

特集：過給機

過給機特集号によせて

吉識 晴夫^{*1}

YOSHIKI Haruo

学会誌2005年7月号は過給機特集号とのことである。これは前4回(1987.6, 1991.6, 1997.3, 2000.5)に続き、5回目の特集となる。ターボ過給機は、本学会の主要な活動対象分野の一つであり、これに関係する会員も多数おられる。

我国における排気タービン過給機(ターボ過給機)の開発は、飛行機エンジンの高空性能の向上を目指して始められた。第二次大戦後、韓国が一方的に李承晩ラインを設定したことにより、我国漁船が韓国警備艇に多数不法拿捕されるようになった。この不法拿捕を防ぐため、漁船のエンジン(当時のエンジンは、ディーゼルエンジンではなく、焼玉機関が主のこと)の出力を増加させて速力を速める必要上、ターボ過給機が多数利用されたと伺っている。その後、船用ディーゼルエンジンには不可欠の要素機器として開発が進み、圧縮機翼車径が800mmを越す大型のターボ過給機も生産されるようになった。さらに、1980年頃から自動車用エンジンにターボ過給機が利用されるようになり、現在では圧縮機翼車径が30mm以下の小型機も生産されている。また、自動車用ターボ過給機では、エンジンの過渡応答を改善する必要がある、回転慣性の軽減のため、排気タービンの動翼をセラミックス製とするものも出現している。これらの最新の技術については、それぞれの専門家により、この特集号で個別に解説されることになっている。

本学会では、設立当初より国産ガスタービンの生産統計を収集してきたが、ターボ過給機については、自動車用エンジンに利用され始めて間もなくの1984年から生産統計を収集するようになった。ターボ過給機はピストンエンジンの一要素機器であるため、製造会社によっては正確な生産記録が残されていない所もかなりあった。それ故、1983年以前の生産統計データを学会では収集しないこととした。筆者は1994年4月以降、ガスタービン生産統計委員会から離れたため、その後のターボ過給機の実産状況を正確には把握していないので、会誌の生産統計速報値を基に作成した最近における暦年の生産台数を表1に、2003年における翼車径別(クラス別)の生産台数を表2に示す。なお、1984年から1989年までのデータは、学会誌19巻73号(1991.6)の筆者の解説を参照して頂きたい。

原稿受付 2005年5月18日

*1 帝京平成大学 現代ライフ学部 情報サイエンス学科
〒290-0193 千葉県市原市潤井戸大谷2289

表1 国産ターボ過給機生産台数の推移

単位 千台

年	翼車径100mm以下	翼車径100mm超
1990	1,743	12.7
1991	1,742	12.9
1992	1,720	20.8
1993	1,636	13.3
1994	1,743	13.7
1995	1,934	11.3
1996	1,764	14.1
1997	2,180	14.2
1998	2,140	14.2
1999	2,491	33.8
2000	2,911	15.4
2001	3,098	14.4
2002	2,744	15.7
2003	2,874	15.6

表2 2003年における国産ターボ過給機の実産台数

区 分		台数
クラス	圧縮機翼車外径 mm	
1	0～ 100	2,874,414
2	101～ 200	14,381
3	201～ 300	447
4	301～ 400	214
5	401～ 500	84
6	501～ 600	191
7	601～ 700	156
8	701～ 800	23
9	801～ 900	126
10	901～1,000	0
11	1,000～	0
クラス2～11 合計		15,622

表1の圧縮機翼車径100mm以下のものは、主として自動車用であり、100mm超のものは主として船用、産業用である。ヨーロッパでは地球温暖化防止のため、熱効率が高く、CO₂の削減効果が大きいディーゼルエンジンを乗用車を含む自動車用エンジンに積極的に採用している。この自動車用ディーゼルエンジンの排気対策と出力改善を目的として、ターボ過給機の利用が進んでい

る。このため、国内の自動車メーカーがヨーロッパ向けとしてターボ車の販売を促進していることもあり、1997年以降に翼車径100mm以下の生産台数が一挙に増大し、毎年300万台近くの生産が続いている。一方、翼車径100mm超の生産は、毎年約1.5万台となっている。ただ、1999年の約3.4万台は、それ以前に最大となった1992年の約2.1万台と比較して大幅増となっているが、この理由を筆者は知らない。なお、1999年の翼車径100mm超の生産台数の大部分を、翼車径100mm超200mm以下（クラス2）の約3.3万台が占めている。このクラスは、産業用、建設機械用、小型船舶用に主として用いられており、年毎の変動がそれ程大きくなるとは思われない。

筆者とターボ過給機との出会いは、1967年に大学院学生として東京大学生産技術研究所の水町研究室に所属したときからである。ターボ過給機を自動車用エンジンに採用する場合、船用エンジンのようにタービン入り口圧力を一定とする静圧過給ではエンジン性能が改善されないため、エンジンからの脈動排気をそのままタービンに送入する動圧過給が必要となった。そのため、当時の研究室ではラジアル排気タービンの動圧駆動特性の研究を行っていた。エンジンからの排気を直接排気タービンに挿入する実験では、高温排気を扱うことになり、計測センサーの関係で実施困難であった。このため、エンジンからの排気を模擬した脈動流発生装置から流出される常温の高圧空気ではラジアルタービンを駆動する実験を行い、発生トルクや流量特性を測定していた。また、ラジアルタービンを含む一次元流路内の非定常流れを、特性

曲線法により数値解析し、実験値と計算値を比較して計算法の精度を高めることに努めた。その結果、ラジアルタービンの一次元モデルによる数値解析で、ある程度の計算精度が得られることが分かったので、実機の4ストロークサイクル多気筒ディーゼルエンジンを用いたモータリング実験を行い、エンジン性能の予測モデルの開発に着手した。実機モデルでは、吸排気マニホールド、ツインエン트리ターボなど、それまでの一次元モデルとは異なる計算モデルが必要となった。モデルの改良により、エンジンやターボ過給機の主な仕様を基に、エンジン性能をかなりの精度で予測できるようになった。さらに、ラジアル排気タービンの脈動流特性の実験的研究も引き続き実施し、脈動流特性と定常流特性との関係の理解も進んだ。その結果、ラジアル排気タービンの定常流特性から脈動流特性を推測できるようになった。

以上のように、ターボ過給機との付き合いもかなりの時間となった。この間、過給機メーカー、自動車会社、大学をはじめとする研究者など多数の方々にお世話になった。紙面を借りて厚くお礼を申し上げたい。

最後に、学会でターボ過給機の実験統計を取り始めたときの生産台数が年間100万台以下であったことを考えると、現在の生産台数が300万台近くになったことは、ターボ過給機に関係した者として喜びに耐えない。このようなターボ過給機の目覚ましい普及は、メーカーをはじめユーザーなど関係者の努力の賜物と言えよう。この特集号がターボ過給機の一層の発展に役立つことを期待して、結びとしたい。

特集：過給機

IHI 製車両用過給機の技術動向

野角 忠司*¹

NOGAKU Tadashi

キーワード：過給機，過給エンジン，コンプレッサ，タービン，可変機構

Turbocharger, Charged Engine, Compressor, Turbine, Variable Geometry System

1. まえがき

自動車用ターボチャージャの登場は1970年代後半にさかのぼり、一部のモータースポーツ用高出力エンジンやトラック用ディーゼルエンジンへの適用から始まり、その後徐々に普及してきた。だが近年、世界規模での地球環境保護への関心が高まり益々排ガス規制が厳しくなる中で、自動車用エンジンのターボ過給技術はより重要度を増し、ターボチャージャが急速に普及しつつある。

まず、乗用車用ディーゼルエンジンに関しては、1990年代半ばに欧州で始まったターボ過給の高性能エンジンの大ブームが継続的に発展し、今や中国を含むアジアにも広がりはじめた。欧州では、すでに乗用車向けエンジンに占めるディーゼルエンジンの割合が、ガソリンエンジンのそれを上回りつつある。そしてそのディーゼルエンジンのほとんどがターボ付仕様となってきた。

またトラック・バス等の大型ディーゼルエンジンも、高圧電子制御燃料噴射装置及びEGRやDPF等の排ガス浄化装置とともにターボチャージャが必須部品であり、世界的に需要が伸びている。

ガソリンエンジンでは、従来は無過給(NA)が主流で軽自動車や高級車の最上級カテゴリでのみターボチャージャが使用されていた。最近になって、かつてディーゼルエンジンの性能改善に大きく貢献した燃料噴射技術とガソリン用高圧燃料ポンプの実用化により、直噴化によるノッキング限界の上昇に伴い過給効果が見直されてきている。今後、過給直噴ガソリンエンジンとしてディーゼル同様に過給機が普及していくことが予想される。

このような背景のもとで、今日車両用に適用されているターボチャージャ技術及び今後の過給システムも含めた技術動向について紹介する。

2. 過給エンジンの動向

乗用車向けディーゼルエンジンに関しては、欧州市場を中心に小型・高比出力化が進んでおり、70kW/Lもの高性能エンジンが実用化されつつある。最近の乗用車用

ディーゼルエンジンの比出力の傾向を図1⁽¹⁾に示す。また高出力と同時に、快適な走りを実現するためにより低速にシフトしたトルク特性の改善と低燃費の達成及び排ガス用のDPF(ディーゼルパーティキュレートフィルタ)の適用拡大が大きな傾向として挙げられる。エンジンのカテゴリとして最も普及率の高い2Lクラスを中心に可変容量型ターボが急増しており、また3~4Lクラス高級車市場では電動アクチュエータ付きのツインターボまたはマルチステージターボを搭載したプレミアムディーゼルが普及してきた。さらに1.4Lクラスのコンパクトエンジンでは定格出力は小さいが低速トルクとレスポンスが重視され、ウェイトゲート式の比較的低コストのターボを搭載した仕様が普及している。このように、大きく3種のカテゴリに分けられるが、それぞれコストと性能・大きさの異なるターボチャージャが要求され、その仕様も多様化してきている。

一方、トラック・バス用ディーゼルでは、日・米・欧での排ガス規制の動向に対応して燃焼システムの改善とともにEGR(排気ガス再循環)率が20%を超えるケースも出てきている。欧米では、圧力比4を超える高過給圧が必要になってきている。またDPFやSCR(選択還元型NO_x触媒)等の排ガス規制対応部品の装着も各社が検討を進めておりその対応技術が要求される。EGR率制御のためには、ノズル開度の精密制御を電動アクチュエー

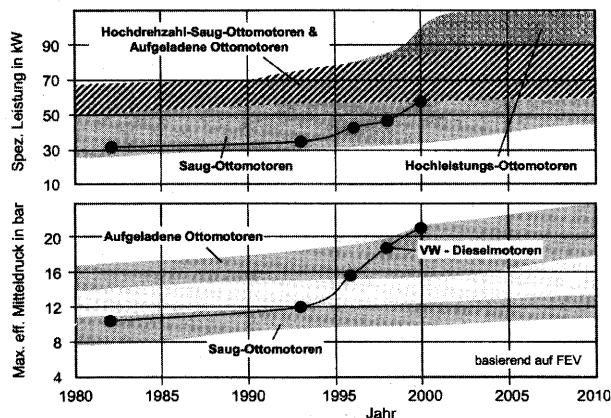


Fig.2 Diesel engine power density and mean effective pressure trend ⁽¹⁾
(up: power density, low: mean effective pressure)

図1 乗用車用エンジンの比出力傾向

原稿受付 2005年6月13日

*1 石川島播磨工業(株) 車両過給機事業部 設計部
〒135-8733 東京都江東区豊洲3-2-16
IHI 東京エンジニアセンター

タで行う可変容量型ターボ等の適用が必要となっており、また高過給圧に対応するため、従来以上の高圧力比コンプレッサや多段過給システムの適用が必要となる。

また、ガソリン用エンジンは燃料直噴エンジンにより、高過給による高出力化・低燃費化が可能となりターボチャージャの需要拡大が予想されている。また機械式スーパーチャージャと直噴ガソリンエンジンのコンビネーションもそのレスポンス性能の点からいち早く実用化されている。出力傾向としては、80～90kW/Lクラスの定格出力で更に低速トルクを大幅に改善した過給エンジンが普及しつつある。CO₂削減を目指した低燃料消費化のため、燃焼システムの改善とともにガス温度は1,000℃を超えるケースもある。またエンジンの回転数レンジがディーゼルエンジンより広くかつ低速トルクも必要であるため流量範囲が広範となり、ターボチャージャの高温化・広作動化が必要となる。更に、エンジン始動時にも排ガス浄化の触媒効果を得るため、短時間での触媒温度上昇が必要で、排気系の熱容量の低減あるいはタービンを通過するガスのバイパス技術等も開発が進んでいる。

3. ターボチャージャの構造と技術課題

自動車用過給機への要求項目は概ね下記のようなものが挙げられる。

- ・エンジン回転数全域にわたる高比出力化対応
- ・低燃費を可能にする性能と過給圧コントロール
- ・EGR・DPF・SCR等の排ガス浄化ユニットに対応した過給技術
- ・レスポンス性能の改善
- ・低コスト・高信頼性・小型軽量・低ノイズ
- ・オイルフリー化（オイルシール性の向上）
- ・電動・電子制御技術の適用

これらの要求性能に対応して従来から多種多様な開発が試みられてきた。しかし要求寿命として乗用車で20万kmから30万km、トラック用では150万kmにも及ぶ高

信頼性を特別なメンテナンスなしで実現する必要がある。一方でコストは一般自動車用部品としての位置づけから量産効果は期待できるものの回転機械としては他に類を見ないレベルを要求される。このため、かつて提案された技術の中には、コスト対効果や信頼性等の問題で必ずしも実用化に至らなかったものも多々あった。近年の環境へ関心の高まりの中でターボチャージャ関連の技術が再考され、飛躍的な進歩とその実用化がすすんできている。その技術の代表的な適用例について、将来の需要への取り組みを含めて紹介する。

4. ターボチャージャの対応技術

4.1 可変容量タービン

エンジンの広範囲わたる使用域に対応する目的で、タービンの流量を可変とすることが行われトラック用としては1980年代に既に国内向けに実用化されてきた。1990年代半ばから欧州を中心に小型ディーゼルエンジンについても低速トルク向上と中・高速域での低燃費を両立するため、広域での高効率と高過給が実現できる可変容量型ターボチャージャ（Variable Geometry System以下VGS）が急速に普及した。VGSの構造としては、タービンのノズル翼の開度を変化させるものが主流である。VGSの各種基本構造を図2⁽²⁾に示す。またIHIが

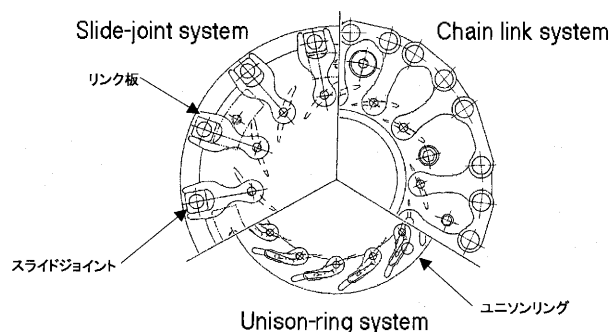


図2 VGS駆動機構の概略図

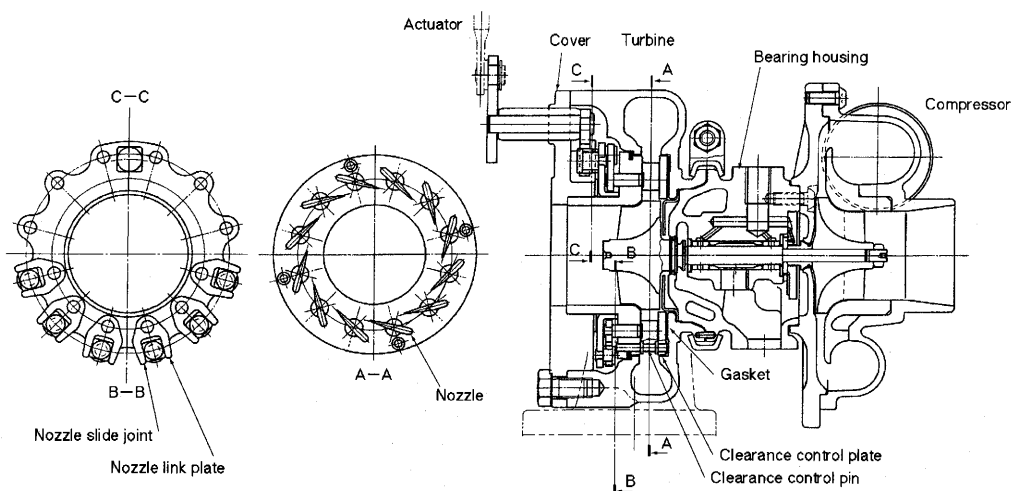


図3 RHF4V形VGSターボの構造

すでに実用化した小型 VGS ターボの断面図を図 3⁽²⁾に示す。性能向上のためには、ノズル・インペラの翼形状の流体設計のみならず、ノズルと側壁との隙間、ノズル軸と軸受の隙間あるいは VGS ユニットのハウジング間の隙間等から発生する漏れ流れの最小化が重要なポイントとなる。高温下で使用されるため、ハウジングおよび VGS 部品の熱変形を考慮して十分な信頼性を確保できるようクリアランスを適正化している。さらに高温酸化も考慮され材質、表面処理の適正化がなされている。また、コンパクトな形状と低速から高速までの流量範囲で良好な効率をキープできるようハウジングの形状を選定している。一方で、ノズルとインペラとの共振を避けるよう翼枚数の選定・インペラの構造設計・ハウジングからのウェーク（スティミュラス）の低減なども検討し実用化されている。また VGS ノズルの位置制御の高精度化・高速応答化を目的に、駆動用アクチュエータの電動化・電子制御化要求があり、今後更に普及していくことが予想される。

一方で、更に高性能化・高速化・低コスト化・軽量化・コンパクト構造を推進することを目的に次世代型 VGS の開発を進めてきた。VGS 構造と材料仕様のマイナーチェンジによる低コスト・コンパクト構造としたことに加え、軸受を高速回転下での回転安定性に優れるセミフローティング構造に改善した。更にタービン・コンプレッサのインペラの性能・応力両面での最適化設計を進め、軸系回転数を従来より 10% 高速化することができた。エンジンの省スペース化に対応すべく、ハウジングの小型小径化を適用し、また VGS 機構の配置をタービン出口側から軸受側に変えることにより駆動用アクチュエータの配置スペースも含めて取合い形状の自由度を増やした。また、アクチュエータを比較的周辺温度の低い場所に配置し熱害を避ける効果も副次的に得られた。図

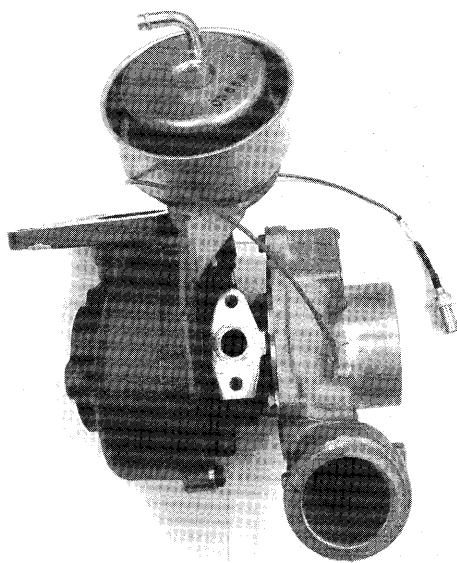


図 4 次世代 VGS ターボの外観

4 に次世代型 VGS ターボの外観を示す。

トラック用エンジンでは、排ガス規制対策用に EGR システムを適用し、排ガス循環量を部分負荷から全負荷まで各モードに応じて高精度で制御していく傾向にある。EGR システムでは排ガスをタービン入口側からコンプレッサ出口側にその圧力差を利用して環流するが、VGS のノズル翼の開度によりタービン入口圧力を変化させることにより、過給圧に大きな影響を与えることなく EGR 率をコントロール可能としている。また排気ブレーキ用として VGS ノズル制御を使うケースもみられ、高圧力比下での信頼性確保が課題である。図 5 にトラック用 VGS ターボの外観を示す。

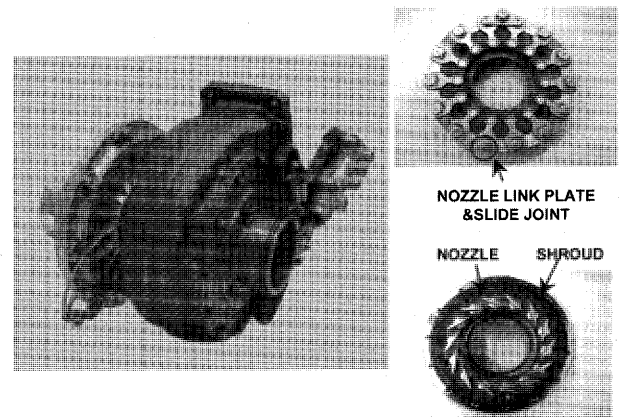


図 5 トラック用 VGS ターボチャージャー

また将来的には、ディーゼルエンジン同様ガソリンエンジン用にも、そのより広範な流量レンジに対応すべく VGS を適用する要求があり、その場合、1000℃ 近い高温環境下での作動信頼性が必要となる。また、流量範囲もより広範になるため、VGS に加えてバイパスシステムを併設するなど、高温材料の開発に加えてタービンの高比速度・大容量・広作動域化の開発が急務である。このときコンプレッサも更にワイドレンジ化が必要になる。

4.2 広作動域・高圧力比コンプレッサ

乗用車用やトラック用のディーゼルエンジンにおいて、定格点での高出力化が進み、前述したように乗用者用では 70kW/L 近くまでの高出力となり、圧力比は 3 を超える領域となる。トラック用では、更に高過給が要求され、圧力比 3.5 を超え 4 に至る仕様となってきた。一方で、低速トルクの向上も同時に要求されるため、従来に比べてコンプレッサの大幅な作動域の拡大が必要となってきた。一般的にトラック用のターボチャージャーでは、サージマージンの拡大を目的に、循環流型ケーシングトリートメント技術を適用するケースが多い。IHI では更にその効果拡大を狙い、ユニークな構造をもつカウンタースワールケーシングトリートメント（以下 csCT）を開発し、トラック用および乗用車向けターボチャージャー



(a) Type CT

(b) Type CSCT

図6 カウンタースワールケーシングトリートメントの構造

に適用し実用化した。その構造を図6⁽³⁾に示す。コンプレッサハウジングの吸い込み側にある再循環用のキャビティ内にその流れを制御するガイドベーンを設け、再循環流をインペラの回転と逆方向の旋回成分で流入させる構造となっている。循環流型ケーシングトリートメントによるサージ流量の改善をスワール流れにより更に循環流を増加させることにより、サージマージンを更に著しく改善することができる。図7にcsCT付コンプレッサの性能曲線を通常タイプとの比較で示す。

csCTにより、サージマージン拡大は可能となったが効率の向上は困難である。一般的にコンプレッサの効率改善に寄与する技術のひとつとして、ベンドディフューザがある。しかし、通常、自動車用ターボチャージャーでは、コンプレッサインペラの下流側はその作動範囲の広さからベレンスディフューザが用いられ後流側のスクロールへと導かれる。ベンドディフューザはインペラの下流に複数のベーンを周上に配置し、流れを制御することによりインペラで増速されたエネルギーを圧力に効率よく変換することができる。だが、ベンドディフューザはベーン前縁部での高速流れが大きな迎え

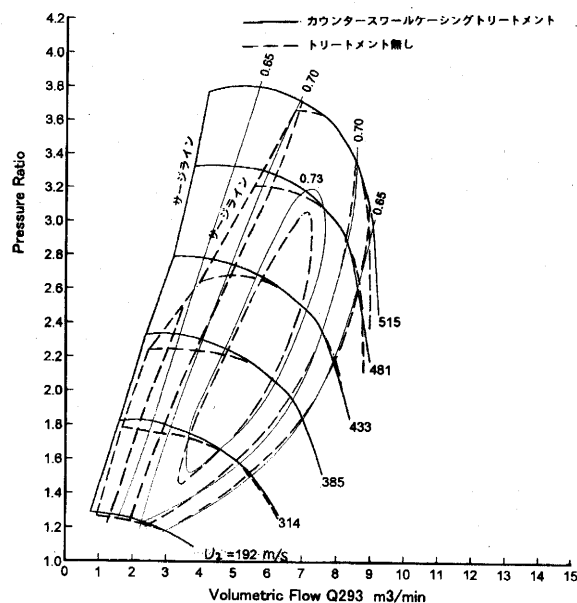


図7 カウンタースワールケーシングトリートメントの効果

角を持って流入するので良好に作動する範囲がベーンレスディフューザに比べて非常に狭くなるという欠陥を持つ。最近では、翼型ディフューザベーン等の開発が進み、ワイドレンジ化は進んでいるが、未だ十分とはいえない。そこで十分な作動範囲を確保しつつ高効率化を達成するには、コンプレッサ側もタービン同様可変機構が必要となる。できる限りシンプルな構造とミニマムのコスト増で十分な効果を得る目的で、図8⁽⁴⁾に示すような構造をもつON-OFFタイプの可変ディフューザの特性を調べた。駆動には環状ダイヤフラムを用い空気圧駆動によるベーンを軸方向に動かす機構とした。ON状態（ベンドモード）の場合、OFF状態（ベーンレスモード）

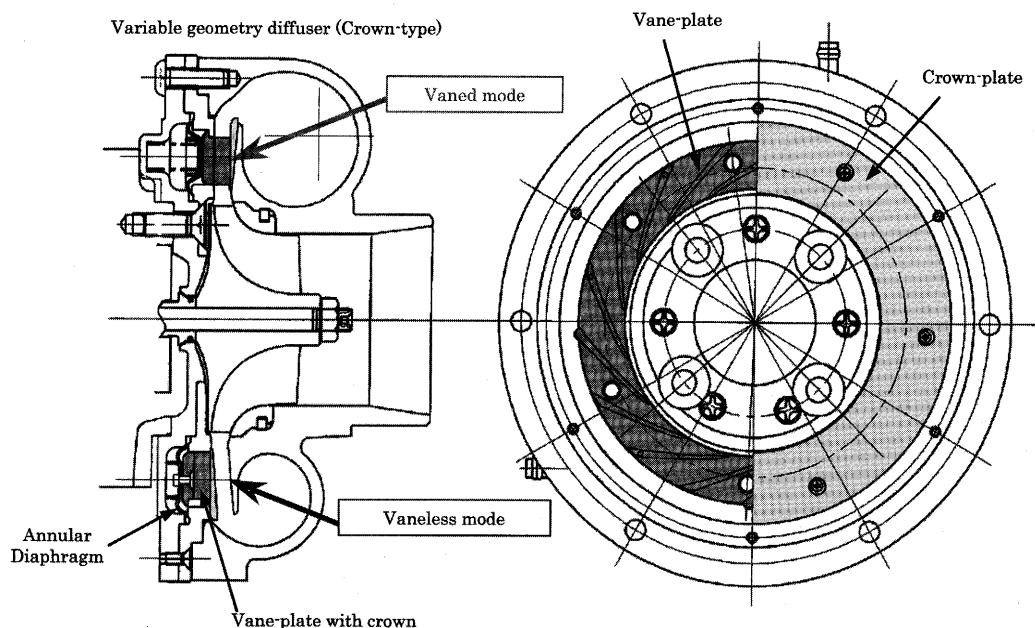


図8 可変ディフューザ (ON-OFF 式)

に比べてサージ近傍での効率が約4-5%改善される。可変機構部の隙間からの流れの影響を低減するために、クラウンプレートつき構造となっている。この可変ディフューザ付ターボチャージャを3Lクラスのディーゼルエンジンに搭載し試験を行った結果、図9⁽⁴⁾に示すように低速側の過給圧が約5%増加し、燃料消費量は3%以上改善されることが確認できた。

高圧力比コンプレッサでは、信頼性確保の点からインペラの材料特性も重要な項目である。従来から、コンプレッサインペラの材料はアルミ材を用い精密鍛造で製造することにより量産性と低コストを確保してきたが、コンプレッサの高圧力比化に伴い、インペラ出口温度も上昇しアルミ材では対応できないレベルに及んでいる。また、単段で高圧力比を得るためにインペラの周速も高速となり遠心応力もアルミ材の限界に近くなり十分な信頼性を確保できなくなってくる。そこで、比較的高温まで使用でき高い比強度をもつチタン材をコンプレッサイン

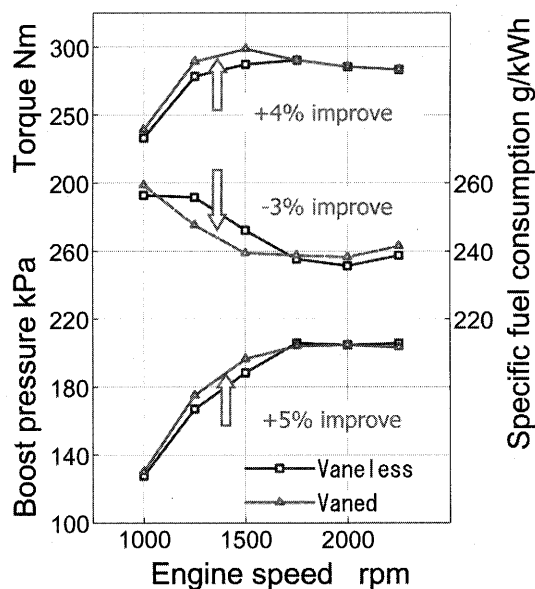


図9 ON-OFF ディフューザのエンジン上効果

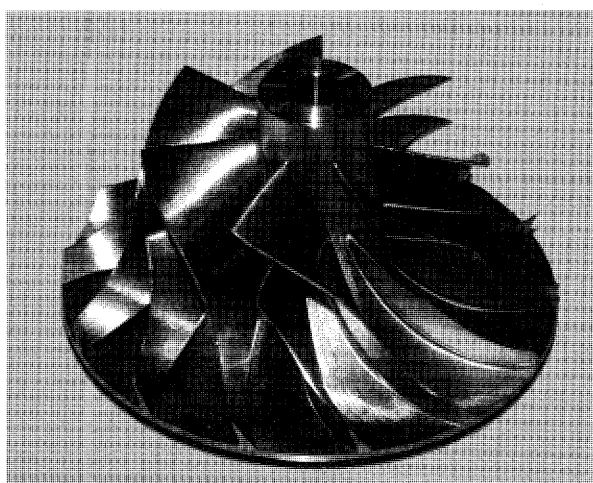


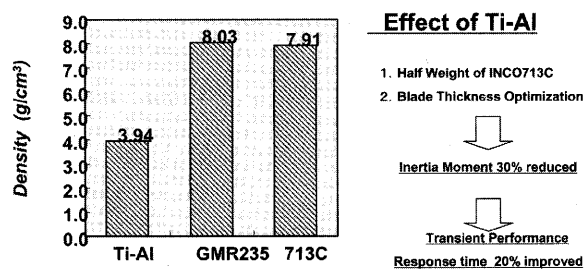
図10 チタンインペラ

ペラに適用する必要がある。図10にIHIのチタン材インペラの例を示す。

4.3 低慣性モーメントタービン

ターボチャージャの欠点の一つである、ターボラグの解消には、多くの対策が試みられており、タービンインペラの軽量化も有効な手段である。IHIでは、同一流量仕様に対して比較的インペラ外径を小さくできる斜流タービンの適用により、加速性能が大幅に改善されたケースもある。また、ラジアルタービンでもインペラ翼枚数の低減・軸方向長さの短縮・ボア径の低減等軽量化設計により軽量化・低イナーシャモーメント化を達成した例もある。しかしいずれにしても、重量で20%程度の削減は可能であるが、それ以上の軽量化は性能確保ができない。

そこで、密度の小さいTi-Al材をタービンインペラに適用することで、従来材(INCO713C)に比べて約半分の重量まで低減でき、しかも1000℃近い高温にまで耐え得る特性が得られた。図11⁽⁵⁾にTi-Alの主要特性を示した。排気ガス中の異物によるタービンインペラ入口部分のチッピング対策を施し、ガソリンエンジン用に実用化した。



<注> Ti-Al: Ti-33.5Al-4.8Nb-1.0Cr-0.2Si (wt%)

Data of GMR235: quotation from Alloy Digest Ni-131(1968)

Data of 713C: quotation from a catalogue of INCO alloys International

図11 チタンアルミ (Ti-Al) 製タービンインペラ

レスポンス改善の手段としては、ツインスクロールにより排ガスの動圧を有効にタービン駆動力として利用する方式やボールベアリングにより機械損失を低減することにより応答性の改善を実現した例もある。

図12に、ツインスクロールとボールベアリングを装着したターボチャージャの例を示す。

4.4 高温対応タービン

直噴ガソリン過給エンジンの実用化に伴い、高過給圧・高空燃比となり、燃焼系が大きく改善され、またエミッションも改善されてきている。一方で高圧力比化に伴い、コンプレッサの作動レンジがより広範となり、またガス温度は1050℃にも達するケースがある。そこで、高温ガソリン用ターボの開発が今後の市場で重要な課題である。

タービンハウジングについては、ガス温度950℃を超

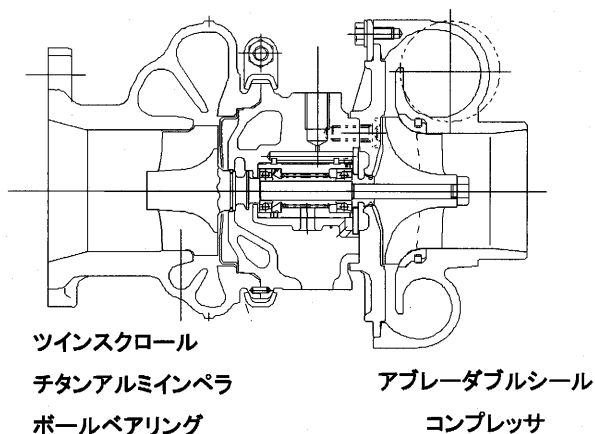


図12 ガソリンエンジン用ターボチャージャの一例

えるようなケースでは従来の高温材 Ni-Resist (D5S) での対応が厳しくなり、オーステナイトステンレス鋼が適用されることが多い。一方で、加速性能向上のためのツインスクロール化や組立がシンプルでしかも性能にも改善効果が期待できる排気マニホールド一体型のタービンハウジングが用いられるケースも増加してきている。このような特殊形状のタービンハウジングは高温ガス温度下では熱応力によるクラックや酸化腐食等が懸念され、材料仕様の適正な選定と casting 品形状の応力緩和設計の最適化が求められる。そこで複雑形状の設計には CFD と FEM による流体性能と熱応力の解析技術の向上が一層重要となる。図13にタービンハウジングの応力解析手法の一例を示す。また、ヒートサイクル試験等による熱負荷変動による信頼性評価が重要となる。

またインペラの材料については、Ni ベースの超合金を用いロストワックスによる精密 casting 材を適用してきたが、1050℃に対しては MAR-M 材やセラミックス材等の適用が必要となる。これらの材料は一部のモータースポーツ用にはすでに実用されてきたが、今後は量産性を

考慮した高温材の検討・信頼性評価が必要となる。

4.5 過給システム

従来以上の高過給圧と低速トルクおよび加速性能に加えて低燃費という高度な要求を満足するために、既に述べたような単段のターボチャージャの高機能化・高性能化・高級材料適用等を検討しているが、更なる改善のために過給システムとして新たな取り組みがなされている。代表的な例としては次のようなシステムが挙げられる。

- ① 2 段過給システム
- ② 電動コンプレッサ
- ③ ハイブリッド過給システム
- ④ モーターアシストターボ

高排気量の V6・V8 エンジン等では、イナーシャが大きいシングルターボに換えて比較的小型のターボチャージャを 2 台あるいは 4 台搭載し、低速のレスポンスと高速域での快適な走りおよび低燃費を実現した例がある。また、作動範囲が広範囲にわたるガソリンエンジン用に、大きさの異なる 2 台のターボチャージャを用いて、低速域では小さいターボチャージャを駆動し高速域では 2 台とも駆動するよう制御したシーケンシャルターボチャージャも実用化された。最近では、高過給のディーゼルエンジン用に 2 台のターボチャージャを直列に配置し、タービン側に装着されたバイパスバルブを有効に制御することにより低速から高速まで理想的な過給圧を得ることができる直列 2 段過給システムが乗用車市場にも登場してきている。更に高压段と低压段の間にインタークーラを設置することによりコンプレッサ効率の大幅な改善ひいてはエンジンの燃料消費の改善が可能となる。

ハイブリッドエンジンが登場し、また自動車用のバッテリーの高電圧化開発もすすめられている中で過給システムの電動化技術も今後急速に発展普及していくことが予想される。

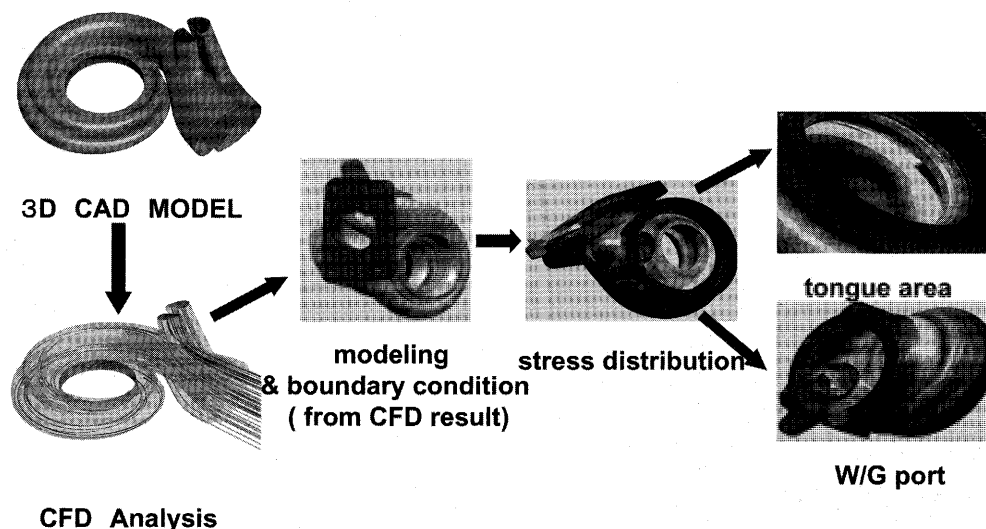


図13 タービンハウジングの応力解析の一例

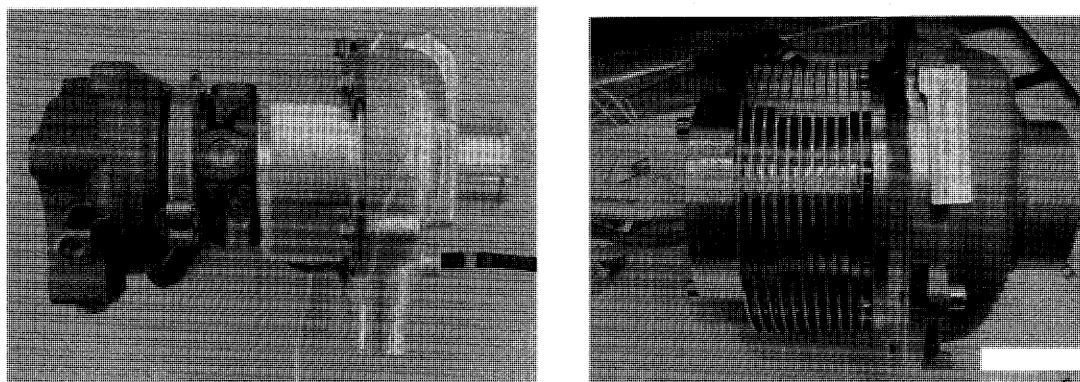


図14 電動アシストターボチャージャと電動コンプレッサ

最近ではディーゼル及びガソリンエンジンの双方に対して、電動型遠心式コンプレッサと電動アシストターボチャージャが有効と思われる開発が進められている。電動式遠心コンプレッサは、通常のターボチャージャと組合せたマルチステージ過給システムに組込まれ、加速時に主として稼動し低速トルクの改善・加速応答性の改善等の利点がある。一方電動アシストターボはターボチャージャのタービンとコンプレッサの間にモータを配置し、加速時にはタービンの駆動力をモータによりアシストすることにより高速にマッチしたタービンと組み合わせても十分な低速性能と加速応答性を実現でき、単段ターボとして低速から高速まで非常に高効率のシステムとなる。減速時や高速低負荷時には発電機として作動し蓄電するようなシステムもあわせて検討されている。比較的小巧な構造の過給システムで、低速から高速までの全域で高性能な走りや低燃費の両立が革新的に改善できることが期待されている。図14に電動アシストターボの試作品外観を示す。

5. ターボチャージャの特殊用途

IHI では、トラックや乗用車等の車両用過給機の技術を応用して、一部他の用途に使用した例もあるので、いくつかの例を紹介する。

マリンスポーツ用途のPWC (Personal Water Craft) エンジン向けターボチャージャは、ボールベアリング・斜流タービン等の技術をベースに、水冷式タービンハウジングを用いている。その断面を図15に示す。また、スノーモービル用エンジンにターボチャージャを搭載した例では、寒冷地仕様特有の始動時のベアリング潤滑油の給油遅れや高地での連続高負荷使用等の悪条件に耐えうるターボチャージャの疲労寿命等信頼性に関する課題を解決し、実用化された。

また、将来燃料電池自動車の需要拡大も予想され、モータ駆動式スーパーチャージャやオイルフリーの軸受構造を持つターボチャージャの開発が進められている。

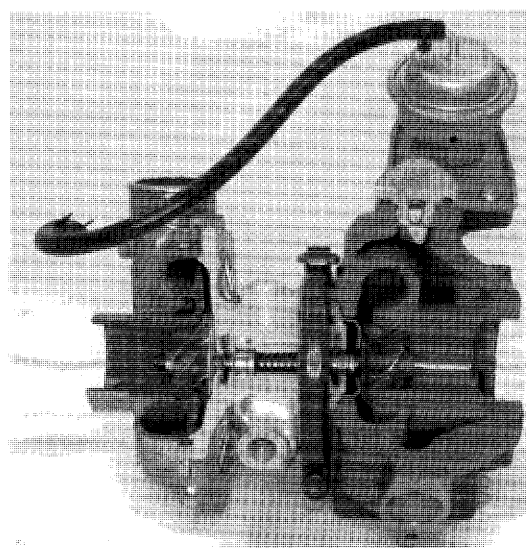


図15 PWC エンジン向けターボチャージャ

6. 環境破壊物質への取り組み

環境有害物質の全廃に向けての取り組みが一層加速してきており、ターボチャージャの部品に使用されている材料も該当するものを検討し、代替材料へ変更している。例えば駆動用空気式アクチュエータの表面処理に用いられている6価クロムや軸受材料に含まれるPb等指定有害物質については、代替材料へ置き換えが進められており、将来的には全廃としていく方針で対応を進めている。

7. あとがき

地球環境問題への関心の高まりの中、自動車用技術の開発要求は高度化・多岐多様化が益々進んでいる。また比較的技術のライフタイムが短くなってきているので、実用化まで短期間で開発し適用していく必要がある。車両用ターボチャージャに要求される技術も多方面に渡りまた急速に発展・進化している。ここでは、車両用ターボチャージャの技術動向と今後の展望について概要を紹介した。今後も生産技術を含めた幅広い周辺技術との融合の中で、従来の課題解決や全くの新技術への挑戦が続くと思われる。

参考文献

1. Bockelmann, 25 Int. Wiener Motorensymposium, 2004, pp.43-60
2. KAWAMOTO, et al. Variable Geometry system turbocharger for Passenger Car Diesel Engine, SAE 2001-01-0273
3. YAMGUCHI, et al, The Development of effective casing treatment for turbocharger compressors, IMechE C602/008/2002
4. Tange, et al, Development of Variable Geometry Diffuser for Turbocharger Compressor, SAE 2003-01-0051
5. Ohkita, et al. TiAl turbine wheel mass-produced for turbocharger in use of passenger car, 2004 International TiAl workshop
6. MATSUYAMA, et al, Turbocharger Technology for Personal Water Craft, IGTC 2003 TOKYO OS-201
7. 近藤, トラック・バス用ターボチャージャの技術動向, 日本ガスタービン学会誌 第24巻第96号 (1997)
8. 榊田, ラジアル型過給機のタービン技術の向上, 日本ガスタービン学会誌第27巻第2号 (1999)
9. 古川, 軽自動車用ターボチャージャ, 日本ガスタービン学会誌28巻第2号 (2000)
10. IKEYA, Turbocharger, BULLITIN OF GTSJ 2005
11. 小池, 自動車用過給機の変遷と今後の展望, ターボ機械 第25巻 第1号 (1997)

Asian Congress on Gas Turbines 2005のお知らせ

国際委員会

本年11月にソウルで開催する Asian Congress on Gas Turbines 2005 (ACGT2005)に向けて、現在準備を進めております。先日アブストラクトの募集を締め切りましたが、会員の皆様より多くのご応募をいただき、40件を超える論文が採択されました。韓国、中国等からの論文を合わせ、全部で90件程度の論文が発表される運びとなっています。

著者の皆様にはご協力をいただき、大変有り難うございます。講演論文の締め切りは9月4日となっています。今後、執筆要領等をE-mailでお知らせいたします。ま

た、ACGT2005の公式ウェブサイト (<http://www.acgt2005.org/>) に種々の情報が掲載されますので、ご覧いただきますようお願いいたします。

プログラムの詳細はこれから計画するところですが、Keynote Speechや現地の宿泊、ツアー等のご案内が、公式ウェブサイトに順次掲載されますので、会員の皆様には是非ご覧いただき、アジア域の情報交流促進のため、多くの皆様に参加いただきますよう、よろしく願いいたします。なお、会議の詳細なご案内は、学会誌9月号に掲載いたします。

特集：過給機

三菱重工業製 車両用過給機の動向

萩田 浩司*¹
OGITA Hiroshi大迫 雄志*¹
OSAKO Katsuyuki萩田 敦司*¹
HAGITA Atsushi

キーワード：Technical trend of Mitsubishi turbochargers for Vehicles

1. まえがき

過給機はレシプロエンジンの排気ガスをタービンに導入し、同軸上のコンプレッサを駆動して、エンジン吸入空気流量を増大させ、出力の増大を図るために有効な機器で、自動車用として広く使用されている。また、最近では図1に示すように、欧州でのEURO IV（2005年施行）、国内での新長期規制（2006年施行予定）等のディーゼルエンジンへの排ガス規制強化にともない、過給機は必須であることから、急激に需要が高まっている。当社汎用機・特車事業本部においても、小型乗用車から大型のトラック・バス用、船用・産業用まで、タービン外径15mmから240mmまでの各種過給機を生産している。ここでは、当社の車両用過給機の開発状況と今後の動向につき紹介する。

2. 車両用過給機のラインアップ

当社汎用機・事業本部では図2に示す機種を生産しており、生産台数ベースでは乗用車・商用車用のTD015～TD05Hが約3/4、トラック・バス用のTD06～TD08と船用・産業用のTD09～TD24を合せて約1/4となっている。また、ディーゼルエンジン向けが全体の

75%、ガソリンエンジン向けが25%で、地域別では、欧州向けが約70%を占め、最近の欧州市場でのディーゼル乗用車向けの伸びが顕著となっている。

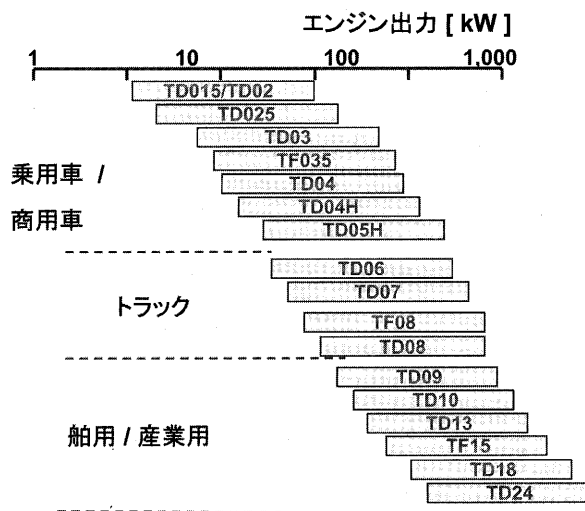
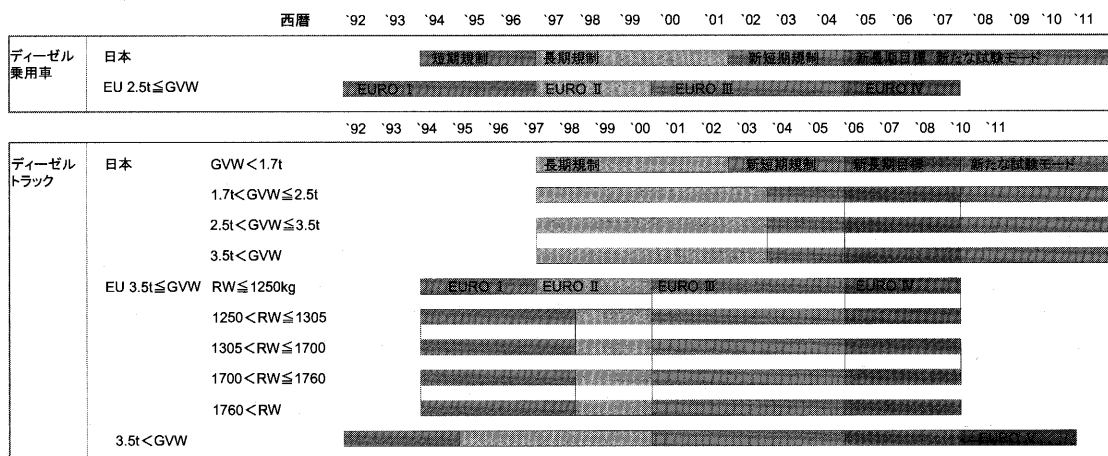


図2 当社の車両用過給機ラインアップ



GVW: 車両の設計最大積載重量, RW: 車両重量(燃料は半分)+100kg

図1 排ガス規制の動向

原稿受付 2005年5月11日

* 1 三菱重工業(株) 汎用機・特車事業本部
ターボ部ターボ設計課
〒229-1193 神奈川県相模原市田名3000

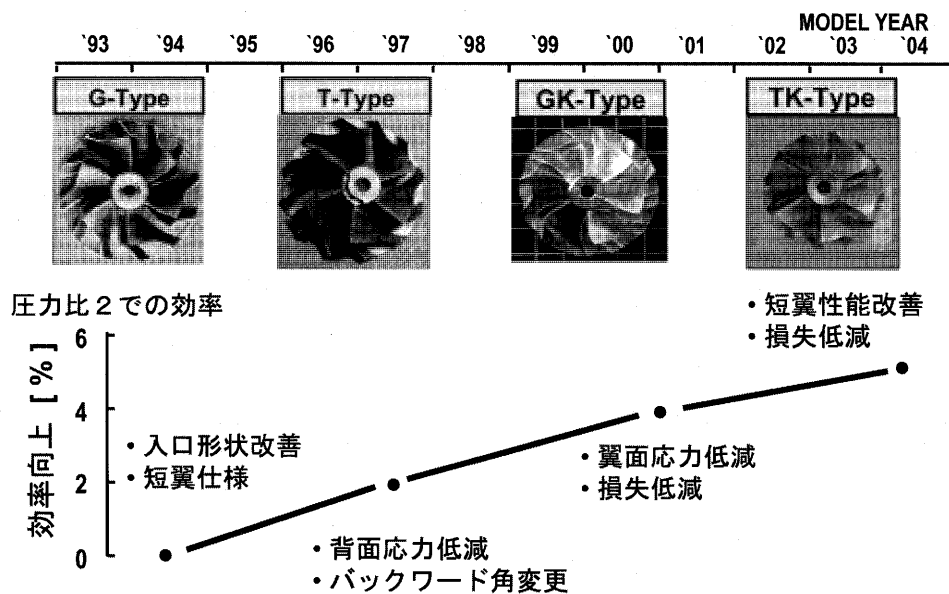


図3 コンプレッサの効率向上経緯

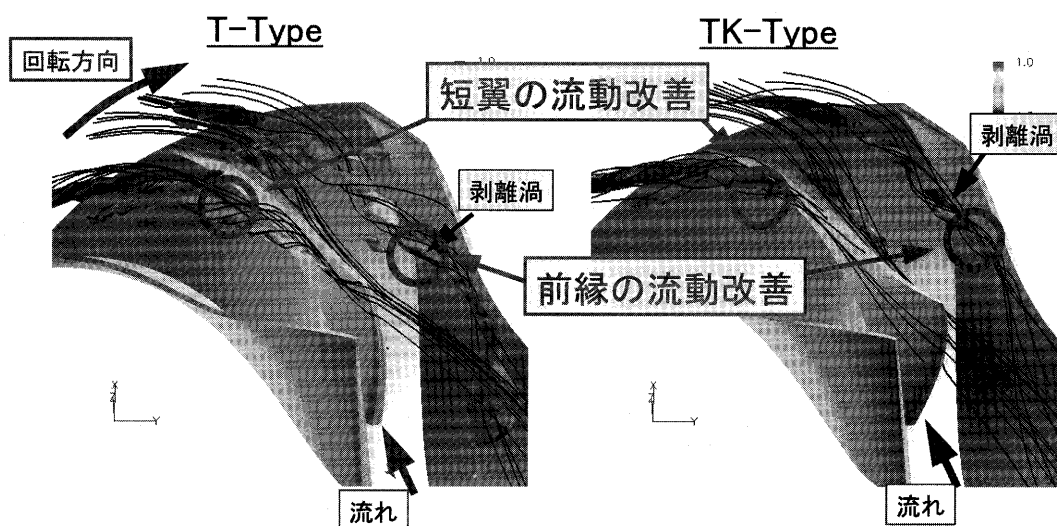


図4 コンプレッサホイールの流れの改善

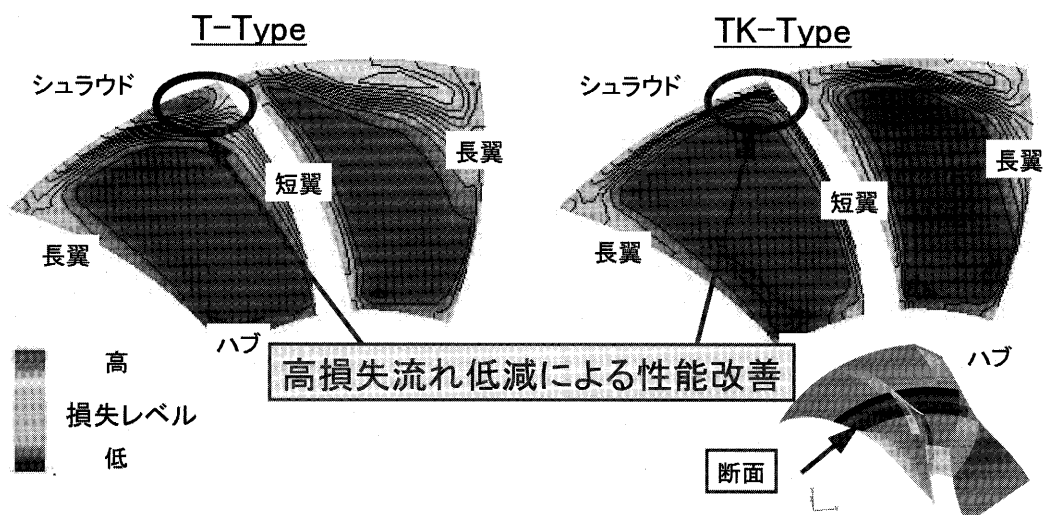


図5 コンプレッサホイール翼断面損失の低減

3. 技術的な特長

3.1 高性能化

空力性能については、コンプレッサ、タービンともにCFDによる内部損失の低減と、EFDによる実証と強度信頼性解析により、性能と強度を両立させる翼形状での改良を進め、着実な向上が図られている。

3.1.1 コンプレッサ性能

図3にコンプレッサ効率の上昇経緯を示す。図4に示すように、改良したTK型では現用T型に対し、短翼前縁での乱れが減少し、流動損失が低減している。短翼後縁においても、従来型は剥離渦が発達しているのに対し、改良型では渦の発達が抑制されている。長翼側についても短翼形状の改良により、剥離渦が低減し流動損失が改善さ

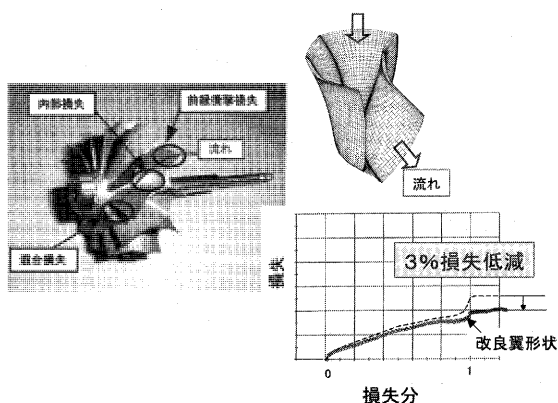


図6 タービンホイールでの損失分布

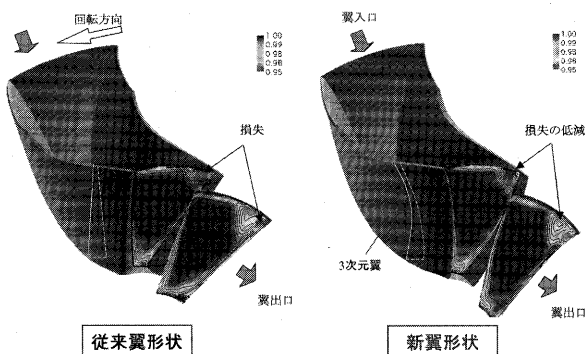


図7 タービンホイール翼断面での損失低減

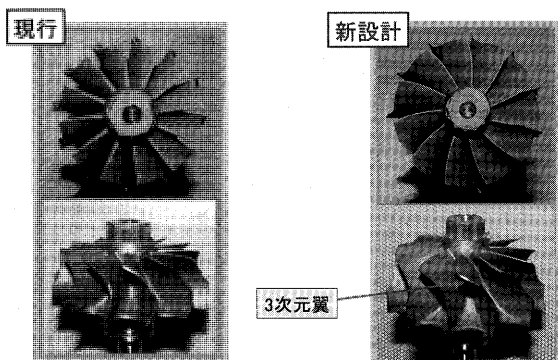


図8 従来翼形状と高性能翼形状

れている。翼断面についても図5に示すように、短翼断面、長翼断面ともに改良型での損失低減効果が認められる。

3.1.2 タービン性能

図6に示すように、タービンホイールにおける流れの損失は次のように分けられる。入口での翼との衝突損失が発生し、翼間を進むにつれて内部損失が増大し、最後に出口で混合損失が発生する。新型翼では翼形状を3次元することにより、内部損失の低減が図られている。図7に3次元翼および後縁薄翼化でのCFDによる内部損失低減、混合損失低減効果を示す。図8に現用翼と3次元翼である高性能新型翼を示す。

3.2 ワイドレンジ化

車両用過給機としてはエンジンの広い作動域に対応する広範囲な作動領域が重要で、コンプレッサ入口の外周部に空間を設け、主流部との間に周上数ヶ所のスリットにより、循環流れを誘起するリサーキュレーションケーシング(RCC)が採用されている。その構造とコンプレッサ作動域の拡大効果を図9に示す。

スリット位置とサイズの最適化、空間部の拡大および循環流と主流の混合損失を低減するためのカバーの設置により、サージマージンの拡大効果が得られている。

3.3 軽量化

車両用としては応答性の良さも重要な要素であり、タービンホイール、コンプレッサホイールの軽量化による慣性モーメントの低減が有効である。タービンホイールは高温、高回転で使用されるため、高温強度、耐酸化性に優れた耐熱合金鍛造材としてインコネル713Cが使用されている。これに対し、チタンアルミは比重量が小さく、低遠心応力で高温での比強度が高いため、加速性に優れ、ディーゼルエンジンの加速時のスモーク低減にも有効なため、主として乗用車用のタービンホイール材料として使用されている。一方、チタンアルミは低温時の脆性を考慮して、異物衝突時の衝撃対策として入口翼先端厚みの増大を図っている。図10に示すように、チタンアルミの慣性モーメントはインコネル713Cに対し、約30%の低減効果があり、実車試験で加速性の向上効果が得られている。コンプレッサホイールについてもアルミ鍛造品が広く使用されているが、より軽量のマグネシウム合金製が使用され始めている。

3.4 低騒音

過給機の高回転での騒音については、残留アンバランスに起因する回転1次の軸振動によるものと、コンプレッサホイールのスロートのバラツキに起因する脈動によるものとがある。軸振動に関しては、1次モード(コニカルモード)、2次モード(パラレルモード)はフルフロートベアリングの油膜ダンパにより減衰させ、3次モード(曲げモード)は使用回転域から高回転域に十分

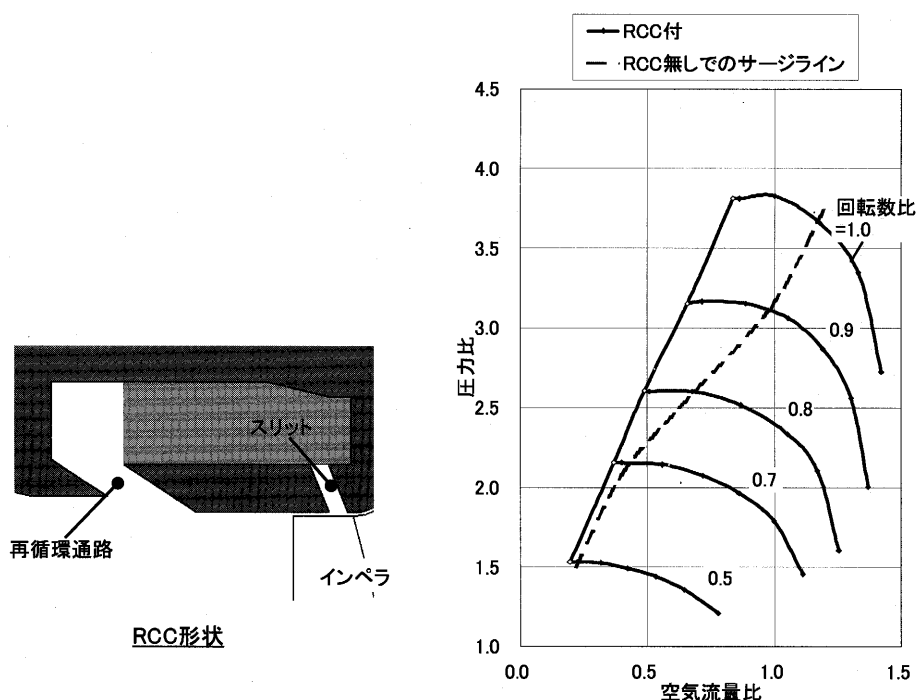


図9 RCC形状とサージマージン拡大効果

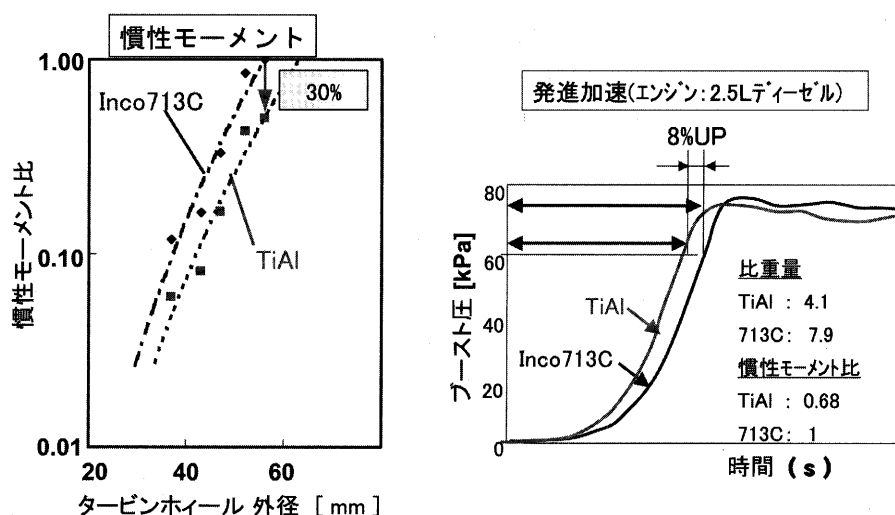


図10 チタンアルミの慣性モーメント低減効果

離した軸構造を採用している。図11に軸振動解析結果と実測結果を示す。残留アンバランスについては、組立後のエアランにより、実車での騒音評価結果をベースに、特定回転数でアンバランスが規定値以下になるように、ASSY バランス修正を実施し、管理している。コンプレッサホイールのスロートのバラツキについては、铸造方法の改良により規定値以下に管理している。

4. ディーゼルエンジン用過給機の動向

ディーゼルエンジンは低燃費であることから、欧州の乗用車用、国内外のトラック・バス用エンジンとして広く使用されている。さらに、CO₂削減の面から、今後、乗用車用への需要が広がる可能性がある。ただし、ディーゼ

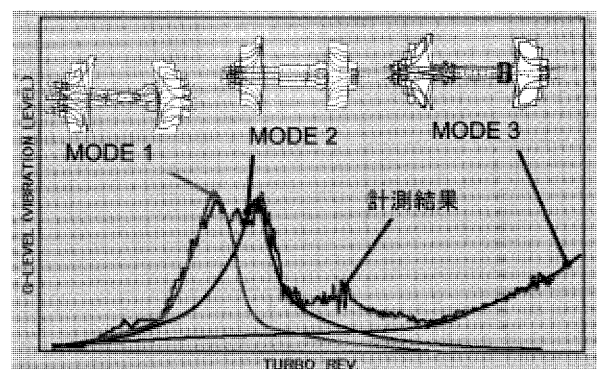


図11 軸振動解析と計測結果

ルエンジンが排出する NOx および PM (粒子状物質) に対して、世界的に厳しい規制が予定されている。対策としては、過給機により吸入空気量を増大させ、PM の低減を図り、さらに、EGR (排気ガスの吸気への還流) 等による NOx 低減が必要で、過給機は必須部品となっている。EGR は過給機のタービン入口の排ガスをコンプレッサ出口の空気に還流して、エンジン吸入空気中の酸素濃度を低減し、NOx の発生を抑制する対策であるが、エンジンの作動点によってはコンプレッサ出口空気圧力がタービン入口ガス圧力より高く、排気ガスが還流できない場合にタービン入口に設置した可変ノズルを閉じて、タービン入口ガス圧力を増大させ、排気ガスをコンプレッサ出口に還流する VG 過給機の比率が増大している。特に最近では、エンジンの作動点に応じた、EGR 率のきめ細かい制御が求められている。表1に当社の VG 過給機のラインアップを、図12に VG 過給機の構造例を示す。

ノズルベーンはシャフトがマウントの周上に配置した孔部に挿入され、ベーン部はサポートにより支持されたマウントとリング間に配置される。シャフトの端部はレバープレートに取付けられ、各レバープレートをリンクプレートを介してアクチュエータで駆動することにより、任意の開度に設定することができる。

当社の VG 過給機は、可変ノズルベーン部をアッセンブリ化し、タービンハウジングの熱変形の影響を排除した構造となっており、高温摺動部の耐久性とともに、市場における十分な信頼性を確保している。

アクチュエータについては空気圧式、真空圧式のものが広く使用されているが、過渡時も含めたエンジン特性に対応した、より高精度の制御を実現するため、電動式のものを使用され始めている。図13に最新の電動アクチュエータ式 TF035VG 過給機の外観を示す。

表1 当社製 VG 過給機のラインアップ

Model	TD03	TF035H	TD04	TD04H	TD05	TD06	TD07	TD08
Engine Displace. [L]	1.2 1.7	1.6 2.2	2.0 2.8	2.8 3.2	3.2 4.5	4.5 6.0	6.0 8.0	8.0 12.0
Max Power Output [kW]	40 60	70 100	90 130	130 150	150 180	180 200	200 240	240 350

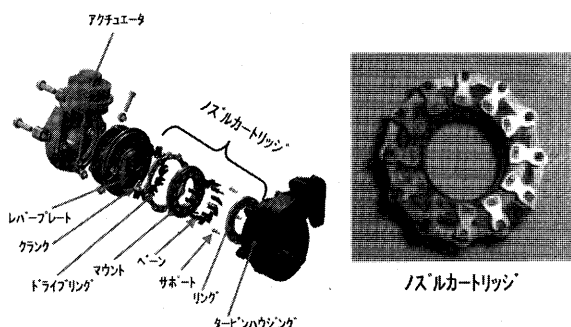


図12 VG 過給機の構造

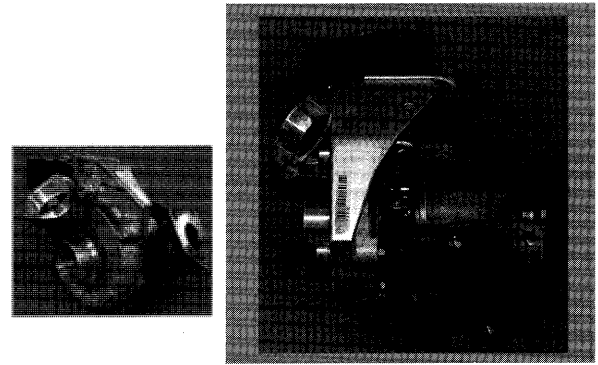


図13 電動アクチュエータ方式 VG 過給機 (TF035VG)

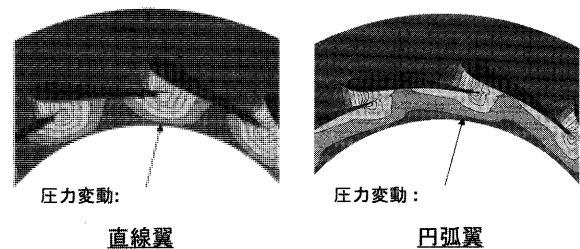


図14 円弧翼ノズルベーンの損失低減効果

性能に関しても、ノズルベーンを従来の直線翼から内部損失を低減した円弧翼にすることにより、前述のタービンホイールの改良と併せて、効率の向上が得られている。図14に円弧翼ノズルベーンによる円周方向の乱れの低減効果を示す。

5. ガソリンエンジン用過給機の動向

ガソリンエンジン用過給機としては吸入空気流量増大による出力増大が求められてきたが、今後は同一エンジン排気量での出力増大効果、即ちダウンサイジングによる省エネルギー化の方向に向かうと考えられる。一方、年々上昇の傾向にある排ガス温度に対応するための高温耐久性の向上および触媒コンバータを短時間に活性化させるための熱容量低減が求められている。排ガス温度が高い場合には、オーステナイト系ステンレス鋼製タービンハウジング、MM247製タービンホイールが使用されている。ベアリングハウジングについても水冷ジャケットの冷却性能向上により、オイルコーキングの防止を図っている。一方、性能面では、同出力の無過給エンジンと同等の動力性能が求められ、エンジンの排気脈動を積極的に利用するためのスクロール形状および可変容量タービンが求められており、図15、図16に示すように、点火順序が連続しない気筒の排気管路を集合させ、仕切りにより2分割されたタービンスクロールに排ガスを導入し、排気の相互干渉を低減し、脈動圧を有効に利用して、特にエンジン低回転域でのコンプレッサ出口圧力の増大を図る方式が採用されている。

また、ディーゼルエンジン用で開発した VG 過給機の高温化も進めているが、よりシンプルな構造の VFT

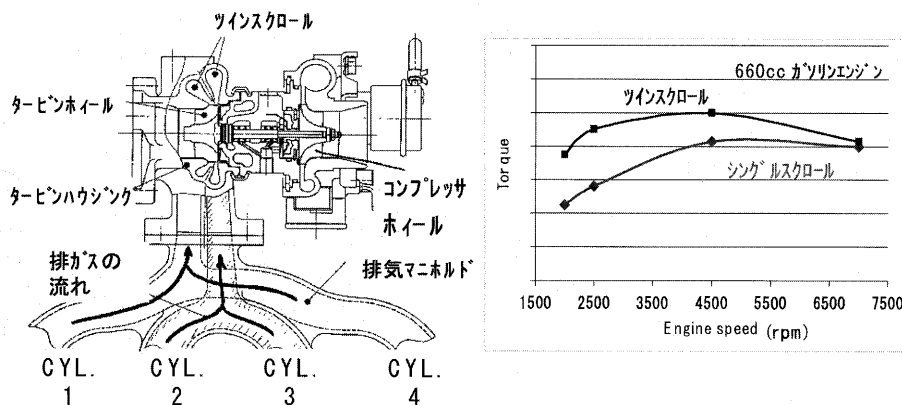


図15 ツインスクロールタービンハウジングの構造

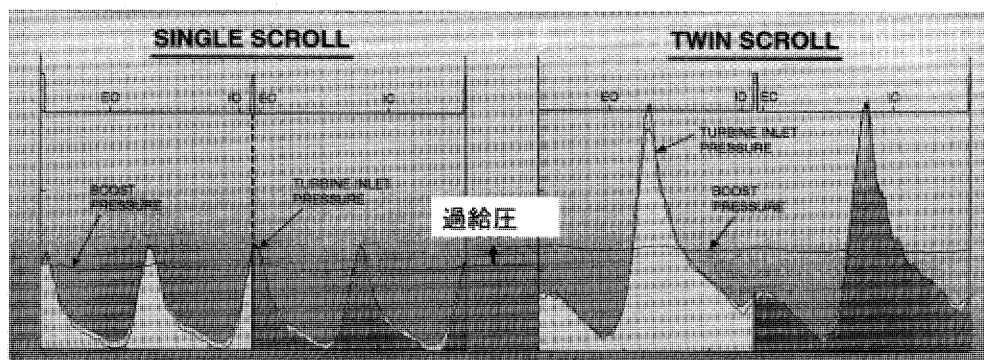


図16 ツインスクロールのタービン入口圧力と過給圧の上昇

(Variable Flow Turbo) の実用化も進めている。VFT は図17に示すように、タービンスクロールが内周部の小スクロールと外周部の大スクロールで構成され、両者は固定ベーンで仕切られており、タービン入口部にガス流れを切替えるためのフローコントロール (F/C) バルブが設置された構造となっている。エンジン小流量時は F/C バルブを閉じて排ガスを小スクロールに導入し、エンジン大流量時は F/C バルブを開けて、排ガスを小スクロールと大スクロールの両方に導入し、固定ベーンで損失なく混合し、エンジンの流量に応じた容量のタービンハウジングを制御可能となり、低速時の応答性向上と高速時のタービン入口圧力低減による燃費低減を実現している。

6. おわりに

一層厳しくなる排気ガス規制および地球温暖化防止に対応する低燃費化のため、レシプロエンジンに果たす過給機の役割は益々重要になってきている。高性能化はもちろんのこと、可変機構を設け、より一層高精度に制御する技術が求められている。今後、高性能化とともにパワーエレクトロニクスの技術を適用した電動モータを用い、加速時にアシストし、タービン出力が過剰なときには発電機として回生する電動アシストターボあるいは必要となきのみ電動モータで駆動する電動コンプレッサへ関心が高まってくると考えられる。当社は今後も、技術力の向上に邁進するとともに市場のニーズに迅速に対応

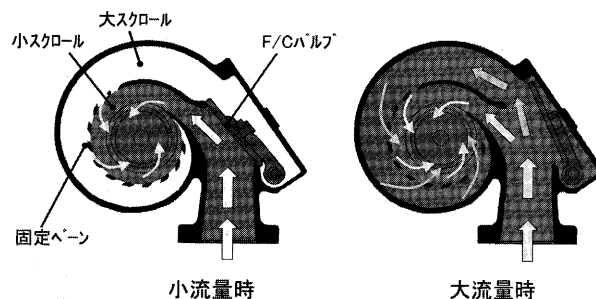


図17 VFTのタービンハウジング構造

することで、省エネルギーおよび環境負荷低減に貢献してゆきたいと考えている。

参考文献

- (1) 恵比寿幹, 寺川幸治, 茨木誠一: 「先進技術で自動車の低公害化に貢献する三菱ターボチャージャー」 三菱重工技報 Vol. 41 No.1 (2004-1)
- (2) Osako K: 「Turbochargers」 GTSJ Bulletin 2003.
- (3) Ibraki S, et al.: 「Measurement of internal flows in a centrifugal compressor impeller」 International Gas Turbine Congress of ASME 2002.
- (4) 高田陽介, 野口季彦, 山下幸生他: 「ターボチャージャー用 220000r/min. 2kW PM モータ駆動システム」 平成16年電気学会産業応用部門大会講演論文集, vol.1, p.p.155, 2004.

