

セラミックベアリングの高温時の耐荷重性能に及ぼす
シュリンクフィッタの効果*新田 勇^{*1}, 岡村 陽^{*2}, 白井 健司^{*3}
北村 和久^{*4}, 竹林 博明^{*4}, 大橋 修^{*1}Effect of a Shrink Fitter on Load-Carrying Capacity
of a Ceramic Bearing at Elevated TemperatureIsami NITTA^{*5}, Akira OKAMURA, Kenji SHIRAI,
Kazuhisa KITAMURA, Hiroaki TAKEBAYASHI and Osamu OHASHI^{*5} Niigata University, Graduate School of Science and Technology,
8050 Ikarashi 2 no cho, Niigata shi, Niigata, 950 2181 Japan

When the ceramic bearing is used under the high temperature environment, the problem occurs. An interference changes because the coefficient of thermal expansion is greatly different between the steel and the ceramic. It is thought that this causes the adverse effect for a load carrying capacity of the ceramic bearing. In this paper, we have applied the shrink fitter to an assembly of the ceramic bearing to prevent the change in the interference. The outer races were broken at the load of 4 410 N when the shrink fitter was not used. With the shrink fitter the load carrying capacity was 8 330 N. Moreover, the stresses acting in the outer race of the ceramic bearing, due to the space between the outer race and the bearing, were analyzed by FEM.

Key Words: Fixing Element, Shrink Fitter, Ceramics Bearing, Clearance, Coefficient of Thermal Expansion

1. 緒 言

現在使用されているセラミックベアリングは、転動体にセラミック玉を用いるハイブリッドタイプがほとんどである。主に高速回転する工作機械の主軸に用いられている。その理由は、セラミックスの密度が鋼の約40%なので、転動体に作用する遠心力が小さくなり、転動体と外輪の間の発熱が少なくなるからである。最近では、複写機のポリゴンモータやパソコンのハードディスクのモータ、小型自動車エンジン用のターボチャージャー用の軸受など新しい応用例が増えている⁽¹⁾。

しかし、高温および耐食性を考えた場合、転動体と外輪および内輪すべてがセラミックスである、オールセラミックタイプのものが求められる。油潤滑下での寿命についてはすでに調べられており、鋼製軸受の基本定格寿命と比較して、同等かそれ以上であるとの報告がある⁽²⁾⁽³⁾。オールセラミックタイプのベアリング

が幅広く実用化されれば、機械の作動環境をより高温⁽⁴⁾⁽⁵⁾とすることができ、機械全体のエネルギー効率がよくなる。

しかし、セラミックベアリングについてはまだ多くの問題がある。例えば、鋼ベアリングで通常行われている締め付けをオールセラミックベアリングに適用した場合である。高温下では、セラミックスと金属の熱膨張係数差に起因して、軸と内輪の間のシメシロ、あるいは外輪とハウジングの間のすきまが変化する。図

