内槽寸法は 450mm×480mm×450mm(幅×奥行き×高さ)である. 潤滑剤容器は内径 32mm, 高さ 78mm, 開口部直径 20mm の市販 50ml スクリュー管ビンである. また, スクリュー管ビンに直接, 熱風が当たらないようにビン全体をステンレス製のカバーで被っているが, ビン開口部先端からカバーまでは 5mm の距離を保ち, 通気性を確保している. サンプル数は 5 本でサンプル重量は 40g とした. サンプルは試験時間到達ごとに 1 本ずつスクリュー管ビンを抜き取り, 粘度を測定した. Fig.5-15 はスクリュー管の配置とステンレスカバーをおいた状態の写真である.

ビンの開口面積の 314mm^2 とサンプル体積, $43,500\text{mm}^3$ の比率は実機サンプルの開口面積 $0.07\sim 0.08\text{mm}^2$ と注油量 10mm^3 の比率とほぼ一致している.

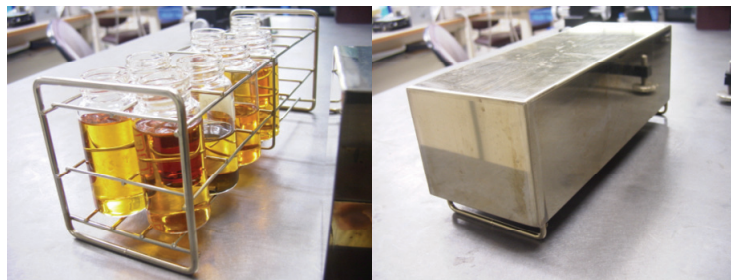


Fig.5-15 Sample bottle and the cover

Fig.5-15 実験に使用したサンプルビンとカバー

粘度測定はキャノン-フェンスケ型毛細管粘度計を用いて JIS-K2283 に沿って計測している。測定温度は実機サンプル評価温度に合わせ 20℃としている。

125℃, 110℃, 100℃の試験時間は 997 時間, 3,011 時間, 5,003 時間, 6,925 時間である。それぞれの粘度変化率と時間の相関を Fig.5-16 に示す。

粘度変化率が 3%, 5%に達する時間と試験温度の相関をアレニウスプロットに表したものが Fig.5-17 である。

Figure 5-17 において横軸は試験温度の絶対温度の逆数で、縦軸は試験時間の対数表示である。Fig.5-16 から各実験温度で粘度上昇率が 3%に到達する時間を読み取ると 125℃では 2,465 時間, 110℃では 4,360 時間, 100℃では 7,830 時間となり, Fig.5-17 の▲印となる。同様に●印は粘度上昇率が 5%到達する時間であり各温度の到達時間は 125℃では 3,350 時間, 110℃では 5,700 時間, 100℃では 10,500 時間となる。

140℃は 850 時間経過の 1 点での×印となる。140℃のサンプルは加熱中にビン壁面に固形物が付着したため実験を中止した。20℃の粘度上昇率は約 10%であるが測定時に潤滑油から生成した固形物がガラス製粘度計に付着するため正確な値ではない。

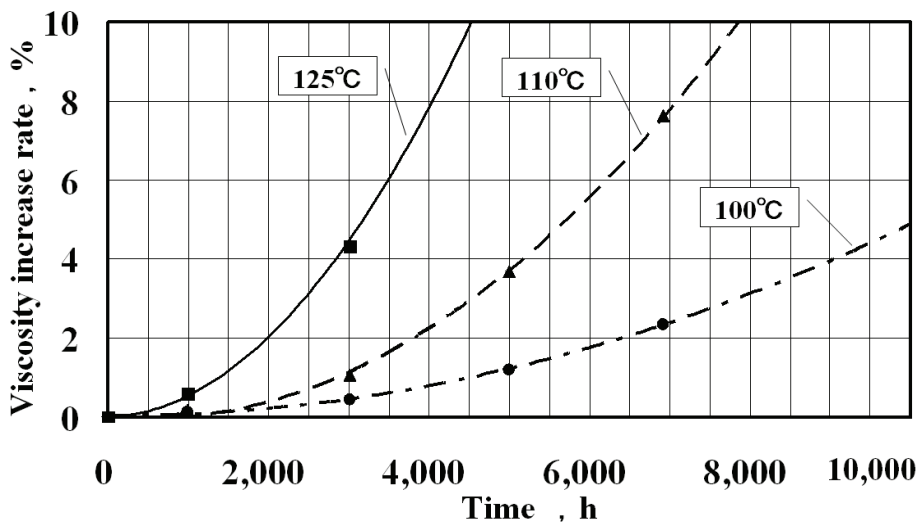


Fig.5-16 Viscosity rate of change and time, relations with the temperature

Fig.5-16 各温度での粘度変化率と時間

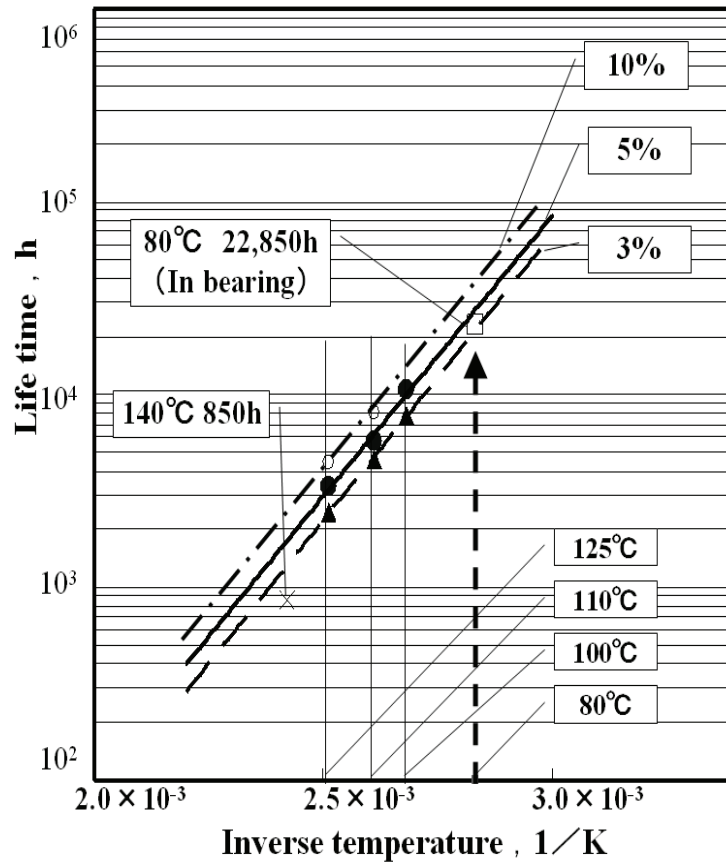


Fig.5-17 Prediction of the viscosity change

Fig.5-17 各温度での粘度変化率と時間

5.3.5 潤滑剤単体試験での粘度予測

Fig.5-17 の 125°C, 110°C, 100°C の 3%, 5% の粘度上昇率の近似は指数近似線で補間した。近似線はアレニウスの式

$$\text{Life time} = A \cdot \exp (Ea/kT) \quad (9)$$

で示され⁸⁾, ここで Ea は活性化エネルギー[eV], A は定数, k はボルツマン定数で 8.6159×10^{-5} [eV/K], T は絶対温度[K]である。グラフ上, 近似直線の傾きが活性化エネルギー Ea であり接辺が定数 A を示す。それぞれの A, Ea は

$$A_{3\%} = 8.652 \times 10^{-5} \quad Ea_{3\%} = 0.588$$

$$A_{5\%} = 1.602 \times 10^{-4} \quad Ea_{5\%} = 0.576$$

となる。活性化エネルギーが同等であることから劣化機構に差がないと考える。

粘度上昇率 10% のデータは Fig.5-6 の○印で 125°C と 110°C の 2 点である。この 2 点を結ぶ線の傾き (活性化エネルギー Ea) は, 3%, 5% と若干異なるため, $Ea_{3\%}$ と $Ea_{5\%}$ の平均値とした。各温度での粘度上昇率 10% に達する時間を求める寿命式は

$$\text{Life time} = 1.877 \times 10^{-4} \cdot \exp (0.582/kT) \quad (10)$$

となる。10 式より 80°C で粘度上昇率 10% に達する時間は 39,658 時間で目標の 3 万時間を満足している。同様にスピンドルモータの要求温度の 60°C では 125,408 時間となる。

5.3.6 実機サンプルの粘度測定

実機サンプルによる粘度変化率は消費電流の変化より確認した。22,850 時間連続運転した 5 台の実機サンプルの消費電流は設置姿勢の差異はなく初期同様の計算結果で粘度増加率は 0.3~0.6% で平均は 0.51% であった。

消費電流計測後に実機サンプルを分解し潤滑剤をアセトンで洗浄回収した。回収後, 新しい潤滑剤を注油して消費電流を計測したが試験前の消費電流値と同等の値を示したことから, 消費電流の増加は軸受構成部材の劣化やモータの劣化ではなく潤滑剤の粘度上昇によるものと判断した。

Fig.5-17 の□印は 80°C × 22,850 時間の位置で粘度変化率は 3% の粘度増加と予測できる。

5.4 潤滑剤の分析

実機から回収した潤滑剤, ならびに潤滑剤単体による熱加速試験後の潤滑剤を以下の分析をもちいて詳細を把握した.

- (1) フーリエ変換赤外分光分析 (FT-IR) による分子構造変化
- (2) ゲルパーミエーションクロマトグラフィー (GPC) による分子量分布測定
- (3) GPC 後の質量分析 (MS)

なお, 潤滑剤単体熱劣化サンプルで, これはスピンドルモータの使用限界粘度上昇率に最も近い $125^{\circ}\text{C} \times 5,003$ 時間経過品 (粘度上昇率 12.3%) を用いた.

5.4.1 フーリエ変換赤外分光分析 (FT-IR) による分子構造分析

実機から回収した潤滑剤, ならびに潤滑剤単体による熱加速試験後の FT-IR による分子構造変化の分析結果を Fig.5-18 に示す.

