

高温ガスタービンの開発と CFD

佐藤 友彦^{*1}

SATO Tomohiko

キーワード：CFD, High Temperature, Gas Turbine

1. シートアナログって何だ？

私が三菱重工に入社した1962年は、2年後に東京オリンピックを控え、町は活気に溢れ、高度経済成長が始まった所であった。電源開発計画に沿って発電所が次々と建設され、蒸気タービンは大型化し、最新設備を備えた工場では国産化が進められた。

このような中で、新形の蒸気タービンについては、ウェスティングハウス社（ウ社と略称）のライセンス技術をベースに自主開発を進めたが、低圧タービン長翼は、性能・構造・振動・製作技術等高度な技術を要するものであり、我々の技術、経験の及ばぬ所を主体に、ウ社のレビューという形で指導を受けたものである。

この中で出て来たのが、シートアナログであった。最初は何のことも解らなかったが、良く聞くと中身は簡単で、翼列のポテンシャル流れを電気に置き換えて、ラプラスの式を実験的に解き、翼面の速度分布を求めるものであった。鉄粉を塗布したペーパー（シート）に2次元翼列を描き、その1通路を上流・下流の部分と共に切り取り、上流・下流部分に電圧を掛け、2針プローブでローカルな電圧（速度）を計測した。鉄粉の一様性とか計測誤差で必ずしも上手く行かなかったが、無いよりはましであった。当時翼列の評価は翼列風洞による実験が主で、計算による評価は理論計算のみで実用化したものは少なかったもので、結構真面目に適用を考えたものだった。

一方、本格的な大型計算機であるIBM 7090が導入されたのが丁度その頃であり、同じくNASAのKatsanisの数値解析が発表されたのもその頃であったので、我々はこれに飛び付いて翼列の評価に多に活用した。ウ社においても、この種の計算が設計に用いられるようになったので、シートアナログは何時しか消えて行った。

2. 蒸気タービンからガスタービンへ

電源開発の中心であった蒸気タービンは益々大容量化し、単機容量が700 MW～1,000 MWに達し、最終段長翼は4極機で44 in～52 in、2極機で40 inへと長大化し

て行った。材料はステンレス鋼からチタン合金へ、翼構造はグループ翼からシュラウドダンパー翼へと技術が進化する中で、超音速翼型の開発、耐フラッター強度の向上のため、CFD (Computational Fluid Dynamics) による翼廻りの流れ解析技術の開発が加速された。

また、ターボ機械の3次元流れ解析が可能となり設計の自由度が上った結果、3-D翼が実現し、性能が大幅に向上した。

一方、燃料問題も国際化し、LNGを使った火力発電が登場するにおよび、熱効率の向上が最重要課題となり、コンバインドサイクルが出現することになるが、私にとってガスタービンの高温化に本格的に取り組む切っ掛けとなったのは、1975年I. Mech. Eで、ETHのW. Traupel教授が講演した“Steam Turbines. Yesterday Today & Tomorrow”であった。蒸気タービンの神様と思っていた教授が、次の火力発電はコンバインドサイクルしかないと言い切った事に多に感動したものである。

3. 発電用大型ガスタービンの開発

発電用大型ガスタービンが国内で採用されたのは昭和30年代の後半であるが、その後ピークロード用として使われた事はあったが、発電所の主機になる事はなかった。しかし、ガスタービンの小型・高出力という、未完成ながらも高い可能性を持つガスタービンの魅力にとりつかれ、その実現を摸索していた所であったので、先述のTraupel教授の示唆を受けて、高温化がその鍵を握るという確信を得て研究開発を取り進めた。

当時、事業としては小規模であったガスタービンに、多くの研究者を当てる訳にはいかず、各分野に1人ずつの専門家を作り、少数精鋭で臨むことにした。研究開発費の捻出に苦労したが、当社は発電用ガスタービンに限らず、ジェットエンジン、産業用小型ガスタービン、ターボチャージャー他関連製品が多く、専門技術の育成、展開が容易であったことも幸いして、エンジニアの温存が可能であった。

このような状況下、世界の競合他社に対抗して行くためには、CFDを始め多くの先端技術を導入することが不可欠であり、国内外の大学・研究機関との交流を深めガスタービン技術を構築して行った。

原稿受付 2002年12月13日

* 1 三菱重工業(株) 特別顧問

〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町新浜 2-1-1

また、実機の開発として昭和 47 年に着手した 2 軸ガスタービンの開発を始め、コンバインドプラント用 MW 701 D 型、10 MW 級 MF 111 型、1,350℃ 級 501 F/701 F 型へと途切れることなく開発が続けられたことが、コンポーネント及びそれに必要な要素技術を確立する上で大きな推進力となった。

昭和 59 年に、東北電力東新潟発電所 3 号系列 1,090 MW コンバインドプラントを完成することが出来たのは、正に天の時・地の利・人の和を得たものと思う。

圧縮機・タービン・冷却・燃焼・材料・腐食・軸翼振動に携わった七人の侍は、今も一線で活躍中である。

その後、高温化路線は着実に実を結び、1,500℃ 級のガスタービンが実現することになったが、今や少数ではなく、多くのエンジニアが研究開発に挑戦し、着実に成果を上げている事は大変喜ばしいことである。

4. CFD の更なる発展を期待

ポテンシャル流れの差分からスタートした数値解析は、驚異的速度で発展した。それ迄ターボ機械の内部流れを始め、容器内の流れについては、実験計測が難しいこともあり、充分理解されない点が多かったが、CFD を使うことにより、多くの事を把握することが出来るようになった。また、レーザー計測を始め、計測法の進歩に伴い、計算された流れが実証されるようになった。

大型の低速リサーチタービン（試験用空気タービン）では、高速のタービン翼を CFD による逆解法で作成し

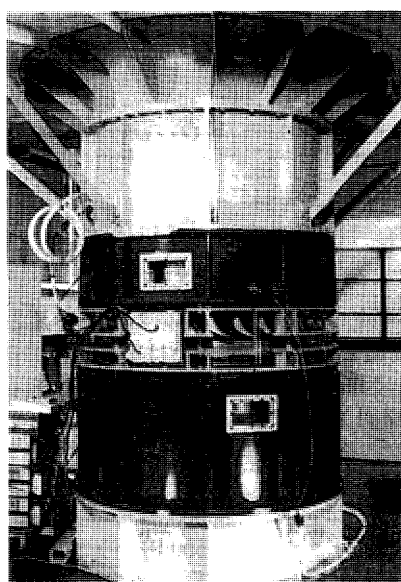
た歪模型翼を使って、性能と共に翼列干渉を計測することが可能となったが、これにより空冷翼の設計は大きく前進した。

また、翼列のフラッター、管群の非定常振動についても、CFD により非定常流を解析することが可能となり、実験技術の向上と共に、その実体を明らかにすることが出来た。実証された CFD は設計システムに組み込まれ、タービン・圧縮機・ファンの設計に用いられ、機械の性能向上、信頼性の向上に貢献している。更に高温化に伴い、冷却翼の解析、燃焼解析、燃焼振動解析とその応用範囲は益々広がっており、デジタルシミュレーションのコアとして重要な物となっている。

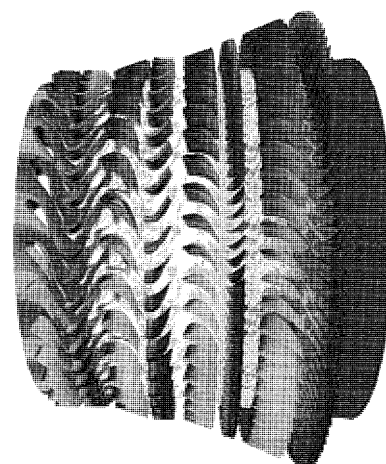
より高性能大容量を要求される一方で、低公害を義務付けられるガスタービンの開発は益々高度化する様相を呈しているが、確実に安全な機械を実現する事がエンジニアの使命であり、今迄培って来たナレッジを充分咀嚼し、要求に応じて貰いたいと思う。

5. おわりに

景気低迷が続く日本経済を再び活性化させるためには、物づくりに携わる我々が一層の技術力向上に努め、常にワールドクラスの製品を作り世界へ供給し続けることが必要だと思う。このためには、次の製品に要求される技術を出来るだけ早く読み取り、着実に研究を進めることが不可欠であり、次世代の若いエンジニアがそれに挑戦されることを期待する次第である。



低速リサーチタービン



タービン全段ガス温度分布（非定常 CFD）

小特集：潤滑油と軸受に関する技術動向

ガスタービン用潤滑油の現状と展望

笠井 隆志^{*1}

KASAI Takashi

キーワード：潤滑，潤滑油，タービン油，ガスタービン，合成油

1. はじめに

動力エネルギー発明の歴史を紐解いた時，ガスタービンの歴史は非常に浅く，ガスタービンの実用運転開始は1936年である¹⁾。19世紀には既に実用化されていた蒸気タービン，ガソリンエンジンなどの各種原動機と比較して，ガスタービンは最も新しいエンジンといえる。さらに，航空分野においてガスタービンはそのニーズに合致したために，約10年程で市場を席卷したが，他の用途，特に発電用途については1980年代後半にLNG 焚きコンバインドサイクルガスタービンが登場するまでは，非常にマイナーな存在であったことは否めず，近年急速に技術革新のあった技術の一つである。そしてその発展の歴史は，「高温こそ命」の言葉に凝縮されるような，高温化との戦いであったことに異論はないであろう。

潤滑油は設備の潤滑，冷却，シール等の役割を担う重要な要素であり，ガスタービン油の技術開発も，この高温化に伴ったものであった。

一口にガスタービン油といっても，使用されるエンジンのタイプによって適用される種類は，100% 化学合成油から汎用鉱物油まで多岐にわたる。

ここでは，大きく航空機型と産業用重構造型に大別し，それぞれのタイプに求められる潤滑油性状や，開発の歴史，現状の課題，今後の開発の可能性についてまとめることにする。

2. 航空機型ガスタービン用潤滑油

1940年代前半，第二次世界大戦中のドイツにおいて最初のジェット戦闘機が登場した当初は，ガスタービン油として鉱物油が使用されていた。しかし，ガスタービンの性能が飛躍的に向上するに従い，潤滑油への熱の流入量が多くなる，軸受けにかかる荷重が増加するなど，より厳しい動作環境には鉱物油では対応できなくなった。油は常温で空気中に放置しておくだけで酸化が進む。無色透明であったサラダ油が，一旦開封すると使用しなくても黄色く変色するのを見たことがある方も多いと思う

が，これは油の酸化現象である。酸化反応速度は温度の上昇に伴って著しく上がる。潤滑油は熱や酸素により劣化すると，炭化，スラッジ化など潤滑油としての機能を失って機械の安定稼動を妨げる原因になる。従って，潤滑油が非常に高温にさらされるガスタービン用潤滑油には，優れた熱安定性，酸化安定性が要求される。

潤滑油に要求される性能は，熱安定性，酸化安定性のほかにも，低温流動性，良好な粘度温度特性（温度変化に対して，粘度変化が小さい），低蒸発性など多岐にわたる。研究開発の結果，鉱物油で適用できない部分に対応できる潤滑油として化学合成油が開発された。

2.1 航空機型ガスタービン用潤滑油開発の歴史

2.1.1 第一世代

ガスタービン油に要求される性状は，1951年に発行のMIL-L-7808（現在はMIL-PRF-7808）によって規格化され，その後のジェットエンジン用潤滑油として確立されたものとなった。この規格に適合する弊社製アブレックス S ターボ 256 は合成エステルを使用した合成油で，1950年代後半から広く使用され現在に至っている。表1にMIL-PRF-7808の性状を示す。

第一世代の潤滑油におけるトラブルの多くは，油焼けやスラッジの発生など酸化安定性，熱安定性の不足によるものであったが，米軍はヘリコプターとターボプロップにおける高荷重ギヤのように耐荷重性能を要求される箇所の潤滑には第一世代の潤滑油では不適切であることを見いだした。これにより，1963年に米軍はPratt & Whitneyとモービルに次世代の潤滑油を開発させることとなった。

2.1.2 第二世代

第二世代油として開発された潤滑油は100℃における動粘度が第一世代油の3 mm²/s に対し5 mm²/s と高粘度化された。第二世代油は第一世代油に比較して，酸化安定性，熱安定性，低蒸発性，耐荷重性能の大幅な向上が求められた。

この潤滑油は以下に示すようなジェットエンジン油に要求されるその他の性能を満たしている。

- ・低温流動性
- ・泡立ち性能
- ・様々な金属に対する腐食性が低い

原稿受付 2002年11月21日

*1 エクソンモービル有限会社

L & S アジアパシフィック EB/OEM

〒108-8005 東京都港区港南1-8-15 Wビル

表1 MIL-PRF-7808 (主要項目)

試験項目	MIL-PRF-7808
	Grade 3
外観	清澄
動粘度 @37.8°C mm ² /s	11以上
@98.9°C mm ² /s	3 以上
粘度安定性 3h @-51°C mm ² /s	13,000 以下
72h @-51°C mm ² /s	17,000 以下
流動点 °C	-60 以下
引火点 °C	210 以上
全酸価 mgKOH/g	0.3 以下
蒸発損失 容量%	30 以下
微量夾雑物 ml/200ml	0.0005 以下
泡立ち性 (5分発泡/1分静置)	
Seq.I ml/ml	25/0 以下
Seq.II ml/ml	25/0 以下
Seq.III ml/ml	25/0 以下
シール材親和性	NBR-H F-A&F-S
膨潤・容積変化率 %	12 - 35 2 - 25
抗張力変化率 %	- 50 以下
伸張率 %	- 50 以下
硬度変化率 %	- 25 以下
腐食・酸化安定性 96h @175°C	
重量変化	
鋼, 銀, アルミ合金 mg/cm ²	± 0.2 以下
マグネシウム合金 mg/cm ²	± 0.2 以下
銅 mg/cm ²	± 0.4 以下
ピッチング・エッチング, 腐食の有無 (20倍拡大目視)	なし
粘度変化 @37.8°C	-5 ~ +25
全酸価上昇 mgKOH/g	4.0 以下
鉛腐食 1h @163°C	
重量損失 mg/in ²	6.0 以下
銅・銀腐食 50h @232°C	
重量損失 mg/in ²	3.0 以下
沈殿価	1.5 以下
高温軸受試験 デメリット評点	80 以下
歯車荷重 対標準油比較 %	68 以上
貯蔵安定性 鉛腐食量	
48h @138°C mg/in ²	25 以下
168h @138°C mg/in ²	150 以下
1year @常温 mg/in ²	全規格値内
実エンジン耐久試験 100h @150°C	合格

・様々なシールとの適合性

第二世代油は1960年代に開発された後、米軍規格 MIL-L-23699 (現在は MIL-PRF-23699) 適合品として広く使用され現在に至っている。

弊社製モービルジェットオイルⅡは30年以上前に開発された潤滑油であるが、本質的な改良を行うことなく、今日でもほとんどの航空機用エンジンの要求を満たす潤滑油として使われ続けている。

この間、ジェットエンジンの性能向上に伴って使用条件は過酷さを増していき、より高い発電効率を要求するような一部のエンジンでは、この第二世代油では対応できないケースがでてきた。第一世代油の時と同様に、潤滑油の安定性やデポジットの生成の問題が発生してきたのである。

2.1.3 第三世代

弊社は第二世代油では性能の不足しているアプリケーションが存在することをうけて、第三世代の潤滑油モービルジェットオイル 254 を開発した。この潤滑油は第二

表2 MIL-PRF-23699 (主要項目)

試験項目	MIL-PRF-23699
	STD HTS
動粘度 @-40°C mm ² /s	13,000 以下
@37.8°C mm ² /s	24.5 以上
@98.9°C mm ² /s	4.9 - 5.4
粘度安定性 粘度変化率%	
72h @-40°C mm ² /s	±6
超音波剪断安定性 粘度低下%	4 以下
流動点 °C	-54 以下
引火点 °C	246 以上
全酸価 mgKOH/g	1.0 以下
蒸発損失 @204°C, 6.5h 容量%	10 以下
泡立ち性 (5分発泡/1分静置)	
Seq.I ml/ml	25/0 以下
Seq.II ml/ml	25/0 以下
Seq.III ml/ml	25/0 以下
シール材浸漬試験 膨潤率%	
Fラバー 72h @204°C	5 - 25
Hラバー 72h @70°C	5 - 25
シリコンラバー 96h @121°C	5 - 25
抗張力ロス %	30 以下
ライダーギヤ評価試験	
対標準油比較 %	102 以上
高温軸受試験 Type 1 1/2	
デメリット評点	80 以下 20 以下
堆積物量 g	3 以下 1.5 以下
腐食・酸化安定性試験	
72h @175°C/204°C/218°C	合格
熱安定性試験 @274°C	合格
親和性試験	
対MIL-L-23699/7808油	合格
実機試験	合格

世代油と同様に 5 mm²/s の 100°C 粘度を有しながら、非常に優れた酸化防止システムの採用によって、高温での安定性や耐スラッジ性能の秀でた油である。

モービルジェットオイル 254 は 1983 年に最初の第三世代油として市場に出ることとなった。この第三世代油の登場に伴って MIL-PRF-23699 は、第二世代油と第三世代油を“STD”(Standard) と“HTS”(High Thermal Stability) として区別するように改訂された。表2に MIL-PRF-23699 を示す。

第三世代油は多くのアプリケーションで良好な性能を発揮したが、シール材との適合性について、ジェットエンジンでは最も一般的な材料であるフッ素ポリマーにおいて高温域では膨張率が高くなる等、問題があることがわかっている。しかしながら第三世代油は、ベントチューブやスカベンジオイルラインの目詰まりを発生させる原因となる気相での耐コーキング性能について、第二世代油に比べて非常に優れた性能を示す。

2.1.4 第四世代

1996 年に開発された弊社製モービルジェットオイル 291 は第三世代油の優れた安定性に加え、シール材との適合性とさらなる気相での耐コーキング性能の向上、さらには非常に優れた耐磨耗性能を目的として開発された潤滑油である。この性能は安定性の高い合成潤滑油基油と最先端の添加剤技術の組み合わせによって実現されたものであると同時に製品の安全性についても十分に考慮された製品である。

モービルジェットオイル 291 は現在 MIL-PRF-23699 HTS のカテゴリーに属しているが、より高性能な分類の創設とそのカテゴリーへの移行が提案されている。

2.2 潤滑油の性能評価

航空機型ガスタービン用潤滑油は、使用される温度範囲が非常に広く、条件も厳しいため、汎用の工業用潤滑油とは大きく異なる評価手法によって潤滑油の性能評価を行いながら、製品の開発、改良を行っている。

特にガスタービンの開発、発展の歴史に伴って、潤滑箇所から持ち出される熱は著しく増加していったため、常に開発要求の強かった性能は潤滑油の酸化安定性・熱安定性である。

航空機型ガスタービン用潤滑油の評価項目については、既に記載した MIL 規格を参照して頂くこととして、ここでは最も重要な性能項目である潤滑油の安定性についての評価手法を少し詳しく述べることにする。

2.2.1 酸化安定性・熱安定性

ガスタービン油の酸化安定性及び熱安定性の評価には大別して2種類の評価が行われる。一方はバルクとしての安定性、つまり系統内にある油全体の寿命について検討するためのものであり、他方は局所的な高温部分での安定性を検討するためのものである。前者については、産業用の蒸気タービンのような熱負荷のあまり高くない潤滑油についても、その寿命を検討する観点から議論されることも多く、広く知られているが、後者については、汎用の潤滑油において検討されることは少ない。

(1) バルクの酸化安定性・熱安定性の評価

実使用におけるガスタービン油の最も大きな劣化原因は酸化劣化であり、それは動粘度の上昇や酸価の上昇、そして場合により腐食性物質の生成を引き起こす。このような現象が観察された場合には、多くの場合、油の寿命を意味するが、この寿命の評価については様々な種類の試験方法が試みられてきた。

MIL-PRF-23699 では、このバルクにおける安定性を酸化腐食試験 (FTM-791-5308) や高温ベアリング試験 (FTM-791-3410) を用いて評価している。

酸化腐食試験 (FTM-791-5308) は実際にエンジンに使用される材料を酸化劣化の触媒として加え、高温での油の安定性を評価する実験室レベルの試験である。100 ml の試験油に鉄、銀、アルミニウム、マグネシウム、銅を触媒として加え、乾燥空気を毎時5リットル吹き込みながら規定温度にて72時間油を加速劣化させる。温度条件は175℃、204℃、218℃の3条件が用いられる。この試験では、油の直接的な劣化を示す全酸価の変化や粘度変化のみでなく、触媒金属の重量変化も観察し、触媒金属上での劣化物の生成や、腐食による溶出などについても考慮されている。

高温ベアリング試験 (FTM-791-3410) は1950年代に開発された試験で、かつて空軍において多量のスラッジ生成が報告されたベアリングコンパートメントをシ

ミュレートしたものである。ベアリング、潤滑油、ハウジングともに加熱した状態で、500ポンドのロード、10,000 min⁻¹の回転速度により運転し、試験後のベアリング、ハウジング等の清浄度を目視によって判定する。

(2) 局所加熱における酸化安定性・熱安定性の評価

近年この局所的な高温箇所での安定性、特にデポジットを生成しない特性がガスタービン油に強く要求されるようになってきた。特に油が薄膜状態で存在する箇所では、体積に対する表面積の割合が大きくなり、より多くの酸素に触れるため非常に厳しい条件にさらされることになる。

このような状態は、高温のシール、ベアリングなど各所にみることができる。また、ガスタービンは負荷運転後も高温部の余熱による伝熱が大きいため、停止後における軸受部の温度上昇による熱劣化が起こるが、これも同様な現象と考えることができる。

弊社では“Thin Film Oxidation Test”(薄膜酸化安定性試験)と呼ばれる独自の試験法を開発し、非常に高温箇所での耐酸化性能の評価を行っている。

試験は346℃に加熱した円錐状表面を持ったアルミニウムディスクを2,500 min⁻¹で回転させ、ディスク中心に潤滑油を継続供給し、規定時間後にディスク表面の状態を観察することで判定を行う。ディスク表面に供給された油はディスクの回転運動により薄膜となってディスク表面を被った後、ディスク表面から振り落とされる。その油は回収、冷却の後にリザーバーに戻され、そこで再度300℃に加熱されて循環される。

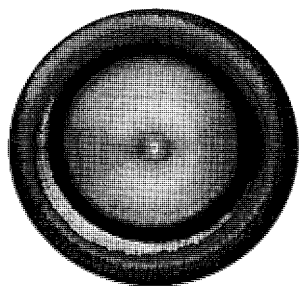
試験結果の一例を以下に示す。TYPE II-HTS カテゴリーであるモービルジェットオイル 291 及びモービルジェットオイル 254 は TYPE II-STD カテゴリーであるモービルジェットオイル II と比較して非常に優れた結果を示していることがわかる。

MIL-PRF-23699 ではガスタービン油のデポジット生成の傾向を“Alcor High-Temperature Deposition Test”にて評価している。この試験は高温にさらされる油の配管中でのデポジットの生成や劣化特性を評価するために開発された。試験は149℃で48時間、熱したステンレスチューブの中を循環させた後、デポジットの重量とタイプによって判定を行う。

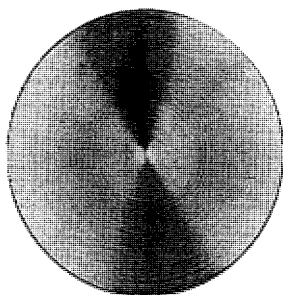
また、MIL-PRF-23699 では“The Vapor Phase Coker Test”によって戻り側の高温箇所におけるデポジット生成をシミュレートしている。試験は、油蒸気を発生させるため油のバルク温度を204℃に加温し343℃のチューブの中を循環させ、試験後のデポジット量及びチューブを目視によって観察して評価を行う。

2.3 発電用航空機型ガスタービンの潤滑油

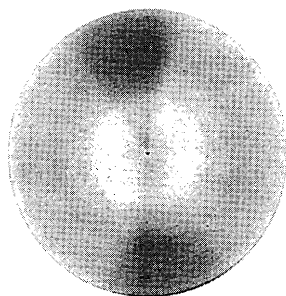
1980年代後半から各種熱機関に対する排ガス規制の制定や小型ガスタービン発電設備への規制緩和が実施されたことから、小型、中型のガスタービンを用いた発電設備は増加の傾向にある。特に前にも述べたように近年



① モービルジェットオイルⅡ



② モービルジェットオイル 254



③ モービルジェットオイル 291

写真1 Thin Film Oxidation Test 結果

ガスタービンの効率は著しく向上し、コージェネレーションシステムのように熱（蒸気）利用率の高い分野ではメジャーとなっている。航空機型ガスタービンも常用、非常用を問わずに発電用途に使用され、数多く設置されている。これらに使用される潤滑油については、航空機と同様 MIL-PRF-23699 の潤滑油が使用されており、その性能については広く認知されたものであるが、発電用途特有の現象がいくつか報告されているので、ここに紹介する。

2.3.1 常用ガスタービン

ガスタービンの効率は、近年著しく向上したものの、発電効率自体は他の発電機関に対して依然低く、排熱の有効利用が重要な課題である。多くの場合、排熱は蒸気として回収、利用されるが、時間帯、曜日、季節により大きく変動する蒸気の使い道がなければ、ガスタービンは利用者にとって採用しづらい機関である。この問題を解消する方法として提唱されたのがチェンサイクル等に代表される蒸気注入ガスタービンである。このシステムによって、排熱の有効利用ならびにパワーアップ、さらに NOx 排出量の低減も可能になった。

蒸気注入ガスタービンのシステム詳細については、ここでは割愛するが、この燃焼室への蒸気注入により、潤滑油については熱負荷の増大や水分混入の問題が生ずることがあり、従来に比較して条件は厳しくなったことから、潤滑油の寿命は相対的に短くなっている。

MIL-PRF-23699 の油は非常に厳しい要求を満たすために、合成エステル油が採用されているが、エステル油は水に対して弱点を有している。エステルはアルコールと有機脂肪酸との脱水縮合反応によって合成されるが、エステルに水分が混入すると、この逆反応、即ち加水分解反応が起こり、酸の生成、動粘度の低下を起こす場合がある。

使用油を定期的に分析した際に、全酸価の数値のみ高く動粘度が低下または変化が小さい場合は、この加水分解による劣化であると推定できる。

最近のタービンでは、この対策として、潤滑油の戻りラインに油水分離装置を設置してタンク内に水分を持ちこまないような対策をしているケースが多い。

発電用として使用される場合の潤滑油の交換サイクルは一般的に航空機に対して非常に長い。その結果、航空機では問題にならなかった低分子量物質の飛散による動粘度の上昇が起こることがある。

潤滑油は数種類の潤滑油基油をブレンドして要求される動粘度の製品を製造するため、製品の分子量は、ある分布をもっている。分子構造が類似している物質の場合、分子量が小さい方がオイルミスト化し易く、蒸気圧も高い。分子量が小さいものは動粘度が低いので、ガスタービンの運転中に低分子量分がガスとともに飛散すると、製品の動粘度が上昇する。

油の消費量が多いガスタービンに使用されている油を定期的に分析すると、動粘度のみ上昇している場合があるが、これは低分子量分の飛散が原因である可能性が高いと思われる。（酸化劣化によっても動粘度は上昇するが、この場合には通常全酸価もそれに伴って上昇する）

この対策として、排気側に高性能のミストセパレーターを設置し油を回収することで、同問題の解決と油の消費量低減の一石二鳥を実現している例がある。

2.3.2 非常用ガスタービン

非常用ガスタービンはその名の通り非常用であるから、極めて稼動時間が少ない。稼動していないのだから、油に対して何ら悪いことは無いと考えがちであるが、むしろ逆の場合もある。

航空機型ガスタービンに使用される合成エステル油は、分子構造が極性を有しているため、鉱物油と異なり吸湿性があり、空気中の水を取り込んでしまう。非常用ガスタービンの場合、運転を行うことが稀であるため、この溶解した水分が再び外に出て行く機会が少ない。常用ガスタービンの項でも述べたが、エステルは水分の混入により加水分解反応を引き起こす可能性があり、ガスタービンが稼動していないにもかかわらず、油が加水分解に

より劣化してしまうことがある。

これについては、タンクの加温によって水分を抜くといった対策が行われているケースもあるが、殆どの場合定期的に潤滑油を交換することで対応しているのが現状である。一部では発電用途に限って合成エステル以外の潤滑油の適用を行うことで問題の解決を検討しているケースも報告されている。

2.4 航空機型ガスタービン油の今後

航空機型ガスタービンに特徴的な潤滑油に対する厳しい要求は、さらに今後のエンジン技術の発展に伴って、より厳しいものとなっていくと思われる。

この過程の中において、今回大きく分けした3つの用途（航空機、常用発電設備、非常用発電設備）それぞれについて異なる要求性能が顕在化し、新たに専用油の開発要求が出てくると想定される。また、その時には現在の合成エステルとは異なった新たな基材を用いた油の開発も検討されていくことであろう。