特集：過給機

ハネウエル ターボ テクノロジーズの動向

顧 茸蕾^{*1}

GU Ronglei

家城 雅彦^{*2}

YASHIRO Masahiko

キーワード：ターボチャージャ，高出力，低速トルク，排気規制，省エネルギー，操縦性，
可変容量 VNTTM，電気制御，信頼性

1. まえがき

ターボチャージャは1905年にスイス人の Alfred Buchi 博士により発明を受け，本年は丁度，一世紀を迎えた。当初は軍用航空機などに利用され，今では車両用に幅広く活用されている。ハネウエル社の前身である Garrett[®] 社もターボチャージャの製造を初めて半世紀を迎え，最初の製品は1955年に Caterpillar 社の D9 トラクター（図1）用として T15 ターボチャージャを供給開始して，翌年には約5000台の生産量となった。これを皮切りに AiResearch という事業部を発足して，50年の歳月を経た今，年間約8百万台の Garrett[®] ターボチャージャを世界中で供給している。

本稿ではディーゼル商用車，ディーゼル乗用車及びガソリン乗用車の三つの応用分野からハネウエル製 Garrett[®] ターボチャージャのご紹介をおこなう。

2. ディーゼル商用車用ターボチャージャ

50年代に T02，T15 シリーズを Caterpillar 社に提供した後，60年代後半には Deere 社に始めて T04 シリー

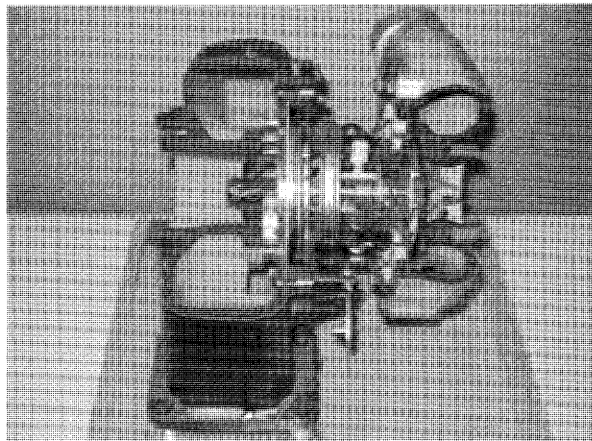


図2 世界初量産可変ノズルターボ VNT™45 (1989年)

ズを供給した。80年代にエンジンの低速トルク特性をより重視するために，Wastegate 付，更に軸受効率の改良を施した GT シリーズを開発した。更に，1989年に世界で初めて量産化した可変ノズルターボチャージャ VNT™45（図2）を日本の大型トラック用に開発，供給を始めた。

その後，信頼性を高める為に，可変翼を片持支持構造から可変翼両端支持構造（ダブルアクセル）とした改善をおこない GT シリーズ VNT™ を送り出した。世界中で益々厳しくなる排出ガス規制に適合させる為に，エンジンへの供給空気量，過給圧制御を精密且つ高速に行うことが要求される。従来空圧アクチュエータによる制御手段を代替する，電気制御アクチュエータ（REA）を開発して GT シリーズ VNT™ に搭載して2003年より国内新短期排出ガス規制対応トラックに採用された。図3は中型トラック用 REA 装着 GT4082V であり，更なる改良を施し，今後の新長期規制並びにポスト新長期規制に対応する準備を進めている。

日本の中大型トラックには通常排気ブレーキが装着されているが，この装着が無い北米大型 SUV や装着されていても作動圧力が極めて低い車両用にはコストパフォーマンスを実現させた AVNT™（図4）での対応も可能にした。ユニークなノズル形状設計を有し開度を絞り込んだ状態でも高いタービン効率を保ち，エンジン低速トルク特性向上に寄与している。又，ノズルの近辺に設けられたバイパス通路をノズル制御と同時に開閉で



図1 最初のハネウエル製ターボを搭載した建設機械

原稿受付 2005年5月11日

- *1 ハネウエル ジャパン(株) ターボテクノロジーズ
アジア技術本部 乗用車製品開発
〒367-0206 埼玉県児玉郡児玉町共栄350-17
- *2 ハネウエル ジャパン(株) ターボテクノロジーズ
アジア技術本部 アジア地区技術統括

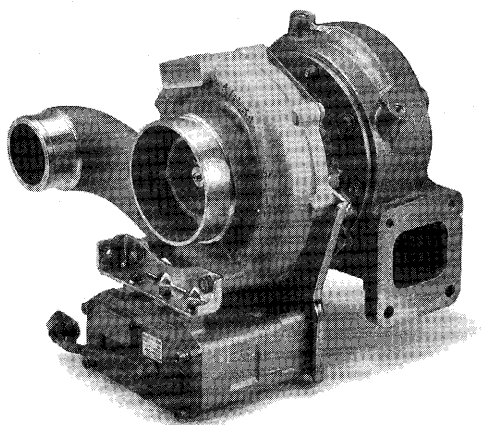


図3 REA アクチュエータ装着 GT4082V (2003年)

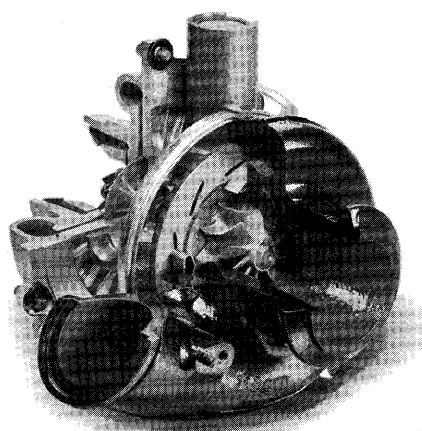


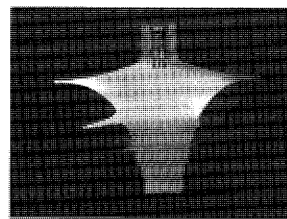
図4 ハネウェル製 AVNT35™

きる機構も設定できるため、ウェストゲート機能も付加することができる。センターハウジング（軸受ハウジング）に設けられた電動油圧制御式アクチュエータを開発し、軸受に供給するオイル油圧を利用させることで、コンパクトな設計を実現させた。

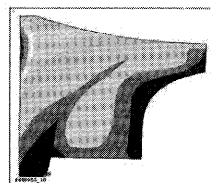
ダブルアクセル VNT™ の REA 及び AVNT™ の電動油圧制御式のアクチュエータ制御装置は CAN か PWM 信号によりエンジン ECU と通信が可能で、ハネウェル製の位置センサーや回転センサーと合わせてエンジン他の機能と一体化制御することも可能である。

近年の高出力要求によってターボチャージャの回転数は益々高くなり、アルミ合金鋳物製のホイールでは繰返し遠心応力によって疲労破損（LCF）寿命が著しく低下してしまう。通常、コンプレッサは翼車の中心に軸を通す設計となっており、その貫通穴を起点とした疲労破損が懸念される。通常、鍛造アルミ材を5軸制御加工機で削出す等で対処するが高価であるため、ハネウェルではボアレス（Boreless）コンプレッサ（図5）形状（特許取得済）を開発して、ボアでの最大遠心応力を抑制することにより、アルミ合金鋳物のままでも疲労破損寿命を約2.5倍延長することを可能にした。

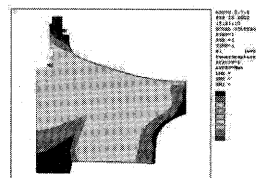
一般的な車両に於けるアプリケーションではコンプ



5-a) Boreless ホイールの断面



5-b) 一般設計の応力分布



5-c) Boreless 設計の応力分布

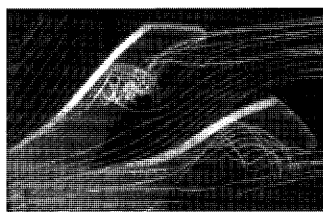
図5 Boreless（ハネウェル特許）コンプレッサ

レッサの圧力比は3.5以下が殆どであるが、一部の高出力エンジンでは4.5以上の圧力比が要求されることがある。通常の一段過給では性能、信頼性の観点からこのような高過給には対応することは困難であるが、ターボチャージャを2基直列に配置し、2段過給というシステムで可能に出来る。2段過給の高圧段コンプレッサ出口温度は230℃以上に達することが考えられ、アルミ製のホイールでの対応は難しい。ハネウェルでは鋳造チタン材ホイールを新開発してこのような要求に答えている。新たに、チタン材質の使用を前提にした翼形状を設計し CFD（図6）や FEA の活用により、空力性能や耐久信頼性のみならず、生産性向上及び製造コストの抑制を図っている。図7はチタンコンプレッサを導入した2段過給システムであり、既に北米の大型トラックなどに採用されている。

1998年から燃費改善に寄与すべく国内大型トラック用ボールベアリングターボチャージャ GT45R の供給を開始した。その後他の車種にも GT40R や GT35R などのプラットフォームにボールベアリング付ターボチャージャを提供し、今日までの6年間に軸受不具合は皆無であり高い信頼性が評価された。今後、益々厳しくなる排気規制に適合すべく、EGR 率の統合制御が必須となり、ターボチャージャの瞬時の応答性が求められ、ボールベアリングへの期待が高まるものと考えられる。

3. ディーゼル乗用車用ターボチャージャ

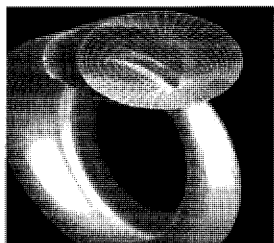
AiResearch 社がターボチャージャの生産を開始して、約5年後の1962年に世界で初めてターボチャージャ付乗用車が Oldsmobile 社より発売され、これに Garrett® T05ターボチャージャが搭載された。その後、1970年代に乗用車のターボ化は転換点を迎え、欧州ではボルシェ911ターボ車が1975年にデビューし、Saab99や Mercedes300なども次々に登場した。1977年全米で最も注目されたニュースは1978年式 Buick Legal 及び Le Sabre



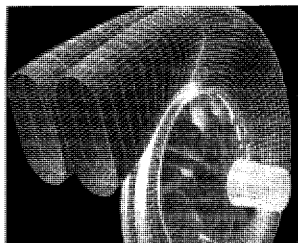
6-a) CFD of Compressor Wheel



6-b) CFD of Turbine Rotor



6-c) CFD of Compressor Housing



6-d) CFD of Turbine Housing

図6 ハネウェルの空力技術

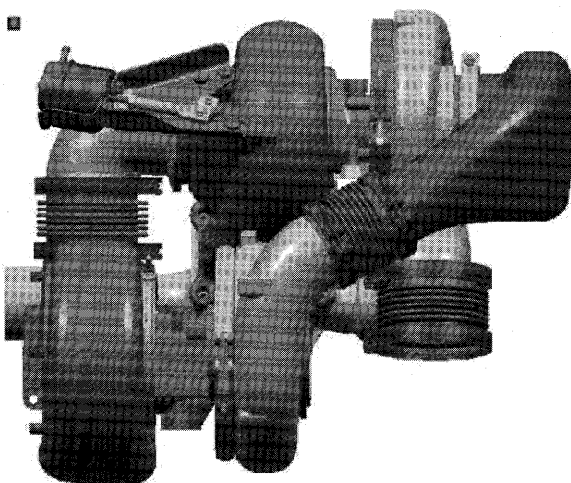


図7 ハネウェル2段階過給システム

スポーツクーペにターボ車が出現した事で、これにも Garrett® ターボチャージャが採用されていた。直近の20年間では益々複雑化したターボ付乗用車が多々出現することとなった。現在 Garrett® の乗用車用 GT シリーズ製品は0.5L から6.0L までのエンジンに対応をしている。

今、自動車から排出される CO₂ は地球温暖化へ大きな影響を与えている。急速に進んできたモータリゼーションにより車の保有台数は増加を続けており、環境保全への技術が不可欠となってきた。ガソリン車に比べて燃費に優れているターボディーゼル車は等出力でありながら3割以上の省エネルギー効果があり、CO₂ の排出もほぼ、等量削減される。1990年代に入り、機関、燃料噴射装置、そして過給圧の可変技術に大きな進化が見られ、欧州に於いて乗用車のディーゼル化が急速に進み、2004年の統計調査では半数近くがディーゼル車となり、比率の高い国では7割近くまで達しようとしている。

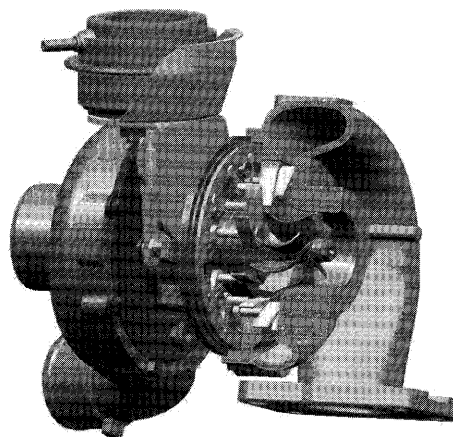


図8 ハネウェル製 VNT™ Step2

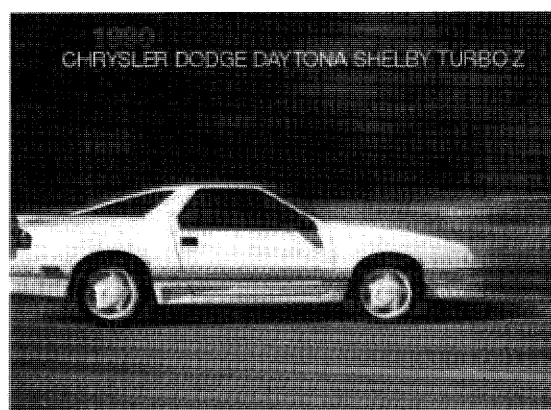


図9 世界初ハネウェル製 VNT™ を搭載した乗用車

Euro IV の排出ガス規制に適合し、環境に優しいのみではなく、優れた動力性能により人気博すこととなった。これを支える技術の一つは Garrett® VNT™ ターボチャージャ（図8）であったと確信している。

1990年に Chrysler Dodge 社の2.2L ガソリン車（図9）に世界で初めて Garrett® VNT™ が搭載された。そして1991年には Fiat 社の1.9L 直噴ディーゼル車 Croma に Garrett® VNT™ が導入され、その優れた低速からの過給特性による加速性の大幅向上は欧州車メーカー各社より注目された。それ以来、Garrett® の乗用車 VNT™ 技術には継続的技術革新と改善が施され、現在第3世代（図10）の VNT™ が提供されている。

EuroIV を始め、各排出ガス規制をクリアするために、ディーゼル車のターボは可変容量化が一般化してきた。制御技術を始め複雑な機構であるため、小型車への採用はコスト的に難しく、安価な可変機構を有するターボとしてハネウェルでは Slidevane™ VNT™ の提供も行っている。

1998年に Garrett® REA (Rotary Electric Actuator) は BMW の V8ディーゼル車によりデビューした。精密な制御性及び応答速度により、更にクリーンで高性能なディーゼルエンジンに進化した。最近のディーゼル燃料噴射装置もほぼ全てが電子制御となり、噴射量と空気量

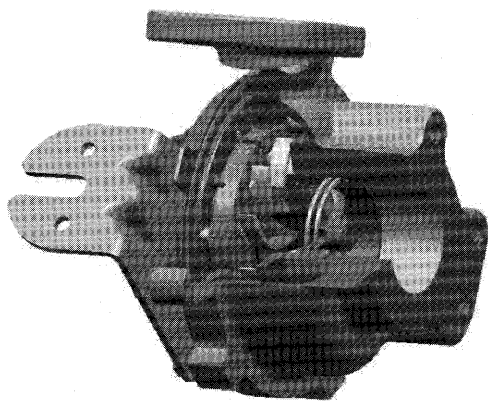


図10 ハネウェル製 VNT™ Step3

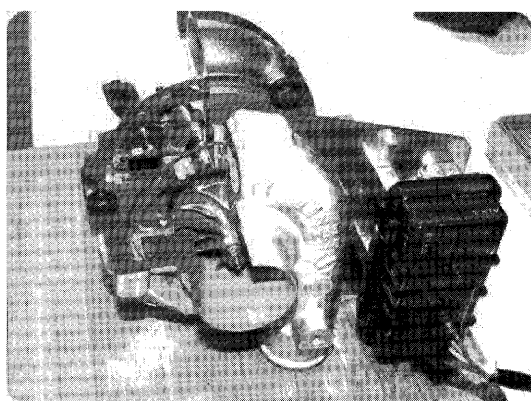


図11 ハネウェル製 REA 付き乗用車用 VNT™

を同時に電子制御することで、過給能力を示す VNT™ の開度情報をエンジン ECU に伝え、他のエンジン情報と統合処理が可能となった。Garrett® REA は内蔵 CPU が内蔵されており、PWM もしくは CAN 通信方式でエンジン ECU と相互通信ができる。図11はハネウェル製 REA 付のディーゼル車用 VNT™ であり、内蔵された Position Sensor により、より正しいベーン開度を瞬時に制御されている。更に、ハネウェル製ターボ回転センサーからの信号も読み込み、ターボチャージャの回転数を正確に制御できることによって危険回転域での運転を直接的に回避することも可能にしている。

4. ガソリン乗用車用ターボチャージャ

ターボ付ガソリンエンジンの歴史は意外に古く、70年以上前に遡る。最初の採用はモータースポーツに見られるが、当時のモータースポーツでは短時間の使用であるため、燃費や疲労寿命などは殆ど考慮されず、一般的な乗用車への普及は遅れること数十年の歳月を要した。1977年の Saab99の2.0L ターボ付きガソリンエンジンは3.0L の NA エンジン並みの出力を実現し、ターボエンジンの能力は大変注目された。

モータースポーツ (図12) は加速性と出力向上を追及しているため、小型タービンと大型コンプレッサを組合わせたマッチングとなっている。それに伴う問題は加減

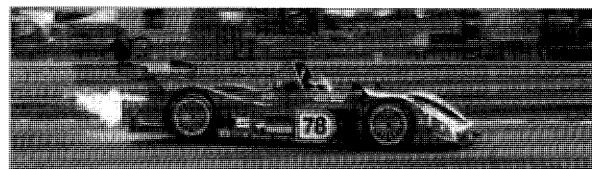


図12 ハネウェル製ターボを搭載したレース車

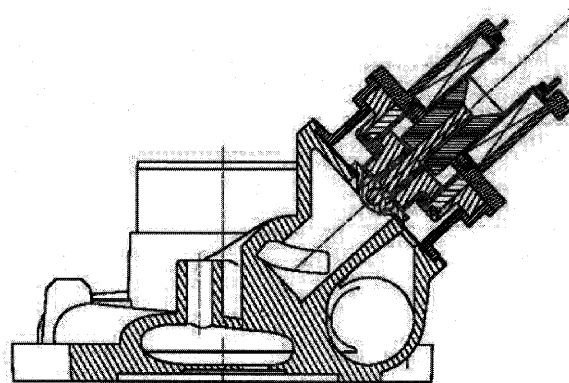


図13 ハネウェル製 Re-circulation バルブ

速する時のコンプレッササージ現象である。図13で示した Re-circulation 装置はコンプレッサハウジングに制御バルブを設け一体化させ、エンジン低速で一部の空気をコンプレッサ出口からコンプレッサ入口に再循環させることによってサージ現象を回避させている。ガソリンのアプリケーションにおいて、コンプレッサの作動流量範囲に対する要求は極めて広域であるので、このような Re-circulation バルブ技術がガソリンエンジンにも一般的に使われている。

エンジンノッキングやターボノイズ、更に1990年代後半から実施された厳しい燃費規制によって MPI 噴射でのターボの時代は終焉すると考えられたが、直噴化や可変バルブタイミング等の新技術による燃焼効率の向上により、ガソリンエンジンのターボ化は再度注目され従来とは異なる次元の CTQ (Critical To Quality) を満足させることが提唱される。

乗用車用ターボチャージャにおいて、常に克服しなければならない課題はターボラグという加速時の応答遅れである。それを改善すべく、1993年よりハネウェルではボールベアリング付 T25R 型ターボチャージャ (図14) を量産し国内向2.0L のガソリンエンジンに採用された。結果として、加速応答性のみではなく、燃費や信頼性などへの貢献もできた。1998年には更に国内向2.6L エンジン、2002年にオーストラリア向4.0L エンジンにも採用され、過去12年間で10数万台以上の生産量を誇り、高い性能と信頼性を実現させた。

昨今はガソリンターボへも環境技術としての役割を求められている。ターボ装着による排気量のダウンサイジングによる燃費改善 (CO₂削減) が多くのカーメーカーにて検討されている。また、燃費改善のためには理論空

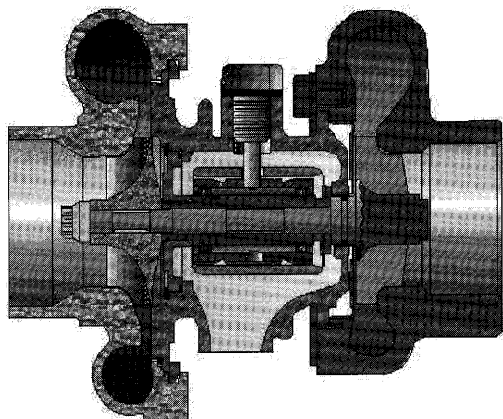


図14 ハネウェル製 T25R ターボ断面図

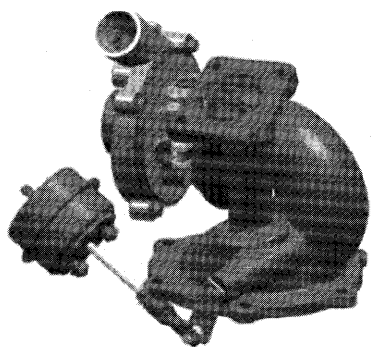


図15 ハネウェル製 Twin Entry ガソリン用ターボ

燃比近辺で燃焼させる必要があるが、その場合には排気温度が最大約1050℃もの高温に達する。そのため、タービンハウジングやタービンホイルの耐熱性向上のため、新材料の開発を行っている。一方、より厳しくなる排出ガス規制への対応として、触媒の活性温度到達時間の短縮が必須であり、タービンハウジングの薄肉化が重要テーマとして検討されている。これらの課題を低コストで満足させることが要求されており、ハネウェルに於いては、最新の空力技術、材料技術、シミュレーション等の解析技術を駆使して技術開発に取り組んでいる。

低速域のエンジン性能向上を狙った技術として、ディーゼルで実績のある Twin Scroll タービンハウジング (図15) が4気筒エンジン採用されてきている。排気バルス効果を利用すること、エンジン出口での排気干渉を低減することにより、大幅な性能改善が見込まれる。本技術はダウンサイジングの観点からも重要な位置づけにある。

5. 今後の展望

VNT™をはじめとする可変技術は引き続き主役であるとともに、ディーゼルエンジンも更なる進化により高排気温度やDPFや燃料ポスト噴射などの排ガス対策によってVNT™機構の信頼性に対する要求は一層高まることが想定される。

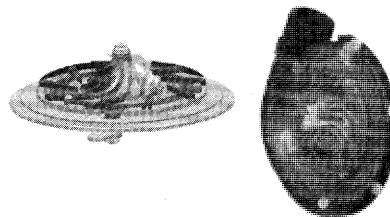


図16 ハネウェル製 VGC

コンプレッサも高圧力比とワイドレンジ化を両立させるために、可変容量式コンプレッサ (VGC) の開発が完了して、VNT™とVGC (図16) を同時に組合わせたディーゼル車の生産が直近に控えている。複数の制御機構のためのLayout設計に、より一層の工夫が必要となる。

今後、益々、複雑化するターボチャージャは電子制御技術の応用なくして考えられず、VNT™のみを制御するのではなく、VGCやEGRバルブなどへの展開も訪れる日は近い。

ターボチャージャの製品、性能バラツキの抑制も排気ガスに与える影響を考えると益々重要となり、設計上のバラツキを最小限に抑えることは当然であり、製造上のバラツキ及び使用上のバラツキを総合的に抑えることが肝心である。これらを満足するためには、当社の協力メーカーであるターボ部品メーカーの設計者、当社のお客様であるエンジンメーカー設計に従事される方、車両設計に従事される方々と相互に充分な情報交換を行い、社会的に有意義な技術の向上に担い、ターボエンジン、ターボ車両の普及に努めていくつもりである。

6. あとがき

ターボチャージャの歴史が丁度100年の節目を迎え、21世紀を踏み出した今、ターボ技術は自動車工業として最も重要な技術の一つになった。化石燃料を使うエンジンのみならず、燃料電池などの新型動力装置でも空気制御は不可欠で益々複雑化になり、電子制御、電気補助、センシング及び情報処理なども主役として登場すると想像される。お客様の様々なニーズに応えられるためにも、過給技術の発展を祈り、ハネウェルターボテクノロジーズもその一員としてこれからも技術の向上に挑戦し続ける。

参考文献

- (1) ハネウェル社内ターボチャージャ100周年特集資料
- (2) ハネウェル社内紹介資料

特集：過給機

IHI (ABB) 製船用過給機の動向

森 寛之^{*1}

MORI Hiroyuki

平田 豊^{*1}

HIRATA Yutaka

キーワード：過給機，軸流，ラジアル，コンプレッサ，タービン

Turbocharger, axial, radial, compressor, turbine

1. 緒言

石川島播磨重工業(株) (以下 IHI という) における過給機の歴史は古く、最初に石川島グループによって実用化された国産過給機から数えてすでに半世紀以上を経て今日に至っている。本稿では IHI での船用過給機の製品動向を紹介することでその技術変遷を紹介し、併せて現在の技術動向の報告を行う。

2. IHI での過給機製造の歴史概要

石川島グループの過給機は、1936年に(株)東京石川島造船所(現・IHI)と(株)芝浦製作所(現・東京芝浦電気)の間で発足した石川島芝浦タービン(株)に端を発する。しかし、その当時わが国における排気ガスタービン過給機は、第二次世界大戦直後から終戦までの間に軍用航空機用内燃機関向けに製作された軍需品を除いて、ほとんど実用化されていない。戦後、世界情勢の安定化に伴いディーゼル機関の製造が再開されると、主に漁船用機関への過給機の搭載が盛んに企画されるようになった。このような背景から1950年に石川島芝浦タービン(株)が三井造船玉野造船所より排気ガスタービン過給機の製作要請を受けて試作を行った。これが戦後初の国産過給機であった。その後石川島芝浦タービン(株)では、1951年には LA 形を、1953年より L 形シリーズの量産をスタートさせ、さらに1957年より L 形の改良を図った H 形シリーズを市場に投入した。L 形、H 形の両過給機は共に軸流式タービン一段、遠心式コンプレッサ一段を用いた両端転がり軸受支持構造であり、円盤式ポンプによる自己給油式であった。

一方、当時の石川島重工業(株)では1951年よりディーゼル機関向けに軸流タービン式 IEG 形過給機の開発をスタート、1954年には量産を開始した。この時期、石川島芝浦タービン(株)の L 形、H 形シリーズの過給機と石川島重工業の IEG 形過給機は、互いに市場を争うかたちで展開していた。そのため、両社は今後の船用過給機的发展を考え、当時から世界的に知られていた BBC 社(現・ABB 社)の VTR 形過給機にそれぞれの過給機を

統合することを決断した。

このような経緯から、1958年石川島重工業(株)と BBC 社は VTR 形過給機の製作に関する技術提携を結んだ。その後、石川島芝浦タービン(株)の過給機部門の石川島播磨重工業(株)への合併を経て、1961年以降 IHI グループの船用軸流タービン式過給機は、すべて VTR 形に統合された。VTR 形に統合されてからは、その時々々のディーゼル機関技術の発展に合わせて VTR...0/.1/.4 形シリーズへと順次高効率・高圧力比化に向けての技術的な改良が加えられ、今日に至っている。その後、軸受をコンプレッサとタービンの間に配置し中間支持軸受方式とし、より高性能化した TPL 形および TPS 形シリーズ(PS 形はラジアルタービン式)が ABB 社により開発され1996年より VTR 形の後継機として生産を開始した。IHI では、2003年に TPL85B の国産初号機を出荷した。

ここまで述べてきた大型～中型の船用過給機に対して、小型の船用過給機については1954年頃より石川島芝浦タービン(株)にて技術を蓄積していた。トラック、建設機械、小型船用、気動車用などのディーゼル機関用に小型で安価な過給機が要求され、R 形過給機の開発がスタートし、1956年にその 1 号機を完成させた。一方、石川島重工業(株)は1958年にラジアル形過給機の初号機 RA10 形を完成させた。

1962年の石川島芝浦タービン(株)の IHI への合併を期に、過給機の営業部門および設計部門は IHI へ、製造部門は同年設立の石川島汎用機械(株)に引き継がれ、その後の IHI におけるラジアル形過給機は R 形をベースに開発されることとなった。R 形をベースにした小型のラジアル式過給機は船用では RU, RH...3, さらに現在最新の AT 形シリーズへ、車両用では RHB, RHC 形シリーズへとそれぞれ発展していくことになる。現在ではラジアル式過給機も軸流タービン式過給機に比べて遜色ないまでに性能的・技術的に向上している。(表 1 に IHI 製過給機の年表を示す)

原稿受付 2005年 5月18日

*1 石川島播磨重工業株式会社 回転機械設計部
〒235-8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1番地
横浜エンジニアリングセンター

表1 IHI 製過給機の年表

西暦年	1950	1960	1970	1980	1990	2000
区分						
車						
輛						
用						
排気カスタービン付						
船						
用						
過給機						

RA形	R形	RHC形	RHC形	RHC形	RHC形	RHC形
			RHB形			
				RJ形		
					RH.3形	
						TPS形
LA, L形	H形					
IEG形		VTR-0形	VTR-1形	VTR-4形		TPL形

石川島播磨重工業株式会社

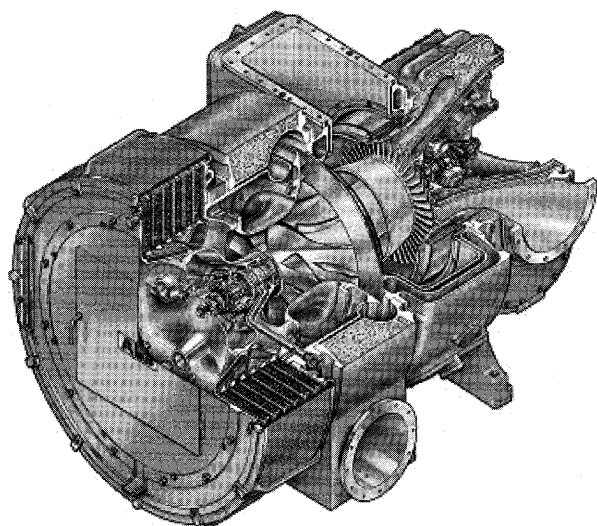


図1 VTR-4形過給機外観図

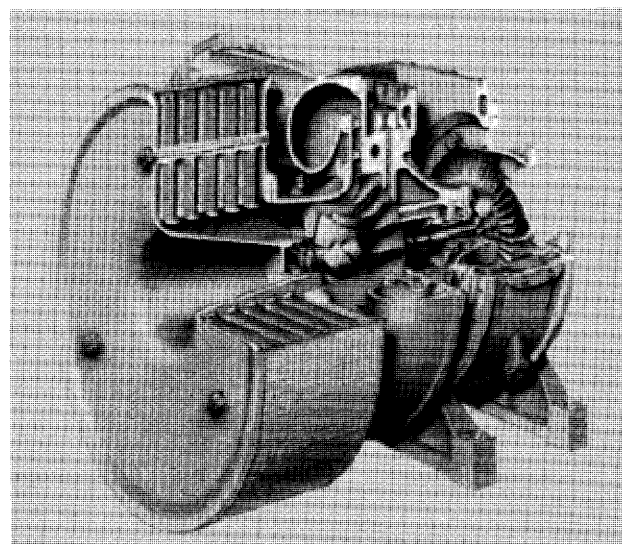


図2 VTC形過給機外観図

3. VTR・VTC形過給機からTPS・TPL形過給機へ～大型船用過給機的发展～

3.1 VTR・VTC形過給機

VTR形過給機はタービン側が軸流式、コンプレッサ側が遠心式、軸受は両端支持構造で転がり軸受となっている（一部平軸受仕様もある）大型の船用過給機である。その時々ディーゼル機関の技術的發展に合わせて、VTR-0/-1/-4形と發展した。また、1980年代中頃になると、VTR形に比較すると搭載可能なエンジン出力が小さい中型の船用過給機であるVTC形シリーズ（中間軸受方式）の製造を行うようになった。以下にVTR形シリーズ過給機の技術的改良の経緯を紹介する。（図1にVTR-4形、図2にVTC形過給機の外観図を示す）

VTR-0形シリーズ過給機は石川島重工業(株)とBBC社との間で技術提携が行われた1958年に1号機を出荷し、その5年後には年間出荷台数が1000台を超えるようになった。1960年代に入ると、ディーゼル機関技術の發展による平均有効圧力の上昇のために、これまでのVTR-0形では圧力比などが不足し対応できなくなった。そこで、1969年にVTR-1形シリーズが開發されることとなった。

VTR-1形シリーズにおいては、コンプレッサインデューサの入口形状を変更し、VTR-0形と比較して圧力比を約0.5上昇させ、圧力比3.0以上での効率を2～3ポイント改善することを達成した。タービン側では、タービン性能を向上させるため排気ガス出口面積を大き

くし、排気損失を低減させた。また、軸受部については、スラスト荷重の増大に対処するため、転がり軸受の接触角を変更し、負荷容量の増大を図った。その他では、潤滑システム中に遠心力を利用したゴミ分離機を配置し、潤滑油へ混入したゴミを除去し軸受の延命を図る改善策も施された。

1970年代になり、2度に渡るオイルショックが発生し、省エネルギーに対する要求が高まった結果、過給機にも第1にエネルギー変換効率の高い機器の開発、第2に従来廃棄されていたエネルギーの回収技術の開発が強く求められるようになってきた。また、これらの要求に加え、ディーゼル機関の出力も一段と上昇する傾向にあり、VTR形も性能向上を迫られた。このような背景を受けて、1970年代中頃からIHI技術研究所でVTR251形過給機を基に新機種の開発が進められ、4X形過給機が完成した。この過給機は、エンジンとのマッチング試験結果も良好であったため、BBC社との間で高効率・高圧力比過給機のVTR..4形シリーズ開発のきっかけとなった。このようにして開発されたのがVTR..4形過給機である。

VTR..4形の開発目標はコンプレッサ圧力比4.0、総合効率63~68%であった。改善策としては、コンプレッサ側では翼形状をバックワード形で設計し、長羽根および短羽根のインデューサを配置することで、吸入空気量の増加を実現し、機関全力時における効率と部分負荷でのサージング安定性を向上させた。また、コンプレッサ素材にチタン合金を採用することにより、全負荷時に圧力比3.5を超えるような機関に対しても対応可能となった。タービン側では、翼振動防止のために装着しているダンピングワイヤに対し、断面形状に楕円形状を適用し、タービン効率およびダンピング効果を低下させないようにした。その他には軸受に自己給油式転がり軸受を採用した。このように開発されたVTR..4形の1号機は1979年より出荷された。

その後も省エネルギーや機関の燃料消費率の改善および低質重油使用の観点からさらに高い過給機効率などの要求を受け、1982年にVTR..4A形が開発された。VTR..4A形では、コンプレッサインデューサの流入損失を低減させるためにブレード入口角やブレード前縁の形状を最適化した。タービン側では動翼に作用する励振力を低減させるためにノズルリングの改良を行い、静圧過給の場合にはダンピングワイヤを除去することができるようになった。以上のような改善により、総合効率は68~71%に達した。

3.2 TPL・TPS 形過給機

～現行最新の大型船用過給機～

近年、船用ディーゼルエンジンの高出力化・低燃費化により、過給機に対しても従来以上の高効率化・高圧力比化が要求されるようになってきている。併せてメンテナンス間隔の延長、メンテナンス作業性の向上、ライフサイ

クルコストの低減等も強く求められるようになっている。これらの要求に対応するため、VTR形過給機の後継機としてABB社によって開発されたのがTPL・TPS形過給機である。

TPL形過給機は軸流タービンおよび遠心コンプレッサから成り、コンプレッサとタービンの間に軸受を配置した中間支持軸受方式の大型船用過給機である。TPL形にはAバージョン（以下TPL..A）とBバージョン（以下TPL..B）がある。TPL..Aは主に大型船舶の補機、小型船舶の主機等に使用される中大型4ストロークエンジンに搭載される。TPL..Bは主に大型船舶の主機として使用される大型2ストロークエンジンに搭載される。TPL形過給機は一台当たり機関出力1250~25000kWに対応することができる。（図3にTPL..A、図4にTPL..Bの外観図を示す）

コンプレッサはアルミ鍛造・削りだしにより製作し、

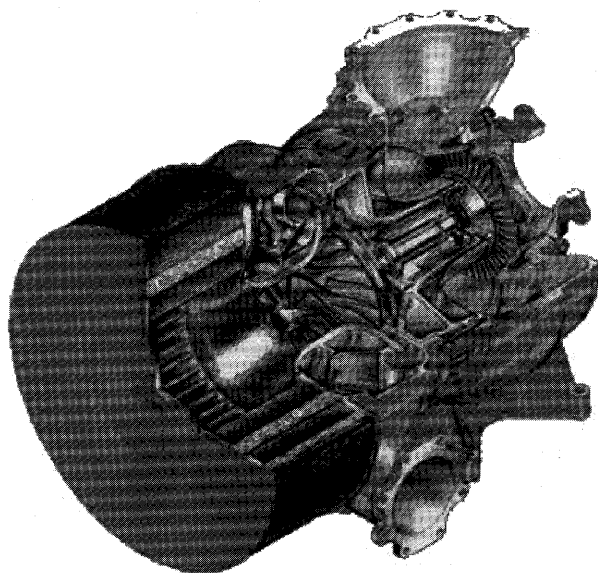


図3 TPL..A 形過給機外観図 (4stroke engine)

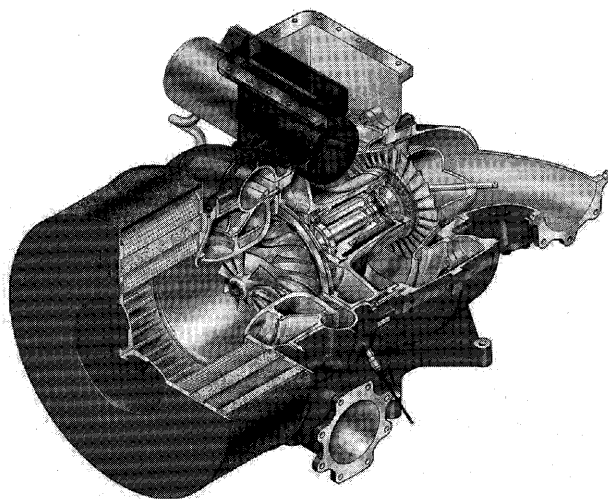


図4 TPL..B 形過給機外観図 (2stroke engine)

インデューサー一体形とした。また、長翼と短翼を交互に配置したスプリッタブレードを採用し、翼形状をバックワード形とすることで、高効率・大空気流量・広作動域を実現した。

タービンは、動圧過給方式となる4ストロークエンジン用のTPL..A形では十分な耐久性を持たせるため、ダンピングワイヤ付きタービン翼を採用した(図5)。



図5 ダンピングワイヤ付タービン翼

一方、静圧過給方式となる2ストロークエンジン用のTPL..B形ではタービン効率を上げるため、ワイヤレスタービン翼を採用し、翼振動に対する耐久性を持たせるため、タービン翼枚数をTPL..A形より少なくしてワイドコードブレードを採用した。また、排気ガスの汚れがタービン部品へ堆積し性能が低下するのを防ぐため、水洗浄ノズルをケーシングに内蔵し容易にタービン水洗浄が行えるようにした。

軸受は、VTR形の転がり軸受に対し、TPL形では平軸受を採用した。ラジアル軸受はセミフローティング軸受を採用することでアンバランスに強く良好な回転安定性が得られた。正スラスト力を受けるスラスト軸受は両面テーパランド型のフローティングディスクとした(図6)。フローティングディスクは両面に油膜を形成し、回転しながらロータのスラスト力を受ける。フローティングディスクとスラストカラーには高硬度・低摩擦のコーティングを施し、フローティングディスク両面の油膜による効果と合わせ、摩耗を減少させることに成功した。さらに、推奨潤滑油フィルタの使用により軸受設計寿命を35000時間とすることが可能となり、大幅なメンテナンス間隔の延長が可能となっている。

これらのような開発により、TPL..B形においては常用負荷域での総合効率が72~74%に達している。

TPS形過給機(図7)は、ラジアルタービンおよび遠心コンプレッサからなり、TPLと同様に中間支持軸

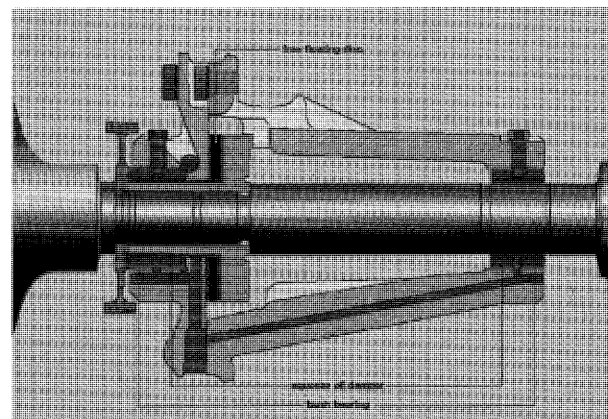
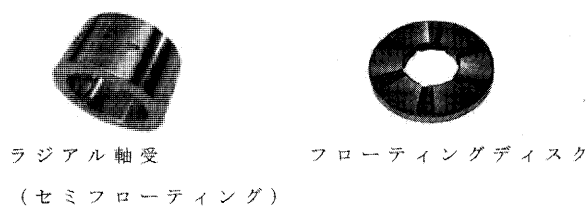


図6 TPL形過給機 軸受部構造

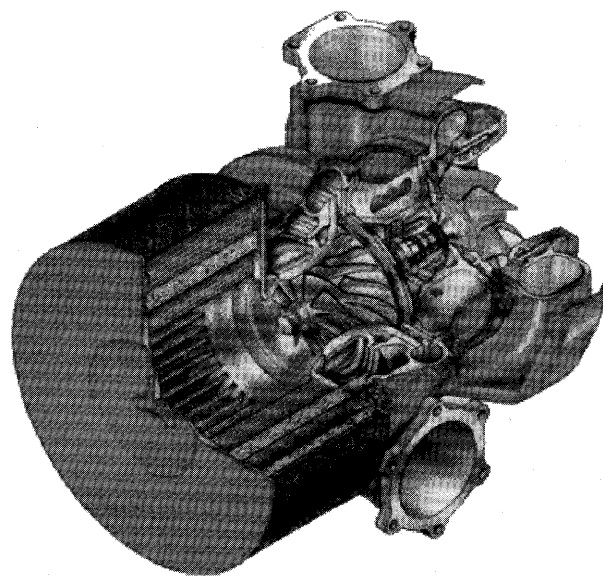


図7 TPS形過給機外観図外観図

受方式の小型船用過給機である。主に中小型船舶の主機・補機に使用される4ストロークエンジンに搭載される。TPS形過給機は一台当たり機関出力500~3200kWに対応することができる。

コンプレッサは、TPLと同様にアルミ鍛造・削りだしによるインデューサー一体型、スプリッタブレードおよびバックワード形の採用で高効率・大空気容量・広作動域を実現した。

タービンは動圧過給方式となる4ストロークエンジンに適したノズル付き斜流タービンとした。また、低質油使用時のエロージョン対策に、コーティングを施したタービンノズルも適用できるようにした。さらに、水洗浄専用の注水ノズルを付加し、効果的なタービン水洗浄

を実現した。

軸受は、TPL と同様に平軸受であり、ラジアル軸受にはセミフロート軸受を採用し、スラスト軸受はテーパランド形の平軸受を二つのラジアル軸受の間に配置してある。このような構造により、高回転域まで安定した軸挙動とコンパクトな設計が可能となった。

TPL 形同様に高効率を達成しており、圧力比3.5において総合効率は65～68%に達している。

4. RU・RH・AT 形過給機 ～船用小型過給機的发展～

4.1 RU・RH3形過給機の成長

現行の IHI の船用小型過給機 (RU・RH・AT 形) および車両用過給機 (RH 形) はすべて1954年頃石川島芝浦タービン(株)で開発されたR形ラジアル過給機をベースに開発され発展した。

船用小型過給機については、1965年後半に入り大型船用ディーゼル機関の出力アップブームに牽引される形で1000PS 以下の船用エンジンも出力アップを図るようになった。それに対応するため、市場の要求に合う高圧力比で高性能な船用過給機の開発が必要とされ、1973年に後の RU 形シリーズのベースとなる RX15形過給機の開発がスタートした。RX15形はコンプレッサインペラ径155mm、最高圧力比3.5を目標に開発され、1977年に RU160形として販売を開始した。その後、国内の4ストロークエンジンメーカーからの要求を受け順次 RU110～RU150まで開発され、RU 形シリーズがラインアップされた。

RU 形シリーズはラジアル式タービンインペラとタービンノズルを用い、中間支持のジャーナル軸受にはフルフロートの平軸受を採用している。コンプレッサインペラは低価格化を実現するために、基本的に耐熱アルミ合金鋳物を採用した。(図8にRU110形過給機の写真を示す)

1985年頃から国内エンジンメーカーよりタービンケーシ

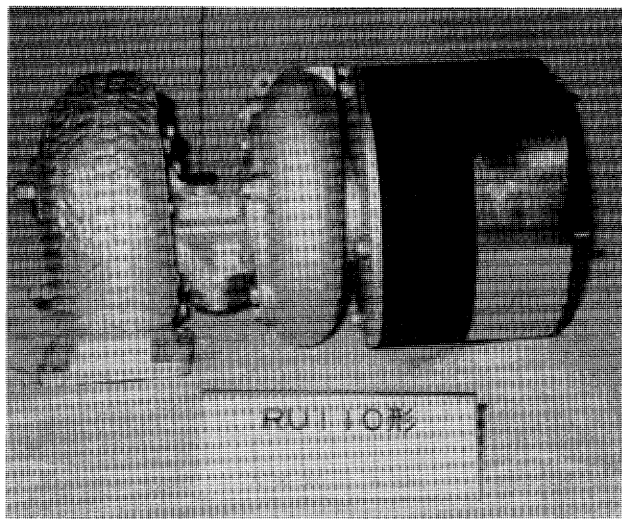


図8 RU110形過給機外観写真

ング無冷却化の強い要求が出されるようになった。これは、ケーシングを海水で冷却する仕様では、ケーシングが硫酸腐食で早期に破孔する問題があったためである。また、性能面でも RU 形シリーズではエンジンメーカーの要求を満たせなくなりつつあったことに加えて、2500PS 以下クラスのエンジンでもラジアル式過給機を搭載したいという市場要求を受け、1987年から新シリーズの開発をスタートさせた。このようにして開発されたのが RH..3形過給機であり、1990年より販売を開始した。

RH..3形シリーズは従来の開発手法を異なり、全8機種間 (RH123～RH253) の容量間隔を等比間隔とし、相似設計を原則として進められた。なお、RH..3形シリーズでは、2つの形式を兄弟機種としてケーシング素材と軸径および軸受周り部品を共有化し、兄弟機種間でインペラ径を変更して容量を変えている。(図9にRH..3形過給機のカットモデルを示す)

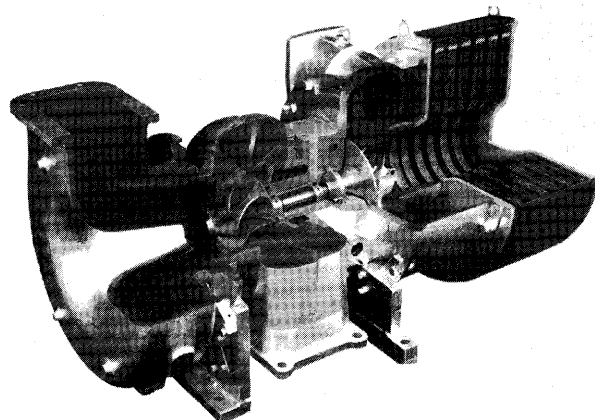


図9 RH..3形過給機カットモデル

RH..3形は、斜流形ラジアルタービンを採用し、ノズルレス仕様を採用した。タービンケーシングには、排気干渉を防止すると共に排気ガスがタービンインペラに対し円周状に全周から流入する構造のツインフロータービンケーシングを採用した。これは、エンジンとの適正なマッチングを行うことで、低中速域でのエンジン性能を大幅に改善できる方式である。コンプレッサインペラにはアルミ鍛造材の削りだしを採用し、高圧力比化に対応している。ジャーナル軸受にはフルフロート形式を当初は採用した。スラスト軸受には負荷容量の大きいステップ式軸受を採用しているが、RH223・253についてはテーパランド式軸受も仕様に加えている。RH..3形シリーズは1990年から販売を開始し、現在まで7500台を超える納入実績がある。

近年、低質燃料油を使用するエンジンが増加し、それに伴い1990年代後半になると RH..3形において、排気ガスによるタービンハウジング流路部のエロージョンや、排気ガスに起因するタービン側の汚れが主要因となる損傷などが問題となった。これらに対しては以

下の対応策を構築し、現在に至っている。

タービンハウジングのエロージョンに対しては該当部へクロムカーバイド溶射を施工することで、大幅に寿命延長を達成している。またタービン側の汚れに対しては、防止策としてタービン水洗浄を適用し、回転体の接触を防止することとしている。更にカーボン堆積への対策として、タービン翼に堆積した汚れにより発生するアンバランスの増加時にも良好な回転安定性が得られるセミフロート形のジャーナル軸受を開発し、仕様に追加した。

4.2 AT14形過給機 ～現行最新の小型船用過給機～

RH..3形過給機の販売からはほぼ10年が経過し、低質燃料油を使用するエンジンも増え、RH..3に替わる新しい構造の過給機を市場から要求されるようになってきた。1999年にこの市場要求に応えるべく、RH3形に替わる次世代の新規過給機、AT14形過給機の開発をスタートさせた。AT14形過給機の開発目標は風量でRH123/133を全てカバーし、RH143もほぼカバーできる範囲で、圧力比4.0の高圧力比に対応することであった。併せて低質燃料油を使用したエンジンにも適用可能とすることを目標とした。

AT14形は、タービン側ではノズル付ラジアルタービン仕様を適用し、タービンノズルには溶射コーティングをオプション仕様として排気ガスによるエロージョンを予防している。さらにタービンの注水洗浄を標準仕様としており、低質燃料油使用に対する信頼性を向上させている。コンプレッサ側は、高効率インペラを開発すると共に、各必要空気量に対応するため2種類のインペラを採用している。軸受については、低質燃料油使用時のタービンインペラの汚れによるロータ軸のアンバランス増加時にも良好な回転安定性が得られるセミフロート形式を標準仕様とするとともに、タービン側シール部の高信頼性を確保するために、水冷ベアリングハウジングを適用した。さらにコンプレッサ、タービン翼の健全性評価のために共振振動応力を実測確認している。特にタービン翼については、実際のエンジン上では排気ガスのパルスの影響があるため、過給機単体試験装置上の計測だけでは評価が困難である。そのため、AT14形では共振振動応力をエンジン上でも実測し、エンジン上の排気パルス影響下でもタービン翼の共振損傷が発生しない応力レベルであることを確認し、その後に商用化を実施している。(図10にAT14形過給機の外観図を示す)

このように開発されたAT形過給機はAT14形として2002年に初号機の出荷を開始し、現在までに約400台の

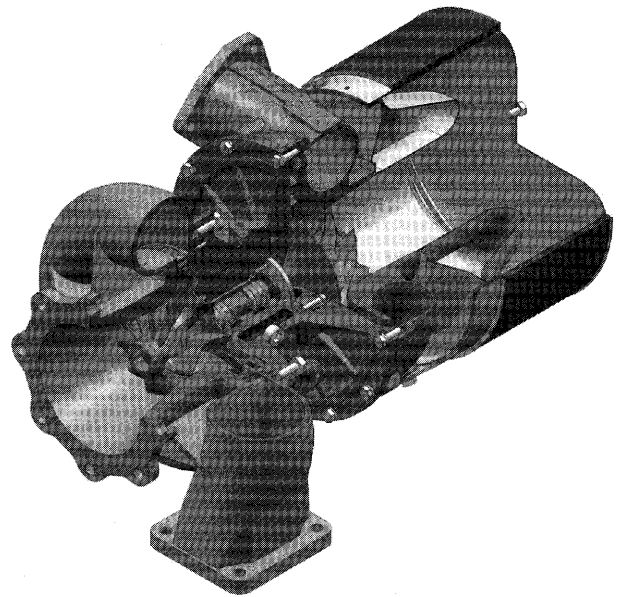


図10 T14形過給機外観図

出荷実績を示している。また、市場で4000時間を超える稼動をした過給機本体を回収し開放点検を実施し、各部件の健全性を確認している。

AT14形はさらなる改善を達成すべく、継続した流力性能の改善、メンテナンスインターバル間隔延長のための改善、高信頼性のための改善等の開発を今後も実施していく。

5. 結 び

IHIは車両用の小型過給機から船用小型過給機、さらに船用大型過給機まで、全てのサイズのエンジンに対応できるラインナップをそろえている。さらに、その時代のエンジン要求に適合した過給機を開発・販売することで、市場ニーズに応えている。今後も市場ニーズに適合した高性能・高信頼性過給機を開発し市場投入することで、近年の環境問題に対する意識の向上、排気ガス規制などによる法規制等に対処していく所存である。

参 考 文 献

- (1) NEDO, H14年度報告書, 産業技術歴史継承調査
- (2) Hansruedi Born, Marcel Meier, Christian Roudner, "TPS.F:A new series of small Turbochargers for highest pressure ratios", CIMAC Congress 2004 in Kyoto
- (3) 岩城史典, 三堀健 (2004), 日本ガスタービン学会誌, 32-4

特集：過給機

船用過給機 三菱重工製過給機の動向

白石 啓一^{*1}

SHIRAIISHI Keiichi

キーワード：過給機，コンプレッサ，タービン，船用，ディーゼル機関
 Turbocharger, Compressor, Turbine, Marine, Diesel Engine

1. はじめに

ディーゼル機関用過給機は、燃焼空気を機関に送る重要な構成機器の一つであって、単段の排気ガスタービンで同軸上の単段遠心コンプレッサを駆動する。1台の過給機で数十kWから数万kWの機関に適用できるものがあり、必要に応じて複数台の過給機が機関に搭載される。容量によって構造が異なっているが、ここでは、約2,000kW以上の出力の機関に適用される大型の過給機について解説したい。一般には、このサイズの過給機は、単段の軸流タービンが採用されている点で、半径流あるいは斜流タービンを採用した自動車用等の小型過給機と異なっている。

大型のディーゼル機関の高出力化は著しく、最近では、2サイクル低速機関において平均有効圧力が20barに達しようとしている。即ち、限られた燃焼室容積で多くの燃料を効率的に燃焼させ、燃焼ガスをスムーズに排出することが必要であり、過給機にとっては、コンプレッサの高圧力比化、過給機効率の向上が望まれる。

三菱重工業株式会社では、1950年代から長崎造船所で大型過給機を開発、生産している。当初は、三菱のUE型2サイクル低速機関専用の過給機であったが、過給機の標準設計化をすすめ、UE以外の2サイクル、4サイクルディーゼル機関にも適用されるようになった。三菱重工の過給機においても、高圧力比、高効率化は継続した開発テーマであり、機関の進歩に応じた性能、信頼性を持った過給機が市場に投入されてきた。ここでは、最新の三菱重工製大型過給機の動向について紹介する。

2. ディーゼル機関の過給機への要求

ディーゼル機関から過給機へ出される要求は、

- (1) 掃気圧力
- (2) 過給機効率
- (3) 騒音

の3項目と考えられる。2～5年の船ドック間隔を無開放で安全に運転可能な信頼性、荒天候時の急激な負荷変動下でのコンプレッサの耐サージ性は過給機として当然

備えていなければならない。空気量、排気ガス温度は、機関の特性と上記(1)、(2)項によって定まるものである。従って、例えば必要な掃気圧力を維持しながら、過給機効率、排気温度共に高くなる過給機は、過給機側では実現できない。

2.1 掃気圧力と過給機効率

近年、及び近い将来における機関の平均有効圧力の上昇に対応するには、限られた機関の燃焼室容積に十分な酸素の量を送り、かつ、掃気行程では短時間で効率的に燃焼ガスと掃除空気が入れ替わる必要がある。このため、過給機に要求される空気吐出圧力、即ち掃気圧力と、過給機効率が高くなる。図1に、機関平均有効圧力と、必要な掃気圧力と過給機効率の一例を示す。高出力の機関ほど、高い圧力比と共に高い効率が要求されており、これに応えるには多くの技術的課題がある。

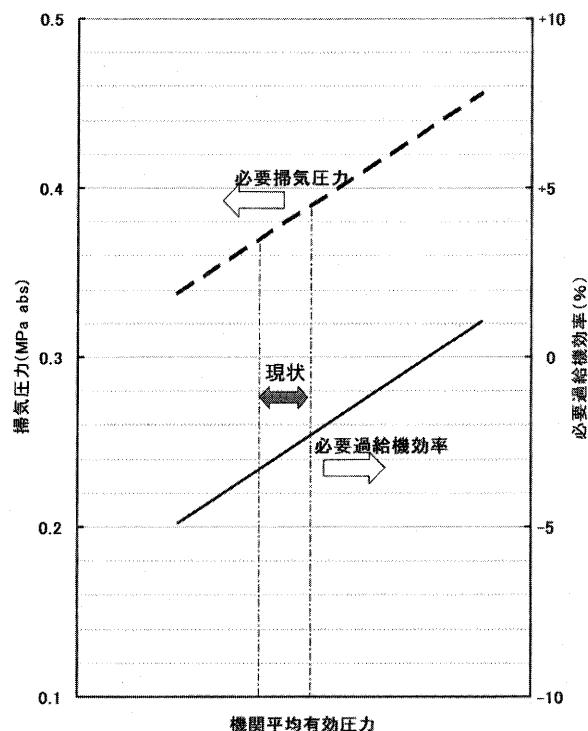


図1 機関平均有効圧力と必要な掃気圧力、過給機効率の関係

原稿受付 2005年5月10日

^{*1} 三菱重工業株式会社 長崎造船所
 風力・船用機械設計部 過給機設計課
 〒850-8610 長崎市飽の浦町1-1

2.2 騒音

近年、船舶乗組員の環境改善の為、機関室内の騒音低減の要求が強まっている。過給機は、ディーゼル機関上の大きな騒音源なので、騒音レベルを一定以下に抑えることを要求される。

最近では、過給機側面1mでオーバーオール騒音レベル105dB(A)以下の要求が一般的になりつつある。また、オーバーオール騒音値での規定の他に、人間の聴感に応じた音圧レベルの周波数分布（Noise Rating）を規定する傾向もある。

3. 三菱重工の過給機の歴史

図2に、三菱重工の過給機の歴史を示す。MET 過給機が開発される以前は、三菱 UE 型2サイクルディーゼル機関専用に設計された、水冷式、外側軸受配置の過給機を生産していた。この為、機関の出力に応じた数多くの種類の過給機が設計された。

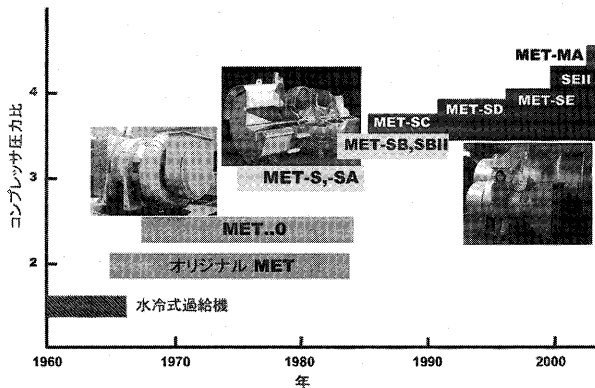


図2 三菱 MET 型過給機の歴史

MET 型で知られる三菱重工の過給機は、1961年に初号機が開発された。これは、それまでの水冷式過給機に代わり、ケーシングを無冷却にして排気ガス中の硫黄分による腐食を無くした画期的なものであった。また、過給機の標準設計化を導入し、6種類のフレームサイズを決めた。これにより、適用機関毎の過給機性能、容量は、標準化されたコンプレッサ、タービンの翼車、静翼の選択で調整するので、大部分の部品が共通化できた。また、これにより、三菱 UE 機関だけでなく、他社の機関へも搭載が可能となった。

その後、機関側の要求に応える為に、モデルチェンジ毎に改良を重ね、過給機コンプレッサの最高圧力比と過給機効率を向上させてきた。性能向上は、主にコンプレッサ羽根車とタービン翼の改良によって実施された。図3に、これらの設計の変遷を示す。三菱重工では、現在の最新型大型過給機において主流となっているワイドコードタービン翼、スプリッタ翼付きコンプレッサ羽根車を他社に先駆けて導入した。

一方で、過給機本体の構造に大幅な変更は加えられていない。図4に、1982年に開発した MET-SB 型と、1995年に発表した MET-SE 型の断面図を比較する。いずれも、構造は類似しており、図5に示すローターを一体の軸受台で支え、また、可撓性のガス出口ケーシングの足で熱膨張を吸収する構造は、オリジナルの MET 過給機開発時から踏襲されている。さらに、軸受台は1985年に、潤滑油ヘッドタンクを内蔵させた MET-SC 型を開発して以来、同じ設計のものを現在に至るまで採用している。

図6に、各モデルの過給機効率を示す。最新機種 MET-MA シリーズでは、最高コンプレッサ圧力比が

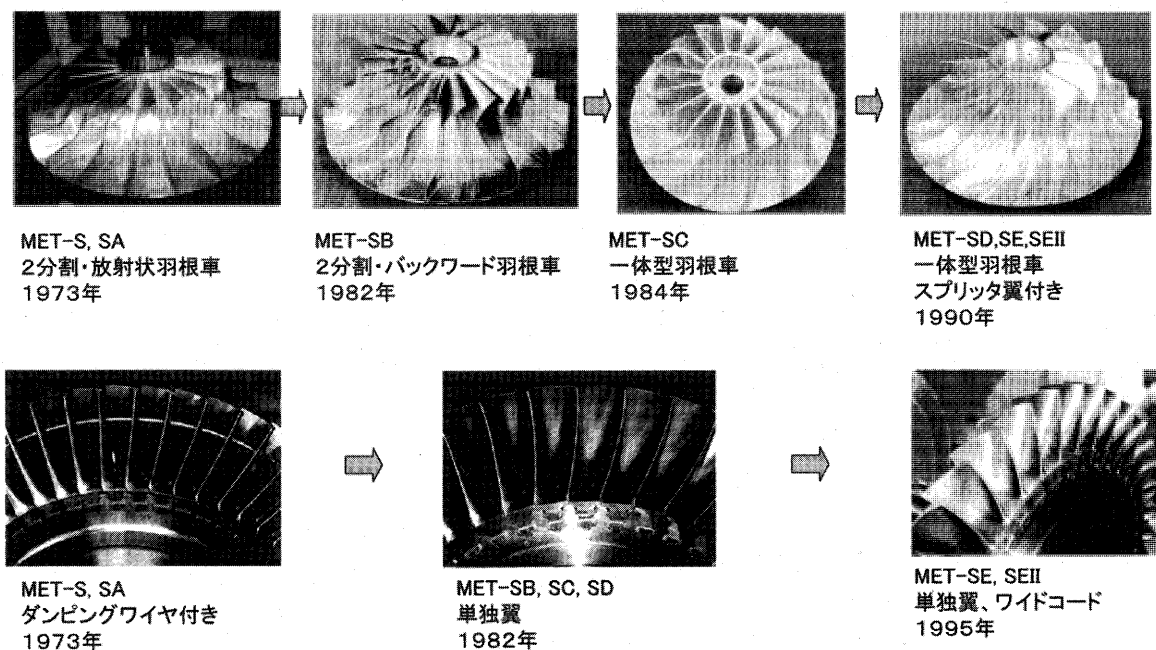
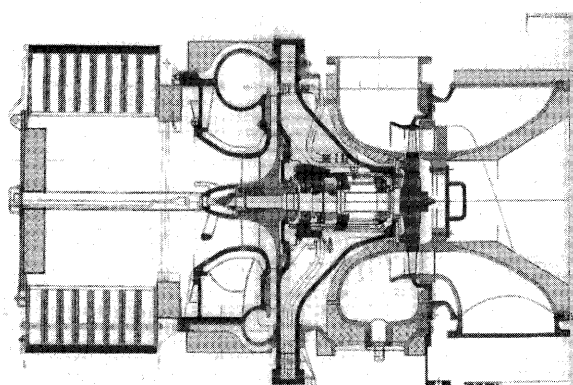
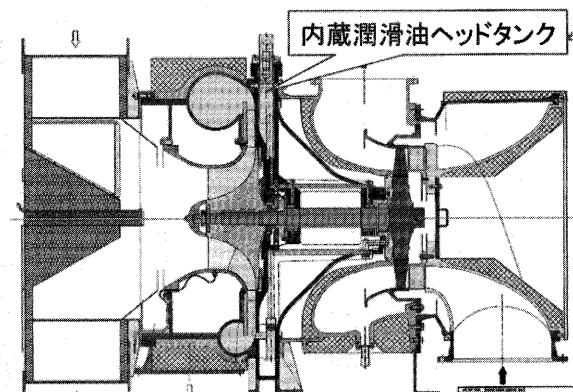


図3 三菱 MET 型過給機のコンプレッサ羽根車とタービン翼の変遷



MET-SB型(1982年開発)



MET-SE型(1995年開発)

図4 過給機断面図比較

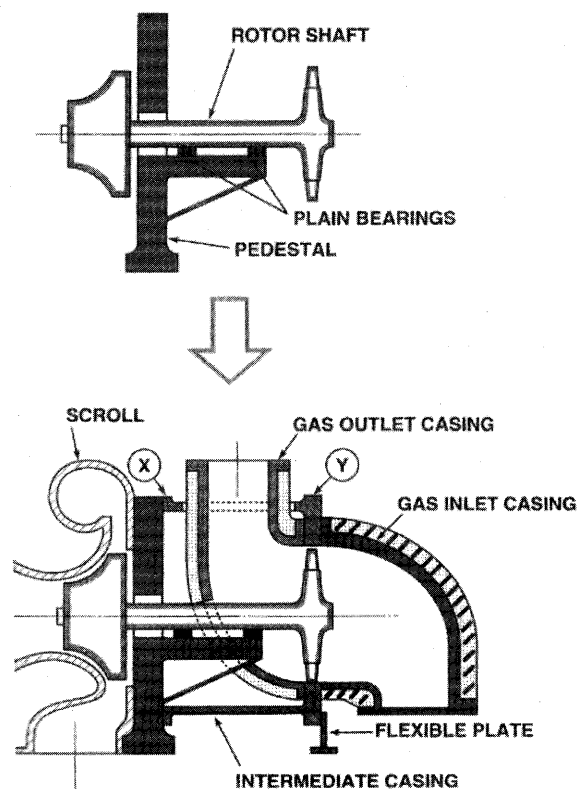


図5 ローター保持の構造

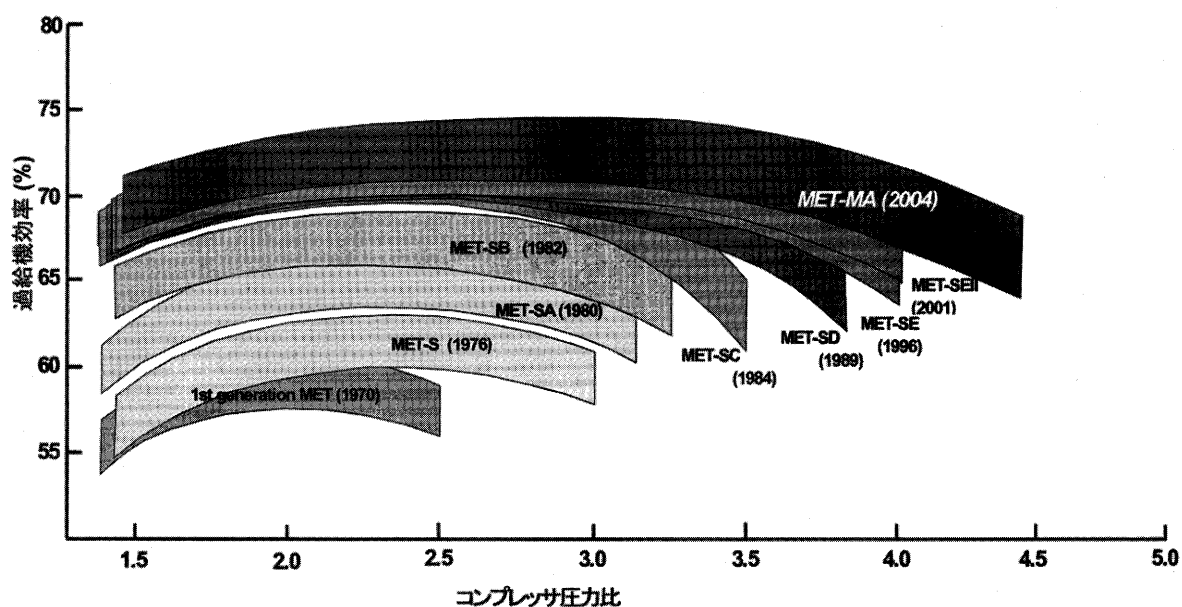


図6 各MET型過給機の効率

4.5近くまで伸び、最高効率も74%以上が得られている。これは、当面の機関側要求に十分応えることが出来るレベルである。

4. MET-MA 過給機の技術

4.1 MET-MA 過給機のねらい

新型のMET-MA 過給機は、過給機効率を高めることで、高出力機関や、排気ガスのエネルギーの一部を動力

として回収するターボコンバウンドシステムに最適な過給機として開発した。さらに、次の点に配慮している。

- (1) 従来型過給機のフレームサイズ、外形寸法を踏襲し、容易に従来機との入れ替えが可能
- (2) MET53と MET66型の間を埋めるサイズ MET60の追加で、最適過給機サイズの選択が可能
- (3) タービン開放を容易にする取外し可能なガス入口内側ケーシング

図7に、MET-MA シリーズの適用機関出力範囲を示す。過給機1台当り、2,000kW から27,800kW までを8機種でカバーし、最適な過給機サイズが選定可能になっている。

4.2 タービン動翼の設計

MET-MA 過給機の効率向上には、新型のタービン翼の採用が大きく貢献している。図8に、MET-SE 型と MET-MA 型過給機のタービン翼外観を比較している。

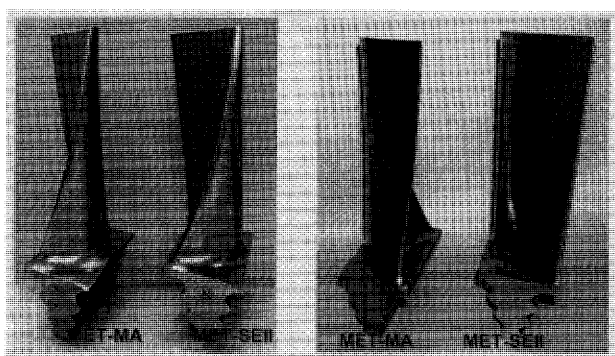


図8 MET-MA と MET-SEII のタービン翼外観

両タービン翼は共通の翼根元形状と翼枚数を有しているので、同じローター軸に植え込む事が可能である。翼高さも同じで、外観写真から両者の違いを見出すのは困難であるが、MET-SEII のタービン翼は、翼表面が根元と先端を繋ぐ直線を連続的に移動させて形成されているのに対して、MET-MA のタービン翼は、完全に3次元的な曲面になっていることが分かる。従来の翼は、機械加工の際にエンドミルカッターの側面で短時間で加工できるように設計されているが、MET-MA では、設計の自由度を優先させ、5軸加工機での加工を前提に翼プロファイルを最適化した。

過給機のタービン翼は、コンプレッサ羽根車と同様に、許容回転数以下のあらゆる回転数で常用される可能性がある。翼の共振点を避ける前提での設計は不可能である。一方、タービン翼への最大の励振力は、ノズル後流によるガス流速変動であり、タービン動翼は、一回転にノズル翼枚数回（ハーモニック）、あるいはその数倍の回数の変動を受ける。図9にタービン翼のキャンベル線図の例を示す。ノズル後流との共振は通常20数ハーモニック回転数（回転数のノズル翼枚数倍の周波数）との共振となるので、振動応力が高くなる高回転数域での共振は、タービン翼の高次振動モードで発生する。従って、過給機タービン動翼の信頼性を確保するには、高次振動モードでの翼の挙動を把握する必要がある。一方、高次の振動モードは、翼の工作精度、材料のばらつき等の影響を受けやすく、正確に把握することが困難である課題がある。

MET-MA 型過給機タービン翼開発にあたり、従来の実績のある MET-SE タービン翼の振動挙動を再評価し、新型のタービン翼の安全率を、実績のある翼より高く設定した。このために、MET-SE と新型のタービン翼の実体の振動モードを可視化して、解析との整合性を確認

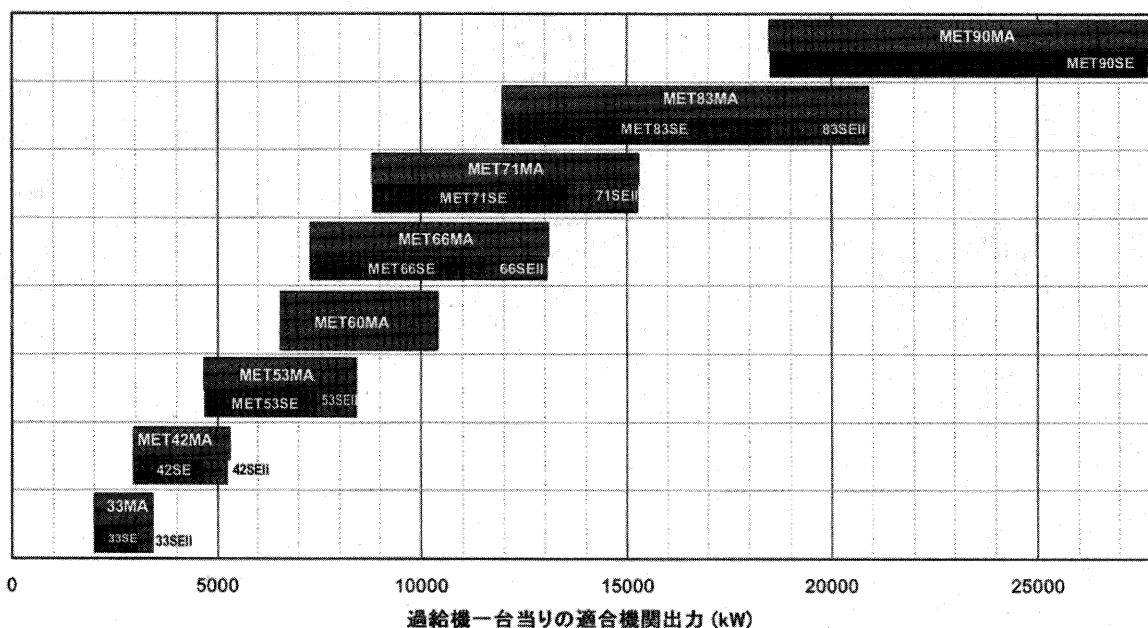


図7 MET-MA 型過給機適合機関出力

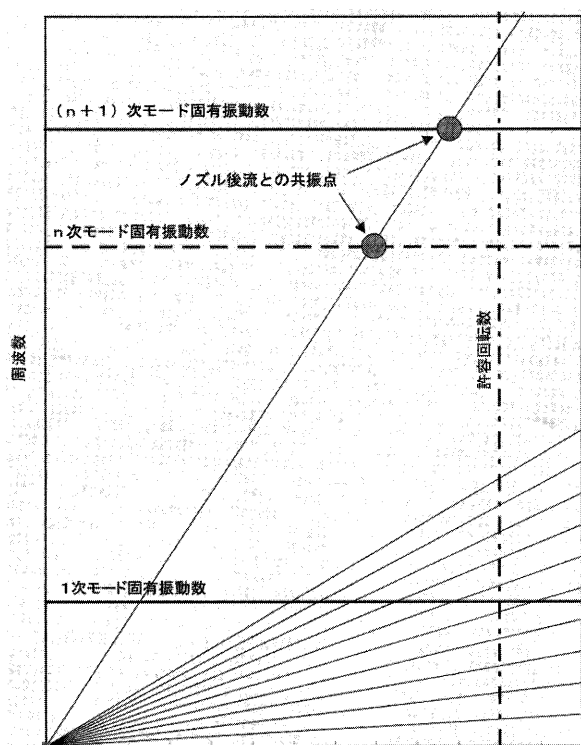


図9 タービン翼キャンベル線図の例

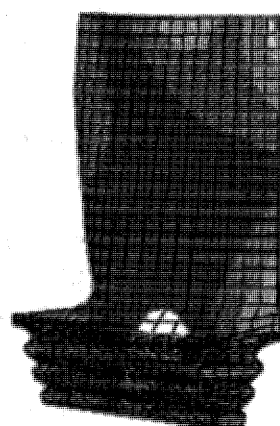
した上で、解析による応力分布と、運転中の振動応力計測から最大応力の推定を行って、強度を評価した。図10に、MET-SE用タービン翼の、加振機による実体翼の振動モード可視化試験と、解析による振動モードを示す。両者は略一致しており、解析による評価の有効性が確認できた。

4.3 ケーシングの空力設計

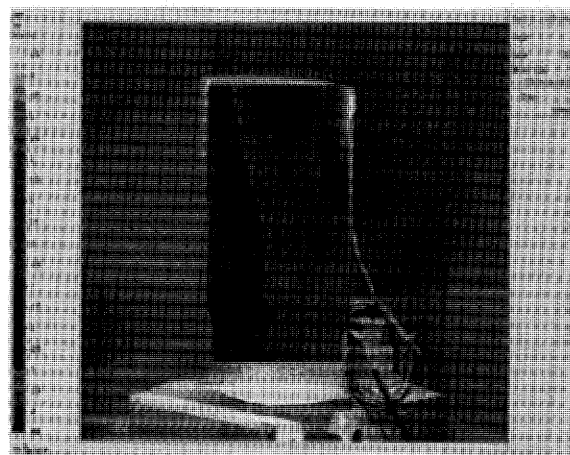
最近の計算技術の進歩によって、大規模な流れの解析が比較的短時間で可能になり、これを駆使した設計、いわゆるCFDが一般的となっている。一方で、部品の共通性による多くのメリットの為、頻繁に部品の設計を変更することは行われず、現状のMET-SEII型過給機においても、1985年に設計されたMET-SC型と同じタービン側ケーシングを採用している。また、ガス出入口、空気出口等の機関とのインターフェイスを変更しないことは、過給機新機種採用時においても新型過給機を機関側の変更なしに採用できる利点がある。しかしながら、タービン翼のみの設計変更による性能向上には限界があり、新型翼の性能を生かすにもケーシングの形状見直しが必要と判断し、MET-MA型では、タービンのガス出口ケーシング、排気ディフューザの形状を変更した。

図11にガス出口ケーシング内部の流れ解析結果を示す。解析は、従来のMET-SE型の同ケーシングについても実施した。これを図11の左に示す。この解析により、従来の設計においては、部分的に流れの剥離が生じ、タービン効率を低下させていることが分かった。

そこで、ガス出口ケーシングの寸法を、従来の過給機



解析結果



加振機による実測結果

図10 加振機による実体と解析の振動モード比較

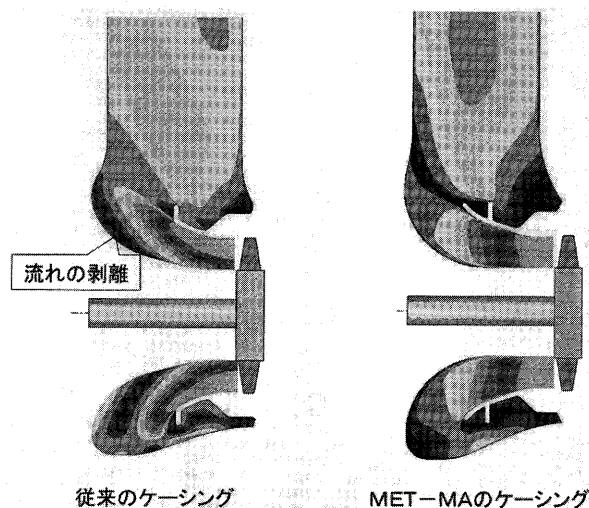


図11 ガス出口ケーシング内の流速分布解析結果

外形寸法内で大きく変えることなく形状を改善し、流れの剥離を解消したのが、図11の右の形状である。排気ディフューザの長さが延長され、ガス出口ケーシングの軸方向長さも拡大されている。この形状をMET-MA型に採用した。

4.4 メンテナンス性

ディーゼル機関の保守管理費用削減は、ユーザの重要な課題のひとつとなっている。過給機の性能は、機関の熱効率、信頼性に影響を及ぼすので、これを維持するための保守管理は重要である。特に、低質の燃料油を燃焼させるディーゼル機関においては、タービンの静翼、動翼に排気ガスに含まれる未燃分が堆積するので、過給機の空力性能が低下するだけでなく、ローターのアンバランス増加によって過給機の軸受が損傷する可能性がある。通常、過給機のタービンには、機関の常用負荷運転中に、くるみの殻の粉碎粒を圧縮空気でタービン入口に投入し、ガス流れによって粒をノズル、タービン動翼に衝突させて汚れを落とす洗浄装置を装備している。しかしながら、厚く堆積した汚れは、この洗浄装置では落とすことが出来ず、従ってタービン側を開放した上で直接掃除する必要がある。

MET 過給機では、図12に示すとおり、従来からガス入口ケーシングを内外の2重構造にして、内側のケーシングを外すことで容易にタービンの点検、清掃を可能にしている。排気ガスは内側ケーシング内を通過して、このケーシングに取付けられたノズルに入り、動翼を回転させる。機関から排気ガスが入るガス入口フランジは、外側ケーシングにあるので、通常のメンテナンス作業においてこれを外す必要は無い。

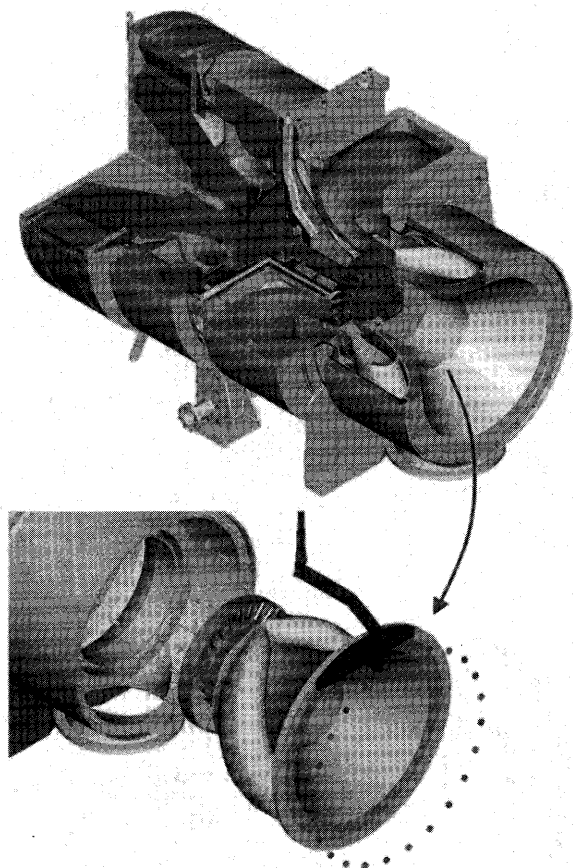
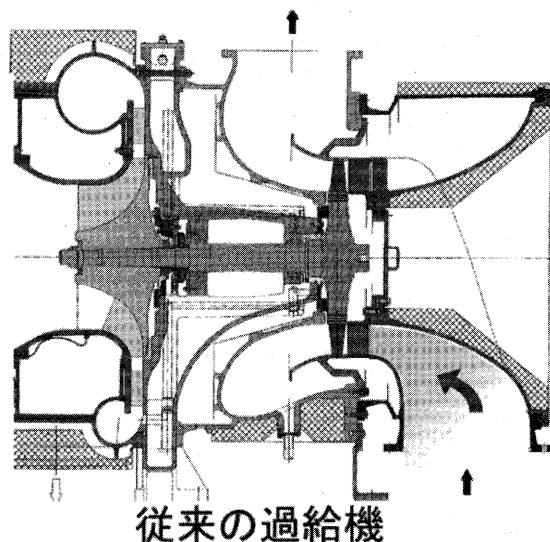


図12 内側脱着式ガス入口ケーシング

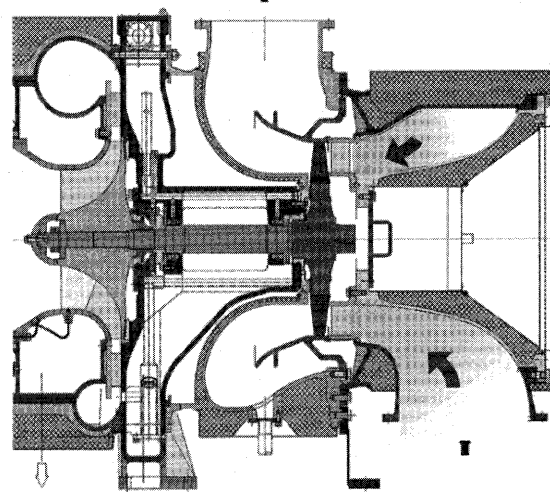
一方、この内外二重のガス入口ケーシングは、過給機総重量が増加する、ノズル入口のガス流速に分布が生じ、タービン性能上不利となるといった課題があった。

そこで、MET-MA 過給機では、ガス入口内側ケーシングのみ脱着可能な構造は踏襲した上で、図13下に示す新型のガス入口ケーシングを採用した。従来のガス入口ケーシングでは、ガスは内側ケーシング内のみを流れるのに対し、MET-MA では、外側、内側ケーシングの間にガス通路が形成される。この構造によって、MET-MA 型過給機の内側ケーシング重量は従来比約30%低減された。尚、ガス入口フランジの位置、サイズは従来の MET-SEII から変更は無いので、機関側はガス出口ダクトを除いて、設計変更無しに MET-SEII から MET-MA に過給機をアップグレードすることが可能である。

また、ガスの入口からノズル入口までの流路面積変化が緩やかで、より均一なガスの流速となり、性能向上と



従来の過給機



MET-MA

図13 従来と MET-MA のガス入口ケーシング比較

タービン翼の振動の低下が期待できる。

4.5 性能

MET-MA 型用新型タービンの性能は、前述の新型タービン翼とケーシングを忠実にスケールダウンした小型試験機を用いて確認された。図14に、タービン圧力比2.5におけるタービン効率を示している。MET-MA 用タービンは、従来の MET-SEII 用に比べ、約2ポイント効率が向上している。

次に、MET83MA プロトタイプを製作し、性能試験を実施した。図15に、この過給機の単体運転時の総合効率を示す。圧力比4.2（掃気圧力4.2MPa 相当）において70%以上の過給機効率が得られており、図1に示された、将来の掃気圧力と過給機効率の要求を満たすことができると思われる。

5. MET-MA 過給機のまとめ

MET83SEII と MET83MA 過給機の断面図を図16に示す。コンプレッサ側及びローターを支える軸受台の設計は、両過給機で略同一であり、多くの部品が共用されている。良好な実績に裏付けられたこれらの設計の完成度は高く、今後の MET 型過給機に引き継がれていくこ

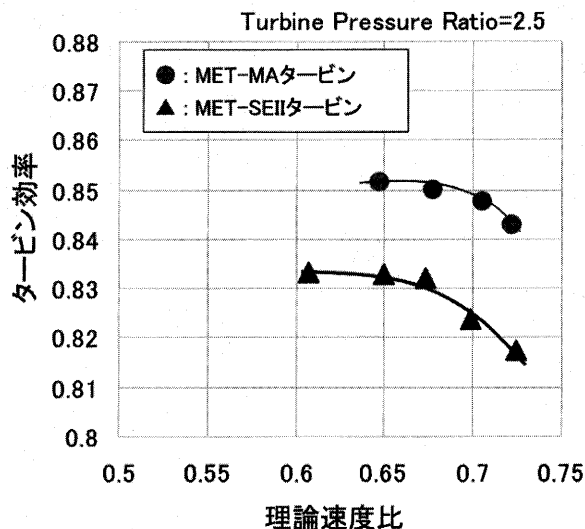


図14 MET-MA タービンの効率

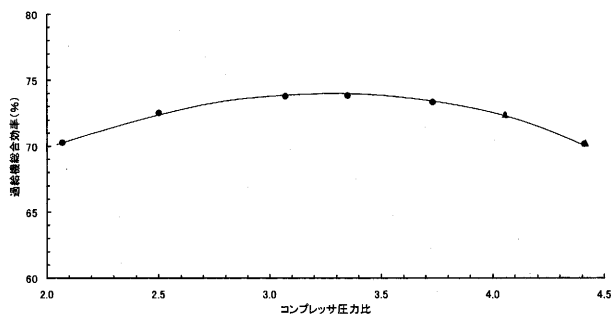


図15 MET83MA 過給機の総合効率

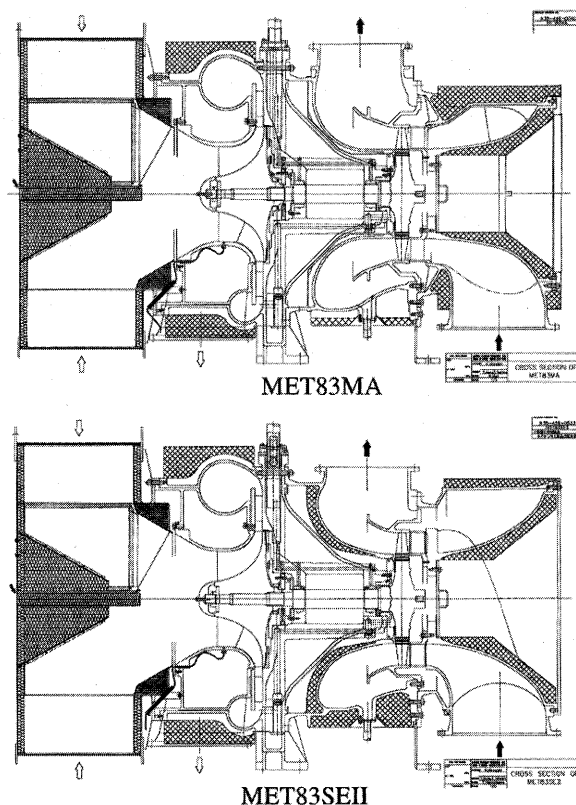


図16 MET83MA と MET83SEII の断面図比較

とになる。

一方のタービン側は、外形寸法に大きな変化はないものの、性能向上の為、ガスの通路形状が大きく異なっている。MET-MA のガス出口フランジは、タービン動翼後のガスのスムーズな膨張を重視し、大型化されている。また、タービン翼の設計を刷新しているが、翼枚数、翼根元形状、翼高さは従来の MET-SEII と同じである。即ち、MET-SEII からの回転部品の変更はタービン翼のみで、この設計変更の際に数十ケースのタービン翼応力計測を行いながら信頼性を検証した。

6. 今後の大型過給機の動向

従来の MET 過給機の信頼性、性能を最新の設計ツール、計測技術で検証することで、新たな設計クライテリアが得られる。これに基づいて開発された新機種は、従来と同等以上の信頼性、性能を有する事になる。一方、今後もディーゼル機関の高出力化傾向は継続すると考えられ、コンプレッサ圧力比がさらに上昇するので、過給機は従来に無い運転条件に晒されていく。

MET-MA 過給機の試験結果からは、圧力比4.2程度までは、将来要求される過給機効率を達成可能な見通しを得られているが、高圧力比下で高温、高遠心応力に晒されるアルミ合金製コンプレッサ羽根車の寿命について十分に検討する必要がある。

三菱重工では、羽根車寿命対策の為、羽根車背面を機関の掃気空気で冷却する構造を1993年に開発し⁽¹⁾、一部

4 サイクル機関用に実用化しているが、2 サイクル低速機関向けにも必要になってくることが予想される。

機関の高出力化が進むなかで、過給機サイズが大きくなるとは、機関の製造コスト、搭載スペース上不利となる。従って、同じ過給機サイズで適合可能な機関出力を増加させることが望まれる。この為に、十分な信頼性と性能を確保した上での、タービン、コンプレッサ容量の拡大が今後の課題となる。また、このような大容量過給機の場合、空気出口の大きさが限られるので、過給機から出る空気の流速が大きくなる。すなわち、過給機出口空気の全圧は同じでも、空気の速度ヘッドの割合が大きくなるが、機関側では、空気の流速をスムーズに減速して速度ヘッド分を圧力に回復させることが困難になる。従って、機関側から見た大容量過給機の過給効率は低くなるという課題がある。この点に関連し、客観的な過給機効率の定義おける出口空気動圧分の取扱いについて、CIMAC のワーキンググループ #13 (過給機効率) にて議論が続いている。

過給機の高付加価値化の一つに、タービンノズルの可変化がある。三菱重工では、1986年に、大型可変ノズル過給機 MET66SR-VG を開発⁽²⁾し、この過給機は、大型タンカーの主機関に搭載された。最近では、ガスエンジンの空燃費制御の為、可変ノズル過給機の要望があり、三菱重工では、小型可変ノズル過給機をガス機関向けに試作した。

可変ノズル過給機は、タービンのノズル翼が動く為にノズル翼端と流路壁との間に隙間が必要で、このため、タービン性能が低下するだけでなく、低質燃料油を使う機関では、排気ガス中の未燃粒子が詰まってノズル翼が

動かなくなる問題がある。MET66SR-VG ではこの対策として、ノズル翼先端の構造に工夫を凝らすと共に、ノズル翼駆動軸部分にはシール空気を入れて粒子の進入を防止した。

最近、大型2 サイクル機関においても、排気弁開閉、燃料噴射タイミングの電子制御化が進んできた。将来、過給機の可変ノズル化は、電子制御機関の制御パラメータの一つとして要望される可能性がある。

また、近年の高速発電機技術の進歩により、小型過給機のローター軸と発電機を直結させることが可能になった。NEDO の成果報告書によれば、1,000kW のガスエンジン用過給機に40kW の出力の発電機を直結して、過給機のエネルギーを回収している⁽³⁾。発電量を制御することで、過給機の回転数、すなわち機関へ送る空気の圧力を制御することが可能になる。また、電動機として作動させると、空気量が不足しがちな機関低負荷域での性能を改善することが可能になるので、前述の可変ノズルと同様の効果が得られると共に、エネルギーの回収が可能であるから、将来、重要な技術となる可能性がある。

参考文献

- (1) K. Imakiire, et. al. "Further Development of High Pressure Ratio Turbocharger", CIMAC Congress, London, 1993
- (2) K. Imakiire, et. al. "Development of MET-SR-VG Turbocharger Driven by Radial-flow Turbine with Variable Geometry Nozzle", CIMAC Congress, Tianjin, 1989
- (3) NEDO 平成15年度成果報告書 エネルギー使用合理化技術戦略的開発 エネルギー使用合理化技術実用化開発 熱電独立可変ガスエンジンシステムの研究開発, 三井造船株式会社

特集：過給機

船用過給機 MAN B&W 製過給機の動向

渡辺 篤志^{*1}

WATANABE Atsushi

キーワード：大型ディーゼルエンジン用過給機の技術開発の変遷

1. まえがき

堅調な世界経済を背景として活況を呈する造船市場の動向から、船用大型エンジンの製造は、ここ2～3年は高水準の操業量で推移すると予測されている。

今日までの船用大型ディーゼルエンジン用過給機は、エンジンの熱効率の改善による低燃費化、及び高出力化とそれにかかわる熱負荷軽減による信頼性の向上などに大きく貢献してきた。

1970年代の2度にわたる石油危機による省エネの要求に応えるため低燃費エンジンの開発が行われたが、それまで続いてきた動圧式過給機に替わり静圧式過給機が導入され、ディーゼルエンジンの熱効率は大きく改善され低燃費が実現された。そして、1990年代後半以降大型船の建造需要が高まる中、市場からは更なる運航経済性の改善とエンジンの出力アップが求められた。このため、過給機はより高い圧力比と燃焼室部品の熱負荷軽減のため、より高い効率が要求され、過給機製造各社はそれに

応えてきた。

以上のような背景に立ち、ここではこれまでのMAN-B&W 製過給機の技術開発を紹介し、最近の動向を述べる。

2. MAN B&W エンジンと過給機の変遷

MAN B&W 社は1976年にNA 型過給機を発表したが、1981年に三井造船が同社と技術提携してNA 型過給機の生産を開始して以来、既に四半世紀が経とうとしている。その間のエンジン出力上昇には目ざましいものがあったが、ディーゼルエンジンの平均有効圧の増加に伴って過給機の高圧力比と高効率も必要となり、これらの改善を図るためいろいろなデザインの改善が行われた。図1に三井造船で生産されているエンジン及び過給機の開発経緯を示す。図から分かるようにNA 過給機の製造開始はMC エンジンの登場直前に当たる。それ以前の機種はT 型と称されていたB&W 社の過給機やABB

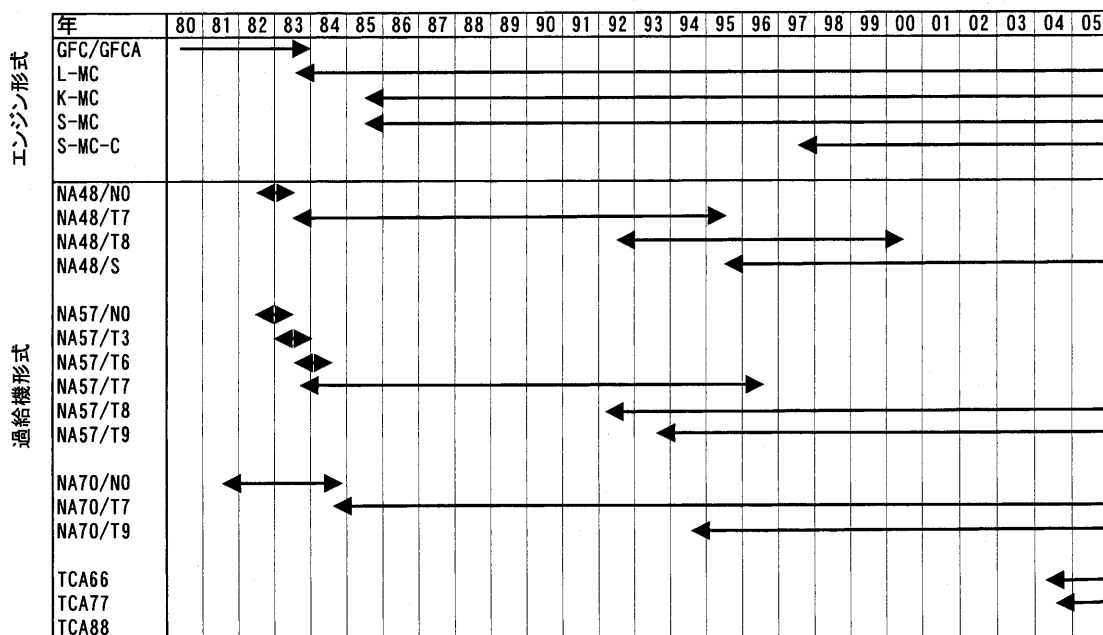


図1 三井-MAN B&W 機関とNA 過給機, TCA 過給機開発の変遷

原稿受付 2005年5月10日

*1 三井造船(株) 機械工場 ディーゼル設計部
〒706-8651 岡山県玉野市玉3丁目1-1

社の VTR 型過給機が搭載されていた。図 2⁽¹⁾はエンジンの平均有効圧と過給機効率の関係を MAN B&W エンジンについて示したものであるが、数度のパワーアップを経て現在では平均有効圧が1.9MPaのエンジンが主流となっている。

