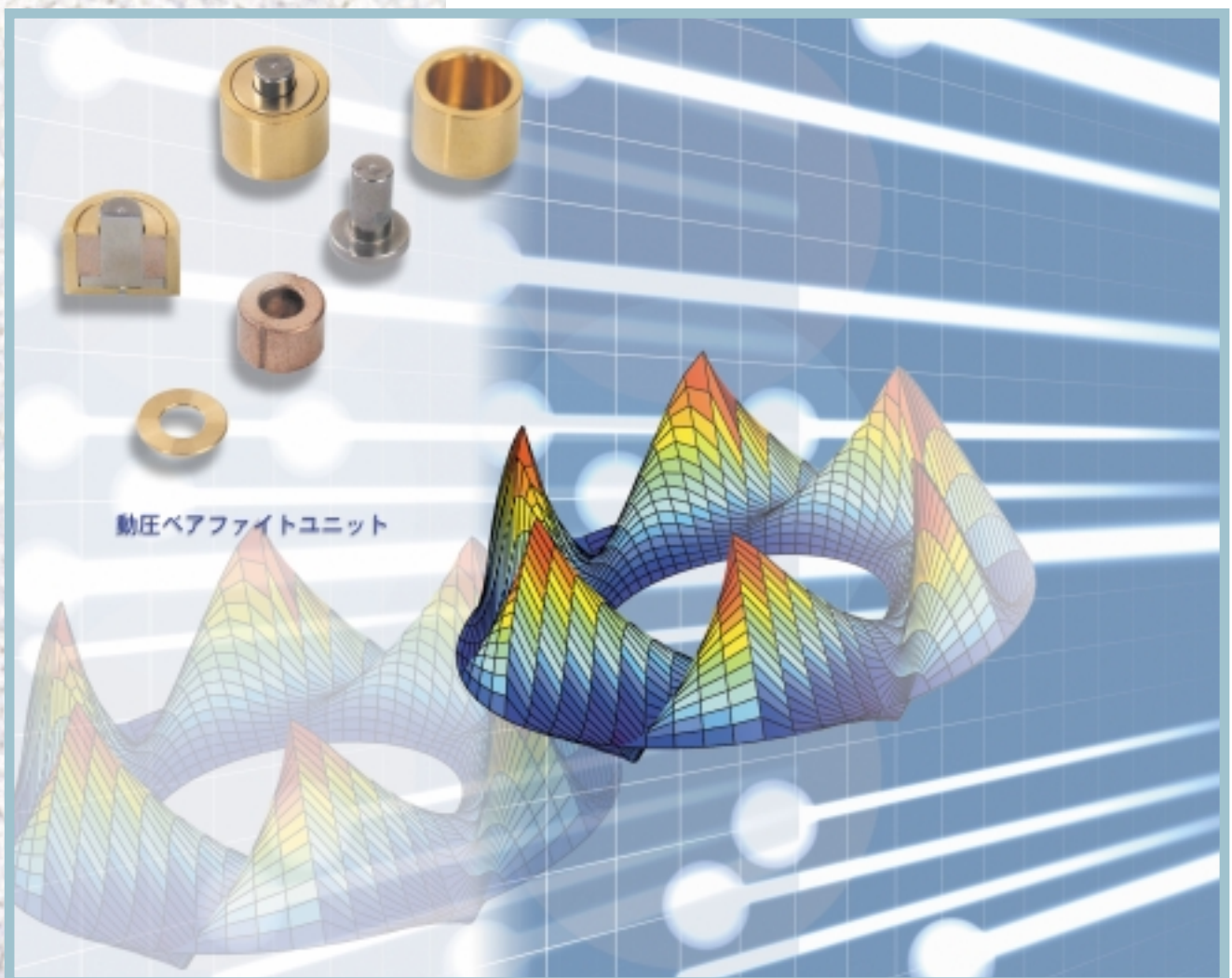


# TECHNICAL REVIEW

No. **69**

流体軸受 小特集号

AUGUST 2001



流体軸受小特集

目次

[巻頭言]	流体軸受小特集にあたり	軸受技術研究所 中 関 嗣 人	1
[寄稿]	21世紀の鬱血性心不全治療	医療分野へのNTN技術の挑戦 テルモ株式会社 野 尻 知 里	2
流体軸受特集	[解説]	動圧ベアファイトの紹介	8
		軸受技術部 栗 村 哲 弥	
	[解説]	静圧気体軸受の技術動向	13
		商品開発研究所 藤 川 芳 夫 / 浅 原 章 伸	
[解説]	磁気/エアハイブリッドスピンドルの開発	21	
	商品開発研究所 鈴 木 伸 幸 / 山 田 裕 之		
[論文]	多重格子法によるヘリングボーン溝付き動圧気体ジャーナル軸受の数値解析	27	
	軸受技術研究所 古 林 卓 嗣		
[論文]	4WDトランスファケース用電磁式ツーウェイローラクラッチの開発	39	
	商品開発研究所 岡 田 浩 一 自動車製品技術部 安 井 誠 NTNテクニカルセンター 後 藤 司 郎 / R.モナハン / T.ベイリー		
[論文]	低炭素鋼に近い機械的特性をもつ新しい粉末焼結材	46	
	NTNテクニカルセンター W.アルシニ (翻訳) 後藤司郎		
[論文]	高硬度鋼のモードII疲労き裂進展特性を求めめるための新試験法	53	
	軸受技術研究所 前 田 喜 久 男 / 藤 井 幸 生 愛知工業大学 大 塚 昭 夫		
[論文]	熱処理へのコンピュータシミュレーションの適用	61	
	軸受技術研究所 大 木 力		
[論文]	玉軸受の振動シミュレーション	69	
	軸受技術研究所 坂 口 智 也 / 赤 松 良 信		
[論文]	密封玉軸受のグリース寿命予測	76	
	軸受技術研究所 川 村 隆 之 / 南 政 美 / 平 田 正 和		
[論文]	高温高速円筒ころ軸受の運転性能	82	
	軸受技術研究所 藤 井 健 次 / 森 正 継 軸受技術研究所 田 中 広 政 / 藤 井 幸 生 / 前 田 喜 久 男		
[論文]	コンロッド大端用針状ころ軸受の動力学解析	89	
	軸受技術研究所 藤 原 宏 樹 / 古 林 卓 嗣		
[論文]	ADAMSによるDOJの内部力解析	97	
	商品開発研究所 葉 山 佳 彦		
[解説]	樹脂被膜絶縁軸受の改良	103	
	軸受技術研究所 江 上 正 樹 軸受技術部 伊 藤 秀 司		
[解説]	回転センサ付軸受について	108	
	軸受技術部 伊 藤 浩 義 商品開発研究所 小 池 孝 誌		
[解説]	回転センサ付軸受への磁場解析の適用	112	
	商品開発研究所 小 池 孝 誌 / 永 野 佳 孝		
[解説]	電動サーボ射出成形機用ボールねじへの取組み	117	
	精機商品技術部 信 朝 雅 弘 / 柴 田 靖 史 / 牛 田 公 人 / 小 和 田 貴 之		

[新商品紹介]	① 動圧ベアファイトユニット	123	⑦ クラッチ内蔵ブリーユニット	129
	② <b>ECO</b> シリーズ 工作機械用低騒音エアオイル潤滑軸受	124	⑧ 逆入力遮断クラッチ「トルクダイオード」	130
	③ <b>ECO</b> シリーズ 工作機械用アンギュラ玉軸受	125	⑨ プロペラシャフト用「ハイブリッドシャフト」	131
	④ 超高負荷容量保持器付針状ころ	126	⑩ 検査装置用エアスピンドル	132
	⑤ 回転センサ付軸受	127	⑪ 磁気/エアハイブリッドスピンドル	133
	⑥ タイミングベルト用超小型油圧式オートテンショナ	128		

## 流体軸受小特集にあたり

軸受技術研究所 中 関 嗣 人

いつの頃からかは定かではないが、ベアリングといえば深溝玉軸受に代表される転がり軸受を指すようである。筆者が子供の頃の記憶では、町工場で使われていた汎用モータや平ベルトプーリの軸受のほとんどが流体軸受（すべり軸受）であったような気がする。これは、当時の転がり軸受が高価な製品であったことが大きな理由であり、この低コスト化が進むと、その低トルク性能、起動停止時の耐摩耗性能、保守の容易さにより、急速に流体軸受からの置き換えが進んだ。最近では省エネルギー化の観点から、自動車エンジンのロッカアームや小型エンジンのコンロッドの大小端軸受にも採用されている。しかしながら、依然として流体軸受が残っている分野もある。それは発電機の主軸や精密工作機械のように、高い信頼性や回転精度が要求される用途であり、多気筒エンジンのクランクシャフトのように構造上転がり軸受の採用が困難な用途においてである。

このように、多くの用途においては流体軸受から転がり軸受への置き換えが進んできたが、転がり軸受から流体軸受への置き換えという逆の現象も現れている。HDDに使われる転がり軸受の回転精度は加工技術の進歩により飛躍的に向上したが、転動体が有限数である故の理論的な上限が見え始めた。これ以上の記録密度に対しては流体動圧軸受の採用が不可欠であり、近い将来HDDモータのほとんどが流体動圧軸受になると予測されている。このように高精度化の要求からではなく、コスト最優先の用途においても、転がり軸受の流体軸受（焼結含油軸受）化は進められている。

流体軸受には外部ポンプの有無により静圧型と動圧型に、潤滑流体の種類により気体軸受と油軸受に大別される。動圧軸受の中には多円弧型、動圧溝付き型、ティルティングパッド型、フォイル型など多数の形式がある。これら流体軸受の理論はすでに確立されているが、転がり軸受のように規格化された製品ではないため、軸受専門メーカーよりもユーザが用途に合わせて最適軸受の選定や

設計を行う場合が多い。NTNにおいても流体軸受の高い回転精度に注目して、静圧気体軸受および溝付き動圧軸受の研究を長年にわたり進めてきた。前者の応用例では、モータ駆動技術まで踏み込んで低NRROの極限を追求した光ディスクマスタリング用静圧空気軸受、磁気軸受の持つ高い静剛性と静圧空気軸受の高い回転精度を組み合わせた磁気エアハイブリッドスピンドルがある。これらは情報機器の製造技術分野で大きな貢献を果たす製品である。

一方、溝付き流体動圧軸受の基本的な性能解析は25年以上も前に行われ、その優れた性能は証明されているものの、転がり軸受に置き換わるだけの低コスト化が難しく実用化が進まなかったのが実情である。優れた性能を発揮するには1ミクロン単位の加工精度が要求され、このためのコストが家電製品等の量産品への展開を阻止してきた。このような歴史的背景から、流体動圧軸受の普及には低コスト加工技術の確立が不可欠であるとの認識に立ち、NTNでは焼結軸受への動圧溝加工の研究を重点的に進めてきた。そして、動圧軸受の製造コストを画期的に低減可能な溝加工法を開発し、これまで一部の市場に投入し好評を得ている。流体動圧軸受の最大の用途であるHDDは、AV等のデジタル家電への適用も進むものと予測され、NTNの動圧技術が近い将来情報機器製品の発展に多いに役立つことを期待したい。

本小特集では、前述した流体軸受関連の研究成果の幾つかを紹介している。今後、HDDの高速化に対しては動圧気体軸受の必要性が増してることが予想され、この動特性を精密に高効率で解析する手法も取り上げた。古くて新しい流体軸受は果てしない高精度・高機能化のニーズに支えられ、新たな黎明期を迎えようとしている。今回の特集を通して、NTNにおける流体軸受の高精度化への取り組みと、実用化に向けた挑戦を少しでも理解して頂ければ幸甚である。

## 21世紀の鬱血性心不全治療

- 医療分野へのNTN技術の挑戦 -

野尻 知里\*

### Congestive Heart Failure Treatment for The 21st Century

- Challenge of NTN Technology for Medical Treatment -

By Chisato NOJIRI

Congestive heart failure (CHF) is the leading cause of death in the majority of the developed countries. According to an American Heart Association estimate, approximately 4.6 million Americans have congestive heart failure and there are 450 thousand new cases found each year in the United States. Although the prevalence and incidence of CHF worldwide is not well defined, current worldwide projections estimate approximately 22.5 million people have CHF with 2 million new cases are annually. Currently available drug therapies have shown limited efficacy. Therefore, there are tremendous opportunities for device companies to target the huge market for CHF treatment. There are two major therapeutic options for CHF other than drug therapy. One is implantable cardiac rhythm management (CRM) and ventricular assist devices (VAD) which should be key players over the next few years.

In this report, I introduce a VAD using a magnetically suspended centrifugal blood pump system.

#### 執筆者紹介



氏名：野尻知里（のじりちさと）  
テルモ（株）T-ILVAS事業開発チーム  
部長兼T-ILVASプロジェクト部長  
生年月日：1952年6月3日  
学歴：1978年3月 京都大学医学部卒業  
1978年5月 医師国家試験合格  
医籍登録番号：第238861号  
1986年7月 医学博士

職歴：1978年5月 京都大学附属胸部疾患研究所  
1979年4月 小倉記念病院 心臓血管外科  
1980年4月 熊本日赤病院 心臓血管外科  
1981年5月 東京女子医科大学附属日本心臓血圧研究所  
循環器外科  
1986年9月～1989年9月 米国ユタ大学留学  
1991年7月 テルモ（株）研究開発センター 現在に至る  
1992年4月 東京女子医科大学附属日本心臓血圧研究所  
循環器外科非常勤講師

所属学会：American Society for Artificial Internal Organs  
International Society for Artificial Organs  
International Society of Rotary Blood Pump  
日本胸部外科学会：認定医，指導医  
日本心臓血管外科学会  
日本外科学会：認定医  
日本脈管学会  
日本循環器学会  
日本移植学会  
日本人工臓器学会：評議員  
日本バイオマテリアル学会：評議員  
高分子学会

#### 1. はじめに

心疾患は先進諸国における主要な死亡原因のひとつであり，我が国においても悪性腫瘍，脳血管疾患とともに3大死亡原因を構成している。人口の高齢化とともに患者数，重症度において現在最も注目されている心疾患は慢性鬱血性心不全（CHF）である。CHFは心臓が全身への血液を十分に送れない状態，即ちポンプ機能が慢性的に低下している状況のことであり，原因は多様である。現在米国で460万人のCHF患者があり，毎年4.5万人の新規患者がいる。世界レベルでは2,250万人，新規200万人ともいわれている。

このようなCHFに対する治療法としては薬剤治療が最も一般的に行われているが，重症症例での効果には限界がある。薬物治療のひとつとして現在遺伝子治療が注目され，一部では臨床応用されているがまだ治療法の確立には至っていない。また，バイオテクノロジーの最も先進的なアプローチとしてヒト遺伝子を持った動物臓器移植，組織再生，器官再生の試みがあり期待されているが，これも未だ時を要する。CHFの外科治療も一定の効果をおよぼすに止まっている。

CHFにおけるデバイスを用いた治療法として現在最も注目されているのは埋込み型心調律マネジメントデバイス（CRM）と補助人工心臓（VAD）である。特に、VADは末期の心不全患者、即ち心臓移植以外に治療法がない患者にはより強力な循環補助法である。心臓移植は既に確立された治療法であるが、心臓の提供者（ドナー）は限られており、移植先進国の欧米においてもドナー不足は深刻な問題となっている。現在米国では、心臓移植で救命できる65歳以下の患者40,000人に対し毎年2,000例程度の移植しか行われていない。このような状況を踏まえ、移植の代替治療法としてのVADの開発が囑望されている。

ここではテルモがNTN(株)と協力して開発を進めている磁気浮上遠心ポンプを用いたVAD（Terumo Implantable Left Ventricular Assist System: T-ILVAS）の開発の現状を紹介する。

## 2. T-ILVASの概要

図1に概念図を示したが、体内埋込み型左心補助人工心臓システムは以下の5つの要素から構成されている。

- 1) 磁気浮上型遠心ポンプ
- 2) 装着型制御・駆動ユニット
- 3) 体外バッテリー
- 4) AC/DCコンバータおよび充電装置
- 5) 病院用コンソール

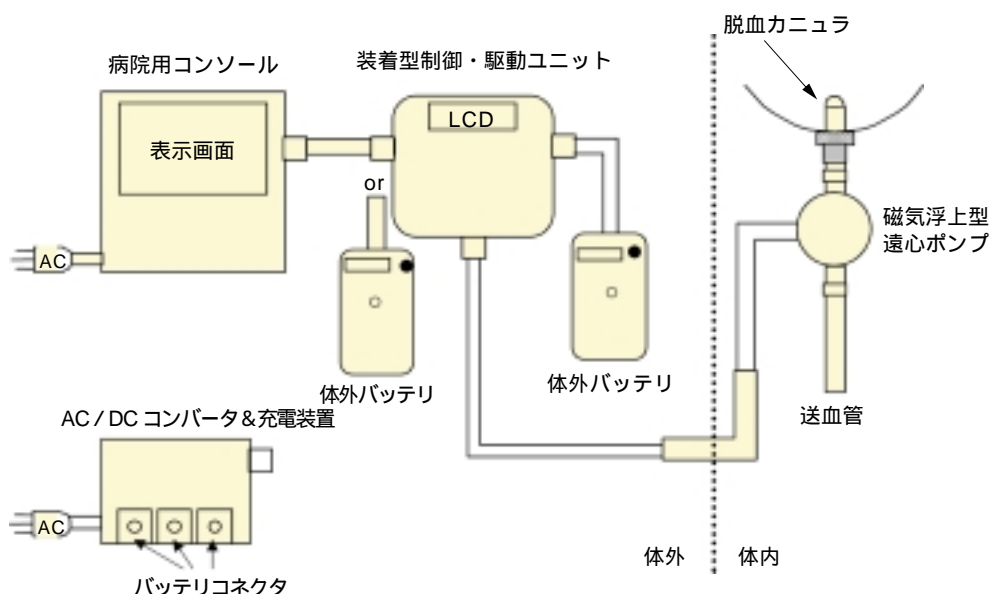


図1 T-ILVASの構成概要  
System components lay-out of T-ILVAS

図2に実際の臨床器の埋込み位置を示した。

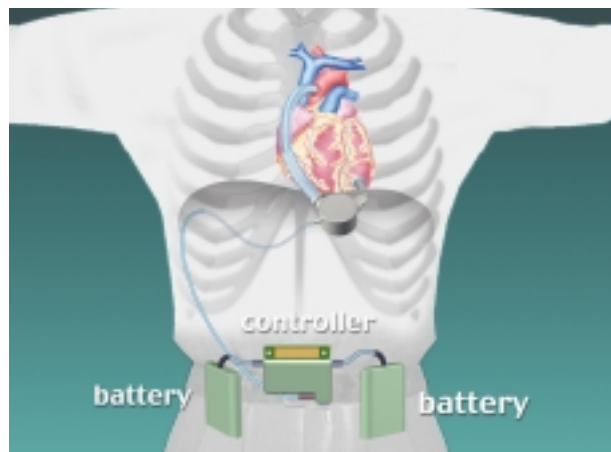


図2 T-ILVASの埋込み位置  
Anatomical configuration of T-ILVAS

## 3. 磁気浮上型遠心ポンプ

従来人工心臓ポンプとして用いられてきた拍動流ポンプは、容積型であるため小型化に限界があり、小柄な患者への埋込みは困難であった。また人工弁が必要となるため、システム全体が高価であるという問題を抱えている。このような拍動流ポンプの問題を解決する次世代の人工心臓ポンプとして連続流ポンプが近年注目されている。

本システムで採用した遠心ポンプは、血液室内の羽根車を回転させることにより生じる遠心力で血液を押し出す。

し出す連続流ポンプであり、従来の拍動流ポンプに比べ、小型・軽量、構造が単純、低価格という利点がある。しかし、従来の遠心ポンプでは、血液室内の軸受部もしくは軸シール部で血栓が生じ、耐久性・抗血栓性に問題があり、短期間の使用に限られていた。

今回、血液室内の軸受や軸シールを不要とするポンプ構造として、京都大学赤松教授とNTN(株)が共同で原理を考案した磁気浮上型遠心ポンプを採用した<sup>1)</sup><sup>2)</sup>。羽根は2枚のリングで挟まれており、一方のリングに組み込んだ永久磁石と、モータ側に組み込んだ磁石との磁気カップリングにより回転する。羽根車の反対側に取り付けられた磁性金属リングを電磁石で吸引し、その電磁石電流は羽根車が常に血液室の中心に浮いた状態を保つように制御される(図3)。このように、磁気浮上ポンプは血液室内に摩擦が全くないため、長期の耐久性が期待でき、さらに、摺動部に多く発生する血栓の心配もない。また、トルクが安定し、モータ電流と回転数により流量が正確に測定できるため、流量計を用いないセンサレス流量計測も可能である<sup>3)4)</sup>。

現在までに体外設置型Type I および体内埋込み型のType II, 改良型Type II, Type III およびチタン製ポンプの試作を行った。Type I ~ Type III のポンプハウジングおよび羽根車はポリカーボネート製であり、血液接触面はヘパリン固定化処理<sup>\*1</sup>を施した。これら試作ポンプの血液室と羽根車のサイズはすべて同等である。ポンプ性能は、揚呈150mmHg, 回転数2600rpmで10L/minの拍出量が得られる。チタン

製の最新モデルではモータ, 電磁石等の改良により, 初期モデルでは30W以上であった消費電力が, 最新モデルでは13W程度と大幅に減少している。図4は臨床器のイメージ図である。

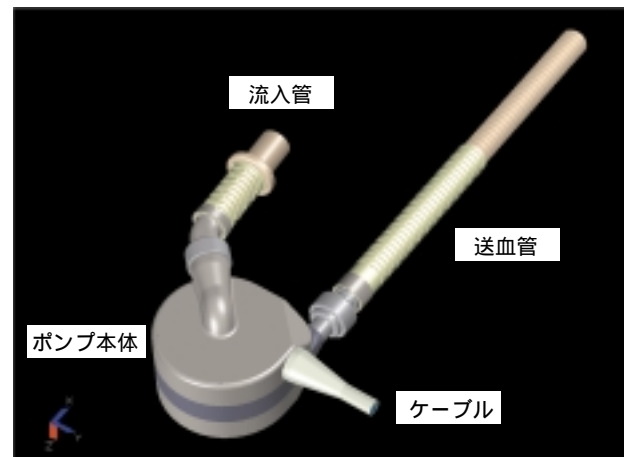


図4 臨床器のCADイメージ  
CAD image of clinical pump with inlet/outlet conduits

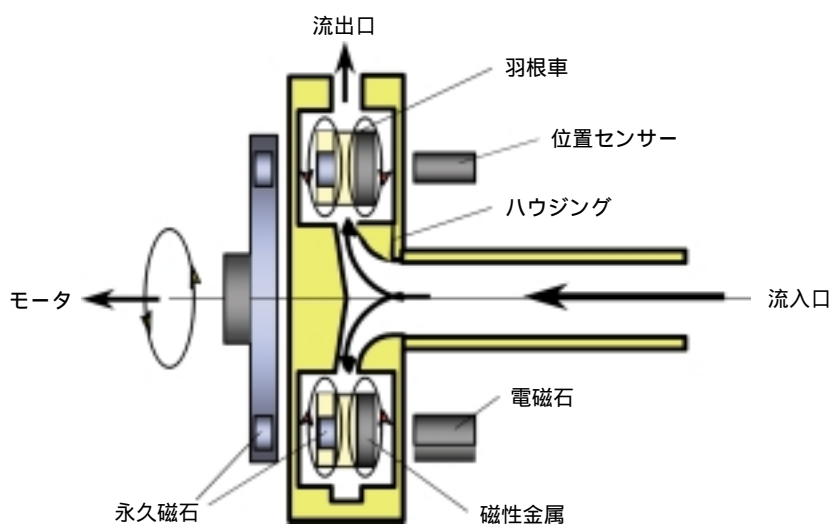


図3 磁気浮上遠心ポンプの基本構成  
Basic structure of the magnetically suspended centrifugal pump

#### 4. 慢性動物実験

磁気浮上型遠心ポンプの長期耐久性および抗血栓性を確認するため、左心補助慢性動物モデルを用いた実験を行った。

##### 1) ポリカーボネート製初期モデル

磁気浮上ポンプの長期補助ポンプとしてのフィジビリティを確認するため、数種のポリカーボネート製初期モデルを6頭の成羊を用い、左心室脱血、下行大動脈送血<sup>\*2</sup>の左心バイパスモデルを作成した。表1に慢性動物実験の結果を示した。体外設置モデルでは最長864日におよぶ長期連続運転を記録した(No.1)。本例では、ポリカーボネート製流入ポートの疲労破壊による大量出血のため実験を余儀なく中止した。実験中の平均ポンプ流量4L/min, 平均大動脈血圧90mmHg, 脈圧15mmHgであった。図5に摘出後解体したポンプの外観を示した。ポンプ内および流入, 流出ポートには血栓は全く認められなかった。腎にも梗塞や微小血栓は全く認められなかった。遊離ヘモグロビン値は6mg/dl以下に保たれ, 溶血<sup>\*3</sup>は全く問題とならないレベルで推移した。腎機能も正常に保たれ, その他肝機能, 血球数にも異常は認められな

かった。

No.2~4で評価した埋込み型Type II ポンプは70, 79, 17日で実験を中止したが, いずれもハウジング内に設けたコネクタから血液が電磁石およびモータへ漏洩したためのポンプ動作不良が原因であった。No.4では体重45Kgの小型羊の胸腔内への埋込みを行ったが, 良好な解剖学的適合性を示した。

ハウジング内のコネクタをなくし, Type I と同様の2線式とした改良型Type II ポンプを胸腔内に埋め込んだNo.5は482日に及ぶ長期連続運転を記録した。実験中の平均流量5L/min, 大動脈平均圧90mmHg, ポンプ平均回転数1700rpmであった。本例では電磁石およびモータの表面温度を記録するため, 表面に金属製の温度センサーを接着したが, モータおよび電磁石のケーシングに用いた異種金属間の電池形成によると思われる腐食がケーシング表面に進行し, その腐食部より体液が電磁石およびモータ内に滲入してポンプが停止した。摘出ポンプには血栓は全く認められず, 腎・肝等主要臓器にも血栓塞栓は認められなかった。また, 血液検査にても溶血は問題ないレベル(<4mg/dl)であり, その他の検査値も正常範囲で推移した。

表1 ポリカーボネート製ポンプでの慢性動物実験の結果  
Summary of chronic animal experiment using polycarbonate prototype pump

羊番号	体重(kg)	Model	ポンプ埋込位置	回転数(mean)	流量(mean, L/min)	試験期間	終了原因
1	70	I	体外	2000	4.0	864日	インレットポート破損
2	46	II	体外	2000	4.5	70日	ホールセンサ故障
3	46	II	体外	2100	4.5	79日	モータ回路ショート
4	45	II	胸腔内	1800	4.5	17日	防水シール不良
5	80	Modified II	胸腔内	1700	5.0	482日	防水シール不良
6*	53	III	胸腔内	1700	5.5	34日	防水シール不良

\*埋込型コントローラは腹壁内に埋込



図5 864日後に破損したポリカーボネート製ポンプ部品  
Disassembled T-ILVAS retrieved after 864 days due to fracture of the inlet port

2) チタン製ポンプ

臨床器のプロトタイプとしてチタン製ポンプを作製し、6頭の成羊で評価した。本シリーズは英国Oxford Heart Centerで行った。初期モデルと同様、左心室脱血、下行大動脈送血の左心バイパスで、ポンプは左胸腔内に設置し、コントローラは動物の背部に固定した。この実験では術中のヘパリン使用以外、術後一切抗凝固療法を施行しなかった。

4頭は3ヶ月後、1頭は210日後、残り1頭は339日後に犠牲死させた。(表2)。ポンプ流量は固定回転数2000rpm前後で、最大8L/minに達した。術後の血液生化学検査、腎、肝機能は全例で正常値を示し、血漿遊離ヘモグロビン値も正常域で推移した。1頭でチタン製の脱血カニューラ\*4が心室中隔に接着したためと考えられる器質化\*5した左室壁に血栓が認められた。この例では上記の壁在血栓の遊離と思われる腎梗塞が認められた。これ以外、ポンプ動作不良、ポンプ内血栓、重要臓器の梗塞所見は全く認められなかった。図6に埋込み3ヵ月後に摘出したポンプの内面を示した。

5. 今後の課題

磁気浮上型遠心ポンプはその設計思想である、ポンプ内の摺動部の排除による高耐久性、および良好な抗血栓性を今回の長期慢性動物実験で実証した<sup>5)6)7)</sup>。さらに、日常の動作ならびにトレッドミルによる運動負荷時にも羽根車の浮上安定性が保たれることが確認された。

磁気浮上型ポンプでは、その他のピボット軸受等を用いた連続流ポンプに比し、耐久性、抗血栓性では有利であるが、磁気軸受部の電力消費分だけ消費電力が大きくなるというデメリットがある。Type I では磁気軸受、モータ、コントローラを含めた全消費電力が40Wであったが、主として磁気軸受およびコントローラ回路の改良により、最新モデルでは標準動作点(流量5L/min, 揚呈100mmHg)で、約13Wに低減し、他の連続流ポンプに比し遜色のないレベルに達した。

表2 チタン製ポンプでのポンプ埋め込み慢性動物実験の結果  
Summary of chronic sheep model implanted with Ti pump

羊番号	体重(kg)	ポンプ埋込位置	試験期間	終了原因	合併症
1	53	胸腔内	90日	予定期間	なし
2	65	胸腔内	90日	予定期間	なし
3	68	胸腔内	90日	予定期間	なし
4	69	胸腔内	90日	予定期間	腎梗塞*
5	74	胸腔内	210日	予定期間	なし
6	63	胸腔内	339日	実行中	なし

\*左心室内にてインフローカヌラ先端が中隔壁に接触していたためにカヌラが閉塞



図6 90日経過後のポンプ内の様子  
Disassembled pump after 90 days



連続流ポンプで問題とされるのは脈圧の低下による循環生理学的変化が生体に与える影響,特に末梢循環,主要臓器への血液灌流\*6であるが,内外の研究成果でも未だ結論が得られていない。今回の2年4ヶ月以上の長期にわたる連続流ポンプ植え込み実験では,大動脈壁厚の菲薄化\*7は認められたが,主要臓器内,小・細動脈の変化は明らかではなかった。また,臓器機能の障害を実験中全く認めておらず,連続流に起因する脈圧の低下による生体への影響は顕著には現れていない。しかしながら,今回の一連の実験では正常動物を用いており,病悩期間の長い心不全患者,特に臓器障害のある患者への連続流の影響の検討は今後の課題である。

## 6. おわりに

現在臨床器の設計を終了し,今後数年以内の臨床応用を目指している。人口の高齢化に伴い特に先進国で問題となっている重症慢性鬱血性心不全患者の増加に対し,移植の代替治療法として21世紀の医療に貢献したいと考えている。

## 7. 注釈

### \*1;ヘパリン固定化処理

ヘパリンは強力な血液抗凝固抑制作用があり,これを材料表面に安定に付着させる処理のことで,材料表面での血液凝固(血栓形成)を防止することができる。

### \*2;左心室脱血,下行大動脈送血

左心補助人工心臓と生体器官との接続方法であり,体循環系へ血液を押し出す役目を担っている左心室にポンプ入り口を接続してポンプ内に血液を導き入れ,ポンプ出口を下行大動脈(上行大動脈,大動脈弓,下行大動脈からなる大動脈系の一つ)に接続してポンプから吐出された血液を全身の組織に送り込む。

### \*3;溶血

血液中の赤血球が変性,溶解,または破壊することである。人工心臓ではその送液機能が不適切であると赤血球が破壊されてしまい,赤血球内のヘモグロビン(血色素)が血液中に遊離する。

### \*4;脱血カニキュラ

左心室に挿入し人工心臓へ血液を導くための管のこと。

### \*5;器質化

この場合,凝固血液が線維組織へ変化すること。

### \*6;血液灌流

血液を送り込む・流し込むこと。

### \*7;菲薄化

厚さが薄くなること。

## 文 献

- 1) Akamatsu T., et al.:Centrifugal blood pump with magnetically suspended impellers. Artif. Organs 16:305-308, 1992..
- 2) Akamatsu T. et al.:Recent development of a centrifugal pump with a magnetically suspended impeller.Heart Replacement Artificial Heart 4,Akutsu T.,Koyanagi H. (eds),Springer-Verlag,Tokyo,1993, p. 305.
- 3) Nishimura K,et al:Results of chronic animal experiments with a new version of a magnetically suspended centrifugal pump.ASAIO J 44:M725-727, 1998.
- 4) Nishimura T, et al.:Morphologic changes of the aortic wall due to reduced systemic pulse pressure in prolonged non pulsatile left heart bypass. ASAIO J 43:M691-M695, 1997.
- 5) Nojiri C,et al:Recent progress in the development of Terumo implantable left ventricular assist system. ASAIO J 45:M199-203, 1999.
- 6) Nojiri C,et al:Terumo implantable left ventricular assist system:result of long-term study. ASAIO J 46:M117-122, 2000.
- 7) Saito S,et al:Reliable long-term non-pulsatile circulatory support without anticoagulation. JEACTS, 2000, in press.

## 動圧ベアファイトの紹介

栗村 哲弥\*

### Introduction of Hydrodynamic BEARPHITE (Material : sintered metal)

By Tetsuya KURIMURA

Office automation and audio visual equipment are improving in quality and are also now often being used in the household. As a result, the requirements for low bearing noise and improved accuracy of rotation have increase.

Currently, rolling bearings have been used in this application. However there are some cases where conventional rolling bearings can not satisfy the rotational accuracy and noise level requirements.

Therefore, fluid dynamic bearings have begun replacing rolling bearings in some applications. To meet the higher performance requirements, NTN has developed Hydrodynamic BEARPHITE. Mass production of BEARPHITE bearings has begun for use with scanner motor, cooling fan motor and optical disc spindle motor applications.

In this publication the NTN Hydrodynamic BEARPHITE products are shown, concentrating on the Hydrodynamic BEARPHITE unit currently being developed for HDD.

#### 1. まえがき

近年のOA・AV機器の高性能化に伴って、例えばレーザービームプリンタに使用されるポリゴンスキャナモータ、パソコンに使用されるハードディスクドライブ（以下HDD）用スピンドルモータには、より高精度な回転が求められている。また、パソコンが家電になりつつあり、HDDとともに冷却ファンモータにも静粛性に対する要求が強くなっている。そのため、現在主流の転がり軸受を使用したスピンドルモータでは、回転精度や静粛性が満足できない領域が増えており、その代替として流体動圧軸受が注目され、採用されつつある。この流体動圧軸受の最大の特徴は、転がり軸受では転動体が内・外輪、保持器と接触して回転するのに対し、対向する傾斜溝の効果で軸受面に潤滑油を集めることによって動圧が発生し、軸受部全域にわたって連続した油膜が形成され、軸と軸受が完全に非接触の状態で行うことである。その結果、高回転精度、低騒音が達成され、高速回転に対応できる。

NTNでは、この動圧化の流れに対して、NTN特殊合金(株)の焼結技術を応用し、軸受素材に焼結含油軸受を使用した「動圧ベアファイト」を開発し、既にポリゴンスキャナモータ、冷却ファンモータ、光ディスクスピンドルモータ用として量産されている。動圧ベアファイトは、流体動圧軸受の特性に加え、軸受素材に焼結含油軸受を採用していることから、以下のような特徴を有している。

- 軸受材料内に潤滑油を保有しているため、潤滑不良を起こしにくい。
- 潤滑油は軸受すきま内に留まらず、多孔質体である軸受内を循環するため、軸受内部がリザーバとして働き、潤滑油の劣化が遅い。
- 軸受は動圧溝を含めプレス加工にて製造されるため、安定した高品質の製品を大量生産することができる。

ここでは、新開発したHDD用「動圧ベアファイトユニット」を中心に、動圧ベアファイトの適用商品について解説する。

\*軸受技術部

## 2. HDDスピンドルモータ

HDDが情報家電に搭載されるようになり、今後HDDの用途はコンピュータの記憶装置にとどまらず、一般家庭の電気製品へと広がりつつある。その中で今後の課題は、

### (1) 高記録密度化

NRRO(Non Repeatable RunOut)の低減

### (2) 静粛性の追及 低騒音化

の2つである。

年々HDD装置の高容量化が進む一方、ディスクはむしろ小径化の傾向にあるため、記憶部分であるトラックの密度が高くなる傾向にある。したがって、磁気ヘッドがトラック上を正確に移動して読み書きするためには、スピンドルモータの回転精度、特に軸の回転に同期しない振れであるNRROの低減が不可欠である。また、家電製品として一般家庭に普及していくためには、低騒音であることが絶対条件となる。これらの機能を満足させるには、現在主流である転がり軸受ではもはや限界であり、各モータメーカーでは動圧軸受を採用したモータの実用化段階に来ている。NTNでも軸受部に「動圧ベアファイト」を使い、軸、ハウジングとをユニット化した「動圧ベアファイトユニット」を開発した。

図1に構造図を示す。動圧ベアファイトユニットは、動圧ベアファイト（軸受）、フランジ付き軸、ハウジング、ロータ、シールによって構成され、軸受及びハウジングに設けられた動圧溝によって、軸はラジアル、スラスト両方向に完全非接触の状態では高精度に支持される。

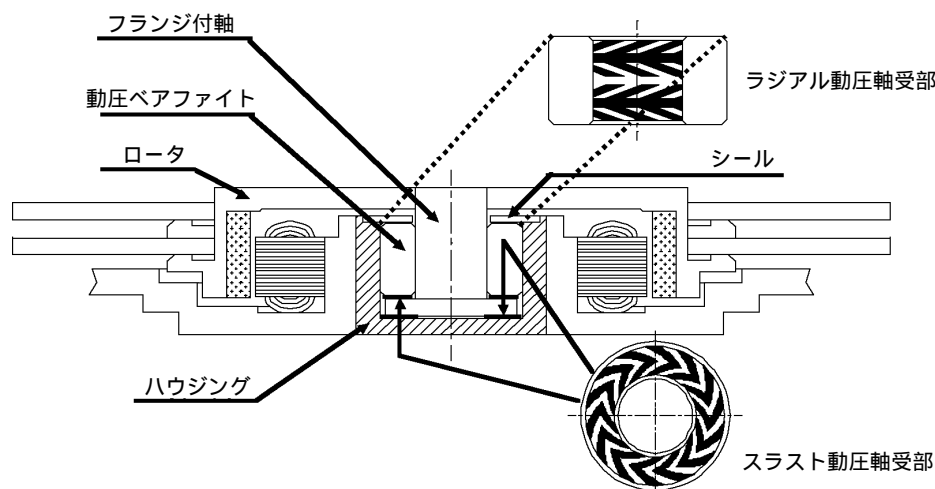


図1 HDD用動圧ベアファイトユニットの構成  
Composition of the Hydrodynamic BEARPHITE Unit for HDD

### 2.1 静粛性

前述のように、動圧ベアファイトユニットは回転軸をラジアル、スラスト両方向に非接触で支持するため、転動体が内・外輪、保持器と接触して回転する転がり軸受に比べ、はるかに低騒音となる。表1にHDD実機モータを用いて、転がり軸受と騒音値（モータ音全体）の比較を行った結果を示す。転がり軸受に比べて動圧ベアファイトユニットの方が低騒音（ほとんど電磁音のみ）であり、静粛性に優れていることがわかる。

### 2.2 NRRO

転がり軸受の場合、内輪・外輪のうねりなどの形状精度、ボールの形状精度・寸法相互差、保持器の形状誤差など多くの部品の精度がNRROに影響するため、低NRRO化が難しく、もはや限界にきているのが現状である。これに対し動圧ベアファイトユニットの場合、理論上振れ成分は回転速度に同期した成分のみとなり低NRRO化に有利である。表1に転がり軸受と動圧ベアファイトユニットのNRROを比較した結果を示す。NRROの値は転がり軸受に比べて非常に小さいことがわかる。

### 2.3 フレッシング特性

軸受はモータ搬送時などにおいて微小な振動を繰り返し受けることになる。転がり軸受に微小な振動が加わると、転動体との接触部に局所的な摩耗いわゆるフレッシング現象が発生し、音響・機能劣化につながることもある。そこで、動圧ベアファイトユニットに、約1万回の微小揺動を加え、耐フレッシング特性の確認を行った。表2よりわかるように、試験前後にお

いてNRROに変化はなく、機能の劣化は見られなかった。転がり軸受（玉軸受）の点接触に対し、すべり軸受である動圧軸受は、線接触及び面接触となるため、局所的な摩耗が起こりにくく、フレットング特性に対しても有利である。

表1 動圧ベアファイトユニットと転がり軸受の比較  
Comparison of the Hydrodynamic BEARPHITE Unit and rolling bearing

	動圧ベアファイトユニット	転がり軸受
騒音値 dBA	43	49
NRRO $\mu\text{m}$	0.018	0.059

試験条件  
 2.5" HDD実機モータ  
 回転速度：4200rpm  
 雰囲気温度：25  
 軸受寸法  
 転がり：4×10×2.6 2個使い  
 動圧：3×6×4  
 騒音値測定時マイク位置：モータ上方10cm  
 NRRO測定方法：図2

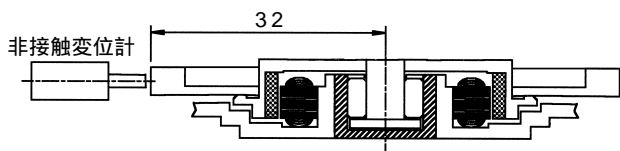


図2 NRROの測定方法  
Measuring method of NRRO

表2 試験前後でのNRRO  
Comparison of NRRO before and after testing

試験前	試験後
0.024 $\mu\text{m}$	0.022 $\mu\text{m}$

## 2.4 耐久性

HDD装置の要求寿命は5～10年程度とされており、回転精度の劣化や潤滑油の漏れなどを評価することによって、寿命の判断がなされる。

動圧軸受でも起動停止時には瞬間的に軸と軸受面が接触して摩耗現象が生じる。したがって、耐久性の確認としてON-OFF試験を行うことは重要である。そこで市販されているHDD実機モータの軸受部を動圧ベアファイトユニットに組み替え、正置、横、倒立3姿勢（図3参照）でのON-OFF耐久試験を行っている。図3に50万サイクルまでの試験結果を示す。各姿勢ともON-OFFの繰り返しによるNRROの変化はほとんどなく、機能劣化がないことがわかる。

ON-OFF条件  
 2.5" HDD実機モータ  
 回転速度：0 4200rpm  
 雰囲気温度：70  
 軸姿勢：正置，横，倒立  
 NRRO測定  
 回転速度：4200rpm  
 雰囲気温度：25

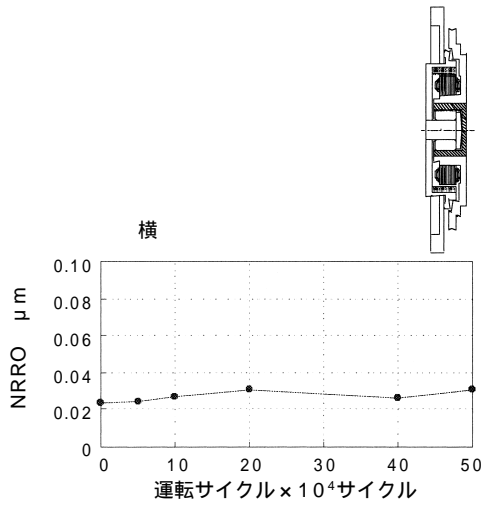
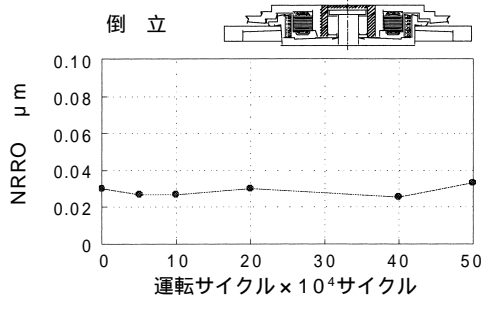
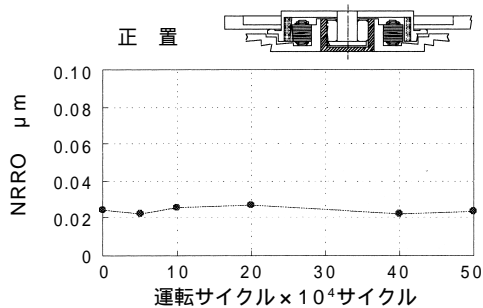
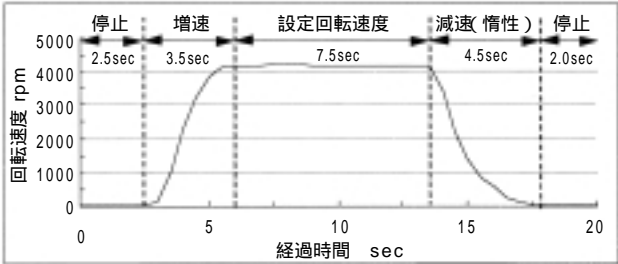


図3 ON-OFF耐久試験  
Life test results with cyclic condition

潤滑油の漏洩は、シール部の設計が重要であるが、その設計が妥当であっても軸受ユニット内に空気が混入すると漏洩が避けられなくなる。空気が混入すると、装置の起動停止に伴う軸受ユニットの温度の上下によって、空気が膨張収縮を繰り返し、軸受ユニット外へ潤滑油を押し出してしまうからである。そこで、空気混入の有無を調べるため、図4のようなヒートサイクルパターンでの熱衝撃試験を行った。図4及び表3より、横及び倒立いずれの姿勢でも性能劣化はなく、潤滑油の漏洩も見られなかった。動圧ベアファイトユニットは特殊な潤滑油封入方法を採用しているため、ユニット内への空気の混入がなく、このような厳しい条件においても潤滑油の漏れが発生しない。

現在は、将来の更なる高容量化に対応するため、各構成部品の精度向上を進めている。HDD用軸受として動圧ベアファイトユニットは、転がり軸受を使用した場合よりも高回転精度、低騒音、耐衝撃性に優れるという大きなメリットがあり、さらに耐フレットング特性や大量生産にも適した製造方法であることから、今後この分野に対して大きく寄与できるものと確信している。

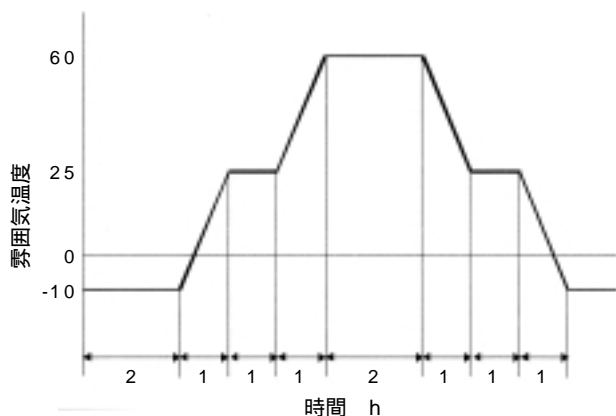


図4 ヒートサイクルパターン  
Pattern of heat cycle

表3 熱衝撃試験前後でのNRRO  
Comparison of NRRO before and after  
heat shock testing

耐久姿勢	試験前	試験後
横	0.020 μm	0.022 μm
倒立	0.024 μm	0.024 μm

### 3. 動圧ベアファイトの応用例

ポリゴンスキャナモータやパソコン用冷却ファンモータの用途では、軸方向の動きがHDDほど厳しく規制されないので、図5に示すように、スラスト軸受には先端を球面加工した軸を樹脂シート等で受けるピボットタイプが採用され、NTNでは動圧ベアファイト単体、あるいは動圧ベアファイトとハウジングのAss'yを客先に供給している。この場合、動圧軸受部はラジアルのみとなる。以下にこれらの用途での動圧ベアファイトの実用例を紹介する。

#### 3.1 ポリゴンスキャナモータ

印字速度の高速化によって近年一気にオフィスに普及したレーザビームプリンタに使用されるポリゴンスキャナモータは、動圧ベアファイトの採用例として最も高速の領域にある。これまでに動圧ベアファイトは、 $3 \times 10^4$ rpmでの採用実績があるが、コストダウンの要求を背景に、これまで空気動圧軸受の領域であった $3 \times 10^4$ rpm以上の領域でも、油動圧軸受の採用が検討されるようになった。

現在では $4 \times 10^4$ rpmでの使用が検討されているがポリゴンスキャナモータの主要な要求特性としては、  
(1) 低トルク特性、特に低温時(0~10℃)の起動特性(定格回転速度に達するまでの起動時間)  
(2) ジッタ特性(ミラーの反射光が2点間を走査する時間のばらつき)

が挙げられる。ジッタについては、表4に示すように $3 \times 10^4$ rpmにおいても動圧ベアファイトの性能であれば要求特性を十分に満足でき、実験的には $4 \times 10^4$ rpmでもこれと変わらない特性が得られている。

一方、低トルク特性については今後一番の課題である。起動時間は軸受の摩擦トルクに左右され、低トルクになるほど短縮できる。単純に定格回転速度が上がると、その分起動時間も増加するため、この起動時間の増加分を低トルク化によって抑えなければならない。また、高速化に伴う発熱の増大も低トルク化によって抑えなければならない。低トルク化に対しては、オイルの選択が重要であり、NTNでは、低粘度でしかも低温における粘度上昇が比較的少なく、蒸発特性に優れた潤滑油を採用している。さらに軸受仕様についても、軸受幅や軸受すきま、動圧溝深さを調整することで、低トルク化を図り、さらなる高速化への対応を目指している。

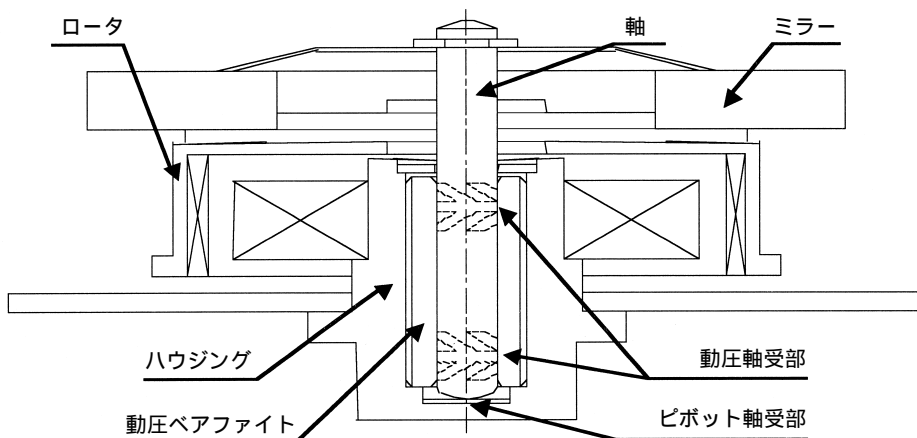


図5 ポリゴンスキャナモータ用動圧ベアファイト  
Hydrodynamic BEARPHITE Unit for Polygon scanner motor

表4 ジッタ特性 ( $3 \times 10^4$ rpm)  
Jitter characteristic

要求特性	動圧ベアファイト	転がり軸受 (参考)
0.006%以下	0.003%	0.010%

動圧ベアファイト

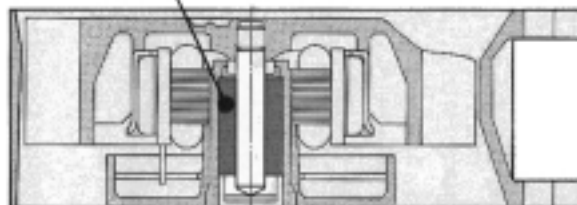


図6 ファンモータへの適用例  
Hydrodynamic BEARPHITE Unit for cooling fan motor

### 3.2 冷却ファンモータ

パソコンの高速化・高性能化に伴ない、パソコンの発熱量も飛躍的に増大している。特にノートパソコンは構造的に放熱が困難であり、MPU (Micro Processing Unit) などの演算処理装置の昇温が大きくなるので、これらを冷却するファンモータの冷却性能向上が求められている。小型のファンであることから、冷却性能の向上には高速化が必要となるが、低騒音であることも同時に求められる。インターネットの急激な普及により、今後も画像やデータなどの通信量は増大し、MPUなどにかかる負荷が大きくなり、発熱も大きくなる。そのため、低騒音でかつ高い冷却性能を持ったファンモータが不可欠となることが予想され、この要求に適合する軸受として動圧軸受がある。

ファンモータに使用される現行の転がり軸受では5万時間程度の信頼性が要求され、転がり軸受からの代替として位置付けられる動圧軸受にも同レベルの信頼性が要求される。すべり軸受の寿命に、摩耗と潤滑油の劣化があるが、動圧ベアファイトの場合、運転時は完全に非接触となるため摩耗には極めて有利である。さらに、動圧ベアファイトは軸受内部に潤滑油を保有し、これが循環するため、油がせん断力を受け続けず、ソリッドタイプの動圧軸受よりも寿命的には有利であ

る。なお、動圧ベアファイトは80 の加速条件下で1万時間以上の寿命が確認されている。

この用途でもすでに採用実績があり、さらに多くの引合いをいただいているので、今後の採用拡大が期待されている。

### 4. あとがき

HDD用途を中心に動圧ベアファイトの性能の一部と用途例を紹介させていただいた。今後も情報家電が急激に普及するのに伴って、動圧ベアファイトが活躍できる領域がますます増加すると思われる。特にHDDでは大容量化の要望が強いため、高回転精度 = NRROの向上が求められ、最終的にはすべて動圧軸受に移行するものと予想されており、動圧ベアファイトユニットの採用、拡販が期待される。新たに動圧軸受技術課も設置され、今後も市場の要求を満足する製品を開発し、動圧ベアファイトの拡販に努めていきたい。

## 静圧気体軸受の技術動向

藤川 芳夫\* 浅原 章伸\*

### Technical Trends in Aerostatic Bearings

By Yoshio FUJIKAWA and Akinobu ASAHARA

Aerostatic bearings have the outstanding advantages of precise motion, low friction loss, cleanliness and long life. NTN offers precise air bearing spindles and air bearing slides with their drive units. They are mainly applied to precision manufacturing or inspection systems of, for example, semiconductor devices, memory disks and optical devices. This article outlines the principle and features of aerostatic bearings and illustrates recent technical trends through application examples. Topics treated here involve precision air spindles for optical disc mastering system related with runout accuracy and jitter of rotation frequency, high speed air spindle driven by air turbine for electrostatic coating, high speed air spindle for small hole drilling with built-in sensor for monitor cutting force and an air spindle which achieved extremely high stiffness by higher pressure air supply.

#### 1. はじめに

静圧気体軸受は、加圧された気体を軸受隙間に導入することにより、負荷を非接触で支持する、高精度でクリーンな軸受である。NTNでは、静圧気体軸受の際だった特長を生かし、高精度な加工機や検査・測定装置などに使用されるエアスピンドル（回転）、エアスライド（直動）と、それらの駆動・制御装置を商品化している。最近では特に、半導体や情報機器の小型化、高密度化が急速に進むなかで、その製造装置や検査装置の性能を決定するキーコンポーネントとして、静圧気体軸受はますます重要性を増し、さらなる性能向上を求められている。

ここでは、静圧気体軸受の概要を説明し、エアスピンドルの各種応用例を中心に、最近の技術動向について紹介する。

#### 2. 静圧気体軸受の原理と特徴

静圧気体軸受は、潤滑油を用いる静圧軸受と同様の原理で動作する。すなわち、図1に示すように、絞り

を經由して2つの物体の間の軸受隙間に加圧した流体（気体）を供給し、軸受隙間に形成される流体膜の圧力によって負荷を支える。軸受隙間が変化した場合、流体の流れに対する軸受隙間の抵抗は隙間の3乗に反比例して変化するが、絞りの抵抗は変化が小さい。そのため、軸受隙間が変化すると絞り出口の圧力が変化し、

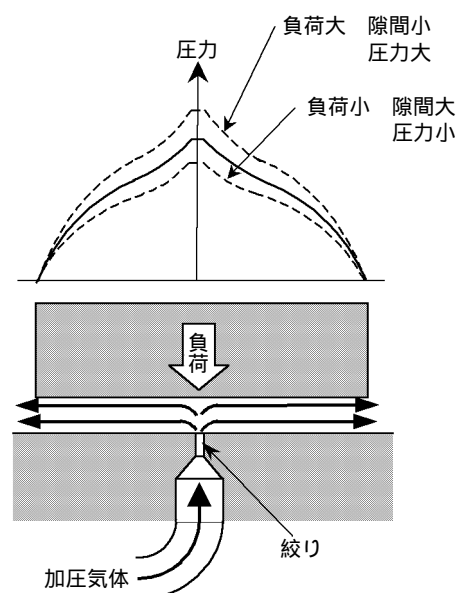


図1 静圧気体軸受の原理  
Principle of the aerostatic bearing

\*商品開発研究所

軸受隙間の圧力分布も変化する。この作用によって、負荷が変化した場合にも非接触状態を維持することができる。たとえば、負荷が増加した場合、軸受隙間が減少して軸受隙間の抵抗が大きくなるので、絞り出口圧力が上昇し、軸受隙間の圧力が負荷と釣り合う。さらに、向い合う軸受面が相対運動をする場合には、動圧効果による圧力も発生して、静圧と動圧によって負荷が支持される。

このようにして、静圧気体軸受は軸受面の相対速度によらず、非接触の流体潤滑を実現できる。また、潤滑流体は通常の潤滑油ではなく気体である。このため、次のような長所と短所がある。

①高精度

非接触支持なので、軸受面の形状誤差の運動精度に対する影響が小さい。

②低摩擦・低発熱

流体軸受の摩擦力は軸受隙間の流体の剪断抵抗によって発生し、流体の粘度に比例する。気体の粘度は通常の潤滑油の約1/1000程度なので摩擦が小さく、高速で運動する場合でも発熱が少ない。このため、熱変形による装置の精度劣化が小さい。また、摩擦力の変動も非常に小さいので、きわめて高精度の位置決め制御や回転速度制御が可能である。

③長寿命

非接触支持なので、通常の使用条件では磨耗は生じない。したがって、初期の性能を長期間にわたって維持できる。

④クリーン

周囲の気体（通常は空気）を潤滑剤として使用することにより、潤滑剤による汚染を防止することができる。典型的な例としては、ヘリウム冷凍機の膨張タービンで、作動流体と同じヘリウムガスを軸受流体として使用した例がある。

⑤高温・低温・放射線などの特殊雰囲気に近い

気体は潤滑油と比較して、広い温度範囲で安定であり、温度に対する粘度の変化も非常に小さい。また放射線に対しても安定である。したがって潤滑油が使用できない特殊環境でも、流体潤滑を実現できる。

⑥負荷容量・剛性・減衰が小さい

潤滑油を使用する静圧軸受の場合には、軸受面のほぼ全面に大きなポケットを設け、絞りによる圧力変化が軸受面のほぼ全面に行渡るように設計する。しかし、気体は圧縮性があるので減衰能力が小さく、特に静圧気体軸受において絞りに連続して大きなポ

ケットを設けると、気体の圧縮性に起因する「エアハンマ」と呼ばれる自励振動が発生して軸受として使用できない。また、潤滑油は比較的容易に数MPaの圧力が得られるが、気体（工場エア）は通常0.4～0.5MPaに過ぎない。このような理由により、静圧気体軸受の負荷容量、剛性および減衰係数は他の軸受に比較して小さい。

しかし、絞り形式の工夫、加工精度の向上、高圧エアの利用等により、静圧気体軸受の剛性はかなり改善されており、以前に比べれば格段に適用範囲は広がっている。

### 3. 記録ディスク関連用途への応用

光ディスクや磁気ディスクの記録密度は急速に向上しており、それに伴ってディスク上の記録マークが小さくなり、トラックピッチも狭くなっている。したがって、これらの記録ディスクの検査装置や製造設備に使用されるエアスピンドルにも、高い振れ精度と回転速度精度が要求される。ここでは、もっとも高い精度を要求される光ディスクのマスタリング装置用エアスピンドルについて紹介する。

#### 3.1 光ディスクマスタリング装置<sup>1)</sup>用エアスピンドルの概要

CDやDVD等の光ディスクの金型は、ガラス原盤に形成した記録ピットパターンを、ニッケルめっきによる電鍍で転写して製作される。この金型を用いて樹脂を成形し、反射膜の成膜、貼り合せ等の工程を経て製品の光ディスクが完成する。ガラス原盤を製作する工程は、マスタリングまたはカッティングと呼ばれ、レジストを塗布したガラス円板をエアスピンドルのターンテーブル上に固定し、エアスライドで精密に位置決めされる光ヘッドによりレーザを微小スポットに集光照射して、レジストを感光させることで、記録ピット列を形成する。レジストを現像すれば、所望の凹凸パターンを持つガラス原盤が完成する。記録密度向上のためには、記録ピットの位置決めの高精度化が必要であり、光ヘッドの位置決め精度および、エアスピンドルの振れと回転速度変動の高精度化が要求される。

マスタリング装置用エアスピンドルを図2に示す。エアスピンドルの回転軸は2個のジャーナル軸受と2個のスラスト軸受で支持され、回転軸に光学式ロータリーエンコーダ（以下、R/Eと略記）のスリット板



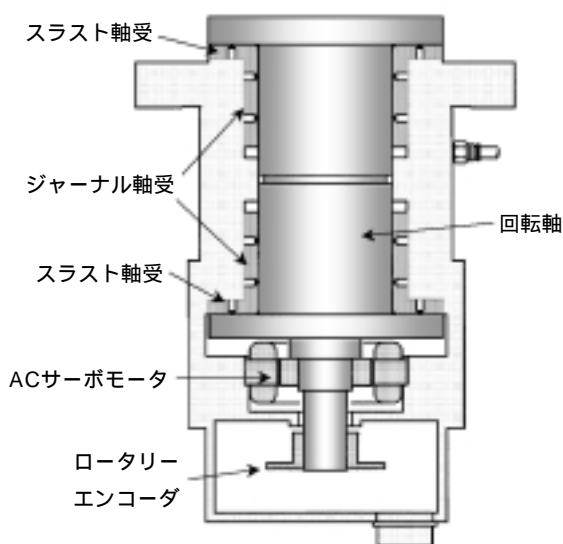


図2 エアスピンドルの概略構成  
Schematic view of the air spindle

とACサーボモータのロータを直接取り付けて回転駆動する。以上の構成により回転部は固定部に対して非接触になるので、回転に対する摩擦抵抗の変動が非常に小さく、高精度の回転制御が可能である。NTNのマスタリング装置用エアスピンドルは、回転速度を高精度に制御するために、PLL制御（Phase Locked Loop，位相同期化制御）と正弦波リニア駆動の組み合わせでモータを駆動している。

### 3.2 非繰り返し振れ精度

(NRRO ; non repeatable runout)

トラックピッチ誤差の原因の一つとして、スピンドル回転軸の振れ回りの、回転に同期しない非繰り返し成分（NRRO）がある。これは、記録密度の向上によるトラックピッチの狭小化が進む中で、特に重視されている。NRROの発生原因はまだ明確になっていないが、高速回転時のディスク周辺の気流や、軸受隙間の気体の流れの非正常成分、モータから発生する振動<sup>2)</sup>などが考えられる。また、軸受の動的な角度剛性が不足していると、軸の傾きが大きくなってNRROが拡大される場合もある。

しかし、高精度エアスピンドルのNRROは、10nmを下回っており、振れ測定に一般的に使用されている静電容量型非接触変位計の測定限界に近い。従来NRROは、エアスピンドルの回転部の振れを非接触変位計で測定し、その出力波形の、1回転中の最大値のばらつき（図3のAに相当）から求められている。し

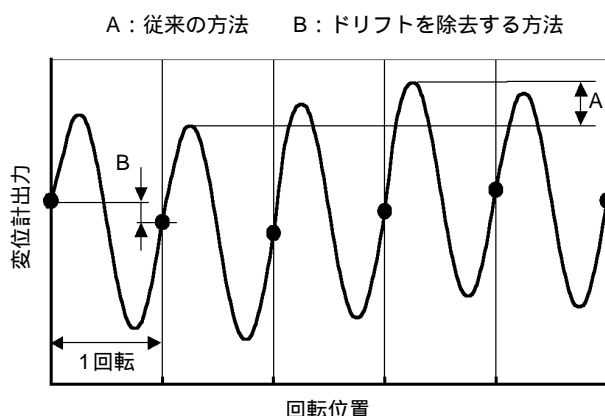


図3 NRROの測定方法  
Measuring method of NRRO

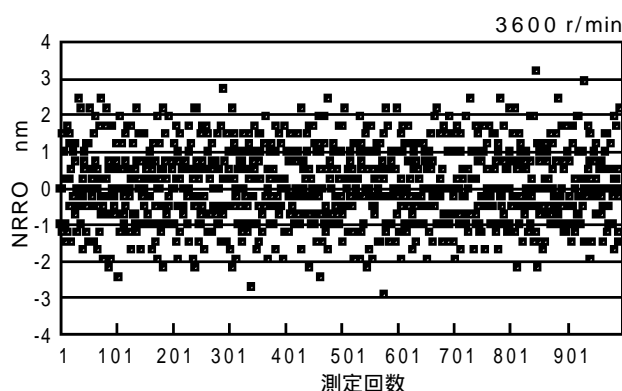


図4 NRROの測定結果  
Example of measured NRRO

かし、特に長時間の測定では、変位計出力の温度ドリフト等の影響が大きく、正確な測定が困難である。

長時間にわたってNRROを安定して測定するために、R/Eの出力パルスをトリガとして、非接触変位計の出力を1回転毎に周方向の同じ位置で取り込み、1回転前の測定値との差（図3のBに相当）によってNRROを評価する方法<sup>3)</sup>が提案されている。本来の意味でNRROを正確に測定しているとはいえないが、この値は光ディスクマスタリング装置では、トラックピッチの変動に相当するので、ディスク関連の用途には適した評価法である。

この方法による測定結果を、図4に示す。回転速度は3600r/minで、測定値はほぼ±3nmの範囲に入っており、現在の要求のほとんどを満足できる水準である。また、これは、測定に使用した静電容量型非接触変位計のノイズレベルに近い。今後さらに、軸受の減衰性能、回転駆動にともなう振動などに着目してNRRO低減を考えていく。また、基盤技術として、さらに高分解能で、長時間安定して測定できる変位計および測定方法も必要である。

### 3.3 繰り返し振れ精度

回転軸の振れ回りの繰り返し成分は、従来はNRROほど注目されていなかったが、記録ディスクの高密度化がさらに進むと、改善が必要になると思われる。

現状のエアスピンドルの繰り返し振れを3点法<sup>4)</sup>によって測定した例を以下に示す。3点法では、図5のようにエアスピンドルに設置した鋼球をターゲットとして、円周上3個所に静電容量型非接触変位計を配置して測定を行う。3つの変位計の出力から、演算によってターゲット（鋼球）の形状誤差と軸心の振れ回りを分離して求めることができる。

