

ターボチャージャ用セラミック玉軸受の性能

谷本 清 梶原一寿 柳井邦夫

Performance of Hybrid Ceramic Ball Bearings for Turbochargers

K. TANIMOTO K. KAJIHARA K. YANAI

Recently, fuel-saving has been required for global environmental protection and energy saving in the automobile. Turbochargers are used as one of the means to improve the power of automobiles. Acceleration responsibility and rotational performance (low torque, low vibration and less heat generation) at the high rotational speed, etc. are required on rolling bearings for the turbochargers. "Floating bush bearing", which is a kind of slide bearings, is widely used for supporting the turbine shaft, and ball bearings are sometimes applied to improve rotational performance, for instance the acceleration responsibility. We developed hybrid ceramic ball bearings for turbochargers using silicon nitride ceramic balls, which have long life, low power loss, high seizure resistance and high durability, and started mass-production from 1998. This is the first adoption of hybrid ceramic ball bearings for passenger car turbochargers in the world.

This paper describes performance of Koyo hybrid ceramic ball bearings for automotive engine turbocharger application.

- | | |
|------------------|---------|
| 1. はじめに | 4. おわりに |
| 2. セラミック軸受の特性 | |
| 3. 性能評価 | |
| 3.1 評価項目と方法 | |
| 3.2 メカニカルロスの低減性能 | |
| 3.3 軸受の耐久性・信頼性 | |

1. はじめに

近年、地球環境保全や省エネルギーのため、自動車には省燃費化が求められている。ターボチャージャは少ない排気量で車のパワーを向上させる手段の一つとして使用されている。ターボチャージャ用軸受には、加速応答性、高速回転時の回転性能(低トルク・低振動・低昇温)等が要求される。タービン軸の支持軸受は、現在すべり軸受の一種であるフローティングブッシュを用いたジャーナル軸受と動圧または静圧のスラスト軸受を組み合わせたものが主流で、一部のエンジンに加速応答性等の回転性能向上のために玉軸受が使用されている¹⁻⁵⁾。一方、当社が開発した窒化けい素セラミックス製転がり軸受は実用化して15年以上になり、低密度、耐熱性、高硬度、耐食性、耐摩耗性等の特性を持っている。

これらの優れた特性のために、工作機械や半導体製造装置、および高温や腐食環境での各種用途

に使用されている⁶⁻¹⁰⁾。航空機関係、自動車関係でも実用化のための評価が進められている¹¹⁻¹⁴⁾。我々は、この窒化けい素の優れた特性を生かし、玉に窒化けい素セラミックスを適用してターボチャージャ用セラミック玉軸受を開発した。このセラミック玉軸受の性能や信頼性が評価され、1998年には世界で初めて市販の乗用車に採用され^{15, 16)}量産を開始した。

2. セラミック玉軸受の特性

玉の材料として用いた窒化けい素(Si_3N_4)は焼結助材に酸化イットリウム(Y_2O_3)と酸化アルミニウム(Al_2O_3)を使用し、熱間静水圧加圧(HIP)処理して緻密化した高品質のセラミック材料である。表1にその特徴を高温用軸受鋼AISI-M50と比較して示す。このセラミック材料をターボチャージャ用軸受に適用することにより下記効果が得られる。

- 1) 低密度のため軸受の軽量化と高速回転下での玉の遠心力低減に効果
- 2) 共有結合により軸受高速回転時の油膜切れによる焼付きを低減
- 3) 耐熱特性により高温下での軸受の使用を可能

表1 窒化けい素の特徴(AISI-M50との比較)

Characteristics of silicon nitride compared with AISI-M50

項目		セラミックス (窒化けい素)	高温用軸受鋼 (AISI-M50)
耐熱性,	K	1073	673
密度,	g/cm ³	3.2	7.9
線膨張係数,	1/K	3.2 × 10 ⁻⁶	10.6 × 10 ⁻⁶
ピッカース硬さ,	HV	1400 ~ 1700	700 ~ 800
縦弾性係数,	GPa	320	210
ポアソン比		0.29	0.3
耐食性		良	不良
磁性		非磁性体	強磁性体
導電性		絶縁体	導電体
素材の結合状態		共有結合	金属結合

にする。

さらに、自動車に使用される軸受には高い信頼性が要求される。一般的な軸受鋼である高炭素クロム軸受鋼(SUJ2)との比較では、窒化けい素の転がり疲れ寿命は軸受鋼を上回り、損傷形態は軸受鋼と同じはく離であることが明らかにされており¹⁷⁾、割損のような一発破壊的な損傷にはならない。また、実際にターボチャージャで使用されている寸法の窒化けい素セラミック玉を使用した696相当の玉軸受の寿命試験では、寿命は計算寿命を上回り、損傷部位はセラミックスの玉ではなく、すべて軸受鋼の内輪のはく離であることを確認している¹⁸⁾。以上のように窒化けい素の優れた特徴や寿命から、従来の軸受鋼の玉軸受に比べて、セラミック玉軸受はターボチャージャ用として十分な性能を示すと予測される。

3. 性能評価

3.1 評価項目と方法

表2にターボチャージャの要求性能と評価項目の主なものについて示す。寿命については前節で述べたので、本節では、メカニカルロスと信頼性に関して代表的な結果を示す。

表2 ターボチャージャの要求性能と評価項目

Required performance of turbocharger and evaluated items

要求性能	評価項目	
長寿命	セラミックスの寿命	
	軸受寿命	
メカニカルロスの低減	定常回転	
	レスポンス	
信頼性	耐焼付性	
	清浄油	負荷繰返し変動耐久性
		回転ON-OFF繰返し耐久性
	耐劣化油	負荷繰返し変動耐久性
	耐異物油	負荷繰返し変動耐久性

図1に試験装置の構造を示す。試験装置は駆動部と試験部とからなり、駆動部のエアタービンにより接続部を介して試験部の試験軸受が回転する。エアタービンに供給する圧縮空気圧を変化させることにより、試験軸受は最大140 000min⁻¹で回転できる。なお、潤滑は、オイルジェットとオイルミストの2つの方法が使用できる。

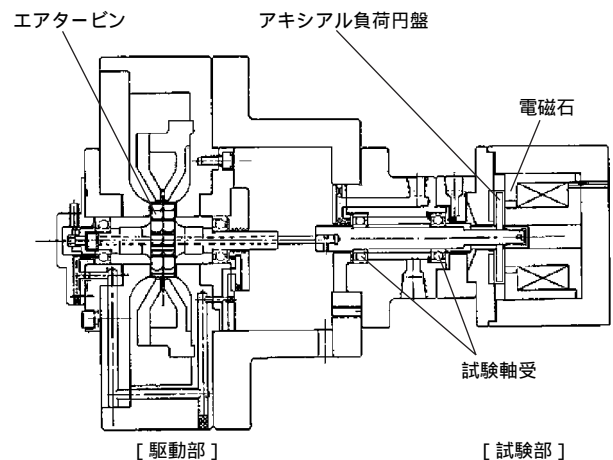


図1 試験装置

Test equipment

3.2 メカニカルロスの低減性能

3.2.1 定常回転での軸受損失

図2、表3に試験軸受の寸法、構成を示す。試験軸受は708相当のアンギュラ玉軸受を用いた。内外輪が高温用軸受鋼(AISI-M50)で、玉に窒化けい素を用いた。玉径は、5/32 (3.9688mm)、玉数は7個、保持器は耐熱性を有するポリイミド樹脂を使用した。表4にオイルジェット潤滑での試験条件を示す。給油圧力が同じになるようにして、同等の軸径のフローティングブッシュベアリングとの比較を行った。