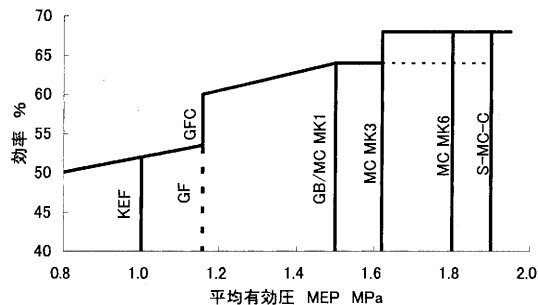


図2 平均有効圧と必要過給機効率の変遷

3. 過給機の性能向上と対応

上に述べたエンジンと過給機の変遷の中、MAN B&W 社は高効率と高信頼性に対する絶えることのない市場の要求に応え、2001年に新型の TCA 過給機のプロトタイプを完成させた。TCA 過給機は、実績のある NA 型過給機の基本構造を踏襲しながら、コンプレッサ、タービン、軸受、サイレンサなどの各構成要素を最新の設計手法・解析技術を使って一新した。⁽²⁾図3に NA70/T9過給機と TCA77過給機のエンジン上での性能実績を示す。常用負荷域で約2%の効率改善が認められる。

以下に従来型の NA 過給機と新型の TCA 過給機の性能と信頼性向上への対応を構成要素ごとに記述する。図4に NA/T9型過給機を、図5に TCA 型過給機の組立断面図を示す。

3.1 コンプレッサ

コンプレッサはディーゼルエンジンの常用負荷運転に

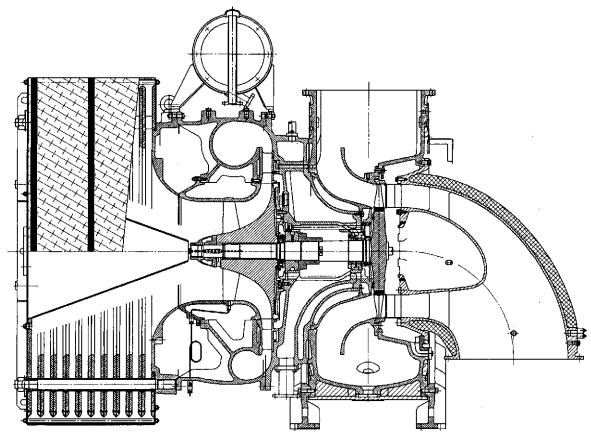


図4 MAN B&W NA/T9型過給機

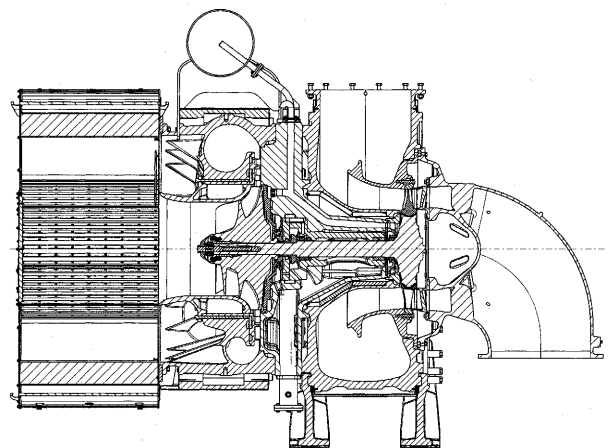


図5 MAN B&W TCA 型過給機

おいて、良好な性能を発揮できること、そしてそのような運転状況下でサージングに対して十分安定性があることなどが要求されるが、低力におけるサージングの安定も満足いくものでなければならない。また、性能と共に組立・解放のしやすいことが望まれるが、これまでもこ

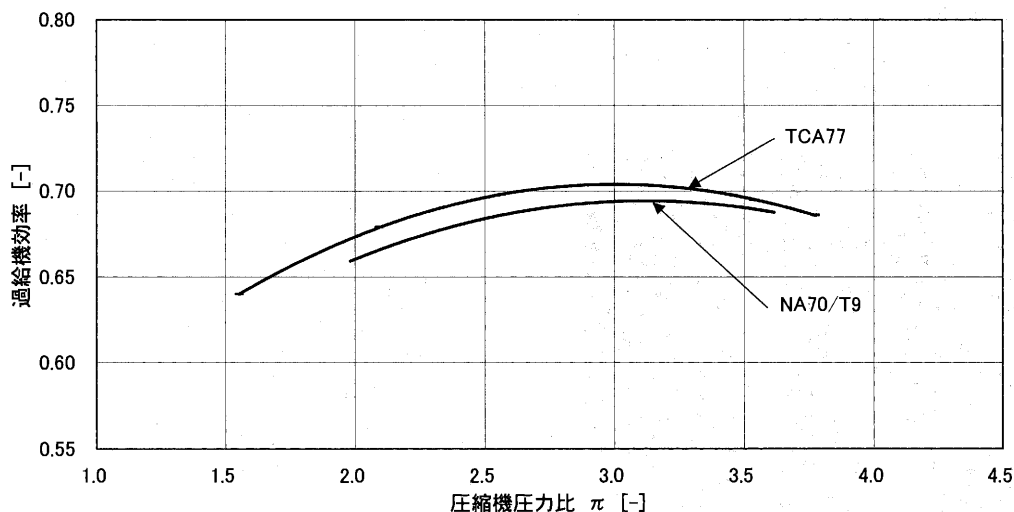


図3 NA70/T9及び TCA77過給機の効率 (エンジン陸上運転時計測値)

これらの点を踏まえながら新型過給機が開発されてきた。

3.1.1 コンプレッサホイール 高性能化の要求に対して、バックワードコンプレッサホイール（コンプレッサ出口の翼角度を放射方向より傾けたもの）を採用し、翼プロファイル・子午面形状の最適化を行った。これにより、最高効率が増加しただけでなく最適な効率範囲が高圧力比域まで拡大し、また低力域を含めたサージングに対する安定性が確保された。⁽³⁾

嘗てコンプレッサホイールはインデューサとインペラーの二分割構造であったが、高圧力比化と高効率化のため今日ではいずれの機種も一体型構造となっている。また、高圧力比化に伴い過給機回転速度は上昇し、その結果遠心力による応力増加をもたらすだけでなく、コンプレッサホイール出口温度上昇により部材温度が上昇してその強度が低下する。このため、コンプレッサホイールのバックワード角度を小さくすることで回転速度の上昇を抑えることも行われてきた。⁽¹⁾ 図6に新型のTCA過給機コンプレッサホイールの外観写真を示すが、導入部は長翼と短翼のスプリット型、インペラーはバックワードレイクトタイプになっている。これは最新の3D CFDとFEM計算を用いて開発され、その結果、広い範囲の空気量と圧力比にわたって安全なサージマージンを確保しながら高い効率を出すことができるように最適化された形状となっている。図7にTCA66過給機のコンプレッサマップの一例を示す。エンジンの作動線に沿って15%以上のサージングマージンを確保しながら、80%以上のコンプレッサ効率を維持している。また、コンプレッサホイールはその先端周速が500m/sを超えるような状況で使われることも考慮して高強度の鍛造アルミニウム合金が使われており、NA過給機の流れを受け継いでいる。

コンプレッサホイールの構造の面では、容易な組立・解放を考慮してTCA型過給機には駆動力伝達部分に新しい手法が採用された。図8はNA型過給機とTCA型過給機のコンプレッサホイール結合の比較を示したものである。TCA型のロータ軸とコンプレッサホイールの結合は、これまでのNA型のようなコニカルスリーブを高圧油圧で押し込んでロータ軸とコンプレッサホイー



図6 MAN B&W TCA型過給機コンプレッサホイール

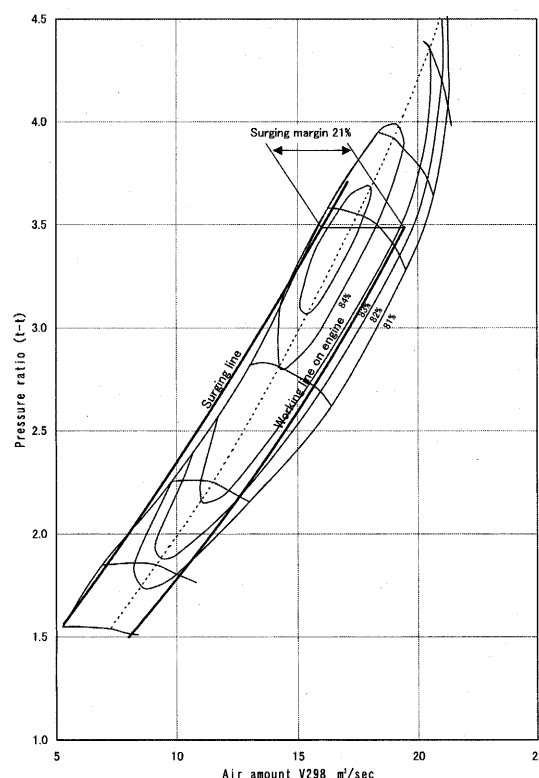


図7 MAN B&W TCA66過給機コンプレッサマップ

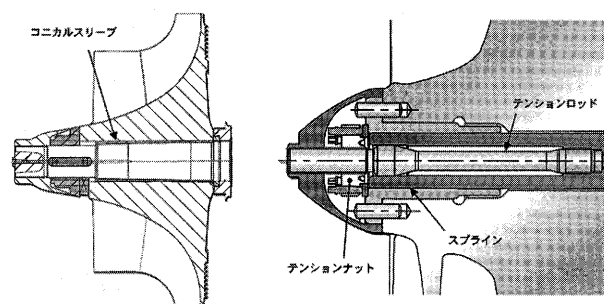


図8 NA型-TCA型過給機コンプレッサホイールの結合

ルを結合する方法ではなく、ロータ軸に加工されたスプラインにコンプレッサホイールを組み込んだ後、テンションロッド及びテンションナットを用いて締め付ける構造となっている。テンションナットの締め付けは、トルク規定された数本の小ねじを締めこむのみの迅速かつ容易な方法となっている。

3.1.2 インレットガイド⁽³⁾ 空気流量に応じてコンプレッサホイール空気導入部に対する空気の流れを最適コントロールすれば、対サージング安定性、効率向上を計ることができる。そのひとつの方法がインレットガイドベーンで、コンプレッサホイール上流の空気の流れにスワールを与える翼を配置するものである。これは従来型のNA/T7過給機に採用された経緯があるが、コンプレッサホイール翼の励振も少なからず発生することが避けられないため、最近ではあまり使われなくなった。

3.2 タービン

3.2.1 タービン動翼 従来型の NA/T7 型過給機では製造コストを抑えるため、一つの動翼素材の先端を切断して二つの機種に適用できるようにしていたが、これは効率を多少犠牲にせざるを得なかった。NA/S 型と NA/T9 型過給機では高効率・高圧力比に対応するため、それぞれの機種に適した形状のタービン動翼が開発された。また、エンジンの要求風量に応じてタービン面積は数種類の異なるねじれ角を持つ翼を選択して決定するが、TCA 型もこの方法を踏襲している。

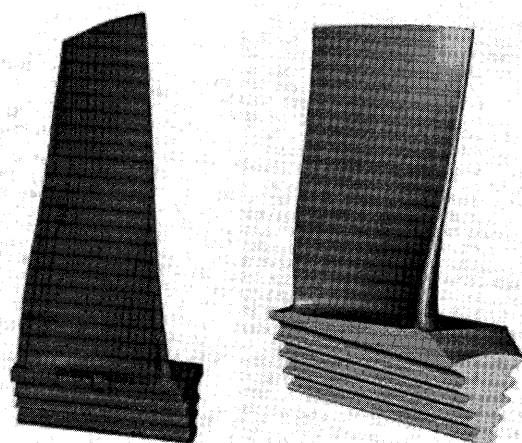
4 ストロークエンジン用では、静圧過給方式でもタービン動翼にはダンピングワイヤを標準装備して過給機タービン前ガス圧力の脈動による振動応力を低減するのが一般的である。一方、ほとんどの低速 2 ストロークエンジン用では、タービン前ガス圧力の脈動が小さいことと、翼形状を持つプロファイル翼ノズルリングでガスの流れを良くすると共に、適切なノズル翼数を選んでタービン動翼への励振力を軽減することでダンピングワイヤを装備する必要がなくなった。⁽¹⁾ 図 9 に NA/S・T9 型過

給機と TCA 型過給機のタービン動翼を示す。TCA 型は 3D CFD と FEM 計算を用いてガスの流れの最適化と応力低減を計った。その結果、ワイドコードを採用し高圧力比化における性能改善を実現した。動翼材料としては NA 型及び TCA 型共に、一般に高温で疲労強度を有する Ni 基耐熱合金を用いて高温の排ガスに対応している。

3.2.2 タービンノズル及びタービンディフューザ

MAN B&W 社では要求効率に応じて板翼か翼形状を持つプロファイル翼か選択していたが、NA/S・T9 型過給機から効率の良いプロファイル翼を標準とし、構造も溶接型から薄板ロウ付型へ変更した。新型の TCA 過給機には更に長寿命を目的とした一体精密鑄造型が採用されている。図 10 は MAN B&W 社における翼形状の違いによる効率の比較を示したものである。図 11 は TCA 型過給機のノズルリング外観を示す。

タービンディフューザはタービン後流の流出損失を最小限にしてタービン効率を改善する役目を持っている。



NA/S・T9 型過給機

TCA 型過給機

図 9 NA/S・T9 型及び TCA 型過給機タービン動翼

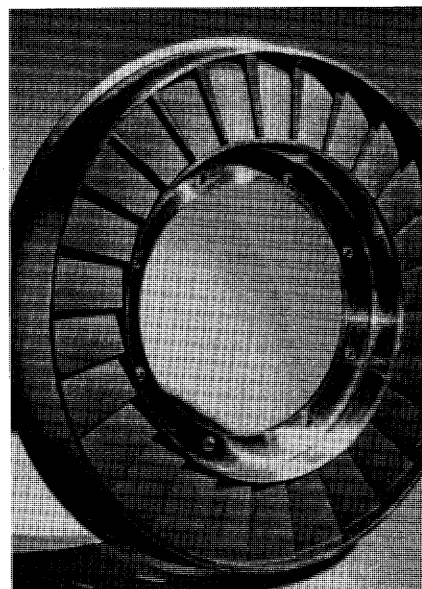


図 11 TCA 型過給機ノズルリング

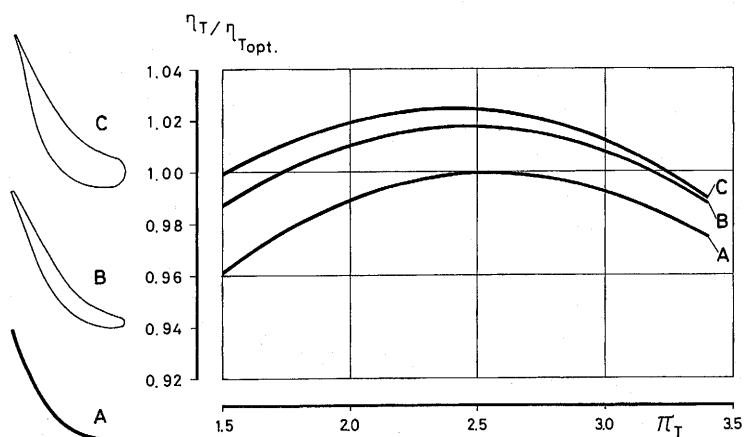


図 10 タービンノズル翼形状

このためディフューザの形状はいろいろ工夫されてきたが、NA/S・T9型過給機においては輪郭線の修正が1.5%の効率改善をもたらした。

3.3 軸受

過給機の高圧力比化、高回転化に伴い軸受の信頼性を高めるため平軸受が採用され、軸受材料も高負荷に耐えるものとなっている。NA 過給機はロータをタービンとコンプレッサの内側で支える方式となっており、NA/S型とNA/T9型過給機から高回転時の軸の安定性を増すため、タービン側軸受をソリッドタイプからダンピング効果の高いフローティングブッシュ軸受へ変更した。その結果ロータ軸心の動きは小さくなり高回転での安定性が向上した。図12⁽³⁾はソリッドタイプとフローティングブッシュタイプの比較とロータ軸の振れの比較を示したものである。図13に TCA 型過給機の軸受部断面図を示す。最新の TCA 型過給機も類似したデザインになっているが、ロータ軸径の最適化と共にコンプレッサ側軸受へのフローティングブッシュ軸受の採用、及び

スラスト軸受にもフローティングディスク型軸受を導入して機械効率の改善を図っている。

3.4 サイレンサ

初期の NA 型過給機にはサイレンサ内部に仕切りを設けたチャンバータイプサイレンサが使用されていたが、要求される過給機効率が高くなるにつれ圧力損失の小さいプレートタイプサイレンサに置き換わっていった。

エンジンの高出力化に伴って過給機の圧力比が高くなってくると過給機の騒音もそれにつれて大きくなるため、できるだけ騒音の低い過給機が望まれる。過給機の騒音はコンプレッサの上流へ出る騒音と後流のエンジン側空気通路表面から輻射される騒音とに分けて評価しなければならないが、いずれも音源がコンプレッサ入口部翼枚数の次数成分に相当する風切り音であるため、コンプレッサ入口部の流れを最適にして騒音レベルを下げる努力がされた。⁽¹⁾ 図14はチャンバータイプサイレンサとプレートタイプサイレンサの比較を示し、図15は最新

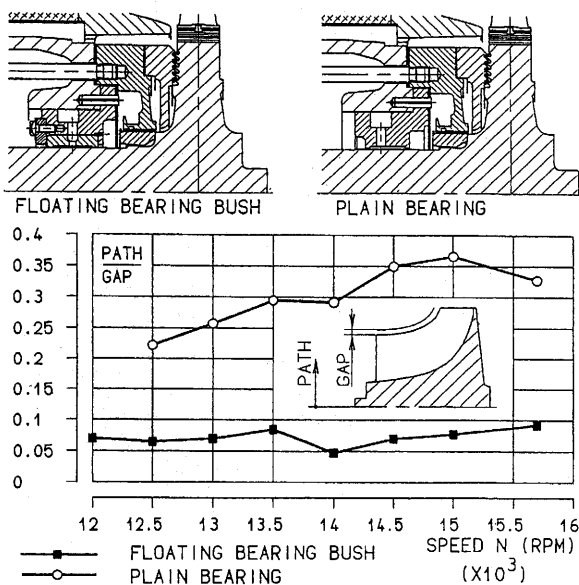


図12 MAN B&W NA/S・T9型過給機軸受

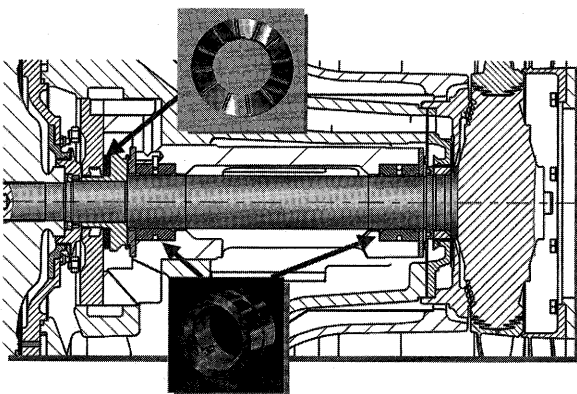


図13 MAN B&W TCA 型過給機軸受部

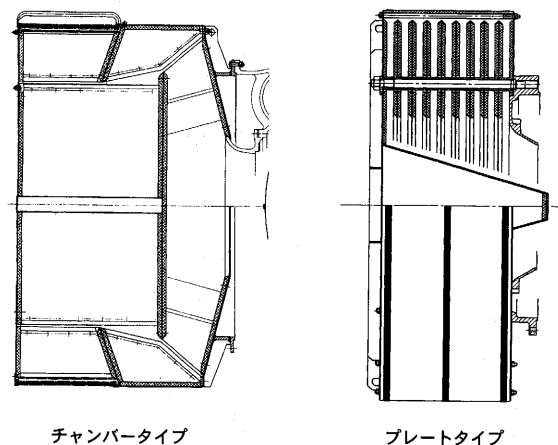


図14 MAN B&W NA 型過給機サイレンサ

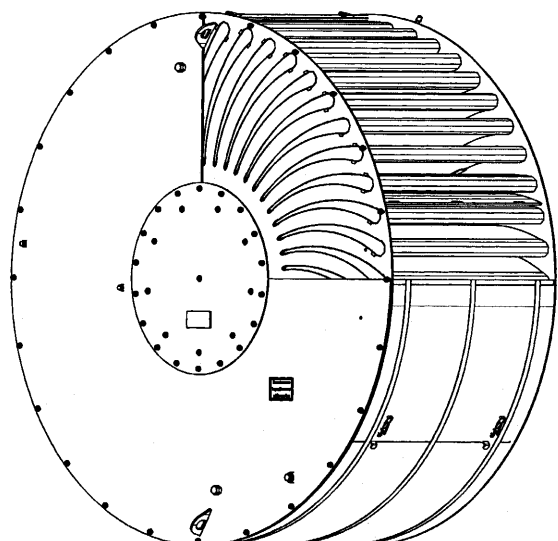


図15 MAN B&W TCA 型過給機サイレンサ

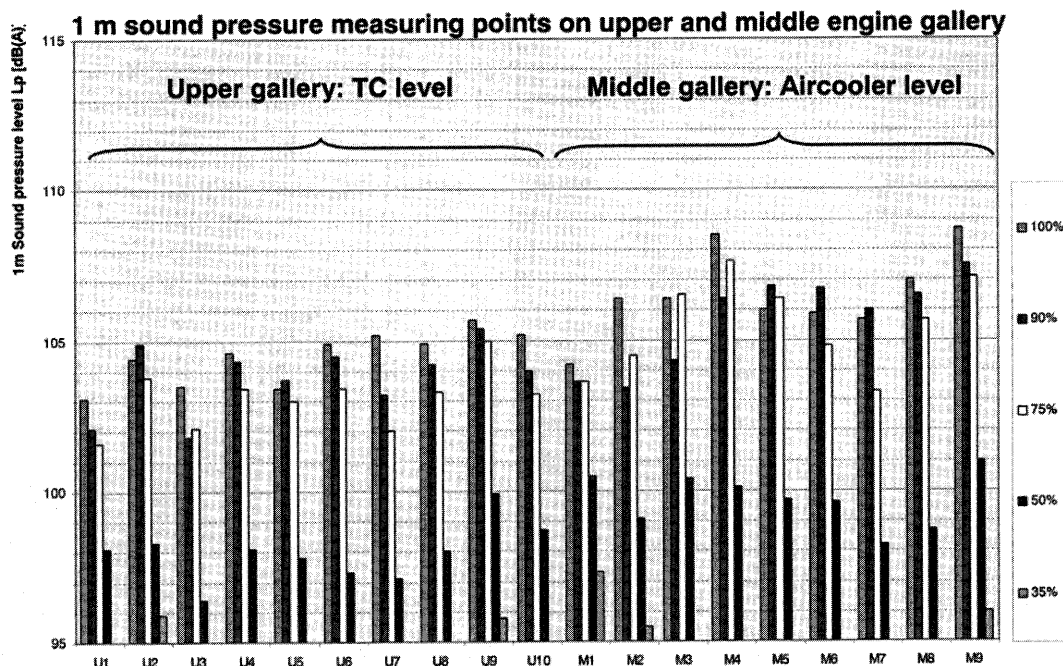


図16 TCA77過給機陸上運転時騒音計測結果

のTCA型過給機に装着されるラジアルタイプサイレンサを示す。半径方向に並べられた消音ダンパーの形状は、最適な空気の流れと過給機効率を高める効果をもたらした。図16⁽⁴⁾にはMAN B&W7S50MC-Cに搭載の、TCA77過給機の陸上運転時のエンジン上段ギャラリー（過給機のレベル）と中段ギャラリー（エアクーラーのレベル）における騒音計測結果を示す。エンジンの100%負荷において上段ギャラリーで105dB～106dBに、また中段ギャラリーでも109dB以下に抑えられている。

4. あとがき

MAN B&W 製過給機の開発の変遷と最近の技術動向を過給機の主要部品について紹介してきたが、最近の大型エンジン用過給機はどれも同じような構造になってきたと、時折聞くようになってきた。つまりこれは、コンプレッサ、タービン、軸受など現状の過給機に要求されるレベルではそれぞれの分野の技術は既に完成の域に達しつつあるということかも知れない。しかしながら、エンジンの軽量・コンパクト化の傾向はこれからも続くと思われるし、環境保全の面から全てのエンジンにNOx対応が求められ、それに伴い過給機も更に高圧力比・高効率が要求されるであろう。このことは既に数年前に

言われていて、それに対応できるコンプレッサホイール材料の見直しや翼形状の最適化など研究開発が進んでいる分野もある。

経済性の面からはメンテナンス期間の延長が行われ、それに対応した長寿命の過給機部品が求められるようになってきた。一方、運転環境や使用燃料の変化によって従来半永久部品と考えられていた部品が、安全性確保の観点から期待寿命を表示するようになってきている。また、過給機は回転機械としては最も過酷な環境下で運転されるものの一つに挙げられるが、万一の不測の事態においても回転体が過給機の外に飛散しない構造が求められている事実もある。

今後もエンジンシステムとして要求される高い経済性、安全性、信頼性及び環境保全に対応して、システムの重要機器としての過給機を再認識した高い技術の開発に注目していきたい。

参考文献

- (1) 花房 真, ターボ機械, 25-11 (1997-11), p.612-615
- (2) 三井造船技報, 181 (2004-2), p.64
- (3) 大津正樹他, 日本ガスタービン学会, 19-73 (1991), p.14-16
- (4) MAN B&W, Engine Test Results TCA77 (2002-7), p.4

特集：過給機

IHIにおける過給機の空力性能の研究開発

岩上 玲^{*1}
IWAKAMI Akira山口 広^{*1}
YAMAGUCHI Hiroshi

キーワード：ターボチャージャ，遠心圧縮機，ラジアルタービン，過給エンジン

Turbocharger, Centrifugal Compressor, Radial Inflow Turbine, Turbocharged Engine

1. まえがき

過給機はレシプロエンジンの出力向上と燃料消費量の低減，排出ガスの低公害化のために重要な技術である。とくに，ディーゼルエンジンでは必須となっている。また，車両用ディーゼルエンジンでは，年々比出力の増大傾向が続いている。これは平均有効圧を著しく上昇させるため，過給圧を上昇させることになり，過給機としては高圧力比域で高効率，広作動域の仕様が增加しており，従来以上に高い機能が求められている。

過給機の特長は小型，高速回転であり，熱，流体，軸受・軸系の機械要素，構造強度，材料，製造技術等の多岐に渉る技術の集成された回転機械であり，これらの技術の向上が図られているが，ここでは，主にIHIで行われている過給機の空力性能の研究と空力要素の開発について述べる。

2. 空力設計技術

過給機の空力要素としては一般に遠心圧縮機とラジアルタービンが使用されている。（大型船用過給機には軸流タービンも使用されている）これらの動翼・静翼等の翼設計においては，流体設計と構造強度設計が平行して進められるが，流体設計においては，一次元性能予測，翼形状生成，準3次元解析，3次元解析といった手順で進められる。

ラジアル型の翼列は，軸流型と異なり，子午面流れの方向が多様であり，流れはより3次元である。また，段当りの圧力比（膨張比）が大きいという特徴を有している。このため，内部流れの現象把握や翼列性能計測が難しく，軸流型のような2次元翼列データは通常は計測されないし設計においても使用されない。そのため，1980年代までは，準3次元解析により得られる翼負荷分布を目安として試作・回転試験による性能確認を繰り返して空力要素の開発が行われた。1980年代のバックワード&レイクインペラ等はこの手法によって開発された。しかし，1990年代前半から3次元流れ解析が実用化されるにおよび，流れ現象の理解が進み，設計に積極的に適用が進められた。

2.1 CFD解析と流れ計測

近年，流体設計においてはCFDが活用され，その比重が高まっている。当社では，市販の汎用コードと自社製コードを使用してそれぞれの特徴や得意分野を考慮して使い分けている。各CFDコードに対しては，開発への適用に先立って詳細な流れ計測データによる精度検証を行っている。動翼（羽根車），静翼（羽根付きディフューザ，ノズル），スクロールなど個々の流体要素ごとに内部流れを詳細に計測し，CFD解析結果と比較している。

遠心圧縮機インペラとラジアルタービンインペラについて，インペラ内部流れについてのLDV計測結果との比較検証を行った例を以下に示す。（文献1，2）

最初に遠心圧縮機インペラでの検証結果を示す。検証に使用されたのは外径130mm，圧力比2.4のインペラである。図1に50%コード位置での子午面速度成分の比較を，最高効率点とニア・サージ点の2作動点について示す。どちらの作動点でもフローパターンの大まかな傾向は捉えられている。最高効率点については計測結果との一致はほぼ満足すべきものであるが，ニア・サージ点ではシュラウド側の欠損領域を過大に評価し，そのためハブからミーンにかけての速度を大きめに予測している。ニア・サージ点で精度が低下するのは，絞り側で生じると考えられる剥離・逆流現象を現状の乱流モデルが正しく捉えられないことと剥離や旋回失速による非定常な流れを定常解析では捉えられないことが要因になっていると考えられる。

次にラジアルタービンインペラについての検証結果を示す。検証に使用されたのは外径160mm，圧力比1.5のインペラであり，上流側にノズルは付いていない。CFD解析の流入条件（全圧，全温，流れ角）はインペラ上流側でのトラバース計測結果をもとに与えている。図2に70%コード位置での子午面速度成分の比較を示す。大まかなフローパターンは定性的に一致しており，CFDがラジアルタービンの流体設計に対して有効であることを示している。

ラジアル形ターボ機械では，軸流形に比べて翼列のアスペクト比が小さいため，ハブやシュラウドといわれる壁面の境界層流れの影響が大きく，翼スパン方向の流れの変化は大きくなる。これに伴ない動静翼干渉の影響が大きくなる。このため，境界条件の与え方について検討

原稿受付 2005年5月31日

*1 石川島播磨重工業(株) 技術開発本部 総合開発センター
回転流体機械開発部
〒235-8501 横浜市磯子区新中原町1番地

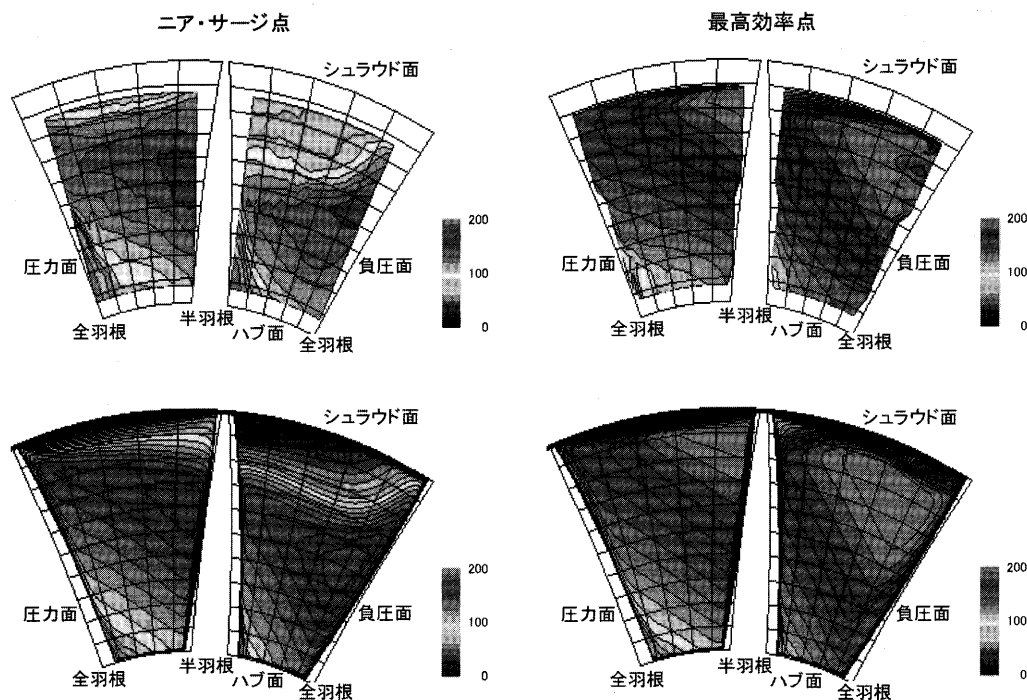
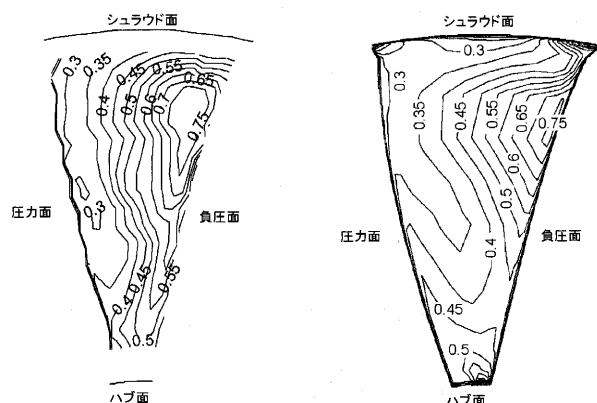


図1 遠心圧縮機インペラ メリディアン速度分布 (上:計測、下:CFD)

図2 ラジアルタービンインペラ メリディアン速度分布
(インペラ周速で無次元化、左:計測、右:CFD)

を重ね、CFDにより性能を予測できるようになった。(参考文献3)近年では、動静翼の非定常連成解析を(ある程度の計算時間は要するが)比較的に行えるようになってきている。図3には可変容量形(Variable Geometry System)タービンのノズル開度を変えた場合の解析結果の例を示す。

2.2 最適化手法の適用

空力設計においては種々の設計パラメータがあり、設計制約条件下における設計パラメータのトレードオフにより、設計目標性能の実現を図る。そのためには、タグチメソッドなどの手法の導入を試みている。図4に、タービン羽根車設計における要因効果図の例を示す。性能向

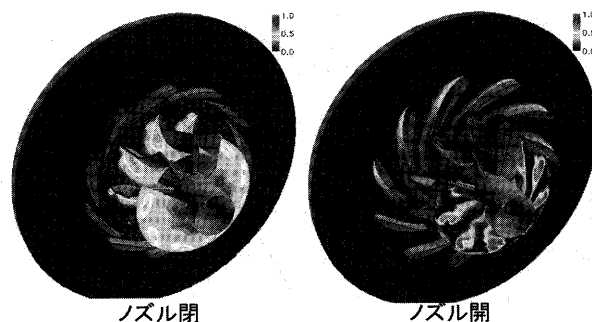


図3 VGSタービンの非定常連成解析(翼高さ中央およびインペラ出口断面のエントロピーコンター)

上よりもむしろ設計期間の大幅な短縮が期待されている。

3. 高性能化開発

3.1 車両用過給機の高圧力比化と広作動域化

過給機用遠心圧縮機の性能向上のためには、羽根車のアルミ精密鋳造化、半羽根の採用、バックワード角、リーン角をつけた羽根車の採用などが進められてきた。近年は高圧力比域で高効率・広作動域の要求がとくに強くなっており、ケーシングトリートメントの採用、可変機構の採用、チタン製羽根車の採用などが進められている。以下には近年に開発を行ったこれらの2例を示す。高圧力比域での作動域を確保するために、ケーシングトリートメントを使用する場合がある。過給機用遠心圧縮機に使用されるケーシングトリートメントは、一般的に、

要因効果図

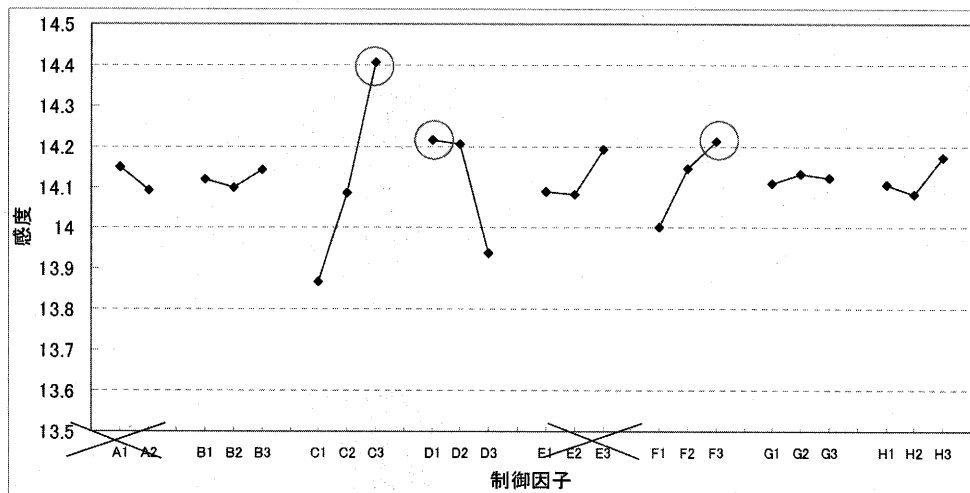


図4 タービンインペラ設計パラメータの要因効果検討例

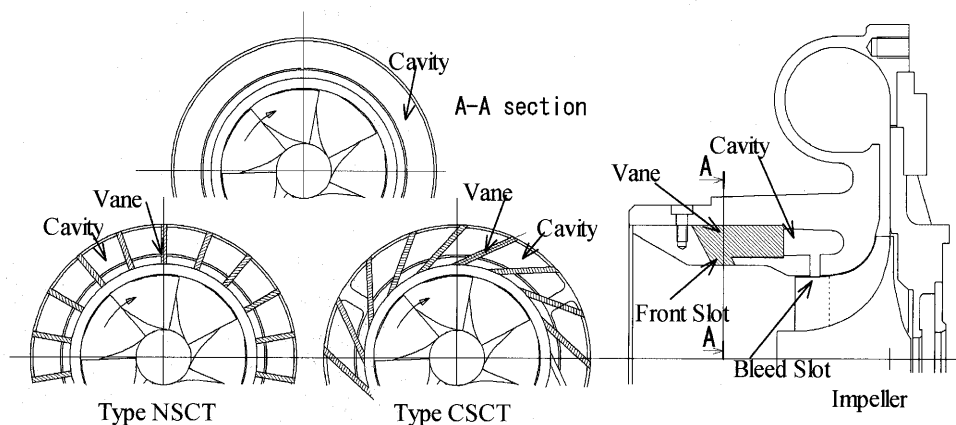


図5 ケーシングトリートメント

羽根車のインデューサ部シュラウドケーシングにスリットを設けて抽気してインペラ上流部に戻す循環型である。(図5) この形態によりインペラシュラウド側の低エネルギー流体が抽気スリットから排出され、上流側スリットを通過し、再び羽根車に流入する。このため、循環する流体はインペラ回転方向の旋回速度成分を持って再循環するので、インデューサ部分の流れは、ケーシングトリートメントがない場合の流れと大きく異なる。そこで、ケーシングトリートメントの流路部に羽根を設けることにより再循環流の予旋回を制御し、その結果、高圧力比域における作動域を拡大しサージマージンを拡大できることを示した。(図6, 7) (文献4)

また、遠心圧縮機にとって高効率と広作動域を両立させることは非常な難題である。このために、なんらかの可変機構を設けることが考案されている。角度可変の羽根付きディフューザ、ディフューザ流路幅絞り機構、角度可変入口案内翼などである。当社は、ディフューザ切り替え式の可変ディフューザ圧縮機を開発した。(文献5) 圧縮機の性能・流量特性を決定する要素の一つで

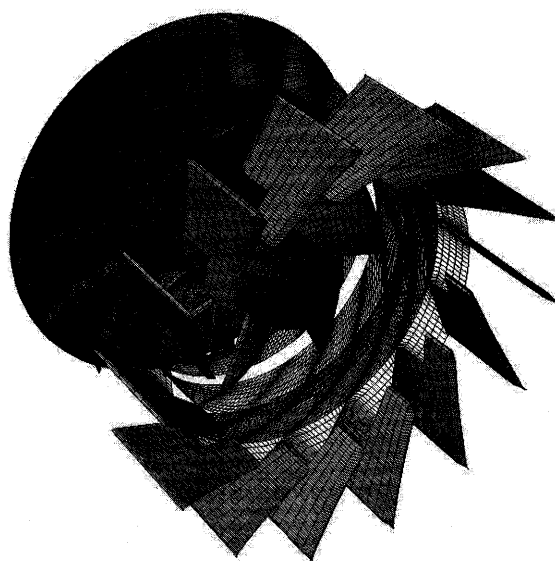


図6 羽根付きケーシングトリートメント (解析格子図)

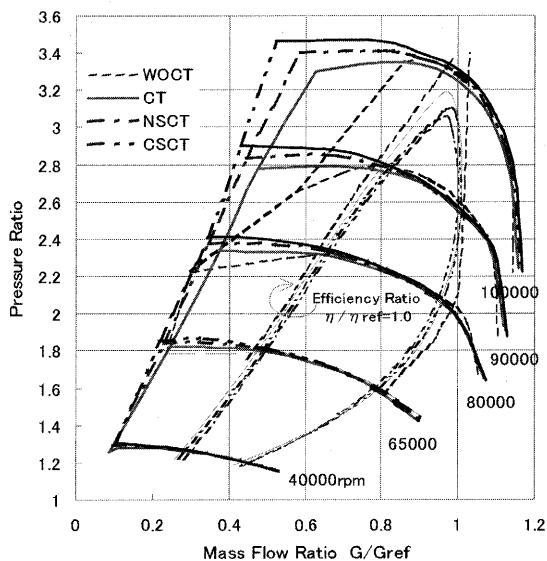


図7 ケーシングトリートメント有無の圧縮機性能

あるディフューザには、チョーク流量を大きくとることが出来て広い作動域が得られる羽根なしディフューザと、作動域は狭いが高い圧力回復により高効率を得られる羽根付きディフューザがある。このふたつのディフューザの長所を併せ持たせるため切り替え式として、羽根付きディフューザの羽根を出し入れする簡易的な可変機構を組み込んだ過給機を開発した。(図8, 9) 環状ダイヤフラムを用いて空気圧駆動でディフューザ羽根を動かす機構とした。エンジンの高出力時には羽根なしディフューザ形態として大流量を吞ませ、低出力時には、羽根付きディフューザ形態として高効率を図った。この過給機のエンジン搭載試験により、エンジン性能を改善出来ることを確認した。

3.2 船用過給機の高圧力比化

船用過給機の圧縮機は、車両用過給機に比べると圧力比が高く作動域が狭いため、羽根付きディフューザを用いた遠心圧縮機が使われる。ディフューザ入口部の流れは大きな旋回速度成分を持った遷音速流れであるため、モデル試験(翼列試験)による性能確認や流れの把握が困難であった。このため、試験圧縮機によるディフューザ流れの計測を試みると同時に、CFDによる流れのシミュレーションを行った。この過程で、インペラ出口の流れは大きな翼高さ方向分布を有しており、そのような流れが流入するディフューザ内の流れも翼高さ方向に大きく変化する3次元流れとなる。このようにインペラとディフューザの非定常干渉により、ディフューザの性能は大きく影響を受けることとその流れの予測方法を明らかにした。(文献3)

3.3 タービンの性能向上

車両用過給機の全てと中小型の船用過給機のタービンにはラジアルタービンが使われている。昭和29年に国内で初めてラジアルタービンを用いた過給機が使用されて以来、小型、軽量、低コストといったメリットにより改良が重ねられてきた。とくに、エンジンの比出力向上のため、過給機の高圧力比化が永年に涉って進められている。(文献5)

自動車のユーザーのニーズとして、車の走りの快適性が求められることから、車両用過給機にはターボラグの改善・加速応答性の向上が望まれている。このため、小型で大流量のタービンに対する要求が強い。過給機の加速応答性にはタービンの慣性モーメントが大きく影響するため、タービン羽根車径を小さくした斜流タービンが開発された。過給機のラジアルタービンの羽根は強度上の制約からラジアル要素で構成されており、羽根形状の自由

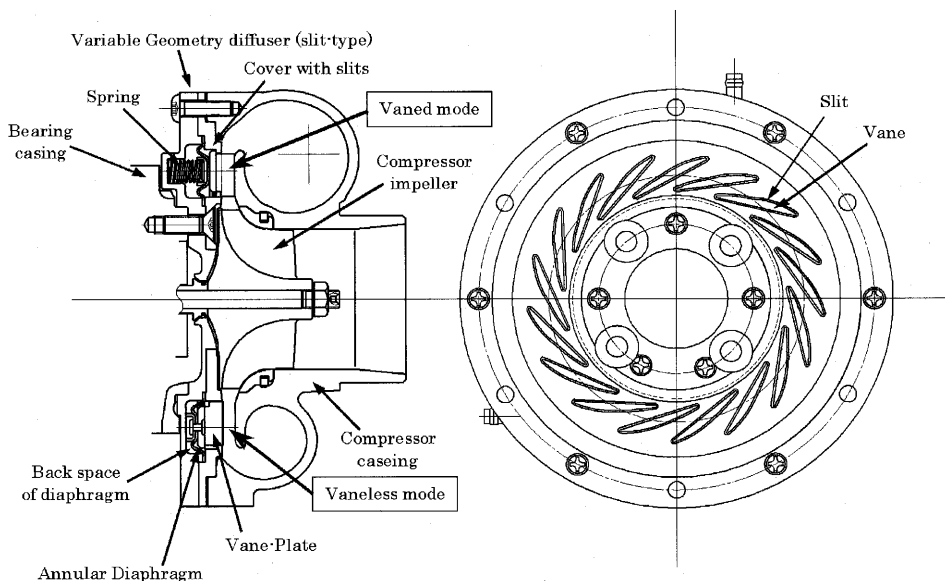


図8 可変ディフューザ圧縮機

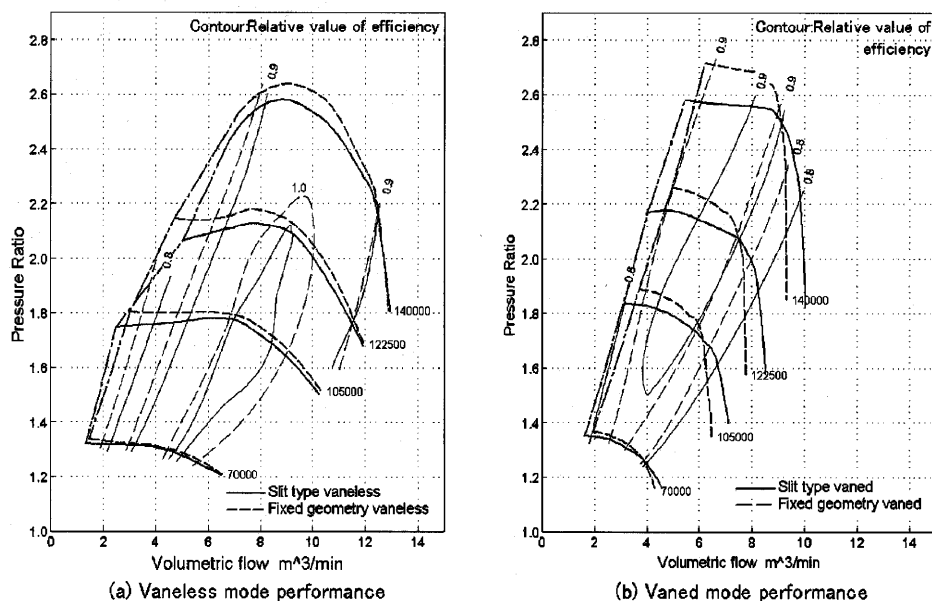


図9 可変ディフューザ圧縮機の性能

度は遠心圧縮機に比べると極端に少ない。斜流タービンの場合、同じ制約下でも流入角度に自由度が出来るためより高いポテンシャルを有し、効率改善に寄与した。その後の高圧力化の要求により高負荷領域での性能に有利なラジアルインペラの適用が多く見られるようになり、ラジアルインペラの慣性モーメントの低減が進められた。

一方、船用過給機ではエンジンの高出力化の要求が高く車両用過給機に較べて圧力比が高いため、この領域での性能で有利な固定ノズル付きのラジアルタービンが使用される場合が多い。車両用過給機においてはノズル無しラジアルタービンが長く用いられてきたが、近年ディーゼルエンジンの排気ガス規制対策として、特に低速領域のスモーク低減ためブーストアップにより空気量を増やすことが必須となってきた。このため車両用レシプロエンジンの広い作動域に涉って高い性能を発揮するためにはVGSタービンの適用例が多くなっている。VGSには種々の方式が考案されているが、ノズル翼の角度を可変とする方式が一般的である。ノズル付きタービンの場合には、幅広いノズル取り付け角度の変化に対して、高いタービン効率を発揮することが望まれる。

また、エンジン排気ガスの高温下で作動するタービンインペラには高い信頼性が必須である。このため、上流要素による空力励振の評価を行っている。ノズル無しタービンのスクロールによるインペラ翼の励振の影響を調べた場合のタービンの断面とスクロールを図10に示す。図11には翼振動応力予測のフローを、図12には解析結果の翼の変位と応力を示す。これらの評価はタービンの開発に適用されている。

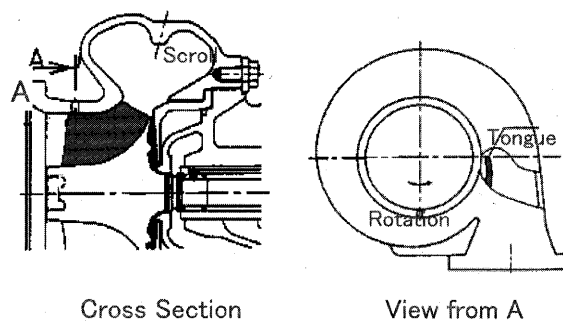


図10 タービン断面図とスクロール

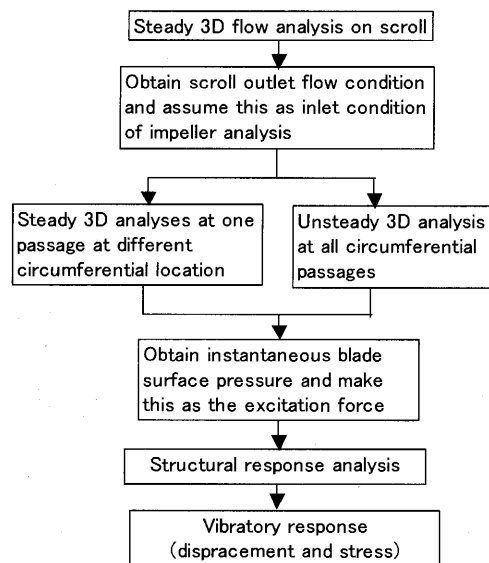


図11 翼振動応力予測のフロー

3.4 脈動流下のタービン性能

レシプロエンジンの排気ガスにより駆動される過給機

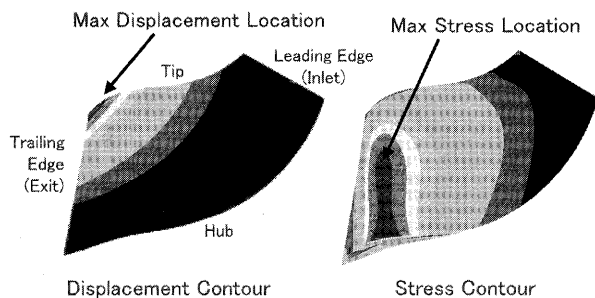


図12 翼の変位と応力

のタービンは排気ガスの脈動の影響を受ける。このため、定常流下のタービン性能が脈動流下ではどのように変化するかを知る必要がある。そこで、タービン内部の流れの圧力・温度・流量の瞬時瞬時の変化を計測すると共に、過給エンジンの性能のシミュレーションを行い、影響を評価している。特にツインエントリータービンの場合には、スクロール内部の流れのモデルを用いたタービンモデルを社内開発し使用している。

3.5 過給エンジンの性能シミュレーション

エンジン性能シミュレーションプログラムとして汎用ソフトの他に社内開発したソフトを使い分けて使用している。最近の高比出力化に対応する2段過給システムの検討や、過渡応答中のEGR（排気ガス再循環）バルブとVGSノズル開度の協調制御の検討などには、これらエンジンシミュレーション技術が非常に有効である。

4. あとがき

IHIにおける過給機空力要素の研究開発への取組みをご紹介します。

今後も設計部門と連携を取って技術の高度化を図り、過給機・過給エンジンの高性能化を通じて、地球環境の改善に貢献することを願っている。

参考文献

1. 川久保, 遠心型・斜流型ターボ機械のCFD, ターボ機械32巻5号 (2004)
2. Dai, et al. Comparison of Internal Flow Field between Experiment and Computation in a Radial Turbine Impeller, JSME Int. J. Series B, Vol.47, No.1 (2004)
3. 玉木他, 遠心圧縮機用翼形ディフューザ内の流れと性能改善, ターボ機械26巻12号 (1998)
4. 後藤他, ケーシングトリートメントによる過給機用遠心圧縮機の広作動域化に関する研究, ターボ機械31巻8号 (2003)
5. 山口他, 過給機用可変ディフューザ圧縮機の開発, ターボ機械33巻2号 (2005)
6. 榊田, ラジアル形過給機のタービン技術の向上 日本ガスタービン学会誌27巻2号 (1999)
7. Nakano, et al. Study on Blade Forced Vibration Response of Radial Inflow Turbine, IGTC2003Tokyo TS-053 (2003)

特集：過給機

三菱重工における過給機の要素開発

茨木 誠一^{*1}

IBARAKI Seiichi

川節 望^{*1}

KAWASETSU Nozomu

西田 英朗^{*1}

NISHIDA Hideaki

細谷 浩之^{*1}

HOSOYA Hiroyuki

キーワード：過給機，コンプレッサ，タービン，CFD，EFD，チタンアルミ合金，アルミ合金，軸受，翼振動，CAA

1. はじめに

京都議定書がこの2月に発効され、世界規模での地球環境保全に向けた取り組みの加速が期待される。既に、車両、船舶、定置発電等のエンジンシステムの燃費、排ガス規制は強化の一途にあり、更に厳しい規制が国内外で計画されている。このような中、エンジンシステムの排出CO₂低減、排ガス浄化に果たす過給機の役割は大きく、一層の高性能化、高付加価値化のニーズが高まっている。

過給機に要求される性能は、高効率、高圧力比、広作動範囲であり、これらは永遠の課題である。当然ながら、高信頼性、低コストは製品として必須条件である。車両用小形過給機は主にディーゼルエンジンの高性能化に用いられてきたが、近年では、ドライバビリティーの向上、エンジン制御の多様化に対応し、可変タービンを採用した可変容量過給機（VGターボ：Variable Geometry Turbocharger）が普及し、コンプレッサの作動範囲拡大が求められている。また、これまで過給を出力増大の手段としていたガソリンエンジンも、燃費向上のためのダウンサイジングの手段として過給機の適用が進んでいる。更にガソリンエンジンでは燃費向上のため、理論空燃比燃焼に近づき、排ガス温度が1,000℃を超えるエンジンも開発されており、高温化への対応が課題である。

船用に代表される大形過給機はエンジンの小形高出力化に伴い、高圧力比化と大容量化が課題である。また、エンジンシステムの熱効率向上のため、排ガス回収タービン等の余剰排ガスエネルギーを回収する各種システムの適用も進んでおり、過給機の高効率化が求められる。

本報では当社の車両用小形過給機（TD型）から船用大形過給機（MET型）の要素技術開発の取り組みを紹介する。

2. 空力性能

コンプレッサ、タービンは過給機の性能を決める主要要素である。小形、大形過給機ともにコンプレッサは小形高圧力比で、比較的広い作動範囲で高効率な遠心式が用いられる。タービンは小形過給機では搭載性、量産性に優れた輻流タービンが、大形過給機では軸流タービン

が使用される。空力性能の向上には、動翼、静翼の翼形とスクロール、排気室等の流体通路の改良を行っている。

2.1 CFD・EFDハイブリッド解析

今やCFD（Computational Fluid Dynamics）は空力設計に欠かせないツールであり、定常解析に加え、非定常解析も設計に活用されるようになった。⁽¹⁾しかしながら、CFDだけでは流動現象の評価が困難であったり、精度が不十分な場合も多い。そこで、レーザ流速計や高応答圧力センサを用いた流動計測、すなわち、EFD（Experimental Fluid Dynamics）を併用することで、双方を補完、検証し、流動現象の解明と高性能化のコンセプト創出を行っている。⁽²⁾このCFD・EFDハイブリッド解析の例として、MET型過給機用コンプレッサの例を紹介する。^{(3),(4)}大形過給機では最高圧力比は4～5が要求され、高周速化と、大容量化のための翼高さの増大により、入口流速が音速を超える遷音速流れとなり、衝撃波を伴う複雑な流れとそれに起因する損失生成が課題である。図1に遷音速羽根車のCFDによる可視化結果を示す。遠心コンプレッサは3次元的な翼形状により、内部流れも非常に複雑な3次元流れとなり、CFD結果から流れの構造を把握するのも容易ではない。そこで、Critical point理論による渦コアの同定と無次元ヘリシティ分布をマッピングするデータマイニングの手法に

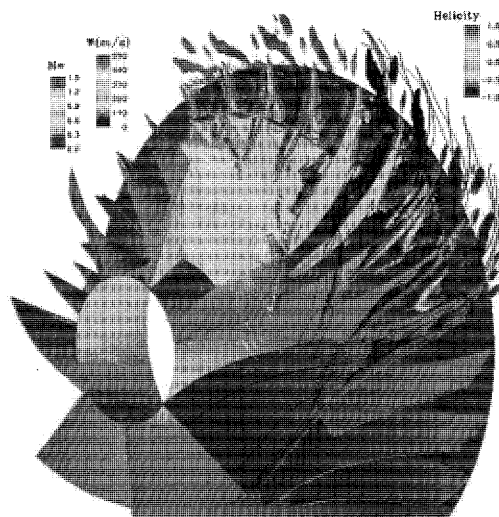


図1 遷音速羽根車の内部流れ

原稿受付 2005年6月15日

*1 三菱重工業株式会社 技術本部 長崎研究所

〒850-8610 長崎市飽の浦町1-1

より、渦構造を可視化することで、流れの構造を把握している。⁽⁵⁾ 図1から、翼端漏れ渦、二次流れにより翼負圧面の境界層が巻き上がった渦が捕らえられ、流れの構造と損失の発生メカニズムが把握できる。

CFDの検証のため、この羽根車の内部流れをLDV (Laser Doppler Velocimeter) と高応答圧力センサを用いて計測した。図2に子午面形状と計測断面を示す。羽根車上流から下流まで圧力センサでシュラウド壁面静圧を18点、LDVで翼間流速分布を8断面計測した。計測条件は圧力比3.9、周速482m/s、入口チップ相対マッハ数1.3である。図3にシュラウド壁面圧力計測及びLDV計測とCFDの比較を示す。これより、壁面静圧から求めた等エントロピマッハ数を比較すると、衝撃波の位置、流速分布は良好に一致している。また、インデューサ部の翼間の子午面流速の比較より、EFDではシュラウド近傍に形成される低流速域が大きく、CFDでは過小評価されていることが分る。また、EFDでは中間羽根の負圧面翼端近傍に低流速域が形成されており、これは図1のCFD結果から衝撃波と翼端漏れ渦の干渉によるものと推定される。このように、CFD・EFDハイブリッド解析により、双方を補完し、CFDの限界と精度を把握した上で、流動のメカニズムを解明し、高性能化のコンセプトを創出している。このCFD・EFDハイブリッド解析は小形TD型の亜音速コンプレッサ⁽⁶⁾、ラジアルタービ

ン^{(7),(8)}、MET型の軸流タービンにも適用している。

2.2 コンプレッサ

コンプレッサの高効率化は、本誌別報にも記載のように、前述のCFD・EFDハイブリッド解析から、亜音速コンプレッサでは3次元化による二次流れの低減、遷音速コンプレッサでは衝撃波に起因する損失の低減等を行ってきた。

また、近年の可変容量タービンの普及と高圧力比化に伴い、コンプレッサが過給機の作動範囲を制限するようになり、作動範囲の拡大がコンプレッサの重要課題となっている。作動範囲を拡大する方法には、ケーシングトリートメントや産業用コンプレッサ等で使用している可変入口案内羽根、可変ディフューザの適用が考えられる。ここでは、可変機構なしで作動範囲の拡大を行った小弦節比ディフューザの例を紹介する。図4は小弦節比ディフューザのコンプレッサ作動範囲と効率を翼付きディフューザ及び翼無しディフューザと比較したものである。小弦節比ディフューザは従来19枚の翼枚数を6枚に低減し、且つ入口角、翼形状を改良したものである。その結果、従来の翼付きディフューザに対し、最高効率は約2%劣るものの、圧力比4では作動範囲が約3倍に拡大し、圧力比3.8以上では約2%以上の高効率化を達成した。また、翼無しディフューザに対しては全域で効率、圧力比が高く、同等の作動範囲が得られた。

2.3 タービン

主に小形過給機に使用されるラジアルタービン、大形過給機の軸流タービンもCFD・EFDハイブリッド解析

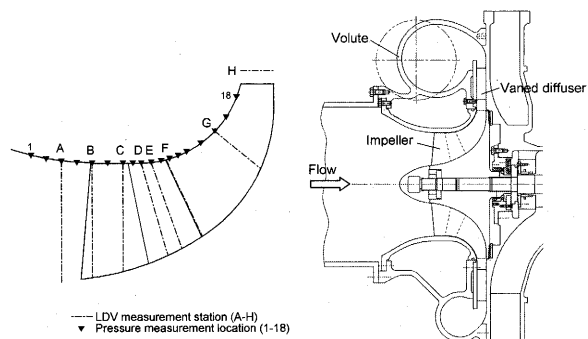


図2 遷音速羽根車の子午面形状と計測断面

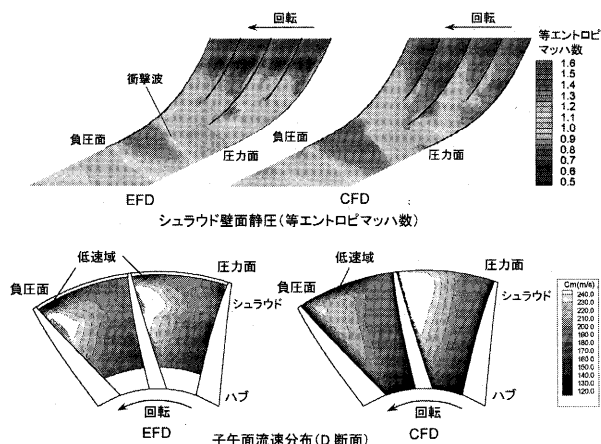


図3 遷音速羽根車のCFDとEFDの比較

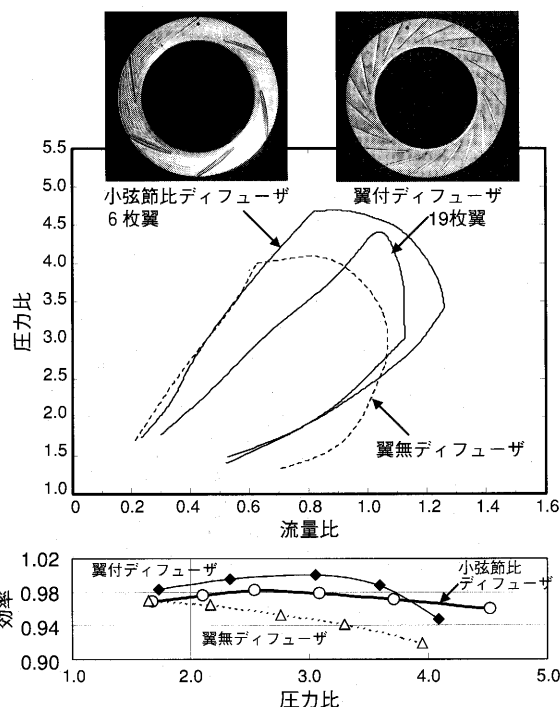


図4 コンプレッサ作動範囲と効率の比較

により、高効率化を達成してきた。

ラジアルタービンの3次元動翼、背面曲線翼ノズルによる高効率化は本誌別報の通りであるが、その上流にあるタービンスクロールも性能に重要な要素である。タービンスクロールはノズル翼または動翼に周方向一様な旋回流を与える目的で用いられるが、翼無しノズルではスクロールがノズルの役目も兼ねるため、特に重要である。スクロールは周方向に断面積が減少する非軸対称構造であり、内部流れは3次元性が強く、スクロール出口での周方向、翼高さ方向の非一様性が当方のLDV計測でも確認されている。⁽⁸⁾図5にスクロールのCFD結果を示す。本計算はスクロール内部の周方向の主流と側面近傍の半径方向二次流れで形成される3次元流れを捕らえるため、メッシュ数300万点の比較的大規模な計算を行ったもので、タービン動翼は体積力でモデル化している。図5の限界流れより、スクロール側面には入口直後から半径方向に強い二次流れが生じることが分る。また、スクロール入口部で剝離した境界層が動翼に流入し、舌部では入口流れと再循環流れの干渉により複雑な剝離流れが形成され、周方向の非軸対称性の原因であることが分る。

大型過給機の軸流タービンは、発電用タービン等に比べ、運転域が広く、インシデンス変化に対し、ロバストな翼設計が要求される。また、動翼出口の旋回流も大きく変化するため、排気ディフューザも広い範囲で高い圧力回復率が求められる。一方、過給機用軸流タービンは運転条件の変化に伴い、動翼の固有振動数に対応する共振回転数を通過するため、種々の励振力に対する動翼の振動応答を把握することが信頼性確保の観点から重要である。図6はMET型過給機用軸流タービンの動静翼干渉非定常流動解析の結果であり、エントロピの大きいノズル後流が動翼に流入する様子がわかる。本解析を非定常的な損失の低減による高効率化、また、ノズル後流による動翼の励振力評価に活用している。

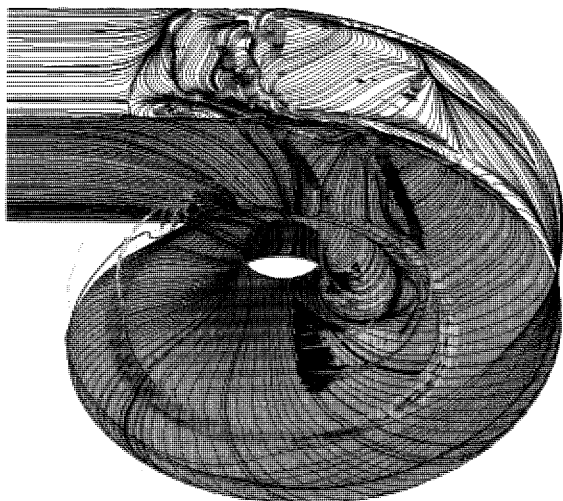


図5 ラジアルタービンスクロールの内部流れ

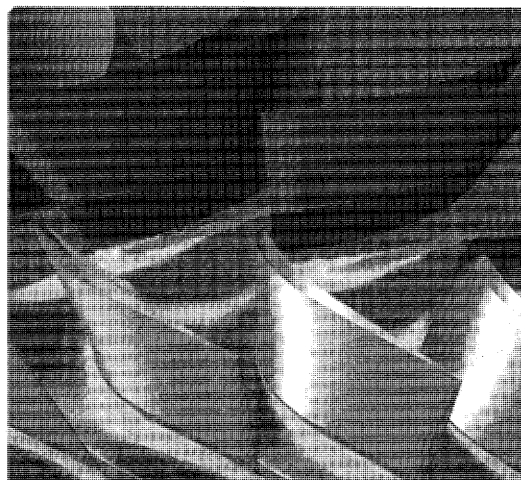


図6 軸流タービンの動静翼干渉解析（エントロピ分布）

2.4 最適設計法

CFDが強力な設計ツールとなったものの、これまでの空力設計において翼形状の計画は設計者の経験と感性に寄るところが大きい。近年では翼形の生成と性能評価を遺伝的アルゴリズム（GA：Genetic Algorithm）等を用いて自動化し、最適設計する手法が開発されている。⁽⁹⁾本手法は従来設計者が計画できなかった高性能翼形を生成できる可能性があり、既に過給機用コンプレッサ、タービンの設計に適用を進めている。

3. 材料

過給機の高圧力比化、大容量化に伴い、高温強度に優れた材料が不可欠となる。また、過給機の弱点である過渡応答性の改善には軽量材が有効である。

車両用ラジアルタービンではガソリンエンジンの排ガス温度が900℃以上になり、最近では1,050℃が要求されるようになってきている。当社では軽量で高温強度に優れたチタンアルミ合金を開発し、1999年に量産した。⁽¹⁰⁾当社のチタンアルミ合金は高温強度と耐酸化性を向上させるため、ニオブを比較的多量に含むのが特徴である。図7に比強度の比較を示す。開発材は900℃の高温まで従来耐熱合金のInconel 713Cを上回る。また、チタンアルミ合金は線膨係数が軸材と異なるため、図8に示すように軸との接合にはインサート材をろう付けしている。量産にあたっては、ろう材の材質とろう付け条件の最適化を行った。また、ろう付け部の底面と側面の全周同時検査が可能な超音波探傷検査システムを開発し、製造ラインに組み込んで品質確保を行った。

コンプレッサ羽根車には小形ではアルミ鋳造合金、大形では鍛造合金が用いられる。いずれも溶体化処理と時効硬化処理により強度を確保しているが、時効温度以上で長時間使用されると、強度が低下するため、連続使用温度は180℃程度である。しかし、圧力比の上昇に伴い、200℃以上で使用可能な材料が求められる。そこで、当社はスプレーフォーミング法で製造したAl-Fe系急冷

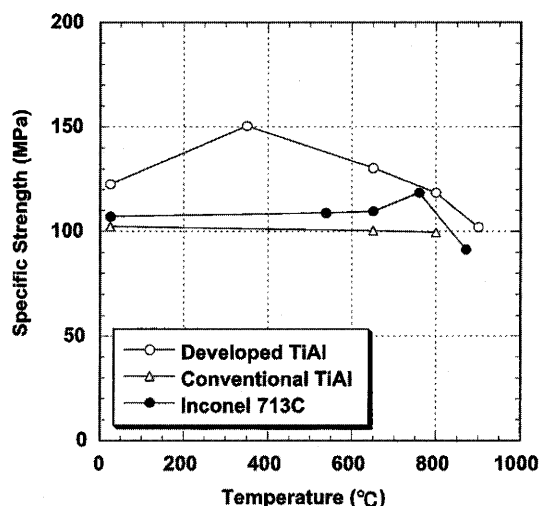


図7 チタンアルミ合金の比強度比較

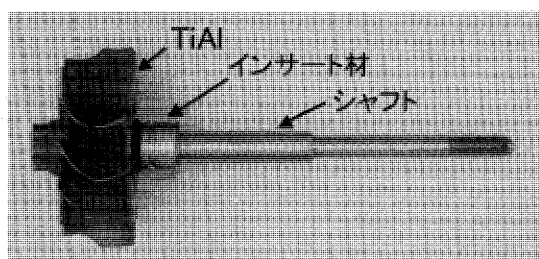


図8 チタンアルミ合金タービン

凝固合金を材料メーカと開発した。¹¹⁾ 図9に開発材と従来アルミ合金の組織比較を示す。Al-Fe系急凝固合金は1 μm 以下の析出物が均一に分散した組織であり、図10の引張試験結果より、室温から250°Cの範囲で従来アルミ合金 A2618の引張強度、0.2%耐力を上回り、250°Cの高温でも急激な強度低下は認められない。室温における破断伸びも15%以上であり、高強度と高延性を併せ持つ特徴がある。コンプレッサは従来アルミ合金で強度が不足する場合、チタン合金の適用が考えられていたが、コストが高く、比重量も大きくなり、過渡応答性やコンテインメントが課題となる。しかしながら、このAl-Fe系急凝固合金は一足飛びにチタン合金を採用することなく、これまでと同等の過渡応答性とコンテインメントを維持したまま、高温化が可能となるため、今後の高圧力比過給機への適用が進むと思われる。

4. 軸系・軸受

ジャーナル軸受は小形過給機がフローティングブッシュ軸受を、大形過給機は多円弧セミフロート軸受を採用している。スラスト軸受には小形、大形ともに低コスト、コンパクトなテーパランド軸受を採用している。

近年、過給機の高圧力比化、大容量化、ディーゼル微粒子除去装置 (DPF: Diesel Particulate Filter) の採用などにより、スラスト荷重の増加と高速化の傾向にある。このため、各軸受の摺動条件も厳しくなり、軸受の信頼

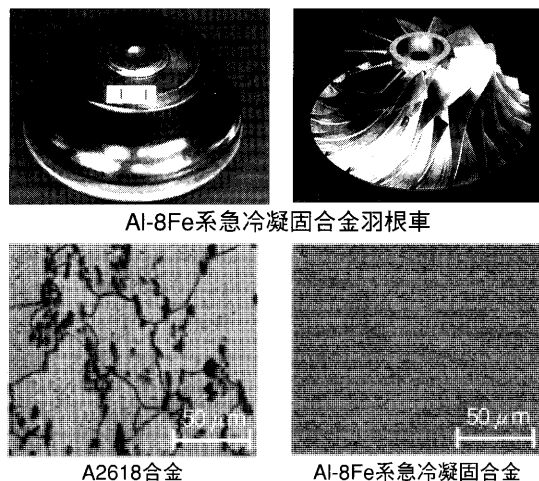


図9 急凝固アルミ合金とマイクロ組織の比較

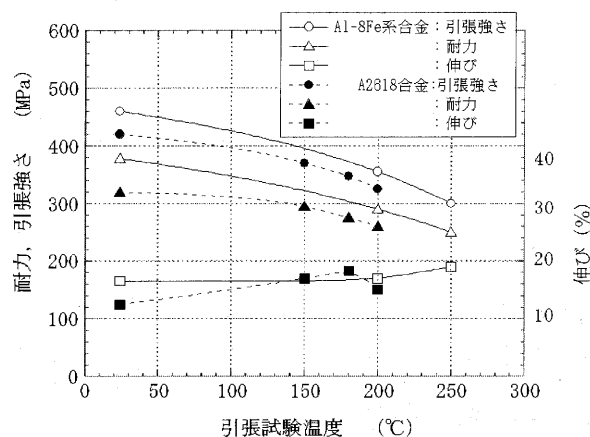


図10 急凝固アルミ合金の材料強度試験結果

性が重要となっている。当社では独自に開発したジャーナル軸受及びスラスト軸受の潤滑解析ツールを用いて軸受形状の最適化を行い、実機での試験計測で信頼性を確認している。

一般的に高速回転体のすべり軸受には熱流体潤滑解析 (THL: Thermal Hydrodynamic Lubrication) が適用される。THL解析は軸受内の油膜圧力を計算するレイノルズ方程式と油膜内の温度分布を計算するエネルギー方程式を連成させた解析で、油膜厚さ、油膜圧力、軸受温度等の予測が可能である。すべり軸受のすき間は非常に狭く、すき間内の油の流れは、粘性が支配的となるため慣性を無視した層流として取り扱うことが可能な場合が多いが、過給機のような高速回転体では慣性の影響が無視できず、乱流や遠心力の影響を考慮した解析が必要となる。¹²⁾

また、スラスト軸受においては前述のようにスラスト荷重が厳しくなる傾向にあり、過給機効率の観点から軸受サイズは出来るだけ小さくする必要があるため、より高面圧に対応した軸受が不可欠である。このようなスラスト軸受は高周速、高面圧な摺動条件のため発生する圧力が高く、軸受温度も高くなることから構造変形や熱変形が負荷能力に与える影響を無視できなくなる。従来、

テーパランド軸受等の固定パッド軸受は構造の剛性が大きいため、それらの影響を無視して解析されることが多かった。そこで、当社では高速、高面圧条件下での解析精度を高めるために、構造変形や熱変形を汎用 FEM 解析コードで計算し、油膜の状態は THL 解析で計算する連成解析を実施している。

図11は本解析技術を MET 型過給機のスラスト軸受に適用した例である。また、図12に負荷能力の改善結果を示す。これは実機大のスラスト軸受試験機によってスラスト荷重に対する軸受温度を計測し、軸受温度が限界温度に達したときのスラスト荷重を負荷能力として評価したものである。改善前を基準とした相対値で評価すると、変形を考慮したスラスト軸受形状の改良により、約2倍の負荷能力が得られることが確認された。

また、過給機の配置の自由度向上、軸受損失低減、更には燃料電池用ターボへの適用も視野に入れ、気体軸受の開発を行っている。図13は開発中のフォイル型軸受である。フォイル型軸受は芯保持が容易で、フォイルの摩擦による減衰効果もあり、過給機のような高速回転機械に適している。課題は起動停止に伴う軸受摩耗であり、

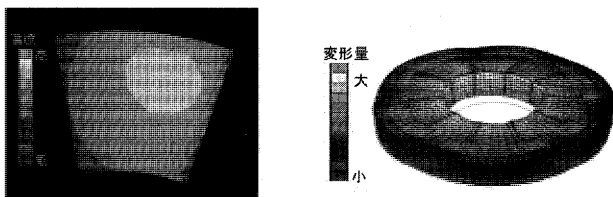


図11 スラスト軸受の連成解析例

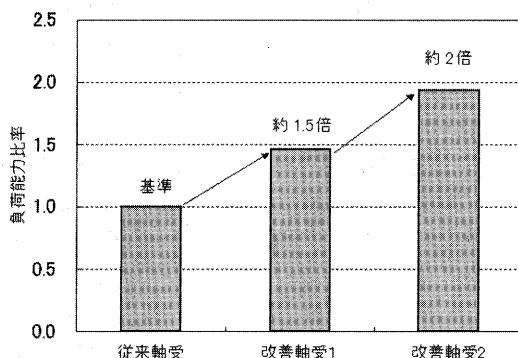
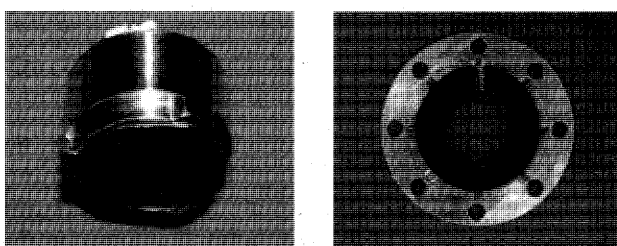


図12 スラスト軸受の負荷能力改善例



ジャーナル軸受

スラスト軸受

図13 気体軸受

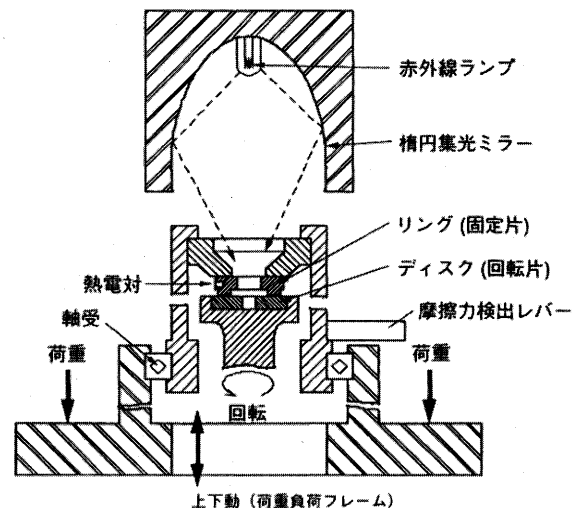


図14 高温摺動試験装置

図14の高温摺動試験装置を用いて、フォイル及びコーティング材料の開発を行っている。この装置は室温から約1,000℃、面圧 5 MPa、速度 1 m/s の試験が可能であり、気体軸受の他に VG ターボの変可ノズル機構の高温摺動部の材料評価にも活用している。

5. 信頼性

5.1 翼振動強度

過給機の高圧力比、高温化に伴い、信頼性確保は益々重要である。ここでは、過給機の信頼性向上の取組みとして、近年普及が著しい VG ターボに適用されるラジアルタービン動翼の翼振動強度評価技術を紹介する。¹³⁾ VG ターボは動翼外周に複数の可変ノズル翼があり、動翼はノズル後流の通過周波数で励振される。過給機は回転数範囲が広いので、ノズル後流との共振回転数が運転域に含まれるため、翼振動応力の評価と実験検証が不可欠である。

図15にレーザ振動計で計測したラジアルタービン動翼の振動モードを示す。動翼の振動モードはディスクの振動と連成するため、その影響により各翼で振動応力が異なり、正確に最大応力を計測するには多翼同時計測が必要である。図16は供試タービンと4チャンネルのFMテレメータであり、100,000rpm までの計測が可能である。図17に4翼の同時計測結果と解析結果を示す。これは4翼の応力計測結果と FEM のモード解析結果をフィッティングし、最大振動応力を推定したものであり、実際に計測した応力と推定される最大応力が異なることが分る。よって、正確に信頼性を評価するには、ディスク連成振動を考慮して、解析と計測から最大応力を推定することが必要である。

5.2 高温耐久性

ガソリンエンジンでは前述の通り、排気ガス温度が 1,000℃を超えるものが開発されている。今後も高温化が進むものと思われ、タービンの高温信頼性が課題とな

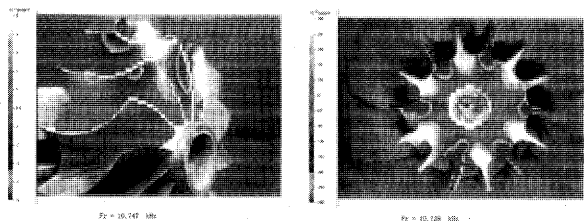


図15 ラジアルタービンの翼・ディスク連成振動モード

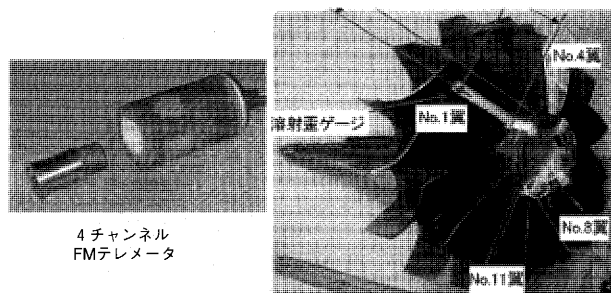


図16 ラジアルタービンの多翼同時計測

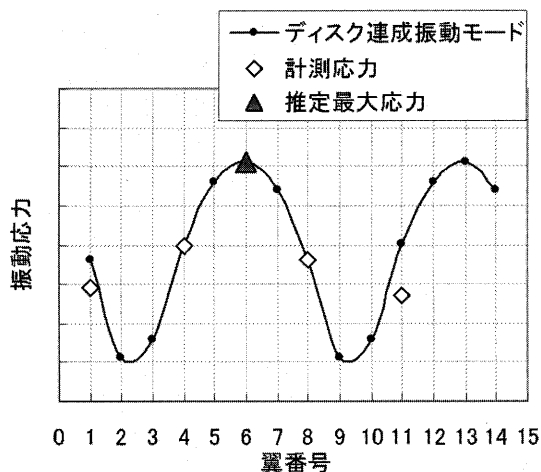


図17 ラジアルタービンの翼振動応力計測結果

る。図18は当社が保有しているホットスピン試験装置であり、最高ガス温度1,450℃の回転試験が可能である。これまでにセラミックタービン、チタンアルミ合金、繊維強化複合材等の開発に活用してきたが、最近ではガソリンエンジン用の高温過給機のスピントスト、耐久試験も行っている。更に、この設備は、図19に示すように高速度カメラによるタービン動翼のバースト瞬間の写真撮影(5 μ sec/1枚)が可能であり、破壊のメカニズムを把握するのに有効である。

6. 騒音

過給機は車両用をはじめ、人の近くで使われことが多く、騒音低減は重要な課題であり、低騒音化の要求も年々厳しくなっている。過給機の騒音は羽根車の回転に伴う翼通過周波数とその高調波成分からなる回転音が卓越している。一般に回転数が高いため、周波数の高い耳に付く音として感じられる。特に、過給機は運転回転数域

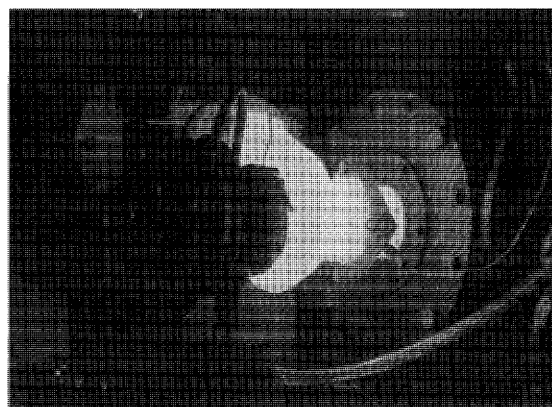


図18 ホットスピンテスト装置

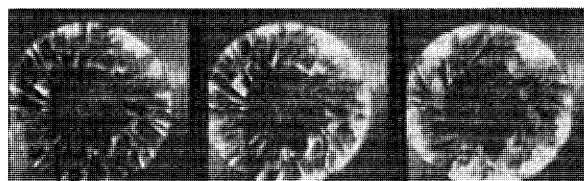


図19 セラミックタービン破壊瞬間の高速写真

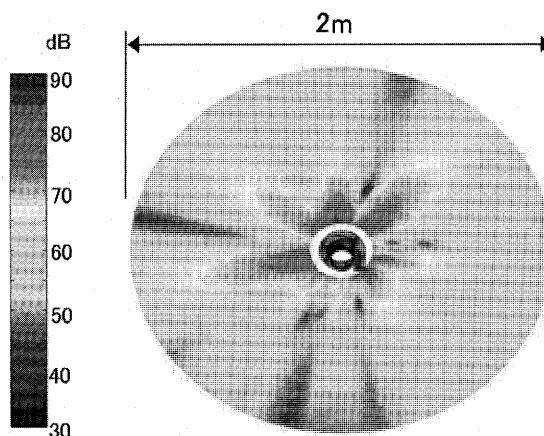


図20 過給機周りの騒音分布

も広く、過給機サイズによっては人の耳が最も敏感な数kHzで常用される場合もあり、低騒音化が不可欠である。

これまで実験や経験則により騒音の予測、低減が行われて来たが、近年では、CFDと音響解析を組合せたCAA (Computational Aeroacoustics) と呼ばれる流体騒音の予測が行われている。¹⁴⁾ 図20は過給機のコンプレッサにCAAを適用し、過給機の周囲2mの透過音分布を求めた例である。まず、CFDで求めた回転翼面の圧力変動から Ffowcs Williams-Hawkings の式を用いて音場解析を行い、境界要素法で音の伝播を予測する。更に、ケーシングの構造解析と連成させることで、ケーシングの透過音を予測する。図21にケーシング近傍4点の音響インテンシティのCAAと実験の比較を示す。これより両者に定量的な差異があるものの、これまでの実験や経験則に代わり、設計ツールとして活用できるレベルになりつつある。

