

特集：軸受・潤滑システム

軸受・潤滑システムの特集号に寄せて

中原 綱光*1

NAKAHARA Tsunamitsu

キーワード：ガスタービン，ジェットエンジン，技術史，高速軸受，信頼性，技術革新

Gas Turbine, Jet Engine, History of technology, High speed bearings, Reliability, Technological innovation

ガスタービンと蒸気タービンの作動原理は同じで作動流体も同じ気体であるが、燃焼ガスと蒸気の温度に大きな違いがあるため、蒸気タービンからガスタービンへの進化の際には作動流体の温度に飛躍があり、そのため耐熱材料の出現を待たねばならず、その進化に約60年の歳月を要した。一方、蒸気タービンの誕生に関しては、そのルーツとなる風車や水車の利用が16世紀に盛んになるにつれて改良・進歩し、1629年にはブランカが衝動タービンをういた製粉システム概念図を示しており⁽¹⁾、動力の利用を目的とした蒸気タービンの構想はピストン式蒸気機関の誕生より早く現れている。しかし、ジェームス・ワットが彼の共同経営者のボルトンから当時提案されていた蒸気タービンが自分たちの競争相手になりはしないかという懸念を示されたとき、ワットは「ものが1秒間に1000フィートも運動することを神様が可能になさることがない限り心配は不要」というように答えたというエピソード⁽²⁾があるように、極めて高速回転になると推察されていた蒸気タービンの実用化は当時の技術レベルでは神業という認識があったといえる。1884年にパーソンズが蒸気タービンの実用化に最初に成功したときの構造も水力タービンの構造と類似であったことから、蒸気タービンは水力タービンから進化したといえるが、その際高速回転という技術の壁を乗り越える必要があり、それを乗り越えることが可能になる技術の成熟に、ブランカの発想から約250年、上記ボルトンが懸念した時代からでも100年以上の時間を要したのである。

高速回転技術には軸受の摩擦とそれに伴う温度上昇の問題および軸受の動特性を含めた回転体系の振動問題がある。高速軸受の温度上昇に対しては潤滑システムが進展し、回転体系の振動問題に対しては振動工学が芽生えた。また、蒸気タービンからガスタービンへの進化に際しては、軸受はさらなる高速化と高温化に対応する必要があった。蒸気タービンが出現し、その約60年後にガスタービンが出現したことによって、高速すべり軸受および高速転がり軸受が進歩した。このように、蒸気タービンとガスタービンは他分野で成熟した軸受技術のお蔭

で誕生できたと同時にタービン側の要求から軸受の技術の進歩を促した。すなわち、両者は相互に影響を及ぼし合って発達してきたのである。

航空機用のジェットエンジンでは潤滑油の供給が万が一途絶えても規定時間正常に回転することが義務付けられていることから分かるように、軸受はガスタービンの高速回転を安定に保持する機能だけでなく、信頼性を保証する要にもなっており、さらに寿命の保証も要求される。一方、コストダウンの要求もあるが、コストダウンは信頼性を損なう危険性が多く、信頼性と寿命はブランド力に不可欠な指標であるので、確立したブランドを損なうことにならないように注意が必要である。信頼性の確保とコストダウンの折り合いを見つけるのに苦勞することはガスタービンに限らずどの種類の機械にもいえることである。

航空用エンジンや大型の発電用タービンなど極めて高い信頼性を要求される機器・システムでは、一般に他分野で生まれた革新技術を取り入れることに抵抗がある。信頼性を最優先するために保守的なることはやむをえないが、他分野で長年の実績があって信頼性が向上した技術には目を向けてもよいと思う。例えば、窒化チタンセラミック製の転がり軸受は航空エンジン用に開発が始まったが、結局製造コストと品質保証の問題で採用に至らなかった。しかし、工作機械の高速主軸受や自動車用ターボチャージャー軸受に転用され、それらに採用されてから20年以上経つ。

性能向上と信頼性向上およびコスト低減と信頼性向上は共に相反関係にあるためそれらの要求は際限のない永遠の課題である。結局、今後も周辺技術の進歩を取り入れながら徐々に相反する両者の克服と向上が図られることになると思われるので、10年ないし20年のスパンで軸受・潤滑システムの特集号を定期的に組まれることが望ましい。

引用文献

- (1) S. リリー：人類と機械の歴史（増補版），岩波（1968）93-95.
- (2) 同上，146.

原稿受付 2015年5月7日

*1 東京工業大学 名誉教授
tsunamitsu.nakahara@gmail.com

特集：軸受・潤滑システム

ターボ機械用すべり軸受の最近の研究開発について

森 成良*¹
MORI Shigeyoshi花橋 実*²
HANAHASHI Minoruキーワード：ティルティングパッドジャーナルベアリング，PEEK，樹脂コーティング，国際標準
Tilting Pad Journal Bearing, PEEK, Resin Coating, ISO

1. はじめに

ガスタービンを含むターボ機械用のジャーナル軸受には、振動安定性に優れたティルティングパッドジャーナル軸受（以下TPJB）が多く用いられている。一般に、TPJBは軸受表面の周速で60～100 m/s級の高速で作動する機械に適用されるため、熱や振動の問題が発生する事例がみられる。また、ターボ機械における軸受摩擦損失は出力の1～3%に達するため、主機の効率向上の要求から、軸受システムにおいても軸受摩擦損失低減や給油量低減を考慮した設計をする必要がある。

軸受に対しては軸受温度、軸受摩擦損失、油膜厚さ・圧力などの軸受性能の他に、耐振性、耐磨耗性、耐久性などを含めた高度の信頼性（総合的な安全性）が求められるが、TPJBの主要設計パラメータが軸受性能に及ぼす影響に関しては、理論・実験両面からはほぼ明らかになっている⁽¹⁾。

しかし、潤滑法に関しては、パッド前縁部近傍に向け給油するDirected Lubrication（JIS用語では指向潤滑であるが、ここでは一般的に訳されることが多い直接潤滑とする）が主流になっているが、ハウジング構造、給油法、給油量などはメーカーによって設計が異なるため、これらの影響は必ずしも明確になっているとは言えない。TPJBのハウジング両端にシールを付けず油が充満していない構造（Evacuated housing）にすると軸受摩擦損失や軸受温度は低減できるという報告はあるが⁽²⁾、この構造で給油量を低減すると、給油不足状態や空気を軸受面に巻き込んだりすることに起因した軸振動である一種のSubsynchronous vibration（SSV）を誘起する事例が報告されている^{(3),(4)}。

今回はSSVが起き難いシール付きハウジング構造のTPJBを対象にし、高速ターボ機械で課題とされる軸受摩擦損失の低減や軸受温度の上昇に対応するため、下記の異なった視点からの技術改良が、軸受性能に及ぼす影響を検討した試験結果を紹介する。

- (1) 給油量の低減による軸受摩擦損失の低減効果と適正給油量の把握
- (2) 給油ノズルの出口と軸の間隔が軸受性能に及ぼす効果
- (3) 軸受材料に樹脂材料PEEKとホワイトメタルを用いた場合の軸受温度特性の比較

また、最近のすべり軸受の動向として、立軸の水力発電向を中心に適用が広がっているPEEK軸受、ターニング運転を含む低速運転に対する樹脂コーティング材の適応検討と、すべり軸受の国際標準化活動についても紹介する。

2. TPJBの各種試験結果

2.1 試験装置と供試軸受

前述した3種の試験項目に対する共通の試験装置と計測法について以下に述べる。

2.1.1 試験装置

図1にTPJBの試験装置外観を示す。回転軸は、増速機を介して110 kWのDCモータで駆動した。軸は両端に支持軸受を、軸中央部に供試軸受を配置し、下方から油圧シリンダで荷重を負荷した。油圧シリンダと軸受ハウジングの間には22個のころを敷き水平方向に軸受を拘束しないようにした。

強制給油の給油量と給油温度は独立に設定できる。本装置の能力は、最高回転数10,000 rpm、最大荷重100 kNであり、表1に示す仕様の試験軸受に対しては、最大周速で89 m/s、最大面圧5 MPaに相当する。

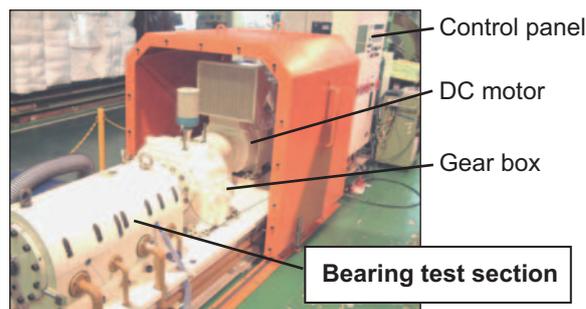


Fig. 1 General view of test rig

原稿受付 2015年5月14日

* 1 大同メタル工業株式会社 2Co.TMBS事業部
〒484-0061 犬山市前原天道新田

* 2 大同メタル工業株式会社 技術ユニット設計C

2.1.2 供試軸受

この試験では、図2および表1に示す5枚パッドのTPJBを用いた。軸受寸法は、軸径φ170 mm、L/D =0.7、パッド角度58°、直径隙間は0.425 mmである。

図3に軸方向の断面図を示す。潤滑法は、直接潤滑でシール付きハウジング構造とし、各パッド間において保油されるが、排油はスムーズに行われるように、軸受ハウジングの軸方向両端にナイフエッジシールを用い半径隙間を1 mmとした。



Fig. 2 Test tilting pad journal bearing

Table 1 Specification of test TPJB

No.	Item	Unit	Specification
1.	Number of pads	-	5
2.	Angle of pad	deg	58
3.	Shaft diameter (D)	mm	170
4.	Bearing width (L)	mm	119
5.	Diametric clearance	mm	0.425
6.	Preload ratio	-	0.6
7.	Load direction	-	Load-between-pads (LBP)
8.	Pivot type & location	-	Spherical, 0.6
9.	Bearing material	-	White metal / S25C
10.	Lubrication method	-	Directed lub. with seals
11.	Seal clearance (radial)	mm	1.0

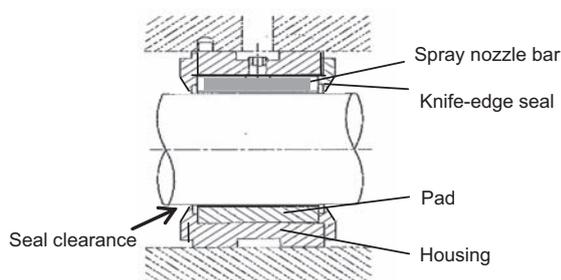


Fig. 3 Cross section of TPJB

2.1.3 計測方法

軸受性能を評価するため、軸受表面および軸の温度、給排油温度、油膜厚さ、油膜圧力を計測した。図4は、軸受表面温度の測定位置を示し、軸方向中央位置を周方向に各パッドあたり9点、計45点を計測した。熱電対はパッド表面から約0.5 mmの深さに埋め込み接着剤で固

定した。

図中、パッド間の矢印は給油位置を示し給油量は均等割りとした。軸温度はサーミスタ、油膜厚さは渦電流式変位計、油膜圧力は受圧面の径がφ8 mmの歪ゲージ式圧力変換器を用い、各々回転軸側に取り付け、スリップリングを介して計測した。軸受損失は、給排油温度差と給油量から求めた。排油温度は、軸受シール各部分から排出される温度が異なることから、下流部において排油を十分に混合させるよう工夫し3点測定の平均値を用いた。給油量はオーバル式流量計で計測した。表2に計測の不確かさをまとめたが、これらの値は絶対値に関するもので、比較試験における相対的な差は小さいと考えられる。表3に試験条件を示す。

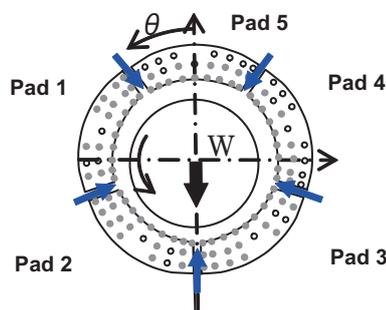


Fig. 4 Location of temperature measurement

Table 2 Uncertainty of measurement

No.	Sensor	Uncertainty
1.	Thermocouple	± 1 °C
2.	Thermistor	± 1 °C
3.	Oil flow rate	± 2%
4.	Pressure	± 3%

Table 3 Test conditions

No.	Item	(Symbol)	Unit	Condition
1.	Specific bearing load	(P)	MPa	2
2.	Rotational speed	(N)	rpm	6,000, 8,000, 10,000
3.	Oil supply flow rate	(Qs)	L/min	10 ~ 150
4.	Oil supply temperature	(Ts)	°C	45
5.	Lubricant	-	-	VG32

2.2 軸受給油量が軸受性能に及ぼす影響

2.2.1 試験目的

軸受給油量は、通常給排油温度差が15°C程度になるように設定される場合が多い。軸受給油量の低減は、軸受全体の損失低減に寄与できるだけでなく、潤滑システムのコンパクト化にも有効である。反面、ある限度以下ではSSVの発生や軸受温度が増大する逆効果が予想されるため、高速化が進んでいる状況で、給油量設定根拠の再検討が必要である。本章では、給油量が軸受摩擦損失と軸受温度に及ぼす影響を実験的に検討し、適正給油量を把握することを目的とした。

2.2.2 試験結果

図5は6,000 rpm時において、給油量が軸受全パッドの温度分布の挙動に及ぼす影響を示す。各パッドの軸受温度分布は、給油量の減少と伴にほぼ平行して上昇しており特異な変化はみられないことがわかる。

図6は給油量に対する軸受最高温度 (T_{max})、給排油温度差 (ΔT) を、図7は軸受摩擦損失の特性を示す。8,000 rpmの場合を例にとると、従来の設計基準である給排油温度差 $\Delta T \approx 15^\circ\text{C}$ とすると、図6から給油量は約100 L/min でこの時の軸受最高温度は87 $^\circ\text{C}$ 、図7から軸受摩擦損失は37.5 kWである。図6の軸受最高温度の変化が大きくなる給油量は60 L/minであり、この時の軸受摩擦損失は図7より30kWであり、各々40%、20%低減できることになる。また、図6よりこの時の軸受最高温度は2 $^\circ\text{C}$ 上昇し、 ΔT は19 $^\circ\text{C}$ と4 $^\circ\text{C}$ 増加した。軸受温度の2 $^\circ\text{C}$ 上昇による粘度低下で、軸受面のせん断摩擦損失は5%程度減少するから、残りの軸受摩擦損失低下分は攪拌損失 (Churning loss) 等によると考えられる。この場合、適正な給油量は、若干のマージンを考慮しても60~70 L/minと判断できる。給排油温度差 ΔT 基準でみると、高周速域では ΔT を高めに設定しても良いことがわかる。

換言すると、この設定値以上に流量を増大しても、損失が増加するだけで、軸受温度はほとんど低下しないためトライボロジ的にみて無駄であると言える。

2.3 給油方法が軸受性能に及ぼす影響

2.3.1 試験目的

TPJBへの給油は各パッド間で給油するが、図5の温度分布からもわかるように、下流側のパッドは上流側のパッドの高温油を剥離させつつ、下流側パッドの入口に冷温油を供給することが重要である。下流側パッドに流入する高温油を剥離させる方法として、Leading edge groove⁽⁵⁾、スクレイパー⁽⁶⁾、円形状給油ノズルなどが実用化されている。図8は供試給油ノズルを示し、棒状のスプレーノズルバー構造で23個のノズルから軸表面に向けて噴油し各パッド間に配置した。これは、ガスタービン翼のインピンジメント冷却と類似の噴流を利用した熱伝達促進法を意図している。この場合、ノズル出口の噴流の流速に対し軸の周速が大きいので軸表面との距離が重要と考えられる。そこで、本章では図中に示すように軸表面とノズル出口の間隔 G を10, 6, 0.5 mmに変えた試験を行った。

2.3.2 試験結果

図9は、軸表面とノズル出口との間隔 G と回転数をパラメータに、給油量に対する軸受最高温度を示す。回転数8,000 rpmでは、軸表面とノズル出口の間隔 G を10 mmから0.5 mmに小さくすると軸受最高温度が2~4 $^\circ\text{C}$ 低下している。回転数10,000 rpmでは、軸受最高温度は約5 $^\circ\text{C}$ 低下しており、回転数が高いほど効果が大きいことがわかる。これは、回転数が高いほど給油温度と軸表面の高温油との温度差が大きくなるためである。

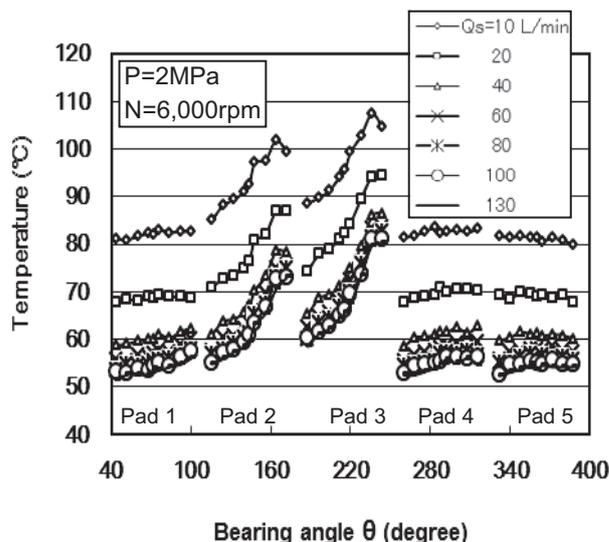


Fig. 5 Bearing temperature distribution

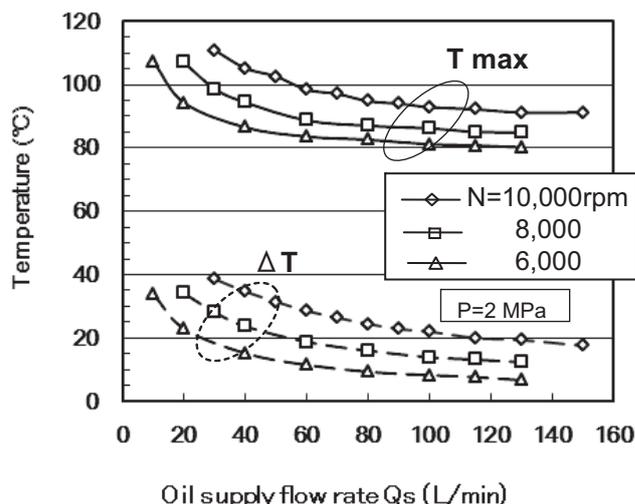


Fig. 6 Effect of oil supply flow rate on T_{max} and ΔT

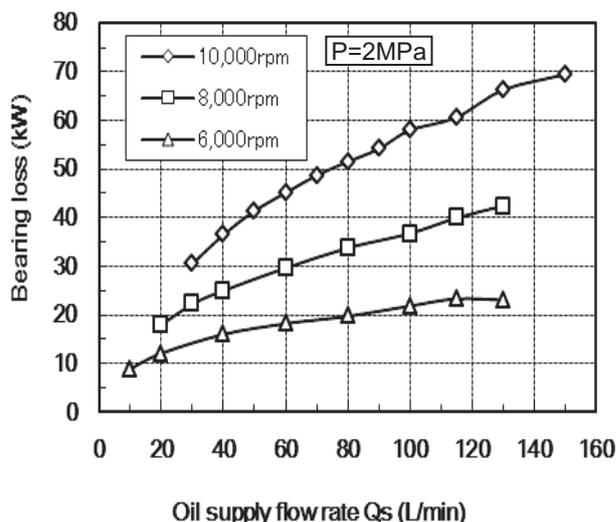


Fig. 7 Effect of oil supply flow rate on bearing loss

図10は、 $G=0.5\text{mm}$ 、 $N=6,000\text{rpm}$ で給油量をパラメータとして各パッドにおける油膜圧力と油膜厚さの分布を回転軸側から計測した信号波形を示す。潤滑理論に基づいた、負荷側軸受で油膜圧力が高く、油膜厚さが小さく油膜楔が形成されている様子が確認できる。給油量の影響としては、給油量を減少させると潤滑油粘度低下のため油膜厚さは少しずつ小さくなっていく傾向にある。給油量を10 L/minにまで減少させると反負荷側のPad 4, 5油膜厚さの減少が大きくなっていることがわかる。同時に油膜圧力は負荷側であるPad 2, 3において最大圧力が高くなり、かつ放物線的な分布から偏差が見られる。これは、給油量を極端に低下させたときに起きる油不足 (Starved lubrication) に起因した現象と考えられSubsynchronous vibration (SSV) の予兆と推定できる。この様な現象は、図9の軸受温度としては現れてはいない。回転数 $N=8,000\text{rpm}$ のとき2.3節で議論した給油量の適正值は60 L/min であり SSV に対して十分余裕があることがわかる。この余裕度は、軸受構造にシール付きのハウジングを採用したことによって、給油量を低減してもある限界給油量まで、パッド表面が潤滑油で浸漬しているためと考えられる。

図11は、信頼性の指標として軸受最高温度だけでなく最高油膜圧力 (P_{max})、偏心率 (ϵ 、油膜厚さから換算) をプロットし、給油量が総合的な軸受性能に及ぼす影響を示す。この場合、3つの指標はどれも、給油量が約60 L/minから変化が大きくなっている。以上の検討から、主として軸受最高温度の変化を見ることによって給油量の適正值を判断できることがわかる。

2.4 樹脂軸受材料を用いた軸受の温度特性

軸受損失を低減するには、原理的には軸受の有効面積を小さく、即ち高面圧化すればよいわけだが、起動停止時の境界潤滑状態での摩擦が問題になる。

軸受表面材料にはホワイトメタルが長年使用されてきているが、1970年代より水力発電の大型スラスト軸受に軸受熱変形防止と耐摩耗性の観点から樹脂材料が使用されるようになり、すでに多くの実績がある^{(7),(8)}。高速ターボ機械においても高面圧化に伴う起動・停止やターニング運転時の耐摩耗性の向上を目的に樹脂材料の適用の検討が見られるようになってきた⁽⁹⁾。使用した樹脂材料は、強度に優れた熱可塑性樹脂のひとつであるPEEK (Polyether-ether-ketone) 樹脂を母材に、摩擦係数、耐摩耗性を改善するためにPTFEを添加した複合材料である⁽⁸⁾。

2.4.1 試験目的

起動・停止時の耐摩耗特性については実証済みである⁽⁹⁾。表4に、ホワイトメタルと樹脂材料のPEEK、PTFEの一般的な物性値を示す。耐用温度に関しては、ホワイトメタルが120℃に対し、樹脂材料自体では約150℃まで許容できる。

一方、樹脂軸受の熱伝導率がホワイトメタルに対し1/200程度と小さい影響は、熱変形の抑制があまり問題

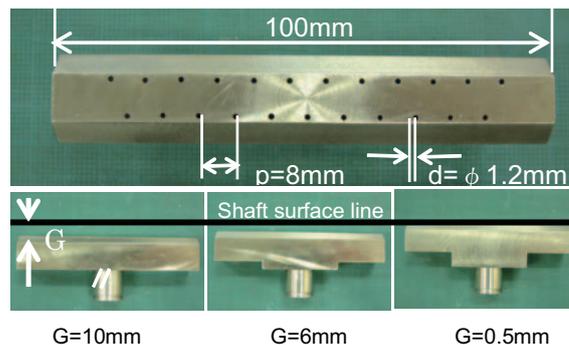


Fig. 8 Configuration of spray nozzle bar

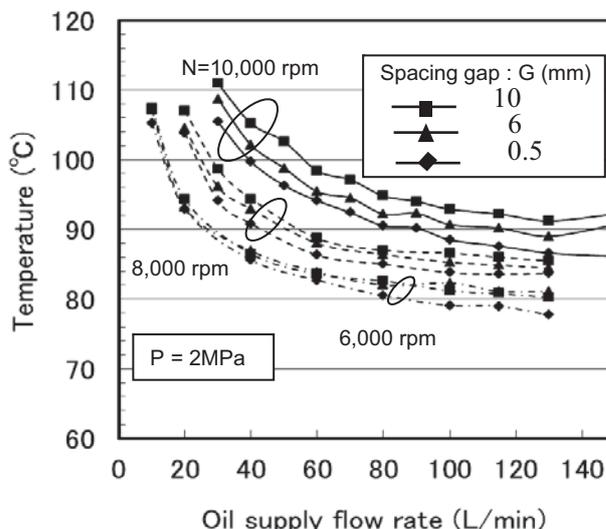


Fig. 9 Effect of spacing gap of oil supply nozzle

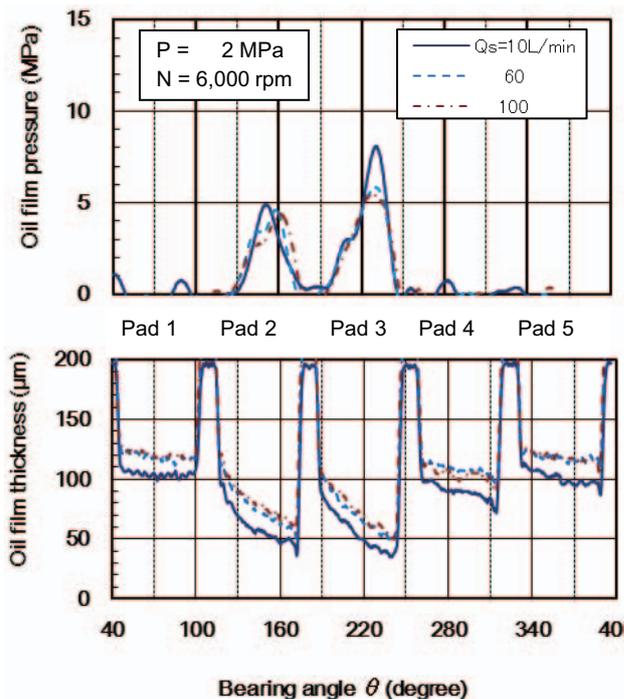


Fig. 10 Distribution of oil film thickness and pressure

とまらないサイズの中小型軸受において、軸受表面の熱がパッドを通して放熱する割合が減少し軸受表面温度が高くなる傾向になる。

本章では、その影響度を把握することを目的として、実験的に検討した。軸受表面の温度計測は、PEEK樹脂内で温度勾配が大きくなるため、軸受表面と同一面に熱電対接点を設置するよう配慮した。

2.4.2 試験結果

図12は、回転数に対する軸受最高温度と軸表面温度(Tshaft)をPEEK材料とホワイトメタルの場合を比較したものである。軸受最高温度は、PEEK軸受のほうが高く、8,000 rpm では12℃ 高い。一方、軸温度は、PEEK軸受の方が最大で2℃ 高くなる程度で、高速域では差はほとんど無くなる。

図13は、軸受面圧に対する軸受最高温度と軸温度をPEEK材料とホワイトメタルの場合を比較したものである。軸受最高温度は、PEEK軸受の方が高くなり、面圧3MPaでは11℃ 高い。軸温度は、高面圧域でPEEK軸受が2℃ 高くなる程度である。

PEEK樹脂材料の軸受最高温度が高くなることは、熱伝導率が小さいことによるものであるが、樹脂材料の耐熱温度が高いことで十分補償されると考えてよい。また、軸温度に関しては、軸受材料の違いによる影響が小さい。

以上より、境界潤滑領域で優れたトライボ特性を示すPEEK樹脂材料は、完全流体潤滑域の高周速条件下においてもホワイトメタルと同等の軸受性能を果たすものと考えられる。

3. PEEK軸受採用による損失低減

近年、立軸の水力発電では大型化が進んだ中で、スラスト軸受の損失を低減し、高荷重に耐えられる軸受として、樹脂軸受が適用されつつある。樹脂軸受はその断熱効果によりスラストパッドの熱変形を抑えられることから、軸受のダウンサイジングが可能となり軸受損失を低減することができる。また、樹脂軸受は起動摺動特性や耐摩耗性も優れていることから、ジャッキアップの廃止、軸受寿命の延長が可能となる。当社が開発したPEEK軸受も15年程前から多くの水力発電所で採用され、水力発電の発電効率向上に寄与している。

また、最近では蒸気タービンの非定常の高荷重に耐えるスラスト軸受¹⁰⁾にも採用される等用途の幅が広がっており、今後も樹脂軸受の採用は増えていくものと思われる。

4. 樹脂コーティングによる低速運転時の軸受損傷対策

ターボ機械では定格回転数での運転以外に、深夜起動停止(DSS)運転等の際に機器保護のためにターニング運転が実施されるが、この低速運転時にホワイトメタルがワイピング(塑性流動)することがある。ターボ機械では、この低速運転時の損傷を防止するために、軸受に高圧油を送り軸を上昇させるジャッキアップが従来から

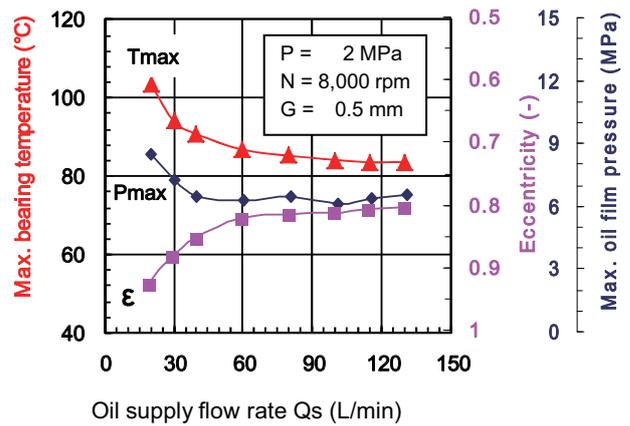


Fig. 11 Effect of oil supply flow rate on reliability

Table 4 Property of bearing materials

No.	Material	Unit	White metal	PEEK	PTFE
1	Tensile strength	MPa	81	90	30
2	Modulus of elasticity	GPa	54	3.5	0.5
3	Thermal conductivity	W/m·K	63	0.27	0.23

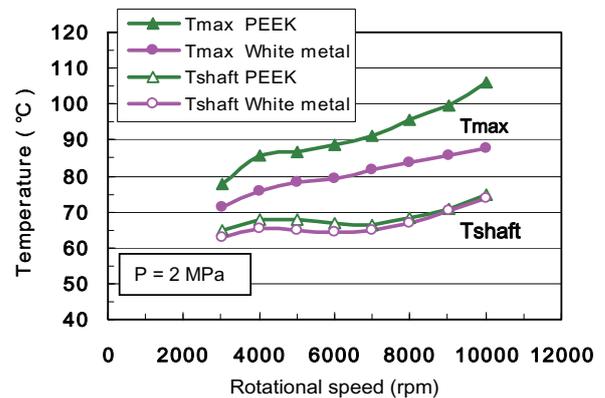


Fig. 12 Effect of rotational speed on Tmax and Tshaft

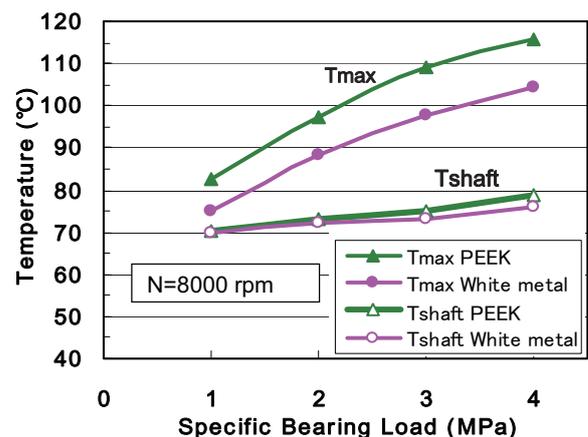


Fig. 13 Effect of specific load on Tmax and Tshaft

行われているが、ジャッキアップをするためには高圧油を送るポンプが必要となる。

そこで、低速運転時の軸受損傷対策およびジャッキアップ装置を不要とする目的で、軸受に樹脂コーティン

グを施し低速運転での試験を行った。図14は、樹脂コーティングの有無での試験前後のジャーナルパッドの写真である。樹脂コーティングによってワイピングが防止されているのがわかる。また、この樹脂コーティングを施した軸受で起動停止の試験も行い、耐摩耗性についても問題無いことを確認している。

なお、この樹脂コーティングは船用エンジンメタルでの適用実績があり、今後、産業用のターボ機械においても適用されることを期待し、先行研究開発を継続する。

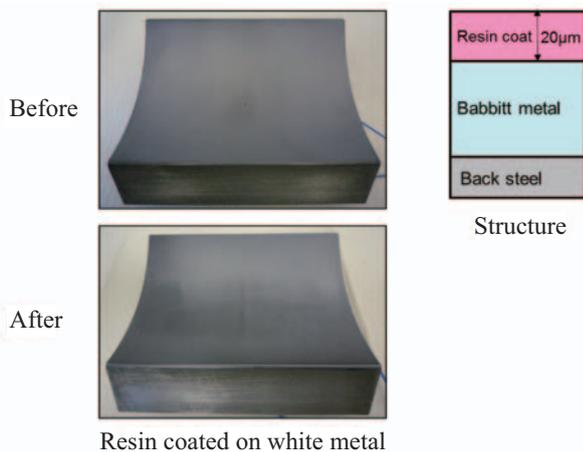


Fig. 14 Comparison of bearing surface with resin coating

5. すべり軸受の国際標準化活動について

従来からすべり軸受は、用途に合わせてオーダーメイドで製造する傾向が強いため、国際的規模で標準化が整備されたところが軸受に比べると、標準化は非常に遅れている。また、すべり軸受はサイズ、用途とも広範囲にわたる一般的な機械要素であり、その種類や適用分野などによってすべり軸受メーカーも多岐にわたっている。

すべり軸受の中でも自動車用エンジン軸受は国際標準化が徐々に進んでいるが、一方でターボ機械用の軸受の標準化は遅れており、業界仕様や社内規格が先行して整備されているのが現状である。

ターボ機械に関する国際標準は、今のところ計算法に関する標準と2012年に発行されたティルティングパッドの材料に関する規格⁽¹⁾のみである。国際標準は技術の普遍化や、グローバル規模での技術の浸透、理解につながるため、業界全体のレベルアップのためにも非常に重要である。そのため、当社としてはすべり軸受の国際標準化メンバーに積極的に参加しており、そこですべり軸受の標準化を推進することで、今後もターボ機械の規格の整備に貢献したいと考えている。

6. おわりに

ターボ機械用の軸受は、安定稼働の観点から信頼性が欠かせない部品であるため、実機への適用の実績が重要視されている。特に軸受材料については、現在でもホワイトメタルが主流であり、ターボ機械用の軸受材料とし

て適していることは間違いない。ただ、近年はターボ機械の効率UP・補機の削減等によるコスト低減のニーズから、軸受に対する面圧等の要求仕様が厳しくなっているので、PEEK軸受のような樹脂軸受材料が注目されており、今後も採用が増えていくのではないと思われる。

また、軸受の仕様に関していえば、給油量を低減したことによって従来は発生しなかった軸受に起因する振動問題等も発生している。そのため、今後も弊社はターボ機械の環境条件、仕様条件の変化に対応し、軸受の信頼性向上に貢献していく所存である。

参考文献

- (1) J. L. E. Simmons & S. J. Dixon, "Effect of Load Direction, Preload, Clearance Ratio, and Oil Flow on the Performance of a 200mm Journal Pad Bearing", STLE Tribol. Tran. 37, (1994), pp. 227-236
- (2) M. Tanaka, "Thermohydrodynamic Performance of a Spot-Fed Tilting Pad Journal Bearing", Proceeding of JAST, October (1992), pp.691-694
- (3) W. M. Dmochowski & B. BLAIR, "Effect of Oil Evacuation on the Static and Dynamic Properties of Tilting Pad Journal Bearings", STLE Tribol. Tran., Vol.49, (2006), pp. 536-544
- (4) S. DeCamillo, CH. Cloud, JM. Byrne & M. He, "Low frequency shaft vibration tests and analyses", Proceedings of the 7th EDF & LMS Poitiers Workshop, Futuroscope, Oct. (2008).
- (5) W. M. Dmochowski, K. Brockwell, S. DeCamillo and A. Mikura, "A Study of the Thermal Characteristics of the Leading Edge Groove and Conventional Tilting Pad Journal Bearings", ASME Journal of Tribology, 115, (2), (1993), pp.219-216
- (6) J. C. Nicholas, "Tilting Pad Journal Bearings with Spray-bar Blockers and By-pass Cooling for High Speed, High Load Applications", Proceedings of the 32th Turbomachinery Symposium, (2003), pp.27-37
- (7) S. B. Glavatskikh, and M. Fillon, "TEHD Analysis of Thrust Bearings with PTFE-Faced Pads", ASME, J. of Tribology, Vol.28, (2006), pp.48-53
- (8) 山田豊, "PEEK樹脂軸受の摩擦摩耗特性", トライボロジスト, Vol.52, No. 3, (2007), pp.26-31
- (9) T. Nakano, Y. Waki, K. Yamashita, T. Kaikogi, M. Uesato, and Y. Yamada, "Development of Thrust and Journal Bearings with high Specific Load for Next Generation Steam Turbine", Int. Conf. on Power Engineering, Hangzhou, China, (2007).
- (10) Y. Sumi, T. Sano, T. Yamashita, T. Shinohara, N. Tochitani, Y. Otani, K. Yamashita and T. Nakano, "Development of Thrust Bearings with high Specific Load", Int. Conf. on ASME TurboEXPO 2014, Dusseldorf, Germany, (2014).
- (11) ISO 14287 Plain bearings - Pad materials for tilting pad bearings

特集：軸受・潤滑システム

高速転がり軸受の技術について

原 和弘*¹
HARA Kazuhiro河田 真一*¹
KAWADA Masakazu金子 征太郎*¹
KANEKO Seitaroキーワード：ガスタービン，ジェットエンジン，転がり軸受，潤滑，高速，損傷
Gas Turbine, Jet Engine, Bearing, Lubrication, High speed, Damage

1. はじめに

ベアリング（転がり軸受）は「産業の米」とも呼ばれ、回転軸を持つ機械にとっては欠かせない機械部品の一つであり、直径5 mm以下の歯科用スピンドルから2 mを超える風力発電機主軸など、サイズや運転条件の異なる様々なアプリケーションで使用されている。転がり軸受を高速で使用するアプリケーションの代表として、ガスタービンエンジンやジェットエンジンがある。

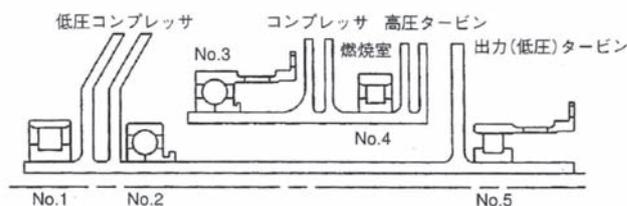
本稿では、ガスタービンやジェットエンジン主軸などの高速で回転する軸受の工夫や代表的な損傷形態、高性能化技術について紹介する。

2. 高速転がり軸受の特徴

ガスタービンやジェットエンジン主軸で要求される軸受の回転速度はDmN150万～300万程度（DmNとは回転体ピッチ径Dm (mm) × 回転速度N (min⁻¹)）と高速であり、軸受温度については軸受周辺環境温度が高いことに加えて高速回転に伴う軸受の発熱から、最高200℃程度まで上昇することを許容することが要求される。

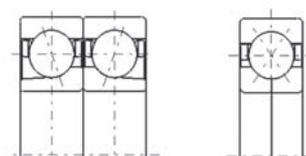
2.1 軸受構成

一般的なジェットエンジンの軸受配置概念図を図1に示す。エンジンのコンプレッサとタービンをつなぐ主軸の支持に軸受が用いられる。一般に、コンプレッサ側には玉軸受を用いてアキシャル荷重を支えながら軸の位置決めを行い、タービン側には円筒ころ軸受を用いてラジアル荷重を支えながら熱による軸方向の熱膨張を吸収する⁽¹⁾。

Fig. 1 Schematic view of jet engine⁽²⁾

一般的に玉軸受は、3点接触玉軸受が使用される。3点接触玉軸受は内輪が玉溝の底で二分割されており、内輪を外輪・玉・保持器から取り外すことが出来る。そのため、深溝玉軸受と比較して多くの玉を入れることが可能となり、軸受サイズに比して耐荷重性能を高くすることが出来る。アキシャル荷重方向の反転が起こる運転条件下では、アンギュラ玉軸受は2個組み合わせる必要があるが、図2に示すように3点接触玉軸受は1個で両方向のアキシャル荷重に対応することが可能で、部品点数とコストを削減して軽量化も図ることが出来る利点がある。

また、内輪を完全に分離することが可能であるため、組み付け性にも優れている。



組合せ 3点接触玉軸受
アンギュラ玉軸受

Fig. 2 Comparison of ball bearing type

原稿受付 2015年5月15日

*1 日本精工株式会社 産業機械軸受技術センター
〒251-8501 藤沢市鶴沼神明1-5-50

円筒ころ軸受は、円錐ころ軸受などの他のころ軸受と比べて、ころとつば面での摺動の影響が小さく、高速での回転に適している。内輪もしくは外輪のつばを無くすことによって、ラジアル荷重を支えるとともに軸の熱膨張による軸方向変位を吸収することが可能である。変位の吸収量を大きくするために、つばが無い側の軌道輪を通常よりも長く設ける場合もある（図3）。

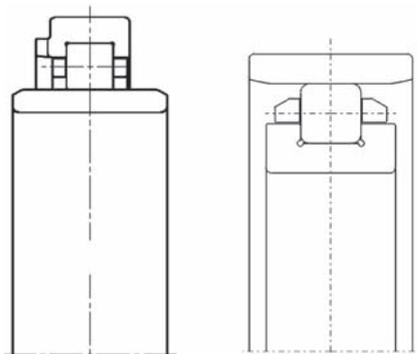


Fig. 3 Cylindrical roller bearings

図4に示すように高速転がり軸受は、玉軸受/ころ軸受ともに通常の一般産業機械用軸受と比べ、転動体寸法を小さくする傾向にあり、高速運転時における遠心力の影響を小さくし、発熱を小さくする工夫が取られている。

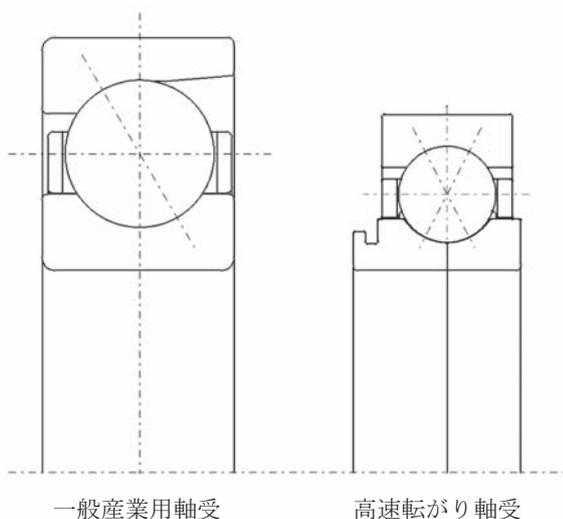


Fig. 4 Compare standard bearing with high speed bearing

2.2 軸受材質

高速転がり軸受は、一般産業機械用軸受とは異なる材料が採用されている。内外輪および転動体の材質としては、高速で厳しい運転条件に耐えるため、真空溶解処理によって材料の清浄度を向上させたSUJ2鋼を使用するほか、より高温環境下ではM50材が多用されている。

一般産業機械用軸受の保持器材質は、プレス鋼板や黄銅、樹脂等の材料が使用されるが、ガスタービンやジェットエンジン用軸受では内外輪・転動体と同じく

高温環境下で高速回転に伴う大きな遠心力に耐えるために、SAE4340等の鋼材を削り出した保持器が使用される。更に常に摺動している保持器案内面やポケット面において凝着摩耗を防止するため、銀めっきなどの表面処理が施される。

2.3 潤滑方法

一般産業機械用軸受ではグリースによる潤滑が大半を占める。しかし、温度条件の厳しいガスタービンやジェットエンジンの高速軸受においては、潤滑油を外部から強制的に軸受内部に送り込むことにより、潤滑状態を保ちながら積極的に軸受内部で発生した熱を取り去ることが出来るジェット給油や内輪軸穴給油が行われる（図5）。高速回転下では軸受周辺の空気は軸受と共に回り、空気の壁を作るので、ジェット給油では軸受内部に油を供給出来なくなるため、効率良く軸受を潤滑出来る内輪軸穴給油が採用されるが、一方で部品点数の増加や形状の複雑化を招く一面もある。