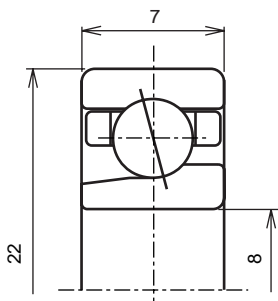


図2 試験軸受708の寸法

708 test bearing dimensions

表3 試験軸受708の構成

Configuration of 708 test bearing

項目	セラミック玉軸受	
内外輪	AISI-M50	
玉	材質	Si ₃ N ₄
	直径	5/32 (3.9688mm)
	数	7
保持器	ポリイミド樹脂	

表4 試験条件

Test conditions

項目	条件	
回転速度	120 000min ⁻¹ max.	
アキシャル予圧	0.12kN	
雰囲気温度	室温	
潤滑	油種	エアロシェルタービン500
	方法	オイルジェット
	圧力	0.3MPa max.
	油量	3.0 l /min max.
	温度	313K

図3に試験結果の代表例を示す。試験装置の駆動部であるエアタービンを駆動させる圧縮空気圧を変化させ、セラミック玉軸受とフローティングブッシュベアリングとの回転速度を比較したものである。セラミック玉軸受はフローティングブッシュベアリングに対して、10%以上は向上した。駆動部のエアタービンのみで回転させた場合のデータもプロットした。エアタービンのみでの回転速度との差が試験部の軸受の動力損失(以下軸受損失と称す)に相当する。エアタービンの風損等を無視すると、回転速度の2乗が回転エネルギーに比例するので、この考え方をを用いて図3を整理した。軸受試験部を接続しないエアタービンのみでの回転速度を N_0 、軸受試験部を接続したときの回転速度を N_1 としたとき、 $N_0^2 - N_1^2$ は軸受の損失に比例した値になる。軸受の損失 P_B とすると、次式で示される。

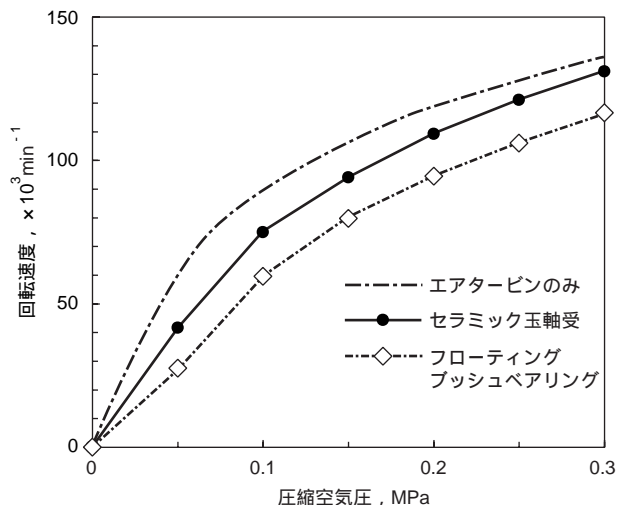


図3 回転速度と圧縮空気圧の関係

Relationship between rotational speed and compressed air pressure

$$P_B \propto N_0^2 - N_1^2 \quad (1)$$

図4に、縦軸を、軸受の損失の相対的な対比が可能ないように、回転エネルギーに比例するエアタービンのみでの回転速度の2乗と軸受部を接続した場合の各軸受の回転速度の2乗の差(以下軸受損失相当量と称す)で表示した結果を示す。セラミック玉軸受の軸受損失相当量は、フローティングブッシュベアリングの70%以下になった。

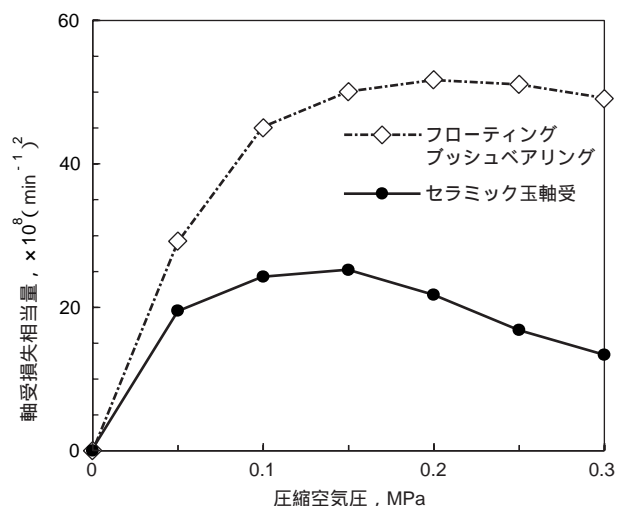


図4 軸受損失相当量と圧縮空気圧の関係

Equivalent bearing frictional loss vs. compressed air pressure

3.2.2 保持器の材料の影響

試験軸受の寸法、構成は前記3.2.1と同一であるが保持器のみ表5に示す2種類の材料にて比較した。ポリイミド樹脂は、高力黄銅に対して密度

は20%以下になる．上記表4に示す試験条件にて実施した．

図5に同一潤滑条件で比較した試験結果の代表例を示す．試験装置の駆動部であるエアタービンを駆動させる圧縮空気圧を変化させ、ポリイミド樹脂製の保持器と高力黄銅製の保持器を使用した場合の軸受損失相当量を比較し、その比で示したものである．ポリイミド樹脂製保持器を使用したセラミック玉軸受は、高力黄銅製の保持器を使用したセラミック玉軸受に対して、約15%動力損失を低減した．ポリイミド樹脂の密度が高力黄銅の1/5のため、遠心力による外輪肩案内面への保持器の振れ回りによる押し付け力が1/5に減少したためと考えられる．

表5 保持器材料の特性
Characteristics of cage materials

項目	ポリイミド樹脂	高力黄銅
密度	g/cm ³ 1.4	8.2
弾性係数	GPa 3	110
線膨張係数	1/K 41 × 10 ⁻⁶	20 × 10 ⁻⁶

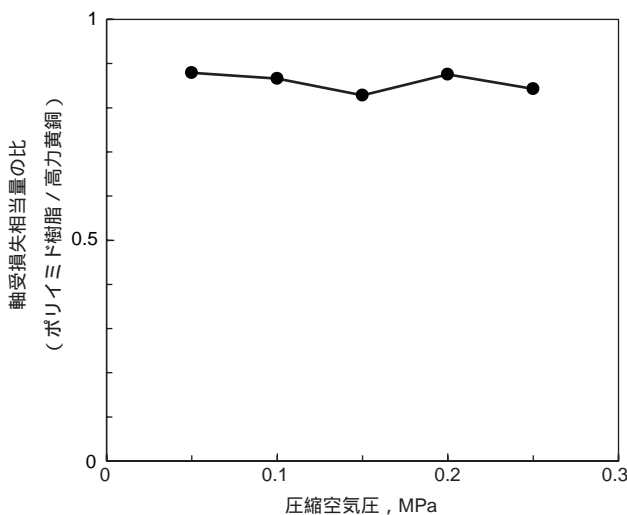


図5 軸受損失相当量と圧縮空気圧の関係
(保持器材質の影響)