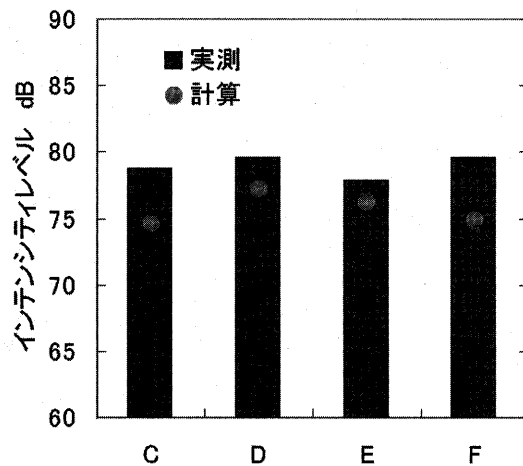


図21 音響インテンシティの比較

7. 将来技術

動力性能を損なうことなく、燃費向上と排ガス浄化を図るため、エンジンシステムは過給機、触媒、DPF等の後処理装置、排気ガス再循環 (EGR: Exhaust Gas Recirculation)、更には排熱回収装置を含めた多様な制御が行われ、今後も複雑化すると予想される。過給機もこれに対応して、VGターボが既に普及の途にあり、今後は可変コンプレッサ、ガソリン用の高温VGターボも現れるであろう。

また、車載電源の42V化も計画されており、⁰⁵今後は可変に加え、アクチュエータの電動化、更には過給機自体の電動化が考えられる。図22は当社で開発中の高速モータ発電機を内蔵した電動アシスト過給機、“ハイブリッドターボ”であり、超高速モータ発電機 (220,000rpm, 2kW) により、エンジン低速域でのモータアシストとエンジン高速域での発電回収が可能である。⁰⁶また、図23は高速モータと遠心コンプレッサを組合せた電動スーパーチャージャである。⁰⁷

材料は軽量材の適用が進む一方で、今後の高温化に対応し、超耐熱合金、チタン合金の適用が考えられる。気体軸受は過給機の搭載性向上と高効率化が期待でき、前述の電動コンプレッサへ適用すると、オイルフリーが要求される燃料電池用の小形高効率空気圧縮機に応用できる。永遠の課題である高効率、高圧力比、高作動範囲に対しては、GA等による最適設計法が設計者の感性を大いに手助けするであろう。

8. おわりに

当社の小形から大形過給機の比較的最近の要素研究開発について概説した。限られた紙面で小形、大形過給機の要素開発を取り混ぜて紹介したため、舌足らずで、散漫な説明になった感があるが、ご容赦頂きたい。

省エネルギー、環境保全のため過給機の果たすべき責務は大きい。今後とも、お客様、社会のニーズに合致した信頼性の高い製品を早く、安くお届けすべく、研究開

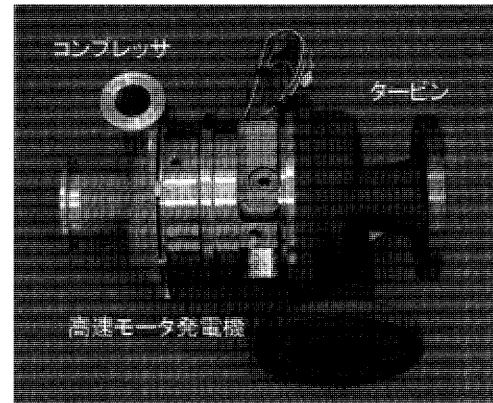


図22 ハイブリッドターボチャージャ

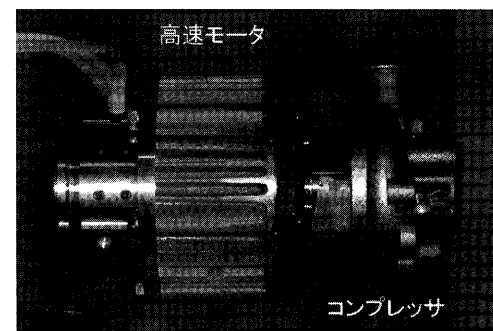


図23 電動スーパーチャージャ

発に進みたい。皆様からのご意見、ご助言をいただければ幸いです。

参考文献

- (1) 内田澄生他, 三菱重工技報, Vol.40, No.6, (2003), pp.336-339
- (2) 東森弘高, 日本ガスタービン学会誌, Vol.33, NO.2, (2005.3) p.27-33
- (3) Ibaraki, S. et al., 23th CIMAC World Congress (2001)
- (4) Ibaraki, S. et al., Trans. ASME J. of Turbomachinery Vol. 125 No.2 (2003) p.346-351
- (5) 古川雅人, ターボ機械協会誌 第28巻12号 (2000) p.7-12
- (6) Ibaraki, S. et al., SAE International Congress (1998)
- (7) Osako, K. et al, SAE 2002-01-0856 (2002)
- (8) 大迫雄志他, 第31回ガスタービン定期講演会 (2003)
- (9) 松尾淳他, 日本応用数理学会平成12年度年会 (2000)
- (10) Tetsui, T., Material Science and Engineering, A329-331 (2002), P582-588
- (11) 川節望他, 日本機械学会第12回機械材料・材料加工技術講演会論文集, No.14-15 (2004), pp. 281-282
- (12) Makino, T. et al., IMechE J. Eng. Tribology, Vol. 210, No. J3, (1996) pp. 179-187
- (13) Yokoyama, T. et al., SAE 2005-01-1855, (2005)
- (14) 加藤千幸, ターボ機械協会誌 第31巻5号 (2003) p.2-9
- (15) 電気学会・42V電源化調査専門委員会, 自動車電源の42V化技術, (2003), オーム社
- (16) 野口季彦他, 電気学会産業部門大会, (2004)
- (17) 高田陽介他, 電気学会自動車研究会, (2005)

特集：過給機

将来の商用車ディーゼルエンジンに求められる ターボ過給機の特性

内田 登^{*1}

UCHIDA Noboru

キーワード：ディーゼルエンジン，EGR，VGT，過渡運転，ボールベアリング，ターボコンパウンド

1. 超低エミッション・ディーゼル時代の到来

物流にとって不可欠な大型ディーゼルエンジンを取り巻く環境は，90年代後半からは，従来からの燃費の更なる改善に加え，クリーンな排気への要求が急激な高まりを見せている。国内の排気規制は近年では2～4年という短い周期で段階的に強化され，1999年からの10年間で窒素酸化物（NOx）は約1/6，排気微粒子（PM）は1/25レベルに強化されることが決定している。また米国，および近年ディーゼル乗用車の普及率が5割にもなる欧州においても，ディーゼルエンジンの排気規制値は，日本と同様に大幅に強化されつつある（図1）。

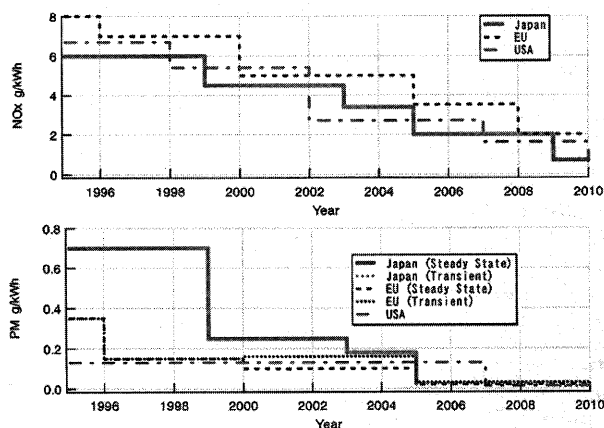


図1 各国の大型ディーゼル排気規制推移

この急激な規制強化の動きは，必然的に数多くの技術革新をもたらすことになった。ディーゼルエンジンはガソリンエンジンに比べて熱効率が高く，経済性に優れているが，反面排気温度が低い上に排気中に多量の酸素が残留するために，ガソリンエンジンのような高浄化効率の三元触媒を用いることが出来ない。最近ではNOxの吸蔵還元，或いは選択還元触媒も一部市場に投入されつつあるが，NOxの触媒浄化性能を上げることは（尿素水といった還元剤の消費も含む）燃費の悪化に直結することから，今後も可能な限り燃焼場で生成するNOxを抑制することが求められる。

また，ディーゼルエンジンではNOx排出とトレードオフの関係にあるPMの低減も同時に重要な命題である。近年PMを画期的に低減することに目処が付いたのはDiesel Particulate Filter (DPF)の実用化¹⁾に成功したからであるが，DPFに捕集したPMを再燃焼させるにもPMの燃焼温度まで排気を昇温するために，燃費を悪化させることを考慮すれば，フィルタの再生頻度を減らす，すなわちPMの排出も抑制しなくてはならない。

以上述べてきたような，燃焼制御によるNOxとPM同時低減のための技術革新として，第一に電子制御が必要不可欠となったことが挙げられる。元々大型商用ディーゼルエンジンでは長いライフサイクルに対応するため，燃料噴射装置も信頼性の高い機械式が普通であったが，燃費とエミッションをあらゆるエンジン運転条件で最適化するために，現在では例外無く電子制御式燃料噴射装置に置き換わっている。それだけでなく後述するEGR (Exhaust Gas Recirculation：排気ガス再循環)と吸入空気量を精密に制御する必要から，今や数多くのセンサ，アクチュエータを統合したシステムへと変貌している。

もう一つにはターボ過給機の普及が有る。ターボ過給機採用の理由として，一つには燃費改善が挙げられるが，近年はむしろ排気規制の強化に因るところが大きいのと考えられる。すなわち過給により，より希薄な条件で燃焼が起これば，NOxに関して言えば燃焼温度が低下することで生成が抑制され，PMに関して言えば余剰空気が増加するので燃焼終了までに再酸化し，低減することによりNOxとPMの同時低減を図ることができる。さらに現在の排気規制は，過給による希薄燃焼の効果のみでは適合が困難であり，一層のNOx低減にEGRを必要とするため，NA (Naturally Aspirated：自然吸気)エンジンではEGRガス分吸入空気が減り，トルク・出力が低下することになる。このため，以前は大排気量NAエンジンが主流であったダンプトラックにおいても，現在ではNAエンジンは殆ど存在しない。

そしてこれまで度々言及しているEGRの過給エンジンにおける実用化こそが，現在の低エミッション，特にNOx低減に大きく貢献する技術の要である。EGRは排気ガスを一部吸気に再導入することにより，シリンダ内作動ガスの熱容量を増して燃焼温度を抑制しながら，同

原稿受付 2005年5月11日

*1 日野自動車(株) 技術研究所 エンジン研究室

〒191-8660 東京都日野市日野台3丁目1-1

時に吸気酸素濃度の低減に伴う NO 生成反応をも抑制することで大幅に NO_x を低減することができる。図 2 に温度一定の条件下で、EGR 率を増していった場合の NO_x 排出割合をシミュレーション計算した例を示す。横軸の EGR は 0 で 0%, 1 で 100% を、縦軸の NO_x 生成率は EGR が 0% の時の排出量を 1 と無次元化した、各 EGR 率での排出量を示す。この図から解るように理想的な状態であれば、EGR 率を 50% ほどに高めると、NO_x の排出量はおよそ EGR の無い場合の 1/10 レベルまで低減する。実際には EGR 率を増加すると、クーラ等の冷却キャパシティが有限なために EGR ガス混合後の温度が上昇し、NO_x の低減割合は鈍化する。

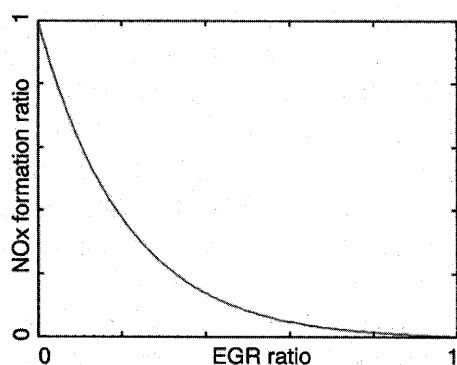


図 2 EGR 率と NO_x 低減率の関係

図 3 に現在のターボ過給 + EGR を採用したエンジンの構造例を示す。通常ディーゼルエンジンでは、燃焼制御により可能な限り低減したとしても排気中のすすを無視することができないため、コンプレッサやその下流に位置する吸気インタークーラ内部の汚損や腐食、それらに起因する効率の劣化を避ける必要から、EGR ガスは(汚損や腐食対策のされた) EGR クーラで冷却された後に、インタークーラ下流に導入されることとなる。

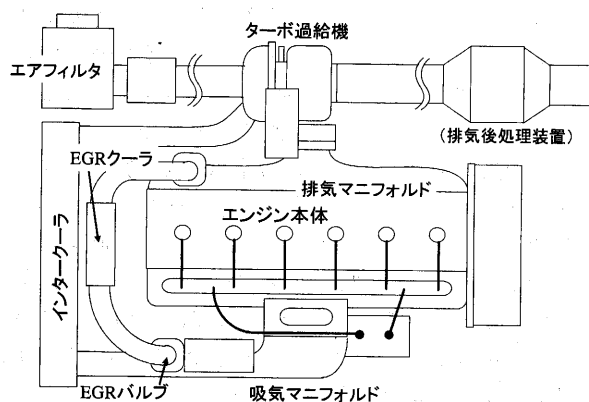


図 3 ターボ過給 + EGR エンジン構造例

本年 4 月 8 日に中央環境審議会の第八次答申⁽²⁾が出され、2009 年にはディーゼルエンジンのエミッションはガソリンエンジンと同じ水準まで低減することとなった。

この水準の達成には排気後処理技術は必須となるが、今後商用車にも要求される燃費 (CO₂) 規制への対応、あるいは高耐久性の維持のためにも、これまでの燃焼改善を支えていた電子制御 (燃料噴射) + 過給 + EGR 技術も一層進化する必要がある。特に高 EGR 技術は、通常のディーゼル燃焼における NO_x 排出量を低減するだけでなく、現在盛んに研究されている NO_x も PM も殆ど排出しない (軽油を用いた) 予混合燃焼⁽³⁾ の制御にも必要であり、その応用範囲は広い。

次節以降に、将来の超低エミッション化のための高 EGR 技術に求められる過給機の性能要件について、ユーザの立場から述べてみたい。

2. 高 EGR 率に適合するための過給システム

2.1 定常運転条件

前節で述べたように、過給ディーゼルエンジンで EGR を実施するには、ターボ過給機の上流の排気マニフォールドから排気を一部分流し、冷却器を介して吸気マニフォールドに配管するのが一般的である。すなわち EGR ガスは両マニフォールド間の差圧と、端部に取りつけられた流量調節バルブ (EGR バルブ) により流量がほぼ決まる。ただし常にエンジンの排気マニフォールド側の圧力が高い訳ではなく、NO_x 低減に必要とされる最適な EGR 率を得るためには圧力差を“作る”ことが必要になる。

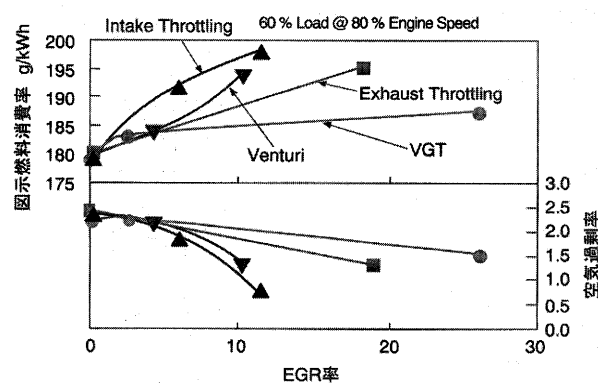


図 4 様々な機構による EGR 実現時の燃料消費率と空気過剰率の数値シミュレーション比較

図 4⁽⁴⁾では排気マニフォールド圧を相対的に高め EGR 率を増やす目的の機構を、燃料消費率 (上) と空気過剰率 (下) の観点からシミュレーション計算し比較した。この図からも、吸気絞り、排気絞り、あるいは EGR ガスの混合部の断面積を絞ることで静圧を下げるベンチュリー方式に比べ、現在一般的となった VGT (Variable Geometry Turbine, または VTG, VNT 等多くの呼称が混用されている) が EGR 率を増やしていった場合、最も燃費悪化が少なく、空気過剰率の低下も抑制できることがわかる。ディーゼルエンジンの場合、空気過剰率

を維持することはすす生成量抑制のために重要なことである。

過給ディーゼルエンジンに EGR を適用する場合、ターボ過給機の排気タービンとコンプレッサ間のパワーバランスも重要になる。燃焼室内でのすす生成を抑制するため、ある程度の空気過剰率を確保しつつ多くの EGR ガスを吸気に導入することは、増加した吸気をシリンダ内に押し込むためにコンプレッサの圧力比の増加(大型の高出力エンジンにおいては、圧力比として4～5のレベル)を必要とするが、一方、排気エネルギーは EGR ガス分減少するため、タービン軸から得られる出力が低下する。特にエンジンの低速域で VGT を絞り EGR 率を高めた場合には、排気エネルギーの減少が顕著なため、要求される圧力比が得られないことから、吸入新気の減少を引き起こす。これはコンプレッサの作動線がサージラインに近づく(効率が低下する)ことを意味し、最終的には必要な吸入新気と EGR 率が得られない状況が生ずる。また吸入新気を確保できたとしても、EGR 率を増加させるためには圧力比を高める必要があり、同じくサージラインに制限される。

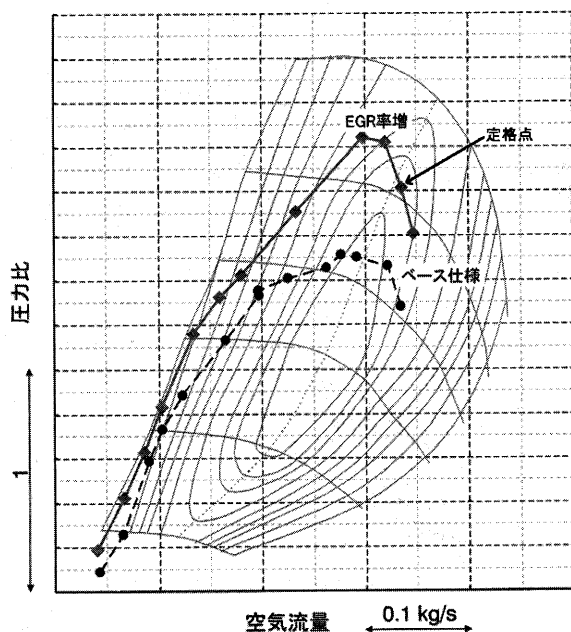


図5 コンプレッサ作動線の EGR 増による変化

図5にベース仕様に対し、VGTの効率を改善し EGR 率を増した場合のコンプレッサ作動線(各回転全負荷時)の例を示す。エンジンの低回転領域は高圧力比側もサージラインで制限されるため、高回転域と比較して EGR 率を増すことができないことがわかる。将来的にはより高い EGR 率が必要であり、先ず対策が必要な部分である。

また低回転域での EGR を確保するために低風量+高圧力比に伴い風量範囲を狭くすると、エンジン高回転

領域のエミッションが成立しなくなる。すなわちエンジンの高回転高負荷域、特に定格点では冷却水、インタークーラ、および EGR クーラからの総排出熱量が最大となり、これらはエンジンの有限な冷却系能力に依存する。従って高い EGR 率を高回転域においても維持するには、コンプレッサの定格作動点は可能な限り高い効率の領域を選定し、ブースト温度や燃料消費率の上昇を極力抑制するように、風量範囲を定める必要がある。図5においても、この観点から定格点は最も効率の高い位置に設定されていることがわかる。

以上、ターボ過給機を高 EGR 率に適合させるには、一つにはコンプレッサのサージラインを低風量側に寄せ、更に風量範囲を維持したまま高圧力比化する必要がある。あるいは二段過給により、単段あたりの圧力比を抑制してサージに対するマージンを得ることも考えられるが、全運転領域でメリットを生かすとなるとバイパス弁機構等が複雑になり最適化が難しい。

またより少ない排気エネルギーを効率よく回収するために、ターボ過給機としては EGR を用いない仕様と比較して排気タービンの小型化が必要となる。特にこれまでターボ化が遅れていた小型商用車セグメントでの、高 EGR 率に適応した、耐久性の高いターボ過給機開発の推進は急務である。

2.2 過渡運転条件

過給+EGR 技術にとって更に難しい課題は、過渡運転時の制御であろう。現在各国の排気規制テストは、現実の車両走行に則した過渡運転モード(国内モードは図6を参照のこと)で実施されており、エンジン回転数や負荷が変動しても、エミッション排出を抑制するためには、常に EGR 率と空気過剰率を正確に制御しなくてはならない。

特にアイドル条件など低回転低負荷域においても高

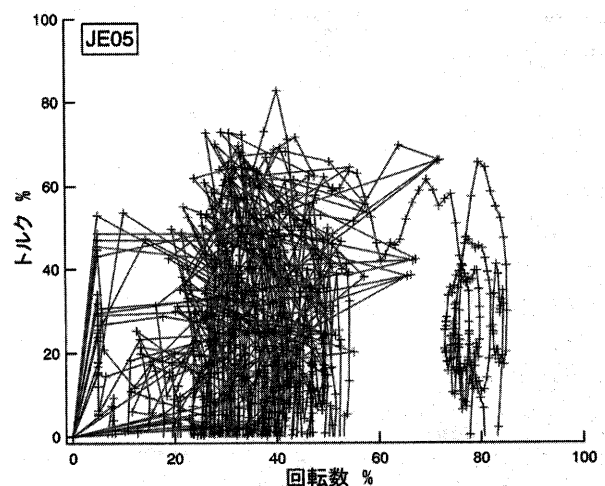


図6 国内 JE05過渡テストモード例
(マークは1秒毎の運転条件)

EGR を適用している場合は、ターボ過給機の回転数は非常に低く、エンジン加速の際にターボの加速が追いつかず、空気量も EGR 率も不足する状況が起こりうる。近年の過給ディーゼルエンジンの制御では、ターボ過給機の遅れで吸気量が不足する場合、すす生成を抑制するために燃料噴射量をアクセルからの指令値以下に制限するが、このことが更にターボの加速を鈍化させ、ドライバビリティに影響を与えることになる。この解決のためには、エンジン制御ロジックの改善も重要であるが、ハードウェアとしてターボ過給機のレスポンス向上も重要である。先に述べたタービンの小径化も低速からのレスポンスの改善に寄与するが、ここではターボ過給機の軸受のボールベアリング化の効果について触れてみたい。

軸受のボールベアリング化は、レスポンスの向上のみならず、ターボ過給機の機械効率を向上することができる。このため翼形状などが同一のターボ過給機においても、同じ排気エネルギーに対してコンプレッサを駆動する軸出力が増加し、吸入新気や EGR 率を高めることができる利点がある。

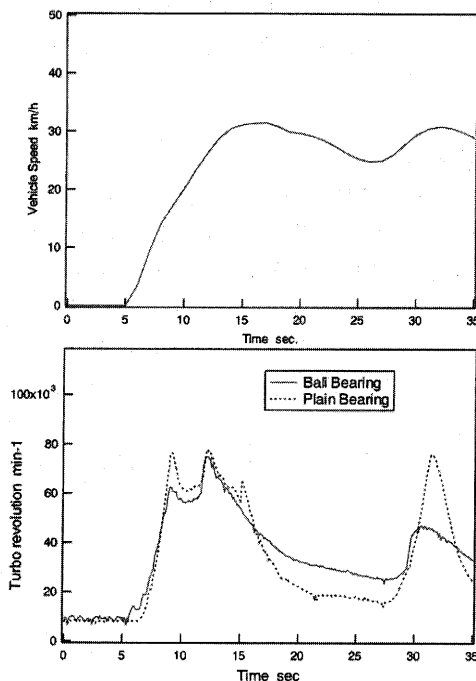


図7 過渡車速パターンにおけるボールベアリング仕様とプレーンベアリング仕様でのターボ回転数履歴

図7に上図のような比較的穏やかな過渡車速パターンにおける、ボールベアリング仕様と通常のプレーンベアリング仕様でのターボ回転数の履歴を下図に比較した。プレーンベアリング仕様と比較して、ボールベアリング仕様では低速からの加速性が良い他に、エンジンの負荷が低下した場合のターボ回転数の低下が穏やかになる。そのことがエンジンの再加速の際に、遅れなく新気が確保されることに繋がり、ターボ回転数はオーバーシュ

トしていない。一方、プレーンベアリング仕様でターボ回転数が充分低下してしまった場合には、再加速時の負荷増に必要な吸入新気量を確保するために、一旦 EGR バルブを閉じ EGR 率を減じる必要があり、フィードバック制御の遅れに伴い、ターボ回転（この場合は吸入新気量と同義）がオーバーシュートし、最終的には過渡 NOx 排出量が悪化する。

ただしボールベアリング仕様では、エンジンの負荷が高負荷から急減した場合、今度はターボ回転が下がらないうちに EGR 率のみ増えて風量が減り、コンプレッサがサージ領域に入ってしまう可能性に注意しなくてはならない。図8に示すように、サージ領域を回避する制御を適用しない場合、過渡運転時のコンプレッサ作動線をサージラインと重ねて示すと、頻繁に作動線がサージラインより低風量側に突出していることがわかる。

この様に、過給+EGRの過渡制御においては、単純なフィードバック制御のみではなく、ターボ過給機の状態をターボ回転センサなどにより逐次把握することが、今後の精密制御のためには重要である。

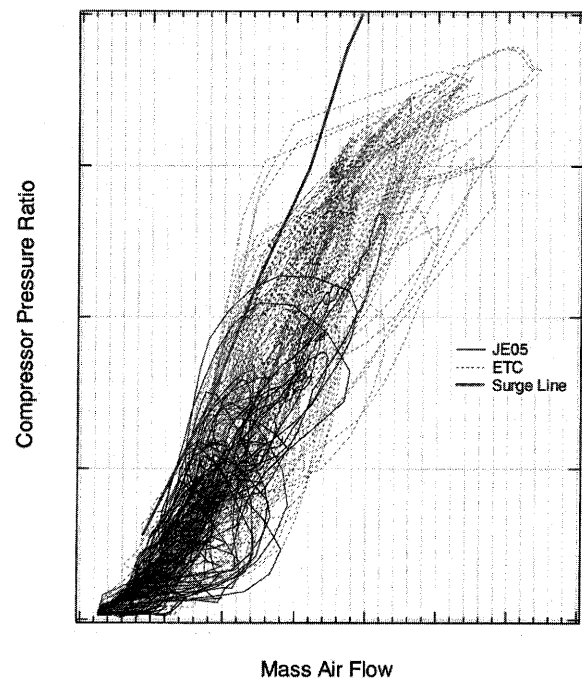


図8 ボールベアリング仕様ターボ過給機を用いた過渡運転時のコンプレッサ作動線とサージライン

この様にボールベアリング仕様のターボ過給機を用いた場合には、EGR を行いつつも過渡加速時の遅れを、ある程度は改善することができる。しかしながらその駆動力は、排気エネルギーから得ていることには変わり無く、更に高い EGR 率が要求される場合には、やはり枷となっているタービンとコンプレッサのパワーバランスをブレイクスルーする技術が必要となってくる。近年乗用車用ターボ過給機で、ターボラグおよび加速性の改善

の目的で、電動モータアシストターボ（EAT：Electric Assist Turbocharger）が注目されている⁽⁵⁾が、低回転域で不足するタービン軸出力のアシストと EGR の過渡レスポンスの改善のために、大型ディーゼルエンジンにおいても実現したい技術である。

3. 燃費改善、高出力化のための過給システム

将来の商用車ディーゼルエンジンに求められる過給技術としてここまでは、主にエミッション低減技術と関連して述べてきた。大型ディーゼルエンジンでは既にターボ・インタークーラ化が進み、燃費に関しては他の動力システムに比べてもトップクラスにあるが、将来の地球規模での CO₂削減の動向とは無縁ではいられない。今後は更なる熱効率、システムとしての燃費の改善が求められることになるであろう。

近年、過給システムによる燃費・出力の改善技術としては、欧州のトラックメーカである SCANIA⁽⁶⁾と VOL-

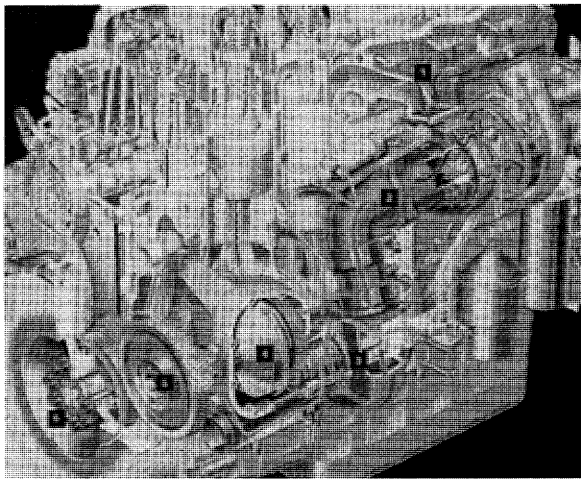


図9 SCANIA ターボコンパウンドシステム

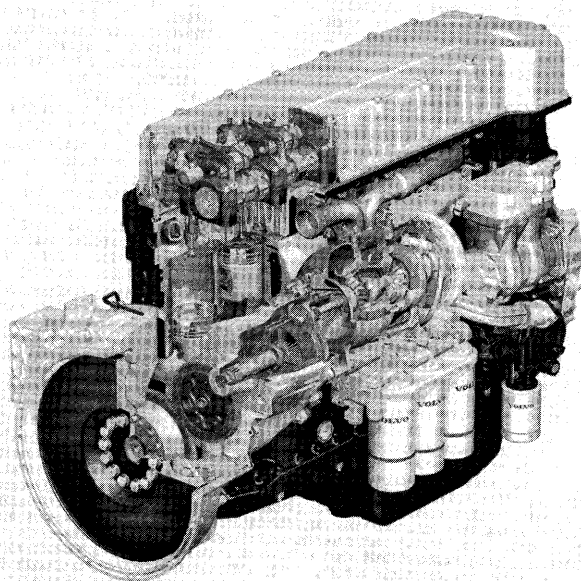


図10 VOLVO ターボコンパウンドシステム

VO⁽⁷⁾がそれぞれ独自に開発したターボコンパウンドシステムが注目される。これはそれぞれ図9、図10に示するような構造を持ち、通常のターボ過給機の後流に、エンジンの駆動軸に排気エネルギーからの回収動力を伝達するパワータービンを配し、エンジン軸出力の向上を実現している。特に欧州の長距離トラックのように、負荷の高い運転領域を常用するエンジンにおいては有効なシステムとなる可能性があり、上記の2社以外にも追従する動きもある。

この様にパワータービンを用いた排気エネルギーからの更なるエネルギー回収は、燃費改善に寄与する期待が大きいですが、将来エンジンシステム全体として成立するかは慎重に見極める必要がある。

すなわち、超低エミッションエンジンにおいては排気の後処理は必須となると考えられる。PMを捕集するDPFは、日本のみならず欧州でも徐々に一般化しつつあるが、DPFはPMをある程度捕集すると圧力損失が増大することから、DPFを配するとパワータービンの膨張比を高く取れなくなり、回収エネルギーが低減することが考えられる。あるいは現在でもディーゼルエンジンの排気温度は、後処理装置の触媒を活性化する温度に対してやや低いため、パワータービンによって更に排気温度低下を起こすと昇温が必要となり、トータルとして燃費を悪化させる可能性もある。

4. まとめ

将来の商用車ディーゼルエンジンに求められるターボ過給機の特性について概説した。これらをまとめると、以下の様になる。

- EGR 率を高める
 - コンプレッサマップにおける高風量側の効率を維持したままサージラインを低風量側に拡張する
 - コンプレッサの高圧比化（高出力エンジンでは4～5）を実現する
 - コンプレッサ効率を改善する
 - タービン（および機械）効率を改善する
 - タービン軸駆動力を外部アシストする
- 過渡レスポンスを改善する
 - 軸受のボールベアリング化やタービンの小径化
 - タービン軸駆動力を外部アシストする
 - EGR 制御にターボの状態をセンシングして反映する
- エンジン燃費を改善する
 - パワータービンを活用する

現在要求されている超低エミッションと燃費改善は、それぞれが困難な課題であるうえに、お互いの関連が強いために切り離すことができない。ターボ過給機は、両者を成り立たせるために益々複雑になりつつある。ただ商用車においては低コストであることもまた重要であるため、可能な限りシンプルな解法を日々模索している。

是非、トレードオフをブレイクスルーする過給機を開発していただくことを望む。

最後に本稿を書く機会を与えてくれた盟友の堂ヶ原隆君（ダイハツディーゼル株式会社）が本年3月末に急逝された。ご冥福をお祈りする。

参考文献

- (1) Torisaka, H., et al., SAE paper, 2004-01-0824 (2004-3)
- (2) <http://www.env.go.jp/press/press.php3?serial=5882>
- (3) 内田 登, 他, 自動車技術会シンポジウム前刷集, No.01-05, (2005-1), p.25-32
- (4) Uchida, N., et al., 32nd ISATA Clean Power Sources and Environmental Implications in the Automotive Industry (1999-6), p.133-140
- (5) 内田 博, Engine Technology, Vol.5 No.1 (2003-2), p.20-25
- (6) http://www.scania.com/products/new_truck_range/technology/turbocompound/
- (7) <http://www.volvo.com/trucks/global/en-gb/aboutus/history/2000s/FH.htm> (図10のカットモデルは発表当時 HP に掲載されたものを使用)

特集：過給機

船用大型 2 サイクルディーゼル機関における 過給機の役割とその課題

山本 寛一*¹

YAMAMOTO Kanichi

キーワード：2 サイクル，ディーゼル，過給機，ターボコンパウンドシステム

1. はじめに

大型商船用主機として，現在 2 サイクルディーゼル機関が広く利用されている。この小論では，機関メーカーの立場から 2 サイクルディーゼル機関に採用されている過給機に期待される役割とその課題について述べる。

図 1 に船の推進システムを示す。

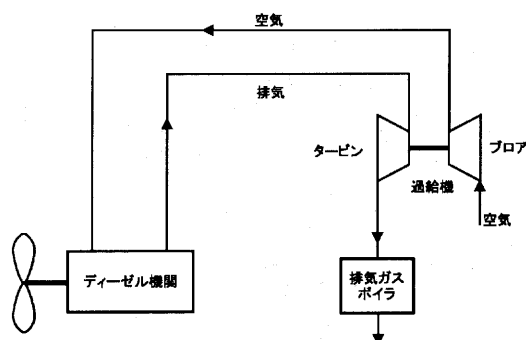


図1 船の推進システム

通常主機とプロペラは直結されており，主機の出力および回転数は船の要求する船速に応じて変化する。同時に機関に設けられている過給機の回転数も変化する。排気の熱は排気ガスボイラで再利用される。

以下，MAN B&W 型 2 サイクルディーゼル機関を引合いに主題のテーマについて述べたい。

2. 船用 2 サイクル機関の出力範囲，構造等

2.1 出力範囲

図 2 に MAN B&W 型機関の出力範囲を示す。

この図の出力範囲の中で，種々の船舶に要求される出力に応じて機関の型式を選定することができる。ちなみに，大型コンテナ船には 4 - 8 万 kW，大型タンカーには約 3 万 kW の機関を採用することができる。

表 1 に代表的な機関の主要目を示す。

2.2 機関の構造

図 3 に MAN B&W 型機関の外形を，図 4 にその外観

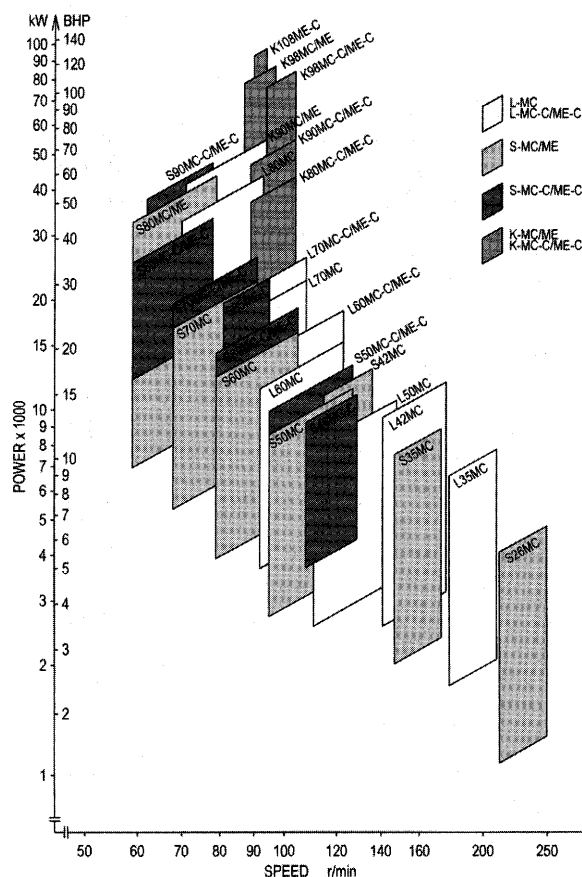


図2 MAN B&W 型機関の出力範囲

表1 機関の主要目例

機関型式		6S60MC-C	12K98MC
出力	kW	14280	74760
回転数	min ⁻¹	105	97
平均有効圧力	MPa	2.00	1.92
高さ	mm	11077	14813
幅	mm	3770	4640
長さ	mm	7786	24605
質量	Ton	368	2146

原稿受付 2005年 5月12日

* 1 川崎重工業(株) 機械ビジネスセンター 船用機械部
〒650-8670 兵庫県神戸市中央区東川崎町 3丁目 1-1

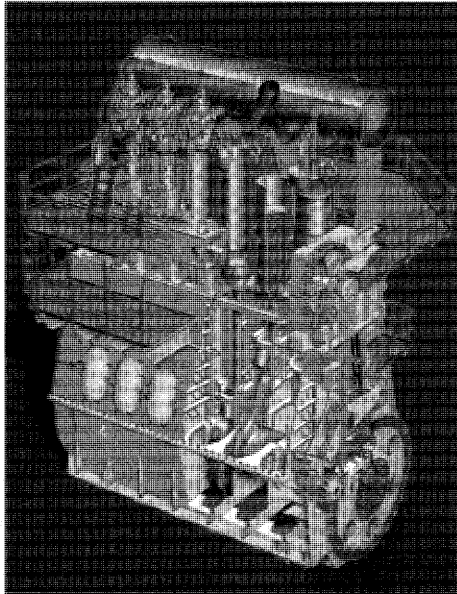


図3 機関外形図

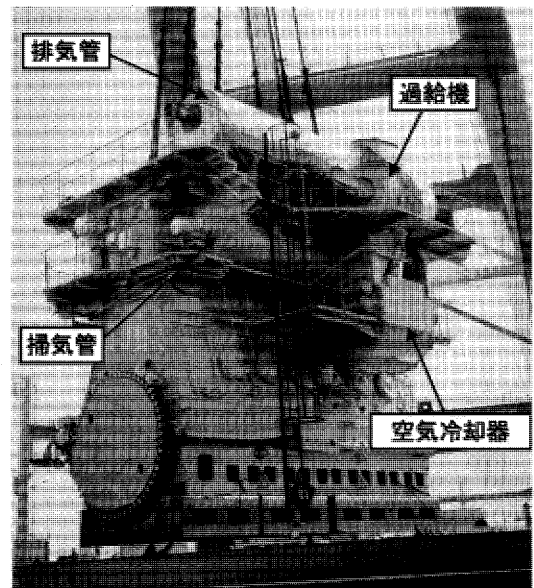


図4 機関写真

写真を示す。過給機は機関出力端からみて機関上部右側に配置されている。

機関および過給機内のガスの流れを図5に示す。

大気から取り入れられた空気は、プロアにて圧縮されたあと、空気冷却器で冷却され、掃気管を通り掃気ポートからシリンダに導かれ、排気をシリンダ外へ押し出すと共に、シリンダ内に充填される。

各シリンダから排出された排気は、排気管を通り過給機のタービンへと導かれ、プロアを駆動し、機関外に排出される。

2.3 機関主要目の変遷

ディーゼル機関の出力レベルの高さを表す指標として平均有効圧力が用いられる。MAN B&W 型機関における平均有効圧力と燃料消費率の変遷を図6, 7に示す。

平均有効圧力は年々増大している。燃料消費率は減少傾向にあるが、近年は燃費低減よりコンパクト化に重点がおかれた開発が行われてきた結果、燃費低減傾向は鈍化している。しかし最近燃料価格が高騰しており、低燃費化への要求が再び高まってくるものと思われる。

3. 船用2サイクル機関の過給機

3.1 過給機の役割

MAN B&W 型機関の燃焼サイクルのモデルを図8に示す。

燃焼サイクルは下記の様な行程に分けられる。

すなわち、

- (A) シリンダ内に充填された空気が、ピストンによって圧縮
- (B) 高温の圧縮空気に燃料が投入されて燃料が着火し燃

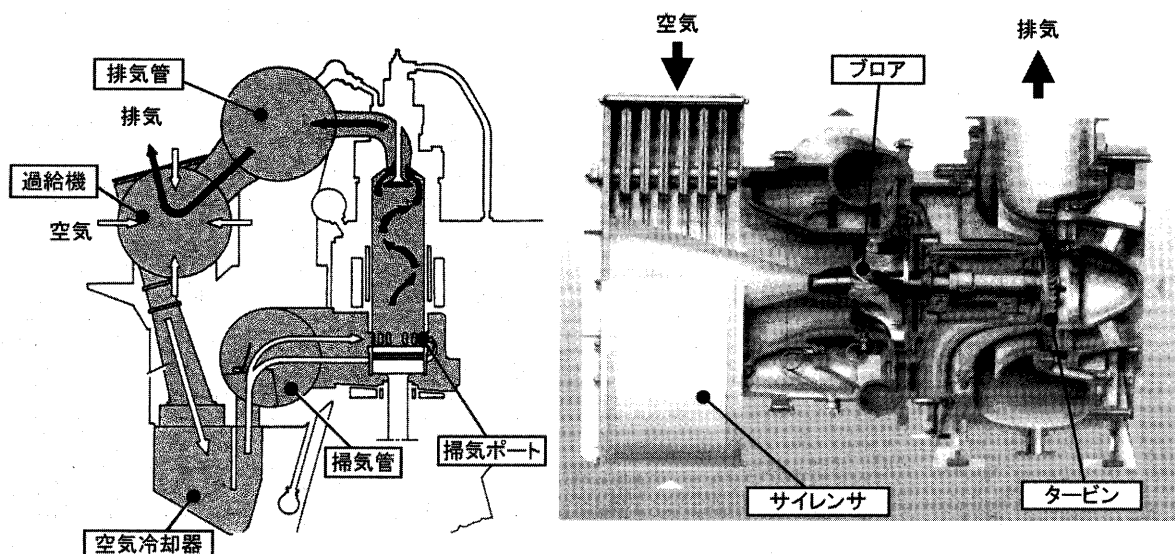


図5 ガスの流れ

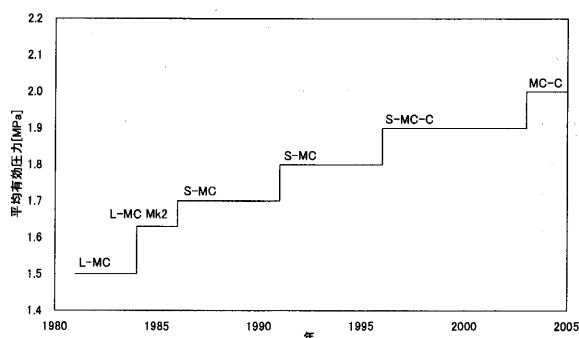


図6 平均有効圧力の変遷

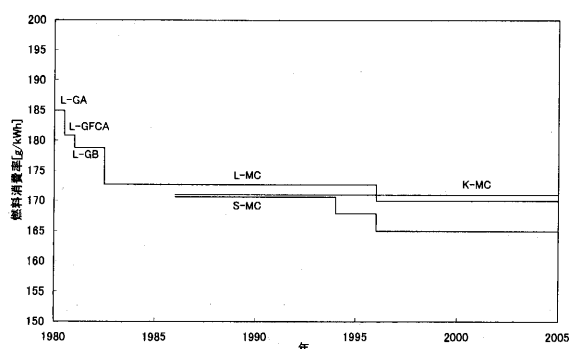


図7 燃料消費率の変遷

焼ガスが膨張

- (C) 排気弁が開き燃焼ガスが排出
- (D) ピストンが下降しシリンダライナ下部の掃気ポートが開くことにより新気が燃焼室内に流入
- (E) シリンダ内の燃焼ガスをシリンダ外に排出すると共にシリンダ内に新気が充填

機関をコンパクト化して平均有効圧力を増大させると、シリンダ内に投入される燃料量が増加するので、燃焼による温度上昇が大きくなる。この温度上昇を抑えるために掃気圧を高くしてシリンダに充填される空気量を増やす必要がある。

MAN B&W 型機関での定格点における平均有効圧力と掃気圧の関係を図9に示す。

一方、掃気圧を高くすると空気の体積流量が減少するので、掃気圧の設定を高くしすぎるとシリンダ内の排気ガスを完全に新気に交換できず、シリンダ内に燃焼ガスが残ってしまう結果となる。平均有効圧力を増大させた場合には掃気圧の上昇による燃焼ガスの残留を防止するため過給機の効率をアップする必要がある。

掃気交換に最低限必要な過給機効率の試算結果を図10に示す。

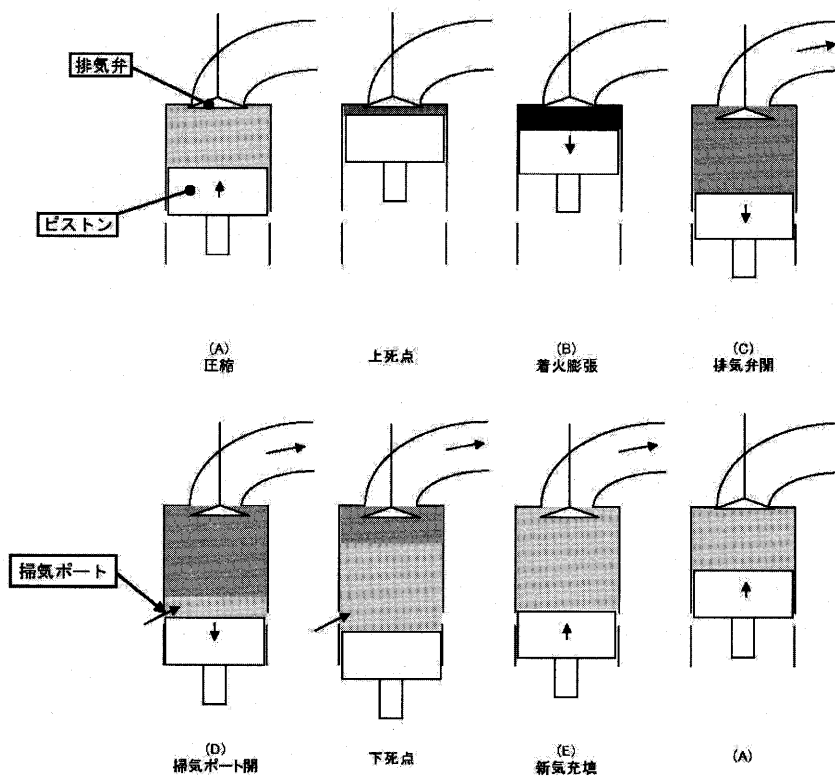


図8 燃焼サイクルモデル図

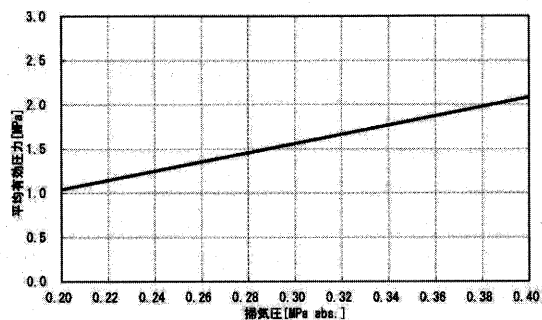


図9 平均有効圧力と掃気圧の関係

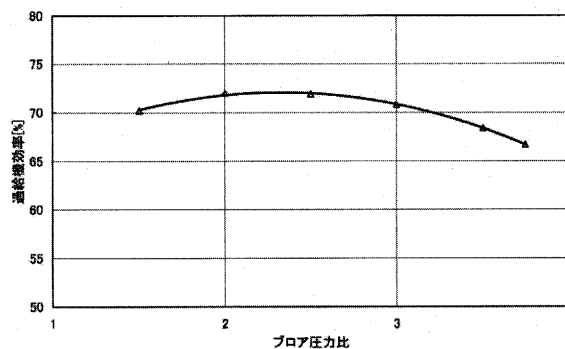


図11 TCAの過給機の効率

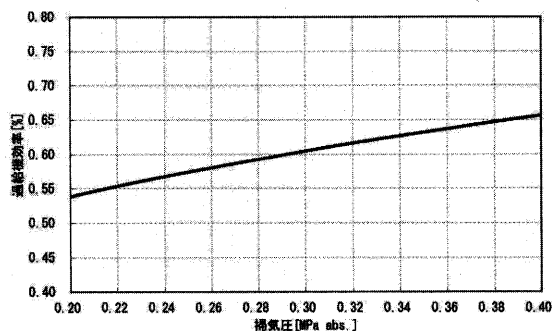


図10 必要過給機効率

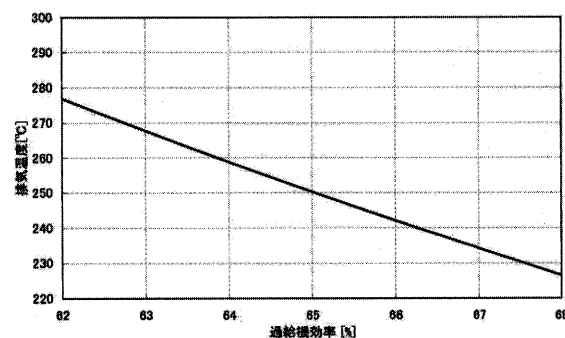


図12 過給機効率とタービン後排気温度

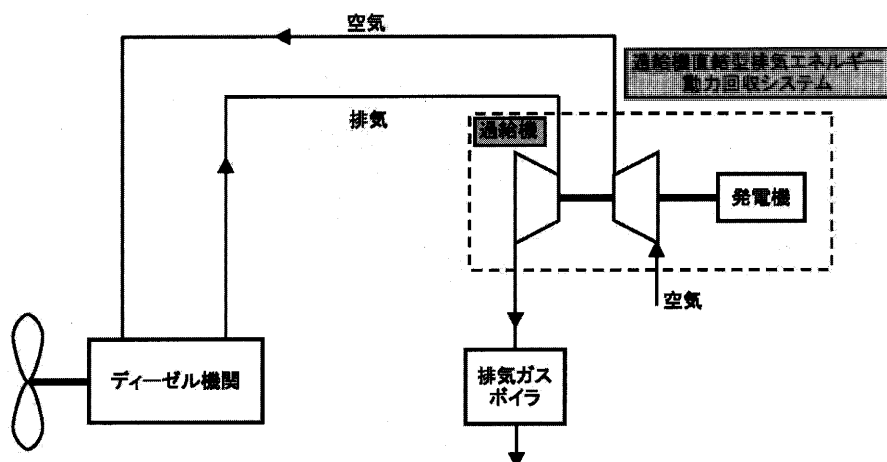


図13 過給機に発電機を直結したターボコンパウンドシステムの例

3.2 現過給機の性能

現在のMAN B&W 機関に搭載されている過給機の例としてMAN B&W-TCA 型過給機の過給機効率を図11に示す。

要求値に対して余裕のある値となっている。

3.3 過給機の高性能化とその利用方法

過給機効率とタービン後排気温度の関係を図12に示す。

過給機の効率を機関に必要な値よりも高くすると、過給機後の排気温度が低下し、排気ガスボイラによる熱利用上不利となる。

過給機効率に余裕がある場合、排気の余剰エネルギーを電力に変換するターボコンパウンドシステムが機関システム全体の性能を改善する上で有力な手段となる。過給機と別個に設けたパワータービンを介して排気エネルギーを機関出力軸に返す方法もあるが、装置が複雑であり普及していない。

過給機に発電機を直結し電力を直接取り出す方法はすでに一部で実用化されており排気系の配管や機関配置のコンパクト化も期待でき、将来有望なシステムと考えられる。本システムの例を図13に示す。

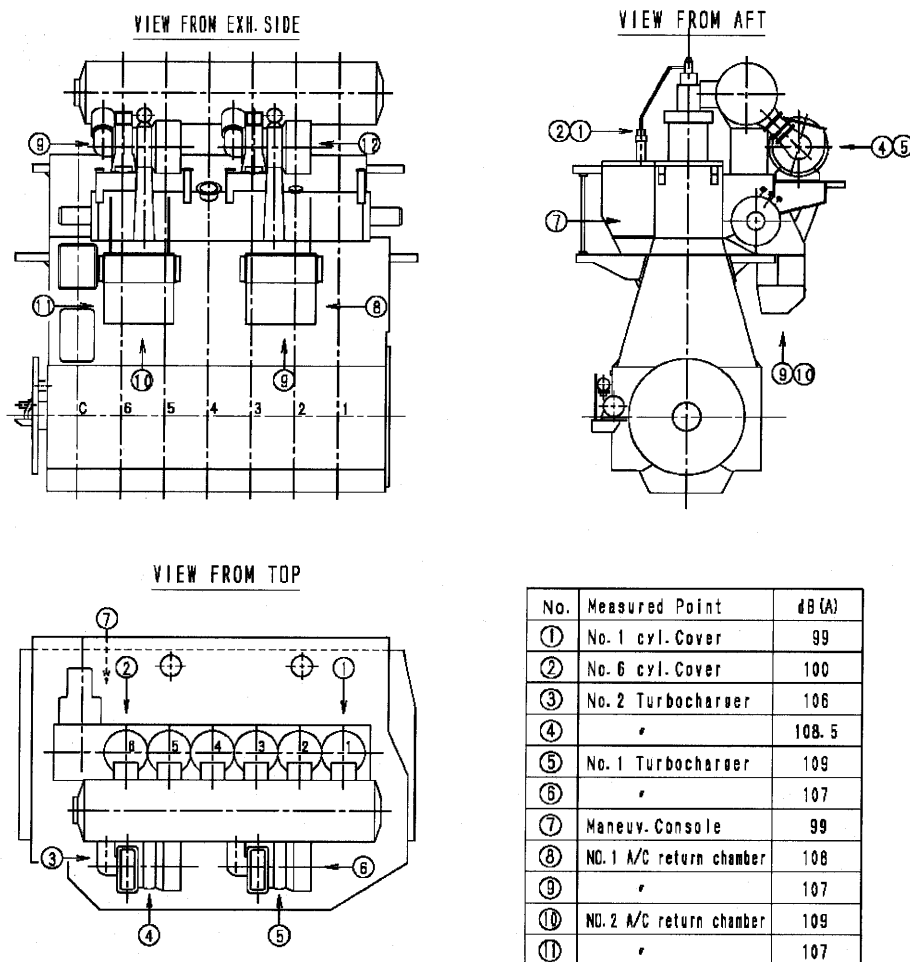


図14 騒音計測結果

4. 過給機に対するその他の要求

4.1 部分負荷特性の改善

現在の過給システムでは、一般に低負荷になると機関に十分な空気を供給できないので、補助ブロー等の装置が必要になる。低負荷における過給機の性能を改善することにより、これらの補助的装置の小型化を図ることができ、また機関の起動性の改善にもつながる。

4.2 低騒音化およびメンテナンス性の向上

MAN B&W 型機関の騒音計測例を図14に示す。

過給機の騒音は機関騒音の中で通常最も高い。機関室の環境を改善するには過給機を音源とする騒音の低減が

有効である。

また、過給機の性能維持のため、定期的なメンテナンスが必要であるが、一般にメンテナンスには時間がかかることが多く、より短期間でのメンテナンスが望まれる。

5. おわりに

以上、船用大型2サイクル機関用過給機の役割とその課題について述べた。

ディーゼル機関の発展の歴史は過給機の発展の歴史といっても過言でなく、今後共、過給機の改善はディーゼル機関への発展に寄与するところ大であり、その技術的発展に期待している。

遠心圧縮機に発生するサージの予知および能動制御

Prediction and Active Control of Surge Occurring in a Centrifugal Compressor

萩野 直人*¹

HAGINO Naoto

柏原 康成*¹

KASHIWABARA Yasushige

キーワード：サージ，圧縮機，相図，予知，能動制御，遅延フィードバック

Surging, Compressor, Phase portrait, Prediction, Active Control, Delayed Feedback

Abstract

This paper presents a method of predicting surge inception in a centrifugal compressor, which is done by investigating the change in attractor behaviors expressed in phase portraits. It also presents the results obtained from experiments when we applied this method to actively control the surge in a centrifugal compressor.

1. 緒言

ターボ圧縮機は低流量域において内部流動が不安定となり，サージや旋回失速を発生する。特にサージの発生は，圧縮機を含む管路系全体に対し重大な損傷を生じる恐れがあるために，実機の運転に際しては避けねばならない。高圧力比圧縮機ではサージ発生点近くに最大効率点が存在することが多く，したがってサージの発生が回避できれば圧縮機の作動範囲が拡大し，空力設計において効率や圧力上昇を犠牲にしてサージマージンを大きくとる必要がなくなる。

圧縮機の安定作動域を低流量側に拡大する試みとして，サージや旋回失速の能動的抑制制御の研究が Epstein ら⁽¹⁾をはじめとしてこれまでなされてきている。サージの能動制御はサージ発生前から行う必要はなく，その発生を検知してから制御を行えばよい。しかし，サージは非線形性が強い自励振動であるため，サージが発生した後に制御を開始する場合は，その抑制に大きなエネルギーを必要とする。サージ発生の前兆を検出し制御を開始させることができれば制御に伴う外部からのエネルギーが少なく済む。そのためサージ発生の予知の研究が行われてきた。サージ，旋回失速のいずれにしても，その初生時は圧縮機内部流動の微小変動に発するとする考えが提案され⁽²⁾，遠心圧縮機に発生するサージの大きな周期的変動に先駆けて周期的な微小変動^{(3),(4)}が生じることが確認されている。

このようなことから，変動振幅の小さいサージの初生に抑制制御を実施するためには，流動の周期的微小変動波形の時間的検知が必要となる。これまでも幾つかの試

み^{(5),(6)}が考案されている。

従来，サージ予知および制御の研究は，ほとんどの場合において個別に行われており，サージ予知制御システムを構築し実機に適用した事例は著者らの知る限り見あたらない。このような観点から，著者らはプレナム変動圧力より再構成された相図上のアトラクタ挙動の変化から，サージ発生を予知し制御を開始させる予知制御システム^{(7),(8)}を開発した。小流量遠心圧縮機を含む圧縮システムに発生するサージに対し適用し，サージ初期における微小変動の段階で予知制御が可能であることを示した。

本論文では，この予知制御システムの適応性を検証するために，ターボチャージャの遠心圧縮機を含む圧縮システムに発生するサージに対し適用した。

サージ圧力変動を監視しながらアトラクタ挙動に変化が現れた場合にサージ制御を開始させるようにした。制御アクチュエータには，吐出弁によるサージ制御⁽⁹⁾における，スロットルの絞りと制御アクチュエータの機能を分離させ，圧縮機作動点を決定する吐出弁とは別の小形制御弁を用いた。その結果，実験に用いた圧縮システムにおいてサージ発生初期段階で制御が可能となることを示した。

2. 主な記号

A_C 圧縮機ダクト断面積

a 音速

B B パラメータ

E_{CV} 制御弁動作信号

E_P サージ予知信号

F_C 圧縮機圧力上昇

K スロットル係数

l_C 圧縮機ダクト有効長さ

$$= \frac{2a}{U} \sqrt{\frac{V_P}{A_C l_C}}$$

原稿受付 2004年4月8日

校閲終了 2005年6月21日

* 1 神奈川工科大学 システムデザイン工学科
〒243-0292 神奈川県厚木市下萩野1030

N_C	圧縮機回転速度
ΔP_P	プレナム内変動圧力の変動成分
R_A	サージ予知パラメータ
t	時間
t_d	遅延時間
t_e	埋め込み時間
U	インペラ先端周速度
v	圧縮機入口平均流速
V_P	プレナム容積
ρ	空気密度
σ	制御関数

$$\Phi = \frac{v}{U}$$

$$\Psi = \frac{F_C}{\rho U^2}$$

$$\Delta \Psi_P = \frac{\Delta P_P}{\rho U^2}$$

ω_H ヘルムホルツ角周波数

上付添字

* 圧力係数および流量係数を最大圧力点の値で正規化した場合に求められるパラメータ

下付添字

CV 制御弁

m 最大圧力点

T 吐出弁

3. 実験装置

実験に用いた圧縮システムを図1に示す。自動車用ターボチャージャの遠心圧縮機を使用し、圧縮機出口にダクトを介して内径400mmの円筒形プレナムを設置した。プレナム出口に吐出弁を設け、圧縮機流量を調節した。この吐出弁は漏れの少ないゲートバルブであり、最大流路断面積は $2.99 \times 10^{-4} \text{m}^2$ である。吐出弁の流路断面積は、コントローラへの入力電流を変化させることにより変更できる。圧縮機のインペラ先端直径は54mmである。設計回転速度は130,000rpm、最大圧力比は2.6である。圧縮システムの諸数値を表1に示す。通常、ターボチャ

表1 圧縮システムの仕様

圧縮機ダクト有効長さ	l_C (m)	0.515
圧縮機ダクト断面積	A_C (m ²)	0.00113
プレナム容積	V_P (m ³)	0.0377
ヘルムホルツ角周波数	ω_H (rad/s)	83

表2 ミニターボジェットエンジンの仕様

全長	330mm
最大外径	180mm
最高回転速度	137,000rpm
圧力比	2.7
最大吸気量	0.15kg/s
最大推力	83N

ジャの実験に際しては高压の空気源を用いてタービンを駆動させることが多いが、ターボチャージャの必要とする高压空気流量をターボ圧縮機から得ようとする大容量の圧縮機が必要となる。そこで、ミニターボジェットエンジン⁰⁰（ソフィアプレジジョン社製 J850）を駆動用ガス源とした。ミニターボジェットエンジンの仕様を表2に示す。ターボジェットエンジンの排気ガスは、温度が高く、流速も大である。この排気ガスをターボチャージャのタービンへ流入させて、圧縮機を高速駆動させる。ターボチャージャの圧縮機回転速度は、ジェットエンジンの燃料流量を調節し排気ガスの流量を制御して行う。また、ターボチャージャのタービンに流入する排気ガスが多くなりすぎるのを防ぐために、図2に示すようにジェットエンジンの排気出口にバイパスを設け、流量調節弁を設置した。この弁を用い排気ガスの流量を調節することによりターボチャージャの圧縮機回転速度を制御することも可能である。ターボチャージャの圧縮機の運転に際しては、圧縮機の吸込口に取り付けた光学式非接触パルスセンサにより回転パルスを計測し、回転速度を一定に保つようにした。圧縮機の回転速度は、その計測上限値以下である50,000～60,000rpmとした。これらの回転速度は、設計回

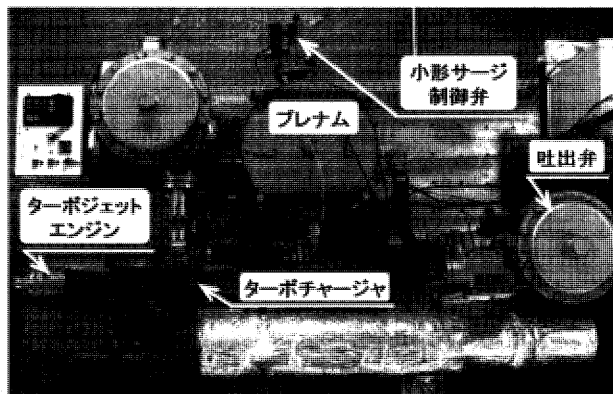


図1 圧縮システム

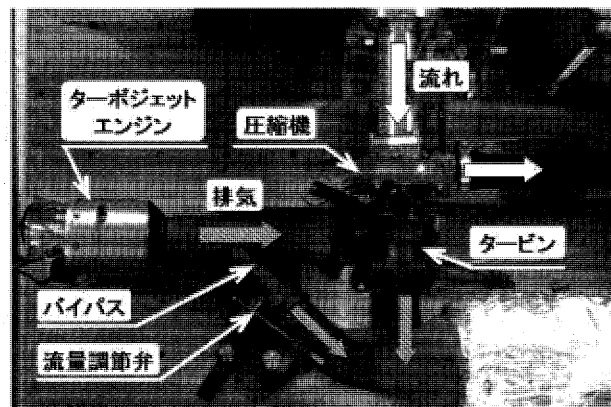


図2 圧縮機駆動装置

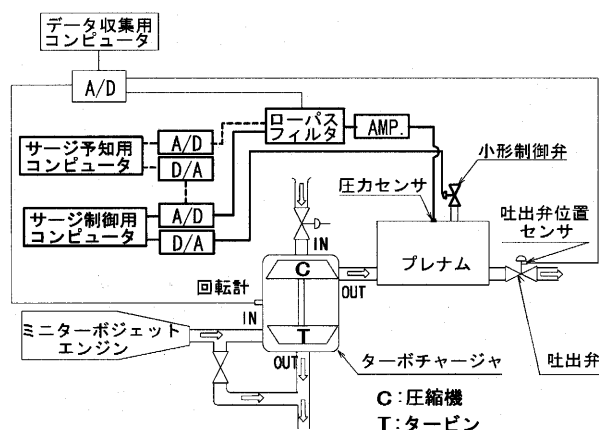


図3 サージ予知制御装置

転速度の約40～50%であるが、サージは発生しておりサージの予知制御を目的とした本実験には、特に支障はない。

サージ予知制御システムを図3に示す。サージ予知と制御を同一のコンピュータで行うと、サージの初期の微小変動を検出するための計算に時間がかかり、サージ制御弁を作動させるまでの時間遅れが大きくなる可能性がある。そこで、サージ予知と制御の機能を分離させ、微小変動の検出から制御開始までの時間を短縮にするようにした。サージ初期の微小変動の発生が検出された場合、サージ予知用コンピュータからサージ制御用コンピュータに5Vの予知信号が送られて、制御が開始される。

サージ予知システムは、非常圧力センサ、アンプ、ローパスフィルタ、A/D・D/A変換器および予知用コンピュータで構成される。圧縮機出口側のプレナム壁面に半導体式非常圧力センサ（Kulite社製、XTE-190）を取り付け、プレナム内変動圧力を計測した。圧力信号入力部にはノイズによる誤作動を防ぐためローパスフィルタを設置し、遮断周波数を40Hzとした。この圧力センサの周波数応答は500kHzであり、後に実験結果で述べるが、本圧縮システムに発生するサージは10Hz以下であるので、サージ主成分の計測には十分である。センサヘッドはプレナム内壁面と一致させ、計測時の時間遅れが生じないようにした。

サージ制御システムは、非常圧力センサ、アンプ、ローパスフィルタ、A/D・D/A変換器、制御用コンピュータ、小形サージ制御弁から構成される。非常圧力センサからローパスフィルタまでは予知システムと同一とした。図に示すように圧力信号をフィードバック信号としてA/D変換により制御用コンピュータに取り込み、制御弁の開閉を行う。制御アクチュエータとして圧縮機作動点を決定する出口吐出弁とは別にプレナムに取り付けた小形直動弁を用いた。この小形サージ制御弁は、吐出弁によるサージ制御における、スロットルの絞り機能と制御アクチュエータの分離を意図したものである。

圧縮機作動点は吐出弁の有効断面積により決定され、吐出弁流量係数（作動点流量係数） Φ_T^* は、制御無し

における圧縮機を通過する空気の流れ係数とした。後に述べるが、吐出弁を絞ることにより圧縮機作動点を移動させ、サージ発生過程における実験を行った。作動点の時系列変化を監視するために、吐出弁の稼働部に位置センサを取り付けた。

4. サージ計測結果

定常計測は、圧縮機入口に設置した流量計測用ノズルを用いて定常流量を、圧縮機入口側の上流60mmにキール形全圧管を取り付けて入口全圧を、プレナム中央部で静圧を計測し、その差を圧力上昇とした。本研究に用いた遠心圧縮機の定常特性を図4に示す。回転速度を $N_C=50,000\text{rpm}$ として計測した。流量係数 Φ は U 、圧力上昇係数 Ψ は ρU^2 で無次元化を行った。流量係数および圧力上昇係数で表せば、回転速度の影響は少なく、特に問題はない。また、流量係数 Φ^* および圧力上昇係数 Ψ^* は、式(1)および式(2)で示すように最大圧力点の値でそれぞれ正規化を行った。

$$\Phi^* = \frac{\Phi}{\Phi_m} \dots\dots\dots (1)$$

$$\Psi^* = \frac{\Psi}{\Psi_m} \dots\dots\dots (2)$$

最大圧力点の流量係数は $\Phi_m=0.0452$ で、そのときの最大圧力係数は $\Psi_m=0.499$ であった。図中の実線は、各計測点から求めた近似曲線である。また図中に示す各点は、点aがサージ発生点より十分に高流量側の作動点、点bがサージ発生点前、点cはサージ発生点である。

表3には50,000rpmで行った非定常計測における圧縮システムのB値を示す。B値はGreitzer^[11]により提案された圧縮機の動的不安定性を決定する無次元数であり、式(3)で与えられる。また、 B^* は、式(4)で与えられる^{[12],[13]}。

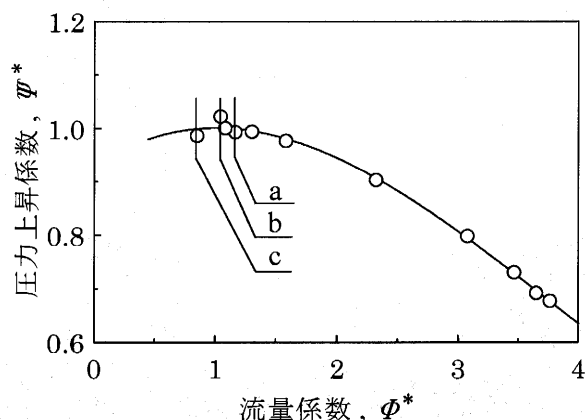


図4 定常圧力-流量特性

表3 Bパラメータ

回転速度 N_C (rpm)	B	B^*
50,000	1.65	18.3

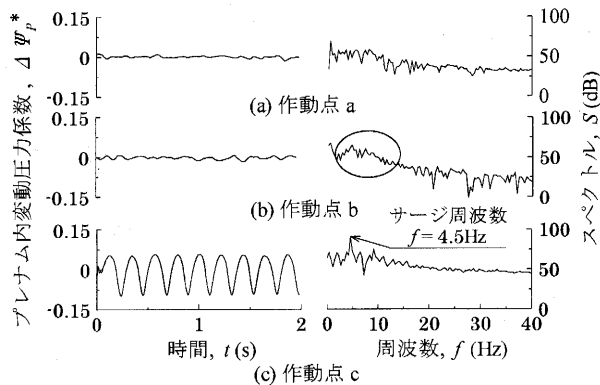


図5 発生点前後のプレナム内変動圧力係数

$$B = \frac{2a}{U} \sqrt{\frac{V_P}{A_C l_C}} \dots\dots\dots (3)$$

$$B^* = B \times \frac{\Psi_m}{\Phi_m} \dots\dots\dots (4)$$

図5には、作動点を低流量側に移動させた場合のプレナム内変動圧力波形の変化を示す。 $\Delta \Psi_P^*$ は、プレナム内変動圧力の変動成分 ΔP_P を ρU^2 で無次元化し、さらに定常圧力-流量特性の最大圧力点の圧力係数 Ψ_m で正規化を行った。最大圧力点より高流量側の作動点a ($\Phi_T^* = 1.16$)では、圧力変動がほとんどなく、特徴的なピークはみられない。プレナム出口の吐出弁を絞り流量を減少させていくと、作動点b ($\Phi_T^* = 1.04$)でプレナム内変動圧力に微小な変動が生じる。周波数分析結果において、図に示す円の部分にスペクトルの上昇が若干みられる。さらに、作動点c ($\Phi_T^* = 0.85$)になると、周期的な変動が生じ、サージへと移行する。このとき周波数分析結果には特徴的なピークが現れ、その周波数は4.5Hzであった。

以上の結果より、サージの前兆として、プレナム内変動圧力に周期的微小変動が発生していると考えられる。しかし、この変動は振幅が小さく周期性が弱い。そのため、周波数分析などでは特徴が現れにくい。この周期的微小変動は、作動点が圧縮システムのサージ発生点に近づいたため、圧縮システム全体が不安定になり発生したと考えられる。このとき減衰が小さいため、何らかの乱れが生じた場合、圧力変動は減衰自由振動を示すと考えられる。したがって微小変動の周期は出口管路系を含む圧縮システムの固有値に依存すると考えられる。

5. サージ発生過程における予知制御

5.1 サージ予知システム

著者らは、周期的微小変動が発生する場合、Takensの埋め込み定理^{(5),(6),(7),(8)}に基づく式(5)に示すベクトルを用い作成された2次元相図上に楕円状のアトラクタが生じること⁽⁷⁾を示した。さらに、図6(a)に示すようなアトラクタが現れた場合、式(6)に示すようなアトラクタの回転角度から算出される予知パラメータ R_A を用いると、その時系列波形は図6(c)に示すようなパルス状の周期波形

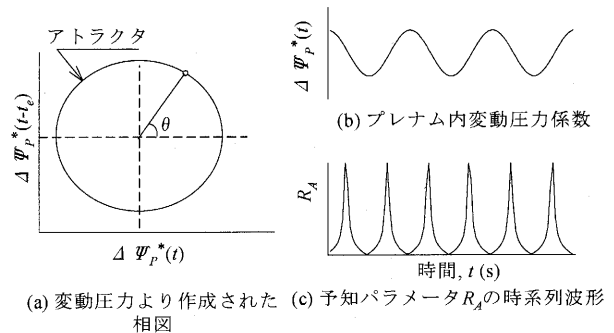


図6 アトラクタ挙動から振動の周期性を検出する方法

となり、サージ初期に発生する周期的微小変動の検出が可能であることを示した⁽⁸⁾。

$$x_i = (\Delta \Psi_P^*(t), \Delta \Psi_P^*(t - t_e)) \dots\dots\dots (5)$$

$$R_A = |\tan(\theta)| = \left| \frac{\Delta \Psi_P^*(t - t_e)}{\Delta \Psi_P^*(t)} \right| \dots\dots\dots (6)$$

そこで、まず図5に示す圧力変動波形をもとに2次元相図を作成し、ターボチャージャの圧縮機に対し本予知法が適用可能であるか検討を行った。1次元時系列波形をもとにアトラクタを再構成する場合、埋め込み時間 t_e が重要となる。本研究では、サージ周期の約25%である $t_e = 0.05s$ とした⁽⁷⁾。図7には各作動点におけるプレナム内圧力変動より再構成された相図を示す。ただし、それぞれの計測時間内での最大振幅の値で正規化した。作動点aでは明確な構造を持たず乱雑な形状となる。作動点bでは微小変動が発生し、相図上に楕円に似た形状が現れるのがわかる。さらに作動点cではサージが発生し、リミットサイクルを描く。このような結果から、ターボチャージャの圧縮機を含む圧縮システムにおいても、周期的微小変動をパルス状の周期波形に再構成することが可能であると考えられる。よって微小変動の段階でサージの予知が可能であると考えられる。

次に、サージ発生過程における予知実験を行った。図8

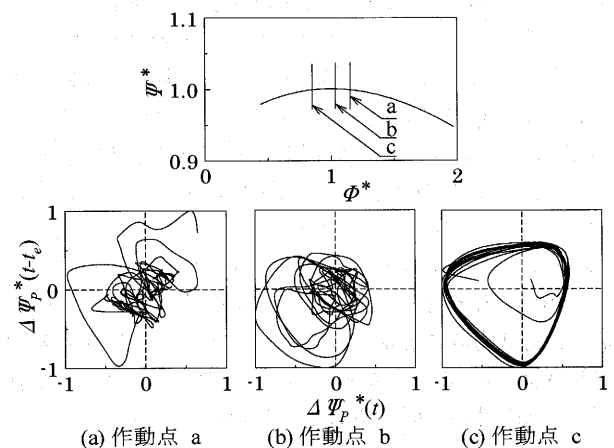


図7 各作動点における2次元相図

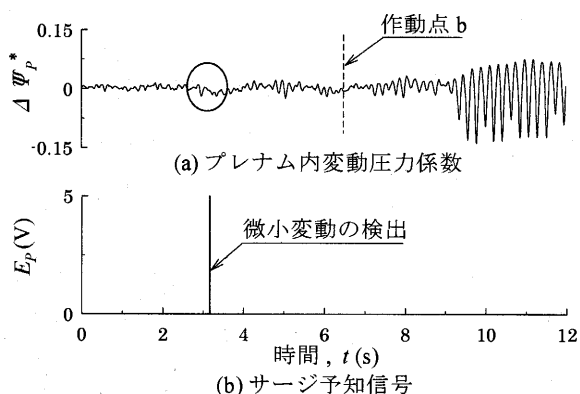


図8 微小変動の周期性の検出実験結果 (作動点 b)

には出口吐出弁を閉じることににより、作動点を a から c まで移動させた場合の圧力波形と、サージ予知信号の出力結果を示す。ただし圧縮機の回転速度は $N_C=50,000\text{rpm}$ 、予知用パラメータ R_A のしきい値を10として、それ以上のときサージ予知信号を出力するようにした。図8(a)の図中に示す円の部分で微小変動を検出し、サージが大きく成長する前の微小変動の段階で予知信号の出力が可能であることが分かる。この場合、微小変動が検出されたのは、作動点 b よりも高流量側の作動点である。このとき、吐出弁の操作は手で操作しているため、吐出弁を閉じる速度が変化していた。そのため、流れに乱れが発生し微小変動が生じたと考えられる。

5.2 サージ制御システム

遠心圧縮機に発生するサージの能動制御に関する研究^{(1),(2)}が様々行われている。しかし、これらの方法の多くは比較的大形のアクチュエータを動作させる必要があるなど、制御入力に大きなエネルギーが必要となる。本研究では、吐出弁によるサージ制御⁽³⁾におけるスロットルの絞りと制御用アクチュエータの機能を分離させ、圧縮機作動点を決定する吐出弁とは別に、小形かつ高速作動が可能な制御弁を、圧縮機出口側の管路系に設置し、プレナム圧力をフィードバックさせることにより制御を行った⁽²⁾。本研究ではサージ制御法として遅延フィードバックを用いた^{(12),(13)}。この遅延フィードバックは Pyragas⁽¹⁴⁾により提案され、不規則なカオス振動を安定化できることが示されている。遅延フィードバックのブロック線図を図9に示す。時間遅延要素を付加し圧力変動の t_d だけ前の値との差より入力決定される。この系における入力 $u(t)$ が0に収束する場合、周期 t_d の振動に収束する。この場合の制御方式は式(7)に示すように、時刻 t での圧力と遅延時間 t_d だけ前の時刻の圧力との差である制御関数 σ を求め、図10に示すように、 σ の値がしきい値 σ_{TH} 以上となった場合に制御弁を開け、それ以下では制御弁を閉じることにした。

$$\sigma = \Delta \Psi_p^*(t) - \Delta \Psi_p^*(t - t_d) \dots \dots \dots (7)$$

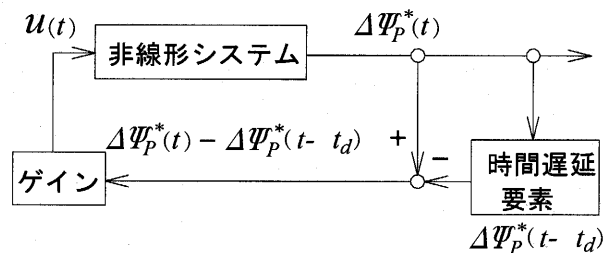


図9 遅延フィードバックのブロック線図

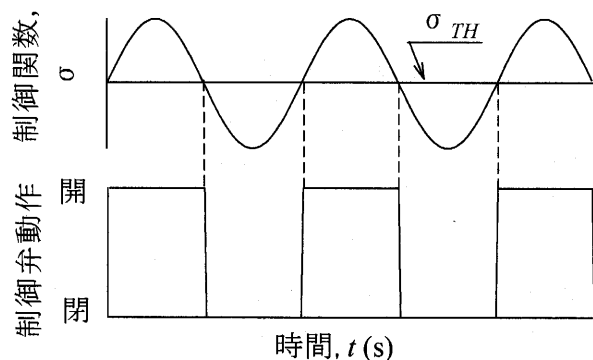


図10 小形サージ制御弁の動作

ここで本研究では、しきい値を $\sigma_{TH} = 0^{(12),(13)}$ とした。

5.3 サージ発生過程における予知制御

前節までに述べた手法を用い、サージ予知制御システムを構築しサージ発生過程において予知制御実験を行った。その結果を図11に示す。遅延時間はサージ周期より短く、かつ制御弁動作内で最短の場合、効果が最大となることが判明している⁽¹³⁾。そこで遅延時間は制御弁の動作限界である $t_d=0.05\text{s}^{(13)}$ とした。また制御弁流量は $\phi_{CV}^*=0.57$ とした。

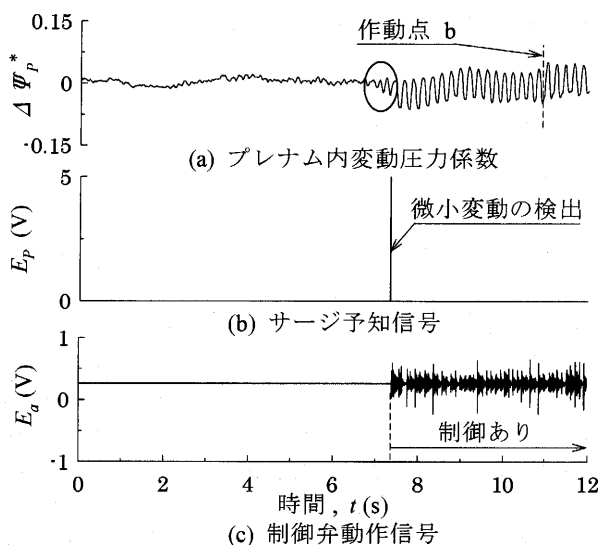
図11 サージ発生過程におけるサージ予知および能動制御 ($N_C=50,000\text{rpm}$)

図11(a)に示す円の部分で周期的微小変動を検出し、図11(b)に示すような、予知信号が出力され、制御が開始されていることがわかる。サージの初期微動を検出してから、サージ制御弁が作動するまで要する時間は約30ms程度であった。これはサージ周期の10%程度であるので制御を開始させるには十分な時間である。このときサージ発生点前に制御が開始され、変動圧力振幅は制御なしの場合の変動振幅に対し、約30%まで低減されることがわかった。さらに作動点cまで移動させても、変動振幅はサージ振幅の30%程度に抑制されることがわかった。このとき小形サージ制御弁の流量係数は $\phi_{CV^*}=0.57$ である。サージ発生点である作動点cでサージが発生した後に $\phi_{CV^*}=0.57$ として制御を行った場合、変動振幅の大きさにほとんど変化はなく、サージを抑制することはできなかった。よって、サージ初期の微小振動の段階で制御を行えば、制御弁流量は少なくともサージの制御が可能であると考えられる。サージが抑制されたときの変動周期はサージの周期とほぼ等しい。著者らが行った小流量遠心圧縮機に発生するサージに対する遅延フィードバックによる制御では、変動の周期は遅延時間に収束する可能性が示唆されている¹³。しかし、遅延フィードバックは安定化する軌道が複数個存在する場合、どの軌道に収束するかはわからない¹³。小流量遠心圧縮機に発生するサージの変動圧力係数振幅は0.01程度¹²であるのに対し、本論文で用いた圧縮システムでは、変動圧力係数振幅は約0.1と大きい。よって、サージが強いためサージと同じ周期を持つ変動に収束したと考えられる。したがって、小形制御弁を用い遅延フィードバックによる制御を行った場合、制御後の変動の周期は遅延時間とサージ周期のどちらかに収束すると考えられ、サージ振幅が大きいほどサージとほぼ同じ周期を持つ変動に収束する傾向があると考えられる。

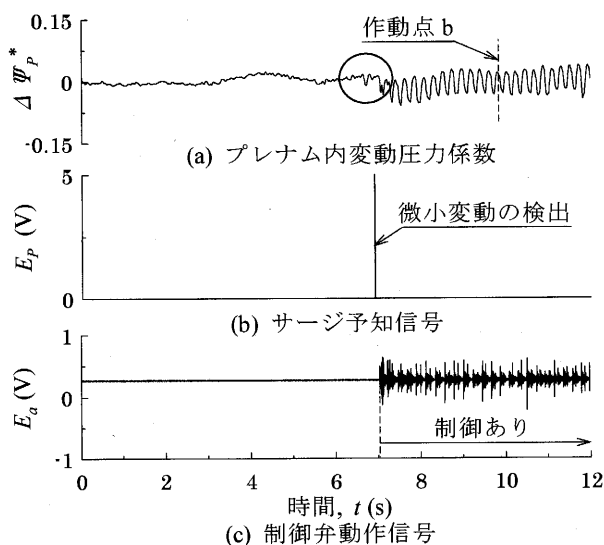


図12 サージ発生過程におけるサージ予知および能動制御 ($N_C=60,000\text{rpm}$)

次に回転速度を $N_C=60,000\text{rpm}$ とした場合の実験結果を図12に示す。 $N_C=50,000\text{rpm}$ の場合と同様に、周期的微小変動の発生を検知して、サージの制御を開始させることができる。さらに、作動点cにおいてサージが発生しているときに制御を開始した場合では、振幅はほとんど低減されないが、微小変動の段階で予知制御を行うと振幅はサージの30%程度に抑制されることが判明した。

以上の結果からターボチャージャの圧縮機を含む圧縮システムに発生するサージに対し、本論文で開発したサージ予知システムが有効であることが検証された。

6. 結言

ターボチャージャの遠心圧縮機を含む圧縮システムに発生するサージに対し、サージ予知制御システムを適用した。サージ発生点近傍でのサージの予知制御実験を行い、サージ予知制御システムの適応性を検証した。

- (1) ターボチャージャの圧縮機を含む圧縮システムにおいて、サージに先駆けてプレナム内変動圧力に周期的微小振動が発生し、2次元相図上に現れるアトラクタは楕円に似た形状を示す。
- (2) アトラクタの回転角度より算出される予知パラメータを用い、微小変動の周期性を検出することが可能であることが検証された。
- (3) サージ予知制御システムをサージ発生過程に対し適用した。微小振動を検知しサージが大きく成長する前に制御が可能であることを示した。
- (4) サージ初期の微小振動の段階で制御を行うと、サージが発生した後に制御を行った場合にサージを抑制できなかった制御弁流量 $\phi_{CV^*}=0.57$ でもサージを抑制できることが判明した。
- (5) 回転速度を変更してもサージの初期において予知制御が行えることを示した。

参考文献

- (1) Epstein, A.H., Ffowcs Williams, J.E., and Greitzer, E.M., Active Suppression of Compressor Instabilities, AIAA 86-1994 (1986)
- (2) Moore, F.K., and Greitzer, E.M., A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems, Part I: Development of Equations, ASME J. of Eng. for Power, Vol.108 (1986), p.68
- (3) Ffowcs, Williams, J.E., and Huang, X.Y., Active Stabilization of Compressor Surge, J. Fluid Mech., Vol.204 (1989), p.245
- (4) Fink, D.A., Cumpsty, N.A. and Greitzer, E.M., Surge Dynamic in a Free-Spool Centrifugal Compressor System, ASME J. of Turbomachinery, Vol.114 (1992), p.321
- (5) Palomba, C., Breugelmans, F.A.E., Strange Attractor Characterization of Rotating Stall in an Axial Flow Compressor, JSME Int. Conf. on Fluid Eng., (1997), p.1121
- (6) Gu, C., Yamaguchi, K., Nagashima, T., and Higashimori, H., Observation of Centrifugal Compressor Stall and Surge in Phase Portraits of Pressure Time Traces at Impeller and

- Diffuser Wall, GTSJ Proc. of Int. Gas Turbine Cong., Vol.1 (1999), p.555
- (7) 萩野, 宇田, 柏原, 相図に現したアトラクタ挙動による遠心圧縮機のサージ発生の予知, 日本機械学会論文集, B編, 68-668, (2002), p.195
- (8) Hagino, N., Uda, K., and Kashiwabara, Y., Prediction and Active Control of Surge Inception of a Centrifugal Compressor, Proceedings of International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo (2003), IGTC2003Tokyo TS-038
- (9) Pinsley, J.E., Guenette, G.R., Epstein, A.H., and Greitzer, E.M., Active Stabilization of Centrifugal Compressor Surge, ASME J. of Turbomachinery, Vol.113(1991), p.723
- (10) 柏原, 大学におけるモニターボジェットエンジンを用いたガスタービン教育, 日本ガスタービン学会誌, 28-6 (2000), p.22
- (11) Greitzer, E.M., Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model, ASME J. of Eng. for Power, Vol.98 (1976), p.190
- (12) 萩野, 宇田, 柏原, 遠心圧縮機に発生するサージの能動制御 (第1報; 小形制御弁によるサージの能動制御), 日本機械学会論文集, B編, 69-679 (2003), p.666
- (13) 萩野, 宇田, 柏原, 遠心圧縮機に発生するサージの能動制御 (第2報; 遅延フィードバックによるサージの非線形制御), 日本機械学会論文集, B編, 69-687 (2003), p.2438
- (14) Pyragas, K., Continuous Control of Chaos by Self-controlling Feedback, Phys. Lett. A, Vol. 170(1992), p.426

スマート構造を用いた翼列フラッターの能動制御

—第一報 流体・構造連成数値解析法の開発と制御方法の予備的検討—

Active Cascade Flutter Control with Smart Structure

Part 1 -Development of Flow- Structure Coupled Method and Feasibility Study on Active Control

賀澤 順一*1

KAZAWA Junichi

渡辺 紀徳*2

WATANABE Toshinori

キーワード：翼列フラッター，流体・構造連成解析，スマート構造，能動制御，mistuning

Abstract

Numerical method with Flow-Structure Coupling was developed to investigate possibility of active cascade flutter control with smart structures. By the method, aerodynamic damping and aerodynamic interference between blades could be properly simulated. Unsteady aerodynamic characteristic of a mistuned cascade was numerically analyzed by the developed method, and it was proved that increase in blade amplitude was effectively suppressed according to the well-known mistuning nature. Feasibility of active cascade flutter control was studied on the cases in which natural frequency or oscillating direction of blades was actively changed when the amplitude of blade oscillation started to increase. The results showed active suppression of cascade flutter should be possible by such control method.