サンプルは Fig.5-18 (a)初期(未使用潤滑剤), Fig.5-18 (b) $80^{\circ}\text{C} \times 22,850$ 時間の連続運転後の実機サンプルから回収した潤滑剤, Fig.5-18 (c)潤滑剤単体熱劣化サンプルで, これはスピンドルモータの使用限界粘度上昇率に最も近い $125^{\circ}\text{C} \times 5,003$ 時間経過品 (粘度上昇率 12.3%) を用いた. FT-IR のチャートからは分子構造の明確な差はみられなかった.

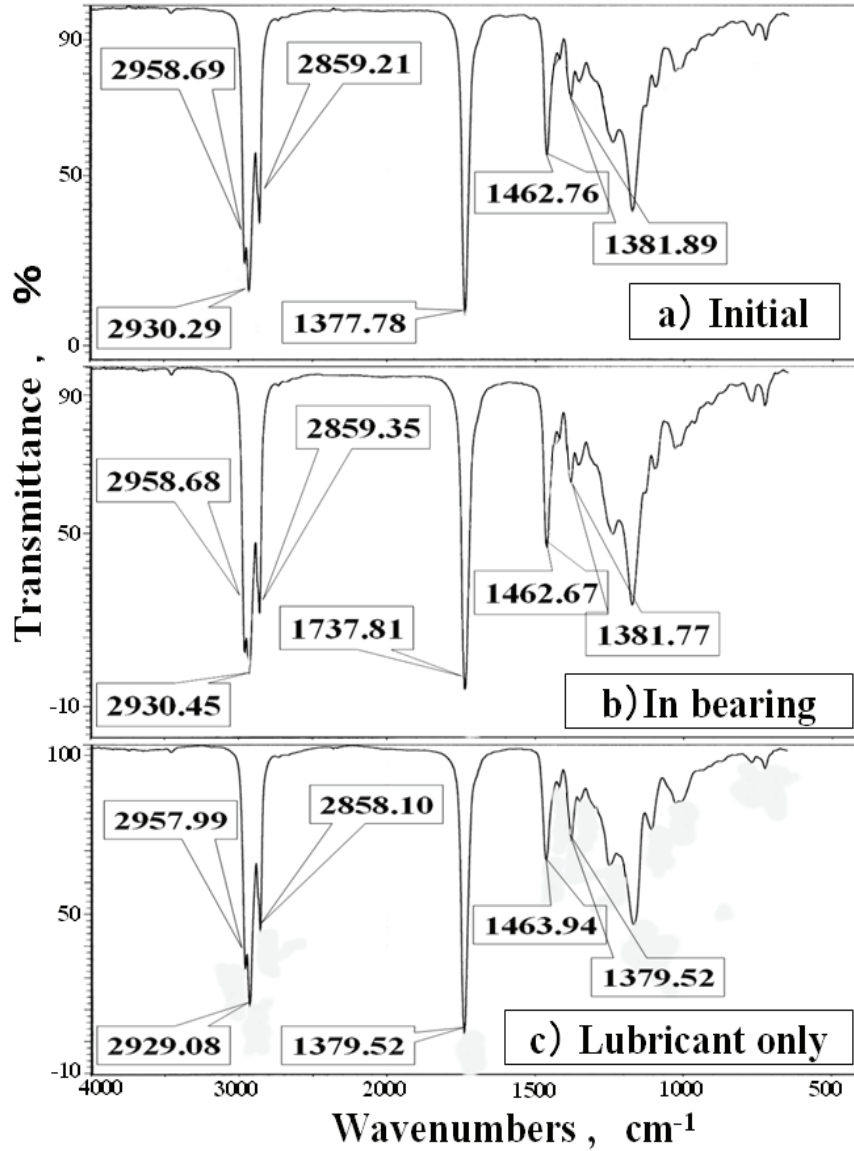


Fig.5-18 Comparison of the FT-IR

Fig.5-18 FT-IR チャートの比較

5.4.2 ゲルパーミエーションクロマトグラフィー(GPC)での分析

実機から回収した潤滑剤，ならびに初期(未使用潤滑剤)のクロマトグラムを Fig.5-19 に示す．また，潤滑剤単体熱劣化サンプルクロマトグラムを Fig.5-20 に示す．

GPC 分析は外部分析会社に依頼したが，分析時期がずれており，分析装置の入れ替えがあったためチャートに差があるが基準のスチレンが同等であるため分子量は同等の値となる．

クロマトグラムの横軸は保持時間を示し，縦軸は屈折率計出力電圧である．Fig.5-19(a)は未使用品のクロマトグラムであり Fig.5-19(b)は 80°C×22,850 時間の連続運転後の実機サンプルから回収した潤滑剤のクロマトグラムである．回収した流体軸受用潤滑剤にはメインピーク (Peak 2) の他に未使用品にはない高分子側 (Peak 1) および低分子側 (Peak 3) にピークが検出されている．

同様に潤滑剤単体熱劣化クロマトグラムを Fig.5-20 に示す．GPC から潤滑剤単体による熱加速試験でも実機サンプルと同様に高分子側と低分子側にピークが検出された．また，Fig.5-21 はその質量分析 (MS) 結果のマススペクトルである．

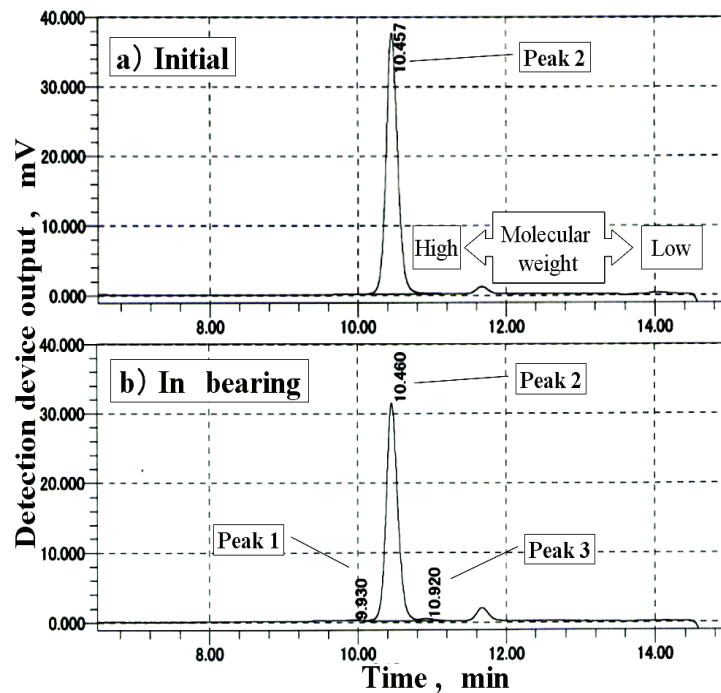


Fig.5-19 Comparison of the chromatogram(Initial and 80°C×22,850 hours later)

Fig.5-19 GPC クロマトグラムの比較

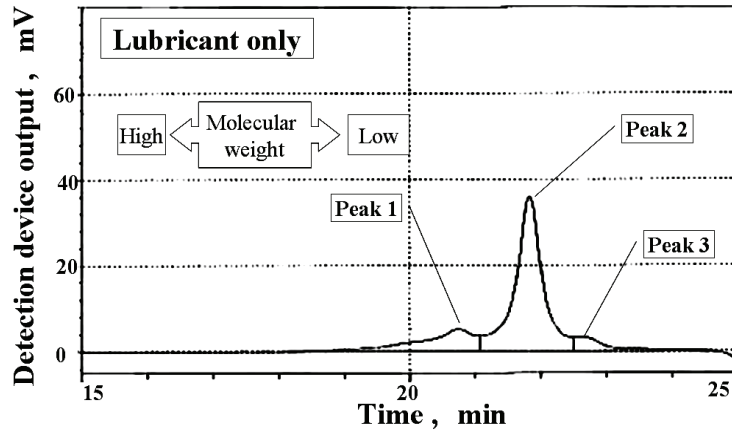


Fig.5-20 Chromatogram after the simple substance examination(125°C×5,003 hours later)

Fig.5-20 単体試験(125°C×5,003 時間後)の GPC

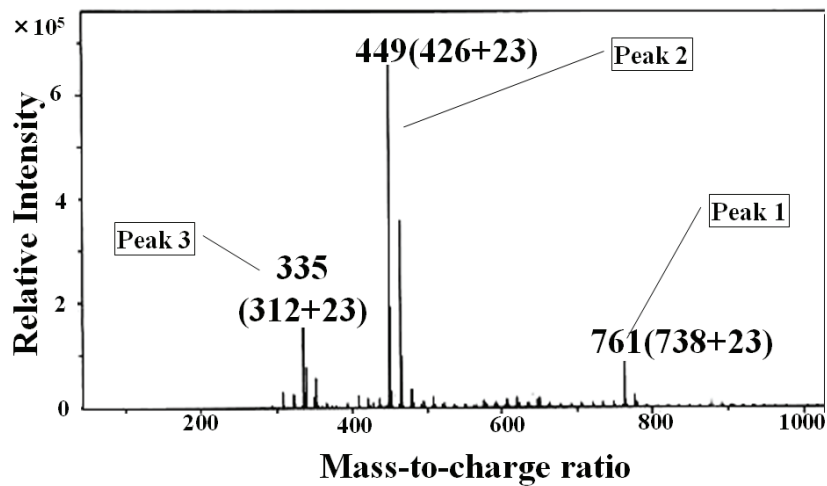


Fig.5-21 MS of the detection ingredient (125°C×5,003 hours later)

Fig.5-21 単体試験(125°C×5,003 時間後)のマスペクトル

5.4.3 分析結果の比較

実機サンプルと潤滑剤単体熱加速試験後のサンプルの分析結果を比較した。GPC で検出されたピークの質量数と面積比を Table 5-3 に示す。Peak 2 は DOS で質量数(スチレン換算における数平均分子量)は未使用品, 実機サンプル(80°C×22,850 時間経過品)並びに潤滑剤単体熱加速試験後サンプルも全て 496 で一致している(DOS の分子量は 426 であるが, 構造にエステル基を有するためスチレン換算における数平均分子量ではずれが生じる)。同様に高分子量物質の Peak1, 低分子量物質の Peak3 の質量数も一致していることから実機内と潤滑剤単体熱加速試験で生じる分解物質は同じものと判断する。

