

訃 報

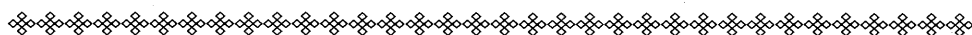
名誉会員 井口 泉 君

平成16年10月20日91歳にて逝去されました。同君は本学会創設以来役員・評議員を歴任され、本学会の発展に多大の尽力をされました。また、我が国のガスタービン工業の発展のためにも大いに貢献されました。ここに謹んで哀悼の意を表します。

略 歴	昭和11年 3 月	東京工業大学機械工学科卒
	昭和11年 4 月	石川島芝浦タービン(株)
	昭和36年10月	東京芝浦電気(株)設計部長、タービン技師長
	昭和46年 2 月	東芝エンジニアリング(株)技監
	昭和47年 5 月	防衛大学校機械工学科教授
	昭和54年 4 月	福井工業大学機械工学科教授

本会関係略歴

昭和47年 5 月	入 会
理 事 (GTSJ	2.3.期, 5 期副会長, 6 期会長)
評議員 (GTCJ	1.2.3.4.期)
	(GTSJ 1.4.7期)
監 事 (GTSJ	8 期)
昭和59年 4 月	名誉会員



井口 泉 先生を偲んで

辻 高弘
(元 東芝)

福永 年雄
(元 東芝・I H I)

鶴野 省三
(防衛大学校)

井口先生は大正2年生れで、独協中学から成城高校へ、そして東京工業大学を卒業され、昭和11年当時石川島造船所(現IHI)と芝浦製作所(現東芝)が陸用蒸気タービンの製造のため設立した石川島芝浦タービン(株)(現東芝)に入社された。

独協では当然ドイツ語が第一外国語であり、そのドイツ語は先生の生涯を通じての大きな宝ものとなり、堅実な考え方のもとになったと思われる。成城時代は馬術部で、また登山・スキー・スケートで心身を鍛えられ、そ

の後も趣味として多くの後輩を誘い休日の多くを楽しまれた。折に触れて、山と雪と氷の魅力についてお話をお聞きした。先生の設計・研究に対する熱意と問題に直面したとき泰然自若としての確に処理されたことなどを思う時、これらの原動力は、黙々と登る夏山、ひたすら歩く雪山、一人悠々と滑る氷面から生まれたのではと思っている。

先生は入社後、しばらくして上司より圧縮機、送風機の開発・設計を担当するよう命ぜられ、この道に進み、

実績を積みながら遠心式の7,000PS, 4,000PS(可動静翼)の設計を行う。また航空エンジンの過給機用排気タービンの開発に携わるが、蒸気タービンの重厚な設計から航空用の軽量な設計への変更は、ご自身はもとより、上司の説得も大変だったとお聞きした。昭和16年陸軍燃料廠から甲7号(ガスタービン)を受注、圧縮機は効率の良い軸流式と指定された。当時軸流式はまだ実績が少なく、内外の文献を調査し、大学の関係教授などのご指導も得て設計製作をすすめ、燃料プラントに組み込まれ、実用運転に入ることができた。ついでネ201(ターボプロップ)、一号ガスタービン(高速魚雷艇用)、ネ130(ジェットエンジン)が製作された。これらは軍関係者と一体となつての戦時下の突貫工事であった。しかし残念なことにいずれも試運転中に終戦となった。先生は主としてこれらの軸流圧縮機を担当され、その開発に全力を傾注された。なお一号ガスタービンは戦後国産最初のガスタービンとして、鉄道研究所により運転試験が実施されたが、特に空気圧縮機についてはほぼ設計通りの性能が確認された。これらのことを考えると、先生は軸流圧縮機の草分け的存在の一人であったと思う。

先生は戦後間もなく、送風機の分野で、戦後の復興の要であった炭鉱の換気用に着目し、他に先駆けて軸流式ファンを開発し、その後の主流となった。また昭和25年頃から関門国道トンネルの換気用として軸流式ファンを適用すべく官庁、学会に協力して開発し、その後の高速道路トンネル換気の基本形となった。

多段軸流圧縮機としては、製鉄所の高炉送風用として、初めて受注に成功、八幡、富士製鉄所などに4,000kWから順次その容量をアップし、最大44,000kWまで多数納入し、以降の高炉送風機の原形となり、産業の復興のために多大の貢献をすることとなった。これらの圧縮機の客先への引き渡しに際し、先生自ら先頭に立って、現地試験の指揮を執られた姿が今も目に浮かびます。

一号ガスタービンに続いて、丸善石油2,000kWのガスタービンでは、特に試運転の時、圧縮機の起動時にサージングやタービンとの性能のマッチングについていろいろご指導にあずかったことは記憶に新しい。

昭和32年スイスBBCとガスタービンの技術提携をするに至り、先生は真っ先にBBCに乗り込み膨大な技術資料をまとめ、送付して頂いた。この時先生の技術力に加えてドイツ語の力が存分に発揮された訳である。先生は標準ドイツ語だけにとどまらずスイスの方言もこなされていたようで、後日笑いながらその一端を教えて下さった。この時の先生の出張報告はその後ガスタービン技術者のバイブルとなった。間もなくBBCガスタービンを松島炭鉱(株)から受注し、その製作、特に試運転に際しては現地でご指導を頂いた。

先生はその後、設計部長、技師長の要職につかれ、私

たちの指導に当たられたが、先生はいつも相手の考えをしっかり受け止め、静かに諭すように話をされ、その指導力と説得力は他に類を見ないものであり、その技術力と全人格から進んでるものであったと思う。

先生は学会誌にも数多く執筆されており、なかでも学会誌創刊号(No.1)に「定置用ガスタービンの動向」と題し、内外のガスタービン事情について解説され、また「戦時中の日本のガスタービン物語」(No.12)には、当時の開発状況が詳しく述べられている。さらに、「第6期会長就任挨拶」(No.33)、「若いガスタービン技術者へ」(No.34)などの寄稿がある。今これらを読み直してみるとその当時のガスタービンを取り巻く環境が良く分かり、先生のお考えとご活躍の一端が偲ばれる。

10数年前だったと思うが、学会かなにかでお会いしたとき、「外国語で一番難しいのはロシア語だというから、ロシア語を始めた。週に一回ニコライ堂のロシア語教室に通っている。久しぶりに単語帳を作ったね…」と話され、しばらくしてまたお会いすると「どの位通じるかわラジオストックともう少し北の町まで行ってきた……」とお聞きして、そのファイトに大変感心しました。

こうして書いてみると、いろいろなことが思い出され、あんな事があつた、こんな事があつたと、つきることがありません。いろいろ書かして頂きましたが、力不足で先生に申し訳ない気持ちでいっぱいであります。

先生は東芝を退職され、防衛大学校と福井工大で教鞭をとられました。その頃の思い出を防衛大学校鶴野名誉教授に語って頂くこととします。(以上 辻、福永)

先生は、昭和47年5月、設立間もない防衛大学校研究科(修士課程)原動機系列の教授として招かれた。原動機系列は、ガスタービンを中心においたエンジン講座であつた。先生の赴任は、折しも当時海上自衛隊が艦艇主機エンジンを、蒸気タービン、ディーゼルエンジンからガスタービンへ変更しようとしていた時期と一致したため、着任早々、海上自衛隊のガスタービン導入とその後の運用を支えた基幹要員を育成されたのである。先生は、学生の教育・研究指導に加え、在任期間は7年と短くあつたが、教室主任、実習工場主任などの校務運営にも力を尽くされた。またガスタービン学会の創立やISO委員として、学会活動やSI単位の施行にも尽力された。

先生は日本酒をこよなく愛され、学生とのコンパや旅行では、「水師營」を実に楽しく唱われ、また「ネ-201」開発の思い出話をされた。そのお姿は、今も教え子たちの語り草になっている。(以上 鶴野)

長年にわたり、ガスタービン・空気圧縮機の発展に尽力され、また多くの後輩を指導されたことに、深甚の敬意を表し、感謝するものであります。心からご冥福をお祈り致します。

特集：振動・ロータダイナミクス

ガスタービンの振動

神吉 博^{*1}

KANKI Hiroshi

キーワード：ガスタービン，振動，ロータダイナミクス

1970年私の初仕事はガスタービンの振動であった。1万kWクラスの高圧ガスタービンの振動データを手渡され、危険速度のピークが5つも6つもあるのを見て、これは手ごわい機械だと直感した。それから先輩の指導のもと、ガスタービンの複雑な振動特性を解明すべく、ロータを宙づりにして加振するフリーフリー加振テストによりロータ自身の振動特性を計算モデルと照合可能とし、最もやっかいな軸受を支えるケーシング系の動剛性や振動特性を加振テストで解明していった。当時は複雑な構造系の振動特性を計算することは容易ではなかったので、これらの成果のデータベースと相似則を使って設計検討を行う手法を適用した。

当時は3万kWクラスの高圧振動問題や5万kWクラスの初号機の運転など難しい振動問題がいくつもあり、その解明と対策に多大な労力と費用を費やした。今思えばいずれの問題もガスタービン特有のロータの熱変形や系全体の振動特性の複雑さや振動感度の高さに起因するものであった。

このような検討の成果により、大容量大形50Hz機の開発で低振動を達成したり、自社開発の2軸ガスタービンではダンパ翼の採用やケーシング系に初めて弾性支持設計を採用して、使用回転数域で振動感度の低減に成功するなど当時としてはかなりの進歩的な試みに取り組んだ。

その後ガスタービンはコンバインドサイクル発電の実用化により飛躍的に発展した。特に冷却技術の向上によるタービン入口温度上昇により高性能化を達成し、翼の設計も飛躍的進歩をとげた。自家発電の中型機から大容量の超大型機まで次々と開発され、工場やIPP発電所での検証を経て次々と市場に投入されてきた。

超大型機に対する振動的配慮は次の点に重点が置かれた。

- 1) 振動特性が良く、信頼性の高い翼の開発
- 2) ロータ、軸受、ケーシング系の総合チューニングによる危険速度最適設計
- 3) 減衰特性の良い軸受の採用
- 4) 各種サーマルアンバランスの解明と防止策の実施

これらの努力により、昔のガスタービンに比べ振動変化が少なく、平均的な振動レベルも大幅に低減している。

また、別のニーズとしてテクノスーパライナーウォータジェットポンプ駆動用／航空転用型ガスタービンの開発もジャンルの異なるガスタービンの開発として非常に勉強になった。

これらのトラブル解決や開発の中で、各種の計測技術

や計算技術の発展は、ガスタービンだけでなく、蒸気タービンやその他の回転機械の発展に多く寄与している。たとえば、軸受支持の動剛性の計測技術や設計への考慮技術は蒸気タービン発電機の危険速度推定精度を大幅に向上させた。また、ガスタービン動翼の非接触振動計測技術は蒸気タービン等でも多く使われ、今では欠くことのできない検証技術となっている。さらに、ケーシング系を含めた軸系振動解析技術はガスタービンのみならず縦型ポンプやその他の機械にも多く適用されている。

ガスタービンの振動に関する最近および今後の課題としては、次のようなものがある。

- 1) 燃焼振動の研究と対策技術の確立。これは高エネルギー密度と低公害を両立させるために重要な技術であり、重点的な研究開発が望まれる。
- 2) ガスタービンの状態監視，異常診断技術とこの結果に基づく適切な保守技術。これらはいずれも効率的なシステムの運用や長寿命化に不可欠な技術であり、これからは既設のユニットを大切に長期間使う時代でもあるので、ホットパーツの交換によるユニット出力の向上や効率改善も今後のビジネスとして着目すべきものと考えられる。
- 3) CAE技術の向上。最近ではコンピュータと汎用ソフトウェアの発展により、複雑なモデルを直接解析できるようになり、設計時の振動特性のチューニングも容易になりつつある。しかし複雑なモデルの計算は複雑な答えを出すため、設計者にはかえって判断が難しくなることもあり、やはり明確な設計フィロソフィーの確立と複雑な計算結果から本質を見抜く実力が日々必要になると考えられる。

一方、日本では“のどもと過ぎれば熱さ忘れる”のことわざの如く、振動技術や振動技術者はトラブルが解決し、振動の小さな機械が完成すると余り重要視されなくなる傾向があるが、振動技術は機械や構造物の計画、設計、製作、メンテナンスなど全局面にわたって必要かつ重要なものであり、地道に人材の育成、技術の伝承や設備の更新に努力が継続されねばならない。また、振動技術者も製品の良否を自分達の技術が担っていることを自覚して大いに活躍すべきと考えられる。

以上古い話ばかり述べたが、ガスタービンをこれまで育ててこられた諸先輩にあらためて敬意を表したい。

本特集では最近目ざましく発展しつつある技術トピックについて、各専門の方々に執筆頂いたので、最近いかに技術が進歩したかを実感して頂けるものと期待致します。

振動は回転機械にとって地道ではあるが非常に重要な技術であるので、今後とも関係者の理解と支援をお願い致したい。

原稿受付 2004年11月19日

*1 神戸大学工学部

〒657-8501 神戸市灘区六甲台1-1

特集：振動・ロータダイナミクス

ガスタービンの翼振動強度設計

金子 康智^{*1}

KANEKO Yasutomo

キーワード：ガスタービン，翼，振動，共振，減衰

1. まえがき

事業用ガスタービンでは、年々、大容量化・高効率化が進められており、タービン入り口温度1500℃級の高圧タービンが主流になりつつある。このためタービン動翼を取り巻く環境はますます過酷になっており、信頼性向上を目的として、上流段動翼にはクリープ強度に優れた一方向凝固材（DS材）を使用した異方性翼や摩擦減衰を積極的に利用したダンパ翼構造が採用されている。また、翼温度が比較的低い後流段動翼には、振動強度の向上を目的として、遠心力による翼のねじり戻り変形を利用して全周の翼をシュラウドで結合する全周リング翼構造が採用されている。一方、圧縮機では、大容量化・高効率化に対応するため、アスペクト比の小さい薄翼が採用されている。

これらの翼は、ガスタービンの性能や信頼性を決定する重要な部品であり、特に、翼の振動問題は重大な2次被害を発生する場合があるので、ガスタービンの信頼性を向上させるためには、設計段階で翼の振動特性を正確に予測し、振動強度を向上させることが不可欠である。本稿では、主に事業用ガスタービンで使用されている軸流翼について、最近の翼振動強度設計技術を紹介する。

2. 翼の振動強度設計⁽¹⁾

一般に、軸流翼では翼の振動特性に及ぼすコリオリ力の影響は無視できるので、回転座標系で回転中の翼の運動方程式を記述すると、式(1)のように表すことができる。

$$[M] \{\ddot{U}\} + [C] \{\dot{U}\} + [K] \{U\} = \{F\} \quad (1)$$

ここで、 $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$ 、 $\{U\}$ は、翼の質量マトリックス、剛性マトリックス、減衰マトリックス、変位ベクトルである。必要があれば $[K]$ には、遠心力による剛性増加などの効果も含まれていると仮定する。また、 $\{F\}$ は翼に作用する外力であり、翼振動解析を行う場合には、式(2)のように3種類に分類して取り扱うと便利である。

$$\{F\} = \{F^W\} + \{F^M\} + \{F^N\} \quad (2)$$

ここで、 $\{F^W\}$ は周方向の偏流に基づく加振力のよう

に翼振動とは無関係と見なせる加振力、 $\{F^M\}$ は付加質量や付加減衰のように作動流体との連成によって生じる非定常流体力、 $\{F^N\}$ は摩擦型ダンパ翼のダンパ部で発生するような非線形外力である。翼の振動解析とは、対象とする構造系の特性（ $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$ ）を適切にモデル化し、作用する加振力の種類と大きさ（ $\{F\}$ ）を明確にし、式(1)を解析することに他ならない。また、翼の振動強度設計とは、式(1)の解析から得られる固有振動数や振動応答、場合によっては系全体の減衰などを設計クライテリアと比較し、設計クライテリアを満足しない場合には形状の調整や構造の変更を行い、設計クライテリアを満足する翼形状を求めることと定義できる。当然、翼の振動強度設計は、性能や工作上的の制約条件下で、振動以外の全ての破損モードを考慮してバランス良く行うことが重要である。

3. 固有振動数解析

翼の振動強度設計では、先ずチューニングクライテリアを設定し、離調すべき加振力の種類と振動モードを決める。一般には、連続運転回転数の範囲内で、明瞭な加振力と翼の固有振動数（特に低次の振動モードの固有振動数）が共振を回避するように翼を設計する。具体的には、車室の非対称性などに起因して発生する低次のハーモニック加振力や前置静翼の後流の影響によって生じるノズルウェーク加振力などのいわゆる翼列干渉力との共振を回避するように翼を設計する。翼の固有振動数解析は、式(1)の外力項と減衰項を省略した固有値方程式を解析することに帰着するが、この場合、翼、ディスク、軸のどの部分までが連成した振動を対象にするかにより、

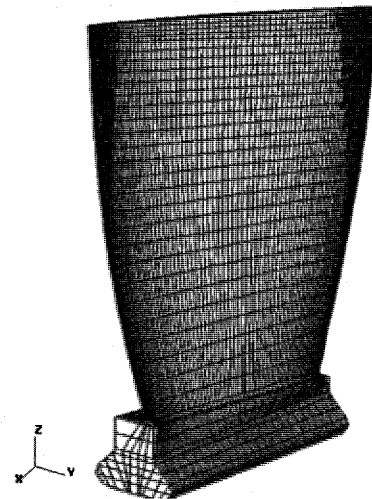
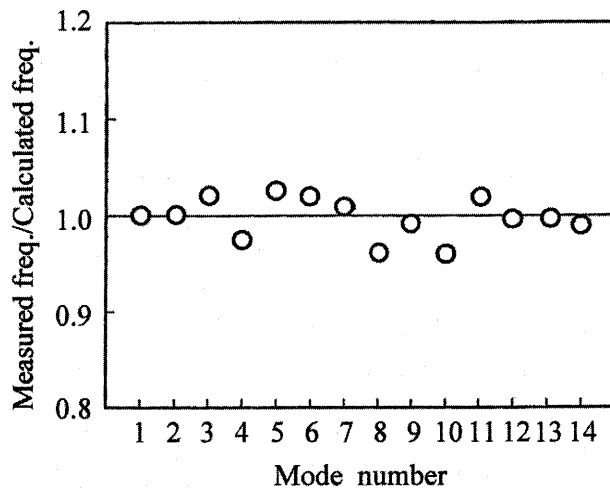
- ① 翼単体の振動
- ② 翼・ディスク連成振動
- ③ 翼・ディスク・軸連成振動

の3種類に分類して解析すると、振動現象が解釈し易くなる。

翼単体の振動は、圧縮機動翼のように、翼に比較してディスクが剛と見なせる単独翼構造の振動であり、ディスクとの境界部で翼を適当に支持し、一枚の翼を独立した振動系とみなした解析を行う。この場合、式(1)の $[M]$ や $[K]$ は、翼1枚だけから構成される。最近の翼設計では、翼の振動解析には有限要素法（3次元ソリッド要素）を利用することが多い。特に、圧縮機動翼の高次

原稿受付 2004年11月16日

*1 三菱重工業(株) 高砂研究所 振動・騒音研究室
〒676-8686 兵庫県高砂市荒井町新浜2-1-1



FEM Model

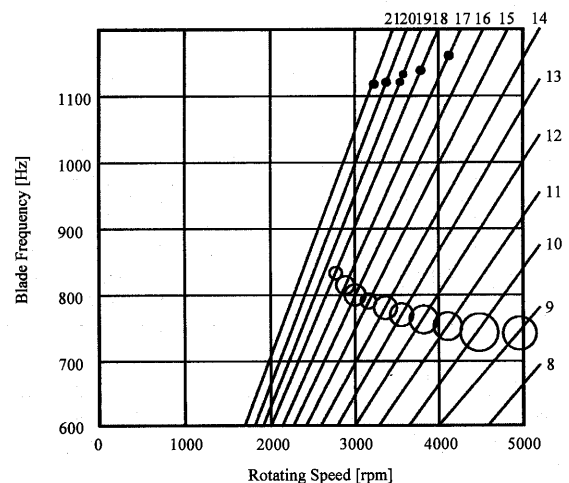
図1 圧縮機動翼の固有振動数計算精度⁽¹⁾

モードやガスタービン冷却翼の振動解析には、数万節点の大規模モデルが適用される。図1は、圧縮機動翼の振動解析に用いた有限要素モデルと解析結果を比較した例であり、適切なモデル化を行えば高次モードの振動数まで精度良く予測できることが示されている⁽¹⁾。

翼・ディスク連成振動では、全周の翼がディスクを介して連成し、一連の節直径を有する振動モード族を形成する。ガスタービンの後流段動翼のようにシュラウドで全周を結合した全周リング翼構造の振動特性も、力学的には翼・ディスク連成振動に含めて考えることができる。翼・ディスク連成振動解析では、式(1)の $[M]$ や $[K]$ は、翼・ディスク系全体から構成されることになる。但し、 $[M]$ や $[K]$ はいわゆる循環行列になっており、周期対称法を利用すれば1セグメント（翼1枚分）の自由度だけに縮小して振動解析を行うことができる。良く知られているように、翼・ディスク連成振動の共振応答では、式(3)の共振条件が同時に満足される場合のみ翼・ディスク系は応答するため、式(3)の条件を満足する振動モードについてのみ固有振動数の離調を行う。

$$\left. \begin{aligned} \Omega H &= \omega \\ H \pm n &= \lambda N (\lambda = 0, \pm 1, \pm 2, \dots) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここで、 Ω はロータの回転数、 H は加振力のハーモニック数、 ω は翼・ディスク系の固有振動数、 n は振動モードの節直径数、 N は全周の翼枚数、 λ は任意の整数である。すなわち、翼・ディスク連成振動では、加振力の周波数と翼・ディスク系の固有振動数が一致し、かつ周方向の加振力の波数（ハーモニック数 H ）と翼・ディスク系の振動モードの節直径数 n が式(3)の第2式を満足するときのみ、加振力から翼・ディスク系へエネルギーが入力される⁽²⁾。図2は、回転振動試験で計測されたシュラウド翼のキャンベル線図の例⁽³⁾である。

図2 ガスタービンシュラウド翼のキャンベル線図の計測例⁽³⁾

式(3)を満足する共振点のみ応答するため、1次モードの振動数は回転数の上昇とともに、あたかも低下していくような挙動を示している。このようなシュラウド翼は、遠心力によるねじり戻り変形を利用して全周を結合しているため、厳密には摩擦力を介して結合されているが、隣接シュラウド間を連続体と見なして解析しても、固有振動数は実用的に問題のない精度で予測できる。

翼・ディスク連成振動では、振動モードの節直径数 n が2以上であれば、ディスク付け根部（ディスクと軸の結合部）に発生する曲げモーメントやねじりモーメントを周方向に積分すれば0になるため、翼・ディスク系の振動は軸系へは伝達されない。すなわち、節直径数が2以上の振動モードについては、翼・ディスク系の振動は軸の振動とは連成しないため、軸を剛と見なして翼・ディスク系だけで解析することができる。一方、翼・ディスク系の0節直径モード（全周の翼が同相で振動す

るモード)は軸のねじり振動と、1節直径モードは軸の曲げ振動と連成し、翼・ディスク・軸連成振動を引き起こす。翼・ディスク系の振動数が軸の振動数に比べて十分高ければ、翼・ディスク系を剛体と見なして解析することが可能であるが、両者の振動数が近い場合には翼・ディスク・軸連成系として解析する必要がある。特に、事業用のガスタービンでは、翼・ディスク・軸連成ねじり振動数が系統周波数の2倍の周波数を持つ発電機の不平衡トルクと共振しないように設計することが必要であり、翼・ディスク・軸連成ねじり振動数を正確に予測する必要がある。このような翼・ディスク・軸系のねじり振動解析においては、発電機を含む全軸系をモデル化する必要がある、モデル化しなければならない翼・ディスク系が10段以上になることもあるため有限要素法を直接適用することは事実上困難なことが多い。このため、部分構造合成法を利用し、あらかじめ翼・ディスク系の振動解析を有限要素法で詳細に行い、得られた結果を軸のねじり振動に連成させて翼・ディスク・軸系のねじり振動を効率良く解析する方法が適用されている⁽⁴⁾

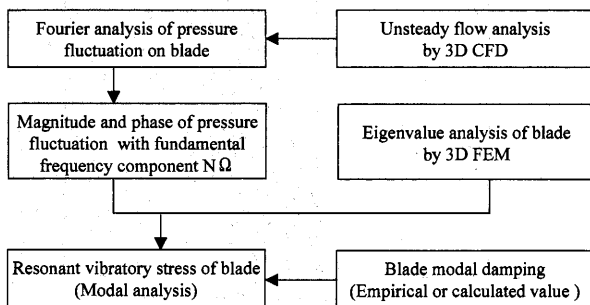


図3 CFDとFEMを利用した翼列干渉力による共振応力解析手順⁽⁵⁾

4. 共振応力解析

翼の振動強度設計では、連続運転回転数の範囲で、翼の固有振動数が明瞭な加振力との共振を回避するように翼形状を調整するが、全ての加振力との離調が困難な場合は、応答解析を実施し、共振時の裕度を評価する必要がある。すなわち、式(1)の加振力 $[F]$ と減衰 $[C]$ を適当な方法で同定して応答解析を行い、共振応力を推定し、材料強度と比較することにより安全率を求める。その結果、共振時の安全率が十分大きければ、共振を許容する。

運転中の動翼に作用する加振力には、作動流体の周方向の不均一に起因するもの、軸などを介して機械的に伝達されるものなど種々の加振力がある。このうち、翼の振動強度設計において必ず検討する必要がある加振力は、車室の非対称性などに起因して発生する低次のハーモニック加振力と、動翼と静翼との干渉によって生じる翼列干渉力である。動翼に作用する翼列干渉力のうち、直前の静翼後流の影響によって生じるノズルウェーク励振力や直後の静翼の圧力場との干渉によって生じるポテンシャル干渉力については、最近のCFD技術により実用的な精度で予測できるようになってきた。事業用ガスタービンでは、タービンの上流段動翼や圧縮機の動静翼でこれらの翼列干渉による共振応答が問題になることが多く、設計段階でCFDと3次元有限要素法を利用して、最適な動静翼枚数比や軸方向隙間比が検討されている。図3は、CFDと3次元有限要素法を利用して翼の共振応力を評価する手順を示している⁽⁵⁾。図4は、圧縮機動翼の翼列干渉力の解析に用いたCFDモデルと共振応力の解析結果と計測結果を比較した例であり、実用的な精度で翼列干渉力による共振応力が予測できることが示されている⁽⁶⁾。最近のタービン動翼の設計では、前置静翼と後置静翼の枚数が同一の場合、図5に示すように前後の静翼の相対位置を最適化することにより翼列の性能向上を図る技術、いわゆるクロッキングが適用されている

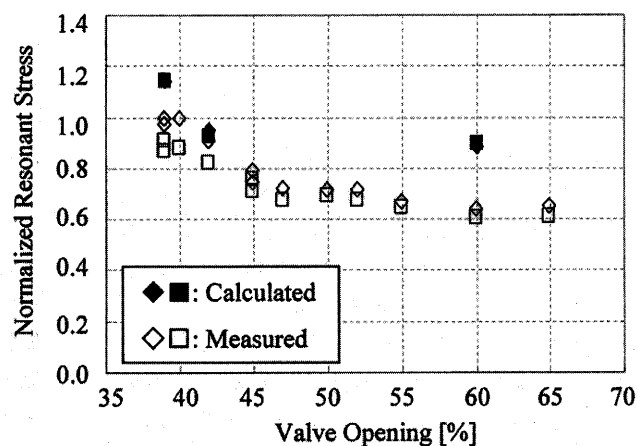
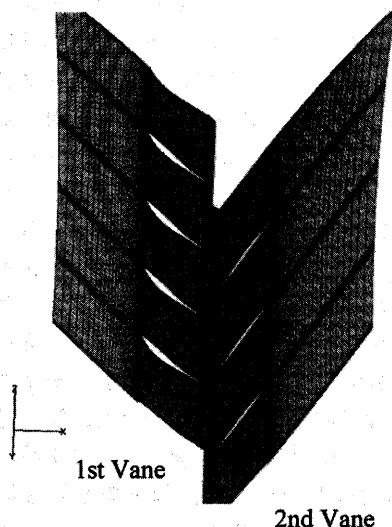
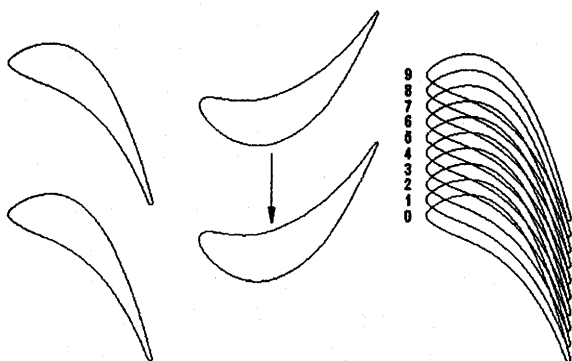


図4 圧縮機動翼の翼列干渉による共振応力の解析例⁽⁶⁾

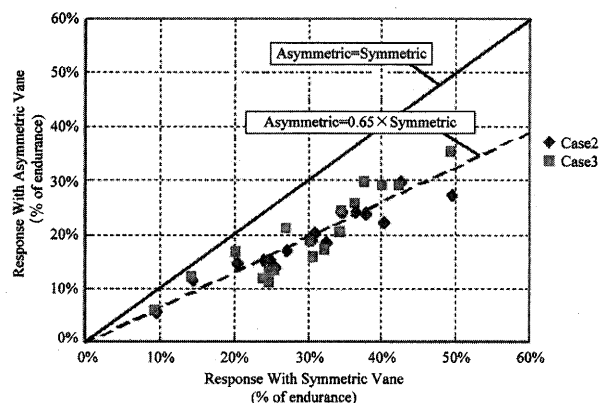
図5 タービン静翼のクロッキング解析⁽⁷⁾

が⁽⁷⁾、翼列干渉力低減の観点からも前置静翼と後置静翼の最適配置が検討されるようになってきている。このような翼列干渉力の解析では、翼列の周期対称性を利用し、着目する動静翼の1周期分の流路をモデル化して解析するが、動静翼の枚数に適当な最大公約数がない場合には、計算効率を上げるため、適当な枚数に近似して解析することがある。例えば、動翼30枚と静翼31枚の組み合わせに対する翼列干渉力の解析では、適当な公約数がないため厳密には全周360度のCFD解析をする必要があるが、通常は動静翼とも30枚（または31枚）と見なし、動静翼1枚ずつをモデル化して解析する。このように動静翼の枚数を解析し易い枚数に近似して翼列干渉力を求める場合は、わずかな動静翼の枚数比の変化により翼面上の圧力変動の分布（特に位相）が変化し、高次モードの応答に大きな影響を与えることがあるので、枚数比変更の影響を事前に十分検討しておくことが必要である。

圧縮機動翼では、上半ケーシングと下半ケーシングの静翼枚数をわずかに変更し、翼列干渉力を低減させる技術が適用されている。このような非対称配置静翼の場合も、厳密には全周360度のCFD解析をする必要があるが、計算効率を向上させるため、静翼枚数が上半ケーシングの2倍の場合と下半ケーシングの2倍の場合を別々に解析して、翼に作用する有効外力をつなぎ合わせて定常応答を求めている。図6は、非対称配置静翼の振動応力低減効果の検証例であるが、振動応力低減効果の計測値と予測値はほぼ一致することが示されている⁽⁶⁾。

翼列干渉力の他にも、ガスタービン動翼には燃焼器やストラットなど、静止側の偏流源に起因する加振力が作用する。これらの加振力も最近ではCFDで予測出来るようになりつつあるが、特に燃焼器が1段動翼に及ぼす加振力は中間の1段静翼を考慮して解析する必要があるが、実際の翼設計に適用できる予測精度を得るには、さらなる研究が必要である。

一方、タービンの最終段動翼や圧縮機の上流段動翼では、車室の非対称性などに起因して発生する低次のハーモニク励振力が問題になることが多い。翼列干渉力などの明瞭な励振力とは異なり、これらの励振力を解析的に予測することは困難であるため、低次のハーモニク

図6 非対称配置静翼の振動応力低減効果⁽⁶⁾

励振力については、類似機のモデル試験や実機フィールド試験から励振力を逆算し、共振応力を予測している⁽⁵⁾。

5. ランダム振動応力解析

部分負荷運転時のタービン動翼や旋回失速通過時の圧縮機動翼には、翼面からの流れの剥離などによりランダム振動が発生する。このようなランダム振動についても、構造系の減衰と翼に作用する加振力が既知であれば、式(1)にランダム振動理論を適用して、ランダム振動の大きさや頻度分布などを評価できる。しかしながら、現実にはこれらのランダムな流体力を解析的に求めることは困難であり、低次のハーモニク加振力と同様に、類似機のモデル試験や実機フィールド試験結果から加振力を逆算し、ランダム振動応力を推定することが多い⁽⁸⁾。

なお、翼の振動強度設計では、翼の振動応力は流体力による曲げ応力に比例すると仮定し、経験的に決めた許容値と比較することにより、翼の耐力が十分かどうかを判定する手法が古くから利用されている⁽⁹⁾。すなわち、式(4)から安全率に相当するパラメータ a の値を求め、これが許容値より大きければ翼は基本的な耐力を有していると考えられる。

$$a = \sigma_{osc} / \sigma_b \quad (4)$$

ここで、 σ_b は流体力による静的な応力、 σ_{osc} は材料の疲労強度である。パラメータ a の許容値は、翼構造や運転条件により異なる。

6. フラッタ解析

高負荷運転時のガスタービン動翼や圧縮機動翼には、非失速フラッタが発生することがあり、翼振動強度設計の重要な検討項目になっている。フラッタ発生の有無は、翼振動数、振動モード、翼間位相差、マッハ数、翼材料と作動流体の密度比、流れの迎角、翼形状、コード長など多くのパラメータに支配されるため、機種により様々なフラッタパラメータが提案されているが、通常の翼設計では、次式で定義される無次元振動数 k で評価することが多い。

$$k = \frac{C\omega}{V} \quad (5)$$

ここで、 C は翼の代表断面のコード長、 ω は翼の固有振動数、 V は流速である。フラッタの発生限界（限界無次元振動数）については、翼構造や振動モード毎に経験的に規定されている。

一方、最近の翼設計では、式(5)のようなフラッタパラメータによる評価に加え、CFD解析により詳細に安定性を評価することも行われている。フラッタが運転中に発生するかどうかは、式(1)の翼振動に依存する非定常流体力 $\{F^M\}$ をCFDコードで評価し、系全体が安定になるかどうかを調べる。すなわち、式(6)に示すように $\{F^M\}$ を翼の変位に比例する項、速度に比例する項、加速度に比例する項に分離し、作動流体の付加剛性 $[P_k]$ 、付加減衰係数 $[P_c]$ 、付加質量 $[P_m]$ をCFDコード（移動境界法）を利用して求める。

$$\{F^M\} = [P_k] \{U\} + [P_c] \{\dot{U}\} + [P_m] \{\ddot{U}\} \quad (6)$$

次に、式(6)を式(1)に代入して $(\{F^W\} = \{F^N\} = \{0\})$ 複素固有値解析を行い、構造と流体の連成系の安定性を調べる。

翼列フラッタでは一般に節直径モードが励起され、翼列上の全ての翼は同一振幅、かつ一定の翼間位相差で振動する。すなわち、翼列には回転方向と同方向に節直径が移動するモード（進行波）や逆方向に移動するモード（後退波）が励起される可能性があり、系全体の減衰が負になるモードの中で減衰が最小のモードでフラッタに突入する。このような翼列フラッタについては、翼・ディスク連成振動の場合と同様に周期対称法を利用することにより、1セグメント分だけの自由度を利用して安定性を解析することが出来る¹⁰⁾。図7は、翼間位相差 β をパラメータにして、翼列の安定性を解析し、実験値と比較した例である¹¹⁾。

7. ダンピング解析

ガスタービンの上流段動翼は、高温・高負荷・高遠心応力場で運転され、翼列干渉力以外に燃焼器に起因する

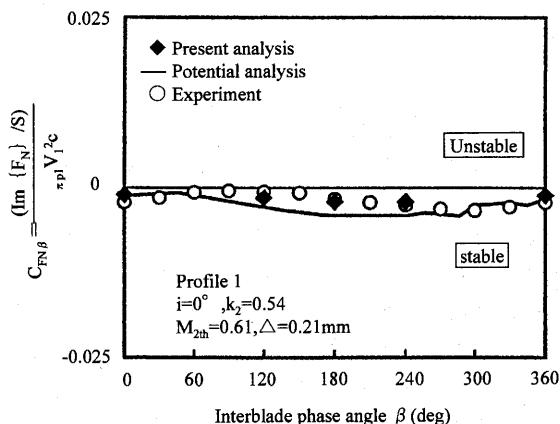


図7 翼列フラッタ解析例¹¹⁾

加振力を受けるため、振動強度上、最も厳しい。このため、振動応力の低減を目的として、隣接翼のプラットフォーム間に摩擦型ダンパを挿入し、積極的に摩擦減衰を利用するダンパ翼を採用することが多い。ダンパ翼の振動強度設計においては、摩擦現象を伴うダンパ翼の振動特性を解析的に予測し、最適なダンパ形状を決定しなければならない。このようなダンパ翼の解析では、式(1)の外力項に摩擦によって生じる非線形項を考慮する必要があり、直接時刻歴応答を解析すると非常に煩雑になり、計算コストも膨大になる。このため、部分構造合成法とハーモニックバランス法を利用して、ダンパ翼の減衰特性を効率良く解析する方法が利用されている^{3),12)}。この方法では、ダンパ部（非線形部分）とダンパ以外の部分（線形部分）を別々に解析し、両者の結果を合成して非線形周波数応答解析を行う。ダンパを有する翼・ディスク系を解析する場合、通常は非線形要素としてモデル化しなければならない部分は全体のごく一部であるため、本手法を適用すると解析効率を大幅に向上させることが出来る。また、ダンパ要素を変更するだけで種々の摩擦型ダンパ翼や衝突型ダンパ翼の解析に適用することができる。図8は、プラットフォーム間に摩擦型ダンパを導入するダンパ翼の典型的な振動特性である。ダンパの摩擦力が小さすぎるとダンパは完全にスリップするためダンパ翼の振動数は低く、減衰も小さい。逆に、ダンパの

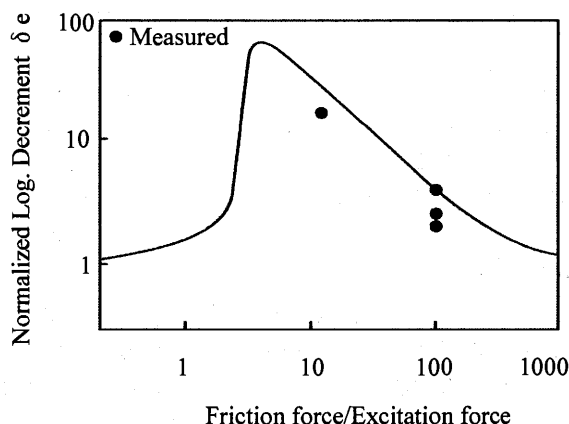
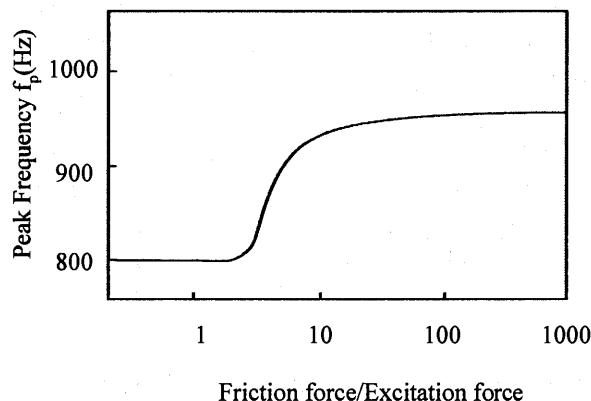
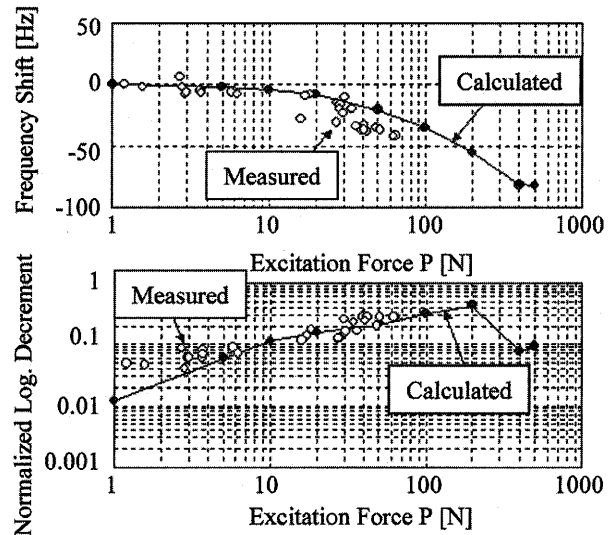
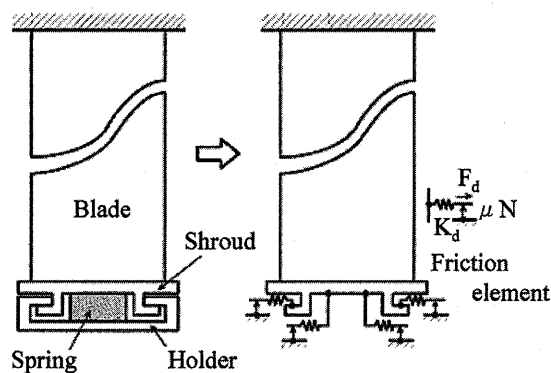


図8 摩擦型ダンパ翼の振動特性³⁾

図9 圧縮機用ダンパ静翼の振動特性解析¹⁴⁾

摩擦力が大きすぎると、ダンパは完全にスティックするためダンパ翼の振動数は高くなるが、減衰はやはり小さくなる。最適な減衰特性は両者の中間状態にあり、運転中に最適な減衰特性が得られるようにダンパ形状を決める。

