

## 転がり軸受の高速化に関する研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2012-05-24 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 藤井, 健次 メールアドレス: 所属:
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10291/12914">http://hdl.handle.net/10291/12914</a>

明治大学大学院 理工学研究科

2000 年度

博士学位請求論文

転がり軸受の高速化に関する研究

指導教員 清水 茂夫 教授

学位請求者 機械工学専攻

藤 井 健 次

# 目 次

記号	v
第1章 緒論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 従来の研究動向と問題点	1
1.3 研究の目的と本論文の構成	3
第1章で引用した文献	5
第2章 軸受運転時における転動体荷重の解析 —発熱による影響を無視した場合—	6
2.1 まえがき	6
2.2 アンギュラ玉軸受の予圧荷重の変化	6
2.2.1 軸とのはめあいによる内輪の膨張量	6
2.2.2 遠心力による内輪の膨張量	9
2.2.3 玉と軌道輪の接触荷重	11
(1) 玉に作用する力の釣合条件	12
(2) 玉に作用する遠心力	12
(3) 玉に作用するジャイロモーメント	13
(4) 内外輪の弾性変形量と玉荷重	15
2.2.4 玉荷重の数値計算法	17
2.2.5 玉荷重の計算例と考察	17
2.3 円筒ころ軸受のすきまの変化	22
2.3.1 ラジアルすきま	22
2.3.2 ころと軌道輪の接触荷重	23
2.3.3 ころ荷重の数値計算法	24
2.3.4 ころ荷重の計算例と考察	24
2.4 まとめ	26
第2章で引用した文献	28
第3章 軸受運転時における転動体荷重の解析 —発熱による影響を考慮した場合—	29
3.1 まえがき	29
3.2 アンギュラ玉軸受の予圧荷重の変化	29

3. 2. 1	軸受構成要素の膨張量	30
(1)	軸の膨張量	30
(2)	軌道輪の膨張量	30
(3)	玉の熱膨張量	30
3. 2. 2	予圧荷重の数値計算法	31
3. 2. 3	予圧荷重の計算例と考察	32
3. 3	円筒ころ軸受のすきまの変化	35
3. 3. 1	運転中のラジアルすきま	35
3. 3. 2	ころ荷重の数値計算法	35
3. 3. 3	ころ荷重の計算例と考察	35
3. 4	まとめ	40
	第3章で引用した文献	41
第4章	主軸高速運転時の軸受予圧に関する実験	42
4. 1	まえがき	42
4. 2	アンギュラ玉軸受の予圧荷重	42
4. 2. 1	試験装置	42
4. 2. 2	試験条件	44
4. 2. 3	試験軸受	44
4. 2. 4	運転中の予圧荷重の測定方法	44
4. 2. 5	実験結果と考察	48
4. 3	円筒ころ軸受のころ荷重	50
4. 3. 1	試験装置	50
4. 3. 2	試験条件	50
4. 3. 3	試験軸受	52
4. 3. 4	運転中の外輪ころ荷重の測定方法	53
4. 3. 5	実験結果と考察	53
4. 4	まとめ	56
	第4章で引用した文献	57
第5章	アンギュラ玉軸受の予圧と加工品質に関する実験	58
5. 1	まえがき	58
5. 2	実験装置	58
5. 3	切削スピンドルの予圧荷重	60
5. 4	切削条件および軸心振れ測定方法	62
5. 5	実験結果および考察	63

5. 5. 1	予圧と加工面粗さの関係	63
5. 5. 2	予圧と軸心振れの関係	66
5. 5. 3	予圧とスピンドルの剛性の関係	66
5. 6	まとめ	69
	第5章で引用した文献	70
第6章	ハイブリッド軸受に関する実験	71
6. 1	まえがき	71
6. 2	ハイブリッドアンギュラ玉軸受の高速性能	71
6. 2. 1	ハイブリッドアンギュラ玉軸受の効果予測	71
6. 2. 2	供試軸受	73
6. 2. 3	実験装置	74
6. 2. 4	実験結果および考察	76
6. 3	ハイブリッド円筒ころ軸受の高速性能	80
6. 3. 1	ハイブリッド円筒ころ軸受の効果予測	80
6. 3. 2	供試軸受	81
6. 3. 3	試験スピンドル	82
6. 3. 4	実験結果および考察	84
6. 4	まとめ	88
	第6章で引用した文献	90
第7章	潤滑方法と軸受温度上昇に関する実験	91
7. 1	まえがき	91
7. 2	潤滑方法と特徴	91
7. 3	試験軸受	95
7. 4	実験装置と潤滑条件	98
7. 5	実験結果および考察	103
7. 6	まとめ	107
	第7章で引用した文献	109
第8章	アンギュラ玉軸受の予圧切換法に関する実験	111
8. 1	まえがき	111
8. 2	予圧調整による高速化	111
8. 3	予圧切換機構	114
8. 4	実験装置	117
8. 4. 1	温度上昇特性	117

8. 4. 2 予圧調整量の再現性	119
8. 5 実験結果および考察	122
8. 5. 1 温度上昇特性	122
8. 5. 2 予圧調整量の再現性	123
8. 6 まとめ	126
第8章で引用した文献	127
第9章 円筒ころ軸受のすきま切換法に関する実験	128
9. 1 まえがき	128
9. 2 すきま切換による高速化	129
9. 3 すきま切換機構	132
9. 4 温度上昇実験	133
9. 4. 1 実験装置	133
9. 4. 2 実験結果および考察	133
9. 5 実機スピンドルへの応用	135
9. 6 まとめ	137
第9章で引用した文献	138
第10章 結論	139
10. 1 研究の概要と成果	139
10. 2 今後の研究課題と展望	143
謝辞	144

## 記 号

記号	意味	単位
$a$	玉と軌道輪の接触楕円長軸半径	mm
$A$	はめあいに関する積分定数	
$A_d$	切り込み深さ	mm
$b$	玉と軌道輪の接触楕円短軸半径	mm
$B$	はめあいに関する積分定数	mm <sup>2</sup>
$C_r$	円筒ころ軸受運転中ラジアルすきま	mm
$C_{r0}$	円筒ころ軸受組み込み前ラジアルすきま	mm
$C_{ra}$	円筒ころ軸受組み込み後ラジアルすきま	mm
$d_i$	内輪内径	mm
$d_e$	外輪の平均溝径	mm
$d_{mi}$	内輪溝底径	mm
$d_p$	玉のピッチ円直径	mm
$d_s$	軸内径	mm
$d_{si}$	内輪外径	mm
$d_t$	エンドミルの直径	mm
$D$	外輪外径	mm
$D_i$	内輪等価円筒外径	mm
$D_s$	軸外径	mm
$D_w$	運転中の転動体直径	mm
$D_{w0}$	20°Cにおける転動体直径	mm
$E$	ヤング率	N/mm <sup>2</sup>
$E(\varepsilon)$	軌道輪と玉の接触における第2種楕円積分	
$f$	軌道溝の適合度	
$f_t$	エンドミル1刃当たりの送り	mm/tooth
$F_r$	ラジアル荷重	N
$F_t$	ラジアル方向の切削荷重	N
$h$	運転中の内外輪溝曲率中心の半径方向距離	mm
$h_0$	すきま零の時の内外輪溝曲率中心の半径方向距離	mm
$I$	玉の慣性モーメント	kgmm <sup>2</sup>
$k$	玉と軌道輪間の Hertz 定数	N/mm <sup>3/2</sup>
$k_r$	ころと軌道輪間の Hertz 定数	N/mm <sup>10/9</sup>
$K_r$	エンドミル先端のラジアル剛性	N/mm
$m$	ポアソン数	

記号	意味	単位
$m_b$	玉の質量	kg
$m_r$	ころの質量	kg
$M_g$	ジャイロモーメント	Nmm
$n$	軸回転数	rpm
$p_{bi}$	内輪外周部に作用する転動体の圧力	N/mm <sup>2</sup>
$p_{max}$	Hertz の最大接触面圧	GPa
$p_{si}$	軸と内輪のはめあい面圧	N/mm <sup>2</sup>
$P$	転動体荷重	N
$P_a$	予圧荷重	N
$P_{a0}$	組込予圧荷重	N
$P_c$	転動体に働く遠心力	N
$R_d$	切削幅	mm
$V_c$	切削速度	m/min
$V_f$	送り速度	mm/min
$w$	運転中の内外輪溝曲率中心の軸方向距離	mm
$w_0$	すきま零の時の内外輪溝曲率中心の軸方向距離	mm
$W$	内輪幅	mm
$Z$	転動体数	
$Z_t$	エンドミルの刃数	
$\alpha$	線膨張係数	1/°C
$\beta$	玉の自転軸角	rad
$\gamma$	玉直径/玉ピッチ円直径	mm
$\delta_a$	内外輪間座の幅寸法差 (内輪-外輪)	mm
$\delta$	転動体の弾性変形量	mm
$\delta_1$	重予圧時のアキシャルすきま	mm
$\delta_2$	中予圧時のアキシャルすきま	mm
$\delta_3$	軽予圧時のアキシャルすきま	mm
$\delta_I$	軸外径と内輪内径の直径しめしろ	mm
$\delta_r$	軸受の半径方向変位	mm
$\delta_t$	エンドミル先端のラジアル変位	mm
$\Delta d_e$	外輪軌道面の直径収縮量	mm
$\Delta d_{e0}$	ハズング とのはめあいによる外輪軌道面の直径収縮量	mm
$\Delta d_i$	内輪内径膨張量	mm
$\Delta D_i$	内輪溝径膨張量	mm



記号	意味	単位
$\Delta D_s$	軸外径収縮量	mm
$\Delta D_w$	転動体の熱膨張量	mm
$\Delta T$	温度上昇 (20°C基準)	°C
$\varepsilon$	接触楕円の離心率	
$\varepsilon (g_i)$	式 $g_i()=0$ の誤差	mm, N
$\theta$	玉の接触角	rad
$\theta_0$	初期接触角	rad
$\nu$	ポアソン比	
$\pi$	円周率	
$\rho$	密度	kg/mm <sup>3</sup>
$\omega_i$	軸の角速度	rad/s
$\omega_b$	玉の自転角速度	rad/s
$\omega_c$	転動体の公転角速度	rad/s

#### 添 字

<i>as</i>	標準軸受に関するものであることを示す
<i>b</i>	転動体に関するものであることを示す
<i>c</i>	セラミックス (Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> ) に関するものであることを示す
<i>e</i>	外輪に関するものであることを示す
<i>h</i>	ハイブリッド軸受に関するものであることを示す
<i>i</i>	内輪に関するものであることを示す
<i>n</i>	<i>i</i> または <i>e</i> に読み換えることを示す
<i>s</i>	軸に関するものであることを示す
<i>st</i>	スチール (SUJ2) に関するものであることを示す

## 第 1 章 緒論

### 1.1 研究の背景

軸受の回転速度は、内輪内径  $d$ (mm)と軸の回転数  $n$ (rpm)を掛け合わせた  $dn$  値で表される。転がり軸受は広汎な分野で大量に使用されているが、 $dn$  値  $100 \times 10^4$  以上はトップクラスの回転速度に位置付けられ、その用途は限定される。

航空機用ガスタービンでは中形軸受が使用されるが、早くから高速化が進められ、1950年頃にはすでに  $dn$  値  $100 \times 10^4$  の運転が開始された。その後、軸受材料や潤滑方法に関する技術が蓄積され、現在では  $dn$  値  $250 \times 10^4$  が実用化されている<sup>1)</sup>。歯科用ハンドピースの場合、内径 3mm 程度のミニアチュア玉軸受が使用され、1958年当時から  $40 \times 10^4$  rpm の高角速度で  $dn$  値  $120 \times 10^4$  の実用化が始まり、今日まで切削能率の向上に寄与してきた<sup>2)</sup>。ターボチャージャーは第二次世界大戦中、軍用機のエンジンに初めて実用化され、その後自動車にも応用されてきたが、長い間すべり軸受の独壇場であった。自動車用ターボチャージャーで、転がり軸受が量産されたのは1990年頃であり転がり軸受の歴史は浅い。この用途では、小径軸受が  $dn$  値  $120 \times 10^4$  程度で運転されている<sup>3)</sup>。工作機械の主軸について言えば、内面研削盤に小形軸受、旋盤やマシンングセンタ用に中形軸受が使われ、どちらにも  $dn$  値  $100 \times 10^4$  以上の実用化を達成してきた技術の歴史がある<sup>4)</sup>。

以上の用途の中で、高速化の技術開発が活発に行なわれ、短期間に飛躍的な高速運転が実現されたのは工作機械主軸用軸受である。これは、工作機械の加工精度や加工能率の向上を目的として、主軸の高速化が重要テーマとして取り上げられ、そのための技術開発が集中的かつ継続的に行なわれてきた結果である。また、現在の市場動向から判断すると、このような高速化の技術開発は今後も続くものと考えられる。

### 1.2 従来の研究動向と問題点

工作機械主軸用転がり軸受について、高速化の変遷を少し詳しくたどると次のようである。

1975年までは  $dn$  値  $30 \times 10^4$  程度で大きな進展は見られなか

ったが、それ以降、マシニングセンタの出現により高速化への取り組みが本格化する。まず、グリース潤滑で  $dn$  値  $70 \times 10^4$  程度までの高速化が進められた。次いで、1985年頃にはセラミック玉を使ったハイブリッドアンギュラ玉軸受とエアオイル潤滑法が開発され、 $dn$  値は  $120 \times 10^4$  程度まで飛躍的に向上した<sup>5)</sup>。最近では、1990年代に入って予圧切換技術<sup>6)</sup>が開発され、 $dn$  値  $150 \times 10^4$  の実用化が行なわれた。また、航空機用ガスタービンで古くから実績のあるアンダーレース潤滑を応用した軸受で  $dn$  値  $300 \times 10^4$  の運転ができることが報告された<sup>7)</sup>。現在では、内部設計の改良、ハイブリッド軸受の使用、エアオイル潤滑条件の最適化などにより  $dn$  値  $200 \times 10^4$  の運転が高速スピンドルの主流になりつつある<sup>8)</sup>。

このように工作機械主軸用軸受は、いろいろな技術導入により飛躍的な高速運転を実現しながら社会のニーズに対応してきた。しかし、時代のトレンド追従と実績が優先された感があり、いまだに以下のような問題点が残されている。

#### (1) 転動体荷重の計算方法

近年の  $dn$  値  $200 \times 10^4$  を超えるほどの高速運転時には遠心力や熱膨張による転動体荷重は益々大きくなっている。したがって、内輪側の転動体荷重が内輪を収縮させる作用も大きくなっていると考えられる。従来 of A. B. Jones<sup>9)</sup> の考え方に立脚した理論計算にはこのような考え方がなく、計算の精度に疑問がある。

#### (2) 高速化技術の理論立て

セラミック玉、潤滑方法、予圧切換など個々の高速化技術の効果を示すデータは数多く公表されている<sup>7)</sup>が、転動体荷重に関して理論検討を加えて、高速化への寄与率と位置付けが整理されていない。

#### (3) 軸受剛性の必要性

軸受には、低温度上昇で高速運転ができると同時に高剛性も求められる。しかし、剛性と加工精度との関連において予圧の必要性は明確にされていない。

#### (4) 軸受内部設計の改良

高速化のため、軸受の内部設計を改良して発熱を抑えることも重要である。軸受の内外輪溝曲率と軸受摩擦との関連は

Harris<sup>10)</sup>によって理論的に明らかにされ、実際の軸受設計に応用されている。

保持器については、保持器設計による保持器挙動や軸受トルクへの影響について Gupta が解析プログラム ADORE<sup>11)</sup>を開発し、多くのシミュレーション例を報告している。しかし、これを立証する実験データは乏しく、いまだ高速軸受用保持器の設計指針が確立されるまでに至っていない。

#### (5) 高速運転時の潤滑状態の評価

高速運転中の潤滑油の流れ、潤滑油の温度および油膜形成状態が不明である。特に、エアオイル潤滑のような少量の潤滑油を用いる場合、これらの状況を明らかにすることは、現在の潤滑条件の妥当性を裏付けることができる。また、このような評価技術を確立することは、より効率的で温度上昇の少ない潤滑方法や潤滑条件の検討に役立つものと考えられる。

#### (6) 高速運転時の寿命

高速軸受の機能として、低温度上昇や高剛性のみならず長寿命も要求される。従来の転がり軸受の寿命試験は、重荷重にウエイトを置いた条件がほとんどで、高速運転での寿命データは非常に少ない。そのため高速軸受の寿命式は、現在のところ確立されていない。近年、 $dn$  値  $100 \times 10^4$  を超える高速軸受の寿命に関する研究は始まっており<sup>12)</sup> 今後の寿命データの蓄積が期待されている。

### 1.3 研究の目的と本論文の構成

1.2 節で述べた問題点のうち、本研究では(1)、(2)、(3)を取り上げその解決策を検討した。(4)、(5)、(6)も重要な研究課題であるが、現時点で取り組みの糸口が見つかからないことや短時間で解決が得られないことから、今回は対象から外し今後の課題とした。すなわち、本研究の目的は、 $dn$  値  $100 \times 10^4$  を超える工作機械主軸用転がり軸受を対象として転動体荷重に着目した理論式をたて、これまでに開発された高速化技術全般について、高速運転条件での実験により有効性を検証し、さらなる軸受技術の進展に寄与することにある。

本研究は以下の10章から構成されている。

第2章では、高速回転時の遠心力による転動体荷重の増加

を求める理論計算式を導出する。ここでは、転動体荷重と遠心力および内輪と軸のはめあい面圧の釣合問題から内輪の膨張量を求める理論式も検討する。

第3章では、第2章で導出した理論式に、軸受構成要素の熱膨張の影響も考慮し、実際の軸受に利用できる転動体荷重の理論式を検討する。

第4章では、実際にスピンドルを運転した時の転動体荷重の実測値と第3章の計算方法に基づく計算値を比較し、理論式の妥当性を検討する。

第5章では、マシニングセンタ実機による加工実験を行い、予圧荷重と加工面粗さの関係を把握することで予圧荷重の必要性を明確にする。

第6章では、転動体材料にセラミックを使用したハイブリッド軸受の高速運転時における予圧低減効果について、第3章の予圧理論による裏付けと実験検証を行なう。

第7章では、エアオイル潤滑、ジェット潤滑およびアンダーレース潤滑を施した軸受を高速運転した時の温度上昇や第3章の計算予圧荷重から、高速性能を比較検討する。

第8章では、第3章の理論計算により、アンギュラ玉軸受の高速化技術として予圧切替が有効であることを示し、それを実現する予圧切替機構の原理と低温度上昇効果および信頼性について検討する。

第9章では、第3章の理論計算により、円筒ころ軸受の高速化技術としてすきま切替が有効であることを示し、それを実現するすきま切替機構の原理と低温度上昇効果について検討する。

第10章は、以上の本研究全体の結論である。

## 第 1 章で引用した文献

- 1) (社)日本ガスタービン学会 : (社)日本ガスタービン学会  
25 年史ーガスタービンの発展と 21 世紀への期待, (1998)183.
- 2) 高橋貞夫: 歯科用ハンドピース, 機械設計, 21, 13(1977)181.
- 3) 岡阪誠 : 自動車用ターボチャージャー転がり軸受に於ける  
高性能化, モーションエンジニアリングシンポジウ  
ム, 1-3(1995).
- 4) 角田和雄 : 超高速転がり軸受, 精密工学会誌, 53, 7(1987)  
1005.
- 5) H. Aramaki, Y. Shoda, Y. Morishita, T. Sawamoto : The Performance  
of Ball Bearings with Silicon Nitride Ceramic Balls in  
High Speed Spindles for Machine Tool, Jnl. of Tribol.,  
110, 4(1988)693.
- 6) 藤井健次, 森正継 : NTN 予圧切換軸受ユニット, NTN TECHNICAL  
REVIEW, 60(1992)28.
- 7) K. FUJII, M. MORI : HIGH SPEED TECHNOLOGY OF ROLLING BEARINGS  
FOR MACHINE TOOL SPINDLES, Proceedings of the International  
Tribology Conference, Yokohama (1995)1321.
- 8) 近森章, 浦野寛幸 : 工作機械の高エネルギー加工と主軸用軸受の  
技術動向, 月刊トライボロジ, 3(1999)43.
- 9) A. B. Jones : A General Theory for Elastically Constrained  
Ball and Radial Roller Bearings under Arbitrary Load and  
Speed Conditions, ASME J. Basic Eng., 82, (1960)309.
- 10) T. A. Harris : Rolling Bearing Analysis, John Willey & sons,  
ins., New York, (1991)445.
- 11) P. K. Gupta : Advanced Dynamics of Rolling Elements,  
Spring-Verlag(1984).
- 12) (社)精密工学会産学研究協議会 : 「精密転がり支え要素に  
関する研究」-高速スピンドル/軸受系の力学と寿命, 信頼  
性-, (2000).

## 第2章 軸受運転時における転動体荷重の解析 —発熱による影響を無視した場合—

### 2.1 まえがき

工作機械主軸など高い剛性が要求される機械に組み込まれた軸受は、通常負すきま、すなわち予圧を付与された状態で使用される。負すきまの状態では軸受内輪を高速で回すと、内輪の膨張、転動体に作用する遠心力および軸受の発熱による熱膨張のため転動体荷重は増加する。その結果、短寿命や焼付きの問題が発生する。そこで、転動体荷重の増加に及ぼすこれらの要因の影響度を計算で予測し、適当な軸受の初期すきまを決定することが高速運転を実現する上で不可欠となる。

転動体荷重の計算に関して、Jones<sup>1)</sup>は転動体の遠心力、中村<sup>2)</sup>、内田<sup>3)</sup>、藤井<sup>4)</sup>は、転動体の遠心力と遠心力による内輪の膨張を考慮しているが、計算の詳細を開示し、計算結果と実験結果を直接比較した例は見られない。

本章では、軸受の発熱による影響を無視した場合の基礎式として、内輪の遠心力による膨張と転動体に作用する遠心力を考慮した転動体荷重の計算方法を整理した結果について述べる。

### 2.2 アンギュラ玉軸受の予圧荷重の変化

アンギュラ玉軸受の予圧荷重を増加させる要因として、軸とのはめあいや遠心力による内輪の膨張および玉に作用する遠心力の影響について解析する。

#### 2.2.1 軸とのはめあいによる内輪膨張量

高速運転時に軸と内輪にすきまが生じると、軸と内輪の間でクリープ現象、すなわち一種の摩耗問題が生じる。これを避けるため、内輪と軸はしまりばめにすることになり、その結果、軸は収縮、内輪は膨張する。まず、この膨張量の計算方法について述べる。

図 2.1 にアンギュラ玉軸受を示す。内輪は、玉が転動する溝や組み立てを容易にするステップと呼ばれる部分があるため断面の肉厚が軸方向に一定ではない。このような断面を有する部品の遠心力による膨張問題は FEM 解析などの手法によりかなり精度よく解を得ることができる<sup>5)</sup>が、直接玉荷重を求めることはできない。ここでは

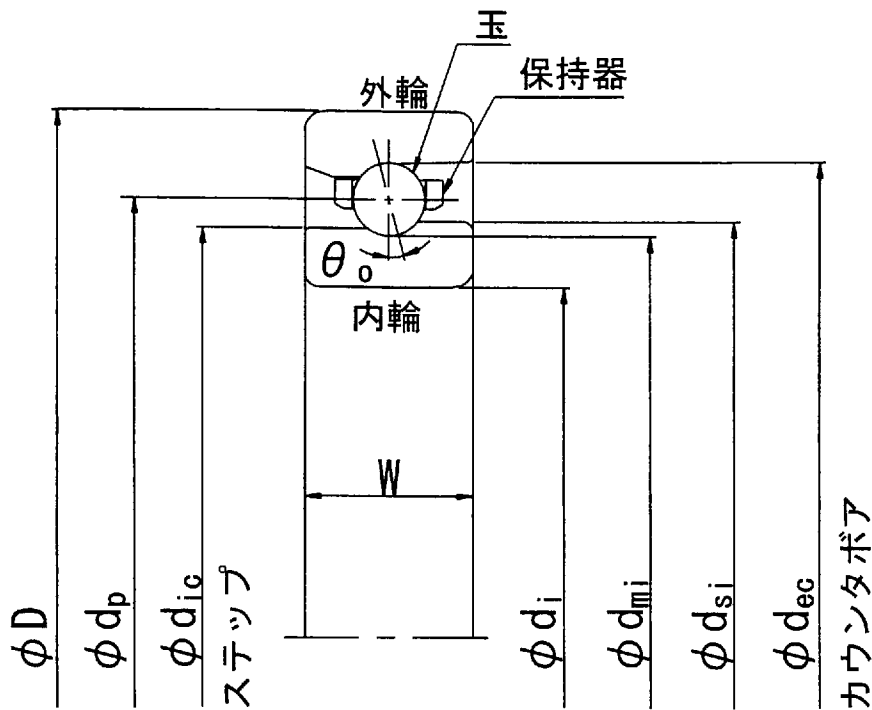


図 2.1 アンギュラ玉軸受の形状

後で展開する転動体荷重と膨張量の釣合問題を連立方程式として解く都合上，次のように問題を簡略化した。

すなわち，膨張に関する問題は，図 2.2 に示す内径  $d_i$ ，外径  $D_i$  の無限幅円筒と等価として扱う．そして，軸受すきまに関係する内輪溝径の変化はこの等価円筒外径  $D_i$  の変化と等しいと考える． $D_i$  は次式で示すように溝底径  $d_{mi}$  と外径  $d_{si}$  の平均である。

$$D_i = (d_{mi} + d_{si}) / 2 \quad (2.1)$$

次に，軸外径と内輪内径の寸法差，すなわち直径しめしろが  $\delta_I$  である中空軸と内輪等価円筒が図 2.3 のようにはめあうとする．はめあい後のはめあい面圧を  $p_{si}$ ，内輪内径膨張量を  $\Delta d_i$ ，軸外径収縮量を  $\Delta D_s$ ，転動体により内輪外周部に作用する圧力を  $p_{bi}$  とすれば，内輪と軸のはめあいの条件より  $\delta_I$  との関係は次式で表される。

$$g_1(\Delta d_i, \Delta D_s) = \delta_I - (\Delta d_i + \Delta D_s) = 0 \quad (2.2)$$

さらに，はめあい面における面圧を  $p_{si}$  と置いて内圧と外圧を受



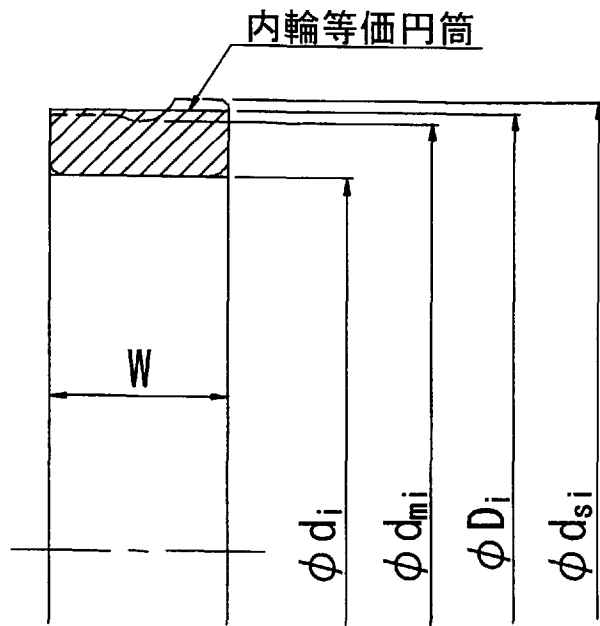


図 2.2 内輪等価円筒

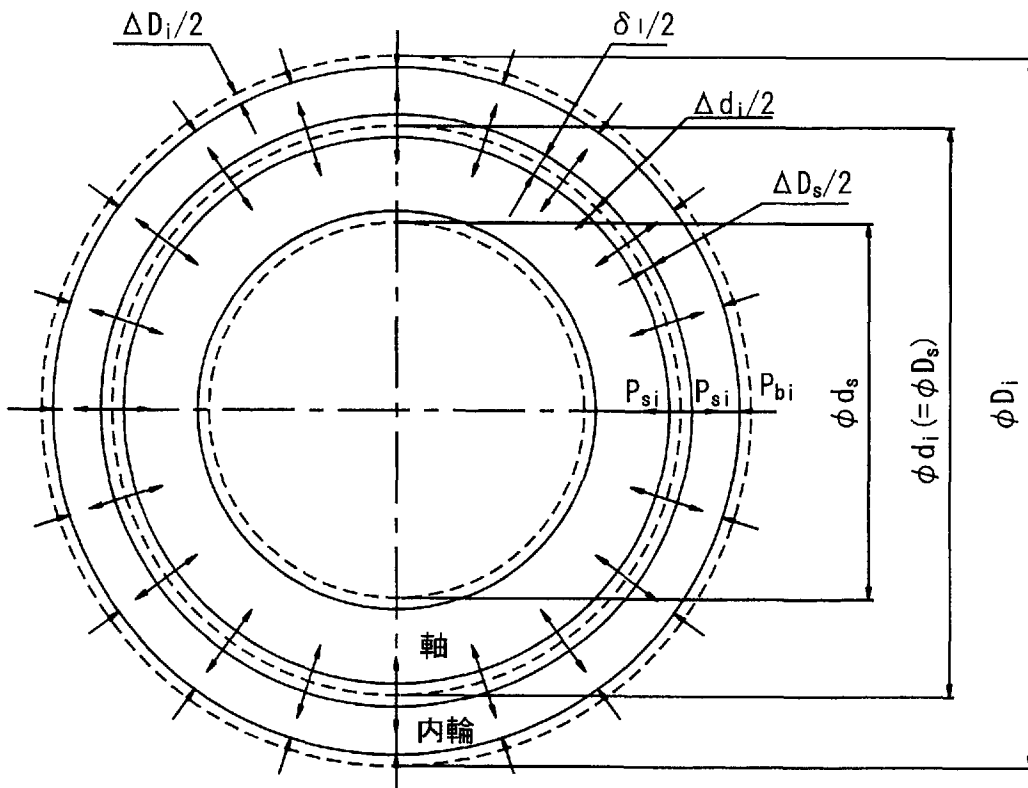


図 2.3 軸と内輪のはめあいモデル

ける円筒の膨張理論<sup>6)</sup>を展開すると、以下のように面圧と膨張量の関係を表すことができる。

中空軸内圧の条件式より

$$g_2(A_s, B_s) = \frac{E_s}{1-\nu_s} A_s - \frac{E_s}{1+\nu_s} \frac{4}{d_s^2} B_s = 0 \quad (2.3)$$

軸のはめあい面圧の条件式より

$$g_3(p_{si}, A_s, B_s) = p_{si} + \frac{E_s}{1-\nu_s} A_s - \frac{E_s}{1+\nu_s} \frac{4}{D_s^2} B_s = 0 \quad (2.4)$$

軸の外径収縮の条件式より

$$g_4(\Delta D_s, A_s, B_s) = -\Delta D_s - (D_s A_s + \frac{4}{D_s} B_s) = 0 \quad (2.5)$$

内輪はめあい面圧の条件式より

$$g_5(p_{si}, A_i, B_i) = p_{si} + \frac{E_i}{1-\nu_i} A_i - \frac{E_i}{1+\nu_i} \frac{4}{d_i^2} B_i = 0 \quad (2.6)$$

内輪軌道面における外圧の条件式より

$$g_6(p_{bi}, A_i, B_i) = p_{bi} + \frac{E_i}{1-\nu_i} A_i - \frac{E_i}{1+\nu_i} \frac{4}{D_i^2} B_i = 0 \quad (2.7)$$

この式は玉荷重を内輪の外圧として取り扱うことを意味する。

内輪内径膨張量の条件式より

$$g_7(\Delta d_i, A_i, B_i) = \Delta d_i - (d_i A_i + \frac{4}{d_i} B_i) = 0 \quad (2.8)$$

内輪軌道面の膨張量の条件式より

$$g_8(\Delta D_i, A_i, B_i) = \Delta D_i - (D_i A_i + \frac{4}{D_i} B_i) = 0 \quad (2.9)$$

ここで  $E_s$ : 軸のヤング率,  $\nu_s$ : 軸のポアソン比,  $A_s, B_s$ : 軸に関する積分定数,  $E_i$ : 内輪のヤング率,  $\nu_i$ : 内輪のポアソン比,  $\Delta D_i$ : 内輪溝径膨張量,  $A_i, B_i$ : 内輪に関する積分定数である。なお, 本理論式では  $g_i()$  の  $()$  中に示す変数はすべて未知数として扱う。したがって, 積分定数  $A_s, B_s, A_i, B_i$  はすべて未知数である。

### 2.2.2 遠心力による内輪膨張量

内輪と軸は同一角速度で回転するので, 遠心力により両者共に膨張する。この膨張量は内輪内径と軸外径で一致せず, 運転中のはめあい面圧は減少する。したがって, 運転中にしめしろがなくなる場合も想定した解析が必要となる。

すなわち，式(2.2)は次式のように取り扱う必要がある．

$$p_{si} \geq 0 \text{ の場合，軸と内輪にしめしろが存在する条件より} \\ g_9(\Delta d_i, \Delta D_s) = \delta_i - (\Delta d_i + \Delta D_s) = 0 \quad (2.10)$$

$$p_{si} < 0 \text{ の場合，しめしろがなくなり} \\ g_9(p_{si}) = p_{si} = 0 \quad (2.11)$$

遠心力が作用する円筒の膨張理論<sup>4)</sup>を適用して，式(2.3)から式(2.9)に遠心力の項を付加すると，式(2.12)から式(2.18)のようになる．

中空軸内圧の条件式より

$$g_{10}(A_s, B_s) = \frac{E_s}{1-\nu_s} A_s - \frac{E_s}{1+\nu_s} \frac{4}{d_s^2} B_s - \frac{3+\nu_s}{32} \rho_s \omega_i^2 d_s^2 = 0 \quad (2.12)$$

軸のはめあい面圧の条件式より

$$g_{11}(p_{si}, A_s, B_s) = p_{si} + \frac{E_s}{1-\nu_s} A_s - \frac{E_s}{1+\nu_s} \frac{4}{D_s^2} B_s - \frac{3+\nu_s}{32} \rho_s \omega_i^2 D_s^2 = 0 \quad (2.13)$$

軸外径の膨張条件式より

$$g_{12}(\Delta D_s, A_s, B_s) = -\Delta D_s - (D_s A_s + \frac{4}{D_s} B_s - \frac{1-\nu_s^2}{32} \frac{\rho_s}{E_s} \omega_i^2 D_s^3) = 0 \quad (2.14)$$

内輪はめあい面圧の条件式より

$$g_{13}(p_{si}, A_i, B_i) = p_{si} + \frac{E_i}{1-\nu_i} A_i - \frac{E_i}{1+\nu_i} \frac{4}{d_i^2} B_i - \frac{3+\nu_i}{32} \rho_i \omega_i^2 d_i^2 = 0 \quad (2.15)$$

内輪軌道面の玉荷重を外圧と見なした条件式より

$$g_{14}(p_{bi}, A_i, B_i) = p_{bi} + \frac{E_i}{1-\nu_i} A_i - \frac{E_i}{1+\nu_i} \frac{4}{D_i^2} B_i - \frac{3+\nu_i}{32} \rho_i \omega_i^2 D_i^2 = 0 \quad (2.16)$$

内輪内径膨張の条件式より

$$g_{15}(\Delta d_i, A_i, B_i) = \Delta d_i - (d_i A_i + \frac{4}{d_i} B_i - \frac{1-\nu_i^2}{32} \frac{\rho_i}{E_i} \omega_i^2 d_i^3) = 0 \quad (2.17)$$

内輪外径膨張の条件式より

$$g_{16}(\Delta D_i, A_i, B_i) = \Delta D_i - (D_i A_i + \frac{4}{D_i} B_i - \frac{1-\nu_i^2}{32} \frac{\rho_i}{E_i} \omega_i^2 D_i^3) = 0 \quad (2.18)$$

ここで， $\rho_i$ ：内輪の密度， $\rho_s$ ：軸の密度， $\omega_i$ ：軸回転角速度（＝内輪回転角速度）

軸の回転数  $n$ (rpm)とすると  $\omega_i$ (rad/s)は

$$\omega_i = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.19)$$

### 2.2.3 玉と軌道輪の接触荷重

これまでに述べた内輪膨張による軸受すきま変化だけでなく、玉に働く遠心力やジャイロモーメントの影響も考慮したアンギュラ玉軸受の玉と軌道面の接触荷重，すなわち内外輪玉荷重を求める式を考える．軸受の予圧方式として定圧予圧と定位置予圧があるが，ここではすきまの変化が玉荷重に大きく影響する定位置予圧の場合について論じる．軸受が背面組み合わせ（DBセット）の場合，図 2.4 に示すように内輪間座と外輪間座の幅に寸法差を設けることで定位置予圧を与えることができる．

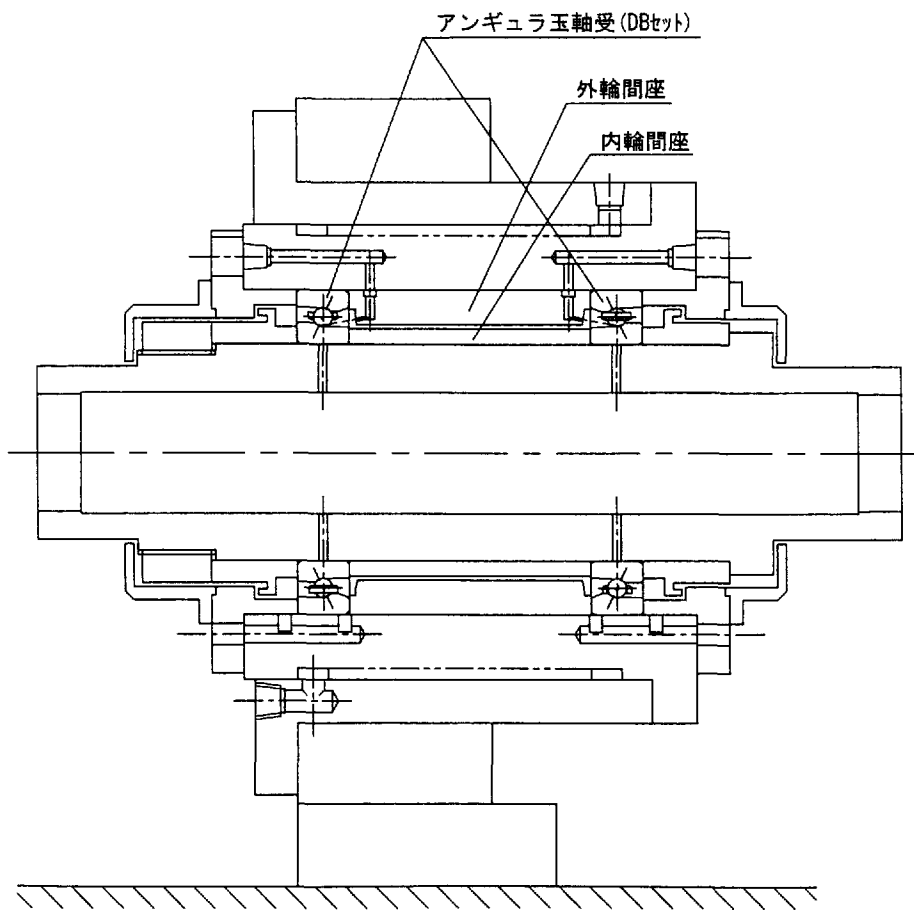


図 2.4 定位置予圧スピンドル

(1) 玉に作用する力の釣合条件

玉に作用する力を図 2.5 に示す<sup>1)</sup>。  $P_c$  と  $M_g$  はそれぞれ遠心力とジャイロモーメントであり，内外輪における玉荷重とその接触角をそれぞれ  $P_i$ ，  $\theta_i$  および  $P_e$ ，  $\theta_e$  とする。また，  $M_g/D_w$  は，  $M_g$  と釣り合う玉と軌道輪間の摩擦力であり，以下ジャイロ摩擦力と呼ぶ。

玉に働くアキシャル方向力の釣合式より

$$g_{17}(P_i, P_e, \theta_i, \theta_e, M_g) = -P_i \sin \theta_i + P_e \sin \theta_e + \frac{M_g}{D_w} \cos \theta_i - \frac{M_g}{D_w} \cos \theta_e = 0 \quad (2.20)$$

玉に働くラジアル方向力の釣合式より

$$g_{18}(P_i, P_e, \theta_i, \theta_e, M_g, P_c) = P_i \cos \theta_i - P_e \cos \theta_e + \frac{M_g}{D_w} \sin \theta_i - \frac{M_g}{D_w} \sin \theta_e + P_c = 0 \quad (2.21)$$

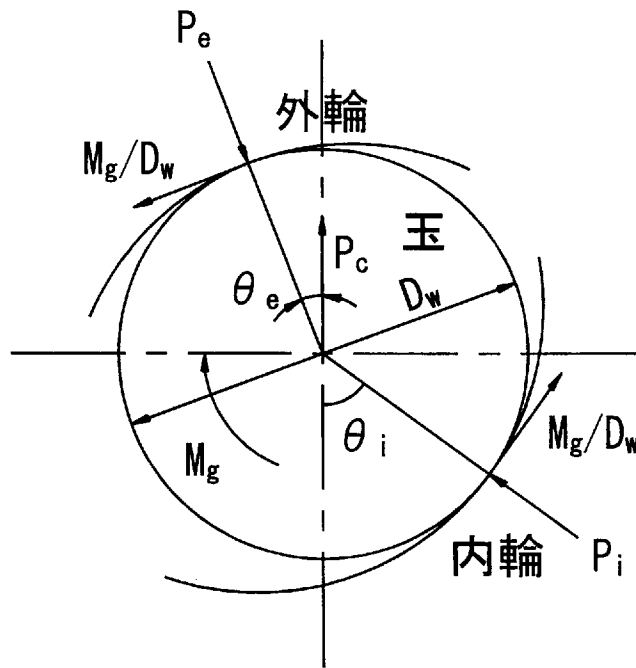


図 2.5 玉に働く力

(2) 玉に作用する遠心力

玉に作用する遠心力  $P_c$  と玉の公転角速度  $\omega_c$  は玉の質量を  $m_b$  とし，次の式で表すことができる。

$$g_{19}(P_c, \omega_c) = P_c - m_b \frac{d_p}{2} \omega_c^2 = 0 \quad (2.22)$$

ここで，  $d_p$  は玉のピッチ円直径を表す。

### (3) 玉に作用するジャイロモーメント

アンギュラ玉軸受の場合、玉の自転軸と公転軸が平行でないため、図 2.5 に示すようなジャイロモーメント  $M_g$  が玉に作用する。このジャイロモーメントの計算方法は A. B. JONES<sup>1)</sup> に準じて以下のように考える。

内輪と外輪において玉のスピン摩擦が生じ、これの大きい方の側で運動が規制される。すなわち、スピン摩擦の大きい軌道面側では純転がり、他の軌道面ではすべりと転がりが混在した状態となる。したがって、玉のコントロール状態によって自転軸角（玉の自転軸と軸受の軸との成す角）が異なるため、内外輪いずれのコントロール状態で玉が回転運動を行うかを判断する必要がある。

いま、式 (2.23) が成立する場合、外輪側のスピン摩擦が内輪側のそれより大きくなるため、外輪コントロールと考え、それ以外の場合、内輪コントロールと判断する。

$$P_e a_e E_e(\varepsilon_e) \cos(\theta_i - \theta_e) \geq P_i a_i E_i(\varepsilon_i) \quad (2.23)$$

ここで、 $a_e$  と  $a_i$  は、それぞれ外輪と玉、内輪と玉の接触楕円長軸半径を表す。 $E_e(\varepsilon_e)$  と  $E_i(\varepsilon_i)$  は、外輪と玉、内輪と玉の接触における第 2 種楕円積分であり、 $n$  を  $i$  または  $e$  に読み換える添え字記号として

$$E_n(\varepsilon_n) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - \varepsilon_n^2 \sin^2 \varphi} d\varphi \quad (2.24)$$

ここで  $\varepsilon_n$  は  $b_n$  を玉の接触楕円短軸半径として、次式で与えられる。

$$\varepsilon_n = \sqrt{1 - \left(\frac{b_n}{a_n}\right)^2} \quad (2.25)$$

玉の自転軸角  $\beta$  は、外輪コントロール、内輪コントロールに対応してそれぞれ図 2.6 の  $\beta_e$ 、 $\beta_i$  となる。

$$\gamma = \frac{D_w}{d_p} \quad (2.26)$$

とすると接触角と  $\beta$  は以下の関係になる。

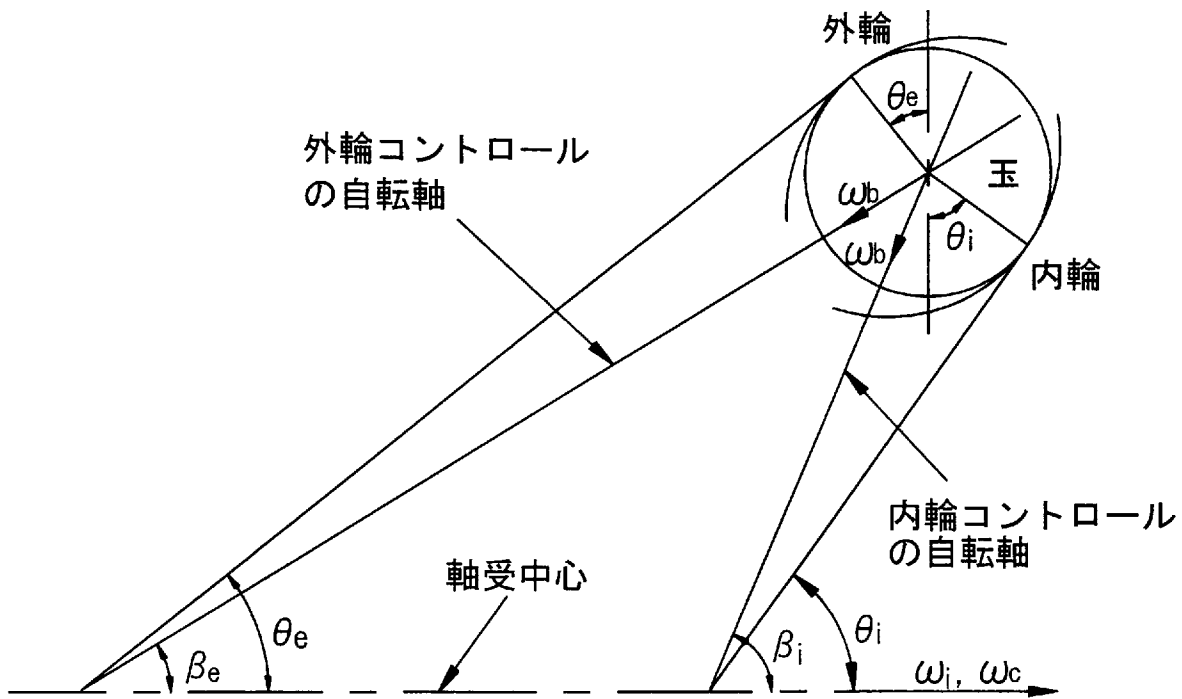


図 2.6 玉の自転軸角  $\beta$

外輪コントロールの時

$$g_{20}(\beta, \theta_e) = \tan \beta - \frac{\sin \theta_e}{\cos \theta_e + \gamma} = 0 \quad (2.27)$$

内輪コントロールの時

$$g_{20}(\beta, \theta_i) = \tan \beta - \frac{\sin \theta_i}{\cos \theta_i - \gamma} = 0 \quad (2.28)$$

また、玉の公転角速度  $\omega_c$  と自転角速度  $\omega_b$  および内輪の角速度  $\omega_i$  は、以下の関係式<sup>1)</sup>で表される。

$$g_{21}(\omega_c, \theta_i, \theta_e, \beta) = \omega_c - \frac{(1 - \gamma \cos \theta_i) \cos(\beta - \theta_e)}{\cos(\beta - \theta_i)(1 + \gamma \cos \theta_e) + \cos(\beta - \theta_e)(1 - \gamma \cos \theta_i)} \omega_i = 0 \quad (2.29)$$

$$g_{22}(\omega_b, \theta_i, \theta_e, \beta) = \omega_b - \frac{(1 + \gamma \cos \theta_e)(1 - \gamma \cos \theta_i)}{\gamma \{ \cos(\beta - \theta_i)(1 + \gamma \cos \theta_e) + \cos(\beta - \theta_e)(1 - \gamma \cos \theta_i) \}} \omega_i = 0 \quad (2.30)$$

さらに、玉のジャイロモーメント  $M_G$  は次のようになる。

$$g_{23}(M_G, \omega_c, \omega_b, \beta) = M_G - I\omega_c\omega_b \sin \beta = 0 \quad (2.31)$$

ここで、 $I$  は玉の慣性モーメントであり、質量  $m_b$  の玉に対して

$$I = \frac{1}{10} m_b D_w^2 \quad (2.32)$$

#### (4) 内外輪の弾性変形量と玉荷重

軸受単体ですきま零の状態における内外輪の溝曲率中心  $O_i$  と  $O_e$  の距離を半径方向に  $h_0$ 、軸方向に  $w_0$  とし、初期接触角を  $\theta_0$  および内外輪溝適合度を  $f_i$ 、 $f_e$  とすると、図 2.7 の関係から

$$h_0 = (f_i + f_e - 1) D_w \cos \theta_0 \quad (2.33)$$

$$w_0 = (f_i + f_e - 1) D_w \sin \theta_0 \quad (2.34)$$

次に、この時の内外輪平面差を零と仮定し、図 2.4 に示す内輪間座と外輪間座の幅寸法差を  $\delta_a$  (=内輪間座幅 - 外輪間座幅) とすれば、組立後の軸方向の内外輪溝中心間距離は

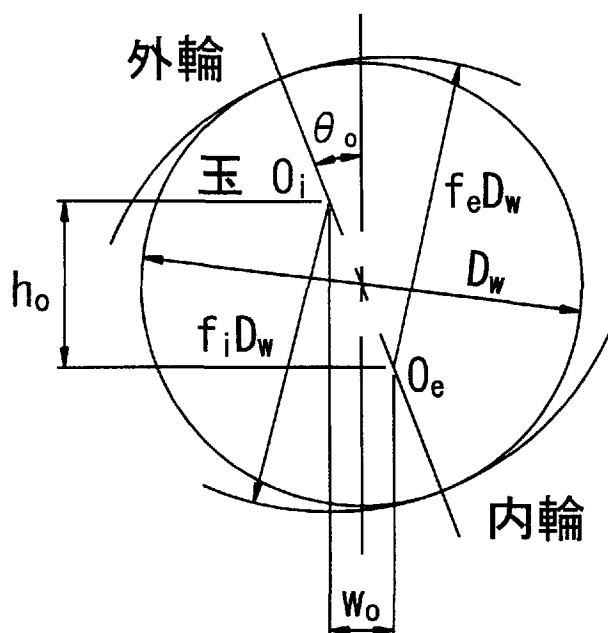


図 2.7 すきま零の時の軌道溝中心間距離



$$w = w_0 - \frac{\delta_a}{2} \quad (2.35)$$

運転中の内輪軌道面の直径膨張量を  $\Delta D_i$ 、ハウジングとのはめあいによる外輪軌道面の直径収縮量  $\Delta d_e$  とすれば、半径方向の溝中心間距離  $h$  は次の式で表される。

$$g_{24}(h, \Delta D_i) = h - \left( h_0 + \frac{\Delta D_i}{2} + \frac{\Delta d_e}{2} \right) = 0 \quad (2.36)$$