図6は測定結果で、軸が1回転する間の軸心の軌跡を表わしている。軸心軌跡は直径約0.2 μmの円形で、軸が1回転する間に軸心はこの軌跡上を1周する。さらに、1/100 μmオーダーの高次の振れが重なっている。1回転に1回の振れは、回転中心に対する鋼球の心出し誤差と不釣合による振れ回りを含んでいる

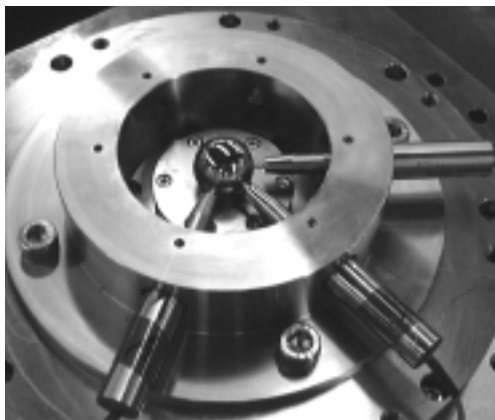


図5 3点法による振れ測定  
Measuring rig for radial runout by three points method

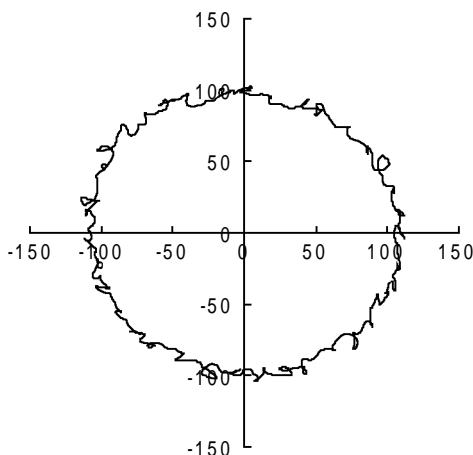


図6 3点法による測定結果  
Radial runout measured by three points method

が、これはディスク関連の用途では問題になる事は少ない。一方、ヘッド位置決め系の応答周波数を越える高次成分については、詳細な解析が必要な場合もある。高次成分の原因としては、モータのロータとステータ間の吸引力のむらや、軸受を構成する部品の形状誤差が考えられる。繰り返し振れの低減対策としては、形状精度や面粗さの改善の他、給気孔につながる円周方向の溝を軸受面に設ける方法がある。

### 3.4 ロータリーエンコーダ (R/E) の誤差測定

回転速度むらは、記録ピットの周方向位置の誤差の原因になる。回転速度の精度について、従来NTNではエアスピンドルに取付けたR/Eの原点信号（1回転に1回のパルス出力）の周期を測定し、そのばらつきで評価している。今後は高精度化のため、回転速度の変動をさらに詳細に測定することが必要になると考えられる。原理的にはエアスピンドルに組込んだR/Eの出力パルス周期を測定すれば、回転速度のデータが得られる。しかし、R/Eの出力パルス周期には、それ自体の誤差や、回転中心に対するスリット板の取付け誤差に起因する誤差が含まれる。そこで、スピンドルに取付けた状態での、R/Eの誤差測定を下記の2つの方法で試みた。

- ①基準比較法 (図7a)：制御用R/Eの出力パルス間隔をより高精度、高分解能のR/Eで測定する方法である。今回は、分解能36000p/r、精度±0.4秒の高精度R/Eを、内蔵カップリングを介してエアスピンドルのターンテーブルに取り付けて、制御用R/E(1024p/r)の出力パルス間隔を測定した。
- ②時間法(図7b)：慣性モーメントの大きい円板を軸に取り付けて、オープンループでモータに一定電流を流し、回転が安定した状態での制御用R/Eの出力パルス周期を測定する。回転速度の絶対値は保証されないが、1回転内の速度変動は慣性モーメントの効果で小さい。したがって、1回転分のデータの相対的な比率からパルス間隔を求めることができる。

エンコーダのスリット誤差は、(1)式で表わされるn番目の出力パルスまでの累積誤差 $E_n$ によって評価した。ここで、 $T_n$ は原点信号を基準としてn番目の出力パルス幅の測定値、 $T_0$ は測定されたパルス幅の平均値である。

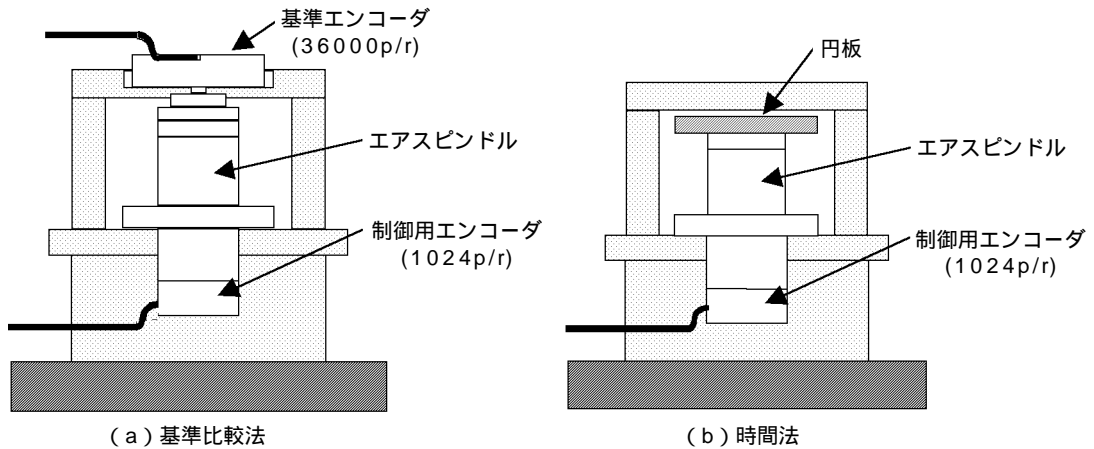


図7 エンコーダの誤差測定方法  
Measurement rig for error of the rotary encoder

$$E_n = \frac{360 \times 60^2}{1024} \sum_{i=1}^n \frac{T_i - T_a}{T_a} \text{ [秒]} \dots\dots\dots(1)$$

測定結果を図8に示す。両測定法間の差は±1.5秒の範囲内であった。原理的に異なる両測定法によってほぼ同一の結果が得られたことから、エアスピンドルに取り付けた状態でのR/Eの誤差を、正確に評価できていると考えられる。測定結果から、取り付け時の偏心が主な原因と考えられる1次成分にその他の高次成分が重畳されていることがわかる。この誤差データを使用すれば、回転中の回転速度変動を正確に評価できるだけでなく、以下に述べるように回転速度変動を低減できる可能性もある。

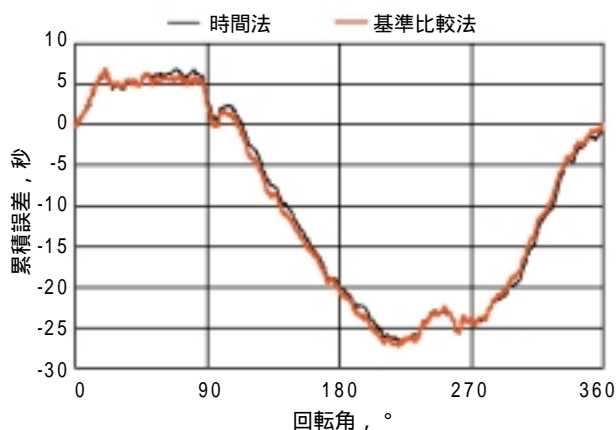


図8 エンコーダの誤差測定結果  
Error of the rotary encoder

### 3.5 ロータリーエンコーダの誤差補正制御

制御用R/Eの累積角度誤差データを用いてフィードバック信号の補正を行えば、制御回路の変更のみで、回転速度変動を低減することが可能であると考えられる。そこで図9に示すような誤差補正を組み込んだ制御系を製作し、その効果を確認した。誤差補正制御系は、通常のPLL制御系に対して、誤差データを記録したメモリと、回転位置に応じた誤差データをメモリから取り出す読み取り回路、および偏差検出回路の出力から誤差データを減じる減算器を付け加えて構成した。誤差データは累積角度誤差を使用する。位相比較器は、水晶発振器から得られる基準パルスと、R/Eの出力パルスの位相差に相当する幅のパルス列を出力

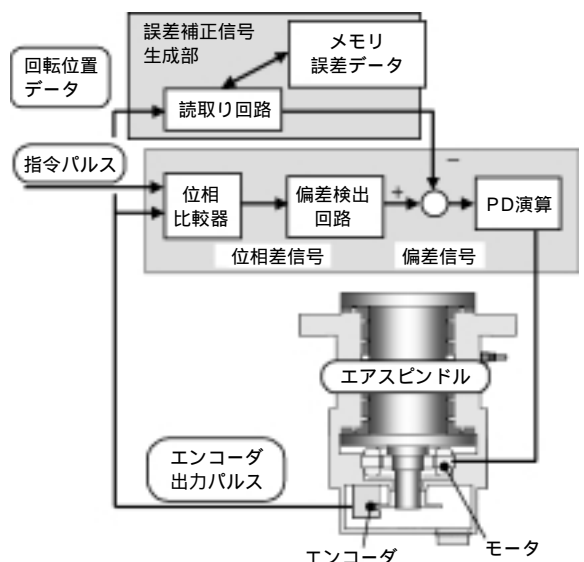


図9 誤差補正制御系  
Control system with the error compensation

する。このパルス出力は、偏差検出回路で位相差に比例する電圧に変換され、さらに減算器で誤差データを減じて、R/Eの誤差を補正した偏差信号を得る。

回転速度変動は、スピンドル回転時のR/E出力パルス周期測定値から、(1)式で求められる累積誤差(回転角度誤差)で評価した。測定結果は、R/E誤差データを用いて補正を加えている。

3000r/minでの実験結果を図10に示す。横軸は回転角度、縦軸は累積回転角度誤差(秒)である。回転角度誤差は、誤差補正によってP-P値で約1/3に低減された。しかし、モータの極数に対応すると考えられる1回転に4山の成分が残っており、今後の課題である。

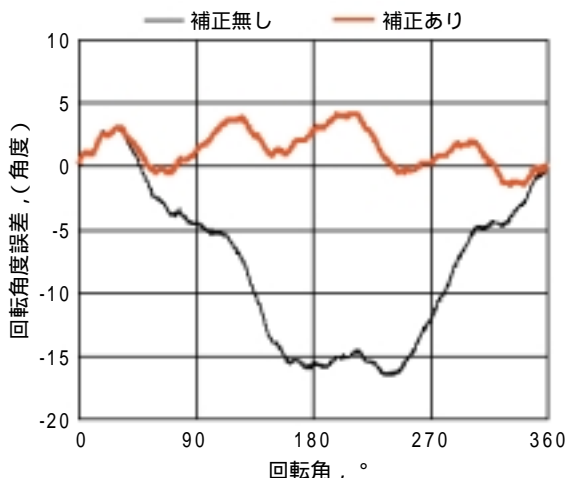


図10 誤差補正制御の効果  
Effect of the error compensation

#### 4. 高速回転機への応用

##### 4.1 静電塗装機

高速回転時にも摩擦が小さく長寿命で、周囲を潤滑油で汚染しないという静圧気体軸受の特徴を生かした応用例として、自動車等の塗装工程で使用される回転型霧化ヘッドがある。これは軸端に円錐形のカップまたはベルと呼ばれる部品を取付けて、数万r/minで回転させ、カップに塗料を供給して遠心力で均一に微粒子化する装置である。静電塗装用エアスピンドルの例<sup>5)</sup>を図11に示す。中空の回転軸の内側に配置した塗料供給管を通して、図の左側から塗料がカップへ供給される。また、回転軸はスラスト板の外周に設けたエアタービンで駆動される。

静圧空気軸受を採用する事によって、溶剤雰囲気での高速回転でも寿命の問題がない。また、潤滑剤で塗料を汚染する事もない。電荷は高圧電源からスピンドルのハウジングを経由し、軸受隙間での微弱な放電によって塗料に供給される。このように、電荷供給経路として利用できる程度の、微細な隙間を安定して保持できることも、静圧気体軸受の特徴の一つといえる。

塗装の分野でも、環境負荷低減が大きな課題であり、特にVOC (Volatile organic compounds, 揮発性有機化合物) 排出量の低減が急務とされている。このため、有機溶剤系塗料から水性塗料への切替えが、ヨーロッパを中心にかなり進んでおり、日本でも同様の動きが始まっている。

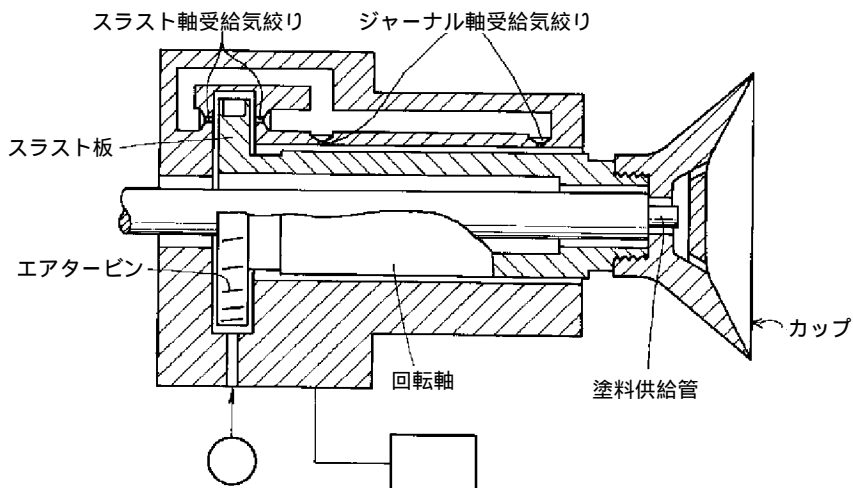


図11 静電塗装機用エアスピンドル  
Air spindle for electrostatic coating

図12は、電気伝導性のある水性塗料に対応するため、カップ周辺に6箇所設けた電極周辺に発生するオゾンによって、微粒化した塗料を帯電させる外部電極帯電方式の静電塗装機<sup>6)</sup>である。水性塗料は従来の有機溶剤系塗料とは特性が大きく異なり、最適塗装条件を実現するためにエアスピンドルの最高回転数とトルクの向上が求められている。

静圧気体軸受をある一定の限界速度を超えて高速回転させると、他の流体軸受と同様に自励的な振れ回り(ホワール)が発生して、軸受の損傷にいたる。ホワールは、通常1次危険速度の2倍の回転数で発生するが、軸受隙間が大きく気体流量が多い場合には気体の慣性力の影響<sup>7)</sup>で発生限界回転数が向上する。しかし、軸受隙間を大きくすると軸受の減衰係数が小さくなり、カップの着脱、交換にともなって発生する不釣合のため、1次危険速度を通過できない場合がある。また、静圧気体軸受の剛性と減衰係数は一般にトレードオフの関係にある。軸受の設計に際しては、数値シミュレーションと実験により、カップ付き回転体と軸受からなる振動系の動特性を慎重に検討する必要がある。



図12 水性塗料用塗装機  
Rotary atomizer head for water-based paint

#### 4.2 機械加工分野

エアスピンドルは比較的容易に高速回転を実現できるため、エアタービンまたは高周波モータで駆動される十数万r/minの高速エアスピンドルが小径ドリルによる穴あけ加工などに使用されている。静圧空気軸受は回転時の振動が小さく、軸に加わる外力と軸の変位が再現性良く対応する。したがって、非接触変位計で軸の変位を測定することにより、高速回転中に軸に加わる負荷を検出することができる。この性質を利用して、NTNでは加工中のスラスト反力を評価できる、小径穴あけ用の静圧空気軸受スピンドル(図13)を商品化している。最高回転数は12万r/min、振れ精度は軸端から15mmの工具先端位置で5 $\mu$ m以下、全回転数範囲で8 $\mu$ m以下を保証している。このスピンドルは変位センサを内蔵しており、加工中の軸変位を監視できる。図14(a)は加工中のセンサ出力の例を示す。また、図14(b)は工具動力計で同時に測定したスラスト力である。両者は良く一致しており、センサ出力によって工具に作用するスラスト力を評価し、工具の磨耗状態の監視や折損検出などに利用することができると考えられる。

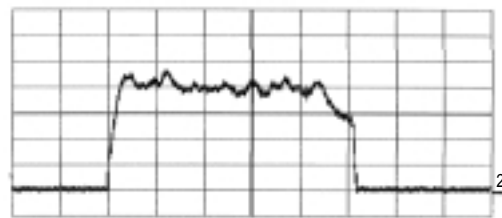
静圧空気軸受を工作機械に用いる場合、剛性や負荷容量が課題となる場合が多い。この点に関し、最近では軸受給気圧を1MPa前後まで上げる場合が増えている。軸受給気圧を上げると、前述のエアハンマと呼ばれる自励振動が発生しやすくなるので、高压の給気を有効に利用するには、この点を考慮した設計が必要である。NTNでは、両面对向型スラスト軸受の片方の軸受隙間を極小化することによって減衰性能を確保しつつ剛性を最大化できる新形式のスラスト軸受を採用



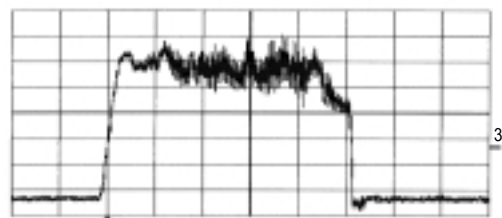
図13 マイクロエアドリル (Max120 000r/min)  
Air spindle for small hole drilling with the sensor box

し、軸受を支持するハウジングの剛性についても定量的に検討して、「高圧エアスピンドル」<sup>8)</sup>を開発した。スラスト軸受外径200mmの試作機では図15に示すように、給気圧1.5MPaで、約1800N/μmの剛性が得られている。

金型加工の生産性向上のため、エアスピンドルを利用した小径ボールエンドミルによる高速切削<sup>9)</sup>が提案され、実用化が始まっている。このような高速切削に用いられる工具スピンドルは、2~6万r/minの高速回転が可能でかつ高精度であることが求められ、静圧気体軸受の特長を生かせる用途である。NTNでは、制御型の磁気軸受と静圧気体軸受を一体化して、負荷容量および剛性を増加させた、ハイブリッド型軸受のスピンドルを開発している。このスピンドルについては、本誌の別稿で紹介しているので参照して頂きたい。



(a) 変位センサ出力



(b) 工具動力計出力

図14 センサ出力の例

(穴径：0.3，ワーク：SUS303)

Example of output signal of the built-in sensor during drilling

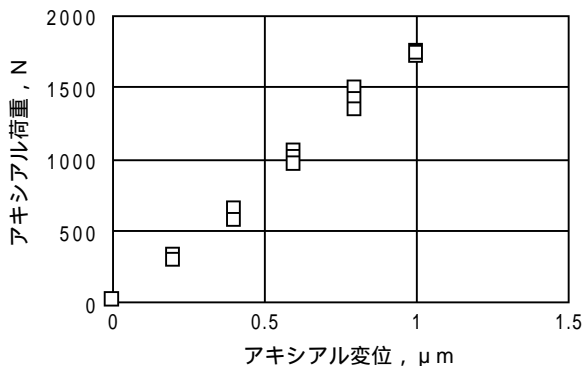


図15 高圧エアスピンドルのアキシアル剛性測定結果

[給気圧：1.5MPa]

Axial stiffness of the high pressure air bearing spindle

## 5. むすび

近年のIT産業の発展により、情報機器の小型化、高密度化、低価格化もより一層進展している。それに伴って、その製造設備や検査装置にも高速化、高精度化が要求され、静圧気体軸受の特徴を生かせる用途、需要も増加していくと考えられる。一方、要求される性能も厳しくなっており、単なる高剛性化、高負荷容量化だけでなく、今後は高精度化の観点から外乱応答や振動特性の改善が重要になる。これに対応するために、軸受の減衰性能だけでなく、軸と軸受からなる振動系としての特性や、さらには駆動制御系まで含め、総合的な開発を進めていかなければならない。また、従来のセンサや測定器の限界に近い精度が要求されるようになっており、今後はさらに高精度で再現性の高い性能評価法の確立が必要である。

## 参考文献

- 1) 岡田：“総論(特集:次世代DVDを眺む光ディスクカッティングマシン)”,光アライアンス,1999.7(1999),1
- 2) 福山：“空気軸受の動的回転精度”,機械の研究,34,1,(1982)114
- 3) 西田, 菊入, 内田：“光ディスク原盤記録用スピンドルの非回転同期振れの計測”,1997年度精密工学会春季大会講演論文集L25(1997)407
- 4) 青木, 大園:精密機械“3点法真円度測定法の一展開”32,12(1966)831
- 5) 藤井, 藤川, 山:静電塗装機用スピンドル,特開平9-173913(1997)
- 6) 山辺, Boerner:“新しい自動車用水性塗料塗装技術について”,色材,71,12,(1998)794
- 7) 森, 森, 青山:“静圧気体ジャーナル軸受の動的特性におよぼす気体膜の慣性力の影響”,機論(C),46,406(1980)636
- 8) 伊藤, 藤川:“高圧エアスピンドルの開発”,1999年度精密工学会秋季大会講演論文集D39,(1999),157
- 9) 嶽岡:“超高速加工”,機械技術48,1(2000)28

## 磁気 / エアハイブリッドスピンドルの開発

鈴木 伸幸\* 山田 裕之\*

### Development of Magnetic aerostatic hybrid spindle

By Nobuyuki SUZUKI and Hiroyuki YAMADA

The machining of a precision mold for injection molding is being changed from conventional “electrical discharge machining” to “direct cutting”. High-speed cutting with a fine ball end mill is a key technology for high efficiency precision machining. NTN has developed a “Magnetic aerostatic hybrid spindle” for high-speed and high precision cutting. This spindle has a hybrid bearing that unites a magnetic bearing and an aerostatic bearing. The spindle has the superior merits of a magnetic spindle and aerostatic spindle, without their liabilities.

This report introduces a comparison of high-speed spindles, the structure and features of the “Magnetic aerostatic hybrid spindle”, and results of the cutting experiments.

#### 1. まえがき

最近のIT革命によって需要が伸びている射出成形用精密金型の分野においては、コスト削減と納期短縮が最大の課題である。この課題に対応するため、従来の「放電加工」による方法から「直彫り加工」への転換が進められており、高速切削は、加工の高能率化、高精度化を進めるためのキーテクノロジーとなっている。

ここでいう「高速切削とは「浅切込み、高送り」による加工方法を指し、以下のような利点があげられる<sup>1)</sup>。

- 切りくず排出効率が上がり発生熱が工具に集中しないため、工具摩耗が抑えられる。
- 被削材に切削熱が移らないため熱歪が小さくなる。
- 切削面の形状、面粗度が向上し後加工の作業時間が短縮できる。
- 切削油を使用しない強制空冷での加工が可能であるため、環境への負荷が小さい。

高速切削用高速回転スピンドルとして、メンテナンスの容易さ、長時間稼動に耐えられるなどの理由によ

り、静圧空気軸受、磁気軸受などの非接触軸受スピンドルが注目されている。今回紹介する磁気 / エアハイブリッドスピンドル<sup>2)</sup>は、磁気軸受と静圧空気軸受の複合化を図った高速・高精度加工用スピンドルである。写真1に外観を示す。

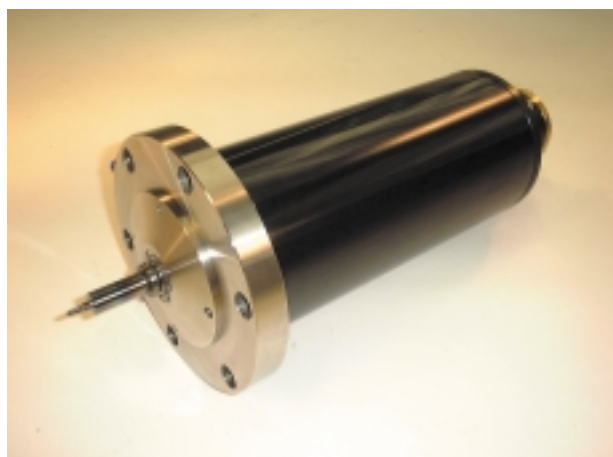


写真1 磁気 / エアハイブリッドスピンドル  
Magnetic aerostatic hybrid spindle

\*商品開発研究所

## 2. 高速スピンドルの比較

小径エンドミルを用いる高速切削においては、適当な切削速度を得るために毎分数万回転以上の高速スピンドルが必要となる。これに用いる軸受としては、ジェット潤滑、オイルエア潤滑式転がり軸受、静圧空気軸受、磁気軸受などがある。

各軸受を用いたスピンドルの比較を表1に示す。ジェット潤滑、オイルエア潤滑式転がり軸受スピンドルは、外部より強制給油するもので現在もっとも一般的に用いられている。接触式であるため、静剛性、動剛性ともに高く、潤滑ユニットを含めたとしても構造が簡単で安価であるという長所がある。一方、高速回転中の摩擦損失と潤滑に要する動力損失が大きく発生熱による精度低下、転動体による微小振動、保守管理等の問題がある。

静圧空気軸受スピンドルは、高圧空気を軸受隙間に供給し主軸を非接触支持する。回転中の摩擦抵抗が非常に小さく発熱も少ないため、高速回転が容易に可能である。潤滑油を使用しないため、作業環境を汚染することもない。さらに平均化効果により回転精度が非常に高く、動的安定性にも優れている。しかし、圧縮性流体で支持しているために、静剛性と負荷容量が小さく、工作機用としてはあまり普及していない。

磁気軸受スピンドルは、磁気的な力により主軸を非接触支持する。軸受隙間を大きく設定できるため、静圧空気軸受スピンドル以上に高速回転が容易である。電子制御により静剛性を無限大にしたり、特定周波数の剛性を調整できたりする。センサにより運転中の負荷、異常が監視できるなどの特長を持つ。しかし、加工中に主軸曲げ固有振動数の影響を受けやすく、剛性

を高めるためには複雑な制御を施す必要がある。工具の種類、加工条件によって制御定数の変更が必要になる場合もあるため、汎用機用としては適当でない。

今回開発した磁気/エアハイブリッドスピンドルは、磁気軸受と静圧空気軸受の優れた長所を併せ持ち、短所を相補するかたちに複合化を図ったものである。すなわち磁気軸受の優れた静剛性、負荷容量と静圧空気軸受の優れた回転精度、動剛性を持った高速・高精度加工用スピンドルである。

## 3. 磁気/エアハイブリッドスピンドルの構造と特徴

図1に本スピンドルの構造、表2に仕様を示す。

### 3.1 軸受部

本スピンドルの軸受は、磁気軸受電磁石コア内に静圧空気軸受用給気穴を形成し、軸受面を兼用することで両軸受をコンパクトに一体化したものである。これにより、2種類の軸受を併用しても主軸長の増加は生じず、曲げ固有振動数の低下を防いでいる。

電磁石コアは、通常の積層珪素鋼板では給気穴を形成することが困難なため、高透磁率、高固有抵抗の電磁ステンレス鋼むく材を用いている。ヒステリシス損、渦電流損を減らすために、同一円周上の磁極性を同じとしたホモポーラ型電磁石を採用した。また、通常の磁気軸受においては、電磁力の励磁電流に対する線形化のために電磁石コイルに直流バイアス電流を印加するが、これは同時に上記鉄損の増加と剛性低下の要因となる。そのため、バイアス電流による手段を用いず、コントローラ内部で線形化処理をおこなっている。

表1 高速スピンドルの比較  
Comparison of high-speed spindles

	転がり軸受スピンドル (ジェット, オイルエア潤滑)	磁気軸受スピンドル	静圧空気軸受スピンドル
長所	<ul style="list-style-type: none"> <li>● 静剛性, 動剛性ともに高い</li> <li>● 構造が簡単</li> <li>● 安価</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● 軸受隙間が大きいため高速回転が容易</li> <li>● 摩擦損失が極小</li> <li>● 静剛性を無限大にできる</li> <li>● 電子制御により軸受特性を可変できる</li> <li>● センサにより負荷状態、異常の監視が可能</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● 動剛性が高い</li> <li>● 摩擦損失が小さい</li> <li>● 回転精度が高い</li> </ul>
短所	<ul style="list-style-type: none"> <li>● 摩擦損失が大きい</li> <li>● 定期的なメンテナンスが必要</li> <li>● 潤滑油漏れは避けられない</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● 動剛性が低い</li> <li>● 加工条件によって制御の変更が必要で構成が複雑になる</li> <li>● 高価</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● 静剛性が低い</li> <li>● 負荷容量が低い</li> </ul>



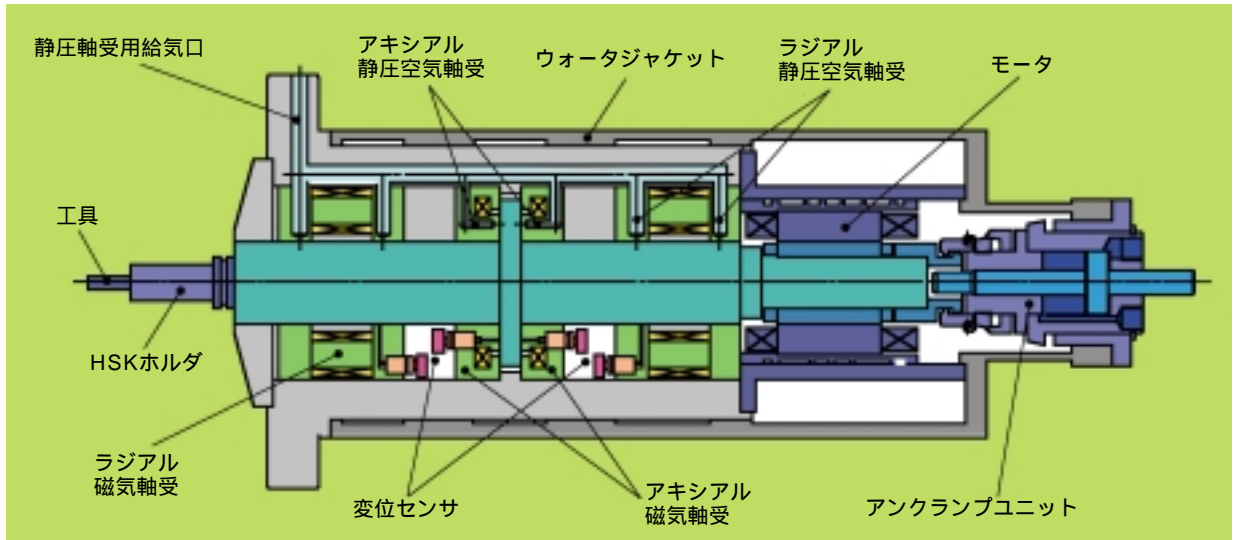


図1 磁気/エアハイブリッドスピンドル構造図  
Structure of the spindle

表2 スピンドル仕様  
Specifications of the spindle

最高回転数	6 × 10 <sup>4</sup> rpm
主軸径	40mm
負荷容量	アキシアル：600N
	ラジアル：400N
静剛性	アキシアル：500N/μm(静圧のみで50N/μm)
	ラジアル：100N/μm(静圧のみで20N/μm)
動剛性	ラジアル：20N/μm(1kHz)
モータ出力	定格4.4kW/瞬時7.8kW
適用工具径	10mm以下
工具把持方式	HSK25E
軸受給気圧	0.98MPa
供給空気流量	250L/min (A.N.R)
冷却水流量	3.5L/min
スピンドル重量	27kg (アンプユニット含)

負荷容量，剛性値は主軸先端での値

磁気軸受制御は低周波域の剛性を高めるために積分動作のみをおこない，高周波域における静圧空気軸受の安定性を損なわないようにしている。

### 3.2 主軸

主軸には低熱膨張かつ高透磁率特性を有するPDパーマロイ材を使用し，高速回転時の風損，軸受損による熱変形を極小にしている。主軸表面にはセラミック溶射が施してある。これは，タッチダウン時のかじり防止のためと，磁気軸受隙間と静圧空気軸受隙間に差をもたせるためである。非磁性材であるセラミック層表面は，静圧空気軸受ロータ面，内部のPDパーマロイ面は磁気軸受ロータ面として機能する。したがって，セラミック層の厚さをコントロールすることにより，両軸受に最適な隙間を各々設定できる（図2，図3）。

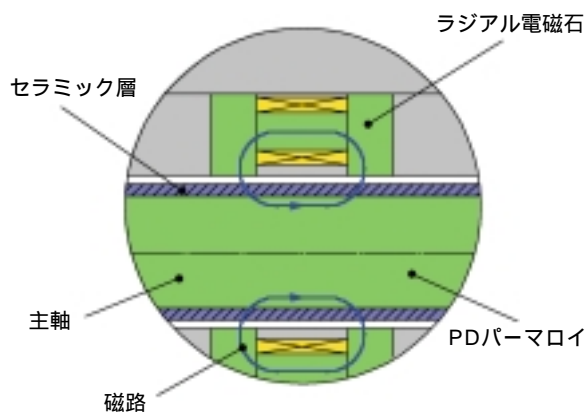


図2 ハイブリッド軸受構造（ラジアル）  
Structure of hybrid bearing (radial)

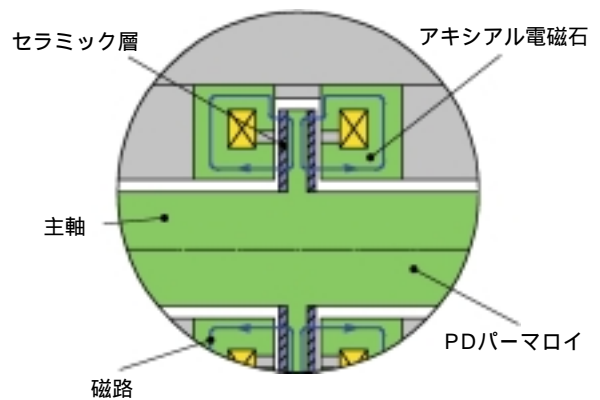


図3 ハイブリッド軸受構造（アキシアル）  
Structure of hybrid bearing (axial)

### 3.3 変位センサ

磁気軸受制御に用いる主軸変位の検出は、エアマイクロメータの原理を応用し軸受面の圧力を内蔵の半導体圧力センサで測定することによりおこなう。センサの応答周波数は1kHz程度で、分解能は0.1μm以下、通常の磁気軸受で用いられている渦電流式センサの10倍以上の精度である。

### 3.4 コントローラ

本スピンドルには、主軸変位センサ、電磁力センサ、回転数センサ、温度センサ、工具把持状態検出センサなどを内蔵している。これらを利用したインテリジェント加工の実現のために、専用デジタル制御コントローラも開発した（写真2）。加工中の負荷モニタ、異常監視などをおこない、結果を外部に送信することが可能で、IT化への対応も容易となっている。

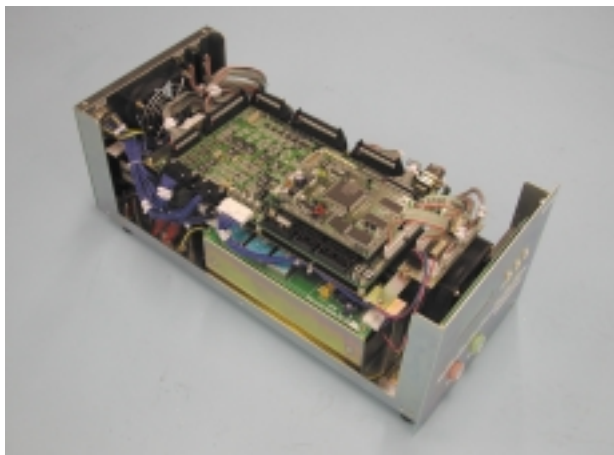


写真2 コントローラ  
Controller

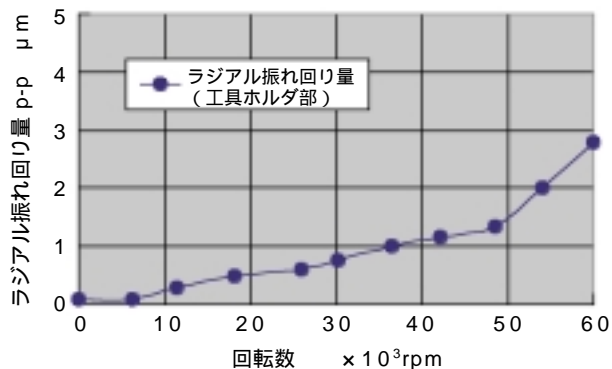


図4 振れ回り量  
Runout at tool holder

### 3.5 ATC

長時間の切削加工を可能にするためには、ATCへの対応が不可欠である。本スピンドルでは、ツーリングユニットにHSK25E (DIN69893)を採用している。主軸径からするとHSK32Eの選択もできたが、主軸内部に内蔵されるドローバの曲げ固有振動数、アンバランス量を考慮して決定した。ドローバを内蔵することで主軸の曲げ固有振動数が低下したり、振れ回り量(回転同期振れ)が増加したりする場合があるが、本スピンドルでは、このような問題は発生していない。図4に工具ホルダ部(主軸先端から40mm)での振れ回り量を測定した結果を示す。最高回転数6万rpm時でも3μm以下である。

### 3.6 静剛性、負荷容量

図5、図6は主軸先端での静剛性を測定したものである。静圧空気軸受のみの場合に比べ、磁気軸受を付

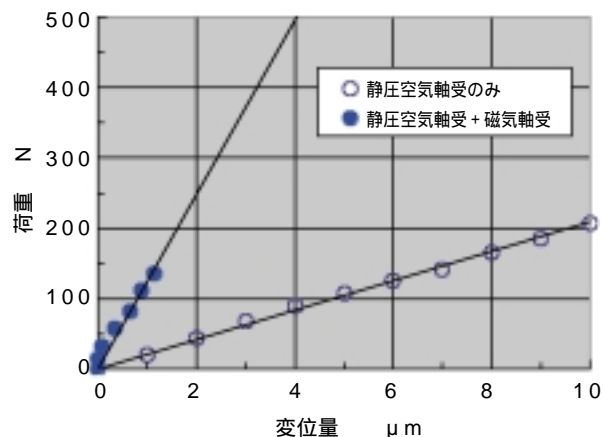


図5 ラジアル静剛性  
Radial static stiffness at tool holder

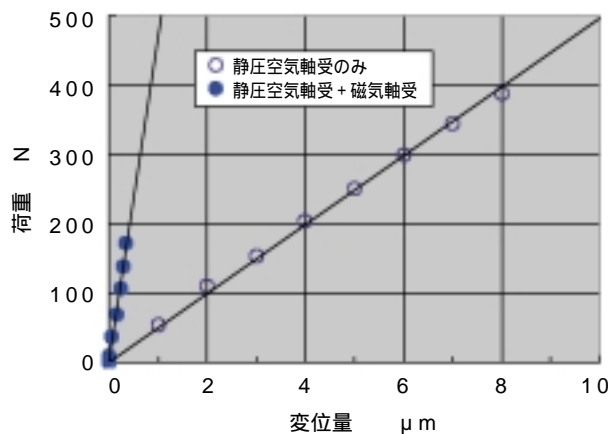


図6 アキシャル静剛性  
Axial static stiffness at tool holder

加することによりラジアル方向で5倍 (20 N/μm, 100 N/μm), アキシャル方向で10倍 (50 N/μm, 500 N/μm) となっている。なお、軸受部での静剛性は磁気軸受の積分制御により無限大であるが、主軸先端においては主軸自体の弾性変形が含まれるため、図のような結果となっている。

両軸受作動時の最大負荷容量はラジアル方向400N, アキシャル方向600Nである。

#### 4. 加工実験結果

6スクエアエンドミルでSKD61(HRC40)の側面切削実験をおこなった。

複合化の効果を確認するために、加工途中で磁気軸受動作を停止し静圧空気軸受支持のみに切り替えた。磁気軸受中心(変位センサのゼロ点)は加工前の無負荷空転時に静圧空気軸受中心に自動調心されるため、切り替え前後での軸受中心のずれはない。

加工後ワーク表面の形状を測定した結果を図7に示す。切り替え前後で約8μmの段差がみられる。磁気軸受作動時には積分制御によって軸受部の静剛性が無限大となっているが、静圧空気軸受のみでは静的変位が生じ、この分だけ削り残しが発生するためである。磁気軸受を動作させることで1パスでの加工誤差が少なくなり、仕上げ加工の工数を減らすことが可能である。

写真3~5に3次元加工事例を示す。使用した工具はいずれもTiAlNコーティング超鋼2枚刃ボールエンドミルで、ドライエアブローでおこなった。

写真3は直方体の肩部を切削し、かまぼこ状に加工

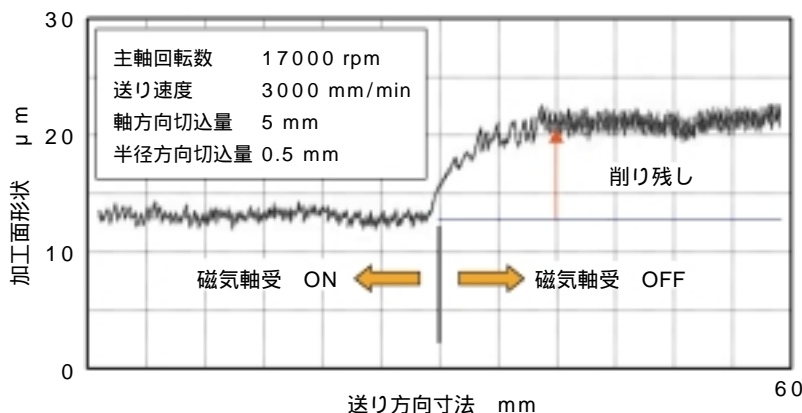
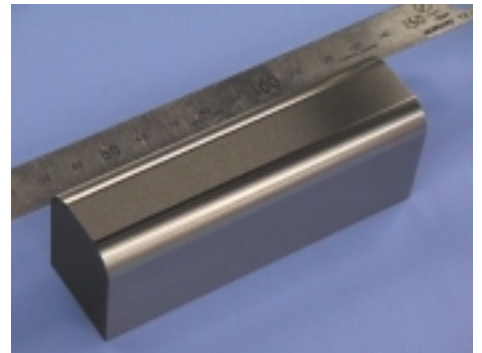
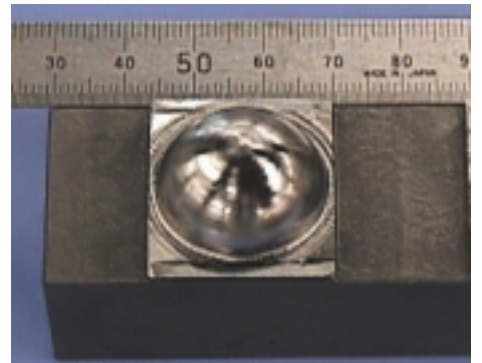


図7 磁気軸受の効果  
Effect of magnetic bearing



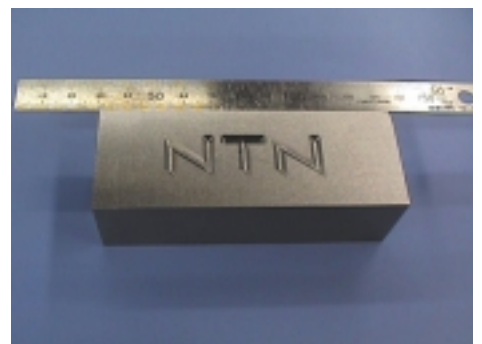
工程	工具	回転数 (rpm)	送り速度 (mm/min)	Ad (mm)	PF (mm)
荒加工	R3	10000	600	0.25	0.75
中仕上	R2	30000	3000	0.2	0.2
仕上	R1	20000	450	0.1	0.05

写真3 加工事例(1)  
Cutting example (1)



工程	工具	回転数 (rpm)	送り速度 (mm/min)	Ad (mm)	PF (mm)
荒加工	R3	30000	1600	0.25	0.5
中仕上	R2	30000	1200	0.2	0.2
仕上	R1	20000	450	0.1	0.05

写真4 加工事例(2)  
Cutting example (2)



工程	工具	回転数 (rpm)	送り速度 (mm/min)	Ad (mm)	PF (mm)
中仕上	R1	30000	1500	0.1	0.1
仕上	R0.5	60000	2000	0.03	0.05

写真5 加工事例(3)  
Cutting example (3)

した例である。ワーク材質はSKD61(HRC53)である。仕上げ面粗さは、 $R_{max} 0.6 \mu m$ である。

写真4は立方体から半球形状に加工した例である。ワーク材質はSKD61(HRC53)である。仕上げ面粗度は全周において、 $R_{max} 1.8 \mu m$ 程度である。

写真5はV溝彫刻加工をおこなった例である。ワーク材質はSKD61(HRC40)である。仕上げ面粗さは、 $R_{max} 1.2 \mu m$ である。

高速切削における面粗度は、使用工具による差が顕著に出た。特に、高硬度材の側面切削時に高硬度用ボールエンドミル(負のすくい角)を用いた場合には、特定の回転数でびびり振動が発生し面粗度は極端に悪化した。このときの変位センサ信号を周波数分析したところ、工具単体の固有振動数(片持ち梁)の成分が観察された。浅切込みであるために刃先がワークに食い込まず表面で滑っているような現象が生じているものと考えられる。このように加工状態をモニタし、NCにフィードバックすることで加工データの収集をおこない条件の最適化を図ることも可能である。

## 5. あとがき

磁気軸受と静圧空気軸受の一体化、圧力センサによる主軸変位測定など全く新しい構造のスピンドルを開発した。このスピンドルをマシニングセンタに搭載し、高硬度材の3次元加工実験をおこなった結果、精密金型として十分な面粗度が得られることを確認できた。

デジタルコントローラによって加工状況の監視、外部との通信が可能であるため、現在進められている工作機械のIT化にも容易に対応できる。

加工のノウハウを蓄積し、状況判断ができる知能化された工作機が求められている状況の中で、本スピンドルは有効な道具になり得ると考える。

本稿は(株)工業調査会「機械と工具」2001年4月号に掲載したものを、一部変更し転載したものである。

## 参考文献

- 1) 嶽岡, 宮口: 新潟における高速ミーリング研究の動向, 機械と工具, 4月号, 24, (1998)
- 2) 鈴木, 山田, 尾崎: 磁気/エアハイブリッドスピンドルの開発, 1999年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, D13, 157, (1999)

# 多重格子法によるヘリングボーン溝付き動圧気体 ジャーナル軸受の数値解析

古 林 卓 嗣\*

## Numerical Analysis of Herringbone-Grooved Gas-Lubricated Journal Bearings Using a Multigrid Technique

By Takuji KOBAYASHI

In this paper, a multigrid technique is applied to the compressible Reynolds equation discretized by the divergence formulation to analyze both static and dynamic characteristics of herringbone-grooved gas-lubricated journal bearings. The developed code demonstrates quicker convergence than an optimized successive over-relaxation scheme, and the dominance in numerical efficiency is especially good at higher values of bearing number ( ) where slow convergence is generally observed. Comparisons between the present nonlinear orbit solutions and previously published experimental results show reasonable agreement in both steady-state and dynamic stability performances.

### 1. 序論

ヘリングボーン溝付きジャーナル軸受 (HGJB) は剛性が高く、高速でのホワール (HFW) に対する動的安定性も特に優れているため広く用いられており、さらに幅広い応用が期待される。

初期のHGJBの解析には無限溝数理論 (NGT) が用いられた。NGTはVohrとPan<sup>1)</sup>によって考案され、VohrとChow<sup>2)</sup>が無偏心近傍の状態に適用し、CastelliとVohr<sup>3)</sup>がミスアライメントと偏心がある状態の解析に展開した。さらに、HamrockとFleming<sup>4)</sup>が静特性の最適化解析に、そしてFlemingとHamrock<sup>5)</sup>が動的安定性の最適化解析に利用した。

矩形動圧溝を扱うNGTでは直線的な溝部と丘部の圧力分布を仮定し、これを平滑化した圧力を用いて流量に関する近似方程式を導く。このとき、圧力分布の軸端効果と局所的な圧力分布形状の曲率は無視されている。近似を設けずに厳密に気体潤滑方程式を適切な境界条件の下で解けば、これらの問題を取り除くことができる。Wildmann<sup>6)</sup>は溝付きスラスト軸受を研究し、NGTでは圧縮性潤滑剤 (気体) が非圧縮性であるかのように作用し、溝本数が十分多ければ広いベア

リング数の範囲でNGTは有効であると結論付けた。Fosterら<sup>7)</sup>はph-線形化法により単純化した潤滑方程式を用いたが、やはり近似解法のためその適用は限定される。BonneauとAbsi<sup>8)</sup>は上流化有限要素法を用いて厳密解を得ることに成功し、溝本数が4本から16本のHGJBで任意の偏心率に対し、最大ベアリング数70までの結果を示した。

高速運転条件下でも安定であることがHGJBの大きな長所であり、安定性を解析するための工学ツールは研究対象として興味深い。CastelliとElrod<sup>9)</sup>は潤滑膜で支持された回転体の動的安定性評価の方法を2つ示した。1つは周波数領域での微小摂動法であり、静的平衡状態にある回転体の安定限界質量という形で安定限界線図を与える。Malanoski<sup>10)</sup>はNGTと微小摂動法を組み合わせる軽荷重下でのHGJBの安定限界線図を作成した。この線図は特徴として3つの独立した安定境界線を持つ奇妙な形状をしており、その内の2つは部分的に重なっている。他方は動的な軸心軌道をシミュレートする非線形軌道法であり、通常らせん形の軸心軌道で表現される。不安定な場合にはらせん形軌道は成長し、安定な場合には徐々に静的な平衡位置に収斂する。

\*軸受技術研究所

非線形軌道法は軸心軌道が実際の物理現象を模擬できるために、関心が寄せられてきた。例えば、BonneauとAbsi<sup>8)</sup>は動圧溝によるHGJB固有の振動現象をシミュレートした。この方法で実際に数値計算を行うには軸心軌道上の各点で圧力分布を完全に計算することが必要であり、特に複数本の溝がある場合には、高速計算アルゴリズムが要求される。多重格子法による緩和計算は、大規模な離散化代数方程式を扱う手法として支持を得ている。多重格子法を応用して成功を収めた例として、弾性流体潤滑(EHL)解析<sup>11)</sup>、油膜破断を伴う変動荷重下でのジャーナル軸受解析<sup>12)</sup>そして真円形気体ジャーナル軸受の動力学解析<sup>13)</sup>等がある。

本論文ではHGJBの静的および時間依存解析の精密工学ツールとして、NGTではなくダイバージェンス・フォーミュレーション(DF)法<sup>14)</sup>を用いた非線形軌道法を導入し、その高計算コスト性を多重格子法で解決すること目的とする。

記号

- $a_g$  = 溝幅, m
- $a_r$  = 丘部の幅, m
- $b$  = 軸受長さ, m
- $b_g$  = 溝部の長さ, m
- $c$  = 軸受半径すきま, m
- $e$  = 回転体の偏心率,  $= \frac{x_{cg}^2 + y_{cg}^2}{c^2}$
- $F_y$  = y方向の無次元軸受負荷,  $= f_y / (2p_a b r)$
- $f_y$  = y方向の軸受負荷, N
- $H$  = 無次元膜厚さ,  $= h/c$
- $h$  = 膜厚さ, m
- $i, k$  = 直交単位ベクトル
- $m$  = 軸受1個当たりの回転体質量, kg
- $M$  = 軸受1個当たりの無次元回転体質量,  $= mc^{-2} / (8p_a b r)$
- $M$  = 無次元回転体質量パラメータ,  $= mp_a c^5 / (2^{-2} b r^5)$
- $N_g$  = 溝本数
- $n$  = 計算格子上のノード数
- $O(n)$  = ランダウ記号
- $P$  = 無次元圧力,  $= p/p_a$
- $p$  = 圧力, Pa
- $p_a$  = 周囲圧力, Pa
- $Q$  = 無次元流束
- $r$  = 回転体半径, m
- $T$  = 無次元時間,  $= t/2$

- $t$  = 時間, s
- $X, Y, Z$  = 無次元直交座標,  $= x/c, y/c, z/r$
- $X_{cg}, Y_{cg}$  = 回転体質量中心の無次元並進変位,  $= x_{cg}/c, y_{cg}/c$
- $x, y, z$  = 直交座標
- $x_{cg}, y_{cg}$  = 回転体質量中心の並進変位, m
- $g$  = 溝幅比,  $a_g / (a_g + a_r)$
- $g$  = 溝角度, degree
- $g$  = 溝部の長さ比,  $= b_g / b$
- $Z$  = , Z方向の格子幅
- $g$  = 溝深さ, m
- $g$  = 無次元溝深さ,  $= g/c$
- $e/c$  = 偏心率,  $= e/c$
- $\mu$  = 潤滑気体の絶対粘度, Pa·s
- $\theta$  = 無次元斜交座標
- $\theta$  = ペアリング数,  $= \frac{r^2}{c^2} (p_a c^2)$
- $\theta$  = 過剰緩和係数
- $\theta$  = 角座標
- $a$  = 偏心率, degree
- $\omega$  = 回転体角速度, rad/s
- $\lambda$  = 安定性パラメータ,  $= \frac{c}{\mu f_y}$
- $\bullet$  = 内積
- $\|x\|_2$  =  $L_2$ ノルム

添え字

- $i, j$  = 格子指標
- $k$  = コントロールボリュームのセル指標
- $M$  = 最密格子レベル指標
- $m$  = 格子レベル指標
- $n$  = 時間ステップ指標

2. 支配方程式

本研究では、図1に示すような回転体と静止スリーブからなる単純な軸受系を考える。非線形軌道法は複雑な系への展開も容易であるが、ここでは回転体は剛体で釣合いがとれており、並進変位  $x_{cg}, y_{cg}$  に対応する2自由度のみを有していると考え。ヘリングボーン溝は、スリーブの表面もしくは回転体の表面のいずれかに形成されているとする。通常の薄膜潤滑の仮定を考えると、等温かつ圧縮性レイノルズ方程式は無次元化されたベクトル形式で次のようになる。

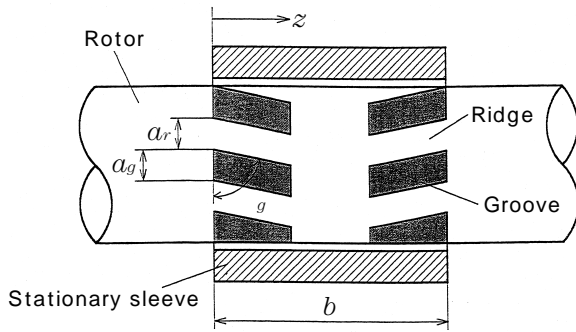


図1(a) 回転体と静止スリーブ (溝付き回転体の場合)  
Rotor and stationary sleeve (case of grooved rotor)

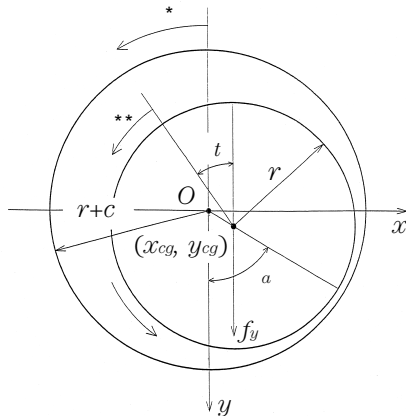


図1(b) 座標系 O = スリーブ中心  
\* 平滑回転体と静止溝付きスリーブに対する  
\*\* 溝付き回転体と静止平滑スリーブに対する  
Coordinate system  
O = sleeve center  
\* for smooth rotor and stationary grooved sleeve  
\*\* for grooved rotor and stationary smooth sleeve

図1 HGJB系  
HGJB system

$$\nabla \cdot [PH^3 \nabla P - PHi] = \frac{(PH)}{T} \dots\dots\dots (1)$$

ここで

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} i + \frac{\partial}{\partial y} j + \frac{\partial}{\partial z} k$$

である。式(1)は、溝付き静止スリーブを基準にした座標系に関するものである。回転体に溝が形成されている場合は、回転体の軸方向の運動はないものとして、次の関係式を式(1)に代入して

$$\begin{aligned} \frac{d(PH)}{dT} &= \frac{(PH)}{T} + \frac{(PH)}{a} \frac{da}{dT} + \frac{(PH)}{Z} \frac{dZ}{dT} \\ &= \frac{(PH)}{T} + 2 \frac{(PH)}{\phi} \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

以下の式を得る。

$$\nabla \cdot [PH^3 \nabla P + PHi] = \frac{d(PH)}{dT} \dots\dots\dots (3)$$

このとき、座標系は回転する溝付き面に固定されているとする。

ここで、図2に示すように各溝はZ軸に対して傾いているため、DF法を適用するために座標変換を行う。回転体の運動は並進運動に限定しているため、対称性により解析対象領域は軸受表面の半分でよい。2つの無次元座標系 (r, Z) と (r, Z) 間の変換は次のように表される。

$$r = \frac{Z}{\tan \theta} + \dots\dots\dots (4a)$$

$$Z = r \sin \theta \dots\dots\dots (4b)$$

式(4a)と(4b)から以下の関係が得られる。

$$\frac{\partial}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial Z} \dots\dots\dots (5a)$$

$$\frac{\partial}{\partial Z} = -\frac{1}{\tan \theta} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \dots\dots\dots (5b)$$

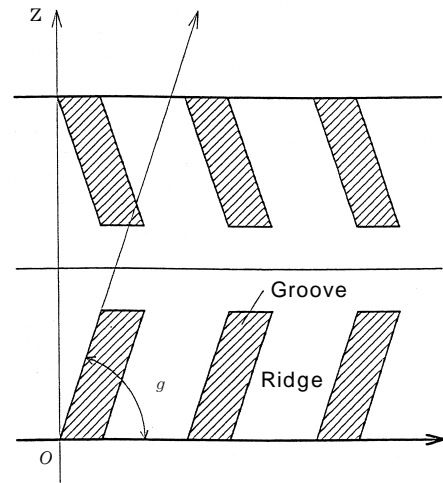


図2 溝付き表面の一部分と無次元座標系 (r, Z) と (r, Z)  
Section of grooved surface and dimensionless coordinate systems (r, Z) and (r, Z)

図3に示しているように、斜線を施した注目するコントロールボリュームの格子点  $(i, j)$  を考える。ただし、すべての境界線とすきまの不連続線は格子線に一致しており、また格子間隔は各軸上で等間隔であるとする。 $ij$ はコントロールボリューム領域であり、 $ij$ を境界線とすれば、ガウスの定理と式(5a)と(5b)を適用して式(1)を  $ij$ 上で積分すると以下を得る。

$$\oint_{ij} [PH^3 \nabla P - PHi] \cdot ndl = -\frac{1}{T} \iint_{ij} PHd \, d \sin \theta \quad (6a)$$

ここに

$$\nabla = -i \left( -\frac{1}{\tan \theta} \frac{\partial}{\partial z} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial}{\partial r} \right) k$$

である。上式において、 $n$ は  $ij$ に直交する単位ベクトルであり、 $dl$ は  $ij$ に沿った長さ要素である。軸受すきま  $H$ の微分は積分されて式中から消えている。同様に、式(3)を積分して次式を得る。

$$\oint_{ij} [PH^3 \nabla P + PHi] \cdot ndl = \frac{d}{dT} \iint_{ij} PHd \, d \sin \theta \quad (6b)$$

式(6a)と(6b)はそれぞれ溝付きスリーブ、溝付き回転体の場合のコントロールボリューム内の無次元化された流束の保存を表している。一例として、式(6a)の場合の図3に示した無次元流束  $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4$  を具体的に書き下すと、

$$Q_1 = \left[ -PH \left( \frac{1}{\sin^2 \theta} \frac{\partial P}{\partial z} - \frac{1}{\tan \theta} \frac{\partial P}{\partial r} \right) + PH \right]_{i-1/2, j-2} \frac{\Delta Z}{2} \quad (7a)$$

$$Q_2 = \left[ -PH^3 \left( \frac{1}{\sin^2 \theta} \frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\partial P}{\partial r} \right) \right]_{i, j-1/2} \frac{\Delta}{2} \quad \dots \quad (7b)$$

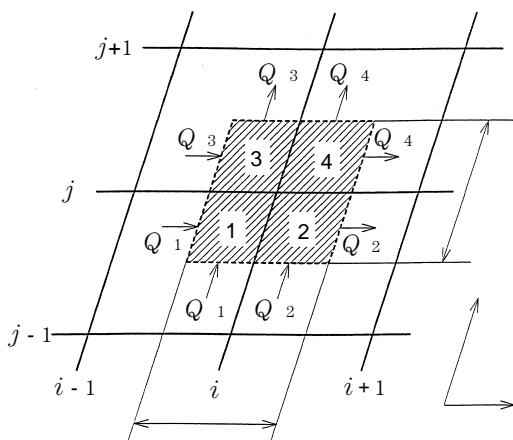


図3 差分格子の一部分とコントロールボリューム  
Section of finite difference grid and control volume

となる。ここで、 $i - 1/2$ は左側のコントロールボリューム表面であり、 $j -$ は  $j$ 番目の格子線の下側を意味する等々である。他の流束も同様に表現される。式(7a)と(7b)は、実際に数値計算を行う  $(i, j)$ 座標系で表現されている点に注意されたい。式(6a)と(6b)には周囲境界条件として

$$P|_{z=0} = 1 \quad \dots \quad (8a)$$

が適用され、また、周期境界条件として次式が与えられる。

$$P|_{z=0} = P|_{z=2} \quad \dots \quad (8b)$$

さて、式(6a)と(6b)に半陰的解法であるCrank-Nicolson法を適用する。非定常の気体潤滑問題ではこの解法が他に比べて優れていることがすでにMichael<sup>15)</sup>とColeman<sup>16)</sup>により示されている。そうすると次式が得られ、これは回転体とスリーブのどちらに溝を設ける場合にも成立する。

$$\frac{d}{dt} (\bar{Q}_k + \bar{Q}_k) = \frac{Z}{4} \frac{P_{i,j}^{(n+1)} H_{i,j,k}^{(n+1)} - P_{i,j}^{(n)} H_{i,j,k}^{(n)}}{T} \quad \dots \quad (9)$$

ただし、以下のように定義している。

$$\bar{Q}_k = \frac{1}{2} (Q_k^{(n+1)} + Q_k^{(n)}) \text{ and } \bar{Q}_k = \frac{1}{2} (Q_k^{(n+1)} + Q_k^{(n)})$$

ここで、下付き添え字  $k$ は図3に示したセル番号であり、上付き添え字  $(n+1), (n)$ はそれぞれ新しい時間ステップと現在の時間ステップを意味している。

先に進む前に、ベアリング数が高い場合の数値的不安定現象を防ぐ目的で、Couette流れ項  $PH$ に上流化スキームを導入する必要がある。Kawabata<sup>17)</sup>らが提案した安定化手法は、すきまが不連続な場合の気体潤滑問題に適した上流化スキームである。すなわち、

$$PH|_{i-1/2, j-} = \frac{(1 + c_{i,j,1}) P_{i-1,j} + (1 - c_{i,j,1}) P_{i,j}}{2} H_{i-1/2, j-} \quad \dots \quad (10)$$

ここに、 $c_{i,j,1}$ の下付き添え字1はセル番号1に対応しており、



$$c_{i,j,1} = \max\left(1 - \frac{2}{A_{i,j,1}}, 0\right)$$

$$A_{i,j,1} = \frac{P_{i-1,j} + P_{i,j}}{2} H_{i-1/2,j}^2$$

等である。Kawabataの推薦値<sup>17)</sup>として、 $\epsilon = 0.85$ とする。軸受展開面の中心線に面したコントロールボリュームでは、対称性により式(9)は簡略化されて

$$\sum_{k=1}^2 (\bar{Q}_k + \bar{Q}_k) = \frac{Z}{4} \frac{P_{i,j}^{(n+1)} H_{i,j,k}^{(n+1)} - P_{i,j}^{(n)} H_{i,j,k}^{(n)}}{T} \dots\dots\dots (11)$$

となる。ここに、 $J$ 番目の格子線は中心線 $Z=b/(2r)$ と一致している。式(11)も式(8a)と(8b)に加えて圧力境界条件となる。

膜厚さ $H$ は

$$H = 1 + X_{cg} \sin\Phi + Y_{cg} \cos\Phi + G(\epsilon, Z) \dots\dots\dots (12)$$

と表現され、ここで

$$G(\epsilon, Z) = \begin{cases} \epsilon & \text{for groove} \\ 0 & \text{for ridge} \end{cases}$$

である。式(12)において、静止スリーブに溝が形成されている場合には $\Phi$ は

$$\Phi = \arcsin\left(\frac{Z}{\tan \epsilon}\right) \dots\dots\dots (13a)$$

で与えられ、回転体表面に溝が設けてある場合は以下で与えられる。

$$\Phi = \arcsin\left(\frac{Z}{\tan \epsilon} + 2T\right) \dots\dots\dots (13b)$$

最後に、剛性回転体の並進運動に関する無次元化運動方程式は

$$M \frac{d^2 X_{cg}}{dT^2} = \frac{r}{b} \int_0^{\frac{b}{2r}} P \sin\Phi dZ \dots\dots\dots (14a)$$

$$M \frac{d^2 Y_{cg}}{dT^2} = \frac{r}{b} \int_0^{\frac{b}{2r}} P \cos\Phi dZ + F_y \dots\dots\dots (14b)$$

となり、どちらに溝が形成されているかによって、は式(13a)または(13b)で与えられる。

### 3. 解析手順

離散化されたレイノルズ方程式(9)を境界条件(8a),(8b)と(11)のもとで、Brandt<sup>18)</sup>により詳細に研究された多重格子緩和法を用いて解く。この技法の基本的な概念や固有の用語はGhiaとGhia<sup>19)</sup>を参照されたい。

本研究ではサイクルCと呼ばれる循環アルゴリズムを採用する。これはプログラミングが容易で汎用性があり、他のアルゴリズムと比較しても効率は劣らない<sup>18)</sup>。また本研究では最も単純な組み合わせとして、制限演算子に直接代入法を、延長演算子に線形内挿法を用いる。緩和演算子として、点緩和法を局所線形化のためのニュートン法と組み合わせる。すなわち、式(9)を次のように表記する。

$$L_{i,j}(P_{i,j}) = f_{i,j} \dots\dots\dots (15)$$

そうすれば

$$P_{i,j}^{new} = P_{i,j} - (L_{i,j} - f_{i,j}) \left( \frac{L_{i,j}}{P_{i,j}} \right)^{-1} \dots\dots\dots (16)$$

となり、ここで $L$ は離散化された非線形の(偏微分)演算子であり、 $f$ は離散化された右辺ベクトルである。注意すべきは、逐次過剰緩和(SOR)法を緩和演算子として使用してはいけない。なぜなら、過剰緩和( $1 < \omega < 2$ )は多重格子法にとって極めて重要な誤差の高周波成分を除去する能力を低減してしまうからである<sup>20)</sup>。したがって、本研究の多重格子法では、Gauss-Seidel(G-S)法( $\omega = 1$ に相当)を緩和演算子として使用する。 $m$ 番目の格子 $G_m$ と $(m+1)$ 番目の格子 $G_{m+1}$ の格子間隔の間には、以下の関係を設ける。

$$\Delta^{(m)} = 2\Delta^{(m+1)} \dots\dots\dots (17a)$$

$$\Delta Z^{(m)} = 2\Delta Z^{(m+1)} \dots\dots\dots (17b)$$

また、それぞれの方向での格子形成は等間隔であるとする。多重格子法では、式(10)の $c_{i,j,k}$ の値を繰り返し計算の度に更新する必要はない。多くの数値実験の結果から、計算の制御が各格子間の循環過程において最密格子に移動するときのみに更新計算を行っても、正しい解が得られることが確認されたからである。多重格子法の繰り返し計算は、次の関係が満足される時点で打ち切る。

$$\|R_{i,j}^{(M)}\|_2 \cdot 10^{-5} \dots\dots\dots (18)$$

ここで、 $R_{i,j}^{(M)}$ は最密格子 $G_M$ 上の格子点 $(i, j)$ での残差である。

非線形軌道計算では、式(14a)と(14b)を時間刻み幅適応制御形の5次精度Runge-Kutta法<sup>21)</sup>で積分する。Crank-Nicolson法を用いているので、数値的には無条件で安定であり、このため回転体の動的応答に応じて時間ステップを可変にできる。動的過渡計算を開始するときは予め回転体の初期位置( $X_{cg}, Y_{cg}$ )を与えておき、それからある初期速度で回転体を解き放す。このときの初期速度は本研究では零としている。Runge-Kutta法で次の時間ステップの回転体の位置を算出し、その値を用いて軸受全領域での新しい軸受すきまを算出する。その新しい軸受すきまを用いてレイノルズ方程式(9)を解き、式(14a)と(14b)の軸受反力を決定するが、圧力の積分にはSimpson則を使う。こうした一連の操作を回転体の運動が定常状態になるか、あるいは決められた時間まで繰り返す。無次元圧力の初期値としては、計算領域のすべての格子点 $(i, j)$ 上で $P_{i,j}=1$ とおく。その後現時間ステップの圧力分布を、単にそのまま次の時間ステップでの初期値として用いる。

回転体の表面に溝を設けているときは軸受すきまが常時変化しているため、いかなる条件下でも厳密な意味での定常状態は存在しないということに注意なくてはならない。このため、回転体に溝を設けている場合は常に時間依存の解析を行う。もし静止スリーブに溝を設けているのであれば、与えられた平衡位置での

厳密な定常解が存在し、それはレイノルズ方程式の時間微分項を単に零とおいた式を解くことで得られる。

これまで述べてきた操作手順はFORTRAN77でコード化され、本研究のすべての数値計算はパーソナルコンピュータPower Macintosh/200上で倍精度にて行った。

#### 4. 数値的検証

開発プログラムの検証のため、Raimondiの差分解<sup>22)</sup>が利用できる真円形気体潤滑ジャーナル軸受の定常解を調べることにする。本解析プログラムは、溝深さを単に零とすることで真円形軸受の解析にもなる。ここで、軸受の幅径比 $b/(2r)$ は1である。

表1にはベアリング数と偏心率の関数として静特性、つまり、無次元負荷容量 $f_y$ と偏心率 $\epsilon$ を示している。表1の多重格子解は非時間依存の定常解である。格子レベルは4段階用意して、最粗格子では $(10+1) \times (3+1)$ 格子点(周方向に11, 軸方向に4), 最密格子では $81 \times 25$ である。表1より、多重格子解とRaimondiの解は負荷容量と偏心率の双方において非常によく一致している。

一方、表2の多重格子解は、 $\epsilon$ と $\alpha$ を与えた際のRaimondiの定常解として得られる $y$ 方向の定荷重 $f_y$ を与えた状態で回転体を解き放ち、平衡位置に落ち着いたときの定常解である。言い換えれば、その平衡位置は時間依存問題の漸近解として与えられる。回転体が平衡位置に到達するには、動的安定性が保証されていなければならない。本研究では、安定性パラメータ

表1 真円形ジャーナル軸受の無次元負荷容量と偏心率の比較：非時間依存解析 ( $b/(2r)=1$ )  
\* 最密格子サイズは $81 \times 25$

Comparison of dimensionless load capacity and attitude angle for a plain cylindrical journal bearing: Time-independent analysis ( $b/(2r)=1$ )

		$F_y$		$\alpha$	
		Raimondi <sup>22)</sup>	MG*	Raimondi <sup>22)</sup>	MG*
0.6	0.2	0.0457	0.0455	79.33	79.10
	0.6	0.188	0.187	62.09	62.18
3.0	0.2	0.176	0.174	47.93	47.74
	0.6	0.720	0.718	30.50	30.55
12.0	0.2	0.273	0.269	17.95	17.90
	0.6	1.280	1.279	11.58	11.63

\*The finest grid size is  $81 \times 25$ .

