

小特集：ターボ機器用軸受の最新動向について

ターボ機械と軸受設計

田中 正人^{*1}
TANAKA Masato

キーワード：ターボ機械，軸受，設計，トライボロジー，振動

1. ターボ機械と軸受

ガスタービン，蒸気タービン，コンプレッサ，ポンプなど，ターボ機械の果たすべき機能は流体エネルギーと機械エネルギーの相互変換である。その作業を実際に行なうのは翼あるいはインペラであり，熱流体，強度，振動，材料など様々な観点から検討がなされ，高性能，高出力を目指す設計が行なわれる。いわばこの主役である翼，インペラが存分に働くためには，それなりの舞台を整える必要があり，その役目を果たするのが軸受である。

ターボ機械の軸受に要求される機能は，軸によって負荷される荷重を確実に受け止め，軸の回転運動は制約せず，その一方で軸の半径方向や軸方向への所定外の動きを確実に抑制して静止部と回転部の直接接触を遮断することにより，回転機械の円滑，安定な運転を実現することである。すなわち，このような軸受は，荷重を受けて壊れないのは勿論のこと変形が小さい，軸回転に対する摩擦抵抗が小さい，適切な剛性と減衰により軸振動を抑制する，設定寿命に到達する前に各種損傷で機能不全に陥らない，などの要求を満足するように設計しなければならない。さらに，調達コスト，メンテナンスコストなどの制約条件も満足する必要がある。

したがって，まず種々の形式の軸受の中から諸種の与条件を満足しそうな形式の軸受を粗選りで排除し，候補として残った形式の軸受について材料設計を含むトライボ設計と強度設計を進め，軸受の静的な詳細設計を行なう。さらに，当該軸受で支えられた回転体の強制振動応答や自励振動安定限界が許容範囲内に入るよう動的な詳細設計を行って，望む軸受に仕上げることになる。

作動原理で軸受を分類すると，すべり軸受，転がり軸受，磁気軸受がある。また，軸受荷重の負荷方向で分類すると，軸の半径方向の荷重を支えて回転面内の軸の動きを制約するジャーナル軸受，ラジアル軸受，および軸線方向の荷重を支えて軸方向の位置決めをするスラスト軸受，アキシヤル軸受がある。

ターボ機械は一層の高性能化，高出力化，高信頼化，コンパクト化，メンテナンスフリー化が要求されており，

その中で軸受が果たす役割はますます重要となってきた。本稿では，このようなターボ機械用軸受設計の現状を概観し，将来を展望する。

2. すべり軸受

2.1 流体潤滑モード

軸の半径方向の荷重を支えるすべり軸受はジャーナル軸受とよび，軸線方向の荷重を支えるすべり軸受はスラスト軸受とよぶ。図1はジャーナル軸受と其中で回転するジャーナルの断面図を示す。ジャーナル軸受では，軸の回転運動によって軸と軸受の間の先狭まりのすきまに油や気体など流体の潤滑膜が形成され，この潤滑膜内に発生する流体力学的な圧力が負荷荷重に対抗して軸を浮上させるので，軸と軸受が直接接触しつつ回転することはなくなる。その結果，摩擦抵抗は流体潤滑膜のせん断抵抗だけとなるので，摩擦係数は1/1000のオーダーの小ささを実現することが可能となり，軸受損傷の発生確率は極めて小さくなる。さらに，軸が半径方向に変位しようとする時，すでに圧力を発生している流体潤滑膜が変形させられることになり，膜はそのような変形に抵

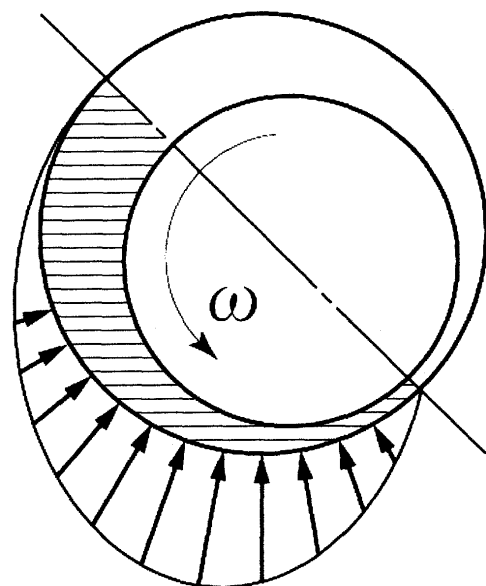
流体潤滑膜の圧力分布 p

図1 ジャーナル軸受の作動原理

原稿受付 2002年2月4日

*1 東京大学大学院工学系研究科産業機械工学専攻

〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1

抗する新たな反力（ばね力と減衰力）を発生して軸の変位を抑制し、軸を定常状態位置に押し戻す。

このように、軸の回転運動自身によって負荷荷重に十分対抗できる大きな圧力を潤滑膜中に発生させることが流体潤滑モードで作動するすべり軸受の作動原理であり、ターボ機械用すべり軸受のトライボ設計は流体潤滑モードの実現を目標として行う。

回転する軸とすべり軸受の間に形成される油膜中に圧力が発生していることは、B. Tower¹⁾がすべり軸受の性能試験を行っていて偶然のことから発見し、その油膜内圧力が満足する方程式を流体力学の原理から導き出したのは Tower の論文を読んだ O. Reynolds²⁾である。これが現代でもすべり軸受の設計に使用されるレイノルズ方程式である。この方程式を最も単純な真円ジャーナル軸受に適用し、軸回転速度、軸受荷重が一定であるとする、次式のように表わされる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) \right) = 6\mu U \frac{dh}{dx} \quad (1)$$

ここで、 x は潤滑面の軸回転方向の座標、 z は同じく潤滑面の軸方向座標、 $p(x, z)$ は油膜圧力、 $h(x)$ は軸回転方向に変化する油膜厚さ、 U は軸の周速、 μ は潤滑油の粘性係数を示す。すなわち、 $h(x)$ 、 U 、 μ を与えて式(1)を解けば、 $p(x, z)$ が求まり、油膜の摩擦抵抗など軸受性能が確定する。このように、方程式は複雑な2階の非線形偏微分方程式であるが、流体潤滑モードのすべり軸受性能を規定する変数はすきま形状、軸回転速度、油の粘度の3つだけであり、極めてシンプルな作動原理と言える。

すべり軸受の性能解析・設計は、式(1)において μ が定数、すなわち、潤滑油膜全体が一樣な粘度になっていると仮定する等粘度流体潤滑モデルを用いて行なわれてきた。実際のすべり軸受で測定すると、出口油温が供給油温よりも 10℃ や 20℃ 高いのが普通であり、軸受の潤滑面にも温度分布が見られることから、油膜内にも当然温度分布があると考えられ、温度の関数である粘度も油膜内で一樣ではない。したがって、この一樣と仮定された粘度は仮定の値であり、これを等価粘度もしくは有効粘度という。このモデルは取り扱いが簡便であり、適切な等価粘度を用いれば性能予測の誤差は許容範囲内にとどまるものとされた。しかし、等価粘度を設計の段階で適切に見積もる一般的手法がなく、本モデルによる性能予測の正確さを保証することは一般に困難である。

2.2 熱流体潤滑モデル

一方、ターボ機械が高速化、大型化するなどすべり軸受の運転条件が苛酷化するにつれて、軸受温度の上昇によって軸受合金の強度が著しく低下するとともに最小油膜厚さが小さくなって焼付きに対する裕度が危険なまでに減少するので、設計の段階ですべり軸受面の最高温度や最小油膜厚さをできるだけ正確に見積もることが要求

されるようになった。しかし、当然のことながら等温油膜を仮定する等粘度流体潤滑モデルではこの要求に応えることができない。さらに、油膜の線形ばね係数や線形減衰係数など動特性の正確な予測も回転機械の軸受設計には必要であり、このためには静的平衡状態の油膜形状の予測が正確でなくてはならない。このことから、流体潤滑膜中の温度分布に対応して油膜粘度が分布することを考慮したモデル、すなわち熱流体潤滑モデルがすべり軸受設計に必要となってきた。

熱流体潤滑モデル³⁾は等粘度流体潤滑理論と異なり、3つの方程式を連立して解を求める。第一は油膜粘度が3次的に分布することを前提として Dowson⁴⁾が導出した一般化レイノルズ方程式である。油膜形状、軸回転速度の他、油膜中の3次元の粘度分布を与えてこの方程式を解けば、油膜圧力が得られる。そのために油膜中の3次元温度分布を求める必要があり、それを与えるのが第二のエネルギー方程式であって、油膜の粘性せん断による摩擦熱の発生が油膜の対流および熱伝導による熱放散とバランスする定常状態を仮定して、導かれる。油膜形状、ペクレ数、粘度分布、油膜流速を与えてエネルギー方程式を解けば、油膜中の3次元温度分布が求まるが、油膜流速は一般化レイノルズ方程式を解いて得られる圧力分布から決定される。したがって、二つの方程式は相互に依存しており、連立解を得なければならないことがわかる。さらに、油膜中で発生した熱の一部が軸受や軸に流入して放散されることを考えると、そのモデル化も組み込む必要があり、そのために熱伝導式も連立させる必要がある。

良い条件が揃えば、熱流体潤滑モデルは十分な精度で軸受性能を予測できる。たとえば図2⁵⁾は、ティルティングパッドジャーナル軸受のパッド表面最高温度について熱流体潤滑モデルによる予測値と実測値の比較を示しており、両者は良く一致している。しかし、様々なケースの中には理論モデルの予測精度が不十分な場合や収束解を得るのが困難な場合がある。このため、潤滑面入口の油膜温度を決定する混合モデル、入口油膜温度の厚み方向分布モデル、ジャーナル表面温度の決定モデル、油膜逆流領域の取り扱い方、油膜破断部の取り扱い方、繰り返し収束計算により数値解を求める技法などはまだ議

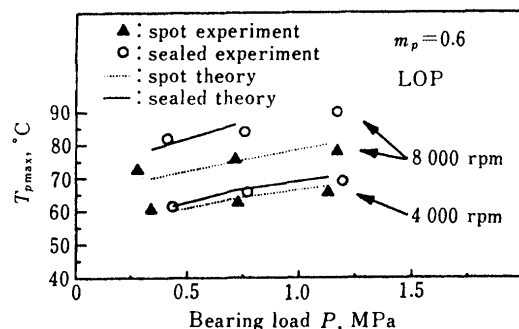


図2 パッド表面最高温度の予測値と実測値

論の余地があり、確定していない。また、従来の熱流体潤滑モデルは油膜のせん断による摩擦発熱を唯一の熱源と仮定してモデル化を進めているが、ガスタービン、蒸気タービンなどでは高温のプロセス流体のエネルギーの一部が軸を伝導してすべり軸受部に到達し、油膜に流入することが十分考えられる。この要因を考慮した熱流体潤滑モデル⁶⁾は開発途上にあり、設計に堪えるモデルはまだ提示されていない。

すべり軸受が高速化すると油膜流れが層流ではなく乱流となり、摩擦抵抗が大幅に増大し、ジャーナル偏心率も小さくなって、あたかも油膜粘度が増加したかのような挙動を示す。このような油膜については、油膜の層流流れを仮定する熱流体潤滑モデルはもはや適用できず、それに代わるものとして等粘度の乱流流体潤滑モデルから出発して熱流体潤滑モデルに拡張した乱流熱流体潤滑モデル^{7,8)}が提案されている。図3⁸⁾は、3000 rpm で運転している直径 480 mm の 4 枚パッドテイルテイングパッドジャーナル軸受において、負荷荷重を変化させた時の負荷側パッドの最小油膜厚さとジャーナル偏心率の変化の様子を示している。また図4⁸⁾は荷重 180 kN を負荷した直径 535 mm の 2 枚パッドテイルテイングパッド

ジャーナル軸受のパッド表面最高温度、混合油温度、摩擦損失が軸回転速度の増加とともに変化する様子を示す。乱流熱流体潤滑モデルによる性能予測は実測値と良い一致を示しており、大型、高速のターボ機械用すべり軸受の設計に使用可能であることがわかる。しかし、層流熱流体潤滑モデルのところで例示した問題点の他、層流モデルから乱流モデルに切り替える指標とその遷移点の値、離散値化の最適手法については議論が確定しておらず、一層の解明が必要である。

2.3 慣性力

従来の流体潤滑モデルでは油膜の慣性項は無視できるくらい小さいと考えられていたが、Makino ら^{9,10)}は直径 40 mm のテイルテイングパッドジャーナル軸受を 70,000 rpm の高速で運転したところ、パッド表面温度の実測値と理論予測値のずれが大きくなることを発見した。そこで慣性項の影響を考慮して理論モデルを修正したところ、両者の一致度に改善がみられ、これは高速すべり軸受では慣性項を考慮した熱流体潤滑モデルによる設計が必要であることを示唆している(図5¹⁰⁾)。また、10 万～30 万 rpm の高速で回転するターボチャージャー用浮動ブッシュ軸受の性能解析を、油膜に作用する遠心力を考慮して行なう手法^{11,12)}が提示され、従来の理論では説明できなかった浮動ブッシュ軸受の挙動が説明できるようになった。すべり軸受が一層高速化するに伴って、慣性項を考慮した流体潤滑モデルの検討が一層必要となるであろう。

2.4 最適設計

式(1)のレイノルズ方程式は、先に述べたとおり、油膜形状、油膜粘度、軸回転速度を与えると油膜圧力分布の解を得る。これより軸受摩擦損失や軸受が支える負荷荷重の大きさが求まる。すなわち、式(1)は軸受仕様を与えることにより、その時の軸受性能を算出することができる。しかし、すべり軸受のトライボ設計とは、軸受に要求されるトライボロジー性能を達成できるような軸受の仕様(設計変数の値)を決定する作業であるから、軸受

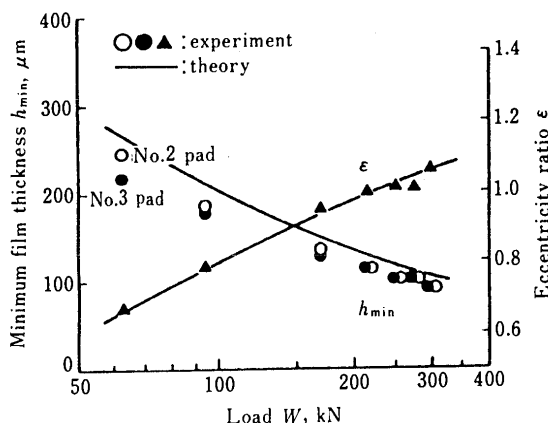


図3 ジャーナル偏心率と最小油膜厚さの予測値と実測値

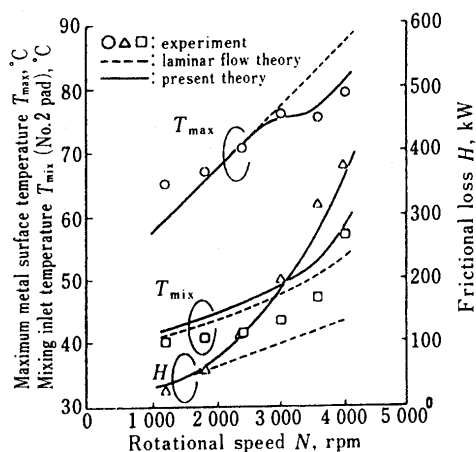


図4 パッド表面最高温度、混合油温度、摩擦損失の予測値と実測値

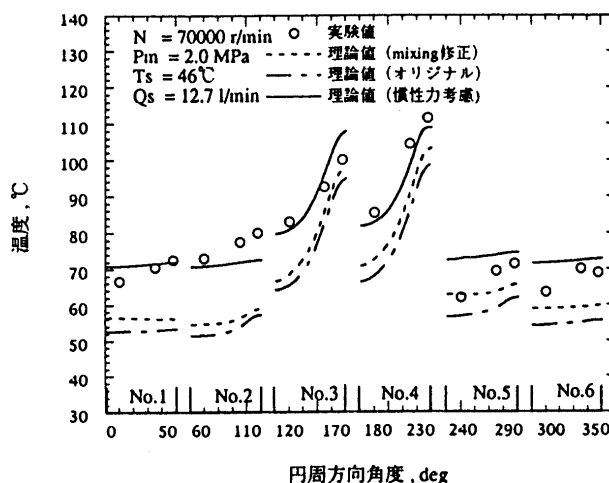


図5 パッド表面の円周方向温度分布

性能を与えて式(1)より仕様を求めたいが、逆問題を解かねばならないのでそれは事実上不可能である。そのため、軸受仕様をとりあえず仮定し、その時の性能を式(1)を用いて算出する。それを要求性能と比較し、満足していない場合は仕様を適宜変更して再度性能を算出する。この過程を、要求性能が達成されるまで何度も繰り返すことになる。

レイノルズ方程式の構造の限界からこのような設計手順を取らざるをえないが、いくつかの問題点がある。まず第一に、設計変数とその変更幅を適切に選定し、最短の工程と時間で満足する設計解に到達するようになるまでには熟練と経験を要する。第二に設計の過程で人間の作業が介在するために、解に到達するまでに多大の時間を必要とする。第三にこの手順で得られるのは要求性能を満たしていればよいとする満足設計解なので、すべての制約条件を満足した上でさらに特定の性能を最大にするような、より良い設計解が得られない。

これらの問題点は、コンピュータによる計算の自動化と最適解探索アルゴリズムを組み合わせることにより解決できる。Hashimoto¹³⁾は真円ジャーナル軸受について、栗田¹⁴⁾はティルティングパッドジャーナル軸受について最適設計の手法を提案しており、設定した条件のもとで最適となる解が得られることを示している。

すべり軸受設計の人的、時間的コストを低減し、設計解の品質を高めるために最適設計は有効な手法であるが、実用化するまでには解の収束性、安定性、より良い最適解探索手法の開発など、いくつかの問題点を解決する必要がある。

2.5 回転軸の振動

ターボ機械のすべり軸受は、トライボ設計だけでなく、軸受で支えられた回転体に振動問題が発生しないよう耐振動設計も必要となる。

問題となる振動は、不つりあいによる強制振動、油膜の不安定化作用による自励振動（オイルウィップ）、インペラやシール部の流体不安定化力が励振力となる自励振動（流動励起振動）の3つが主要なものであり、いずれもすべり軸受に形成される流体潤滑膜の剛性と減衰を適切に設計して抑制しなければならない。

2.5.1 不つりあい振動 不つりあい振動は回転軸系に最も一般的に見られる強制振動である。回転軸中心線回りの質量分布が完全に対称ではない軸が回転すると、軸中心線に作用する各質点の遠心力が全体としてバランスせず、軸回転速度に同期した周波数で回転軸を振れ回らせる力が発生し、それによって振れ回り振幅が大きくなると回転部と静止部とが接触して損傷、破壊が生じる危険がある。したがって、まず第一にはこのような不つりあいをなくすることが重要であるが、加工誤差や組立誤差をつりあわせ作業によりできるだけ修正しても、わずかの不つりあいは残留してしまう。そのため、第二に軸-軸受系の振動応答感度が小さくなるように設計して、

同じ残留不つりあいの強制力が作用しても、生じる振動応答振幅が小さく抑制されるようにする。多くの場合、回転体の設計変更は難しいので、この方策は軸受設計を行なう中で実現する必要がある。

図6は、質量 $2m$ の中央集中質量と質量のない曲げ剛性 $2k_s$ の軸で構成されているとしてモデル化された回転体の両端が、線形ばね要素（剛性係数 k_b ）と線形減衰要素（減衰係数 c_b ）でモデル化された左右同一のすべり軸受油膜で支えられている様子を示している。軸回転面内の x , y 方向の等方性を仮定して、この軸-軸受系をさらに簡略化すると図7のような1次元の質量-ばね-減衰モデルとなり、並列になった油膜のばねと減衰が軸の曲げ剛性と直列になって質点を支えているという特徴がある。油膜の質量中心が回転軸中心から ε だけずれているとして全体の不つりあいを表現すれば、軸の回転 ω により $m\varepsilon\omega^2$ の大きさの強制加振力が質点に加わることになる。この時の質点の振動応答振幅は ω とともに変化し、この系の固有振動数 Ω と一致した ω （この時の ω を危険速度と呼ぶ）の時に共振状態となり、振幅は極大となる。その時の振幅を ε で除した値を共振倍率とよび、 Q で表す。結局、不つりあい振動を考慮した軸受設計とは、この Q 値が許容値以下になるように、与えられた軸の k_s のもとで軸受の k_b と c_b が適切な値になるよう、軸受を設計することである。

図8¹⁵⁾は、 k_s , k_b , c_b のさまざまな組み合わせにより決定される危険速度 Ω と共振倍率 Q の関係を示してお

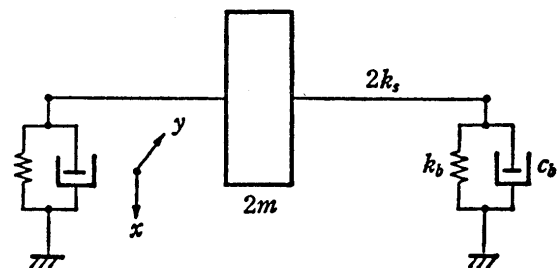


図6 軸-軸受系のモデル

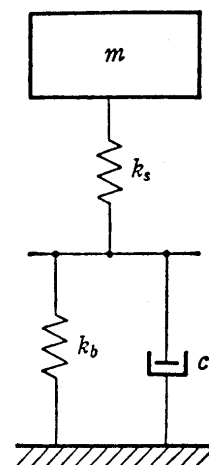


図7 軸-軸受系の1次元モデル

り、これを用いて軸受設計の方針を立てることができる。横軸座標 Ω/Ω_s の中の Ω_s は、軸受の k_b , c_b が k_s よりも相当大きくて、軸が軸受位置で単純支持になっているときの固有振動数(危険速度)を意味する。 $(\Omega_s = \sqrt{k_s/m})$ 図中には、油膜の減衰と剛性の比 $c_b\Omega/k_b$ および油膜と軸の剛性の比 $k_b/(2k_s)$ の二つのパラメータそれぞれが一定となる線が多数引いてある。この二つのパラメータそれぞれの値に対応する二本の線の交点の横座標が、実際の危険速度 Ω と Ω_s の比を、縦座標がその時の Q 値を表している。これより、油膜の減衰が剛性との比で大きいほど、また、油膜剛性が軸の曲げ剛性との比で小さいほど、 Q 値は小さくなることがわかる。しかしすべり軸受油膜の剛性と減衰は独立ではなく、 $c_b\Omega/k_b$ は 0.5~2 程度である。一方、油膜剛性は軸の曲げ剛性よりも大きくなってしまふことが多く、小さい Q 値を得るのはそれほど簡単なことではない。なお、 k_b , c_b の値は、軸受の運転状態を表す無次元数であるゾンマーフェルト数の関数として軸受の形式毎に計算で求められた線図¹⁶⁾や実験から得られた線図を用いて決定される。

図 8 に示したように、危険速度 Ω は k_s と k_b , c_b の組み合わせで変化する。 k_b , c_b が大きくなると Ω は Ω_s に近づき、軸受に拘束されて軸が弾性変形する曲げモードの共振となる。逆に、 k_b , c_b が小さくなると Ω は Ω_s よりも大幅に低下し、軸は変形せずに軸受部での振幅が大きくなる剛体モードの共振となる。この様子は別稿の「磁気軸受」の危険速度マップ(図 8)に示すとおりで、軸回転速度がその上昇に伴う k_b , c_b の変化に沿って危険速度線と交差したところが実際の危険速度となる。回転機械の定格回転速度に到達するまでに、 k_b , c_b が大きい油潤滑すべり軸受では 1 次や 2 次の曲げモード共振が発

生することがわかる。それに対して、 k_b , c_b が小さい場合は、剛体モードの共振を二つ通過したあとに曲げモードの共振が発生する。なお、軸回転面内の x , y 方向で軸受油膜の剛性と減衰の異方性が強い場合は、回転速度上昇線が x , y 方向で二本に別れるので、危険速度も x , y 方向で別々の値となり、不つりあい振動対策設計の解を得るのが困難となることがある。この観点から、不つりあい振動対策設計の容易な等方性の軸受剛性が好まれることがあり、パッド配置を LBP(Load Between Pads)で使用する 4 枚パッドのティルティングパッド軸受はその一例である。

実際の設計では、軸-軸受系の危険速度マップを作成して、定格回転速度までに通過しなければならない危険速度の数とその値、および剛体モードか曲げモードかの判別が必要である。さらに、定格回転速度が最寄りの危険速度とどの程度離れているかを評価し、近すぎる場合は振動振幅が大きいため軸受の設計を変更して k_b , c_b の変化曲線の位置をずらすことにより、危険速度と定格回転速度の間隔を確保するようにする。ただし、危険速度と定格回転速度の必要間隔は軸-軸受系の各危険速度毎に評価できる減衰比 ζ の大きさによって異なる。たとえば別稿の「磁気軸受」の Q 値評価基準(図 10)にあるとおり、 ζ が大きければ振動応答振幅も小さくなるので、危険速度で運転しつづけても問題ないとされる。具体的な設計にあたっては、関連の ISO 標準や API 規格に沿うようユーザーから求められることが多い。

2.5.2 オイルウィップ オイルウィップは、すべり軸受油膜の不安定化作用により発生する回転軸の自励振動である。すべり軸受油膜は通常は正の減衰作用をするが種々の条件が整うと軸-軸受系の減衰比 ζ が負となり、回転軸の振動振幅が自励的に成長して、激しい軸の振り回りが生じることが多く、振動振幅の大きさは予測も制御も困難である。オイルウィップは、軸受の仕様、軸受荷重などで定まる限界の回転速度以上になると発生し、一旦発生したら回転速度を限界値以下に下げない限り消滅しない。このため、オイルウィップは不つりあい振動と異なり、定格回転速度までの範囲内で絶対に発生しないよう、設計しなければならない。

オイルウィップは油膜剛性の連成項(x , y 方向の変位に対して逆に y , x 方向の反力を発生させる項)の存在が原因で発生する。軸受の形式が異なればこの項の大きさも異なるので、安定限界は軸受の形式に大きく左右される。真円軸受は最も安定性が低く、二円弧軸受、三円弧軸受、オフセット軸受などは、より高い回転速度まで安定である。二円弧軸受などは予圧が大きいほど安定性が高くなる。ティルティングパッド軸受は、連成項がないためオイルウィップの発生のおそれがほとんどない。現在では、軸受の油膜動特性の評価が比較的正確に行えるので、軸-軸受系の運動方程式から複素固有値解析を行うことにより、安定限界の回転速度を精度よく予測す

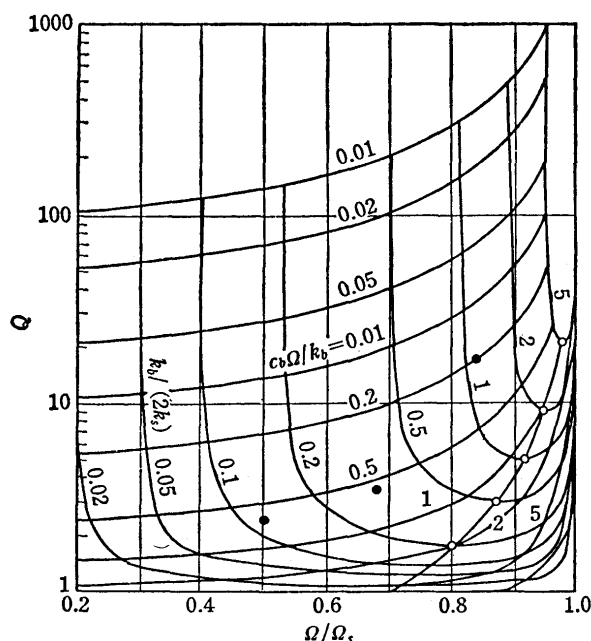


図 8 危険速度と共振倍率のマップ

ることが可能である。したがって、定格回転速度までにオイルウィップの発生が予測された場合は、軸受の形式を適切に変更することが有効である。

2.5.3 流動励起振動 ターボ機械の作動流体が高压になると、インペラやシール部(図9)の流体力が不安定化作用をして回転軸の自励振動を発生させるようになった。特に小型軽量の回転機械では流体の作用力を受ける回転体質量が小さく、このような振動に敏感であるので設計検討を入念に行ってこの自励振動を発生させないようにする必要がある。流体不安定化力の詳細は十分には解明されていないが、シール部に流入する流体の円周方向速度(スワール速度)が大きいほど不安定化力が大きいことがわかり、シール入口部壁面に浅く刻んだ半径方向溝に流体を誘導することによってスワール速度を小さくしたり、スワールと逆回転方向の速度を持つように流体をシール内に導入してスワールをうち消す方策をとることにより、不安定化力を小さくすることができる。また、不つりあい振動対策設計の場合と異なり、すべり軸受の油膜剛性の異方性を強めることが有効であることが知られている。異方性を高めるには、4枚ではなく5枚パッドのティルティングパッド軸受を使用し、また予圧係数を小さく、パッド配置はLBPではなくLOP(Load On Pad)にし、軸受幅と潤滑油粘度を増して油膜反力を大きくするのがよい。さらに、軸を太く、短くする、スクイズフィルムダンパ軸受を併用して系の減衰を高める、なども有効である。

2.6 軸受面材料、潤滑設計

高速用軸受として多用されるティルティングパッド軸受では、潤滑面と背面の温度差によるパッドの熱変形、潤滑面の流体膜圧力による荷重変形が油膜形状を変化させ、軸受性能に影響を与えるので、この弾性変形の影響を考慮した熱流体潤滑モデル(弾性熱流体潤滑モデル)が開発され、すべり軸受の性能解析が行われている¹⁷⁾。軸受面の変形は、運転状態が設計点からずれるだけでなく一般に性能を低下させることが多いので、変形を抑制する設計が求められる。このため、鋼製のバックメタルと錫鉛合金(ホワイトメタル)の軸受合金を組み合わせる標準的なターボ機械用すべり軸受に代えて、鋼の7倍の熱伝導率を有する銅合金製のバックメタルを用いることにより、潤滑面で発生した摩擦熱をバックメタル背面に設けた油溝まで効率よく伝導し、ここを通過する冷却

用潤滑油で摩擦熱を吸収、排出して、パッド表面温度を低減するとともにパッドの熱変形を小さくすることが行われる¹⁸⁾。また、PTFEやPEEKなど熱伝導率の小さい樹脂を軸受面材料に使用することにより、熱変形を抑制するすべり軸受が実用化されている¹⁹⁾。潤滑面温度は必然的に高くなるが、これらの樹脂は耐熱性が高く、従来のホワイトメタルの実用限界表面温度100℃を越えて運転が可能である。また、起動やターニング運転など低速のために流体潤滑油膜が十分形成されていない境界潤滑モードでの摩擦係数は、ホワイトメタルより小さく、耐摩耗性も良好である。

清水ではなくプロセス水で潤滑可能なSiCセラミック製すべり軸受^{19,20)}が、水ポンプ用に実用化された。WC製あるいはTiC製のジャーナルと組み合わせると、大抵の異物が軸受に侵入しても損傷しない。またプロセス水が軸受部に到達するまでの短時間なら軸受部に残留したわずかの水分で運転が可能であり、このため従来のゴム製軸受、樹脂製軸受では必要であった清水潤滑装置が不要となり、機器の小型化、メンテナンスの効率化が可能となっている。

ジャーナル軸受、スラスト軸受を問わず油潤滑のパッド軸受では、滞留する潤滑油の中にパッドを浸漬して潤滑する方法が採られていたが、軸受の高速化の進展とともに潤滑面以外での攪拌損失や高温になった潤滑油が滞留することによる潤滑面温度の上昇が問題となり、パッド間に配置したノズルから潤滑油を噴射⁵⁾したり、パッド前縁部に設けた溝から潤滑油を供給する^{21,22)}方法が実用化されている。また、潤滑面から排出された高温の潤滑油は滞留させずに軸受外に自由に流出するようにし、ジャーナル、ランナーあるいは軸受面の運転温度を低減して軸受性能と信頼性を向上させている。