この時、玉と内外輪接触部における弾性変形量をそれぞれ  $\delta_i$ 、 $\delta_e$  とすれば図 2.8 の関係より

$$g_{25}(h, \delta_i, \theta_i, \delta_e, \theta_e) = h - \left( f_i D_w + \delta_i - \frac{D_w}{2} \right) \cos \theta_i - \left( f_e D_w + \delta_e - \frac{D_w}{2} \right) \cos \theta_e = 0 \quad (2.37)$$

$$g_{26}(\delta_i, \theta_i, \delta_e, \theta_e) = w - \left( f_i D_w + \delta_i - \frac{D_w}{2} \right) \sin \theta_i - \left( f_e D_w + \delta_e - \frac{D_w}{2} \right) \sin \theta_e = 0 \quad (2.38)$$

内輪玉荷重  $P_i$ 、外輪玉荷重  $P_e$  と弾性接近量の関係は、 $k_i$  と  $k_e$  を Hertz 定数として次のように表される。

$$g_{27}(P_i, \delta_i) = P_i - k_i \delta_i^{3/2} = 0 \quad (2.39)$$

$$g_{28}(P_e, \delta_e) = P_e - k_e \delta_e^{3/2} = 0 \quad (2.40)$$

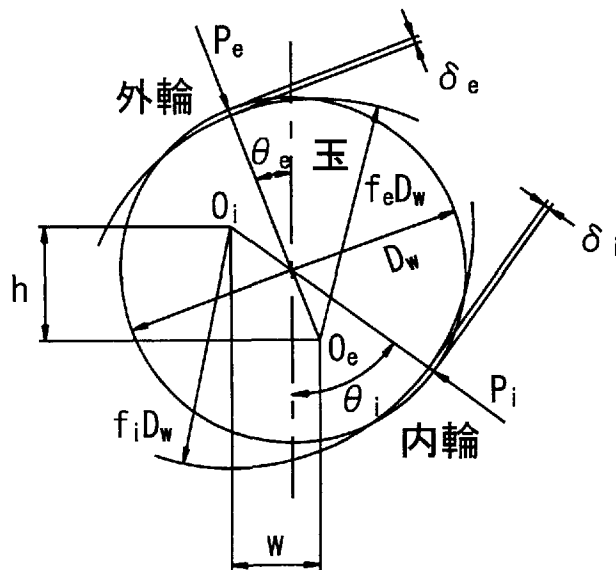


図 2.8 高速回転時のすきま減少による軌道溝中心間距離の変化

いま，転動体数を  $Z$  とすると， $P_i$  が内輪を半径方向に収縮させる圧力  $p_{bi}$  は次式で求められる．

$$g_{29}(p_{bi}, P_i, \theta_i) = p_{bi} - \frac{ZP_i \cos \theta_i}{W\pi d_{mi}} = 0 \quad (2.41)$$

ここに  $W$  は図 2.2 に示した等価内輪の幅 (= 内輪幅) である．また，アンギュラ玉軸受の予圧荷重  $P_a$  は次式で計算される．

$$P_a = ZP_i \sin \theta_i \quad (2.42)$$

#### 2.2.4 玉荷重の数値計算法

式  $g_9(\ )=0$  から式  $g_{29}(\ )=0$  の 21 元非線形連立方程式を Newton-Raphson 法で解くことにより運転中の玉荷重に関する諸量を求めることができる．ここで，Newton-Raphson 法<sup>7)</sup>の誤差  $\varepsilon(g_i)$  に対する収束条件は以下のようなものである．

$$\text{荷重に関して} \quad |\varepsilon(g_i)| \leq 10^{-2} \text{ N}$$

$$\text{変位に関して} \quad |\varepsilon(g_i)| \leq 10^{-6} \text{ mm}$$

また，軸受の回転が静止した状態においては，式  $g_9(\ )=0$  から式  $g_{16}(\ )=0$  を，内輪角速度  $\omega_i$  を零とした式  $g_1(\ )=0$  から式  $g_8(\ )=0$  に置き換えることで計算が可能である．

#### 2.2.5 玉荷重の計算例と考察

解析例として表 2.1 を諸元とする内径 100mm の軸受に定位置予圧を与え，内輪回転数を 0rpm から 15000rpm に変えた場合における予圧荷重，接触角，自転軸角およびジャイロ摩擦力への影響について検討を行った．なお，軸と内輪のしめしろ  $\delta_r = 0.021\text{mm}$  は，15000rpm でしめしろが零となる条件である．さらに，内外輪間座の幅寸法差を  $\delta_a = 0.045\text{mm}$  と与えることにより軸受の組込予圧は零とした．

##### (1) 予圧荷重

内輪回転数と予圧荷重の関係を図 2.9 に示す．図中，破線は遠心力による内輪膨張（すきま減少）の影響，細線は玉に働く遠心力の影響を示している．それぞれ式 (2.18)，(2.22) の関係より回転速度

表 2.1 アンギュラ玉軸受の諸元

項 目		設計値
内径	$d_i$ mm	$\phi 100$
外径	$D$ mm	$\phi 150$
幅	$W$ mm	24
玉のピッチ円直径	$d_p$ mm	$\phi 125$
接触角	$\theta_o$ deg	20.5
玉直径	$D_s$ mm	$\phi 11.1125$
玉数	$Z$	28
内輪溝適合度	$f_i$	0.54
外輪溝適合度	$f_e$	0.54
軸内径	$d_s$ mm	$\phi 54$
内輪と軸のしめしろ	$\delta_I$ mm	0.021
内外輪間座の幅寸法差	$\delta_a$ mm	0.045
外輪軌道面の直径収缩量	$\Delta d_e$ mm	0
軸材質		SCM415
内輪材質		SUJ2
外輪材質		SUJ2
玉材質		SUJ2

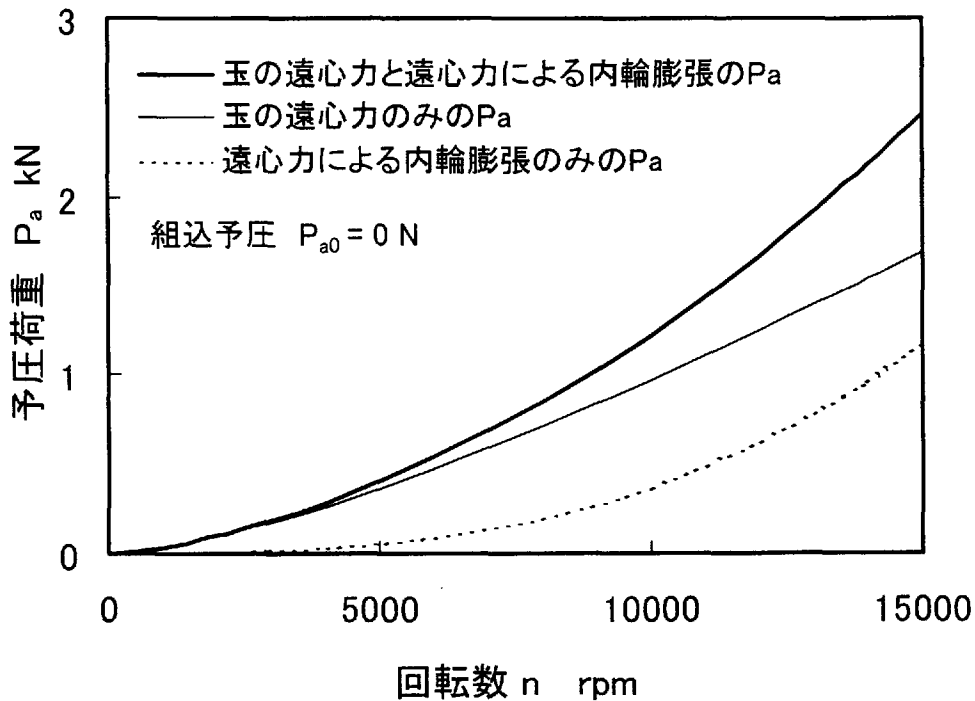


図 2.9 遠心力による予圧増加

の二乗に比例して増加する。

玉に作用する遠心力による予圧増加は、内輪の遠心力による膨張より大きく、15000rpmにおいて約1.4倍であった。実際は玉と内輪の両方に遠心力が作用するので、太線で示すように15000rpmにおいて2.5kNもの大きな予圧荷重が作用することになる。その結果、軸受の温度上昇大や焼き付き、短寿命といった致命的な問題が生じることは明白である。以下のパラメータスタディでは玉と内輪の両方に遠心力が作用する場合について論じる。

### (2) 玉荷重

玉荷重と回転数の関係を図2.10に示す。玉荷重も回転数と共に増加する。玉の遠心力は外輪軌道面方向に作用するので、外輪玉荷重は内輪玉荷重より大きく、約1.8倍である。その結果、15000rpmにおける外輪玉荷重は約400Nとなる。

### (3) 玉の接触角と自転軸角

玉の接触角と自転軸角の計算結果を図2.11に示す。回転数が0rpmから15000rpmに増加すると、内輪接触角は約19°から25°に大きくなるが、外輪接触角は逆に19°から13°に小さくなる傾向にある。この理由は、遠心力が、玉を外輪溝底へ移動させる方向に作用する

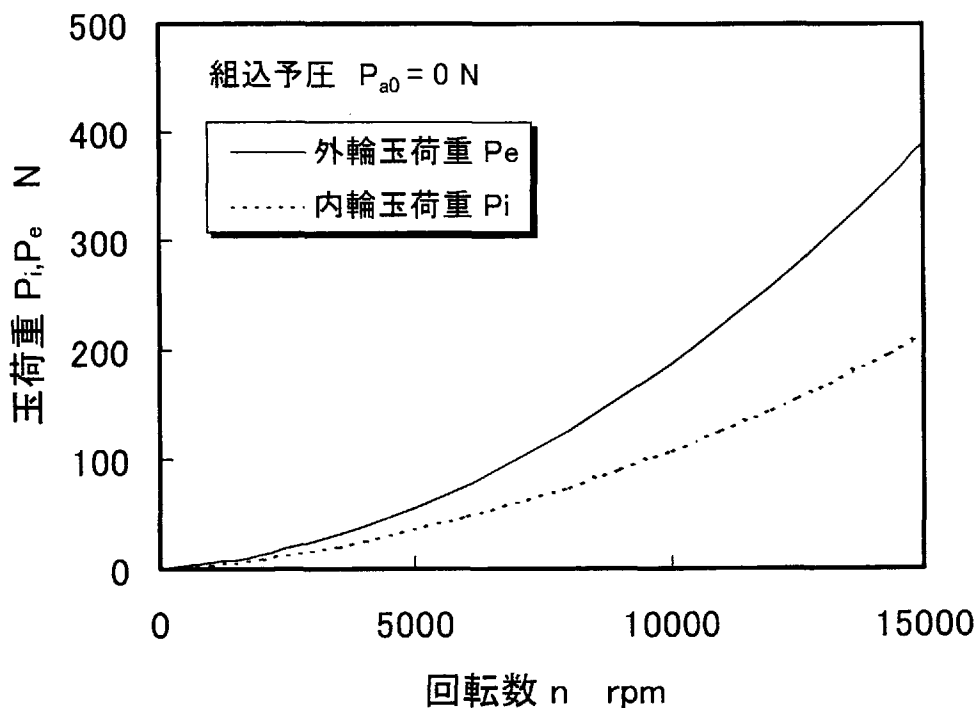


図 2.10 玉荷重に及ぼす回転速度の影響

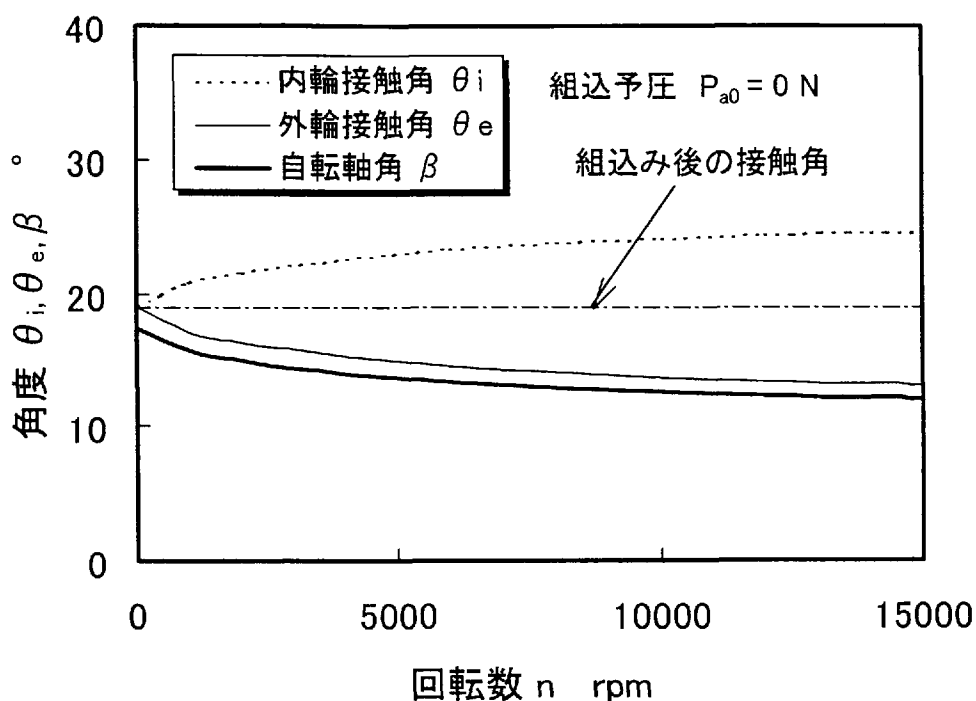


図 2.11 接触角と自転軸角の変化

からである。

玉は常に外輪コントロールとなるため、自転軸角は外輪接触角に近く、その差は $1^\circ$ 程度である。

#### (4) 玉の角速度

玉の自転角速度 $\omega_b$ と公転角速度 $\omega_c$ を内輪角速度 $\omega_i$ に対する比率で整理すると図 2.12 のようになる。式 (2.27), (2.29), (2.30) の関係より $\omega_b/\omega_i$ と $\omega_c/\omega_i$ はどちらも内外輪接触角の関数である。しかし、図 2.11 に示した範囲の接触角の変化ではほとんど影響を受けず、 $\omega_b/\omega_i=5.7$ 、 $\omega_c/\omega_i=0.46$ 程度でほぼ一定である。

#### (5) ジャイロ摩擦力

ジャイロ摩擦力 $M_g/D_w$ の玉に作用する遠心力 $P_c$ に対する比率 $M_g/D_w P_c$ は、式 (2.22), (2.31) および(4)項で示した $\omega_b/\omega_i$ と $\omega_c/\omega_i$ が一定の関係から自転軸角 $\beta$ のみの関数となる。そこで、図 2.11 に示した $\beta$ の変化と $M_g/D_w P_c$ の関係を調べると図 2.13 のようである。ジャイロ摩擦力は遠心力の $1/10$ 以下であり、玉荷重に関する力学問題としては無視できるオーダーである。

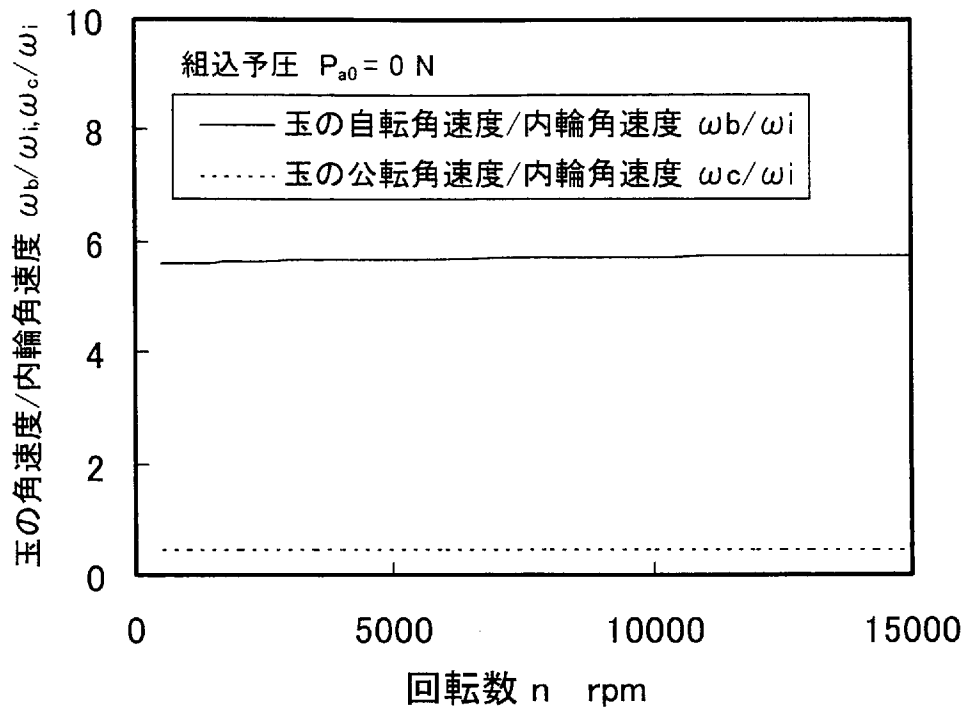


図 2.12 内輪回転角速度に対する玉の角速度

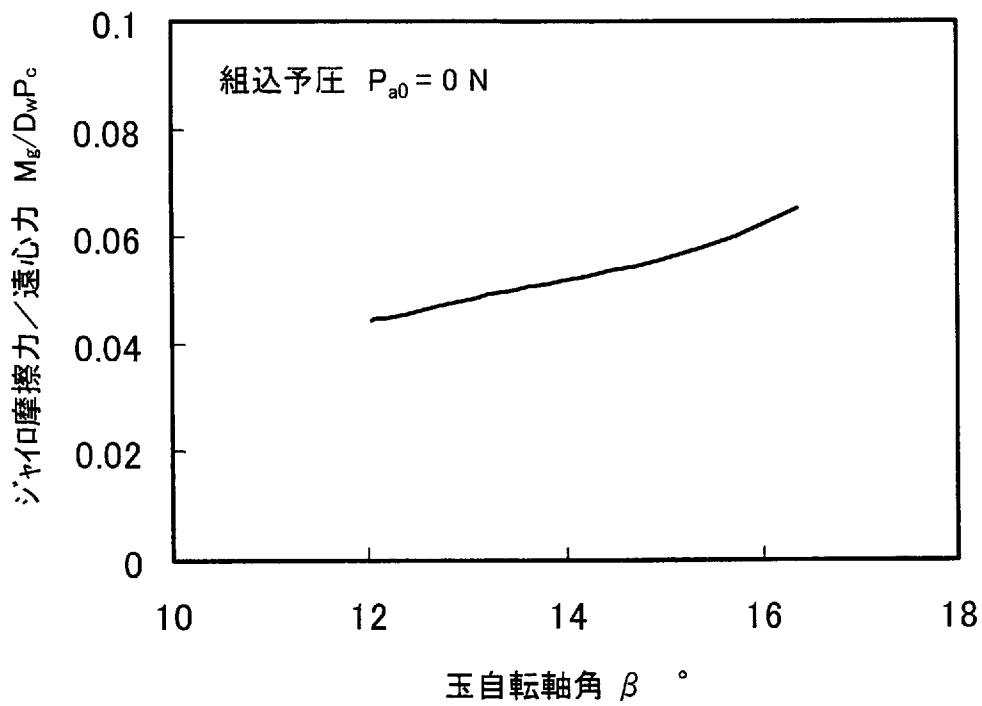


図 2.13 玉自転軸角とジャイロ摩擦力

### 2.3 円筒ころ軸受のすきまの変化

円筒ころ軸受のころ荷重に関する力学解析は，アンギュラ玉軸受の場合と比べ，転動体の接触角と転動体と軌道輪の接触剛性が異なることを考慮しなければならない。ころ軸受の接触角は零度であり，ラジアル方向のみの変位と力の釣合問題を考える。

#### 2.3.1 ラジアルすきま

円筒ころ軸受で高速運転用に広く使用されるタイプは，図 2.14 に示すようなN型である。円筒ころ軸受についてもアンギュラ玉軸受と同様に，はめあいや遠心力による内輪膨張量を等価円筒で取り扱い，その外径を  $D_i$  で表すことにする。図 2.14 に示した内輪形状の場合， $D_i$  は溝径  $d_{mi}$  と同じとして取り扱う。

$$D_i = d_{mi} \quad (2.43)$$

運転中のラジアルすきま  $C_r$  は，組み込み前のラジアルすきま  $C_{r0}$  より，内輪軌道面の膨張量  $\Delta D_i$  と外輪軌道面の収缩量  $\Delta d_e$  ほど小さくなるので

$$g_{30}(C_r, \Delta D_i) = C_r - (C_{r0} - \Delta D_i - \Delta d_e) = 0 \quad (2.44)$$

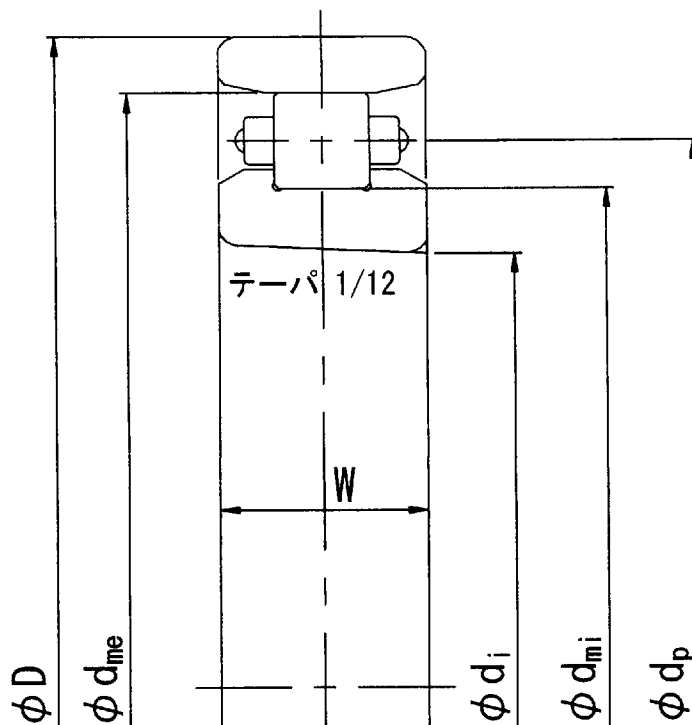


図 2.14 N型円筒ころ軸受

### 2.3.2 ころと軌道輪の接触荷重

円筒ころ軸受についても、質量  $m_r$  のころに働く遠心力  $P_c$  の影響を考慮して内外輪ころ荷重を求める必要がある。

負すきまの場合、図 2.15 の関係から以下の力の釣合関係式が得られる。

$$g_{31}(P_e, P_i, P_c) = P_e - (P_i + P_c) = 0 \quad (2.45)$$

$$g_{32}(P_i, \delta_i) = P_i - k_r \delta_i^{\frac{10}{9}} = 0 \quad (2.46)$$

$$g_{33}(P_e, \delta_e) = P_e - k_r \delta_e^{\frac{10}{9}} = 0 \quad (2.47)$$

$$g_{34}(P_c, \omega_c) = P_c - m_r \frac{d_p}{2} \omega_c^2 = 0 \quad (2.48)$$

ここで、 $k_r$  は線接触をするころの Hertz 定数である。また、高速回転中のラジアルすきま  $C_r$  は次式より求められる。

$$g_{35}(C_r, \delta_i, \delta_e) = C_r + 2(\delta_i + \delta_e) = 0 \quad (2.49)$$

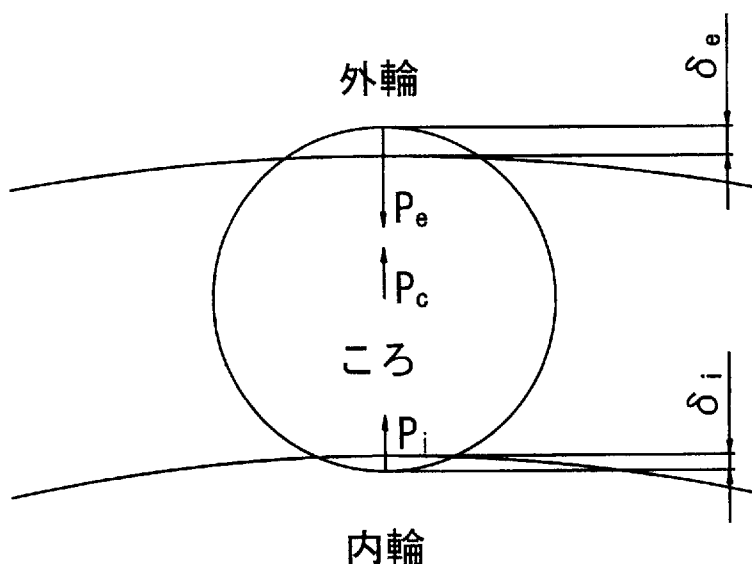


図 2.15 ころに働く力



### 2.3.3 ころ荷重の数値計算法

式  $g_9()=0$  から式  $g_{16}()=0$  および式  $g_{30}()=0$  から式  $g_{35}()=0$  を非線形連立方程式として Newton-Raphson 法で解くことにより運転中のころ荷重に関する諸量を求めることができる。また、軸受の回転が静止した状態においては、式  $g_9()=0$  から式  $g_{16}()=0$  を、内輪角速度  $\omega_i$  を零とした式  $g_1()=0$  から式  $g_8()=0$  に置き換えることで計算が可能である。

### 2.3.4 ころ荷重の計算例と考察

解析例として表 2.2 を諸元とする内径 100mm の円筒ころ軸受を取り上げる。まず、組み込み前ラジアルすきま  $C_{r0}=0.014\text{mm}$  の軸受を軸としめしろ  $\delta_I=0.020\text{mm}$  で組込み、すきま零とする。次に、この軸受の内輪回転数を 0rpm から 15000rpm に変えた時のころ荷重の増加について検討した。

ころの遠心力や内輪の遠心膨張による外輪ころ荷重  $P_e$  を計算すると図 2.16 のようになる。内輪の遠心膨張による  $P_e$  はころに作用する遠心力による  $P_e$  より約 4 倍大きく、15000rpm で 0.9kN に達する。

表 2.2 円筒ころ軸受の諸元

項	目	設計値
内径	$d_i$ mm	$\phi 100$
外径	$D$ mm	$\phi 150$
幅	$B$ mm	24
組込前ラジアルすきま	$C_{r0}$ mm	0.014
内輪と軸のしめしろ	$\delta_I$ mm	0.020
ころ直径×長さ	$D_v$ mm×L mm	$\phi 11 \times 11$
ころ数	$Z$	26
ころピッチ円径	$d_p$ mm	$\phi 126$
内輪溝径	$d_{mi}$ mm	$\phi 115$
軸内径	$d_s$ mm	$\phi 70$
外輪軌道面の直径収缩量	$\Delta d_e$ mm	0
軸材質		SNCM415
内輪材質		SUJ2
外輪材質		SUJ2
ころ材質		SUJ2

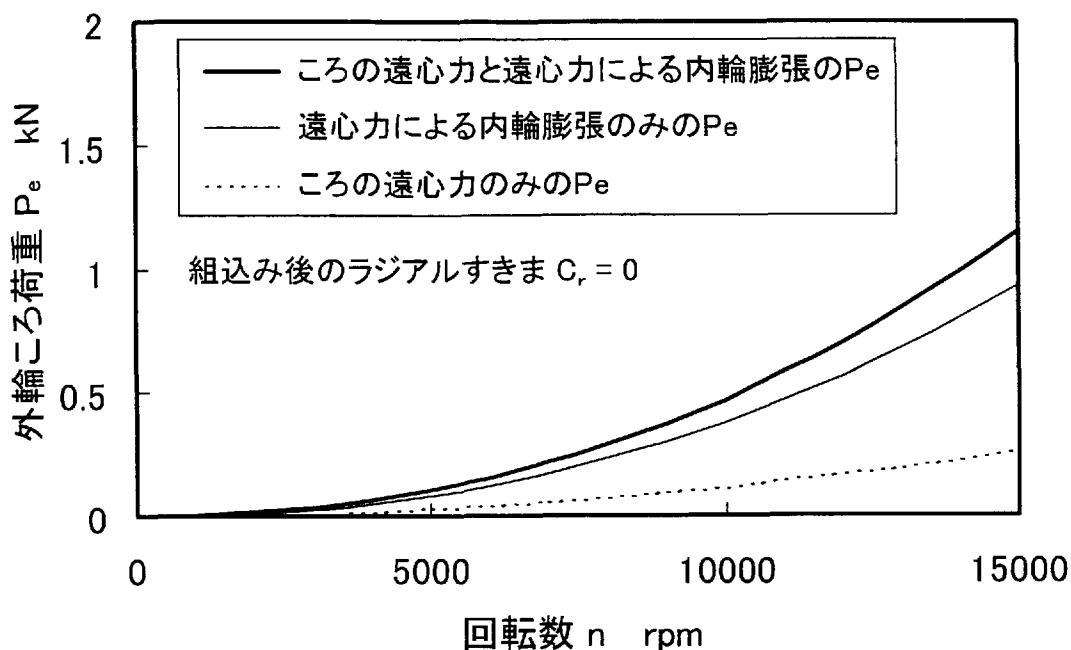


図 2.16 遠心力によるころ荷重の増加

実際を想定して、内輪ところに対する遠心力の作用を重ね合わせると太線のように 15000rpm で 1kN を超え、図 2.10 で示したアンギュラ玉軸受よりはるかに大きな荷重となる。

このように遠心力が作用する運転条件において、内外輪ころ荷重を図 2.17 で比較する。式(2.45)の関係より外輪ころ荷重は内輪ころ荷重よりころに働く遠心力だけ大きくなる。ころの遠心力より内輪膨張の影響はるかに大きいので、15000rpm においては、内輪ころ荷重でも 0.9kN にもなる。

以上のように、アンギュラ玉軸受の玉荷重よりころ荷重が大きくなるのは、円筒ころ軸受における接触角が零度であることところ軌道輪間の接触剛性が高いからである。

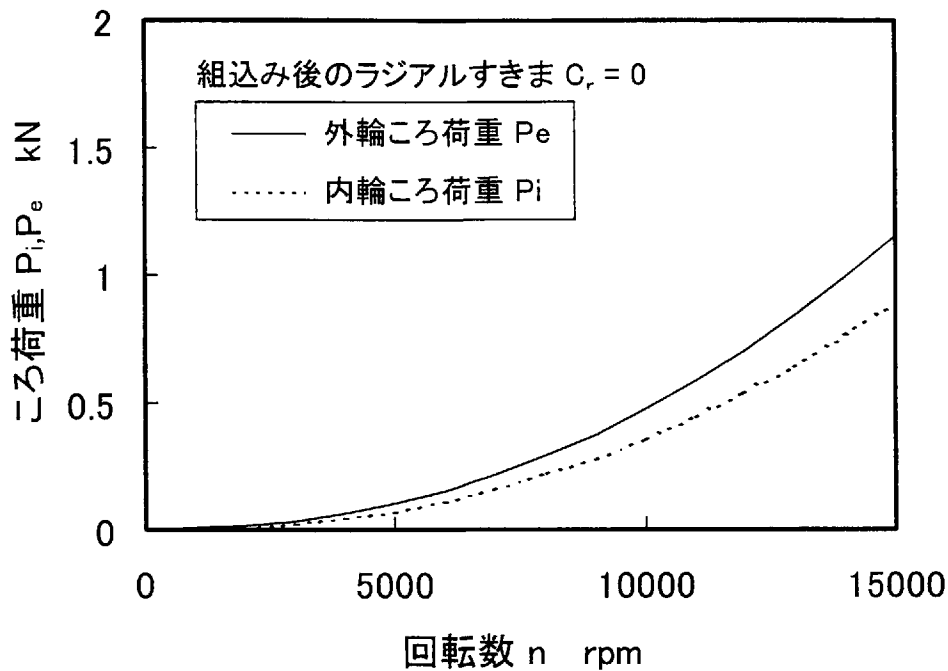


図 2.17 内外輪ころ荷重

#### 2.4 まとめ

高速運転時における転動体荷重の増加に着目し、これを求める理論解析を展開した。転動体荷重に影響する直接要因としては、遠心力による内輪の膨張と転動体に働く遠心力を考慮した。本解析では、転動体荷重が外圧として内輪を収縮させる方向に作用することを考慮したので、従来の方法<sup>1)3)</sup>より精度の良い解が得られるものと考えられる。この解析法を使って、内径  $\phi 100\text{mm}$  のアンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受を対象とした計算結果から転動体荷重に関するパラメータに及ぼす回転速度の影響を明らかにした。

ラジアル荷重が作用していない高速スピンドルに組み込まれたアンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受の遠心力特性をまとめると以下のようになる。

- (1) 玉に作用する遠心力による予圧増加は、遠心力による内輪膨張によるすきま減少によるものより大きい。
- (2) 玉荷重も回転数と共に増加する。玉の遠心力は外輪軌道面方向に作用するので、外輪玉荷重は内輪玉荷重より大きくなる。
- (3) 回転数が増加すると、内輪接触角は大きくなるが、外輪接触

角は逆に小さくなる。また、玉は外輪コントロール状態で運動するため、自転軸角は外輪接触角に近くなる。

- (4) このように接触角が変化しても、玉の自転角速度と公転角速度はほぼ一定である。
- (5) ジャイロ摩擦力は遠心力に比べ十分小さく、玉荷重の計算には無視できる。
- (6) 遠心力による内輪膨張にともなう外輪ころ荷重の増加は、ころに作用する遠心力よりはるかに大きい。これはアンギュラ玉軸受の特性(1)とは逆の傾向である。
- (7) 内外輪ころ荷重はアンギュラ玉軸受の玉荷重より大きくなる。

## 第2章で引用した文献

- 1) A. B. Jones: A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions, ASME J. Basic Eng., 82, (1960)309.
- 2) 中村晋哉, 垣野義昭: 高速スピンドルにおける回転中の軸受予圧変化と主軸変位の解析, 精密工学会誌, 58, 12(1992)2019.
- 3) 内田英男, 転がり軸受支持高速スピンドル系の負荷分布と剛性, 明治大学大学院理工学研究科博士論文, (1998年度)49.
- 4) 藤井健次, 森正継: NTN 予圧切換軸受ユニット, NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)28.
- 5) 森正継, 新名正敏: 工作機械用アンダーレース潤滑軸受の開発, NTN TECHNICAL REVIEW, 60, 1(1992)41.
- 6) 中原一郎: 材料力学(下), 養賢堂, (1969)82.
- 7) 山内二郎, 森口繁一, 一松信: 電子計算機のための数値計算法 I, 培風館, (1973)38.

## 第3章 軸受運転時における転動体荷重の解析

### －発熱による影響を考慮した場合－

#### 3.1 まえがき

第2章では軸受が高速で回転する時，転動体や内輪に作用する遠心力により転動体荷重が著しく増加することを示し，遠心力の影響だけでも寿命や，焼きつきの要因として無視できないことを述べた。

軸受の運転速度を増すと，軸受構成要素間（転動体-軌道輪，転動体-保持器，保持器-案内軌道輪）に生じる摩擦により軸受の発熱も増加する。その結果，軌道輪や転動体の温度が上昇するため軸受すきまが変化することが予想される。したがって，遠心力のみならず，運転中の軸受温度上昇がすきま変化，すなわち転動体荷重に及ぼす影響度合いを知ることも高速運転する上で重要となる。

工作機械など，室温で運転される機械に使用される軸受の温度上昇に関して，横山<sup>1)</sup>，正田<sup>2)</sup>，藤井<sup>3)~6)</sup>らは，内輪の温度上昇の方が外輪より高くなる傾向を実験で確かめている。転動体荷重の計算方法に関して，中村ら<sup>7)</sup>は内輪，外輪および転動体の熱膨張量をパラメータとした検討を行っている。また，J. F. Tuら<sup>8)</sup>も軌道輪の熱膨張を考慮した予圧計算式を提示している。しかし，理論と実験結果を比較検討して理論の妥当性を明らかにした例は過去に見当たらない。

本章では，遠心力の作用下で軸受温度上昇の影響も考慮した転動体荷重の計算方法を整理した結果について述べる。

#### 3.2 アンギュラ玉軸受の予圧荷重の変化

アンギュラ玉軸受の予圧増大要因として第2章で取り上げたはめあいと遠心力の作用に，内外輪および玉の熱膨張を加えた解析を行う。使用する記号は，特に断りのない限り第2章と同じことを意味する。

### 3.2.1 軸受構成要素の膨張量

#### (1) 軸の膨張量

軸の膨張量は、はめあいと遠心力を考慮した膨張計算式(2.14)の末尾に熱膨張の項を追加した次式で計算される。

$$g_{12}(\Delta D_s, A_s, B_s) = -\Delta D_s - \left( D_s A_s + \frac{4}{D_s} B_s - \frac{1-\nu_s^2}{32} \frac{\rho_s}{E_s} \omega_i^2 D_s^3 + \alpha_s \Delta T_s D_s \right) = 0 \quad (3.1)$$

ただし、 $\alpha_s$ : 軸の線膨張係数

$\Delta T_s$ : 軸の温度上昇 (20°C 基準)

一般に、軸受のすきまは 20°C における測定値で表されるので、温度上昇の基準温度は、同様に 20°C とする。

#### (2) 軌道輪の膨張量

内輪の膨張量は、はめあいと遠心力を考慮した膨張計算式(2.17)と(2.18)の末尾に熱膨張の項を追加した次式で得られる。

内輪内径膨張の条件式として、式(2.17)のかわりに

$$g_{15}(\Delta d_i, A_i, B_i) = \Delta d_i - \left( d_i A_i + \frac{4}{d_i} B_i - \frac{1-\nu_i^2}{32} \frac{\rho_i}{E_i} \omega_i^2 d_i^3 + \alpha_i \Delta T_i d_i \right) = 0 \quad (3.2)$$

内輪外径膨張の条件式として、式(2.18)のかわりに

$$g_{16}(\Delta D_i, A_i, B_i) = \Delta D_i - \left( D_i A_i + \frac{4}{D_i} B_i - \frac{1-\nu_i^2}{32} \frac{\rho_i}{E_i} \omega_i^2 D_i^3 + \alpha_i \Delta T_i D_i \right) = 0 \quad (3.3)$$

ただし、 $\alpha_i$ : 内輪の線膨張係数

$\Delta T_i$ : 内輪の温度上昇 (20°C 基準)

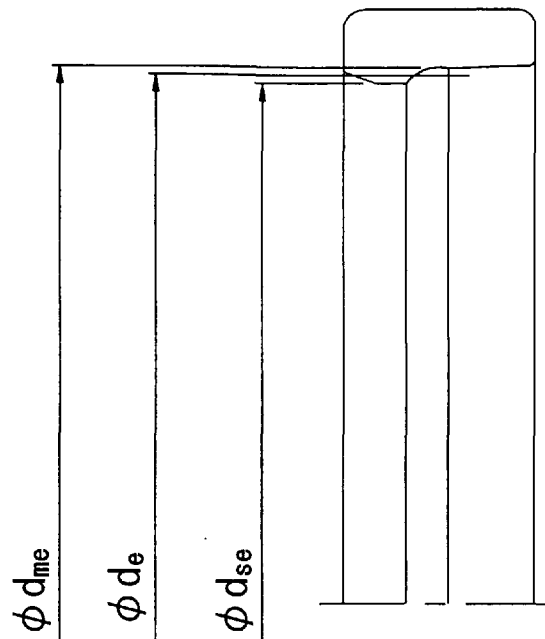
外輪軌道面の直径膨張量  $\Delta d_e$  は

$$\Delta d_e = -\Delta d_{e0} + \alpha_e \Delta T_e d_e \quad (3.4)$$

ただし、 $\alpha_e$ : 外輪の線膨張係数  $\Delta T_e$ : 外輪の温度上昇

$\Delta d_{e0}$ : ハウジングとのはめあいによる外輪軌道面の直径収縮量

$d_e$ : 図 3.1 に示す外輪の平均溝径



$$d_e = (d_{me} + d_{se}) / 2$$

図 3.1 外輪平均溝径

(3) 玉の熱膨張量

運転中の玉直径を  $D_w$  とすれば

$$D_w = D_{w0} (1 + \alpha_b \Delta T_b) \quad (3.5)$$

ここで,  $D_{w0}$ : 20°C における玉直径  $\alpha_b$ : 玉の線膨張係数

$\Delta T_b$ : 玉の温度上昇

3.2.2 予圧荷重の数値計算法

第2章で示した関係式を以下のように置き換えることで温度上昇の影響も合わせた解析が可能となる。まず、外輪の収縮と膨張を表す符号に注意して、式(3.4)の  $\Delta d_e$  を、式  $g_{24}()=0$  中の  $-\Delta d_e$  と置き換える。第2章で  $D_w$  を使うすべての式に式(3.5)を適用する。

式  $g_9()=0$  から式  $g_{29}()=0$  を、2章と同様に 21 元の非線形連立方程式として Newton-Raphson 法で解くことにより運転中の玉荷重に関係する諸量を求めることができる。



### 3.2.3 予圧荷重の計算例と考察

解析例として表 2.1 に設計諸元を示した内径 100mm のアンギュラ玉軸受を取り上げる。この軸受の軸，内輪，外輪および玉に表 3.1 の運転温度を与えて予圧荷重を求め，遠心力による影響度と比較する。この温度は図 2.4 に示した定位置予圧スピンドルを構成する軸受に組み立て時  $P_{s0}=100\text{N}$  のアキシヤル予圧荷重を付与し，エアオイル潤滑で内輪回転速度を  $n=3000\text{rpm}$  から  $n=15000\text{rpm}$  に変えた時の実測値<sup>4)</sup>である。温度測定部は内輪内径面と外輪外径面である。軸と玉の温度は実測値ではなく，それぞれ内輪温度と内外輪平均温度に等しいと仮定した。回転数に対する内輪と外輪の温度上昇の傾向をグラフに表すと図 3.2 のように常に内輪温度は外輪温度より高いことがわかる。なお，本スピンドルでは工作機械用高速主軸の熱変位を抑える目的で通常使われる外筒ジャケット冷却を適用した。

一般に，アンギュラ玉軸受を高速運転すると，玉に働く遠心力効果で外輪側玉荷重が内輪側玉荷重より大きくなる。その結果，第 2 章で述べた外輪コントロール状態となるため，内輪と玉間で大きなスピン滑りが発生<sup>9)</sup>し，これによる摩擦のため内輪側の発熱量が大きくなる。また，内輪から軸への熱伝導に寄与する表面積（内輪内径面積）が外輪とハウジング間の熱伝導面積（外輪外径面積）より小さいこと（本事例で 2/3）も，外輪と比較して内輪から熱が放出されにくく，内輪温度が高くなる原因と考えられている<sup>10)</sup>。以上の理由から，通常の軸受設計や潤滑方法では内輪温度が外輪温度より

表 3.1 アンギュラ玉軸受構成要素の温度上昇

回転数 $n$ rpm	軸 $\Delta T_s$ °C	内輪 $\Delta T_i$ °C	外輪 $\Delta T_e$ °C	玉 $\Delta T_b$ °C
3000	2	2	1	1.5
6000	5	5	3	4
9000	12	12	8	10
11000	20	20	14	17
13000	32	32	23	27.5
15000	42	42	30	36

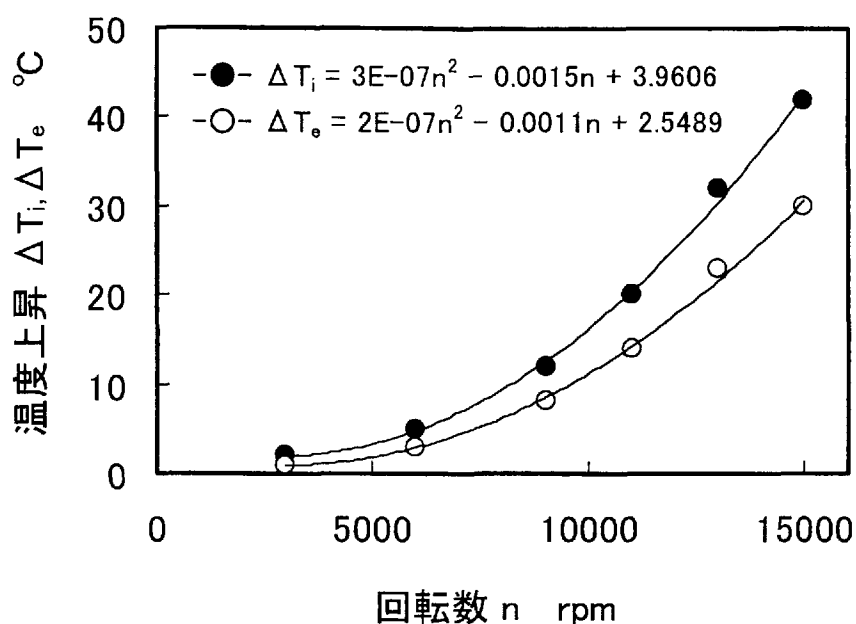


図 3.2 アンギュラ玉軸受の温度上昇

高くなることは避けられない。したがって、運転速度が速くなるほど熱膨張量は外輪より内輪の方が大きくなるため、すきまは減少し、予圧荷重は増大することになる。

図 3.2 の温度上昇値を用いて予圧荷重を計算すると、図 3.3 のようになる。この図では、第 2 章で示した遠心力に起因する予圧荷重も示している。高速運転時において軸受予圧の増加に及ぼす影響度は、玉に作用する遠心力が最大で、以下、遠心力による内輪の膨張、玉の熱膨張、内外輪の熱膨張の順であることがわかる。ただし、遠心力による内輪の膨張と玉の熱膨張による予圧荷重は同等である。実際はこれら 4 つの要因が同時に作用するので、図中の太線で示すように 15000rpm で 5.41kN もの大きな予圧荷重となり、Hertz の最大接触面圧  $p_{max}=1.83\text{Gpa}$  となる。また、図 3.4 で予圧荷重の要因分析を行うと、玉と内輪に関する遠心力作用の合計は全体の約 60% にもなることもわかる。アンギュラ玉軸受の予圧増大に関して、軸受の発熱より遠心力の影響が大きいと言える。

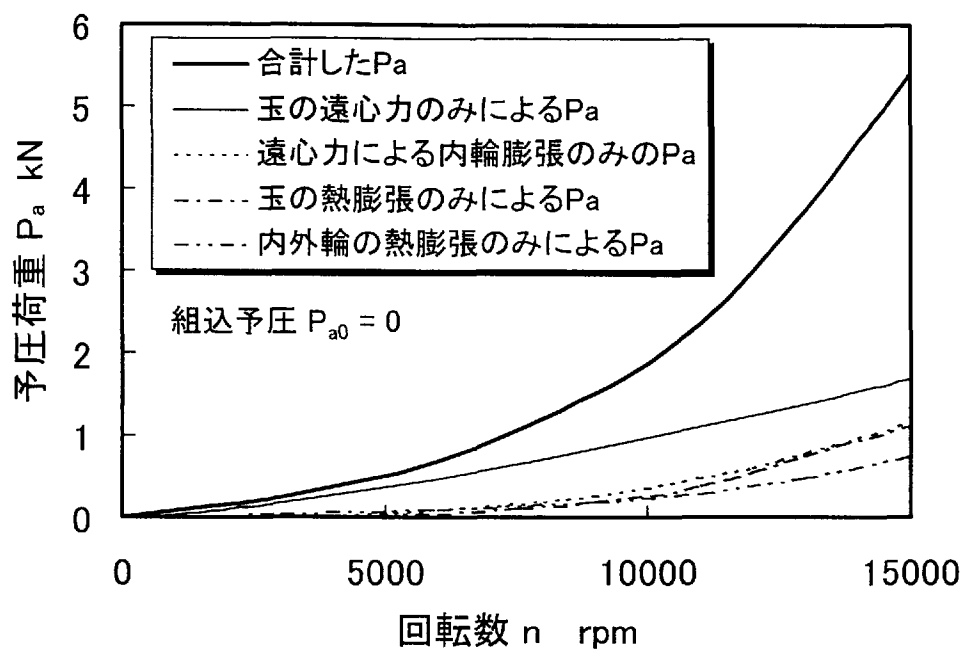


図 3.3 アンギュラ玉軸受の遠心力と熱膨張による予圧荷重の増加

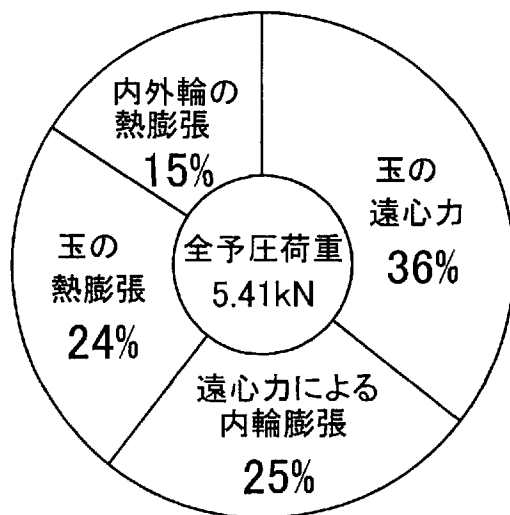


図 3.4 アンギュラ玉軸受の予圧増大要因分析 (15000rpm)

### 3.3 円筒ころ軸受のすきまの変化

円筒ころ軸受についてもアンギュラ玉軸受と同様な考え方で、はめあいと遠心力の作用に内外輪およびころの熱膨張の影響を加えた解析を行う。

#### 3.3.1 運転中のラジアルすきま

運転中の温度上昇による円筒ころ軸受の軌道輪ところの熱膨張量に関係する計算式はアンギュラ玉軸受と同様であり、式(3.1)から式(3.5)がそのまま適用できる。その結果、第2章で示したラジアルすきま  $C_r$  を求める式(2.44)は次式で補正される。

$$g_{30}(C_r, \Delta D_i) = C_r - (C_{r0} - \Delta D_i - 2\Delta D_w + \Delta d_e) = 0 \quad (3.6)$$

$$\Delta D_w = D_w - D_{w0} \quad (3.7)$$

#### 3.3.2 ころ荷重の数値計算法

式  $g_9(\ )=0$  から式  $g_{16}(\ )=0$  および式  $g_{30}(\ )=0$  から式  $g_{35}(\ )=0$  を 14 元非線形連立方程式として Newton-Raphson 法を適用して解くことにより運転中のころ荷重に関係する諸量を求めることができる。

#### 3.3.3 ころ荷重の計算例と考察

表 2.2 に設計諸元を示した円筒ころ軸受 N1020 を計算対象とする。この軸受の軸、内輪、外輪およびころに表 3.2 の運転温度を与えてころ荷重を算出する。この温度は、図 3.5 に示す試験スピンドルに組み込んだ円筒ころ軸受をエアオイル潤滑で運転した時の実測値<sup>6)</sup>である。なお、本スピンドルでも外筒冷却を適用した。温度測定部は内輪内径面と外輪外径面であり、軸ところの温度は実測値ではなく、それぞれ内輪温度と内外輪平均温度に等しいと仮定した。