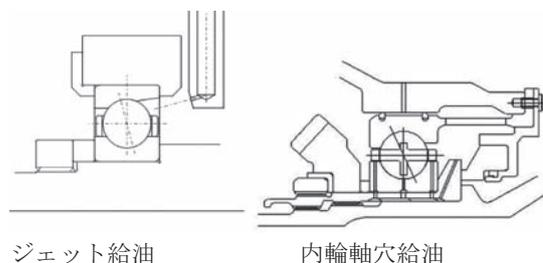


Fig. 5 Lubrication

3. 高速軸受の損傷形態と特徴について

高速軸受では一般産業機械用軸受で問題とする、はくり損傷に加え、高速・高温に起因する種々の損傷が生じうる。以下に代表的な損傷例と原因推定について紹介する。但し、高速運転下では軸受の損傷は急速に進むため、観察出来る最も目立つ様相が、当該軸受の損傷の起点ではなく、2次・3次的に生じた損傷である事も多いので注意が必要である。

3.1 はくり⁽³⁾

軸受の損傷としては最も基本的な形態であり、図6に示すように内部起点型はくりと表面起点型はくりに分けられる。

・内部起点型はくり：はくりの起点が軌道面・転動面の表面から深いことが特徴である。ガスタービンやジェットエンジン用軸受では高清浄度鋼を使用するため表面起点型はくりに比べて発生しにくい損傷であるが、例えば軸のアンバランス量の過大などによる異常荷重によって生じることがある。

・表面起点型はくり：軸受軌道面の表面に圧痕等の異常があると、圧痕の端で応力集中が生じ、はくりが発生・進展する。圧痕の原因となるのは、オイルラインに入り込んだ異物の噛み込みの他に、軸受組付け時の傷や圧痕が原因となることがある。なお、組付け時に原因が

ある場合には、転動体（玉/ころ）ピッチでの圧痕や傷が見られることから他の要因と区別が可能である。

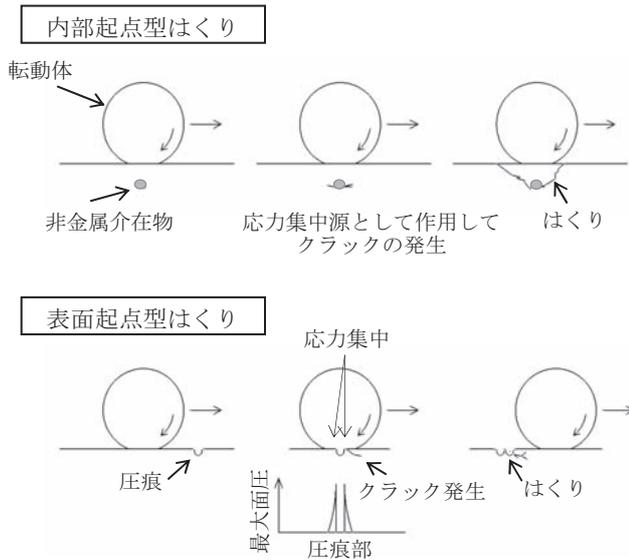


Fig. 6 Process of surface originated flaking and subsurface originated flaking

3.2 摩耗

軸受は、基本的には軌道輪・転動体ともに金属で製造されており、油膜の形成が不十分である場合は金属接触が発生して容易に摩耗へと進展する。摩耗は、面圧・すべり速度・油膜厚さなどの影響を受けて進展するのが一般的で、特に保持器案内面やころ端面・つば面等の摺動面で潤滑が不十分だと容易に摩耗が進展する。

また、高速軸受特有の損傷として、スキッピング損傷がある。軽荷重で軸が高速回転すると、遠心力の増大により転動体が外輪に押し付けられ、駆動力の伝えられなくなった転動体と内輪の間で発生した大きなすべりに起因して、梨地状の摩耗を伴う面荒れとなることが特徴である。図7にスキッピング損傷の例を示す。



Fig. 7 Skidding damage

3.3 焼付き

軸受に生じる損傷の中で最も危険度が高いのは焼付きである。急激な発熱により、軸受のみならず周辺構造にも重篤なダメージを与える可能性が高い。図8に焼付き損傷の例を示す。高速回転の軸受においては焼付きが急激に進行するため、温度・振動等による異常検出後、装置停止までに極めて短い時間で損傷が進展して著しい破損となってしまう事も多い。

焼付きの原因としては潤滑不良や過大荷重、過度な内外輪の温度差により軸受の内部隙間が消失したためであることが多い。一般的に軸の熱容量が小さい為に軸側が高温となり、ハウジング側が低温の場合、軸と内輪の膨張に伴い内部隙間は減少する。軸温度・ハウジング温度を予測し、内部隙間を通常よりも大きく設定することで対策は可能だが、軸側から給油される内輪軸穴給油形式を採用し、軸温度を下げることも効果的である。



Fig. 8 Seizure

その他に高速で運転されることにより高い遠心力が生じるため、内輪の割損、保持器の破損なども起こる。

3.4 走行跡観察による運転状態判定

軸受の定期交換時に走行跡を観察することで、多くの情報を読み取ることが可能である。なお、走行跡とは図9に示すような軌道面に見られる転動体と軌道面が接触した跡のことである。

通常、軸受が内輪回転（軸回転）する場合、内輪には周方向に均一な走行跡が見られ、外輪にはラジアル荷重の負荷方向に対応した周方向不均一な走行跡が見られる(i)。

内輪の周方向走行跡が不均一である場合、内輪回転に同期した荷重、すなわち軸のアンバランス荷重が加わっている可能性が高い(ii)。

内外輪ともに全周に亘って強い走行跡が見られる場合は、軸受の内部隙間が消失した条件で運転されていた可能性がある(iii)。

走行跡に傾きが生じていた場合、軸にミスアライメントが生じていた疑いがある(iv)。ミスアライメント下で運転された場合は、ころ軸受ではエッジロードによるはくりや摩耗、玉軸受では玉の乗り上げに起因した損傷へ発展する可能性があり、十分注意が必要である。

また、走行跡の幅・位置も重要な情報である。回転数やラジアル、アキシャル荷重などから数値計算によって走行跡幅を予測することが可能であるため、運転中に実際に軸受に生じていた荷重の推定も可能である⁽⁴⁾。

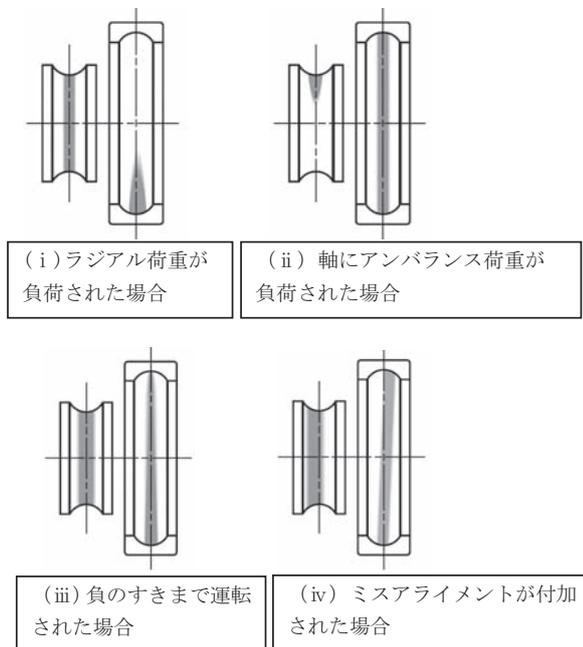


Fig. 9 Typical running traces⁽⁴⁾

4. 損傷回避のための解決策

4.1 高温高速転がり軸受用材料

一般的な軸受に使用されている軸受鋼 (SUJ2) も寸法安定化処理を施せば、ある程度的高温域まで使用可能となるが、硬さ等の機械的強度が低下してしまう為に厳しい条件下での使用は困難である。このような問題を解決するために従来からジェットエンジンやガスタービンでは耐摩耗性、耐焼付き性や耐フープ応力性などの高い信頼性を有した析出硬化型高合金鋼M50 (AMS6491適合) 材等が用いられている。しかしM50材は高合金鋼であるために材料のコストが高く、加工性が困難で熱処理工程も複雑といった理由から軸受の価格も引き上げてしまう問題もある。

このような問題を解決するために、高温高速転がり軸受用鋼としてSHX材が開発されており、高温硬さ、耐焼付き性の確認を行った。

一般的な軸受鋼は、高温下で使用されると残留オーステナイトの分解に伴う体積膨張から寸法変化と共に硬さの低下を引き起こすことが知られている。寸法安定化の対策としては、高温焼戻しを行ない、残留オーステナイトを分解する方法が一般的だが、同時に高温焼戻しをすることで硬さの低下を引き起こしてしまう。そこで高温用軸受材料には焼戻し軟化抵抗性を保持しつつ、転がり軸受の疲れ寿命の低下を引き起こすとされる高温での硬さの維持が重要となる。SHX材の高温硬さ測定結果を

図10に示す。SUJ2は温度上昇に伴い硬さが低下するのに対し、SHXは硬さの低下が小さく、300℃まではM50に匹敵する高温硬さ特性を示した。

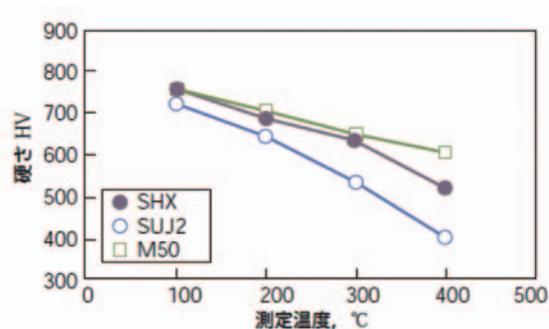


Fig. 10 High temperature hardness of various steels⁽⁵⁾

また転がり軸受が高温で使用される時には、潤滑油の粘度低下に伴い油膜の形成が不十分となる場合や、軸受の嵌めあい、温度差、周辺部材の材質の違いによる熱膨張差から軸受の内部のすきまが消失してしまい、焼付きに至ることがある。

そこで四球試験機を用いてSHX材の耐焼付き性評価を行った。試験機の概略を図11に示す。試験は潤滑油を満たしたホルダー下側に鋼球を3個固定して、上側の鋼球に荷重を負荷しながら回転させて、焼付きを引き起こすまでの時間と焼付きの生じたPV値 (面圧とすべり速度の積) で評価を行った。試験結果を図12に示す。SHX材はM50並びにSUJ2を上回る良好な耐焼付き性を示した⁽⁵⁾。

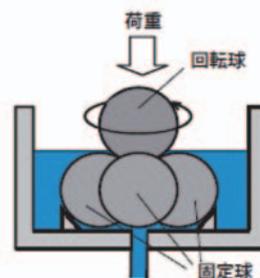


Fig. 11 Schematic of four-ball test⁽⁵⁾

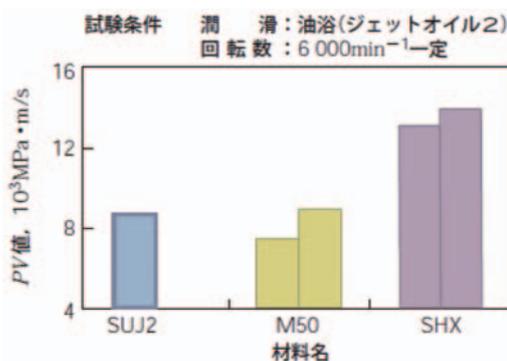


Fig. 12 Seizure resistance test under lubrication⁽⁵⁾

4.2 表面処理の適用

高温・高速化で使用される転がり軸受の性能を向上させる手法として各種表面処理の適用がある。代表例として、一時的な潤滑不良における耐焼付き性能向上を狙ったリン系改質膜⁶⁾の採用がある。ジェットエンジン用軸受で急旋回やエアポケットに突入したマイナスGの状態を想定した給油遮断試験による耐焼付き性評価の結果、リン系改質膜を施した軸受では給油遮断時間30秒を10回繰り返しても損傷は見られなかった。

また近年では高速・軽荷重条件で使用される円筒ころ軸受に見られるスキッピング損傷の対策として、DLC (Diamond Like Carbon) 皮膜の適用がターボ機械用の軸受等で進められている。通常、軸受の軌道面では高い面圧と高速のすべりが生じていることからDLC皮膜には耐摩耗性に加え、耐剥がれ性が求められる。そこで皮膜を多層化・最適化を施す事で耐剥がれ性を向上させたDLC皮膜を形成している。内輪軌道面にDLC皮膜を施した事例を図13、DLC皮膜の断面写真を図14に示す。DLC皮膜を施すことにより約1.5倍の耐スキッピング性能が確認されている⁷⁾。



Fig. 13 DLC coating applied to inner race surface

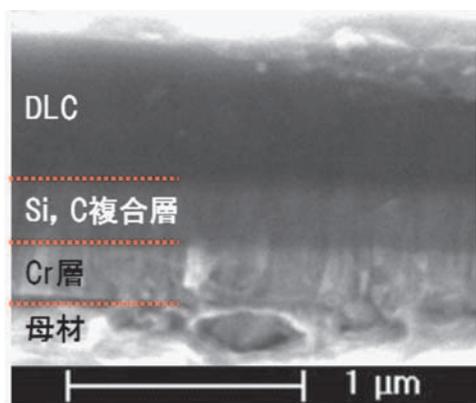


Fig. 14 Cross-section view of a DLC coating

4.3 差動反転ころ軸受とシミュレーション技術

今日の航空機用ジェットエンジンには、高信頼性や高い技術力に加え環境適合性に準拠すべくCO₂やNOx排

出量の低減や低燃費/高効率化が求められ、同時に回転速度の高速度化など使用条件も厳しくなっている。

多軸構造のジェットエンジンでは、軽量化と効率向上のためにハウジングを省略化し、逆方向に高速回転する2軸を1個の軸受で支持する差動反転ころ軸受の開発がされている。内輪と外輪が高速で逆方向に回転する差動反転ころ軸受は、内輪もしくは外輪の一方が回転する通常の円筒ころ軸受に比べて転動体の自転速度が速くなるために、つば面とところの端面の相対速度が高速度化して異常摩耗の発生が懸念される。

また、内輪と外輪の回転速度差が大きく（相対速度が速く）なると転動面と特に内輪軌道面間でスキッピング損傷の発生も懸念される。これらの懸念点を考慮した軸受仕様として、台上評価試験を実施した。図15に供試軸受を示す。



Fig. 15 Test bearing⁸⁾

台上試験結果と、転がり軸受運動摩擦解析プログラムによる解析結果の比較検証も行った。図16には外輪回転速度： $-5,600 \text{ min}^{-1}$ における内輪回転速度を変化させた場合の軸受温度、保持器回転速度の結果を示す。内輪の温度に大きな変化はみられないものの、内輪回転速度が高くなるにつれて外輪の温度が高くなり、内輪と外輪の温度差が大きくなる傾向が見られた。これにはいくつかの要因が考えられるが、潤滑方法の影響が大きいと考えられる。内輪と外輪の相対速度が速くなるにつれて各軌道輪と転動体の間での摩擦により発熱が増加するが、内輪は軸穴より一定温度の潤滑油が供給され、外輪よりもより強く冷却されることが考えられる。

また、給油量のみ多くした試験結果（図17）では内輪と外輪の温度差は小さくなる傾向が見られることから、潤滑油量・潤滑方法と内輪・外輪の温度には相関が見られる。

図18に外輪回転速度（正逆方向）と軸受の発熱量の関係を示し、図19に保持器回転速度の試験結果を示す。

また、それぞれの図には転がり軸受運動摩擦解析プログラム⁹⁾による解析結果の比較も示す。

いずれにおいても転がり軸受運動摩擦解析プログラムによる解析結果と近似した結果が得られ、解析による軸受の運転状態の予想が可能になりつつある⁽⁸⁾。

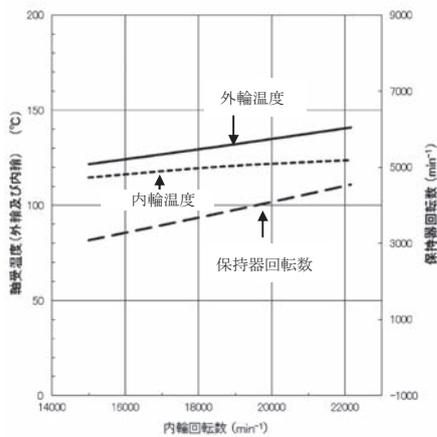


Fig. 16 Relationships between inner ring speed and bearing temperature, and between inner ring and cage speeds⁽⁸⁾

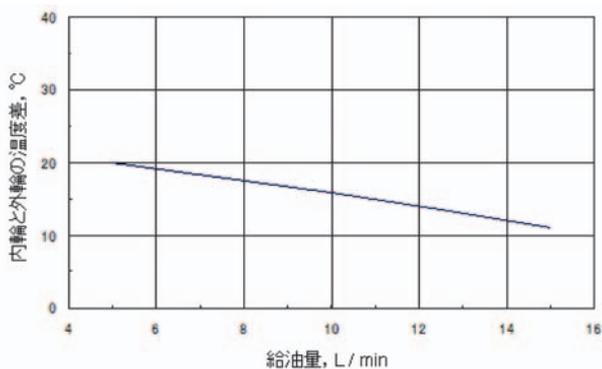


Fig. 17 Relationship between oil quantity and the bearing temperature difference of inner and outer rings⁽⁸⁾

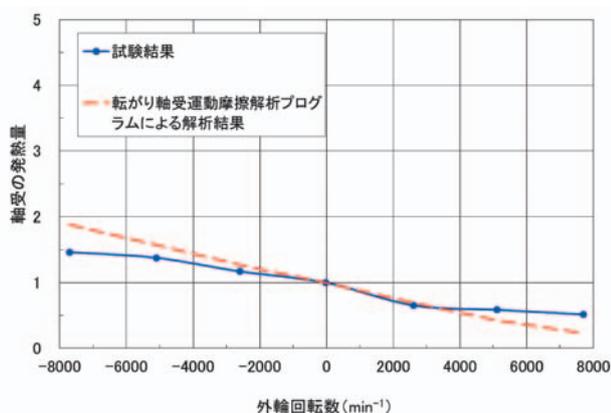


Fig. 18 Relationship between outer ring speed and heat generation⁽⁸⁾

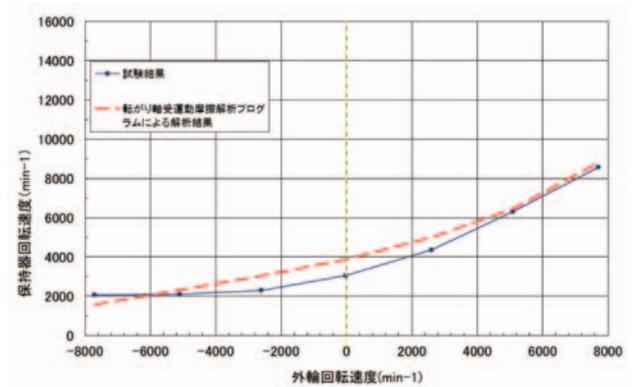


Fig. 19 Relationship between outer ring speed and cage speed⁽⁸⁾

5. おわりに

今後の高速転がり軸受には、高信頼性や長寿命化要求と共に高効率化や使用条件・構造の変化に伴う新たな要求も予測され、これまで以上に進展が望まれる。

6. 引用文献

- (1) 角田和雄, “ガスタービン用高速ころがり軸受”, トライボロジスト, 第35巻 第8号 (1990), pp. 18-24.
- (2) 原和弘, “機械の高速化と転がり軸受活用事例, ジェットエンジン用主軸受”, 機械設計, 第44巻 第10号 (2000年6月号), pp. 54-55.
- (3) 村上保夫, 松本洋一, 古村恭三郎, “ごみ入り環境下での長寿命TF軸受”, NSK Technical Journal, No.650 (1989), pp. 1-11.
- (4) 日本精工株式会社編, “転がり軸受 取扱説明書”, (2004年9月初版), pp. 18.
- (5) 藤田慎治, 沖田滋, 三田村宣晶, “耐焼付性高温高速用軸受材料SHX”, NSK Technical Journal, No.673 (2002), pp. 12-14.
- (6) 八谷耕一, “高速回転軸受用化学改質膜の耐焼付性の評価”, NSK Technical Journal, No.659 (1995), pp. 8-13.
- (7) 佐藤務, “転がり軸受への適用のためのDLC皮膜の密着性”, 潤滑経済, 2013年4月号, pp.10-13.
- (8) 河田真一, 原和弘, “航空機用軸受の最新動向”, NSK Technical Journal, No.686 (2013), pp.26-30.
- (9) 荒牧宏敏, “転がり軸受運動摩擦解析プログラムパッケージ” BRAIN “”, NSK Technical Journal, No.663 (1997), pp.1-7.

特集：軸受・潤滑システム

大型蒸気タービン向け軸受の特徴と技術開発動向

池田 和徳*¹
IKEDA Kazunori見村 勇樹*¹
MIMURA Yuki平野 俊夫*¹
HIRANO Toshio

キーワード：蒸気タービン，すべり軸受，軸受損失，軸振動

Steam Turbine, Sliding Bearing, Bearing Loss, Rotor Vibration

1. はじめに

火力・原子力発電プラントの蒸気タービンでは、一般にタービン油を潤滑油とするすべり軸受によって回転軸の荷重が支持されている。図1は火力発電プラント向け蒸気タービンの構成例である。この蒸気タービンは、高圧段1軸，中圧段1軸，低圧段2軸から構成されており、各回転軸の両端の▲で示した部位にすべり軸受が設けられている。

従来、比較的軸受荷重の小さい高圧段や中圧段には、高速回転領域での振動安定性に優れたティルティングパッド軸受が使用されている。一方、荷重の大きい低圧段には負荷性能に優れた二円弧軸受（楕円軸受）が使用されている。

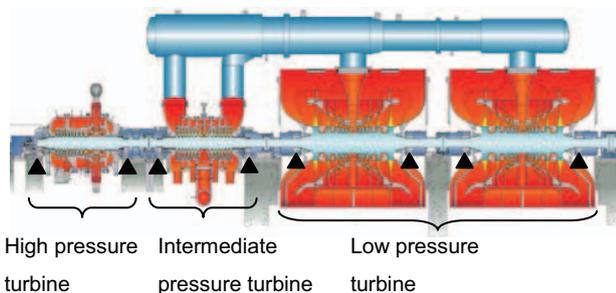


Fig. 1 Typical steam turbine for thermal power plants

発電プラント向けの蒸気タービンは、1970年代からの電力需要の増大に伴い大容量化が進んでおり、これらの回転軸を支持するすべり軸受も大口径、高周速化している。図2に、火力発電向け蒸気タービンの出力と軸受サイズの当社実績を示す。一部の蒸気タービンでは、直径20インチ前後の大型のすべり軸受が使われている。これらの軸受では、軸受隙間内の流れが乱流に遷移しており、平均レイノルズ数が6000を超えるものもある。その結果、軸受油膜のせん断摩擦損失も非常に大きくなってきており、軸受の損失低減が重要視されている⁽¹⁾。

また近年、蒸気タービンの効率向上を目的として、翼

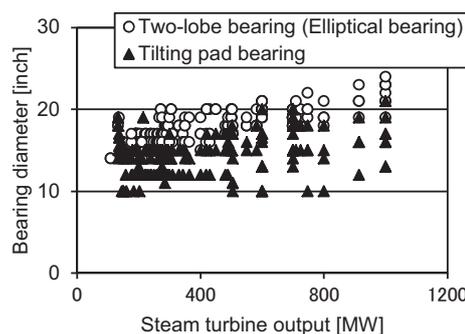


Fig. 2 Bearing diameter versus steam turbine output

の段落数をできるだけ増やすような設計が行われており、その結果、回転軸が細長化して剛性が低下して、外乱に対する応答感度が高くなる傾向がある。よって、すべり軸受の油膜動特性や回転軸の振動特性を正確にモデル化し、設計段階で軸系の振動安定性を精度よく評価することが重要となっている。

本稿では、蒸気タービン向けすべり軸受の損失低減を目的とした近年の開発事例、および、すべり軸受を含む軸系の振動安定性評価の精度向上を目的とした近年の開発事例を紹介する。

2. 軸受損失低減に関する開発事例

2.1 ティルティングパッド軸受の給油方法改良

図3に従来の油浴潤滑方式のティルティングパッド軸受を示す。ティルティングパッド軸受は、複数の傾斜可能な受圧面（パッド）で回転軸の荷重を支持する構造となっている。蒸気タービンのアライメント変化により、軸受隙間内で回転軸の位置が変化しても、それに追従してパッドが傾斜し、適正な油膜圧力が確保される。また、原理上、オイルホイップなど回転軸の自励振動の原因となる油膜動特性の連成項が発生しないため、振動安定性に優れていることが特徴である。これらの特徴から、同軸受は主に蒸気タービンの高圧段や中圧段で使用されている。

図3に示した油浴潤滑方式は、軸受外輪の端部にシールフィンをつけて軸受外輪内部を潤滑油で充填させる構造となっている。

原稿受付 2015年5月18日

* 1 株式会社 電力・社会システム技術開発センター
〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2-4

このような構造では、パッドの受圧部以外に存在する潤滑油が回転軸によって攪拌されて損失が発生するという短所があった。また、あるパッドの受圧面でせん断摩擦により発熱した潤滑油が、回転下流側に位置するパッドに混入することにより、パッドの表面温度が上昇するという短所があった。

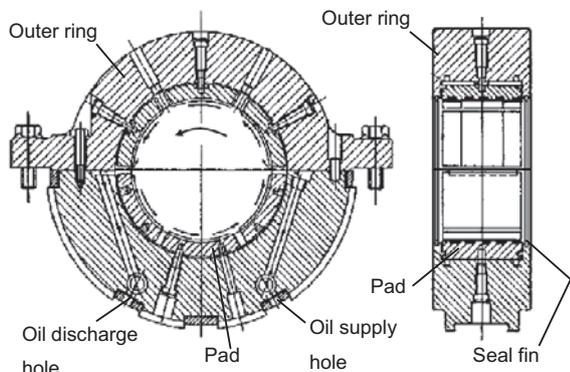


Fig. 3 Flooded lubrication tilting pad bearing (Load on pad type)

近年、油浴潤滑方式に替わり、各パッドの受圧面に対して直接潤滑油を供給する方式（直接潤滑方式）が提案されており、実験や解析に基づいてその有効性が確認されている。図4と図5に直接潤滑方式ティルティングパッド軸受の一例を示す。

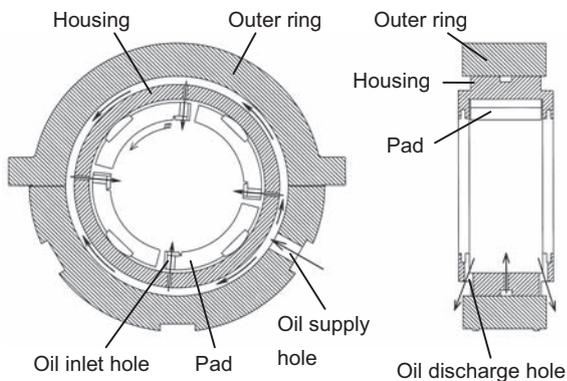


Fig. 4 Directed lubrication tilting pad bearing (Load between pads type)

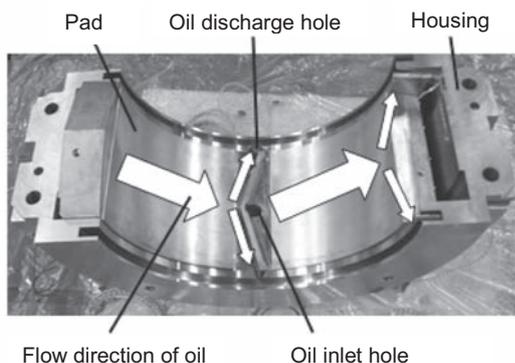


Fig. 5 Flow direction of oil in directed lubrication

図5に示したように、各パッドの回転上流端に給油孔が設けられており、同孔から受圧面に潤滑油が供給される。受圧面で発熱した潤滑油は回転下流側に位置するパッドの上流端部分で軸方向に分流され、排油孔から排出される。この構造により、受圧面以外での攪拌損失を低減でき、またパッド表面温度を低減することができる。

なお、その他にも直接潤滑方式には、パッドの受圧面上流端に軸方向に延びる給油溝を加工した構造のもの⁽²⁾や、パッドとパッドの間に油を噴射するためのノズルを設けたもの^{(3),(4)}が提案され、実プラントへの適用が報告されている。

以下、図4と図5に示した直接潤滑方式ティルティングパッド軸受を対象に、筆者らが実施した特性評価試験⁽¹⁾の概要を紹介する。表1に供試軸受の諸元を示す。軸受の内径は、実績最大と同等の580mm（22.8インチ）とした。パッドの配置については、蒸気タービン低圧段や発電機への適用も想定して、主に下半2枚のパッドで回転軸の荷重を分担することで負荷性能を高めたLoad between pads型（LBP型）とした。

Table 1 Specification of the test bearing

Diameter	580mm
Length	319mm
The number of pads	4
Load direction	Load between pads
Rotating speed	3600rpm, 3000rpm
Specific load	1.0 MPa - 3.0 MPa

図6に試験装置の断面図を示す。回転軸の両端が「支持軸受」によって支持されており、その中央部に供試軸受が設けられている。負荷装置（空気ベローズ）により、供試軸受を回転軸に押し付けて、軸受荷重を与える構造である。

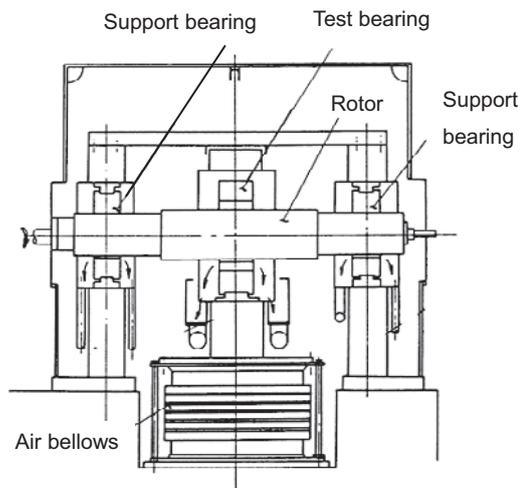


Fig. 6 Configuration of the test rig

図7に軸受面圧と給油量を変化させたときのパッド表面温度を示す。図中のパッド表面温度は、給油温度からの温度上昇を給油温度で除して無次元化している。また、図中の Q_0 は以下の要領で決めた適正給油量を示している。給油量を $0.75Q_0$ から $1.00Q_0$ まで増やすとパッド表面温度は低下するが、更に $1.25Q_0$ まで増やしてもパッド表面温度は変化せず飽和している。一方、給油量を $1.25Q_0$ まで増やした場合、軸受外輪内部に潤滑油が滞留し、攪拌による損失が増大することが確認された。適正給油量 Q_0 は、パッド表面の温度上昇を極力小さくし、かつ無駄な攪拌損失が発生しないように考慮して決めた値である。

図8に、従来油浴方式と直接潤滑方式の軸受損失を比較した結果を示す。各損失は、油浴潤滑方式での軸受損失で除して無次元化している。直接潤滑方式を採用し、かつ適正な給油量を供給した場合、油浴潤滑方式に比べて軸受損失を約3割低減できることを確認した。

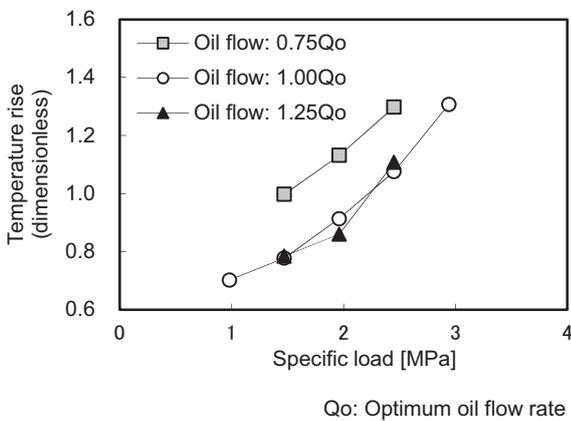


Fig. 7 Pad surface temperature

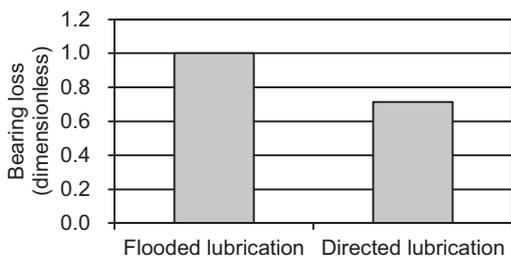


Fig. 8 Comparison of bearing loss

2.2 二円弧軸受の給油方法改良

図9に従来の二円弧軸受を示す。二円弧軸受では、上半と下半それぞれの内周面にホワイトメタルなどの摺動用材料が鋳込まれて、2個の円弧状の受圧面が形成されている。前述のテイルテイングパッド軸受よりも受圧面積が広く、またパッドのような可動部品が無いので、荷重負荷性能に優れていることが特徴である。この特徴により、二円弧軸受は主に蒸気タービンの低圧段や発電機など大荷重の回転軸を支持するために使用されている。

二円弧軸受では通常運転中、回転軸の自重と軸受隙間内の油膜圧力が平衡するように、回転軸が軸受中心から

下方に偏心した状態となっている。このような回転軸の偏心状態と、更にオーバーショット溝と呼ばれる一定幅・一定深さの溝が加工されることにより、上半側受圧面の隙間は下半側受圧面の隙間に対して大幅に広がっている。

図9に示した従来の二円弧軸受では、隙間の広い上半受圧面の回転上流端から潤滑油が供給され、一部は下半受圧面の回転上流端にある排油孔から排出され、残りが下半受圧面に流入する構造となっていた。この構造では、潤滑油が軸受隙間に入り込みやすいという長所がある反面、回転軸の荷重支持に寄与していない上半受圧面を大量の潤滑油が通過することで、せん断摩擦損失が発生するという問題点があった。

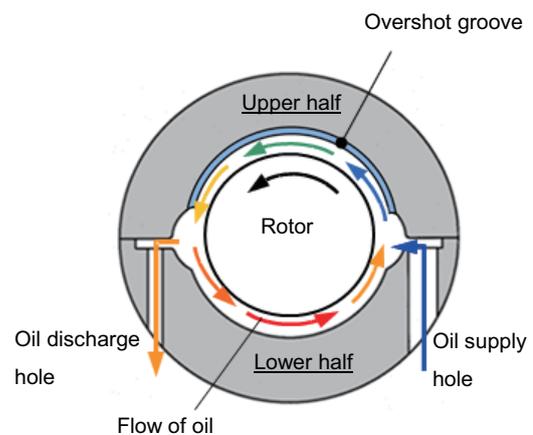


Fig. 9 Two-lobe bearing with conventional oil supply method

二円弧軸受における従来の給油方法の問題点を受けて、図10に示すような給油方法の改良を考案した。給油孔の位置を下半受圧面の回転上流側に変更し、回転軸の荷重を支持する下半受圧面に直接潤滑油を供給する構造とした。また、上半受圧面の回転上流端と回転下流端にオイルデフレクターを設け、上半受圧面への潤滑油の混入を抑制する構造とした。

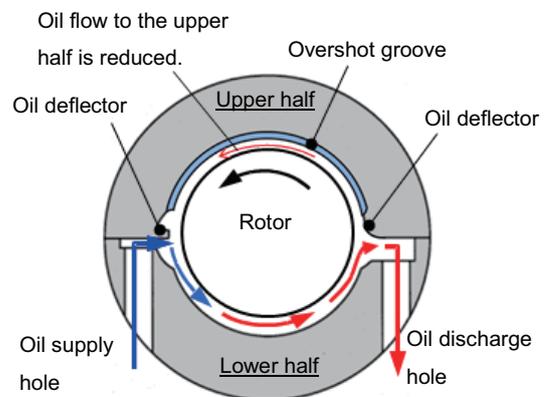


Fig. 10 Two-lobe bearing with improved oil supply method

以下、図10に示した給油方法改良後の二円弧軸受を対象に、筆者らが実施した特性評価試験の概要を紹介する。試験は(株)シグマパワー有明、三川発電所内にある実機大蒸気タービン試験設備（出力35MW）で実施した。図11に試験設備の構成を示す。この試験設備のうち、図12に示した低圧タービンに給油方法改良後の二円弧軸受を適用し、軸受表面温度や軸受損失を評価した。表2に供試軸受の仕様を示す。

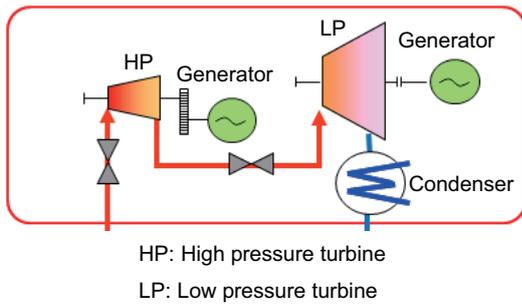


Fig. 11 Configuration of the steam turbine test facility

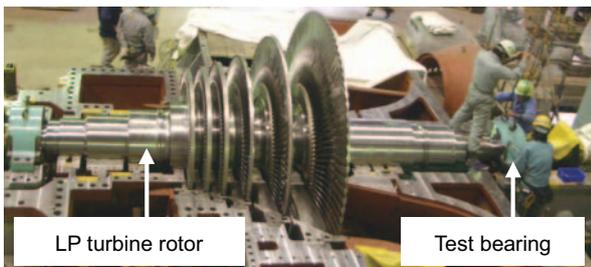


Fig. 12 Low pressure turbine in the test facility

Table 2 Specification of the test bearing

Diameter	406.4mm
Length	266.7mm
Rotating speed	3600rpm
Specific load	1.6MPa / 1.2MPa

図13に軸受面圧と給油量を変化させたときの軸受表面温度を示す。図中の軸受表面温度は、給油温度からの温度上昇を給油温度で除して無次元化している。いずれの軸受面圧でも給油量を増やすと軸受表面温度は低下しているが、一方で給油量を過度に増やすと、上半受圧面への潤滑油混入量が増え、せん断摩擦損失の増大が懸念される。ここでは、受圧面の材料強度や従来給油方法での実績から軸受表面温度の設計値を決め、軸受面圧1.6MPaでの試験結果にもとづき、改良給油方法二円弧軸受の適正給油量を決めた。

図14に、従来給油方法と改良給油方法で二円弧軸受の損失を比較した結果を示す。各損失は、従来給油方法での軸受損失で除して無次元化している。改良給油方法を採用し、かつ適正な給油量を供給した場合、従来給油方法に比べて軸受損失を約3割低減できることを確認した。

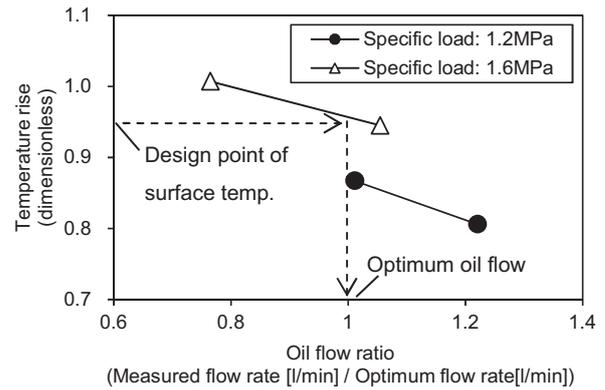


Fig. 13 Bearing surface temperature

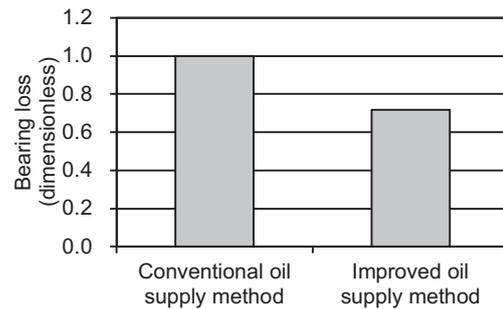


Fig. 14 Comparison of bearing loss

2.3 摺動材料の改良（他社の事例）

近年、テイルテイングパッドジャーナル軸受、およびテイルテイングパッドスラスト軸受の損失低減を目的として、摺動材料を従来のホワイトメタルからPEEK樹脂（Polyether-ether-ketone樹脂）に変更して、軸受の特性評価試験を実施した事例が報告されている^{(5),(6)}。

PEEK樹脂には、低摩擦、高強度といった長所のほか、耐熱性に優れているという長所があり、軸受の摺動材料として使用した場合、ホワイトメタルと比較して20～30℃高い温度でも使用することができる⁽⁶⁾。その結果、軸受を小型化して、従来よりも高い軸受面圧で使用することができる。小型化により受圧面積が減れば軸受損失を低減することができ、従来から軸受損失を45%低減可能という試算結果も報告されている⁽⁵⁾。

既に、実プラントの蒸気タービンへの適用を想定して、PEEK樹脂と直接潤滑方式の2技術を採用したテイルテイングパッド軸受の設計が始まっている旨が報告されている⁽⁴⁾。

3. 軸系の振動安定性評価の精度向上に関する開発事例

第1章で述べたように、近年、蒸気タービンの回転軸が細長化する傾向にあり、回転軸の剛性が低下して外乱に対する応答感度が高くなるため、設計段階で軸系の振動安定性を精度良く評価することが重要となっている。図15に軸系振動安定性の解析モデルを示す⁽⁷⁾。回転軸を梁要素と質点要素、軸受油膜と軸受台をばね・減衰要素

でモデル化する。回転軸の剛性が低下した場合、特にシール部における蒸気旋回力に起因した自励振動（スチームホワール振動）の発生が懸念されるため、対象タービンの蒸気条件から蒸気旋回力を推定し、ばね要素でモデル化する。モデル化した振動系の複素固有値解析を行い、複素固有値の実数部を用いて振動安定性を評価する。

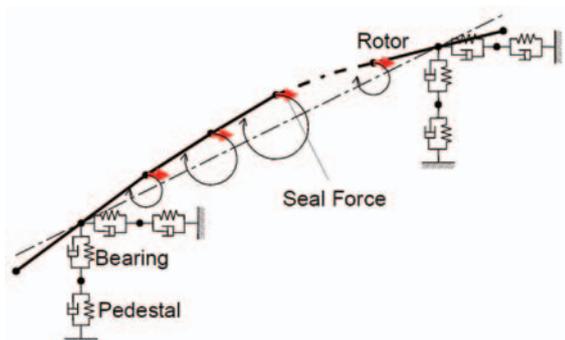


Fig. 15 Analytical model of rotor-bearing-seal system

ここでは、振動安定性評価の精度の検証、および振動安定性の設計限界策定を目的として、図11に示した蒸気タービン試験設備の高圧タービンを対象に、軸系の振動安定性を実測した事例⁷⁾を紹介する。図16と表3に、対象タービンの構成と仕様を示す。回転軸は2個のすべり軸受（直接潤滑方式ティルティングパッド軸受）に支持されており、軸受の端面にギャップセンサを取り付けて回転軸の振動を計測した。また、蒸気通路の入口と出口において、蒸気の温度と圧力を計測した。

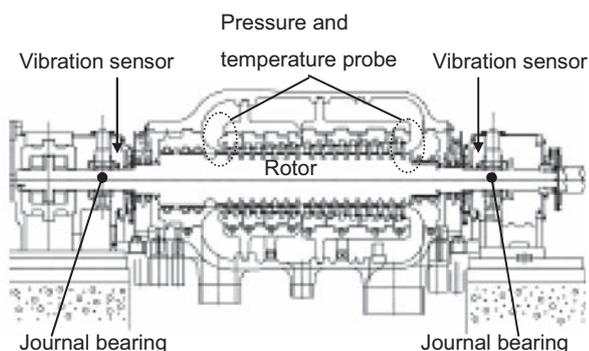


Fig. 16 High pressure turbine in the test facility

Table 3 Main specification of the high pressure turbine

Output	~ 14MW
Inlet steam pressure	~ 7MPa
Inlet steam temperature	~ 590°C

表4に、試験時のすべり軸受の仕様を示す。試験条件Aは振動安定性が良いと予想される条件、試験条件Bは振動安定性が悪いと予想される条件である。表中の軸受隙間や軸受間距離については、試験条件Aの値で除すこ