ガスタービンの下流段に採用されるシュラウド翼も、隣接シュラウド間の摩擦減衰を利用するダンパ翼であり、図8と類似の振動特性を示す。シュラウド翼の場合は、隣接シュラウド間の摩擦力は、遠心力による翼のねじりモーメント、隣接シュラウド間の初期ギャップ（またはブリツイスト量）、シュラウド角などで決まるため、これらを調整して最適な振動特性を与える。

なお、最近はガスタービン動翼以外に、圧縮機の静翼にも摩擦型ダンパ翼構造が採用され始めている。摩擦型ダンパ静翼では、静翼のシュラウドとホルダ間に適当な剛性のバネ要素を挿入し、バネ反力を調整することにより最適な振動特性を与える。図9は、摩擦型ダンパ静翼の減衰特性を解析と実測とで比較した例であり、良く一致することが示されている¹³⁾。

8. ミスチューニング解析

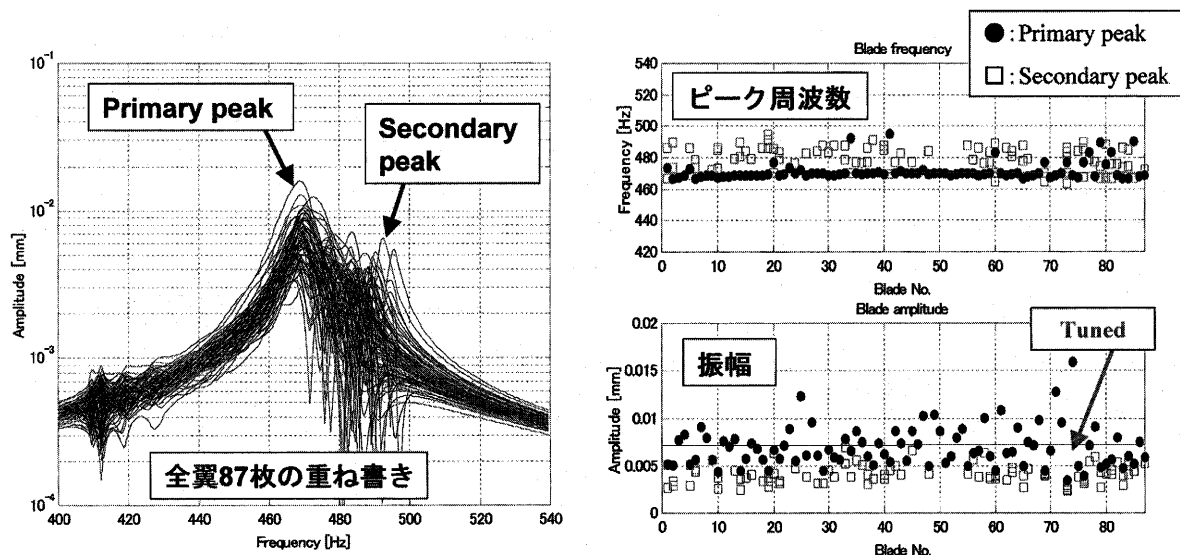
翼・ディスク系の振動解析を行う場合、通常はディスク上の翼の特性は同一（チューン系）であると仮定されるが、現実には工作誤差や材料定数のばらつきによって個々の翼の特性はわずかに異なっている（ミスチューン系）。このため、作動流体の不均一流れに起因する強制応答においては、翼・ディスク連成固有振動数の分化や振動モードの歪みなどにより、チューン系に対する共振条件式(3)がもはや成立しなくなり、個々の翼の応答の大きさに差が現れ、特定の翼のみが大きく応答する。また、チューン系よりも広い振動数範囲に渡って翼が応答するようになる。一方、チューン系の翼・ディスク系では、フラッタ発生時には翼列上の全ての翼は同一振幅、かつ

一定の翼間位相差で振動するのに対し、ミスチューン系の翼・ディスク系では明確な進行波や後退波が形成されないため、流体から翼・ディスク系に供給されるエネルギーが小さくなり、フラッタが発生しにくくなる。すなわち、ミスチューニングは、強制振動に対しては危険側に、フラッタに対しては安全側に作用する。最近の翼設計においては、このようなミスチューニングの効果を考慮して振動強度を精度良く評価することが必要になってきている。また、数枚の翼に歪みゲージを貼り付けて運転中の振動応力を計測し、翼・ディスク系全体の信頼性を評価するような場合にも、ミスチューニングの効果を考慮しなければならない。

ミスチューン系では、構造上の周期対称性が失われているため、振動解析を行う場合には、翼・ディスク系全体をモデル化して解析しなければならない。このため翼の振動強度設計では、翼・ディスク系全体を等価なばね・質量系でモデル化して解析する方法や、部分構造合成法を応用して解析する方法などが採用されている^{14),15)}。図10は、典型的なプラットフォーム型ダンパ翼を対象にして、等価なばね・質量モデルを利用して、ミスチューンがある翼・ディスク系の応答解析を実施した例である。ピーク周波数、応答、減衰のいずれについてもチューン系からのばらつきが見られるが、全翼の平均値は概ねチューン系に等しくなっている。一般に、このようなミスチューニング効果は、周方向の連成が弱いほど、また減衰が小さいほど大きくなる。

9. 検証試験

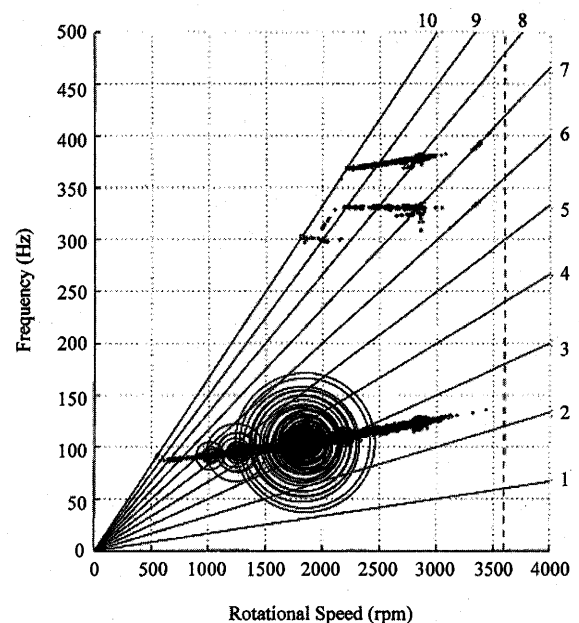
翼の振動強度設計では、前章までに述べた項目について強度検討を行うが、高性能・高信頼性の翼を設計するためには、振動数や振動応力の予測精度を正しく把握し、適切な裕度を織り込むことが不可欠である。このためには、モデル試験や実機フィールド試験で翼の振動数や振

図10 プラットフォーム型ダンパ翼のミスチューニング解析例¹⁶⁾

動応力を計測し、予測値と計測値を比較し、継続的に解析法の改良を行っていく必要がある。また、振動強度の設計クライテリアを確立するためには、運転中に発生する実機の翼振動現象を詳細に計測し、データを蓄積し、クライテリアとして纏めていくことが重要である。このため、翼振動解析技術と同様に翼振動計測技術は、信頼性の高い翼を開発していくためのキーテクノロジーになっている。

運転中の圧縮機動翼の振動応力計測には、非接触翼振動計測法^{16),17)}を適用することが多い。非接触翼振動計測法では、静止側にセンサを取り付け、翼がセンサの下を通過するときに発生するパルスのタイミングが、翼が振動している時と振動していない時とで時間差を生じることを利用して、翼の振動振幅を計測する。最新の非接触翼振動計測法を適用すると、静止側のケーシングに数点のセンサを取り付けるだけで全翼の振動数、振動振幅、全周の振動モードを計測することが出来るため、ミスチューニング現象の調査などに特に威力を発揮する。図11は、起動昇速中の圧縮機動翼の振動応答を非接触翼振動計測法で計測した例である¹⁷⁾。

一方、運転中のガスタービン動翼の振動応力計測では、計測環境が高温であること、翼の剛性が高いため疲労限に近い振動応力が発生しても振動振幅が小さいことなどの理由により、非接触翼振動計測法の適用は困難であり、直接翼に歪みゲージを貼付し、テレメータシステムを利用して翼振動応力を計測することが多い。歪みゲージには、溶接型歪みゲージや溶射型歪みゲージが使用されている。溶接型ゲージは、ベースメタルとリード線が一体の構造になっており、比較的簡単に取り付けられが、ゲージの剛性が大きくサイズも大きい。一方、溶射ゲージは、ゲージ素線をセラミック溶射で翼に取り付けるため、サイズを小さくでき信頼性も高いが、ゲージの貼付作業には専用の設備が必要である。過酷な環境下でター

図11 非接触翼振動計測法の適用例¹⁷⁾

ビン翼の振動応力計測を成功させる決め手は、歪みゲージの信頼性とワイヤリング技術であり、継続的な改良が続けられている。実環境下での翼の振動計測は、設計した翼が目標通りの機能を有しているかどうかを検証するだけでなく、翼設計に必要となる加振力や減衰のデータを得るためにもきわめて重要である。

10. あとがき

ガスタービンの最近の振動強度設計法について概要を述べた。ガスタービンの翼振動の問題には、熱、流体、構造、材料、工作法などの問題が密接に関連し合っており、実際の翼の振動強度設計には、ここで述べた項目以外にも多くの項目について検討することが必要である。今後、翼の振動強度の予測精度を向上させ、さらに信頼

性の高い翼を設計していくためには、非線形部分のモデル化手法や非定常流体力の予測手法など、解析法の改良が必要と思われる。また、翼振動解析法とともに翼振動計測法を改良して未知の現象を一つ一つ解明し、設計クライテリアに反映していくことが重要である。さらに、個々の要素技術だけでなく、品質工学を適用したロバスト設計技術やQCD (Quality Cost Delivery) 全体の最適化技術などの応用が、今後ますます重要になってくると思われる。

翼振動の問題は多方面に渡っているため、本稿では限られた範囲でしか解説できなかったが、この分野に関係される方々の何らかの参考になれば幸いである。

参考文献

- (1) 金子康智, ターボ機械, 第27巻第8号, (1999-3), p.462
- (2) L. F. Wagner and J. H. Griffin, Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines and Power, vol. 118 (1998), p.130
- (3) Y. Kaneko and S. Umemura, International Gas Turbine Congress, 95-Yokohama-IGTC-83, Vol.3 (1995), p.191
- (4) 金子康智, 桃尾孝史, 岡田幸正, 機論C, 61-586 (1995-6), p.2210
- (5) Y. KANEKO, K. MORI and N. TOCHITANI, Proceedings of the International Conference on Power Engineering-03 (ICOPE-03), Vol.2, (2003), p.189
- (6) Y. Kaneko, K. Mori and H. Okui, ASME paper GT2004-53023 (2004-6), p.1
- (7) U. Reinmöller, B. Stephan, S. Schmidt and R. Niehuis, ASME paper GT2001-GT-0304 (2001-6), p.1
- (8) Y. KANEKO, K. MORI, S. IIDUKA and H. OHYAMA, IFToMM, Proceedings of Sixth International Conference on Rotor Dynamics, Vol. 3, (2002), p.153
- (9) 梅村直, ターボ機械, 第31号第4号, (2003-4), p.246
- (10) 金子康智, 森一石, 機講論, No.99-7 (1999), p.667
- (11) Eguchi, T. and Wiederman, A., Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, (1999), p.237, Elsevier Science B. V.
- (12) 金子康智, 梅村直, 池上保彦, 長嶋利夫, 機論C, 65巻633号, (1999), p.1742
- (13) 金子康智, 森一石, 富井正幸, 長嶋利夫, 機論C, 69巻682号, (2003), p.1508
- (14) 金子康智, 森一石, 渡辺英一郎, 長嶋利夫, 機論C編, 63巻610号, (1997), p.1887
- (15) 金子康智, 大山宏治, Dynamics and Design Conference 2004 CD-ROM 論文集, (2004), p.1
- (16) 金子康智, 飯塚信也, 池上保彦, 機論C, 67巻658号, (2001), p.1846
- (17) 金子康智, 飯塚信也, Dynamics and Design Conference 2001 CD-ROM 論文集, (2001), p.1

特集：振動・ロータダイナミクス

航空用エンジンのロータダイナミクス

篠崎 正治^{*1}

SHINOZAKI Masaharu

キーワード：ガスタービン，ロータダイナミクス，伝達マトリクス法，有限要素法

Gas turbines, Rotor Dynamics, Transfer Matrix Method, Finite Element Method

1. はじめに

航空用ガスタービンエンジンでは，一般的なターボ機械と同様に，回転体の振動問題の解決が設計上の重要な課題の一つとなる。回転体の振動により，構造物の破損や騒音が生じるため，信頼性が高いエンジンの設計には，振動特性を予測するための精度の高い振動予測手法が必要となる。航空用エンジンでは，高性能化に伴い軽量化設計が行われ，静止部が軽量で柔構造となるため，静止部の振動特性を十分に考慮した予測手法が必要である。

エンジンの設計においては，通常運用時の条件での振動特性の検討と，ブレード飛散等により発生する過大不釣り合い時の荷重に対して構造物の強度検討が行われる。通常運用時の条件では，通常線形解析を用いて回転体の危険速度と応答に着目し，危険速度を運転領域から回避するための検討が行われる。一方，過大不釣り合い時の検討は，軽量で柔構造物の強度要求を満足する必要があるため，ブレード飛散時の非線形，非定常現象を模擬した応答解析により各部に発生する荷重を算出し，強度検討が行われる。特に高バイパスファンエンジンでは，エンジン前側に位置するファンブレードが飛散した場合の過大不釣り合いによる荷重がもっとも大きく，軽量化設計を行う上でこの荷重の見積もりが重要となる。

本稿では，航空用エンジンの振動検討に用いる解析モデルおよび応答解析手法について紹介する。

2. 航空機エンジンの構造と振動特性

代表的な航空機エンジンの構造の例を図1⁽¹⁾に示す。一般的なターボファンエンジンでは，ファンと低圧タービンを持つ低圧系回転部，圧縮機と高圧タービンを持つ高圧系回転部の2つの回転軸がある。低圧系回転部はNo.1, No.2, No.5ベアリングの3つの軸受けで支持され，高圧系ロータはNo.3, No.4ベアリングの2つにより支持される。ベアリングは一般的に，転がり軸受けが用いられる。静止構造物にはファンケース，コアケース，バイパスダクトなどがあり，2つの回転部はベアリングサポートからフレームを介し静止部へ接続され

る。エンジン全体は，前後マウントにより静定構造で支持される。

高圧系の振動は，径が大きく剛性が高いため，2軸受けの構造が一般的に用いられ，運用回転数域が剛体モードと曲げモードの危険速度の間，もしくは剛体モード以下に位置するように設計される。剛体モードを通過して運用されるエンジンには，危険速度通過時の応答を低減するためにスクイーズフィルムダンパが一般的に用いられる。

低圧系は径の小さいシャフトの両端に慣性モーメントの大きいファンと低圧タービンがついているため，曲げモードの危険速度が問題とならないように，3ベアリングでの支持構造を基本として設計される。

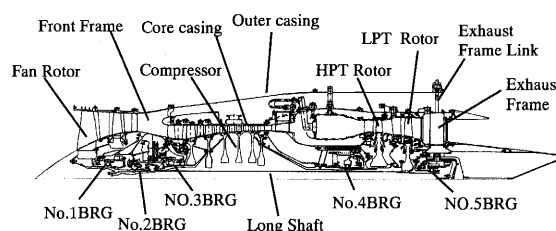


図1 エンジンの構造例

3. エンジン振動解析手法

通常運用時に適用する解析には，危険速度解析，複素固有値解析，ファン部，低圧タービン部などの代表的な回転部に不釣り合いを付加した定常応答解析が行われる。いずれの解析も線形範囲で回転数成分のみを考慮した解析である。解析手法には回転体特有のジャイロ効果を考慮することが簡便にできる伝達マトリクス法⁽²⁾が一般的に用いられる。また，構造物の振動解析等に一般的に用いられる有限要素法は，回転軸のジャイロ効果を考慮することが難しく適用することが困難であったが，最近では，回転軸のジャイロ効果を考慮できる解析ツールも出てきている。

一方，ブレード飛散時などに発生する過大不釣り合い時の解析は，不釣り合いにより回転部に過大な振れ回りが生じ，静止部との接触を起こすため，接触を考慮した非線形解析が必要となる。接触時には回転部の振れまわりを回転数成分のみでは表現できないため，倍調波，分数調

原稿受付 2004年11月24日

* 1 石川島播磨重工業(株) 航空宇宙事業本部
技術開発センター エンジン技術部

〒188-8555 東京都西東京市向台町3-5-1

波の調和成分も求める必要がある。この応答は、定常状態では、調和バランス法による周波数領域での解析^{(3),(4)}により求めることができる。また、不釣り合い発生直後の非定常振動は、運動方程式を直接積分して求める。積分法には、陽解法、陰解法があり、前者は不釣り合い発生直後の短い時間での局所的な応答を求めるために用いられ、後者は比較的長い時間での振動応答を求めるものに用いられる。

4. エンジン全体のモデル化

4.1 多層構造によるモデル化

伝達マトリクス法に用いる解析モデルは、一般的に回転軸のみが1層でモデル化されている。しかし、航空用エンジンでは、一般的に回転軸が複数あり、さらに静止部の振動特性を取り込むために、伝達マトリクスの多層化が必要である。多層化による解析モデルの概念図を図2に示す。

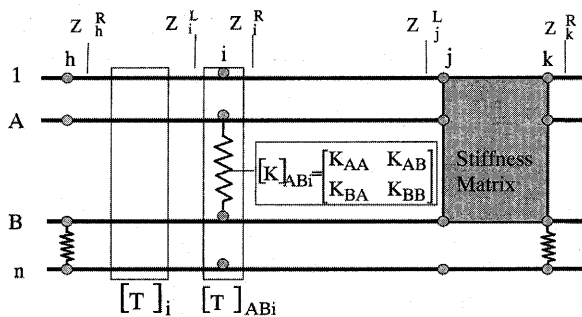


図2 多層化された伝達マトリクス法の解析モデル

多層モデルは、各層の同一番号の節点同士をばね要素を用いて層間の結合ができる。また、フレームのように軸方向に幅を持ち、隣り合う軸方向の節点での変位が連成している場合には、剛性マトリクスを用いてモデル化することで精度の良い解析を行うことができる。層間の剛性マトリクスは以下の手法を用いることで取り込むことができる。

変位と荷重の関係は剛性マトリクスを用いると式(1)となる。

$$\begin{bmatrix} K_{jj} & K_{jk} \\ K_{kj} & K_{kk} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_j \\ U_k \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_j \\ F_k \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} K_{jj} & K_{jk} \\ K_{kj} & K_{kk} \end{bmatrix} : \text{剛性マトリクス}$$

$$U_j = \{U_{1j}^L, \dots, U_{Aj}^L, U_{Bj}^L, \dots, U_{nj}^L\}^T$$

$$U_k = \{U_{1k}^R, \dots, U_{Ak}^R, U_{Bk}^R, \dots, U_{nk}^R\}^T$$

$$F_j = \{F_{1j}^L, \dots, F_{Aj}^L, F_{Bj}^L, \dots, F_{nj}^L\}^T$$

$$F_k = \{F_{1k}^R, \dots, F_{Ak}^R, F_{Bk}^R, \dots, F_{nk}^R\}^T$$

この関係を、節点の変位と荷重のベクトルで展開、整理すると、式(2)に示す伝達マトリクスに変換することができる。この伝達マトリクスを解析モデルに取り込むことで、フレーム部の剛性を模擬することができる。

$$Z_k^R = \begin{bmatrix} -[K_{jk}]^{-1}[K_{jj}] & [K_{jk}]^{-1} \\ [K_{kj}] - [K_{kk}][K_{jk}]^{-1}[K_{jj}] & [K_{kk}][K_{jk}]^{-1} \end{bmatrix} Z_j^L \quad (2)$$

$$Z_j^L = \{U_{1j}^L, F_{1j}^L, \dots, U_{Aj}^L, F_{Aj}^L, U_{Bj}^L, F_{Bj}^L, \dots, U_{nj}^L, F_{nj}^L\}^T$$

$$Z_k^R = \{U_{1k}^R, F_{1k}^R, \dots, U_{Ak}^R, F_{Ak}^R, U_{Bk}^R, F_{Bk}^R, \dots, U_{nk}^R, F_{nk}^R\}^T$$

4.2 エンジン構造のモデル化

エンジン全体をモデル化する場合には、主構造となる外殻部とおおのこの回転軸をいくつかの層に分けモデル化する。各層は、梁要素、質量要素でモデル化され、層間は質点、減衰を含むばね要素で結合する。モデル化の概念図を図3に示す。回転軸やケーシングなどのエンジンの主構造部材は梁要素を用いてモデル化し、翼部、ディスク部、配管等の構造部材でないものは質量要素でモデル化する。フロントフレーム以外のケーシングと回転部を結合するフレーム部およびベアリングサポート部は質点および減衰を含むばね要素でモデル化する。複数のベアリングを支持するフロントフレーム部では、フレームにつながる部位での連成を考慮するために剛性マトリクスを用いてモデル化する。

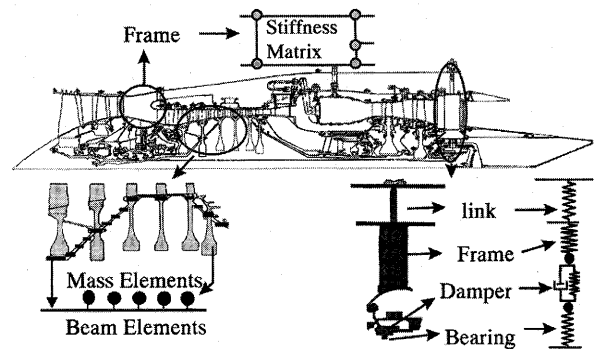


図3 解析モデル化手法の概念図

図1に示すエンジンの振動解析モデルを図4に示す。エンジンの主構造をアウターケース、コアケース、No.1およびNo.2ベアリングサポート、燃焼器インナーケース、低圧系回転部、高圧系回転部の6層で模擬する。フロントフレーム部は図5に示すモデルを用いて有限要素法により剛性マトリクスを算出し、式(2)を用いて伝達マトリクスに変換しモデルに取り込む。他のフレーム、リンクは、ばね要素を用いてモデル化する。また、マウント剛性は異方性を考慮し、外殻等のエンジン構造物には構造減衰を与える。

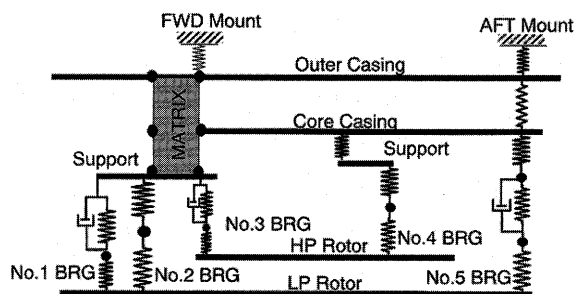


図4 剛性マトリクスを用いたエンジンモデル

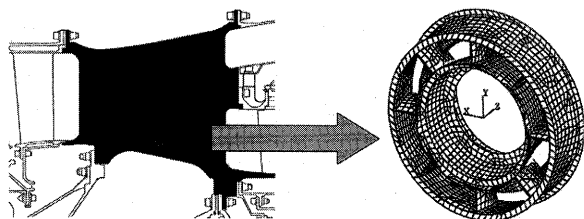


図5 フロントフレーム部の剛性解析モデル

4.3 実機計測結果との比較

実機の分解後に計測した残留不釣り合い量を用いて各ベアリング部の応答を算出し、エンジン運転時の振動計測結果との比較を行う。また、剛性マトリクスを用いた効果を確認するために、図6に示す剛性マトリクス部を単純なばね要素でモデル化したモデルの応答解析結果も合わせて示す。応答解析結果と計測結果の比較を図7～9に示す。図の縦軸は、No.5ベアリング部の実機計測結果の最大値との比を現している。剛性マトリクスを用いたモデルでは実機の応答を良く模擬できており、また、No.1, 2ベアリング部の応答では剛性マトリクスによるモデル化の効果が現れている。したがって、伝達マトリクスを用いた解析では、エンジン全体を多層モデルによりモデル化し、フレーム部を剛性マトリクスを用いてモデル化することで、十分な精度で不釣り合い応答を予測することができる。

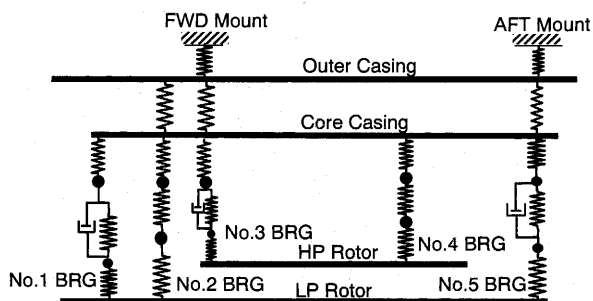


図6 剛性マトリクスなしのエンジンモデル

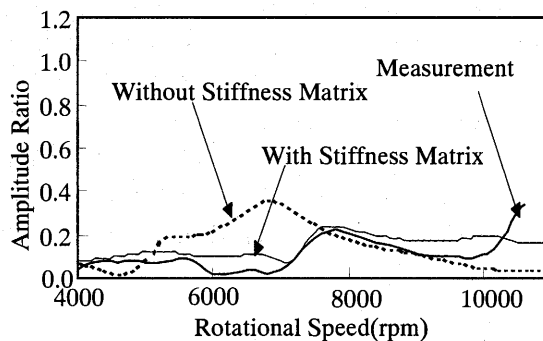


図7 No.1ベアリング部の応答

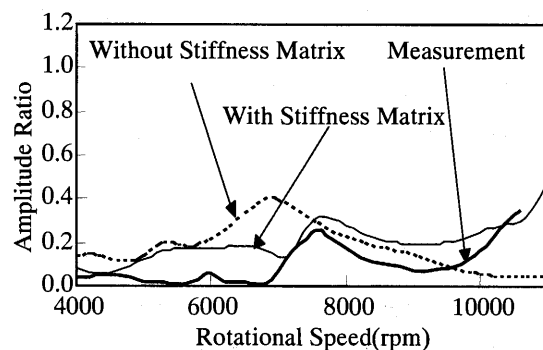


図8 No.2ベアリング部の応答

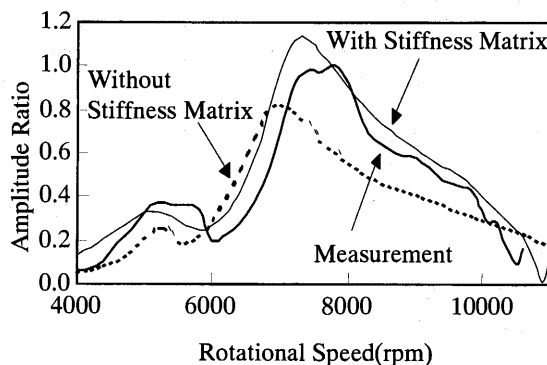


図9 No.5ベアリング部の応答

5. 非線形定常応答解析手法

5.1 解析手法

ブレード飛散等で発生する過大不釣り合いの応答解析では、回転部の振れまわりが大きくなり、クリアランスの狭い翼部、シール部等で回転部と静止部との接触が生じる。接触時の荷重は、図10に示すように高調波、分数調波成分を含む応答となる。このような非線形応答は、まず時間領域で変位-荷重の計算を実施し、荷重の波形に含まれる各周波数成分の大きさと位相をフーリエ変換で求め、荷重と変位の関係が非線型要素で設定した荷重と変位の関係となるように収束計算を行うことで求めることができる。高調波成分は、基本回転数の1周期分の波形を用い、分数調波を考慮する場合には、波数に応じた周期を用いることで応答を求めることができる。非線形

応答解析手法では、軸の振れまわり軌跡の計算と周波数変換を逐次行い収束計算を行わなければならないが、収束計算の効率を上げることが課題となる。振れまわり軌跡を効率よく求める手法として、非線形部と線形部を分け線形構造部分を影響係数で表現することで余分な自由度を消去し、非線形要素の部分を効率的に解くことができる影響係数法があげられる。また、時間領域から周波数領域への変換では、時間領域全体で周波数解析を行うFFT (Fast Fourier Transform) を用いることで解析効率を上げることができる。

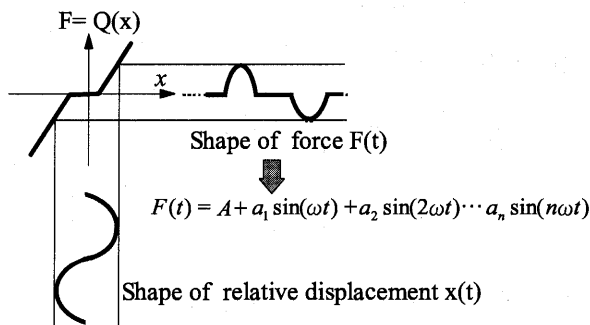


図10 接触部の非線形荷重

5.2 非線形部位のモデル化

非線形荷重が発生する接触部の特性は、図11に示すように、初期隙間、剛性の遷移領域および接触時の最終的な剛性の3つの領域であらわすことができる。遷移領域の特性は、壁面の隙間量 (r_0)、剛性の遷移領域の長さ ($r_1 - r_0$)、壁面剛性 (k_1) の3つのパラメータを用いて式(3)に示す4次式で定式化できる。4次式の係数は荷重、変位の連続性を境界条件として求めることができる。

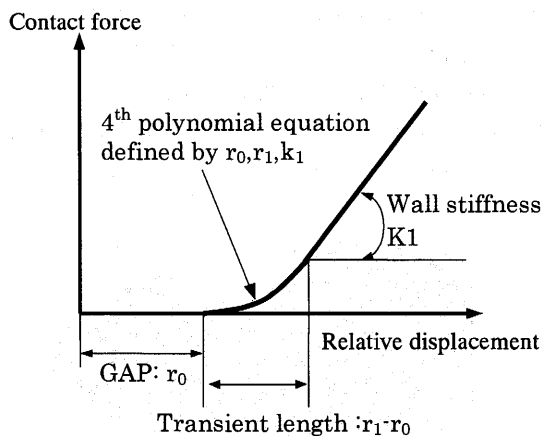


図11 接触部のモデル化

$$F = a_0 + a_1(\chi - \gamma_0) + a_2(\chi - \gamma_0)^2 + a_3(\chi - \gamma_0)^3 + a_4(\chi - \gamma_0)^4 \quad (3)$$

5.3 実機応答との比較

エンジン運転時に低圧タービン部に生じた翼飛散時の不釣り合いによる応答を模擬した応答解析結果と計測結果との比較を以下に示す。

解析モデルは、図12に示すように、図4に示すモデルに低圧系タービン部のみに接触要素を加えたモデルを用いる。

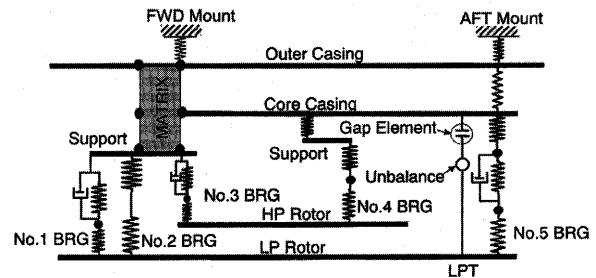


図12 非線形定常応答解析モデル

解析手法には、伝達マトリクス法を用いて接触部の非線形要素の結合点での影響係数を算出し、FFTを用いて周波数領域での収束計算を実施し、ベアリング部の回転数成分と高調波成分応答を求めている。接触部の荷重を図13に示す。接触部の荷重は、5,700rpm ~ 8,400rpm で発生し、回転1次成分だけでなく、回転3次成分も発生している。

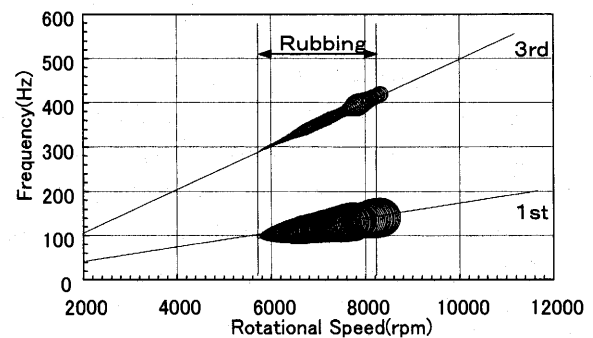


図13 接触部の応答荷重

図14および図15に No. 5 ベアリング部の応答解析結果、計測結果をそれぞれ示す。応答解析結果では、接触により荷重が発生している領域で回転3次成分が発生しており、エンジンでの計測でも、6,000rpm 付近に回転3次成分が発生している。3次成分の発生は、解析より若干低い個所であるが、低圧タービンと静止部の接触がこの回転で起こっていると考えられ、解析により接触時に発生する高調波成分を模擬できている。

以上より、接触を考慮した非線形定常応答解析をおこなうことで、過大アンバランス時に生じる振動を予測することができる。

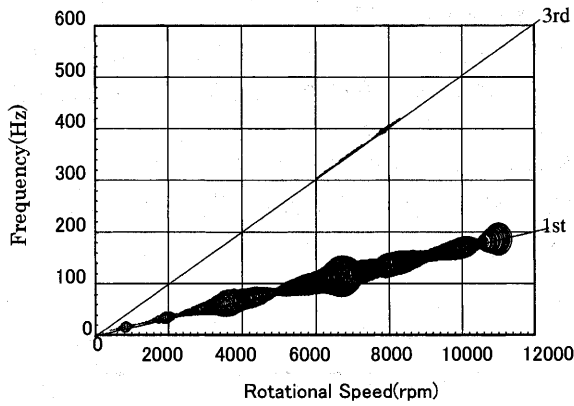


図14 No.5ベアリング部の応答変位

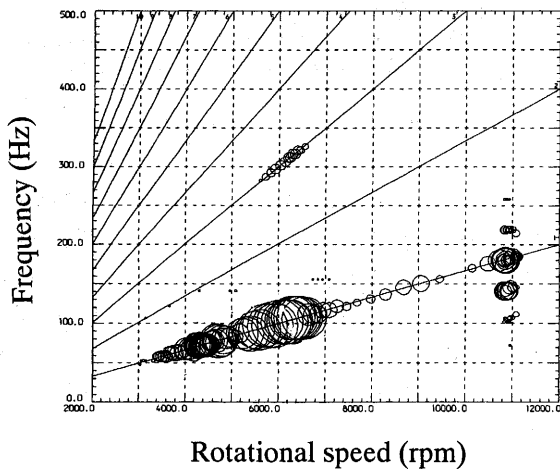


図15 No.5ベアリング部の振動計測結果

6. 非定常非線形応答解析の動向

非定常非線形応答解析は、不釣り合い発生直後の振動や回転速度の急激な変化を伴う振動などの非定常応答の予測に用いられる。回転軸系の非定常応答は、速度に依存するジャイロマトリクスを考慮した式(4)の運動方程式を数値積分により求める。

$$[M] \{\ddot{u}\} + [C] \{\dot{u}\} + [K] \{u\} = \{F\} \quad (4)$$

$$[C] = i\omega [C_g] + [Cd] : \text{減衰マトリクス}$$

$$[C_g] = \begin{bmatrix} 0 & I_p \\ -I_p & 0 \end{bmatrix} : \text{ジャイロマトリクス}$$

IP: 回転軸回りの慣性モーメント

ω : 角速度

$[M]$: 質量マトリクス

$[K]$: 剛性マトリクス

$\{\ddot{u}\}$: 加速度ベクトル

$\{\dot{u}\}$: 速度ベクトル

$\{u\}$: 変位ベクトル

$\{F\}$: 荷重ベクトル

数値積分法には、陽解法と陰解法がある。陽解法では、安定性した解を得るためには時間刻みを小さくする必要があり、数値積分上の誤差も蓄積しやすいため、衝撃応

答などの大規模なモデルを用いての極短時間での局所的な変形を模擬する解析に適している。陰解法は、ある時間 $t + h$ における外力と、物体内の内力との釣り合いから $t + h$ 後の応答を求める手法である。逐次積分法の代表的な手法である Newmark- β 法を用いて運動方程式を書き直すと式(5)を得る。左辺の係数マトリクスを逆変換し、右辺の外力項に乗じることで応答を求めることができる。また、非線形特性は、右辺の荷重と左辺の変位の関係を用いて収束計算を行うことで考慮できる。陰解法では、時間刻みを大きくとることができ、誤差の蓄積も小さいため、比較的長い時間での大局的な振動特性の把握に有効である。

$$\left(-\frac{1}{\beta h^2} [M] + \frac{\gamma}{\beta h} [C] + [k] \right) u(t+h) = f(t+h) \quad (5)$$

$$+ [M] \left[\frac{1}{\beta h^2} u(t) + \frac{1}{\beta h} \dot{u}(t) + \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \ddot{u}(t) \right]$$

$$+ [C] \left[\frac{\gamma}{\beta h} u(t) + \left(\frac{\gamma}{\beta} - 1 \right) \dot{u}(t) + \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1 \right) h \ddot{u}(t) \right]$$

近年では、解析能力の向上に伴い有限要素法を用いた3次元モデルを用いた非定常非線形応答解析も可能になっている。特に、慣性モーメントの大きいファンブレードが飛散した場合の構造健全性と軽量化設計を両立するために、エンジン本体の各部の荷重やエンジンに取り付けられている機器に発生する荷重を、3次元構造を考慮して精度の良い予測ができる手法が要望されている。

有限要素法により3次元モデルを用いて、陰解法による非線形非定常応答解析の事例を以下に示す。

解析モデルを図16に示す。エンジンの静止部をシェル要素と質量要素でモデル化し、回転部はビーム要素と質量要素でモデル化する。静止部と回転部はベアリング位置でばね要素を用いて結合している。減衰は、構造減衰とダンパー部に粘性減衰を与えている。また、ファン動翼が飛散した場合を想定し、ファン動翼とファンケース部の接触を模擬するために接触要素を用い、ファン部に不釣り合いによる荷重を負荷している。また、回転数の低下も考慮する。

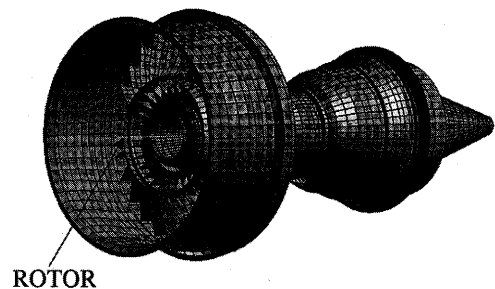


図16 3次元非定常非線形応答解析モデル

時刻0秒でファン部に大きな不釣り合いが生じた場合のNo.1ベアリングに発生する荷重応答を時刻歴で算出した結果を図17に示す。飛散直後に応答が増大し、その後徐々に応答自体が小さくなっていく様子がわかる。

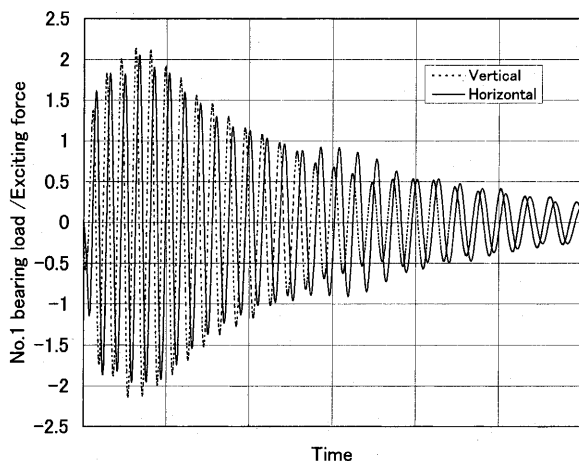


図17 No.1ベアリング荷重

大規模な非定常非線形応答解析では解析時間が問題となるが、静止部の解析自由度を固有モードを用いて動的縮退をおこなうことで解析時間を削減することができる。解析自由度を削減した解析と縮退を行っていない解析との比較を図18に示す。動的縮退を行うことで、計算時間は約1/10に大幅に短縮されているが、不釣り合い発生直後の応答は、縮退によらず十分に一致しており、縮退が適切に機能していることがわかる。

以上より、3次元の大規模モデルを用いた過大な不釣り合いが生じた場合の接触現象を含む非線形非定常応答を解析が可能となってきている。

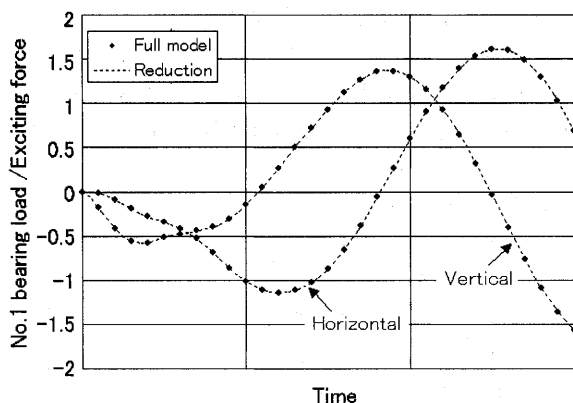


図18 動的縮退有無での応答比較

7. まとめ

航空用エンジンの振動解析では、高性能化に伴う軽量化と信頼性が両立できるように線形応答解析、非線形応答解析が設計段階より適用されている。初期設計段階では、簡便な方法である伝達マトリクス法は、多層化による静止部の振動特性を取り込むことで十分に設計に適用できるツールとなっている。

また、より高精度な荷重を算出するために、3次元での非定常非線形応答解析も適用段階に来ている。今後、コンピュータの性能向上に伴い解析速度が上がることで、3次元大規模モデルでの検討が重要な役割を担っていくものと思われる。

謝辞

経済産業省の新規産業創出型産業科学技術研究開発制度による「環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発」の一環として、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）から委託を受けて実施したものです。本研究の実施に当たり、ご指導とご協力をいただいたNEDO および多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) H.Itahara, Y.Nakata, T.Kimura, et al, "Research and Development of HYPR90-T Variable Cycle Turbo Engine for HST.", ISABE 97-7013
- (2) M Behzad, B Mehri, 1998, "Accuracy of the Riccati Transfer Matrix Method", ASME 98-GT-513
- (3) 小林正生, 他, 「部分構造合成法を用いた多自由度回転軸系の非線形定常振動解析」日本機械学会論文集, C編, 57巻, 533号, p1~8 (1991)
- (4) M.kobayashi et al, 「Nonlinear Steady-State Rotordynamic Analysis Using Transfer Coefficient Method」 ASME DE-Vol35 "Rotating Machinery and Vehicle Dynamics" p51~58 (1991)