回転数に対する内輪と外輪の温度上昇の傾向を図 3.6 に示す。円筒ころ軸受の温度上昇は、図 3.2 に示したアンギュラ玉軸受と比較して 8000rpm 以下で少し高めであるが、それ以上の高速運転ではほぼ同等である。内外輪温度を比較すると、

表 3.2 円筒ころ軸受構成要素の温度上昇 (20℃基準)

回転数 n rpm	軸 $\Delta T_s$ °C	内輪 $\Delta T_i$ °C	外輪 $\Delta T_o$ °C	ころ $\Delta T_b$ °C
2000	7	7	6	6.5
6000	11	11	8	9.5
8000	15	15	10	12.5
10000	20	20	13	16.5
12000	28	28	18	23
13000	31	31	20	25.5
14000	36	36	23	29.5
15000	42	42	27	34.5

エアオイル供給条件

エア供給量 ; 40NL/min×2 (ノズル数)  
給油量 ; 0.01mL/2min×2  
潤滑油 ; モービル・ロシティ-No. 6 (ISO VG10)

ジャケット冷却条件

冷却油量 ; 6L/min, 冷却油温度 ; 22~25°C  
冷却油 ; ダフニス・ハーマルチオイル (ISO VG10)

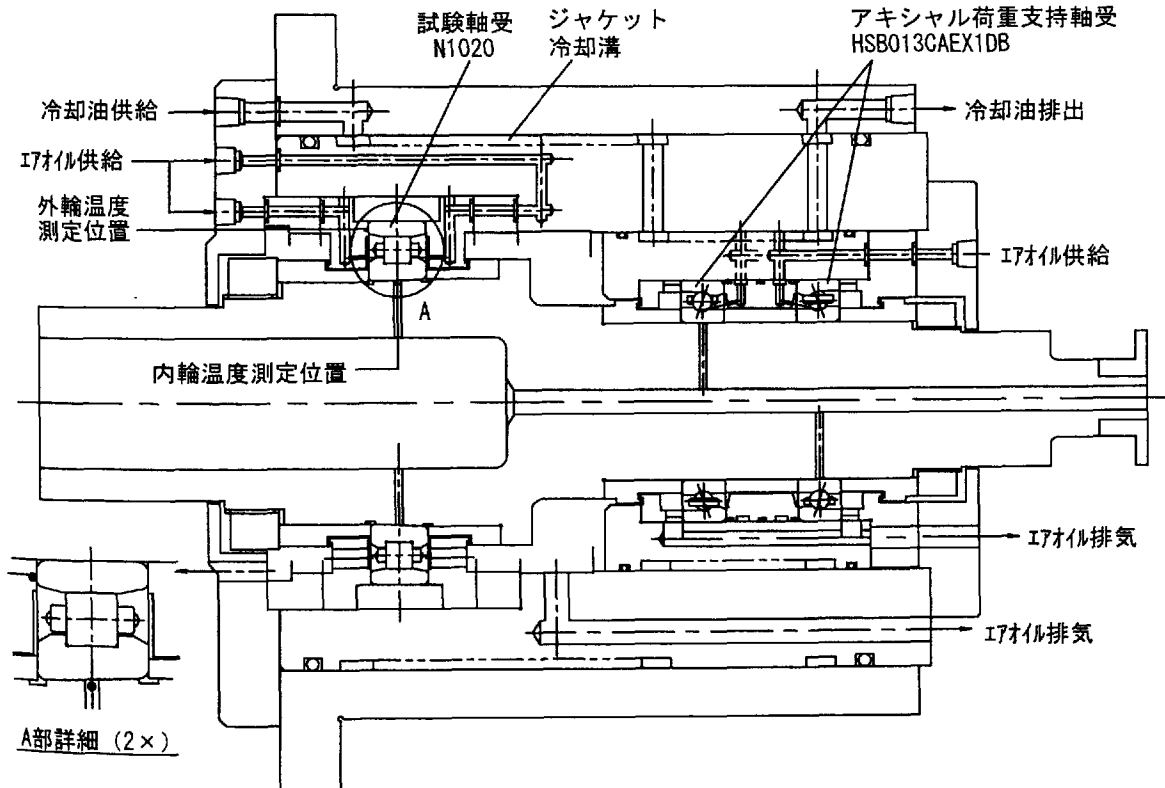


図 3.5 円筒ころ軸受試験スピンドル

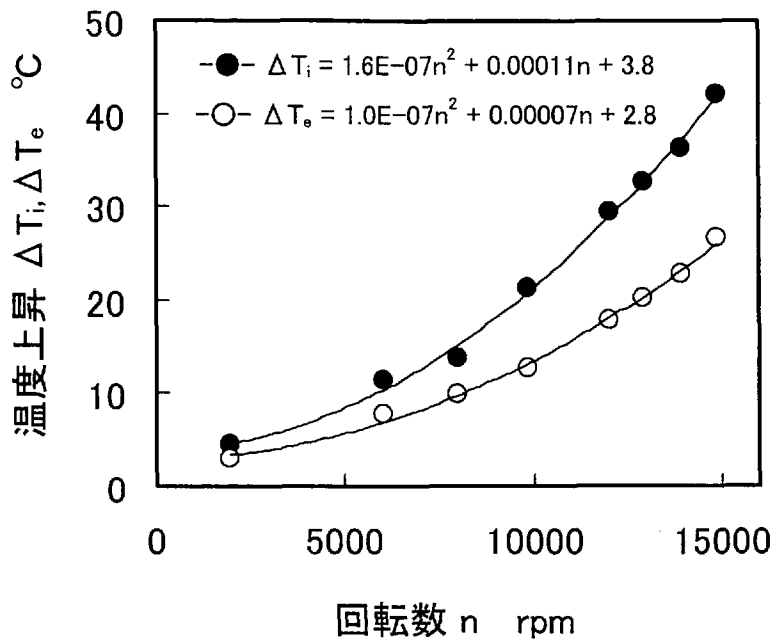


図 3.6 円筒ころ軸受の温度上昇

円筒ころ軸受でも内輪温度が外輪温度より高くなっている。

一般に、円筒ころ軸受を高速運転すると、遠心力の作用により図 2.17 に示すように外輪ころ荷重が内輪側より大きくなる。そのため転がり摩擦については内輪側が外輪側より小さくなる。したがって、図 3.6 のように内輪温度が外輪より高くなる理由は他に求めざるを得ない。内輪のつば部とこころ端面のスキューに起因するすべり摩擦(N型円筒ころ軸受の場合)や、内輪から軸への熱伝導に関わる表面積が外輪-ハウジング間のそれより小さいことに原因があると考えられる<sup>10)</sup>。100℃以上の高温の潤滑油を給油して高速運転を行うガスタービン用転がり軸受<sup>11)</sup>などのような特殊な運転条件を除いて、通常の円筒ころ軸受においても内輪温度が外輪温度より高くなることは避けられない。したがって、高速運転時において熱膨張量は外輪より内輪が大きくなるため、すきまは減少し、ころ荷重が増大することになる。

図 3.6 の温度上昇値を用いて外輪ころ荷重を計算すると図 3.7 のようになる。この図には、比較のため第 2 章で示した遠心力に起因するころ荷重も示した。15000rpmにおける各要因の影響度は図 3.8 のようであり、円筒ころ軸受における外

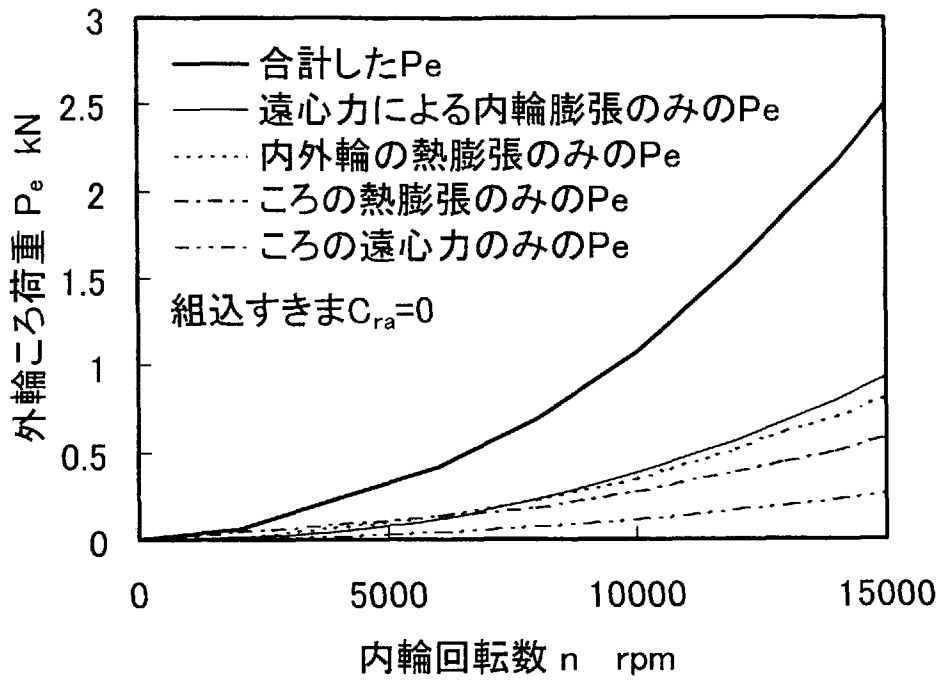


図 3.7 円筒ころ軸受の遠心力と熱膨張による外輪ころ荷重の増加

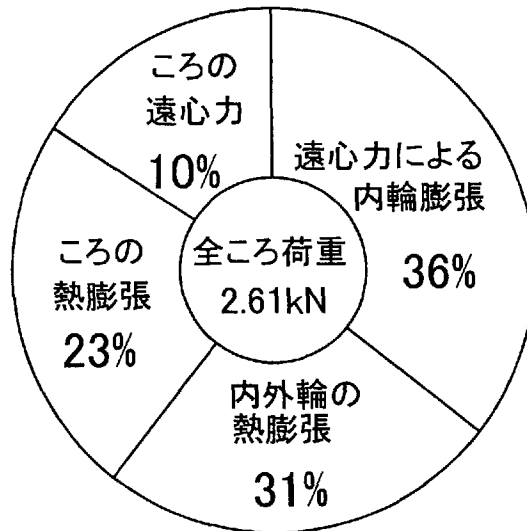


図 3.8 外輪ころ荷重増大要因分析(15000rpm)

輪ころ荷重の増大要因としては遠心力による内輪膨張が最大で以下，内外輪の熱膨張，ころの熱膨張，ころに作用する遠心力の順である．円筒ころ軸受の場合，ころと内外輪の熱膨張の合計は 54%でありアンギュラ玉軸受とは逆に，遠心力より軸受の発熱の影響が大きいと言える．その理由は，内外輪に対するころの接触剛性が玉の場合より大きく，負すきまによるころ軸受の荷重増加量もアンギュラ玉軸受より大きくなるからである．

図 3.9 は内外輪ころ荷重を示している．内輪ころ荷重は外輪ころ荷重より小さく，その差はころに作用する遠心力  $P_c$  である． $P_c$  は外輪ころ荷重の約 10% であり，この結果からも  $P_c$  はころ荷重の増加にあまり影響しないことがわかる．なお，15000rpm における 2.5kN の外輪ころ荷重は，Hertz の最大接触面圧  $p_{max}=1.3\text{GPa}$  に相当する．

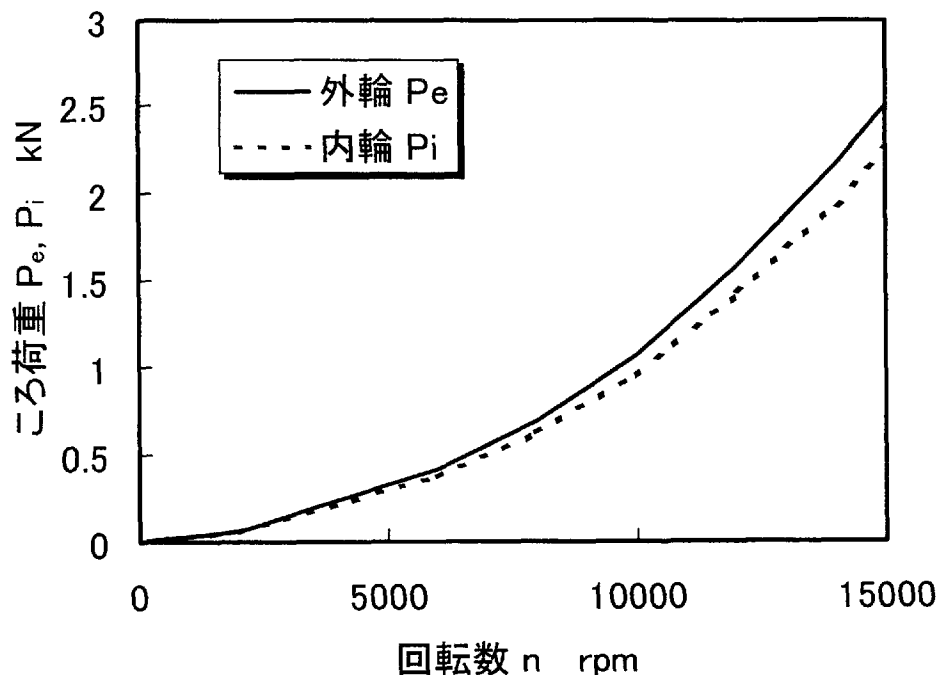


図 3.9 円筒ころ軸受の遠心力と熱膨張による内外輪ころ荷重の増加



### 3.4 まとめ

ラジアル荷重が作用していない高速スピンドルに組み込まれたアンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受について、軸受の摩擦発熱による構成要素の温度上昇を考慮した転動体荷重の理論計算式を導いた。さらに、構成要素に試験スピンドルで測定した内外輪温度上昇値を与え、転動体荷重に及ぼす影響度を遠心力と比較した。その結果を要約すると以下のようなになる。

- (1) 予圧荷重の増加要因と影響度は、玉に働く遠心力が最大、遠心力による内輪膨張と玉の熱膨張が同等、軌道輪の熱膨張が最小である。
- (2) 温度上昇による予圧荷重の増加量は全体の39%であり遠心力の影響よりは小さい。
- (3) 外輪ころ荷重の増加要因と影響度は、遠心力による内輪膨張が最大で、以下軌道輪の熱膨張、ころの熱膨張、ころに作用する遠心力の順である。
- (4) 温度上昇による外輪ころ荷重の増加量は全体の54%であり、遠心力の影響より大きい。

### 第3章で引用した文献

- 1) 横山和宏, 遠藤覚, 鈴木孝昌: 回転軸における温度情報の光テレメータリングに関する研究(第2報), 精密工学会誌, 64-9(1998)1355.
- 2) Y. SHODA, S. IJUIN, H. ARAMAKI, H. YUI, K. TOMA: The Performance of a Hybrid Ceramic Ball Bearing Under High Speed Conditions with the Under-Race Lubrication Method, Trib. Trans., 40, 4(1997)676.
- 3) K. FUJII, M. MORI: HIGH SPEED TECHNOLOGY OF ROLLING BEARINGS FOR MACHINE TOOL SPINDLES, Proceedings of the International Tribology Conference, Yokohama (1995)1321.
- 4) 藤井健次, 森正継: NTN 予圧切換軸受ユニット, NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)28.
- 5) 藤井健次: 転がり軸受設計とトライボロジー - 工作機械主軸用転がり軸受の高速化技術 -, JAST トライボロジーフォーラム`98(1998)95.
- 6) 藤井健次, 森正継, 板山光和: 円筒ころ軸受のすきま調整技術, トライボロジー会議予稿集(1996-10)417.
- 7) 中村晋哉, 垣野義昭: 高速スピンドルにおける回転中の軸受予圧変化と主軸変位の解析, 精密工学会誌, 58-12(1992)2019.
- 8) J. F. Tu, J. L. Stein: Active Thermal Preload regulation for Machine Tool Spindles with Rolling Element bearings, Trans. ASME, Journal of Manufacturing Science and Eng., 118(1996)499.
- 9) 転がり軸受工学編集委員会編: 転がり軸受工学, 養賢堂, (1975)119.
- 10) J. フレンドライン, P. エッシュマン, L. ハスバルゲン, K. ワイカント, 吉武立夫訳: 転がり軸受実用ハンドブック, 工業調査会, (1996)207.
- 11) K. Fujii, M. Mori, S. Yamamoto: Cylindrical Roller Bearing with Advanced Material, Proceedings of the International Gas Turbine congress, Kobe(1999)1011.

## 第4章 主軸高速運転時の軸受予圧に関する実験

### 4.1 まえがき

第3章では遠心力や軸受の温度上昇を考慮した運転中の転動体荷重を求める理論式を導出した。この理論式の妥当性を検証するためには転動体荷重を実測する必要がある。

軸受の予圧を測定する方法としては、歪ゲージを外輪外径面に貼付し、転動体が通過する時の歪振幅を検出する方法が一般的である<sup>1)~4)</sup>。この中で藤井ら<sup>2)3)</sup>は歪ゲージによる測定値と理論計算値を比較しているが、理論式を開示していない。また、別の測定方法として、中村ら<sup>5)</sup>はインパルス加振によりスピンドルの固有振動数を実測し、剛性を求めているが、予圧荷重を直接測定してはいない。

本章では、まずオーソドックスに外輪外径面に貼付した歪ゲージで実際に転動体荷重の測定実験を行う。さらに、第3章で展開した理論計算式に基づく計算値と転動体荷重の測定結果を比較検討し、理論計算式の妥当性を評価する。

### 4.2 アンギュラ玉軸受の予圧荷重

#### 4.2.1 試験装置

アンギュラ玉軸受の予圧測定実験に用いた試験スピンドルを図4.1に示す。このスピンドルは、内径100mmのアンギュラ玉軸受4個の組み合わせ、すなわち各2セットをタンデムにして全体として背面組合せとした5S-SF2040P4DTBTで構成されている。また、本スピンドルは予圧切換機構<sup>2)</sup>により重、中、軽の3段階に予圧切換が可能である。軸受はエアオイル潤滑を行い、4つの軸受の潤滑条件はそれぞれ独立に、エア量30NL/min、油量0.03mL/3minである。

なお、このスピンドルには、工作機械用高速主軸で適用される外筒ジャケット冷却が施され、室温同調した油を油量6L/minでスピンドル外周に循環させた。

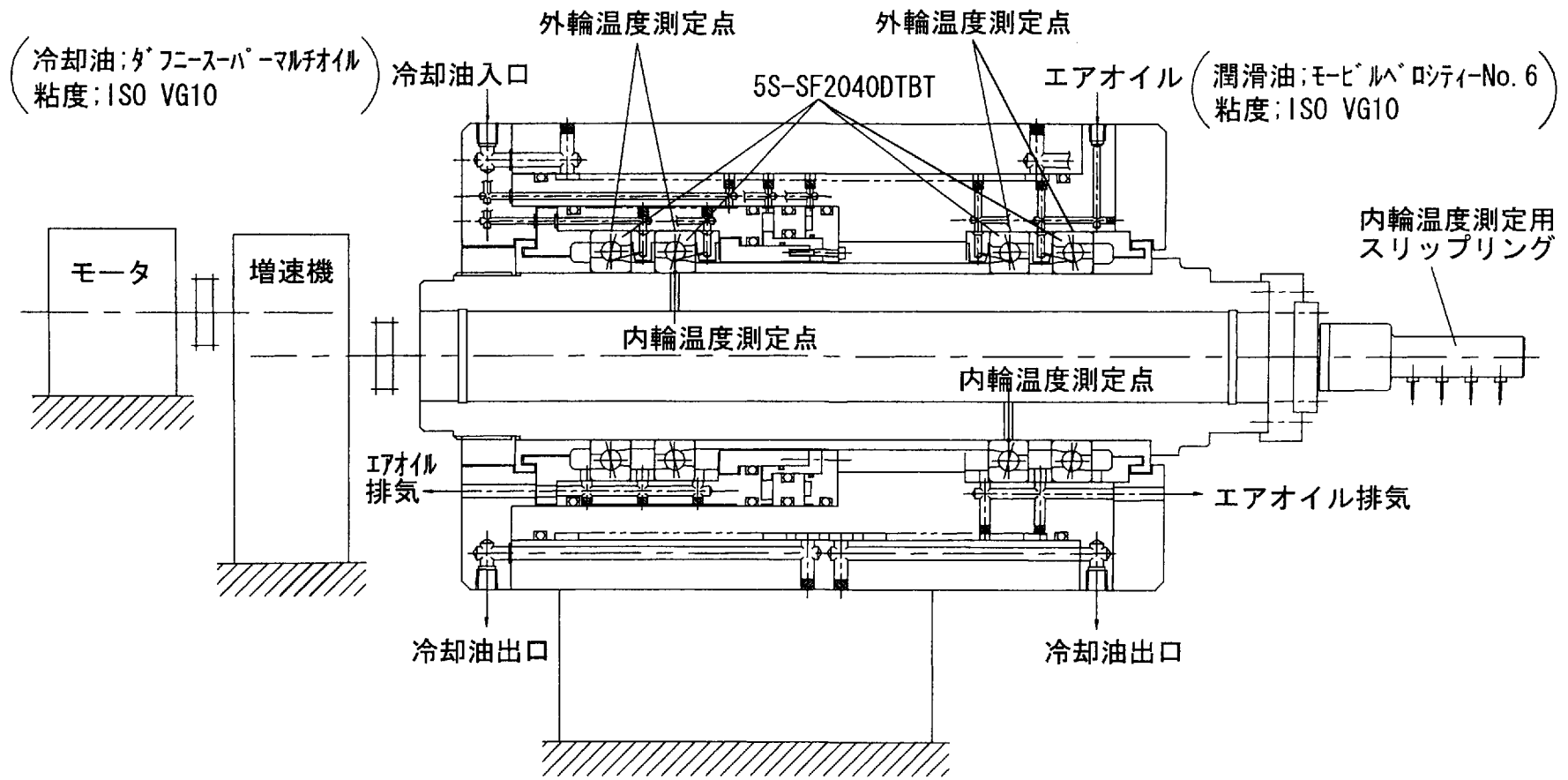


図 4.1 試験スピンドル

#### 4.2.2 試験条件

試験パラメータとして軸受に与えた条件は表 4.1 のようである。重，中，軽の 3 段階に予圧を切り換え，それぞれの回転数の範囲で運転した時の予圧荷重の変化を測定した。ラジアル荷重は，軸の重量 200N のみであり，予圧荷重への影響が無視できる程度の軽荷重である。

表 4.1 アンギュラ玉軸受の試験条件

項 目	設定値	
内外輪間座 幅寸法差 $\delta_a$ mm	重予圧	-0.024
	中予圧	+0.004
	軽予圧	+0.026
組込予圧 $P_{a0}$ kN	重予圧	3.35
	中予圧	1.28
	軽予圧	0.23
回転数 $n$ rpm	重予圧	0~ 5000
	中予圧	0~10000
	軽予圧	0~15000
ラジアル荷重 N	200(軸重量)	

#### 4.2.3 試験軸受

試験軸受の構造を図 4.2 に示し，設計諸元と軸およびハウジングとのはめあいを表 4.2 に示す。本軸受は，dn 値  $100 \times 10^4$  を超える高速運転で広く普及，定着しているセラミックス ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) 玉を組み込んだ高速ハイブリッドアンギュラ玉軸受であり，実際の高速運転に近い状況で予圧荷重を測定した。

#### 4.2.4 運転中の予圧荷重の測定方法

運転中の予圧荷重の測定方法を図 4.3 に示す。これは，外輪外径面に貼付した歪ゲージにより，玉の通過時に生じる円周方向の歪振幅を検出する方法である。ここで測定される歪は，予圧荷重のみならず，運転中の接触角の変化にも左右されるので，両者の影響を考慮した較正が必要である。

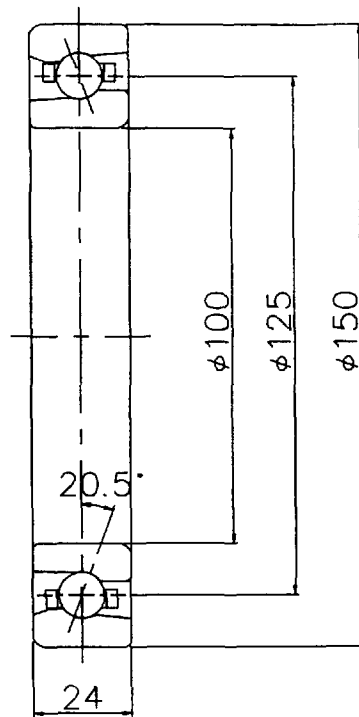


図 4.2 試験軸受 (5S-SF2040P4)

表 4.2 アンギュラ玉軸受の諸元

項 目			設計値
内径	$d_i$	mm	φ 100
外径	$D$	mm	φ 150
幅	$W$	mm	24
玉のピッチ円直径	$d_p$	mm	φ 125
接触角	$\theta_o$	deg	20.5
玉直径	$D_v$	mm	φ 11.1125
玉数	$Z$		28
内輪溝適合度	$f_i$		0.54
外輪溝適合度	$f_e$		0.54
軸内径	$d_s$	mm	φ 54
内輪と軸のしめしろ	$\delta_r$	mm	0.017
外輪軌道面の直径収缩量	$\Delta d_e$	mm	0
軸材質			SCM415
内輪材質			SUJ2
外輪材質			SUJ2
玉材質			Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>

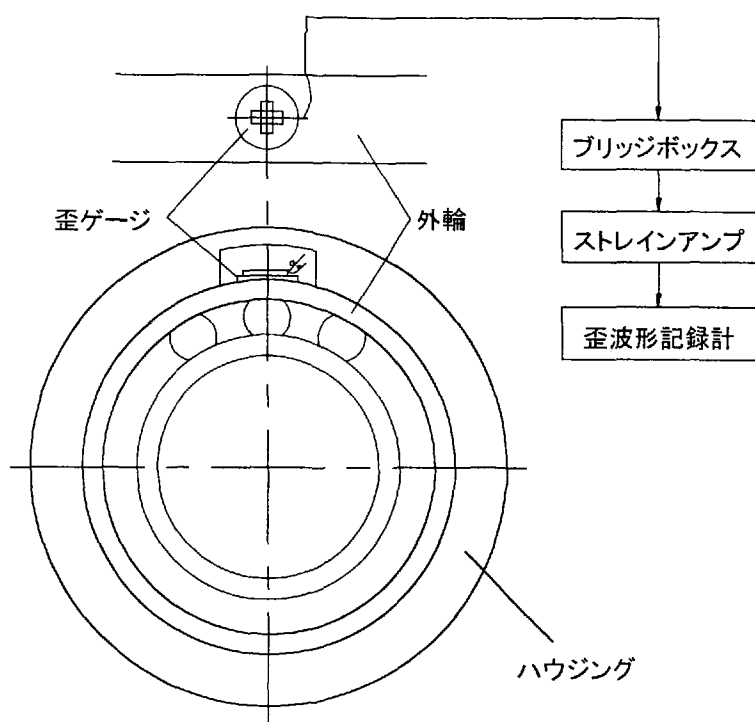


図 4.3 運転中予圧荷重の測定方法

図 4.4 は歪ゲージの較正に用いた定圧予圧方式の試験機を示す。試験軸受にはエアシリンダで右側からアキシヤル荷重が負荷される。ボールスライド軸受は摩擦が少なく、ロードセルで検出される荷重が試験軸受の負荷と考えてよい。なお、 $d_s$ と $\delta_r$ は表 4.2 と同じとすることではめあいによる内輪の膨張量を実測条件と一致させた。

重予圧で回転数 3000rpm 時の歪波形の一例を図 4.5 に示す。第 2 章の計算方法によると、この時の理論上の玉通過周波数  $Z\omega_c/2\pi$  は 644Hz となり、図の山数から概算される実際の周波数と一致する。したがって、本歪測定法により、玉荷重による歪が正確に測定できるものとする。

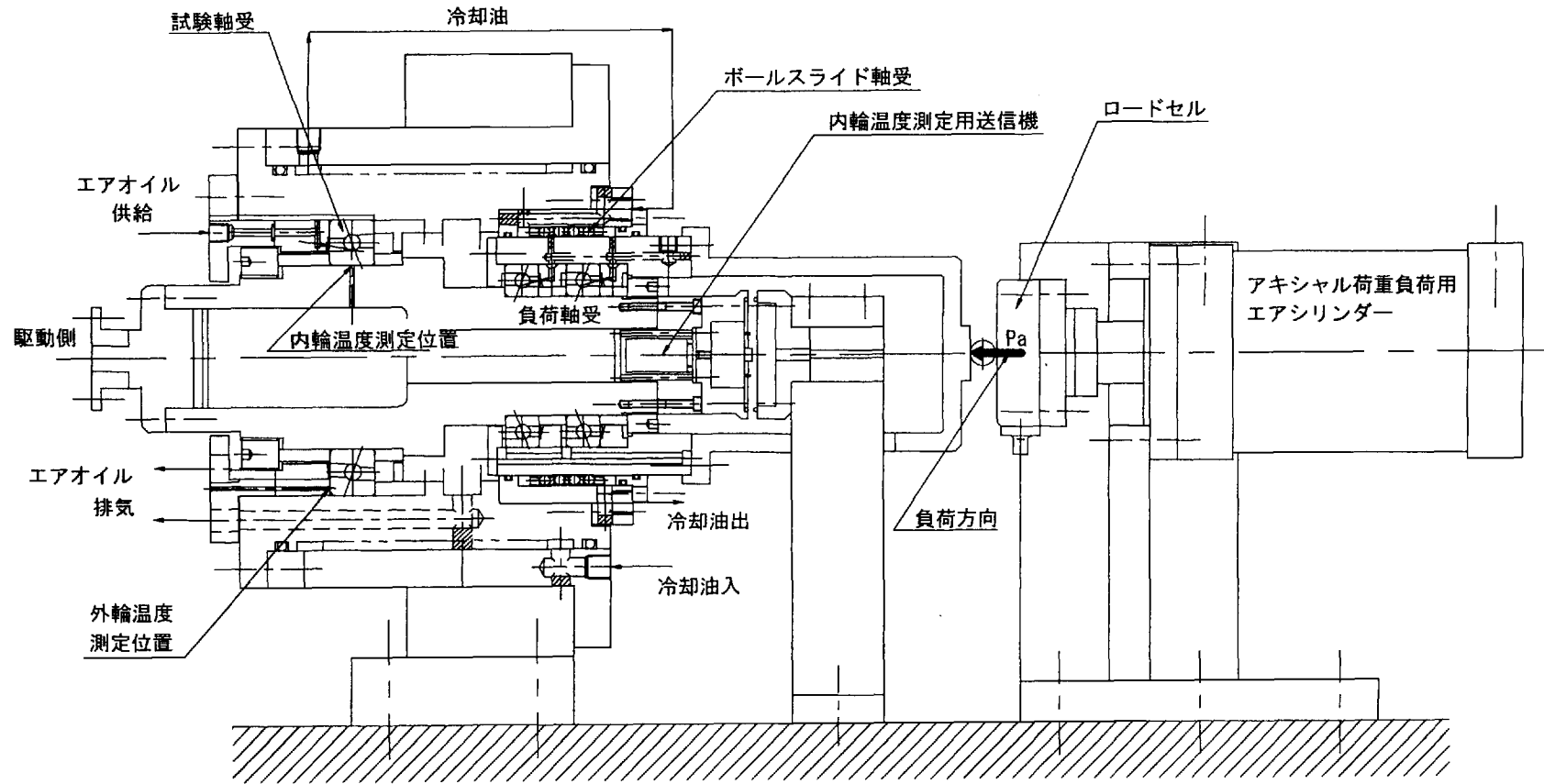


図 4.4 定圧予圧試験機



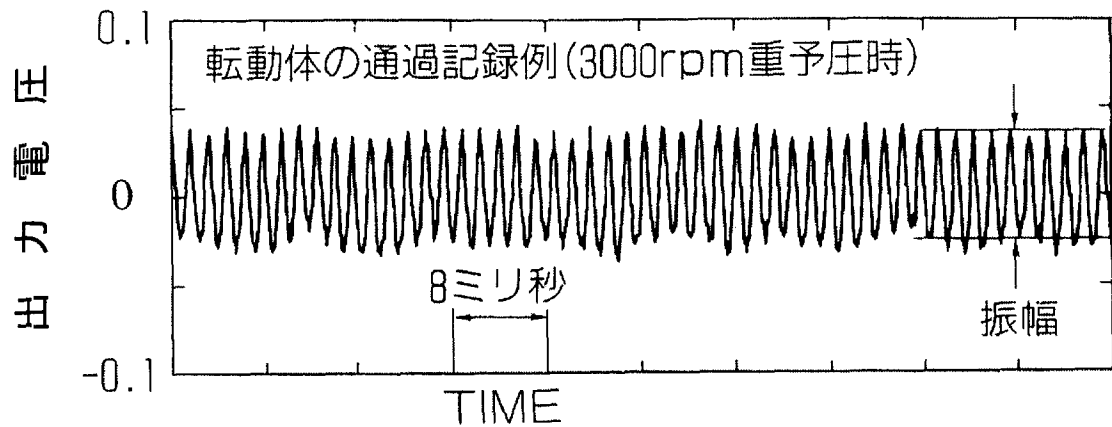


図 4.5 歪ゲージの出力波形

#### 4.2.5 実験結果と考察

回転数に対する内輪と外輪の温度上昇をそれぞれ  $\Delta T_i$ ,  $\Delta T_e$  として図 4.6 に示す. 温度上昇は, 組込予圧  $P_{ao}$  が大きいほど, あるいは高速になるほど高くなる. また,  $\Delta T_i$  は  $\Delta T_e$

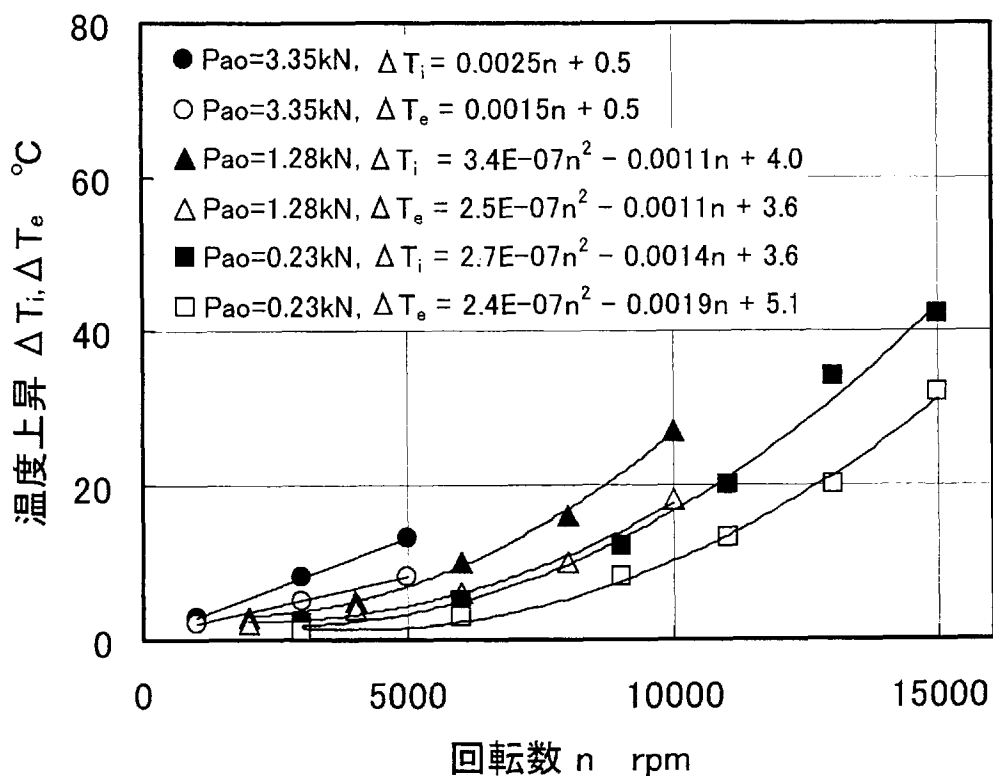


図 4.6 軸受温度上昇

より常に高く，内外輪温度差 ( $\Delta T_i - \Delta T_e$ ) も， $P_{a0}$  や回転速度の増加に伴って大きくなる傾向にある。

ここで2次曲線に定式化した温度上昇値を用い，第3章の方法で計算した予圧荷重と実測した予圧荷重を，図4.7にそれぞれ破線と実線で示す。5000rpm以下の低速域で実測値は計算値より大きい，その差は0.7kN以下とわずかである。また，最も問題となる高予圧荷重の条件における両者の差はそれより小さく，中予圧で10000rpm時において得られた最大差でも0.6kNである。この差はその時に得られた実測値5.31kNの11%程度であり，計算値は実測値とよく一致していることがわかる。

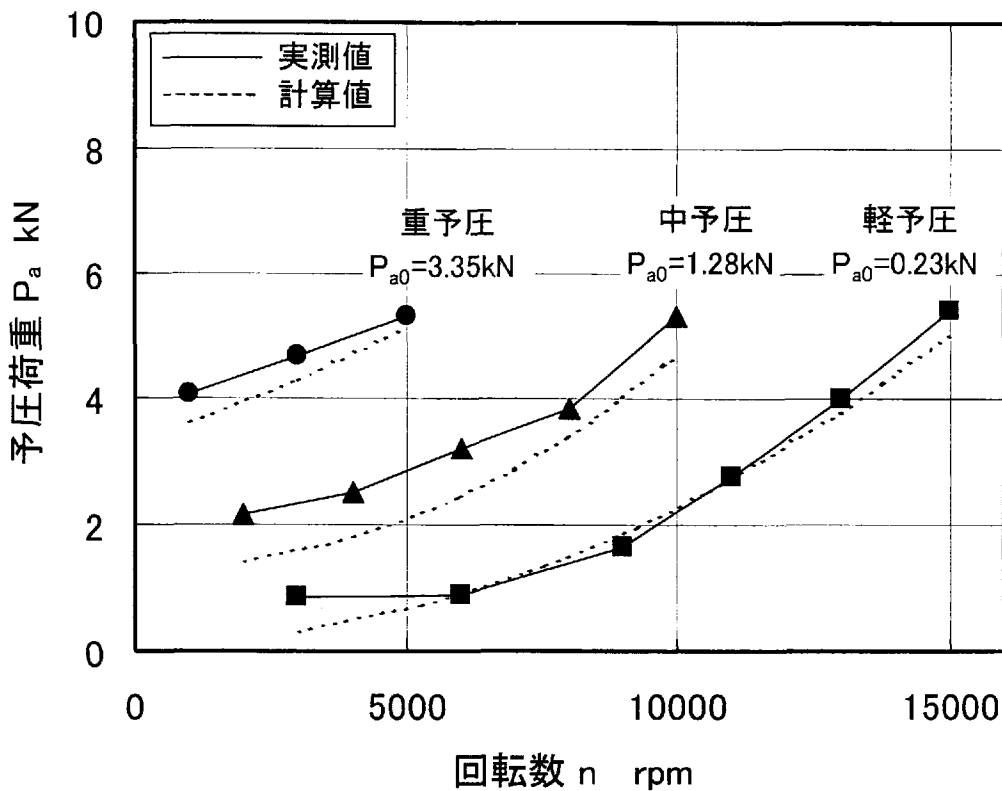


図 4.7 運転中の予圧荷重

### 4.3 円筒ころ軸受のころ荷重

円筒ころ軸受に対する外輪ころ荷重について計算値と実測値を比較し，理論計算式の有効性を検討した結果について述べる．

#### 4.3.1 試験装置

外輪ころ荷重測定実験に用いた試験スピンドルを図 4.8 に示す．このスピンドルには，試験軸受として円筒ころ軸受 5S-N1020HSKP4 が組み込まれている．支持軸受としてアンギュラ玉軸受を背面組み合わせとした 5S-HSB013CAEX1DBP4 を使用した．

また，本スピンドルは外輪外周ハウジング部にすきま調整機構<sup>6)</sup>が設けられ，重予圧と軽予圧の 2 段階にすきま切換が可能である．軸受の潤滑はエアオイル潤滑で行い，試験軸受の潤滑条件はエア量  $40\text{NL}/\text{min} \times 2$  (ノズル数 2)，油量は  $0.01\text{mL}/2\text{min} \times 2$  である．

なお，このスピンドルも油量  $6\text{L}/\text{min}$  の室温同調油で外筒ジャケット冷却を行った．

#### 4.3.2 試験条件

試験パラメータとして軸受に与えた条件は表 4.3 のようである．すきま切換により重，軽の 2 段階にすきまを設定し，それぞれの速度範囲で運転した時の外輪ころ荷重の変化を測定した．

表 4.3 円筒ころ軸受の試験条件

項 目		設定値
組込すきま $C_{ra}$ $\mu\text{m}$	重予圧	0
	軽予圧	+11
回転数 $n$ rpm	重予圧	0~10000
	軽予圧	10000~15000
ラジアル荷重	N	100(軸重量)

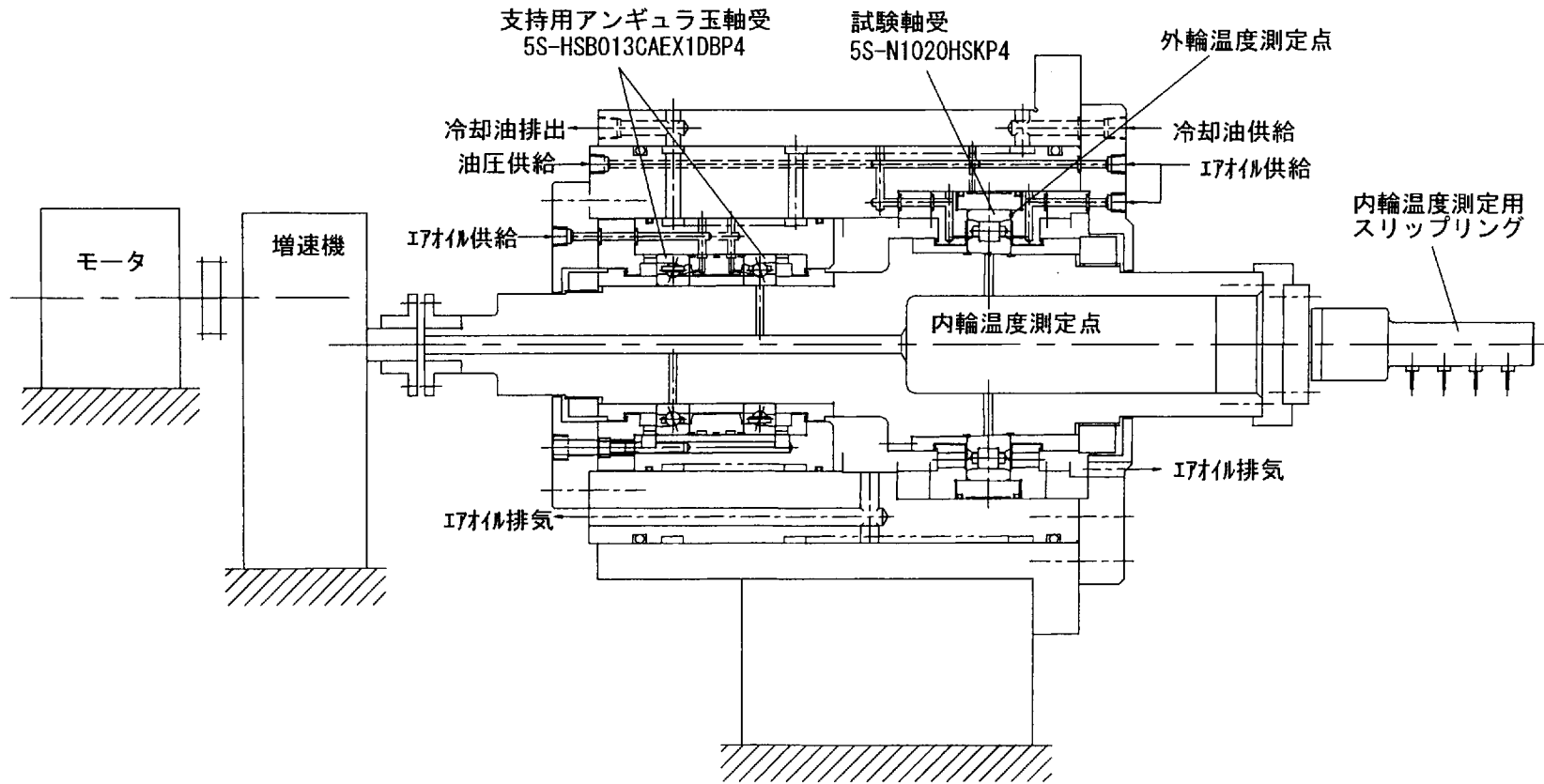


図 4.8 円筒ころ軸受のころ荷重測定用スピンドル

#### 4.3.3 試験軸受

試験軸受の構造を図 4.9 に示し、設計諸元と軸、ハウジングとのはめあいを表 4.4 に示す。表 4.3 の重予圧は、軽予圧状態における外輪軌道面直径を 0.011mm 収縮させて設定したものである。また、近年  $dn$  値  $100 \times 10^4$  を超える高速運転で普及しつつあるセラミックス ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) ころを組み込んだ高速ハイブリッド円筒ころ軸受を用い、実際の高速運転に近い条件で外輪ころ荷重を測定した。

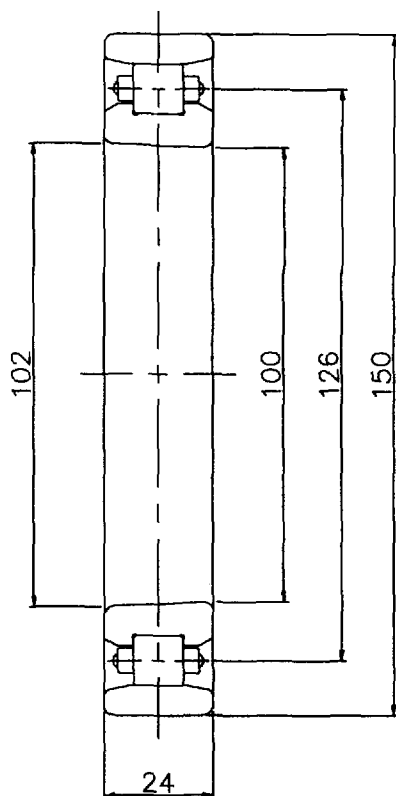


図 4.9 円筒ころ軸受 5S-N1020HSKP4

表 4.4 円筒ころ軸受の諸元

項 目		設計値
内径	$d_i$ mm	$\phi 100$
外径	$D$ mm	$\phi 150$
幅	$W$ mm	24
組込前ラジアルすきま	$C_{r0}$ mm	0.027
内輪と軸のしめしろ	$\delta_I$ mm	0.020
ころ直径×長さ	$D_w$ mm×L mm	$\phi 11 \times 11$
ころ数	$Z$	26
ころピッチ円径	$d_p$ mm	$\phi 126$
内輪溝径	$d_{mi}$ mm	$\phi 115$
軸内径	$d_s$ mm	$\phi 55$
外輪軌道面直径収缩量 $\Delta d_e$ mm	重予圧	0.011
	軽予圧	0
軸材質		SCM415
内輪材質		SUJ2
外輪材質		SUJ2
ころ材質		$Si_3N_4$

#### 4.3.4 運転中の外輪ころ荷重の測定方法

運転中の外輪ころ荷重は，図 4.3 に示したアンギュラ玉軸受の場合と全く同様で，ころ通過時に生じる歪ゲージの歪振幅より測定した．まず，図 4.8 の軸を弾性変形の無視できる中実軸に組替え，軸受を 500rpm で運転した時の組込すきまと歪振幅の関係を較正した．中実軸は軸の弾性変形が無視でき，回転速度 500rpm の低速運転では内輪の遠心力による膨張と軸受の熱膨張の影響も無視できるので，正確な較正が可能である．さらに，第 2 章で示した弾性接近量ところ荷重に関する Hertz の理論式 (2.45) から (2.49) を用いると，歪振幅と外輪ころ荷重の関係が較正される．

#### 4.3.5 実験結果と考察

回転数に対する内輪と外輪の温度上昇をそれぞれ  $\Delta T_i$ ， $\Delta T_o$  として図 4.10 に示す．温度上昇は，当然であるが高速になるほど高くなる．また， $\Delta T_i$  は  $\Delta T_o$  より常に高く，その差 ( $\Delta$

$T_i - \Delta T_e$ )も、回転速度の増加に伴って大きくなる傾向にある。

ここで2次曲線に定式化した温度上昇値を用い、第3章の方法で計算した外輪ころ荷重と実測荷重を図4.11に、それぞれ破線と実線で表した。重予圧が付与される10000rpm以下の

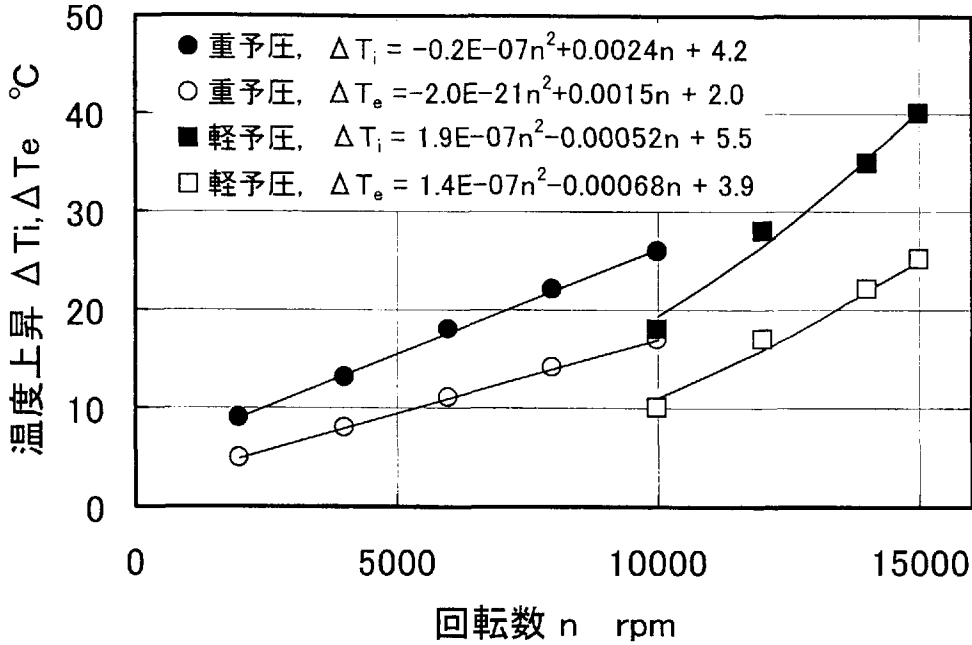


図 4.10 円筒ころ軸受の温度上昇

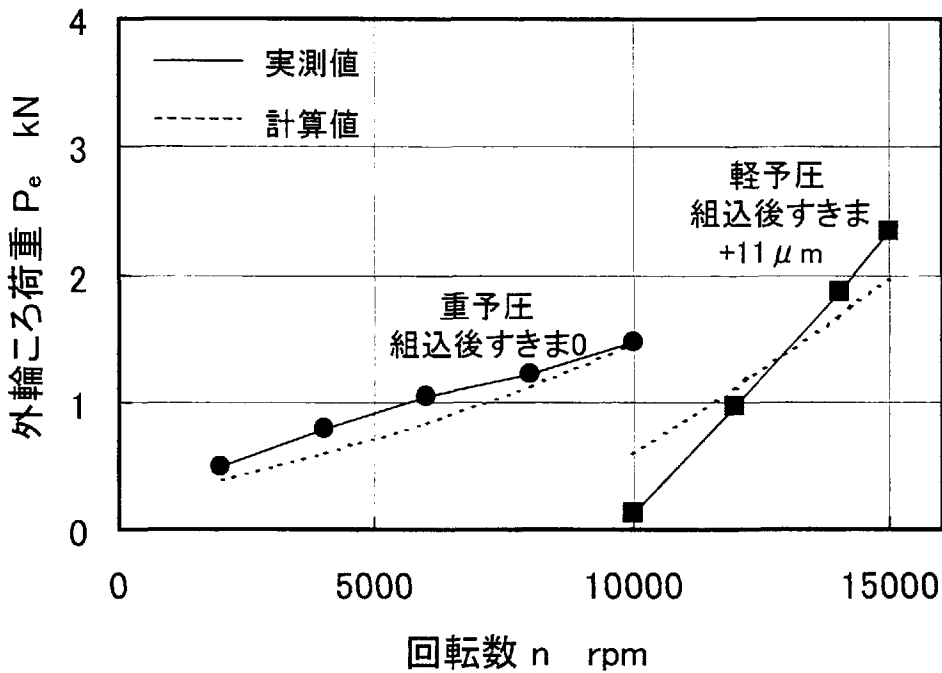


図 4.11 円筒ころ軸受の外輪ころ荷重

低速域で実測値は計算値より高いが、その差は 0.3kN 以下とわずかである。10000rpm 以上の高速域では、12000rpm で実測値と計算値はほぼ一致するが、これより低速では計算値が実測値より大きく、高速では逆傾向となった。高速運転で最も問題となる 15000rpm における両者の差は 0.4kN であり、その時の実測値の約 15% に相当する。円筒ころ軸受のこの割合は 4.2.5 項で示したアンギュラ玉軸受より大きい。これは、円筒ころ軸受のころと軌道輪の接触剛性がアンギュラ玉軸受より高いためである。したがって、円筒ころ軸受では温度の測定誤差による影響も無視できないと考えられる。

軽予圧で、内外輪温度差を変えて外輪ころ荷重を計算すると図 4.12 のようになる。実測値に対して +3℃ から -3℃ の温度差の範囲で実測値を包括できることがわかる。試験ノイズ環境における熱電対（微小電圧出力）の検出精度や図 4.8 に示したスピンドルの熱伝導に関する非軸対称構造による外輪温度の不均一性も考慮すると 3℃ 程度の誤差は避けられないと考える。この点を差し引いて考えると、計算値は実際をよく表しているといえる。

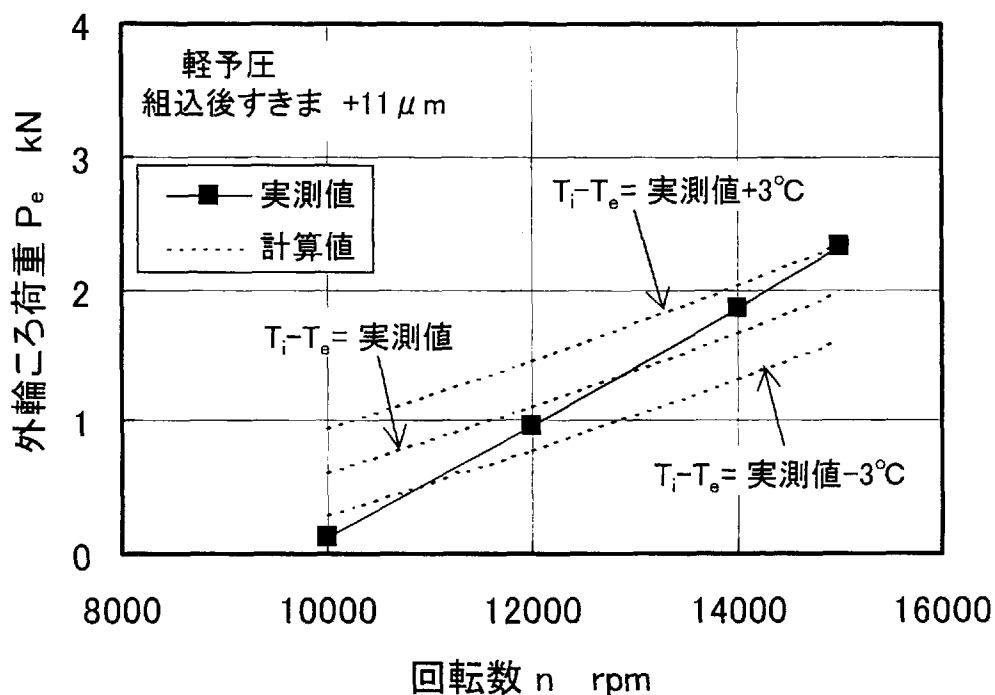


図 4.12 外輪ころ荷重に及ぼす内外輪温度差の影響



#### 4.4 まとめ

内径 100mm のアンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受をエアオイル潤滑で 15000rpm まで運転し，軸受予圧の増加を実測した。さらに，第 3 章で導出した理論計算式にその時の内外輪温度の実測値を与えて計算した軸受予圧と実測値を比較した。

結果をまとめると以下のようなになる。

- (1) アンギュラ玉軸受について実測した内外輪温度上昇と内外輪温度差（内輪温度-外輪温度）は，組込予圧が大きいほど，あるいは高速になるほど高くなる。
- (2) アンギュラ玉軸受の予圧荷重の実測値は，内外輪温度差と速度の増加に伴って大きくなる。
- (3) アンギュラ玉軸受の予圧荷重の計算値と実測値の差は，予圧荷重 5.31kN の時 11% であり，両者はよく一致している。
- (4) 円筒ころ軸受について実測した内外輪温度上昇と内外輪温度差は，アンギュラ玉軸受と同様に，高速になるほど高くなる。
- (5) 円筒ころ軸受を 10000rpm 以下の低速運転すると，計算値は実測値とほぼ一致する。
- (6) 円筒ころ軸受を 15000rpm で高速運転すると，実測値は計算値より大きく，その差は実測値の約 15% であった。
- (7) 円筒ころ軸受の場合，ころと軌道輪の接触剛性が高いため，外輪ころ荷重の計算値と実測値の差は，アンギュラ玉軸受より大きくなる。

#### 第4章で引用した文献

- 1) 藤田清志, 唯根勉: 異常検知センサ付き玉軸受, トライボロジスト, 34, 9(1989)69.
- 2) 藤井健次, 森正継: NTN 予圧切換軸受ユニット, NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)28.
- 3) 藤井健次: 転がり軸受設計とトライボロジーー工作機械主軸用転がり軸受の高速化技術ー, JAST トライボロジーフォーラム`98(1998)95.
- 4) J. F. Tu, J. L. Stein: Active Thermal Preload regulation for Machine Tool Spindles with Rolling Element Bearings, Trans. ASME, Journal of Manufacturing Science and Eng., 118(1996)499.
- 5) 中村晋哉, 垣野義昭: 高速スピンドルにおける回転中の軸受予圧変化と主軸変位の解析, 精密工学会誌, 58, 12(1992)2019.
- 6) 藤井健次, 森正継, 板山光和: 円筒ころ軸受のすきま調整技術, トライボロジー会議予稿集, (1996-10), 417.