とで無次元化している。

表中のLoad on pad型（LOP型）とは、図3に示したように下半側に3枚のパッドが配置され、主に鉛直真下のパッドで回転軸の荷重を支持する構造である。一方、Load between pads型（LBP型）とは、図4に示したように下半側に2枚のパッドが配置され、それらのパッドで回転軸の荷重を分担する構造である。LBP型では垂直方向と水平方向の油膜動特性がほぼ等しくなり、蒸気旋回力による回転軸の振動が助長されやすい。

このような特徴を受け、試験条件BではLBP型を採用した。更に試験条件Bでは、軸受隙間を狭めることで回転軸の偏心率を低下させ、また軸受間距離を長くすることで回転軸の剛性を低下させ、意図的に振動安定性の悪い条件を作った。

Table 4 Specification of the journal bearings

Test case	A	B
Rotating speed	6000rpm	6000rpm
Diameter	160mm	160mm
Length	112mm	112mm
The number of pads	5	4
Load direction	LOP	LBP
Clearance (dimensionless)	1.00	0.86
Span length between bearings (dimensionless)	1.00	1.03

LBP: Load between pads

LOP: Load on pad

図17に、試験条件Bでのタービン出力および軸振動のトレンドグラフを示す。タービン出力を大きくするとシール部の蒸気旋回力が大きくなり、その結果軸振動も増大している。図18に試験条件Bでの最大出力14MWにおける軸振動の周波数スペクトルを示す。42Hz付近のピークは軸系の固有振動数成分、100Hzのピークは回転同期成分であり、出力上昇に伴って固有振動数成分が増大することを確認した。各出力で同様の周波数スペクトルを計測し、固有振動数成分のピークの形状から軸系の振動安定性を求めた。

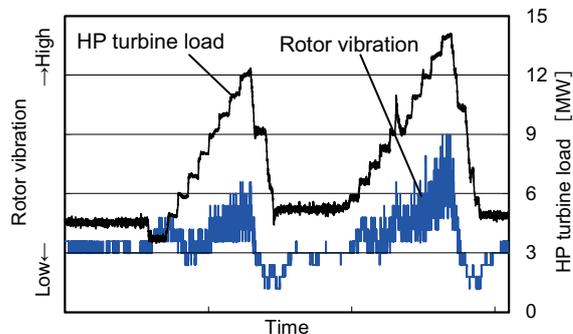


Fig. 17 Trend of HP turbine load and rotor vibration (Test case B)

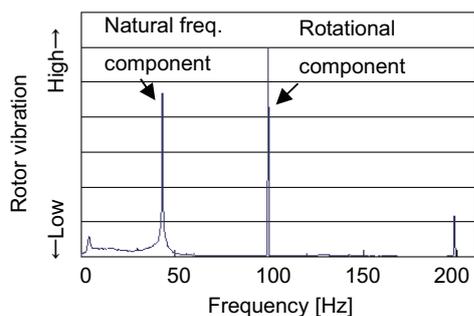


Fig. 18 Power spectrum of rotor vibration (Test case B, turbine output 14MW)

図19に、軸系振動安定性の実測値と解析値を比較した結果を示す。振動安定性が良い条件Aでは、固有振動数成分が非常に小さかったため、振動安定性の実測値にばらつきがあるが、条件A・条件Bともに振動安定性の実測値と解析値が概ね一致していることから、図15に示した解析モデルの妥当性を確認した。また、条件Bの最大出力近傍では、発散状態に近い軸振動が見られたことから、このときの安定性の実測値にもとづき、当社社内にて振動安定性の設計限界を策定した。

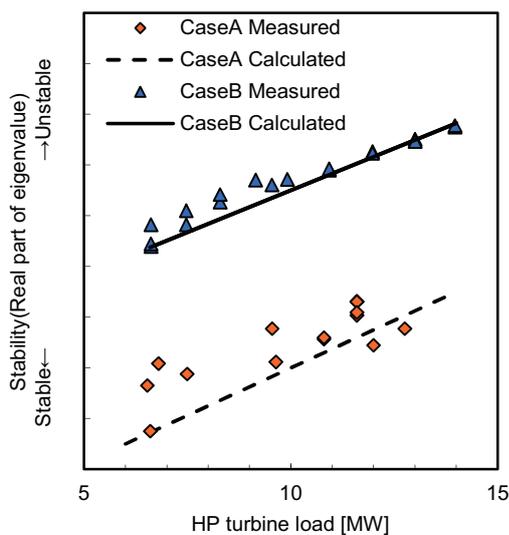


Fig. 19 Measured and calculated rotor stability

4. おわりに

蒸気タービン向けすべり軸受の損失低減を目的とした近年の開発事例を紹介した。損失低減の施策の一つである給油構造の改良については、現在はプラントメーカー各社とも、開発段階から商用蒸気タービンへの適用段階に入っていると考ええる。最近では、耐熱性にすぐれたPEEK樹脂を摺動材に適用することで、軸受を小形・高面圧化し、損失低減を図るといった開発事例がみられる。

また、蒸気タービン軸系の振動安定性評価の精度向上を目的とした開発事例を紹介した。今後、新構造の軸受を提案するにあたり、軸受単体の要素試験で性能を評価するだけでなく、本稿で紹介した事例のように、蒸気タービンの軸系まで含めた信頼性評価も重要となると考えられる。

5. 参考文献

- (1) 三上誠, “大型タービン・発電機用すべり軸受の技術動向”, 月刊トライボロジー, No. 224 (2006), pp. 40-42.
- (2) Domochowski, W., Brockwell, K., DeCamillo, S. and Mikula, A., “A Study of the Thermal Characteristics of the Leading Edge Groove and Conventional Tilting Pad Journal Bearing”, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 115 (1993), pp. 219-226.
- (3) Nicholas, J. C., “Tilting Pad Journal Bearings with Spray-bar Blockers and By-pass Cooling for High Speed, High Load Applications”, Proceedings of the 32nd Turbomachinery Symposium (2003), pp. 27-37.
- (4) 齊藤英治, 松野成之, 田中恵三, 西本慎, 山本隆一, 今野晋也, “最新鋭蒸気タービンの技術開発と展望”, 三菱重工技報, Vol. 52, No. 2 (2015), pp. 36-43.
- (5) Nakano, T., Waki, Y., Yamashita, K., Kaikogi, T., Uesato, M. and Yamada, Y., “Development of Thrust and Journal Bearings with High Specific Load for Next Generation Steam Turbine”, Proceedings of the ICOPE-2007 (2007), pp. 350-355.
- (6) Sumi, Y., Sano, T., Shinohara, T., Tochtani, N., Otani, Y., Yamashita, K. and Nakano, T., “Development of Thrust Bearings with High Specific Load”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2014 (2014), GT2014-26798.
- (7) Mimura, Y., Hirano, T. and Ikeda, K., “An Experimental Rotordynamic Stability of the Full Scale Size High Pressure Steam Turbines”, Proceedings of the ICOPE-2013 (2013), Paper #184.

特集：軸受・潤滑システム

航空機エンジンの軸受について

松森 直樹*1
MATSUMORI Naokiキーワード：軸受, ジェットエンジン
Bearing, Jet Engine

1. 緒言

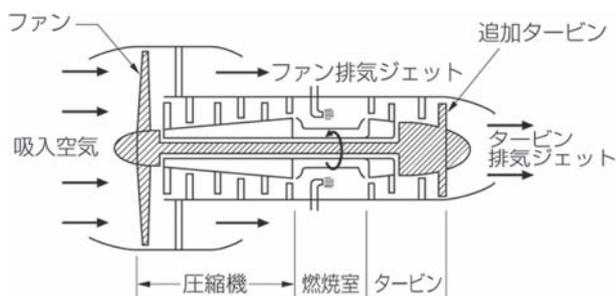
新興国市場の急成長，格安航空会社（LCC）の世界的な普及等もあり，民間航空機の需要と売上は順調に伸びている。航空機には数多くの軸受が使用されており，NTNも主要ジェットエンジンメーカーに軸受の供給を行っている。本稿では，NTNの航空機用軸受の取り組みと，特に過酷な条件で使用されるジェットエンジン主軸用軸受について紹介する。

2. ジェットエンジン主軸用軸受の紹介

2.1 ジェットエンジンの形式

航空機タービンエンジンには，ターボジェット，ターボファン，ターボプロップ，ターボシャフトの4タイプがあり，通常前者二つをジェットエンジンと呼んでいる。高効率，低騒音の特長を持つ2軸式のターボファンエンジンが主流であるが，圧縮機設計を最適化できる3軸式を採用しているエンジンもある。また，ファンを減速して駆動するために遊星歯車機構を有するギアードターボファンエンジンもある。

図1にターボファンエンジンの基本構造を示す。

Fig. 1 Outline structure of Turbo fan engine⁽¹⁾

本形式では，エンジン最前部から吸い込んだ空気をコンプレッサー（圧縮機）で圧縮して，燃焼室に送り込み，燃料を燃焼させ，その排気でタービンを駆動する。タービンにはコンプレッサー及びファン駆動の二系統があり，

原稿受付 2015年5月7日

*1 NTN(株) 産業機械事業本部 工作機・航空宇宙技術部
〒511-8678 桑名市大字東方字尾弓田3066

ターボファンエンジンの推力のほとんどはファンによる排気から得られる。

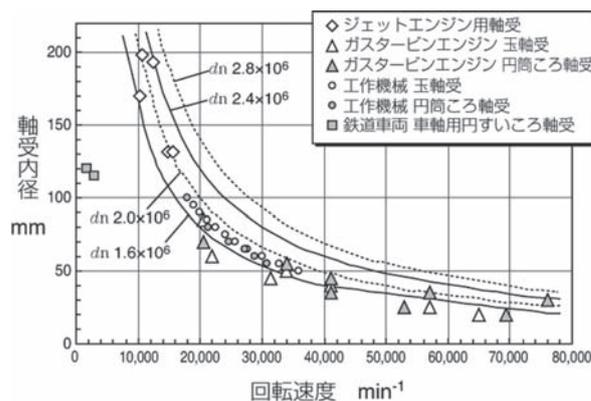
2.2 ジェットエンジン主軸用軸受に求められる特性

ジェットエンジン主軸用軸受に求められる主な特性は，以下の三点である。

- ・高速回転に適していること
- ・高温での作動が可能であること
- ・高い信頼性，トレーサビリティを有すること

2.2.1 高速

軸受の高速性を評価する指標として dn 値（軸受内径（mm）×内輪回転速度（ min^{-1} ））がある。図2に一般産業機械における代表的な用途における軸受の dn 値を示す。ジェットエンジン主軸用軸受は $dn2.0 \times 10^6$ を超える条件で使用されるため，疲労寿命と耐焼付き性に優れる事が要求される。また，軸受内輪には遠心力による大きなフープ応力が生じるため，これに耐える破壊強度も要求される。

Fig. 2 dn value of bearings

2.2.2 高温

ジェットエンジン主軸用軸受は，運転中約 200°C の高温雰囲気中に晒される。また，エンジン停止後もタービンはヒートソークバックと呼ばれる熱が逃げずに蓄えられた状態となり，この熱により軸受は 300°C 以上の高温になる。そのため，高温環境下でも寸法変化が少なく，疲労寿命が低下しない事が要求される。

2.2.3 信頼性とトレーサビリティ

航空機は安全であることが絶対条件であるため、軸受にも高い信頼性が求められる。熱処理や表面改質、非破壊検査など航空宇宙産業における特殊工程作業に対する国際的な認証制度NADCAP (National Aerospace and Defense Contractors Accreditation Program) の取得や各顧客の認証を取得した特殊工程及び認定検査員、出荷保証責任者を配置し、材料の調達から鍛造・旋削・熱処理・研削・表面処理等の軸受製造工程毎に全数検査を実施し、製造中の不適合が無いことを確認し、高い信頼性を確保している。

軸受の破損等、万一のトラブルに備え、各工程の全製造データを追跡できることも要求される。

2.3 ジェットエンジン主軸用軸受の主な特徴

2.3.1 軸受形式

一般的なジェットエンジンは、高速側のコンプレッサー／タービン及び低速側のファン／コンプレッサー／タービンの高圧と低圧の二つの軸系を持ち、軸受はそれらを支える役割を担っている。

ジェットエンジン主軸用軸受の形式は主に図3に示す3点接触玉軸受と円筒ころ軸受である。3点接触玉軸受は、軸方向及び径方向に発生する荷重を支持する。軸方向荷重については、両方向の荷重を受けることができる。本軸受は、大きな負荷荷重下で寿命を確保するため、内輪を二つに分割できる形式とし、可能な限り多くの玉を組み込めるようにしている。円筒ころ軸受は、径方向荷重を支持しながら、エンジン主軸の長さ方向の膨張／収縮を吸収させるため、自由側軸受として使用する。

図4にボーイング社の旅客機B767に使用されている主軸用軸受を示す。

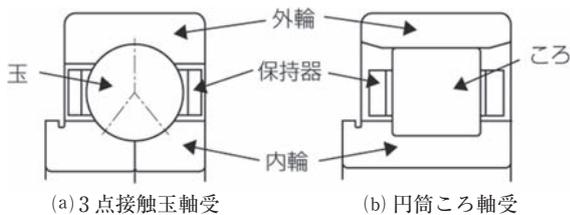


Fig. 3 Bearing types for jet engines



(a) 3点接触玉軸受 (b) 円筒ころ軸受

Fig. 4 Examples of main shaft bearings of jet engine

2.3.2 軸受材料

ジェットエンジン主軸用軸受の材料には、主に高温下での長寿命、寸法安定性、高強度、耐摩耗性が求められる。軌道輪、転動体には、モリブデン系のAISI M50あるいはタングステン系のT1などの高速度工具鋼を使用する。図5に示すようにM50は300℃でも58HRC程度の硬さを有し、寸法安定性も高い。

軸受を高速回転で使用すると内輪には遠心力が作用し、図6に示すように内輪の円周方向の引張応力（フープ応力）が大きくなる。M50等ずぶ焼入鋼の場合、一旦内輪に剥離が発生すると、亀裂の進展速度が速く内輪破断に至ることがあるため、破断に対し耐性を有する耐熱浸炭鋼AISI M50NiLを使用する場合もある。図7に破壊靱性値の比較を示す。

保持器にはSAE4340鋼を30HRC程度に硬化した状態で使用する場合が多い。

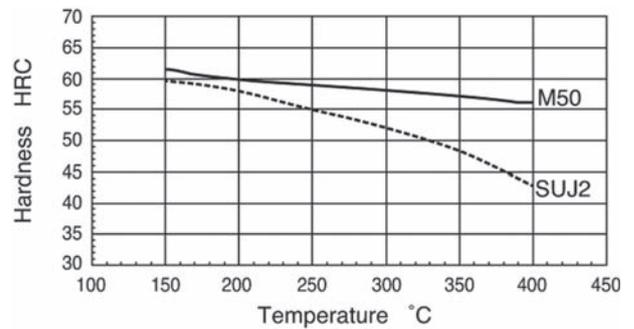


Fig. 5 Hardness of bearing steel for high temperature

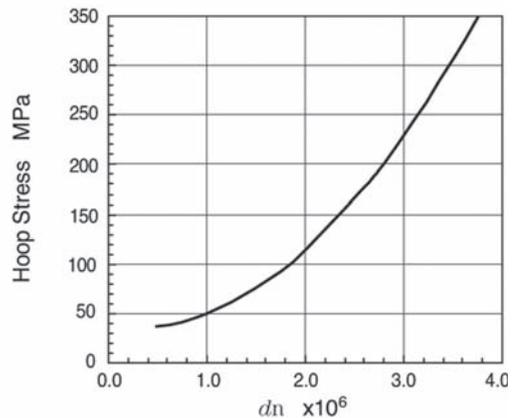


Fig. 6 Hoop stress on bearing inner ring

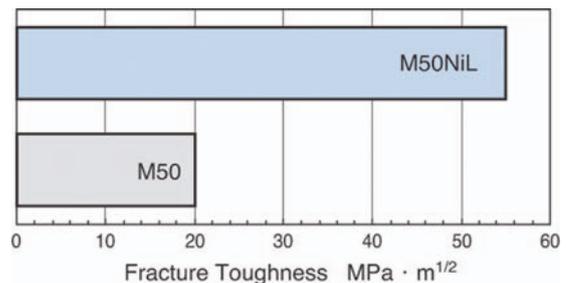


Fig. 7 Comparison of fracture toughness

なお、航空宇宙用軸受の材料は、通常機体メーカやエンジンメーカが認定したものしか使用できない。NTNも各エンジンメーカが認定した供給元から材料を調達している。

2.3.3 軸受設計

高速回転する主軸で生じる振動を吸収するため、図8に示すように、外輪はばね性を有する振動吸収部品に組み込まれ、オイルダンパで支持される。現在は軽量化と部品点数削減のため、振動吸収部品と外輪が一体とした軸受を使用するケースが多い。

図9は、現在実用化している一体軸受の一例である。

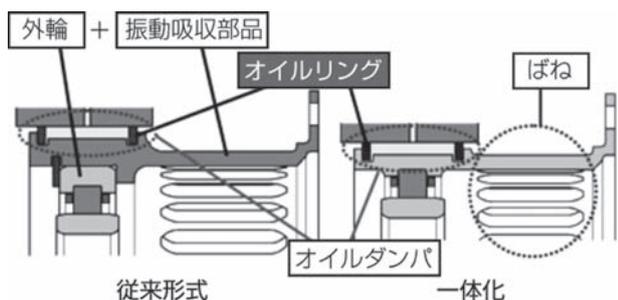


Fig. 8 Unitized bearings



Fig. 9 Unitized model of a bearing

円筒ころ軸受は、主軸の自重のみを径方向荷重として受けるため負荷荷重が小さく、内輪がころを駆動する力も比較的小さい。ころと軌道面との間ですべりが生じ、早期摩耗する場合がある。そこで図10に示すように、外輪外径面を楕円にして、ハウジングに組み込んだ時に、ころに予圧を与える形式を使用するケースもある。

2.3.4 潤滑

初期のジェットエンジンの潤滑油には鉱油系のSAE1010が用いられていたが、高温環境下での使用のため酸化劣化が速く、軸受寿命に影響を与えた。この課題に対して、潤滑油の変遷は以下である。まず、合成エステル系MIL-L-7808が開発された。その後、耐荷重性能を向上させたMIL-L-23699が開発され、現在はMIL-PRF-23699がジェットエンジンの潤滑油の主流となっている。さらに、高温での酸化安定性や耐スラッジ性能に優れた潤滑油も開発され、MIL-PRF-23699 HTSとして規格化された。それに伴い、従来油MIL-PRF-23699はMIL-PRF-23699 STDとして規格化された。

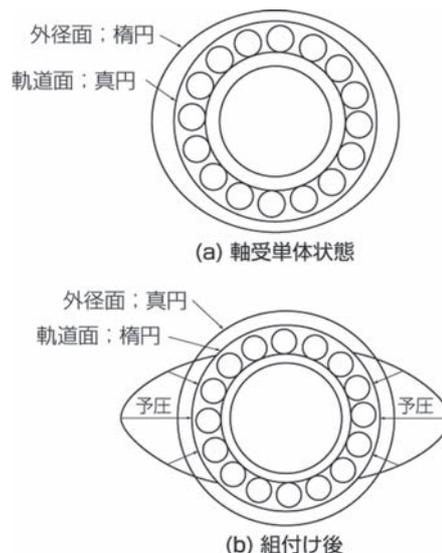


Fig. 10 Non-true circle cylindrical roller bearing⁽³⁾

潤滑油は、軸受転動面及び、保持器案内面である保持器とランドの接触部に供給しなければならない。そのため給油方法は強制給油が必須であり、図11に示すようなノズルから高速の潤滑油を噴射するオイルジェット給油を用いる。

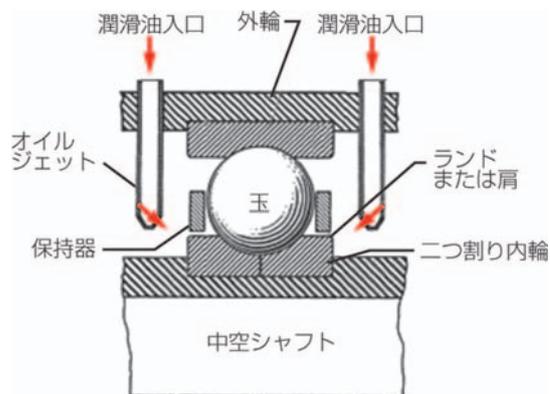
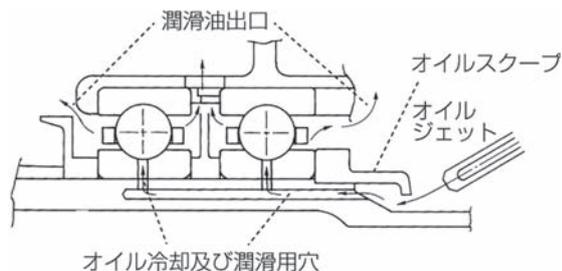


Fig. 11 Oil jet lubrication⁽²⁾

主軸の高速回転に伴い、転動体や保持器の回転により、いわゆるエアーカーテンと呼ばれる空気の壁が形成され、ノズルから噴射された潤滑油が必要箇所に十分供給できない。この場合、遠心力により必要箇所に油を供給するアンダーレース給油を用いる。図12にアンダーレース給油法の一例を示す。

ノズルから噴射されたオイルジェットはオイルスクープで一旦捉えられ主軸内部へ導かれる。そして、遠心力により油を軸受内部へ供給する。アンダーレース給油法は、油を直接軸受内輪側へ供給するため、軸受の冷却効果もオイルジェットに比べて高い。

Fig. 12 Under-raceway lubrication⁽²⁾

2.3.5 表面処理

保持器案内面では、保持器とランドの間でのすべり摩擦が避けられず、良好な摩擦特性と耐摩耗性が要求される。良好な摩擦特性を得るためには、保持器案内面への確実な潤滑油の供給が必要であり、前述のように設計的に考慮している。さらに、同種金属同士の接触を避けるため、保持器表面に銀めっきを施している。この銀めっき規格の主流はAMS2412である。

図13の矢印部に示す軌道輪側のランド面には、耐摩耗性向上のため、硬質セラミックの一種であるTiNコーティングを施す場合がある。

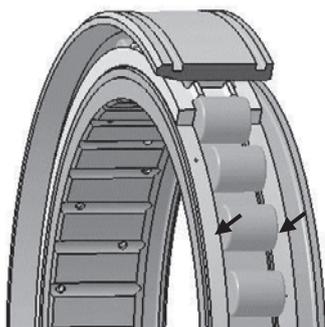


Fig. 13 TiN coating

2.4 ジェットエンジン主軸用軸受の技術開発

近年のジェットエンジンは、低燃費化や重量軽減を目的に高温化や高圧化する傾向であり、ジェットエンジン主軸用軸受の構造は更に複雑化している。このため、軸受の信頼性を向上させるための開発が重要課題であり、これらについて紹介する。

1) 表面改質

軸受不具合の主な要因は、硬い異物により生じた圧痕などの表面欠陥を起点とした剥離や凝着がある。それらを抑制し高い信頼性に応えるため、表面改質による軌道面の硬化の確立に取り組んでいる。

2) 転動体材料

転動体は、高速回転による転動体と軌道輪の接触面圧を抑えるため、比重がM50の約40%と軽量で、摩擦摩耗特性にも優れたセラミックス (Si_3N_4) の適用を検討している。しかし、ジェットエンジン主軸用軸受に使用するには、高い信頼性が必要であることから、欠陥検出の方法である高精度な非破壊検査の確立に取り組んでいる。

3. 終わりに

航空機にはジェットエンジンをはじめ、さまざまな箇所で軸受が使用されている。当社は、長年にわたり高品質な軸受を数多く提供しており、徹底した品質管理を行うことで高精度・高信頼性を保証している。

また、ジェットエンジン用軸受は、ジェットエンジンの高性能化に伴い、軸受の使用条件もさらに厳しくなることが予想される。当社ではジェットエンジンにおける軸受の重要性をさらに認識し、要素技術の研究開発を進めていく。同時にジェットエンジンメーカー、ヘリコプターメーカー等の新規開発への参画を通じて、当社の高い技術・品質を世界中の顧客へ提供し、航空・宇宙産業界へ貢献する所存である。

4. 参考文献

- (1) 松岡増二, 航空工学講座第11巻 ジェット・エンジン (構造編)
- (2) NTN TECHNICAL REVIEW No.67, 1998年, P7
- (3) NTN ベアリングエンジニア 第21巻第1号, 1972年, P61
- (4) 松森直樹, “空の安全を守るジェットエンジン主軸用軸受”, ツールエンジニア, Vol.54, No.13 (2013年10月), pp.61-64

特集：軸受・潤滑システム

磁気軸受のターボ機械への適用

進藤 裕司*1
SHINDO Yuji阪井 直人*1
SAKAI Naoto山内 正史*2
YAMAUCHI Masafumi

キーワード：能動型磁気軸受， 停電回生， タッチダウン， 変位センサ

Active Magnetic Bearing, Regeneration at Power Failure, Touch Down, Displacement Sensor

1. 緒言

電磁石を制御して回転体を浮上させる能動型磁気軸受の産業用機械への適用は、1970年代の後半に始まるといわれている。磁気軸受は接触部分を持たないので潤滑が不要であり、また機械的な損失の低減も期待できる。このような背景のもと、磁気軸受の設計技術や制御装置についての研究開発が精力的に行われ、現在ではほぼ確立技術であるといっても差支えない状況にある。応用面では、圧縮機やブロワ、ポンプ、あるいは水車発電機や工作機スピンドルモータなど、広範囲に適用されている。さらに、理論および実用面についての優れた文献⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾も多い。

弊社は、永久磁石同期式の高速度電動機と磁気軸受を組み合わせて、下水処理に用いる高効率曝気用ブロワを実用化している⁽⁶⁾。本稿では、はじめに磁気軸受の基本的な事項をまとめ、この曝気ブロワを例として最近の磁気軸受技術とその周辺技術の一端を紹介する。また、ガスタービンをはじめとする大型のターボ機械への応用についても紹介する。

2. 磁気軸受

2.1 能動型磁気軸受

産業界で使用されている磁気軸受の大部分は、回転子に磁性体を配置し、固定子にはこれを吸引するための電磁石を対向的に配置して、位置センサの情報をもとに吸引力のバランスを制御する、能動型磁気軸受（Active Magnetic Bearing, AMB）である。

図1にラジアル磁気軸受の1極対分を模式的に示す。電磁石はステータ側に設けられ、ロータには電磁鋼板を積層した磁路が設けられている。電磁鋼板を積層する理由は、磁界が印加された場合に渦電流が流れて吸引力が低下することを防ぐためである。

二つある空隙の断面積をそれぞれSとし、空隙の磁束

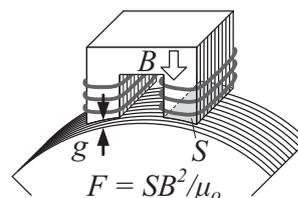


Fig. 1 Electromagnet for radial magnetic bearings.

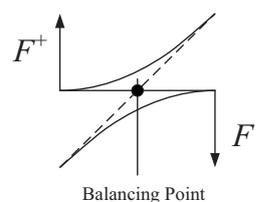


Fig. 2 Balance of pull force.

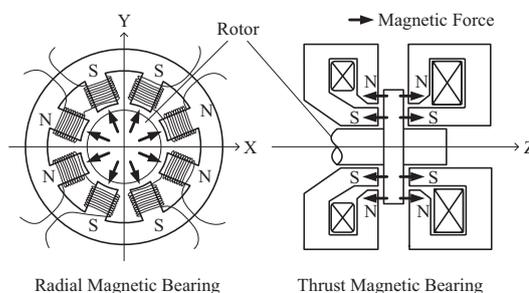


Fig. 3 Constructions of radial and thrust magnetic bearings.

密度をBとした場合、ふたつの空隙に働く吸引力の合計は(1)式で表される。ここに μ_0 は真空の透磁率である。

$$F = SB^2 / \mu_0 \quad (1)$$

定常状態では、空隙の力は磁束密度の2乗に比例し、磁束密度はコイルの電流に比例する。また、電流の極性を変えても反発力は生じない。そこで、能動型磁気軸受の多くでは一對の対向する電磁石を設け、図2に示すようにそのバランスを崩すことによって、磁路に働く力の総和を調整する。ラジアル磁気軸受とスラスト磁気軸受の典型的な構成図を図3に示す。

なお、磁気軸受に磁石の反発力を利用しようとする、回転子側に永久磁石や巻線を設けるか、超電導体のマイスナー効果を用いて、固定子磁極と同じ極性の磁極を発

原稿受付 2015年4月27日

*1 川崎重工業(株) 技術開発本部
〒673-8666 明石市川崎町1-1*2 川崎重工業(株) 機械ビジネスセンター
〒650-8670 神戸市中央区東川崎町3-1-1

現させることが必要になる。そのほか、渦電流による反発力を利用する方法もあるが、実施例は少ない。

2.2 磁気軸受の設計・シミュレーション技術

本節では、筆者らが実施したスラスト磁気軸受の電磁界解析シミュレーションと、制御系設計への適用方法について、概要を述べる。本技術は後述するターボプロワシステムの磁気軸受に適用されている。

磁束密度とコイル電流の間には、過渡的には時間遅れが存在する。この遅れの原因は、磁束の変化を妨げるように鉄心中に渦電流が発生するためである。

一般に、ラジアル磁気軸受は電磁鋼板を積層して磁極を構成するので、渦電流の影響を受けにくいとされている。一方スラスト磁気軸受は、ソリッドな鉄体で構成されることが多く、渦電流の影響を受けやすいと考えられる⁽⁷⁾。この渦電流は、周波数が高い領域で顕著となる。過渡的な外力に対する剛性などを評価するためには、製作に前もって、設計段階でスラスト磁気軸受の特性評価をすることが求められる。

近年の電磁界シミュレーション技術を用い、スラスト軸受の応答特性を評価した⁽⁸⁾。コイル電流の周波数を1.0 Hz、10 Hz、100 Hzとした場合の磁束分布を、図4に示す。周波数が低い1.0 Hzでは、ヨーク及びディスクの中心部まで磁束が分布している。周波数が上昇すると磁束分布が徐々にヨーク及びディスクの表面に集まりだし、100Hzではほとんど表面にしか磁束は存在しない。

この磁束の計算結果から求めた吸引力を図5に示す。周波数が100 Hzになると1Hzの場合に比べて吸引力は10dB以上低下している。

2.3 磁気軸受の制御

ここでは、磁気軸受の磁石単体としての制御を述べ、ロータの運動に関しては次項に記す。磁気軸受は位置センサを用いたフィードバック制御がなされる。ロータ位置は位置センサによって検出される。制御装置はこの位置情報をもとに、電磁石に流れる電流を調節して、ロータ位置が所定の位置になるように制御する。図6には、磁気軸受の典型的な制御構成図を示す。図6(a)に示す位置フィードバック制御系の中に、図6(b)に示すような一対の電流・力制御系が含まれる。

制御構成図からわかるように、磁気軸受に力が発生しても、それが速度となって位置に反映するまで、二つの積分動作を要する。すなわち制御的に180°の位相遅れが存在することになる。

また、前項で述べた電磁石の吸引力のコイル電流に対する時間遅れは、図6(a)では、Magnetic forceと記載の要素のなかに存在する。制御的な遅れとしてはこのほかにセンサの検出遅れ、制御装置の演算遅れ、入出力信号の時間遅れがある。

さらに磁石に特有な問題として、不安定化力の発生という現象がある。仮に磁極の空隙が何らかの外乱によって狭くなったとすると、磁気回路の磁気抵抗が減少する

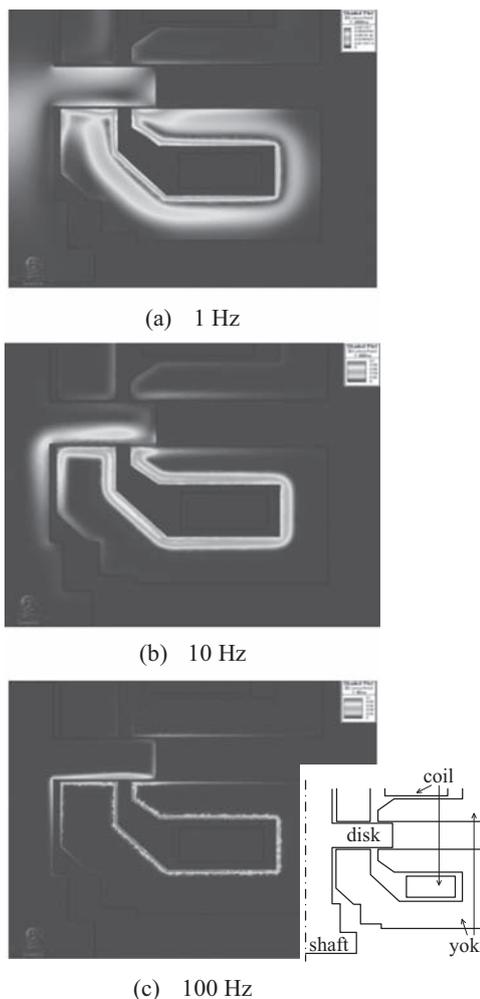


Fig. 4 Distribution of magnetic flux.

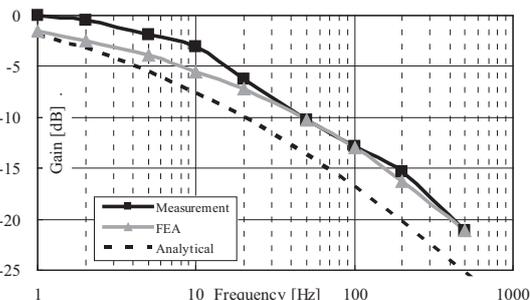


Fig. 5 Frequency response of magnetic force.

ので、磁束密度が増大することになる。このとき(1)式から吸引力も増大してしまうので、もっと空隙を狭くしようと働く。すなわち制御的には系を不安定化する働きをもつこととなる。図6(a)では、Unstable forceと記載された要素のパスがこれに相当する。上記のような時間遅れや不安定化力を有する電磁石に対して安定な制御を実現するために、制御系は注意深く構成されなくてはならない。フィードバック制御には微分動作や高次の位相補償を行う補償器が用いられている。

2.4 ロータダイナミクス

磁気軸受をロータに適用する場合には、図7に示すようにロータ両端の二つのラジアル軸受と一つのスラスト軸受で、ロータを支えることとなる。前項のようにして軸受の制御系を構成するとロータは見かけ上、五つのバネで支えられたような形となる。ロータは質量をもつので、バネ質点系が構成され、共振周波数をもつこととなる。さらに、モータロータおよび出力軸につながる負荷を剛体あるいは弾性体として取り扱うときは、図8に示すような振動モードを考える必要がある。すなわち、ロータを完全な剛体と見なすことができる場合にはパラレルモードとコニカルモードを、弾性体として取り扱う場合にはこれらに加えて最低でも曲げ1次モードを考慮しなくてはならない。またロータの振る舞いは、ロータの停止状態から最高回転数まで、加えて無負荷状態から全負荷状態まで変化していく。

ロータの振動を抑えるには、振動周波数域での加振を抑え、また制御的な制動効果を与えることが必要である。振動の共振周波数に対して制御特性を調節するノッチフィルタやトラッキングフィルタの技術、軸の振れ回り運動に着目して直交する座標での相互関係を利用したクロス制御、回転数に応じてゲインを調整するスケジューリング制御など、種々の制御手法が提案されている。クロス制御の構成例を図9に示す。図中のゲイン G_c のパスがクロス制御に相当する。詳細は参考文献(3)(4)を参照されたい。

3. 曝気用ブロワへの適用

3.1 ターボブロワシステム

下水道設備の運転に要する電力使用量は全国の総電力使用量の0.7%程度といわれており、その4割以上が下水を浄化するための汚水処理に要する電力である⁽⁹⁾。微生物を用いて汚水中の有機物を分離する生物反応槽には曝気のためのブロワが使用されている。ブロワは昼夜連続運転されることが多く、消費電力量も大きい。

ブロワには各種の形式があるが、最も構造をシンプルにできるのは、高速電動機による増速機レスの単段式ブロワである。増速機を用いた単段式ブロワや、商用周波数により駆動される誘導電動機を用いた多段式ブロワでは、潤滑が不要で高速回転に対応できるという磁気軸受の長所は活かしにくい。

図10にブロワシステムの外観と、電動機の内部構造およびインペラを示す。また、ブロワの主要目を表1に示す。

3.2 磁気軸受

ターボブロワに用いた磁気軸受の外観を図11に示す。ユニット構造になっており、モータと一体設計することによってロータの支持間隔を最小化し、ロータの固有周波数を高くしている。ラジアル軸受には、リラクタンス式の変位センサが組み込まれている。リラクタンス式の

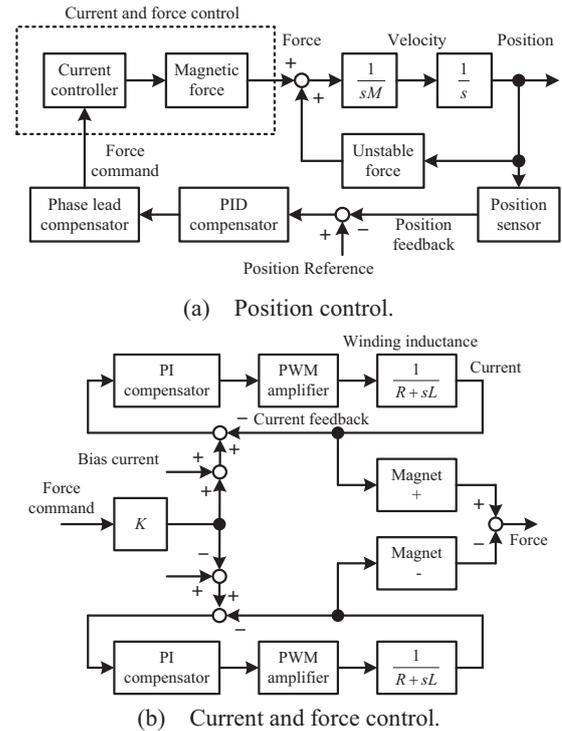


Fig. 6 Control of active magnetic bearing.

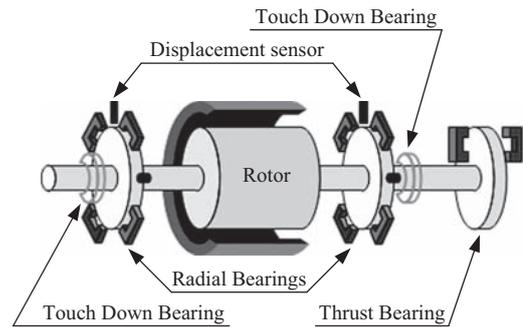


Fig. 7 Motor and magnetic bearings.

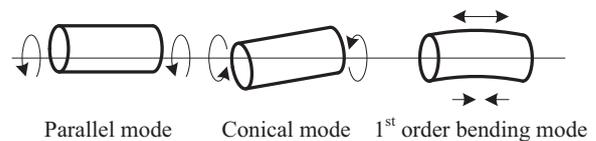


Fig. 8 Rotor dynamics.

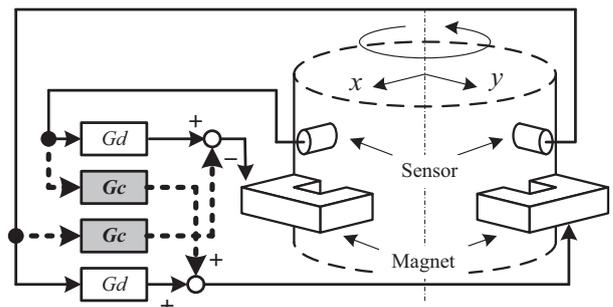


Fig. 9 Cross control.

センタは、数十kHzの磁界を用いてロータとの距離を測定する。磁気的なセンサは、電動機や磁気軸受自体が発生させる磁界の影響を受けることがある。そこで、有限要素法による電磁界解析などを用い、漏えい磁界の影響を軽減する設計を行っている。

3.3 タッチベアリングと停電検知・電力回生

タッチベアリングは、制御喪失が生じてロータが脱落しても、ロータとステータの破損を防ぐ目的で設けられる。また、無電源状態でもロータが固定されることを防いで保守を容易にする目的もある。タッチベアリングの内径と、ロータ軸の空隙は、磁気軸受の磁気ギャップよりも小さいことが求められるので、高い加工精度が求められる。

また、制御喪失が起こる最大の原因は、商用電源システムの停電、あるいは誤操作などに起因する電源遮断である。停電を防ぐにはUPS（無停電電源装置）の使用が考えられるが電池の保守が必要になる。本システムでは、停電を検知するとモータを発電機として機能するようにモータ制御を切り換え、この電力によって磁気軸受の電源が喪失することを防いでいる。図12に電源遮断時のパワーフローを示す。停電時でもコンバータとインバータをつなぐ直流中間電圧部（DC link）の電圧を一定にして、磁気軸受制御装置に電源を供給している。

なお磁気軸受に要する電力は、電磁石の励磁、センサ・制御装置の電力を合わせても、全体の電動機定格出力の0.2～0.3%程度である。

3.4 磁気軸受制御装置

制御装置は、変位センサの信号をもとに電磁石を駆動して電磁石の吸引力を制御する。磁気軸受は5軸分の自由度を制御しなくてはならないので、電磁石コイルの個数は10個となる。また、変位センサの信号も5軸が入力される。プロワの最高回転数は毎秒500回転を超えており、信号処理もこれに対応するために高速処理が必要である。

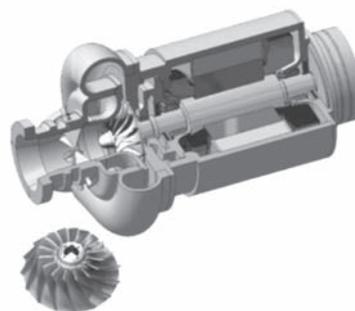
磁気軸受制御装置の外観を図13に示す。磁気軸受制御装置の寸法は400 mm×400 mm×250 mm (H×W×D)と、コンパクトな筐体に収められており、400kWまでの電動機の磁気軸受制御が可能である。

制御基板には、デジタルシグナルプロセッサに加えてFPGA（Field Programable Gate Array）が搭載され、高速の信号処理を行っている。磁気軸受制御装置は、軸受のフィードバック浮上制御のほか、制御系の調整・診断のための機能も有している。高速フーリエ変換（FFT）機能と、周波数スイープする加振信号によって制御系の伝達関数を求めるサーボアナライザ機能も内蔵させた。これにより、外部に特別な計測システムを用意しなくても、制御調整を可能としている。

磁気軸受制御装置はまた、状態監視機能も備えている。磁気軸受空隙長、軸振動の振幅、コイル電流値、駆動用トランジスタの温度などを常時観測し、上位コントロー



(a) Blower system.



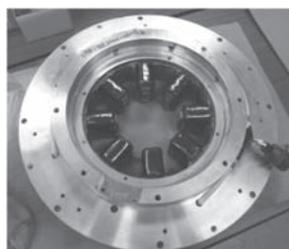
(b) Motor and impeller.

Fig. 10 Turbo blower with magnetic bearing.

Table 1 Blower specifications.

Type	Capacity (m ³ /min)	Footprint (m ²)	Mass (kg)	Power (kW)	Number of revolution (min ⁻¹)
MAG-R20	30~100	5.9	5,100	135	34,000
MAG-M20				230	27,000
MAG-M25	100~170	7.4	6,500	400	20,000
MAG-M35	170~300	11.6	9,400		

Powers and Numbers of revolutions are the maximums of their types.



(a) Radial



(b) Thrust

Fig. 11 Magnetic bearing for the turbo blower.

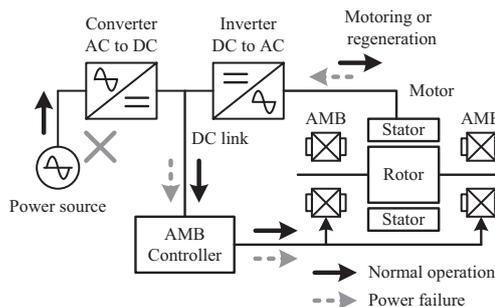


Fig. 12 Regeneration at power failure.