特集：振動・ロータダイナミクス

ロータダイナミクスと振動設計

和田 寿夫*1

WADA Hisao

キーワード：ローター，ダイナミクス，振動，解析，伝達マトリックス法

Rotor, Dynamics, Vibration, Analysis, Transfer Matrix Method

1. はじめに

各種プラント，とりわけ発電プラントの動力源に用いられるガスタービンのような回転機械は，システム全体を停止させかねない重要な役割を担うことが多く，高い信頼性が要求される。

ガスタービンの開発設計においては，その機械の性能を大きく左右する翼（流体）や燃焼器などの設計に注力され，数%の効率UPにしのぎが削られる。一方で，縁の下の技術として地味な役割を担っている振動設計には積極的に目が向けられない傾向がある。しかし，回転機械にとって振動の発生は不可避な側面があり，ひとたび振動問題が発生すると十分な性能が発揮できないだけでなく，運転が停止する致命的な状況を招く恐れがある。回転機械の信頼性を高めるには振動設計／解析技術が重要であり，流力性能や構造設計とのベストバランスが必要である。

そこで，回転機械の振動解析手法と設計の現状を弊社における例も含めて紹介する。

2. 振動解析

一般に構造物などの振動解析には汎用の有限要素法（FEM）解析コードが用いられ，構造強度の検討に用いられると同様に広く普及しているが，回転機械の振動解析はジャイロ効果や，すべり軸受の動特性の複雑さなどのために，多くの設計者にとっては敬遠されがちな解析技術である。

回転機械の振動解析ではロータをばね要素と質量要素に分割した離散モデルが用いられてきた。初めは中央に一枚のディスクを有し，ジャイロ効果の無い単純なモデルであるジェフcottロータの解析に始まり，その後，ディスクの傾きによるジャイロ効果を考慮した解析，多数のディスクを有した多自由度系の振動解析など数多くの研究がなされ，そこでは伝達マトリックス法や有限要素法などの多くの解析手法が用いられている^{(1)~(4)}。最近では，ロータなどの回転部とケーシングなどの静止部をまとめたモデルでの有限要素法（FEM）による解析も行われてきている。

しかしながら，回転機械の振動設計には現在でも伝達

マトリックス法が主に用いられている。この手法は連続体である回転軸を質量要素とばね要素とし，軸方向に分割した離散解析モデルをつなぎ合わせ，計算量の低減が可能となる特徴を有している。今日のようにコンピュータの能力が飛躍的に向上した現在では，この解析手法は古臭いように思われがちであるが，軸対称形状のロータには，モデル化の簡便さ，結果評価の容易さ，短い計算時間などから，何度も修正を繰り返すロータの振動設計を効率良く短時間に実施するには適した手法である。

3. 伝達マトリックス法

伝達マトリックス法におけるモデル化は，ロータを軸方向に多数の要素（ばねと質点から成る）に分割し，それぞれの要素のマトリックスをつなぎ合わせて全体の軸系のモデルを構築する。

各要素間では“たわみ，傾き，せん断力，モーメント”を状態量として，それらを伝達マトリックス T_i でつなぎ合わせて全体系の解析モデルが構築される。ある分割点での変位を x ， y ，傾きを θ_x ， θ_y ，曲げモーメントを M_x ， M_y ，せん断力を V_x ， V_y とすると，分割点で伝達される状態量を示す状態ベクトル Z は

$$Z = [x \ \theta_x \ M_x \ -V_x \ y \ \theta_y \ M_y \ -V_y]^T \quad (1)$$

と表せる。ただし，状態ベクトルの最後の要素である“1”は強制項を表し，固有値解析には不要である。

各要素間のばねは軸を一樣断面の梁として求める。一般に回転機械の軸は回転中心に対して軸対象であるため，等方性のばねとしてモデル化され，剛性マトリックス T_B は，

$$T_{Bi} = \begin{bmatrix} 1 & l & \beta & \gamma & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \alpha & \beta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & l & \beta & \gamma \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \alpha & \beta \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\alpha = \frac{l}{EI}, \quad \beta = \frac{l^2}{2EI}, \quad \gamma = \frac{l^3}{6EI} - \frac{l}{GA}$$

E ；ヤング率， G ；横弾性係数， A ；断面積， I ；断面二次モーメント， l ；分割要素（梁）の長さ

原稿受付 2004年11月11日

*1 川崎重工(株) 技術研究所 機械・流体研究部
〒673-8666 兵庫県明石市川崎町1-1

となる。 T_B は一様断面梁で定義されるため、要素間で断面が変化する段付き梁や、コーン状の断面には等価断面を求める必要がある。

次に、要素分割位置でのディスクなどの質点マトリックス T_M は

$$T_{Mi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -I_d \omega^2 & 1 & 0 & 0 & jI_p \Omega \omega & 0 & 0 \\ m^* \omega^2 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & \Delta V_x \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -jI_p \Omega \omega & 0 & 0 & 0 & -I_d \omega^2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m^* \omega^2 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$m^* = m + m_e$$

$$\Delta V_x = m_e \varepsilon \Omega^2 (\sin \phi - j \cos \phi), \quad \Delta V_y = m_e \varepsilon \Omega^2 (\cos \phi + j \sin \phi)$$

m ; 質量, m_e ; 不つりあい量, ε ; 偏重心,

ϕ : 不つりあいの基準位置からの位相角

I_p, I_d ; 回転軸, 直径軸周りの慣性モーメント,

Ω ; 軸の自転角速度, ω ; ふれまわり角速度

となる。このマトリックスは詳細な形状データに基づいて諸量を算出することで精度の良いマトリックスが得られる。

さらに、分割点に軸受が存在する場合の支持部のばね・減衰マトリックス T_K は

$$T_{Ki} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K_{xx} & 0 & 0 & 1 & K_{xy} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ K_{ys} & 0 & 0 & 0 & -K_{yy} & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$K_{lm} = k_{lm} + j\omega c_{lm} \quad (l, m = x, y)$$

となる。ここで k_{lm}, c_{lm} はそれぞれ軸受油膜によるばね定数, 減衰係数である。

これらのマトリックスから各要素の伝達マトリックス T_i は

$$T_i = T_{Ki} T_{Mi} T_{Bi} \quad (5)$$

となる。

これらのマトリックスをつなぎあわせて得られるロータ全体の伝達マトリックスは

$$Z_n = \prod_{i=1}^n T_i Z_0 \quad (6)$$

となる。

ここで、伝達マトリックス法を用いた振動解析システムの例として後述するプログラム (PC-VIBROTOR)

においては、多数のマトリックスの掛け算による桁落ちなどによる計算精度の悪化を防ぐため、これらのマトリックスを無次元化し、また、危険速度や不つりあい応答を求めるとき、一般的なロータでは両端自由の境界条件 ($M_x = M_y = 0, V_x = V_y = 0$ at $i = 0, n$) が用いられることが多く、解析モデルの両端に軸受要素などを設定することができない制約がある。

4. 回転機械振動解析システム

回転機械の振動設計に必要な主な解析は、1) 静たわみ, 2) 危険速度, 3) 不つりあい応答, 4) 複素固有値 (安定性), 5) 過渡振動, 6) ねじり振動, 7) 軸受動特性, の7つである。ここで図1に示す著者が開発した回転機械振動解析システム (PC-VIBROTOR) は、7つの解析項目全てをパソコン上の一つの解析システムに統合することにより、簡便かつ効率良く振動解析を行えるものである^{(5),(6)}。

このシステムを用いた各振動解析の例を以下に述べる。

1) 静たわみ

この解析は、軸の自重による静的な変形 (たわみ) を求める。タービンに圧縮機や発電機など複数のロータをつなぎ合わせたマルチスパンロータ系では、それぞれのロータ端部 (接続部) での高さや傾きが一致するようにアライメントを調整する必要がある。この時、各軸受の高さを調整した静たわみ解析において適切なアライメント設計をおこなう必要がある。さらに、ロータを支持する軸受部に作用する反力も求めなければならない。この軸受反力はすべり軸受の動特性を決める重要な値である。特に、マルチスパンロータ系では軸受荷重は不静定問題となり、アライメントの変化が軸受荷重の大きな変化につながる。軸受荷重の減少はすべり軸受の面圧の低下を招き不安定振動発生の原因となりかねないものであり、特にこの振動には注意を要する^{(7),(8)}。ガスタービンのように冷態時と温態時での温度差が大きくなりやすいものでは、ケーシングやペダスタルの熱変形による軸受高さの変化を考慮した解析が重要となる。

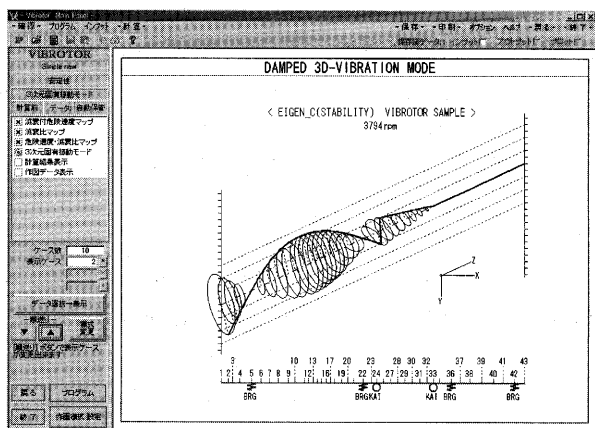
2) 危険速度

この解析は、多数存在する危険速度を決められた運転範囲の中でどのように配置するか、軸の形状や支持剛性 (軸受&ペダスタルを含んだ) をパラメータとして決定する回転機械の振動設計において最も重要な解析である。危険速度解析は、ロータの回転速度により変化するジャイロ効果や軸受特性を考慮した固有振動数を求めるため、従来の構造系の振動解析に用いられるようなマトリックスの固有値解析ではなく、回転速度を変化させながらこの周波数と一致する固有振動数を探し出す手法が用いられる。

望ましい危険速度となるようにロータの形状を変更する際には、経験や勘に頼った試行錯誤によるのではなく感度解析を用いて効率的に行われる。



(a) 起動画面



(b) 固有モード解析例

図1 回転機械振動解析システム

3) 不つりあい応答

不つりあい振動解析はアンバランス力により生じる振動を求め、軸とシール、翼とケーシングなどの隙間の設計や、運転中に軸に生じる振動応力（軸に作用する曲げモーメントなど）、軸受部に作用する荷重などを求める。

この時、軸受は別途求めたすべり軸受の動特性（ばね、減衰）や、ころがり軸受の剛性を用いる。さらにガスタービンではケーシングが柔軟構造となることが多く、軸受周りのベDESTALの動特性も考慮した支持剛性を用いた解析が必要である。また、実際のロータのバランシングでは許容残留アンバランスの大きさは規定されるがその位相までは規定されないため、解析においては各不つりあいの位相を、求めたい回転速度範囲において、振動モードが励起されやすいパターンと、励起し難いパターンを含む種々の組み合わせで解析する必要がある。

4) 複素固有値

すべり軸受やスクイズフィルムダンパで支持されたロータでは軸受の減衰作用を考慮した固有振動数解析（複素固有値解析）が行われ、ロータ系の減衰比が求められる。減衰比が大きなロータ系では危険速度における振動を小さく抑えることができ、さらに、オイルホイップなどの不安定（自励）振動の発生を抑えることができ

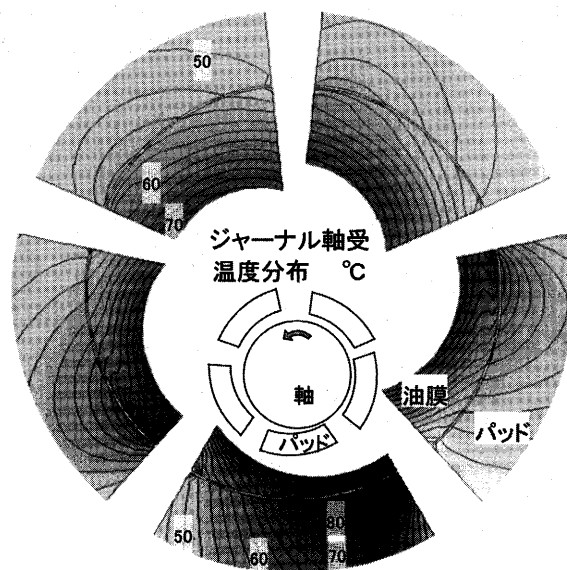


図2 軸受特性解析例

る。高速回転、軽量ロータとなるガスタービンでは運転範囲内に複数の固有振動数を有することがあり、運転回転速度と危険速度を十分離すことが困難となる場合には、この解析によるQファクタ設計法が有効となる⁽⁹⁾。

5) ねじり振動

ねじり振動に対しては効果的な減衰付加手法が無いため、固有振動数を運転範囲から十分に離すことが重要である。また、発電用ガスタービンでは発電機側の電気的な特性とタービン側の機械的な特性（ねじり固有振動数）が連成した自励振動が発生することがあるため機械系のみならず電気系をも含めた解析を必要とすることがある^(10,11)。

6) 過渡振動

翼飛散時の振動や危険速度通過時の振動など、過渡的な振動の解析を数値積分により解析する。近年、パソコンの計算速度が飛躍的に向上したため、膨大な演算回数を要する数値積分による時刻歴応答解析も実用可能となり、ラビングなどの非線形振動解析も行われるようになってきた。

7) 軸受動特性

すべり軸受で支持されたロータは薄い油膜によるばね力・減衰力により支持される。これら動特性が危険速度や減衰比などの振動特性を決める。一般的に軸受動特性は代表的な形状の軸受に対してはデータブックなどを参考に求めることができるが、それ以外のものは個々に動特性を解析する必要がある。

実用的には油膜の温度は排油温度などを参考に油膜内で均一とみなした解析が用いられることが多いが、流体中の発熱や伝熱など、熱の流れによる熱バランスも考慮した熱流体潤滑（THL）を用いた詳細な解析も行われる。ジャーナル軸受の温度分布解析結果の一例を図2に示す。

表1 固有振動数チューニング結果

	FEM／伝達マトリックス	
	1次	2次
修正前	0.91	1.18
修正後	1.01	1.02

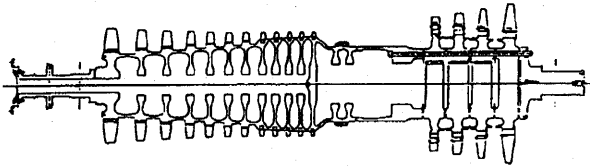


図3 ガスタービン断面形状

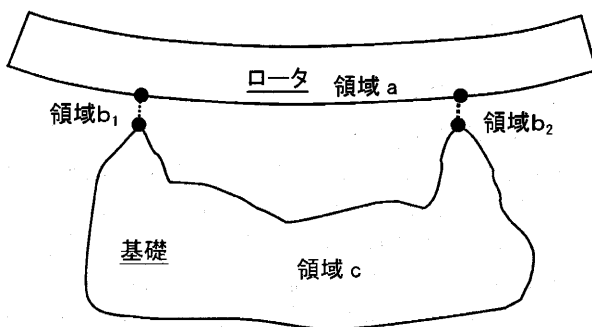


図4 2分割解析系

5. 複雑な振動解析

先に述べた7項目の解析がロータの振動設計として通常行われるが、ガスタービンなどに対してはさらに高精度の解析を行うために、以下に示すような検討が行われることがある。

1) 複雑形状のモデル化

伝達マトリックス法による振動解析では、蒸気タービンのように軸にディスクが取り付けられたような構造のモデル化は比較的容易であるが、図3に示すような薄肉円筒で断面形状の変化が多いガスタービンに対しては精度の良いモデル化が困難な場合が多い。

詳細に形状をモデル化すれば質量マトリックス (T_M) は精度の良いものを作成することが可能である。ところが、剛性マトリックス (T_B) は一様梁を基本としているため、薄肉円筒の複雑形状の断面に対して有効曲げ剛性を求める必要がある¹³⁾。ところが、適切な有効曲げ剛性を求めるには多くのノウハウを必要としモデル化が容易ではない。このため剛性マトリックスのモデル化誤差による振動解析精度の悪化を招くこととなる。そこで、多数の塊体要素で詳細なモデル化が可能なFEMによるモデル化の剛性を正として、伝達マトリックス法の剛性マトリックス (T_B) をチューニングし、モデル化の誤差を小さくする。

以下にチューニングの手順を示す。

① 形状を忠実に入力し、質量、慣性モーメントを精度

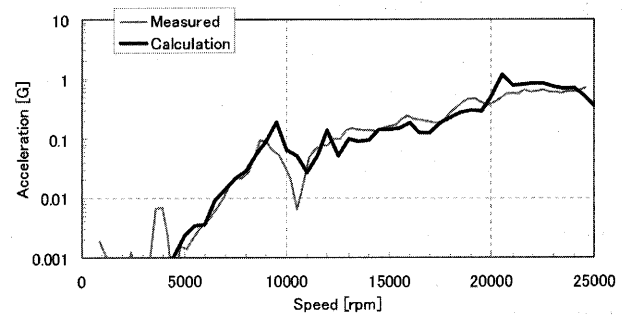


図5 ケーシング振動

良く求めた伝達マトリックス法のモデルを作成する。

② 非回転状態での両端自由 (Free - Free) 境界条件で、FEMにより固有振動数を求める。

③ FEMで求めた低次から数個の固有振動数を選び、伝達マトリックス法で求めた固有振動数がこれらに近くなるように、ラグランジェの未定乗数法を用いて、剛性マトリックスのみを修正する。

表1にこのルーチンを用いてモデルをチューニングした結果を示す。チューニングによりFEMと伝達マトリックス法による固有振動数の比が小さくなり、剛性マトリックスのモデル化精度が改善したことがわかる^{13),14)}。これにより振動解析の精度も向上した。

2) ケーシング振動特性の考慮

回転機械の高速、軽量化に伴って、ロータを支える基礎やケーシングの剛性は低くなり、すべり軸受などの剛性に比べて十分剛であるとは言い難い。まして、高温の燃焼ガスを発生するガスタービンでは熱変形による部材の拘束を避けるためのフレキシブルな構造が見られ、軸振動解析における軸受支持部 (ペダスタル) の剛性の考慮は必須となる。このため、高精度な振動解析にはロータ系とケーシングなどの静止系との連成解析が必要となる。古くはペダスタルを1~2自由度のばね-質点系として軸受とつないだ単純なモデル化がなされてきたが、実際の静止部の振動特性は複雑であり、ガスタービンの振動解析には不十分であった。そこで、静止部の振動系も伝達マトリックス法でモデル化したものや、FEMなどを用いて求めた静止部の動剛性を軸受に結合したもの、モーダル解析、部分構造合成法などの適用が報告されている^{15)~20)}。

基礎の動剛性をFEMや実験により求め、これをロータに接続した振動解析手法とその解析例を以下に示す。図4に示すようにロータ (領域a) と基礎 (領域c) の2つの部分構造に分け、ロータ系と静止系との結合部を領域bとし、結合部の内力を F_b 、 f_b とすると、ロータ (領域a) の運動方程式は

$$-\omega^2 \begin{pmatrix} M_{aa} & M_{ab} \\ M_{ba} & M_{bb} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_a \\ X_b \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ba} & K_{bb} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_a \\ X_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_a \\ F_b \end{pmatrix} \quad (7)$$

基礎（領域 C）の運動方程式は

$$-\omega^2 \begin{pmatrix} m_{bb} & m_{bc} \\ m_{cb} & m_{cc} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_b \\ X_c \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{bb} & K_{bc} \\ K_{cb} & K_{cc} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_b \\ X_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_b \\ 0 \end{pmatrix} \quad (8)$$

式(8)を動剛性を用いて表すと

$$\begin{pmatrix} z_{bb} & z_{bc} \\ z_{cb} & z_{cc} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_b \\ X_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_b \\ 0 \end{pmatrix} \quad (9)$$

領域 b での結合条件

$$X_b = x_b, \quad F_b = -f_b$$

を用いて領域 a と領域 b を合わせると

$$-\omega^2 \begin{pmatrix} M_{aa} & M_{ab} & 0 \\ M_{ba} & M_{bb} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_a \\ X_b \\ X_c \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{aa} & K_{ab} & 0 \\ K_{ba} & K_{bb} + z_{bb} & z_{bc} \\ 0 & z_{cb} & z_{cc} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_a \\ X_b \\ X_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_a \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (10)$$

実験などにより結合部での基礎の動特性を求める場合

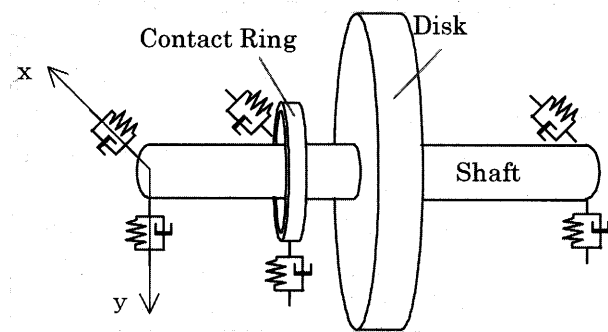


図 6 解析モデル

は、基礎の結合部での動剛性 z_{bb} のみを用いて、

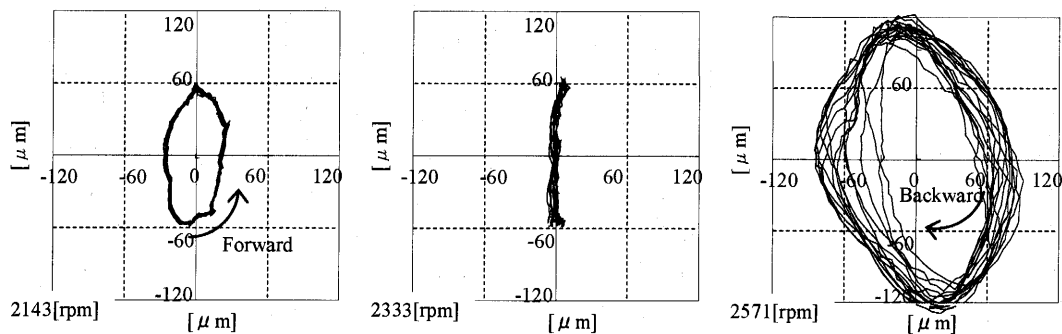
$$-\omega^2 \begin{pmatrix} M_{aa} & M_{ab} \\ M_{ba} & M_{bb} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_a \\ X_b \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ba} & K_{bb} + z_{bb} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_a \\ X_b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_a \\ 0 \end{pmatrix} \quad (11)$$

となる。

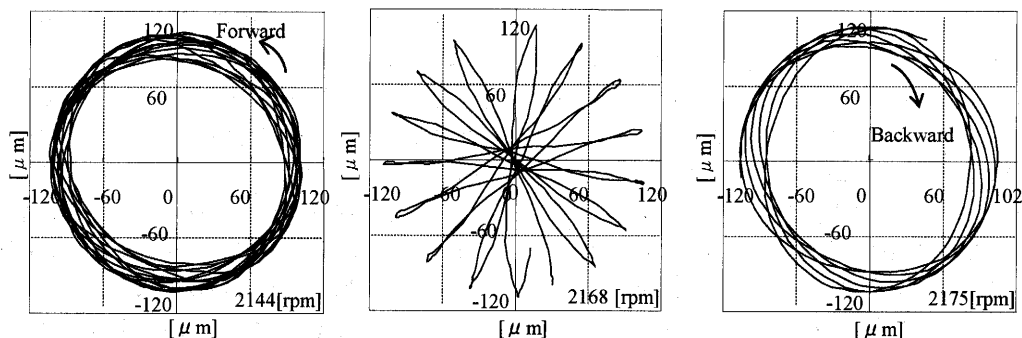
基礎の動特性を考慮した解析例を以下に示す。回転機械の振動計測では、直接軸振動を計測することが困難な場合、ケーシングの振動をモニタすることが多い。図 5 にロータ運転時のケーシング振動加速度を実測値と解析値で比較した結果を示す。解析には先に示した動剛性の結合手法を用いた。あらかじめ実験により求めたケーシング軸受部の動剛性をロータの伝達マトリックスモデルに結合し、つりあい応答を求める。この応答から得られる軸受反力（結合部の内力 f_b ）を外力として、ケーシングの振動を FEM 解析により求め実測値との良い一致が得られた。

3) 非線形振動解析

高い信頼性が求められるガスタービンでは、地震のような基礎からの励振や翼飛散時などに対する振動評価が求められる。さらに、接触による熱変形により生じるサーマルスパイラル振動や、シールなどへの接触時の振動挙動に対する安全性の評価なども求められる。また、磁気軸受を用いたロータでは危急軸受へのタッチダウン時の振動解析なども行われている。近年のパソコン処理能力の著しい向上により、このような非線形振動などの



(a) 実験



(b) 解析

図 7 接触振動 (C3604B)

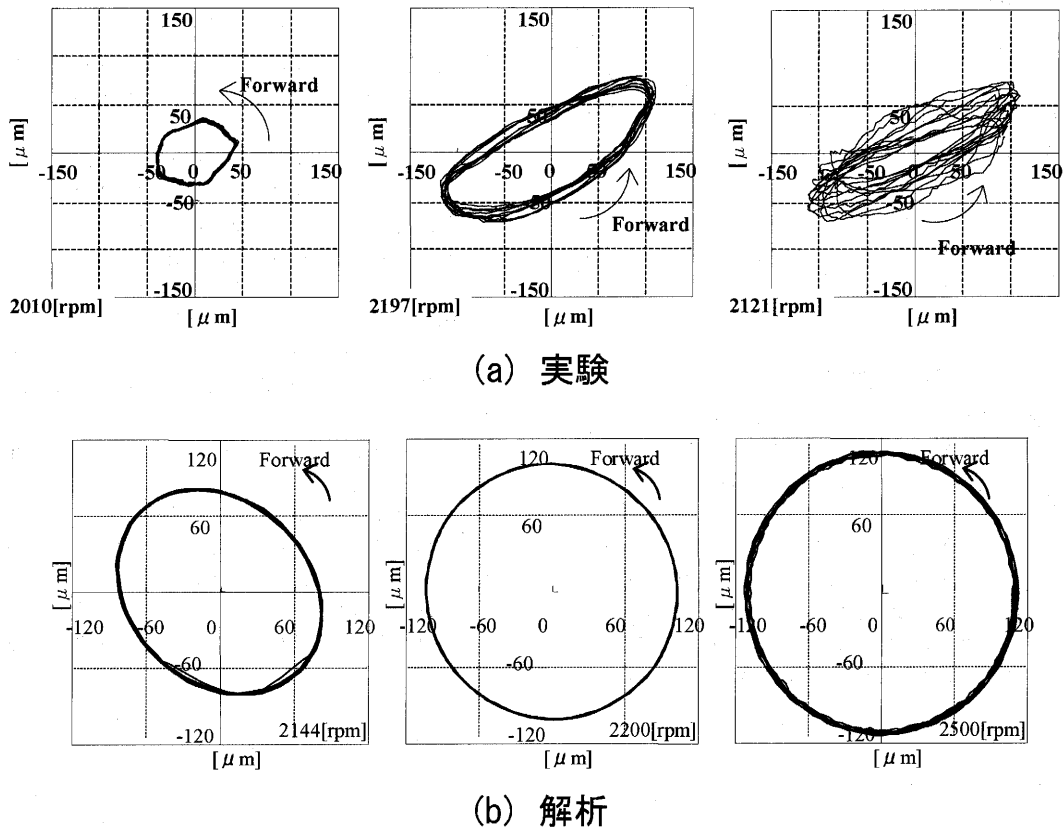


図8 接触振動 (FCD450)

高度な解析も振動設計の一つとして行われている。ここではロータがシールなどの静止部に接触した場合の振動挙動解析について紹介する^{(21)~(25)}。

回転機械の高効率化を図るためにはシール部などからの漏れを極力小さくするために、隙間を小さくする必要がある。ところが、隙間の減少は軸との接触の危険性を増大させ、万一の接触による振動評価が求められる。シールは温度などの使用環境により様々な材質のものが使用されている。そこで、これら材質と接触振動の関係を検討した。

過渡振動解析の数値積分法として、本解析ではニューマークβ法を用いた。また接触の影響は、軸の静止部への食い込み量に比例した接触力が作用するとした接触力理論を用いた⁽²⁶⁾。図6に示す解析モデルの運動方程式は

$$\left. \begin{aligned} [M] \{\ddot{X}\} + [C_x] \{\dot{X}\} + [G_y] \{\dot{X}\} + [K_x] \{X\} &= \{u \dot{\phi}^2 \cos \phi - N \sin \gamma - \mu N \cos \gamma\} \\ [M] \{\ddot{Y}\} + [C_y] \{\dot{Y}\} + [G_x] \{\dot{Y}\} + [K_y] \{Y\} &= \{u \dot{\phi}^2 \sin \phi - N \cos \gamma - \mu N \sin \gamma\} \\ m_c \ddot{x}_c + c_c \dot{x}_c + k_c x_c &= N \sin \gamma + \mu N \cos \gamma \\ m_c \ddot{y}_c + c_c \dot{y}_c + k_c y_c &= N \cos \gamma - \mu N \sin \gamma \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$N = K(A - Cr) \quad (13)$$

K : 接触ばね定数

A : ロータの変位

Cr : シールと軸との半径すきま

接触力はふれまわり方向と反対向きの力が作用するため、軸振動は後ろ向きふれまわり（自転方向と逆向きに公転）を生じ、最悪の場合隙間いっぱいに広がった大きな振動（フリクションホール）が発生すると言われていた。

そこで、材質の異なる静止部と軸との接触振動試験を行った。静止部に銅（C3604B）を用いた場合の軸振動挙動を図7に、鋳鉄（FCD450）を用いた場合を図8に示す。銅（C3604B）の場合は振動が大きくなり接触が進むにつれ前向きふれまわりから後ろ向きふれまわりに移行した。一方、鋳鉄の場合は接触により回転数の低下が見られたが、前向きふれまわりのままで後ろ向きには至らなかった。これらの材料に相当する動摩擦係数を用いた接触振動解析でも同様の結果を示し、非線形過渡振動解析の有効性が確認できた。

この例のように、非線形振動解析により、異常時の非定常振動応答などに対応したロータ振動設計が可能となる。

6. おわりに

ロータダイナミクスの長年の研究により、回転機械の多様な振動に対し各種の振動設計が行えるようになった。しかし、タービン駆動の発電機では、発電機などの電気系との連成をも含めた解析が必要となるなど、機械以外の領域との連成解析などが求められ、今後の研究が望ま

れる。さらに、回転機械の高性能化が求められる中、振動解析の高精度化もいっそう必要となる。一方で、回転機械の振動解析の特殊性ゆえか、解析技術が広く普及したとも言えず、技術の伝承も不十分に感じられる。今後この分野の持続的な研究開発により、回転機械の振動解析が身近な技術となることを期待する。

最後に、このような報告の機会をいただいたことに感謝するとともに、本報告が回転機械の振動設計を行う上での一助となれば幸いである。

参考文献

- (1) 菊池勝昭, 機械学会誌, Vol.72, No.610 (1969) p.96
- (2) 松下修己, 他, 機械学会論文集C, 48-431 (昭57-7) p.925
- (3) 小林正生, 齊藤忍, 機械学会論文集C, 56-522 (1990-2) p.153
- (4) 川嶋正夫, 他, 三菱重工技報, 20-4 (1983-7) p.1
- (5) 和田寿夫, 他, 川崎重工技報, 148 (2001-12) p.42
- (6) 古池治孝, 和田寿夫, 機械の研究, 56-5 (2004) p.521
- (7) 富沢正雄, 機械学会論文集C, 57-533 (1991-1) p.171
- (8) Hirano.T., Proc. ASME, DETC97/VIB-4057(1997) p.1
- (9) 白木万博, 他, 三菱重工技報, 16-2 (1979-3) p.1
- (10) 岩壺卓三, 他, 機械学会論文集C, 51-465 (昭60-5) p.959
- (11) 山下勝也, 他, 機械学会 D&D90, (1990) p.368
- (12) 小堀, 機械学会論文集, 32-243 (1966-11) p.1675
- (13) G. Done., J. of Mech. Eng. Sci., 21-6 (1979) p.389
- (14) 古池治孝, 他: 機械学会講演論文集, 490, 26 (1994) p.307
- (15) Y.Kang, J. of Sound. and Vib., 231-2 (2000) p.343
- (16) 稲垣泰一, 機械学会論文集C, 53-491 (昭62-7) p.1329
- (17) 小林正夫, 他, 機械学会論文集C, 57-533 (1991-1) p.1
- (18) 吉田豊美, 他, 機械学会論文集C, 68-668 (2002-4) p.54
- (19) 檜佐彰一, 他, 機械学会論文集C, 67-654 (2001-2) p.1
- (20) 白木万博, 他, 三菱重工技報, 20-3 (1983-5) p.46
- (21) 和田寿夫, 石原国彦, 機械学会論文集C, 70-690 (2004-2) p.76
- (22) W. Kellenberger, ASME, J. of Mech. and Des., 102 (1980) p.177
- (23) 矢鍋重夫, 他, 機械学会論文集C, 64-622 (1998-6) p.24
- (24) 石田幸男, 他 機械学会論文集C, 69-683 (2003-7) p.1
- (25) X. Wang, Trans. ASME, J. of Vib. and Acoust., 120 (1998) p.596
- (26) 矢鍋重夫, 他, 機械学会論文集C, 60-571 (1994-6) p.24

特集：振動・ロータダイナミクス

パームトップガスタービン軸系の固有振動数解析

金子 成彦^{*1}

KANEKO Shigehiko

森 祐司^{*1}

MORI Yuji

キーワード：タービンロータ、マイクロガスタービン、固有振動数、計算法

1. はじめに

マイクロガスタービンなどの回転機械には運転時に、曲げ振動やねじり振動が生じ、これらの振動現象は軸の破損や騒音の原因となる。軸系の固有振動数と回転周波数が一致した時に共振が起こり振幅は大きくなるため、固有振動数を運転時最大回転数より高く設計する必要がある。したがって、タービン軸系の設計では予め固有振動数の計算を行い、固有振動数と運転回転数の関係を把握することが重要になる。固有振動数の解析は、線形の範囲では伝達マトリクス法や有限要素法を適用することで計算機を利用して簡単に行える。ここでは、有限要素法を用いて固有振動数計算プログラムを作成した後、最大回転数が220000[rpm]のパームトップガスタービンの設計において、設計した軸系の曲げモード1次固有振動数が220000[rpm]を超えるかどうかの検証を例にとりて小型ガスタービン軸系の曲げ振動解析の実際について解説する。なお、固有振動数には剛体モードと曲げモードの2種類があり、剛体モードは軸受剛性が小さい時に問

題となり、軸を剛体として扱うものである。一方、曲げモードは軸受剛性が比較的大きいとき (10^6 N/m 以上) に問題となり、軸を弾性体として扱う。本研究では、曲げモードの固有振動数に焦点をあて、フリーフリーモードの固有振動数の計算を行った。なお有限要素法による固有振動数の計算プログラムはMATLABを用いて作成している。計算対象は、図1に示すパームトップガスタービン軸系である。

2. 曲げ1次固有振動数計算のための有限要素法プログラム

固有振動数解析において、数学的な取り扱いができるのは集中質量系（質量のない軸に剛体円盤が付いているもの）、均一分布質量系などの理想的なモデルだけであり、実際の機械に適用するのは実用的ではない。そこで、より実際の形状に近い形で固有振動数の解析には、数値解析を用いる。数値解析の方法としては、有限要素法と伝達マトリクス法が広く用いられているが、本研究では

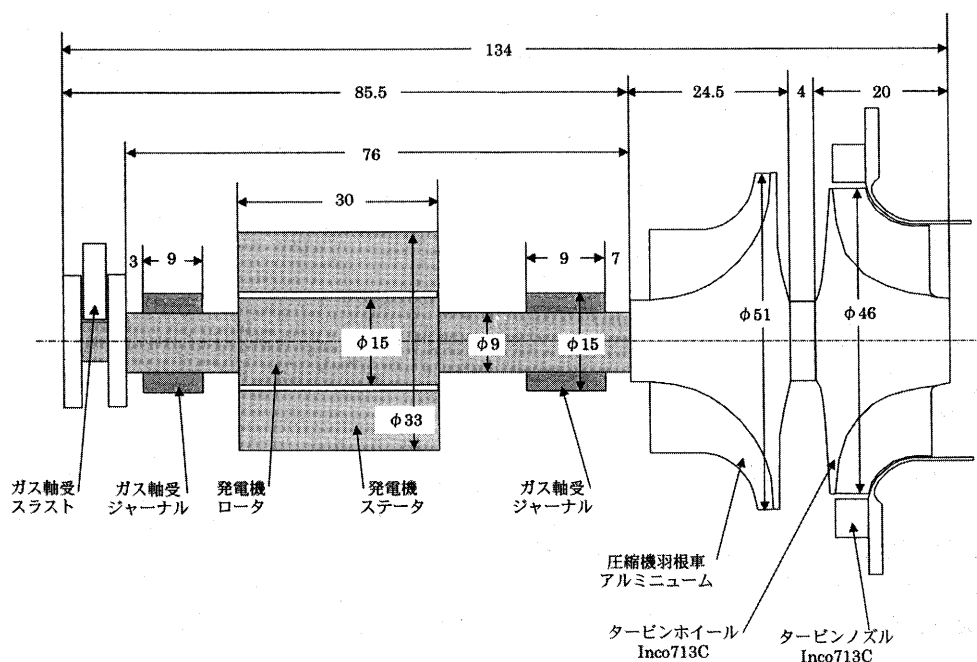


図1 フィンガートップガスタービン軸系（設計案）

原稿受付 2004年11月10日

*1 東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻
〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

有限要素法[k1]を用いる。有限要素法は複雑な構造をもつ無限自由度系を、力学原理に基づいて離散化することによって有限自由度系として近似し、その多自由度系を解析する手法である。以下では、参考文献⁽¹⁾を参照し、有限要素法による回転軸振動解析の一般的な方法を述べる。

2.1 要素の運動方程式

まず、無限自由度系の軸の運動を有限自由度で表すために、軸モデルを有限要素に離散化する。図2のように解析対象の軸系を仮想的な切断面で要素(element)に分割する。切断面における中心軸上の点を節点(node)と呼び、この点におけるx,y方向の変位(displacement)と傾き角(angular displacement)を図3のようにとる。1つの節点における変数はこの4つの変位であり、これらを用いて節点における軸の運動を表す。各要素の運動方程式は、節点以外の点の運動を形状関数[k12]で内挿することによって、節点変位だけで記述する。また、離散化された要素の内、弾性軸を梁要素として、タービンや圧縮機羽根車を剛体として運動方程式を立てた。

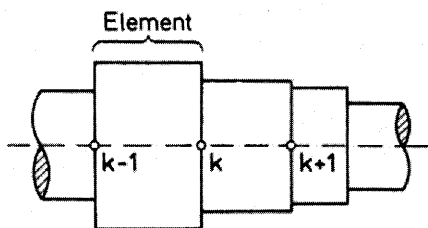


図2 要素と節点

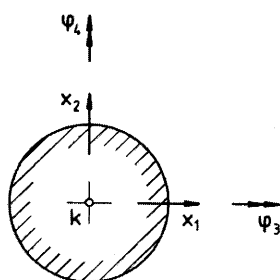


図3 座標系と変位

弾性軸要素は、梁要素として扱う。節点における変位または傾き角 $x_i (i = 1 \sim 8)$ を図4のように定義し、変位ベクトルを次のように表す。

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \ x_8]^T \quad (1)$$

文献⁽¹⁾によると、運動方程式は以下のように表せる。

$$M\ddot{X} + G\dot{X} + KX = f \quad (2)$$

ここで、 f は節点に働く強制力ベクトルである。 M 、 G 、 K はそれぞれ質量マトリクス、ジャイロマトリクス、弾性マトリクスを意味し、各マトリクスの要素パラメータを次に示す。ただし、ここではヤング率 E 、横弾性係数 G 、断面二次モーメント I 、回転角速度 Ω 、要素長さ l 、要素断面積 A 、要素密度 ρ 、せん断係数 κ である。また、symmetric は対称であることを、skew-symmetric は異符号対称であることを示す。

