

舶用ガスタービン雑感

三輪 光砂*¹
MIWA Kosa

キーワード: 舶用ガスタービン, 艦艇用ガスタービン, 高速船, 逆転タービン

Marine Gas Turbine, Naval Gas Turbine, High Speed Boat, Reversible Turbine

1. 石油危機の教訓

1973年から約10年にわたる第一次, 第二次の石油危機を経て, 原油価格は約10倍に上昇, 第二次大戦後, 種々の試行錯誤を経て芽生えかけたガスタービン商船の夢は, はかなくついでた。その後, 原油価格は下落, 20ドル/バレル前後と円換算で第一次石油危機後ぐらいで落ち着いている。しかし, 再び一般商船にガスタービンを積む話は聞かない。

現在, 商船の主機はほとんどすべてディーゼル機関である。そのうち大形船に使われる低速機関は, 燃料消費率120 g/PS・h(熱効率52%)と石油危機前にくらべ20%の節減を達成しており, 高出力化(単筒最大5,670 kW), ロングストローク(低速)化による推進効率の向上を併せて, 以前は大形タンカーやコンテナ船に用いられていた蒸気タービンをも過去のものとした(唯一の例外は実績至上主義のLNG船)。

安い石油をベースに石油危機前に計画され就航したガスタービン船が直面した困難の一つは, ディーゼルでは減速運転で燃料費の節約を図ることができるが, ガスタービンでは部分負荷時の熱効率が低いため, 減速運転による燃料費節約の効果が乏しいことであった。結果として, 約15隻のガスタービン船の一部はディーゼルに換装されたりディーゼルを付加したりした。以前, 商船は航海中はほぼ全力(MCR)で走るため, エンジンの部分負荷熱効率は問題にしないでよいとされてきたが, 石油危機は, 何十年と長期にわたって使用される商船には, 燃料費の変動に強い部分負荷熱効率の高いエンジンが必要なことを教えた。かかるガスタービンは複雑なサイクルを用いなければならない, 低質重油が焚けないことを併せてガスタービンの不利は決定的である。

石油危機後, 消息の乏しかったガスタービン商船のうち, シェブロン社の5隻のプロダクトキャリア(35,000 t)は健在で, 米国西海岸を中心に活躍中である。ガスタービン(GE, MS 3002 R, 12,000 hp)を後部デッキ上に置

いた電気推進方式は現在でも斬新であり, 最近, 旧式で老朽化した制御装置を, 補助ガスタービン(ラストンTB 3000, 3,000 hp)ともトリプルモジュラー・リダンダント(TMR)・デジタルシステムに替えて操作性, 信頼性とも大幅に向上したという。これらの船は1996年以降, 米国領海のタンカーに要求されるダブルハルの条件を満たしていることも改装に踏み切った理由で, 先見の明があったといえよう。

2. 艦艇用ガスタービン

艦艇用ガスタービンは, 英海軍が1947年, 航空転用形のガトリック(2,200 hp)をブースターとして砲艦に積んで以来, 各国はブースターや主機として開発を進めたが, 満足な成績を収めたものはほとんどなかった。その経験から, 1960年代末から70年代初めにかけて, 英海軍, 次いで米海軍が航空転用形ガスタービンの全面的採用を決め, 以降, 世界的に航空転用形による艦艇のガスタービン化が進んだ。

戦闘力の向上が至上命題の艦艇用に対しては, 石油危機がガスタービン化に影響することは少なかったとみられるが, 巡航用にディーゼルか小出力ガスタービンを用いるCODOG*²艦やCOGOG*³艦も少なくない。全力から巡航までを1台のガスタービンで賄おうとする艦艇用ガスタービンには, 1950年代初めロールス・ロイス社が試作したRM 60(5,400 hp)があり, 実船での試験も行われたが, 設計の理想に技術が追いつかず, 開発は中止された。サイクルは部分負荷に最も有利とされる3軸, 中圧出力タービン, 中間冷却(2回)・再生付であった。最近, 米海軍向けにウェスチングハウス社とロールス・ロイス社が共同開発したWR-21(26,400 hp)の陸上試験が行われた。原型エンジンはRB 211で, 3軸, 可変翼付低圧出力タービン, 中間冷却(IC)・再生(R)付である。熱効率を較べると, RM 60の全力20.2%, 50%出力22.6%に対し, WR-21は全力, 50%出力とも43%と約

原稿受付 1996年9月24日

* 1 船舶技術研究所(非常勤)

〒578 大阪府東大阪市鴻池町2-5-17-404

* 2 Combined Diesel Or Gas Turbine の略で, ディーゼルとガスタービンそれぞれを単独で使用

* 3 Combined Gas Turbine Or Gas Turbine の略で, ガスタービンのそれぞれを単独で使用

2倍であり、40年の歳月の重みを感じる。このICRガスタービンは、今後、艦艇用以外にも新しい用途を開拓することが期待される。

3. 旧ソ連の船用ガスタービン

冷戦終結のおかげか、最近、旧ソ連の船用ガスタービンの情報が少しずつ得られるようになった。英・米海軍が艦艇のガスタービン化を急いだのは、ソ連がいち早く艦艇をガスタービン化したためと聞くが、ソ連の艦艇用ガスタービンは航空転用形でなく、船用に開発したガスタービンであることは意外であった。もっとも、ソ連でも最初の船用ガスタービンは、1950年代にパトロールボートに積んだ航空用転用の3,000 kW機で、それをベースに開発したためか、外見上は航空転用形と変わらない。最初から船用としての使いやすさを考えて2スプール、フリータービン付にしたという。出力は3,000 kWから25,000 kWの間で数機種あり、船用以外に陸上の発電用、パイプラインの圧送用にも使われている。それらを船用転用形 (marine derivative) と呼ぶのにも驚いたが、さらに驚いたのは逆転タービンおよびコンバインドサイクル・プラントを実用していることである。逆転タービンはかつてGE社が実用化寸前に開発を中止した歴史があり、同社が単段出力タービンのボス側に逆転翼を置いたのに対し、ソ連式は3~4段の出力タービンの最終段の外周に逆転翼を設け、約20%の逆転出力を得ている。コンバインドサイクル・プラントはガスタービン本体の上にボイラーを、減速機の横に蒸気タービンと復水器を置く形でコンパクトにまとめられており、誘導ミサイル巡洋艦の巡航タービンに使われている。同艦は2軸の各軸にこの巡航タービン1台とブースター・タービン2台が歯車で結合されており、各ガスタービンは出力5,660 kW、すべて逆転タービン付である。他船では、後進に逆転減速歯車も使われており、二速減速、かさ歯車の減速機などあって、歯車技術は間違いなく優秀と思われる。しかし、なぜ可変ピッチプロペラを開発しなかったか、不思議である。

4. 高速船

最近のガスタービン船の建造状況は、高速船、特にフェリーが圧倒的に多い。船型はモノハル、カタマラン、水中翼付などがあるが、ガスタービンの出力は高速ディーゼルの出力上限を超える7千kW以上が多い。この出力域では重量、容積の点でガスタービン、特に航空転用形の優位は圧倒的であり、ウォータージェット推進装置の

採用と相まって40ノットを超える高速船の推進装置の決定版とみられる。出入港時などに低速用にディーゼルを併用する場合も、プロペラ推進では難しいCODAG*4が容易に適用できることも大きな魅力である。

運輸省はテクノスーパーライナー (TSL) 計画のもとで、輸送の陸から海へのモーダルシフトを狙って、1,000トンの貨物を50ノットで運ぶ超高速船を開発すべく1989年に技術研究組合を設立、試験船 (2形式) を試作、試験した。最近、実用船運行に向けた話も聞くが、高速化の要求はいつの時代も人が最も強いことを考えると、本計画から発展した大洋航行の超高速船が、国内にとどまらず、東南アジア全域で人と物との交流に貢献することが期待される。

高速船の需要は、今後、世界各地で高まり、大形・高速化とともにエンジンの高出力化が要求される。しかし、それに対しては、現在のような大形航空転用形ガスタービンを複数基用いることで対応できよう。一方、数の上では数千kWかそれ以下の出力への需要の方がはるかに多いと思われるが、この領域で適当な航空転用形は少なく、原型エンジンが新しかったり生産量が少ないときは価格も高い。この点で、1995年6月香港・マカオ間に就航したカタマラン型フェリー (332人乗、47ノット) に搭載されたソーラー社のトラス 60 M (5,250 kW) が注目される。同機は熱効率が32%と同出力域の航空転用形に劣らず、重量も0.6 kg/kWと軽い。産業用ガスタービンも設計次第で高速船用として十分な資格があるということである。今後はわが国でも航空用、陸用で培ったガスタービン技術が船用に生かされ、TSL計画で得た技術や経験を併せて、世界に誇れる純国産の高速船が誕生することを期待したい。

5. おわりに

船用ガスタービンにつき思い付くままに述べたが、現状では船用ガスタービンに対する関心は、ガスタービン関係者の間でも高くないように思われる。しかし、将来は船用においてもSOxやNOxの排出規制が強化され、振動、騒音などを含めて環境問題に対するガスタービンの利点の評価が高まることは確実である。したがって、ガスタービン自体の性能向上と、陸上の発電用プラントに倣った蒸気とのコンバインドサイクル化などによる大幅な燃料費の節減が得られれば、一般商船のガスタービン化が、再び脚光を浴びる日が来ることも夢ではないであろう。

* 4 Combined Diesel And Gas Turbine の略で、ディーゼルとガスタービンを並列に使用

一 特 集 一 船舶用ガスタービンとその応用 メタノール利用発電システム

一ふたつの特集にあたって一

菅 進*1
KAN Susumu

本号は「船舶用ガスタービンとその応用」および「メタノール利用発電システム」の2つの特集を組むことになった。学会誌12月号の企画は編集委員会の立ち上がりによってすぐ方針をきめる必要があつて一番苦しい号である。いくつかのテーマを並行して検討を始めるが、今回はふたつのテーマがいずれも大変うまくまとまった。担当の高木理事（三井造船）のおかげであり、ご多忙にもかかわらず本誌のためにご執筆いただいた各論文の著者に厚く感謝する次第である。