ラに信号伝送することによって、データロギングを行っている。磁気軸受運転モニター画面を図14に示す。

この磁気軸受制御装置の電源は、AC440V（単相/三相）と直流中間電圧部電圧のDC720Vのどちらでも可能となっており、前述した停電時の回生電力を供給電源とすることができる。

電子回路設計について述べておく。回転機械の寿命は数十年と長い。したがって、制御装置も高信頼・長寿命が望まれるとともに、将来装置が万一破損した場合であっても、代替の部品が容易に入手できることが望まれる。半導体機能部品については、いたずらに最新の高性能部品を採用するのではなく、実績が豊富で、こなれた部品を採用するように努めた。また、デジタルシグナルプロセッサやFPGAについても、将来の代替部品の入手性や、ソフトウェアの将来互換性に留意して選定している。

最後に納入稼働状況について述べる。現在およそ100台の装置が全国で稼働しており（図15）、多くの機械は昼夜連続運転されている。日本は地震大国であるが、地震や停電が原因となって磁気軸受が破損したという事例は、現在のところ報告されていない。

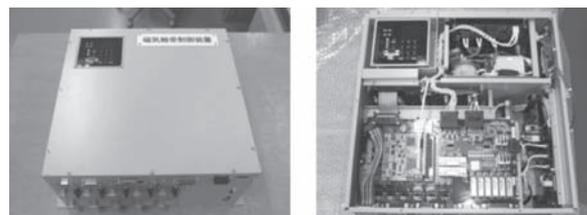
4. ガスタービンへの適用

ここでは、大型のターボ機械、ガスタービンへの磁気軸受の適用の現状について述べる。圧縮機分野では例えばMAN社（独）/SULZER社（スイス）のMopico圧縮機（8MW）、GE社（米）のBlue-C圧縮機（14.1MW）などが商品化されている。また国内でも各社が商品化を行っている¹⁰⁾。

圧縮機に比べ、ガスタービンでは磁気軸受の適用事例はほとんどない。これは、ガスタービンが燃焼を伴うため、ロータ及びステータの温度が高く、絶縁導体と電磁鋼板によって構成された磁気軸受が、この温度に耐えないためと考えられる。

図16に、ガスタービンの断面の一例をしめす。この例では遠心圧縮機が配置される出力軸側と、軸流タービンが配置される排気側の両端に軸受を備えており、スラスト力は圧縮機側に持たせている。特に排気側では軸受が高温ガスにさらされる。また、ガスの流路を避けて寸法的にかさばる磁気軸受を配置することは困難であることが予想される。

このような事情はあるが、1995年にはStorageらが、大型の軸流ガスタービンへの磁気軸受の適用検討を行っている¹¹⁾。また、Montagueらは、高温環境下でも動作可能な磁気軸受を試作し、単体試験を行った¹²⁾。この磁気軸受は、540℃という高温環境で動作可能である。電磁鋼板にはおよそ2.4テスラの高飽和磁束密度を有するコバルト合金、Hiperco 50が用いられている。Hiperco 50の特性を表2と図17に示す。特殊な材料ではあるが、空隙にはたらく電磁力は磁束密度の2乗に比例するので、



(a) Outside. (b) Inside.

Fig. 13 Magnetic bearing controller.



Fig. 14 Monitor screen.

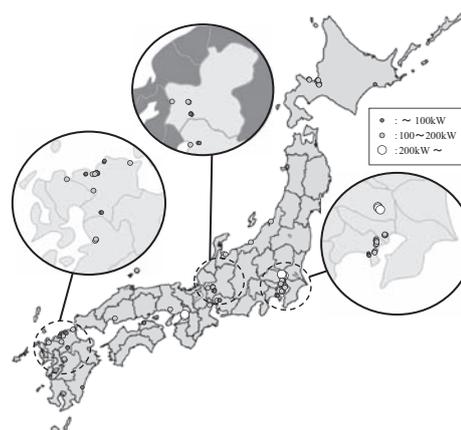


Fig. 15 Installation sites in Japan.

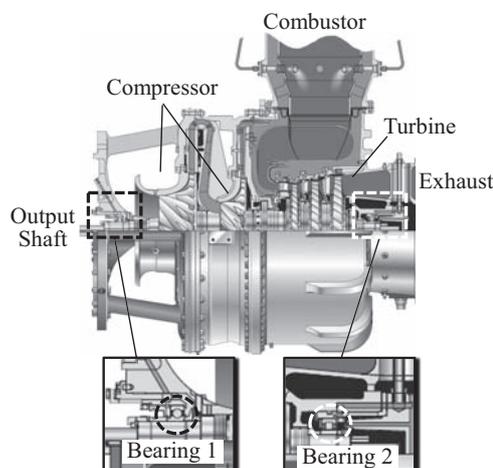


Fig. 16 Gas turbine and its bearings.

Table 2 Hiperco 50 alloy.

Type	Co-Fe alloy Hiperco 50 (0.35mm)	Non-oriented steel sheet 35H250 (0.35mm)
Saturation flux density (T)	2.4	2.0
Maximum permeability (-)	12,000	12,000
Coercive force (A/m)	72	≒ 24
Electric resistivity (Ωm)	40×10 ⁻⁸	56×10 ⁻⁸
Core loss (W/kg)	W10/60 2.4 W10/400 21 W20/400 30	W10/60 1.15 W10/400 17
Tensile strength (MPa)	814	500
Yield point (MPa)	434	402
Curie temperature (°C)	940	750

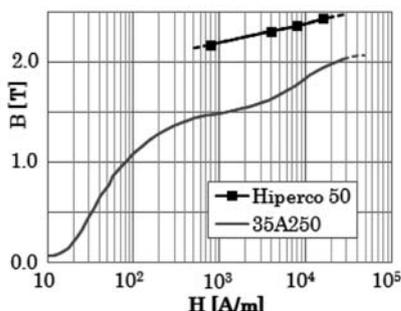


Fig. 17 Flux density of Hiperco 50

軸受の小型化に寄与すると思われる。また、電磁石を形成するための絶縁導体の被覆には、セラミック被覆を用いて耐熱性を確保している。

報告では、模擬的にスタータ側を電熱加熱して540℃での単体動作試験が確認されている。ただしロータの回転運動は与えられていないようである。

またこのほかの高温環境での磁気軸受として、精華大学を中心とした研究グループから、HTGRプロジェクトといわれる高温ガス炉のプロジェクトの報告がある¹³⁾。計画では、高温ガス炉のタービンコンプレッサへ磁気軸受が適用されるということであるが、実証炉の報告はまだない。

5. むすび

現在の磁気軸受技術の一端を紹介した。磁気軸受を含む回転機技術は範囲も広く内容も深い。すべてを知るとは筆者らの力の及ぶところではなく、詳しくは参考文献を当たられたい。地球環境にやさしい磁気軸受技術がさらに普及することを望んでいる。

参考文献

- (1) 松下修己, "磁気軸受", 日本ガスタービン学会誌, Vol.30, No.2 (2002), pp.23-29.
- (2) Chiba, A., Fukao, T., Ichikawa, O., Oshima, M., Takemoto, M., and Dorrell, D. G., "Magnetic Bearings and Bearingless Drives", (2005), ELSEVIER.
- (3) 我妻隆夫, 福島康雄, 高橋直彦, 松下修己, 金光陽一, "回転機械設計者のための磁気軸受ガイドブック", (2004), 日本工業出版.
- (4) 松下修己, 田中正人, 小林正生, 古池治孝, 神吉博, "続回転機械の振動・実機の振動問題と振動診断-", (2012), コロナ社.
- (5) 電気学会超高速ドライブ・ベアリングレス関連技術調査専門委員会編, "最新超高速ドライブ・ベアリングレス関連技術", (2006), p. 93, 電気学会技術報告第1058号, 電気学会.
- (6) 西村哲夫, 木下雄二, 久次米泰典, 進藤裕司, 松尾和也, 黒田雅教, 橋本公志, 中島健一, 澤田正志, "曝気用送風機の省エネルギーを追求 - 次世代高効率プロワ「川崎MAGターボ」 -", 川崎重工技報, 167号, (2008), pp.16-21.
- (7) 深田悟, 神谷嘉則, 下町多佳志, 水町豊, 久家誠, "能動形スラスト磁気軸受の動特性", 日本機械学会論文集(C編), 56巻526号 (1990), pp.1524-1529.
- (8) 澤田正志, 田宮智彰, 植木允啓, 中島健一, 片岡幹彦, 黒田雅教, 進藤裕司, "磁気軸受の周波数特性解析と制御系設計への適用", 電気学会産業応用部門誌, Vol.132, No.12, (2012), pp.1131-1140.
- (9) 中島満浩, "下水道における創・省エネルギーの現状と課題", 平成25年電気学会産業応用部門大会予稿集 (2013), pp.V69-V72.
- (10) 福島康夫, 西田秀雄, 白井保充, "これからのオイルレス化を担うプロセス用遠心圧縮機", 日立評論, Vol.74, No.4 (1992), pp.63-68.
- (11) Storace A. F., Sood D., Lyons J. P., and Preston M. A., "Integration of Magnetic Bearings in the Design of Advanced Gas Turbine Engines", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 117 (1995), pp.655-665.
- (12) Montague G., Jansen M., Provenza A., Palazzolo A., Jansen R., Ebihara B., "Experimental High Temperature Characterization of a Magnetic Bearing for Turbo-machinery", NASA/TM-2003-212183, ARL-TR-2929, (2003).
- (13) Zongxin Wu, and Suyuan Yu, "Htgr Project in China", Nuclear engineering and technology, Vol.39, No.2, (2007).

特集：軸受・潤滑システム

マイクロガスタービンにおける 軸受・潤滑システムについて

塩田 哲男*¹
SHIOTA Tetsuo

キーワード：マイクロガスタービン, 高速発電機, 転がり軸受, 潤滑システム, 潤滑油, 非接触シール, スクイズフィルムダンパ, フレーキング, スキッピング, 内部すきま
Micro Gas Turbine, High Speed Generator, Rolling Element Bearing, Lubrication System, Lubricant, Clearance Seal, Squeeze Film Damper, Flaking, Skidding, Internal Clearance

1. はじめに

株式会社トヨタタービンアンドシステムが設立した1998年以降、これまでの間に、約350台のマイクロガスタービンを出荷してきた。コジェネレーション用途以外にも、非常用発電装置、移動電源車、VOC処理システムなどの販売も行ってきた。近年では、燃料電池とのハイブリッドシステムへの適用も進んでおり、今後マイクロガスタービンの用途拡大が期待されている。

今回、弊社のマイクロガスタービンにおける軸系設計・保守について、話題提供させていただく機会を頂いたので、マイクロガスタービンにおける軸受・潤滑システムについて、概説する。

2. エンジン仕様と主軸周囲構造

2.1 エンジン仕様について

現在、弊社で設計・製造・販売しているマイクロガスタービンの技術仕様を表1に示す。

Table1 Specification of Micro Gas Turbine

エンジン型式	TG311	TG051R
形式	単純開放サイクル 一軸式	再生開放サイクル 一軸式
定格軸出力	309kW @25℃	57kW @15℃
回転速度	40,000min ⁻¹	80,000min ⁻¹
圧力比	6.39	3.6
空気流量	2.28kg/sec	0.493kg/sec
燃焼方式	希薄予混合燃焼	
排気温度	544℃	650℃
軸受形式	転がり軸受	
潤滑油	合成油 (MIL-PRF-23699 準拠品)	
発電機	交流同期発電機	インバータ式 高速発電機

原稿受付 2015年5月21日

* 1 (株)トヨタタービンアンドシステム 商品開発部
〒471-8573 豊田市元町1番地
トヨタ自動車株式会社 元町工場内

2.2 軸構造について

300kW級一軸式マイクロガスタービン（以下、TG311）の軸構造を図1に示す。

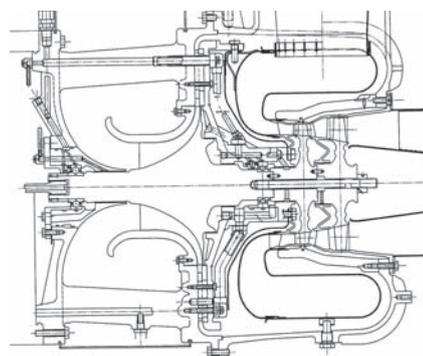


Fig. 1 Micro Gas Turbine Cross Section View (TG311)

軸受スパン内に軸系構成部品で一番重い遠心圧縮機を配し、両軸受でラジアル荷重を支持する。遠心圧縮機や軸流タービンの圧力差により生じる軸方向の荷重（スラスト荷重）を玉軸受で支持している。また、温度上昇により生じる軸方向の熱膨張を逃すためにタービン側には、円筒ころ軸受を採用している。エンジン動力は減速機を介して、同期発電機に伝達される。

次に50kW級一軸式マイクロガスタービン（以下、TG051）の軸構造を図2に示す。

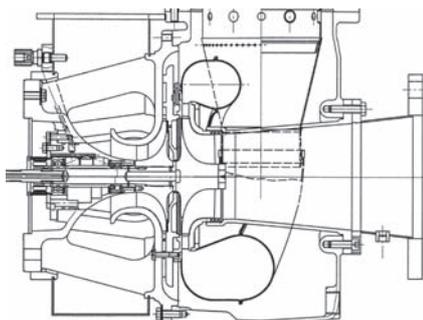


Fig. 2 Micro Gas Turbine Cross Section View (TG051)

TG311とは異なり、軸受スピンの外側に遠心圧縮機とラジアルタービンがオーバーハングしているのが特徴である。エンジン動力はエンジン主軸の同軸上に配した高速発電機に伝達される。

ガスタービンエンジンの主軸のみならず、補機を駆動する系統、エンジン動力を被駆動側に伝達する減速機、発電機、オイルポンプなどで、大小様々な軸受が多数使用されている。これらは、使用環境・負荷・製品の設計寿命・整備周期・組付け方法などを十分に考慮し、設計・選定されている。

2.3 軸受形式選択について

マイクロガスタービンにおける軸受の選択肢は、

- ・転がり軸受
- ・すべり軸受
- ・気体軸受（動圧型気体軸受）

の3形式（表2）があげられるが、弊社では、使い勝手の良さ、補機系を簡素にできるなどの利点から、転がり軸受を採用している。すべり軸受は、理論的に無限大の寿命（使用上は、摩耗等の問題があるので、有限寿命と考えるのが妥当）が魅力的ではあるものの、予潤滑用の潤滑油供給システム（オイルポンプや配管系、および制御）が別途必要になり、採用を見送っている。気体軸受は、負荷容量の観点で採用を見送っている。

Table 2 Characteristics of Each Bearings

形式	長所	短所
転がり軸受	<ul style="list-style-type: none"> ・負荷容量が大きい（剛性が高い） ・摩擦損失が少ない ・予潤滑用の潤滑システムが不要 	<ul style="list-style-type: none"> ・減衰能力がない ・転がり疲れ
すべり軸受	<ul style="list-style-type: none"> ・無限大の寿命（理論上） ・負荷容量が大きい ・設計の自由度が高い 	<ul style="list-style-type: none"> ・摩擦損失が多い ・予潤滑用の潤滑システムが必要
動圧型気体軸受	<ul style="list-style-type: none"> ・潤滑システムが不要 ・摩擦損失が極めて少ない 	<ul style="list-style-type: none"> ・負荷容量が小さい ・起動停止時に軸受面同志が接触

2.4 マイクロガスタービン用転がり軸受について

一般的な転がり軸受との比較において、マイクロガスタービン用の転がり軸受は、以下の3つ特性を有する。

- ・高速回転
- ・広い使用温度範囲
- ・大きな荷重／小さな荷重

2.4.1 高速回転

転がり軸受の『高速化の指標』とされる転動体のピッチ円直径と軸回転速度の積で表される『DmN値』は、メーカーカタログに記載のある類似軸受と比較して、5倍ほど大きく、250万を超える。

高速回転の影響としては、①内輪の高速回転に伴う転動体の公転速度も高くなり、潤滑供給を適正に行わなければ、軸受は焼付きに至る。②作用する遠心力の影響も大きくなり、内輪に作用する周方向の応力増大・転動体

に作用する遠心力による外輪軌道面での接触面圧増大など、機械的厳しさが増大する。③転動体に作用する抵抗力（抗力）も増大し、高速の転がり軸受固有の問題（スキッピング⁽¹⁾、後述）を生じやすくなる。

2.4.2 使用温度範囲

定格運転中は潤滑されているものの、非常停止後に生じる高温部からの入熱（ヒートソークバック）があるので、汎用機より使用最高温度が高温となる。一般的な軸受材質（SUJ2）では、寸法安定化処理を施したとしても、使用温度限界が250℃とされており、使用中に強度低下や寸法変化を引き起こす可能性がある。軸受が損傷し、エンジン全体を破損させることが懸念されるので、高温にさらされても材料強度が低下しにくい材質（M50）を採用している。また、高温側で使用されることが多い円筒ころ軸受では、軸受単品時の内部すきまが汎用軸受よりも広い。これは、単品状態から定格運転条件に至る過程で、組み付けによる内輪の膨張、遠心力や内外輪温度差、転動体の熱膨張により、内部すきまが大幅に減少するためである。このすきま減少量の見積もりを誤ると、ブレーキング損傷を引き起こす。

2.4.3 大きな荷重／小さな荷重

玉軸受では、大径の遠心圧縮機背面で圧力を受けるので、スラスト荷重が大きく、円筒ころ軸受では、軸自重と残留アンバランスによる荷重しか作用しないので、ラジアル荷重が小さい。

2.5 軸受支持構造について

表2の短所にあるように、転がり軸受は減衰能力を有しておらず、高速主軸で使用する場合には、潤滑油の粘性を利用した油膜ダンパ（以下、スクイズフィルムダンパ）を採用している。具体的には、軸受外輪と軸受箱（ハウジング）との間に一定量のすきまを設けて、すきま内に潤滑油を供給し、安定した油膜形成を行っている。スクイズフィルムダンパの終端部は、外輪の冷却も兼ねているので、いずれのエンジンにおいても開放型を採用し、潤滑油を積極的に流している。TG311では、スクイズフィルムダンパのみとなっているが、TG051では、スクイズフィルムダンパとともにセンタリングスプリング（図3）を採用し、振動レベルをスクイズフィルムダンパのみの場合より1/3以下に低減している⁽²⁾。スクイズフィルムダンパの減衰能力は、形成されるすきまや潤滑

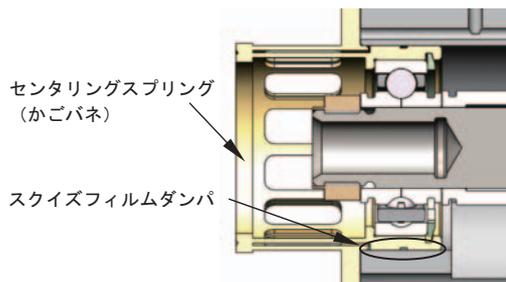


Fig. 3 Squeeze Film Damper with Centering Spring

油の粘性変化の影響を受けやすく、これらの影響を充分考慮し、解析や実機運転を行い、それらの結果を元に最適設計を行っている。

3. 潤滑システム

3.1 潤滑システムについて

潤滑システムの模式図を図4に示す。潤滑油供給システムとしては、MIL-PRF-23699に準拠した潤滑油をオイルポンプで昇圧し、オイルクーラで冷却した後、オイルフィルタで夾雑物などの異物をろ過し、清浄な潤滑油をエンジンや減速機に供給し、各部の潤滑・冷却を行っている。エンジン本体と減速機を同じ潤滑油で潤滑しているのが特徴である。ガスタービンエンジン本体寄りの油種選択であることから、減速機としては低粘度の潤滑油で潤滑することになり、負荷を受ける歯車・歯面の潤滑油膜形成にとっては厳しくなる。

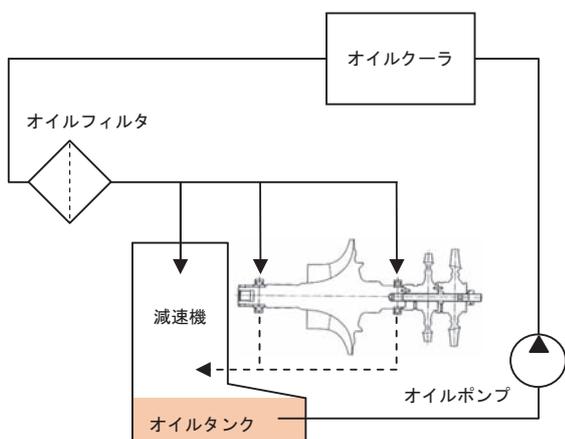


Fig. 4 Lubrication System Flow (TG311)

3.2 転がり軸受の潤滑方式について

マイクロガスタービン主軸の回転速度が高速であることから、転動体（玉や円筒ころ）の公転速度も一般的な転がり軸受と比較して高速になる。したがって、滴下給油や飛まつ給油などの穏やかな潤滑方式では、潤滑油の導入が転動体の公転運動により阻害されるなどして、潤滑油が必要な箇所に届かず、軸受が焼付きに至るので、強制潤滑方式を採用しなければならない。その方式としては、ジェット潤滑・アンダーレース潤滑・オイルエア潤滑などがあるが、弊社のマイクロガスタービンでは、最も簡素なジェット潤滑（図5）を採用している。

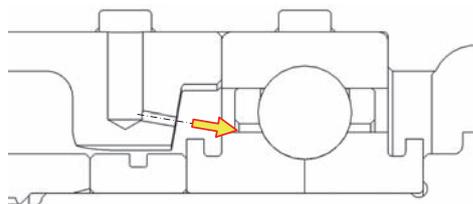


Fig. 5 Oil Jet Lubrication

3.3 密封機構について

軸受の潤滑・冷却に潤滑油を供給しているが、外部に流出しないようにするために密封機構を設ける必要がある。弊社のマイクロガスタービンは常用機がほとんどであることから、非常用機より運転時間が長くなるので、カーボンシールなどの接触シールは、シール性能は良いものの、摩耗の問題があるため採用できない。弊社のマイクロガスタービンでは、加工性や組付け性を考慮し、非接触シールの一種であるラビリンスシール（図6）を採用している。フィンが相手面に接触しても損傷しないようにするために、相手面には、軟質のアプレイタブル溶射を施している。非接触シールであることから、シールに用いる流体（当機では、遠心圧縮機で圧縮した空気の一部を利用）が密閉側に必ず漏れ込む。漏れ込み量はすきまやフィン段数の影響を受けるが、配置箇所形状・設計要求事項を考慮し、最適設計を行っている。また、漏れ込み空気は排油路を潤滑油とともに通り抜け、減速機内部に流れ込む。最終的には、ミストセパレータで気液分離を行い、漏れ込み空気を機外に排出している。

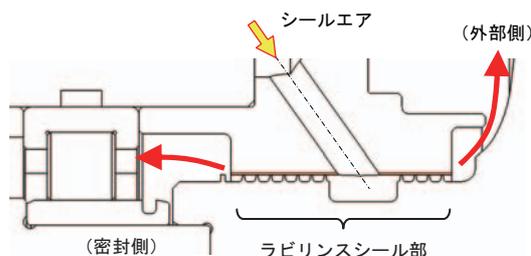


Fig. 6 Labyrinth Seal

4. マイクロガスタービン用の軸受設計から保守

軸受において、最も注意を払ったのは転がり軸受の損傷回避設計である。転がり軸受の損傷は、一度発生すると、初期損傷痕は、摩耗の進展により除去されるので、事象解析が思うように進めることができない場合もある。したがって、想定する損傷事象に対して、使用する転がり軸受の動作特性を十分に理解し、回避設計を行うことがエンジンメーカーとしての義務と言える。また、設計・製造した後、その設計条件をいかにして維持・管理していくかも課題であり、その一部を紹介する。

4.1 想定される損傷とその回避設計について

4.1.1 想定される損傷事象

マイクロガスタービン主軸で使用される転がり軸受の損傷事象としては、以下の事象が挙げられる。

- ・玉軸受
 - フレーキング
- ・円筒ころ軸受
 - スキッピング
 - 端面摩耗
 - 過負荷（異常振動・負すきま）

フレーキングとは、疲れ損傷の一種で、転動体表面や

軌道面上にうろこ状の剥離を呈する事象であり、スキッピングとは、内輪と転動体の接触面間で生じる激しいすべりのことを指し、特に高速・軽荷重下で生じる事象である。また、端面摩耗とは、円筒状の転動体が案内面内で過度の傾きを生じ、転動体の角部が摩耗する事象である。過負荷については、外部からの入力として異常振動、内部からの入力として内部負すきまがある。以下に、損傷回避に関する設計事例を紹介する。

4.1.2 玉軸受の場合

前述のように、スラスト荷重が大きい玉軸受で、フレーキング損傷が懸念される。転がり軸受における寿命計算式³⁾を式(1)に示すが、潤滑油の清浄度や潤滑油の粘度の影響も受ける(影響は寿命補正係数内に含まれる)が、主たる因子は荷重:Pであり、フレーキング損傷を抑止するには、作用荷重を下げるのが最も効果的である。

$$L_{10} = a_1 a_{ISO} \left(\frac{C_r}{P} \right)^3 \quad (1)$$

負荷低減対策としては、軸受構成要素設計側からは、負荷容量を向上させるために内輪を分割構造とし、転動体の充填数を増やすことで、個々の転動体に作用する荷重を分散し、負荷低減を図っている。荷重低減側からは、主軸表面に作用する圧力バランスを変更し、スラスト荷重を下げる設計を行っている。概念図を図7に示すが、遠心圧縮機の背面の圧力分布を変えるために、圧縮機の背面に圧力調整用のラビリンズシールを設け、ラビリンズシールの2次側への漏れ込み量を制限しつつ、2次側部の空気を適量抽気し、圧力調整を行っている。

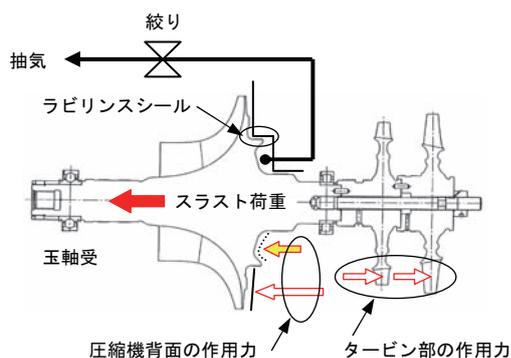


Fig. 7 Thrust Load Control on Main Shaft (TG311)

回避設計の結果については、X線回折法⁴⁾により転がり軸受の残存寿命評価を行い、疲労度を下げることができたことを確認しており、フレーキング損傷の発生リスクを低減できていると判断している。

4.1.3 円筒ころ軸受の場合

軸自重とアンバランス荷重しか作用しない円筒ころ軸受で、懸念される各損傷事象の回避設計について記す。端面摩耗は、円筒ころの端面部の潤滑を促進するために、

円筒ころの側面を案内する溝に傾斜を設けた形状(一般的に「高速つば⁵⁾」と呼ばれている)を採用している。過荷重(異常振動)は、スクイズフィルムダンパの最適化により、過渡時および定常時に軸受に作用する振動荷重を低減している。残る損傷事例は、スキッピングと過負荷(負すきま)の2つになるが、回避設計の進め方次第では、背反事項を背負い込むことになるので、以下解説する。まず、スキッピングの発生メカニズムを整理する。内輪の回転により、転動体は内輪軌道面から駆動力を得て、自転しながら公転する。公転速度は軸受の形状諸元から幾何学的に定まり、これを理論公転速度と呼ぶ。高速で使用される転がり軸受の場合、転動体の公転速度自体も速くなるのだが、実際は、抗力や潤滑油の攪拌抵抗を受けて、この公転速度は遅くなる。この状態を「公転すべり」と呼ぶ。著しい公転すべりが生じると、内輪・軌道面と転動体との間で激しいすべりが生じる。これがスキッピングである。それにより誘起される損傷がスキッピング損傷となる。したがって、個々の転動体の駆動力の総和と抗力の差が少なくなるほどスキッピングを生じやすくなる。スキッピングの回避設計は、「抗力の減少」、もしくは「駆動力の増加」の2つの方法があり、抗力の減少については、アンダーレース潤滑やオイルエア潤滑など抗力を減少させつつ、適切に潤滑や冷却を行う方式がある。しかしながら、構造的・コスト的制約により、必ずしもすべての高速回転機器に適用できるわけではない。この場合、ジェット潤滑を適用せざるを得ないが、潤滑油の攪拌抵抗を下げるために、潤滑油供給量の減量や潤滑油の低粘度化は、焼付き防止の観点から、採用できない。駆動力の増加については、ラジアル荷重を大きくすることや転動体に作用する面圧の範囲(以下、負荷圏)を広くする、外輪の軌道面を非真円形状とし負荷分布を意図的に変更する⁵⁾など、軸受荷重を上げる設計手法が主流であり、転がり軸受の寿命に対して十分な注意が必要となる。そこで、ラジアル荷重を一定とした場合を例に、転がり軸受の転動体に作用する最大面圧の分布、および寿命比の概算事例(図8~10)を示し、狙いの設計点を導出する基本的な考え方を示す。

図8より、ラジアル荷重が一定であったとしても、内部すきまが変化すると、負荷圏も変化することが分かる。内部すきまが $0 \mu\text{m}$ を基準とした場合、負のすきまほど広範囲に渡って高面圧が作用しているので、より多くの駆動力を得ることができる。ただし、図10に示すように、負のすきまが一定量を超すと、その内部すきまで計算される寿命と内部すきまがゼロの時の寿命(L_{10} 寿命)の比で定義される寿命比が急激に減少する。したがって、スキッピングの回避設計としては、運転中の内部すきまが $0 \mu\text{m}$ 近傍になるように軸受単品時の内部すきまを決定し、軸受に作用するラジアル荷重が狙いの値になるように適量の残留アンバランスを付与することになる。

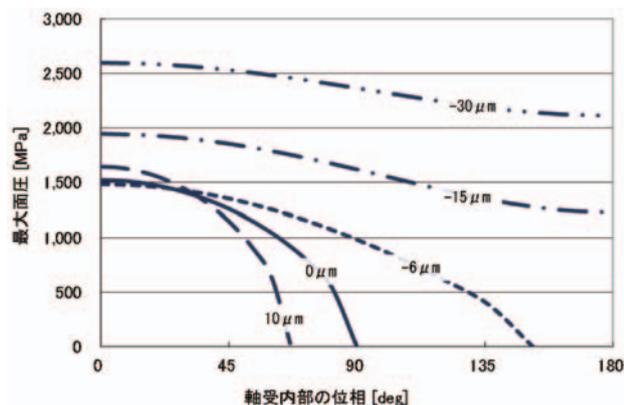


Fig. 8 Maximum Contact Pressure Distribution
(@ Radial Load Constant)

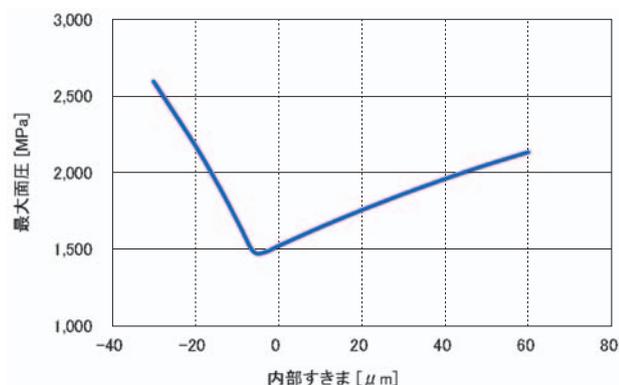


Fig. 9 Maximum Contact Pressure @0deg

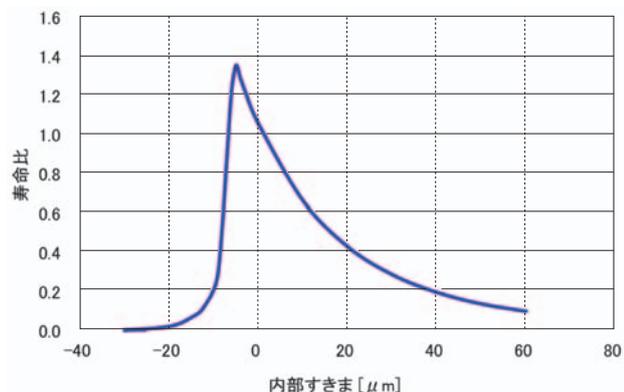


Fig.10 Ratio of Fatigue Life

4.2 エンジンオーバーホールについて

弊社の常用マイクロガスタービンでは、12,000時間間隔でエンジンオーバーホールを行い、主軸部の軸受交換を行っている。交換回収された軸受を調査したところ、寸法変化については、回収後も出荷基準値を満足していることを確認している。また、分解調査を行うと、硬度変化も認められない。摩耗については、玉軸受では摩耗はなく、円筒ころ軸受では端面摩耗対策で採用している「高速つば」部に軽微な摩耗が認められるものもあるが、機能的に問題にならない程度であり、十分な対策が行われていることを確認している。

次に、再組み付けの工程であるが、内外輪の嵌め合い部の寸法を組付けごとに計測し、適正值であることを確認した後、軸受の組付けを行っている。特に、内輪側の計測は重要だと考えている。内輪に過剰なしめ代を与えてしまうと、軸受の内部すきまが“負のすきま”側に寄り、早期にフレーキング損傷に至ることが懸念される。

4.3 運用中の潤滑油傾向管理について

潤滑油は、人間で言うと血液に相当するもので、機械装置に欠かせない要素である。この潤滑油の健康診断といふべきものが、性状分析である。潤滑油の性状や含まれる金属成分の増減を分析することで、潤滑油の劣化診断・機器内部の状態診断を行うことを可能にする。潤滑油の分析は、表3に示す4項目であり、稼働中のサイトから潤滑油サンプリングを行い、分析を行ってきた。その結果を紹介する。

分析方法の概要を表3に、潤滑油性状の分析結果を図11に示す。通常の使用範囲であれば、動粘度（粘性変化の程度を示す項目）や全酸価（酸化の程度を示す項目）に劣化は認められない。不溶解分も少なく、オイルスラッジの発生量は少ない。金属定量では、微量の鉄分（Fe）が検出されるが、使用に伴う通常摩耗レベルであり、軸受や歯車などのトライボロジー要素は、健全な状態を保ち動いていることが分かる。

Table 3 Analysis Method

試験項目	分析内容	関連規格
動粘度	潤滑油粘度の計測を行う。	JIS K 2283
全酸価	水酸化カリウムにより中和反応させ、酸性度の評価を行う。	JIS K 2501
不溶解分	0.8μm のフィルタでろ過し、摩耗粒子やオイルスラッジなどの軽量を行う。	JIS K 9931
金属定量	分光法 (SOAP 法) により油中に含まれる金属成分濃度の分析を行う。	—

5. あとがき

弊社で設計・製造・販売しているマイクロガスタービンを元に、マイクロガスタービンで使用される軸受・潤滑システムの概説を行った。

マイクロガスタービンを構成する部品・要素の中でも、転がり軸受や潤滑油は、専門性（トライボロジー分野）が高い部品・要素であることから、使用者側であるエンジンメーカより供給者側である軸受メーカ・潤滑油メーカに比重が大きいうように感じるものの、軸受の損傷は、エンジン本体の破損に直結し、顧客での商用運転ができなくなるなど、その影響はかなり大きく、設計から製造・運用・保守に至るプロセスはかなり重要であり、エンジンメーカとしても、これまで大きな努力を重ねてきた。

また、軸受メーカ側でもより高い信頼性を確保すべく新種のコーティングなど新しい技術領域にチャレンジし

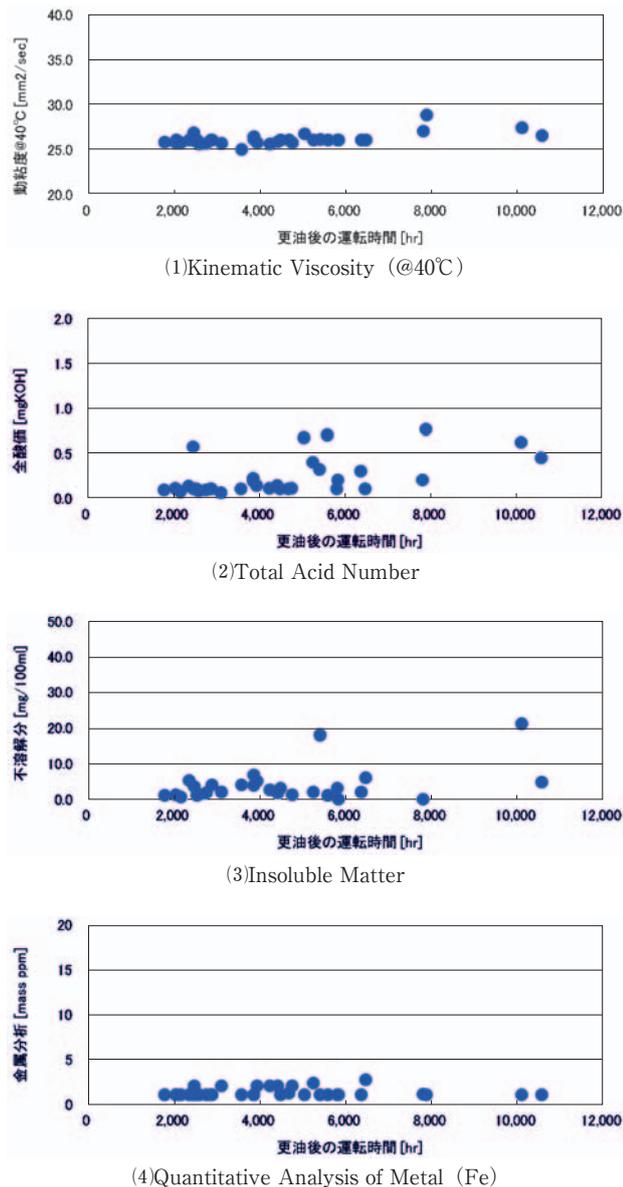


Fig.11 Trend Analysis of Sampling Oil

ていると聞く。エンジンメーカーとしても今後パートナー企業の動向も気になるところであり、互いに研鑽しながら、より信頼性の高いマイクロガスタービンを目指していきたいと考えている。

6. 参考文献

- (1) 山本精穂, 石原滋, “転がり軸受における摩耗－高速軸受におけるスキッピング損傷－”, 潤滑, Vol.24, No.11 (1979) pp.725-728
- (2) 樋口新一郎, 杉山末吉, 中野吉信, 大久保陽一郎, “50kW級TG051ガスタービンの開発”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.29, No.3 (2001), pp.146-151
- (3) 佐田隆, “転がり軸受の寿命計算に関する国際規格の動向”, トライボロジスト, Vol.52, No.3 (2007), pp.210-215
- (4) 小熊規泰, “軸受の残存疲労寿命予測 第1報: X線回折法の適用”, KOYO Engineering Journal, No.161 (2002) pp.26-31
- (5) 大浦行雄, 緩詰達司, “ジェットエンジン用軸受の開発”, NSK Technical Journal, No.663 (1997), pp.8-17

特集：軸受・潤滑システム

IHI(ABB)製船用過給機の軸受・潤滑システム

前田 幸弘*¹
MAEDA Yukihiko石綿 孝臣*¹
ISHIWATA Takaomi中野 賢治*¹
NAKANO Kenji

キーワード：過給機, 軸受, 潤滑システム

Turbocharger, Bearing, Lubricating system

1. はじめに

船用過給機（以下、過給機）では、燃料油や使用環境の過酷さから、軸受に対しても高い性能を求められる。例えば、車両用エンジンはガソリンや軽油など比較的良質な燃料油を使用しているが、船用ディーゼルエンジンではC重油と呼ばれる低質油を使用していることが多い。そのため過給機としては、燃料の燃焼によって発生するカーボンが潤滑油中に混入し、軸受を傷付けるというトラブルや、運転時間の経過と共にタービンの羽根に多量のカーボンが付着し、回転体のアンバランスが増加した結果、軸受へのダメージが大きくなることなどを想定し、これらに対応しておく必要がある。さらに、排ガス規制を背景とした高圧力比化や、ランニングコスト削減のためのメンテナンスインターバルの長期化のニーズから軸受への負荷の増大、耐久性の向上が求められており、本稿では、過給機の軸受がこれらの要求に対し、どのような変遷を辿ってきたかを、IHI製過給機を例に紹介する。

2. 軸受の種類

過給機には、径方向の荷重を受けるジャーナルベアリングと、軸方向の荷重を受けるスラストベアリングの2種類の軸受が必要である。一般に高速回転機械に用いられている軸受は、転がり軸受とすべり軸受の2種類に分類することができ、転がり軸受の中には、耐荷重は小さいものの、径方向と軸方向の両方の荷重を同時に受けることができるものも存在する。

一方、すべり軸受の場合は、径方向と軸方向の荷重を同時に受けることができないため、ジャーナルベアリングとスラストベアリングを別々に設ける必要がある。

過給機においてはコストの面から通常すべり軸受を採用しているが、エンジンの立ち上がり性能が求められるような場合においては、転がり軸受を採用するというように目的により使い分けがされる。軸受の系統図を図1及び図2に示す。

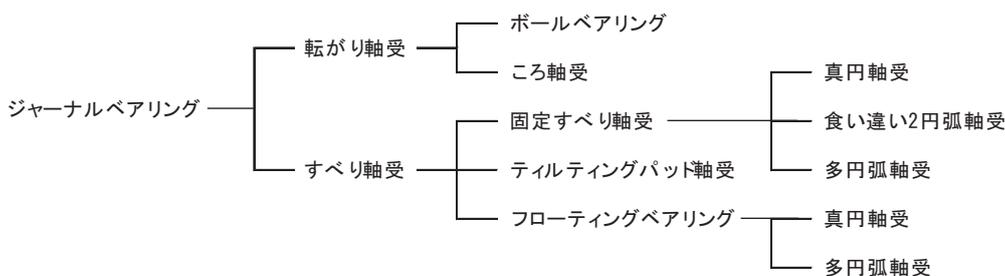


Fig. 1 Type of journal bearing

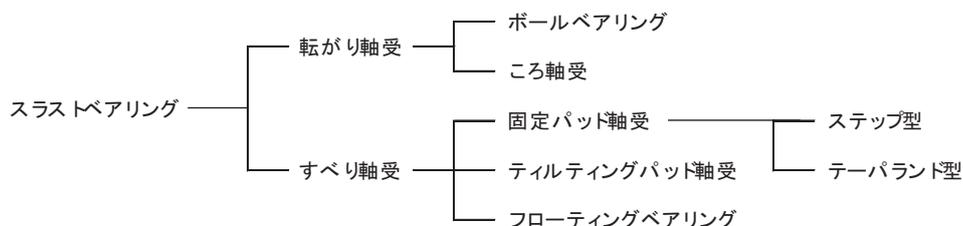


Fig. 2 Type of thrust bearing

原稿受付 2015年5月15日

* 1 (株)IHI 開発部 船用過給機グループ
〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1番地
横浜エンジニアリングセンター

3. ジャーナルベアリング

3.1 転がり軸受

過給機に使用する場合、ラジアル荷重とスラスト荷重を同時に受けることができるアンギュラボールベアリング(図3)が一般に採用される。従って、スラスト荷重のみを受けるスラストベアリングを持たないのが特徴である。また、大型の過給機では、熱膨張を吸収するためにタービン側にくる軸受(図4)を採用することがある。すべり軸受に比べてメカニカルロスが小さいことから、車両過給機のように高い応答性が要求される仕様では転がり軸受が採用されるケースがあるが、潤滑油中の異物に弱く、また軸受の減衰が小さいことから、船用過給機の最新機種では転がり軸受は採用されていない。IHI製過給機としては、VTR形過給機での採用実績がある。