表2 真円形ジャーナル軸受の偏心率と偏心率の比較：時間依存解析 ( $b/(2r)=1$ )  
\* 最密格子サイズは $65 \times 17$

Comparison of eccentricity ratio and attitude angle for a plain cylindrical journal bearing: Time-dependent analysis ( $b/(2r)=1$ )

	$F_y$			$\alpha$	
		Raimondi <sup>22)</sup>	MG*	Raimondi <sup>22)</sup>	MG*
0.6	0.0457	0.200	0.202	79.33	79.22
	0.188	0.600	0.603	62.09	61.81
3.0	0.176	0.200	0.202	47.93	47.58
	0.720	0.600	0.602	30.50	30.45
12.0	0.273	0.200	0.203	17.95	17.85
	1.280	0.600	0.600	11.58	11.45

\*The finest grid size is  $65 \times 17$ .

$\epsilon$  を0.1から0.5に保ち安定性を確保する。4段階の格子レベルを用意して、最粗格子点は $9 \times 3$ 、最密格子点は $65 \times 17$ としている。多重格子法を用いた非線形軌道解は、Raimondiの定常解と極めてよく一致していることを表2は示している。

### 5. 計算効率

ここでは、通常用いられる単一格子ベースの緩和法であるG-S法やSOR法と、多重格子法の計算時間とを具体的に比較する。平滑回転体と5本の部分溝を有した静止スリーブとからなる軸受系は平衡状態にあるとし、幅径比 $b/(2r)=1$ 、溝角度 $\theta_g=30$ 度、無次元溝深さ $\epsilon_g=1.0$ 、溝幅比 $a_g=0.5$ 、軸方向の溝部長さ比 $g=0.5$ 及び偏心率 $\epsilon=0.5$ とし、ベアリング数は3種類、 $n=1, 10, 100$ とする。

G-S法やSOR法に対しても、式(10)の $C_{i,j,k}$ の値を更新する間隔を決定しなければならない。数値実験の結果、計算効率と計算精度の双方を満足させるために繰り返し計算50回毎に更新を行うことにする。つまり、これよりも更新頻度を下げても計算時間はわずかに減少するのみであり、繰り返し計算1回毎に更新を行った場合に得られる解と結果が若干異なる可能性がある。SOR計算は、式(16)中で最適化された過剰緩和係数 $\omega_{opt}$ を用いて行った。非線形問題では最適過剰緩和係数を理論的に予測するのは一般に不可能であるため、それぞれの格子レベルとベアリング数に対して試行錯誤的に求めた。表3にこれらの最適係数を示す。この値を越えると収束率が低下するか、もしくは計算自体が収束しなくなる。ここで考えた最も密

表3 図4の結果に関連した最適化SOR係数  
Values of optimized SOR factor associated with the results presented in Fig.4

Grid level		$\omega_{opt}$
3	1	1.790
	10	1.737
	100	1.232
4	1	1.885
	10	1.832
	100	1.297
5	1	1.930
	10	1.906
	100	1.431
6	1	1.966
	10	1.949

な格子レベル6では、 $n=100$ の場合、多大な計算時間が予測されたのでこの試行錯誤的操作は行わなかった。

図4は、式(18)に示した収束判定条件に到達するに要した計算時間を秒単位で示したものである。図中には $O(n)$ の計算時間を示す直線と、 $O(n^2)$ の計算時間を示す直線も比較のため記している。 $n$ は格子点数である。ここでレベル1の最粗格子は $(10+1) \times (2+1)$ としているので、レベル $m$ の格子は $(2^{(m-1)} \times 10+1) \times (2^{(m-1)} \times 2+1)$ となる。図4を見ると、多重格子法のアルゴリズムの複雑性は $O(n)$ であり、これは典型的な多重格子法の特徴である。対照的に、G-S法のアルゴリズムの複雑性はほぼ $O(n^2)$ である。さらに予期されるように、各格子レベルにおいて $n$ が増加するにつれてG-S法による計算時間は増加するが、一方多重格子法による計算時間は $n$ の影響をほとんど受けない。例えば、レベル6の格子では $n=1$ のとき多重格子法はG-S法より460倍速いが、 $n=10, 100$ ではそれぞれ550倍、690倍速い。一方、最適化されたSOR法もかなりの程度までG-S法を加速し、 $n=1$ で約7~48倍、 $n=10$ で約9~46倍である。

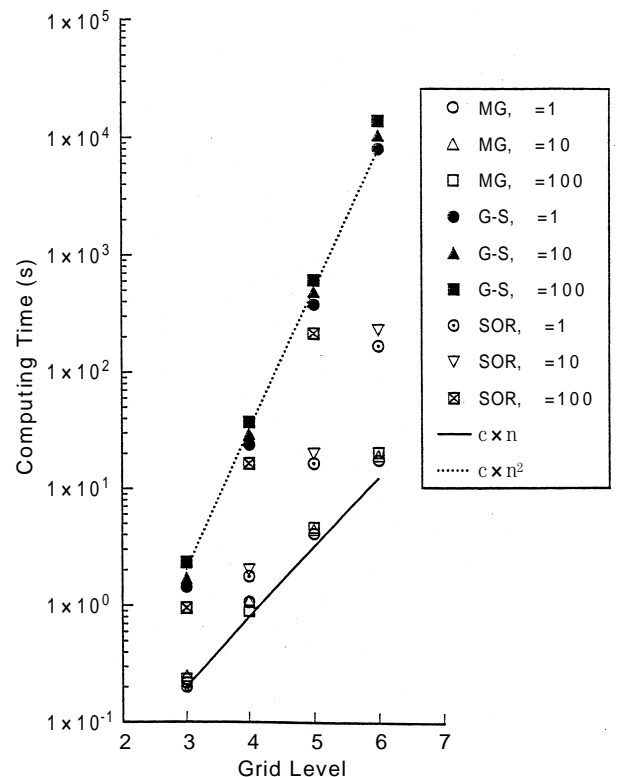


図4 HGJBの計算時間の比較  
Comparison of computational time for a HGJB

対象にした最も粗い格子レベル3では、多重格子法とのSOR法との間に実質的な差はほとんど認められない。しかしながら、 $\omega = 1, 10$ では、最適化されたSOR法でも多重格子法と比較すると、格子レベルが上がるにつれて収束加速性が劣っていく。加えて  $\omega = 100$ での最適化SOR法では、G-S法による計算時間をわずかに減少することできず、レベル5でも加速率は2.9倍であり、より粗い格子ではそれ未満である。図から明らかなように、 $\omega = 100$ でのSOR法による加速効果は、最も粗い格子レベル上ですら多重格子法よりもはるかに劣っている。

すでに述べたように、多重格子法に過剰緩和係数を導入すると一般に収束性は劣化する。事実、本研究での若干の数値実験の結果、過剰緩和された多重格子法は極めて収束が遅くなるか、もしくは場合によっては過剰緩和しなければ収束する条件でも収束しなくなることがわかった。したがって、最適緩和係数を見つけるための冗長な試行錯誤操作が不要であり、多重格子法は強力であるばかりでなく便利でもある。

計算結果として得られた静特性値は具体的には示さないが、どの方法でも完全に一致した。レベル5の格子で  $\omega = 10$ の場合の圧力分布を図5に示す。溝に沿った粘性ポンピング効果により、ほとんど(大気圧以下の)負圧が生じていないことがわかる。

以上、多重格子法の結果の妥当性と計算効率を数値

解析的に示してきた。次に、開発したプログラムをさらに既存の実験結果と比較してみる。

## 6. 実験結果との比較

### 6.1 静特性結果

最初に、Cunninghamら<sup>23)</sup>が得た実験結果と負荷容量や偏心角といった静特性解とを比較する。Cunninghamが用いた実験装置は、同一の2つのヘリングボーン溝を有する回転体と2つの平滑静止スリーブとからなる。装置は回転体が水平になるように設置され、一定のラジアル荷重をかける。表4にパラメータを示してある回転体A-1を対象とする。その他のパラメータとしては、 $b/(2r)=1$ 、 $\epsilon_g=0.5$ 、 $\epsilon_g=0.5$ である。

多重格子法での最粗格子レベル1は41×6の格子点からなり、最密格子レベル3は161×21の格子点からなる。回転体に溝を設けているので非線形軌道法を用いる。回転体の動的安定性を保証すべく、安定性パラメータ $\bar{\mu}$ は0.1から0.5の範囲にとる。もし、回転体に定荷重が作用してかつHFWが発生しないのであれば、回転体中心は溝本数と自転周波数の積に等しい周波数をもって閉軌道を描く<sup>8)</sup>。しかし、溝本数がこの場合の $N_g=20$ のようにある程度多い場合は、そうした幾何学的変動は極めて大きさが小さいので、事実

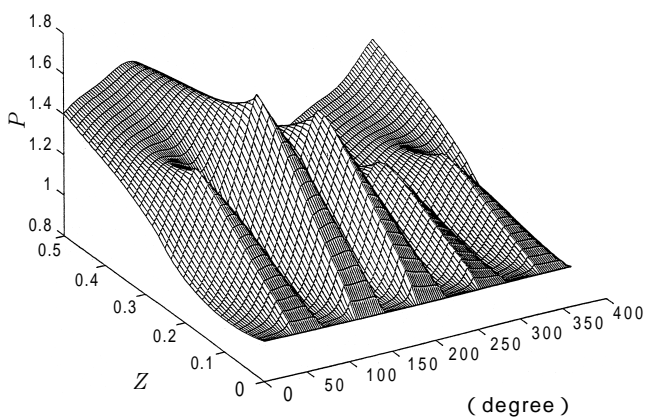


図5 (a) 圧力分布全体図  
Overall pressure profile

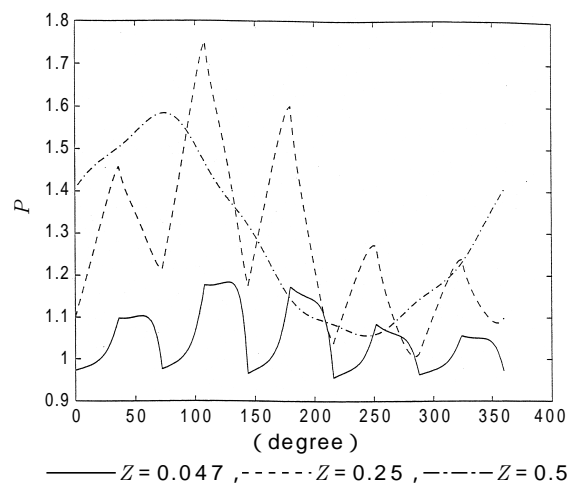


図5 (b) 圧力分布断面図  
Sectional pressure profiles

図5 図4の結果に関連したHGJBの圧力分布  
( $b/(2r)=1, N_g=5, \epsilon_g=30$ 度,  $\epsilon_g=1.0, \epsilon_g=0.5, \epsilon_g=0.5, \omega=0.2, \omega=1$ , 格子レベル5)  
Dimensionless pressure profile for a HGJB associated with the results presented in Fig.4  
( $b/(2r)=1, N_g=5, \epsilon_g=30$  degrees,  $\epsilon_g=1.0, \epsilon_g=0.5, \epsilon_g=0.5, \omega=0.2, \omega=1$ , level-5 grid)

表4 Cunninghamら<sup>23)24)</sup>が用いたヘリングボーン回転体の溝仕様  
 $(b/(2r)=1, g=0.5, g=0.6)$   
 Characteristics of herringbone-grooved rotors after Cunningham et al.<sup>23)24)</sup>  
 $(b/(2r)=1, g=0.5, g=0.6)$

Rotor	$N_g$	$g$ (deg)	$\bar{g}$
A-1	20	30	1.1
A-2	20	35	1.0
A-3	23	35	0.9
A-4	23	40	1.1
A-5	28	40	1.0

上回転体は平衡点に静止しているように見える。例えば、図6は $F_y=0.1$ として回転体を自由運動させたときの無次元時間 $T$ の関数として、変位 $X_{cg}, Y_{cg}$ の過渡応答を示している。どちらの変位も自由振動を経てそれぞれの平衡位置に到達し、その結果、求める定常解としての偏心率と偏心角を与えることになる。

図7は、3つのペアリング数  $\bar{g} = 4.2, 8.6, 19.5$  に関して偏心率 に対する無次元負荷容量 $F_y$ を示している。 $\bar{g} = 8.6$ では、数値解析結果と実験結果は約0.7までの偏心率に対して相当良く一致している。 $\bar{g} = 4.2$ では数値解析結果は負荷容量を過大評価し、 $\bar{g} = 19.5$ ではその逆であり、どちらのペアリング数でも偏心率が増加すると、解析結果と実験結果との差は大きくなる。しかしながら、数値解析結果は実験結果をおおよそ妥当に評価しているといえよう。

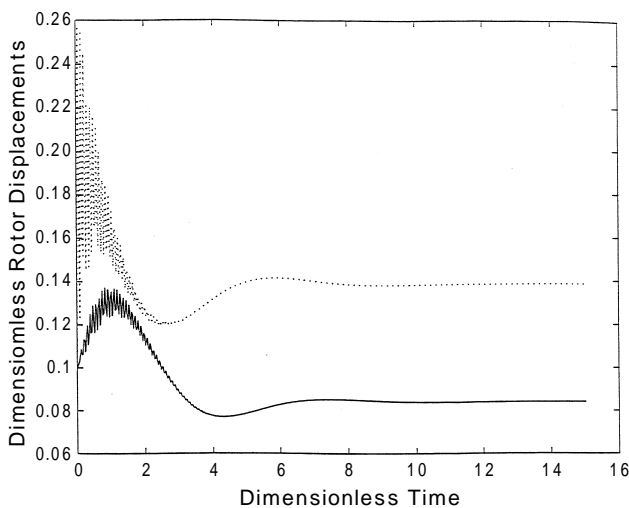


図6 ヘリングボーン溝付き回転体A-1の無次元時間 $T$ の関数としての無次元変位 $X_{cg}$ と $Y_{cg}$  ( $\bar{g} = 4.2, F_y = 0.1$ )  
 $X_{cg}, \dots\dots\dots Y_{cg}$   
 Dimensionless rotor displacements  $X_{cg}$  and  $Y_{cg}$  as a function of dimensionless time  $T$  for herringbone-grooved rotor A-1 ( $\bar{g} = 4.2, F_y = 0.1$ )  
 $X_{cg}, \dots\dots\dots Y_{cg}$

図8は図7と対をなすものであり、偏心率 に対する偏心角  $\alpha$ を極座標表記している。全てのペアリング数に対して、解析結果と実験結果の一致は妥当である。

6.2 動的安定性結果

ここでは過渡的シミュレーションによりHFWに対するHGJBの動的安定性を調べ、結果をCunninghamら<sup>24)</sup>が得た実験結果と比較する。実験装置は静特性実験に用いたものと同じであるが、回転体が鉛直になるように設置されている。従って、回転体のバランスがとれているとすれば潤滑膜力以外の外力は全く働かないことになる。

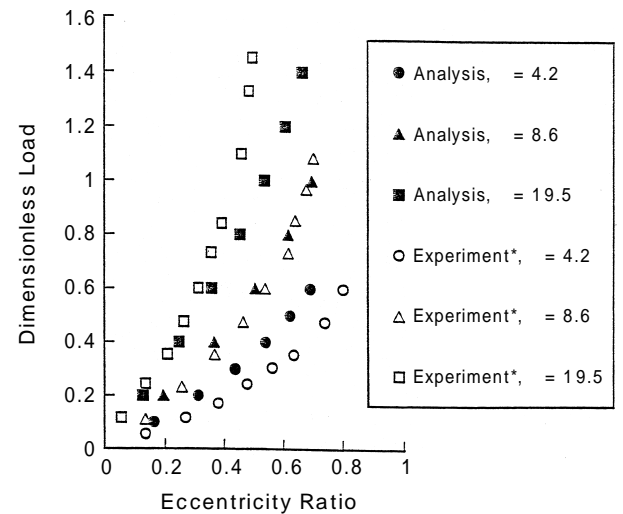


図7 ヘリングボーン溝付き回転体A-1の偏心率 と 無次元荷重 $F_y$ の関係  
 \*Cunninghamら<sup>23)</sup>による  
 Dimensionless load  $F_y$  versus eccentricity ratio for herringbone-grooved rotor A-1 : \*After Cunningham et al.<sup>23)</sup>

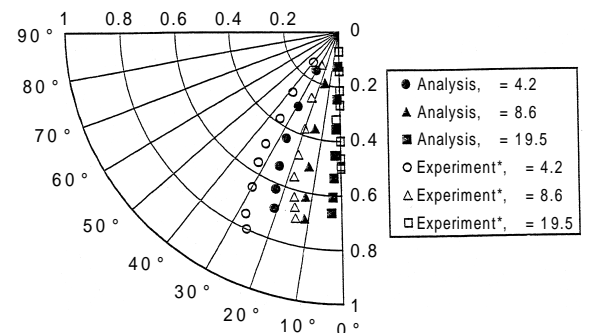


図8 ヘリングボーン溝付き回転体A-1の偏心率 と 偏心角  $\alpha$ の関係  
 \*Cunninghamら<sup>23)</sup>による  
 Attitude angle  $\alpha$  versus eccentricity ratio for herringbone-grooved rotor A-1 : \*After Cunningham et al.<sup>23)</sup>

軸受長さが2個の軸受間の回転体スパンに比べて短く、かつ回転体の極慣性モーメントが直径重心周りの慣性モーメントに比べて十分小さければ、角変位（コニカル）モードでの運動方程式は、パラメータ間の簡単な置き換えによって、並進変位モードでの運動方程式と数学的に等価となる<sup>25)</sup>。ここで考慮している軸受系は上記の2つの条件を満たしており、回転体に潤滑膜力以外の外力は全く働いていないので、回転体の安定性はベアリング数と無次元質量パラメータMによってのみ支配される。なお、無次元回転体質量Mは次式で表現される。

$$M = \frac{\bar{M}^2}{144} \dots\dots\dots (19)$$

このようにして、式(14a)とF<sub>y</sub>を零とおいた式(14b)は不安定ホワールが角変位モードで生じたとしても、回転体の運動を支配することになる。

表4に示すように部分溝付きの5本の回転体A-1～A-5を対象とする。それらは互いに異なった溝仕様であり、比較的大きな軸受すきまで運転される。これら5本の回転体に共通のパラメータは、 $b/(2r)=1$ 、 $\alpha_g=0.5$ 、 $\beta_g=0.5$ である。多重格子法では3段階の格子レベルを用意して、最密格子構造はA-1、A-2に対して161×21、A-3、A-4に対して185×21、そしてA-5に対して225×21である。安定な場合と不安定な場合の例として、回転体A-1の軸心軌道を図9に示す。安定性判別に必要な典型的な計算時間は、パーソナルコンピュータPower Macintosh / 200上で約30分である。

図10にはA-1について広範囲なベアリング数に対する数値解析結果と、ベアリング数が比較的低い場合の実験結果とを示している。解析結果を見ると、それを越えると不安定になる限界無次元質量パラメータはおおよそ15になるまで減少していき、その後30まで増加する。30では軸受系は極めて安定となり、それ以上が増加すると限界無次元質量パラメータは急激に減少に転じる。50を越えると系はほぼ無条件に不安定である。このような気体の圧縮性の高い領域では、HFW不安定性よりもニューマチックハンマ不安定性の方が支配的となるのである。本解析結果の全体的な傾向は、例えば、微小摂動法とNGTに基づいてはいるがMalanoski<sup>10)</sup>が示した典型的な溝付き回転体の理論結果と極めて似ている。図10より解析結果は多少限界質量を過大評価するようではあるが、実験結果を適切に評価している。

図11には比較的低いベアリング数に対して、回転体A-1～A-5のHFWオンセット（安定限界）チャートである。数値解析結果と実験結果の一致は妥当である。調査した範囲での溝本数と溝角度の変動に対して解析結果にほとんど差は認められないが、このことは実験事実からも支持される。

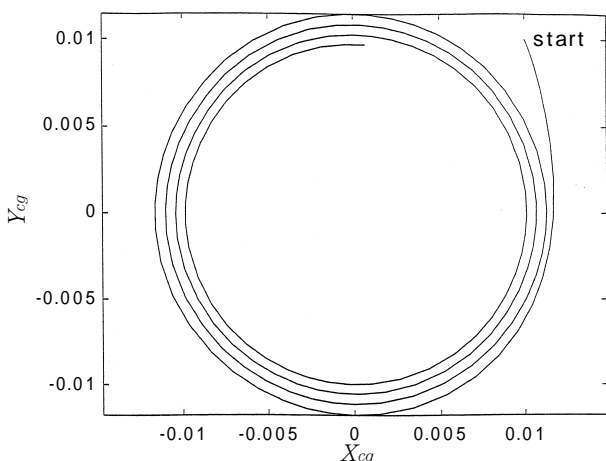


図9 (a) 安定 (M=12)  
Stable (M=12)

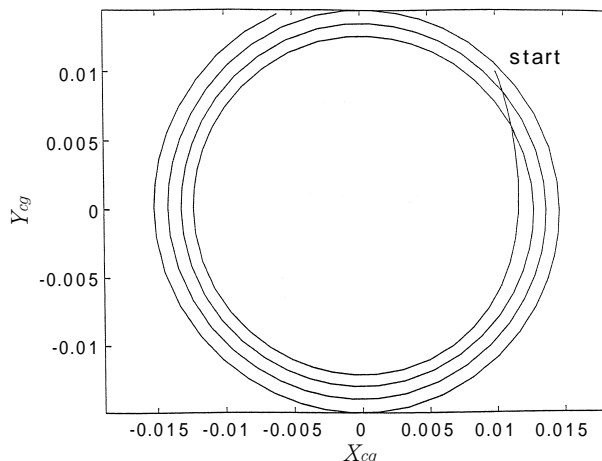


図9 (b) 不安定 (M=13)  
Unstable (M=13)

図9 ヘリングボーン溝付き回転体A-1の無次元軸心軌道 (α=1)  
Dimensionless rotor orbits for herringbone-grooved rotor A-1 (α=1)

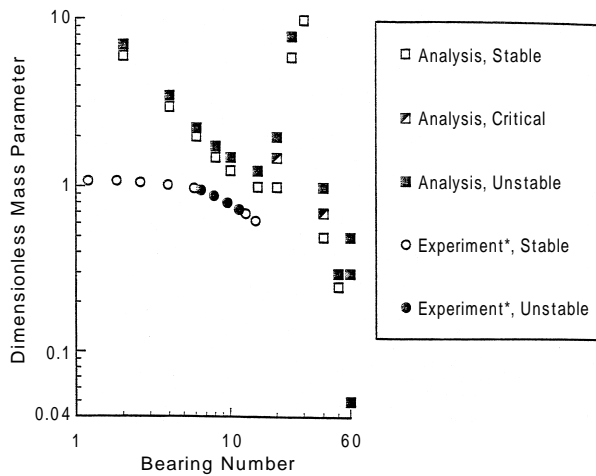


図10 ヘリングボーン溝付き回転体A-1の安定性データ：無次元質量パラメータ $\bar{M}$ とベアリング数 \*Cunninghamら<sup>24)</sup>による  
Stability data for herringbone-grooved rotor A-1 : Dimensionless mass parameter  $\bar{M}$  versus bearing number \*After Cunningham et al.<sup>24)</sup>

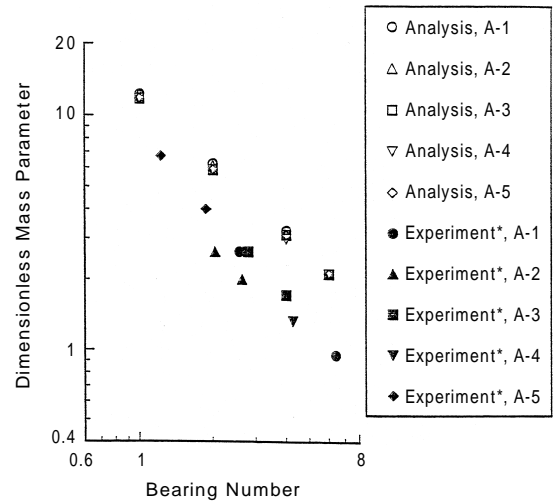


図11 ヘリングボーン溝付き回転体A-1～A-5のHFWオンセットデータ：無次元質量パラメータ $\bar{M}$ とベアリング数 \*Cunninghamら<sup>24)</sup>による  
HFW onset data for herringbone-grooved rotors A-1 through A-5: Dimensionless mass parameter  $\bar{M}$  versus bearing number \*After Cunningham et al.<sup>24)</sup>

## 7. 結言

多重格子法をヘリングボーン溝付き動圧気体ジャーナル軸受 (HGJB) の非線形軌道法の高速解析法として導入した。溝の影響を厳密に評価するため圧縮性レイノルズ方程式を無限溝数理論ではなく、ダイバージェンス・フォーミュレーション (DF) 法により離散化した。真円形軸受の定常解と既報の数値解とを比較して開発プログラムを検証した。

HGJBの定常解が収束するのに要する計算時間を多重格子法, Gauss - Seidel法, 逐次過剰緩和 (SOR) 法の3つの緩和法を用いて調べた。その結果, 予測通り多重格子法のアルゴリズムの複雑性は $O(n)$ であり, G-S法のアルゴリズムの複雑性はほぼ $O(n^2)$ であることを確認した。多重格子法は最適化されたSOR法よりも計算効率が優れており, 特にベアリング数が高いと, G-S法やSOR法に比べて効率が著しく優れている。さらに注目すべき点として, 過剰緩和により多重格子法の収束性は劣化するので, SOR法と異なり緩和係数を決定するための試行錯誤が不要となる。

数値解析的なプログラムの検証に加え, 本研究の非線形軌道法の結果と既報のヘリングボーン溝付き回転体との実験結果とを比較して, 定常特性と動的安定特性の両方で妥当な一致を確認した。

非線形軌道法とDF法との組み合わせは, HGJBの真の挙動をシミュレートするうえで最も正確で信頼性の高い方法の一つである。しかし, 恐らく計算時間がかかりすぎるという理由により, この手法の利用はこれまで極めて限られてきた。したがって, 非線形軌道法に多重格子法を組み入れることは有望な手法であり, 今後, 適度な計算時間で複雑なHGJB系の挙動を正確に予測できるようになるであろう。

## 謝 辞

本論文をまとめるに当たり, 有益なご助言を賜った大阪電気通信大学 矢部教授に謝意を表す。

本記事は原著論文 (T. Kobayashi, ASME J. Tribology, 121 (1999) 148.) を基に和訳, 転載したものである。米国機械学会のご好意に感謝致します。

参考文献

- 1 ) J. H. Vohr & C. H. T. Pan: On the Spiral-Grooved, Self-Acting Gas Bearings, MTI Technical Report, MTI63TR52 (1963).
- 2 ) J. H. Vohr & C. Y. Chow: Characteristics of Herringbone-Grooved, Gas-Lubricated Journal Bearings, ASME J. Basic Eng., 87 (1965) 568.
- 3 ) V. Castelli & J. H. Vohr: Performance Characteristics of Herringbone-Grooved Journal Bearings Operating at High Eccentricity Ratios with Misalignment, Proc. Gas Bearing Symposium, University of Southampton, Paper 14 (1967).
- 4 ) B. J. Hamrock & D. P. Fleming: Optimization of Self-Acting Herringbone Journal Bearings for Maximum Radial Load Capacity, 5th Int. Gas Bearing Symposium, University of Southampton, Paper 13 (1971).
- 5 ) D. P. Fleming & B. J. Hamrock: Optimization of Self-Acting Herringbone Journal Bearings for Maximum Stability, Proc. of the 6th Int. Gas Bearing Symposium, Southampton, N. G. Coles, ed., (1974) C1.
- 6 ) M. Wildmann: On the Behavior of Grooved Plate Thrust Bearings with Compressible Lubricant, ASME J. Lub. Tech., 90 (1968) 226.
- 7 ) D. J. Foster, D. Carow & D. Benson: An Approximate Theoretical Analysis of the Static and Dynamic Characteristics of the Herringbone Grooved, Gas Lubricated Journal Bearing, and Comparison With Experiment, ASME J. Lub. Tech., 91 (1969) 25.
- 8 ) D. Bonneau & J. Absi: Analysis of Aerodynamic Journal Bearings with Small Number of Herringbone Grooves by Finite Element Method, ASME J. Tribology, 116 (1994) 698.
- 9 ) V. Castelli & H. G. Elrod: Solution of the Stability Problem for 360 Deg Self-Acting, Gas-Lubricated Bearings, ASME J. Basic Eng., 87 (1965) 199.
- 10 ) S. B. Malanoski: Experiments on Ultrastable Gas Journal Bearing, ASME J. Lub. Tech., 89 (1967) 433.
- 11 ) A. A. Lubrecht, W. E. ten Napel & R. Bosma: Multigrid, an Alternative Method of Solution for Two-Dimensional Elastohydrodynamically Lubricated Point Contact Calculations, ASME J. Tribology, 109 (1987) 437.
- 12 ) C. M. Woods & D. E. Brew: The Solution of the Elrod Algorithm for a Dynamically Loaded Journal Bearing Using Multigrid Techniques, ASME J. Tribology, 111 (1989) 302.
- 13 ) T. Kobayashi: Fast Numerical Approach for Analyzing Self-Acting Gas-Lubricated Bearings Using a Multigrid Method, Trans. JSME, (in Japanese), 62, C (1996) 4636.
- 14 ) V. Castelli & J. Pirvics: Review of Numerical Methods in Gas Bearing Film Analysis, ASME J. Lub. Tech., 90 (1968) 777.
- 15 ) W. A. Michael: Approximate Methods for Time-Dependent Gas-Film Lubrication Problems, ASME J. Appl. Mech., 30 (1963) 509.
- 16 ) R. L. Coleman: A Brief Comparison of the Accuracy of Time-Dependent Integration Schemes for the Reynolds Equation, ASME J. Lub. Tech., 94 (1972) 330.
- 17 ) N. Kawabata, I. Ashino, M. Tachibana & K. Fujita: Numerical Analysis of Reynolds Equation for Gas-Lubrication at a High Region, 2nd Report, A Highly Precise Upstream Scheme, Trans. JSME, (in Japanese), 54, C (1988) 1911.
- 18 ) A. Brandt: Multi-level Adaptive Solutions to Boundary Value Problems, Math. Computation, 31 (1977) 333.
- 19 ) K. N. Ghia & U. Ghia: Elliptic Systems: Finite-Difference Method III, Handbook of Numerical Heat Transfer, W. J. Minkowycz et al., ed., John Wiley & Sons, Inc., New York, 310-315 (1988).
- 20 ) W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling & B. P. Flannery: Numerical Recipes in FORTRAN Second Edition, Cambridge University Press, New York, 866 (1992).
- 21 ) W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling & B. P. Flannery: Numerical Recipes in FORTRAN Second Edition, Cambridge University Press, New York, 708-716 (1992).
- 22 ) A. A. Raimondi: A Numerical Solution for the Gas Lubricated Full Journal Bearings of Finite Length, ASLE Trans., 4 (1961) 131.
- 23 ) R. E. Cunningham, D. P. Fleming & W. J. Anderson: Experimental Load Capacity and Power Loss of Herringbone Grooved Gas Lubricated Journal Bearings, ASME J. Lub. Tech., 93 (1971) 415.
- 24 ) R. E. Cunningham, D. P. Fleming & W. J. Anderson: Experimental Stability Studies of the Herringbone-Grooved Gas-Lubricated Journal Bearing, ASME J. Lub. Tech., 91 (1969) 52.
- 25 ) C. H. T. Pan & B. Sternlicht: Comparison Between Theories and Experiments for the Threshold of Instability of Rigid Rotor in Self-Acting, Plain-Cylindrical Journal Bearings, ASME J. Basic Eng., 86 (1964) 321.



# 4WDトランスファケース用電磁式ツーウェイローラクラッチの開発

後藤 司郎\*\*\*      岡田 浩一\*      安井 誠\*\*  
R.モナハン\*\*\*      T.ベイリー\*\*\*

## Development of an Electronically Controlled Two-Way Roller Clutch for Transfer Case Applications

By Koichi OKADA, Makoto YASUI, Shiro GOTO, Russell MONAHAN and Ted BAILEY

This paper describes a new two-way, over-running mechanical clutch and electronic control for four wheel drive systems. This package is called the "Lock On Demand" (LOD) system. The LOD system is composed of a two-way over-running roller clutch, an electronic controller, and sensors. The controller actuates the roller clutch mechanism, putting the vehicle in 2WD or 4WD based on the information from sensors which measure speed, throttle position, brake activity, etc. The two way roller clutch is composed of a cammed inner race, a cylindrical outer race, rollers and retainer. An electro-magnetic coil is used as the activating trigger for the mechanical clutch. In this paper, the LOD system is introduced, and details are given for the operation of the roller clutch and controller. In addition, the results from a finite element analysis (FEA) are included.

### 1. まえがき

SUV (Sports Utility Vehicle) は快適性や多目的用途などの利便性から、多くの消費者から絶大な支持を得ている。SUVはその使用目的から4WDである比率が高いが、そのシステムは各メーカーのコンセプトによりさまざまである。<sup>1) 2)</sup>

本稿ではツーウェイクラッチを4WD車のトランスファケースに適用した新しい4WDシステム“LOD (Lock On Demand System)”について紹介する。LODシステムはローラタイプのツーウェイクラッチと電子制御部分から構成される。コントローラは車輪のスリップを検出して、自動的に2WDと4WDの切り替えをおこなう。ツーウェイクラッチはカムリング、外輪、ローラ、保持器から構成され、電磁クラッチはトリガークラッチとして使用されている。LODシステムは数種類のSUV車に搭載されて実車評価をおこなうとともに、制御によって、パートタイム4WD車に特有の問題であるタイトコーナブレーキング現象を回避することができた。

本システムは1998年のNTNテクニカルレビューNO.67<sup>3)</sup>に既に紹介済みではあるが、今回はFEA (Finite Element Analysis) 解析によるクラッチ外輪形状の最適化と、一部制御ロジックについて紹介する。

### 2. システムレイアウト

LODシステムはローラ式ツーウェイクラッチ、コントローラ (ECU)、各種センサから構成される。ドライバーはセレクトスイッチにより、2WD、AUTO、LOCKの3つのモードを選択することが可能である。表1に各運転モードと想定路面状況を記す。

表1 各運転モードと想定路面状況  
Applicable road conditions at the selected mode

運転モード	想定路面状況	クラッチ電流
2WD	舗装路	なし
AUTO	舗装路、雪道、ダート、オフロード等	制御通電
LOCK-Hi <sup>*</sup>	厳しいオフロード等	連続通電 <sup>**</sup>

<sup>\*</sup> 副変速をもつトランスファケースの場合、Lock-Loモードも連続通電に設定される。

<sup>\*\*</sup> 連続通電はPWM (Pulse Wise Modulation) によってコントロールされる。

\* 商品開発研究所 \*\* 自動車製品技術部  
\*\*\*NTNテクニカルセンター

ツーウェイクラッチは、FRベース4WD車両のトランスファケースに内蔵される。電磁クラッチの配線はトランスファケース外部に導出され、ECUと接続されている。ECUはセレクトスイッチからの情報をもとに、各モードにおける走行状態を決定する。特にAUTOモードが選択された場合は、各種センサからの情報をもとに、路面状況に合わせて、ツーウェイクラッチの係合、非係合をコントロールする。図1にLODシステムのレイアウトを示す。

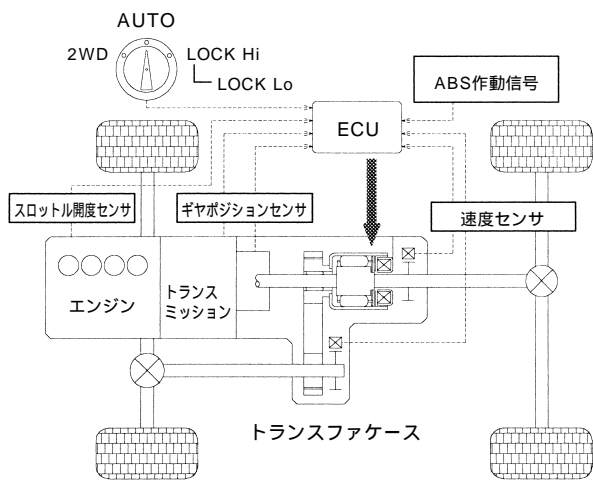


図1 LODシステムレイアウト  
LOD system layout

### 3. システムの特徴

LODシステムの特徴を列挙する。

- オンデマンド方式のフルタイム4WD
- 機械式結合（ローラクラッチ）を使用
- 電子制御方式
- 係合のレスポンスが良い
- トルク容量が大きい
- 軽量コンパクトサイズ
- ABSとの相性が良好

### 4. ツーウェイクラッチの作動原理

LODシステムに使用されている電磁式ツーウェイクラッチは、内輪、外輪、保持器、ローラ、スイッチばねからなるツーウェイクラッチと、それをコントロールする電磁クラッチ（コイル、ロータ、アーマチュア）

ア）で構成されている。図2に本クラッチの基本的な構成を示す。

ローラは保持器によって、カム平面の中央に保持されている。（図3(a)参照）その保持力はC形状を持つスイッチばねによって与えられている。この状態では外輪とローラの上にわずかなすきまが存在するため、内輪と外輪は自由に相対回転することができる。ドライバーが2WDモードを選択している場合は、常にこの状態が維持される。

一方、コイルに電流が流れると、ロータ、アーマチュアの間で磁路が形成される。アーマチュアはロータに吸引され、両者の間には摩擦抵抗が発生する。アーマチュアは保持器と連結し、ロータは外輪と連結しているため、上記摩擦抵抗は、保持器と外輪の摩擦抵抗に相当する。

したがって、この状態で内輪が外輪に対して相対回転しようとする時、ローラの位置が移動し、外輪内径とカム平面で構成されるくさび角に食い込んで、トルク伝達が可能となる。（図3(b)参照）

AUTOモードが選択されている場合には、車両の状況によって、コイルの電流がコントロールされる。

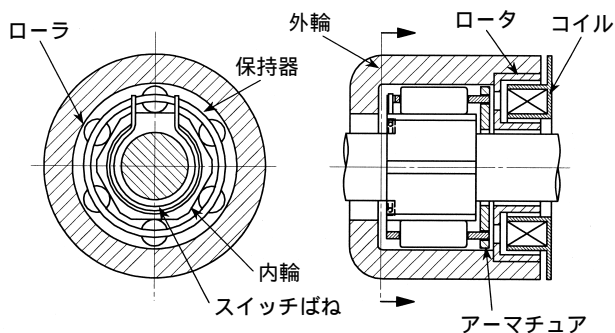


図2 電磁式ツーウェイクラッチの構造  
Two-way clutch structure with electronic trigger clutch

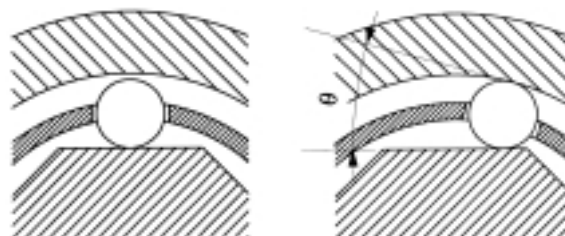


図3(a) ニュートラル位置  
Neutral position

図3(b) ロック位置  
Locked position

## 5. ツーウェイクラッチの最適化

### 5.1 設計仕様

5.2 ㊦のSUV用として下記仕様に基づいてツーウェイクラッチを設計した。

図4に一般的なLODシステムのトランスファへの装着例を示す。外輪はスプロケット、サイレントチェーンを介してフロント駆動系と連結されている。トランスファのメインシャフトは、内輪と一体であり、リヤ駆動系と連結されている。

〔5.2 ㊦のSUV用仕様〕

- ・サイズ : 128 × 95 (mm)
- ・重量 : 5.3 (kg)
- ・定格トルク : 1,152 (Nm)
- ・最大トルク : 2,646 (Nm)

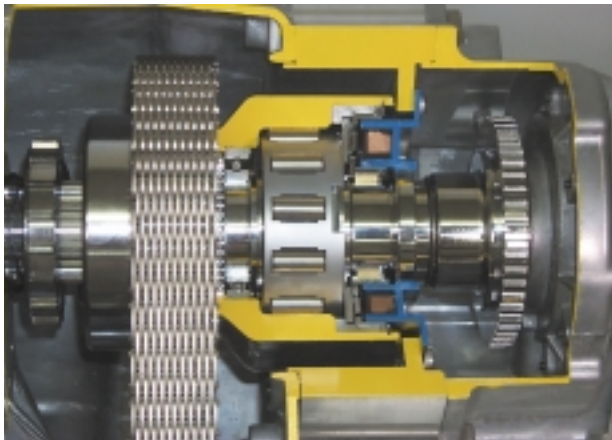


図4 トランスファケース内装着例  
LOD clutch installation in transfer case

### 5.2 FEA解析

ツーウェイクラッチが係合するときには、内輪、外輪、ローラの間に応力が作用するため、その応力により過度の塑性変形が発生しないように考慮する必要がある。表2に示すSUVの定格トルクおよび最大トルクでのツーウェイクラッチのローラ荷重から、ローラと内輪および外輪との接触面圧を計算<sup>4)</sup>した。併せて最大せん断応力の計算結果を表3に示す。

表2 トルク条件とローラ荷重  
Torque capacity and roller forces

	トルク N-m	一本当りローラ荷重 N
定格トルク条件	1,152	29,812
最大トルク条件	2,646	62,172

表3 接触面圧計算結果  
Contact stresses

	内輪側 MPa	外輪側 MPa	最大せん断応力 深さ mm
定格トルク条件	3,144	2,966	0.227
最大トルク条件	4,538	4,284	0.331

計算結果から、定格トルク条件では接触面圧が、実績の範囲内である。最大トルク条件では、接触面にブリネル圧痕発生の可能性のある値が計算されているが、このような大きな接触面圧下で繰り返しサイクル試験をおこなって、実験的に問題ないことが確認されている。

外輪は浸炭焼入を施すが、最大せん断応力の深さの2倍以上の深さまで硬化するようにした。なお内輪においてはローラは常に同一個所で接触し、ブリネル圧痕を引き起こしたとしても、逆にそれが接触面圧を軽減させる方向に働くことが考えられる。

ツーウェイクラッチにトルクが作用した場合、ローラと内輪および外輪との間に、径方向と接線方向の力が発生する。クラッチ外輪には、その径方向の力による大きなフープストレスに耐えうる十分な肉厚が必要となる。

そこでFEA解析により、フープストレスと外輪膨張量を計算し、外輪肉厚の最適化をおこなった。計算には内径が等しく、外径の異なる2種類の外輪を適用した。

- ・薄肉外輪 (外径 120mm)
- ・最適化外輪 (外径 128mm)

肉厚の低減は、重量軽減に有利であるが、トルク負荷時に過度に外輪が膨張し、クラッチの楔角を増大させ、噛合い限界を越えてしまう恐れがある。今回計算に使用した薄肉外輪（120，図5）の場合は、最大トルク条件で大きなフープストレスが計算されたが、8mmの肉厚増加により、それを41%減少させること

ができた。（表5，128，図6）。図中の色の濃い部分（転走面中央部）はローラと外輪の接触により大きな変形を発生していることを示している。表4に外輪内径膨張量の計算結果を示す。

図7に本計算に使用した最適化外輪のFEAモデルを示す。

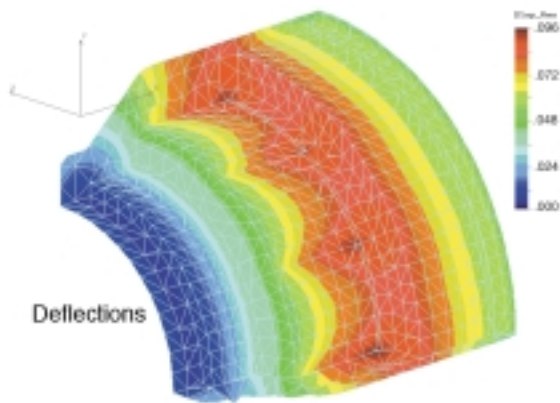


図5 薄肉外輪の変形（最大荷重条件下）  
Radial deflections of the thin outer raceway under maximum load conditions

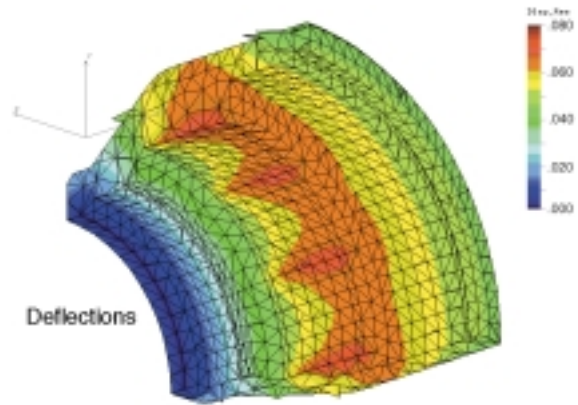


図6 最適化外輪の変形（最大荷重条件下）  
Radial deflections of the optimized outer raceway under maximum load conditions

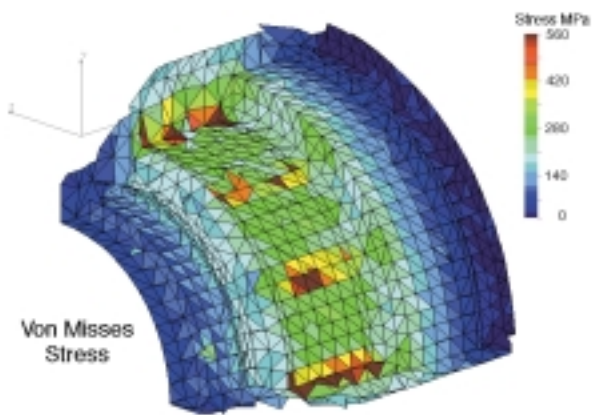


図7 最適化外輪のフープストレス（最大荷重条件下）  
Hoop stresses for the optimized outer raceway under maximum load conditions

表4 外輪内径膨張量の計算  
Outer raceway deflection

	薄肉外輪 mm	最適化外輪 mm
定格トルク条件	0.041	0.031
最大トルク条件	0.082	0.063

表5 外輪フープストレス  
Outer raceway hoop stresses

	薄肉外輪 MPa	最適化外輪 MPa
定格トルク条件	169	153
最大トルク条件	410	338

## 6. システム制御ロジック

LODシステムは、速度センサ、スロットル開度センサ、モードセレクトスイッチ等からの情報をもとに、車両の状況を判断している。

前述の通り、LODシステムは2WD、AUTO、LOCK-Hiの3つ（場合によってはLOCK-Loを含む4つ）のモードを選択可能である。

ここでは特にAUTOモード制御について説明する。

ツーウェイクラッチを4WD車両の駆動力切り換え装置として適用するために、以下のような制御ロジックを考案した。

### 6.1 回転数差制御

一般に、前輪と後輪が結合された4WD車両は、ホイールホップという特有の問題を持っている。車両旋回時には、各車輪が図8に示すような旋回半径を取るため、通常はフロントのプロペラシャフト回転数(Nf)がリアの回転数(Nr)よりも大きくなる。したがって、舗装路においては、フロントとリアの駆動系を何らかの装置によって切り離す必要がある。

ツーウェイクラッチは図1及び図4に示すようなFRベースの4WD車両に適用可能であり、カムリングが後輪駆動系に連結され、外輪が前輪駆動系に連結されるように装着される。

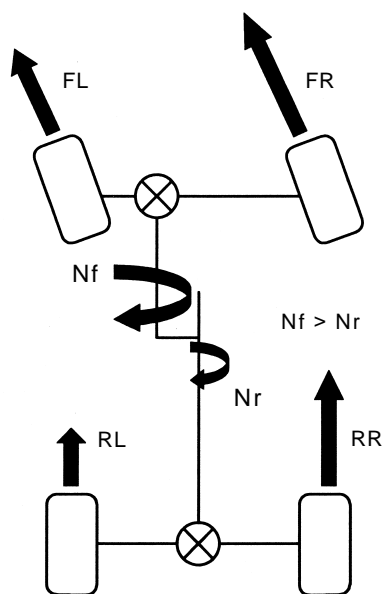


図8 各車輪の回転数  
Comparison of wheel speed during turning

舗装路を定常旋回する場合には、ホイールホップ回避のためにクラッチをロックさせることはできないが、加速して後輪がスリップした場合には即座にロックさせることが必要となる。

そのため、 $Nr - Nf > D$ （設定値）の条件を満たしたときにロック信号を発生させている。

ツーウェイクラッチはワンウェイクラッチとは違い、両方向にロックさせることが可能であり、かつ滑りを伴わない機械式の結合である。したがって、定常旋回走行中の加速スリップにおいて前後輪をロックさせた後、即座に電流を落とさなければ加速と反対側のカムにローラが移動し、ホイールホップを発生させる場合がある。そのため、前後の回転数が同じになったあと、若干の遅れ時間( $T_2$ )をもって、信号を消去している。

図9は一連の上記動作中のローラポジションと前後のプロペラシャフト回転数変化を示している。

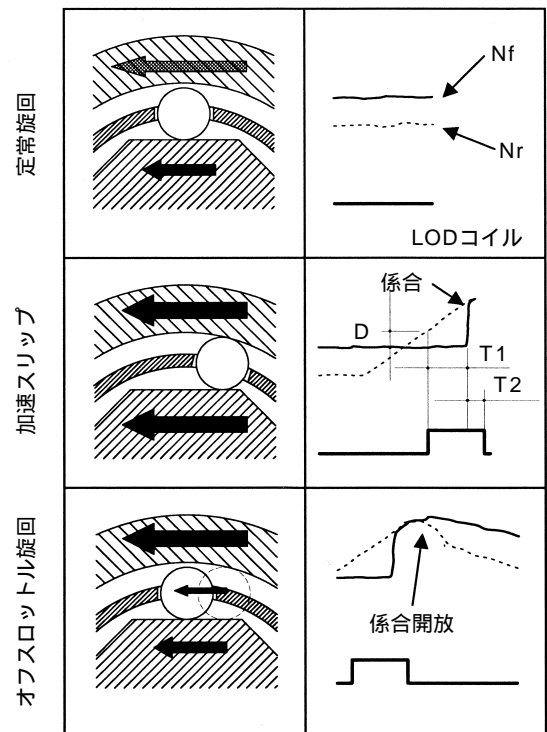


図9 プロペラシャフト回転数変化とLOD制御例  
Propeller shaft speed and LOD coil operation

### 6.2 スロットル制御

このような機械式クラッチを、4WD車両の駆動力配分装置として適用するには、係合時のショックを軽減するために、係合タイミングをできるだけ早くする必要があった。特に低μ路の発進などにおいては、車輪のスリップは急激であり、クラッチの応答時間が遅いと、係合時のフィーリングが悪化する。

そこで、スロットル開度信号と、車体速度と、発生回転差のマップを作成し、より早い時間に信号を出すようにした。これにより、氷上の加速においても違和感のない走行が可能となった。

### 6.3 エンジンブレーキ制御

4WDである以上、加速はもとより、減速時も動力を伝達しなければならない。本制御を成立させるには、舗装路定常旋回での車輪回転数変化と、低μ路でのそれを区別する必要があった。図10に下記2条件で発生する前後プロペラシャフトの回転数変化を示す。

- a) 舗装路を直進走行中に旋回を始めた場合
- b) 低μ路でエンジンブレーキをかけた場合

a)の場合はクラッチをロックさせるとホイールホップを起してしまうので、係合信号を出すべきではない。ところが、b)の場合はエンジンブレーキ時の尻振り現象を防ぐために係合信号を出して、フロントにも動力を伝達する必要がある。

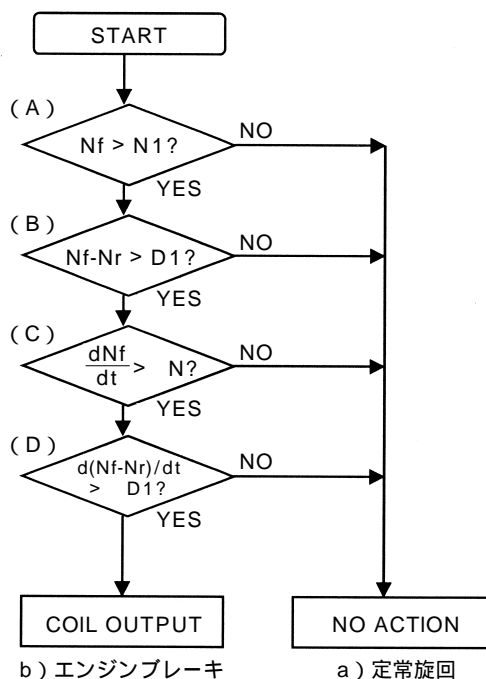
通常舗装路で旋回走行をおこなうと、ホイールベースと速度にもよるが、前輪と後輪の間に、数10rpm以上の回転差が発生する。その最大回転差を係合ポイ

ントの設定値( )とすると、実際のエンジンブレーキ時に係合が遅くなり、ドライバーに不快感を与えてしまう。

したがって、出来るだけ早いタイミング(例えば点)で判別することが必要になる。

両条件のデータを比較し、図11に示すようなフローチャートをもとに判別することによって、両波形の細かな判別が可能となった。

LODシステムの制御プログラムは、これらの3つの基本制御ロジックに、いくつかのサブロジックが付け加えられている。例えば、ABS作動時にはツーウェ



- Nf: フロントプロペラシャフト回転数
- Nr: リヤプロペラシャフト回転数
- N1: 車体速度設定値 (A)
- D1: 回転差設定値 (B)
- N: リヤプロペラシャフト加速度設定値 (C)
- D1: 回転差加速度設定値 (D)

図11 エンジンブレーキ制御サブルーチン  
Engine braking subroutine

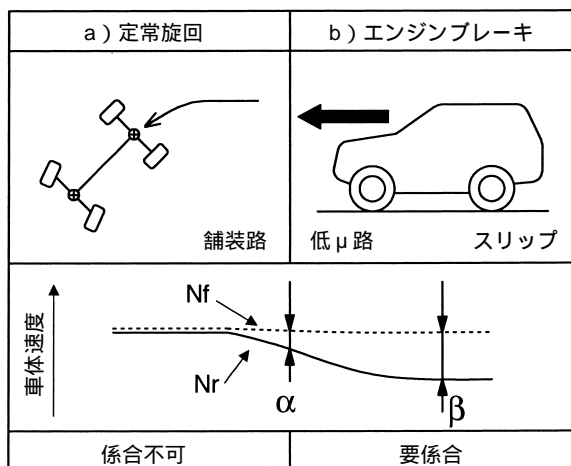


図10 異なる状況下での類似波形  
Similar vehicle data from dissimilar conditions

イクラッチを係合させず、前輪と後輪の間に動力循環を発生させないようにしている。

また、LOCK-Hiモードでは、電力消費を押さえるために、速度によってPWMのデューティ比を変化させている。AUTOモード時の車両速度による制御マップを図12に示す。

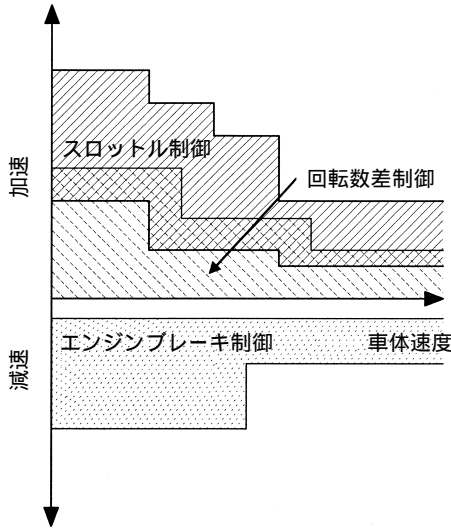


図12 制御プログラムのマップ  
System control program map

## 7. 実車への搭載例

LODシステムは表6に示す3種類の車両に試験的に搭載され、いずれも良好な運転フィーリングが得られている。

表6 実験車両諸元  
Specifications of test vehicles

	車両1	車両2	車両3
エンジン	2.0L-ガソリン	5.2L-ガソリン	5.0L-ガソリン
エンジン最大トルク N-m	183	407	391
トランスミッション	A/T	A/T	A/T
車両重量 (kg)	1,270	1,840	1,800

## 8. まとめ

世の中にはさまざまな4WDシステムが存在しているが、機械式結合のクラッチをこのような用途として制御するシステムは見られない。我々は、機械式結合の利点を最大限に生かした4WDシステムの確立に挑戦し、実用化できるレベルまで到達することができた。

## 参考文献

- 1) Toshiharu Takasaki, Development of a New 4WD System : All-Mode 4WD, SAE Technical paper 970684, 1997
- 2) Masahiko Hayashi, Development of TOD(Torque On Demand) 4WD system, Automotive Engineers of Japan, Inc. 9742332, 1997 (Japanese)
- 3) 伊藤健一郎, 岡田浩一他, NTNテクニカルレビュー No.67 (1998)
- 4) "Rolling Element Bearings" ; Hamrock, Bernard J., Anderson, William J.; NASA Ref. Publ. 1105; June 1983

## 低炭素鋼に近い機械的特性をもつ新しい粉末焼結材

W.アルシニ\*  
(翻訳)後藤司郎

### A New Powder Metal with Mechanical Properties Approaching Low Carbon Steel

By William Victor ALCINI

A new powder metal, copper infiltrated iron-phosphorus, has been developed with exceptional elongation (10%), impact strength (159 N-m), tensile strength (530 MPa), machinability and modulus (166 GPa). The Fe-P powder is typically used for magnetic applications, but by copper infiltrating Fe-P the mechanical properties are greatly improved for structural applications. It is believed that phosphorus improves copper wetting of iron. The improved wetting causes increased copper penetration into the porosity. The PM can be hardened by conventional heat treatment processes. It was found that typical case depths and hardnesses can be achieved by carburizing and carbonitriding heat treatments. The wear characteristics of the hardened material were comparable to hardened conventional PM and wrought steels. The material has potential commercial use in applications where traditional PM materials may not have enough ductility or elongation to failure for a given strength. <A patent is pending>

#### 1. まえがき

本稿では、Cuを含浸させた新しいFe-P系焼結材（以下：本開発材）について紹介する。

本開発材は、良好な切削加工性を持つとともに、極めて優れた延性、耐衝撃性、並びに高強度、弾性率を持つなどの特長があり、従来の焼結材の弱点を克服するものである。本開発材は、従来の焼結材では適用困難であったさまざまな用途に用いることが可能である。焼結材は複雑な形状の部品を安価で作ることができるが、疲労特性などはしばしば問題とされる。これらの問題は、一般的な焼結材の低衝撃特性や低弾性率、低延性特性に起因するところが多い。

一般に、従来の非熱処理シングルプレス焼結材と比較して、本開発材は25%以上高い引張り強度、15%以上高い弾性率、2.5倍以上の大きな伸び、7倍近い衝撃強度を有し、あたかも低炭素鋼棒や鋼板に匹敵する特性を有している。このようなCu含浸焼結材の良好な特性について述べられている文献は見あたらない。以下に本開発材の諸特性について紹介する。

#### 2. 材料組成及び製造工程

本開発材の母材粉末の組成を表1に、Cu含浸後のミクロ組織を図1に示す。母材（Fe）の周辺にCuが含浸されており、図中の黒い斑点は空孔である。Cuの含浸量を変更することにより、材料の伸びや強度特性を変化させることができる。

表1 母材粉末の組成  
Material specification

P	C	O	N	Fe
0.4-0.5%	0.03% max	0.10% max	0.02% max	残り

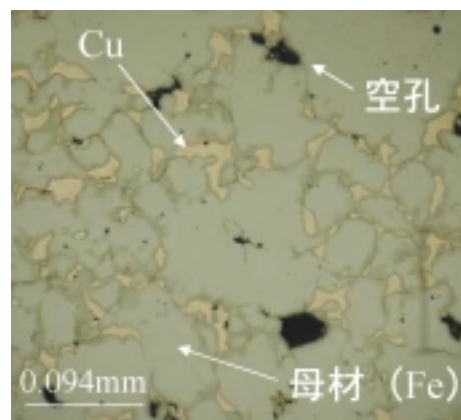


図1 代表的なミクロ組織

The microstructure of a 7.0 g/cm<sup>3</sup> matrix density 10.7% Cu infiltrated sample

\*NTNテクニカルセンター



本開発材は、従来焼結材とほとんど同様の製造工程を踏むことができる。以下に本開発材の製造工程を述べる。

1. Fe-P系焼結用粉末を型に充填する。
2. 固められた初期成形母材を型から取り出す。
3. 初期成形母材の上面(又は側面等)に含浸用銅材を接触配置する。
4. 熱処理炉内で焼成する。

### 3. 延性特性

本開発材の特長の一つは、焼結材にもかかわらず優れた延性を持つことである。図2は従来焼結材と本開発材の3点曲げ試験の結果を示している。試験は亀裂発生による明かな荷重変化が確認された時点で終了した。この結果から本開発材は破壊に至るまでに十分な塑性変形が可能であることがわかる。図3は円筒形状に成形された本開発材(左図)を、コレット内に挿入して意図的に塑性変形させたもの(右図)である。亀裂の発生はなく、外径を21%小さくすることができた。

図2と図3に示す写真より本開発材が極めて大きな延性を持っていることがわかる。

## 4. 引張り強度特性

### 4.1 供試体

各供試体はHoeganaes 45P粉末<sup>2)5)</sup>を使用し、6.5 g/cm<sup>3</sup>と7.0g/cm<sup>3</sup>の異なる母材密度(Cu含浸前)を持つ2水準で製作した。これらの供試体はMPIF(Metal Powder Industry Federation)に従っており、焼結前に残存炭素ガスを除去した熱処理炉中で焼成をおこなった。炉内では母材をセラミックプレート上に置き、所定重量の含浸用銅材をその上に配置した。なお、含浸用銅材にはCuの含浸を助けるための少量のZn, Mgなどが含まれている。表2にこれら引張り強度試験用供試体の諸元を示す。ここではCu含浸量を(含浸用銅材重量)÷(母材重量+含浸用銅材重量)×100(%)で定義している。