Equivalent bearing frictional loss vs. compressed air pressure

(Influence of cage materials)

3.2.3 保持器の案内の影響

図6、表6に試験軸受の寸法、構成を示す．試験軸受は798相当のアンギュラ玉軸受を用いた．内外輪が開発材料の準高温用軸受鋼 (KUJ7)¹⁹⁾で、玉が窒化けい素のセラミック玉軸受である．玉径は1/8" (=3.175mm)、玉数は7個、保持器は耐熱性を有するポリベンズイミダゾール樹脂を使用した．保持器の外径面を外輪の肩の両側で案内する

場合(図6(a))と、片側で案内する場合(図6(b))で比較を行った．表7に試験条件を示す．

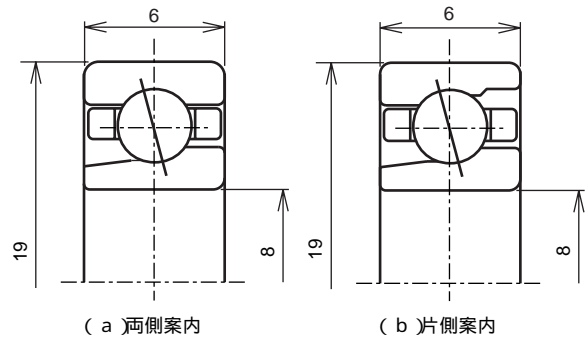


図6 試験軸受798の寸法
798 test bearing dimensions

表6 試験軸受798の構成
Configuration of 798 test bearing

項目	セラミック玉軸受
内外輪	KUJ7 ¹⁹⁾
玉	材質 Si ₃ N ₄
	直径 1/8" (3.175mm)
	数 7
保持器	ポリベンズイミダゾール樹脂

表7 試験条件
Test conditions

項目	条件
回転速度	120 000min ⁻¹ max.
アキシャル予圧	0.1kN
雰囲気温度	室温
潤滑	油種 エンジンオイル10W-30
	方法 オイルジェット
	圧力 0.3MPa max.
	油量 3.0 l /min max.
	温度 333K

図7に同一潤滑条件で比較した試験結果を示す．前項と同様に試験装置の駆動部であるエアタービンを駆動させる圧縮空気圧を変化させ、保持器の外径面を外輪の肩の片側で案内する場合と、両側で案内する場合で軸受損失相当量を比較し、その比で示したものである．外輪の肩の片側で案内した場合のセラミック玉軸受は、外輪の肩の両側で案内した場合のセラミック玉軸受に対して、軸受損失相当量が約20%以上低減した．保持器の案内面が片側の場合、両側の場合に比べて接触面積が半分になるため、その分損失が少なくなったものと考えられる．

前項の結果と合わせて考えると、最適な材質と保持器案内を選ぶと、それぞれ、0.85倍、0.8倍に損失が低減するため、両者の積により0.68倍になることから、30%以上の損失の低減を得ることができる。

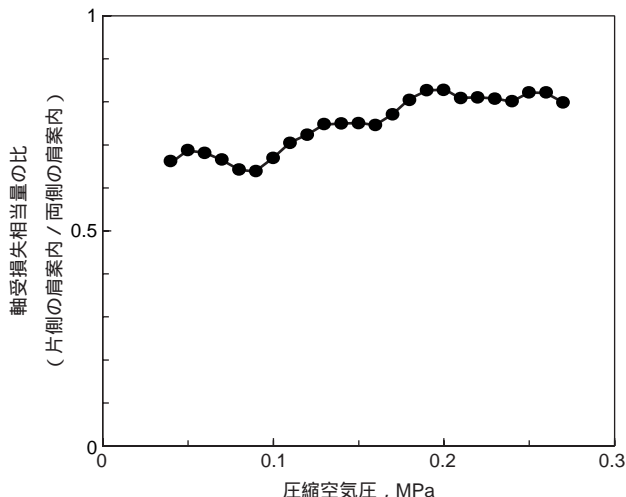


図7 軸受損失相当量と圧縮空気圧の関係 (保持器の案内の影響)

Equivalent bearing frictional loss vs. compressed air pressure (Influence of cage guidance)

3.2.4 潤滑油量の影響

図8、表8に試験軸受の寸法、構成を示す。試験軸受は7001のアンギュラ玉軸受を用いた。内外輪が高温用軸受鋼(AISI-M50)で、玉に窒化けい素を用いたセラミック玉軸受と、内外輪、玉ともに高温用軸受鋼(AISI-M50)である鋼製の玉軸受である。玉径は3/16 (= 4.7625mm), 玉数は10個、保持器は耐熱性を有するポリイミド樹脂を使用した。表9に試験条件を示す。オイルジェット潤滑を用いた。給油圧力が同じになるようにして、同等の軸径のフローティングプッシュベアリングとの比較も行った。

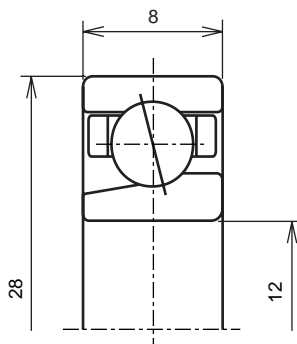


図8 試験軸受7001の寸法 7001 test bearing dimensions

表8 試験軸受7001の構成 Configuration of 7001 test bearings

項目	セラミック玉軸受	鋼製玉軸受
内外輪	AISI-M50	AISI-M50
玉	材質	AISI-M50
	直径	3/16 " (4.7625mm)
	数	10
保持器	ポリイミド樹脂	ポリイミド樹脂

表9 試験条件 Test conditions

項目	条件	
回転速度	120 000min ⁻¹ max.	
アキシャル予圧	0.1kN	
雰囲気温度	室温	
潤滑	油種	エアロシエルタービン500
	方法	オイルジェット
	圧力	0.3MPa max.
	油量	0.023 ~ 3.0 ℓ / min.
	温度	313K

図9に試験結果を示す。試験装置の駆動部であるエアタービンを駆動させる圧縮空気圧を一定にして給油量を変化させ、セラミック玉軸受と鋼製の玉軸受、フローティングプッシュベアリングの3種類の軸受で回転速度を比較した。低速回転域の代表として圧縮空気圧0.1MPa、高速回転域の代表として圧縮空気圧0.3MPaを示した。給油量を減ざると油による攪拌抵抗が減少するためどの軸受も回転速度が上昇した。セラミック玉軸受と鋼製の玉軸受の回転速度は同等であった。すべり軸受のフローティングプッシュベアリングの回転速度は軸受の動力損失が大きいため明らかに回転速度が上記の転がり軸受を下回った。特に低速回転域ではそれらの回転速度の差が大きかった。高速回転域では、給油量を減じた場合、フローティングプッシュベアリングと鋼製の玉軸受はともに焼付いたのに対して、セラミック玉軸受はフローティングプッシュベアリングの約5%、鋼製の玉軸受の約10%の給油量に減らしても焼付きが発生せず、結局、試験を打ち切った。