スラスト軸受の性能はジャーナル軸受以上にパッドの変形に敏感であり、このため最近では、各パッドの負担する荷重を均等化する仕掛けのあるスラスト軸受の使用が増えている。

ジャーナル軸受とスラスト軸受は別々に設計、配置されるのが通例であるが、二つの軸受ハウジングを一体化した省スペースのコンバインド軸受が実用化されている。

2.7 空気軸受

空気軸受、一般的には気体軸受は、気体の流体潤滑膜を形成して軸を浮上させ、回転させるすべり軸受である。気体の粘度は、油をはじめとする液体潤滑剤に比較して小さいので、摩擦抵抗は極めて小さく、高速回転に適する。その一方で負荷能力も小さいので、小型軽量の回転機械に適する。負荷能力と安定性向上のために外部から加圧して給気する静圧気体軸受と粘性効果により環境の気体の流体潤滑膜を形成する動圧気体軸受がある。

最近、アメリカのNASAが主導して推進しているOil Free Turbomachinery Projectでは、潤滑油が不要な軸受の開発を行うことにより、軸受部のメンテナンスフ

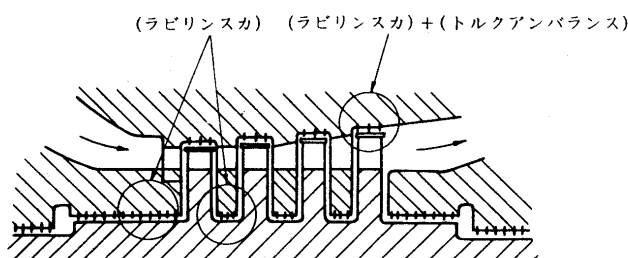


図9 シール部の流体力

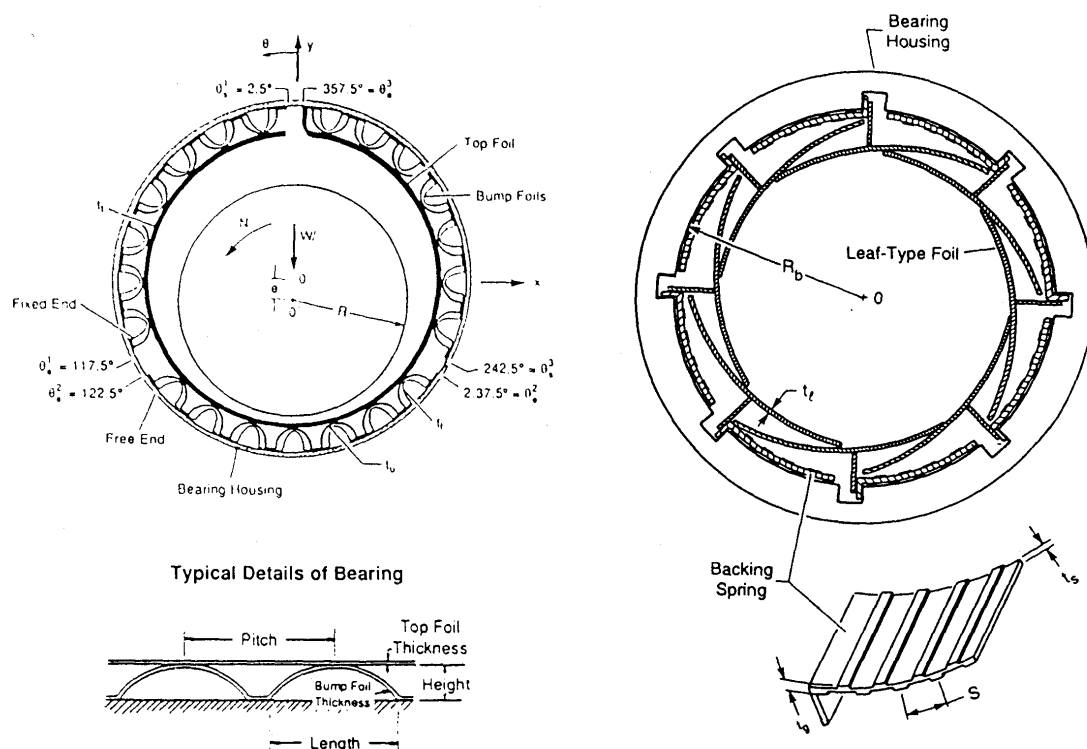


図10 金属フォイル式空気軸受

リー化を実現したターボ機械の実用化を目指している。そのプログラムの中で、金属フォイル式の動圧空気軸受²³⁻²⁵⁾がマイクロガスタービンやエアサイクルマシン等のターボ機械に実用化され、新たに注目を浴びている。その構造、形状は図10に示すようにかなり複雑であるが、潤滑剤として大気を使用するため、油潤滑の軸受のように潤滑剤の定期的な検査、補給、交換などメンテナンス作業が不要である。しかし、空気膜には境界潤滑能がないため、軸受面と軸表面に特殊なコーティングを施して、起動や停止の際の固体接触による損傷を抑制する必要がある。金属フォイルの弾性もあって、定格の回転速度に到達するまでに剛体モードと曲げ1次の危険速度を通過する。文献23のデータによれば、定格回転速度13万2000rpmで運転している時の軸振動データを周波数分析すると、剛体モードの固有振動数350Hzの振動成分が卓越しており、回転同期周波数の振動成分はほとんど検知されていない(図11)。このことから、自励振動が発生して不安定になっているのではないかと推測されるが、振動振幅が一定レベル以下に抑制されていることから著者は「安定である」としている。今後は、この軸受の静特性のみならず、動特性の一層の解明が課題となろう。

3. 転がり軸受

転がり軸受は、すべり軸受に対して通常以下の利点を有している。(1)規格品の軸受が各種類揃って安価に供給されるので、その中から適切なものを選定すればよく、「設計」が楽である。(2)かなりの回転速度までグリース

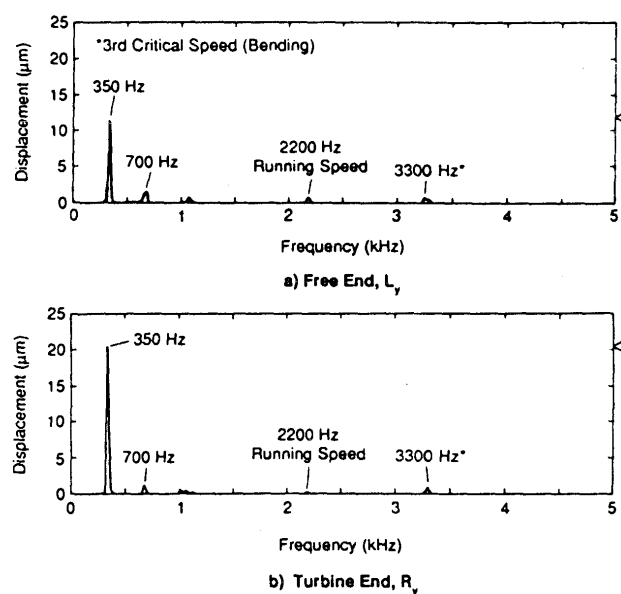


図11 軸振動の周波数分析

潤滑が可能であるので、グリース封入軸受を使用すれば潤滑油システムが不要となる。(3)転がり摩擦なので起動摩擦が小さい。(4)軸半径方向のラジアル荷重と軸線方向のスラスト荷重をひとつで同時に受けることが可能な軸受があり、軸受配置が簡単になる。(5)転動体と軌道輪の接触部の面積がすべり軸受と異なって小さいので、すべり軸受と比較して潤滑剤の供給が少なく済む。

このため、すべり軸受に比して簡便に利用できるのも、すべり軸受を使うほどには要求性能の程度が高くない場合に使用するのに適しており、事実そのようなターボ機

械に多用されている。しかし、回転速度が大きい場合には、転動体の遠心力が大きくなって転動体や軌道輪の転がり疲労破壊が早期に生じ、また転がり軸受の振動減衰能はすべり軸受に比較してはるかに小さいので非線形領域に入るくらいに大きな振動振幅が生じることが知られており、転がり軸受の使用は適さない。

一方、転がり軸受がすべり軸受よりも格別に優れている利点のためにターボ機械に使用される場合があり、航空用ガスタービン（ジェットエンジン）の主軸受はその一つである。燃焼ガスが高温なので軸受の温度は通常の使用時で最高 200℃ 程度、エンジン停止直後には 200℃ を越える場合があり、融点の低い通常のすべり軸受材料は軟化、変形してしまつて使用不可能である。一般の転がり軸受も軟化してしまうので、300℃ でも硬さを保つて転がり疲労寿命の長い M 50 と称されるモリブデン系の高速度鋼やタングステン系高速度鋼の転がり軸受が使用されている。また、軸径 d (mm) と軸回転速度 n (rpm) の積である dn 値は現在 230 万程度に達しており、ジェットエンジンの一層の大型化、高速化を考えると将来は dn 値 300 万の軸受が必要とされる。このような高速になると内輪がフープ応力で破断する危険が増大するので、M 50 に浸炭処理を施して強化した材料が用いられる。

一般の転がり軸受では軸受端面から潤滑油を強制給油して潤滑、冷却するが、高速になると回転する保持器に阻まれて軸受内部に潤滑油が到達しにくくなる。このため、ジェットエンジンでは内輪の下側に潤滑油を導き、内輪に空けた孔から遠心力で軸受内部に送り込むアンダーレース潤滑法が用いられる。

最近のジェットエンジンの大型化のために回転軸が長大になって振動しやすい。しかし、転がり軸受に形成される潤滑油膜は面積も厚みも極めて小さいので、すべり軸受に比して減衰能が格段に見劣りする。このため、曲げ危険速度通過時の不つりあい振動応答振幅が過大になる恐れが高く、スクイズフィルムダンパ軸受²⁶⁾を転がり軸受に併用して、振動振幅、軸受に伝達される動荷重を十分に抑制し、軸受の寿命消費を少なくする設計が必須のものとなる。スクイズフィルムダンパ軸受は、軸受の外輪の外側に潤滑油を満たした円環状のすきまを設け、軸が軸受とともに振動するとこの油膜が減衰作用をする。剛な回転軸の場合は、転がり軸受の予圧を適切に高めることで振動を抑制することが可能である。

また、H-II ロケットの液体酸素・液体水素ターボポンプの軸受にも転がり軸受²⁷⁾が使用される。こちらはジェットエンジンとは反対に使用環境が極低温であり、潤滑剤、冷却材には液体酸素、液体水素がそのまま使用される。4 万 2000 rpm の液体水素ポンプでは dn 値が 200 万程度となり、SUS 440 C 製の転がり軸受が使用されている。

転がり軸受は、転動体や軌道輪に転がり疲れによる疲

労破壊による剥離が生じて寿命となる。この破壊は確率的なもので個々の軸受の寿命をあらかじめ予測するのは困難であるので、重要な回転機械の転がり軸受に対しては軸受ハウジングの振動や AE 信号を測定、解析し、クラックの発生、進展を検出する方法が採られる²⁸⁾。また、鋼よりも剛性と耐熱性が高く密度の小さい Si_3N_4 セラミックス製転動体を使用するハイブリッド転がり軸受が実用化され、より高速、高温まで使用することができるようになった。

4. 磁気軸受

磁気軸受とよばれるものの実体は、回転軸の上下、左右に配置された電磁石であり、このコイルに流れる電流を適切に制御することによって、軸受としての要求機能を実現する。作動原理の詳細は別稿の「磁気軸受」に詳しいが、この軸受をターボ機械に使用する利点は、通常のすべり軸受、転がり軸受に必要な潤滑油システムが不要となること、軸受の機械的摩耗がないことである。しかし、原理的に不安定な軸受なので、軸受電流制御回路を常時確実に作動させる必要があり、非常時には磁気軸受に代わって軸を支える転がり軸受（タッチダウン軸受と呼ばれる）を装備しなくてはならない。

磁気軸受で支えた回転機械は、危険速度線図の左側寄りの軸受剛性が小さい領域で運転するので、剛体モードの危険速度通過を考慮した振動設計が必要となる。磁気軸受は、制御回路の定数を変化させることによって、軸受の剛性と減衰を独立に、またある程度自由に設定できることが特徴で、回転体の形状や運転速度に合わせて最適のチューニングを実現できる可能性がある。これに対してすべり軸受では、荷重、速度、粘度により油膜形状が定まってしまうと剛性と減衰が同時に決定されてしまうので、独立に設定することは不可能である。

磁気軸受の現下の課題は、標準化を推進することにより価格を低下させて普及を図ること、すべり軸受、転がり軸受の使用に慣れた回転機械技術者にわかる言葉で磁気軸受特有の性質を説明し、理解してもらうことであり、いずれも日本機械学会の機械力学・計測制御部門に設置された磁気軸受標準化委員会（A-TS-10-25）で検討が進んでいる。

5. まとめ

以上述べたように、ターボ機械用の軸受は、トライボロジー性能のみならず軸の振動抑制も達成できるように設計することが求められる。今後、ターボ機械は高速化、高出力化、小型化、メンテナンスフリー化が一層求められ、軸受の使用条件も一層苛酷化することが想定される。このため、軸受性能の予測精度を一層高めた理論モデルの整備、苛酷な運転条件に堪える軸受材料と潤滑剤の開発、そして何よりも新しい軸受のアイディアの出現が望まれる。

参考文献

- (1) Tower, B., P. I. M. E. (1883-11) 632.
- (2) Reynolds, O., Phil. Trans., Royal Soc., 177 (1886) 157.
- (3) 田中正人, トライボロジスト 39-3 (1994) 229.
- (4) Dowson, D., J. Mech. Eng. Sci., 4 (1962) 159.
- (5) Tanaka, M., Trans ASME, J. Tribology, 113-3 (1991) 615.
- (6) Syverud, T., Tanaka, M., Wear, 207, (1997) 112.
- (7) Mikami, M., et al., Trans ASME, J. Tribology, 110-1 (1988) 73.
- (8) Taniguchi, S. et al., Trans ASME, J. Tribology, 112 (1990) 542.
- (9) Makino, T., et al., PIME, J. Engineering Tribology, 210 (1996) 179.
- (10) 牧野武朗, 第6回トライボロジー講演会前刷り, (1995) 52.
- (11) 畠中清史, 田中正人, 鈴木健司, 日本機械学会論文集C編, 65-636 (1999) 3395.
- (12) 畠中清史, 田中正人, 鈴木健司, 日本機械学会論文集C編, 65-640 (1999) 4840.
- (13) Hashimoto, H., Tribology Trans., 40-2 (1997) 283.
- (14) 栗田昌幸, 田中正人, トライボロジスト, 46-11 (2001) 897.
- (15) ダイナミクスハンドブック, 朝倉書店 (1993) 559.
- (16) 日本機械学会, すべり軸受の静特性および動特性資料集, 日本工業出版 (1984).
- (17) Hemmi, M., Inoue, T., Tribology Trans., 42-4 (1999-10) 907.
- (18) Taniguchi, S., et al., ASME Trans., J. Tribology, 120 (1998) 214.
- (19) 井上知昭, トライボロジスト, 46-2 (2001) 147.
- (20) 高山博和, 木村芳一, ターボ機械, 26-11 (1998) 669.
- (21) Dmochowski, W., et al., ASME Trans., J. Tribology, 115 (1993) 219.
- (22) Harangozo, A., et al., Tribology Trans., 34 (1991) 464.
- (23) Heshmat, H., ASME Trans., J. Tribology, 116-2 (1994) 287.
- (24) Heshmat, C. A., Heshmat, H., ASME Trans., J. Tribology, 117-3 (1995) 437.
- (25) Heshmat, H., ASME Trans., J. Tribology, 122-1 (2000) 192.
- (26) 日本トライボロジー学会 トライボロジーハンドブック (2001) 養賢堂 67.
- (27) 西村允, 野坂正隆, 鈴木峰男, トライボロジスト, 42-12 (1997) 946.
- (28) 日本トライボロジー学会 トライボロジーハンドブック (2001) 養賢堂 801.

小特集：ターボ機器用軸受の最新動向について

高速用転がり軸受の技術動向

荒牧 宏敏^{*1}

ARAMAKI Hirotooshi

1. はじめに

転がり軸受は機械の進歩とともに高速化や高温化、長寿命化などに対応している。高速化の最先端には航空機に代表されるガスタービン主軸用軸受とマシニングセンターに代表される工作機械主軸用軸受がある。転がり軸受の高速化あるいは高温化により、機械の効率向上や軸剛性の向上、あるいは冷却装置の簡略化ができる。図1に航空ガスタービン主軸用軸受および工作機械用軸受の高速化の進展を示す。縦軸のDN値は軸径mmと回転数 min^{-1} の積であり、軸周速を表わすパラメータである。航空ガスタービン主軸用軸受は、エンジンの高出力化、高効率化の要求によって徐々に回転数が上昇してきており、高速化のテクノロジードライバーの役割も担っている。工作機械主軸用軸受は、近年、高能率加工の要求から高速化が急速に進んでいる。ガスタービン用高速軸受技術の導入および転動体にセラミックを用いたハイブリッド軸受の導入を行うことで、現在、航空ガスタービン主軸用軸受のDN値と並ぶ勢いになっている。なお、航空機に代表されるガスタービン用軸受は高温環境での機能特性が求められるが、工作機械主軸用軸受は、室温環境での低温度上昇（低発熱）と高剛性が求められており、材料や潤滑技術が異なってくる。本報では、高速軸受、特に航空機を中心としたガスタービン用軸受の技術動向について述べる。

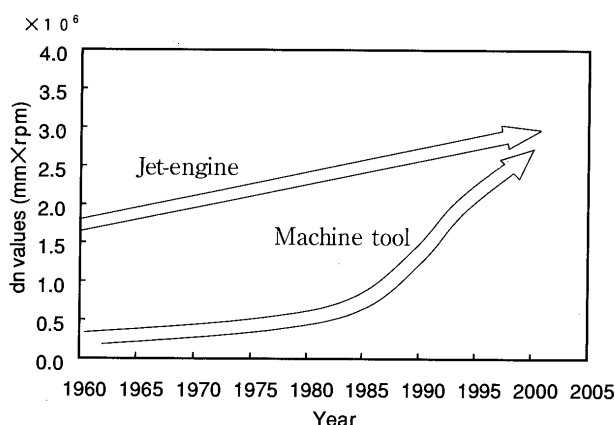


図1 転がり軸受高速化の推移

原稿受付 2002年1月9日

*1 日本精工(株)基盤技術研究所

〒251-8501 神奈川県藤沢市鶴沼神明1-5-50

2. 航空ガスタービン主軸用軸受周りの構造

標準的な航空ガスタービン用軸受としては、図2に示すように、スラスト荷重受け用として内輪が2つに割れた3点接触玉軸受が、ラジアル荷重受け用には円筒ころ軸受が使用されている。エンジンケースに取り付けやすいように軸受外輪にはフランジが形成され、さらに軸受外輪とハウジングを弾性ばね支持として低剛性にするこゝで振動を緩和するように工夫されている（図3）。また、軸受外径面とハウジング内径面に適度なすきまを設け、そのすきまに油膜を形成するスキーズフィルムダンパによるエネルギー吸収を行わせている。外輪と弾性ばねを一体化させたインテグレート軸受（図4）もあり、エンジンの軽量化、部品点数削減およびコスト削減が図られている。

潤滑油としては、ダイエステル油系のMIL-L-7808に代わり、さらに高性能なポリエステル油系のMIL-L-23699適合油が使用されており、アンダーレース潤滑が行われている。これは、ジェットノズルから噴出する油を回転軸内のスクープ部で捕らえ、遠心力を利用して軸受内部に供給する潤滑法で、確実に軸受に油が供給されると共に軸や内輪の冷却も効率よく行われるため、現在、軸受の高速化には最も適した潤滑法である。

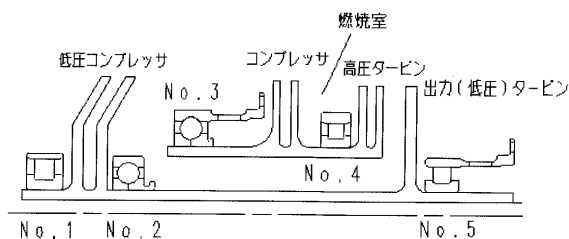


図2 航空機エンジンにおける軸受の配列

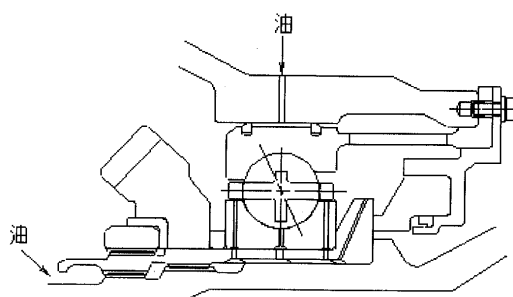


図3 航空機エンジンにおける軸受周りの詳細



図4 航空機用インテグレート軸受

3. 転がり軸受の設計技術

3.1 高速解析

最近のコンピュータ技術の進歩により、軸受の滑りや摩擦を考慮した性能解析がコンピュータ上でできるようになってきた。したがって、軸受最適設計を行うに際して、コンピュータによる性能シミュレーションは必須のツールとなっている。

最近の高速軸受においては、低発熱であると同時に熱的外乱に強いロバスト性が注目されている。急激な回転立ち上げや回転変動期において軸受および軸受周りの温度変動により、軸受の内外輪に温度差がつく場合がある。また、定常状態でも機械の構造によっては内外輪の温度差が顕著な場合がある。軸受内輪温度が外輪温度より高くなると、軸受内のすきまが小さくなり、特に定位置予圧の場合、予圧荷重が大きくなることで発熱が増大し焼付き易くなる。熱的ロバスト性とは、軸受の内外輪の温度差に対して発熱量や玉と軌道輪みぞ間のPV値の変化が鈍感な設計である。さまざまな構造や運転条件に対応できるように環境に性能が鈍感な軸受設計が求められているのである。

図5は、内外輪温度差による発熱量およびPV値の変化を示している。数値シミュレーションにより軸受の発熱量、PV値共に従来の軸受より小さく、内外輪温度

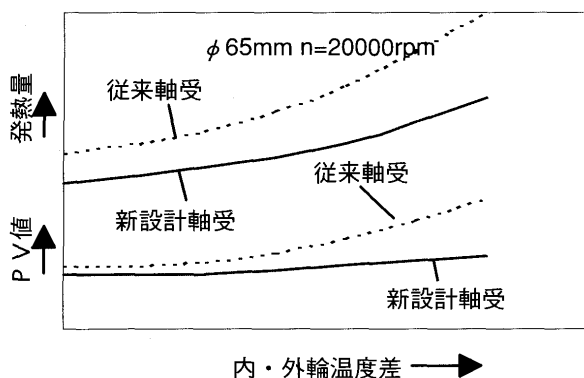


図5 高速軸受の最適設計

差にも鈍感な設計が可能であることが分かった。したがって、従来の高速軸受に比べて低昇温で耐焼付き性が高い軸受が実現できる⁽¹⁾。

3.2 スキッピング解析

ガスタービン用軸受には、高速で負荷が抜ける状態が想定される。軸受を回転させる駆動トルクが低荷重のために小さく、回転を妨げる抵抗トルクが高速のため大きくなると、転動体が内輪とともに転がらず、主として内輪と転動体間で滑りが発生し、転動体の公転数が幾何理論上の公転数からずれる現象が現れる。この滑りをスキッピングと呼び、これにより発生する損傷をスキッピング損傷と呼ぶ。現在、計算でスキッピング予測はある程度できるようになっている。山本、石原が行った円筒ころ軸受のスキッピング実験⁽²⁾および公転滑り計算結果を図6に示す⁽³⁾。また、軸受の主要寸法を表1に、実験条件を表2に示す。図6には実験結果を破線で、

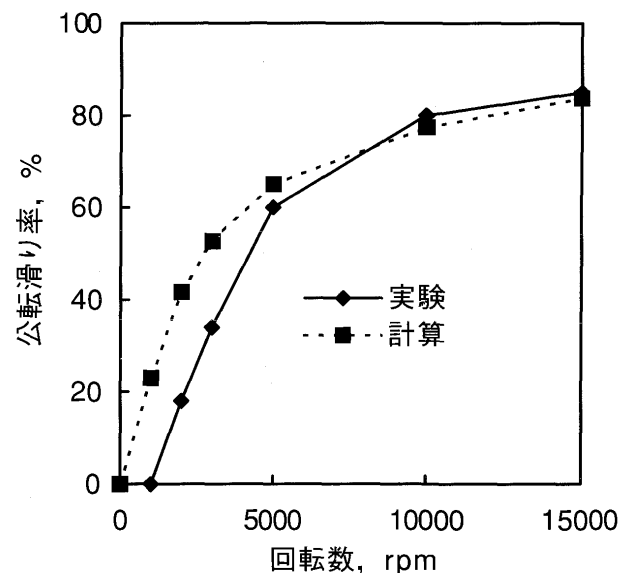


図6 高速円筒ころ軸受のスキッピング

表1 円筒ころ軸受主要寸法

外輪外径	158mm
外輪軌道径	146mm
内輪軌道径	124mm
内輪内径	111mm
ころ径	11mm
ころ長さ	11mm
ころ数	25

表2 実験条件

軸回転数	0-15000 rpm
ラジアル荷重	160N
潤滑方法	ジェット潤滑
潤滑油	スピンドル油 (9.2cSt at 40℃)
給油量	1.7L/min.
給油温度	26℃

計算結果を実線で示している。縦軸の公転滑り率は、ころ公転数が、幾何学的公転数になる場合を0%，ころ公転数が0の場合が100%になるよう定義されている。計算、実験ともに回転数の増加とともにころの公転滑りは増加している。低速において計算公転滑りが実験より大きくなっているが、全体的には実験と計算は回転数に対して傾向、値ともによく一致している。

十分な油膜が確保されていればスキッピングが生じても損傷には至らないが⁽²⁾、現実には油膜の確保にも限界がある。スキッピング損傷を防止するためには、後述する表面被膜も有効であるが、一般的には予圧あるいはアンバランスによる荷重を与えることで駆動トルクを増加させる方法を用いる。円筒ころ軸受に予圧を与える方法として、図7に示すように外輪軌道輪形状を楕円(bi-lobe)あるいはおむすび形(tri-lobe)にすることがある。しかしながら、予圧荷重が大きすぎると焼付きの危険があるため、最適な軌道形状を設計しなければならない。表1に示す軸受において外輪形状を楕円にした場合のスキッピング計算も行われている。楕円の長径部がラジアル荷重位置にある場合について、楕円長径部すきまを95 μm に固定し、短径部すきま(直径量)を15 μm 、-5 μm (予圧)にしてある。スキッピング計算結果を図8に示す。楕円軸受の場合、低速では、回転数の上昇とともに公転滑り率は大きくなるが、高速になると公転滑りは減少している。公転滑りの減少は、すきまが小さいほど低速で生じている。

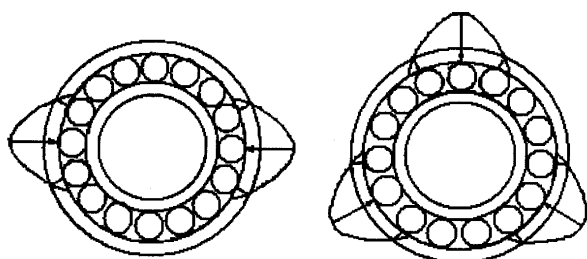


図7 スキッピング対策用外輪非真円軸受

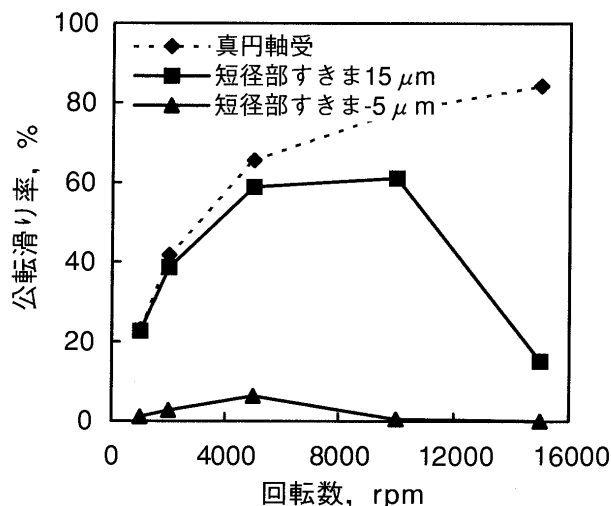


図8 外輪楕円軸受のスキッピング計算

図9は、1000 min^{-1} と 15000 min^{-1} における短径部すきま15 μm の楕円軸受の内輪側の転動体荷重分布を示している。高速回転時の転動体荷重は低速時の荷重に比べてかなり大きくなっている。また、高速になると荷重負荷圏は楕円短径部である $\pm 90^\circ$ に近づいてきている。これは、内輪の遠心膨張により高速回転で軸受すきまが小さくなっていることによる。したがって、図8に示すような公転滑りの減少が見られる。

3.3 玉の運動挙動解析

高速軸受において、玉にバンド状の走行跡あるいは摩耗が顕著に表れる場合がある。この原因究明の目的でアンバランス量を持つ玉を磁化させて、ホール素子による玉3次元挙動の計測がされている⁽⁴⁾。測定装置を図10に示す。玉に微小な穴を設けることでアンバランスを作り、その穴を北極位置に持ってきたときの赤道位置を磁極とした。図11の結果はXY平面(ラジアル方向を法線とした平面)における玉の磁極のリサージュ図になっている。玉のアンバランス量が大きな玉の方が自転軸の変化が少なく、安定しているのがわかる。このことは玉表面の同じ位置で軌道面と接触することを意味し、走行跡あるいは摩耗がバンド状に発生する可能性がある。な