3. 産業用ガスタービン

1990年代に入ってから、熱効率に優れ公害物質の排出が少ないコンバインドサイクル用途として非常に脚光を浴びている産業用ガスタービンも、20年以上前においてはニッチな市場を形成しているにすぎなかった。つまりコンパクト、急速起動が可能、短納期、操作が容易といった利点に注目が集まっているのみで、単機の効率は劣ることから、非常用の発電設備に適用される程度であった。

それがこの10年程で発電プラントの主力の一つと言えるまでに急発展を遂げてきたことは驚きに値する。このような状況の中、潤滑油に対する要求もタービンメーカー各社独自の要求があり、その結果、産業用ガスタービンの潤滑油には汎用の鉱物油から化学合成油まで多種多様な製品が使用されている。

図1は産業用ガスタービンの軸受配置型式を示したものである。

軸受温度は圧縮機入り口側が低く、燃焼室に近い圧縮機出口側の温度が高くなる。つまり、1軸2軸受型と1軸3軸受型の比較では1軸3軸受型が潤滑油に対する熱付加が非常に厳しくなる。

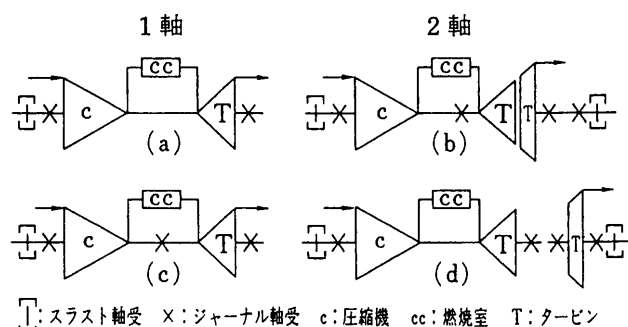


図1 軸受型式

なお、大型ガスタービンでは、負荷運転後装置が冷却されるまで油を循環して十分なターニングを行うので、余熱による熱劣化の問題は起こらない²⁾。

3.1 産業用ガスタービン油（1軸2軸受型）

1軸2軸受型では、潤滑油に対する熱負荷はそれほど厳しくなく、一般的にJIS K 2213:2種（添加）タービン油といった汎用グレードの潤滑油が使用されている。しかしながら、近年の高温化によって、システム全体の温度が高くなってきたこともあり、鉱物油基油の精製度を上げて硫黄分もほとんど取り除いた高度水素化精製基油を使用した潤滑油の使用を要求しているメーカーも出てきている。

なお、中・小型発電用ガスタービンでは1軸2軸受型のものでもタービン排気側軸受温度が非常に高く、潤滑油の熱負荷が厳しい場合には高温酸化安定性に優れた合成炭化水素系ガスタービン油が使用されている。

3.2 産業用ガスタービン油（1軸3軸受型）

GEの大容量ガスタービンはこの1軸3軸受型を採用している場合が多く、潤滑油に対しては、高温での安定性を重視した規格GEK-32568 Eを作っており、TOST、RBOTといったこれまで一般的に使用されてきた評価方法に加え、高温での酸化安定性を要求する修正RBOTを要求している。なお、かつてこの規格には、航空機型ガスタービンの項で触れた酸化腐食試験（FTM-791-5308）が規定されていたが、鉱物系ガスタービン油の試験としては誤差が大きく、現在は規定されていない。

この規格は、従来の添加タービン油グレードの潤滑油では、まず合格しないため、潤滑油メーカー各社は新たに高温用ガスタービン油を開発してきた。

潤滑油は基油と添加剤から作られている。基油の分類としてはAPIの区分が良く知られており、鉱物油はグループIからIII、合成油はグループIVに区分されている。鉱物油の分類について表3に示す。

従来の添加タービン油グレードの基油にはグループIの基油が使用されていたが、より高い酸化安定性・熱安定性への要求に伴い、グループIIやIIIの基油を使用したタービン油も数多く製品化されている。

添加剤システムも高温用とするために特に酸化防止剤について改良が加えられている。汎用添加タービン油に多く使用されているDBPCといった低分子量のフェノール系酸化防止剤は非常に昇華しやすい³⁾、このような高温用途に使用すると消耗が激しいために、新たな酸化剤のシステムが導入されている。GEK-32568 Eに規定されている修正RBOT試験は、このような昇華に

表3 基油の分類

API 区分	炭化水素の飽和度(%)	硫黄分(%)	粘度指数
グループ I	<90	0.03<	80 - 120
グループ II	90 ≤	≤0.03	80 - 120
グループ III	90 ≤	≤0.03	120 ≤

表4 代表的なガスタービン油規格

試験項目	GE社		SOLAR社	
	GEK 32568E	GEK 101941A	ES 9-224 (ISO VG 32) 合成炭化水素	ES 9-224 (ISO VG 32) 鉱物油
色相	2.0 以下		—	
動粘度 @40°C	28.8 - 35.2		28.8 - 35.2	
@100°C	—		5.40 以上	5.09 以上
粘度指数	95 以上		100 以上	90 以上
流動点	-12 以下		-50 以下	-9.5 以下
引火点	215 以上		199 以上	
自然発火点	—		385 以上	310 以上
全酸価	0.2 以下		0.40 以下	0.20 以下
さび止め性能 人工海水	合格		合格	
あわ立ち性 (あわ立ち度/あわ安定度)				
Seq.I	50/0 以下		50/0 以下	
Seq.II	50/0 以下		50/0 以下	
Seq.III	50/0 以下		50/0 以下	
銅板腐食 @100°C, 3時間	1B 以下		1B 以下	
残留炭素	0.10 以下		0.10 以下	
酸化安定性試験(TOST) 時間	3,000 以上		2,000 以上	
@95°C, 酸素吹込 3L/h, 触媒(銅, 鉄), 水 (全酸価が2.0mgKOH/gになるまでの時間)				
酸化安定性試験(RBOT) 分	500 以上		報告	
@150°C, 酸素圧入 620kPa, 触媒(銅), 水 (最高圧力から175kPaの圧力降下するまでの時間)				
酸化安定性試験(修正RBOT) %	修正前の85%以上		—	
(蒸発処理後のRBOT)				
放気性 分	5 以下		5 以下	
FZGギヤ試験 不合格段数	—	8 以上	6 以上	
耐摩耗性 4球試験	—		0.90 以下	
75°C, 1200min ⁻¹ , 40kg, 1時間				
亜鉛含有量 ppm	—	5 以下	50 以下	

よって消耗する添加剤の量を制限するための試験である。

一般に高分子量のフェノール系酸化防止剤は基油への溶解性に乏しく、アミン系酸化防止剤は高温での酸化防止性能にすぐれるものの、適切な構造なものを選択しないとスラッジ生成のトラブルの原因となることがある等、酸化防止剤の種類、組み合わせ、添加量については十分な検討が必要とされる。

弊社製モービル DTE 800 シリーズは高度水素化精製基油と高温にも対応する添加剤システムの採用により、優れた安定性をはじめとするタービン油に要求される性能をバランス良く持った潤滑油で、広く採用されている。表4に代表的な高温ガスタービン油の規格を示す。

3.3 産業用ガスタービン油の今後

産業用ガスタービン油の開発の歴史は、航空機型ガスタービン油と同様に今や1,500°C級にまで発展した高温化に対応する基油と添加剤技術の発展の歴史であった。この方向性は今後も継続していくことであると考えながら、一方で大量の潤滑油を使用するこの用途では、環境負荷

の面から長寿命油や環境負荷物質を含まないような潤滑油への要求も出てくるであろう。この観点から当面の動きとして汎用添加タービン油から高性能な鉱物油、化学合成油へ切り替えの試みも進められていくのではなかろうか。

4. 終わりに

以上、ガスタービン油について簡単にまとめてみたが、今後もガスタービンのさらなる性能向上とともに、潤滑油への要求はさらに厳しいものとなっていくことであろう。そして、これに対応するため、日進月歩さらなる基油技術、添加剤技術の向上が計られると同時に環境への配慮という視点が必要とされる時代が来るであろうと期待を込めて予想する。

引用文献

- (1) 伊藤高根, エンジンテクノロジー, 18(2002-2), p. 8
- (2) 近藤広之, トライボロジスト, 35-9(1990), p. 612
- (3) A. N. Smith, Lubricant Engineering, 32-2(1976), p. 66

小特集：潤滑油と軸受に関する技術動向

高角速度・低荷重滑り軸受の特性計測

田口 英俊^{*1}

TAGUCHI Hidetoshi

三堀 健^{*2}

MITSUBORI Ken

キーワード：浮動ブッシュ形滑り軸受、振動、温度、計測

1. はじめに

軸受は構造から滑り軸受と転がり軸受に大別される。転がり軸受はその取り扱いの容易さから多様な機械に使用されているが、軸受自身の減衰能が殆どないため、危険速度を超えて使用されるガスタービンなどの高速回転機械には不向きとされてきた。しかしながら特性に温度依存性がないことや、厳しい潤滑条件下でも耐え得ることなどの利点から航空用ガスタービンに採用され、また材料および構造面での進歩もあって、自動車用排気タービン過給機をはじめとする各種高速回転機械の分野でも滑り軸受と競合するようになった⁽¹⁾。

ただ、軸受としての基本的な性能である負荷容量、寿命、振動抑制等を考えた場合、滑り軸受の方が優れている面もあり、十分な潤滑が可能な用途においては滑り軸受が多用されている。

排気ガスタービン式過給機においても、転がり軸受を使用するものと滑り軸受を使用するものがあり、石川島播磨重工業株式会社（以下 IHI と称す）において生産されている VTR 形過給機のように、同一機種であっても用途に応じて最適な軸受が選択できるようになっている機種もある。

また、VTR 形過給機に替わる TPL および TPS 形過給機では、軸受系の構造や制振性能およびメンテナンス性を考慮した結果、滑り軸受が全面的に採用されている。

近年では摩擦を低減して一層の性能向上を図るため、液体に比べて粘度が低い気体を潤滑剤とする気体軸受、さらには摩擦を極限まで低減できる磁気軸受も実用化されており、潤滑油を使用する滑り軸受が回避することの出来ない摩擦発熱や油中異物の問題を軽減あるいは克服している。しかし、これらの軸受は粘度の低い潤滑剤のために負荷容量が小さいこと、あるいは制御や電源遮断時の問題などから用途が限定されており、今のところ液

体潤滑軸受が応用されている分野において積極的に競合する傾向は見られない。

液体潤滑滑り軸受の性能は潤滑条件に大きく左右されるが、適切な潤滑条件が維持されれば広範な使用条件で高い安定性を示すこともあって、これからも使用されてゆくものと考えられ、Tower が油膜圧力の存在を発見し、Reynolds がそれを理論化した 19 世紀末以来、現在においてもより厳しくなる運転条件に対応できる滑り軸受の開発と、その設計法確立のための努力が実験的、解析的両面から続けられている。

そこで本稿では、軸受の中でも潤滑油との関係が特に強い滑り軸受について、主に高速軽荷重用途に使用される浮動ブッシュ形滑り軸受を例にとり、特性評価のための実験、計測技術を実験結果の実例と共に簡単に解説する。

2. 浮動ブッシュ形滑り軸受の構造

図 1 に浮動ブッシュ形滑り軸受（フルフロート形）の構造を示す。

浮動ブッシュ形滑り軸受は軸と軸受スリーブの間に薄肉円筒状のブッシュが挿入されており、ブッシュが軸と連れまわりを起こすとブッシュの外側隙間にも潤滑膜が形成され、このブッシュ内外の 2 枚の油膜によって回転軸を支持する軸受である。この軸受はブッシュが軸と連れまわりを起こすことにより軸と静止側の相対速度を減少させ、摩擦速度の 2 乗に比例する摩擦発熱を低減することを主目的に、20 世紀はじめ頃考案されたものである。また 1960 年代に入ると、高速回転機械に適用した場合通常の真円ジャーナル軸受に比べて、特にオイルウィップ（オイルホワールとも称する）に対する制振効果が高いとの報告がなされ⁽²⁾⁽³⁾、1970 年代にかけて国内外で研究が進んだ。

IHI 製船用過給機に使用されている浮動ブッシュ形軸受は、ブッシュ外周形状は真円だがブッシュ内周形状を 3 円弧にて形成しており、広範な回転速度においてオイルウィップを防止して⁽⁴⁾回転安定性を保つよう設計されている。ブッシュの両端面には軸受スリーブにはめ込まれた C 形止め輪によって堰が設けられ、ブッシュと適度な隙間を持たせることでブッシュの挙動を拘束せずに軸方向の大幅な移動を防止するとともに、外周油膜を構

原稿受付 2002 年 10 月 30 日

* 1 石川島播磨重工業株式会社 回転機械事業部

汎用機械設計部 船用技術グループ 辰野分室

〒399-0492 長野県上伊那郡辰野町伊那富 3934

* 2 石川島播磨重工業株式会社 回転機械事業部

汎用機械設計部 船用技術グループ

〒235-8501 神奈川県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

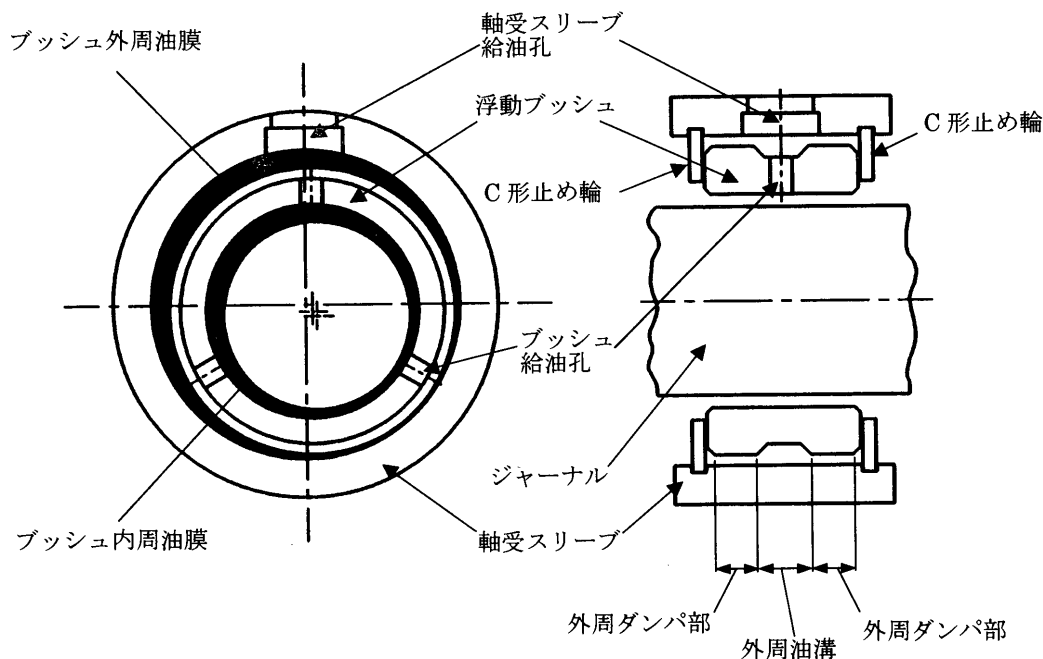


図1 浮動ブッシュ形滑り軸受（フルフロート形）

成する潤滑油が軸方向に流出する際の抵抗となり、減衰効果を高めるように工夫している。ブッシュには周上3箇所に径方向給油孔が有り、これを通して内周油膜に対して潤滑油を供給する。ブッシュは熱伝導率の高い銅合金で製作されている。これはブッシュ自身の温度低下と温度の均一化を図るためである。

排気ガスタービン過給機は車輛用のように小型のものでは最高回転速度 $250,000 \text{ min}^{-1}$ に達するものもあり、高角速度、低周速、低荷重条件に相当する場合が多いことから、回転安定性を保つために浮動ブッシュ形軸受が多く使用されている。また大型の過給機では回転速度が数万回転程度であっても、軸径の大きなスパン中心付近に軸受を配置しなければならない場合があり、ジャーナル周速が高速化することから、保持器などの構造物を有する転がり軸受よりも浮動ブッシュ形滑り軸受が好まれる傾向にある。浮動ブッシュ形滑り軸受には図1に示したフルフロート形のほかに、径および軸方向の挙動は自由なまま、ブッシュが回転しないようにピン等で止めたセミフロート形もある。セミフロート形は軸との連れまわりが無いため発熱抑制効果は期待できないが、構造、組立の簡略化やブッシュ回転に伴う振動成分が無い等の利点があり、応用される機械の要求に応じて採用されている。

3. 浮動ブッシュ形軸受の特性と実験

回転機械の開発時には、ロータの振動をどのように抑制するかが問題となる。

主に問題となる振動は、回転軸質量とばね定数および回転系が有する減衰係数で決定される危険速度と回転速度が合致したときに、不釣り合い力を励振力として生じる調和振動の増大（共振）である。またロータが滑り軸受

で支持されている場合には、潤滑膜を構成する流体に起因する振れ回り振動であるオイルウィップが発生することがある。オイルウィップは軸の回転速度がその危険速度の2倍程度に達したとき、外的な擾乱がきっかけとなって発生する不安定現象であり、一般に高速、低荷重の軸受に起こりやすい自励振動である。現象的には軸の危険速度にほぼ等しい周波数を持つ回転方向への旋回振動であるが、一旦発生すると回転速度を系固有のある値まで下げない限り振動を続けるもので⁽⁵⁾、場合によっては急激に振幅を増し、軸受損傷を引き起こすことがある。

軸受性能に影響を与えるものとしては、他の形式の滑り軸受と同様にブッシュ内外周に構成される油膜の性状がある。油膜の性状を決定する因子において重要なものの一つに、それを構成する潤滑油の粘度があり、軸受の摩擦損失を支配するとともに、回転中の軸の偏芯率や構成される油膜の厚さを決定する。潤滑油の粘度は温度に対して急峻な変化を示すことが知られているが、軸受においては、それが使用されている回転機械の作動流体からの伝熱や、潤滑油自身の潤滑膜内での摩擦発熱があるため、供給された温度のままで軸受に流入、流出することは考えられず、軸受内において温度分布をもち、それによって粘度が変化すると考えられる。さらにブッシュや軸受スリーブも線膨張に基づく変形を起こし⁽⁶⁾⁽⁷⁾、結果として設計とは異なった寸法、形状となっていることが推測され、解析、設計段階で予想していなかった不安定挙動を示す一因と考えられる。

浮動ブッシュ形軸受については既に十分な研究がなされ、設計指針も提示されていることから、改めて実験検証を行う必要はないと見る向きもある。また、油膜性能の数値解析においては、潤滑油膜の解析に摩擦発熱を熱

源として扱う熱流体解析と呼ばれる手法が広く使用されており、軸受単体に対する予測精度は非常に高いものとなっている。しかしながら、軸受のもつ減衰やオイルウィップの発生条件に対する定量的評価は未だ確定には至っておらず、強制振動とオイルウィップが連成する強制・自励系振動に関する研究、解析も発展途上にある⁽⁸⁾。また軸受に対する熱的な面では、実機に搭載された軸受が受ける複雑な伝熱の影響を加味した解析モデルが未だ開発途上にあることや⁽⁹⁾、運転中の軸受損傷について潤滑油中の異物を原因とする説以外に、軸受部における発熱を原因とする軸受面の変形および粗度の成長も関係しているとの見方⁽¹⁰⁾もあり、実機条件での振動、温度特性の実験の評価は、軸受の開発・設計において重要な意味を持つ。

ここでは、過給機の軸受開発の際に行われる実験のうち、実機条件における回転体の振動特性と軸受（ブッシュ）挙動の相関、および軸受部温度の検証実験について説明する。

3.1 振動特性の計測

3.1.1 計測方法

回転安定性を検証する場合には、不釣り合い力を加振力として考え、これに対するロータの適当な部分の応答から振動特性を評価する方法が一般的である。ここで重視されるのは、回転体を持ついくつかの危険速度における振動（共振）であり、極めて単純に考えた場合には、危険速度における回転系の挙動はその系の持つ減衰が支配的であると考えられている。

滑り軸受の油膜は回転系の減衰器としての機能を保有

している。浮動ブッシュ形軸受の場合はブッシュの寸法および形状を変化させることで減衰を調整する手法がとられており、各危険速度におけるロータの応答から、適用した軸受が持つ減衰特性を概略判断することが出来る。

図2はIHI製船用過給機のロータ変位測定における典型的なセンサ配置を示したものである。過給機の回転部は斜流タービンおよび遠心コンプレッサから成り、軸方向荷重はステップランドパッド形滑り軸受であるスラストベアリングにより支持され、径方向荷重は2つの浮動ブッシュ形滑り軸受によるジャーナルベアリングで支持されている。振動モードを的確に捉えるには、ロータ端部だけでなく他の部分についても計測すべきであるが、電気絶縁材の温度上限からセンサを冷却しない場合の使用環境温度は最高で200℃前後に制限されていること、また供試体が小型の場合、寸法の問題からセンサポートを多く設置できないことから、温度や寸法の制限が少ないコンプレッサ空気取入口側の軸端にて変位計測を実施することが多い。

センサは間隙センサ（ギャップセンサ）が多用される。間隙センサは渦電流や静電容量を用いたもの、可視光や赤外線を用いたもの等、様々な形式があるため、被測定面の形状、材質および計測環境を考慮するとともに、取得する回転速度、振動の次数から応答周波数を決定して選択する。

回転速度については、遠心力を加振力として計測結果を処理するため、1回転に対して1信号を発するように計測すると都合が良い。図2では軸端変位計測用と同じ物であるが搬送周波数の異なるセンサを用いて、コンプレッサ

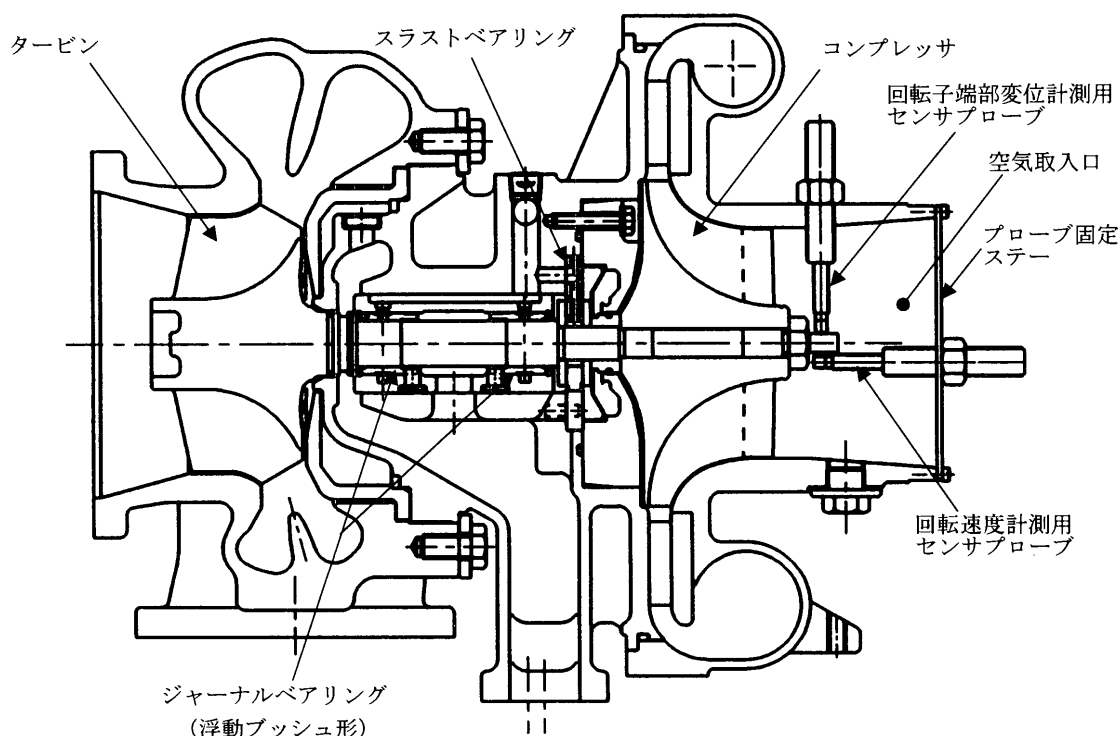


図2 ロータ振動特性計測実験のセンサ配置

レッサインペラ締結用ナットの端面に一条削溝された溝を回転信号として検出している。渦電流式のセンサは複数を近接して用いた場合、その搬送周波数にてセンサ間で共鳴を起こし、信号に雑音が混入することがあるので、センサの搬送周波数は互いに異なるものを用いるようにする。回転センサの設置は、コンプレッサの空気取入口にステアを渡し、それに固定している。このような設置方法は手軽である反面、軸端変位計測用のセンサと共に流入空気のディストーションを誘起するため、これが励振力となってコンプレッサ翼の共振疲労破壊を起こすこともある。これを避けるためにはステアおよびセンサブローの径を小径化する、あるいはこれらの配置を不等ピッチとする等の配慮が必要である。

3.1.2 強制振動の計測例

図3に不釣り合い力により強制振動させられた、セミフロート形浮動ブッシュ軸受を用いたロータの応答についての計測結果を示す。

実験前に実施したロータのバランス確認時に計測された不釣り合い力を加振力と考慮して、軸端変位から求めた相互周波数応答関数（以下相互コンプライアンスと称す）を図3(a)に示し、応答の位相角を図3(b)に示している。なお、図の横軸は上下段共に供試過給機の最高回転速度に対する比率を取っている。

供試ロータは質量14 kg、軸受はType A, B, C 3種類の設計を供試した。各軸受はブッシュ内外周の隙間を決定する内外周平均隙間寸法を一定とし、振動減衰に大

きな影響を与えるとされるブッシュ外周ダンパ部（図1参照）の幅を変化させたものである。各ブッシュのもつ減衰は、Type Aを基準としてType Bが約1.4倍、Type Cが約4.0倍の減衰比となるようにブッシュ外周ダンパ部幅を設定した。

供試ロータは図3(b)の位相変化から考えて最高回転速度の30%近傍に2つの危険速度が近接して存在し、かつ相互の影響を無視できないヘビークップリング状態となる振動特性を有している。

実験の結果得られる応答には様々な誤差が含まれるために、図3から振動モードを推測するのは困難である。よって、この2つの危険速度について低次側を p 次、高次側を $p+1$ 次として仮に表現する。このロータが安定した回転を得るためには、主として p 次および $p+1$ 次の2つの危険速度における共振峰を低く抑えるように軸受の減衰を設計する必要がある。Type Aを用いた場合、ロータ端部は相互コンプライアンスおよび位相共に2つの共振峰が非常に接近したような挙動を示す。 p 次および $p+1$ 次双方の相互コンプライアンスの値から変位が小さく抑えられており、両モードに対して有効な減衰を持つことが分かる。これに対してType Bは p 次モード共振峰の周波数および相互コンプライアンスの値から、 p 次モード減衰が強いことが分かる。また $p+1$ 次モードと逆相になった結果、双方のモードが混在する領域において反共振となり変位が大幅に小さくなっている。Type Aに対して大幅に減衰比を増大させた設計のType Cは、設計目標とは異なり p 次モード減衰が低下し、結果として変位の増大を招いてしまっている。また $p+1$ 次との反共振および共振の発生位置から推測して、 $p+1$ 次モード減衰も低下していると考えられる。

このように簡単な実験であっても、その結果から軸受のもつ概略の特性を把握することができる。

3.1.3 自励振動の計測例

滑り軸受に発生するオイルウィップは、各種の実験から概略の性質は把握されているが、その発生の有無、振幅の大きさなどの特性は、潤滑条件や軸受寸法など様々な因子が関係しているために複雑で、未だに定量的な解答が得られていない。このため、滑り軸受を用いた回転系の安定性を判断する場合、一概に振動振幅の大きさだけで優劣を決定することは困難であり、振動を構成する成分を十分に検証し、各実験パラメータに対する振動の安定、不安定を評価する必要がある。

さらにフルフロート形の浮動ブッシュ形軸受の場合は、ブッシュの回転に起因する振動もある。現象的にはおよそ回転速度の50%未満で起こるものであり、これによる回転系の振幅は小さく、一般的には有害なものではないが、突然振幅が過大になる、あるいは低回転速度では初期のオイルウィップとの判断が難しい場合がある等、注意を要する。そこで図4に示すようにブッシュの回転速度を測定し、ブッシュ回転速度と回転系の振動成分と

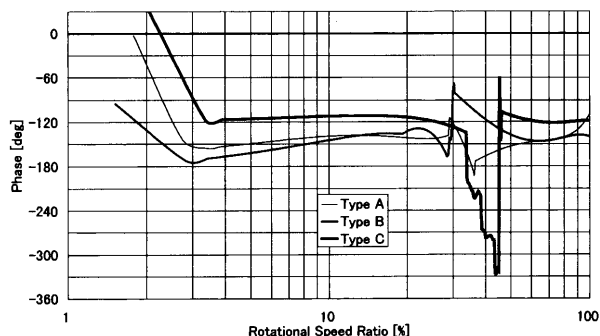


図3(b) 位相

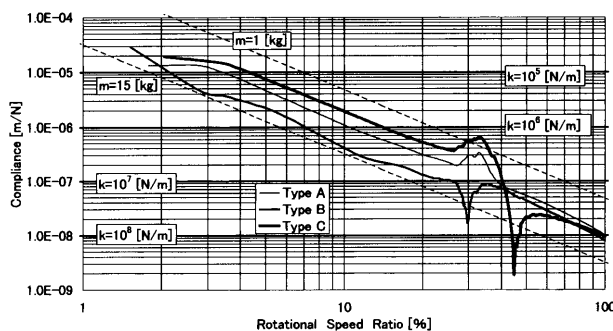


図3(a) コンプライアンス

図3 軸受ブッシュダンパ部の幅によるロータ振動特性の変化

の相関を取ることで、振動を構成する各成分が何に起因するものであるかを判断する。ブッシュ回転速度は銅合金用の間隙センサを用いてブッシュ給油孔を検出し、1回転につき3パルスの信号を取得して回転速度を計測し