縦軸を、軸受の損失の相対的な対比が可能のように、軸受損失相当量で表示した結果を図10に示す。圧縮空気圧は代表として0.3MPaの場合を示す。焼付きが発生した鋼製の玉軸受とフローティングプッシュベアリングは焼付き発生条件の給油量の5倍を必要供給油量と仮定する。同様に焼付き

の発生しなかったセラミック玉軸受は最小試験油量を限界油量として、その条件の5倍の給油量を必要供給油量と仮定する。このように給油量を軸受の種類に応じて適当な量にした場合、セラミック玉軸受の軸受損失相当量は、フローティングブッシュベアリングの50%以下、鋼製の玉軸受の20%以下になった。

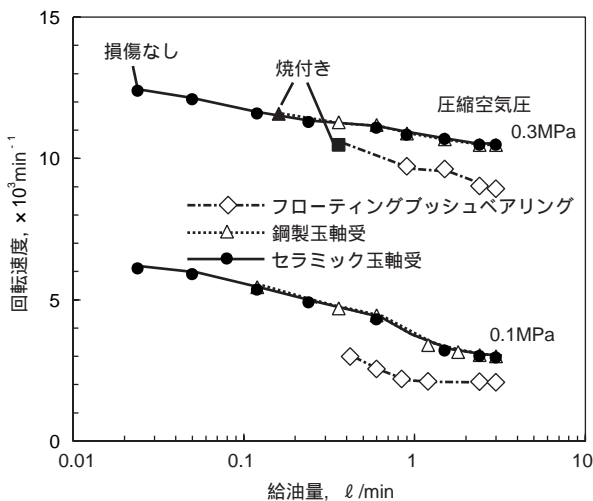


図9 回転速度と給油量の関係

Relationship between rotational speed and oil feed

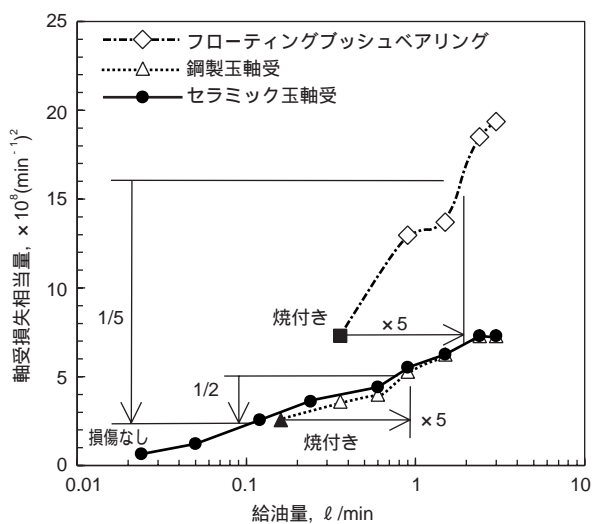


図10 軸受損失相当量と給油量の関係

Equivalent bearing frictional loss vs. oil feed

3.2.5 回転速度の変化時の軸受損失

前項までは、定常回転状態での回転速度の比較から軸受の損失を考察してきた。ここでは、軸受を停止状態から駆動力を与えるエアタービンの圧縮空気の供給を瞬時に与えて立ち上げる加速応答性と、一定の定常回転状態から駆動力を与えるエアタービンの圧縮空気の供給を瞬時に断った時の減速特性についてまとめる。

試験軸受の寸法、構成、試験条件は、それぞれ前述の3.2.1と同一である。試験軸受は708相当のアンギュラ玉軸受である。加速応答性は、試験装置の駆動部であるエアタービンに、電磁バルブの開により0.25MPaの圧縮空気圧を瞬時に供給し、試験軸受の過渡的回転状態、すなわち経過時間と回転速度の関係を示したものである。セラミック玉軸受とフローティングブッシュベアリングを比較した。減速特性は、セラミック玉軸受とフローティングブッシュベアリングをそれぞれ0.25MPaの空気圧で定常回転させておき、瞬時に電磁バルブを閉じて空気の供給を断ち、試験軸受が停止するまでの回転状態、すなわち経過時間と回転速度との関係を示したものである。いずれも潤滑は、給油圧力を0.3MPa一定にした。

図11に加速応答性を示す。セラミック玉軸受の最高回転速度120 000min⁻¹の50%の60 000min⁻¹および75%の90 000min⁻¹に到達する時間を比較すると、セラミック玉軸受はフローティングブッシュベアリングに対して、それぞれ、約10%、約20%短縮できた。すなわち、セラミック玉軸受は、フローティングブッシュベアリングに対して、加速応答性が優れている。

図12に減速特性を示す。停止するまでの時間を比較すると、セラミック玉軸受は、フローティングブッシュベアリングに対して60%増加した。すなわち、セラミック玉軸受の回転抵抗がフローティングブッシュベアリングに対して、明らかに小さいことを示している。

図11をもとにして回転速度の上昇のために使われた動力を算出した。セラミック玉軸受およびフローティングブッシュベアリング、エアタービンのみ各回転速度での回転速度の時間微分すなわち傾きを読み取り、回転速度の上昇に使用された動力を計算した。図13に、図11のデータを利用して、今回の試験装置の軸系固有の定数を使用して得られた回転速度の上昇に使用された動力から求めたセラミック玉軸受とフローティングブッシュベアリングの動力損失を示す。セラミック玉軸受はフローティングブッシュベアリングに対して、加速時の動力損失は最大で80 000から100 000min⁻¹

の範囲で約0.2kW減少した。

図13の場合と同様に図12をもとにして回転速度の下降に使用された動力を算出した。図14に、図12のデータを利用して、今回の試験装置の軸径固有の定数を使用して得られた回転速度の下降に使用された動力から求めたセラミック玉軸受とフローティングブッシュベアリングの動力損失を示す。セラミック玉軸受はフローティングブッシュベアリングに対して、減速時の動力損失は最大で100 000から60 000min⁻¹の範囲で約0.2kW減少した。加速時と比較して減速時の動力損失は、セラミック玉軸受の場合平均で約40%、フローティングブッシュベアリングの場合で約20%低下した。