表2 引張り強度試験供試体の諸元  
Description of tensile bar samples

区分	母材密度 g/cm <sup>3</sup>	Cu含浸量 Weight %	含浸後密度 g/cm <sup>3</sup>
低密度 母材	6.5	4.8	6.9
	6.5	7.4	7.15
	6.5	9.1	7.25
	6.5	10.7	7.35
	6.5	13	7.4
高密度 母材	7.0	4.8	7.35
	7.0	7.4	7.5
	7.0	9.1	7.7
	7.0	10.7	7.82
	7.0	13	7.9

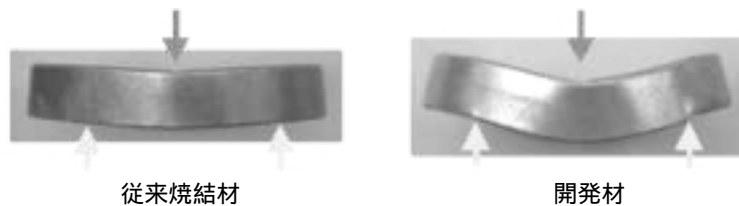


図2 開発材(Cu含浸Fe-P材)と従来焼結材の延性特性比較試験  
A deformed ring made of Cu infiltrated Fe-P compared to a current PM material with excellent deformation properties

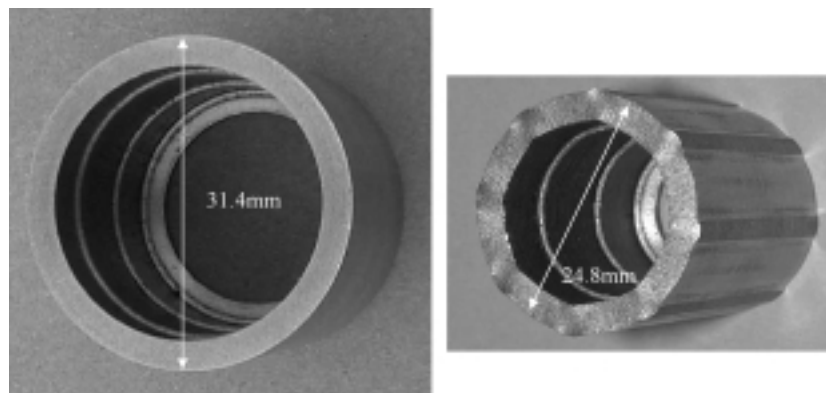


図3 円筒焼結材による絞り変形例  
A deformation experiment on a cylinder made of the new PM

母材には十分にCuが含浸されており、母材表面には少量のCuが残留しているだけであった。なお従来の焼結材では、多量のCuが含浸されずに残留していることが確認されている。<sup>4)</sup> これは本開発材中のPがCuの濡れ媒体として作用し、初期成形母材へのCuの含浸を助けるためである。

#### 4.2 試験条件

供試体の中央部に高分解性能の伸び計(25.4mmゲージ)を装着し、引張り試験機(Instron model 4200)によって伸びの測定をおこなった。本測定では伸び計より引張り試験機にデータが送信され、測定された歪曲線から自動的に機械的特性が計算できる構成になっている。それぞれの供試体について、0.381mm/secの一定速度で破壊点まで引張り試験をおこなった。

#### 4.3 試験結果

図4及び図5に、それぞれ低密度、高密度母材の供試体の試験結果を示す。両供試体ともにCuの含浸量の増加につれて、引張り強度が増加している。伸びに関して見ると、低密度母材の供試体がCu含浸量につ

れて増加しているのに対して、高密度母材の供試体では高水準にあるが、Cu含浸量が所定量(約12%)を越えると伸びに低下がみられる。また、母材密度は弾性率の値に影響するが、Cuの含浸量による大きな変化は見られず、特に含浸量の多い領域で弾性率が安定している。

### 5. 衝撃特性

#### 5.1 供試体

シャルピー衝撃試験用の供試体を図6に示す。引張り試験同様の方法で、2種類の母材密度(6.5及び7.0g/cm<sup>3</sup>)の供試体を各5個を評価した。低母材密度のCu含浸量は13%、高母材密度は10.7%であり、含浸後密度はそれぞれ、7.4、7.7g/cm<sup>3</sup>である。

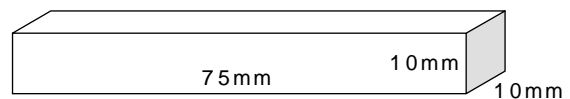


図6 シャルピー衝撃試験サンプル  
Charpy impact bar geometry

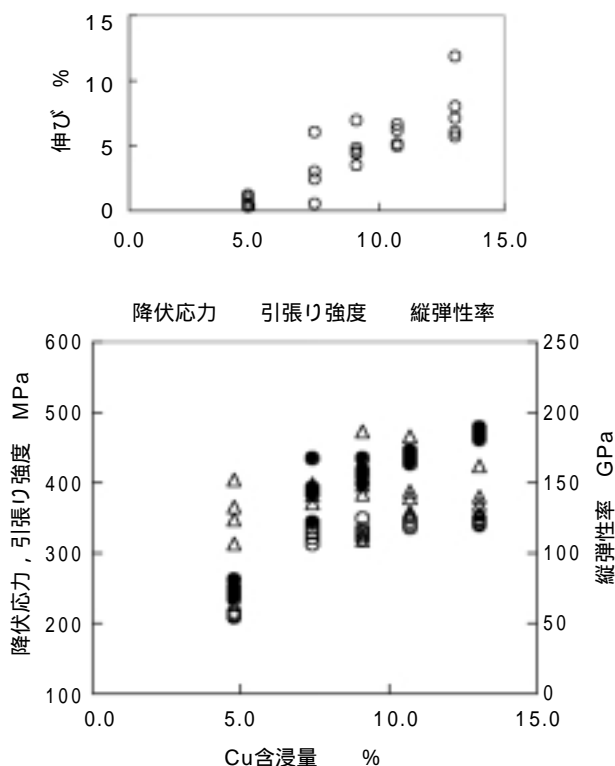


図4 引張り試験による材料特性  
(6.5 g/cm<sup>3</sup>, 低密度母材供試体)

Tensile mechanical properties for Cu infiltrated Fe-P with a 6.5 g/cm<sup>3</sup> matrix density

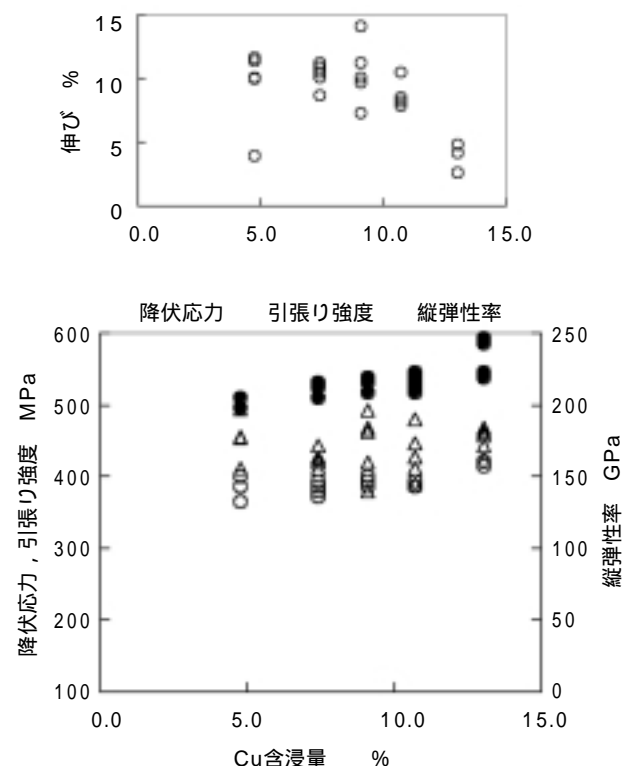


図5 引張り試験による材料特性  
(7.0 g/cm<sup>3</sup>, 高密度母材供試体)

Tensile mechanical properties for Cu infiltrated Fe-P with a 7.0 g/cm<sup>3</sup> matrix density

## 5.2 試験結果

MPIFスタンダード40<sup>6)</sup>に従いシャルピー衝撃試験を実施した。SATEC-S1-1K3モデルのシャルピー試験機により、衝撃値を計測した。高母材密度の供試体(10.7%Cu含浸)の衝撃値は、138~187J/cm<sup>2</sup>(平均値159J/cm<sup>2</sup>)であった。また、低母材密度(13%Cu含浸)の場合は、35~61J/cm<sup>2</sup>(平均値50J/cm<sup>2</sup>)であった。

## 6. 硬化特性

### 6.1 熱処理条件及び組織観察

本開発材の熱処理硬化特性を評価した。本開発材は浸炭窒化処理、浸炭処理、軟窒化処理などの表面硬化処理が可能である。今回は10.7%Cu含浸焼結材(母材密度7.0g/cm<sup>3</sup>)について下記2種類の熱処理をおこない、組織観察及び硬度測定をおこなった。

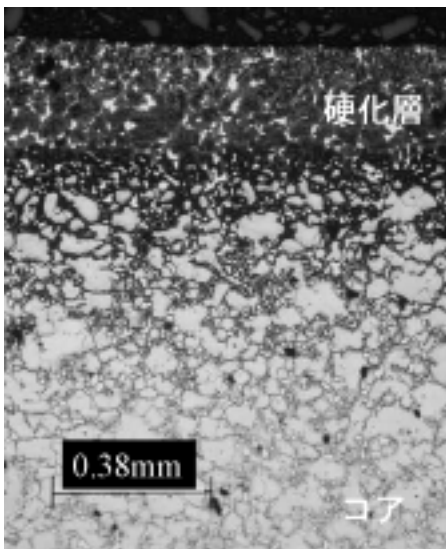


図7a 硬化層とコア部  
Case and core

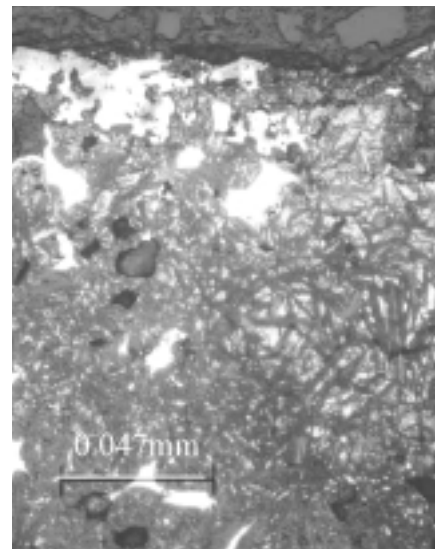


図7b 表層拡大写真  
Case

図7 浸炭窒化処理後の組織写真  
The microstructure of carbonitrided Cu infiltrated Fe-P powder metal

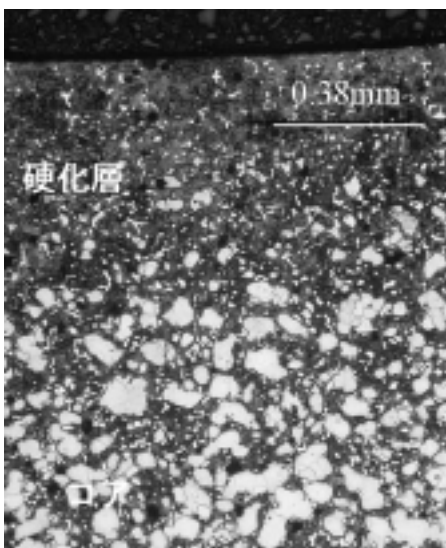


図8a 硬化層とコア部  
Case and core

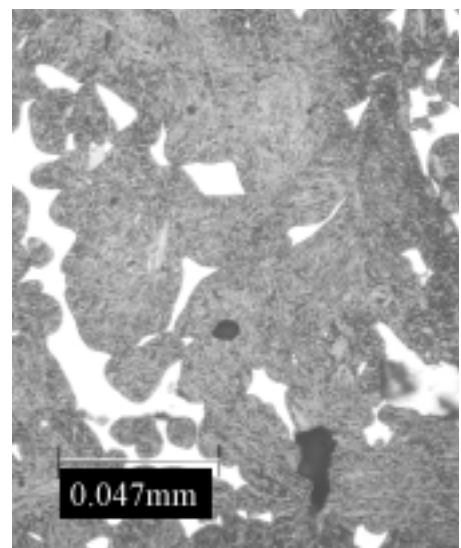


図8b 表層拡大写真  
Case

図8 浸炭処理後の組織写真  
The microstructure of carburized Cu infiltrated Fe-P powder metal

1) 浸炭窒化処理 (熱処理温度843℃, アンモニアガス添加)

2) 浸炭処理 (熱処理温度954℃, ガス浸炭)

これらの熱処理は従来焼結材のものと同様の方法でおこなった。図7は浸炭窒化処理後, 図8は浸炭処理後の組織写真である。

図7に示す浸炭窒化処理後の組織には, 表層に大きな針状マルテンサイトと残留オーステナイトが確認される。その下の層ではマルテンサイトは確認されるが, 残留オーステナイトは見られない。硬化層とコアの境界付近では, マルテンサイトとCuのはっきりとした境界層が見られるが, コア部はCu-Fe系の拡散層が見られる。

図8に示す浸炭処理後の組織も同様で, 表層には針状マルテンサイトが確認され, その下にはマルテンサイトとCuの境界層をもち, コア部分はCu-Fe系の拡散層が見られる。

いずれも従来焼結材と遜色のない良好な硬化層組織が得られている。

6.2 硬化層深さ

図9に両熱処理後の硬化層深さ測定結果を示す。両熱処理とも良好な表面硬度及び硬化層深さを得ること

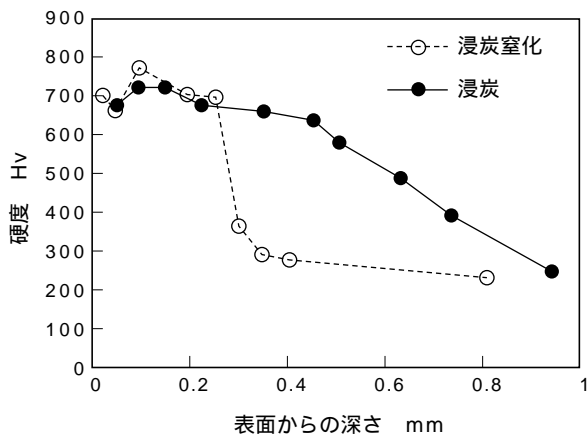


図9 硬化層深さ  
Case microhardness of Cu infiltrated Fe-P

表3 本開発材の硬化層深さ  
Case depth results for Cu infiltrated Fe-P

熱処理方法	有効硬化層深さ(*) mm	目視による硬化層深さ, mm
浸炭窒化	0.26	0.28
浸炭	0.60	0.53

(\*) Hv513以上

ができた。有効硬化層をHv513以上とした場合の硬化層深さと, 組織より目視によって得られる深さの比較を表3に示す。

7. 耐摩耗特性

ピンオンディスク摩耗試験によって, 本開発材と他材料との耐摩耗特性の比較評価をおこなった。試験ディスクは, 数種類の材料, 熱処理, 表面粗さを組み合わせて製作した。比較焼結材としては, 一般的に量産使用されているものを選定した。また, 低炭素鋼との比較をおこなうためにSAE1117も比較対象に加えた。SAE1117は鉛を含有しない材料であり, 良好な機械的特性を持ち, 幅広く使用されているものである。

7.1 供試体

供試ディスクは6.35mmの厚みで, 直径が50~80mmのものを製作した。表面粗さは一般的な加工粗さを考慮して, 1) シングルプレス焼結, 2) 旋削面, 3) 研削面での評価とした。表4に各供試体の仕様を説明する。低炭素鋼の研削加工では, Ra0.16µmの表面粗さが得られたが, 焼結材の場合は表面の空孔の影響により, 若干粗い値となった。

表4 摩耗試験供試体の仕様  
Sample description

材 料		熱処理	硬度(*) HR15N	表面粗さ(**) Ra µm
一般焼結材	FN0405	標準焼入れ	78	G 0.25
	FN0405	標準焼入れ	79	SP 0.7-1.1
	FLC4608	空気焼入れ	78	SP 0.7-1.1
	FL4405	標準焼入れ	82	G 0.25
	FX1000	浸炭窒化	80	G 0.25
本開発材 含浸Cu: 10.7% 母材密度: 7.0g/cm³	A	なし	61	SP 0.7-1.1
	B	なし	61	G 0.25
	C	浸炭窒化	85	SP 0.7-1.1
	D	浸炭窒化	80	G 0.25
低炭素鋼 SAE1117	E	なし	69	T 0.7-1.1
	F	なし	64	G 0.16
	G	浸炭窒化	89	T 0.7-1.1
	H	浸炭窒化	91	G 0.16

(\*) 摩耗特性比較のための参考硬度

(\*\*) SP: シングルプレス焼結, T: 旋削面, G: 研削面

### 7.2 試験条件

図10にピンオンディスク試験方法，表5に試験条件を示す。ピンの代わりに 3.2mm鋼球 (SAE52100) を用いた。

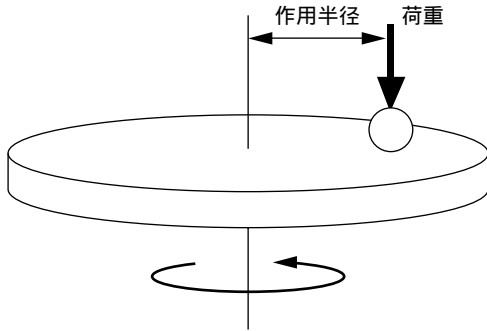


図10 ピンオンディスク試験方法  
Pin on disk wear test

表5 ピンオンディスク試験条件  
Test conditions

ピン (材料: SAE52100)	3.2 mm 鋼球
荷重	500 g 4.9N
潤滑	ATF
速度	14.6 cm/sec (100 RPM)
作用半径	14 mm
総回転数	100,000 (距離9,000m相当)
接触面圧 (低炭素鋼のみ)	1.14 GPa

### 7.3 試験結果

熱処理された供試ディスクの試験では，ボールの摩耗は見られたが，いずれのディスク材料にもトラック状の接触跡が見られるだけで，測定できるレベルの摩耗及び差異は確認できなかった。そのため，今回は熱処理をしていない供試ディスクで耐摩耗性の評価をおこなった。図11に熱処理されていない各材料の摩耗深さの比較を示す。本開発材と低炭素鋼 (SAE1117) との間に明確な差は見られなかった。

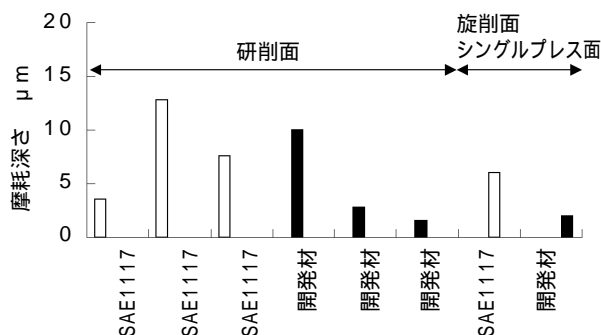


図11 摩耗深さ測定結果  
Wear results for unhardened wear disk

### 8. 考察

本開発材の利点は優れた機械的特性を有していることである。表6は従来焼結材，本開発材，低炭素鋼の諸特性値を示している。なお，一般鋼の伸びは，引張り強度及び降伏応力がそれぞれ本開発材のそれら (470MPa, 340MPa) と同等以上の鋼材の数値を用いており，強度の低い鋼材を含んでいない。また，シャルピー衝撃値に関しては，すべて同じサイズの供試体を使用しているが，鋼材のシャルピー試験は試験基準に準ずるノッチが形成されており，ノッチのない焼結材の衝撃値とは単純に比較することはできない。

表6より本開発材は低炭素鋼に非常に近い特性を持ち，かつ従来の焼結材と比較すると，弾性率，衝撃値，引張り強度，伸びについて優れた特性を示すことがわかる。また本開発材は従来の熱処理工程で表面硬化させることができ，摩耗特性も従来の低炭素鋼と遜色ない結果を得ることができた。

本材料の適用性については，コストと要求材料特性 (強度，じん性等) を考慮する必要があり，もしシングルプレス焼結方法や従来焼結材 (材料密度6.8から7.0g/cm<sup>3</sup>) で要求材料特性を十分満足できるようであれば，コスト面から本開発材を適用する有効性はない。しかしながら，高い要求材料特性のために，複雑な工程を必要とする焼結方法 (ダブルプレス，焼結鍛造) や，高密度焼結材 (材料密度7.2g/cm<sup>3</sup>) を選択するより安価であるため，用途としての可能性は大きい。また，低炭素鋼で作られている高い伸びが必要な部品で，二次的な機械加工が必要な場合には，本開発材適用による効果は大きい。過去に従来焼結材で適用困難であった部品や，高い延性が必要な部品について本開発材は有効と思われる。

### 9. まとめ

新しいCu含浸Fe-P焼結材を開発し，母材密度やCu含浸量を変化させながら，その特性を比較評価した。その結果，本開発材は，従来焼結材の約7倍の衝撃強度を示し，約2.5倍の大きな伸びを示すなど，優れた特長を持つことがわかった。また，焼結材であるにも関わらず大きな延性を持つことから，ネットシェイプ化が可能である。また一般鋼と比較しても機械的特性値に大きな差は見られない。しかも，浸炭窒化，浸炭，

表6 機械的特性値の比較  
A comparison of material performance

仕様		引張り強度 MPa	降伏応力 MPa	伸び %	衝撃値 J/cm <sup>2</sup>	縦弾性率 GPa
従来 焼結材	Fe-C材	390	280	1	7	140
	Fe-C-Ni材	370	220	3	20	140
	一般高強度材	530	340	4	18	160
開発材	母材密度6.5g/cm <sup>3</sup> 13% Cu含浸	470	340	7.8	50	140
	母材密度7.0g/cm <sup>3</sup> 7.4% Cu含浸	520	380	10.3		160
	母材密度7.0g/cm <sup>3</sup> 10.7% Cu含浸	530	390	9	160	170
一般鋼 ( 棒材及びプレート材 )		380-590	210-520	10-20	( 20-200 )	210

軟窒化などの標準的な表面硬化処理も適用可能であり、本開発材はさまざまな用途に適用可能であることが実証された。

参考文献

1. Hoeganaes Corporation, "Data Sheet, Anchorsteel, Phosphorus Alloys", 1001 Taylors Lane, Cinnaminson, NJ 08077-2017, Form MCA 639, Copywrite 1992 Hoeganaes Corporation, 4/98.
2. ASTM, "Standard Specification for Iron-Phosphorus Powder Metallurgy (P/M) Parts for Soft Magnetic Applications", A839/A839M " 96.
3. Metal Powder Industries Federation, "Method for Preparing and Evaluating Tensile

Specimens of Powder Metallurgy Materials" 1993 Revision, MPIF Standard 10, 105 College Road East, Princeton NJ, 08540-6692 USA

4. Metal Powder Industries Federation, "Material Standards for P/M Structural Parts" 2000 edition, MPIF Standard 35, 105 College Road East, Princeton NJ, 08540-6692 USA
5. Metal Powder Industries Federation, "Material Standards for P/M Structural Parts" 2000 edition, MPIF Standard 35, 105 College Road East, Princeton NJ, 08540-6692 USA
6. Metal Powder Industries Federation, "Method for Determination of Impact Energy of Unnotched Powder Metallurgy Test Specimens" 1993 Revision, MPIF Standard 40, 105 College Road East, Princeton NJ, 08540-6692 USA

## 高硬度鋼のモード II 疲労き裂進展特性を求めるための新試験法

藤井 幸生\* 前田 喜久男\*  
大塚 昭夫\*\*

## A New Test Method for Mode II Fatigue Crack Growth in Hard Steels

By Yukio FUJII, Kikuo MAEDA, Akio OHTSUKA

Flaking type failure in rolling contact fatigue is usually attributed to fatigue induced by a cyclic subsurface shearing stress caused by contact loading. This type of subsurface crack growth is essentially a mode II fatigue crack growth under the condition in which tensile mode growth is suppressed due to the compression stress field arising from the contact stress. Based on this idea, a new test apparatus was developed to obtain mode II fatigue crack growth characteristics in hard steels. In this apparatus, static  $K_I$  and the compressive stress parallel to the pre-crack are superimposed to mode II loading. Testing was conducted on bearing steel SUJ2. Test results showed that stable mode II fatigue crack growth occurred in the region of  $K_{II}=3\text{--}10\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ , and  $K_{II}$ -threshold value for mode II fatigue crack growth was estimated to be approximately  $3\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ . The apparent effect of load ratio was not observed in the data of  $R=0$  and  $R=-1$ .

## 1. まえがき

転がり疲労における主要な破損形態であるフレーキングは、従来から接触応力により接触面に生じる表面に平行な両振りのせん断応力の繰り返しによるものと考えられている<sup>1)</sup>。この場合の疲労き裂の進展様式としては、基本的にはモード II 型(せん断型)と考えられる。したがって、転がり疲労を受ける材料のモード II 疲労き裂進展特性は転がり疲労寿命を支配する重要な材料特性の一つであると考えられ、これを正確に求めることは、耐転がり疲労特性に優れた材料の開発や疲労機構の解明に有効と考えられる。

最近、高硬度材料のモード II 疲労特性を求める方法が村上ら<sup>2)~4)</sup>により開発され、各種高硬度鋼についてモード II 型でき裂進展し始める応力拡大係数範囲の最小値 ( $K_{II}$ -threshold) が求められている。モード II 疲労試験を行う場合、破面間の干渉の影響が大きいので、この影響の取り扱いが重要であり、彼らはこれを平均の摩擦係数として補正している<sup>3)4)</sup>。破

面間の摩擦の問題は、実際への適用を考える場合避けて通れない重要な問題であるが、著者らは研究の第一段階として、材料本来の特性を求めるという考えから、破面干渉の影響が実際上無視できると見なし得る条件においてモード II 疲労特性を求める実験方法について検討してきた。

今回、比較的コンパクトで、両振り、片振りを含む任意の応力比での試験が可能な試験方法を考案したので、その装置概略及び試験手順を紹介するとともに、その方法で求めた軸受鋼SUJ2のモード II 疲労試験の結果について報告する。

## 2. 今回の試験方法の特徴

今回の方法は、き裂に平行な方向に圧縮応力を重畳負荷することにより引張型進展を阻止するとともに、き裂にモード I 型の開口を静的に与え、き裂面間の干渉を防ぐという、参考文献<sup>5)~7)</sup>の方法と同じ考えによるものである。なお、転がり接触する物体内部においては、図1に示すように、常に両振りのせん断応力  $\tau_x$  に圧縮応力  $\sigma_x$  が重畳している。したがって、接触面

\*軸受技術研究所  
\*\*愛知工業大学

内部に存在する表面に平行なき裂は、今回の試験のように、き裂に平行なせん断応力を受けると同時に、き裂に平行な圧縮応力が重畳して負荷した状態にある。なお、今回の試験では、モード II 荷重負荷の方法として、上記文献<sup>5)~7)</sup>で採用している図2(a)に示すような4点せん断方式ではなく、図2(b)に示すような直接せん断負荷方式を採用した。4点せん断方式は、曲げを生ずることなく高精度でモード II 荷重を与えることができるという点で優れているが、両振り試験が困難であり、また装置がやや大型になるなどの不利な点もある。

それに対し、直接せん断方式は比較的にコンパクトで扱い易く、両振り、片振りを含む任意の応力比で実験が可能である。また、今回の装置では、き裂に平行な方向の圧縮応力を、モード II 試験治具を試験機に取り付ける前に、モード II 試験治具とは別個に特別に製作した専用の治具上で行うことにより、モード II 試験治具本体を小型化・軽量化して、操作性を良くすると共に、高繰返し速度での試験を可能とすることを考えた。

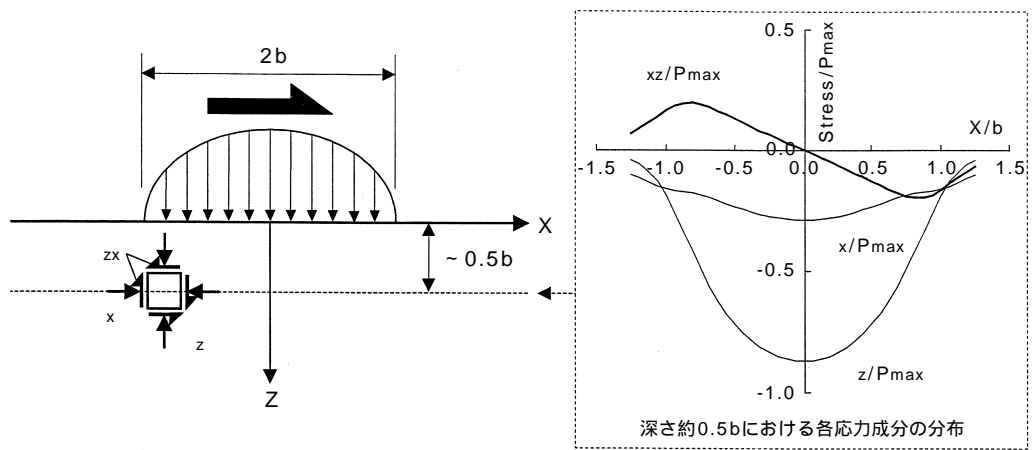


図1 転がり接触する物体内部における応力状態  
Stresses under contact surface

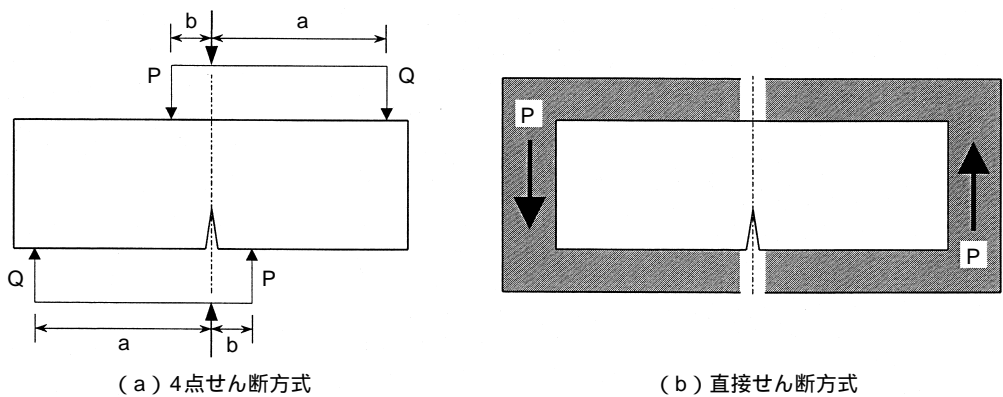


図2 4点せん断方式と直接せん断方式の違い  
Four-point shear loading and direct shear loading



### 3. 実験方法

#### 3.1 供試材及び試験片

供試材は高炭素クロム軸受鋼SUJ2で、焼入焼戻後の硬度はHRC59であった。図3に試験片形状、寸法及び素材からの試験片採取方法を示す。予き裂はワイヤーカットにて3mmのスリットを入れた後、3点曲げにて疲労き裂を3mm程度入れた。

#### 3.2 モード II 疲労試験方法

今回製作したモード II 疲労試験装置は、図4に示すように荷重フレーム(A)、(B)からなる。図3の試験片の両端部をフレーム(A)、(B)に楔の押し込みによって締め

付けることにより、フレームへ固定すると同時に、き裂に平行な方向の圧縮応力を負荷する構造になっている。実験は次の手順で行う。

- i) 楔の締め付けによる試験片の荷重負荷用フレームへの取り付けは、図5(a)に示す特別に製作した試験片固定用治具に取り付け、図3に示すように試験片の予き裂近傍に貼付した4枚の歪ゲージの歪量を見ながら行う。今回の試験では、歪量が  $10000 \times 10^{-6}$  になるまで左右交互に約  $1000 \times 10^{-6}$  づつ段階的にハンドルを回して楔を締め付けた。図6に示すように、実測によれば、試験片の表裏、左右の歪の値は5%以内でほぼ均一になった。なお、この歪量が  $10000 \times 10^{-6}$  にな

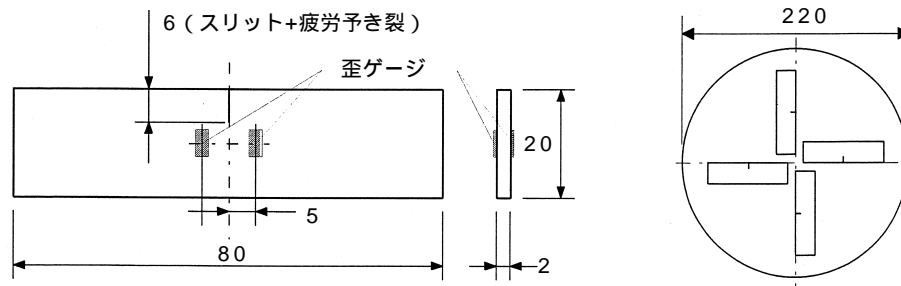


図3 試験片の形状及び素材からの切出し方法

Schematic of mode II specimen, and schematic showing when the specimens were cut from the raw material

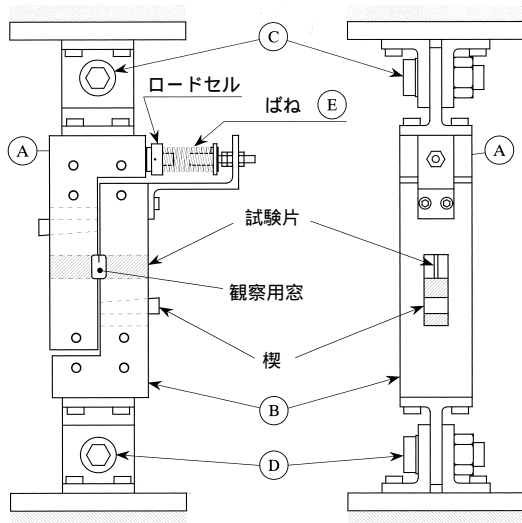


図4 モード II 疲労き裂進展試験装置  
Test apparatus for mode II fatigue crack growth.

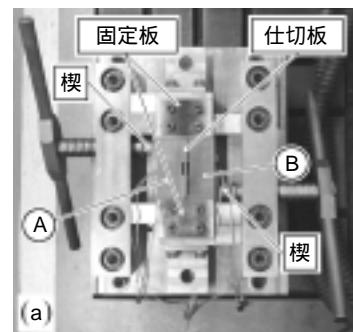


図5(a) 試験片を荷重フレームへ固定するための治具  
(a) Special jig to fix mode II specimen to loading frames

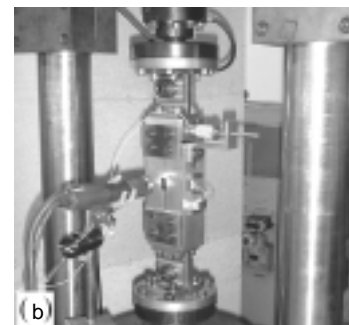


図5(b) き裂進展観察時の様子  
(b) Observation of fatigue crack growth

るように圧縮を荷したときの、き裂近傍の圧縮応力分布の状態をFEMによって計算した結果を図7に示す。計算は、歪ゲージ位置の圧縮歪が  $10000 \times 10^{-6}$  になるように、中央部2mmの部分を除く試験片の上下縁に一樣な圧縮変位を加えたときの応力を求めた。これによると、き裂進展部の圧縮応力は歪ゲージによる測定位置の値のほぼ95%程度であることがわかる。

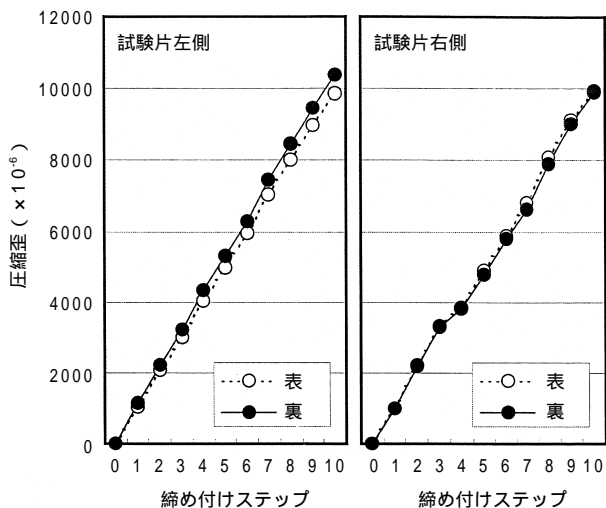


図6 圧縮応力荷時の試験片に貼付した歪ゲージの読みの変化

Increase in the strain gauge reading with tightening of the specimen by wedges

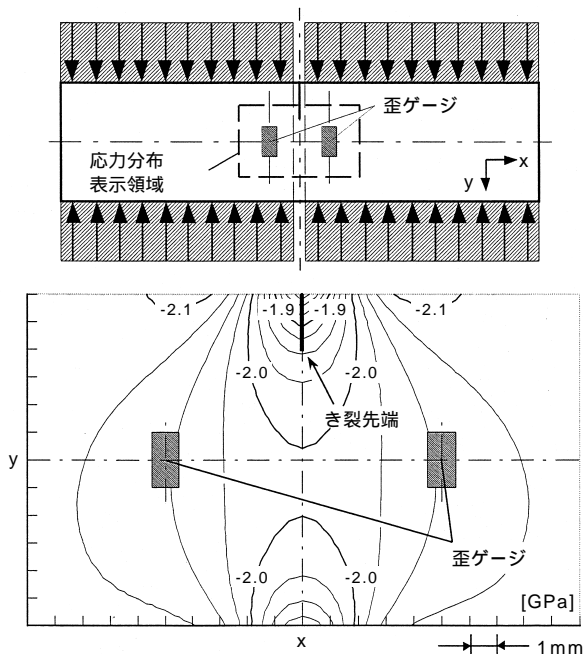


図7 歪ゲージ位置での圧縮歪が  $10000 \times 10^{-6}$  のときのき裂周辺の圧縮応力分布の計算結果

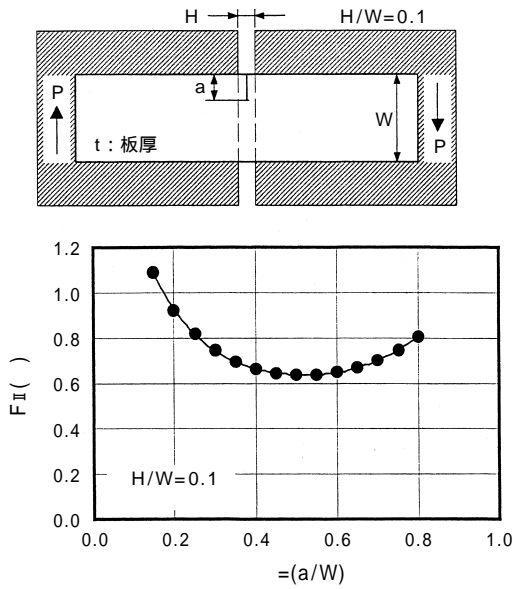
Compressive stress distribution when  $10000 \times 10^{-6}$  of compressive strain is applied at the strain gauge position

- ii) 試験片の荷重フレームへの取り付けが済んだ後、固定用治具から取り外し、水平な定盤上で図4に示すバネ⑤により試験片に曲げモーメントを与えることで必要な静的開口を与える。今回の試験では供試材の  $K_{Ic}$  が  $14 \sim 15 \text{ MPa m}$  程度であるので、静的開口はその  $1/2$  以下の  $5 \sim 7 \text{ MPa m}$  とした。
- iii) 上記のようにして静的開口を与えた後、フレーム①と②とが相対的に動いて試験片に力がかかることがないように、フレーム①と②とを固定板で固定した状態で、図4に示す固定ボルト③と④を締め付けて試験機に固定する。
- iv) 試験機への固定が済んだ後、上記のフレーム①と②とを固定している固定板を取り外してモードII試験を行う。なお、今回の実験では供試材の靱性が低いため、破面間の接触を防ぐに十分な開口が与えられない恐れがあったので、き裂に潤滑油(CRC - 556)を注入した。
- v) モードII試験中のき裂の計測、記録等はKEYENCE製デジタルマイクロスコープ(長距離レンズVH - W50, コントローラVH - 6100)を用いて行った。き裂観察の状況を図5(b)に示す。

### 3.3 応力拡大係数の計算

応力拡大係数の計算には汎用FEM解析ソフトMARCを用いた。図8にせん断負荷による  $K_{II}$ 、図9に静的曲げモーメント負荷による  $K_I$  についての計算結果を示す。なお、本実験では試験片の両端は回転を拘束する固定端になっているため、き裂が伸びると曲げモーメントが減少して  $K_I$  の値が低下する。計算の結果によると、例えば、き裂長さが6mmから10mmまで伸びると、  $K_I$  は  $7 \text{ MPa m}$  から  $5 \text{ MPa m}$  程度まで低下する。従って、き裂がある程度進展したら必要に応じて試験を途中で一時停止し、図4のボルト⑤を緩めてバネを調整して適正な  $K_I$  を保つようにした。なお、ボルト⑤を緩めると、フレーム②の自重がき裂開口に寄与するので、その影響をあらかじめ計算によって求めておき、その影響も考慮して行った。

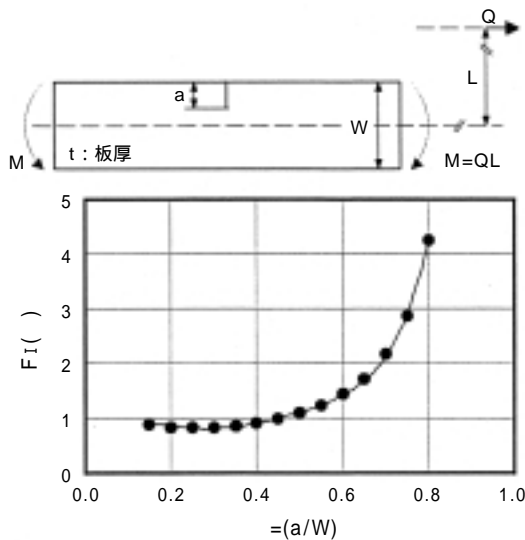
なお、この実験装置は上記のように、荷重フレーム①と②とがボルト③と④により試験機に固定されているので、モードII負荷により荷重フレーム①と②とは平行に相対変位するのみで、相対回転を起こさないような構造になっている。しかし、実際には各種精度及び剛性不足等により、多少は回転運動すると考えら



$$F_{II}(\ ) = 2.13 - 11.03 \cdot \frac{a}{W} + 35.01 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^2 - 59.44 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^3 + 52.09 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^4 - 17.73 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^5$$

$$K_{II} = F_{II}(\ ) \cdot \sigma \cdot \sqrt{a} \quad \sigma = \frac{P}{Wt}, \quad \sigma = \frac{a}{W}$$

図8 せん断負荷時の応力拡大係数 $K_{II}$ の計算結果  
 $K_{II}$  for single edge-cracked plate with rigid grip subjected to shear loading



$$F_I(\ ) = -0.23 + 20.21 \cdot \frac{a}{W} - 132.29 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^2 + 384.94 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^3 - 510.46 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^4 + 259.28 \cdot \left(\frac{a}{W}\right)^5$$

$$K_I = F_I(\ ) \cdot \sigma \cdot \sqrt{a} \quad \sigma = \frac{6M}{tW^2}, \quad \sigma = \frac{a}{W}$$

図9 静的開口モーメント負荷時の応力拡大係数 $K_I$ の計算結果  
 $K_I$  for single edge-cracked plate subjected to bending moment

れるが、 $K_{II} = 10 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ で実測したところ、その影響は $K_I$ に換算して $0.8 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ 程度以下であった。本実験で用いたSUJ2の相当材(SAE52100)の $K_{I \text{ th}}$ は $5.8 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ と報告されており<sup>4)</sup>、 $0.8 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ に比べて十分大きいので、その影響は無視してよいと考えられる。

## 4. 実験結果

### 4.1 き裂進展状況

図10にモード II 疲労き裂進展状況を示す。図10(a)は、始め $K_{II} = 10 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ のモード II 負荷を与えたところ斜めに引張型で進展し、その後 $K_{II}$ を漸減するに従ってモード II 進展に移行したことを示している。図10(b)及び(c)はモード II 疲労き裂の下限界近傍の進展域で $K_{II}$ を漸減させたときのき裂進展状況を示している。 $K_{II}$ を漸減させると、き裂は引張型に遷移することなく進展速度が低下し進展下限界現象を示した。なお、図10(a)でもそうであったように、 $K_{II} = 10 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ で引張型進展を示す傾向は、一般的な傾向として見られた。ただし、この値はき裂に平行な方向に重畳負荷する圧縮応力の大きさに依存するものと考えられる。今回の試験では、前述のように、試験片に貼付した歪ゲージの位置で圧縮歪が $10000 \times 10^{-6}$ となるように圧縮応力を与えた。今回の結果は、負荷する $K_{II}$ の値が最大 $10 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ の範囲でモード II 進展する場合であり、負荷する $K_{II}$ の値がこれより小さい場合は、重畳負荷する圧縮応力も、ほぼそれに比例して低い値でもモード II 進展するものと考えられる。ただし、これについてはまだ実験的検証を行っていないので、今後、実験により検討する予定である。

### 4.2 da/dN - $K_{II}$ 関係

今回の試験は応力比 $R=0$ (片振り)及び $R=-1$ (両振り)で行った。図11に試験片及び応力比 $R$ ごとに記号を区別したプロットを示す。今回の材料及び圧縮歪負荷の条件下では $K_{II}$ の値が $3 \sim 10 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ の範囲でモード II 進展を示し、 $K_{II} - \text{threshold}$ は $3 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ 程度と考えられる。また、実験の範囲では進展速度に及ぼす応力比の影響はほとんど見られず、 $K_{II}$ の大きさによって支配されていることがわかる。また、村上らがSUJ2について求めた結果<sup>4)</sup>では $K_{II} - \text{threshold}$ の値が $13 \sim 15 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ とされており、今

回の結果との差がかなり大きい。同一のJIS規格材であり材料の差の影響はあまり大きくないと思われるので、値に差がでた原因は実験方法の差にあるものと思われる。冒頭で述べたように、村上らの方法<sup>2)~4)</sup>では破面干渉の影響を摩擦として補正する方法がとられて

いる。一方、われわれは補正に伴う問題を避けるため、き裂を静的に開口させて破面干渉の影響を無視できる程度にし、モード II 負荷するという方法をとった。この静的開口がモード II 進展に与える影響については、今回の実験で $K_{II}=5\text{MPa}\cdot\text{m}$ の試験片SUJ2-3と、 $K_{II}=7\text{MPa}\cdot\text{m}$ のSUJ2-5との進展挙動の間にほとんど差が見られなかったことなどからも、あまり大きな影響はないものと考えている。しかし、今回のような高強度、高硬度材料の場合、静的 $K_{II}$ の応力腐食割れに対する影響なども含めてさらに検討の余地があると考えられる。

### 4.3 破面

図12(a), (b)にモード $K_{II}$ 疲労き裂進展破面のSEM写真の例を示す。 $K_{II}=3\text{MPa}\cdot\text{m}$ 、応力比 $R=-1$ の場合であり、き裂の進展方向は写真に対し上から下である。(b)は(a)の中央付近の四角で囲んだ部分の拡大である。図12(c)に示すように、き裂がき裂端のせん断変位の繰り返しによって形成されたことの痕跡を示すと考えられる層状パターンが観察されることが指摘されている<sup>7)11)</sup>が、今回の破面にも同様の形態が観察された。

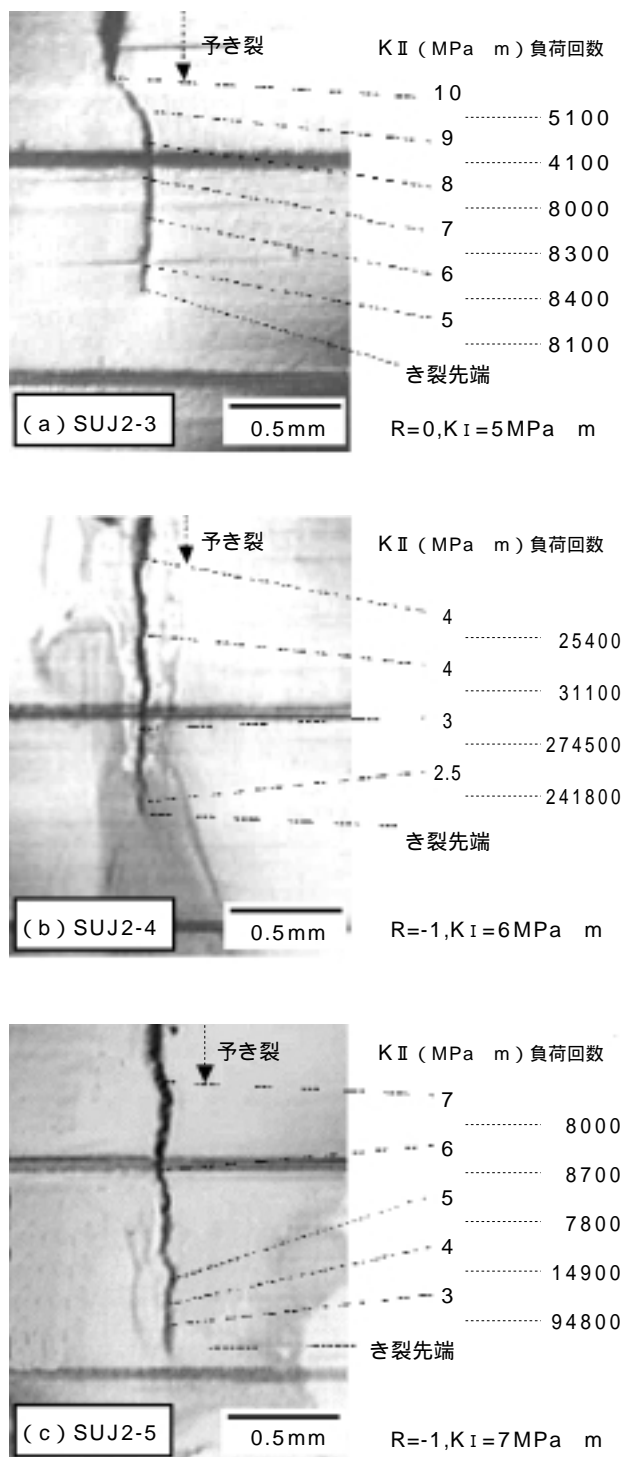


図10 モード II 疲労き裂進展状況  
Fatigue crack growth under mode II loading

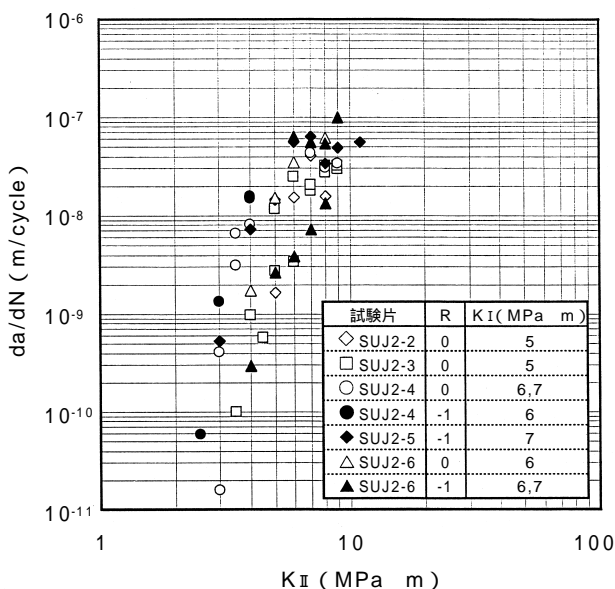


図11 き裂進展速度 $da/dN$ と応力拡大係数範囲  $K_{II}$ の関係  
Relationship between  $da/dN$  and  $K_{II}$

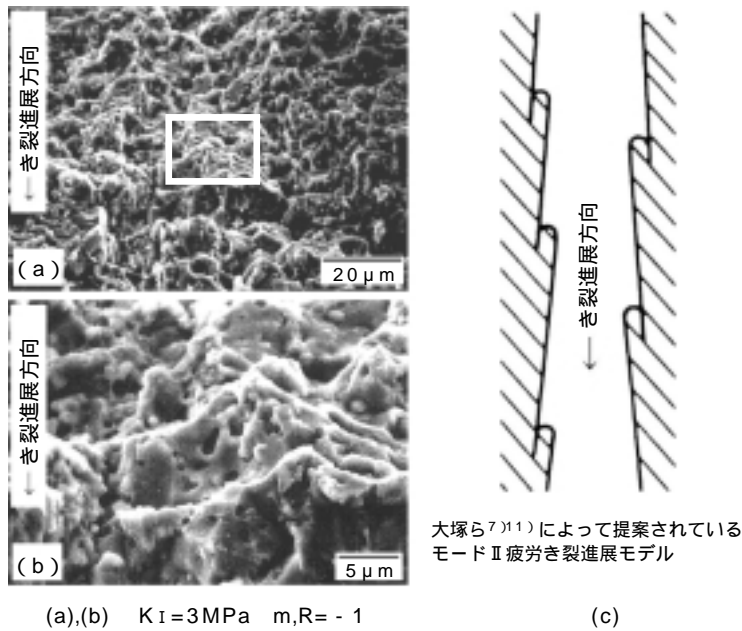


図12 モード II 疲労き裂進展破面のSEM写真  
Fractographs of mode II fatigue crack growth

### 5. 考察

本実験では、き裂の引張型進展を抑制するためのき裂に平行な方向の圧縮応力と、破面間の干渉効果を防ぐための静的 $K_I$ を、繰り返しモード II 負荷に重畳させた状態で疲労試験を行った。本実験と転がり疲労との対応を考えると、き裂に平行な方向の圧縮応力は、接触応力の圧縮応力成分によって与えられると考えられる。しかし、外力としての静的 $K_I$ の負荷はないので、実際への適用を考えるとこの点に関する検討も重要である。たとえば、き裂内に閉じ込められた潤滑油の圧力により $K_I$ が生じると考えられている<sup>8)9)</sup>が、この $K_I$ がき裂面間の干渉効果を減少させるとも考えられる。また、接触面に垂直方向の残留応力の効果<sup>10)</sup>も考えられる。

冒頭で述べたように、転がり接触下における疲労き裂の進展様式としては、基本的にはモード II 型と考えられる。ここで、図13のようにヘルツ接触圧力が移動する場合について、表面に平行なせん断応力がおよそ最大になる深さ $b/2$  ( $b$ は接触楕円の短軸半径)に直径 $2a$ の円盤状き裂が存在すると考える。今回の試験の結果、き裂がモード II 進展し始めるしきい値 $K_{IIth}$ は約 $3\text{MPa}\cdot\text{m}$ であったので、それを満たす臨界き裂直径 $2a$ を最大面圧 $P_{max}$ に対して計算すると図14のようになる<sup>12)</sup>。なお、この場合のき裂面間の摩

擦係数は0.5であると仮定している。この図は、例えば $2a=50\mu\text{m}$ のき裂があれば、 $P_{max}=2.5\text{GPa}$ でモード II 進展し得ることを意味する。また、従来からNTNで行なっている12円筒点接触試験<sup>13)</sup>は $P_{max}=6\text{GPa}$ であり、図14からその場合のモード II 進展に対する臨界き裂直径は $2a=8.8\mu\text{m}$ となる。同試験で実際に評価したSUJ2のうち、長寿命ロット、短寿命ロットについて非金属介在物 (Type II: 酸化物系) を定量した結果、それぞれに $area$ が最大で $16\mu\text{m}$ 、 $24\mu\text{m}$ のものが見られている<sup>13)</sup>。それらを上述の円盤状き裂に置き換えて考えると、 $2a=8.8\mu\text{m}$ の2~3倍程度であることから、き裂が主としてモード II 進展するという従来の考え方に対して妥当な予測を与えるといえる。

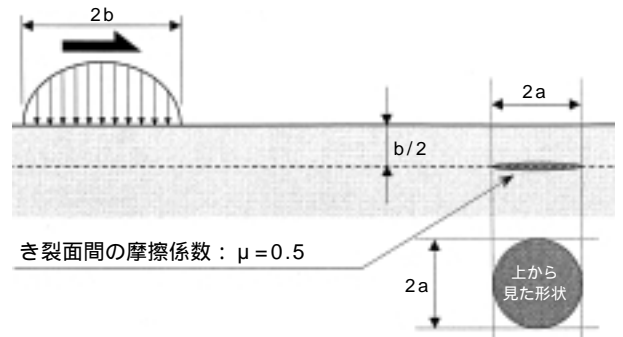


図13 表面に平行なせん断応力が最大になる深さに存在する直径 $2a$ の円盤状き裂  
A subsurface disk-shape crack existing parallel to contact surface

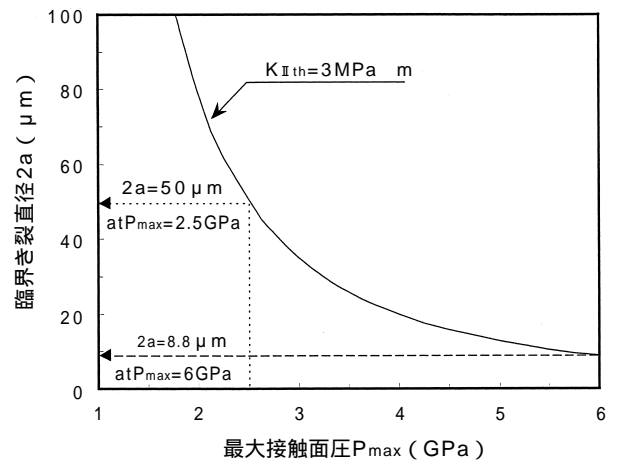


図14 最大面圧と  $K_{IIth}=3\text{MPa}\cdot\text{m}$  の条件を満たす円盤状き裂の臨界直径の関係  
Relationship between maximum contact pressure and critical diameter of a disk-shape crack

## 6. まとめ

今回提案した方法により，SUJ2のような高硬度鋼についても $da/dN - K_{II}$ 関係を求めることができることがわかった。重畳負荷させる圧縮応力や静的開口がモードII進展特性に与える影響については，今後さらに検討することが必要である。

なお，本論文は，日本材料学会疲労部門委員会主催の第25回疲労シンポジウムにて発表した内容に基づくものである。

## 謝辞

応力拡大係数の計算に関しては，静岡大学東郷敬一郎教授に懇切なご教示を賜った。厚く感謝申し上げます。また，青山学院大学小川武史教授には実験に関し種々有益なご討論を頂いた。あわせて謝意を表します。

## 参考文献

- 1) 日本潤滑学会編，潤滑ハンドブック，養賢堂，p.85，p.686 (1987).
- 2) 村上敬宣，濱田繁，杉野和夫，高尾健一，材料，43，1264 (1994).
- 3) Y. Murakami, C. Sakae and S. Hamada, Proc. Engng. Against Fatigue, Univ. of Sheffield, p.473 (1997).
- 4) 村上敬宣，福原健人，濱田繁，日本材料学会，破壊力学部門委員会，第14回トライボロジー小委員会資料，p.55 (2000).
- 5) A. Otsuka and M. Aoyama, Mixed-Mode Fatigue and Fract., Mech. Eng. Publ. London, p.49 (1993).
- 6) 大塚昭夫，菅原宏人，庄村光弘，青山正樹，愉成根，柴田正道，材料，43，55 (1994).
- 7) A. Otsuka, H. Sugahara and H. Shomura, Fatigue Fract. Engng. Mat. Struc., 19, 1265 (1996).
- 8) Y. Murakami, M. Kaneta and H. Yatsuzaka, ASLE Trans., 28, 60 (1985).
- 9) M. Kaneta and Y. Murakami, J. Tribology, Trans. ASME, 113, 270 (1991).
- 10) A. P. Voskamp, ASTM STP 1327, p.152 (1998).
- 11) A. Otsuka, K. Mori and K. Tohgo, Current Research on Fatigue Cracks, Elsevier Applied Sci. p.149 (1987).
- 12) Y. Murakami et al., Stress Intensity Factors Handbook, Vol.2, (1987), Pergamon press, p.1155.
- 13) 村上裕志，NTN Technical Review, No.68,

# 熱処理へのコンピュータシミュレーションの適用

大木 力\*

## The Application of Computer Simulation for Heat Treatment

By Chikara OHKI

A numerical simulation for heat treatment is very effective to solve various problems during heat treatment (distortion, uneven condition of hardness distribution etc.) and to improve quality (adequate residual stress and hardness distribution). Thus, a numerical simulation was applied to analyze various problems of bearings during heat treatment. This paper describes some analyzed results.