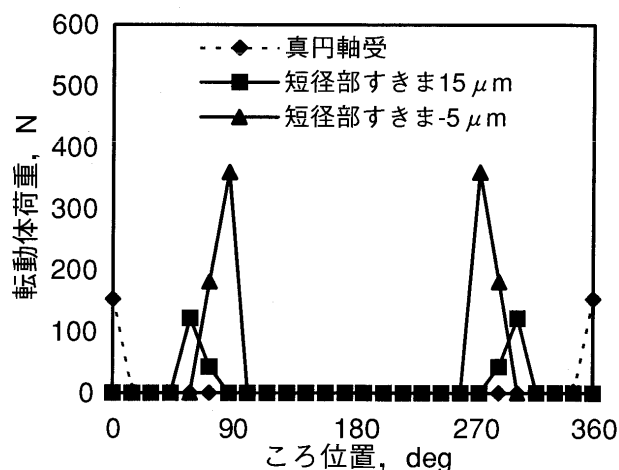


図9 外輪楕円軸受の荷重分布

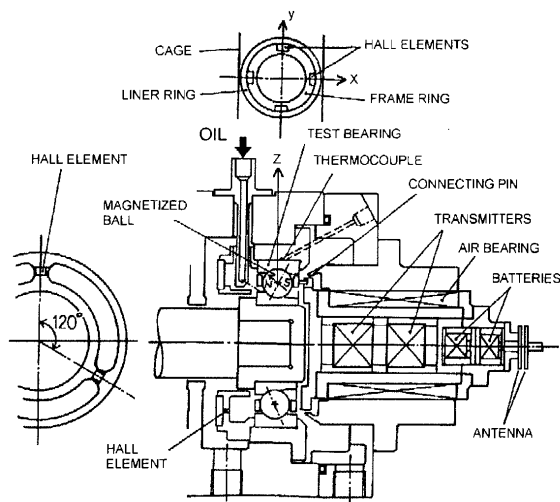


図10 玉の3次元運動観察試験機

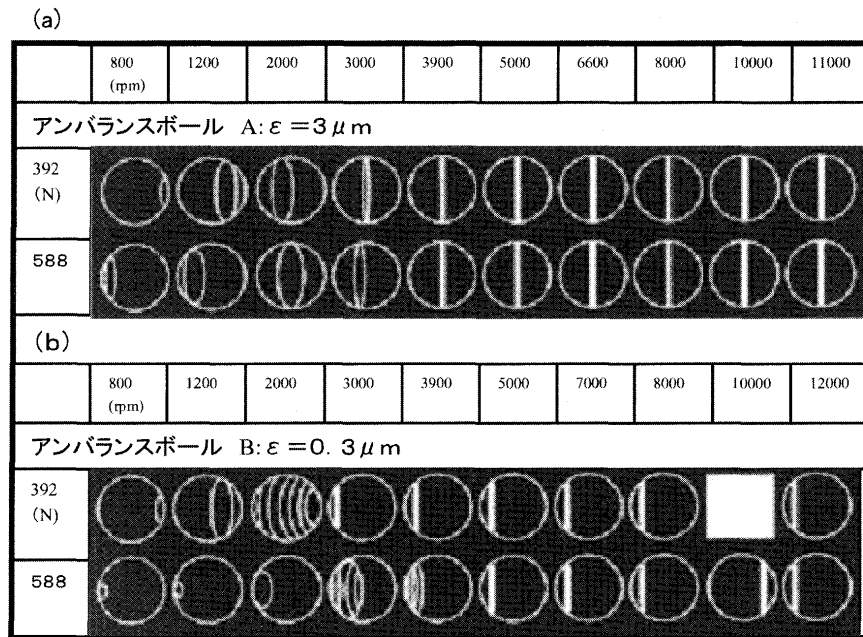


図 11 異なるアンバランス量における玉の挙動

お、玉の動アンバランスについては玉内部の炭化物の不
均一分布に起因することが分かっており⁽⁵⁾、今後、高速
化が進めば技術課題の一つになるかもしれない。

4. 高温高速用転がり軸受材料

一般的な軸受に使用されている軸受鋼 (SUJ 2) も寸
法安定化処理を行えば 200℃ 程度までの使用は可能であ
るが、硬さが低下してしまうため軸受荷重等の使用条件
が厳しくなるとハイス系の材料が選定される。航空ガス
タービン用軸受では、長寿命以外にも耐摩耗性及耐焼付
き性に加え耐割れ耐久性など信頼性が高い軸受が求めら
れるため、材料費や加工費が高騰するが、焼き戻し軟化
抵抗性が高い 2 次析出硬化型のハイス系材料 M 50 が採
用されている。しかし、エンジンの高速化に伴い、軸受
内輪のフープ応力が問題になってきている。高いフープ
応力は軸受寿命を低下させるとともに、フレーキングな
どの損傷が生じた場合、内輪破損の危険性が増大する。
この対策としてフープ応力に打ち勝つ残留圧縮応力を予
め形成し、破壊靱性値を増大した浸炭 M 50、すなわち
M 50 NIL 材が実用化されている。また、内輪に予め亀
裂を作っておき、ころを転がすことで内輪割損を生じさ
せる寿命評価法が報告されている⁽⁶⁾。M 50 材の内輪の
場合、200 MPa のはめあい応力下では、 2.2×10^7 にお
いて亀裂の進展が見られたものの割損には至らなかった
が (図 12)、270 MPa のはめあい応力を負荷すると、 1.5
 $\times 10^7$ 回転で割損した。一方、M 50 NIL 材は 280 MPa
のはめあい応力下で 1.7×10^8 回転においても、ほとん
ど亀裂の進展が見られなかった。

また、異物混入あるいは境界潤滑領域において浸炭窒
化処理した M 50 あるいは M 50 NIL 材が未処理のもの
に比べより優れた性能を有することが明らかにされてい

る。しかしながら、浸炭窒化処理の場合、処理温度が
500℃ 以上と高温であり、かつ処理時間も長い。さらに、
転がり疲労に有害な表面複合層を最終工程において除去
しなければならない等の問題点がある⁽⁷⁾ため、Plasma
Nitriding 処理法が行われている⁽⁸⁾。M 50 および M 50
NIL 材に施した Plasma Nitriding 処理品の転がり疲労
への効果を確認するために、過酷な潤滑条件下において
Polymet 試験を行った (図 13)。Polymet 試験におい
ては直径 9.5 mm、長さ 76 mm の試験片を用いた。試験
片には対向した M 50 材製の円盤により径方向に荷重が
加えられ、試験片の回転速度は 12500 min^{-1} 、また最大
接触圧力は 4.8 GPa である。潤滑油 (合成ガスタービン
油) はオイルタンクから試験片と円盤との接触部に滴下
給油されている。試験片と円盤接触部における λ 値 (油
膜パラメータ) は 1 以下である。試験結果を図 14 に示
す。なお、データの基準となる試験片と Plasma Nitriding
処理を施した試験片は同一溶解ロットかつ同一バッチで

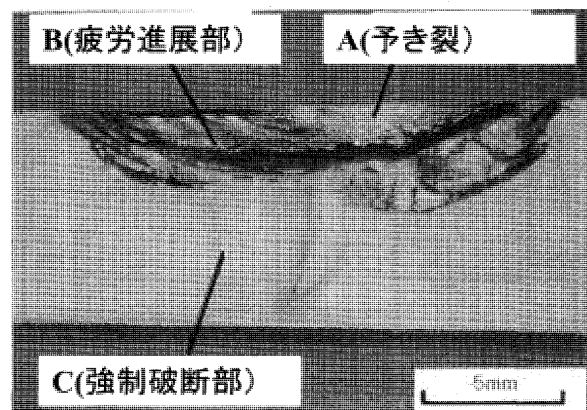


図 12 内輪割れの試験例

(M 50 材, $\sigma_t = 200 \text{ MPa}$, $n = 2.2 \times 10^7 \text{ rev}$)

製造されている。Plasma Nitriding 処理を施すことで、かなりの寿命延長効果が期待できる。

その他、M 50 NIL と同等もしくはそれ以上の耐食性を有する材料として浸炭型高温用ステンレス鋼も開発されている⁽⁹⁾。

一方、2 次析出硬化型のマルテンサイト系ステンレス鋼やハイス系材料に対して、固溶強化あるいは分散強化による焼戻し軟化抵抗性を向上させ、M 50 材に比べてコストが安い高温長寿命材料も開発されている⁽¹⁾。新材料の高温硬さを図 15 に示す。また、140℃ における異物潤滑条件での深溝玉軸受 6206 を用いた寿命試験結果を図 16 に示す。開発材は、従来の高温材料 M 50 に比べて約 300℃ まで同等の硬さを有しており、異物混入下の寿命は M 50 より優れた結果を示した。なお、クリーン潤滑条件でも M 50 材より長寿命を示している。また、

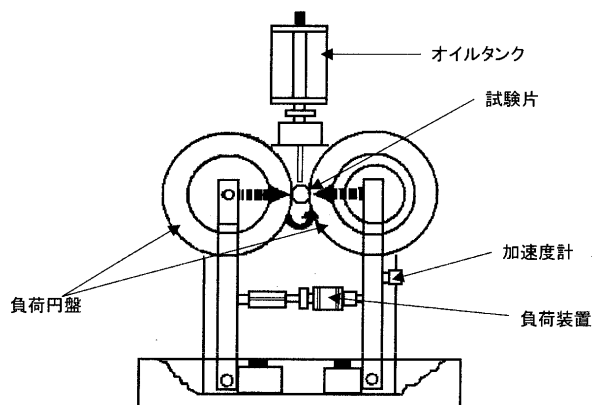


図 13 Polymet 試験装置

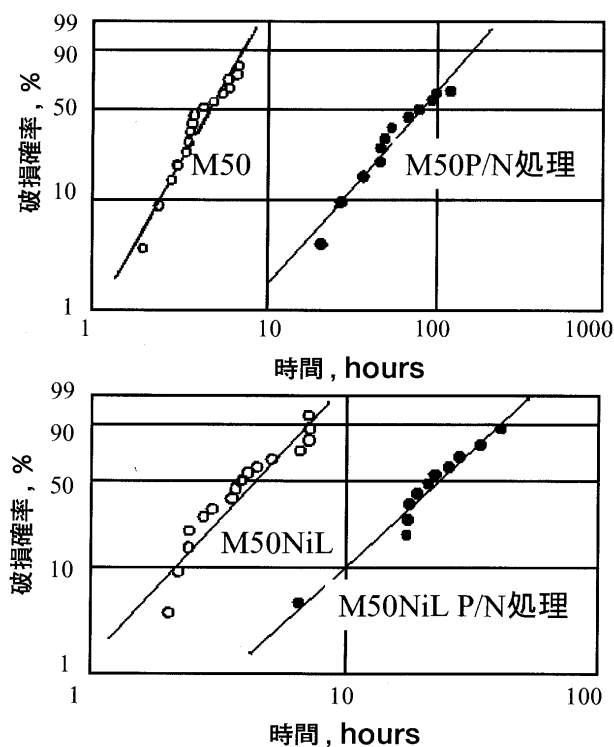


図 14 Plasma Nitriding 処理材の寿命

耐摩耗性は2円筒試験機を用いて評価しており M 50 と同等の結果を示している。耐焼付き性は4球試験機を用いて焼き付きが発生した PV 値で評価しており (図 17), M 50 を凌ぐ結果が出ている。ターボチャージャーやガスタービンなどへの適用はもとより工作機械主軸用軸受材料としても使用されている⁽¹⁾。

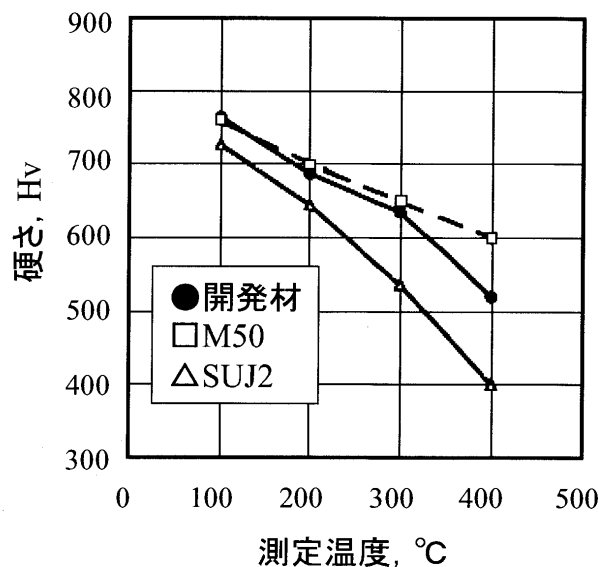


図 15 開発材の高温硬さ

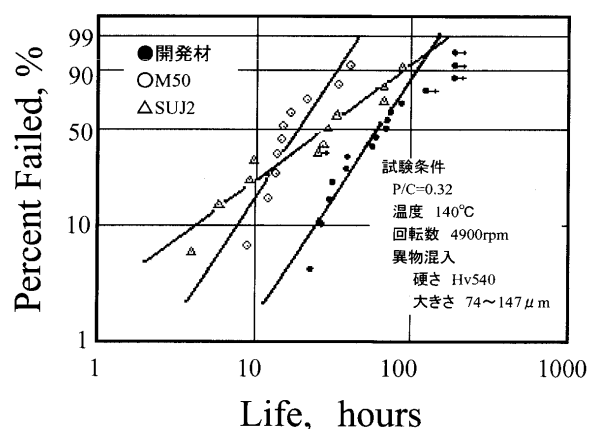


図 16 開発材の異物環境での寿命

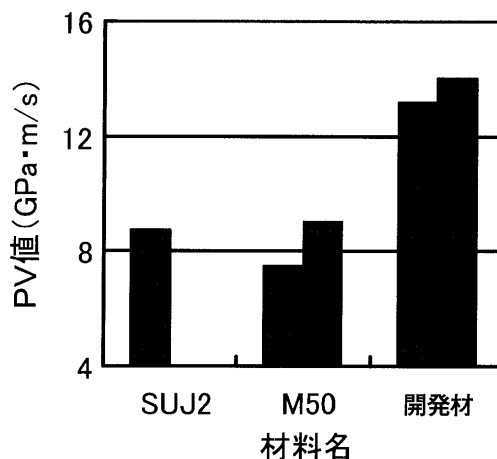


図 17 開発材の耐焼付き性能

5. 表面被膜の適用

保持器は、鉄系の AISI 4340 に銀被膜を施して耐焼付き性を向上させたものが多いが、最近ではグラノダイズ処理⁽¹⁰⁾と呼ばれる燐酸マンガン被膜を行うこともある。グラノダイズ処理を行った保持器および表面の顕微鏡写真を図 18 および図 19 に示す。被膜は微細な結晶形で形成されており、油の吸収が良いため焼付き性がある。銀被膜に代わるコストダウン処理として適用例が増えつつある。

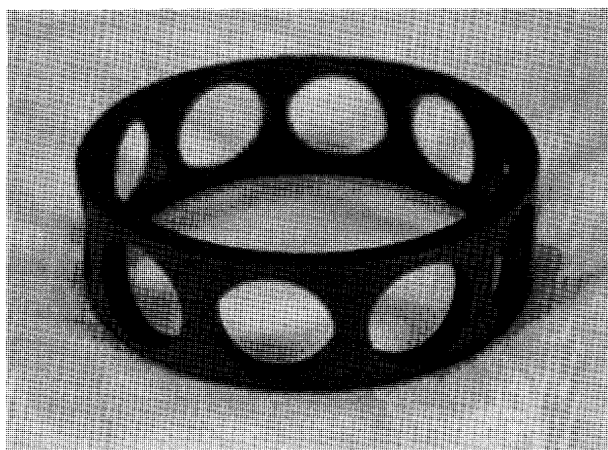


図 18 グラノダイズ処理をした保持器

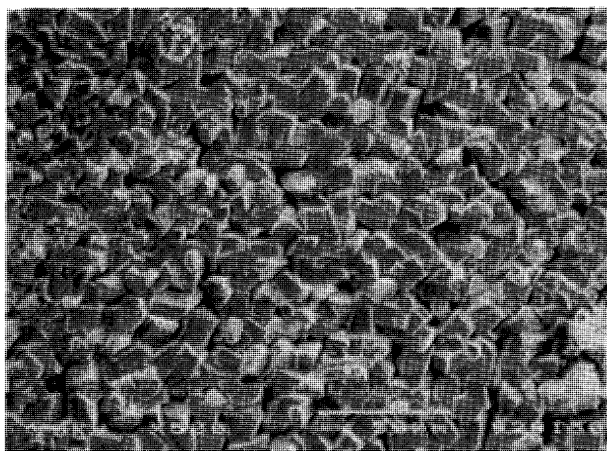


図 19 グラノダイズ処理品の表面

ジェットエンジン用軸受の場合、急旋回やエアポケットに突入したマイナス G の状態を想定して給油遮断時の耐焼付き性能評価が行われる。耐焼付き性を向上させる方法としてリン系改質膜の採用がある⁽¹¹⁾。内径 150 mm の軸受を用いた給油遮断試験の試験条件を表 3 に結果を図 20 に示す。3 個の M 50 軸受は、いずれも 30 秒経過前に焼付きが発生したのに対し、3 個のリン系改質処理軸受と Si_3N_4 球を用いたハイブリッドセラミック軸受には 30 秒の給油停止中焼付きは生じなかった。耐焼付き性向上という点ではハイブリッドセラミックは有効であるが、航空機ガスタービン用としては信頼性の保証（非破壊検査法および損傷モニタリング法）および耐衝撃性の点での研究開発が望まれている。

6. 将来ガスタービン用軸受の研究開発

米国では高温高速エンジン用として気相潤滑（Vapor Phase Lubrication）を用いた軸受の研究開発が進められており、特にミサイルなどへの利用が検討されている⁽¹²⁾。また、日本においては株式会社材料利用ガスジェネレータ研究所（AMG）が 1993 年に設立された。AMG では、大幅な燃料消費率改善、重量削減、 NO_x 削減を目指した先進材料利用革新ガスジェネレーター技術開発の

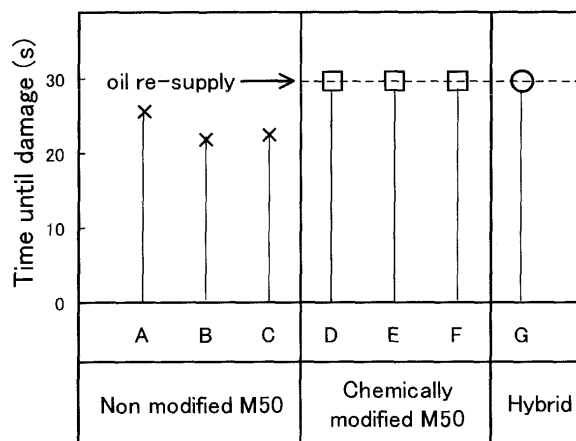
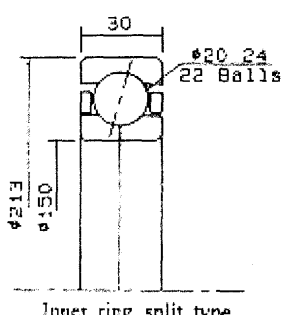


図 20 表面化学改質軸受の耐焼付き性

表 3 給油遮断試験条件

	Material	Non modified M50, Chemically modified M50	Hybrid(Si_3N_4)
	Shaft speed, rpm	14650	17140
	Axial load, kN	16.7	16.7
	Radial load, kN	0	0
	Oil-in temperature, °C	80	60
	Oil flow rate, l/min	15.4→0	10.0→0
	Lubricant	MIL-L-23699C	MIL-L-23699C

基礎研究開発を行っている。それに対応して、運転温度 300℃～400℃、DN 値(軸径 mm×回転数 min⁻¹) 300 万～400 万を目標に玉軸受および円筒ころ軸受の開発を行っている。軸受材料としては新たに浸炭型ハイス系材料⁽¹³⁾や Cr を増加させた材料⁽¹⁴⁾を開発している。保持器としては、C/C コンポジット材⁽¹⁵⁾や TiAl に Ni-Cr 溶射を行った材料⁽¹⁶⁾を採用している。転動体としては Si₃N₄ を用いることで、遠心力を低減するとともに耐焼付き性を向上させている。また、高温高速材料基礎評価試験をもとに潤滑油としてエステル系油⁽¹⁷⁾あるいはエーテル系油⁽¹⁸⁾の開発を行った。これらの材料を用いることで、運転温度 300℃、DN 値 400 万の回転試験に成功している^{(15), (19)}。現行ガスタービンの運転温度や DN 値と比べるとかなり最先端になっており、今後は AMG 技術の応用・展開が進むものと思われる。

7. おわりに

転がり軸受の高速化要求は、長寿命化要求とともに宿命的に存在するニーズである。省エネ化、省資源化の進展とともに、転がり軸受の高速・長寿命化は今後も確実に進んでいくものと思われる。

参考文献

- (1) 荒牧 他, JSME 第 1 回生産加工・工作機械部門講演会論文集(1999) p. 213.
- (2) 山本, 石原, 潤滑, 24-11(1979), p. 725
- (3) 荒牧, JSME 基礎潤滑設計部門講演論文集(1997), p. 114
- (4) 河村, 當摩, ASME J. of Tribology, 112-1(1990), p. 105
- (5) 正田, 海野, 日本機械学会第 74 期全国大会講演論文集Ⅳ(1996), p. 11
- (6) 平川 他, NSK Technical Journal, No. 658 (1994), p. 1
- (7) Braza, J. F., STLE Tribology Transactions, 35-1 (1992), p. 87
- (8) 大浦 他, NSK Technical Journal, No. 667 (1999), p. 7
- (9) Wert, D. E., ASTM Power Trans., and Gearing Conference (1996), p. 813
- (10) 川越 他, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集東京(1999), p. 21
- (11) Ijuin, S., et. al., STLE Tribol. Trans., 38 (1995), p. 403
- (12) Wagner, M. J., et. al., ASME J. of Gas Turbine and Power, 122-April (2000), p. 185.
- (13) 山村 他, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集東京(1996), p. 152
- (14) Ito, K., et. al., Abstract of World Tribology Congress London (1997), p. 867
- (15) H. Yui, et. al., Synopses of the International Tribology Conference Nagasaki (2000), p. 260
- (16) 藤井 他, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議名古屋(1998), p. 605
- (17) K. Hachiya, K., et. al., Tribology Trans., 41-1 (1998), p. 27.
- (18) 南 他, 日本ガスタービン学会第 26 回定期講演会(1998), p. 115
- (19) Fujii, K., et. al., Abstract of 2nd World Tribology Congress Vienna (2001), p. 388

小特集：ターボ機器用軸受の最新動向について

動圧型空気foil軸受

吉本 成香^{*1}

YOSHIMOTO Shigeka

キーワード：動圧型空気軸受，foil軸受，ターボ機械，負荷容量，安定性

Aerodynamic Bearing, Foil Bearing, Turbo Machinery, Load Capacity, Stability

1. はじめに

動圧型空気軸受は、1960年代から1970年代にかけてのNASAにおける宇宙開発プロジェクトに関連して活発に研究された。そのような状況の中で、動圧型空気foil軸受は、原子炉や太陽熱を熱源とした宇宙原動機用ガスタービンに利用するための軸受として開発され、その特性が検討された。ガスタービンは使用温度が高いため、軸受すきまが数 μm から十数 μm 程度の通常の空気軸受を使用することは、構成部材の熱膨張あるいは変形を考えると大変難しかった。そのため軸受面を弾性変形可能な薄い金属を用いて構成することによって、高温における各部熱変形を吸収できるfoil軸受が、この種の機器の軸受として採用された。またfoil軸受は、回転軸を弾性的に支持するため、高速安定性に優れるという利点もある。

動圧型空気foil軸受が、商用として製品化されたのは1970年代に入ってからであり、航空機客室の空調用タービン圧縮機の軸受として使用されている⁽¹⁾。その後、種々の応用が考えられたが、軸受特性の予測が難しいことやコストの問題などで応用分野はあまり拡大しなかった。

しかし近年、小型のガスタービン（マイクロガスタービン）を用いた100 kW以下の発電機を、分散電源として利用する気運が高まるに伴い、この種のガスタービン軸支持用軸受として、動圧型の空気foil軸受が、再度、注目されるようになってきた。よってここでは、これまでに公表された論文をもとに、foil軸受に関する技術動向について簡単に解説する。

2. 動圧型空気foil軸受の種類

図1に動圧型空気軸受の作動原理を示す。いま、くさび状のすきまを形作る一方の平面が、くさび状すきまが狭くなる方向に運動しているとすると、くさび状すきま内にある空気は、運動する面に引きずられて狭いすきまに押し込まれることになり、空気膜内に圧力を生ずる。この圧力を動圧と呼ぶが、このような動圧を利用して軸を非接触に支持する空気軸受を動圧型空気軸受と

いう。

ここで述べるfoil軸受も動圧型空気軸受の1つの種類であり、基本的には軸回転によって生ずる動圧を利用して軸を支持する軸受形式である。

前述のようにfoil軸受は、1960～1970年代に活発な研究がなされたが、その当時提案されたおもなfoil軸受構造として、図2に示すような2つの形式が挙げられる。図2(a)は、Leaf Typeと呼ばれる軸受形式⁽²⁾であり、軸受円周上に複数のfoil片を重ねるように配置する。そしてfoilを重ねることにより得られる非真円軸受形状を利用し軸回転による動圧を発生させる（図2(b)参照）⁽³⁾。またfoil片を重ねることにより、foilの弾性変形も可能にしている。図2(c)は、Bump Typeと呼ばれている形式⁽⁴⁾であり、軸受面を形成するTop Foilを弾性的に支持するために、波形のfoil（Bump Foil）をその下に挿入する構造になっている。この形式では、軸の偏心を利用して動圧を発生させる。

我が国においても、いくつかのfoil軸受形状がこれまでに提案されている。図3(a)のfoil軸受⁽⁵⁾は、タービンコンプレッサ用軸受として開発されたものであり、1986年より1988年まで2000時間を超える試運転がなされた。またその間120回を越える起動停止を繰り返したが、特にfoil軸受に異常は見受けられなかったとの報告がなされている。図3(b)、(c)は、ともに多重巻き方式のfoil軸受であり、(b)は林ら⁽⁶⁾によって、(c)は十合ら⁽⁷⁾によって報告されたものである。

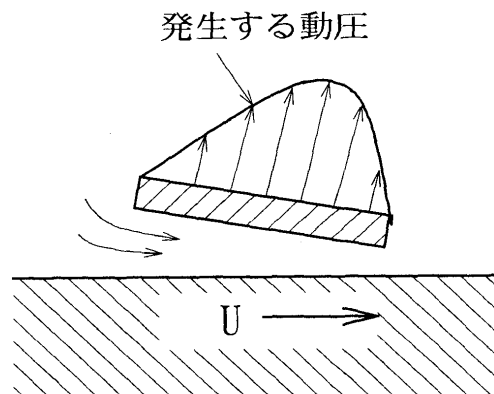
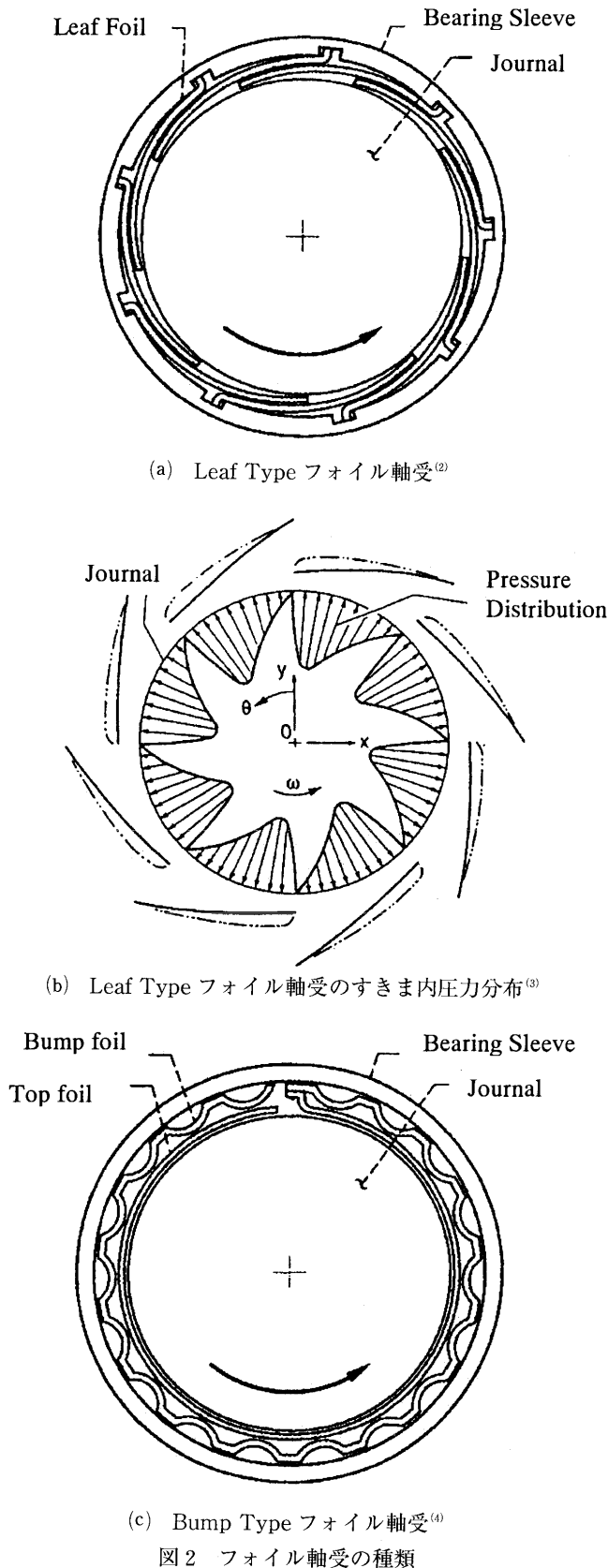


図1 動圧型空気軸受の作動原理

原稿受付 2002年1月7日

*1 東京理科大学工学部機械工学科
〒162-8601 新宿区神楽坂1-3



3. 他の動圧型空気軸受との比較

軸受外部に圧縮空気源を必要としない動圧型空気軸受の代表的な軸受形式としては、フォイル軸受のほかに、図4に示すようなテイルテイングパッド軸受とヘリングボーン溝付き軸受が挙げられる⁽⁸⁾。図5に、これまでに

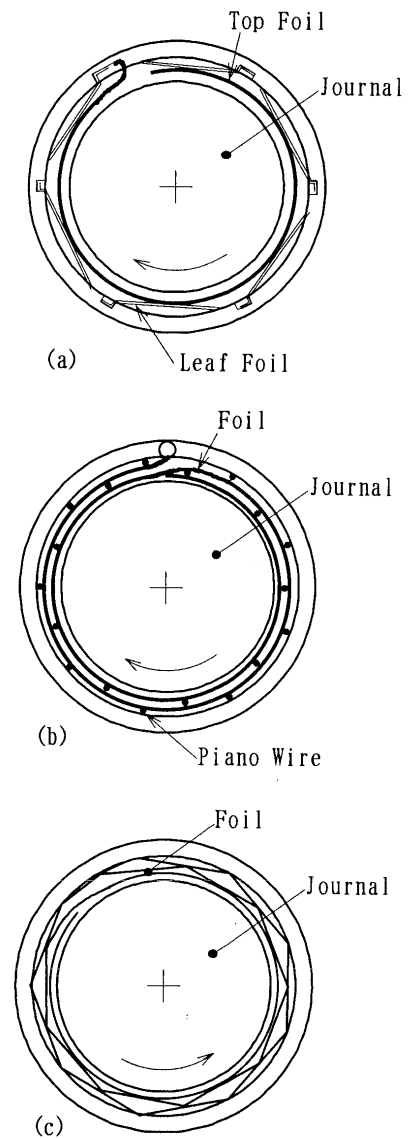


図3 その他の動圧型フォイル軸受形式

実用あるいは研究用として開発された装置で使用された上記3種類の軸受の軸径 D [mm]と使用回転数 N [rpm]との関係、および軸直径と DN 値[mm・rpm] (直径×回転数) の関係を示した。フォイル軸受のデータは文献⁽⁹⁾から、他の2種の軸受データは文献⁽¹⁰⁾より引用した。図から分かるように、一般に $10\mu\text{m}$ 以下の小さい軸受すきまを使用するヘリングボーン溝付き軸受は、回転数の比較的小さい領域で使用されている。高い回転数領域の軸受としては、テイルテイングパッドおよびフォイル軸受が用いられるが、 DN 値で比較すると、フォイル軸受の方がより高い値の装置に使用されていることが分かる。このようにフォイル軸受は、他の動圧型空気軸受に比較して、より高い DN 値に対応できる軸受形式といえることができる。

図6に、矢部によって計算されたフォイル軸受の無次元負荷容量の計算結果を示す⁽¹¹⁾。無次元負荷容量 W は、 $W = w / (p_a L D)$ で与えられる。 (w) : 実際の負荷容量、 L : 軸受幅、 D : 軸受直径、 p_a : 軸受周囲圧力 (通常大