質量分析では分解物質成分がテトラヒドロフラン溶媒ではイオン化しなかったためメタノールで再溶解し, インフュージョン法(直接導入法)で分析を行った。Fig.5-21 にマススペクトルを示す。横軸が質量電荷比で縦軸が検出強度である。マススペクトルに代表的なフラグメントの質量数を示す。Na を構成元素と仮定した質量数のため Fig.5-21 中の質量数表示から Na の質量数分の 23 を引いた値が分解物質の質量数となる。よって質量数は 312, 426, 738 となる。メインピーク(Peak 2)は質量数 426 で DOS と合致している。

Table 5-3 Molecular weight and the area of each peak

Table 5-3 各ピーク的面積比と分子量

		Peak1	Peak2	Peak3
Initial	Molecular weight	-	496	-
	Area , %	-	100	-
80°C 22,850h	Molecular weight	843	496	364
	Area , %	0.3	98.4	1.4
125°C 5,003h	Molecular weight	843	496	364
	Area , %	16.3	77.8	5.9

5.5 考察

5.5.1 基油分子構造の変化

FT-IR で構造の差異がみられないのは今回使用した潤滑剤の基油が DOS で構造中にエステル基を含んでおり、酸化劣化してできる物質もまた炭素と酸素の結合を含むためである⁹⁾。Fig.5-18(a)(b)(c)における 2958cm^{-1} 、 2930cm^{-1} 、 2859cm^{-1} 、 1462cm^{-1} 、 1379cm^{-1} 付近の吸収は C-H 結合に由来するもので、 1738cm^{-1} はエステル基の C=O に由来するものであり、微妙な位置ずれはあるが変質を断定できない。

5.5.2 基油分子量の変化

GPC で高分子量物質の Peak1、低分子量物質の Peak3 に明確に分離したのは DOS の分解がエステル結合のアルコール側 β 炭素が第 3 級炭素であるため分子内の水素結合により六員環を形成しカルボン酸とオレフィンに分解することから比較的大きな分解物質を形成し、さらに酸化防止剤の効果が出やすいため安定した劣化の進行になったためと推測する¹⁰⁾。

5.5.3 分子量分布の比較

高分子量物質と低分子量物質の量を比較すると、実機サンプルでは 0.3% : 1.4% と低分子量物質の率が高く、潤滑剤単体試験では 16.3% : 5.9% と高分子量物質の率が高くなる。一般に同様の分子構造であれば、低分子量物質は低粘度で蒸発圧が高く、気化しやすい。

実機サンプルにおいて粘度上昇率が小さい要因は低粘度で蒸発しやすい低分子量物質の残留率が高いためである。

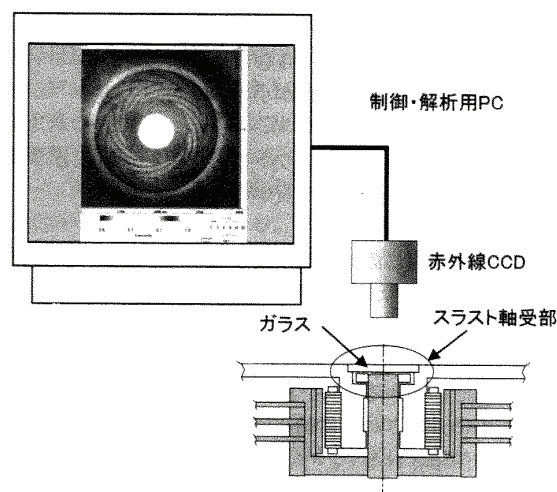


Fig.5-22 Thermometry of the thrust bearing by infrared rays

Fig.5-22 赤外線によるスラスト軸受部の温度測定(出典：文献 11)

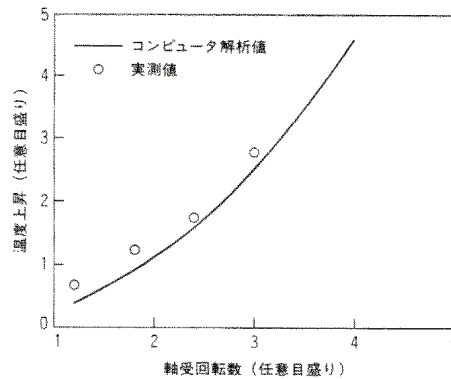


Fig.5-23 Lubricant temperature rise as function of bearing rotation speed

Fig.5-23 潤滑剤の温度上昇と軸受回転数の関係(出典：文献 11)

5.5.4 軸受内の温度分布

松岡らは HDD スピンドルモータに組み込まれた流体軸受部分の温度分布をコンピュータ解析，ならびに赤外線カメラにより実測している¹¹⁾。Fig.5-22 はスラスト軸受部の温度を赤外線カメラを用いて実測した際の模式図である。ステンレス製スラストプレートと赤外線を透過するガラス部材で構成することにより，スラスト軸受部から放射される赤外線の強度から微小領域の温度分布を測定したものである。

Fig.5-23 はこの手法により実測した温度(図中○印)とコンピュータ解析の結果(実線)を示したもので解析値と実測値がよく一致していることがわかる。ラジアル軸受は Fig.5-1 に示すよう周囲にスリーブがあるため実測が不可能なため解析のみの結果となる。Fig.5-24 は Fig.5-1 の軸受部の拡大図である。動圧グループを内径面に持つスリーブが固定されたシャフトの周りを反時計方向に回転すると潤滑剤は動圧グループに沿って矢印の方向に集められ(ヘリングボーンの中心)圧力が上昇しシャフトを中心に軸受スリーブが保持される。この時ヘリングボーンパターンを中心とした温度勾配が生じる。

Fig.5-25 はコンピュータ解析による 20℃におけるラジアル軸受の温度分布を示したものである。ヘリングボーンパターンを中心とした温度勾配が生じている事がわかる。

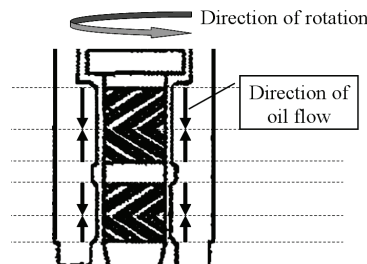


Fig.5-24 Oil flow of hydrodynamic grooved bearings

Fig.5-24 流体軸受内の潤滑剤の流れ

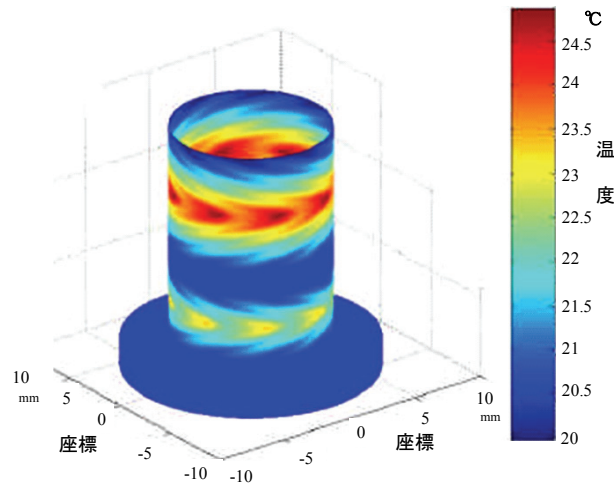


Fig.5-25 Temperature distribution in hydrodynamic grooved bearings

Fig.5-25 流体軸受内の温度分布

5.5.5 マランゴニ効果の誘発

平野らが転がり軸受において EHL 膜形成の際、温度勾配によりマランゴニ効果が影響することを示している¹²⁾。マランゴニ効果とは液体の表面張力や界面張力の局所的変化により接線力が生じ液体内部に流動が誘起されるものである¹³⁾。同一物質では温度が低いほど表面張力が高く、類似した分子構造であれば高分子量物質のほうが表面張力は高い。液体内部で温度勾配が生じるとマランゴニ効果が誘起され高分子量物質は表面張力が高いため低温側に集中する。すなわち負荷を受けている EHL 膜内に低分子量物質が移動することになる。

Fig.5-25 は動圧グループを有する流体軸受の温度分布を示すもので、軸受内に温度勾配が生じることがわかる。したがって流体軸受においても低粘度の低分子量物質が軸受中心に集まる。それは気液境界部に蒸発しにくい高分子量物質が集まることとなり、低粘度物質の残留率が高まり粘度上昇を抑えたと推測する。

本報では基油に DOS を用いた流体軸受用潤滑剤での実験データで考察を進めたが、PAO や他のエステル系基油でも劣化時の反応で生成する低分子量物質や高分子量物質がマランゴニ効果により同様の偏析が生じ、低粘度物質の残留率が高まり、モータ消費電流値の増加が予測より少なくなったと判断する。

5.6 結言

流体軸受装置の寿命を予測するうえで重要な潤滑剤の寿命について、潤滑剤単体での熱加速試験と実機サンプル内で22,850時間(2年7ヶ月間)連続回転試験を行った潤滑剤の粘度、分子量、劣化生成物の量を分析し、以下の結果が得られた。

- 1) 潤滑剤単体の粘度増加率を予測するにはアレニウスプロットは有効である。
- 2) 潤滑剤の粘度上昇率は、連続運転した実機サンプル内の方が潤滑剤単体熱加速試験に比べて小さい。
- 3) 潤滑剤の劣化による生成物は、潤滑剤単体熱加速試験でも実機内で連続回転させたものでも FT-IR、GPC 分析の結果、同じ物質と推定される
- 4) 実機サンプルで粘度上昇率が小さい要因は、軸受部でのマランゴニ効果が生じ、気液境界部に蒸発しにくい高粘度物質(高分子量)が集められ、低粘度物質の残留率が高まったためである。
- 5) DOS を基油とし酸化防止剤に3,5-ジ-*t*-ブチル-4-ヒドロキシトルエンを用いた場合、熱加速試験は 125°C以下の温度で実施しなければならない。

設計的課題や製造上の事故等による急激な潤滑剤流出がない構造の流体軸受装置であれば、その寿命は潤滑剤の劣化による特性変化により生じる。さらに、その寿命は潤滑剤単体の熱加速試験による寿命予測値より長寿命となる。したがって本報の実験において基油に DOS を用いた潤滑剤では粘度上昇率 10%到達時がスピンドルモータの寿命とした場合、軸受温度が 80°Cなら 39,658 時間以上で 2.4×10^5 時間程度、60°Cなら 125,408 時間以上で 7.5×10^5 時間となる。