図4 ブッシュ回転速度計測用センサ

た。軸端変位計測と同様間隙センサを用いるためにブッシュの振動も検知するが、給油穴における間隙が非常に大きくなるので、良好な信号／雑音比（S／N比）を持つ回転信号が得られる。図5はフルフロート浮動ブッシュ形滑り軸受を使用したロータにおける軸端変位計測結果の一例であり、キャンベル線図から20,000 min⁻¹以降の回転速度で、回転一次未満の振動成分発生が確認できる。

図5右図の周波数解析は48,000 min⁻¹における振動成分に対するもので、上2段のスペクトルはタービン（T）側軸受ブッシュおよびコンプレッサ（C）側軸受ブッシュの回転センサ出力を1/3に分周することで得られた回転周波数とロータ振動の相関である。回転信号と振動の相関であるため、信号強度すなわち振幅の相関については意味を持たず周波数の相関だけを見ることになるが、この図からロータの振動成分にブッシュ回転速度と関係を持つ成分と関係が認められない成分の存在が分かる。ブッシュ回転との関係を持たない振動成分については、オイルウィップや作動流体の励振によるものなど様々な原因が考えられるため、一概に何に起因するものであるかを説明することは出来ない。そのため実験条件を変更するなどして挙動を詳細に検分する必要がある。

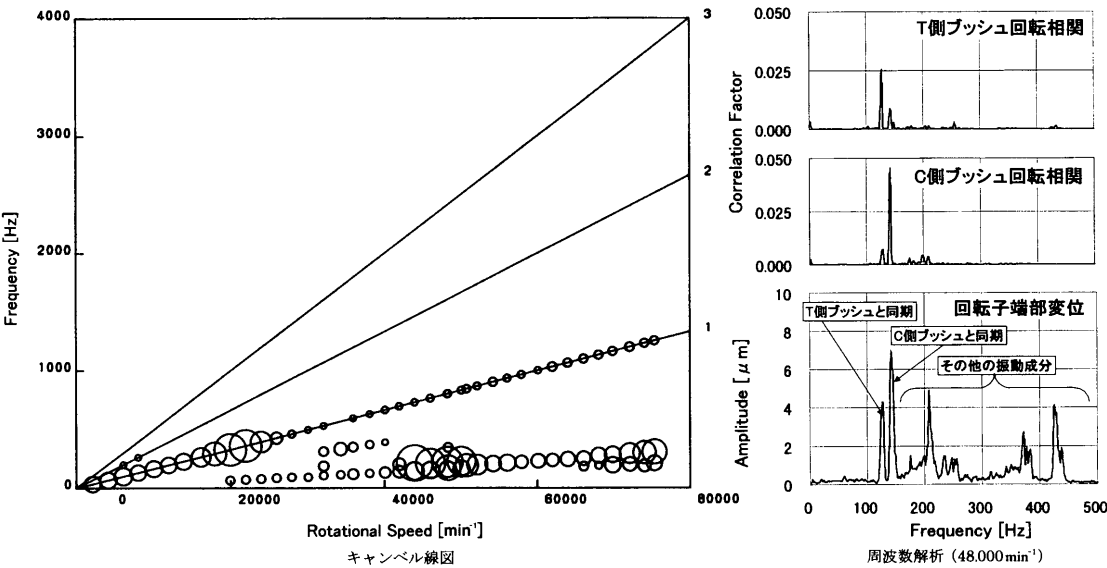


図5 供試ロータの振動と周波数解析による因子の推定

表1 オイルウィップが発生したロータ特有の挙動

発生回転速度	軸の危険速度の約2倍、またはそれ以上の回転速度
回転速度に対する依存性	回転速度を上げててもそのまま一定振動数で振動する
振動の旋回方向、特性	軸の回転方向に一致
旋回振動数	ロータの危険速度にほぼ等しい
慣性効果の有無	回転速度を下げてても危険速度の2倍まで止まらない事が多い
潤滑条件に対する依存性	給油条件を変更すると挙動が変化する、または振動が止まる

表1にオイルウィップが発生したロータ特有の挙動⁽¹¹⁾を例として示す。

実際の実験では表1の項目を判断するのは難しいが、これらの現象が確認されれば、その振動成分はオイルウィップである可能性が高い。

3.2 温度特性の計測

3.2.1 計測方法

軸受部の温度測定対象は、回転部分、油膜部分、静止部分に大別できる。これらの内、特に回転部分の測定はセンサの施工および出力の取得に困難な面があり、費用の面から考えても恒常的に実施できる実験ではないが、軸受部の熱収支を考える上で重要なデータが得られる。

図6および表2に過給機軸受周囲の温度分布を計測するための計測点位置を示す⁽¹²⁾。

実験に供した過給機はコンプレッサインペラ径が≒130 mmと比較的小型であり、大きさ、強度および熱伝導誤差等の理由から施工できるセンサの数量が決まってくるため、最小限の計測点で軸受部の温度分布および熱流束の方向が分かるようにする必要がある。

この実験では供試機ロータの回転安定性試験の結果を考慮して、供試機の振動特性から最小径部の剛性低下量が5%未満に留まるよう直径5 mmの穴を軸心に穿孔し、シース径0.65 mmのK形シース熱電対を挿入して以下に記すとおりに計測点を設けた。まずロータの熱伝導によって軸受部へ流入する熱流束を検証するためにタービン側およびコンプレッサ側部材温度測定点21と22を配置し、ブッシュ内周油膜潤滑油の代表温度を測定するためにブッシュ給油穴と軸方向位置を合わせて2, 4を配置した。また測定点3はジャーナル中間の部材温度測定用であり、測定点21と22の測定結果から熱流束の方向を求めるとともに、ジャーナル表面温度を推測するために配置した。

これらロータに配置した熱電対の出力は多点スリップリングを用いて取得した。回転体に施工されたセンサの出力を取得するためには、スリップリングやテレメータ等の伝送機器を用いるが、どの方法を選択してもセンサ出力は一旦機器の接続端子を通過、あるいは搬送波に変換された後に再構成される等、いくつかの処理過程を経

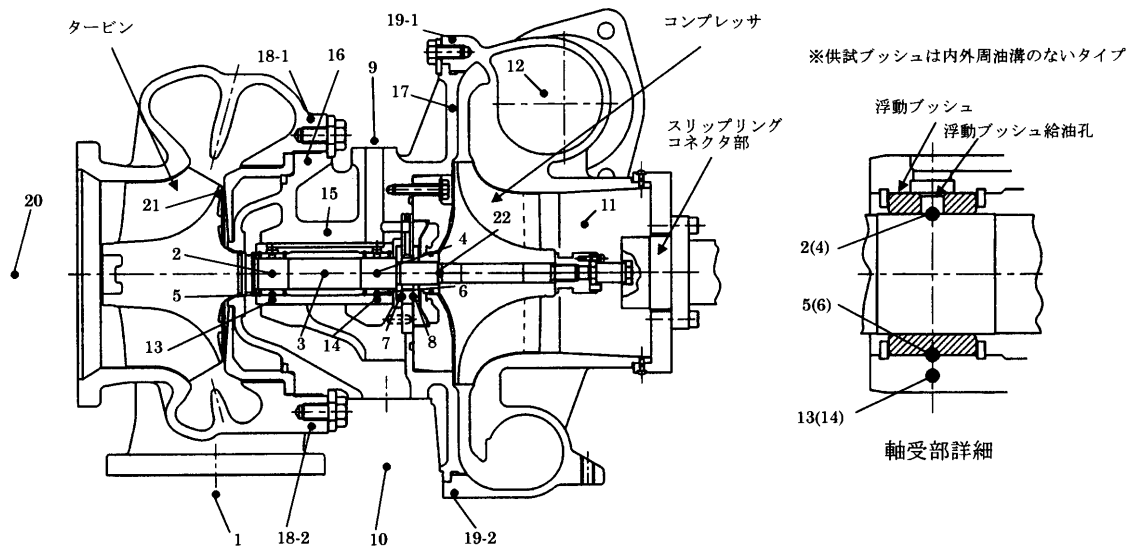


図6 軸受周囲温度計測実験用供試過給機 温度計測点

表2 温度計測点一覧

No.	測定項目	No.	測定項目
1	タービン入口温度	12	コンプレッサ吐出温度
2	タービン側軸受ブッシュ内周潤滑油温度	13	タービン側軸受ケーシング温度
3	ロータ中間部部材温度	14	コンプレッサ側軸受ケーシング温度
4	コンプレッサ側軸受ブッシュ内周潤滑油温度	15	軸受ケーシング中心温度
5	タービン側軸受ブッシュ外周潤滑油温度	16	軸受ケーシングタービン側温度
6	コンプレッサ側軸受ブッシュ外周潤滑油温度	17	軸受ケーシングコンプレッサ側温度
7	スラスト軸受タービン側表面温度	18	タービンケーシング温度
8	スラスト軸受コンプレッサ側表面温度	19	コンプレッサケーシング温度
9	潤滑油供給温度	20	タービン出口温度
10	潤滑油排出温度	21	タービン翼車背面温度
11	コンプレッサ入口温度	22	ロータ コンプレッサ側部材温度

ることになるために誤差を生じやすい。よって伝送機器を含めた計測系の較正作業が重要となる。

もう一つの回転体であるブッシュは、その構造上センサの施工が不可能であるため、内外の油膜温度を測定することで温度の推測をすることになる。

外側油膜の温度測定点についても、その施工は十分な注意が必要である。なぜならば浮動ブッシュの回転は内周油膜と外周油膜の粘度差に支配されていると考えられており、内外周ともに流れ、熱の両方について測定による影響を最低限に抑える努力が必要である。

本実験では、ブッシュ回転計測用センサの特性から図4に有るようにセンサヘッド周囲の軸受スリーブを大きく繰広げているため、ブッシュ回転速度ならびにブッシュ外周油膜温度はこの影響を受けた上での結果であることを注意しておく必要がある。

静止部分の温度測定点は、各ケーシングについてその熱伝導によって軸受部に流入する熱流束を定性的に把握できるように配置した。静止部分の温度計測については特別な手法は必要としないが、一般に接触式温度計測に対して行われている応答性や熱伝導誤差、および他の熱源による伝熱の排除等の諸注意⁽¹³⁾に留意すればよい。

3.2.2 温度の計測例

図6の計測系を用いて行った実験結果の一例を図7および図8に示す⁽¹²⁾。

実験目的は、運転中の過給機における作動流体からの伝熱および潤滑油摩擦発熱が軸受部温度に及ぼす影響と、

浮動ブッシュ形滑り軸受の目的であるブッシュ連れまわりによる発熱低減効果について検証することにある。実験条件は潤滑油の供給条件供給圧力 $P_{LOm} = 3.0 \text{ kgf/cm}^2\text{g}$ 、供給温度 $T_{LOm} = 60^\circ\text{C}$ として、タービン入口温度 TIT および過給機ロータ回転速度 N_t を変化させ過給機各部の温度を計測した。なお、計測結果は式(1)に示す滑り軸受の諸特性を決定するゾンマーフェルト数⁽¹⁴⁾により整理し、コンプレッサ側軸受については Sc 、タービン側軸受は St と表記した。軸受部以外の温度については便宜的に Sc により整理している。

$$S = \frac{\mu(N_t + N_b)}{P_m} \cdot \left(\frac{R_l}{C_l}\right)^2 \quad (1)$$

ここで

μ : 潤滑油粘度

N_t : 回転子回転速度

N_b : ブッシュ回転速度

P_m : 軸受平均圧力

R_l : ジャーナル半径

C_l : ブッシュ内周平均半径隙間

Sc と St の同一実験条件下における差異は、供試過給機の構造特性からコンプレッサ側軸受とタービン側軸受における軸受平均面圧が異なることと、それに基づく両軸受間のブッシュ回転速度の違いによるものである。

図7および図8より、ジャーナル表面に近いロータ中間部温度およびブッシュ内周潤滑油温度は、ロータ回転速度 N_t の影響を強く受けていることが分かる。

一方、ロータ部材温度およびブッシュ外周潤滑油温度からみて、タービンおよびコンプレッサ作動流体からの伝熱が軸受部に対して与える影響はわずかである。このことから、供試過給機の軸受部温度は主に油膜を構成する潤滑油の摩擦発熱に支配されていると考えられる。

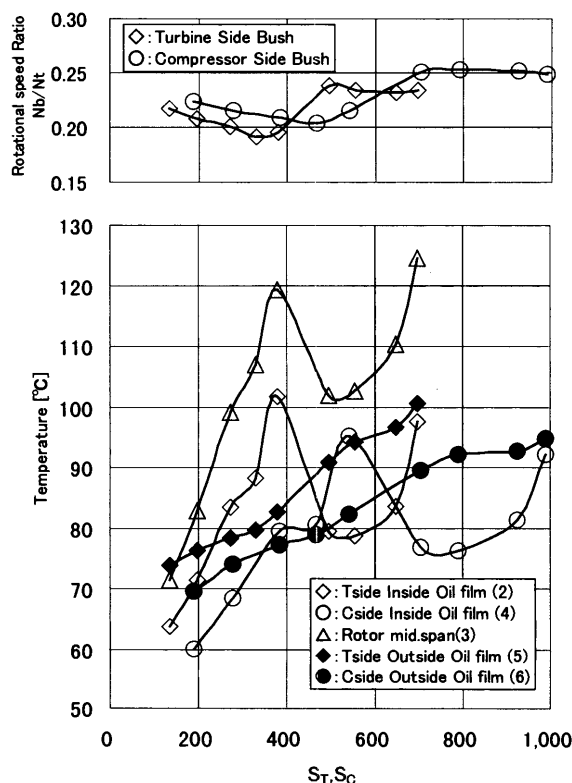


図7 ブッシュ内外周潤滑油温度及び
ロータ中間部材温度の回転速度依存性

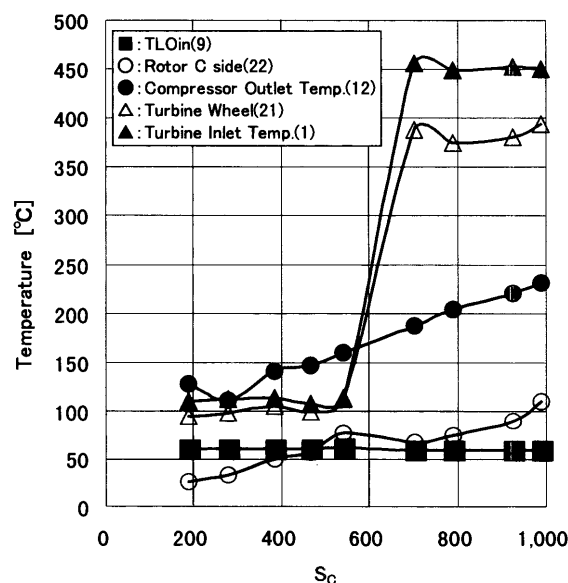


図8 作動流体並びにロータ部材温度の回転速度依存性

特に図7上段に示した、ブッシュ回転速度 N_b の変化とロータ中間およびブッシュ内周潤滑油温度の変化が相関を持つことから、内周油膜における発熱の影響が大きいことが分かる。また、図7では熱源である内周油膜の温度に比べてロータ中間部材温度のほうが高温になっている。これはブッシュ内周潤滑油温度の計測点位置をブッシュの潤滑油給油穴に揃えているために、発熱前の潤滑油温度を計測している事によると思われる。またこれにより内周の油膜における潤滑油は、給油孔を中心に軸方向に温度分布を生じていると推測される。

浮動ブッシュ形滑り軸受の主目的である発熱量の低減については、図7上段に示すブッシュ回転速度 N_b が高速になると、ロータ中間部材温度およびブッシュ内周潤滑油温度が低下していることから効果が認められるが、よりはっきりとさせるためブッシュの回転、非回転による軸受周辺部温度への影響を図9⁽¹²⁾に示す。ブッシュの回転はロータおよびブッシュ内外周油膜温度を低下させていることが分かり、供試軸受における発熱量低減効果が確認できる。なお、図9縦軸の無次元温度 η は式(2)による。

$$\eta = \frac{T - T_{LOin}}{TIT - T_{LOin}} \quad (2)$$

ここで

T : 任意計測点の温度

TIT : タービン入口温度

T_{LOin} : 潤滑油入口温度

4. おわりに

筆者の力不足から、ごく初歩の事柄についての説明となってしまったが、それでも基本的なデータが得られることをお分かりいただけたと思う。複雑かつ高精度な実験、計測が求められる一方で、迅速に新しい技術を取り

入れたいと願う顧客のため、手近にある機器と既存の技術で素早く正確な評価の実施が希求されているのも実情であり、本稿にて紹介したような計測が実施されることも多いはずである。本稿の内容は本学会の大多数の方々にとっては既知であると思うが、実験、計測はこれに続く全ての開発、設計作業の基礎であり、簡単な実験であってもおろそかに出来ない。本稿がこれから滑り軸受を使用する回転系の実験、計測を行う方々にとって少しでも参考になったならば、筆者にとって望外の幸せである。

5. 参考文献

- (1) 朝鍋定生, 谷口 進, 江崎仁朗, トライボロジスト, 35-3, (1990), p.170
- (2) 多々良篤輔, 日本機械学会誌, 72-610, (1969-11), p.104
- (3) A. Tondl, 回転軸の力学, (1965), p.195-202, コロナ社
- (4) A. Tondl, 回転軸の力学, (1965), p.174-175, コロナ社
- (5) 山本敏男, 石田幸男, 回転機械の力学, (2001)p.230, コロナ社
- (6) 朝鍋定生, 谷口 進, 江崎仁朗, トライボロジスト, 35-3, (1990), p.170-171
- (7) Burton, R. A., Heat, bearings, and Lubrication, (2000), p. 38-44, Springer.
- (8) 稲垣瑞穂, 豊田中央研究所 R&D レビュー, 30-1, (1995-3), p.1
- (9) 田中正人, 日本ガスタービン学会誌, 30-2, (2002-3), p.3
- (10) Burton, R. A., Heat, bearings, and Lubrication, (2000), p. 109-115, Springer.
- (11) 曾田範宗, 軸受, (1964), p.267-269, 岩波書店
- (12) 田口英俊, 岩城史典, 小幡正一, 日本マリンエンジニアリング学会誌, (2002-6), p.60-64
- (13) 棚沢一郎, 西尾茂文, 河村 洋, 笠木伸英, 吉田豊明, 伝熱研究における温度測定法, (1985), p.60-80, 養賢堂
- (14) 田中正人, 機械学会講演論文集(中国四国支部), (1969-2), p.1

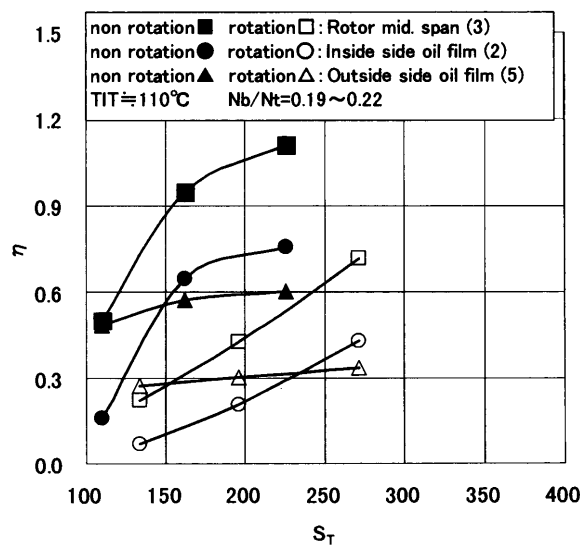
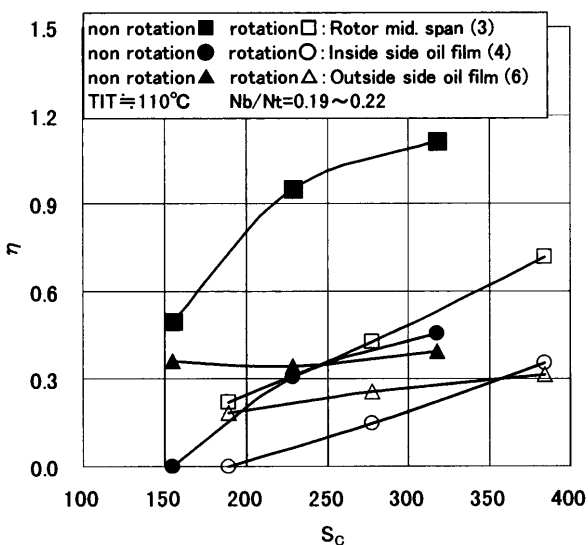


図9 ブッシュ回転、非回転による軸受周辺部温度への影響

小特集：潤滑油と軸受に関する技術動向

大形ティルティングパッド軸受の技術動向

三上 誠^{*1}

MIKAMI Makoto

池田 和徳^{*1}

IKEDA Kazunori

キーワード：ティルティングパッド軸受，直接潤滑，負荷容量，軸受損失

Tilting-Pad Bearing, Direct Lubrication, Load Capacity, Bearing Loss

1. はじめに

大形・高速ターボ機械に用いられるすべり軸受は，軸荷重を支える十分な負荷性能と軸系を安定した状態で回転させる抑振性能，ならびに機械効率向上のため低損失であることなどが要求される。

ティルティングパッド軸受（パッド軸受）は，高速回転領域における振動安定性や軸系のミスアライメントに対する調芯性に優れるために，蒸気タービン，ガスタービンおよびポンプなど多種な高速回転機械に使用されている。しかしながら，従来のパッド軸受は，軸受受圧面が複数のパッドに分割されているために負荷容量が楕円（二円弧）軸受などに比べて小さいこと，また油浴潤滑であるために軸受受圧面以外の部分で軸の回転による攪拌損失が生じ軸受損失が大きいなどの問題があった。これらの観点から，大形・高荷重の高速回転機械への適用例は少なかった。

近年，これらの問題を解決する技術開発が進められており，例えば新しい潤滑方式⁽¹⁾やパッド軸受構造の改良⁽²⁾によって，パッド軸受の高面圧化と低損失化が実現し，大形・高荷重のタービンや発電機へ適用拡大されつつある。

ここでは，主に直接潤滑法と呼ばれる給油方式を採用することによって，高面圧・低損失化を実現したパッド軸受の構造と特性について紹介する。

2. 従来型の代表的なすべり軸受

図1から図3に従来から大形のタービンや発電機に使用されている代表的なすべり軸受を示す。本誌の特集⁽³⁾で既に紹介されたように，大形蒸気タービンでは，軸受面圧の高い低圧タービンには図1の二円弧軸受，比較的軸受面圧の低い高・中圧タービンには図2や図3のパッド軸受が使用されている。パッド軸受は，一般的に4から6枚のパッドで構成されるが，Load On Pad (LOP) 型には5枚あるいは6枚パッド軸受，Load Between Pad (LBP) 型には4枚パッド軸受を使用する例が多いようである。

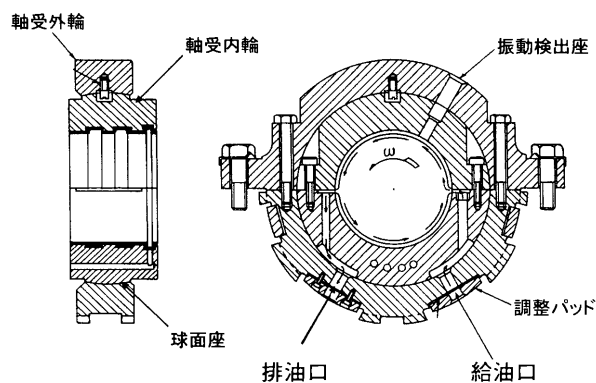


図1 二円弧軸受

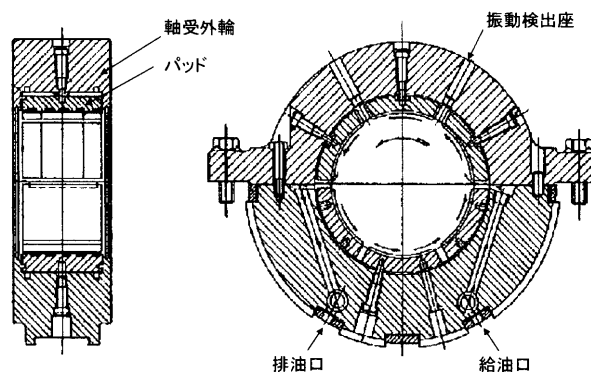


図2 6枚LOP型軸受

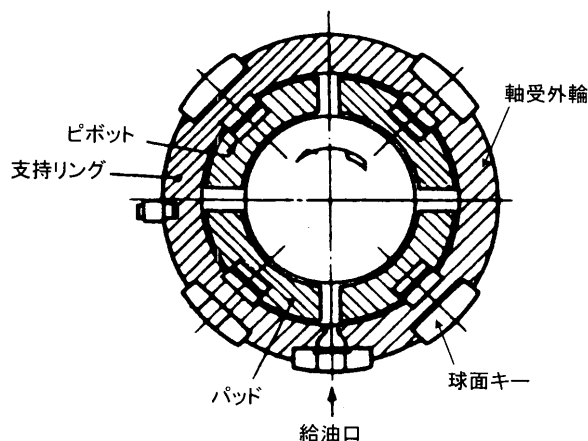


図3 4枚LBP型軸受

原稿受付 2002年10月29日

*1 ㈱東芝 電力・産業システム技術開発センター

〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2の4

3. パッド軸受高性能化の手段

図2に見られるように、従来のパッド軸受は端部にシールを設けた軸受外輪内にパッドを収納する構造となっている。潤滑油はこの外輪内部に充満するように供給され、パッドを油浴潤滑している。このような油浴潤滑法では図4に示すように、前方のパッドで摩擦発熱により温度上昇した熱油が次のパッドに混入 (Hot Oil Carry Over^{(4),(5)}) するので、軸受すきま内の潤滑油温度が給油温度に比べて大きく上昇する。温度が上昇すると潤滑油の粘度が低くなり軸受負荷性能が低下するため、熱油の混入を極力減少させてパッドの入口温度を低下させることが望ましい。この熱油混入を減少させる方法として考えられたのが、図5および図6に示すような直接潤滑と呼ばれる潤滑法である。

図5はパッドとパッドの間にノズルを設けて、このノズルから回転軸に向けて潤滑油を吐出する方法⁽⁶⁾である。潤滑油の吐出速度やノズル先端の位置などを最適化した設計が行われている。

図6はパッドの入口に吐出溝を設けて軸受すきまに直接給油する潤滑法^{(7),(8)}であり、より効率的に熱油の混入を減少させることができる。また、軸受すきまに直接給

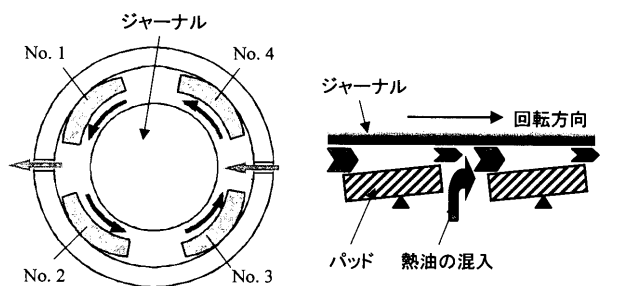


図4 油浴潤滑法パッド軸受

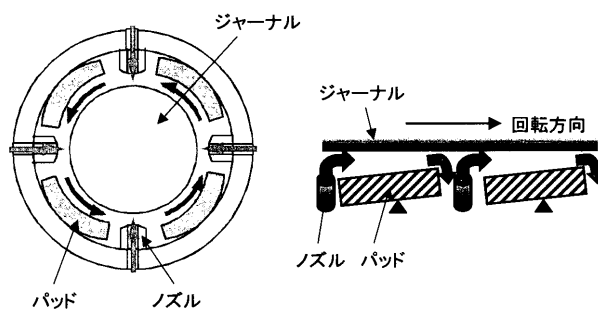


図5 直接潤滑法 (ノズル) パッド軸受

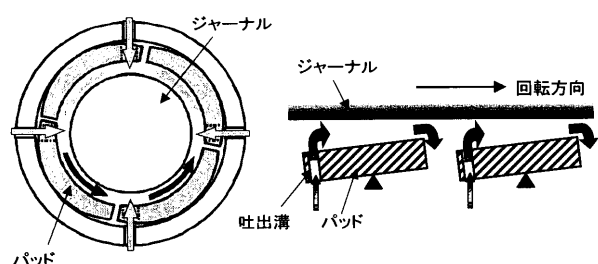


図6 直接潤滑法 (給油溝) パッド軸受

油するので外輪内部に潤滑油を充満させる必要がなく、先に述べた軸受受圧面以外での回転軸による攪拌損失を低減することが可能である。なお、直接潤滑法ではないが、図7に示すような軸受温度と損失の低減を目的とした「2パッド軸受⁽⁹⁾」と呼ばれるパッド軸受も開発されている。