1. 緒言

圧縮機翼列の作動範囲を制限するサージや旋回失速などの非定常流不安定現象について、これを制御しようとする研究が近年盛んに行なわれ、不安定現象の発生を予測してこれを回避する、あるいは能動制御により積極的に作動範囲を拡大する空力技術が、種々の成果を上げて来た⁽¹⁾。同様に翼の空力弾性的振動である翼列フラッターについても、受動あるいは能動制御の可能性が示されている。

受動制御の一つである mistuning は、翼列中の各翼の固有振動数が数%異なる状態を作り出す方法であり、このような状態の場合、固有振動数が一様の時と比較してフラッター限界周波数が小さくなることがわかっている⁽²⁾。

能動制御に関しては音響擾乱を用いた方法^{(3),(4)}が挙げられる。これは、ダクト壁から翼列に音響擾乱を与えることによって、翼に非定常空気を誘起し、これによって翼列フラッターを抑制しようというものである。

一方、最近の構造材料技術では、電気信号等によって材料の形状や構造特性を制御する、いわゆるスマート構

造の研究が進展し、例えば航空機主翼フラップの変形⁽⁵⁾などに応用する試みが行なわれている。フラッターは流体と構造の連成で起こる空力弾性問題であるという見地から鑑みると、このようなスマート構造を用いて翼の構造特性を変化させることが出来れば、信頼性の高い制御が可能だと考えられる。例えば、形状記憶合金 (Shape Memory Alloy : SMA) は通電加熱することによってその剛性が変化するため、翼の固有振動数や振動モードなどを制御できる。

本研究ではスマート構造を用いた翼列フラッターの能動制御システムの構築を目的とし、その制御可能性を数値解析で検討した。更に、数値解析において検討した結果、有効性が確認された制御方法については、実際にスマート構造を用いて実現可能であるかを実験によって確認する。本報では、翼の固有振動数、あるいは翼の振動方向を変化させる制御についての解析結果を報告する。数値解析のため、流体解析と構造解析を組み合わせた翼列振動問題に対する流体・構造連成数値解析法を新たに開発した。ここではその解析法についても報告する。

2. 解析手法

フラッターの能動制御のような動的解析を行うためには、フラッターの発生を模擬することが可能な解析手法が必要である。そこで、本研究では流体解析と構造解析を組み合わせた流体・構造連成解析手法を用いることとした。

原稿受付 2004年12月22日

校閲完了 2005年6月7日

*1 東京大学大学院

〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

東京大学 大学院工学系研究科 航空宇宙工学専攻

*2 東京大学

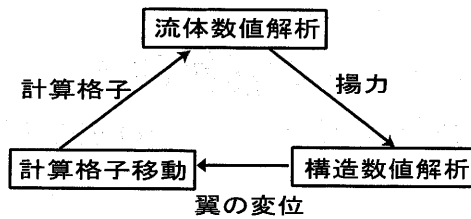


図1 計算の流れ

計算の流れを図1に示す。すなわち、

- ①流体数値解析により翼にかかる揚力を求める。
 - ②得られた揚力を用いて構造数値解析を行い、翼の変位を求める。
 - ③翼の変位に応じて計算格子を移動させる。
- ①-③を繰り返すことで流体解析と構造解析の連成を行った。

2.1 流体数値解析法

翼列と共に移動する座標系における2次元オイラー方程式を数値的に解いた。対流項の評価にはHarten-Yeeの2次精度Upwind TVD法を用いた。時間進行はLU-ADI陰解法にNewton反復を組み合わせて行った。

計算領域については、翼を一枚含む領域を1流路とし、これを図2のように重ねることによって翼列を模擬した。ここで、N流路の計算領域において、ある翼を基準として1番翼と呼ぶとき、翼背側方向へ2番翼、3番翼、…、N番翼と呼ぶこととする。

計算格子には、翼周りでの十分な直交性を確保し、かつ入口・出口境界を翼から離れた位置に置くために、図2に示すような翼周りのみO型格子、入口・出口にはH型格子を用いるH+O+H型格子を採用した。

境界条件としては、図2に示すように入口境界では全圧および全温を一定とし、亜音速流れの条件では流入角を固定し、遷音速流れの条件では周方向速度を固定した。遷音速流れの条件において、入口で流入角ではなく周速を固定しているのは、2次元遷音速流れの条件での解析において、離脱衝撃波が存在しない場合に、ユニーク・インシデンス則が成立するためである。この場合に

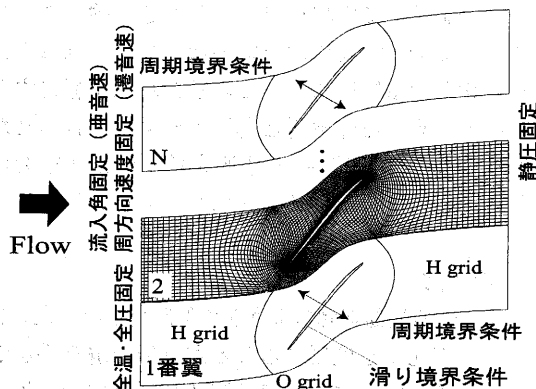


図2 計算領域と境界条件

は翼列上流の流れ場は背圧の影響を受けなくなり、上流マッハ数とインシデンスは翼列形状と周方向速度から一意的に決まる。したがって、遷音速流れの条件では、周方向速度を固定すれば、流入角と入口マッハ数が決定する。出口境界では静圧一定としている。また、翼列方向の外側境界では、N流路の計算領域において、1番翼を含む領域の下側境界とN番翼を含む流路の上側境界のデータを同じにすることで周期境界条件を課しており、N流路の計算領域において存在しうる翼間位相差 σ はN個($360 \times n/N$: $n=1, 2, \dots, N$)となる。

H型格子とO型格子のデータの受け渡し方法を図3に示す。H型格子とO型格子は1格子分重なっており、それぞれの領域を解く際に、相手の領域のデータを境界条件として用いる。

入口境界における伝播波動に関しては、準一次元無反射境界条件⁶⁾を採用した。翼面境界では滑り条件を与え、後縁においてKuttaの条件を満たすようにしている。翼面上圧力は、翼面に垂直な方向の運動方程式を解くことにより、内点から外挿している。

振動翼列流れの数値解析では、翼振動に合わせて格子を移動させる必要がある。図4に格子点の移動方法を示す。翼面では構造解析によって求めた変位だけ移動させる。図3に示すように、 $j=j_{\max}-1$ におけるデータは境界条件として用いるため、 $j=j_{\max}-1$ での格子点は移動させず、不動点とする。O型格子部において $j < j_{\max}-1$ に存在する全ての格子点を、式(1)のように不動点からの距離に応じて、翼の振動方向に移動させる。

$$h' = h \frac{d}{d_0} \quad (1)$$

2.2 流体数値解析法の検証

2.2.1 定常流れ場における検証 対象とする翼列にはFranssonらが提唱したStandard Configuration⁷⁾のうち、10th Standard Configurationを用いた。Standard Configurationとは、振動翼列のための標準翼列モデルで、実験や計算対象として多くの解析がなされており、他の研究者の結果との比較が容易である。10th Standard Con-

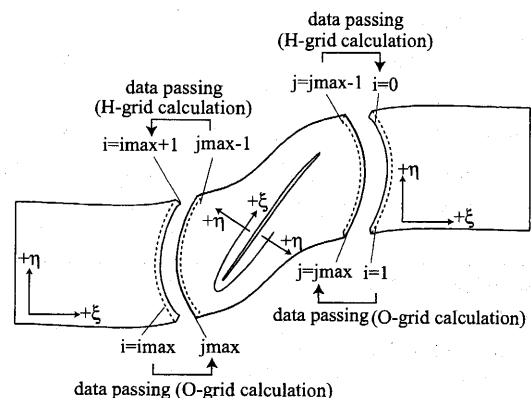


図3 H型格子とO型格子のデータの受け渡し

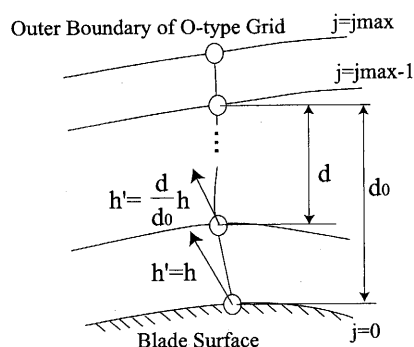


図4 格子の移動

figuration では様々な数値解析法による検証がなされている。この Configuration における翼列は食い違い角 45° 、ソリディティ1.0、翼型はCambered NACA0006である。翼列の概形および諸元を図5に示す。この翼列を用いて亜音速流れ、遷音速流れの条件で定常流れ場における流体数値解析の検証を行った。計算した翼面上無次元圧力分布を図6に示す。流れ場の条件は亜音速流れでは入口マッハ数0.7、流入角 55° 、遷音速流れの場合は入口マッハ数0.8、流入角 58° である。比較として Standard Configuration で採用されている Hall と Clark^{(7),(8)}の結果を載せた。両者の結果は良く一致しており、流体数値解析において翼列周りの流れ場を正しく模擬できることが確認できた。

2.2.2 非定常流れ場における検証 非定常流れ場（翼を振動させた場合）についても 10th Standard Configuration に基づいて亜音速流れの条件、遷音速流れの条件で検証を行った。流れ場の条件は定常流れ場の時と同様である。亜音速流れの場合、翼弦長で無次元化した無次元振動数 k は1.0、 σ は翼背側方向を位相進みとして 180° であり、遷音速流れの条件では $k=1.287$ 、 $\sigma=-90^\circ$

である。計算は亜音速流れについては2流路で、遷音速流れでは4流路で行い、各翼をそれぞれの位相差で強制振動させて行った。図7、図8に翼面上非定常圧力分布の結果を示す。比較として亜音速流れの条件では Hall と Laurence⁽⁹⁾の結果を、遷音速流れの条件では文献[8]中、Huffの結果として載せてあるものをプロットした。ここで、Real Part, Imaginary Part とは、計算結果として得られた翼面上圧力をフーリエ変換し、翼振動の基本周波数成分のみを取り出した時の実部と虚部のことである。図7、図8をみると、Hallら及び Huffの結果と良く一致した解が得られている。

2.3 構造振動解析方法

振動翼は剛体とし、翼振動は1次の並進振動を仮定して、ダンピングを含む、ばね-質量系によりモデル化した。図9に翼の振動モデルを示す。このとき、このモデルに対する翼の振動方程式は式(2)のように表される。

$$M \frac{d^2 h}{dt^2} + D \frac{dh}{dt} + Kh = L \quad (2)$$

ただし、 M : 翼質量、 h : 翼変位、 D : 構造減衰、 K : ばね定数、 L : 翼にかかる非定常空気力である。式(2)は Runge-Kutta-Gill 法を用いて解いた。

流体解析との連成は、流体計算で求めた翼にかかる空気力を式(2)の右辺 L に用いることで行っている。

なお、以下の全てのケースで、空力減衰の効果のみを抽出するため、構造減衰なし（式(2)において $D=0$ ）で計算を行った。また、図9に示された Ψ は翼の振動方向を示す角度で、軸流方向を基準に、反時計回りを正として取った。この Ψ は遷音速流れ場で翼振動の安定性を支配するパラメータの一つであり、本モデルでは任意に設定することができる。

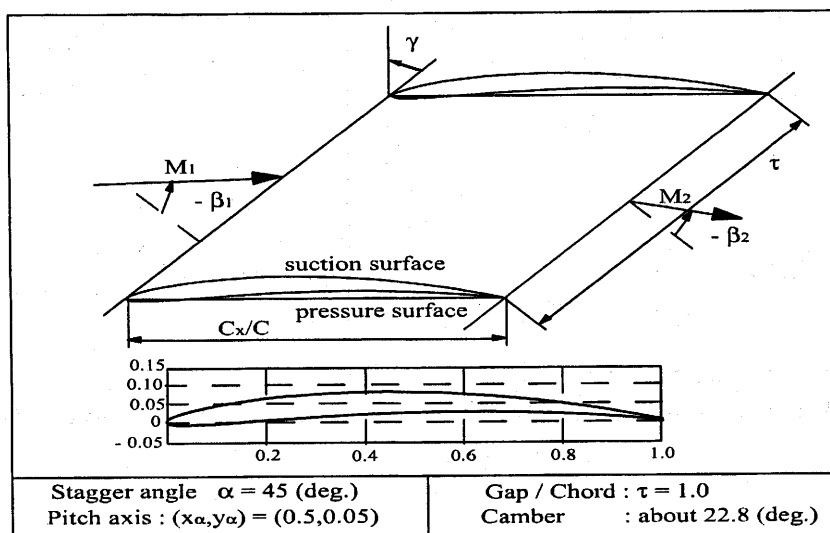


図5 翼列概形

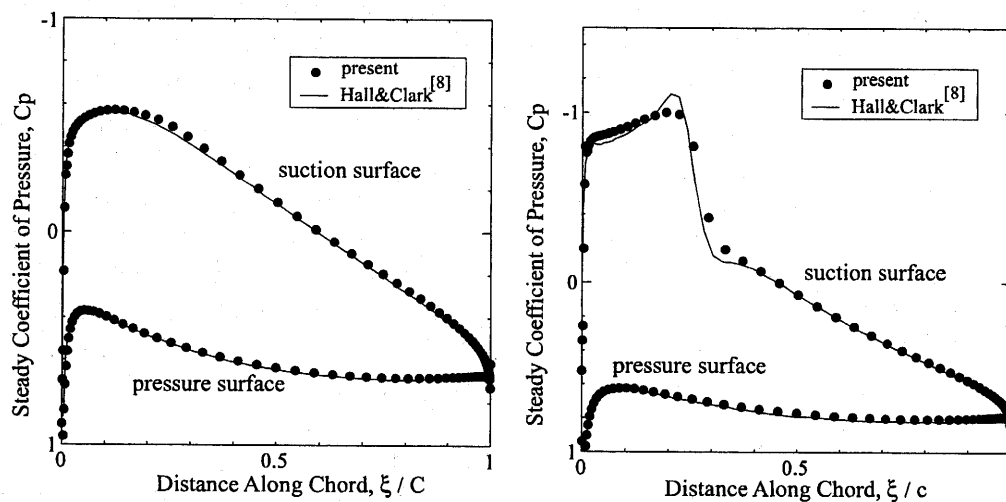


図6 翼面上無次元圧力分布
(左：亜音速流れの条件，右：遷音速流れの条件)

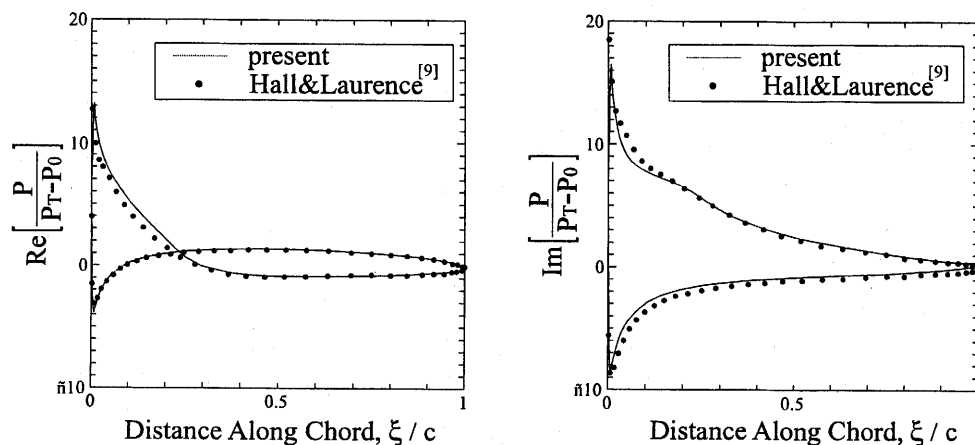


図7 翼面上非定常圧力分布（亜音速流れの条件）
(左：Real Part, 右：Imaginary Part)

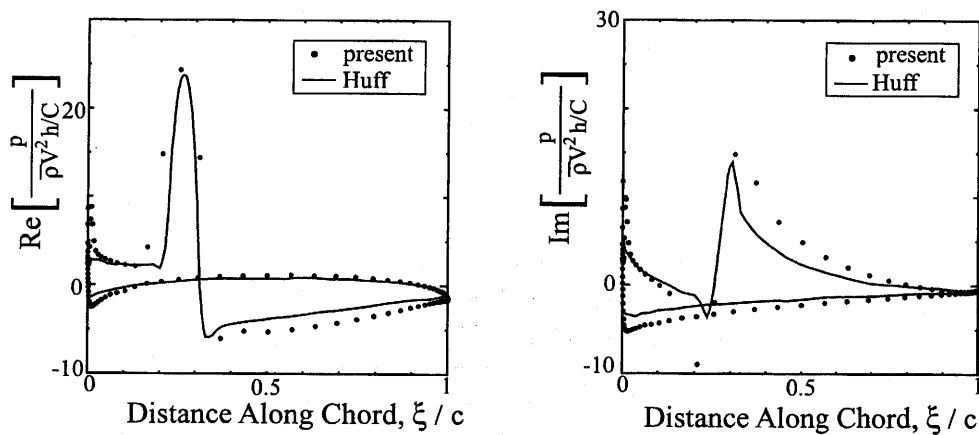


図8 翼面上非定常圧力分布（遷音速流れの条件）
(左：Real Part, 右：Imaginary Part)

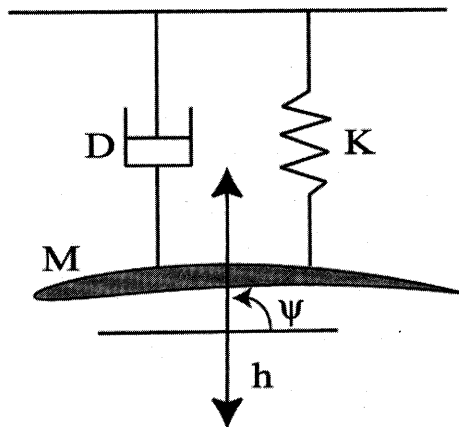
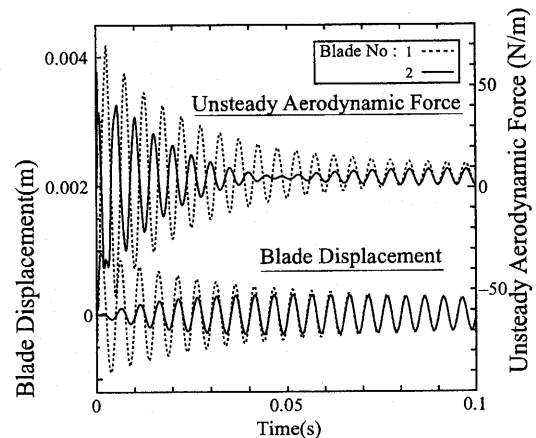


図9 構造モデル

図10 翼の変位と非定常空気力の時間履歴
(翼振動が安定な場合)

3. 流体・構造連成解析法による翼振動解析

3.1 翼振動が安定な場合

開発した流体・構造連成解析法を用いて、振動翼列周りの流れ場を適確に解析できるかどうかを確認するため、まず翼振動が安定な条件で解析を行った。無次元振動数 k を0.567とし、計算領域は2流路とった。1番翼に初期速度として $2\pi fA$ (f : 翼振動周波数, A : 最大振幅=翼弦長の1%)を与え、2番翼は静止状態として計算を開始した。図10に翼の変位と翼にかかる非定常空気力の時間履歴を示す。図10において、まず1番翼では、振幅が徐々に減衰していくことがわかる。構造減衰なしで解析を行ったため、空気力以外の外力が存在しないことから、この解析法によって空気減衰が捉えられていると言える。また、2番翼では計算開始時から振幅が増大していき、1番翼と振幅が同じ程度になった時刻から減衰していく。2番翼が静止状態から振動を始めていくのは1番翼の振動の影響であり、翼間空気相互干渉が捉えられていると考えられる。

3.2 翼振動が不安定な場合

翼振動が不安定となる無次元振動数を決定するために、影響係数法¹⁰⁾を用い、数値的な検討を行った。影響係数法は実験法の一つとして提案されたが、数値解析にも応用されて¹¹⁾いる。影響係数法の概要を図11に示す。本計算では5枚の翼を配置した5流路での計算で、中央の翼1枚を振動させ、このとき振動翼および周囲の静止翼に誘起される非定常空気力の計算結果から影響係数を求めた。この影響係数を線形に重ねあわせることで、任意の翼間位相差について翼が受ける非定常空気力 C_f が式(3)に従って算出される。

$$C_f = \frac{\sum_{n=-\infty}^{\infty} C_n \sin(\phi_n - n\sigma)}{\frac{1}{2} \rho_0 U_0^2 \frac{A}{C}} \quad (3)$$

ただし、 C_n 、 ϕ_n は n 番翼に誘起された非定常空気力に1周期分のデータをフーリエ変換し、翼の基本振動周波数成分を取り出した際の振幅と位相、 ρ_0 、 U_0 は入

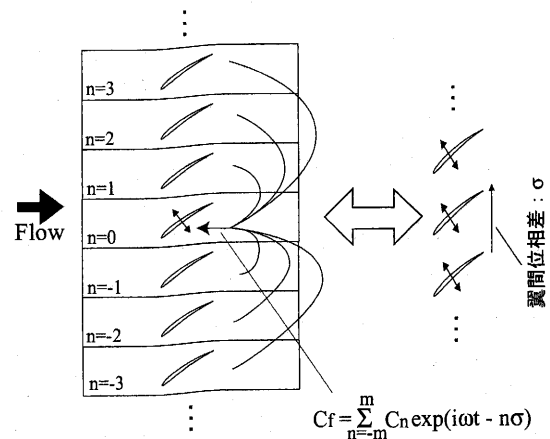
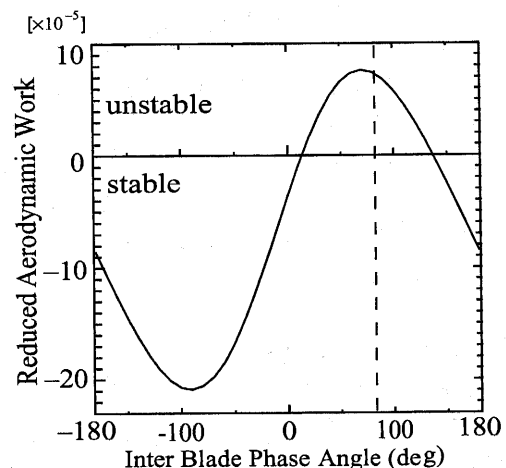


図11 影響係数法概要

図12 翼列安定解析結果 ($k=0.0086$)

口境界における密度と流速、 A は振動翼の振幅、 C は翼弦長である。

翼列方向外側境界には周期境界条件を課している。このため実際には5枚おきに振動翼が存在する直線翼列となり、存在し得る翼間位相差に限られるが、振動翼から3枚離れた翼での空気力が無視しうるほどの大きさで

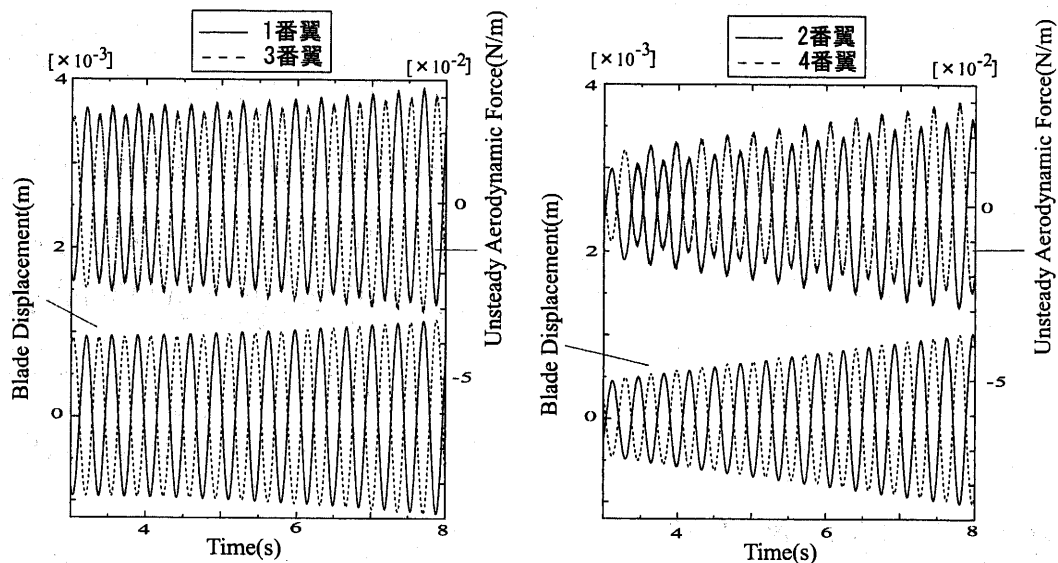


図13 翼の変位と非定常空気力の時間履歴（翼振動が不安定な場合）

(左：1番翼・3番翼 右：2番翼・4番翼)

あったため、近似的に無限直線翼列の状態が模擬されていると見なし、計算を行った。図12に $k=0.0086$ における翼振動の安定性解析結果を示す。図12の縦軸は翼にかかる空力仕事であり、横軸は翼間位相差である。空力仕事为正の場合に流体から翼に正の仕事がされ、翼振動が不安定になる。図12をみると、 $\sigma=90^\circ$ 付近（図中点線を引いた付近）で空力仕事为正となっており、この無次元振動数では 90° 近傍の翼間位相差で振動が不安定となる。そこで、 $k=0.0086$ 、 $\sigma=90^\circ$ で流体・構造連成解析を行った。計算領域は4流路とし、 $\sigma=90^\circ$ を模擬できるようにした。1番翼と3番翼には前節と同様の初期速度、2番翼と4番翼には初期変位として翼弦長の1%を与えて翼間位相差 90° で振動している状態から計算を開始した。図13に計算した翼の変位と非定常空気力の時間履歴を示す。全ての翼で振動が発散しており、翼振動が不安定となる場合を捉えたことがわかる。この時各翼は翼間位相差 90° で振動しており、翼列安定解析の結果とも一致する。空気力は変位よりもわずかに位相進みとなっている。

4. 翼列フラッターの制御方法の検討

4.1 mistuned 状態の翼列についての解析

開発した流体・構造連成数値解析法を用いて、制御方法の検討を行う前に、各翼で構造特性が異なる状態を妥当に模擬できるか確かめるため、mistuned 状態の翼列について解析を行った。実機の翼列では翼の加工精度や取り付け精度等から、翼の固有振動数が各翼で数%異なっている。このように各翼で固有振動数にばらつきがある状態を、mistuned 状態という。これに対し、すべての翼で固有振動数が等しい状態を tuned 状態と呼ぶ。mistuned の場合、フラッター限界周波数を tuned の場合よりも下げられることが知られている¹²⁾。そこで、mis-

tuned の翼列に対して本解析手法を適用し、tuned で振動が不安定となる条件において mistuned の翼列では振動が安定になるかどうかを調べた。

計算は2番翼、4番翼の固有振動数をもとの翼の固有振動数よりも5%大きくし、1番翼に初期速度を与えて開始した。この時の翼の変位と非定常空気力の時間履歴のうち、1番翼と2番翼のものを図14に示す。比較として tuned の翼列における結果を載せた。図14をみると、mistuned の翼列においては、全ての翼で振動が減衰している。翼にかかる非定常空気力を見てみると、全ての翼で mistuned の場合には空気力の位相が徐々に遅れていく。変位よりも位相遅れとなると、空気力が減衰力として翼に働くようになるため、振動の発散が抑えられている。mistuned では隣接翼間で振動周期が異なることから、周囲の翼から受ける非定常空気力の位相と参照翼（非定常空気力を求めようとする翼）の振動位相とに、ずれが生じ、このために翼間空力相互干渉が弱まって振動が安定になったと考えられる。以上の結果より、開発した流体・構造連成解析法によって、翼列中のある翼の固有振動数が異なっている状態を妥当に模擬できることを確認した。

4.2 固有振動数を途中で変化させた場合

前節の解析結果より、固有振動数が各翼で異なる場合に、翼振動の発散を抑えることが可能と確認された。そこで、テストケースとして翼列中の数枚の翼の固有振動数を能動的に変化させる制御方式について検討した。固有振動数を能動的に変更するには、SMA の使用が効果的と考えられる。SMA は通電加熱することにより剛性が変化する。この特性を利用し、翼面上に SMA 箔を貼り付け、翼の剛性を変化させることで、能動的に翼の固

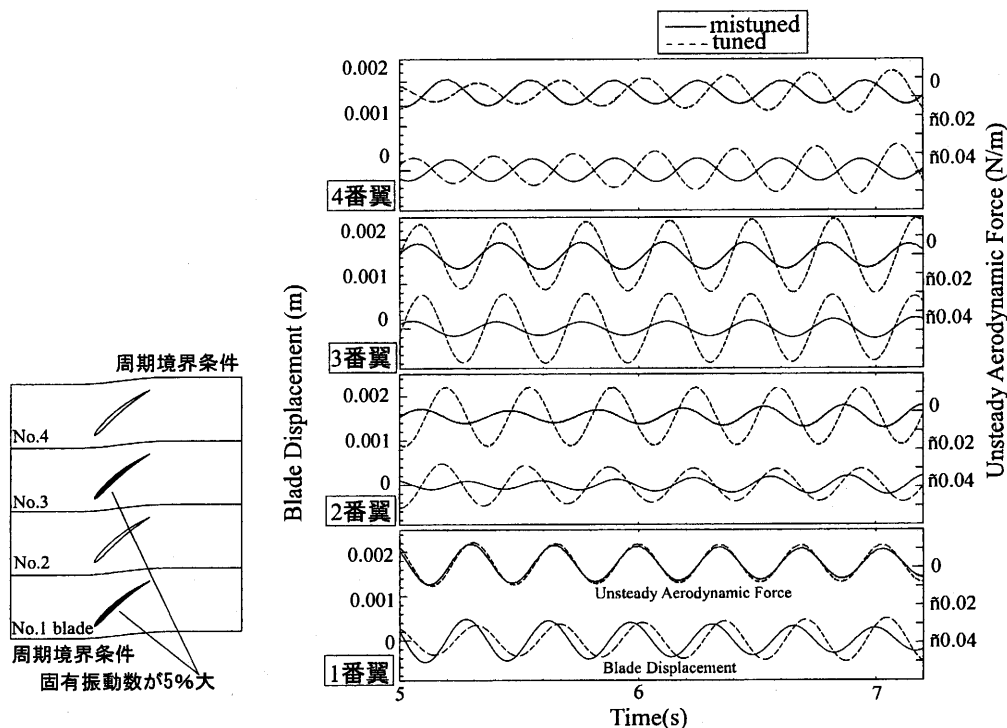


図14 翼の変位と非定常空気力の時間履歴 (mistuning)

有振動数を変化させることができる。これを確かめるため、図15に示すように、CFRP製の平板にSMAを貼りつけて実験を行った。図16にSMA表面温度と翼の固有振動数の関係を示す。SMA表面温度は熱電対で計測した。また、翼に荷重をかけ、荷重と翼先端変位との関係から翼剛性を求め、これを用いて固有振動数を算出した。図16を見ると、SMA表面温度が上がるにつれて翼の固有振動数も上がり、表面温度60℃で固有振動数が約5%増加することが分かった。この結果を参考に、翼の固有振動数を5%増加させる制御について解析を行った。計算条件は前節と同様で、全ての翼の固有振動数が等しい状態から、計算を開始し、振動が発散し始めた時刻で1番翼と3番翼の固有振動数を5%増加させた。図17に1番翼と2番翼の変位と非定常空気力の時間履歴を示す。比較として制御しない場合の結果も載せた。図を見ると、固有振動数を変化させたことにより振動の発散が抑えられている。これは、翼の振動周期が各翼で異なることから、翼間空力相互干渉が弱まったためと考えられる。

4.3 振動方向を変化させた場合

4.3.1 翼振動の安定性解析 翼間に衝撃波が存在する遷音速流れ場においても、フラッターの抑制が可能であるかを解析した。解析対象として、NASA Quiet Engine Program⁹³からQuiet Fan Bの翼端部を採用した。翼列概形を図18に示す。この翼列を用いて、まず翼を振動させない定常計算を行った。入口マッハ数は1.25、出口/入口静圧比は1.7である。定常計算結果のうち、マッハ数等高線を図19に示す。前縁から斜め衝撃波が生じ、この斜

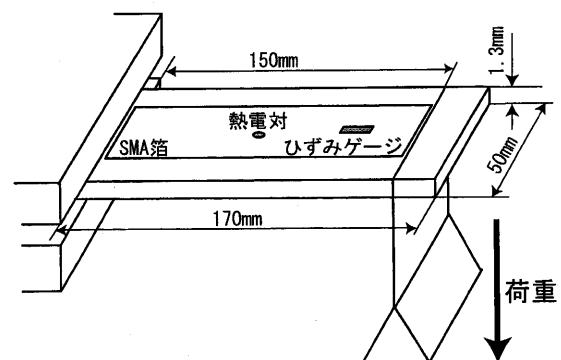


図15 SMA加熱実験用平板翼

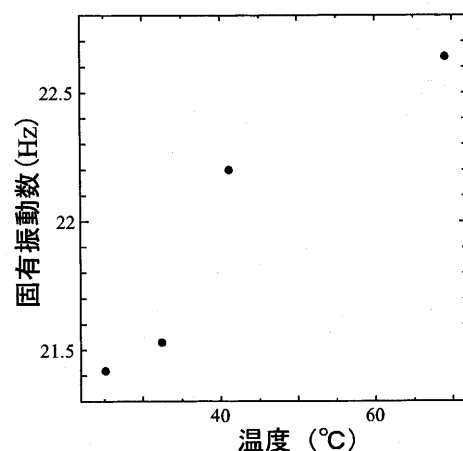


図16 SMA表面温度と固有振動数の関係

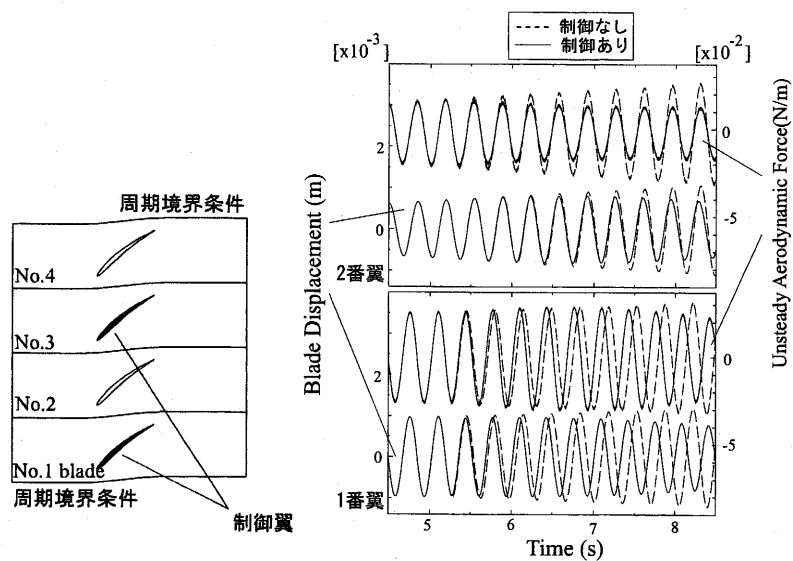


図17 翼の変位と非定常空気力の時間履歴（固有振動数を途中で変化させた場合）

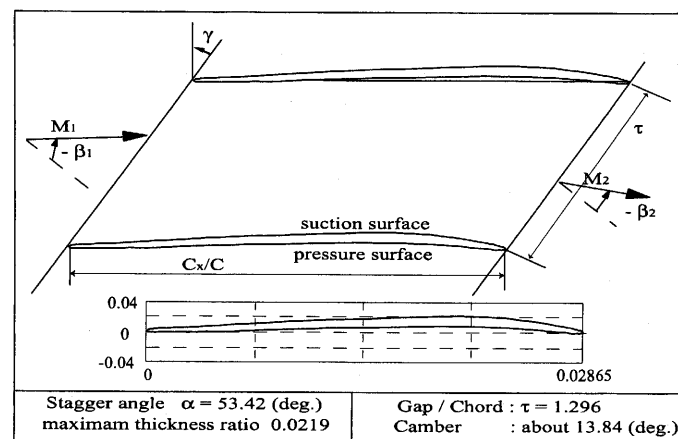


図18 翼列概形 (NASA Quiet Fan B 翼端部)

め衝撃波は隣接翼背側に入射している。また、翼後縁から強い衝撃波が生じ、隣接翼腹側に入射することが分かる。

この状態で、翼振動の安定性解析を行った。図20に無次元振動数0.084の時の結果を示す。この図は、 $\Psi = 143.42^\circ$ （純1次曲げ方向）と 120° の場合の2ケースについて、非定常空力仕事の翼間位相差による変化を示している。振動方向について2ケース解析を行ったのは、実際の翼の場合、スパン方向断面ごとに食い違い角が異なるため、翼端部での振動方向が必ずしも純1次曲げ方向となるわけではなく、それよりも回転方向へずれた角度で振動することもあり、また、振動方向によって翼振動の安定性が変化する¹⁰⁾ためである。図20を見ると、 $\Psi = 143.42^\circ$ では全ての σ で空力仕事を負であり、翼振動は完全に安定である。これに対して $\Psi = 120^\circ$ の場合には $\Psi = 90^\circ$ 付近で空力仕事が正となり、翼間位相差によっては翼振動が不安定となることが分かる。即ち、翼の振動方向が翼振動の安定性に対して支配的なパラメータの一つであることが分かる。

4.3.2 流体・構造連成解析法による解析 翼の振動方向が、翼振動安定性に支配的な要因の一つであるため、この方向を変化させることによって、翼列フラッターを抑制できないか調べることにした。

振動方向を変化させるということは、3次元的な見方をすれば翼の振動モードを変化させるということである。翼の振動モードはハブからティップの各断面におけるスタガによって、すなわち翼の空力性能要求によって決まるため、あらかじめ振動方向を各翼で異なるようにしておくことは難しい。したがって振動方向を変化させる制御は能動的に行う方が有効である。SMAを図21のように貼り付け、SMAを貼り付けた部分と貼り付けていない部分とで剛性が異なるようにすれば、翼の振動モードを例えば図21のように変化させることが可能であると考えられる。

解析は、流体・構造連成数値解析法を用い、1番翼には $A\omega$ 、3番翼には $-A\omega$ ($A=0.01C$, ω : 翼の角振動数)の初期速度を与え、2番翼と4番翼は静止の状態から計

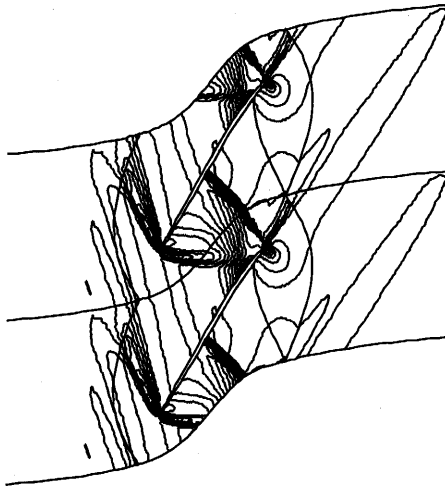


図19 マッハ数等高線

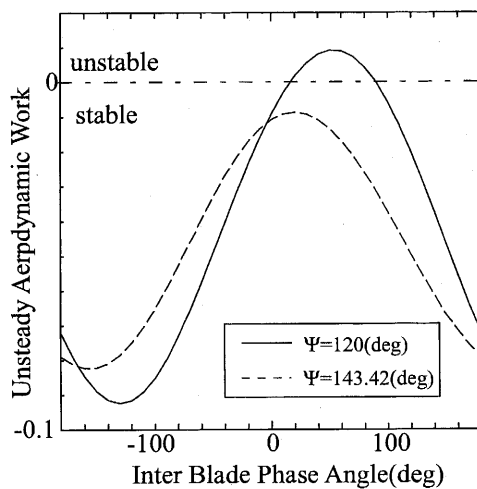


図20 非定常空力仕事と翼間位相差の関係

算を開始した。初めは全ての翼の振動方向を 120° とし、翼の振動振幅が発散し始めた時刻で1番翼と3番翼の振動方向を 120° から 143.42° に変化させた。図22に1番翼(制御翼)と2番翼(非制御翼)の変位と非定常空気の時間履歴を示す。比較として全ての翼の振動方向が 120° の場合の結果を載せた。この図から、翼の振動方向を制御することにより、全ての翼で振動振幅が発散を抑えられていることがわかる。制御をしたことによって制御翼、非制御翼ともに変位に対して非定常空気の位相が遅れていく。

5. 結言

振動翼列問題に対して、流体解析と構造解析を組み合わせた流体・構造連成数値解析法を開発した。スマート構造の応用により翼列フラッターを能動的に制御することを意図し、その予備的検証として、翼振動が不安定な場合や、翼列中数枚の翼の固有振動数や振動方向をある時刻で変化させる等について、開発した手法を用いて解

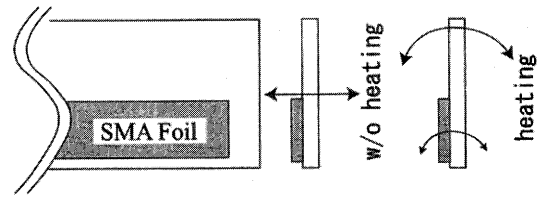


図21 SMAを用いた振動モード制御の概念

析を行い、以下の知見を得た。

- (1)開発した流体・構造連成解析法を翼列周りの流れ場に適用し、この手法によって空力減衰や翼間空力相互干渉を捉え、更に翼振動が不安定となる現象を捉える事ができた。
- (2)亜音速流れの条件において翼振動振幅が発散し始める時刻で翼の固有振動数を変化させたところ、振動振幅の発散を抑えることができた。これは、隣接翼同士の周期が異なるようになり、翼間空力相互干渉が弱まることに起因する。
- (3)遷音速流れの条件において、本論文で解析対象とした翼列では、翼の振動方向によって翼振動の安定性が変化する。
- (4)遷音速流れの条件において、振動方向が一枚おきに異なる場合の解析を行った結果、この制御によって振動振幅の発散を抑えることができた。

翼間に衝撃波を伴うような流れ場においては、衝撃波の挙動が翼振動の安定性に対して支配的である。そこで、翼型を変形させる等の制御を行い、直接的に翼間衝撃波の挙動を制御することで、更に効果的に翼振動振幅の発散を抑えられると考えられる。これについては第二報で報告する。

参考文献

- (1) Paduano, J.P., Greitzer, E.M., Epstein, A.H., "Compressor System Stability and Active Control", Annual Reviews, Fluid Mech, (2001), pp491-517
- (2) 例えば Bendiksen, O.O., "Recent Developments in Flutter Suppression Techniques for Turbomachinery Rotors", Journal of Propulsion & Power, Vol.4, (1988), pp.164-171.
- (3) Nagai, K. and Namba, M., "Active Suppression of Cascade Flutter by Means of Sound Waves from Duct Wall Actuator Surface", Proc of the 7th International Symposium: Unsteady Aerodynamics of Turbomachines and Propellers, (1994), p565-581
- (4) Nagai, K. and Namba, M., "Effect of Acoustic Control on the Flutter Boundaries of Supersonic Cascade," Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, Fransson, T. H. ed., Kluwer Academic Publishers, (1998), pp.165-179.
- (5) 例えば Scherer, L.B., Martin, C.A., West, M., Florance, J.P., Wiesman, C.D., Burner, A.W. and Fleming, G.A.,

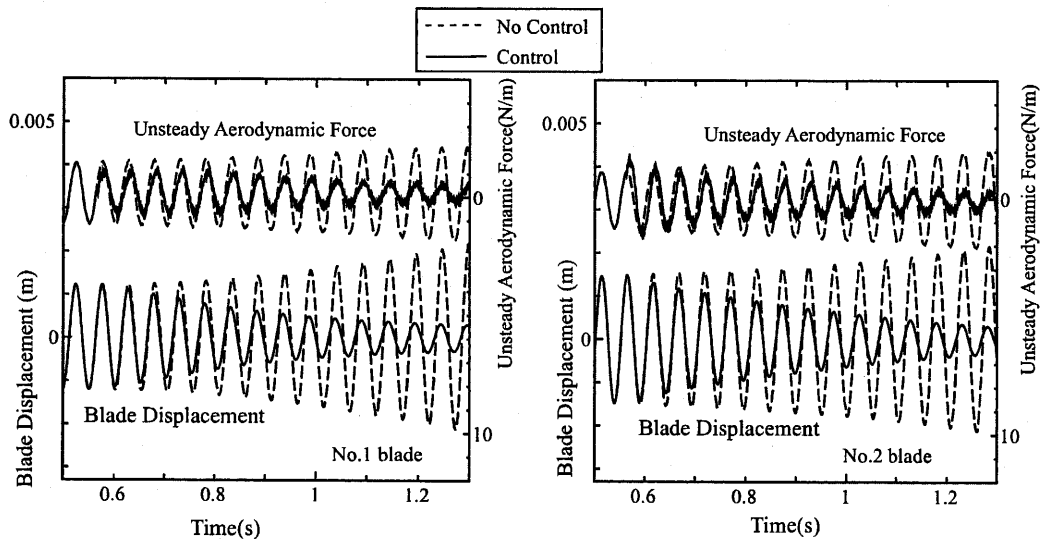


図22 翼の変位と非定常空気力の時間履歴 (振動方向を制御パラメータとした場合)

"DARPA/AFRL/NASA Smart Wing Second Tunnel Test Results", SPIE Vol.3674, pp.249-259.

- (6) Thompson, K. W., "Time Dependant Boundary Conditions for Hyperbolic Systems," *Journal of Computational Physics*, vol.68, (1987), pp.1-24
- (7) Fransson, T.H. and Verdon, J.M., "Panel Discussion on Standard Configuration for Unsteady Flow Through Vibrating Axial-Flow Turbomachine-Cascades," *Proc of the Sixth International Symposium: Unsteady Aerodynamics of Turbomachines and Propellers*, Sept. (1991), pp.859-889.
- (8) Hall, K.C., Clark, W.S., "Linearized Euler Predictions of Unsteady Aerodynamic Loads in Cascades", *AIAA Journal*, Vol. 31, No.3, (1993), pp.540-550
- (9) Hall, K.C., Laurence, C.B. "Calculation of Three-Dimensional

Unsteady Flows in Turbomachinery Using the Linearized Harmonic Euler Equations", ASME paper 92-GT-136

- (10) 花村庸治, 田中英穂, 山口和夫 「振動翼列における非定常流体力測定に関する一実験法」 *日本機械学会論文集 (B編)* 45巻398号, (1979), pp.1399-1407
- (11) Shibata, T. and Kaji, S., "Role of Shock Structures in Transonic Fan Rotor Flutter," *Proceedings of the 8th International Symposium: Unsteady Aerodynamics of Turbomachines and Propellers*, Fransson, T. H. ed, September. (1997), pp.733-747.
- (12) Whitehead, D.S., "Torsional Flutter of Unstalled Cascade Blades at Zero Deflection", *Great Britain A.R.C. R&M 3429*, (1964)
- (13) "Experimental Quiet Engine Program", contract No. NAS3-12430, March, (1970)

スマート構造を用いた翼列フラッターの能動制御 —第二報 ピエゾ素子を用いた制御法の検討—

Active Cascade Flutter Control with Smart Structure

Part 2 -Analyses of Active Control Method with Piezo- Electric Device

賀澤 順一*1
KAZAWA Junichi

渡辺 紀徳*2
WATANABE Toshinori

キーワード：翼列フラッター，流体・構造連成解析，スマート構造，能動制御，piezo素子，影響係数法

Abstract

Possibility of active suppression of cascade flutter was studied by a developed numerical method in which flow-structure coupling was incorporated. An effective suppression was found for transonic flutter case by a technique where the trailing edge of a blade was actively oscillated. The active oscillation was realized with a piezo-electric device glued on the blade surfaces. The trailing edge oscillation could control the oscillatory movement of a passage shock wave in a cascade flow channel, which movement dominated the flutter instability. An important factor for effective suppression was found to be the phase difference between blade vibration and active trailing edge oscillation. The control method was experimentally tested in a linear cascade tunnel under a subsonic flow condition, and its feasibility was clearly shown.

1. 緒言

航空用ジェットエンジンのファンや圧縮機においては、前方段の動翼翼端において、相対マッハ数が1を超えることが多くなっている。このような流れ場においては、翼列内に生じる衝撃波の挙動が翼振動の安定性に支配的である。そのため、衝撃波の挙動を適切に制御することができれば、翼列フラッターを効率良く抑制することが可能であると考えられる。

前報⁽¹⁾では、翼列フラッターの能動制御について解析を行うために、流体数値解析と構造数値解析を組み合わせた流体・構造連成数値解析法を開発した。更に、この解析手法を用いて、形状記憶合金の使用を想定し、翼の固有振動数、あるいは翼の振動方向を制御パラメータとして解析を行い、その結果、翼振動振幅の発散を抑制できることを確認した。

本報では、特に遷音速流れにおける翼列フラッターの制御を目的として解析を行った。先述のように翼間衝撃波が翼振動の安定性に支配的である場合に、衝撃波の挙

動を制御する方法としては、翼型を変形させる、翼の振動モードを変化させる等の方法が有効であると考えられる。ここではこれらを実現するデバイスとしてpiezo素子を採用し、これを用いた翼列フラッター能動制御の可能性について、数値解析及び風洞実験によって検討した。

piezo素子を翼面後縁側に貼付して翼後縁をフラップのように振動させた場合、翼に働く非定常空気がどのように変化するかを詳細に解析した結果、翼振動と後縁振動の位相差 δ を最適化すれば、翼列フラッターを有効に抑制できる可能性があることが明らかになった。一方、風洞実験では、piezo素子を貼付した翼を用いて、piezo素子に交流電圧を印加して振動させる実験を行った。亜音速流れ場において、翼にかかる非定常空気を計測し、翼振動安定性を変化させられるだけの非定常空気がpiezo素子によって誘起できるかどうかを調べた。

2. 解析手法

フラッターの能動制御のような動的な解析を行うためには、フラッターの発生を模擬できる解析法が必要である。このために、流体・構造連成数値解析法を開発した。

計算の流れは、

- ①流体数値解析により翼にかかる揚力を求める。
- ②得られた揚力を用いて構造数値解析を行い、翼の変位を求める。

原稿受付 2004年12月22日

校閲完了 2005年6月7日

*1 東京大学大学院

〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

東京大学 大学院工学系研究科 航空宇宙工学専攻

*2 東京大学

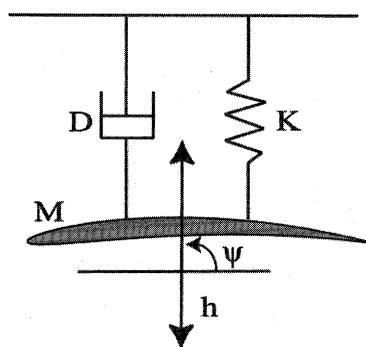


図1 構造モデル

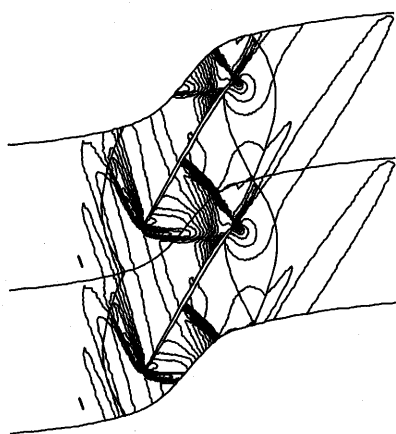


図2 マッハ数等高線

③翼の変位に応じて計算格子を移動させる。

①-③を繰り返すことで流体解析と構造解析の連成を行った。流体数値解析には基礎方程式として、相対座標系における2次元オイラー方程式を用いた。構造数値解析では、翼を剛体と仮定し、翼振動は1次の並進振動のみを考え、図1のように、ばね-質量系としてモデル化した。 Ψ は軸流方向を基準とした翼の振動方向で任意に設定できる。数値解析法の詳細については、前報¹⁾を参照されたい。

3. 後縁振動による制御の解析

後縁振動による制御の有効性を確認するために、まず翼を強制振動させた場合の解析を行い、続いて流体・構造連成解析法による計算を行った。強制振動による解析では、各翼を一定振幅、一定の翼間位相差で強制振動させた。翼振動1周期あたりに翼にかかる非定常空力仕事を算出することで、後縁振動による制御の可能性を検討した。流体・構造連成数値解析では、強制振動による解析結果を踏まえ、後縁振動が翼振動にどのような影響を与えるかを考慮した上で、この制御法の有効性を明らかにした。

3.1 翼振動安定解析

解析対象は、前報¹⁾で採用した NASA Quiet Engine Program における Quiet Fan B の翼端部とした。入口

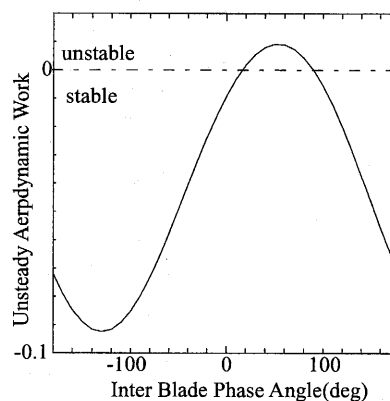


図3 翼振動安定解析結果

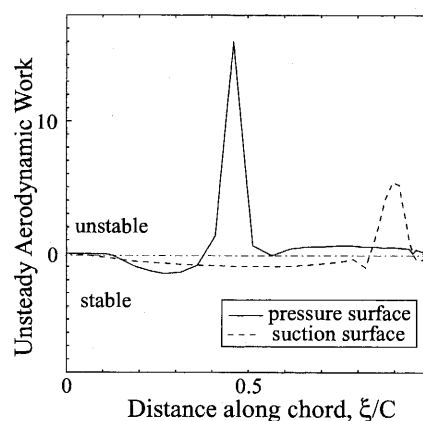


図4 翼面上非定常空力仕事分布

マッハ数1.25、出口/入口静圧比1.7の条件で定常計算を行った結果のうち、マッハ数等高線を図2に示す。前縁から斜め衝撃波が生じ、この斜め衝撃波は隣接翼背側に入射する。また、翼後縁から強い衝撃波が生じ、隣接翼腹側50%コード付近に入射している。上述の条件で、翼弦長を基準とした無次元振動数 $k=0.084$ 、 $\Psi=120^\circ$ において翼振動安定解析を行った結果を図3に示す。前報で述べたとおり、翼の振動方向によって翼振動安定性が変化するが、本報では翼振動が不安定となる条件について解析を行うため、振動方向は $\Psi=120^\circ$ とする。翼間位相差 $\sigma=90^\circ$ 付近で空力仕事が正となり、翼振動が不安定となる事が分かる。

上述の結果を踏まえ、 $\Psi=120^\circ$ 、 $\sigma=90^\circ$ における翼面上非定常空力仕事を求めた。解析は4流路で行い、各翼を強制振動させて行った。図4に、翼面上非定常空力仕事分布の計算結果を示す。非定常空力仕事が正の場合、その場所には励振力が働く。横軸は翼弦長で無次元化した翼面上の位置である。図4を見ると、腹側50%コード付近に高い正のピークが存在する。図2を見ると、翼間衝撃波がこの位置で翼腹側に入射する。このことから、翼の振動に基づいて衝撃波が振動し、その衝撃波の振動によって腹側50%コード付近に大きな非定常空力仕事が誘起されたと考えられる。翼振動の安定性はこのピークによって

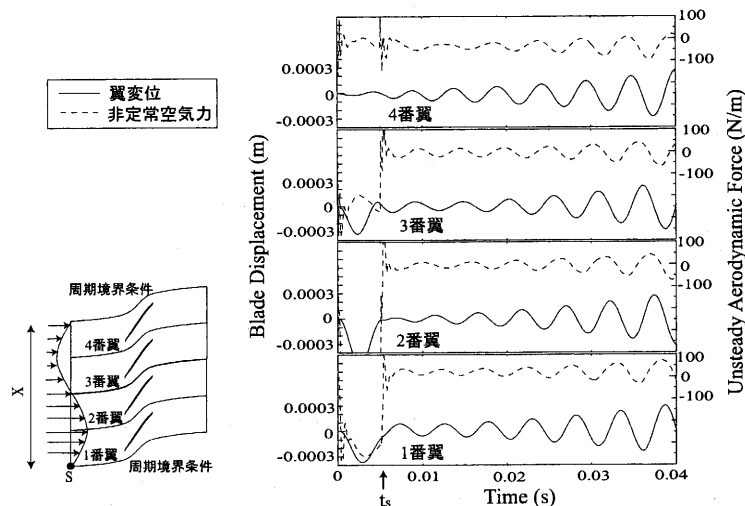


図5 翼の変位と非定常空気力の時間履歴（振動が不安定な場合）

決まっている。また、背側90%コード付近の小さなピークは隣接翼前縁から入射する斜め衝撃波によって誘起された空力仕事である。以上より、この翼列では、翼間衝撃波の挙動が翼振動の安定性を支配していることが分かる。

続いて、翼振動が不安定となる条件において、流体・構造連成解析を行った。流路数は4とし、全ての翼を静止状態として、入口境界に速度擾乱を与えて計算を開始した。翼の変位と非定常空気力の時間履歴を図5に示す。速度擾乱は、計算開始から翼振動1周期分の時間 t_s まで、下式を用いて与えた。

$$u=u_0(1+0.05\sin(d_j\pi/X)) \quad (1)$$

ただし、 X は図5に示すように、計算領域における入口境界の長さである。また、 d_j は入口境界上の任意の点での、図5に示された点 S （入口境界下端）からの距離である。時間履歴を見ると、速度擾乱が与えられている時刻では1番翼、2番翼、3番翼は大きく変位し、4番翼は擾乱の影響をあまり受けていない。擾乱が消えた後、全ての翼の振動振幅が徐々に増大していき、最終的に発散することがわかる。

3.2 後縁振動による制御法

前節の結果より、衝撃波の振動を制御することによって、この非定常空気力を励振力から減衰力へ変える事ができれば、効率良く翼列フラッターを制御できると考えられる。そこで、翼の後縁を能動的に振動させることにより、衝撃波の挙動を制御する方法を考え、解析を行った。

図6に後縁を振動させる方法の概略を示す。70%コード位置よりも後縁側を可動域として、式(2)に示すような振動角 Φ を与えて後縁の振動を行った。

$$\Phi=A\sin(2\pi ft+\delta) \quad (2)$$

振動角 Φ は時計回りを正としている。このような制御が実際に可能であるか、平板翼を用いて調べた。図7に

ピエゾ素子を貼り付けた平板翼を示す。ピエゾ素子に交流電圧を印加して翼振動の様子を高速度カメラにより可視化し、映像を処理して後縁での振幅を計測したところ、約0.2mm程度の振幅が得られることが分かった。この振幅から後縁振動角の振幅（式(2)中の A ）を算出すると約 0.5° となる。

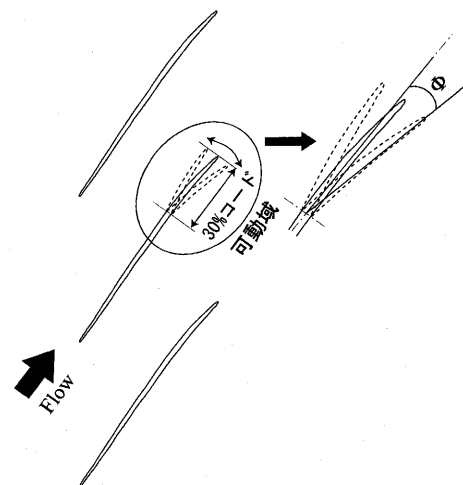


図6 後縁振動方法概略

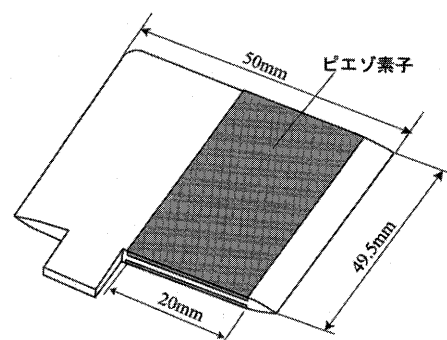


図7 平板翼

3.3 後縁振動させた時の翼振動の解析

後縁を振動させることにより、翼振動の発散を抑えることができるのか検討するために、全ての翼を $\sigma=90^\circ$ で振幅を一定として強制振動させ、解析を行った。制御については、翼列中1枚おきに後縁を振動させられる翼が存在する場合を模擬した。後縁振動によって衝撃波の挙動を変化させることを考えると、翼振動と後縁振動の位相差が重要なパラメータになると予想されたため、翼振動を基準として、後縁振動との位相差 δ が 0° , $\pm 45^\circ$, $\pm 90^\circ$, $\pm 135^\circ$, 180° の8ケースについて解析を行った。 δ は翼振動に対して後縁振動が位相進みの場合に正とした。以下、これらの結果について、特徴的であった $\delta=+45^\circ$ 及び $\delta=-135^\circ$ の場合を中心に述べる。後縁振動角の振幅は先述の実験を基に、 0.5° とした。なお、以後、後縁を振動させる翼を制御翼、振動させない翼を非制御翼と呼ぶことにする。

3.3.1 $\delta=+45^\circ$ の場合 翼の変位と非定常空気力の時間履歴を図8に示す。比較として制御しない場合の結果も載せた。翼変位と非定常空気力の位相差が分かりやすいように、各図には一点鎖線を引いてある。強制振動の際の翼振幅は両者ともに翼弦長の1%で一致させている。制御しない場合には、翼の変位に対して非定常空気力が位相進みとなっており、翼にかかる空気力が励振力として働くことが分かる。これに対して、制御した場合には制御翼、非制御翼ともに翼の変位に対して非定常空気力が位相遅れとなっており、翼にかかる空気力が制御に

よって励振力から制振力に変化し、制御が有効に働くことが分かる。図9にこの時の翼面上の空力仕事分布を示す。まず制御翼について見てみると、腹側50%コード付近のピークが後縁振動により小さくなっている。このピークは翼間衝撃波の振動によって誘起されたものであったので、後縁振動によって翼間衝撃波の挙動が変化したことが分かる。更に、可動域部分では、背側、腹側共に非定常空力仕事が減少している。これらの影響によって、制御翼全体にかかる非定常空力仕事が負になっている。また、非制御翼では腹側50%コード付近のピークが正から負に変化している。その他の場所での非定常空力仕事に変化がないことから、翼間衝撃波のみが影響を受け、その振動挙動が変化したものと考えられる。

3.3.2 $\delta=-135^\circ$ の場合 図10に翼面上空力仕事分布を示す。制御翼では、腹側50%コード付近のピークは制御しない場合とほぼ同じであるが、可動域部分において非定常空力仕事が増加しているため、翼全体にかかる非定常空力仕事は増加することになる。このため、 $\delta=-135^\circ$ では、制御しない場合よりも振動振幅の発散が助長される可能性がある。非制御翼についても、腹側50%コード付近のピークが制御しない場合よりも非常に大きくなっており、この影響で非制御翼にかかる非定常空力仕事が増大することになる。従って、 $\delta=-135^\circ$ の場合には制御翼、非制御翼どちらの翼においても、ピエゾ素子による後縁の振動によって振動振幅の発散が助長されてしまうことが分かった。

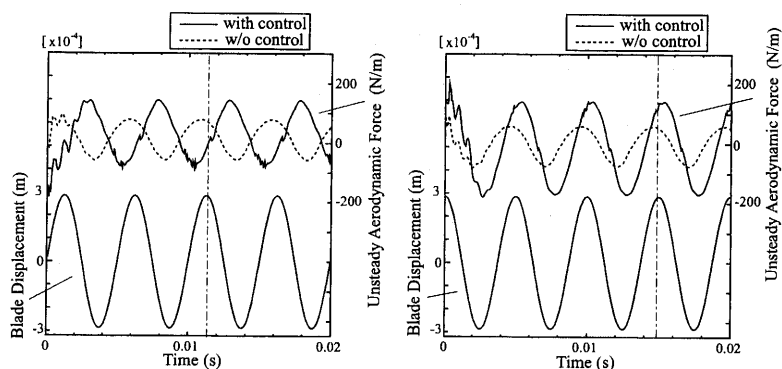


図8 翼の変位と非定常空気力の時間履歴 ($\delta=+45^\circ$, 左:制御翼 右:非制御翼)

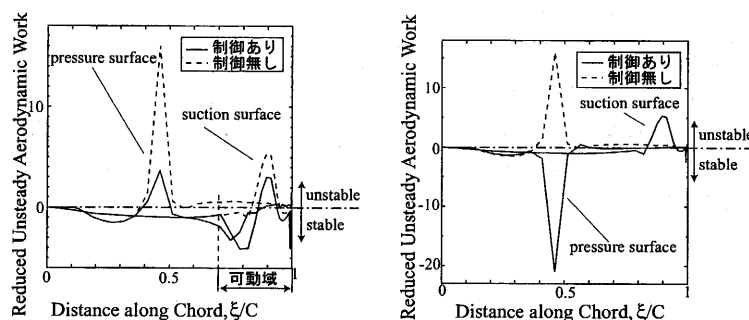
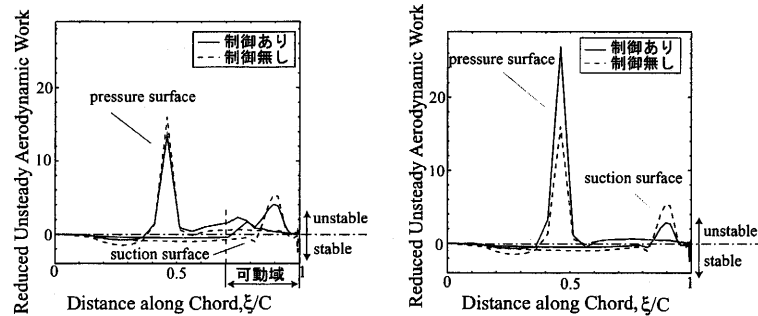


図9 翼面上非定常空気力仕事分布 ($\delta=+45^\circ$, 左:制御翼 右:非制御翼)

図10 翼面上非定常空気力仕事分布 ($\delta=135^\circ$, 左: 制御翼 右: 非制御翼)表1 翼変位と非定常空気力の位相差と δ の関係
(左: 制御翼 右: 非制御翼)

δ (deg)	位相差 (deg)	励振力/減衰力	δ (deg)	位相差 (deg)	励振力/減衰力
-135	44	励振	-135	114	励振
-90	75	励振	-90	144	励振
-45	118	励振	-45	-122	減衰
0	157	励振	0	-58	減衰
45	-118	減衰	45	-26	減衰
90	-66	減衰	90	9	励振
135	-34	減衰	135	53	励振
180	5	励振	180	79	励振
制御なし	21.7	励振	制御なし	21.7	励振

表1に、制御翼と非制御翼での、 δ ごとの翼変位と翼にかかる非定常空気力の位相差を示す。変位に対して非定常空気力が位相進みの場合を正とする。位相差が正の場合には翼に働く非定常空気力が励振力となり、負の場合には減衰力となる。また、位相差が $+90^\circ$ に近いほど励振力が大きくなり、 -90° に近いほど減衰力が大きくなる。表1より、制御しない場合(21.7°)と比べ、この位相差が δ によって変化することがわかる。制御翼では $\delta=+45^\circ \sim +135^\circ$ 、非制御翼では $\delta=-45^\circ \sim +45^\circ$ において非定常空気力が減衰力となっており、制御翼、非制御翼どちらにおいても非定常空気力が減衰力となるのは $\delta=+45^\circ$ の場合のみである。

以上より、この制御法では、翼の振動と後縁振動との位相差 δ が重要なパラメータであり、これを最適化する事で、有効に振動を抑制することができる。

3.4 流体・構造連成数値解析法による解析

前節の解析により、後縁振動による制御の有効性と、 δ を最適化する重要性が確認できた。この結果は翼の振動振幅、周期及び翼間位相差を一定とした場合のものである。実際には制御が有効に働いた場合、空力減衰の効果等によってこれらのパラメータは一定ではなくなるため、全く同様の結果が得られるかは分からない。そこで、流体・構造連成数値解析法を用いて解析することによって、後縁振動による制御の有効性を確認することとした。

3.4.1 後縁振動の与え方 後縁振動による制御においては、 δ が重要なパラメータである。強制振動による解析においては翼振動周期が一定であったため、 δ の設定は容易であった。しかし、流体・構造連成数値解析法を

用いる場合には、空力減衰の影響で翼振動の周波数や振動位相は固定ではなくなるため、後縁振動角 Φ を与えるには、翼振動を何らかの形でモデル化し、常に δ が一定となるように Φ を設定しなければならない。本研究では翼の振動は正弦的であるとし、下式のように翼振動をモデル化する。

$$h(t) = A \sin(2\pi f_c t + \tau_c) \quad (3)$$

ここで、 f_c は翼の周波数、 τ_c は翼振動位相である。これらの値は時間によって変化する値であるとする。

まず、各時刻における f_c を決定する。翼変位の時間履歴を過去数周期分記憶しておき、このデータをフーリエ変換する。このとき、パワースペクトルが最も大きい周波数をその時刻での翼振動周波数 f_c とする。次に、 τ_c を、相関関数を利用して決定する。

2変数 x_i, y_i の相関関数は以下に示すような関数で、 -1 から 1 の値をとる。

$$r = \frac{\sum_i (x - x_i)(y - y_i)}{\sqrt{\sum_i (x - x_i)^2} \sqrt{\sum_i (y - y_i)^2}} \quad (4)$$

ただし、 x, y : 平均値

これが1のとき、2つのデータは正の相関をもつことになる。例えば2つの正弦関数において、同じ周波数と位相をもっていれば(振幅は異なっても問題ない)、相関は1となる。この性質を利用し、位相をパラメータとして式(5)のように翼振動をモデル化する。

$$h' = \sin(2\pi f_c t + \tau_n) \quad (5)$$

ただし、 $n=0, 1, \dots, N, \tau_n = 2\pi n/N$

本解析では $N=100$ とした。式(4)によって算出した翼変位と、実際に取得している翼変位の相関を求め、最も1に近い値をとった位相を翼振動の位相 τ_c とする。以上から、後縁振動角は下式のように与えられる。

$$\Phi = \theta_0 \sin(2\pi f_c t + \tau_c + \delta) \quad (6)$$

ただし、 θ_0 : 振幅

3.4.2 $\delta=+45^\circ$ の場合 1枚おきに後縁が振動する場合について解析した。得られた結果のうち、図11に制御翼における後縁振動角と翼の変位の時間履歴を、図12に制御翼、非制御翼の変位と非定常空気力の時間履歴を示す。

まず、図11を見ると、後縁は $+45^\circ$ の位相を常に保って振動しているわけではないことが分かる。1周期目で後縁振動角が翼変位と関係なく大きく変化しているのは、振幅のデータが1周期分ないために翼の周波数を決定できておらず、 $f_c=0$ となってしまうからである。2周期目から $\delta=+45^\circ$ ではないもののある程度位相進みで後縁が振動し始め、その影響で振幅が減衰する。振動が収まった後も後縁は振動しているため、今度はこの後縁振動の影響で振動が再び発散し始めてしまう。振動が発散し始めると、後縁振動が再び翼振動よりも位相進みになるため、振動が収まるという、“うなり”のような結果となった。構造減衰を無視していること、制御則を導入していないことを考えると、基本的にはこの方法を採用し、制御則を適用していくことでさらに効果的な翼振動の抑制が行えると考えられる。

図12を見ると、非制御翼においても、制御翼と同様に、振動振幅が発散と減衰を繰り返している。これは、後縁振動が翼振動に対して位相進みで行われている時間では、この制御によって非制御翼に働く非定常空気力が制振力になり、位相遅れになっている場合には励振力になるためである。以上から $\delta=+45^\circ$ に設定して制御を行った場

合に、 δ を常に一定に保つのは難しいが、後縁振動による制御が効果的である可能性が認められた。

3.4.3 $\delta=-135^\circ$ の場合 図13に制御翼における後縁振動角と変位の時間履歴を示す。1周期目は $\delta=+45^\circ$ の場合と同様の理由で後縁振動角が振動するが、2周期目以降、 $\delta=-135^\circ$ が維持されたまま後縁が振動していることが分かる。図14に制御翼、非制御翼の変位と非定常空気力の時間履歴を示す。この図より、制御翼・非制御翼ともに、後縁振動によって翼振動振幅が発散していく様子が見て取れる。即ち、 $\delta=-135^\circ$ の場合には制御によって振動振幅の発散を助長してしまうことが確認できた。

3.4.4 制御則の導入 ここまでの解析により、後縁振動による制御が翼振動振幅発散の抑制に効果的である可能性が示された。そこで、簡単な制御則を導入して、翼列フラッターの制御について解析することにした。流路数はこれまでと同じく4流路とした。制御はオン/オフ制御とし、 $\delta=+45^\circ$ で固定とする。オン/オフの判断は翼の持つ運動エネルギーと構造エネルギーの和（全エネルギーと呼ぶことにする）がある一定の値を超えるかどうかで行う。全エネルギーは下式で表される。

$$E = \frac{1}{2}MV^2 + \frac{1}{2}Kh^2 \quad (7)$$

また、全エネルギーを見張る翼を観測翼と呼ぶこととし、これを1番翼とした。すなわち、制御翼が1枚おきに存在し、観測翼が3枚おきに存在する状態を模擬したこと

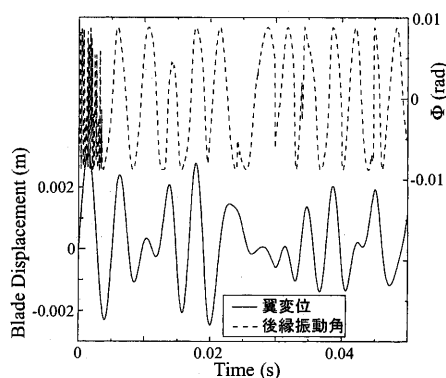


図11 後縁振動角と翼の変位の時間履歴 ($\delta=+45^\circ$)

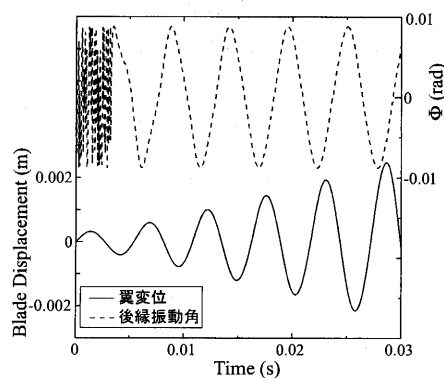


図13 後縁振動角と翼の変位の時間履歴 ($\delta=-135^\circ$)

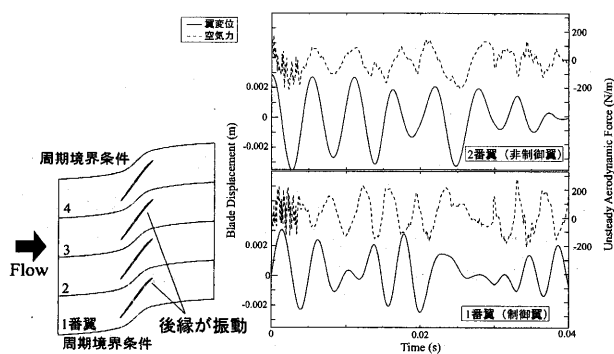


図12 翼の変位と非定常空気力の時間履歴 ($\delta=+45^\circ$)

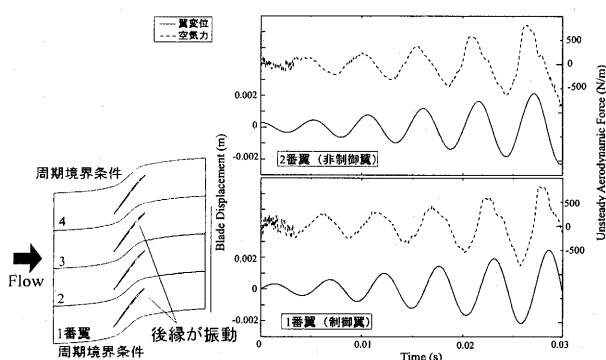


図14 翼の変位と非定常空気力の時間履歴 ($\delta=-135^\circ$)

になる。

計算は式(1)に従って入口に速度擾乱を与え、全ての翼を静止状態として開始した。図15に制御した場合としない場合の両方について、翼の変位と非定常空気力の時間履歴を示す。制御によって翼振動振幅の発散が明らかに抑えられている。

以上から、ピエゾ素子を用いた後縁振動による翼列フラッターの制御が可能であることが確認できた。

なお、本論文では非粘性を仮定した解析を行ったが、粘性を考慮した場合には衝撃波と境界層の干渉によって流れ場が異なる可能性がある。しかし、この場合にも翼間衝撃波によって誘起される非定常空気力が翼振動の安定性に支配的である⁽³⁾ことが知られている。このため、粘性流れの場合、 δ の最適値が異なる可能性があるが、後縁振動によって翼間衝撃波の挙動が変化し、これによって翼の振動特性が変化すること自体は非粘性の場合と同様に期待できると考えられる。

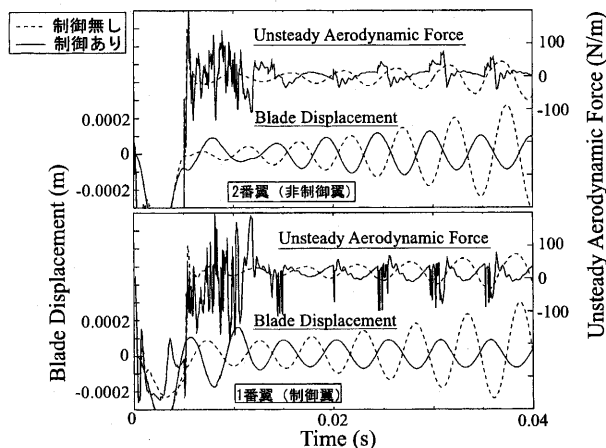


図15 翼の変位と非定常空気力の時間履歴
(制御則を適用した場合)

4. 実験

数値解析によって後縁振動による制御の有効性が確認された。そこで、これを定性的に確かめるため、ピエゾ素子を貼り付けた翼を製作して、風洞実験を行った。

実験は設備の制約から亜音速流れの条件で行った。従って、前述の数値解析結果と直接比較はできないが、ピエゾ素子を用いて実際に翼振動の安定性を変化させられるだけの空気力を誘起させられるか調べることを本実験の目的とした。

ピエゾ素子を貼り付けた翼に交流電圧を印加して振動させたところ、翼全体が振動し、前縁よりも後縁において振幅の大きい振動形態となった。これは、数値解析において行った後縁振動とは異なるが、後縁で振幅が大きいことから、同様の効果が得られると考え、実験を行うこととした。その際、この振動形態でも制御が翼列フラッターの抑制に有効であることを数値解析によって確認した。

4.1 試験設備

実験にはブローダウン式の二次元直線振動翼列風洞を用いた。風洞概観を図16に示す。また、テストセクションにおける翼の配置を図17に示す。翼列諸元は文献(2)に従っている。翼形状は二重円弧翼で、コード長は45.15mm、ピッチは27.09mm、スパンは50mm、翼のそり角は10度、振動方向は翼の前縁と後縁を結んだ線に垂直な方向(1次の純曲げ振動)とした。中央の翼は加振することができ、一翼振動による影響係数法で翼に働く非定常空気力を求めた。加振翼はピエゾ素子を貼付した翼と交換可能で、ピエゾ素子の振動によって誘起される非定常空気力を計測することができる。

図18にピエゾ素子を貼り付けた翼を示す。以後、この翼をピエゾ翼と呼ぶこととする。翼の振動特性を調べるために、流れなしの状態で電圧を印加して振動状況を高速カメラで撮影すると共に、図18に示すように翼端から5mmの部分において、前縁部と後縁部に歪みゲージ

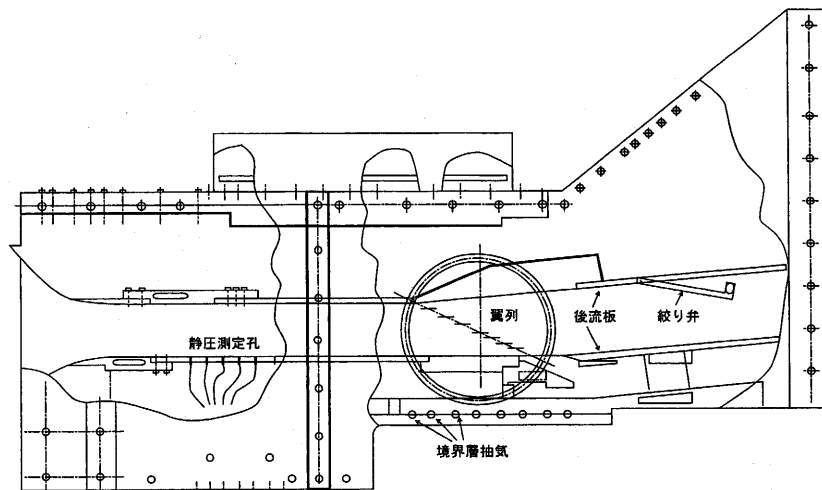


図16 風洞概観

を貼り付け、振幅を計測した。その結果、翼全体が振動しており、更に、翼根部は殆ど振動せず、翼端部で振幅が最大となっていることが分かった。即ち、ピエゾ翼の振動はスパン方向に振幅の異なる3次元的な振動となっている。30Hzで振動させた場合の翼端部での振幅の計測結果例を図19に示す。この結果より、翼全体が振動するが、前縁よりも後縁で振幅が大きいことが分かる。

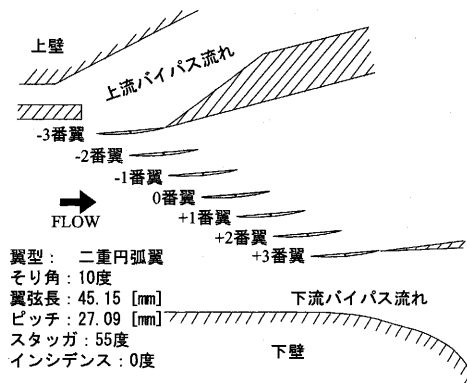


図17 テストセクションでの翼の配置

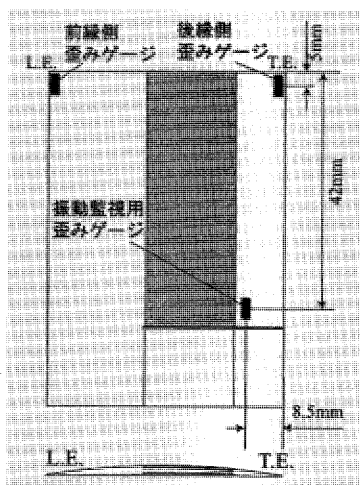


図18 ピエゾ翼

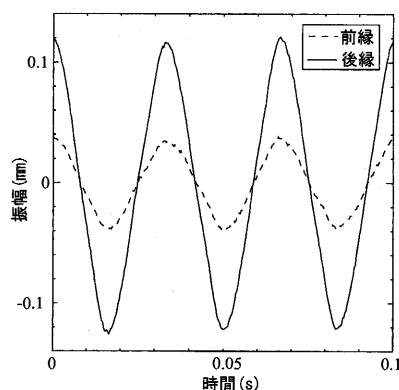


図19 ピエゾ翼振動幅計測例 (30Hz)

4.2 影響係数法による翼振動の安定性解析

ピエゾ素子による翼振動安定性への影響を調べる前に、供試翼列の振動安定解析を行った。実験条件は入口マッハ数0.65、インシデンス0°とし、0番翼のみを並進振動させ、0番翼及び周囲の翼に誘起される非定常空気を計測した。これらのデータを、影響係数法を用いて線形的に重ね合わせることで、任意の翼間位相差において翼にかかる非定常空気を算出した。図20に $k=0.0074$ において翼にかかる非定常空気を示す。図には各翼で計測された非定常空気を示した。実線はこれらのデータを、影響係数法を用いて線形に重ね合わせた結果で、全翼が任意の翼間位相差で振動している際の非定常空気の仕事となる。この結果から、 $\sigma=40^\circ$ においてわずかではあるが、空気の仕事が正となり、翼振動が不安定となることが分かる。

4.3 ピエゾ素子による制御の検討

4.1節で述べたピエゾ翼の振動形態は後縁振動に近く、翼振動の安定性向上に有効であると考えられる。この翼を用いて、ピエゾ素子による振動の翼振動安定性への影響を調べることにした。この場合にも、翼自体の振動とピエゾ素子による振動との位相差 δ が重要なパラメータとなることが予想される。 δ は数値解析の際と同様、ピエゾ素子による振動が位相進みの場合を正とする。

翼自体の並進振動とピエゾ翼の振動とを同時に行うのは実験装置の制約から難しいため、4.2節で求めた翼にかかる非定常空気の仕事と、ピエゾ素子を貼り付けた翼を0番翼に用いた試験から得られた非定常空気を線形的に重ね合わせることにした。この際に問題となるのは、翼自体の振動と、ピエゾ素子による振動の影響を分離して考えることの妥当性である。この2つの影響が分離できると仮定した場合、例えば1枚おきに制御翼が存在する状態を想定すると、以下の様にして非定常空気の仕事を重ね合わせることができる。まず、翼自体の振動によって誘起される非定常空気を求め、ピエゾ素子による振動のみ行った結果を、翼間位相差と δ を考慮して重ね合わせる。制御翼では、0番翼の結果について δ だけ位相をずらして式(8)のように足し合わせればよい。

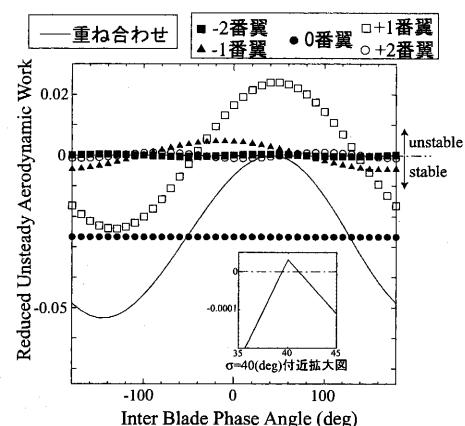


図20 翼振動安定解析結果 ($k=0.0074$)

$$W_{total} = W(\sigma = 90(\text{deg})) + W'_0(\delta) \quad (8)$$

ただし、 W は翼振動のみの場合の非定常空力仕事、 W'_n は0番翼のみピエゾ素子による振動をさせた場合の n 番翼での非定常空力仕事である。また、非制御翼では、翼間位相差 δ を考慮して+1番翼と-1番翼の結果を式(9)のように足し合わせればよい。

$$W_{total} = W(\sigma = 90(\text{deg})) + W'_{+1}(\delta - \sigma) + W'_{-1}(\delta + \sigma) \quad (9)$$

この重ね合わせが妥当であるかについて、実験では確認できないため、数値解析によって確認した。ピエゾ翼の振動は、前節の結果より、図21のようにモデル化した。計算は図22に示すように5流路で行い、計算条件は実験条件と同様に、入口マッハ数0.65、インシデンス 0° とした。中央の翼のみピエゾ素子による振動を行った場合と、翼自体を並進振動させた場合について、振動翼及び周囲の翼に誘起される非定常空力仕事を求めた。翼列中1枚おきにピエゾ翼が存在する場合を想定し、これらのデータ



図21 ピエゾ素子による振動のモデル化

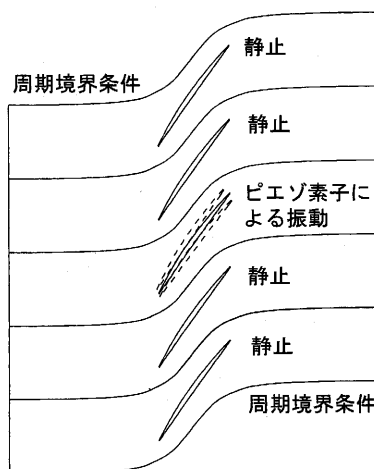


図22 計算領域

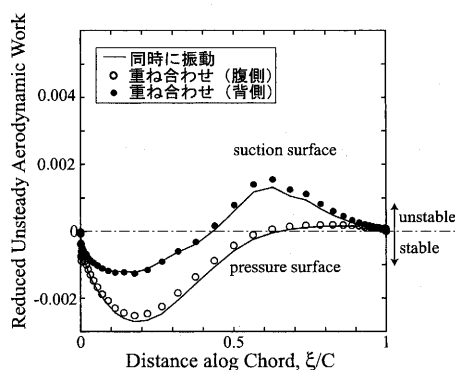


図23 翼面上空力仕事分布

を式(8)及び(9)に従って重ね合わせた。図23に $\sigma = 90^\circ$ 、 $\delta = 90^\circ$ における制御翼の翼面上空力仕事分布を示す。比較として並進振動とピエゾ素子による振動とを同時に行った場合の結果を示す。これを見ると、線形的に重ね合わせた結果と、ピエゾ素子による振動と翼の並進振動とを同時に行った場合の結果とは良く一致している。また、 $\delta = 90^\circ$ の場合の翼間位相差と非定常空力仕事の関係を図24に示す。制御しない場合には σ が -150° から -50° の範囲で振動が不安定であったが、 $\delta = 90^\circ$ の場合には全ての翼間位相差で振動が安定となることがわかる。

この結果より、二つの振動による影響の線形重ね合わせが妥当であること、及び、この制御法の有効性が確認できたので、0番翼をピエゾ翼として交流電圧を印加し、ピエゾ素子を翼自体の並進振動と同じ振動周波数($k=0.0074$)で振動させて風洞実験を行った。得られたデータはフーリエ変換してピエゾ翼の振動の基本周波数成分を取り出し、 δ を考慮して非定常空力仕事を算出した。図25にピエゾ翼にかかる非定常空力仕事を δ に対して示す。 δ の値によって非定常空力仕事が変わることが分かる。この値と翼の並進振動によって誘起される非定常空力仕事を式(8)に基づいて重ね合わせるため、制御を施した場合に、この値が負となる δ では、翼にかかる非定常空力仕事は減少し、正となる δ では増加する。従って、図25より、 $\delta = +90^\circ$ の時に制御が最も有効に働き、 $\delta = -90^\circ$ の時に

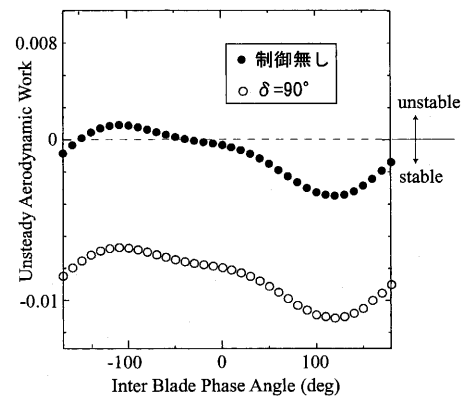


図24 ピエゾ素子による振動の翼振動安定性への影響 (数値解析)

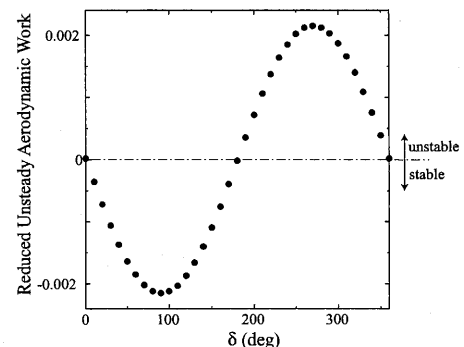


図25 ピエゾ素子による振動で誘起される非定常空力仕事

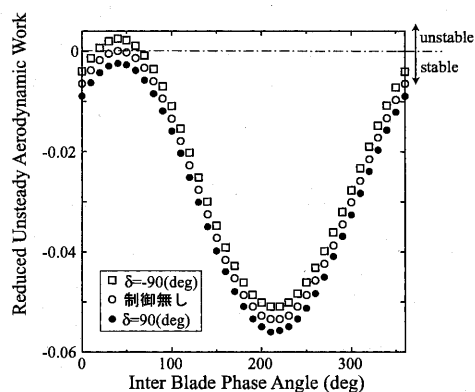


図26 ピエゾ素子による振動の翼振動安定性への影響
(風洞実験)

は翼振動の不安定を助長してしまうことが分かる。この結果より、この制御において δ が重要なパラメータであることが確認できた。

図26に式(8)に従って、翼自体の振動による影響とピエゾ素子による振動の影響を線形的に重ね合わせた結果を示す。ピエゾ素子による振動の影響は $\delta=+90^\circ$ 、 -90° の時の値を用いた。制御しない場合には翼間位相差 σ が 40° 付近で振動が不安定となるが、 $\delta=+90^\circ$ の時には全ての翼間位相差で振動が安定となる。また、 $\delta=-90^\circ$ では振動が不安定となる翼間位相差の範囲が $20^\circ \sim 60^\circ$ と増えている。

以上の結果より、実際にピエゾ素子を貼り付けた翼によって、翼振動の安定化を実現できることが確認できた。

5. 結論

ピエゾ素子を用いた翼列フラッターの能動制御について、流体・構造連成数値解析法、及び風洞実験によって解析を行い、以下の知見を得た。

1. 解析対象とした翼列では遷音速流れにおいて、衝撃波の挙動が翼振動の安定性に支配的である。

2. 衝撃波の挙動を制御する方法として翼後縁を能動的に振動させることによる制御を考案し、その有効性について解析を行ったところ、翼振動と後縁振動との位相差 δ を最適化することで、衝撃波の挙動を変化させ、翼にかかる非定常空気力を励振力から制振力にできることが分かった。
3. 翼の持つ構造エネルギーと運動エネルギーの和がある一定値を超えた場合にのみ、後縁を振動させるようなオン/オフ制御について解析を行った結果、この制御方法によって翼振動振幅の発散を有効に抑えられた。
4. ピエゾ素子を貼付した翼を用いて、亜音速流れの条件で風洞実験を行った。その結果、ピエゾ翼の振動によって、振動の安定性を変化させるに十分な非定常空力仕事が生起され、適切な δ を設定すれば、亜音速流れ中で翼振動振幅の発散を抑制できることが実験的に明らかになった。

以上、数値解析及び風洞実験を通して、ピエゾ素子を用いた翼列フラッターの抑制が可能であることを明らかにした。

参考文献

- (1) 賀澤 順一, 渡辺 紀徳, 「スマート構造を用いた翼列フラッターの能動制御 第一報 流体・構造連成数値解析法の開発と制御方法の検討」 ガスタービン学会誌 Vol.33, No. 4 (2005-7), p.243-253
- (2) 坂口 一, 近藤 博, 高森 晋, 岩下 敬吾, 「そり角の小さい遷音速二重円弧翼列実験」, 航空宇宙技術研究所報告300号, (1972-10)
- (3) Aotsuka, M., Watanabe, T., Machida, Y., "Role of Shock and Boundary Layer Separation on Unsteady Aerodynamic Characteristics of Oscillating Transonic Cascade", Proc. ASME Turbo Expo 2003, GT2003-38425 (2003) CD-ROM

火力発電プラント設計支援シミュレーション・ツールの開発

Development of a New Dynamic Simulation Tool for Thermal Power Plants

白川 昌和*¹
SHIRAKAWA Masakazu

中井 昭祐*¹
NAKAI Akimasa

保坂 俊二*¹
HOSAKA Shunji

谷 明憲*¹
TANI Akinori

キーワード：発電プラント，コンバインドサイクル，動特性解析，モデリング，オブジェクト指向
Power Plant, Combined Cycle, Dynamic Simulation, Modeling, Object Oriented

Abstract

This paper presents a new dynamic simulation tool, which can support the plant and control system designs of thermal power plants. For flexibility in building plant and control systems, object-oriented modeling techniques are used for representing plant component, and each these component object models is based on the verified first-principles model. Further, simulation models can be easily built by connecting component object models similar to an actual plant in a user-friendly graphical-user-interface (GUI). This tool aids the design engineer in building a simulation model, to execute the simulation in the design process, to test an actual control system, and to adjust the control parameters. It is a useful design tool that contributes to the speedup and quality improvement of the plant and control system designs.