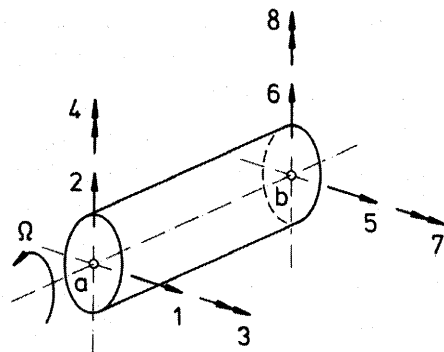


図4 梁要素

$$K = \begin{bmatrix} a_1 & -a_2 - a_1 & -a_2 \\ a_1 & a_2 & -a_1 & a_2 \\ & a_3 & -a_2 & a_4 \\ & & a_3 & a_2 & a_4 \\ & & & a_1 & a_2 \\ \text{symmetric} & & & & a_1 - a_2 & a_3 \\ & & & & & a_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{12}{1+e} \frac{EI}{l^3} & a_2 &= \frac{6}{1+e} \frac{EI}{l^2} \\ a_3 &= \frac{4+e}{1+e} \frac{EI}{l} & a_4 &= \frac{2-e}{1+e} \frac{EI}{l} \\ e &= \frac{12EI}{G\kappa A l^2} \end{aligned}$$

$$M = \begin{bmatrix} c_1 & -c_3 - c_2 & c_4 \\ & c_1 & c_3 & c_2 - c_4 \\ & & c_5 & c_4 - c_6 \\ & & & c_5 - c_4 & -c_6 \\ & & & & c_1 & c_3 \\ \text{symmetric} & & & & & c_1 - c_3 & c_5 \\ & & & & & & c_5 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{aligned}
c_1 &= \frac{1}{(1+e)^2} \left(\frac{156\mu l}{420} + \frac{36\mu_d}{30l} + \frac{84e\mu l}{120} + \frac{40e^2\mu l}{120} \right) \\
c_2 &= \frac{1}{(1+e)^2} \left(\frac{54\mu l}{420} + \frac{36\mu_d}{30l} + \frac{36e\mu l}{120} + \frac{20e^2\mu l}{120} \right) \\
c_3 &= \frac{l}{(1+e)^2} \left(\frac{22\mu l}{420} + \frac{3\mu_d}{30l} + \frac{11e\mu l}{120} + \frac{5e^2\mu l}{120} - \frac{3e\mu_d}{6l} \right) \\
c_4 &= \frac{l}{(1+e)^2} \left(\frac{13\mu l}{420} + \frac{3\mu_d}{30l} + \frac{9e\mu l}{120} + \frac{5e^2\mu l}{120} + \frac{3e\mu_d}{6l} \right) \\
c_5 &= \frac{l^2}{(1+e)^2} \left(\frac{4\mu l}{420} + \frac{4\mu_d}{30l} + \frac{2e\mu l}{120} + \frac{e^2\mu l}{120} + \frac{e\mu_d}{6l} + \frac{2e^2\mu_d}{6l} \right) \\
c_6 &= \frac{l^2}{(1+e)^2} \left(\frac{3\mu l}{420} + \frac{\mu_d}{30l} + \frac{2e\mu l}{120} + \frac{e^2\mu l}{120} + \frac{e\mu_d}{6l} + \frac{e^2\mu_d}{6l} \right)
\end{aligned}$$

$$\mu = \frac{m}{l} = \rho A$$

$$\mu_d = \rho I$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 & g_1 & g_2 & -g_1 & g_2 \\ & 0 & g_2 & g_1 & g_2 \\ & & 0 & g_4 & g_2 & -g_3 \\ & & & 0 & g_2 & g_3 \\ & & & & 0 & g_1 - g_2 \\ \text{skew-symmetric} & & & & 0 & -g_2 \\ & & & & & 0 & g_4 \\ & & & & & & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$g_1 = \frac{6}{5} \frac{1}{l} \mu_p \Omega \quad g_2 = \frac{1}{10} \mu_p \Omega$$

$$g_3 = \frac{1}{30} l \mu_p \Omega \quad g_4 = \frac{2}{15} l \mu_p \Omega$$

$$\mu_p = 2\mu_d = 2\rho I$$

次に、圧縮機羽根車とタービンホイールは剛性とみなし、形状を円錐台、質量を3分の1として換算する。この近似は経験的な近似法である。質量 m 、軸方向の慣性モーメント I_p 、直径方向の慣性モーメント I_d 、重心における変位を x_{Gi} ($i = 1 \sim 4$) とする。変位ベクトルを次のように表す。

$$\mathbf{X}_G = [x_{G1} \ x_{G2} \ x_{G3} \ x_{G4}]^T \quad (6)$$

文献(1)によると、運動方程式は以下ようになる。

$$\mathbf{M}_d \ddot{\mathbf{X}}_G + \mathbf{G}_d \dot{\mathbf{X}}_G = \mathbf{f} \quad (7)$$

ここで、 \mathbf{f} は重心に働く強制力ベクトルであり、 \mathbf{M}_d 、 \mathbf{G}_d は次式で表される。ただし、何も書いていないパラメータの値は0である。

$$\mathbf{M}_d = \begin{bmatrix} m & & & \\ & m & & \\ & & I_d & \\ & & & I_d \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\mathbf{G}_d = \begin{bmatrix} 0 & & & \\ & 0 & & \\ & & 0 & I_p \Omega \\ & & -I_p \Omega & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

次に、図5のように剛体の重心と節点の距離を L_d とすると、剛体の重心における運動方程式は、節点における変位 x_i ($i = 1 \sim 4$) ベクトル

$$\mathbf{X} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T \quad (10)$$

によって記述できる。そこで節点変位で表された剛体の運動方程式は以下ようになる。この変換に用いたマトリクスを T 文献(1)では Transformed matrix と呼んでいる。このように圧縮機羽根車とタービンホイールを経験に基づく近似によって、質量と重心を定め、1つの節点における変位で運動を記述したことが本解析法の特徴である。

$$\mathbf{M}_d' \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{G}_d' \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{f} \quad (11)$$

ただし

$$\mathbf{M}_d' = \mathbf{T}^T \mathbf{M}_d \mathbf{T}$$

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} 1 & & & -L_b \\ & 1 & L_b & \\ & & 1 & \\ & & & 1 \end{bmatrix}$$

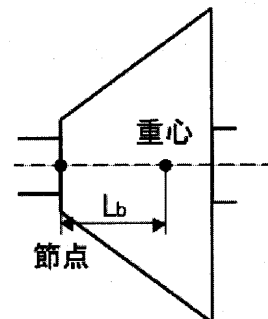


図5 剛体要素と梁要素の接合部

2.2 軸系全体の運動方程式

節点における変位による各要素の運動方程式を記述した後に、軸系全体の運動方程式をたてる。ここで仮に節点が6個であると仮定すると、1つの節点に4つの自由

度があるので、全体の自由度は24となる。変位ベクトルを $X = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_{23} \ x_{24}]^T$ とすると、系全体の運動方程式は、

$$M\ddot{X} + G\dot{X} + KX = f \quad (12)$$

となる。ここで、 M 、 G 、 K は各要素の運動方程式におけるマトリクスを図6に示すように各節点毎に足し合わせたものである。

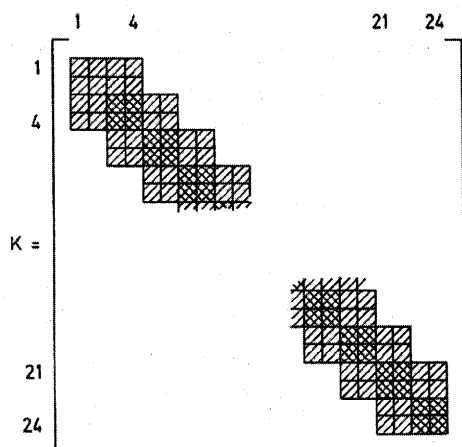


図6 剛性マトリクス

2.3 固有振動数解析プログラム

軸系の自由振動の固有振動数を求めるために、MATLABによる計算プログラムを作成した。軸系全体の運動方程式において $f=0$ とし、 $X = \phi e^{\lambda t}$ を代入すると固有値問題となる。この固有値問題を解くと、固有値 λ と固有ベクトル ϕ が求まり、固有振動数は固有値 λ , $\lambda^* = a \pm j\omega$ の ω として得られる。固有値問題の解法は参考文献⁽¹⁾を基にして、MATLABでプログラムを作成した。

3. フィンガートップガスタービン軸系の固有振動数の計算結果

設計仕様において、最大回転数が220,000[rpm]であ

るため、固有振動数が220,000[rpm]以上となるには、どのような軸系であればよいかについて検討した。軸系案をモデル化した例を図7に示す。このとき、圧縮機羽根車とタービンホイールの形状を円錐台として、その質量が円錐台の3分の1であると仮定した。また、軸を弾性体、圧縮機羽根車とタービンホイールを剛体とした。次に、モデルを図8のように要素に分割し、各要素に節点をもうけ、前述の有限要素法によるプログラムを用いて、フリーフリーモードの曲げ1次固有振動数解析を行った。

3.1 計算結果

軸系の曲げ1次固有振動数の計算結果について、軸系のモデルと固有振動数の計算結果を図9～13に、前向きと後向きの固有振動数、静止時固有振動数を表1に各モデルの特徴とともに示す。

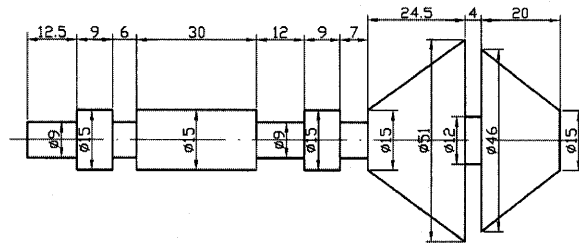


図7 ガスタービン軸系のモデル

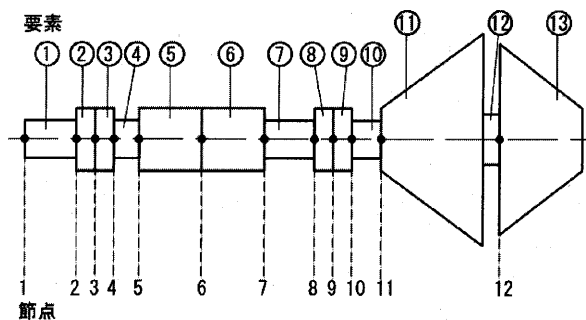


図8 モデルの要素と節点

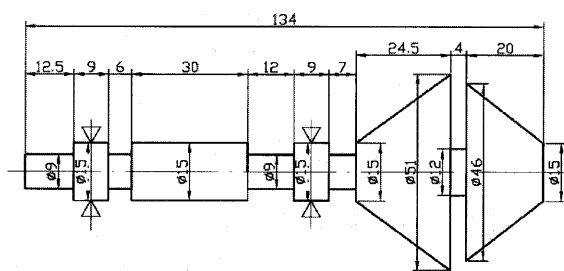
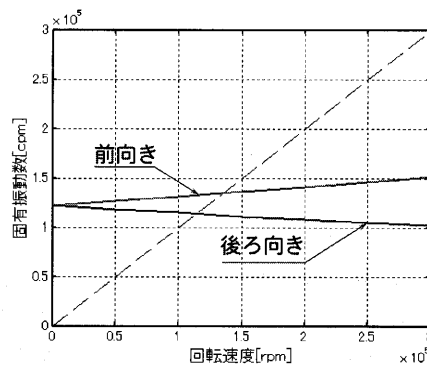


図9 モデル 1



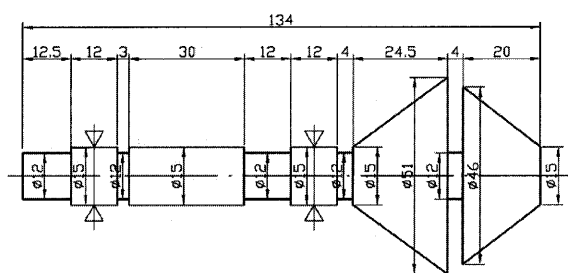


図10 モデル 2

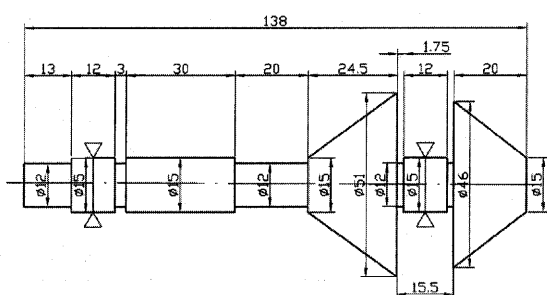
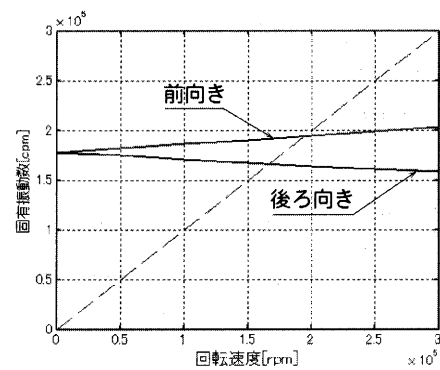


図11 モデル 3

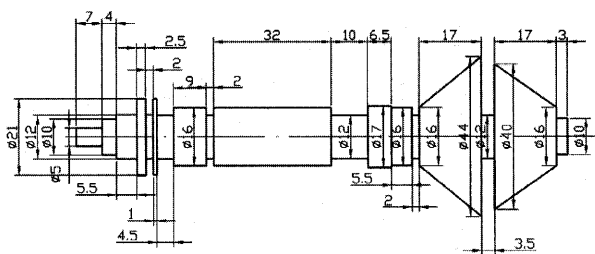
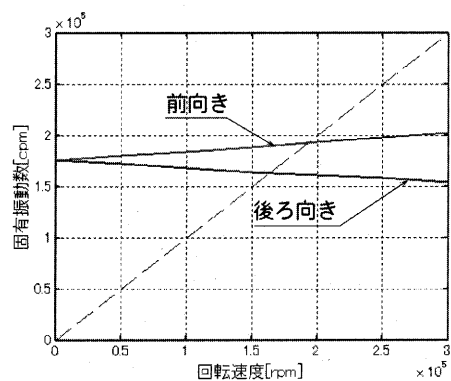


図12 モデル 4

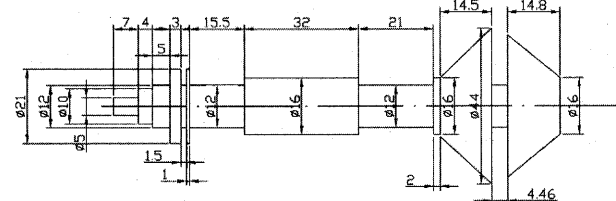
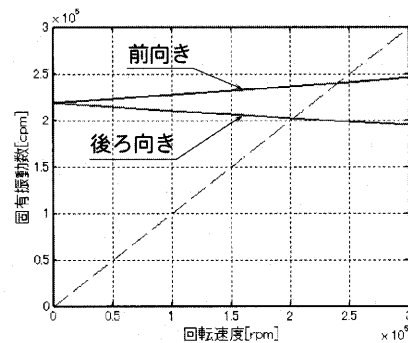


図13 モデル 5

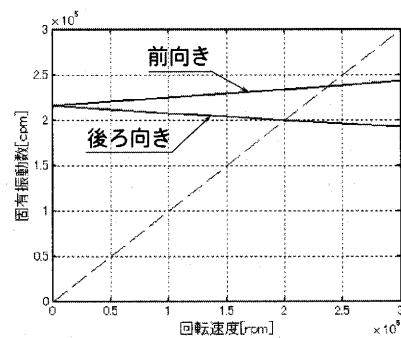


表1 計算結果

モデル 番号	固有振動数 (rpm)			特徴
	前向き	後ろ向き	静止時 固有振動数	
1	134290	113680	122410	オーバーハング, 軸径 9mm
2	193700	166390	178190	オーバーハング, 軸径 12mm
3	192150	163410	175670	中間支持, 軸径 12mm
4	240220	202350	218660	タービン径小
5	237390	199830	216080	タービン径小

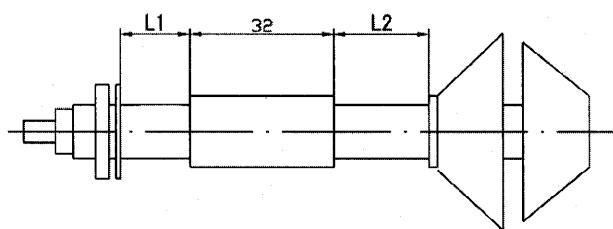


図14 L1, L2の固有振動数に及ぼす影響

表2 L1, L2を変化させた場合の固有振動数

	L1 [mm]	L2 [mm]	静止時固有振動 数 (rpm)	固有振動数前向 き (rpm)	固有振動数後 向き (rpm)
1	15.5	21	217630	239950	200760
2	15.5	22	213270	234960	196830
3	15.5	23	208990	230060	193000
4	15.5	24	204800	225230	189250
5	15.5	25	200670	220480	185570
6	15.5	26	196610	215780	181950
7	16.5	21	214230	235760	197870
8	17.5	21	210950	231750	195070
9	18.5	21	207790	227900	192360
10	19.5	21	204750	224210	189750
11	20.5	21	201820	220670	187230

次に、モデル番号5番の軸系について、軸の長さを変化させた時の固有振動数の変化を検討する。図14のようにL1, L2をとり、L1, L2の寸法を表2のように変化させて計算を行った。その結果、得られた静止時の固有振動数と共振回転数について、同じく表2にまとめた。L1, L2に対する固有振動数をそれぞれ図15, 16に、L1, L2の変化率に対する静止時固有振動数変化率を図17に示す。

3.2 考察

固有振動数の計算結果についての比較を行う。番号1と2の軸系の相違は軸直径だけであり、軸径を太くすると固有振動数が大きくなるのがわかる。これは、軸直径が太いほど軸の剛性が大きくなるためで妥当な結果といえる。軸直径の増加33%に対して、静止時固有振動数は45.5%、前向き振動では44.2%、後ろ向き振動では46.4%増加している。番号2と3の軸系の違いは、タービン、圧縮機、軸受の位置であるが、固有振動数についてはほとんど変化がない。番号2と5の軸系の主な相違はタービン、圧縮機の直径と長さであり、固有振動数の増加はタービンと圧縮機質量の減少によるものである。

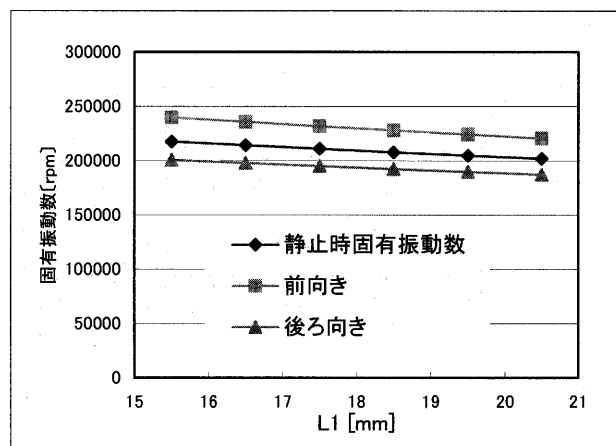


図15 L1の影響 (L2=21mm)

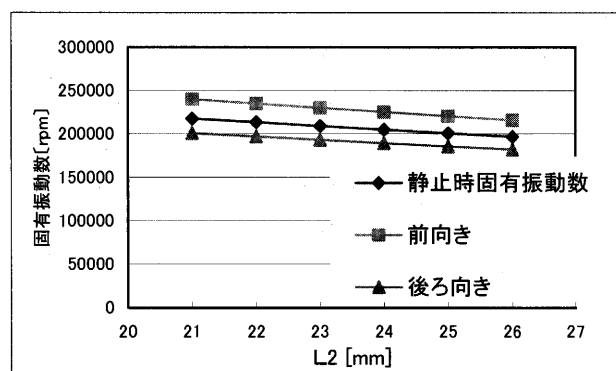


図16 L2の影響 (L1=15.5mm)

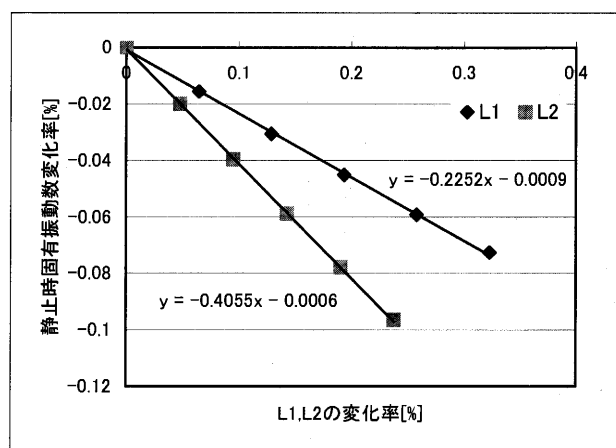


図17 L1, L2の変化率に対する静止時固有振動数の変化率

次に、軸の長さを変えた場合については、軸を長くすると固有振動数は当然減少する。図17の変化率を見ると、L1は1%の増加で固有振動数が0.23%減少し、L2は1%の増加で0.41%減少している。したがって、固有振動数に対する影響はL1よりL2の方が大きいといえる。

4. まとめ

本稿では、パームトップガスタービン回転軸系の曲げ1次危険速度の計算法と設計に反映させるプロセスについて解説した。今回の解析では、軸受剛性を考慮しないフ

リーフリーモードのみを紹介したが、軸受の減衰、剛性を、ジャイロマトリクス、弾性マトリクスに付加することで、軸受を考慮した解析も同様に行うことができる。本計算手法は、ローターサイズがさらに小さいフィンガートップサイズのガスタービンについても有効であり、今後、関係各面で設計ツールとして活用して頂ければ幸いである。

謝 辞

本研究は、平成15年度 NEDO エネルギー・環境国際共同研究提案公募事業の一貫として行われたものである。本研究に際して、パームトップガスタービン軸系の設計図を提供頂いた松尾栄人氏（東京大学生産技術研究所産学官連携研究員）に深く感謝いたします。

参 考 文 献

- (1) Erwin Kramer, Dynamics of Rotors and Foundations, Springer Verlag, 1993年
- (2) 山本敏夫, 石田幸雄, 回転機械の力学, コロナ社, 2001年
- [k11] 参考書 有限要素と近似 Zienkiewicz 1983 (Bg121 1-1)
マトリックス有限要素法 (The Finite Element Method)
Zienkiewicz 1977 (Gc111.4 1-1)
- [k12] 有限要素解析の基礎
(Finite Element Analysis Fundamentals)
Richard H. Gallagher 1975

特集：振動・ロータダイナミクス

振動事例から見たガスタービン振動設計

杉村章二郎^{*1}

SUGIMURA Shojiro

キーワード：振動設計，固有値モード解析，アンバランス応答解析，転がり軸受，
テイルテイングパッド軸受，軸心オービット，
Critical Speed Map, Stability Map, Rotating Unbalance

1. まえがき

最近の回転機械は省エネルギー低コストから高速小型軽量化しており，そのためさまざまな振動問題が発生している。振動問題は古くて新しい問題ともいわれているが，古い問題を繰り返してしまっている例もある。振動設計の技術は進歩して精度も上がっており，正しい振動設計をすることによって振動不具合は相当に防げる。本稿ではガスタービンに関係した振動事例を紹介して振動設計とのかかわりについて考えて行く。

2. ガスタービン振動設計と背景

振動設計から見ると，ガスタービンと他の回転機械では振動に対する要求度合いに違いがみられる。例えば発電用は機械が止まっても，買電で一時的にまかなう事が出来る。一方他の産業用の圧縮機や駆動用蒸気タービンでは万一停止したときは，予備機もなく代替ガスも無いのでそのプラントから下流ガスを処理している周辺プラントにも被害が及ぶので慎重な振動設計が要求される。ユーザー，メーカーと双方で振動解析を行い結果をつき合わせてから製作に着手するという例もある。この場合の要求指針としてはAPI（アメリカ石油協会）の回転機械の規格¹⁾が非常に現実的なものとなっており，この規格に準拠したものは注文生産のものでもほとんど振動事故は経験しなくなっている。もう一つの違いはガスタービンは工場完成型製品であり工場で実証試験が行われ振動的に問題ない機械が開発，販売されるのが普通である。購入者は振動に対しては不安も無く，特に問題視されないのが普通である。ガスタービンは代替が可能なおと工場完成型であること等から振動設計に対して比較的厳格な要求が少ないように思われる。

3. 振動設計の概要

ガスタービンなどの高温流体を扱う熱機関では負荷をかけた温態時と無負荷の冷態時では軸の熱曲がり状態が違うことが振動設計上の大きな特徴のひとつである。

回転軸が運転中に熱を受けて曲がれば軸系のバランス

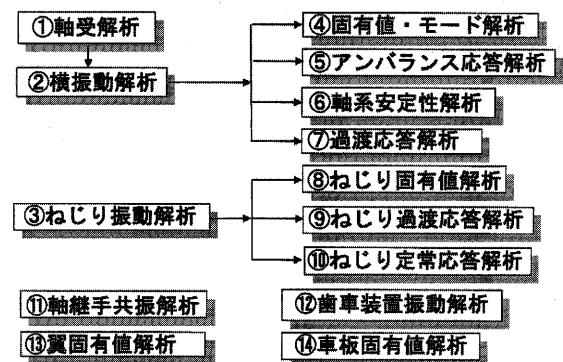


図1 回転機械の振動解析

が崩れてしまう。しかし幸いなことにガスタービンの多くは弾性軸設計（危険速度の上で使用する設計）になっており運転中の熱変形は振動への影響が少なく，このため振動的には高温熱機関でも成り立っているのである。このような背景を考慮しながら振動設計を行う必要がある。回転機械の振動設計に必要な解析を総括すると図1のようになる。

以下に各解析の内容を簡単に説明する。

3.1 軸受解析

回転機械の振動設計は主に軸受特性（バネ定数，減衰係数），軸受支持台剛性，回転軸剛性によって決まる。軸受特性はロータの自重や外力に基づく軸受荷重と方向，回転速度，軸受構造，潤滑油粘度，給油量，給油温度などの要素に影響される。振動解析は回転速度をパラメータにして行われるので，回転速度に対応した軸受特性を解析しておくことが必要である。

3.2 固有値・モード解析

運転回転速度と軸系の固有値の共振状態である危険速度を特定することが振動設計の基本である。そのため軸系の固有値解析から固有振動速度を求める。固有振動速度には2つの解釈がある。回転上昇時に通過して行く固有値と定格運転時に軸系に存在している固有値の2種類である。軸受特性は回転速度により変わるのでこの2つの固有値には差が生まれる。軸上に円板があるものはジャイロ効果により高回転速度では軸が剛になった挙動

原稿受付 2004年11月11日

*1 (有)杉村プランニング 杉村回転機械研究所
〒703-8267 岡山市山崎335-41

を示し、やはり回転速度によって固有値が変わる。次に各固有値での軸系の振動変形モードが解析されて、軸が運転されているモードが分かる。もう一つ重要なことは固有値は必ずしも危険速度ではないということである。

3.3 アンバランス応答解析

3.3.1 アンバランス応答解析

アンバランス応答解析で軸系各部にアンバランスが付加されたときの各部の振幅値が求められる。この解析は運転時の振動状況をよく表しており、振動予測、振動設計に多く使われる。

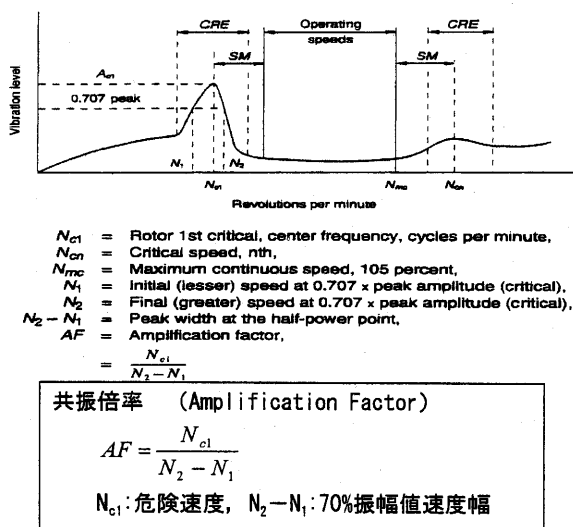


図2 振幅回転速度応答線図

このとき固有値で軸受減衰の大きいものは振動値のピークを示さず振動にはならない。減衰が小さく振幅回転速度応答線図上でピークを示したものが危険速度といわれる。API 規格では共振倍率 (Amplification Factor) で定義して2.5以下のものは危険速度ではなく、固有値が常用回転速度に一致しても良いとされている (図2 参照)。固有値は運転範囲から絶対に避ける必要はなくなっている。JIS 規格 (ISO 規格)⁽²⁾でもこの点は明確に定義されている。この解析では軸心の振動軌跡を求めることができる。軸心が真円で回っているのか偏平した楕円で回っているのかが分かる (図11参照)。

3.3.2 Critical Speed Map

この Map は非減衰固有値を軸受を含めた支持部の総合剛性を横軸にして描いたもので設計時に振動設計の目安として使われる。この Map では総合支持剛性の値で固有値が変わる領域では軸受油膜や支持剛性の選定で固有値を変えることができる。一方固有値が変わらない領域ではロータの剛性を変更する必要がある。重要な用途として使用されるのが歯車装置の場合である (図12参照)。

3.4 軸系安定性解析

通常は固有値解析で求められる。固有値モードで振動している時に外乱が働くと振動系が発散するか減衰するかを示す対数減衰率、減衰係数比等が求められる。安定性の低いものはアンバランス応答解析で危険速度となる。安定性が低い軸系は Oil Whirl や Steam Whirl などの不安定な自励振動を起こす可能性が高くなってくる。

3.5 外力による過渡応答解析

特定の時間、大きさ、周波数で軸系に作用する外力がある場合に応答解析が行われる。軸系の安定性に関係しており安定性の悪いものは振動が発散することが分かる。

3.6 ねじり固有値解析

たわみ継手を使用している回転軸系は固有値が下がって共振する恐れが出てくる。通常は加振周波数から固有値は±10%を離すこととされている。回転周波数の整数倍の高次の成分に対してどこまで考慮するかははっきりとした決まりはないようであるが、API 規格では2次以上の加振についても離すことが望ましいと規定されている。最終的にはねじり応力が許容できるかどうかで判定することになる。ねじり共振の回避程度はねじり固有値解析を行いキャンベル線図を描いて判定する。

3.7 ねじり過渡応答解析, 定常応答解析

発電機駆動用ガスタービンは短絡トルクに対する過渡応答解析が必要である。継手にシェアピンを使う時は強度設計には精度の高い解析が必要になる。

同期電動機 (凸極型) 駆動の圧縮機などでは起動時に交番トルクが電動機から発生するので起動時の過渡応答に慎重な解析が必要になる。往復動エンジン駆動の軸系などではねじり定常応答解析が必要になってくる。

3.8 軸継手共振解析

バネ板を使用したたわみ継手の場合は軸方向のバネマス系による軸方向固有値を確認する必要がある。バネ板のバネ定数は軸方向変位量で変わるので pre-set している場合などには注意が必要である。

3.9 歯車装置振動解析

上記の各種振動解析が当てはまるが、大きな違いは伝達負荷により軸受荷重が異なることである。歯車装置では軸受荷重線図を作成し自重のみの荷重、最小荷重、全負荷荷重などの荷重条件での振動解析を行う必要がある。歯面の噛み合い荷重が上向きに働くものは荷重ベクトルの方向が負荷の変化と共に下から上に変わるので、負荷の途中で給油溝方向に荷重が掛かる等軸受の不安定な方向に荷重を受ける場合が出てくる。

3.10 翼固有振動解析, 車板固有振動解析

回転速度励振, ノズル励振, 流体通路中のストラットなど回転速度の整数倍の励振等の加振力と翼の固有値の共振が問題になるので, 翼の固有振動数の解析等を精度良く行う必要がある。車板は翼との連成固有振動数が問題となる。本書では対象外とする。

4. 振動事例から見た振動設計

ガスタービン本体に関しては比較的振動事例は少なく, 補機に関する事例が多い様である。次に振動事例を紹介しながら振動設計に触れて行く。

4.1 本体の問題

4.1.1 ガスタービンの運転振動モード

3章で述べたガスタービンの熱曲がりの影響を振動設計の観点から見てみる。軸の鍛造素材は金属組織が不均一で熱膨張係数に異方性があり熱を受けた場合に軸が曲がり起こす。そのため熱安定化試験が行われ, 検査方法は ASTM (アメリカ材料試験協会) 規格などで決められている⁽³⁾。熱曲がりの許容値は約 $25\mu\text{m}$ くらいのオーダである。一方この熱曲がりとは通常は 1 次曲げモードで起こると考えると中央部にアンバランスが発生する。軸重心の半径偏心量では約 $3\mu\text{m}$ オーダになる。

この偏心量は JIS の釣合良さ 2.5 級⁽⁴⁾の許容重心偏心量から見ると例えば 6000rpm の回転軸では約 $4\mu\text{m}$ であるからオーダでは同じ程度となる。6800rpm で運転される 12MW のガスタービンの例で運転状態に近いモー

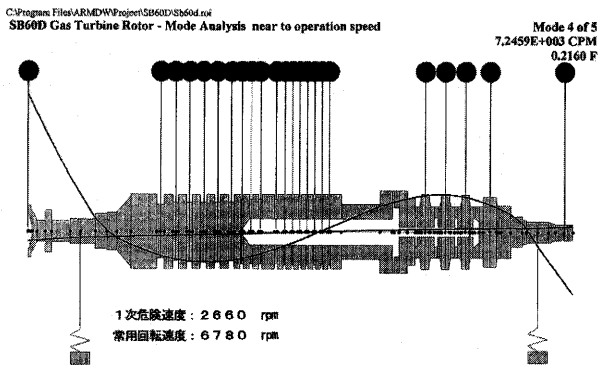


図3 ガスタービン固有値モード図例

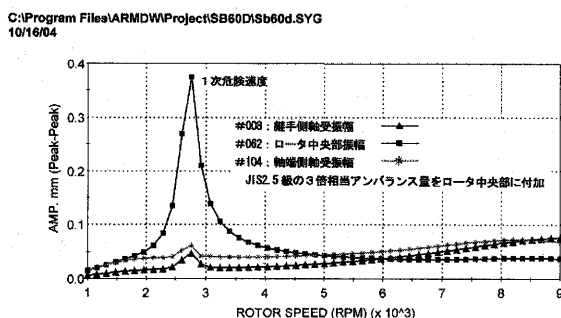


図4 アンバランス応答解析例

ドを固有値モード解析で見ると図3のようになる。運転状態では 2 次曲げモードに近いものである。

この状態で 1 次曲げモードにアンバランスが付いた時のアンバランス応答解析例を図4に示す。JIS2.5級のアンバランス許容値の3倍のアンバランスでも定格運転では振動値は小さい値に収まっている事が分かる。もちろん 1 次モードでは振動値は大きくなるので, 起動・停止時は過大振動に十分注意する必要がある。

4.1.2 Rotating Unbalance

比較的多い振動事例としてガスタービン, 蒸気タービン等の高温流体を扱う機関で起こる。多くの原因は軸受部での潤滑油の微少漏れで, 潤滑油が軸の高温部あるいは高温流体に触れて軸受油切りラビリンス部で炭化が起こり間隙を狭くして回転軸とのわずかな接触により, 回転軸が熱曲がりを起こすことによる。その結果通常は 1 次曲げモードのアンバランス振動が増加する。すべり軸受を使った回転軸では軸上のアンバランスの方向と最大変位の発生する方向に角度ずれ(位相遅れ角)があるので接触で熱曲がりを起こした軸は接触方向とずれた方向に最大変位が発生する。その最大変位の方向が新たな接触点になり, その方向に新たな熱曲がりが発生する。こうして熱曲がり(アンバランス)の方向が軸上を回転する。この現象は古く約80年前に GE のエンジニアであった Newkirk によって研究されており Newkirk 現象⁽⁵⁾と言われている。1 次危険速度以下で使用する機械で深刻な被害が経験されていた。

この振動では熱曲がりのアンバランスが軸の初期残留アンバランスと打ち消す方向の時は振動が減少し, 重なる場合は増加する。軸上を熱曲がり回転しながら移動する間に振動値が大小に変動する。振動現象は熱曲がり起因しているので長時間でゆっくり変化する。ガスタービンでの例を図5に示す。通常は回転に起因した振動現象はミリ秒のオーダで起こる。秒・分のオーダで起こるものは何らかの形で熱の関与が考えられる。この事例は熱が関与した時間依存の振動の典型的な例である。通常は数分から数十分の周期振動となるのが特徴である。

軸受油切りに堆積したカーボンが接触により磨耗し, あるいは剥離脱落すれば振動は収まる。発生周期は 1 時

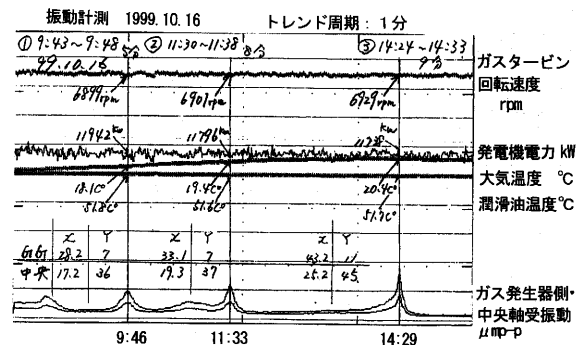


図5 Rotating Unbalance 振動事例

間に1回から数日に1回とさまざまである。また発生すると数分の周期で1回で終わる場合もあり数回繰り返す場合もある。この振動は振幅値と位相角を描いたポーラー線図でベクトルが回転しているのが特徴である。初期残留アンバランス量、熱曲がり量、位相遅れ角、固有値との関係などさまざまな要因が関係している。振動設計としては、油漏れが起こらない油切りを設計することである。油切りラビンスにシール空気挿入口を特設しておくことも有効である。図5の事例は潤滑油を炭化しにくい合成油に変えて解決した。

4.1.3 オーバーハング軸の振動

オーバーハングの大きい軸系は軸端にアンバランスがあると大きな振動を起こす。軸継手部のアンバランスは注意が必要である。継手でのアンバランスは継手ハブとスリーブの接合部で取り付けボルトのピッチ誤差により発生するもの、タービン軸とハブの継手の同心度ずれなどから発生するもの等避けがたく、特に継手の組付け取外しによる釣合再現性がない場合は工場バランスだけではスムーズな運転は保障されない。特に軽い軸に重たい継手の組み合わせの場合に起こり得る。最悪は継手の組換え毎に現地でのバランス修正の必要が出てくる。

対策はオーバーハング軸長を短くすること、オーバーハング端質量を減らすこと、バランス上再現性の確保される組付方法をとること等が必要である。

次に述べる事例はガスタービン軸と遊星歯車減速装置

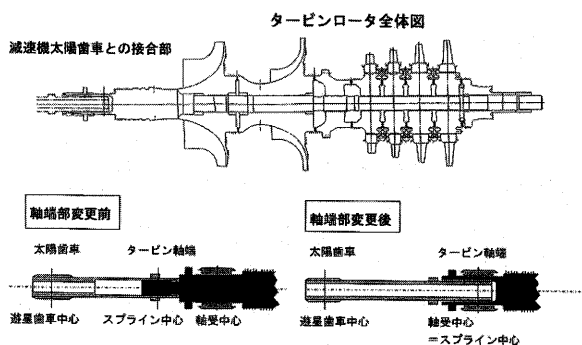


図6 軸端変更前後比較図

の太陽歯車をスプラインで接合した例である。

ガスタービン軸端の外径にスプラインを切り、太陽歯車側は軸内径にスプラインを切って接合していた。

ガスタービン軸端は軸受部からスプライン部まではどうしても長くなり、太陽歯車の大きな質量が軸端にかかり、かつスプライン接合部の同心度はスプラインの歯形精度以下にはできずアンバランスの再現性はとり難い構造で振動設計上は好ましいものではなかった(図6参照)。太陽歯車とガスタービン軸を一体に組付けてバランスをとる方式で生産されていた。この方式を改良してガスタービン軸と太陽歯車軸を逆にしてスプライン接合部をガスタービン軸受部に入れ込んで、オーバーハング

部を無くした。その結果オーバーハング部の質量とアンバランスの影響が無視できて工場でのガスタービン軸単独でのバランシングで十分な回転軸となった。この軸系のアンバランス応答解析を図7に示す。軸端短縮の効果が顕著に出ている。

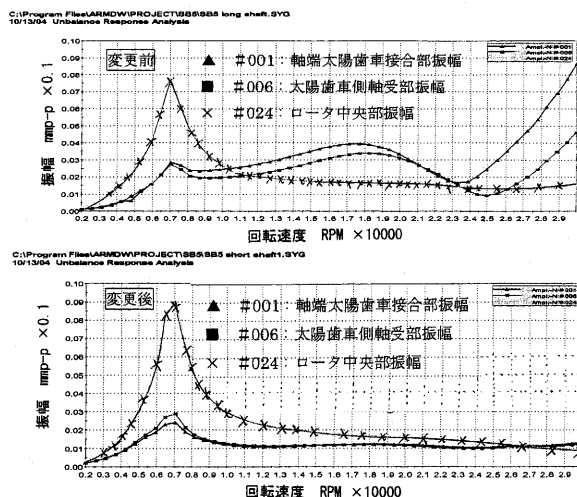


図7 軸端変更の効果(アンバランス応答解析)

4.2 軸受の問題

軸受特性は軸振動に非常に大きな影響を持っているが、軸受形式により対応が少し違う。

4.2.1 転がり軸受の場合

転がり軸受は減衰が無いので危険速度を超えて運転する機械には通常は使われない。使用する場合は軸受以外で減衰効果を持った Squeeze Film Damper 等と併用される。転がり軸受のバネ定数は解析するか、メーカーに問い合わせる必要がある。注意する点は軸受間隙や軸受与圧で剛性が変わることである。軸受間隙により軸を直接支持する転動体(ころまたはボール)の個数が変わり軸受バネ定数が変わる。また転動体の弾性変形の関係から軸受荷重に対して変形は線形ではない。軸受間隙と荷重に対するバネ定数の解析例を図8に示す。

転がり軸受での振動事例はあまり多くはないが、危険速度以上で設計された縦軸の電動機で起動後数分で異音とともに振動が発生し、数十分で振動が収まるという不

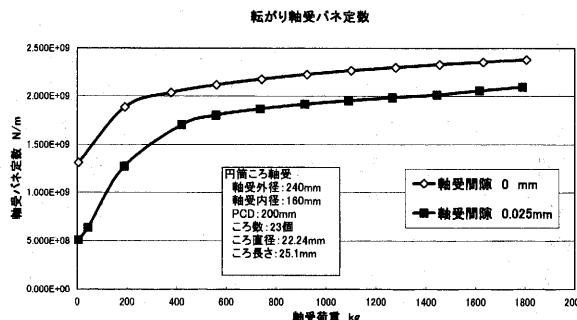


図8 転がり軸受のバネ定数解析例

安定振動が発生し、剛性軸設計（危険速度の下で使用する設計）に変更して収まった事例がある。

4.2.2 すべり軸受の場合

すべり軸受は油膜による粘性減衰の効果を利用してさまざまな振動設計ができる。

軸受振動特性（バネ定数）は通常二次元のマトリックスで与えられる。

$$K = \begin{pmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{pmatrix}$$

ここで K_{xy} , K_{yx} は変位方向と荷重方向とが90度ずれたバネ定数で旋回成分を表す。例えば K_{xy} は y 方向の変位に対して x 方向に力を及ぼすバネである。この値の大小により回転軸が不安定な旋回を起こす。