以上のように直接潤滑法を用いることによって、熱油の混入を減少してパッドの入口温度を低下させることができるが、混入がどの程度減少するかは、荷重、回転速度および給油 (吐出) 量などに依存し、また、これらの要因を考慮した熱油の混入の割合を理論的に求めるのは極めて難題である。したがって、実験による評価が不可欠となる。その一例として、次章に著者らの実験結果を紹介する。

ここでは熱油の混入を完全に回避した場合を想定して解析した軸受の温度分布と、従来の油浴潤滑法における温度分布を比較し、理想的な直接潤滑を実現した場合の効果を試算したので紹介する。図8は油浴潤滑法4枚LBP型パッド軸受における軸受表面の給油温度からの温度上昇値を、図9は上記仮定に基づいた直接潤滑法パッド軸受の温度上昇値を示す。解析の対象とした軸受の諸元は、軸受内径 $\phi 23$ in, 回転速度 $3,600 \text{ min}^{-1}$ および平均面圧 2 MPa である。なお、温度上昇値は給油温度で除した無次元量で示してある。油浴潤滑法パッド軸受の最大温度上昇値に比べて、直接潤滑法の最大温度上昇値が半分程度に抑えられているのが確認できる。図10に油浴潤滑法、図11に直接潤滑法パッド軸受の油膜

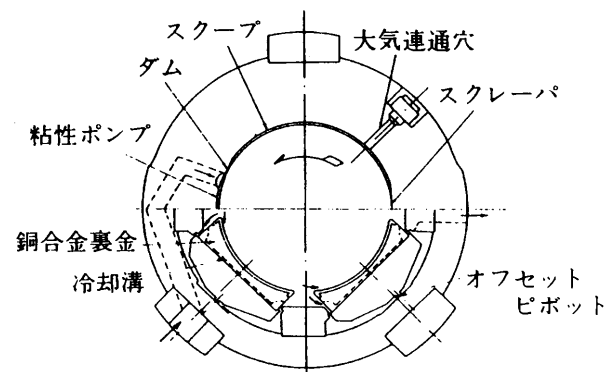


図7 2パッド軸受

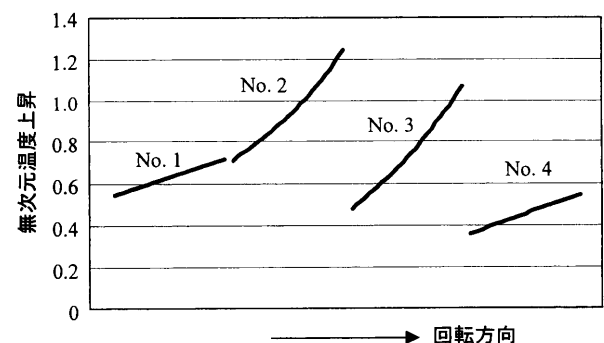


図8 油浴潤滑法パッド軸受中央部の表面温度 (解析結果)

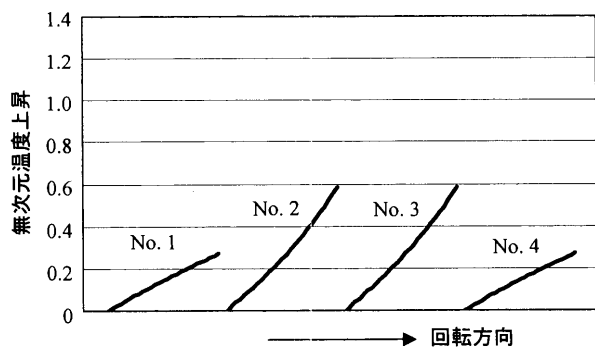


図9 直接潤滑法パッド軸受中央部の表面温度（解析結果）

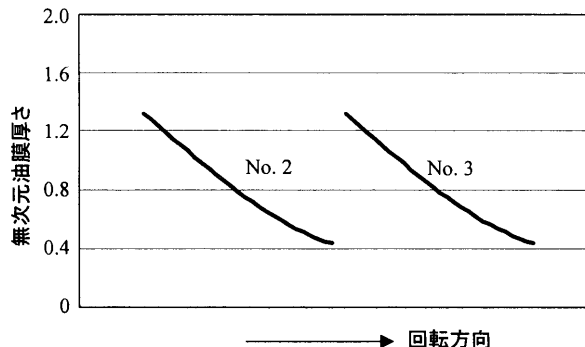


図10 油浴潤滑法パッド軸受中央部の油膜厚さ（解析結果）

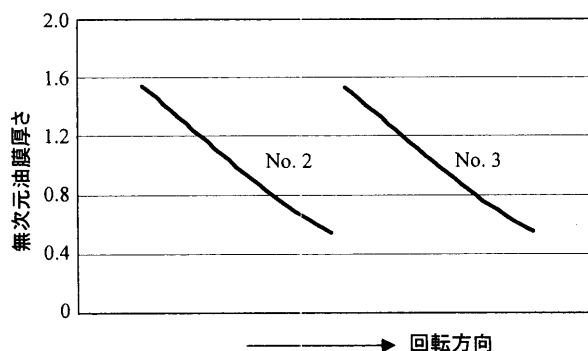


図11 直接潤滑法パッド軸受中央部の油膜厚さ（解析結果）

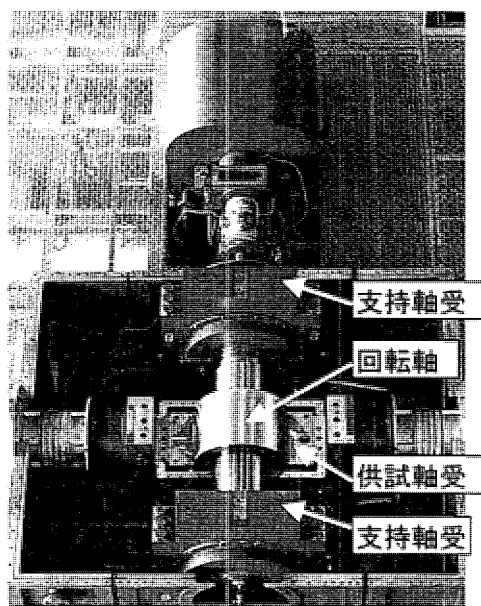


図12 大型軸受試験装置

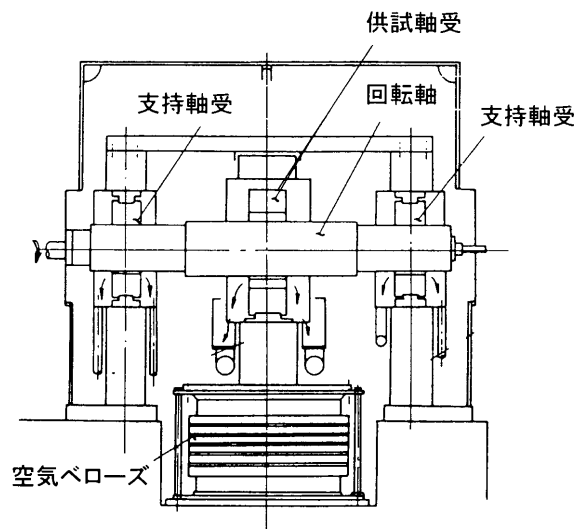


図13 大型軸受試験装置（側断面図）

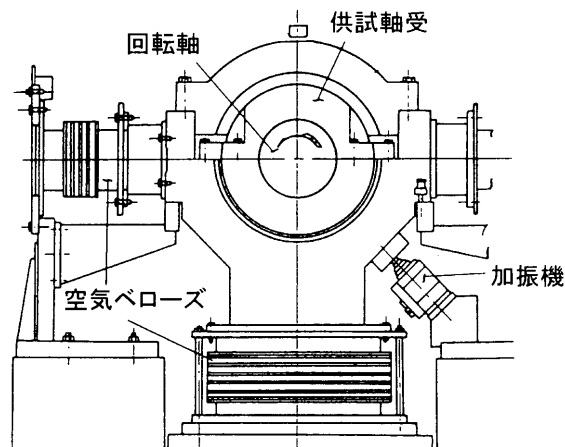


図14 大型軸受試験装置（正面図）

厚さ分布（半径すきまで除した無次元量）を示す。直接潤滑法の最小油膜厚さが、油浴潤滑法に比べて25%程度大きくなっていることから、軸受負荷性能が向上していることが分かる。

4. 直接潤滑パッド軸受の特性

本章では、図6に示す4枚LBP型パッド軸受の特性について実験データを基に紹介する。

4.1 試験装置

図12に大形軸受試験装置を示す。回転軸の両端をすべり軸受で支持し、その中央部に供試軸受（パッド軸受）を設置する構造である。図13および図14に示すように、供試軸受を下部と水平方向に設けられた負荷装置（空気ベローズ）によって回転軸に押付け、軸受荷重を与える構造となっている。また、軸受下半の左右45度方向には加振器が設けられており、油膜のばね定数と減衰定数

も測定できる静／動特性試験装置である。

なお、供試軸受の寸法諸元は解析例と同様である。

4.2 軸受特性試験

4.2.1 給油量の最適化

直接潤滑法を用いた軸受の諸特性に影響を与える極めて重要な要因の一つは給油量であり、この最適化設計が必要である。最適化の評価対象とする性能は、軸受損失、軸受表面温度およびパッドや軸系の振動などであるが、評価結果の一例として図15に給油量とパッド軸受表面温度の関係を示す。給油量を増大するとパッド表面温度は低下するが、ある量を超えると温度低下は飽和するのが分かる。この量を超えて給油量を更に増加させると後述するように、回転軸の攪拌損失による軸受損失が急に増大する傾向がある。図に示す最適給油量は、このような顕著な損失増大が無く且つ上記の軸受性能が適正になるように決定したものである。

以下の軸受諸特性は、この最適給油量の条件に基づいた実験結果である。

4.2.2 パッドの入口温度と軸受損失

図16は3章の解析例と同条件で実験したときの下半パッド2枚の無次元温度上昇値である。本条件下では、パッドの入口温度は前方パッドからの熱油の混入により給油温度から30%程度上昇するが、最大温度上昇値は油浴潤滑法（解析値）と比較し70%程度に低減していることが分かる。更に給油量を増加することによりパッ

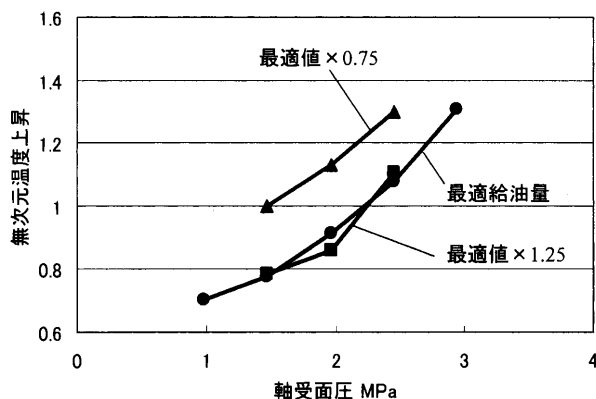


図15 給油量の最適化

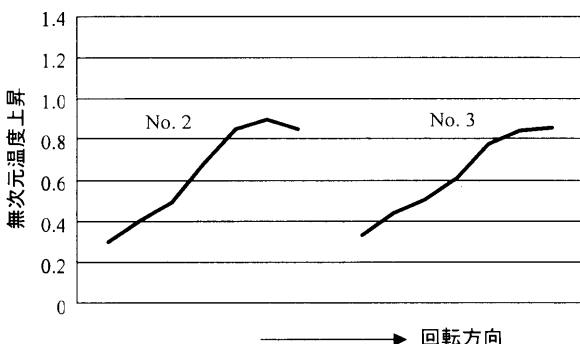


図16 直接潤滑法パッド軸受中央部の表面温度（実験結果）

ド入口温度を若干低下することができるが、前述した軸受損失の増大を招くことになるので軸受の総合的な性能の観点から望ましくない。図17に油浴潤滑法と直接潤滑法の軸受損失を比較した結果を示す。最適給油量の直接潤滑法パッド軸受は、油浴潤滑法に比べて大幅に軸受損失を低減することができる。また、図17と図15から最適油量以上に油量を増加しても、軸受表面温度がほとんど低下しないのに損失が増大し、軸受性能低下に繋がることが分かる。

4.2.3 パッドの安定化

本項ではこれまでに述べた潤滑法と直接関係はないが、パッド軸受の信頼性において重要なパッドの振動安定性の問題と、安定化の施策について若干紹介する。荷重を受けていない上半のパッドなど、ピボット（支持点）位置での油膜厚さが加工半径すきまより大きいパッドには油膜圧力が発生せず、不安定な状態にあることが多くの実験や解析⁽¹⁰⁾によって明らかにされている。安定化の対策も研究されており、加工半径すきまより小さいすきまに組立てる（プリセット）ことによってパッドに圧力を発生させる方法や、前述の「2枚パッド軸受」ように上半をスリーブ型にする方法などがある。

ここではこのような施策と異なり、上半パッドの表面形状を圧力が発生するように改良して安定化させたので、その結果を紹介する。図18(a)はプリセットなどの対策をしていないパッド軸受の油膜圧力分布（回転軸から測定）であり、上半パッドに圧力が発生していないことが確認できる。一方、同図(b)は上半パッドを改良したものであり、圧力が発生しているのが分かる。上半パッドに大きな圧力を発生させると、下半パッドに無駄な負荷が掛かり軸受負荷容量を低減してしまうので、振動を抑制するのに必要な適量の圧力を発生させる形状に設計することが重要である。図19は軸受外輪内周に設けたギャップセンサで、パッドの振動を測定したものである。同図(b)が改良後の上半パッドの振動であり、(a)の改良前に比較して振動が顕著に小さくなっているのが確認できる。

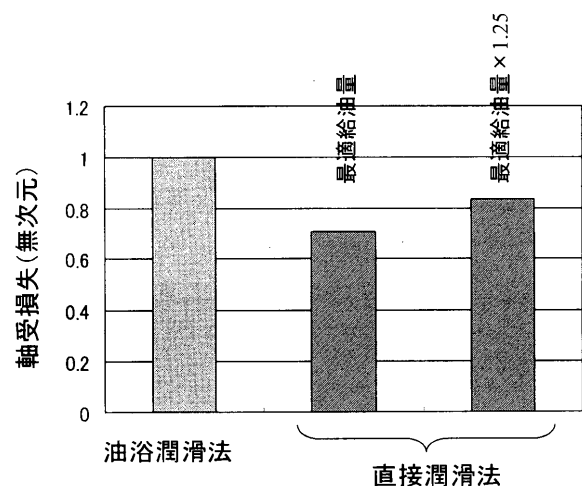
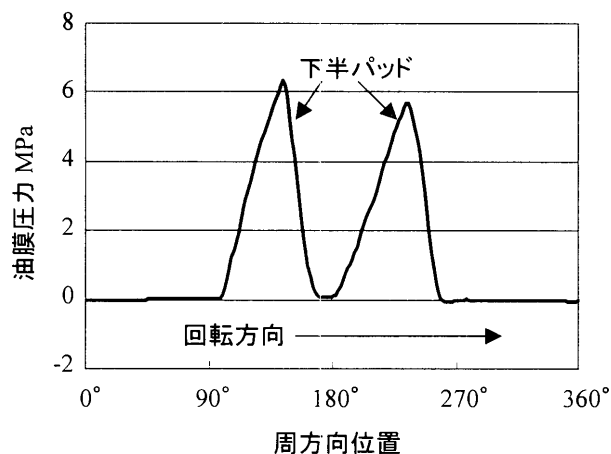
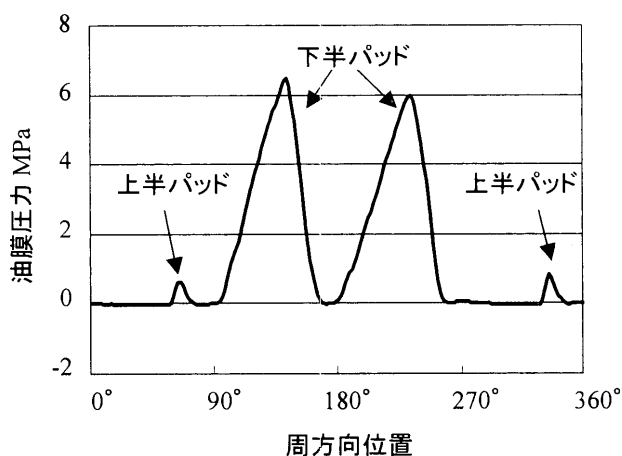


図17 軸受損失の比較

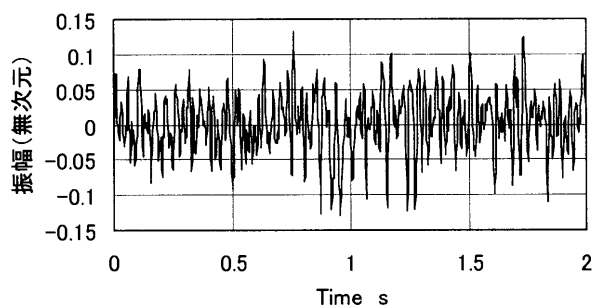


(a) 上半パッド改良前

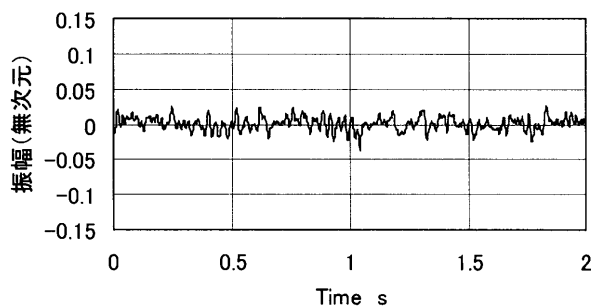


(b) 上半パッド改良後

図18 周方向油膜圧力分布



(a) 上半パッド改良前



(b) 上半パッド改良後

図19 上半パッドの振動波形

5. おわりに

高速・大容量タービンや発電機に使用される大形パッド軸受の技術動向について、主に軸受の潤滑方法を取り上げ紹介させて頂いた。パッド軸受の高性能化に関連する技術として、潤滑法のほか表面材料、表面形状、パッドの支持法など多くの視点から改良策が提案されており、今後更に高面圧、低損失および高安定化を実現するパッド軸受の開発が予想される。

参考文献

- (1) 諸星, 小澤, 高橋, トライボロジスト, 42-12(1997), p. 952
- (2) Mikami, M. et al., Trans ASME, J. Tribology, 110-1(1988), p. 73
- (3) 小澤, 日本ガスタービン学会誌, 30-2(2002), p. 112
- (4) Ettles, C. M. McC., Trans ASME, J. Tribology, 102-4(1980), p. 182
- (5) Knight, J. T. et al., Trans ASME, J. Tribology, 110-1(1988), p. 128
- (6) 佐々木, 毛利, 高橋, 松本, 三菱重工技報, 24-2(1987), p. 150
- (7) Mikula, A., Trans ASME, J. Tribology, 107-3(1985), p. 423
- (8) Dmochowski, W. et al., Trans ASME, J. Tribology, 115-4(1993), p. 219
- (9) 朝鍋, 谷口, 江崎, トライボロジスト, 35-3(1990), p. 169
- (10) 飯田, 日本機械学会論文集, 40-331(1974), p. 875

小特集：潤滑油と軸受に関する技術動向

ポンプ駆動用 MFT-8 L 形ガスタービンの軸系設計

上松 一雄*¹
UEMATSU Kazuo

益田 将寛*¹
MASUDA Masahiro

東崎 康嘉*²
TOZAKI Yasuyoshi

キーワード：ポンプ駆動，MFT-8，L 形，ガスタービン，軸受

1. はじめに

近年、洪水時の河川排水や下水雨水排水を目的とした排水機場のポンプ駆動用原動機として、冷却水を必要とせず、騒音・振動が小さく地球環境に優しいガスタービンが採用されつつある。その例として当社の MFT-8 (通常型) や小型ガスタービンがあり、現在ポンプ機場で活躍している。

一方、排水機場の省スペース化、および建設費縮減化のニーズの高まりから排水機場のコンパクト化が望まれている。この有力な候補としてポンプ駆動用ガスタービンの立軸化による原動機室のスペース縮小化・機場のコンパクト化の実現がある。

ここでは立軸化を実現すると共に横軸と同等の信頼性を確保するために設計された MFT-8 L⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾ の軸受と軸系・潤滑油系統について解説する。

2. MFT-8 L 形ガスタービンの特徴

MFT-8 L 形ガスタービンは、回転速度制御範囲が 20～100% と広く、起動時間も 3 分と短い、ポンプ駆動用に適した単純開放サイクル 3 軸式ガスタービンである。

図 1 にガスタービン本体断面図、図 2 にパッケージ内構造図を示す。表 1 に主要目を示す。

構成としては、通常の高圧発生機 GG 8 と今回開発し

た立軸出力タービンおよび「この両者を結合して 90 度ガス流れを方向転換する」中間ダクトから成り、L 字形状となっている。

ガス発生機 (P&W 社製) には、航空機用エンジンとして 14,000 台以上の実績を有する JT 8 D を転用した信頼性の高い GG 8 をそのまま使用している。この GG 8 は世界的にも既に 100 台以上の実績を有している。当社実績でも MFT-8 ガスタービン (GG 8 と当社開発の出力タービンの組合せ) として船用⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾で 4,000 時間、発電用⁽⁵⁾では 40,000 時間以上 (O/H 間隔最長 17,000 時間・non-stop 連続運転最長 8,000 時間)、ポンプ駆動用でも今年夏を問題無く稼動した。

この出力タービンは元々 MFT-8 ガスタービン (図 3、表 2) 向けに開発したもので、立軸化に当たっては開発

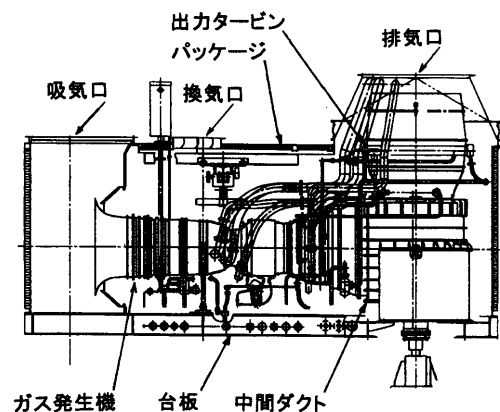


図 2 MFT-8 L パッケージ内構造図

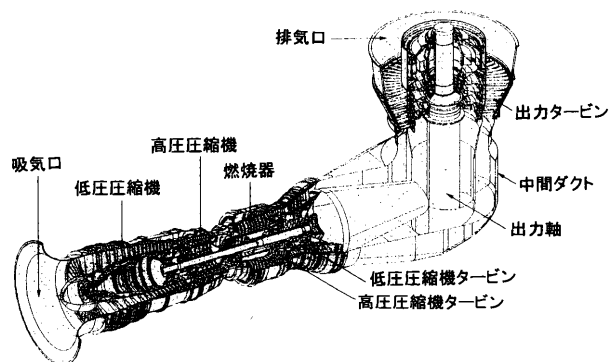


図 1 MFT-8 L

表 1 MFT-8 L 主要目

構造	形式	単純開放サイクル 3 軸式
	ガス発生機	圧縮機：軸流式 低圧 8 段 高圧 7 段 燃焼器：キャニュラ形 9 個 タービン：軸流式 高圧 1 段 低圧 2 段
性能	出力タービン	軸流式 3 段
	最大出力	16,917kW
	燃料消費率	約 244g/kWh (最大出力時)
	排ガス温度	約 500℃
	定格回転速度	4,000min ⁻¹
	使用燃料	灯油、軽油、A 重油、都市ガス、他
	適用出力	5,149kW～16,917kW
	適用回転速度	1,000min ⁻¹ ～4,000min ⁻¹
	出力条件	吸気圧力 920hPa/吸気温度 37℃ 吸気損失 0.981kPa/排気損失 2.942kPa

原稿受付 2002 年 11 月 6 日

- * 1 三菱重工業㈱高砂製作所
〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町新浜 1 丁目 1 番 1 号
- * 2 三菱重工業㈱長崎研究所
〒851-0392 長崎市深堀町 5 丁目 717 番 1 号

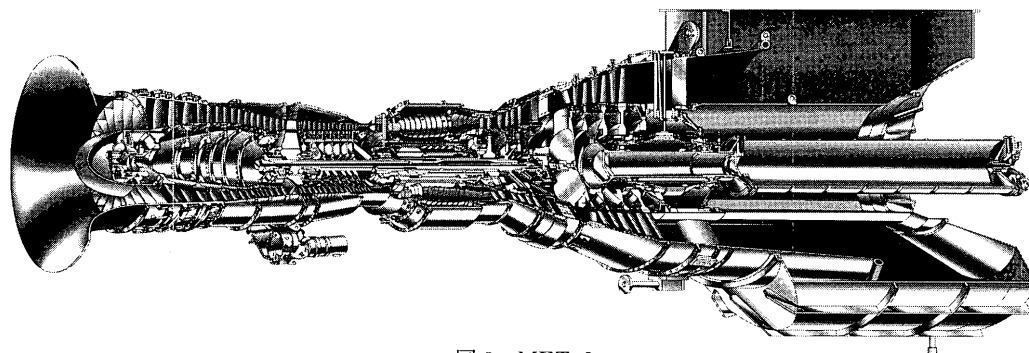


図3 MFT-8

表2 MFT-8 主要目

主 要 目	
名 称	航空機転用G/T MFT8
形 式	オープンサイクル 3 軸G/T
ISOベース定格出力	25,794kW (船用, 液体燃料) 26,780kW (陸用, 天然ガス)
ISO熱効率 (LHV)	218g/kW・hr (船用, 液体燃料) 38.66% (陸用, 天然ガス)
回転速度	1,000~5,000 (定格) min ⁻¹
排ガス温度	467℃
使用燃料	ガス燃料, 液体燃料
低NOx方式	ドライ低NOx燃焼器又は水噴射
潤 滑 油	合成油 (ASTO560, MOBIL256)
起動方式	油圧又は空圧
構 造	圧 縮 機
	低圧 軸流 8 段 高圧 軸流 7 段
	燃 焼 器
	キャニュラー 9 個
タービン	高圧 軸流 1 段 低圧 軸流 2 段
	パワータービン
軸受タイプ	軸流 3 段
	ころがり (ローラ, ボール) 軸受
パッケージ寸法	8.8m*2.65m*2.6m(H) (船用) 8.8m*3.2m*3.5m(H) (陸用)
パッケージ重量	16ton (船用), 30ton (陸用)
回転方向	出力軸側から見て右回り *1

*1: 必要に応じて逆方向も可, ツインバックも可。

の容易な出力タービン部分のみを(横軸)MFT-8 向け出力タービンをベースに改造を加えたものである。

GG 8 の軸系は航空機用エンジンのベースそのままで、低圧軸が高圧軸(中空軸)の内側を通っている。それぞれの軸はころがり軸受で支えられ、スラストを受けるボール軸受とスラストフリーの円筒ころ軸受が使い分けられている。潤滑油は MIL-L-23699 系統の合成油が用いられ高温での使用を可能にし潤滑性より冷却性に比重が置かれた特性を有している。

出力タービンの軸受もころがり軸受を使用し GG 8 と同じ合成油を共通に使用する。横軸から立軸にする際に実施した主な開発のポイントは次の通りである。

- ①低損失かつコンパクトな中間ダクトの開発
- ②与圧式円筒ころ軸受によるスキッピングの防止
- ③出力タービンの剛支持や軸受オイルフィルムダンパー採用による振動防止対策
- ④立軸化による油漏れ防止のためシール構造強化と高

真空排油システム

本項以降では、信頼性にもっとも重要な上記②~④の軸系設計と検証試験について具体的に解説する。

3. 与圧型円筒ころ軸受の開発

従来の横置き(地面に対して主軸が水平)で使用していた出力タービン用主軸を縦置き(地面に対して主軸が垂直)にした場合、横置きの場合に作用していた主軸の自重が円筒ころ軸受に作用しなくなる。

このため、円筒ころ軸受には全く外部荷重が作用しなくなり、ころが軌道輪上を転がらずにスキッピングと呼ばれるころの大滑りが生ずる可能性が非常に高い。

スキッピングが発生すると滑り発熱により潤滑油粘度が低下し、ころと軌道輪間の油膜破断が起る。これにより、ころと軌道輪の金属接触の割合が増加し、転動面に損傷あるいは磨耗を生じ早期に軸受寿命に至る。