〈船舶用ガスタービンとその応用〉

船舶用ガスタービンに関する記事は本学会誌では非常に少ない。我が国ではガスタービンは自衛艦用として多く使われているが、商用船舶における現在の利用例はジェットフォイル十数隻、初期に建造されたホーバークラフト数隻（最近建造されるものは全てディーゼル機関を採用している）に限られる。生産統計資料をみても自衛艦を除く船舶用ガスタービン（浚渫船、ホーバークラフトを含む）の生産台数・生産出力は極めて少ない。しかし、1989年に開始されたテクノスーパーライナーの研究開発は実海域模型船の建造・運航試験へと進み、その技術的成功はガスタービンが本格的に商用船舶に使用される時代の可能性を船舶関係者に印象づけた画期的な出来事となった。すでに知る人が少なくなって来ているが、我が国のガスタービン開発の出発点といえる国産1号ガスタービン、練習船北斗丸に搭載され実験された国産2号ガスタービンがいずれも船舶用主機を目標としたことを考えると、40年を越える歳月を経てガスタービンが再び海に帰ってきたという感慨をもつ。

このような中で本号の船舶用ガスタービン特集が企画された。ここでは、艦艇用ではなく商用の船舶および海洋構造物で利用されるガスタービン技術、運用状況、課題、展望を扱うことにし、執筆は国内4社と海外2社にお願いした。テーマ分担は船舶および海洋域におけるガ

スタービンの利用について総論的に2件（IHI、川崎重工）、テクノスーパーライナーのガスタービンを中心に2件（三菱重工、三井造船）、海外の中小型ガスタービンについて2件（ソーラー、アリソン）とした。商用船舶へのガスタービン適用の方向性は必ずしもまだ定かではないため、特集全体の総論は置かずに、各執筆者にそれぞれ総説も課題も展望も書いていただくことにした。従って、各論文は各社のガスタービンを中心に執筆されるとともに、将来の課題と展望に各社の考え方が率直に出されたのではないかと考えている。

随筆には本特集にふさわしく、前述の国産1号、2号ガスタービンに深くかかわられた三輪光砂氏に「船用ガスタービン雑感」をいただくことができた。

来年度から運輸省の補助金による船舶用小型ガスタービンの開発が5年計画で国内数社の参加のもとに進められることになった。出力は2500 kW、熱効率は再生サイクルを採用して38-40%、NO_xはドライ燃焼方式により1 g/kWhを達成、燃料としてはA重油を使用する。高速船用として競合する高速ディーゼル機関に対して熱効率で同程度、NO_xは1/10から1/20をめざしている。ガスタービンを船舶に適用しようとする場合、従来は軽量小型という特性を生かした高速船が第1に上げられたが、今回の開発では、将来ますます強化されるであろう船舶からの排気規制を視野に入れ、かつ、CO₂排出量削減の要求にも対し得るように熱効率改善の目標を思い切って高くとり、500トンクラスの内航船に使用するとしたところに特徴がある。

本学会誌の1995年6月号で葉山前会長は会長就任挨拶の中で、発電用として大いに発展を遂げた陸上用ガスタービンに続いて、次に進展が期待される分野として船用ガスタービンを上げられ、超高速船への適用とともに環境にやさしい原動機としての大きな可能性を示唆されている。大槻現会長はガスタービンの環境問題における優位性を常に主張されている。船舶におけるガスタービンの将来性は、超高速船用に止まらず、環境問題への優位性という特性によって一般船舶の主機・補助原動機としても大きな可能性があるように思われる。

原稿受付 1996年11月5日

*1 船舶技術研究所 〒181 東京都三鷹市新川6-38-1

船舶および海洋でもガスタービン利用の時代が始まることを予感しつつ、本特集が関係される方々に活用されることを期待する。

〈メタノール利用発電システム〉

ガスタービンに関する国家的プロジェクトが数多く実施されているが、これらの内容及び結果を幅広く発表していくことは、ガスタービン学会誌の役割の一つとして大切なことと考えている。ガスタービンに関するプロジェクトにはガスタービン機関の研究開発とガスタービンを利用した熱的及び機械的システムの研究開発に大別されるが、今回取り上げたメタノール利用発電は後者に属するものであり、幸いにも昨年度プロジェクトが終了し、時期を逸せず特集を組むことを企画した次第である。

国家的プロジェクトは、多くの場合、長期的な展望に立った課題を中心としているため、関係する研究開発機関・企業の数も多く、また長期間にわたるため、ともすれば全体が掴みにくい場合があった。今回は、通産省並びに新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）のご好意により、このプロジェクトの中心的な部分を解説記事として紹介頂けることになった。

このプロジェクトの名称は「石油火力発電所メタノール転換等実証試験」であり、石油代替エネルギーの利用技術の研究開発の一つとして、“メタノール供給可能性調査”から始まり“メタノール利用発電技術総合評価調査”まで、昭和56年から平成7年までの約15年間実施され

た。この間の研究成果の内、メタノールサイクルの特徴、メタノール改質型ガスタービン発電システムの実証試験、メタノール発電システムの総合的評価、メタノール燃焼用燃焼器の開発など、主にガスタービンに関連した内容で執筆頂いた。ここで取り上げられているメタノール改質型発電システムは、現在普及しているガスタービンと蒸気タービンとの複合発電システムとは異なり、原動機がガスタービンのみである点がその特徴の一つである。

長期的展望に立った研究開発は、社会的・経済的環境の変化によって、その実用化が直ちに行われないうようなこともあり、その評価は中々難しいようである。しかし、これだけ広範囲な研究開発は世界的に見ても数少なく、メタノールが、自動車用なども含めて、燃料としての市場性を有するようになった時、その研究成果は大いに役立つものと思われる。また、これらの成果が得られるまでには、関係者の方々には多くの苦労があったのではないかと推察しているが、ガスタービンの発展を期待するものの一人として、その努力を讃えたい。

既に述べたように、ガスタービンは、その小型大出力という特徴を生かし、航空機用ジェットエンジンを初め、事業用及び産業用発電システムの中核的原動機として大きな位置を占めるようになってきた。メタノール利用発電システムは、その適用分野を更に広げられるシステムの一つと考えられる。昨今、電力卸供給などに関する規制緩和なども進められており、本特集が発電事業に携えられる関係者を初め、多くの方々の参考になることを期待したい。

特集・船舶用ガスタービンとその応用

船舶及び海洋域でのガスタービンの利用 (1)

千葉 正俊^{*1},

CHIBA Masatoshi

識名 朝春^{*1}

SHIKINA Tomoharu

1. はじめに

船用推進機関として最初に使われたガスタービンは、1947年に英国 MGB 砲艦に搭載された Gatric (1,800 kW)といわれている。それからほぼ半世紀が経過した現在、ガスタービンは主に航空転用型がその小型・軽量・大出力の特性を生かして、各国海軍の艦艇用として広く採用されている。一方、商船用推進機関としては、使用燃料として蒸留油を使用することや熱効率等の燃費経済性の面から、従来はホバークラフト・水中翼船等の特殊な船での使用に限られてきた。しかしながら、他の交通機関同様に、海上輸送にも高速化の要請が高まってきており、陸上輸送からのモーダルシフト指向の追い風も受けて、高速フェリーや高速貨物船の需要が国内外で高まってきている。高速船では大出力が必要となるが、一方で、機関の重量・容量もペイロード・船速に影響を与え、商船としての経済性を左右する。航空転用ガスタービンは、小型・軽量・大出力という特性により、これらの船舶の推進機関に最も適したものである。加えて、航空機及び艦艇での膨大な使用実績を背景とした高い信頼性・稼働率と整備性の良さは、商船の収益性を高めることが期待される。更に、昨今の地球環境保全にたいする関心の高まりから、船用機関にも厳しい排ガス規制が求められてきており、この面でもガスタービンは、その要求に応えることのできる機関である。このようにガスタービンは、商船用推進機関としてもその展望が大きく開けてきている。ここでは、現在船用ガスタービンで世界をリードしている米国 General Electric 社 (以下 GE 社) のガスタービンを中心に、主に商船用及び海洋域での利用状況と課題について紹介する。

2. 船用ガスタービンの歴史と最近の動向

初期の段階では船用ガスタービンは重構造型が中心で、1950年代から60年代前半には重構造型ガスタービンを使用した艦船が造られた。しかし、その数は十数隻にとどまった。

一方で、航空転用型の船用化対策が次第に進められ、1960年代後半に入ると、航空用ターボジェットエンジンの発達にともなって航空転用型船用ガスタービンが開発

され、その小型・軽量・大出力の特性を生かし艦艇用及び高速艇用の推進機関として採用された。英国・RR社のオリンパス、プロチウス、タイン、米国・P&W社のFT 4, FT 12, 米国・GE社のLM 1500, LM 100等がその代表で、第一世代のガスタービンといわれている。

更に、1970年代になると、高効率の航空用ターボファンエンジンをもとに、効率・耐久性・整備性等に飛躍的進展をみた第二世代の船用ガスタービンが開発され、艦艇用推進装置としての採用が一層拡大した。この第二世代船用ガスタービンの代表格が、GE社航空用ターボファンエンジンTF 39/CF 6をもとに開発したLM 2500である。LM 2500では、タービン耐熱材料としてニッケル基合金を採用し、動静翼には冷却構造を取り入れ、さらに船用環境での耐久性を向上させる耐食コーティングを施すことにより、従来のガスタービンに比べ燃料消費率で30%低減、耐久性(オーバーホール間隔; TBO)で2倍以上となった。第二世代のガスタービンとしては他に、GE社のLM 500, LM 1600, LM 5000, LM 6000, RR社のスぺイ SM 1 A, SM 1 C, P&W社のFT 8等がある。

1980年代後半から90年代にかけて、これら第二世代の船用ガスタービンは、高速商船用推進機関としての採用も増えてきている。高速航行では、推進効率や推力の面でウォータージェットポンプがプロペラに対し有利となってくるが、その駆動源として、同じターボ機械であるガスタービンは適合性を持っており、小型軽量大出力を必要とする高速商船の推進装置としては、航空転用型ガスタービンとウォータージェットポンプの組合せが趨勢となってきた。ガスタービン推進の高速商船の具体例については4項で紹介する。

3. GE系航空転用型船用ガスタービン

GE系の第二世代航空転用型船用ガスタービンとしては、LM 500, LM 1600, LM 2500, LM 5000, LM 6000がある。これらの主な諸元を表1に示す。

LM 2500(図1)は、主に艦艇用として世界各国の約340隻の船に870台以上が使用されており、船用ガスタービンとしてのベストセラー機種である。米空軍の輸送機C-5A用エンジンTF 39及びボーイング747、ダグラスDC-10等に搭載されているCF-6を母体として開発され、Ro/Ro型輸送船Callaghan号での実用試験での好結果を背景に、1970年には米海軍の新計画船“Spruance”級

原稿受付 1996年9月24日

*1 石川島播磨重工業(株)