### 1. まえがき

転がり軸受の製造工程の中でも熱処理工程は、製品の品質を左右する重要な工程である。特に大型軸受に対しては、条件を誤ると熱処理変形や硬さ不良などの大きな問題に結びつくため、高度な技術が必要となる。しかし、従来の大型軸受の熱処理技術は経験や実験の積み重ねによるものが多く、幅広い応用や体系的な指針の構築には数多くの実験を行う必要があった。

熱処理シミュレーション技術は、熱処理中の諸現象（加熱、冷却、変態挙動等）を有限要素解析によって計算する技術である<sup>1)</sup>。このため、上記の難点である生産実績のない型番や、実験不可能な大型製品についての熱処理品質の予測が可能になる。また、現状より高品質となる熱処理条件の検討も可能となる。コンピュータの高性能化により、最近はかなり複雑なシミュレーションが短時間で実行できるようになっており、今後は従来の経験に根ざした熱処理技術から、シミュレーションと検証実験主体の技術になっていくと予想される。本稿では軸受鋼の焼入への熱処理シミュレーションの概要と、大型自動調心ころ軸受外輪への適用事例を紹介する。

### 2. 熱処理シミュレーションの全体像

熱処理シミュレーションの全体像を図1に示した。焼入時の熱処理シミュレーションを行う場合、製品の冷却速度を決定する熱伝達係数が重要であり、解析対象は製品を含めた冷却槽全体とする必要がある。そのため、熱処理シミュレーション技術は二つの解析に分割されている。一つは解析対象を冷却槽全体として油の流れ方を解析し、それに伴う製品と油の熱の伝わり方を計算する熱流体解析である。もう一つは解析対象を製品とし、熱流体解析によって求めた熱伝達係数を用いて、硬度や熱処理変形、寸法変化、残留応力を計算するための変態潜熱を考慮した熱伝導解析および熱応力解析である。解析する順序は、熱流体解析 熱伝導解析 熱応力解析である。

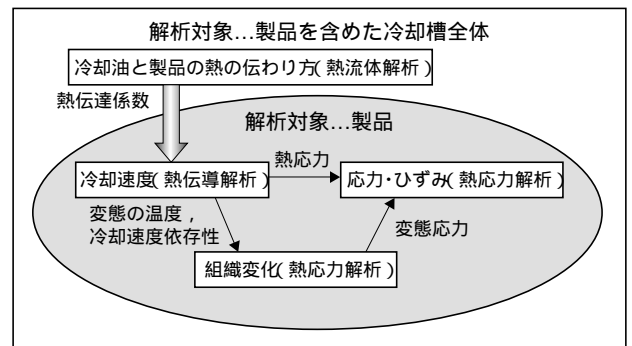


図1 熱処理シミュレーションの全体像  
Calculation procedure

\*軸受技術研究所

### 3. 熱流体解析について

熱流体解析の冷却槽モデルには、二次元軸対称モデルや三次元モデルを用いることが可能である。二次元軸対称では計算コスト(時間)の削減が可能であるが、冷却油の周方向流れが考慮されないために誤差が大きい。三次元モデルでは計算コストが非常に大きいという問題があるが、実現象により近い解析が行えるので、本稿では三次元モデルでの解析を行った。

#### 3.1 解析モデルおよび解析条件

冷却槽の解析モデル(メッシュ分割図)を図2に示した。ここでの解析対象は実際に用いられている熱処理設備の焼入槽および、円筒ころ軸受軌道輪の例である。冷却油は図2に示した内・外径の噴射ノズルより冷却槽内に噴射され、槽内を流動した後、底部より流出する。

解析条件を表1に示す。解析条件2は内・外径ノズルから噴射される油の速度を解析条件1よりも増加させたものであり、解析条件3は解析条件1よりも減少させたものである。

なお、この解析に使用した焼入油の物性値(粘性係数、定圧比熱、熱伝導率、密度)および、製品物性値(SUJ3:熱伝導率、比熱、密度)はそれぞれ実測値を用いている(表2参照)。

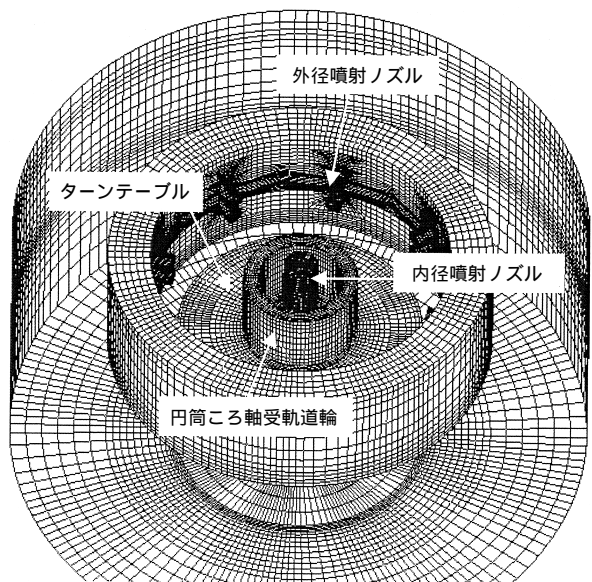


図2 焼入冷却槽メッシュ分割図  
(要素数: 273984, 節点数: 304230)  
Mesh for quench bath in FE model

#### 3.2 解析結果

解析条件1における冷却油の流れをベクトル図で図3に示した。図は全体の4分の1を代表して示している。内・外径ノズル周辺の油の流速は速いが、製品表面付近では冷却油自身の抵抗によりかなり遅くなっている。

解析条件1~3における冷却油の流線を図4~6に示した(冷却槽を横から見た場合)。

解析条件1において、外径噴射ノズルの上段から噴射された油は製品にほぼ直線的に当たっている(図4①)。外径噴射ノズルの下段より噴射された油は下側に曲げられた形で製品に当たり、その後ターンテーブルに向かって移動する(図4②)。内径噴射ノズルより噴射された油は外径噴射ノズルからの噴射よりも弱いですが、製品にほぼ直線的に当たっていることが分かる(図4③)。

解析条件2(図5, 内・外径噴射を強くした場合)では、外径噴射ノズルより噴射された油は製品に直線的に当たっている。内径噴射ノズルより噴射された油は製品に当たった後、上昇していく(図5①)。

解析条件3(図6, 内・外径噴射を弱くした場合)における内径噴射ノズルからの冷却油の流線は、製品

表1 円筒ころ軸受軌道輪の解析条件  
Analysis conditions for outer ring of cylindrical roller bearing

解析条件	内径噴射ノズル	外径噴射ノズル	製品回転速度 (rpm)
	噴射速度(mm/sec)	噴射速度(mm/sec)	
1	1000	5340	11
2	2000	10680	11
3	400	1780	11

表2 熱流体解析に用いた物性値  
Properties of thermo-fluid analysis

		項目	
製品の物性値	熱伝導率	30	25.2(J/(m·sec·°C))
		300~600	31.5(J/(m·sec·°C))
		800	25.2(J/(m·sec·°C))
	比熱	419(J/(kg·°C))	
	密度	7850(kg/m³)	
冷却油の物性値	粘性係数	40	0.0244(kg/(m·sec))
		60	0.0119(kg/(m·sec))
		100	0.0044(kg/(m·sec))
	定圧比熱	2000(J/(kg·°C))	
	熱伝導率	7.7(J/(m·sec·°C))	
	密度	860(kg/m³)	



の手前で曲がっており、噴射後しばらく直進した後に複雑な流れが発生している（図6①）。この現象は、噴射された油の流速が遅いため、流れが冷却槽内の油の抵抗力に負けることが原因である。

熱流体解析では、ここで示したような冷却油の流れ方を計算すると同時に、油と製品の各位置における熱伝達係数を計算する。求めた熱伝達係数は、後述する熱伝導解析の境界条件として使用する。

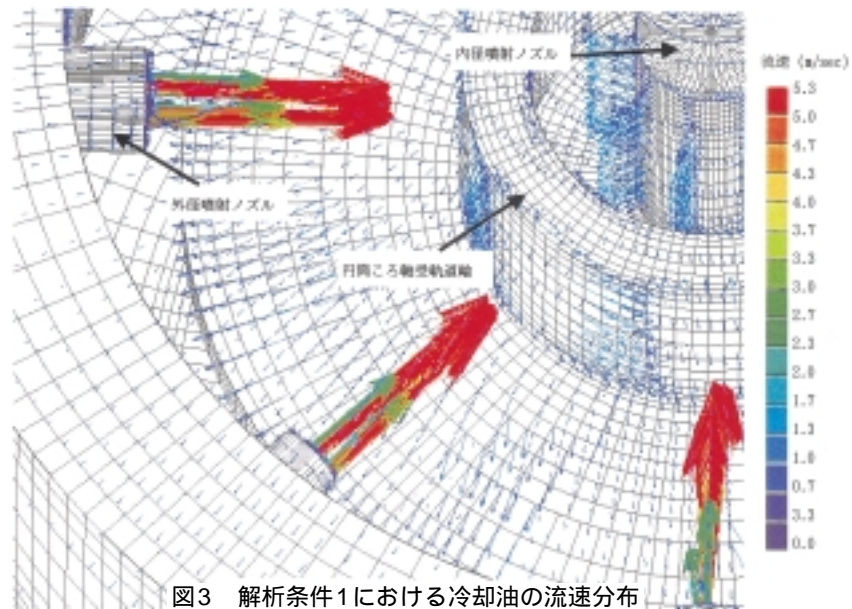


図3 解析条件1における冷却油の流速分布  
Flow velocity distribution of quench oil under analysis condition 1

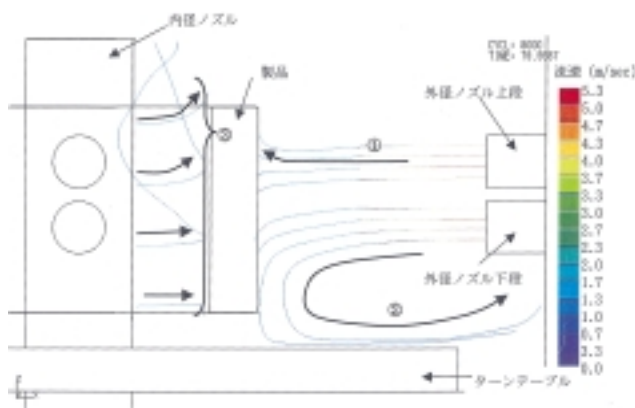


図4 解析条件1における冷却油の流線  
Flow lines of quench oil under analysis condition 1

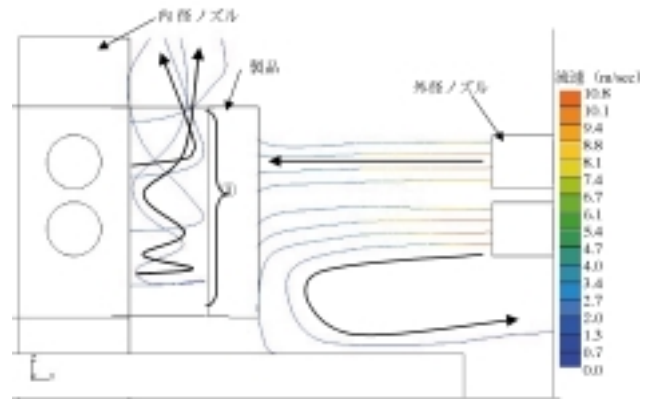


図5 解析条件2における冷却油の流線  
Flow lines of quench oil under analysis condition 2

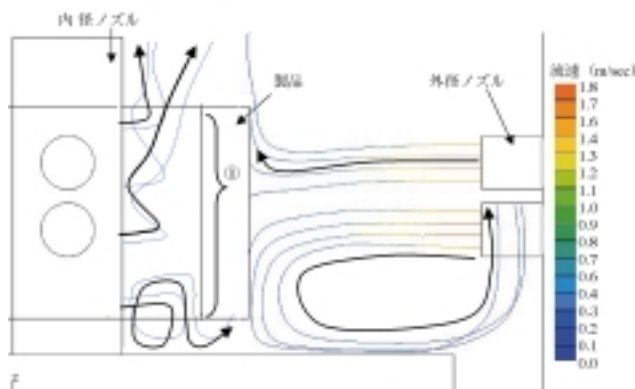


図6 解析条件3における冷却油の流線  
Flow lines of quench oil under analysis condition 3

#### 4. 熱伝導解析

熱流体解析の後、解析対象を製品のみにして、熱伝導解析を行う。この解析では製品各位置における冷却速度や製品内温度分布、硬度分布の推定が可能である。

##### 4.1 解析モデルおよび解析条件

解析モデルを図7に示した。ここでの解析対象は円筒ころ軸受軌道輪である。計算の迅速化、効率化のためにアキシアル方向断面図をモデル化し、二次元軸対象モデルとして解析した。解析条件は、前述したように熱流体解析結果（熱伝達係数）を境界条件に用いるため、表1に示したものと同一である。

なお、この解析に用いる製品物性値（熱伝導率、比熱、密度）は実測値を用いている。

##### 4.2 解析結果

###### 4.2.1 冷却速度

円筒ころ軸受軌道輪の焼入冷却時の各位置（図8）における測温実験結果を図9に示した。また、解析条件1と同じ位置での冷却曲線の解析結果を図10に示した。製品各位置における冷却速度は、実験結果、解析結果ともに外径側上部が最も速く、続いて内径側上部、外径側中央部、内径側中央部の順になっており、両者は良く対応している。また、冷却速度の絶対値も解析値と実測値は良く合致している。なお、解析には不完全焼入層の変態潜熱の影響（フェライト-パーライト層に変態する時、発熱する）も考慮されているが、その影響は実測値よりも若干小さいものとなった（図9中A、図10中B）。

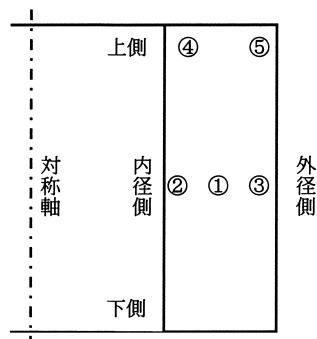


図8 円筒ころ軸受軌道輪の断面図および測温実験箇所  
Temperature measuring positions in outer ring for during cooling

(①中心部, ②,③内・外径中央部表面: 内・外径より2.5mm深さ  
④,⑤内・外径コーナー部表面: 上端より5mm, 内・外径より2mm深さ)

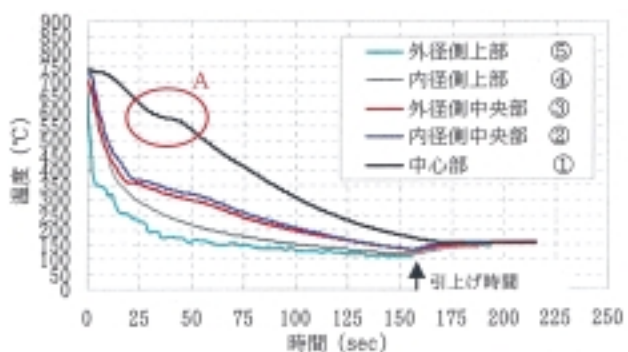


図9 各位置における測温実験結果  
Temperature measurements results of during cooling

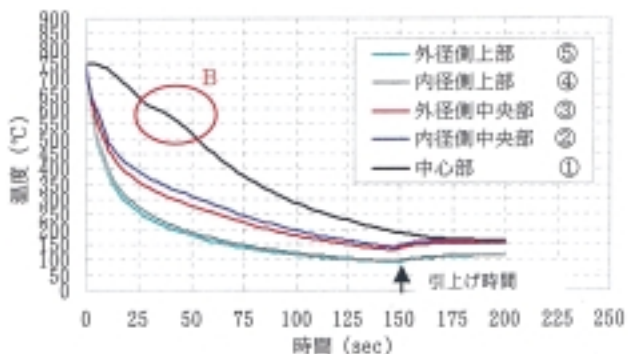


図10 解析条件1における測温実験結果  
Predicted results under analysis condition 1

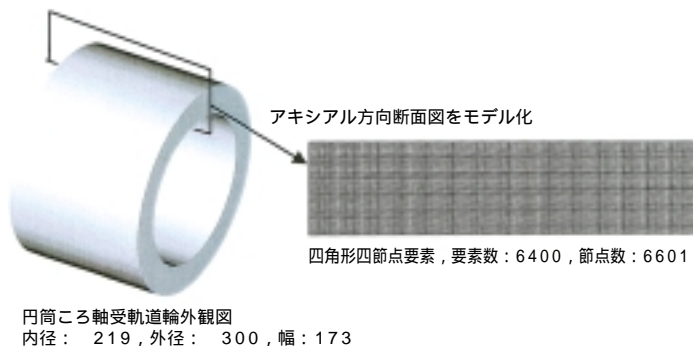


図7 熱伝導解析および熱応力解析モデル  
Calculated model of heat transfer and thermal stress analysis

解析条件2,3における冷却曲線の解析結果を図11, 12に示した。解析条件2(図11)は,ノズルからの油の噴射速度を条件1に比較して2倍にした場合であるが,製品中心部の冷却速度は約1.3倍(初期温度か

ら500℃になるまでの時間が約75%)になることが分かった。解析条件3(図12)は,ノズルからの油の噴射速度を条件1の約1/3にした場合であり,製品中心部の冷却速度は約0.6倍に低下することが分かった。

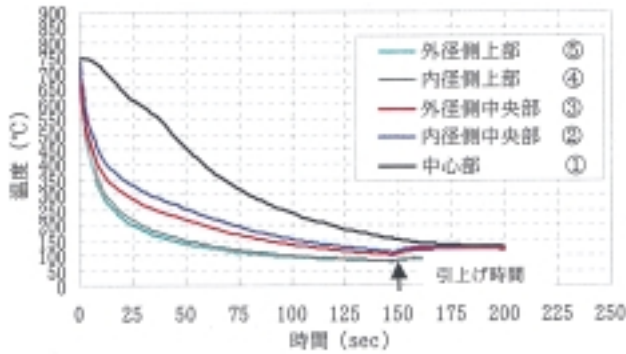


図11 解析条件2における測温実験結果  
Predicted results under analysis condition 2

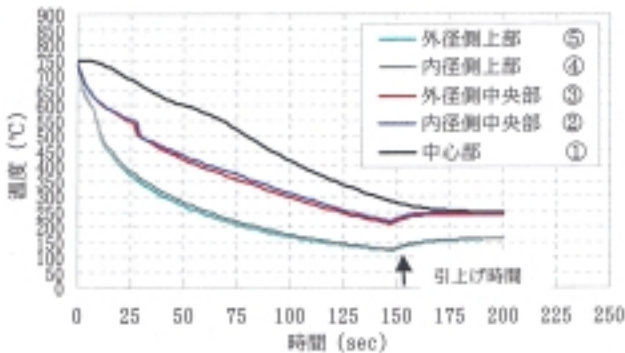


図12 解析条件3における測温実験結果  
Predicted results under analysis condition 3

#### 4.2.2 製品内温度分布および硬度分布

解析条件1~3における30秒後の製品内温度分布を図13に示す。解析条件1の温度分布は,高温域がわずかに内径側,下端面側(ターンテーブル側)に偏っている。解析条件2の温度分布は,冷却油の噴射速度が大きくなった影響で,解析条件1よりも全体が50℃ほど下がっている。解析条件3のように油の噴射速度を小さくした場合,アキシャル方向における高温域の偏りは,軸方向中心より下端面側に大きく偏ることが分かった。

また,求めた温度分布をSUJ3の連続冷却変態曲線<sup>2)</sup>(CCT線図)と対比すると,硬度分布の推定が可能のため,図13にそのスケールを併記した。これより解析条件1のHRC58(Hv650)深さは軌道面中央部で約5mmとなることが分かった。解析条件2では,冷却速度が速いために高硬度領域が広がっている。また,解析条件3でのHRC58(Hv650)深さは軌道面中央部で約2mmになることが推定される。

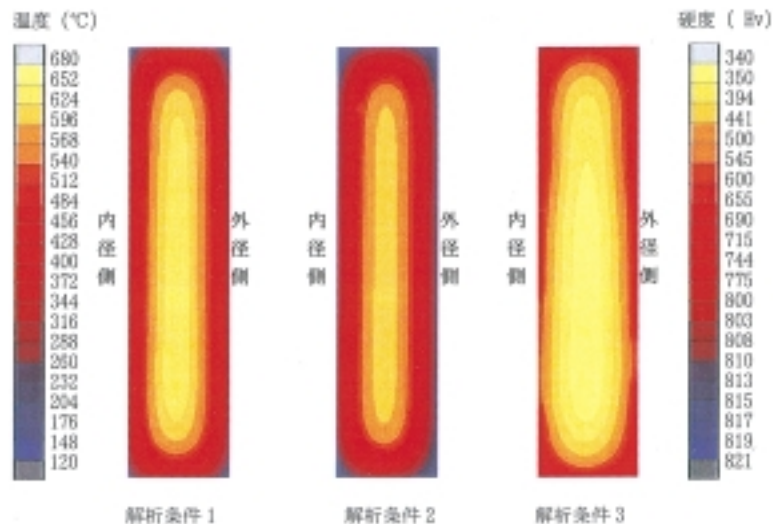


図13 冷却開始30秒後の温度分布,推定した硬度分布  
Temperature distribution after 30 seconds cooling and predicted hardness distribution

## 5. 熱応力解析

熱応力解析は、熱伝導解析によって得られた製品内温度分布の時刻歴結果を用いて製品内に発生する応力を計算し、焼入後の寸法変化量、変形、残留応力を求めることができる。

### 5.1 解析モデルおよび解析条件

この解析に必要な製品物性値は、比重、線膨張係数、ポアソン比、初期降伏応力、加工硬化係数、弾性係数であり、これらは実測値を用いている。また、解析モデル、解析条件は熱伝導解析と同じである。

### 5.2 解析結果および考察

#### 5.2.1 寸法変化

解析条件1～3における焼入後の寸法及び、実測値（焼入前、焼入後）を表3に示した。実測値および解析条件1の焼入後寸法は焼入前寸法よりも収縮し、その絶対値もほぼ一致していることが分かる。解析条件2では、製品全体の冷却速度が解析条件1に比べて大きくなるため、マルテンサイト変態領域が増加して製品の収縮量は減少している。解析条件3では製品全体の冷却速度が遅いため、マルテンサイト領域が減少し、製品の収縮量は増加している。

表3 解析結果と実測値の焼入後寸法比較  
Comparison of predicted dimension and measured dimension

		内径寸法(mm)	外径寸法(mm)	幅寸法(mm)
実測値	焼入前	218.3	301.0	173.0
	焼入後	217.9	300.7	未測定
解析条件1		218.1	300.6	172.8
解析条件2		218.4	301.0	173.1
解析条件3		217.3	300.2	172.5

### 5.2.2 残留応力

解析条件1における周方向残留応力の解析結果を、実測値と比較して図14に示した。実測した外径表面の残留応力値は研削による応力のため、その値を除外すると、解析結果は実測値に良く合致している。なお大型製品の場合、中心部付近の残留応力値を実測することは困難であり、解析結果と同様の残留応力分布を示すかは確認できなかった。

## 6. 適用事例

熱処理シミュレーションの概要を説明するため、単純な形状である円筒ころ軸受軌道輪を取り上げて説明を行ったが、実際に硬度分布や変形が問題となるのは自動調心ころ軸受等の形状が複雑な製品である。以下に自動調心ころ軸受外輪についての熱処理シミュレーションの適用事例を示す。解析方法は前述した熱処理シミュレーション手法にしたがった。

### 6.1 解析モデルおよび解析条件

自動調心ころ軸受外輪の外観図と解析モデルを図15に示した。モデルと実体とは寸法諸元で一致しており、製品材質はSUJ3である。

解析条件を表4に示した。条件5は条件4と比較して内径噴射ノズルの噴射速度を速くした場合、条件6は内径噴射ノズルの流速を速くし、外径噴射ノズルの噴射速度を遅くした場合に相当する。条件5、6は変形量を軽減させ、適正な硬度分布が得られることを狙って設定した。

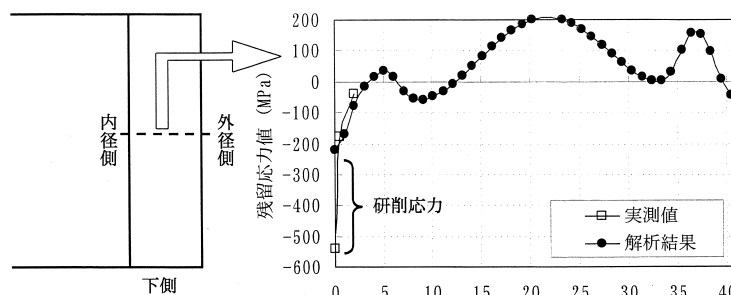


図14 焼入後の周方向残留応力  
Circumferential residual stress distribution after quenching



図15 自動調心ころ軸受外輪の解析モデル

Calculated model of heat transfer and thermal stress analysis for outer ring of spherical roller bearing

表4 自動調心ころ軸受軌道輪の解析条件  
Analysis conditions for outer ring of spherical roller bearing

解析条件	内径噴射ノズル	外径噴射ノズル	製品回転速度 (rpm)
	噴射速度 (mm/sec)	噴射速度 (mm/sec)	
4	540	3280	11
5	1440	3280	11
6	1440	1470	11

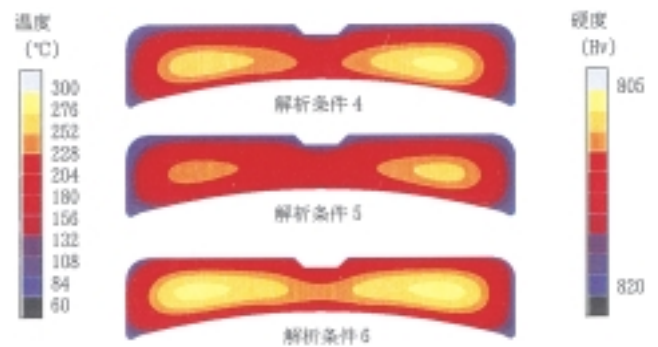


図16 冷却開始30秒後の製温度分布, 推定した硬度分布  
Temperature distribution after 30 seconds cooling and predicted hardness distribution

## 6.2 解析結果および考察

### 6.2.1 製品内温度分布および硬度分布

解析条件4～6における30秒後の製品内温度分布を図16に示す。解析条件4の結果と比較して、条件6の温度分布は、高温域が肉厚中央付近に位置しており、内・外径、幅の全面から、より均一に冷却されている様子が分かる。

また、求めた温度分布をSUJ3の連続冷却変態曲線<sup>2)</sup>(CCT線図)と対比すると硬度分布の推定が可能のため、図16にそのスケールを併記した。表層部分と比較して、厚肉部分は低硬度であるが、ほぼ全域で高硬度が保たれていることが分かった。

### 6.2.2 熱処理変形および寸法変化量

自動調心ころ軸受外輪の焼入後の変形を図17に示した。解析条件4, 5においては製品中央部分が内径側に窪む変形が見られるが、解析条件6ではほとんど変形が見られなかったことから、熱処理変形を軽減させるには、製品周りを均一に冷却することが有効であることが分かった。

解析条件4～6における焼入後の寸法及び、実測値(焼入前, 焼入後)を表5に示した。実測値および解析条件4の焼入後寸法は焼入前寸法よりも膨張し、その絶対値もほぼ一致していることが分かる。条件5に

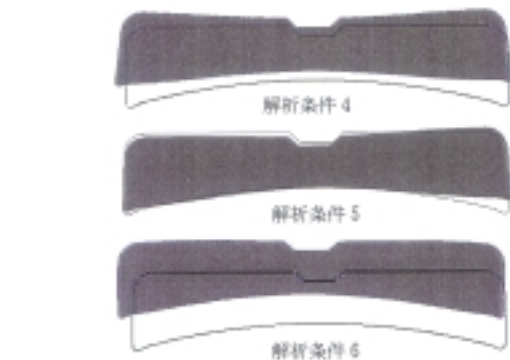


図17 自動調心ころ軸受外輪の焼入後の変形  
(変形量を10倍にして表示, 枠線は焼入前の製品形状)  
Predicted distortion after quenching

表5 自動調心ころ軸受解析結果と実測値の焼入後寸法比較  
Comparison of predicted dimension and measured dimension

		溝径寸法 (mm)	外径寸法 (mm)	幅寸法 (mm)
実測値	焼入前	427.0	460.6	118.5
	焼入後	427.6	461.1	118.8
解析条件4		427.6	461.1	118.7
解析条件5		427.0	460.4	118.5
解析条件6		428.8	462.6	119.0

おける焼入後寸法は焼入前とほぼ同じであり、条件6における焼入後寸法はかなり膨張した。従って寸法変化量を抑制するには、製品内径側の冷却速度を高めることが有効であるといえる。すなわち、熱処理変形と寸法変化量の両面からの最適な冷却条件の決定が必要になる。

## 7. まとめ

熱処理シミュレーション技術を用いることにより、熱処理条件（冷却油の噴射速度）の変更に伴う熱処理変形、寸法変化、硬度分布等の変化を精度良く予測することが可能となった。本稿で紹介したものは、円筒ころ軸受軌道輪、自動調心ころ軸受外輪であるが、他の適用例として円すいころ軸受、スラスト自動調心ころ軸受、円筒ころ軸受、複列玉軸受、二つ割り軸受があり、実測値と計算値は良く合致することを確認している。今後、現行よりも高品質となる熱処理条件の提示や、熱処理工程で生じる諸問題の原因究明、問題解決にこの技術は活用されるものと考えられる。

## 参考文献

- 1)例えば、有本享三他：熱処理，vol.34，no.6，P.332（1994）
- 2)山陽特殊製鋼株式会社 特殊鋼規格集より引用

# 玉軸受の振動シミュレーション

坂口 智也\* 赤松 良信\*

## Simulation for Ball Bearing Vibration

Tomoya SAKAGUCHI and Yoshinobu AKAMATSU

Significant control of vibrations is required for bearings used in data processing machines. An example, is the non-repeatable run-out (NRRO) in bearings used in a spindle motor for a hard disk drive. In order to improve the bearing vibration, we have to understand the relation between form errors of every component and the vibration of the assembled bearing. Therefore a simulation program for ball bearing vibration with simple algorithm was developed. In this paper, results from this program were compared to past experimental and analytical studies to confirm the validity of this algorithm. Next, the effect of the ball angular interval on bearing vibration was analyzed and experimentally determined for the case where the ball angular intervals were irregular due to the existence of the cage clearance, bearing vibration occurred. Additionally the amplitude increased as the axial load for the bearing increased.

### 1. はじめに

HDDおよびLBP用のスピンドルモータにおける軸受に代表されるように、近年、情報機器に使用される転がり軸受の回転精度の要求品質は大変高くなっている。高回転精度の軸受製造のために、軸受構成部品の単体の精度と軸受の回転精度との関係を把握する必要がある。

軸受内部の形状誤差と軸受振動の関係に関する解析的研究としては1960年代にGustafssonが線形ばねを仮定して、玉軸受の主な振動を理論的に説明した<sup>1)</sup>。その後Wardleがヘルツ理論に基づいた非線形ばねによる解析的研究を行い、更に幾つかの振動が発生することを示した<sup>2)</sup>。

また野口らは非線形ばねによる数値解析を行い、玉数が12および18の場合に非線形ばねに起因する振動がなくなることを示した<sup>3)</sup>。

しかし複数の玉の形状誤差が軸受振動に及ぼす影響については、殆どわかっていない。また玉の直径相互差は玉の公転速度を変動させ、玉の公転角位置を完全な等配から移動させる<sup>4)</sup>が、その場合の回転精度の解析はYhland<sup>5)</sup>が振れの周波数を示したのみである。

そこで本報は、玉軸受における内輪溝中心の振れに対して線形ばねを仮定したシミュレーションプログラムを作成し、同時に複数の軸受構成要素の形状誤差および玉の等配崩れが軸受振動に及ぼす影響に関して解析した。

### 2. 変数

- $A_0$  平均半径, m
- $A_l$   $l$ 角うねりの振幅, m
- $B_l$   $l$ 角のうねりの位相
- $F_a$  アキシャル荷重, N
- $f_b$  玉の自転周波数, Hz
- $f_c$  保持器の自転周波数, Hz
- $f_i$  保持器に対する内輪の相対回転周波数( $f_r - f_c$ )Hz
- $f_r$  内輪回転周波数, Hz
- $k$  線形ばねの剛性, N/m
- $n$  自然数
- $R$  半径, m
- $Z$  玉数
- $\approx_i$  内輪溝中心のアキシャル方向移動量, m
- 接触角  
力の釣り合いの不釣り合い量, N
- ${}_{i,j}$  番目の玉と内輪との線形ばねの弾性変形量, m
- ${}_{e,j}$  番目の玉と外輪との線形ばねの弾性変形量, m
- 位相

\*軸受技術研究所

### 3. シミュレーションにおける仮定と釣り合い式

シミュレーションの対象は、内輪回転、外輪静止、純アキシャル荷重下の玉軸受における内輪溝中心のラジアルおよびアキシャル方向の振れである。玉は軌道面と弾性接触するが、その接触部における非線形弾性接触ばねを仮定の線形ばねに置き換え、接触判定処理の省略と収束計算の効率化を図った。転がり軸受の軌道面ならびに玉のうねりは、玉のPCDに対して100000分の1程度と小さいため、個々の接触部の荷重変動率は小さくなる。また弾性変形量に比較しても、うねりの振幅は10分の1と小さく十分線形と仮定することができる。

その他の仮定は以下の通りである。

- 1) 全ての構成要素は剛体とする。
- 2) 各要素の自由度はラジアル面内のみとする(図1)。
- 3) 玉と軌道面との接触力のみを考え、全ての接触部のばね定数は互いに等価な一定値とする。これらの線形ばねは、各々の要素の中心を結ぶ線上にあるとする(図2)。
- 4) 全ての構成要素は、静的に釣合うものとする。

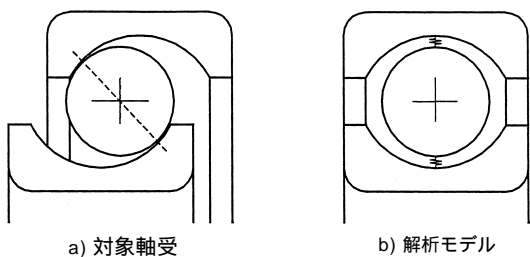


図1 本解析で対象とする玉軸受と解析でのモデル  
Sections of an actual ball bearing with an axial load and the simplified model proposed for this analysis

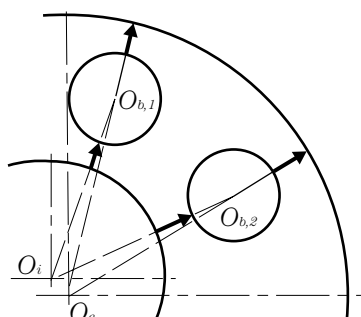


図2 ラジアル面上の線形ばね  
Schematic of linear springs on radial plane of a bearing

- 5) 内輪位相を既定の微小角ずつ増加させながら、各構成部品が静的に釣合う、準静解析とする。
- 6) 各玉の公転配置角は、初期の配置間隔を保つものとする。
- 7) アキシャル荷重の大きさは、仮想ばねの初期の平均弾性変形量にて定める。
- 8) アキシャル方向の移動量は、仮想ばねの変形量に比例するものとする。

各玉の安定位置は内外輪との力の大きさが釣り合う位置であり、式(1)となる。

$$|k_{i,j}| = |k_{e,j}| \dots \dots \dots (1)$$

内輪の安定位置は、式(2)のように全ての玉との接触力の和が釣り合う位置であり、計算精度は

$$1/k = 1.0 \times 10^{-12}, \text{ mとした。}$$

$$\left| \sum_{j=1}^Z (k_{i,j}) \right| \leq \dots \dots \dots (2)$$

式(2)よりラジアル面内の内輪位置は決定されるが、アキシャル方向の変位は接触角の関係より式(3)となる。

$$z_i = \frac{2}{Z \tan} \sum_{j=1}^Z (|i,j| + |e,j|) \dots \dots \dots (3)$$

玉ならびに軌道面のうねりは、式(4)のようにフーリエ級数で与えた。

$$R(\theta) = A_0 + \sum_{l=1}^n A_l \cos(l\theta + B_l) \dots \dots \dots (4)$$

### 4. 本シミュレーションプログラムの妥当性

図3に岡本らの行った内輪軸心の振れに及ぼす外輪うねり角数と玉数の影響に関する実験結果<sup>6)</sup>を示す。図中において枠内の右上に黒点(・)が付けられている部分は、回転中心と測定中心との偏心が主原因の回転に同期した振れの軌跡である。二重丸(〃)および三角(△)が枠内の右上に記されている軌跡が、外輪軌道のうねりにより振れが発生した場合である。本シミュレーションによる解析結果の代表例を図4に示す。図4のシミュレーション結果における軌跡の特徴が、図3内の同条件における軌跡の測定結果と良く一致していることがわかる。ところで偏心がない場合、



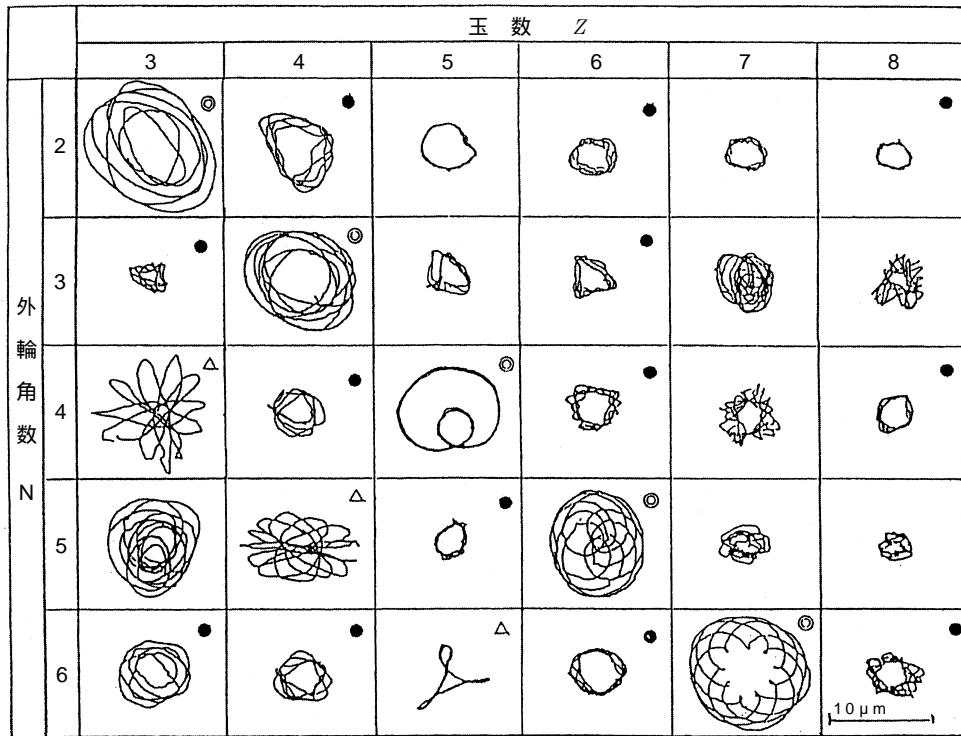


図3 内輪軸心の振れに及ぼす外輪うねり角数と玉数の影響に関する実験結果<sup>6)</sup>  
 (試験条件: 軸受6206, 内輪回転速度15rpm, アクシアル荷重24.5N, 内輪5回転分の軌跡,  
 外輪真円度8 μm, 治具を用いて外輪に正多角形状の弾性変形を与えた状態で測定)  
 Experimental loci of an inner ring caused by waviness of the outer ring and various number of balls

外輪うねりが引き起こす内輪軸心の振れ軌跡は円を描く。玉数 $Z$ に対して $nZ-1$ 角の外輪軌道面うねりは内輪の自転と同じ向きに,  $nZ+1$ 角は自転の逆向きに回転する。軌跡の特徴は偏心とうねり間の振幅の大小関係および内輪の振れの周波数と向きにより決定される。

軌道輪のうねり角数を2から9, ならびに玉数を3から9まで各々変えた場合における, ラジアル振れ及びアクシアル振れの振動回数と内輪回転数との比 ( $f_{rad}/f_r, f_{axi}/f_r$ ) を図5及び図6にバブルチャートとして示す。振動回数比の大きさはバブルの直径に比例し, バブルのないところは振れが発生しないことを表す。軌道面うねりによりラジアル方向に振動するのはうねり角数が $nZ \pm 1$ の場合で, アクシアル方向に振動するのは $nZ$ の場合であることがわかる。

軌道輪のうねり角数, 玉のうねり角数および直径相互差ならびに玉数が及ぼす内輪軸心の振れの影響を, 振幅および周波数について整理すると表1となり, Gustafssonの解析的研究<sup>1)</sup>に一致する。これらより, 本解析の妥当性が確認できる。

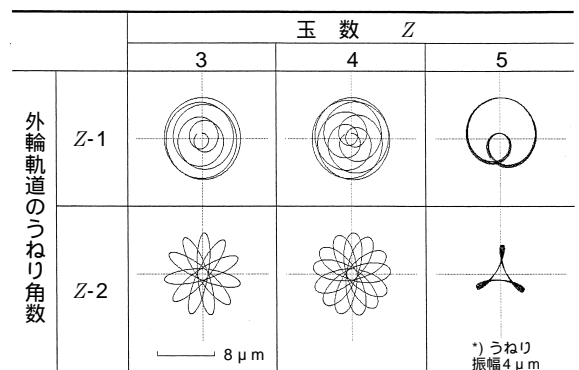


図4 内輪中心の振れに及ぼす外輪うねり角数と玉数の影響に関するシミュレーション結果  
 (内輪回転, 外輪固定, 外輪真円度8 μm, 内輪偏心3 μm, 内輪5回転分の軌跡)  
 Simulated loci of an inner race center with respect to the order of outer race waviness and the number of balls

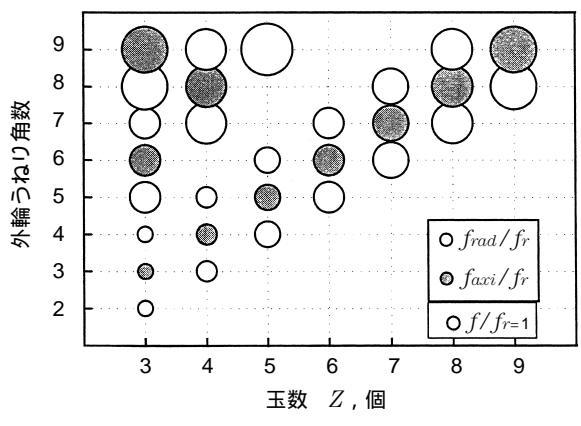


図5 外輪うねり角数と玉数に対するラジアル振れ及びアキシャル振れの振動回数 ( $f_{rad}$ ,  $f_{axi}$ ) と内輪回転数 ( $f_r$ ) との比の関係 (内輪回転, 軌道輪真円度  $8 \mu\text{m}$ )  
Relationship between inner ring rotational frequency and vibration frequencies for axial and radial directions due to waviness orders on an outer raceway and total number of balls

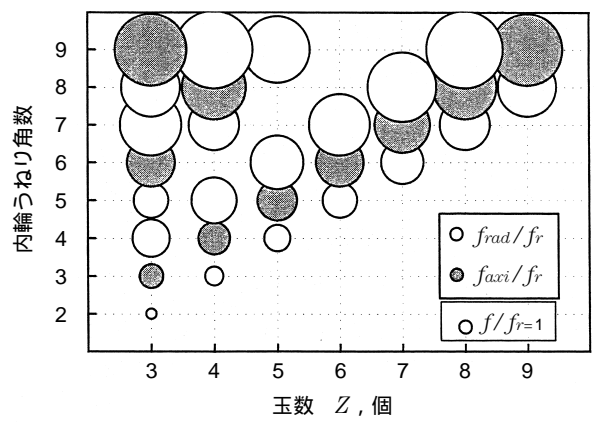


図6 内輪うねり角数と玉数に対するラジアル振れ及びアキシャル振れの振動回数 ( $f_{rad}$ ,  $f_{axi}$ ) と内輪回転数 ( $f_r$ ) との比の関係 (内輪回転, 軌道輪真円度  $8 \mu\text{m}$ )  
Relationship between inner ring rotational frequency and vibration frequencies for axial and radial directions due to waviness orders on an inner raceway and total number of balls

表 1 内輪回転, 外輪静止下の玉軸受における構成要素の形状誤差と振動の関係  
Vibration of a ball bearing versus geometric imperfections under the condition of a rotating inner ring and a stationary outer ring

構成部品の形状誤差	振動の方向	振動条件	周波数 $f$ , Hz	振幅比
内輪軌道のうねり	ラジアル	$nZ \pm 1$	$nZf_i \pm f_r$	1
	アキシャル	$nZ$	$nZf_i$	$\cot$
外輪軌道のうねり	ラジアル	$nZ \pm 1$	$nZf_c$	1
	アキシャル	$nZ$	$nZf_c$	$\cot$
玉の直径相互差	ラジアル	All	$f_c$	$\frac{4}{Z} *1$
	アキシャル	None	—	—
玉のうねり (真円度)	ラジアル	$2n$	$2nf_b \pm f_c$	$\frac{4}{Z} *1$
	アキシャル		$2nf_b$	$\frac{2}{Z} \cot *1$

\*1: 1つの玉に直径差またはうねりがある場合。

5. 玉の精度と回転振れとの関係

5.1 複数の玉に直径相互差がある場合の回転精度

軸受構成部品の単体精度と軸受の振れの最大値との関係を整理することは、軸受の機能上重要である。そこで本解析プログラムを用いて、複数の玉に直径相互差およびうねりがある場合における最大の軸心振れについて検討した。表2に以下の計算に用いた諸元を示す。1条件あたりの計算時間は、Pentium200MHzのパソコンにて5分程度であった。

複数の玉に直径相互差がある場合、軸受の回転精度はその配置に影響される。軸中心に対し対向側に同じ直径相互差を持つ玉がある場合のラジアル振れの大き

表2 計算諸元  
Calculation conditions

対象軸受の形番 (寸法)	695 ( 5 × 13 × 4 )
ピッチ円径, mm	9
玉径, mm	2
接触角, deg	19.8
アキシャル荷重 $F_a$ , N	7.8
内輪回転刻み角, deg	1
計算した内輪回転量, rev	10

さは、1つの玉のみに直径相互差がある場合の値よりも減少する。一方、隣接した玉に同じ直径相互差がある場合のラジアル振れの大きさは図7のようになり、総玉数 $Z$ が偶数個の場合は $Z/2$ 個、奇数個の場合は $(Z \pm 1)/2$ 個の隣接した玉に直径相互差がある場合にラジアル振れは最大となる。この場合のラジアル振れは、総玉数に依存せず直径相互差の1.3倍程度の値となった。

### 5.2 複数の玉にうねりがある場合の回転精度

複数の玉に同一角数および同一振幅のうねりがある場合において、軌道輪との接触部に対してうねりの位相差がない場合には直径相互差の場合と同様、対向側に配置されるとラジアル振れは減少し、隣接して配置されるとラジアル振れは図7と同様の結果となる。一

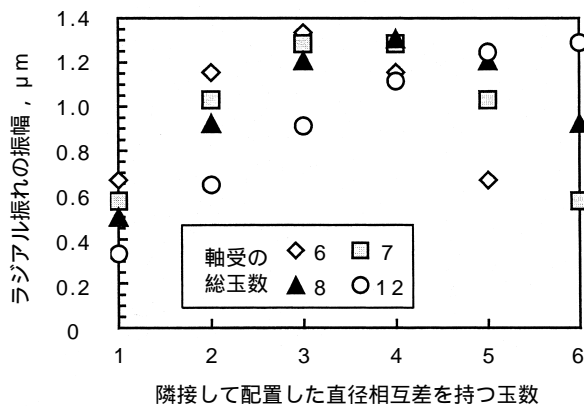


図7 隣接して配置した直径相互差のある玉数とラジアル振れの関係 (玉直径相互差 $1 \mu\text{m}$ )  
Number of adjoining balls with ball diameter variation versus radial vibration of the bearing

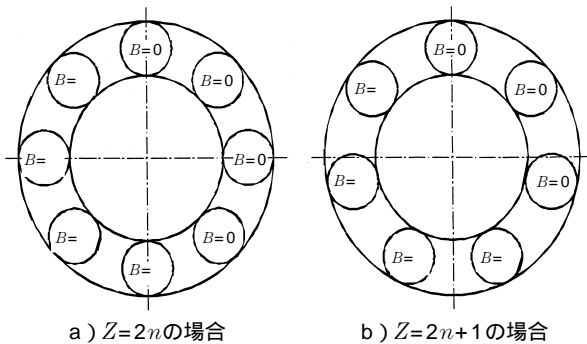


図8 全ての玉にうねりがある場合のラジアル振れが最大となるうねりの位相とその玉の配置 (玉のうねり:  $A \cos(l + B)$  とする)  
Distribution of the phases of ball waviness which maximizes radial vibration for the case where all balls have the same waviness

方全ての玉に同一角数、同一振幅のうねりがありかつそれらに位相差がある場合には、図8のような配置においてラジアル振れは最大となり、その振幅は真円度の2.6倍程度に達した。玉のうねりが同位相の場合におけるアキシャル方向の回転振れはうねりを持つ玉の数に比例して増加した。

## 6. 玉の等配が崩れた場合の回転振れ

### 6.1 玉の等配崩れと回転精度との関係

軌道輪および玉が真円であり、かつ玉の直径相互差がない場合における玉の等配崩れとラジアル振れの関係を図9に示す (アキシャル振れは未発生であった)。玉数は8個で、等配崩れは1つの玉のみに設定した。図9より、玉のずれ量と振れの大きさは比例することがわかる。その傾きはアキシャル荷重の増加と共に大きくなった。またこのラジアル振れの周期は保持器の回転周期に一致した。アキシャル荷重が大きいと玉と軌道面の弾性変形量が大きくなるが、ラジアル振れの大きさは、この弾性変形量に比例している。すなわち同じアキシャル荷重であれば、より高剛性な軸受は玉の不等配によるラジアル振れを低減できる。

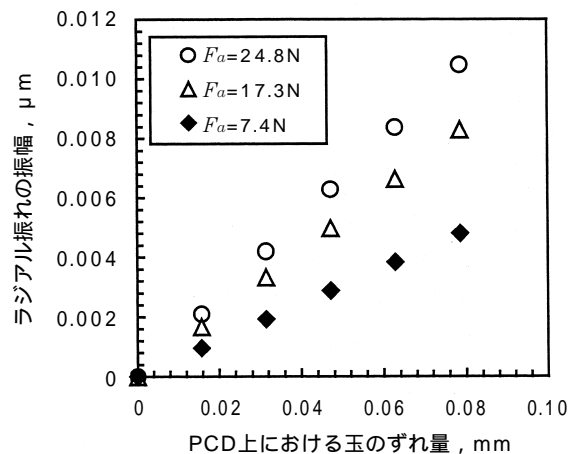


図9 等配角位置からの玉のずれ量とラジアル振れの大きさの関係 (Z=8, 1つの玉のみ位相ずれを設定)  
Ball displacement from its ideal orbital position along its pitch circle versus radial vibration

### 6.2 保持器のポケット隙間と振動との関係

保持器のポケット隙間が小さければ、玉の等配角位置からのずれ量は低減されるため、ラジアル振れも減少すると考えられる。ポケット隙間を変えた2種類の保持器を製作し、これらを組み込んだ軸受のラジアル振れを測定した。試験条件を表3に、またラジアル振れの測定装置を図10に示す。静圧エアースピンドルで内輪を回転させる。外輪は、静圧スラスト空気軸受を介してアキシャル荷重を負荷することで、並進の自由度を与え、静電容量型の変位センサにてラジアル方向の振れを測定される。なおセンサからの信号はFFTにより処理され、各構成要素が起振源となる周波数の振幅を算出する。FFTの処理条件はフルスケール800Hz、分解能0.5Hz、Hanning窓ならびに10回平均とした。

表3 ラジアル振れの測定条件  
Test conditions for radial vibration

対象軸受の形番(寸法)	695 ( 5 × 13 × 4 )
保持器(ポケット隙間, mm)	I (0.08) II (0.05)
玉径, mm	2
玉数	8
玉の直径相互差, μm	0.01
潤滑条件	エステル油(30mm <sup>2</sup> /s@40), 2mg
回転速度, rpm	1800
アキシャル荷重 $F_a$ , N	7.4

図11にラジアル振れ成分の測定結果を示す。2セットの軌道輪および玉に対して、各々保持器を組替えて測定を行った。表1に示す軸受振動の周波数成分において、1次(n=1)の周波数の振幅を図11の振れ成分とした。玉の等配崩れは保持器回転周期の振れを引き起こすが、図11においてもその成分の振れのみならず保持器変更の影響が見られ、ポケット隙間が0.05mmの保持器IIは、0.08mmの保持器Iに対し、0.0027 μmの低減が見られる。玉直径相互差が0.01 μmであることから、玉の直径相互差による保持器回転周期のラジアル振れの大きさを0.005 μmと仮定すると、各保持器の等配崩れによる影響は、保持器Iが0.0075 μm、保持器IIが0.0048 μmとなる。よって保持器のポケット隙間を38%縮小した場合のラジアル振れにおける保持器成分の減少率は36%となる。

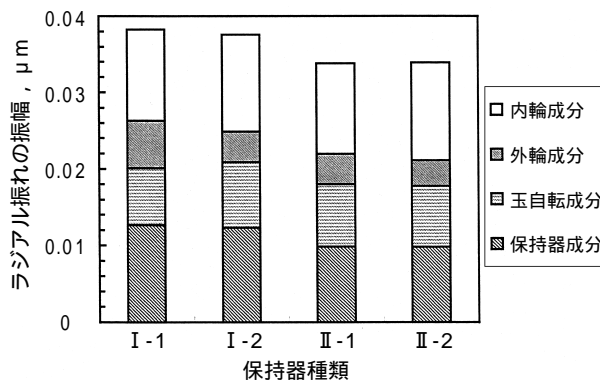


図11 保持器のポケット隙間とラジアル振れとの関係  
Relationship between radial vibration and pocket clearances

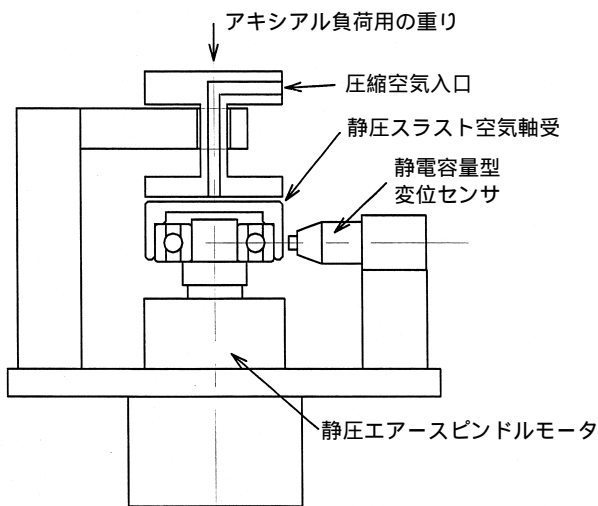


図10 ラジアル振れ測定装置の概略図  
Schematic of experimental apparatus for measuring radial vibration of a ball bearing

### 6.3 アキシャル荷重とラジアル振れの大きさに関する考察

玉が等配で内輪および玉のうねりならびに玉の直径相互差が存在する場合のアキシャル荷重とラジアル振れとの関係を図12に示す。軸受緒元は表1のとおりで玉数は8である。図12に示すように玉が完全に等配の場合、内輪および玉の形状誤差はラジアル振れを引き起こすことが確認できる。しかしアキシャル荷重が増加してもこれらのラジアル振れへの影響はみられない。これはある瞬間の任意の安定状態にある軸受において、アキシャル荷重が増加した場合を考えると説明できる。この安定状態における軸受の玉が等配である場合、アキシャル荷重の増加分は玉が等配のため完全に打ち消される。一方等配が崩れた場合では増加したアキシャル荷重によるラジアル方向分力を打ち消す

ことはできず、内輪には新たな不釣合い力が作用し、更に移動してしまう。

ポケット数8個（ポケット間角度45度）の冠形保持器と7個の鋼球からなる玉軸受において、アキシャル荷重に対するラジアル振れを測定すると図13となる。保持器の回転周期の振れは玉が不等配のため他の成分に比較し大きい。保持器回転周期の回転振れのみが、アキシャル荷重に相関して増加していることがわ

かる。本解析による保持器回転周期のラジアル振れを実線で図示した。ラジアル振れの解析値は30%ほど実測値に対して小さいが、アキシャル荷重に対する傾向は一致する。この誤差の原因は接触部のばね定数の推定に起因するものと思われる。なおシミュレーションでは等配7個玉の条件下におけるばね定数を計算し採用した。

### 7. まとめ

純アキシャル荷重下の内輪回転、外輪静止の玉軸受における軸心振れを簡単なアルゴリズムにより解析し、以下の結論を得た。

- 1) 仮定の線形ばねを仮定する本シミュレーションによる軸心振れの解析結果は、Gustafssonの解析的研究と一致し、かつ軸心振れ軌跡も岡本らの測定結果を良く再現でき、その妥当性を確認した。
- 2) 複数の玉に直径相互差がある場合の軸心振れのラジアル方向振幅の最大値は、直径相互差の1.3倍となり、複数の玉にうねりがある場合で、玉真円度の2.6倍となる。
- 3) 玉が不等配な場合、保持器回転周期の振れが発生し、アキシャル荷重の増加に伴い、その振幅も増加する。この対策には、保持器のポケット位置の精度向上とポケット隙間の減少、および軌道面と玉間の弾性変形量を減少させる軸受設計が有効である。

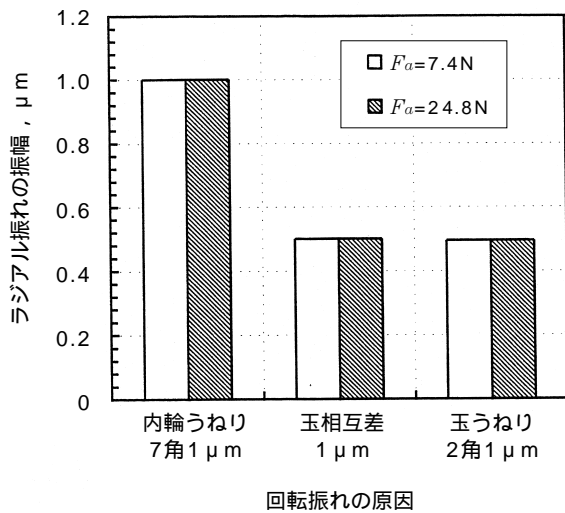


図12 玉が完全等配の場合におけるラジアル振れ発生条件下でのアキシャル荷重とラジアル振れの関係 (ラジアル振れの原因はそれぞれ単独に設定)  
Influence of axial loads on radial vibration due to geometric imperfections under equal ball intervals

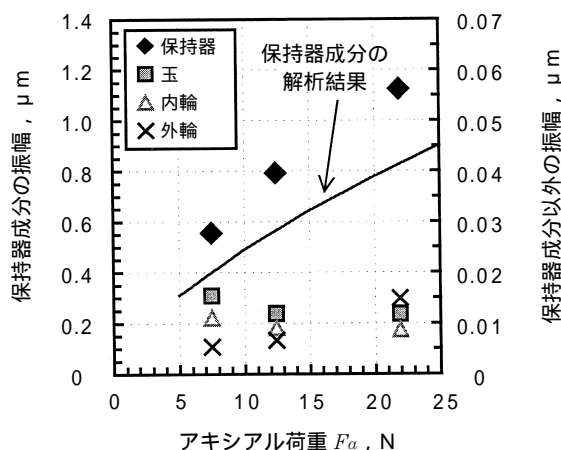


図13 8ポケットの保持器に7個の玉を組み込んだ玉軸受におけるアキシャル荷重とラジアル振れとの関係  
Axial load versus radial vibration under unequal orbital intervals of 7 balls with a cage of 8 pockets

### 参考文献

- 1) O.Gustafsson, SKF Report, AL62L005 (1962).
- 2) F.P.Wardle, Proc. IMechE, 202, 5(1988)305-312.
- 3) 野口昭治, 小野京介, 日本機械学会論文集中編, 64,620(1998)282-287.
- 4) T.Barish, Lubr. Eng.,25,3(1969)110-116.
- 5) E.Yhland, Trans. ASME,114,2(1992)348-359.
- 6) 岡本純三, 大森達夫, 平田正幸, 日本トライボロジ-会議予稿集, (1996.10) 427-428.

## 密封玉軸受のグリース寿命予測

川村 隆之\* 南 政美\* 平田 正和\*

### Grease Life Prediction for Sealed Ball Bearings

By Takayuki KAWAMURA, Masami MINAMI, Masakazu HIRATA

Sealed ball bearings are used widely in electric motors and automotive components. An appropriate grease is selected for the each application, considering grease life, bearing torque, sound characteristics, etc. In recent years, as these components have become progressively more compact, the sealed ball bearings have been required to operate at higher temperatures and rotational speeds. In such cases, grease life has become more critical in determining the bearing's overall life. Therefore, it is important to estimate grease life in order to select the appropriate grease and predict the life of the final product.

In this paper, the grease life formulas for both urea and lithium soap greases were generated. The formulas take into account rotational speed, temperature and the applied load. The grease life formulas were further improved to be applicable to outer ring rotation bearings.

It was found that the grease life in bearings with outer ring rotation was shorter than for bearings with inner ring rotation. The difference in cage rotational speed was found to affect the grease life. By adding a correction factor for outer ring rotation to the rotational speed term, the same grease life formula, independent of rotational type, can be utilized.

### 1. はじめに

密封玉軸受は、モータ、電装機械などに多用されており、使用条件にあわせてグリースを選定している。近年、これらの機械は小型化が進み、軸受は高温・高速で使用される傾向にある。その場合、転動疲労寿命よりもグリース寿命が問題となることが多く、機械の寿命や軸受の寿命を予測するためグリース寿命を推定することが望まれている。

グリースの寿命式は、これまでいくつか公表されており<sup>1-4)</sup>、なかでもE.R.Booserの実験式が広く知られている。これらの寿命式は、すべて内輪回転でのグリース寿命試験結果から得られたものであり、自動車の電装・補機用軸受のように外輪回転で使用される場合には適用できなかった。一般的に、グリース寿命は、内輪回転に比べて外輪回転の方が短いとされているが、どの程度影響があるのか数値的に示されたものはない。

今回、ウレアおよびリチウム石けんグリースについて、これまで内輪回転で行ってきたグリース寿命試験の結果を基に、回転速度項、軸受温度項、荷重項からなる寿命式を作成した。さらに、外輪回転時の影響も検討し、補正係数を付与した。

### 2. 試験方法

試験は、図1に示すNTN高温高速内輪回転型グリース寿命試験機を用いた。表1に示すように、試験軸受は鉄板シールドを付けた6204であり、回転速度、軸受温度、荷重の影響をそれぞれ3水準で評価した。

### 3. ウレアグリースの寿命予測

#### 3.1 供試ウレアグリース

試験に用いたウレアグリースは、すべて市販グリースで合計54種類あり、基油で大別すると9種類に分類される(鉱油、ポリオレフィン(PAO)、エステル、エーテルおよびこれらの混合油)。

\*軸受技術研究所

表1 試験条件（内輪回転寿命試験）  
Test conditions for evaluating factors in grease life

要因	回転速度項	軸受温度項	荷重項
試験条件	6204ZZC3		
試験軸受	6204ZZC3		
グリース封入量, g	1.8 (空間容積の38%封入)		
回転速度, rpm	10000, 15000, 20000	10000	10000
軸受外輪温度 <sup>*</sup> ,	150	100, 120, 150, 180	150
荷重, N	$F_r=F_a=67$	$F_r=F_a=67$	$F_a=67, 294, 670(F_r=67)$

\* ) ウレアグリースの温度項は、120, 150, 180 の3水準で評価した。  
リチウム石けんグリースの温度項は、100, 120, 150 の3水準で評価した。

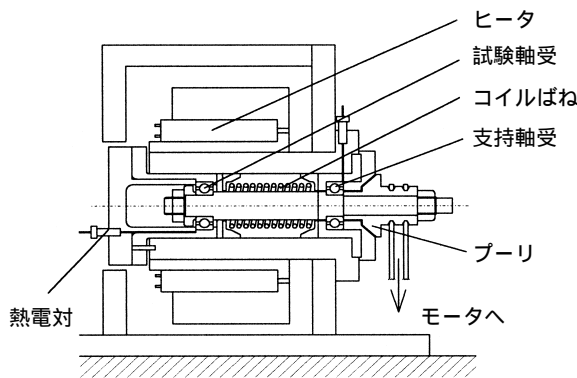


図1 NTN高温高速内輪回転型グリース寿命試験機  
Grease life tester for inner ring rotation

### 3.2 回転速度の影響

各回転速度での $L_{50}$ 寿命とワイブル勾配を表2に示す。回転速度は $dmN$ 値で整理した。回転速度と $L_{50}$ 寿命の関係は図2に示すように対数関係となり、最小二乗法により求めた関係式は(1)式で表される。回転速度が増加すると、グリースにかかるせん断や局部発熱が大きくなり寿命が短くなる。

$$\log L = -2.02 \times 10^{-6}V + 3.88 \dots\dots\dots(1)$$

$L$ :  $L_{50}$  寿命, h       $V$ :  $dmN$ 値

### 3.3 軸受温度の影響

各軸受温度での $L_{50}$ 寿命とワイブル勾配を表3に示す。軸受温度と $L_{50}$ 寿命の関係は図3に示すように対数関係となり、最小二乗法により求めた関係式は(2)式で表される。この式から、10 の温度上昇で寿命が約半分になることがわかる。

$$\log L = -2.95 \times 10^{-2}T + 7.78 \dots\dots\dots(2)$$

$L$ :  $L_{50}$  寿命, h       $T$ : 軸受外輪温度,

表2 各回転速度での $L_{50}$ 寿命およびワイブル勾配  
 $L_{50}$  Lives and Weibull Slopes at Varied Rotational Speeds

回転速度, rpm	10000	15000	20000
$dmN, \times 10^4$	33.5	50.3	67.0
試験回数	14	12	14
$L_{50}$ 寿命, h	1559	775	330
ワイブル勾配	2.90	1.88	1.89

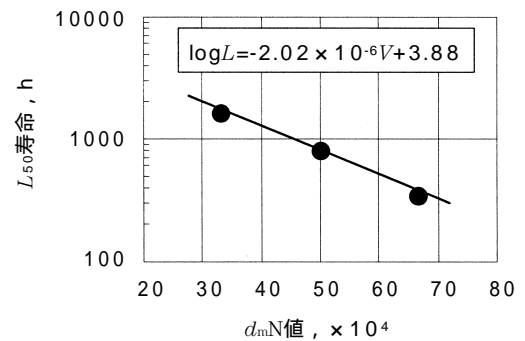


図2 グリース寿命と回転速度の関係  
Relationship between  $L_{50}$  life and rotational speed

表3 各軸受温度での $L_{50}$ 寿命およびワイブル勾配  
 $L_{50}$  lives and weibull slopes at varied temperatures

軸受温度, °C	120	150	180
試験回数	2	77	74
$L_{50}$ 寿命, h	17720	2117	284
ワイブル勾配	2.79	2.17	1.90

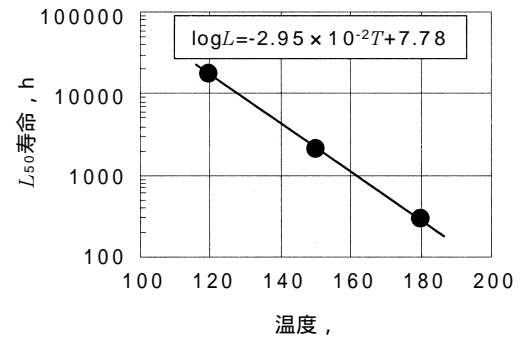


図3 グリース寿命と軸受温度の関係  
Relationship between  $L_{50}$  life and temperature

3.4 荷重の影響

各荷重でのL<sub>50</sub>寿命とワイブル勾配を表4に示す。荷重を等価ラジアル荷重Pと動定格荷重Crの比P/Crで表わすと、荷重とL<sub>50</sub>寿命の関係は図4に示すように対数関係となり、最小二乗法により求めた関係式は(3)式で表される。

$$\log L = -8.36F + 3.34 \dots\dots\dots (3)$$

L : L<sub>50</sub>寿命, h      F : 荷重, P/Cr

表4 各等価荷重でのL<sub>50</sub>寿命およびワイブル勾配  
L<sub>50</sub> lives and weibull slopes at varied equivalent loads

荷重, N	Fa=67, Fr=67	Fa=294, Fr=67	Fa=670, Fr=67
等価ラジアル荷重 P, N	202	564	1029
荷重, P/Cr*)	0.016	0.044	0.080
試験回数	25	14	8
L <sub>50</sub> 寿命, h	1731	806	490
ワイブル勾配	2.80	1.57	2.59

\*) Cr:動定格荷重 Cr=12800N (6204軸受)

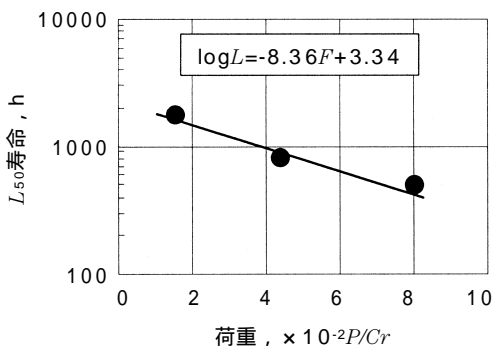


図4 グリース寿命と荷重の関係  
Relationship between L<sub>50</sub> life and load

3.5 ウレアグリース寿命式

グリース寿命と回転速度、軸受温度、荷重の関係式として(1)~(3)式が得られた。グリースの種類は多様で寿命にもかなりのばらつきがあるため、各要因の相互作用を考慮しても寿命式の精度は上がらないと考えられる。できるだけ簡便な式の作成を考え、ウレアグリース寿命式を次式のように表わした。

$$\log L = -2.02 \times 10^{-6}V - 2.95 \times 10^{-2}T - 8.36F + d \dots (4)$$

L : L<sub>50</sub>寿命, h      V : dmN値  
T : 軸受外輪温度,      F : 荷重, P/Cr  
d : 補正定数

(1)式は, T=150, F=0.016 (Fa=Fr=67N)

の条件下で得られたものであるから,(4)式に代入すると,(5)式が導出される。

$$\log L = -2.02 \times 10^{-6}V - 4.56 + d_1 \dots\dots\dots (5)$$

d<sub>1</sub> : T=150, F=0.016での補正定数

(1)式と(5)式は等価なので,d<sub>1</sub>=8.44となる。同様に(2)(3)式から,d<sub>2</sub>(V=33.5×10<sup>4</sup>(N=10000rpm),F=0.016での補正定数),d<sub>3</sub>(V=33.5×10<sup>4</sup>,T=150での補正定数)とすると,d<sub>2</sub>=8.59,d<sub>3</sub>=8.47となる。これら3個の平均値からd=8.50となる。したがって、基油組成による補正係数をK<sub>1</sub>としてウレアグリース寿命式(6)式が得られる。

$$\log L = -2.02 \times 10^{-6}V - 2.95 \times 10^{-2}T - 8.36F + 8.50 + K_1 \dots (6)$$

K<sub>1</sub> : 基油組成による補正係数

ここで、基油の耐熱性(酸化劣化)がグリース寿命の大きな要因となるので<sup>1,5,6</sup>、グリースの基油組成による補正をした方が寿命式の精度を向上できると考えられる。そこで、試験グリースを基油別に分類し、150,10000rpm,Fa=Fr=67NでのL<sub>50</sub>寿命から補正係数K<sub>1</sub>について検討した結果を表5に示す。

表5 ウレアグリース寿命の基油組成による補正係数K<sub>1</sub>  
Correction factor K<sub>1</sub> of urea grease life by base oil composition

基油	試験グリース数	試験回数	L <sub>50</sub> 寿命 h	補正係数 K <sub>1</sub>
鉱油	13	53	1510	-0.08
PAO	7	21	1634	-0.05
エステル	7	24	1124	-0.21
エーテル	7	21	2802	0.18
鉱油+PAO	3	11	1590	-0.06
鉱油+エステル	2	6	1258	-0.16
PAO+エステル	5	14	1848	0
PAO+エーテル	2	6	1853	0
エステル+エーテル	4	12	2133	0.07



