

NAL TR-786

ISSN 0389-4010
UDC 621.822.7 :
62-185.4 :
621.89

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-786

玉軸受の高速回転性能におよぼす
外輪取付誤差の影響

関 勝美

1983 年 11 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

玉軸受の高速回転性能におよぼす 外輪取付誤差の影響*

関 勝美**

Effect of Outer Race Misalignment on the High Speed Performance of Ball Bearings

by
Katsumi SEKI

ABSTRACT

For rolling bearings to operate at peak performance, it is necessary to mount the inner and outer races accurately against the axis of rotation.

However, because of the lack of required precision of the housing and the axis, the misalignment of bearings, etc., bearings are sometimes used with the inner and outer race tilted.

Misalignment of rolling bearings greatly affect their high speed performance such as bearing friction and bearing life.

Experiments were conducted to determine the allowable limiting dn values and the running performance of deep-groove ball bearings (type #6220) operating at dn values ranging from 0.5×10^6 to 2.25×10^6 under a thrust load of 1,000 kgf.

Bearing frictional torque, bearing temperature rise and contact electric resistance were measured at various tilt angles of outer race with respect to inner race.

The main results obtained are as follows;

- 1) The limiting dn value (the dn value at which the bearing frictional torque increased suddenly.) decreases greatly with a slight tilt of the outer race in high speed ball bearings.
- 2) In the case of an outer ring guided cage type bearing, the lubrication of the race riding surface of the cage restrains the limiting dn value.
- 3) A bearing with a silver-plated retainer is allowable up to a tilt of

* 昭和58年9月24日受付

** 原動機部

$\delta=0.15\text{mm}$ (9×10^{-4} rad.) at $dn 2.25 \times 10^6$, showing that it is effective in preventing instantaneous seizure.

4) On the other hand, with a nonsilver-plated cage, a slight increase in the tilt of the bearing outer race causes a sudden rise in friction torque and thus leads to seizure at high speeds. The allowable tilt was less than $\delta=0.1\text{mm}$ (6×10^{-4} rad.).

1. まえがき

ころがり軸受の性能を十分に発揮させるためには、内外輪を回転軸に対して正しく取りつけなければならぬが、実際には、ハウジングや軸の工作精度不良、軸受の取付誤差等のために、内外輪が傾いた状態で使用されることが少なからずある。軸受を使用する側でも取りつけに対して無関心な場合が多く、筆者はごく最近であるが、軸受ハウジングを2個別々に作って使用したため、両ハウジングの芯が一致せず、軸の回転が重くなり、所定の性能が発揮されないという実例を経験した。

内外輪が傾いた状態で軸受を使用すると摩擦や騒音の増加、寿命の短縮¹⁾をもたらす。さらに保持器の破損、焼けつきなどの損傷の原因にもなる。しかるに、取付誤差の軸受性能におよぼす影響をテーマとしてとりあげた研究論文はきわめて少なく、また、発表された研究論文でも解析が中心になっている。例えば青木²⁾は玉軸受の軌道輪が傾いて取り付けられた場合の内部荷重分布、回転精度および剛性におよぼす影響などについて理論的な解析を主とする検討を行ない、また角田³⁾は回転中のころがり軸受の保持器に作用する力を測定し、実験結果と解析との比較から保持器に作用する力の発生機構を論じている。この研究の中で内外輪が互いに傾けられて軸受荷重を受ける場合について述べているが、実験は1,500 rpmの低速で、測定も保持器に作用する力に限られており、実際に軸受を取り扱う上で必要な軸受の回転性能におよぼす影響については言及していない。以上筆者の知る限りにおいては、取付誤差の軸受性能におよぼす影響について高速回転で実験した例はない。

本報告は、内径100φの深みぞ玉軸受(#6220)を用い、最高回転数22,500 rpm (dn 値 2.25×10^6)

において、外輪の傾きを種々に変化させた場合の摩擦トルク、内外輪温度上昇、接触電気抵抗の変化を調べ高速回転において内外輪の相対傾きすなわち軸受の取付誤差がどの程度まで許容し得るかを明らかにしたものである。

2. 実験装置および実験法

2.1 実験装置

大形高速ころがり軸受試験機の構造の概略を図1に示す。図2はその外観である。試験機の駆動には最高回転数30,000 rpm、出力25PSの空気タービンを用いた。主軸は2個の支持軸受(#7210C)によって支持され、軸の右端に試験軸受が取り付けられている。右端の油圧ピストンによって静圧スラスト空気軸受を介して試験軸受ハウジングにスラスト荷重を負荷する。試験軸受ハウジングは試験軸受のみによって支持されているから、これに作用するトルクから試験軸受外輪の摩擦トルクが測定できる。ハウジングのトルクはストレングージをはった板バネをハウジングから出た摩擦トルク棒にあてて測定し、その変化を自記記録計に連続的に記録した。

試験軸受の取り付け精度は、油圧ピストンでスラスト荷重を1,000 kgf 負荷した状態で、主軸に固定したダイヤルゲージの先端を外輪端面にあてて測定し、外輪の傾きを1/100mm 以下におさえた。(図4参照)

試験軸受外輪温度は熱電対を外輪外周に接触させ、90°間隔で4個所測定し、内輪温度は内輪に接触させた熱電対を中空の主軸、空気タービン軸内を通し左端の水銀スリップリングから取り出して測定した。軸の回転数は電磁式回転検出器を用い、パルス式指示回転計で測定した。

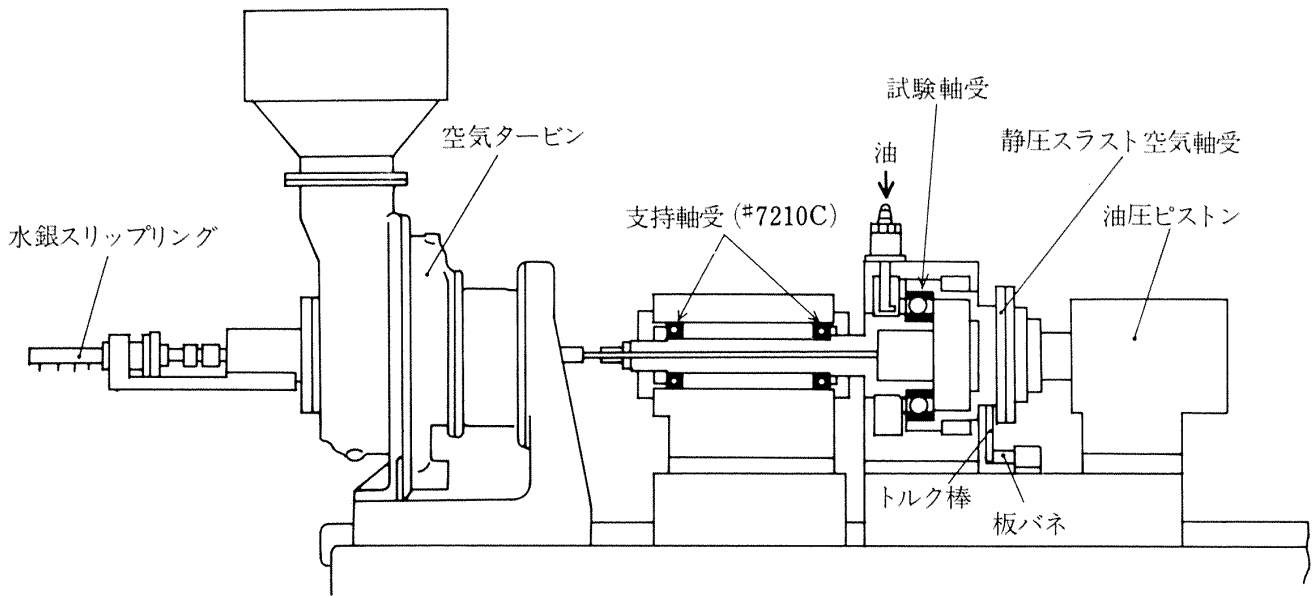


図1 大型高速ころがり軸受試験機

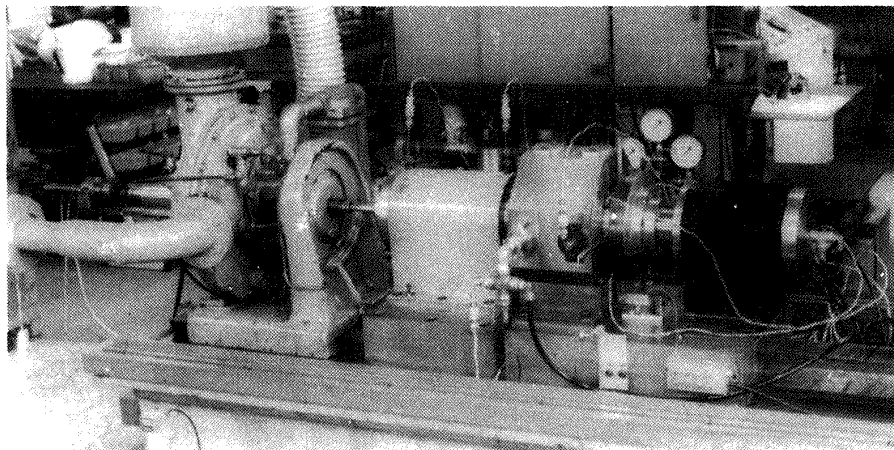


図2 装置の外観

2.2 試験軸受

試験軸受はJIS4級の深みぞ玉軸受(#6220)である。保持器は高力黄銅製もみ抜き型で、表1に示す4種類を用いた。なお保持器の案内面には油の排出をよくするために油みぞを設けてある。

表1 保持器の案内方式と案内すきま

種類	案内方式	案内すきま	備考
1	外輪案内	0.5mm	銀メッキ加工品
2	〃	0.5	銀メッキなし
3	〃	0.8	〃
4	内輪案内	0.8	〃

2.3 潤滑系統

空気タービン、支持軸受、試験軸受はそれぞれ独立の潤滑系によって潤滑される。給油はいずれもオイルジェット方式である。試験軸受の潤滑には、高速ころがり軸受試験機(小型)の潤滑系⁴⁾の配管を切り換えて使用した。

2.4 潤滑油

潤滑油はMIL-L-6081, 1010級のエアロシエルトタービン油2号である。潤滑油の性状を表2に示す。

2.5 実験条件

潤滑方式はジェット潤滑で、ノズル数は1本、内

表2 潤滑油の性状

項目	規格	エアロシエルタービン油2号
粘度, CSt 37.8℃	10以上	11.29
-40℃	3,000以下	2787
引火点, ℃	132以上	149
流動点, ℃	-57以下	-57以下
全酸化 ASTM	0.1以下	0.02
粘度安定度, % (3hr, @ -40℃)	2以下	0.13
微量沈降物	0.05ml/200ml/oil	0.001

輪のスラスト荷重側においた。ノズルは保持器案内方式のいかにかわらず保持器と内輪との間隙部の中央に軸受端面に直角に向けた。これは保持器を内輪で案内した場合にノズルをすきまの大きい保持器と外輪間において実験を行った結果⁵⁾、油の貫通率は増大し、軸受温度も低下するが焼けつきやすく性能的に悪いためである。油量は8 kg/min 一定、ノズル孔径は3.7 φ、ジェット速度は約20m/secである。油入口温度は30℃一定、スラスト荷重はとくにことわらない限り1,000kgf 一定である。

2.6 実験法

2.6.1 外輪の傾き

図3に示すように、油圧ピストンの静圧スラスト軸受取付部にシックネスゲージをはさみ、その厚さを

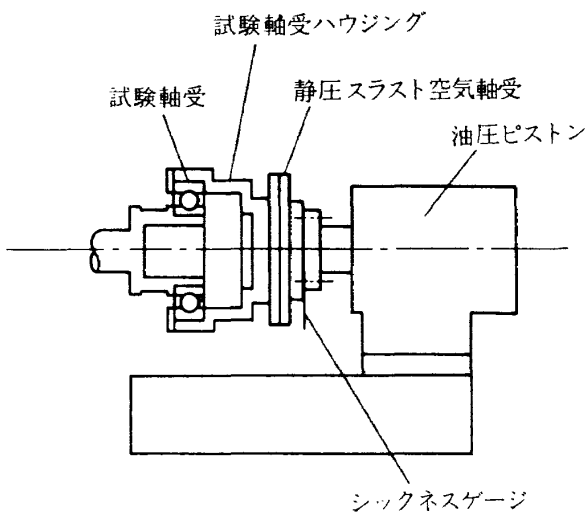


図3 外輪に傾きをあたえるシックネスゲージのはさみ位置

を変えることによって試験軸受ハウジングを介して試験軸受外輪に所定の傾きを与える。外輪の内輪に対する相対傾き δ (以後単に外輪の傾き δ という) は、図4に示すように、所定のスラスト荷重を负荷した状態で主軸に固定したダイヤルゲージの測定子先端を外輪端面にあて、主軸を静かに回転させることによって測定した。実験に用いた外輪の傾き δ の種類を表3に示す。

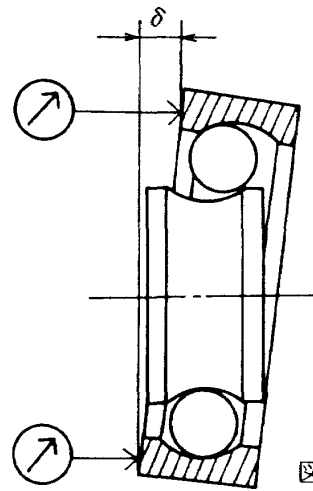


図4 外輪傾きの測定

表3 外輪の傾きと傾き角

mm	δ	
	rad	deg
0.1	6.0×10^{-4}	0.035
0.15	9.0×10^{-4}	0.052
0.2	1.2×10^{-3}	0.069
0.3	1.8×10^{-3}	0.104
0.4	2.4×10^{-3}	0.138
0.5	3.0×10^{-3}	0.173

2.6.2 保持器の回転比

内輪の回転に対する保持器の回転比の測定には、保持器の鉄製リベットを回転の検出に用いた。図5に示すように保持器のリベット近くに電磁式回転検出器を接近させ、リベットの通過回数をデジタルタコメータで測定し、保持器の回転数とした。基準に用いた内輪の回転数は、試験機左端の水銀スリップリングの軸に付いている歯車に電磁式回転検出器をあて、その通過回数を同じくデジタルタコメータで測定した。

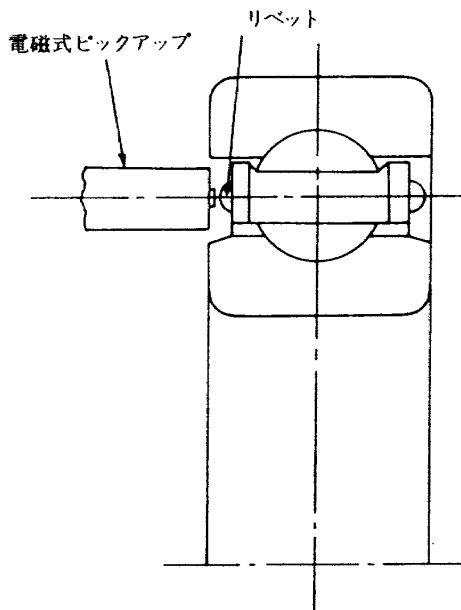


図5 保持器回転数の測定

2.6.3 接触電気抵抗

外輪を傾けていくと苛酷な運転状態になり油膜の破断が予想される。油膜の破断の状況を見るために図6の回路を用いて玉、内輪、外輪間の接触電気抵抗を測定した。本実験の場合は同図からわかるように、玉、内輪、外輪の間で同時に油膜が破断しなければ接触電気抵抗の変化は出ないという制約はあるが、実験装置の都合上、上記回路を採用した。