すべり軸受には、真円軸受、油圧ダム軸受、二円弧軸受、多円弧軸受、ティルティングパッド軸受、オフセット軸受（食い違い型）等の形式がある。

ティルティングパッド軸受が原理的に $K_{xy}=K_{yx}=0$ となり最も安定している軸受と考えられており、弾性軸設計の高速回転機械でこの形式の軸受が多く使われている。5枚と4枚のパッドが最も多く使われている。

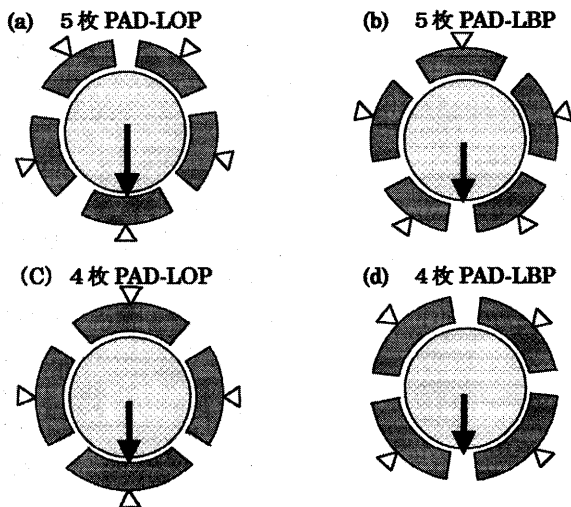


図9 ティルティングパッド軸受構造図

荷重を下部1枚のパッドで受ける LOP (Load-On-Pad) 形式と2枚のパッド間で受ける LBP (Load-Between-Pad) が有る（図9参照）。5枚パッドの LOP は軸受定数が水平方向と垂直方向の差が大きい特徴を持っている。一方4枚パッドの LBP は軸受定数が水平方向と垂直方向は同じである。このような軸受形式をうまく使い分けて特性を生かした振動設計を行うことができる。

次の事例は、高・低圧の2ケーシングのタービンで5枚 Pad-LOP を用いていた事例である。ロータが軽量高速回転でかつ危険速度比率も低く安定度の低い高圧ケーシングには非常に有効だったが、ロータ重量も大きく回転速度も小さく危険速度比率も高く安定度の大きい低

圧ケーシングでは水平方向の剛性が低かったため水平方向の振動が大きかった。問題になる振動ではなかったが、水平方向振動を改善する目的で軸受けの Pad 枚数、荷重方向、offset 等を変更してアンバランス応答解析を行い各軸受での振幅予想値を比較した（図10参照）。

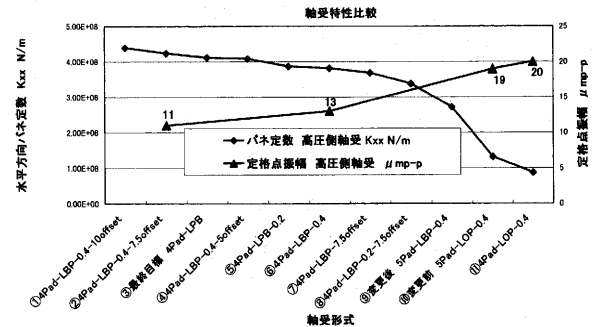


図10 軸受変更による振幅値比較図

振幅値は軸心オービットからも改善効果が見える（図11参照）。5枚 LOP から LBP に変更した実測値でも解析に一致した振幅値低下が得られた。最終目標の4枚パッド LBP に変更した運転では振幅値はほぼ半減し、予想どおりの効果が得られた。

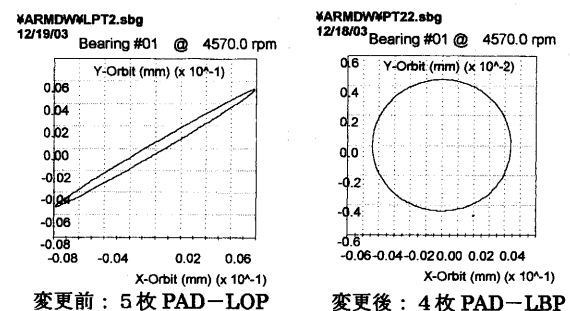


図11 パッドの枚数と軸心オービット解析図

通常はアンバランス振動には軸受間隙は小さい方がよく、不安定振動では大きいほうが安定する場合がある。振動設計では軸受の特性を十分に解析評価して最適のものを使うことが不可欠である。

4.3 継手の問題

軸継手も軸振動に大きく影響する。歯車継手は軸方向の熱伸びを多く吸収するので良く使われるが、欠点は歯面のバックラッシュのためバランスの再現性が悪く、最近の高速軽量軸には不向きである。また問題になるのは歯面の潤滑不良に基づく振動問題である⁽⁶⁾。

ここで紹介する例は潤滑不良による歯面の異常磨耗により回転速度の2倍の周波数の振動が非常に明瞭に発生した例である。ガスタービンコジェネレーション設備で運転開始後2年ほどたってから2倍成分振動が支配的となり、共通台板上の発電機の支持脚系がたまたま2倍に

近い固有値を持っていたため発電機が大きく振動し、基礎にクラックが入るほどの振動が起こった。ガスタービンと発電機間の歯車継手がグリース潤滑で、十分にメンテナンスができていない構造であったためグリースの固化で起きた問題であった。

4.4 補機（減速歯車装置）の問題

補機の中で減速歯車装置はガスタービン本体に比べるとオーダーメードの率が高く比較的振動トラブルが発生しやすい機器である。

減速歯車装置は常用運転点では剛性軸設計になっていることが多く、軸受も真円軸受か二円弧軸受程度のものが使われている。減速機の場合は軸受特性が負荷、回転速度によって変わる。負荷運転では問題は発生しないが、起動時から負荷をかけてゆく段階で振動状況は変化するので、固有値との共振の可能性がある、無負荷での起動昇速時には慎重な設計が必要である。紹介する事例は蒸気タービン発電機用の減速機（平行歯車）に起こった事例である。減速機の場合は図12に示すように Critical

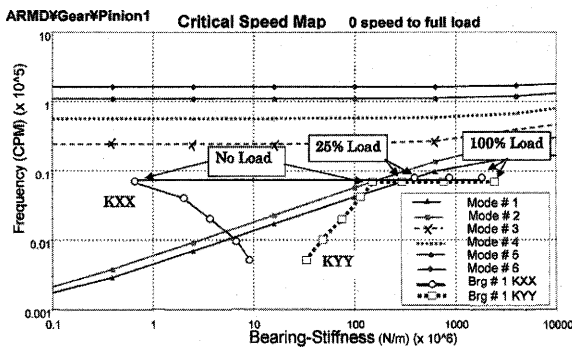


図12 ピニオン軸 Critical Speed Map

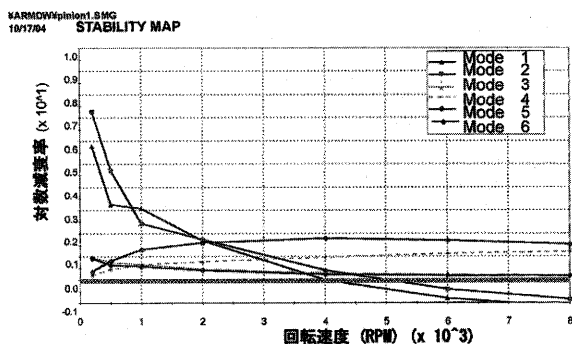


図13 ピニオン軸 Stability Map

Speed Mapを描くと起動昇速時にいくつかの固有値との共振があることが分かる。

無負荷昇速時は弾性軸設計で、安定性解析では安定性が非常に低く、対数減衰率が負になるものがある。図13に本減速機の Stability Map を示す。

この減速機は起動昇速時に振動計のスケールを超える程の Oil whip 振動を起こした。起動時の振動値を図14

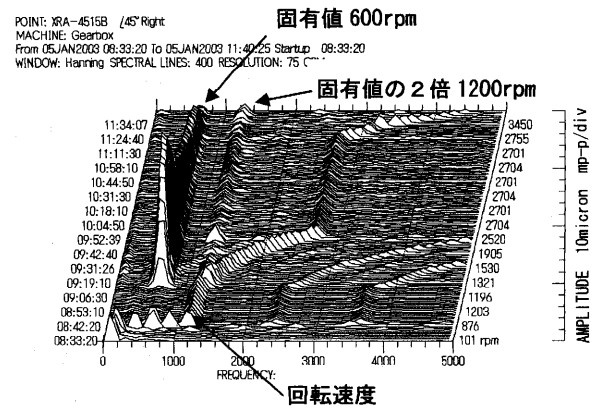


図14 減速歯車装置振動振幅スペクトラム図

に示す。本機も負荷運転では振動的には全く問題なく、P-P 値で15μm 弱で運転されている。

4.5 支持・台板の問題

軸受の油膜の剛性が振動設計には大きな影響があるが、軸受を支持している軸受台、その下の軸受を支えている台板など軸荷重を支持しているすべてのものが影響する。一般に軸受油膜剛性と軸受台剛性が離れている場合は影響がない。実際にはこの総合支持剛性の影響が軸系固有値にどの程度影響するかを Critical Speed Map を利用して判断する。しかし開発段階では予想した固有値が実測結果とかなり離れることがあり、その場合には支持剛性を慎重に考慮する必要がある。

5. おわりに

振動解析はかなり精度が上がってきており、設計の段階で十分解析しておけば基本的な振動事故は防ぐことができる。ガスタービンの場合は振動解析に対して規制が少ないのでややもすると省略されてしまいがちであるが、本事例が少しでも参考になり振動設計に役だてただければ筆者の幸いとするところである。

なお、本文で使用した各種軸受・振動解析は米国 RBTS 社で開発された ARMD (汎用軸受・回転機械振動解析) プログラムを(株)二樹エレクトロニクスのご好意で使わせていただいたものである。同社峰須賀氏に謝意を表す。

参考文献リスト

- (1) API 616-1993 Gas Turbine for the Petroleum and Gas Industry Services
- (2) JIS B 0911:2000 (ISO 10814:1996) 機械振動－釣合い変化の起きやすさ及び不釣合い感度
- (3) ASTM A472-93 Standard Test Method for Heat Stability of Steam Turbine Shafts and Rotor Forgings
- (4) JIS B0905:1992 回転機械－剛性ロータの釣合良さ
- (5) Newkirk, B. L., "Shaft Rubbing", Mechanical Engineering, Vol. 48, 1926, p830
- (6) 白木万博, 梅村 直, ギヤカップリングでつながれた2ロータ系の振動” 三菱重工技報 Vol.6, No.3

相関法を用いた画像処理流速計による 回転キャビティ内の速度・熱伝達計測

Flow Velocity and Heat Transfer Measurement in Rotating Cavities
by using Image-Processing Velocimetry

齋藤 博史*¹
SAITO Hiroshi

村田 章*¹
MURATA Akira

望月 貞成*¹
MOCHIZUKI Sadanari

キーワード：流れの可視化，画像処理流速計，ガスタービン，回転キャビティ，熱伝達

Flow Visualization, Particle Image Velocimetry, Gas Turbine, Rotating Cavity, Heat Transfer

Abstract

This study experimentally deals with flow and heat transfer in low-pressure turbine section of modern gas turbine engine. Flow visualization and heat transfer experiments were performed in both stationary and rotating conditions. Two-dimensional flow velocity field was measured using Particle Image Velocimetry (PIV). Two kinds of Reynolds number were employed as dimensionless parameters: the through-flow Reynolds number, Re_τ , and the rotational Reynolds number, Re_ω . The flow and heat transfer of disk surfaces in rotating cavities were investigated for combinations of $Re_\omega=0$, 3.0×10^4 and $Re_\tau=450$, 1800. The results clearly showed that the monotonic decrease tendency and the formation of the local minimum in the local Nusselt number distribution corresponded to the radially outward flow near the disk surface and the suction flow induced by a pair of vortex in the cavity, respectively.

1. 序論

航空用ガスタービンエンジンは高温の燃焼ガスを用いるので、タービン部は過酷な温度環境下にさらされている。タービン部材の耐熱性向上には材料技術と冷却技術の向上が重要となる。一般にタービン部の冷却には圧縮機からの抽気を用いるので、少ない冷却空気流量での効果的な冷却がガスタービンの実出力の低下を抑制することになる。また、タービンディスクでは熱応力による変形や破壊を防ぐためにも一様な温度分布が要求され、タービンディスクの正確な熱伝達率分布の推定が重要な課題であるといえ、タービン部の冷却空気の流動状況および熱伝達特性の把握が必要になる。これまでにタービン部の流れと熱伝達に関する研究は報告されているが、多くは貫流を伴う幾何学的に単純化された回転キャビティモデルを用いた代表的な Owen らや、Farthing らによる伝熱実験^{(1),(2)}、可視化実験⁽³⁾⁻⁽⁶⁾ならびに数値解析⁽⁷⁾であった。そこで著者らは、特に航空用ガスタービンエンジン低圧タービン部に着目し、図1に示すように数枚のタービンディスクの結合によって構成される複数の

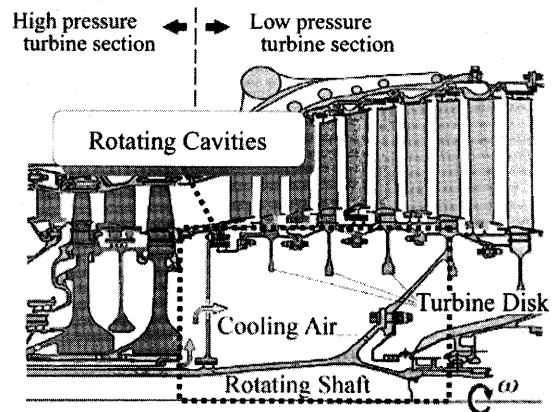


図1 タービン部模式図

キャビティを模擬した実験装置で貫流を伴う回転キャビティ内の伝熱実験^{(8),(9)}および粒子懸濁法による流れの可視化実験をこれまで行ってきた。その結果、貫流流量の変化および回転数の変化による熱伝達特性の特徴がキャビティ内の流れの様子に依存することが明らかとなった^{(10),(11)}。しかし流れ場については渦の有無など定性的な特徴は把握できたもののキャビティ内の詳細な流動状況は不明であった。そこで本研究では画像処理流速計を用い相関 PIV^{(12),(13)} (Particle Image Velocimetry) を適用し、

原稿受付 2004年3月10日

校閲完了 2004年10月13日

*1 東京農工大学 工学部

〒184-8588 東京都小金井市中町2-24-16

回転キャビティ内の2次元速度ベクトル分布を定量的に評価すると共に伝熱実験によって得られた熱伝達特性を流れ場から説明することを目的とする。

2. 実験装置および方法

図2にテストセクション概略を示す。流れの可視化実験用テストセクションは実機の低圧タービン部の約1/4倍縮小モデルであり、3枚のディスク（図中番号1. 以下同様）とシュラウド(2)により構成される4つのキャビティ（cavity1~4）(3)を有するディスク部外半径 $r_2=140\text{mm}$ の回転体である。各ディスク（disk1~3）は実機のタービンディスクを、円すい部(4)は回転軸をそれぞれ模擬している。座標系は回転軸を z 軸、半径方向を r 、周方向を θ とする。ディスク部およびシュラウドはアクリル製である。作動流体には水を用いた。入口部は静止平行二円板(5)により放射状流れをリング状のスリット部から図中下向き z 方向に回転キャビティ内に作動流体が供給される。テストセクション内に供給された流体はシュラウドに設けられた出口孔(6)（周方向等間隔24箇所×4段、計96箇所、シュラウド部面積に対する出口面積比約1%）より放出される。図3に可視化実験装置概略を示す。作動流体の水は循環式で、水槽Ⅰの

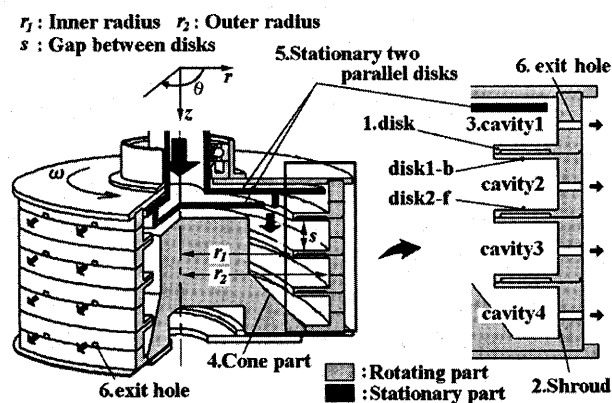


図2 テストセクション概略

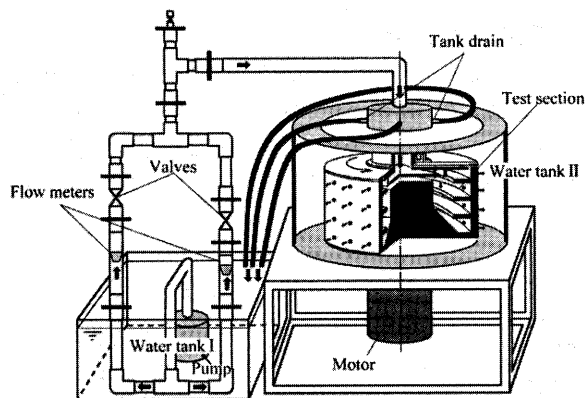


図3 可視化実験装置概略

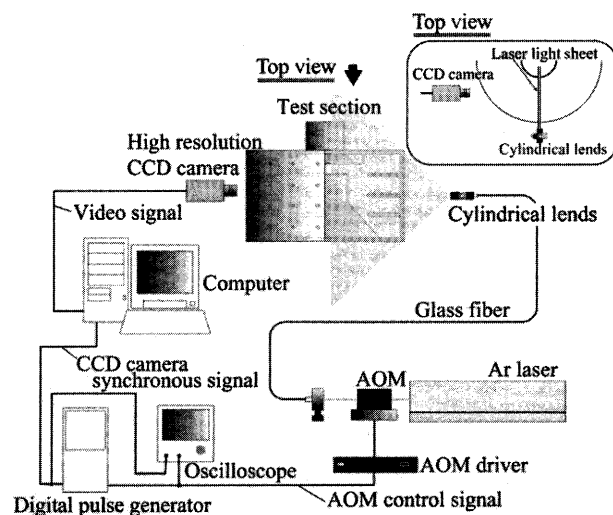


図4 PIV計測システム概略

水をポンプで汲み上げ、流量計および流量調節弁を経てテストセクション内に流入する。テストセクション出口孔から放出された水は、テストセクションを収めている水槽Ⅱから水槽Ⅰへと戻る。水槽Ⅱは上面および側面がアクリル製で、回転キャビティ内の流れを観察することができる。また、水槽Ⅱ下部にはモータがあり、水槽Ⅱ内のテストセクションを回転させることで、回転場での流れの可視化実験が可能である。流れの可視化手法には粒子懸濁法を用いる。トレーサ粒子には直径約200~500 μm のイオン交換樹脂（ナイロン12、比重1.01）を使用し、Arレーザライトシート厚さ約2mm（SPECTRA PHYSICS社 Model 2017, 最大出力6W, 使用出力2W）を利用して回転軸に平行な $r-z$ 断面および回転軸垂直方向 $r-\theta$ 断面の流動状況を高解像度CCDカメラ（Adimec社 Adimec-1000m, 解像度1000×1000pixel, フレームレート42fps）によって撮影し、相関法を用いた画像処理による2次元速度場計測を行う。

図4にPIV計測システム概略を示す。撮影には高解像度CCDカメラを用い、時間分解能向上のためレーザ光は、AOM（Acousto-Optic Modulator：NEOS社 N3508-3）素子でシャッタリングを行い、CCDカメラと同期させフレーム内の特定のタイミングおよび露光時間で照射する。図5にシャッタリング信号のタイミングを示す。CCDカメラから出力される同期信号を基準にパルスジェネレータを用い奇数フレームでは遅延をかけたAOM制御信号を露光時間にあわせ出力し、偶数フレームでは同期信号と同時にAOM制御信号を出力する。このAOM制御信号の各々の時間間隔が時間分解能となる。実験では時間分解能1/300秒、露光時間1/500秒で実験を行った。本実験のような3次元性の強い複雑な流れ場において撮像面外速度成分が大きい状況では、露光時間中の途中から照明領域を出入りする粒子の発生や、照明領域を通り抜ける際の流跡線の発生が多くなると考えられ^(4,15)、露光時間を短くする必要が生じる。通常、

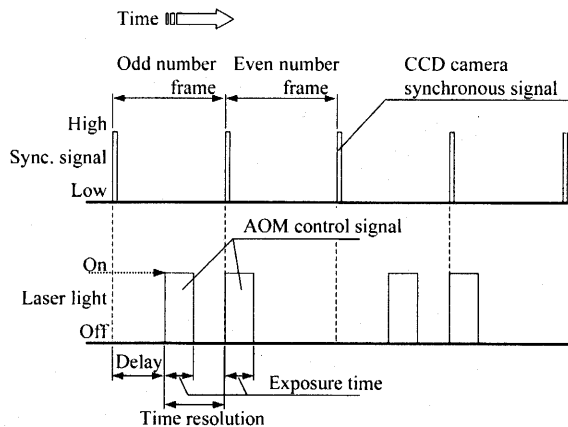


図5 シャッターリング信号のタイミング

粒子の静止画像を得るために、CCD カメラのシャッター機能を使うことが可能であるが、時間分解能はフレームレートに依存し、フレーム時間間隔中に照明領域から粒子の抜けが発生する。また一般に高解像度 CCD カメラは NTSC 規格 CCD カメラに比べフレームレートが低く、流速が速い場合や複雑な流れ場の場合において 2 画像間での相関が低くなる傾向が強い。そこで、高解像度 CCD カメラおよび AOM を用い光源のシャッターリングを行うことで空間分解能、時間分解能共に向上させることができる¹⁶⁾。ただし、時間分解能向上の手段には他にダブルパルス YAG レーザ光源を用い同様に光源をフレームと同期させ照射する方法やクロスコリレーションカメラを用い 2 枚の画像を微小時間間隔で撮影する方法がある¹⁷⁾。これらの方法に対して既存の流れの可視化実験設備で多く利用されている連続発振の Ar レーザと CCD カメラに AOM を組み合わせることで簡便に PIV システムの時間分解能を向上させることができる。計測の不確かさ¹⁸⁾においても露光時間および時間分解能を独立に設定できることは重要であり、照明領域からの粒子の抜けや観察領域サイズに対する 2 画像間での移動距離が小さすぎると量子化の誤差などの影響が大きくなり、また移動距離が大きすぎると照明領域からの粒子の抜けなどによる誤ベクトルの発生が多くなる。計測の不確かさ解析において本実験条件内の最大流速となる入口部で約 10% (0.03m/s) の誤差 (95% 包括度) となった。また、実験に使用したトレーサ粒子の粒子径および流体との比重差による粒子の追従性¹⁹⁾は実験条件の範囲内の流速に対して約 4% の影響をもつと考えられる。速度ベクトル結果は 1000 フレームの画像から得られた速度ベクトルの時間平均値を用い評価した。瞬時ベクトルではなく時間平均値を用いた理由は、誤ベクトルの発生を抑えるように露光時間、時間分解能を設定したが、照明領域からの粒子の抜け、壁面近傍の散乱光の影響、回転体の回転軸およびディスク面の振れや撮影画像のランダムノイズ、CCD カメラのホワイトノイズなどにより誤ベクトルの発生をゼロにすることは出来なかったため時間平均

した結果を用い評価した。

伝熱実験用テストセクションの詳細は、著者らの論文^{10),11)}に説明があるので、ここでは概略を説明する。伝熱実験用テストセクションはベークライト製で実機の約 1/2 倍縮小モデルである。形状は可視化実験用テストセクションと幾何学的に相似である。作動流体には空気を用い、各ディスク面には伝熱面として導電性プラスチック膜が貼られ、通電加熱され一様熱流束条件とした。伝熱面温度計測用 K 型熱電対は、冷却空気出口孔と同一周方向位置で各ディスク面に半径方向等間隔に 12 点、合計 72 点を取り付けてある。熱伝達特性の評価には局所熱伝達率 $h(r)$ を用い、局所ヌセルト数を $Nu = h(r) \cdot r_m / k$ と定義する。ここで、ディスク平均半径 $r_m = (r_1 + r_2) / 2$ 、空気の熱伝導率 k である。 Nu 数の計測の不確かさはディスク先端部で最大約 15%、ディスク中央部付近で約 5%、ディスク外半径部分で約 10% (95% 包括度) となった。後に示す各ディスク面局所 Nu 数分布図中では、エラーバーが凡例表示のサイズより小さくなったため、エラーバーの記述は省略する。

流れの可視化実験および熱伝達実験ともに半径方向の貫流による強制対流の影響を表す無次元パラメータとして 2 種類のレイノルズ数を用いる。回転レイノルズ数 $Re_\omega = r_m^2 \cdot \omega / \nu$ と貫流流量レイノルズ数 $Re_r = u_m \cdot r_1 / \nu$ と定義する。ここで、回転角速度 ω 、動粘性係数 ν 、平均流速は各キャビティへ流入する流体の半径方向の平均流速 $u_m = \dot{V} / (3 \times 2 \pi r_1 s)$ 、体積流量 \dot{V} と定義する。平均流速算出式の分母の 3 は、cavity2, 3 の各ディスク面間距離 s に対して cavity1, 4 のディスク先端部分の各ディスク面間距離が s より小さく、cavity1, 4 の 2 つのディスク面間距離の和が s に等しいためディスク面間距離の 3 倍と定義した。

各ディスク面は冷却空気供給部から見て前面 (front surface) および背面 (back surface) を例えば disk1 にに対して disk1-f, disk1-b と表す。

本研究の Re_r , Re_ω の実験条件範囲と実機の作動条件を表 1 に示す。 Re_ω の実験条件は実機の作動範囲におよばない。

3. 結果および考察

図 6 に実験条件 $Re_r=450$, $Re_\omega=0$ の r - z 断面内速度ベクトルおよび渦度分布を示す。入口部からキャビティ内に流入した流体は、円すい部とキャビティ部に挟まれる領域に大きな強い渦を形成し、また一部は cavity2 に流

表 1 実験条件と実機の作動条件

	実験装置	実機
Re_r	200 ~ 1800	5.6×10^2
Re_ω	0 ~ 2.1×10^5	$2.3 \times 10^6 \sim 4.0 \times 10^6$

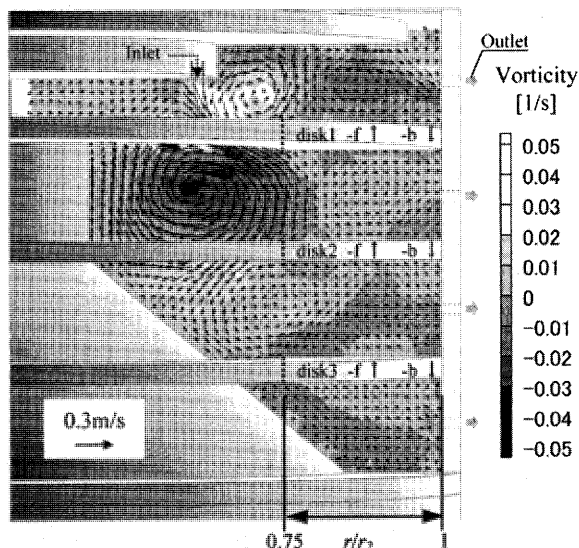


図6 速度ベクトルおよび渦度分布
($Re_r=450$, $Re_\omega=0$, r - z 断面)

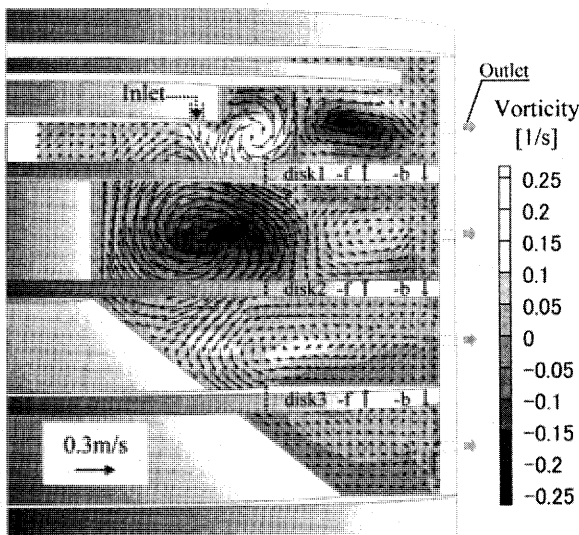


図7 速度ベクトルおよび渦度分布
($Re_r=1800$, $Re_\omega=0$, r - z 断面)

入し disk2-f 先端部に衝突した結果 cavity2内では反時計回りの渦が形成される。disk2-f ディスク面近傍は半径方向外向きに流れ、逆に disk1-b ディスク面近傍は半径方向内向きに流れることがわかる。また、流入部の流れに誘起される形で流入部と cavity1 先端部に挟まれる領域に反時計回りの渦が形成され、その渦対として cavity1 内に時計回りの渦が形成される。disk1-f 半径方向位置 $r/r_2=0.8$ 付近では渦対の境界部分において図中上向きの流れが確認できる。cavity3, 4 内においては cavity1, 2 に比べ入口部の渦は弱く、disk2-b, disk3-f 先端部で入口部からの流れが円すい部に衝突した結果生じた渦が確認できるが cavity3, 4 内に渦度の絶対値が高い領域はない。

次に貫流流量のみを増加させた場合 ($Re_r=1800$,

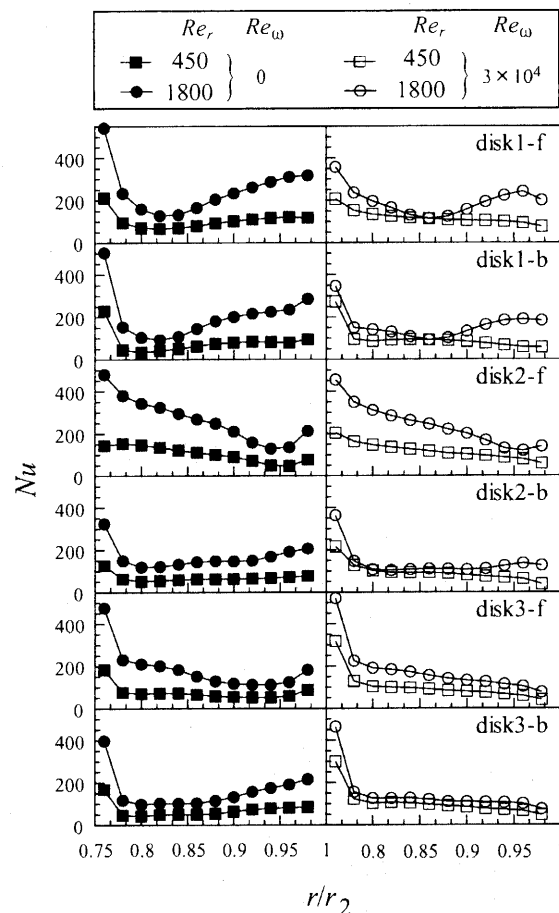


図8 各ディスク面局所 Nu 数分布

$Re_\omega=0$ の r - z 断面内速度ベクトルおよび渦度分布を図7に示す。渦度スケールは $Re_r=450$ の時に対して5倍とした。 Re_r の増加に伴い、入口部における渦度の絶対値が大きくなる。 $Re_r=450$ の時と同様に円すい部とキャビティ部に挟まれる領域および、cavity1, 2 内での渦の回転方向は変わらずに、渦度の絶対値が増加した。また、 $Re_r=450$ の時に渦度の絶対値が小さかった cavity3 についても円すい部に衝突した流れによって生じる反時計回りの渦が確認できる。cavity4 内にも円すい部に沿った流れが流入しディスク面に沿う流れが確認できる。各ディスク面に着目すると、入口部の流れによる渦の形成によって $Re_r=450$ の時と同様に disk1-f 半径方向位置 $r/r_2=0.8$ 付近で図中ディスク面に対して上向きの流れや disk1-b, 2-b ディスク面近傍では半径方向内向き、disk2-f, 3-f ディスク面近傍では半径方向外向きの流れが生じていることがわかる。これら流れ場の結果から、静止時において貫流はキャビティ内で複雑な流れを生じさせ、各ディスク面の熱伝達特性に大きな影響を与えられと考えられる。図8の各ディスク面局所 Nu 数分布からも $Re_\omega=0$ の時、 $Re_r=450$ (図中■) および1800 (図中●) の結果から特に disk1-f における上向きの流れによる半径方向位置 $r/r_2=0.80 \sim 0.85$ で Nu 数の低下が確認できる。また disk2-f 先端部付近、半径方向位置

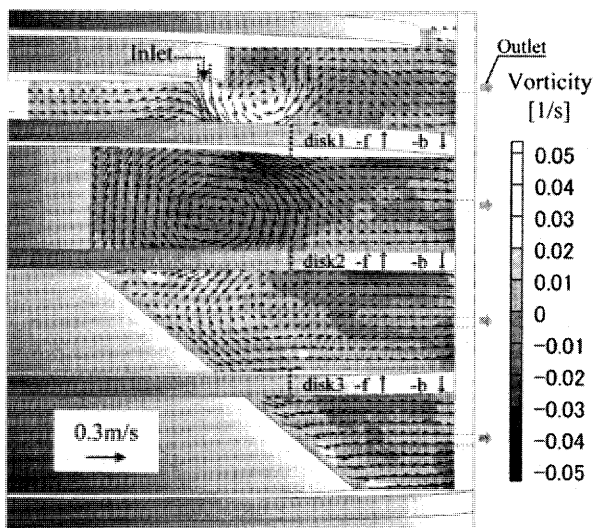


図9 速度ベクトルおよび渦度分布
($Re_r=450$, $Re_\omega=3.0 \times 10^4$, r - z 断面)

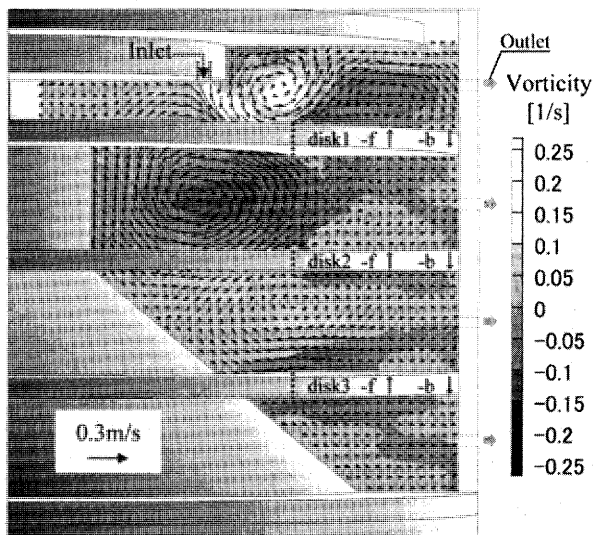


図10 速度ベクトルおよび渦度分布
($Re_r=1800$, $Re_\omega=3.0 \times 10^4$, r - z 断面)

$r/r_2=0.75 \sim 0.85$ の高い Nu 数は入口部からキャビティ内に流入した流体の一部が衝突したためであり、disk1-b, 2-b の Nu 数分布がディスク部先端付近で極小値を示した後、半径方向位置 r/r_2 の増加に伴い Nu 数が増加する傾向はディスク面近傍の半径方向内向き流れによる境界層の発達と考えられる。

回転させた場合 ($Re_r=450$, $Re_\omega=3.0 \times 10^4$) の r - z 断面内速度ベクトルおよび渦度分布を図9に示す。ただし、disk1-b, 2-b 近傍の渦度の絶対値が高い領域は、ディスク面近傍の散乱光の変動などによる誤ベクトル発生によるものである。静止時と同様に入口部からキャビティ内に流入した流体による円すい部とキャビティ部に挟まれる領域において渦は確認でき cavity1に入口部の影響を受けていると思われる流れが存在するが、回転遠

心力による影響で各ディスク面近傍においては半径方向外向きに流れている。このことから Nu 数分布は全てのディスク面で同様の傾向を示すと考えられ、図8の各ディスク面局所 Nu 数分布の $Re_r=450$, $Re_\omega=3.0 \times 10^4$ の結果 (図中□) から Nu 数分布は全てのディスク面で Nu 数が外向きに単調減少する同一傾向を示すことが確認できる。このことはキャビティ内の回転による旋回流に満たされていることから、キャビティ内の熱伝達特性は半径方向外向きの流れによって各ディスク面 Nu 数分布は単調減少の結果となったといえる。

回転速度を一定のまま貫流流量を増加させた場合 ($Re_r=1800$, $Re_\omega=3.0 \times 10^4$) の r - z 断面内速度ベクトルおよび渦度分布を図10に示す。回転場において本実験条件内で比較的貫流が大きな場合では cavity1内においても渦が静止時と同様に形成され、disk1-f 近傍では、半径方向内向きに流れが生じ、disk1-f 半径方向位置 $r/r_2=0.8$ 付近でディスク面に対して上向きの流れが観察される。入口部からの流れが disk2-f 先端に衝突する流れが確認できる。図8の各ディスク面局所 Nu 数分布の $Re_r=1800$, $Re_\omega=3.0 \times 10^4$ の結果 (図中○) から disk1-f の Nu 数分布は極小値を取り、ディスク面半径方向位置 $r/r_2=0.8$ で上方への流れによる Nu 数の低下が確認できる。また、disk2-f 先端部付近の入口部からの流れが衝突する半径方向位置 $r/r_2=0.75 \sim 0.85$ では高い Nu 数が確認でき、disk2-f ディスク面近傍は流れの向きから速度境界層が半径方向外向きに発達するため、 r/r_2 の増加に伴い Nu 数が単調減少した。cavity3, 4では貫流の影響は小さいものの、円すい部に衝突した流れによる cavity3, 4内へ流体の流れ込みが確認できる。しかし流体は回転遠心力の影響を受け disk3-f, b ディスク面近傍においては半径方向外向きに流れ、 Nu 数分布は disk3-f, 3-b で Nu 数が外向きに単調減少する傾向を示したと考えられる。

図11に実験条件 $Re_r=450$ における $Re_\omega=3.0 \times 10^4$, 2.1×10^5 の disk1-f ディスク面直上 (レーザーライトシートの厚み分約 2 mm の領域) の r - θ 断面内速度ベクトル

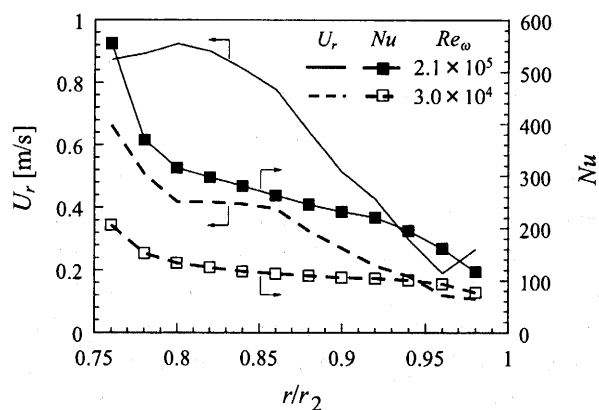


図11 disk1-f ディスク面近傍半径方向速度成分および局所 Nu 数分布 ($Re_r=450$)

分布から同一周方向位置 θ の半径方向の速度成分 U_r を抽出した結果と局所 Nu 数分布を示す。ディスク面近傍の半径方向外向きの速度 U_r は、 Re_ω の上昇により大きくなっている。特にディスク部先端から中央部にかけての速度上昇の割合が大きい。 Re_ω の上昇は、ディスク面近傍の流体に角速度に応じた遠心力を与え、半径方向外向きの速度成分を大きくすると考えられ、この結果、 Re_ω の上昇に伴い、 Nu 数は単調減少の傾向はそのままに、同一半径方向位置 r/r_2 位置における Nu 数が増加したと考えられる。図中 $Re_\omega=2.1 \times 10^5$ の U_r が半径方向位置 $r/r_2=0.95 \sim 1$ で上昇しているが、これはシュラウド面近傍の散乱光の変動などによる誤ベクトルによるものと考えられる。

これらの静止場および回転場での速度ベクトル結果と伝熱実験結果から、キャビティ内の渦の形成と各ディスク面における半径方向外向き、内向き流れが Nu 数分布傾向によく一致することが確認できた。本実験条件内の貫流の影響が強い $Re_r=1800$ 、 $Re_\omega=3.0 \times 10^4$ の場合に見られた極小値をとる Nu 数分布はキャビティ内に貫流による渦が形成された結果生じ、貫流の影響よりも回転の影響が強い $Re_r=450$ 、 $Re_\omega=3.0 \times 10^4$ では貫流の影響によるキャビティ内の渦は弱くなり回転による旋回流の影響が支配的になるために各ディスク面の Nu 数分布は半径方向外向きに単調減少の傾向を示すことがわかった。実機の動作環境下においては、より回転の影響が強いと考えられ各ディスク面の熱伝達特性の傾向に違いはみられないと予想される。

4. 結論

回転キャビティ内の流れの可視化実験に高解像度 CCD カメラと AOM を組み合わせ、相関法を用いた画像処理流速計による 2 次元速度場計測を行い、キャビティ内の流動状況を速度ベクトルおよび渦度分布によって定量的評価が可能となった。また、伝熱実験によるディスク面の Nu 数分布が極小値をとることや単調減少を示す傾向が、キャビティ内の渦やディスク面近傍の半径方向外向き、内向き流れなどの流動状況に対応することが確認された。

謝辞

本研究の PIV 計測について御協力を頂きました元本学学部生の柿沼圭氏に心より感謝いたします。

参考文献リスト

- (1) Farthing, P.R. et al., Trans. ASME J. Turbomachinery, 114, (1992), pp.229-236
- (2) Owen, J.M. and Onur, H.S., Trans. ASME J. Eng. for Power, 105, (1983), pp.265-271
- (3) Farthing, P.R. and Owen, J.M., Trans. ASME J. Eng. Gas Turbines and Power, 110, (1988), pp.70-77
- (4) Farthing, P.R. et al., Trans. ASME J. Turbomachinery, 114, (1992), pp.237-246
- (5) Owen, J.M. and Pincombe, J.R., J. Fluid Mech., 90, (1979), pp.109-127
- (6) Owen, J.M. and Pincombe, J.R., J. Fluid Mech., 99, (1980), pp.111-127
- (7) Ong, C.L. and Owen, J.M., Trans. ASME J. Turbomachinery, 113, (1991), pp.115-122
- (8) Saitoh, H. et al., Proc.6th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, vol.II, (1996), pp.450-459
- (9) Saitoh, H. et al., Proc.10th International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Science and Process Engineering, vol.III, (1997), pp.585-594
- (10) 齊藤弘順, 望月貞成, 村田章, 齋藤博史, 日本機械学会論文集, 65-632B, (1999), pp.225-230
- (11) 齊藤弘順, 望月貞成, 村田章, 齋藤博史, 日本機械学会論文集, 65-633B, (1999), pp.216-221
- (12) 植村知正他, 流れの可視化, Vol.7, Suppl., (1987), pp.11-14
- (13) 篁源亮, 流れの可視化, Vol.3, No.10, (1983), pp.189-192
- (14) 木村一郎他, 可視化情報計測, (2001), pp.10-11, 近代科学社
- (15) 小林敏雄他, 流れの可視化, Vol.7, No.26, (1987), pp.289-292,
- (16) 平田賢他, 熱流体計測における先端技術, (1996), p.129, 日刊工業新聞社
- (17) 松本雅則, 可視化情報, Vol.20, Np.7, (2000), p.14
- (18) アメリカ機械学会編 日本機械学会訳, 計測の不確かさ, (1988), 日本機械学会
- (19) M. ラッフェル他著, 小林敏雄監修, PIV の基礎と応用, (2000), pp.13-16, シュプリンガー・フェアラーク東京(株)

高圧チップタービン駆動ファン

The Fan Driven by High Pressure Tip Turbine

岩瀬 識^{*1}
IWASE Shiki齊藤 喜夫^{*1}
SAITO Yoshio松田 幸雄^{*1}
MATSUDA Yukio

キーワード：コア分離型ターボファンエンジン，チップタービン，クラスターファン，垂直離着陸機
Separated Core Turbofan Engine, Tip Turbine, Cluster Fan,
Vertical Take Off and Landing (VTOL) Airplane

Abstract

A new concept turbofan engine based on the idea of the "Separated Core Ultrahigh Bypass Engine" for small light aircraft and VTOL airplanes are presented. The concept engine called "Cluster Fan Engine" comprises two subunits, core engines and a cluster of small fans, and has many merits including reliability of operation, flexibility of mounting, maintainability, extremely low development costs and initial costs, and wide variety of potential applications. As a result of cycle analysis of the Cluster Fan Engine, it is confirmed that bypass ratio of the Cluster Fan Engine reaches to about 7. The small fan, which is one of the subunits of the Cluster Fan Engine, employs conceptually quit new tip turbine as driving mechanism to reduce weight and cost of the fan and avoid complexity. The tip turbine called "Single rotor blade row with multi stage tip turbine" has three stages in the circumferential direction of the turbine rotor. To ensure the practicality of the new tip turbine, a test model is designed and tested. The first operational test has been completed successfully, and the functionality of the new tip turbine was confirmed.