1. はじめに

従来から、火力発電プラントの運転特性を評価するために、プラントシミュレーションが用いられている⁽¹⁾。今日では、実機運転データなどを利用して、シミュレーションモデルの検証と改良を長年にわたり繰り返し行ってきた結果、大方の動的現象を定量的に模擬できるシミュレーション技術が確立している^{(2),(3)}。

シミュレーションの使われ方は、設計仕様への適合検証と設計課題の現象究明に大別できる。製品設計のスピードアップと品質向上の観点から、前者は製品の設計技術者が取り込み、後者は解析技術者が主に行うことが効果的と考えられる。しかし、現象究明されたシミュレーションを設計業務プロセスへ組み込むためには、設計技術者が利用しやすいツールが必要になる。

これまでに、火力発電プラントのモデリングやシミュレーション・ツールに関する多数の報告がある⁽⁴⁾⁻⁽⁹⁾。しかし、何れも解析の専門家ではない設計技術者が通常使用するには、習得すべき専門知識が多すぎる。また、多くがモジュール化プログラミングに基づいており、火力発電プラントのような大規模システムを模擬するには、多くの独自規律が必要となり、汎用性、機能拡張性や保守性に問題がある。近年、ソフトウェア開発の現場でオ

ブジェクト指向技術⁽¹⁰⁾が注目されている。そして、Lu, S.らは、オブジェクト指向に基づいた火力発電プラントモデルを提案している⁽¹¹⁾⁻⁽¹³⁾。この方法は、実機プラントの機械的情報に適合した自然な形でのモデル化が可能であるので、設計技術者が利用し易く、汎用性、機能拡張性や保守性に優れた設計ツールを提供できると考えられる。そこで、著者らは、Lu, S.らの方法を発展させ、詳細化と機能拡張などを行い、プラントメーカーの設計業務プロセスへ組み込めるシミュレーション・ツールを開発することにした。

本論文では、設計技術者が容易に操作できる、オブジェクト指向に基づいた火力発電プラントシミュレーション・ツール (TOSHIBA Standard Dynamic Simulation Tool for Thermal Power Plants) を開発したので、その開発環境、モデリング手法、ツール利用上の特徴とシミュレーション事例について報告する。さらに、本ツールを応用して開発した設計支援システム (Virtual Design SystemTM) について報告する。

2. 開発環境

シミュレーション・ツールは、設計技術者が利用し易いようにPC (パソコン) 上で動作し、市販パッケージソフトであるMATLABTM/SimulinkTM⁽¹⁴⁾を利用して開発した。

著者らが、MATLABTM/SimulinkTMを利用した理由は以下である。

原稿受付 2005年2月9日

校閲完了 2005年6月9日

*1 株式会社 電力・社会システム社

〒230-0045 横浜市鶴見区末広町2-4

1. プログラム言語とは異なり、GUI (Graphical User Interface) を用いたモデリングとシミュレーション環境が提供されているので、設計技術者が利用しやすいツールを開発できる。
2. プラントシミュレーションに必要な制御モデルを容易に作成できる。実機制御装置と等価なブロック線図モデルを開発できるため、解析精度と模擬能力を高めることができる。
3. 豊富な数学関数ライブラリ、数値解析、グラフィック機能などが提供されているので、モデリング以外の開発負荷を低減できる。
4. 階層化機能など、視覚的に見やすく、作業性がよいので、発電プラントのような大規模システムのモデリングに適している。
5. 実機制御装置との接続性がよいので、プラントシステム設計、運転・制御設計から実機制御装置の試験、試運転調整などを一貫したシミュレーション環境下で行うことができる。

一方、MATLAB™/Simulink™ は、Java™ などに代表されるオブジェクト指向言語とは異なるので、本論文ではプログラミングにおけるオブジェクト指向には言及していない。

3. モデリング手法

開発したシミュレーション・ツールは、コンベンショナル火力発電システム、コンバインドサイクル発電システムなどの模擬が可能である。プラントモデルには、既に検証済みの高精度な物理モデル（質量、エネルギー、運動量保存式）⁽³⁾を適用しており、従来のプログラム言語（Fortran 言語）によるシミュレーションモデル⁽³⁾と同等以上の解析精度と模擬能力を有している。

以下に、モデリング手法の特徴を述べる。

3.1 オブジェクト指向モデル

自由なプラント構成への対応を容易にするため、オブジェクト指向に基づいてモデル化する。図1に、オブジェクト指向モデルの概念図を示す。すなわち、プラントの各構成機器（ガスタービン、蒸気タービン、各熱交換器、制御弁、ポンプなど）を独立のオブジェクトとし、オブジェクトの組み合わせにより全体プラントモデルを構成する。各オブジェクトである機器モデルは、自身の振舞いを表す物理モデル（支配方程式）と、関連するデータ（寸法、重量などの機器データと、圧力、温度、流量などの状態量）の結合として定義する。

各オブジェクトは、ある時刻の出入口状態量を与えると、オブジェクト内の支配方程式を時間積分して、次の時刻の内部状態量を求めるプロシージャ（オブジェクト指向ではメソッドという）を持っている。そして、出口状態量（＝内部状態量）をパラメータとした情報を順次下流側のオブジェクトに引き渡し、下流側のオブジェク

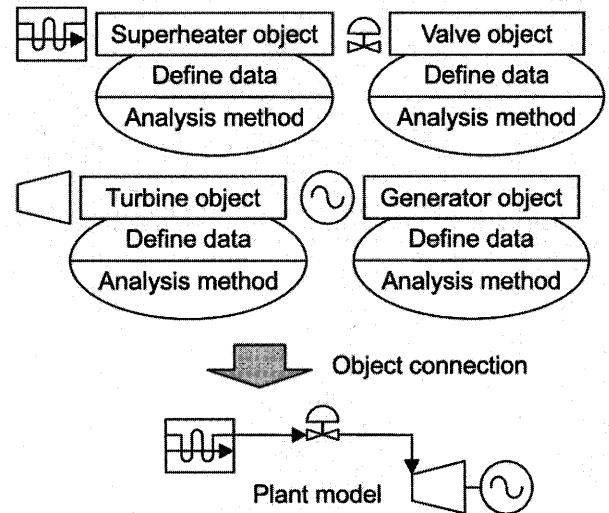


図1 オブジェクト指向モデルの概念図

トが持っているメソッドの実行を依頼する（オブジェクト指向ではメッセージという）。以上の操作を逐次的に実行することで、全体プラントモデルの時間応答が計算できる。オブジェクト指向モデルは、それぞれの機器モデルが自己充足的に形成されているので、自由なプラント構成への対応が可能である。また、他のものから独立して機器モデルの変更・追加が行えるので、汎用性、機能拡張性や保守性にも優れている。

以下に、一例として熱交換器（過熱器）オブジェクトの支配方程式（対向流形、対流伝熱の場合）と、関連するデータを示す。ここでは、伝熱面を多分割し、分割毎に集中化する多分割集中定数系モデルに変換してある。図2に、任意の1分割面における記号を示す。

- 管外（ガス－伝熱管メタル）の熱伝達式：

$$Q_{g,j} = G_g C_g (T_{g,j} - T_{g,j+1}) \quad \dots\dots(1)$$

$$\cong a_{g,j} C_g^x \theta_{g,j}$$

- ガス側の対数平均温度差：

$$\theta_{g,j} = \frac{(T_{g,j} - T_{m,j}) - (T_{g,j+1} - T_{m,j})}{\ln \left(\frac{T_{g,j} - T_{m,j}}{T_{g,j+1} - T_{m,j}} \right)} \quad \dots\dots(2)$$

- 管内（伝熱管メタル－蒸気）の熱伝達式：

$$Q_{s,i} = G_s C_s (T_{s,i+1} - T_{s,i}) \quad \dots\dots(3)$$

$$\cong a_{s,i} C_s^y \theta_{s,i}$$

- 蒸気側の対数平均温度差：

$$\theta_{s,i} = \frac{(T_{m,j} - T_{s,i}) - (T_{m,j} - T_{s,i+1})}{\ln \left(\frac{T_{m,j} - T_{s,i}}{T_{m,j} - T_{s,i+1}} \right)} \quad \dots\dots(4)$$

- 伝熱管メタルのエネルギー保存式：

$$\frac{d}{dt} T_{m,j} = \frac{Q_{g,j} - Q_{s,i}}{C_m M_{m,j}} \quad \dots\dots(5)$$

ここで、 $M_{m,j} = M_m / n$ である。

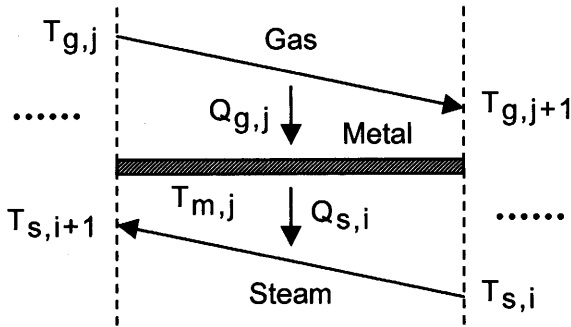


図2 熱交換器（過熱器）オブジェクトの記号

・ガス側の出口温度：

(1)式と(2)式から、入口ガス温度と出口ガス温度の関係が求まる。

$$T_{g,j+1} = T_{m,j} - (T_{m,j} - T_{g,j}) \cdot \exp \left(-\frac{a_{g,j} G_g^x}{G_g C_g} \right) \dots (6)$$

・蒸気側の出口温度：

(3)式と(4)式から、入口蒸気温度と出口蒸気温度の関係が求まる。

$$T_{s,i+1} = T_{m,j} - (T_{m,j} - T_{s,i}) \cdot \exp \left(-\frac{a_{s,i} G_s^y}{G_s C_s} \right) \dots (7)$$

・蒸気の流量計算式：

$$G_s = \kappa \sqrt{\frac{P_{s,in} - P_{s,out}}{v_{s,in}}} \dots (8)$$

ここで、 C ：比熱、 G ：質量流量、 h ：比エンタルピー、 M ：質量、 n ：分割数、 P ：圧力、 Q ：熱量、 T ：温度、 v ：比体積、 a ：伝熱係数、 κ ：流量係数である。 x と y は、実験的経験値である（例えば、 $x=0.69$ 、 $y=0.8$ ）。添字は、 g ：ガス（管外流体）、 m ：伝熱管メタル、 s ：蒸気（管内流体）、 i ：蒸気側伝熱面の分割番号、 j ：ガス側伝熱面の分割番号（ $j = n - i + 1$ ）、 in ：入口側、 out ：出口側である。このモデルは、 M_m ：伝熱管質量、 a_g ：管外伝熱係数、 a_s ：管内伝熱係数、 κ ：流量係数の機器データが必要である。また、(5)式の時間積分に対する状態量の初期値（伝熱管メタルの初期温度分布）が必要である。そして、入口ガス温度、ガス流量、入口蒸気温度、出入口蒸気圧力を与えると、(5)式～(8)式から出口ガス温度、出口蒸気温度、蒸気流量が求まる。

3.2 パラメータ自動設定

発電プラントのような大規模システムのシミュレーションでは、プラント毎に異なる多くの機器データと、状態量の初期値を設定する必要がある。これらのパラメータの中には、伝熱係数、流量係数、容器内の蒸気質量など、直接的に得られないものが多い。また、モデルに合わせたフォーマットが要求される。したがって、従来はモデルを熟知した解析技術者がシミュレーション用のパラメータを別途計算し、手作業で設定する必要があった。このことは、作業効率が悪く、設計技術者への

展開を阻害する要因でもあった。

プラントシミュレーションは、ヒートバランス計算結果に代表される静特性と合致することを前提に、時間微分を含む質量、エネルギー、運動量保存式から動特性を計算している。機器データには、プラントの時間応答に依存する動的データ（重量や容積など）と、プラントの定常特性に依存する静的データ（伝熱係数や流量係数など）の2種類ある。動的データは、設計開始時は過去のプラント実績からの推定値を入力し、設計進捗に合わせて正確なデータに入れ替えていく。一方、静的データは、ヒートバランス計算結果（圧力、温度、流量など）から逆計算できる。

以下に、一例として3.1節で説明した熱交換器（過熱器）オブジェクトの支配方程式（対向流形、対流伝熱の場合）に対する逆計算手法を示す。

・交換熱量：

$$Q_g = Q_s = G_s (h_{s,out} - h_{s,in}) \dots (9)$$

ここで、 h ：比エンタルピーは、蒸気表を用いて圧力、温度から求まる。

$$h_{s,in} = h(P_{s,in}, T_{s,in}) \dots (10)$$

$$h_{s,out} = h(P_{s,out}, T_{s,out})$$

・対数平均温度差：

$$\theta_g = \frac{(T_{g,in} - T_{m,in}) - (T_{g,out} - T_{m,out})}{\ln \left(\frac{T_{g,in} - T_{m,in}}{T_{g,out} - T_{m,out}} \right)} \dots (11)$$

$$\theta_s = \frac{(T_{m,out} - T_{s,in}) - (T_{m,in} - T_{s,out})}{\ln \left(\frac{T_{m,out} - T_{s,in}}{T_{m,in} - T_{s,out}} \right)} \dots (12)$$

ここで、伝熱管メタル温度は、次式で仮定する。

$$T_{m,in} = (T_{g,in} - T_{s,out}) / 2 \dots (13)$$

$$T_{m,out} = (T_{g,out} - T_{s,in}) / 2 \dots (14)$$

・管外伝熱係数：

$$a_g = \frac{Q_g}{G_g^x \theta_g} \dots (15)$$

$$a_{g,j} = a_g / n$$

・管内伝熱係数：

$$a_s = \frac{Q_s}{G_s^y \theta_s} \dots (16)$$

$$a_{s,i} = a_s / n$$

・流量係数：

$$\kappa = \sqrt{\frac{G_s^2 v_{s,in}}{P_{s,in} - P_{s,out}}} \dots (17)$$

ここで、比体積は、蒸気表を用いて圧力、温度から求まる。

$$v_{s,in} = v(P_{s,in}, T_{s,in}) \dots (18)$$

・伝熱管メタルの初期温度分布：

$$\begin{cases} T_{m,1} = T_{m,in} - \Delta T_m / 2, & j=1 \\ T_{m,j} = T_{m,j-1} - \Delta T_m, & j \geq 2 \end{cases} \dots (19)$$

ここで、 $\Delta T_m = (T_{m,in} - T_{m,out}) / n$ である。

このように、ヒートバランス計算結果から入口ガス温度、出口ガス温度、ガス流量、入口蒸気圧力・温度、出口蒸気圧力・温度、蒸気流量を与えると、 α_g : 管外伝熱係数、 α_s : 管内伝熱係数、 κ : 流量係数の機器データと、伝熱管メタルの初期温度分布を自動的に逆計算できる。

本ツールは、各オブジェクトのメソッドとして、パラメータ自動設定（機器データと、状態量の初期値）機能を持っている。これらのメソッドは、シミュレーションの開始時に実行される。したがって、各オブジェクトに対応するヒートバランス計算結果（圧力、温度、流量など）を入力するだけで、各オブジェクトは自身の関連するデータを算出し、3.1節と同様の手順で自動的に全体プラントモデルのデータが設定できる。このように、労力の要するシミュレーション用のパラメータ設定作業を大幅に低減できるため、設計技術者への展開が容易になった。

図3に、一例として熱交換器（過熱器）オブジェクトの概念図を示す。このオブジェクトは、内部状態量計算（3.1節）、機器データ設定と、状態量の初期値設定を行う3つのメソッドが、関連するデータとパッケージ化されている（オブジェクト指向ではカプセル化という）。各メソッドは、必要な入出力状態量（入口ガス温度、ガス流量、入口蒸気温度、出入口蒸気圧力）を他のオブジェクトからメッセージとして受け取る。そして、機器

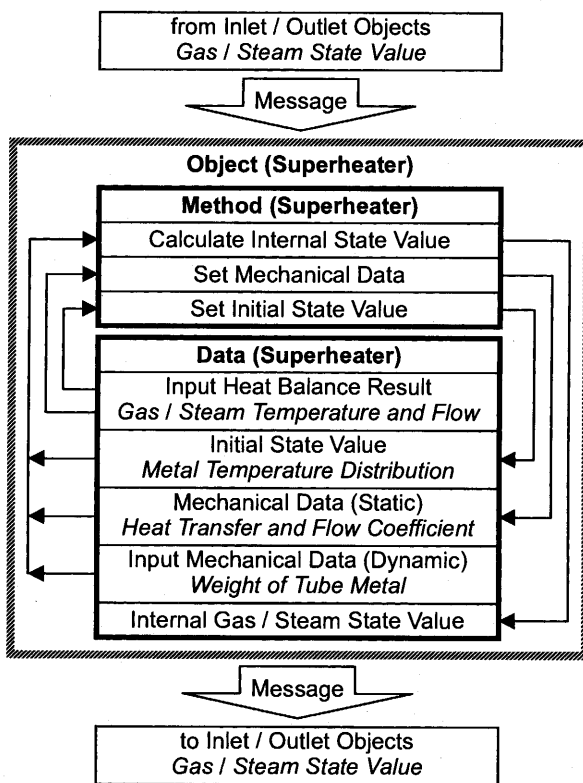


図3 熱交換器（過熱器）オブジェクトの概念図

データ設定メソッドは、自身のオブジェクトへのヒートバランス計算結果の入力値（出口ガス温度、出口蒸気温度、蒸気流量）と、メッセージで受け取る値を用いて、機器データ（管外伝熱係数、管内伝熱係数、流量係数）を算出する。状態量の初期値設定メソッドは、同様に伝熱管メタルの初期温度分布を算出する。内部状態量計算メソッドは、設定された機器データと、状態量の初期値を用いて、支配方程式（3.1節）から内部状態量を求める。

3.3 モデルライブラリ

同じ機能の機器・制御モデルや、他のプラントのシミュレーションモデルを効率よく作成するために、共通の支配方程式とデータ変数を持つテンプレートを定義する（オブジェクト指向ではクラスという）。そして、具体的な機器・制御モデルは、共通の支配方程式に固有のデータ値を入力したオブジェクトになる（オブジェクト指向ではインスタンスという）。また、発電プラントは、多数の機器部品オブジェクトから成る複合オブジェクトである。すなわち、一つ一つの機器部品オブジェクトを作成し、それらを組み合わせて階層化表現することで、より大きな機器モデルを構築できる。このように、オブジェクト指向では、情報を我々が普通に考えているように自然な形で表現できる。そして、その内部構造の複雑さを意識することなく利用できる。

各クラスであるモデルは、モデルライブラリとして登録し、一元管理・再利用できるようにする。開発したモデルは、機器モデル（ガスタービン、蒸気タービン、過熱器、蒸発器、節炭器、ドラム、空気予熱器、タンク、制御弁、配管、ポンプ、ファン、ミル、センサなど）70種類、制御モデル（PID制御器、設定値切替器など）50種類、蒸気表とガス表の各関数55種類ある。これらのモデルは、複雑な計算部はC/C++言語でプログラミングして、MATLAB™/Simulink™の組み込み関数（S-Function）として取り込み、Simulink™に標準装備の数学モデル（数学関数、積分器、制限器、上下限器など）と組み合わせて作成してある。図4に、開発したモデルライブラリの一部を示す。各モデルは、視認性を高める

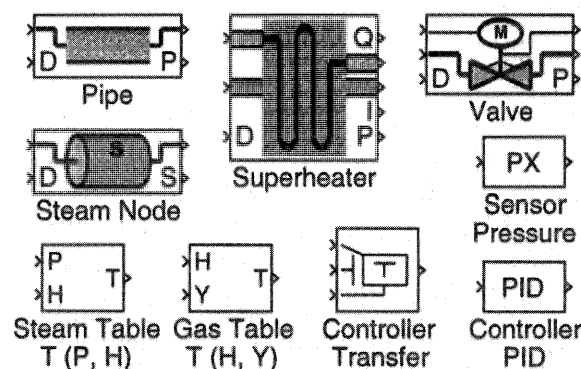


図4 モデルライブラリの例

ユニークなアイコンと、データ設定画面（各アイコンをマウスでダブルクリックすると表示される）を持っている。

クラスは、具体的な機器モデルである各構成機器クラスと、それらを抽象化（汎化）した機器クラスから成るクラス階層を有する（オブジェクト指向では、各構成機器クラスは機器クラスのサブクラスという）。そして、各構成機器クラスは機器クラスのメソッドと変数を利用できる（オブジェクト指向では継承という）。最終的に解析するときに操作対象となるのは、各構成機器クラスのインスタンスであるが、どの構成機器かを認識しなくても、それぞれの解析ができる構造とした。つまり、内部状態量計算、機器データ設定と、状態量の初期値設定の各メソッドに対応するメッセージを送るだけで、各構成機器に実装した固有の各メソッドを実行できる（オブジェクト指向ではポリモルフィズムという）。

3.4 フローベクトル

各オブジェクトは、フローベクトルという方法を用いて接続する。フローベクトルは、作動流体の状態量を流れ方向に束ねたものである。水・蒸気系統は、圧力、比エンタルピ、流量を束ねたフローベクトルで接続する。そして、オブジェクト内の計算で温度、比体積、比エントロピなどが必要な場合は、圧力と比エンタルピから蒸気表を用いて算出する。同様に、空気・ガス系統は、圧

力、比エンタルピ、流量、ガス組成を束ねたフローベクトルで接続する。そして、オブジェクト内の計算で温度などが必要な場合は、比エンタルピとガス組成からガス表を用いて算出する。

フローベクトルは、実機プラントのプロセスフローと同様に各オブジェクトを接続できる。したがって、P&ID (Piping and Instrument Diagram) に合わせて各機器モデルを結線することで、容易にプラントモデルを作成できる。図5に、一例として熱交換器（過熱器）の出口側に制御弁をフローベクトルで接続したモデルを示す。なお、Simulink™ はデータを双方向に受け渡せないで、下流側の状態量が必要な場合は、Goto, From タグで受け渡している（図中の SH_O_P, CV_F, CV_O_P）。図6に、上記モデルを階層化表現したモデルを示す。このように、フローベクトルを用いることで、視認性にも優れた明瞭（クリア）なプラントモデルを作成できる（もしフローベクトルを用いないと、各変数を多数の矢印線で接続する必要があり、乱雑なモデルになる）。

4. ツール利用上の特徴

本ツール利用上の代表的な特徴として、GUI (Graphical User Interface) と、リアルタイム計算機能について述べる。

4.1 GUI (Graphical User Interface)

本ツールは、MATLAB™/Simulink™ 上の GUI を通じて、シミュレーションモデル作成、実行、結果表示・出力などが行える。

オブジェクト指向モデル（3.1節）は、各機器モデルが自身の振舞いとデータを保持しているため、単に機器モデルの接続関係を変更するだけで、自由なプラント構成のプラントモデルを構築できる。その作業は、CAD ツールを操作するのと同様の感覚である。実機プラントの系統図に合わせて、PC 画面上にマウス操作で、モデルライブラリ（3.3節）から必要な機器モデルを貼りつけ、接続していく。各機器モデルの接続は、フローベクトル（3.4節）により実機プラントのプロセスフローと同様に接続できる。このように、効率よく容易に全体プラントモデルを構築できる。

全体プラントモデルが完成したら、ヒートバランス計算結果を各機器モデルのデータ設定画面に入力する。そして、シミュレーション実行すると、パラメータ自動設定（3.2節）により、自動的に機器データと、状態量の初期値が設定される。設計点以外からのシミュレーション実行は、機器データは不変なので保持し、状態量の初期値のみ再設定すればよい。

シミュレーション実行中でも、オンラインでの結果表示・出力やパラメータ変更ができる。また、計算の中断・一時停止・再開ができる。したがって、制御パラメータ調整や機器サイジングなどの作業を効率よく進められる。

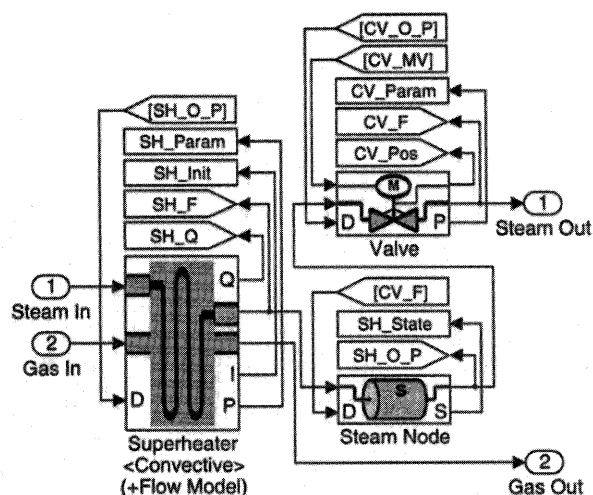


図5 フローベクトルによる接続（下位階層）

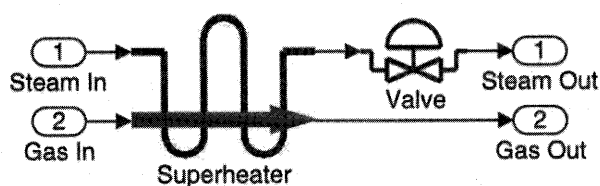


図6 フローベクトルによる接続（上位階層）

4.2 リアルタイム計算機能

本ツールの計算速度は、プラントの規模（モデル化する規模）と、PCの性能に依存する。しかし、近年の計算機性能の飛躍的な向上により、事業用の火力発電プラントでも、実時間よりもはるかに高速で計算できる。したがって、設計段階では、高速計算により効率よく設計検討を進められる。また、本ツールは、GUIを用いて簡単にリアルタイムシミュレータへ切り替えられる。設計検討用のシミュレーションで利用した精度のよいプラントモデルを、そのまま実機制御装置と組合せたリアルタイムシミュレータとして利用できる。プラントシステム設計、運転・制御設計から実機制御装置の納入前試験（工場試験）、試運転調整までシミュレーション・ツールの一元化が可能になった。

5. シミュレーション事例

本ツールのシミュレーション事例として、ガスタービン（シンプルサイクル）発電システムと、コンバインドサイクル発電システムの場合について述べる。

5.1 ガスタービン（シンプルサイクル）

ガスタービン本体モデルは、ガスタービンエンジンの動特性に関する記事¹⁰⁾などを参考にして、産業用ガスタービンの動特性モデルを開発した。開発したモデルは、1100℃級、1300℃級の50Hz機、60Hz機の模擬が可能である。ガスタービンサイクルは、断熱圧縮（圧縮機）→等圧加熱（燃焼器）→断熱膨張（タービン）→等圧冷却から形成されている。これらの熱力学的な関係を数式化し、実機ガスタービンの構成要素（圧縮機、燃焼器、タービンなど）毎にブロック線図で表現し、結合することで全体サイクルをモデル化できる。動的要素は時定数の比較的大きいロータの動特性と、熱容量・熱伝達の動特性を伝達関数モデルで表現してある。

制御系モデルは、燃料流量制御と空気流量制御をモデル化してある。燃料流量制御は、主として、ガバナとしての速度・負荷制御、高負荷時に機器高温部分を保護するために排ガス温度上限を制限する排ガス温度制御、軸の加速率を制限する加速制限制御の各信号の最小値によって制御される。空気流量制御は、圧縮機入口案内翼（IGV）で調整し、主として、燃料流量が変化しても排ガス温度が目標値となるように空気流量を制御することで、燃焼温度が許容値に保持される。図7に、ガスタービンモデルの構成を示す。図中の記号は、CPR：圧縮機圧力比、Fc：燃料流量指令、Pe：発電機出力、Per：発電機出力指令、Sp：軸速度（発電機周波数）、Spr：軸速度指令（系統周波数）、Tx：排ガス温度、Txr：排ガス温度設定基準値、Vc：IGV角度設定、Wx：排ガス流量である。

本論文では、1300℃級ガスタービン（シンプルサイクル）発電システムについて検討した。図8に、一例とし

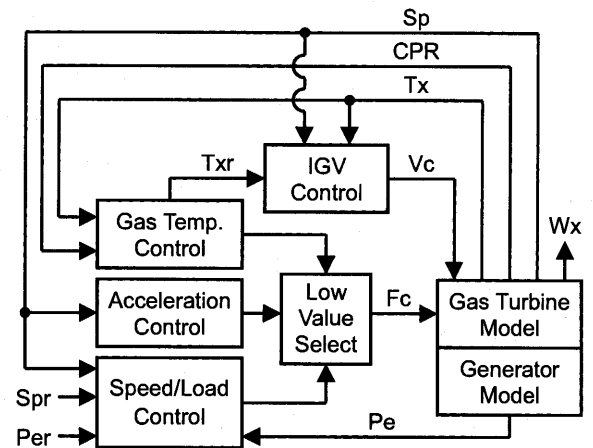


図7 ガスタービンモデルの構成

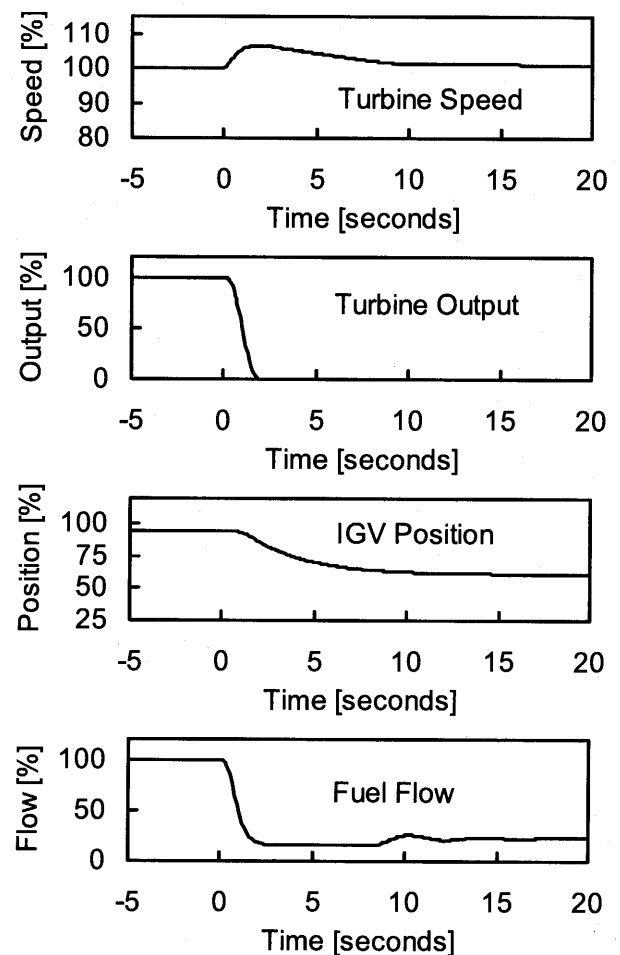


図8 負荷遮断のシミュレーション結果

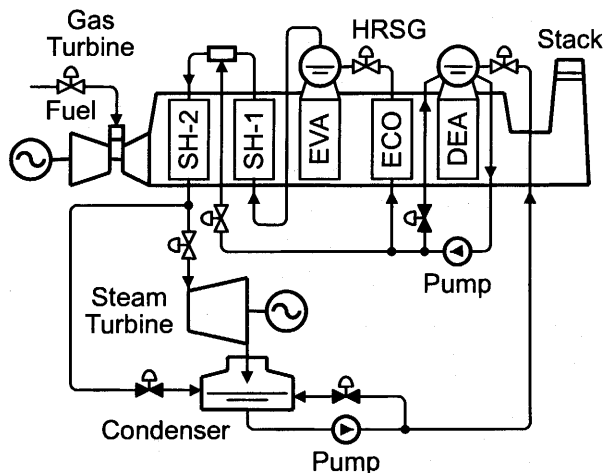
て負荷遮断のシミュレーション結果を示す。タービン回転数は、負荷遮断後1.8秒で最大値となり、十数秒で定格回転数に回復する。出力は、負荷遮断後、定格負荷から無負荷に急速に低下する。IGV角度は、負荷遮断後、ゆっくりと無負荷時の角度へ移行する。また、燃料流量は、負荷遮断後、急速に最小燃料流量に絞られ、タービン回転数の回復に合わせて、無負荷時の流量に移行する

ことが分かる。

5.2 コンバインドサイクル

本論文では、1300℃級ガスタービンを用いた、プラント出力265MWのコンバインドサイクル発電システムについて検討した。図9に、プラント系統図を示す。本ツールを用いて、全体プラントモデルと制御装置モデルを作成した。

図10に、全体プラントモデルの画面表示を示す。ここで、アイコン表示されたオブジェクトモデルは、主要な構成機器である。矢印線で示されたフローベクトルは、水・蒸気配管とガスダクトの作動流体である。このように、本ツールを用いると、プラント系統図に合致した、分かり易いシミュレーションモデルが構築できる。また、プラント構成を変更する際は、関連するオブジェクトモ



HRSG : Heat Recovery Steam Generator
SH : Superheater, EVA : Evaporator
ECO : Economizer, DEA : Deaerator

図9 コンバインドサイクルの系統図

デルの接続関係とデータのみを再設定すればよい。

制御装置モデルは、実機の制御ロジック図を忠実に模擬してある。図10の各オブジェクトモデルは、該当するセンサを含んで階層化表現してある。全体プラントモデルと制御装置モデル間で、センサ値と弁開度指令値などの信号を取り合うことで、各種の運転状態を模擬できる。図11に、一例として負荷変化(100%⇔60%)のシミュレーション結果(出力応答)を示す。ガスタービンが先行し、蒸気サイクル系の遅れをカバーする、コンバインドサイクル発電システムの基本的な運転・制御特性が分かる。

6. 設計支援システムへの応用

著者らは、本ツールを応用した設計支援システム(Virtual Design System™)を開発し、実際の設計・エンジニアリング現場で活用している。本システムは、コンピュータ上に仮想(バーチャル)プラントを構築し、動的挙動を可視化(ビジュアル化)しながら対話的に設計・エンジニアリングを進めて行くものである。ここでは、本システムを用いた東芝の設計・エンジニアリング

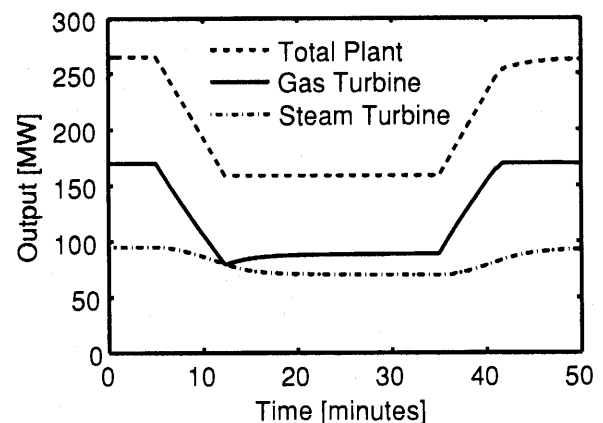


図11 負荷変化のシミュレーション結果

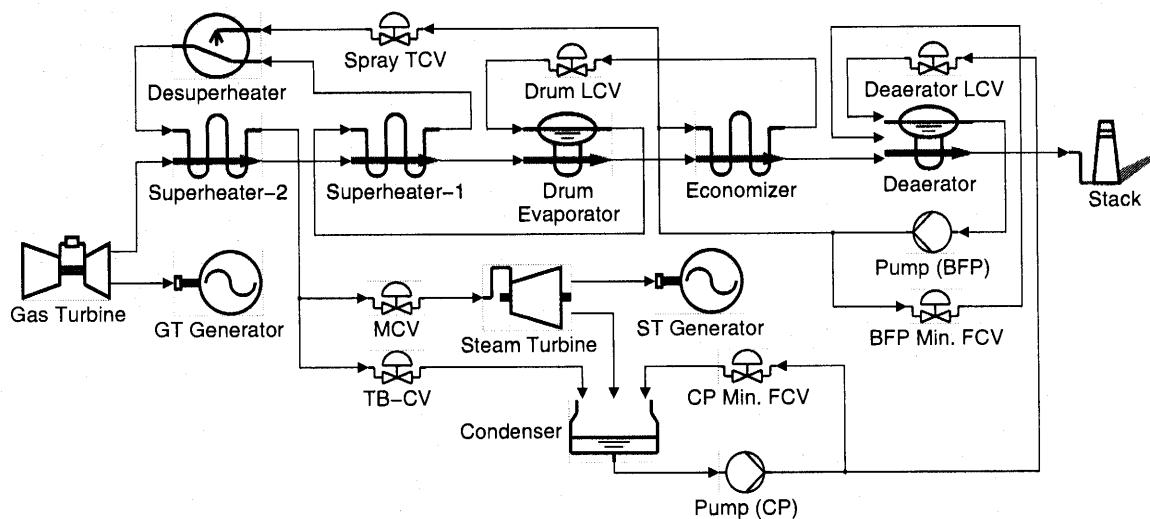


図10 全体プラントモデルの画面表示

への取り組みについて述べる。

6.1 エンジニアリング・フローの改革

火力発電プラントの設計・エンジニアリングは、お客様の仕様に合わせた、機器および制御設計が要求される。また、機械・電機・情報制御など、多数の部門と技術者が関係する大規模プロジェクトである。したがって、設計・エンジニアリングの業務効率向上が、コスト競争力強化の観点から重要である。

図12は、従来からの直列型のエンジニアリング・フローを示している。プラントサイクルおよび系統設計、プラントを構成する各機器設計の機械系エンジニアリングが先行し、各機器の諸特性・諸制限を明確にした後に、運用および運転設計、制御設計の制御系エンジニアリングを開始する。しかし、このような手順では、制御系エンジニアリングの段階で、次のような問題などから後戻り作業が発生する。

- ・過渡運転時の機器容量不足（または容量過剰）
- ・起動/停止に必要な系統、制御弁、センサの不足
- ・起動時間、負荷変化率など運用性能の未達成

このことは、設計変更により機器の製作や調達が遅れるため、設計期間の長期化が避けられない。

近年、海外向け EPC（設計・調達・建設：Engineering, Procurement, Construction）案件を中心に、プラント受注から商業運転開始までの期間短縮の要求がある。東芝では、お客様のニーズを満足するため、図13に示すようなエンジニアリング・フローの改革に取り組んでいる。すなわち、設計初期段階にプラントの運用および運転設計を行うことで、機械系と制御系エンジニアリングのコンカレント化を実現している。これは、プラントを構成する各機器単位での設計境界条件を早期に明確にしたい機械系エンジニアリングと、逆に各機器の諸特性・諸制限を早期に明確にしたい制御系エンジニアリング間のトレードオフを早期に満たすことを狙っている。このような手順では、機器設計後の設計変更が極小化できるため、製品設計の期間短縮化、高品質化、低コスト化が期待できる。

従来の設計・エンジニアリング用のプラントシミュレータは、プログラム言語（Fortran 言語）で手続的に手作業でプログラミングされていた。そして、専門の解析技術者がプラントモデルを作成し、シミュレーションを行っていた。したがって、従来のプラントシミュレータを図13に示すようなコンカレントエンジニアリングへ適用することは、設計技術者への負担が大きく、レスポンス、コミュニケーションの観点からも無理である。一方、開発したシミュレーション・ツールは操作性や柔軟性に優れているため、図13に示すようなコンカレントエンジニアリングに対応した業務プロセスへ組み込むことが可能になった。

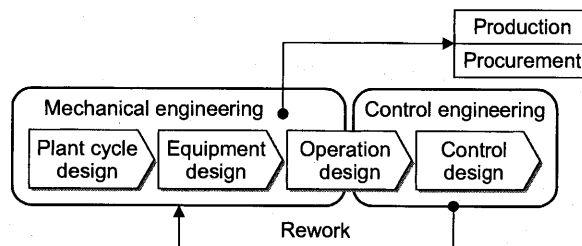


図12 直列型エンジニアリング・フロー

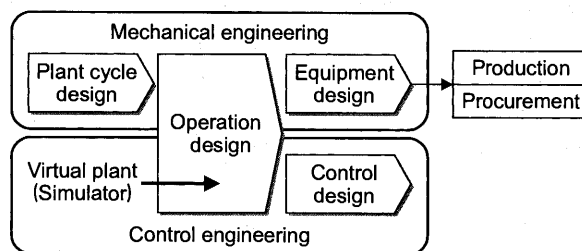


図13 コンカレント型エンジニアリング・フロー

6.2 システム構成と利用環境

図14に開発した設計支援システム（Virtual Design System™）の構成、図15に外観写真を示す。本システムは、実機制御装置のCPUボード（コントローラ）、制御設計CADツール、シミュレーション・ツールを制御用ネットワークで接続した構成であり、事務机上に設置できるコンパクトサイズである。東芝では京浜事業所の火力エンジニアリングセンターに常設し、本システムを用いたデジタルエンジニアリングを多数のEPCプロジェクトに適用して成果を上げている。また、オペレータとのインターフェイスをつかさどるHMI（Human Machine Interface）として、OPS（Operator Station）を接続することで、実機プラントと同等の臨場感で操作することもできる。さらに、本システムは、東芝製の分散型監視制御システム（DCS：Distributed Control System）TOSMAP-DS™と組み合わせ、実機規模の総合シミュレーション試験環境へ容易に拡張できる。

シミュレーション・ツールは、プラントシミュレータとコントローラ間のI/O（Input/Output）割付、伝送を行う拡張機能を開発した。制御設計CADツールは、市販のCADで作成した制御ロジック図から、実機制御装置で動作する制御ソフトウェアを自動生成する機能を開発した。生成された制御ソフトウェアは、コントローラにインストールされ、プラントシミュレータとI/Oを取り合う。したがって、設計技術者はCADで制御ロジック図を作成するだけで、その設計図面に対する動的挙動をシームレスな環境で、オンラインの検証・評価を行うことが可能になり、効率よく設計・エンジニアリングを進めることができる。

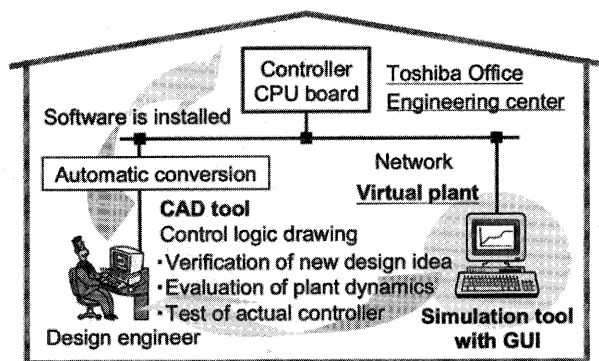


図14 Virtual Design System™の構成

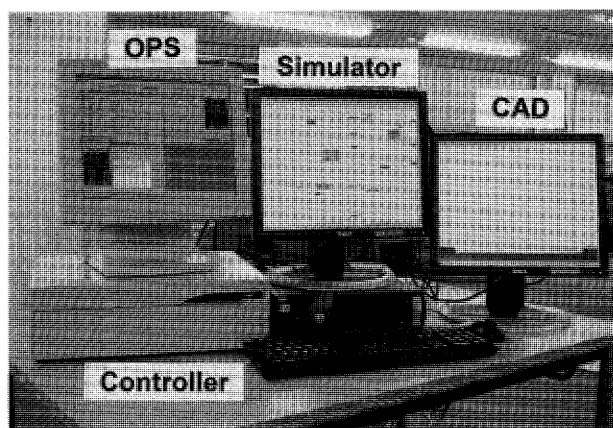


図15 Virtual Design System™の外観写真

6.3 今後の展望

本システムは、設計・エンジニアリング用の高精度なプラントシミュレータと、実機に搭載する制御ソフトウェアをそのまま組み合わせることで、解析精度と模擬能力が大幅に向上し、実機プラントの動的挙動をほぼ完全に模擬できる。また、PC上で動作し、GUIを用いて操作できるなど、簡便に使用できる。

電力市場の自由化に伴い、火力発電プラントは、これまで以上に運用性能の向上が望まれており、プラントシミュレーションの役割は益々高まることが予想される。東芝では設計・エンジニアリングの基盤技術として、本システムの開発を続けているが、今後は、顧客へのビジュアルなプレゼンテーション用、オペレータの教育・訓練用、既設火力発電プラントの運用改善、プラント運用の最適化（運転支援システム）など、お客様の満足いただける技術提供にも活用できると考えられる。

7. まとめ

火力発電プラントの設計ツールとして、設計技術者が利用し易い、シミュレーション・ツールを開発した。各構成機器をオブジェクト指向に基づいてモデル化することで、自由なプラント構成への対応を可能にした。プラント系統図を作成するように、GUIを用いて各機器モ

デルを接続することで、容易にシミュレーションモデルを構築できる。また、各モデルは独立して変更・追加が可能であり、モデルライブラリによる一元管理・再利用も可能であるなど、汎用性、機能拡張性や保守性にも優れている。

以下に、設計技術者から見た特徴をまとめる。

1. 既に検証済みの高精度な物理モデルを適用しており、安心して設計検討に利用できる。
2. GUIを用いて、シミュレーションモデル作成、実行、結果表示・出力が容易に行える（プログラミングの知識を必要としない）。
3. 自由なプラント構成、伝熱面配置、制御ロジックに対応したモデルを容易に作成できる。
4. 機器データや、状態量の初期値などの各種パラメータを容易に設定・変更できる。
5. PCを用いて、誰でも、何処でも、解析技術者と同等の解析結果を得ることができる。効率よくプラントの運転・制御特性を評価できる。
6. 設計検討から、実機制御装置の試験、試運転調整まで、ツールを一元化できる。効率よく設計・エンジニアリングを進められる。

東芝では本ツールを、プラントシステム設計、運転・制御設計、実機制御装置の試験などを評価する標準コードとして使用しており、製品設計の期間短縮や高品質設計を実現している。今後とも、解析精度と模擬能力の向上に努めると共に、より使い易く、フレキシブルなシミュレーション・ツールへ発展させていく所存である。

参考文献

- (1) Maffezzoni, C.: Issues in Modelling and Simulation of Power Plants, Control of Power Plants and Power Systems. Selected Papers from the IFAC Symposium, (1992), pp.15-23, Pergamon.
- (2) 白川昌和：コンバインドサイクル発電用排熱回収ボイラの動特性解析（蒸発器動特性モデルの提案と動特性試験による検証）、日本機械学会論文集B編、69巻、686号、(2003)、pp.2355-2362.
- (3) Shirakawa, M., Nakamoto, M. and Hosaka, S.: Dynamic Simulation and Optimization of Start-up Processes in Combined Cycle Power Plants, JSME International Journal Series B, Vol.48, No.1, (2005), pp.122-128.
- (4) EPRI: Modular Modeling System (MMS) Volumes 1-5, EPRI Report CS/NP-3016, (1987).
- (5) Hashemi, A., Lin, C.S., Munis, A. and Lee, S.: Dynamic Simulation and Performance Evaluation of Fossil Power Plants, EPRI Report CS-6047, (1988).
- (6) 大島拓、吉廻秀久、芝田健二、下平克己：火力プラントシミュレーションシステム、火力原子力発電、Vol.44, No.8, August (1993), pp.61-68.
- (7) Bartolini, A., Leva, A. and Maffezzoni, C.: Power Plant Simulator Embedded in a Visual Programming Environment, Control of Power Plants and Power Systems (SIPOWER'95). A Proceedings Volume from the IFAC

- Symposium, (1996), pp.153-158, Pergamon.
- (8) Akiyama, T., Matsumoto, H. and Asakura, K. : Dynamic Simulation and its Applications to Optimum Operation Support for Advanced Combined Cycle Plants, Energy Conversion and Management, Vol.38, No.15-17, (1997), pp.1709-1723, Pergamon.
- (9) Faille, D., Hiret, A. and Davelaar, F. : Integrated Interface for Power Plant Modelling, Pre-prints of the IFAC International Symposium on Power Plants and Power Systems Control 2003, Seoul, Korea, September (2003), Vol.2, pp.946-951.
- (10) 例えば, David A. Taylor (著), 増永良文 (監訳), 寺島哲史 (訳) : オブジェクト指向アプローチ - その全貌 -, (1993), 発行・アジソン・ウェスレイ.
- (11) Lu, S., Swidenbank, E. and Hogg, B.W. : An Object-Oriented Power Plant Adaptive Control System Design Tool, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol.10, No.3, September (1995), pp.600-605.
- (12) Lu, S. and Hogg, B.W. : "Power Plant Analyser" - A Computer Code for Power Plant Operation Studies, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol.11, No.4, December (1996), pp.742-747.
- (13) Lu, S. : Dynamic Modelling and Simulation of Power Plant Systems, IMechE Proceedings, Part A, Journal of Power and Energy, Vol.213, No.1, (1999), pp.7-22.
- (14) <http://www.mathworks.com>
<http://www.cybernet.co.jp/MATLAB/>
- (15) 杉山七契 : エンジンの制御(1), 日本ガスタービン学会誌, Vol.24, No.93, (1996), pp.54-60.

• MATLAB と Simulink は, 米国 The MathWorks, Inc. の登録商標です。

• Java 及びその他の Java を含む商標は, 米国 Sun Microsystems, Inc. の米国及びその他の国における商標または登録商標です。

遺伝的アルゴリズムによる蒸気注入用スワローの最適設計

Optimization of Steam-Injection Swirler Design using Genetic Algorithm

船崎 健一^{*1}
FUNAZAKI Ken-ichi

山田 和豊^{*1}
YAMADA Kazutoyo

Carlos Felipe, F., Favaretto^{*2}

田沼 唯士^{*3}
TANUMA Tadashi

キーワード：Turbine Stage, Steam Injection, Swirler, MOGA Optimization, Flow Visualization

Abstract

This study deals with the optimization of a swirler that will be attached to the flow injecting slot of the casing of a turbine stage. The purpose of the swirler is to make the exit flow from the slot being oriented towards a certain direction which is considered to create a beneficial flow situation to the turbine nozzle aerodynamic performance. Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA) is developed and applied to the swirler design. Three-dimensional flow analyses and flow visualization have demonstrated the validity of the optimization process of this study.

1. 緒言

ガスタービン及び蒸気タービンをコア技術とするコンバインドサイクル発電プラントは、送電端効率が50%を超えるまでになっているが、今後の世界におけるエネルギー情勢や環境問題を展望した場合、効率の更なる向上の実現が求められることは必至であり、それに繋がる技術開発が強く求められている。

著者らは、熱的エネルギーの有効活用の一環として、蒸気タービン部中圧段または低圧段へ蒸気注入に関する技術開発を実験的研究及びCFD解析の両面から進めている^{(1),(2),(3)}。これらの研究の過程で、タービン段上流ケーシング部に設けたスロットからの蒸気（実際の計算では空気を使用）の周方向噴出角度を変えることでノズルでの空力特性が変化することをCFD解析によって明らかにした。しかし、後述するように、実際にスロット全周から一様に同一の噴出角度を得ることは容易ではなく、実機への適用性という点で問題があった。

本研究では、均一な流出角を得るために、スロット内に小型の案内羽根を周方向に適切に配置したスワローの設計を試みた。スワローには、所定の流出角からの偏差の最小化と圧力損失の最小化という二つの設計上のターゲットが存在する。そこで、本研究では著者ら^{(2),(4)}

が開発した多目的遺伝的アルゴリズム（MOGA）を導入し、蒸気注入用スワローの最適設計を実施した。

2. 最適化手法

2.1 遺伝的アルゴリズム

遺伝的アルゴリズム（GA）は、生物の進化の過程を模倣した進化的計算手法の一つである。ここで、「進化」の基本的枠組みを次のように捉えることが可能である。即ち、「与えられた環境に適した性質を獲得した個体群が、結果として生存する確率が最も高くなり、その様な個体群が有する遺伝子を主に生殖という方法で次世代に伝達し、世代を重ねることにより、環境に対して最も適した性質を獲得する過程」を「進化」と言うことができるだろう。これを本研究での最適化手法として読み替えると、所与の条件（目的関数を最大化または最小化すること）に適した冷却構造についてのパラメータの組を、他のパラメータの組よりも有利な形で次世代に伝達していくことにより、最適なパラメータの組を探索していくことになる。

2.2 多目的遺伝的アルゴリズム（MOGA）

図1に多目的遺伝的アルゴリズム（MOGA：Multi-Objective Genetic Algorithm）による最適化の流れを示す。なお、関連する SOGA（Single-Objective Genetic Algorithm）⁽⁵⁾及び MOGA⁽⁶⁾の詳述は既報に譲り、以下では本研究で使用した MOGA の特徴について簡単に述べる。なお、MOGA の骨格部分は Goldberg の手法⁽⁷⁾に準

原稿受付 2005年2月16日

校閲完了 2005年6月7日

*1 岩手大学工学部

〒020-8551 盛岡市上田4-3-5

*2 岩手大学

*3 ㈱東芝

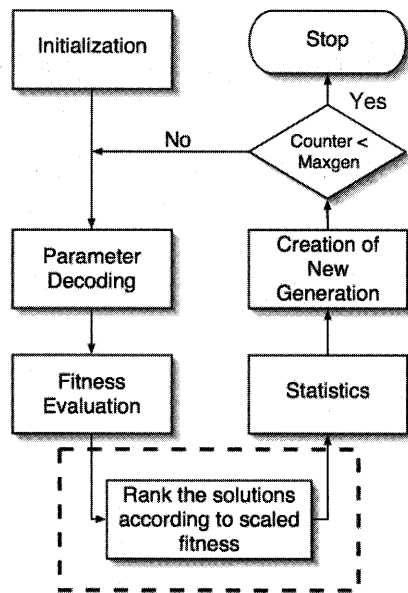


Fig. 1 Flowchart of Optimization using MOGA

扱っている。また、図1において、破線で囲まれた部分はMOGAでの根幹的な作業項目であるため、それに関する説明は若干詳しいものとなっている。

染色体 (Chromosome) 最適化にあたり、まず翼形状などに関するパラメータを遺伝情報としてnビットのバイナリにコード化し、染色体 (chromosome) 内にはめ込む。染色体 (実際は宿主そのもの。以下個体と称す) の数が多いほど多様な探索が可能となり、また、各パラメータに割り当てられるビット数が多いほどパラメータ空間の解像度は向上する。例えば、探索範囲の上限値、下限値をそれぞれ、とすると、探索の解像度は

$$(x_1 - x_2) / (2^n - 1) \quad (1)$$

となる。しかし、個体数や個体内の情報量の増加は計算時間の指数関数的増大を意味し、特に流れ解析を行う場合には、1回の計算に要する時間が日や週のオーダーに及ぶため、適切なビット数の選択が重要となる。

初期化 (Initialization) 計算開始時に第一世代の個体が有する遺伝情報を、擬似乱数を発生させることにより決定する。

適合度 (Fitness) 各世代における個体の遺伝情報が、所与の目標にどの程度適しているかを示す指標が適合度である。本研究の場合には、所定の二次空気周方向噴出角からの偏差 (deviation angle) 及び全圧損失係数の二つの目的関数の値を適合度として用いている。これらの適合度の計算には、後述するCFX5.5.1 (ANSYS: 非構造格子を用いた汎用流体解析コード) を用いる。

Pareto 最適 (Pareto optimum) 目的関数が複数存在する場合、それぞれの目的関数間でのトレードオフの結果として解を決定することが一般的である (例えば、性能とコストの関係を思い浮かべるとよい)。このように

他の目的関数への影響なしにある目的関数の最大化もしくは最小化ができない最適状態を Pareto 最適と呼ぶ。Pareto 最適となった解集合が形成する包絡線を Pareto-optimum front と呼ぶ。

順位 (Rank) 遺伝的アルゴリズムでは、次世代の個体を再生するために、現世代での個体の優劣を判定する作業が必要となるが、多目的を有する最適化問題では一意に優劣を決めるための基準がない。最も単純な方法は二種類以上の適合度の重み付き平均であるが、重みの付け方が問題となる。本研究では順位 (rank) という概念を導入する。図2に、目的関数を最大化、目的関数を最小化する例を示す。順位は、各適合度が判定された個体に対する上位者 (dominant) の数で評価される。図2の例では、目的関数空間上の右下に存在する個体が全体としては上位者であるが、個体A、B及びCに関しては上下関係を判定できないので、これを順位1とする。個体D、E間にも上下関係はないが、順位1に属する3つの個体に対しては下位に属する。そこで、これを順位4 (4=1+3) とする。一般には、各個体が属する順位の値 ($i=1, \dots, N$) は次式で与えられる。

$$r_i = 1 + n_d = 1 + (\text{number of dominants}) \quad (2)$$

ここで、 n_d は上位者の総数である。このように定めた順位及び同一順位内の個体数 $\mu(r_i)$ に応じて、新たに適合度 (rank-based fitness) F_i を各個体について算出する。

$$F_i = N - \sum_{k=1}^{r_i-1} \mu(k) - \sigma_{share} (\mu(r_i) - 1) \quad (3)$$

ここで、 σ_{share} は共有パラメータ (sharing parameter) と呼ばれ、同一順位内の個体間での適合度の分配の効果を持つ。

個体の生態的地位 (niche) 多目的遺伝的アルゴリズムによる最適化においては、目的関数空間に広がる Pareto 最適解を得ることが重要であり、解の多様性 (diversity) の保持が必要である。本研究では、目的関数空間で各個体が有する独自の生態的地位 (niche) を

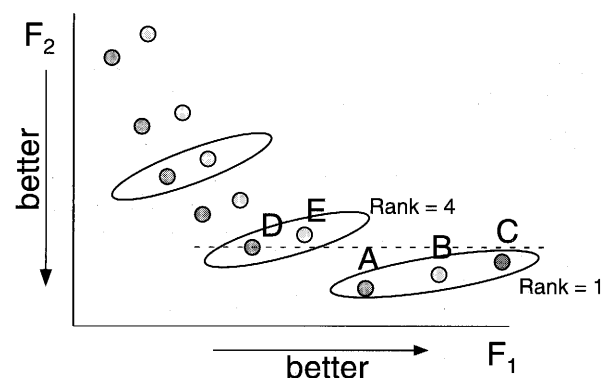


Fig. 2 Pareto-Optimum Front and Rank

同定し、その生態的地位に応じた適合度 (shared fitness) の評価を行う。この目的は、集団を形成しながら生態的地位を有する個体には、その集団の個体数等に応じて適合度を共有させることで、個々の適合度は低く抑え、一方で孤立して存在する個体には、それ自身の適合度を保持させるものである。

ある順位に属する個体 (i) の生態的地位の評価にあたり、次式で定義される目的関数空間での個体間距離を導入する。

$$d_{ij} = \sqrt{\sum_{k=1}^M \left(\frac{f_k^{(i)} - f_k^{(j)}}{f_{k, \max} - f_{k, \min}} \right)^2} \quad (4)$$

ここで、 M は目的関数の数 (本研究では $M=2$) であり、 $f_{k, \max}$, $f_{k, \min}$ は対象とする世代での目的関数の最大値及び最小値、 $f_k^{(i)}$, $f_k^{(j)}$ は同一順位内での各個体の関数値である。この距離を用いて、次の指標 (niche count) を算出する。

$$nc_i = \sum_{j=1}^{\mu(r_i)} sh(d_{ij}) \quad (5)$$

ここで、総和は、個体 (i) が属する順位の全個体についてとる。共有関数 (sharing function) sh は次のように定義する。

$$sh(d) = \begin{cases} 1 - (d/\sigma_{share})^\alpha, & \text{if } d \leq \sigma_{share} \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (6)$$

$$\alpha = 1$$

式(5)のように各個体の生態的地位を評価した後、式(3)で得た適合度 (shared fitness) を再評価する。

$$F_i' = \frac{F_i}{nc_i} \quad (7)$$

最後に、式(7)で得た適合度の平均が式(3)の適合度の平均値と等しくなるようにスケールを施す。即ち、

$$F_i'' = F_i' \cdot f_{scale}^{(i)} \quad (8)$$

$$f_{scale}^{(i)} = \frac{\sum_{k=1}^{\mu(r_i)} F_k / \sum_{k=1}^{\mu(r_i)} F_k'}{\sum_{k=1}^{\mu(r_i)} F_k'} \quad (9)$$

ここで、 F_i'' を scaled fitness という。なお、式(9)での総和は、個体 (i) が属する順位の全個体についてとる。

再生 (Regeneration) ある世代における個体の適合度 (scaled fitness) が上記の様に評価された後、その結果に基づいて次世代の個体を再生する。ここでは、適合度の高い遺伝情報を有する擬似的なペア (雄雌) がより有利な形で遺伝情報を交換できる仕組みを導入している。具体的な再生の過程は以下の通りである。

1) **選択 (Selection)** すべての染色体からその半分の数ペアを適合度に応じて選ぶ。本研究ではトーナメ

ント方式による選択法を採用し、エリート戦略 (elitism) も併用する。この方法では、まず無作為に二つの個体を選び、その中から適合度の高い方 (勝者) を選択する。この操作を繰り返すことで、最終的に必要な数のペア ($N/2-1$ 個) を作る。次に、最も高い個体を選び出し、そのクローンを2体作り、次世代にそのまま残す。

2) **交叉 (Crossover)** 選択された個のペアの遺伝情報の交換を行うことで、次世代の個体 (子) 2つずつ、合計 $N-2$ 個を作り出す。遺伝情報の交換には、1点交叉法を用いる。これは、遺伝情報を交換するビットを無作為に選び、そのビットを含む下位ビットを入れ替えるものである。この時、遺伝情報交換の確率を $0.6^{(7)}$ として、親の遺伝情報がそのまま次世代に伝わる可能性も残しておく。

3) **突然変異 (Mutation)** 偏った最適解探索を避けるために、突然変異を導入する。これは、任意に選んだ個体内の遺伝情報の1ビットまたは複数ビットをある確率 (Goldberg⁽⁷⁾が提案した値 0.0333 を用いる) で0または1に変更するものである。

2.2 流れ解析手法

本研究では、適合度の評価に際して、汎用解析コード CFX5.5.1 (ANSYS) を用いた。乱流モデルには、SST (shear-stress transport)⁽⁸⁾を適用した。解析精度の

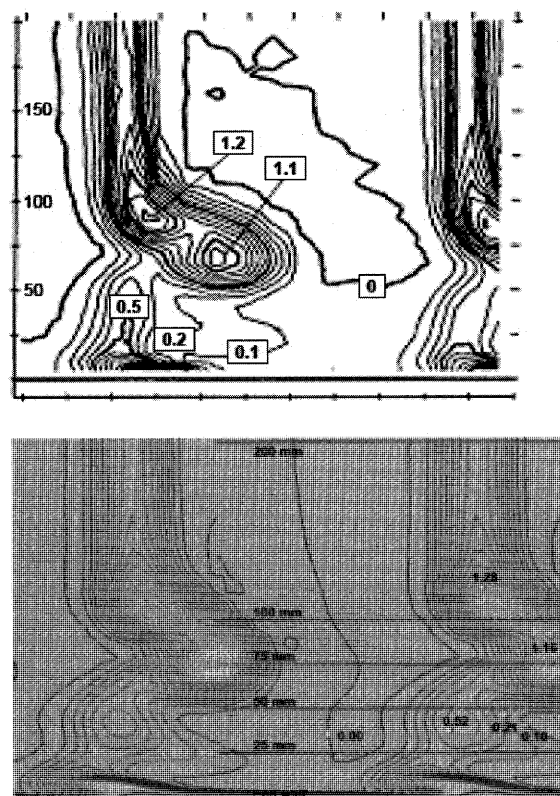


Fig. 3 Comparison of total pressure loss distribution; the experiment by Gregory-Smith et al.⁽⁹⁾ (upper) and the numerical result (lower)

検証には十分留意しているが⁽⁴⁾，その一例として，Gregory-Smith ら⁽⁹⁾が行った翼列試験との比較を示す(図3)。この図から，翼列下流における全圧損失分布が定量的に予測できていることが確認された。

3. 問題の設定

3.1 スワローなしでの流れ場

3.1.1 試験装置 図4に今回対象としているスワローを装着する試験装置(単段タービン回転試験機)を示す。試験装置の詳細は既報に譲り⁽¹⁾，スワローの設計が必要となっている状況について説明する。

図4に示すように，このタービン試験装置には，二本の蒸気(本研究では空気)注入ポートが，回転軸を含む水平面に対称な位置関係で，回転試験機ケーシングまわりのスクロールに取り付けられている。図5には，注入ポートを含むスクロール部内部流れ解析用の計算モデルのアウトラインを示す(スペースの関係で上半分の

みを示す)。注入スロット(injection slot)を含むスクロール部断面及び主流部断面を図6に示す。注入スロットの幅は，スクロール部に幅の異なるリングを装着することで変更可能である。

3.1.2 流れの可視化とCFD 図7には，注入スロット出口部にタフトを取り付け，送風機からの空気をスクロール部に送ることで，スロットからの流出状況を可視化した写真を示す。この写真には，CFD解析による流出方向が同時に示されている。なお，ここでのスロット幅は本研究で使用したスロットでの最小幅(w_s)である。タフトの長さが比較的長いこともあり，流入ポートと反対側に位置し重力の影響を受けやすい6時から9時の方向のタフトが大きく揺らいているが，数値シミュレーションは全体としてスロットからの流れを再現している。

この図から，例えば12時の位置にあるノズル翼に対しては，スロットからの流れは背面側(ss)に向かい(流

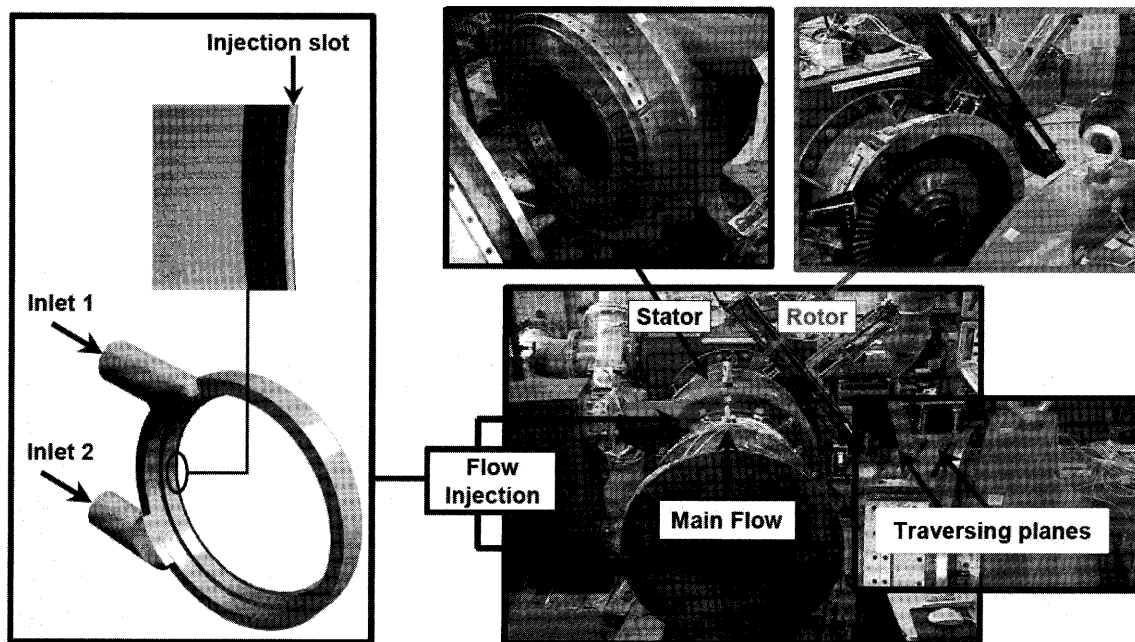


Fig. 4 Single Stage Turbine Test Rig

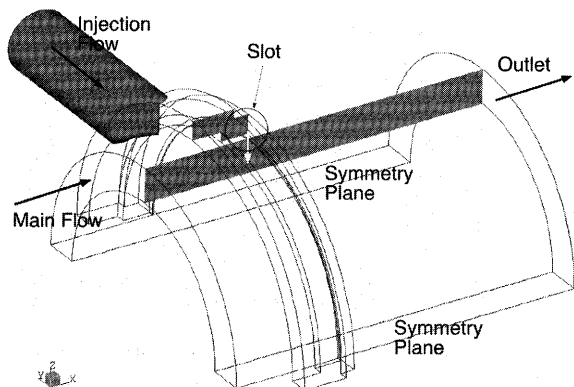


Fig. 5 Numerical Model for Scroll Analysis

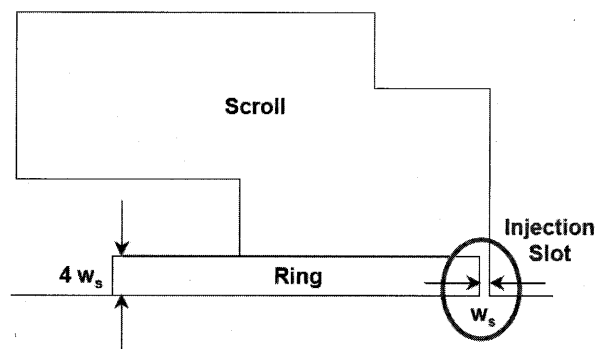


Fig. 6 Detail of Scroll and Injection Slot

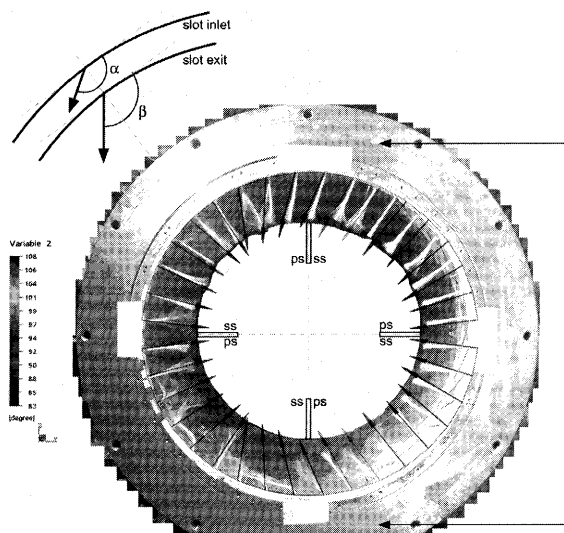


Fig. 7 Visualization of the Flow from the Slot and Its Numerical Prediction

Table 1 Specification for a swirler design

exit flow angle	135°
slot width	2.5 w_s
injection flow rate	10% of main flow rate
number of guide vanes	100 (maximum)

出角 $\beta > 90^\circ$), 6時の位置にあるノズル翼に対しては, スロットからの流れは腹側 (ps) に向かう流れになっており, 6時の位置のノズル翼はその反対の状態にある。

スワラー

3.2.1 スワラー導入の背景 Funazaki ら⁽³⁾によれば,

スロットからの流れがノズル翼背面側に向かう状態の時, ノズル翼での空力損失が減少することが示されている。すべてのノズル翼に対して注入する流れが翼背面側に向かうように制御するため, スロット内部に案内羽根を装着したスワラーを導入する。

3.2.2 最適設計 スワラー設計要件は, 所定の流出角を低空力損失で実現することである。言い換えると, 所定の流出角からの偏差と空力損失を最小化するスワラーの最適設計が必要となる。この目的達成のため, 上で述べた MOGA を用いる。

3.2.3 設計仕様 構造上, 製作上の条件等を考慮したスワラー設計仕様を表1に示す。案内羽根枚数については, それ自体を最適化変数とすることも検討したが, 基本的変数であり, 計算負荷が極めて高くなることが想定されたため, スロットが確保できる枚数として100枚という数字を選定した。

3.2.4 設計手順 スワラー設計手順を以下に示す。

- ① 案内羽根がない場合のスクロール部全体の流れ場を計算し, スロット入口での流入角を算出する。
- ② スロット部を周方向に n 個の小領域に分割し, そこでの平均流入角, 平均流量を算出する。
- ③ 一般的な (genetic) 案内羽根断面形状を, ベジエ曲線等を用いて定義する (図8参照)。
- ④ 案内羽根が装着される領域の平均直径からピッチを算出し, 各領域での平均流入角, 平均流量を入口境界条件とした二次元流を想定して (図8参照), MOGA による案内羽根断面形状の最適化を各領域に対して行う。
- ⑤ ④で得た各領域毎の案内羽根 (翼スパン長 $2.5w_s$)

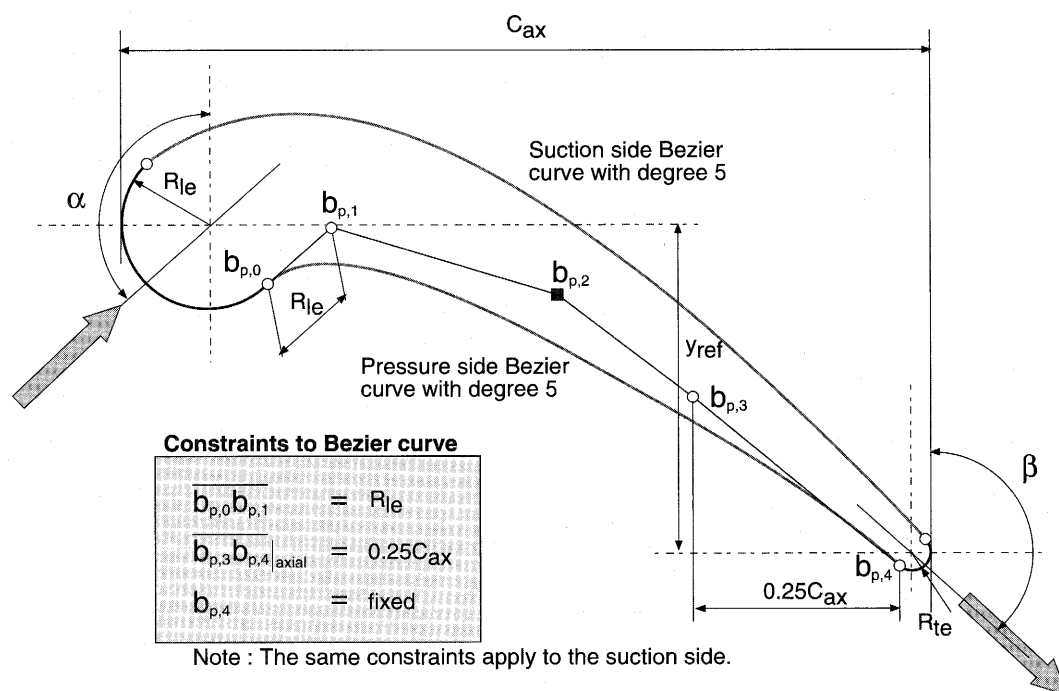


Fig. 8 Blade profile description

をスロット周上に適宜配置してスワローを形成し(部分的に案内羽根の配置しない場合もある), そこでの流れ場の三次元解析を行う。

- ⑥ 流れの可視化等で所定の流出角が得られているかを確認し, 得られていない場合には, 案内羽根の配置を変更し, 再度流れ場の三次元解析を行う。

3.3 案内羽根

3.3.1 ベジエ曲線等による断面形状表現 簡単のため及び計算負荷軽減のため, 本研究では断面形状の前縁及び後縁を半円で与え, その間を二本の4次ベジエ曲線¹⁰⁾で表現する。図8にその一般的表現を示す。また, 表2には固定された条件, 表3には最適化変数と可変範囲やビット数の割り当て等を示す。前縁, 後縁の半円は, その弦が入口流れ及び出口流れと直交するように設置する。4次ベジエ曲線の場合には, 制御点は5点になるが, この内2点は曲線の端点と一致する。残り3点の内2点は, 予備的計算を行うことで, 前縁及び後縁での半円部とベジエ曲線とがなめらかに接続するような位置が算出される様な拘束条件(図8中でハッチングされた枠内に示す)を準備しておく。結果として, 残り1点の制御点 ($b_{p,2}$

Table 2 Fixed values

chord (C_{ax})	$8 w_s$
Inlet flow angle (α)	-
trailing edge radius (R_{te})	0.5 mm
blade count (NOB)	100

Table 3 Optimization variables

Variable	Range	bit
leading edge radius (R_{le})	2.5~5.0 mm	4
leading edge arc center (y_{ref})	0.0~20 mm	4
deviation of exit flow angle ($\Delta\beta$)	-20° ~20°	5
control point x for suction (x_{cs})	0.0~1.0	4
control point y for suction (y_{cs})	0.0~1.0	4
control point x for pressure (x_{cp})	0.0~1.0	4
control point y for pressure (y_{cp})	0.0~1.0	4

の座標値)が最適化時の制御変数となる。図8では翼腹面側での例を示しており, 点の座標値が制御変数となっている。なお, 表3に示す制御点の座標値は, 事前調査の結果定めた可動範囲に対する割合で与えられている。