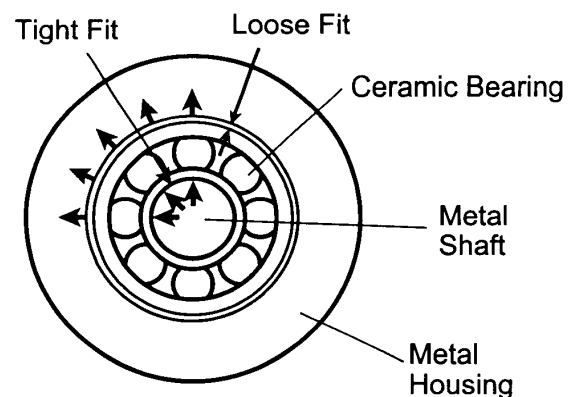


Fig.1 Shrinkage fit of a ceramic bearing to a metal housing

* 原稿受付 2000年11月22日。

^{*1} 正員, 新潟大学大学院自然科学研究科(☎950 2181 新潟市五十嵐2の町8050)。

^{*2} (株)ニコン熊谷製作所精機事業本部(☎360 8559 熊谷市大字御稜ケ原201 9)。

^{*3} 新潟大学工学部(☎950 2181 新潟市五十嵐2の町8050)。

^{*4} 正員, 光洋精工(株)軸受技術開発部(☎582 8588 柏原市国分東条町24 1)。

E mail: nitta@eng.niigata-u.ac.jp

Table 1 Mechanical properties and thermal expansion of each material

	Si ₃ N ₄	SUJ2	A2017
E [MPa] (20°C)	308×10 ³	210×10 ³	74.6×10 ³
Poisson's Ratio	0.29	0.30	0.36
α [1/°C]	3.2×10 ⁻⁶	12.5×10 ⁻⁶	23.0×10 ⁻⁶

E: Young's Modulus, α: Coeff. of Thermal Expansion

1に示すように、鋼製軸とセラミック内輪の間では、温度の上昇につれてシメシロが増加し、最悪の場合ベアリングの内輪が破損することが確認されている^{(6)~(9)}。逆に、セラミック外輪とハウジングの間では温度上昇とともにすきまが増大して、ベアリングの寿命に影響を及ぼすことが考えられる。これまで、セラミック外輪とハウジング間に生じるすきまがセラミックベアリングの性能に及ぼす影響については研究されていない。

著者らは、シュリンクフィッタという新しい機械要素を考案して、上述のシメシロの減少を防止する研究を行ってきた^{(10)~(14)}。シュリンクフィッタとは、円筒形状をした機械要素である。シュリンクフィッタの熱膨張係数はハウジングのものより大きいので、セラミック外輪とハウジングの間に挿入することで、高温下でのシメシロの減少を抑えることができる。

本研究では、高温下で熱膨張差に起因して生じるセラミックベアリングとハウジング間のすきまが耐荷重性能に及ぼす影響を調べた。次いで、シュリンクフィッタを用いたときに耐荷重性能がどのように改善されるかを調べた。

また、3次元有限要素法(FEM)を用いて、すきまが存在するときのセラミックベアリングの応力解析を行ない、耐荷重性能に及ぼすすきまの影響を考察した。

なお、本論文で述べる”すきま”は特にことわりがない場合、ハウジングとセラミックベアリング外輪との間のすきまのことである。

2. 実 験

2.1 試験片 試験軸受は内径20mm、外径47mm、幅14mmの6204相当の単列深溝玉軸受である。材料は外輪、内輪、転動体すべて窒化珪素(Si₃N₄)製である。ベアリングの形状と寸法を図2に示す。保持器(cage)の材質はステンレス鋼(SUS304)である。ハウジングの材料は高炭素クロム軸受鋼(SUJ2)である。ハウジングは旋盤で旋削した後、焼入れを行い、研削で寸法どおりに仕上げた。図3には、シュリンクフィッタを用いない場合と用いる場合のハウジングを示す。外径と幅は共通であるが内径が異な

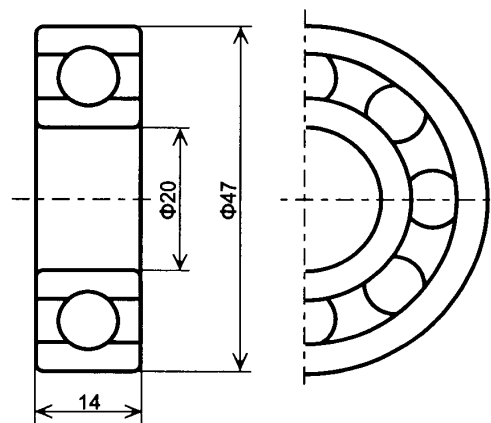
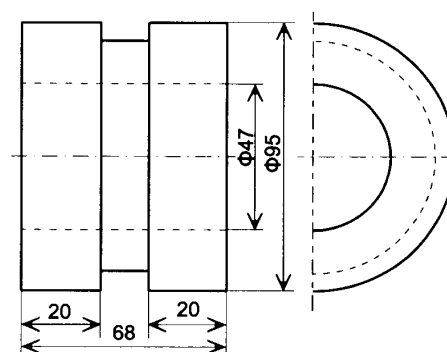
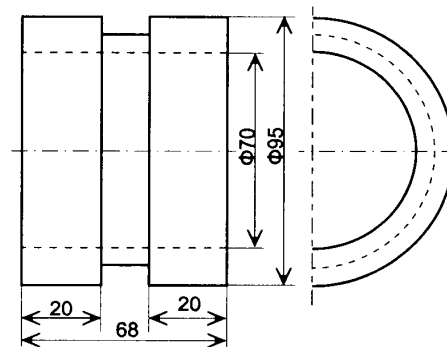