以上より、一定速度での回転時および回転速度変化時ともに、セラミック玉軸受使用によるメカニカルロスの低減が実験により示された。

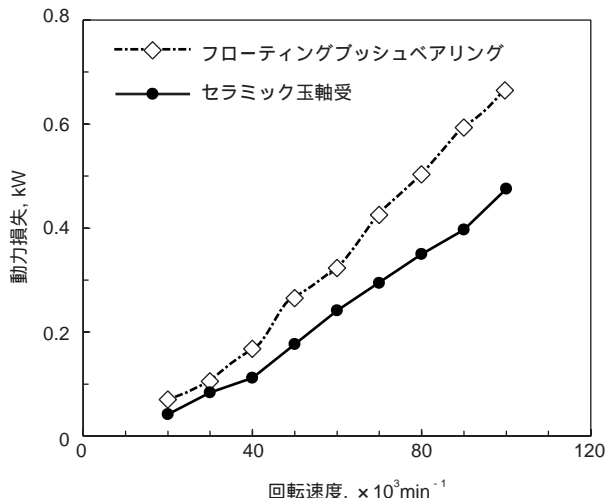


図13 加速時の動力損失と回転速度の関係
Bearing frictional losses during acceleration vs. rotational speed

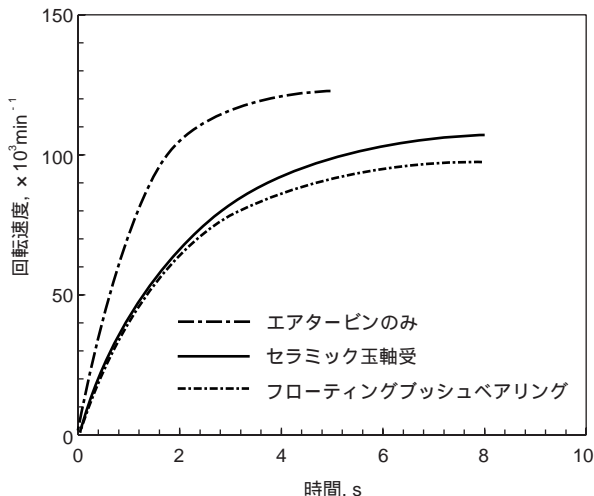


図11 加速応答性
Acceleration response

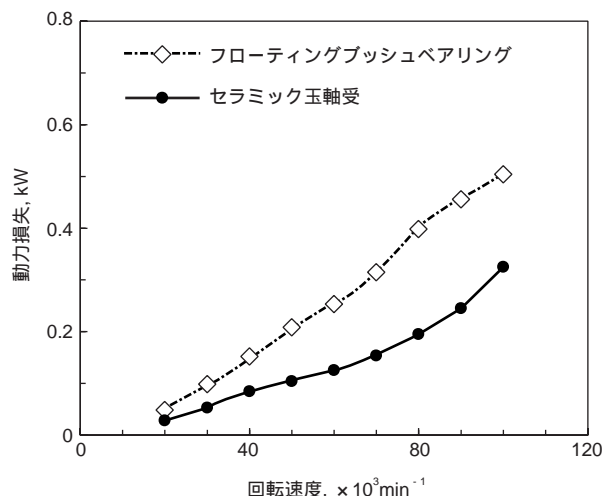


図14 減速時の動力損失と回転速度の関係
Bearing frictional losses during deceleration vs. rotational speed

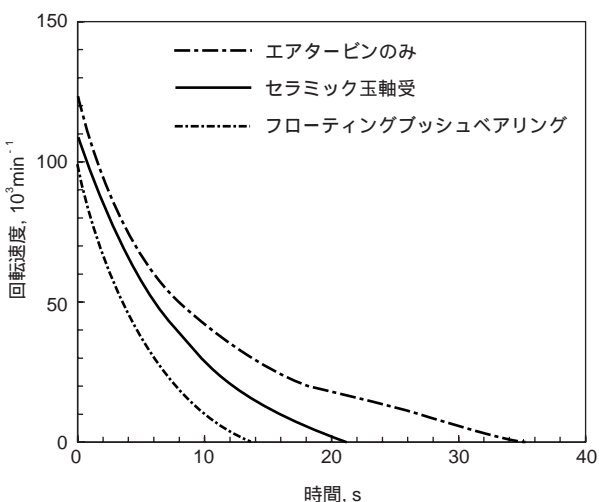


図12 減速特性
Deceleration response

3.3 軸受の耐久性・信頼性

3.3.1 耐焼付き性

すでに3.2.4で耐焼付き性に関する内容を含む試験データを示した。ここでは理解を深めるために耐焼付き性の内容に絞って詳細に述べる。

図9より、圧縮空気圧0.3MPaの高速回転域の場合、最大給油量3ℓ/minでは、フローティングブッシュベアリングの回転速度はセラミック玉軸受に対して約17 000min⁻¹低い回転速度で安定して回転していたのに対して、給油量を減じていった時、回転速度の上昇が最も早かったため回転速度の差が縮まり、給油量が0.4ℓ/minを下回ったところで昇温大になり、焼付きを発生した。すべり軸受は、転がり軸受に対して接触面積が著しく

大きくなるため、安定な油膜を形成するためには多量の潤滑油が必要なためと考えられる。鋼製の玉軸受は、最大給油量 $3 \ell / \text{min}$ では、回転速度がセラミック玉軸受とほぼ同じで安定して回転していたのに対して、給油量を減じていった時、軸受昇温大のため、若干回転速度がセラミック玉軸受を上回り、給油量が $0.2 \ell / \text{min}$ を下回ったところで焼付いた。一方、セラミック玉軸受はフローティングブッシュベアリングの約5%、鋼製の玉軸受の約10%の給油量にしても焼付きが発生せず、試験を打ち切った。セラミック玉軸受は他の軸受に対して、潤滑油量が少ない場合優れた耐焼付き性を有することが示された。このことは、セラミックの特徴である共有結合の玉を使用していることから、高速回転時の微小な油膜切れ時にも金属どうしの接触がなく、早期の凝着・摩耗等の発生を防ぐことができるためであると考えられる。

3.3.2 アキシャル負荷繰返し変動に対する耐久性

新油、2万km走行相当使用の劣化油、高速度鋼の異物を混入した油にて、セラミック玉軸受の耐久試験を鋼製の玉軸受と比較して実施した。

まず、ここでは新油にてセラミック玉軸受のアキシャル負荷を繰返し変動させた耐久試験(以下負荷繰返し変動耐久試験と称す)を行った。

試験装置の構造および試験軸受の寸法、構成は、それぞれ上記図1、図6(a)、表6と同一である。試験軸受は798相当のセラミック玉軸受を用いた。表10に試験条件を示す。フィルタを通した清浄油のオイルジェットの潤滑を用いた。

図15にアキシャル負荷の繰返し変動の条件を示す。アキシャル予圧のみの無負荷状態での回転速度が $120\,000 \text{min}^{-1}$ になるように圧縮空気圧を調整・固定し、1サイクル3sにおいて、ON(0.6kN × 1.5s) OFF(0kN × 1.5s)の10万サイクルのアキシャル負荷変動を与えた。アキシャル負荷を変動させることにより、内外輪軌道に対する玉の接触角と転動体荷重を変化させ、玉のスピンすべりを大幅に変化させることを狙った耐久試験である。本試験条件では、遠心力を考慮した数値計算から接触角の変化は最大で8.4deg、転動体荷重は無負荷時に対して負荷時は6倍に変化する。