そこで、図4に示す様な以下の解析手法を組合せた、スキッピング防止設計手法を用いて与圧型円筒ころ軸受を開発した。

- ①各種の力
- ②ころと軌道輪間の弾性変形
- ③軸受内部すきま分布
- ④弾性流体潤滑

(Elasto Hydrodynamic Lubrication: EHL)

つまり軸受外輪をわずかに非真円にすることで内部すきまに負すきま分布を与えることにより適切な与圧荷重

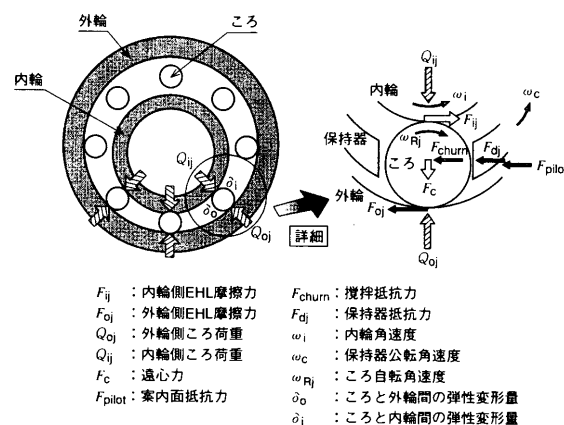


図4 円筒:3 軸受に作用する力

を強制的に発生させて、ころが軌道輪上を転がる様にした。高速回転試験で本軸受の性能試験を実施したところ、スキiddingは発生しなかった。

さらに実機実証試験（100 Hr 以上）後に実体顕微鏡で軸受表面を観察した結果、損傷はなくかつ軸受表面粗さを Tailor Hobson 製の Form Talysurf Series 2 で計測したところ、試験前の表面粗さと同等であり、磨耗もほとんど生じていなかった。

4. 軸系の開発

先ず出力タービン自体の支持だが、横軸に比べ重心が高い位置に移動するため円筒式の架台に熱膨張フリーのピン数箇所で剛に支持した。

次に出力タービンの軸系は、従来の横軸と比べると下記の点に変更が出ている。

- ①立軸では排気は上方で出力伝達は下方に向かう。横軸が排気と出力伝達が同一方向である点と比べると「熱膨張吸収と軸心ずれ防止」のために配置しているフレキシブルカップリング（横軸 MFT-8 と同じ設計）が排気と逆方向に結合され、またディスクが直接カップリングに結合される配置となる。
- ②ディスクが2つの軸受で支持するロータから片持ちで結合される点や円筒ころ軸受とボール軸受の配置は立軸と横軸は同じである。しかし、①に示す出力伝達方向から見ると円筒ころ軸受とボール軸受の配置が逆になる（即ち、オイルフィルムダンパ付与圧型円筒ころ軸受が下部、ボール軸受が上部）。

以上の軸系の差は軸振動の特性へも影響を与える。

初期設計では立軸減速機の入力軸の軸受は一箇所のみに取り付けられていたためピン支持に近くモーメントを持つ構造とはなっていなかった。その結果、カップリングが振れ回るモードが運転範囲内に入っていたので、既設の軸受の上部に別の軸受を追設した。

改良後の軸振動は、出力タービン下部の軸受が揺れる1次モードが運転範囲内に残るため、横軸 MFT-8 にて実績のあるオイルフィルムダンパー（軸受外輪とケーシング間にわずかの隙間を作り潤滑油を導入することで、ここでダンピングを生じせしめる。なお、軸受外輪とケーシングはある程度フリーに動く必要があり、軸受外輪をケーシングにはね構造を介して支持している。）を適切に設計し直すことで、このモードを完全に制振した。また、2次モードは軸長を短くして運転範囲を外れる高い周波数に上げることができた。

ポンプ機場の構造やポンプの設計により減速機の設計も変わるため、以上で得られた軸系設計の基本となる減速機の軸受位置・構造を都度減速機側に要求することとなる。

高速回転試験での検証の結果、オイルフィルムダンパーの利きをより安全側に改善した。

この結果、実機実証試験では軸振動解析結果通りの結果を得た。

5. 排油とシールの開発

本出力タービンは上記で説明した通りころがり軸受を使用している。この点は横軸タイプとの差はない。また、先に述べた通り使用している潤滑油は潤滑性より冷却性に比重を置いているため潤滑油量も少なくてすむ特徴がある。さらに軸回転中はスプレー冷却を受ける他はドライに保ち軸受の発熱やロスを防止することを目的とし、常に油面を下げる強力で真空引できる大容量の排油システムが用いられている。

このため、立軸になっても排油システムの設計に大きな変更はない。排油を引く位置は最下部にし強力な大容量の排油ポンプで液面が上昇しない様にする。

潤滑油漏れの防止にはシール（カーボンシールなども用いているが完全ではないため、潤滑油液面に漬けると漏れを生ずる。）の位置を最下部より高く保ち液面より高くする設計とした。

高速回転試験では実機の潤滑油システムを使って漏れが生じないことを確認した。実機検証試験においても同様であった。

6. 高速回転試験

3～5 項の設計の検証のための高速回転試験に使用した高速回転試験装置を図5に示す。

立軸化に伴う軸系設計の確認を目的として、実機のケーシング、軸受、ロータ（翼とディスクは実機を模擬したダミー）等を使い、次の各項目の確認を行った。

- ①スキidding防止対策（与圧式円筒ころ軸受）効果の確認
- ②軸振動の計測による、実機での振動予測
- ③潤滑油シール性の確認

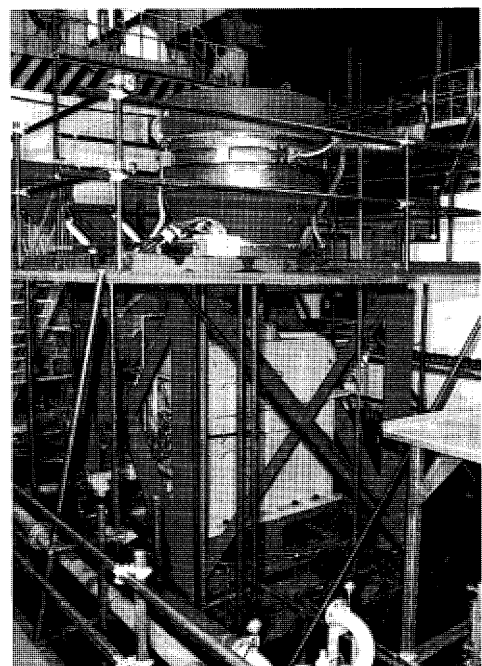


図5 高速回転試験設備

この結果に基づき一部設計変更を加えた結果、実機実証試験では計画通りの結果を得ることができた。

7. 実機実証試験

MFT-8 L 形ガスタービンは、1997 年 9 月～10 月に実機実証試験を実施した。

試験設備は、L 形ガスタービンの下に直交軸減速機が設置され、平行軸減速機を経て 2 台の水動力計で負荷を掛けている。この直交軸減速機は、本試験のために製作したもので、18,388 kW を伝達できる世界最大級の大容量高周波ベベルギヤとなっている。

また、水動力計は、1 台 14,710 kW 仕様のものを 2 台直列に接続している。

図 6 に試験設備の外観を示す。

実証試験では、先ず開発項目の検証として振動・騒音、各部温度、熱変位、中間ダクト出口他の速度分布等を計測し、所定の性能が得られていることを確認した。

続いてポンプ駆動用としての適合性を確認するために機能試験を実施した。機能試験の項目は以下の通りであり、素早い起動、広い回転速度制御範囲などのポンプ駆

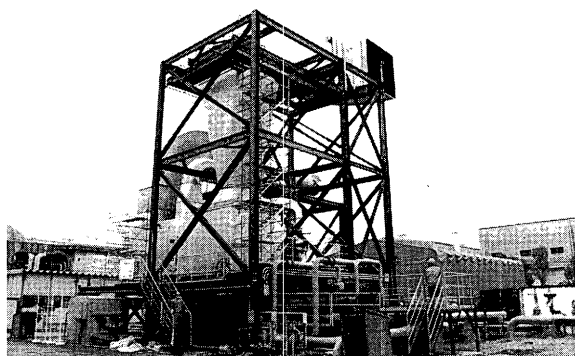


図 6 実機実証試験設備外観

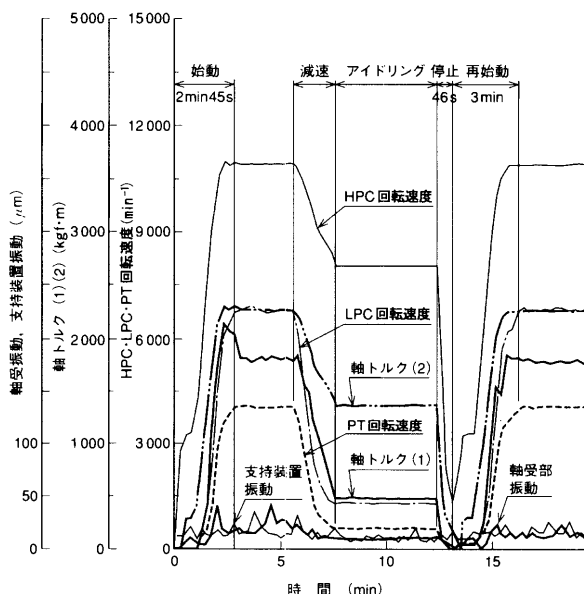


図 7 実機実証試験データ

動用に適した性能を有することが実証された。図 7 に試験結果の例を示す。

- ①始動特性試験：3 min 以内の始動
- ②停 止 試 験
- ③負 荷 試 験：25～110% 負荷
- ④過 速 度 試 験：105% 回転速度
- ⑤再 始 動 試 験
- ⑥可 変 速 試 験：20～100% 回転速度
- ⑦耐 久 試 験：100 Hr 以上の運転

この試験でもスキッピングの計測、軸振動計測、潤滑油系統の計測を実施し、軸系設計に問題がないことを検証した。

8. おわりに

河川氾濫の未然防止という公共の利益を目的とするポンプ駆動用ガスタービンは緊急時には常に稼動することが義務付けられており信頼性が第一である。

当社では、立形として MFT-8 L の他にも MGM シリーズを開発しているが、いずれも本書で示した通り軸受や軸系の設計には細心の注意を払い信頼性には自信を持っている。

小型ガスタービンのポンプ駆動の需要は高いためこの分野での普及は進みつつあるが、大型の分野ではこれからである。立形のポンプ機場での建設コスト縮減効果が近い将来広い普及につながることを期待する。

参 考 文 献

- (1) Akagi, Uematsu, Horner, Yashiki, Krivichi: The Development and Testing of the MFT8 Gas Turbine, ASME 94-GT-96
- (2) 上松, 赤城, 藤本, 梅村, 森: テクノスーパーライナー用船用ガスタービン MFT 8 の開発, 三菱技報, Vol. 32 No. 1 (1995-1), p. 42-44
- (3) 佃: 3 各種推進動力の動向, 日本造船学会誌, 第 789 号 (平成 7 年 3 月), p. 10-14
- (4) Uematsu, Mori, Ohta: Development of Aeroderivative Gas Turbine MFT 8, 95-Yokohama-IGTC-86, p. III-211~216
- (5) 岡井, 上松: 三菱 26 MW 級ガスタービン MFT 8 を用いたコンバインドサイクル設備, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 24 No. 94 (1996-9), p. 69-70
- (6) 上松, 森, 間瀬: 船用ガスタービン MFT 8, 日本船用機関学会誌 第 31 巻 第 11 号 平成 8 年 11 月
- (7) 上松, 森, 間瀬: 船用ガスタービンの将来, 日本船用機関学会誌 第 31 巻 第 11 号 平成 8 年 11 月
- (8) 上松, 森, 相下: TSL-A “飛翔” 主機関 MFT 8 と船用ガスタービンの将来, 日本ガスタービン学会, Vol. 24 No. 95 (1996-12), p. 16-22
- (9) 上松, 益田: ポンプ駆動用 MFT-8 L 形ガスタービン, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 25 No. 100 (1998-3), p. 62-63
- (10) 土肥, 上松, 野田, 布山, 前田, 相下: 大型排水機場向け新技術の開発, 三菱技報, Vol. 35 No. 3 (1998-5), p. 186-189
- (11) 上松, 益田, 森, 東崎, 鈴木: ポンプ駆動用 L 形 MFT-8 L ガスタービンの開発, 三菱技報, Vol. 36 No. 1 (1999-1), p. 38-41

小特集：潤滑油と軸受に関する技術動向

船用過給機における軸受技術の動向

関田 幸照^{*1}

SEKITA Yukiteru

キーワード：過給機，ターボチャージャ，軸受，ジャーナルベアリング，スラストベアリング，潤滑油

Turbocharger, Bearing, Journal Bearing, Thrust Bearing, Lubricating Oil

1. まえがき

船用ディーゼルエンジンの高出力化，低燃費化に伴い過給機に対しても高圧力比化，高効率化が求められてきている。このことから過給機はより高速回転化，高負荷化すると同時にメンテナンスフリーの要求からオーバーホールインターバルの延長も必要とされている。更にはC重油の使用によるタービン，潤滑油の汚れ等で過給機は年々過酷な条件下で使用される状況となっている。この論説では，このような状況のもとで使用されている過給機の構造，潤滑システム，過給機用軸受の置かれている現状と動向および弊社における軸受開発の現状について紹介する。

2. 過給機の構造

過給機の回転体部分はタービン翼部分とロータが摩擦溶接等で一体化され，そのロータにスラストカラー等のブッシュ類，コンプレッサインペラが軸端ナット等で締結されている構造である。また，過給機はエンジンからの排気ガスをタービンハウジングを通してタービンに吹き付けて動力を発生させ，同一ロータ上にあるコンプレッサインペラを回転させることによって圧縮空気をコンプレッサハウジングを通してエンジンに供給している。

2.1 軸受位置による分類

回転体の半径方向力を支持するジャーナルベアリングの軸受位置により次の様に両端支持軸受と中間支持軸受の2形式に分けることができる。また，軸方向に発生するスラスト力を支持するスラストベアリングはコンプレッサ側ジャーナルベアリングよりも軸端側あるいはタービン側に位置している。

2.1.1 両端支持軸受

タービン側軸端とコンプレッサ側軸端に軸受を持つものを両端支持軸受（図1-1）と呼んでいる。一般的に両端支持軸受は軸振動特性に優れ，かつ軸受のメンテナンス性に優れている反面タービンインペラ，コンプレ

ッサ等の回転体のメンテナンス性が悪いと言う欠点を持っている。

2.1.2 中間支持軸受

タービン，コンプレッサの内側に軸受を持つものを中間支持軸受（図1-2）と呼んでいる。中間支持軸受は軸振動特性では両端支持軸受と比較すると若干不利であるものの，構造が簡単であり回転体のメンテナンス性が良いことから現在ほとんどこの形式が主流となっている。

2.2 タービン形式による分類

タービン形式により次の様にアキシャルタービンとラジアルタービンの2形式に分けることができる。

2.2.1 アキシャルタービン

大型過給機ではアキシャルタービン（図2-1）を採用しているため排気ガスの流れはタービン軸端側から流れ込みコンプレッサ側へ排気されるタイプが多い。そのためタービン，コンプレッサでそれぞれ発生するスラスト力は共にタービン側からコンプレッサ側へ向かって働くため大きなスラスト力が発生する。

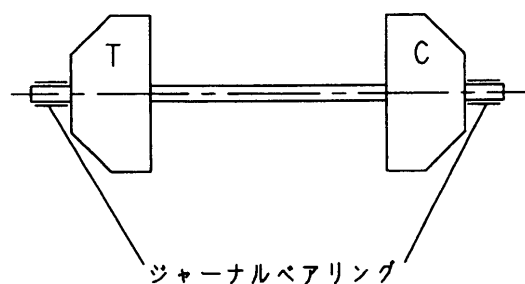


図1-1 両端支持軸受

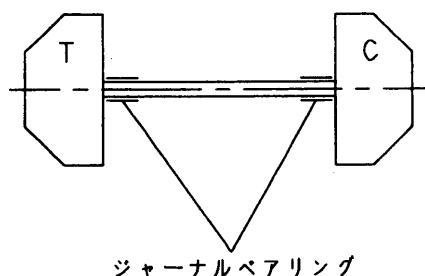


図1-2 中間支持軸受

原稿受付 2002年10月30日

*1 石川島播磨重工業株式会社

回転機械事業部汎用機械設計部船用技術グループ

〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1

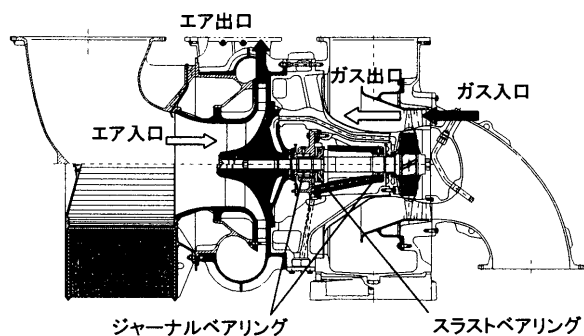


図2-1 アキシャルタービン断面図

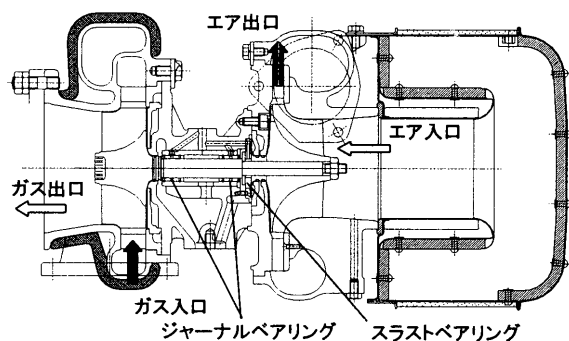


図2-2 ラジアルタービン断面図

2.2.2 ラジアルタービン

小型過給機ではラジアルタービン（図2-2）あるいはラジアルタービンの一種で排気ガスが斜め方向から流入する斜流タービンを採用しているため、排気ガスの流れはタービンの半径方向から流れ込みタービン軸端側へ排気されることからタービン、コンプレッサでそれぞれ発生するスラスト力はキャンセルされる方向に働く。そのために、アキシャルタービンのものに比べると比較的小さいスラスト力となる。

2.3 弊社における過給機の軸受

弊社の過給機にはABB社との技術提携品であるVTR形過給機（アキシャルタービン）、VTR形過給機の後継機であるTPL（アキシャルタービン）、TPS（斜流タービン）形過給機および自社開発品であるRH..3形過給機（斜流タービン）、AT形過給機（ラジアルタービンおよび斜流タービン）がラインアップされている。VTR形過給機のみ転がり軸受を採用（一部すべり軸受を採用）しているが、他形式についてはジャーナルベアリング、スラストベアリング共に全てすべり軸受を採用している。また、VTR形過給機は両端支持軸受を採用しているが、他形式の過給機は全て中間支持軸受を採用している。

3. 船用過給機の潤滑システムおよび潤滑油

3.1 潤滑システム

先に紹介したVTR形過給機ではほとんどの仕様が過給機本体のタービン側軸端とコンプレッサ側軸端にそれぞれオイルタンクを持つ自己給油方式を採用しているが、最新機種についてはほとんどディーゼルエンジンのシス

テム油を使用する外部給油方式を採用している。また、ディーゼルエンジンのシステム油を使うことはメンテナンス性の面からエンジンメーカの要求でもある。

船用ディーゼルエンジンにおいてはエンジン入口部にオイルフィルタを設置していると同時に、サンプタンク、オーバーフロータンクを経て遠心分離器により潤滑油中に混入している異物を除去している。特にC重油仕様のディーゼルエンジンにおいては過給機入口直前にもワイヤ式のオイルフィルタを設けているものがあり、一部にはより小さい異物を捕捉出来るペーパーフィルタも使われている。

3.2 システム油に混入する異物

システム油中には燃料の燃焼によって生成された硫黄酸化物、カーボン、スラッジ、金属摩耗粉、水分（含む海水）など様々な異物が混入している。金属粉の中にはエンジン、過給機等の摺動部材に使われている材質のものだけではなく、重質留分からガソリンや軽油を製造するときに使われる流動接触分解（Fluid Catalytic Cracking：以下FCC）触媒の粒子が燃料油である重油中に残留している場合があり、FCC触媒を構成している珪素やアルミも含まれていることがある。

3.3 システム油への要求

船用ディーゼルエンジン用のシステム油に特に要求されているものに清浄分散性、酸中和性がある。清浄分散性はオイルスラッジや燃料の燃焼により生成されるカーボン等を潤滑油中に分散させる能力のことである。また、酸中和性は燃料中に含まれている硫黄分が燃焼することによって生成する腐食性の強い酸を中和する能力のことであり、一般的に全塩基価（Total Base Number：TBN）の高いものが酸中和性に優れているとされている。今後もC重油の低質化が進むと考えられるため、清浄分散性が高く、酸中和性が優れていると同時に安定性の高い潤滑油が要求されることが考えられる。

3.4 潤滑油の管理

潤滑油に要求される性能と同時に非常に重要なのは潤滑油の管理である。エンジンメーカ、オイルメーカ毎に潤滑油管理基準を設けているが、同一オイルメーカでも油種により様々な管理基準値を設けている場合がある。管理項目としては主に次の5項目があり、それぞれ上限あるいは下限を設けている。

- ①粘度 → 上限および下限
- ②引火点 → 下限
- ③全塩基価 → 下限
- ④水分 → 上限
- ⑤不溶解分 → 上限

オイルメーカによってはこれら管理項目のうち一つでも管理基準値を外れた場合は潤滑油の交換を推奨している場合もあれば、全ての項目を総合的に判断して潤滑油の交換を推奨している場合もある。このことから“船用ディーゼルエンジン用の潤滑油管理基準”として一つに

まとめるのは難しい現状であるが、現在 CIMAC において潤滑油管理基準をまとめている。

また、摺動部の摩耗粉、燃料の燃焼残渣物等の異物除去も潤滑油管理上重要な項目となっている。次項でも述べるように過給機の軸受損傷が増加しており、その原因として軸受摺動部への異物の噛み込みが上げられている。燃料油および潤滑油への遠心分離機の適切な使用、ペーパーフィルタの洗浄等による再使用を行わないことなどにより、過給機の軸受部へ異物を入れないことが非常に重要である。

更に、潤滑油の管理を行う上で重要な項目の一つとして銘柄の異なる潤滑油を混合させないことが上げられる。近年の潤滑油は潤滑油性能の向上のために様々な添加剤が投入されており、同一オイルメーカーのものでも油種が異なると添加剤の種類、配分等が異なっている。これらの添加剤は微妙なバランスの上に成り立っており、異種の潤滑油を混ぜることによってこのバランスが崩れる可能性がある。混合する油種によっては潤滑油が本来持っている性能を発揮出来なくなるだけでなく、潤滑油中に分散しているスラッジ、カーボン等が析出してくることも考えられる。外航船については同一銘柄を入手することが困難な場合も考えられるが、可能な限り同一銘柄の潤滑油を補充する必要がある。

4. 船用過給機軸受トラブルの現状

近年船用ディーゼルエンジンが置かれている環境は急激に変化している。大型2ストロークディーゼルエンジンでは以前から燃料油にC重油が使用されてきたが、特に輸送費のコストダウン、主機との燃料共通化などのために小型中高速4ストロークディーゼルエンジン（補機）にもC重油が多く使われるようになり、船用ディーゼルエンジンに関するトラブルが増加している。特に燃焼状態の悪いエンジンではその傾向が大きいと思われる。船用ディーゼルエンジンに関するトラブルの中でも最も多いのは過給機に関するものである。過給機におけるトラブルのうちで損傷の多いのは軸受、タービンに関するものである。このうち軸受トラブルについては大きく次の3つの原因が考えられている。

①C重油を使うことによりタービン翼、タービンハウジングに硬質のカーボンが付着する。タービン翼に付着するカーボンが均一でなかったり、運転中に剥れたりすることによりロータアンバランス量が増加し軸振動が過大になり軸受トラブルに至る。

タービンハウジング側にもカーボンが堆積するため、タービン翼先端のチップクリアランスが無くなりタービン翼とタービンハウジングが接触を起して軸受トラブルに至る。

②過給機の潤滑油にはエンジンのシステム油を使用しているため燃料の燃焼によって生成した硬質のカーボン等の異物が潤滑油中に混入し、ジャーナルベアリングとロータ、スラストベアリングとスラストカラーを傷つけ軸受トラブルに至る。

③ディーゼルエンジンの性能向上（高出力化および低燃費化）のためにエンジンの平均有効圧力の上昇が続いている。このため過給機は高速回転化、高圧力比化を要求されており、軸受の高周速化、高スラスト力化に繋がりスラストベアリングの損傷に至る。

以下に過給機に使用されている軸受の形状とここで述べた軸受損傷に対する対策について紹介する。

5. ジャーナルベアリングの現状と今後

5.1 船用過給機に使用されている軸受形式

回転機械に採用されているジャーナルベアリングは転がり軸受とすべり軸受に大別される（図3）。すべり軸受は更に、軸受荷重を支える流体圧力をすべり面の相對運動によって発生させる動圧軸受、この流体圧力をポンプ等により軸受の外部で発生させすべり面に送る静圧軸受に分類される。動圧軸受は更に固定すべり軸受、ティルティングパッド軸受、浮動ブッシュ軸受（フルフロートベアリング：以下FF/B、セミフロートベアリング：以下SF/Bを含む）等に分類される¹⁾。

過給機に採用されている転がり軸受としてはVTR形過給機に長年使用されてきたが、すべり軸受と比較するとメカニカルロスが小さいというメリットがあるものの部品点数が多くコストの面において不利であった。また、軸受メンテナンスインターバル延長の要求からVTR形

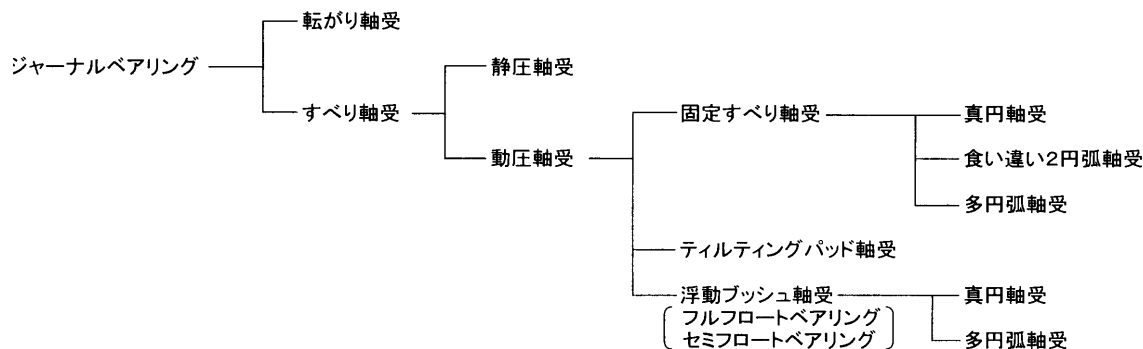


図3 ジャーナルベアリングの形式

過給機の後継機種である TPL および TPS 形過給機ではすべり軸受 (SF/B) が採用されている。コスト、軸受寿命の両面から他社を含め現在過給機で使われているジャーナルベアリングはすべり軸受が主流となっている。

一般的に過給機に採用されているすべり軸受は動圧軸受であり、その中でも主に FF/B、SF/B が使われている。摺動面形状については次のように様々なものがある。最も簡単な形状の“真円軸受”，真円を 2 つ割れにしてずらした“食い違い 2 円弧軸受”，3 つ以上の円弧で形成された“多円弧軸受”などがあるが，実際過給機のジャーナルベアリングとして採用されているのは真円軸受と多円弧軸受（特に 3 円弧軸受）である。真円軸受は製作し易い（コストが低い）と言うメリットがあるが，多円弧軸受と比較して自励振動が発生し易いと言う面も持っている。船用過給機のジャーナル径は比較的大きく機械加工が容易であることから最近では回転安定性のより優れている多円弧軸受が採用されている。

5.2 ジャーナルベアリングの動向

4 章で紹介したように，近年潤滑油中に混入している異物によって軸受損傷が発生しているケースが増加している。そのためエンジン用のみならず過給機専用のオイルフィルタを設けているものもあるが，更にゴミ傷に対するダメージを少なくするために軸受隙間を従来よりも大きく取っている。軸受隙間が大きいとロータの振幅も大きくなる傾向があるため，軸受隙間が大きくても回転安定性の良い軸受の開発を行っている。また船用過給機の場合，タービン翼に多量に付着する硬質カーボンによるアンバランス量増加に対する振動（自励振動および強制振動）対策が主となっている。大型船用過給機には以前から SF/B が使われており，小型過給機のジャーナルベアリングには FF/B が使われてきた。しかし，近年においては回転安定性のより優れている SF/B が船用小型過給機，また車輛用過給機にも使われるようになっていく。

図 4 に弊社における FF/B と SF/B の断面図を示す。FF/B はロータと同様に回転可能な構造をしており，ロータとベアリングの間の内周隙間およびベアリングとベアリングハウジングの間の外周隙間の両方が動圧軸受として機能している。一方，SF/B は軸受を半径方向あ