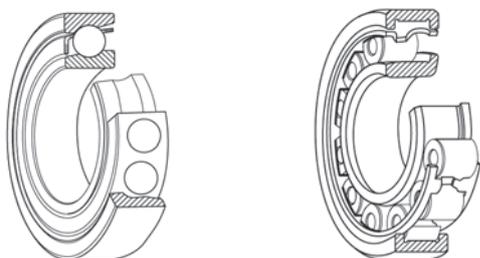


Fig. 3 Angular ball bearing Fig. 4 Cylindrical roller bearing

3.2 すべり軸受

過給機に使用する場合、一般にフローティングベアリングが採用されることが多い。すべり軸受では、軸、軸受、ハウジングのそれぞれの隙間にオイル潤滑による内周油膜、外周油膜が存在し、これによってベアリングは浮遊し、ロータ軸の振動を減衰させる。このうち潤滑油中に完全に浮遊しているものをフルフロートベアリング、ベアリングの一部をピン等で固定し、回転方向に回らないものをセミフロートベアリングと呼ぶ。すべり軸受のメカニカルロスと転がり軸受に比べると大きいものの、潤滑油中の異物には比較的強く、減衰が大きい、寿命が長いといった特長がある。フローティングベアリングの構造を図5に示す。

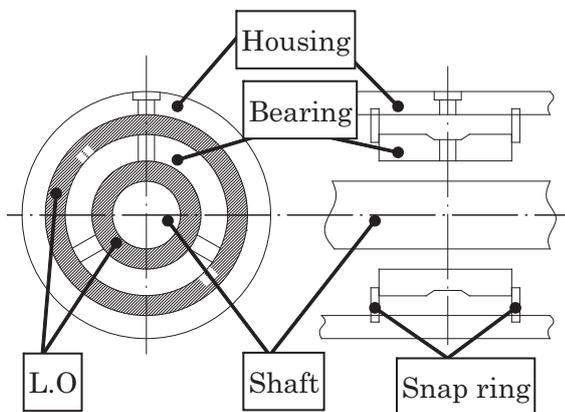


Fig. 5 Structure of floating bearing

3.2.1 フルフロートベアリング

フルフロートベアリングはピンなどで固定されることがなく、潤滑油中に完全に浮いた形となっていることから、潤滑油の粘性のために軸につれ回りをする。この結果、ロータと軸受、軸受とハウジングの相対速度を小さくすることができるため、軸受全体のメカニカルロスを小さくできるという特長がある。その反面、潤滑油が軸や軸受と一緒につれ回ることで軸受の内外周の油膜に運動エネルギーが与えられることから、オイルホールやオイルウィップと呼ばれる自励振動が発生しやすい。IHI製過給機としては、RU/RH.3形過給機での採用実績がある。フルフロートベアリングの構造を図6に示す。

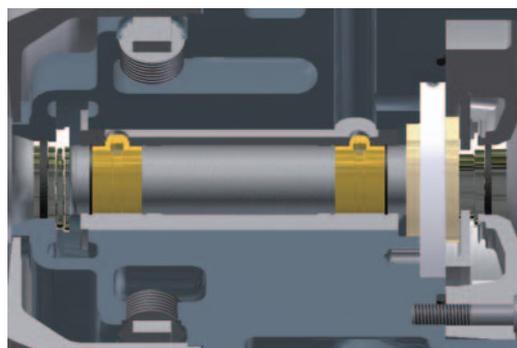


Fig. 6 Full-floating bearing

3.2.2 セミフロートベアリング

セミフロートベアリングはピンで回転を抑制しており、つれ回りを起こさないことからフルフロートベアリングと比較するとメカニカルロスが大きい。しかし、つれ回りをしないことから振動特性に優れ、強制振動や自励振動などの不安定振動をフルフロートベアリング以上に抑えることができるという特長がある。IHI製過給機としては、RH.3/AT形過給機での採用実績がある。RH.3形過給機については、当初はフルフロートベアリングを採用していたが、低質燃料油を使用するエンジンが増加するに伴い、排気ガスに起因するタービン側の汚れが主要因となる損傷が問題となるケースが多く確認されたため、これに対応する形でタービン翼に堆積した汚れにより発生するアンバランスの増加時にも良好な回転安定性が得られるセミフロートタイプのジャーナルベアリングを開発し、仕様に加えたという経緯がある。セミフロートベアリングの構造を図7に示す。

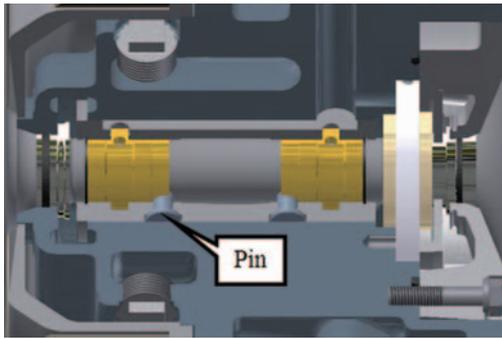


Fig. 7 Semi-floating bearing

3.3 真円軸受と多円弧軸受

フローティングベアリングの分類として、軸受内周の形状から、真円軸受と多円弧軸受に分類することができる。図8に真円軸受、図9に多円弧軸受の形状を示す。真円軸受は形状が単純であることから安価で製造が可能であるが、自励振動が起こりやすいという短所がある。一方、多円弧軸受は軸受内周が円弧上に加工されていることから、真円軸受に比べて同じ油膜厚さで軸が浮上した場合、偏心率を大きくとれるため、回転安定性に優れて

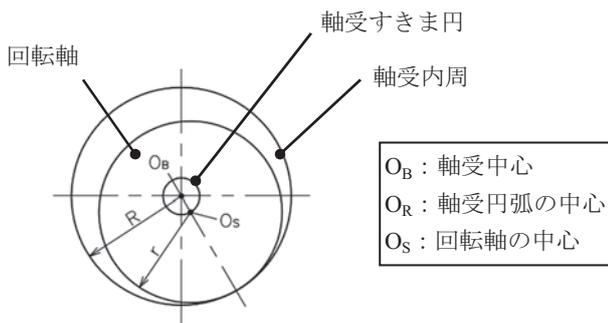


Fig. 8 Cylindrical bearing

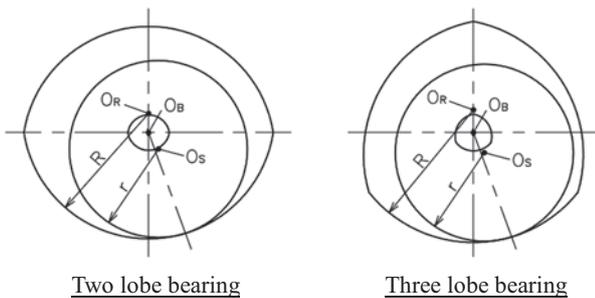


Fig. 9 Multilobe bearing

いる。このことから、IHI製過給機では、現在に至るまで多円弧軸受を採用している。

3.4 回転安定性試験による比較

軸受の評価のひとつとして、軸振動特性を評価する回転安定性試験というものが存在し、この試験では、強制振動や自励振動と呼ばれる回転体の振動について評価を行っている。過給機のような高速回転体においては、ロータは必ずある程度のレベルで振れ回っているものであり、この振れ回りのことを強制振動と呼ぶ。一方、自励振動とは、油膜が回転エネルギーを得ることで自ら引き起こされる振動を指し、なかでも1次振動の危険速度の2倍以上で発生する激しく波を打つような振動をオイルウィップ、オイルウィップよりも低回転で発生するものをホイルホワールと呼ぶ。オイルホワール、オイルウィップの発生は予測が困難であり、過給機の損傷、騒音に直接つながる危険があることから軸受設計にて未然に防ぐことが重要といえる。

図10及び図11として、回転安定性試験の結果を示す。試験体はいずれも三円弧形状のセミフローティングベアリングであり、形状寸法が一部異なる。図は横軸に回転数、縦軸に振動周波数を取り、円の大きさが振動の大き

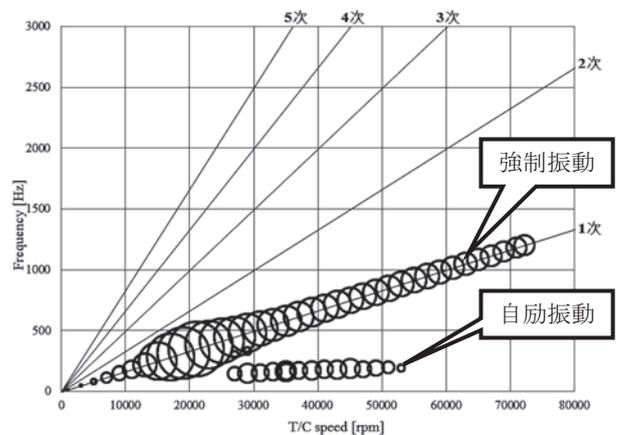


Fig.10 Test result of semi-floating bearing ①

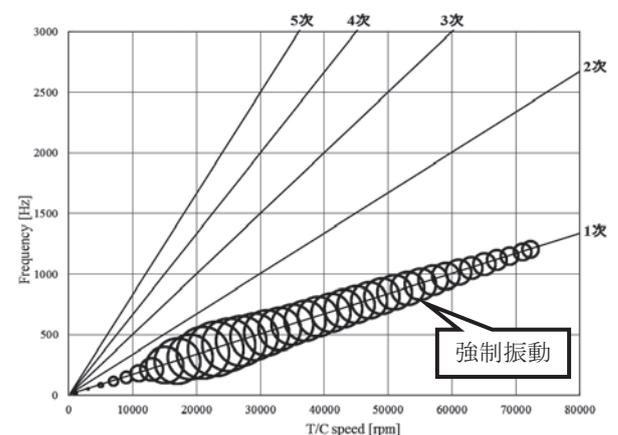


Fig.11 Test result of semi-floating bearing ②

さを表している。回転数と比例して伸びているラインが回転数の整数倍の振動数を表すもので、図中の右端に1次と記載しているライン上の振動が回転1次の強制振動に相当する。この回転1次より下側に示している振動が自励振動のオイルウォール、オイルウィップである。

結果を比較すると、図10では広範囲に渡り自励振動が見られるのに対し、図11では自励振動が存在しないことが確認できる。このように、IHIでは設計形状を試験により検証し、回転安定性に優れた仕様を採用している。

4. スラストベアリング

過給機のスラスト力は通常運転の場合、図12に示すようにタービン側からコンプレッサ側に向かって加わる。ただし、サージング（コンプレッサでの空気の脈動）が発生した場合は短時間におけるスラスト力の変動が発生するため、正方向と反方向の2方向のスラスト力を受けられるようになっている。IHI製過給機で使用されるスラストベアリングの種類としては、ステップ形とテーパランド形の2種類に分類することができる。

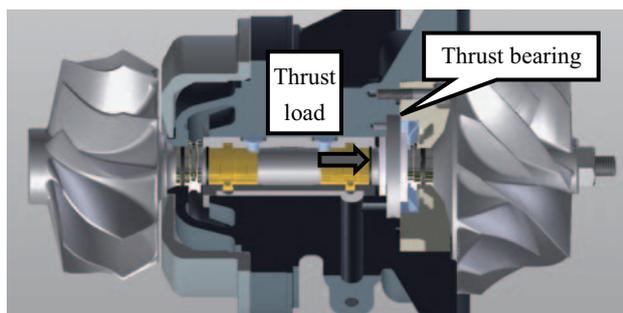


Fig.12 Thrust bearing

4.1 ステップ形

ステップ形とはパッド面（摺動面）に給油溝として段差を設けている形状のものを指す。テーパランド形と比べて負荷容量が大きく、形状の単純さからコスト面での優位性があるが、ミスアライメント（ロータ軸が傾いた場合）に対する許容値が低いという短所がある。ステップ形の構造を図13に示す。

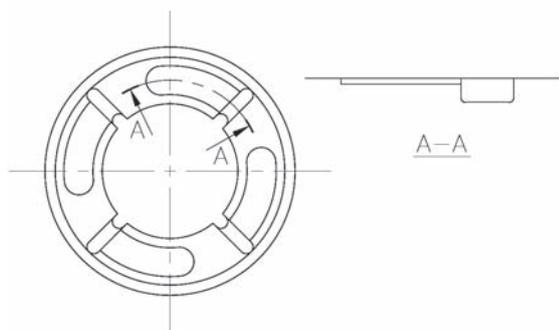


Fig.13 Step type

4.2 テーパランド形

テーパランド形とはパッド面の潤滑油誘い口部分をテーパ（テーパ部）にし、スラスト力の受圧面を平ら（ランド部）にしたものを指す。ステップ形に比べると負荷容量は小さいものの、ミスアライメントに対する許容値が高く、回転体のアンバランスに強いことから、IHI製過給機の最新機種ではテーパランド形を採用している。テーパランド形の構造を図14に示す。

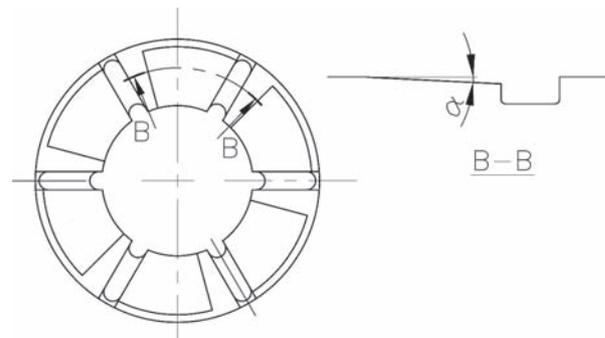


Fig.14 Taper land type

5. 軸受の配置

軸受の配置は回転体の両端で支える軸端支持タイプ（図15）と回転体の内側で支える中央支持タイプ（図16）の2種類に分類することができる。



Fig.15 External bearing arrangement

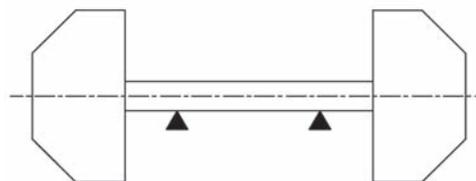


Fig.16 Internal bearing arrangement

5.1 軸端支持タイプ

一般的に軸端支持タイプは軸振動特性に優れ、かつ外部からの取扱いが容易なためベアリングのメンテナンス性に優れている。また、軸受部の軸径を細くすることができるため、周速度を小さくできるという利点がある。

その反面、図17に示すように、給排油構造を両軸端に設ける必要があることから、構造が複雑になり、過給機全長が長くなる傾向がある。また、タービンロータ及びコンプレッサインペラにアクセスするには軸受部を分解する必要があり、図18に示すように、回転体部分を過給

機から抜き出して作業する必要があるなど、メンテナンス性では次項の中央支持タイプに劣る。IHI製過給機としては、VTR形過給機での採用実績がある。

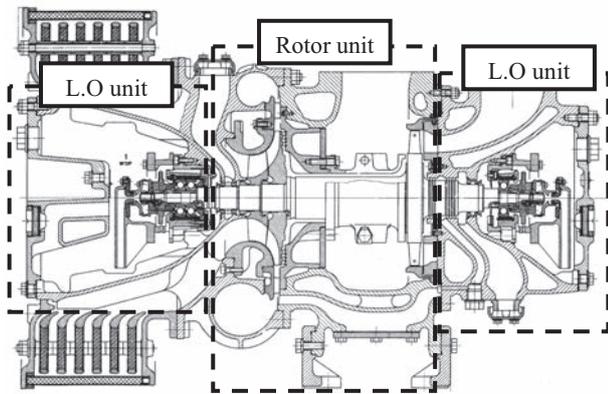


Fig.17 Turbocharger of external bearing arrangement

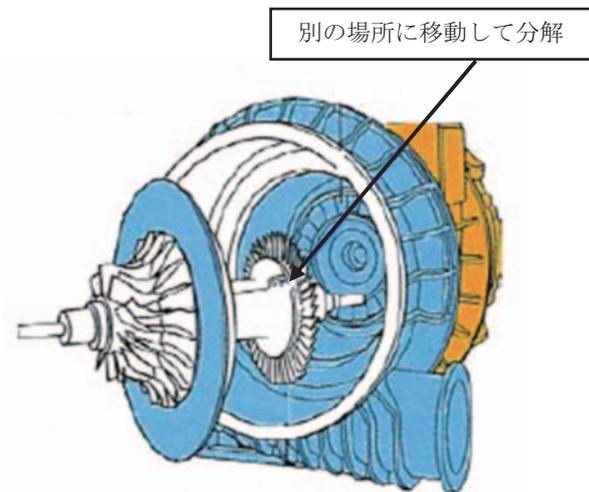


Fig.18 Disassembling of external bearing arrangement

5.2 中央支持タイプ

中央支持タイプは、軸端支持タイプに比べると軸振動特性が若干劣り、回転安定を図るため軸径を太くする必要があるので、構造が単純であり、図19に示すように、軸受部の分解をせずにタービンロータ及びコンプレッサ

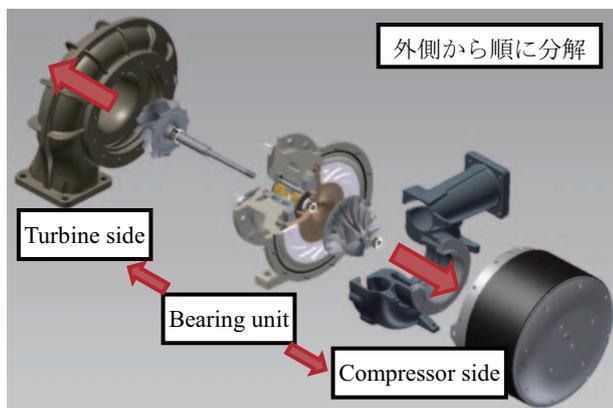


Fig.19 Disassembling of internal bearing arrangement

インペラにアクセスできることから、メンテナンス性に優れており、現在では中央支持タイプが主流となっている。IHI製過給機としては、RU/RH.3/AT形過給機での採用実績がある。

6. 給油方式

過給機の給油方式には外部給油方式と自己給油方式がある。外部給油方式とは、エンジンのシステム油を過給機の軸受部に供給して潤滑を行うものであり、潤滑油系統の構造を簡単にできるというメリットがあるが、エンジン内で発生したカーボン、摩耗粉(金属粉)等の異物が潤滑油中に混入するデメリットもある。一方、自己給油方式は過給機本体に過給機の軸受専用の潤滑油タンクを有するものである。この方式では、専用のタンクを有することからコストが高くなるものの、潤滑油中に異物等が混入し難いというメリットがある。図20に外部給油方式、図21に自己給油方式の例を示す。IHI製過給機としては、それぞれRH.3/AT形過給機は外部給油方式、VTR形過給機は自己給油方式を採用している。

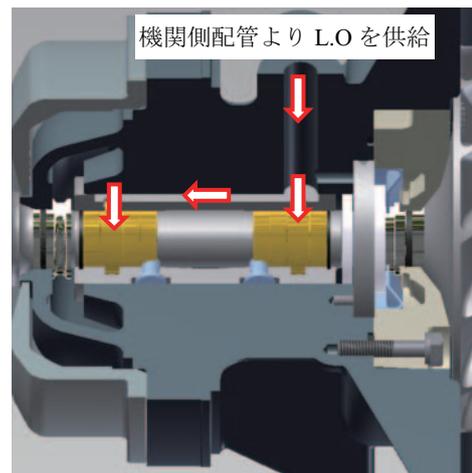


Fig.20 External oiling system

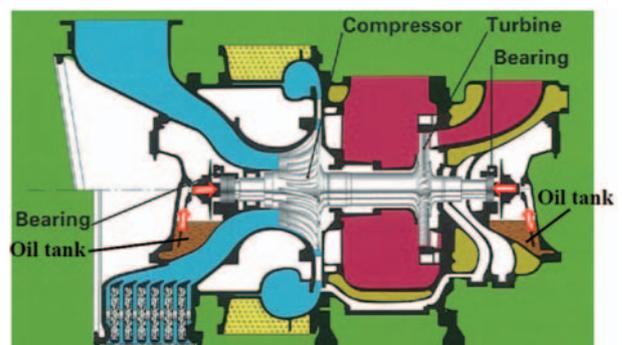


Fig.21 Self oiling system

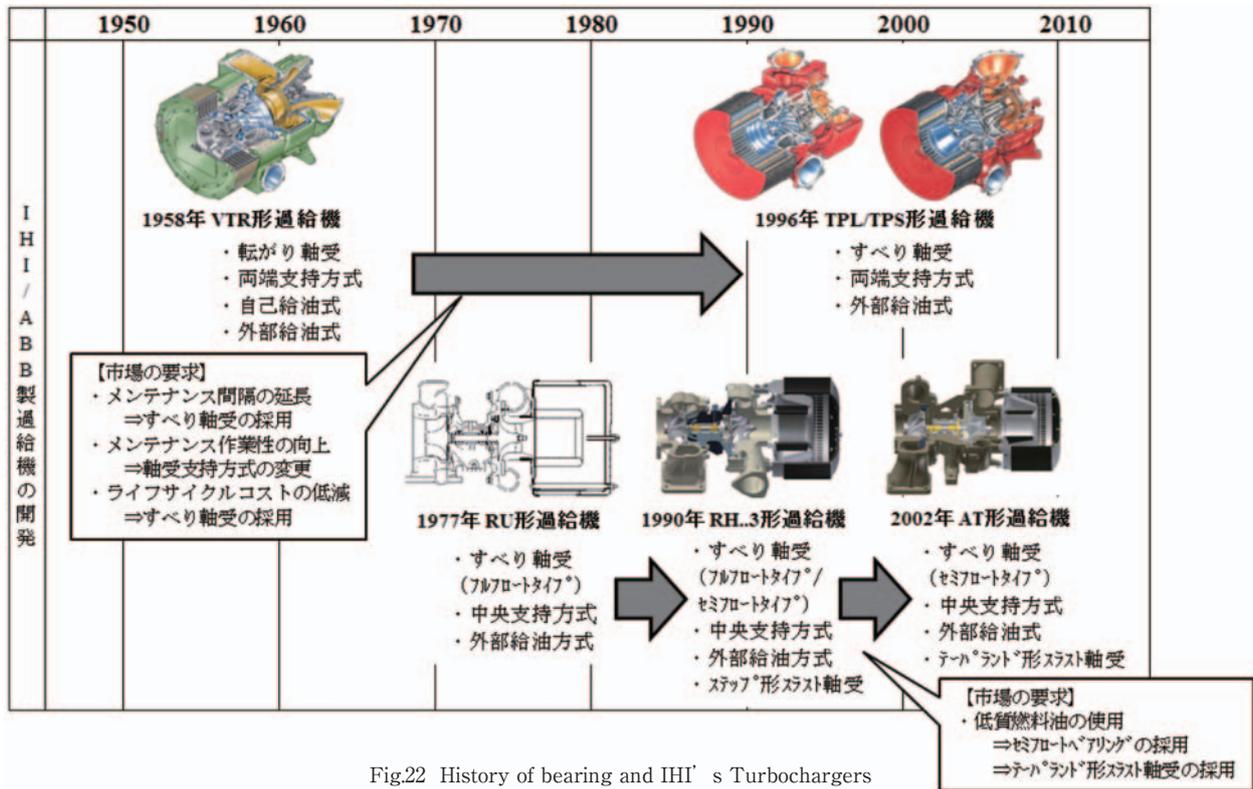


Fig.22 History of bearing and IHI's Turbochargers

7. 軸受及び潤滑システムの最新動向

IHI製過給機と過給機の軸受の変遷を図22にまとめる。現在に至るまで、過給機の軸受は市場の高い要求に応えるため、その時々改良を重ねてきた。そして、IHI製過給機としては現行最新モデルであるAT形過給機は、開発当初より低質燃料油を使用したエンジンへの適用を見据え、ジャーナルベアリングについては、アンバランス発生時にも良好な回転安定性が得られるセミフロートタイプを、スラストベアリングにはミスアライメントに強いテハラント形を採用。軸受の配置は中央支持方式を採り、分解開放やメンテナンス性にも配慮した設計とした。また、潤滑油の給油は外部給油方式であり、エンジン側の潤滑油が使用可能となっている。そして、2002年の初号機出荷以来、現在までに4000台以上を出荷し、低質燃料油を使用したアプリケーションで多数の実績を有している (図23)。

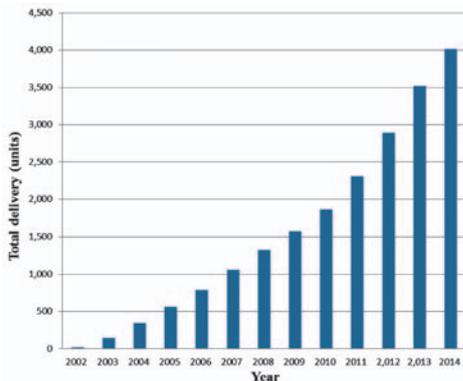


Fig.23 Total number of shipments of AT type Turbocharger

また、これまでに市場で8000時間を超える稼働をした過給機本体を回収して開放点検を実施し、軸受を含む各部品の健全性を確認しており、市場でもその高い信頼性が評価されている。

8. おわりに

近年、市場におけるディーゼル機関の低燃費化及び排気ガスのクリーン化への要求ならびにライフサイクルコスト低減のための要求から、軸受に対してメカニカルロス低減や耐久性の向上が望まれている。これら市場からの高い要求を満たすべく、今後も過給機ならびに軸受技術の改良、改善に取り組み、進化させていきたい。

参考文献

(1) 森寛之, 平田豊, IHI (ABB) 製船用過給機の動向, 日本ガスタービン学会誌, Vol.33, No. 4 (2005), pp. 262-267
 (2) 関田幸照, ターボチャージャ用軸受, ターボ機械, 7月号 (2004)

特集：軸受・潤滑システム

タービン油の技術動向

伊藤 岳史*¹
ITO Takashiキーワード：タービン油，基油，酸化防止剤，RPVOT，きょう雑物，Dry-TOST
Turbine Oil, Baseoil, Oxidation Inhibitor, RPVOT, Sludge, Dry-TOST

1. 緒言

タービンの潤滑油は、単にタービン油あるいはタービンオイルと呼ばれ、火力発電、原子力発電などの蒸気タービンの軸受や、水力発電用水力タービンの軸受など、各種軸受の潤滑油、あるいは各装置の制御用作用油として使われている。2011年の東日本大震災以降、電力の安定供給は国を挙げての重要課題となり、ひいては各発電所の安定稼働がつかないほどに求められている⁽¹⁾。タービン油に限らず、潤滑油全般は「機械の血液」と呼ばれており、機械装置が動く際にはなくてはならないものである。タービンの安定稼働が要求されるのであれば、同時にタービン油もそれに資する性能が要求される。タービン油は、原油を精製するなどして得られる「基油」に、各種「添加剤」を配合して製造されており、本稿ではその技術動向やタービン油の評価方法について述べていく。

2. タービン油の分類

2.1 種類

タービン油の分類の仕方も様々な切り口がある。たとえば、陸用・船舶用・航空用といった分け方や、基油の種類、添加剤の有無などといった観点があるが、タービン駆動のエネルギー別に整理するとわかりやすく、蒸気タービン油、ガスタービン油、水力タービン油などがある。これらは、タービン油の置かれる環境が異なるため、要求性能も異なる⁽²⁾。

2.2 要求性能

主要要求性能を以下に示す。

1) 適切な粘度 タービン油の製品名中には32や46といった数字の入っていることが多いが、これはViscosity Grade (VG) といって、40℃の動粘度を表している。たとえば32であれば、40℃の動粘度が28.8～35.2mm²/sの範囲にあることを示しており、発電用タービン油としてはもっともよく用いられているグレードである。適切な粘度を有することは、軸受潤滑の油膜を保

持するうえで最重要である。

2) 酸化安定性 タービン油は熱負荷のかかる環境で空気に接しているため、徐々に酸化劣化が進行していくことは避けられない。したがって、特に高温で使用されるタービン油には高い酸化安定性が要求され、高精製基油の使用や、適切な酸化防止剤の処方が必要となる。

3) 防錆性 タービン装置側の金属部材との適合性という面で、錆や腐食を起こさないことが必要である。

4) 消泡性 タービン油使用上の現実的な問題として、タンクにおける泡立ちがある。泡が立ちすぎるとタービン油の漏えいにつながったり、油量管理の障害となったりするため、多くのタービン油は消泡剤の配合がなされている。

5) その他 タービン油の主目的が潤滑である以上、異物の存在が極力少ないことが求められる。砂や埃、あるいは金属摩耗粉などの外部混入異物に加えて、タービン油が劣化した場合の析出物が少ないことが重要である⁽³⁾。制御用作用油としての観点からは、圧縮性の小さいことが必要であったり、動力伝達用にギヤが用いられているのであれば、高い極圧性が求められたりすることもある。また、水力タービン油ではそれほど温度が高くないためオイルへの負荷はそれほど高くはないものの、動作弁系の固着を防ぐために、清浄分散性が要求される⁽⁴⁾。

3. タービン油の組成

3.1 基本処方

一般的なタービン油処方はR&Oと言われており、鉱物油を基油として、防錆剤 (Rust Inhibitor) と酸化防止剤 (Oxidation Inhibitor) を組み合わせたものが基本骨格となっている。タービン油の動向という意味では、タービンの過酷度の上昇に合わせて、基油も添加剤も進化を続けてきた⁽⁵⁾。

3.2 基油

API (American Petroleum Institute) による基油のカテゴリーを表1に示す⁽⁶⁾。これによると基油は5つに分類され、鉱物油はGroup I～IIIであり、PAO (ポリアルファオレフィン) はGroup IV、これら以外がGroup Vである。Group I～IIIはふつう、製油所で原油を精製す

原稿受付 2015年5月11日

*1 JX日鉱日石エネルギー(株)潤滑油研究所
〒231-0815 横浜市千鳥町8番地

ること得られるが、精製の度をあげていくと、基油としては不必要な硫黄分が減少し、飽和炭化水素比率が増加する。また、動粘度の温度依存性を表す指標である粘度指数も高くなる。Group I～Ⅲの分類は硫黄分、飽和炭化水素比率、粘度指数で定義されており、精製度が高くなるとGroup IからⅡ、Ⅲへと移行するが、これはタービン油の性能としては酸化安定性の向上につながる⁷⁾。

Table 1 API Baseoil Category

	Sulfur(%)		Saturate(%)	Viscosity Index
Group I	>0.03	and/or	<90	80～119
Group II	≤0.03	and	≥90	80～119
Group III	≤0.03	and	≥90	≥120
Group IV	PAO (Poly- α -Olefin)			
Group V	Except Group I, II, III, IV			

精製度の違いが酸化安定性へおよぼす影響についての例を図1に示す。ここでは精製度の異なる基油に、同じ酸化防止剤(DBPC:2,6-Di-*tert*-Butyl-*p*-Cresol)を同じ量だけ配合した場合のRPVOTの値を示す。RPVOTについては詳細は後述するが、酸化安定性の指標のひとつであり、Group IからⅢへ移行するにともない、RPVOTの値が高くなる様子がわかる。

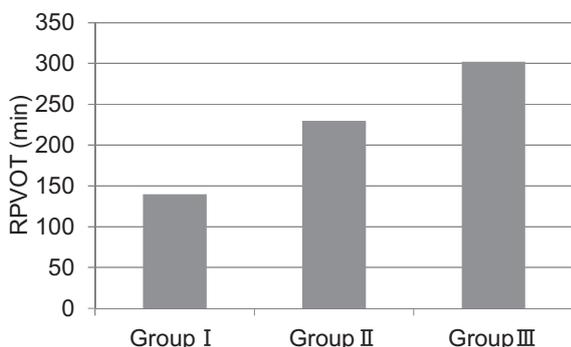


Fig. 1 The difference in the oxidation stability among Baseoil categories

3.3 酸化防止剤⁸⁾

タービン油に用いられる酸化防止剤としては主に、フェノール系、アミン系、金属系のもが挙げられる。

フェノール系酸化防止剤はその名の通りフェノール骨格を有しており、代表的なフェノール系としてDBPCが挙げられる。DBPCはタービン油に限らず潤滑油、あるいは化学製品に広く使われているもので、入手性もよく、実績も十分であり、酸化防止機能を果たした後の変質物の油溶性が高く、スラッジを生成しにくいといったメリットがある。

アミン系酸化防止剤はアンモニア(NH₃)の水素原子をフェニル基やナフチル基で置換したもので、フェノール系に比べて、特に高温領域において酸化防止効果が高く、ガスタービン油によく用いられる⁹⁾。同じアミン系

酸化防止剤を同量配合した基油カテゴリー別のRPVOTを図2に示す。図1と同じく、基油精製度が高いほどRPVOTの値が高くなる傾向が読み取れるが、フェノール系のDBPCを用いた図1の縦軸が100分単位であったのに対し、図2の縦軸は1000分単位の水準であり、アミン系の酸化防止効果の高さがわかる。

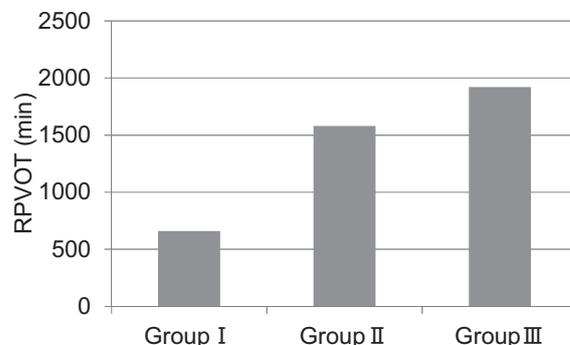


Fig. 2 The effect of amine type oxidation inhibitor

一方で、アミン系酸化防止剤はフェノール系酸化防止剤との相対比較において、着色しやすい、酸化防止機能を果たした後にスラッジ化しやすい、といったデメリットも指摘されている。色については、アミン系酸化防止剤が正常に酸化防止効果を発揮する際に、着色しやすい構造となるため不可避の現象であり、異常な酸化劣化が起こっていると誤解しないようにする必要がある。また、スラッジ化しやすいという点についても、油溶性の高い置換基の導入など、その分子構造に工夫がなされ、いまではそれほど問題になることもなく、広く使用されている。

金属系酸化防止剤の代表例といえば、ジアルキルジチオリン酸亜鉛(ZnDTP: Zinc Dialkyldithiophosphate)が挙げられる。ZnDTPは特にエンジンオイルの分野で長年の実績を誇る酸化防止剤であり、酸化防止効果のほかに摩耗防止性能などを有する多機能型添加剤である。金属系酸化防止剤は、酸化防止効果自体はフェノール系に比べて優れているが、それ自身油溶性に劣っていたり、あるいは他の添加剤と反応して金属せっけんを形成し、析出物の発生に至ることがあるので使用時には他油種のコンタミを忌避するなどの注意が必要である。

4. タービン油の評価方法

4.1 使用油管理項目

発電所におけるタービン油の運用には、項目ごとに管理基準を設けている場合が多い。以下に代表的な項目とその意義について述べる。

1) 動粘度 油の劣化度合いや異種油の混入などの目安に用いられる。酸化劣化が極端に進行すると値が上昇するため、VG32であれば先述のとおり28.8～35.2mm²/sの範囲から外れないように管理する必要がある。

2) 酸価 タービン油の酸化劣化物である有機酸を定量

した値であり、劣化度合いを把握することができる。油中の酸を水酸化カリウム (KOH) 溶液で滴定して測定するものであり、単位はmgKOH/gで、油 1gあたりに含まれる酸の中和に必要な水酸化カリウムのミリグラム数で表す。

3) 水分 直接的にタービン油の劣化を判断するものではないが、系内外から水分が混入した場合に、軸受けにおける潤滑不良やさびの原因となるため、管理する必要がある。飽和水分量を越えて水分が混入したような場合に、目視等で濁りを確認できる水準に管理基準値を設定するべきである。

4) 色 いわゆるASTM色と呼ばれる、淡い色の0.5から濃い色の8.0までの分類で表現されるものである。タービン油の酸化劣化や、異種油の混入によって着色が生じることがある。ただし、アミン系酸化防止剤は異常がなくても着色傾向があるため、アミン系酸化防止剤添加油の場合は管理基準の項目としては必ずしも必要ではない。

5) きょう雑物量 (重量法) タービン油の劣化により生成するスラッジや、系外から混入する塵埃等の不純物をろ過によって捕捉し、フィルタ上の重量を定量することでタービン油の汚染状態を把握するものである。スラッジやワニス発生のリスクを直接的に捉える指標として有意義であり、アミン系あるいは金属系酸化防止剤が用いられているタービン油の場合は特に、管理項目として推奨される。

6) きょう雑物量 (計数法) 外観からは目に見えないレベルの微粒子の分布を測定するもので、自動微粒子計数器で粒径分布を測定し、粒径区分ごとの粒子数から等級を求める。系外からの異物混入程度を目安として用いられことがあるが、サンプリング容器内部やサンプリングノズルからの汚染、あるいは採油後にフタをするまでの空気中の埃などにも影響を受ける場合があるためタービン油の管理項目としては外部要因を受けやすい試験項目である。上記重量法と目的が重複するため、重量法を管理していれば必ずしも必要ではない。等級の表示規格がNAS1638であったことから、本試験自体が通称として 'NAS等級' と呼ばれることもあるが、NAS1638は校正用粒子がすでに製造停止となっており、'NAS等級' はいずれ測定不可能となるため、ISO4406による等級表示に移行しつつある¹⁰⁾。

7) RPVOT Rotating Pressure Vessel Oxidation Test の略で、日本語では回転圧力容器式酸化安定度と言われる。タービン油の使用油管理の項目としては最重要項目であると言える。本試験は、タービン油が一定量の酸素を吸収するまでの時間を測定するものである。すなわち、酸化安定性の良いタービン油はなかなか酸素を消費しないため、一定量を吸収するまでの時間が長くなり、RPVOTの値が高くなる。

試験の手順は、タービン油を銅触媒および水とともに試験容器に取り、全体を圧力計を備えたポンベに入れ

る。ここに、初期圧力が620kPaとなるよう酸素を導入し、150℃の恒温槽で毎分100回転となるようにセットする。試験開始初期は加温されるため、内圧は上昇するが、一定の値に落ち着き、そのまま推移する。試験が進行するにつれ、酸化劣化が進み、ある時点で急激な酸素の消費、すなわち圧力低下が観測される。最高圧から175kPa低下した時点を試験の終了時とみなし、ここまでの時間を計測するものである。試験の概要を図3に示す。



Fig. 3 RPVOT

RPVOTの特徴として、上述のいくつかの試験、たとえば動粘度や酸価に比べて、油の劣化に敏感であることがある。そのため、管理項目としてはとても有用であり、RPVOTの値をモニターすることで、劣化の程度の把握のみならず、将来的な予想、補給や全量更油などの物差しとして活用することが可能である。一方で、人の手がかかる試験であり、試験コストとして安くはないため、使用油量の少ない小型産業装置などの潤滑油管理には不向きであるが、発電タービンのような大装置は油量も多く、RPVOTによる管理に適している。なお、以前は試験規格名称がRotating Bomb Oxidation Test (回転ボンベ式酸化安定度)であったため、略称もRBOTと表記されていた。

8) 泡立ち 多くのタービン油は消泡剤が配合されているため、新油時点では泡に関するトラブルが起こることはほとんどない。しかし、タービン油循環系のフィルタで消泡剤が取られてしまうことがあるため、管理項目として採用される場合がある。

4.2 新油評価項目

上述した使用油管理項目はもちろん新油でも重要な項目であることは言うまでもない。加えて、新油の性能水準を示すという意味での評価項目を以下に記す。

1) TOST Turbine oil Oxidation Stability Testの略で、日本語ではタービン油酸化安定度と言われる。触媒および水の存在下、酸素を吹き込みながら95℃で加速劣化させ、規定試験時間後の酸価の測定、あるいは定められた酸価の値に達するまでの時間で評価するものである。多くの公的製品規格では、1000時間後の酸価、あるいは酸価が2.0mgKOH/gに達するまでの時間についての閾値が定められており、後者においては数千時間以上といった具合に決められている。このように長い時間を要するため、新油評価にのみ用いられる。

2) Dry-TOST 上記TOSTをより高温とすることで評価時間を短縮できないかという発想に基づき、温度を

95℃から120℃へ厳しくし、これにともない水をなくして実施するTOSTをDry-TOSTと呼ぶ⁽¹¹⁾。Dry-TOSTは公的試験規格としては2013年にはじめてASTM D7873に規格化されている⁽¹²⁾。TOSTおよびDry-TOSTの概要を図4に示す。

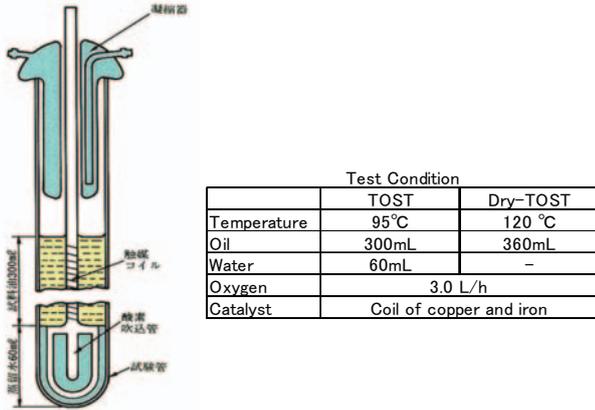


Fig. 4 Test condition of TOST/Dry-TOST

TOSTないしDry-TOSTでタービン油を加速劣化させ、一定時間後に採油して酸価やきょう雑物量、RPVOTなどを測ることで、そのタービン油の性能を評価することができる。タービン油の使用油管理基準規格であるASTM D4378あるいはIEC60962には、RPVOTの管理基準として初期値の25%という基準がある。そこで、Dry-TOSTによってタービン油を加速劣化させ、RPVOTが初期値の25%に至るまでの時間評価を行ったり、そのときの酸価、きょう雑物量、あるいはRPVOTの初期値に対する残存率ときょう雑物量の相関を把握するなど、評価の自由度が高いのが特徴である。したがって、Dry-TOSTは近年の高過酷度に耐えるタービン油、あるいはそれに用いられる添加剤の開発などに活用されている⁽¹³⁾。

3) FZG歯車試験 減速機などギヤ機構を備えたタービン装置では、その潤滑もタービン油が担っている。したがってこのような用途で用いられるタービン油には極圧性能が付与されており、その評価をFZG歯車試験で行うことが多い。FZG歯車試験機の外観を図5に示す。本試験の概要は、ギヤボックスに油を入れ、段階的に荷重をかけて、焼き付きの起こる荷重ステージを求めるものである⁽¹⁴⁾。

5. タービン油の使用油管理基準

4.1で述べた各使用油管理項目は、その測定結果を管理基準に照らし合わせて良否を判断されるべきである。管理基準はそれぞれのタービン運用事業者が独自に設定していることも多いが、ここでは当社の推奨する管理基準を紹介する。

蒸気タービン油とガスタービン油では、その特性が異なるため、別の管理基準が必要であり、それぞれについ

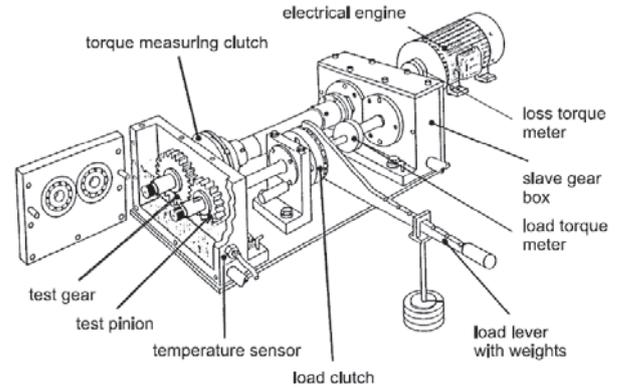


Fig. 5 FZG Gear Testing

での管理基準値および全量更油基準値を表2に示す。動粘度、酸価、水分は両油とも同じ設定であるが、異なるのは、色、RPVOT、きょう雑物量である。ガスタービン油は通常、アミン系酸化防止剤が適用されているため、色の管理が適用できず、きょう雑物量管理が要求される。また、RPVOTについては、蒸気タービン油であれば100分以上となるよう管理をし、50分を切るようであれば全量更油を推奨している。一方、ガスタービン油の場合は、新油RPVOTの絶対値が高いこともあり、新油対比の比率で管理基準値および全量更油基準値を設定している。これは、ASTM D4378あるいはIEC60962を参考としたものであるが、一部のガスタービン油では、RPVOTが初期値の25%を下回るあたりからきょう雑物量の発生が認められることがあり、その水準をタービン油としての寿命と判断できるからである。もしアミン系酸化防止剤配合タービン油を使用しているにもかかわらず、RPVOTの管理を100分以上としている場合には、きょう雑物発生リスクがあるため、適正な管理基準とは言いえない場合がある。

Table 2 Standard Value for Management of Turbine oil

		Steam Turbine oil	
		For Safe Control	For Replace
Kinematic Viscosity	mm ² /s	28.8 ~ 35.2	
ASTM Color		≤4	
Acid Number	mgKOH/g	≤0.2	≥0.3
RPVOT	min	≥100	≤50
Water	ppm	≤200	
Sludge	mg/100mL	-	

		Gas Turbine oil	
		For Safe Control	For Replace
Kinematic Viscosity	mm ² /s	28.8 ~ 35.2	
ASTM Color		-	
Acid Number	mgKOH/g	≤0.2	≥0.3
RPVOT	min	≥50% of New Oil	≤25% of New Oil
Water	ppm	≤200	
Sludge	mg/100mL	≤10	

6. タービン油の動向

まずタービン装置の動向をみてみると、コンバインドサイクル発電が登場して以来、さらなる発電効率向上のため、ガスタービン入口燃焼ガス温度は上昇の一途をたどっている。1300℃級ACC (Advanced Combined Cycle), 1500℃級MACC (More ACC), 1600℃級MACC2のように装置の過酷度が上がるにつれ、タービン油への負荷も確実に高くなってきている。したがって、このような過酷な環境で使用可能な従来同等以上の長寿命タービン油が望まれるようになってきている。これはすなわち、タービン油の酸化安定性への要求が高まっていることを意味している。具体的には、高RPVOT値のタービン油であるが、ただ単にRPVOTが高いだけではなく、同時にスラッジレスであることが必要である。先述のとおり、RPVOTを残存寿命としてとらえた場合、まだ一定のRPVOTの値が残っている場合でも、それとは別次元の劣化の進行としてきょう雑物が発生することがあるからである。

図6および図7に長寿命タイプのタービン油と、相対的にそれに劣るふたつのタービン油をDry-TOSTで評価した結果の例を示す。図6は試験時間に対するRPVOTの推移を示したものである。Bad Oil Bは新油RPVOTが1000分不足であり、性能不足である。一方で、Bad Oil Aは新油RPVOTが3000分超であり、ここからは高酸化安定性タービン油とも言えなくもない。しかし、図7に目を転じてみると、横軸にRPVOTの残存率、縦軸にきょう雑物量をプロットしたこのグラフにおいては、グラフの左側、すなわちRPVOTが低下してきた領域において、Bad Oil AはGood Oilよりもきょう雑物量が多くなっている。したがって、きょう雑物発生リスクのあるBad Oil Aよりも、Good Oilの方が高RPVOTと低スラッジのバランスがとれたタービン油であると言える。

このようなきょう雑物の発生が少ないタービン油は、別の利点として、補給使用が可能であるという点が挙げられる。RPVOTを高くする手段のひとつとして、酸化防止剤を多量に配合するということがすぐに思いつく。しかし、この手法は少なくともふたつの難点がある。ひとつめは、酸化防止剤は多く入れれば入れるほど効果が上がるわけではなく、それどころか自身の酸化劣化により、逆効果を招く場合があることである。そしてふたつめは、機能を果たした後の酸化防止剤がスラッジ源となり、きょう雑物量が増加してしまう点である。このような多量の酸化防止剤配合タービン油は、入れ替え補給を繰り返すとともに、きょう雑物発生リスクが高まってくるため、使い切りが推奨されていた。しかし、低スラッジタイプのタービン油ではこのようなことがないため、RPVOTの推移を管理しながら、補給を繰り返して使用することが可能である。実際にこのような長寿命タイプのタービン油が開発、実用化されてきており、高負荷タービンの安定稼働に資するものとなっている。

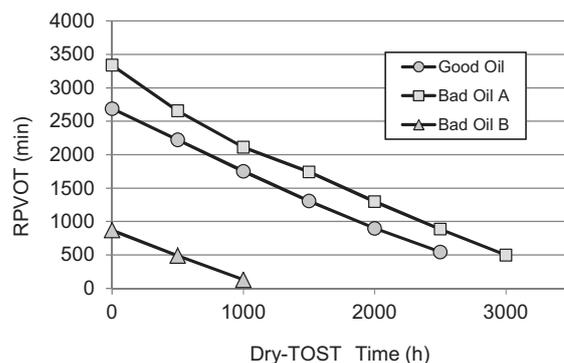


Fig. 6 Change in RPVOT by Dry-TOST

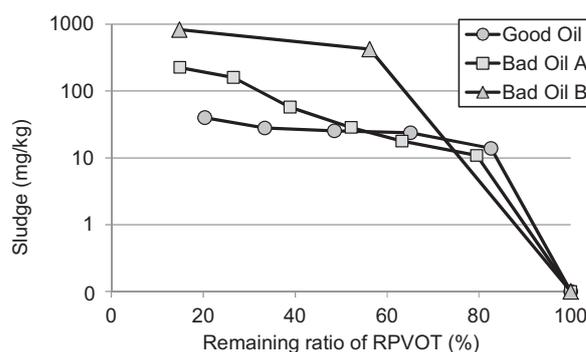


Fig. 7 Correlation between Sludge and RPVOT by Dry-TOST

7. 結言

タービン油は発電所における縁の下の力持ちのような存在で、必ずしもその存在意義に注目が集まるわけではない。しかしながら、発電効率の追求と稼働率の向上の両立にはなくてはならないものであり、年々負荷が高まるなかで、タービン油も進化を遂げてきている。さらに、基油の高品質化や添加剤の多様化、これらの組み合わせによってその発展は現在進行形で進められている。本稿がタービン油ユーザーにとって、タービン油の使用や管理の理解を深める一助になれば幸いである。なお、本稿では、事業用あるいは自家発電タービンを意図して、主にそこで用いられるタービン油について記述をした。航空機向けなどの小型高出力タービンなどには触れなかったが、これらはまたオリジナルの仕様があるため別処方オイルが必要である。

最後に、タービン油も社会インフラを支える一部材であり、省エネルギーや経済発展など、社会に貢献するものとして必要不可欠な存在であることから、今後のさらなる発展に期待している。

8. 引用文献

- (1) 小笠原潤一, “供給力低下で日本の電力需給逼迫 - 東日本大震災後に懸念拡大 -”, エネルギーレビュー, Vol. 34, No.8 (2014), pp. 38-41.
- (2) 片岡正樹, “潤滑管理 (タービン油)”, ENEOS Technical Review, Vol. 46, No.4 (2004), pp. 36-44.