## 第5章 アンギュラ玉軸受の予圧と加工品質に関する実験

### 5.1 まえがき

第2章から第4章において、運転中に予圧が増大することを理論と実測で証明した。また、その原因が、転動体に働く遠心力による外輪転動体荷重の増加や内輪に作用する遠心力と軸受の発熱によるラジアルすきまの減少であることも明らかにした。したがって、この予圧増加を見込んで予め組込すきまを大きく取るとは、高速運転を実現するための1つの有効な手段となる。この際、軸受剛性は低下するが、用途に応じて求められる剛性は確保しなければならない。それ故、必要剛性を満足する最小の予圧で最高速度は決定されることになる。

高速回転軸の支持剛性が不足すると危険速度<sup>1)</sup>の低下の問題が生じ最高回転数が制限される場合がある。内径20mm前後の小型軸受を用い、 $10 \times 10^4$ rpm以上の高角速度で運転される内面研削盤では、危険速度と軸受の転がり寿命を満足する予圧設定が行われる<sup>2)</sup>。一方、マシニングセンタなど、大きな切削荷重を受ける工作機械主軸の場合、軸の振れによる加工精度の低下を避けるため、比較的大きな予圧を与えて高剛性を確保している。主軸の回転精度に関する研究として、三点法<sup>3) 4)</sup>などの計測法、また、加工誤差に関しては要因分析が行なわれている<sup>5)</sup>が、軸受の予圧と加工精度の関係について報告した例はない。また、加工中の軸振れを直接測定した例も見当たらない。

本章では、実際のマシニングセンタを用いて切削実験を行い、軸受予圧と主軸剛性、軸心振れおよび加工面粗さの関係について検討し、予圧の必要性を明確にする。

### 5.2 実験装置

切削実験に使用したスピンドルを図5.1に示す。内径65mmの並列背面組合せアンギュラ玉軸受5S-HSB013CAEX1DTBTP4はワーク側に配置され、切削荷重を受ける。リヤ側は内径60mmの円筒ころ軸受5S-N1012KP4V1が軸を支持している。これらの軸受は、レース材に軸受鋼SUJ2、転動体材質に $\text{Si}_3\text{N}_4$ を使

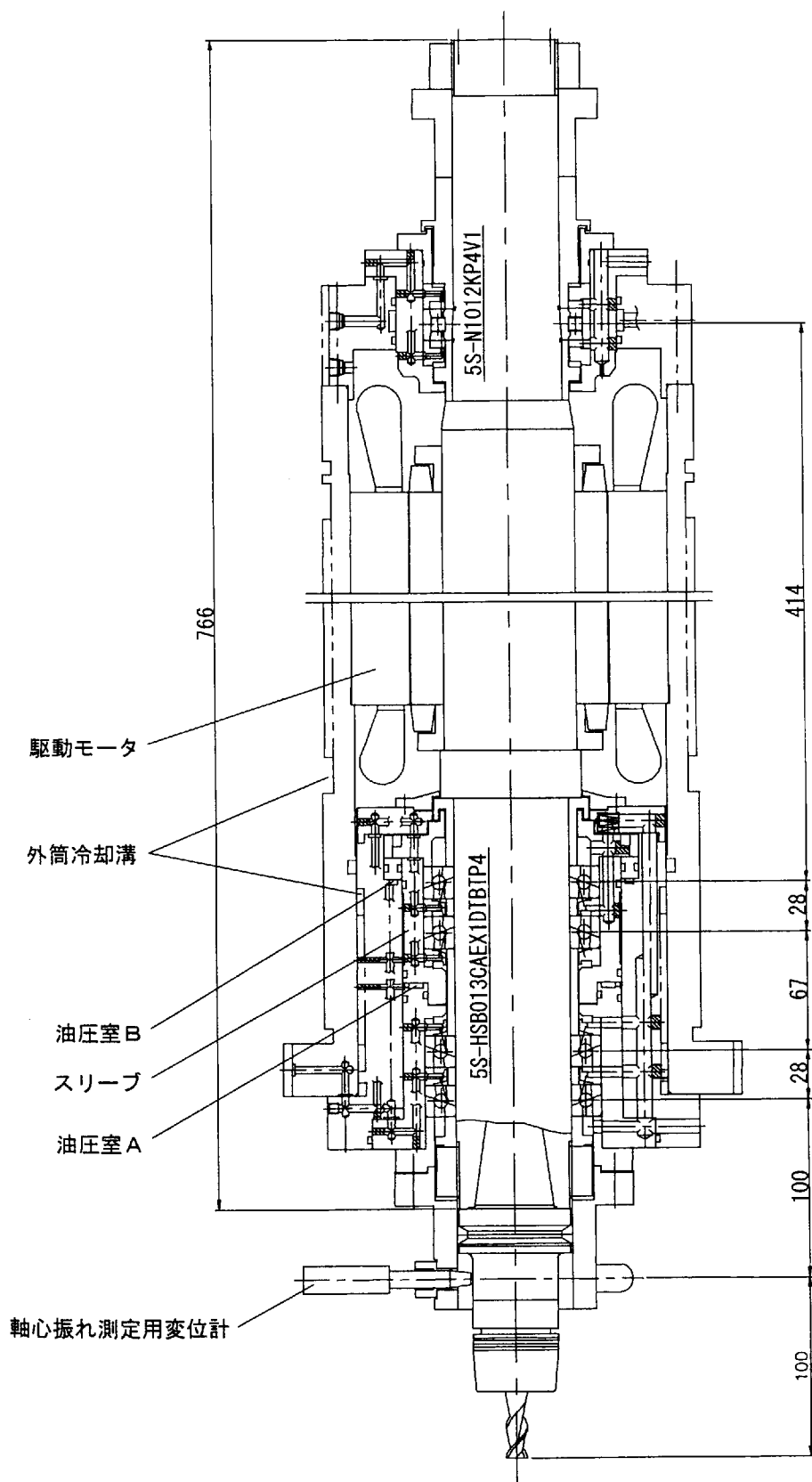


図 5.1 切削スピンドル

ったハイブリッド軸受であり，エアオイルで潤滑される．スピンドルはモータビルトイン方式で外筒にジャケット冷却が施された高速用の本格的仕様となっている．軸受の予圧については，円筒ころ軸受の組込すきまが $+5\mu\text{m}$ ，アンギュラ玉軸受は予圧切換機構<sup>6)</sup>により定位置予圧で3段の切換が可能である．予圧切換の動作部はモータ側にあり，スピンドルの運転速度に応じて油圧室への油圧を切り換え，スリーブの軸方向移動により予圧調整が可能となる．すなわち，油圧は，低速で油圧室A，中速域でB室に与えられ，高速域で油圧をOFFとすることで，それぞれ重予圧，中予圧，軽予圧が得られる．

また，三点法<sup>3)</sup>により軸心振れを測定するため，変位計(ADE Micro Sense 3046)をツールホルダのラジアル方向に三本配置した．

### 5.3 切削スピンドルの予圧荷重

切削剛性に直接関係するワーク側アンギュラ玉軸受5S-HSB013CAEX1DTBTP4の諸元を表5.1に示す．また，重，中，

表 5.1 アンギュラ玉軸受の諸元

項 目			設計値
内径	$d_i$	mm	$\phi 65$
外径	$D$	mm	$\phi 100$
幅	$W$	mm	18
玉のピッチ円直径	$d_p$	mm	$\phi 82.5$
接触角	$\theta_o$	deg	20
玉直径	$D_w$	mm	$\phi 7.9375$
玉数	$Z$		24
内輪溝適合度	$f_i$		0.54
外輪溝適合度	$f_e$		0.54
軸内径	$d_s$	mm	$\phi 27$
内輪と軸のしめしろ	$\delta_I$	mm	0.012
外輪軌道面の直径収缩量	$\Delta d_e$	mm	0
軸材質			SCM415
内輪材質			SUJ2
外輪材質			SUJ2
玉材質			$\text{Si}_3\text{N}_4$

軽予圧の設定条件は表 5.2 のようである。4 章の計算方法により、このスピンドルを運転した時の予圧荷重を求めると図 5.2 のようになる。なお、この計算で与えた内外輪の温度上昇値は、図 4.6 に示した内径 100mm のハイブリッド軸受

表 5.2 アンギュラ玉軸受の試験条件

項 目	設定値	
内外輪間座 幅寸法差 $\delta_a$ mm	重予圧	-0.002
	中予圧	+0.006
	軽予圧	+0.019
組込予圧 $P_{a0}$ kN	重予圧	1.53
	中予圧	0.93
	軽予圧	0.20
回転数 $n$ rpm	重予圧	0 ~ 8000
	中予圧	0 ~ 15000
	軽予圧	0 ~ 20000
ラジアル荷重 N	200 (軸重量)	

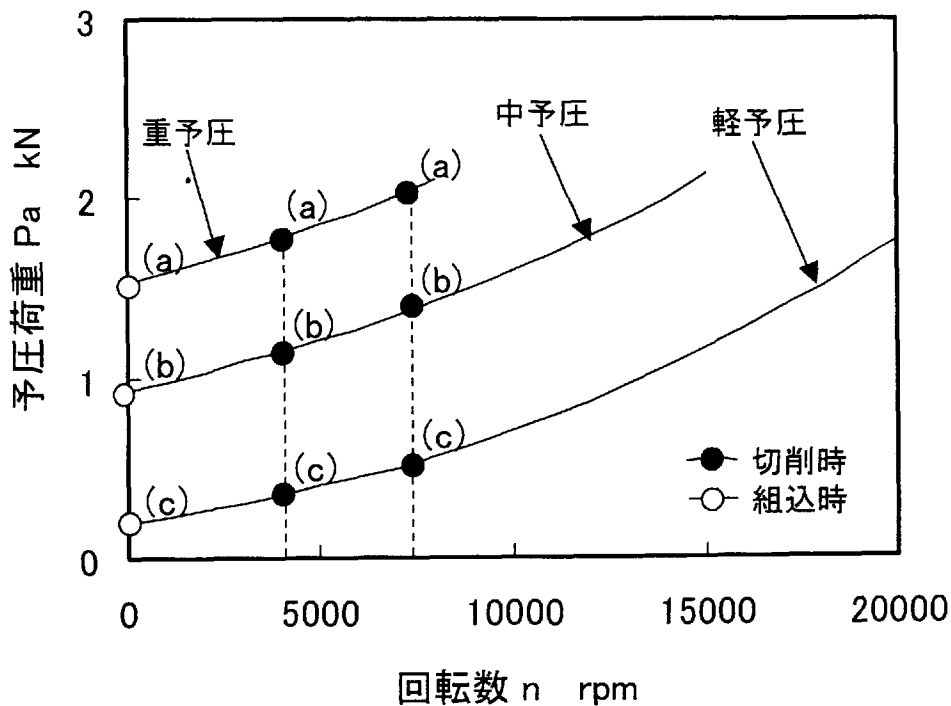


図 5.2 運転中の予圧荷重

5S-SF0240DTBT の  $P_{a0}=0.23\text{kN}$  における実測値  $\Delta T_i$ ,  $\Delta T_o$  を用いた。ただし、この軸受は試験軸受とサイズが異なるため、回転速度  $n$  rpm 基準ではなく、 $dn$  値基準で同じ温度になるものと仮定した。

軸受組込時、4700rpm および 7800rpm における重、中、軽の予圧荷重を、それぞれ図 5.2 の (a), (b), (c) 点から読み取ると表 5.3 のようである。なお、4700rpm と 7800rpm は切削実験を行った回転数である。

表 5.3 運転中の予圧荷重

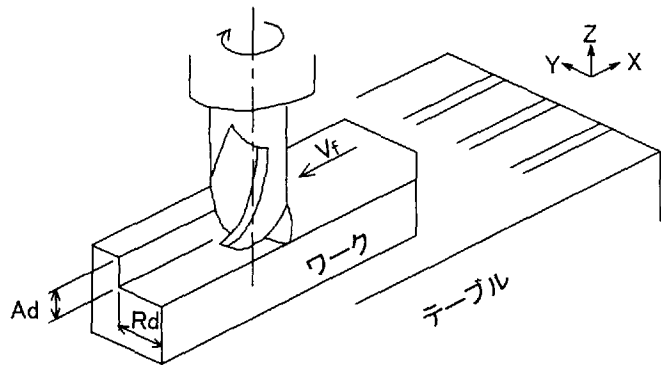
回転数 n rpm	予圧荷重 $P_a$ kN		
	重 (a)	中 (b)	軽 (c)
0	1.53	0.93	0.20
4700	1.83	1.20	0.39
7800	2.08	1.42	0.55

#### 5.4 切削条件および軸心振れ測定方法

スピンドルの回転数 4700rpm と 7800rpm の時に設定した切削条件を表 5.4 に示す。2つの切削速度で、ツールマークに起因する粗さ<sup>5)</sup>を一定とするため、次式で計算される1刃当

表 5.4 切削条件

被削材：アルミ板 A1050P  
 工具：エンドミル  
 直径  $d_t=12$   
 刃数  $Z_t=2$   
 切削方向：アップカット  
 切り込み深さ  $A_d=10\text{mm}$



回転速度 n rpm	切削速度* $V_c$ m/min	送り速度 $V_f$ mm/min	切削幅 $R_d$ mm	予圧荷重 $P_a$ kN		
				重	中	軽
4700	176	1125	1.5	1.83	1.20	0.39
7800	294	1875	2.1	2.08	1.42	0.55

\*  $V_c = \pi d_t n / 1000$

りの送り  $f_t=0.12\text{mm/tooth}$  に固定した。

$$f_t = V_f / nZ_t \quad (5.1)$$

ただし、 $Z_t$  はエンドミルの刃数である。

三点法による軸心振れ測定用の変位計 3 本の取り付け位置と切削方向の関係は図 5.3 のようである。軸心振れは、X 方向と Y 方向で同時測定が可能であるが、ここではエンドミルから見て加工面の方向である Y 方向の振れを取り扱う。なお、測定は軸 5 回転分について実施した。

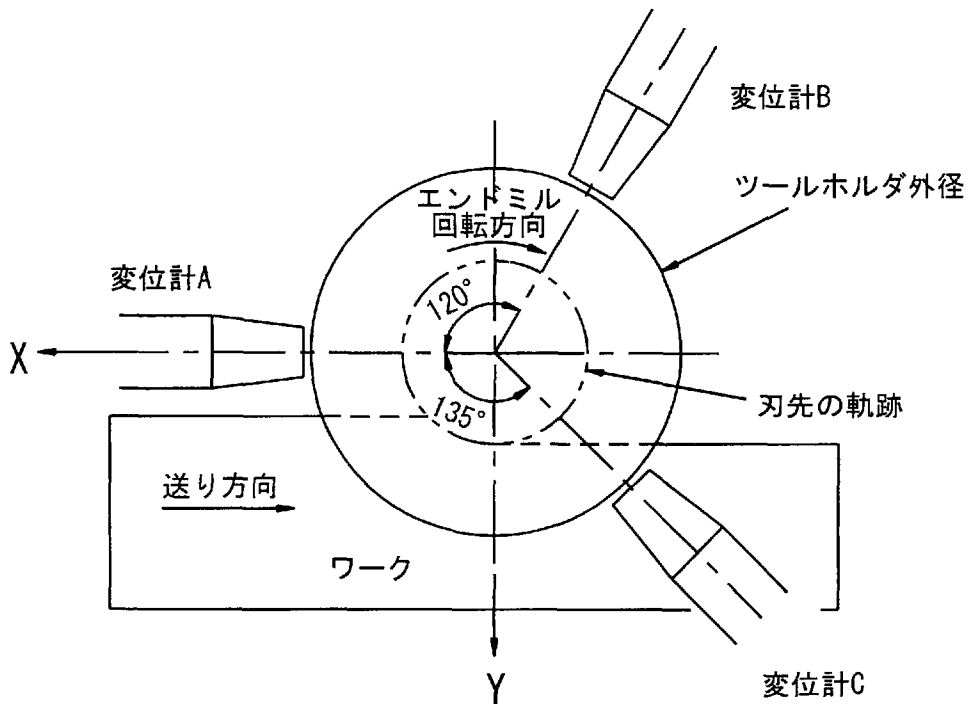


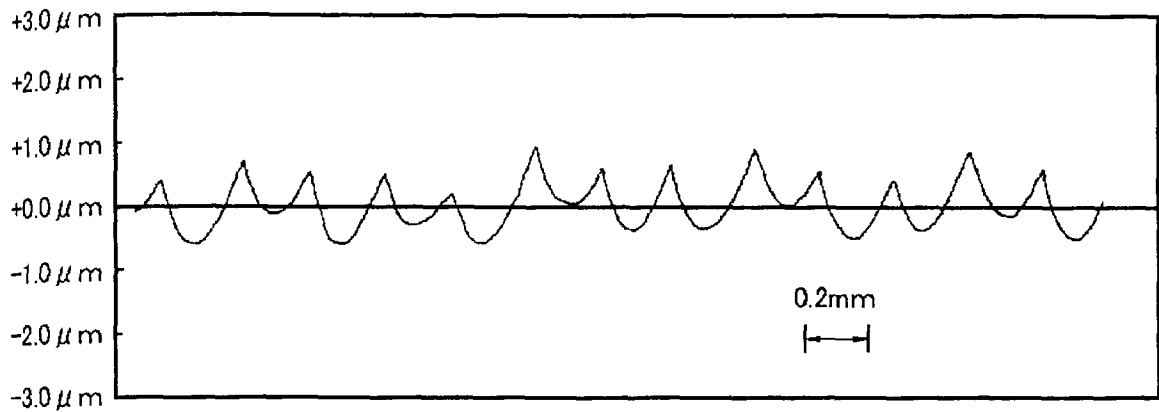
図 5.3 軸心振れ測定用変位計のレイアウト

## 5.5 実験結果および考察

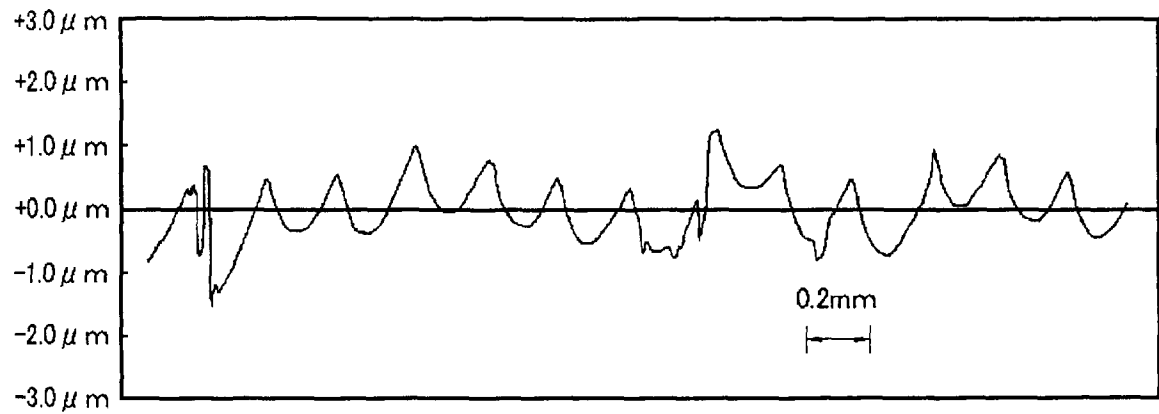
### 5.5.1 予圧と加工面粗さの関係

4700rpm と 7800rpm 時の加工面粗さの実測データをそれぞれ図 5.4 と図 5.5 に示す。この結果より、予圧と加工面粗さの関係を整理すると図 5.6 のようになる。面粗さは重予圧時が最も小さく、中予圧、軽予圧の順に大きくなる。この傾向は高速運転時ほど顕著である。7800rpm 時の面粗さ  $R_a$  は、重予圧で  $0.35\mu\text{m}$  程度であり小さいが、中予圧で  $0.49\mu\text{m}$ 、軽予圧で  $0.87\mu\text{m}$  に増加している。今回の切削条件では、スピ

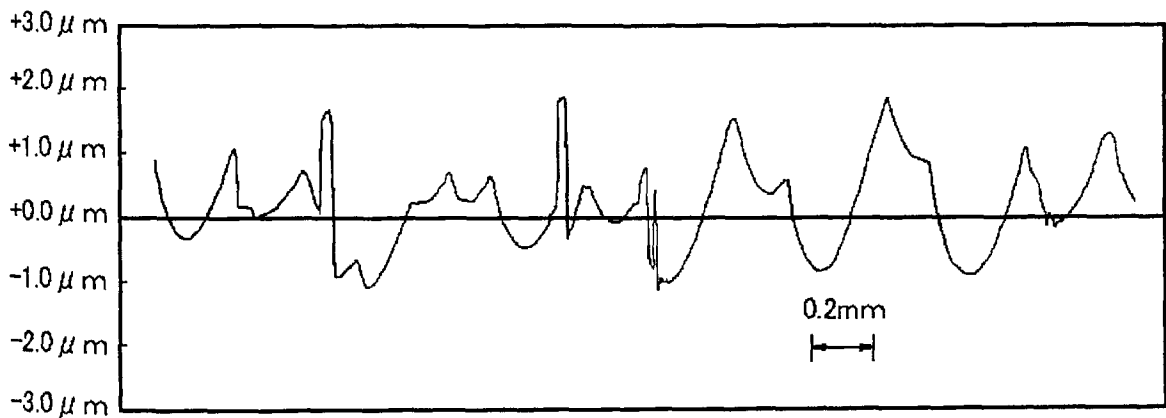




(a) 重予圧,  $P_a=1.83\text{ kN}$

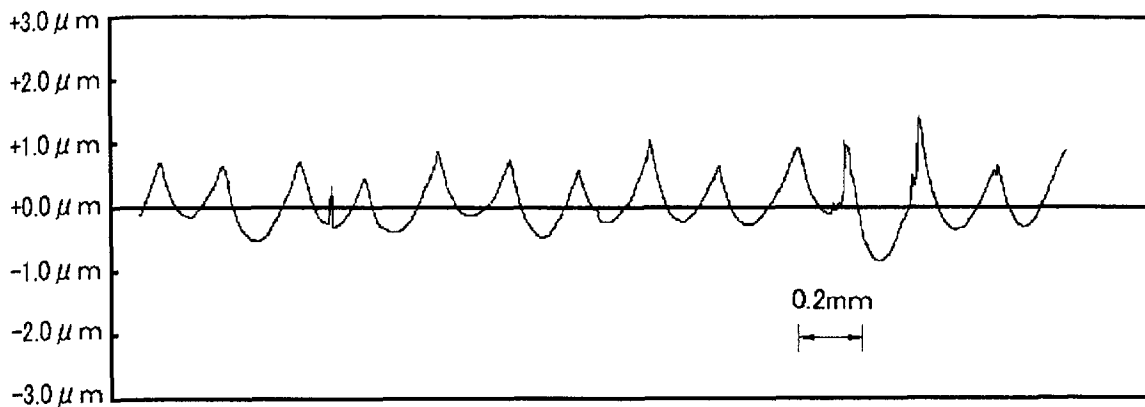


(b) 中予圧,  $P_a=1.20\text{ kN}$

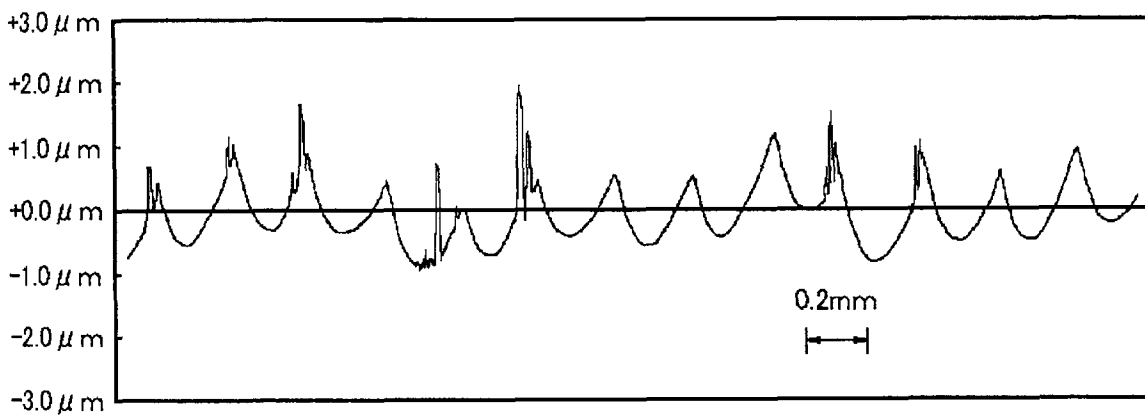


(c) 軽予圧,  $P_a=0.39\text{ kN}$

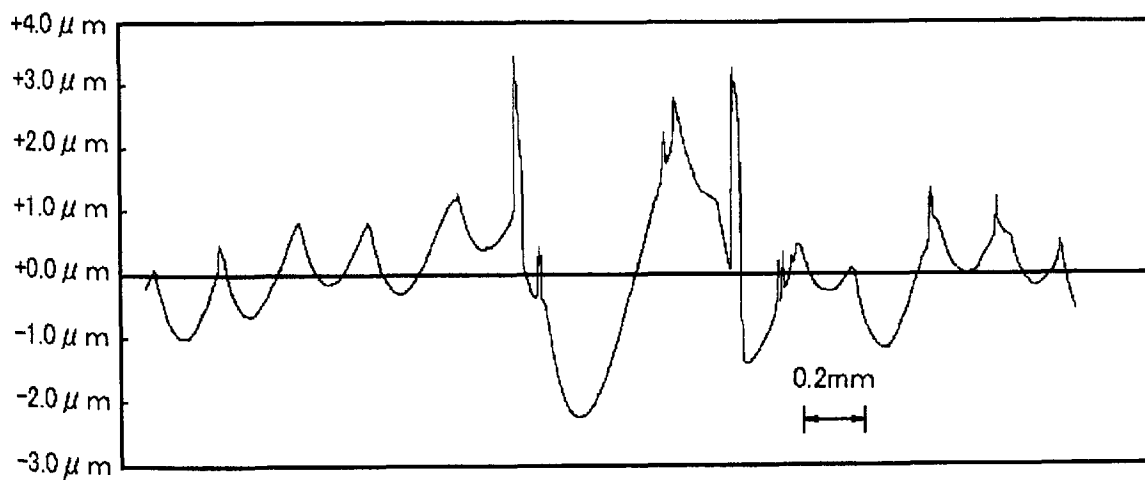
図 5.4 加工面の粗さ (4700rpm 時)



(a) 重予圧,  $P_a=2.08\text{kN}$



(b) 中予圧,  $P_a=1.42\text{kN}$



(c) 軽予圧,  $P_a=0.55\text{kN}$

図 5.5 加工面の粗さ (7800rpm 時)

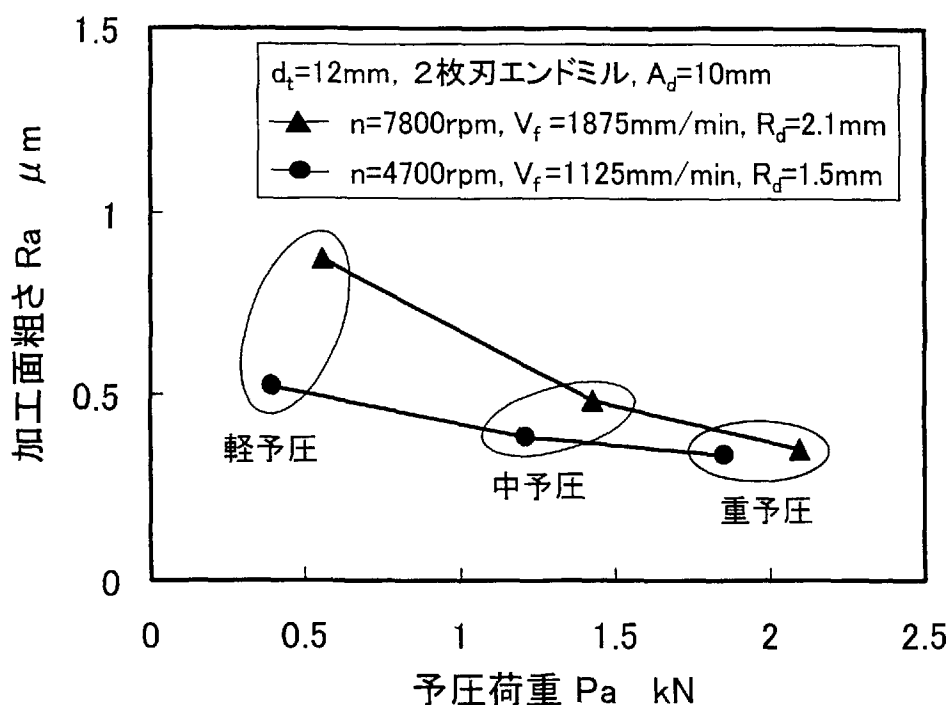


図 5.6 予圧荷重と加工面粗さの関係

ンドルに中予圧以上の予圧を与えれば工具の振れの増加が少なく， $Ra0.5\mu m$ 以下の加工面粗さを確保できる。

### 5.5.2 予圧と軸心振れの関係

加工面粗さと同時に測定した軸心振れを図 5.7 に示す。切削を行わない無負荷運転時，予圧や回転数の影響は小さく，軸心振れは  $1.5\mu m$ 以下である。しかし，切削中の軸心振れの回転数と予圧特性は表面粗さと似た傾向を示している。したがって，加工面粗さが粗くなる原因は，エンドミルの振れの増加にあると言える。

### 5.5.3 予圧とスピンドルの剛性の関係

高速主軸を支持するアンギュラ玉軸受の負荷分布と主軸剛性に関する計算方法<sup>7)</sup>により，エンドミル先端におけるラジアル方向切削荷重  $F_t$  に対する変位  $\delta_t$  を求め，ラジアル剛性  $K_r$  を次式で予測した。

$$K_r = F_t / \delta_t \quad (5.2)$$

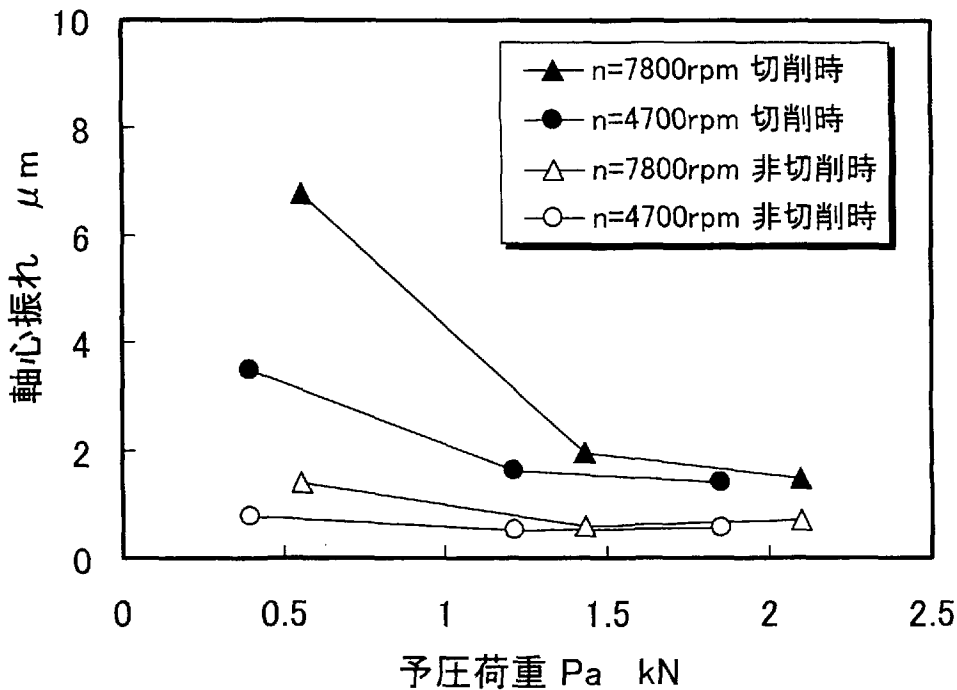


図 5.7 予圧荷重と軸心振れ

ただし，ここでは予圧による剛性差を見るため，工具，ツールホルダおよび軸のたわみは無視した．また， $F_c$  は実験式<sup>8)</sup>から求め，4700rpm と 7800rpm に対して，それぞれ 320N と 383N を与えた．

切削時の予圧荷重と  $K_r$  の関係は図 5.8 に示すように非線形の関係にあり，予圧荷重に比べ剛性の変化率は少ない．中予圧や重予圧時の剛性に差は少ないが，軽予圧時の剛性は，これらの 50%～60%程度であり大差がある．したがって，軽予圧時の剛性低下により図 5.7 のように軸心振れが増大し，図 5.6 のように加工面粗さが粗くなったものと考えられる．

図 5.6 と図 5.8 から  $K_r$  と加工面粗さの関係は図 5.9 のようになる．回転数が一定であれば両者はほぼ 1 次関係にある．7800rpm の方が 4700rpm より若干高剛性であるにもかかわらず加工面粗さが大きいのは，図 5.7 に示したように 7800rpm で切削した時の軸心振れが大きいことによるものである．その理由は，7800rpm の場合 4700rpm 時より切削幅  $R_d$  が大きいことのため，切削荷重  $F_c$  も大きくなるからであると考えられる．

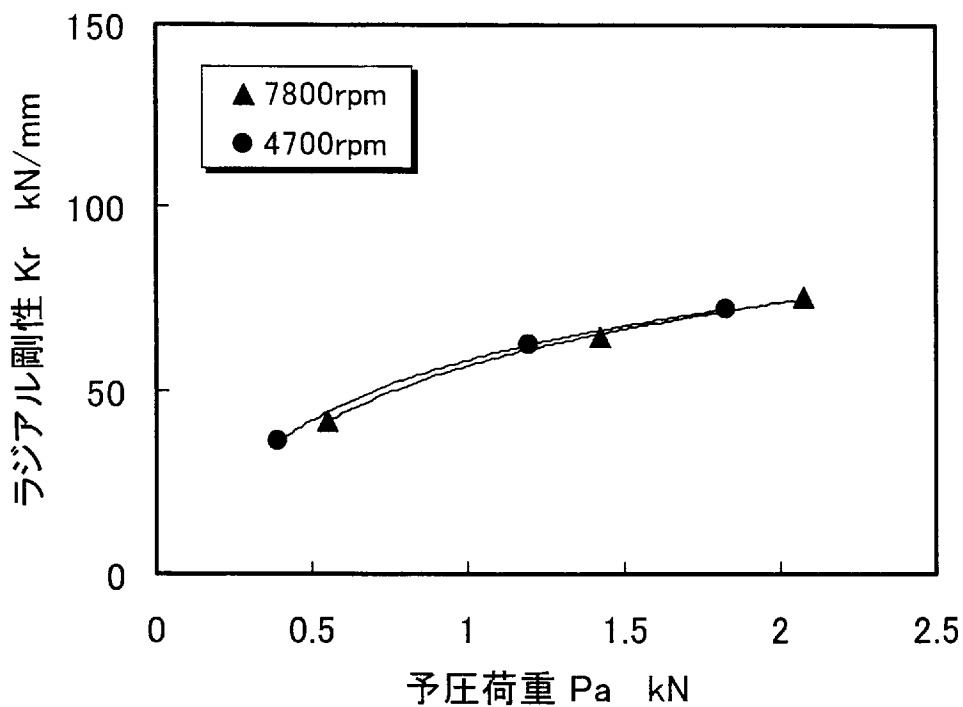


図 5.8 予圧荷重とラジアル剛性

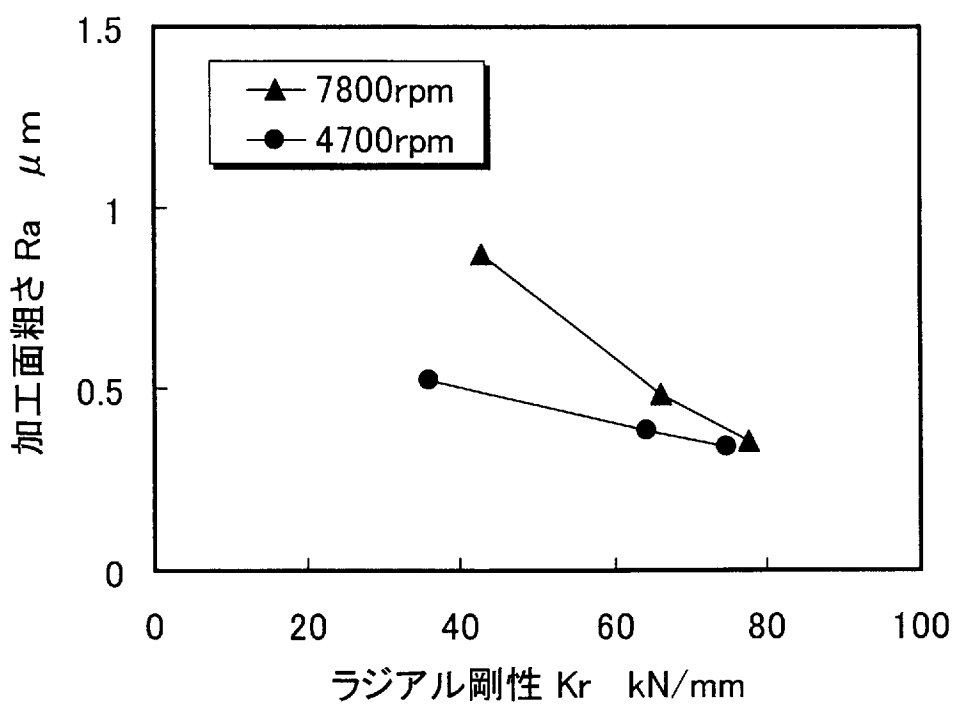


図 5.9 ラジアル剛性と加工面粗さ

## 5.6 まとめ

マシニングセンタを使用し、エンドミルによる切削実験をおこない加工面の粗さに及ぼすアンギュラ玉軸受の予圧荷重の影響について検討を行った。以下にその結果をまとめる。

- (1) 予圧荷重を高くするとスピンドルの剛性も高くなる。
- (2) スピンドルの剛性が高くなると軸心振れは小さくなり、回転精度は向上する。
- (3) 予圧荷重を高くするとスピンドルの軸心振れが抑えられ、加工面粗さは改善される。
- (4) 加工面粗さを確保するためには、加工条件や切削荷重を考慮して適度の予圧を付与する必要がある。

## 第5章で引用した文献

- 1) 山本敏男, 太田博: 機械力学, 朝倉書店, (1989)214.
- 2) 藤井健次, 野島進: 内面研削スピンドル用超高速アンギュラ玉軸受の開発, NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)48.
- 3) 三井公之, 精度診断技術の研究(3点式主軸回転精度測定装置の開発), 日本機械学会論文集(C編), 48, 425(1982)115.
- 4) 三井公之, 工作機械の回転軸の回転精度評価法, 機械の研究, 42-1(1990)163.
- 5) 岩部洋育, 竹本和博, 今井純一, エンドミルによる高速加工に関する研究(輪郭加工による加工精度と誤差要因), 日本機械学会論文集(C編), 63, 612(1997)2878.
- 6) 藤井健次, 森正継: NTN 予圧切換軸受ユニット, NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)28.
- 7) 内田英男, 清水茂夫: アンギュラ玉軸受支持スピンドルの負荷分布と剛性, 精密工学会誌, 63, 7, (1997)1033.
- 8) でか版技能ブックス 2, エンドミルのすべて, 大河出版, 56.