るいは軸方向からピン等で回転しないように拘束しつつ，ある範囲で自由に動く構造になっている。SF/B の内周隙間は FF/B と同様に動圧軸受として機能するが，外周隙間に関してはスクイズオイルフィルムダンパとしての機能を有している。トライボロジーの観点から見た場合，FF/B ではベアリングも回転するため軸受内周側におけるロータとベアリングの相対速度が小さくなり，ゴミ傷，アブレッシブ摩耗に対するダメージは SF/B に比べると小さいと考えられる。一方，軸振動の観点から見ると，SF/B ではダンパ部分の減衰係数を最適値にすると自励振動をほとんど無くすることが出来る。実機による軸振動計測結果では，ダンパ部の減衰係数が最適値より大き過ぎても小さ過ぎても高回転域にて自励振動が出る結果となった。一方，ダンパ部の減衰係数を最適化すると大きなロータアンバランス量でも強制振動による回転 1 次の振幅が小さく，自励振動の発生を抑えられる結果となった。

5.3 ダンパ設計と軸振動解析

5.3.1 ダンパ設計

軸振動特性を決定するダンパ部減衰係数の式は 2π フィルムの短軸受幅理論の場合 $C = \pi\mu R \left(\frac{L}{c}\right)^3$ となる。

ここで， C ：減衰係数， μ ：潤滑油の粘性係数， R ：ダンパ径， L ：ダンパ幅， c ：半径隙間である⁽²⁾。実機におけるダンパ部減衰係数の最適化は半径隙間，ダンパ部の幅を調整することで行った。弊社にて開発した軸振動解析プログラムを使い，このダンパ部の減衰係数を変化させて解析したときのコンプレッサ側軸端部（実機で軸振動を計測している部分）における回転速度と振幅の関係を図 5 に示す。この解析結果から減衰係数が小さい場合には回転 1 次成分の振幅のピークが現れず回転速度が高くなるに従って振幅が大きくなる。逆に，減衰係数が大きくなるに従い回転 1 次成分の振幅のピークは大きくなり，減衰が大き過ぎると過減衰状態になる。過給機の場合，運転条件等により潤滑油温度が変化する，つまり潤滑油粘度が変化するため，上式から分かるようにダンパ形状が一定でも減衰係数が変化することになる。よって，エンジン上での使用温度範囲にて軸振動が小さくなるような減衰係数（ダンパ形状）を設定することが肝要

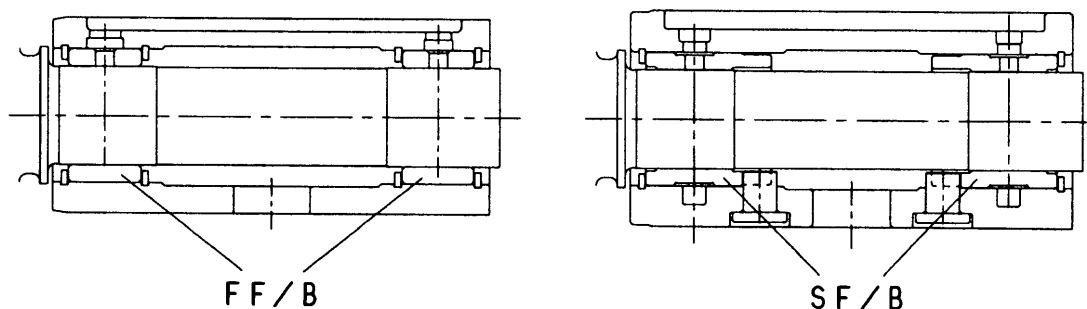


図 4 FF/B と SF/B の組立断面図

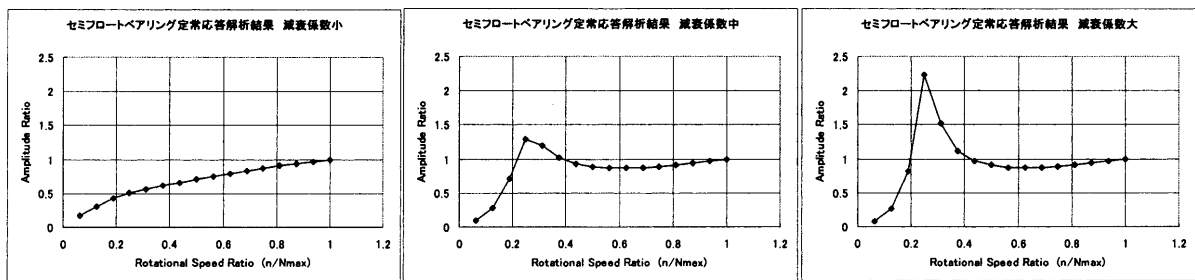


図5 ダンパ部減衰係数の違いによる軸振動解析結果

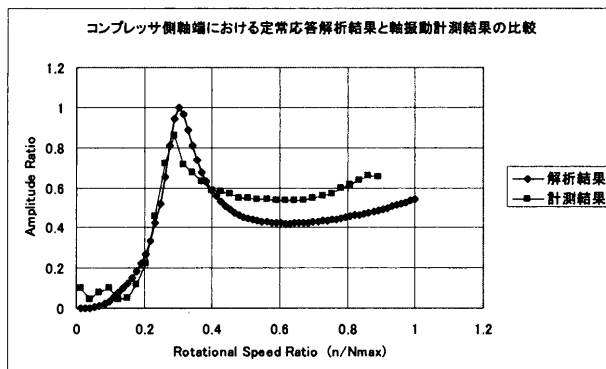


図6 軸振動計測結果と解析結果の比較

である。

5.3.2 軸振動解析の動向

近年のシミュレーション技術の進展により、軸振動の挙動はかなり解析的に求められるようになった。その一例として同スペックにおける軸振動計測結果と軸振動解析結果のグラフを図6に示す。このグラフから回転1次の振動が大きくなる回転速度（危険速度）が実測値と解析値でほぼ一致しており、振幅の変化の様子もほぼ一致していることが分かる。

5.3.3 軸振動解析の今後の課題

一般的に軸振動解析を行うときには、軸受部をバネと減衰（ダンパ）でモデル化している。従来はこのバネと減衰（ダンパ）特性を線形計算で行うのが主であったが、現在は一部に非線形計算が採用されつつある。今後は更に非線形計算を進める必要があり、回転体部分およびジャーナルベアリングの設計に対してその適用が待たれる。

6. スラストベアリングの動向

6.1 スラスト力の発生

回転機械では翼の流体通路側と背面側において圧力差が発生するため回転体にスラスト力が発生する。過給機においては通常の運転時に発生するタービン側からコンプレッサ側へ働くスラスト力を正スラスト力、反対にコンプレッサ側からタービン側へ働くスラスト力を反スラスト力とそれぞれ呼んでいる。過給機ではエンジンの運転状態によりスラスト力が変化し、特にサージが発生した場合などには反スラスト力等の特異なスラスト力が発生することがある。

6.2 スラストベアリングの形状

回転機械に採用されているスラストベアリングも転がり軸受とすべり軸受に大別される（図7）。すべり軸受はジャーナルベアリングと同様動圧軸受、静圧軸受に分けられ、動圧軸受は更に固定パッド、ティルティングパッドに分類される。固定パッドの場合1枚のスラストベアリングの両面にパッドが形成されており、それぞれ正スラスト力と反スラスト力を受ける構造となっている。また、TPLおよびTPS形過給機のように正スラスト力と反スラスト力を別体のスラストベアリングで受ける分離型を採用しているものもある。

前出のVTR形過給機の場合ジャーナルベアリングとしてコンプレッサ側に4点接触玉軸受およびアンギュラ玉軸受が採用されており、ラジアル方向の力を受けると同時にスラスト力も受けている。タービン側については排気ガスの熱による熱膨張をキャンセルするためころ軸受が採用されている。

VTR形過給機以外についてはコストの面から固定パッドタイプのスラストベアリングに限られており、主

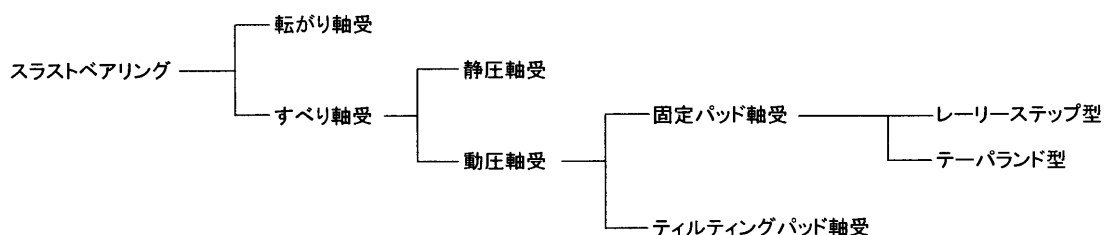


図7 スラストベアリングの形式

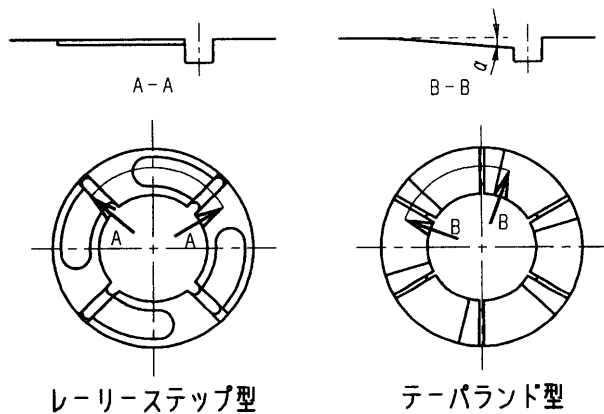


図8 スラストベアリングの패드形状

に動圧タイプのレーリーステップ型とテーパランド型が採用されている。図8に両タイプのスラストベアリングの패드断面図を示す。ステップ型は패드面に溝が彫ってあり断面図を見るとステップ状の形状をしており、テーパランド型はテーパ部分とランド部分で패드面を構成している。従来は工作機械の関係からステップ型あるいは2次元タイプのテーパランド型が使われていたが、近年の工作機械の発達から3次元タイプのテーパランド型スラストベアリングも使われるようになってきている。ステップ型とテーパランド型の一般的な軸受特性の違いは次の3点である。

- ① 負荷容量はテーパランド型よりもステップ型の方が大きい。しかし、패드形状の最適化によりステップ型とテーパランド型の軸受性能の差は小さくすることが可能である。
- ② ミスアライメント（スラストカラーやスラストベアリングの倒れ）に対する負荷容量の変化はステップ型よりもテーパランド型の方が小さい。
- ③ テーパランド型はテーパ部からの潤滑油の流出が多いため、ステップ型と比較すると流量は多い反面패드表面温度が低くなり、より高負荷に対応出来るという利点もある。

6.3 スラストベアリングの動向

先にも述べたように、ディーゼルエンジンの高出力化、低燃費化のために過給機はより高圧力比化、高速回転化の一途をたどっている。つまりスラストベアリングにとってはスラスト力が増大し、高周速化することになる。軸受面圧を下げるために패드径を大きくすると周速は大きくなりメカニカルロスが増加する。逆に、メカニカルロスを低減するために패드径を小さくすると軸受面

圧が高くなるため패드径は軸受面圧とメカニカルロスとのトレードオフの関係にあってより厳しい使用環境となっている。そのため、TPL形過給機のように浮動スラストベアリングを採用し、相対速度を下げる工夫をしているものもある⁽³⁾。

7. 船用過給機の摺動部材の現状と今後の課題

現在弊社では軸受材料になじみ性の良いとされている鉛青銅を使用している。車輛用エンジンの軸受ではヨーロッパを中心に鉛フリー化の法制化が進められようとしている。この流れから車輛用過給機の軸受も鉛フリー化のための材質改良を始めている。船用過給機においては現在のところ鉛フリー化の動きは具体的にはなっていないが、近い将来鉛フリー化が法制化される可能性がある。

今後C重油を使用するエンジンの割合がさらに増加することが考えられることから、潤滑油中の異物に対する傷対策として材質、表面処理の変更が上げられる。表面処理の一例としては、表面硬度がHV 3000と非常に硬く、摩擦係数が0.1と非常に低いDLC（ダイヤモンド・ライク・カーボン）コーティングが宇宙機器の摺動部における固体潤滑膜として研究が進められており⁽⁴⁾、このDLC系コーティングがTPL形過給機のスラストカラーに採用されている⁽⁵⁾。

8. おわりに

船用ディーゼルエンジンの更なる性能向上に伴い過給機にも性能向上が求められるものと予想される。このことから性能向上と同時に厳しい環境下でも信頼性の高い過給機が求められる。今後は解析精度の更なる向上による軸振動特性、軸受特性の正確な把握および信頼性、耐久性に優れた高性能軸受の開発を行い、過給機メーカーとして軸受は勿論過給機全体の信頼性の向上、メンテナンスインターバルの延長に努力していく所存である。

参考文献

- (1) 染谷常雄, すべり軸受の静特性および動特性資料集, (昭59), p.17, 日本工業出版
- (2) 小林正生, RDセミナー1999, p.36
- (3) 佐藤英雄, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 36-12(2001-12), p.10
- (4) 鈴木峰男, トライボロジー先端講座, 47th(2002), p.90
- (5) 佐藤英雄, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 36-12(2001-12), p.11

中・小型産業用ガスタービンの運用と実績について

柳内 雅幸^{*1}

YANAI Masayuki

1. はじめに

日本ガスタービン学会の生産統計の資料⁽¹⁾では陸船ガスタービンの出力により小型(735 kW 以下)、中型(736 ~ 22,064 kW)、大型(22,064 kW 以上)と分類しており、本稿では概ね 20,000 kW 以下の産業用ガスタービンの運用と実績について述べる。なお、筆者の勤務先の関係から取り扱うデータが片寄ってしまっていることをご容赦願いたい。

2. ガスタービンの運用体系

2.1 非常用発電装置

①原動機として冷却水が不要。②発生音が高周波のため騒音対策が容易。③運転時の低振動性と優れた耐震性能。④始動信頼性が高い。⑤月に1回程度の始動確認運転でいつでも始動可能。⑥1軸式ガスタービンを選択した場合にはより安定した周波数特性が得られる。⑦1軸式ガスタービンを選択した場合には一般に主軸が高速回転であり、過負荷耐量大きい。⑧省スペース化と容易な運搬・据え付け。⑨排気がきれい環境保全。等の優れた特徴があるためガスタービンが広く非常用発電装置として利用されている。

非常用発電装置は停電に備えた建築物の防災設備(屋内消火栓設備、スプリンクラー設備、非常用の照明装置等)の電源になるもの及び防災用ではないが通信設備やコンピュータ等のバックアップ用の非常時の電源となるものなど非常事態を想定して設置するものがある。消防法の定めるところにより常用電源が停電した場合に、自動始動し、40秒以内に非常用電源に切り替わり定格負荷で消防用設備に電源供給を有効に作動できる時間以上作動できるものとの性能上の規定が定められている。なお、非常用発電装置については大気汚染防止法で定めるばい煙(硫黄酸化物、窒素酸化物及びばいじん)の排出基準の適用が当分の間除外されている。

2.2 常用発電装置

2.2.1 システム構成

エネルギー有効利用を目的として、電気と同時に発電装置からの廃熱を利用して熱も供給する常用発電装置(熱電併給装置またはコージェネレーションシステムと呼ばれる。)用のガスタービンが増加してきた。下記に代表的なシステム構成例を示す。図1に具体例を示す。排ガスを乾燥炉等に導き直接熱エネルギーを利用するシステムも広い意味でコージェネレーションといえる。

(1) 標準型

ガスタービンにより発電機を駆動し廃熱回収として廃熱ボイラーを取り付けたものである。ボイラーからの蒸気はプロセス蒸気として種々の目的で利用される最も標準的なシステムである。燃料は都市ガス13A、LPG、灯油、軽油及びA重油に対応可能である

(2) 熱電比可変型

余剰蒸気がある場合にはそれをガスタービン内に噴射し、熱エネルギーを電力に変換する。蒸気噴射系統は従来からのNO_x低減用に加え、出力増加用を備えており、燃焼状態を良好に保ちながら、NO_x規制値を満足するよう噴射蒸気量の配分を自動制御する。

(3) コンバインドサイクル

ガスタービンの廃熱ボイラーの蒸気を蒸気タービンに導き発電することにより非常に高い発電端効率が得られる。

(4) 再生サイクル

ガスタービンの圧縮機で圧縮された空気を燃焼器に入れる前に熱交換器で予熱することにより高い発電端効率が得られる。熱交換器を出た廃熱はさらに廃熱ボイラーで蒸気生成の熱源となる。

2.2.2 NO_x低減方法

ガスタービンはもともとばい煙量は少ないがそのままの状態では大気汚染防止法による規制値を満足することは特にNO_x値(70 ppm O₂=16%)に関しては困難である。地方自治体によっては条例によりさらに厳しい指導基準を設けている場合があり、一般的に次に示すような方法により対処している。排ガス脱硝による後処理によりNO_x値を下げることもできるが、装置が大きく初期投資が必要であり運用コストも上昇するため中・小型ガスタービンでは設置台数は多くない。

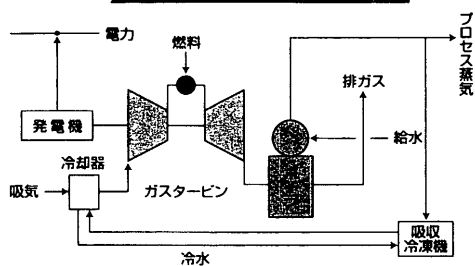
原稿受付 2002年9月6日

^{*}1 川崎重工業(株) ガスタービンビジネスセンター

カスタマーサポート部

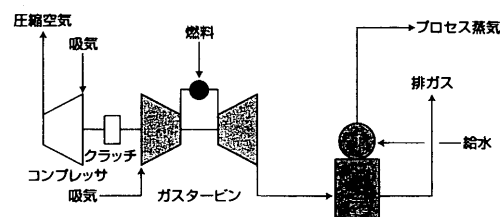
〒673-8666 兵庫県明石市川崎町1-1

吸気冷却システム



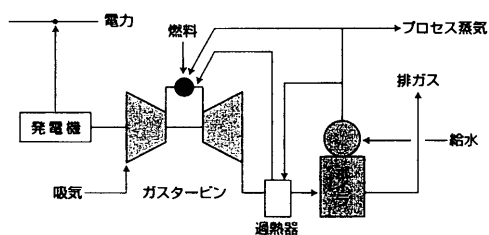
- ・二次エネルギーの蒸気を熱源として吸収式冷凍機を運転し、できた冷水でガスタービンの吸気を冷却し、夏期におけるガスタービンの出力低下を回復させます。

コンプレッサ駆動システム



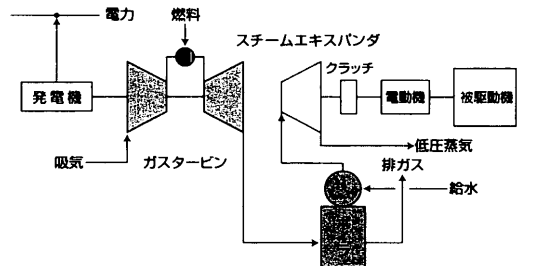
- ・コンプレッサを運転し、圧縮空気は工場の空気源として使用します。
- ・コンプレッサはクラッチを介して結合させ、起動時はクラッチを切り離します。

熱電比可変システム



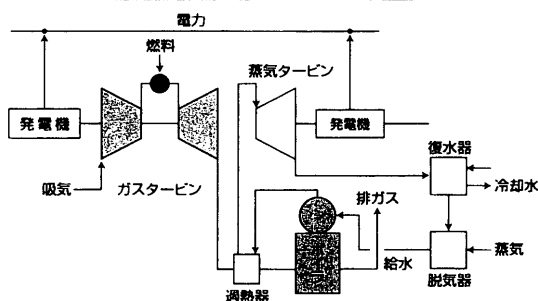
- ・発生蒸気を過熱蒸気にして、ガスタービン燃焼器に混入させ、二流体サイクルとして出力と発電効率を高めます。
- ・過熱器を用いずに飽和蒸気をガスタービンに注入する場合もあります。

動力利用システム



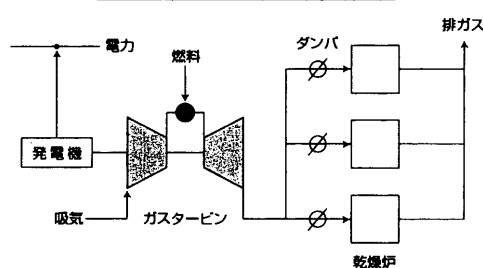
- ・排熱ボイラからの発生蒸気でスチームエキパンダを回し被駆動機（空気圧縮機、発電機等）を駆動します。
- ・被駆動機として燃料ガス圧縮機を駆動させることもできます。（特許第2911085号）

コンバインドシステム



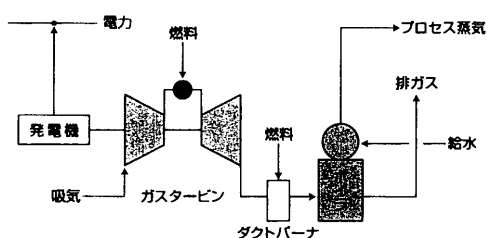
- ・発生蒸気で蒸気タービンを回し、発電機を駆動します。

排ガス直接利用システム



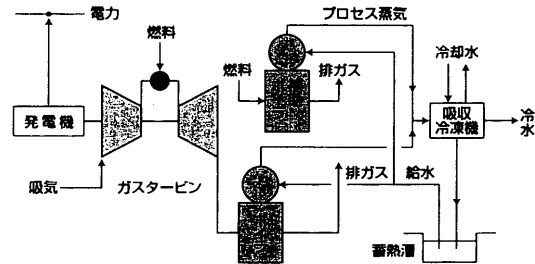
- ・排気を乾燥炉の熱源として使用します。

助燃システム



- ・ダクトバーナによって排ガス中の残存酸素（約16％）を利用して追焚きを行い、熱発生量の増加を図ります。
- ・フレッシュエアの供給を行えば、ガスタービン停止中にもボイラのみの運転が可能となります。

地冷システム



- ・複数台設置し、需要に応じて台数制御を行ないます。
- ・また、防災用としても兼用可能です。（デュアルフューエルシステム）
- ・蒸気圧力の調整並びに蒸気不足分の補給は補助ボイラで行ないます。

図1 コージェネレーションシステム構成例

(1) 水噴射又は蒸気噴射方式

ガスタービンの燃焼領域に水あるいは蒸気を噴射して火炎温度を下げ、NO_x 低減を図る方法である。燃焼器やエンジン本体に大きな改造を加えずに燃料ノズルを部分的に改造することによって、比較的容易にNO_x 低減を計ることができるため、最も簡単なNO_x 低減方法として一般に実用化されている。一般に80%程度のNO_x 低減率が得られているが、蒸気噴射の場合は水の蒸発潜熱を利用できないため、低減効果は水の場合よりも低い。また、水及び蒸気噴射とも噴射量の増加とともに低減効果が頭打ちになる傾向を示しており、噴射量が多すぎるとCOや未燃炭化水素の排出が増え燃焼が不安定となる。

水噴射の欠点としては、エンジンの熱効率が低下することや、純水が必要なために設備費や運転経費などの経済負担が増加することがあげられる。蒸気噴射の場合はエンジンの熱効率は上昇するが、総合効率は低下する。また噴射蒸気の質の管理を十分に行うことが必要である。

(2) 希薄予混合燃焼方式

燃料を燃焼室内に噴射する前に空気と均一に混合することにより局所的な高温部を無くするとともに、理論空燃比よりかなり希薄な状態で燃焼させることにより火炎温度を下げ、NO_x の発生を減少させる方法である。NO_x 低減効果が非常に大きいため、実用化あるいは実用化を目指して開発が進められている低NO_x 燃焼技術のひとつがこの原理に基づくものであり、DLE (Dry Low Emissions) 燃焼技術と呼ばれる。しかしながら、低NO_x でかつCO及び未燃炭化水素の発生が少ない安定燃焼範囲が非常に狭いため、これを広げるために、パイロット燃料による拡散燃焼を併用し、可変機構による空気流量の制御やバーナ本数の切り替えによって混合気の空燃比を制御する方法を採用している。原理的には液体燃料においても本方式は可能であり、NO_x レベルはガス燃料の場合ほど低くはないが、実用化されている。

(3) 触媒燃焼方式

燃料と酸素を低温(約900℃)で反応させることにより、NO_x を全く発生させない燃焼方式である。「無炎燃焼」であるため通常の燃焼反応でみられるような火炎も発生しない。(2)希薄予混合燃焼方式のガスタービンと比較して、NO_x は大幅に減少して8 ppm (O₂ = 0%換算値)というかつてない低NO_x が得られている。触媒燃焼器は(2)希薄予混合燃焼方式の燃焼器に比較し、若干大きい程度であり、特別な設置スペースは不要である。またNO_x 低減用の純水装置や脱硝装置は不要であり、メンテナンスコストも低減可能となる。世界的に最も環境基準の厳しい北米において実稼動が予定されている。

2.3 常用非常用兼用発電装置

通常は常用発電装置として使用し、非常時(防災時)には非常用発電装置として使用されるものである。常用発電装置の常用燃料がガス燃料の場合に、非常時にガス燃料が絶たれたときには給電を継続したまま約10秒間

で自動的に液体燃料に切り替わる。発電装置が停止(スタンバイ)状態にあるとき、非常用電源として始動命令が出た場合には自動的に液体燃料で40秒以内に始動完了し、給電する。ガスと液体の両方の燃料が使用可能な場合デュアル仕様と呼ぶ。常用発電装置は定期点検などの保守が必要なため、消防法により発電設備は2台以上設置する必要があるが、1台の出力で消防設備等を有効に作動させるために必要な出力をカバーする必要がある。また排気ダンパーを設置し、非常用として使用の場合には排ガスを大気放散し、発電のみを行う。

2.4 ポンプ駆動用ガスタービン

発電装置以外のいわゆるメカニカル駆動用としてガスタービンはポンプ駆動に使用されている。優れた始動信頼性、運転や保守が容易、運搬・据え付けが容易で、設備スペースが小さくてすみ等のガスタービンの優位性が評価されているためである。

ガスタービンには1軸式と2軸式があり、1軸式の場合にはポンプ駆動システムの構成上クラッチまたは流体継ぎ手が必要であるが、負荷変動の影響を受けにくいという利点があり、必ずしも2軸である必要はない。

3. ガスタービンの保守

規制緩和の流れの中で電気事業法が改正され、ガスタービンの定期自主検査の実施時期は運転が開始されてから3年を越えない時期(出力が1万kW未満の場合、1万kW以上は2年。)にまで緩和された。また内燃型ガスタービンにあっては解放分解の対象がガス圧縮機のみとなり、ガスタービン本体については分解点検の対象とならないことから実際のオーバーホール実施時期も延長の傾向にある。

ガスタービンの部品寿命は、その運転状況(負荷及び始動回数)、設置環境、使用燃料、NO_x 低減方法、使用吸気フィルターのグレード等により実際は大きく異なってくるので、オーバーホール時期については運用実績やボアスコープ点検結果等を参考にしながら、慎重に決定する必要がある。

なお、出力が1万kW未満の発電設備のガスタービンにおいてはオーバーホールに変えて、エンジン交換方式が認められている。これは同じ形式のガスタービンをメーカーにおいて事前に整備しておき、それと交換するものである。これにより、使用者側は極めて短期間のうちにコージェネの運転を再開できるというメリットがあり、メーカー側はゆっくり時間をかけて整備ができるというメリットがある。今後この方法によるメンテナンスは増加するものと思われる。

非常用発電装置には定期自主検査の要求はない。

コージェネレーションの運用には高い信頼性が要求される。それを実現するための一つの手段として遠隔診断が提案され実用化されている。これによりコージェネレーションの運転状況を表わすパラメータを定期的にモ

ニタリングし、電話回線を利用して情報をメーカーのメンテナンス担当部門に送ることにより、使用者とメーカーとが運転データを共有することができ、安全運転につなげることが可能となる。今後は運転データからガスタービンを含む発電装置の劣化診断・予寿命予測等ができる可能性があり、注目すべき保守技術といえる。

4. 当社製ガスタービンの運用実績

4.1 ガスタービンの利用分野

図2にガスタービンの国内の業種別納入先（非常用と常用の合計の台数ベース）の割合を示す。非常に広い分野で利用されていることが分かる。図3にガスタービンの常用（国内と海外）の業種別納入先を示す。常用の場合には約62%が工場にて使用されている。地冷システムとして約15%が使用されている。工場の内訳は電気・電子、化学、食品及び輸送関連の順で割合が大きくそれらの合計で74%を占める。

4.2 ガスタービンの使用燃料及び運用形態

表1に国内の常用ガスタービンの燃料仕様の実績を示す。ガス専焼の場合が約40%と多い。運用コストの面から液体燃料専焼も採用されている（約25%）。近年ガス専焼のDLE燃焼システムの設置例が増加している⁽²⁾。