Fig.2 Shapes and sizes of a test bearing



(a) without shrink fitter



(b) with shrink fitter

Fig.3 Shapes and sizes of housings

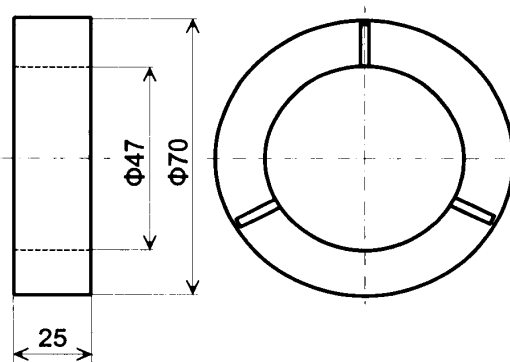


Fig.4 Shape and sizes of a shrink fitter

る。

室温でセラミック外輪とハウジングのシメシロが $0\mu\text{m}$ であっても、 200°C まで温度が上昇すると約 $84\mu\text{m}$ (直径差) のすきまが生じる。そこで、 200°C ですきまが約 $80\mu\text{m}$ および約 $150\mu\text{m}$ となるような寸法のハウジングを用意して実験を行った。また、シュリンクフィッタを用いた場合の実験も行った。そのため、内径の異なる3つのハウジングを用意した。

シュリンクフィッタを用いないときは、室温から 200°C まで温度が上昇すると、すきまが約 $84\mu\text{m}$ であるが、シュリンクフィッタを用いるとすきまは約 $44\mu\text{m}$ である。

シャフト材料も軸受鋼(SUJ2)である。6206相当のセラミックベアリングの寿命試験ではシメシロを約 $30\mu\text{m}$ とするとセラミック内輪に割損が起きることが報告されている⁽⁹⁾。このことからセラミックベアリン