- (3) Jim C. Fitch, Sabrin Gebarin, "Review of Degradation Mechanisms Leading to Sludge and Varnish in Modern Turbine Oil Formulations", *Journal of ASTM International*, Vol. 3, No. 8 (2008), pp. 54-63.
- (4) 河村英雄, 小泉道夫, "水力発電所タービン油の黒変現象とその対策について", *電力中研技報*, No. 64065 (1965).
- (5) 吉田俊男, "潤滑剤の必要性能と最近の添加剤動向について (タービン油)", *ENEOS Technical Review*, Vol. 47, No. 4 (2005), pp. 42-47.
- (6) API 1509 16th Edition, 2007 Engine Oil Licensing and Certification System.
- (7) Vincent, J. G., William, E. M., Tyler, W. C. and Emily, R. S., "The relationship between oxidation stability and antioxidant depletion in turbine oils formulated with Groups II, III and IV base stocks", *Journal of Synthetic Lubrication*, Vol. 24 (2007), pp. 111-124.
- (8) 渡邊亨, "酸化防止剤の機能と用途", *潤滑経済*, 2月号 (2003), pp. 6-13.
- (9) 吉田俊男, 熊崎脩, "ガスタービン油の実用性能と使用油管理", *日石三菱レビュー*, Vol. 43, No. 1 (2001), pp. 12-18.
- (10) 齊藤恒夫, 太田祐司, "ISO4406規格に対応した自動微粒子計数器", *ENEOS Technical Review*, Vol. 51, No. 1 (2009), pp. 27-31.
- (11) Yano, A., Watanabe, S., Miyazaki, Y., Tsuchiya, M. and Yamamoto, Y., "Study on Sludge Formation during the Oxidation Process of Turbine Oils", *Tribology & Lubrication Technology*, Vol. November (2009), pp. 57-66.
- (12) ASTM D7873-13e1 Standard Test Method for Determination of Oxidation Stability and Insolubles Formation of Inhibited Turbine Oils at 120°C Without the Inclusion of Water (Dry TOST Method).
- (13) 渡邊亨, "タービン油の安定化および性能試験の最近の動向", *月刊トライボロジー*, 7月号 (2008), pp. 16-18.
- (14) ASTM D5182-97 (2014) Standard Test Method for Evaluating the Scuffing Load Capacity of Oils (FZG Visual Method).

特集：軸受・潤滑システム

航空会社における軸受・潤滑システムの運用とメンテナンス

中野 剛^{*1}

NAKANO Tsuyoshi

キーワード：APU, DMS, ETOPS, SOAP, TAN, Water washing

オイル消費率, ベアリング, モニタリング, エアライン, 整備

1. はじめに

日本の民間航空では燃費性能向上の為にボーイング747-400型機のような4発機から双発機への移行が進んでいる。747-400型機の後継として登場した777型機では、エンジン推力は747-400型機用エンジンの約2倍に達し、主軸を支えるベアリングに作用する荷重もまた大きく、従来とは異なる木目細かな整備運用が求められるようになってきている。また双発機を欧州、北米などの長距離路線に投入する為には、ETOPS：Extended-range Twin-engine Operational Performance Standards：双発機による長距離進出運航に関する法規制に従う必要があり、APU：Auxiliary Power Unit：補助エンジンの運用も4発機に比べて厳格な対応が要求される。本稿ではエアラインにおける軸受起因の不具合防止を目的とした整備の実態をご紹介します。

2. 軸受不具合の未然防止

2.1 Debris Monitoring Systemの導入

ジェットエンジンの空中停止を防止する為、エンジンメーカー指示に従い、軸受には手厚い整備が行われる。ボーイング767型機に搭載されるCF6-80C2エンジンでは、軸受が破損した場合に早期にこれを察知し、エンジンの空中停止を防止する為、スカベンジオイルフィルターの差圧を感知するセンサー（図1）が組み込まれており、差圧が一定値以上に達するとコックピット内のEICAS：Engine Indication and Crew Alerting Systemと呼ばれるモニター画面上に“OIL FILTER”というメッセージが表示され、パイロットに軸受の故障を知らせるようになってきている。オイルフィルターには一定時間毎の交換が義務付けられており、フィルター 差圧感知システムも一定期間毎に点検されるが、軸受が破損してフィルターに一定量の金属片が捕獲されるまで不具合を検知することが出来なかった。この為、CF6の後継機として日

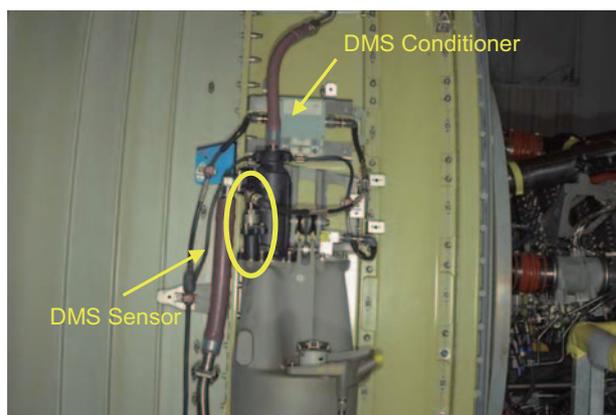


Fig. 1 Debris Motoring System on the oil tank of GE90

本航空で使用しているGE90, GENxエンジンには新たにDMS：Debris Monitoring Systemが装備されている。

DMSセンサー内部にはコイルと永久磁石が組み込まれており、磁性体金属片を捕獲するとともに、金属片がコイルを通過する際に発生する誘導起電力をセンサーからDMS Conditionerに送り、これが一定値を超えるとFADEC：Full Authority Digital Engine Computer（エンジン制御コンピュータ）にて金属片の個数がカウントされる（図2）。

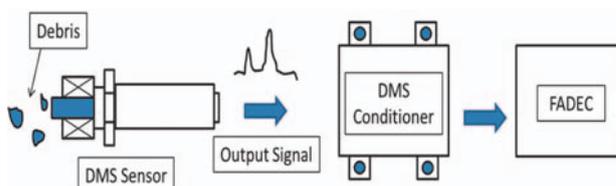


Fig. 2 Data flow of GE90 Debris Motoring System

DMSセンサーが一定以上の個数の磁性体金属片を検出すると、FADECからCMC：Central Maintenance Computer（整備コンピュータ）にデータが送付され、事前に必要な整備処置が指示される仕組みとなっている。磁性体金属片を認識するDMSセンサーからのシグナル閾値や、整備処置を指示する金属片の個数はFADECのソフトウェアにより変更可能であり、運航経験を積むに連れてより信頼性の高いシステムとなってきている。

原稿受付 2015年5月25日

*1 (株)JALエンジニアリング

エンジン整備センター 技術開発グループ長
〒282-8610 千葉県成田市成田国際空港内
日本航空エンジンメンテナンスセンター

本システムの導入により、軸受起因のエンジン空中停止率は747型機などに比べて大幅に低減されており、双発機の長距離運航を支える重要な要素となっている。

2.2 Vibration MonitoringとAdvanced Airborne Vibration Monitoring Systemの装備

従来より主にエンジン内部の損傷を検出するため、エンジンケースの外側には圧電素子を取り付けられている。継続的にモニタリングを行うことで、タービン翼等の不具合の事前察知が可能となる（図3）。最近では機上からACARS：VHFを使用したデータ通信機能やSATCOM：人工衛星を利用したデータ通信機能を利用して、データをエンジンメーカーに送信し、24時間体制で監視が行われている。エアラインはインターネットの専用サイト上でエンジンの振動の変化を確認出来るとともに、不具合が予見される場合にはメーカーから検査指示が出されることから、エンジンの空中停止防止に非常に有効である。

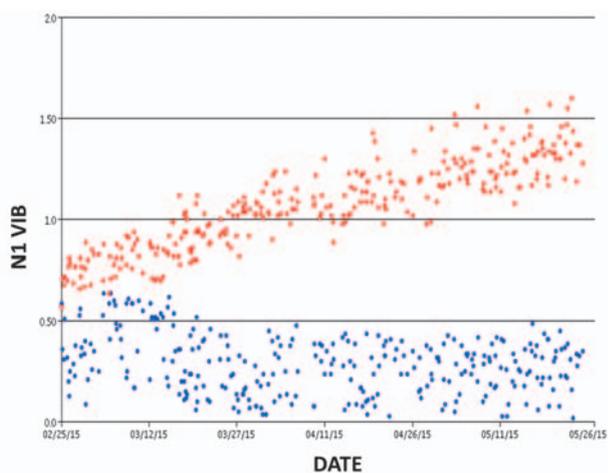


Fig. 3 Trend monitoring of Engine Fan Vibration
片方のエンジンのファン振動が徐々に上昇している不具合の確実な防止には長期モニタリングが重要となる

但し、従来のデータではファン、コアのいずれの振動であるかは分かるものの、あくまで其の後の詳細検査を前提としたものであった。これに対して、各ベアリング毎の振動スペクトル情報をフライトデータから解析しておき、圧電素子から得られたデータを機上で解析し、どのベアリングに異常が検出されたかを表示可能なAAVM：Advanced Airborne Vibration Monitoring Systemが装備されてきている。

日本航空では737-800型機より搭載されており、より正確に、且つタイムリーな整備処置が実施可能となり、エンジン空中停止防止に役立っている。

2.3 Spectrometric Oil Analysis Program (SOAP)

SOAP はエンジンオイルを一定時間毎にサンプリングし、分光分析によってオイル中に含まれる金属元素の種類とその量を測定するもので、採取したオイルサン

ルを分析器にかけ、Oil 中に含まれているFe, Cu, Al, Mg, Ti, Cr, Ni等の元素含有量（ppm）を一定飛行時間毎に測定する。

Bearingの状態をモニターすることが主たる目的であるが、軸受以外にもギアボックス内部の歯車など、オイルシステムの様々な関連部品の不具合を事前に察知出来る特徴がある。

各部品の材質が特徴的なものであれば、含有元素濃度の上昇により不具合部品を特定して整備処置を行うことが出来る為、エンジンの空中停止を防止する上で重要な検査の一つとなっている。

2.4 Oil消費率のモニタリング

オイルはエンジン各部の熱を吸収して高温に晒される為、通常燃料と熱交換を行っている。この熱交換器に内部リークがある場合には一般的に圧力の高い燃料がオイルシステム側に混入するが、エンジン回転数が低い場合にはオイル圧力が燃料圧力よりも高い場合がある。このような状況ではオイル消費量が増加しつつ、オイルの粘度が低下する事態となる。この場合、ベアリングの油膜保持性が失われ、放置すればベアリングの損傷に至る可能性があることから早期の整備処置が必要となる（図4）。

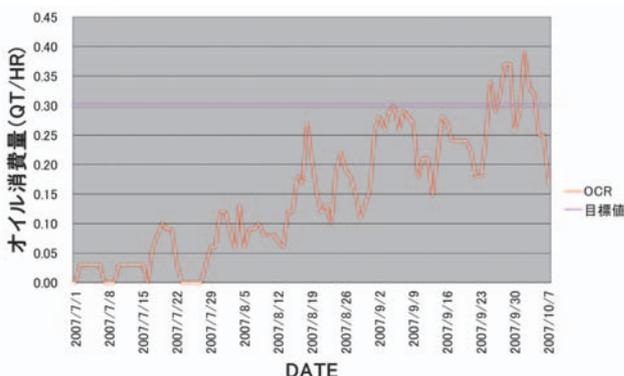


Fig. 4 Oil consumption trend in case of Fuel/Oil Cooler Internal Leak

燃料の混入は注油の際にオイルタンクキャップを開けた際、通常とは異なる臭気が発生する為、経験のある整備士であれば直ちに異常に気付くが、混入量が比較的に少ない場合には気付かないこともあり、オイル消費量のモニタリングが重要となる。燃料の混入発生時が疑われる場合には、燃料はオイルよりも比重が小さい為、ベアリングの健全性確認を目的として採取したオイルサンプルの比重検査が行われる。但し、混入量が微量の場合には比重検査では検出が難しい為、日本航空ではガスクロマトグラフィー検査を行って同定している。

また、エンジン内部のボアスコープ検査はタービン翼などの健全性確認の為に以前から行われる手法である。エンジンにはモデルによって異なるが、主軸を支える為の複数のベアリングが存在するが、燃焼器近傍のベアリングコンパートメントからオイル漏れが生ずると、加熱

によりオイルが発火してしまう恐れがある為、オイル消費量をモニタリングして上昇傾向が認められる場合にはエンジン外部のリーク源の特定と共に、ベアリングコンパートメント内のオイル漏れについてもボアスコープ検査が指示される。DMSのような最新の検査手法ではないが、エアラインにとってエンジンの空中停止防止には欠かせないものである。

2.5 全酸価、動粘度の測定

SOAP検査の際、オイルサンプルはプラスチック製の小さな容器に入れ、エアラインの技術部門にて解析が行われる。この際、臭気に異常が認められたり、オイル黒変が著しい場合には、詳細な検査が指示される。

オイルは使用時間とともにやや黒変することが通例であるが(図5, 6)、異常な黒色を呈する場合はオイルシステムの一部が高温となり、オイルに含まれる添加剤が酸化している可能性がある。このような場合、全酸価：Total Acid Numberと動粘度を測定し(図7)、オイルの劣化具合を定量的に観察するとともに不具合箇所特定を行う。全酸価はオイル1g中の酸性成分、添加剤中の酸性物質、使用中に生成した有機成分等、全酸性成分を中和するのに要するKOH：水酸化カリウムのmg数で表され、ASTM D664に従い、また動粘度についてはASTM D445に沿った測定を実施している。



Fig. 5 Blackened Engine Oil (Exxon Mobile MJ02)



Fig. 6 Oil Filter used with blackened oil (Exxon Mobile MJ0254)

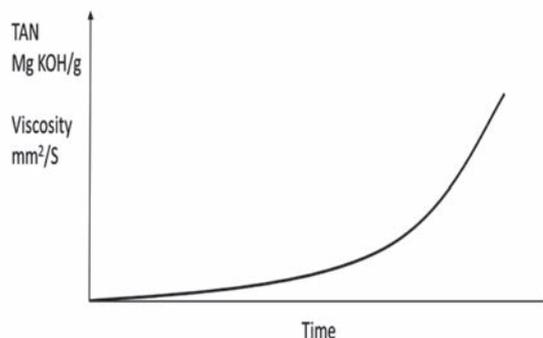


Fig. 7 TAN: Total Acid Number and viscosity vs. Time

2.6 Oil Filter Inspection

オイルフィルターはエンジンメーカーの指示により一定飛行時間毎に交換されるが、その際フィルターに捕獲された微細な金属粉もオイルシステムの不具合を事前察知するのに極めて重要である。先述のDMS：Debris Monitoring Systemは、不用意な機上メッセージ発出による整備処置を避ける為、比較的大きい金属片をカウントするよう設定されている。DMSにカウントされず、フィルターに捕獲された微小金属粉を一定時間毎に電子顕微鏡で観察、X線分光分析することで不具合を特定し、空中停止を未然に防止することが可能となる。

図8は実際にオイルフィルターから採取された微小金属片で、これを分析した結果、M50材(ベアリング構成材料)であることが判明、エンジン分解に至ったが、空中停止を未然に防止することが出来た。

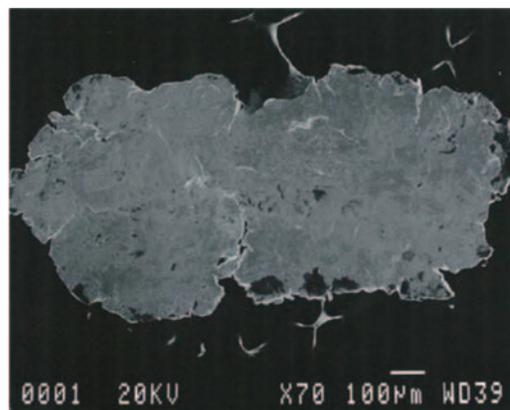


Fig. 8 SEM Image of oil filter trapped metal debris

2.7 燃費向上施策 - Engine Water WashingがBearingに与える影響について

高騰する燃油費用低減の為、圧縮機に付着した汚れを温水で定期的に洗浄し、燃費回復を図る施策は世界中のエアラインで広く行われている(図9)。エンジンモデルによっても異なるが、最大で1%程度の巡航燃費改善が見られる事から、日本航空でも10年程前からWater washingに積極的に取り組んでおり、国際線機材では年2回程度実施している。

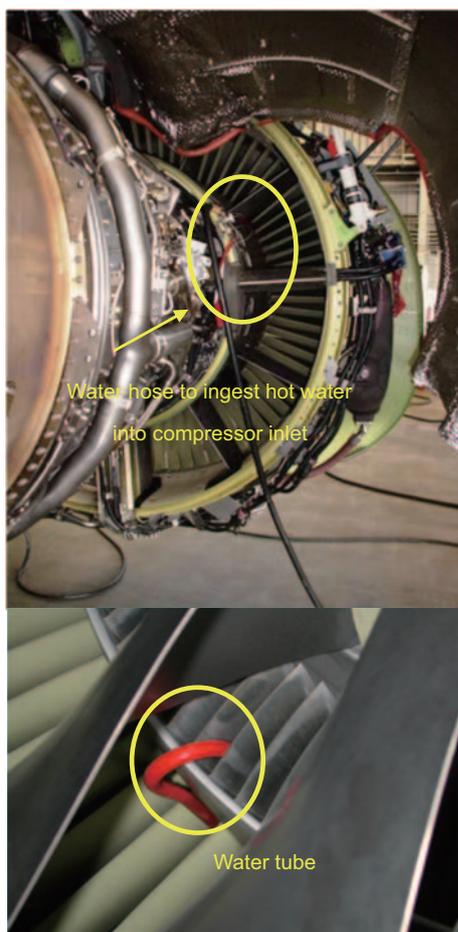


Fig. 9 Engine water washing for CFM56-7B powered 737-800

CO₂排出削減の観点からも好ましい取り組みではあるが、メインベアリングにラビリンスシールを採用しているエンジン等ではWashing中に水がオイルシステムに混入する為、ベアリングへの悪影響を避ける為、注意が必要である。エンジンモデルにより必要とされる整備処置は異なるが、一般的にはエンジンを高出力で運転し、オイル温度を100℃以上に保持して混入した水分をオイルから除去する方法が指示される。一部にはベアリングへの悪影響を嫌い、Washing後にオイルタンク内のオイルを全て廃棄した上で、更に専用の防錆材を添加した上で注油を指示するものもある。但し、整備処置はWashing後にのみ実施し、豪雨中の飛行等については指示されない。これは最新のエンジンは高バイパス比であることと、雨中を飛行する低高度では低圧圧縮機出口に取り付けられるVBV：Variable Bypass Valveが開き、水分が外部に放出されるためである。尚、Water washing実施時、上記VBVはFADEC：エンジン制御コンピュータからの制御により強制的に閉じられる為、注入した温水は効率的にエンジンコアに導かれるように配慮されている。

2.8 ETOPS適用双発機材におけるAPU（補助エンジン）への規制とエアラインにおける対応

従来は4発機のみが使用された北米、欧州などの長距離路線でも、現在では双発機が大半を占めている。国

土交通省航空局が定める航空法サーキュラー No. 5-003では“長距離進出運航（以下「ETOPS」という）とは、無風状態において一発動機不作動時の巡航速度で、着陸可能飛行場からの飛行時間が60分を超える地点を含む経路において実施される運航を指す”とされており、国内のエアラインはETOPS開始前に運航データ等を呈示して、航空局の認可を受けるとともに、様々な規制を全てクリアする必要がある。この内、3、4発機では問題にならなかった1発のエンジン停止時の電力供給を確実なものとするため、APUの空中での確実な始動が求められる。

(注) 4発機である747-400型機ではAPUは専ら地上での電気と圧縮空気の供給源として使用され、空中で始動することは出来ない。

767型機に搭載されるHoneywell社製GTCP331-200型APU（図10）では高度43,000ftまで機体に電力を供給出来るとされている。高度40,000ft付近では外気温は約-60℃であり、使用されるオイルの粘性も著しく高くなる為（表1にExxon Mobil社ジェットエンジンオイルの動粘度と温度の関係を示す）、オイルポンプの過度の負荷によりSlow Startingなどの不具合に繋がってしまう。

この為、当該モデルでは低温となる高高度においてギアボックス内部の空気を強制的にオイルポンプに吸入させるためのDe-Oiling Systemが装備されている。De-Oiling Systemが装備されていても、高高度でのエンジン空中始動はベアリングにとっては負担が大きいが、上記航空法サーキュラーの規定を満足していることを確認する目的で、実際の航空機にてサンプリングでAPUを空中始動させ、一定以上の成功率が常に維持されることを当局に証明する必要がある。

Table 1 Viscosity vs Temperature of Exxon Mobil MJO2

外気温(℃)	動粘度(cSt mm ² /s)
-40	11000
40	27.6
100	5.1



Fig. 10 Honeywell GTCP331-200 APU for Boeing 767

3. 終わりに

エアラインでは、第一の使命である安全運航の堅持を果たす為、日々機材不具合の防止、低減の為の整備に腐心している。新型機については往々にして初期故障が発生し、其の後メーカーと協力しながら改良を重ねて品質を向上させていくが、新技術が次々に導入される為、解決を講じるまでに一定の時間を要するのが通例である。高性能を追求しながら、軸受に限らず、不具合の少ないエンジンが開発されることを期待している。

参考文献

Exxon Mobil社Technical Data Sheet

首都大学東京・笈研究室における ガスタービン関連の研究の紹介

笈 幸次*¹
KAKEHI Koji

キーワード：ガスタービン，ジェットエンジン，超合金，単結晶，溶解鍛造，粉末焼結，金属3Dプリンタ
Gas Turbine, Jet Engine, Superalloy, Single Crystal, Cast & Wrought, Sintering, Metal 3D Printer

1. はじめに

首都大学東京は、2005年4月に、都立の4つの大学「東京都立大学」「東京都立科学技術大学」「東京都立保健科学大学」「東京都立短期大学」の再編・統合により設置された新しい大学である。首都大学東京大学院機械工学専攻におけるガスタービン関連の研究は、吉葉研究室、高橋研究室、笈研究室において、超合金、コーティング等の材料分野で幅広く行われている⁽¹⁾。ここでは、ガスタービンに使用される超合金に関する筆者の研究室の研究内容について紹介する。

2. 超合金

超合金 (superalloy) とは、ステンレス鋼や耐熱銅を上回る耐食性、耐酸化性および高温強度特性を有する耐熱合金である。超合金は、Ni基、Co基、Fe基に大別できるが、Ni基超合金が最も広く使用される。例えば、図1⁽²⁾はBoeing777に搭載されているPratt & Whitney社

のPW4000エンジンにおいて使用されている材料の内訳であるが、約4割をNi基超合金が占めている。筆者の研究室では、このNi基超合金を中心に研究を行っている。

2.1 単結晶超合金⁽³⁾

高温での材料の破壊は一般に結晶粒界で生じることが多い。そこで、作用する応力に直交する結晶粒界の除去を意図して、一方向凝固合金とほぼ平行して、単結晶超合金が開発された。一方向凝固材では、普通鋳造材に比べ約30℃、単結晶化によりさらに30℃のクリープ強度改善が得られ、より高温域での設計が可能となる。Ni基超合金は普通鋳造材から一方向凝固材まで過去十数年の使用実績があり、その延長線上にある単結晶超合金は高い信頼性を得ている。図2は単結晶Ni基超合金CMSX4の透過型電子顕微鏡像である。CMSX4は米国Cannon-Muskegon社により開発された単結晶専用合金であり、現在、航空機エンジンのタービン翼材として幅広く使用されている。単結晶Ni基超合金は、Ni固溶体中 γ 相中にNi₃Alを主体とする約60～70%の金属間化合物 γ' 相が整合析出する析出強化型合金である。この合金の強度は、構成相である γ 相および γ' 相の降伏強度を複合則により加算した値よりはるかに大きい。このことは、 γ/γ' 相境界そのものが強度に寄与し、その寄与が非常に大きいことを示している。単結晶合金翼は、結晶の成長方向である<001>方位のヤング率が小さいことから低サイクル疲労強度および熱疲労強度にも優れた性質を有している。そのため、1980年代に、航空機用エンジンに単結晶動翼が実用化されて以来、発電用ガスタービンにも単結晶合金が取り入れられつつある。また、単結晶超合金の場合、疲労き裂の起点となる粒界や炭化物を含まないので疲労特性が向上する。それと共に、一方向凝固材では困難な横方向の靱性・疲労強度の改善が単結晶合金では可能である。さらに、粒界およびB, Zr, Hfといった粒界強化元素を含まないことなどから合金設計の自由度も増す。一方、航空機エンジン用タービン超合金の開発は、これまで主として耐用温度の向上に研究の主眼が置かれ、現在その耐用温度は1100℃を超えている。しかし、耐用

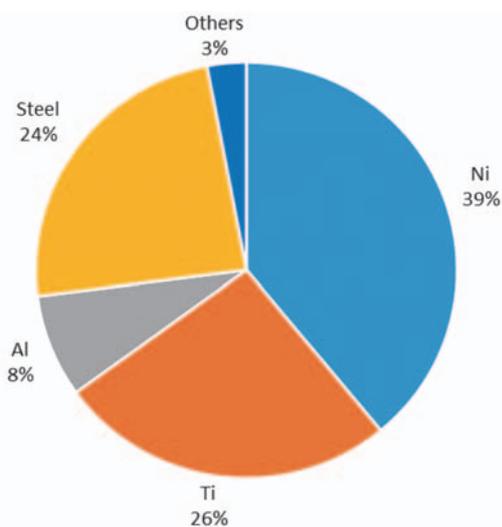


Fig. 1 Material usage in the PW4000 engine (wt%)

原稿受付 2015年6月1日

*1 首都大学東京大学院

〒192-0397 八王子市南大沢1-1

温度の高い先進単結晶超合金は、高温域をターゲットに合金設計されているために、離陸時に空冷流路付近に負荷されるような比較的低温高応力環境下(図3⁽⁴⁾)では強度が劣ることがある⁽⁵⁾。そこで、筆者の研究室では、750℃付近の強度特性に関する研究が行われている。

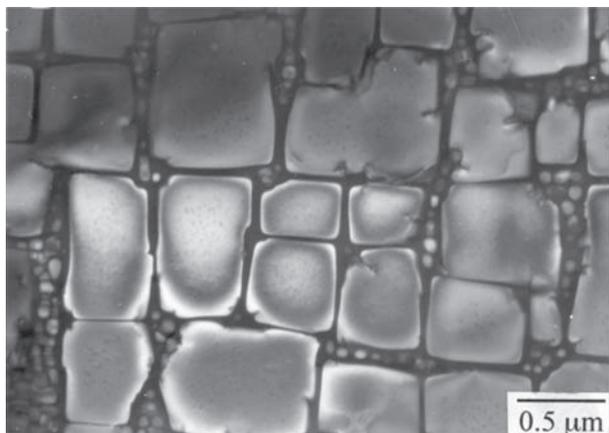


Fig. 2 γ - γ' microstructure of single-crystal superalloy, CMSX4.

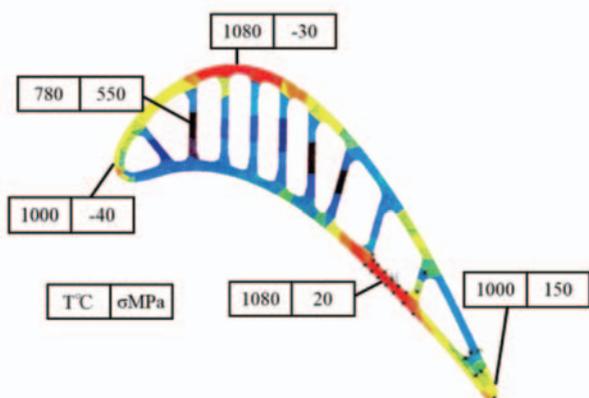


Fig. 3⁽⁴⁾ Temperature and stress distributions in the cross section of a turbine blade.

2.2 耐酸化コーティング

ガスタービンの効率や出力、耐久性の向上の要求に応えるためには、基材となる超合金の性能の更なる向上とともに、遮熱・耐酸化コーティングの開発が不可欠となっている。しかし、単結晶合金特有の結晶異方性と耐酸化コーティングおよびボンドコートとの関係については研究がほとんどなされていない。そこで単結晶特有の異方性に着目して、耐酸化コーティングおよびボンドコーティングが高温強度に及ぼす影響について研究を行っている^{(6),(7)}。

2.3 溶解鍛造合金

航空機エンジンのタービンディスクの材料として高温強度特性と加工性に優れたInconel 718が使用されており、図4⁽²⁾に示すように、航空機エンジンに使用される超合金の内、実に6割をInconel 718が占めている。航空機用エンジンにおいてタービンディスクの破損は与圧

された客室の破損、墜落等の事故につながるため、ディスクは最もクリティカルな部位であり高い信頼性が求められている。近年の航空機エンジンのタービン入口温度の上昇に伴い、ディスクの使用温度も上昇している。従来のInconel 718では、700℃以上で長時間保持されると、析出強化相である γ'' 相(Ni₃Nb)が変態を起こして強度低下をもたらすため、700℃以上での使用は難しい⁽⁸⁾。高温化の観点からより安定なNi₃Al型 γ' 相が析出するUdimet 720 Low Inclusion Chemistry (U720Li)がディスク材として近年注目されている。そこで、筆者の研究室では、これら溶解鍛造超合金について、クリープおよび疲労を中心とした損傷解析^{(8),(9)}と加工プロセス⁽¹⁰⁾に関する研究を行っている。

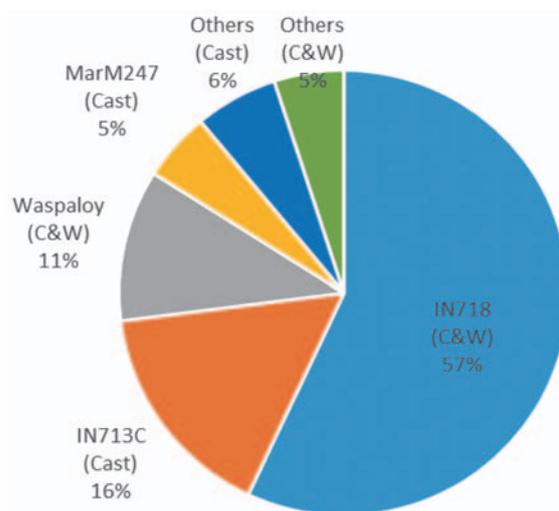


Fig. 4⁽²⁾ Ni-based superalloy usage in the PW4000 engine (wt%).

2.4 粉末焼結合金

タービンディスク合金の耐用温度の上昇に伴い、溶解鍛造法による製造が困難になりつつあり、粉末焼結合金が実機搭載されている。Boeing777に搭載されているGE90には、第2世代の焼結合金ディスク材であるRene88DT材が高圧タービンディスク材として使用されている⁽¹¹⁾。焼結超合金に使用される合金粉末は、主としてガスアトマイズ法によって製造されている。ガスアトマイズ法は、熔融金属にジェット流を吹きつけて熔融金属流を粉碎して、液滴として凝固させて微粒子粉末を製造するプロセスである(図5)。しかし、ガスアトマイズ法は、PPB (Previous Particle Boundary) という粉末表面の酸化皮膜が残存するため、品質の点で問題がある。そこで、PPBを低減するため、プラズマ回転電極法(PREP: Plasma Rotating Electrode Process⁽¹²⁾)および熱プラズマ液滴精錬(PDR: Thermal Plasma Droplet Refining⁽¹³⁾)を用いて、粉末焼結超合金を作製し特性評価を行っている。

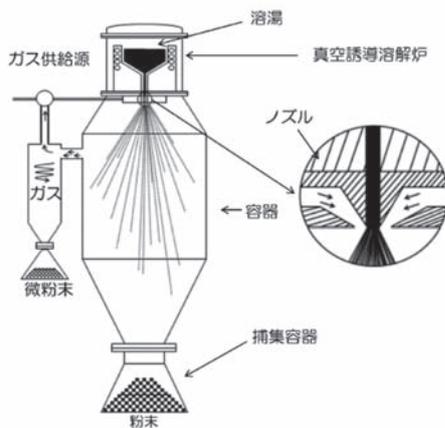


Fig. 5 Schematic illustration of a gas-atomization process.

2.5 3D積層造形合金

近年、CADデータから迅速に製品が製造できる3次元造形技術開発が進んでいる。金属材料では、レーザービーム粉末積層造形が実績を残している。また、熔融後の再凝固の際に発生する残留応力を低減できる電子ビーム造形技術も開発された。しかし、積層造形法においては、材料の多様化、高精度化、高速化、歪み防止等の課題が残されている⁽¹⁴⁾。また、レーザービーム造形後の結晶粒粗大化による強度・延性低下等の問題が明らかになっている⁽¹⁵⁾。そこで、航空機エンジン用耐熱合金（Ni基超合金、Ti合金）を供試合金とした金属3D積層造形法において、造形、HIPおよび熱処理に至るまでの工程をトータルに検討する統合的研究⁽¹⁶⁾を行っている。

参考文献

- (1) <http://www.se.tmu.ac.jp/mech/staff.html> (参照2015-6-1)
- (2) D.F.Paulonis and J. J. Schirr, *Superalloy 718, 625, 710 and various derivatives* (2001), pp.13-23, The Minerals, Metals & Materials Society.
- (3) 笈幸次, “単結晶Ni基超合金の結晶塑性異方性と機械的特性”, *金属, アグネ技術センター*, Vol.75, No.7 (2005), pp.21-28.
- (4) M. Durand-Charre, *The Microstructure of Superalloys*, p.95, (1998), Gordon and Breach Science Publisher.
- (5) N. Tsuno, S. Shimabayashi, K. Kakehi, C.M.F. Rae and R.C. Reed, “Tension/compression Asymmetry of Creep Strength of Ni-Based Single Crystal Superalloys”, *Superalloys 2008*, (2008), pp.433-441, The Minerals, Metals & Materials Society.
- (6) K. Kakehi, F. H. Latief and T. Sato, “Influence of Primary and Secondary Orientations on Creep Rupture Behavior of Aluminized Single Crystal Ni-Based Superalloy”. *Materials Science and Engineering A*, 604 (2014), pp. 148-155.
- (7) 島林俊介, 笈幸次, 村上秀之, 上原慎矢, “アルミ拡散コーティングを施した単結晶Ni基超合金のクリープ強度に及ぼす有害拡散層および熱処理の影響”, *日本金属学会誌*, Vol.74, No.8 (2010), pp.508-514.
- (8) 坪井悠介, 笈幸次, “U720Liの引張/圧縮強度におよぼす熱処理条件の影響”, *日本金属学会誌*, Vol.69, No.2 (2005), pp.202-205.
- (9) 林啓介, 笈幸次, “Inconel 718の機械的特性に及ぼす熱処理の影響”, *日本金属学会誌*, Vol.74, No.8 (2010), pp. 501-507.
- (10) 西牧智大, 笈幸次, 河上裕介, “ δ プロセスによるインコネル718の結晶粒微細化”, *日本金属学会誌*, in press.
- (11) 近年の民間航空機用エンジン開発の動向について, (公財) 航空機国際共同開発促進基金 (解説概要 20-1), (2008), pp.1-7.
- (12) 西牧智大, 笈幸次, 河上裕介, 近藤大介, “PREP粉末から作製したPM718鍛造材の強度特性”, *日本金属学会第154回春期講演大会*, 2014年3月.
- (13) 中山義博, 笈幸次, 近藤大介, “熱プラズマ液滴製錬を施した粉末をHIP焼結したP/M718材の組織と延性”, *日本金属学会誌*, Vol.78, No.5 (2014), pp.205-210.
- (14) 早野誠治, “粉末焼結積層造形装置の課題”, *素形材*, Vol.48, No.7 (2007), pp.6-12.
- (15) 堀川将太, 笈幸次, “金属3Dプリンタによって積層造形されたNi基超合金の微視組織と機械特性”, *平成27年度粉体粉末冶金協会春季大会研究発表講演概要集*, 2015-5, p.77.
- (16) Y. Kuo, K. Kakehi, Y. Nakayama, S. Horikawa, “Microstructure and Tensile Properties of IN 718 Built Up by Selective Laser Melting”, *Advanced High-Temperature Materials Technology for Sustainable and Reliable Power Engineering (123HiMAT-2015)*, 29 June-3 July (2015).