## 第 6 章 ハイブリッド軸受に関する実験

### 6.1 まえがき

第 3 章で高速運転時の予圧荷重を計算で求め、予圧増加要因と影響度を明らかにした。その結果、転動体の物性を適正化することは高速化に有効な手段となることがわかった。すなわち、転動体の密度を小さくして遠心力を抑えたり、低線膨張率の材料で熱膨張を小さくすることは転動体荷重の低減に効果がある。このような物性を有し、かつ転がり軸受一般に求められる長寿命、耐摩耗性、高剛性などの基本性能を満足する転動体材料としてセラミックスの一種である窒化珪素  $\text{Si}_3\text{N}_4$  がよく用いられ、近年の工作機械の高速化に大きく貢献している。以下において、 $\text{Si}_3\text{N}_4$  製転動体のことをセラミック転動体、内外輪材質が SUJ2 でセラミック転動体入り軸受をハイブリッド軸受、すべて SUJ2 材からなる軸受を標準軸受と呼ぶことにする。

これまで、ハイブリッド軸受に関して転がり疲労寿命<sup>1)2)</sup>、摩耗<sup>3)4)</sup>、温度上昇<sup>1)5)6)</sup>、焼付<sup>7)8)</sup>、加速性能<sup>9)10)</sup>などの特性に関する研究が活発に行われており、ハイブリッド軸受の優れた特性が報告されている。しかし、これらの研究は実験が主体であり、温度上昇と転動体荷重の両方の特性に関して標準軸受と比較し、ハイブリッド軸受が高速性能に優れていることを論じた例は見当たらない。

本章では、アンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受について標準軸受とハイブリッド軸受の温度上昇を実測し、ハイブリッド軸受の低温度上昇特性を再確認する。さらに、この結果を基に第 3 章の計算方法から求めた転動体荷重に関して、ハイブリッド軸受の有効性を検討する。

### 6.2 ハイブリッドアンギュラ玉軸受の高速性能

#### 6.2.1 ハイブリッドアンギュラ玉軸受の効果予測

セラミック玉の材料である窒化珪素  $\text{Si}_3\text{N}_4$  の物性を表 6.1 に示す。第 3 章の予圧増加要因分析の結果では、この中で玉の密度と線膨張率が小さいことが高速運転時の予圧荷重の低減に有効となる。すなわち、玉材質を軸受鋼からセラミック



表 6.1 セラミックスと軸受鋼の物性

項目	単位	セラミックス ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ )	軸受鋼 (SUJ2)
密度	$\text{kg}/\text{m}^3$	$3.3 \times 10^3$	$7.8 \times 10^3$
縦弾性係数	GPa	315	210
ポアソン比	—	0.25	0.3
線膨張係数	$1/^\circ\text{C}$	$3.2 \times 10^{-6}$	$12.5 \times 10^{-6}$
ビッカース硬さ	Hv	1700	800
熱伝導率	$\text{Cal}/\text{ms}^\circ\text{C}$	7	10~12
耐熱性	$^\circ\text{C}$	800	120

スに変更すると、軽量化による遠心力の約 60% 減少，および低線膨張率による約 75% の熱膨張減少すなわち，すきま減少量の抑制の結果，予圧荷重を低減することが可能となる。

いま，内径 100mm のハイブリッド軸受の予圧荷重を第 3 章で導出した計算方法で求め，標準軸受と比較すると図 6.1 のようになる。この計算に用いた軸受の諸元は，標準軸受が表 2.1，ハイブリッド軸受は玉材質を除き標準軸受と同じである。

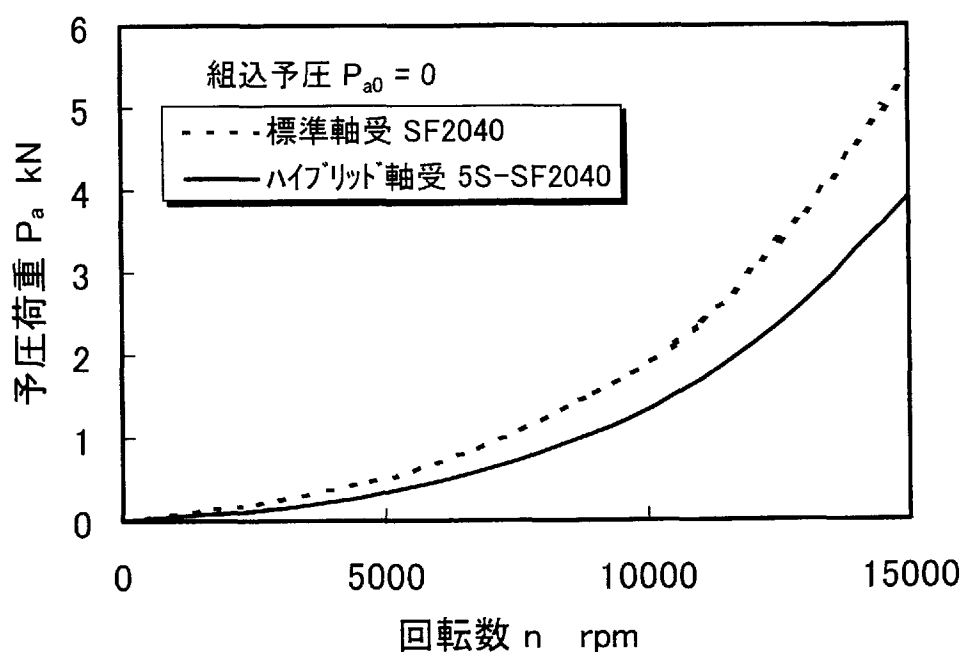


図 6.1 ハイブリッドアンギュラ玉軸受の予圧荷重

また、温度上昇はどちらも表 3.1 の標準軸受の値を使用した。本計算から、ハイブリッド軸受の予圧荷重は標準軸受の約 70%となることが予測される。

### 6.2.2 供試軸受

実験に用いた標準軸受 SF2040 とハイブリッド軸受 5S-SF2040 は、外径 150mm、幅 24mm、接触角  $20.5^\circ$  のアンギュラ玉軸受であり、設計仕様の詳細を表 6.2 に示す。玉材質以外の諸元は両方の軸受で共通であり、ハイブリッド軸受は鋼球をセラミック玉に入れ替えて実験をおこなった。なお、この条件で組み立てた時のアキシヤルすきまはどちらも  $+10\mu\text{m}$  であった。このように組立すきまを固定したのは、図 4.6 に示したように組立すきまが温度上昇に影響するからである。

表 6.2 供試アンギュラ玉軸受の諸元

項 目		設計値
内径	$d_i$ mm	$\phi 100$
外径	$D$ mm	$\phi 150$
幅	$W$ mm	24
玉のピッチ円直径	$d_p$ mm	$\phi 125$
接触角	$\theta_o$ deg	20.5
玉直径	$D_w$ mm	$\phi 11.1125$
玉数	$Z$	28
内輪溝適合度	$f_i$	0.54
外輪溝適合度	$f_e$	0.54
軸内径	$d_s$ mm	$\phi 54$
内輪と軸のしめしろ	$\delta_i$ mm	0.014
内外輪間座の幅寸法差	$\delta_a$ mm	0.039
外輪軌道面の直径収縮量	$\Delta d_e$ mm	0
軸材質		SCM415
内輪材質		SUJ2
外輪材質		SUJ2
玉材質	標準軸受	SUJ2
	ハイブリッド軸受	$\text{Si}_3\text{N}_4$

### 6.2.3 実験装置

温度上昇実験に使用した試験装置全体の概要を図 6.2 に、試験スピンドル部分の詳細を図 6.3 示す。スピンドルの駆動はモータで行い、増速機により最高 15000rpm まで増速した。また、トルク検出器により、2 個 1 組でスピンドルを支持する背面組合せの試験軸受 SF2040DB の摩擦トルクを測定した。この軸受に加わる荷重は、軸の重量のみで約 100N である。内外輪の温度は、熱電対を用いて内輪内径部と外輪外径部で測定した。なお、内輪温度は水銀スリップリングを介して熱電対の電圧信号を取り出した。

軸受は、表 6.3 の条件でエアオイル潤滑を行った。また、今回の試験ではハイブリッド軸受の特性を明確に把握するため、外筒ジャケット冷却は実施しなかった。

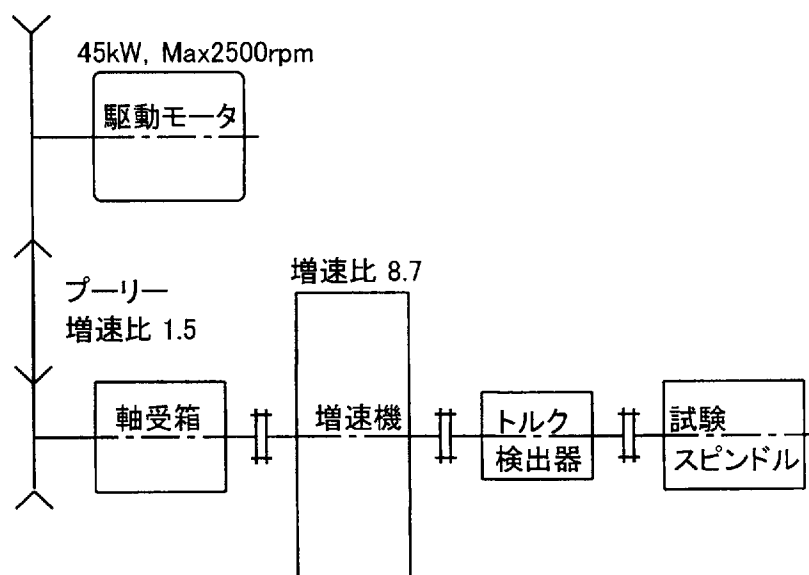


図 6.2 試験装置全体構成図

表 6.3 エアオイル潤滑条件

		軸受 1 個当たりの設定値
ノズル		φ 1mm, 個数 3
給油量		0.03mL/min
エア量		75NL/min
潤滑油	銘柄	モービルベロシテイ No.6
	粘度	ISO VG10

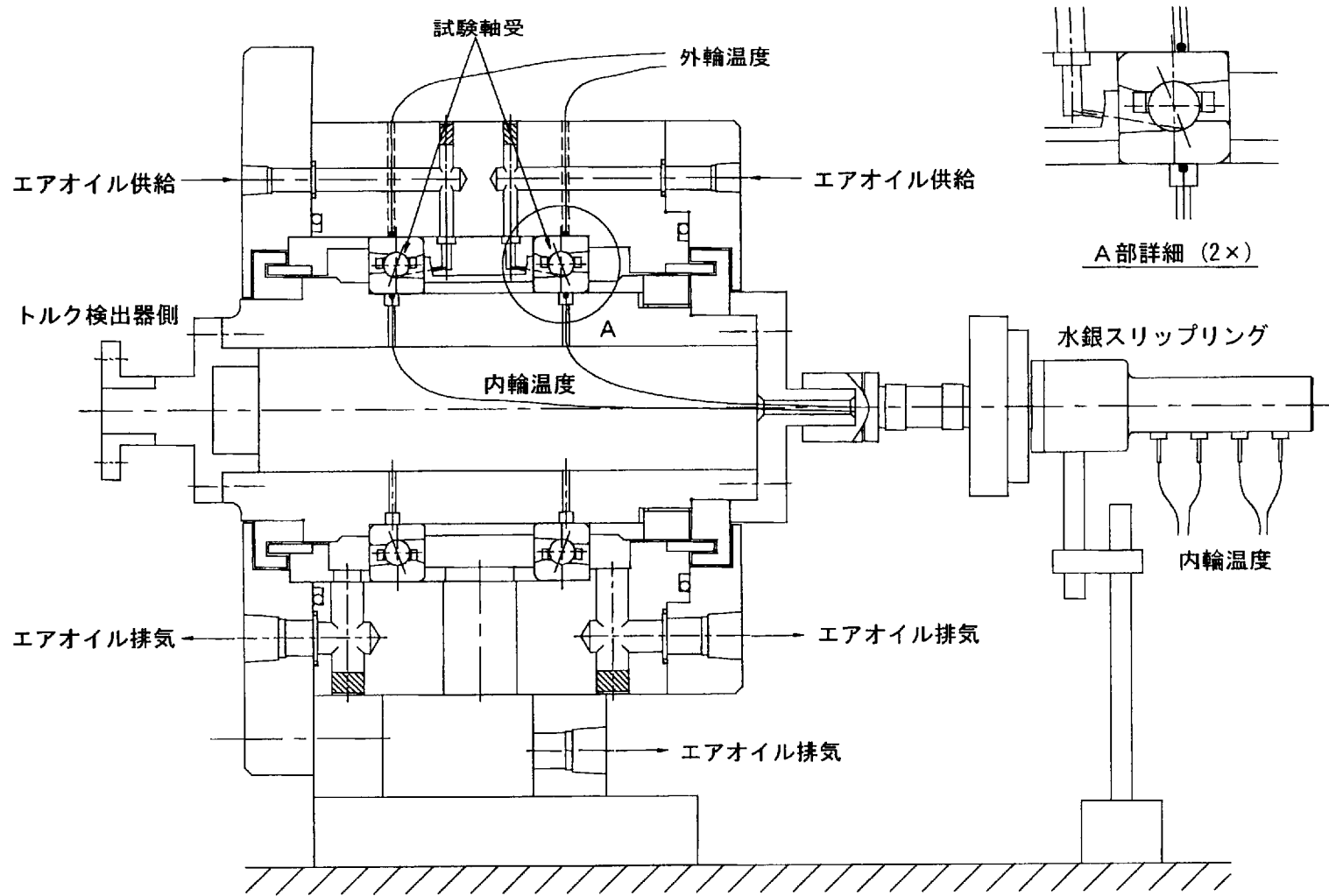


図 6.3 アンギュラ玉軸受試験スピンドル

#### 6.2.4 実験結果および考察

##### (1) 摩擦トルク

標準軸受とハイブリッド軸受の摩擦トルクの測定結果は図 6.4 のようであった。どちらの軸受の摩擦トルクも回転速度の増加に伴って大きくなる傾向が見られる。8000rpm 以下の低速運転では両者の差は少ないが、10000rpm 以上でハイブリッド軸受のトルクは小さく、その差は高速になるほど大きくなる。12000rpm におけるハイブリッド軸受のトルクは標準軸受の 1/2 以下となった。

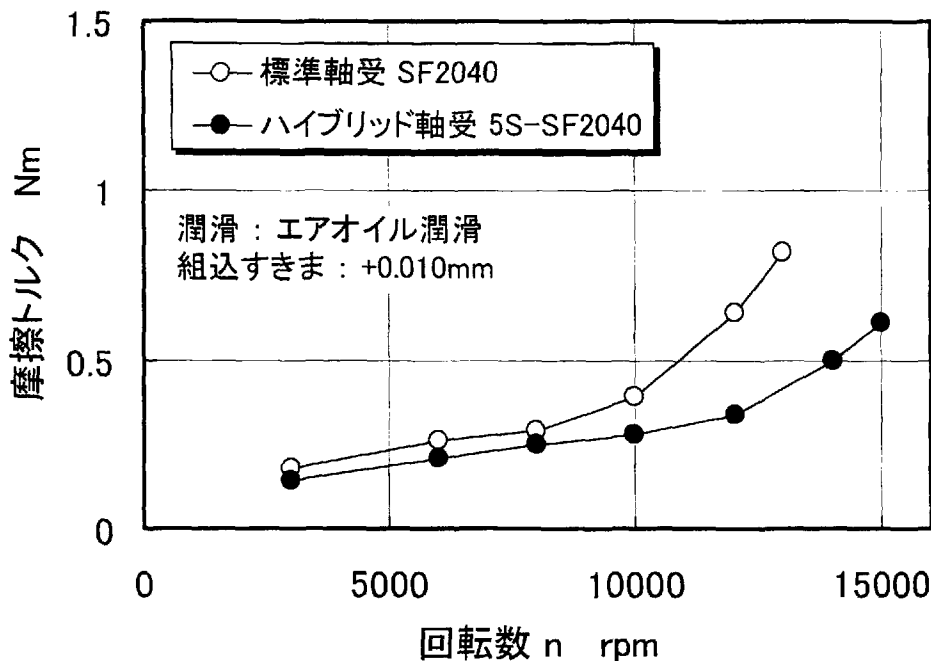


図 6.4 標準軸受とハイブリッド軸受の摩擦トルク

##### (2) 温度上昇

このような摩擦トルクと同時に測定した各内外輪の温度上昇  $\Delta T_i$  と  $\Delta T_o$  を図 6.5 に示す。摩擦トルクと同様、温度上昇も 8000rpm 以下の低速運転では標準軸受とハイブリッド軸受の差は少ないが、10000rpm 以上では高速になるほど標準軸受よりハイブリッド軸受の温度上昇は小さくなり、12000rpm では内輪温度で 24℃ の大差が確認された。

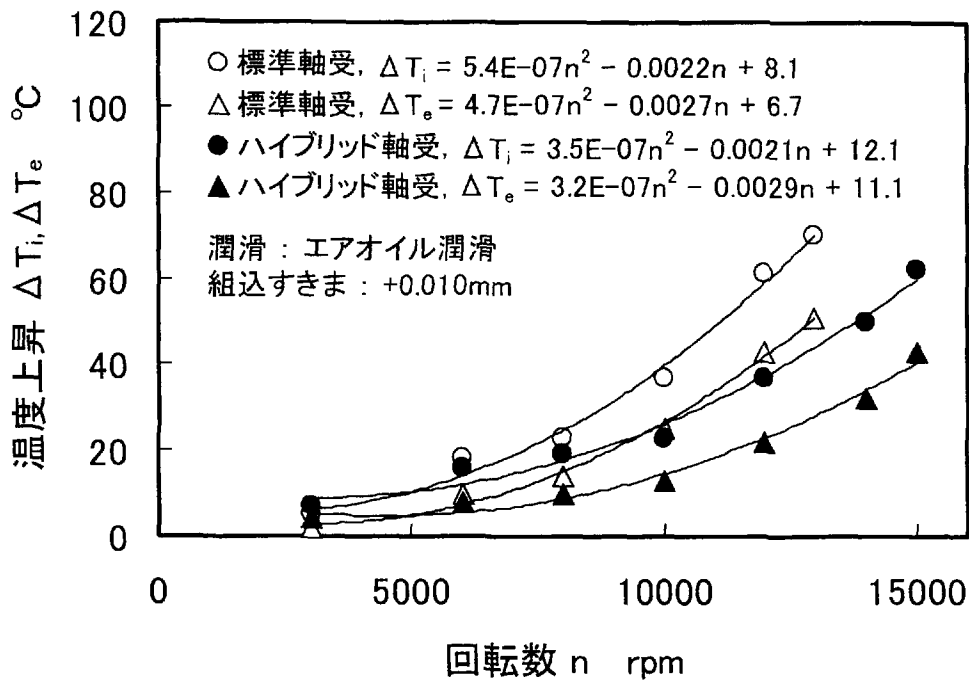


図 6.5 標準軸受とハイブリッド軸受の温度上昇

### (3) 予圧荷重

図 6.5 で定式化した  $\Delta T_i$  と  $\Delta T_e$  を用い、第 3 章で導出した計算式により運転中の予圧荷重を求めると図 6.6 のようになる。ハイブリッド軸受の予圧荷重は標準軸受より小さく、その差は高速になるほど広がる。13000rpm におけるハイブリッド軸受の予圧荷重は標準軸受の約 60% である。

この予圧荷重から求めた内輪の Hertz 最大接触面圧  $p_{max}$  を図 6.7 に示す。内輪と外輪の  $p_{max}$  の差は 3% と微小であり、ここでは大きい方の内輪  $p_{max}$  について検討する。8000rpm 以下の低速では、標準軸受に比べハイブリッド軸受の予圧荷重は小さいが  $p_{max}$  は逆に若干大きくなる。これは、鋼球より弾性率の大きいセラミック玉の接触楕円が小さいからである<sup>註 1)</sup>。10000rpm 以上では高速になる程、セラミック玉による遠心力の低減効果が現れ、ハイブリッド軸受の  $p_{max}$  は標準軸受より小さく、13000rpm において約 5% の差が認められた。

### (4) 内外輪温度差の影響

内外輪温度差は軸受すきまに影響するパラメータである。これが大きいと外輪より内輪の熱膨張が大きくなり、軸受す

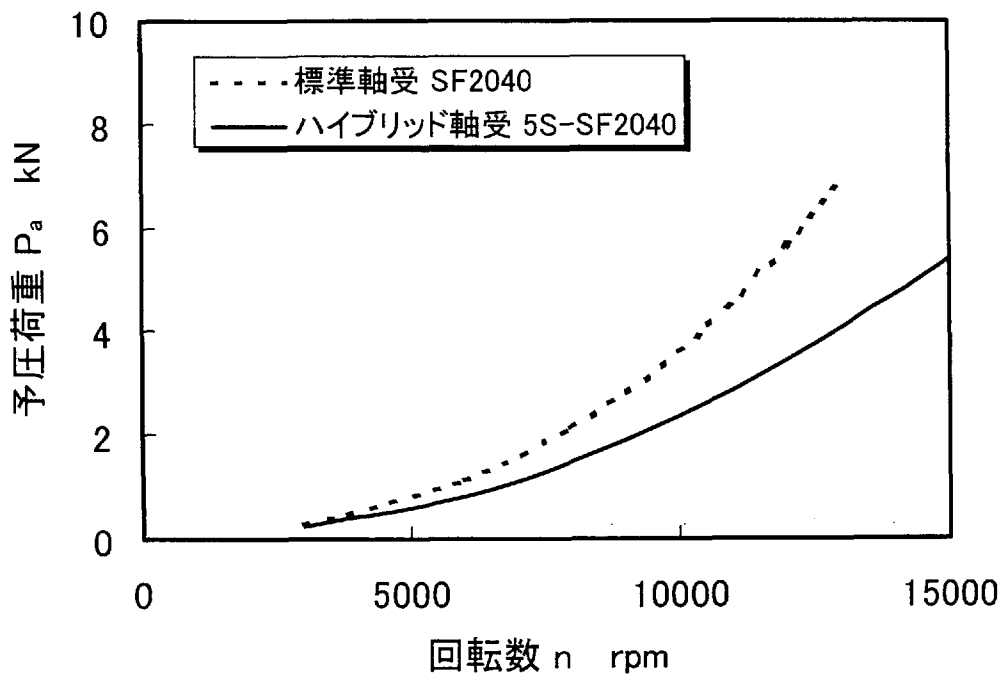


図 6.6 標準軸受とハイブリッド軸受の予圧荷重

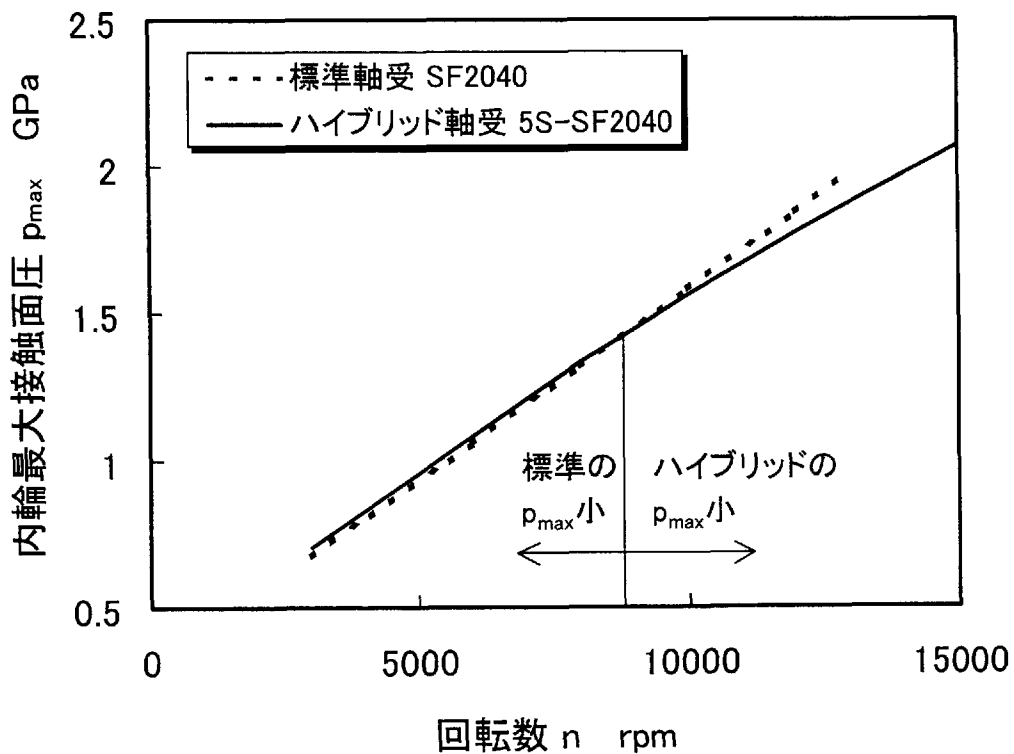


図 6.7 標準軸受とハイブリッド軸受の内輪  $p_{max}$

きまは減少する。そこで、ハイブリッド軸受の予圧荷重に及ぼす内外輪温度差について考察する。

図 6.5 で定式化した標準軸受の温度上昇をハイブリッド軸受に与えて予圧荷重を計算すると図 6.8 のようになる。12000rpm においてハイブリッド軸受より内輪温度上昇で

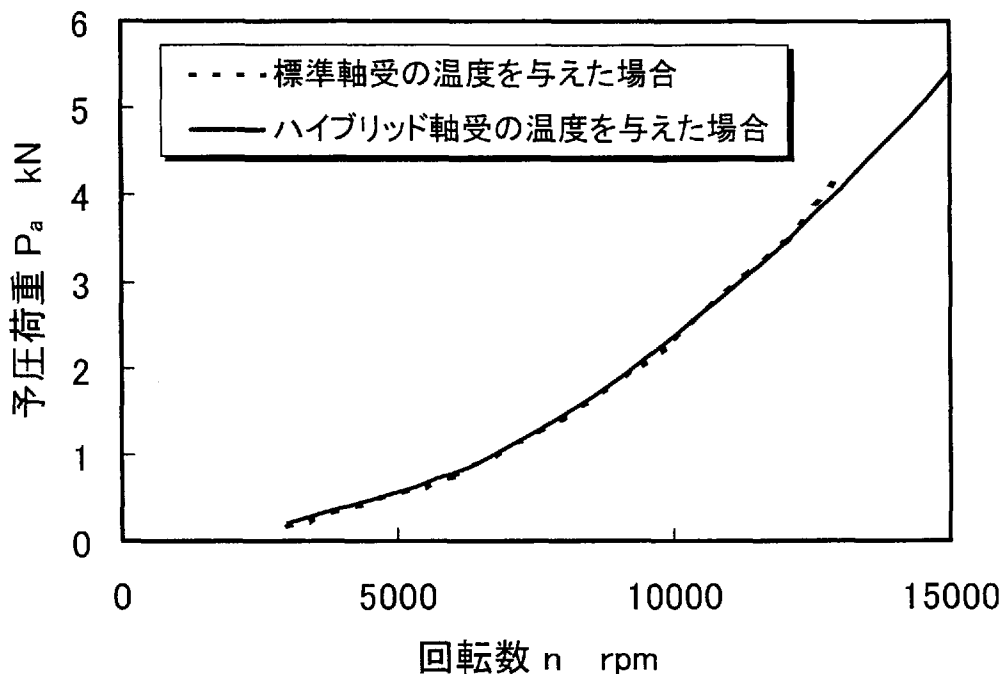


図 6.8 ハイブリッド軸受の温度と予圧荷重

注 1) 静的に同一荷重を受けた鋼球とセラミックス玉の Hertz 応力の関係：変数の添え字  $as$ ,  $h$ ,  $st$ ,  $c$  は、それぞれ標準軸受, ハイブリッド軸受, スチールおよびセラミックスに対応する。

$$\frac{p_{\max} h}{p_{\max} as} = \frac{(ab)as}{(ab)h}, \quad ab = \theta_{12}^{\frac{2}{3}}, \quad (\theta_{12})h = \theta_{st} + \theta_c, \quad (\theta_{12})as = 2\theta_{st}$$

ポアソン数を  $m$ , ヤング率を  $E$  とすると

$$\theta_{st} = \frac{m_{st}^2 - 1}{E_{st} m_{st}^2}, \quad \theta_c = \frac{m_c^2 - 1}{E_c m_c^2}$$

$$m_{st} = 10/3, \quad m_c = 4, \quad E_{st} = 210(\text{GPa}), \quad E_c = 315(\text{GPa}) \text{ より}$$

$$\frac{p_{\max} h}{p_{\max} as} = 1.12 \text{ となる.}$$



24℃も高温である標準軸受の温度を与えてもハイブリッド軸受の予圧荷重はほとんど変わらないことがわかる。これは、図 6.9 に示すように内外輪温度差は、10000rpm 以上でハイブリッド軸受の方が低くなるが、12000rpm でもその差は 3℃と小さいからである。

この結果より、ハイブリッド軸受の低温度上昇化による予圧低減の相乗効果はないと思われる。言い換えれば、標準軸受の温度上昇特性を使って第 3 章の予圧計算を行ってもハイブリッド軸受の運転予圧を予測できることになる。

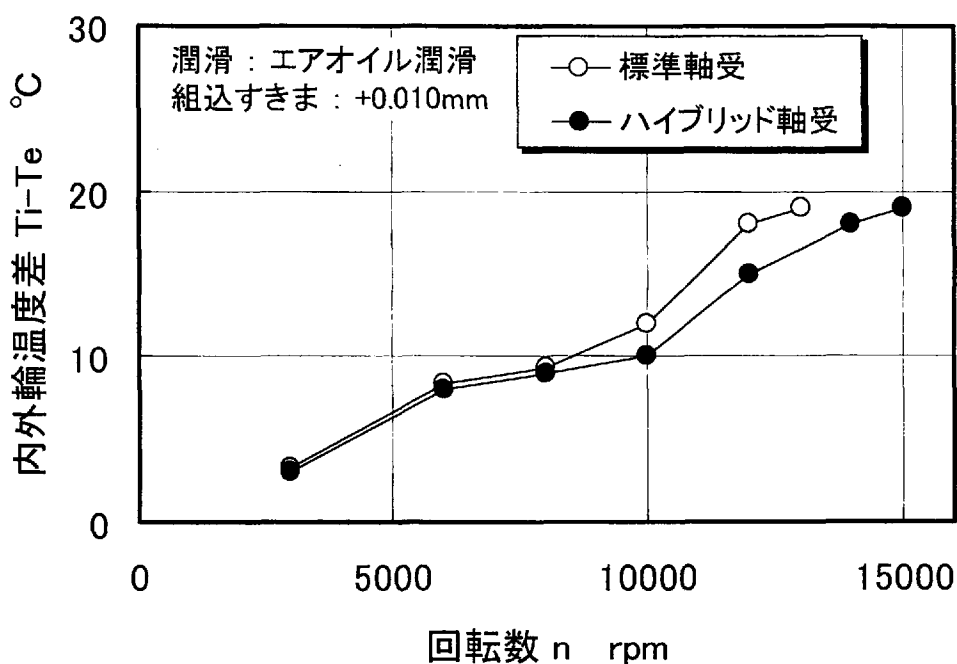


図 6.9 標準軸受とハイブリッド軸受の内外輪温度差

### 6.3 ハイブリッド円筒ころ軸受の高速性能

#### 6.3.1 ハイブリッド円筒ころ軸受の効果予測

内径 100mm のハイブリッド円筒ころ軸受のころ荷重を第 3 章で導出した計算方法で求め、標準軸受と比較すると図 6.10 のようになる。この計算に用いた軸受の諸元は、標準軸受が表 2.2、ハイブリッド軸受はころ材質を除き標準軸受と同じである。また、温度上昇はどちらも表 3.2 の標準軸受の値を使用した。ハイブリッド軸受の外輪ころ荷重は標準軸受の約

85%であり，セラミックころは円筒ころ軸受の高速運転にも有効であると予想される．この高速化は，図 3.8 にころ荷重増大要因として示したころの熱膨張と遠心力を，セラミックころを使って低減したことによるものである．

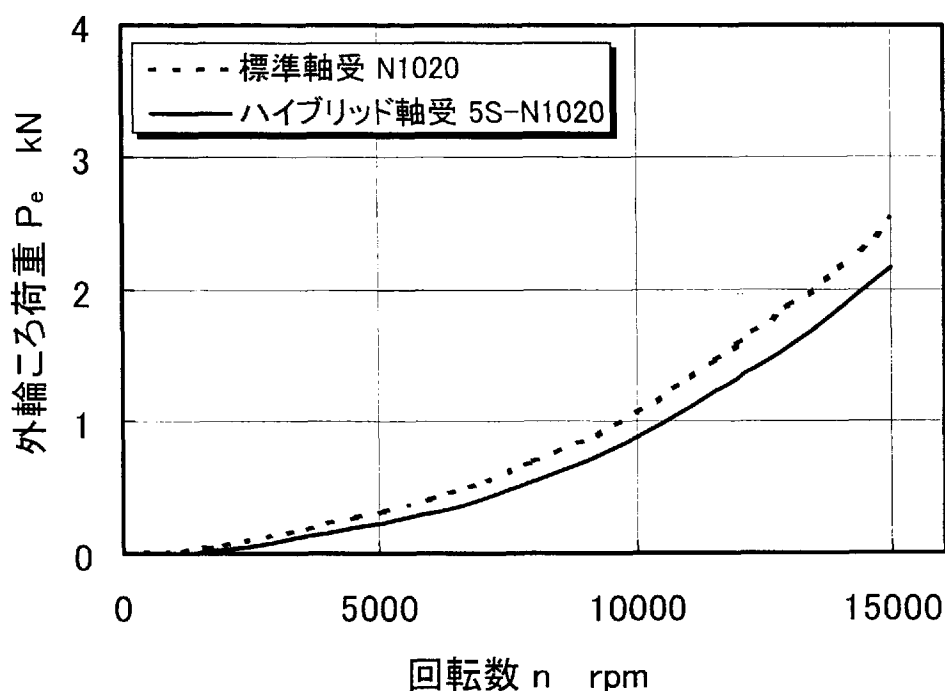


図 6.10 標準軸受とハイブリッド軸受のころ荷重

### 6.3.2 供試軸受

実験に用いた標準軸受 N1016 とハイブリッド軸受 5S-N1016 は，内径 80mm，外径 125mm，幅 22mm の円筒ころ軸受であり，設計仕様の詳細を表 6.4 に示す．ころ材質以外の諸元は両方の軸受で共通であり，ハイブリッド軸受は鋼製ころをセラミックころに入れ替えて実験を行った．なお，この条件で組立てた時のラジアルすきまはどちらも  $0\mu\text{m}$  であった．このように組込すきまを固定したのは，それが図 4.10 に示したように温度上昇に影響するからである．

表 6.4 供試円筒ころ軸受の諸元

項 目		設計値
内径	$d_i$ mm	$\phi 80$
外径	$D$ mm	$\phi 125$
幅	$W$ mm	22
組込前ラジアルすきま	$C_{r0}$ mm	0.010
内輪と軸のしめしろ	$\delta_I$ mm	0.014
ころ直径×長さ	$D_w$ mm×L mm	$\phi 10 \times 10$
ころ数	$Z$	23
ころピッチ円径	$d_p$ mm	$\phi 103$
内輪溝径	$d_{mi}$ mm	$\phi 93$
軸内径	$d_s$ mm	$\phi 57$
外輪軌道面の直径収缩量	$\Delta d_e$ mm	0
軸材質		SCM415
内輪材質		SUJ2
外輪材質		SUJ2
ころ材質	標準軸受	SUJ2
	ハイブリッド軸受	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>

### 6.3.3 試験スピンドル

温度上昇実験に使用した試験スピンドルを図 6.11 に示す。スピンドルは縦型姿勢で取付けられ、下側に支持用ハイブリッドアンギュラ玉軸受 5S-HSB014DB、上側に試験軸受を組込んだ。試験軸受には、プーリーにかかるベルトテンションにより約 500N のラジアル荷重が作用している。

スピンドルの駆動はモータで行い、プーリ比により最高 19000rpm まで増速した。内外輪の温度は、熱電対を用いて内輪内径部と外輪外径部で測定した。なお、内輪温度は水銀スリップリングを介して熱電対の電圧信号を取り出した。

軸受は、表 6.5 の条件でエアオイル潤滑を行なった。また、今回の試験でもアンギュラ玉軸受の場合と同様に、ハイブリッド軸受の特性を明確に把握するため、外筒ジャケット冷却は行わなかった。

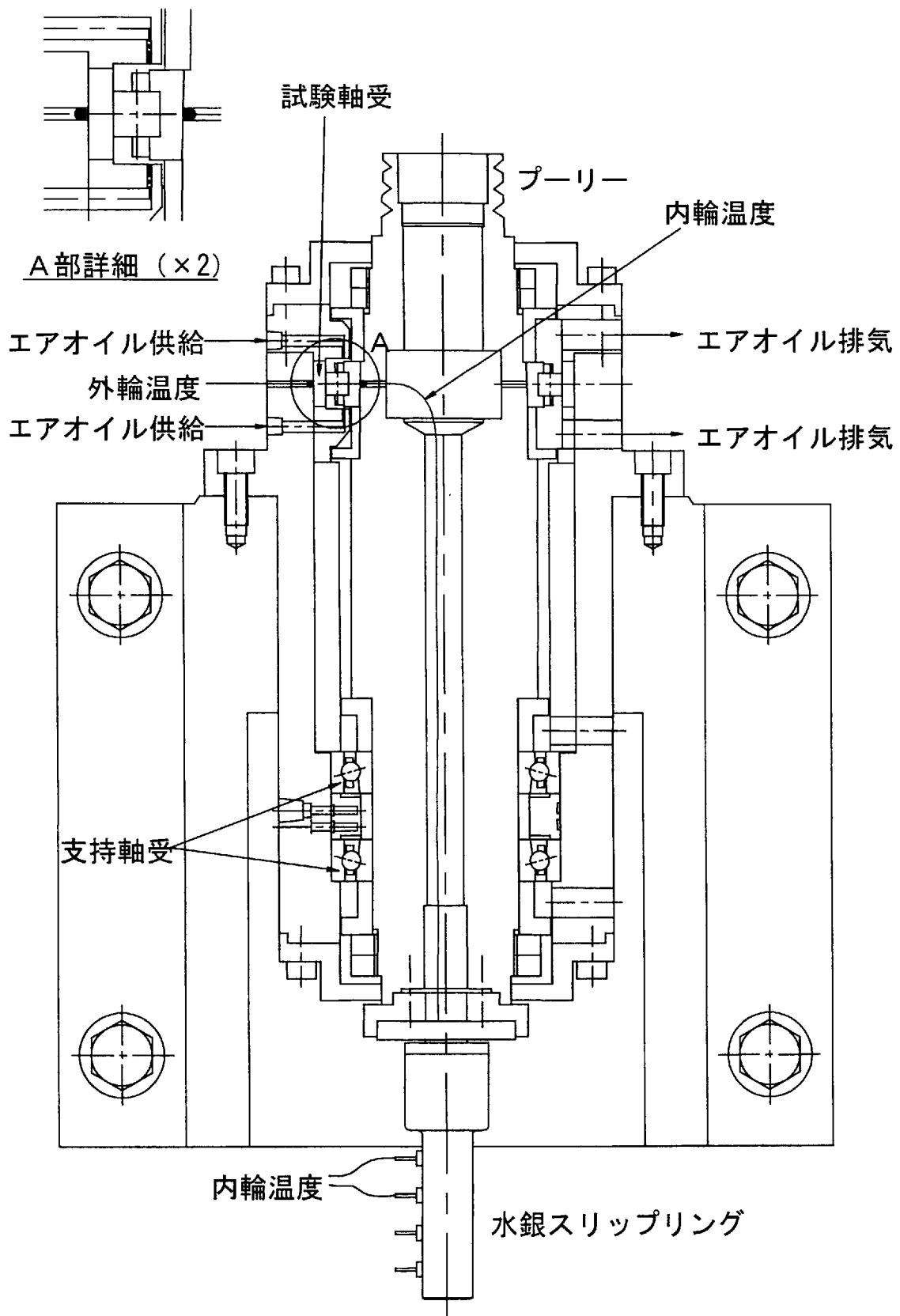


図 6.11 円筒ころ軸受試験スピンドル

表 6.5 エアオイル潤滑条件

		設定値
ノズル		φ 1mm, 個数 2
給油量		0.06mL/2min
エア量		80NL/min
潤滑油	銘柄	モービルベロシテイ No.6
	粘度	ISO VG10

### 6.3.4 実験結果および考察

#### (1) 温度上昇

ハイブリッド軸受と標準軸受の内外輪温度上昇  $\Delta T_i$  と  $\Delta T_e$  を図 6.12 に示す. ハイブリッド軸受の温度上昇は 7000rpm 以下の低速運転で標準軸受と差は少ないが, 11000rpm 以上で標準軸受より低くなり, 高速になるほどその差は広がる. 15000rpm では内輪温度で 15°C の差が確認された.

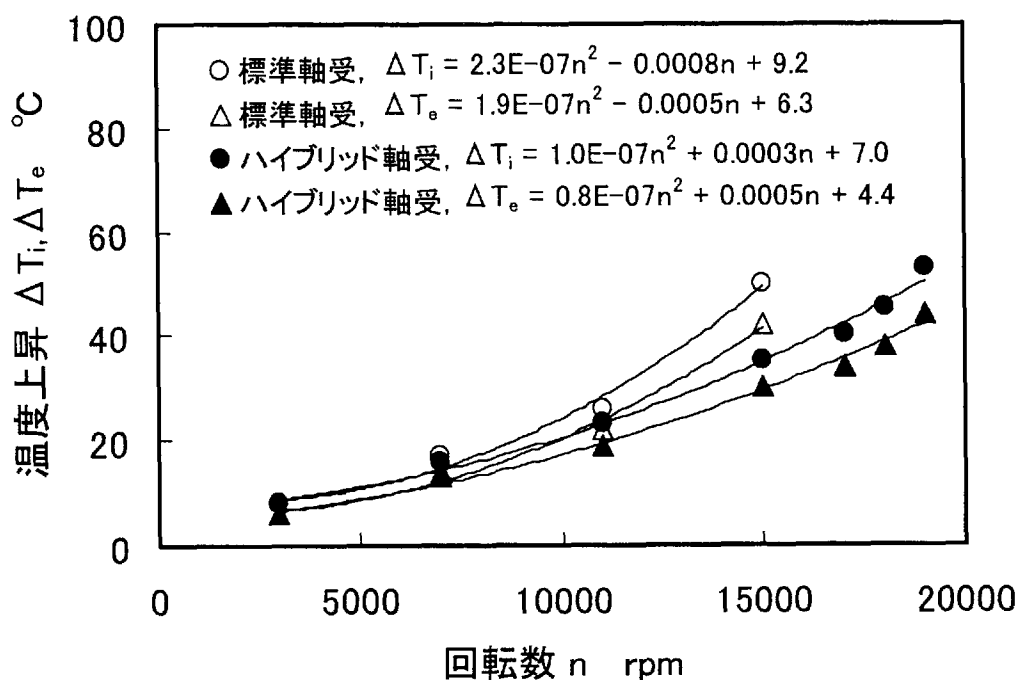


図 6.12 標準軸受とハイブリッド軸受の温度上昇

## (2) ころ荷重

図 6.12 で定式化した  $\Delta T_i$  と  $\Delta T_e$  を用い、第 3 章で導出した計算式により運転中の外輪ころ荷重を求めると図 6.13 のようになる。ハイブリッド軸受のころ荷重は標準軸受より小さく、その差は高速になるほど広がる。15000rpm におけるハイブリッド軸受のころ荷重は標準軸受の約 40% である。

ころ荷重から求めた内輪の Hertz 最大接触面圧  $p_{max}$  を図 6.14 に示す。内輪と外輪の  $p_{max}$  の差は 3% と微小であり、ここでは大きい方の内輪  $p_{max}$  について検討する。どちらの軸受の  $p_{max}$  も回転速度の増加に伴って大きくなるが、標準軸受に比べハイブリッド軸受の  $p_{max}$  は常に小さく、15000rpm でも 0.7GPa で標準軸受の 70% である<sup>注 2)</sup>。

## (3) 内外輪温度差の影響

ハイブリッド軸受に、図 6.12 で定式化した標準軸受の温度上昇を与えて外輪ころ荷重を計算すると図 6.15 のようになる。ハイブリッド軸受のころ荷重は、ハイブリッド軸受に標準軸受の温度を与える場合より小さく、およそ 80% 程度となる。この理由は以下の 2 点にあると考える。

- ① ころ荷重の計算でころの温度は内外輪の平均温度に等しいと仮定しているため、図 6.12 の温度上昇傾向と表 6.1 の線膨張率を考慮するとセラミックころの熱膨張が小さくなる。
- ② 図 6.16 に示すように 7000rpm から 15000rpm における内外輪温度差はハイブリッド軸受の方が小さいことによりハイブリッド軸受の運転すきまの方が大きい。

---

注 2) 参考までに、静的に同一荷重を受けたスチールころとセラミックスころの Hertz 応力の関係は

$$\frac{p_{max} h}{p_{max} as} = \frac{(ab)as}{(ab)h}, \quad ab = \theta_{12}^{\frac{1}{2}}, \quad (\theta_{12})h = \theta_{st} + \theta_c, \quad (\theta_{12})as = 2\theta_{st}$$

$$\theta_{st} = \frac{m_{st}^2 - 1}{E_{st} m_{st}^2}, \quad \theta_c = \frac{m_c^2 - 1}{E_c m_c^2} \quad \text{より}$$

$$\frac{p_{max} h}{p_{max} as} = 1.09 \quad \text{となる。}$$

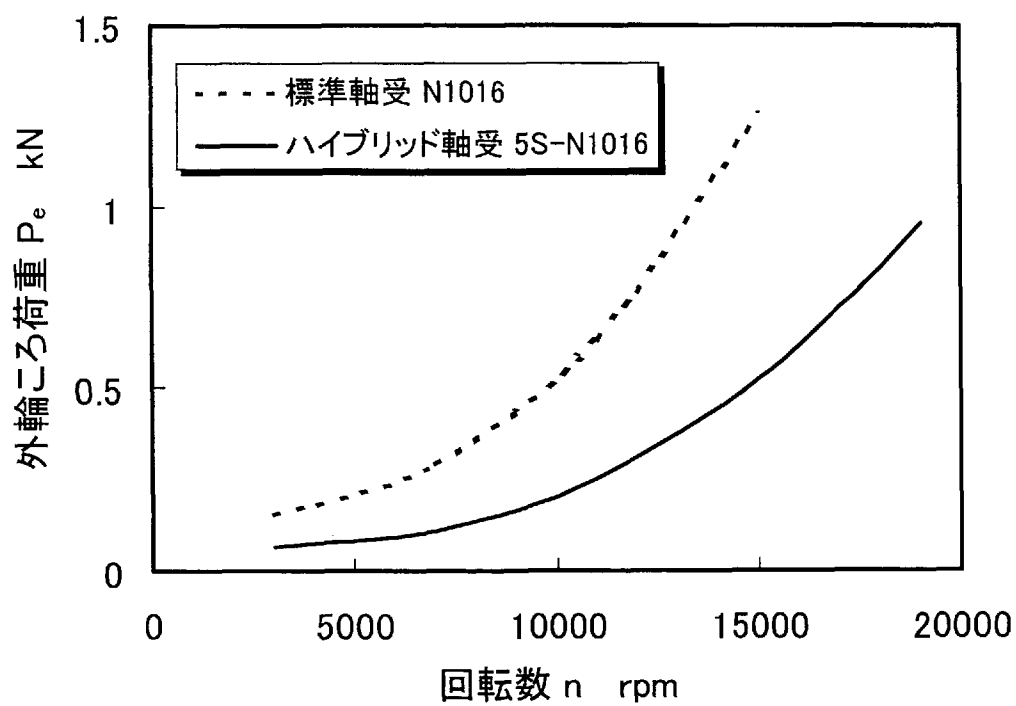


図 6.13 標準軸受とハイブリッド軸受のころ荷重

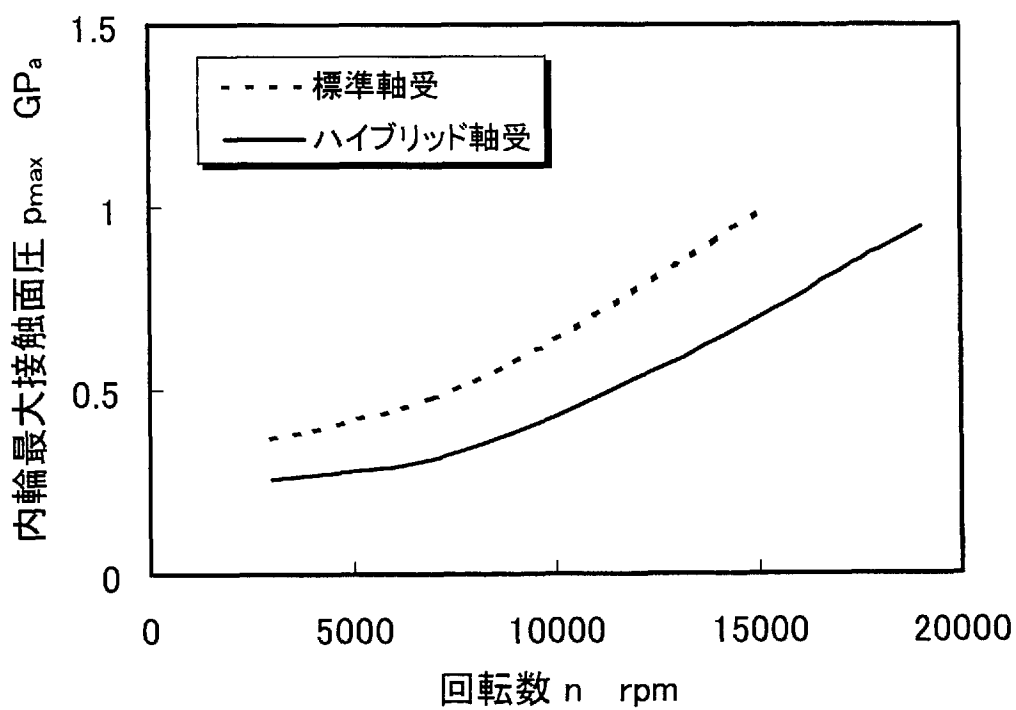


図 6.14 標準軸受とハイブリッド軸受の内輪  $p_{max}$

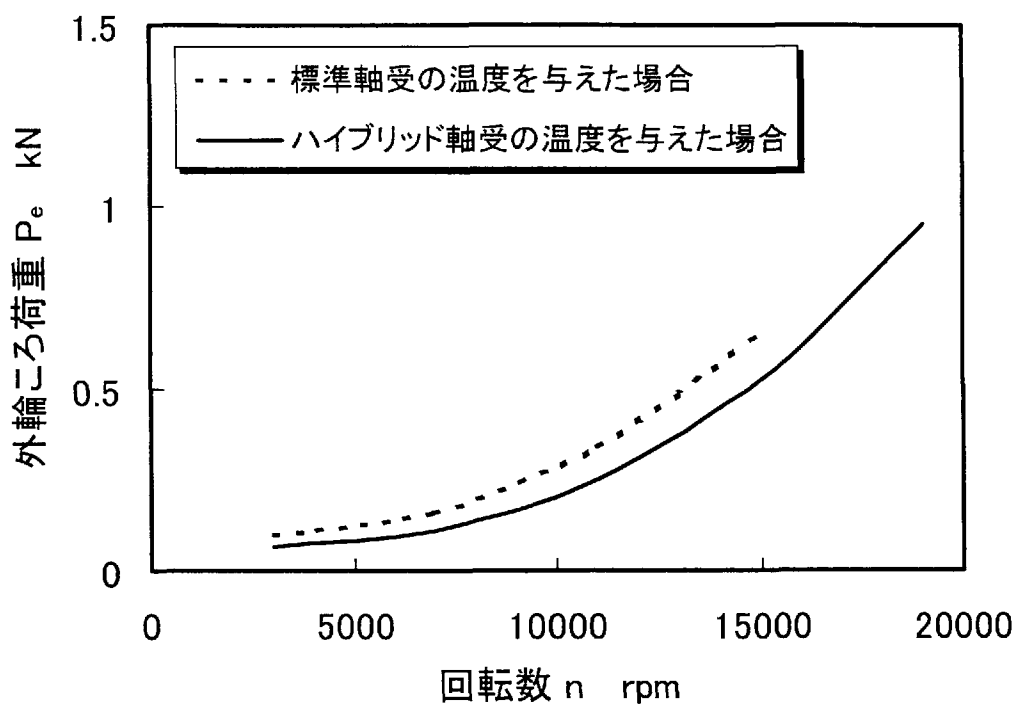


図 6.15 ハイブリッド軸受のころ荷重に及ぼす温度の影響

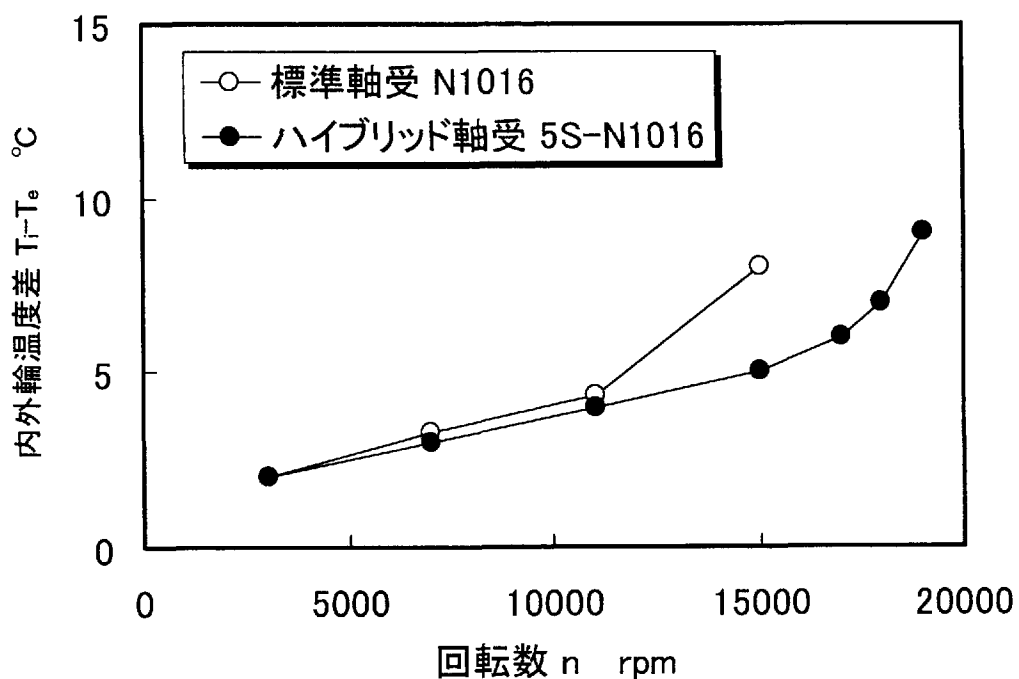


図 6.16 標準軸受とハイブリッド軸受の内外輪温度差



円筒ころ軸受の場合，ころと軌道輪は線接触であり接触部の剛性が高いため玉軸受では無視できた $3^{\circ}\text{C}$ 程度の内外輪温度差の違いがころ荷重に大きく影響すると考えられる。

この結果より，ハイブリッド円筒ころ軸受のころの遠心力が小さいことと低温度上昇特性はころ荷重の低減に相乗効果を及ぼすと言える。

#### 6.4 まとめ

ハイブリッド軸受と標準軸受について，エアオイル潤滑で $dn$ 値 $150 \times 10^4$ までの高速運転試験をおこない，温度上昇特性を比較した。また，この温度上昇の実測値を用いて転動体荷重を計算し，ハイブリッド軸受の高速運転時における有効性について検討した。内径 $100\text{mm}$ のアンギュラ玉軸受を $15000\text{rpm}$ ，内径 $80\text{mm}$ の円筒ころ軸受を $19000\text{rpm}$ まで運転した時のデータを基に考察した結果をまとめると以下のようなになる。

- (1) ハイブリッドアンギュラ玉軸受は $10000\text{rpm}$ 以上で標準軸受より低トルク，低温度上昇となり，その差は高速になるほど大きくなった。
- (2) ハイブリッドアンギュラ玉軸受の予圧荷重は標準軸受より小さく，その差は高速になるほど広がる。 $13000\text{rpm}$ におけるハイブリッド軸受の予圧荷重は標準軸受の約 $60\%$ である。
- (3)  $8000\text{rpm}$ 以下の低速では，標準軸受に比べ，ハイブリッドアンギュラ玉軸受の $p_{max}$ は若干大きくなる。しかし， $10000\text{rpm}$ 以上では高速になる程，遠心力の低減効果が現れ，ハイブリッド軸受の $p_{max}$ は標準軸受より小さく， $13000\text{rpm}$ において約 $5\%$ の差が認められた。
- (4) ハイブリッドアンギュラ玉軸受の低温度上昇化による予圧低減の相乗効果は見られず，標準軸受の温度上昇値を使ってもハイブリッド軸受の運転予圧を予測できる。
- (5) ハイブリッド円筒ころ軸受の温度上昇は，標準軸受と比較して $7000\text{rpm}$ 以下の低速運転で標準軸受と差は少ないが， $11000\text{rpm}$ 以上では高速になるほど低くなり，

15000rpm では内輪温度で 15℃ の差が確認された。

- (6) ハイブリッド円筒ころ軸受のころ荷重は、高速になるほど標準軸受より小さく、15000rpm で標準軸受の約 40% である。
- (7) ハイブリッド円筒ころ軸受の場合、ころの遠心力低減による低温度上昇化は、ころ荷重のさらなる低減に寄与する。

## 第6章で引用した文献

- 1) 太田道夫, 瀧内博志 : セラミックスの軸受への応用, NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)56.
- 2) 田端伸介, 竹林博明 : 工作機械用高速対応セラミック軸受, 月刊トライボロジ, 4(1992)60.
- 3) L. Kahlman, I. M. Hutchings : Effect of Particulate Contamination in Grease-Lubricated Hybrid Rolling Bearings, Tribol. Trans., 42, 4(1999)842.
- 4) G. T. Y. Wan, A. Gabelli, E. Ioannides : Increased Performance of Hybrid Bearings with Silicon Nitride Balls, Tribol. Trans., 40, 4(1997)701.
- 5) P. Cento, D. W. Dareing : Ceramic Materials in Hybrid Ball Bearings, Tribol. Trans., 42, 4(1999)707.
- 6) H. Aramaki, Y. Shoda, Y. Morishita, T. Sawamoto : The Performance of Ball Bearings with Silicon Nitride Ceramic Balls in High Speed Spindles for Machine Tool, Jnl. of Tribol., 110, 4(1988)693.
- 7) Y. Shoda, S. Ijuin, H. Aramaki, H. Yui, K. Toma : The Performance of a Hybrid Ceramic Ball Bearing Under High Speed Conditions with the Under-Race Lubrication Method, Tribol. Trans., 40, 4(1997)676.
- 8) F. D. Slaney, Hybrid Ceramic Bearing Development for Gas Turbine Engines, ASME Paper 94-GT-112(1994).
- 9) 藤井健次, 野島進 : 内面研削スピンドル用超高速アンギュラ玉軸受の開発, NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)48.
- 10) H. Takebayashi, T. M. Johns, K. Rokkaku, K. Tanioto : Performance of Ceramic Bearings in High Speed Turbine Application, SAE Paper, 901629(1990).