3. 実験結果

3.1 限界回転数

3.1.1 外輪案内保持器（銀メッキなしの場合）

図7に外輪の傾き δ を変化させた場合の限界回転数に至る過程の摩擦トルクと回転数の関係を示す。図中矢印は、焼けつき直前の摩擦トルクの急上昇を表わしこの時の回転数をもって限界回転数とした。

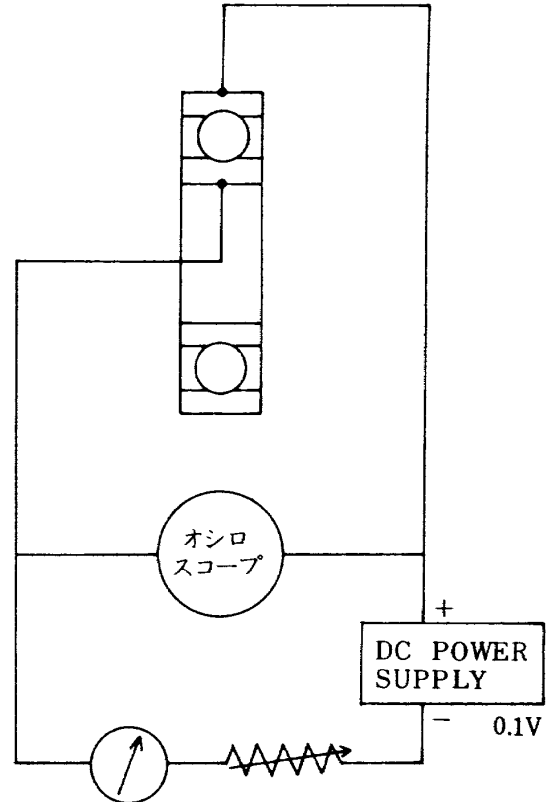


図6 接触電気抵抗の測定回路

図7は、外輪案内保持器を用い、保持器案内すきまを0.5mmとした場合の結果である。最高回転数は22,500rpmである。これは軸受の摩擦損失馬力が高速において著しく大きくなり、25PSの空気タービンでは馬力不足であったためである。

図7において外輪の傾き $\delta = 0\text{mm}$ では22,500rpmまで何ら異常なく回転しうるが、 $\delta = 0.1\text{mm}$ では21,800rpm、 $\delta = 0.15\text{mm}$ では10,000rpmで摩擦トルクが急上昇する。このようにわずかな外輪の傾きで限界回転数は大幅に低下する。 $\delta = 0.3\text{mm}$ まで外輪を傾けると、5,000rpmにおいても、所定のスラスト荷重1,000kgfでは運転不能である。このため図中の $\delta = 0.3\text{mm}$ の結果はスラスト荷重700kgfの場合を示してある。限界回転数以下でも、例えば、 $\delta = 0.1\text{mm}$ の場合、10,000rpmから徐々に回転をあげていったとき、11,200rpmで瞬間的な摩擦トルクの急上昇がみられた。その後12,500rpmでは安定した摩擦トルクを示した。これは保持器のすべり摩擦部分が一時的に金属接触を生じて摩擦することによるなじみと考えられる。以後回転を段階的に上げていく途中でもしばしばこの摩擦トルクの瞬間的な急上昇がみられた。したがって限界回転数以下

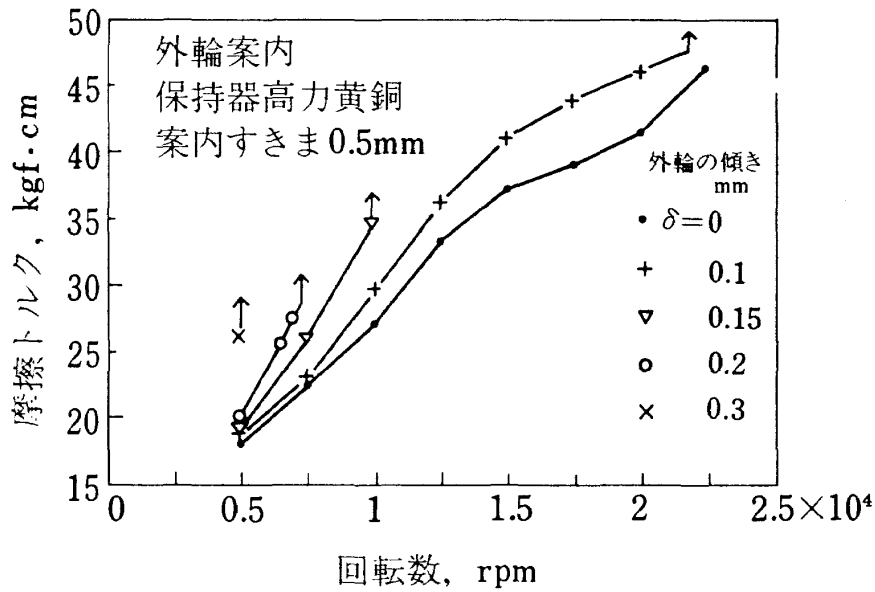


図7 摩擦トルクと回転数

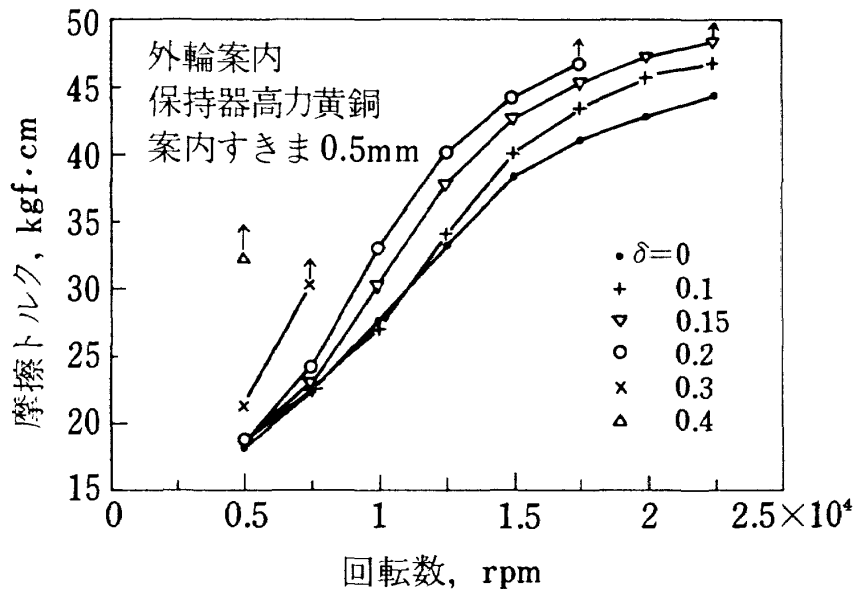


図8 摩擦トルクと回転数

でも若干焼け付きの危険性は存在している。

図8は保持器のなじみの影響をみるために、かなり使用した軸受を用い同一条件で実験を行なった結果を示す。図7で $\delta=0.1$ mmの時の限界回転数は21,800rpmであったのに対し、十分ななじませた後の軸受を用いた場合には $\delta=0.1$ mmでも瞬間的な摩擦トルクの急上昇もなく22,500rpmまで異常なく回転しうる。摩擦トルクも十分になじませた軸受の方が若干低く、なじみの効果は多少出ている。しかし、 $\delta=0.15$ mmでは22,500rpmまで回転数を上げた直後に摩擦トルクが急上昇し、また $\delta=0.2$ mmでは、17,500rpmで摩擦トルクが急上昇し、やは

り外輪のわずかな傾きで限界回転数は大幅に低下する。

図9は案内すきまの影響を調べるために案内すきまを通常よりかなり大きくとり0.8mmにした軸受を用いた結果である。 δ が大きい場合に限界回転数の向上がみられるものの、やはりわずかな傾きで限界回転数は大幅に低下している。

実験後の外輪内径案内面と保持器外径案内面の外観を図10に示す。保持器の案内面がかなりの損傷をうけており、外輪の案内面にも保持器材の移着を生じている。ノズル反対側の外輪案内面に軸方向にクラックの発生がみられ、保持器と外輪の案内面が

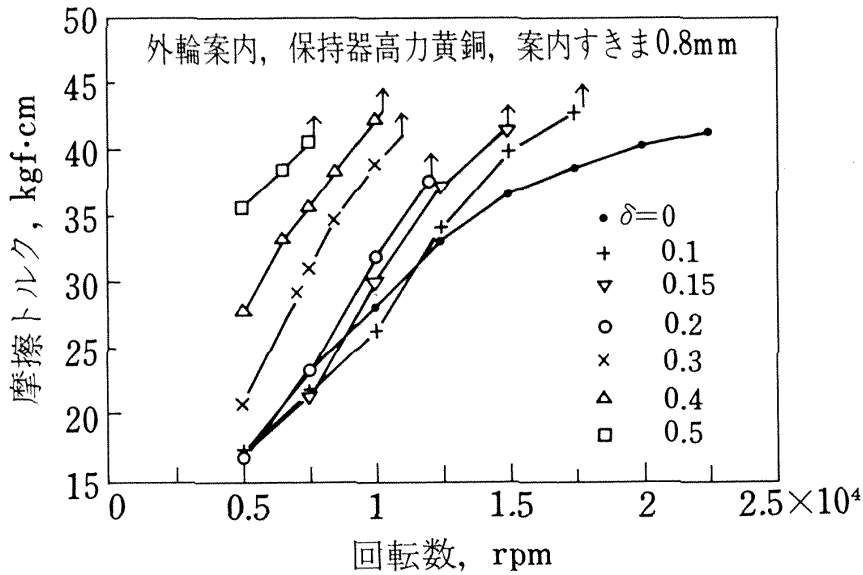
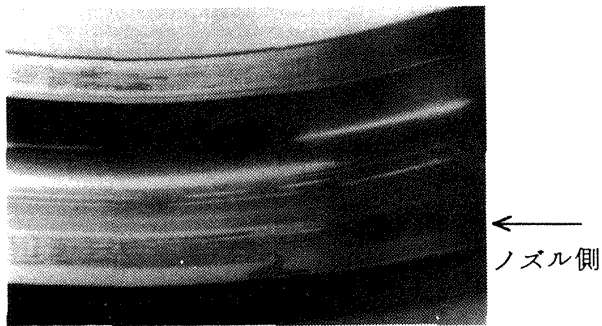
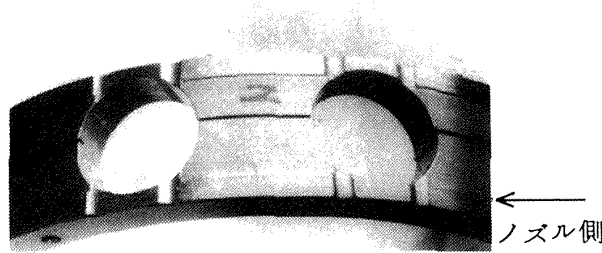


図9 摩擦トルクと回転数



外輪内径案内面



保持器外径案内面

図10 案内面の外観

はげしい金属接触をおこしたことを示している。また潤滑油排油の中にも多量の保持器の摩耗粉が混入していた。

このように外輪に傾きがある場合、保持器と外輪の案内面で油膜が破断し、はげしい金属接触がおこり、それが限界回転数をおさえている。

3.1.2 外輪案内保持器(銀メッキをした場合)

図11は保持器に銀メッキを施した場合の結果である。案内すきまは0.5mmである。ジェットエンジン用の高速ころがり軸受の保持器にはほとんど銀メッキが施されており⁶⁾、その効果は(1)摩耗に対するなじみをよくする。(2)熱電導をよくする。(3)万一焼けつきの場合に潤滑剤として作用する⁷⁾ことにあるとされている。

保持器に銀メッキを施した場合は図11に示す通り、 $\delta = 0.2\text{mm}$ 以上で限界回転数は大幅に低下するが、銀メッキなし保持器を用いた場合とは大きく異って、 $\delta = 0.15\text{mm}$ まで外輪を傾けても22,500rpmまで何ら異常なく回転しうる。また銀メッキなし保持器を用いた場合に、限界回転数以下でも、しばしば摩擦トルクの瞬間的な急上昇がみられたが、銀メッキ保持器を用いた場合には、このような現象はまったくみられず安定した摩擦トルクを示す。

図12は実験後の外輪内径案内面と保持器外径案内面の外観である。保持器の案内面の摩耗が著しく、外輪案内面に保持器材の移着と焼けを生じている。移着と焼けの程度はノズル反対側において著しい。しかし、図10に示した銀メッキなし保持器を用いた場合に比較して保持器材の移着は非常に少ない。

3.1.3 内輪案内保持器

図13は外輪案内保持器との比較のために、内輪

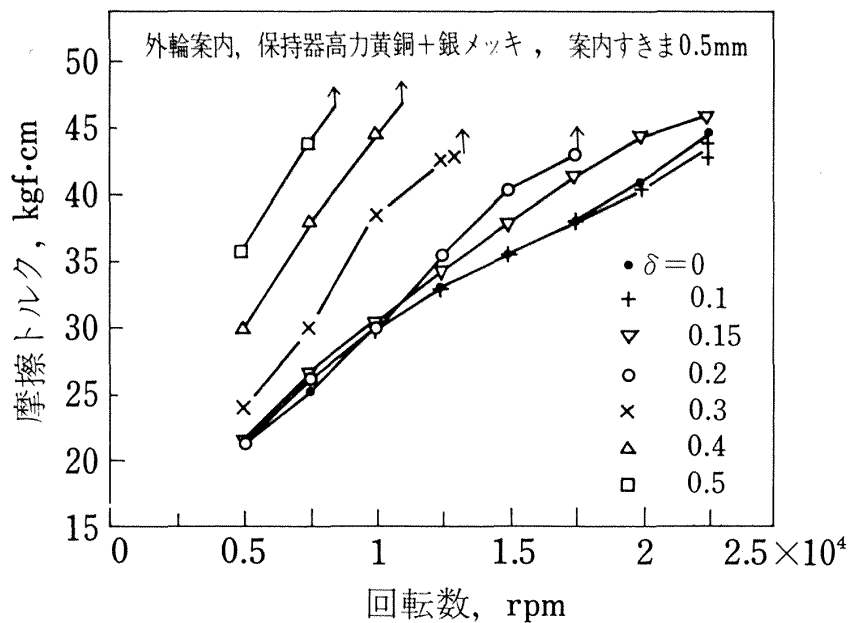


図1.1 摩擦トルクと回転数

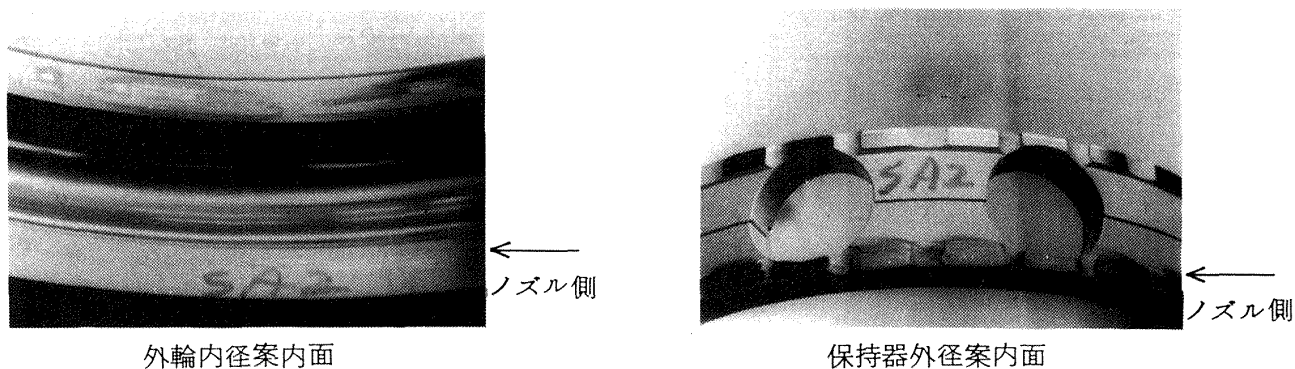


図1.2 案内面の外観

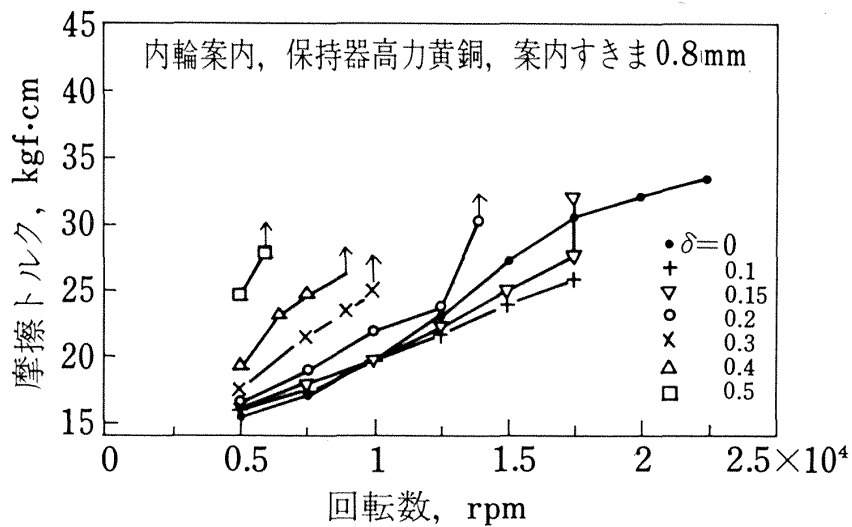


図1.3 摩擦トルクと回転数

案内保持器を用いた結果である。案内すきまは0.8 mmで、銀メッキは施していない。外輪の傾き $\delta = 0$ mmでは22,500 rpmまで異常なく回転しうるが、 $\delta = 0.1$ mm以上では限界回転数は大幅に低下している。 $\delta = 0.5$ mmまでの実験後、 $\delta = 0$ mmで再実験を行なったが、トルク変動と音が大きく、保持器がかなり摩耗していると思われたため、10,000 rpmで実験を中止した。