第5章の参考文献

- 1) 森：軸受の流体潤滑理論，潤滑，第12巻，第10号，pp.417-426，(1967).
- 2) T.Asada, H.Saitou, Y.Asaida & K.Itou : Design of Hydrodynamic Bearings of High-Speed HDD, Microsystem Technologies, Springer-Verlag, 8, 2-3 , pp.220-226(2002).
- 3) 浅田：動圧流体軸受の最近の動向，トライボロジスト，第46巻，第2号，pp.141-146，(2001).
- 4) 大野，浅田，日下：動圧流体軸受のトライボロジー，松下テクニカルジャーナル，第46巻，第1号 pp.67-71，(2000).
- 5) 浅田，森本，原：動圧グループ軸受と精密加工技術，松下テクニカルジャーナル，第39巻，第5号，pp.496-501(1993).
- 6) 山田：小型モータの評価と選定，工学図書株式会社，pp.67(1991).
- 7) 田浦：ペトロフの式，トライボロジスト，第49巻，第7号，pp.585-586 (2004).
- 8) 信頼性管理便覧編集委員会：信頼性管理便覧，日本規格協会，pp.254(1985).
- 9) 貴志：入門講座・潤滑剤 酸化安定性と熱安定性，潤滑，第12巻，第6号，pp.257-264(1967).
- 10) 星野，渡嘉敷，藤田：潤滑グリースと合成潤滑油，株式会社幸書房，pp.212(1983).
- 11) 松岡，小幡：HDD の発展とそれを支えるモータ技術，松下テクニカルジャーナル，第46巻，第1号，pp.22-30(2000).
- 12) 平野，境：EHL 膜形成への潤滑油組成の影響，潤滑，第22巻，第8号，pp.490-498(1977).
- 13) 平野：マランゴニ効果，潤滑，第26巻，第8号，pp.545-546(1981).

第6章

電子部品実装設備及び電子機器における 軸受と潤滑剤の実用化状況と今後の展望

6.1 緒言

現在, 電子部品実装設備で初期封入されるリニア軸受用グリースは摩耗防止添加剤に Zn-1 を使用し, 基油粘度は電子部品実装設備内部温度の 33°Cにおいて低速移動時の 1m/s でも EHL 膜を形成できる 90mm²/s(40°C)である. 本研究成果であるグリースを標準採用して以来, 設備設置後1年以内でのリニア軸受の破損はなくなった.

また世界で初めて大量生産に成功した流体軸受搭載機器はビデオテープレコーダ (VTR)用回転ヘッドシリンダであるが, 記録媒体がテープからディスクに移行し, HDD はパーソナルユースの高容量記録装置として普及しており, さらなる高容量化・省電力化が進むと予測される. HDD 以外にもレーザービームプリンタ用のポリゴンモータや電子機器向け冷却ファンなどこれからも流体軸受は精密軸受の代名詞として進歩発達を続けるものと思われる.

本章では研究成果であるリニア軸受用グリースと流体軸受用潤滑剤の寿命予測方法を明らかにしたことによる成果と今後の展望について報告する.

6.2 電子部品実装設備の状況

6.2.1 電子部品実装設備の課題

先進国から発展途上国まで広い地域で使用されるようになった電子部品実装設備は初期封入グリースの性能向上と補充用グリースの付属により日本国内で生産した設備において1年以内の早期破損は発生しなくなった.

使用される地域の拡大にともない生産拠点の拡大も進めているが, 海外に生産拠点を設ける場合, 加工部品や市販部品も現地で調達することがコスト低減だけでなく, 生産

国の技術発展，経済発展につながる．このとき設備の品質にばらつきが課題となる．設備の生産台数は1工場あたり月産50台程度で，組立の完全自動化は不可能なため作業者の技能が必要となる．品質のばらつきを抑えるには作業者の能力を安定させる必要があり，国内工場以上に作業指図書等の整備が重要となる．

6.2.2 リニア軸受不具合の地域差

国内生産分の設備においてリニア軸受の早期破損の発生はなくなったが，一部の地域で生産している設備で耐久試験を実施すると2週間程度でグリースが飛散し，プリント基板を汚染するという事故が発生した．リニア軸受は日本国内から調達したものであり，リニア軸受製造メーカーでグリースは指定のものを封入している．

Fig.6-1(a)はグリース初期のフーリエ変換赤外分光分析(FT-IR)のチャートで(b)は約2週間でグリースの飛散が発生したリニア軸受から回収したグリース(リニア軸受には目立った損傷はなく，グリース全体が若干赤くなっている程度)のFT-IRチャートである．(b)には初期(a)のチャートと比較し，Aの 1740cm^{-1} の吸収拡大と，Bの 1165cm^{-1} に新たな吸収があった．

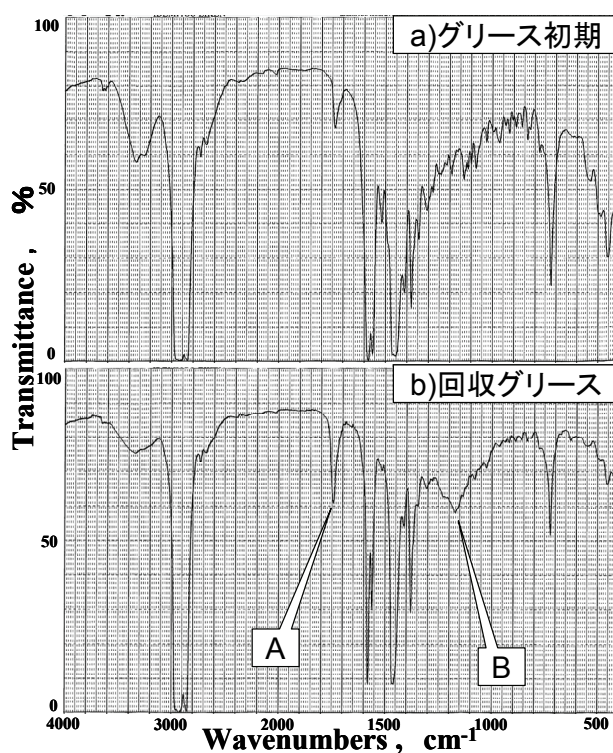


Fig.6-1 Comparison of the grease composition

Fig.6-1 グリース組成の比較

リニア軸受周辺の有機物を調査するとリニア軸受出荷時に使用する防錆油の存在が明らかになった。Fig.6-2(c)はリニア軸受メーカーが使用している防錆油の FT-IR チャートで不具合発生部から回収したグリースの FT-IR チャートにあった A, 1740cm^{-1} の吸収と B, 1165cm^{-1} が確認できた。また, Fig.6-2(d)はグリースに防錆油を 40wt%混合したもので Fig.6-1(b)の回収グリースによく似たチャートになったが A,B ピークの大きさから比較すると耐久試験機から回収したグリースの防錆油混入率は 40wt%以上であると推測される。

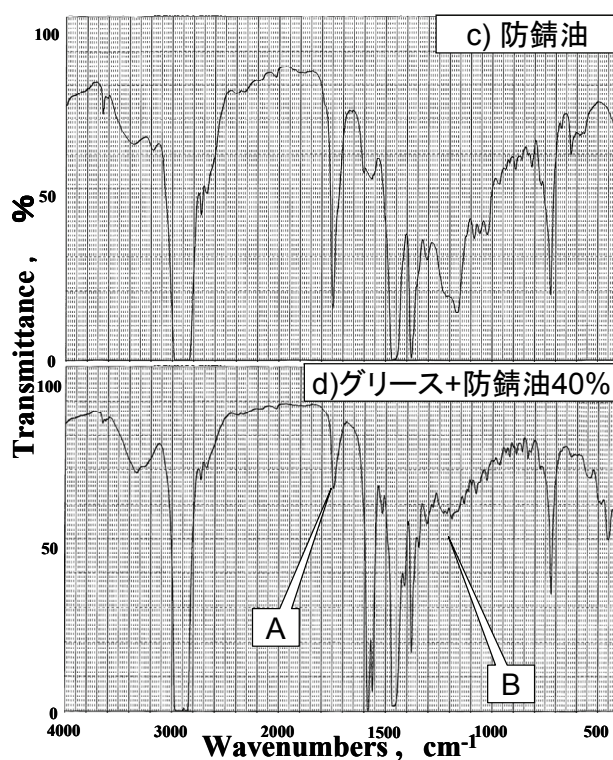


Fig.6-2 FT-IR chart of the rust prevention oil and the grease including the rust prevention oil

Fig.6-2 防錆油と防錆油を含むグリースの FT-IR

6.2.3 防錆油混入によるリニア軸受への影響

防錆油がリニア軸受用グリースに混入した際、性能が低下する項目を確認した。Fig.6-3 はグリース基油に防錆油を混合した際の混合率と粘度，ならびにグリースと防錆油混合率とちょう度の相関を示したものである。赤線が基油粘度を示し，青線がちょう度を示している。防錆油混入率 60wt%のちょう度は 400 以上であるが正確な測定はできない。また，60wt%以上の混入率でのちょう度測定は不可能であった。

第2章の考察，ならびに Fig.2-9 から 1m/s の低速移動で油膜を形成するためには防錆油は全く混入してはならない。高速移動速度が 2m/s であれば基油粘度は $70\text{mm}^2/\text{s}$ 以上でないと油膜比 $A > 0.5$ にならないため防錆油の混入率は 20%以下に抑える必要がある。また，ちょう度も 300 を超える(軟らかくなる)と電子部品実装設備では飛散の可能性があることから防錆油混入率は 20wt%以下でなければならない。この2点から防錆油の混入率は 20wt%以下としなければならないと推測する。