#### 4. リチウム石けんグリースの寿命予測

##### 4.1 供試リチウム石けんグリース

試験に用いたリチウム石けんグリースは、すべて市販グリースで合計61種類あり、基油で大別すると5種類に分類される（鉱油、PAO、エステル、ジエステル、シリコン）。

##### 4.2 リチウム石けんグリース寿命式

ウレアグリース寿命式を導出したのと同様の方法を用いると、リチウム石けんグリース寿命式は(7)式のように求められる。ウレアグリースと同様に、試験グリースを基油別に分類し、150、10000rpm、 $F_a=F_r=67N$ での $L_{50}$ 寿命から補正係数 $K_1$ について検討した結果を表6に示す。

$$\log L = -1.58 \times 10^{-6} V - 2.18 \times 10^{-2} T - 9.84 F + 6.33 + K_1 \dots (7)$$

$L$ :  $L_{50}$ 寿命, h                       $V$ : dmN値

$T$ : 軸受外輪温度,                       $F$ : 荷重, P/Cr

$K_1$ : 基油組成による補正係数

表6 リチウム石けんグリース寿命の基油組成による補正係数 $K_1$   
Correction factor  $K_1$  of lithium soap grease life by base oil composition

基油	試験グリース数	試験回数	$L_{50}$ 寿命, h	補正係数 $K_1$
鉱油	20	60	122	-0.29
PAO	4	15	232	-0.05
エステル	14	44	633	0.42
ジエステル	4	12	75	-0.50
シリコン	5	14	820	0.54

#### 5. 外輪回転補正係数

##### 5.1 試験方法

試験は、図5に示すNTN高温高速外輪回転型グリース寿命試験機を用いて、表7の条件で行った。供試グリースには外輪回転で実績のあるウレアグリースを中心に選定した。なお、シールは内輪回転では鉄板シールドを使用しているが、外輪回転で鉄板シールドを用いると加締部からグリースが漏れる可能性があるため、ゴムシールとした。

##### 5.2 試験結果

図6に外輪回転および内輪回転での $L_{50}$ 寿命を示す。各グリースごとに、内輪回転寿命に対する外輪回転寿命の比率についても併記した。いずれのグリースも、外輪回転での寿命が内輪回転での寿命よりも短くなった。内輪回転寿命に対する外輪回転寿命の比率は、0.32~0.43であり約2/5となった。

表7 試験条件（外輪回転寿命試験）  
Test conditions of evaluating grease life

	外輪回転	(参) 内輪回転
試験軸受	6204LLBAC3	6204ZZC3
グリース封入量, g	1.8 (空間容積の38%封入)	
回転速度, rpm	10000	
軸受温度, °C	150	
荷重, N	$F_r=F_a=67$	

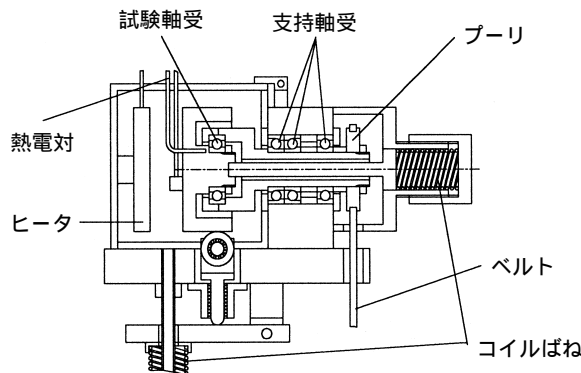


図5 NTN高温高速外輪回転型グリース寿命試験機  
Grease life tester for outer ring rotation

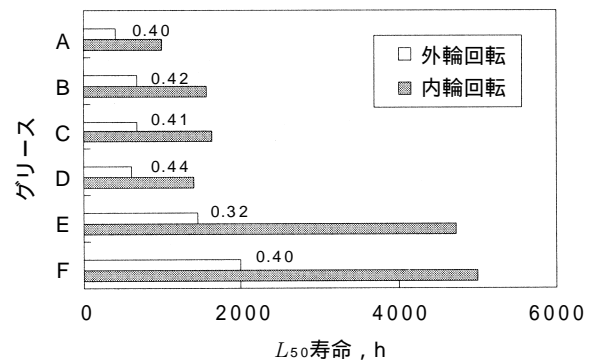


図6 外輪回転と内輪回転の寿命比較  
Comparison of grease life between outer ring rotation and inner ring rotation

### 5.3 保持器公転速度の影響

外輪回転での寿命が、内輪回転のものより短くなった(=約2/5)原因は、同一の回転条件(=10000rpm)では、両者の保持器の公転速度が異なる(外輪回転軸受の方が、保持器の公転速度が大きくなる)ため、グリースにせん断がかかりやすく寿命低下につながったと考えられる。

保持器の回転速度の算出には、次式を用いた<sup>7)</sup>。

$$n_c = \left(1 - \frac{D_a \cos}{d_p}\right) \times \frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_a \cos}{d_p}\right) \times \frac{n_e}{2} \dots (8)$$

- $n_c$  : 保持器の公転速度, rpm
- $n_i$  : 内輪回転速度, rpm
- $n_e$  : 外輪回転速度, rpm
- $D_a$  : 転動体直径, mm
- $d_p$  : ピッチ円径, mm
- : 接触角

これより、10000rpmでの保持器の公転速度は、内輪回転で3850rpm、外輪回転で6150rpmとなり、外輪回転では内輪回転での約1.6倍となる。つまり、保持器の公転速度から見れば、外輪回転10000rpmという条件は、内輪回転16000rpmに相当する。

ウレア寿命推定式(6)式を用いて、内輪10000rpmでの寿命L(低速)と16000rpmの寿命L(高速)の寿命比(=L(高速)/L(低速))を求めると、次式に示すように0.39となり、今回の試験結果とよく一致する。

$$\log\left(\frac{L(\text{高速})}{L(\text{低速})}\right) = \log L(\text{高速}) - \log L(\text{低速})$$

$$= -2.02 \times 10^{-6} \times 33.5 \times (16000 - 10000) = -0.406$$

$$\frac{L(\text{高速})}{L(\text{低速})} \approx 0.39$$

- L(高速): 内輪16000rpmでのL<sub>50</sub>寿命計算値, h
- L(低速): 内輪10000rpmでのL<sub>50</sub>寿命計算値, h

### 5.4 同一の保持器公転速度でのグリース寿命試験

前項での考察から、外輪回転、内輪回転に関係なく、保持器の公転速度が同じであれば、グリース寿命も同じになると推定できる。ここでは、グリースCを用いて、保持器の公転速度が3850rpmである内輪回転試験条件と同じ保持器の公転速度となる外輪6150rpm

での試験を行い(F<sub>a</sub>=F<sub>T</sub>=67N, 150°), 両者のグリース寿命時間を比較した。その結果、外輪回転でのL<sub>50</sub>寿命は1765h、内輪回転でのL<sub>50</sub>寿命は1636hとなり、両者の寿命差はほとんど見られなかった。外輪回転、内輪回転の回転型式に関係なく、保持器の公転速度がグリース寿命に影響を与えていることが確かめられた。

### 5.5 ウレアグリースの外輪回転補正係数の決定

外輪回転を考慮した場合、従来のグリース寿命式の回転速度に、外輪回転での保持器の公転速度に相当する内輪回転速度を代入すれば良い。補正係数Kを回転速度項に乗じることによって、ウレアグリース寿命式は(9)式のように外輪回転も考慮して表わすことができる。

$$\log L = -2.02 \times 10^{-6} \times K \times V - 2.95 \times 10^{-2} T - 8.36 F + 8.50 + K_1 \dots (9)$$

- L : L<sub>50</sub>寿命, h
- K : 外輪回転補正係数
- V : dmN値
- T : 軸受温度,
- F : 荷重, P/Cr
- K<sub>1</sub> : 基油組成による補正係数

(内輪回転時)

$$K = 1$$

(外輪回転時)

$$K = \frac{(\text{外輪回転での保持器公転速度に相当する内輪回転速度})}{(\text{外輪回転回転速度})}$$

## 6. まとめ

ウレアおよびリチウム石けんグリースについて、回転速度項、軸受温度項、荷重項からなる寿命式を作成した。さらに、外輪回転時の影響も検討し、補正係数を付与した。

- (1) グリース寿命は、内輪回転に比べて外輪回転で短くなり、保持器の公転速度の違いが影響を与えていることがわかった。保持器の公転速度が同じであれば、内輪回転、外輪回転の回転型式に関係なく、グリース寿命は同じになると考えられる。
- (2) ウレアおよびリチウム石けんグリースについて、以下の寿命式が得られた。なお、今回、ウレアグリースについて外輪回転補正係数の付与を検討したが、リチウム石けんグリースについても、同様に外輪回転補正係数  $K$  が適用できると考えられる。

### ①ウレアグリース寿命式

$$\log L = -2.02 \times 10^{-6} \times K \times V - 2.95 \times 10^{-2} T - 8.36 F + 8.50 + K_1 \dots (10)$$

適用範囲：

$$10 \leq dm \leq 100, dmN \leq 400\ 000, 70 \leq T \leq 180$$

### ②リチウム石けんグリース寿命式

$$\log L = -1.58 \times 10^{-6} \times K \times V - 2.18 \times 10^{-2} T - 9.84 F + 6.33 + K_1 \dots (11)$$

適用範囲：

$$10 \leq dm \leq 100, dmN \leq 400\ 000, 70 \leq T \leq 150$$

(内輪回転時)

$$K = 1$$

(外輪回転時)

$$K = \frac{\text{(外輪回転での保持器公転速度に相当する内輪回転速度)}}{\text{(外輪回転回転速度)}}$$

$L$  :  $L_{50}$ グリース寿命, h

$K$  : 外輪回転補正係数

$V$  :  $dmN$ 値

$T$  : 軸受温度,

$F$  : 荷重,  $P/Cr$

$K_1$  : 基油組成による補正係数

## 追記

本記事は原著論文 (KAWAMURA, T., MINAMI, M. and HIRATA, M., Tribology Transactions, 44, 2, pp 256-262, (2001)) をもとに和訳、転載したものである。

## 参考文献

- 1) Booser, E. R., "Grease Life Forecast for Ball Bearings", Lub. Eng., 30, pp 536-541, (1974).
- 2) Nakashima, H., "Urea Grease Life Formula for Ball Bearing", WTC in London, (1998).
- 3) 伊藤・小泉・中, 密封玉軸受用グリースの寿命式, NSK Technical Journal, 660, pp 8-14, (1995).
- 4) 吉田, 自動車用軸受におけるグリースの現状と問題点, Koyo Engineering, 131, pp 66-73, (1987).
- 5) Bailey, W. W. and Pratt. S., "Dynamic Oxidation Stability of Lubricating Greases", NLGI Spokesman, 46, pp 15-18, (1982).
- 6) Booser, E. R. and Baker, A. E., "Evaporation-A Factor in Ball bearing Grease Life", NLGI Spokesman, 40, pp 60-65, (1976).
- 7) 曾田, 軸受, 岩波全書, pp 92-94, (1964).

## 高温高速円筒ころ軸受の運転性能

藤井 健次\* 森 正継\*

### Operating Characteristics of Cylindrical Roller Bearing under High Temperature and High Speed Conditions

By Kenji FUJII and Masatsugu MORI

The development of a cylindrical roller bearing that is capable of operating at speeds of 3-4 million  $dn$  and temperatures of 300-400°C is a basic theme of the advanced components technology study for innovative gas-generators. New materials need to be applied to bearings so that they can survive these severe operating conditions. The new carburized race material with added Chromium has higher hardness and 5 times the fracture toughness at high temperature than the current M50. Low mass Silicon Nitride rollers are an effective countermeasure for reducing centrifugal loading during high-speed operation. As a cage material, Ni-Cr alloy sprayed TiAl has a 50% lower mass and better friction and wear characteristics than the current silver-plated SAE4340. Ether-based lubricant has a higher flash point than 300°C and excellent thermal resistance.

Testing of bearings made from these materials and lubricated with under-race lubrication using the advanced lubricant were conducted. From the results, it was confirmed that the optimized design with new materials enables the cylindrical roller bearing to operate up to 3.5 million  $dn$  and 300°C and with a low roller slip rate.

#### 1. まえがき

(株)先進材料利用ガスジェネレータ研究所(AMG: Research Institute of Advanced Material Gas-Generator)は、基盤技術研究促進センターと国内14社の共同出資により10年間のプロジェクトとして1993年に設立された。研究の目的は、先進材料を利用した次世代ガスジェネレータの基盤技術を確立することである<sup>1)</sup>。研究目標としたガスジェネレータは、軽量化と小型化による低燃費や燃焼システムの改善によるNOx排出量の著しい低減に特徴がある。このような特性は、将来の陸上機械、船舶および航空機用ガスタービンに求められる環境保全への適合性に合致するものである。

このプロジェクトの研究テーマとしては、革新ガスジェネレータの概念設計、材料、構造、燃焼システムと制御方法および要素技術がある。このガスジェネレータは、図1に示すように玉軸受と円筒ころ軸受を使

用する。本稿ではNTNがAMG桑名分室へ参加、担当しているタービン側の円筒ころ軸受に関する研究内容を報告する。

円筒ころ軸受の高速高温化の目標は $dn$ 値 $300 \times 10^4 \sim 400 \times 10^4$ 、軸受温度 $300 \sim 400$  であり、現行材料を使用した軸受の運転最高記録 $dn$ 値 $300 \times 10^4$ 、外輪温度 $200$  よりはるかに厳しいレベルにある<sup>2)3)</sup>。

軸受をこのような過酷条件で運転するためには、現行の軸受材料や潤滑油では困難であり、新しい材料や潤滑油の開発が必要となる。これらの開発段階はすでに終わっており、最近では開発した材料や潤滑油の軸受への適合性と設計検討のため軸受の運転試験を実施中である。

保持器を除き、新材料を用いた軸受について $dn$ 値 $350 \times 10^4$ で外輪温度 $300$  までの運転性能は1999年に報告した<sup>4)</sup>。本稿では、保持器も含めてすべて新材料を用いた軸受運転試験の途中経過として $dn$ 値 $350 \times 10^4$ 、外輪温度 $300$  までの試験結果を紹介する。

\*軸受技術研究所

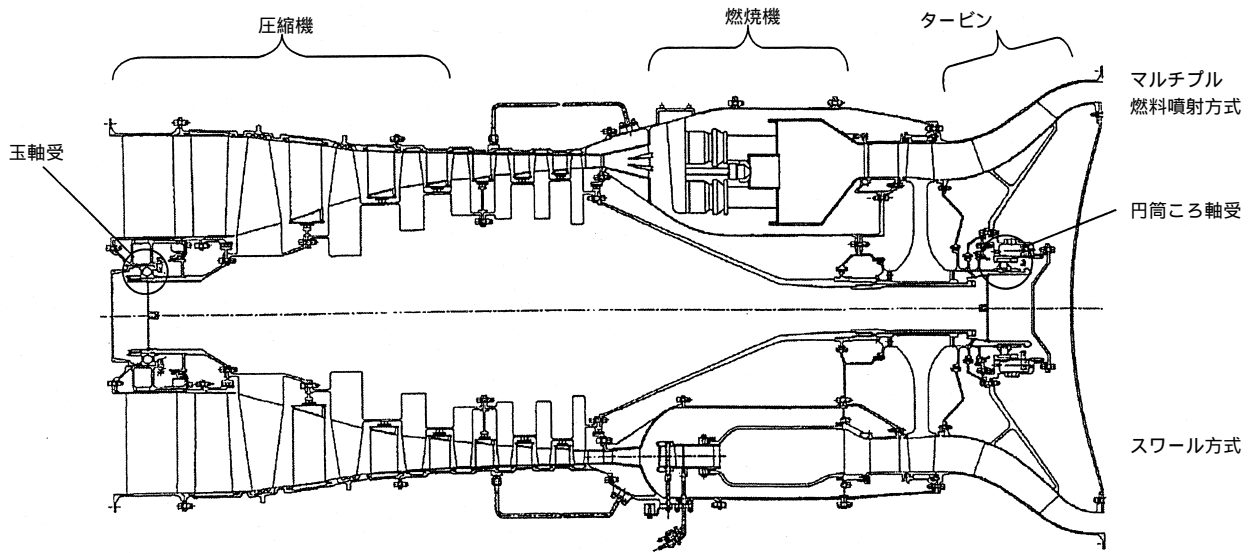


図1 ガスジェネレータ概念図  
Schematic view of an innovative gas-generator

## 2. 試験軸受

### 2.1 形状

試験に用いた円筒ころ軸受構成要素の外観写真と形状をそれぞれ図2と図3に示す。軸受サイズは、内径140mm、外径185mm、幅36mmであり、直径11mmのころがピッチ円直径164mm上に36本組込まれる。

この軸受はアンダーレース潤滑が適用され、対角2本のアンダーレース溝から内輪両側の盗みに通じる4本の給油穴（直径1.2mm）により内部の潤滑が行われる。アンダーレース潤滑法は高速運転されるガスタービン用軸受に実績があり、最も信頼性の高い潤滑方法である。

### 2.2 軸受材料

この高温高速軸受用の新材料は表1のようである。高速運転時、遠心力により内輪に非常に大きなフープ応力が発生し、限度を超えると内輪が破損する問題が懸念される。現行材料であるM50材の場合、 $dn$ 値  $230 \times 10^4$  が限界速度である<sup>5)</sup>。また、高温では硬さが低下するため軸受寿命が短くなる。Cr量を増した新



図2 供試軸受外観写真  
Cylindrical roller bearings with new materials

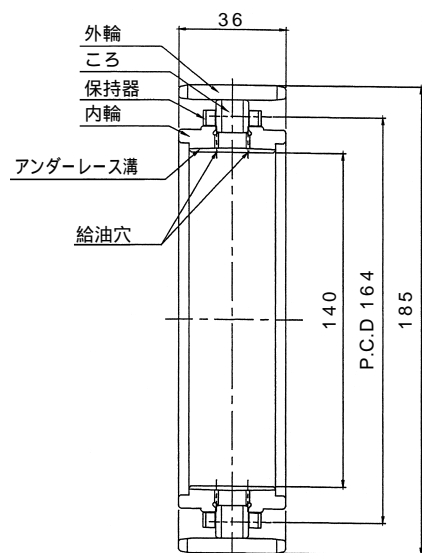


図3 供試軸受  
Test bearings

表1 軸受材料  
New materials for cylindrical roller bearing

	現行	新材料
軌道輪	M50	耐熱浸炭鋼 (5%Cr)
ころ	M50	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>
保持器	SAE4340(銀メッキ)	TiAl金属間化合物(Ni-Cr溶射)

しい浸炭鋼は、破壊靱性値がM50の5倍で、300以上の高温でも十分な硬さを保持する<sup>6)</sup>。

高速運転時のころに作用する遠心力はころ荷重を増加させるため軸受寿命を短くする原因となる。軽量のSi<sub>3</sub>N<sub>4</sub>製ころは遠心力を60%程低減できるためこの問題に有効な対応策となる<sup>7)</sup>。さらに、軌道輪が鋼でころにSi<sub>3</sub>N<sub>4</sub>を使ったハイブリッド軸受は、現行の鋼製軸受に比べ寿命のみならず焼き付きや摩耗に関して有利となる<sup>8)</sup>。

軽量の保持器材は慣性モーメントが小さく高速運転におけるすべりの低減に有効と考えられ、比重の小さいTiAl金属間化合物の適用を検討した。摩擦摩耗試験の結果から、この材料にNi-Cr合金の溶射膜を施すことで現行保持器材以上に摩擦摩耗特性を改善できることも確かめた<sup>9)</sup>。

### 3. 試験装置と潤滑方法

試験装置の外観写真と構造図を、それぞれ図4と図5に示す。主軸は、DTBT配列で定位置予圧が付加されたアンギュラ玉軸受で水平に支持される。これらの支持軸受にはジェット潤滑を適用した。

内外輪の温度は熱電対で測定され、内輪温度測定用熱電対からの信号はテレメータにより無線で送信される。軸と保持器の回転速度は、どちらも渦電流式ギャ

ップセンサを使って測定した。

図6はアンダーレース潤滑法の詳細を示す。左右の給油口から同量の潤滑油が供給される。潤滑油は軸受両側にある9本の給油ジェット（直径2mm）を通り、スクープへ流れ込む。スクープに溜まった油は、遠心力によりアンダーレース溝を経て軸受内部に送り込まれる。

現行のポリオールエステル油は、300の高温において蒸発や粘度低下、酸化劣化および引火の問題があり使用できない。そこで、引火点が320以上で、耐熱性に優れたエーテル系の開発油<sup>10)</sup>を今回の運転試験に用いた。

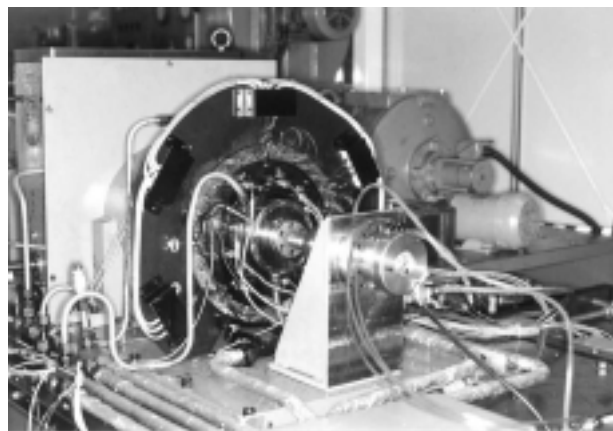


図4 高温高速円筒ころ軸受運転試験装置  
Photograph of high temperature and high speed test rig

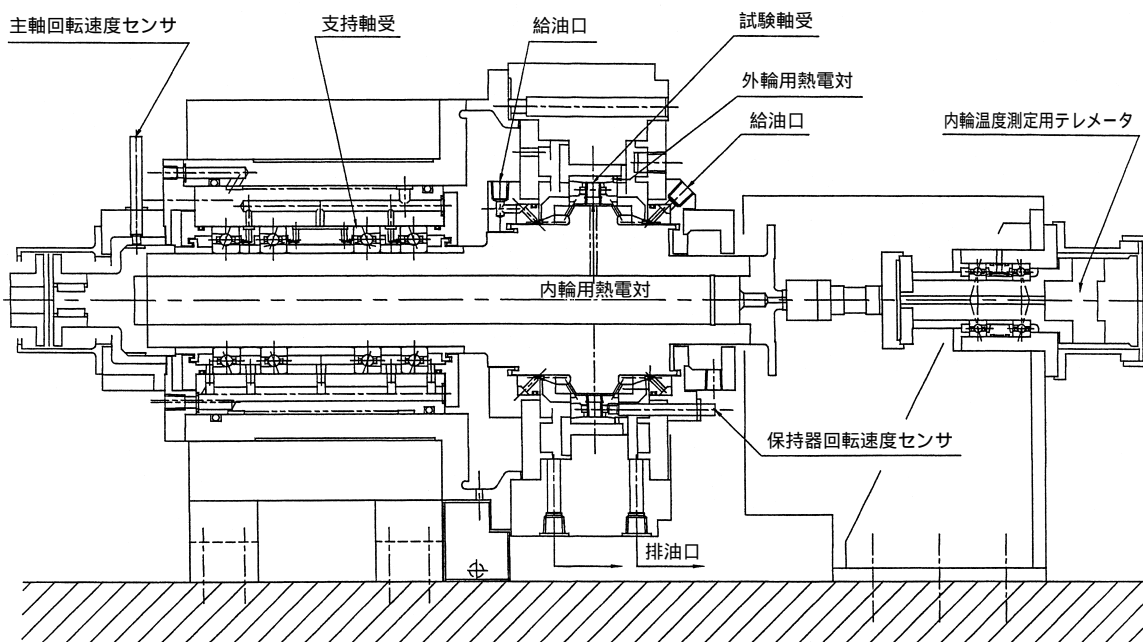


図5 運転試験装置  
Schematic view of test rig

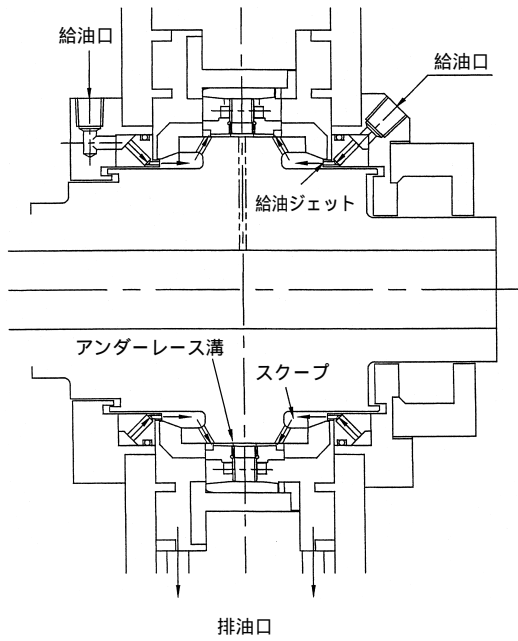


図6 アンダーレース潤滑方法  
Under-race lubrication system

4. 試験条件

試験条件を表2に示す。初期すきまは、軸と内輪をタイトのはめあい状態で組み立てた時の20 μm、静止時におけるラジアル内部すきまを意味する。ラジアル荷重100Nは、軸の重量による負荷であり、内径140mmの軸受にとっては微小である。今回の試験では、初期すきま、給油温度、給油量および回転速度をパラメータとして、軸受温度上昇およびころと軌道輪間のすべりを測定した。

表2 試験条件  
Test conditions

	設定値
初期すきま, μm	+ 8, + 26, + 36, + 45
最高速度, $dn$ (rpm)	$350 \times 10^4$ (25000)
ラジアル荷重, N	100 (軽重量)
給油温度, °C	150 ~ 230
給油量, L/min	4 ~ 10

5. 試験結果

5.1 初期すきまの影響

初期すきまは、軸受の最高運転速度を決定する最も重要な要因となるので最初に検討を行った。

ここでは給油温度150 °C、給油量10L/minの条件で、軸受性能に及ぼす初期すきまの影響を確認した。図7は初期すきまと外輪温度の関係を示す。初期すきまが小さいと外輪温度は上昇することがわかる。また、初期すきまが36 μmより小さい軸受は動力損失が大きく駆動モータの容量を超えるため $dn$ 値 $250 \times 10^4$ までしか運転できなかった。一方、すきま最大の45 μmの場合、 $dn$ 値 $250 \times 10^4$ に増速中、振動大となり運転を停止した。結果として、初期すきま36 μmの軸受のみ $dn$ 値 $350 \times 10^4$ 、外輪温度210 °Cで運転可能であった。

図8はころ公転すべりに対する初期すきまの影響を示している。ころ公転すべりは式(5.1) <sup>11)</sup>で求められるころすべり率 $C_s$  (%)で評価される。

$$C_s = \left( 1 - \frac{N_c}{N_{tc}} \right) \times 100 \dots \dots \dots (5.1)$$

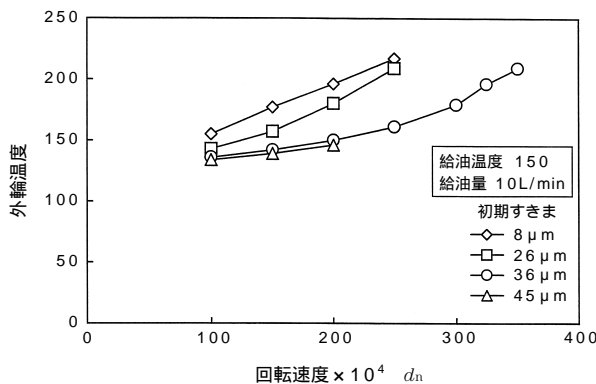


図7 初期すきまと外輪温度との関係  
Effect of initial clearance on outer ring temperature

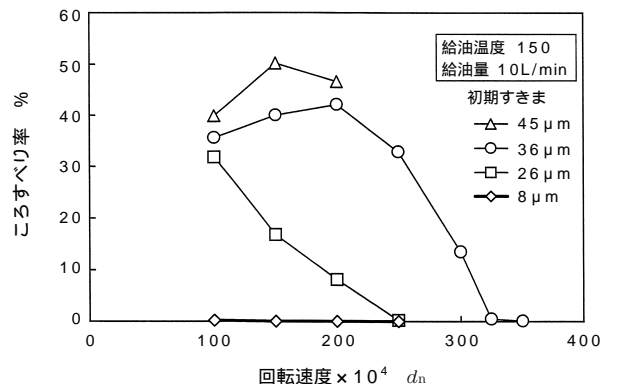


図8 ころすべりに対する初期すきまの影響  
Effect of internal clearance on roller slip ratio

ここで

$N_c$  : 保持器実測回転数 (rpm)

$N_{tc}$  : 保持器理論回転数 (rpm)

ころすべり率は初期すきまが小さくなると減少した。すきまの小さい  $8\ \mu\text{m}$  の場合、 $dn$  値  $100 \times 10^4$  から  $250 \times 10^4$  の速度ですべりはまったく見られなかった。初期すきま  $36\ \mu\text{m}$  の軸受は  $dn$  値  $325 \times 10^4$  から  $350 \times 10^4$  の範囲で、すべりはほぼ零であった。以上の結果を踏まえ、以下の試験では初期すきま  $36\ \mu\text{m}$  の軸受を使用した。

### 5.2 給油量の影響

給油温度  $190$  一定で給油量を変えて運転した時の給油量と外輪温度の関係を図9に示す。給油量が増えると外輪温度は低下し、 $dn$  値  $350 \times 10^4$  における外輪温度は、給油量  $4.5\ \text{L/min}$  で  $275$  であるが、給油量  $8\ \text{L/min}$  とすると  $230$  まで下がった。これはアンダーレース潤滑の冷却効果によるものである。

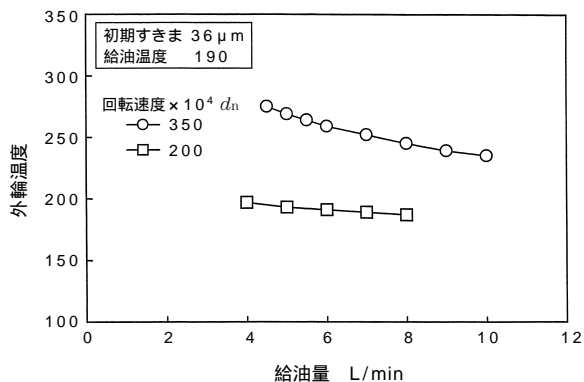


図9 外輪温度におよぼす給油量の影響  
Effect of oil flow rate on outer ring temperature

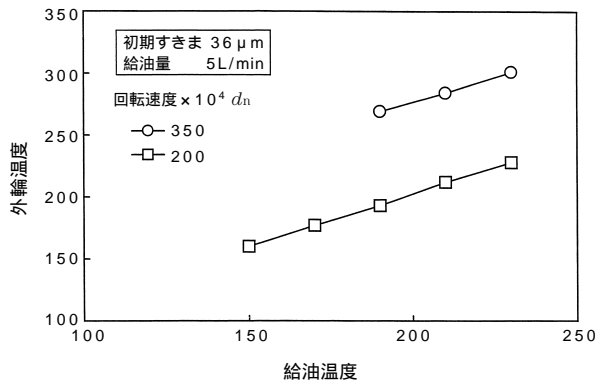


図11 外輪温度におよぼす給油温度の影響  
Effect of oil supply temperature on outer ring temperature

図10はころすべりに及ぼす給油量の影響を示す。 $dn$  値  $350 \times 10^4$  ではすべりは見られないが、 $dn$  値  $200 \times 10^4$  におけるころすべりは給油量と共に増加した。これは油量が多いと攪拌抵抗が増加し、ころの運動を抑制する作用も増大するからである<sup>2)</sup>。

### 5.3 給油温度の影響

給油量を  $5\ \text{L/min}$  に固定して、初期すきま  $36\ \mu\text{m}$  の軸受の給油温度と運転特性の関係を試験した。給油温度と外輪温度の関係は図11のようである。 $dn$  値  $200 \times 10^4$  と  $dn$  値  $350 \times 10^4$  のどちらにおいても、当然ながら給油温度の上昇に伴い外輪温度も増加した。 $dn$  値  $350 \times 10^4$  の場合、給油温度を  $230$  とすると外輪温度は  $300$  に達した。

図12はころすべりに及ぼす給油温度の影響を示す。 $dn$  値  $350 \times 10^4$ 、給油温度  $190 \sim 230$  においてころすべりは零であった。しかし、 $dn$  値  $200 \times 10^4$  の低速におけるころすべり率は、給油温度が高くなると

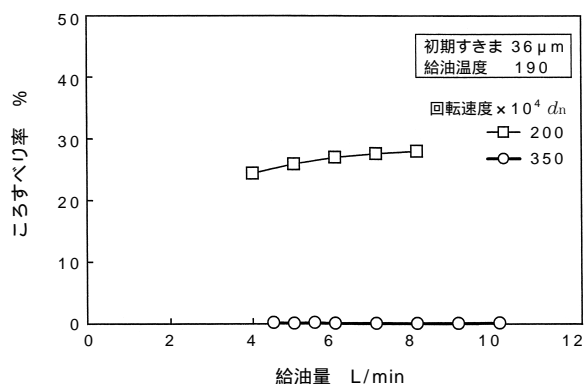


図10 ころすべりにおよぼす給油量の影響  
Effect of oil flow rate on roller slip ratio

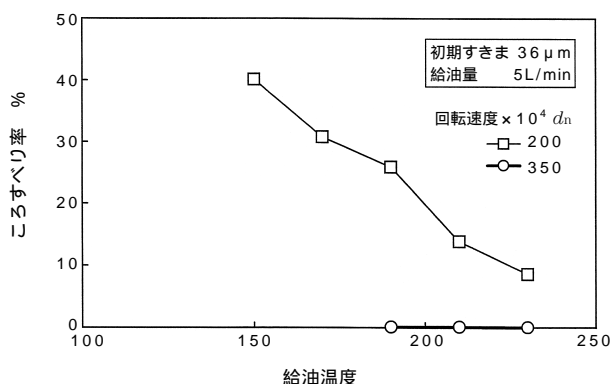


図12 ころすべりにおよぼす給油温度の影響  
Effect of oil supply temperature on roller slip ratio



減少し、給油温度230 で8.6%となった。このすべり率はPoplawski<sup>12)</sup>によって提案された許容限界すべり率10%以下である。一般に、ころすべりは図8のように初期すきまの減少すなわち運転すきまの減少とともに小さくなる。運転すきまは内輪の遠心力による膨張や内外輪温度差  $T$  (外輪温度 $T_0$  内輪温度 $T_1$ ) の低下により減少する。一定回転速度の場合、内輪の遠心力による膨張量も一定であり、運転すきまは  $T$  のみにより変化する。しかし、図13に示すように  $T$  は給油温度が高くなると増加傾向にある。それ故、給油温度が高い時のころすべりの低下は、すきまの変化によるものではなく、高温時に油の粘度が低下し攪拌抵抗が減少した結果であると推測する。したがって、230 のような高温ほどころすべりが少なく安定した運転ができると言える。

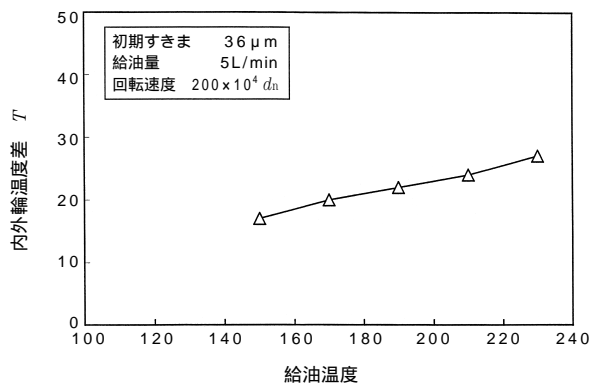


図13 内外輪温度差 (外輪 内輪)  
Difference between outer and inner ring temperature ( $T_0-T_1$ )

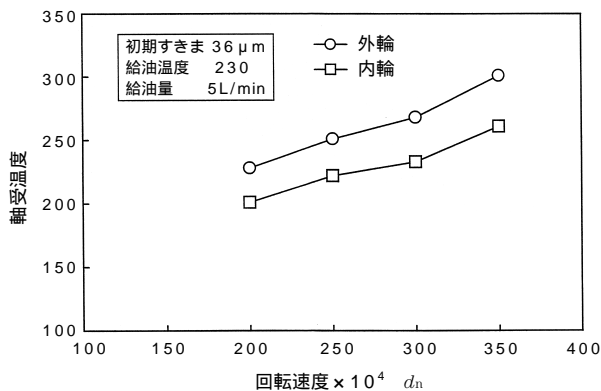


図14 回転速度と軸受温度の関係  
Effect of speed on bearing temperature

#### 5.4 速度の影響

$dn$ 値 $350 \times 10^4$ で軸受温度300 となる潤滑条件を与え、回転速度を変えて軸受温度ところすべり率の変化を試験で確認した。給油条件は、油温230 , 給油量5L/minである。

軸受温度は図14のようであり、内外輪温度とも速度と共に上昇した。外輪温度は、常に内輪より高く、 $dn$ 値 $350 \times 10^4$ で300 に達した。

$dn$ 値 $200 \times 10^4 \sim 350 \times 10^4$ におけるころすべり率は図15のようであった。ころすべり率は高速になるほど減少し、 $dn$ 値 $250 \times 10^4 \sim 350 \times 10^4$ では1%、 $dn$ 値 $200 \times 10^4$ でも8.6%と少なかった。その結果、今回実施した一連の試験終了後でも軸受に摩耗や焼付きなどの異常は見られなかった。

#### 6. まとめ

新材料を使って試作した内径140mmの円筒ころ軸受の高温高速運転試験を行なった。この軸受は、耐熱浸炭鋼製軌道輪、セラミックころおよびNi - Cr溶射を施したTiAl保持器からなる。潤滑油は高温安定性に優れたエーテル系潤滑油を使い、アンダーレース潤滑を行なった。 $dn$ 値 $350 \times 10^4$ 、外輪温度300 までの試験結果をまとめると以下ようになる。

- 1) 給油量を増やすと、冷却効果により軸受温度は低下する。
- 2) 給油量が少なかったり、給油温度が高い場合、ころのすべりは小さくなる。

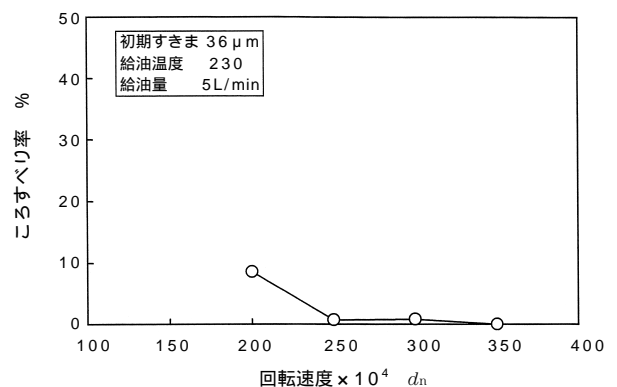


図15 回転速度ところすべり率の関係  
Effect of speed on roller slip ratio

- 3) すきまの小さい軸受を使用すると、ころのすべりは小さくなる。
- 4) 外輪温度は常に内輪温度より高く、内外輪の熱膨張差による運転中の軸受すきまは大きくなる。
- 5)  $dn$ 値  $350 \times 10^4$  では、遠心力による内輪の膨張で軸受すきまが小さくなるため、ころにすべりは生じない。
- 6) 組込すきま  $36 \mu\text{m}$  の軸受は、給油量  $5\text{L}/\text{min}$ 、給油温度  $230$  で  $dn$ 値  $350 \times 10^4$ 、外輪温度  $300$  の運転が可能である。
- 7) 開発したエーテル系潤滑油は  $dn$ 値  $350 \times 10^4$ 、外輪温度  $300$  の高温高速運転でも大きな摩耗や焼付きの問題は生じない。

- 4) K. Fujii, M. Mori and S. Yamamoto, Cylindrical Roller Bearing with Advanced Material, Proc. Int. Gas Turbine Cong. 1999 Kobe, GTSJ(1999)1011-1015.
- 5) T. Harris, M. A. Ragen and R. F. Spitzer, The Effects of Hoop and Material Residual Stress on the Fatigue Life of High Speed Rolling Bearings, Tribol. Trans., 35(1992)194-198.
- 6) K. Ito, H. Nakashima, K. Fujii and S. Yokoi, Basic Properties of New Heat Resistant Carburizing Steels for High Temperature and High Speed Cylindrical Roller Bearing, Abstract of World Tribol. Cong., London(1997)864.
- 7) 藤井健次,  $dn$ 値  $350$  万超高速円筒ころ軸受の運転性能, NTN TECHNICAL REVIEW, 67(1998)53-58.
- 8) F.D. Slaney, Hybrid Ceramic Bearing Development for Gas Turbine Engines, ASME Paper 94-GT-112 (1994).
- 9) 藤井幸生 他3名, 表面処理したTiAl金属間化合物の摩擦摩耗特性, トライボロジー会議 名古屋, 日本トライボロジー学会(1998)605-607.
- 10) 南政美 他3名, 高温高速軸受用潤滑油の開発, 日本ガスタービン学会第26回定期講演会, 日本ガスタービン学会(1998)115-119.
- 11) B. A. Tassone, Roller Bearing Slip and Skidding Damage, Journal of Aircraft, 12(1975)281-287.
- 12) J. V. Poplawski, Slip and Cage Forces in a High-Speed Roller bearing, Journal of Lubrication Technology, 94(1972)143-152.

#### 参考文献

- 1) M. Hiromatsu and S. Seki, Status of Advanced Material Gas-Generator Research and Development Project, Proc. Int. Gas Turbine Cong. 1995 Yokohama, GTSJ(1995)203-206.
- 2) F. T. Shuller, Operating Characteristics of a Large-Bore Roller Bearing to Speed of  $3 \times 10^6$   $dn$ , NASA TP-1413(1979).
- 3) M. Itayama, K. Fujii, S. Yokoi, T. Mayumi and K. Ishikawa, Experimental Study of High Speed Cylindrical Roller Bearings, Proc. Int. Gas Turbine Cong. 1995 Yokohama, GTSJ (1995)231-236.

# コンロッド大端用針状ころ軸受の動力学解析

藤原 宏樹\* 古林 卓嗣\*

## Dynamic Analysis of Needle Roller Bearings in Connecting Rod Big-End Applications

By Hiroki FUJIWARA and Takuji KOBAYASHI

Needle roller bearings used a connecting rod big-end application of a reciprocating engine are subjected to applied loads and angular velocities of the rotating race that vary in both magnitude and direction. In order to study the dynamics of those bearings, we have developed a dynamic simulation code which includes the effects of cylinder-gas pressures and apparent forces. The dynamic model assumes in-plane motions of the bearing elements, thus eliminating any motion in the axial direction and roller skewing. The obtained set of differential equations of motion of the elements is numerically integrated to provide a real-time simulation of the bearing performance.

In the present study, the cage translational motion is also experimentally measured under the condition that the bearing center is stationary with constant applied loads. Comparisons between the experimental results and numerical solutions show reasonable agreement, thereby verifying the basic interaction models among the bearing elements.

Numerical simulations were generated for a two-stroke engine application. The results show an appreciable increase of slip ratios of both the rollers and cage compared with the numerical solutions generated under the corresponding static operating conditions. Also, the interactions between the rollers and cage pockets were found to be more frequent and intensive. Numerical results from the model were capable of demonstrating the effects of bearing design parameters on the roller/cage interactions.

### 1. まえがき

最も過酷な条件で使用される転がり軸受のひとつとして、可搬小型発電機、自動二輪等の2サイクルレシプロエンジンのコンロッド用針状ころ軸受がある。コンロッド大端側に用いられる針状ころ軸受には、方向と大きさが急激に変化する荷重が加えられ、さらに、軌道輪の回転速度も変化する。このような条件下では、軸受を設計する上で保持器に加わる力や軸受要素の動的挙動を知る必要があるが、実験的に計測することは困難を極め、また、パラメータスタディを行う必要性があることから、数値解析的に求めることが望ましい。コンロッド用軸受の特性解析について、流体潤滑滑り軸受に関する数値解析的な研究は既に多数報告されている<sup>1)</sup>が、転がり軸受に関する研究報告はほとんど見当たらない。

一般的な転がり軸受に関して静的、あるいは準静的な数値解析手法はある程度確立されている。静的あるいは準静的解析では、与えられた荷重に対して力とモーメントの釣合い式を立て、非線形連立代数方程式を数値的に解く。転がり軸受の設計に一般的に用いられる手法であり、軸受内部の荷重分布が得られ、寿命や剛性を知ることができる。しかし、保持器の挙動把握にはまったく対応できず、また、コンロッド用軸受のような荷重や回転数が時間変動する非定常状態での解析は不可能である。

一方、動的解析では、軸受要素ごとに運動方程式を立て、連立常微分方程式を時間軸に沿って数値積分する。動的解析はリアルタイムシミュレーションなので、荷重、速度が時間変動する条件下での保持器を含めた各要素の動的挙動が把握できる。ただし、静的解析と比較して、計算機に対する負担が非常に大きいというデメリットがある。しかし、コンロッド用軸受の最適設計のためには軸受各要素の動的挙動と相互作用を知

\*軸受技術研究所

る必要があり、これは動的解析によらなければならない。

転がり軸受の動的解析の代表的コードにGupta<sup>2)</sup>のADOREがある。ADOREは汎用的な動力学解析ソフトであるが、各要素に6自由度を与えているため、特に計算コストが高い。ADOREを用いてコンロッドを模擬した計算結果も1件のみ見受けられる<sup>3)</sup>が、外力は一定でありクランクの回転角度15°までしか計算されていない。

本研究では、シリンダ内のガス力と見かけの力を考慮し、コンロッド大端用軸受に特化した効率の良い簡易動力学シミュレーションコードを開発する。軸受設計に用いる場合、パラメータスタディを行う必要があることから、計算コストはできる限り低いほうが望ましい。各軸受要素には平面内運動を仮定して簡易モデルを作成する。開発したソフトを用いて、エンジン実機の条件でのパラメータスタディを行い、軸受要素各部の動的挙動、力を調査する。

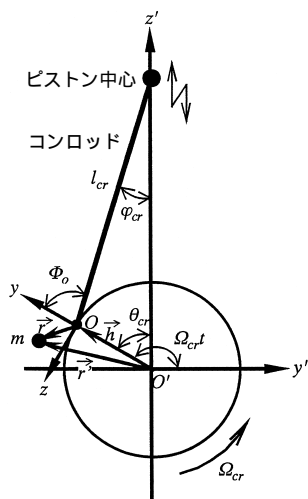


図1 コンロッド - クランク機構の概略図と平面座標系  
Connecting Rod-Crank System and Coordinate Frames

## 2. 解析対象と物理モデル

### 2.1 解析対象

図1にコンロッド/クランク機構の概略図と平面座標系を示す。O'はクランク中心、Oはクランクピンの中心である。自動二輪等の2サイクルレシプロエンジンのコンロッド大端側には専用の保持器つき針状ころが用いられており、本研究ではこの軸受の挙動解析を目的とする。ただし、各部諸元は図2のように定め、図3に示すように保持器ポケットは単純な形状を仮定している。

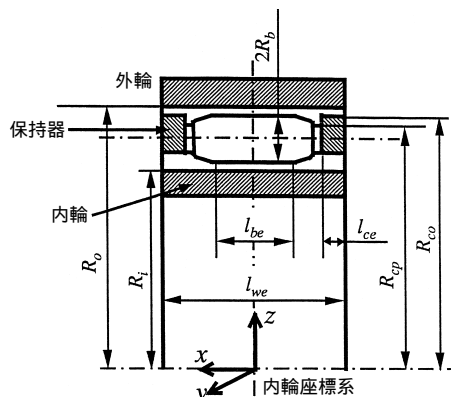


図2 軸受モデルと内輪座標系  
The Bearing Model and Inner Ring Coordinate Frame

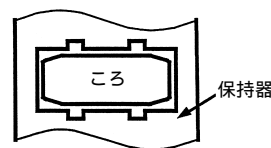


図3 保持器ポケット形状  
Cage Pocket Design

### 記号

$F$	カベクトル (N)
$G_b$	ころに働く外力によるモーメント (N・m)
$G_c$	保持器に働く外力によるモーメント (N・m)
$h$	非慣性系の原点の位置ベクトル (m)
$I_b$	ころの極慣性モーメント (kg・m <sup>2</sup> )
$I_c$	保持器の極慣性モーメント (kg・m <sup>2</sup> )
$m$	質量 (kg)
$R_{cr}$	クランク半径 (m)
$r$	位置ベクトル (m)
$t$	時間 (s)

### ギリシア文字

$\omega_{cr}$	クランクの角速度 (rad/s)
$\vec{\omega}_{cr}$	クランクの角速度ベクトル (rad/s)
$\omega_b$	ころの自転角速度 (rad/s)
$\omega_c$	保持器の角速度 (rad/s)

### 下付き添え字

$app$	見かけの力
$b$	ころ
$c$	保持器
$cr$	クランク
$j$	ころ番号

## 2.2 仮定

本研究の解析では計算の効率化のために次のような仮定を導入する。

- ①クランク軸中心 $O'$ は空間に固定されている。
- ②クランクピン中心 $O$ はクランク半径の真円上等速円運動する。
- ③軸受外輪はコンロッド回転質量に等しい質量を持った外輪を仮想する。
- ④ころと保持器の運動は平面内運動であり、おのおの自由度は並進2と自転1の計3である。つまり、スキューやチルトは考慮しない。これは、軸受要素の運動は、シリンダ内のガスの爆発力やクランクの回転による遠心力が大きいため、平面内の運動が支配的になると考えられるためである。
- ⑤外輪の運動は平面内運動であり、自由度は並進2である。内輪に対する外輪の回転速度は理想的なコンロッド/クランク機構の機構学条件から一意的に定まる。
- ⑥各軸受要素は剛体である。ただし、接触部では局所的弾性変形を生じる。
- ⑦潤滑油による抗力や攪拌モーメントは無視できる。
- ⑧潤滑油には適当な温度を恣意的に与える。

## 2.3 要素間干渉モデル

### 2.3.1 ころと軌道輪の干渉

ころと軌道輪の接触は、運動方程式の積分の過程で与えられたころと内外輪の相対位置から、幾何学的干渉が生じる場合にのみ、ハードEHL接触によって互いに力を及ぼし、それ以外の場合は力学的に干渉しないとする。

油膜厚さの計算にはPan-Hamrockの線接触中央部

油膜厚さ式<sup>4)</sup>を適用する。EHL油膜厚さはせん断発熱によって減少するので、その補正式として線接触用のGhosh-Pandeyの式<sup>5)</sup>を採用する。十分な油膜が発生していると判断される場合は、得られた油膜厚さを用いて、Kannel-Walowitのトラクションモデル<sup>6)</sup>により解析的にトラクション力を与えることができる。なお、本解析では油膜破断の際の摩擦係数は0.05としている。

### 2.3.2 ころと保持器の干渉

ころと保持器の接触は局所的な弾性変形を伴う接触を生じた時のみ、Hertzの固体接触として力学的に干渉すると仮定する。ころに働く接線力は、法線力に適当な固体接触摩擦係数を乗じることで得られる。本解析ではこの摩擦係数を0.05としている。

### 2.3.3 保持器と案内輪の干渉

保持器は本報告では外輪案内とする。保持器と外輪の干渉は等粘度・層流潤滑領域でのスクイーズ膜効果を考慮した真円形短幅動圧ジャーナル軸受<sup>7)</sup>として近似する。短幅ジャーナル軸受の仮定は幅径比が0.5以下であれば有効とされており<sup>8)</sup>、本解析の場合、約0.04であるので問題ない。

### 2.3.4 実験検証

ここで、本解析で用いたトライボロジーモデルの実験検証を行う。しかし、実機エンジンでの検証は計測が困難であるので、ここでは、内輪中心を空間に固定し、内輪回転外輪静止の状態であつ外輪静荷重下での外輪案内保持器の挙動を計測し、測定結果と測定条件下での動力学解析結果を比較し、モデルを検証する。

#### (a) 試験装置

試験機概念図を図4に示す。主軸の一端に供試軸受、内輪および外輪を取り付けた。供試軸受に対する

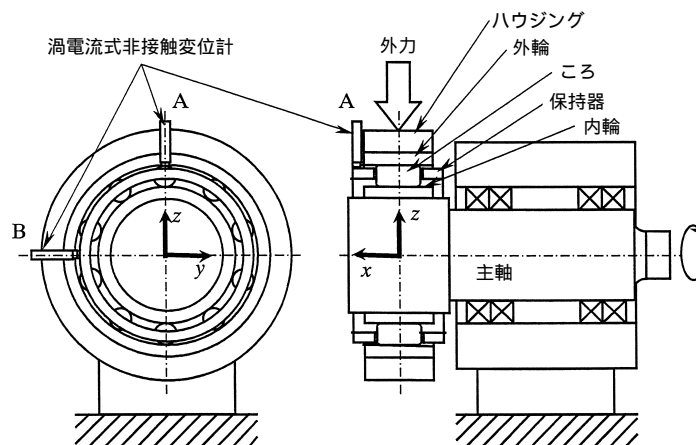


図4 試験装置の概念図と座標系  
Schematic Drawing of the Cage Motion Measurement Rig and Coordinate Frame

荷重は、試験機本体とは別体のハウジングを介して与えた。主軸/内輪、ハウジング/外輪はしまりばめとした。供試軸受の潤滑はエアオイル潤滑である。

保持器のy-z平面内の挙動は渦電流式非接触変位計によって計測した。鉛直方向に取り付けた変位計Aで保持器外径面のz方向の移動量を計測し、水平方向に取り付けた変位計Bで保持器外径面のy方向の移動量を計測した。保持器は回転中に傾きがなく、熱膨張および遠心膨張が生じないと仮定すると、この2つの計測値を合成することで保持器幾何中心の挙動が観察できる。

(b) 保持器挙動の測定結果

保持器中心は試験条件によって円弧状軌道を描きながら往復運動、あるいは楕円軌道を描いて内輪回転と同方向に回転運動した。代表例として表1に示したNo.1 (運転条件 ラジアル内部すきま: - 0.007 mm, 荷重: 外輪に対し - z方向に1.0 kN, 内輪回転数: 5 000 rpm) に対する試験結果と計算結果をそれぞれ図5(a), (b)に示し, No.2 (運転条件 ラジアル内部すきま: + 0.014 mm, 荷重: 外輪に対し - z方向に3.0 kN, 内輪回転数: 1 000 rpm) に対する試験結果と計算結果をそれぞれ図6(a), (b)に示す。内輪の回転方向はx軸に関して右ネジの方向であるが、揺動運動のとき、揺動の中心はy-z平面上の第3象限に現れた。回転運動のとき、回転の直径はほぼ保持器の案内すきま0.292 mmに等しくなった。

以上のように、実験結果と計算結果は定性的な一致を示しており、トライボロジーモデルの妥当性が確認された。

2.4 運動方程式

質量mの要素の非慣性系O'での見かけの力(遠心力, コリオリの力等)を考慮した重心の運動方程式は次のように表される。

$$m \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} = \vec{F} - m \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) - 2m \vec{\omega} \times \frac{d\vec{r}}{dt} - m \frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{r} - m \frac{d^2 \vec{h}}{dt^2} \dots (1)$$

ここで、Fは実在する真の力、xはベクトルの外積を表し、hは慣性系の原点O'を基準にした非慣性系の原点Oの位置ベクトルである。変位ベクトルの時間変化率はどちらの系で観察するかによって異なるので、

表1 実験検証用軸受の運転条件  
Operating Conditions of Bearings Used in Experimental Verification

	保持器案内方式	案内すきま mm	ラジアル内部すきま mm	荷重 kN	回転数 rpm	保持器の不釣り合い g・mm
No.1	外輪案内	0.292	- 0.007	1.0	5 000	13.0
No.2	外輪案内	0.292	0.014	3.0	1 000	13.0

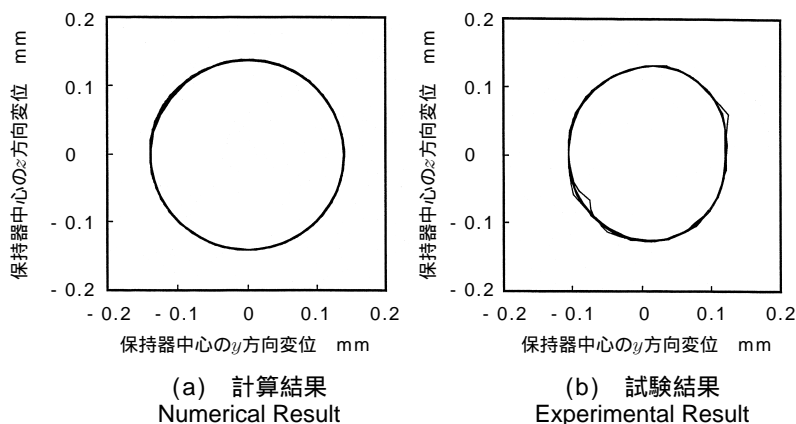


図5 負すきまのときの保持器中心の挙動  
Cage Position in the Cage of Negative Diametral Clearance

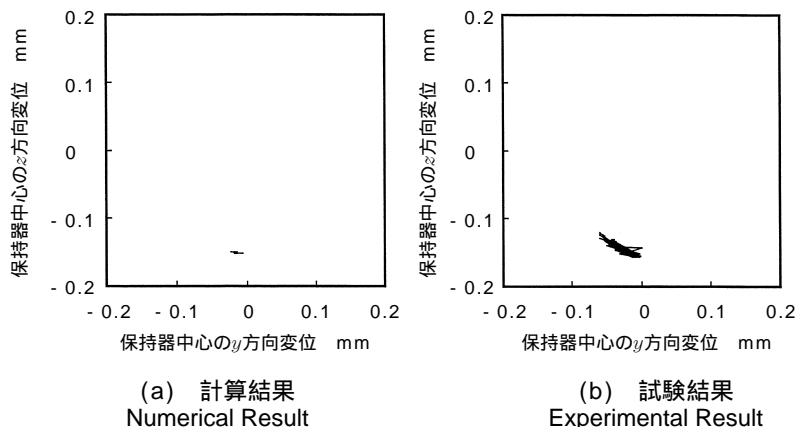


図6 正すきまのときの保持器中心の挙動  
Cage Position in the Cage of Positive Diametral Clearance

(')の有無で区別するが、角速度ベクトルの時間微分には差はないので単に(・)で表している。仮定②より  $| \dot{c}_r | = \dot{c}_r = \text{一定}$  であり、平面運動の仮定により非慣性系の  $y$ - $z$  平面内での各ころ、保持器、外輪の並進の運動方程式が次のように得られる。

$$m \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} = \vec{F} + m \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} + 2m \begin{bmatrix} \dot{c}_r \dot{z} \\ -\dot{c}_r \dot{y} \end{bmatrix} + m R_{cr} \begin{bmatrix} \cos(c_r t) \\ \sin(c_r t) \end{bmatrix} = \vec{F} + \vec{F}_{app} \dots (2)$$

各ころと保持器の回転運動について考える。仮定④によれば、ころと保持器の回転は  $x$  軸に平行な慣性主軸周りの回転に限定しているため、オイラーの運動方程式は簡略化されて

$$I_b \frac{d \omega_{bj}}{dt} = G_{bj} \quad (j = 1, \dots, N_b) \dots (3)$$

$$I_c \frac{d \omega_c}{dt} = G_c \dots (4)$$

となる。式(2)～(4)を各軸受要素ごとに与え、連立常微分方程式の初期値問題として解けばよい。

### 2.5 運動方程式の数値積分

以上の仮定、物理モデルのもとで、各変数を無次元化し、各軸受要素の無次元化運動方程式を得る。この無次元化運動方程式はころ本数を  $N_b$  として  $6N_b + 10$  元の1階連立常微分方程式系に還元され、この方程式系を時間刻み幅制御型の5次精度Runge-Kutta法<sup>9)</sup>を用いて時間軸に沿って数値積分することで、各要素の運動と相互作用力をリアルタイムで知ることができる。

### 3. 汎用2サイクルエンジン実機を模擬した条件における計算結果

本解析コードを用いて、2サイクルエンジンの運転条件を模擬した条件でシミュレーションを行った。計算に用いたエンジンの各部寸法と運転条件を表2に示し、パラメータとして変化させた軸受各部のすきまを表3に示す。軸受各部の熱膨張及び遠心膨張はここでは考慮していない。これらはすべてクランク10回転分のシミュレーションである。なお、1条件当たりの計算時間はパーソナルコンピュータ(CPUクロック数200MHz)を用いて数時間である。

計算結果の代表例を図7に示す。軸受各部のすきまの条件は、ラジアル内部すきま 0.020 mm、案内すきま 0.200 mm、ポケットすきま 0.200 mm である。

図7(a)によれば、保持器のすべり率は最大17%から最小-22%まで非周期的に変化していることがわかる。また、その絶対値の平均は4.1%となる。図7(b)によれば、ここで注目した特定のころが保持器ポケットに及ぼす力(以下、ポケット力という)は最大288 Nであり、絶対値の時間平均値は3.43 Nである。また、ポケット力にも特に周期性はない。

図8は図7との比較検討のために対応する静的条件で行った計算結果である。この時の回転数は内輪位置回転で7000 rpmであり、静荷重は実機条件でのガス力振幅に等しい1.0 kNを鉛直下向きに定常的に外輪に与えた。ただし、計算量は内輪20回転分である。この静的条件と比較して、コンロッド大端部の条

表2 シミュレーションに用いたデータ  
Data Used in Computer Simulation

内輪外径: $2R_i$	14.422 ~ 14.442 mm
外輪内径: $2R_o$	20.450 mm
軸受幅: $l_{we}$	9.8 mm
保持器ランド部の外径: $2R_{co}$	20.150 ~ 20.350 mm
保持器ポケット部の外径: $2R_{cp}$	19.000 mm
ころ/ポケット有効接触長さ(片側): $l_{ce}$	0.825 mm
保持器ポケット幅: $d_p$	3.099 ~ 3.299 mm
ころ基準直径: $2R_b$	2.999 mm
ころ有効長さ: $l_{be}$	6.80 mm
ころ本数(保持器ポケット数): $N_b$	11
各部の材料	SUJ2
ころ質量: $m_b$	$0.405 \times 10^{-3}$ kg
保持器質量: $m_c$	$3.86 \times 10^{-3}$ kg
外輪質量: $m_o$	0.02 kg
ピストン質量+コンロッド往復質量: $m_{pi}$	0.11 kg
ころ慣性モーメント: $I_b$	$0.455 \times 10^{-9}$ kg·m <sup>2</sup>
保持器慣性モーメント: $I_c$	$0.208 \times 10^{-7}$ kg·m <sup>2</sup>
潤滑油温度	70
コンロッド長さ: $l_{cr}$	62 mm
クランク半径: $R_{cr}$	18 mm
クランク回転数	7000 rpm
ガス力全振幅	1.0 kN

表3 実機シミュレーションに用いた軸受各部のすきま  
Bearing Clearances Used in Simulation of Real Engine

案内すきま mm	ポケットすきま mm	ラジアル 内部すきま mm
0.10	0.10	0.010
0.20	0.20	0.020
0.30	0.30	0.030

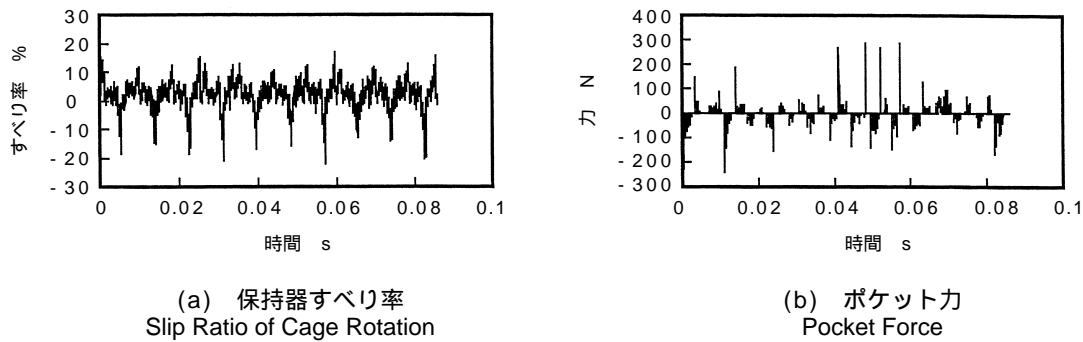


図7 エンジン条件での計算結果  
Numerical Results under the Condition of a Real Engine

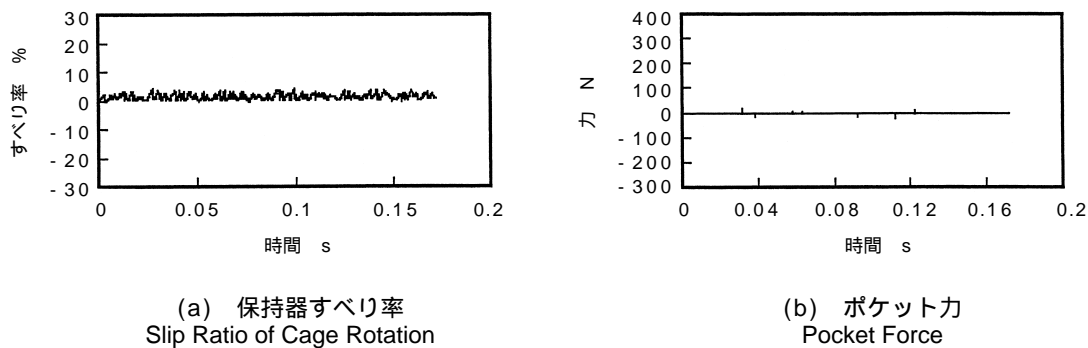


図8 静的条件での計算結果  
Numerical Results under a Constant Condition

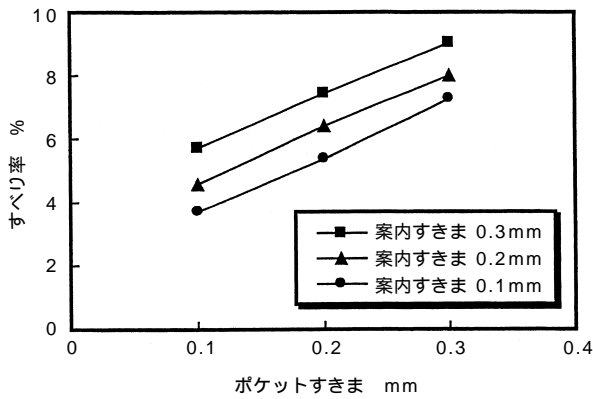
件における保持器すべり率（図7(a)）の絶対値の時間平均値は2.9倍である。また、特に図示しないが、特定のころの時間平均公転すべり率は3.5倍、ころの時間平均自転すべり率は17.3倍である。ポケット力に関しては、両条件とも非周期的に鋭いピークが生じると同様のモードを示しているが、衝突頻度は明らかに異なり、ポケット力の最大値はコンロッド大端部の条件では静的条件と比較して15倍である。絶対値を時間平均値と比較すると140倍となる。

表3に示した各部のすきまと、特定のころと保持器のすべり率の絶対値およびポケット力の関係について、パラメータスタディの結果の代表例を図9にまとめる。これによって、次のような結果が認められた。

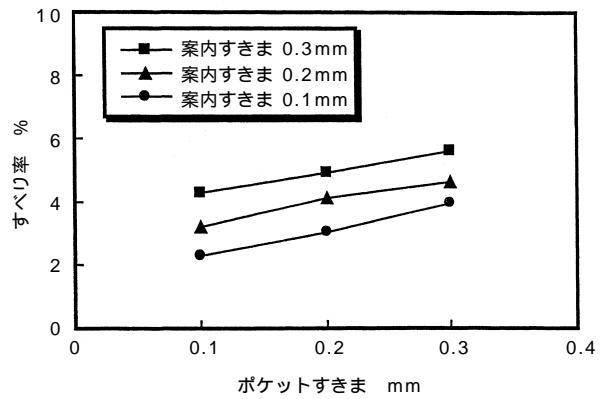
①案内すきま、ポケットすきまを大とすると、ころの時間平均公転すべり率（図9(a)）、保持器の時間平均すべり率（図9(b)）は大きくなる。

- ②ころの時間平均自転すべり率はいずれの条件においても約15%で各部のすきまの影響は見られない（図9(c), (d)）。
- ③ポケット力の時間平均値は、(ラジアル内部すきま × 10 / 案内すきま), (ポケットすきま / 案内すきま)をパラメータとしたとき、1.5以上で一定の値に近づく（図9(e), 図9(f)）。

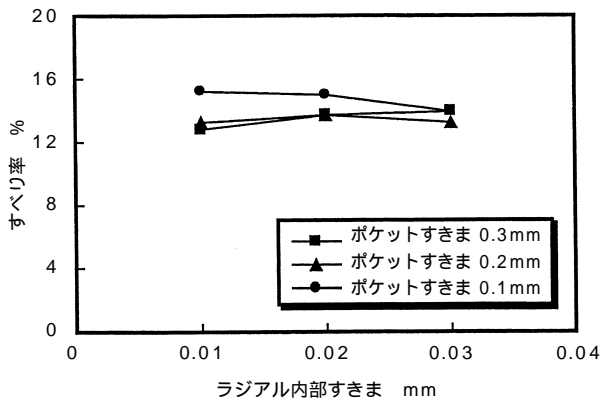




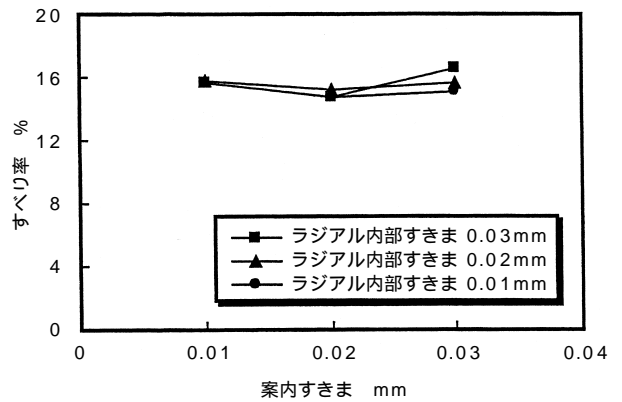
(a)ラジアル内部すきま 0.02 mmのときのポケットすきまと公転すべり率の関係  
Pocket Clearance vs. Slip Ratio of Roller Epicyclic Rotation at Diametral Clearance 0.02mm



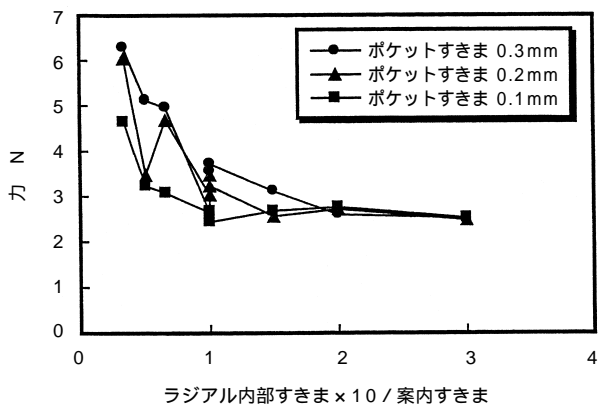
(b)ラジアル内部すきま 0.02 mmのときのポケットすきまと保持器すべり率の関係  
Pocket Clearance vs. Slip Ratio of Cage Rotation at Diametral Clearance 0.02mm



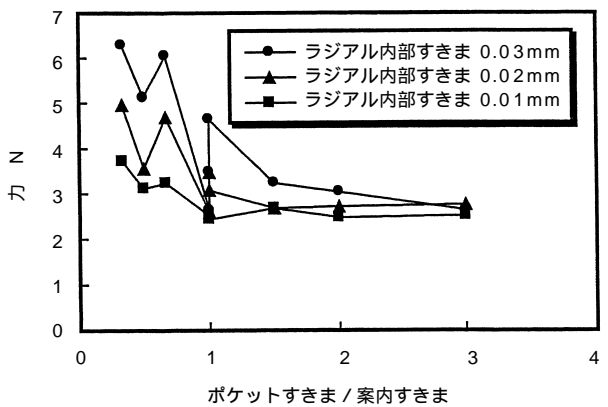
(c)案内すきま 0.2 mmのときのラジアル内部すきまと自転すべり率の関係  
Diametral Clearance vs. Slip Ratio of Roller Rotation about Its Axis at Cage Riding Clearance 0.2mm



(d)ポケットすきま 0.2 mmのときの案内すきまと自転すべり率の関係  
Cage Riding Clearance vs. Slip Ratio of Roller Rotation about Its Axis at Pocket Clearance 0.2mm



(e)ポケット力  
Pocket Force



(f)ポケット力  
Pocket Force

図9 各部すきまとすべり率, ポケット力の関係  
Relationship between Clearances and Slip Ratios, Pocket Force

#### 4. まとめ

2サイクルレシプロエンジンのコンロッド大端用保持器つき針状ころに関して、ガス力およびクランクの回転による見かけの力（遠心力、コリオリの力）を考慮して保持器、ころ、外輪の運動方程式を構築し、効率の良い簡易動力学解析コードを開発した。軸受要素には平面内運動を仮定した。各部の接触について、ころ／軌道輪間にはEHLモデル、ころ／保持器間には固体接触モデル、保持器／軌道輪間には短幅ジャーナル軸受モデルを用いた。

内輪定位置回転、外輪静荷重下での保持器幾何中心の運動について実験と比較し、トライボロジーモデルを検証した。

開発した解析コードを用いてパラメータスタディを行った。エンジン実機の条件下では対応する静的運転条件と比較して軸受要素の挙動に明確な差が確認された。また、軸受要素の挙動には軸受内部のすきまの影響も認められた。特に、ポケット力の時間平均値は、(ラジアル内部すきま × 10 / 案内すきま)、(ポケットすきま / 案内すきま)をパラメータとしたとき、1.5以上で一定の値に近づくとこの事実は軸受設計の指針となろう。

#### 参考文献

- [1] 例えば T. Ozasa, T. Noda and T. Konomi, Elastohydrodynamic Lubrication Model of Connecting Rod Big-End Bearings: Application to Real Engines, Trans. ASME, Tribol., 119, 3 (1997) 568-578.
- [2] P. K. Gupta, Advanced Dynamics of Rolling Elements, Springer-Verlag (1984).
- [3] P. K. Gupta, Advanced Dynamics of Rolling Elements, Springer-Verlag (1984) 183-190.
- [4] B. J. Hamrock, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill (1994) 458.
- [5] M. K. Ghosh and P. K. Pandey, Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Heavily Loaded Line Contacts-An Efficient Inlet Zone Analysis, Trans. ASME, Tribol., 120 1 (1998) 119-125.
- [6] J. W. Kannel and J. A. Walowit, Simplified Analysis for Traction Between Rolling-Sliding Elastohydrodynamic Contacts, Trans. ASME, Lubr. Technol., 93 1 (1971) 39-46.
- [7] T. F. Conry, Transient Dynamic Analysis of High-Speed Lightly Loaded Cylindrical Roller Bearings, I-Analysis, NASA Contractor Report 3334 (1981) 33-34.
- [8] B. J. Hamrock, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill (1994) 231.
- [9] W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling and B. P. Flannery, Numerical Recipes in FORTRAN, Second Edition, Cambridge Univ. Press (1992) 708-716.