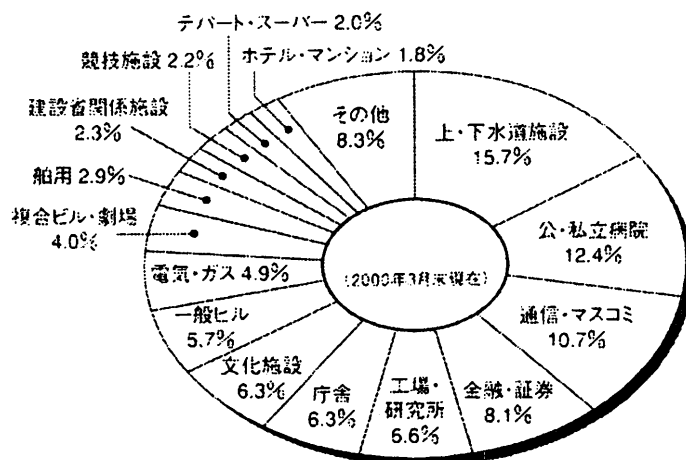


図2 ガスタービンの業種別納入先（台数ベース）

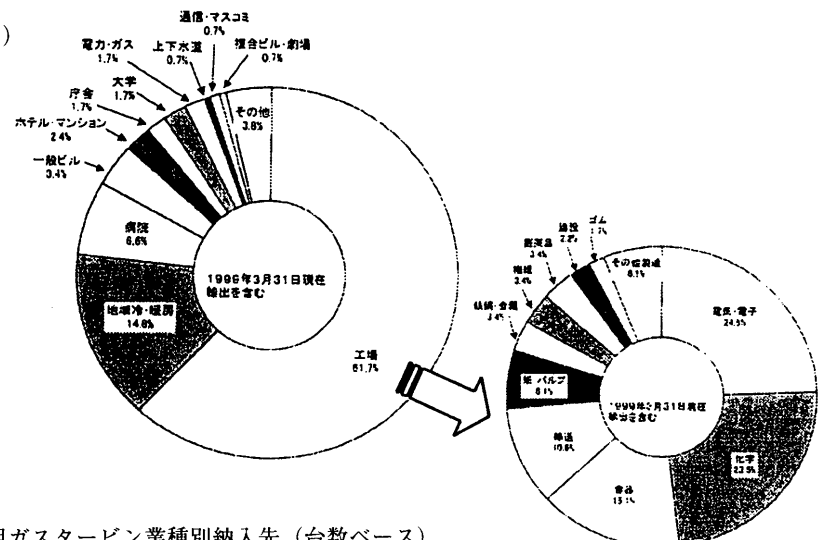


図3 常用ガスタービン業種別納入先（台数ベース）

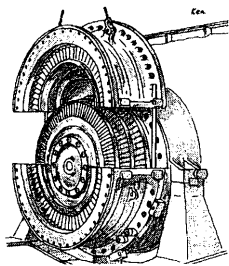
表2に国内の常用ガスタービンの運用形態を示す。コージェネの採算性から連続運転が圧倒的に多いものの（50%）、週末運転停止や毎日運転停止という運用形態もみられる。

4.3 ガスタービンの運転時間

非常用ガスタービンは停電がまれなため、一般に運転時間及び始動回数は少ない。ここでは常用の運転時間について述べる。表3に年間当たりの運転時間と始動回数の実績値の最大値、最小値及び平均値を示す。年間の運転時間の平均は約5,500時間である。

4.4 ガスタービンの設置・運用事例

コージェネレーションの具体例として世界貿易センタービル（東京都港区浜松町）の屋上空間を活用したハイブリッド発電システムについて述べる⁽³⁾。本システムの概要を図4に示す。本ビルは延床面積153,841.22m²の超高層大規模多目的ビルディングであり、築30年が経過したためリニューアルを実施し、合わせて省エネを図る目的でハイブリッド型コージェネレーションを導入したものである。特徴は1,500kW級DLEガスタービンを用い、廃熱ボイラーの蒸気は吸収式冷凍機と暖房用ヘッダーに供給する。中間期などで蒸気が余剰した場合にはスチームタービンを駆動し、ガス圧縮機の動力源と



私のガスタービンとの付き合い

竹生 健二^{*1}

TAKEO Kenji

大学四年の夏休みに三菱長崎の流体研究所で実習し、NACAの軸流タービン設計に関する論文を読んでその手法で小型の空気タービンを設計するという命題をもらった。そんな経験が基で卒業設計は藤井澄二先生のご指導で船用蒸気タービンを選んだ。二度ほど東京都江東区の石川島重工にお邪魔し、設計手法を志村安永さんに手解きしてもらった。これがご縁となり石川島に入社し、設立されたばかりのガスタービン設計課に配属となった。

最初は小型のガスタービンの設計・開発に従事して、二軸ガスタービンの高・低圧タービンの出力バランスを須之部量寛先生の計算式をもとに計算したりした。1963年になると航空自衛隊空将補を退官された中村治光さんが部長として就任され、新事業開拓を検討された結果、造船会社として大型タンカー主機用蒸気タービンに替わるガスタービン主機を開発することになった。再生サイクル重油焚きVG付き二軸ガスタービンを技術供与元BBCの支援を受けて独自に開発するという計画。バナジウムアタック防止のため燃料は船上で水洗したあと添加剤を注入し、高圧タービンは入口温度を870℃に抑えた上で一段静翼だけでなくローター表面も冷却することにした。当時冷却翼は産業用ではまだ思考段階で、ましてロストワックスの精密鑄造などは実用にはほど遠く、従って芯金を薄い金属板で包んで電子ビームで溶接する形式が考案され、それを「柏餅」と呼んでいたが、何とかうまくいった。船内を模擬して高圧軸は二階に、低圧軸・熱交換器・逆転用クラッチを装着した主減速歯車装置などは一階に配置し、小型試験機ではあったが船用主機として試験・確認をすべき機器類はすべて盛り込んだ。耐久性確認のため発電により負荷を取ることにし、発電所完成時には当時の土光社長に火入式の点火スイッチを入れていただいた。しかし重油試験を開始する前に社内の状況の変化により工場電源確保最優先と言う命題が与えられ、仕方なく軽油による商用運転を続けていたが、そのうち運休となった。

1970年代に入るとカナダ・北米大陸を横断して天然ガスを圧送するパイプラインの圧縮機駆動用原動機として、ジェットエンジン転用のガスタービンが注目され出した。当時GE社ではB747に搭載して実績を積んできたCF6エンジンを産業用ガス発生機に改造する設計が

進行中で、出力タービンをつけて原動機にまとめ上げる企業相手を探していた。私達はこれに対応して三段片持ちタービンの開発に入り、GEの審査を受けた。小生にとって初めての海外出張であったが、夕方ホテルに着くと明日からの設計審査の項目がびっしりと書きこまれた日程表をフロントで手渡され、寝る時間もなくてそれを読んで備えた。翌日は総勢15人くらいの審査員が朝から一堂に会し、われわれの準備した設計書に対し専門分野毎に一人ずつ意見を述べて審査し、終わった審査員から順に退席するというGE式の厳格な審査に圧倒され、よい刺激を受けた。機械駆動用を目指したものの、初号機は国内向け発電用として納入された。1978年夏の電力ピークに間に合うように運用開始時期が定められていたが、官庁立会試験中に異常燃焼が発生してタービンを焼損してしまった。GEは直ちに原因調査を開始し、それに小生も立ち会ったが、時間が勝負の原因究明ではあらゆる原因を網羅し、それに専任の担当者を配置して片端から徹底的に解明調査していくと言うGEの人的・設備的・資金的底力をまざまざと見せ付けられた。原因はNOx低減対策として燃料中にそれと同量の水を加圧注入する際、水中の小さなごみが完全に除去されなかったために、燃料ノズルの中に組込まれたプライマリとセカンダリの切替弁がスティックし、低負荷領域では本来閉状態のセカンダリ弁から流れ出た多量の燃料が未燃のまま高圧タービンを過通し、低圧タービンの直前で着火するという異常事態が発生したためだった。本機はその後高効率発電用として輸出され、第一回の学会賞もいただくことができた。

1987年には日本航空機エンジン協会へ出向し、当時技術部長であった伊藤源嗣さんの下でV2500の国際共同開発に参加した。丁度米連邦航空局の型式証明を取得する直前の大童の時で、毎月一回・一週間、米国か英国、たまにはドイツやイタリアで開催される技術会議に出席したが、結局これがほぼ四年間続いた。1988年6月には型式証明が取得でき、五カ国の祝賀会にも列席できて苦勞の甲斐があった。この間川崎重工・三菱重工はもとより、参加各国の技術者と親交を深めることができ、国際感覚を磨く上で非常に役立った。後日この件でも学会賞をいただくことができた。また虎ノ門の協会事務所へ須之部先生がひょっこり尋ねて来られ、航空機エンジンの最新の情報について大先輩と親しく懇談させて頂いたのも楽しい思い出になっている。

原稿受付 2002年11月1日

*1 ターボシステムズ ユナイテッド株式会社

〒130-0013 墨田区錦糸 1-2-1 アルカセントラルビル 18F

ウッドワード DLE 対応ガス燃料制御システム

前田 志宣^{*1}

MAEDA Shinobu

キーワード：ソニックフロー，プリミックス，リアルタイムオペレーションシステム

1. はじめに

ウッドワードガバナー社は GFCV ソニックフローバルブをコアに DLE 対応大型産業用ガスタービン制御システムを開発し市場に投入した。

これは航空機転用型ガスタービン制御で培ってきた DLE 技術，実績及び制御理論の上に生まれたガス燃料制御システムである。既に国内外のガスタービンメーカーで実績を積み高性能，コンパクト設計に高い評価を得ている。

注) DLE：DRY LOW EMISSION

GFCV：GAS FUEL CONTROL VALUE

2. 背景

マルチステージの燃焼器を備えた DLE ガスタービンの制御を行う場合，精密な燃料制御が要求される。従来の流量計による調量では要求される精度が得難い。そこで高精度，高速度のセンサーにより調量弁の入り口燃料温度，圧力及び調量弁の出口圧力をリアルタイムで計測し高速度処理機能を備えたデジタルコントロールユニット

によって実ガス燃料流量の計算を行い燃料制御弁に制御信号を送る方法を採用した。

この方法は航空機転用型ガスタービン制御で行ってきた方法を採用し，これにガス燃料制御弁を流れるガスの流体速度を音速化し制御を更に高精度且つ容易なものとした。

3. システム概要

ウッドワードでは 2 ステージから 5 ステージまでの DLE 燃焼器の燃料制御システムを取り揃えている。燃料の分配方法はパラレル方式とスプリッター方式があり下図により調量精度の高い 4 分配のパラレル方式を示す。

主要構成機器

- * MicroNet デジタル制御装置（ガスタービン制御装置）
- * SRV ストップレシオバルブ（調圧ならびに遮断弁）
- * GFCV ソニックフローバルブ（ソニックフロー調量弁）
- * 希薄予混合ノズル（スワラー体型ノズル）

注) SRV：STOP RATIO VALUE

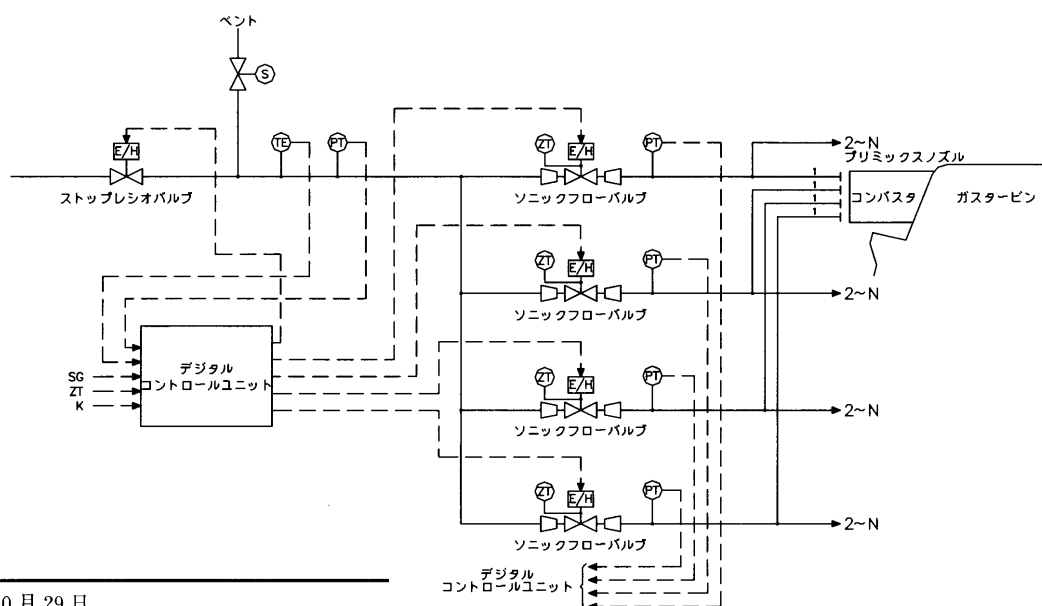


図1 パラレル方式燃料・制御系統図

原稿受付 2002 年 10 月 29 日

* 1 日本ウッドワードガバナー株式会社 営業部
ガスタービン制御グループ
〒286-0291 千葉県富里市中沢 251-1

4. 各機器の仕様

*MicroNet デジタル制御システム

MicroNet デジタル制御システムはリアルタイムオペレーションシステム (RTOS) の OS を備えたデジタル制御装置でガスタービンの燃料制御のみならず入口案内翼、可変静翼、エアブリード弁、補機及びシーケンスなどの制御を行い総合的な制御を可能にしている。リアルタイムオペレーションに加え演算実行速度を機能毎に最速 5 m 秒から割り付ける事が出来る為、高精度且つ高速度の制御を可能にしている。

*GFCV Sonicflo ソニックフローバルブ

ソニックフローバルブはシステムのコアをなすコンパクトかつ高精度のガス燃料制御弁である。ソニックフローバルブの主構成部品は 90 度アングル弁、油圧アクチュエータ、サーボバルブ、リレーバルブ及び LVDT (リニアボルテージディファレンシャルトランスフォーマ) から成り立っている。3 重化コイルのサーボバルブと 2 重化の LVDT をポジションのセンサーとして採用しシステムの信頼性と精度の向上を図っている。

ソニックフローバルブの最大の特徴は出口／入り口圧力比 0.8 以上までチョークフロー即ちソニックフロー (流速がマッハ数 1) を維持できることにある。この特性により制御弁出口圧力の変化の影響を受けずに燃料流量を制御することができる。つまり燃料流量は燃料制御弁入り口圧力のみによって決定される。従来のグローブバルブ等においてはチョークフローの限界値は一般的に出口／入り口の圧力比が 0.53 といわれているが本バルブにおいては 90 度アングル弁の出口側に圧力回復スリーブの採用により保証値として出口／入り口圧力比 0.8 得ている。実力値としては 0.85 を超え、ハイリカバリタイプにおいては 0.92 を達成している。バルブの流量特性はリニアとモディファイドイコールパーセンテージの 2 種類がある。モディファイドイコールパーセンテージは 2 つの流量特性の組み合わせで低流量域ではイコールパーセンテージの流量特性でレゾリューションを高め、中高流量域ではリニアの特性を採用し制御の容易さを高めている。

バルブ部分は高温ガスにさらされる事がある為、アクチュエータとの間に断熱対策が施されておりアクチュエータ部分は常に外気と同じ温度状態に保たれている。

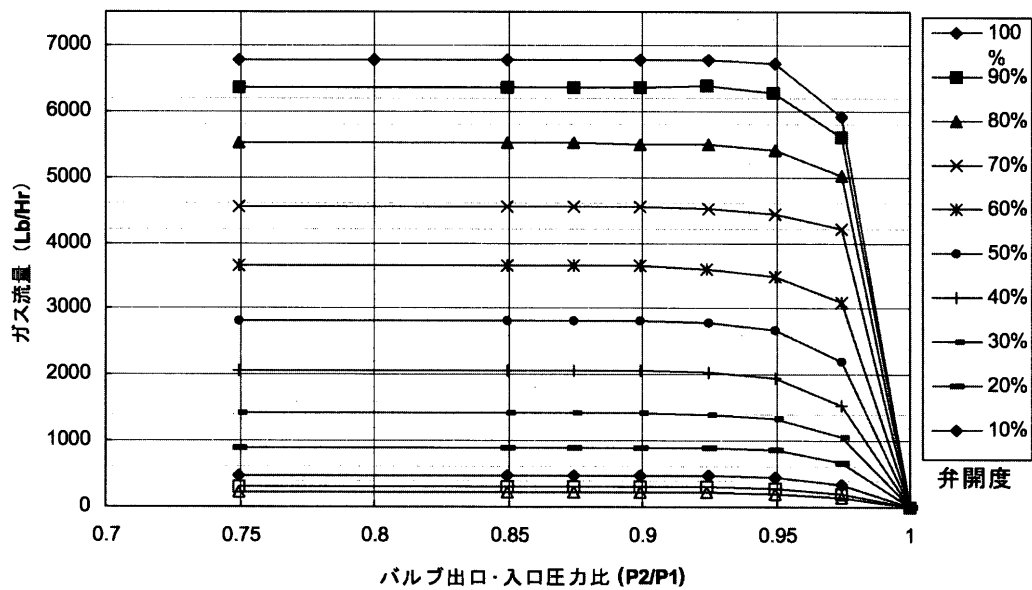


図2 2 インチ GFCV ソニックフロー流量テスト
ガス流量 vs. 圧力比
バルブ開度一定チョークフロー線図

表1 2 インチ GFCV 仕様

アイテム	緒元
バルブポートサイズ	2、3、4、6 インチ
バルブプロファイル	リニア、モディファイドイコールパーセンテージ
ポジション精度	± 1 % (フルスケール)
ポジション再現性	± 0.5 % (各制御ポイントに対して)
流量特性	± 3 % (各制御ポイントに対して)
ガス圧力	1,724~4,000Kpa
ターングウンレシオ	1 : 4 5
トリップタイム	0.2 秒以下
メータリングプラグ	プレッシャバランス機構

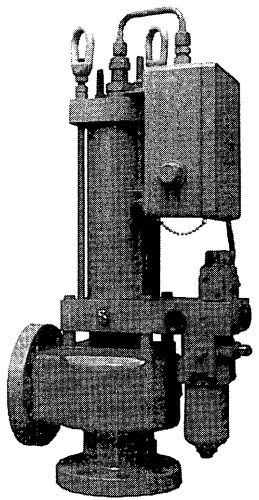


図3 2 インチ GFCV 外観

*SRV ストップレシオバルブ

SRV ストップレシオバルブは GFCV ソニックフローバルブの上流側に設置し圧力制御弁の機能と ANSI クラス 6 の遮蔽性の遮断弁を兼ね構成機器を減らしている。このバルブはボールタイプ遮断弁、油圧アクチュエータ、サーボバルブ、リレーバルブ及びトリップ機構等により構成されている。遮断弁は調圧弁を兼ねている為、制御性を考慮しイコールパーセンテージの特性を採用。アクチュエータが減方向に急作動した時にアクチュエータシリンダ内からの急激な戻り油圧によりサーボバルブがうける衝撃を吸収させる為の衝撃吸収ピストンをアクチュエータに装備しサーボバルブの保護を図っている。また制御面では 3 重化コイルのサーボバルブと完全 2 重化の LVDT をポジションセンサーとして採用しシステムの信頼性、精度を高めている。

*希薄予混合ノズル

燃料制御弁によって調量された燃料を燃焼器内に均一噴射する希薄予混合ノズルはガスタービンのタイプにより仕様、概念が異なる。写真はプリミックス、デフィージョンノズル及びスワラを一体型にしたスウォッズルを示している。デフィージョンノズルで着火し段階毎にプリミックスに移行し最終的にプリミックスのみの燃焼を行う。この事により燃焼器内にホットスポットを作らずサーマル NO_x の低減と CO 値の低減という相反する特性をもった 2 つの排出ガスの低減の両立を達成している。

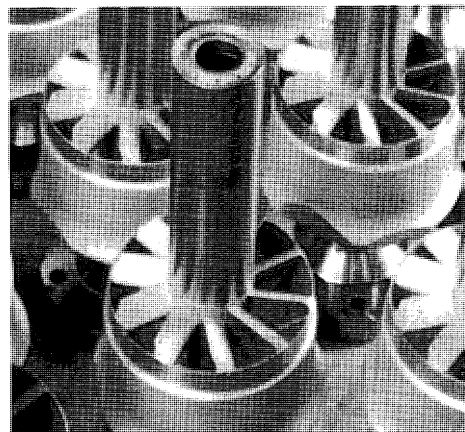


図 4 希薄予混合ノズル

5. おわりに

航空機転用型ガスタービンにおいては従来より電動制御弁が多く使用されてきた。産業用のガスタービンにおいても制御弁の電動化により更に高精度、高速度のポジションの制御が可能になり、高速度圧力センサーとの組み合わせにより応答速度の向上、調量精度が改善され、調圧弁の省略化が可能になった。また電動ソニックフローバルブ ESV (ELECTRIC SONIC VALVE) のガスタービンでの運転実証試験も行い良好な結果を得た。電動ソニックフローバルブ ESV の使用によりノズル前での圧力変動量、収束時間が飛躍的に短くなった。また SRV ストップレシオバルブが省略できコストの低減も同時に達成された。次世代の対応としてネットワークタービン制御のシステムが進みつつある。既存のシステムではすべての入出力がメインのデジタル制御装置により一括管理されていたが、ネットワークタービン制御ではインテリジェント化された制御弁、各センサーが共通のフィールドバスに接続されてデータの共有化とより高精度の制御を可能にする次世代の制御方法が市場に浸透していくものと期待される。

第7回 Liège 会議見聞録

玉置 英樹^{*1}

TAMAKI Hideki

キーワード：材料，単結晶，一方向凝固，COST，CMSX-4，CM 186 LC

1. まえがき

第7回 Liège 会議が2002年9月30日～10月2日の日程で、ベルギーの Liège で開催された。本会議は欧州諸国を中心とする共同研究開発事業 The European Co-Operation in the field of Scientific and Technical research (COST) の中の COST 522 'Ultra Efficient Low Emission Power Plants' に関する公開成果報告会議である。化石燃料を用いた高効率発電機器を実現するための材料開発がテーマであり、ガスタービンに関しては、燃焼温度 1450℃、NO_x 排出量 10 ppm 未満、コンバインド発電プラント効率 60% をターゲットとしている。第1回会議は COST 50 の成果報告会議として 1978 年に開催され、以後 4 年毎に Liège で開催されている。当初の COST 50 は 13 年間のプログラムで、研究対象はガスタービン用材料に限られていたが、その後 1982 年に始まった COST 501 は研究開発対象が蒸気タービンを含む化石燃料を用いた発電機器全般に広げられ、1998 年から 5 年間の予定で始まった COST 522 に引き継がれた。Liège 会議の特徴は、これらの COST アクションの成果報告にとどまらず、ポスターセッションには COST 関係者以外からの関連研究にも発表の場を与えていることである。4 年に一度というオリンピックと同周期の開催ということもあり、Liège 会議での発表を目標としている研究者も多く、ガスタービン、蒸気タービン用高温材料に関する質の高い発表が多数集まることでも知られている。そのため、この会議の発表論文集は、この分野の研究者にとって、ある意味でバイブル的存在となっている。

2. 会議全般

会議参加者は 250 名を越え、そのうち日本人が約 40 名。参加者の 6～7 人に 1 人は日本人という計算で、会議場内のホールで供される昼食（時間は十分取られ、ボリュームたっぷりの料理はとても美味しい。ワインそして食後にはデザートも出される）では、日本人だけで占められたテーブルが幾つか見られ、本当にこれが欧州で開かれている国際会議かと思ってしまうほどであった。

口頭発表は一つの会議室でシリーズで行われ、全て招

待講演である。COST 522 概要紹介、各ワーキンググループの成果総括発表の他、アウトLOOKとして、L. Ruth (NETL) による米国の Vision 21 プロジェクトの紹介、F. Masuyama (MHI) による主に蒸気タービン、ボイラー用材料を中心とした日本における発電機器用材料開発の現状紹介等があった。

ポスターセッションには 26 カ国から 130 を超える発表が集まった。発表者は 10 頁以内の発表論文を事前に提出しており、会議当日にハードカバー各約 600 頁の発表論文集 3 分冊が配布された。CD-ROM 配布が全盛の時代、ずっしり重い発表論文集は海外旅行の重装備とあいまって、相当こたえたが、帰国の機内でも簡単に一読できるのは大きな利点である。ポスターは会議初日から最終日まで、会議場前のホールに掲示された他、初日の夕方にはレセプションを兼ねたポスターセッションが 17 時半から 20 時までの予定で開催された。（ビール片手に）慣れない英語ながらも、外国人相手に熱心に自分の研究内容を説明する日本人の姿が随所で見られた。セッションは(1)先端ガスタービン材料、(2)燃料に起因する問題と新部材、(3)先端蒸気タービンプラント材料の 3 部門。参加者全員の投票により、各部門ごとに最優秀ポスター賞が与えられることになり、2 日目にバスで約 1 時間の Lanaken へ移動して開催された Conference Dinner の席上で発表された。その結果、先端ガスタービン材料及び先端蒸気タービンプラント材料の 2 部門で、最優秀ポスター賞を日本人が受賞し、これらの分野における日本の研究レベルの高さを実証する結果となった。また、ガスタービン部門の賞品は、Alstom の 5 MW 級ガスタービン初段動翼の一方向凝固材及び普通鑄造材の実物そのものという素晴らしいものであった。

3. 研究発表

1997 年に終了した COST 501 アクションで開発された蒸気タービンあるいはボイラー用高温材料は、欧州タービンメーカ (Alstom 及び Siemens) の 580℃ あるいは 600℃ 級 USC (超々臨界圧) 蒸気タービン受注の大きな武器になっている。これに対して、ガスタービンに関しては、米国の ATS プログラムにおける GE の F7/9 H のような、プロジェクトの成果をふんだんに取入れた機種は今のところ存在せず、COST で開発され、実機

原稿受付 2002 年 12 月 20 日

* 1 (株)日立製作所 日立研究所

〒319-1292 茨城県日立市大みか町 7-1-1

に適用された新材料, 新プロセスというものも見当たらない。唯一, 铸造 γ -TiAl 合金 ABB-IMN 2 及びその細粒化版である ABB-IMN 23 が COST における開発材料として注目される存在である。このように, 合金組成やプロセスの開発, 改良に関する発表の多い米国で開催される国際会議と比べ, 本会議のガスタービン材料部門では, 特に COST 関係者を中心に, 材料データベース的な発表が多いことが特徴である。以下, 本誌の目的上, ガスタービン部門の発表に絞って述べる。

M. Toullos と D. H. Allen (Alstom) による招待講演等で述べられたとおり, 初段動翼材としての研究対象が COST 501 での単結晶 (SC) 用合金 CMSX-4 (米国 Cannon-Muskegon 社開発) から COST 522 では同じメーカーが開発した一方向凝固材 (DS) 用合金 CM 186 LC にかわった。DS 用合金を用いて, SC 翼を铸造しようという考えである。これは, 元々 DS 用合金である CM 186 LC であれば, (1) 結晶粒界強化元素を含むため, 単結晶翼の铸造中に結晶粒界が発生しても強度低下が小さいこと, (2) CM 186 LC は溶体化熱処理が不要であるため, 溶体化熱処理中の再結晶発生の問題が無いこと等の理由による。航空機エンジン用の翼と比べ, これらの結晶欠陥の発生しやすい産業用ガスタービン (IGT) 用の大型翼に単結晶を適用する上では, この方針転換は極めてリーズナブルなものと考えられる。ただし, この材料変更は, CMSX-4 では見られなかった CM 186 LC の組織的特徴に起因する強度低下を伴うため, この問題に関連する発表が COST 関係者から数件あった。何れも, 粗大な炭化物の析出, 溶体化熱処理を省略したことによる過大な偏析に着目したものであった。

COST 関係者以外の発表では, A. Suzuki (NIMS) らが Ir-Ta をベースとした新規合金コーティングシステムを提案した。最近の SC 用合金は強度を重視し, 多量の高融点金属元素を含んでいるが, 合金コーティングと SC 用合金の相互拡散により, これらの高融点金属元素が強度劣化相として析出する問題がある。Ir のような高価な元素を使うことには議論が有ると考えられるが, この発表は耐酸化性に優れ, かつ SC 用合金側の強度特性を低下させない合金コーティング材料の開発という大きな課題への一つの解決手段を示している。また, H. Zhou (NIMS) らは, SC 用合金 TMS-75 と TMS-113 のクリープ強度と TMF 寿命を比較し, クリープ強度が高い (かつ高温圧縮時の応力緩和抵抗の高い) TMS-113 の方が TMS-75 より TMF 寿命が劣ることを示した。従来のクリープ強度重視の合金開発に一石を投じるものとして, 今後が期待される。C. M. F. Rae (ケンブリッジ大学) らおよび D. Danciu らの発表は, 共に SC 用合金の 700℃ 付近で観察される著しい強度低下を $\{111\}$ $\langle 112 \rangle$ すべり系の活動から説明しており, この領域も従来の合金開発からはないがしろにされてきた領域であり, 今後