〒190-12 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229

表1 GE系航空転用ガスタービン

	LM6000	LM5000	LM2500+	LM2500	LM1600	LM500	備 考
出 力 (SHP)	56,050	55,000	37,000	33,600	20,000	6,000	条件
(kW)	41,800	41,000	27,600	25,055	14,915	4,474	温度; 15(℃)
S F C (g/kW-hr)	210	219	219	229	226	251	圧力; 海面圧力
空気流量 (kg/s)	124	127	79	69	45	16	湿度; 60%
排気温度 (℃)	471	486	516	566	513	565	吸排気抵抗; 0
出力タービン回転数(RPM)	3,600	3,600	3,600	3,600	7,000	7,000	
モジュール長さ(m)	9.8	11.0	8.1	8.1	6.8	4.1	
幅 (m)	3.3	3.3	2.6	2.6	2.4	1.9	
高さ(m)	3.2	3.2	3.1	3.1	2.8	2.4	
重量(t)	24.9	27.6	16.6	16.0	12.0	7.1	

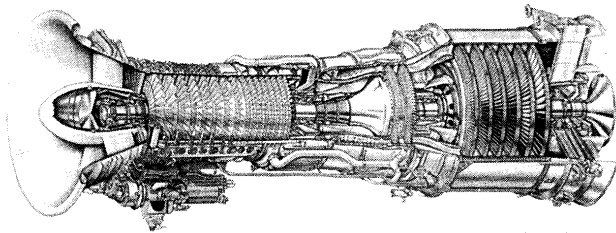


図1 LM2500 ガスタービン

駆逐艦の推進機関として採用が決定されている。その後も要素改良が続けられ、高圧タービンの再設計等を通して出力の増強と熱効率の向上が図られた。1991年に就役した米海軍最新鋭イージス駆逐艦“Arleigh Burke”級の推進機関にも採用されている。その他各国海軍にも数多く採用されており、我が国の海上自衛隊においても、“こんごう”級イージス護衛艦及び“むらさめ”級護衛艦の推進機関として使用されている。商船用としても1990年代に入って、イタリアの“Aquastrada”，スウェーデンの“Stena HSS 1500”といった高速フェリーに採用されてきている。更に、LM2500の派生型として、圧縮機の最前段に一段追加する等の変更により、10%の出力増と4%の効率の向上を提供するLM2500+（プラス）も開発されている。尚、このタイプは陸上用においては約30,000 kWの出力域で使用される。

LM1600（図2）は、米海軍戦闘機F/A-18等に搭載され導入以来優れた性能と信頼性を示しているターボファンエンジンF404を船用化してガスジェネレータとし、これに新たに設計した出力タービンと出力軸を取り付けたものである。最新鋭航空機用エンジンの先端技術に、LM2500等の経験・実績によって積み上げられた船用ガスタービンの技術を組合せたものである。船用化に当たって実施したものは、空気取入口の変更、低バイパスファンのバイパス流削除にともなう翼及び空気通路の変更（低圧圧縮機化）、新しい抽気用ケーシングの取付け、燃焼器ライナ及び高圧タービン翼の耐蝕コーティング、高圧タービン動翼冷却空気最適化等である。その性能は、出力タービン回転数7,000 rpmで出力14,900 kW、燃料消費率230g/kWh（熱効率36.6%）である。

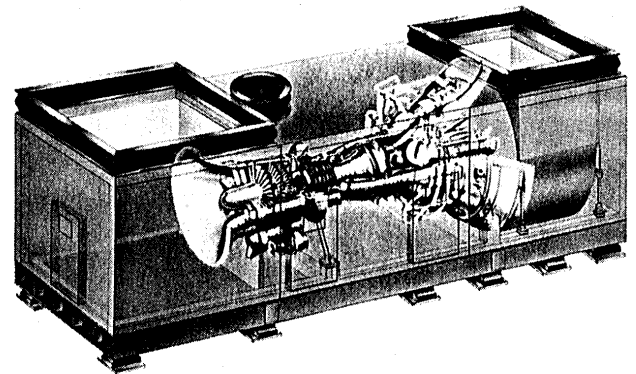


図2 LM1600 ガスタービンモジュール

3段低圧圧縮機、7段高圧圧縮機、1段高圧タービン、1段低圧タービンの全12段の構造で全体圧力比22、タービン入口温度1,240℃のガスジェネレータを構成し、よりコンパクトで、かつ、このクラスのトップレベルの熱効率を実現している。図3はベースとなったF404とLM1600のガスジェネレータ部の比較図である。このエンジンは、特に民間高速船で採用が先行している。1991年にイタリアで建造され、翌1992年11月にはニューヨーク・プリマス間を58時間38分（平均時速53 kt、最高速度66 kt）で走破して大西洋横断のブルーリボン賞を獲得した長さ67 mの“Destriero”（図4）では、3基のLM1600がそれぞれ減速装置を介して、ウォータージェットポンプを駆動している。1991年にドイツで完成した1,000 t・73 mの大型ヨット“ECO”では、MWMディーゼル2基との組合せで1基のLM1600がブースターとして使われ、約38 ktの速度を出している。更に、1996年に就航して話題を集めている“Stena HSS 1500”にも、LM2500との組合せで搭載されている。1996年中には、LM1600搭載のデンマークの高速フェリー“Sea-jet 250”も運航を開始する予定になっている。

LM500は、米空軍機A-10A、米海軍機S-3A用ターボファンエンジンTF34及び民間機用CF34を船用化したもので、デンマークの掃海艇やホンコンの高速双胴フェリー“Foilcat”の推進機関に使われている。我が国では、海上自衛隊のハイドロfoil型ミサイル艇に採用されている。

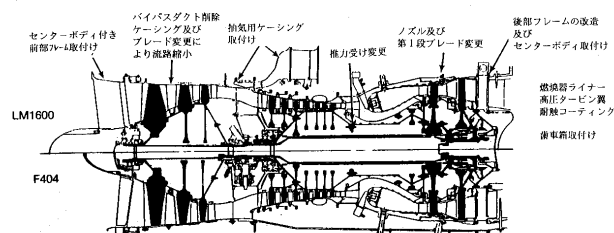


図3 F404とLM1600 ガスジェネレータ部の比較

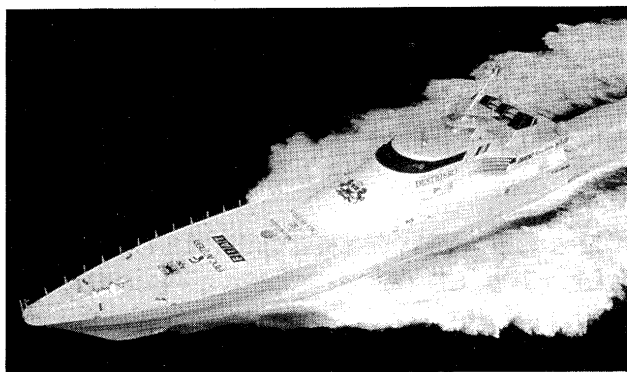


図4 Destriero

LM 5000, LM 6000 は、民間大型航空機等に数多く搭載されている高性能ハイバイパスターボファンエンジンCF 6-50 及び CF 6-80 を母体として船用化したもので、1基当たり 40,000 kW 以上の出力を持つ。

4. ガスタービン推進の高速商船

GE 系ガスタービンを搭載した民間高速船の例は前項でもふれたが、この一覧を表2に示す。これ以外にも、欧州の造船会社を中心に計画中のものがある。

ここでは、今年4月に英国のウェールズとアイルランド間で商用運航を開始し話題を集めている“Stena HSS 1500”の推進機関を紹介する。HSS 1500 (図5)は、スウェーデンに本社を置く Stena Line 社が、1993年にフィンランドの Finnyards 社に3隻(別にオプション1隻)発注した、世界最大といわれている高速双胴船フェリーである。全長126 m、全幅40 mで、乗客1,500人と乗用車375台を巡航速度40 kt以上で運ぶことができる。このタイプの第一番船“EXPLORER”の就航により、英国ウェールズ/アイルランド間(Holyhead/Dun Laoghaire 間=60 マイル)の航行時間が、従来の3時間半から100分を切るところまで短縮されたという。推進機関は、LM 2500 (20,500 kW) 2基、LM 1600 (13,500 kW) 2基で、“father-and-son”と呼ばれる配置方式をとっている(図6)。双胴船のそれぞれの船体内で、1基ずつのLM 2500とLM 1600が共通の減速機を前後から駆動している。この減速機は、2台のKaMeWa社製のウォータージェットポンプ(16,800 kW)を駆動しており、22 ktまでの比較的低速域ではLM 1600のみを使用し、32 ktまでは逆にLM2500のみを使用する。これ以上の速度が

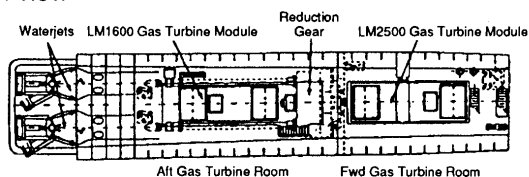
表2 GE系ガスタービン・ウォータージェット推進高速船

船名等	保有国	用途・要目等	速力	推進システム	就役
Destriero	イタリア	高速ヨット 全長 67m	53kt	COGAG LM1600(15000kW)×3 Water Jet×3	1991
Foilcat	ノルウェー	高速双胴客船 全長 40m 乗客 400	50kt	COGAG LM500(4475kW)×2 Water Jet×2	1991
Eco	ドイツ	高速ヨット 全長 65m 最大幅 10.7m	38kt	CODAG LM1600(13800kW)×1 MWM Diesel(3680kW)×2 Water Jet×3	1991
Aquastrada	イタリア	高速フェリー 全長 101m 最大幅 14.5m 排水量 990t 乗客 450 乗用車 120	40kt+	CODAG LM2500(20800kW)×1 MTU Diesel(3600kW)×2 Water Jet×3	1993
Setna HSS1500	スウェーデン	高速双胴フェリー 全長 124m 乗客 1500 乗用車 375	42kt	COGAG LM1600(13050kW)×2 LM2500(20200kW)×2 Water Jet×4	1996
Seajet 250	デンマーク	高速双胴フェリー 全長 78m 乗客 450 乗用車 120	42kt	LM1600(12400kW)×2 Water Jet×2	1996