図14は実験後の内輪外径案内面と保持器内径案内面の外観である。ノズルと反対側の保持器油みぞの中に摩耗粉がこびりついており、摩耗のはげしさと摩耗粉が排出されにくいことを示している。

外輪案内保持器では、摩擦トルクの急上昇がほとんど瞬間的におきたが、内輪案内保持器の場合には様子が異なる。たとえば $\delta = 0.1$ mmの時、17,500 rpmに回転を上げてから約5分程摩擦トルクは一定であるが、その後約30秒かかって摩擦トルクが上昇してきた。また、 $\delta = 0.15$ mmでは、17,500 rpmで回転数を保持したところ、摩擦トルクが徐々に上昇してくるため10分後に回転数を下げた。 $\delta = 0.2$ mmでも14,000 rpmで同様の傾向を示した。しかし、 $\delta = 0.3, 0.4, 0.5$ mmでは外輪案内保持器の場合と同様に摩擦トルクはほとんど瞬間的に急上昇する。このように内輪案内保持器の場合には $\delta = 0.3$ mmをさかいに限界回転数をおさえている要因が変わっている

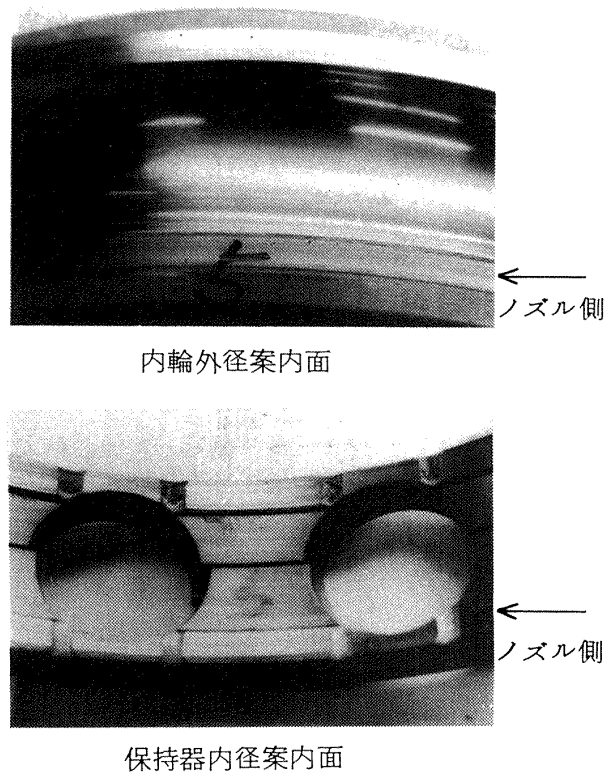


図14 案内面の外観

と考えられる。このことについては後に述べる。

図15は外輪案内保持器について、図7, 9, 11から限界回転数と外輪の傾き δ との関係をもとめて示したものである。メッキなし保持器については、案内すきまの大きい方が、小さい方に比較して、外輪の傾きの大きい場合に限界回転数は向上している。

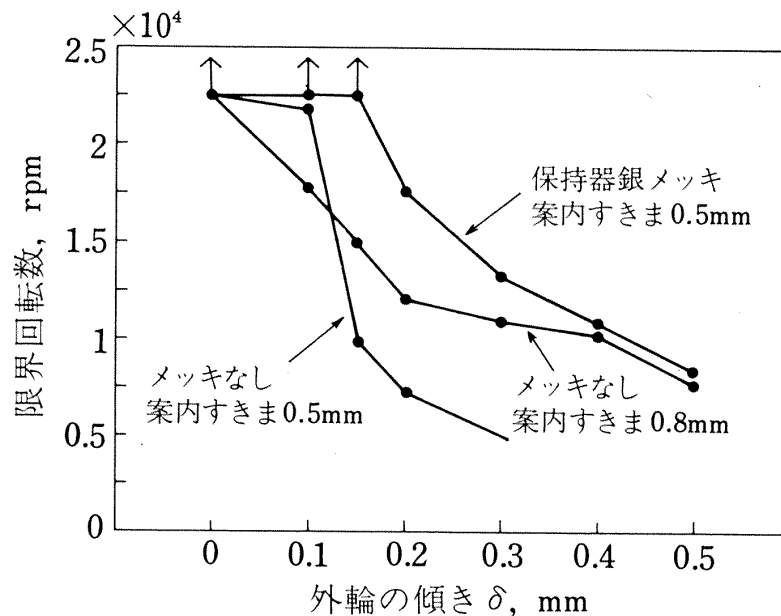


図15 限界回転数と外輪の傾き

しかし $\delta = 0.1 \text{ mm}$ というわずかな外輪の傾きで限界回転数は大幅に低下する。これに対し保持器に銀メッキを施した場合には、 $\delta = 0.15 \text{ mm}$ の場合でも異常なく回転し、限界回転数は $22,500 \text{ rpm}$ よりもさらに高いところにある。

3.2 軸受温度上昇

図16~18に外輪の傾きを変化させた場合の油入口温度からの軸受外輪温度上昇と回転数の関係を示す。軸受外輪温度は円周4個所で測定した値の最大値をとった。図16は外輪案内、メッキなし保持器、

案内すきま 0.8 mm 、図17は外輪案内、銀メッキ保持器、案内すきま 0.5 mm の場合であるが、両者の温度上昇には大きな差異はみられず、いずれも焼付直前の限界回転数に至っても急激な温度上昇はおきていない。図10, 12に示したように、保持器の変色からみて案内面はかなりの温度に達したと思われるが、摩擦トルクが急上昇した瞬間に回転数を急速に下げるため、また軸受の熱容量が大きいこととも関連して軸受外輪温度を上昇させるには至らなかったと思われる。図18は内輪案内、メッキなし保持器、案内すきま 0.8 mm の結果である。外輪案内に比較し

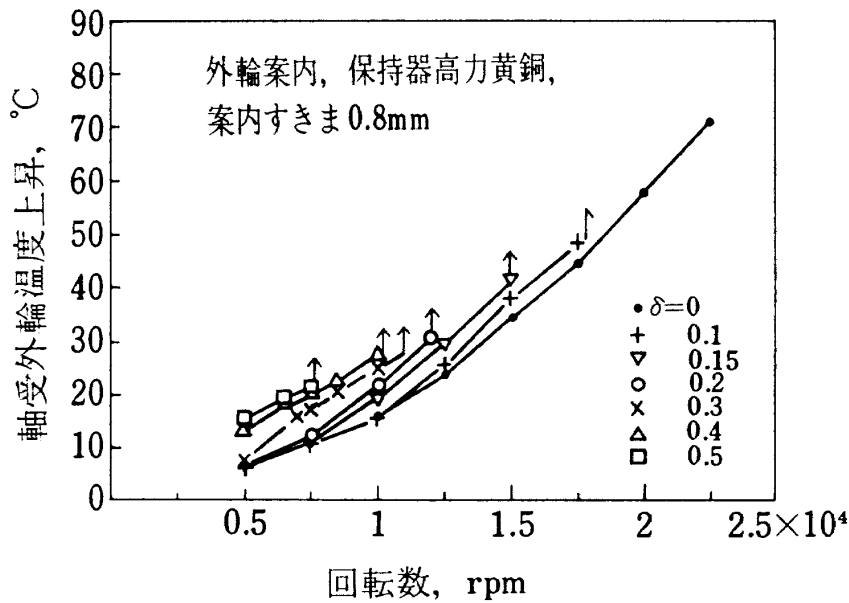


図16 軸受温度上昇と回転数

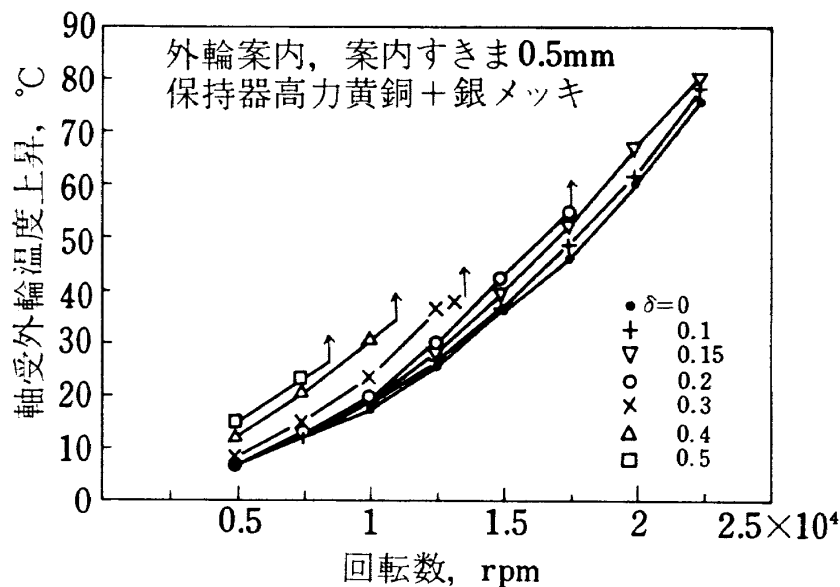


図17 軸受温度上昇と回転数

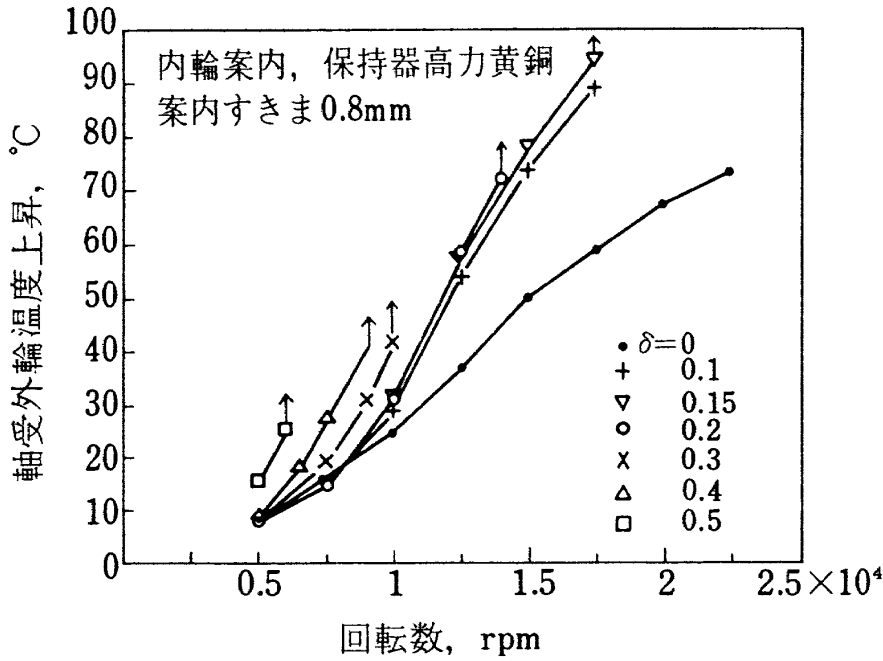


図18 軸受温度上昇と回転数

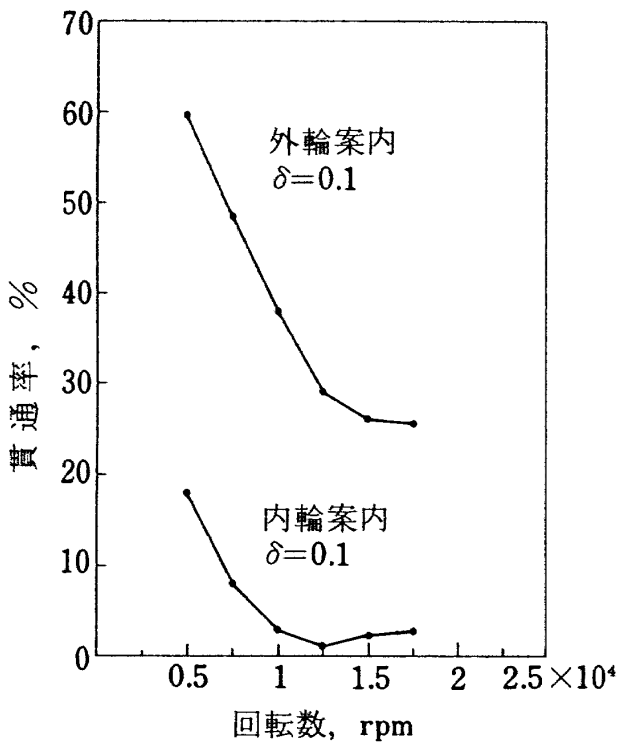


図19 貫通率と回転数

てわずか $\delta = 0.1 \text{ mm}$ でも軸受外輪温度は急激に上昇する。本実験では、ノズルを保持器と内輪との間隙部の中央に向けている。内輪案内の場合この隙間が外輪案内に比較してせまい (0.4 mm) ため、軸受内部に油が入りにくく、油の貫通率は大幅に低下している (図19)。その結果外輪の急激な温度上昇をひきおこしたものと考えられる。