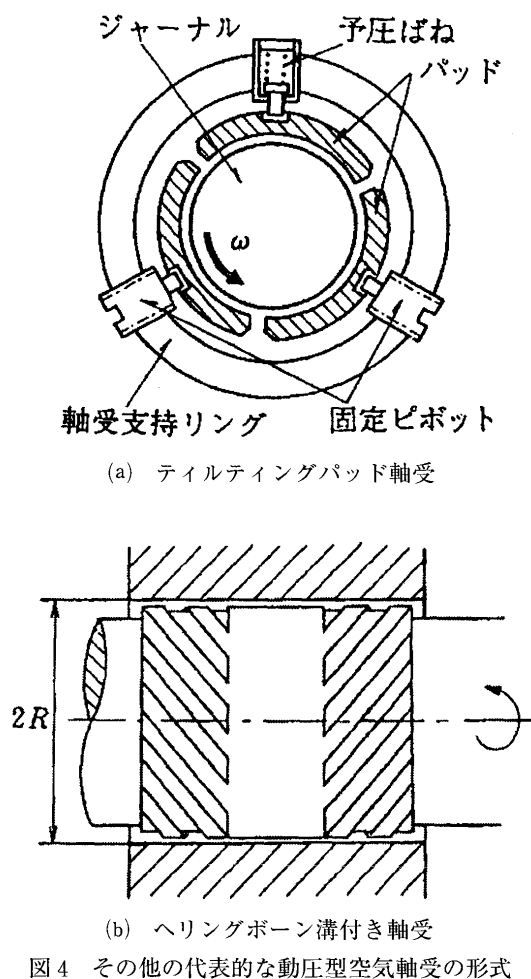


図4 その他の代表的な動圧型空気軸受の形式

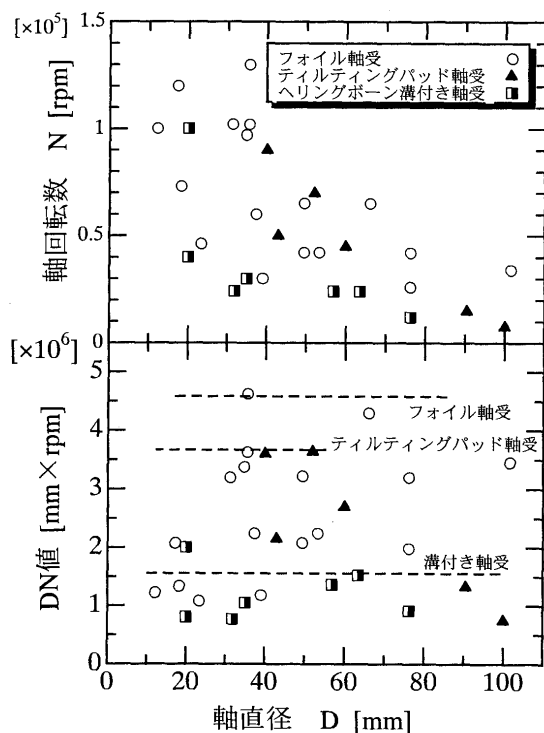


図5 種々の動圧型空気軸受における軸径と回転数、軸径とDN値との関係

気圧))によって無次元負荷容量 W は、軸受投影面積当たりどれだけの負荷を支持できるかを表す無次元量といえる。この計算結果に使用されたフォイル軸受は、図3(b)に示す多重巻き形式のものである。また図中には比較のために、ヘリグボーン溝付き軸受⁽¹⁾と真円軸受の負荷容量の計算結果も示してある。(なお真円軸受は、高速安定性の点で問題があるため、実際に使用されることは少ない。)

図6の横軸は、偏心率 ε を示しており、 $\varepsilon = e/c$ (e : 軸の偏心量, c : 平均軸受すきま)で与えられる。軸に荷重が加わっていない場合($W=0$)には、偏心量は零であるから、 $\varepsilon=0$ となる。また $\varepsilon=1$ では、軸受面が変形しないとすると、軸と軸受面が接触することになる。軸受面が変形するフォイル軸受の場合には、軸心の偏心量は初期の軸受すきまを越えて変位することになる。図中の Λ は、おもに動圧の大小に関わるパラメータであり、ここでは Λ が大きいほど軸回転が速く動圧が大きくなると考えればよい。なお、図中に示されるフォイル軸受の偏心率は、 $\varepsilon=2$ までしか与えられていないが、この状態では、軸とフォイル面はまだ接触しておらず、偏心率を増加させることにより、無次元負荷容量を増加させることが可能である。

図から明らかなように、フォイル軸受の最大負荷容量の値は、ヘリグボーン溝付き軸受のそれを上回るが、真円軸受の負荷容量よりは小さいことが分かる。真円軸受では、 $\varepsilon=1$ の近傍で局所的な軸受すきま h は限りなく零に近づくが、圧縮性流体では、このような領域の圧力 p は、 $p \times h$ の値が一定となるような値をとる。したがって h が小さくなるほど、 p の値は大きくなり、負荷容量は増大する。しかし実際には、表面粗さや形状誤差、片当りなどの影響があるために、 h のとりうる値には限界がある。

一方、フォイル軸受では h が小さくなった場合、軸受面が変形し、軸とフォイル面との直接接触を避けることが可能であり、フォイル剛性を調節することにより、真円軸受並の高い負荷容量を実現できる可能性がある。

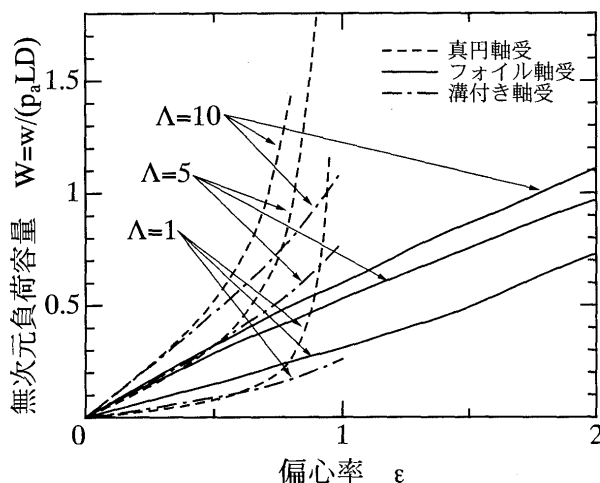


図6 動圧型空気フォイル軸受の負荷容量

4. フォイル軸受の負荷容量の向上法

フォイル軸受は、1970年代から開発研究が進められてきており、負荷容量についても上記のようにフォイル剛性を調節するなどの方法により改善が図られてきた。Dellacorte は、これまでに開発研究されたフォイル軸受の負荷容量を整理し、ほぼ年代順に三世代に分類できるとしている⁽¹²⁾。図7に、世代別のフォイル軸受の無次元負荷容量 W と軸回転数の関係を示した。

第一世代のフォイル軸受の形状は、図2(a)や(c)に示すものであり、無次元負荷容量は回転数にもよるが、 $W=2$ 以下の値となっている。第二世代の軸受形状としては、図8(a), (b)に示すようなフォイル軸受が提案されている。Leaf Type のフォイル軸受の場合には、フォイルの下に Back Spring を挿入しフォイルの剛性を調節できるようにし、負荷容量の増大を図っている⁽¹³⁾。Bump Type では、軸受面を円周方向に分割し3パッド軸受のような形状としている⁽¹⁴⁾。これらの工夫により、無次元負荷容量としては、 $W=4.0$ 程度の値まで得られるよう

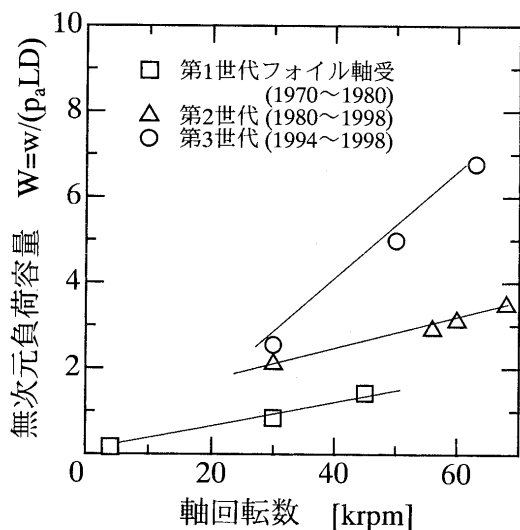
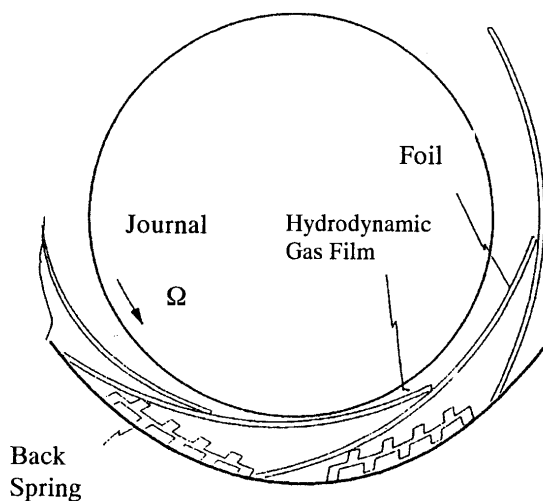


図7 動圧型空気フォイル軸受の負荷容量の変遷



(a) Back Spring 付き Leaf Type フォイル軸受⁽¹³⁾

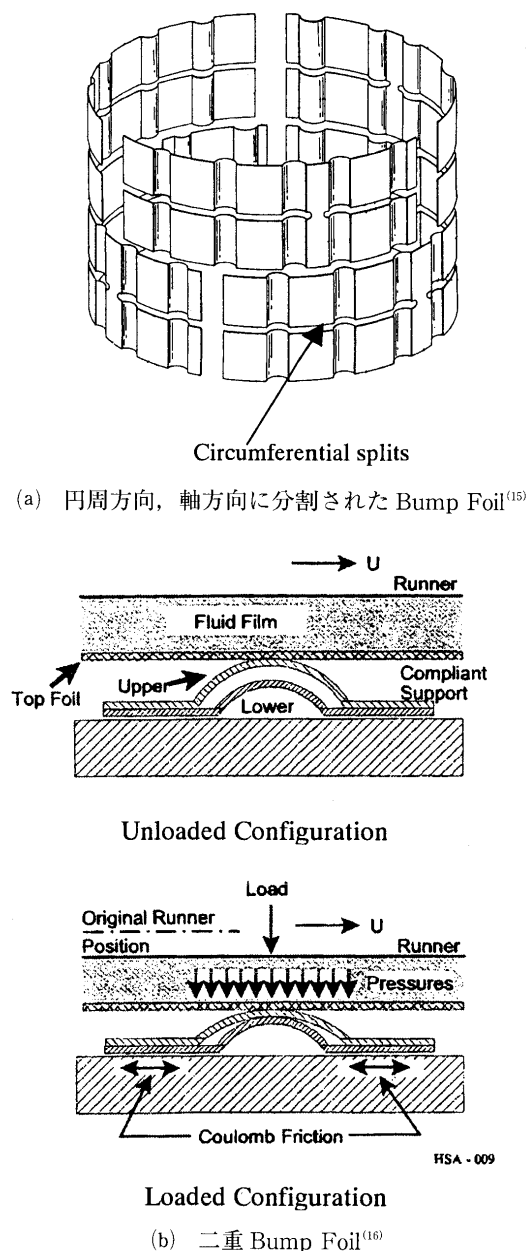
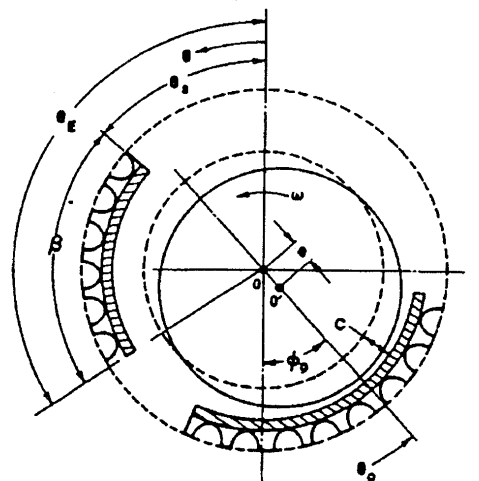


図9 第三世代フォイル軸受



(b) パッド型 Bump Type フォイル軸受⁽¹⁴⁾

図8 第二世代フォイル軸受

になった。第三世代としては、Bump Type 軸受のみが提案されているが、図 9(a), (b)に示すように、Bump を円周方向とともに軸方向にも分割した形状⁽¹⁵⁾や、Bump を二重とし Top Foil の支持剛性を高めたものが提案されている⁽¹⁶⁾。これにより、 $W = 7.0$ という大きな負荷容量を持つフォイル軸受が実現されている。

5. 高速安定性

フォイル軸受は、回転軸を弾性的に支持する構造となっているため、軸受構造を工夫することによって回転軸の高速安定性に対しても優れた効果を発揮する。これまで、動圧型空気軸受によって支持された回転軸は、空気軸受の減衰性が小さいために、回転軸の 1 次の曲げ共振速度を超えて軸を回転させることはできないとされてきた。しかし Heshmat は、図 9(b)に示した Bump を二重としたフォイル軸受を用いて、長さ 540 mm、直径 36.5 mm、質量 3.94 kg の軸を、軸受間を 320 mm～380 mm で支持し、1 次の曲げ共振速度を超えて、85,000 rpm で回転させる実験を行っている⁽⁹⁾。

図 10 に、85,000 rpm から Free Run で減速した場合の軸中央部と軸端の振れ振幅を示す。軸の 1 次の曲げ共振速度は、34,200 rpm (570 Hz) であるが、この共振速度を越えて回転軸の駆動が可能であることが分かる。このことからフォイル軸受が、高速回転用弾性軸の支持軸受としてきわめて有望であることが確認されたといえる。

6. スラスト型空気フォイル軸受

これまで、ジャーナル型のフォイル軸受についておもに述べてきたが、スラスト型のフォイル軸受を実現することによって、Oil-free のターボチャージャなどのターボ機械が実現できる。スラスト型のフォイル軸受についても、これまでいくつかの研究がなされているが、ジャーナル型に比べると報告例は少ない。図 11 に、Bump Type のフォイルスラスト軸受の概略図を示す。Heshmat らは、このフォイル軸受（内側半径：21 mm、外側半径：39 mm）を用いて実験を行い、80,000 rpm で 640 N の負荷を支持できることを報告している⁽¹⁷⁾。

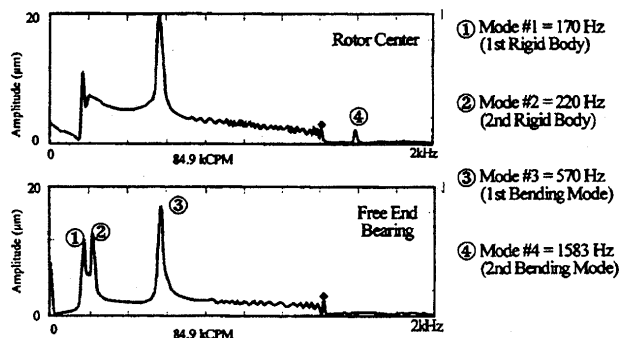


図 10 Bump Type フォイル軸受によって支持された弾性軸の振れまわり特性⁽⁹⁾

7. コーティング

動圧型空気フォイル軸受は、これまで述べてきたように、高速高温環境下で使用する軸受としてきわめて有望である。しかし高速回転時における軸とフォイル面との接触は、両者に致命的な損傷を与える可能性がある。したがって万が一接触した場合においても、接触が致命的な損傷とならないように、軸およびフォイル面に耐摩耗性の高いコーティングを施す必要がある。また動圧型空気軸受では、起動停止時に軸と軸受の接触を避けることはできないので、この際の接触も考慮する必要がある。Dellacorte らは、固体潤滑コーティング材について、実験的な検討を行っている。それによると、フォイル表面に Al_2O_3 をコーティングし、軸側に Ag, BaF_2/CaF_2 を含む酸化クロムを溶射コーティングした組み合わせの場合が、25℃、500℃ いずれの環境下において、最も摩耗量が少なく、長寿命であると報告されている⁽¹⁸⁾。

8. おわりに

動圧型空気フォイル軸受の研究は、1970 年代から米国において継続的に行われてきた。我が国においては、むしろ精密機器用の空気軸受研究が数多く行われてきており、ターボ機械用のこの種の軸受については、ほとんど研究がなされてこなかった。最近、マイクロガスタービンが注目されるとともに、フォイル軸受についてもその研究の必要性が認識されるようになってきたが、米国における研究に比べると、我が国における研究状況はかなり遅れているといわざるを得ない。本解説が、日本におけるフォイル軸受研究さらにはガスタービン研究のためにいくらかでも参考になれば幸いである。

参考文献

- (1) Barnett, M. A. and Silver, A., SAE Paper 700720 (1970)

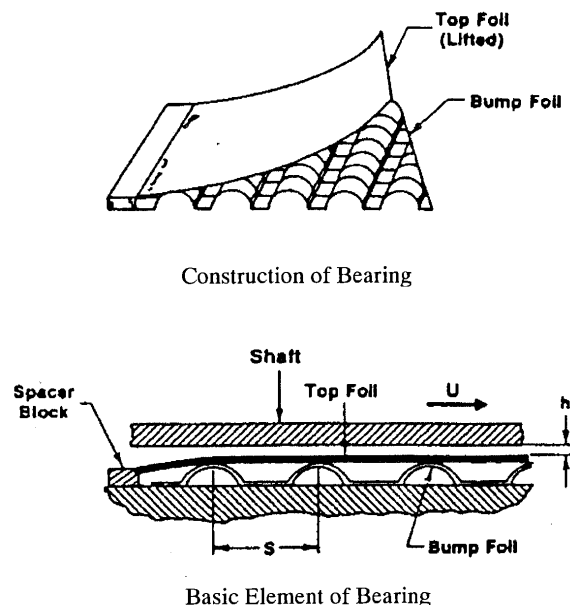


図 11 Bump Type スラストフォイル軸受の形状⁽¹⁷⁾

- (2) Mock, E. A. and Balukjian, H., SAE Paper 710828 (1971)
- (3) Heshmat, C. A. and Heshmat, H., ASME Paper 94-Trib-61
- (4) Gray, S., SAE Paper 790107 (1979)
- (5) 林宗浩, 三谷壽, 日本機械学会 67 期通常総会講演論文集 Vol. C, (1990) p. 317
- (6) Hayasi, K and Hirasata, K., Proc. of 21st Leeds-Lyon Symp. (1994) p. 291
- (7) 十合晋一, 紺野能史, 高藤直幸 他 2 名, 日本トライボロジー学会 104 回気体軸受研究会資料
- (8) 潤滑ハンドブック, 日本トライボロジー学会編
- (9) Heshmat, H., Trans ASME J. of Tribology, 122-1, (2000), p. 192
- (10) 十合晋一, 気体軸受 (共立出版) (1984)
- (11) 矢部寛, 日本トライボロジー学会 '超' を目指す軸受技術研究会資料 (2001)
- (12) Dellacorte, C., and Valco, M. J., Tribology Trans., 43-4 (2000) p. 795
- (13) Arakere, N. K., Tribology Trans., 39-1 (1996) p. 208
- (14) Heshmat, H., Walowit, J. A. and Pinkus, O., Trans ASME J. of Lub. Tech. 105 (1983) p. 647
- (15) Heshmat, H., U. S. Patent No. 5, 988, 885
- (16) Heshmat, H., Trans ASME, J. of Tribology, 116-2 (1994) p. 287
- (17) Heshmat, C. A., Xu, D. S. and Heshmat, H., Trans ASME J. of Tribology, 122-1, (2000), p. 199
- (18) Dellacorte, C., Fellenstein, J. A. and Benoy, P. A., Tribology Trans., 42-2 (1999) p. 338

小特集：ターボ機器用軸受の最新動向について

磁 気 軸 受

松下 修己^{*1}

MATSUSHITA Osami

キーワード：軸受，磁気，制御，不すりあい，耐震

1. はじめに

ロータ軸周りに電磁石を配置して，ロータ位置を変位計で検出し，検出したロータ変位に連動して電磁石コイルに電流を流す。ロータが電磁石から離れれば電流を増し，近づけば電流を弱める。このように電流を可変に制御して磁気吸引力を発生させ，ロータを軸受中心に非接触維持するタイプが能動形磁気軸受である。通常のターボマシンの磁気軸受はこのタイプである。また，ロータ自重の静荷重を永久磁石で支持し，かつ，振動などの動荷重を電磁石で制御するハイブリッド形磁気軸受も試みられている。

磁気軸受に関する研究開発は，1988年のスイスETH大学における第1回以来，隔年で開催されている磁気軸受国際シンポジウムに詳しい⁽¹⁻⁹⁾。第8回の同シンポジウムは2002年8月に水戸で開催される予定である。その主催には茨城大学岡田先生が尽力されている。この一連のシンポジウムでは能動形磁気軸受の産業応用を中心として，ソフト・ハードに関わる多くのタイプの磁気軸受を見ることができる。最近では，超伝導磁気軸受やマイクロ磁気軸受などの発表も加わり，この方面の技術進歩は著しい。

ここでは，ロータ5軸全方向を軸受中心位置に制御する能動形磁気軸受（AMB：Active Magnetic Bearing）のターボマシンへの応用技術を紹介する。磁気軸受回転機器のロータ振動特性は電子制御回路が左右する。従来の玉軸受や油膜軸受などの受動形接触形の軸受と異なり，軸受特性は能動的に制御可能でかつ非接触を特長とする。今のところ高価だがそれを補って余りある利点を付与することが可能で，ビジネスチャンスの大い，将来的に有望な「電子知能化軸受」である。

2. 磁気浮上の原理と軸受動特性

まずはじめに，質量 m をばね k とダンパ c で支持した図1のメカ系を考える。運動方程式は制御風に書いて，

$$m\ddot{x} = -u \quad \text{ただし, } u = kx + c\dot{x} \quad (1)$$

この場合の固有振動数 ω_n ，減衰係数比 ζ は周知の公式

$$\omega_n^2 = k/m \quad 2\zeta\omega_n = c/m \quad (2)$$

で簡単に求まる。これがメカ系の設計指針である。

このばね・減衰力相当の力を電磁力で非接触に発生できれば，それが磁気浮上である。そのためには図2のようなメカトロ系の構成をとる。物体の位置を変位計で計測し，その信号をCPU（デジタル制御）に入力する。物体の位置に応じて流す電流のコマンドを制御則で計算し，パワーアンプを介してコイルに指令電流が流れる。電流に応じた磁気吸引力が物体に作用する。この流れで単位を見れば，変位計 [V/m]，CPU [V/V]，パワーアンプ [A/V]，電磁石 [N/A] である。よって，全体としての伝達関数 $G(s)$ の単位は動剛性 N/m である。

入力波形（変位）と出力波形（磁気力）の間の伝達関数は，図3に示すように倍率（ゲイン） g と位相差 ϕ で表される。

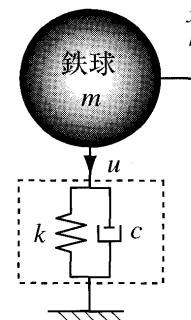


図1 メカ系

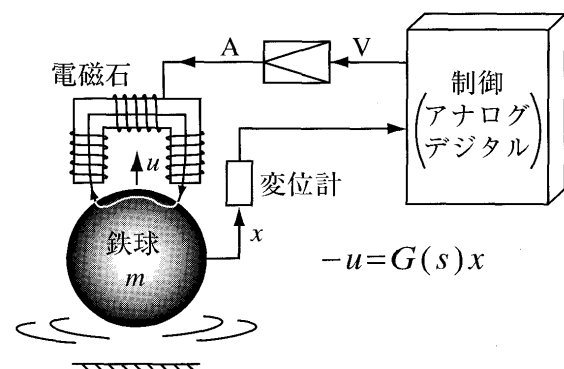


図2 メカトロ系

原稿受付 2002年1月7日

*1 防衛大学校 機械工学科

〒239-8686 神奈川県横須賀市走水 1-10-20

よって、動剛性は

$$G(j\omega) = g(\omega)e^{j\phi(\omega)} \quad (3)$$

と表現される。位相に関し、進みは正減衰に、遅れは負減衰に対応する。よって、磁気軸受には位相進み制御回路が必要でそのボード線図の一例を図4に示す。

この制御伝達関数の動剛性をメカ系と照合すると図5となる。この三角形が固有振動数において等しく

$$k + jc\omega_n = g_n e^{j\phi_n} \quad (4)$$

ただし、 $g_n = |G(j\omega_n)|$ $\phi_n = \angle G(j\omega_n)$

と設計すると、あたかもばね・ダンパで支持したと等価な振動特性が磁気浮上系で再現される。式(4)を式(2)に代入して、

$$\omega_n^2 \approx g_n/m \quad \zeta = \tan \phi_n/2 \quad (5)$$

となり、これがメカトロ系での振動設計指針である。

$$\frac{\text{出力}}{\text{入力}} = G(s) = \text{ゲイン}g \text{と位相}\phi$$

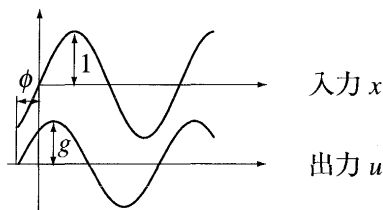


図3 入出力関係

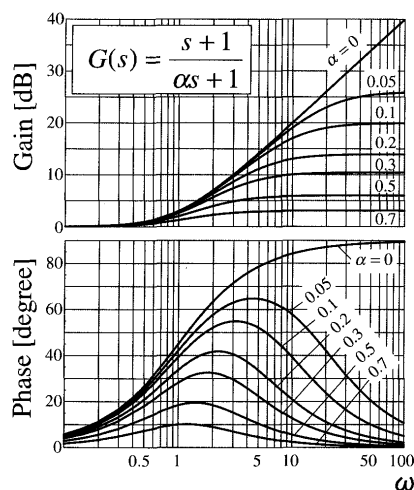


図4 伝達関数

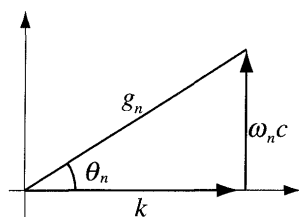


図5 力学的等価性

この原理を踏まえ図6に示すように、実際のラジアル磁気軸受(R・AMB)では上下左右に電磁石を配置し、図中に示す2方向からジャーナルの軸芯位置制御を行う。スラスト磁気軸受(T・AMB)も駆動側と反駆動側に電磁石を配置し、スラスト方向の位置制御を行う。

大形ターボ機器への応用例として、磁気軸受形遠心圧縮機

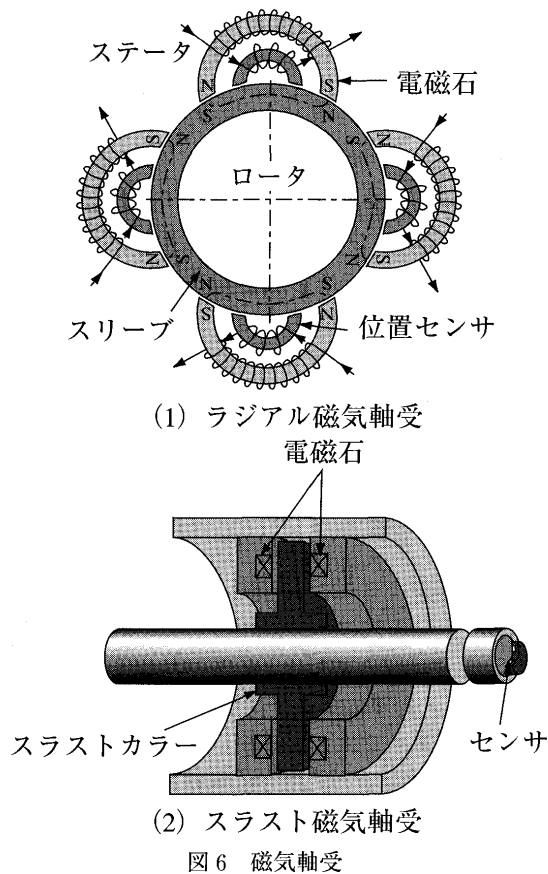


図6 磁気軸受

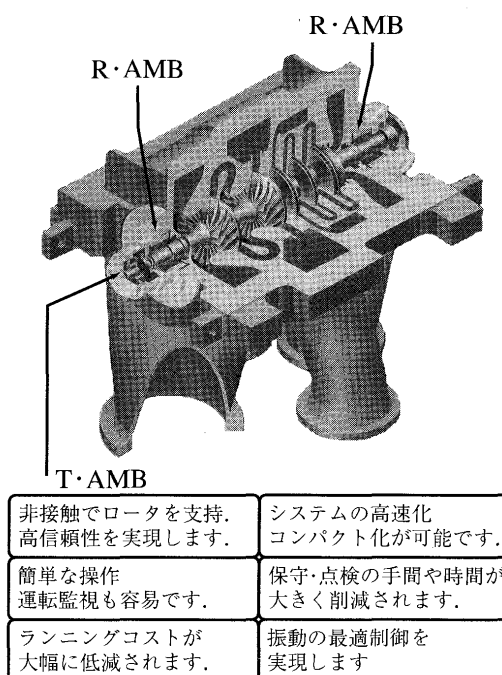


図7 磁気軸受形遠心圧縮機

縮機の例を図7に示す。ロータ回転軸の左右にラジアル磁気軸受を配置し、ロータ浮上と軸芯保持の位置制御を行う。圧縮機のスラスト荷重はスラスト磁気軸受にて吸収する。磁気軸受（ラジアル、スラスト）に隣接して変位計が設置されている。また、その傍らにはタッチベアリングと呼ばれる玉軸受が設けられている。磁気軸受の回転軸側が静止側電磁石に直接接触するのを防止するため、玉軸受のギャップは磁気軸受のギャップ（例えば、0.5 mm）の半分か程度の値になっている。そのため、異常振動時にロータは、磁気軸受に接触する前に、玉軸受に当たり制振されるメカニズムになっている。

3. 磁気軸受の特徴

従来の受動形でかつ接触形の油膜軸受や玉軸受と異なり、能動・非接触形軸受である磁気軸受には、次のような特長がある。（）内の数値は油膜軸受のもので、磁気軸受との対比で示す。

- － 完全オイルフリーのクリーン化が可能。
 - － 非接触支持ゆえ、機械的損失が少ない。
 - － 摩擦、摩耗問題を解消、半永久的な寿命。
 - － メンテナンスフリー化が可能。
 - － 高周速、高速回転が比較的容易。
- 周速 = 200 m/s (80 m/s)
- － 振動センサー付き故、振動分析診断が可能。
 - － 回転機設置場所の無人化運転が可能。

他方、磁気軸受の欠点として

- － 油膜軸受に比べ、負荷容量が小さい。
- 面圧 = 約 0.2 MPa (2 MPa)
- － ばね定数が小さいので軟支持となる。
 - － 耐熱温度が 150℃ 位に制限される。
 - － 初期の製作コストが高くつく。
 - － 電子回路の故障予防に対しメンテナンスが要。
 - － 常に落下時の安定性問題が付きまとう。

などが挙げられる。

磁気軸受が応用されている代表的な回転機器には次のようなものがある。

〔小形回転機器〕	〔大形産業用回転機器〕
ターボ分子ポンプ	遠心圧縮機
ブロアー	ボイラー給水ポンプ
工作機械用スピンドル	蒸気タービン

4. ロータの振動特性

磁気軸受の動特性を従来の油膜軸受の動特性と比較するために、危険速度マップを考えてみる。図7に見た磁気軸受形遠心圧縮機⁽¹⁰⁾に対して、両端に位置する軸受をばね定数でモデル化し、それをパラメータとしたときの危険速度を求めた結果が図8の危険速度マップである。同図で、左側はフリーフリー境界条件に近く、右側はピンピン境界条件に近い。無次元で表示している。横軸は、軸受部を単純支持し軸中央を押したときの静的「軸剛性」