図16に負荷繰返し変動耐久試験結果を示す。図中には、2回の試験結果を示す。フィルタを通した清浄油の条件では、セラミック玉軸受は $120\,000 \text{min}^{-1}$ におけるON(0.6kN)OFF(0)の10万サイクルの負荷変動では、セラミック玉軸受を組み込んだ試験部の振動値は安定しており、異常は発生しなかった。

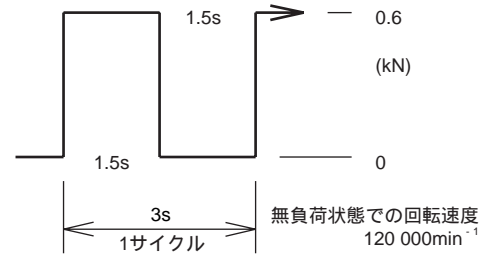


図15 アキシャル負荷の繰返し変動の条件
Cycle of axial loading

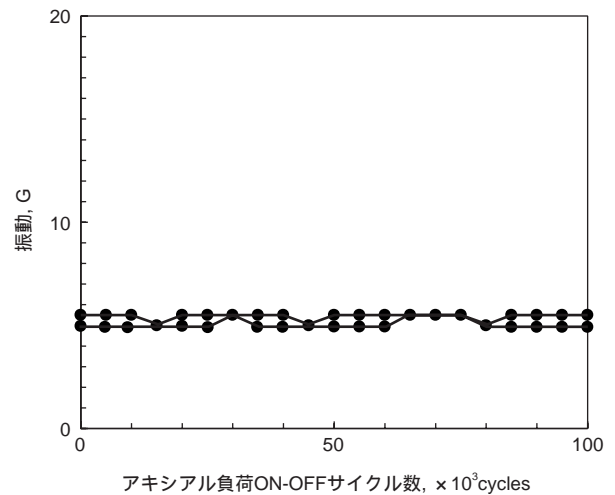


図16 負荷繰返し変動耐久試験結果
Repeated axial load on-off durability test results

3.3.3 劣化油中での耐久性

次に、2万km走行相当使用の劣化油にて、鋼製の玉軸受と比較してセラミック玉軸受の負荷繰返し変動耐久試験を行った。

試験装置の構造および試験軸受の寸法、試験条件は、それぞれ上記図1、図6(a)、表10と同一である。試験軸受の構成はセラミック玉軸受と鋼製の玉軸受の比較のために表11に示す。セラミック玉軸受は表6と同一である。ここでは、セラミック玉軸受と、内外輪が準高温用軸受鋼(KUJ7)で、玉に高温用軸受鋼(高速度鋼:SKH4)を用いた鋼製の玉軸受の比較を実施した。しかし、試験条件で、潤滑油には20000km走行相当のエンジン台上試験にて使用して劣化させたエンジンオイルを使ったこと、回転速度は振動が大きくなったため $100\,000 \text{min}^{-1}$ にしたことが異なる。

図17に劣化油中での耐久試験結果を示す。図中には、それぞれの軸受各2回の試験結果を示す。鋼製の玉軸受はセラミック玉軸受に対して振動値が早期に上昇し、32000~40000サイクルに達すると、振動大にて継続使用できなくなった。セラミック玉軸受は100000サイクルでも振動値の上昇は50%以下で、継続使用が可能であった。試験

後の軸受の玉を観察すると、鋼製の玉のみ表面が荒れていたことから、玉の表面のあれが鋼製の玉軸受の振動が早期に大きくなる原因となっていると考えられる。

表10 試験条件

Test conditions

項目	条件
回転速度	120 000min ⁻¹
アキシャル予圧	0.1kN
アキシャル荷重	ON : 0.6kN, OFF : 0 (サイクル; 図15参照)
雰囲気温度	室温
潤滑	油種 エンジンオイル10W-30 方法 オイルジェット 圧力 0.3MPa max. 油量 3.0 ℓ /min max. 温度 343K

表11 試験軸受798の構成

Configuration of 798 test bearings

項目	セラミック玉軸受	鋼製玉軸受
内外輪	KUJ7 ¹⁹⁾	KUJ7
玉	材質 Si ₃ N ₄ 直径 1/8" (3.175mm) 数 7	SKH4 1/8" (3.175mm) 7
保持器	ポリベンズ イミダゾール樹脂	ポリベンズ イミダゾール樹脂

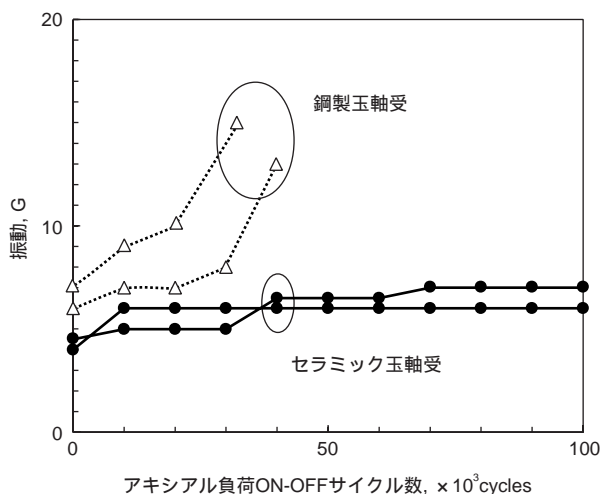


図17 劣化油中での耐久試験結果(2万km使用油)

Durability test results with 20 000km used oil

3.3.4 異物油中での耐久性

試験軸受の寸法，構成，試験条件は，前述の図6(a)，表10，表11と同一である．ここでも，セラミック玉軸受と鋼製の玉軸受の比較を実施した．しかし，試験条件で，潤滑油にはフィルタを通した清浄なエンジンオイルに異物として平均寸法27 μm，ピッカース硬さ800~900HVの高速度鋼を60ppm混入させたものを使ったこと，回転速度は振動が大きくなったため劣化油中での試験と同一の100 000min⁻¹にしたことが異なる．

図18に異物油中での耐久試験結果を示す．図中には，それぞれの軸受各2回の試験結果を示す．鋼製の玉軸受はセラミック玉軸受に対して振動値が早期に上昇し，28 000~38 000サイクルに達すると，振動大にて継続使用できなくなった．振動値も劣化油中の場合よりも早期に高くなった．セラミック玉軸受は100 000サイクルでも振動値の上昇は50%以下で，継続使用が可能であった．しかし，振動値は，劣化油中の場合よりも約50%高くなった．

図19に耐久試験後の各部品の摩耗量をセラミック玉軸受と鋼製の玉軸受を比較して示す．ここでは摩耗量は半径での値とした．鋼製の玉軸受は試験を打ち切った28 000~38 000サイクルで玉および内輪が約5 μm，外輪が2~3 μmの摩耗量を示したのに対して，セラミック玉軸受は100 000サイクルでもセラミック玉の損傷はまったくなく，内外輪が1~2 μmの摩耗を示したのみであった．玉の外観の比較を図20に示す．鋼製の玉軸受は，劣化油中での耐久試験の場合と同様に玉表面が荒れるために，玉，内外輪ともに摩耗したと考えられる．セラミック玉軸受は異物に対して玉の硬度が十分に高いことにより玉の損傷がまったく生じなかったため，内外輪軌道に対する攻撃がなかったものと考えられる．さらに，セラミック玉軸受は，今回の高速度鋼よりさらに硬いピッカース硬さ2 500HVの炭化けい素の異物でもセラミック玉には損傷を生じないことを確認しており²⁰⁾，セラミック玉軸受の異物に対する優位性が示された．