図20は外輪の傾き δ を 0 から 0.5 mm まで変化させた場合の保持器と外輪または内輪の接触位置を示したものである。外輪に傾きを与え、スラスト荷重をかけた状態 (図20は $1,000 \text{ kgf}$ の場合) で軸を静かに回転させると保持器が偏心し、外輪または内輪の案内面と接触する。図の黒の太線は厚さ 0.04 mm のシックネスゲージを案内面にさしこんだ時のゲージの通らない範囲を示し、太線の中央の位置で保持器と外輪または内輪が接触する。図の1, 2, 3, 4は外輪温度を測定するための熱電対の位置を示す。矢印は軸の回転方向を表わす。外輪案内では、 $\delta = 0 \sim 0.2 \text{ mm}$ までは保持器と案内面は接触しておらず、軸はなめらかに回転しうる。 $\delta = 0.3 \text{ mm}$ ではシックネスゲージの通らない範囲は図のようになり、太線の中央で保持器と案内面は接触する。軸は固めであるが回転できる。 $\delta = 0.4 \text{ mm}$ 以上では軸を手で回転させることができない程強く接触する。内輪案内では $\delta = 0 \sim 0.2 \text{ mm}$ までは外輪案内同様で軸を回転させるが、 $\delta = 0.3 \text{ mm}$ では固くて回転できない。これに対して銀メッキ保持器では $\delta = 0.3 \text{ mm}$ までは軸を手で回転させることができる。したがって、外輪が傾いた状態で軸受を回転させると、上で述べたように保持器が偏心し、外輪または内輪の案内面と接触するため、この部分では油が入りにくくきびしい

潤滑条件にさらされている。

外輪案内では保持器と外輪が接する3の温度が他の1, 2, 4の温度よりも高くなるはずである。また内輪案内では保持器と内輪が接することから内輪の温度上昇が外輪案内よりも大きくなるはずである。

図21~23は外輪の傾きに対する軸受温度上昇を外輪外周の4ヶ所で測定した結果と内輪の温度上昇を示したものである。ノズルは1と4の中間においてある。矢印は軸の回転方向を表わす。図21, 22は外輪案内の例であるが、外輪の傾き δ が0.2~0.3

mm以上で外輪3の温度が突出してくる。これに対し図23は内輪案内の場合であるが、外輪案内とは異なり3, 4の温度上昇が1, 2に比べて非常に大きく、また $\delta = 0.3$ mm以上では内輪の温度上昇が大きい。前に摩擦トルクの測定から内輪案内では $\delta = 0.3$ mmをさかいに限界回転数をおさえている要因が変わっていることを述べたが、軸受温度上昇の点からもその点がうかがえる。このことについては次節の接触電気抵抗の変化から検討することにする。

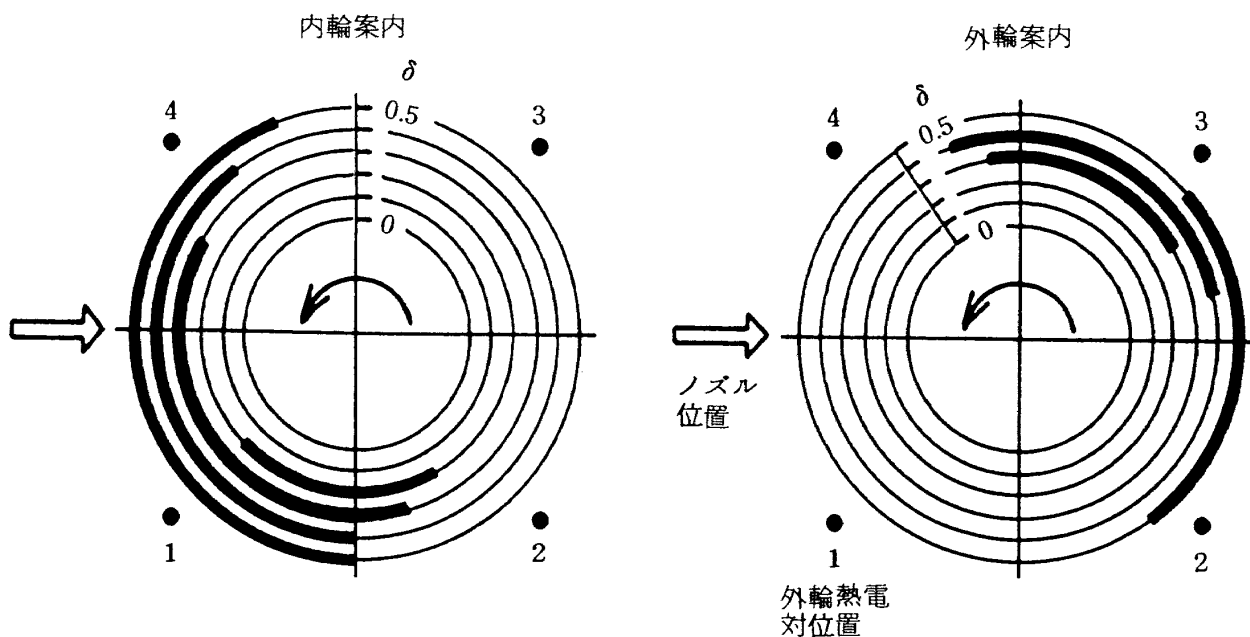


図20 保持器と内外輪の接触位置

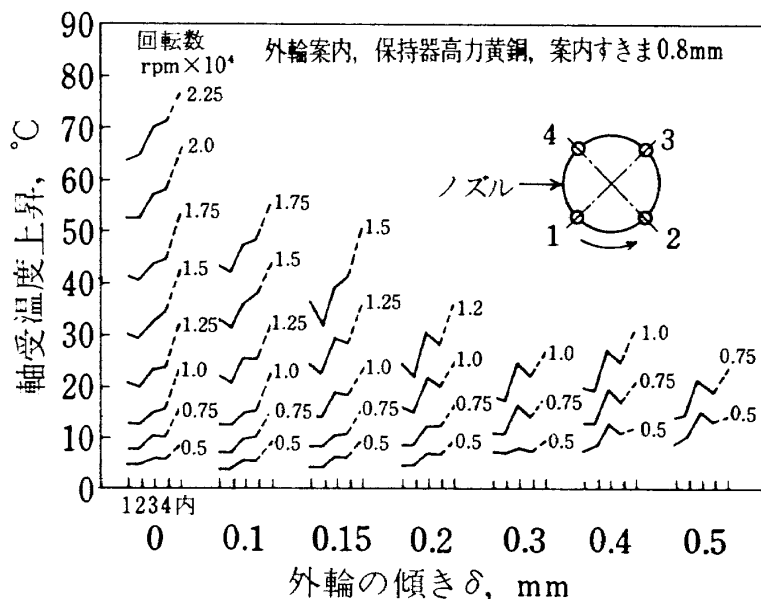


図21 軸受の温度上昇と外輪の傾き

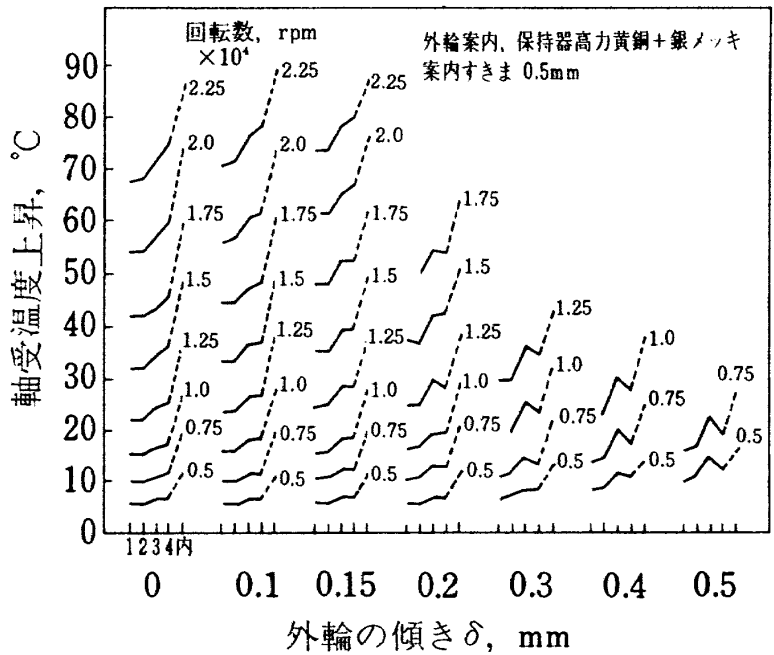


図 2.2 軸受温度上昇と外輪の傾き

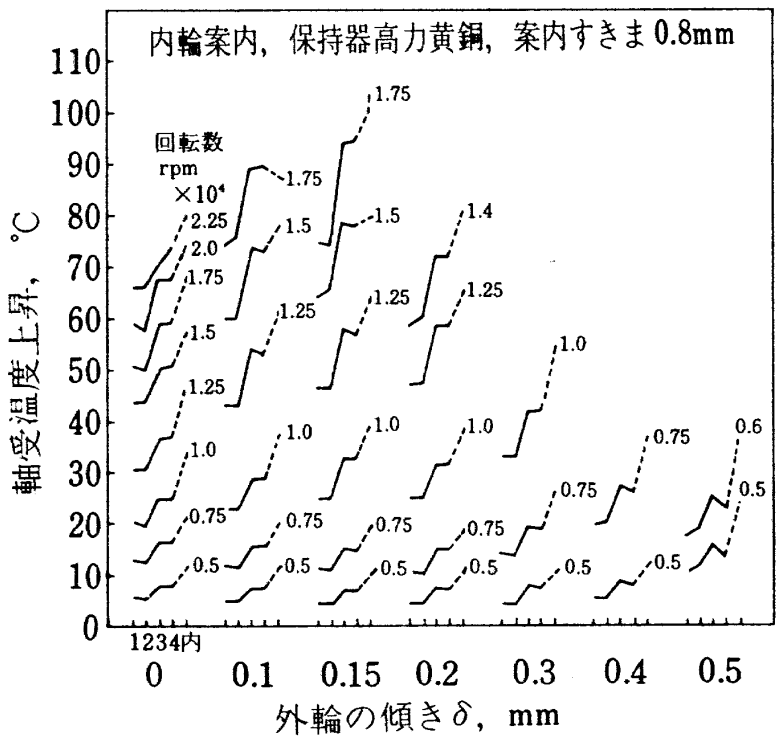


図 2.3 軸受温度上昇と外輪の傾き

3.3 接触電気抵抗

本実験では油膜の形成状態をみるために図 6 の回路を用いて内外輪, 玉間の接触電気抵抗を観察しているが, 外輪案内の場合には, 焼けつき直前の限界回転数に至っても接触電気抵抗の変化は全くあらわれない。本実験で用いた回路では, 2.6.3 で述

べたように内輪と玉と外輪の間で同時に油膜が破断した時にはじめて接触電気抵抗の変化が観察される。外輪案内の場合に接触電気抵抗の変化が観察されないということは, 保持器と案内面が金属接触をおこし, 焼けつき直前に至っても, 内外輪と玉との間にはまだ油膜が存在することを示している。したがって外

輪案内では、内外輪と玉の間にはまだ油膜が存在しているが、保持器と案内面との潤滑状態で限界回転数がおさえられている。

内輪案内では $\delta = 0.1 \text{ mm}$ の時、焼けつき直前の $17,500 \text{ rpm}$ で接触電気抵抗は大きく変動し、 $\delta = 0.15, 0.2 \text{ mm}$ ではそれぞれ $15,000, 12,500 \text{ rpm}$ で変動が観察された。外輪案内に比較して内輪案内では油の入るすきまが小さいため油が軸受内部に入りやすく、軸受内部を貫通し潤滑に寄与する油量は外輪の傾きのない $\delta = 0 \text{ mm}$ の場合でも給油量の $5 \sim 12 \%$ 程度である。外輪を傾けることによって保持器が偏心し、図 20 に示したように保持器と内輪の案内面がノズル位置から回転方向に約 45° ずれた位置で接触する。このため $\delta = 0.1 \text{ mm}$ 、 $17,500 \text{ rpm}$ の油の貫通率は 2.9% 、 $\delta = 0.2 \text{ mm}$ 、 $12,500 \text{ rpm}$ では 1.45% となり軸受内部を通過する油量は極端に少なくなる。 $\delta = 0.1, 0.15, 0.2 \text{ mm}$ のとき、それぞれ $17,500, 15,000, 12,500 \text{ rpm}$ で接触電気抵抗の変化があらわれたということは、油量が極端に少ないため内外輪と玉との間で油切れの状態になったことを示している。先に内輪案内保持器の場合に $\delta = 0.2 \text{ mm}$ 以下では摩擦トルクが徐々に上昇して限界回転数に至ることを述べたが、外輪の傾きが小さい場合には、以上の結果から明らかなように、保持器と案内面の接触よりも、内外輪と玉の間の潤滑が限界回転数をおさえている。これに対して、 $\delta = 0.3 \text{ mm}$ 以上では接触電気抵抗の変動は全くみられず、反面図 23 にみられるように内輪温度が急増している。この場合の油の貫通率は $\delta = 0.3 \text{ mm}$ 、 $9,000 \text{ rpm}$ で 3.75% 、 $\delta = 0.4 \text{ mm}$ 、 $7,500 \text{ rpm}$ で 5.0% 、 $\delta = 0.5 \text{ mm}$ 、 $6,000 \text{ rpm}$ で 5.3% であり、 $\delta = 0.2 \text{ mm}$ 、 $12,500 \text{ rpm}$ における 1.45% に比較して $3.4 \sim 2.6$ 倍大きい。したがって内外輪、玉の間にはごく薄いとはいえ油膜がまだ存在しており、接触電気抵抗の変動は観察されなかったといえる。 $\delta = 0.3 \text{ mm}$ 以上では図 20 に示したように保持器の偏心によって、保持器と内輪の案内面がはげしい金属接触をおこすため、内輪の温度が急増する。外輪の傾きが大きい場合には保持器と内輪の案内面の潤滑が限界回転数をおさえている。

3.4 保持器の回転化

図 24 は外輪の傾き $\delta = 0 \text{ mm}$ 、給油量 8 kg/min 、スラスト荷重 $1,000 \text{ kgf}$ の場合について、保持器と内輪の回転比（保持器回転数 / 主軸回転数を百分率であらわす）と回転数の関係を示したものである。ラジアルすきま $163 \sim 165 \mu\text{m}$ において、回転比は軸の回転速度が増えるにしたがって増加し、 $20,000 \text{ rpm}$ で最高値を示す。No. 93, No. 100 は外輪案内で、案内すきまはそれぞれ $0.5, 0.8 \text{ mm}$ であるが、図 24 からわかるように保持器の案内すきまは保持器の回転比にはほとんど影響しない。また No. 118 は内輪案内保持器案内すきま 0.8 mm の場合であるが、保持器案内方式によるちがいはみられない。No. 1, No. 2 はラジアルすきまがそれぞれ $49 \mu\text{m}, 40 \mu\text{m}$ の場合であるが、回転数の増加にともなう回転比の変化はさほど顕著ではなく、 $20,000 \text{ rpm}$ に至ってようやく増加している。ラジアルすきまの影響については、ラジアルすきま $163 \sim 165 \mu\text{m}$ の方が $40, 49 \mu\text{m}$ よりも回転比は大で、回転速度による変化の割合も大きい。

図 25 は軸受のなじみが回転比にどのように影響するかを示したものである。No. 93 は取付直後の全く新しい軸受で、ラジアルすきまは $163 \mu\text{m}$ である。No. 86 は外輪の傾き δ を変えて合計 19 回の実験を行なった後 $\delta = 0$ で再実験した結果である。19 回の実験のうち 8 回はトルクの急増をおこしているため、保持器の案内面は金属接触による損傷、摩耗が著しい。なじみというには損傷はひどいのであるが、便宜上ここでは「なじみ後の軸受」とする。同様に No. 2 は新しい軸受、No. 9 は 7 回の実験のうち 4 回のトルク急増をおこしたものである。ラジアルすきまはともに $40 \mu\text{m}$ である。図 25 からわかるように、No. 93 の新しい軸受に比較して、No. 86 のなじみ後の軸受の方が高速回転域で回転比は小さくなる。ラジアルすきま $40 \mu\text{m}$ においても同様に No. 2 軸受が $20,000 \text{ rpm}$ で回転比の増大をおこすのに対して、No. 9 のなじみ後の軸受では、回転比はむしろ回転の増加につれて漸減する傾向を示している。No. 64, 69, 78 は荷重の影響をみるために、スラスト荷重 500 kgf で実験を行なった結果である。ラジアルすきまはともに $165 \mu\text{m}$ である。No. 64 は新しい軸受、