で規格化している。縦軸はフリーフリー曲げ1次固有振動数で規格化している。

回転数と、各回転数ごとに軸受に発生する剛性（伝達関数の実部あるいはゲインで代用）をそれぞれ縦軸および横軸の関係に表記したものが軸受ばね定数線である。油膜軸受は剛支持ゆえばね定数線は右側に位置し、磁気軸受の場合には軟支持ゆえ左側に位置する。固有振動数曲線とこのばね定数線との交点が危険速度 N_c である。

ユーザの指定する運転回転数範囲は軸受の形式によらず決められる。通常の遠心圧縮機では、右側のピンピン曲げ1次 N_{c1} と2次 N_{c2} の間の斜線領域 B2 になる。よって、それを磁気軸受に置き換えたときには、フリーフリーの1次 N_{c3} と2次 N_{c4} の間の斜線領域 A2 で運転されることになる。

磁気軸受形の場合のつりあい振動応答の例を API に準拠して図9に示す。このときの運転回転数範囲は曲げ1次 N_{c3} と曲げ2次 N_{c4} の間にレイアウトされる。よって、ロータは剛体モード（並進 N_{c1} と傾き N_{c2} ）と曲げモード N_{c3} を通過するスーパークリティカルロータとなる。もちろん、軸を太くし軸の曲げモード固有振動数 N_{c3} を上げ、剛体ロータに設計する工夫も可能である。一般に、油膜軸受のときに比べて、磁気軸受では運転回転数範囲は狭くなりやすく、十分に注意しなくてはならない。図中の PID、ABS は後述。

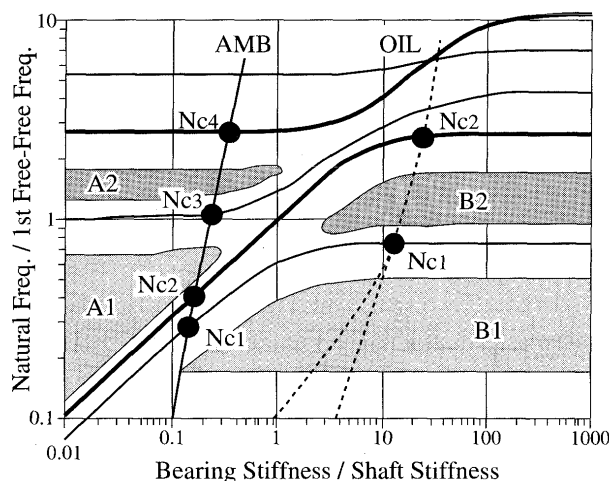


図8 危険速度マップ

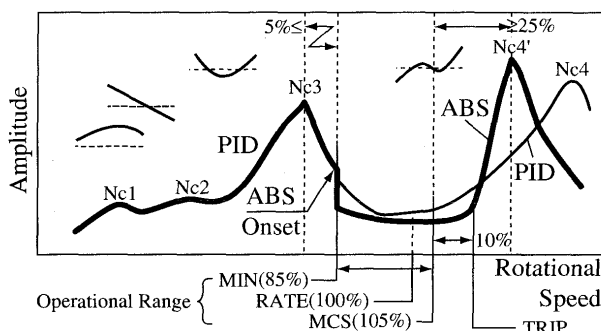


図9 不つりあい振動応答 (API 617)

5. 曲げモード共振点通過の制御技術

油膜軸受形のロータに対しては Q 値 (共振倍率)

$$Q = 1/2\zeta \quad (6)$$

設計が一般的となっている。不つりあい振動に対する国際規格 ISO ガイドラインとして図 10 に示すようなものが周知である。このためにロータ設計では、(1)ロータ+軸受ばね系の固有値計算を行いおおよその固有振動数(危険速度) ω_n を推定する。(2)続いて、ロータ+軸受(ばね・減衰)系の複素固有値計算を行う。得られた複素固有値 $\lambda = -\alpha \pm jq$ から

$$\text{危険速度: } \omega_n \approx q \quad \text{減衰比: } \zeta = \alpha/|\lambda| \quad (7)$$

を得て、同図に照らして Q 値判定を行う。磁気軸受ロータの場合でも同様の手順でロータ振動設計が行われ、この Q 値表で評価される。

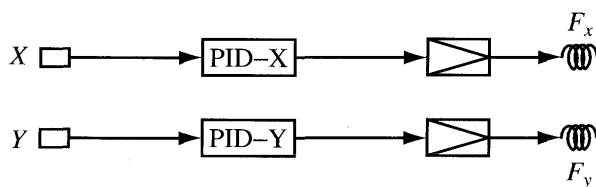
剛体モードの共振点 $Nc1$ と $Nc2$ に関しては、先述の剛体ロータの式(5)を介して伝達関数(ゲイン:固有振動数, 位相進み量:減衰比および Q 値)を設計する。剛体モードに限れば、所望の Q 値を実現する伝達関数の設計は通常の PID 制御で比較的簡単にできる。それは

P: 比例動作 → 伝達関数の実部 → ばね定数

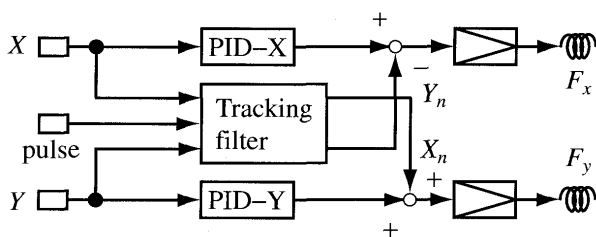
I: 積分動作 → 静的な荷重に対するばね定数

D: 微分動作 → 伝達関数の虚部/周波数

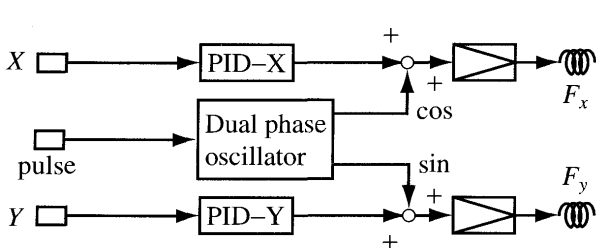
→ 減衰定数



(a) PID

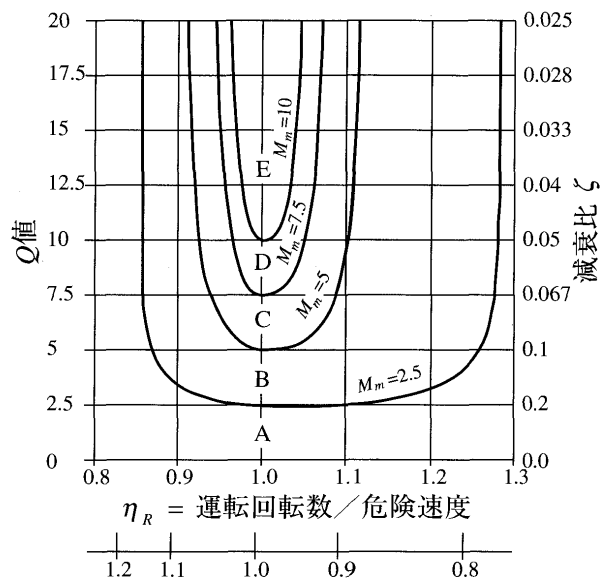


(b) PID + Ncros



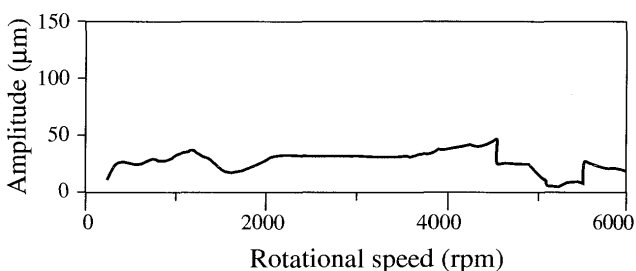
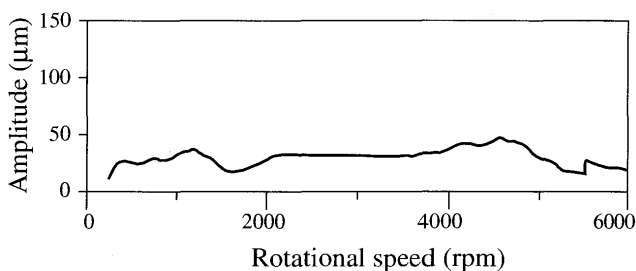
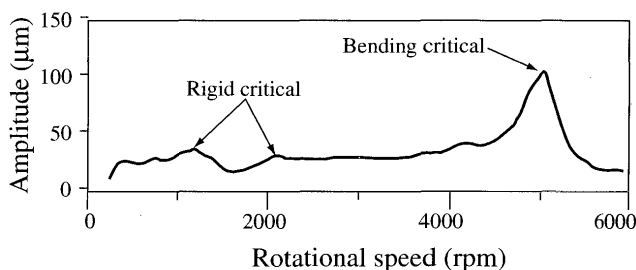
(c) FF excitation

図 11 曲げモード共振振動の制御



Zone	
A. 極低感度	危険速度でも運転可
B. 低感度	振動小で安定
C. 普通の感度	許容できる.
D. 高感度	現場つり合わせ要
E. 超高感度	運転不可能

図 10 Q 値評価基準 (ISO 10814)



の各要素の大きさを調整することに相当する。

弾性曲げモード Nc 3 に関しても同様の手順で位相進みと Q 値の関係が評価される。しかし、剛体モード危険速度と同程度の高減衰を曲げモード危険速度に対しても要求することは実際にはかなり難しい。曲げモードに対しての現実的な設計ターゲットとして、モード減衰比 $\zeta = 0.05 \sim 0.1$ 、共振倍率 $Q = 5 \sim 10$ 程度が妥当であろう。

PID 制御の不十分さを補完する形式で付加オプション制御の例を図 11 に示す⁽¹¹⁾。同図(a)の PID 制御のみでは曲げ危険速度の共振ピークが認められる。

そこで同図(b)のように、曲げ危険速度付近でオプション回路をオンにして低振動で通過させる。回転数同期のトラッキングフィルタを活用する方法で、回転同期の不つりあい振動成分のみを XY 方向でたすきに掛け、これを PID+N クロス制御と呼んでいる。この手法を適用すると共振点通過時の振動を小さく抑え得る。

同図(c)に示す方法は回転同期の 2 相発振器を使うオプションである。不つりあいと逆位相でロータを加振すればアンバランスキャンセルとなることを利用している。2 相発振器の加振位相は自動あるいは手動で探す。これは一方的に加振するフィードフォワード (FF) 制御である。この手法を危険速度付近で効かすと見かけ上バランスがとれたことになり振動を小さく抑え得る。

回転に伴ういろいろなオプションが考えられる。これが磁気軸受制御の特長である。しかし、例えば振動が制御で小さくなったとしても、ロータ自体の物理的な残留不つりあい量は依然として残っている。よって、制御に強い磁気軸受ロータでもバランスは大切な技術である。

6. 定格運転時の制御技術

先の図 9 において、Nc 3 と Nc 4 の間が定格運転数範囲である。このとき、ロータは共振していないので、極論して不つりあい振動制御は不要である。脱水機ロータ

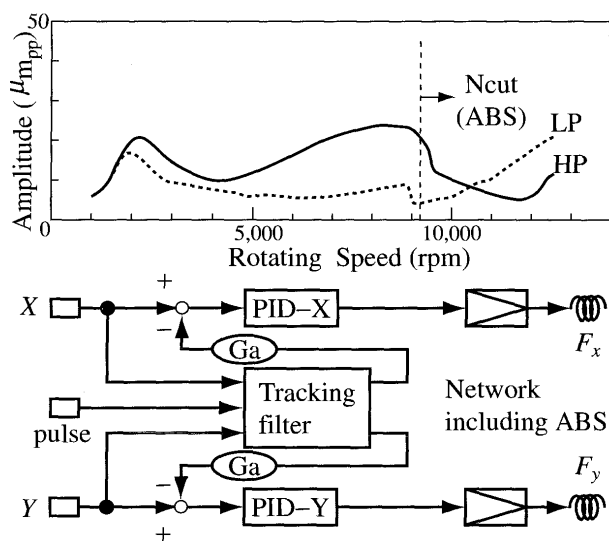


図 12 メカランテスト結果

(LP: 低圧段圧縮機, HP: 高圧段圧縮機)

のように超軟支持が振動絶縁上望ましい。そのためには、図 12 下部に示すように、トラッキングフィルタで得られた不つりあい振動成分を PID への入力信号から抜き取って、不感応にしていればよい。N カット (あるいは ABS (Automatic Balance System)) とも呼ばれている。コイルには浮上用の直流電流のみが流れ、不つりあい振動の制御電流は流れず、振動絶縁が達成される。遠心圧縮機ロータの回転試験において N カットを投入した実験例を図 12 上部に示す。ここでは、9000 rpm 付近にて N カットがオンされ、低振動となり、それより高い回転数範囲 (定格運転数範囲) においては常時 N カット操作となっている。

設計指針としても、図 9 において定格運転数範囲では N カット制御が適用されることを強調している。また、電気的な面で見ると、コイル電流 $I(t)$ に対してコイル両端に誘起される電圧は

$$L \frac{dI}{dt} + RI = V \quad (8)$$

である。仮に、N カットで動的成分が制御電流から消えるなら、通常の定格運転では

$$RI = V \quad (9)$$

となり、電源の負担は大幅に改善される。このような、N カットは ABS と呼ばれ S 2 M 社の特許であったが、その権利はすでに終了している。

7. 耐震振動制御⁽¹²⁾

磁気軸受形ロータの剛体モード固有振動数は耐震の影響を考え、低くても 30 Hz 以上に設定される。しかし、油膜軸受に比べ剛性が小さいので地震に対する振動応答が懸念される。

図 13 に示すように、ロータ振動はケーシングから見た相対振動である。よって、地震加速度にロータ自重を掛けた荷重が強制力である。この地震加振力を打ち消すように、磁気軸受でもってロータを FF (フィードフォワード) で加振すればよい。対応する制御系の構成は図 14 に示すように、磁気軸受台に加速度センサを貼り付け、その加速度信号に適当なゲインを掛けて、パワーアンプに入力し電流をプラスして流す FF 加振制御方式となる。

耐震試験結果の一例を図 15 に示す。横軸が入力した

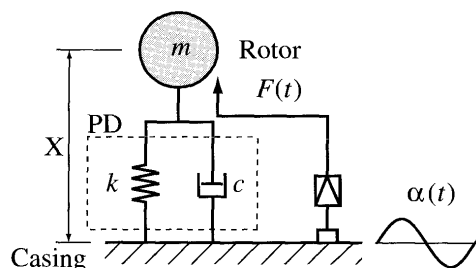


図 13 基礎加振時の 1 自由度振動系

地震加速度のレベルの大きさで、最大加速度で示している。縦軸は、そのときの振動応答変位の最大値をプロットしている。ストッパーの設定ギャップは約 0.30 mm であるので、磁気軸受ロータは約 1 G 程度の地震のときに接触し始めることが分かる。勿論、油膜軸受に比べ応答感度は高いが、強地震でも安全である。FF 加振制御を加えると耐震感度は 50% 程度まで低下させ得る。地震に対する懸念は磁気軸受には不要であるといえる。

8. 磁気軸受 ISO 規格

磁気軸受はイニシャルコストが高く、使い方も難しいということになっている。研究開発段階のジョブは多いが、その割に磁気軸受ロータの産業界への普及は予想外にスローである。やはり玉軸受のようにカタログで購入できるようにすべきであろう。磁気軸受のサイズなどのハードウェアとしての規格化、電子回路のソフトウェア互換性を高める規格化などの標準化作業が必要と考え、機械学会を通じて磁気軸受標準化のための研究会を推進中である。

この国内研究会は ISO 規格化の推進母体でもあり、

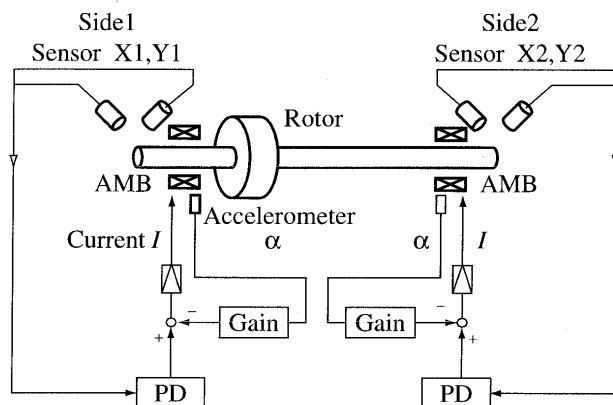


図 14 磁気軸受耐震制御システム

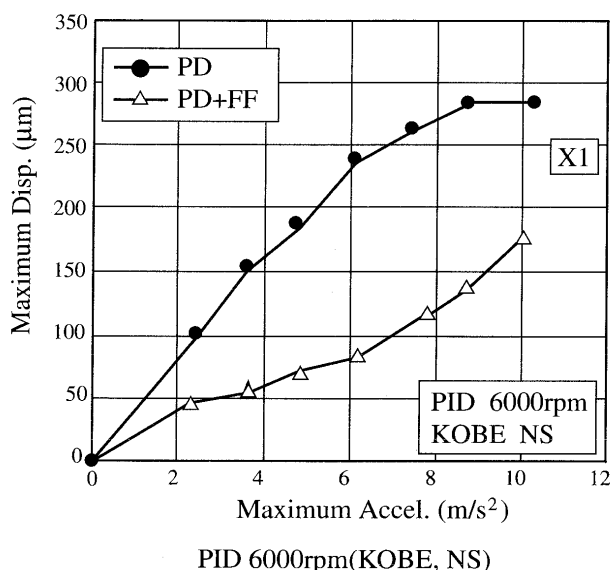


図 15 耐震試験結果

ISO TC 108 振動と衝撃/SC 2 機械の振動/WG 7 磁気軸受プロジェクトのコンビーナ（主査）を担当している。1996 年の活動開始以来、

FDIS 14839-1	磁気軸受用語
CD 14839-2	磁気軸受ロータの振動評価
WD 14839-3	磁気軸受ロータの安定余裕の評価
WD 14839-4	磁気軸受ロータの設計指針

（磁気軸受関連ハード、ソフト）

に関する規格化作業を進めている。用語に関しては各国の合意を得て近く出版予定である。現下の作業成果の一例として振動評価基準を図 16 に示す。磁気軸受は油膜軸受に比べ軸受ギャップは大きいので、通常の機械として大きい振幅でも許容される。例えば、図 7 の遠心圧縮機ではギャップ 230 μm だから、 $70 \times 2 = 140 \mu\text{m pp}$ の振動でもゾーン A と認定される。

このように ISO 規格はメーカーとユーザー間のコミショニングに関する無用な摩擦を避ける情報として役立つものと考えている。特に、part 4 の設計指針では多くのターボマシンの設計者を磁気軸受採用の潜在ユーザーと考え、応用ソフト技術の平滑化ならびに軸受ハードのカタログ化を目指している。

9. 磁気軸受開発動向

最近の研究動向として文献⁽⁸⁻⁹⁾が詳しい。幾つかを列挙して見る。

- (1) 制御手法：LQR, H ∞ , μ 設計, スライディングモード⁽¹³⁾など、高速 DSP の中で表現するデジタル制御が盛んに研究されている。
- (2) 振動診断システムとの連携：磁気軸受で加振機の機能を兼用でき、センサーも内蔵されているので、運転中にモーダル解析が可能である。また、検出振動信号を中央操作室に送信すれば、システムの監視や異常時の故障診断に役立て得る。このように、健康診断機能付きの軸受として付加価値を主張できる。
- (3) 特殊仕様：磁気軸受コイルに変位検出機能を兼用さ

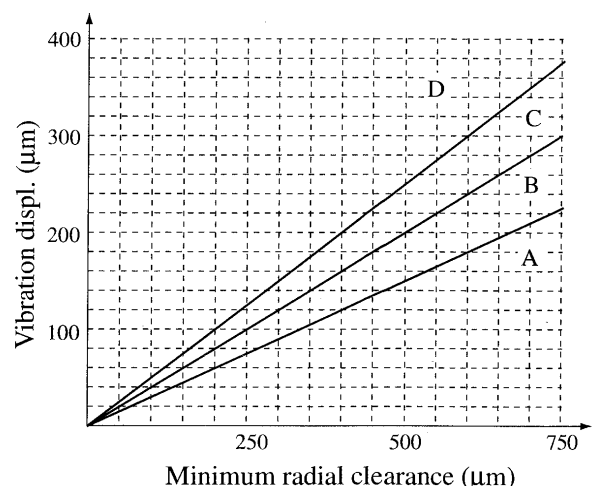


図 16 振動評価値 (CD 14839-2)

せ隣接変位計を省いたセンサーレス磁気軸受, ロータ重量を支える永久磁石と振動制御の電磁石を調和させたゼロパワー磁気軸受, モータブルを軸受力として使うベアリングレスモータ, 冷却を工夫した高温対応軸受等々, 各種のアイデアが開発研究されている。軸長を短くする課題はロータ設計者のよく遭遇する問題で, その解としてセンサーレスの効果は大いに期待される。

10. おわりに

磁気軸受の原理に始まり, ロータ振動制御や ISO 規格化など, ターボ機械の設計現場を念頭に私見を述べさせていただいた。磁気軸受のより一層の産業応用を期待する者として, お役にたてば幸いです。磁気軸受の採用によって多彩な特長を発揮できる訳で, ロータ設計者の多方面からの参画を期待します。

参考文献

- (1) Edited by Prof. Schweiter; Proc. of the 1st Inter. Symp. on Magnetic Bearing (ISMB), Zurich June 6-8, 1988, Springer_

Verlag Berlin

- (2) Edited by Prof. Higuchi; Proceedings of the 2nd ISMB, Tokyo July 12-14, 1990, Univ. of Tokyo
- (3) Edited by Prof. Allaire; Proceedings of the 3rd ISMB, Virginia, July 29-30, 1992, TECHNOMIC
- (4) Edited by Prof. Schweiter; Proceedings of the 4th ISMB, Zurich August 23-26, 1994, Vdlf
- (5) Edited by Prof. Matsumura, et. al.; Proceedings of the 5th ISMB, Kanazawa August 28-30, 1996,
- (6) Edited by Prof. Allaire; Proceedings of the 6th ISMB, Cambridge, Massachusetts, USA, August 5-7, 1998, TECHNOMIC
- (7) Edited by Prof. Schweiter; Proceedings of the 7th ISMB, Zurich August 23-25, 2000, Vdlf
- (8) 松村他磁気浮上応用技術調査専門委員会編, 磁気浮上と磁気軸受, コロナ社, 1993
- (9) 岡田他機械学会編, 磁気軸受の基礎と応用, 養賢堂, 1995
- (10) Fukushima et al; Advancements in Bearing and Seal technologies, REVOLVE/ASME (1994), Section 18
- (11) 久永, 松下他; 機論集 62-602 C (1996-10), p.184
- (12) 今島, 松下他; 機論集 65-637 C (1999-9), p.37
- (13) 野波, 田, スライディングモード制御, コロナ社, 1994

小特集：ターボ機器用軸受の最新動向について

大型回転機械用ジャーナル軸受の開発と実用化例について

小澤 豊^{*1}
OZAWA Yutaka

キーワード：大型軸受，ティルティングパッド軸受，スリーブ軸受，ジャーナル軸受

1. はじめに

大容量パワープラントである原子力・火力発電プラントは燃料電池・太陽電池などの分散電源や自然エネルギー利用の風車発電などの開発や実用化が進む中においても、依然としてその主役である。これらに用いられるタービン，発電機やポンプなどの大型回転機械の主軸をささえるすべり軸受は，回転機の安全かつ安定した運転を確保する信頼性ととも，機械の効率向上にも寄与することが求められており，極めて重要な機械要素である。

本稿では筆者が約20年間にわたって，その開発と性能や信頼性の検証，実用化に直接関わった大型回転機械用ジャーナル軸受について述べる。

この種のすべり軸受は，多くの期間と労力をかけてその性能と信頼性を検証後，フィールドでの実用化に進んできている。約20年前から5年間で開発し，その後も蒸気タービン，ガスタービンを含めた適用範囲拡大と継続的改良を加えて現在にいたっている，大型タービン用2枚パッドティルティングパッドジャーナル軸受ならびに，大型・高速のポンプ，圧縮機，冷凍機などに開発，実用化している安定性に優れた部分オフセット円弧スリーブ軸受について具体的な例を示す^{1),7)}。

2. 大型回転機械用ジャーナル軸受の形式

大型回転機械の代表である，大容量蒸気タービンは，高圧・中圧・低圧タービンに分かれて構成されている場合が多く，そのジャーナル軸受には，いくつかの形式の軸受が採用されている。筆者の関わった例では，従来低圧タービンにおいては図1のスリーブ軸受が，高圧・中圧タービンにおいては図2の4枚パッドティルティングパッド軸受(以下4パッド軸受と略す)が採用されてきた。

高・中圧タービン軸受は比較的軸受面圧が低くオイルウィップ発生防止が必要であること，高圧タービンにおいては部分蒸気導入時の荷重方向変動への対処が必要なことから4パッド軸受を，これに対して低圧タービンでは軸受面圧が高くまた荷重方向も鉛直下方にほぼ限定されていることから，スリーブ軸受を用いることが多い。

ガスタービンの場合も同様である。

3. 2枚パッドティルティングパッドジャーナル軸受(2パッド軸受)

3.1 2パッド軸受開発の狙い

開発着手当時は蒸気タービンの大容量化が進展中であり，タービン翼が大きくなり軸トルクも増大するため，ロータも大径化，重量も増大し，軸受もより大径・高周速化が求められた。

図3に大型タービン用ジャーナル軸受の直径とメタル温度の関係弊社軸受の場合を例にとり示すが，低圧タービンに採用しているスリーブ軸受は張角が大きく，

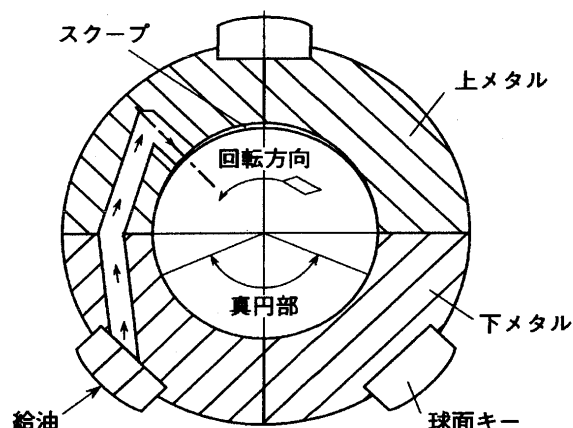


図1 スリーブ軸受（従来型）

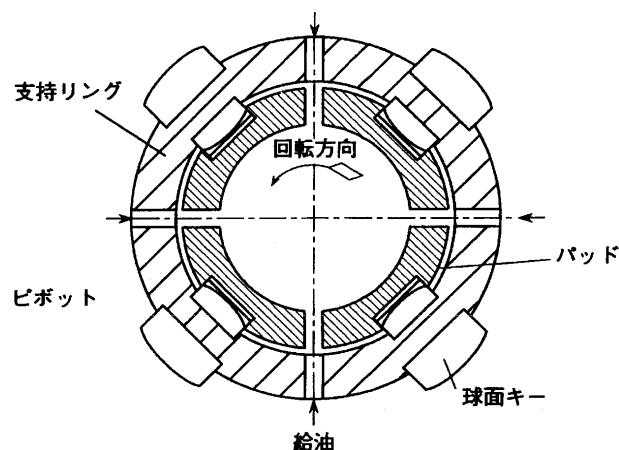


図2 4枚パッドティルティングパッド軸受（従来型）

原稿受付 2002年2月6日

*1 三菱重工業(株)基盤技術研究所

〒236-8515 横浜市金沢区幸浦一丁目八番地一

ティルティングパッド軸受に比べて摺動長が長いこともあり、メタル温度が高くなる傾向にある。メタル温度低減のため軸受面圧を低く設計すると軸系のアライメント変化時にオイルウィップ発生の危険を生じるため、大径化とともに設計の困難さが増していた。図4に従来型の軸受の特徴と問題点を示す。

このような状況のもとで、従来のスリーブ軸受と4パッド軸受の利点を合わせ持つ軸受として、2パッド軸受を開発した。図5にこの開発の狙いとコンセプトを示す。

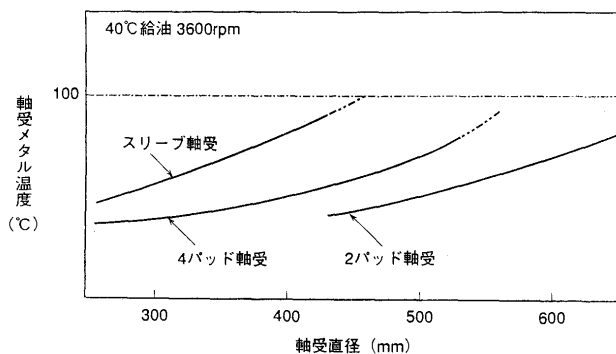
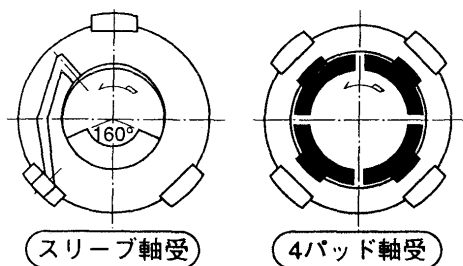


図3 軸受直径とメタル温度



メタル温度: 高い
軸受摩擦損失: 小さい
安定性: オイルウィップを起こしやすい

比較的低い
大きい
本質的に安定

図4 従来型軸受の特徴と問題点

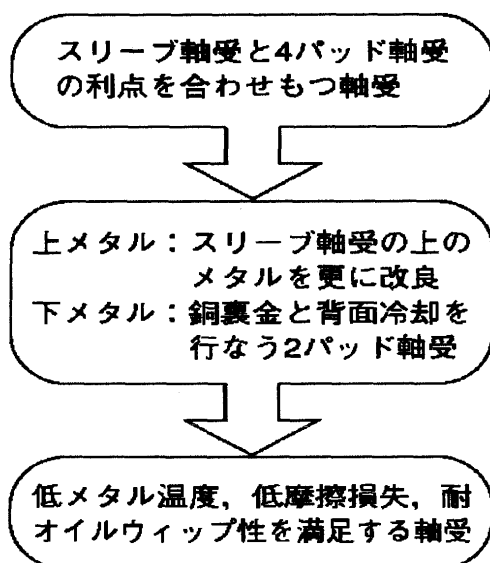


図5 2パッド軸受開発の狙い

3.2 21 インチ 2 パッド軸受開発

このコンセプトに基づいて設計された三菱標準型2パッド軸受の構造概要を図6に示す。また、この2パッド軸受は4パッド軸受と同様に油膜係数が等方・非連成であるため、スリーブ軸受のそれが非等方・連成であるのに対して、軸振動応答が単純となるため、ロータのバランシングが容易になる利点も有する。

下メタルを構成する2枚のパッドは、将来の更なる大径化時にもメタル温度に余裕を持たせるべく、銅製裏金と背面冷却構造としている。

上メタルは大径化にともなう乱流域作動での軸受摩擦損失増を極力抑えるべく、スクレーパ、スクープ、逆流防止のダム、大気連通穴により上メタルの油による濡れ面積を極力小さくする設計としている。また、下メタルパッド背面の冷却溝への流れを確保するため、上メタル給油口下流に粘性ポンプを設置している。この粘性ポンプを含めて上メタル部形状・寸法を最適化している²⁾。これにより、給油圧力低下時もパッド摺動面ならびに背面冷却部への油量が確実に供給される信頼性の高い設計となっている。上メタル給油口から給油された油は、粘性ポンプにて昇圧されて下メタルに入り、パッド摺動面へ軸の回転とともに流入し油膜が形成されると同時に、粘性ポンプの圧力により背面の冷却溝を流れてパッドを冷却し、下メタル下流水準接手面に設けられた排油口から排出される。