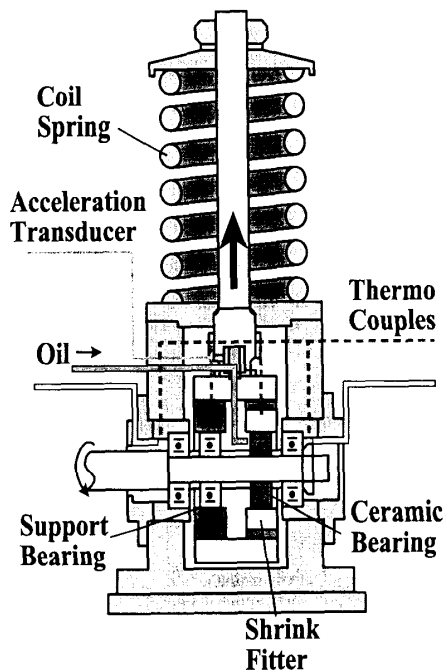


Fig. 5 Ceramic bearing and a loading device

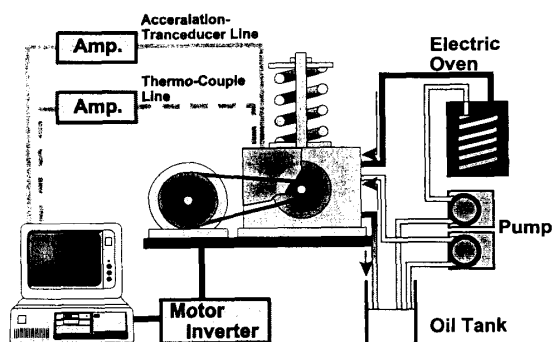


Fig. 6 Test apparatus

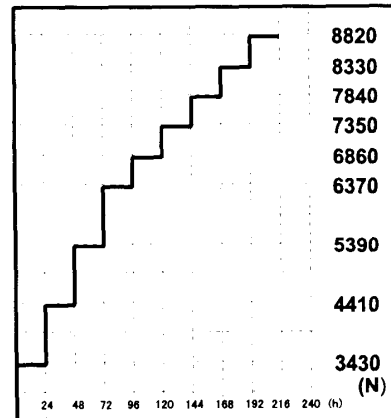


Fig. 7 Loading chart

グ内輪とシャフトとのシメシロを 200°C で $10\mu\text{m}$ 程度になるようシャフト径を加工した。シャフトもハウジングと同様に旋盤で旋削した後、焼入れ処理を行い円筒研削にて所定の寸法に仕上げた。

シュリンクフィッタ材料として、セラミックスや軸受鋼よりも熱膨張係数の大きいアルミ合金(A2017)を用いた。その形状と寸法を図4に示す。半径方向の熱膨張を有効に利用するため⁽¹¹⁾、スリットを 120° ごとに3カ所にいれた。外周上のわずかにつながった部分は、ベアリングを締めつけた後、完全に切断した。

Si_3N_4 , SUJ2, A2017の機械的性質を表1に示す。

2.2 実験装置 図5に実験装置を示す。サポート用である鋼ベアリングは、軸を支持するためのものである。セラミックベアリングの温度を測定する際、直接ベアリングに熱電対を取り付けることができないので、ハウジングに2カ所穴を開け、その穴にクロメル-アルメル熱電対を溶着して近傍の雰囲気温度を測定した。試験軸受であるセラミックベアリングには、バネによって荷重をかけた。ハウジング上部に取り付けた加速度振動計(AS-50B,共和)によって試験片の振動を測定した。

図6に実験装置全体の概略図を示す。上記の熱電対と振動計で得られたデータをアンプで増幅しパソコンに取り込んだ。軸の回転はインバータによって制御した。ベアリングを潤滑するオイルはポンプによって循環させた。このオイルは循環経路の途中で電気炉によって加熱され、ハウジング部の供給口で約 220°C になるよう調整されている。また、サポートベアリングには別のポンプにて、あまり加熱されていない 65°C 程度の潤滑油を供給した。潤滑油には、ダフニーアルファサーモ32B(出光)を使用した。

2.3 実験方法 静止状態のセラミックベアリン

Table 2 Test results of bearing life time

Bearing Number	Shrink Fitter	Load (N)	3430	4410	5390	6370	7350	8330	9310	Failure Mode
No. 1	X (150 μ)	→								Outer&Ball
No. 2	X (150 μ)	→								Outer
No. 3	X (150 μ)	→								Outer
No. 4	X (80 μ)	→								Outer
No. 5	X (80 μ)	→								Outer
No. 6	X (80 μ)	→								Outer
No. 7	X (80 μ)	→								Outer
No. 8	O	→								Outer&Inner
No. 9	O	→								Outer
No.10	O	→								Outer&Ball

0 24 48 72 96 144 192 Time (h)

グを200°Cになるまで加熱した。加熱は、220°Cの潤滑油をセラミックベアリングにかけることで行った。外輪近傍の温度が200°Cに達するには2~3時間を要した。回転中の内輪の温度計測は行っていない。予備実験で静止状態の内輪近傍の軸表面の温度を計測したところ、同時間経過後には約200°Cになった。そこで、内輪の温度も200°C程度になっているのものと判断した。次にセラミックベアリングの慣らし運転を行った。回転数を1000rpmとして、0Nと1715Nおよび3430Nの荷重で1時間ずつ回転させた。そして、荷重を3430Nにしたまま回転数を7000rpmに上げて、実験を開始した。これ以降、回転数は7000rpmを保った。図7に示すように、荷重は24時間毎に980Nずつ増加させ、荷重が6370Nを越えてからは、増加量を490Nとした。