ADAMS<sup>\*1</sup>によるDOJの内部力解析

葉山 佳彦\*

**Dynamic Analysis of Forces Generated on Internal Components of a Double Offset Constant Velocity Universal Joint (DOJ) by utilizing ADAMS Software**

By Yoshihiko HAYAMA

The Constant Velocity Joint (CVJ) consists of several components which move in 3-dimensions as they rotate and transmit torque. Investigation of the motion and dynamic forces generated on these components is important in the development of a CVJ. Various experimental methods for measuring the motions and forces in a CVJ were investigated. Although it is very difficult to measure the parameters directly. Because of advancements in computer technology, Computer Aided Engineering (CAE) offers major advantages to the design and development in the automotive industry. By using CAE, it is possible to accurately evaluate the motion and forces generated on the CVJ internal components.

This paper describes the analysis of dynamic forces generated on the components of a Double Offset Constant Velocity Joint (DOJ) using the ADAMS dynamic modeling software. ADAMS can solve non-linear multi-body dynamic problems, so it can accurately model an assembly of multiple parts. In this analysis, contacts between the CVJ components were assumed to follow the Hertzian contact theory and friction forces were not taken into consideration.

## 1. まえがき

等速ジョイント（以下CVJ）は複数の部品によって構成されている。それぞれの部品は、内部すきまを持って構成されているため、駆動力を伝達する際、3次的に複雑な挙動を示す。CVJを研究開発する上で、これらの動的内部挙動を把握することは重要であるが、それらの内部挙動のすべてを実験的に直接測定することは困難である。一方、近年のコンピュータ解析技術の進歩にともない、自動車の設計や開発において、CAE（Computer Aided Engineering）が用いられ、これまで実験的に把握が困難であった内部部品の挙動やそれらに作用する内部力を調査、予測が可能になってきた。

本報では、汎用機構解析ソフトウェアADAMS<sup>\*1</sup>を用いたダブルオフセット型等速ジョイント（以下DOJ）の動的内部力解析について述べる。本ソフトウェアは非線型動力学問題を解くことが可能であり、CVJのようなすきまを含む複数の部品で構成されるアセンブリモデルを解析することが出来る。解析では、

Hertzの接触理論とADAMSの内部関数を関係づけて、部品間の接触問題を解いている。また本解析では摩擦力は考慮していない。

## 2. 解析モデル

### 2.1 モデルの構造

DOJは、内輪、外輪、ケージおよび複数のボールによって構成されている。DOJのケージとして、車両の特性に応じて数種類が用意されているが、本解析ではボールとケージ間に軸方向すきまのない標準タイプのケージを用いる。解析に使用した汎用機構解析ソフトウェアADAMSは、多体非線型動力学問題を解くことが出来る。そのため複数の部品で構成されるアセンブリモデルを解析するのに有用である。図1は、本解析に使用した3D解析モデルの部品構成である。このモデルには、各部品間に所定のすきまを設定している。図2と図3は、解析での座標軸を示しており、図2は、回転方向と位相を、図3は作動角の定義を示している。作動角は、x軸に対して、外輪およびシャフトに作動角の1/2の角度をそれぞれ与えている。

\*商品開発研究所

\*1ADAMSは、Mechanical Dynamics Inc.社の登録商標です。

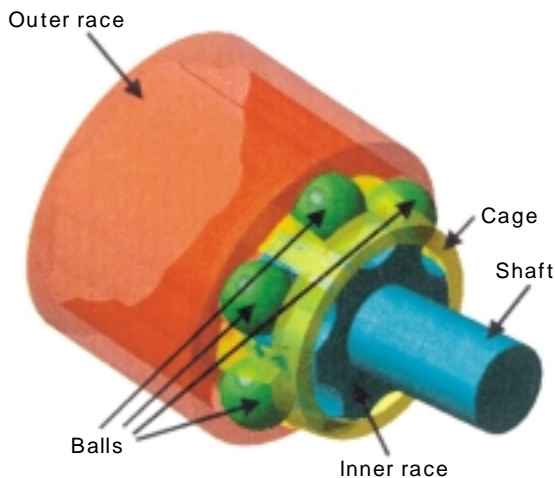


図1 DOJのADAMSモデルの部品構成  
ADAMS Model of DOJ

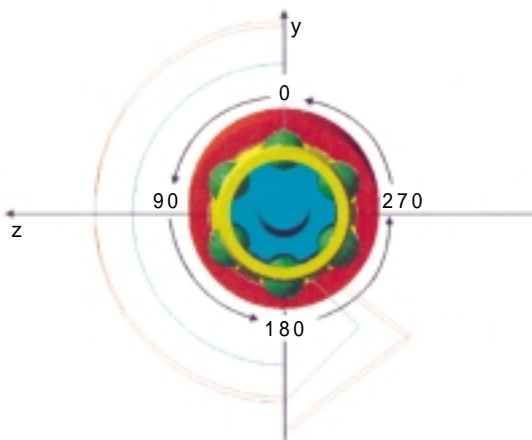


図2 回転位相  
Frame of phase reference

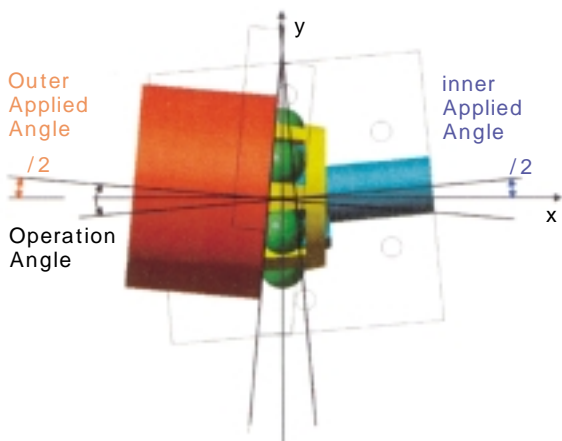


図3 作動角  
Operation angle

## 2.2 接触問題

ADAMSは、作成されたモデルに対し、自動的にラグランジュの運動方程式をたて、離散マトリクス法によってそれらを解くことが出来る。本報では、各部品間（特にボールとトラック）の接触力の解析精度を向上させるため、Hertzの接触理論を考慮した。

2物体間に発生する接触問題を解くために、ADAMSではその数式ライブラリの中にImpactという内部関数（式（1））が用意されている。<sup>1)2)</sup>この式の第1項は弾性項であり、第2項は接触解析に必要な減衰項である。図4にHertzの点接触を考慮するための接触部のジオメトリを、式（2）は、その理論式を示す。<sup>3)4)</sup>また式（3）~（9）は、その理論式に用いる各パラメータの定義を示す。本解析での接触部解析では、ADAMSのImpact関数にHertz接触理論式を考慮する $K$ および $e$ のパラメータを式（10）および式（11）とする。

$$F_{Impact} = K e - CV \dots\dots\dots (1)$$

$$F_{Hertz} = kE' \sqrt{\frac{2\mathcal{E}R}{9\mathcal{F}^3}}^{3/2} \dots\dots\dots (2)$$

Where:

$$\bar{k} = 0.634 : \text{楕円率} \dots\dots\dots (3)$$

$$\bar{\mathcal{F}} = 1.539 + 0.5961 \ln : \text{第一種楕円積分係数} (4)$$

$$\bar{\mathcal{E}} = 1 + 0.576 : \text{第二種楕円積分係数} \dots\dots\dots (5)$$

$$= \frac{R_y}{R_x} (\geq 1) : \text{半径比} \dots\dots\dots (6)$$

$$R = \left( \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \right)^{-1} : \text{総曲率} \dots\dots\dots (7)$$

$$R_x = \left( \frac{1}{r_{ax}} + \frac{1}{r_{bx}} \right)^{-1}, R_y = \left( \frac{1}{r_{ay}} + \frac{1}{r_{by}} \right)^{-1} : \text{等価半径} \dots\dots\dots (8)$$

$$E' = \frac{2}{1 - \frac{2}{a} + \frac{2}{E_a}} + \frac{2}{1 - \frac{2}{b} + \frac{2}{E_b}} : \text{等価弾性係数} \dots\dots\dots (9)$$

$E$  : 弾性係数  
 $\nu$  : 弾性変形量  
 $V$  : 接近（接触）速度  
 $\nu$  : ポアソン比  
 $C$  : 速度減衰係数

$$K = kE' \sqrt{\frac{2\mathcal{E}R}{9\mathcal{F}^3}} \dots\dots\dots (10)$$

$$e = 3/2 \dots\dots\dots (11)$$

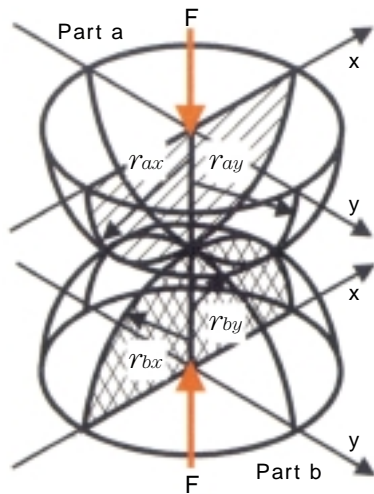


図4 2物体間の点接触  
Geometry of contact between two bodies

図5に、各部品間に発生する接触状態を示す。また、各部の接触状態およびパラメータは次の様に定義し、ボール数は6個とする。

- (a) ボール - トラック...  
球と円筒内径面の接触  
 $r_{ax}=r_{ay}=r_{\text{ボール}}, r_{bx}=-r_{\text{トラック}}, r_{by}=-r_{\text{トラック}}$
- (b) ボール - ケージ窓...  
球と長方形平面との接触  
 $r_{ax}=r_{ay}=r_{\text{ボール}}, r_{bx}=r_{by}=r_{\text{ケージ窓}}$
- (c) 内輪外球面 - ケージ内球面...  
球と6分割された球状内径面との接触  
 $r_{ax}=r_{ay}=r_{\text{内輪外球面}}, r_{bx}=r_{by}=-r_{\text{ケージ内球面}}$
- (d) ケージ外球面 - 外輪内径面...  
球と6分割された円筒内径面との接触  
 $r_{ax}=r_{ay}=r_{\text{ケージ外球面}}, r_{bx}=-r_{\text{外輪内径面}}, r_{by}=-r_{\text{外輪内径面}}$

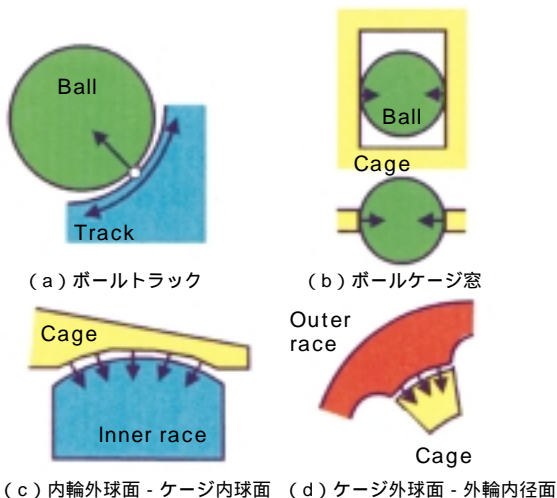


図5 各部品間の接触状態  
Contact features of CVJ components

### 3. 解析結果

各検討項目共通の解析条件は、次の通り。本解析モデルは、しゅう動式等速ジョイントであるDOJだが、今回の解析では、しゅう動条件は与えず、単純に一定速で回転させたときの各部品に作用する内部力結果を示す。

- 回転数  $N$  : 10 rpm
- 負荷トルク  $T$  : 98.1 Nm
- 駆動方式 : 内輪駆動

また各解析結果表示において、すべての内部力結果は、図6、式(12)で表される作動角  $\alpha = 0 \text{ deg}$  の場合のボール - 内外輪トラック間力  $P_n$  で割ることによって無次元化している。また、ボール - 内外輪トラック間力  $P_o, P_i$  が3次元空間になす角をくさび角  $\theta$  とする(図7)。

$$P_n = \frac{T}{6 \cdot \text{PCR} \cdot \sin \alpha} \dots \dots \dots (12)$$

where:

- $T$  (Nm) : 負荷トルク
- PCR (m) : 理想ボールピッチ半径
- (deg) : 理想トラック接触角

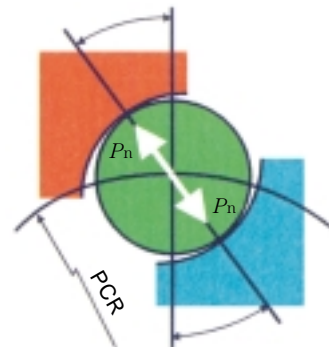


図6  $P_n$  の定義  
Definition of  $P_n$

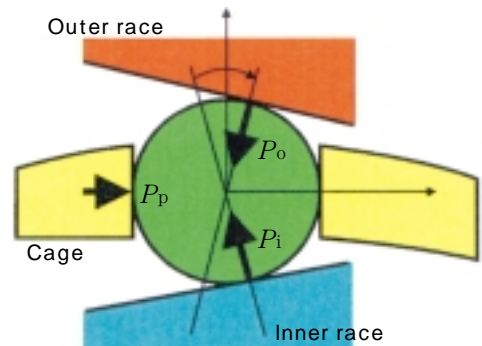


図7 ボール接触力の各パラメータの定義  
Definition of parameters for contact forces of ball

本節で使用される記号は、以下の通り。

- $P_i$  : ボール - 内輪トラック間力
- $P_o$  : ボール - 外輪トラック間力
- $P_p$  : ボール - ケージ窓間力
- $F_{ic}$  : 内輪 ケージ間の球面力
- $F_{co}$  : ケージ 外輪間の球面力
- : くさび角

### 3.1 すきまによる解析結果の影響

作動角 = 10deg のとき、モデルに対し表1のような3種類のすきま条件を与え解析した。解析結果は、図8に示す。力の方向を表すくさび角は、すきまの有無に依らず、大きな差はない。しかしながら、各部の内部力の結果には、大きな差が見られる。特にボール - 外輪トラック間力  $P_o$  は、すきまがあるモデルでは、ボール - トラック間力が力を受けてない位相があることが分かる。それにともない、ボール - ケージ窓間力  $P_p$  も外輪の入口側と奥側で釣り合う位相が存在する。さらには、内輪 - ケージ球面力  $F_{ic}$  を見ると、すきまの無いモデルでは、1回転中の変動は殆どないのに

対し、すきまがあるモデルでは6次の波形が確認できる。

またこのADAMSモデルのすきまを徐々に減少させ、②の条件のような微小すきまに近づけると、①のモデルの結果に近づいていくことも分かった。したがって、等速ジョイントの動的解析を進めていく上で、すきまの取扱いは非常に重要であることが分かる。

表1 すきま条件  
Clearance conditions

① :	すきまなしのモデル	
	球面部のみに微小すきまを与えたモデル	
② :	PCDすきま	PCD = 0.000 mm
	ケージ窓すきま	p = 0.000 mm
	外輪 - ケージ間球面すきま	co = 0.002 mm
	内輪 - ケージ間球面すきま	ic = 0.002 mm
③ :	現実的なすきま条件を与えたモデル	
	PCDすきま	PCD = 0.060 mm
	ケージ窓すきま	p = -0.010 mm
	外輪 - ケージ間球面すきま	co = 0.100 mm
	内輪 - ケージ間球面すきま	ic = 0.100 mm

(注：値が正の場合はすきま、負の場合は締めしろ)

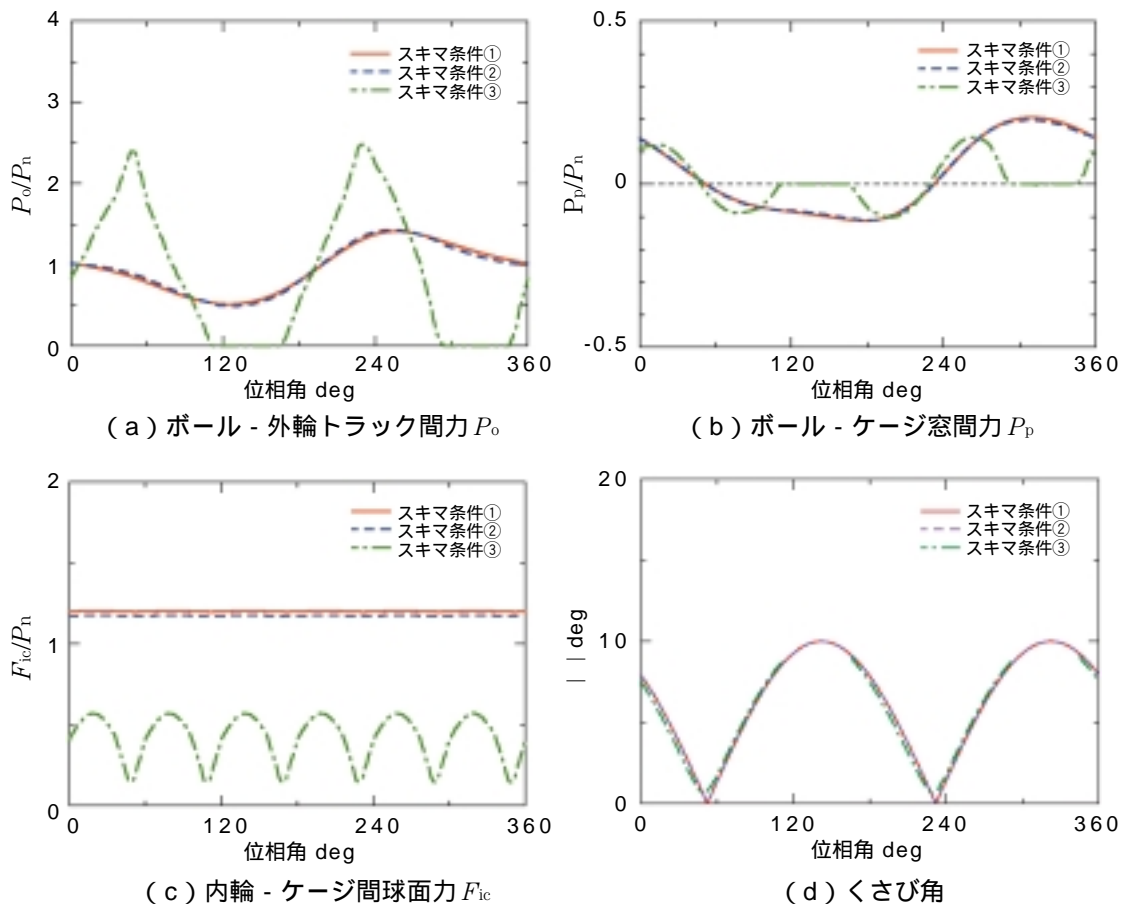


図8 すきま依存性の解析結果  
Calculation results of clearance between components

3.2 作動角 による解析結果への影響

表1のすきま条件③のモデルに対し、作動角 を 2.5deg, 5degおよび10degと変化させ、作動角の依存性について解析した。図9に、解析結果を示す。作動角 が大きくなるに従い、各内部力およびくさび角 の変動は大きくなり、特に作動角 =10degの条件ではボールがトラックから力を受けない位相がある事が分かる。すなわち、作動角 が増加すると、DOJ内部に力を受けないボールが数個存在する。また球面力 $F_{ic}$ が回転6次で変動するため、DOJの軸方向誘起力6次成分の主要因となることが予測できる。くさび角 のグラフで、作動角 =10degの線が途切れているのは、この値は2つの力のベクトルから計算されるため、力が発生しない場合求める事が出来ないからである。

図10は、作動角 =10degにおける、各内部力の大きさと方向の関係を、図2の位相定義に照らし合わせ作成したものである。ボール - トラック間力 $P_o, P_i$ が0になる位相と球面力 $F_{ic}, F_{co}$ の方向に相関があると推

測できる。このように、この図を解析条件毎に作成することは等速ジョイントの内部力を理解する上で、非常に有効である。

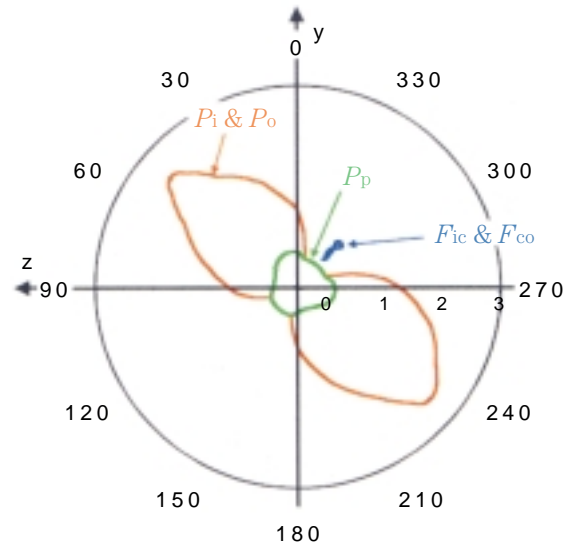
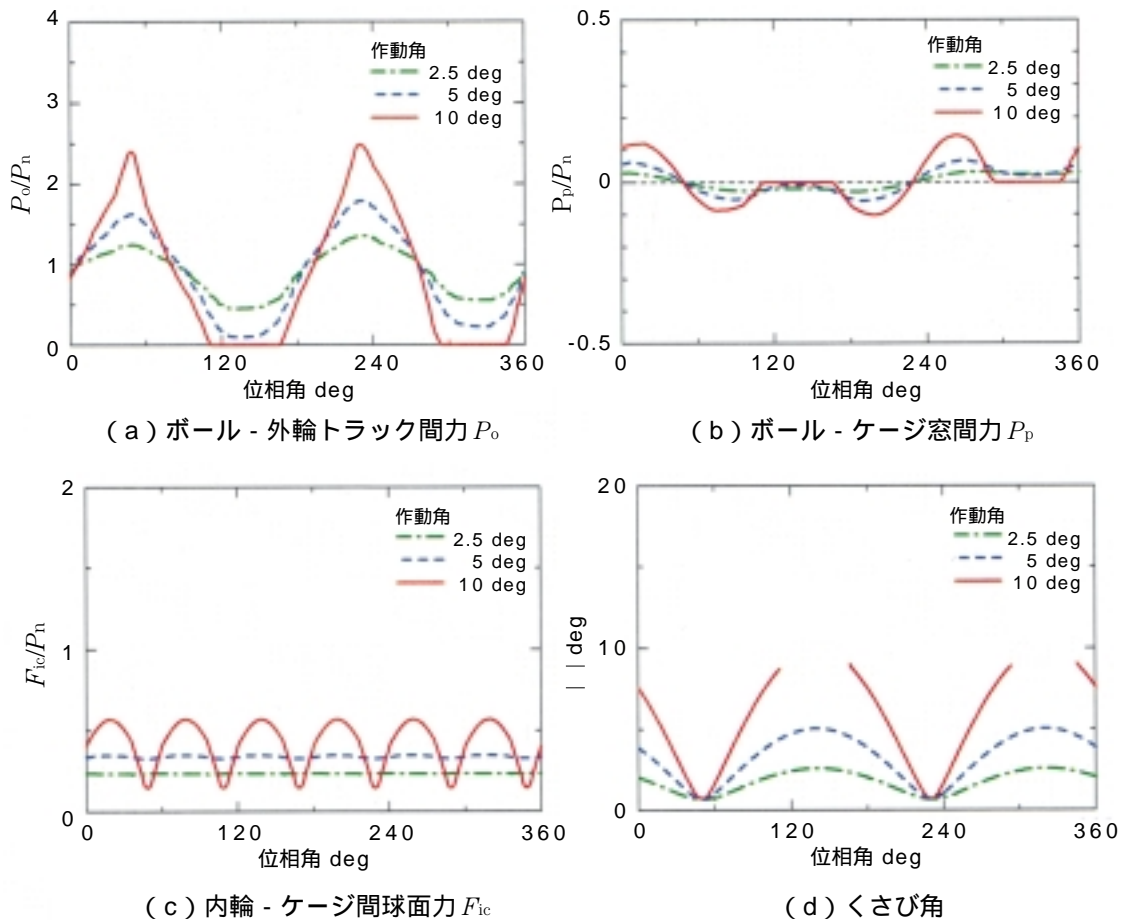


図10 作動角 =10degでの内部力の関係  
Relationship of internal forces (Operation angle=10deg)



(a) ボール - 外輪トラック間力  $P_o$

(b) ボール - ケージ窓間力  $P_p$

(c) 内輪 - ケージ間球面力  $F_{ic}$

(d) くさび角

図9 作動角 の依存性の解析結果  
Calculation results of operation angle

#### 4. まとめ

本報において、汎用機構解析ソフトウェアADAMSを用いたDOJの3次元動的解析モデルを構築し、内部に作用する力を解析することが出来た。さらにこのモデルを熟成させるには、摩擦力の考慮や、実験と解析のあわせ込みが必要である。このモデル作成方法は、その他の等速ジョイントに応用でき、さらにはドライブシャフトアセンブリモデルへ発展させることが可能であると考えられる。さらには、車両全体のモデルへ付加することも可能であり、等速ジョイントが関係する車両のNVH特性の解明活用できるものと期待している。

#### 参考文献

- 1) ADAMS/VIEW User's Reference Manual, Mechanical Dynamics Inc.
- 2) ADAMS/SOLVER User's Reference Manual, Mechanical Dynamics Inc.
- 3) B.J.Hamrock; D. Dowson: Ball Bearing Lubrication, John Wiley & Sons, Inc (1981)
- 4) B.J.Hamrock: Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, Inc (1994)
- 5) Y.Hayama: Dynamic Analysis of Force Generated on Inner Parts of a Double Offset Constant Velocity Universal Joint (DOJ): Non-Friction Analysis, SAE Technical Paper #2001-01-1161 (2001)



## 樹脂被膜絶縁軸受の改良

江上 正樹\*  
伊藤 秀司\*\*

### Improvement of Insulated Bearings Coated with PPS Resin

By Masaki EGAMI and Hideji ITOH

Electrically insulated bearings coated with Polyphenylene sulfide resin (PPS) are currently used in traction motors on railway rolling stock to prevent electric corrosion. However, the internal temperature rise in the PPS insulated bearings is higher than in ordinary bearings because the thermal conductivity of the PPS is low and the PPS layer also acts as a heat insulator. A change of interference fit may also occur due to creep deformation of the PPS layer. By changing the resin material and reducing the thickness of the resin layer, the lives of the bearings insulated with PPS were increased and they required less maintainance.

This report describes the general properties of the new resin material and the performance of the improved bearings. The improved bearings show good performance in that the electrical insulation property is the same as the current insulated bearings, the internal temperature rise is reduced approximately 15°C, and the change in fitting interference is reduced to one-seventh of the value when compared with the current insulated bearings.

#### 1. まえがき

鉄道車両の主電動機用には、電食防止のため、外輪外径面にセラミックスを溶射したり、ガラス繊維配合ポリフェニレンサルファイド樹脂(PPS)を射出成形することにより絶縁被覆した軸受が使用されている<sup>1)</sup>(図1参照)。セラミックスが主に新幹線用車両に用いられるのに対して、PPS樹脂被膜絶縁軸受は低コストであるため在来線用として使用されている。PPS樹脂被膜絶縁軸受の欠点は、表1のようにPPSの熱伝導率が小さいため断熱により軸受温度が高くなりやすいこと、また高温下でクリープ変形し、はめあい締め代が経時変化することである。軸受の長寿命化、検修回帰延長に対応するためには、これらの課題を解決することが必要であり、樹脂層の材料変更および薄肉化により、樹脂被膜絶縁軸受の改良を行った。

本稿では、改良軸受のコンセプト、改良樹脂の基本特性および改良軸受の性能について紹介する。

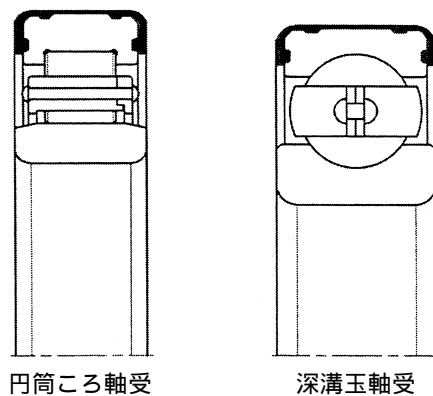


図1 樹脂被膜絶縁軸受  
Insulated bearings coated with PPS resin

表1 各種材料の熱伝導率  
Thermal conductivity of several materials

材 料	熱伝導率, W/(m·k)
PPS	0.28
酸化アルミニウム(Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	17~21
窒化アルミニウム(AlN)	70
鉄 鋼	42~56

\*軸受技術研究所  
\*\*軸受技術部

## 2. 改良軸受のコンセプト

樹脂層を通過する熱量は式(1)により求めることができる。ここで、軸受からの放熱量 $Q$ を大きくするには樹脂層の熱伝導率 $k$ を大きくするか、あるいは樹脂層の厚み $L$ を小さくすればよい。しかし、熱伝導率を向上させるために良熱伝導体である窒化アルミニウムなどのセラミックス粉を多量配合すると、表2に示すように機械的強度が著しく低下してしまうという結果が得られている。そこで、温度対策としては樹脂層の薄肉化の方法を採用することとした。

$$Q = k \frac{U_a - U_o}{L} \dots\dots\dots(1)$$

- $Q$  : 樹脂層を通過する熱量
- $k$  : 熱伝導率
- $U_a$  : 外輪母材温度 (金属面)
- $U_o$  : 樹脂層外径面温度
- $L$  : 樹脂層の厚み

表2 窒化アルミニウム配合PPSの物性  
Properties of PPS composites filled with aluminum nitride

材料 No.	A-1	A-2	A-3	現行PPS	
組成, vol %	PPS	60	55	50	73
	GF	20	20	20	26
	AlN	20	25	30	
熱伝導率, W/(m·k)	20	0.69	0.98	1.20	0.28
	100	0.79	1.00	1.30	
引張強さ, MPa	85	97	90	175	

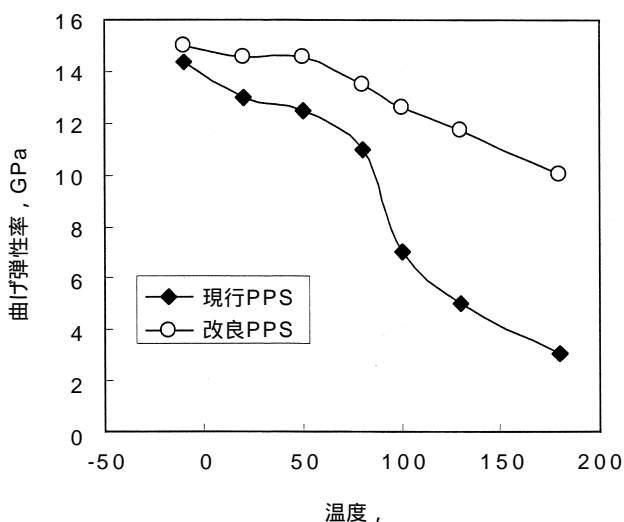


図2 PPSの曲げ弾性率の温度依存性  
Temperature dependence of flexural modulus for PPS

しかしながら、現行PPSは90 付近にガラス転移点を有するため、図2に示すように約80 から物性(曲げ弾性率)が低下する。主電動機用軸受の温度は100 を超える場合があり、薄肉化した際の信頼性を確保するためには、高温強度を向上させておくことが望ましい。また、締め代の経時変化も、原因はPPSのガラス転移による強度低下であると考えられ、高温強度向上はクリープ変形低減にも効果が期待できる。

## 3. 改良樹脂の基本特性

2項の改良コンセプトに対する具体的な高温強度向上案としては、

- ①PPSをより耐熱性の高い樹脂に変更する
  - ②充填材を増量し高強度化する
  - ③PPSを改質し耐熱性を高める
- などが挙げられる。

しかし、図3に示すように樹脂の耐熱性は価格と関係しており<sup>2)</sup>、ポリエーテルエーテルケトン樹脂(PEEK)などへの材料変更はコストの点で好ましくない。また、充填材の増量は成形時の流動性低下をまねき、今回の薄肉化を阻害するものである。

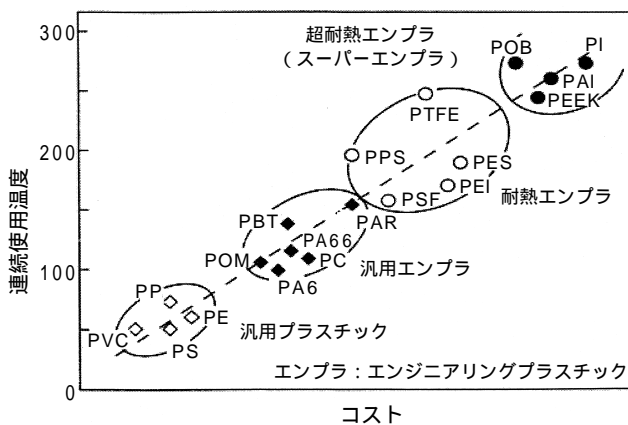


図3 各種樹脂のコストと耐熱性  
Cost and Heat resistance of resins

そこで、対策にはPPSの改質，具体的には，より耐熱性の高い樹脂とのポリマーアロイ化を検討した。充填材としては，現行と同じくガラス繊維を用いた。表3に改良PPSの物性を示す。また，図2に改良PPSの曲げ弾性率の温度依存性を併記した。改良PPSは，常態では現行と同等の物性を有すると共に，高温での物性低下が小さい。改良PPSの圧縮クリープ特性を現行と比較し図4に示す。図4は，4mm角の立方体試験片を120 に加熱し，80MPaで圧縮した際の圧縮歪の経時変化を示したもので，除圧後の寸法から求めた圧縮永久歪も併記した。改良材の歪量が現行の約2分の1であることのほか，永久歪が約10分の1と小さくなっていることが注目される。改良PPSでは，耐熱性が向上したことにより現行PPSと変形挙動（塑性変形と弾性変形の比率）が異なり，塑性変形の割合がより小さくなったと考えられる。

表3 改良PPSと現行PPSの物性  
Properties of improved and current PPS

材 料	現行PPS	改良PPS
引張強さ, MPa	180	170
引張伸び, %	1.4	3.2
曲げ強さ, MPa	255	260
曲げ弾性率, GPa	14	14
衝撃強度, J/m	90	95
荷重たわみ温度*,	270	275
体積抵抗率, cm	$1 \times 10^{14}$ 以上	$1 \times 10^{14}$ 以上
絶縁破壊電圧, MV/m	10以上	10以上

\*: 面圧18.2MPa

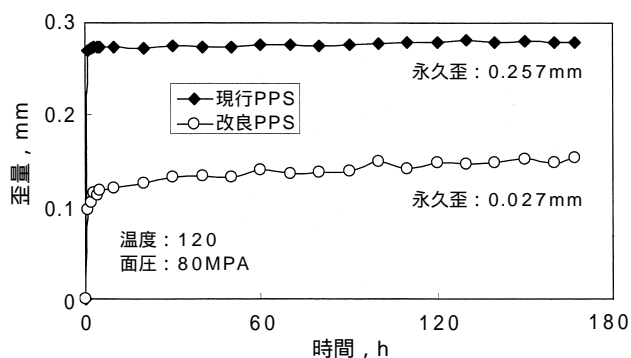


図4 圧縮クリープ試験における歪量の経時変化  
Change of deformation with time in compression creep test

## 4. 改良樹脂被膜絶縁軸受の性能

改良PPS樹脂被膜絶縁軸受の形状的基本構造は，外形部の肉厚を一部変更した。

改良樹脂被膜絶縁軸受の主なる改良点であるはめあい締め代変化（クリープ特性），回転時の温度上昇（放熱特性），並びに軸受が実際に使用される環境を想定した各種性能について紹介する。

### 4.1 はめあい締め代変化

改良樹脂被膜の材料クリープに対する寸法変化を確認するため，はめあい締め代の経時変化を測定した。（測定方法）

図5に示す装置に，円筒ころ軸受（NU214，外径寸法：125）を組み込み，所定時間高温（100）に保持した後，常温での外径寸法を測定して，締め代の経時変化を求めた。

（試験結果）

表4に示した通り，100時間後の寸法変化量は従来品が7  $\mu\text{m}$ であるのに対し，改良樹脂被膜絶縁軸受は1  $\mu\text{m}$ と小さく，格段の改善が確認できた。

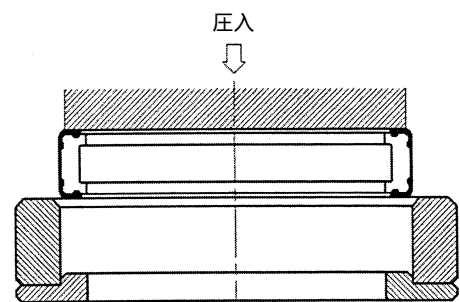


図5 はめあい締め代測定用装置  
Test rig for measurement of fitting interference

表4 はめあい締め代変化  
Change of fitting interference

軸受型番・仕様	締め代		締め代変化量	
	初期	100時間後	初期	100時間後
円筒ころ軸受 (NU214)	従来品	31	24	7
	改良品	31	30	1

4.2 温度上昇試験

深溝玉軸受(6311)を用いて回転試験時の温度上昇を調べ、樹脂層の薄肉化による放熱効果を確認した。  
(試験方法)

図6の試験装置を用い、表5の試験条件にて運転試験を行った。外輪母材(軸受鋼)表面と樹脂表面の温度差、および最も温度が上がりやすい内輪温度を測定する。測定温度は、6520rpmに回転を上げた時のピーク値とした。

(試験結果)

表6に示した通り、従来品が外輪母材と樹脂の温度差24.7 であるのに対し、改良樹脂被膜品では10.2 となり軸受内部から軸受箱側への放熱効率が向上したことが確認された。また、その結果として最も温度上昇の大きい内輪温度も低下した。

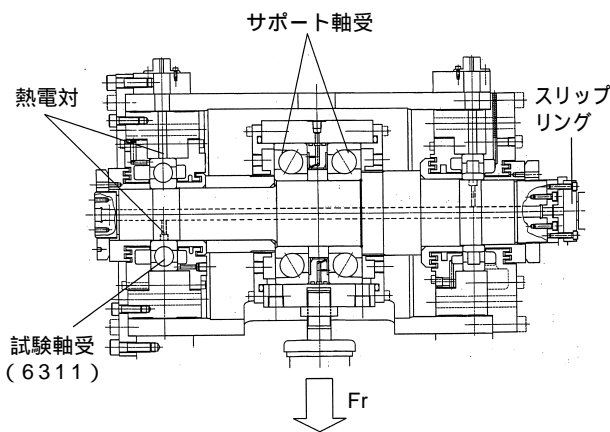


図6 回転試験装置  
Rotation test rig

表5 試験条件  
Test conditions of rotation test

回転数パターン 	回転数: 左記
	ラジアル荷重: 1.0kN/1軸受
	アキシャル荷重: 0kN
	グリース封入量(コニマックスR2): 軸受=20gr(30%) グリース溜り (軸端側) =90gr(100%) (反軸端側)=31gr(100%)

表6 回転試験における軸受温度上昇  
Temperature rise of bearings in rotation test

項目	従来品	改良品
外輪母材(軸受鋼)表面温度(1)	97.3	84.4
外輪樹脂表面温度(2)	72.6	74.2
(1) - (2)	24.7	10.3
内輪温度	127	112.3

4.3 落下衝撃試験

取り扱い時の衝撃荷重を想定して落下衝撃試験を行い、影響を調査した。

(試験方法)

軸受(6311, NU214)を、図7の要領で100mmの高さから自然落下させた後、温水浸漬(80の温水に1時間浸漬)し、絶縁抵抗値の変化によって樹脂被膜の異常有無を確認した。クラック等が発生した場合、温水浸漬によりクラック部に水が浸入し、絶縁抵抗値が低下する。なお、絶縁抵抗値は図8の装置を用いて測定した。

(試験結果)

落下時の衝撃部に若干の当たり跡は認められるものの、温水浸漬後の絶縁抵抗値は1000M 以上を示した。クラック等、樹脂部の破損は認められなかった。

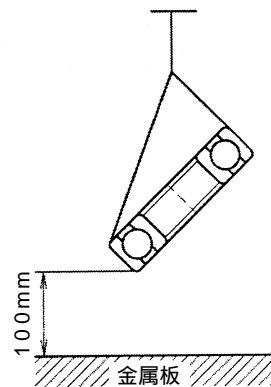


図7 落下衝撃試験  
Schematic drawing of drop test

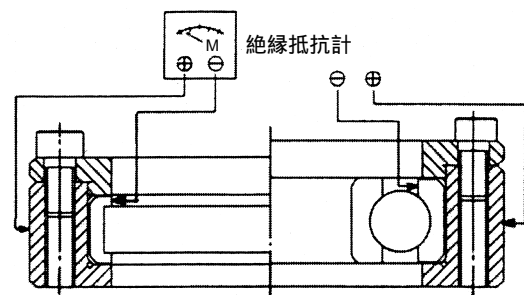


図8 絶縁抵抗測定用装置  
Test rig for measurement of insulation resistance

#### 4.4 組立て・分解試験

絶縁軸受が使用される鉄道車両用主電動機では、通常定期検査で軸受の取外し、再組み込みが繰り返される。この作業時に樹脂被膜に異常が発生しないかを確認するため、軸受（6311，NU214）の組立て・分解を繰り返し、性能劣化を調査した。

（試験方法）

図5の装置を用い、組立て分解を5回繰り返した後、温水浸漬後の絶縁抵抗値の変化によって樹脂被膜の異常有無を確認した。なお、組立ての際には樹脂被膜表面に主電動機軸受潤滑用グリースを塗布した。塗布グリースは、温水浸漬前にふき取った。

初期締め代：6311 = 28 μm

NU214 = 30 μm

（試験結果）

試験後の樹脂表面には、かじりやむしれ等の損傷はなかった。また、温水浸漬後の絶縁抵抗値は1000 M 以上を示し、樹脂内部も破損しないことを確認した。

#### 4.5 液体浸漬試験

主電動機用軸受がさらされる環境を想定し、各種の液体に浸漬し、樹脂被膜への影響を確認した。

（試験方法）

下記の条件でグリース、洗浄液に浸漬し絶縁抵抗の変化を確認した。

- グリース(ユニマックスR No.2，協同油脂製):  
100 × 24時間浸漬
- アルカリ洗浄液 (pH12) : 80 × 1時間浸漬  
80 × 3分湯洗浄

（試験結果）

液体浸漬後の絶縁抵抗値を測定したが、いずれも抵抗値の低下はなく、また表面状況も異常なかった。

一連の試験結果より、はめあい締め代変化を大幅に抑えられ、かつ、軸受温度上昇の抑制が可能となり従来の樹脂被膜絶縁軸受より性能を向上することができた。また、その他の軸受環境想定試験から十分実用可能であることが確認された。

## 5. まとめ

本稿では、樹脂層材料の改良と薄肉化により上昇温度と締め代変化を改良した樹脂被膜絶縁軸受について紹介した。改良軸受は従来品と比べ絶縁性能は同等であるにもかかわらず、運転時の内部温度が約15℃低く、さらに締め代変化が約7分の1と大幅に性能が向上している。

本軸受の適用により、鉄道車両用主電動機の長寿命化、検修回帰延長が一層進み、鉄道車両の信頼性向上に貢献できるものと考えられる。

## 参考文献

- 1) 井上仁，野村肇：NTN TECHNICAL REVIEW，63（1994）66
- 2) 日経メカニカル：1990年12月3日号（1990）29

## 回転センサ付軸受について

伊藤 浩義\*  
小池 孝誌\*\*

### Bearing with Integral Revolution Sensor

By Hiroyoshi ITO and Takashi KOIKE

A bearing with an integral revolution sensor will reduce the size and assembly time when compared to an application which uses a bearing and a general rotary encoder.  
This report includes the results of thermal shock tests of the magnetic encoder, both unmounted and mounted in the finished bearing assembly.

#### 1. まえがき

一般的に、ACサーボモータなどの回転数制御や回転角制御のために、モータハウジングの外側にロータリエンコーダが取り付けられるが、取り付けスペースの確保や、取り付け及び調整などの工数が必要となる。それゆえに、コンパクト化や工数の低減が求められている。そこで、軸受と回転センサ（ロータリエンコーダ）を一体化することにより、これらの課題を改善することができる。すなわち、回転センサ付軸受を使用することで、モータハウジングに本軸受を組み込むだけで、回転センサをハウジング内に組み付ける事が可能となる。したがって、コンパクトな設計や、組み立てコストの削減に寄与できることから、今後広い用途が期待される。

本稿では、NTNで開発した回転センサ付軸受の概要について説明する。

#### 2. 構造

図1に回転センサ付軸受の断面図を、写真1に外観を示す。

軸受内輪に磁気エンコーダを固定し、外輪（固定輪）側のセンサハウジング内に、磁気センサを配置した構造である。磁気エンコーダとしては、回転方向に沿っ

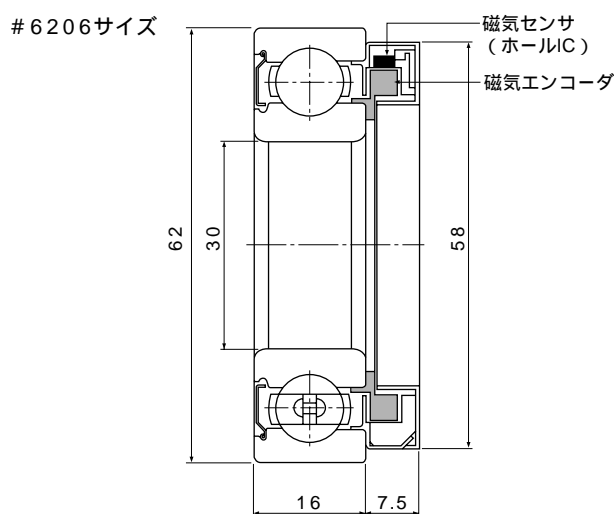


図1 断面図  
Schematic cross section

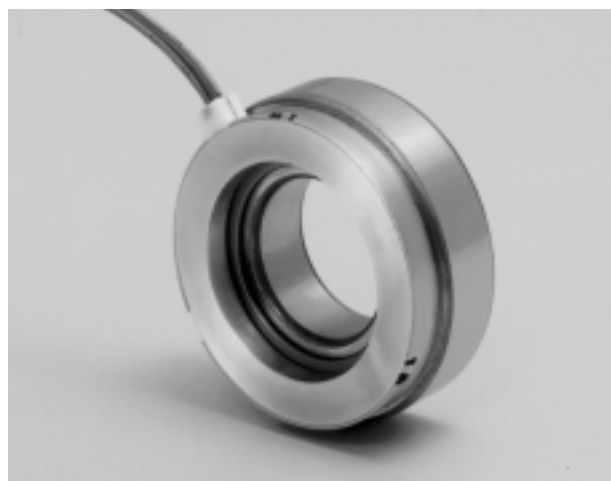


写真1 外観  
View

\*軸受技術部  
\*\*商品開発研究所

て、N極、S極交互に着磁されたリング状磁石を使用し、磁気センサはホールICを使用している。

内輪とともに磁気エンコーダが回転すると、外輪に固定された磁気センサの近傍をN極S極が交互に通過し、センサはこの磁界の方向変化によってON/OFFしパルス状の電圧を出力する。

### 3. 特徴

- ①軸受と回転センサが一体となっているので、ハウジングに軸受を組み込むだけで、回転センサの組み込み及び調整が不要である。
- ②軸受と回転センサが一体となっているので、コンパクトな設計が可能である。
- ③軸受の基準寸法は、標準軸受と同一である。
- ④外部磁界の影響を受けにくい。

### 4. 主な仕様

- ①軸受型番 : 6202 ~ 6212
- ②温度範囲 : -40 ~ 120
- ③入力電圧 : +5 ~ +24V DC
- ④出力信号 : 矩形波
- ⑤出力パルス数 : A, B相各々64パルス  
(90度位相差出力)  
軸受型番6206の場合であり、  
軸受サイズによって、出力パルス数は異なる。
- ⑥出力形態 : オープンコレクタ (図2参照)  
なお、上記以外の型番も可能であり、サイン波出力も可能である。

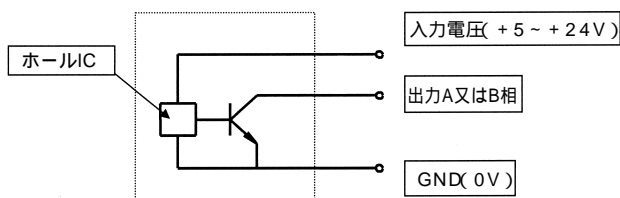


図2 回路図  
Schematic circuit

## 5. 磁気エンコーダ

### 5.1 磁気エンコーダの選定

磁性材料の内、フェライト系の材料は一般的に安価であるが、希土類系磁性材料に比べると磁氣的強度が低い。しかしながらホールICを検出素子とした磁気エンコーダの磁性材料としては十分な磁力を発生できる。また、磁性材の結合方法は、焼結あるいはプラスチック・ゴムなどのバインダによる結合方法がある。これらを比較すると、ゴムをバインダとした方法が、一般的に安価である。

そこで、磁気エンコーダの選定に当たり、コストメリットの大きい材質及び結合方法の候補材の中から機能評価を行なった。

表1に選定に当たっての、いくつかの候補材を示す。

表1 磁気エンコーダの材質  
Material of magnetic encoder

番号	バインダの種類	磁性材料の種類
1	HNBR	フェライト系
2	PA12	フェライト系
3	PPS	フェライト系

HNBRは、リング形状の芯金に加硫接着し、その他のサンプルについては、射出成形した磁石を、リング形状の芯金に圧入し製作した。

### 5.2 磁気エンコーダの冷熱衝撃試験

#### 5.2.1 サンプル仕様

- ①着磁外径 : 30.55
- ②着磁方向 : 半径方向
- ③着磁極数 : N, S各々32極
- ④着磁幅 : 1.5mm
- ⑤磁気強度 : 15mT (磁気ギャップ1mmにて)

#### 5.2.2 冷熱衝撃試験条件

図3に示す温度プロファイルにて、500サイクルまで放置試験を行なった。

なお、HNBRの磁気精度の測定は、初期、250サイクル後、500サイクル後に行ない、PA12及びPPSの測定は、初期及び500サイクル後に行なった。

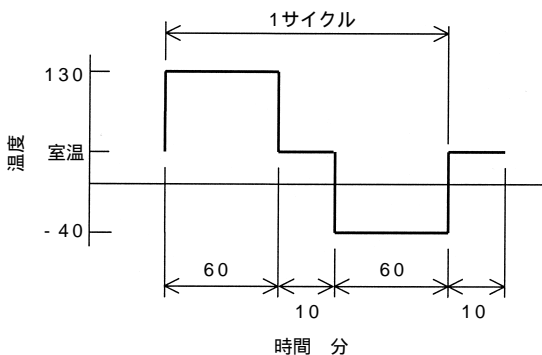


図3 冷熱衝撃試験のプロファイル  
Profile of thermal shock test

5.2.3 冷熱衝撃試験結果

試験結果を図4と図5に示す。

500サイクル試験後のPA12及びPPSは、温度による磁気精度の劣化が大きかったが、HNBRは、変化が小さく、良好な結果が得られた。

なお、今回使用したPA12及びPPSは、HNBRに比べて初期状態から着磁幅ばらつきが大きかった。

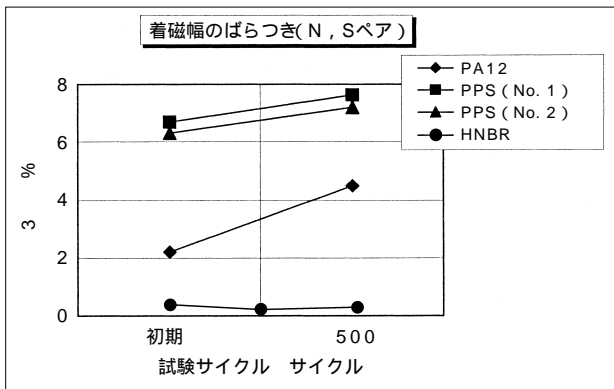


図4 PA12及びPPSの着磁幅ばらつき  
Dispersion of magnetic width to PA12 and PPS

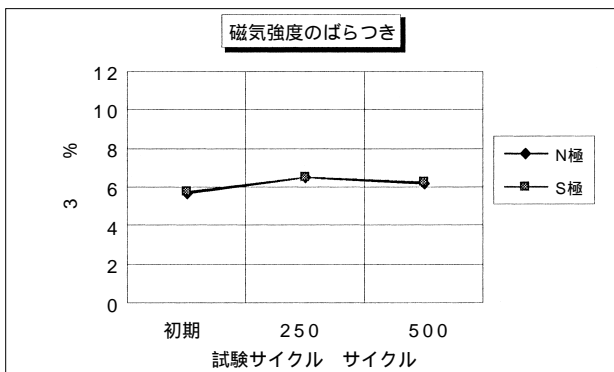


図5 HNBRの磁気強度ばらつき  
Dispersion of magnetic intensity to HNBR

6. 回転センサ付軸受完成品の冷熱衝撃試験

6.1 冷熱衝撃試験条件

磁気エンコーダ単体の冷熱衝撃試験にて、磁気精度が良好であったHNBRを採用し、5.2.2で示した温度プロファイルにて完成品の冷熱衝撃試験を行なった。250サイクル毎に試験機より取り出して、室温にて6.1.1項に示すセンサ出力精度を測定した。

6.1.1 精度測定項目

下記①～③の各精度は、図6に示す出力パルス列を基に計算される。

- ①隣接ピッチ誤差(%) =  $\frac{|(T_n - T_{n+1})|}{T_n} \times 100$   
(n = 1, 2, 3...64)
- ②デューティ比(%) =  $\frac{T_p}{T_n} \times 100$
- ③A B相進み角度(度) =  $\frac{T_{AB}}{T_n} \times 360$

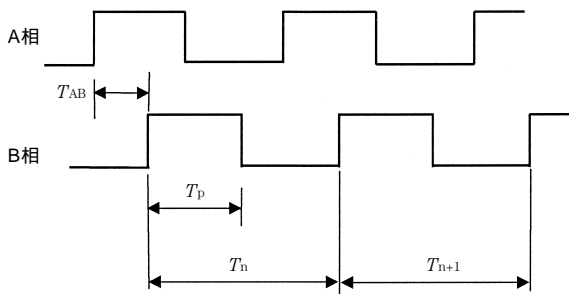


図6 出力パルス列  
Pulse line of output

6.1.2 精度測定方法

図7に示すようにサンプルを取付け、写真2に示すように軸端に光学式ロータリエンコーダを接続することで、光学式ロータリエンコーダを基準に、サンプルの出力精度を測定した。

6.2 精度測定結果

図8～図10に示すように、初期から1000サイクルまで、精度の著しい変化は見られず良好な結果であった。



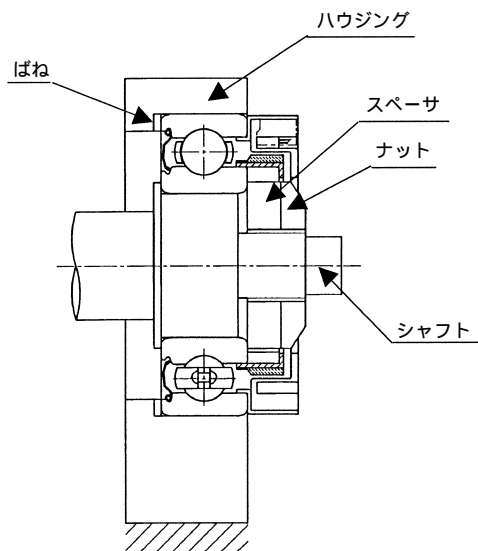


図7 サンプルの取付  
Fix of sample



写真2 出力精度測定装置  
Measurement system of output accuracy

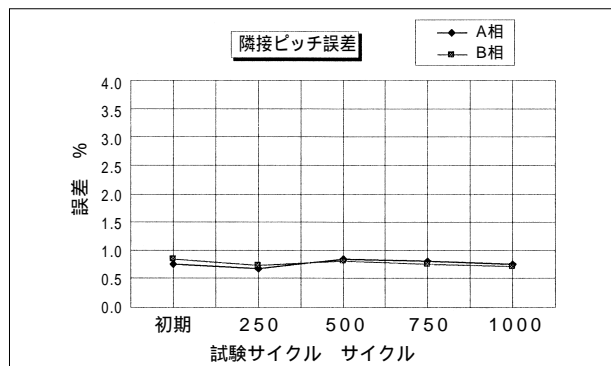


図8 隣接ピッチ誤差  
Adjacent pitch error

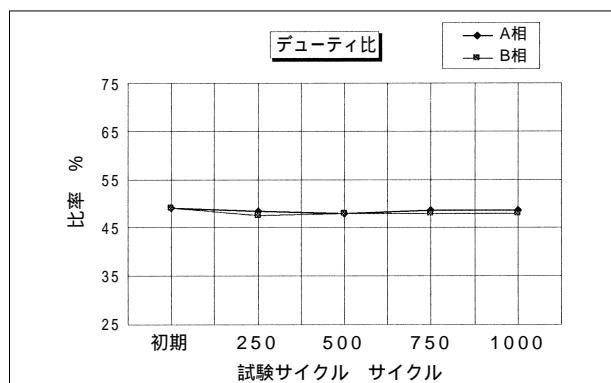


図9 デューティ比  
Duty

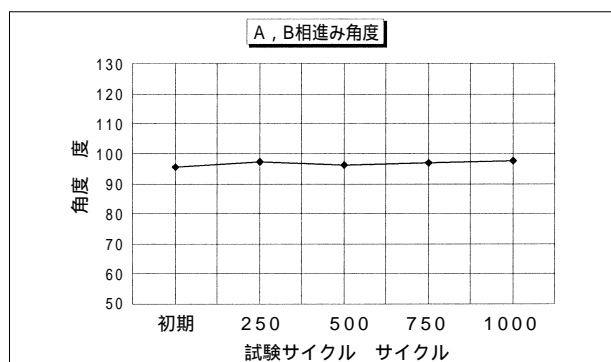


図10 A, B相進み角度  
Angle difference between A & B signals

## 7. あとがき

軸受とエンコーダ機能を一体化することで、省スペース、エンコーダの組み付け調整不要などの特長を有する、回転センサ付軸受を開発した。

この回転センサ付軸受は、激しい温度変化の環境下でも、安定した状態が得られることが確認できた。今後は更なる高分解能化及び小型軸受への適用を図って行く。

また、回転センサ付軸受は、磁気エンコーダ並びに磁気センサを使用しているため、外部から磁界を受けた時、出力精度に影響を及ぼすことが予想される。外部磁界の影響を小さくするために、磁場解析と磁気回路の最適化により対策を行なっている。これについては「回転センサ付軸受への磁場解析の適用」に詳細を述べる。

## 回転センサ付軸受への磁場解析の適用

小池 孝誌\* 永野 佳孝\*

### Magnetic Field Analysis of Integrated Sensor Bearings

By Takashi KOIKE and Yoshitaka NAGANO

Many electromagnetic parts (actuators, sensors, etc) are used in automobiles. NTN has many electromagnetic products that include hub bearings with a built-in ABS sensor, integrated sensor bearings, and electromagnet MCUs (mechanical clutch unit). The design of these products is difficult, because magnetic flux leaks to the surroundings and magnetic materials have non-linear magnetic characteristics. Magnetic field analysis using FEM is a useful design tool for solving these problems. In this paper we describe the development of the high performance integrated sensor bearings supported by the magnetic field analysis.