4. 最適化と検証

4.1 最適化

図9にスロット上半部流入角分布(翼平均高さ位置)の計算値を示す。上半部に対しては, 周方向を4カ所に分割し, それぞれでの平均流入角 $\alpha_{average}$ 及び平均流速を算出し, それらの値を入口境界条件とした最適翼断面形状をMOGAを用いて探索した。なお, 流入流れが所定の流出方向(135°)とほぼ一致する領域(region3)では, 当初案内羽根設置を見送ったが, 後述するように, 最終的には他の領域と同じように案内羽根を設置した。また, 今回採用した最適化変数のみでは加工性などの面からの評価が出来ないため, 最終断面形状としては, Pareto 最適解と判断される解集合の中から, 使用予定の加工機械(今回はワイヤー放電加工機)での加工が可能で, 強度面からの適度な厚みを有し, かつ固定のための穴が二カ所確保できる断面形状を選定した。図10には得られた3種類の翼断面形状を示す(C1N13:流入角110°用, E1N206:流入角135°用, G1N21:流入角70°用)。図10を見ると, 通常の翼設計では現れることのない断面形状や翼背面での凹部なども発生するなど, 最適化における拘束条件のあり方については改良の余地が多く残されている。下半部に関しても同様の作業を行うことになるが, 流れの上下対称性から, 結果としては図10で示す3種類の案内羽根で全周に対応できることがわかった。

図11には, 最終断面形状とそれを含む Pareto 最適解集合である翼断面形状を示す(図中○の箇所)。今回選定した形状以外にも候補が存在しており(例えば, 図中□の箇所), 加工法の見直しや最終断面形状選択のより合理的な判断基準の設定等で更なる改良も可能である。

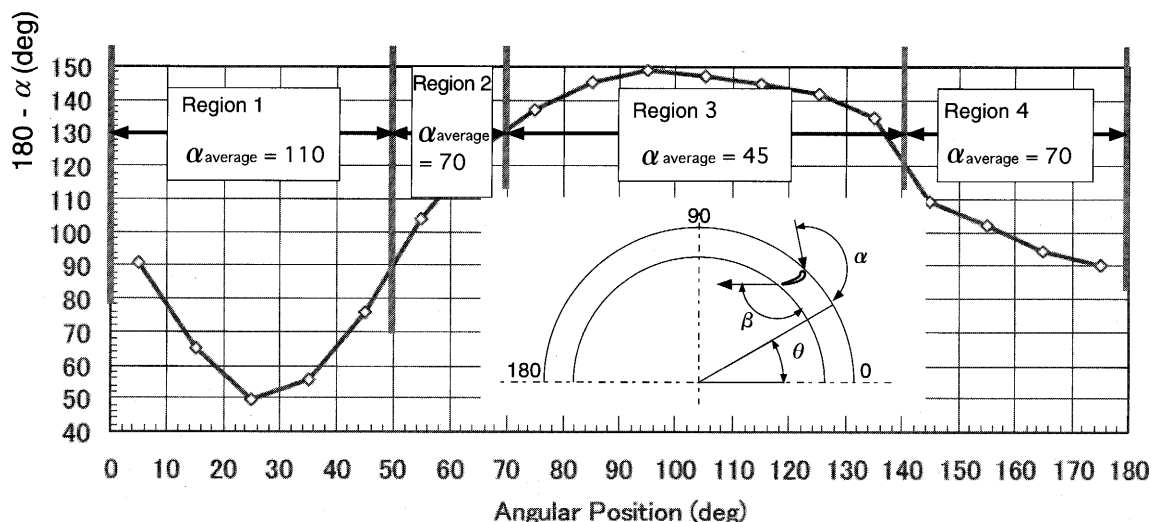


Fig. 9 Inlet flow angle distribution

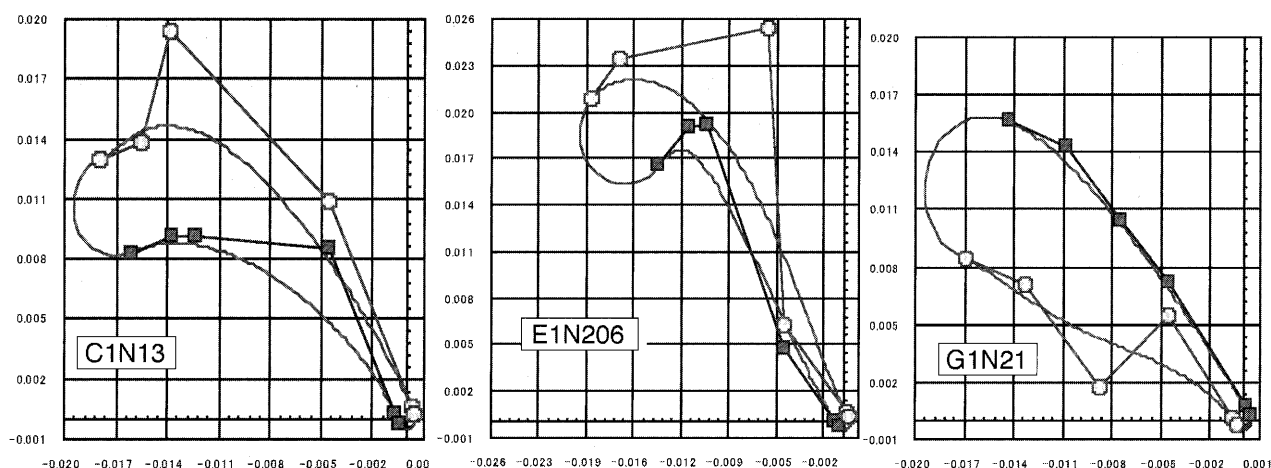


Fig. 10 Three types of guide vanes obtained by use of MOGA

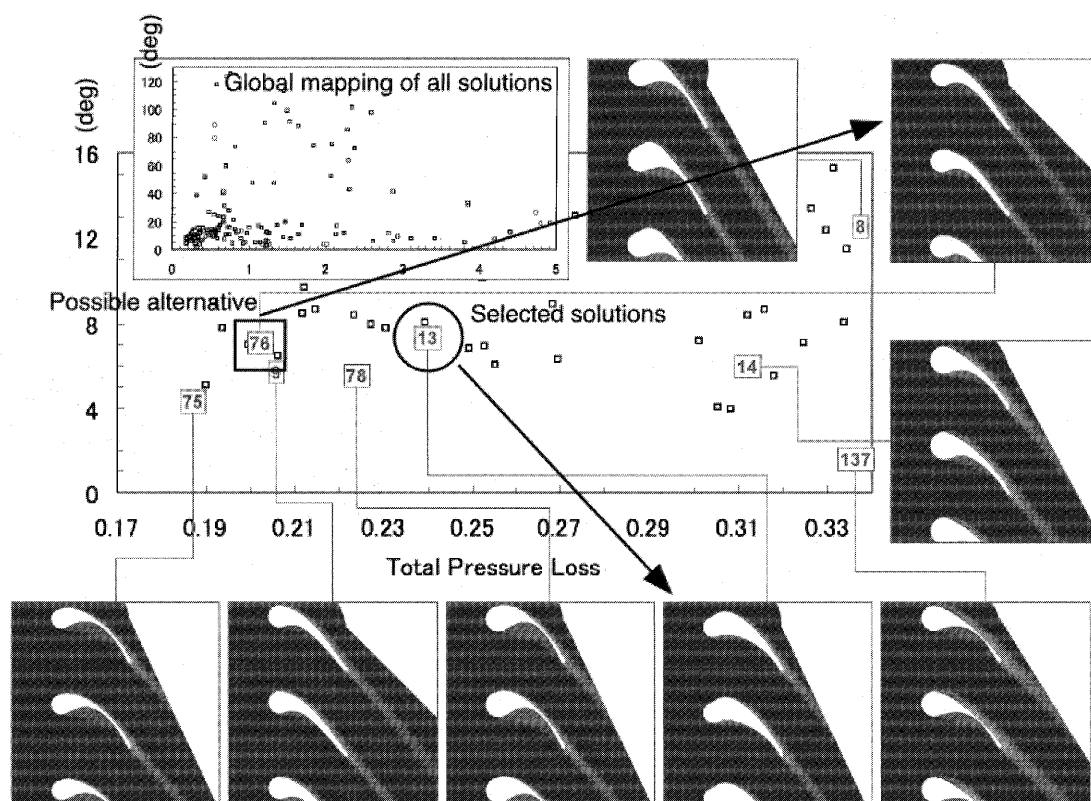


Fig. 11 Pareto-front solutions

4.2 三次元解析

図12に三次元解析のための計算モデル及び計算格子(非構造格子)を示す。計算に使用したノード数は約95万点である。なお、翼面まわりにはO型構造格子を配置する。このモデルで計算されたスワロー出口における流出角分布(平均羽根高さ位置)とスワローなしでの流出角分布との比較を図13に示す。案内羽根を装着しない領域($\theta=60\sim130^\circ$)や転向角の大きな領域($\theta=200\sim290$)でのずれが顕著になっているが、全体として目標である流出角 135° がほぼ得られている。

4.3 流れの可視化

以上の計算の結果を受け、案内羽根を装着しなかった領域の大半にも羽根を追加した後、タフト法で流れの状況を可視化した。その結果を図14に示す。また、図14にはワイヤーカットで製作した案内羽根の写真とタービン回転試験機に装着した状況の写真を示す。この図からも、スロット出口での流れが所定の方向に転向されている状況が確認される。

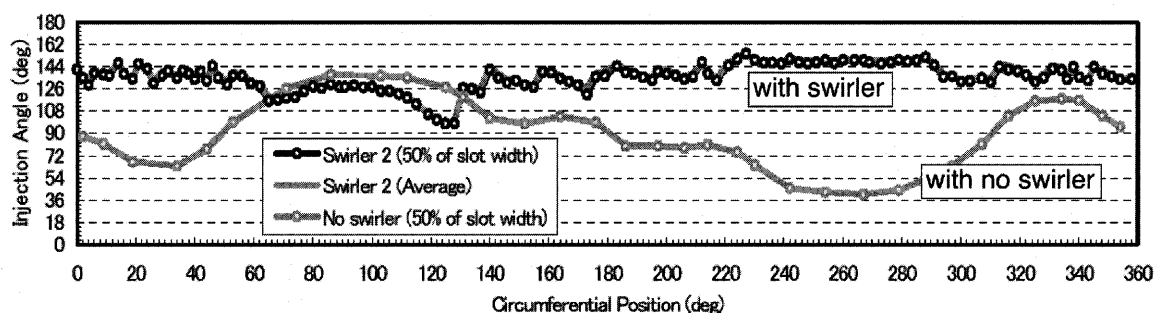


Fig. 13 Exit flow angle distributions with and without swirler

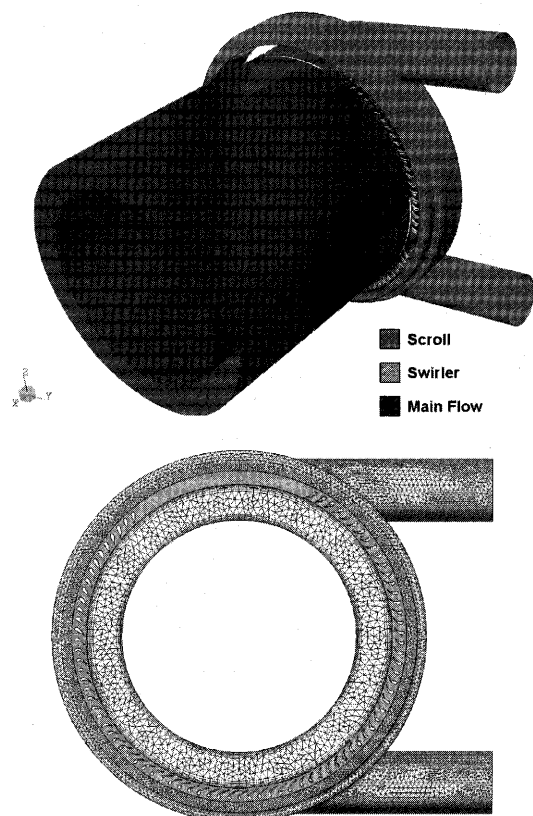


Fig. 12 Numerical model for 3D calculation

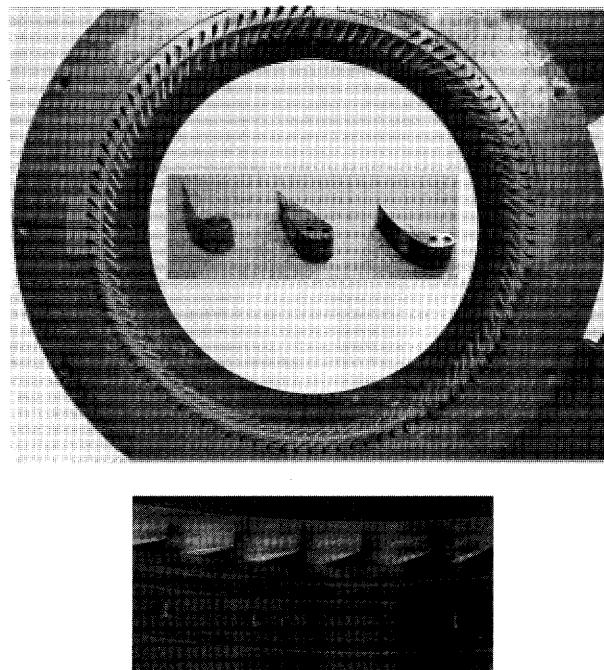


Fig. 14 Exit flow with the swirler visualized using tufts, with pictures of manufactured guide vanes

5. 結論

本研究では、ケーシングからタービン段上流部へ流れを注入する際に、周方向へ均一な流出角を得るためのスワラーを、多目的遺伝的アルゴリズム (MOGA) を用いて設計した。案内羽根の最適断面形状を得る過程にはまだ改良の余地はあるが、製作可能でかつ当初の目的を達することが可能な断面形状を探索することができた。また、スワラーを実際に製作し、タービン回転試験機に装着して、ほぼ所定の性能を得ることを確認した。

今後、スワラー導入によるタービン段の性能向上の定量的検証を、タービン回転試験機を用いて行う計画である。

謝辞

本研究を行うにあたり、岩手大学の斉藤二三氏から多

主な記号

d_{ij}	:	目的関数空間での距離
F_i	:	順位に基づく適合度
F'_i	:	個体の生態的地位を考慮した適合度
F''_i	:	スケーリングされた適合度
N	:	総個体数
nc_i	:	生態的地位 (niche)
r_i	:	順位 (rank)
$sh(d)$	:	共有関数
a	:	スロットへの流入角
β	:	スロットからの流出角
$\mu(r_i)$	:	順位内の個体総数
θ	:	周方向位置 (時計 3 時の位置を 0)
σ_{share}	:	共有パラメータ (=0.158)

参考文献

- (1) Funazaki, K., Favaretto, C. F. F., Kamata, M., Tanuma, T., Numerical Simulation on the Flow Field in a Turbine Stage with Upstream Flow Injection from Outer Casing: Effects of the Injection Angle, JSME International Series B, Vol. 46, No. 1, pp.173-183, 2003
- (2) Favaretto, C. F. F., Funazaki, K., Tanuma, T., The Development of a Genetic Algorithm Code for Secondary Flow Injection Optimization in Axial Turbines, IGTC2003 Tokyo TS-036, 2003.
- (3) Funazaki, K., Favaretto, C. F. F., Yamada, K., Tanuma, T., Numerical Simulation of the Flow Field in a Turbine Stage with Upstream Tangential Flow Injection from the Outer Casing (Effects of the Injection Angle), Proceedings of the Fifth JSME-KSME Fluids Engineering Conference, Nagoya, 2002
- (4) Favaretto, C. F. F., Numerical Investigation of the Effects of Upstream Flow Injection from the Outer Casing in a Turbine Stage and its Loss Minimization by Use of Multi-Objective Genetic Algorithms, Doctoral Dissertation, Iwate University, 2004
- (5) Favaretto, C. F. F., 船崎, 遺伝的アルゴリズムによる複合型インピンジメント冷却構造最適化の試み, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 32, No.5, pp.351-356, 2004
- (6) Favaretto, C. F. F., 船崎, 複合型インピンジ冷却システムの多目的遺伝的アルゴリズムによる最適化, 第31回ガスタービン定期講演会講演論文集 (北見), pp.149-154, 2003
- (7) Goldberg, D.E., Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, Addison-Wesley, 1989
- (8) Vieser, W., Esch, T., Menter, F., Heat Transfer Predictions Using Advanced Two-Equation Turbulence Models, CFX Technical Memorandum (CFX-VAL10/0602), 2002
- (9) Gregory-Smith, D.G., Graves, C.P., Walsh, J.A., 1988, Growth of Secondary Losses and Vorticity in an Axial Turbine Cascade, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 110, pp. 1-8, 1988
- (10) Farin, G.E., Curves and Surfaces for Computer Aided Geometric Design: A Practical Guide, 4th ed., Academic Press, 1996

Towards the Development of Finger-Top Gas Turbines

MATSUO Eito* YOSHIKI Haruo* NAGASHIMA Toshio** KATO Chisachi*

キーワード : Gas turbine, Radial turbine, Radial compressor, Combustor, Recuperator, Generator, Gas bearing

Abstract

The ultra micro turbine concept based on MEMS technology was proposed by MIT in 1997, and since then several projects have been initiated and sponsored by DARPA to facilitate development at various universities and research institutions in the US. The present authors, who belong to Gas Turbine Society of Japan, regard such ultra micro gas turbine engine systems as being crucial for mobile and environmentally friendly energy utilization technology in the future for general use anywhere in the world. This report describes our palm top-gas turbine (2-3kW, dry weight of 14.3kg incl generator, 235,000rpm, outer diameter of 180mm, and length of 335mm) and our finger-top gas turbine test model (tens of W, 1,170,000rpm, outer diameter of 23mm, and length of 32mm). These developments represent the outcome of a NEDO-backed three-year international joint research project involving cooperation among Japanese universities, institutions and private firms, together with ONERA, CIAM and VKI, from FY2001 to FY2003.

1. INTRODUCTION

As part of the Power MEMS initiative, development of hydrocarbon- or hydrogen-fueled ultra micro gas turbines (UMGTs) is being sponsored by DARPA at MIT and other locations (see Fig. 1).⁽¹⁾ As noted in Table 1, UMGTs are characterized by about 15 times the energy density of the newest lithium batteries, and about 20 times the energy mass density, and are thus looked to as power sources in the future for diverse applications such as vehicles, communications equipment, robots, and aircraft.

Also, rapid progress is being made in compact distributed electrical power, and the practical development of UMGTs as power and heat sources having output of around several kW is anticipated, as well as hybrid gas turbines in combination with fuel cells. In support of these development efforts, consideration is being undertaken in a variety of related areas, including the realization of stable combustion in the micro domain.

* この論文は2003年に開催されたIGTCで発表されたものの中で特にIGTC論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

* Institute of Industrial Science, The University of Tokyo, 4-6-1 Komaba Meguro-ku, Tokyo, Japan

** The University of Tokyo, 7-3-1 Hongo Bunkyo-ku, Tokyo, Japan

Table 1 Specific energy⁽²⁾

	UMGT	LiSO ₄
Power (W)	50	50
Energy (Wh)	175	175
Engine weight (g)	50	1100
Engine volume (cc)	50	880
Specific energy (Wh/kg)	3500	175
Specific energy (Wh/cc)	3	0.2

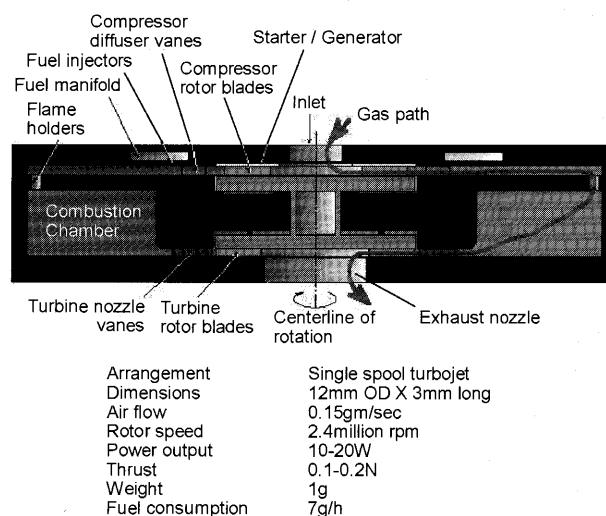


Fig. 1 The drawing and design features of MIT GT (This was named 'micro turbine' by MIT)

the development of high efficiency turbine compressors and high velocity gas bearings, the improvement of cycle efficiency by using regenerative heat exchangers, and the development of technologies for high speed motors and generators, CFD, and inter-element heat transmission analysis. Also being investigated are techniques for achieving smaller size and lower cost in combination with frequency converters, etc. Accordingly, progress is being made with respect to most of the constituent elemental technologies required for UMGTs.⁽³⁾

From FY2001, we began work on "palm-top" and "finger-top" UMGTs; the palm-top version (impeller diameter of approx. 40mm) is 10 times the size of that targeted by the MIT team (i.e., impeller diameter of 4mm), while the finger-top version (8mm) is twice the targeted size (4mm). Practical development work in FY2002 resulted in design and fabrication of the palm-top gas turbine, as well as elemental prototypes and test equipment design for the finger-top model.⁽⁴⁾ This paper presents an overview of these achievements.

2. EXAMPLES OF APPLICATIONS

There are numerous applications for mobile power supplies (see Fig. 2)⁽⁵⁾ which require energy densities that cannot be delivered by primary or secondary batteries, such as robots, ultra compact UAVs (Unmanned Aerial Vehicles), exoskeletons, and portable information terminals, calling for output mass densities in the range of 0.1~0.6kW/kg and energy mass densities of 0.2~6kWhr/kg. Current outputs for Aibo,⁽⁶⁾ Asimo,⁽⁷⁾ and Ginger⁽⁸⁾ shown in the figure are 6W/kg and 9W/kg (output/total weight), but engine output and energy densities are listed as envisioned at the practical development stage. Other UMGT applications include power supplies (mobile and distributed), ultra

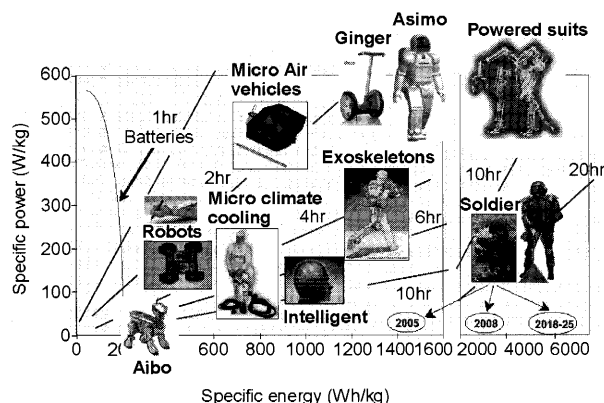


Fig. 2 Specific energy and applications⁽⁵⁾

micro propulsion systems, vehicles (auxiliary power units), fuel cell hybrid power sources,⁽⁹⁾ and ultra micro turbomachinery (cooling apparatus, pumps, compressors, etc.) taking advantage of the requisite elemental technologies.

3. OVERALL PLAN

3.1 Development Objectives

The objectives of the R&D work reported here were 1) to fabricate and test a prototype of the palm-top gas turbine, and 2) to conduct elemental testing for the finger-top gas turbine, directed towards practical development of ultra micro gas turbines and turbomachinery. These gas turbines and their compositional elements are for use in highly distributed power sources, high energy density mobile power supplies, and various types of turbomachinery.

3.2 Consideration of Design Specifications

Fig. 3 illustrates the relationship between the required fuel tank volume V (cc/Wh) and thermal efficiency, based on fuel tank volume in the case of 10% efficiency. As the requisite fuel volume (tank volume) is inverse proportional to thermal efficiency, improvement in efficiency is necessary for reduction of engine size and weight (including the fuel). Especially in cases where the operating duration is long, the fuel tank becomes larger than the engine itself, meaning that improved efficiency is essential to overall compactness and lightweight.

Efficiency η for the compressors and turbine wheels corresponding to the palm-top (40mm) and finger-top (8mm) gas turbines was calculated in conformance with the following formula.

$$(1 - \eta) / (1 - \eta_r) = (D_r/D)^{1/N} = (R_{er}/R_e)^{1/N} \dots \dots (1)$$

Where η_r and D_r (R_{er}) are the efficiency and wheel outer diameter (Reynolds number) for the standard size, and N is a number that changes with the Reynolds number (wheel outer diameter). N is taken as 5 for larger turbines and 4 for smaller ones, and is

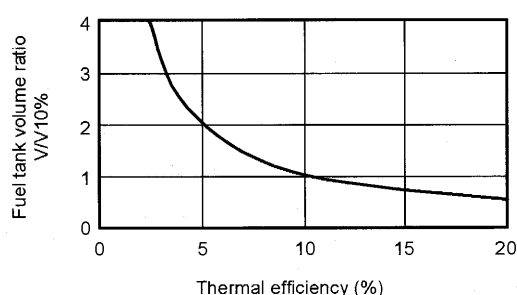


Fig. 3 Thermal efficiency vs. fuel tank volume⁽⁵⁾

estimated to be 3 for a size of several millimeters.⁽¹¹⁾ Fig. 4 presents the simple cycle calculation results used in determining the design conditions and specifications (see Table 2) for the palm-top (40mm) and finger-top (8mm) gas turbines.

Overall efficiency η_{all} is the product of turbine efficiency, compressor efficiency, and mechanical efficiency. In the case of a simple cycle, given a targeted overall efficiency for the finger-top model of 45%, and with thermal efficiency of approx. 7%, the pressure ratio is about 4 at the maximum efficiency point. As overall efficiency raises, the pressure ratio at the maximum efficiency point shifts to the high side. At 57%, the assumed overall efficiency of the palm-top unit, maximum efficiency is approx. 15% at a pressure ratio of about 7, or approx. 10% at a pressure ratio of 2.5.

Fig. 5 indicates the thermal efficiency calculation results for a UMGT having a regenerative cycle. The pressure ratio at the maximum efficiency point is lower in this case than in the case of a simple cycle,

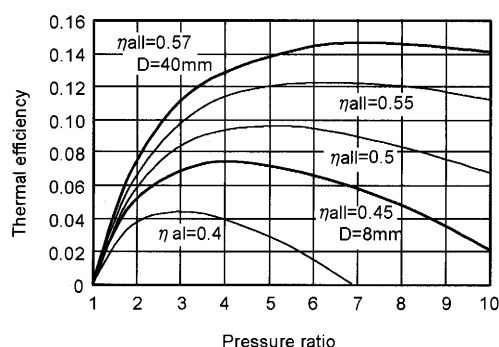


Fig. 4 Thermal efficiency of simple cycle UMGT⁽³⁾

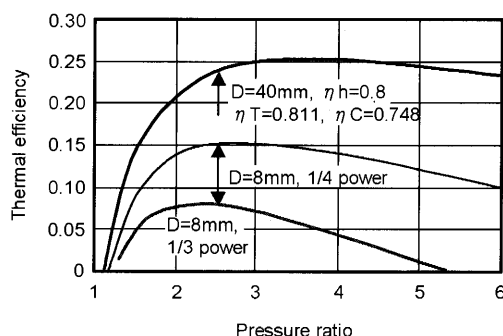


Fig. 5 Thermal efficiency of regenerated UMGT⁽⁴⁾

Table 2 Design feature

	Palm-top	Finger top
Compressor PR	2.5	2.5
TIT (K)	1223	1223
Flow rate (kg/s)	0.03	0.011
Rotational speed (rpm)	235,000	1,170,000
Turbine blade diameter (mm)	40	8

such that the circumferential speed can be reduced. In the case of the finger-top model (impeller outer diameter of 8mm) thermal efficiency is 7% for a simple cycle, and 15% in a regenerative cycle when the heat exchanger efficiency is 80%. The engine size with the attachment of the heat exchanger increases by 3 times that without it.⁽¹²⁾ And, because fuel consumption decreases by half, the fuel tank volume is also reduced by about half in comparison with the simple cycle.

Based on the foregoing consideration of the simple cycle and regenerative cycle, as well as strength evaluation results, the design pressure ratio of the compressor was set at 2.5, with a turbine inlet temperature of 950°C (1223K) (see Table 2).

3.3 Design and Fabrication of the Palm-Top Gas Turbine

Four design conditions were established: 1) capability for either oil lubricated or gas bearings (since hydrodynamic bearings with a 12mm shaft diameter have yet to be developed for the design speed of 235,000rpm); 2) bending primary critical frequency for the shaft of at least the design speed (235,000rpm); 3) bearings not to be heated by combustion gas, and 4) low thermal transfer to the compressor impeller. A sectional drawing of the palm-top gas turbine is shown in Fig. 6.

An annular type regenerative heat exchanger and combustor were adopted in order to eliminate tubing and to realize a compact structure. An external view of the palm-top gas turbine is presented in Fig. 7, together with the main components, while the turbine wheel of the finger-top gas turbine is shown in Fig. 8.

When completed, this palm-top unit will be the world's smallest and lightest generating gas turbine, with planned output of 2~3kW, dry weight of 14.3kg

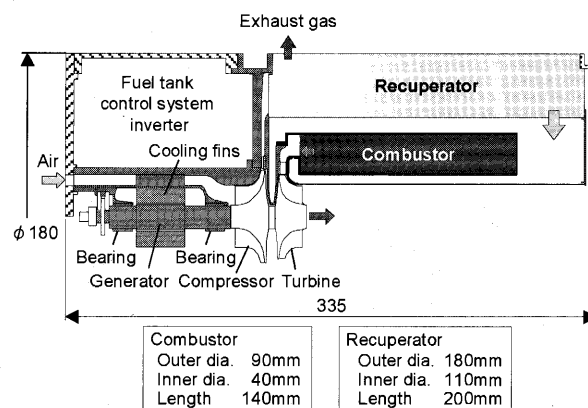


Fig. 6 A sectional drawing of a palm top gas turbine⁽⁴⁾

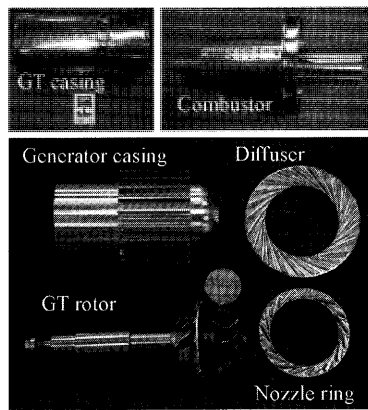


Fig. 7 A palm top gas turbine and its parts

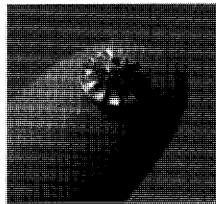


Fig. 8 A turbine wheel of a finger top GT Diameter 8mm

(including the generator), and a volume of 8.5 liters. Following operational tests during FY2003, plans call for verification of the possibility of practical development.

3.4 Design of the Finger-Top Gas Turbine Model

The same design conditions (Fig. 9) were set for the finger-top gas turbine test model as for the palm-top unit. In order to reduce the number of components and to facilitate easier assembly, the structure is assembled using a single bolt and nut. The assembly format was also adopted in order to make the scroll easier to change in accordance with changes in the shape of the turbine wheel (Fig. 8) and compressor, with a new structure to prevent leakage by raising the surface processing precision for the respective components. The bearings consist of the herringbone type with a flange attached for installation, and specially developed ultra micro tilting pad type gas bearings (bearing diameter of 3mm), together with thrust bearings on the side. In order to prevent excessive thrust, the degree of reaction of the turbine and compressor is appropriately set in the design. The center shaft serves as the rotor for the motor/generator, with sufficient space around the periphery for the stator (details omitted here). As a result of prototype tests, it has been decided to use a blade thickness of approx. 0.1mm for the turbine wheel and compressor impeller, with 12 blades (see Fig. 8). Current topics for R&D work during FY2003 include: 1) stabilization of

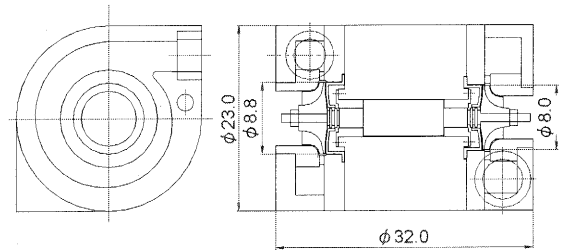
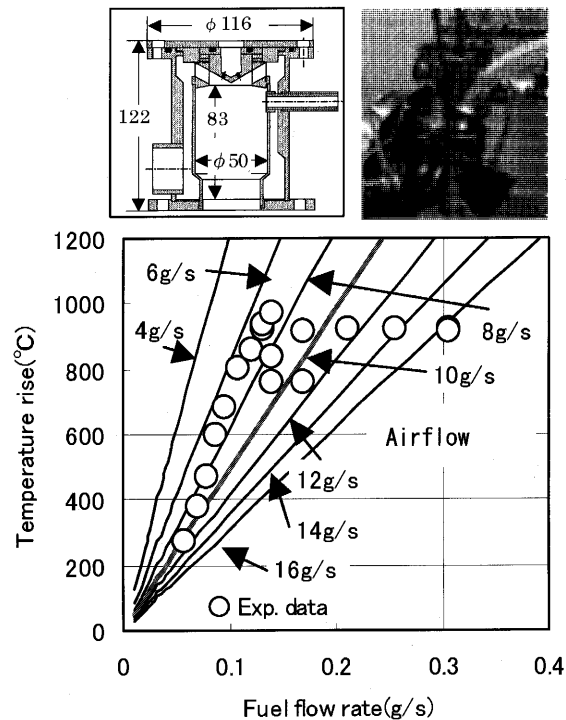


Fig. 9 A test model of a finger top gas turbine

Fig. 10 Can type combustor and its test results ⁽³⁾

the shaft vibration; 2) bearing load capacity, contact during start and stop, and endurance; 3) aerodynamic performance of the turbine and compressor; 4) ultra micro combustor; 5) heat exchanger; 6) CFD; and 7) inter-elemental heat flow.

4. ELEMENTAL TECHNOLOGIES

4.1 Combustors

Design, fabrication, and testing were conducted for the annular type combustor to be used in the finger-top gas turbine, ⁽³⁾ as well as prototyping and testing of the can type combustor for the palm-top unit. A sectional drawing of the latter is presented in Fig. 10.

This combustor features a swirler and fuel nozzle at the center. In order to facilitate low cost and miniaturization, there are a total of only 11 parts, consisting of the outer cylinder, the inner cylinder, the swirler, the

fuel nozzle, the upper plate, and 6 bolts.

Fig. 10 shows the results of atmospheric combustion tests, taking airflow as a parameter, with fuel flow on the x-axis and temperature rise on the y-axis. The design airflow is 10g/s, which is equivalent to 30g/s at a pressure ratio of 3. In the tests, the combustor demonstrated stable combustion across a wide range of airflow rate, from 60 to 160% of the design value. Unstable phenomena such as blowout and after burning were observed in tests using the ignition characteristics indicated in the upper part of Fig. 10, together with turbine and compressor matching test equipment. Accordingly, the fuel nozzle was modified for improved ignition characteristics.

4.2 Turbines

The flow analysis results for a 2D design turbine rotor (left side of Fig. 11) are presented in Fig. 12. In the reverse camber blade on the right side of the figure, static pressure declines at the inlet, with pressure nearly constant through to the outlet, and with separation in the vicinity of the outlet such that there is no longer any blade function. Based on these calculations, it was determined that there was no need to produce reverse camber blades. The blades on the left exhibit smooth acceleration and nearly uniform blade surface load, and are predicted to deliver superior cascade performance. It will be necessary in the future to

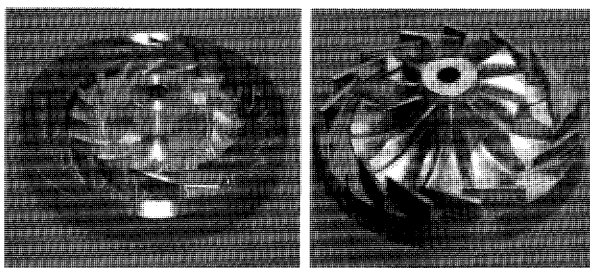


Fig. 11 2D and 3D radial turbines for palm top gas turbines ⁽⁴⁾

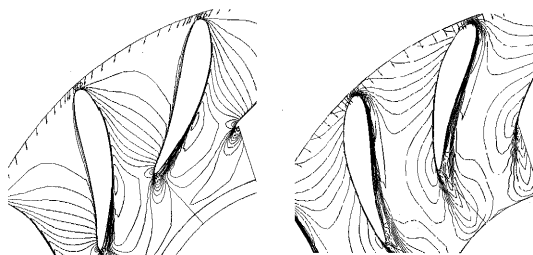


Fig. 12 Velocity distribution between 2D turbine blades calculated by CFD ⁽⁵⁾

develop a blade type that enables reduction in loss from trailing edge thickness, seemingly unavoidable in compact turbines.

In aerodynamic testing of 2D and 3D turbines at palm-top size, 3D performance was 83% at a pressure ratio of 2.5, and 2D performance was about 10% lower. Tests are being conducted for improvement, but it has been decided in the meantime to adopt 3D turbine wheels.

4.3 Heat Exchangers

Pin-fin and plate-fin types, as well as PMHEs (porous matrix heat exchangers), and PCHes (printed circuit heat exchangers), are being developed for improved heat exchanger performance. An example of a disc shaped plate can be seen in the AGT1500 and micro gas turbines from Capstone, proving to be a highly advantageous structure. In the research presented here, so as to facilitate low-cost fabrication over a short period using existing production equipment, an arrangement of 8 square plate type cores were arranged in a ring to serve as the recuperative heat exchanger for the palm-top gas turbine. ⁽⁶⁾ The targeted temperature effectiveness is at least 80%, with the weight to be held to under 6kg. Also, assuming the use of MEMS technology for processing ceramic material at the size envisioned by the MIT project, so as to yield an recuperator capable of tens of W output, a new shape was designed for the heat exchanger core. As a result, it is predicted that effectiveness of 50% can be obtained for an engine of the same size, or 80% for twice the size. ⁽⁷⁾

As noted above, in order to reduce the overall size including the fuel tank for UMGs used for long durations, an efficient and compact recuperative heat exchanger is essential, and further research is required to achieve greater miniaturization and higher effectiveness.

4.4 Motor-Generators

A permanent magnet type, high speed motor-

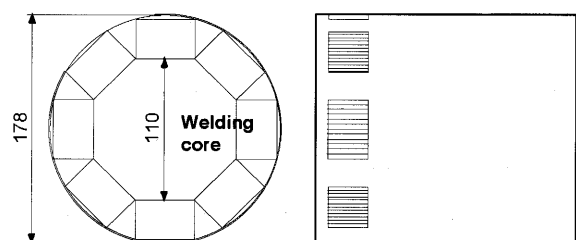


Fig. 13 A plan of a heat exchanger ⁽⁵⁾

generator was adopted, with an internal neosium magnet placed inside the rotor, and a newly developed silicon-embedded type ultra thin magnetic plate^[18] used in the stator. A 5kW test motor was fabricated,^[19] and motor tests were conducted up to 180krpm using a centrifugal compressor as a dynamometer. Stable operation was confirmed at up to 160,000rpm, but damage to the windings (thought to be due to over-current) occurred at 180,000rpm. Accordingly, the design is being reconsidered, including sensor-less control.

Some 30~40% of design speed (70k~94krpm) is sufficient for starting motors, such that tests were undertaken mainly as a generator. Development is required for lightweight, compact frequency converters capable of converting 50/60Hz electricity to 400W at 1.2~1.6kHz and several W at 6.9~7.8kHz for high speed starting motors, as well as those capable of converting high frequency sinusoidal waveform electricity to direct current 3kW at 3.9kHz and to tens of W at 19.5kHz for high speed generators. Accordingly, high speed rotational testing is being conducted as a high-speed generator, including controllability.

High-speed motor and generator data is presented in Fig. 14, comparing the relationship between rpm and output (output is inversely proportional to the cube of rpm), for evaluation of various design values and results obtained by other researchers. Plotting the planned output for the palm-top gas turbine, finger-top gas turbine, and MIT's button type gas turbine, it can be seen that these three units represent the highest levels in the world. Frequency converters are required from 200Hz to 4kHz for compact high-speed compressors, pumps, and other compact high-speed turbomachinery; from 1kHz to 2kHz for micro gas turbines; and from 2kHz to 30kHz for UMGs. Thus, the

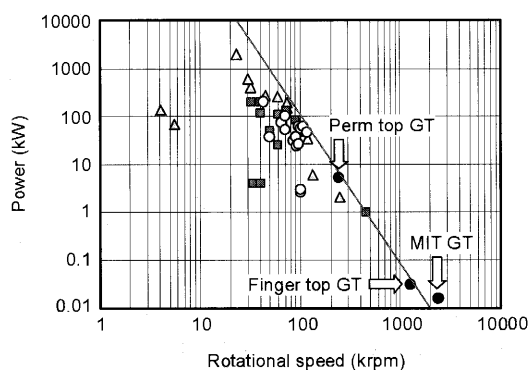


Fig. 14 High speed motors and generators

development of low cost, compact, and lightweight converters is thought to be a determining factor in terms of forthcoming development of high-speed turbomachinery and UMGs.

4.5 Gas Bearings

The use of oil-lubricated bearings necessitates a supply pump, a lubricating oil tank, and supply lines, thus hindering miniaturization accompanying higher speed. For this reason, test fabrication was undertaken for ultra micro gas bearings, based on the foil type^[20,21], tilting pad type and herringbone type. A sectional drawing of the bearing test rig is shown in Fig. 15. In rotational tests up to 60krpm, rapidly taking the new gas bearings to high speed from a stationary position, no abnormalities were observed with respect to the shaft or bearing surfaces.

In NASA's Oil-Free Turbomachinery Project, endurance testing (0~40krpm in 20sec and 30,000 times repetition) was performed on foil gas bearings coated with PS304 (60%NiCr, 20%Cr₂O₃, 10%BaF₂CaF₂, 10%Ag) and having a bearing diameter and bearing width of 35mm, with the achievement of wear of approx. 10 μm^[22] plans call for engine testing of these bearings in the EJ11 engine. (Fig. 16)

Gas bearings having such high temperature endurance would increase the degree of freedom in the de-

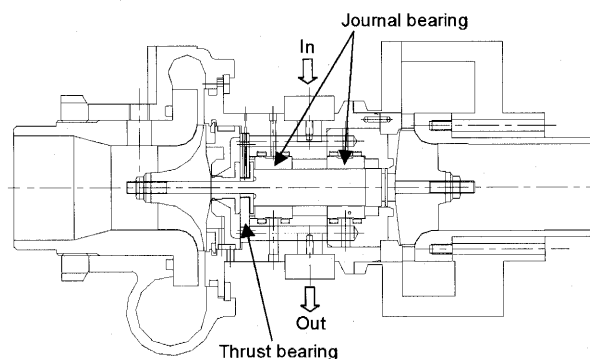


Fig. 15 A test rig for the gas bearings

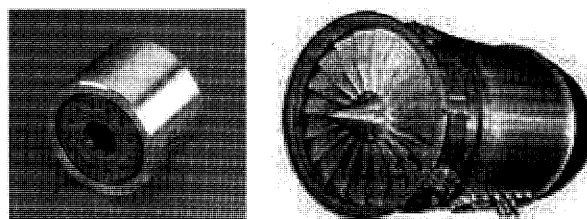


Fig. 16 Gas bearing and turbfan engine EJ11

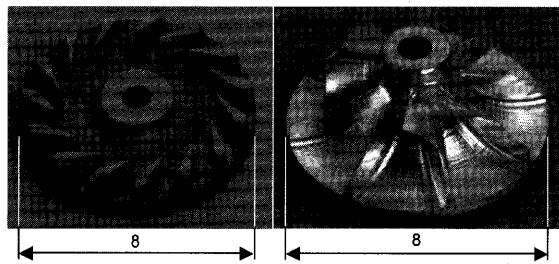


Fig. 17 8mm Turbine wheels

sign of gas turbine engines, and would help reduce costs. These sorts of gas bearings are expected to enable new structures for UMGs with greater compactness.

4.6 Manufacturing Technologies

CVD and etching methods, developed for the manufacture of electronics, can likely be applied in the manufacturing of ultra micro components. Nevertheless, as a result of the use of CVD for the 8mm 2D turbine and 5-axis NC processing for the 3D type (blade shape with thickness of approx. 0.1mm as indicated in Fig. 17), it was confirmed from evaluation of machined surface roughness, etc. that machining is also a possibility for such processing. Plans call for the selection of technologies that will satisfy cost requirements, considering from the outset the requisite materials and manufacturing technologies for mass production.

4.7 High Temperature Inter-Element Heat Transfer

The influences on aerodynamic performance and temperature distribution were also estimated for inter-element heat transfer accompanying heat exchanger temperature effectiveness and pressure loss. The gas temperature assumed in the turbine flow path was based on the results of flow analysis. It was found that heat transfer through the casing wall surfaces could have a recuperative effect in heating compressor outlet air. The substantial decrease was predicted in terms of the turbine inlet gas temperature, as well as an increase in the compressor inlet air temperature. These effects would substantially reduced efficiency, and it is clear that further work is required for accurate analysis and for insulation countermeasures at required locations.⁽³⁾

Calculations were performed with respect to the structure in Fig. 18, considering the amount of heat transfer between the compressor impeller and turbine wheel (for which there is substantial deterioration in performance due to invasive heat),⁽²³⁾ and the amount

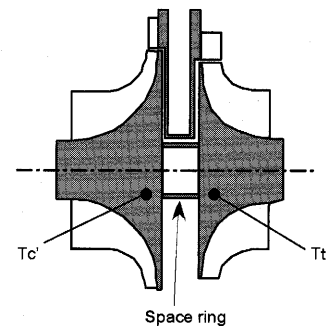
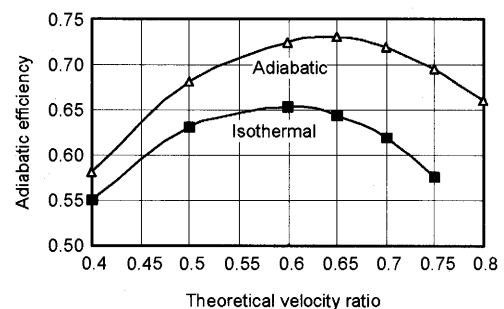


Fig. 18 A heat transfer analysis model

Fig. 19 Variation of efficiencies by adiabatic and isothermal walls⁽⁴⁾

of heat transfer in the space ring was 58%, the amount of radiant heat was 28%, and the amount of heat transfer in air and the divide plate was 15%. Given these results, it was decided to change the space ring from stainless steel to ceramic, and to insert a reflecting plate in the center of the divide plate.

Fig. 19 presents calculation results for efficiency when CFD is used for the insulating wall and isothermal (700K) wall. With respect to the isothermal wall, heat release from the wall surface causes reduced flow velocity at the nozzle exit, such that efficiency drops by 8% compared to the insulating wall, and the theoretical velocity ratio shifts toward the smaller side by 0.05. These results indicate the necessity of preventing heat release from the nozzle and wall surface upstream from the nozzle.

5. AFTERWORD

A prototype has been fabricated as the world's smallest and lightest palm-top gas turbine (2~3kW output, dry weight of 14.3kg including the generator, and cubic volume of 8.5 liters) and plans for a finger-top gas turbine test model (output of tens of W) have been developed. Verification testing is to be conducted on the former during FY2003, with elemental testing to be performed with respect to the latter. These gas turbines will be able to use either li-

liquid hydrocarbon fuel or gaseous fuel such as propane or hydrogen. A wide range of applications is envisioned, including both emergency and ordinary power generation, and power supplies for communications systems, robots, and UAV. R&D work is proceeding, aimed at the early realization of practical devices. This R&D work was consigned by NEDO in FY2001 as an international joint research project on energy and the environment known as Practicing research of button sized gas generators, and in FY2002~2003 as the same type of project entitled Leading R&D to practice Ultra Micro Gas Turbines, centered on the Institute of Industrial Science at the University of Tokyo. These projects have received cooperation from various Japanese universities and firms, as well as ONERA in France, CIAM in Russia, and VKI in Belgium.

With respect to high-speed motors and generators, results have been adopted from the Development project on ultra high speed motors and generators for fuel cells, conducted during FY2001 new enterprise creation program by Nagasaki prefecture. With respect to compact aerodynamic testing equipment, results have been adopted from Development project on high-speed computer CPU direct air-cooling systems, sponsored by METI as an FY2001 Regional development consortium research project.

Finally, we would like to express our gratitude to Prof. Jun Oyama (Nagasaki University), Prof. Shigehiko Kaneko (University of Tokyo), Prof. Saburo Yuasa (Tokyo Metropolitan Institute of Technology), Assoc. Prof. Takao Nagasaki (Tokyo Institute of Technology), and Dr. Seishi Uchida (Mitsubishi Heavy Industries) for sharing with us their valuable materials and insights.

REFERENCES

- (1) Richard Singer, MEMS for Soldier Systems An Overview Soldier System Technology Base Executive Steering Committee 30 June 1998
- (2) MEMS Transition into DOD Systems, DARPA PI Meeting, 13 January 2000
- (3) Practicing research of button sized gas generators, NEDO International collaboration, Report No.51101591, 2001
- (4) Leading R&D to practice Ultra Micro Gas Turbine, s NEDO International collaboration, Report 2002
- (5) Robert J. Nowak, DARPA's ADVANCED ENERGY TECHNOLOGIES, DARPATECH 2000
- (6) Sonny Homepage
- (7) HONDA Homepage
- (8) Segway Homepage
- (9) California Energy Commission, 200kW Solid Fuel Cell / Microturbine Generator Hybrid Proof of Concept Demonstration Report March 2001
- (10) Bulletin of GTSJ Vol.29 No.4 July, 2001 (Japanese)
- (11) Jacobson, S. A. Aerothermal Challenges in the design of a Micro fabricated Gas Turbine Engine, 29th AIAA Fluid Dynamics Conference, June 1998
- (12) S. Hirado, T. Nagasaki, Y. Ito, Heat transfer analysis of UMG, JSME, No 8 Power and energy technology symposium, June 2002 (Japanese)
- (13) S. YUASA, K. OSHIMI, and M. UEHARA, Concept and Combustion Characteristics of a Ultra-micro and a Micro Combustor, IGTC-03
- (14) M. Uehara, S. Yuasa, H. Yoshiki, E. Matsuo, Operating characteristics of propane combustors for kW class micro gas turbines, JSME, Mechanical engineering congress 2003 Japan, Aug., 2003 (Japanese)
- (15) C. Kato, et al., Elemental research of radial turbines for UMG, JSME, No 8 Power and energy technology symposium, June 2002 (Japanese)
- (16) C. KATO, H. YOSHIKI, E. MATSUO, H. IKEDA, and K. NISHIMURA, Prototyping of Small-sized Two-dimensional Radial Turbines, IGTC '03
- (17) Takao Nagasaki, Rinzo Tokue, Shoichi Kashima and Yutaka Ito, Conceptual Design of Recuperator for Ultra micro Gas Turbine, IGTC '03
- (18) NKK Web pages, 「6.5% silicon steel plate NKK super E core」
- (19) J. Oyama, et al., Test model of a small high speed drive system, 2002 IEEJ Kyushu District Conference, No.429, p.193 (2002.9) (Japanese)
- (20) S. Kaneko, S. Kitazawa, T. Watanabe, Journal and thrust foil bearings test rig for micro gas turbines, JSME, No 8 Power and energy technology symposium, June 2002 (Japanese)
- (21) S. Kaneko, S. Kitazawa, T. Watanabe, Trial fabrication of journal and thrust foil bearings for micro gas turbines, JSME, Mechanical engineering congress 2003 Japan, Aug., 2003 (Japanese)
- (22) C. DellaCorte, Performance and Durability of High Temperature Foil Air Bearings for Oil-Free Turbomachinery, NASA/TM-2000-209187/REV1 ARL-TR-2202
- (23) T. Nagasaki, Heat transfer analysis between a compressor and a turbine, March 2003

A Three-Dimensional Navier-Stokes Simulation of A Film-Cooled Turbine Stage

NISHIZAWA Toshio* SAIKI Kazuhisa* NOZAKI Osamu* KIKUCHI Kazuo*

Abstract

Three-dimensional Navier-Stokes simulation is performed on the flow through a turbine stage with cooling air injection from multi-row holes on the surface of the stator vanes and the rotor blades. The computation is performed on a parallel computer with a very fine grid system, which has about thirty grid points inside each of cooling hole exits on the blade surface. The arrangements of the cooling holes, as well as the geometries of blades and passages, are given according to the real machine. The calculated result shows that the complicated three-dimensional flow structure in the stator and rotor passages, including secondary flow and flow separation on the end walls. It also shows how the injected coolant flows along the blade surfaces and how much the surface temperature is thereby lowered. A pair of kidney-shaped vortices is generated around cooling holes by the interaction between the coolant jet and the mainstream flow. The cooling effectiveness is estimated from the numerical result and compared with an empirical equation used for designing film-cooling arrangement. The influence of the coolant injection on the aerodynamic performance of turbine stage is also examined quantitatively.

NOMENCLATURE

Symbols

A	coefficient of empirical equation
B	coefficient of empirical equation
D	diameter of cooling hole
d	equivalent slot width of a row of cooling holes
Δh	spanwise hole spacing in a row
M	blowing ratio
V	flow velocity
P	pressure
Re	Reynolds Number
s	surface distance behind a cooling hole
T	temperature
X	non-dimensional distance
x	axial distance behind the trailing edge
Z	non-dimensional spanwise distance
z	spanwise distance
α	horizontal projection angle of coolant injection
β	vertical projection angle of coolant injection
η_f	film cooling effectiveness

ρ	fluid density
ω	total pressure loss

Subscripts

1	turbine inlet
2	turbine exit
a	adiabatic condition
c	coolant flow
g	mainstream gas
t	stagnation condition
w	on solid wall
∞	mainstream flow

INTRODUCTION

Steadily increasing turbine inlet temperature (TIT) of modern gas turbines has been achieved in order to realize more power and higher thermal efficiency. In recent years, the temperature is increased continuously by about 20 degrees a year in average and the research and development on ultra-high temperature gas turbines with TIT of about 1700 degrees centigrade are now in process. Most part of the increases of TIT has been achieved by some advanced air-cooling technologies, such as impingement cooling and film cooling. The total consumption of cooling air, which is bled out from the compressor passages and injected

* この論文は2003年に開催された IGTC で発表されたものの中で特に IGTC 論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

* Japan Aerospace Exploration Agency
7-44-1 Jindaiji-Higashi, Chofu, Tokyo 182-8522, Japan

into the turbine passages, is on the upward trend as more advanced cooling technologies are used. One of the most important requirements is to reduce the coolant consumption as much as possible by applying the most effective cooling design. This is because the coolant injection of film cooling results inevitably in decrease of mainstream gas temperature, increase of loss in mixing with mainstream flow, and eventually decrease of gas turbine output. Excessive coolant consumption may bring decreases of overall efficiency of a gas turbine system. Gas turbine designers have to see how injected coolant flows along blade surfaces and to see if the temperature of blades exceeds the strength limits of the materials or not. Then the optimum arrangements of film-cooling injection have to be established.

A national project of "High Temperature Materials in the 21st Century" is in process in Japan since 1999, in which new advanced materials with very high temperature capabilities have been extensively investigated for those applications to high-temperature machinery such as gas turbines and aero-engines (Harada, 2001). It is important to evaluate the capabilities of newly developed materials under practical use conditions, whereas it is very costly if the real machines are manufactured for this purpose. In the HTM21 Project, a simplified simulation system called "Virtual Gas Turbine" has been developed to estimate, on a small accessible computer, the temperature capabilities of new materials as well as the performance of a gas turbine made with such materials (Yoshida, et al., 2000, Yoshida, et al., 2001, and Saeki, et al. 2001). At present, a medium scale gas turbine of 17MW class output power is adopted as the first model of the virtual gas turbine. As an extension of this work, fundamental examinations are in process to provide three-dimensional information on fluid flow condition, heat transfer, strength and material properties for the first stage of the model turbine.

In the present study, a three-dimensional Navier-Stokes simulation has been performed for a film-cooled turbine stage of the above model of virtual gas turbine. The simulation includes the mainstream flow through the passages of stator and rotor as well as the cooling air injection from multi-row holes on the surfaces of stator vanes and rotor blades. The positions and sizes of all the cooling holes, i.e. eight rows with totally 196 holes on a stator vane and seven rows with totally 98 holes on a rotor blade, are arranged to meet those of the real turbine. This complex arrangement of

cooling holes is modeled using a structured grid system with about 13,200,000 grid points totally for the stator and rotor. Each hole is discretized with 5x5 or 6x6 grid points in this grid system. The pressure and temperature data of injected coolant at cooling hole exits have also been given so as to meet the real design conditions. This computation has been performed within a practical CPU time on the parallel computer system of Japan Aerospace Exploration Agency. The calculated results have been visualized to see the flow patterns of injected coolant as well as temperature distribution and film cooling effectiveness on the blade surface. The influence of the coolant injection on the aerodynamic performance of turbine stage is also examined quantitatively. In the present paper, the numerical result of the stator is chiefly examined.

NUMERICAL PROCEDURE

Figure 1 shows the stator vane of the model turbine considered in the present study, which has film-cooling holes on the surface as indicated by grey spots. In the real machine, other cooling schemes, such as impingement cooling with insert structure, pin-fin cooling and injection at the trailing edge, and impingement and film cooling on the end walls, are also adopted for the stator vanes as shown in Fig. 2 (Hijikata, et al., 1990). These latter cooling schemes are, however, omitted in the present calculation because of the simplification. Table 1 shows the specification of the model turbine, and the numerical simulation was conducted based on this. Reynolds number based on the blade height, the absolute flow velocity at rotor exit is about 100,000. Table 2 shows the specification of film cooling applied to the model turbine. On the stator

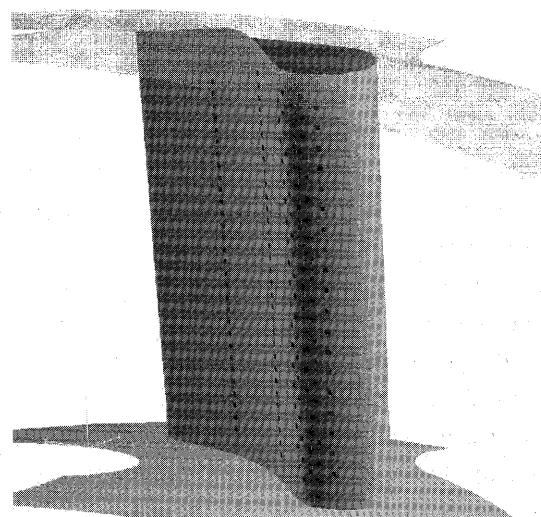
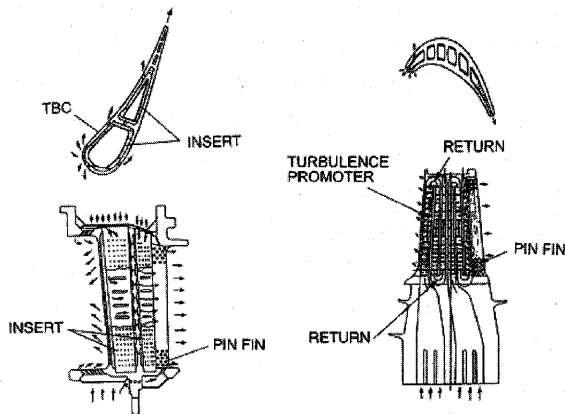


Fig. 1 Arrangement of film cooling holes on stator vane.



(a) Stator vane (b) Rotor blade
Fig. 2 Cooling structure of model turbine.

Table 1 Specification of the model turbine

Stator	
Exit Mach Number	0.8
Exit Re Number	100,000
Blade Chord	59 mm
Blade Height	59 mm
Number of Blades	48
Inlet Total Pressure	980,665 Pa
Inlet Ave. Total Temperature	1418 °C
Inlet Flow Angle	Axial direction
Coolant Temperature	405 °C
Coolant Flow Ratio	6.0 % of stage inlet flow

Rotor	
Exit Static Pressure	490,333 Pa
Blade Chord	36 mm
Blade Height	59 mm
Number of Blades	96
Rotational Speed	10200 rpm
Inlet Ave. Total Temperature	1312 °C
Coolant Temperature	400 °C
Coolant Flow Ratio	4.5 % of stage inlet flow

vane, five staggered rows of cooling holes are arranged around the leading edge, in addition one row on the suction side and two rows on the pressure side. Each hole has a cross section of round shape (cylindrical hole) with a diameter of 0.6 mm. Coolant air is injected from each hole in a direction specified with both horizontal and vertical projection angles, as indicated Table 2. For example, around the leading edge the blowing direction inclines toward mid-span portion ($\beta = \pm 45^\circ$) in a plane perpendicular to the blade surface ($\alpha = 90^\circ$) and, while on both the pressure and suction sides the direction is toward the stator exit and horizontal ($\alpha = 50^\circ$, $\beta = 0^\circ$). The number of cooling holes is totally 191 on the stator vane. In the present calculation, structured grid system is applied to simplify the calculation procedure by expressing the blowing conditions with straightforward boundary conditions on the blade surface. Grid points are

Table 2 Specification of cooling holes

Stator		Rotor	
L.E.	5 staggered rows	L.E.	4 staggered rows
D0.6x20 holes	Δh : 3mm	D0.5x24 holes	Δh : 1.5mm
α : 90°	β : $\pm 45^\circ$	D0.5x12 holes	Δh : 3mm
		α : 90°	β : $\pm 55^\circ$
S.S.	1 row	S.S.	2 rows
D0.6x32 holes	Δh : 1.8mm	D0.6x6-8holes	Δh : 3mm
α : 50°	β : 0°	α : 50°	β : $\pm 55^\circ$
P.S.	2 rows	P.S.	1 row
D0.6x32 holes	Δh : 1.8mm	D0.6x12 holes	Δh : 3-5.4mm
α : 50°	β : 0°	α : 40°	β : $\pm 55^\circ$

arranged at the intervals of about 0.1mm within each of cooling hole, so that the space resolution of about 6×6 can be applied for each hole. The total number of grid points is about 6,600,000 ($225 \times 61 \times 481$) for a single stator passage.

Total temperature, total pressure and blowing directions are specified at each cooling hole as boundary condition. Total temperature is fixed at 405 degrees centigrade at all the holes, while total pressure is given so that the amount of coolant flow meets the design flow condition shown in Table 1. The blowing velocity is calculated using local static pressure extrapolated from mainstream flow, and is thus non-uniform but in a constant direction within each hole. The blowing directions are given individually for each hole according to its geometric data shown in Table 2 (Hijikata 1990). Adiabatic boundary condition is imposed on the end walls and blade surfaces except cooling holes. The boundary condition at the turbine inlet is given according to the real operating condition of the model turbine with average total temperature of 1700 K and total pressure of about 0.98 MPa. The distribution of the inlet total temperature due to the combustion chamber will be shown later in Fig. 3. The flow direction at the stator inlet and the static pressure at the rotor exit are imposed as shown in Table 1.

Similar treatments are also made concerning the rotor blade. Around the leading edge, the blowing direction inclines toward the casing ($\beta = 55^\circ$) in a plane perpendicular to the blade surface ($\alpha = 90^\circ$) and while it inclines toward the rotor exit and the casing ($\alpha = 50^\circ$, $\beta = 55^\circ$) on both the pressure and suction sides. In the real machine, other cooling schemes, such as return-flow cooling with internal turbulence promoter, pin-fin cooling and injection at the trailing edge, are also applied for the rotor blades as shown in Fig. 2 (Hijikata, et al., 1990). However, they are omitted again for simplification in the present calculation. The

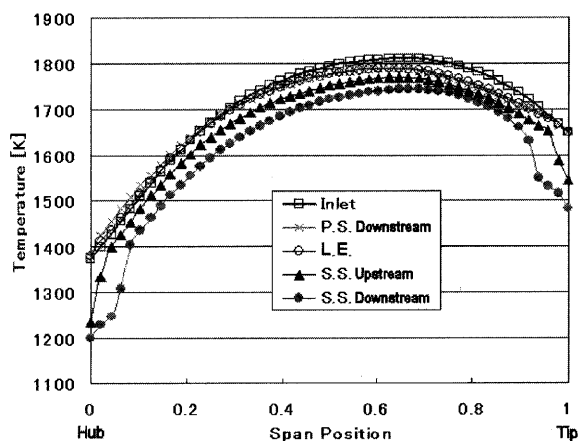


Fig. 3 Radial distribution of temperature in uncooled stator passage.

number of rotor blades has been modified to 92 from 96 of the real machine for computational convenience.

The present computational method has been applied so far to many examples of flows in turbine and compressor cascades by the authors (Nozaki, et al., 1999a, Nozaki et al., 1999b and Unno, et al., 2001). The Reynolds-averaged Navier-Stokes equations are discretized by the finite difference method using TVD scheme to the nonlinear convection terms proposed by Chakravarthy-Oscher (1985) for stabilization of computation. An algebraic turbulence model by Baldwin-Lomax (1978) is used to evaluate turbulence viscosity. The present computation applies averaging over one pitch in the circumferential direction on the boundary, which connects the stator and rotor regions to each other (Mixing Plane Method). This is because in the present paper concerned is the steady-state aerodynamic and thermal conditions of the film-cooled turbine stage, not the unsteady interaction between the two cascades.

The parallel computation is applied by dividing the computational region into sub-regions in the radial direction, which has the greatest number of grid points (481 points). Here, twenty-five sub-regions are used for each single passage of stator and rotor, and so the number of processor elements is fifty. The computation time is about fifty hours from the initial condition, which has been obtained by a calculation without any film cooling either in stator or rotor (Hereafter, this is called "uncooled" calculation).

RESULT AND DISCUSSIONS

Temperature on stator vane

Figure 3 shows the radial distributions of static

temperature on the surface of stator vane (recovery temperature) obtained from the uncooled calculation. The total temperature at the turbine inlet is also shown, which is given as the inlet boundary condition based on the reference data of the model turbine (Hijikata, 1990). The mean and the maximum values of the inlet total temperature are 1418 degrees, and 1530 degrees, respectively. The surface temperature on the pressure side and around the leading edge is almost equal or slightly lower than the inlet total temperature, while it is lowered by 100-200 degrees near to the tip and hub on the suction side. Although the details are described later, this is because the fluid with lower temperature on the end wall comes in toward mid-span by the secondary flow (passage vortex).

Figure 4 shows static temperature distribution and limiting streamlines on the surfaces of stator vane and the hub wall, which has been obtained by CFD calculation of the film-cooled turbine stage. It is clearly seen that temperature on the vane surface becomes considerably lower by the coolant injected from cooling holes except tip region. On the pressure side of stator vane as shown in Fig. 4(a), the influence of secondary flow is not large and thereby the coolant from the two rows of cooling holes flows almost straight, or horizontal, toward the trailing edge. The surface temperature is thereby very high near the tip, because coolant does not come into this region. Slight curves and inclinations of the coolant flow trajectories towards the mid span are chiefly due to the radial injections around the leading edge.

On the suction surface as shown in Fig. 4(b), the influence of secondary flow is relatively large near to the tip and hub, which is shown as streamlines coming inward from the end wall corners. This is mainly due to the passage vortices, which are generated by the flow in the end wall boundary layer from the pressure side of the adjacent vane toward the suction side of the vane considered. The streamlines on the hub wall also show this flow across the passage. Due to this secondary flow, the fluid on the casing wall comes down along the vane suction surface and thereby the temperature near tip is very high. This high-temperature region becomes gradually larger in area toward the trailing edge. Oppositely near the hub, the surface temperature is not so high, because the cool fluid comes up from the hub wall. Note that the inlet temperature is already lower near the end walls than mid-span portion, especially near the hub.

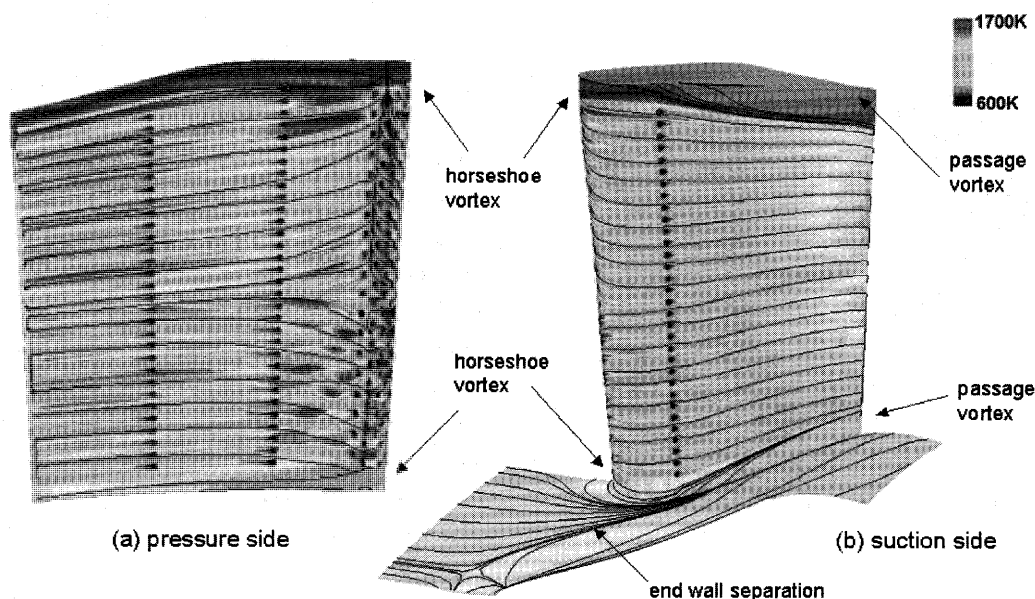
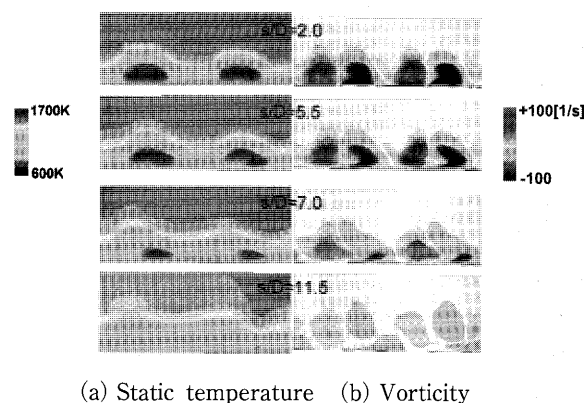


Fig. 4 Distribution of temperature and limiting streamlines on the surface of stator vane and hub wall.

The influence of horseshoe vortex, which is generated around the leading edge near hub, is also seen in Fig. 4. The streamlines on the hub wall obviously shows that the flow separation according to the horseshoe vortex occurs in front of the vane and this separation line extends almost across the passage. However, the horseshoe vortex seem to have little influence on the flow, as well as the temperature, on the vane surface, since the height of the horseshoe vortex is very small around the leading edge. The influence of the passage vortex becomes more remarkable in the downstream part of the stator vane.

Figure 5(a) shows the distributions of static temperature in the cutting planes perpendicular to the vane surface (viewing in the downstream direction), at four different positions downstream of the row of cooling holes on the suction side. Figure 5(b) shows the vorticity component normal to the same cutting plane. The figures show the distributions over two intervals of the hole spacing, which is three times as long as their diameter D (see Table 2). The low temperature portion just behind the cooling holes ($s/D=2.0$) shows a distribution in the shape of a symmetric kidney. This temperature distribution is attributed to a pair of vortices with the directions opposite to each other as shown in Fig. 5(b), which is usually called "kidney vortex." The kidney vortex is generated due to the shear stress, which occurs around each of the coolant jet flow by the interaction with the mainstream flow. The shape of the kidney vortex pair becomes asymmetric gradually in the downstream direction



(a) Static temperature (b) Vorticity

Fig. 5 Distribution of static temperature and vorticity component normal to the cutting plane perpendicular to the suction surface of stator vane. (viewing in the downstream direction)

($s/D=5.5, 7.0$), and the positions of the vortex move away from the blade surface ($s/D=11.5$).

Figure 6 shows static temperature distributions in three cutting planes perpendicular to the blade surface behind one row of cooling holes around the leading edge and two rows on the pressure side, respectively. For the leading edge shown in Fig. 6(a), a single vortex in the counter-clockwise direction appears clearly behind each of the cooling holes. This vortex is generated also due to the interaction between the mainstream flow and the coolant jet flow, which inclines in the radial direction by 45 degrees, i.e. upper-right direction in Fig. 6(a). This radial blowing breaks the symmetry of the kidney vortex, mainly because of the interaction between the vortex and the

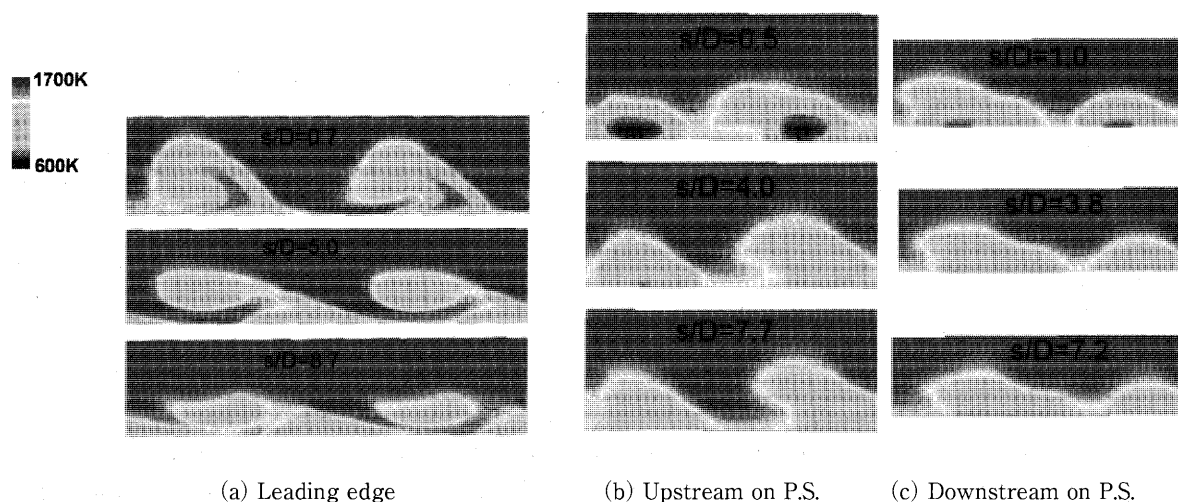


Fig. 6 Distribution of static temperature on the cutting plane perpendicular to the surface of stator vane near by leading edge, upstream and downstream on pressure surface (viewing in the downstream direction).

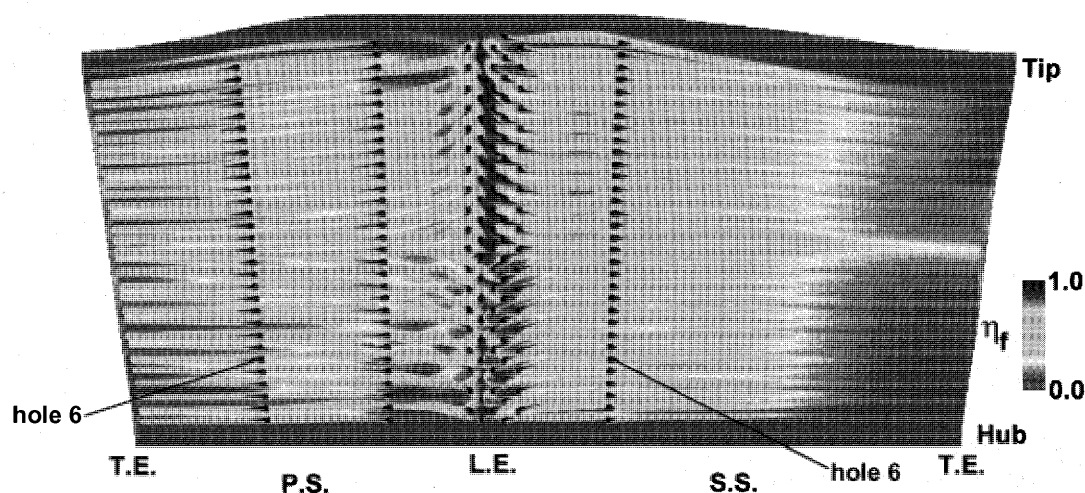


Fig. 7 Film cooling effectiveness on the surface of stator vane.

surface boundary layer (Broichhausen, et. al, 1997). In this case, the counterclockwise part (left part) of a kidney vortex develops greatly, and the other part is not clearly seen in Fig. 6(a). Honami, et. al (1994) suggested that for full lateral injection, i.e. $\beta = 90^\circ$, the other part of vortex would not develop at all, and the present numerical result agrees qualitatively with their suggestion. For the two rows on the pressure side shown in Fig. 6(b) and Fig. 6(c), the temperature shows almost kidney-shaped distributions, which are however slightly asymmetric compared with the suction side shown in Fig. 5.

Figure 7 shows the film-cooling effectiveness, which is obtained from the same computational result as above and shown on an unrolled two-dimensional surface of the stator vane. The cooling effectiveness is de-

fined here as follows:

$$\eta_f = (T_g - T_{aw}) / (T_g - T_c) \quad (1)$$

The static temperature of mainstream flow T_g is taken as the temperature at the positions above the coolant flow along the vane surface. In the regions near to the tip and hub, the figure shows the dark grey color which means that no effect is obtained by the film cooling. The reason for this has been mentioned before. Although the cooling effectiveness is almost zero near the hub, the surface temperature is not too high in this region. As shown in Fig. 3 for the uncooled case, the surface temperature on the vane without film cooling has already been much lower near the hub than the other region. This figure also shows that the flow inclines inward from the end walls

by the secondary flow on the suction side, while the effect of the secondary flow is small on the pressure side. The effect of the horseshoe vortex on the cooling effectiveness is also negligible. The average film-cooling effectiveness on the stator vane surface is estimated as 0.37. In the present calculation, the turbine inlet flow rate is about 29.8 kg/s and the total amount of the injected coolant from the pressure and suction surfaces is about 2.9% of the mainstream flow rate (about 5.9% if the design amount of coolant from the trailing edge is summed), which agrees well with the design condition. Figure 8 shows the detailed, zoom-up distribution of the film-cooling effectiveness around the cooling holes on the suction surface. The cooling effectiveness attenuates slowly toward the downstream along with the coolant flow convection, while it decreases quite rapidly to the both upper and lower sides.

Matsushita et al. (2000) proposed a formulation for two-dimensional distribution of film-cooling effectiveness around a single hole jet on a plane, based on a variety of reference data on published scientific documents and papers. This formulation is described as a function of dimensionless distances $X=s/(Md)$ and $Z=z/D$ on the plane, as follows:

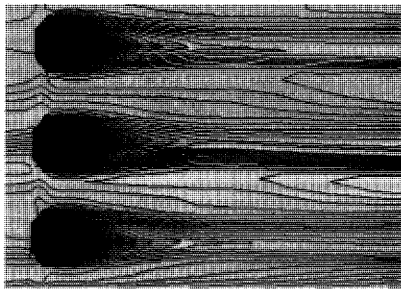


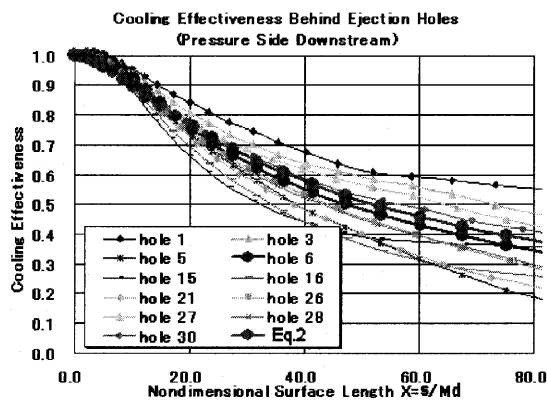
Fig. 8 Film cooling effectiveness around cooling holes on the suction surface of stator vane.

$$\eta_f(X, Z) = A \exp[-B(C-X-A)J/C] \quad (2)$$

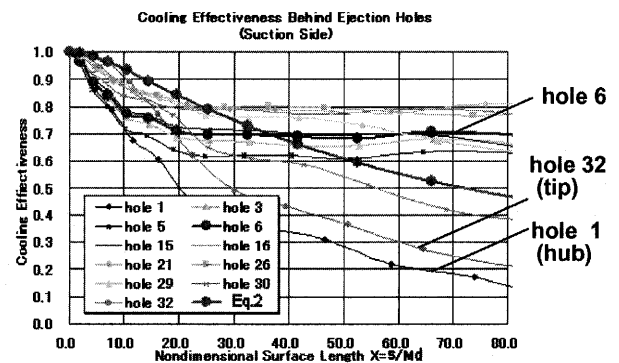
$$C = \{(X+A)^2 + Z^2\}^{1/2} \quad (3)$$

Here, s is the surface distance measured from the downstream edge of a cooling hole, M the blowing ratio defined by $\rho_c V_c / (\rho_\infty V_\infty)$, d the equivalent slot width for a row of cooling holes defined by $\pi D^2 / (4 \Delta h)$. It was shown by Matsushita that the formulation gave a good agreement with the cooling effectiveness obtained from the experiment by Sasaki, et al (1978). The coefficients A and B , which are constant respectively, were determined so that the formulation can fit the experimental data by Sasaki. Furthermore, it was shown that, in case of a single row of cooling holes, the cooling effectiveness agrees well with that obtained from a simple superposition of the formulation for each hole.

Figure 9(a) and Fig. 9(b) shows the variation of the cooling effectiveness against the dimensionless distance X , which are obtained from the present calculation data. The figures show the results for some cooling holes at different span-wise positions of two rows on the pressure surface (downstream side) and the suction surface, respectively. The holes of each row are numbered sequentially from hub to tip. The positions of the holes can be seen in Fig. 7. In these figures, the curves with large solid circles show the approximation curves for hole #6. This curve is obtained by applying the above equation (2) to hole #6, and by super-positioning the values to the neighboring holes on the both sides, #5 and #7. On the pressure side, the formulation gives a good agreement with the numerical data. The curve for each hole is smoothly attenuated with the surface distance and at the same time the difference between holes is very



(a) Pressure surface (downstream side)



(b) Suction surface

Fig. 9 Approximation of film cooling effectiveness behind cooling holes on the pressure and suction surfaces of stator vane.

small. On the other hands on the suction side, the formulation shows poor agreement with the numerical data. The numerical data do not show very smooth attenuation with surface distance and the differences among cooling holes are not small. Especially near the hub (hole #1) and tip (hole #32), the cooling effectiveness is considerably smaller than the other span positions. This is considered as the influence of the secondary flow near hub and tip on the suction side as mentioned before.

Aerodynamic loss behind stator

Figure 10 shows the total pressure distribution on x -constant planes at two different axial positions, i.e. $x=0.1\text{mm}$ and $x=5\text{mm}$ behind the stator trailing edge. The figure shows the front views of the drawing planes over two blade pitches, though the calculation is performed only for one pitch. In Fig. 10(a), the vertically expanded narrow region with very small the total pressure, drawn by dark grey color, corresponds to the circumferential position of the wake immediately behind the trailing edge of stator vane. The total pressure loss in the wake region is large in a wider region on the suction side than the pressure side. Especially near the hub and casing on the suction side, the rolling-ups of fluid with large loss due to the passage vortices can be seen, which make the wake very thick.

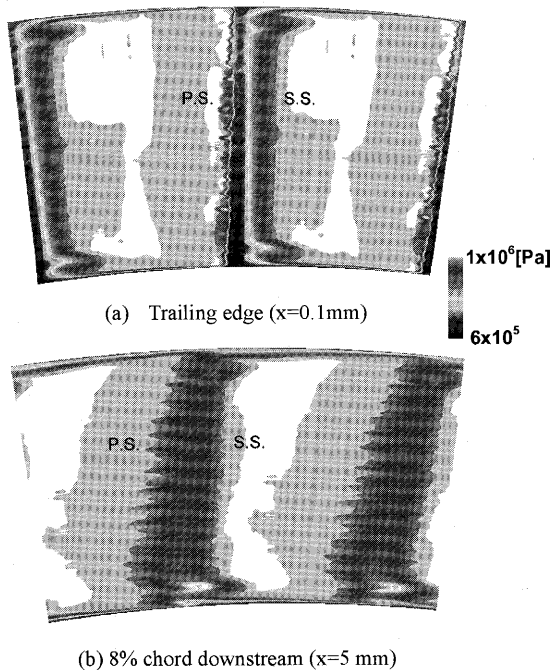


Fig. 10 Total pressure distribution on x -constant planes in stator passage immediately behind ($x=0.1\text{mm}$) and 8% chord downstream ($x=5\text{mm}$) of the trailing edge.

The mixing of the coolant with the mainstream flow in the boundary layer is enough on the suction side so that the individual jet flows cannot be observed, while the individual jets can be clearly observed on the pressure side. In Figure 10(b), though the mixing between the coolant and the mainstream flow proceeds further and the wake becomes wider and diffused than in Fig. 10(a). The influence of the passage vortices can be still observed near the end walls.

Figure 11 shows the distribution of total pressure loss against the tangential position on the mid-span height of the flow passage at the same axial positions as those in Fig. 10(a) and Fig. 10(b). The figure also shows the result for the uncooled case (indicated by "solid" in the figure) for the comparison. The total pressure loss is defined here as:

$$\omega = (P_{t1} - P_{t2}) / (P_{t1} - P_2) \quad (4)$$

In the case of film-cooled turbine stator as compared with uncooled one, the wake with large loss becomes wider in circumferential width and shifted to the suction side at the same time. The peak position moves circumferentially by about 6% of chord length at the axial position of $x=5\text{mm}$. The average total pressure loss at the same position becomes $\omega=0.092$, which is larger than the uncooled case by about 12%. The average whirl angle of flow behind the stator is about 76 degrees, which is almost the same as uncooled case. However, the center of the wake, if defined by the trajectory of the maximum peaks of the total pressure loss, inclines to the suction side by about 2.7 degrees as compared with uncooled case. These variations of aerodynamic characteristics can be considered as the effects of coolant injections from stator surface. Similar results on the variations, due to the cooling injections, in the aerodynamic characteristic of a turbine stator cascade have been reported by Otomo, et al. (1997) with

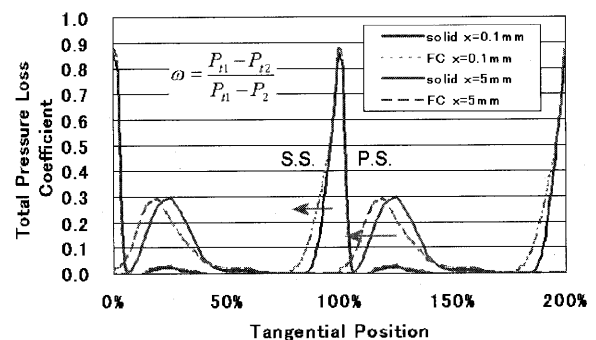


Fig. 11 Circumferential distribution of total pressure loss downstream of stator vane.

detailed experimental examinations, which shows qualitatively the same trends as the present calculation.

Rotor

For the last part of the present paper, the flow condition in the rotor is briefly examined. Fig. 12 shows the temperature distribution and the limiting streamlines on the pressure and suction surfaces of rotor blades and the hub wall. The blowing direction of coolant from this rotor blade is always toward the outer casing and its vertical projection angle is fixed at 55 degrees for all the holes of the rotor.

Strong influences of the secondary flow inward from the end walls can be seen on the blade suction surface in Fig. 12 (a), accompanying the flow separation in both the upper and lower regions. The separated regions begin just behind the leading edge and increase considerably in size to the trailing edge. These regions cover about twenty-five percent of the blade height, respectively. In these regions the flow comes down from the tip (or comes up from the hub) on the blade surface, and so most of coolant from the upstream holes does not come in. The film-cooling effectiveness is thereby expected to be small in these regions. The temperature in the upper separated region is higher than the other area covered by the coolant, because of high temperature fluid near the casing coming down. On the other hand, the temperature is low enough in the lower separated region near the hub. The inlet flow to the rotor has already low temperature near the hub and such low temperature fluid comes up to the lower separated region. Due to this strong second-

dary flow, the radial injection of coolant toward the tip does not seem very effective at least on the suction surface of the rotor blade. On the pressure side of rotor blade, the flow shows rather complicated features (Fig. 12 (b)). The streamlines incline toward the tip region in the upstream part of the pressure side, while they change the direction toward the trailing edge in the upper part and toward the hub in the lower part. On the hub wall, the influences of the horseshoe vortex and the passage vortex are recognized clearly by the streamlines in Fig. 12 (c). It is qualitatively the same as the stator hub wall, and is more obvious mainly due to the high turning of the rotor. Further examinations on the effects of the blade rotation will be made in future by the authors.