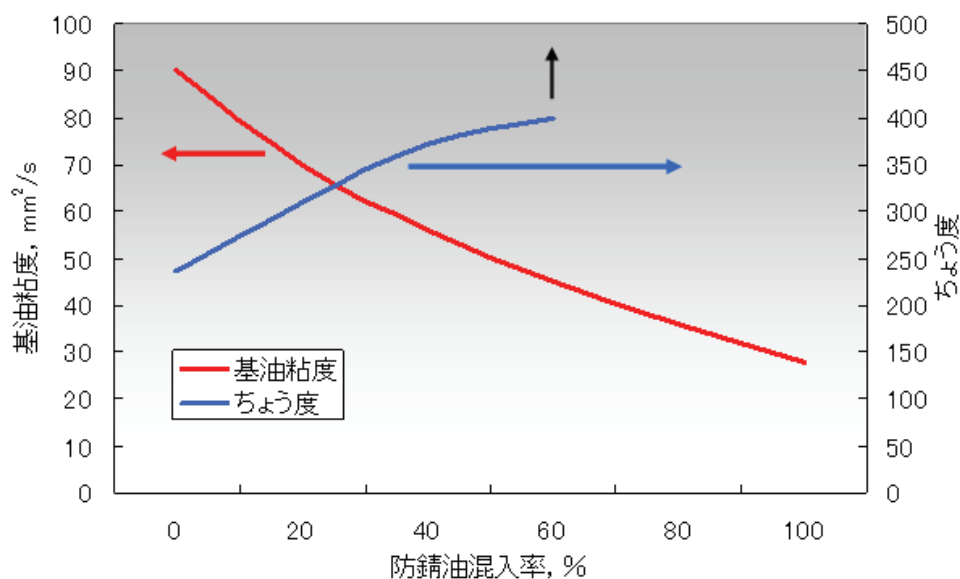


Fig.6-3 Correlation of base oil viscosity, penetration-number and rust prevention oil mixture rate

Fig.6-3 防錆油混入率と基油粘度，ちょう度の相関

6.2.4 防錆油の塗布工程

電子部品実装設備専用グリースの初期封入に際し、防錆油の塗布方法も検討した。Fig.6-4 は防錆油塗布工程の略図である。リニア軸受メーカーでは防錆油を自動塗布装置で塗布するが、レール上にキャリッジがある位置ではキャリッジの裏やレールに防錆油が付かないため防錆油を手動で塗布している。

電子部品実装設備専用グリースを封入したリニア軸受ではキャリッジの裏側やレールには防錆油の代わりに各種添加剤を添加したグリース基油を塗布している。その後、自動塗布装置でレールやキャリッジ外側に防錆油を塗布し、ポリエチレン製の袋に入れ、段ボール箱で梱包している。

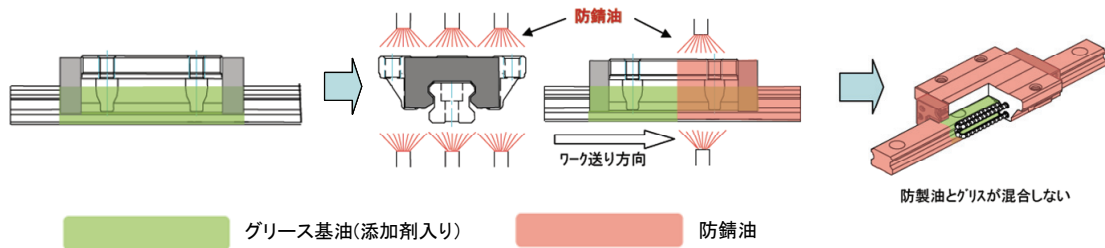


Fig.6-4 Coating process of the rust prevention oil

Fig.6-4 防錆油の塗布工程

6.2.5 防錆油の拭き取り程度の確認と定量化

リニア軸受メーカーの取扱説明書には防錆油を拭き取ってから使用することが明記されている¹⁾²⁾³⁾。また、組み立て作業指図書にも

「リニア軸受を開封する際はキャリッジをできるだけ動かさずに取り出し、防錆油をきれいに拭き取った後、キャリッジを可動させる。」

と記載してあった。この指示書は言語の違いはあるが内容は世界共通で、日本国内の工場では不具合はなかったが海外の工場ではグリース飛散の事故が発生している。

この「きれいに拭き取る」を定量化するためグリースと防錆油の混入率を把握する必要がある。

6.2.6 検量線の作成

グリースに防錆油を 10wt%, 20wt%, 40wt%, 60wt%混合したサンプルを作成し, FT-IR 分析で防錆油特有の吸収である 1165cm^{-1} がどのように増加するかを用いた. 定量精度を向上させるため Fig.6-5 に示すよう B の 1165cm^{-1} の大きさ(透過率)だけでなく, 基油骨格 ($-\text{CH}_2-$) に起因する C の 720cm^{-1} との大きさの比を透過率比として算出することで安定した検量線が得られた. Fig.6-5(e)は防錆油混入率 20wt%, Fig.6-5(f)は防錆油混入率 60wt%である. 拭き取り方と防錆油混入率の関係確認に使用した検量線を Fig.6-6 に示す.

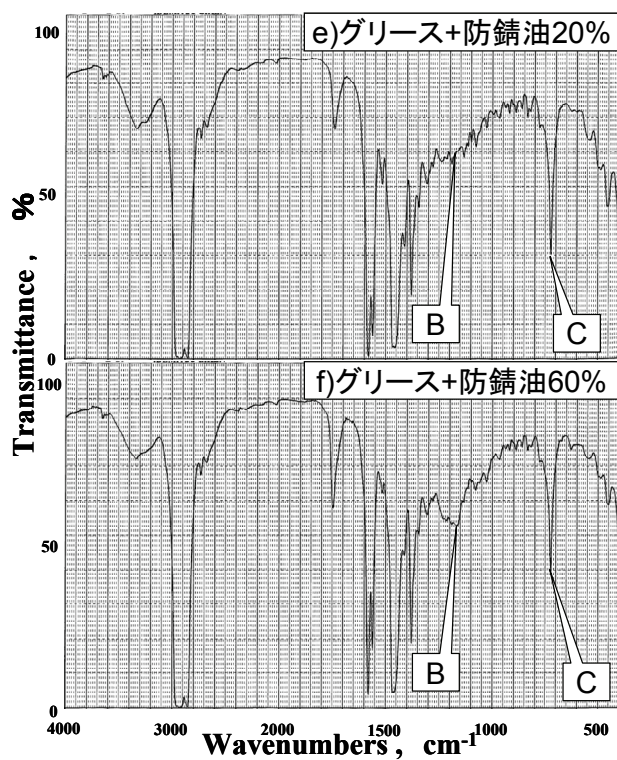


Fig.6-5 FT-IR chart of the grease including the rust prevention oil

Fig.6-5 防錆油を混合したグリースの FT-IR

全く拭き取っていない軸受の防錆油の混入率が 70wt%~77wt%であり、最初にグリース飛散事故を起こした海外生産品の防錆油混入率は Fig.6-1(b)の FT-IR チャートから計算すると 74wt%で防錆油を拭き取らずに組み立てていたことがわかった。

現在の作業指図書ではウエスで 2 回拭き取り、3 回目は新品の紙ウエスで拭き取るよう記載しており、この方法では防錆油の混入率は 10wt%~17wt%である。また 1 年以上も市場でのリニア軸受早期破損を起こしていない国内生産品の防錆油混入率も 17wt%程度であった。その後は生産国にかかわらずグリースの飛散、リニア軸受の早期破損も発生していない。

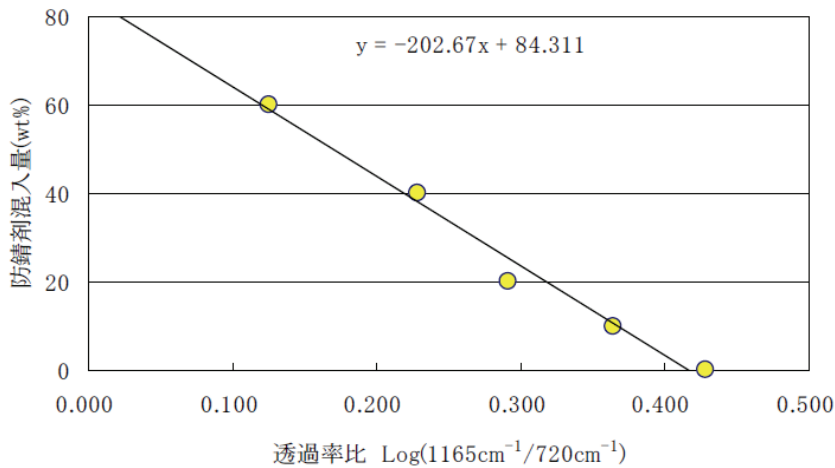


Fig.6-6 Calibration curve of the rust prevention oil mixture rate

Fig.6-6 防錆油混入率の検量線

6.2.7 作業指示書への指示理由の記載

グリースに防錆油が混入することによって、基油粘度が低下すると油膜が形成されなくなるため転がり疲労による破損寿命までの時間が短くなる。またちょう度が上昇する(軟らかくなる)とグリースの飛散や垂れ落ちが発生し、プリント基板を汚染することになる。これはプリント基板を生産する電子部品実装設備にとって重大な事故である。

海外の組み立て担当者は機械を組み立てることには関心はあるが、機械が何を生産しているかには興味がないことが多い。しかし、機械の性能を維持するためには、リニア軸受の性能を維持する必要があるため、そのためには防錆油を拭き取ることが重要であることを記載し、防錆油混入率 20wt%以下と数値を明示することで、防錆油の拭き取り忘れによる事故は皆無となった。

6.3 流体軸受装置の状況

潤滑剤単体での寿命予測よりスピンドルモータの寿命の方が約 6 倍長くなることを示した。使用した基油のジ-2-エチルヘキシルセバケート(DOS)は多くのデスクトップ型パーソナルコンピュータやテレビ用録画機に搭載されている 3.5 型 HDD のほとんどで使用されているものである。

VTR 用回転ヘッドシリンダ流体軸受の基油であるポリ- α -オレフィン(PAO)や 2.5 型以下の HDD で使用されているネオペンチルグリコール-ジ-カプリル酸エステル(NPG-C8)、ネオペンチルグリコール-ジ-ペラルゴン酸エステル(NPG-C9)でも潤滑剤単体の熱劣化試験より実機搭載状態での予測寿命が長くなっている。これらの結果もマランゴニ効果によるものと推測される。

DOS においても劣化による生成物質の質量数は明らかにできたが構造の特定にはいたらなかった。今後、実用化された基油の劣化物質の構造を明らかにすることでさらに寿命予測精度が良化できると推定され機器の寿命予測にとって重要である。