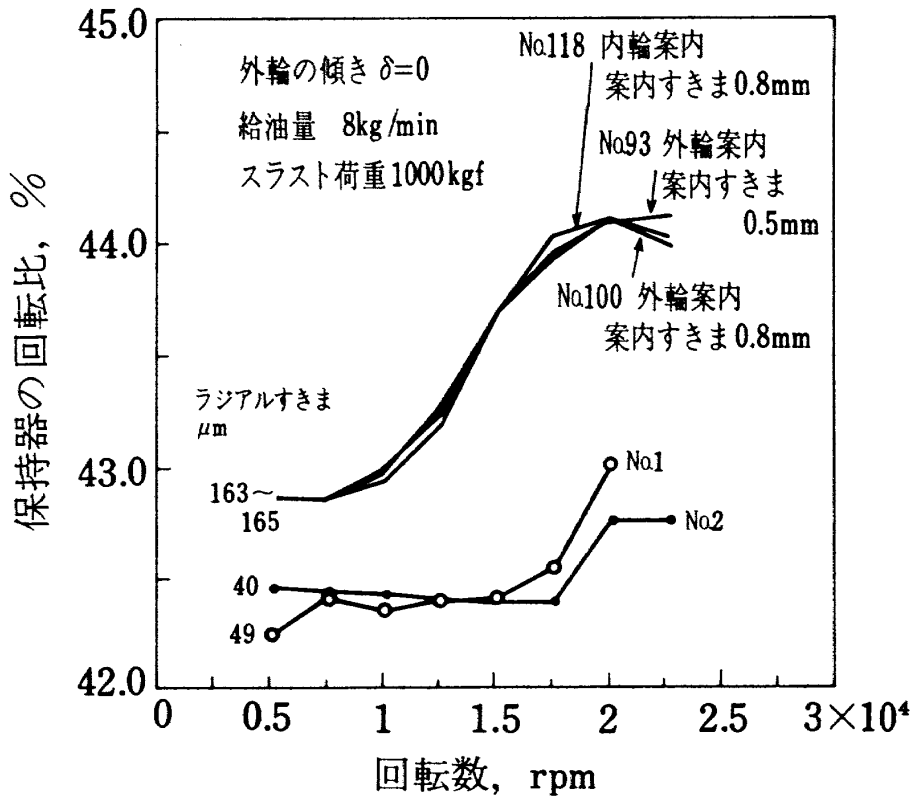


図 2 4 保持器の回転比と回転数

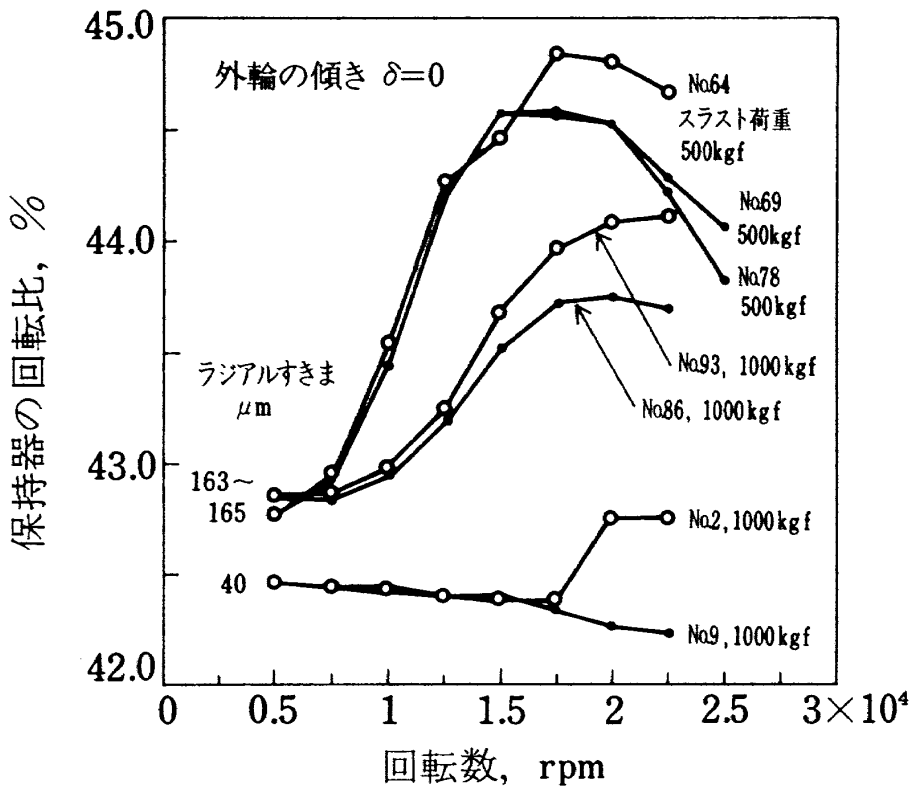


図 2 5 保持器の回転比と回転数

№69, 78 はなじみ後の軸受であるが、やはりなじみ後の軸受の方が新しい軸受よりも高速域で回転比が小さくなっている。スラスト荷重の影響も顕著で、5,000 rpmを除いてスラスト荷重 500 kgfの方が 1,000 kgf よりも回転比は大である。なお、外輪の傾き δ を変えた場合の回転化のちがいについては明らかな差はなかった。

3.5 軸受精度

外輪を傾けた状態で、最高回転数 22,500 rpm (dn 値 2.25×10^6) の高速で、摩擦トルクが急増する限界回転数を求める実験では、軸受はかなり苛酷な運転状態にあるわけで、当然軸受精度も変化をうけているはずである。以下この点について検討する。

表 4 は実験した軸受のうち、精度測定に用いた軸

受の種類と実験経歴をまとめたものである。図 26 に内輪内径寸法、外輪外径寸法の測定位置を示す。

実験前後の内輪内径寸法、外輪外径寸法、回転精度ラジアルすきま、軌道曲率および保持器の案内すきまを表 5 ~ 9 に示す。実験後の内外輪の寸法精度を図 27 ~ 36 に、外内輪案内面あらし、保持器案内面あらしを図 37, 38 に示す。この結果を要約するとつぎのようになる。

(1) 内輪内径寸法

表 5 から内輪内径寸法は実験前に比較して全体的に (+) 方向に変化している。SA2, UC2, UC5 は実験前に比較してそれぞれ平均 $+7 \mu\text{m}$, $+4.5 \mu\text{m}$, $+5.5 \mu\text{m}$ 変化している。UC1, UC4 はそれぞれ平均 $+5 \mu\text{m}$, $+2.5 \mu\text{m}$ 変化しているが許容値内である。

表 4 保持器案内方式、案内すきまと実験経歴

製造番号	保持器案内方式	公称保持器案内すきま, mm	実験経歴
SA2	外輪案内 銀メッキ保持器	0.5	22回実験 10回摩擦トルク急増
UC1	外輪案内	0.5	5回実験 4回摩擦トルク急増
UC2	外輪案内	0.5	25回実験 12回摩擦トルク急増
UC4	外輪案内	0.8	19回実験 16回摩擦トルク急増
UC5	内輪案内	0.8	8回実験 7回摩擦トルク急増

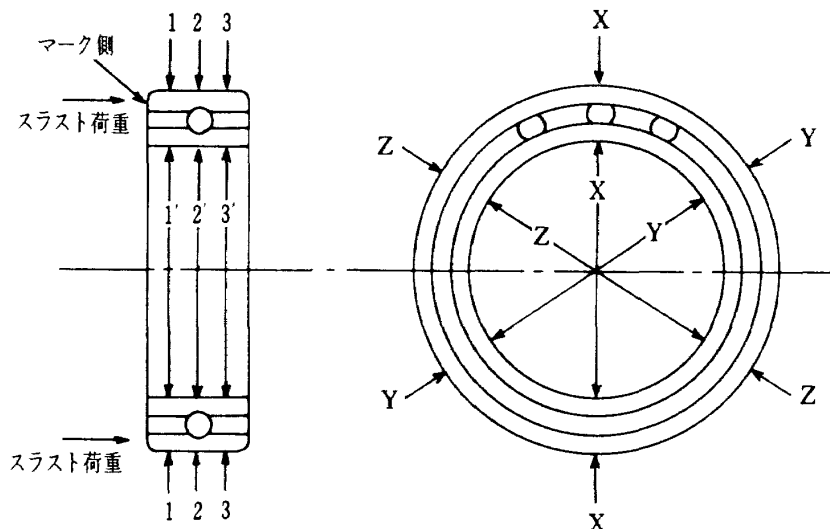


図 26 寸法精度測定位置

表5 寸法精度

単位：μm

項目		内輪内径寸法				外輪外径寸法			
		∅100mm				∅180mm			
許容値		0~-8				0~-10			
測定位置		実験前	1'	2'	3'	実験前	1	2	3
軸受番号									
SA2	X		+4	+3	+2		-27	-14	-1
	Y	-5	+3	+1	0	-9	-41	-20	-6
	Z		+4	+3	+2		-39	-20	-4
UC1	X		-2	-1	-1		-2	-2	-2
	Y	-7	-1	-1	-1	-7	-5	-5	-5
	Z		-3	-2	-2		-2	-2	-2
UC2	X		0	0	-1		+14	+16	+20
	Y	-4	+1	+1	+2	-4	-17	-17	-15
	Z		0	-1	-1		+11	+13	+15
UC4	X		-6	-6	-6		-6	-6	-5
	Y	-8	-5	-5	-6	-6	+23	+23	+21
	Z		-6	-6	-6		-35	-35	-34
UC5	X		-1	-1	-2		-5	-4	-1
	Y	-7	-4	-5	-5	-5	-4	-1	0
	Z		+2	+1	+1		-6	-3	-1

表6 回転精度

項目	内輪		外輪	
	ラジアル 振れ	アキシャル 振れ	ラジアル 振れ	アキシャル 振れ
規格	MAX.5	MAX.5	MAX.8	MAX.8
No.				
SA2	3 (1)	3 (2)	3 (1)	8 (4)
UC1	4 (3)	4 (3)	3 (3)	6 (5)
UC2	2 (3)	5 (3)	8 (3)	7 (5)
UC4	2 (4)	3 (3)	25 (3)	15 (5)
UC5	4 (3)	4 (3)	3 (5)	13 (6)

()内は実験前の測定値

単位：μm

表7 ラジアルすきまおよびアキシャルすきま

製造番号	項目 すきま 規格 記号	ラジアルすきま	アキシャルすきま
		C3=30~58, C/163=158~168	—
SA2	C3	32 (40)	320
UC1	C/163	210 (162)	758
UC2	〃	180 (165)	720
UC4	〃	206 (164)	750
UC5	〃	190 (164)	780

()内は実験前の測定値

単位：μm

表8 軌道曲率

区分 規格 No.	内 輪	外 輪
	52.0%~52.5%	52.0%~52.5%
SA2	52.3	52.2
UC1	52.4	52.4
UC2	52.4	52.2
UC4	52.4	52.2
UC5	52.4	52.2

鋼球寸法 $7/8'' = 22.225 \text{ mm}$

表9 保持器の軸方向すきまおよび案内すきま

項目 規格 測定位置 No.	保持器軸方向 すきま	保持器案内すきま	
	—	400~600	
	—	マ ー ク 側	反マ ー ク 側
SA2	420	520 ~540(480)	450~550
UC1	1,100	480 ~500(530)	490~570
UC2	1,100	820 ~850(490)	840~860
UC4	1,030	1,050 ~1,070(810)	1,050~1,080
UC5	1,150	1,050 ~1,100(810)	1,300~1,350