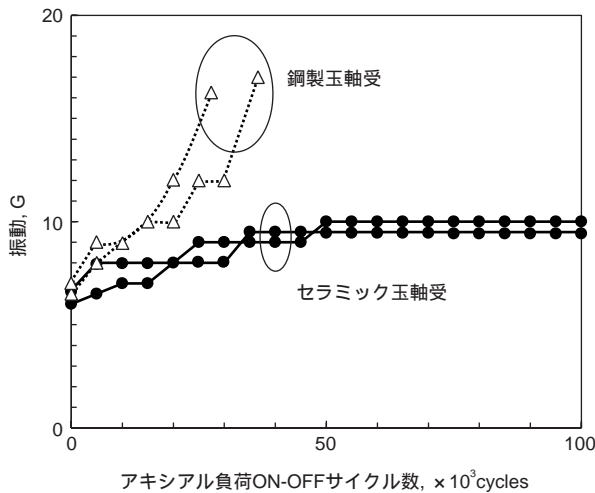


図18 異物油中での耐久試験結果(0.027mm高速度鋼)
Durability test results in uncontaminated oil
with 0.027mm high-speed-steel powder

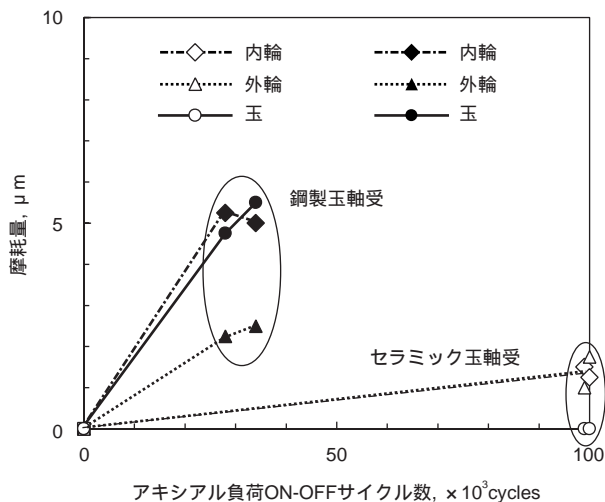


図19 異物油中での耐久試験による各部品の摩耗量
(0.027mm高速度鋼)
Component wear in contaminated oil
with 0.027mm high-speed-steel powder

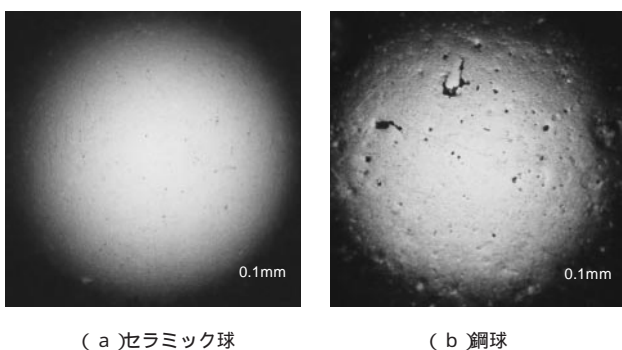


図20 異物油中での耐久試験後の玉の外観
(0.027mm高速度鋼)

Photograph of ceramic and steel balls after durability test in contaminated oil with 0.027mm high-speed-steel powder

3.3.5 回転ON-OFF繰返しに対する耐久性

試料軸受の寸法、構成は前述の図8、表8と同一である。しかし、セラミック玉軸受と鋼製の玉軸受の差が明確になるように、保持器を使用しない総玉軸受にて試験した。試験軸受は7001のアンギュラ玉軸受を用いた。内外輪が高温用軸受鋼(AISI-M50)で、玉に窒化けい素を用いたセラミック玉軸受と、内外輪、玉ともに高温用軸受鋼(AISI-M50)である鋼製玉軸受である。玉径は3/16” (= 4.7625mm)、総玉軸受のため玉数は13個である。表12に試験条件を示す。セラミック玉軸受と鋼製玉軸受の差が明確になるように、オイルミスト潤滑を用いた。

表12 試験条件
Test conditions

項目	条件
回転速度	ON : 120 000min ⁻¹ OFF : 0 (サイクル: 図21参照)
アキシャル予圧	0.12kN
雰囲気温度	室温
潤滑	油種: ベロシティ No.6 方法: オイルミスト 圧力: 0.1MPa 油量: 0.09 l/h 温度: 室温

図21に回転速度繰返し変動の条件を示す。ON時に回転速度が120 000min⁻¹になるように圧縮空気圧を調整・固定し、電磁バルブの開閉にて、ON-OFFを繰返した。ONでは、停止状態から試験装置の駆動部であるエアタービンに電磁バルブの開によって調整した圧縮空気圧を瞬時に供給し、回転を与えた。その後30s間、回転速度が120 000min⁻¹にて安定するまで保持した。OFFでは、120 000 min⁻¹の回転状態から瞬時に電磁バルブを閉じて空気の供給を断ち、試験軸受を停止させた。OFFの時間は完全に回転が停止する時間を考慮して、60sに設定した。したがってON-OFFの1サイクルは90sになる。この耐久試験は、回転速度を急激に変化させることにより、玉の挙動及び内外輪軌道への玉の当たりを急激に変化させることによって、負荷繰返し変動耐久試験以上に玉のスピンすべりを大幅に変化させることを狙った耐久試験である。

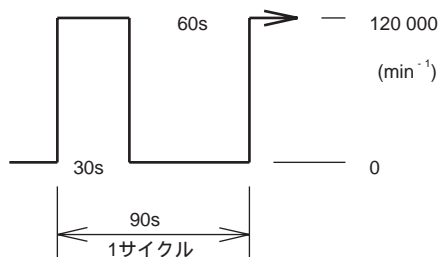


図21 回転速度繰返し変動の条件
Cycle of rotational speed

図22に回転ON-OFF繰返し耐久試験結果を示す。図中には、それぞれの軸受各2回の試験結果を示す。鋼製玉軸受では2～3サイクルで軸受が焼付いたのに対して、セラミック玉軸受では1000サイクルでも軸受にまったく異常なく継続試験が可能であった。これだけの明確な差が出たのは、保持器を使用しなかったために、特に加速時に隣り合う玉どうしが進み遅れにより接触する現象が生じて、油膜切れが生じたためと考えられる。玉と玉の接触部では、回転方向が逆になるため、すべりが生じる。金属の玉どうしでは油膜切れが生じると凝着が起こり、急激に焼付き状態になると推測される。セラミック玉軸受では金属接触が生じないので、同じように玉どうしが接触しても、焼付きに到らなかったものと考えられる。