流体軸受は従来、ジャイロや遠心分離器など特殊機器でしか使用されない軸受と思われていたが、今では誰もが知らず知らずのうちに使用されている軸受となった。VTR 用回転ヘッドシリンダで初めて大量生産され、パーソナルコンピュータをはじめ家庭用テレビの録画機に搭載されている HDD や MPU 冷却ファン、オフィスのプリンタやコピー機、デジタル FAX のレーザースキャナのポリゴンモータなど、人々の生活の場で使用されている。磁気記録装置のように機械系を持たない半導体メモリの価格が下がり、またデータ通信の速度が飛躍的に高速化して個人が使用する機器には HDD のような回転機構をもつ記録装置は減少しているが、クラウドコンピューティングによる通信の先ではスマートフォン 6 台に対し HDD ドライブ 1 台が必要になると言われている。個人が所有するか、システムで所有するかの差で大容量高速対応の記録媒体としての磁気記録装置はなくなることはない。

流体に油を用いた流体軸受では高速化すると摩擦トルクが増大するという課題がある。油の低粘度化の研究も進んでいるが、流体に空気を用いた流体軸受(エア軸受)もポリゴンモータでは実用化されておりサーバなどへの実用化も期待される⁴⁾。

6.4 結言

電子部品実装設備の早期破損発生原因を予測して実験により証明し、研究成果である低速でも油膜形成され、かつ停止時も摩耗防止添加剤が有効に働くグリースを開発し、実際に設備に搭載して性能確認を実施した。しかしそれ以上に実用化には時間が必要であった。グリースの性能を低下させない防錆油の塗布方法や組み立て前の防錆油の拭き取り方、それらの評価など実用化に近づくと多くの課題が生じ、それらを早急に解決することが重要である。

また、流体軸受用潤滑剤において、潤滑剤の劣化に関する報告はほとんどなく、特に寿命に関する研究報告は公開されたことがない。潤滑剤単体試験より実機の方が性能劣化しにくく寿命が長いため、その要因を明らかにせず商品化を行ってきたが、劣化物の分子量分布の差異と軸受内の温度勾配の発生からマランゴニ効果により潤滑剤の特性劣化が遅い要因を説明することができた。今後、劣化物の分子構造の差異による表面張力差でどの程度の接線力が生じるかなどの研究が行われることを期待する。

第6章の参考文献

- 1) THK 株式会社, LM ガイド総合カタログ 504-1J, pp.B1-91, (2012).
- 2) 日本トムソン株式会社, IKO 直動シリーズ総合カタログ CAT-1552②, pp.III-40, (2012).
- 3) 日本精工株式会社, NSK リニアガイド取扱説明書, pp.2, 販資 L20001-01(2001).
- 4) 日下, 浅田, 大野: 動圧エア軸受とその応用技術, 松下テクニカルジャーナル, 第46巻, 第1号, pp.61-66, (2000).

第7章

総括

7.1 論文概要

プリント基板を生産する電子部品実装設備は日本メーカが世界シェアの約70% (2012年度)を占め、先進国から発展途上国まで広く使用されている。電子部品実装設備では、電子部品装着ヘッドとプリント基板の位置合わせに転がり式リニア軸受が使用されている。高速で長期間往復動運転され、軸受を含めた装置の寿命は約10年が必要とされているが、出荷台数の約10%は稼働開始後1年足らずで破損する課題があった。装置の実態調査を行ったところ、装置の潤滑グリースの選定をグリースのちょう度を基準にしている工場で破損事故が頻発していることがわかった。リニア軸受は玉が転走面を転がる構造であるため潤滑不良であっても焼付きなどの破損が起き難いとされていたため、ごく最近まで原因が明らかになっていなかった。装置の損傷発生メカニズムを解明し、グリースの選定方法などのトライボロジー面からの破損事故解決策の構築が待望されている。また、パーソナルコンピュータなどの記録装置用ハードディスクドライブ(HDD)は高速・高容量化が著しく、磁気ディスクの記録密度向上にはトラックピッチを狭くする必要がありスピンドルモータの回転精度(軸心振れ回り誤差)向上が重要となった。2000年頃の要求回転精度は50nmに向上し、従来の転がり軸受方式では対応できなくなり、約10nmが実現できるすべり軸受方式への転換が進められた。その結果、動圧グループ型流体潤滑軸受(流体軸受)がHDD用軸受の主流となり、近年の年間生産量は6億台程度に達している。長期無交換で使用されるスピンドルモータの技術課題は軸受の回転精度劣化と破損の防止である。主な不具合要因は長期使用される軸受用潤滑剤の熱劣化と考えられていたが、劣化寿命の評価方法と使用限界についての明確な対処策がなく、実用的な劣化寿命推定方法が待望されている。

本論文は上記の軸受に関する課題を解決するために、実物軸受を用いた実験評価を通して、軸受のトライボロジー損傷発生メカニズムの解明、定量化および具体的改善策をまとめ、製品への適用を通して改善策の有効性を確認した。以下にその概要を示す。

7.2 各章のまとめ

第1章の序論ではプリント基板生産用実装設備とHDDスピンドルモータを支える流体軸受の開発経緯と技術課題を示した。電子部品実装設備で短期間に軸受が破損した事例を調査し、損傷発生機で使用された潤滑グリースが抽出でき、選定したグリースが破損の原因になっている可能性があることを明らかにした。また、HDD用スピンドルモータの転がり軸受方式からすべり軸受方式に代わって行き、軸受寿命を律則する現象が転がり疲労から潤滑剤劣化に変わっていったが、軸受運転による潤滑剤の熱劣化についての知見が全くないことを示した。長期運転での潤滑剤熱劣化を、潤滑剤単体の短期実験で代替する方法が必要になっている状況を示し、本論文で解決すべき技術課題を示した。

第2章では、リニア軸受の潤滑に用いられているグリースのちょう度の他に基油粘度に着目し、それらの軸受球と転走面間の潤滑状態に及ぼす影響を検討した。実機に使用されているリニア軸受を用いて実際の作動状態及び温度状態を実現する試験機を作成し、ちょう度が一定で基油粘度が異なる4種類のグリースを用いて転走面の潤滑状態の差異を調べた。潤滑状態の尺度としては弾性流体潤滑（EHL:Elasto-hydrodynamic Lubrication）最小油膜厚さと表面の二乗平均平方根粗さの比を A 値として用いた。リニア軸受の運動は往復動で起点と終点付近では速度が変化することを考慮し、全運転域の潤滑状態はレールとレール上を移動するキャリッジとの間を電気導通法で確認した。実験の結果、 A 値が0.5より大きい状態でないと電気導通があり表面粗さ突起部が金属接触する混合潤滑状態にあることが確認できた。さらに、長期運転で転走面からグリースが枯渇して油膜厚さが減少することも想定されたため、連続運転を実施してその影響を調べた。往復動距離 $1.0 \times 10^3 \text{km}$ (実験時間260Hr)でも電気導通の状態は初期から変化せず、グリース排除による枯渇が原因ではないことも明らかになった。以上の実験から、リニア軸受の損傷発生に影響する潤滑状態はちょう度ではなく基油粘度に支配され、転走面を油膜で分離する良好な潤滑状態を実現するためには $A > 0.5$ とする必要があることを明らかにし、軸受転走面のトライボロジー設計を定量的に行える成果を示した。

第3章では、基油粘度が潤滑状態を支配することを踏まえて、潤滑状態とリニア軸受の転がり疲労損傷との関係、および転がり疲労寿命を延ばすためにグリースへの摩耗防止剤を添加する効果の有無を確認した。まず、同じちょう度で基油粘度の影響を調べるため、全行程で油膜分離が生じない($A < 0.5$)状態を実現する低粘度基油グリースと、往復動の停止位置から1cmの位置で $A > 0.5$ となり、ほぼ全行程で油膜分離状態になる高粘度基油グリースを用いて寿命比較試験を実施した。低粘度基油グリースでは $1.09 \times 10^4 \text{km}$ 走行でキャリッジ側に転がり疲労はく離が発生したが、高粘度基油グリースでは損傷は

発生しなかった。またキャリッジ破損のほかレール(炭素鋼 S55C 相当)の変色もあり、転走面の元素分析を実施した。常に金属接触状態で走行していた低粘度基油グリースではレール全域でグリースの摩耗防止剤添加剤の構成元素である P (リン), S (イオウ) の増加と Zn (亜鉛) が観察された。高粘度基油グリースでは停止位置でのみ P, S, Zn の含有量の変化が確認できた。このことからリニア軸受では膜厚比 $A < 0.5$ では転がり疲労寿命が短くなることと往復動の両端付近で摩耗防止剤の表面反応が生じることがわかった。これにより転がり疲労防止設計のためには潤滑状態を支配する基油粘度に着目すれば良いことが実証された。

第4章では、必ず停止部付近で金属接触状態になることを踏まえ、損傷発生防止に繋がる摩耗防止添加剤を検討した。摩耗防止添加剤として、Zn 系添加剤(Zn-1), ZnDTP, ZnDTP と MoDTC を併用したものと無添加の4種類とし、添加剤の表面反応を生じさせるために低粘度基油グリースを用いた。転がり疲労損傷はキャリッジの終端部付近で発生した。損傷発生までの走行距離は ZnDTP+MoDTC が $1.9 \times 10^3 \text{ km}$ で最も短く、次いで ZnDTP が $3.8 \times 10^3 \text{ km}$ 、摩耗防止添加剤なしが $4.9 \times 10^3 \text{ km}$ で Zn-1 が最も長い $1.09 \times 10^4 \text{ km}$ であった。添加剤を変えることにより軸受寿命が大きく変わることがわかった。寿命の差は添加剤反応の違いであると推定し、実験後の玉の元素分析とナノインデンタによる表層(約 $0.5 \mu\text{m}$)の硬度を測定した。添加剤元素である S や Mo, Zn はごく表層にのみ存在し、ナノインデンタ硬度が添加剤により異なった。転がり疲労寿命は、表層の硬度が低いほど短くなることがわかった。これにより、軸受寿命を延ばすためには、軸受材(軸受鋼 SUJ2)と反応して、ナノレベルで硬度が大きい反応膜を形成できる添加剤を選定する必要があることがわかった。