#### 1. まえがき

最近の自動車は著しい電装化が進み、アクチュエータやセンサなどに多くの電磁部品が使われるとともに、これらの小型・軽量化、高性能化のニーズが大きくなっている。この潮流に対応した当社の磁気応用商品としては、磁気エンコーダとセンサを内蔵したABSセンサ内蔵ハブ軸受や回転センサ付軸受、そして電磁クラッチを内蔵した電磁式MCU(Mechanical Clutch Unit)を挙げることができる。

磁気を利用した商品の設計には、磁気が空気を透過する磁束漏洩という現象や、鉄などの磁性材料の非線形磁気特性などを考慮しなければならないため、多くの困難を伴う。このような問題の解決策として、有限要素法による磁場解析がある。構造解析と異なり、磁場解析では磁束漏洩に対処するためモデル周辺の空気にも要素を作成しなくてはならず、要素数が膨大となるので従来はEWSクラスの計算機が必要であった。しかし、最近の計算機の著しい性能向上により数十万要素程度ならパソコンでの磁場解析も可能となり、さまざまなアプリケーションに磁場解析が適用されるようになってきている。

本稿では、磁気センサを用いた回転センサ付軸受の磁気的特性の向上を目的として行った有限要素法による磁場解析について、実機の試験結果と解析結果および両者の比較を含めて紹介する。

#### 2. 回転センサ付軸受

回転センサは軸受とは別に設置されることが一般的であったが、転がり軸受と磁気センサを一体化することにより、省スペースおよび組立工数の削減が期待できる。回転センサ付軸受の構造を図1、外観を図2に示す。この軸受は、回転軸側である内輪に磁気エンコーダを、固定側の外輪に磁気を検出するホールセンサを取り付ける構成となっている。

本軸受においては、回転数に加え回転方向を検出するために、2個のホールセンサを磁気エンコーダパルスの位相に対し90度ずらして取り付けている。

図3に示すように、磁気エンコーダの表面にはN極とS極が交互に着磁されており、N極からS極に磁束が流れている。磁気エンコーダが回転すると、所定の回転角ごとにホールセンサを通過する磁束の方向が変わるため、この磁束方向の変化を電気信号として検出することにより、回転数を計測できる。

\*商品開発研究所

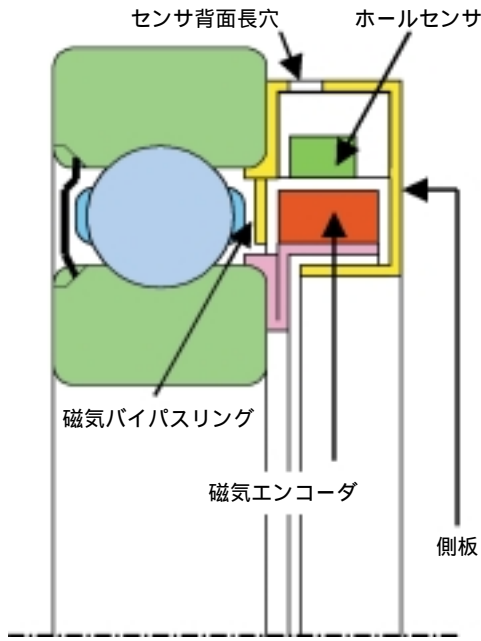


図1 回転センサ付軸受の断面図  
Sectional view of integrated sensor bearing

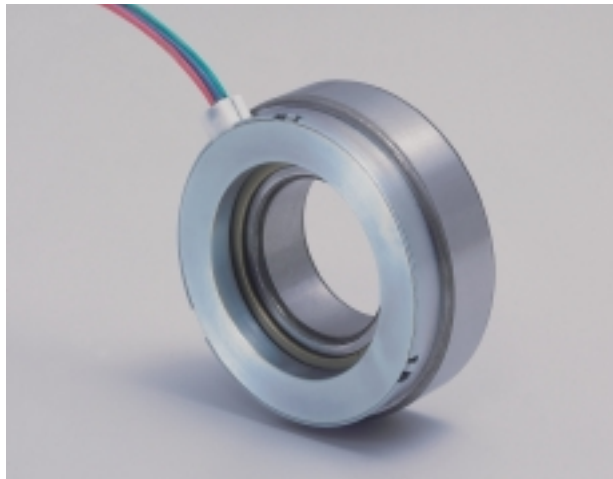


図2 回転センサ付軸受の外観  
External view of integrated sensor bearing

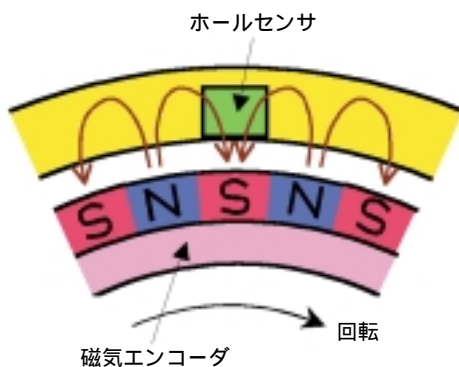


図3 回転センサの概略図  
Schematic view of integrated sensor bearing

### 3. 磁場解析モデル

回転センサ付軸受の用途の代表例として、モータ用支持軸受を挙げることができる。このような場合においては、モータから漏洩する磁界によって、回転センサが誤動作しない設計（耐漏洩磁束対策）を行う必要がある。そのため、磁場解析を用いて構造の最適化による耐漏洩磁束性の向上を図った。

#### 3.1 耐漏洩磁束性試験機

耐漏洩磁束性試験機を図4に示す。試験機に軸受を設置し、モータに相当する漏洩磁束発生用コイルに電流を流すと、図6のような漏洩磁束が軸受に流れる。この状態で軸を一定回転速度で回転させると、漏洩磁束が十分小さい場合には、センサから回転に同期した規則的なパルスが出力される。しかし、コイルから発生する磁束がある強度に達すると、パルスの規則性が乱れ回転センサとして機能を果たさなくなる。したがって、この時のコイルの起磁力によって、耐漏洩磁束性を評価することにした。

磁場解析では、試験機の解析モデルを作成し、かつモデル規模を削減するために、軸対称モデルとして取り扱った（図5）。

#### 3.2 磁気エンコーダの着磁分布

解析モデルの作成にあたり、磁気エンコーダの内部の着磁分布は不明であるため、エンコーダ表面（ギャップ0mm）からギャップ3mmまでの磁気強度を測定し、この測定結果に一致するようにエンコーダ内部の着磁分布を設定し、解析を行った。

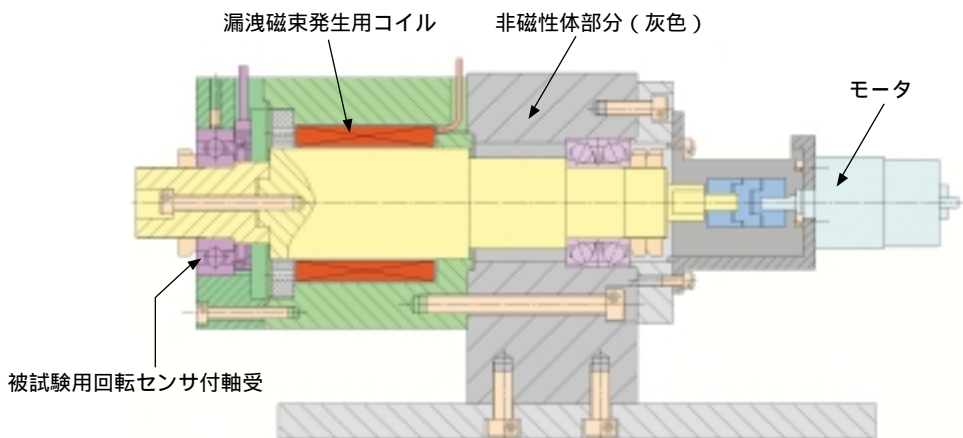


図4 耐漏洩磁束性試験機  
Evaluation equipment for magnetic flux leakage durability

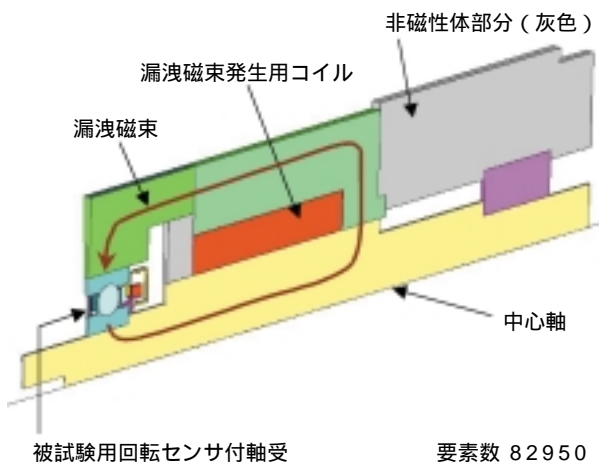


図5 磁場解析モデル  
Magnetic field analysis model

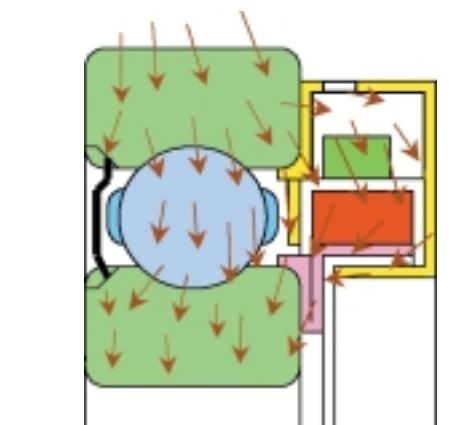


図6 軸受に流れる漏洩磁束  
Magnetic leakage flux through the bearing

#### 4. 解析および試験結果

前述のように耐漏洩磁束性は、試験機のコイルの起磁力で評価する。誤動作を開始する起磁力が大きい程、耐漏洩磁束性が高いことになる。以下に、耐漏洩磁束性に影響を及ぼす要因について述べる。

##### 4.1 構造部材の影響

図7に示す初期設計に対し、磁気エンコーダの半径方向厚さおよび各部品の材質が耐漏洩磁束性に及ぼす影響を、解析と実験の両面から検証した。表1に試験条件を示す。初期設計は試験条件1に相当する。

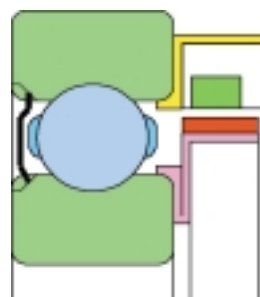


図7 初期の設計形状 (試験条件1)  
Prototype

表1 構造部材の試験条件  
Test condition of construction parts

試験条件	保持器	シール	側板	磁石厚
1	SPCC	SPCC	無	1mm
2	SPCC	SPCC	無	3mm
3	SPCC	SPCC	SS400	1mm
4	SPCC	樹脂	無	1mm
5	樹脂	SPCC	無	1mm

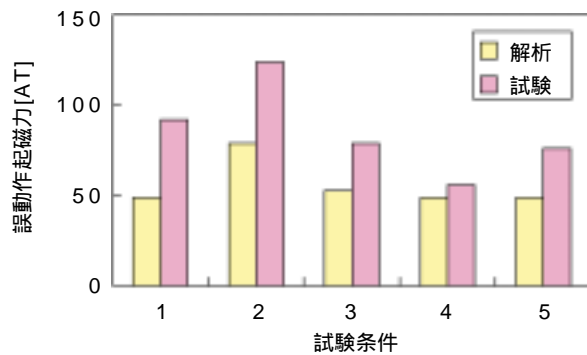


図8 構造部材の影響  
Effect of construction parts

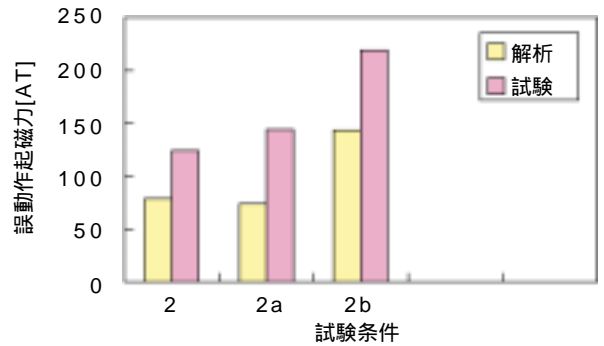


図9 磁気バイパスリングの影響  
Effect of magnetic bypass ring

図8の結果から試験条件2の磁気エンコーダを厚くすることが、耐漏洩磁束性を向上させることがわかる。

この図において解析結果と試験結果で値が異なるが、誤動作起磁力の傾向は同じであり、解析が有効に利用できることがわかる。絶対値の異なる原因としては、解析モデルが軸対称モデル（厳密にはN極とS極の繰り返しモデル）となっており、軸受の転動体である鋼球をモデル化していないことに起因すると考えられる。すなわち、試験では鋼球が磁気バイパスの役目をするため、その分だけセンサを通過する漏洩磁束が減少し、結果として誤動作起磁力が解析に比べて高くなっていると推測される。

#### 4.2 磁気バイパスリングの影響

耐漏洩磁束性が向上した試験条件2をさらに改善するために、図1に示すような磁気バイパスリングを挿入した。このバイパスリングを挿入することにより、試験機の漏洩磁束がセンサを通過せずにリングへ流れることが期待できる。表2の試験条件に示すように、内輪外径と外輪内径に嵌合する2種類のリングを製作し、解析および試験を行った。図9に示すように、外輪内径に嵌合する試験条件2bは期待どおりの効果を発揮したが、内輪外径へ嵌合した試験条件2aは、バイパスリングのギャップとセンサのギャップが接近しているため、バイパスリングのギャップから洩れた漏洩磁束がセンサに流れ、誤動作起磁力は向上しなかった。

#### 4.3 側版とセンサ背面の長穴の影響

漏洩磁束をセンサの感受方向である径方向に通過させないためには、センサ付近での磁束の向きを軸方向

表2 磁気バイパスリングの試験条件  
Test condition of magnetic bypass ring

試験条件	挿入位置	ギャップ
2	なし	-
2a	内輪側	0.3mm
2b	外輪側	0.3mm

にすればよい。そこで、試験条件2のテストピースのセンサ背面に図10に示すような円周方向の長穴を追加した。解析は軸対称モデルで行ったので、長穴は円周方向に連続したスリットでモデル化している。表3に示す条件で試験（2, 2c, 2d）および解析（2, 2e）を行った。

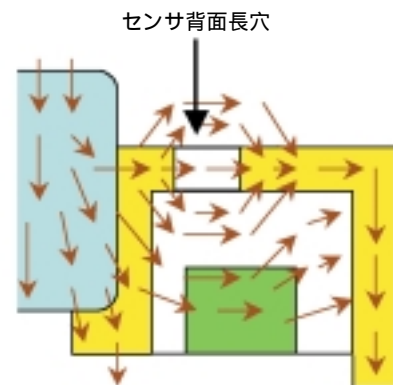


図10 センサ背面長穴による磁束の方向  
Magnetic flow influenced by hole

表3 センサ背面の長穴の試験条件  
Test condition of hole

試験条件	長穴の円周長	側板
2	なし	なし
2c	4mm	SS400
2d	16mm	SS400
2e	全周	SS400

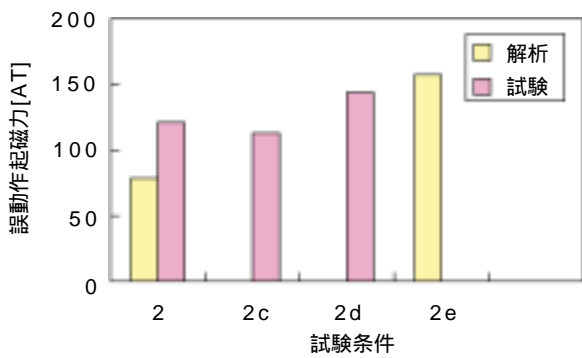


図11 センサ背面の長穴の影響  
Effect of hole

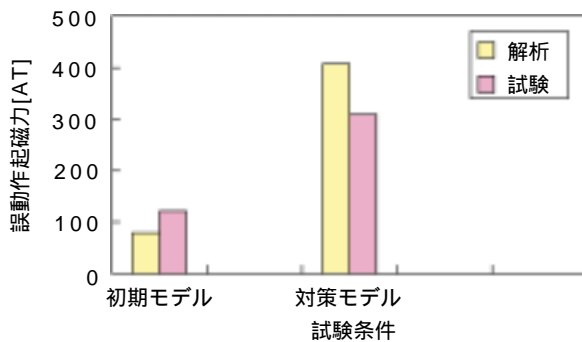


図12 対策効果  
Total Effect

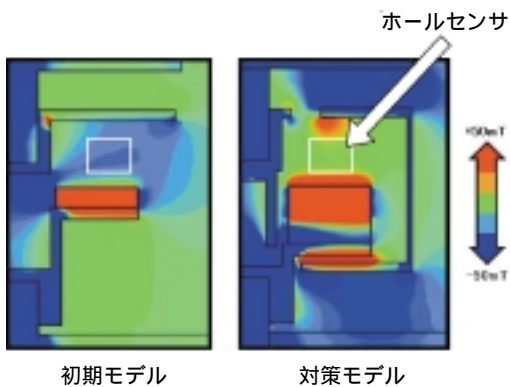


図13 磁束密度の比較(-50mT ~ +50mT)  
Comparison of magnetic flux distribution

この結果を図11に示す。長さ4mmの長穴では効果はなく、16mmで効果が確認できた。円周方向に連続したスリットを想定した解析ではさらに高い効果を確認できたことから、実機においては、できるだけ円周方向に長い長穴を開ける必要がある。

#### 4.4 総合評価

以上述べた対策を施すことにより、初期設計(図7)に比べてどの程度耐漏洩磁束性が向上するか検証した。図12に示すように、試験値で対漏洩磁束性が2.5倍向上した。図13に磁場解析による磁束密度分布の比較を示す。この図はセンサの感受方向である径方向(図では上下方向)成分の分布である。下方向を示す青色は試験機から発生する磁束、上方向を示す赤色は磁気エンコーダから発生する磁束を概ね示している。図中、白枠はホールセンサの位置を示す。この位置での磁束密度は初期モデルでは青色(下向き)であるが、対策モデルでは緑色になっており、漏洩磁束の影響が弱まっていることがわかる。

#### 5. まとめ

磁場解析による回転センサ付軸受の耐漏洩磁束性の改善について紹介した。

解析結果と試験結果の比較から、磁場解析が設計ツールとして十分有効であることが確認できた。また、耐漏洩磁束性を向上させる改善対策の効果を予測することが可能であることもわかった。

今後も磁気を取り扱う当社の商品において、磁場解析を適用することで、設計の最適化や開発期間の短縮に役立たせていきたい。

## 電動サーボ射出成形機用ボールねじへの取組み

信朝 雅弘\* 柴田 靖史\* 牛田 公人\* 小和田 貴之\*

### Development of Ball Screws for Electric Servo Injection Molding Machines

By Masahiro NOBUTOMO Yasushi SHIBATA Kimihito USHIDA Takayuki OWADA

In comparison with hydraulic injection molding machines, electric servo injection molding machines consume less than a third of the electric power, can control positioning of the mold with higher precision, and use no oil, which contributes to a cleaner environment. With these features highly valued in the market, electric servo injection molding machines have become widely accepted within a short period of time. Among the background factors in the acceptance of this significant change is the introduction of servo-motors which provide high output and a critical element of these servo-motors is the high load capacity ball screw.

NTN has successfully developed a series of ball screws with high load capacity for electric servo injection molding machines.

A NTN, a variety of tests have been conducted using a newly constructed dedicated test machine to evaluate the performance of ball screws used in electric servo injection molding machines and to investigate modifications for various applications.

Described in detail below are the results of these tests and how they were used to make desired design modifications.

#### 1. まえがき

油圧機と比較し消費電力が約1/3以下、高精度の位置決め制御、油を使用しないクリーンな環境などが市場で評価され、電動サーボ射出成形機は急速に普及してきた。その背景として高出力のサーボモータの登場と共に必要不可欠な機械要素として高負荷容量のボールねじが挙げられる。

電動サーボ射出成形機用のボールねじは、高い負荷容量を得るため、ねじ溝形状や熱処理方法等の内部設計を工夫している。しかし、特に射出軸で使用されているボールねじは短ストローク、高荷重で繰り返し往復駆動されるため潤滑面で厳しい環境にあり、潤滑不良を防止するためには極圧性に優れたグリースの給脂が不可欠である。NTNでは射出成形機の駆動を模擬した専用試験機を導入し、特に潤滑面に着目して各種試験を実施してきた。本稿では試験で得られたデータを元にNTNの電動サーボ射出成形機用ボールねじに対する取組みとその成果について述べる。

#### 2. 高負荷容量ボールねじのシリーズ化

使用ボール径のサイズアップ、ねじ溝形状の最適化、特殊熱処理の採用により工作機械や半導体製造装置用のボールねじに対して同軸径、同リードでも負荷容量が高い射出成形機専用のPBS（電動射出成形機用ハイパワーボールねじ）をシリーズ化した。軸径は50mm～200mm、リードは16mm～50mm、全42型番を標準化しており高負荷容量を求められる型締め軸や射出軸用に広く採用されている。

#### 3. 専用試験機の構造

電動サーボ射出成形機用ボールねじの開発には射出成形機独特の駆動パターンでの耐久試験を行いボールねじの損傷形態を知ることが非常に重要である。このため専用の大型試験機を2台製作した。

専用試験機の外観を写真1に、また基本構造を図1に示す。この試験機は以下の特長を持っている。

\*精機商品技術部

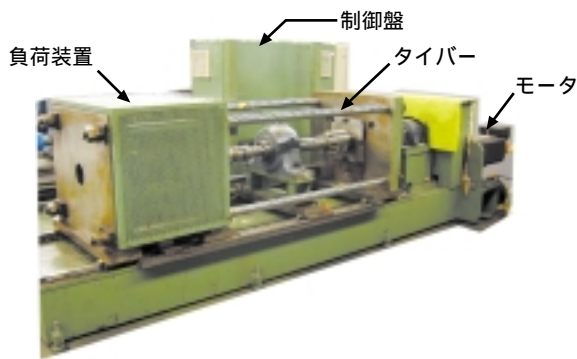
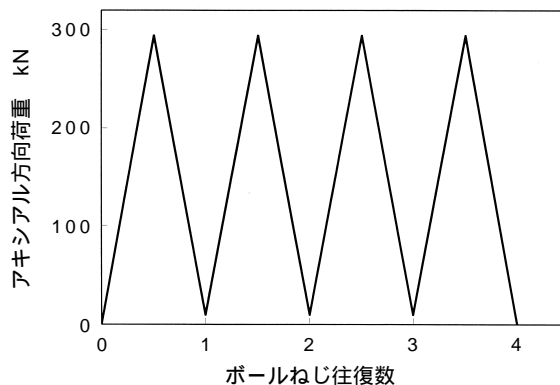


写真1 電動サーボ射出成形機専用ボールねじ試験機  
The ball-screw test machine only for electric servo injection molding machines



最大アキシャル荷重	294kN
最高回転速度	350r/min
1サイクルショット数	4往復×2 shots
ボールねじ移動距離	17.5mm

図2 試験パターン  
The operational pattern of a ball screw test

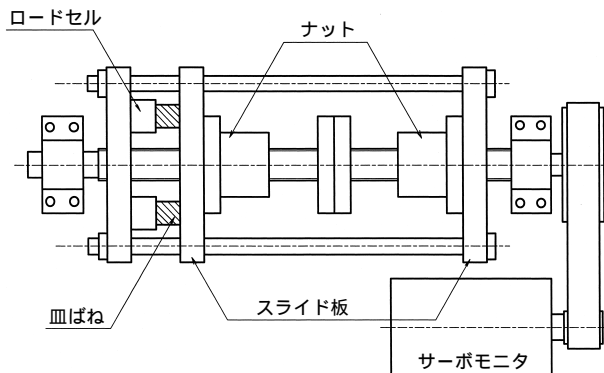


図1 基本構造  
Basic structure

表1 ボールねじ諸元  
Specifications of test ball screw

軸径	100mm
リード	25mm
使用ボール径	3/4 (= 19.05mm)
循環巻数	3.5巻2列 すきま品
基本定格荷重 $C_a$	810kN
基本静定格荷重 $C_{0a}$	2450kN

- ①高性能サーボモータの採用により軸径 100mm超の大径ボールねじを短いサイクルで駆動できる。
- ②負荷荷重を相対する2本のボールねじで受ける構造のため、同一荷重条件で2本のボールねじの比較評価が可能。
- ③2本のボールねじの条件(リード, 巻き方向)を変更することにより任意に運転サイクルを変えられる。

電動サーボ射出成形機で使用されている4箇所のボールねじの内、最も荷重条件の厳しい射出軸の駆動パターンを参考にして図2の基本パターンを決定した。試験に使用したボールねじ諸元を表1に示す。

ボールねじの行き、復りともに負荷荷重が加わっているため、実際の射出成形機のショット数で考えると、寿命計算上は1往復で2ショットに相当する。以下、ボールねじ1往復を2ショットに換算して使用ショット数と表示する。

#### 4. 潤滑不良対策による長寿命化

##### 4.1 損傷の形態調査

射出軸で使用されるボールねじは、短ストローク、高圧(高荷重)下で繰り返し稼働するため、ボールの競り合い現象発生時におけるボール間の潤滑を考えると非常に過酷な状態にあるといえる。

通常、ボールねじに負荷を与えて揺動運転すると、ナット内のボール間で競り合い現象が発生しボール間に介在する油膜形成が困難になり、次第にトルクが増大するという現象が発生するが、負荷を開放することによりその競り合い現象は解消されると考えられてきた。

しかし、射出軸用のボールねじは使用条件、潤滑条件等により異常摩耗が起こり早期寿命を招くことがあった。この原因としては、射出軸用ボールねじが無負荷領域のストロークが短く、競り合い現象が解消される前に次の射出工程に入ってしまうためと考えられ



る。これに対し、トグル機構を用いた型締め軸用ボールねじは無負荷領域で駆動するストロークが長いので、ボールの競り合い現象が都度解消され潤滑不良が発生しにくい。

写真2～写真3は図2の条件下でグリースを給脂せず連続で40万ショット駆動した時の軸の転走面及びボールの外観写真である。グリースは市場でよく使用されているグリースBを運転初期にナット内に100%封入した。軸、ナットのボール転走面の損傷は判別できないくらい小さいにも関わらずボールの表面には多数の傷が認められた。またグリース中にはボールの摩耗粉が混入していることも判明した。このまま駆動を続けるとボールの摩耗が促進されグリースが劣化し摩耗粉の噛みこみにより軸、ナットのボール転走面も損傷を受けてくる。



写真2 グリースBを100%初期封入した  
40万ショット後の軸ねじ溝  
The groove of the shaft after 400,000 shots

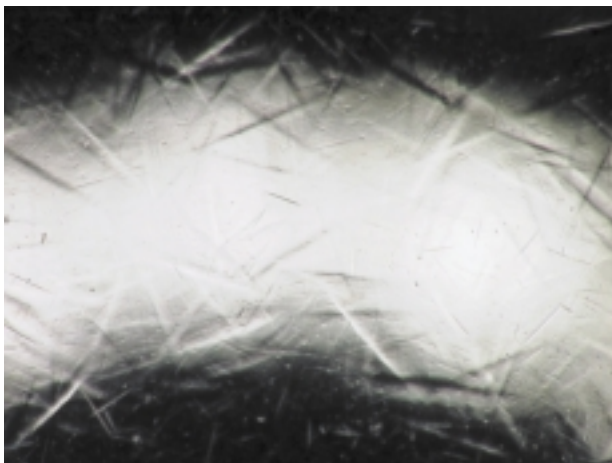


写真3 グリースBを100%初期封入した  
40万ショット後のボール  
The ball after 400,000 shots

#### 4.2 スペーサボール使用の効果

図3は全てのボールが同じ径である総負荷玉仕様のボールねじの模式図である。ボールは軸、ナットの転走面間で負荷を受けているため同じ方向に転がっている。この状態でボールに競り合い現象が発生すると隣合うボール間では回転が逆方向となり、ボール間に相対滑りが発生する。ボール同士は点接触のため、この部分での油膜形成は困難であり局部的な潤滑不良によりお互いのボールには傷がついてしまう。ボール同士の摩擦により傷が発生するメカニズムを検証するため、径の小さなスペーサボールを負荷玉の間に挿入し試験を行った。図4はスペーサボール使用時の模式図で負荷玉とスペーサボールを1：1の割合で使用すれば隣合うボールの相対回転は逆方向となり滑りから転がりへと移行する。また負荷玉：スペーサボール（スペーサボール比率）を4：1～1：1まで換えた場合のボール損傷度合いの違いも調査した。

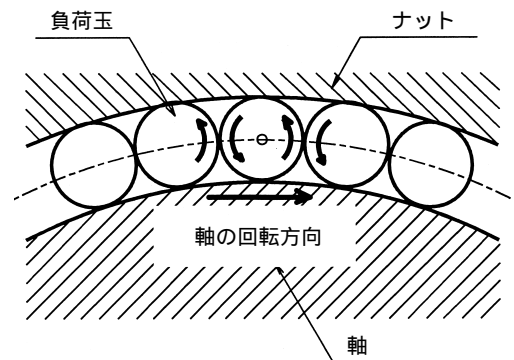


図3 総負荷玉仕様のボールねじの模式図  
The structure of ball screw without spacer-ball

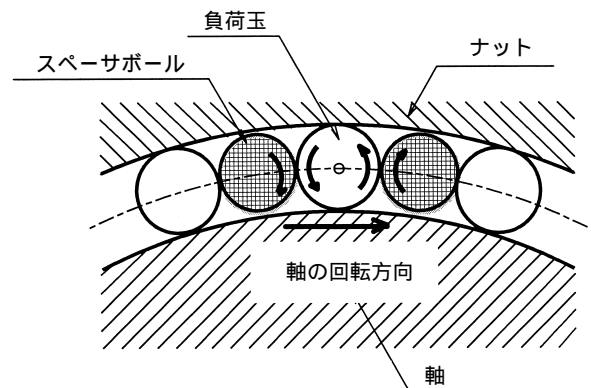


図4 スペーサボール使用時の模式図  
The structure of ball screw with the spacer-ball

図5に試験後のボール真円度を示すがスペーサボール比1：1の場合は損傷がほとんど認められず，負荷玉の比率が高いほど損傷度合いも大きいことが判った。写真4にスペーサボール比率3：1のボールを示すが隣り合うボールが負荷玉である②のボールが片側のみスペーサボールと接触するボール①，③より損傷が大きいことが判る。

この試験結果より，負荷玉同士の相対すべりにより，ボールが損傷することが確認された。

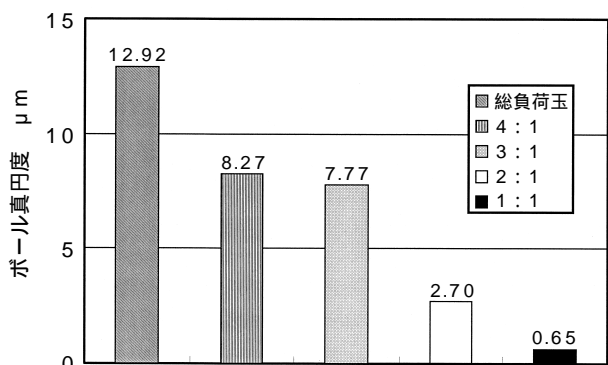


図5 試験後のボール真円度  
Roundness of ball after test

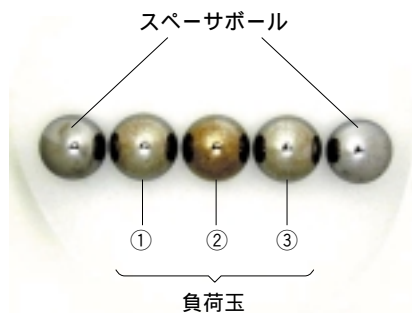


写真4 スペーサボール比率3：1のボール  
The ball of the spacer-ball ratio 3:1

### 4.3 グリースの比較試験

グリースの種類によってボール損傷に差が認められるか図2の条件で確認試験を行った。試験後のボール真円度測定結果を図6に示す。ここに示すB～Fは市販品のグリースであるがボール損傷には大きな差が認められた。電動サーボ射出成形機用として好ましいグリースはボールと転走面間の油膜形成に優れていることとともにボール同士の接触面での潤滑性に優れている必要がある。この点に着目し各種の試験を繰り返しNTNグリースAを開発した。このグリースはボール同士の点接触面という油膜形成に不利な状態でも潤滑性の高い特長がある。図6に示すように他の市販グリースと比較してもボール損傷が非常に小さいことが判る。またウレア系のグリースであるため高温でも十分な潤滑性能を有しており基油粘度が低いため発熱も少ない。

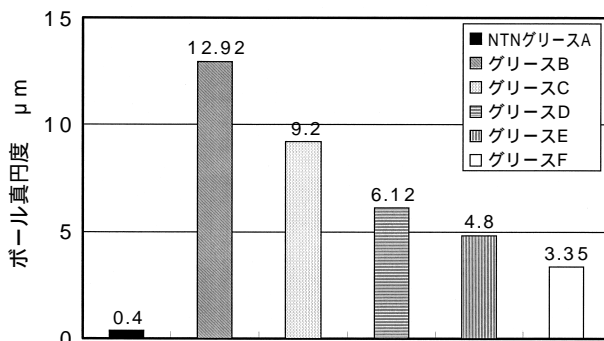


図6 グリースの種類によるボール損傷の差  
The ball damage by the kind of grease

表2 グリース一覧  
Test grease

グリース	増ちょう剤
NTNグリース A	ウレア
グリース B	リチウム
グリース C	リチウム
グリース D	リチウム
グリース E	リチウム
グリース F	リチウム

4. 4 電動サーボ射出成形機用リテナ付きボールねじ

4. 4. 1 リテナ付きボールねじの仕様

ボール間の局所的な潤滑不良を防止するためスペーサボールを使用することは有効な手段ではあるが負荷を受けるボール個数が減少するため負荷容量が低下する問題がある。そこで負荷容量を低下させることなくボール同士の接触をなくすために、適正な幅をもたせたりテナ（間座）をスペーサボールの代わりに負荷ボール間に挿入する方法を採用した。

この考えを元に各種の試験を重ね潤滑剤の保持効果が高いリテナの設計や循環に適したチューブやナットの設計を行い電動サーボ射出成形機用リテナ付ボールねじを開発した。1列あたりの負荷ボールの減少は数個分に押さえられ、計算上の負荷容量も総負荷玉と比較し95%以上を確保している。

4. 4. 2 リテナ付きボールねじの効果

表1の基本仕様ボールねじをリテナ付ボールねじに置換えて耐久試験を実施した。

試験条件は図2と同一で潤滑はグリースBを運転初期にナット内に100%封入し、その後100万ショット毎にナット内に20cc給脂した。

写真5，図7に992万ショット後のボールの外観写真と真円度データ，図8に耐久試験時の真円度の推移を示す。ボール表面には目立った傷は認められず，真円度も平均0.37 μmと新品に近い状態であり，リテナがボール損傷対策について非常に有効な手段であることが判った。また駆動後のリテナにも損傷は認められず良好な結果であった。

次に，潤滑をグリースB初期封入のみとした耐久試験を行った。試験条件を表3に示す。総負荷玉の試験では約11万ショット運転後，グリース中の鉄粉濃度が急激に上昇したため試験を中止した。これに対しリテナ品は無給脂で総負荷玉の10倍の105万ショットまで駆動した。

表3 グリース初期封入のみの耐久試験条件  
The durability-test conditions which only enclosed grease at the first stage

最大アキシャル荷重	323kN
最高回転速度	350r/min
1サイクルショット数	4往復×2 shots
ボールねじ移動距離	62.5mm

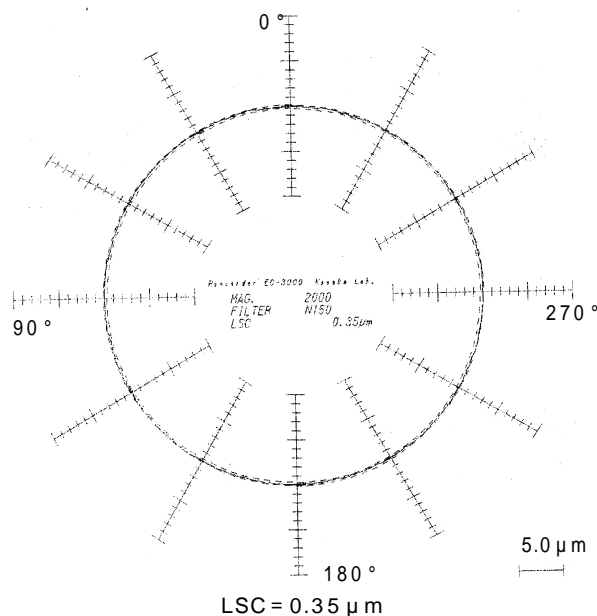


図7 リテナ付きボールねじ 992万ショット後のボール真円度データ  
Ball roundness after 9,920,000 shots with retainer



写真5 リテナ付きボールねじ992万ショット後のボール外観  
Ball appearance after 9,920,000 shots with retainer

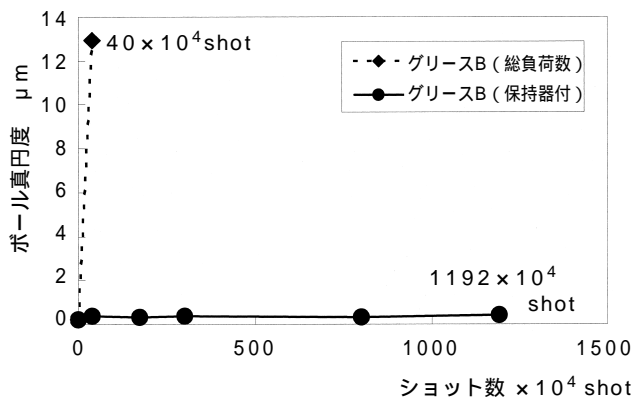


図8 耐久試験時のボール真円度の推移  
Change of Roundness of ball at durability test

表4に結果を示すが総負荷玉品はグリース鉄粉濃度が約10%以上と非常に高く鉄粉はそのほとんどがボールの材質であることが判った。これに対しリテナ付ボールねじでは総ショット数が10倍であるにも関わらずグリース中の鉄粉濃度は0.02%, ボールの真円度も0.5 μmとほとんど劣化が認められず給脂を行わなくてもその効果の高さが立証された。

- (2) グリースの種類によりボール損傷に大きな差が認められ、ボール間の摩擦に対し潤滑効果の高いグリースを開発した。
- (3) 開発した射出成形機用リテナ付ボールねじはボール損傷問題に対し非常に高い効果が認められた。
- (4) リテナ付ボールねじは総負荷玉ボールねじに比べ潤滑剤の給脂量を減らすことが可能である。



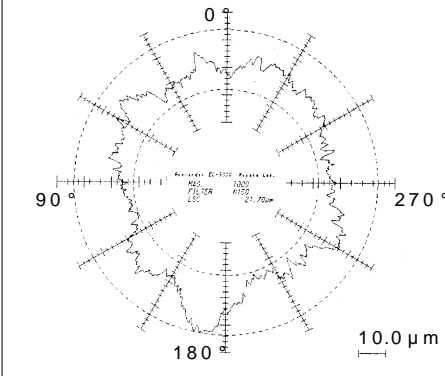
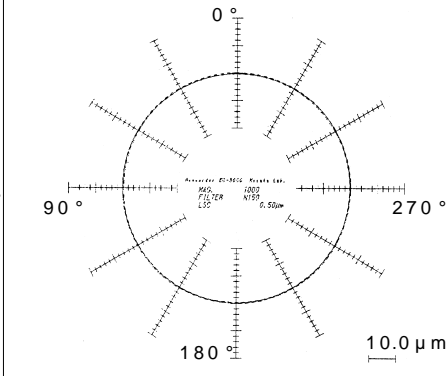
5. まとめ

電動サーボ射出成形機に使用されるボールねじの損傷形態を解析し主に潤滑面からの改善を行った。

使用条件の厳しい電動サーボ射出成形機やサーボプレス機用に「開発グリース」と「射出成形機用リテナ付ボールねじ」は潤滑性能向上対策として有効な手段である。今後、省エネ要求や環境問題により油圧機の電動化が進み、その使用用途も拡大していくものと考ええる。

- (1) 短ストローク、高荷重で使用するボールねじについては、十分な潤滑がなされないとボール同士の摩擦によりボールが早期に損傷する。

表4 グリース初期封入のみの耐久試験結果  
The result of durability-test without re-lubrication

	総負荷玉仕様品	リテナ仕様品
Shot数	11万shot	105万shot
ボール外観		
ボール真円度		
	LSC=21.70 μm	LSC=0.50 μm
試験後グリース鉄粉濃度	10wt%以上	0.019wt%

## 動圧ベアファイトユニット



動圧ベアファイトを、スピンドル軸・ハウジングとユニット化し、ラジアル・スラスト両荷重を動圧軸受で負荷できるようにしました。潤滑油が含浸された状態で供給可能ですので、ロータに装着するだけで高精度回転が達成できます。

### 特長

- HDDの高密度記録化に対応できる高い回転精度
- 2.5インチHDDに対応できる「コンパクト」「超薄型」「耐衝撃性」
- 転がり軸受に比べ静粛で、家庭用情報機器に最適
- 従来の流体動圧軸受より低コスト化が可能

### 用途

- HDD用スピンドル
- 高容量光ディスク用スピンドル
- その他 小型情報(携帯)機器など

詳細は、本号8ページをご覧ください。

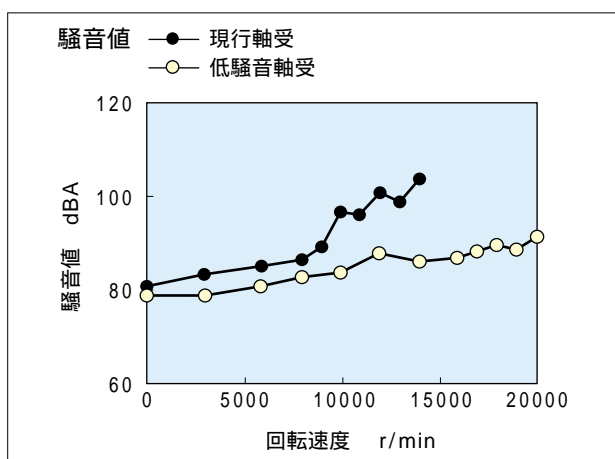
**ECO シリーズ** 工作機械用低騒音エアオイル潤滑軸受



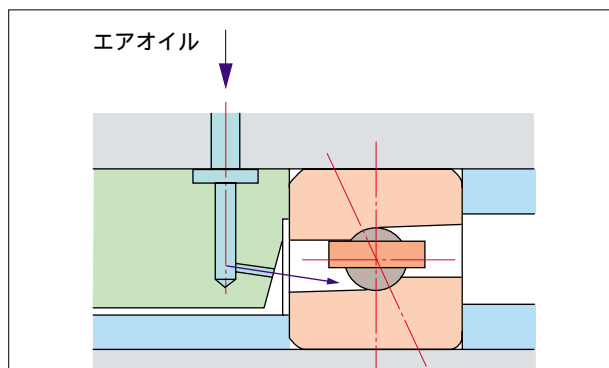
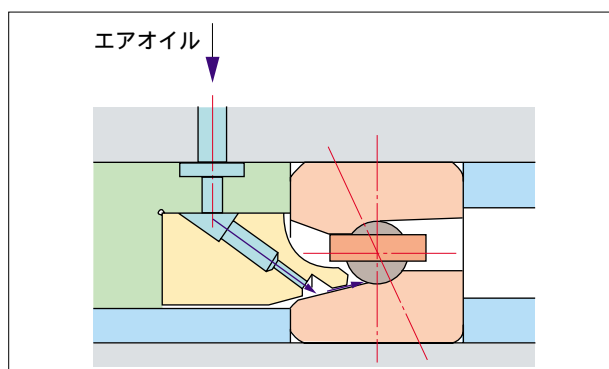
**特長**

- エアオイル潤滑軸受の騒音値を最高15dBA低減
- エアオイル消費量を50%低減

**運転試験結果**



**構造**



## ECO シリーズ 工作機械用アンギュラ玉軸受

### エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受

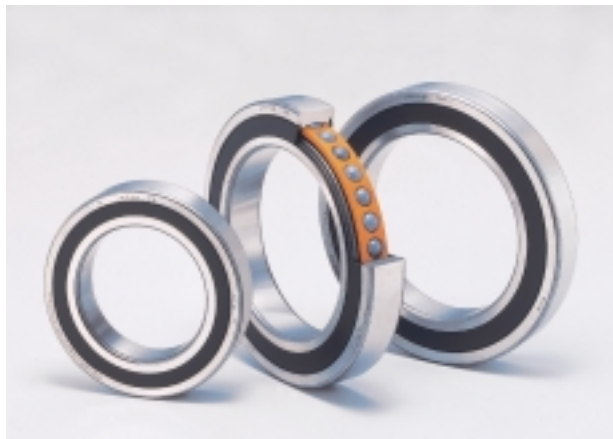


工作機主軸用として、エアオイル潤滑下で高速運転した時の耐焼付き性を向上させた、信頼性の高いアンギュラ玉軸受

#### 特長

- 軌道輪に、新材料STJ2を用い、さらに独自の表面改質を行うことで耐焼付き性(従来比15倍以上)、耐摩耗性(従来比1/6の摩耗量)が大きく向上
- セラミック製転動体を使用
- 使用条件に応じて、標準仕様、低温度上昇仕様、高剛性仕様の3タイプをラインアップ
- エアオイル潤滑下で、 $d_{mn}$  260万に対応可能

### グリース潤滑アンギュラ玉軸受

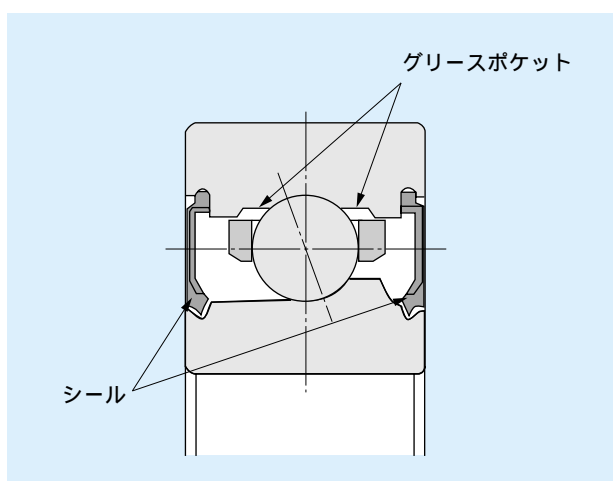


工作機主軸用として、グリース潤滑で高速運転に対応できる、シール付アンギュラ玉軸受

#### 特長

- シール付、グリースポケット付の新軸受採用
- 長寿命特殊グリースを採用
- 軌道輪に、新材料STJ2を用い、さらに独自の表面改質を行うことで耐焼付き性(従来比15倍以上)、耐摩耗性(従来比6倍)が大きく向上
- セラミック製転動体を使用
- グリース潤滑で、 $d_{mn}$  140万に対応可能

#### 構造



## 超高負荷容量保持器付針状ころ軸受

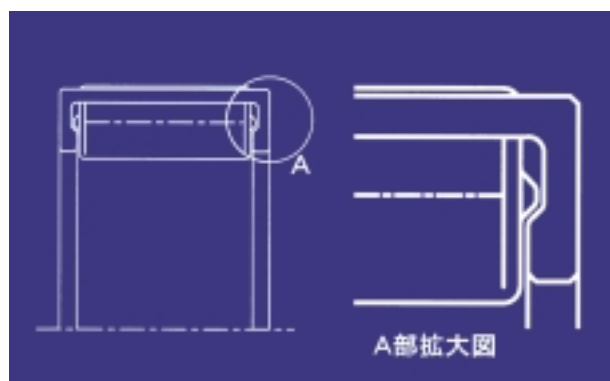


超高負荷容量とコンパクト性を両立した  
画期的な保持器付針状ころ軸受

### 特長

- 超高負荷容量  
従来比：静定格荷重35%アップ  
：動定格荷重25%アップ
- コンパクトで、ころ非脱落  
両端に突起のあるころを採用し、保持器を特殊設計することで非脱落、コンパクトを実現
- 高剛性  
従来比：25%以上アップ
- 軸受寿命  
従来比：2倍向上

### 構造

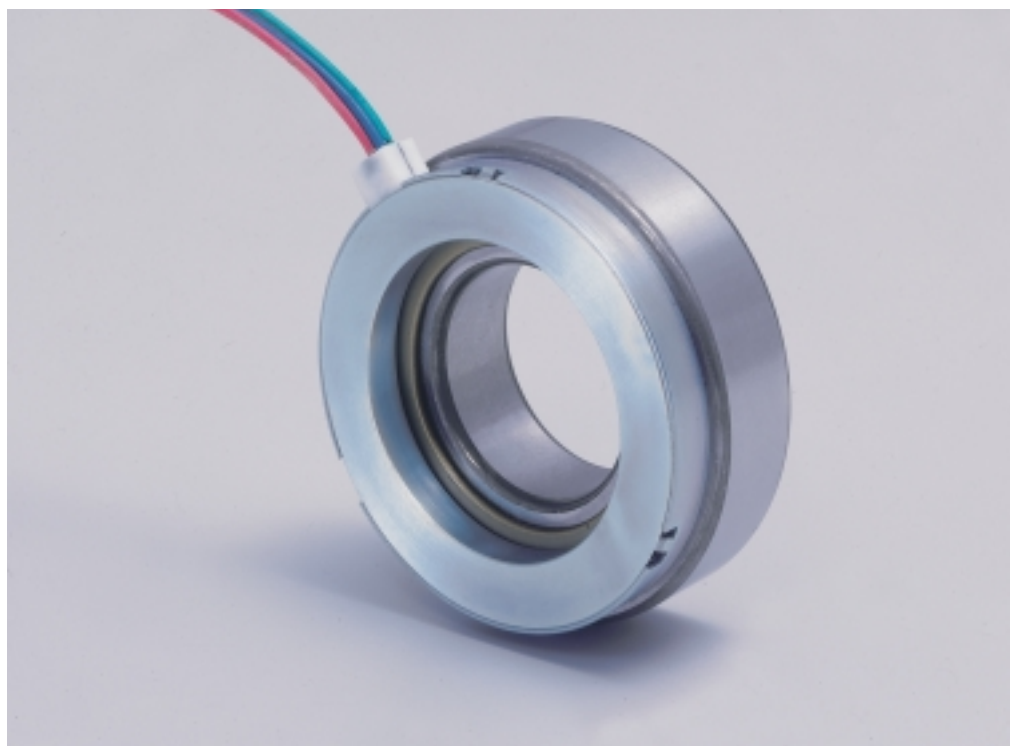


### 応用例

- 産業用ロボットの遊星減速機部
- 土木・建設機械の遊星減速機部
- その他、高負荷容量が要求される箇所



## 回転センサ付軸受



軸受に回転センサを一体化した軸受で、  
軸の回転数及び回転方向を検出可能

### 特長

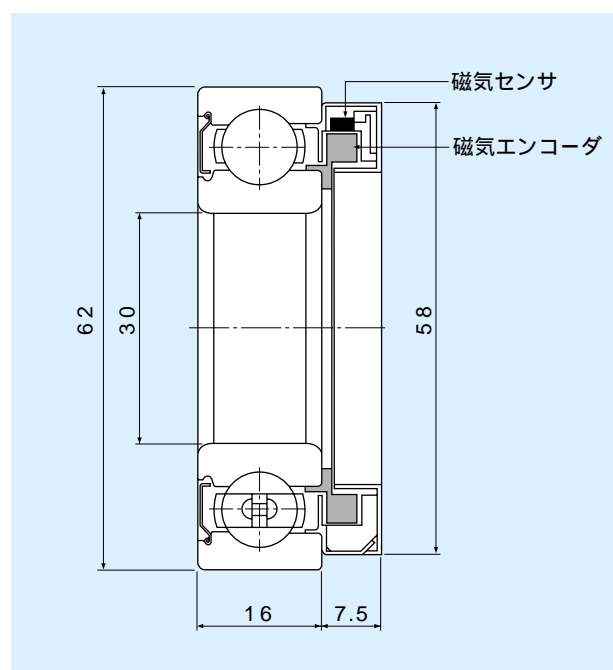
- 軸受と回転センサが一体となっているので、ハウジングに軸受を組み込むだけで、センサの組み込み調整が不要
- 軸受と回転センサが一体となっているので、コンパクトな設計が可能
- 軸受の標準寸法は、標準軸受と同一  
(右図の軸受は6206Z)

### 用途

- 自動車 / 建設機械 / 産業機械 / 工作機械 / 鉄道車両, 等のモータ

詳細は、本号108ページをご覧ください。

### 構造



## タイミングベルト用超小型油圧式オートテンショナ

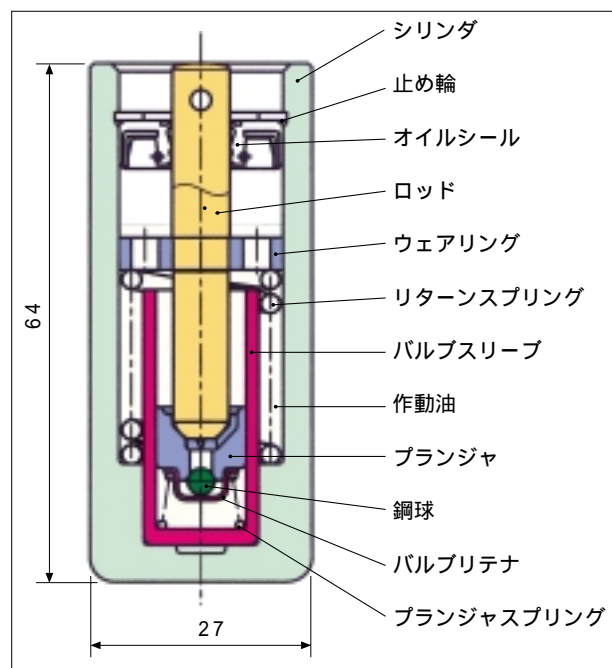


タイミングベルトの張力を常に一定に保つことによりベルト騒音を低減し、かつ、ベルト寿命を向上させるオートテンショナにおいて、世界最小、最軽量を実現

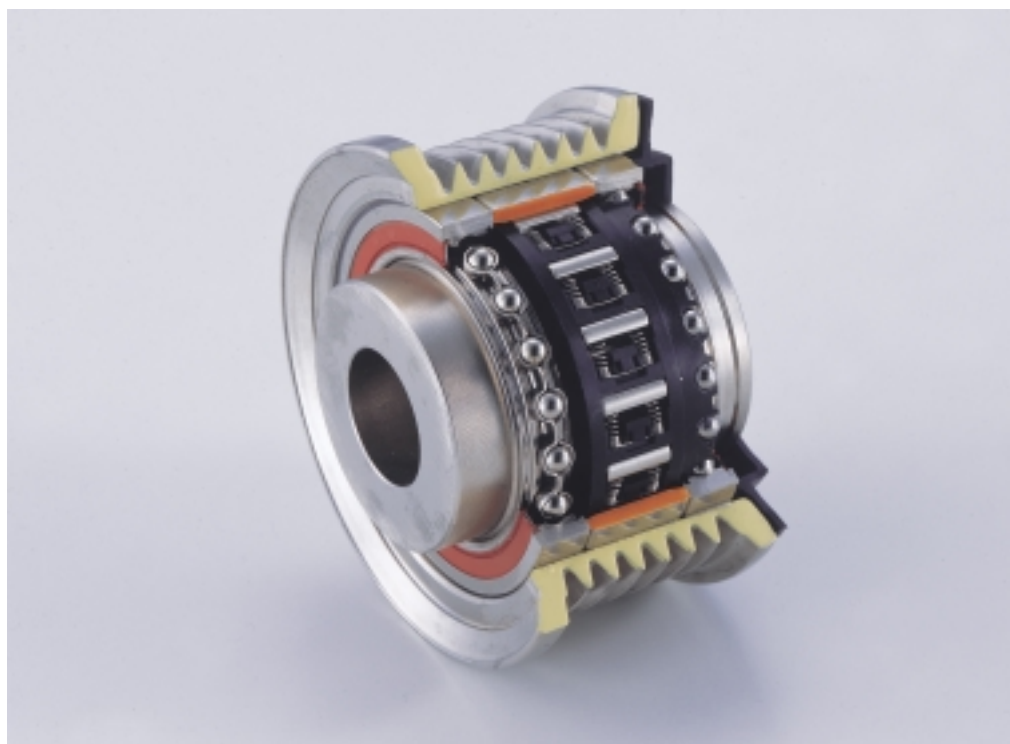
### 特長

- 温度変化や高速時の追従性に優れ、高いベルト張力調整機能を発揮
- NTN独自のシンプルな構造により、低コストを実現
- 小型化によりエンジンのベルトレイアウト設計の自由度を拡大

### 構造図



## クラッチ内蔵プーリユニット



回転慣性の大きい補機のプーリにワンウェイクラッチを内蔵し、ベルトに作用する張力変動の低減やベルトのスリップ音を防止

### 特長

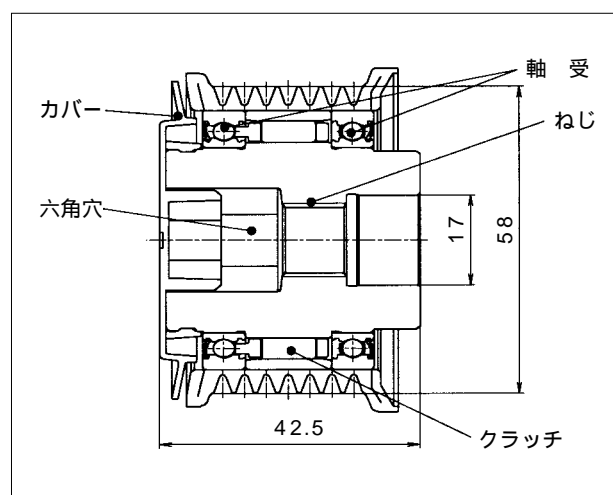
- スプラグタイプワンウェイクラッチをプーリに内蔵し、両側にサポート用深溝玉軸受を配してコンパクト化を実現したプーリユニット

バンドー化学株式会社殿と共同開発  
(バンドー化学株式会社殿 特許第2106602号による)

### 用途

- 自動車補機（オルタネータなど）

### 構造図



## 逆入力遮断クラッチ「トルクダイオード」



ロック型



フリー型



スイング型

トルクダイオードは、入・出力軸間の回転を制御する新しい機械要素  
ロック、フリー、スイング型があり、組み合わせも可能

### 特 長

#### 1) ロック型

- 入力軸を回すと出力軸が回転
- 出力軸側から入力軸側に動力は伝わらない  
(出力軸側はロック状態)

#### 2) フリー型

- 入力軸を回すと出力軸が回転
- 出力軸側から入力軸側に動力は伝わらない  
(出力軸側は空転する)

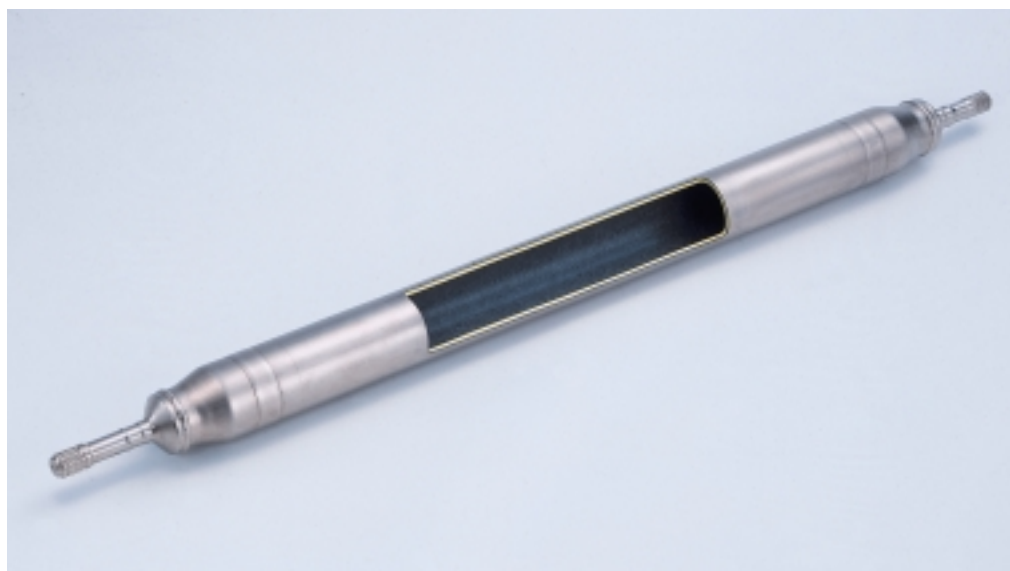
#### 3) スイング型

- 入力軸を中立位置から揺動回転することにより出力軸は寸動回転する
- 出力軸側から入力軸側に動力は伝わらない  
(出力軸側は空転する)

### 用 途

- 駆動側機器の安全装置(ロック・フリー型)
- 逆転防止機構(ロック型)
- 電動・手動の入力切換え機構(フリー型)
- ロック・フリー型の回転入力手段(スイング型)

## プロペラシャフト用「ハイブリッドシャフト」

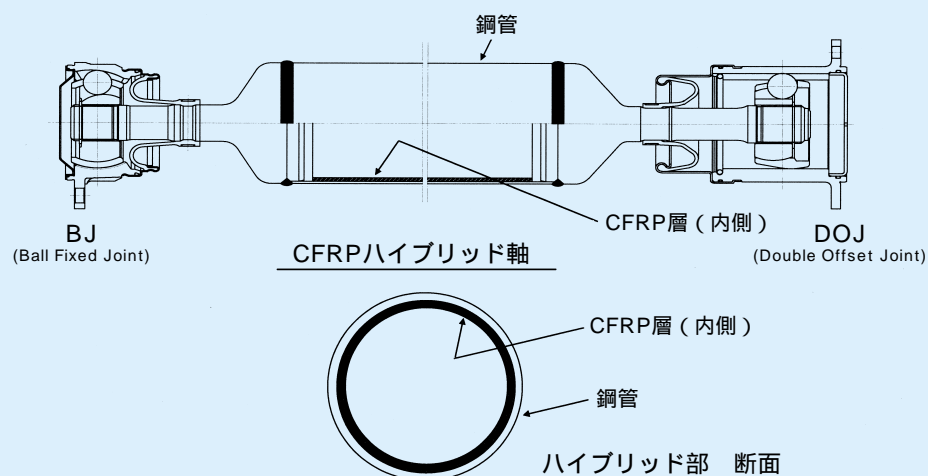


スチールと炭素繊維強化プラスチック(CFRP)の二層構造により  
軽量化・静音化を実現したハイブリッド型自動車用プロペラシャフト

### 特 長

- 高剛性シャフト  
炭素繊維強化プラスチック(CFRP)管の外側を、鉄管が取り巻く二層構造としている
- 軽量化  
接合パーツが不要のため部品点数が減り、従来比で約20%の軽量化を実現
- 信頼性  
振動や騒音量も低減

### 構 造



## 検査装置用エアスピンドル



小型品 ( 2.5型ディスク 20,000 r/min )

最高回転速度30,000r/min( 3.5型ディスク搭載 )を実現( 高速タイプ )  
特殊軸受材の採用で低発塵 , タッチダウン時の焼付きのないスピンドルを実現

### 特 長

- 回転速度
  - 使用条件( ディスクサイズと回転速度 )を考慮し , 標準・小型・高速の3種類を準備。高速タイプでは最高回転速度30,000 r/minを実現
- 高精度( クランプ等 , 搭載慣性のない場合 )
  - 非繰返し回転精度 ( NRRO ) : 0.02  $\mu$ m以下
  - 回転周期変動 ( ジッタ ) :  $\pm 0.0005\%$ 以下 ( 12,000r/min以上は $\pm 0.001\%$  )
- 小型化.
  - ハウジング外径( 50 ~ 69 ) $\times$ 全長( 161 ~ 185 )のコンパクトな外形寸法

### 用 途

- ディスク , 浮上ヘッド検査装置
- 精密検査装置
- 半導体ウェハ検査装置

## 磁気 / エアハイブリッドスピンドル



磁気と空気静圧のハイブリッド構造により  
超高速・高精度・高剛性化を実現した切削加工用スピンドル

### 特長

- 磁気軸受と静圧空気軸受を一体化したコンパクトな構造
- 磁気軸受の優れた負荷容量，静剛性と静圧軸受の優れた動剛性を両立
- 非接触構造で静粛・低振動・長寿命
- オイルレスでクリーンな作業環境を実現
- 高精度変位センサで加工中の負荷をモニタ可能

### 仕様

最高回転速度	60,000 r/min
主軸径	40 mm
負荷容量	アキシャル : 600 N
	ラジアル : 400 N
静剛性	アキシャル : 500 N/μm (50N/μm)
	ラジアル : 100 N/μm (20N/μm)
動剛性	ラジアル : 20 N/μm (1 kHz時)
モータ出力	連続定格 (continuous) : 4.4kW 瞬時定格 (short time) : 7.8kW
適用工具径	10以下
工具把持方式	HSK25E
軸受給気圧	0.98MPa
スピンドル重量	27kg (アンクランプユニット含む)

負荷容量，剛性値は主軸先端での値  
静剛性 ( ) 内は静圧のみでの値

詳細は，本号21ページをご覧ください。

**NTN TECHNICAL REVIEW No.69**

印刷 発行 2001年 8月31日

編集人 勝 間 博  
発行人 近 藤 登

**【 禁 無 断 転 載 】**

発行所 大阪市西区京町堀1丁目3番17号  
NTN株式会社

印刷所 京都市中京区壬生花井町3  
日本写真印刷株式会社