1. 緒 論

近年，米国ではジェット機並みの速度とレシプロ機と同程度のコストで飛行できる小型機を多数使用して，Point-To-Point 旅客輸送を行う新しい交通システムの研究が進められている⁽¹⁾。これら小型航空機用のエンジンの研究として，General Aviation Propulsion (GAP) プログラム⁽²⁾も実施されており，その結果，既に推力数 kN 程度の小型ターボファン・エンジンを搭載した小型ジェット機が試験飛行を開始している。このような背景から，今後は軽飛行機クラスのターボファン化がより進んでいくものと考えられる。

宇宙航空研究開発機構（旧航空宇宙技術研究所）では，高速 VTOL 機⁽³⁾等中大型航空機への搭載を想定したこれまでのコア分離型ターボファン・エンジン^{(4),(5),(6)}の検討に加えて，コア分離型ターボファン・エンジン構成の一部を変更した小型機用のクラスターファン・エンジンの研究を進めてきた^{(7),(8)}。クラスターファン・エンジンと

は，コア分離型ターボファン・エンジンの一部を省略して小型化したエンジンであり，小型・安価・堅牢で大量生産に適したエンジンである。クラスターファン・エンジンは複数のファンを束ねることで必要な推力を得るシステムとして，軽飛行機や小型ビジネス機，そして小型 VTOL 機への搭載を想定している。

本論文では，コア分離型エンジンである小型航空機用のクラスターファン・エンジン，及びファン駆動方式として新たに考案した単動翼列多段チップタービンについて報告する。

2. クラスターファン・エンジン

クラスターファン・エンジンは上述の通りコア分離型ターボファン・エンジンを基にしたエンジンである。図 1 にコア分離型ターボファン・エンジンの概念図を示す。コア分離型ターボファン・エンジンは，通常のターボファン・エンジンをファン部（ファン・エンジン）とコア部（コア・エンジン）に分離して，両者を高圧空気ダクトで結んだエンジンである。コア・エンジンは圧縮機，燃焼器及びタービンで構成されており，圧縮機出口において大量の空気（コア流量に対して約40%以上）が抽気

原稿受付 2004年7月5日

校閲完了 2004年10月21日

*1 独立行政法人 宇宙航空研究開発機構

〒182-8552 東京都調布市深大寺東町7-44-1

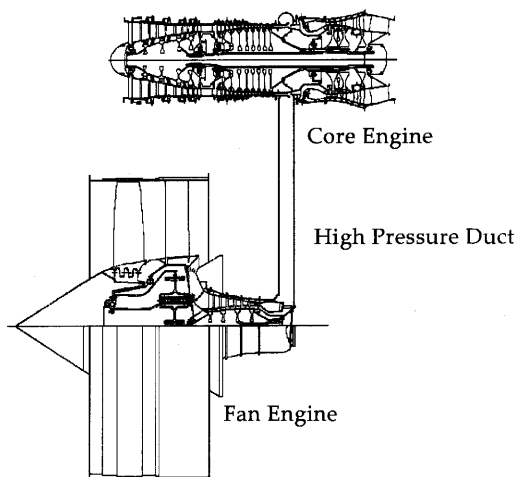


図1 コア分離型ターボファン・エンジン

される。抽気された空気は、高圧空気ダクトを通してファン・エンジンへ供給される。ファン・エンジンは、燃焼器とタービン、そして減速ギアから構成されており、圧縮機を有していない。このコア分離型ターボファン・エンジンは、従来のターボファン・エンジンと比較して次のような利点を有している。

(1) 高い作動安定性

通常のターボファン・エンジンでは、コア・エンジンの作動はファンの作動状態に影響を受ける。これは、特に可変ピッチを採用したファンにおいて、逆噴射（スラスト・リバース）した場合に顕著であり、このことはコア・エンジンがファンの後方に位置しているために生じる問題である。コア分離型ターボファン・エンジンでは、コア・エンジンはファン・エンジンから分離して配置されるため、コア・エンジンの作動はファンの作動に大きく影響を受けることがない。そのため、高い作動安定性を実現することが可能である。

(2) 高応答性

ファン・エンジンは、コア・エンジンとは独立に回転数を制御することが可能である。従って、推力を変化させる場合でもコア・エンジンの回転数を一定に保つことが可能であり、推力をファン・エンジンのみで可変することから、推力増減が非常に容易であるとともに素早い応答性が得られる。

(3) 構造の単純化及び軽量化

ファンを分離したことにより、コア・エンジンは低速のブースト段が省略され直径を縮小することが可能である。また、回転軸の全長も短くすることが可能となり、コア・エンジンの軽量化につながる。

(4) 柔軟なエンジン配置が可能

コア部とファンエンジンが分離されていることから、エンジン配置の自由度が高く、コア・エンジンを機体内に搭載するなど従来よりも柔軟な機体設計が可能となる。

クラスターファン・エンジンは、上述のコア分離型

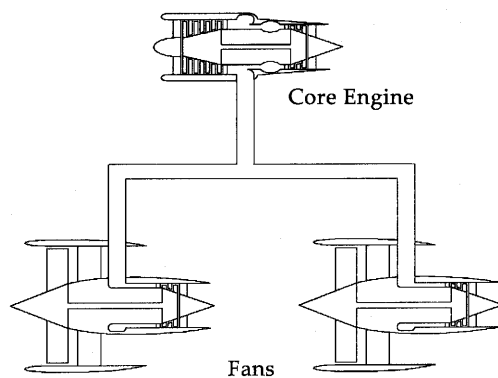


図2 クラスターファン・エンジンの概念

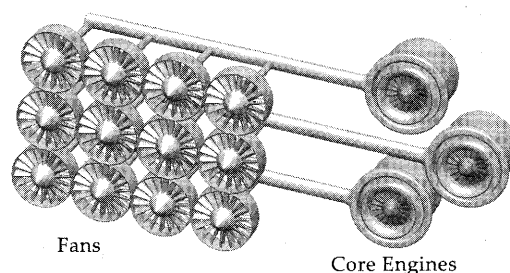


図3 クラスターファン・エンジンの構成

ターボファン・エンジンをベースとして、小型機への搭載を念頭に考案したターボファン・エンジンである。図2にクラスターファン・エンジンの概念図を示す。中・大型機向けのコア分離型ターボファン・エンジンと大きく異なる点は、ファン・エンジンから燃焼器を省略し、ファンを空気タービン駆動としたことである。さらに、小型機用のエンジンとするためにファン及びコア・エンジンを小型化（ファン・コア共に直径200～400mm程度）している。一基のファンから得られる推力は、ファンの圧力比にも依存するがおおよそ1kN前後であり、必要な推力は図3のように複数のコアと多数のファン部を束ねることで達成する。クラスターファン・エンジンは、コア分離型エンジンと同様の特徴を有しつつも、小型機への搭載を念頭に、特に次の二点を考慮して考案したエンジンである。

(1) 初期導入コストの低減

大型民間航空機の飛行年数は20年から30年に及ぶため、搭載されるエンジンには高効率・低燃費であることが求められる。これは、機材を長時間稼働させるためであるが、運用形態が大型航空機と大きく異なる個人用の小型航空機においては、導入から運用を含めたコストの内、導入コストが大きな割合を占めると考えられる。クラスターファン・エンジンは、初期導入コストの低減を図るため、エンジンの構造を可能な限り単純化し大量生産に適した構造とする。例えば、コア・エンジンは一段の遠心圧縮機と燃焼器、そして無冷却のタービンから構成さ

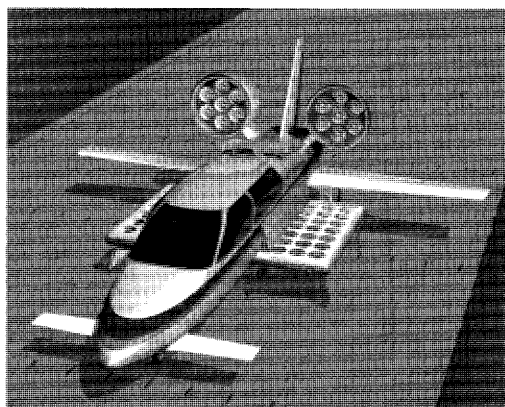


図4 クラスタファン・エンジンを搭載する
小型 VTOL 機概念

れ、非常に単純な構造である。また、ファン部についても、後述するが主要部品点数を大幅に減じ、精密鋳造可能な大きさに設計される。

(2) 安全性の確保

大型民間航空機に搭載される高バイパス比ターボファン・エンジンは、故障発生率を極めて低く抑え、冗長性を含めた運行上必要最低限のエンジン基数で飛行することにより安全性を確保している。しかし、こうしたエンジンの性能と安全性を保つためには、極めて高い整備能力と高度な設備が要求される。このため、個人用航空機に搭載されるエンジンの多くは、整備が容易で安価なレシプロ・エンジンであった。レシプロ・エンジンは、多気筒であることから安全性も高い。クラスタファン・エンジンでは、エンジンの構造を可能な限り単純化することにより故障を回避する。また、多数のファンとコア・エンジンを用いることから、一部のファンもしくはコア・エンジンに故障が発生した場合でも、それらの故障がエンジン・システム全体へ与える影響は小さくなる。加えて、個々のエンジンの構造が非常に単純であることから、整備も容易なものとなる。

3. クラスタファン・エンジンの用途

クラスタファン・エンジンには、その特長を活かした次のような用途が想定される。

(1) 軽飛行機、小型機用のターボファン・エンジン

クラスタファン・エンジンは、整備性が高く低コストなエンジンであることから、軽飛行機をレシプロ・エンジンのプロペラ機からジェット機に転換させ得るターボファン・エンジンとしての用途が考えられる。

(2) 小型 VTOL 機用エンジン

クラスタファン・エンジンのファンは、燃焼器が省略されていることから、全長を短く抑えることが可能である。また、エンジン・システム構成の柔軟性が高い、コア分離型ターボファン・エンジンであることから、特にリフト・エンジンとして最適であり、小型 VTOL 機のエンジンとして利用可能である。図4にクラスタ

ファン・エンジンを搭載する小型 VTOL 機概念図を示す。この機体は、垂直離着陸用に42基のリフトファンを搭載し、巡航時の推進用として、機体後部にクルーズファンを搭載している。

(3) 産業用、発電用、船用エンジンへの転用

クラスタファン・エンジンは、ファンがコア・エンジンから分離されているため、ファン駆動用タービンを利用して産業用から船用エンジンなどに転用することが容易である。

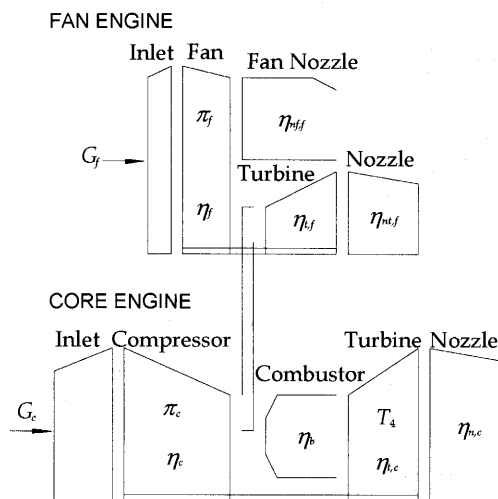


図5 クラスタファン・エンジンのブロックダイアグラム

4. クラスタファン・エンジンのサイクル解析

クラスタファン・エンジンは、ファン部に燃焼器が存在しないこと、また安価なエンジンであることから、これまで検討を重ねてきた中・大型航空機用のコア分離型ターボファン・エンジンとは、サイクル圧力比・温度等が大きく異なってくる。そこで、クラスタファン・エンジンのサイクル圧力比、温度を決定するため、サイクル解析を行った。図5はクラスタファン・エンジンのブロックダイアグラムを示している。コア・エンジンは、ほぼ現存のターボジェット・エンジンの構成に近いが、圧縮機出口においてファン駆動のため、大量の高圧空気を抽気する点が異なる。ファン部は、ファン、ファンノズル、空気タービン、及びタービンノズルにより構成されている。表1に計算に用いた変数、及びその値を示す。ファン部タービン効率 (η_{tf}) を比較的 low 見積もっているが、これは後述する新型のタービンを採用した場合を想定したためである。解析は、クラスタファン・エンジンを小型 VTOL 機用のエンジンとして使用する場合を想定し、図6の様に一基のコア・エンジンに離着陸用リフトファン、及び巡航用クルーズファンがそれぞれ二基接続された場合を対象とした。この構成では、コア・エンジンからの抽気空気の供給先を、バルブにより、離着陸時にはリフトファンへ、巡航時にはクルーズファンへ切り替える。想定している小型 VTOL 機は、

表1 クラスタファン・エンジン主要変数

変数	定義
π_c	コア圧縮機圧力比
π_{LF}	リフトファン圧力比
π_{CF}	クルーズファン圧力比
G_c	コア・エンジン流量
G_b	抽気流量
G_f	ファン流量
N_F	ファン回転速度(16800r.p.m.)*
N_c	コア・エンジン回転速度(57000r.p.m.)*
TIT*	修正タービン入口温度
μ_b	最大抽気率 = G_b / G_c
μ_f	ファンバイパス比 = G_f / G_c
W_c	コア・エンジン燃料流量
F_c	コア・エンジン推力
F_f	ファン推力
F	全推力: リフトファン = $2F_f$: クルーズファン = $F_c + 2F_f$
F_{sp}	比推力 = $F / (G_c + 2G_f)$
SFC	燃料消費率 = W_c / F
$\eta_c = 0.74$	圧縮機断熱効率
$\eta_{tc} = 0.77$	コア・エンジンタービン断熱効率
$\eta_{nc} = 0.97$	コア・エンジンノズル断熱効率
$\eta_b = 0.98$	燃焼効率
$\eta_f = 0.84$	ファン断熱効率
$\eta_{tf} = 0.70$	ファン部・タービン断熱効率
$\eta_{nf} = 0.97$	ファン部・ファンノズル効率
$\eta_{mf} = 0.97$	ファン部・タービンノズル効率
$\eta_m = 0.98$	機械効率
$C_{pl} = 0.01$	抽気ダクト圧力損失係数
$C_{tl} = 0.05$	抽気ダクト温度損失係数
$C_b = 0.02$	燃焼器圧力損失係数
$C_d = 0.02$	ナセル抵抗係数

※ サイクル計算上は不要。計画段階の値。

図6の構成を1ユニットとして、複数のユニットを搭載する。タービン入口温度(TIT*)は、タービン翼を無冷却とするため、最高温度を950℃として、900℃、850℃の3ケースの場合について計算を行った。燃料の熱量はJP4の値を用い、機械効率を全て0.98としている。

4.1 リフトファン部

クラスタファン・エンジンを都市近郊で離着陸可能な小型VTOL機用エンジンとするためには、リフトファンの低騒音化が必要である。一般に、ジェット騒音の音圧レベルは推力を一定とした場合、排気速度の6乗に比例することが知られている⁽⁹⁾。従って、エンジンの低騒音化を図る場合最も簡単な方法は、ファンの排気速度を下げることである。このような理由からファンの排気速度を約100m/s(ファンの圧力比1.07)とした。このファンを駆動するために必要な、コア・エンジンからの空気流量を算出した。図7は、コア・エンジンからの抽気流量とファン推力の関係を示している。ここで、横

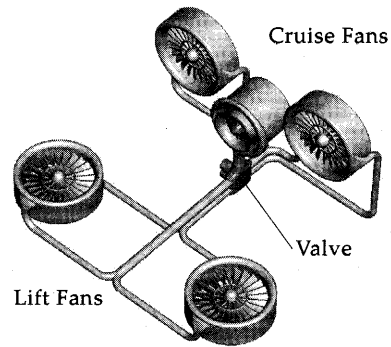


図6 VTOL機搭載時のクラスタファン・エンジンの構成

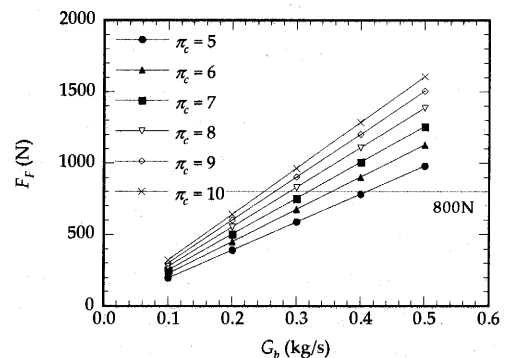


図7 ファン一基あたりのコア抽気流量と推力の関係

軸が抽気流量を、縦軸はファン推力を示している。また、コア・エンジンからの抽気空気的全温は、表1に示す圧縮機断熱効率 η_c で圧力比 π_c まで圧縮された場合の温度である。推力は G_b の増加と共に単調に増加し、この間ファン直径は G_b のほぼ1/2乗に比例して増加する。クラスタファン・エンジンは、小型機への搭載を想定していることから、ファン直径を260mm前後とすると、ファン圧力比1.07、ボス比0.45とした場合、推力は海面上静止で800N前後になる。従って、ファンを駆動するために必要な空気流量は、 π_c にも依存するものの、ファン一基あたりおよそ0.25~0.40kg/sとなり、ファンを二基駆動するためには、コア・エンジンから0.5~0.8kg/s程度の流量を抽気することが必要である。

4.2 コア・エンジン

図8に、海面上における、コア・エンジンの圧縮機圧力比と最大抽気率の関係を示す。ここで、最大抽気率はコア・エンジンノズルにおける排気速度を、ファン流速とほぼ同等の100m/sとなるように設定し、計算を行った。図8から抽気可能な流量は、TIT*の増加と共に増大するが、圧力比を増加させた場合は、圧縮機を駆動するのに必要なエンタルピーが増大することにより減少する。圧力比10以下の場合、TIT*=950℃ではコア・エンジン入口流量に対して約22%以上を抽気可能なことがわかる。この間バイパス比は一定ではないことに注意を要

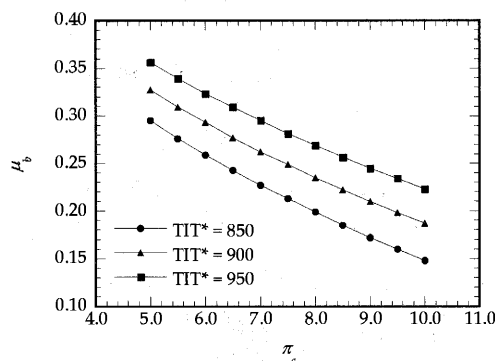


図8 コア圧縮機圧力比と最大抽気率の関係

する。バイパス比は $TIT^*=950^{\circ}\text{C}$ の場合、最大で約6.9となっており、小型航空機用エンジンとしては非常に大きなバイパス比を実現可能なことがわかる。

クラスターファン・エンジンは、効率よりも構造を簡素にすることにより、低コスト化及び整備性の向上を図ったエンジンであることは既に述べた。図9は、コア・エンジン圧力比と燃料消費率 (SFC) の関係を示しているが、SFCの最小値は $6.0 \times 10^{-2} [\text{kg/hr/N}]$ 程度であり、現存の小型ターボファン・エンジンとほぼ同等かわずかに低い値となっている¹⁰⁾。 $TIT^*=950^{\circ}\text{C}$ の場合、SFCはコアの圧力比が7.5~8.0程度で最小となることがわかる。

4.3 クルーズファン

巡航用ファンとして、リフトファンをそのままクルーズファンに転用することが可能である。しかし、リフトファンの圧力比が1.07と比較的低圧であることから、圧力比を巡航時に最適化した巡航専用のファンを搭載するほうが、SFCの観点から有利である。図10は、クルーズファンの圧力比を0.01毎に増加させた場合の、比推力とSFCの関係を示している。想定した飛行高度・飛行マッハ数 (M) は、それぞれ25,000feet (7620m), $M=0.5$ であり、ナセル抵抗係数は0.02, TIT^* は 950°C とした。計算を行った全ての圧力比の場合で、比推力はファンの圧力比が大きくなるとともに増加する。また、同じファン圧力比で比較すると、コア圧力比が6.5から7.5に増加するに従い、SFCは減少する傾向を示しているのに対し、コア圧力比が7.5と8.0ではSFCがほぼ一致していることがわかる。これは、コア圧力比増加に伴う燃料流量の増加の割合の方が、ファン推力増加の割合よりも大きくなるためである。また、計算を行った全ての圧力比の場合について、SFCはファン圧力比が約1.13付近で最小、或いはほとんど変化しないことがわかる。

4.4 設計点性能

表2にサイクル解析から求めた最終的なクラスターファン・エンジンの設計点性能を示す。コア・エンジンの圧力比は8.0、タービン入口温度は 950°C である。コア・

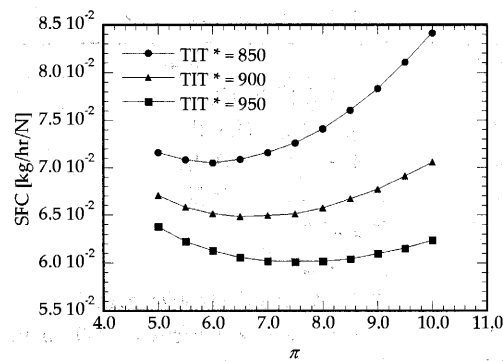


図9 コア圧力比とSFCの関係

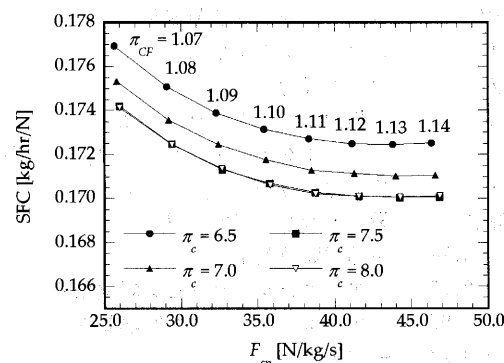


図10 クルーズファンの比推力とSFCの関係

エンジン一基とファンを二基を組み合わせた場合の、海上及び巡航状態での推力はそれぞれ約1618N, 192Nとなり、バイパス比についてはそれぞれ、6.9, 4.1となった。また、コア・エンジンとファンを結ぶダクト直径は約24mm×2本とした。この程度のダクト内径を確保すれば、内部を通過する気体の密度・流量から換算すると、比較的低速な流れが実現されることとなり、動圧損失の全圧に占める割合を非常に小さくすることができる。

5. 単動翼列多段チップタービン

前節よりクラスターファン・エンジンのサイクル解析から設計点を定めた。各コンポーネントの構成については、コア・エンジンは一軸構成となるが、ファン部の駆動機構については、図11に示すような遠心タービン+減速ギアを用いてファンを駆動することが考えられる。しかし、遠心タービンと減速ギアを組み合わせた場合、減速ギアがファン重量の大半を占めることが予想され、さらにファン部の構成が複雑になる恐れがある。ファンを駆動するための他の機構としては、ファンのチップ・シュラウドにタービン翼を配置する、チップタービン方式が考えられる。しかし、ファン周速~タービン周速となるチップタービンでは、低周速のため一段のチップタービンではファンを駆動することが出来ず、タービンを多段化する必要が生じる。このことはファン部の構造を複雑にし、減速ギア方式に対する優位性が失われる可能性がある。また、コア・エンジンからの抽気空気は、

表2 クラスタファン・エンジン設計点性能

コア・エンジン	全長	330mm
	最大径	250mm
	圧力比	8.0
	流量	2.15kg/s
	抽気率	26.9%
	タービン入口温度	950℃
リフトファン (ファン一基に ついて)	ファン直径	260mm
	ファン圧力比	1.07
	駆動空気流量	0.289kg/s
	推力	804N
クルーズファン (ファン一基に ついて)	ファン圧力比	1.13
	推力	96N (25,000feet, $M = 0.5$)

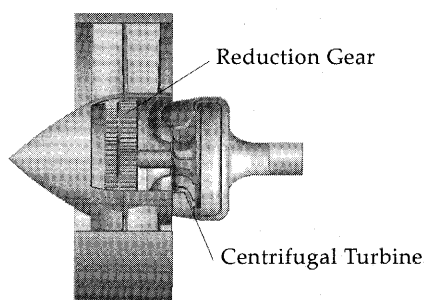


図11 ギア駆動方式ファンの概念図

比較的高圧で流量も少ないため、タービン翼高は極めて低くなり、チップタービン翼の空力的成立性も問題となる。そこで、これらの問題を解決するために、新たに単動翼列多段チップタービン方式を考案した。図12に単動翼列多段チップタービンの概念図を示す。本チップ・タービンは一般的なチップ・タービンとは異なり、動翼の周方向に段を有している。コア・エンジンから抽気された高圧空気は、ファン周囲二箇所設けられたダクトから一段目タービン前方に導かれる。各々の一段目で膨張した気体の流れは二つに分断され、それぞれ一段目出口と二段目入口を結ぶ流路を通り、二段目静翼へ導かれる。気体は二回目の膨張の後、二段目と三段目を結ぶ流路を通り三段目へ導かれ、三段目で膨張した後、ノズルから排気される。ここで図12中の矢印はタービン内の流れの様子を表している。タービン翼列を通過する流れと、翼列通過後、次段へ向かう空気の流れは隔壁により隔てられており、混合することはない(図13)。このタービンは単翼列でありながら実質的に軸流三段となるため、周速が比較的低い場合でも、ファン駆動に必要な熱落差をとることが出来る。タービン内の流れは比較複雑なものとなるが、遠心タービンと減速ギアを組み合わせる場合よりも構造・重量の点で有利である。さらに、一段から三段を通して動翼列が共通であり、動翼は最も温度の低い第三段通過時間が長いことから、動翼の平均温度は低下する。このことは、チップタービンの構造材料の

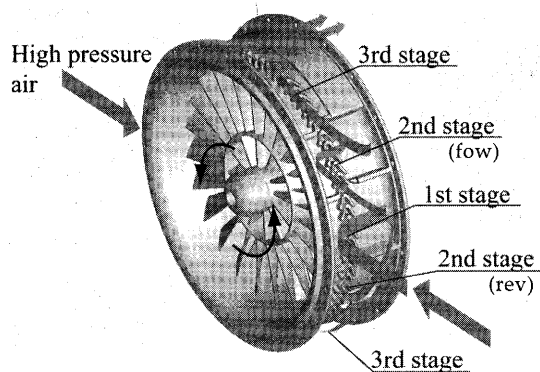


図12 単動翼列多段チップタービンの概念図

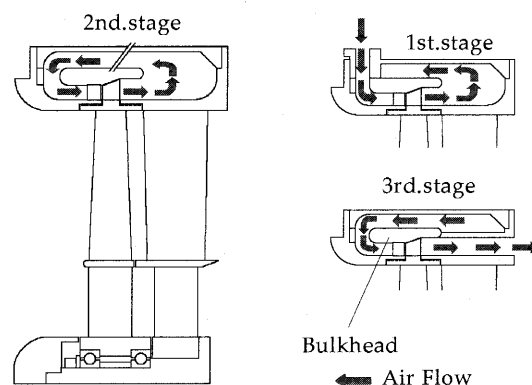


図13 単動翼列多段チップタービン内の流れ

点においても有利である。一方で、複雑な流路を有しているため効率の点で減速ギア方式に劣るものの、個人機用の小型ターボファン・エンジンとして考えた場合、構造の簡素化による整備性の向上、及び低コスト化の利点は大きい。本研究では本タービンの成立性を検証するため、この単動翼列多段チップタービンを採用したファンを試作し、作動試験を行った。

6. 単動翼列多段チップタービンの作動試験

6.1 チップタービン駆動ファン

図14に試作したチップタービン駆動ファンを示す。ファン直径は260mmであり、その他の設計値は表2のリフトファンの値に基づいている。図15にファンの構成部品を示す。ファンを構成する主要部品点数は5点であり、主要部品の一つである図15中央のローターは、ハブ、シュラウド、ファン動翼及びチップタービン動翼が一体となった堅牢な構造である。材質は中心軸、軸受け及びボルト類を除き超々ジュラルミン製であり、総重量は約5kg、コア・エンジンを含まないファンのみの推力重量比は約15となる。軸受けにはグリス潤滑のベアリングを使用している。定格回転数は16,800r.p.m.であり、ファン動静翼の翼形状には、円弧キャンバーにNACA65型翼の厚みを持たせたものを用いた。チップタービン動静翼には独自に設計した翼型を用いており、タービン翼翼

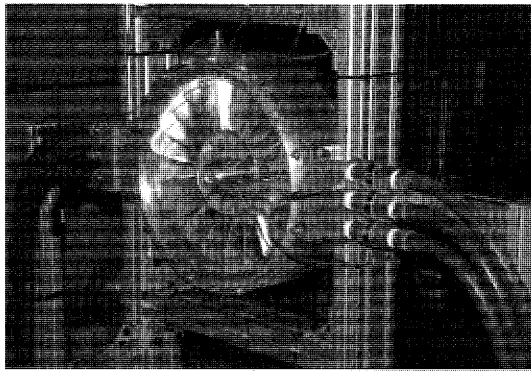


図14 試作チップタービン駆動ファン

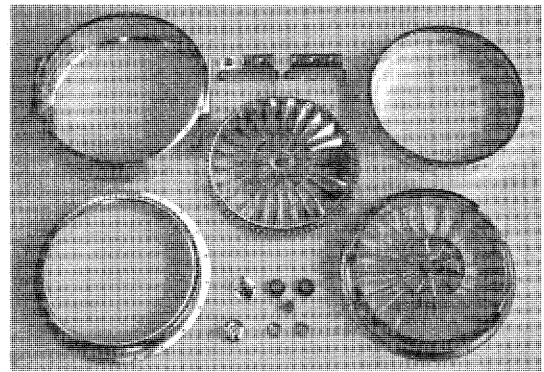


図15 ファン構成部品

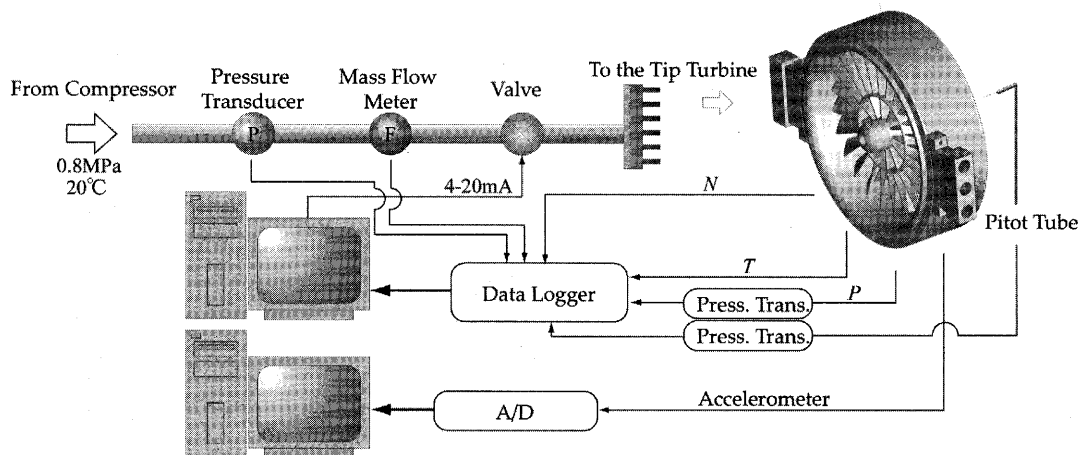


図16 実験装置概略

弦長は静翼，動翼についてそれぞれ，約11.5mm，15.0mmである。

6.2 実験装置

図16に実験装置の概略図を示す。試作ファンの作動試験では，コア・エンジンの代用として最大0.8MPa，常温の空気を供給可能な圧縮機を使用した。供給空気温度が設計値と大きく異なっているが，これは圧縮機が排出空気を冷却するための冷却器を備えており，その機能を無効に出来ないためである。圧縮機からの供給空気流量の計測は，オリフィス型流量計を用いて行った。回転数はファン静翼に取り付けられたギャップセンサで計測し，チップタービンへ供給する空気流量をコントロールすることにより回転数の制御を行った。また，タービン性能を見積もるために，二段目までの各段の前後の空気温度と圧力を測定した。図17に温度・圧力の計測点を示す。図中丸の記号が圧力計測点を，三角の記号が温度計測点を示している。圧力は，圧力導管を測定ポイントに挿入して計測し，温度計測はK型熱電対を測定ポイントに挿入することにより行った。

6.3 作動試験結果

本試験では，現存する設備を利用していること等の理

由から，タービンの設計状態で試験を実施することが出来なかったが，単動翼列多段チップタービン駆動ファンの回転数は最高で11,000rpmまで達し，単動翼列多段チップタービンが有効に作動していることが確認できた。この回転数はタービン修正設計回転数の約80%に相当する。設計回転数まで到達できなかった理由として圧縮機からチップタービンまでの流路が長く，加えて流量弁等において大きな圧力損失が生じたことが挙げられる。特に，流量調整弁の圧力損失は極めて大きく，300kPa以上の減圧が確認された。また，供給された圧縮空気の温度が設計値の約300℃と比べて非常に低い，常温であったことも大きな要因である。

図18に修正回転数と計測して得られたチップタービン二段目までの膨張比の関係を示す。ここで，図中の π_T はタービン段前後の圧力比を， θ_T は標準状態を基準とした修正温度比，下付添え字 des は設計値を表す。また， fow は一段目のタービンに対して動翼回転方向に位置する二段目のタービンを， rev はその反対方向に位置する二段目を表している（図12参照）。最高回転数11,000rpmではタービン内の空気の膨張に伴う急激な温度低下のため，タービン翼に空気中の水分が着氷し，回転数が安定しなかったため図には示していない。図18から大部分の膨張が一段目によって行われていることがわかるが，こ

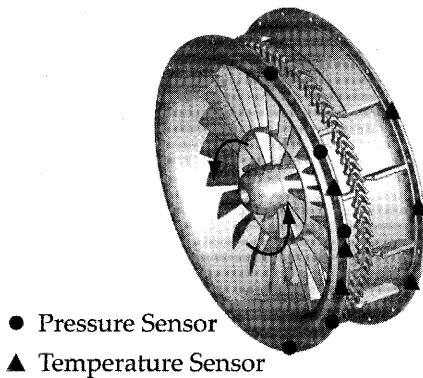


図17 温度・圧力計測点

れは上述の通り流路損失のため、一段目タービン入口全圧が最大でも0.33MPaと低くなったためである。

図19に回転数と温度降下の関係を示す。圧力の場合と同様に、二段目における温度降下もローターの回転の方向に依存しており、タービン二段目 (fow) での温度降下は、二段目 (rev) におけるタービンでの温度降下よりも大きい。また、二段目 (rev) では回転数が設計値の50%に達するまでほとんど温度降下を伴っていない。上述の圧力計測と合わせると、rev 側二段目タービンの能力が低いことが読みとれるが、この原因として、一段目から二段目へ流れる流量の多くが fow タービンへ分配されたことが考えられる。これらの温度比、圧力比から見積もられる一段目の断熱効率、最大で約48%であった。一段目において48%であるため、全段の効率は4章のサイクル解析で仮定したタービン効率 (η_{tp}) 値70%よりも低い値となることが予想される。今後、より単動翼列多段チップタービンの性能を改善するためには、流量の分配問題が生じる、二段目タービンの効率改善が重要になってくるものと予想される。

7. 結論

本論文では、これまでのターボファン・エンジンとは大きく概念の異なるクラスターファン・エンジンを提案し、小型 VTOL 機用のエンジンとしてのアプリケーションを想定して、サイクル解析を行った。その結果、クラスターファン・エンジンがサイクル的に成立することを示すとともに、クラスターファン・エンジンは小型航空機用エンジンとしては極めて大きなバイパス比を実現可能なことを明らかにした。バイパス比は、地上静止状態で6.9、巡航状態に最適化した場合でも4を超える。また、ファン駆動方式として、新たに単動翼列多段チップタービン方式を提案し、そのタービンを採用したファンを試作して、性能試験を行った結果、単動翼列多段チップタービン方式が有効に作用することを明らかにした。

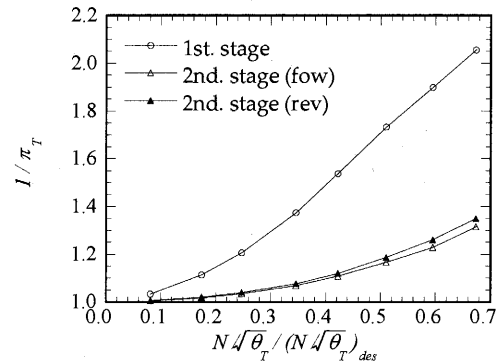


図18 修正回転数と膨張比

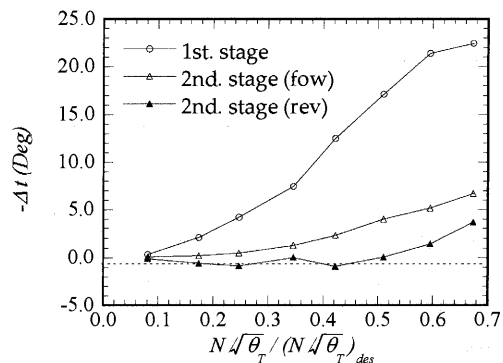


図19 修正回転数と温度降下

参考文献

- (1) Small Aircraft Transportation System (SATS).
<http://sats.nasa.gov>.
- (2) General Aviation Propulsion (GAP) Program,
<http://www.grc.nasa.gov/WWW/AST/GAP/>
- (3) 齊藤喜夫, 遠藤征紀, 松田幸雄, 杉山七契, 渡辺実, 菅原昇, 山本一臣, 高速 VTOL 機 の概念検討, 航空宇宙技術研究所報告 TR-1290, (1996).
- (4) Y.Matsuda, N.Sugiyama, Y.Saito, M.Endoh. Design and Off-Design Point Characteristics of Separated Core Ultra High Bypass Engine, AIAA 92-3776, (1992)
- (5) 齊藤喜夫, 遠藤征紀, 松田幸雄, 杉山七契, 菅原昇, 山本一臣, コア分離型ターボファン・エンジン, 航空宇宙技術研究所報告 TR-1289, (1996).
- (6) Y.Saito, N.Sugiyama, M.Endoh Y.Matsuda, Conceptual Study of Separated Core Ultrahigh Bypass Engine, J. Propulsion and Power., Vol.9, No.6, (1993), pp.867-873.
- (7) 齊藤喜夫, 松田幸雄, 遠藤征紀, クラスターファン・エンジン, 第43回航空原動機宇宙推進講演会, 2B-11, (2003).
- (8) 岩瀬識, 齊藤喜夫, 松田幸雄, 高圧チップタービン駆動ファンの試作試験, 第43回航空原動機宇宙推進講演会, 2B-12, (2003).
- (9) 藤枝郭俊, 滝澤直人, 航空機のジェット騒音の問題, 航空宇宙技術研究所技術資料, N-8, (1967).
- (10) 例えば, Aviation Week Space and Technology, Aerospace Source Book, Vol. 158, No. 2, (2003-1-13).