図5 HSS 1500

Plan view



Profile view

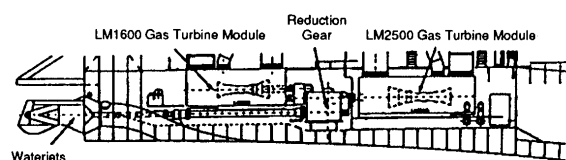


図6 HSS 1500 機関室配置

必要な時は、4基すべてが駆動される。このアレンジにより、航海ルートや季節により様々に変わる出力要求に、柔軟にかつ高効率で対応できるようになっている。

新しいガスタービン推進の高速船が登場してきているのは上述した通りであるが、一方で、既存の船の速度を上げ収益を増加させることを狙って、主機をディーゼルから航空転用型ガスタービンに換装する動きも、一部で見られている。米国北西部でフェリー運航を行っている Clipper Navigation 社は、全長 40 m・324 人乗りの高速フェリーの推進機関を、ディーゼル 2 基からガスタービン (Lycoming TF 40 B) 2 基に換装することにしている。この結果、エンジン 1 基当たりの出力は、1,940 kW から 2,980 kW へ増加するが、船体重量は、逆に 10 ton 減少する。これにより自社の 71 マイルの航路での航行時間を、現在の 2 時間 30 分から 1 時間 45 分に短縮でき、米国とカナダを結んでいる航路での一日当たりの航行を一回増して、計 6 回にできるという。高速商船においてガスタービンがもたらす経済的優位性を示す例として注目される。

5. 海洋域でのガスタービン利用

海洋環境下での運用に耐えられる様な対策が施された航空転用型船用ガスタービンは、小型・大出力という特性により、海洋作業基地 (オフショアプラットフォーム;

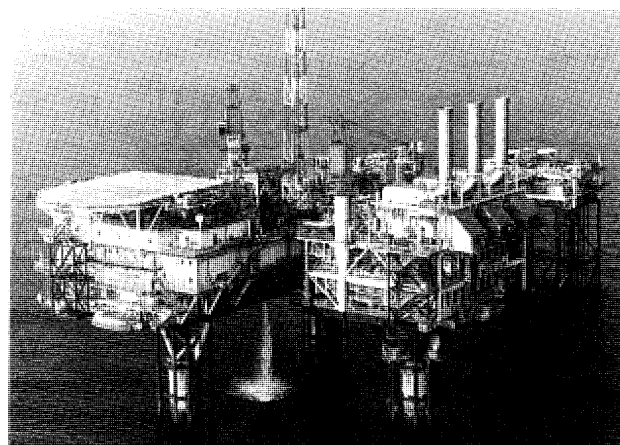


図7 オフショアプラットフォーム

図7)での機械駆動や発電機駆動用機関としても数多く使われている。GE 系航空転用型ガスタービンでは、現在までに約 180 台が採用されており、1990 年代に入ってから納入数がそのほぼ半数を占めている。また、地域別に見ると北海の大油田地帯での使用が多く、GE 系のものの納入実績の約半数が、この海域向けである。機種としては、LM 2500 がそのほとんどを占めるが、1990 年代に入って LM 1600, LM 5000, LM 6000 も導入され納入実績を伸ばしている。

6. 船用ガスタービン周辺機器開発

ガスタービンの船用機関としての適用に対しては、ガスタービン本体の他に関連周辺機器の発展に負うところが大きい。

ガスタービン推進船では、その出力要求区分により、複数のガスタービンや場合によってはディーゼルとの組み合わせにより、推進機関系が構成される。また、ガスタービンは、高速で回転する機械であり、その出力をプロペラやウォータージェットに伝達する際には、減速する必要がある。このため、減速機が必要であるが、減速機には低損失や耐久性はもとより、ガスタービン本来の利点を損なうことのないよう小型軽量化が求められる。特に、航空転用型ガスタービンは高速であり、高い減速比を必要とするため、遊星歯車とすることが多い。

本来逆転機構を持たないガスタービンでは、船用での後進は、クラッチ使用逆転歯車装置によるか、可変ピッチプロペラ (CPP) が使用される。また、逆転用ベーンの出し入れで前後進切替ができる流体逆転継手も開発されており、SSS (synchronous-self-shifting) クラッチとの組合せで、米海軍補給艦 (AOE-6) に採用されている。ウォータージェットポンプが使われる高速船での後進には、リバーサーが使用される。

高速船においては、推進効率と推力の面でウォータージェットポンプがプロペラに対し有利となり、一般に 30 kt を超えるとウォータージェットが使われることになる。図8にKaMeWa社製のウォータージェットシステ

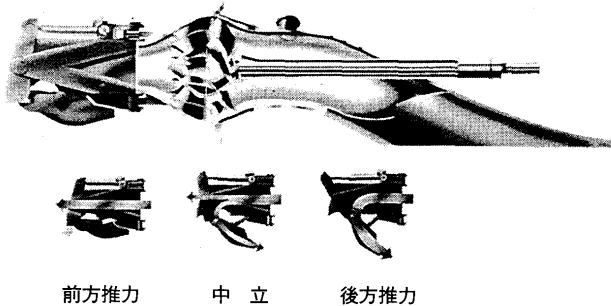


図8 KaMeWa社製ウォータージェットシステム

ムを示す。17,000 kW 級のものも開発されているが、商船用として今後ともより高効率大馬力のものの出現が期待される。

ガスタービンを海上で使用する場合、吸気塩分の圧縮機翼への堆積は、効率及び出力の低下をきたすばかりでなく部材の腐食にも繋がるので、吸気塩分除去装置（デミスタ）が重要な機器になる。海上雰囲気中の塩分濃度は、船速 30 kt では 3.6 ppm 程度であるが、40 kt では 50 ppm にもなるので、高速船ではより高性能な吸気デミスタが要求される。慣性式とメッシュ式の組合せが主流である。圧力損失やガスタービン入口偏流を抑えることが重要であり、設計にあたっては、モデル試験も行われるが、CFD (Computational Fluid Dynamics) の活用も広がっている。

ガスタービンの発生する騒音の外部への伝播を抑えるために、吸気ダクト及び排気ダクトには、それぞれ消音器が設けられる。吸気側では、軽量化を考慮し、耐食アルミ合金等を使用したスプリッタ型が用いられている。大型機の場合、エンジンの換装は吸気ダクトを通して行われることが多く、消音器は取り外しが可能な設計としておく必要がある。排気側でも小型・軽量のものが望まれ、排気音の周波数特性に応じた形態が選択されるが、一般には、ガスタービンの高周波成分を減衰させるためスプリッタ型が採用されている。

ガスタービンの制御装置は、デジタル化が進められており、最近では信頼性と整備性の向上のために、自己診断機能を持たせているものが多い。また、ガスタービンの作動状態を常に把握して効率的な整備につなげるため、ガスタービンの主要パラメータを計測・解析する、いわゆるコンディションモニタリング機能を持たせる傾向にある。これらは、航空機用エンジンで一般的に行われており、その技術を船用エンジンに應用しているものである。

7. 課題と将来展望

ガスタービンは、ディーゼルエンジンに対し熱効率が劣り、特に部分負荷における効率の低下が欠点とされる。高効率化のために船用ガスタービンにおいても、要素効

率の改善や、耐熱材料、熱遮蔽コーティング、冷却技術等の分野での新しい研究開発の成果を取り入れて、サイクルの高圧力比・高温化が図られている。また、ガスタービンの排熱の持つエネルギーを蒸気タービンで動力として回収し、システムとしての効率向上を狙った RACER (Rankine Cycle Energy Recovery) システム (図9) が、一時米海軍で研究された。しかし、蒸気タービンサイクルの導入により、小型・軽量・取り扱い容易・船内整備作業軽減といった、ガスタービン本来の利点が失われることになり、現在研究は中断されている。従って、船用としては、排気の持つエネルギーの回収手段として、いわゆる熱交換器を用いた再生サイクルや中間冷却再生サイクル (図10) が注目されている。これらは、従来のガスタービンの燃料消費率を約 30% 改善することが期待され、現在米海軍は中間冷却再生サイクルの研究を進めている。しかしながら、これらはやはり重量・容積を増加させるため、高速船への採用に当たっては、燃料搭載量との慎重なトレードオフが必要となろう。ま

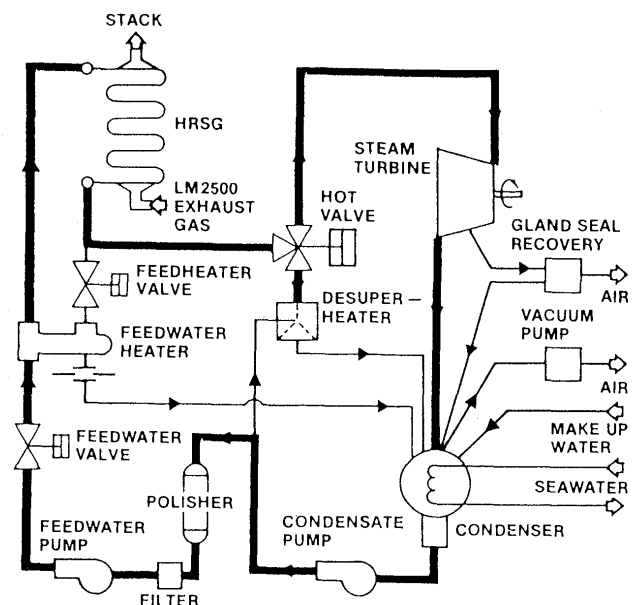


図9 RACER システム概念図

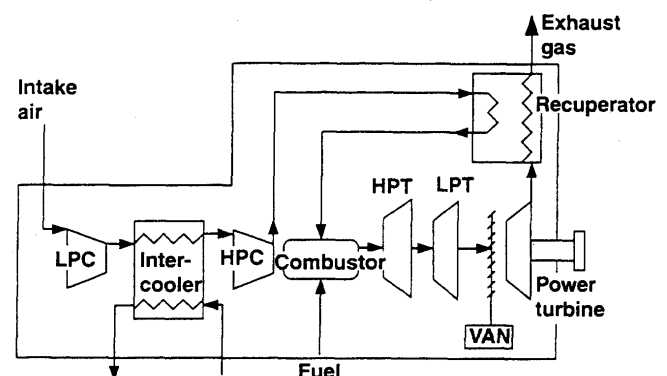


図10 中間冷却再生サイクル概念図

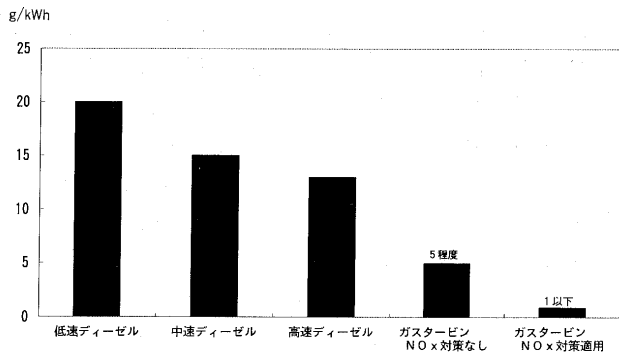


図 11 船用各種機関の NOx 排出量

た、システムが複雑化するため、実船での本格的な使用には、信頼性・耐久性の十分な実証が行われることが重要である。

船内の電気需要の増大とともに、これに対応するシステムとして、電気推進の研究が進められている。電気推進では、船内サービス用発電装置を別途設ける必要がなくなり、その分の重量・容積が節減される。また、ガスタービンは減速機を介した数十 m のプロペラ軸から開放されるため、配置の自由度が増し、船の上部デッキに配置することも可能となる。この結果、吸気ダクトや排気ダクトの容積を減らすことができ機関室自身も小型化できる。更に、複数のガスタービンを組み合わせ、出力要求にあわせて必要数のガスタービンを定格出力付近で作動させることにより、部分負荷での燃料消費率の悪化をさけることが可能となる。減速機や逆転機構を不要とすることもできるため、振動や騒音の低減も期待される等メリットが大きい。超電導技術の進歩により、小型・軽量の発電機、モータが実現し、21 世紀の早い時期に電気推進船が実用化されると考えられる。