## 第 7 章 潤滑方法と軸受温度上昇に関する実験

### 7.1 まえがき

潤滑方法は、軸受を高速で運転するための重要な要素の一つである。従来より軸受の潤滑にはグリースが最もよく使われてきた。また、グリース潤滑においても第 6 章で示したセラミック玉の効果が確認され<sup>1)</sup>ハイブリッド軸受を組込んだ主軸が高速旋盤などに普及している。循環給油方式としてジェット潤滑法も早くから工作機械主軸に応用され、 $dn$  値 100 万以上の高速運転の先駆けとしての役割を果たした。

1985 年頃に登場したエアオイル潤滑法は、高速運転に適した潤滑法として技術の蓄積が行なわれ、現在ではほとんどの高速主軸に適用されている<sup>2)</sup>。

1990 年代に入って、航空機用ジェットエンジンなどで古くから実績があるアンダーレース潤滑<sup>3)</sup>の工作機械への応用研究が進められた。この研究活動の中で、藤井らにより史上最高速度のチャレンジが行なわれ、 $dn$  値  $300 \times 10^4$  の大台がはじめて達成された<sup>4)</sup>。

これまでの高速化研究の中で報告された潤滑方法には、エアオイル潤滑<sup>5)6)7)8)</sup>、オイルミスト潤滑<sup>9)</sup>、ジェット潤滑<sup>10)</sup>およびアンダーレース潤滑<sup>11)</sup>などが上げられる。これらは温度上昇特性の実験結果を紹介したものがほとんどであり、各潤滑法と運転中の予圧について論じた研究は少ない。

本章では、エアオイル潤滑、ジェット潤滑およびアンダーレース潤滑の特徴と温度上昇の基本特性を整理し直すとともに、第 3 章で導出した計算方法から予圧荷重を求め、比較検討を行なう。

### 7.2 潤滑方法と特徴

表 7.1 は潤滑方法と特徴をまとめたものである。以下に各種潤滑方法と特徴について述べる。

#### (1) グリース潤滑

グリース潤滑は、グリースを軸受に必要量塗付するだけで簡単に潤滑ができるため、潤滑設備が不要でメンテナンスも容易であるという利点がある。反面、グリースは通常、補給

表 7.1 潤滑方法と特徴

潤滑方法	長 所	短 所
グリース	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 安価</li> <li>・ メンテナンスフリー</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 潤滑寿命がある</li> <li>・ なじみ運転に手間がかかる</li> <li>・ ごみやクーラントの浸入防止が困難</li> </ul>
エアオイル	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 必要最少油量で低発熱</li> <li>・ 潤滑寿命の問題なし</li> <li>・ ごみやクーラントの浸入を防止できる</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 給油ユニットが必要</li> <li>・ 軸受温度上昇を制御できない</li> </ul>
ジェット	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 冷却能力大</li> <li>・ 潤滑の信頼性大</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 高価な給油装置が必要</li> <li>・ パワロス大</li> </ul>
アンダーレース	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 冷却能力最大</li> <li>・ 潤滑の信頼性大</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・ 高価な給油装置が必要</li> <li>・ パワロス大</li> </ul>

されないので高速運転時の遠心力によるグリースや基油の飛散などの理由から潤滑不良による焼付寿命が問題となる<sup>12)</sup>。また、グリースの分布を落ち着かせ初期の温度を安定化させるためのなじみ運転に時間かかる<sup>13)</sup>ことも高速用途に不向きな理由の一つである。

## (2) エアオイル潤滑

エアオイル潤滑は、図 7.1 に示すエアオイル潤滑ユニットを使用する。潤滑油は、プランジャポンプで1ショット 0.01mL～0.03mLの微小量だけ送り出され、ミキシングバルブでエアと混ぜられた状態でノズルから軸受内部に送り込まれる。このエア流量はレギュレータにより調整可能である。

外輪間座に加工したノズル部の詳細は図 7.2 のようであり、エアオイルはノズルから内輪転走面に直接噴射されるため、潤滑不良の問題は起りにくい。プランジャポンプの駆動用エアを導くソレノイドバルブの切換インターバルを変えることで油量調整が可能である。したがって、エアオイル潤滑により軸受の潤滑に必要な最少油量を給油できるので油の攪拌抵抗が少なく、低温度上昇で高速運転が可能となる。しかし、

軸受の温度上昇を制御できないので，軸受の予圧過大や主軸の熱変位の問題<sup>14)</sup>から高速限界が決まる．

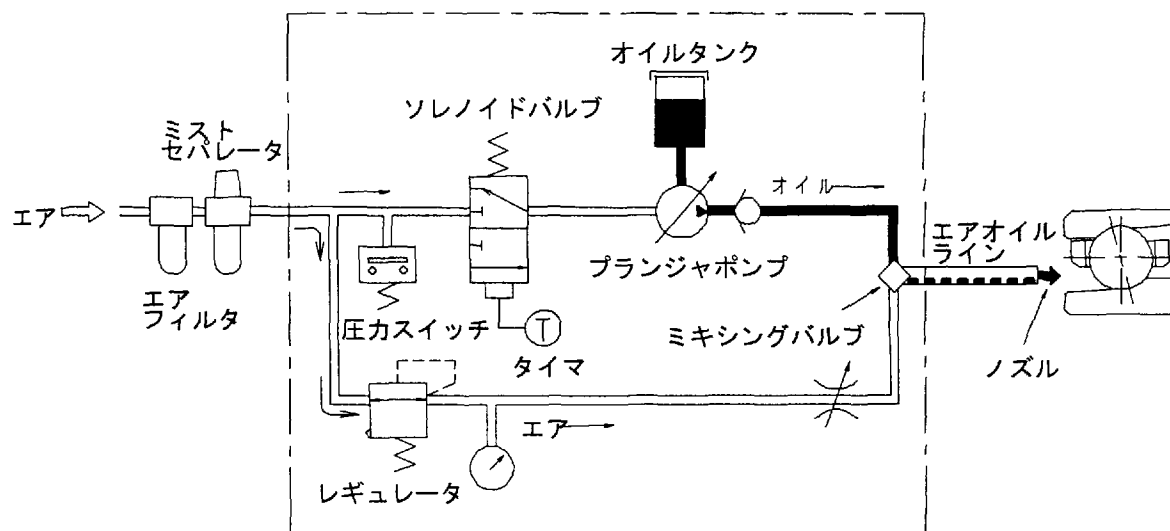


図 7.1 エアオイル潤滑ユニット

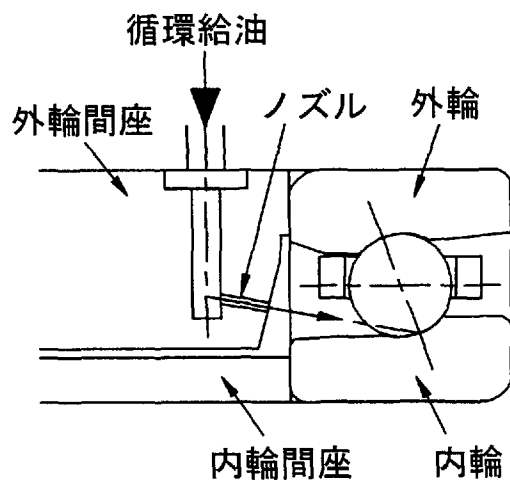


図 7.2 エアオイル潤滑ノズル部詳細

### (3) ジェット潤滑

ジェット潤滑は、図 7.3 に示す循環給油装置を用いてノズルから軸受内部に給油する。ノズル部の詳細は図 7.4 のようであり、潤滑油が内輪転走面に確実に供給されるため、潤滑の信頼性は高い。また、流量制御弁による潤滑油量調整やオイルクーラを使った油温調整により、冷却能力を高め軸受温度上昇を低く抑えることも可能である。欠点としては、給油装置が高価であることやパワロスが大きいためモータの消費電力が大きくなることである。

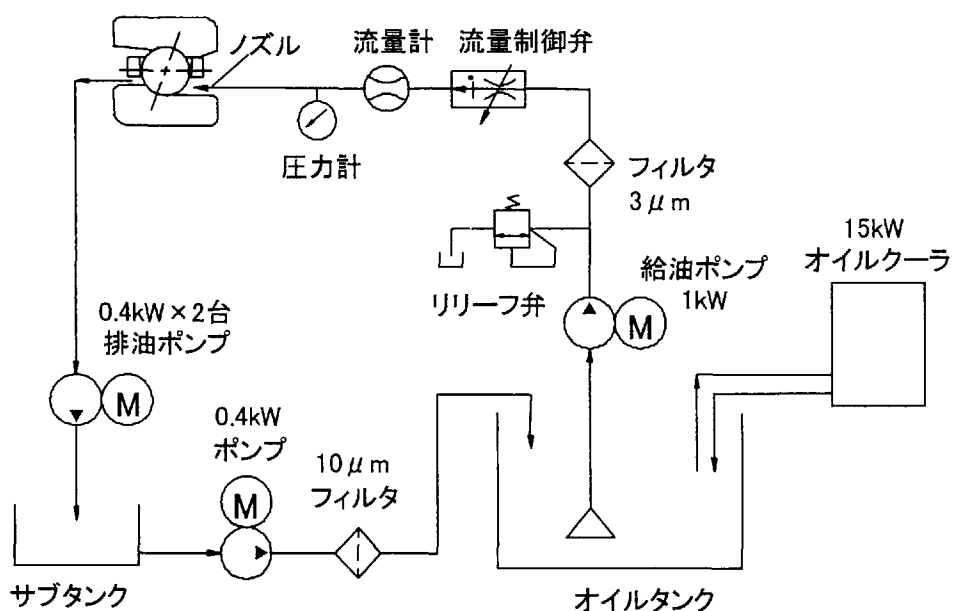


図 7.3 ジェット潤滑用給油装置

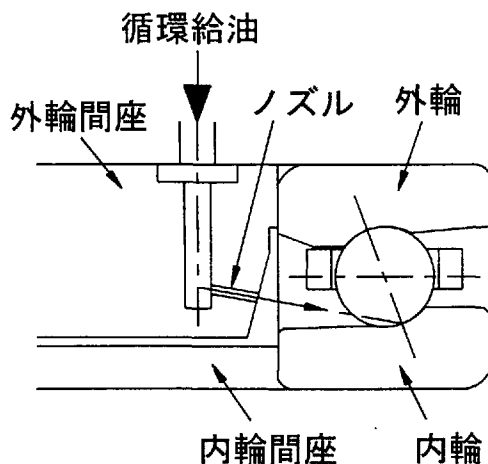


図 7.4 ジェット潤滑用軸受

#### (4) アンダーレース潤滑

アンダーレース潤滑はジェット潤滑と同様な循環給油を行なうが、潤滑ノズルは図 7.5 に示すように 2 本で構成される。1 本はジェット潤滑で用いた潤滑ジェットノズル，もう 1 本はアンダーレースジェットノズルである。アンダーレースジェットノズルから噴射される潤滑油は内輪のアンダーレース穴を貫通することで内輪を冷却しその熱膨張を低減する。さらに、潤滑ジェットとアンダーレースジェットに対して独立に給油量と給油温度の制御が可能であり、軸受冷却能力は特に優れている。したがって、この潤滑方法によれば最高速の運転が可能となる。

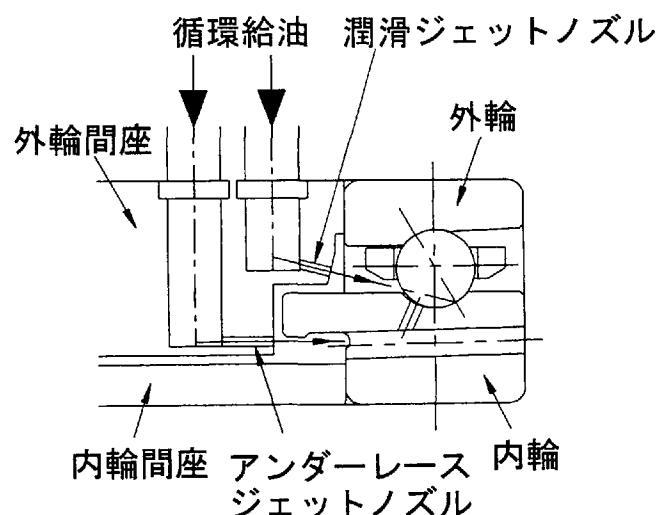


図 7.5 アンダーレース潤滑用軸受

### 7.3 試験軸受

エアオイル潤滑とジェット潤滑に用いた軸受はハイブリッドアンギュラ玉軸受 5S-SF2040 である。この軸受の形状は図 7.6 のようであり、内径 100mm，外径 150mm，幅 24mm，接触角  $20.5^\circ$  である。

アンダーレース潤滑用に設計したハイブリッドアンギュラ玉軸受 5S-SF2038 の形状を図 7.7 に示す。内外径の寸法は 5S-SF2040 と同じであるが、幅寸法は、アンダーレース潤滑の都合により特殊である。アンダーレースジェットから供給される潤滑油は、内輪のスcoopに溜められ、そこからアン



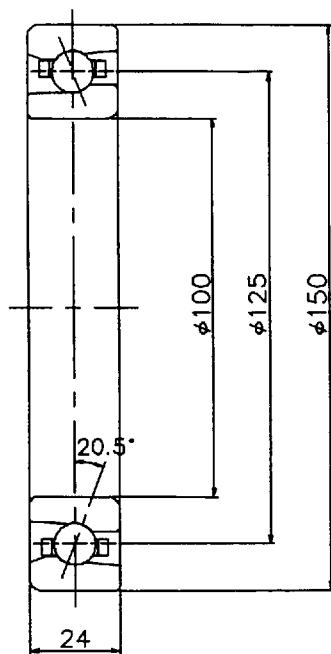


図 7.6 エアオイル潤滑とジェット潤滑用試験軸受

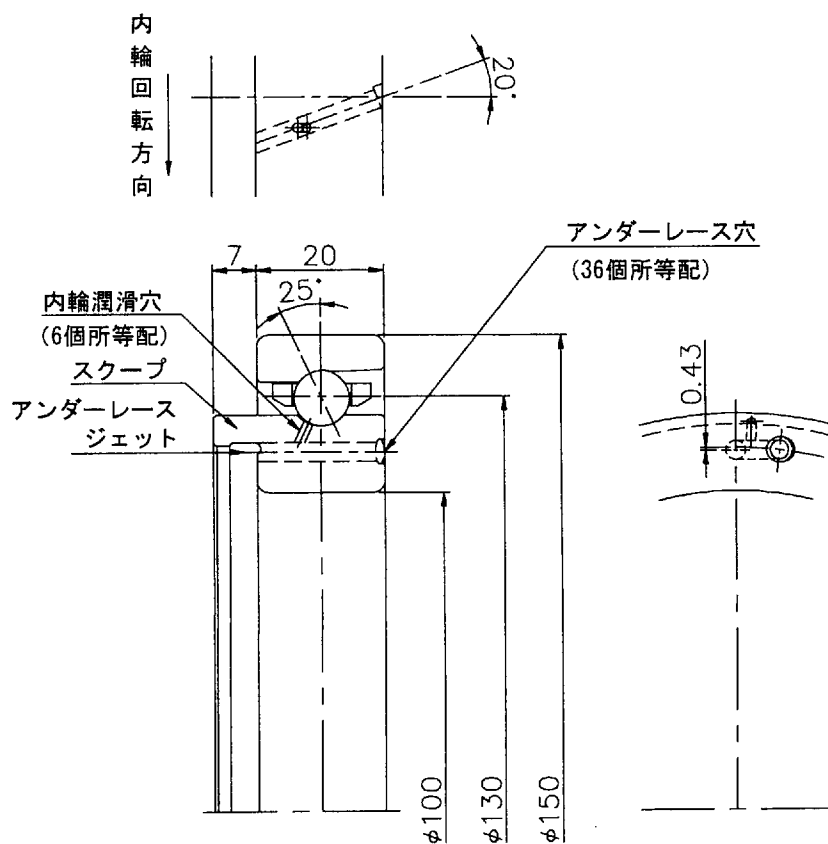


図 7.7 アンダーレース潤滑用試験軸受

ダーレース穴を貫通することで内輪の冷却を行なう。アンダーレース穴はアキシャル方向に  $20^\circ$  程傾いているため、ポンプ作用が働き潤滑油の流れを加速する。さらに、側面図に示すように、この角度により実質上出口部の穴中心は入口側よりラジアル方向へ  $0.43\text{mm}$  遠ざかる。それによる遠心力効果も油の貫通油量の増加に寄与するものと考えられる。なお、アンダーレース穴から内輪軌道面に向かう内輪潤滑穴はアンダーレース穴を流れる潤滑油の一部を内輪に供給することで、潤滑ジェットと共に軌道面の潤滑をより一層確実なものにしている。

軸受の諸元を表 7.2 に示す。5S-SF2040 をこの条件で並列背面組合せ DB セットに組み立てた時のアキシャルすきまは  $+10\mu\text{m}$  であった。アンダーレース潤滑軸受 5S-SF2038 の玉直径が 5S-SF2040 より 20% くらい小さいのは、内輪肉厚を厚く

表 7.2 供試軸受の諸元

項 目			エアオイル ジェット 5S-SF2040	アンダー レース 5S-SF2038
内径	$d_i$	mm	$\phi 100$	$\phi 100$
外径	$D$	mm	$\phi 150$	$\phi 150$
幅	$W$	mm	24	20
玉のピッチ円直径	$d_p$	mm	$\phi 125$	$\phi 130$
接触角	$\theta_o$	deg	20.5	25
玉直径	$D_w$	mm	$\phi 11.1125$	$\phi 8.731$
玉数	$Z$		28	37
内輪溝適合度	$f_i$		0.54	0.54
外輪溝適合度	$f_e$		0.54	0.54
軸内径	$d_s$	mm	$\phi 54$	$\phi 54$
内輪と軸のしめしろ	$\delta_I$	mm	0.014	0.093
内外輪間座の幅寸法差	$\delta_a$	mm	0.039	0.320
外輪軌道面の直径収縮量	$\Delta d_e$	mm	0	0
軸材質			SCM415	SCM415
内輪材質			SUJ2	SUJ2
外輪材質			SUJ2	SUJ2
玉材質			$\text{Si}_3\text{N}_4$	$\text{Si}_3\text{N}_4$

してアンダーレース穴のスペースを確保するためである。なお、この軸受を DB セットで組み立てた時のアキシャルすきまは  $+150\mu\text{m}$  であった。

#### 7.4 実験装置と潤滑条件

エアオイル潤滑，ジェット潤滑およびアンダーレース潤滑の実験装置全体構成図を図 7.8 に示す。スピンドルの駆動はモータで行い，増速機により最高 30000rpm まで増速した。また，トルク検出器を用いてスピンドルを支持する試験軸受 DB セットの摩擦トルクを測定した。

各潤滑方法における試験スピンドルの構造を図 7.9 から図 7.11 に示す。ジェット潤滑用スピンドルの給油口と油排出口は，それぞれエアオイルの供給口，排気口と同一である。アンダーレース潤滑スピンドルは，ジェット潤滑スピンドルにアンダーレースジェット用潤滑油供給口を追加した。図 7.11 のスピンドルに組込んだアンダーレース潤滑軸受とノズル付き外輪間座の外観写真を図 7.12 に示す。

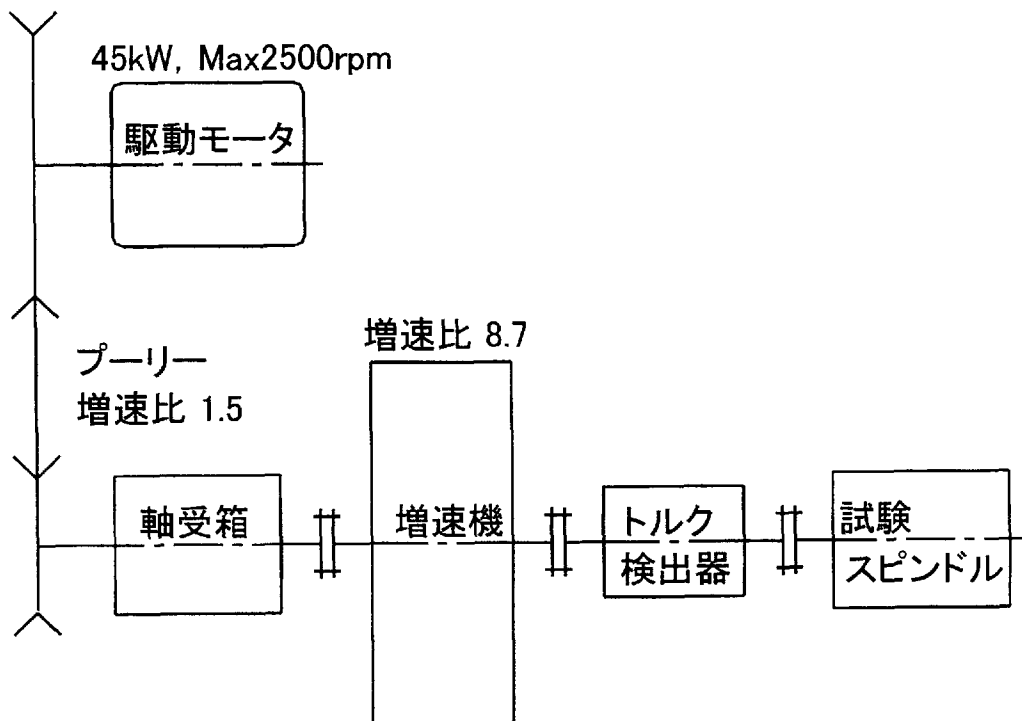


図 7.8 試験装置全体構成図

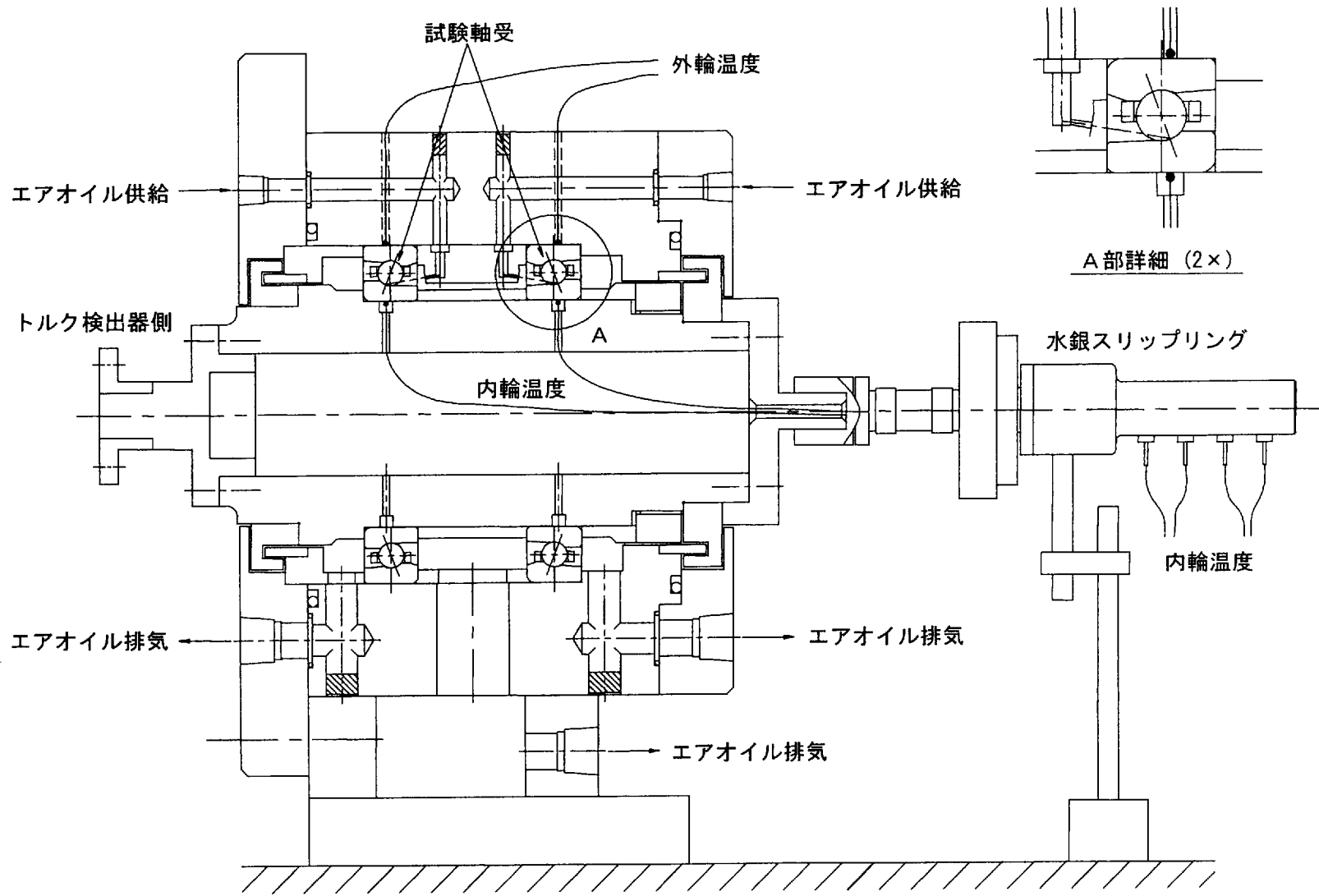


図 7.9 エアオイル潤滑試験スピンドル

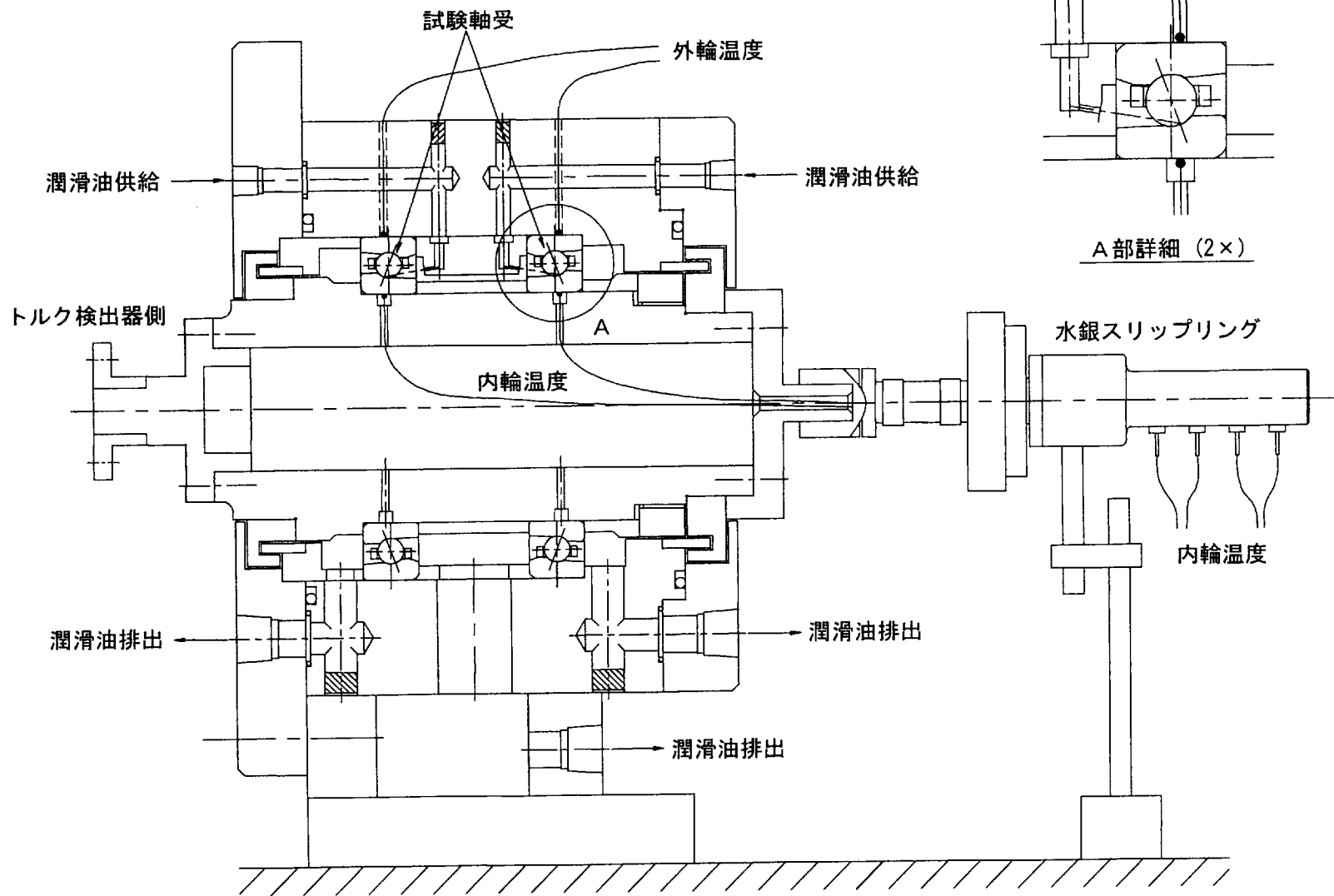


図 7.10 ジェット潤滑試験スピンドル

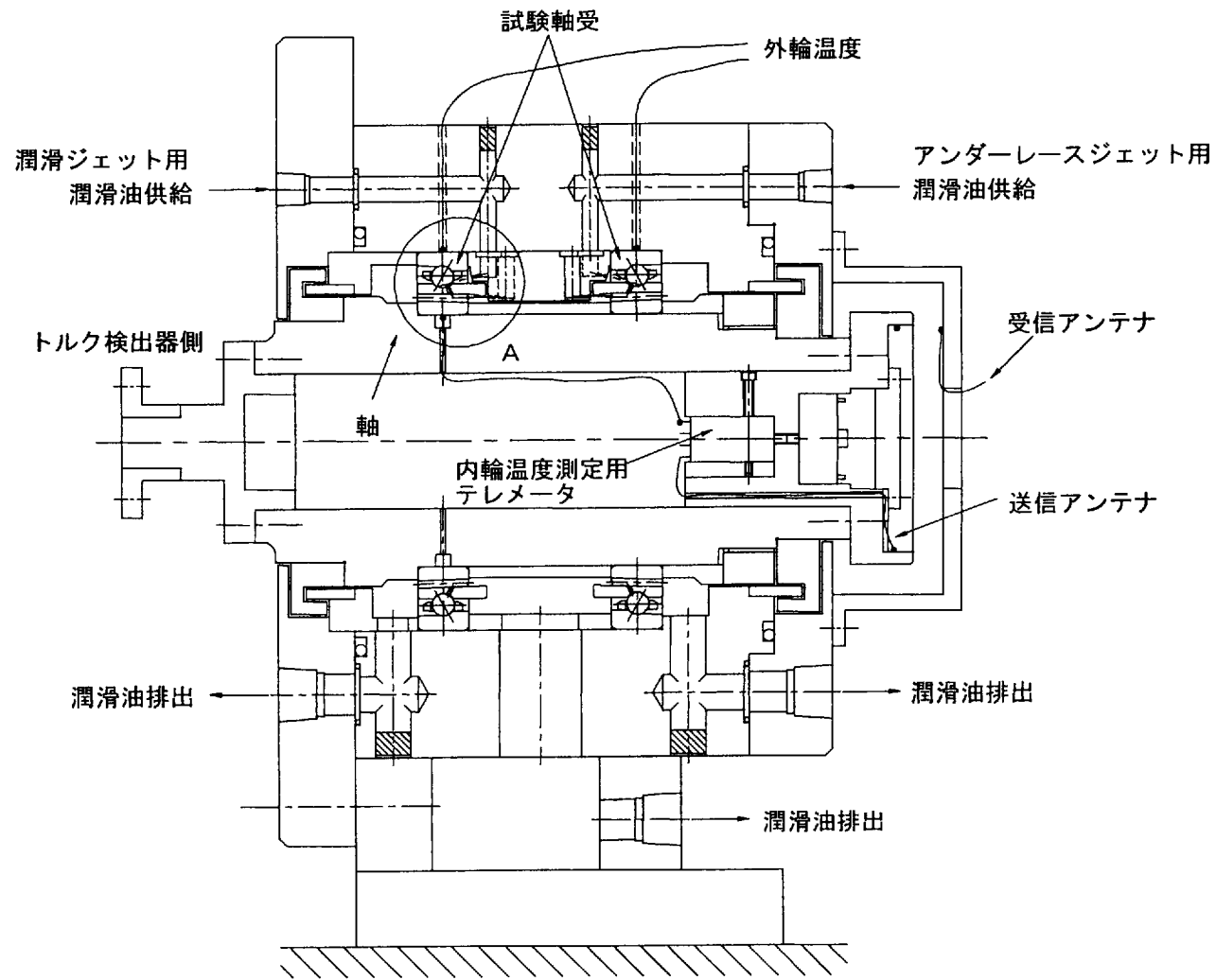


図 7.11 アンダーレース潤滑試験スピンドル

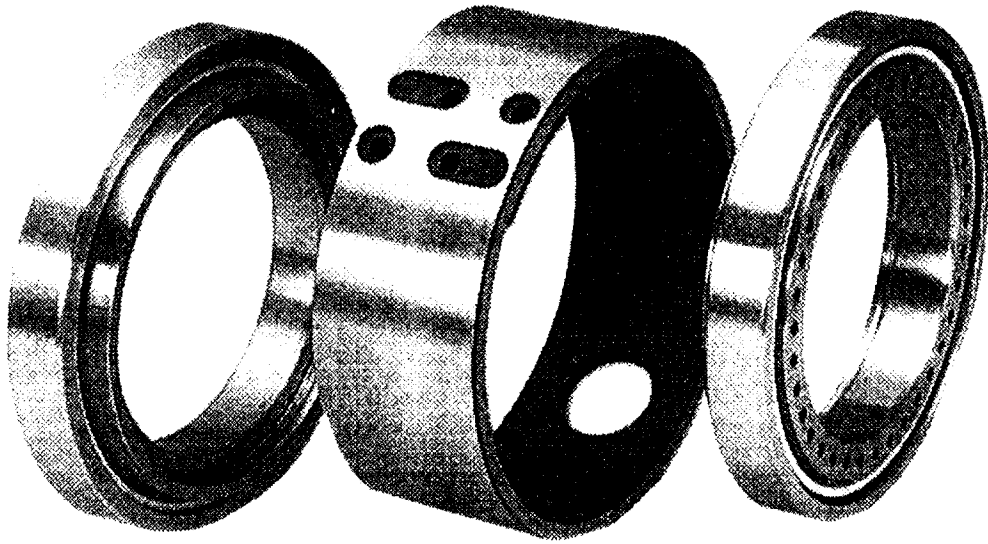


図 7.12 アンダーレース潤滑軸受と外輪間座

試験軸受に加わる荷重は，軸の重量のみで約 100N である．内外輪の温度は，熱電対を用いて内輪内径部と外輪外径部で測定した．エアオイル潤滑とジェット潤滑の場合，内輪温度測定用熱電対の電圧信号は水銀スリップリングを介して取り出した．30000rpm まで運転したアンダーレース潤滑の場合，スリップリングの許容最高速度 20000rpm を超えるため，テレメータを軸の中に装着し，無線により内輪温度信号を受信した．また，トルクメータも許容最高速度が 20000rpm であるため，アンダーレース潤滑ではこれ以上の高速でトルク測定はできなかった．

軸受 1 個当たりの潤滑条件は表 7.3 のようである．ここで，ジェット潤滑やアンダーレース潤滑の油量は，実用性や油量の影響試験結果<sup>11)</sup>を考慮した値である．また，今回の試験では潤滑方法の違いによる影響を明確に把握するため，外筒ジャケット冷却は実施しなかった．

表 7.3 潤滑条件

潤滑方法	給油条件	ノズル	潤滑油
エアオイル	給油量 ; 0.03mL/min エア量 ; 75NL/min	φ 1×3 本	モービルヘブロン ティ No. 6 (VG10)
ジェット	給油温度 ; 35°C 給油量 ; 3.2L/min	φ 1×3 本	
アンダーレース	給油温度 ; 30°C 給油量 ; 3.6L/min (潤滑ジェットとアンダーレース ジェット 各 1.8L/min)	φ 1.2×2 本 (潤滑ジェット とアンダーレース ジェット各 1 本)	共石ハイスピードフルード (VG1.5)

### 7.5 実験結果および考察

#### (1) 摩擦トルク

図 7.13 は摩擦トルクの測定結果を示す。ジェット潤滑とアンダーレース潤滑における摩擦トルクは同等である。エアオイル潤滑の摩擦トルクは小さく、15000rpm で他の潤滑方法の 1/4 程度である。エアオイル潤滑のトルクが小さいのは潤滑に必要な最少油量を供給するため潤滑油の攪拌抵抗が最小と

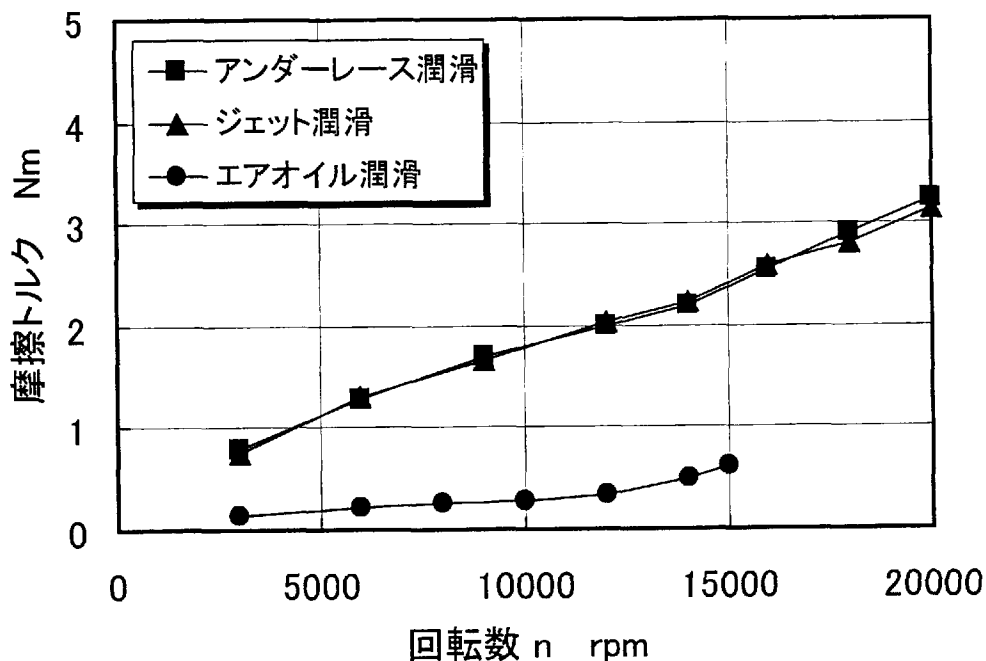


図 7.13 軸受の摩擦トルク



なるからである．これとは逆にジェット潤滑やアンダーレース潤滑では多量の油が軸受内を通過するため攪拌抵抗が非常に大きくなる．当然であるが，この攪拌抵抗は，給油量が多くなると増大する<sup>15)</sup>．

(2) 温度上昇

内外輪の温度上昇を図 7.14 に示す．温度上昇の基準は潤滑方法により異なり，エアオイル潤滑の場合は室温，ジェット潤滑とアンダーレース潤滑はそれぞれの給油温度とした．15000rpm におけるジェット潤滑時の内輪温度上昇はエアオイル潤滑より約 35℃ も低くなる．アンダーレース潤滑軸受は最も温度上昇が低いが，玉径や玉数および組み込みすきまが他の潤滑法と大きく異なるため，一概に比較はできない．しかし，これまでの実験を中心とした研究報告によれば最高回転

- エアオイル潤滑  $\Delta T_i = 3.5E-07n^2 - 0.0021n + 12.1$
- エアオイル潤滑  $\Delta T_e = 3.2E-07n^2 - 0.0029n + 11.1$
- ▲ ジェット潤滑  $\Delta T_i = 7.2E-08n^2 + 0.00087n - 0.5$
- △ ジェット潤滑  $\Delta T_e = 5.8E-08n^2 + 0.00030n - 0.5$
- アンダーレース潤滑  $\Delta T_i = 2.2E-08n^2 + 0.00074n - 2.3$
- アンダーレース潤滑  $\Delta T_e = 1.3E-08n^2 + 0.0010n - 3.0$

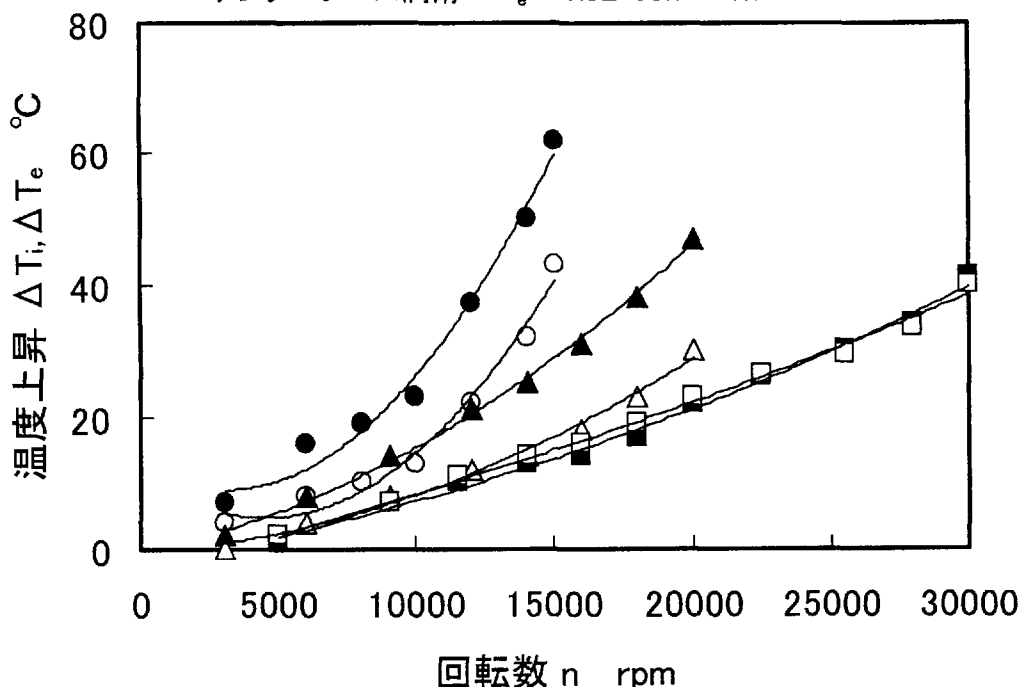


図 7.14 内外輪温度上昇

数は，エアオイル潤滑で 21000rpm<sup>16)</sup>，ジェット潤滑で 25000rpm<sup>17)</sup>と考えられている．アンダーレース潤滑で 30000rpm の超高速運転が 40℃の低温度上昇で確認できたことから，この潤滑方法が最も高速運転に適した潤滑法と言える．

通常，摩擦トルクが大きい程軸受温度上昇も大きくなるはずである．しかし，摩擦トルクが最小であるエアオイル潤滑軸受の温度上昇は最高値を示したことから，潤滑方法が異なる場合はこの理屈は当てはまらない．この理由は，ジェットやアンダーレース潤滑は攪拌抵抗による摩擦トルクが大きいですが，それによる発熱以上に冷却効果が大きいからである．

図 7.14 の温度上昇値から内外輪温度差  $T_i - T_e$  を求めると図 7.15 のようになる．内外輪温度差はエアオイル潤滑が最大で，ジェット潤滑，アンダーレース潤滑の順に小さくなる．ここで注目すべきは，アンダーレース潤滑軸受の内外輪温度差が 5000～30000rpm の広い速度範囲において -2～+1℃と他の潤滑法よりはるかに小さいことである．これはアンダーレース穴を通過する油の冷却効果によるものである．

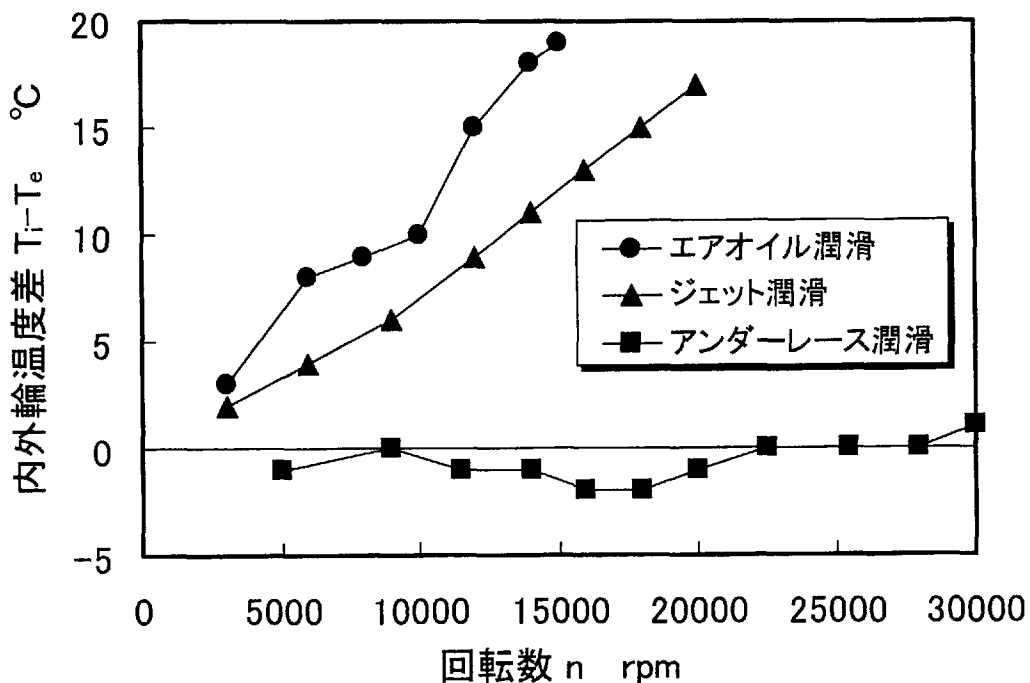


図 7.15 内外輪温度差

### (3) 予圧荷重

図 7.14 で定式化した温度上昇値  $\Delta T_i$  と  $\Delta T_o$  を用い、第 3 章で導出した計算方法で予圧荷重を計算すると図 7.16 のようになる。エアオイル潤滑の予圧荷重が最大で、以下ジェット潤滑、アンダーレース潤滑の順に小さくなった。これは図 7.15 で示した内外輪温度差の違いによるものである。また、組込すきまが  $+150 \mu\text{m}$  と大きいアンダーレース潤滑軸受は、約 20000rpm の高速運転時によりやく負すきまとなる様子も確認できる。

図 7.17 は外輪側 Hertz の最大接触面圧  $p_{max}$  を示している。 $p_{max}=2\text{GPa}$  となる回転数は、エアオイル潤滑で 15000rpm、ジェット潤滑で 17000rpm であった。アンダーレース潤滑では 30000rpm においても  $p_{max}=1.9\text{GPa}$  であり 2GPa まで至らず比較的軽い予圧で運転が可能であった。

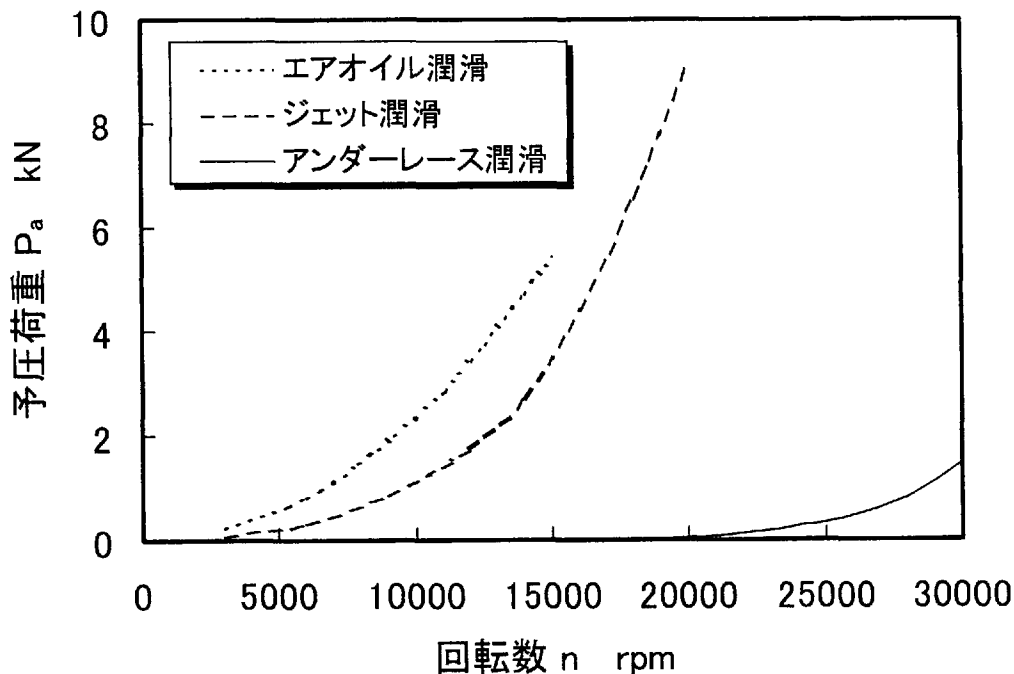


図 7.16 予圧荷重の計算結果

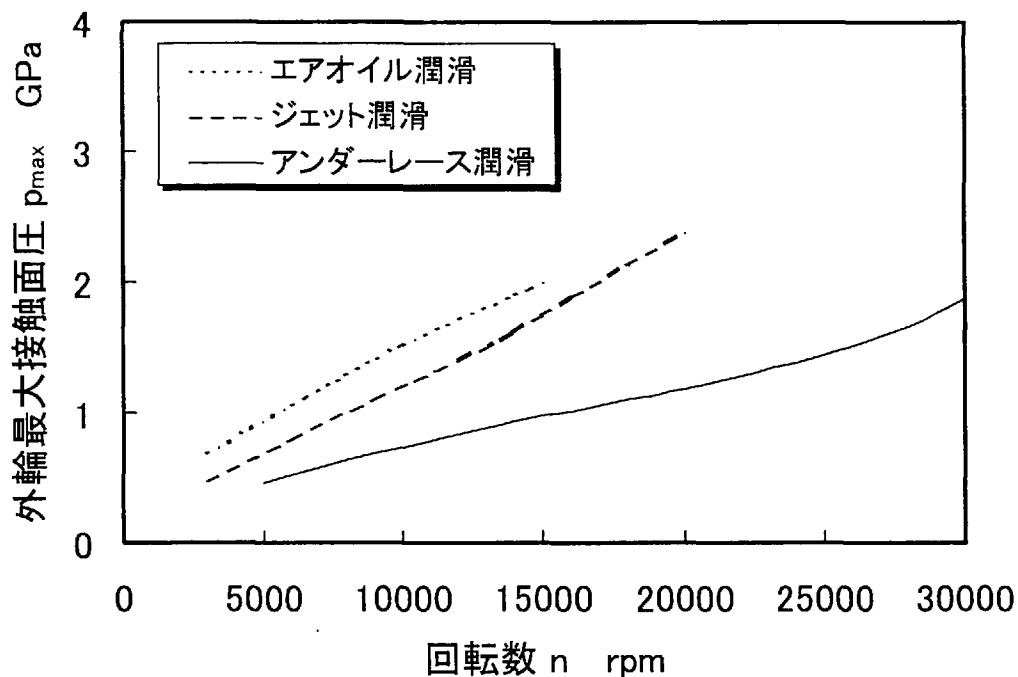


図 7.17 外輪側 Hertz の最大接触面圧

## 7.6 まとめ

エアオイル潤滑，ジェット潤滑およびアンダーレース潤滑を施した内径 100mm のハイブリッドアングュラ玉軸受について 10000rpm を超える高速運転試験を行い，軸受の温度上昇を測定した．さらに，この結果から予圧荷重を求め潤滑方法による特性の違いを比較検討した．結果をまとめると以下のようになる．

- (1) エアオイル潤滑は潤滑油の攪拌抵抗は最小であるが，冷却能力がないため軸受温度上昇は最高値を示す．
- (2) エアオイル潤滑の場合，外筒ジャケット冷却や軸心冷却などの冷却技術を併用してスピンドルの温度上昇を抑える必要がある．
- (3) ジェット潤滑は，冷却効果により軸受温度上昇，内外輪温度差のどちらも小さく，エアオイル潤滑より高速運転が可能となる．
- (4) ジェット潤滑でも内外輪温度差が生じるため，軸受の熱膨張によるすきま過小が高速限界を決定する主要因の一つとなる．

- (5) アンダーレース潤滑は最も冷却能力が高く，軸受温度上昇は最小となる．
- (6) 運転中の予圧荷重はエアオイル潤滑軸受が最大で，ジェット潤滑，アンダーレース潤滑の順に小さくなる．
- (7) アンダーレース潤滑の運転中の予圧増加が最小となるのは，内外輪温度差がほとんど零となるからである．
- (8) (5)，(7) の特性より，アンダーレース潤滑は，最も高速運転に適した潤滑方法と言える．

## 第7章で引用した文献

- 1) 角田和雄：超高速転がり軸受，精密工学会誌，53, 7 (1987)1005.
- 2) 近森章，浦野寛幸：工作機械の高能率加工と主軸用軸受の技術動向，月刊トライボロジ，3(1999)43.
- 3) H. Signer, E. N. Bamberger and E. V. Zaretsky: Parametric Study of Thrust Loaded 120-mm Bore Ball Bearings to 3 Million DN, Journal of Lubrication Technology, 95, 3(1974)515.
- 4) K. Fujii, M. Masatsugu: High Speed Technology of Rolling Bearings for Machine Tool Spindles, Proceedings of International Yokohama, (1995)1321.
- 5) 正田義雄，小野瀬喜章：オイルエア潤滑による工作機械主軸の高速化，潤滑，32, 3(1987)175.
- 6) 広田忠雄：工作機械主軸用軸受の高速運転特性について(第2報) - オイルエア潤滑 - ，不二越技報，43, 1(1987)27.
- 7) 小野瀬喜章，工作機械主軸の高速化に対応した軸受とオイルエア潤滑の効果，応用機械工学，2(1985)159.
- 8) 藤井健次：内面研削スピンドル用超高速アンギュラ玉軸受，'97 モーションエンジニアリングシンポジウム，(1997)5-1-1.
- 9) 堤正臣，多田圭吾：間欠形オイルミスト潤滑による工作機械主軸の高速化に関する研究，日本機械学会論文集(C編)，60, 577(1994)9.
- 10) 太田道夫，瀧内博志：セラミックスの軸受への応用，NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)56.
- 11) 森正継，新名正敏：工作機械用アンダーレース潤滑軸受の開発，NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)41.
- 12) 早川幸孝，清水康宏：微量給脂機構付き軸受の開発，NTN TECHNICAL REVIEW, 62(1993)28.
- 13) W. J. Lewis: The Design of high Speed Grease Lubricated Spindles for Machine Tool Production Equipment, SAE Technical Paper, 901631(1990).
- 14) 中村晋哉，垣野義昭：高速スピンドルにおける回転中の軸受予圧変化と主軸変位の解析，精密工学会誌，58, 12(1992)2019.