実験は、振動計のピーク値が設定値を超えたときか、モータ負荷（軸回転がロック）によりインバータが自動停止したとき、および異音をしたとき、のいずれかをむかえたとき終了とした。なお、振動の設定値は実験を開始して振動が安定したときの振動ピーク値の約2~3倍とした。

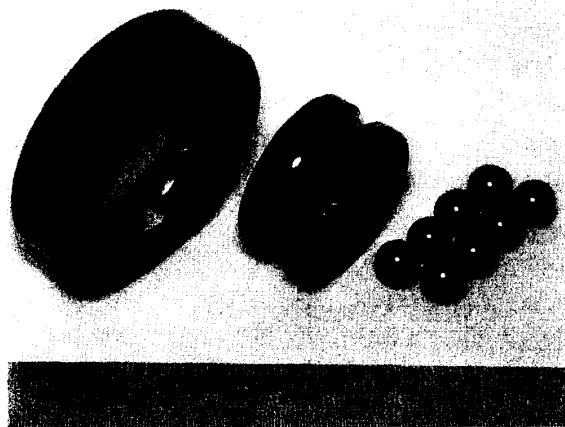


Fig.8 Ceramic bearing after the test

Table 3 Plastic deformation

Measuring Position	Deformation
0°	3.6 μ m
12°	3.3 μ m
24°	3.1 μ m
36°	2.7 μ m
48°	1.8 μ m
60°	0.0 μ m

3. 実験結果

実験の結果、セラミックベアリングが破損するのは主に外輪であった。図8に外輪破損の一例を示す。振動計により異常振動を監視しているが、使用したモータにブレーキがついておらず、外輪の一部にき裂が入った段階で試験機を急停止するのは困難であった。したがって、ほとんどの場合は外輪の下半分が粉々に砕けてしまう結果になった。図は比較的ダメージが少ない段階で運転を停止できた場合である。外輪の最下部に割れが発生したことがわかる。図の場合には、内輪と玉には損傷はなかった。

実験結果を表2に示す。表の上部には荷重を示した。下側には時間を示した。慣らし運転を終えて、荷重3430Nをかけたときを時間0とした。例えばNo.1のベアリングであれば、荷重3430Nを加えてから、約6時間後に破損したことになる。

ベアリングNo.1からNo.3まではすきまが150 μ mの場合、No.4からNo.7はすきまが80 μ mの場合、さらに、No.8からNo.10はシュリンクフィッタを用いた場合である。また、表の右端に破損部位を示す。

すきまが150 μ mである、No.1からNo.3までのベアリングは、荷重3430Nで外輪が破損した。No.1は外輪のほか玉も破損した。すきまが80 μ mである、

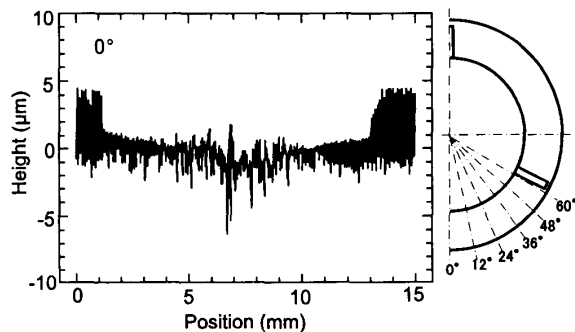


Fig.9 Plastic deformation of the shrink fitter

No.4からNo.7までのベアリングは、4410Nから5390Nの間で破損し、いずれもベアリング外輪が破損した。

一方、シュリンクフィッタを用いたNo.8からNo.10のベアリングは、より多くの荷重を加えることができた。特に、No.9のベアリングは8330Nという高荷重まで耐えた。これらの実験結果より、シュリンクフィッタを用いると、ベアリングの耐荷重性能が向上することが明らかとなった。このような結果になったのは、シュリンクフィッタを用いることで、高温下における外輪とハウジングのすきまの増大が防止されたためである。