船用機関に対する NOx 排出規制は、陸上発電機関等に比べて緩やかであるが、地球環境保全の観点から、船用機関としても出来る限りの削減の努力が必要とは言うまでもない。ガスタービンはディーゼル機関と比べ、NOx 排出量は遥かに少ないクリーンなエンジンといえるが(図 11)、今後商船への普及の拡大を図る上で更なる排ガス対策が重要である。船用の場合、蒸留水の量に制限があるため、水噴射方式ではなくドライ低 NOx 燃焼が前提となる。陸上用ガスタービンでも多く使用されている希薄予混合燃焼器等が、採用されつつある。図 12 は、燃料と空気流量配分を段階的にコントロールし火炎温度をきめ細かく制御することにより、NOx 発生を抑制する 3 重アニュラー型ドライ低 NOx 燃焼器

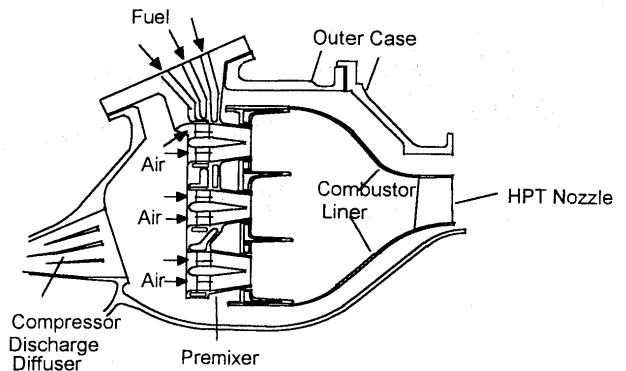


図 12 LM 6000 ガスタービンドライ低 NOx 燃焼器

(LM 6000 用) である。

8. まとめ

航空転用型の船用ガスタービンは、その小型軽量大出力という特性を最も生かせる艦艇用の推進装置として全盛期を迎えているが、商船用には、主にコストの面から採用が手控えられていた。しかしながら、近年の大型高速フェリー等の需要の伸びは、その推進機関として航空転用型ガスタービンの商船への採用の道を徐々に拡大してきている。船主に対しては、小型軽量大出力ゆえのペイロード増、高船速や整備性の良さによる収益性の高さ、また乗客にとっては、移動時間の短縮、低振動・低騒音・クリーンな排ガス等による快適さといった利点をもたらすことが認識されてきたのが、その背景である。

地球環境保全への対応が急がれる中、ガスタービン製造に携わる者として、低公害機関であるガスタービンの商船への適応性を高めるべく、性能改善とコストの低減に努める所存である。

参考文献

- (1) 船用ガスタービンの最近の動向; 田辺清; 第 22 回ガスタービン定期講演会論文集 1994. 5
- (2) 高速船用ガスタービンについて; 千葉正俊; 日本船用機関学会月例講演会論文集 平 7. 9
- (3) Aeroderivative Gas Turbine Experience/Applications; GE Marine & Industrial Engines 1995/1996
- (4) Jet ferries are revolutionizing commercial marine transport; Gas Turbine World May-June 1996
- (5) Recent Gas Turbine Applications in Large Commercial Vessels; ASME Paper No. 94-GT-120

特集・船舶用ガスタービンとその応用

船用及び海洋域でのガスタービンの利用 (2)

岩本 敏昭*¹

IWAMOTO Toshiaki

キーワード: 輸送機関用エンジン, 航転型ガスタービン, ICR ガスタービン, WR-21, 電気推進,
ガスコンプレッションモジュール
Transport Engine, Aero-derivative Gas Turbine, ICR Gas Turbine, WR-21,
Electrical Propulsion, Gas Compression Module

1. まえがき

船用ガスタービンの分野では, ここ 20 年余りは艦艇用主機及び艦内発電用として, 国内外において圧倒的な地位を得ている。現在, 国内では主機及び発電用を合わせて, 200 台以上のガスタービンが運用されており, 後方支援を含めて高い評価を得ている。一方, 民間商船用としてはジェットフォイル等, ガスタービンの用途はこれまで高速船の一部に限定されている。

テクノスーパーライナー (以下, TSL と称す) や欧州カーフェリーに航転型ガスタービンを搭載するという新しい動きも出てきている。又, 航転型ガスタービンを複合サイクル化し, 燃料消費率を大幅に低減させる新型船用エンジンの開発も進められている。

船用ガスタービンのこれからの用途を, 輸送機関用エンジンの適合性の観点から分析し, その将来展望をトピックスとしていくつか紹介する。又, 海洋域で使用されているガスタービンについても, 用途等について若干の解説を加える。

2. 輸送機関用エンジン

まず, 船舶を含む輸送機関全般についてエンジンの特性を検討する。エンジンを動かすには, 通常は輸送機関そのものに運搬を維持できるだけの燃料を搭載している。「エンジン+燃料」の重量が減少すれば, その分ペイロードが増加し, 輸送機関の経済効率を高めることができる。

船舶を含む各種輸送機関に適合するエンジンの特性を, いくつかのパラメータを用いて分析する。図 1 にその分析例を示す。

(1) 第 I 象限の横軸変数・比機燃重量 ω_{ef} は単位馬力, 単位時間当たりの「機関+燃料」重量で, 輸送効率のいかにかわらず, ある範囲の小さな値に収まっている。「機関+燃料」重量はいずれの輸送機関でも小さい方が望ましいことは直感的にも明らかではあるが, このよう

に整理してみると分かりやすい。パラメータ τ は単位輸送を行うためどれだけ燃料を必要としているかを示している。

(2) 第 II 象限のカルマン線図においては, この線図の上方にあるものほど動力消費率が大きい (輸送効率が低い)。これによれば, 航空機及び最近脚光を浴びてきた超高速船は輸送効率の低い交通機関であるが, 高速化に対する要求は, 人間の欲求や経済的な価値観を優先することによって, 単なるエネルギー効率からみた価値観の枠をはみ出して, ますます強くなりつつある。

(3) 第 III 象限の海の空白を埋めるには, 従来からの浮力型では 40 ノット程度が限度で, TSL に見られるような「揚力+浮力」あるいは「静圧+浮力」といった異種の支持方式を組合せた複合船型が必要になってくる。TSL はインフラ整備を含めて, 実用化への取り組みが各方面で進められているが, 海の空白を埋める意味からも自然の流れといえる。TSL のように, 十万馬力を超える大出力を必要とする新形式の高速船では, 軽量・コンパクトで大容量の航転型ガスタービンが最適の主機である。

(4) 第 IV 象限において代表的なエンジン機関の特性を示す。運搬サービス時間が短い領域では比機燃重量は, 運航サービス時間に反比例する曲線となるが, この時間が長くなると燃料消費率に漸近する。運搬サービス時間は, 最長のタンカーと最短のホバークラフトでは 3 桁以上の開きがある。前者では比機重量に対して燃料消費率が支配的であるので, 馬力当たりのエンジン重量は大きい。燃料消費率の小さい低速ディーゼルが使用されており, 後者ではエンジン重量の方が重視されて, 航転型ガスタービンや中速ディーゼルが使用されている^{(1),(2)}。

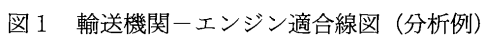
3. 船用ガスタービン

ここでは船用ガスタービンの将来展望をトピックス的に紹介する。

(1) まず, 現在, 順調に開発が進められている ICR ガスタービン「WR-21」(30,000 PS 級) を採り上げる。このガスタービンは米海軍が 1991 年 12 月に開発を決定し, その後, 英海軍及び仏海軍も開発に参画している。WR-

原稿受付 1996 年 10 月 7 日

* 1 川崎重工(株) 〒650-91 神戸市中央区東川崎町 3-1-1



21 のコアエンジン部には航空エンジンとして豊富な運転実績、高い信頼性、確固とした製造基盤等を保有する RB 211 が採用されている。

図 2 に ICR ガスタービンのサイクル図、図 3 に構造図を示す。中間冷却器、再生器と共に出力タービン部に可変ノズルが用いられている。WR-21 の特徴は次の通りである。

- ・燃料使用量の大幅な低減
(特に部分負荷時、30% 出力で 30% 低減)
- ・出力増加ポテンシャル
- ・信頼性の向上
- ・柔軟な保守整備
- ・ライフサイクルコストの低減
- ・環境対応型燃焼器の適用可能

1994 年 7 月に、英海軍のガスタービン運転場で初起動が行われ、その後、各種の試験が進められており、耐久試験も行われている。艦艇用のみならず、商船用あるいは一般産業用への適用についても検討が始められている⁽³⁾。

(2) 次に TSL (F 船型) の推進方式を採り上げる。この船型で「揚力 + 浮力」という複合支持方式が用いられているが、軽量で信頼性が高く、安全性にも優れた高出力推進システムを実現するため、実用可能な 20,000 馬力級 (以下 A 方式という) 及び 50,000 馬力級 (以下 B 方式という) の航転型ガスタービンが検討された。