TBC 表面粗さが熱伝達率に及ぼす影響の実験的検討

Experimental Investigation into Influence of TBC Surface Roughness on Heat Transfer Coefficient

久芳 俊一^{*1}
KUBA Shunichi

恒吉 雄三^{*1}
TSUNEYOSHI Yuzo

児島 慶享^{*2}
KOJIMA Yoshitaka

鈴木 秀人^{*3}
SUZUKI Hideto

キーワード: Gas Turbine, TBC, Heat Transfer Coefficient, Surface Roughness.

Abstract

Thermal barrier coating (TBC) surface roughness of gas turbine hot parts changes with increasing operation hours. This change in roughness will exert influence on heat transfer coefficient. The influence of surface roughness change on heat transfer coefficient was experimentally determined using TBCs with four kinds of surface roughness. It depends on Reynold's number (Re). There was clear influence at the test condition, $Re=1.68 \times 10^5$. The specimen with the roughest surface has biggest heat transfer coefficient. On the other hand, there is no big difference at the condition, $Re=8.8 \times 10^4$.

1. 緒言

ガスタービンの高温・高効率化を進めていく上で、高温部品の熱負荷を低減できる遮熱コーティング (TBC) が重要な技術として注目を集めている。しかしながら、長期の実運用に供された場合に、TBC の表面に付着物が着くなどの事象が起こると、TBC 表面の粗さに変化が生じることが予想される。TBC の開発・実用化を図っていくには、運用に伴う表面粗さの変化が、TBC の遮熱性能に与える影響についても評価する必要がある。本報では、それぞれ実際の表面粗さの異なる TBC を用いて風洞実験を行い、表面粗さが熱伝達率に及ぼす影響について検討した。

2. 実験方法

2.1 供試材及び試験片形状

図 1 に実験に用いた TBC 試験片について示す。

翼部において熱負荷が高く、遮熱性が要求される前縁を模擬して円柱形状を選び、長さ160mm、厚さ2.8mm のステンレス鋼管 (SUS304TP-25A) の外表面に、結合層として NiCoCrAlY を大気溶射した後、セラミック層として $ZrO_2-8\%Y_2O_3$ を大気溶射して TBC 試験片とした。

表面粗さとして、表 1 に示すように As spray 1, 2 及

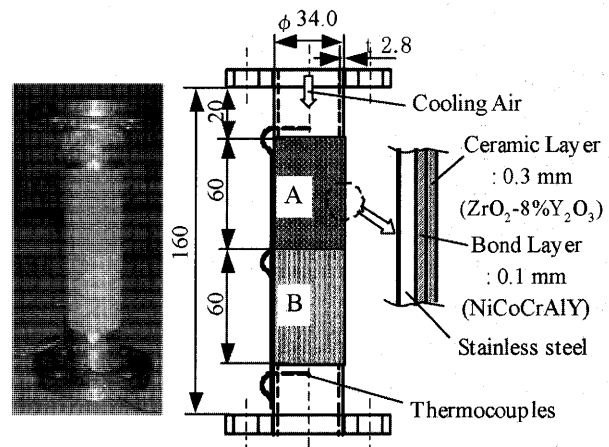


Fig. 1 Specimen

び Polished 1, 2 の 4 種類を作製した。ここに、As spray は溶射したままの状態、Polished は研磨仕上げを施した状態を意味する。1つの試験片の A と B の領域に表面粗さの異なる 2 種類の TBC を組み合わせ、表 1 に示すような Type-1~3 の試験片を準備した。尚、比較のために全ての試験片について、A 領域には基準とする As spray 1 を配置した。また、TBC の表面粗さを制御するため、As spray 1 は粒径 45~75 μm の原料を、As spray 2 には粒径 45~125 μm の原料を用いたが、特に As spray 1 との熱伝導率の違いを小さくするため、粒径 45~75 μm の原料をベースに表面層のみ 45~127 μm の原料を用いるようにした。

TBC 試験片の冷却流路中には、冷却空気温度を測るため熱電対を 3 箇所配置しており、表面温度測定部での

原稿受付 2004年9月14日

校閲完了 2004年12月1日

* 1 日立エンジニアリング㈱

〒317-0073 茨城県日立市幸町三丁目2番1号

* 2 ㈱日立製作所日立研究所

* 3 茨城大学

Table 1. TBC Surface Roughness

		Average roughness, Ra (μm)			Location
		Type-1	Type-2	Type-3	
As spray	1 (Standard)	8.7	8.3	8.0	A
	2	11.2	-	-	
Polished	1	-	4.0	-	B
	2	-	-	2.9	

冷却空気温度を特定できるようにした。

2.2 実験装置及び計測方法

実験装置の概要を図2に示す。図1に示した TBC 試験片を高さ180mm, 幅120mm の風洞の中央に配置し, TBC 表面は約90℃の主流空気加熱, 内側の冷却流路には約13℃の空気を流して冷却し, セラミック層表面すなわち TBC 表面温度分布をサーモトレーサ (NEC 三栄製, 分解能:0.1℃) で測定した。尚, 試験片は表面を黒体化処理し, 計測時には対向面の壁に埋め込まれた熱電対によりサーモトレーサの温度を校正した (計測誤差0.5℃以内)。また, 主流空気温度は, 風洞上流の流路中央にて熱電対を用いて計測した。

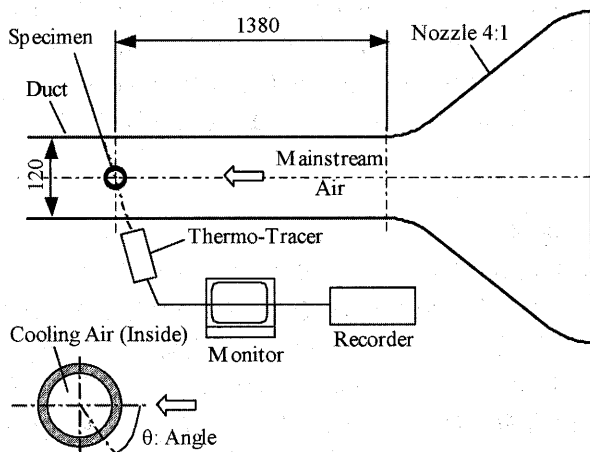


Fig. 2 Experimental Setup

表2に実験条件を示す。Type-1~3の試験片全てに対し, 主流側のレイノルズ数を Case 1 ($Re=1.68 \times 10^5$) 及び Case 2 ($Re=8.8 \times 10^4$) の2ケースで実験を行った。

Table 2. Test Conditions

		°C	Case 1	Case 2
			88.3~94.9	85.4~88.8
Mainstream Air	Temperature	°C	88.3~94.9	85.4~88.8
	Velocity	m/s	100	54
	Total Pressure	kPa (abs)	113.8	104.9
Cooling Air	Reynolds Number	-	$1.67 \sim 1.69 \times 10^5$	$8.60 \sim 8.95 \times 10^4$
	Temperature	°C	12.4~13.5	12.9~13.5
	Velocity	m/s	62	62
Cooling Air	Static Pressure	kPa (abs)	103.0	103.0

ここで, 主流側のレイノルズ数 Re_g は, 代表長さを試験片外径として算出した。

$$Re_g = \frac{u_g d_o}{\nu_g} \quad (1)$$

u_g : 主流空気速度 (m/s)

d_o : 試験片外径 (m)

ν_g : 主流空気動粘性係数 (m^2/s)

TBC 表面の熱伝達率分布は, 式(2)により算出した。

$$q_g = \frac{T_{tbc} - T_c}{R_{tbc}(T_g - T_{tbc})} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c R_c} + \frac{\ln(R_m/R_c)}{\lambda_m} + \frac{\ln(R_b/R_m)}{\lambda_b} + \frac{\ln(R_{tbc}/R_b)}{\lambda_{tbc}}} \quad (2)$$

α_g : 主流側熱伝達率 (W/m^2K)

α_c : 冷却側熱伝達率 (W/m^2K)

T_{tbc} : セラミック層表面温度 (°C)

T_c : 冷却空気温度 (°C)

T_g : 主流空気温度 (°C)

R_c : メタル内半径 (m)

R_m : メタル外半径 (m)

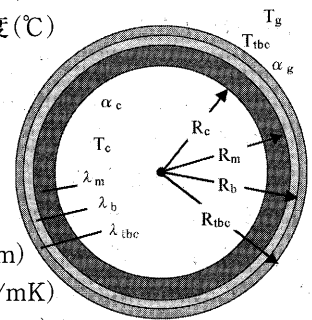
R_b : ボンド層外半径 (m)

R_{tbc} : セラミック層外半径 (m)

λ_m : メタル面熱伝導率 (W/mK)

λ_b : ボンド層熱伝導率 (W/mK)

λ_{tbc} : セラミック層熱伝導率 (W/mK)



式(2)における冷却側熱伝達率 α_c は Dittus-Boelter の円管乱流伝熱特性式を用い, 冷却側レイノルズ数の代表長さは冷却流路内径とした。

$$\alpha_c = Nu \frac{\lambda_c}{d_i} = 0.023 Re_c^{0.8} Pr^{0.4} \frac{\lambda_c}{d_i} \quad (3)$$

Re_c : 冷却側レイノルズ数

d_i : 冷却流路内径 (m)

λ_c : 冷却空気熱伝導率 (W/mK)

Pr : プラントル数

このような方法における TBC 表面熱伝達率の算出誤差は, TBC 表面温度測定誤差0.5℃に対し3.5%以内, 冷却側熱伝達率見積り誤差を10%とした場合に10%以内である。但し, 基準体を用いて熱伝達率の増加率を比較する場合には, 冷却側熱伝達率の見積り誤差は無視できる。

3. 実験結果

図3は, 試験片 Type-1~3の表面粗さ As spray 1の実験結果を, 表面熱伝達率と円柱試験片前縁の主流との角度 θ (以後頂角と略す) で整理したものである。図より, 試験片の違い, 即ち表面粗さの組み合わせの違いによらず, データのバラツキが少ないこと, 即ち実験の再現性は高く, 比較を行うのに問題ないことが分かる。頂

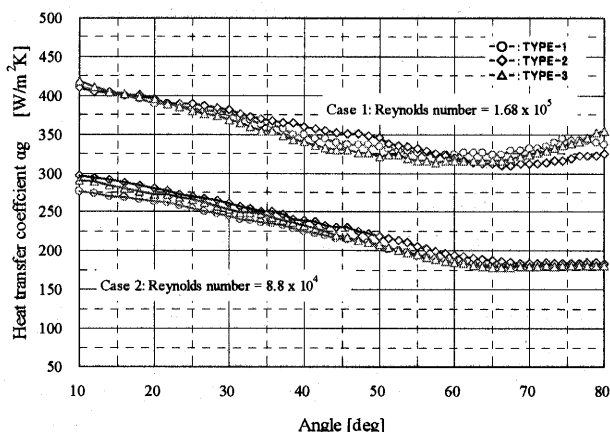
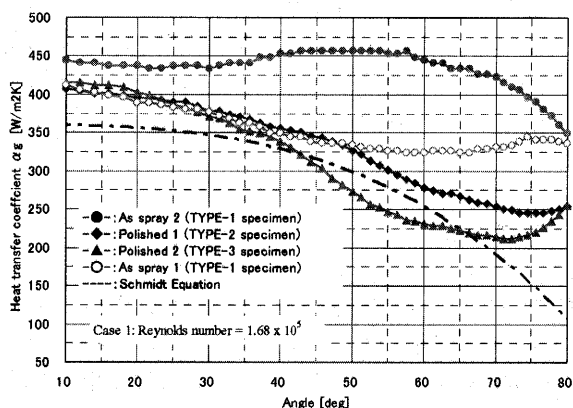
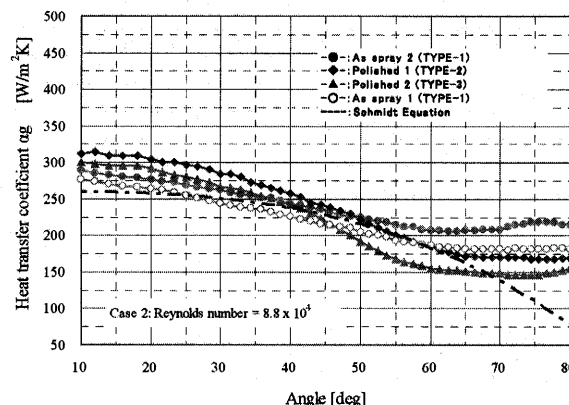


Fig. 3. Heat Transfer Coefficient (As spray 1)

角10～80度の範囲において Case 1 ($Re=1.68 \times 10^5$) では熱伝達率が420～320 (W/m^2K) の範囲で変化すること, Case 2においては300～180 (W/m^2K) の範囲で変化することが分かる。

図4に実験条件 Case 1 ($Re=1.68 \times 10^5$) における, 粗さが異なる TBC (試験片 Type-1～3) の表面熱伝達率分布を示す。尚, 図には比較のために Schmidt の実験式¹⁾も記載した。図より, TBC 表面粗さが最も大きな As spray 2は全角度域において基準とした As spray 1より10～40%大きいことが分かる。一方, 研磨した Polished 1及び2は低角度域 (10～40度) においては, ほとんど基準の As spray 1と同レベルであるが, 40～50度より徐々に熱伝達率は低下し, 最も小さいところでは, As spray 1に対し38%程度低下した。研磨した試験片は Schmidt の実験式と角度依存性が類似している。基準とした As spray 1は45度付近まで Schmidt の式と類似の傾向を示すが, それ以降において熱伝達率は低下せず, 45度付近において, 乱流への遷移が始まっているものと考ええる。研磨した試験片 (Polished 1, 2) においては65度付近まで層流が継続する。最も粗い As spray 2においては, 10度付近から乱流遷移が始まっていると考える。粗さの増加とともに乱流遷移が早くなり, 結果として熱伝達率が高くなる。頂角10～80度で平均すると,

Fig. 4. Heat Transfer Coefficient ($Re=1.68 \times 10^5$)Fig. 5 Heat Transfer Coefficient ($Re= 8.8 \times 10^4$)

As spray 2の熱伝達率は基準の As spray 1に比べ約24%大きく, 研磨した Polished 1, 2はそれぞれ12%, 15%少ない。

図5は Case 2 ($Re=8.8 \times 10^4$) における粗さと表面熱伝達率の関係を示したものである。図4 Case 1と比較して判るように, レイノルズ数が低い Case 2においては粗さによる熱伝達率の差は小さくほぼ同様の傾向を示す。Case 1において低角度域から大きな熱伝達率を持つ最も粗い As spray 2も他の試験片とほぼ同等のレベルにある。熱伝達率の角度依存性は Schmidt の式に良く一致し, 高角度 (50～70度) まで層流が継続することを示している。

4. 考察

一様流中におかれた円柱では, レイノルズ数が 3×10^5 程度まで円柱前面の0～80度の領域に層流境界層が形成されることが知られている²⁾が, 本実験では, Case 1 ($Re=1.68 \times 10^5$) において As spray 1, 2でより上流側から乱流遷移が始まっていると考える。これは, レイノルズ数が高くなるほど, また, 表面粗さが大きくなるほど乱流遷移が早くなることを示し, 翼面の粗さが熱伝達率に及ぼす影響を調べた N.Abuaf ら³⁾の結果とも一致する。すなわち, レイノルズ数にもよるが経年劣化により TBC の表面粗さが大きくなれば, 乱流遷移を促進し, 熱伝達率を上昇させることが考えられる。

5. 結言

4種類の表面粗さ (As spray 1: $Ra=8.0 \sim 8.7 (\mu m)$, As spray 2: $Ra=11.2 (\mu m)$ 及び Polished 1: $Ra=4.0 (\mu m)$, Polished 2: $Ra=2.9 (\mu m)$) を有する円柱状 TBC に対し, レイノルズ数の異なる2条件下 (Case 1: $Re= 1.68 \times 10^5$, Case 2: $Re= 8.8 \times 10^4$) で風洞実験を行い, TBC 表面熱伝達率に及ぼす表面粗さの影響について検討した。

得られた結果を以下に示す。

1) TBC 表面の熱伝達率は, 表面粗さにより影響を受

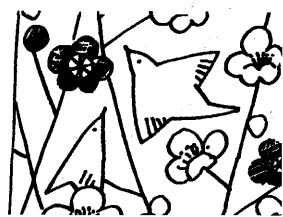
けるが、その影響の度合いはレイノルズ数によって異なる。Case 1: $Re=1.68 \times 10^5$ においては粗さの増加とともに熱伝達率は増加したが、Case 2: $Re=8.8 \times 10^4$ においては粗さの影響は顕著ではなかった。

2) 特に、レイノルズ数の高い Case 1: $Re=1.68 \times 10^5$ では、As spray 2はAs spray 1に対し最大40%、平均で24%熱伝達率が増加した。

3) 熱伝達率を増加させる乱流遷移はレイノルズ数と表面粗さに依存することが分かった。レイノルズ数が高くなるほど、また、表面粗さが大きくなるほど乱流遷移は早くなる。

参考文献

- 1) Schmidt, E. and Wenner, K., Forsh. Geb. Ingenierwes, 12, (1941), 65.
- 2) 伝熱工学資料：日本機械学会改訂第4版
- 3) N. Abuaf, R. S. Bunker and C. P. Lee, 1997, "Effect of Surface Roughness on Heat Transfer and Aerodynamic Performance of Turbine Airfoils," ASME paper 97-GT-10.



ガスタービン事始め III

佐藤 豪^{*1}

SATO Takeshi

1951年頃に、オーム社から OHM 文庫の中に「ガスタービン」を加えたいので渡部一郎教授と共に執筆してほしいと依頼された。圧縮機の章を渡部教授にお願いして、後は全て私が書くことになった。「今後ますますガスタービンの発展が予想されるときに、この方面を志される方々のために啓蒙的に書いた」と「はしがき」に書いている。この書はわが国で最初のガスタービンの本で10版を重ね著者を驚かせた。なお、本書では生産技術関係のことは紙数の関係から割愛した。

大学の新制度移行で1951年3月に旧制と新制の学生が同時に卒業した。この移行に加え、慶応の場合には溝の口仮校舎から小金井校舎への移転が重なり、十分な教育を行えたとは思えなかった。そこで卒業後もガスタービンを主題とするゼミを自宅で週一回の行うこととした。

このゼミに1953年7月に設立された日本ジェット(株)へ各社から出向の技術者の大部分が参加されるようになり総勢40名を越えるようになった。

最初は断片的な知識の体系化と、英文に慣熟するため、米国の「ガスタービン入門」、英国の「ジェット推進」を読んだ。これらを読みおわる頃に、棚沢泰著「ガスタービン」が出版された。この本を基準にして、各章ごとにその専門家を講師にして、講義をすることとした。最初に私が「サイクル論」を担当し、続いて飯島孝「圧縮機」・山崎敬造「燃焼器」・神保新一「タービン」など当時の第一線の知識を披露し、討論を行った。

これらの結果は、取りまとめて、当時発行されていた雑誌「エンジン」に「連載講座ガスタービン」として掲載され、いずれ講座として出版する計画であったが、残念ながら出版社が倒産してしまった。

このゼミは、1957年9月に私がドイツに留学後も、小茂島和生君が引き継いで行っていたが、同君も翌年ドイツへ留学したため残念ながら終了した。このゼミでは、ガスタービンの中心になって活躍していた方々が当時の最先端の題目について喧々諤々議論を深め、その結果、主催した私が最も収穫が多かったと思っている。

これより先、「自動車技術」や「モーターファン」にもガスタービンの紹介記事を多数執筆した。これはガスタービンが小型化され自動車などに用いられる可能性も視野に入れたものであった。

かつて、開発の実務に携わった者としては、生産技術と材料が最大の障壁であった。材料については、材料研究者が第一線のテーマとして研究を展開していた。しかし、生産技術については殆ど関心をはらわれていなかった。そこでガスタービンの普及を願う者としては、生産技術関係の最新情報を提供する義務を感じた。商社に就職した卒業生に「いずれ商売になるから」と口説いて、精密鑄造やブレードの加工などについてのカタログを多数収集してもらい、それらを纏めて「モーターファン」に自分の専門外のことなので匿名で記事にした。

後に石川島播磨の工作現場を見学に行ったときに、それを企画して実際に工場を立ち上げた方から、この記事に頼りにして、工場を完成したと伺い恐縮した。

大学の研究室では、燃焼器の燃焼実験を続けると同時に、ガスタービンサイクルの理論的研究を続けた。この研究と後継者梁玉竜君の研究成果から著書「ガスタービンサイクル論」がうまれた。本著は、前の「ガスタービン」とは異なり、自著および梁君との共著の論文だけを纏めたもので、応用熱力学と最適値を求めるシステム論の例題ともなるものである。

本著の中に、エネルギーの有効利用に関する「ガスタービンの全エネルギーシステム」として「コージェネ」の基礎論文が掲載されている。また、ガスタービンの熱効率に最もかわり合いのある温度比を高める方法として、材料屋に依存する最高温度を高める方法の他に、入口温度を低くする方法が可能と考えて提案した「吸気冷却ガスタービンサイクル」も掲載されている。これらのサイクルは省エネに重要なサイクルと考え、特許を取らずオープンにしておいたが永い間省みられなかった。しかし、最近やっと注目され、実施されているので、サイクル提案者としては心から嬉しく思っている。

最後に、自動車用ガスタービンについては、しばしば講習会の講師を依頼された。これを引き受けたのは、自動車企業の中でガスタービンを開発することは、ピストンエンジン開発者からみると敵対行為と思われるので外部から応援する必要があったことと、ガスタービンがディーゼルエンジンの排気問題が解決できないときの只一つの解決法と思われたからである。実際にある企業のプロジェクトマネージャーの役目を担ったこともある。

「ガスタービン事始め」として、私自身のガスタービン遍路を書かしていただいた。

原稿受付 2004年12月9日

* 1 慶応義塾大学名誉教授 金沢工業大学名誉学長
〒150-0001 東京都渋谷区神宮前3-12-1

東京海洋大学における 地域分散エネルギー技術 (SMART) に関する研究

刑部 真弘^{*1}

OSAKABE Masahiro

キーワード：分散電源、大規模集中電源、コージェネレーション、マイクログリッド

SMART (SMall Advanced Regional-energy Technology) は分散電源を統合し、IT によるエネルギーの双方向性を狙った新しいエネルギー供給システムで、自然エネルギーと分散電源システムの普及を意図している。また、東京海洋大学越中島キャンパス (東京都江東区) をモデルにその技術的、経済的、社会的な成立性を検討・研究し、その成果を実証試験に反映し早期実用化を計画している。同システムは青森県八戸市における NEDO 受託事業の「集中電源実証試験」と基本的な概念は同じもので、マイクログリッドと称される技術をより高度かつ実用性の高いシステムとして構築したものである。さらに、大学におけるエネルギー費の低減、機器の運用管理 (保守技術の習得)、および防災と復災を含めた地域エネルギー供給を視野に入れた研究を進めている⁽¹⁾。

さて現状の系統電力の受電端効率をまとめたのが表 1 である。国は、省エネ法に基づき、新たに導入するコージェネシステムの省エネ性を、現在の系統電力の全火力平均受電端効率と比較することで判定している。平成 15 年 4 月に改正された省エネ法に掲載されているのが、表 1 の 36.6% である。また、すでに稼動している 1300℃ 級の複合サイクルは、45.0% であり、今後普及すると考えられる 1500℃ 級では 49.3% となっている。これらのガスおよび蒸気タービンを用いた複合サイクルの効率は、燃焼ガス高温化および大規模化によって達成されてきた。

一方、エネルギーを消費する地域に発電装置を分散させ、電気とともに排熱も利用するのがコージェネレーション (熱電併給) である。この場合、発電規模が小さくなるため発電効率の低下は避けようが無い。表 2 に示したのが、コージェネにしばしば用いられる発電機の例であるが、上述した大規模集中電源である複合サイクルよりは随分効率が悪い。

ここで、ガスエンジンは、都市ガスを燃料とした 4 サイクルの火花点火レシプロエンジンである。コージェネレーションによく用いられる 300~1000kW のガスエンジンの受電端効率は、30 から 35% 程度あり、同等出力のガスタービンより高い。また、排熱としてエンジンの

ジャケット冷却水から 85℃ 程度の排熱が約 30%、排ガスから 0.1~0.8MPa 程度の蒸気が 10~15% 得られる。ミラーサイクルエンジンは、バルブの調整で膨張行程長を圧縮行程長より大きくして熱効率向上を図るものであり、通常ガスエンジンよりも 8% 程度効率が低い。また、一般的にガスエンジンの出力半減時の効率低下は 5% 程度であり、ガスタービンの約 20% と比べると非常に小さく負荷変動特性は良好である⁽²⁾。

表 1 系統電力の受電端効率 (HHV 基準)

全火力平均	36.6%
複合サイクル (1300℃級)	45.0
複合サイクル (1500℃級)	49.3

表 2 コージェネレーション (熱電併給)

300kW 級ガスエンジン	30.0%
300kW 級ミラーサイクルガスエンジン	38.0
1MW 級ガスエンジン	35.0
1~2MW 級ガスタービン	17.0

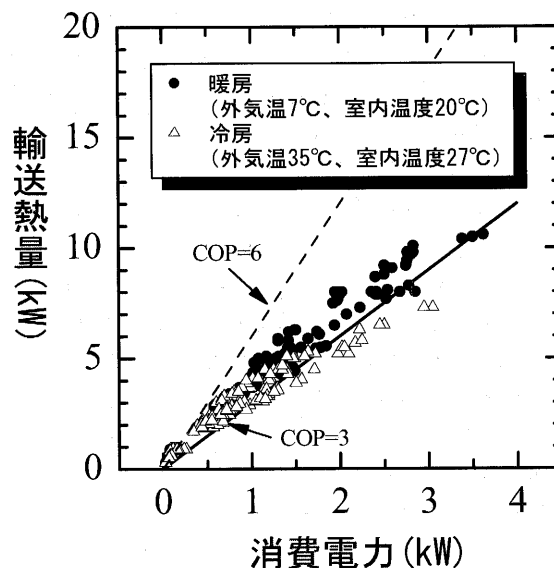


図 1 家庭用エアコンの性能

原稿受付 2004年11月12日

* 1 東京海洋大学 海洋工学部

〒135-8533 江東区越中島 2-1-6

図1に示したのは、家庭用の電気式冷暖房エアコンの熱輸送能力と消費電力の関係を示したものである⁽¹⁾。熱輸送量を消費電力で割ったものがCOP (Coefficient of performance) であり、図中にはCOP=3および6の直線を示してある。ヒートポンプの特性上、冷房より暖房の方が、多少効率が良い。図にみられるように、家庭で用いられる4kW程度以下の冷房暖房能力のものはCOP=6を超えるまで高性能化している。また、それ以上の大型のものでもCOP=3以上のものが増えてきているのが現状であり、熱駆動式の吸収式冷凍機(COP=0.7~1.2程度)に比べると、エネルギー的に高質な電気を用いたエアコンは非常に高効率となっている。また、最近登場した冷媒に二酸化炭素(CO₂)を用いた電気式ヒートポンプは90℃の給湯が可能となっているが、給水温度が低い場合には最高でCOP=3を達成している。ただし、これらのヒートポンプのCOP値は、高性能が期待される定格条件でのものであり、実際の運用においては多少低下すると考えられる。

一般的な家庭や事務所において使われるエネルギーは、約1/3が照明や動力用であり、その他は給湯や空調等の熱利用に使われていると考えられている。このため燃料の持っているエネルギーを効率30%で電気に変換し照明や動力等に使い、発電に伴い排出される60%の排熱を熱利用に用いることができれば、90%のエネルギーが捨てられることなく利用できることになる。ただし、この場合電気および熱負荷は時々刻々と変化する上に、個々の家庭においても異なってくるため発電の負荷変動特性が重要となる。また熱利用においても、発電に伴って排出された熱を、実際に必要とされる時間までいかにして保存(蓄熱)するかも非常に大きな問題である。発電に伴って排出される熱をオンサイトで直接利用する場合と、電気式ヒートポンプによる熱利用を比較するには、上述したCOPが重要な影響を与えることになる。すでに米国では、1978年に成立した独立系電力会社 (IPP) の電力取引に関する法律 PURPA (Public Utility Regulatory Policies Act) において、電気式ヒートポンプのCOPを2とした総合評価を行っている。

図2に示したように、最新鋭の複合サイクルの受電端効率は50%近くにもなるため、発電した電気の30%分を照明や動力等として使い、残りの20%をCOP=3の電気式ヒートポンプに用いれば60%分の熱エネルギー利用ができる。一方、オンサイト分散電源での発電効率は現状では30%程度と低いが、60%分の排熱エネルギーを、そのまま又は吸収冷凍機を用いてほぼ同量の熱又は冷熱に変換できる。すなわち、最新鋭の複合サイクルを用いた大規模集中発電と、分散電源でコージェネレーションとした場合は、ほぼ同程度の熱および電気が利用可能となる。

ただし、大規模集中発電は負荷変動に柔軟に対応するのは不得意であり、しかもその効率向上はもうすでに限

界に近づきつつある。一方、分散電源の候補として考えられる中小型熱機関や燃料電池の発電効率は、燃料が持っている一次エネルギーに対してまだ30%台である。今後の開発等により効率40%台が達成されれば、小型パソコンをネットワークで繋いだ計算機システムが急速に普及してきたように、負荷変動に柔軟に対応可能な小型分散電源のネットワーク化が急速に進む可能性がある。

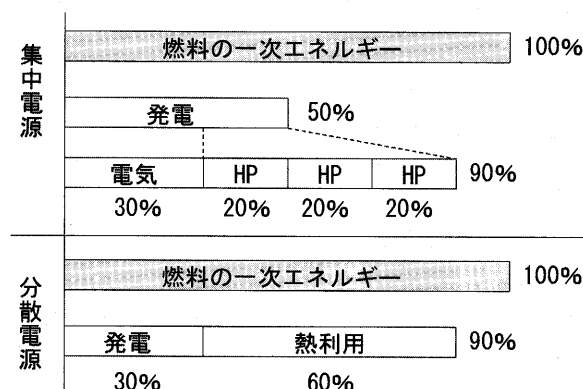


図2 集中電源と分散電源の比較

これまでのエネルギーシステムの高効率化は、エネルギーのカスケード利用と大規模集中化によって行われてきた^{(3),(4)}。技術開発の結果とあいまって、最新鋭コンバインドサイクルプラントでは、熱効率が50%近くまでになってきた。ただし、この高効率性はプラントのフルパワー運転で達成されるものであり、出力低減時には効率は大きく低下する。例えば、出力半減時の熱効率は約20%減の40%程度になると考えられている。また、大規模集中電源の一つである原子力発電でも、安全上負荷調整を行うことは困難である。負荷変動に対して柔軟に対応する方法は、大規模集中電源だけとするのではなく、最新鋭の客船等でも採用されているように⁽⁵⁾、複数の中小型電源のネットワークを採用し、その稼動数を変えることにより効率を低下させることなく負荷の調整を行うことが考えられる。現状では低効率の中小型電源を採用した場合、最大負荷時の発電効率低下は避けようがないが、部分負荷時の効率低下は巧妙に対処できる。

昼と夜間の電力需要は数倍もの差があり、また経済の変動によっても電力需要は大きく変化し、大規模集中電源をフルパワーで継続して運転することは非現実的な状況になっている。複数の中小型電源を用いるという発電側の解決策以外として極めて有望な方法は、電力やエネルギーのユーザー側における負荷平準化である。特に負荷変動が大きな事業所においては、内部発電または需要調整をすることにより外部系統電力への負荷を平準化することが重要である。この場合、多少効率の低い中小電源を採用しても、それらをきめ細かに運用可能なことや発電に伴って排出される熱等を利用できるメリットがある。ただし、従来の負荷平準化は一定出力の発電機を運

転し、電力需要の最大値を引き下げただけのものが多く、外部系統電源には大きな負荷変動が課せられている点の改善にはなっていないことに注意すべきである。

エネルギーの高効率使用を阻害する負荷変動に対する対策は環境・エネルギー問題解決における緊急の課題である。SMART 構想は、このような問題意識から発想したものである。骨子は大規模集中電源の管理者だけに任せるのではなく、エネルギー需要等の予測が立てやすいユーザー側も責任を持って一定の役割を果たすというものである。ユーザー側のエネルギー新管理は、発達の著しい情報ネットワークを活用した次世代地域エネルギー供給システムにより可能となる。

情報ネットワークを最大限活用することにより、電力や空調機能等を実際に必要としているユーザーからの使用量や優先順位等の要求およびそれらに基づく需要予測等を利用し、きめ細かな出力調整が可能となる。同時にユーザーに対して電力や空調使用の抑制等の勧告を、情報ネットワークを通して行うとともに、与えられた優先順位のもとに電力や空調機能等を自動的にカットしていく負荷調整を行う。これには、価格情報を制御変数としたエネルギー管理システムおよび個々のエネルギー需要等を計測するメーターリングシステムを構築する必要がある。また、発電ユニット等からの信号を抽出しメンテナンスの参考とする管理システムを構築する必要がある。さらに、ユーザー側の省エネ意識を高めるために、電力、空調および給湯の要求や使用実績を、リアルタイムで情報ネットワークに提供するのも重要と考えられる。大学という擬似社会で実証試験を行うことは、今後のエネルギー管理のあり方についての重要な資料となると考えている。図3に示したのが東京海洋大学の SMART 構想案であり、外部電力からの受電量、キャンパス内での複数発電機による発電量、空調等への排熱利用、太陽光発電等の自然エネルギーの利用、エネルギー需要者への課金、機器類の保守点検等を、情報ネットワークにより制御・管理している。

一方で、エネルギーは、安心・安全な社会を維持する上で、第一次的な重要性を有することは、言うまでもない。東海・東南海・南海・日本海溝周辺における大地震発生が現実味を帯びつつある現在、大都市圏における効果的な災害対策が緊急の課題となっている。阪神大震災における被害(死者・行方不明者6,435人、被害総額13兆円超)規模は当初の予想を遙かに超えていた。最近の新潟中越地震においても電気、ガスおよび水道等のライフラインの途絶が被災した人たちに困難な状況を強いている。また、東京に大規模地震が発生すると下町の病院の83%は停電時機能不全に陥ると推定されている。都市における地震被害を最小限にとどめる決め手の一つとして、避難拠点の増大と各拠点を中心とする都市防衛機能の強化があげられる。

このような観点から都市災害の最小化を目標に各避難

拠点到外部の系統電力に頼らずとも機能する自前の電力供給ライフラインを装備することが重要課題となっている。常用の電力熱供給手段として無理なくシステムを組み込めるような人口密集地域にある学校や公共施設等を対象と見据え避難拠点の増大を推進することが望まれる。また、地域エネルギー供給システムが都市部に増え我々の生活に密接に関わることになるが、地震時の迅速な確実動作を保証するための日常における保守点検手法等の確立および技術者のトレーニング⁽⁶⁾等が必要となる。大学等においてエネルギーシステムの発電系、熱系、IT系の運転保守、運用を総合的に体験・修得する講座を開設し、次世代都市地域エネルギーシステムの現場を知る技術者を養成するための準備を行うことも重要と考えられる。SMART システムを、東京都区内のスポーツセンターや公民館等に拡張していけば、それらを相互に繋ぐことにより災害時等にも堅牢な下町マイクログリッドも夢ではない。自分たちで使用するエネルギー等を自分たちで作ることは、その地域での自分たちの大きな雇用もつくと考えられる。

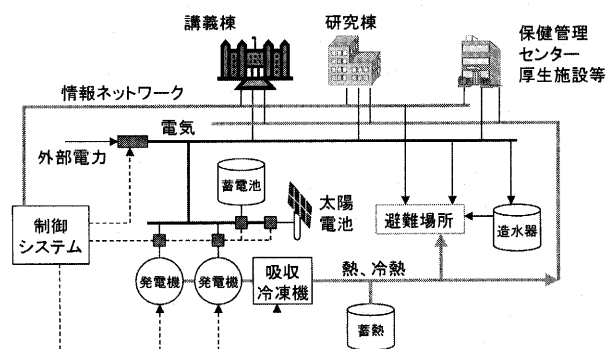


図3 東京海洋大学の SMART 構想案

参考文献

- (1) SMART 研究会編, 地域分散エネルギー技術, 海文堂, (2004)
- (2) 田中俊六, 省エネルギーシステム概論, オーム社, (2003)
- (3) 平田賢, 省エネルギー論, オーム社, (1994)
- (4) 刑部真弘, ターボ動力工学, 海文堂, (2001)
- (5) 刑部真弘, コンバインドサイクルを適用した最新の船舶技術, 日本 GT 学会誌, 30(1), 1-5, (2002)
- (6) 刑部真弘, エネルギー技術者の熱流体トレーニング, 海文堂, (2004)

2004年第10回 Superalloy 国際会議 および米国ガスタービン関連企業訪問

佐藤 彰洋*¹

SATO Akihiro

藤岡 順三*¹

HUJIOKA Junzo

1. 2004年第10回 Superalloy 国際会議

1.1 全般

2004年9月19日から23日までの5日間、アメリカのペンシルバニア州 Pittsburgh から車で1時間半ほど北東の位置にある Seven Springs において、第10回 Superalloy 国際会議が開催された。Superalloy 国際会議は TMS の主催で4年に1度、同地で開催され、本分野の名だたる研究者、企業担当者が集まり、質、量ともに充実した発表を行なうものとして知られている。また、この国際会議は、(1)一つの会場のみで行なわれるのですべての講演を聴講することができる、(2)発表が午前中と夜に設定され午後は丸々フリー時間となっている、(3)参加

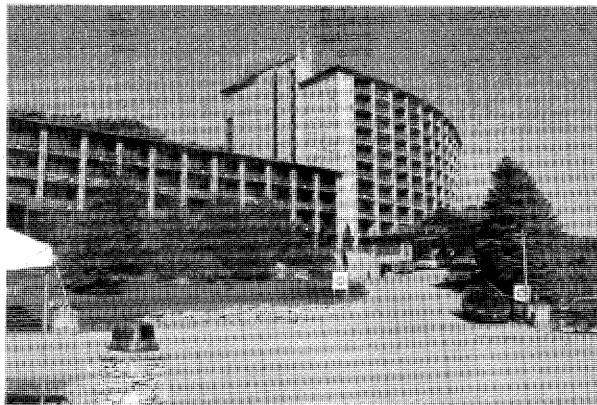


図1 Seven Springs Mountain Resort 概観



図2 ビアパーティーの様子

写真左から NIMS 原田, GE Shafrick 氏, 筆者 (佐藤)

原稿受付 2004年11月15日

* 1 (独)物質・材料研究機構 材料研究所 超耐熱材料グループ
〒305-0047 茨城県つくば市千現1-2-1

者同士の交流を促進させるための工夫された催しが連日開催される、などのユニークな点がある。会場の Seven Springs Mountain Resort (図1) はその名の通り郊外リゾートホテルであり、参加者はリラックスした雰囲気の中たっぷり時間を取って交流を深め、技術ディスカッションなどを行うことが可能である。図2は筆者らも参加したビアパーティーの写真であるが、参加者同士打ち解けた雰囲気が伺えると思う。

今回の発表は合計112件で、口頭発表42件、ポスターセッション70件であった。国別内訳は、アメリカ (49件)、イギリス (18件)、日本 (15件)、ドイツ (8件)、カナダ (6件)、フランス (6件)、中国 (5件)、韓国 (2件)、スウェーデン (2件)、ロシア (1件) であり、また、従来ほとんどすべてアメリカ人が占めていたプログラム委員会にはじめてカナダと日本 (物質・材料研究機構 (NIMS) 原田広史) が加わったことで、名実ともに国際学会として色が濃くなったと言える。また、今回は日本が発表件数で3位に入ったこと、および本会議唯一の基調講演が石川島播磨重工業 (IHI) 中川幸也氏によるものであったことなどから、日本が大きく存在感を示していた。

発表機関内訳は大学 (38%)、産業界 (32%)、政府機関 (30%) であり、産官学のバランスが非常によい会議であることがわかる。なお、日本からの発表の内訳は大学 (13%)、産業界 (33%)、政府機関 (54%) であり、産業界からの発表は全体と同様だが、大学が少なく、政府機関が多い特徴を持つことがわかる。基調講演を除いた111件について、分野別内訳を図3に示す。ここで特筆すべきことは、Modeling & Simulation という分類が今回から新たに設けられ15件もの発表があったことであ

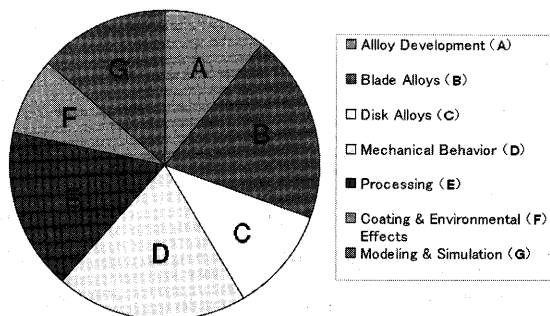


図3 発表分野別内訳

る。本分野でもモデリングを使用する例が多くなっていることの表れであろう。

以下、分野別に口頭発表された講演の概要を記述する。詳細は Superalloy 国際会議予稿集⁽¹⁾にまとめられているので、興味を持たれた方は論文をあたっていただきたい。

1.2 基調講演

大会初日に IHI 中川幸也氏により「日本における航空エンジン産業と材料技術」と題された基調講演がなされた。日本の航空エンジン産業の推移とともに、日本における代表的な技術開発として NIMS/東芝および NIMS/IHI による単結晶合金の開発、大同特殊鋼によるディスク類の開発、大同特殊鋼/IHI による TiAl ターボチャージャーの開発、IHI によるマイクロスパークコーティングの開発などが紹介された。今後の技術として、全体的なコスト削減を可能とするプロセスイノベーションの必要性が強調され、現場や設計サイドとの連携がひとつのキーとなるだろうとの提言があった。ビデオを多数用いた工夫されたプレゼンテーションでわかりやすいとの評判であった。

1.3 Alloy Development

ブレード用合金のうち単結晶合金については、GE/P&W から NASA に主導された Enabling Propulsion Materials (EPM) プログラムにおける第4世代単結晶合金 MX-4/PWA1497の開発について報告がなされた。NIMS からは、Ru を含む高クリープ強度単結晶合金 TMS-162 についての報告がなされ、世界初の第5世代合金として注目された。TMS-162の1100℃、137MPa 条件下でのクリープ破断時間は1000時間を超え、公表されている Ni 基単結晶合金の中では最高強度の合金である。Cannon-Muskegon からは、耐酸化性や製造性に優れる合金 CMSX-4[SLS] (La+Y) および CMSX-486 についての報告がなされた。一方向凝固合金については、ドイツ Doncasters が主体となった大型 IGT 用 DS 合金 ExAl7の開発についての報告がなされた。