CONCLUDING REMARKS

A three-dimensional Navier-Stokes simulation has been performed for a film-cooled turbine stage. The simulation includes the coolant injection from multi-row holes on the surfaces of the stator vanes and rotor blades. The positions and sizes of all the cooling holes are arranged to meet those of the real turbine. This complex arrangement of cooling holes is modeled using a structured grid system with very fine grid system, in which each hole is discretized with 5x5 or 6x6 grid points. The computations have been performed in a practical CPU time by using 50 processor elements on the super-parallel computer system. The pressure and temperature condition of coolant blowing at cooling holes have been prepared to meet the real conditions.

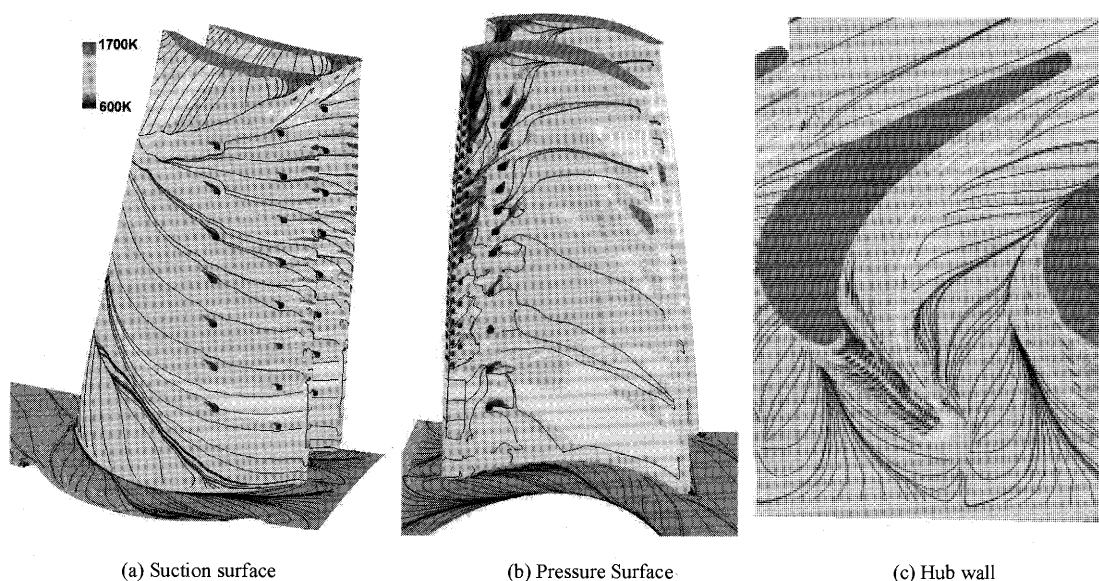


Fig. 12 Distribution of temperature and limiting streamlines on the surface of rotor blade and hub wall.

The numerical results have shown the complicated three-dimensional flow structures in the stator and rotor passages, including secondary flows, accompanying passage vortex and end-wall flow separations. It has been also shown how the injected coolant flows along blade surfaces and how it is related to the temperature distributions on the blade surfaces. Passage vortices have dominant effects on the overall flow pattern of injected air, i.e. the injected coolant tends to incline towards mid-span region according to the behavior of the passage vortices. A pair of kidney vortices is generated around each of coolant jet flow and they have large effects on the local flow patterns and the temperature distribution around cooling holes on blade surfaces. The influence of the coolant injection on the aerodynamic performance of the turbine stage has been also shown.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors wish to pay the greatest respect to Dr. T. Yoshida, Dr. Y. Fukuyama, Dr. T. Yamane, and Dr. M. Matsushita of National Aerospace Laboratory, as well as Mr. T. Sasaki, and Mr. Y. Saeki of Toshiba Corporation for their kind contributions with many advises to proceed this study. Sponsorship for a significant portion of this work from the High Temperature Materials in the 21st Century (HTM21) Project by National Institute for Materials Science (NIMS) is greatly acknowledged.

REFERENCES

- Baldwin, B. and Lomax, H., 1978, "Thin-Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows," AIAA-78-0257.
- Broichhausen, K.-D. and Fritsch, G., 1997, "Systematic Study on the Fluid Dynamic Behaviour of Streamwise and Laterally Inclined Jets in Crossflow," ASME Paper 97-GT-98.
- Chakravathy, S.R. and Osher, S., 1985, "A New Class of High Accuracy TVD for Hyperbolic Conservation Laws", AIAA-85-0363.
- Harada, H., 2001, "High Temperature Materials 21 Project: Present Status and Plans for Future," Proceedings, High Temperature Materials 2001, organized by National Research Institute for Metals.
- Hijikata, T., Okamura, T., Fukuda, M., and Ito, S., 1990, "Cooling Characteristic of Turbine Airfoils from High-Temperature Gas Turbine Full-Scale Demonstrator Tests," Proceedings, Gas Turbine, 1990 Fall Conference of GTSJ, (in Japanese).
- Honami, S., Shizawa, T., and Uchiyama, A., 1994, "Behaviour of the Laterally Injected Jet in Film Cooling: Measurements of Surface Temperature and Velocity/Temperature Field within the Jet," Journal of Turbomachinery, No. 116.
- Matsushita, M. and Yoshida, T., 2000, "Application of Turbine Cooling Performance to the Virtual Gas Turbine," 2000 Fall Conference of GTSJ, (in Japanese).
- Nozaki, O., Kikuchi, K., Nishizawa, T., Matsuo, Y., Hirai, K., and Kodama, H., 1999a, "Three-Dimensional Viscous Analysis of Rotor-Stator Interaction in a Transonic Compressor," AIAA 99-0239.
- Nozaki, O., Kikuchi, K., Nishizawa, T., and T., Matsuo, Y., 1999b, "Unsteady Three-Dimensional Viscous Flow Computations of Multiple- Blade-Row Interactions," Proceedings of 14th ISABE.
- Otomo, F., Nakata, Kubo, and Suga, 1997, "Aerodynamic Loss Measurements for Individual Film Cooling of Gas Turbine Nozzle Cascade," 1997 Fall Conference of GTSJ, (in Japanese).
- Sasaki, M., Takahara, K., Kumagai, T. and Hamano, M., 1978, "Film Cooling Effectiveness for Injection from Multi-Row Holes," ASME Paper 78-GT-32.
- Saeki, H., Fukuyama, Y., Harada, H., and Yoshida, T., 2001, "Development of a Virtual Turbine System for New Materials Design," Proceedings, High Temperature Materials 2001, organized by National Research Institute for Metals.
- Unno, M., Kodama, H., Nozaki, O., and Nishizawa, T., 2001, "Unsteady Three-Dimensional Navier-Stokes Simulations of Fan-OGV-Strut-Pylon Interaction," Proceedings of 15th ISABE.
- Yoshida, T., Nozaki, O., Ogawa, A., Ro, Y., Nishizawa, T., Kikuchi, K., Zhou, F., Fujisawa, Y., and Matsushita, M., 2000, "Development of a Virtual Gas Turbine for Material Evaluation," Proceedings, High Temperature Materials 2000, organized by National Research Institute for Metals.
- Yoshida, T., Harada, H., Fukuyama, Y., Ogawa, A., Nozaki, O., Nishizawa, T., Matsushita, M., and Zhou, F., 2001, "Virtual Turbine: Its State of the Art and Advanced Works in the Project," Proceedings, High Temperature Materials 2001, organized by National Research Institute for Metals.

The Effects of Specifications of a Fuel Supply Unit with a New Concept for a Dry Low NO_x Gas Turbine Combustor

WAKABAYASHI Tsutomu*

MORIYA Koji*

ITO Seiichi*

KOGA Shonosuke**

SHIMODAIRA Kazuo***

KUROSAWA Yoji***

SUZUKI Kazuo***

KAWAGUCHI Osamu[〒]

キーワード : Gas turbine combustor, Lean premixed combustion, NO_x, Automatic fuel distribution

Abstract

This paper describes the effects of specifications of a fuel supply unit with a new fuel supply concept for a dry low NO_x gas turbine combustor. From experiments made with a plane model, most of the specifications of the fuel supply elements strongly affected the fuel distribution ratio between the main and pilot regions, which could affect combustion performance.

However, the distribution ratio was hardly changed by the main plates attached at the exit of fuel passage holes, though the fuel distribution in the main region was greatly changed by the plates. From the pressurized combustion test, the main plates decreased NO_x emissions at high loads, not affecting any harmful influence on combustion efficiency, BOT, and the pattern factor at high loads. It was estimated that the cause of low NO_x could be the uniformity of the equivalence ratio in the main region in the circumferential direction.

1. INTRODUCTION

The reduction of NO_x emissions from stationary gas turbines is necessary to meet the increasingly stringent emissions standards imposed by regulatory agencies worldwide. Current practices involve the injection of water or steam and the use of selective catalytic reduction. These methods have specific limitations and problems, including high installation and operating costs and the requirement of large installation space.

Lean premixed combustion is an effective way to reduce NO_x, and development programs for dry low NO_x combustors using lean premixed combustion concepts are being actively conducted by several gas turbine manufactures[1]. However, the stable operating range narrows when this method is applied without any supplementary control. Many techniques have

been developed to solve this problem: parallel fuel staging[2-6], series fuel staging[7], and variable geometry systems, such as, inlet guide vane modulation[8], air bleed[9], and swirler inlet air control[8, 10].

However, parallel or series fuel staging requires individual fuel supply devices for each group of burners, and variable geometry systems have problems with reliability and durability, since movable parts are needed in the high-pressure, high-temperature gas stream. Furthermore, neither can respond smoothly to rapid load changes.

In order to solve these problems, a new fuel supply concept has been proposed[11]. This concept uses automatic fuel distribution achieved by an interaction between the fuel jet and the airflow. A schematic diagram of the new concept is shown in Fig. 1. A fuel supply unit is placed at the forward part of a combustor. This unit has an outer main region for lean premixed combustion and an inner pilot region for stable combustion. Fuel is supplied through only one line. A fuel passage hole (b) is located at the outer position of a fuel injection nozzle (a). There is a gap between

* この論文は2003年に開催されたIGTCで発表されたものの中で特にIGTC論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

* Energy Technology Laboratories OSAKA GAS CO., LTD.
6-19-9, Torishima, Konohana-ku, Osaka 554-0051, JAPAN

** OSAKA GAS CO., LTD.

*** Japan Aerospace Exploration Agency

[〒] Keio University

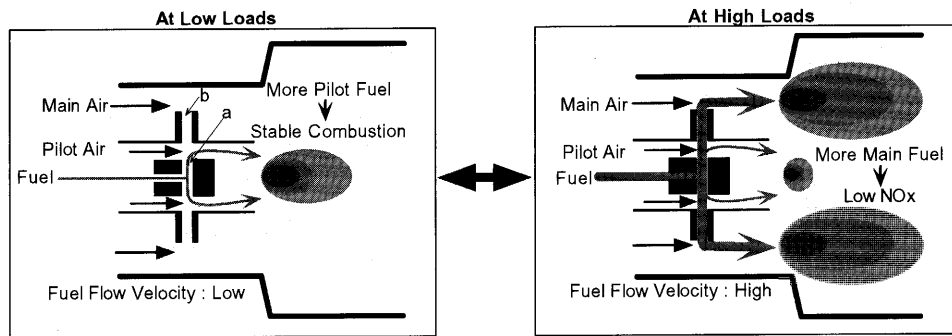


Fig. 1 Diagram of the new fuel supply concept

these parts, and pilot combustion air flows through this gap. At high loads, the fuel jet has so much momentum that it penetrates the airflow through the gap. More fuel is supplied to the main region than to the pilot region and consequently the rate of lean pre-mixed combustion increases. At low loads, the fuel jet has low momentum. More fuel is supplied to the pilot region than to the main region and consequently the combustion becomes stable. Further, this combustion system can offer good response for rapid load changes, because the fuel distribution automatically changes when the load of the gas turbine is changed.

The authors previously assessed the fuel distribution ratio between the main and pilot regions and conducted pressurized combustion tests of a prototype combustor. However, it was not clear to what extent the modifications of the fuel supply element specifications would influence the fuel distribution ratio which could affect combustion performance.

This paper describes the effects of modifications of the fuel supply unit specifications on the fuel distribution ratio. In order to examine the fuel distribution ratio when the specifications were modified, such as the gap size, the injected fuel velocity and so on, the authors used a plane flow path model in a non-combustion state. Further, pressurized combustion tests of a prototype combustor with a modified fuel supply unit were conducted in order to examine the combustion performance.

2. FUEL DISTRIBUTION CHARACTERISTICS

2.1 Plane Flow Path Model

The plane flow path model is shown in Fig. 2. In order to mainly assess the fuel distribution to the main and pilot regions, this model has one of the eight fuel supply elements of the prototype combustor, and the cross-section of the flow path is plane. The shaded portion corresponds to a fuel supply element. The up-

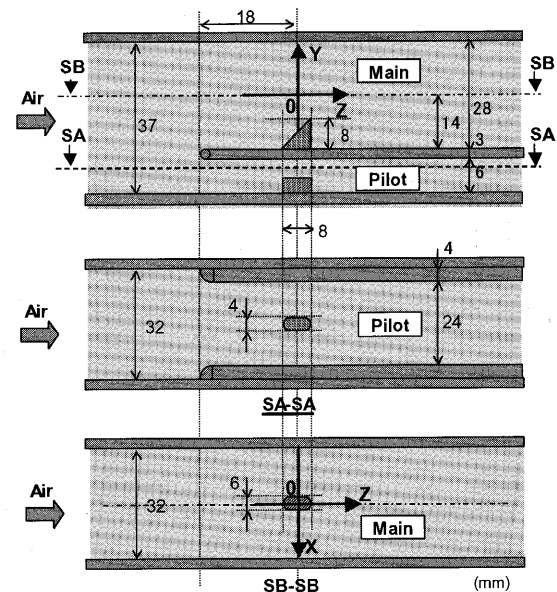


Fig. 2 Structure of the Plane flow path model.

The SA-SA cross-section is in the middle;
the SB-SB cross-section is at the bottom.

per region corresponds to the main region, and the lower corresponds to the pilot one. In actual gas turbine combustors, the X direction corresponds to the circumferential direction, Y corresponds to the radial direction, and Z corresponds to the airflow direction.

2.2 Specifications of Fuel Supply Elements

One of the fuel supply elements is shown in Fig. 3. Two fuel passage holes are located at the upper part of two fuel injection nozzles. There is a gap between these two parts, and the pilot air flows through this gap. In this model, the following specifications, which could affect the fuel distribution ratio between the main and the pilot regions, are changed:

- Gap size;
- Inner diameter of the fuel injection nozzles;
- Eccentric length between the fuel passage holes and the fuel injection nozzles; and

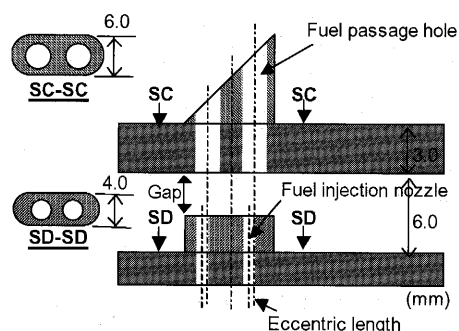


Fig. 3 Structure of a fuel supply element

Table 1 Specifications of each fuel supply element

Fuel supply element	The size of a gap	The diameter of fuel injection nozzles	The diameter of fuel passage holes	The eccentric length	The outer shape of fuel passage parts
	mm	mm	mm	mm	
A	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Wedge
B	0.31 α	0.62 α	α	0.0	Wedge
C	0.62 α	0.62 α	α	0.0	Wedge
D	0.46 α	0.50 α	α	0.0	Wedge
E	0.46 α	0.42 α	α	0.0	Wedge
F	0.46 α	0.62 α	α	+ 0.19 α	Wedge
G	0.46 α	0.62 α	α	- 0.19 α	Wedge
H	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Flat

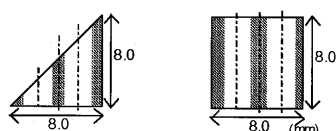


Fig. 4 Structure of the outer shapes of fuel passage parts. The A (Wedge) type is on the left; the H (Flat) is on the right.

• Outer shape of the fuel passage parts.

The specifications of fuel supply elements (types A to H) are shown in Table 1, when the diameters of the fuel passage holes are made α mm (1.2 mm). The diameter of the fuel passage holes for any fuel supply element is the same as that for "A". The outer shapes of fuel passage parts are shown in Fig. 4. All the height of fuel supply passage parts is the same (8.0 mm), and it corresponds to about 30 percent of the height of the main region. A positive value for the eccentric length like the "F" element means that the fuel injection nozzles are set upstream of the fuel passage holes.

The specifications of the modified fuel supply element are shown in Fig. 5. The objective of this

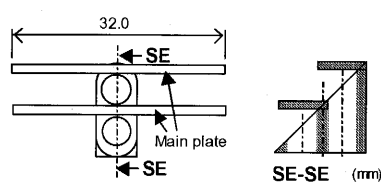


Fig. 5 Structure of modified fuel supply element "J"

Table 2 Operating conditions in the plane flow path model

Main Air Flow Velocity at the Fuel Supply Elements		60 m/s
Pilot Air Flow Velocity at the Fuel Supply Elements		75 m/s
Air Temperature		623 K
Pressure of Air		0.13 MPa
Total Air Flow Rate		1970 NL/min
Max Fuel Flow Rate	Equivalence ratio converted to the prototype combustor	0.30
	(Methane: CH4)	50.5 NL/min
	(Natural Gas: NG)	43.7 NL/min

modification is that the uniformity of the equivalence ratio in the main region in the X direction (see Fig. 2), which is at a right angle to the airflow direction, is heightened by the main plates at the exit of the fuel passage holes. These main plates function to diffuse the fuel from the fuel passage holes in the X direction. In actual gas turbine combustors, the X direction corresponds to the circumferential direction.

2.3 Operating Conditions

The operating conditions of the plane model were estimated from the operating conditions of a prototype combustor that the authors previously manufactured [11]. The operating conditions are shown in Table 2.

The main air flow velocity at the fuel supply element (U_m) was 60 m/s, and the pilot air flow velocity (U_p) was 75 m/s. The air temperature (T) was set to 623 K. These values are almost the same as those for the prototype combustor. However, air pressure in this model (P) was set to 0.13 MPa. This value is lower than that in the prototype combustor (0.8 MPa) due to limitations of the experimental apparatus.

The plane model has only one of the eight fuel supply elements of the prototype combustor, in which the maximum total equivalence ratio (including dilution and cooling air) and the air pressure are set to be 0.30 and 0.8 MPa, respectively. Therefore, the maximum fuel flow rate in the plane model was decided in consideration of the operating pressure, the number of the fuel supply elements, and the maximum total equivalence ratio of the prototype combustor. Methane (denoted as CH₄) and natural gas (denoted as NG, methane: 88%, ethane: 6%, propane: 4%, and butane: 2%) were used as the fuel. In the case of methane, the maximum flow rate in the model was 50.5 NLin, and in case of natural gas, 43.7 NLin.

2.4 Experimental Apparatus

The experimental apparatus in the plane model is shown in Fig. 6. Air from the blower was heated to 623 K by the electric heater. The heated air was intro-

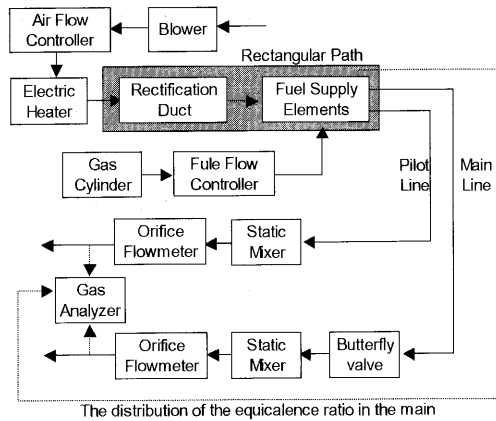


Fig. 6 Experimental apparatus in the plane flow path model

duced to the fuel supply elements through the rectification duct, which has a honeycomb grid. The main and pilot lines downstream from the plane flow paths have static mixers to uniform the mixture and orifices to estimate the air distribution ratio between the main and pilot regions. The air distribution was calculated from the air flow rate in each region when fuel was not supplied. The butterfly valve was set only on the

main line to adjust the air distribution. Methane and natural gas in gas cylinders were used as fuel. THC and O₂ concentrations in the main and pilot mixtures after the orifices were measured by the gas analyzer in order to calculate the average equivalence ratios in each region.

The fuel distribution ratio was estimated from both the average equivalence ratios in each region and the air distribution ratio.

Moreover, in order to evaluate the distribution of the equivalence ratio in the main region, the sampling probe was set in the main region. The sampling probe has nine holes, each having a diameter of 1.0 mm.

2.5 Results and Discussion regarding the Basic Specifications

The fuel distribution ratio to the main region is shown in Fig. 7 when the gap size was changed. The gap size of the "A" element is 0.46 mm, "B" is 0.31 mm, and "C" is 0.62 mm. The horizontal axis is the total equivalence ratio converted to a prototype combustor (ϕ_t). As the gap size becomes larger, the fuel

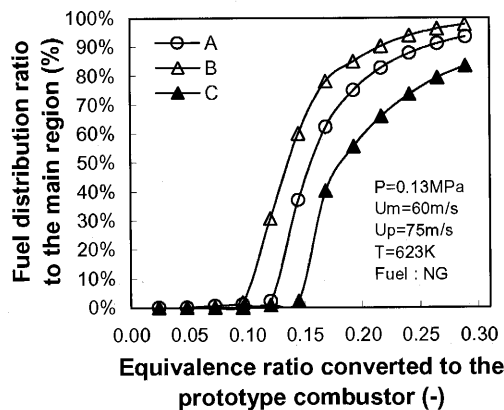


Fig. 7 Fuel distribution ratio for different gap sizes

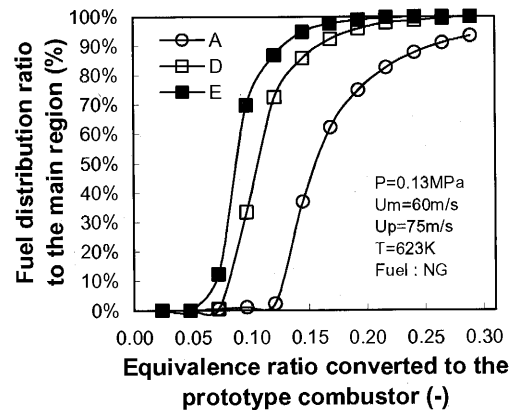


Fig. 8 Fuel distribution ratio for different diameters of the fuel injection nozzles

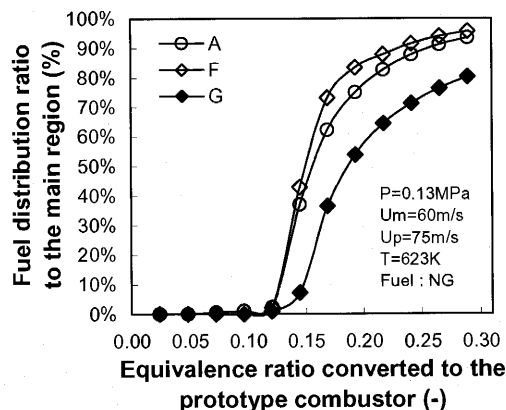


Fig. 9 Fuel distribution ratio for different eccentric lengths

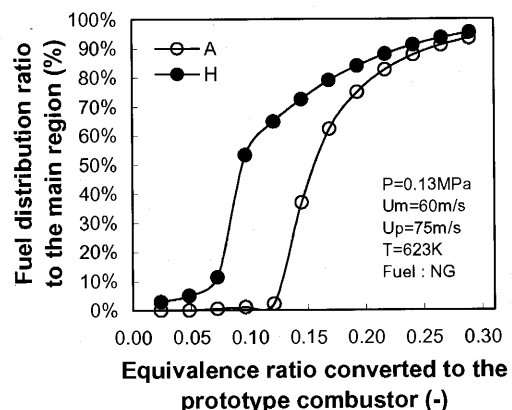


Fig. 10 Fuel distribution ratio for different passage parts

distribution ratio becomes lower and the minimum equivalence ratio at which the fuel is started to be supplied to the main region (ϕ_s) becomes higher. The effect of the gap size to ϕ_s was almost linear.

The fuel distribution ratio to the main region is shown in Fig. 8 when the diameters of the fuel injection nozzles, which relate to the fuel injection velocity, were changed. The diameter of the "A" element is 0.62 mm, "D" is 0.50 mm, and "E" is 0.42 mm. When the reciprocal number of the fuel injection cross-section of the "A" element is 100%, the reciprocal numbers of "D" and "E" become 150% and 200%, respectively. As the diameter of the fuel injection nozzles becomes larger, the fuel distribution ratio becomes lower and the ϕ_s becomes higher. The effect of the reciprocal number of the fuel injection cross-section to ϕ_s was not linear.

The fuel distribution ratio to the main region is shown in Fig. 9 when the eccentric length between the fuel passage holes and fuel injection nozzles was changed. A positive value for the eccentric length like the "F" element means that the fuel injection nozzles are set upstream of the fuel passage holes. The ϕ_s of the "F" element is almost the same as that of "A". However, the ϕ_s of "G" is much higher than that of "A". The fuel distribution ratio to the main region of "F" is slight higher than that of "A". However, the fuel distribution ratio to the main region of "G" is much lower than that of "A".

The fuel distribution ratio to the main region is shown in Fig. 10 when the outer shape of fuel passage parts was changed, such as A (Wedge) and H (Flat). In the case of the "H" element, fuel is easily supplied to the main region. It is estimated that the main air might eject fuel in the case of "H", while the main air presses the fuel in the case of "A". However, the fuel distribution ratio of "H" at ϕ_t of 0.30 was almost the same as that of "A".

Most of the specifications of the fuel supply elements, such as the gap size, diameter of the fuel injection nozzles, eccentric length between the fuel passage holes and fuel injection nozzles, and the outer shape of the fuel passage holes strongly affect the fuel distribution ratio between the main and pilot regions, which could affect combustion performance.

2.6 Results and Discussion regarding the Modified Specifications

The fuel distribution ratio to the main region of the modified fuel supply element "J" is shown in Fig. 11.

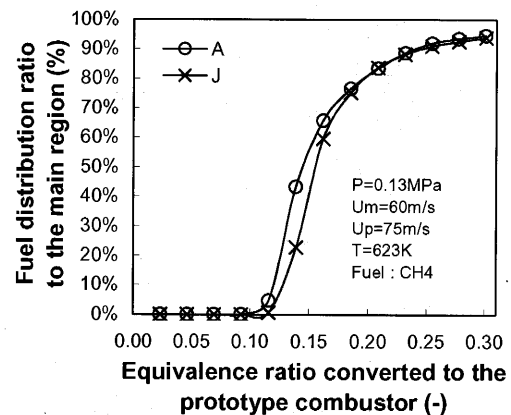


Fig. 11 Fuel distribution ratio of the modified fuel supply element

The main objective of this modification is that the uniformity of the equivalence ratio in the main region in the X direction is heightened. This was a result of using methane. The ϕ_s of the "J" element is slightly higher than that of "A". It is estimated that the main plates in "J" became an obstacle to the fuel supply to the main region. However, the fuel distribution ratio of "J" at ϕ_t of 0.30 was almost the same as that of "A". This tendency of methane was not different from that of natural gas. Thus, this modification hardly affects the fuel distribution ratio to the main region.

Next, the distributions of the equivalence ratio in the main region at ϕ_t of 0.30 are shown in Figs. 12 and 13. The fuel is methane. The coordinate axes are shown in Fig. 2.

Figure 12 shows the Y-axis distribution of "A" and "J" elements at Z=20 mm, 70 mm and 120 mm (X=0 mm). A few data of "A" at Z=20 mm are not displayed because the THC concentrations were over the maximum measurement range of 20%. In the case of "J", the equivalence ratio on the bottom side is higher than that on the topside. The maximum equivalence ratio of "J" at Z=120 mm is a little higher than that of "A". If the flow rate in each area is not considered, this modification of "J" may increase NO_x.

Figure 13 shows the X-axis distribution of "A" and "J" elements at Z=20 mm, 70 mm and 120 mm. When the height of the main region is made h, the measurement position of "A" and "J" are Y=0 mm and Y= -0.28 h mm, at which the equivalence ratios are comparatively high. A few data of "A" at Z=20 mm are not displayed because the THC concentrations were over the maximum measurement range of 20%. At Z=20 mm, the fuel in "J" was distributed in a wider area than in "A". Therefore, at Z=120 mm, the uni-

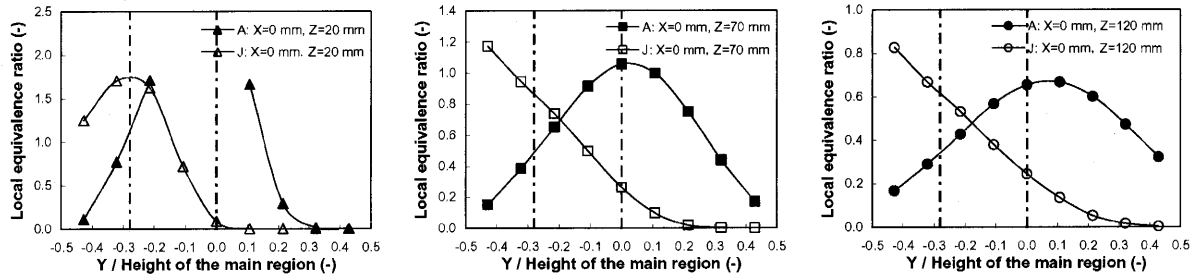


Fig. 12 Equivalence ratio in the main region in the Y-axis direction. The left figure is at $Z=20$ mm, middle at $Z=70$ mm, and right at $Z=120$ mm.

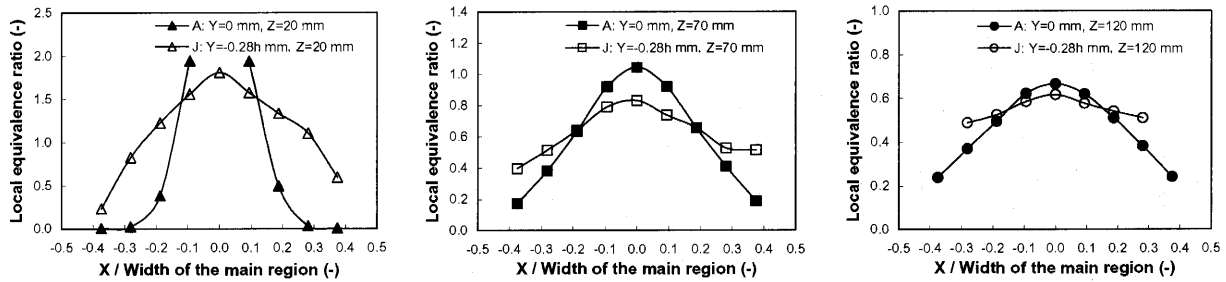


Fig. 13 Equivalence ratio in the main region in the X-axis direction. The left figure is at $Z=20$ mm, middle at $Z=70$ mm, and right at $Z=120$ mm.

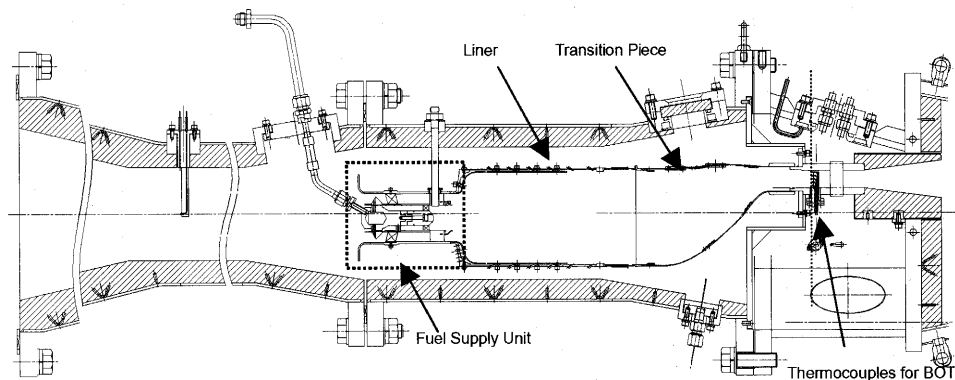


Fig. 14 Cross-section of the prototype combustor and test rig

formity of the equivalence ratio of "J" is much higher than that of "A". If the flow rate in each area is not considered, this modification of "J" could decrease NO_x.

Therefore, if the effect of the uniformity of the equivalence ratio in the X direction (the circumferential direction in an actual combustor) is much stronger than that of the increase of equivalence ratio in the Y direction (the radial direction in an actual combustor), it is possible that the modification of "J" can function to decrease NO_x at high loads. Therefore, a pressurized combustion test of a modified fuel supply unit like "J" was conducted.

3. COMBUSTION CHARACTERISTICS

3.1 Structure of Combustor and Test Rig

Figure 14 shows a cross-section of the prototype combustor and the test rig. This combustor is one of six can-annular type combustors (3,000 kW class). The maximum equivalence ratio is set to 0.30. This combustor has a fuel supply unit, a liner (ID: 142.3 mm) and a transition piece.

Figures 15 and 16 show the details of the fuel supply unit and the fuel supply element. Two fuel passage holes (b) are located at the outer part of two fuel injection nozzles (a). There is a gap between both parts, through which the pilot combustion air flows. These devices were positioned axially at each of eight locations arranged in a circle. At the exit of the fuel pas-

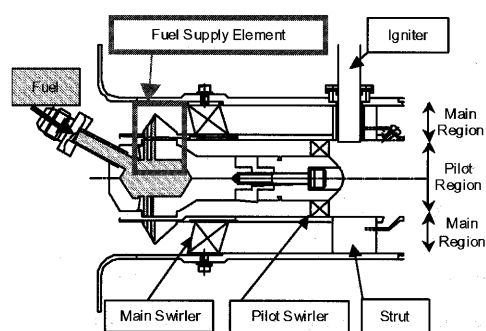


Fig. 15 Structure of the fuel supply unit

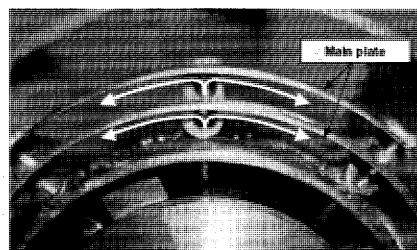


Fig. 17 Picture of the fuel supply unit with the main plates from the upstream view (J)

sage hole of "J", cylindrical plates denoted as main plates are also attached. The "A" fuel supply unit does not have any main plates. The picture of the fuel supply unit with the main plates from the upstream view is shown in Fig. 17.

3.2 Experimental Apparatus and Conditions

The pressurized combustion test facility is shown in Fig. 18. Taking actual gas turbine operating conditions into consideration, the inlet air temperature (T) was 623 K and the air volume flow velocity at the liner (U_c), defined as the value that the air volume flow (including dilution and cooling air) was divided by the cross-section of the liner, was 24 m/s, and the compressor discharge pressure (P) was 0.8 MPa. Natural gas was used as the fuel.

The concentrations of NO_x, O₂, CO, CO₂ and UHC in the exhaust gas were measured by standard gas analysis procedures. A water-cooled sampling probe was mounted at a location about 1 m downstream from the combustor exit. This probe was designed to mix equal amounts of exhaust gas sampled from seven holes, each measuring 1.0 mm in diameter. The combustion efficiency and total equivalence ratio (ϕ_t) were calculated from the measured exhaust gas compositions.

The average temperature of the exhaust gas at the combustor exit, called the BOT (burner outlet temperature), was measured by 50 thermocouples (R-type, Inconel sheath, 1.6 mm in diameter, see Fig. 14).

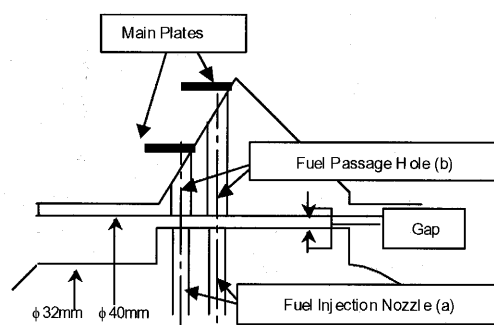


Fig. 16 Structure of the fuel supply element

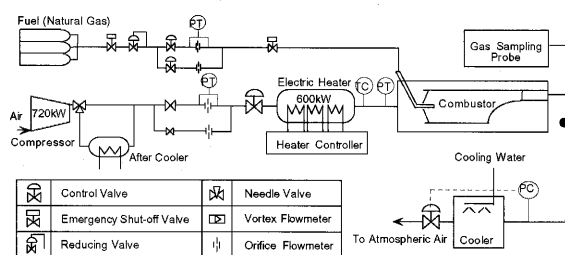


Fig. 18 Pressurized test facility

3.3 Results and Discussion

Figure 19 shows the correlation between NO_x emissions (at 15% O₂) and ϕ_t . The NO_x of each combustor begins to decrease over ϕ_t of 0.15, and in the range of ϕ_t up to 0.2, the NO_x of "J" is almost the same as that of "A". However, over ϕ_t of 0.2, as the ϕ_t becomes higher, the NO_x of "J" becomes lower compared to that of "A". At ϕ_t of 0.28, the NO_x of "J" is 2/3 of that of "A". The reason for this performance is estimated as follows: From the experimental results of the plane model, more fuel is supplied to the pilot region than to the main region in the range of ϕ_t up to 0.15. Conversely, more fuel is supplied to the main region than to the pilot region over ϕ_t of 0.15. Therefore, as the ϕ_t becomes higher, the NO_x of each combustor becomes lower. Furthermore, in the range of high ϕ_t , like over 0.2, it is considered that the effect of uniformity of the equivalence ratio in the circumferential direction generates much more strongly than that of the increase in the equivalence ratio in the radial direction by the attachment of the main plates. Therefore, in the range of high ϕ_t , the NO_x of "J" is lower than that of "A".

Figure 20 shows the correlation between the combustion efficiency and ϕ_t . In the range ϕ_t from 0.20 to 0.28, as the ϕ_t becomes lower, the combustion efficiency becomes lower. However, even if ϕ_t decreases in the equivalence ratio of 0.15 to 0.20, the combustion efficiency does not decrease. The reason for this phe-

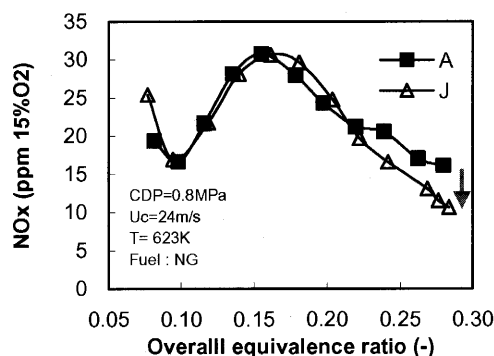


Fig. 19 NOx emissions

nomenon is presumed to be that, in this range, the fuel distribution ratio to the pilot region increases intensely with decrease of ϕ_t from 0.20 to 0.15, from the experimental results of the plane model. Therefore, stable combustion is achieved at low loads, and the combustion efficiency does not decrease. Moreover, only in the range of ϕ_t from 0.15 to 0.20, the combustion efficiency of "J" is slightly higher than that of "A". It is considered that the main plates of "J" become an obstacle to the fuel supply to the main region, so the combustion in the pilot region is stronger. However, the combustion efficiency is low, especially around ϕ_t of 0.10. Since fuel is supplied only to the pilot region under ϕ_t of 0.15, the modification of the pilot specification could improve the combustion efficiency. This improvement is our next task.

Figure 21 shows the correlation between BOT (burner outlet temperature) and ϕ_t . The BOT of "J" is almost the same as that of "A". Furthermore, the pattern factor of "J" over ϕ_t of 0.25, which is important to the durability of 1st vanes, was less than 0.13, and almost the same as that of "A".

Therefore, it is considered that the main plates decreased NOx emissions at high loads, and did not cause any harmful influence on combustion efficiency, BOT, and the pattern factor at high loads. It is estimated that the cause of low NOx at high loads could be the uniformity of the equivalence ratio in the main region in the circumferential direction.

4. CONCLUSIONS

The effects of specifications of the fuel supply unit with a new fuel supply concept for a dry low NOx gas turbine combustor on fuel distribution were evaluated using a plane model.

Most of the specifications of the fuel supply elements, such as gap size, diameter of the fuel injection

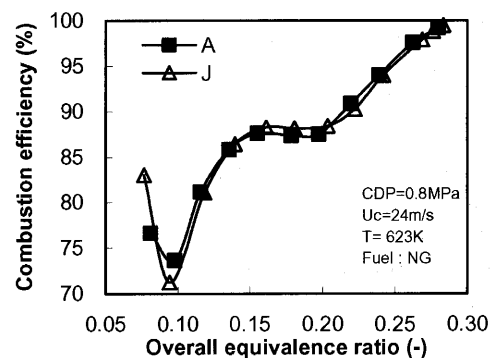


Fig. 20 Combustion efficiency

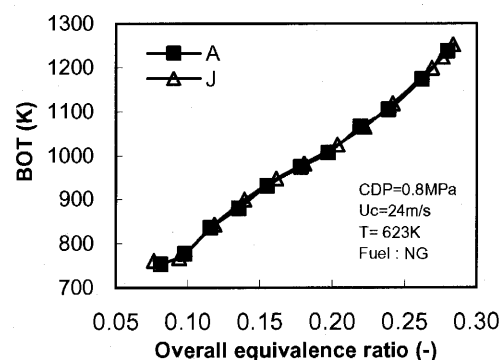


Fig. 21 BOT (burner outlet temperature)

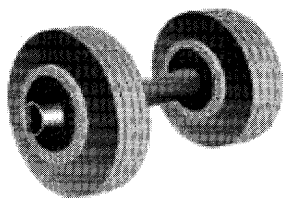
tion nozzles, eccentric length between the fuel passage holes and fuel injection nozzles, and outer shape of the fuel passage holes strongly affect the fuel distribution ratio between the main and pilot regions, which could affect combustion performance.

However the distribution was hardly changed by the main plates attached at the exit of the fuel passage holes, though the fuel distribution in the main region was greatly changed by the plates. From the pressurized combustion test using a prototype combustor, the main plates decreased NOx emissions at high loads, and did not cause any harmful influence on combustion efficiency, BOT, and the pattern factor at high loads. It is estimated that the cause of low NOx at high loads could be the uniformity of the equivalence ratio in the main region in the circumferential direction from experiments with the plane model.

REFERENCES

- [1] Solt, J. C., and Tuzson, J., 1993, "Status of Low NOx Combustor Development," ASME 93-GT-270.
- [2] Aigner, M., and Muller, G., 1993, "Second-Generation Low-Emission Combustors for ABB Gas Turbines: Field Measurements with GT11N-EV," ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power, 115, pp. 533-536.
- [3] Kitajima, J., Kimura, T., Sasaki, T., Okuto, A., Kajita, S., Ohga, S., and Ogata, M., 1995, "Development of a Second

- Generation Dry Low NO_x Combustor for 1.5MW Gas Turbine," ASME 95-GT-255.
- [4] Ishii, J., 1999, "The Next Generation High-Efficiency Combined-Cycle Power Plants which used 1500C-class Steam Cooled Gas Turbine," J. of the Gas Turbine Society of Japan, 27, No. 3, pp. 161-165.
- [5] Akita, E., and Nishida, M., 1999, "Development and Verificational Operation of 1500C Class Next Generation High Efficient G series Gas Turbine," J. of the Gas Turbine Society of Japan, 27, No. 3, pp. 138-145.
- [6] Yamata, F., 2001, "Latest Operation Technique of Ultra Low-NO_x Emission Gas Turbine," J. of the Gas Turbine Society of Japan, 29, No. 1, pp. 22-26.
- [7] Sato, H., Amano, T., Iiyama, Y., Mori, M., and Nakamura, T., 1999, "Development of a Three-Staged Low Emissions Combustor for Industrial Small-Size Gas Turbines," ASME 99-GT-236.
- [8] Smith, K. O., 1992, "Engine Testing of a Prototype Low NO_x Gas Turbine Combustor," ASME 92-GT-116.
- [9] Etherdige, C. J., 1994, "Mars SoLoNO_x-Lean Premix Combustion Technology in Production," ASME 94-GT-255.
- [10] Smith, K. O., Holsapple, A. C., Mak, H. K., and Watkins, L., 1991, "Development of a Natural Gas Fired, Ultra-Low NO_x Can Combustor for 800 kW Gas Turbine Engines," ASME 91-GT-303.
- [11] Wakabayashi, T., Ito, S., Koga, S., Ippommatsu, M., Moriya, K., Simodaira, K., Kurosawa, Y., and Suzuki, K., 2001, "Performance of a dry low-NO_x gas turbine combustor designed with a new fuel supply concept," ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 124, pp.771-775.



熱流体トレーニング (1)

刑部 真弘^{*1}

OSAKABE Masahiro

我々の生活を支える発電や輸送等のシステムは進化し続け非常に複雑なものとなっているため、それらを設計製造するときのみならず、運転・維持管理する場合にも熱流体工学の「考え方」をトレーニングすることが非常に重要となってきている。これまで不思議だ！変だ！と感じた熱流体の挙動について紹介したい。

図1に示したのは、発電装置である。ワイヤに円柱状の浮きが多数設置されたものが、上下のプーリで固定されている。また、片側の浮き群は、図に示したように水深 h の水槽に沈められている。水槽中の浮きには浮力が作用するので、この浮き付きワイヤはゆっくりと右回転を始め、プーリに設置された発電機を回す。また、水槽に浮きが入るところでは、多少の水漏れは生じるが、発電装置で発生する電気を使って多少給水してあげれば、水位が減少して浮力が作用しなくなることを防ぐことは可能である。なお、浮きは非常に軽い材質で無視できる重さであり、ワイヤも無視できるほど細い。

これは実際に我々の大学に持ち込まれたアイデアであり、どこからともなくエネルギーが湧いてくる永久機関である。世の中にはこれに飛びつく人も結構存在する。エネルギー技術者として、どのように反論したらよいであろうか？一番、あっさりした反論は、「永久機関は熱力学の第一法則上存在しない」である。ただし、子供の頃に教えられた、「浮力というのは物体が押しのけた体積分の水の重さである」というアルキメデスの原理だけを覚えている人々には、「熱力学の第一法則」という怪しい法則こそおかしいのではないかという気持ちになるようである。

ここで、発想の転換が重要になる。発想の転換には、物理現象についての十分な思考トレーニングを経験してはじめて可能である。すなわち、浮力というのは、元々何なのかと突き詰めて考えてみたことがある人は以下のように反論する。

浮力は物体に働く圧力による。例えば、図2の断面積 A の円柱状浮きに作用する浮力は、上面と下面に作用する水圧による力の合力に過ぎない。上面の水深が h_1 であり、下面の水深が h_2 であるとする、浮力は水圧の合力として、

$$F_b = \rho_L h_2 g A - \rho_L h_1 g A \\ = \rho_L g A (h_2 - h_1)$$

ここで、 ρ_L ：水の密度、 g ：重力加速度である。さらに、浮きの上面と下面の差は浮きの高さ Δh であるので、

$$F_b = \rho_L g A \Delta h \\ = \rho_L g V$$

ここで、 V ：浮きの体積 ($=A\Delta h$) である。この式は、「浮力というのは物体が押しのけた体積分の水の重さである」というアルキメデスの原理を表している。

ここで、図1に示した水深 h の水槽下面から入ってくる浮きに注目してみる。この浮きには上面に

$$F_{in} = \rho_L g h A$$

の力が働くことになる。一方水深 h に含まれる浮きの浮力の合計は

$$F_b = \rho_L g A \sum \Delta h < \rho_L g h A = F_{in}$$

すなわち、水槽中の浮きに作用する浮力の合計は、常に入口の浮きに作用する水圧による力より小さい。これでは、この発電装置が継続して動くことは不可能である。

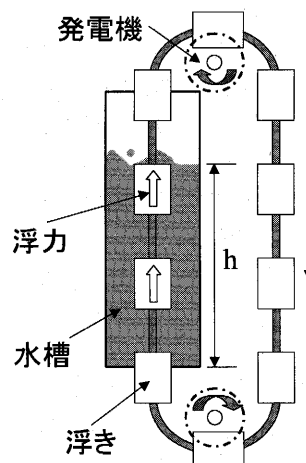


図1 永久機関

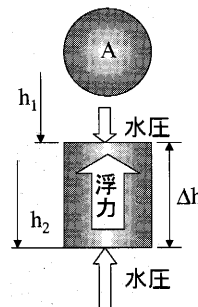


図2 断面積 A の円柱状浮き

参考サイト

- (1) 東京海洋大学蒸気動力研究室 HP
<http://www.e.kaiyodai.ac.jp/~osakabe>

原稿受付 2005年4月28日

*1 東京海洋大学海洋工学部 海洋電子機械工学科

〒135-0044 東京都江東区越中島2-1-6

DME 燃料のボイラ用低 NO_x 燃焼の研究松本 亮介*¹

MATSUMOTO Ryosuke

キーワード：DME (ジメチルエーテル)、管巢燃焼^{かんそう}、低 NO_x、ボイラ、しみ出し空気、ガスタービン

1. はじめに

ジメチルエーテル (以下 DME) は、 CH_3OCH_3 で表される最も簡単なエーテル結合の合成燃料であり、PM、SO_x の発生が無く環境面ですぐれたクリーンな燃料であるとともに、天然ガスのほか、石炭、バイオマスからも製造が可能な燃料である。運搬性・貯蔵性に優れ、ディーゼル燃料や発電用燃料など多岐にわたる用途に使用できるため、「マルチソース・マルチユース」燃料⁽¹⁾として、近年注目を集めており、2006年末には日本での DME の供給が予定されている⁽¹⁾。

DME は常温常圧では気体であり、6.1気圧に加圧することにより容易に液化するため、ハンドリング性に優れている。ただし、断熱火炎温度は2227Kと天然ガス、プロパンと同等に高い。DME をボイラ用燃料として利用する場合、低 NO_x 燃焼が開発の鍵となるが、発火温度が623 Kと低く、燃焼速度は50cm/sec と速いため逆火のおそれから予混合燃焼を用いるのは難しく、拡散燃焼による低 NO_x 燃焼器の開発が必要となる。

著者が所属する研究グループは、これまでにボイラメーカーとともに管巢燃焼^{かんそう}による低 NO_x 排出のボイラの開発に携わってきた。管巢燃焼の構造を図1に示す。燃焼室内に水管を配置し、この水管群中に火炎を形成させて積極的に火炎をかく乱し、燃焼反応と水管群への伝熱を同時に促進させる燃焼方式であり、燃焼を促進しつつ火炎温度が適度に抑制され、サーマル NO_x の発生が抑制される。ここでは、この管巢燃焼を用いた DME の低

NO_x 燃焼についての研究を紹介させていただく。

2. 管巢燃焼による低 NO_x 燃焼技術^{(2), (3)}

図2に DME 管巢燃焼試験機の概略図を示す。燃焼量 11.6kW の同軸拡散バーナを備えた実験室規模の燃焼器であり、燃焼室内に外径13.8mm の SUS304管の水管を基盤配列で設置し、管巢燃焼を実現している。管巢燃焼での DME 火炎写真を図2にあわせて示す。

図3に管巢燃焼を適応した際の燃焼室出口での燃焼ガス温度と成分を示す。それぞれのプロットの表示範囲は火炎のリフトまでの燃焼可能範囲を示しており、管巢燃焼を適用することにより、燃焼可能範囲は低空気比側に広がる。管群をバーナ出口に設置することにより、バー

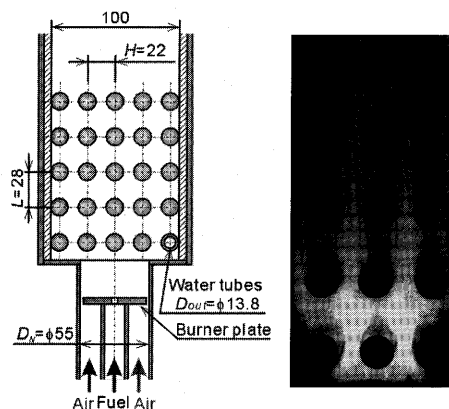


図2 11.6kW 小型管巢燃焼装置と DME 火炎写真

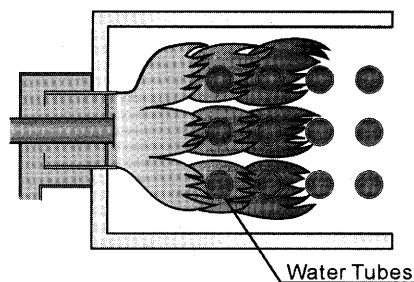


図1 管巢燃焼

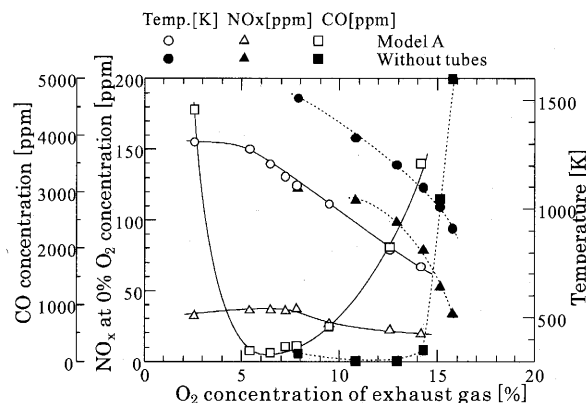


図3 DME の燃焼ガス成分, 11.6kW

原稿受付 2005年 5月20日

* 1 関西大学 工学部

〒564-8680 大阪府吹田市山手町 3-3-35

ナ出口にて再循環流が形成されることが確認されており、その再循環流が火炎の保炎性を向上させたものと考えられる。

管巢燃焼による低 NOx 化は効果的で、燃焼ガス O₂ 濃度が 7% の時 (空気比 $\lambda=1.5$) には O₂ 0% 換算 NOx 濃度で 130ppm から 30ppm まで減少する。図 3 の燃焼試験では、水管群に多量の冷却水を流しているため過冷却の状態であり、CO 濃度は高い値を示す。現在、この 11.6kW の小規模燃焼試験結果を元に、700kW クラス、および 7MW クラスの管巢燃焼ボイラの設計、ならびに実証テストが行われている。実機ボイラでは過冷却は避けられており、CO 濃度は許容値に収まることが確認されている。700kW クラスの管巢燃焼ボイラでは O₂ 0% 換算 NOx 濃度で 12ppm を実現している。図 4 に試験中の DME 燃料 7MW クラス自然循環管巢燃焼ボイラの写真を示す。

3. しみ出し空気による管巢燃焼⁽⁴⁾

管巢燃焼をガスタービン燃焼器に用いる場合、管群は水冷ではなく圧縮空気による空冷となるが、これでは冷却が不十分となる。そこで図 5 に示すように円管の代わ

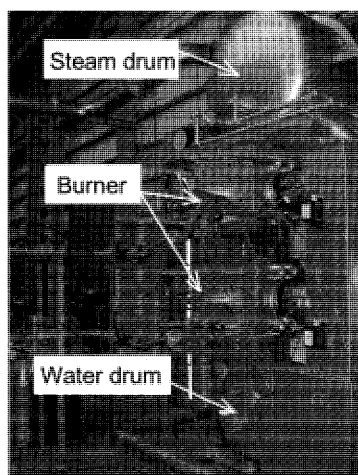


図 4 DME 燃料 7MW クラス自然循環管巢燃焼ボイラ，株式会社ヒラカワガイダム

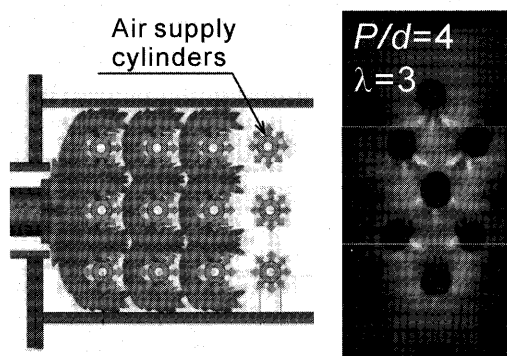


図 5 しみ出し空気による管巢燃焼の概要図と火炎写真

りに多孔管を燃焼室中に設置し、空気が円管からしみ出す、もしくは空気が噴出する「しみ出し空気による管巢燃焼」について研究を行った。管群から供給される空気は、管群の膜冷却を行うとともに燃焼用空気としても利用される。バーナ部では過濃燃焼を行い、火炎温度を低下することによりサーマル NOx を低減し、多孔管群から供給される空気により未燃分の燃焼を行う。管群を設置することによりバーナ出口部で再循環流が形成されるため、過濃燃焼でも保炎性は高く、さらに多孔管から噴出する空気との対向流による保炎効果も期待できる。

図 5 にしみ出し空気による管巢燃焼の DME 火炎写真を示す。直径 10mm の SUS 管に設けた小孔より空気が噴出し、そこで小規模火炎の形成が確認される。燃焼ガスの NOx 値は現時点では O₂ 0% 換算で 60ppm を実現している。

4. おわりに

DME 燃料のボイラ用低 NOx 燃焼器の開発について紹介をさせていただいた。DME に関しては、日本 DME フォーラムのホームページ⁽⁵⁾に詳細な情報が掲載されている。

本研究は株式会社ヒラカワガイダムとの共同研究で行われており、また研究の一部は経済産業省 DME 燃料利用機器開発補助金の助成を受け研究を行った。ここに記して感謝の意を表す。

参考文献

- (1) Japan DME Forum, Proc. Int. DME Workshop, (2000), Tokyo.
- (2) R. Matsumoto et al., Development of Low-NOx Emission DME (Dimethyl Ether) Combustor, JSME Int. J. Series B, Vol.47 No.2, (2004), pp.214-220.
- (3) M. Ozawa et al., Low NOx Combustion Technology for DME-Fired Water-Tube Boiler, First International DME Conference, Conference Documentation, (2004), Paris.
- (4) R. Matsumoto et al., Development of Tube-Nested Combustor with Transpiration Air Supply, Thermal Science and Engineering, Vol.13, No.1, (2005), pp.41-46.
- (5) 日本 DME フォーラムホームページ, <http://www.dmeforum.jp>

2005年度第1回見学会・技術懇談会報告

倉田 修
KURATA Osamu

2005年6月17日(金)に神奈川県横須賀市にある財団法人電力中央研究所 横須賀地区にて見学会・技術懇談会が開催された。当日は天気にも恵まれ、参加者数は26名と、大変盛況であった。

佐藤 GTSJ 企画委員長の挨拶に続き、阿部エネルギー技術研究所所長殿より、横須賀地区の研究施設と研究活動の概要についてご説明をいただいた。

電力中央研究所は電気事業の総合研究機関として1951年に設立され、電気事業の問題克服を通じて広く社会に貢献している。大手町地区、狛江地区、我孫子地区、横須賀地区に8つの専門別研究所があり、横須賀地区には電力技術研究所、エネルギー技術研究所、材料科学研究所の3つがある。

横須賀地区は1977年に超高压電力研究所から電力中央研究所になり、現在に至っている。敷地は広さ20万 m^2 であり、工業専用地域に指定されており、燃料、電力、水に恵まれ、大型実験に適した地域である。研究の概要として、火力ではガスタービン要素試験設備を用いたガスタービン燃焼器と静翼の伝熱実験が、燃料では石炭、石炭ガス化、バイオマスや廃棄物のガス化等の研究が、さらに、高温型燃料電池の研究、材料の調整・分析などが行なわれている。

概要説明の後、2班に分かれ、各試験設備の見学をさせていただいた。

石炭ガス化燃料用ガスタービン燃焼試験設備は、IGCC用の大気圧、実寸の1缶分および、1.5MPa、1/2スケールの燃焼設備である。Fuel NO_xを低減させる2段燃焼式ガスタービン燃焼器と、セラミックスを耐熱材に用い、急速遮断試験をした静翼を見学させていただいた。

ガスタービン材料暴露試験設備では、燃焼ガス中でセラミックスが減肉する原因を調べるため、温度1500℃、圧力0.8MPa、流速250m/sまでの高温ガス流で暴露試験をおこない、水蒸気による腐食反応において、ガス流れが気化を促進することを明らかにしている。

TBC 高熱流束試験設備では、TBC 試験片をプラズマガス流で加熱し、実機相当の温度勾配をつけ耐久性を評価して、一般的なプラズマ溶射に比べ、電子ビーム溶射法では組織の焼結がおこらず、基材表面温度の変化は少ないことを明らかにしている。

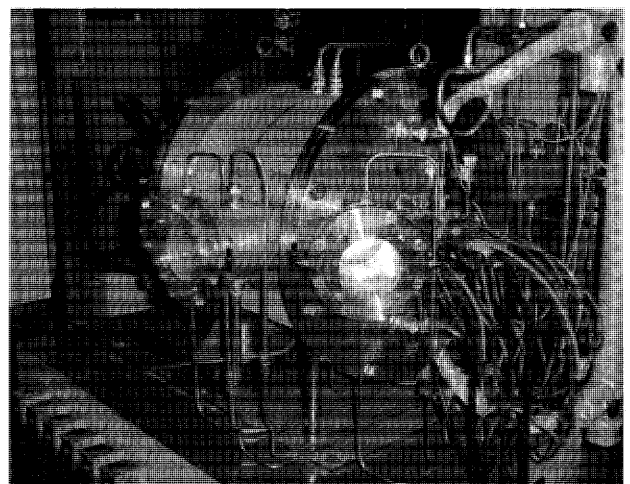
溶融炭酸塩形燃料電池(MCFC)試験設備では、1 m^2 級のセパレータと、10kWと100kWのスタックを見学させていただいた。スタックは、セル電圧900mVで1万時間の目標劣化率を達成し、Ni短絡は高压加速試験装置により、4万時間、5年の耐久性を見通しているとのことである。

その他、ガスタービン用触媒燃焼器や、実際の微粉炭火力の1/1000スケールの火炉と排煙処理設備を備えた、石炭燃焼特性実証試験設備、エコキュート発祥の地である家庭用CO₂自然冷媒ヒートポンプ試験設備を見学させていただいた。

見学会終了後、技術懇談会がおこなわれ、活発な質疑がおこなわれた。ガスタービン関連で最近注力している研究として、高温部品の補修コスト低減と余寿命評価があげられることや、発電用のIGCCはエネルギー・環境政策上、重要視されることなどが紹介され、見学会・技術懇談会は盛況のうちに終了した。

最後に、ご多忙中のところ、見学会の準備及び当日いろいろお世話いただいた電力中央研究所 横須賀地区の阿部所長、佐藤研究参事はじめ、関係者の方々に厚くお礼を申し上げます。

(企画委員 産業技術総合研究所)



TBC 高熱流束試験設備

訃 報

終身会員 大塚新太郎 君 83才

平成17年4月13日逝去されました

ここに謹んで哀悼の意を表します

○ 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
ターボ機械協会	第66回セミナー「振動・騒音対策の基礎知識と応用技術」	H17/8/4 大阪科学技術センター 404	協賛	ターボ機械協会 TEL:03-3944-8002, FAX:03-3944-6826, E-MAIL:turbo-so@pop01.odn.ne.jp
日本エネルギー学会	日本エネルギー学会第14回大会	H17/8/4-5 関西大学 100周年記念会館 2階	協賛	日本エネルギー学会「大会」係 TEL:03-3834-6456, FAX:03-3834-6458, E-MAIL:taikai14@jie.or.jp, URL:http://www.jie.or.jp/14taikai.html
日本液体微粒化学会	ICLASS 2006 (10th International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems)	H18/8/27-9/1 京都テルサ	協賛	日本液体微粒化学会事務局 http://comb.doshisha.ac.jp/ass2006/
日本機械学会 関西支部	第278回講習会 プロとして使う英語を磨く (Polishing Your Professional English)	H17/9/16 大阪科学技術センター 8階 中ホール	協賛	日本機械学会関西支部 TEL06-6443-2073 FAX06-6443-6049 E-MAIL:jsme@soleil.ocn.ne.jp

第33回ガスタービン定期講演会（伊勢市）・見学会のお知らせ

第33回ガスタービン定期講演会・見学会を以下のように開催します。会員の皆様多数ご参加下さい。

主 催：日本ガスタービン学会

共 催：日本機械学会

後 援：三重県教育委員会，伊勢市，伊勢志摩観光コンベンション機構

開 催 日：

- ・講演会 2005年9月14日(木)，15日(木)
- ・見学会 2005年9月16日(金)

開 催 場 所：

- ・伊勢市観光文化会館（三重県伊勢市岩渕1丁目13番15号）
- TEL：0596-28-5105 FAX：0596-28-5106

<http://www.ise-ics.co.jp/iseshima/conven/saz/kan.html>

講 演 会：

- ・一般講演：空力，燃焼・燃焼器，ガスタービンシステム，伝熱・計測，スチームタービン等
- ・特別講演：伊勢神宮式年遷宮について（予定）
- ・オーガナイズドセッション：ガスタービン技術の歴史とその継承

参加登録費：

- ・共催学会正会員 13,000円
- ・学 生 会 員 4,000円（ただし論文集無しで1,000円）
- ・会 員 外 18,000円（ただし学生は論文有りで7,000円，論文無しで4,000円）

懇 親 会：

- ・第1日目の講演会終了後，講演会場周辺にて開催いたします。
- なお，懇親会参加費として3,000円を徴収させていただきます。

見 学 会：

- ・日 時：9月16日(金)
- ・見学先：愛知万博会場内ガスタービン・エネルギー関連部門の技術見学を行ないます。
- ・定員30名程度，先着順，講演会登録者に限ります。なお万博協会への事前登録が必要なため，参加申込みは8月2日までをお願いします。
- ・参加費：5,000円（万博会場入場料含む）

参加申込方法：

講演会，見学会に参加をご希望の方は，学会 HP から登録されるか，参加申込書に必要事項をご記入の上，学会事務局宛にお申し込み下さい。参加登録は，受付の混乱を避けるため，事前登録をお願いします。講演者も参加登録をお願いします。

講演会場への交通等：

- ・近鉄宇治山田駅より徒歩1分

講演会時の緊急連絡先：

- ・講演会開催中においてもガスタービン学会事務局に職員が常駐しております。講演会中の緊急の連絡はガスタービン学会事務局（TEL：03-3365-0095）へお願いいたします。

《学術講演会委員会企画行事》

高校生のための科学技術公開講座

-ジェットエンジン：その超大パワーの秘密- と題して，高校生向けの科学技術公開講座を開きます。

日時：9月15日(木) 16時15分～ 会場：第2室



第33回ガスタービン定期講演会 (伊勢) プログラム

— 第1日 —

(一般講演 講演時間20分 討論5分、*印 講演者、連名者の所属が省略されている場合は後者と同じです)

第1室		第2室	
12:30	《一般講演》燃焼・燃焼器Ⅰ 座長：井亀 優 (海技研) A-1 燃料自動分配機構を備えた低 NOx ガスタービン燃焼器における燃料分配特性による燃焼特性への影響 *若林努、守家浩二、古賀祥之助 (大阪ガス)、下平一雄、黒澤要治、鈴木和雄 (JAXA)、川口修 (慶大) A-2 燃焼振動の低減法に関する研究 - 高圧下での燃焼振動特性 - *山中矢 (東芝)、土屋利明、岡本正範 (東京電力)、前田 福夫 A-3 ジメチルエーテル (DME) 焚きガスタービン燃焼器の開発 *斎藤武雄、三浦圭祐、井上洋、小林成嘉 (日立)	12:30	《一般講演》ガスタービンシステムⅠ 座長：須田祐志 (荏原) B-1 低カルリ-ガス燃料対応マイクロガスタービン発電システムの構築 *中島良文 (東大)、森祐司 (IH)、金子成彦、渡辺辰郎、山崎 由大 (東大) B-2 蒸気噴射によるマイクロガスタービンの性能改善効果に関する研究 (第2報) *土屋利明、岡本正範 (東京電力)、井上梅夫、望月健一郎 (タクマ) B-3 マイクロセラミックガスタービンの試験運転 斎岐典彦、*李允燦、吉田博夫、相岡賢、井上貴博、松沼孝幸、鈴木雅人 (産総研)、江原拓末 (元 産総研)
13:45		13:45	
13:55	《一般講演》燃焼・燃焼器Ⅱ 座長：山本武 (JAXA) A-4 UMG 用 Flat-Flame 型超小型燃焼器の熟損失に与える燃焼負荷率の影響 *下鳥翔子 (首都大院)、湯浅三郎 (首都大・都立科技大)、押味加奈、Wong Soon Fong (都立科技大院) A-5 UMG T 用予混合火炎旋回型燃焼器の熟・燃焼特性評価 *Wong Soon Fong (都立科技大院)、湯浅三郎 (首都大・都立科技大) A-6 超小型水素ガスタービン用二段燃焼方式マルチインジェクタ試験燃焼器の試作 *皆川和夫 (首都大)、湯浅三郎 (首都大・都立科技大)	13:55	《一般講演》ガスタービンシステムⅡ 座長：古谷博秀 (産総研) B-4 パーチャルジェットエンジンの開発 *福山佳孝、松下政裕 (JAXA)、横川忠晴 (物質・材料研究機構)、原田広史 B-5 家庭用コージェネレーションシステムに関する一考察 *岡本整、森本泰弘 (東海大院)、伊藤高根 (東海大学) B-6 マイクロタービン発電機の特性評価 *佐々木学、早坂清、一瀬雅哉、百々聡、中野晋、八木学、岸部忠晴、坪内邦良、山口和幸、井上知昭、福島敏彦 (日立)
15:10		15:10	
15:20	《一般講演》燃焼・燃焼器Ⅲ 座長：室田知也 (日立) A-7 既燃ガス中に予混合気を噴射する MGT 用燃焼器の開発 *足立貞雅、岩本厚、山崎由大 (東大院)、山田秀志、林茂 (JAXA)、金子成彦 (東大) A-8 ガスタービン燃焼器による VOC 処理・脱臭の試み *藤原弘、小山正道 (新潟原動機) A-9 VOC 処理用高温壁 DLE 燃焼器の開発 *小山正道、藤原弘 (新潟原動機)	15:20	《一般講演》システム 座長：壹岐典彦 (産総研) B-7 超臨界炭酸ガスを作動媒体とするソーラーガスタービンサイクル *宇多村元昭、玉浦裕 (東工大) B-8 常圧タービン (APT) の提案 (その1: 有効性の検討および基本動作について) 原田英一、北嶋潤一、*井上健司、田中一雄、足利貢、佐々江啓介 (川崎重工)、辻川吉春、金子憲一 (大阪府大) B-9 常圧タービン (APT) の提案 (その2: シミュレーションモデルと制御方法について) 足利貢 (川崎重工)、*佐々江啓介、井上健司、田中一雄 (川崎重工)
16:35		16:35	
16:45	《特別講演》 講師：和田年弥氏 (伊勢神宮禰宜総務部長) 座長：白鳥敏正 (首都大)		
17:45			

— 第2日 —

(一般講演 講演時間20分 討論5分、*印 講演者、連名者の所属が省略されている場合は後者と同じです)

第1室		第2室	
10:00	《一般講演》空力Ⅰ A-10 クラスターフアン騒音低減の実験的研究 *松田幸雄、岩瀬 識、齊藤喜夫、生沼秀司 (JAXA) A-11 URANSを用いたファン動静翼干渉による騒音の発生・伝播の数値解析 *山本一臣 (JAXA) 堀口泰生 (JAST)、榎本俊治、野崎理 (JAXA)、大石勉 (IHI) A-12 前方スライプ圧縮機動翼の亜音速失速に対する翼端隙間の影響 *今枝元広、名取拓実 (早大院)、加藤大、今成邦之 (IHI)、大田英輔 (早大) A-13 翼列性能に及ぼすレイノルズ数の影響 (広範な作動条件に対応する数値流体解析法の開発) *児玉大樹 (東大院)、渡辺紀徳、姫野武洋、鶴沢聖治 (東大)	10:00	《一般講演》伝熱・計測 B-10 単結晶材料の高熱流束バーナーリグ評価試験 *松下政裕、福山佳孝、藤沢良昭 (JAXA)、青木祥宏 (IHI) B-11 インピンジ冷却の流体・熱伝導連成解析における乱流モデルの影響 *馬場隆弘、今村太郎、山根敬、福山佳孝 (JAXA) B-12 道伝的アルゴリズムによる複合型インピンジメント冷却構造の最適化 (目的関数の効果) *船崎健一、山田和豊 (岩手大)、佐藤浩平 (岩手大院) B-13 レーザー散乱を利用したCT噴霧パターン計測装置の開発 *林茂 (JAXA)、高橋位 (東日コンピューターアプリケーションズ)
11:40		11:40	

昼休み (11:40~13:00)

13:00	調査研究委員会・学術講演会委員会 合同企画 オーガナイズドセッション「ガスタービン技術の歴史とその継承」 「オートバイトとガスタービンの開発物語 (仮題)」 「ガスタービン開発における技術の継承とエンジニアの教育を考える (仮題)」 大槻幸夫氏 (川崎重工) 杉村章二郎氏 (三井造船) 座長：渡辺紀徳 (東京大学)		
14:45	《一般講演》空力Ⅱ A-14 スラスト空気軸受の数値流れ解析 *石野実、内田博 (豊田中研) A-15 高圧・低圧タービン間の流動現象に関する数値的研究 *浜辺正昭、山脇るり子、濱崎浩志、谷光玄行 (IHI) A-16 単動翼列多段チップタービン駆動ファン (第三報) *岩瀬識、齊藤喜夫 (JAXA) A-17 風車用切欠き翼の空力特性に関する研究 *江口正一 (日大院)、石井進、平本政明 (日大)、野口常夫 (シグナスミル) 平野孝典 (拓大)、田中英穂 (東大)、藤本一郎 (拓大)	14:45	《一般講演》スチームタービン B-14 高温蒸気タービンシステムへのガスタービン技術の応用 *福田雅文、山下勝也、津田陽一 (東芝) B-15 小型貫流ボイラ発電システムのシステム解析 *古谷博秀 (産総研)、満田正彦 (神戸製鋼)
16:25		15:35	

《学術講演会委員会企画行事》

16:15	高校生のための科学技術公開講座 — ジェットエンジン：その超大パワーの秘密 — 白鳥敏正 (首都大)
17:45	藤 秀実 (IHI)

第 33 回ガスタービン定期講演会 (2005 年 9 月 14, 15 日)

参加申込書

(社) 日本ガスタービン学会 行

FAX:03-3365-0387

TEL:03-3365-0095

会社／大学等名称	
所在地	〒
TEL	
FAX	

参加者名 (所在地、連絡先が所属により異なる場合には、本用紙をコピーして別シートにご記入ください。)

フリガナ 氏 名	所 属	TEL FAX	所属学協会 (GTSJは会員番号)	会員 資格	懇親会 (3千円)	見学会 (5千円)
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席
					参加 不参加	出席 欠席

* 見学会は9月16日開催です。見学会の参加申込は8月2日までお願い致します。

【事務局への連絡事項】

払込方法(○印をつけてください) 参加費等入金予定日 月 日

1. 銀行 (みずほ銀行 新宿西口支店 普通 1703707)
2. 郵便振替 (00170-9-179578)
3. 現金書留

送金金額 円(内訳:)

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

*請求書の発行について

1. 要 宛名()
2. 不要

*領収書の発行について

1. 要 宛名()
2. 不要

“ガスタービン”って何だろう？ —ジェット機から発電所まで 環境に優しいエンジン—

ガスタービンは、発電所の発電設備、船舶等の動力さらには航空機のジェットエンジンとして活用されています。NO_xやCO₂などの排出物が少なく、また、発電用のものは燃料のエネルギーを効率よく電気に変えられるため、省エネルギー等、環境に優しい社会を目指す日本にとって無くてはならない存在です。しかしながら、一般の方々にはガスタービンがどのようなものなのか、あまり広く知られていません。今回の展示をご覧いただき、ガスタービンについて興味を持っていただければ、と思います。おもしろい展示が続きます。是非お越し下さい！



独立行政法人

国立科学博物館

(社) 日本ガスタービン学会
Gas Turbine Society of Japan

場所: 国立科学博物館 2F (入場料: 一般500円)
期間: 7月5日から10月2日まで
(ただし 9月5日～9月12日を除く)

○常設展示(7月5日～10月2日)

- ・FJR710ターボファンエンジン実機 (宇宙航空研究開発機構 所蔵)
- ・高効率ガスタービン模型 (日本工業大学工業技術博物館 所蔵)

○入替え展示

- ・7月5日～7月19日 発電用ガスタービン、セラミックガスタービン、スーパーマリンガスタービン
(川崎重工業株式会社)
- ・7月20日～8月1日 日本初のジェットエンジンネ20と最新のジェットエンジン、発電用ガスタービン
(石川島播磨重工業株式会社、株式会社東芝)
- ・8月2日～8月8日 発電用ガスタービン (株式会社日立製作所)
- ・8月9日～8月22日 発電用ガスタービン、小型及び超小型ガスタービン (三菱重工業株式会社、株式会社ソフィアプレジジョン、独立行政法人産業技術総合研究所、東京大学、他)
- ・8月23日～9月4日 未来の航空用ガスタービン: ATREXとフライングカー
(独立行政法人宇宙航空研究開発機構)

(9月5日～9月12日の間はお休み)

- ・9月13日～9月20日 ターボチャージャー (ターボシステムズユナイテッド株式会社)
- ・9月21日～10月2日 発電用ガスタービン実機、制御装置
(富永物産株式会社、日本ウッドワードガバナー株式会社)

今年の梅雨は初めのうち前線が南に下りていて晴天の日が続き、アウトドア派の人たちには喜ばれた一方で、夏の水不足が心配されました。このままで終わるのかと思っていたら、終盤になって前線が北上し、新潟などで大きな災害をもたらす大雨となりました。昨年来の天候不順がまだ続いているということのようです。ということで、鬱陶しい梅雨空を眺め、真っ青な夏空に想いを馳せつつ、最後の仕上げの編集後記を書いています。

7月号は5年振りで過給機特集といたしました。CO₂による温室効果も近年の天候不順の一因と言われています。京都議定書も何とか発効され、CO₂排出削減が加速されようとしている折でもあり、ディーゼルなどレシプロエンジンのCO₂低減や排ガスのクリーン化に有効な過給機はタイムリーなテーマであると考えています。

本誌を編集するにあたって、先ず、吉識先生に巻頭言をお願いいたしました。この中で過給機の歴史から今日に至るまでの概説をしていただきました。特集記事としては過給機メーカーの立場から車両用の小型過給機から船用の超大型過給機までの最新開発状況と技術動向について解説いただきました。さらに圧縮機など過給機構成要素の高性能化についての技術動向についても解説いただきました。合わせて、メーカーとは逆の視点からということでユーザーである船用ディーゼルメーカーや自動車メーカーの立場から最新の排ガス規制強化の動き、過給機に対する要求特性などについて解説いただきました。それぞれの分野において第一線でご活躍の方々に執筆いただきましたので、いろいろな視点から過給機に関する最新の動向を知る上でご参考にしていただければ幸いです。

喫茶室では東京海洋大学の刑部先生に「熱流体トレ

ニング」という題で肩のこらない不思議な熱流体のお話を紹介していただきました。また、研究所だよりとしては関西大学の松本先生にジメチルエーテルを燃料とする低NO_x燃焼の研究についてご紹介いただきました。

最後になりますが、本号刊行にあたり、執筆者の方々にはお忙しい中、快く原稿作成をお引き受けいただき、ありがとうございました。編集委員一同、心よりお礼申し上げます。なお、本号の企画編集は刑部委員（東京海洋大学）、木下委員（ダイハツディーゼル）、服部委員（三井造船）と渡辺（IHI）が担当いたしました。

〈表紙写真〉

ターボチャージャ用チタン製コンプレッサインペラ

説明；この写真は、チタン（Ti-6 Al-4V）製のコンプレッサインペラの外観である。近年のディーゼルエンジンの高過給化にともない、車両用過給機のコンプレッサの圧力比は益々高くなっている。そのため、コンプレッサインペラは高周速回転となり、遠心応力と空気温度の上昇により、従来のアルミ材では適用範囲の限界に達する。そこで、比強度と高温強度の高いチタン材の適用が注目されている。また、チタン材適用で許容応力限界の余裕度が増すことにより、空力設計の自由度が大きくなり、翼形状や翼厚の最適化による更なる性能改善にもつながっていくことが期待できる。今後、広く普及していくと思われる過給機関連技術のひとつである。

（提供 石川島播磨重工業㈱）

だより

♣事務局

今年は全国的に梅雨入りしてから余り雨が降らず、空梅雨で、6月というのに30℃をこす真夏の暑さでしたが7月に入ってからやはり梅雨本来の雨模様の毎日となりました。アジサイもやっと息をふき返しみずみずしく輝いています。そんな中、暑かったり寒かったりと不順な天候のためか花粉症からやっと解放されたと思ったのもつかの間、相変わらずティッシュを手放せない状態です。

さて、新年度に入ってから早速電力中央研究所の見学会・技術懇談会と新人教育に最適と評判の教育シンポジウムや三菱重工業の見学会・技術フォーラムが次々と開催されました。

そして、7月5日から3ヶ月間、上野の国立科学博物館新館2Fにおいて当学会との共催で「ガスタービンって何だろう？—ジェット機から発電所まで環境にやさしいエンジン—」をテーマにFJRエンジンや高効率ガスタービンをはじめ各企業からの展示がはじまりました。

科学博物館は来場者も多く小学生からお年寄りまで幅広い方々が見に来て下さっています。夏休み期間でもありますので、展示スケジュール等詳細をHPやこの学会誌会告でご確認いただき、お子様連れでも是非お出かけ下さい。

また、今年の定期講演会は会告にもありますように、三重県伊勢市で9月14.15.16日に行われます。見学会は今注目の万博、「愛・地球博」のバックヤードツアーを企画しております。万博も終了間近ですので、是非この機会に講演会参加を兼ねて足をのばされてはいかがでしょうか。

最近では行事の締め切りが近づくともメールアドレスを登録して下さっている方々へメールでご案内をお送りしているのですが、お送りした後ドッと申し込みが来たりします。きっと皆さん見逃されていることが多いでしょう。メール未登録の方で送信ご希望の方は、事務局までご連絡下さい。

[A]

今年の梅雨は初めのうち前線が南に下りていて晴天の日が続き、アウトドア派の人たちには喜ばれた一方で、夏の水不足が心配されました。このままで終わるのかと思っていたら、終盤になって前線が北上し、新潟などで大きな災害をもたらす大雨となりました。昨年来の天候不順がまだ続いているということのようです。ということで、鬱陶しい梅雨空を眺め、真っ青な夏空に想いを馳せつつ、最後の仕上げの編集後記を書いています。

7月号は5年振りで過給機特集といたしました。CO₂による温室効果も近年の天候不順の一因と言われています。京都議定書も何とか発効され、CO₂排出削減が加速されようとしている折でもあり、ディーゼルなどレシプロエンジンのCO₂低減や排ガスのクリーン化に有効な過給機はタイムリーなテーマであると考えています。

本誌を編集するにあたって、先ず、吉識先生に巻頭言をお願いいたしました。この中で過給機の歴史から今日に至るまでの概説をしていただきました。特集記事としては過給機メーカーの立場から車両用の小型過給機から船用の超大型過給機までの最新開発状況と技術動向について解説いただきました。さらに圧縮機など過給機構成要素の高性能化についての技術動向についても解説いただきました。合わせて、メーカーとは逆の視点からということでユーザーである船用ディーゼルメーカーや自動車メーカーの立場から最新の排ガス規制強化の動き、過給機に対する要求特性などについて解説いただきました。それぞれの分野において第一線でご活躍の方々に執筆いただきましたので、いろいろな視点から過給機に関する最新の動向を知る上でご参考にしていただければ幸いです。

喫茶室では東京海洋大学の刑部先生に「熱流体トレ

ニング」という題で肩のこらない不思議な熱流体のお話を紹介していただきました。また、研究所だよりとしては関西大学の松本先生にジメチルエーテルを燃料とする低NO_x燃焼の研究についてご紹介いただきました。

最後になりますが、本号刊行にあたり、執筆者の方々にはお忙しい中、快く原稿作成をお引き受けいただき、ありがとうございました。編集委員一同、心よりお礼申し上げます。なお、本号の企画編集は刑部委員（東京海洋大学）、木下委員（ダイハツディーゼル）、服部委員（三井造船）と渡辺（IHI）が担当いたしました。

〈表紙写真〉

ターボチャージャ用チタン製コンプレッサインペラ

説明；この写真は、チタン（Ti-6 Al-4V）製のコンプレッサインペラの外観である。近年のディーゼルエンジンの高過給化にともない、車両用過給機のコンプレッサの圧力比は益々高くなっている。そのため、コンプレッサインペラは高周速回転となり、遠心応力と空気温度の上昇により、従来のアルミ材では適用範囲の限界に達する。そこで、比強度と高温強度の高いチタン材の適用が注目されている。また、チタン材適用で許容応力限界の余裕度が増すことにより、空力設計の自由度が大きくなり、翼形状や翼厚の最適化による更なる性能改善にもつながっていくことが期待できる。今後、広く普及していくと思われる過給機関連技術のひとつである。

（提供 石川島播磨重工業㈱）

だより

♣事務局 ☒ ♣

今年は全国的に梅雨入りしてから余り雨が降らず、空梅雨で、6月というのに30℃をこす真夏の暑さでしたが7月に入ってからやはり梅雨本来の雨模様の毎日となりました。アジサイもやっと息をふき返しみずみずしく輝いています。そんな中、暑かったり寒かったりと不順な天候のためか花粉症からやっと解放されたと思ったのもつかの間、相変わらずティッシュを手放せない状態です。

さて、新年度に入ってから早速電力中央研究所の見学会・技術懇談会と新人教育に最適と評判の教育シンポジウムや三菱重工業の見学会・技術フォーラムが次々と開催されました。

そして、7月5日から3ヶ月間、上野の国立科学博物館新館2Fにおいて当学会との共催で「ガスタービンって何だろう？—ジェット機から発電所まで環境にやさしいエンジン—」をテーマにFJRエンジンや高効率ガスタービンをはじめ各企業からの展示がはじまりました。

科学博物館は来場者も多く小学生からお年寄りまで幅広い方が見に来て下さっています。夏休み期間でもありますので、展示スケジュール等詳細をHPやこの学会誌会告でご確認いただき、お子様連れでも是非お出かけ下さい。

また、今年の定期講演会は会告にもありますように、三重県伊勢市で9月14.15.16日に行われます。見学会は今注目の万博、「愛・地球博」のバックヤードツアーを企画しております。万博も終了間近ですので、是非この機会に講演会参加を兼ねて足をのばされてはいかがでしょうか。

最近では行事の締め切りが近づくともメールアドレスを登録して下さっている方々へメールでご案内をお送りしているのですが、お送りした後ドッと申し込みが来たりします。きっと皆さん見逃されていることが多いでしょう。メール未登録の方で送信ご希望の方は、事務局までご連絡下さい。

[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
ニッセイエプロ(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.4 2005.7

発行日 2005年7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 川口 修
〒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 ニッセイエプロ(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
ニッセイエプロ(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.4 2005.7

発行日 2005年7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 川口 修

〒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 ニッセイエプロ(株)

〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4

Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2005, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、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
ニッセイエプロ(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.4 2005.7

発行日 2005年7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 川口 修
〒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 ニッセイエプロ(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
ニッセイエブプロ(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.4 2005.7

発行日 2005年7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 川口 修
〒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 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2005, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、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。