A 方式では、20,000 馬力級ガスタービン 1 基で

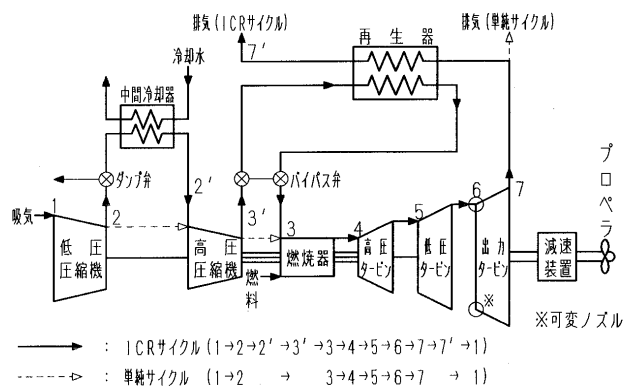


図2 ICR ガスタービンのサイクル図

20,000 馬力ウォータージェットポンプ 1 基を駆動する 1 基 1 軸方式とし、B 方式では、50,000 馬力級ガスタービン 1 基で 25,000 馬力ウォータージェットポンプ 2 基を駆動する 1 基 2 軸方式を中心にした推進システムが採用されている (図 4 及び 5 参照)。

実海域模型船にはジェットフォイルの推進用ガスタービンに使用されている Allison/501 KF の 1 軸分がそのまま使用された。推進システムはこのガスタービン、減速装置及びウォータージェットポンプで構成され、いわゆるコの字型に配置されている。

TSL の実海域模型船による研究開発は H 7 年度で終了し、引き続いて実用化の検討が行われている。TSL では、2 項の検討で示した「機関 + 燃料」重量のうち、燃

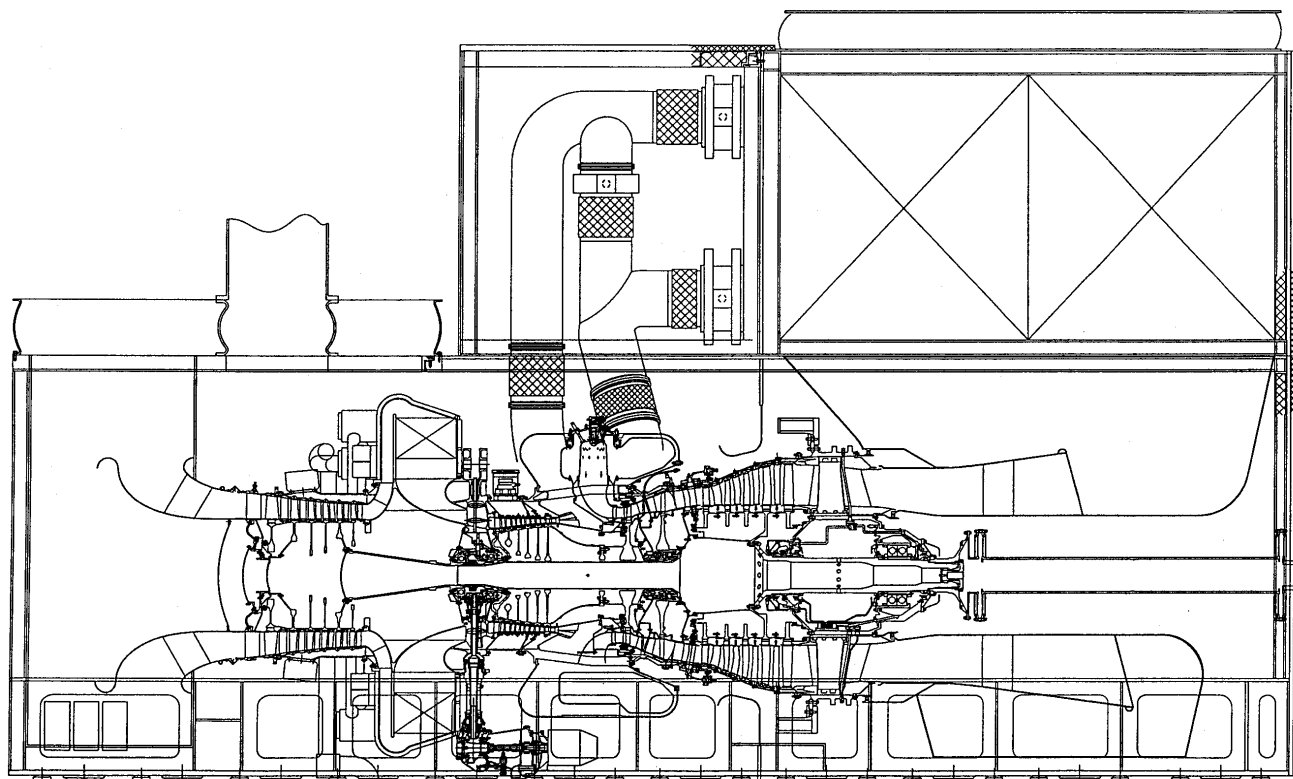


図3 WR-21 ガスタービン構造図

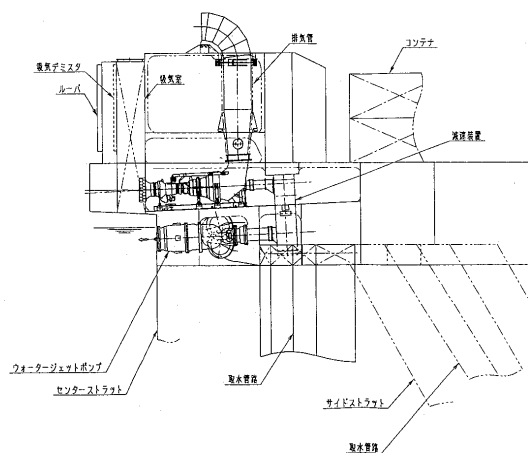


図4 TSL-F 機械室配置計画図 (A 方式)

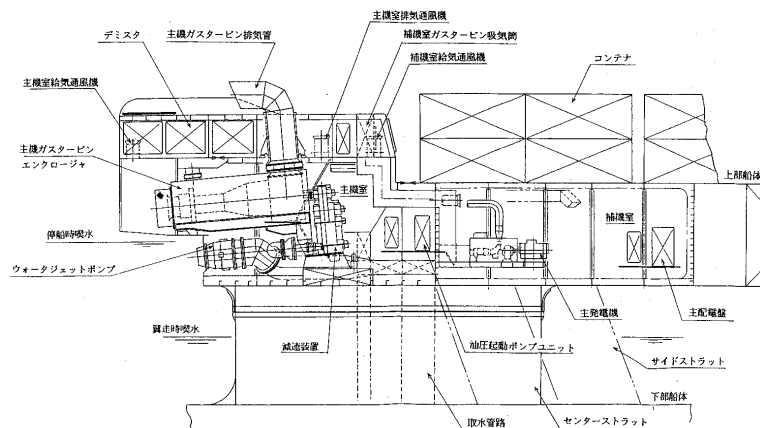


図5 TSL-F 機械室配置計画図 (B 方式)

料の占める比率が大きくなり、燃料消費率のより少ない船用ガスタービンが求められることになる。WR-21 ガスタービンは中間冷却器と再生器を組み込むことで機関重量は増加するが、燃料消費率の低減により燃料経済性の面で十分補うことができる⁽⁴⁾。

(3) もう一つのトピックスとして統合全電気推進方式を採り上げる。電気推進方式は南極観測船、音響測定艦等に採用されているが、その理由としては次のようなことが挙げられる。

- ・艦内の機器配置の自由度が高い
- ・原動機と負荷の運用上の多様性、経済性
- ・遠隔操作及び自動制御が容易
- ・操縦性が優れている
- ・振動・騒音が低い
- ・保守整備が容易

現状の電気推進装置では出力が比較的小さいディーゼル機関を原動機としたものに限定されているが、次世代の艦艇推進システムとして、全力までの推進用電力源と艦内用電力源を統合するシステムが考えられている。開発要素としては小型・軽量の高出力 AC モータ及びその電力変換装置そして ICR ガスタービンである。従来の機械推進装置と統合全電気推進装置の比較を図6に示す。統合全電気推進装置を用いることで、推進用と艦内発電用を合わせた原動機の台数とその総運転時間の低減によりシステムとしての信頼性、保守性が向上し、実質的にライフサイクルコストの低減が期待できる。

4. 海洋域のガスタービン

近年、二酸化炭素 (CO₂) による温暖化が指摘され、他の化石燃料に比較して CO₂ の発生量が少ない天然ガスの利用が注目されている。海洋上の天然ガスの開発がアジア諸国で進められており、洋上プラットフォームに天然ガス圧縮設備が設置される。この設備は陸上への天然ガス輸送、原油増産のために天然ガスを油田に圧縮注入、

原油に伴伴する天然ガスを圧縮して油田に戻し油田のガス圧維持と天然ガスを貯蔵するのに用いられる。天然ガスを圧縮する圧縮機、駆動機、ガススクラバ、ガスクラ、配管・バルブ類、制御装置等で構成され、一つのモジュールとして、洋上プラットフォームに据え付けられる。図7にモジュール構造を示す。

圧縮機の駆動機は海上設置されることから、軽量で据付面積が小さく、容易に燃料供給ができることが必要であり、ほとんどの場合天然ガスを燃料とするガスタービンが用いられている。

表1にモジュールに使用されている代表的なガスタービンを示す。所要出力の小さいモジュールでは一般産業用、所要出力が大きくなると航転型ガスタービンが用いられている。いずれの型式のガスタービンでも数多くの機械的・電氣的インターフェイスがあり、コンパクトにモジュール内に圧縮機と共にまとめていくことが重要である。

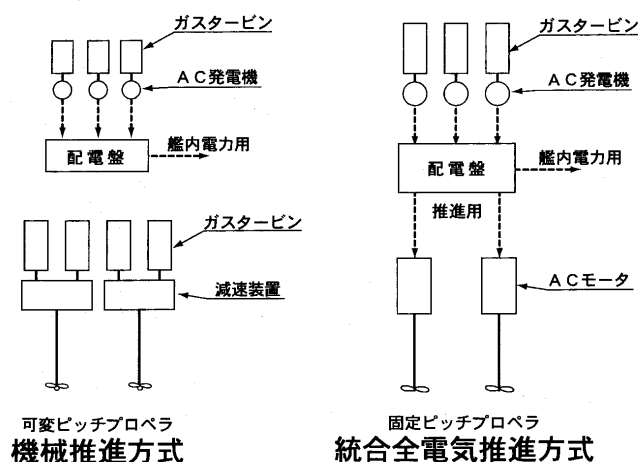


図6 機械推進と統合全電気推進方式の比較

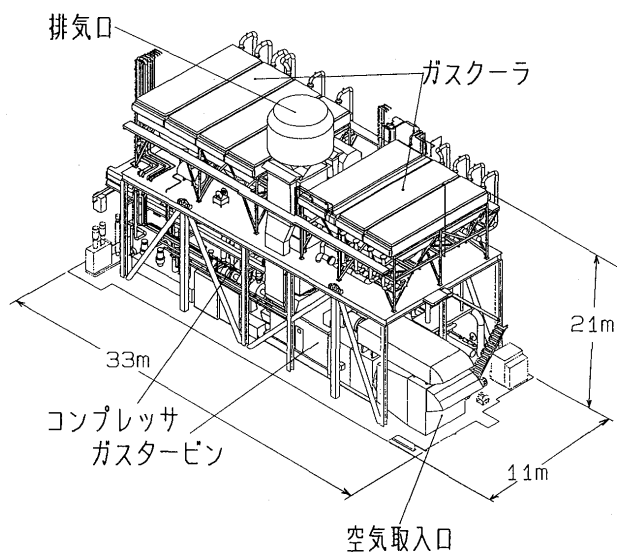


図7 ガスコンプレッションモジュール構造図

5. あとがき

過去、現在、そして未来へ、ガスタービンはそれぞれの分野で輝きを増しながら、歴史を刻んでいるのではないのでしょうか。船用及び海洋域のガスタービンにも新しい波が押し寄せてきている。ICRガスタービン (WR-