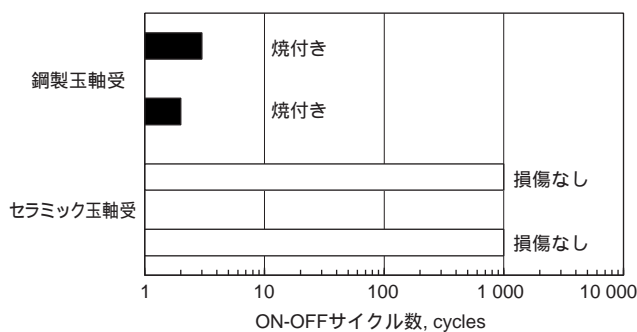


図22 回転ON-OFF繰返し耐久試験結果

Repeated ON-OFF rotational speed durability test

4. おわりに

ターボチャージャ用のセラミック玉軸受の開発において、窒化けい素セラミック玉軸受の各種性能試験を実施した結果をまとめて示す。

- 1) 定常回転時の軸受損失は、従来のフルフロー卜ッシュベアリングに比べて、30%以上低減できた。
- 2) 給油量を焼付きを生じない適量に絞ると、フローティングブッシュベアリングに対しては約50%、鋼製の玉軸受に対しては20%の損失低減が可能であった。

- 3) 保持器材として、ポリイミド樹脂と高力黄銅を比較した場合、ポリイミド樹脂の方が軸受損失を約15%低下させた。
- 4) 外輪案内の保持器の案内面が外輪の片側の肩のみの場合、両側の肩の場合に比べて約20%以上軸受損失を低減した。
- 5) 急加速、および減速の試験では、セラミック玉軸受はフローティングブッシュベアリングに対して、ともに約0.2kW動力損失を低減した。
- 6) 急加速時に対して、減速時はセラミック玉軸受で約40%、フローティングブッシュベアリングで約20%動力損失が低下した。
- 7) セラミック玉軸受は、鋼製の玉軸受の約10%、フローティングブッシュベアリングの約5%の潤滑油量でも焼付かず耐焼付き性に優れていた。
- 8) 負荷繰返し変動耐久試験ではセラミック玉軸受には異常は発生しなかった。
- 9) 鋼製玉軸受に比べて、劣化油(2万km使用油)および異物(高速度鋼)混入に対する耐久性がともに3倍以上向上した。
- 10) 異物油中の方が劣化油中に比べて軸受の耐久性に与える影響は大きく、振動が大きくなる傾向が高かった。
- 11) 高速度鋼は、鋼製玉軸受では、玉、内外輪すべてに対して摩耗を引き起こしたのに対して、セラミック玉軸受では、玉にはまったく損傷が生じず、内外輪の摩耗も少なかった。
- 12) 回転ON-OFF繰返し耐久試験では、鋼製玉軸受は早期に焼付いたのに対して、セラミック玉軸受はまったく異常なかった。

以上より、長寿命、低損失、耐焼付き性および耐久性に優れたターボチャージャ用セラミック玉軸受が開発できた。

付記

加速試験時に回転速度の上昇のために使われた動力および減速試験時に回転速度の停止に使われた動力損失は以下の計算にて求めた。

回転系の慣性モーメントを I とし、 I の時間変化および回転系の風損等を無視する。角速度を $(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$ 、回転速度を上げるために使われたトルクを $\tau_A(\text{N}\cdot\text{m})$ とする。 τ_A は式(1)で示される。

$$\tau_A = I \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

回転速度を上げるために使われた動力 P_A (W)は、式(2)で示される。

$$\begin{aligned}
 P_A &= \frac{d}{dt} \int I \frac{d\omega}{dt} d\theta & (2) \\
 &= I \frac{d}{dt} \int \omega \cdot d\omega \\
 &= I\omega \frac{d\omega}{dt}
 \end{aligned}$$

角速度 ω を回転速度 n に置き換えて表わし、この系に固有な定数を (I を含む)とすると、式(1)は式(3)で示すことができる。

$$P_A = \alpha n \frac{dn}{dt} \quad (3)$$

セラミック玉軸受およびフローティングブッシュベアリング、エアタービンなどの各回転速度 n での n の時間微分すなわち傾きを読み取り、回転速度の上昇に使用された動力 P_A を計算することができる。

同じようにして、回転速度の停止に使用された動力損失を求めることができる。回転速度の減速に使われたトルクを τ_d (kg・m)とすると、 τ_d は式(1')で示される。

$$\tau_d = I \frac{d\omega}{dt} \quad (1')$$

従って、回転の停止に使用された動力損失 P_d (W)は、式(3')で示される。

$$P_d = \alpha n \frac{dn}{dt} \quad (3')$$

参考文献

- 1) 佐々木祥二, 奥山晃英: 日本ガスタービン学会誌, vol. 24, no. 96 (1997) 16.
- 2) 鈴木年雄: 日本ガスタービン学会誌, vol. 24, no. 96 (1997) 25.
- 3) 近藤暢宏: 日本ガスタービン学会誌, vol. 24, no. 96 (1997) 29.
- 4) 藤本広司郎, 西尾一生, 田窪孝康: NTN Technical Review, no. 61 (1992) 70.
- 5) NSK Technical Journal, no. 659 (1995) 46.
- 6) KOYO Engineering Journal, no. 145 (1994) 24.
- 7) KOYO Engineering Journal, no. 139 (1991) 16.
- 8) 大槻正章: KOYO Engineering Journal, no. 145 (1994) 126.
- 9) 竹林博明, 増本雄治, 井上浩一: KOYO Engineering Journal, no. 135 (1989) 58.

- 10) 竹林博明, 増本雄治, 井上浩一: KOYO Engineering Journal, no. 136 (1989) 12.
- 11) 竹林博明, Michael T. Johns, 六角和夫, 谷本 清: SAE 901629 (1990).
- 12) 谷本 清, 竹林博明, 奥田康一: 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress (1995) -237.
- 13) 竹林博明, 谷本 清, 服部智哉: 日本ガスタービン学会誌, vol. 26, no. 102 (1998) 55.
- 14) 竹林博明, 谷本 清, 服部智哉: 日本ガスタービン学会誌, vol. 26, no. 102 (1998) 61.
- 15) 小池篤史, 古川 弘, 高橋幸雄, 小池尚昭: 日本自動車技術会1999年春季大会学術講演会前刷集no. 29-99 (1999) 1.
- 16) KOYO Engineering Journal, no. 156 (1999) 79.
- 17) 竹林博明: KOYO Engineering Journal, no. 127 (1985) 59.
- 18) 谷本 清, 池田哲雄: KOYO Engineering Journal, no. 156 (1999) 26.
- 19) 太田敦彦: KOYO Engineering Journal, no. 151 (1997) 6.
- 20) 谷本 清: トライボロジー会議1999秋予稿集, (1999-10) 401.

筆者



谷本 清*
K. TANIMOTO



梶原一寿**
K. KAJIHARA



柳井邦夫***
K. YANAI

* 総合技術研究所 基礎技術研究所
軸受技術開発部

** 軸受事業本部 軸受技術センター
自動車技術実験部

*** 軸受事業本部 軸受技術センター
自動車ユニット技術部