- 15) S. I. Pinel, H. R. Signer, E. V. Zaretsky: Design and Operating Characteristics of High-Speed, Small-Bore Ball Bearings, Tribology Transactions, 41(1998)423.
- 16) 藤井健次 : 転がり軸受設計とトライボロジー - 工作機械主軸用転がり軸受の高速化技術 -, JAST トライボロジーフォーラム`98(1998)95.
- 17) E. V. Zaretsky, H. Signer, E. N. Bamberger : Operating Limitations of High-speed Jet-Lubricated Ball Bearings, Journal of Lubrication Technology, ASME, V. 98, N, 1(1976)32.

## 第 8 章 アンギュラ玉軸受の予圧切換法に関する実験

### 8.1 まえがき

工作機械の高速・高精度加工を実現するため主軸用軸受には、高剛性と高速まで低温度上昇で運転出来る高速性能が要求される。負すきま、すなわち予圧により剛性を高めた転がり軸受を高速で運転すると、第 2 章と第 3 章で示したように遠心力による内輪膨張や玉に作用する遠心力の増加に起因する発熱の増加が問題となる。逆に軸受すきまを大きくすると高速運転は可能となるが、第 5 章で述べたような剛性不足のため加工品質の確保が難しくなる。

第 6 章のセラミック玉を組込んだハイブリッド軸受と第 7 章のエアオイルやアンダーレース潤滑法は、この問題を補う改善策と考えられる。また、これらの技術を組合せ、例えばハイブリッド軸受にアンダーレース潤滑法を適用すると更に効果的である。しかし、近年益々高速化が進んでいる工作機械主軸<sup>1)</sup>では、これらの対策では不十分であり、軸受の予圧を調整する技術が必要となる場合も多い。

これまでの予圧調整技術に関する研究<sup>2)3)4)</sup>では、予圧の調整方法や予圧荷重の調整結果の報告が主体であり、手法を明確にした理論計算により、運転中の予圧荷重を定量的に検討した研究は見られない。

ここでは、第 3 章で導出した計算方法により、ハイブリッド軸受や高速潤滑方法を適用したスピンドルの予圧荷重と剛性の定量評価を行ない、予圧調整技術の位置付けを明確にする。さらに、実際に試作した予圧切換機構をスピンドルに組込、予圧切換実験を行い、予圧切換動作に関して確実性や繰り返し再現性について検討を加えた。

### 8.2 予圧調整による高速化

予圧調整法として以下の 3 通りの方法が報告されている。

- ① 定位置予圧方式で速度に応じて予圧を切り換える方法<sup>2)</sup>
- ② 高速運転時に、予圧方式を定位置予圧から定圧予圧に切り換える方法<sup>3)</sup>
- ③ 外筒ジャケットの油温度を調整することで外輪の熱膨張量



を変える方法<sup>4)</sup>

③の方法は外筒ジャケットの油温度を上昇させると軸受のラジアルすきまが広がる効果を利用するものであるが、このようにスピンドルを過熱することは、軸受やモータの発熱による主軸変位<sup>5)</sup>をさらに悪化させることになり工作機械主軸の用途には不向きと思われる。②の方法は実用的ではあるが、定圧予圧時の軸受剛性は定位置予圧より小さくなるため用途が限定される。ここでは、実用化が可能で剛性の高い①の定位置予圧切換について検討する。

まず、予圧荷重特性を計算で求め、これまでに高速化技術として紹介したハイブリッド軸受や潤滑法と比較検討する。基準条件としては、軸受内径 100mm、最高回転数 15000rpm、Hertz の弾性接触面圧  $p_{max}$  の最大値を 1.96GPa とする。計算には第 3 章で紹介した式を用い、内外輪温度はそれぞれの軸受仕様や潤滑方法における実測値を与えた。また、予圧調整方法は、0~5000rpm、5000~10000rpm、5000~15000rpm の 3 つの回転数範囲に分けて予圧切換を行なう方式<sup>2)</sup>で検討した。

予圧荷重の計算結果を図 8.1 に示す。10000rpm 以下における予圧荷重は、予圧切換軸受が最大で、以下アンダーレース潤滑ハイブリッド軸受、エアオイル潤滑ハイブリッド軸受、エアオイル潤滑標準軸受の順である。10000rpm 以上の高速時には、エアオイル潤滑標準軸受以外に大差はない。13000rpm を超える高速運転でエアオイル潤滑標準軸受の予圧荷重が最も大きくなるのは、図 6.12 に示したように標準軸受の内外輪温度差 ( $T_i - T_e$ ) が高いことや、 $p_{max}$  が同じであれば、鋼球の玉荷重の方がセラミック玉荷重より大きいからである<sup>注 1)</sup>。

これに対応するアキシヤル剛性は図 8.2 のようである。5000rpm 以下の低速では、予圧切換軸受の剛性が最大である。エアオイル潤滑ハイブリッド軸受とエアオイル潤滑標準軸受は 10000rpm 以下で予圧荷重が比較的小さいため、剛性も他の軸受に比べ小さくなる。また、アンダーレース潤滑ハイブリッド軸受のアキシヤル剛性が、5000rpm 以上で最大となるのは、接触角が 25° と他の 20.5° に比べ大きいからである。図 8.1 と図 8.2 の結果から、予圧切換方式は、低速における高剛性と高速時の低予圧荷重運転を両立できる技術と言える。

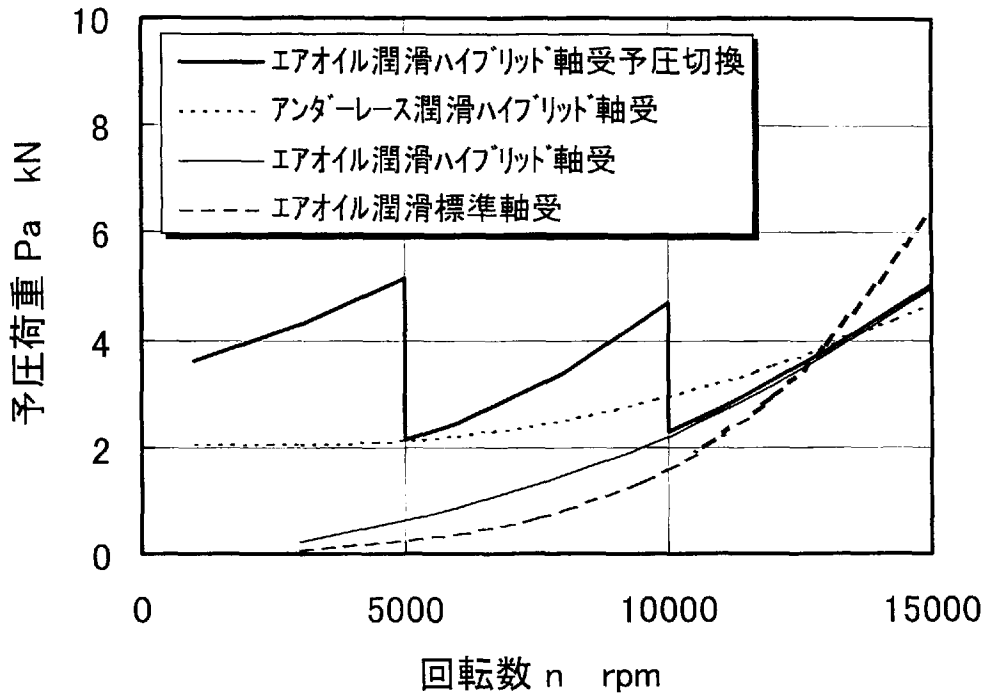


図 8.1 予圧切換軸受の運転予圧特性

注 1) 静的に同一 Hertz 応力が発生する鋼球とセラミックス玉の玉荷重  $P$  の関係：変数の添え字  $as$ ,  $h$ ,  $st$ ,  $c$  は、それぞれ標準軸受，ハイブリッド軸受，スチールおよびセラミックスに対応する。

$$\frac{(P)as}{(P)h} = \frac{(ab)as}{(ab)h}, \quad ab = \theta_{12}^{\frac{2}{3}}, \quad (\theta_{12})h = \theta_{st} + \theta_c, \quad (\theta_{12})as = 2\theta_{st}$$

ポアソン数を  $m$ ，ヤング率を  $E$  とすると

$$\theta_{st} = \frac{m_{st}^2 - 1}{E_{st} m_{st}^2}, \quad \theta_c = \frac{m_c^2 - 1}{E_c m_c^2}$$

$m_{st} = 10/3$ ， $m_c = 4$ ， $E_{st} = 210(GPa)$ ， $E_c = 315(GPa)$  より

$$\frac{(P)as}{(P)h} = 1.12 \quad \text{となる。}$$

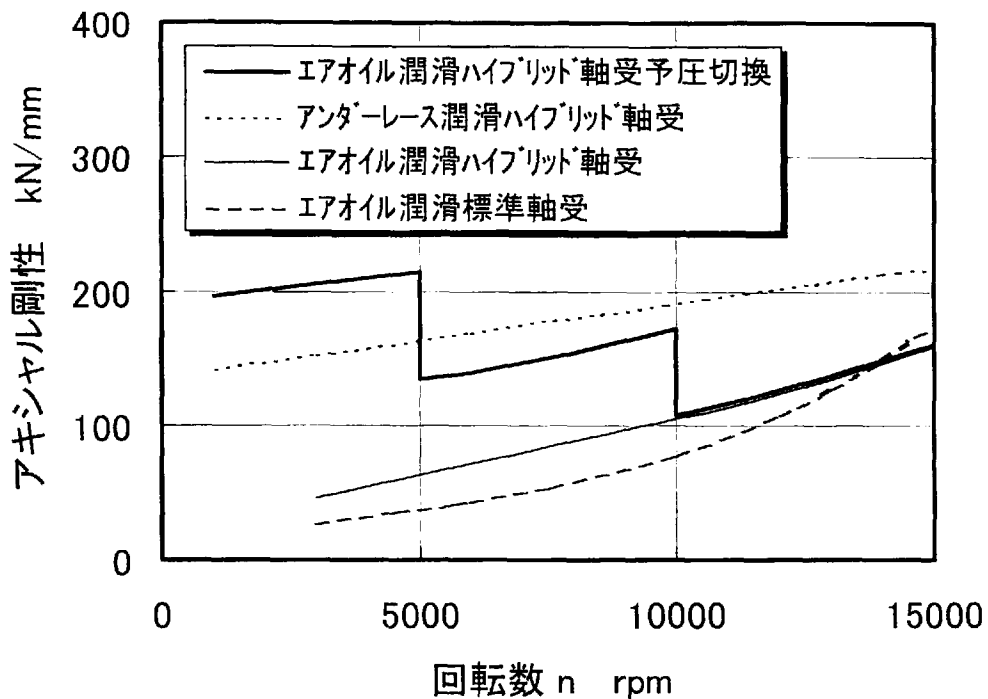


図 8.2 予圧切換軸受の軸受剛性

### 8.3 予圧切換機構

図 8.3 は定位置で 3 段階の切換ができる予圧切換スピンドルを示しており、予圧切換部を予圧切換軸受ユニットと呼ぶ。軸受の配列はアンギュラ玉軸受 4 個で構成する並列背面組合せ (DTBT) であり、ワーク側軸受は固定されている。予圧切換軸受ユニットは反ワーク側軸受部に組み込まれ、このユニットで予圧切換を行っている。

図 8.4 に予圧切換の原理を示す。予圧は、外部の油圧発生装置から供給される高圧油で与えられる。また、回転数の信号に対応して、高圧油の流路は、方向切換弁により自動的に切換えられる。

低速時には (a) のように油圧室 A に圧力を加える。この時、予圧調整スリーブ①が、(c) の軽予圧状態に対して設定すきま  $L_1$  だけ右方向に移動し部品③の肩と接し、アキシヤル負すきま  $\delta_1$  の重予圧設定となる。

中速時には (b) のように油圧室 B に油圧が作用する。この時、部品①と②が、(c) の軽予圧のポジションに対して設定すきま

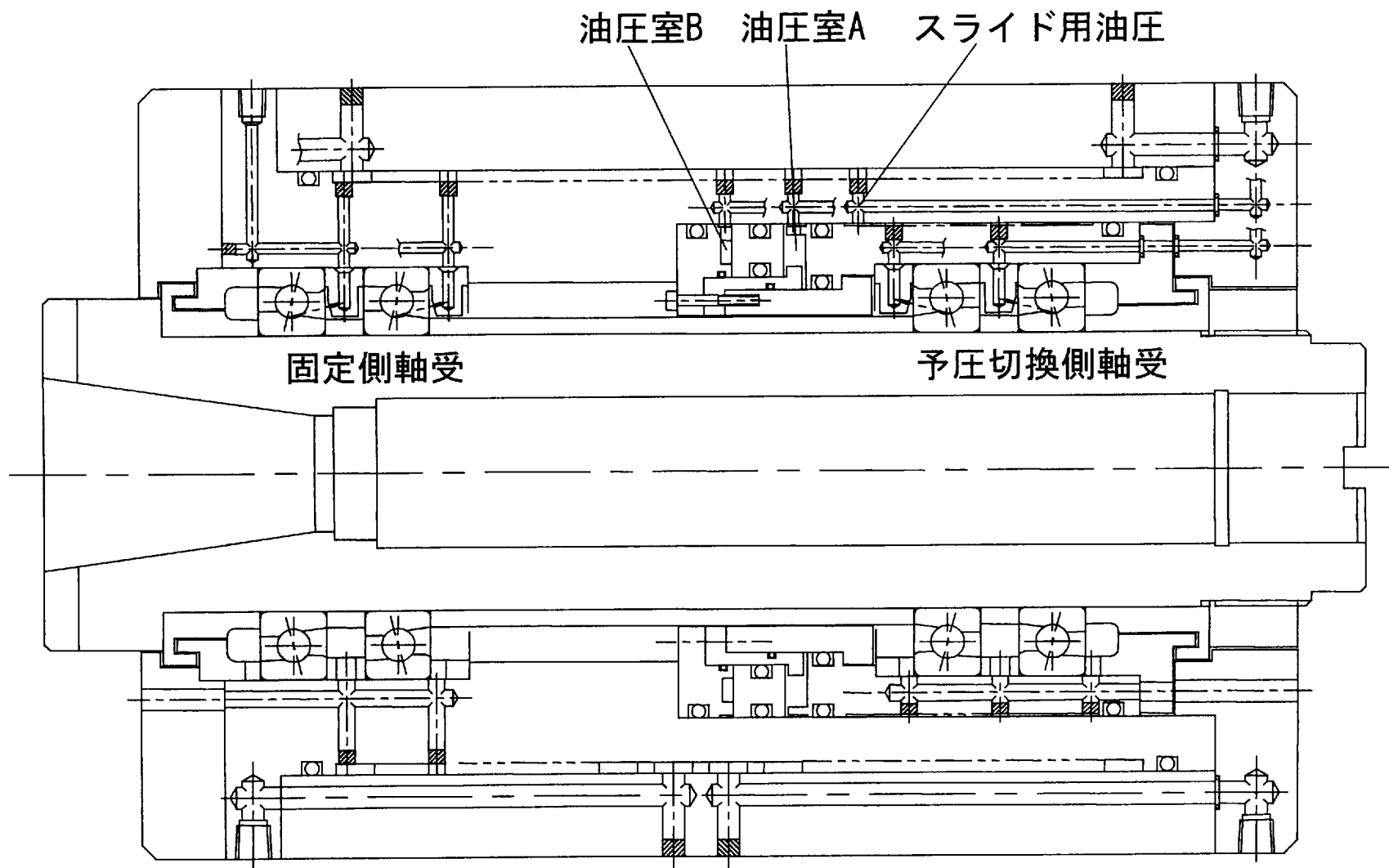
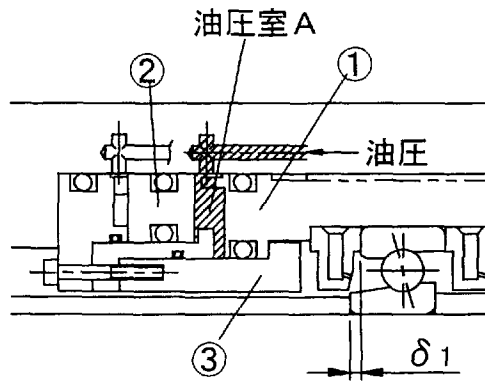
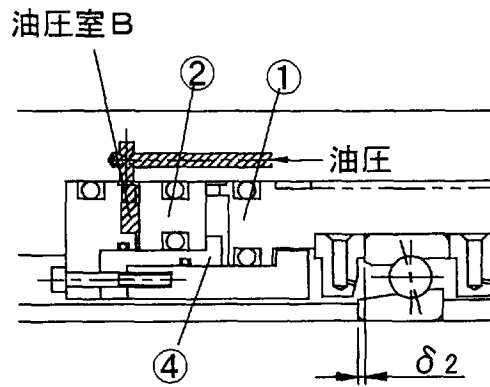


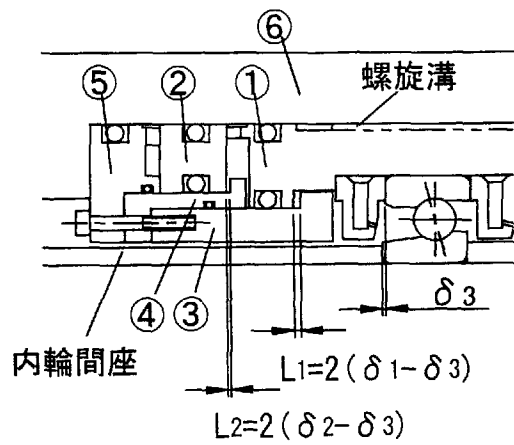
図 8.3 予圧切換スピンドル概念図



(a) 重予圧 (低速時)



(b) 中予圧 (中速時)



(c) 軽予圧 (高速時)

図 8.4 予圧切換機構の概念図

L2 だけ右方向に移動し，部品②が④の肩に接した状態でアキシヤル負すきま  $\delta_2$  の中予圧設定となる。

高速域では(c)に示すように油圧は A, B 室のどちらにも作用しないので部品①と②は軸受の反力で左方向に戻り，部品②は⑤と接する。その結果，アキシヤル負すきま  $\delta_3$  の軽予圧が得られる。

なお，本ユニットでは，予圧切換時，ユニット外径面に設けた螺旋溝に高圧油（スライド用油圧）を与えることで予圧調整スリーブ①と外筒⑥の間にすきまを確保し，切換動作の信頼性を高めている。

## 8.4 実験装置

### 8.4.1 温度上昇特性

予圧切換による温度低減効果の確認を目的として図 8.5 のような試験スピンドルを製作した。その外観写真を図 8.6 に示す。スピンドルの設計仕様は表 8.1 のとおりである。使用した内径 100mm のハイブリッドアングュラ玉軸受 5S-SF2040DTBT の内部諸元の詳細は表 4.2 に示した。また，本スピンドルは，定位置予圧で重，中，軽の 3 段階に予圧切換が可能である。

表 8.1 予圧切換スピンドルの設計仕様

項目		仕様
軸受		5S-SF2040DTBT
予圧設定	重予圧	$\delta_1 = -0.028\text{mm}$ , $P_{a0} = 3.35\text{kN}$
	中予圧	$\delta_2 = -0.014\text{mm}$ , $P_{a0} = 1.28\text{kN}$
	軽予圧	$\delta_3 = -0.003\text{mm}$ , $P_{a0} = 0.23\text{kN}$
回転数 $n$ rpm	重予圧	0 ~ 5000
	中予圧	0 ~ 10000
	軽予圧	0 ~ 15000
潤滑		エアオイル潤滑 エア量 30NL/min 油量 0.03mL/3min
外筒ジャケット冷却		室温同調油 6L/min

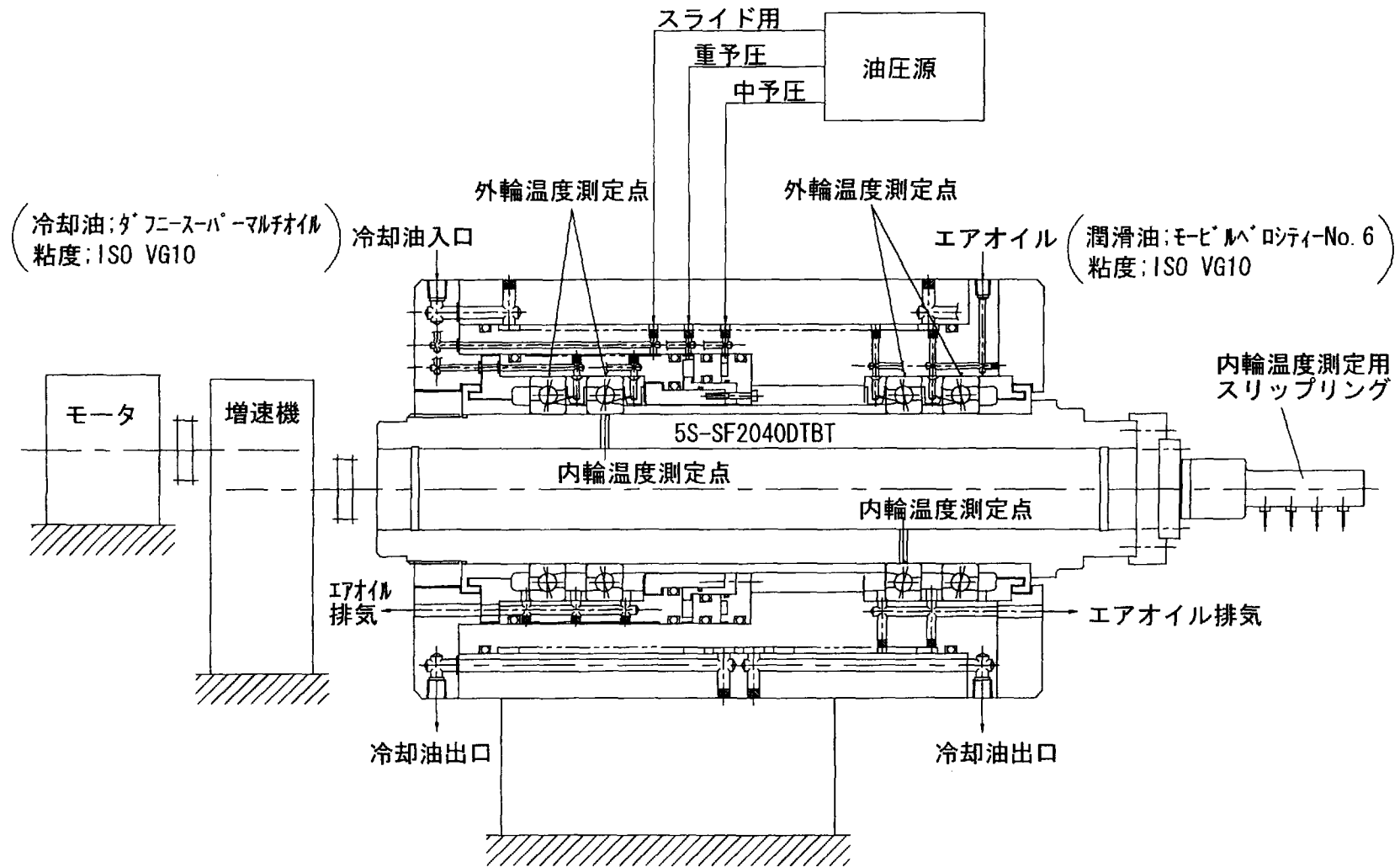


図 8.5 予圧切換機構付試験スピンドル

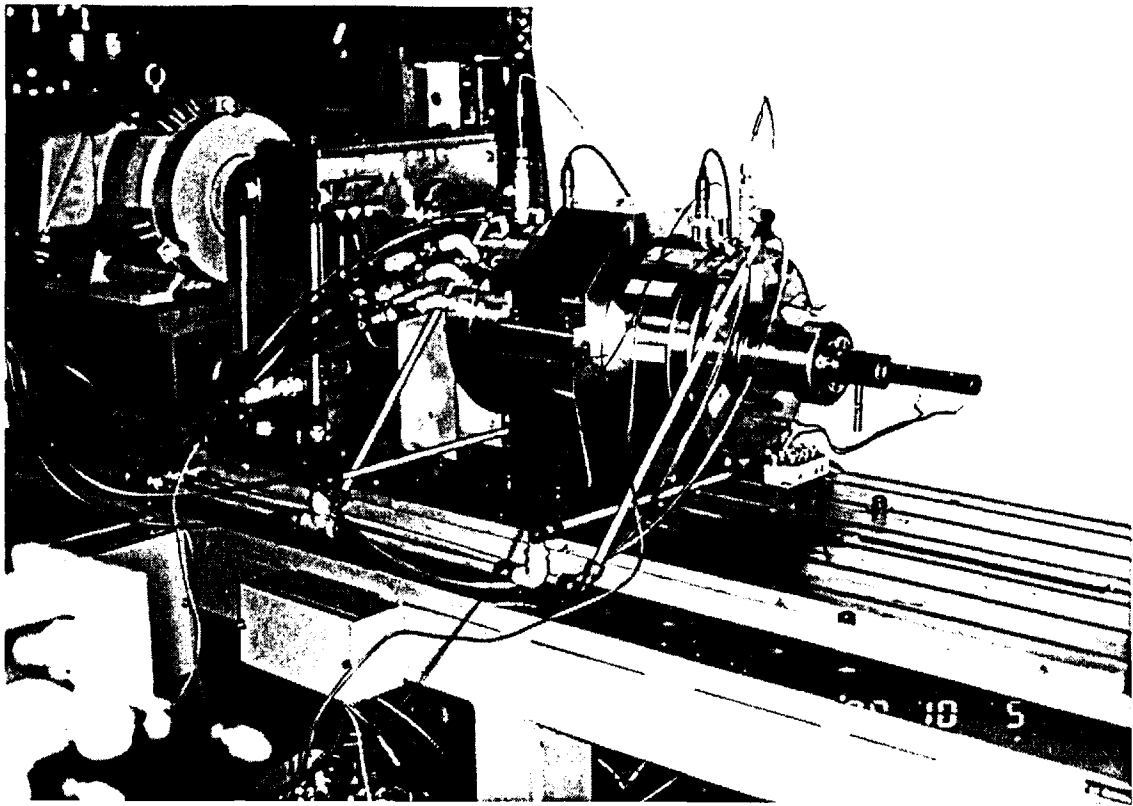


図 8.6 予圧切換試験スピンドルの外観

軸受の内外輪温度は熱電対で測定した。その測定位置は、内輪の内径部の中央と外輪外径部中央である。

#### 8.4.2 予圧調整量の再現性

予圧調整量は、繰り返し動作を行なっても再現性が確保できることが重要である。この状況を確認するため、運転速度を 5000rpm 一定として、図 8.7 のように重、中、軽予圧を各 0.5 分保持しながら切り換えた時の軸端変位を測定し、繰り返し回数に対する変化を追跡した。なお、予圧切換時には、ユニット外径螺旋溝に 1 秒間だけスライド用油圧を供給した。

試験スピンドルを図 8.8 に示す。このスピンドルでは、図 8.5 のスリップリングを取り外し、変位センサで軸端面とのギャップ測定することで軸の変位を測定した。それ以外のスピンドル設計仕様は表 8.1 と同じである。

また、試験の自動化を図るため、パソコンを利用した。すなわち、予圧切換はパソコンのリレー接点出力で油圧方向切換弁を制御した。重、中、軽の予圧状態は、それぞれパソコ



ンから 1V, 2V, 3V の DA 変換出力を行なうことで，軸端変位信号との同期関係も確認できるよう工夫した．なお，変位計アンプから出力波形は，フィルタにより直流成分のみを取り出し，ノイズや軸端の振れの影響を取り除いた．

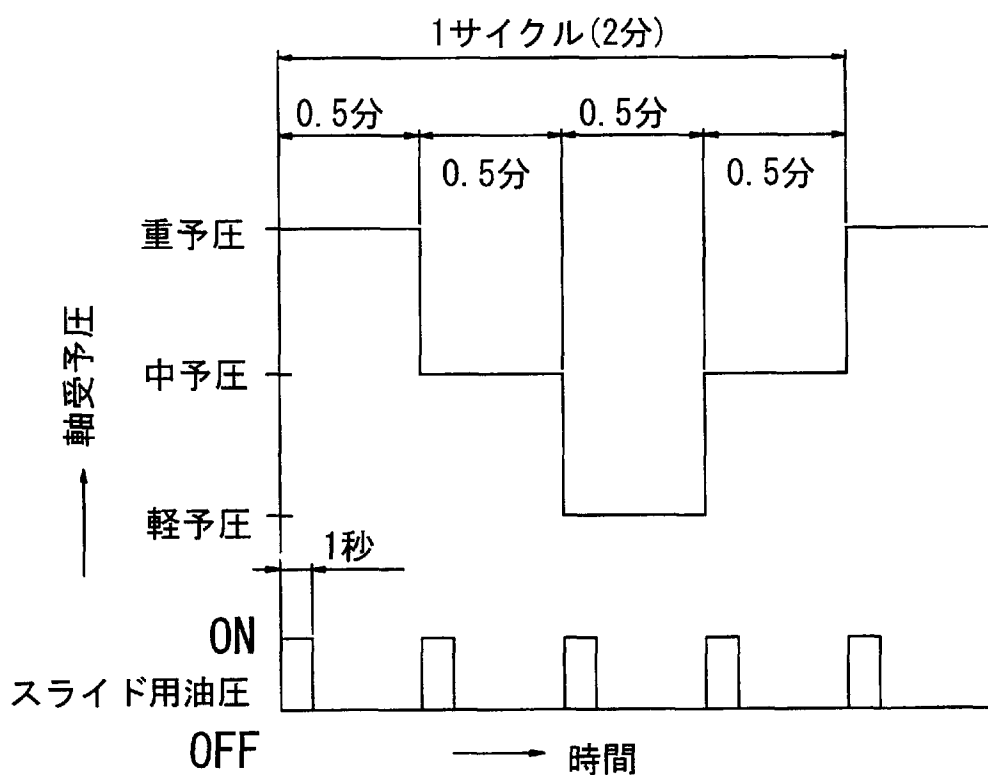


図 8.7 予圧切換パターン

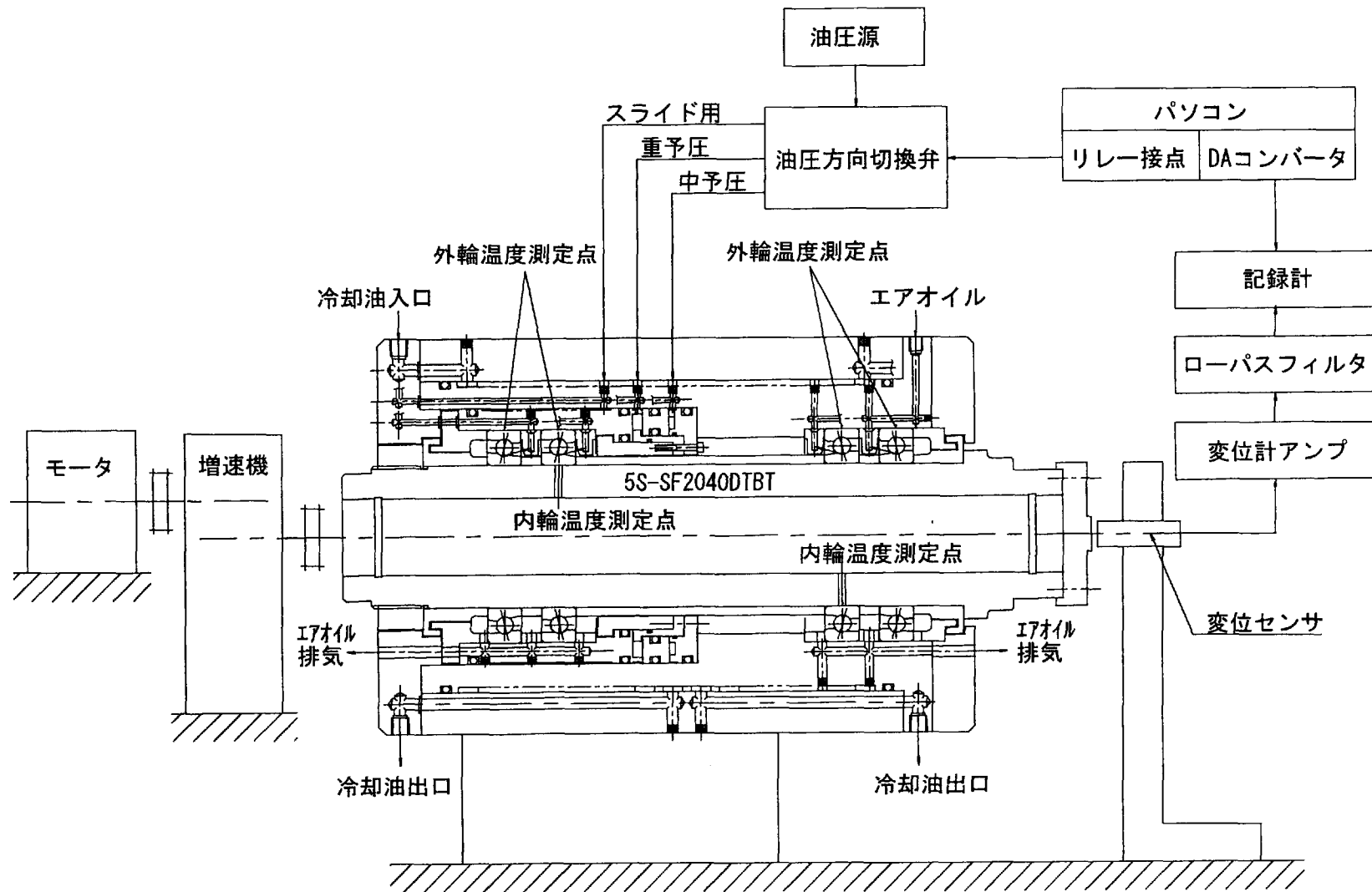


図 8.8 軸端変位測定用予圧切換機構付試験スピンドル

## 8.5 実験結果および考察

### 8.5.1 温度上昇特性

各設定予圧における，回転数と外輪温度上昇の関係を図 8.9 に，内輪温度上昇の結果を図 8.10 に示す．温度上昇値はいずれも飽和時における室温との差である．

図中の実線は，各予圧で順次回転数を上げて行った時の結果である．高速になるほど内外輪の温度上昇は増加するが，予圧を小さくすることでその増加量を低減できることがわかる．予圧低減による内輪の温度低下は，5000rpm で重予圧から中予圧に切替時約 5℃，10000rpm において中予圧から軽予圧に下げると約 10℃であった．

破線は，5000rpm で重予圧から中予圧に，10000rpm で中予圧から軽予圧に切り換えを行い，15000rpm まで運転した時の結果である．実線と破線の差は，3℃以下でほぼ一致していることから，運転中の予圧切替が確実におこなわれていることがわかる．

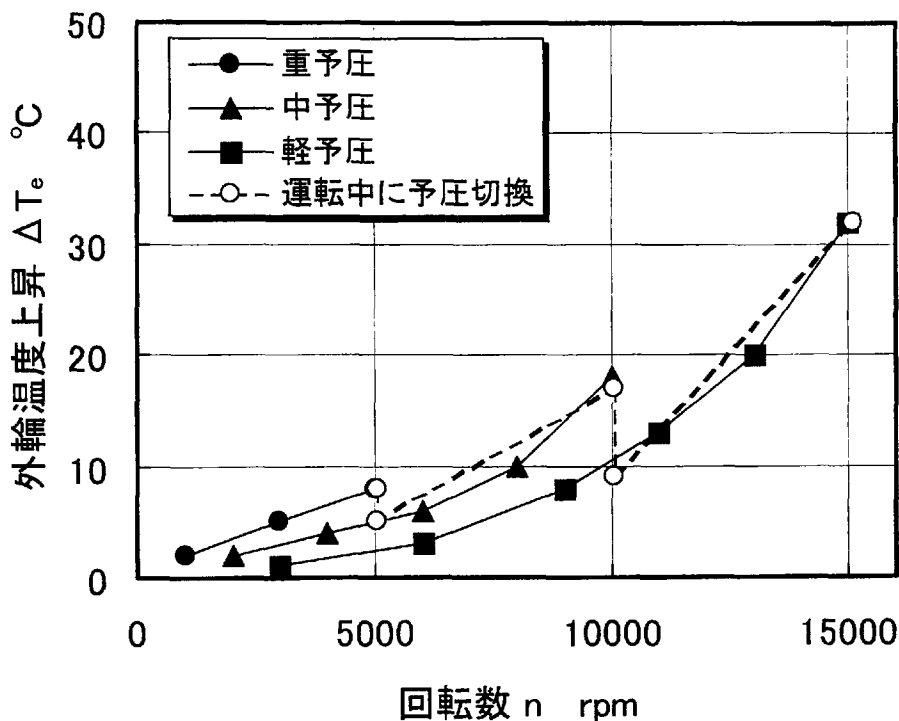


図 8.9 外輪温度上昇

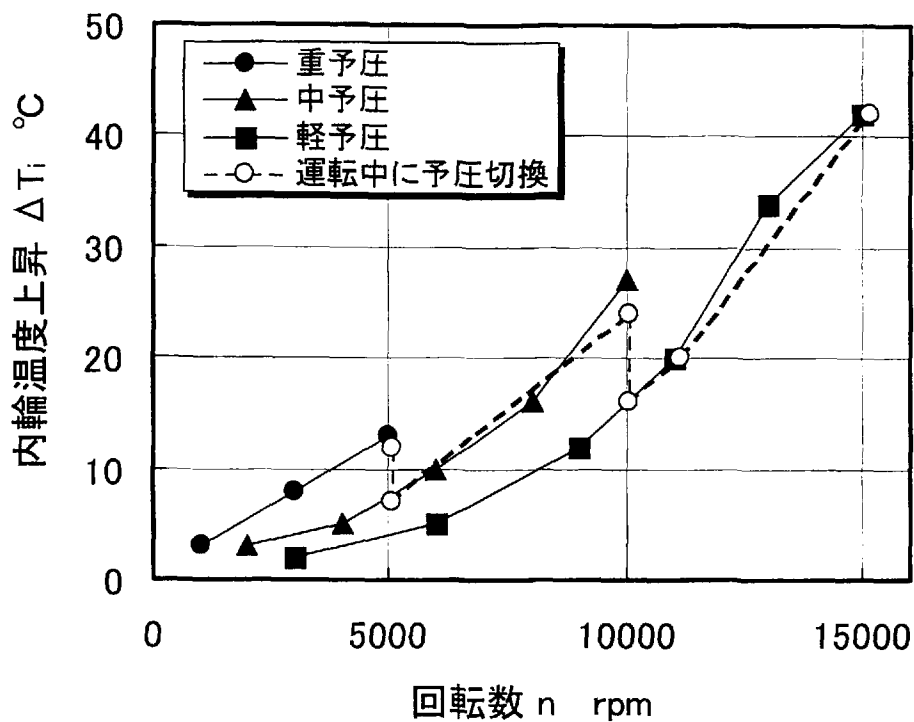


図 8.10 内輪温度上昇

### 8.5.2 予圧調整量の再現性

図 8.11 の測定記録は、パソコンからの予圧切換信号に対するスピンドルの応答を軸端変位量で示している。ユニット外径面の螺旋溝に油圧を供給すると、その間、予圧の増加する方向に軸が変位していることもわかる。このことは、ユニッ

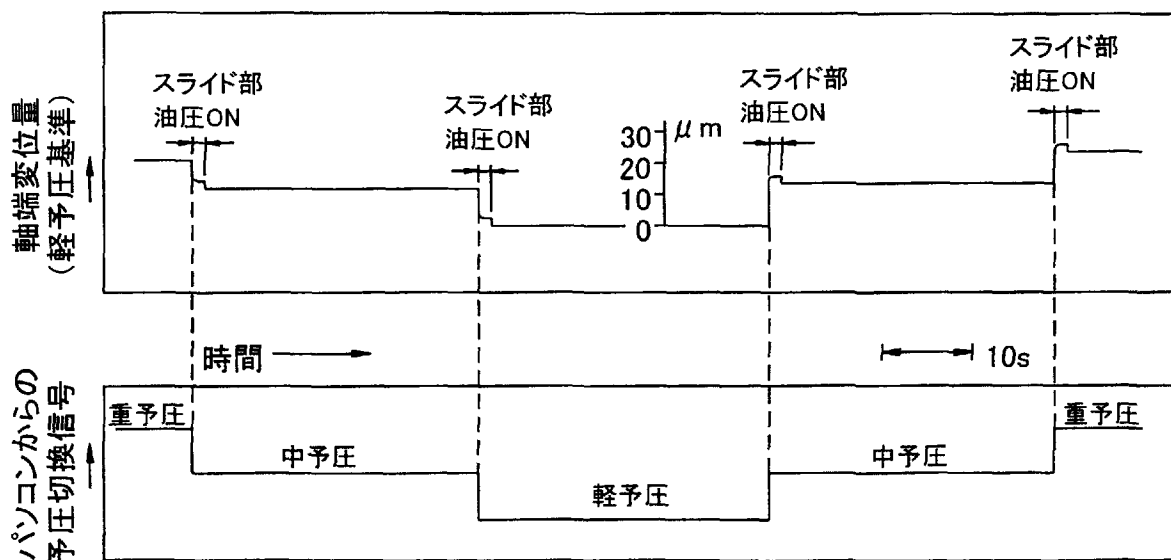


図 8.11 予圧切換による軸端変位

トの径方向収縮に伴ない軸受ラジアルすきまが減少していることを意味している。その結果，図 8.4 で示した予圧調整スリーブ①と外筒⑥のはめあい部にわずかなすきまが生じ，予圧切換が円滑にかつ確実に行われることがわかる。

軸端変位量を 12000 サイクルまで追跡した結果は図 8.12 のようである。軸端変位量は 10 サイクル分の最大値，最小値および平均値を示している。軽予圧時を基準とした軸端変位量の変化は次の通りであった。

- ・ 中予圧：試験開始時 … 13.5～14.0  $\mu\text{m}$   
           12000 サイクル後 … 14.0～15.0  $\mu\text{m}$
- ・ 重予圧：試験開始時 … 24.5～25.0  $\mu\text{m}$   
           12000 サイクル後 … 24.0～25.0  $\mu\text{m}$

12000 サイクルの間の繰り返し再現性は，中予圧で最大 1.5  $\mu\text{m}$ ，重予圧で 1.0  $\mu\text{m}$  ある。

試験後の予圧調整スリーブの外径面と外筒内径面の外観は図 8.13 と図 8.14 のようであり，スライド部の摩耗等の異常も認められず，継続して使用可能な状態であった。

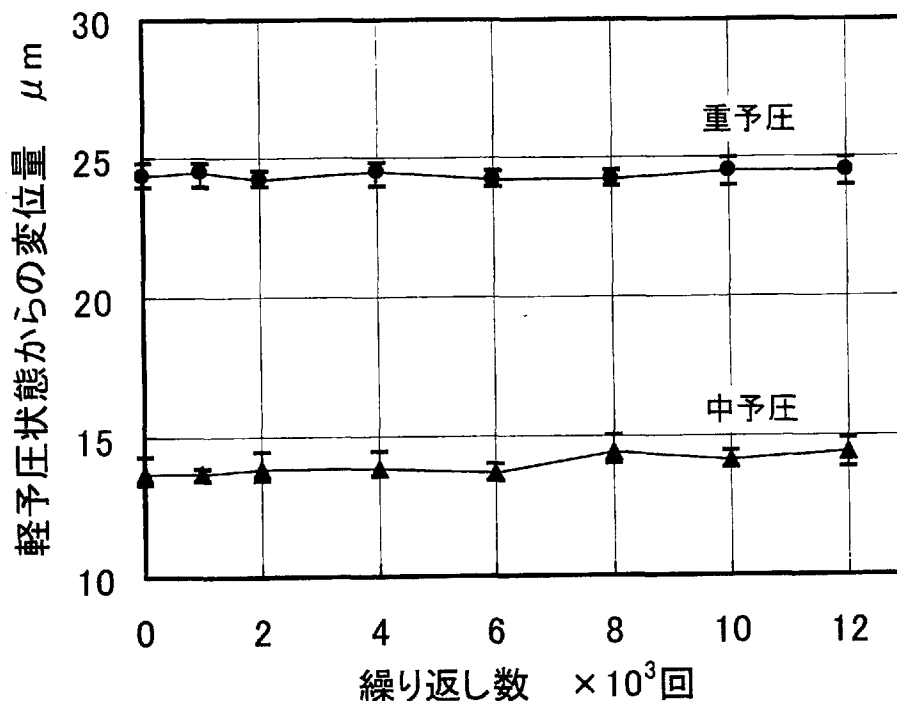


図 8.12 軸端変位の繰り返し再現性

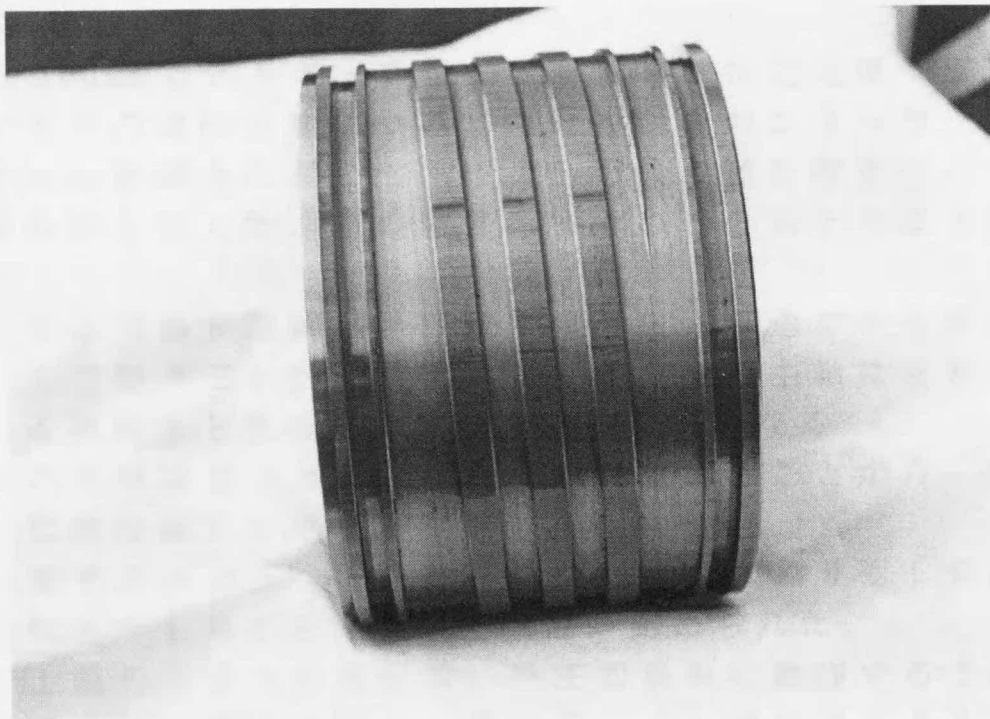


図 8.13 予圧調整スリーブ外径面

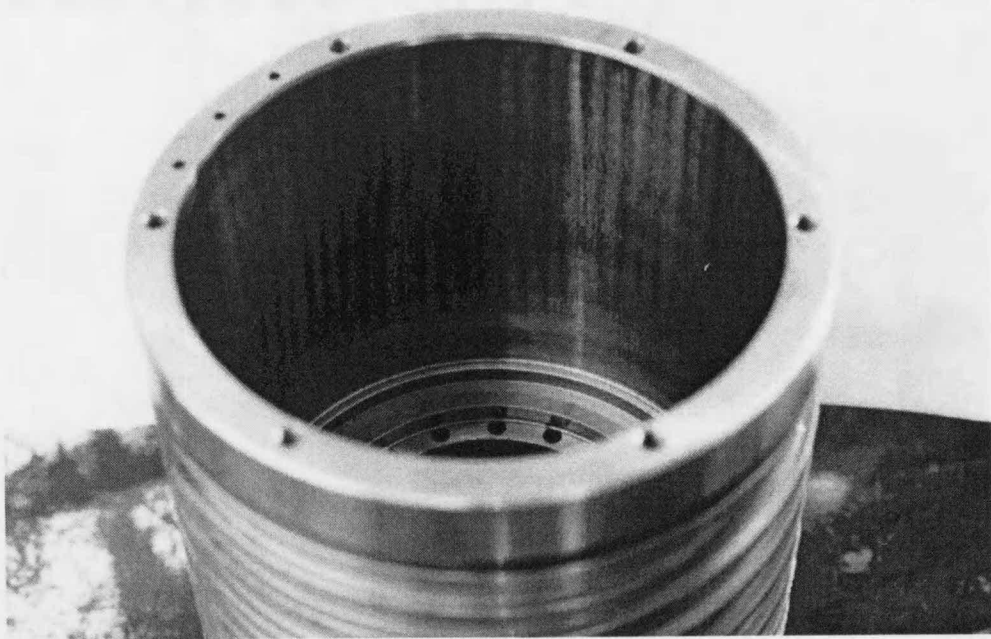


図 8.14 外筒内径面

## 8.6 まとめ

内径 100mm のアンギュラ玉軸受を使用した定位置予圧切換スピンドルの運転性能について理論検討をおこなった。さらに、予圧切換動作に関して、確実性と繰り返し安定性について実験検証を加えた。その結果をまとめると以下のようなになる。

- (1) 予圧切換技術により低速で重予圧、中速で中予圧、高速で軽予圧と切り換えることで、高速主軸に求められる高剛性と低温度上昇の両立が可能となる。
- (2) 内外輪温度上昇に再現性が確認されたことから、予圧切換は確実に動作することがわかった。
- (3) 重予圧→中予圧→軽予圧の 12000 回の繰り返し切換運転後でも軸端変位量に再現性が認められた。
- (4) 上記のような安定性は、予圧切換時に動作する予圧調整スリーブのスライド用油圧により確保されるものである。

なお、ここで紹介した定位置予圧切換技術はスライド用油圧の機構も合わせて特許登録され、マシニングセンタなどの工作機械用高速主軸に実用化されている。

## 第 8 章で引用した文献

- 1) 近森章, 浦野寛幸 : 工作機械の高能率加工と主軸用軸受の技術動向, 月刊トライボロジ, 3(1999)43.
- 2) 藤井健次, 森正継 : NTN 予圧切換軸受ユニット, NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)28.
- 3) 田島清和, 中村晋哉 : 予圧切換式主軸の開発, 精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集(1988)500.
- 4) J. F. Tu, J. L. Stein : Active Thermal Preload Regulation for Machine Tool Spindles with Rolling Element Bearings, ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, 118(1996)499.
- 5) 中村晋哉, 垣野義昭 : 高速スピンドルにおける回転中の軸受予圧変化と主軸変位の解析, 精密工学会誌, 58, 12(1992)2019.