3.2.1 21 インチ軸受の諸元と運転条件

開発にあたっては、将来の大径化を想定して当時の必要軸受径よりも大きい21インチ軸受を設計し、性能と信頼性確認を実施した

表1に開発した21インチ2パッド軸受の主要目を示

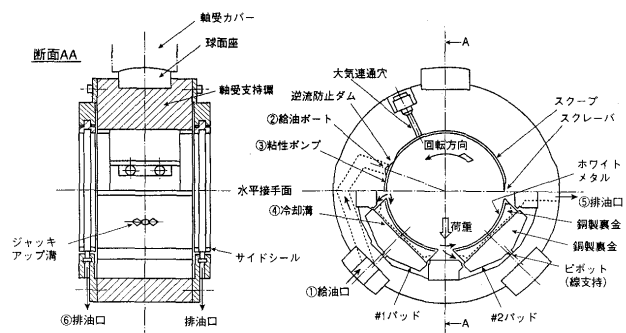


図6 三菱標準型2パッド軸受

表1 21 インチ 2 パッド軸受の主要諸元

軸受形式	ティルティングパッド形
軸受直径 (D)	535mm
軸受長さ (L)	428mm (L/D=0.8)
パッド枚数	2パッド
パッド張角	80 deg.
ピボットオフセット	2.5%
パッド配置	Load between pads
直径すきま (Cd)	1.07mm (Cd/D=2.00×10 ⁻³)

す。なお、ピボット部は低圧タービンの大きな軸受荷重を支持するためライン支持となっている。また表2に定格の運転条件を示す。

3.2.2 超大径軸受静・動特性試験機

開発した軸受は、まったく新しい構造であり、まず小径のモデル軸受試験を実施して、設計コンセプトや同時に開発中であった理論解析の妥当性のチェックをおこなったが、最終的な性能や信頼性の確認は実物大モデル軸受にて実施する必要があると判断し、この種の軸受を試験可能な超大径軸受静・動特性試験機の開発も同時に実施した。将来にわたり使用することを想定し、また世界的にも通用する試験機とすべく、随所に工夫をこらした独自性のある試験機を開発した。

(1) 試験機の特徴

図7、図8に試験機の構造を示す。静荷重は1000 kN

表2 定格運転条件

回転数	3600rpm (周速 100.8m/s)
荷 重	294kN (面圧 1.27MPa)
潤滑油種	ISO VG32 タービン油
給油温度	40℃
給油圧力	0.098 MPa

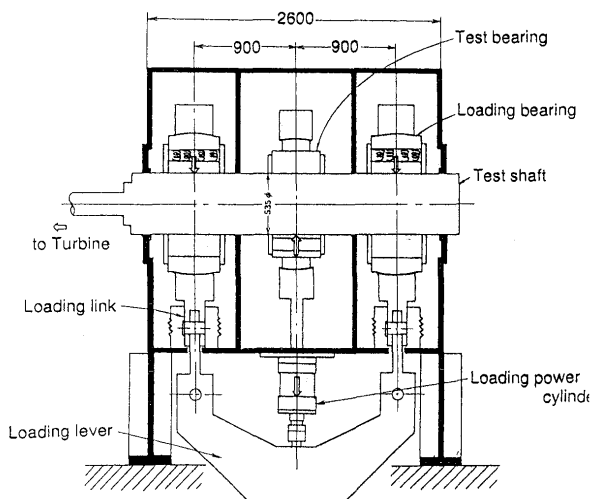
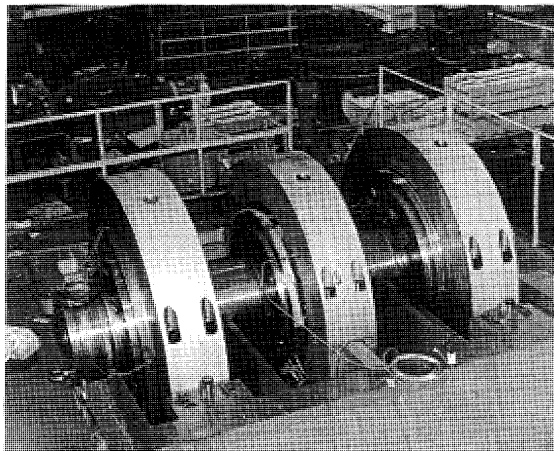


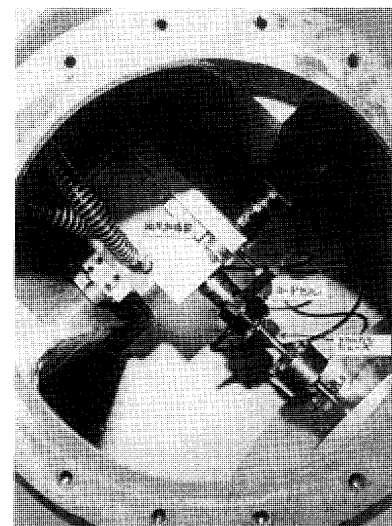
図7 試験機の構造(1)—内力平衡型—

のレベルとなるため、基礎の制約のない内力平衡型—中央に試験軸受を固定しその両サイドの負荷用軸受をフローティングとし、これを下部にある荷重付加用レバーにて下方に引張ることで荷重をかける方式—とした。軸系のミスアラインメントや車室変形等による軸受の片当り状態試験も可能なように、負荷軸受部エアベローズ荷重により軸の傾斜を制御可能である。

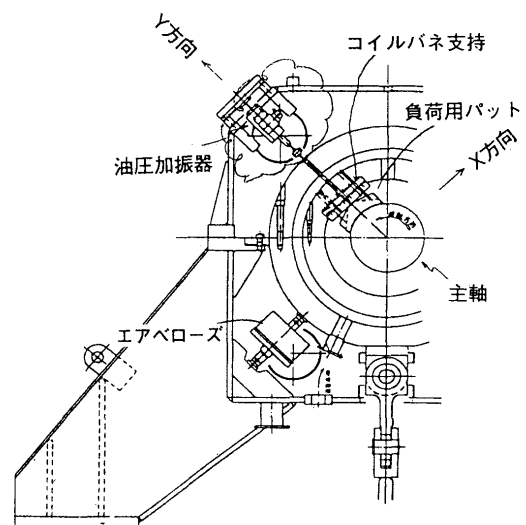
この片当り試験と後述の動特性試験容易化のため、負荷用軸受は単純な2パッド軸受とし、そのパッドは油膜よりも十分に低い剛性となるよう多数のコイルばねによる弾性支持構造とした。

図9にこの試験装置の振動モデルを、図10に負荷軸受部加振機による円加振による油膜係数の解析手法を示す³⁾。またアンバランス錘を軸に付加する方法も可能である。

動特性試験においては、試験装置のフレーム振動を極力小さくすることも重要であり、強固なボックス構造とし主要部剛性は 10^{10} N/m を確保した。



油圧加振器取付部



荷重付加用軸受部

図8 試験機の構造(2)—動荷重付加および傾斜調節機構

(2) 主な仕様

表3に試験機の主仕様を示す。試験軸受径や試験荷重は原子力APWR低圧タービン軸受の試験も可能な設計であり、片当り試験時の軸と軸受の相対傾斜は実機想定値の2.5倍以上の設定が可能である。これにより、実機で想定される多くの過酷な作動条件で、性能・信頼性確認が可能である。

3.2.3 21インチ2パッド軸受の性能

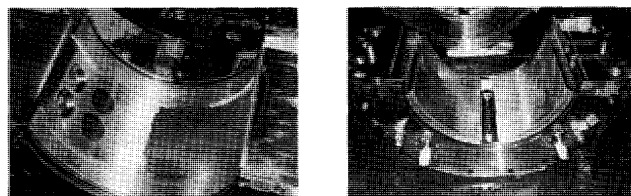
表1の諸元の21インチ軸受について、上記試験機による性能確認と理論解析との比較を実施した⁴⁾。

図11に試験軸受の写真を示す。パッド表面には、低速回転時の油膜確保と起動トルク低減のために軸を静圧

浮上させるジャッキアップ溝を設けている。

(1) 静特性

図12に21インチ軸受の最小油膜厚さ、最高メタル温度、および軸受摩擦損失の回転数変化時の特性を、図13に回転軸側から計測した油膜厚さ・圧力分布を示す。



(Upper half)

(Lower half)

図11 21インチ試験軸受

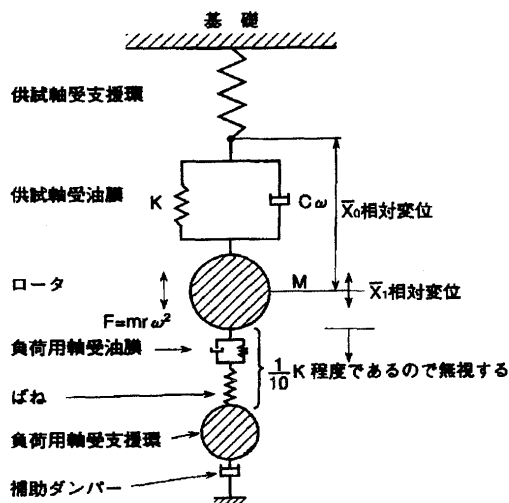


図9 試験装置の振動モデル

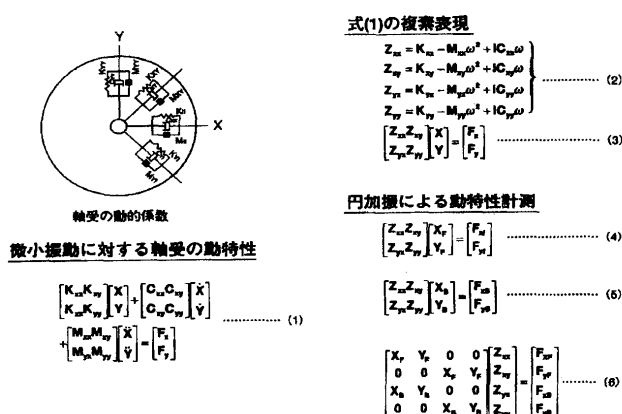
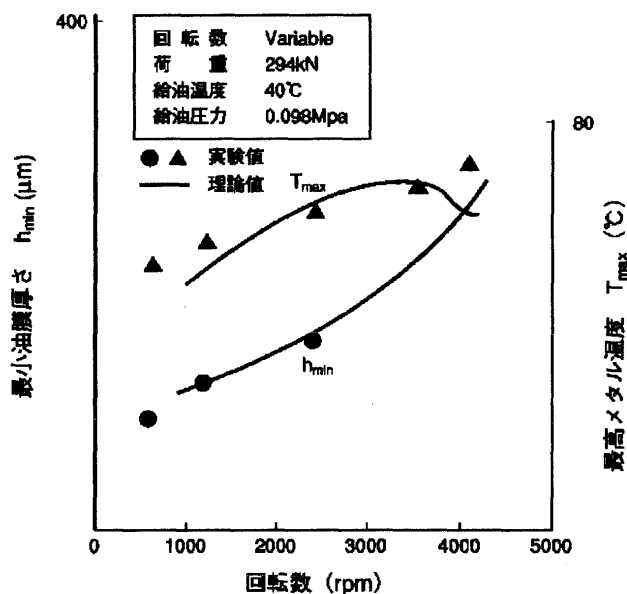


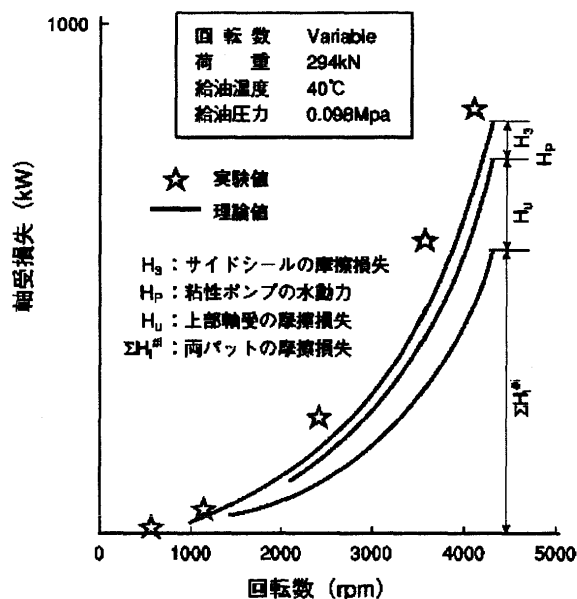
図10 軸受の動的係数と動特性解析法

表3 超大径軸受静・動特性試験機の仕様

回転速度	ターニング速度～最高 4140rpm
静荷重	最大 980kN (100tonf)
軸直径	φ400mm(16")～φ790mm(31")
動荷重	最大 49kN (両振幅), 最高 100Hz
軸と軸受の相対傾斜	最大 1.5×10^{-3} rad.
駆動機出力	最大 2000kW



a) 定常状態のメタル温度と油膜厚さ



b) 軸受摩擦損失

図12 21インチ2パッド軸受の主要静特性

油膜厚さ・メタル温度ともにきわめて良好な性能をもつことがわかる。また図中には THD 理論解析結果との比較を示すがほぼ良好な一致を確認した。軸受摩擦損失については実測値は解析値に比べて約 15-20% 大きく、差異が残っている。

図 14 には、ジャッキアップ機構の性能試験結果を示す。実験値と理論値は比較的良好に一致している。

(2) 動特性

図 15 に 3.2 節に示した加振法による 21 インチ軸受動特性の実測例を理論値と比較して示す。軸振動解析システムのデータベース用に、乱流域でのデータを含めて近似的に修正ゾンマフェルト数にて整理した。実測値は理論値と比較的良好な一致を示した。

3.2.4 非正規条件での軸受信頼性検証

3.2.3 節で示した条件以外に非正規状態として、荷重については最大 700 kN (面圧 3 MPa) まで、給油圧力については最低 0.049 MPa まで、片当たり条件については軸と軸受の相対傾斜にて最大 1.2×10^{-3} rad までの動作信頼性を確認した。この最大傾斜量は、軸受の軸方向にほぼ半径すきま分の傾斜量を与えたに相当する厳しいものである。片当たり試験での 2 パッド軸受の傾斜耐力の例を図 16 に示す。

最大傾斜時、面圧 1.96 MPa においても軸受パッド軸方向端部の最小油膜厚さで約 50 μ m 以上が確保されている。2 パッド軸受は load between pads 状態で動作して

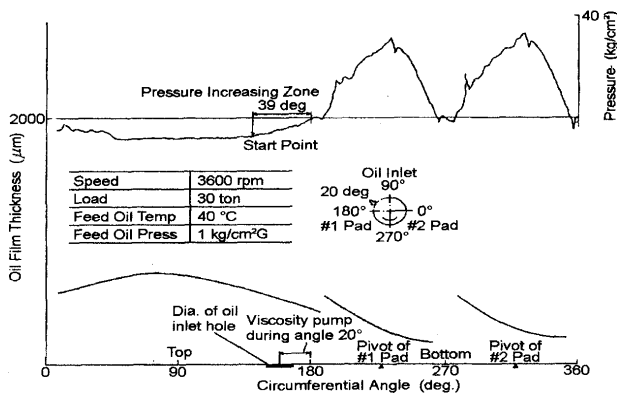


図 13 油膜厚さ・油膜圧力分布実測例

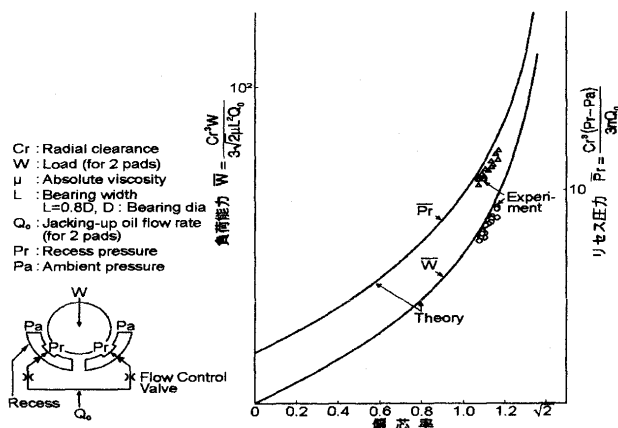


図 14 21 インチ 2 パッド軸受ジャッキアップ特性

いるので、鉛直面内で軸が軸受に対して傾斜すると、ライン支持であってもパッドはピボット点回りの傾斜角を変えて相対傾斜を緩和する機能がある。この調芯作用により大きな傾斜に耐えることができる。

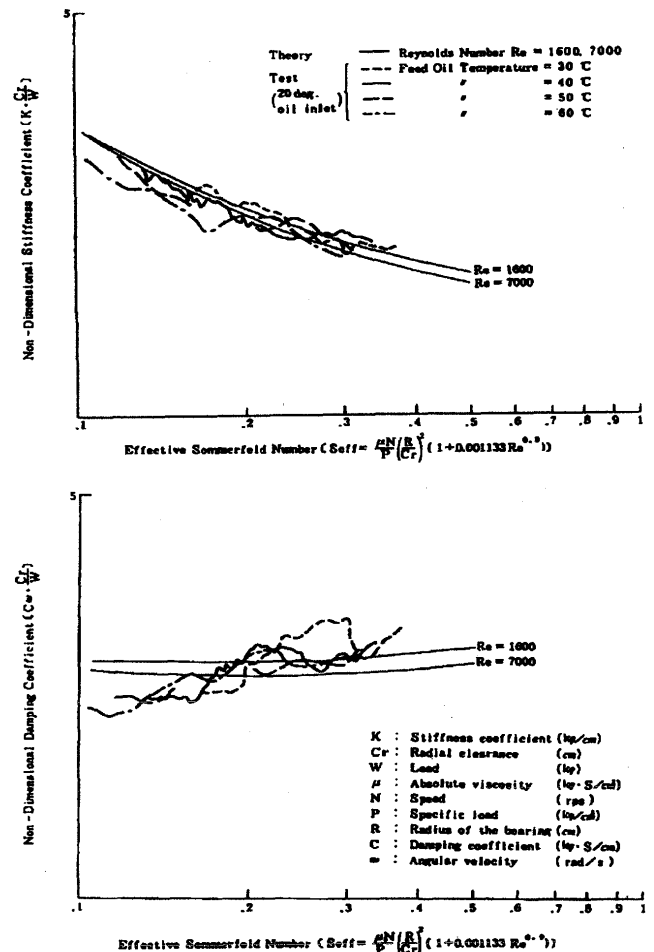


図 15 21 インチ 2 パッド軸受動特性実測例

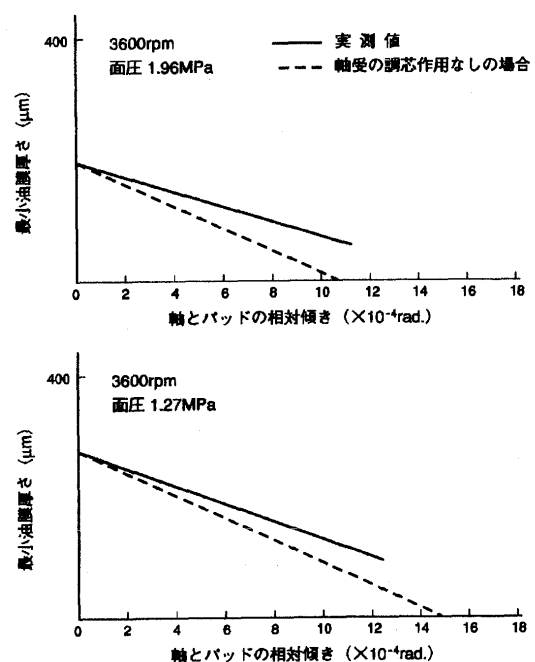


図 16 21 インチ 2 パッド軸受の傾斜耐力

3.2.5 適用範囲の拡大とさらなる改良

この2パッド軸受は上述の試験にて良好な性能と信頼性が確認された。メタル温度、油膜厚さに十分余裕があることから、より高面圧の大型ガスタービンの軸受に対しても実用している。実用にあたっては、さらなる油量低減のため冷却溝本数変更等の改良をしている。

また、既設の蒸気タービン軸受においては、より小径のスリーブ軸受が使用されている。2パッド軸受に換装することでさらなる信頼性向上が可能であるが、標準型では、軸受外径が大きいため換装困難であった。このため、図17に示すコンパクトな2パッド軸受を開発した。この軸受は図18に示すように従来スリーブ軸受に比べメタル温度が大幅に低く油量も少ない作動が可能である。

スリーブ軸受自身の改良も実施している⁵⁾。既設の油設備の変更を必要としない低油量、低摩擦損失の軸受として実用化している。

4. 高速回転機械への部分オフセット軸受の適用⁶⁾

ポンプ、圧縮機、冷凍機等のように、コンパクト性の要求が厳しい回転機械の場合、図19、20に示す、軸受内周面の円弧の曲率中心を軸受中心からずらしたオフセット軸受や部分オフセット軸受を使用している²⁾。これらの軸受はスリーブ軸受の構造の簡単さと高い安定性を合わせ持つ。特に後者の部分オフセット軸受は筆者らが独自に解析・設計し、これも十分な検証を実施してから、大型で高速のポンプ、圧縮機や冷凍機などの高速回転機械に実用化しているものであるが、軸受両端のランド部で囲まれた中央部のオフセット円弧の存在により、軸受荷重が比較的小さく偏心率が小さい場合も軸受の剛性が高く、また減衰能も大きいいため、スリーブ軸受であ

るにもかかわらず高速での安定性が高い。

図21は、この部分オフセット軸受の安定性改善効果を実測の非同期加振応答で比較したものである。縦軸はコンプライアンスであり、油膜の動的剛性の逆数でいわば動的な軸の振れやすさを表す。横軸は加振力の周波数である。

この例では、部分オフセット軸受は真円軸受に比べ、加振力の周波数が回転数成分の1/2の付近での振れやすさが約1/10に減少しており、軸受の不安定振動の代表である回転に非同期の振れまわり（ホワール）現象への減衰能力（安定性）が高いことを示している。

5. おわりに

2パッド軸受は開発以降新設の大容量低圧タービン用軸受の全てに採用され、また大型のガスタービンにも採用された。いずれもノートラブルであり、フィールドでもその高い信頼性が実証されている。

ティルティングパッド軸受においては、最近実用化が

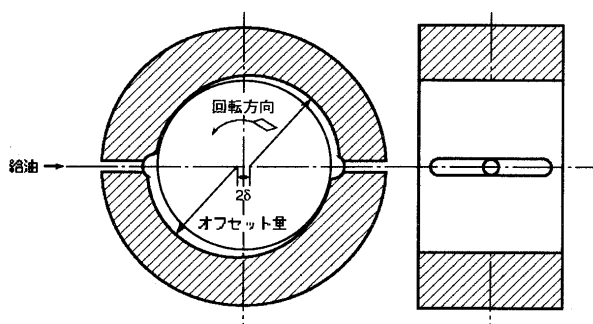


図19 オフセット2円弧軸受

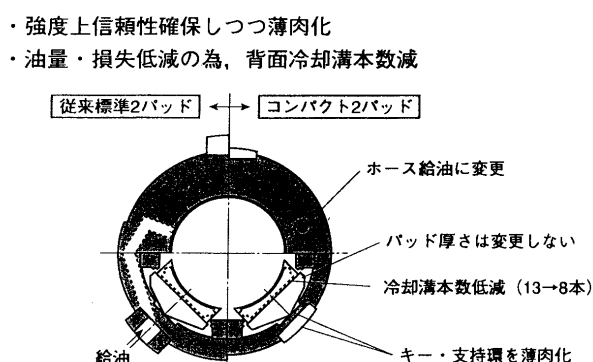


図17 コンパクトタイプ2パッド軸受の構造

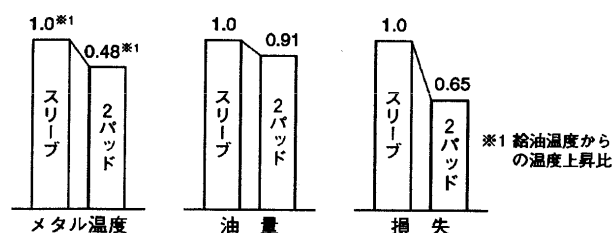


図18 14インチ軸受での従来スリーブ軸受との性能比較

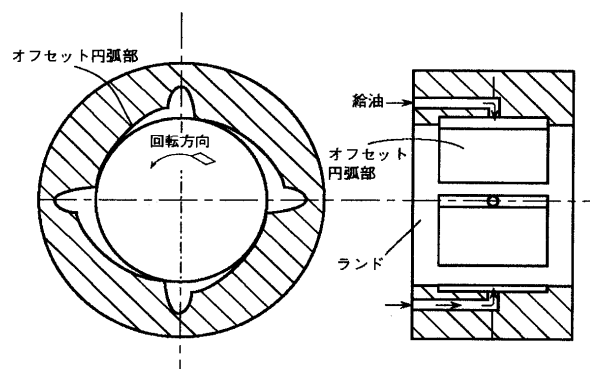


図20 部分オフセット軸受（4円弧）

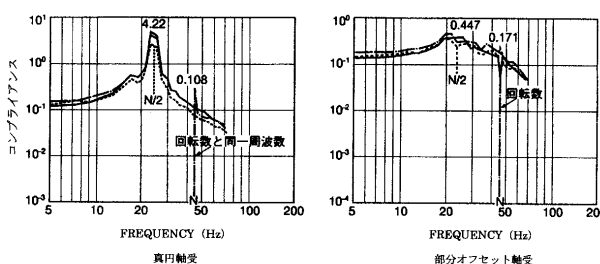


図21 部分オフセット軸受の非同期加振応答

進みつつある Directed Lubrication (DL) 軸受が重要であるが、油量低減時の動的特性についても慎重に調べる必要がある。

パワープラントに使用される大型回転機械は世界的に効率・コスト両面で激しい競争下にあり、今後も信頼性を確保しつつ限界をさらに広げる技術開発が強く求められる。この際は静的な特性のみならず、機械の振動特性を左右する動的特性も合わせた視点の開発が重要である。

引用文献

- 1) 小澤, 大容量蒸気タービン・ガスタービン・ポンプ軸受の動向, ターボ機械第26巻第11号 1998
- 2) 谷口, 小澤, 山本, 市村, 2パッド軸受の潤滑特性とその改善について, 日本潤滑学会九州大会, 1983/10月
- 3) 神吉, 小澤他 ポンプ用水中軸受の動特性に関する研究, 日本機械学会論文集第470号C編, 1985
- 4) S. Taniguchi, T. Makino, Y. Ozawa, T. Ichimura, A Thermo-hydrodynamic Lubrication Analysis to Design Large Two-Pad Journal Bearing with Cooling Ditches, Trans. of ASME Vol. 120 April 1998
- 5) 小澤, 吉田, 山下, 桃尾, 上メタル油流れを考慮した低圧タービン軸受の低油量化, トライボロジー会議 '98 秋, 名古屋
- 6) 小澤, 吉田, 川上, 長田, 部分オフセット軸受の特性, トライボロジー会議 '98 春, 東京
- 7) 小澤, 大型タービン用2枚パッドテイルティングパッドジャーナル軸受の開発と実用化, トライボロジー研究会第12回講演会「20世紀のモニュメントと21世紀への展開 パート1」2001/1月

防衛庁技術研究本部第3研究所における ガスタービンの研究

大野 悠二^{*1}
OHNO Yuji

1. はじめに

防衛庁技術研究本部第3研究所は、1958年東京都立川市の陸上自衛隊東立川駐屯地に防衛庁立川試験場として開設され、その後の組織改編により改称、第3研究所となり今日に至っている。

第3研究所は陸・海・空の3自衛隊及び統合幕僚会議が使用する「航空機、航空機用エンジン、ミサイル、ロケットエンジン等の研究」を実施しており、総務、会計を所掌する管理部以下、第1部、第2部、第3部の4つの部で組織される。

図1に示すように、第2部は主任研究官1名と4つの研究室で構成され、「航空機及びミサイル用推進装置の総合性能、熱空力特性、燃焼特性、構造強度特性、制御特性の調査研究」を行い、研究員定員は40名である。

以下、第2部のうちガスタービンエンジンの研究に関連する研究施設・設備、研究内容について概要を紹介する。

2. 研究施設・設備及び研究概要

2.1 エンジンシステム研究室

有人機に搭載されるエンジンの制御を含めたシステム全般の研究を所掌し、エンジン運転試験、補機環境試験及びエンジンシミュレータによるFADEC(Full Authority Digital Electronic Control: デジタル電子制御装置)等を組み合わせたハードウェアインザループシミュレーションを実施している。

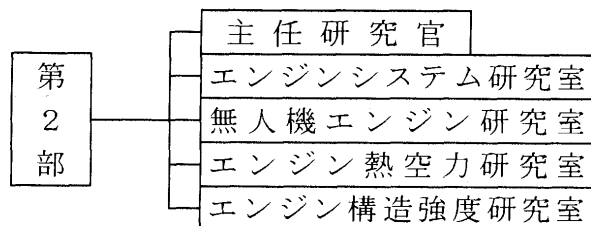


図1 第2部組織図

1958年の立川試験場開設時に建設された原動機整備工場及び補機試験場には各々、エンジンシミュレータ、環境試験装置が設置され、原動機試験場には、2基の地上試験用テストセルが設置されている。

また、プロペラを装着した状態でのエンジン運転試験を実施するために、ターボプロップエンジン運転場(図2)を1969年に建設した。

2002年度まで、最大推力5トン、推力重量比8を目標にした、実証エンジン(アフターバーナ付低バイパス比ターボファンエンジン。図3)のPFRT(Preliminary Flight Rating Test: 予備飛行定格試験)を実施中である。更に、実証エンジンの基本的な性能を確認できたことから、開発期間を短縮し、開発経費の削減を目標にエンジンファミリー化の研究を行い、実証エンジンのコア部を利用した、最大推力6トンの高バイパス比ターボファンエンジンを実用化に向けて研究している。

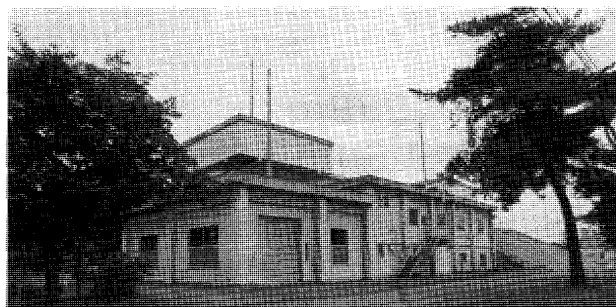


図2 ターボプロップエンジン運転場

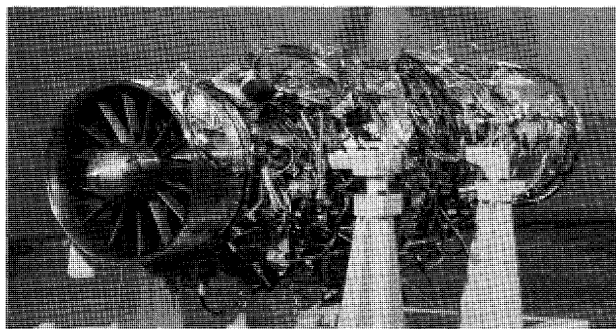


図3 実証エンジン

原稿受付 2002年1月31日

*1 防衛庁技術研究本部第3研究所

〒190-8533 立川市栄町1-2-10

2.2 無人機エンジン研究室

無人機・ミサイルに搭載されるエアブリージングエンジン及びロケットモータの研究を所掌し、ミサイルや無人機に搭載可能な小型のガスタービンエンジン（マイクロガスタービン）、ガスタービンエンジンとラムジェットエンジンを組み合わせたATR（Air-Turbo Ramjet）エンジン等の研究・試験を実施している。