さて、シュリンクフィッタの働きは、自身の熱膨張がすきまの増大を防ぐことにあり、その結果としてベアリングの耐荷重性能が向上する。その他にすきまの増大を防止する要因として、シュリンクフィッタの塑性変形が考えられる。すなわち、セラミックス外輪がシュリンクフィッタ内面に食い込めば、そのところのすきまは見かけ上減少することになる。アルミ合金は一般的に耐熱性が弱いので、200℃の高温下で高荷重を受け塑性変形をしている可能性がある。このことを調べるために、シュリンクフィッタの内面の断面形状を測定した。

触針式粗さ計にて、図9に示すような円周方向の各位置における外輪との接触幅程度の断面曲線を測定した。測定したシュリンクフィッタは、No.10の試験に用いたものである。それぞれの断面曲線の代表として最下部のところの断面曲線を図9に示した。これを見るとシュリンクフィッタは、セラミック外輪に押されて3.6 μm 程度塑性変形したことが分かる。他の場所の測定値を表3にまとめて示す。この変形量が多ければ、外輪とシュリンクフィッタは大きな荷重を受ける部分(すなわち、図9の中心角0~60°)で、すきまなく接触することになる。しかし、この程度の変形であれば、シュリンクフィッタが塑性変形することによりすきまの増大を防止する効果は小さいと考える。

4. 考 察

セラミックベアリングの寿命試験を行った結果、ほとんどの場合外輪に破損が生じている。このような破損の原因を探るため、セラミックベアリングの応力を3次元有限要素法を用いて解析した。

ベアリングは内輪、外輪、玉など複数の部品から構成されている。解析では外輪と玉のみが弾性変形するとしハウジングは剛体とした。また玉と外輪、外輪とハウジングの間は接触問題として扱った。荷重は、次

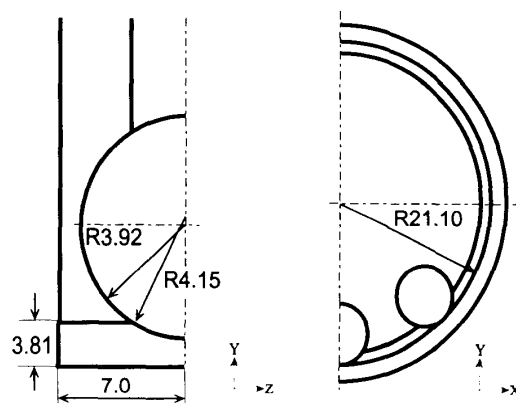


Fig.10 Bearing sizes for a calculation

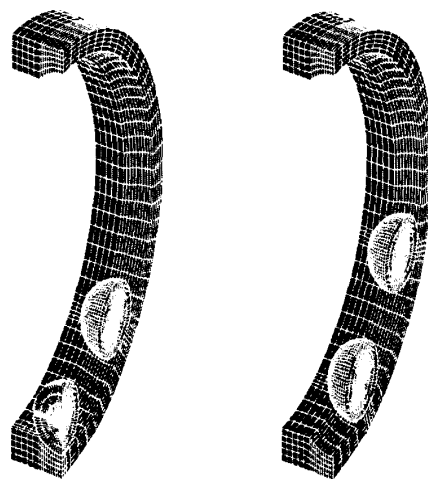


Fig.11 FEM mesh

節で計算される値を玉に加えた。荷重の作用点は、内輪と接触するところである。MARC K7.2(Nippon MARC Co., Ltd.)を使用した。

4.1 解析のモデル 変形の対称性を考慮して、外輪、玉及びハウジングは全体の1/2を解析対象とした。図10に対象物の寸法を示す。玉および外輪転動面の曲率半径は実際のもと同じである。

外輪は、玉との接触部分を考慮に入れて軸方向に15分割、半径方向に5分割、円周方向を36分割とした。玉と接触する部分はさらに細かく分割した。玉は円周方向に72分割、半径方向に3分割とした。図11に外輪および玉の要素分割の概略を示す。ハウジングは完全な剛体とした。玉と外輪および外輪とハウジング間の接触における摩擦は考慮していない。

軸荷重は、7350Nとした。この軸荷重からそれぞれ玉にかかる転動体荷重をLundberg-Palmgrenの負荷理論^{(15)~(17)}から求めて転動体(玉)の各頂点に与え