()内は実験前の測定値

単位：μm

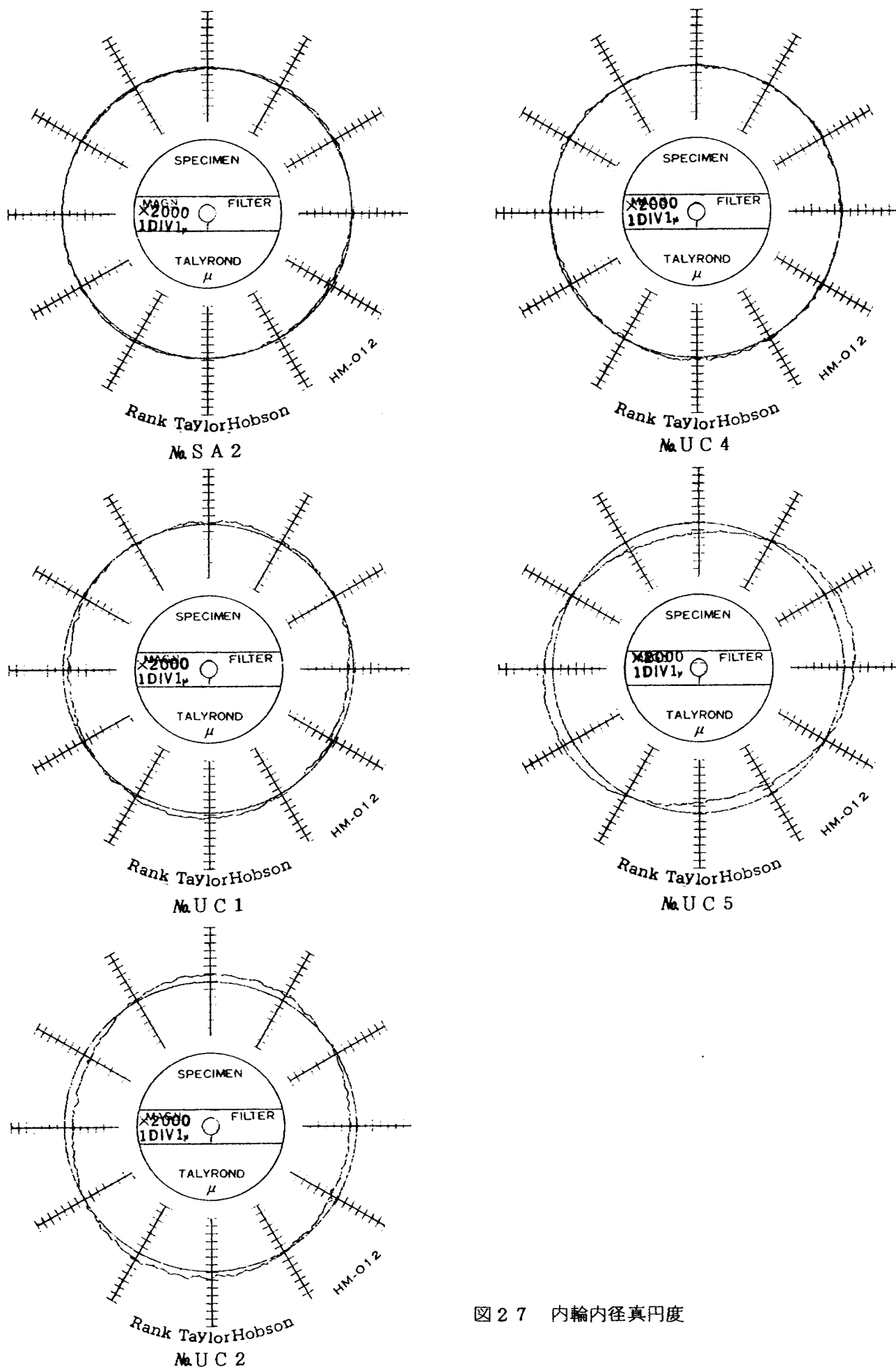


図 2 7 内輪内径真円度

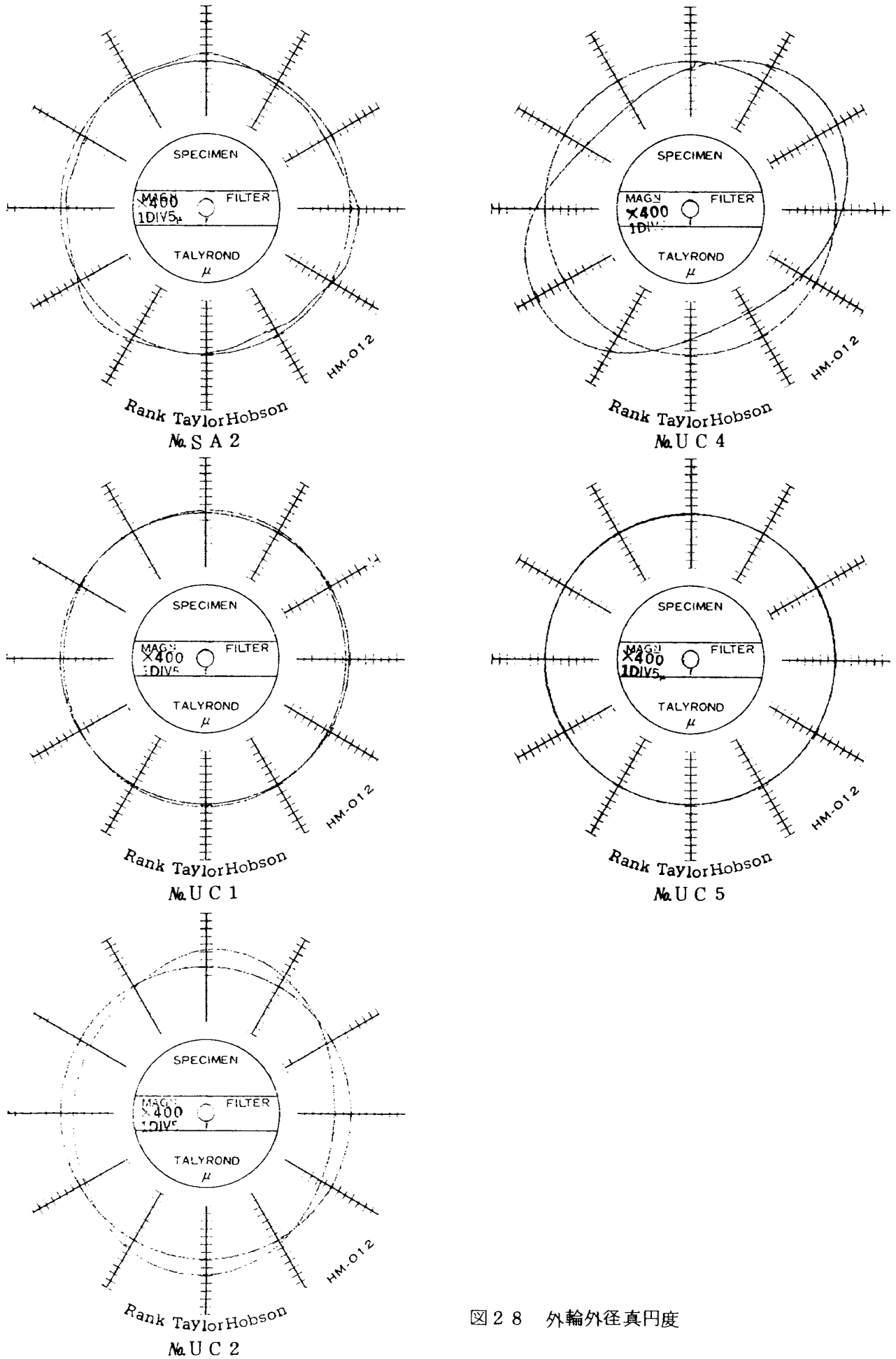


図 28 外輪外径真円度

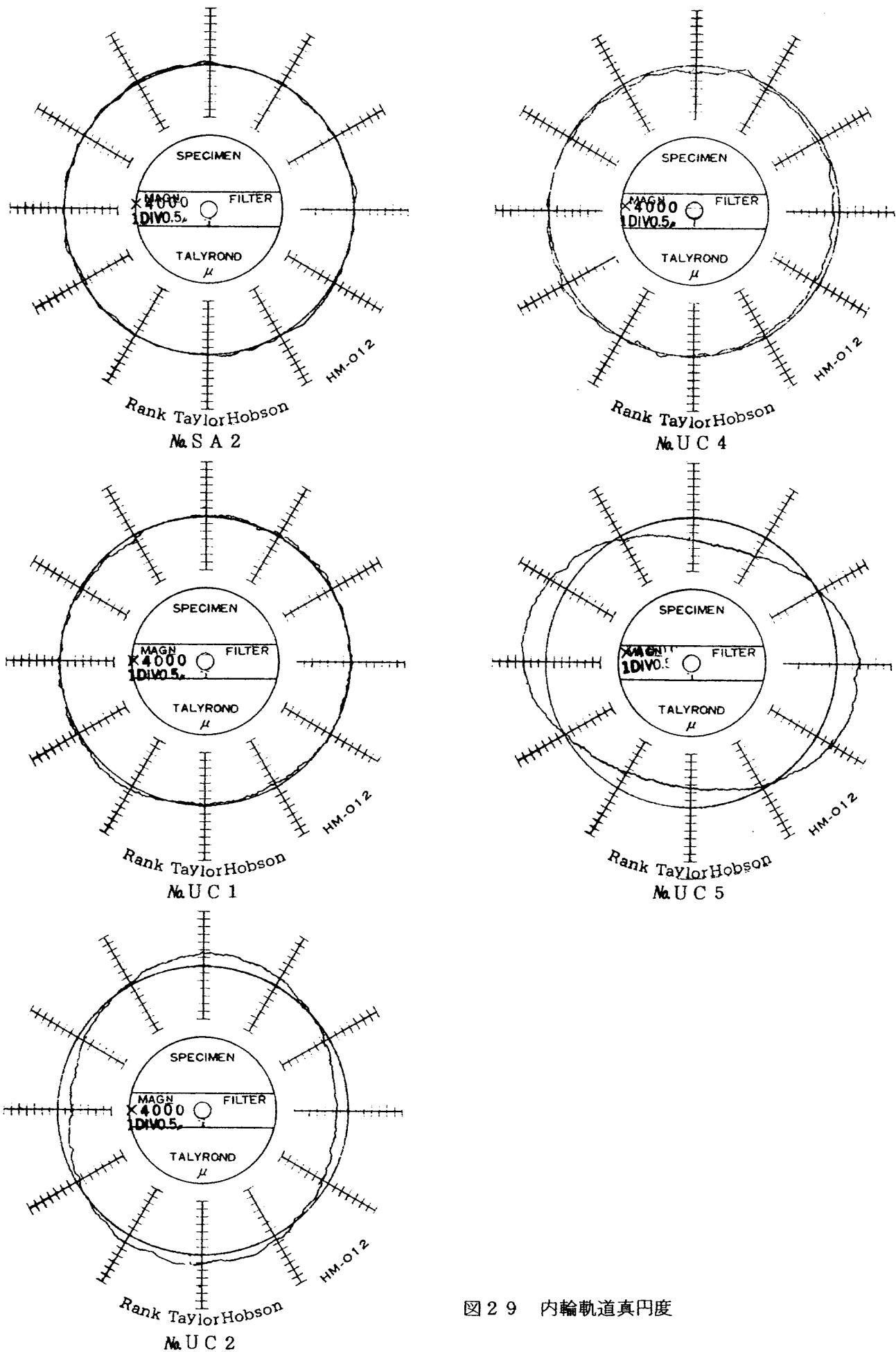


図 2 9 内輪軌道真円度

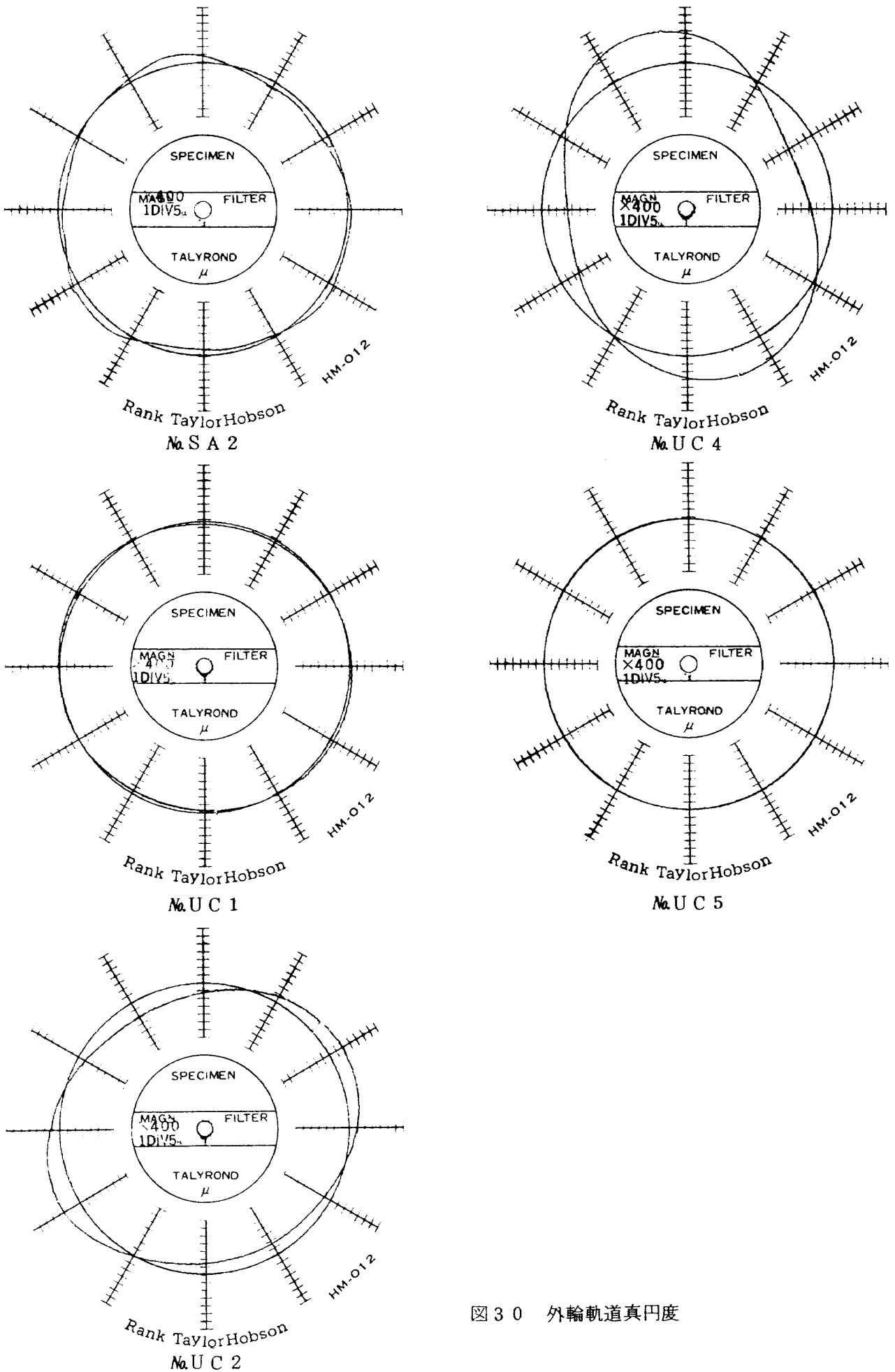


図 30 外輪軌道真円度

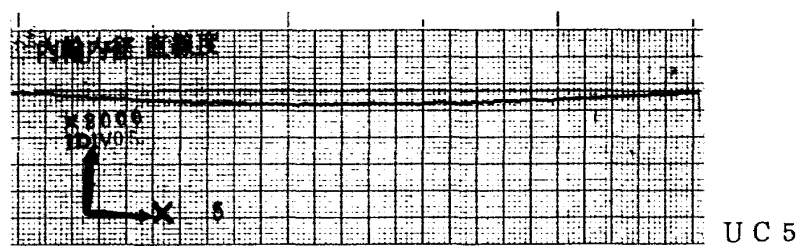
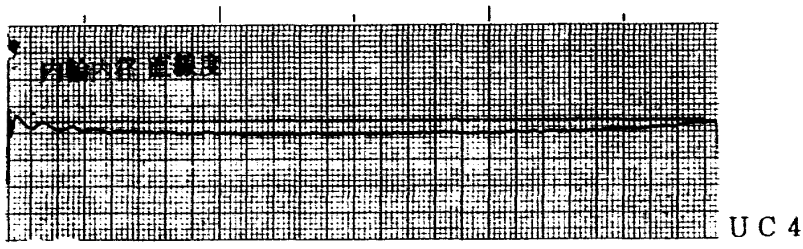
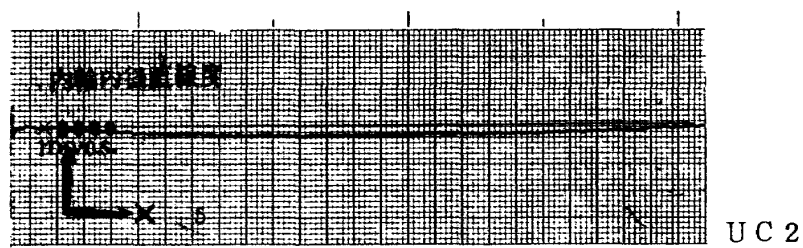
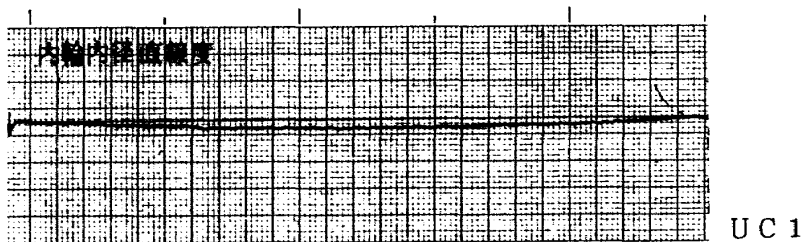
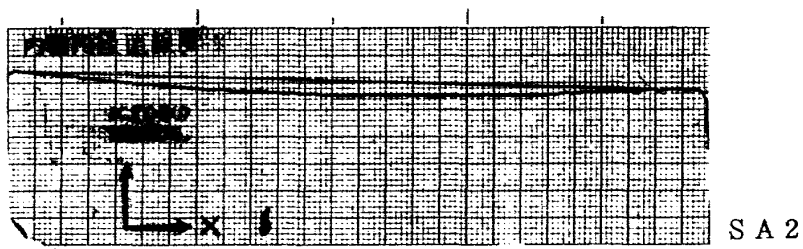