テストベンチにおける燃焼試験中のATRエンジンを図4に示す。手前の丸いスクリーンを被った二つのベルマウスから空気を吸入し、右奥の排気ノズルには、排気ダクトに向けて噴出する青白い火炎を観察できる。

2.3 エンジン熱空力研究室

ファン、圧縮機、燃焼器など、エンジン主要構成要素の燃焼特性及び空力特性についての研究を所掌し、高圧力比ファン、1600℃級高温燃焼器等の研究・試験を実施している。

原動機部品試験場には、2台のT64エンジン駆動の空気源装置を使用する燃焼試験装置及び、2台のT64エンジンで駆動する圧縮機単段空力回転試験装置が設置されている。

ASTOVL機揚力発生用燃焼器の試験状況を図5に示す。この燃焼器は回転保安器を有する小型・扁平形状であり、高負荷燃焼（ $7.5 \times 10^8 \text{ kJ/h/m}^3/\text{atm}$ ）が可能であることを確認した。

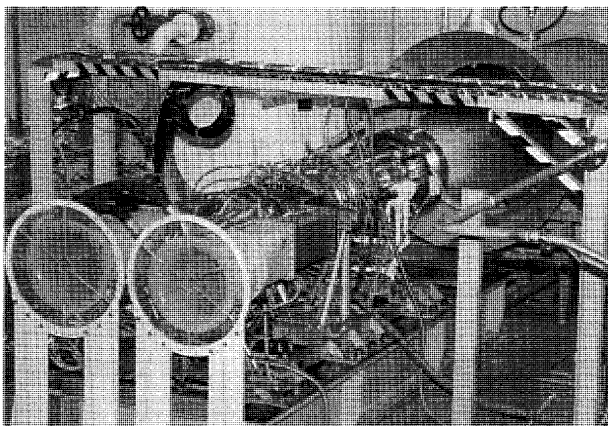


図4 ATRエンジン燃焼試験

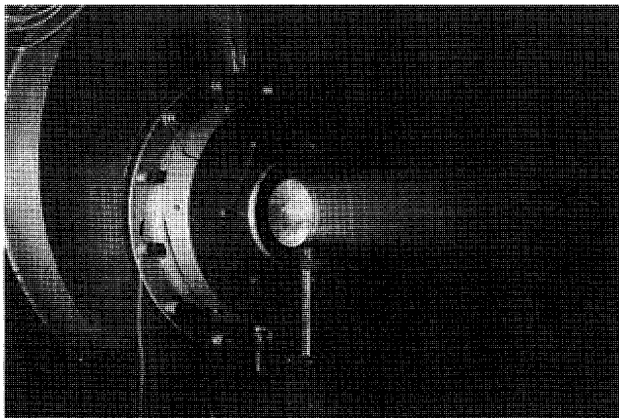


図5 回転保安器付燃焼器燃焼試験

2.4 エンジン構造強度研究室

エンジンの構造、強度、材料についての研究を所掌し、軽量化材料、耐熱複合材料等の研究・試験を実施している。

構造強度試験場には、静荷重試験用の架構、高速繰り返し回転試験装置（スピンプット）等が設置されている。

実証エンジン静荷重試験実施状況を図6に示す。エンジンを航空機に搭載した状態に模擬する高さ約2.5メートルの架構の中に、供試体を宙づりにして外力を負荷し、永久歪みが残らないこと、あるいは破損の予兆のないことを確認した。

3. 空力推進研究センター

第3研究所の3基のセル（原動機試験場の二つのセル及びターボプロップエンジン試験場）は、基本的に地上静止状態試験を実施可能な設備であるが、本質的には航空機に搭載された飛行状態でのエンジン機能・性能を飛行開始前に充分試験評価することが重要であることから、第3研究所では北海道千歳市に「地上で飛行状態を模擬したエンジン試験」を行う「エンジン高空性能試験装置」を建設し、本年度総合性能確認試験を実施中であり、2002年度から本格的に稼働する計画である。

エンジン高空性能試験装置の他、燃焼器試験用装置、燃焼風洞及び3音速風洞の試験装置で構成される空力推進研究センターは、将来の航空機、推進装置研究のメッカになるものと期待される。

詳細については、別の機会に譲りたい。

4. おわりに

第3研究所のガスタービンエンジン研究に関連する概要を紹介した。限られた紙面であることから、多彩な研究内容等について十分に紹介できないのが残念である。

将来の量産・実運用を目指したエンジン等の研究・試験を実施する研究機関であり、仕事の成果が空を飛ぶことから、「あの飛行機のエンジンは自分のエンジン」をモットーに、研究を実施している。

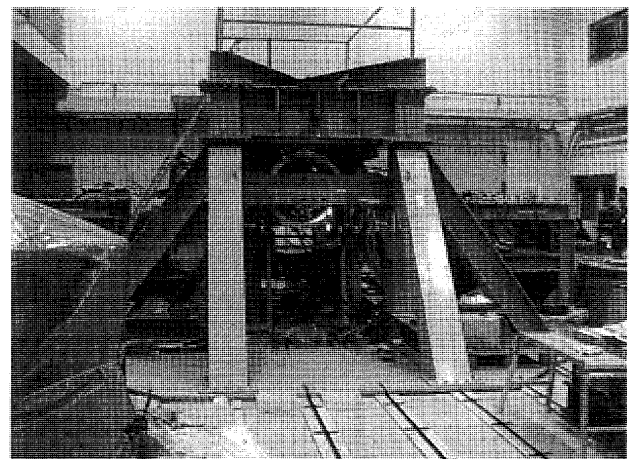


図6 静荷重試験

200 T/日 IGCC パイロットプラント用ガスタービン

竹原 勲*1

TAKEHARA Isao

1. はじめに

1980 年頃から石炭を燃料とした高効率発電プラントの検討が活発に開始され始めた。

国内では、NEDO を中心とした石炭ガス化複合発電プラントのパイロットプラントの開発が実施され、日立は、その内、ガスタービン発電設備の計画、製作と試験を実施した。その内容を紹介する。

2. 石炭ガス化複合発電プラント

石炭ガス化複合発電プラント (Integrated Coal Gasification Combined Cycle power plant 以下 IGCC と称す) とは、LNG に比べ多量に埋蔵されている石炭をガス化させることにより、最新の高効率コンバインドサイクルに適用することを目指すものである。同様に石炭を有効利用させる加圧流動床型発電設備の次の時代に来る将来型発電設備として海外、国内にて開発が進められている。

国内においては、1980年代初頭から NEDO を中心に国内電力会社とガスタービンメーカーが参加し、石炭消費量 200 T/日の検討、開発が進められ、200 T/日パイロットプラントの開発が行われた。

図-1は200 T/日のIGCCパイロットプラントの系統図を示す。ガスタービン圧縮機から空気を抽気し、これを空気吹ききの2段火炉に昇圧供給し、炉内で石炭をガス化する。ガス化したガスは乾式ガス精製装置で脱じん、脱硫し、LNGに比べ非常に低発熱量のガス化燃料とし、

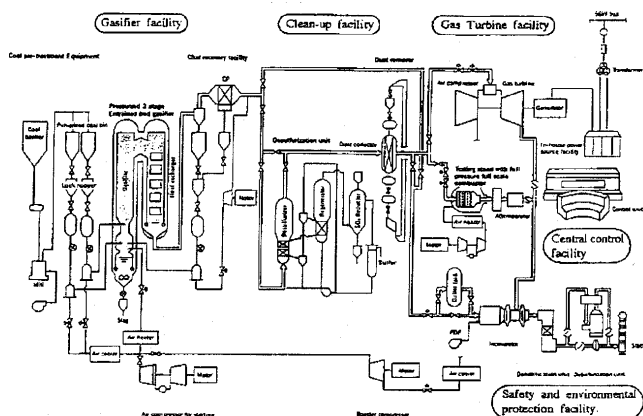


図-1 200 T/日 石炭ガス化プラント系統図

原稿受付 2001 年 2 月 26 日

* 1 (株)日立製作所 電力・電機グループ 火力・水力事業部
〒317-8511 茨城県日立市幸町 3-1-1

これをガスタービンで燃焼発電させる構成となっている。

複合発電プラントを構成する蒸気タービン設備は、既存の技術として、パイロットプラントでの実証試験は計画されなかった。

このパイロットプラントの内、日立製作所はガスタービン発電設備の計画、製作、試運転を担当した。

3. ガスタービン設備について

LNGを用いたガスタービンに対し、その燃料特性の違いからIGCC用ガスタービンとして開発すべき項目は、下記として開発が進められた。

ガス化燃料の発熱量は、約 1000 kcal/Nm³ 以下と LNG に比べ約 1/5 以下であることから、低カロリーの燃料を燃焼可能でかつ低 NO_x となる燃焼器を開発すること。

ガスタービン設計燃焼温度は以下の条件を考慮しかつ将来の高効率化もにらんで 1300℃ 級とした。

- ①リッチ・リーン燃焼方式で低 NO_x を達成
- ②燃焼器ライナーの冷却
- ③タービン翼の冷却

これらの要求に合うよう、日立は、このパイロットプラントに対応する出力 12500 kW ガスタービンを開発、製作した。

以下にガスタービンの仕様とその特徴を示す。

ガスタービンの断面図を図-2に示す。ガスタービン

表-1 ガスタービン仕様

項目	記号	H14		H25
		IGCC用	LNG用	LNG用
出力	KW	12,500	13,500	26,200
燃烧温度	℃	1,260	1,260	1,260
压力比	—	14.2	14.7	14.7
回転数	rpm	9,710	9,710	7,280
燃烧器缶数	缶	6	6	10
圧縮機段数	段	17	17	17
タービン段数	段	3	3	3

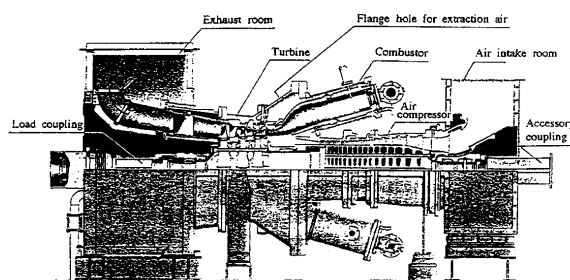


図-2 H14 ガスタービン断面図

本体は先行の 1300℃ 級である H 25 ガスタービンを IGCC プラント用にマッチするように 12.5 MW 級に相似縮小設計した。その仕様は燃焼温度 1260℃、圧力比 14.7、圧縮機段数 17 段、タービン段数 3 段一軸開放型ガスタービンとなっている。(以下 H 14 と称す)

燃焼器は低発熱量の石炭ガスを燃焼させるため、空気流量に対して燃料量が多くなることから、燃料ノズルは燃料孔と空気孔が交互に配置したものとした。図-3 に断面図を示すが、ガス通路が大きな構造となっている。その燃焼特性は模擬ガス燃料を用いて実圧、実温で燃焼試験を実施して開発を行った。

燃料ガス配管は、燃料発熱量が低く、かつガス化炉から高温の燃料ガスが流入することから図-4 に示すような大口徑で門型の燃料ガス配管とした。

実運転において、低発熱量のガスでは点火と起動が出来ないことから、点火と起動時には軽油を用い、ガスタービン負荷 25% で軽油からガス燃焼に切り替える。これには従来から実績のあるデュアルフューエルシステムを用いたが、燃料成分中には CO を多量に含むため、燃料切り替え時の燃料ガス配管のパージ方法には特別に配慮した。

4. IGCC パイロットプラント試験

200 T/日のパイロットプラントは 1991 年から福島県のいわき市に建設され、試験スケジュールに従い試験が

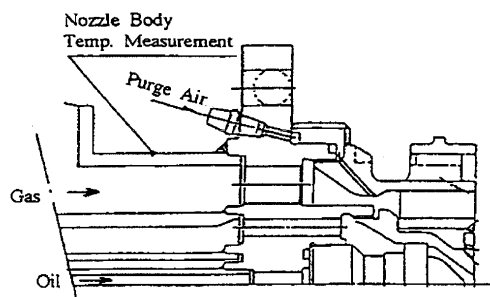


図-3 石炭ガス化燃料用燃料ノズル

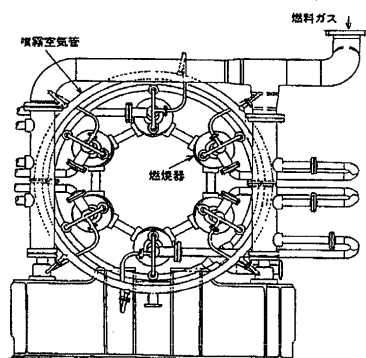


図-4 燃料ガス配管

実施された。ガスタービン設備での主な試験結果を以下に示す。

ガスタービンの運転は、1992 年からガスタービン単独状態（ガスタービン単独状態とはガスタービンからガス化炉への圧縮機吐出空気の抽気をガス化炉と切り離した運転状態を示す。ガス化炉運転時の空気は別置の空気昇圧機の空気を送風している。）で軽油焼き運転から始まり、その後ガス化炉からのガスとの燃料切り替え試験を実施し、軽油からガス焼きへの燃料切り替え時の燃焼安定性を確認した。

また各負荷での負荷遮断試験を実施して、燃焼安定性を確認しながらガスタービン単独運転でガス焼き運転の良好性を確認した。その後、1993 年からガス化炉との連携試験が始まり、ガスタービンの計画燃焼温度までの運転特性を確認した。

ガス化炉との連携試験においては、負荷変化試験を行い、負荷変化率 6%/分での運転が可能なることを確認した。

1995 年には石炭ガス焼き運転が延べ 1300 時間に達した。この運転時間において、石炭ガス中のアルカリ分の灰堆積等によるガスタービンの効率低下は約 2% 以下と少ないことを確認した。

全試験スケジュールが終了したことから、1996 年より解体調査を行い、機器の劣化等を調査し問題の無いことを確認し終了した。

下図に IGCC 用 12.5 MW 級ガスタービンの外観写真を示すが、ガスタービン本体に比べ燃焼器が非常に大きな構造である。

今回、ガスタービン学会誌に、国内の自主技術による石炭ガス化複合発電設備の内容と、そのガスタービンを掲載させて頂いたことを感謝し、今後も国内のガスタービン技術のレベルアップを当社も努力していきたいと考えている。

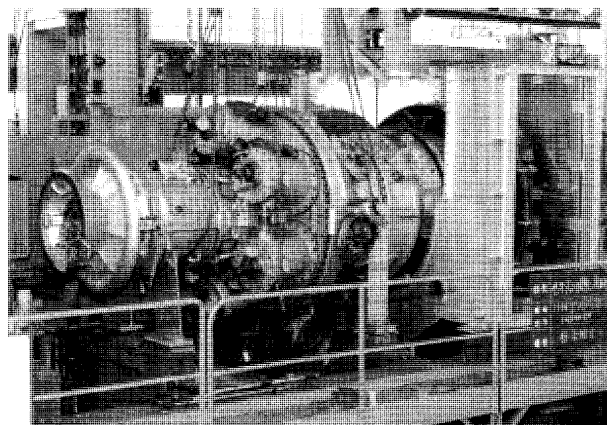


図-5 IGCC 用 12.5 MW 級ガスタービン外観

「アトマイゼーション・テクノロジー (微粒化の基礎と基本用語辞典)」

日本液体微粒化学会 編

液体や固体の微粒化に関する事象は日常生活から広い技術分野にわたって関連している。しかし微粒化に関する学問の体系化がまだ充分ではないこともあり、微粒化の方法、微粒子群の表現、計測等の扱いなどに関する専門用語は、それぞれの関連分野、技術分野で異なっているものが多く、統一が取れていないというのが現状である。そのため、折角開発された計測技術や微粒化の手法が有効に利用されなかったり、それぞれの分野で用いられている用語の違いから研究者・技術者間の意思疎通や交流に不都合をきたしたりしているのではないだろうか。

このような現状を打破すべく日本液体微粒化学会で編集された本書では、まず「解説の部」で液体の微粒化の基礎を体系的にまとめて解説し、次に「用語集の部」で微粒化に関する専門用語を分かりやすく解説している。「解説の部」では分かりやすい説明図が豊富に用いられており、分野の異なる研究者・技術者にとっても理解しやすい内容となっている。

前半の「解説の部」では、第1章に微粒化機構が述べられており、まとまった状態の液体が微細な液滴に分裂する機構とその方法について、各種の微粒化装置の具体例を交えつつ概説している。第2章の微粒化特性の評価法では、粒子群を特徴づける粒径分布や平均粒径等の表現方法が解説されており、燃焼特性に大きく影響する噴霧特性を表現する代表粒径や分布関数について整理した記述がなされている。第3章では微粒化特性の計測法について、従来の手法から最近のレーザーを利用した方法までの系統的な解説がしてある。第4章では微粒化のモデリングが取り上げられており、次章の微粒化と噴霧流動の数値シミュレーションの解説に向けた基本的な分裂モデルを紹介している。第5章では現在進んでいる微粒化と噴霧流動の数値シミュレーション手法が簡単ながら概括的に述べられている。最終の第6章では種々の分野における微粒化の応用例を略述している。

後半の「用語集の部」は、(a)英文、分野ならびに解説文をつけた解説用語、(b)英文と分野を掲載し、参照すべき解説用語や同義語を示した索引用語、(c)英文と分野のみを掲載した和英対応用語に分類して精選された2219

項目を「あいうえお」順に収めている。各用語には国際学会などで用いられている英文表記が付記されており、内外文献対照の際に便利である。後部には「ABC」順の英和対照表も設けられている。

上記のほかに、付録として各分野で使用される単位、無次元表記、物性値、代表径および分布関数などについて表としてまとめており利用者に極めて便利と思われる。

この書は1930年代に世界に先駆けて液体の微粒化について基盤的な研究をされた故棚沢泰教授の業績を記念し開催されたICLASS (International Congress of Liquid Atomization and Spray Systems) を母体として発足した日本液体微粒化学会の10周年記念出版として刊行された出版物である。液体や固体の微粒化はガスタービンから各種自動車用エンジン、化学/金属工業、食品、農業、塗装、環境に至るまで広い分野に関わる基盤的技術である。そのため、このようなひとつの基準ともなり得る内容の書籍が、最も中核となる学会から出版されたことは重要で意義深い。待望していた技術書が漸く出版されたもので、液体の微粒化にかかわりの深い会員諸氏にも参考書として是非手元に備えたい一冊として推薦する。

(編集委員会委員長 三巻 利夫)

アトマイゼーション・テクノロジー 微粒化の基礎と基本用語辞典 (2001年11月30日発行)

編 者：日本液体微粒化学会

大きさ：B5判 300ページ

価 格：4,200円＋税

発行所：森北出版

住 所：〒102-0071 東京都千代田区富士見

1-4-11

電 話：03-3265-8341

F A X：03-3264-8709

U R L：http://www.morikita.co.jp

「第30回ガスタービンセミナー」報告

遠藤 征紀

ENDO Masanori

当学会恒例のガスタービンセミナーが去る1月17日、18日の両日、会場の東京ガス(株)本社ビルで126名が参加して行われた。

本セミナーは学会にとって最大の行事の一つであり、大きな期待が寄せられているため、毎期の企画委員会はプログラムの編成に苦心してきた。今期も、ガスタービン開発の国家プロジェクトは未だ進行中であること、話題性の高いマイクロガスタービン(MGT)については既に昨年のセミナーで取り上げたこと、経済状況が厳しいこと等の悪条件が重なった。いろいろと検討した結果、今期は過去何年か取り上げられていなかったガスタービン構成要素の設計製作に関する新技術を思い切って取り上げることにした。この場合、ガスタービンユーザーの割合が増えている現在の会員構成からすると、参加者が少なくなることが懸念された。そこで、要素技術ではあっても会員に魅力のある講演題目と講演者を選ぶ、特色のあるガスタービンシステムに関する講演を同時に取り上げる、比較的関心の高い余寿命診断技術に関する講演も行う、等の工夫をした。

さて、第1日目はタービンの高温化、低公害燃焼器、CFD技術、空力・構造の併行設計、複合材適合技術、MGT経済性分析の各技術について第一線で活躍しておられる講師による講演となった。どの講演も単なるサーベイではなく、講演者独自の考え方や調査結果も盛り込まれていたため、会場からの質問が多く出された。当初の狙い通りの引き締った講演会となった。

第2日目は、CF 34ターボファンエンジン、航空転用型及び再熱式コージェネレーションガスタービン、蒸気冷却式大型ガスタービンについて、詳しい説明がなされた。それぞれが特色あるガスタービンシステムであり、各講演者のサービス精神あふれる講演と相待って時間を感じさせないエキサイティングな質疑応答に結びついた。さらに、余寿命診断・予防保全についての2社の講演が行われた。具体的説明が多く有益なうえに、各社の対処方法の違いがわかり興味深いものとなった。

今回のセミナーで特に印象に残ったこととして、次の2点を挙げたい。

- ・ガスタービンの開発において、CFDを含む数値解析技術が随所で極めて有効に使用されており、ガスタービンの性能向上、コスト低減、開発期間の短縮を可能にし、極めて重要な開発ツールになっている。
- ・ガスタービン学会の講演会の活性化のためには、講演に対する企業等の機関協力が最も重要であり、今後とも一層の協力が望まれる。

なお、本セミナー終了後に、企画運営等に関するアンケートを集計させていただきましたので、今後の企画に反映させていきたいと考えています。

最後になりましたが、講演準備に尽力されました講師の方々、会場の提供と準備に御協力戴いた東京ガス(株)殿、そして御多忙中のところ、ご参加いただいた皆様に厚く御礼申し上げる次第です。

(航空宇宙技術研究所 企画担当理事)

第27期(平成14年度)評議員・役員候補者選挙結果

評議員(候補者番号順・敬称略)

番号	氏名	勤務先	番号	氏名	勤務先	番号	氏名	勤務先								
1	船崎 健一	岩手大学	32	大田 (吉岡) 英輔	早稲田大学	63	中村 直	日本鋼管(株)								
2	三宅 裕	大阪大学	33	佐々木 直人	(株)アイ・エイチ・アイ・エアロスペース	64	吉岡 俊彦	日本航空(株)								
3	井上 雅弘	九州大学	34	川嶋 鋭裕	石川島播磨重工業(株)	65	大田原 康彦	(株)日立製作所								
4	速水 洋	九州大学	35	千葉 正俊	石川島播磨重工業(株)	66	川池 和彦	(株)日立製作所								
5	鈴木 健二郎	京都大学	36	永野 進	石川島播磨重工業(株)	67	小松 秀明	(株)日立製作所								
6	原田 広史	物質・材料研究機構	37	三堀 健	石川島播磨重工業(株)	68	中村 昭三	(株)日立製作所								
7	川口 修	慶応義塾大学	38	渡辺 康之	石川島播磨重工業(株)	69	西嶋 庸正	(株)日立製作所								
8	長島 昭	慶応義塾大学	39	井上 良夫	石川島汎用機械(株)	70	大庭 康二	日立造船(株)								
9	遠藤 征紀	航空宇宙技術研究所	40	盛田 明男	(株)住原製作所	71	安部 利男	三井造船(株)								
10	鈴木 和雄	航空宇宙技術研究所	41	一本松 正道	大阪ガス(株)	72	高木 俊幸	三井造船(株)								
11	柳 良二	航空宇宙技術研究所	42	岩本 敏昭	川崎重工業(株)	73	荻田 浩司	三菱自動車工業(株)								
12	林 茂	航空宇宙技術研究所	43	森 建二	川崎重工業(株)	74	青木 素直	三菱重工業(株)								
13	吉田 豊明	航空宇宙技術研究所	44	山下 直之	関西電力(株)	75	塚越 敬三	三菱重工業(株)								
14	山根 隆一郎	航空宇宙技術研究所	45	中西 章夫	九州電力(株)	76	柘植 綾夫	三菱重工業(株)								
15	永野 三郎	国士館大学	46	井上 誠	(株)コマツ	77	長谷川 清	三菱重工業(株)								
16	藤綱 義行	埼玉工業大学	47	弘松 幹雄	(株)先進材料利用ガスジェネレータ研究所	78	福江 一郎	三菱重工業(株)								
17	高橋 毅	超音速輸送機用推進システム技術研究組合	48	杉浦 重泰	全日本空輸(株)	79	岩佐 照久	(株)明電舎								
18	新田 明人	(財)電力中央研究所	49	長谷川 好道	ダイハツディーゼル(株)	80	荒川 貞雄	ヤンマーディーゼル(株)								
19	伊藤 高根	(財)電力中央研究所	50	大原 久宜	中部電力(株)	次点者										
20	荒川 忠一	東海大学	51	相曽 健司	電源開発(株)	1	辻本 良信	大阪大学								
21	梶 昭次郎	東京大学	52	樋口 新一郎	(株)トヨタタービンアンドシステム	2	筒井 康賢	産業技術総合研究所								
22	長島 利夫	東京大学	53	佐々木 祥二	トヨタ自動車(株)	3	力石 正文	京セラ(株)								
23	吉識 晴夫	東京大学	54	古島 潔	東京ガス(株)	<table><tr><td>投票数</td><td>817</td></tr><tr><td>有効票</td><td>808</td></tr><tr><td>無効票</td><td>8</td></tr><tr><td>白票</td><td>1</td></tr></table>			投票数	817	有効票	808	無効票	8	白票	1
投票数	817															
有効票	808															
無効票	8															
白票	1															
24	渡辺 紀徳	東京大学	55	土屋 利明	東京電力(株)											
25	湯浅 三郎	東京都立科学技術大学	56	飯田 義亮	(株)東芝											
26	望月 貞成	東京農工大学	57	和泉 敦彦	(株)東芝											
27	本阿弥 眞治	東京理科大学	58	小林 正	(株)東芝											
28	山本 誠	東京理科大学	59	松田 健	(株)東芝											
29	竹野 忠夫	名城大学	60	吉岡 洋明	(株)東芝											
30	田辺 清	日本航空機エンジン協会	61	五十嵐 喜良	東北電力(株)											
31	水木 新平	法政大学	62	杉山 勝彦	(株)豊田中央研究所											

先般第27期評議員の選挙を行いました。開票の結果をご報告いたします。

選挙管理委員長 益田 重明

(社)日本ガスタービン学会創立 30 周年記念行事に関するお知らせ

本学会は、昭和 47 年 6 月に日本ガスタービン会議として発足し、その後昭和 51 年 6 月に社団法人日本ガスタービン学会に改組され、現在に至っております。平成 4 年には創立 20 周年に際して盛大な記念行事を開催いたしました。その後、平成 9 年の創立 25 周年には「日本ガスタービン学会 25 年史」を発刊しております。本年度で創立 30 年を迎えるこの機会に、下記のような内容で記念事業を企画し、平成 14 年 5 月 24 日(金)に記念講演会、記念式典、特別講演、そして祝賀パーティーを開催するように準備を進めております。

ガスタービン分野でも技術の発達、新旧の交代等々、めまぐるしく変化している時代ですが、この機会に大勢の方々に参加していただき、ガスタービン技術の伝承と発展に向けて賑やかな場となりますようご案内申し上げます。

記

(社)日本ガスタービン学会創立 30 周年記念行事

日時：平成 14 年 5 月 24 日(金) 9：30～20：30

実行委員長：酒井俊道（理科大）（平成 13 年度会長）

準備委員会委員長：大田英輔（早大）

幹事：渡辺紀徳（東大），山本 誠（理科大），

太田 有 (早大)

1. 記念講演会

会場：早稲田大学国際会議場 3階会議室

(電話：03-5286-1755)

従来の定期講演会に変わり、特に企画した記念講演会

です。合計 11 講演のオーガナイズド・セッション、および 12 講演の学生セッションを予定しております。

内容の詳細は、別掲の「記念講演会プログラム」をご参照下さい。

2. 記念式典

会場：早稲田大学国際会議場 1 階 井深大記念ホール

(1) 実行委員長，会長挨拶

(2) 来賓祝辭

文部科学省，日本機械学会，ターボ機械協会，日本航空宇宙学会，日本内燃機関連合会などの代表者をお招きいたします。また，米国機械学会－IGTI や中国科学院工程熱物理研究所，韓国，そして海外 IAC メンバーの出席も予定されております。

(3) 表彰状、感謝状の贈呈

学会の運営に功績があった方々や賛助会員に対して、
 そのご支援に感謝の意を表し、表彰状や感謝状をお贈り
 します。

(4) 特別講演

1) 「航空エンジン開発の10年と将来への展望(仮題)」

講演者：玉木貞一氏

(石川島播磨重工、航空宇宙事業本部副本部長)

2) 講演－ガスタービンへの展望と期待

司会：秋葉雅史氏（早大）

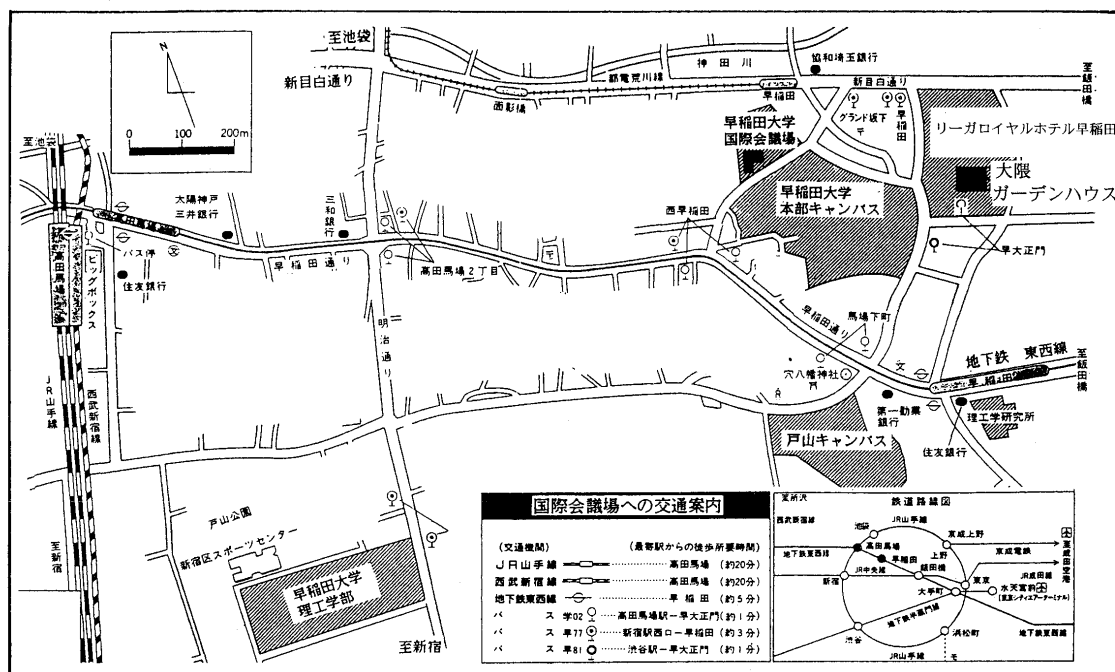
「日本の電力事情とガスタービンへの期待（仮題）」

講演者：福島 章氏

(経済産業省原子力安全保安院 電力安全課長)

「電力事業から期待するガスタービン（仮題）」

会場への地図



講演者：榑崎ゆう氏

(東京電力火力部火力エンジニアリングセンター長)

「国際機関 CIMAC のガスタービン展望 (仮題)」

講演者：本間友博氏

(東芝 京浜事業所技術顧問, CIMAC 元副会長)