表1 モジュール用の代表的なガスタービン

客先/フィールド名	ガスタービンモデル	ガスタービンタイプ	台数	納入年
ONGC/BHN	COBERRA2448	航転型	2	1980
BSP/Champion7	COBERRA2448	航転型	2	1982
BSP/Champion7	TB5000	一般産業用	3	1982
EPMI/Tiong-A	CENTAUR	一般産業用	2	1983
EPMI/Tinggi-A	CENTAUR	一般産業用	1	1983
SSPC/SMG-A	TB5000	一般産業用	3	1983
ONGC/SH	COBERRA2556	航転型	3	1985
ONGC/NQ	COBERRA2556	航転型	3	1985
ONGC/South Bassein	THM-1203	一般産業用	3	1985
ONGC/ICG	COBERRA2556	航転型	3	1989
PCSB/BNG	COBERRA2648	航転型	2	1992
PCSB/BAK	COBERRA2648	航転型	1	1992
SSPC/SMG-A	TB5000	一般産業用	1	1993
ONGC/SHG	COBERRA6456	航転型	7	1993

21) もそう遠くない日に実用化されるものと期待されている。運輸省がガスタービンメーカー各社に呼びかけて、2,500 kW の船用ガスタービンを開発することが、既に新聞発表されている。“Don't be left in their wake”, 本文が関係各位の何らかの参考になれば幸甚。

参考文献

- (1) 山本肇他, 川崎重工技報, 114 (平4-7), pp. 49-55
- (2) 酒井善正, 日本船用機関学会誌, 28-2 (平5-2), pp. 64-71
- (3) M. L. Parker, Yokohama IGTC, (1995-10), pp. 223-230
- (4) 菅井和夫, GTSJ, 22-85 (平6-6), pp. 45-54

特集・船舶用ガスタービンとその応用

TSL-A “飛翔” 主機関 MFT 8 と船用ガスタービンの将来

上松 一雄*¹,

UEMATSU Kasuo

森 秀隆*²

MORI Hidetaka

梶下 秀昭*²

SUGISHITA Hideaki

キーワード: TSL-A 70, 飛翔, MFT 8, 将来

1. はじめに

当社は、国家プロジェクトで進められた超高速物流船テクノスーパーライナー（以下 TSL と略する）への搭載を目標に、小型軽量・高効率・高信頼性の要求にマッチした船用主機ガスタービン MFT 8 を自主開発した。

この TSL は海の新幹線と呼ばれ、今後の物流革命の担い手として各方面から大きな期待を寄せられている。この内、三井造船㈱と当社で担当した TSL-A 船型実海域模型船（以下 TSL-A 70 と略する）は既に平成 6 年に実施された海上試験及び平成 7 年に実施された総合実験において予想通りの成果を得た。特に、平成 6 年 6 月 22 日には初めて 54 kt（時速 100 km）を達成し、その高速性が早々と実証された。平成 7 年 7 月からは、商業運転への可能性を試すべく夜間航行/実運送を行う総合実験が 11 月まで実施され成功裏に終了した。この TSL-A 70 はフェリーへと改造され、平成 9 年度より静岡県にて商業運転に入る予定である。

なお、MFT 8 ガスタービンは旭化成㈱において、平成 9 年度より年間連続の商業運転が開始される予定である。また、IPP や阪神大震災で評価された非常用としての新たなニーズへ向け設計推進中である。

本報では、MFT 8 ガスタービン開発実績とこの背景となった船用ガスタービンの現状と将来を概説する。

2. 船用ガスタービンの現状

市場の大半は艦船用に限られ、商用船での船用ガスタービンの採用の試みは、稀な例に留まっている。

船用主機関はディーゼルと蒸気タービンが主流で、石油ショック以来、低燃費のディーゼルが主力となった。

ガスタービンは戦後コンパクトニーズの航空エンジンを中心に発展し、昭和 30 年代頃産業用に普及し初め、昭和 56 年の東北電力コンバインドサイクルなどの高効率（低燃費）・高出力化により、飛躍的に伸びた。

即ち、ガスタービンは、コンパクトで大出力、コンバインドでの高効率で商業用への受け入れの素地である。

この特長は商用船の船用機関のニーズに合致しない。商用船は低速長期間の航海が基本で、大出力・コンパクトのニーズは無く、また、高効率が可能なコンバインドはディーゼルよりもスペース増で、起動・変速性も悪い。

しかし、唯一商用船舶用主機の進出先に高速船があり最近の高速船ニーズ増加を反映し、ボーイング社開発・川崎重工製造・販売の小型客船ジェットホイルにはアリソン社 501 KF が搭載され、幅広く普及した。TSL 船もガスタービンの搭載を必須とする。この背景や MFT 8 に至る技術的ベースを当社歴史の形で表 1 に示す。

3. 船用ガスタービン MFT 8 の開発

3.1 MFT 8 ガスタービン開発

図 1 に、吸気側を P&W 社が開発したガス発生機 GG 8、出力軸側を当社が開発したパワータービンでの構成を示す。小型軽量化のニーズに合わせるべく、航空エンジンとして 14,000 台の実績のある JT 8 D から転用した小型軽量・高効率の GG 8 を採用し、パワータービンは片持 3 段採用によりショートロータ化を実現し振動的にも全運転範囲で安定でかつ小型軽量・高効率なものとした。主要目は表 2 に示す。

平成 3 年 10 月に社としての開発スタートの決定が成され、平成 5 年の夏には、TSL-A 70 用に予備機・左舷機・右舷機の 3 台の MFT 8 が完成し、工場試験を実施した。初め予備機を用いて様々な負荷条件でのデータ取りを 3 カ月にわたって実施し、最大で実負荷 33,000 PS の確認を行い、また TSL 船の定格 28,000 PS については運輸省の立会を受け御承認を得た。

設計開始から製造・試験全てにわたって運輸省の書類審査・立会試験を受検し、平成 6 年初めには製作した 3 台共無事 TSL-A 70 用の船用ガスタービンとしての承認を受け、左舷機・右舷機が本船に搭載された。

平成 6 年 4 月 27 日には、TSL-A 70 船上で初のエンジン起動が行われ、6 月 22 日には TSL-A 70 が 54 kt（時速 100 km）に到達したことを確認した。この後、平成 6 年 7 月から平成 7 年 1 月の間で実海域試験が実施され、平

原稿受付 1996 年 9 月 24 日

* 1 三菱重工業㈱高砂製作所

* 2 三菱重工業㈱高砂研究所

〒670 兵庫県高砂市荒井町新浜 2-1-1

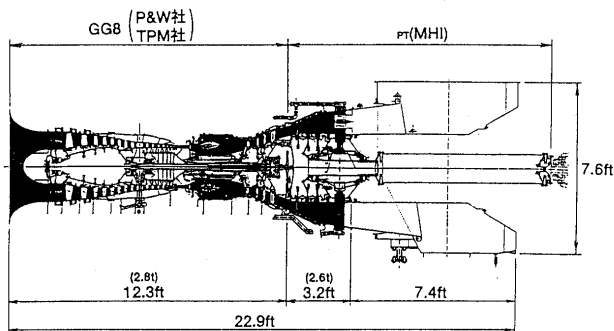
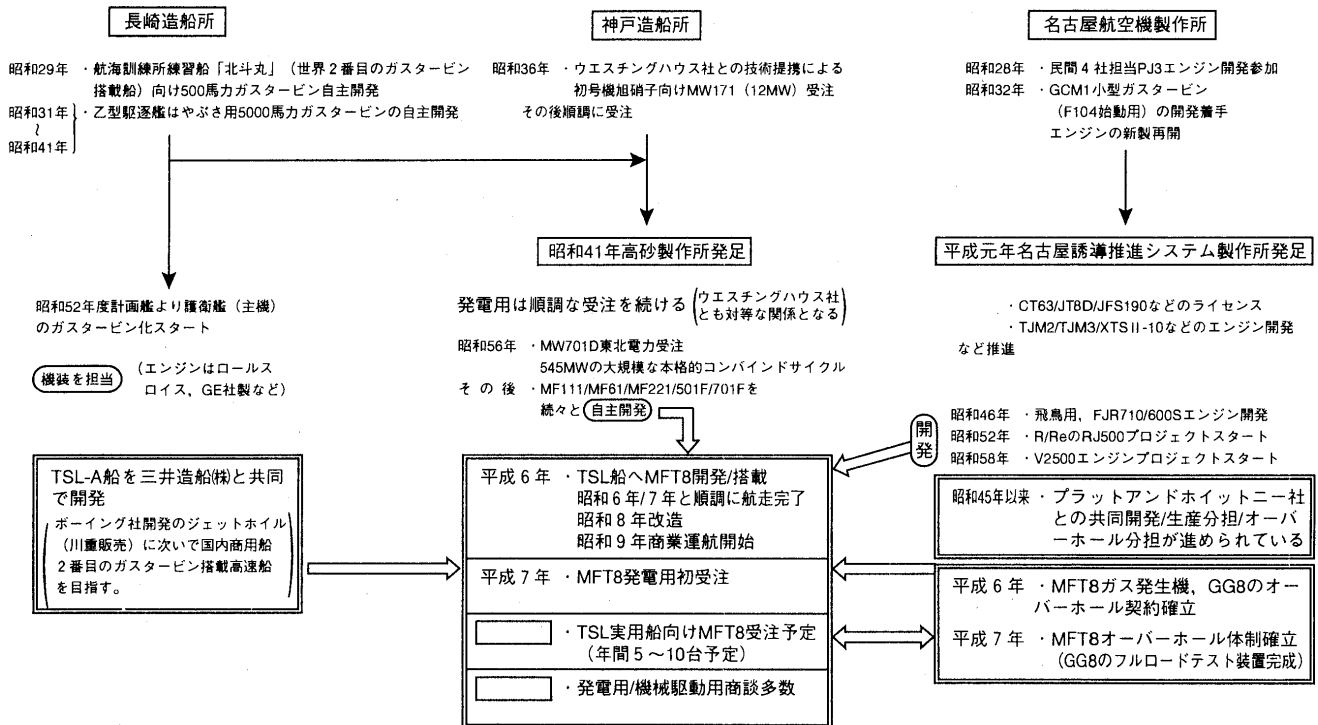
表1 三菱重工業(株)のガスタービンの歴史と
MFT 8 ガスタービンの開発