2014年ガスタービン及び過給機生産統計

ガスタービン統計作成委員会

ガスタービン統計作成委員会は、関係各社の協力を得て2014年1月から12月の間におけるガスタービン及び過給機を生産状況を調査・集計し、生産統計資料を作成した。資料提供を、陸船用ガスタービンは14社、航空用ガスタービンは3社、過給機は10社に依頼し、提供を受けた範囲で生産統計資料を纏めた。なお、過給機はすべて排気タービン方式のターボチャージャーであり、機械駆動によるものではない。

I. 概要

1. 2014年陸船用ガスタービン生産統計概要

- (1) 生産台数および出力(図1, 表1)をみると、台数は前年の374台に対し342台と、前年に比べて32台(9%)の減少となった。出力区分別の前年との比較では、小型と中型がともに16台減少となった。大型は前年から増減はない。また、出力では前年の6,656MWに対し4,958MWと、前年から1,698MW(26%)の減少となった。出力区分別の前年との比較では、小型が3MW, 中型が167MW, 大型が1,529MWの減少となっている。最近6年間では台数で4番目、出力で5番目となっており、2012年以降2年連続して台数・出力ともに減少となっている。
- ア) 小型(735kW以下)は前年と比べて、台数は13%、出力は6%の減少で、それぞれ104台、47MWとなった。
- イ) 中型(736~22,064kW)は前年と比べて、台数は7%、出力は26%の減少で、それぞれ208台、463MWとなった。
- ウ) 大型(22,065kW以上)は前年と比べて、台数は増減なし、出力は26%の減少で、それぞれ30台、4,448MWとなった。
- (2) 用途別(表1, 図2, 図3)にみると、ベースロード発電用(BL), 非常用発電用(EM), 実験用(XP), およびその他(MC)の用途向けで占められている。台数で最も多いのは非常用発電用(EM)の271台(79%), 出力で最も多いのはベースロード発電用(BL)の4,488MW(91%)である。前年と比べ、全体

※文中の前年との差異や増加率などの出力に関する数値は、後に示す数表に基づきkW単位で算出している。

的に台数は減少しているものの、前年同様ピークロード発電用(PL)が実績0であったことと、前年4台の実績があった艦艇用(MM)が実績0であったことを除けば、全体的な構成は例年と大きく変わっていない。

ア) 非常用発電用(EM)は前年と比べて、台数は26台(9%)減少の271台、出力は6MW(1%)増加の417MWとなった。出力区分別にみると、小型は台数で13%、出力で7%の減少、中型は台数で6%の減少であったが、出力で2%の増加となっている。今年は、台数は小型・中型ともに昨年より減少、出力は小型は減少したものの中型は増加している。

イ) ベースロード発電用(BL)は前年と比べて、台数は2台(4%)増加の54台、出力は1,586MW(26%)減少の4,488MWと、台数は微増、出力は減少した。出力区分別にみると、前年実績がなかった小型は2台、360kWの実績、中型は台数の増減なし、出力で42%の減少、大型は台数の増減なし、出力で26%の減少となっている。前年は小型・大型が減少し、中型は増加していたが、今年は小型が増加し、中型・大型は台数は変わらず、出力は減少している。1台あたりの出力を前年と比べると、小型:前年実績なし、今年180kW/台、中型:前年6.3MW/台今年3.6MW/台、大型:前年204MW/台今年152MW/台となっており、中型・大型ともに前年より小出力化が見られる。

ウ) 実験用(XP)は、前年は中型で1台、800kWの実績のみであったが、今年は小型で1台、51kW、中型で1台、0.8MW、大型で1台、43MWの実績となっている。

エ) 艦艇用(MM)は前年は4台、112MWの実績であったが、今年は実績なしとなっている。

オ) その他用途向け(MC)は前年と比べて、台数は6台(30%)減の14台、出力は49MW(85%)減の9MWとなっており、台数・出力ともに減少している。

(3) 燃料の種類別(表2, 図4, 図5)にみると、台数ではガス燃料が前年比4%増加の57台、液体燃料が前年比11%減少の285台となっている。出力ではガス燃料が前年比26%減少の4,539MW、液体燃料が前年比

22%減少の419MWとなっている。ガス燃料の台数が前年より微増したものの、出力は減少、また液体燃料は台数・出力ともに減少しており、ガス燃料・液体燃料の台数・出力ともに減少した前年と同様の傾向である。構成比率は、台数ではガス燃料が全体の17%に対し液体燃料が83%、出力ではガス燃料が92%に対し液体燃料が8%で、この比率は前年とほぼ同じである。

ア) 液体燃料では、台数・出力ともに最も多いのが重油1種(H1)であり、台数は194台で燃料全体の57%、出力は271MWで燃料全体の5%をそれぞれ占めており、前年と比べると台数は5%の増加、出力は3%の減少となっている。台数で見ると、次に多いのは灯油(T)の54台で、前年と比べると27%の減少となっている。最も少ない軽油(K)は37台で、前年と比べると39%の減少となっている。出力で見ると、灯油(T)が97MW、軽油(K)が51MWとなっており、前年と比べると、灯油(T)は20%の増加となったが、軽油(K)は71%の大幅な減少となっている。前年減少していた灯油(T)が今年は一転して増加となったが、軽油(K)は前年に続き、大幅な減少となっている。

イ) ガス燃料では、台数が最も多いのは天然ガス(GNG)の28台で、燃料全体の8%を占めている。出力では液化天然ガス(LNG)が最も多く3,754MWで全体の76%を占めている。台数で見ると、次に多いのは液化天然ガス(LNG)の16台、以下は都市ガス(GTW)の8台、石油プラントオフガス(GOG)の2台、高炉ガス(GBF)、液化石油ガス(LPG)、石炭(ガス化)ガス(GCG)の各1台となっている。出力で次に多いのは天然ガス(GNG)の419MW、以下は石炭(ガス化)ガス(GCG)の166MW、高炉ガス(GBF)の87MW、都市ガス(GTW)の60MW、石油プラントオフガス(GOG)の53MW、液化石油ガス(LPG)の0.3MWと続く。前年は台数・出力ともに天然ガス(GNG)が最多であったが、今年では台数では天然ガス(GNG)、出力では液化天然ガス(LNG)が最多となっている。

ウ) 燃料別比率を出力区分別にみると、台数の上位3種は、小型は重油1種(59%)、灯油(23%)、軽油(16%)、中型は重油1種(64%)、灯油(14%)、軽油(10%)、大型は液化天然ガス(47%)、天然ガス(37%)、石油プラントオフガス(7%)となっている。全体では重油1種(57%)、灯油(16%)、軽油(11%)の比率になった。出力で見ると、小型は重油1種(64%)、灯油(20%)、軽油(15%)、中型は重油1種(52%)、灯油(19%)、天然ガス(13%)、大型では液化天然ガス(84%)、天然ガス(8%)、石炭(ガス化)ガス(4%)となっている。全体

では液化天然ガス(76%)、天然ガス(8%)、重油1種(5%)の割合となった。前年は天然ガス(GNG)が出力全体の60%を占めて最多であったが、今年では液化天然ガス(LNG)が76%を占め最多となった。特に大型では液化天然ガス(LNG)が84%と圧倒的な比率となっている。

(4) 納入地域別(表3)で見ると、台数では国内向けが前年比34台減少の306台、輸出向けが2台増加の36台となった。出力では国内向けが前年比33MW増加の2,623MW、輸出向けが1,731MW減少の2,335MWとなっている。

ア) 国内向けは総台数の89%、全出力の53%を占めており、全体に占める割合を前年と比べると、台数では2%減少したものの、出力では14%増加となった。また前年から台数で10%減少した一方、出力では1%増加となっている。区分別の台数・出力は、小型で15台、3MWの減少、中型で17台、116MWの減少、大型で2台の減少、152MWの増加となっており、前年は全ての出力区分で台数・出力ともに減少したが、今年では大型の出力のみ増加となっている。さらに国内の地域別にみると、台数では関東で28台、九州で11台の減少、近畿で15台の増加があったのが大きな変化であった。出力については中部で674MW、近畿で854MW、九州で101MWの減少があった一方で、東北で650MW、関東で930MW、中国で171MWの増加があったのが大きな変化である。地域別の構成比率は台数、出力ともに関東が最も多く、それぞれ国内全体の台数の40%、出力の48%を占めた。また、前年4台、112MWの実績があった船用主機向けは今年では実績がなかった。

イ) 輸出は総台数の11%、全出力の47%であり、前年と比べて全体に占める割合は台数で2%増加したものの、出力で14%の減少となっている。前年より台数は2台増加、出力は1,731MW減少している。前年との比較を区分別で見ると、小型は前年1台、180kWの実績があったが今年では実績なし、中型は1台増加で、51MWの減少、大型は2台増加で、1,681MWの減少となっており、全体的に出力の減少傾向がみられる。輸出先別にみると、台数ではアジア(39%)、北米(19%)、ロシア・NSI諸国(17%)、中東(11%)、欧州(8%)、中南米(6%)となっている。出力ではアジア(79%)、中南米(11%)、北米(4%)、中東(4%)、欧州(0.6%)、ロシア・NSI諸国(0.4%)となっている。台数・出力ともにアジア向けが最も多くなっているのは例年どおりである。アジア向けは前年と比べて台数は12台減少、出力は2,134MW減少となっている。

(5) 被駆動機械別(表4、図6、図7)では、これまで

と同様に、台数・出力とも発電機がほとんどを占め、台数で96%、出力で99%であった。発電機について出力区分別にみると、全ての出力区分別で台数・出力ともに前年に比べて減少となっている。それぞれの前年比は、台数では小型が13%、中型が6%、大型が3%の減少である。出力では小型が3%、中型が11%、大型が26%の減少となっている。水ポンプは全体で前年に比べて1台、1MWの減少となっており、出力区分別にみると、小型は2台、1MWの減少、中型が1台増加で出力はほぼ同様となっている。その他の被駆動機械では、前年実績がなかったその他圧縮機が1台、43MW、動力計が1台、1MWとなり、前年実績があった推進機は実績なしであった。

- (6) 出力区分別(表5)を前年と比べると、小型は全体で台数・出力ともに減少している、さらに詳細な区分別(0~146kW, 147~367kW, 368~735kW)にみると、0~146kWでは3台の減少で出力は149kWの増加、147~367kWでは11台、3MWの減少、368~735kWでは2台、321kWの減少となった。中型も全体で台数・出力ともに減少したが、さらに詳細な区分別(736~4412kW, 4413~10,296kW, 10,297~16,180kW, 16,181~22,064kW)にみると、736~4412kWでは3台減少で4MWの増加、4413~10,296kWでは11台、87MWの減少、10,297~16,180kWでは3台、101MWの減少、16,181~22,064kWでは1台、17MWの増加となった。大型は全体で台数は昨年と変わらなかったが、出力は減少し、さらに詳細な区分別(22,065~44,129kW, 44,130kW以上)にみると、22,065~44,129kWで13台、410MWの増加、44,130kW以上では、13台、1,939MWの減少となった。台数の多い順では、736~4412kW, 368~735kW, 147~367kWとなっており、これは前年の傾向と変わらない。また出力の多い順では44,130kW以上, 22,065~44,129kW, 736~4412kWとなっている。
- (7) 発電用ガスタービン(表6)の台数と出力を前年と比較すると、事業用は、国内では7台、2,003MWとなり、前年比は台数で4台減少したが、出力で76MW増加となった。輸出では12台、1,875MWとなり、前年比は台数で4台、出力で443MWの増加となった。自家用は、国内が286台、569MWとなり、前年比は台数で27台減少、出力で27MW増加となった。輸出は24台、460MWとなり、前年比は台数で2台減少、出力で2,164MW減少であった。輸出の事業用は台数・出力とも増加したが、輸出の自家用は特に出力が大きく減少した。
- (8) 陸船用ガスタービン向けモジュールは、前年に引き続き2014年も実績がなかった。
- (9) 昨年に引き続き、今年も全体的に減少傾向となった。

とくに輸出向け事業用の減少が顕著であるが、これは燃料代の安い石炭火力を電力会社が導入し始めていること等が一因と思われる。

2. 2014年航空用ガスタービン生産統計概要

- (1) ターボジェット/ターボファン・エンジンの新規製造状況については、昨年とほぼ変わらずP-1用のF7-10のみであり、製造台数は9台、合計推力は517kNであった。(表7, 図8参照)
- (2) 前年同様にターボプロップ・エンジンの新規製造は無く、ターボシャフトエンジンの新規製造状況は、MCH-101およびCH-101用のRTM322が7台およびAH-64D用のT700が16台で、合計台数は23台、合計出力は35,675kWであった。(表8, 図9参照)
- (3) 2007年から加わった民間航空機用エンジン向けモジュールの新規製造状況については、A320等用V2500のファンモジュール、CF34の低圧タービンモジュールに、2010年からB787用Trent1000の中圧圧縮機(IPC)モジュールおよび燃焼器モジュール、2011年からB787, B747-8用GENxの低圧タービンモジュールが加わり、機種も増えていっている。2014年からA350用エンジンであるTrentXWBの燃焼器モジュールが新しく加わり、合計製造台数は1,630台で、昨年の1,346台を大きく上回り過去最高となった。(図10参照)
- (4) 日本の航空用ガスタービン生産全体の動向としては、防衛省向けエンジンの新規製造は前年に比べると若干減少している。一方民間航空機用エンジン向けモジュールの新規製造は、従来機種用モジュール(V2500およびCF34)の生産台数の回復傾向、および新機種用モジュール(Trent1000およびGENx)の量産増加により増加傾向にある。特に2014年はTrent1000の中圧圧縮機(IPC)モジュールおよび燃焼器モジュールが、昨年に比べほぼ倍増している。民間航空機用エンジン向けモジュールに関しては、2007年以降、モジュール生産統計を掲載しているが、部品製造も含めるとGE90, PW4000/6000/1200G/1500G/1900G, Trent500/700/800/900, RE220など多機種に渡っている。⁽¹⁾今後世界的な航空機需要の増加に伴い、Trent1000, GENx, さらにTrentXWBのモジュール製造、部品製造が本格化することが予測される。またV2500の後継機種として開発されたPW1100G-JMが2014年にFAA(Federal Aviation Administration:アメリカ連邦航空局)によりエンジン型式承認を獲得済みで、まもなく量産を開始する他、新機種エンジンの国際共同開発が複数行われている状況であり、今後も民間航空機用エンジン関連の占める割合が増加する傾向は続くと思われる。

出典(1)：一般社団法人 日本航空宇宙工業会「平成27年版 日本の航空宇宙工業」, ISSN 0910-1527

3. 2014年過給機生産統計概要

- (1) 生産台数 (表9, 図11) については、主に自動車向けに使用される圧縮機翼車外径100mm以下のClass 1 過給機の生産台数は今回より主要過給機メーカー1社の回答が辞退されたものの、前年比5%の増加で約413万台となり、5年連続で増加した。主に建設機械、陸上発電設備、船舶用機関等向けに使用される圧縮機翼車外径101mm～200mmのClass 2 過給機の生産台数は前年比18%の増加で約3.5万台となった。主に船舶用機関向けに使用される圧縮機翼車外径201mm以上のClass 3以上の過給機についてはClassごとの程度差はあるものの、総じて25%増加して、約1.7千台となった。
- (2) 生産型式数 (表10, 図11) は今回より主要過給機メーカー1社の回答が辞退された影響で10型式分が減少となった。回答が得られた分では1型式が廃止となり、新規に6型式 (Class 5, 6, 7に5型式, Class1に1型式) が追加となった。これにより183型式 (全

Class含む) となった。但し2008年以降Class 1の主要過給機メーカー1社の報告を得られていない。

- (3) 市場動向としては、前年比で生産台数全体では5%の増加となり、2010年以降、5年連続生産台数が増加した。これは主に自動車向けで生産台数の多いClass 1が5%増となった事によるものである。主に建設機械向けとなるClass 2では18%増となっている。乗用車向けが主なClass 1の国内生産は、大幅な円安や、環境性能の高い乗用車用クリーンディーゼルエンジン、過給ガソリンダウンサイジングの需要増により大幅に増加していると考えられる。また、主に船舶機関向けとされるClass 3以上についても、Classにより異なるものの総じて25%増となっており、造船業界及び海運市場の市況回復及び加速する円安による国産品受注増の影響が見受けられる。
- (4) 製品型式 (ラインアップ) については、排ガス規制や高圧力比を実現する新機種が各大手メーカーより船舶主機、補機用としてClass 5, 6, 7に5型式追加された。今後もこれらのクラスを中心として、高度な環境技術を持つ日本メーカー製品の過給機の型式 (ラインアップ) は変化していくと考えられる。

II. 統計

1. 陸船用ガスタービン

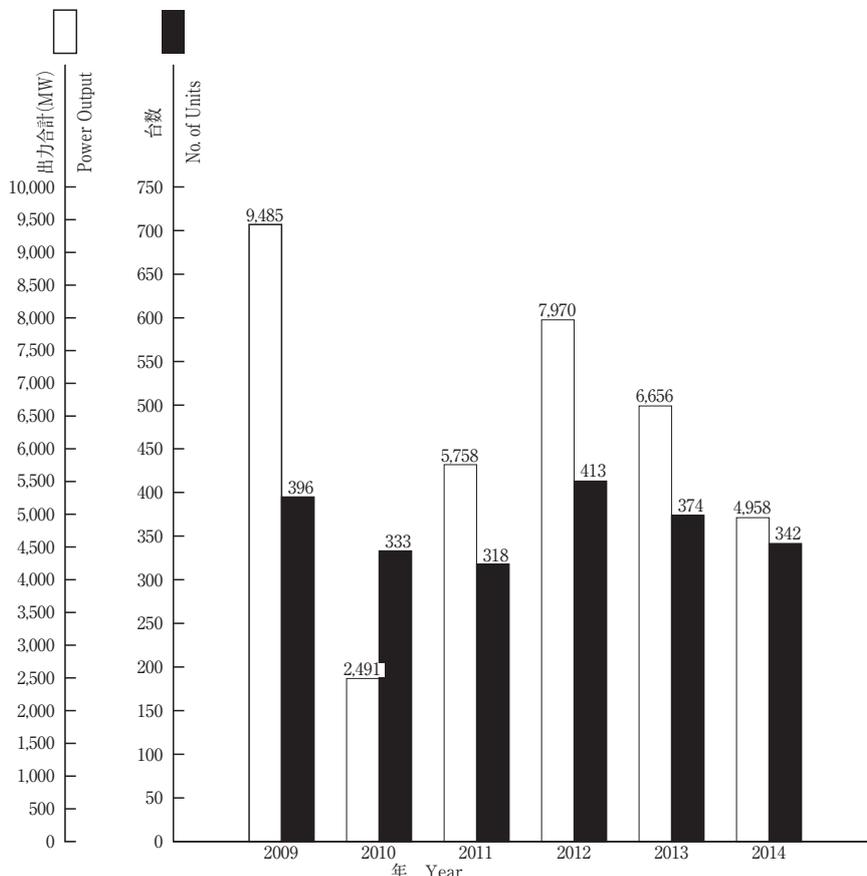


図1 陸船用ガスタービン

表1 2014年用途別生産台数及び出力 (kW)

用途 Application	区分 Code	小型 Small Unit ~735kW		中型 Medium Unit 736~22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW~		全出力 Total	
		台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)
ベースロード発電用 Generator Drive for Base Load	BL	2	360	23	83,020	29	4,404,830	54	4,488,210
ピークロード発電用 Generator Drive for Peak Load	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
非常用発電用 Generator Drive for Emergency	EM	91	41,160	180	375,900	0	0	271	417,060
商船用 Merchant Marine	M	0	0	0	0	0	0	0	0
艦艇用 Military Marine	MM	0	0	0	0	0	0	0	0
石油化学プロセス用 Oil Refinery and Chemical Process	OR	0	0	0	0	0	0	0	0
その他のプロセス用 Miscellaneous Chemical Process	PR	0	0	0	0	0	0	0	0
実験用 Experimental	XP	1	51	1	846	1	42,981	3	43,878
空調用 Air Conditioning	ACD	0	0	0	0	0	0	0	0
その他 Miscellaneous	MC	10	5,266	4	3,500	0	0	14	8,766
合計 Total		104	46,837	208	463,266	30	4,447,811	342	4,957,914

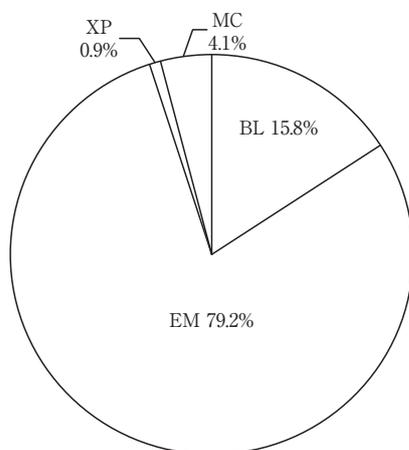


図2 2014年用途別生産台数割合 (%)

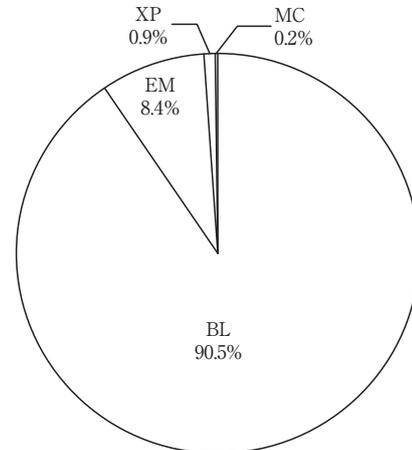


図3 2014年用途別出力割合 (%)

表2 2014年燃料別生産台数及び出力 (kW)

燃料種類 Kind of Fuel		区分 Code	Size 小型 Small Unit ~735kW		中型 Medium Unit 736~22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW~		全出力 Total	
			台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)
ガス燃料 Gaseous Fuel	液化天然ガス Liquefied Natural Gas	LNG	0	0	2	3,260	14	3,750,281	16	3,753,541
	天然ガス Natural Gas	GNG	0	0	17	59,150	11	360,230	28	419,380
	高炉ガス Blast Furnace Gas	GBF	0	0	0	0	1	87,200	1	87,200
	都市ガス Town Gas	GTW	1	51	6	28,610	1	31,000	8	59,661
	液化石油ガス	LPG	1	309	0	0	0	0	1	309
	石油プラントオフガス	GOG	0	0	0	0	2	53,000	2	53,000
	石炭(ガス化)ガス	GCG	0	0	0	0	1	166,100	1	166,100
ガス燃料 小計 Sub Total			2	360	25	91,020	30	4,447,811	57	4,539,191
液体燃料 Liquid Fuel	灯油 Kerosene	T	24	9,341	30	87,600	0	0	54	96,941
	軽油 Gas Oil	K	17	7,100	20	43,400	0	0	37	50,500
	重油1種 Heavy Oil No.1	H1	61	30,036	133	241,246	0	0	194	271,282
	液体燃料 小計 Sub Total			102	46,477	183	372,246	0	0	285
その他 Miscellaneous Fuel		MF	0	0	0	0	0	0	0	0
合計 Total			104	46,837	208	463,266	30	4,447,811	342	4,957,914

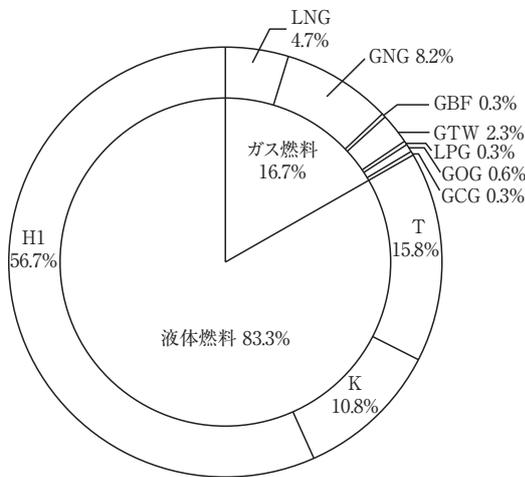


図4 2014年燃料別生産台数割合 (%)

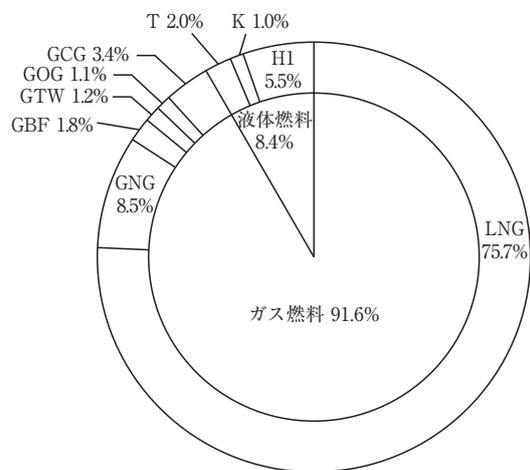


図5 2014年燃料別出力割合 (%)

表3 2014年地域別納入台数及び出力 (kW)

地域 Location		区分 Size	小型 Small Unit ~735kW		中型 Medium Unit 736~22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW~		全出力 Total		
			台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	
Domestic Use	北海道 Hokkaido		8	3,966	5	10,400	0	0	13	14,366	
	東北 Tohoku		4	871	10	17,840	2	653,400	16	672,111	
	関東 Kanto		29	11,700	90	233,360	2	1,018,581	121	1,263,641	
	中部 Chubu		26	13,249	22	35,200	0	0	48	48,449	
	近畿 Kinki		20	8,870	43	83,606	2	118,200	65	210,676	
	中国 Chugoku		5	2,550	6	8,800	3	339,000	14	350,350	
	四国 Shikoku		4	2,260	3	2,400	0	0	7	4,660	
	九州 Kyushu		7	3,051	12	19,100	0	0	19	22,151	
	沖縄 Okinawa		1	320	1	1,600	1	35,000	3	36,920	
	国内向け 小計 Sub Total			104	46,837	192	412,306	10	2,164,181	306	2,623,324
Export For	北米 North America		0	0	4	5,890	3	94,230	7	100,120	
	中南米 South Central America		0	0	0	0	2	258,000	2	258,000	
	アジア Asia		0	0	3	19,900	11	1,833,400	14	1,853,300	
	大洋州 Oceania		0	0	0	0	0	0	0	0	
	欧州 Europe		0	0	3	15,030	0	0	3	15,030	
	ロシア・NIS諸国 Russia・NIS		0	0	6	10,140	0	0	6	10,140	
	中東 Middle East		0	0	0	0	4	98,000	4	98,000	
	アフリカ Africa		0	0	0	0	0	0	0	0	
	輸出向け 小計 Sub Total			0	0	16	50,960	20	2,283,630	36	2,334,590
	合計 Total			104	46,837	208	463,266	30	4,447,811	342	4,957,914

表4 2014年被駆動機械別生産台数及び出力 (kW)

区分 Size	コード Code	小型 Small Unit ~735kW		中型 Medium Unit 736~22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW~		全出力 Total	
		台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)
被駆動機械 Driven Machinery									
発電機 Electric Generator	G	97	43,137	203	458,920	29	4,404,830	329	4,906,887
その他圧縮機	GC	0	0	0	0	1	42,981	1	42,981
水ポンプ Water Pump	W	7	3,700	4	3,500	0	0	11	7,200
動力計	DM	0	0	1	846	0	0	1	846
合計 Total		104	46,837	208	463,266	30	4,447,811	342	4,957,914

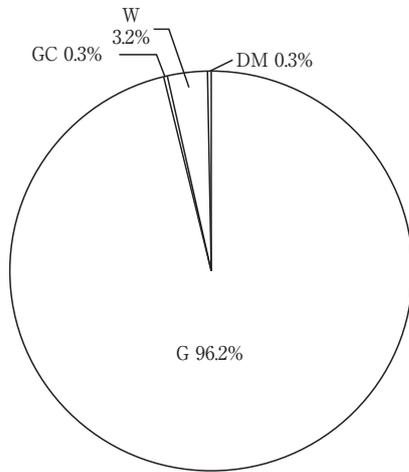


図6 2014年被駆動機械別生産台数割合 (%)

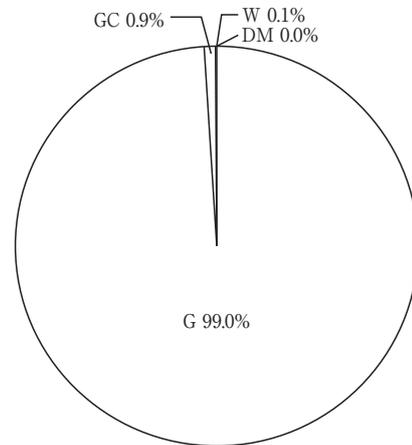


図7 2014年被駆動機械別出力割合 (%)

表5 2014年出力区分別生産台数及び出力 (kW)

出力区分 (kW) Units Output		台数 Units	出力 Output (kW)
小型 Small Unit 0~735kW	0~146	3	182
	147~367	21	5,069
	368~735	80	41,586
	小計 Sub Total	104	46,837
中型 Medium Unit 736~22,064kW	736~4,412	195	367,156
	4,413~10,296	11	67,810
	10,297~16,180	1	11,000
	16,181~22,064	1	17,300
	小計 Sub Total	208	463,266
大型 Large Unit 22,065kW~	22,065~44,129	16	522,211
	44,130~	14	3,925,600
	小計 Sub Total	30	4,447,811
合計 Total		342	4,957,914

表6 2014年発電用ガスタービン用途別生産台数及び出力 (kW)

区分 Size			小型 Small Unit ~735kW		中型 Medium Unit 736~22,064kW		大型 Large Unit 22,065kW~		全出力 Total	
用途 Application	コード Code	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	台数 Units	出力 Output (kW)	
国内事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	7	2,003,000	7	2,003,000
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
Domestic/Public Use 国内事業用 小計 Sub Total			0	0	0	0	7	2,003,000	7	2,003,000
国内自家用	ベースロード発電用	BL	2	360	9	34,660	2	118,200	13	153,220
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	91	41,160	178	373,300	0	0	269	414,460
	試験用	XP	1	51	0	0	0	0	1	51
	その他	MC	3	1,566	0	0	0	0	3	1,566
Domestic/Private Use 国内自家用 小計 Sub Total			97	43,137	187	407,960	2	118,200	286	569,297
国内合計 Domestic Use Total			97	43,137	187	407,960	9	2,121,200	293	2,572,297
輸出事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	12	1,874,630	12	1,874,630
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	その他	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
For Export/Public Use 輸出事業用 小計 Sub Total			0	0	0	0	12	1,874,630	12	1,874,630
輸出自家用	ベースロード発電用	BL	0	0	14	48,360	8	409,000	22	457,360
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	2	2,600	0	0	2	2,600
For Export/Private Use 輸出自家用 小計 Sub Total			0	0	16	50,960	8	409,000	24	459,960
輸出合計 For Export Total			0	0	16	50,960	20	2,283,630	36	2,334,590
事業用	ベースロード発電用	BL	0	0	0	0	19	3,877,630	19	3,877,630
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	0	0	0	0	0	0	0	0
	その他	MC	0	0	0	0	0	0	0	0
Public Use 事業用 合計 Total			0	0	0	0	19	3,877,630	19	3,877,630
自家用	ベースロード発電用	BL	2	360	23	83,020	10	527,200	35	610,580
	ピークロード発電用	PL	0	0	0	0	0	0	0	0
	非常用発電用	EM	91	41,160	180	375,900	0	0	271	417,060
	試験用	XP	1	51	0	0	0	0	1	800
	その他	MC	3	1,566	0	0	0	0	3	1,566
Private Use 自家用 合計 Total			97	43,137	203	458,920	10	527,200	310	1,029,257
総計 Grand Total			97	43,137	203	458,920	29	4,404,830	329	4,906,887

Note : Code Explanation BL : for Base Load PL : for Peak Load EM : for Emergency MC : any other miscellaneous use

2. 航空用ガスタービン

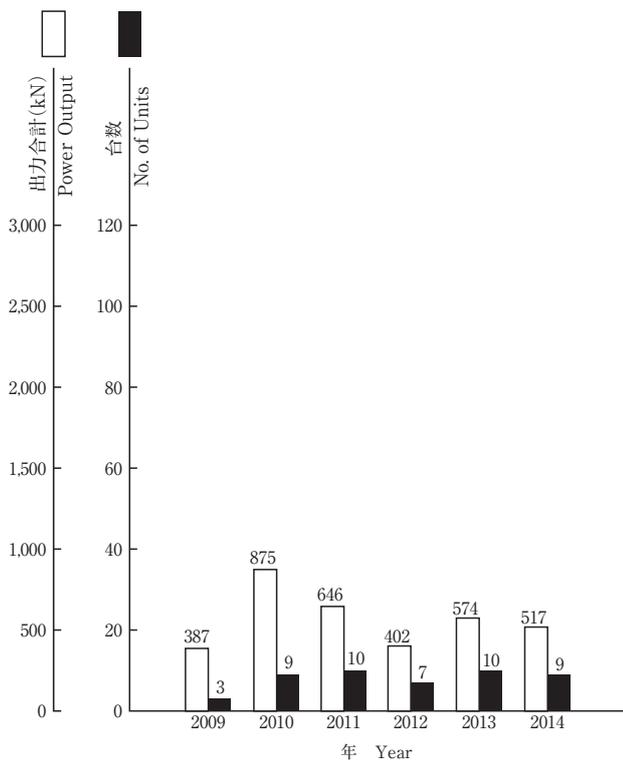


図8 ターボジェット／ターボファン・エンジン

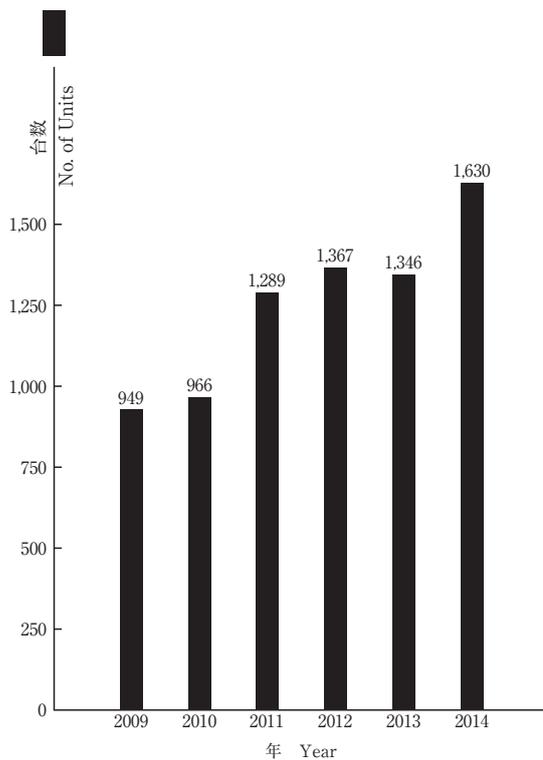


図10 民間航空エンジン用モジュール

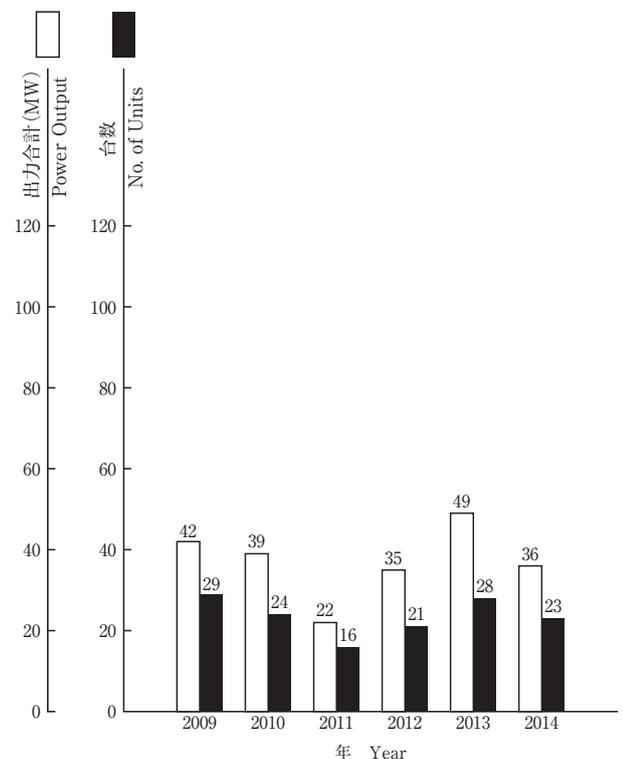


図9 ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン

表7 2014年ターボジェット／ターボファン・エンジン
生産台数及びスラスト合計 (kN)

生産台数 Number of Units	9	スラスト合計*1 Thrust	517
-------------------------	---	--------------------	-----

※1 海面上静止最大スラスト
Maximum Thrust at Sea Level Static Condition

表8 2014年ターボシャフト／ターボプロップ・エンジン
生産台数及び出力 (kW)

区分 Size	0~735kW		736kW~		全出力	
	台数 Units	出力*2 Output (kW)	台数 Units	出力*2 Output (kW)	台数 Units	出力*2 Output (kW)
固定翼機 Fixed Wing Aircraft	0	0	0	0	0	0
ヘリコプタ用 Helicopter	0	0	23	35,675	23	35,675
補助機関駆動用 Aux. Drive Units	0	0	0	0	0	0
合計 Total	0	0	23	35,675	23	35,675

※2 海面上静止常用出力
Normal Output at Sea Level Static Condition

3. 過給機

表9 クラス別の年間生産台数

区分 Class	Size 圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller	年間生産台数					
		2009年	2010年	2011年	2012年	2013年	2014年
Class 1	0～100	約275万	約345万	約354万	約365万	約395万	約413万
Class 2	101～200	24,918	37,723	45,680	32,774	29,930	35,294
Class 3	201～300	503	482	643	538	574	641
Class 4	301～400	185	134	111	265	260	310
Class 5	401～500	131	110	57	73	74	161
Class 6	501～600	272	231	294	221	195	255
Class 7	601～700	290	282	362	274	150	232
Class 8	701～800	47	50	55	74	76	111
Class 9	801～900	194	150	214	114	51	16
Class 10	901～1000	0	0	0	0	0	0
Class 11	1001～	0	3	24	0	0	0
合計 Total ^{*4}		26,540	39,165	47,440	34,333	31,310	37,020

表10 クラス別の型式数^{*3}

区分 Class	Size 圧縮機翼車外径(mm) Outside Diameter of Compressor Impeller	型式数					
		2009年	2010年	2011年	2012年	2013年	2014年
Class 1	0～100	62	62	64	64	64	55
Class 2	101～200	26	29	29	29	29	29
Class 3	201～300	15	16	18	18	18	18
Class 4	301～400	16	16	15	17	18	18
Class 5	401～500	12	12	10	16	14	16
Class 6	501～600	12	12	14	15	15	16
Class 7	601～700	13	14	17	18	15	17
Class 8	701～800	5	6	5	8	7	6
Class 9	801～900	12	11	8	9	8	8
Class 10	901～1000	0	0	0	0	0	0
Class 11	1001～	2	2	1	1	0	0
合計 Total ^{*4}		113	118	117	131	124	128

- ※3 型式はいずれも排気タービンである。
Every model is an exhaust turbine type supercharger.
- ※4 合計数は、圧縮機翼車外径100mmを越す分を示す。
The figure shows total number of superchargers over 100mm in impeller diameter.

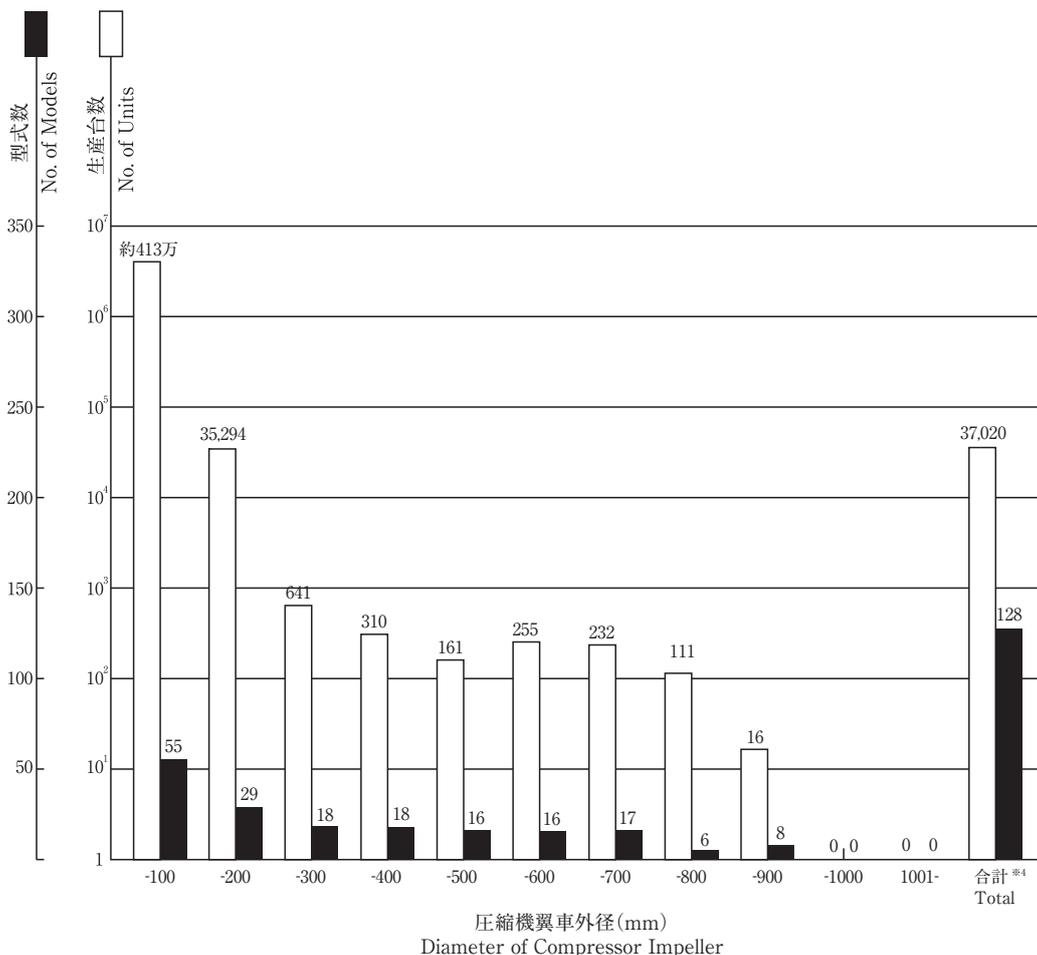


図11 2014年過給機生産台数及び型式数

訃 報

ご逝去の報に接し、謹んで哀悼の意を表すとともに、ご冥福をお祈り申し上げます。

名誉会員 河田 修 氏

2015年2月7日逝去（享年86歳）

【本会関係略歴】

入会 1972年6月

理事（GTSJ 5,6期）、監事（GTSJ 21期）

評議員（GTCJ 1,2,3期）（GTSJ 2,4,7,8,9,10,11,12,13,15期）

1998年4月終身会員

2001年4月名誉会員

【略歴】

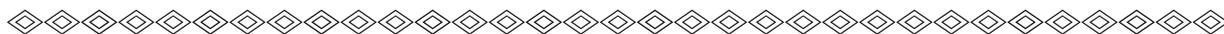
1944年 慶應義塾大学藤原記念工学部卒業

1944年 富士電機製造(株) 入社

1984年 富士電機(株) 定年退職

富士電機原子力エンジニアリング(株) 技術顧問

1992年 (株)富士電機ガスタービン研究所 非常勤顧問



◇学会誌の送付先について◇

お引越しやご所属の変更に伴い、学会誌の送付先に変更が生じる場合には、事務局までご連絡ください（gtsj-office@gtsj.org）。「あて所不明」で学会誌が返送されてくる場合がございますので、ご協力のほどよろしくお願いいたします。

第43回日本ガスタービン学会定期講演会（米子）・見学会のお知らせ

第43回日本ガスタービン学会定期講演会・見学会を以下のように開催します。
多数のご参加をお待ちしております。

主 催：公益社団法人 日本ガスタービン学会

協 賛：協賛団体は日本ガスタービン学会ウェブサイト (<http://www.gtsj.org/>) をご覧ください。

開催日：講演会 2015年9月9日(水)、10日(木)、見学会 2015年9月11日(金)

開催場所：米子コンベンションセンター (BiG SHiP) 鳥取県米子市末広町294

<http://www.bigship.or.jp>

Tel : 0859-35-8111

講演会：

- ・一般講演 : 空力, 燃焼, システム, 伝熱, 材料等
- ・先端技術フォーラム : 「プラント診断技術の最前線」
- ・調査研究委員会報告 : 「再生可能エネルギー大量導入時代の系統安定化対応先進ガスタービン発電設備の研究開発 - NEDOプロジェクト実施状況と今後の計画 - 」
- ・特別講演 : 「たたら製鉄と日本刀」 三奈木義博氏 (和鋼博物館特別研究員)

参加登録費 (税込)：

- ・会員・協賛団体会員 : 14,040円 (ただし, 学生は論文集有りで4,320円, 論文集無しで1,080円)
- ・会員外 : 19,440円 (ただし, 学生は論文集有りで7,560円, 論文集無しで4,320円)

懇親会：

- ・第1日目の講演会終了後, 米子ワシントンプラザホテルにて開催いたします。
住所 : 鳥取県米子市明治町125, Tel : 0859-31-9111, <http://www.washington.jp/yonago/>
懇親会参加費 : 3,240円 (税込)

見学会：

- ・日時 : 9月11日(金)
- ・見学先 : 日立金属(株)安来工場, 和鋼博物館等
- ・定員 : 40名程度, 先着順, 講演会参加登録者に限ります。
- ・参加費 : 6,480円 (税込)
- ・申込締切日 : 8月25日(火)

参加申込方法：

学会HP (<http://www.gtsj.org/>) から登録されるか, 本号掲載参加申込書に必要事項をご記入の上, 学会事務局宛にお申込み下さい。参加登録は, 受付の混乱を避けるため, 事前登録をお願いします。講演者も参加登録をお願いします。