第5章では、従来まったく検討されることがなかった HDD の流体軸受用潤滑剤の熱劣化寿命について検討を行った。一般的には潤滑剤単体での熱劣化寿命予測はアレニウスプロットで実施するが、軸受内で回転によるせん断力を受ける状態での熱劣化との差異を明らかにすることを目的にした。潤滑油は 3.5 型 HDD 用として広く用いられているジ-2-エチルヘキシルセバケート(DOS)を使用した。軸受の流体潤滑油膜厚さは約 $3 \mu\text{m}$ で、軸受しゅう動面は完全に油膜分離する条件を設定した。運転中の潤滑油温度 80°C で約 3 年間 ($2.3 \times 10^4 \text{ Hr}$) 連続運転した流体軸受から回収した潤滑剤と単体で熱劣化させた潤滑剤の粘度変化率を比較した。粘度上昇率が大きいとモータ負荷の増大による低温時起動不良が生じる。また、粘度低下が生じると温度上昇時に軸受剛性が低下して軸振れが増加し、データ転送不良が生じ機能不良となる。その後、油膜破断に至り、軸受しゅう動面が焼付き易くなる。比較した結果、流体軸受から回収した潤滑剤の粘度変化率が $+0.5\%$ で単体試験での予測値は $+3\%$ であった。粘度変化率に差が出た原因は、低粘度物質の残留率の差であることがわかった。すなわち、流体軸受内では流体温度の

高い方向へ低粘度物質が移動するマランゴニ効果により、低粘度物質が軸受中央に集まるためと推測される。したがって潤滑剤単体での寿命予測よりスピンドルモータの寿命は約6倍長くなることがわかった。この結果より、初期的に潤滑剤の飛散、流出がない設計ができれば、長期に流体潤滑状態を維持できる運転時間が推定できることになり、熱劣化設計を行えるようになった。

第6章では電子部品実装設備に研究成果のグリースを初期封入することでリニア軸受の早期破損はなくなった。実用化ではリニア軸受メーカーで出荷時に塗布する防錆油の塗布方法や組み立て前の防錆油の拭き方、防錆油混入率を20wt%以下にすること。またその評価方法などの重要性を示した。流体軸受用潤滑剤において潤滑剤単体での寿命予測よりスピンドルモータの寿命の寿命が長くなる要因をマランゴニ効果で説明したが劣化物の構造や接線力などの研究の重要性を示した。

第7章では、電子部品実装設備のリニア軸受とHDD用スピンドルモータの損傷防止に検討した手法が有効であることを示した。さらに、今後の軸受の展望と残された技術課題を記して総括とした。

7.3 今後の課題

現在、電子部品実装設備で初期封入されるリニア軸受用グリースは摩耗防止添加剤にZn-1を使用し、基油粘度は工場内の使用温度の33℃において低速移動時の1m/sでもEHL膜を形成できる90mm²/s(40℃)である。本研究成果であるグリースを標準採用して以来、設備設置後1年以内でのリニア軸受の破損はなくなった。

工場においてメンテナンスを実施する上で、純正グリースを使用するのが好ましいが、入手困難な場合もあり、その際でも適正なグリースの選定が必要である。潤滑剤銘柄便覧の性状一覧や工業用市販グリースのカタログに記載されているグリースの性状は、ちょう度、外観、増ちょう剤の種類、滴点、離油度、酸化安定度などにとどまっていることが多く、グリースの主な用途である転がり軸受(回転を支持するベアリングやリニア軸受)でEHL膜を形成できるかを判断する上で必要な情報である基油粘度を記載していないことが多い。また、耐荷重性能を向上させたグリースの方が転がり疲労寿命が短い場合があること示した。

グリースを用いたリニア軸受において、基油、摩耗防止添加剤について明らかになった課題は多いが、重要なグリースの構成要素である、増ちょう剤についての検討ができなかった。添加量や種類、ちょう度などリニア軸受特有の課題も残されていると推測されるため、研究を進めていきたい。

設備産業において加速試験と称して高速・高荷重をかけ、短時間で走行距離をのばす

試験を実施し、走行距離により寿命を満足することを示しているが、リニア軸受では、荷重の影響は小さく、速度が高いほど EHL 膜は厚くなり、転がり疲労寿命に対し有利に働く。設備の正しい寿命評価試験方法等へ発展させることが今後の課題である。

また本論文で紹介したように世界で初めて大量生産に成功した流体軸受搭載機器は VTR 用回転ヘッドシリンダである。VTR シリンダの潤滑剤は PAO を基油とした。第 5 章では現在 3.5 型 HDD のほとんどが基油として用いている DOS の実験結果をまとめたが、VTR シリンダ用流体軸受の基油である PAO や 2.5 型以下の HDD で使用されている NPG-C8, NPG-C9 でも潤滑剤単体の熱劣化試験より実機搭載状態での予測寿命が長くなっている。これらの結果もマランゴニ効果によるものと推測される。しかし、DOS においても劣化による生成物質の質量数は明らかにできたが構造の特定はできなかった。PAO や NPG 系基油においても劣化による生成物質の特定は製品性能の劣化状態の予測のため有効であり、今後の研究に期待したい。

謝 辞

本研究の遂行ならびに本論文をまとめるにあたり、終始懇切丁寧なご指導と有益のご助言、そして暖かい励ましのお言葉を賜りました早稲田大学理工学術院大学院 情報生産システム研究科 教授 松本 将 先生に深く感謝し心よりお礼申し上げます。

また、有益なご助言と暖かい励ましのお言葉を賜りました早稲田大学理工学術院大学院 情報生産システム研究科 教授 犬島 浩 先生，教授 巽 宏平 先生 に深く感謝し心よりお礼申し上げます。

本研究と論文発表の機会を与えていただき、また数々のご支援を賜りましたパナソニックファクトリーソリューションズ株式会社 常務取締役 桑原 正幸 様，同 R&D センター所長 土師 宏 様，R&D センター 中村 隆 様，松森 正史 様，同経営企画グループ 坂田 昌弘 様，に深く感謝し心よりお礼申し上げます。

世界初の流体軸受を用いた商品開発，それに使用する潤滑剤開発の機会を頂きました元パナソニック株式会社 生産技術研究所の浅田 隆文 様をはじめご関係の皆様へ深く感謝し心よりお礼申し上げます。

本研究の実施に際し、ご協力ご支援を賜りました出光興産株式会社 営業研究所 市橋 俊彦 様，藤浪 行敏 様，株式会社太洋工作所 社長 辻 克之 様，同鶴見事業部 大西 慶一 様，大西 拓郎 様に深く感謝し心よりお礼申し上げます。

そして最後に家族の暖かい励ましがあったことを付記します。

研究業績

学術誌原著論文

- (1) 大野英明, 松本 將, “動圧グループ流体軸受用潤滑剤の劣化－潤滑剤の単純熱劣化と軸受内連続運転による劣化の差異－”, 精密工学会誌, 第 79 卷, 第 6 号, (2013), 523-528.
- (2) 大野英明, 松本 將, “転動体に玉を用いたリニア軸受の転がり疲れ寿命に及ぼすグリース基油粘度と摩耗防止剤の影響”, 精密工学会誌, 第 79 卷, 第 2 号, (2013), 159-164.
- (3) 大野英明, 松本 將, “転動体に玉を用いたリニア軸受の潤滑状態に及ぼすグリース基油粘度の影響”, トライボロジスト(日本トライボロジー学会誌), 第 56 卷, 第 6 号, (2011), 371-377.

国際会議・シンポジウム

- (1) Hideaki Ohno, Susumu Matsumoto, “Effect of Base Oil Viscosity of Grease on Lubricating Condition of Ball Type Linear Motion Rolling Bearing”, Japanese Society of Tribologists, International Tribology Conference Hiroshima 2011, Hiroshima Japan, (Oct-2011), E2-06.

発表・講演

- (1) 浅田隆文, 大野英明, “動圧グループ軸受のフェログラフィによる耐摩耗性研究—グループ形成法の比較評価—”, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, (東京 1988-5), 33.

解説記事

- (1) 大野英明, 城戸一夫, 小坂和明, 猪俣彰男, 前畑健吾, “電子部品実装設備用グリースの開発”, パナソニック技報, Vol.57, (2011), 24-29.
- (2) 日下圭吾, 浅田隆文, 大野英明, “動圧エア軸受とその応用技術”, 松下テクニカルジャーナル, Vol.46, (2000), 61-66.
- (3) 大野英明, 浅田隆文, 日下圭吾, “動圧流体軸受のトライボロジー”, 松下テクニカルジャーナル, Vol.46, (2000), 67-71.

表彰

- (1) 日本トライボロジー学会, “トライボロジー遺産 10 号”に動圧グループ流体軸受式ビデオテープレコーダ用シリンダヘッドが認定された。大野は開発当初からその潤滑剤の開発, ユニットの量産化に参画し, トライボロジー会議 2013 春の総会で開発者を代表し授賞式で楯を拝受した。2013,5,21.

特許

発明者, “発明の名称”, 公開番号, (公開日), 特許番号(公告日)で示した

- (1) 大野英明, ” 潤滑状態判定装置及び部品実装装置”, 特開 2012-159126 (2012.8.23).
- (2) 大野英明, ” 潤滑状態判定装置及び部品実装装置”, 特開 2012-159127 (2012.8.23).
- (3) 大野英明, ” 磨耗状態検出方法, 部品実装装置の駆動部, 及び部品実装装置”, 特開 2008-28344(2005.02.07), 特許第 4597923(2010.10.01).
- (4) 大野英明, ” 潤滑剤供給方法, 案内装置及びこれを備えた製造装置”, 特開 2008-69927 (2008.03.27).
- (5) 大野英明, 藤浪行敏(出光興産), ”実装機用グリース組成, ならびにこれを含有する案内装置および実装機”, 特開 2010-37383 (2010.02.18).
- (6) 浅田隆文, 濱田力, 大野英明, 日下圭吾, ”流体軸受装置”, 特開 WO2004-081400 (2006.06.15).
- (7) 平田勝志, 大野英明, 白石孝範, ”流体軸受用潤滑剤, ならびにそれを用いたスピンドルモータ及び情報装置”, 特開 2006-193723 (2006.07.27).
- (8) 平田勝志, 大野英明, 白石孝範, ”流体軸受用潤滑剤, ならびにそれを用いたスピンドルモータ及び情報装置”, 特開 2006-291042 (2006.10.26).
- (9) 平田勝志, 大野英明, 白石孝範, ”流体軸受用潤滑剤, ならびにそれを用いたスピンドルモータ及び情報装置”, 特開 2007-120653 (2007.05.17).
- (10) 平田勝志, 大野英明, 白石孝範, ”流体軸受装置, それを用いたスピンドルモータ, 及びそれを用いたディスク駆動装置”, 特開 2006-105207 (2006.04.20).
- (11) 平田勝志, 大野英明, 白石孝範, ” 流体軸受装置, ならびにそれを用いたスピンドルモータ及び磁気ディスク装置”, 特開 2006-64151 (2006.03.09).
- (12) 浜田力, 浅田隆文, 大野英明, ” 動圧流体軸受装置 ”, 特開 2006-46540 (2006.02.16).
- (13) 平田勝志, 白石孝範, 大野英明, ”流体軸受装置, 及びそれを用いたスピンドルモータ”, 特開 2005-290256 (2005.10.20).
- (14) 平田勝志, 白石孝範, 大野英明, ”流体軸受装置及びそれを用いたスピンドルモータ”, 特開 2005-291332 (2005.10.20).