の新合金開発への反映が期待される。

今回は新たな Ni 基超合金開発に関する発表がほとんど無く, M. Sato (NIMS) らの耐食性を重視した組成の探索が唯一合金組成の検討に関するものであった。今後, IGT 用の SC 用合金として, CM 186 LC と同程度の単結晶製造性で, より高いクリープ強度を有し, かつ上記の従来合金設計に取入れられていなかった課題も克服した新しい SC 用合金の開発が期待される。このような新材料がガスタービンの効率向上を通して, 化石燃料の節約, 温暖化現象の改善に寄与することを願ってやまない。



図1 最優秀ポスター賞を受賞した
防衛大三浦先生 (左) と近藤先生

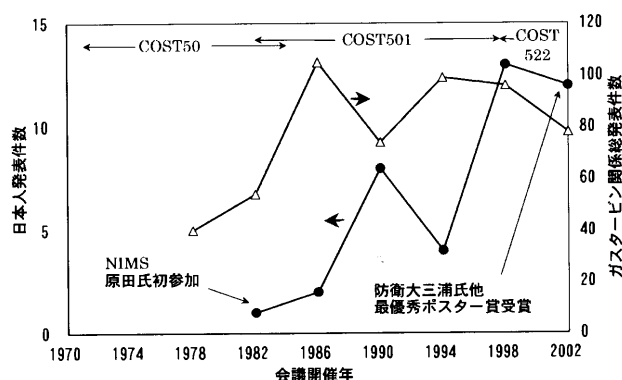


図2 Liège 会議日本人発表件数 (ガスタービン部門)

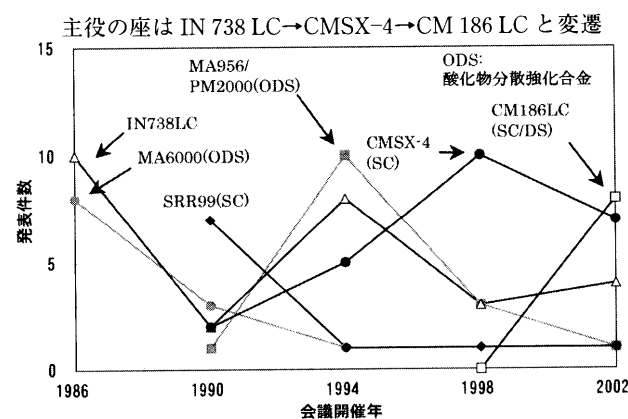


図3 Liège 会議における主な合金の発表件数の変遷

超/極超音速輸送機用推進システムの研究開発 (HYPR プロジェクト)

藤網 義行*1
FUJITSUNA Yoshiyuki

キーワード：Super/Hypersonic, Propulsion System, Combined Cycle Engine, VCE, HTCE

1. はじめに

米国レーガン大統領の「オリエントエクスプレス構想」に端を発する超音速旅客機研究開発プロジェクト(HSRP)の立上げを受けて、我が国でも「超音速輸送機用推進システムの研究開発」(HYPR プロジェクト)が通商産業省工業技術院(現在は経済産業省に改組)の産業科学技術研究開発制度による研究開発としてスタートした。具体的には新エネルギー産業技術総合開発機構(NEDO)からの委託により1989年度に開始され、1998年度に10年にわたるプロジェクトが成功裡に完了した。本プロジェクトは技術的内容の高度さという特色のみならず、そのプロジェクトフォーメーションにおいても国内重工業3社(石川島播磨重工業、川崎重工業、三菱重工業)とそれらが構成する超音速輸送機用推進システム技術研究組合(以下HYPR組合と略)の外に海外企業4社(GE, UTC, RR, Snecma)、4国立研究所が参画して実施するという特色があった。

2. コンバインド・サイクル・エンジン(CCE)

HYPRでは、飛行速度マッハ5クラスまでをカバーする超/極超音速輸送機(SST/HST)用推進システムに必要な技術を確立することを目的とした。そのため民間エンジンとしては世界にも前例がない、可変サイクル・ターボファン・エンジン(VCE)とラムジェットからなるコンバインド・サイクル・エンジン(CCE)を採用した。

マッハ数と最適エンジン形態との関係は図1に示されているが、マッハ数3以下の領域では、その領域で燃料消費率が少ないVCEの形態で作動し、離着陸時の低速領域ではバイパス比を大きくして低騒音化をはかり、高速領域ではバイパス比を下げて上昇飛行中に必要な高推力と燃料消費率の低減を図るようにしてある。また、マッハ数3を超えた巡航領域ではラムジェットの燃料経済性が最適となるので、この領域ではVCEが停止し、それに置き換わってラムジェットのみが作動するようになっている。

CCEの形態としては、大きくSplit Flow方式、Co-Axial Wrap-around方式、Co-Axial Tandem方式の3つのグループに分類できるが、機体の離陸総重量、燃料消費率、機体抵抗、モード切替の難易度等を評価基準として検討を行った結果、機体搭載状態でもっとも軽く、かつ前面面積の小さい、VCEとラムジェットを前後に直列に並べたCo-Axial Tandem方式を採用した。

プロジェクトとしては、表1に示すように、VCE、ラムジェット、インテークも含めたトータル・システム(CCE)、超高温ガスジェネレータ(HTCE)等に技術目標を分解し、それぞれに目標値を設定して要素開発で実証をかさね、最終的に試作エンジンの各種試験で総合的に評価するという実証主義で研究開発を進めた。

3. 実証試験用試作エンジン

300人乗り、離陸総重量440tの想定機体に対するエ

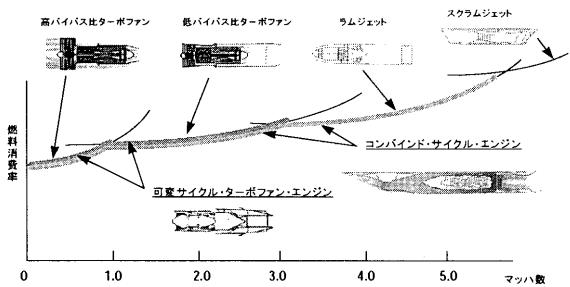


図1 エンジン形態と燃料消費率の関係

表1 HYPRプロジェクトの研究目標

項目	研究目標
ラムジェット	・ 作動マッハ数範囲 2.5~5 ・ 燃焼温度 1900℃レベル ・ 燃料消費率 約2kg/hr/kgf (@マッハ数5)
高性能ターボジェット ・ 可変サイクル・ターボファンエンジン(VCE)	・ 作動マッハ数範囲 0~3 ・ タービン入口温度 1700℃レベル ・ 燃料消費率 約1.5kg/hr/kgf (@マッハ数3)
トータルシステム ・ コンバインド・サイクルエンジン(CCE)	・ 作動マッハ数範囲 0~5 ・ 騒音 ICAO Annex 16 Chapter 3 相当 ・ 排気 ICAOの規制値
超高温ガスジェネレーター ・ 超高温コアエンジン(HTCE)	・ タービン入口温度 1700℃レベル ・ (出口ガス比出力 約1000kw・s/kg)

原稿受付 2002年10月31日

*1 超音速輸送機用推進システム技術研究組合
〒112-0002 文京区小石川 5-36-5

エンジン要求推力は4発-270 kNとなるが、試験設備が世界中にもないこと、費用が膨大になることより、CCEの本体(VCEとラムジェット)とHTCEのみをサイズで約1/3(推力で約1/10)に縮小して実証試験用試作エンジンとして設計・製作して各種試験に供試した。

表紙の写真はこの試作されたCCEエンジンとVCEターボエンジン及びHTCEエンジンをそれぞれ示している。又、CCEエンジンの模式断面図を図2に示す。

3.1 HTCE エンジン

HTCEは、VCEターボエンジンの重要なコアを形成しており、5段軸流高圧圧縮機、アニュラー式燃焼器、及び1段軸流高圧タービンから構成されている。目標とするエンジンでは、マッハ3近辺にてタービン入口温度が1,700℃に達する。このような世界最高レベルの高温状態での高温部品の設計技術の確認のためにHTCEが試作された。ここでは、燃焼器及び高圧タービンを中心に最新の高温設計が施され、設計解析にはCFD(数値流体解析)が活用された。しかし当時の技術レベルから一足飛びにタービン入り口温度1,700℃のHTCE設計・製作は不可能であり、表2に示すように3段階を経て高度化を図っている。その結果、最終段階の試作HTCEの試験ではタービン入口温度1,700℃で運転し、その後

の分解検査で各高温部品の状態は良好と判定され、高温化設計の妥当性を証明した。

3.2 VCE ターボエンジン

VCEターボエンジンはHTCEの前側に2段軸流ファンを、また後側に1段軸流低圧タービン及び2次元可変排気ノズルを追加したターボファンであり、低圧タービンノズルの角度を変化させることによってバイパス比を変えることができる。試作VCEターボエンジンは、地上静止状態で可変機構の作動確認、バイパス比制御の確認を実施した後、GE社高空性能試験装置でマッハ3/高度68,000 ftまでの性能確認に成功した。

3.3 CCE エンジン

試作CCEは、メタン燃料ラムジェットと試作VCEから構成され、モードを切り替えるための機構、VCE部のサイクル最適化のための機構が装備された。試作CCEエンジンはGE社高空性能装置で、世界でもはじめてとなる、マッハ数2.5から3の範囲でVCEからラムジェットへの遷移及びその逆向きの遷移状態を確認し、CCE実現可能性を実証することができた。

4. 波及効果等

本プロジェクトで研究開発された技術は亜音速航空機エンジンや発電用ガスタービンに 응용されており、波及効果を各方面にもたらした。

1999年度からは、これらの成果を基に、HYPRプロジェクトに代わる「環境適合型超音速推進システムの研究開発」(ESPRプロジェクト)も開始され、SSTの実現には不可欠な環境対策を重視し、より実用化にむけた研究開発が進められている。

表2 HTCEの研究開発ステップ

TEST PHASE	CIT K	TIT K	EGT K	Nh %	Nhc %
PHASE 1	288	1402	996	83	105
PHASE 2 (*)	574	1873	1392	100	91
(**)	663	1873	1413	100	84
PHASE 3	663	1973	1491	100	84

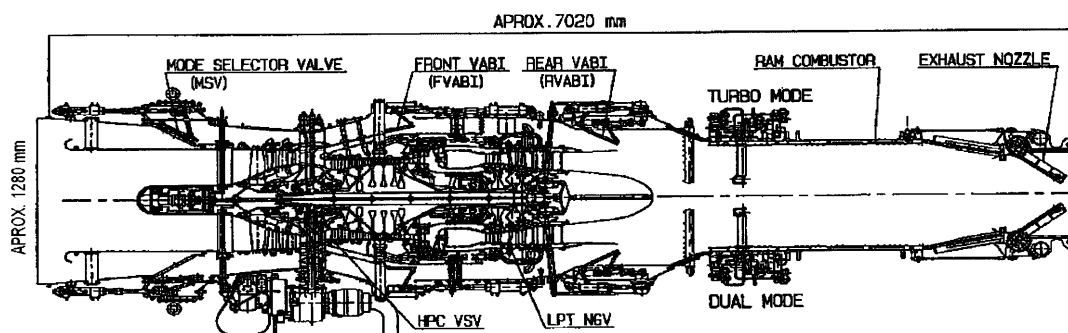


図2 HYPR-CCEエンジンの模式断面図

秋季ガスタービン学会見学会に参加して

大庭 康二^{*1}

平成 14 年 11 月 8 日に(株)タクマ京都工場およびバイオガス化技術実証研究プラントにて開催された見学会は、約 30 名が参加して実施されました。

はじめに、(株)タクマ殿野村技師長より丁寧なご挨拶があり、引き続き工場紹介・工場見学と進み、タクシーにて下鳥羽にある実証プラントの見学に向かいました。見学会の間に設定されていた質疑応答では、活発な意見交換がなされ、予定時間をオーバーするほどでした。

京都工場では、マイクロタービンのパッケージ組み立て状態を見学すると共に、各種のボイラー・温水ヒーターの製造ラインを見学することが出来、きわめて興味深い内容でした。ハードとしてのマイクロタービンは、米国キャプストン製ですが日本仕様に合わせるための工夫が各所に取り込まれており、商品化までの苦勞が忍ばれました。

一方、バイオガス化技術実証研究プラントでは、発生したバイオガスの利用技術としてガスエンジンで発電するシステムに、マイクロタービンを併設して実証試験を実施中でした。バイオガスの発生装置は予想以上の大きさで、利用技術の発電装置は非常にコンパクトな設備でした。しかもマイクロタービンは、当初に設置されていたガスエンジンに比較して、更にコンパクトであり、技術的には優秀なシステムとの印象を受けました。しかし、実用化のためには、経済性の観点からは、発生装置は更に大型の設備が必要で、原料廃棄物の収集・設置場所の選定等の諸問題をクリアーにしていくことが、重要であると感じました。

最後に、この度の見学会に際して、全面的に協力いただいた(株)タクマ京都工場及び実証研究プラントの方々には、紙上にてお礼申し上げます。

(日立造船(株) 地方委員)

《第 31 回ガスタービン定期講演会・講演論文募集中》

下記の日程で、日本ガスタービン学会（幹事学会）と日本機械学会の共催による第 31 回ガスタービン定期講演会を、北見市で開催いたします。期日までに所定の手続により講演の申し込みをお願いします。

開 催 日 2003 年（平成 15 年）6 月 25 日（水）、26 日（木）
開 催 場 所 北見市芸術文化ホール
北見市泉町 1 丁目 2 番 22 号
見 学 会 講演会にあわせて、6 月 27 日（金）に、北見市浄化センター、北見工業大学の見学を予定しています
講演申込締切 2003 年（平成 15 年）2 月 28 日（金）
講演原稿締切 2003 年（平成 15 年）4 月 30 日（水）
募 集 論 文

応募論文は、ガスタービン及びターボ機械に関する最近の研究で未発表のものとします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限ります。

ガスタービン及び過給機ならびにそれらの応用に関する理論や技術を扱った論文で、ガスタービン本体のみならず、補機・付属品、ガスタービンを含むシステム及びユーザーの実績等に関する論文も歓迎します。

講演者の資格

本会会員もしくは日本機械学会会員で、1 人 1 題目に限ります。

講演申込方法と採否の決定

本号掲載の申込書に必要事項を記入し、日本ガスタービン学会事務局に郵送してください。郵便未着（事故）の場合もありますので、送付されたことを電話・FAX 等でご連絡ください。（先に FAX で申し込みを行った場合も、必ず申込書を郵送してください。）締切後の申し込みは受け付けません。

なお、講演申込後の講演題目、講演者、連名者の変更は受け付けません。

申 込 先

〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13

第 3 工新ビル 402

（社）日本ガスタービン学会

TEL：03-3365-0095 FAX：03-3365-0387

講演発表の採否は幹事学会において決定し、3 月 21 日（金）までには結果を連絡する予定です。

講演原稿の提出

講演者は講演原稿を講演論文集原稿執筆要領に従って、A 4 用紙 44 字×40 行（1 ページ）2～6 ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙と共に期限までに提出して下さい。提出された原稿はそのままの寸法で印刷し、学術講演会講演論文集（A 4 版）を作成します。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は採否の連絡に同封してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

- (1) 原稿執筆要領に記載の要件を満たす講演論文は、著者の希望により、講演会終了後に技術論文として受理され、校閲を経て日本ガスタービン学会誌に掲載されます。技術論文投稿を希望される場合は、講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し、さらに技術論文原稿表紙、論文コピー 2 部、英文アブストラクトを添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。
- (2) 講演者が日本機械学会会員であり、同学会出版物（論文集および International Journal）への投稿を希望される場合は、日本機械学会の所定の手続きを経て投稿することとなります。

* コピーしてご使用ください。

(講演申込書)

第31回ガスタービン定期講演会講演申込み

講演題目：

希望セッション：一般講演・オーガナイズドセッション ()

著 者 氏 名 (講演者に○印)	学 校 ・ 勤 務 先 (略 称)	所 属 学 会 (GTSJ・JSME・他)	会 員 資 格 (正会員・学生会員)

連絡者氏名：

会員番号：

学校・勤務先：

所在地：〒 _____

TEL：() _____

FAX：() _____

e-mail：

講演内容 (100~200字)

講演申込期限は2003年2月28日(金)です。早めにお申し込みください。

講演申込後の講演題目、著者氏名等の変更は受け付けませんのでご注意下さい。

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

安 達 竹 雄(日本航空機エンジン協会)
 斉 藤 直 之(川崎製鉄)
 今 福 光 雄(石川島汎用機械)

小 林 貴 洋(東 電)
 片 岡 匡 史(荏 原)
 後 藤 彰(荏原総研)

〔学生会員〕

井 深 孝 彦(法 大)
 田 杭 隆 一(早 大)
 秋 山 直 寛(横浜国大)

〔学生から正会員〕

中 野 学(三菱重工業)
 新 谷 喜 智(三井造船)

〔賛助会員〕

(株)東京エネシス

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第 260 回講習会 構造・強度設計における数値シミュレーションの基礎と応用－デモ展示つき－	H 15/1/23-24 建設交流館 7 階 702 号室	日本機械学会関西支部 TEL: 06-6443-2073 FAX: 06-6443-6049 E-MAIL: jsme@soleil.ocn.ne.jp
第 19 回爆発と反応系の力学の 国際コロキウム－ICDERS－	H 15/7/27-8/1 箱根プリンスホテル	19th ICDERS 事務局 佐藤博之 TEL: 03-5384-1718 FAX: 03-5384-1704 E-MAIL: ICDERS2003_mail@cow.me.aoyama.ac.jp
IPPEX 2003 第 5 回分散型発電システム & 新エネルギー総合展	H 15/11/11-13 日本コンベンションセンター (幕張メッセ)	メサゴ・メッセフランクフルト(株) IPPEX 2003 事務局 宮島 TEL: 03-3262-8441 FAX: 03-3262-8442

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕

安 達 竹 雄(日本航空機エンジン協会)
 斉 藤 直 之(川崎製鉄)
 今 福 光 雄(石川島汎用機械)

小 林 貴 洋(東 電)
 片 岡 匡 史(荏 原)
 後 藤 彰(荏原総研)

〔学生会員〕

井 深 孝 彦(法 大)
 田 杭 隆 一(早 大)
 秋 山 直 寛(横浜国大)

〔学生から正会員〕

中 野 学(三菱重工業)
 新 谷 喜 智(三井造船)

〔賛助会員〕

(株)東京エネシス

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第 260 回講習会 構造・強度設計における数値シミュレーションの基礎と応用－デモ展示つき－	H 15/1/23-24 建設交流館 7 階 702 号室	日本機械学会関西支部 TEL: 06-6443-2073 FAX: 06-6443-6049 E-MAIL: jsme@soleil.ocn.ne.jp
第 19 回爆発と反応系の力学の 国際コロキウム－ICDERS－	H 15/7/27-8/1 箱根プリンスホテル	19th ICDERS 事務局 佐藤博之 TEL: 03-5384-1718 FAX: 03-5384-1704 E-MAIL: ICDERS2003_mail@cow.me.aoyama.ac.jp
IPPEX 2003 第 5 回分散型発電システム & 新エネルギー総合展	H 15/11/11-13 日本コンベンションセンター (幕張メッセ)	メサゴ・メッセフランクフルト(株) IPPEX 2003 事務局 宮島 TEL: 03-3262-8441 FAX: 03-3262-8442

新年おめでとうございます。2003 年は国際会議 IGTC 2003 の開催年です。すでにアブストラクトのエントリーは 170 近いと聞いており出足好調ではないかと思えます。盛会が期待されます。

さて、今 1 月号は、「潤滑油と軸受に関する技術動向」をテーマに小特集号を編集しました。すでに 2002 年 3 月号の小特集「ターボ機械用軸受の最新動向について」で、軸受の基本原理解やころがり軸受と各種すべり軸受の最新技術動向が紹介されており、「また軸受？」の感想をお持ちの会員諸氏もおられるかもしれません。しかし、編集子には何かやり残した気がしまして、編集担当委員諸氏にご相談しましたところ、潤滑油から軸受を眺めてみてはどうかということになり、今回の軸受小特集号第 2 段となりました。潤滑油そのもの、大型ティルティングパッドの直接潤滑、浮動ブッシュ形軸受の振動と温度特性といった潤滑に関する技術動向に加えて、立軸ガスタービンの軸系設計と船用過給機の軸受技術動向もあわせて解説していただきました。

ガスタービンの高温化技術といった主役はこれまでよく特集が組まれておりますが、軸・軸受系の記事は数が限られているように思います。軸・軸受系技術は、高信頼性、メンテナンスフリーといった時代の要求に応える上で地道ではありますが基盤技術とも言うべきものです。

先行き不透明な昨今でもあり、ガスタービンの現状と将来を足元から考えるきっかけに本号がなれば幸いです。因みに今月号は技術論文の掲載が残念ながら途切れてし

まいしました。会員皆様の今後のご活躍を技術論文投稿につなげていただけるとご同慶の至りです。

表紙は、学会創立 30 周年を記念して国家プロジェクトで開発したガスタービンを 2002 年 1 月号からふり返ってきましたが、今月号は 1998 年に開発が終了した HYPR です。かなり現在に近くなりましたので新シリーズの考え時になったようです。

最後になりましたが、本号の発行にあたり、お忙しい中を執筆の労をおとりいただきました執筆者の方々に感謝の意を表します。なお本号は、狭間隆弘委員 (IHI) の応援を得て、平岡克英理事 (海技研)、木下茂樹委員 (ダイハツディーゼル)、中村修三委員 (柳井原製作所)、服部学明委員 (三井造船株) が企画編集を担当しました。

(平岡)

〈表紙写真〉

HYPR モデル・エンジン

説明：これら 3 枚の写真は HYPR プロジェクトで技術実証のために設計・製作された 3 基のエンジンを示している。最上段の写真はターボジェットとラムジェットが結合しているコンバインド・サイクル・エンジン (CCE と略称)、中段がターボジェット・エンジン、そして最下段が超高温コアエンジン (HTCE と略称) である。特に HTCE はタービン入口温度 1700℃ という高温設計技術の実証に成功した。

(提供 超音速輸送機用推進システム技術研究組合)

だより

♣事務局 ☒ ♣

この雑誌が皆様のお目に留まるのは、1 月も 20 日過ぎで、新年のご挨拶も少々間が抜けてしまいますが、まずは明けましておめでとうございます。

早いもので、今年はいよいよ平成 15 年で 2003 年。

まだまだ先のことだと思っていた国際会議もいよいよ今秋となりました。

4 年毎の開催ですが、会議が終わってから報告書などをまとめて残務整理をしているうちに次の国際会議の準備に入り始めるという風で、4 年は長いようであつと言う間に来る国際会議です。

たびたびご案内しておりますので、皆様ご承知のこととは思いますが、今回は東京の江戸川区民センターで開かれます。海外からの論文も予想以上に集まり、賑やかな国際会議となることを期待しています。(詳細は <http://www.soc.nii.ac.jp/gtsj/> をご覧ください)

//www.soc.nii.ac.jp/gtsj/ をご覧ください)

11 月の国際会議の前に 6 月には北海道の北見で定期講演会が開催されます。

北見は北見工業大学などで知られていますが、昔からの北海道の良さを残しているところで網走や知床、阿寒湖、摩周湖など北見を基点として方々へ足を延ばせます。

北見までは、なかなか行く機会もないと思われますので、是非この機会にお出かけください。

これから、2 月の年度末を迎え事務局はガタガタとまたやや忙しくなり、忙しい毎日が始まります。

また、皆様にとりましても会費の納入時期にもなりますので、お手元へ「会費納入お願い」が届きましたら、速やかにお送り下さいますようお願い申し上げます。

[A]

新年おめでとうございます。2003 年は国際会議 IGTC 2003 の開催年です。すでにアブストラクトのエントリーは 170 近いと聞いており出足好調ではないかと思えます。盛会が期待されます。

さて、今 1 月号は、「潤滑油と軸受に関する技術動向」をテーマに小特集号を編集しました。すでに 2002 年 3 月号の小特集「ターボ機械用軸受の最新動向について」で、軸受の基本原理解やころがり軸受と各種すべり軸受の最新技術動向が紹介されており、「また軸受？」の感想をお持ちの会員諸氏もおられるかもしれません。しかし、編集子には何かやり残した気がしまして、編集担当委員諸氏にご相談しましたところ、潤滑油から軸受を眺めてみてはどうかということになり、今回の軸受小特集号第 2 段となりました。潤滑油そのもの、大型ティルティングパッドの直接潤滑、浮動ブッシュ形軸受の振動と温度特性といった潤滑に関する技術動向に加えて、立軸ガスタービンの軸系設計と船用過給機の軸受技術動向もあわせて解説していただきました。

ガスタービンの高温化技術といった主役はこれまでよく特集が組まれておりますが、軸・軸受系の記事は数が限られているように思います。軸・軸受系技術は、高信頼性、メンテナンスフリーといった時代の要求に応える上で地道ではありますが基盤技術とも言うべきものです。

先行き不透明な昨今でもあり、ガスタービンの現状と将来を足元から考えるきっかけに本号がなれば幸いです。因みに今月号は技術論文の掲載が残念ながら途切れてし

まいしました。会員皆様の今後のご活躍を技術論文投稿につなげていただけるとご同慶の至りです。

表紙は、学会創立 30 周年を記念して国家プロジェクトで開発したガスタービンを 2002 年 1 月号からふり返ってきましたが、今月号は 1998 年に開発が終了した HYPR です。かなり現在に近くなりましたので新シリーズの考え時になったようです。

最後になりましたが、本号の発行にあたり、お忙しい中を執筆の労をおとりいただきました執筆者の方々に感謝の意を表します。なお本号は、狭間隆弘委員 (IHI) の応援を得て、平岡克英理事 (海技研)、木下茂樹委員 (ダイハツディーゼル)、中村修三委員 (柳井原製作所)、服部学明委員 (三井造船株) が企画編集を担当しました。

(平岡)

〈表紙写真〉

HYPR モデル・エンジン

説明：これら 3 枚の写真は HYPR プロジェクトで技術実証のために設計・製作された 3 基のエンジンを示している。最上段の写真はターボジェットとラムジェットが結合しているコンバインド・サイクル・エンジン (CCE と略称)、中段がターボジェット・エンジン、そして最下段が超高温コアエンジン (HTCE と略称) である。特に HTCE はタービン入口温度 1700℃ という高温設計技術の実証に成功した。

(提供 超音速輸送機用推進システム技術研究組合)

だより

✠事務局 ✠

この雑誌が皆様のお目に留まるのは、1 月も 20 日過ぎで、新年のご挨拶も少々間が抜けてしまいますが、まずは明けましておめでとうございます。

早いもので、今年はいよいよ平成 15 年で 2003 年。

まだまだ先のことだと思っていた国際会議もいよいよ今秋となりました。

4 年毎の開催ですが、会議が終わってから報告書などをまとめて残務整理をしているうちに次の国際会議の準備に入り始めるという風で、4 年は長いようであつと言う間に来る国際会議です。

たびたびご案内しておりますので、皆様ご承知のこととは思いますが、今回は東京の江戸川区民センターで開かれます。海外からの論文も予想以上に集まり、賑やかな国際会議となることを期待しています。(詳細は <http://www.soc.nii.ac.jp/gtsj/> をご覧ください)

//www.soc.nii.ac.jp/gtsj/ をご覧ください)

11 月の国際会議の前に 6 月には北海道の北見で定期講演会が開催されます。

北見は北見工業大学などで知られていますが、昔からの北海道の良さを残しているところで網走や知床、阿寒湖、摩周湖など北見を基点として方々へ足を延ばせます。

北見までは、なかなか行く機会もないと思われますので、是非この機会にお出かけください。

これから、2 月の年度末を迎え事務局はガタガタとまたやや忙しくなり、忙しい毎日が始まります。

また、皆様にとりましても会費の納入時期にもなりますので、お手元へ「会費納入お願い」が届きましたら、速やかにお送り下さいますようお願い申し上げます。

[A]

学会誌編集規定

1996.2.8改訂

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

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

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

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

技術論文投稿規定

1997.1.28改訂

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

日本ガスタービン学会誌 Vol.31 No.1 2003.1

発行日 2003年1月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 毛利邦彦
発行者 柘植綾夫
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2003, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

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

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

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

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

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

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

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

技術論文投稿規定

1997.1.28 改訂

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

日本ガスタービン学会誌 Vol.31 No.1 2003.1

発行日 2003年1月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 毛利邦彦
発行者 柘植綾夫
〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋 5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2003, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

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

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

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

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

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

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

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

技術論文投稿規定

1997.1.28 改訂

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

日本ガスタービン学会誌 Vol.31 No.1 2003.1

発行日 2003年1月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 毛利邦彦
発行者 柘植綾夫
〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋 5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2003, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

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

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

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

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

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

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

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

技術論文投稿規定

1997.1.28 改訂

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

日本ガスタービン学会誌 Vol.31 No.1 2003.1

発行日 2003年1月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 毛利邦彦
発行者 柘植綾夫
〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋 5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2003, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

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

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