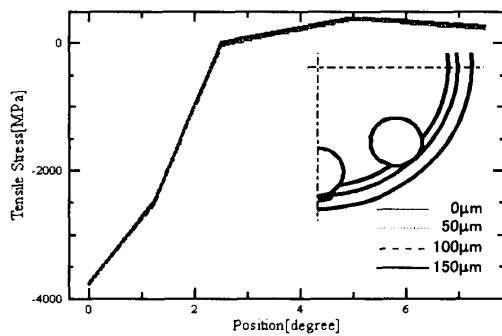


Fig.12 Tensile stress in the circumferential direction when the ball located at the bottom
た.

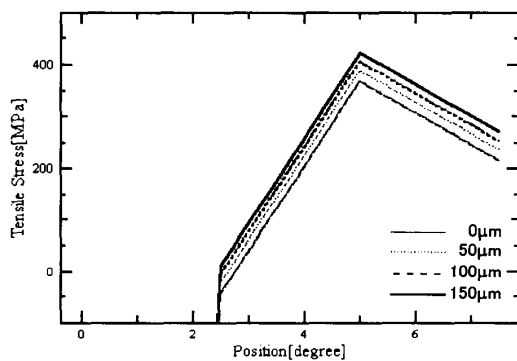


Fig.13 Detail of tensile stress in figure 12

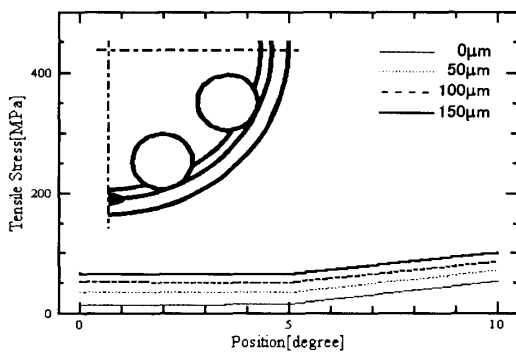


Fig.14 Tensile stress in the circumferential direction when the ball not located at the bottom

$$Q(\phi) = Q_{\max} \left\{ 1 - \frac{1}{2c} (1 - \cos \phi) \right\}^{1.5}$$

$$Q_{\max} = 4.37 \frac{F_r}{z}$$

ここで、 ϵ は荷重負荷率であり、ベアリングの内部すきまにより変化する値である。解析では、内部すきまを0とした。したがって、 ϵ は0.5となる。 Q_{\max} は最大転動体荷重である。 z は転動体の数で、8である。 F_r は軸荷重で7350Nとした。

計算は、軸心真下に玉がある場合と、その状態から玉が中心角で12.5°移動した(図14参照)軸心真下に玉がない場合の2つの条件で、すきまを0,50,100,150μmと変えて行った。すきまの入力はハウジングの内径を当該の寸法だけ大きくすることで与えた。計算にかかる時間は1つの条件につき3時間程度である。

4.2 解析結果 図12は、軸心真下に玉がある場合の円周方向の引張応力である。横軸は軸心真下を原点とした外輪転動面上の位置を中心角で表している。図13は図12の引張応力が大きい部分を拡大したものである。中心角5°の位置で引張応力が最大となっている。すきまが0μmでは370MPa、すきまが150μmでは420MPaと、すきまの増加にしたがって、引張応力が上昇した。また、この図で中心角2.5°までが玉と外輪の接触領域である。ヘルツ接触で見られる、接触領域の近傍で引張り応力が最大となる傾向が現れている。

図14は軸心真下に玉がない場合の、軸心真下部分の引張応力である。すきま0μmでは位置5°で13MPa、すきま150μmでは同位置で65MPaの引張応力が生じている。すきま150μmの解析結果において、軸心真下に玉がない場合(図14)では位置5°で引張応力65MPaであるのに対し、軸心真下に玉がある場合(図13)の玉との接触部分に生じる引張応力は同位置において420MPaと約7倍大きな値であった。