市民フォーラム：

9月8日(火)に米子工業高等専門学校(米子市彦名町4448)にて大学生・高専生・一般の方を対象とするフォーラムを開催します。参加は無料(事前登録が必要)です。詳細につきましては学会ウェブサイトに随時掲載します。

第43回日本ガスタービン学会定期講演会・見学会 (2015年9月9～11日)

参加申込書

(公社) 日本ガスタービン学会 行 FAX: 03-3365-0387 TEL: 03-3365-0095

参加者の連絡先 (複数人申込まれる場合は、代表者の方の連絡先)

会社/大学等名称	
所在地	〒
TEL/FAX	
E-MAIL	

参加者名

フリガナ 氏名*1	所 属	TEL/FAX E-MAIL	所属学会 (GTSJ会員 番号)	会員 資格 (正/学)	懇親会 (9日) (3,240円)	見学会 (11日) (6,480円)
					出席 欠席	参加 不参加
					出席 欠席	参加 不参加
					出席 欠席	参加 不参加
					出席 欠席	参加 不参加

*1 登壇者の方は氏名の後に○を記入してください。

論文集無し (学生のみ) の場合は、下記の参加登録費の金額に反映してください。

【事務局への連絡事項】

払込方法 (○印をつけてください) 参加登録料・参加費入金予定日 月 日 (9月8日までにお払込みください)

- 銀行 (みずほ銀行 新宿西口支店 普通 1812298)
- 郵便振替 (00170-9-179578)
- 現金書留

送金金額 _____円 (内訳: 参加登録費 _____円 懇親会参加費 _____円 見学会参加費 _____円)

当日支払いは原則として受け付けません。(当日不参加の場合でも参加費はお支払いいただきます。)

*請求書の発行について

- 要 宛名 ()
- 不要

*領収書の発行について

- 要 宛名 ()
- 不要

第43回日本ガスタービン学会定期講演会プログラム (暫定版)

(一般講演 講演時間15分 討論5分, *印: 登壇者, [学]: 学生優秀講演賞の審査対象講演, 連名者の所属が省略されている場合は後者と同じ)

	A室	B室	C室
第1日 (9月9日)	GTシステム (実機開発運用)	空力 (1) (圧縮機二次流れ)	サイクル (1) (性能推算)
9: 40	<p>【A-1】1600°C級J形ガスタービンの開発について * 辻良史, 羽田哲, 鳥井俊介, 岩崎好史, 由里雅則, 片岡正人(MHPS)</p> <p>【A-2】ガスタービン吸気設備の季節運用 * 佐藤真樹, 澤田信明, 味崎隆久 (東北電力)</p> <p>【A-3】新潟火力発電所#9系列H-25ガスタービンの改良 秋山陵, * 前川隼人(MHPS)</p>	<p>【B-1】多段軸流圧縮機のチップクリアランス効果の数値・実験調査 * 関亮介, 高学林, トーマスウォーカー, 奥園昌光, 三戸良介, 伊藤栄作(三菱重工)</p> <p>【B-2】翼端間隙を広範に変化させた際の遷音速圧縮機流れの数値解析 * 佐久間康典, 渡辺紀徳, 姫野武洋(東大)</p> <p>【B-3】大規模DESによる多段軸流圧縮機旋回失速初生現象の数値解析 * 山田和豊(九大), 田村優樹(九大院), 古川雅人(九大), 松岡右典, 中山健太郎(川崎重工)</p>	<p>【C-1】[学] バーチャルジェットエンジンを用いた運航条件による可変要素の最適化 * 大湾朝日(東京農工大), 福山佳孝(JAXA), 秋山直輝(東京農工大)</p> <p>【C-2】[学] 構成要素のマッチングによるガスタービンの非設計点性能の予測法に関する研究-再生サイクルガスタービンへの適用- * 加藤 彬, 土屋 利明(金沢工大)</p> <p>【C-3】[学] マイクロジェットエンジンの測定と熱力学的解析 * 田中俊祐, 松平雄策, 松原幸治(新潟大), 岩田拓也(産総研), 小沢澤広之, 阿部和幸(YSEC)</p>
10: 40			
	燃焼	空力 (2) (非定常内部流)	サイクル (2) (次世代技術)
11: 00	<p>【A-4】航空機用環状燃焼器内乱流噴霧燃焼場のラージ・エディ・シミュレーション-着火及び火炎の燃え広がり現象への適用- * 西家隆行(数値フローデザイン), 牧田光正(JAXA), 中村直紀(ASIRI), 黒瀬良一(京大)</p> <p>【A-5】航空機エンジン用希薄予混合燃焼器の性能に及ぼすライナ形状の影響 * 山本武, 吉田征二, 下平一雄, 黒澤要治(JAXA)</p> <p>【A-6】1.7MW級ガスタービンにおける水素混焼追焚きシステム実証運転の紹介 * 西 宗之, 明日芳浩, 小田剛生, 堂浦康司, 佐野光, 辰巳康治(川崎重工)</p> <p>【A-7】ドライ水素低NO_x燃焼技術の開発 * 堀川敦史, 飴雅英, 岡田邦夫(川崎重工), Harald H.-W. Funke, Jan Keinz(AcUAS), Karsten Kusterer, Anis Haji Aayed(B&B-AGEMA),</p>	<p>【B-4】[学] 遠心圧縮機内部に発生する旋回失速と非定常渦の構造 * 昇昇太郎, 池津聡太, 黒田未来, 藤澤信道, 太田有(早大)</p> <p>【B-5】[学] 感圧塗料による並進振動翼列の翼面上非定常圧力分布計測 * 東俊彦(東大院), 渡辺紀徳, 姫野武洋, 井上智博, 鶴沢聖治(東大), 高橋康雄, 柴田貴範, 武田洋樹(MHPS)</p> <p>【B-6】[学] 気流中に放出する水膜流の流動と分裂形態の関係 * 松崎悠(東北大院), 中野晋, 竹田陽一(東北大)</p> <p>【B-7】[学] マイクロガスタービンに噴射された水滴の蒸発挙動に及ぼす粒径の影響 * 半田開千, 土屋利明(金沢工大)</p>	<p>【C-4】固体酸化物形燃料電池(SOFC)研究の最新動向 * 吉田英生, 岩井裕(京大)</p> <p>【C-5】次世代ガスタービンコンバインドサイクル発電設備の開発 * 羽田哲, 高田和正, 巽直也, 由里雅則, 片岡正人(MHPS) 阿部雅宏, 西村由明, 山崎裕之, 多田和幸, 藤田智治(東北電力)</p> <p>【C-6】航空機電動化に伴う動力抽出量増大のエンジン性能への影響 * 岡本竜馬(東大院), 渡辺紀徳, 岡井敬一, 姫野武洋(東大)</p> <p>【C-7】高バイパス比ターボファンのサイクル特性に関する一考察 * 根本勇</p>
12: 20			
	材料	空力 (3) (擾乱と応答)	多重スケール (1)
14: 00	<p>【A-8】第5, および第6世代単結晶超合金のミクロ組織と高温強度 * 原田広史, 小泉裕, 小林敏治, 横川忠晴, 坂本正雄, 川岸京子(物材機構)</p> <p>【A-9】実機使用した単結晶Ni基超合金の第一段高圧タービン動翼付け根部の単純時効に伴うミクロ組織変化 * 三浦信祐(防大), 山本詩歩(東北大院), 近藤義宏(防大)</p> <p>【A-10】ガスタービン高温構造体冷却孔周りの微小クレープき裂の特異的初期成長挙動 * 目時彩加, Subramanian Rajivgandhi, 岡崎正和(長岡技科大)</p> <p>【A-11】Alloy718合金の金属組織と機械的特性に及ぼす溶体化処理条件の影響 * 青木宙也, 上野友典, 大野文博(日立金属)</p> <p>【A-12】超高温用酸化物系CMCの開発 * 鉄井利光, 原田広史(物材機構), 長谷川良雄(アート科学)</p>	<p>【B-8】ブレンド翼を含むミステューン系ブリスクの応答解析 * 服部博明, 下原直人, 柳谷信孝(IHI)</p> <p>【B-9】遷音速ファンの部分回転数時に失速点近傍で生じるフラッターのFSI解析 立石敦(東大院), * 渡辺紀徳, 姫野武洋(東大), 青塚瑞穂, 室岡武(IHI)</p> <p>【B-10】圧縮機静翼の性能に及ぼす上流動翼のウエークの影響 * パロ ギョーム, 加藤大(IHI), 要田航, 太田有(早大)</p> <p>【B-11】周方向に不均一な流れの蒸気タービン静動翼列非定常流体解析 * 田沼唯士(帝京大), 秋山久実(オフィスケイ)</p> <p>【B-12】Non-Linear Harmonic法によるファン騒音の数値解析 * 賀澤順一(JAXA), 堀口泰生(ASIRI), 石井達哉(JAXA), 楠田真也(IHI)</p>	<p>【C-8】[学] トランスピレーション冷却を有する直線タービン静翼列内の流れの数値解析-二次流れが冷却効率に及ぼす影響- * 橋達郎(法大院), 辻田星歩(法大)</p> <p>【C-9】[学] 弱旋回燃焼器における燃焼振動の音響モード解析 * 山本 姫子, 金井 洸太(早大院), 立花 繁(JAXA), 佐藤 哲也(早大)</p> <p>【C-10】[学] Building-Cube法による吸音ライナの流体解析(共鳴器におけるグレーディング流れの基礎解析) * 長崎貴信, 佐々木大輔, 藤秀実(金沢工大), 長井健一郎, 石井達哉(JAXA)</p> <p>【C-11】[学] プラズマアクチュエータ多電極化による気流剥離制御性能の向上 * 菅原正隆, 松野隆(鳥取大), 浅海典男, 松野伸介, 山口方士(IHI)</p> <p>【C-12】超音速膨張流における境界層の再層流化 * 真田浩希, 寺本進, 岡本光司(東大)</p>
15: 40			
16: 10	A室 特別講演		座長: 西澤 敏雄 (JAXA)
	たたら製鉄と日本刀	三奈木 義博 (和鋼博物館)	
17: 30			

第43回日本ガスタービン学会定期講演会プログラム (暫定版)

(一般講演 講演時間15分 討論5分, *印: 登壇者, [学]: 学生優秀講演賞の審査対象講演, 連名者の所属が省略されている場合は後者と同じ)

第2日 (9月10日)	A室 先端技術フォーラム 座長: 渡邊 裕章 (九大)												
9:40	<p>プラント診断技術の最前線</p> <p>講演:</p> <table border="0"> <tr> <td>ガスタービン高温部品の損傷評価</td> <td>吉岡 洋明 (愛媛大)</td> </tr> <tr> <td>ユーザ側の取組み紹介</td> <td>西田 秀高 (中国電力), 福地 哲生 (電中研)</td> </tr> <tr> <td>プラントデータを用いた異常診断</td> <td>小野田 崇 (電中研)</td> </tr> <tr> <td>発電用大型ガスタービン向け遠隔監視システム</td> <td>三上 尚高 (MHPS)</td> </tr> <tr> <td>ガスタービン監視データを有効活用した状態変化早期検知システム</td> <td>田邊 悟, 渡部 (GEエナジー・ジャパン)</td> </tr> </table> <p>全体討議:</p>			ガスタービン高温部品の損傷評価	吉岡 洋明 (愛媛大)	ユーザ側の取組み紹介	西田 秀高 (中国電力), 福地 哲生 (電中研)	プラントデータを用いた異常診断	小野田 崇 (電中研)	発電用大型ガスタービン向け遠隔監視システム	三上 尚高 (MHPS)	ガスタービン監視データを有効活用した状態変化早期検知システム	田邊 悟, 渡部 (GEエナジー・ジャパン)
ガスタービン高温部品の損傷評価	吉岡 洋明 (愛媛大)												
ユーザ側の取組み紹介	西田 秀高 (中国電力), 福地 哲生 (電中研)												
プラントデータを用いた異常診断	小野田 崇 (電中研)												
発電用大型ガスタービン向け遠隔監視システム	三上 尚高 (MHPS)												
ガスタービン監視データを有効活用した状態変化早期検知システム	田邊 悟, 渡部 (GEエナジー・ジャパン)												
12:10	<table border="0" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 33%;">A室</td> <td style="width: 33%;">B室</td> <td style="width: 33%;">C室</td> </tr> </table>			A室	B室	C室							
A室	B室	C室											
13:30	<p style="text-align: center;">伝熱</p> <p>【A-13】 高効率ガスタービン用先進遮熱コーティングの開発状況 * 工藤大祐, 鳥越泰治, 岡嶋芳史, 岡田郁生, 妻鹿雅彦 (三菱重工), 正田淳一郎, 塚越敏三 (MHPS)</p> <p>【A-14】 EQコーティングを用いた先進単結晶超合金のための遮熱コーティングシステム開発 * 川岸京子, 松本一秀, 原田広史 (物材機構)</p> <p>【A-15】 タービン翼内部の複雑冷却流路内における熱伝達率計測及び流れ場に関する研究 船崎健一 (岩手大), * 寺部世界 (岩手大院), 饒雅英, 堀内豪 (川崎重工)</p> <p>【A-16】 実機相当環境下における静翼シュラウド熱伝達率に関する計測結果と解析結果の比較検討 * 牧ヶ野大志, 水上聡 (三菱重工), 長谷貴昭 (三菱重工航空エンジン), 山口佳昭, 伊藤栄作 (三菱重工)</p>	<p style="text-align: center;">空力 (4) (計測解析)</p> <p>【B-13】 後縁の薄翼, 翼列のポテンシャル解法 * 筒井康賢 (高知工科大), 波多野楓華 (高知工科大院), 野崎理 (高知工科大)</p> <p>【B-14】 3枚翼ジャイロミル型風車の回転時の性能に関する実験的研究 * 平野孝典, 川端康介 (拓大), 平本政明 (元東大), 藤本一郎 (拓大)</p> <p>【B-15】 PIVによる小型遠心圧縮機の内部流れの研究 * 桐明拓郎, 田中隆太, 大内田聡, 山方章弘 (IHI)</p> <p>【B-16】 高負荷遠心圧縮機のインペラ出口における流れ場の調査 * 佐藤 渉, Soumya Dutta (IHI), 船崎 健一, 角館 薫哉 (岩手大)</p>	<p style="text-align: center;">多重スケール (2)</p> <p>【C-13】 直流流中に流入する対向噴流における噴流干渉部分の流れ場の検討 * 長尾隆央 (IHI), 林光一 (青学大)</p> <p>【C-14】 リング型ブラズマアクチュエータを用いたタービン翼列の漏れ流れ制御における翼先端形状の影響 * 松沼孝幸, 瀬川武彦 (産総研)</p> <p>【C-15】 圧縮機翼列における液滴衝撃エロージョンの数値解析 * 鈴木正也 (JAXA), 山本誠 (東理大)</p> <p>【C-16】 圧縮機へ流入する液滴挙動のCFDによる解析 * 小泉眞, 宇多村元昭, 都築宣嘉 (東工大), 柴田貴範, 明連千尋 (MHPS)</p>										
14:50	<p>A室 調査研究委員会報告</p> <p>再生可能エネルギー大量導入時代の系統安定化対応先進ガスタービン発電設備の研究開発 - NEDOプロジェクト実施状況と今後の計画 -</p> <p style="text-align: right;">登壇者 (予定): 渡辺 和徳 (電中研) 壹岐 典彦 (産総研) 伊藤 栄作 (三菱重工) 岸部 忠晴 (MHPS) 齊藤 大蔵 (東芝) 米澤 克夫 (IHI) 合田 真琴 (川崎重工) 渡辺 紀徳 (東大)</p> <p>全体討議:</p>												
16:40													

IGTC2015 Tokyo 事前登録のご案内

IGTC2015実行委員会

International Gas Turbine Congress 2015 Tokyo の参加申込受付（事前登録）を開始いたしました。2015年8月31日（日本時間）までにご登録いただきますと登録料が割安になりますので、是非お早めにご登録くださいますようお願い申し上げます。

International Gas Turbine Congress 2015 Tokyo (IGTC2015)
(2015年国際ガスタービン会議東京大会)

会期：2015年11月15日(日)から20日(金) (20日は見学会)

場所：虎ノ門ヒルズフォーラム（東京都港区虎ノ門1-23-3 虎ノ門ヒルズ森タワー 4・5階）

URL：<http://www.gtsj.org/english/igtc/IGTC2015/>

【参加登録概要】

1. 登録料（税別）

	早期登録料（8月31日まで）	後期／当日登録料（9月1日以降）
講演者・司会者	55,000円	なし（事前登録必須）
会 員	55,000円	60,000円
非会員	65,000円	70,000円
学 生	15,000円	

※登録料には、全てのセッションへの参加、ウエルカムレセプション、電子論文集及び当日配布プログラムが含まれます。

見学会（¥7,000）とバンケット（¥10,000）は追加料金（共に税別）になります。

2. 登録方法

登録受付WEBページURL:

http://www.gtsj.org/english/igtc/IGTC2015/index/registration_2015.html

にて受付。

IDを取得し（ID Application）、ログインの後、必要情報を入力します。

お支払いは、上記WEBページを通じてのクレジットカード支払にてお願いします。

3. 参加登録についての問合せ先

IGTC2015 Registration Desk (c/o 株式会社イーサイド 担当:太田奏 (おおたかな))

Tel : 03-6435-8789, Fax : 03-6435-8790, E-mail : igtc2015-office@e-side.co.jp

2015年度 第1回見学会・技術懇談会のお知らせ

2015年度第1回見学会・技術懇談会を、国立研究開発法人 産業技術総合研究所 福島再生可能エネルギー研究所にて開催致します。概要は以下のとおりです。

1. 日 時： 2015年10月16日(金) 13:00～18:00 (予定)
JR郡山駅にて集合・解散

2. 場所および内容：

国立研究開発法人 産業技術総合研究所 (AIST) 福島再生可能エネルギー研究所
(〒963-0298 福島県郡山市待池台2-2-9)

再生可能エネルギー関連技術 (太陽光, 風力, アンモニアを燃料としたガスタービン発電技術など) の見学と技術懇談会

3. 参加要領

- (1)参加資格：会員資格による制限はありません。
(2)定 員：25名程度 (申し込み多数の場合、お断りする可能性があります)
(3)参加費 (税込。JR郡山駅から会場までの送迎バス代を含む)
- | | |
|--------|--------|
| 正会員 | 4,320円 |
| 学生会員 | 2,160円 |
| 非会員 | 5,400円 |
| 学生非会員 | 3,240円 |
| 高校生以下※ | 1,080円 |

※ 保護者同伴

4. スケジュール (詳細は調整中)

- | | |
|-------------|------------------------------|
| 13:00～13:10 | JR郡山駅集合 (受付) |
| 13:15 | JR郡山駅出発 (送迎バス) |
| 13:55 | AIST福島再生可能エネルギー研究所 到着 |
| 14:00～16:00 | 見学会 |
| 16:00～17:00 | 再生可能エネルギーに関する技術懇談会 |
| 17:10 | AIST福島再生可能エネルギー研究所 出発 (送迎バス) |
| 18:00 | JR郡山駅着 解散 |

5. 申込方法：

「2015年度 第1回見学会・技術懇談会 参加申し込み」と明記のうえ、参加者の下記の情報を、FAX、郵送またはE-mailにて学会事務局 (FAX: 03-3365-0387, E-mail: gtsj-office@gtsj.org) にお送り下さい。

- (1)氏名 (ふりがな)
(2)性別
(3)会員種別 (会員の場合は、会員番号)
(4)勤務先 (名称, 所属部署, 住所)
(5)連絡先 (電話番号, FAX番号, E-mailアドレス)

申込締切：2015年10月2日(金)

* 申込者全員に、参加可否を10月9日(金)までにお知らせいたします。学会からの連絡がない場合にはお問い合わせください。

2015年度日本ガスタービン学会賞候補募集のお知らせ

応募締切日：2015年10月30日(金)

日本ガスタービン学会では、下記の趣旨により2年毎に学会賞（論文賞、技術賞および奨励賞）の贈呈を行っております。つきましては、今年度も下記要領により学会賞の募集を行うこととなりましたので、お知らせ致します。

募集要領

1. 日本ガスタービン学会賞の趣旨

本会はガスタービンおよびエネルギー関連技術に関する工学および技術の発展を奨励することを目的として、優れた論文、技術ならびに新進会員個人の業績に対して、それぞれ日本ガスタービン学会論文賞、技術賞、奨励賞を贈り、表彰を行う。

2. 対象となる業績

- (1)論文賞：日本ガスタービン学会誌および日本ガスタービン学会英文電子ジャーナルに2011年11月以降2015年10月迄に公表された論文で、独創性があり工学および技術に寄与したもの。
- (2)技術賞：ガスタービンおよびエネルギー関連の技術で画期的な新製品の開発、製品の品質または性能の向上、材料開発、制御計測および保守技術の向上等に寄与したもの。
- (3)奨励賞：日本ガスタービン学会誌および日本ガスタービン学会英文電子ジャーナルに2011年11月以降2015年10月迄に公表された独創的な論文（本人が中心的役割を果たしたもの）。なお、萌芽の研究も対象とする。奨励賞の候補者は、1980年4月2日以降生まれの個人とする。ただし、論文賞、技術賞あるいは奨励賞をすでに受けた者および今年度の論文賞、技術賞内定者は奨励賞を受けることはできない。

3. 受賞件数

論文賞2件、技術賞2件、奨励賞2名程度とする。

4. 表彰の方法

審査の上、表彰状および賞牌を授与する。

5. 表彰の時期

表彰は、2016年4月開催予定の日本ガスタービン学会総会において行う。

6. 応募の方法

公募によるものとし、論文賞、技術賞は推薦または本人より申請、奨励賞は推薦による。なお、一度申請して受賞しなかったものでも、再度応募して差し支えない。

7. 提出書類

推薦または申請には、本会の所定用紙に必要事項を記載して、1件につき正1通、副2通（コピーで可）の計3通を提出する。

- ・日本ガスタービン学会賞（論文・奨励）申請書・推薦書
 - ・日本ガスタービン学会賞（技術）申請書・推薦書
- 所定用紙は本会ホームページからダウンロード可能。
(<http://www.gtsj.org/prize/index.html>)

8. 提出締切日

2015年10月30日(金)17時必着

9. 提出先

〒160-0023
東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
公益社団法人日本ガスタービン学会
表彰委員会 宛

○ 本会協賛行事 ○

主催学協会	会合名	共催/協賛	開催日	会場	詳細問合せ先
日本エネルギー学会	第24回日本エネルギー学会大会	協賛	2015/8/3-4	札幌コンベンションセンター	日本エネルギー学会 http://www.jie.or.jp/2015/taikai/index.html
日本機械学会	2015年度計算力学技術者(CAE技術者)資格認定事業(固体力学分野の有限要素法解析技術者・熱流体力学分野の解析技術者・振動分野の有限要素法解析技術者)	協賛	2015/9/6, 12/19	東京工業大学, 名古屋大学, 近畿大学, 金沢大学, JR博多シティ会議室	日本機械学会 事業企画G caenintei@jsme.or.jp
日本流体力学学会	第29回数値流体力学シンポジウム	協賛	2015/12/15-17	九州大学 筑紫キャンパス	日本流体力学学会 TEL:03-3714-0427,FAX:03-3714-0434 URL http://www.nagare.or.jp/cfd/cfd29/
日本液体微粒化学会	第24回微粒化シンポジウム	協賛	2015/12/17-18	神戸大学 深江キャンパス 総合学術交流棟	日本液体微粒化学会事務局 http://www.ilass-japan.gr.jp



▷ 入会者名簿 ◁

〔正会員〕

喜多 翔ノ介(IHI) 小杉 岳彦(IHI) 佐藤 博紀(IHI) 中村 恵子(IHI)
 松井 孝太郎(IHI) 岡田 信嗣(川崎重工業) 竹下 健(キグチテクニクス) 松井 陽平(電力中央研究所)
 斎藤 良弘(東京電力) 高木 紀和(東芝) 秦 友宏(秦精工) 三浦 晶子(東京海上日動火災)

〔学生会員〕

青山 陽奈(大阪工業大学) 山城 紹吾(高知工科大学) 粒良 幸利(首都大学東京) 武井 達也(首都大学東京)
 野崎 光一(首都大学東京) 田中 一平(東京農工大学) 田中 俊祐(新潟大学) 山本 姫子(早稲田大学)

〔学生会員→正会員〕

井出 光星(三菱重工航空エンジン) 中田 諒大(三菱日立パワーシステムズ)

次号予告 日本ガスタービン学会誌2015年9月号 (Vol.43 No.5)

特集「ガスタービンimprovement/modification」

巻頭言 新関 良樹 (東芝)
 陸用大型ガスタービン 羽田 哲 (三菱日立パワーシステムズ)
 陸用中型ガスタービン 松井 智之 (三菱日立パワーシステムズ)
 陸用中・大型ガスタービン 大築 康彦 (シーメンスジャパン)
 陸用小型ガスタービン 楠本 吉昭 (川崎重工業)
 船用過給機の信頼性向上 小向 智司 (IHI)
 陸用ガスタービン自家発電設備全般 岩間 秀司 (日本ガスタービンユーザー会)
 材料 原田 広史 (物質・材料研究機構)
 ガスタービン用ハニカム 守重 智也 (昭和飛行機)

見聞記「2015年ASME国際ガスタービン会議」

執筆者…渡辺 紀徳 (東京大学) / 浅子 知昭 (IHI) / 壹岐 典彦 (産業技術総合研究所) / 辻田 星歩 (法政大学) / 加藤 大 (IHI) / 松沼 孝幸 (産業技術総合研究所) / 富田 勲 (三菱重工業) / 山田 和豊 (九州大学) / 大北 洋治 (IHI) / 平野 昂志 (川崎重工業) / 関 直喜 (IHI) / 浅井 邦夫 (三菱日立パワーシステムズ) / 杉谷 啓 (海上保安大学校) / 洪川 直紀 (東芝) / 浅井 智広 (三菱日立パワーシステムズ)

※ タイトル, 執筆者は変更する可能性があります。

2015年度役員名簿

会長 田沼 唯士 (帝京大)
副会長 久山 利之 (川崎重工)
法人管理担当執行理事 伊東 正雄 (東芝), 木下 康裕 (川崎重工), 鈴木 健 (IHI), 安田 聡 (MHPS)
公益目的事業担当執行理事 壹岐 典彦 (産総研), 小森 豊明 (三菱重工), 佐藤 哲也 (早大), 西澤 敏雄 (JAXA), 姫野 武洋 (東大), 藤井 智晴 (電中研), 細川 哲也 (JALエンジニアリング), 山本 誠 (東京理科大), 吉田 英生 (京大)
理事 野崎 理 (高知工大), 原田 広史 (物材研), 松崎 裕之 (酒田共同火力), 輪嶋 善彦 (本田技術研), 渡邊 啓悦 (荏原)
監事 坂田 公夫 (SKYエアロスペース研), 渡辺 康之 (IHI)

2015年度委員名簿 (順不同)

2015年6月24日現在
 ○は委員長

倫理規定委員会 ○木下 康裕 (川崎重工), 伊東 正雄 (東芝), 佐藤 哲也 (早大), 鈴木 健 (IHI), 西澤 敏雄 (JAXA), 安田 聡 (MHPS)
自己点検委員会 ○木下 康裕 (川崎重工), 伊東 正雄 (東芝), 佐藤 哲也 (早大), 鈴木 健 (IHI), 西澤 敏雄 (JAXA), 安田 聡 (MHPS)
運営委員会 ○鈴木 健 (IHI), 壹岐 典彦 (産総研), 伊東 正雄 (東芝), 木下 康裕 (川崎重工), 酒井 義明 (東芝), 佐藤 哲也 (早大), 塚原 章友 (MHPS), 西澤 敏雄 (JAXA), 原田 純 (川崎重工), 伊東 恵一郎 (東電), 安田 聡 (MHPS), 渡辺 紀徳 (東大)
企画委員会 ○安田 聡 (MHPS), 壹岐 典彦 (産総研), 木下 康裕 (川崎重工), 佐藤 哲也 (早大), 鈴木 健 (IHI), 塚原 章友 (MHPS), 西澤 敏雄 (JAXA), 渡辺 紀徳 (東大)
国際委員会 ○仲俣 千由紀 (IHI), 岡井 敬一 (東大), 太田 有 (早大), 小森 豊明 (三菱重工), 葉狩 智子 (川崎重工), 福田 雅文 (高効率発電システム研), 船崎 健一 (岩手大), 松田 寿 (東芝), 三好 市朗 (MHPS), 山根 敬 (JAXA), 山本 誠 (東京理科大), 渡辺 紀徳 (東大)
学術講演会委員会 ○西澤 敏雄 (JAXA), 姫野 武洋 (東大), 小熊 英隆 (三菱重工), 楠田 真也 (IHI), 酒井 英司 (電中研), 渋谷 直紀 (東芝), 武田 淳一郎 (富士電機), 玉井 亮嗣 (川崎重工), 平野 孝典 (拓殖大), 藤原 仁志 (JAXA), 堀内 康広 (MHPS), 松沼 孝幸 (産総研), 渡邊 裕章 (九大)
集行事務委員会 ○佐藤 哲也 (早大), 鈴木 正也 (JAXA), 尾関 高行 (電中研), 木村 武清 (川崎重工), 澤 徹 (東芝), 瀬川 武彦 (産総研), 西江 俊介 (三井造船), 西村 英彦 (MHPS), 浜辺 正昭 (IHI), 平野 篤 (防衛省), 藤井 達 (日立), 細川 哲也 (JALエンジニアリング), 山形 通史 (富士電機), 吉田 征二 (JAXA), 輪嶋 善彦 (本田技研)
ガスタービン技術普及委員会 ○藤井 智晴 (電中研), 秋山 陵 (MHPS), 石田 克彦 (川崎重工), 賀澤 順一 (JAXA), 齊藤 大蔵 (東芝), 中村 恵子 (IHI), 花井 直人 (JALエンジニアリング), 檜山 貴志 (MHPS), 福山 佳孝 (JAXA), 村田 章 (東京農工大), 屋口 正次 (電中研), 山本 誠 (東京理科大), 渡辺 紀徳 (東大)
学会誌編集委員会 ○壹岐 典彦 (産総研), 荒木 秀文 (MHPS), 有岡 和也 (三井造船), 石川 揚介 (東芝ジーイー・タービンサービス), 加藤 千幸 (東大), 阪井 直人 (川崎重工), 佐藤 哲也 (早大), 潮崎 成弘 (MHPS), 辻田 星歩 (法政大), 寺澤

秀彰 (東京ガス), 寺本 進 (東大), 中野 賢治 (IHI), 中野 剛 (JALエンジニアリング), 新関 良樹 (東芝), 野崎 理 (高知工大), 野原 弘康 (ダイハツディーゼル), 原田 広史 (物材研), 北條 正弘 (JAXA), 服部 旭倫 (東電), 松崎 裕之 (酒田共同火力発電), 三鴨 正幸 (中部電力), 山下 一憲 (荏原製作所), 山根 喜三郎 (防衛省), 吉野 展永 (IHI), 渡辺 和徳 (電中研), 渡邊 啓悦 (荏原製作所)

論文委員会 ○寺本 進 (東大), 壹岐 典彦 (産総研), 小田 剛生 (川崎重工), 加藤 大 (IHI), 柴田 貴範 (MHPS), 田頭 剛 (JAXA), 中谷 辰爾 (東大), 姫野 武洋 (東大), 山根 敬 (JAXA), 山本 武 (JAXA), 山本 誠 (東京理科大), 吉岡 洋明 (愛媛大)

ガスタービン統計作成委員会 ○小森 豊明 (三菱重工), 恵比寿 幹 (三菱重工), 澤 徹 (東芝), 野村 藤樹 (ターボシステムズユニテッド), 村上 麻里子 (川崎重工), 山上 展由 (MHPS), 山上 舞 (IHI), 吉田 知彦 (MHPS), 米田 幸人 (ヤンマー)

産官学連携委員会 ○渡辺 紀徳 (東大), 壹岐 典彦 (産総研), 岡崎 正和 (長岡技科大), 金津 和徳 (IHI), 幸田 栄一 (電中研), 佐々木 隆 (東芝), 武 浩司 (川崎重工), 二村 尚夫 (JAXA), 岸部 忠晴 (MHPS), 赤城 正弘 (防衛省), 福泉 靖史 (三菱重工), 藤岡 順三 (物材研), 船崎 健一 (岩手大), 古川 雅人 (九大), 本阿弥 眞治 (東京理科大), 吉田 英生 (京大)

広報委員会 ○吉田 英生 (京大), 村田 章 (東京農工大), 酒井 義明 (東芝), 姫野 武洋 (東大), 吉田 征二 (JAXA), 山根 敬 (JAXA)

表彰委員会 ○久山 利之 (川崎重工), 西澤 敏雄 (JAXA), 壹岐 典彦 (産総研), 木下 康裕 (川崎重工), 児玉 秀和 (IHI), 佐藤 哲也 (早大), 姫野 武洋 (東大)

調査研究委員会 ○壹岐 典彦 (産総研), 松沼 孝幸 (産総研), 伊藤 栄作 (三菱重工), 岡崎 正和 (長岡技科大), 寛 幸次 (首都大), 岸部 忠晴 (MHPS), 黒瀬 良一 (京大), 合田 真琴 (川崎重工), 齊藤 大蔵 (東芝), 高橋 徹 (電中研), 寺島 洋史 (東大), 原田 広史 (物材研), 米澤 克夫 (IHI), 渡辺 和徳 (電中研), 渡辺 紀徳 (東大)

IGTC2015Tokyo実行委員会 ○渡辺 紀徳 (東大), 姫野 武洋 (東大)

(総務委員会) ○西澤 敏雄 (JAXA), 牧田 光正 (JAXA), 小見 淳介 (IHI), 沼田 祥平 (MHPS)

(論文委員会) ○太田 有 (早大), 寺本 進 (東大), 茨木 誠一 (三菱重工), 岡井 敬一 (東大), 小田 豊 (関西大), 幸田 栄一 (電中研), 田頭 剛 (JAXA), 玉木 秀明 (IHI), 辻田 星歩 (法政大), 仲俣 千由紀 (IHI), 新関 良樹 (東芝), 西岡 卓宏 (日立), 葉狩 智子 (川崎重工), 長谷川 武治 (電中研), 檜山 貴志 (MHPS), 福田 雅文 (高効率発電システム研), 三浦 信祐 (防衛大), 三好 市朗 (MHPS), 山根 敬 (JAXA), 山本 誠 (東京理科大), 山本 武 (JAXA), 吉岡 洋明 (愛媛大)

(展示委員会) ○松田 寿 (東芝), 北山 和弘 (東芝), 石川 智貴 (東芝), 井上 俊彦 (川崎重工), 猪亦 麻子 (東芝), 岡村 直行 (東芝), 種橋 信哉 (GE), 西村 真琴 (MHPS), 原田 純 (川崎重工), 藤木 貴子 (IHI), 牧野 敦 (JAXA), 山形 通史 (富士電機), 吉國 孝之 (IHI), 吉田 知彦 (MHPS)

(行事委員会) ○大石 勉 (IHI), 山上 舞 (IHI), 岡村 直行 (東芝), 酒井 英司 (電中研), 藤本 秀 (IHI), 堀川 敦史 (川崎重工), 吉田 征二 (JAXA)

(財務委員会) ○井上 洋 (MHPS), 後藤 仁一郎 (MHPS), 中田 淳一 (MHPS), 廣川 順一 (IHI)

地球温暖化の影響でしょうか、今年の梅雨は日本各地で平年より数倍の雨量を記録しているそうです。本稿を書いている現在も雨でジメジメとした日が続いています。そのような中でなでしこジャパンの日頃の努力と素晴らしいチームワークで達成した女子ワールドカップサッカー準優勝のニュースには大変感動し、清々しい気持ちになりました。

さて、今月号の学会誌は「軸受・潤滑システム」を特集しました。「軸受・潤滑システム」はサッカーでいえば、ディフェンスやゴールキーパーといったにチームを後ろからがっちり支え、攻めに繋げる役割に相当するでしょうか、ガスタービンを含めターボ機械にはなくてはならない基盤技術であると考えます。記事の中の言葉をお借りしますとまさに「産業の米」、「機械の血液」の役割であると思います。

過去の関連特集を振り返りますと、同分野を取り上げたものとしては2003年「潤滑油と軸受に関する技術動向」からは12年、2007年の「トライボロジー特集」からでも8年が経過しています。そのため、本号では「軸受・潤滑システム」に関する最近の発展を広く集めることとし、軸受メーカー、潤滑油精製会社における要素開発動向、蒸気タービン・ガスタービン・過給器メーカーでの応用技術開発動向、航空会社での運用・メンテナンスなど異なる立場からの技術動向について、詳細にかつわかりやすく解説いただきました。最近の市場の高い要求に応えるため高圧力比化、高温化、高速化、損失低減あるいは信頼性向上のための技術開発が努力され着実に進んできたことが本号の記事によってご理解いただけたと思います。

本特集に加え、本号から「研究だより」が復活いたしました。本号では首都大学東京・寛研究室における超合

金、コーティングならびに金属3D積層造形法などの分野でのガスタービン関連研究を紹介いただいております。

ガスタービンは工学の粋を集めた先端技術製品であり、本特集で取り上げた軸受・潤滑システム技術、寛研究室で研究されている超合金など材料技術、さらには流体、構造、燃焼、振動、制御といった各分野で技術研究がなされ、それらをチームワークで統合しながらガスタービンジャパンが強くなっていくことを願っております。

最後に、この場をお借りいたしまして、お忙しい中本号記事を執筆いただきました皆様に厚く御礼申し上げます。
(渡邊啓悦)

- 7月号アソシエイトエディター
渡邊 啓悦 (荏原製作所)
- 7月号担当委員
有岡 和也 (三井造船)
野原 弘康 (ダイハツディーゼル)
山下 一憲 (荏原製作所)

(表紙写真)

今回の表紙については、【論説・解説】の著者より流用およびお借りしています。

詳細については、下記記事をご参照ください。

- ・「ターボ機械用すべり軸受の最近の研究開発について」
..... (P.228 ~ 233)
- ・「高速転がり軸受の技術について」..... (P.234 ~ 239)
- ・「航空機エンジンの軸受について」..... (P.246 ~ 249)

だより

♣事務局 ☒ ♣

みなさん、こんにちは。いよいよ夏本番ですね。ご旅行の計画を立てられている方も多いのではと思います。わたしは先日、北海道へ行ってまいりました。東京の梅雨とは対照的な、実に爽やかな気候でした。北海道に旅行で訪れたのは今回で2度目、1度目は20年ほど前の8月でした。その20年前の旅行で特に印象に残っているのが、富良野で見たひまわりの群生です。富良野と言えば、うす紫色をした、かぐわしい香りを放つラベンダーですが、わたしが見たひまわりはラベンダー畑の横で、元氣よく太陽に向かって咲いておりました。

ひまわり「向日葵」という名前は、花が太陽の動きに合わせて向きを変えろということ、「日回り」から来ていると言われています。英語やドイツ語、ギリシア語、ラテン語では「太陽の花」と直訳できる名前になっておりますが、フランス語やイタリア語、スペイン語では「回る」という動詞を含んだ名前になっています。こ

の事例は小さなものではありませんが、物事は単一な仕事で捉えられるものではないことにあらためて気付かせてくれます。2015年の今、10年前、20年前には想像もしなかった光景が当たり前になっております。こうした変化は、世界を全く別の視点から捉えることによってもたらされたのではないのでしょうか。

私事になりますが、8月で学会事務局を辞めることになりました。ガスタービンに関する知識自体は残念ながら仕事を始める前とさほど変わらず増えてはいませんが、様々な折に皆様のガスタービンをはじめとするエネルギー関連領域に対する真摯な研究姿勢に触れることができ、これから10年後、20年後の世界がどのようになるのか、とても楽しみにになりました。皆様に感謝申し上げますとともに、益々のご発展を心より祈念いたします。

(川崎千里)

学会誌編集および発行要領 (抜粋)

2015年4月23日改定

1. 本会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 依頼原稿：学会誌編集委員会（以下、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。執筆者は本学会会員（以下、会員）外でもよい。
 - B. 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。
 - C. 学会原稿：本学会の運営・活動に関する記事（報告、会告等）および会員による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、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、情報欄記事の掲載欄に掲載することとし、刷り上がりページ数は原則として以下のとおりとする。

論説・解説、講義	6ページ以内
技術論文	技術論文投稿要領による
速報	4ページ以内
寄書、随筆	3ページ以内
書評	1ページ以内
情報欄記事	1/2ページ以内
3. 依頼原稿の執筆者は、本会誌の原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局（以下、編集事務局）まで原稿を提出する。編集事務局の所在は付記1に示す。
4. 依頼原稿は、編集委員会の担当委員が、原稿の構成、理解の容易さ等の観点および図表や引用文献の書式の観点から査読を行う。編集事務局は査読結果に基づいて、執筆者への照会、修正依頼を行う。
5. 投稿原稿のうち技術論文以外のものは、編集委員会が審査し、本会誌への掲載可否を決定する。
6. 投稿原稿のうち技術論文の審査、掲載については、技術論文投稿要領に従う。
7. 依頼原稿の執筆者には、本学会の事務局（学会事務局）から原則として謝礼（図書カード）を贈呈する。
8. 依頼原稿および投稿原稿の執筆者には、抜刷を10部贈呈する。
9. 本会誌に掲載された著作物の著作権は原則として本学会に帰属する。本学会での著作権の取扱いについては別途定める著作権規程による。
10. 他者論文から引用を行う場合、本会誌に掲載するために必要な事務処理及び費用分担は著者に負うところとする。

付記1 原稿提出先および原稿執筆要領請求先（編集事務局）
ニッセイエブロ(株) PM部
学会誌担当：山田 裕子
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
TEL：03-5733-5158
FAX：03-5733-5167
E-mail：eblo_h3@eblo.co.jp

技術論文投稿要領 (抜粋)

2015年3月10日制定

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) ガスタービン及びエネルギー関連技術に関連するものであること。
 - 3) 原稿執筆要領に従って執筆された、モノクロの日本語原稿であること。
 - 4) 一般に公表されている刊行物に未投稿であること。ただし、以下に掲載されたものは未投稿と認め技術論文に投稿することができる。
 - 本学会主催の学術講演会・国際会議のプロシーディングス
 - 特許および実用新案の公報、科学研究費補助金等にかかわる成果報告書
 - 他学協会の講演要旨前刷、社内報・技報、官公庁の紀要等の要旨または抄録
2. 原則として刷り上がり8ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000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。
3. 著者がカラー1ページあたり50,000円を負担する場合には、カラー印刷とすることができる。
4. 投稿者は、原稿執筆要領に従って作成された印刷原稿または原稿電子データを、所定の論文表紙および英文アブストラクトとともに学会誌編集事務局に提出する。
5. 投稿された論文は、論文査読に関する内規に従って査読を行い、論文委員会が掲載可否を決定する。
6. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
7. 本技術論文の著作権に関しては、学会誌編集および発行要領（抜粋）9.および10.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.43 No.4 2015.7

発行日 2015年7月17日

発行所 公益社団法人日本ガスタービン学会

編集者 壹岐 典彦

発行者 田沼 唯士

〒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

銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店

(普) 1703707

印刷所 ニッセイエブロ(株)

〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4

Tel. 03-5733-5158 Fax. 03-5733-5167

©2015, 公益社団法人日本ガスタービン学会

複写をご希望の方へ

本学会は、本誌掲載著作物の複写に関する権利を一般社団法人学術著作権協会に委託しております。

本誌に掲載された著作物の複写をご希望の方は、一般社団法人学術著作権協会より許諾を受けて下さい。但し、企業等法人による社内利用目的の複写については、当該企業等法人が公益社団法人日本複写センター（一般社団法人学術著作権協会が社内利用目的の複写に関する権利を再委託している団体）と包括複写許諾契約を締結している場合にあっては、その必要はございません（社外頒布目的の複写については、許諾が必要です）。

権利委託先 一般社団法人 学術著作権協会

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル3F

FAX：03-3457-5619 E-mail：info@jaacc.jp

複写以外の許諾（著作物の引用、転載、翻訳等）に関しては、(社)学術著作権協会に委託致していません。直接、本学会へお問い合わせください。