図 3 1 内輪内径面の直線度

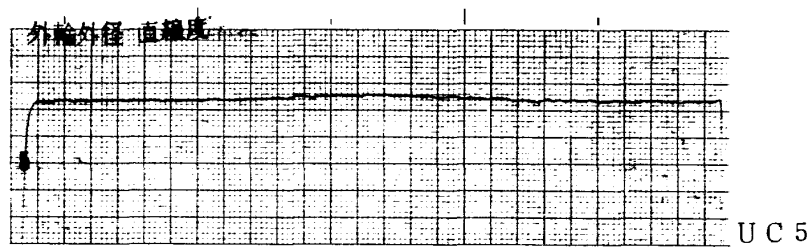
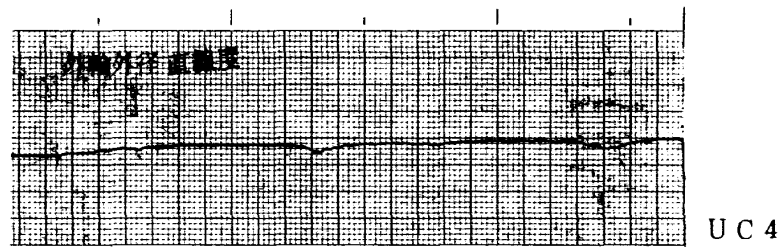
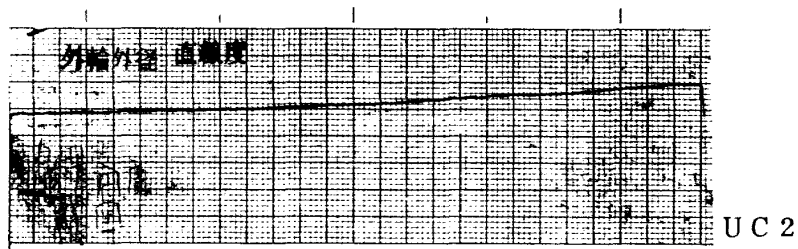
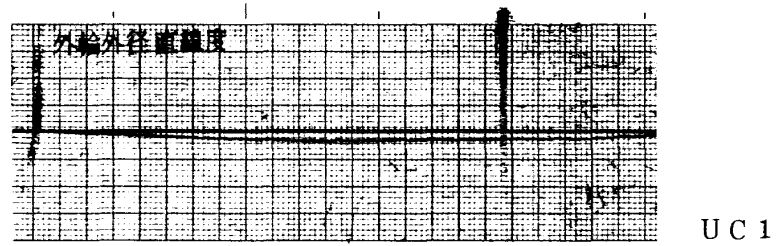
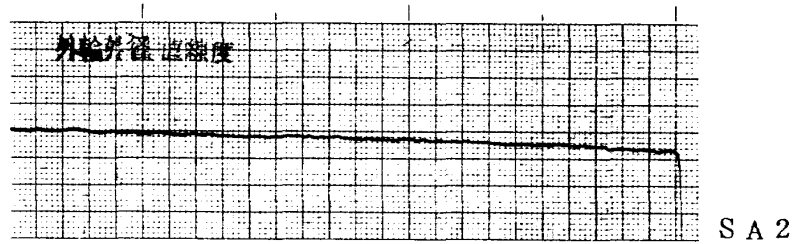


図 3 2 外輪外径面の直線度

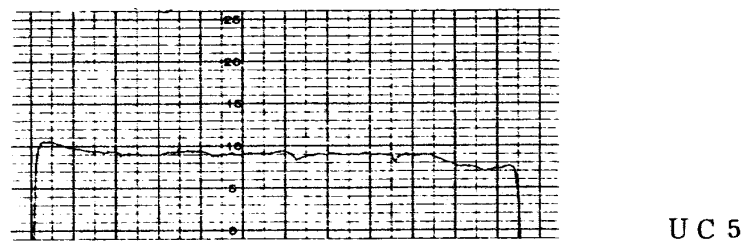
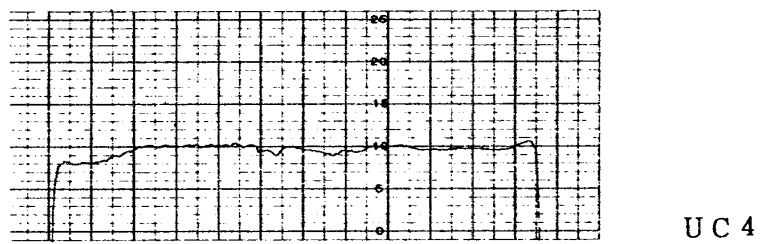
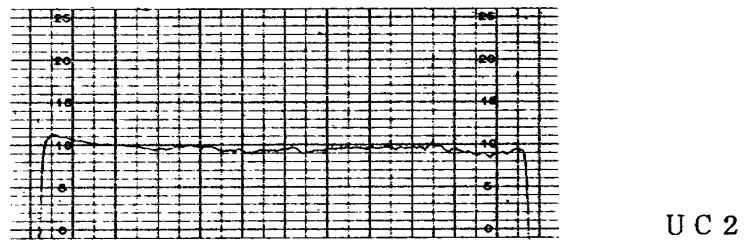
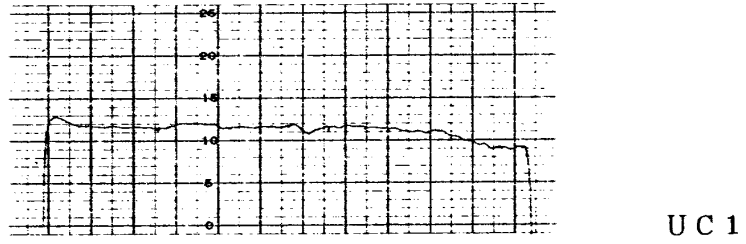
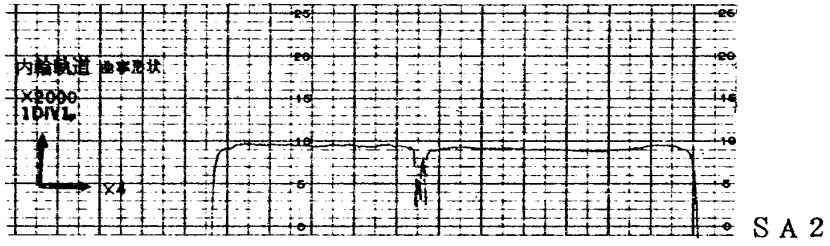
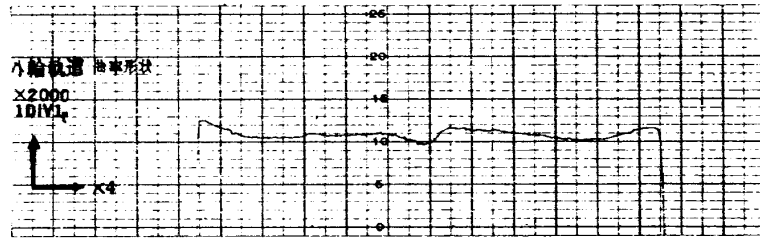
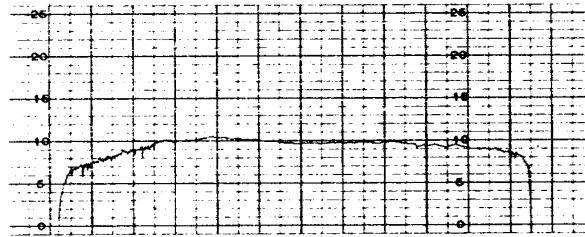