ディスク用合金開発については、GE/P&W から、ブレード用合金と同様、EPM プログラムでの耐用温度 704℃ を目標とした P/M 合金開発の成果報告がされた。Rolls-Royce/Ladish は、U720LI より耐用温度 25℃ の向上を達成した P/M 合金 RR1000の開発と鍛造熱処理技術の開発を報告した。Allvac は、Inconel718の改良で Waspaloy 以上の特性を有する合金の開発を報告した。

1.4 Blade Alloys

GE/Honeywell からは、単結晶合金 PWA1484 における高サイクル疲労 (HCF) 強度の周波数依存性の調査結果が示され、クリープと HCF との相互作用を考慮した Goodman 線図の提案がなされた。ONERA からは、単結晶コーティング材に発生する Secondary Reaction

Zones (SRZ) が機械的特性に及ぼす影響の調査結果が示され、SRZ の主な悪影響は母材断面積の減少であることが報告された。Cambridge 大学からは、第3世代単結晶合金 RR2100と第4世代単結晶合金 RR2101のクリープ試験結果が組織観察から考察され、Ru 添加の組織安定効果が報告された。Michigan 大学からは、高圧タービンブレードの冷却孔が TBC の上からも精密に加工できるパルスレーザー技術、Ru 添加量を 5.7~9.7wt% 変化した実験合金の組織観察結果が報告された。また、三菱重工業からは、産業用ガスタービン動翼用合金 MGA1400、静翼用合金 MGA2400に関する報告がなされた。

1.5 Disk Alloys

Imperial 大学などからは、IN718ディスク材の熱処理工程中に発生する残留応力をモデル化し、実験との相関を調査した結果が報告された。NASA からは、新開発の P/M 合金 LSHR について、Dual Microstructure Heat Treatment (DMHT) を開発し特性評価を行なった結果が報告された。Michigan 技術大学/P&W からは、P/M 合金 IN100の引張特性を結晶粒径などの組織因子を踏まえて予測するモデルが報告された。P&W/GE からは、再び EPM プログラムの成果より、P/M 合金 KM4, SR3の熱処理条件と組織、強度の関係について報告がなされた。

1.6 Mechanical Behavior

Cambridge 大学などからは、単結晶合金 CMSX-4, 10, TMS-75, 82+ の低温高応力条件下でのクリープ変形挙動が報告された。ドイツ BAM からは、単結晶合金 CMSX-4, 10の高温低応力条件下でのラフト化挙動についての考察が報告された。日立からは、一方向凝固合金 CM186LC, 単結晶合金 YH61の曲げクリープ特性の結晶方位依存性の調査結果が示された。NIMS からは、単結晶合金 TMS-75, 82+ 系統について γ' 体積率を 0%~100%まで変化させ、組織観察とクリープ強度を調査した結果が示された。また、同じく NIMS から TMS-75, 82+ のガスタービン使用温度域 (400~900℃) での熱疲労特性について報告がされた。NASA などからは、P/M 合金 Alloy10を基準に合金成分 Nb, Ta, Co や熱処理条件を変化させ、亀裂伝播速度を調査した結果が示された。米空軍研究所からは、P/M 合金 IN100の亀裂伝播速度に及ぼす真空度の影響が報告された。Tennessee 大学などからは、Hastelloy X の低サイクル疲労強度に及ぼす保持時間の影響が報告された。

1.7 Processing

Michigan 大学/Oxford 大学/GE からは、産業用大型ガスタービン一方向凝固翼の製造プロセスとして鋳を冷却金属として用いた Liquid Metal Cooling について報告がなされた。NASA からは、重量の大幅な低減を可能

とする格子状構造物の製造について報告があった。精密 casting により IN-718 や Mar-M247 製の格子構造を作るもので、TiAl 合金製 Exhaust Nozzles などの代替が可能であるとしている。Volvo などからは、IN939 を直径 800mm の複雑大型構造物へ適用した例が報告された。北京科技大学は、P/M 合金 Rene'95 の初期亀裂発生に非金属介在物が影響を及ぼすことを実験確認している。

1.8 Coatings & Environmental Effects

GE からは、熱遮蔽コーティング (TBC) の重要性和 GE における TBC システムの開発動向が報告された。東大/NIMS からは、Ir 系のボンドコート開発が紹介され、PtAl 系の代替も可能であるという報告がなされた。Oak Ridge 国立研究所からは、 β -NiAl への Pt, Hf 添加による耐酸化性向上、および $\gamma + \gamma'$ コーティングによる TBC 寿命延長などが報告された。Pittsburgh 大学からは、アルミナ形成型、クロミア形成型など数種の合金について水蒸気雰囲気下、700~1100℃での酸化挙動が報告された。

1.9 Modeling & Simulation

Thermotech/Sente Software からは熱力学平衡計算をベースに様々な理論式、実験モデルを組み合わせて機械的性質、物理的性質などを予測するパッケージソフト JMatPro の紹介があった。NIMS などからは、使用する合金成分とガスタービン使用条件を入力することでタービン効率、CO₂削減率やブレード寿命などが簡便に計算できるバーチャルガスタービンシステムについて報告がなされた。Oak Ridge 国立研究所/British Columbia 大学からは、第一原理計算を用いて Ni 中の各合金元素の拡散係数を求めることで、原子サイズでは説明できない拡散挙動を理解できるという報告がされた。QuesTek Innovations/Northwestern 大学、米空軍研究

所からは、ともに γ' のサイズ、体積率、APB エネルギーや一次/二次/三次 γ' 分布状態、結晶粒径などから耐力を予測するモデルを構築した結果が報告された。Imperial 大学からは、ディスク用材料についてクリープ破断寿命やクリープカーブを予測する式を検討した結果が報告された。三菱マテリアルからは、Waspaloy 製ケーシングのリングロール工程をモデル化し、ASTM ± 1 の精度の結晶粒予測に成功した例が報告された。

1.10 所感

特に欧米機関による発表では複数機関による共同研究成果や予算規模の大きい国家プロジェクトの研究発表が多く、また研究手法の違いが目立った。例えば、EPM プログラムでは、GE と P&W が共同でブレード用単結晶合金とディスク用 P/M 合金の開発を行っており、その中では製造条件のばらつきや耐環境特性、実機への適用性などを絨毯爆撃的に評価している。一方、日本からの発表は単一機関によるものが多く、思想を持ってピンポイントで非常に優れた結果を出している例が目立った。研究レベルの上では欧米をリードするものも多い。今後は個々の優れた成果をどう実用化していくかが課題と考えられる。実用化のためにはある程度絨毯爆撃的なデータ採取が必要であり、国産技術開発への企業の積極的な取り組みに加え、国家的なサポートや国際共同などが必要となろう

2. 米国ガスタービン関連企業訪問

2.1 はじめに

このたび Superalloy 国際学会の前後にガスタービンに関連する米国企業を訪問見学する機会を得た。表 1 に今回訪問した企業をまとめる。北米東部に所在し、その分野で一流の素材メーカー、部品メーカー、エンジンメーカーを訪問した。

表 1 訪問ガスタービン関連企業一覧

企業名	訪問地	主な製品	ホームページアドレス
Cannon-Muskegon	Muskegon, MI	鋳造用インゴット	http://www.c-mgroup.com/
Special Metals Corporation	Huntington, WV	鍛造用ビレット	http://www.specialmetals.com/
Certech Incorporated	Wood-Ridge, NJ	セラミックコア	http://www.carttech.com/epg_certech/
Howmet Castings	Whitehall, MI	精密鋳造品 コーティング加工	http://www.alcoa.com/howmet/
Ladish Co., INC.	Cudahy, WI	鍛造品	http://www.ladishco.com/
Chromalloy New York	Orangeburg, NY	コーティング 加工精密鋳造部品	http://www.chromalloynewyork.com/
Williams International	Walled Lake, MI	小型エンジン	http://www.williams-int.com/
GE Global Research Center	Niskayuna, NY	ジェットエンジン (研究開発)	http://www.research.ge.com/
Rolls-Royce Corporation	Indianapolis, IN	ジェットエンジン	http://www.rolls-royce.com/northamerica/

以下、企業別に得られた情報を記述する。表1に示す通り、各企業とも企業情報詳細を記載したホームページを有しているので、興味を持たれた方は確認していただきたい。

2.2 Cannon-Muskegon

Cannon-Muskegon は、現在 PCC グループに属する40年以上の歴史を持つ鑄造用インゴットメーカーである。ミシガン州 Muskegon に位置し、創業者が Cannon 氏であることが社名の由来。精密鑄造用の Ni 基、Co 基、Fe 基合金を販売し、CM の名を冠する鑄造合金は Cannon-Muskegon が商標を持つ。CMSX-2, 4, 10N はそれぞれ第一、第二、第三世代単結晶合金の代表でありよく知られ、実際に Rolls-Royce 製ジェットエンジンなどに多く使用されている。最新の開発合金は CMSX-4 (SLS) [La+Y] と CMSX-486 であり、Superalloy 国際会議で発表された通り既存の合金をベースに耐酸化性や製造性を向上させた合金である。従業員は現在約170名で、真空 VIM 溶解炉は溶解量7ton が2基、3.8ton, 2ton, 220kg, 140kg がそれぞれ1基、合計6基ある。また、現在売り上げの85%がアメリカ国内で、海外は15%である。工場は全般としてきれいに清掃されており、高品質を目指す姿勢がそこからも伺えた。

2.3 Special Metals Corporation

Special Metals は、世界有数の鍛造用ビレットメーカーで、New Hartford (アメリカ)、Huntington (アメリカ)、Wiggin (イギリス) が主要工場である。現在のグループは1998年に Special Metals Corporation が Inco Alloys International を買収して形成された。現在、Special Metals が商標を持つ合金は INCONEL®, INCOLOY®, NIMONIC®, UDIMET® など Ni 基超合金を代表するものばかりである。訪問した Huntington はもともと Inco 社の工場であり、約100年の歴史を持つ。その従業員は1,110名であり、設備としては VIM 炉2基 (溶解量23, 15トン)、VAR 炉6基、鍛造プレス (最大5,000トン) などを持つ。2003年度のアメリカ、イギリス工場の売り上げは、分野別では航空宇宙分野29%、化学分野16%、石油ガス分野13%などとなり、国別ではアメリカ59%、イギリスが14%、フランス8%などが主なものである。日本での売り上げは2%と少ない。工場見学では、設備の規模に圧倒された。

2.4 Certech Incorporated

Certech は1970年に創業した業界一位の專業鑄造用セラミックコアメーカーである。1995年からは Carpenter グループとなっている。訪問したニュージャージー州 Woodridge 工場は Certech の中心工場で、約0.6ヘクタールの土地に航空向け高圧タービン用コア製造ラインと研究開発部門を有する。Woodridge 工場の従業員数

は約200人であり、33台のセラミック射出成形機を用い、3交代制24時間稼動で成形を行なっている。生産数は52,000コア/週にもなる。規模は大きくない工場であるが、効率的なレイアウトが組まれており生産性が高い様子が伺えた。

2.5 Howmet Castings

Howmet Castings は航空ジェットエンジン、産業用ガスタービン向け超合金、アルミ合金、チタン合金の精密鑄造でトップのメーカーである。鑄造のみならず HIP 熱処理やコーティング、精密加工などでもトップレベルであり、インゴット製造やセラミックコアなども自社工場で製造する。アメリカ、カナダ、フランス、イギリス、日本に計27の工場を持つ名実ともに世界一の精密鑄造メーカーである。訪問した Whitehall にはタービン翼の鑄造工場、Ti 合金鑄造工場、研究開発部門などがある。ここでは特に研究開発のレベルの高さと層の厚さに感心した。

2.6 Ladish Co., INC

Ladish は、1907年に創業した鍛造メーカーである。売り上げ規模は約 \$200million で、航空エンジン74%、宇宙20%、一般産業6%という割合である。とりわけ航空エンジンのディスクは Rolls-Royce, GE, P & W, SNECMA など主要各社のものを鍛造している。訪問した Cudahy は Ladish の主要工場で、従業員は約700人である。主要鍛造設備は等温プレス2基 (10,000, 4,500トン)、カウンターブローハンマー (150,000ポンド)、プレス (最大15,000トン)、リングロール (最大直径28フィート、高さ10フィート、重さ350kポンド) などである。等温プレス、カウンターブローハンマー、リングロールは世界最大の大きさである。研究開発も盛んで、Superalloy 国際会議で NASA, Rolls-Royce などと連名で最新研究が発表された。ここでは保有設備の規模に圧倒され、会社の勢いが大いに感じられた。

2.7 Chromalloy New York

Chromalloy Gas Turbine Corporation は全世界に約25のファミリー企業を持つガスタービン向け部品製造加工グループである。Chromalloy New York はそのうち最大の工場で、HPT のコーティング、機械加工、修理事業に特化している。工場の敷地面積は1.9ヘクタールで、従業員425人が3シフト24時間、6日/週の体制で働いている。6σや Lean などの品質・生産性向上活動も活発で、生産性が高い工場である。従業員には2名の DER と100名の FAA Certified Repairman がおり、修理事業の体制が整えられている。主要設備はベーパーフェーズ・アルミナイズ装置3基、パック・セメンテーション炉7基、EB-PVD 4基 (セラミック用3基、金属用1基)、LPPS 9基、5軸レーザー穴あけ機や EDM

多数などで、コーティングや修理に必要な設備はふんだんに揃えられている。この工場は保有装置の種類と規模、作業効率性が際立っていた。

2.8 Williams International

Williams International は1955年に創立した小型ジェットエンジンメーカーである。製造エンジンの推力は1,000~3,500ポンドで、ホンダ/GEが計画しているエンジンと競合するサイズ。最新のエンジンはFJ44-3Aエンジン（推力3,000ポンド）とFJ33-4A（推力1,500ポンド）で本年、FAAの認証を得た。製品開発や製品サポートなどを行なうWalled Lake工場（ミシガン州）と最新の製造工場であるOgden工場（ユタ州）の2工場がある。9.11の影響でここ数年需要が落ち込んでいたが、最近景気が上向きになっているようだ。

2.9 GE Global Research Center

GE Global Research Center は100年以上の歴史を持つGEグループの中央研究所で、ニューヨーク州Niskayuna、インドBangaloreと中国上海に拠点を置く。従業員は全体で2,000名以上であり、Niskayunaだけで1,600名以上いる。Niskayunaはモホーク川のほとり、自然豊かな郊外地。技術部門は先端コンピュータ技術、情報技術、エネルギーなど12に分かれている。我々が訪問したNi基超合金に関連するセラミックス・金属材料技術部門は9つほどのグループからなり、機能材料から構造材料まで、材料開発から生産技術まで幅広くカバーしている。独創的な発想を育むために環境や建物が工夫

されていて、GEの層の厚みが実感させられた。

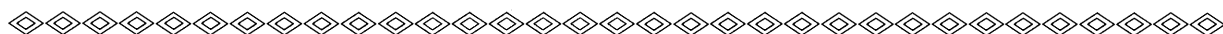
2.10 Rolls-Royce Corporation

Rolls-Royce Corporation はイギリスのRolls-Royce plcのグループ会社にあたり、もともとインディアナ州IndianapolisにあったAlison社が買収され、1999年に現在の社名になった。従業員は約4,000名で、主要な製品は推力10,000ポンド以下の小型エンジンである。主力のAE3007は最大推力8,000ポンドでエンブラエル向けリージョナルジェットに採用されてベストセラーになっており、工場においても製造ラインが目立っていた。単結晶タービン翼の鋳造も自社で行なっているが、戦略的な部品なので、残念ながら立ち入ることはできなかった。

2.11. 所感

全般的に、米国企業の設備の質と規模に圧倒された。とりわけ、素材、加工業界は設備産業であり、設備の差がそのまま製品の品質と価格に跳ね返るとされる。そこが欧米企業の競争優位の原点であると認識できた。また、全ての企業が歴史とノウハウを有しており、それぞれの企業が自社の強みを認識していて自信を持っている様子が伺えた。日本としては、作るべき技術と買うべき技術を明確にして、前者に対しては官民一体となった施策を講じ、後者は効果的な協力関係を築く必要があると思われる。

(1) Superalloys 2004; ed. K. Green, et al, Warrendale, PA: TMS, (2004)



○ 本会共催・協賛・後援行事 ○

主催学協会	会合名	開催日・会場		詳細問合せ先
日本機械学会 関西支部	第274回講習会 実務者のための騒音防止技術 (デモ展示付き)	H17/1/20-21 大阪科学技術センター 4階 401号室	協賛	日本機械学会関西支部 TEL : 06-6443-2073 FAX : 06-6443-6049
日本機械学会	v_BASE 講習会 —事例に学ぶ振動・騒音トラブルの 予防と対策—	H17/1/24/25 東京工業大学 百年記念館 3階 フェライト会議室	協賛	日本機械学会 事務局 URL : http://www.jsme.or.jp/kousyu2.htm

2004年度見学会・技術懇談会報告

三嶋 英裕

MISHIMA Hidehiro

2004年11月12日(金)に北海道千歳市にある防衛庁技術研究本部札幌試験場にて見学会・技術懇談会が開催された。今回は、午前中にガスタービンの保守管理技術を中心としたシンポジウムを千歳市民文化センターで開催し、午後から見学会・技術懇談会を開催する企画で、この合併効果もあり、参加者は39名と大変盛況であった。

シンポジウムでも、札幌試験場でコンプレッサー等の駆動用に4台の航転型ガスタービンと自家発電用に2台のガスタービンを使用していることが紹介された。

札幌試験場は千歳市中心部からバスで20分足らずの北海道らしい広大な市営牧場に隣接するアクセスの良い場所に位置していた。

佐藤企画委員会委員長からの見学受け入れの御礼と挨拶を経て、札幌試験場の矢野場長より札幌試験場の概要についてご紹介頂いた。札幌試験場は元々は自衛隊装備品の寒冷地試験場として設立され、その後、航空エンジンや機体モデルの機能・性能を試験評価する空力推進研究施設を整備することになり、H3年に工事着工。現在、燃焼風洞とATF(Altitude Test Facility:エンジン高空性能試験装置)が完成、3音速風洞が今年度末に完成する予定である。

概要説明の後、2班に分かれて設備を案内頂いた。

ATF(エンジン高空性能試験装置)

航空機用ジェットエンジンの開発の為、地上で高空の飛行状態を模擬した環境を創り出し、実機エンジンの試験を直結方式で行う装置。マッハ2.5、高度75,000ftまでの範囲の試験が可能。設備の空気流量供給能力は約80kg/s。エンジン排気を減圧するために1台のLM2500GTが2台の排気圧縮機を駆動し、これらを直列や並列運転となるように配管系を切り替え、広範囲の減圧能力を持たせてある。ATFの運転には、ATF全体のプロセスフローを監視・制御するATF全体制御室と、テストチャンバー内のエンジンを運転し、運転状態や翼振動などを監視できる供試体制御室を持ち、アフターバーナーの燃焼状態を排気側から直接ビデオ撮影出来る設備も備えていた。供試体制御室でその撮影映像のビデオを見せて頂いた。

燃焼風洞装置

マッハ4、高度80,000ftまでの模擬飛しょう環境でラムジェットエンジンの試験を実施できる設備。現在は、インテグラルロケット・ラム、エアーターボラム、ダクテッドロケット等の試験を75,000ft条件まで試験しているとのこと。エンジンへ供給する高温空気を生成するの

に、水素を燃焼させている為、燃焼風洞のある試験室全体が高圧ガス規制の水素防爆仕様となっていた。

3音速風洞

最大2m×2mの測定断面に0.3~4.0マッハの亜音速、遷音速、超音速の3音速域の流速を実現出来る風洞。模型を入れて、上下30度の角度まで振ることが出来、Re数は 10^8 クラスに達し、世界最高レベル。5つの高圧空気タンクに貯蔵された空気をブローする間欠噴出し式風洞で、最大空気量は7トン/sに達する。高圧空気は、LM1600GT駆動の中圧空気源から供給される中圧空気(7気圧)を、スベイのGTを駆動源とするインタークーラー付きの多段式遠心圧縮機により、30気圧/40℃の-60℃露点の乾燥空気として作られる。

設備見学後、矢野場長以下、実際に試験を担当されている方々にご出席頂き、活発な技術懇談会を実施頂いた。

試験実施時の条件設定のご苦労や工夫、ATFの完成により、やりたい試験が出来、欲しいデータを採れるようになり日本の実力向上に大いに寄与している事、地上試験設備だからこそ可能性の有るエンジンサージ試験への熱い期待などを聞かせて頂いた。また、色々な機関や民間から問い合わせが有る試験委託についても、近年の規制緩和の流れにのる現在の制度では可能であるので、前向きに検討していきたい、とのお話も伺い、時間切れが惜しまれる中、盛況裏に終了した。

最後に、ご多忙の中、快く受け入れて下さり、長時間にわたり、丁寧な説明、質疑応答に対応頂いた矢野場長以下札幌試験場の方々、並びに今回の企画にご参加頂いた会員各位に、厚くお礼申し上げます。

(企画委員)



見学風景(ATF)

2004年度シンポジウム報告

渡辺 紀徳

WATANABE Toshinori

2004年度シンポジウムは、見学会と組み合わせられる形で、11月12日(金)午前千歳市の千歳市民文化センターで開催された。当日の午後、防衛庁札幌試験場の航空エンジン関連試験設備を見学することから、この見学会と関連付けたシンポジウム内容を検討した。その結果、「ガスタービンの応用事例と保守管理技術」を全体テーマに、札幌試験場におけるガスタービンの応用事例、航空エンジンおよび産業用ガスタービンのモニタリングと保守管理技術について3件の講演をいただき、関連する諸問題について討論を行うこととした。

当日は午前9時に開場し、30名規模の計画のところ40名近い会員の参加を得て、9時20分から講演を開始した。

1件目の講演は「航空機用ガスタービン用試験プラントの紹介」と題し、防衛庁技術本部の宮野次郎氏より札幌試験場の研究設備や試験例、空気源や動力源として設置されたガスタービン装置の制御方式や運用例などが、わかりやすく解説された。試験研究施設として巨大かつ高度な設備である事、世界的に先端レベルにあることなどが如実に示された。また、高空性能試験設備におけるアフターバーナー後方からの映像など、新鮮な試験データが豊富に織り込まれて、大変興味深い内容であった。

続いて石川島播磨重工業の今村龍三氏より、「航転型産業用ガスタービン設備の保守管理技術」という題目で講演があった。航転型ガスタービンの構成や特徴について、要領よくまとまった解説がなされた後、装置内部のモニタリングの手法や、パッケージにおけるメンテナンス性向上の工夫、モジュールごとの保守管理の実際など

が詳細に紹介された。更にNOx対策や出力向上のための運転管理などに関しても紹介があり、広範な知見を得ることができた。

3件目は全日本空輸の杉浦重泰氏による「航空エンジンの整備方式と信頼性」と題された講演であった。航空機エンジンはもともと定期的にオーバーホールを行っていたが、30年程前からオンコンディション・メンテナンス方式に切り替わって来ている。更に最近では双発機の飛行範囲が拡大されたことに伴い、より信頼性が高く効率的な保守管理技術が求められている。講演ではこのような整備方式の変遷を、主にタービンを題材にとって振り返ったあと、今後の問題点やプロアクティブな保守管理への方向性が明快に示された。不具合事例として、破損したタービン翼の息を呑むような写真が示されたり、杉浦講師ご自身による欧米エンジンメーカーとの対決の構図が示されたりする場面もあり、印象深い講演であった。

今回のように、シンポジウムが見学会と同時開催される例は初めてとの事であるが、集中的に技術情報を収集するという点では効率の良い企画であったかと思われる。想定より多くの方々にご参加いただいたため会場が手狭であったこと、スケジュールが少し詰まりすぎて休憩が十分取れなかったこと、などが問題点として挙げられる。

最後に、ご多忙中、興味深いご講演をいただいた講師の方々、極めて好意的に準備にご協力下さった防衛庁関係の方々、そしてご担当いただいた企画委員会メンバーおよび事務局に、深甚なる謝意を表したい。

(企画委員)



日本ガスタービン学会 調査研究委員会 「ガスタービン技術の歴史とその継承」特別講演会のお知らせ

標記調査研究委員会では、調査活動の一つとして、過去における日本のガスタービン開発・研究・教育の事情に詳しい方々から、当時の諸活動の実際についてお話を伺う機会を設けて参りました。この活動ではまた、現在あるいは将来の技術者にとって参考になる知見や、技術伝承に関するお考えなどもお聞きしています。今回はこのような機会を広く会員の皆様にお知らせし、一緒にお話を聞いて頂こうと考え、下記の要領で特別講演会を開催することと致しました。ガスタービン技術に関わる技術者、研究者、学生の皆さんにとって貴重で興味深いお話しが伺えるものと思いますので、是非奮ってご参加下さい。

記

日 時：2005年1月25日(火) 午後1時～5時

場 所：早稲田大学理工学部 55号館 S 棟 第3会議室

講師およびテーマ：

- (1) 梶木康夫 氏 (元日立製作所)：高効率ガスタービンプロジェクト
- (2) 八島 聡 氏 (石川島播磨重工)：F3エンジンの開発
- (3) 佐藤 豪 氏 (慶應義塾大学名誉教授)：ガスタービン関連教育

参加費：無料

備 考：申し込みの必要はありません。直接会場までお出下さい。

会場の地図など、詳細は学会ホームページをご覧ください。



第33回ガスタービン定期講演会 (伊勢)・見学会のお知らせ

平成17年度のガスタービン定期講演会を以下のとおり三重県にて開催いたします。講演募集の内容、講演申込締切、見学会等の詳細につきましては、学会誌3月号及び学会ホームページでお知らせします。

開 催 日：2005年9月14日(水)、15日(木)

開催場所：伊勢市観光文化会館

伊勢市岩渕1丁目13番15号

見学会を9月16日(金)に予定しています。

なお、講演申込締切は5月末頃、講演原稿締切は7月末頃の予定です。

GTSJ ガスタービンセミナー (第33回) のお知らせ

「ガスタービンの最新開発動向と将来展望」をテーマに第33回ガスタービンセミナーを下記の通り開催いたしますので、奮ってご参加ください。

1. 日 時 : 平成17年1月27日 (木) 9:30~17:00 (受付開始9:00)
1月28日 (金) 9:30~17:00
2. 場 所 : 東京ガス (株) 本社2階大会議室 (地図参照)
港区海岸1-5-20 Tel.03-3433-2111 (JR浜松町駅徒歩3分)
3. セミナープログラム テーマ: 「ガスタービンの最新開発動向と将来展望」

1月27日 (木) 「セッションⅠ: ガスタービン要素技術の最新技術動向」 ※講演時間には質疑応答の時間を含む。

1	発電ガスタービン用高温材料の開発動向	9:30-10:15	(株)日立製作所 吉 成 明 氏
2	航空用ガスタービンの材料技術	10:15-11:00	石川島播磨重工業(株) 荒 木 隆 人 氏
3	タービン空力設計の最新技術動向	11:00-11:45	三菱重工業(株) 伊 藤 栄 作 氏
4	空力要素設計技術 (圧縮機)	13:00-13:45	石川島播磨重工業(株) 加 藤 大 氏
5	発電用ガスタービン燃焼技術	13:45-14:30	川崎重工業(株) 木 村 武 清 氏
6	航空用ガスタービンの燃焼技術の動向	14:30-15:15	(独)宇宙航空研究開発機構 林 茂 氏
7	発電用ガスタービン高温部品のメンテナンス技術	15:30-16:15	(株)東芝 澤 徹 氏
8	航空用ガスタービンメンテナンス技術	16:15-17:00	全日本空輸(株) 松 田 隆 氏

1月28日 (金) 「セッションⅡ: ガスタービンの最新開発動向」

9	最新型ガスタービンLMS100™の開発	9:30-10:15	ゼネラル・エレクトリック・インターナショナル・インク 高 野 利 博 氏
10	再生サイクルガスタービン Solar Mercury 50	10:15-11:00	新潟原動機(株) 小 林 一 幸 氏
11	HF118ターボファンエンジン	11:00-11:45	(株)本田技術研究所 園 田 豊 隆 氏 野 田 悦 生 氏
12	環境適合型次世代超音速輸送機用推進システム技術の現状	13:15-14:00	超音速輸送機用推進システム技術研究組合 藤 綱 義 行 氏
13	次世代型船用ガスタービンSMGTの開発について	14:00-14:45	スーパーマリンガスタービン技術研究組合 荒 井 正 志 氏

1月28日 (金) 「パネルディスカッション」

14	テーマ「ガスタービン開発の将来展望」	15:00-17:00	(座長) 帝京平成大学 吉 識 晴 夫 氏 (パネリスト) (独)新エネルギー・産業技術総合開発機構 早 川 卓 郎 氏 (独)宇宙航空研究開発機構 坂 田 公 夫 氏 超音速輸送機用推進システム技術研究組合 藤 綱 義 行 氏 三菱重工業(株) 青 木 素 直 氏 (財)電力中央研究所 佐 藤 幹 夫 氏
----	--------------------	-------------	--

Asian Congress on Gas Turbines 2005 開催・論文募集のお知らせ

国際交流委員会

学会誌2004年11月号でお知らせした通り、標記国際会議を2005年11月にソウルで開催致します。会議の運営は韓国ターボ機械協会 (Korean Fluid Machinery Association; KFMA) が中心となって担当します。下記の公式ホームページが開設されておりますのでご参照ください。

KFMA との合意により、日本からの発表論文は日本ガスタービン学会が募集や採否決定等を担当致します。アブストラクトの応募は下記の要領に従い、ガスタービン学会が設定したアドレスに E-mail にてお送り下さい。締切りは5月15日です。

初めての試みとして、アジアを中心とする国際的な情報発信・交換の場を広げて行こうと計画している国際会議です。多数の会員の皆様に是非ご参加いただきますよう、宜しくお願い申し上げます。

会 議 概 要

名 称: Asian Congress on Gas Turbines 2005
(ACGT2005)

会 期: 2005年11月16日(水)~18日(金)

場 所: ソウル国立大学 Hoam 国際会議場

主 催 学 会: 日本ガスタービン学会,
韓国ターボ機械協会 (KFMA)

協 賛 学 会: 日本機械学会, 日本航空宇宙学会,
ターボ機械協会, 韓国機械学会,
韓国航空宇宙学会, 韓国推進工学会,
韓国空調冷凍工学会

使用言語: 英語

募集論文:

ガスタービンおよびターボ機械に関連する最近の研究。
既発表の内容を含んでいても、興味深い内容であれば採
択します。募集分野は以下の通りです。

Aerodynamics

Combustion

Development and Testing of Gas Turbine Systems

Diagnostics, Control, and Measurement

Environmental Issues

Heat Transfer

Materials

Maintenance

Performance Analysis and Advanced Cycles

Operational Experience of Gas Turbines

Structures & Dynamics

Turbomachinery

Rotordynamics

論文申込方法と採否の決定:

英文500語以内のアブストラクトを英文題目、著者名
と所属 (和文, 英文表記の両方), 主たる著者の連絡先

(住所, 氏名, 電話番号, FAX 番号, E-mail アドレ
ス) とともに, 次のアドレス宛て pdf にて電子投稿して
下さい。

acgt2005@chofu.jaxa.jp

締切りは2005年5月15日(日)です。国際交流委員会で審
査の上, 5月末にアブストラクトの採否を通知します。
採択されましたら9月4日までにA4版6ページの講演
論文 (full length paper) を提出して頂き, 9月末に論
文の最終的な採否をお知らせします。講演論文は
CD-ROM にまとめて論文集とし, 会場にて配布しま
す。また, これとは別に1ページのアブストラクトを提
出して頂き, 印刷してアブストラクト集を作成します。
講演論文とアブストラクト集原稿の執筆要領は, アブ
ストラクトの採択通知とともにお知らせします。

公式ホームページ:

会議全体に関しましては, 以下のホームページをご参
照下さい。

<http://www.acgt2005.org/>

日 程:	アブストラクト締切り	2005年5月15日
	アブストラクト採否通知	2005年5月末
	講演論文締切り	2005年9月4日
	採否最終決定	2005年9月末

参加登録費: 事前登録...一般250米ドル, 学生70米ドル
当日登録...一般300米ドル, 学生100米ドル

備 考:

現在, GTSJ と KFMA で協議しつつ準備を進めてい
る段階のため, 開催要領の詳細は若干変更される可能性
があります。今後逐次, 公式ホームページ, 学会誌およ
び学会ホームページにて最新の情報をご案内致しますの
で, 是非ご参照ください。

2004年ももう少しで終わろうとしています。今年は台風や地震などの大きな自然災害が思い出されます。12月にはインドネシア沖地震・津波が、国内では新潟県中越地震がありました。1月号の特集号に快く執筆を引き受けていただいた長岡工業高専の吉野先生は校舎が一部倒壊し執筆ができなくなってしまいました。一日も早く復興されることをお祈りします。

さて、今月号では振動・ロータダイナミクスを取り上げ、関連された方々に関連記事の執筆を御願いました。

まず特集号刊行に当たり、「ガスタービンの振動」と題し神戸大学の神吉先生にご寄稿いただきました。本特集号では最近目覚しく発展しつつある技術トピックスとして、「ガスタービンの翼振動強度設計」「航空用エンジンのロータダイナミクス」「パームトップガスタービン軸系の固有振動数解析」「振動事例から見たガスタービンの振動設計」など各専門分野で活躍されている方々に執筆いただきました。

喫茶室は佐藤豪先生(慶應義塾大学名誉教授)に「ガスタービン事始め」と題し、本号で最終編となるガスタービンの創生期の思い出についてご執筆いただきました。

研究だよりは東京海洋大学における地域分散エネルギー技術を刑部先生に執筆いただきました。

見聞記は物質・材料研究機構の佐藤、藤岡両氏に9月中旬から米国ペンシルバニア州で行われた第10回 Superalloy 国際会議の御報告を掲載させていただきました。

最後に執筆者の皆様には、御忙しい中また急な原稿依頼に対しても快くお引き受けいただきましたことを編集委員一同、厚く感謝いたします。

尚本号の企画編集に当たっては福泉委員(三菱重工)、森脇委員(川崎重工)、山本委員(IHI)そして、盛田(荏原)が担当しました。

〈表紙写真〉

L20A ガスタービンロータ

説明; この写真は、川崎重工業株式が開発した発電用高効率ガスタービン L20A のロータを示す。性能は、圧力比18, タービン入口ガス温度1,250℃級で、出力18MW の産業用ガスタービンとしては世界的に最高水準である熱効率35%である。また、排熱回収に適した排ガス条件(高い排気ガス温度545℃)により、コージェネレーションシステムでは総合熱効率80%以上、複合サイクル発電では47%を超える発電効率を実現することができる。圧縮機は11段構成の高圧力軸流型、タービンは3段構成の高負荷空冷タービンを採用している。さらに、予混合希薄燃焼による低 NOx 燃焼器で、低い環境負荷(NOx 値 23ppm)を実現している。

(提供: 川崎重工業株式会社)

だより ♣事務局 ☒ ♣

街路樹が色づいたと思ったらあっと言う間に落ちはじめ、後には枯れ木のみ…。

気が付かないうちに本格的な冬が忍び寄ってきていました。

今冬は夏が猛烈に暑かったからいうわけではないでしょうが、暖冬だそうで少しほっとしています。

ここ新宿のクリスマスの飾りつけも年々地味になっているように見受けられ、デパートもひとところと違ってかなり静かです。にぎやかな街に慣れている私達にとっては寂しい限りです。

さて、12月に入り学会もやっと小休止。といっても議員選挙の開票や1月下旬の講演会・セミナーの準備などがありますが…。

師走の声を聞くと「アレもコレも、し残している!」と気がせてくるのは毎年のことですが、今年は、台風に見舞われた定期講演会などハプニングはあったものの、

おおむね順調に終了することが出来ました。

1月27、28日のセミナーを最後に当学会の行事も今年度は終わり、そしてまたまた年度末の忙しい時期に入ります。

学会誌が皆様のお手元に届くのは新しい年が明けてからですが、これが今年度最後の学会誌となります。

来年度は、初めての韓国でのアジア国際会議なども控えておりますので、ますます学会活動も活発になることでしょう。

最近、発行時期の関係上学会誌に掲載できない行事のご案内などは、HP のみに掲載となってしまうこともありますので、学会 HP (<http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/>) を時々チェックしていただきますようお願いいたします。

では、皆様良いお年を(というより"明けましておめでとうございませう"でしょうか)。

[A]

2004年ももう少しで終わろうとしています。今年は台風や地震などの大きな自然災害が思い出されます。12月にはインドネシア沖地震・津波が、国内では新潟県中越地震がありました。1月号の特集号に快く執筆を引き受けていただいた長岡工業高専の吉野先生は校舎が一部倒壊し執筆ができなくなってしまいました。一日も早く復興されることをお祈りします。

さて、今月号では振動・ロータダイナミクスを取り上げ、関連された方々に関連記事の執筆を御願いました。

まず特集号刊行に当たり、「ガスタービンの振動」と題し神戸大学の神吉先生にご寄稿いただきました。本特集号では最近目覚しく発展しつつある技術トピックスとして、「ガスタービンの翼振動強度設計」「航空用エンジンのロータダイナミクス」「パームトップガスタービン軸系の固有振動数解析」「振動事例から見たガスタービンの振動設計」など各専門分野で活躍されている方々に執筆いただきました。

喫茶室は佐藤豪先生(慶應義塾大学名誉教授)に「ガスタービン事始め」と題し、本号で最終編となるガスタービンの創生期の思い出についてご執筆いただきました。

研究だよりは東京海洋大学における地域分散エネルギー技術を刑部先生に執筆いただきました。

見聞記は物質・材料研究機構の佐藤、藤岡両氏に9月中旬から米国ペンシルバニア州で行われた第10回 Superalloy 国際会議の御報告を掲載させていただきました。

最後に執筆者の皆様には、御忙しい中また急な原稿依頼に対しても快くお引き受けいただきましたことを編集委員一同、厚く感謝いたします。

尚本号の企画編集に当たっては福泉委員(三菱重工)、森脇委員(川崎重工)、山本委員(IHI)そして、盛田(荏原)が担当しました。

〈表紙写真〉

L20A ガスタービンロータ

説明; この写真は、川崎重工業株式が開発した発電用高効率ガスタービン L20A のロータを示す。性能は、圧力比18, タービン入口ガス温度1,250℃級で、出力18MW の産業用ガスタービンとしては世界的に最高水準である熱効率35%である。また、排熱回収に適した排ガス条件(高い排気ガス温度545℃)により、コージェネレーションシステムでは総合熱効率80%以上、複合サイクル発電では47%を超える発電効率を実現することができる。圧縮機は11段構成の高圧力軸流型、タービンは3段構成の高負荷空冷タービンを採用している。さらに、予混合希薄燃焼による低 NOx 燃焼器で、低い環境負荷(NOx 値 23ppm)を実現している。

(提供: 川崎重工業株式会社)

だより ♣事務局 ☒ ♣

街路樹が色づいたと思ったらあっと思う間に落ちはじめ、後には枯れ木のみ…。

気が付かないうちに本格的な冬が忍び寄ってきていました。

今冬は夏が猛烈に暑かったからいうわけではないでしょうが、暖冬だそうで少しほっとしています。

ここ新宿のクリスマスの飾りつけも年々地味になっているように見受けられ、デパートもひとところと違ってかなり静かです。にぎやかな街に慣れている私達にとっては寂しい限りです。

さて、12月に入り学会もやっと小休止。といっても評議員選挙の開票や1月下旬の講演会・セミナーの準備などがありますが…。

師走の声を聞くと「アレもコレも、し残している!」と気がせてくるのは毎年のことですが、今年は、台風に見舞われた定期講演会などハプニングはあったものの、

おおむね順調に終了することが出来ました。

1月27、28日のセミナーを最後に当学会の行事も今年度は終わり、そしてまたまた年度末の忙しい時期に入ります。

学会誌が皆様のお手元に届くのは新しい年が明けてからですが、これが今年度最後の学会誌となります。

来年度は、初めての韓国でのアジア国際会議なども控えておりますので、ますます学会活動も活発になることでしょう。

最近、発行時期の関係上学会誌に掲載できない行事のご案内などは、HP のみに掲載となってしまうこともありますので、学会 HP (<http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/>) を時々チェックしていただきますようお願いいたします。

では、皆様良いお年を(というより"明けましておめでとうございませう"でしょうか)。

[A]

学会誌編集規定

2003.8.29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. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、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の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。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

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@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2003.8.29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、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
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.33 No.1 2005.1

発行日 2005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 望月貞成

発行者 住川雅晴

〒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

©2005, (社)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、(社)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方でない限り、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。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

(中法) 学術著作権協会

TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619

E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

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。

学会誌編集規定

2003.8.29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. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、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の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。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

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@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2003.8.29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、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
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.33 No.1 2005.1

発行日 2005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 望月貞成

発行者 住川雅晴

〒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

©2005, (社)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、(社)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方でない限り、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。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

(中法) 学術著作権協会

TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619

E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

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。

学会誌編集規定

2003.8.29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. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、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の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。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

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@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2003.8.29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、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
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.33 No.1 2005.1

発行日 2005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 望月貞成

発行者 住川雅晴

〒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

©2005, (社)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、(社)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方でない限り、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。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

(中法) 学術著作権協会

TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619

E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

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。

学会誌編集規定

2003.8.29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. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し, 著作者自身または著作者が帰属する法人等が, 自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載, 翻訳・翻案などの形で利用する場合, 本会で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の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。

8. 著作者は, 学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事, 論文などの著作物について, 著作権侵害者, 名誉毀損, またはその他の紛争が生じた場合, 当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

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@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2003.8.29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, 第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合, および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお, 原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
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.33 No.1 2005.1

発行日 2005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 望月貞成

発行者 住川雅晴

〒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

©2005, (社)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, (社)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方でない限り, 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。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

(中法) 学術著作権協会

TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619

E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

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。