-
- (15) 浅田隆文, 濱田力, 大野英明, 得能保典, ”流体軸受装置”, 特開 2005-256968 (2005.09.22).
- (16) 大野英明, ” 流体軸受装置”, 特開 2005-106098 (2005.04.21), 特許第 4347010 号 (2009.07.24).
- (17) 大野英明, ” 流体軸受装置”, 特開 2005-98394 (2005.04.14).
- (18) 浅田隆文, 斎藤浩昭, 大野英明, 伊藤大輔, ”流体軸受装置及びディスク装置”, 特開 2005-9581 (2005.01.13).
- (19) 浅田隆文, 斎藤浩昭, 大野英明, 伊藤大輔, ”流体軸受装置及びディスク装置”, 特開 2005-9580 (2005.01.13).
- (20) 浅田隆文, 斎藤浩昭, 大野英明, 伊藤大輔, ”流体軸受装置及び加工方法”, 特開 2004-257510 (2004.09.16).
- (21) 大野英明, ” 流体軸受装置及びこれを用いた磁気ディスク装置 ”, 特開 2004-183868 (2004.07.02), 特許第 4045942 号(2007.11.30).
- (22) 浅田隆文, 斎藤浩昭, 大野英明, ”動圧軸受装置及びディスク記録装置”, 特開 2004-132455 (2004.04.30).
- (23) 浅田隆文, 斎藤浩昭, 大野英明, ” 動圧軸受装置及びこれを用いたモータ及びディスク記録装置”, 特開 2002-372048 (2002-12.26), 特許第 3687570 号(2005.06.17).
- (24) 浅田隆文, 大野英明, 斎藤浩昭, ”ディスク回転装置”, 特開 2002-369476 (2002.12.20).
- (25) 大野英明, 浅田隆文, ”ハードディスクドライブ用流体軸受装置”, 特開 2002-155944 (2002.05.31).
- (26) 大野英明, 浅田隆文, ”流体軸受装置”, 特開 2002-13534 (2002.01.18).
- (27) 大野英明, 浅田隆文, 日下圭吾, ”流体軸受装置”, 特開 2001-200848 (2001.07.27).
- (28) 大野英明, 浅田隆文, ”流体軸受装置”, 特開 2001-140894 (2001.05.22), 特許第 4274652 号(2009.03.13).
- (29) 日下圭吾, 大野英明, 浅田隆文, 松本才明, ” 動圧気体軸受装置 ”, 特開 2001-124061 (2001.05.08).

- (30) 大野英明, 浅田隆文, 日下圭吾, ”気体軸受装置”, 特開 2001-124087 (2001-05.08).
- (31) 大野英明, 浅田隆文, 日下圭吾, ”気体軸受装置”, 特開 2001-124060 (2001.05.06).
- (32) 園田孝司, 大野英明, 浅田隆文, ”動圧型軸受装置”, 特開 2000-314425 (2000.11.14).
- (33) 浅田隆文, 大野英明, ”流体軸受装置”, 特開 2000-297818 (2000.10.24).
- (34) 佐藤正一郎, 瀬野真透, 大野英明, 高市進, 山上秋男, ”電子部品吸着ノズル”, 特開 2000-124678 (2000.04.28).
- (35) 浅田隆文, 大野英明, ”流体軸受装置”, 特開平 11-344025 (1999.12.14).
- (36) 浅田隆文, 大野英明, 日下圭吾, ”流体軸受装置およびその加工方法”, 特開平 11-344027 (1999.12.14).
- (37) 大野英明, 浅田隆文, 日下圭吾, ”気体軸受装置の製造方法”, 特開平 11-336748 (1999.12.07).
- (38) 大野英明, 浅田隆文, 日下圭吾, ”気体軸受装置の製造方法”, 特開平 11-223213 (1999.08.17).
- (39) 浅田隆文, 園田孝司, 大野英明, ”流体軸受装置”, 特開平 11-82478 (1999.03.26).
- (40) 日下圭吾, 大野英明, 浅田隆文, ”溝付き軸受板及びその加工方法”, 特開平 10-31133 (1989.11.24).
- (41) 浜田力, 浅田隆文, 大野英明, ”動圧型流体軸受用スリーブとその製造方法”, 特開平 10-281144 (1998.10.20).
- (42) 浅田隆文, 浜田力, 森本正人, 大野英明, 斉藤浩昭, ”溝付きスリーブの製造方法”, 特開平 10-249464 (1998.09.22).
- (43) 園田孝司, 浅田隆文, 大野英明, ”動圧溝付き軸受のスリーブの加工方法”, 特開平 10-141360 (1998.05.26).
- (44) 大野英明, 浅田隆文, ”レンズアクチュエータ”, 特開平 5-89499 (1993.04.09).
- (45) 大野英明, 浅田隆文, ”レンズアクチュエータ”, 特開平 5-89497 (1993.04.09).
- (46) 大野英明, 浅田隆文, ”レンズアクチュエータ”, 特開平 5-89496 (1993.04.09).

- (47) 大野英明, 淺田隆文, 三好徳享(岡製製油), 上畑雅司(岡村製油), ”流体軸受装置”, 特開平 4-357318 (1992.12.10), 特許第 2997091 号(1999.10.29).
- (48) 大野英明, 吉嗣孝雄, 吉田忠良, 松本英雄”流体軸受用潤滑油”, 特開平 1-269720 (1989.10.27), 特許第 2621329 号(1997.04.04).
- (49) 大野英明, 吉嗣孝雄, ”流体軸受用潤滑油”, 特開平 1-225697 (1989.09.08), 特許第 2676767 号(1997.07.25).
- (50) 吉嗣孝雄, 大野英明, 山本三千治, ”流体軸受装置”, 特開平 2-118215 (1989.05.02).
- (51) 大野英明, 宇田成徳, 吉田忠良, 野島由佳子(松下電器産業), 萩原敏也, 岸本耕二, 助野友香(花王株式会社), ”流体軸受用潤滑油”, 特開平 1-188592 (1989.07.27).
- (52) 大野英明, 吉嗣孝雄, 野島由佳子, ”流体軸受装置”, 特開平 1-279117 (1989.11.09).
- (53) 大野英明, 吉嗣孝雄, 吉田忠良, 松本英雄, ”流体軸受装置”, 特開平 1-275913 (1989.11.06).
- (54) 淺田隆文, 村卓二, 仲川浩司, 大野英明, ”動圧型流体軸受”, 特開昭 61-241520 (1986.10.27).
- (55) 淺田隆文, 中村卓司, 大野英明, ”動圧型流体軸受装置”, 特開昭 63-167121 (1988.07.11).
- (56) 仲川浩司, 吉田忠良, 淺田隆文, 大野英明, ”動圧型流体軸受の流体溝形成装置”, 特開昭 63-36939 (1988.02.17), 特公平 7-71703(1995.08.02).
- (57) 仲川浩司, 吉田忠良, 淺田隆文, 大野英明, ”動圧型流体軸受の流体溝形成方法”, 特開昭 63-36945 (1988.02.17).
- (58) 淺田隆文, 黒瀬和義, 井上洋, 村卓二, 仲川浩司, 大野英明, ”動圧型流体軸受”, 特開昭 61-241519 (1986.10.27).
- (59) 仲川浩司, 村卓二, 淺田隆文, 大野英明, ”溝付流体軸受の製造装置”, 特開昭 61-162235 (1986.07.22), 特公平 5-45339(1993.07.08).
- (60) 淺田隆文, 大野英明, 黒瀬和義, 井上洋, ”動圧型流体軸受装置の製造方法”, 特開昭 62-37511 (1987.02.18), 特公平 4-57888(1992.09.16).

-
- (61) 浅田隆文, 村上卓二, 仲川浩司, 黒瀬和義, 大野英明, 井上洋, ”動圧型流体軸受”, 特開昭 62-13812 (1987.01.22), 特公平 3-31929(1991.05.09).
- (62) 大野英明, 中尾要, 浅田隆文, ”流体軸受シリンダ装置”, 特開昭 61-171915 (1986.08.02).
- (63) 仲川浩司, 村上卓二, 浅田隆文, 大野英明, ”溝付流体軸受の製造装置”, 特開昭 61-124726 (1986.06.12), 特公平 6-13135(1994.02.23).
- (64) 浅田隆文, 村上卓二, 仲川浩司, 大野英明, ”溝付き流体軸受の製造装置”, 特開昭 61-119323 (1986.06.06), 特公平 4-13045(1992.03.06).
- (65) 浅田隆文, 村上卓二, 仲川浩司, 大野英明, ”溝付き流体軸受の製造装置”, 特開昭 61-111714 (1986.05.29), 特公平 4-78364(1992.12.11).
- (66) 浅田隆文, 吉田忠良, 香田稔, 大野英明, ”流体軸受シリンダ装置”, 特開昭 60-159417 (1985.08.20), 特公平 2-19331(1990.05.01).
- (67) 浅田隆文, 香田稔, 吉田忠良, 千間和義, 松本英雄, 大野英明, ”流体軸受シリンダー装置”, 特開昭 59-17312(1984.11.19)
- (68) 浅田隆文, 岸本克, 吉田忠良, 大野英明, ”流体軸受シリンダ装置”, 特開昭 60-129419(1985.07.10)
- (69) 浅田隆文, 岸本克, 吉田忠良, 大野英明, ”流体軸受シリンダ装置”, 特開昭 60-102714(1985.07.13)