3. 祝賀パーティー

会場：早稲田大学 大隈ガーデンハウス

4. 参加費

正会員：¥ 7,000 (講演論文集代を含みます)

学 生：¥ 4,000 (講演論文集代を含みます)

非会員：¥14,000 (講演論文集代を含みます)

5. ガスタービンおよびターボチャージャー写真集の発刊

この記念行事と併行して、創立 30 周年を期して、我国のガスタービンとターボチャージャーの歴史や実績を写真集として刊行いたします。当日、会場にて頒布できるよう鋭意努力しております。

詳細に関しましては、別掲をご参照下さい。

6. 会場(早稲田大学国際会議場, 大隈ガーデンハウス)

への案内

早稲田大学国際会議場：東京都新宿区西早稲田1-20-14

大隈ガーデンハウス：東京都新宿区戸塚 1-104-1

7. 事前登録

原則として事前登録をお願いいたします。事前登録は5月10日(金)までに下記申込書に(1)氏名, (2)勤務先, (3)連絡先, (4)送金額・送金方法および送金予定日をご記入の上、学会事務局宛にお送りください。なお、当日の参加登録も受け付けております。社名にて銀行送金される場合は、お手数でも送金日および送金内訳を電話またはFAXにてご一報ください。

・郵便振替 No.00170-9-179578

口座名：(社)日本ガスタービン学会

・銀行振込 第一勧業銀行

(4月1日から「みずほ銀行」)西新宿支店

普通 1703707

口座名：(社)日本ガスタービン学会

・現金書留

創立 30 周年記念行事 (記念講演会, 特別講演 等) 事前登録申込書

申込締切日 (2002 年 5 月 10 日)

開 催 日 (2002 年 5 月 24 日)

(社) 日本ガスタービン学会 行

FAX : 03-3365-0387 TEL : 03-3365-0095 E-mail : gtsj@pluto.dti.ne.jp

ふりがな 氏 名	勤務先 所 属	連絡先 TEL ・ FAX	送金額 (円)
計			

用紙が不足する場合には、本用紙をコピーしてご利用ください。

【事務局への連絡事項】

支払方法 (○印をつけてください) 送金予定日 _____ 月 _____ 日

1. 銀行振込

2. 郵便振替

3. 現金書留

* 請求書の発行について

1. 要 宛名 (

)

2. 不要

* 領収書の発行について

1. 要 宛名 (

)

2. 不要

記念講演会プログラム

(講演時間：スケジュールセッションは講演 10 分、討論 10 分 *印 講演者、連名者の所属が省略されている場合は後者と同じです)

第 1 室		第 2 室		第 3 室	
9:15	《オーガナイズドセッション》技術伝承 オーガナイザ：渡辺紀徳 (東大) 船崎健一 (岩手大)			9:15	《オーガナイズドセッション》技術動向・展望 (システム) オーガナイザ：壹岐典彦 (産総研)
10:30	A-1 FJR 開発の経緯 (仮題) 松本正勝 (日本工業大学)				C-1 航空機用ガスタービンにおけるエンジンシステム研究 開発について 二村尚夫 (航技研)
10:40	A-2 ネー 20 等、歴史的エンジン開発から学ぶ事柄 (仮題) 石澤和彦 (航空ジャーナリスト協会)				C-2 発電用高効率ガスタービンシステムの研究開発について 幸田栄一 (電中研)
10:40	《スケジュールセッション》空力 I 座長：野崎 理 (航技研)	10:40	《スケジュールセッション》空力 II 座長：園田豊隆 (本田技術研究所)	10:30	C-3 コプロダクション用スチーム回収タービンシステム 古谷博秀 (産総研)
12:00	A-3 ケーシング側からの二次流れ吹き込みを伴うタービン段 の空力性能に関する研究 *鎌田雅哉 (岩手大院)、船崎健一 (岩手大)、 Carlos Felipe, Favaretto (岩手大院)、 田沼唯士 (東芝) A-4 壁面冷却凝縮と水蒸気混合選音速流の境界層はく離 *安田和巳 (早大院)、仙波和樹 (日本総研)、 大田英輔 (早大) A-5 遠心圧縮機の羽根付ディフューザ内の非定常内部流動の 研究 *澤頭隆 (法政大院)、山本孝正 (航技研)、 水木新平 (法政大) A-6 円形翼列に生じる不安定流れの PIV 計測 *和田光真 (工学院大)、高間信行、吉識晴夫、 加藤千幸 (東大)、飯田明由 (工学院大)	12:00	B-1 近二次元翼列における衝撃波変動の測定 *高橋泰平、園平敬之 (都立科技大院)、白鳥敏正、 桜井忠一 (都立科技大) B-2 タービン静翼列の内部流動に及ぼす翼の湾曲の影響 *朝賀裕一朗 (法政大院)、譚春青、山本孝正 (航技研)、 水木新平 (法政大) B-3 軸流タービンの翼列干渉に関する実験と 3 次元非定常段 解析 *佐藤渉、向井雄一、浦野靖弘、大田英輔 (早大)、 山本孝正 (航技研) B-4 選音速振動翼列の非定常空力特性に関する三次元粘性数 値解析 *加藤善己 (東大院)、渡辺紀徳 (東大)	12:00	C-4 希薄予混合燃焼器における燃焼過程への入口条件の影響 *高松正周 (慶応大)、益池孝治 (慶応大院)、 渡辺清郷 (富士重工)、川口修 (慶応大) C-5 UMG T 用極微小燃焼器の可能性について *押味加奈 (都立科技大院)、湯浅三郎 (都立科技大) C-6 翼間水素燃焼を伴うタービン動静翼干渉の数値計算 *佐藤正典、南雲貴志 (東理大院)、 戸田和之、山本誠 (東理大) C-7 アニミラ型超小型ガスタービン用要素試験燃焼器の 試作・検討 *上原麻美子 (都立科技大院)、 湯浅三郎 (都立科技大)

第 1 室		第 2 室		第 3 室	
13:15	《オーガナイズドセッション》ガスタービンの運用と実績 オーガナイザ：荒木達雄 (武蔵工大)			13:15	《オーガナイズドセッション》技術動向・展望 (要素) オーガナイザ：児玉秀和 (石川島播磨)
	A-7 中・小型産業用ガスタービンの運用と実績について 柳内雅幸 (川崎重工)				C-8 圧縮機の設計技術の動向と展望 (仮題) 今成邦之 (石川島播磨)
	A-8 1500℃級高効率ガスタービンの運転実績 渡邊庸司 (三菱重工)				C-9 燃焼器の設計技術の動向と展望 (仮題) 木下康裕 (川崎重工)
	A-9 常用ガスタービンコーネクションプラントの 運用と実績 (信頼性確保のためのメーカーの取組みと 運用実績) 浜 篤 (新潟鐵工)				C-10 タービンの設計技術の動向と展望 (仮題) 伊藤栄作 (三菱重工)
14:30				14:30	

日本ガスタービン学会 30 周年記念写真集発刊のお知らせ

学会設立 30 周年を期に、これまで日本の研究機関やメーカーで製造されたガスタービンおよびターボチャージャーの写真や図面を収集し、また、開発に関わった方々による解説記事を同時に掲載して、1 冊の資料集にまとめております。この写真集には、散逸の危険性のある古い機種の資料を学会が主体となって保存し、今後の技術発展に資する、という意図も込められています。写真集の概要は下の通りで、5 月 24 日に開催される 30 周年記念式典に合わせて発刊すべく、鋭意編集作業を進めているところです。ガスタービンに関わるすべての方々に、貴重な資料となると思います。会員各位には是非写真集の趣旨にご賛同の上、ご購入頂きますよう、宜しくお願い致します。

「日本ガスタービン学会 30 周年記念写真集(仮題)」概要

監修：高田浩之

体裁：A4 版 白黒 約 160 ページ

内容：1. 総説

2. 日本でこれまでに製造されたガスタービン、ターボチャージャー約 60 機種の写真、図面等の資料および解説

3. 解説「ガスタービン材料技術の進歩」

予価：会員 ￥7,000

発行：2002 年 5 月 24 日（予定）

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
材料破壊の基礎から応用－信頼性の高い材料の開発・利用にむけて	H 14/3/27 東京理科大学神楽坂校舎 9 号館 941 講義室	日本金属学会 TEL：022-223-3685
平成 14 年度（第 10 回）可視化情報講座	H 14/5/18-6/22 東京電機大学 神田キャンパス	学務部学事課 担当／渡辺，小嶋 TEL 03-5280-3555 FAX 03-5280-3623 E-mail：kouzakashika@jim.dendai.ac.jp
先端材料における拡散－基礎と応用	H 14/6/6-7 専売ビル 8 階ホール	日本金属学会 TEL：022-223-3685
第 30 回可視化情報シンポジウム	H 14/7/22-24 工学院大学（新宿校舎）	可視化情報学会事務局 TEL：03-5993-5020 FAX：03-5993-5026 E-mail：info@vsj.or.jp
日本流体力学会年会 2002	H 14/7/23-25 仙台国際センター	日本流体力学会年会 2002 運営委員会 TEL/FAX：022-217-5285/5284 E-mail：ryu 2002@ifs.tohoku.ac.jp
第 17 回内燃機関シンポジウム －21 世紀を迎えたエンジンシステム－	H 14/10/9-11 江戸川区総合区民ホール	自動車技術会 技術・交流グループ 深見 TEL：03-3262-8214 FAX：03-3261-2204 E-mail：fukami@jsae.or.jp
2003 年動力エネルギー国際会議神戸大会 (ICOPE-2003)	H 15/11/10-13 神戸国際会議場	日本機械学会 総合企画グループ 高橋正彦 TEL：03-5360-3500 FAX：03-5360-3505 E-mail：masahiko@jsme.or.jp

日本ガスタービン学会 30 周年記念写真集発刊のお知らせ

学会設立 30 周年を期に、これまで日本の研究機関やメーカーで製造されたガスタービンおよびターボチャージャーの写真や図面を収集し、また、開発に関わった方々による解説記事を同時に掲載して、1 冊の資料集にまとめております。この写真集には、散逸の危険性のある古い機種の資料を学会が主体となって保存し、今後の技術発展に資する、という意図も込められています。写真集の概要は下の通りで、5 月 24 日に開催される 30 周年記念式典に合わせて発刊すべく、鋭意編集作業を進めているところです。ガスタービンに関わるすべての方々に、貴重な資料となると思います。会員各位には是非写真集の趣旨にご賛同の上、ご購入頂きますよう、宜しくお願い致します。

「日本ガスタービン学会 30 周年記念写真集(仮題)」概要

監修：高田浩之

体裁：A4 版 白黒 約 160 ページ

内容：1. 総説

2. 日本でこれまでに製造されたガスタービン、ターボチャージャー約 60 機種の写真、図面等の資料および解説

3. 解説「ガスタービン材料技術の進歩」

予価：会員 ￥7,000

発行：2002 年 5 月 24 日（予定）

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
材料破壊の基礎から応用－信頼性の高い材料の開発・利用にむけて	H 14/3/27 東京理科大学神楽坂校舎 9 号館 941 講義室	日本金属学会 TEL：022-223-3685
平成 14 年度（第 10 回）可視化情報講座	H 14/5/18-6/22 東京電機大学 神田キャンパス	学務部学事課 担当／渡辺，小嶋 TEL 03-5280-3555 FAX 03-5280-3623 E-mail：kouzakashika@jim.dendai.ac.jp
先端材料における拡散－基礎と応用	H 14/6/6-7 専売ビル 8 階ホール	日本金属学会 TEL：022-223-3685
第 30 回可視化情報シンポジウム	H 14/7/22-24 工学院大学（新宿校舎）	可視化情報学会事務局 TEL：03-5993-5020 FAX：03-5993-5026 E-mail：info@vsj.or.jp
日本流体力学会年会 2002	H 14/7/23-25 仙台国際センター	日本流体力学会年会 2002 運営委員会 TEL/FAX：022-217-5285/5284 E-mail：ryu 2002@ifs.tohoku.ac.jp
第 17 回内燃機関シンポジウム －21 世紀を迎えたエンジンシステム－	H 14/10/9-11 江戸川区総合区民ホール	自動車技術会 技術・交流グループ 深見 TEL：03-3262-8214 FAX：03-3261-2204 E-mail：fukami@jsae.or.jp
2003 年動力エネルギー国際会議神戸大会 (ICOPE-2003)	H 15/11/10-13 神戸国際会議場	日本機械学会 総合企画グループ 高橋正彦 TEL：03-5360-3500 FAX：03-5360-3505 E-mail：masahiko@jsme.or.jp

会 員 各 位

社団法人 日本ガスタービン学会
会 長 酒井俊道社団法人 日本ガスタービン学会 平成 14 年通常総会
および名誉会員推薦状授与式 学会賞授与式 開催ご案内

拝啓 時下益々ご隆盛のこととお慶び申し上げます。
社団法人日本ガスタービン学会も会員各位のご協力で順調に発展を続けております。

さて、このたび第 27 期に入るにあたり下記により通常総会及び名誉会員推薦状授与式・学会賞授与式を開催致しますので、ご多用中誠に恐縮ですが、ご出席頂きますようお願い申し上げます。

なお、正会員の 1/2 以上の議決を必要としますので、やむなくご欠席の場合は、委任状を必ずお送り下さいませう、重ねてお願い申し上げます。

敬具

記

日 時：平成 14 年 4 月 4 日(木)13:00～16:30

場 所：江戸川区総合区民ホール 2 階 蓬萊の間

東京都江戸川区船堀 4-1-1 (TEL 03-5676-2211)

地下鉄 都営新宿線「船堀」駅前

平成 14 年通常総会 (13:00-15:00)

- 1 号議案：第 26 期事業報告の件
- 2 号議案：第 26 期決算報告の件
- 3 号議案：名誉会員推薦の件
- 4 号議案：第 27 期事業計画の件
- 5 号議案：第 27 期予算の件
- 6 号議案：第 27 期役員承認の件
- 7 号議案：第 28 期事業計画及び予算案の文部科学省提出に係る審議手続きの件
- 第 27 期事業計画及び予算の報告

名誉会員推薦状授与式 (15:10-15:30)

- 1. 名誉会員推薦状および記念品贈呈
- 2. 名誉会員挨拶

学会賞授与式 (15:40-16:30)

以上

出欠のご返事は、先にお送りした返信用葉書又は同封別紙を FAX にて、必ず事務局まで送付下さい。

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

山 上
若 園
池 田

舞 (I H I)
修 (三菱重工)
傑 (東京電力)

〔学生会員〕

和 田 光 真 (工学院大)

〔学生から正会員〕

市 聡 顕

〔賛助会員〕

(株)ナックイメージテクノロジー

会 員 各 位

社団法人 日本ガスタービン学会
会 長 酒井俊道社団法人 日本ガスタービン学会 平成 14 年通常総会
および名誉会員推薦状授与式 学会賞授与式 開催ご案内

拝啓 時下益々ご隆盛のこととお慶び申し上げます。
社団法人日本ガスタービン学会も会員各位のご協力で順調に発展を続けております。

さて、このたび第 27 期に入るにあたり下記により通常総会及び名誉会員推薦状授与式・学会賞授与式を開催致しますので、ご多用中誠に恐縮ですが、ご出席頂きますようお願い申し上げます。

なお、正会員の 1/2 以上の議決を必要としますので、やむなくご欠席の場合は、委任状を必ずお送り下さいませう、重ねてお願い申し上げます。

敬具

記

日 時：平成 14 年 4 月 4 日(木)13:00～16:30

場 所：江戸川区総合区民ホール 2 階 蓬萊の間

東京都江戸川区船堀 4-1-1 (TEL 03-5676-2211)

地下鉄 都営新宿線「船堀」駅前

平成 14 年通常総会 (13:00-15:00)

- 1 号議案：第 26 期事業報告の件
- 2 号議案：第 26 期決算報告の件
- 3 号議案：名誉会員推薦の件
- 4 号議案：第 27 期事業計画の件
- 5 号議案：第 27 期予算の件
- 6 号議案：第 27 期役員承認の件
- 7 号議案：第 28 期事業計画及び予算案の文部科学省提出に係る審議手続きの件
- 第 27 期事業計画及び予算の報告

名誉会員推薦状授与式 (15:10-15:30)

- 1. 名誉会員推薦状および記念品贈呈
- 2. 名誉会員挨拶

学会賞授与式 (15:40-16:30)

以上

出欠のご返事は、先にお送りした返信用葉書又は同封別紙を FAX にて、必ず事務局まで送付下さい。

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

山 上
若 園
池 田

舞 (I H I)
修 (三菱重工)
傑 (東京電力)

〔学生会員〕

和 田 光 真 (工学院大)

〔学生から正会員〕

市 聡 顕

〔賛助会員〕

(株)ナックイメージテクノロジー

第8回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

近年ガスタービン技術の発展には目ざましいものがあります。航空機に搭載されるジェットエンジンをはじめ大規模発電やコージェネレーション用としても用途が広がっております。また、ガスタービンは高効率であること、NOx排出を抑えることが比較的容易である等の理由で、環境に優しい原動機として、将来の人類のエネルギー問題に寄与する大変重要な役割を担っております。

一方、ガスタービンはまだまだ発展途上にあると言われており、高効率化・大容量化等多岐にわたる研究・開発分野で若い技術者の活躍が期待される分野です。そのような状況下で、学生及びガスタービン初心者の方の技術者を対象とした標記シンポジウムの開催を計画しました。会員・非会員を問わず積極的にご参加下さい。

1. 日時：平成14年7月4日(木)、5日(金)
2. 場所：富士電機株式会社 エネルギー製作所
神奈川県川崎市川崎区田辺新田1-1
(JR川崎駅よりバスで約20分)
3. プログラム：

4日(木)10:00-	受付
10:30-12:00	「ガスタービン概論」 竹矢一雄(元徳島大学)
12:00-13:00	昼食
13:00-14:30	「ガスタービンと流体力学」 川池和彦(日立製作所)
14:30-15:00	休憩と見学の説明等
15:00-17:00	富士電機株式会社 エネルギー製作所見学 (シーメンス製69MWガスタービン研究設備及び蒸気タービン/発電機製造工場)
17:00-19:00	懇親会(食堂)

5日(金)9:00-10:30	「ガスタービンと伝熱工学」 吉田豊明(航技研)
10:40-12:10	「ガスタービンと燃焼工学」 前田福夫(東芝)
12:10-13:00	昼食
13:00-14:30	「ガスタービンと材料工学」 新田明人(電中研)
14:40-16:10	「ガスタービンと制御工学」 木村敏春(富士電機GT研)
16:10-16:20	アンケート記入
16:20	閉会

4. 定員：80名(定員超過の場合は抽選)
5. 対象者：大学、大学院、高等専門学校在籍者、ガスタービン若手の技術者(原則入社3年以内)
6. 参加費：学 生(会員：無料、非会員：¥3,000)、
社会人(会員：¥5,000、非会員：¥10,500)
(注：当日入会可、入会金¥500、年会費：
学生会員(¥2,500)、正会員(¥5,000))
7. 懇親会：参加費 有料(¥3,000)
8. 申込み：下記の申込書に1)所属 学校名(専攻、学年)、社名(部課名、入社年度)、GTSJ会員は会員番号、2)氏名、3)連絡先住所、TEL、FAX、E-mail、4)懇親会参加の有無、5)昼食予約の有無を明記し、学会事務局宛に、郵便、ファクシミリ、電子メールのいずれかにより平成14年6月14日(金)(必着)までに、お申し込み下さい。

◎会場付近は工場地域のため昼食をとる場所がありません。昼食を御持参頂くか、弁当(一食¥800程度)の予約をお願いいたします。

注：開催場所案内図等の詳細については当学会ホームページをご覧ください。

(<http://www.soc.nii.ac.jp/gtsj/index.html>)

第8回ガスタービン教育シンポジウム参加申込書

(平成14年7月4、5日)

(社)日本ガスタービン学会 行

FAX: 03-3365-0387 TEL: 03-3365-0095 E-mail: gtsj@pluto.dti.ne.jp

氏 名		懇親会	出・欠	昼食予約	7/4	7/5
所 属		学年・入社年度				
連 絡 先	〒					
電 話		GTSJ 会員番号 (No.)		・ 非会員		
ファクシミリ		E-mail アドレス				

申込締切日：平成14年6月14日(金)(必着)

平成 14 年度見学会・技術懇談会のお知らせ

平成 14 年度の見学会・技術懇談会を下記の要領で開催いたします。

今回は小型一軸コンバインドサイクル発電設備について見学しますので奮ってご参加下さい。

1. 日時

平成 14 年 6 月 21 日(金)

2. 見学先

東洋製罐株式会社 川崎工場

神奈川県川崎市川崎区浮島 11 番 1 号

3. 見学内容：MACS 60 小型一軸コンバインドサイクル発電設備

設備名称：MACS 60 三井アドバンストコージェネレーションシステム

パッケージ：三井造船株式会社

主要スペック

発電出力：6860 kW

ガスタービン：TAURUS 60 (ソーラー)

蒸気タービン：アルストーム型 (三井造船)，

復水式軸流排気型

4. スケジュール

13：45 東洋製罐(株)川崎工場 正門前集合

14：00～16：00 発電設備の見学

16：00 頃 解散

5. 参加要領

(1) 定 員 30 名

(2) 参加費 ￥3,000

(3) 参加資格 学会会員に限る

(4) 申込方法 下記の申込書にご記入のうえ、6 月 7 日(金)までに FAX、郵送または E-mail にて学会事務局にお送り下さい。

(5) 交通手段 JR 川崎駅東口 21 番のりば、浮島バスターミナル行き (川 03) 乗車、三井東圧下車、すぐ前 (川崎－三井東圧、30～40 分)

なお、詳細については本誌 5 月号または学会ホームページをご覧ください。

(<http://www.soc.nii.ac.jp/gtsj/index.html>)

見学会参加申込書

申込締切日 (2002 年 6 月 7 日)

開催日 (2002 年 6 月 21 日)

(社)日本ガスタービン学会 行

FAX：03-3365-0387 TEL：03-3365-0095 E-mail：gtsj@pluto.dti.ne.jp

氏 名			GTSJ 会員番号	
勤務先				
勤務先 住所	〒			
T E L		F A X		
連絡先	〒			
E-mail				

3月号では、ターボ機器に用いられる種々の軸受について最新の動向を特集として編集しました。ガスタービンをはじめとするターボ機械の主役である羽根やロータの設計については、これまで材料関係・熱流体評価・構造最適化など様々な角度から取り上げられてきました。しかしこれを支える軸受については、常に裏方的な扱いが多く、当学会で特集を組んではいませんでした。しかし昨今のガスタービンの適用範囲は数10kWのマイクロガスタービンから200MW超の大型ガスタービンまで拡大し、そのユーザも著しい拡がりを見せています。さらにターボチャージャー等も含めたターボ機器の使用環境は、回転速度・温度・圧力・雰囲気・潤滑流体の有無まで含めると従来の範疇を大きく越えています。

今回はますます発展していくターボ機器からのニーズに対応した種々の軸受について、その基本原理から最新の適用事例、並びに今後の可能性や課題について専門の方々に執筆をお願いしました。ターボ機械と軸受設計の関連から設計上の留意点や各種の軸受タイプ別の概要が説明された後に、DN値400万まで届きつつある転がり軸受、オイルフリーの空気フォイル軸受、能動形の磁気軸受、そして大型ターボ機械用のジャーナル軸受の4タイプについて最新技術を展望して頂きました。

研究だよりでは、一般に馴染みの少ない防衛庁からガスタービンエンジン研究に関連した様々な取り組みや設備を紹介しています。

表紙によせては、国内初の石炭ガス化複合発電用パイ

ロットプラント向けに開発された、低カロリー燃料対応のガスタービンについて従来機との変更点を中心に紹介しています。

最後になりましたが、年末年始のお忙しい時期に短期間での執筆依頼を快く引受けていただきました執筆者の方々には、厚く感謝いたします。また3月号の特集テーマ選定において平岡理事のアドバイスにより何とか形にできたことに改めてお礼申し上げます。

なお、本号の編集は木下委員（ダイハツディーゼル）、中村委員（㈱荏原製作所）、服部委員（三井造船㈱）、和泉（㈱東芝）が担当しました。

（和泉 敦彦）

〈表紙写真〉

200 T/日 IGCC パイロットプラント用ガスタービン

説明：1980年初頭からNEDOを中心に国内電力会社とガスタービンメーカーが参加し、石炭消費量200T/日の検討、開発が進められ、200T/日パイロットプラントの開発が進められた。表紙の写真は、そのパイロットプラント用のガスタービンであり、圧縮機17段、タービン3段で燃焼器6缶の構成となっている。

パイロットプラントは1991年福島県いわき市に建設され、油焚ガスタービン単独試験、石炭ガス焚試験と試験を行い、1995年に石炭ガス焚運転で延べ1,300時間に達し、全体スケジュールが終了した。（提供：㈱日立製作所 火力・水力事業部）

だより

✠事務局 ✠

事務局があるここ新宿は、昨年に比べて雪で周りが白くなることもなく、少々物足りないような冬でした。

立春過ぎてぽかぽか陽気になるこの時期、望むと望まざるとにかかわらず、一緒に訪れる花粉症と年度末。今年もついにやってきました…。

相乗効果(?)で時間に追われる気持ちに拍車がかかり、事務局中かきまわし、ドタバタ騒ぎ。

2月末が年度末となったため、一ヶ月早まったという気分的にもあせりが出てくるのでしょうか。

さて、事務局のそんな状況にもお構いなく(?)5月に開催されます創立30周年の記念講演会・来年の国際会議など着々と準備が進められています。

巻末の会告をご覧いただければ様子がお判りかと思いますが、30周年記念行事として学生セッションやオーガナイズドセッションの記念講演会、記念式典では特別講演などが企画されています。夕方からは参加者全員での祝賀パーティーも開催されますので大勢の方の参加を

お待ちしております。

また、2003年の国際会議も組織委員会が構成され、5月29日に第1回が開かれる予定です。今回の国際会議は今までとちがって当学会が開催するということになりましたので、またまた忙しくなりそうです。

新年度になり会費納入の時期ですが、銀行引き落としの方は今年度は3月25日に貴口座より引き落としをさせていただきます。会費請求及び引き落としのご連絡は致しませんのでご了承下さい。

銀行引き落としの手続きをなさっていない方は、お早めに手続きをしていただくか、または、学会宛ご送金くださいますようお願いいたします。(送金先は会告頁をご参照下さい。)

最後になりますが、学会のホームページ(www.soc.nii.ac.jp/gtsj/)も是非あわせてご覧くださいますようお願いいたします。

[A]

3月号では、ターボ機器に用いられる種々の軸受について最新の動向を特集として編集しました。ガスタービンをはじめとするターボ機械の主役である羽根やロータの設計については、これまで材料関係・熱流体評価・構造最適化など様々な角度から取り上げられてきました。しかしこれを支える軸受については、常に裏方的な扱いが多く、当学会で特集を組んではいませんでした。しかし昨今のガスタービンの適用範囲は数10kWのマイクロガスタービンから200MW超の大型ガスタービンまで拡大し、そのユーザも著しい拡がりを見せています。さらにターボチャージャー等も含めたターボ機器の使用環境は、回転速度・温度・圧力・雰囲気・潤滑流体の有無まで含めると従来の範疇を大きく越えています。

今回はますます発展していくターボ機器からのニーズに対応した種々の軸受について、その基本原理から最新の適用事例、並びに今後の可能性や課題について専門の方々に執筆をお願いしました。ターボ機械と軸受設計の関連から設計上の留意点や各種の軸受タイプ別の概要が説明された後に、DN値400万まで届きつつある転がり軸受、オイルフリーの空気フォイル軸受、能動形の磁気軸受、そして大型ターボ機械用のジャーナル軸受の4タイプについて最新技術を展望して頂きました。

研究だよりでは、一般に馴染みの少ない防衛庁からガスタービンエンジン研究に関連した様々な取り組みや設備を紹介しています。

表紙によせては、国内初の石炭ガス化複合発電用パイ

ロットプラント向けに開発された、低カロリー燃料対応のガスタービンについて従来機との変更点を中心に紹介しています。

最後になりましたが、年末年始のお忙しい時期に短期間での執筆依頼を快く引受けていただきました執筆者の方々には、厚く感謝いたします。また3月号の特集テーマ選定において平岡理事のアドバイスにより何とか形にできたことに改めてお礼申し上げます。

なお、本号の編集は木下委員（ダイハツディーゼル）、中村委員（㈱荏原製作所）、服部委員（三井造船㈱）、和泉（㈱東芝）が担当しました。

（和泉 敦彦）

〈表紙写真〉

200 T/日 IGCC パイロットプラント用ガスタービン

説明：1980年初頭からNEDOを中心に国内電力会社とガスタービンメーカーが参加し、石炭消費量200T/日の検討、開発が進められ、200T/日パイロットプラントの開発が進められた。表紙の写真は、そのパイロットプラント用のガスタービンであり、圧縮機17段、タービン3段で燃焼器6缶の構成となっている。

パイロットプラントは1991年福島県いわき市に建設され、油焚ガスタービン単独試験、石炭ガス焚試験と試験を行い、1995年に石炭ガス焚運転で延べ1,300時間に達し、全体スケジュールが終了した。（提供：㈱日立製作所 火力・水力事業部）

だより

✠事務局 ✠

事務局があるここ新宿は、昨年に比べて雪で周りが白くなることもなく、少々物足りないような冬でした。

立春過ぎてぽかぽか陽気になるこの時期、望むと望まざるとにかかわらず、一緒に訪れる花粉症と年度末。今年もついにやってきました…。

相乗効果(?)で時間に追われる気持ちに拍車がかかり、事務局中かきまわし、ドタバタ騒ぎ。

2月末が年度末となったため、一ヶ月早まったという気分的にもあせりが出てくるのでしょうか。

さて、事務局のそんな状況にもお構いなく(?)5月に開催されます創立30周年の記念講演会・来年の国際会議など着々と準備が進められています。

巻末の会告をご覧いただければ様子がお判りかと思いますが、30周年記念行事として学生セッションやオーガナイズドセッションの記念講演会、記念式典では特別講演などが企画されています。夕方からは参加者全員での祝賀パーティーも開催されますので大勢の方の参加を

お待ちしております。

また、2003年の国際会議も組織委員会が構成され、5月29日に第1回が開かれる予定です。今回の国際会議は今までとちがって当学会が開催するということになりましたので、またまた忙しくなりそうです。

新年度になり会費納入の時期ですが、銀行引き落としの方は今年度は3月25日に貴口座より引き落としをさせていただきます。会費請求及び引き落としのご連絡は致しませんのでご了承下さい。

銀行引き落としの手続きをなさっていない方は、お早めに手続きをしていただくか、または、学会宛ご送金くださいますようお願いいたします。（送金先は会告頁をご参照下さい。）

最後になりますが、学会のホームページ(www.soc.nii.ac.jp/gtsj/)も是非あわせてご覧くださいますようお願いいたします。

[A]

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事（報告、会告等）および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書（研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介）、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6 ページ
技術論文	6 ページ
速報	4 ページ
寄書、随筆	2 ページ
書評	1 ページ
情報欄記事	1/2 ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。
8. 著作者本人が自ら書いた記事・論文などの全文または一部を、本学会誌に掲載されたことを明記したうえで、転載、翻訳、翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製する形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブロ(株) 制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@mbr.sphere.ne.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

1997.1.28 改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、著者が外国人会員であって日本語による論文執筆が困難な場合は英語による投稿を認める。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌 Vol. 30 No. 2 2002.3

発行日 2002年3月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 三巻利夫
発行者 酒井俊道
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2002, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の従業員以外は、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。著作物の転載・翻訳のような複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

〒170-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: naka-atsu@muj.biglobe.ne.jp