解析を行う前は、軸心真下に玉がないときに外輪がハウジングに沿って曲げられ、その結果生じる大きな曲げ応力が外輪破損の原因になると考えていた。しかしながら、解析を行ってみた結果ではそれほど大きな応力は生じていないことがわかった。

ヘルツの弾性接触理論によれば、平面と玉(球)との接触部における応力は中心部で圧縮応力が生じ、接触円境界に近づくにつれて圧縮応力が減少して引張応力に転じ、接触円境界上で最大の引張応力となる⁽¹⁸⁾。この引張応力がセラミックスなどのぜい性材料の破断、いわゆるヘルツクラック(Hertz Crack)を発生させる原因となる。先のFEM解析でも、軸心真下に玉がある場合、玉と外輪の接触円境界で大きな引張応力が生じた。

この引張応力に加えて、ベアリング外輪とハウジングとの間にすきまがあることにより外輪に曲げによる引張応力が生じる。これらの引張応力の重畳により外輪の耐荷重性能が低下する。解析結果で得られたように、すきまが大きいほど曲げによる引張応力が大きくなり、そのため耐荷重性能が低下するものと考えられる。

今回行ったFEM解析はメッシュの分割等が不十分であり、求めた応力に基づいて定量的に議論するまでに至っていない。今後より詳細な解析を行うつもりである。

5. 結 言

オールセラミックタイプのセラミックベアリングと金属ハウジングの間には、高温環境において熱膨張係数の差からすきまが生じる。このすきまが、耐荷重性能に及ぼす影響を調べた。さらに、シュリンクフィッタを用いたときの耐荷重性能を調べた。

実験とは別に、セラミックベアリングの応力状態を調べるため、有限要素法を用いて解析を行った。

本研究で得られた結論を以下に示す。

- (1) 高温で生じた外輪とハウジングとの間のすきまは、セラミックベアリングの耐荷重性能を低下させた。
- (2) シュリンクフィッタを用いることで、用いないときに比べてセラミックベアリングの耐荷重性能が向上した。シュリンクフィッタを用いたときは8330Nまでベアリングに荷重を加えることができた。すきまが150 μm のときは3430Nで破損し、すきまが80 μm では5390Nで破損した。
- (3) 数値解析の結果、玉が真下にあるときに外輪に大きな引張荷重が作用することが分かった。すきまが生じることで、さらに引張応力が重畳し外輪を破損させると考えられる。

文 献

- (1) 北村, トライボロジスト, 45,4(2000)298.
- (2) 新関・松本, トライボロジスト, 41-12(1996)

967.

- (3) 新関・野中・田中・松永, トライボロジ会議予稿集(1994-10)753.
- (4) 関・鈴木・西村・長谷川・森山, 航空宇宙技術研究所報告(1994)TR-1243.
- (5) 伊藤・青木・増本・木村・竹林・阿部, 第17回ガスタービン定期講演会論文集(1989)55.
- (6) 竹林・増本・井上, 日本潤滑学会第33期全国大会予稿集(1988)61.
- (7) 竹林・北村・伊藤・阿部, トライボロジ会議予稿集(1990-5)109.
- (8) 大戸・竹林・伊藤・阿部, トライボロジ会議予稿集(1991-10)77.
- (9) 竹林・北村・服部, トライボロジスト, 44-1(1999)61.
- (10) 新田・木越・加藤, 機論, 55-510C(1989)417.
- (11) 新田・原, 機論, 55-520C(1989)3062.
- (12) 新田・中静・原, 機論, 56-525C(1990)1289.
- (13) 新田・坂井・原, 機論, 57-535C(1991)985.
- (14) 新田・堀内, 機論, 61-584C(1995)1640.
- (15) Lundberg & Palmgren, Dynamic Capacity of Rolling Bearing, Nr.196(1947)20.
- (16) ”ころがり軸受実用ハンドブック”, 工業調査会(1996)115.
- (17) 大森・岡本, トライボロジスト, 43-4(1998)347.
- (18) 藤原・吉岡・北原・小泉・竹林・多田, トライボロジスト, 33-4(1988)301.