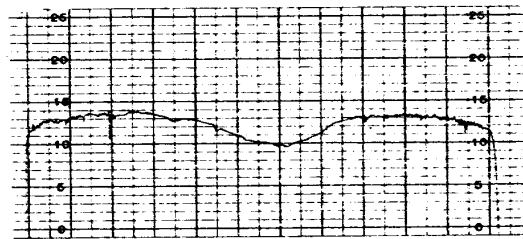
図 3 3 内輪曲率形状



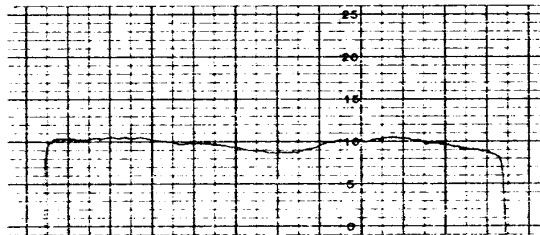
SA 2



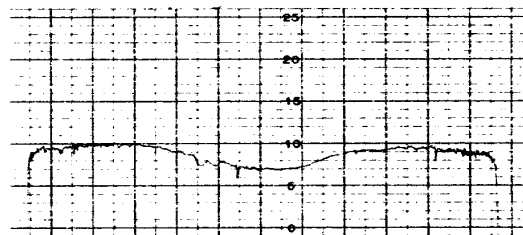
UC 1



UC 2

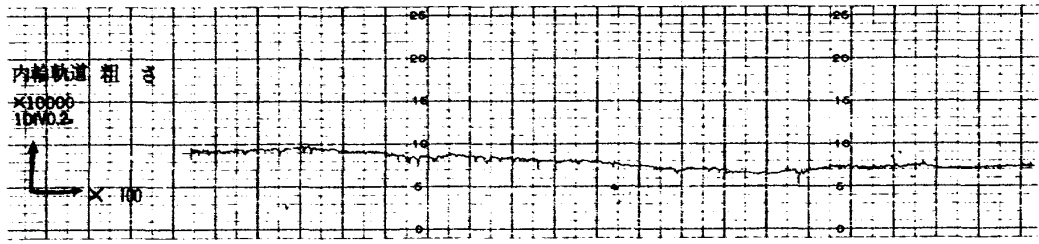


UC 4

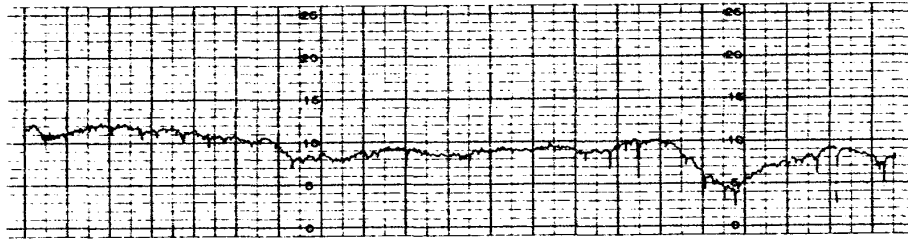


UC 5

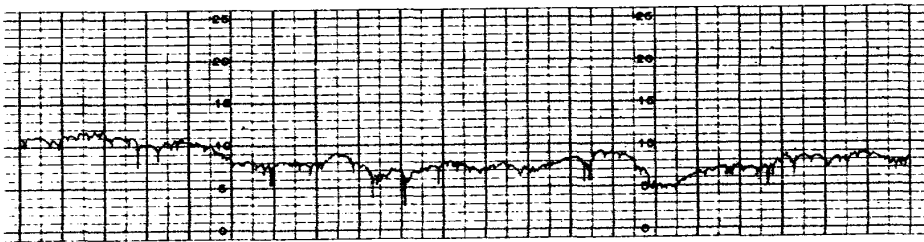
図 3 4 外輪軌道曲率形状



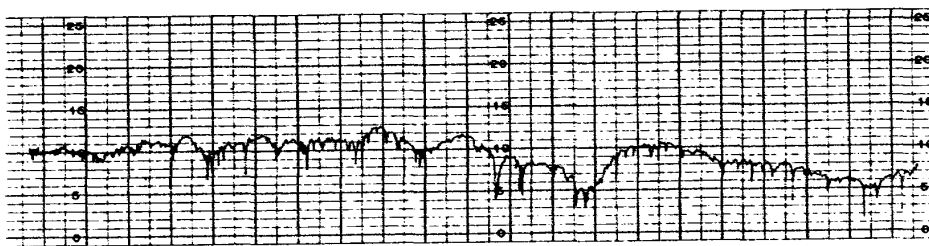
SA 2



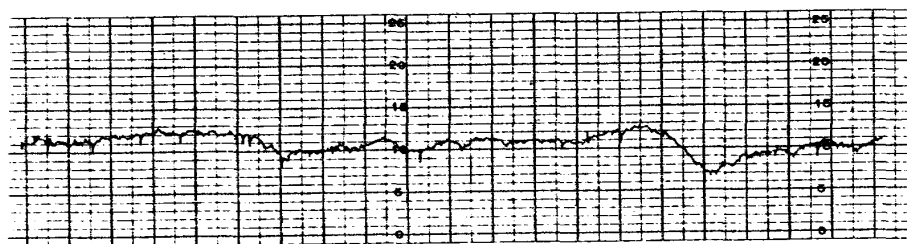
UC 1



UC 2

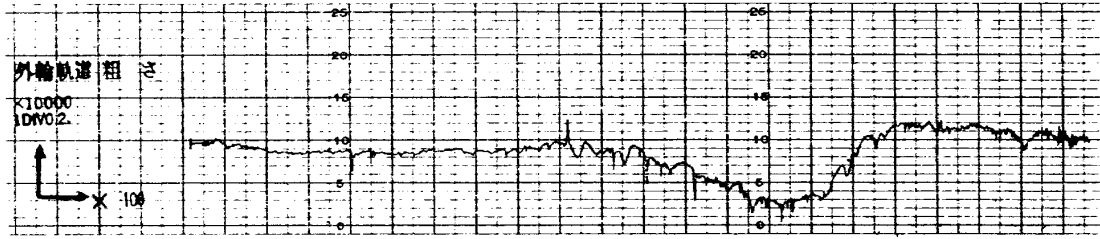


UC 4

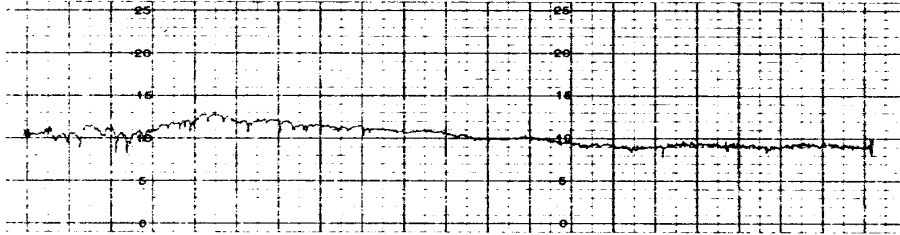


UC 5

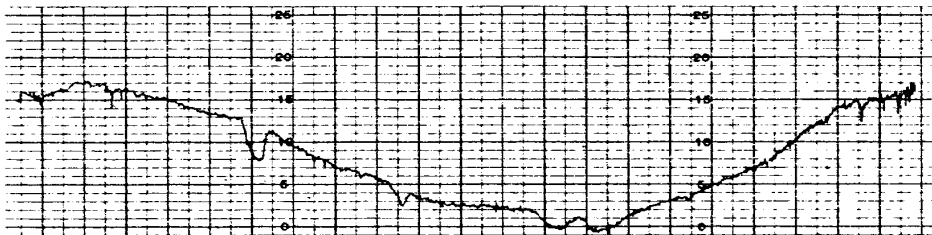
図 3 5 内輪軌道あらし



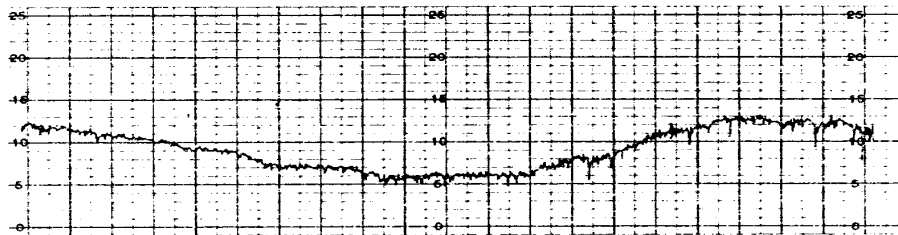
SA 2



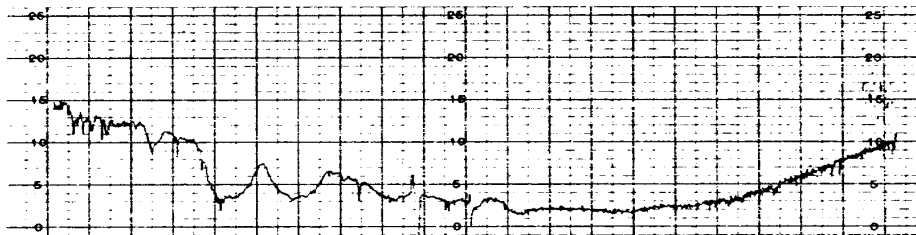
UC 1



UC 2



UC 4



UC 5

図 3 6 外輪軌道あらし

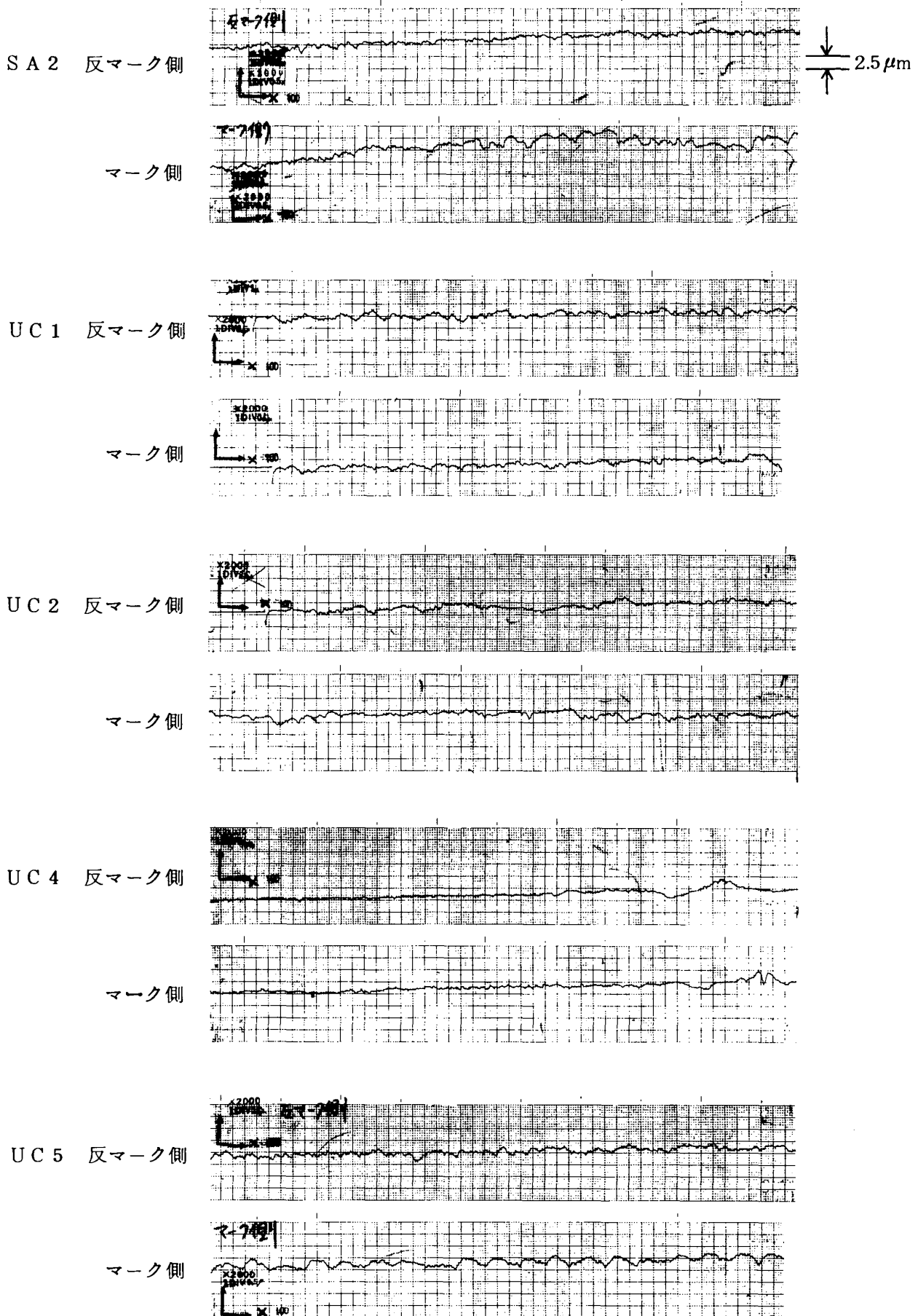


図 3 7 外内輪案内面あらかさ

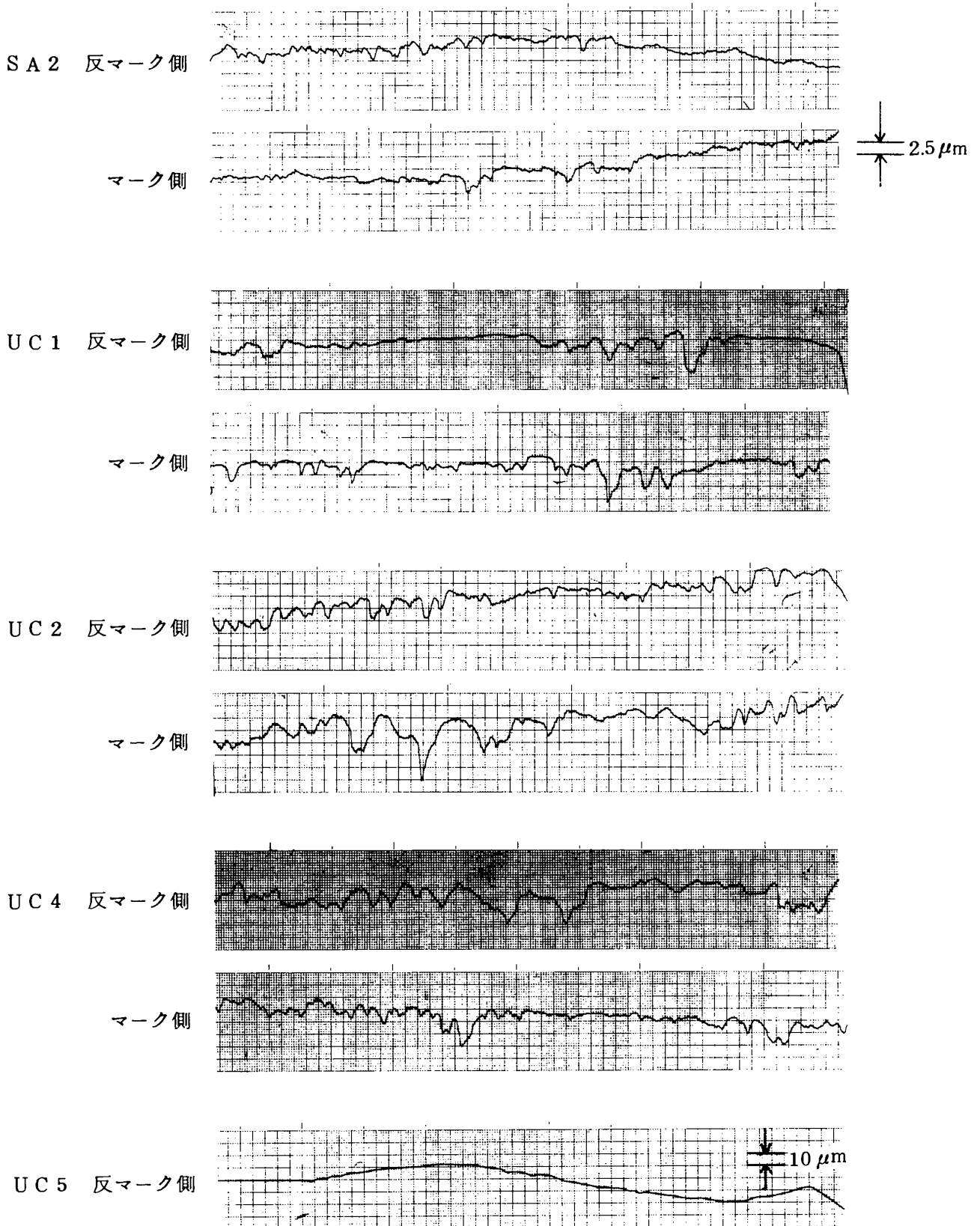


図 38 保持器案内面あらか

(2) 外輪外径寸法

表5から外輪外径寸法はSA2を除いて全体に(+)方向に変化している。SA2は平均 $-12\mu\text{m}$ 変化しており、軸方向の変化が大きく、テーパ状に変化している。UC2は平均 $+5.5\mu\text{m}$ の変化、UC4は平均では変化していないが、階円状に大きく変形している。UC1、UC5はそれぞれ平均 $+3.5\mu\text{m}$ 、 $+2\mu\text{m}$ 変化しているがいずれも許容値内である。

(3) 回転精度

表6から回転精度はSA2、UC1およびUC2はやや大きくなっているがいずれも規格内である。UC4は内輪には変化はないが、外輪はラジアル振れ、アキシャル振れとも大きく変化している。UC5は内輪には変化はないが、外輪アキシャル振れが変化している。

(4) ラジアルすきま

表7からラジアルすきまはSA2がやや小さくなっている以外はいずれも $+15\sim+18\mu\text{m}$ 大きくなっている。

(5) 軌道曲率

表8から軌道曲率はいずれの軸受についても変化はなく、規格内である。

(6) 保持器の案内すきま

保持器の案内すきまは表9からSA2、UC1についてはやや変化しているが規格内である。UC2はマーク側で平均 $+345\mu\text{m}$ 、反マーク側で平均 $+360\mu\text{m}$ 大きく変化している。UC4およびUC5は案内すきまを 0.8mm と大にしたものであるが、 $250\mu\text{m}\sim515\mu\text{m}$ 大きく変化している。これは保持器案内面の摩耗によるもので、特に内輪案内であるUC5の反マーク側で摩耗が著しい。

(7) 内輪内径真円度

図27から内輪内径の真円度は、SA2、UC1、UC4では変化はなく、UC2、UC5で大きくなっている。

(8) 外輪外径真円度

図28から外輪外径真円度は、UC1、UC5については変化はないが、SA2、UC2、UC4では大きくなっており、とくにUC4では著しく大きくなっている。

(9) 内輪軌道真円度

内輪軌道真円度は図29からSA2、UC1、UC4では変化はないが、UC2でやや大きく、UC5では大きくなっている。

(10) 外輪軌道真円度

外輪軌道真円度は図30からUC1、UC5では変化はないが、SA2、UC2、UC4で大きくなり、とくにUC4では著しく大きくなっている。

(11) 内輪内径面の直線度

図31から内輪内径面の直線度は $2\sim3\mu\text{m}$ 中凹となっている。これは荷重の影響と考えられる。

(12) 外輪外径面の直線度

図32からUC1で $2\mu\text{m}$ 中凹となっている以外は変化はみられない。

(13) 内輪軌道曲率形状

図33からSA2で軌道中央部に約 $6\mu\text{m}$ の転走跡が見られる。UC1に約 $1\mu\text{m}$ の摩耗が認められる。UC2、UC4、UC5についてはほとんど変化はみられない。

(14) 外輪軌道曲率形状

図34からUC1には変化はない。その他の軸受では約 $1.5\sim3.5\mu\text{m}$ の摩耗が認められるが特に異常なものではない。

(15) 内輪軌道、外輪軌道あらさ

図35、36からUC2、UC4、UC5で内輪軌道面あらさがやや悪くなっている。

(16) 外輪(内輪)案内面あらさ

図37でSA2、UC1、UC2、UC4は外輪内径面あらさ、UC5は内輪案内のため内輪内径面あらさを示しているが、いずれも特に大きな変化はみられない。

(17) 保持器外径(内径)案内面あらさ

図38でSA2~UC4は保持器外径案内面あらさ、UC5は保持器内径案内面あらさである。UC5で摩耗によって表面はなめらかであるが、うねりを生じている。

以上を総括すると次のようになる。

1) 寸法精度は全体的に(+)方向に変化している。とくにUC4は外輪外径寸法、外輪外径真円度が大きく変化している。(SA2の外輪外径寸法のみは(-)に変化。)

2) 回転精度はUC4, UC5の外輪アキシヤル振れが大きく変化しているが, その他のものについてはあまり変化がない。

3) ラジアルすきまはSA2を除き全体的に大きく変化している。

4) 保持器案内すきまはSA2, UC1は規格内であるが, その他のものは $250\mu\text{m}\sim 515\mu\text{m}$ 案内すきまが大きくなっている。

各軸受の運転履歴が異なるので断定するには至らないが, 以上の結果からみてもSA2の軸受精度の変化が比較的少なく, 銀メッキ保持器を用いる効果が出ているようである。

4. 結 論

内径 100ϕ の深みぞ玉軸受(#6220)を用い, 最高回転数 22500rpm (dn 値 2.25×10^6)の高速において, 外輪の傾きを種々に変化させた場合の摩擦トルク, 内外輪温度上昇, 接触電気抵抗の変化を調べ, 高速回転において軸受の取付誤差がどの程度まで許容し得るかを明らかにするために実験を行なったが, おもな結果はつぎのとおりである。

1) 高速ころがり軸受において外輪のわずかな傾きで, 焼けつき直前の限界回転数は大幅に低下する。

2) 外輪案内軸受の場合, 保持器と外輪の案内面の潤滑が限界回転数をおさえている。

3) 保持器に銀メッキを施すことによって瞬間的な焼けつきを防ぐことができ, $dn 2.25\times 10^6$ の高速でも外輪の傾き $\delta = 0.15\text{mm}$ までは許容しうる。これに対して銀メッキのない場合は, わずか $\delta = 0.1\text{mm}$ でも $dn 2.18\times 10^6$ で摩擦トルクの急上昇をおこす。また限界回転数以下でも保持器のすべり摩擦部分の一時的な金属接触による瞬間的な摩擦トルクの急上昇がみられ, 若干焼けつきの危険性が存在している。

4) 内輪案内保持器では, 外輪の傾きが小さい場合には保持器と案内面の接触よりも, 内外輪と玉の間の潤滑が限界回転数をおさえている。外輪の傾きが大きい場合には, 保持器と内輪の案内面の潤滑が限界回転数をおさえている。

5) 保持器と回転軸の回転比については, ①, ラジアルすきまの大きい方が小さい方に比較して回転

比は大きく, 回転速度による変化の割合も大きい。

②, 「なじみ後の軸受」の方が高速回転域で回転比は小さくなる。③, スラスト荷重 500kgf の方が 1000kgf よりも回転比は大きい。④, 保持器の案内すきま, 案内方式によるちがいはほとんどみられない。⑤, 外輪の傾きによる変化については明らかな差はない。

5. 謝 辞

実験の機会を与えて下さり, 終始御指導いただいた前当所宇宙研究グループリーダー宮川行雄氏(現法政大学教授), 励ましと援助をいただいた当所宇宙研究グループリーダー西村允氏に心より感謝の意を表します。試験軸受の製作, 軸受の精度測定に関しては株式会社不二越に御協力いただいた。末筆ながらお礼申しあげる次第である。

文 献

- 1) 転がり軸受工学編集委員会編: 転がり軸受工学, p.285.
- 2) 青木三策: ラジアル玉軸受の研究, 機械試験所報告, 第44号, (1961)
- 3) 角田和雄: 玉軸受の保持器に作用する力(第1報, 第2報), 日本機械学会論文集, 32巻, 239号, (昭41-7), 1164/1175, 1176/1186
- 4) 宮川行雄, 関勝美, 横山正幸: 高 dn 値における玉軸受の性能に関する研究, 航技研報告, TR-284(1972)
宮川行雄, 関勝美, 横山正幸: 高 dn 値における玉軸受の性能に関する研究(第1報~第5報) 潤滑, Vol.17, No.10(1972) pp.662~653; Vol.17, No.12(1972) pp.820~839
- 5) 前出4)
- 6) P.F. BROWN: Bearing Retainer Material for Modern Jet Engines, ASLE Trans., 13, (1970) p.p. 225-239
- 7) 前出1) p.362

航空宇宙技術研究所報告786号

昭和58年11月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182
印刷所 株式会社実業公報社
東京都千代田区九段南4-2-12

Printed in Japan