## 第9章 円筒ころ軸受のすきま切換法に関する実験

### 9.1 まえがき

工作機械の高速・高精度加工を実現するため主軸用軸受には、高剛性と高速まで低温度上昇で運転出来る高速性能が要求される。円筒ころ軸受は、アンギュラ玉軸受より剛性が高く、低温度上昇を満足できれば性能面では工作機械主軸用に適した軸受と考えられる。円筒ころ軸受を負すきまで高速運転すると、第2章と第3章で示したように遠心力による内輪膨張を主要因とする発熱の増加が問題となる。逆に軸受すきまを大きくすると高速運転は可能となるが、剛性不足のためアンギュラ玉軸受の場合と同様に加工品質の確保が難しくなる。

第6章のセラミックころを組込んだハイブリッド軸受は、この問題を補う改善策と考えられる。また、第7章においてアンギュラ玉軸受で実施例を示したエアオイル潤滑やアンダーレース潤滑も円筒ころ軸受の高速化に有効な技術である。さらに、これらの技術を組合せ、例えばハイブリッド軸受にアンダーレース潤滑法を適用すると更に効果が期待できる。しかし、近年益々高速化が進んでいる工作機械主軸<sup>1)</sup>では、これらの対策では不十分であり、軸受のすきまを調整する技術が必要となる場合も考えられる。

これまでの円筒ころ軸受の高速化に関する研究では航空機用などのガスタービンを用途とした高温かつ高速条件の報告<sup>2)3)4)5)</sup>は多数見られるが、工作機械主軸用ではハイブリッド軸受の研究<sup>6)</sup>が散見される程度で件数としては非常に少ないのが現状である。

また、円筒ころ軸受のすきま調整技術関連では、藤井らの研究<sup>7)</sup>が1件だけ公表されている。この報告は、すきまの切換方法やすきま切換効果が主体であり、裏付けとなる理論解析の詳細を明らかにして運転中のすきま変化を定量的に検討したものではない。

ここでは、第3章で導出した計算方法により、ハイブリッド軸受を適用したスピンドルのころ荷重と剛性の定量評価を行ない、すきま切換技術の位置付けを明確にする。さらに、

実際に試作したすきま切換機構をスピンドルに組込，すきま切換実験を行い温度上昇の低減効果を検証した。

## 9.2 すきま切換による高速化

円筒ころ軸受の剛性がアンギュラ玉軸受より高いことはよく知られている。内径 100mm の並列背面組合せのハイブリッドアンギュラ玉軸受と単列ハイブリッド円筒ころ軸受を例に，Harris の軸受支持軸系の負荷分布解析<sup>8)</sup>によりラジアル荷重  $F_r$  が負荷された時の軸受の半径方向変位  $\delta_r$  を求めた結果を図 9.1 に示す。ただし，ここでは軸の曲がりの影響は無視し，ラジアル荷重の作用点は，アンギュラ玉軸受のフロント側 2

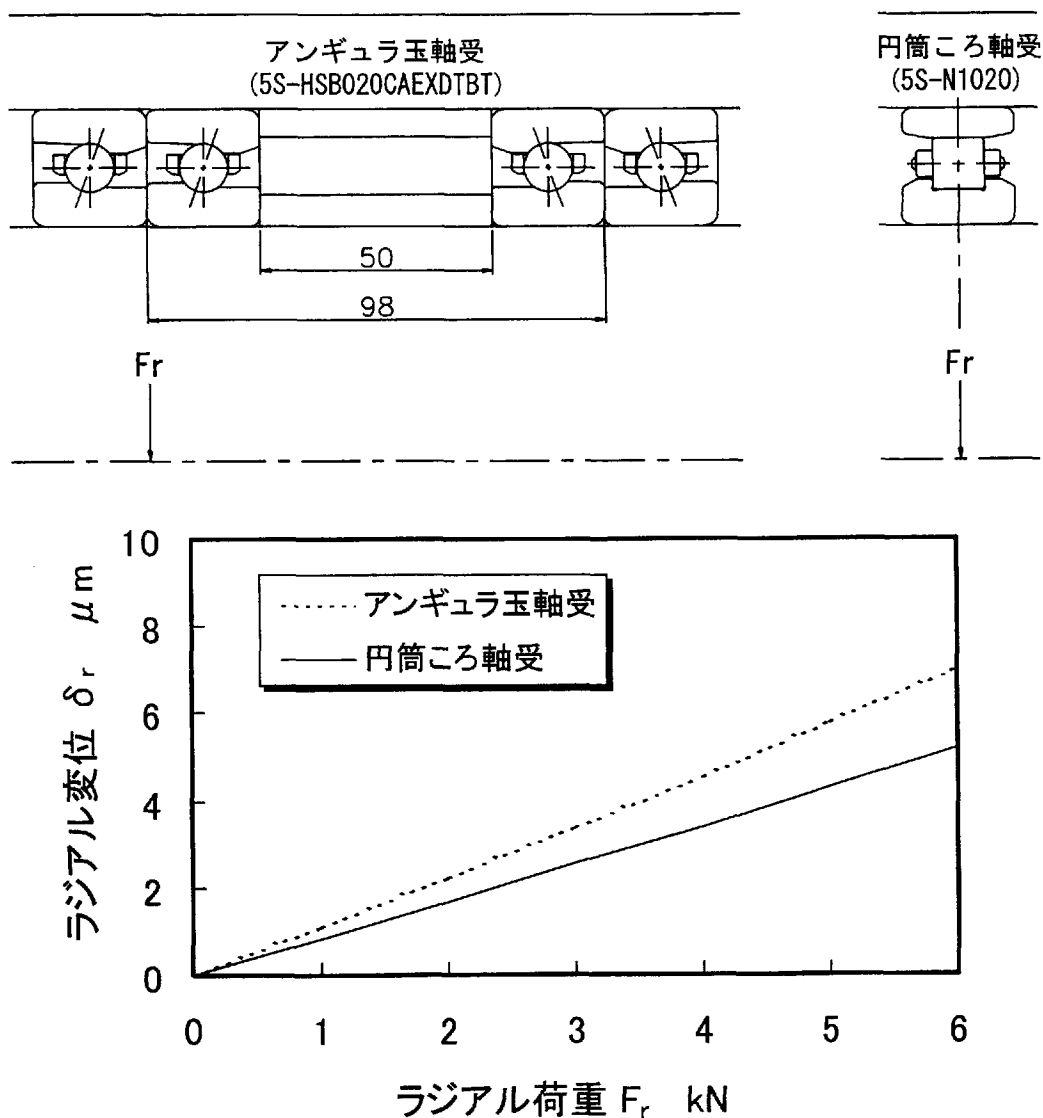


図 9.1 円筒ころ軸受とアンギュラ玉軸受の剛性

列の中央と円筒ころ軸受中心線上とした。また、アンギュラ玉軸受の予圧荷重  $P_a=2.5\text{kN}$ ，円筒ころ軸受のすきま  $C_r=-0.001\text{mm}$  とした。

この結果より，単列円筒ころ軸受の剛性はアンギュラ玉軸受 2 列分より約 35% 程高いことがわかる。これが，重切削用途の旋盤などで円筒ころ軸受が多用される所以である。条件によっては NN1020 などの複列円筒ころ軸受を使用してさらなる高剛性を確保するケースも多く見られる。したがって，高速スピンドルにも円筒ころ軸受を用いるのは当然と考える。然るに， $dn$  値で  $120 \times 10^4$  以上の高速スピンドルにはほとんどアンギュラ玉軸受が使用され，円筒ころ軸受の使用例はあまり見当たらない。その理由は，第 2 章で示したように遠心力によるすきま減少の結果，転動体荷重の増加は剛性の高い円筒ころ軸受のほうが大きく，高速運転時の軸受温度上昇が高くなるからである。

高剛性と高速運転時の低温度上昇を両立させるための手段として，すきま切換技術が紹介されている<sup>7) 9)</sup>。ここでは，そのすきま切換の効果について理論検証を行なう。すきまの切換条件は表 9.1 のとおりである。このすきま設定では，10000rpm ですきま小からすきま大に切り換えることで 15000rpm まで運転することを想定している。理論計算には第 3 章で導出した，軸受の温度上昇を考慮した式を用いた。

表 9.1 すきま切換条件

項 目	すきま設定	設定値
組込すきま $C_{ra} \mu\text{m}$	すきま小	0
	すきま大	+11
回転数 $n \text{ rpm}$	すきま小	0~10000
	すきま大	10000~15000

内径 100mm のハイブリッド円筒ころ軸受 5S-N1020HSK について，回転数に対するすきまと外輪ころ荷重の計算結果をそれぞれ図 9.2 と図 9.3 に示す。10000rpm で，すきまを  $11\mu\text{m}$  大きくするとラジアルすきまは  $-14\mu\text{m}$  から  $-3\mu\text{m}$  に増加し，外輪ころ荷重  $P_o$  は  $1.5\text{kN}$  から  $0.6\text{kN}$  に大きく減少することが

わかる．なお，15000rpmにおける  $P_e=2\text{kN}$  はヘルツの  $p_{max}$  値で  $1.3\text{GPa}$  となる．この計算結果から，すきま切換を行なうことにより低速での高剛性と，高速で低温度上昇化が期待できる．

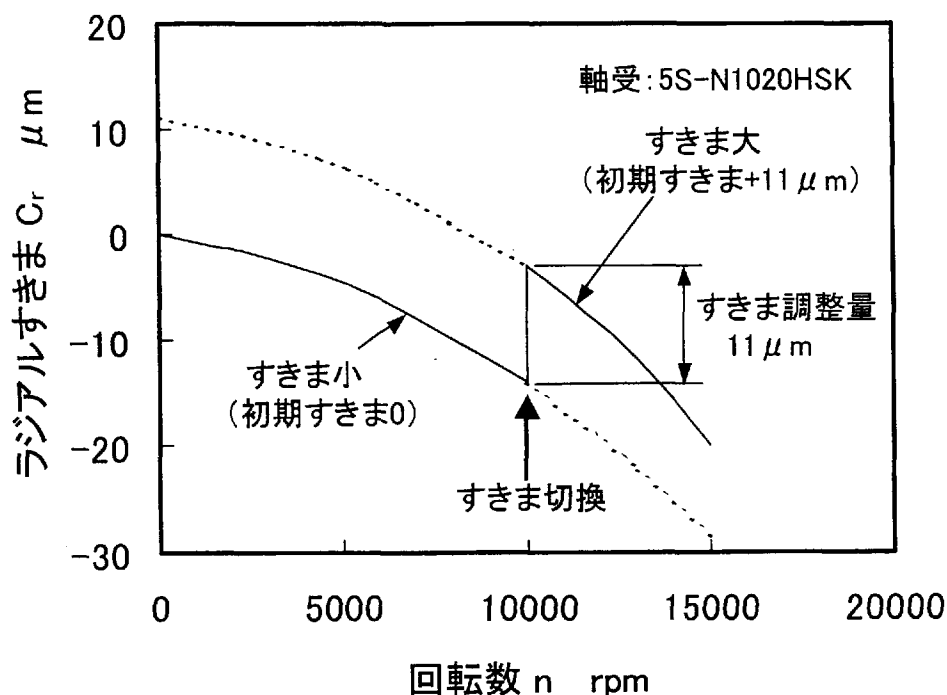


図 9.2 すきま切換線図

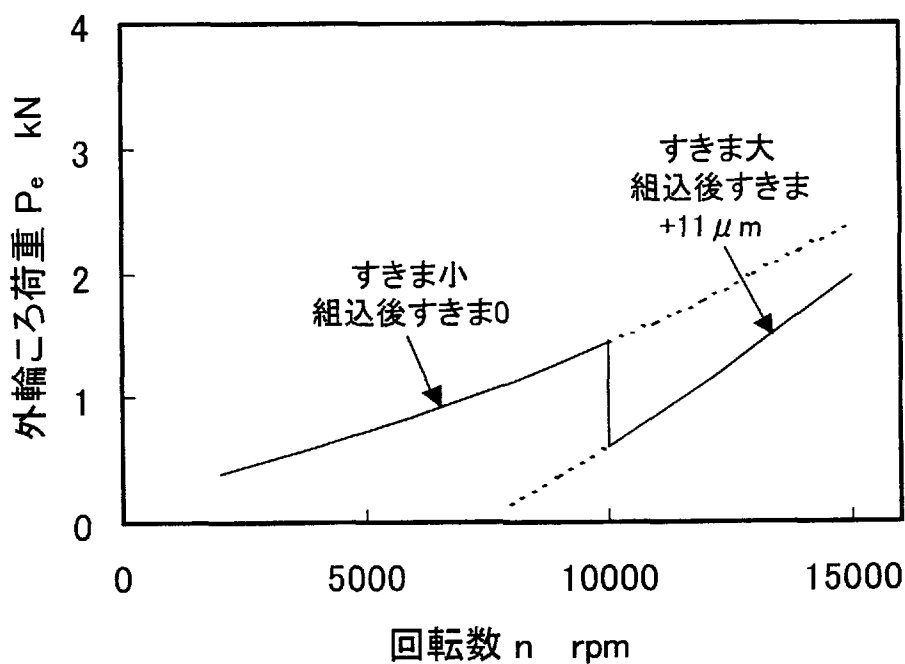


図 9.3 すきま切換と ころ荷重

### 9.3 すきま切換機構

ここでは、図 9.2 のすきま切換を実現するすきま切換機構について考える。

図 9.4 にすきま切換装置を、図 9.5 にすきま切換の概念図を示す。この装置の特徴は軸受の外輪と外筒の間に中間リングを設けているところにある。低速時は図 9.5 (a) のように油圧を与え、中間リングを介して外輪を収縮させることにより、ラジアルすきまを小さくする。高速時は、図 9.4 に示す方向切換弁により油圧を開放することで、図 9.5 (b) のように外輪を膨張させてすきまを大きくする。以下、油圧が作用して軸受すきまが小となる状態を重予圧、油圧の作用がなく、すきま大の状態を軽予圧と呼ぶことにする。なお、重予圧の時、中間リングはストッパで位置決めされ、軽予圧の時は、外輪は中間リングを介して外筒に支持されるので、ラジアル方向にがたが生じることはない。

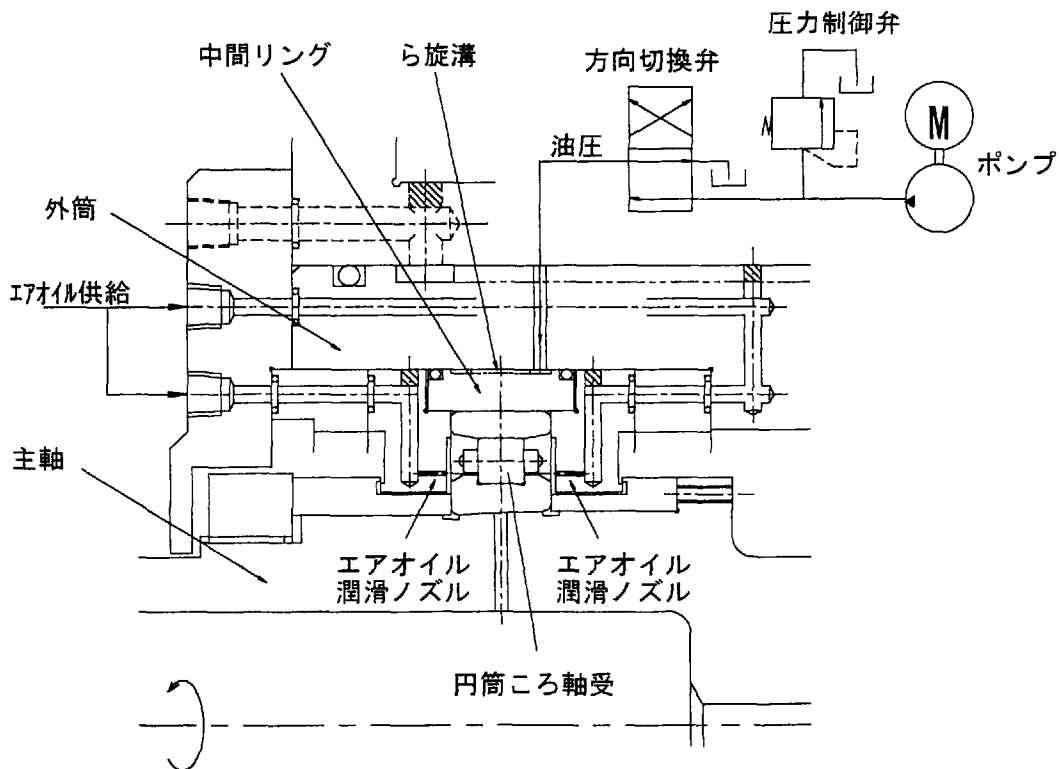


図 9.4 円筒ころ軸受すきま切換装置

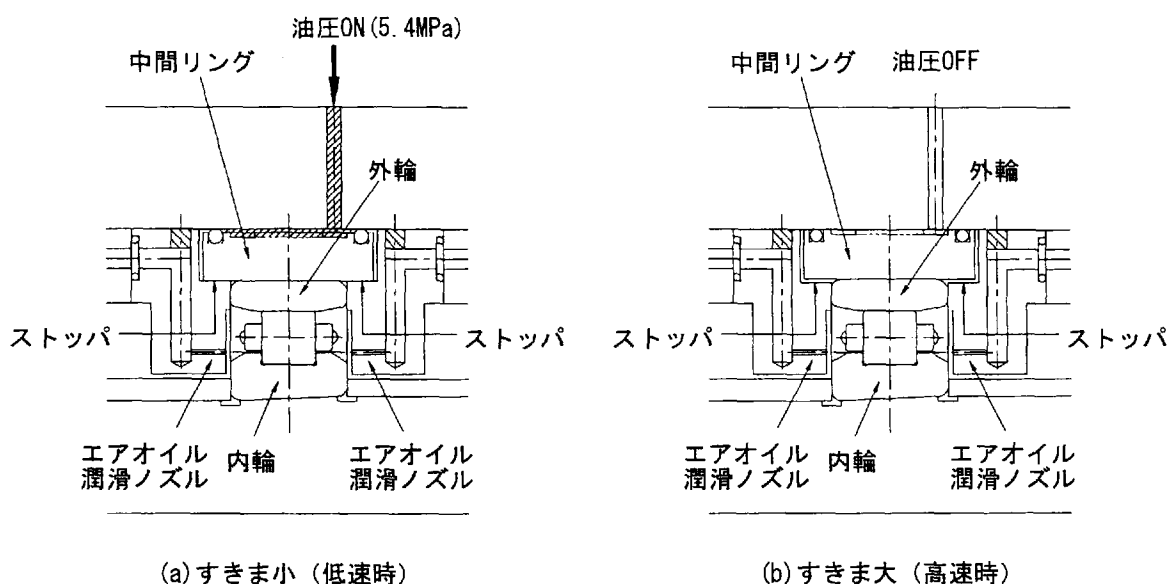


図 9.5 すきま切換方法

## 9.4 温度上昇実験

### 9.4.1 実験装置

すきま切換による温度低減効果の確認を目的として図 9.6 のような試験スピンドルを製作した。すきま切換を行なった円筒ころ軸受は内径 100mm のハイブリッド円筒ころ軸受 5S-N1020HSK であり、すきま切換条件は表 9.1 と同じである。軸受の潤滑はエアオイル潤滑で行い、潤滑条件はエア量 40NL/min×2 ノズル、オイル量 0.01mL×2 ノズルである。また、外筒ジャケット冷却は、油量 6L/min の室温同調油で実施した。

軸受内外輪の温度は熱電対を用い、内輪内径中央と外輪端面で測定した。スリップリングは回転軸に取り付けられた内輪温度測定用熱電対の出力を、静止場の温度計に取り出すためのコネクタの役割を果たしている。なお、以下の実験結果で示す温度上昇値は飽和時の値を整理したものである。

### 9.4.2 実験結果および考察

回転数に対する内外輪の温度上昇特性を図 9.7 に示す。内輪温度上昇  $\Delta T_i$  は外輪温度上昇  $\Delta T_o$  より常に高いが、10000rpm で重予圧から軽予圧に切り換えると、 $\Delta T_i$  と  $\Delta T_o$  はどちらも 8℃ 程度低下することがわかる。この結果より、すきま切換は低温度上昇化に寄与することが確認された。また、

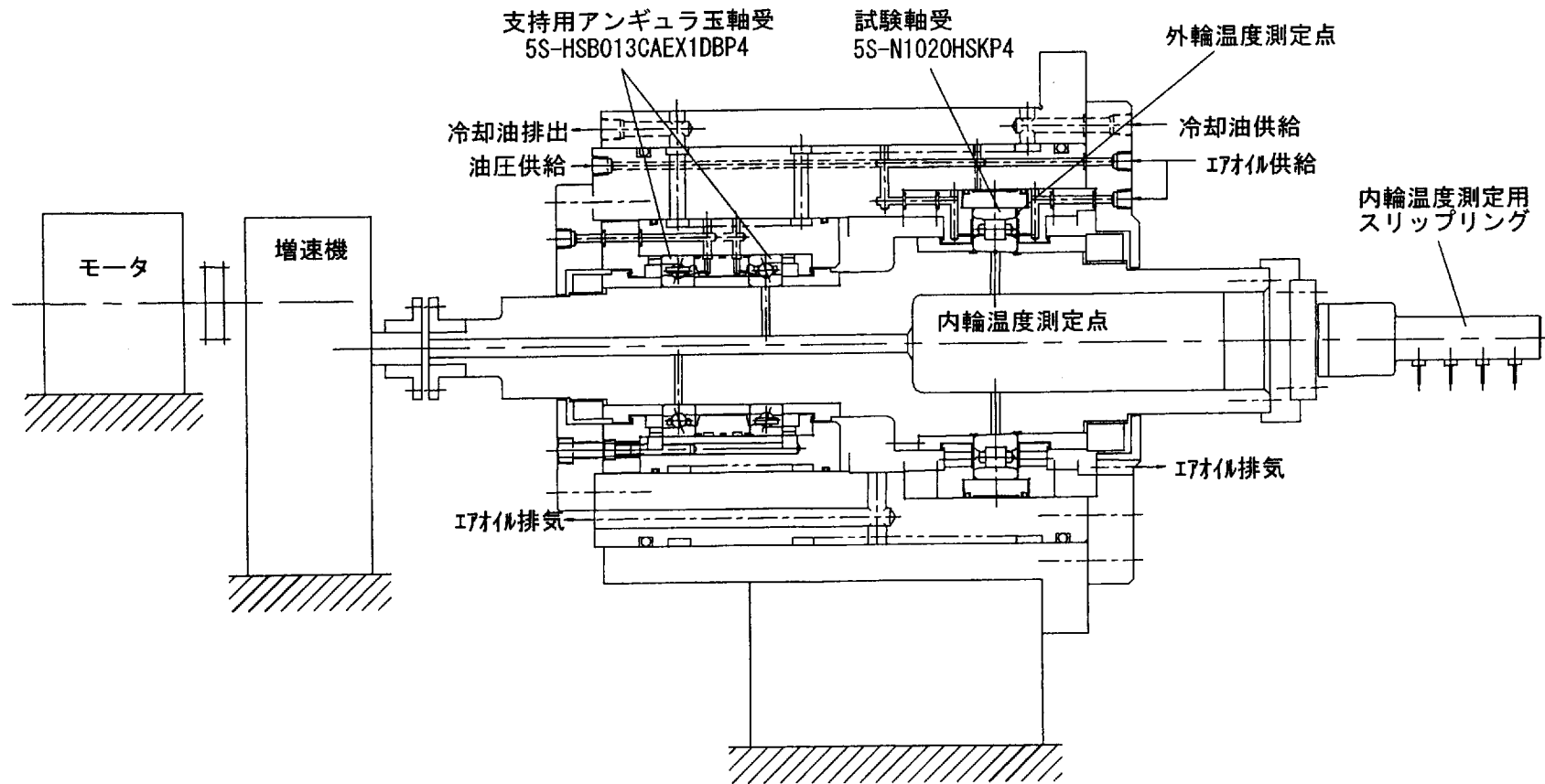


図 9.6 円筒ころ軸受すきま切換試験スピンドル

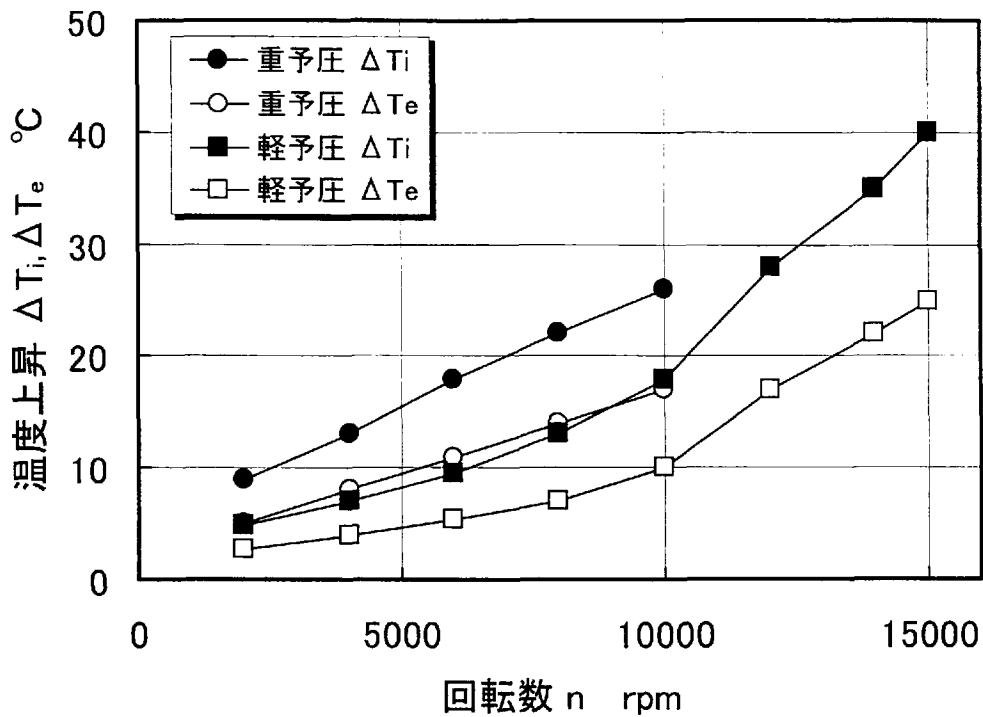


図 9.7 内外輪温度上昇

図 9.2 のように低速から高速まで常に負すきまが確保され、円筒ころ軸受の長所である高剛性も得ることができる。

### 9.5 実機スピンドルへの応用

すきま切換機構付円筒ころ軸受を実際に応用する場合、スピンドル構造は図 9.8 のようになる。フロント側より、ラジアル荷重支持用円筒ころ軸受、アキシャル荷重支持用アンギュラ玉軸受、リヤ側に軸振れ抑え用円筒ころ軸受が配置されている。すべてハイブリッド軸受を使用し、円筒ころ軸受にすきま切換機構、アンギュラ玉軸受に第 8 章で紹介した予圧切換機構を組込むことで  $dn$  値  $150 \times 10^4$  の運転に対応できるものとする。

円筒ころ軸受のすきま切換とアンギュラ玉軸受の予圧切換用油圧は同一ラインであり、どちらも 2 段の同時切換となる。すなわち、低速時にはスピンドル剛性を上げるため、油圧を ON として円筒ころ軸受のすきまを小さくするとともに、アンギュラ玉軸受に重予圧を与える。高速時には油圧を OFF として軽予圧に切り換えることで低温度上昇が得られる。



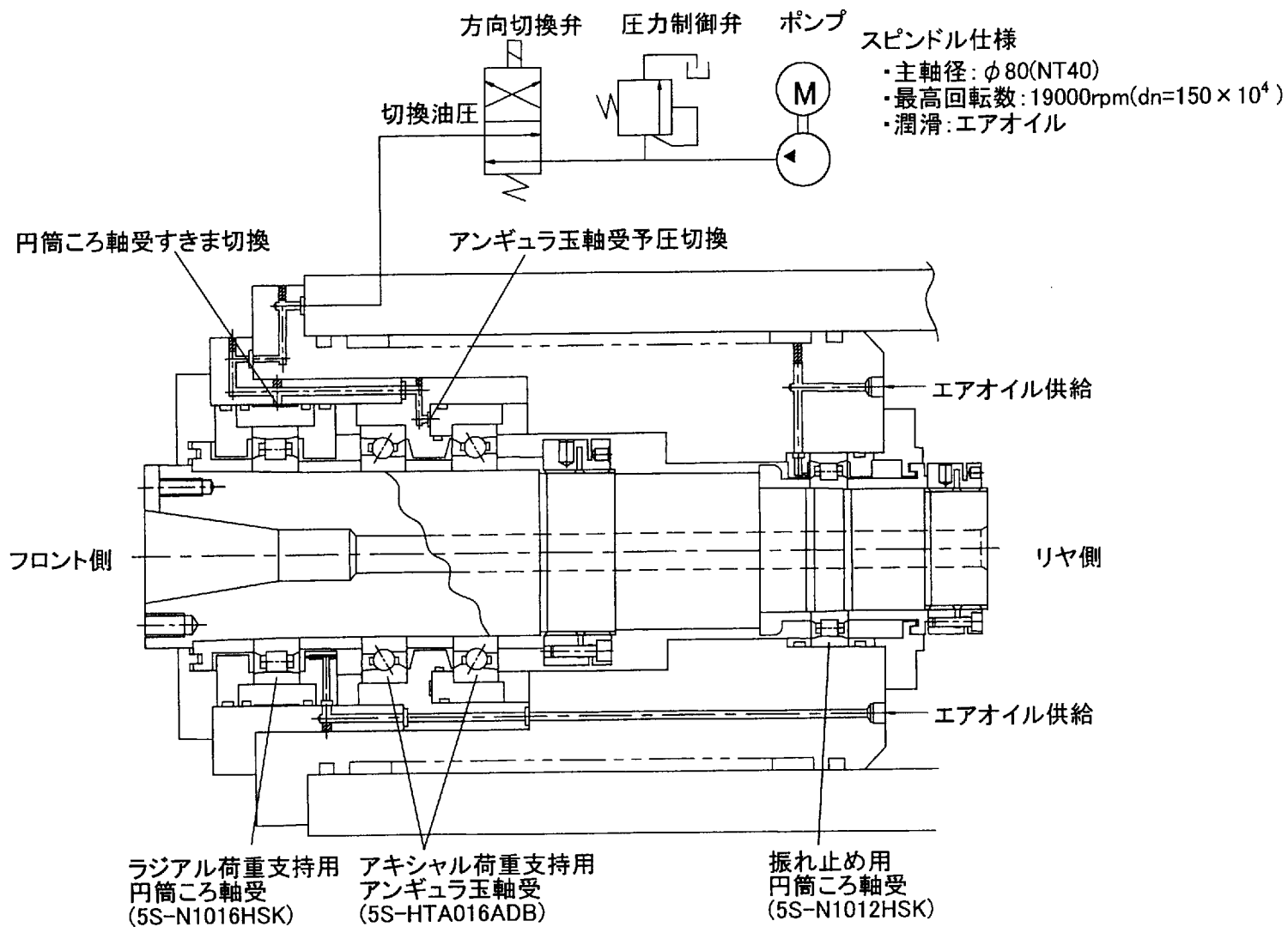


図 9.8 すきま切換スピンドル

## 9.6 まとめ

内径 100mm の円筒ころ軸受について，すきま切換を行なう場合の軸受性能の改善効果について理論検討を行なった．さらに，温度上昇の実験によりすきま切換が確実に動作することを検証した．その結果をまとめると以下のようなになる．

- (1) すきま切換技術により低速で重予圧，高速で軽予圧と 2 段階に切り換えることで，高速主軸に求められる高剛性と低温度上昇の両立が可能となる．
- (2) 内外輪温度上昇はすきま切換と連動することから，すきま切換機構は確実に動作することがわかった．
- (3) 実用化のためには，1 台のスピンドルにアンギュラ玉軸受予圧切換機構と円筒ころ軸受すきま切換機構の両者を組込み，これらを同時に動作させる技術が必要になる．

## 第 9 章で引用した文献

- 1) 近森章, 浦野寛幸: 工作機械の高能率加工と主軸用軸受の技術動向, 月刊トライボロジ, 3(1999)43.
- 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) S. H. Schrader: Performance of a Hybrid Cylindrical Roller Bearing, STLE, TC-3C-2(1991).
- 4) 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.
- 5) K. Fujii, M. Mori, S. Yamamoto: Cylindrical Roller Bearing with Advanced Material, Kobe International Gas Turbine Congress, (1999)1011.
- 6) 太田道夫, 瀧内博志: セラミックスの軸受への応用, NTN TECHNICAL REVIEW, 60(1992)56.
- 7) 藤井健次, 森正継, 板山光和: 円筒ころ軸受のすきま調整技術, トライボロジー会議予稿集, (1996-10)417.
- 8) T. A. Harris: Rolling Bearing Analysis, John Willey & sons, ins., New York, (1991)349.
- 9) 藤井健次: 転がり軸受設計とトライボロジー - 工作機械主軸用転がり軸受の高速化技術 -, JAST トライボロジーフォーラム`98(1998)95.

## 第 10 章 結論

### 10.1 研究の概要と成果

本研究は， $dn$  値  $100 \times 10^4$  を超える工作機械主軸用転がり軸受の高速化技術全般について，転動体荷重に着目した理論計算により効果の予測を行い，さらに，高速運転条件での実験により効果を確認したものである．また，切削実験も行ない軸受剛性の必要性についても検討を加えた．研究の成果は，各章の結論で述べた通りであるが，総括すると次のようになる．

第 1 章「緒論」では，転がり軸受の高速化に関する研究の歴史と現状を展望し，工作機械主軸用軸受に関する研究の問題点を指摘した．さらに，本論文の目的を示し構成の概要について述べた．

第 2 章「軸受運転時における転動体荷重の解析－発熱による影響を無視した場合－」では，高速回転時の遠心力による転動体荷重の増加を求める理論計算式を導出した．この中で，計算精度の向上を目的として，転動体荷重，遠心力および内輪と軸のはめあい面圧の釣合問題から内輪の膨張量を求める考え方を提案した．さらに，内径 100mm のアンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受について，この計算手法により高速運転時の転動体荷重を求め，その遠心力特性について比較検討した．その結果，玉に作用する遠心力による荷重増加は，遠心力による内輪膨張によるものより大きいことがわかった．また，アンギュラ玉軸受の接触角に関して，回転数が増加すると，内輪接触角は大きくなるが，外輪接触角は逆に小さくなることや，玉は外輪コントロール状態で運動するため，自転軸角は外輪接触角に近くなること，さらにこのように接触角が変化しても玉の自転角速度と公転角速度はほぼ一定であることも明らかにした．

第 3 章「軸受運転時における転動体荷重の解析－発熱による影響を考慮した場合－」では，第 2 章で導出した遠心力による転動体荷重の計算式に，軸受構成要素の熱膨張の影響も

考慮し、実際の軸受に利用できる転動体荷重の理論式を導出した。次に、この計算式に内径 100mm のアンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受に高速運転時の実測温度を与え、遠心力と熱膨張による転動体荷重を求め比較検討した。その結果、アンギュラ玉軸受の予圧荷重の増加要因と影響度に関して、玉に働く遠心力が最大、遠心力による内輪膨張と玉の熱膨張が同等、軌道輪の熱膨張が最小であることや、温度上昇による予圧荷重の増加量は全体の 39% であり遠心力の影響より小さいことがわかった。また、円筒ころ軸受の外輪ころ荷重の増加要因と影響度については、遠心力による内輪膨張が最大で、以下軌道輪の熱膨張、ころの熱膨張、ころに作用する遠心力の順である。さらに、円筒ころ軸受の場合、温度上昇による外輪ころ荷重の増加量は全体の 54% であり、遠心力の影響より大きいことも明らかにした。

第 4 章「主軸高速運転時の軸受予圧に関する実験」では、内径 100mm のアンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受を実際に 15000rpm まで運転し、転動体荷重を実測した。次にこの実測値を計算値と比較し、第 3 章で示した理論式の妥当性を検討した。その結果、アンギュラ玉軸受に関して、予圧荷重の計算値と実測値の差は、最大予圧荷重 5.31kN の時、11% であり両者はよく一致することを確認した。円筒ころ軸受の場合、10000rpm 以下の低速運転時には、計算値は実測値とほぼ一致するが、15000rpm における実測値は計算値より大きく、その差は約 15% とアンギュラ玉軸受と比較してやや大きくなることがわかった。

第 5 章「アンギュラ玉軸受の予圧と加工品質に関する実験」では、マシニングセンタ実機による加工実験を行い、アンギュラ玉軸受の予圧荷重と加工面の粗さの関係から予圧荷重の必要性を検討した。その結果、予圧荷重を大きくするとスピンドルの剛性は高まるため、軸心振れが抑えられ加工面粗さは改善されることがわかった。さらに、加工面粗さを確保するためには、加工条件や切削荷重を考慮した適度の予圧設定が必要となることも明らかにした。

第 6 章「ハイブリッド軸受に関する実験」では、転動体材料にセラミックを使用したハイブリッド軸受の高速運転時に

おける予圧低減効果を、第3章の理論計算により検討した。さらに、内径100mmのアンギュラ玉軸受を15000rpm、内径80mmの円筒ころ軸受を19000rpmまで運転した時の温度上昇特性を標準軸受と比較し、ハイブリッド軸受の温度上昇低減効果について検証した。その結果、ハイブリッドアンギュラ玉軸受の予圧荷重は標準軸受より小さく、その差は高速になるほど広がり、13000rpmにおけるハイブリッド軸受の予圧荷重は標準軸受の約60%となることがわかった。また、ハイブリッドアンギュラ玉軸受は10000rpm以上で標準軸受より低トルク、低温度上昇となり、その差は高速になるほど大きくなることも確認した。ハイブリッド円筒ころ軸受のころ荷重は、高速になるほど標準軸受より小さく、15000rpmで標準軸受の約40%であった。さらに、ハイブリッド円筒ころ軸受の温度上昇は、11000rpm以上で高速になるほど標準軸受に比べ小さくなることが確認された。

第7章「潤滑方法と軸受温度上昇に関する実験」では、エアオイル潤滑、ジェット潤滑およびアンダーレース潤滑を施した内径100mmのハイブリッドアンギュラ玉軸受について10000rpmを超える高速運転試験をおこない、軸受の温度上昇を測定した。さらに、この温度上昇値を用いて第3章の計算方法により予圧荷重を求め、潤滑方法による特性の違いを比較検討した。その結果、エアオイル潤滑の場合、潤滑油の攪拌抵抗は最小であるが、冷却能力がないため軸受温度上昇は最高値を示し、外筒ジャケット冷却、軸心冷却などの冷却技術を併用してスピンドルの温度上昇を抑える必要があることがわかった。ジェット潤滑は、冷却効果があり軸受温度上昇、内外輪温度差のどちらも小さく、エアオイル潤滑より高速運転が可能となるが、軸受の熱膨張によるすきま過小が高速限界を決定する主要因の一つとなることを明らかにした。アンダーレース潤滑の場合、最も冷却能力が高く、軸受温度上昇は最小となることや、内外輪温度差はほとんど零であり、運転中の予圧増加は最小となることから、最も高速運転に適した潤滑方法であることがわかった。

第8章「アンギュラ玉軸受の予圧切換法に関する実験」では、第3章の理論計算により、アンギュラ玉軸受の高速化技

術として予圧切換が有効であることを示し，それを実現する予圧切換機構の原理を検討した．さらに，内径 100mm のアンギュラ玉軸受を使用した定位置予圧切換スピンドルで 15000rpm までの高速運転実験を行い予圧切換動作の確実性と繰り返し安定性を調べた．その結果，予圧切換技術により低速で重予圧，中速で中予圧，高速で軽予圧と切り換えることで，高速主軸に求められる高剛性と低温度上昇の両立が可能となること，予圧調整スリーブのスライド用油圧により，予圧切換は確実に動作すること，重予圧→中予圧→軽予圧の切換を 12000 回繰り返し後も軸端変位量に再現性があることを確かめた．

第 9 章「円筒ころ軸受のすきま切換法に関する実験」では，第 3 章の理論計算により，円筒ころ軸受の高速化技術としてすきま切換が有効であることを示し，それを実現するすきま切換機構の原理を検討した．さらに，温度上昇の実験によりすきま切換が確実に動作するかどうか調査した．その結果，すきま切換技術により低速で重予圧，高速で軽予圧と 2 段階に切り換えることで，高速主軸に求められる高剛性と低温度上昇の両立が可能となること，すきま切換機構は確実に動作することがわかった．さらに，実用化のためには 1 台のスピンドルにアンギュラ玉軸受予圧切換機構と円筒ころ軸受すきま切換機構の両者を組み込み，これらを同時に動作させる技術が必要になることも述べた．

第 10 章「結論」では，第 2 章から第 9 章における研究内容を総括し，本研究の意義と今後の研究課題について述べた．

以上のように本研究は，従来の転がり軸受の高速化技術について，転動体荷重の側面から効果の理論的裏付けを行なうとともに運転実験によりその効果を確認したものである．ハイブリッド軸受や予圧切換技術などの研究成果はすでに実用化され工作機械産業の発展に寄与していることから，本研究は工学上ならびに工業上に価値のあるものと考えられる．

## 10.2 今後の研究課題と展望

以上の研究結果から今後の課題と展望として以下のことが考えられる。

(1) 潤滑方法や予圧切換の技術は、軸受外部からの補助的手段により軸受を高速に回すものである。一度、問題の本質を見直し、軸受自体の発熱を抑える技術を検討することも重要である。ハイブリッド軸受もその一つであるが、材料も含めた保持器設計に着目した低トルク化に関して今後、研究の余地があるものとする。

(2) 近年、地球環境問題に関心が高まり、ISO14001の認証取得の活動が世界中で進んでいる。このような社会趨勢の中では、高速化技術にもそれに対応できるものが求められ、環境保全に適合しないものは淘汰されるのは明らかである。潤滑法に関して、ジェットやアンダーレース潤滑法は高速運転に適しているが、大量の潤滑油を使用することや、スピンドルの動力損失が大きい問題があり、今後の発展は難しいといわざるをえない。したがって、潤滑方法としては、エアオイル潤滑の改良によるエアオイル量の低減や、全く新しいコンセプトの潤滑方法の検討が今後の課題である。また、作業環境の面では、高速運転時の騒音が問題となっており、軸受の低騒音化を追求する研究も必要とする。

(3) 本研究で示した転動体荷重の計算は、軸受の温度を与える必要がある。軸受温度が不明の場合には使えない。軸受温度は、軸受やビルトインモータの発熱とスピンドルの放熱に関係する熱流束から決まる。したがって、実際の使用状態における転動体荷重を検討するには、まず、軸受の摩擦トルクに関する基礎式を確立する必要がある。次に、モータの発熱の影響も考慮したスピンドルの熱解析から温度分布の算出、軸受すきまの修正の手順で軸受トルクの収束解を得るような試みも将来の超高速、低熱変位スピンドルの設計に求められると考えられ、これも今後の課題としたい。



## 謝 辞

本研究の遂行にあたり懇篤なるご指導を賜りました明治大学理工学部清水茂夫教授には深謝に堪えません。また、本論文作成にあたり的確かつ有意義な御助言をいただきました明治大学理工学部下田博一教授と土屋一雄教授に感謝の意を表します。

大学院博士後期課程社会人コースへの進学にご理解と励ましをいただきましたNTN(株)副社長鈴木泰信氏には感謝に堪えません。また、社会人学生として勉学のできる環境を与えていただきましたNTN(株)軸受技術研究所前所長山田典男氏と現所長の中関嗣人氏にも深く感謝いたします。

高速化の技術開発の着眼に関して適切にご指導を賜りましたNTN(株)軸受技術研究所元所長木全圭氏，元課長石丸路芳氏，日比建治氏には厚く感謝の意を表します。

実験業務に関しては，NTN(株)軸受技術研究所主任森正継氏に大半を協力していただきましたことを感謝しております。同氏の丁寧かつ堅実な実験姿勢によりかなり信頼度の高いデータが得られ研究成果の充実を図ることができました。さらに，基礎研究で得られた知見から実用化の豊富なアイデア創出にも協力していただきました。森氏には衷心よりお礼を申し上げます。