図1 MFT 8 ガスタービン断面図

表2 MFT 8 主要目

主 要 目	
名 称	航空機転用G/T MFT8
形 式	オープンサイクル 3 軸G/T
ISOベース定格出力	34,590hp (船用, 液体燃料) 26,780kW (陸用, 天然ガス)
ISO熱効率 (LHV)	162.8g/hp・hr (船用, 液体燃料) 38.66% (陸用, 天然ガス)
回 転 数	1000~5000 (定格) rpm
排ガス温度	467℃
使用燃料	ガス燃料, 液体燃料
低NOx方式	ドライ低NOx燃焼器又は水噴射
潤 滑 油	合成油 (ASTO560, MOBIL256)
起動方式	油圧又は空圧
構 造	圧 縮 機
	燃 焼 器
	タービン
	パワータービン
軸受タイプ	
パッケージ寸法	
パッケージ重量	
回転方向	

*1; 必要に応じて逆方向も可, ツインパックも可。

成7年7月からは総合実験で実貨物の輸送試験・夜間航行試験など11月まで実施された。

開発内容の詳細は文献^{(1),(2),(3),(4),(5),(6),(7)}に示す。

3.2 TSL-A 主機関としてのニーズ

超高速物流船としてのTSL-Aの特長を確保するための主機関へのニーズは次の様なものである。

(1) 小型軽量・大出力・低燃費

TSL-Aは高速・大積載量とするために徹底した軽量化を実施し、船体は総アルミ合金製となっている。また、船体中央に浮上用の空気スペースを備える構造のSES型船型でありエンジンを収納する機関室も極めて狭いスペースのため、小型軽量化を要求された。さらに、高速とするための高出力、経済性向上の低燃費が要求され、航空転用形であるMFT8はいずれをも満足し、且つ、図2に示す様に他社の同出力のエンジンの中で最も優れた性能を得ることができた。

メーカー	機種	船 用				陸 用			
		ベース 出力	ベース 燃費	ピーク 出力	ピーク 燃費	ベース 出力	ベースヒート レート (LHV)	ピーク 出力	ピークヒート レート (LHV)
A社	機種A	33,000 hp	0.372 lb/hp-hr	33,600 hp	0.373 lb/hp-hr	22,800 kW	9,273 Btu/kWh	24,260 kW	9,298 Btu/kWh
B社	機種B	26,150 hp	0.371 lb/hp-hr	26,150 hp	0.371 lb/hp-hr				
C社	機種C					27,210 kW	9,534 Btu/kWh	28,860 kW	9,485 Btu/kWh
MHI (P&W) TPM	MFT8	34,590 hp	0.359 lb/hp-hr	36,700 hp	0.357 lb/hp-hr	26,780 kW	8,825 Btu/kWh	28,010 kW	8,784 Btu/kWh

(NO Loss/ISO/N Gas)

(ガスタービンワールド'93~'94ハンドブックより)

図2 他社航空転用ガスタービンとの比較

(2) 起動性・操作性

少人数による操船が要求され、MFT 8 はブリッジでのボタン操作一つでエンジンを自動起動し正味2分でアイドル速度まで到達、ブリッジのレバー操作により増減速が容易にできる。

(3) メンテナンス性

メンテナンスとしては、船内での日常点検（乗務員による）やコンプレッサ/燃焼器/タービン翼のボアスコップ点検及び船内での高温部品（燃焼器/タービン一段静翼）の点検・交換を実施することが可能。

また、エンジンの運転状況は計測によってモニター可能で、これによってオーバーホール必要時期を決定することができる。性能関係データ（同一運転条件下での修正コンプレッサ回転数、修正ガス発生機出口温度、ガス発生機圧力比、修正燃料消費量など）の傾向の変化や、機械的データ（振動、油温、油圧、各部圧力、各部温度、潤滑油消費量）がある限界以下に維持されているかをモニターしてゆく。この方法によってオーバーホール時期を決定してゆくメンテナンス方式をオンコンディショニングメンテナンス（略してオンコン方式）と称する。

エンジンオーバーホールのためのエンジン交換期間は停泊地の設備（クレーン設備、夜間照明など）に依存しており、いかなる条件でも船の停泊期間を最小にし商用船の運航期間を最大限にとることを考えるとオーバーホール間隔を伸ばすのがポイントとなる。このオンコン方式はそうしたニーズに適したメンテナンス方式である。

現在は、法規上船用主機としてディーゼルと蒸気タービンについて具体的な記述があるが、ガスタービンについては記述がわずかで、今後の普及により法規上での様に扱うかを試行錯誤しているという段階である。

商用船用船用ガスタービンの国内での例としては、急速に普及したジェットホイルの主機関であるアリソン社の501 KFのみで、このガスタービンは、短間隔でのオーバーホール実施を運輸省より義務付けられている。

MFT 8 においても、平成6~7年の2年の試験中、運輸省指示により500時間後と1200時間後に分解検査を受けたが、異常無く御承認頂き、今後、静岡県での運航

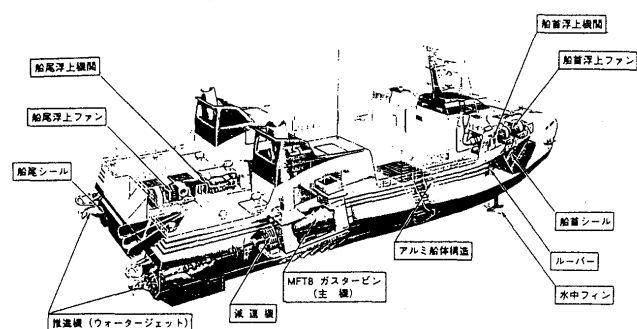


図3 テクノスーパライナー「飛翔」

ではMFT 8の信頼性やモニター項目の充実によるオーバーホール間隔の延長を申出る方針である。

(4) 低振動・低騒音

商用船のニーズに、低振動・低騒音性があるが、この点についてはディーゼル機関と比べ特に優れている。

3.3 実海域試験/総合実験結果

実海域試験にて約500時間/台、合計1000時間の確認が実施され、続く総合実験での累計では1200時間/台、合計2400時間まで確認された。図3にはTSL-A 70船内機器配置を示す。

この2年間の運航で得た知見を下記に示す。

(1) 船用G/T燃料の実データ

ガスタービンの燃料として軽油を使用した。陸上での供給体制とは異なり燃料供給体制が軽油専用では無いために燃料運搬用のバージの汚れやその前に積載していた重油などの残油の影響など心配され、このため、平成7年度に各港で採取した26カ所での給油燃料のサンプルを運航会社である（株）郵船海洋科学のご厚意により入手・分析し、フィルタの充実のみで使用可の結論を得た。

(2) ウォータージェット負荷での急増減速

工場試験では負荷特性の近い水動力計を直結使用した。しかし、過渡的には微妙な特性差のために調整が必要で工場確認ができず、実海域試験にて急速な増減速試験をTSL-A 70船を使って調整・確認した。図4にデータを示す。定格速度での50 ktからアイドリング速度まで急減速後、アスターン（後進）としエンジンを急加速しウォータージェットを逆噴射させて船の急停止を行い、船の停止後アイドリングに戻すという一連の操作を示す。こうした実際の船での急増減速の例は少ない。

また、エンジンの起動は起動ボタンを押してから2分以内に完了する。停止は冷却のために5分間のクーリングダウン（ガス発生機のアイドリング状態）を自動的に行う。但し非常停止時は即時（15秒程度で完全停止）停止となり、この後は、いつでも再起動可能であることが、実際のエンジンにて繰り返し確認された。

(3) 船体の揺れの影響

船体がアルミ製であるため船体の揺れによるガスタービンへの影響が懸念された。しかし、船体振動・ガスタービン振動の実測によると船体振動は低周波で、またガス

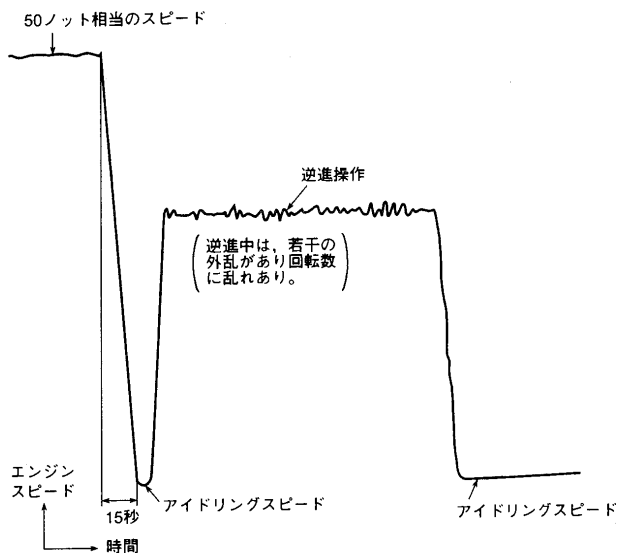


図4 急増減速データ

タービン側との共振の可能性も無いことがわかった。また、一般のディーゼル機関で心配されるエンジンから船体への振動伝達についてもガスタービンについては全く問題無いことも実測によって確認された。

(4) 吸気からの海水ミスト混入の防止

当初吸気入口に付けたデミスタの取付ミスで、海水除去機能の無い状況にあり、大量の海水がガスタービン吸気室内に入り水溜まりができる程であった。即刻ミスを手直しし、吸気への海水混入は全く無くなった。しかし、吸気中に大量の腐食金属 (Na) 成分が入ることはガスタービン高温部品の寿命に大きな影響があるため、実海域試験後半の時期に大島沖の荒海で実際にデミスタの前後の海水ミスト成分を入念に実測し、デミスタはメーカー仕様通りに海水ミスト除去能力があることが確認された。

4. 船用ガスタービンの将来

4.1 船用ガスタービン燃料の将来

商用船の多くがC重油を使用している現状からするとクリーンA重油か軽油を使用する船用ガスタービンは経済的に不利である。とは言え、船用ガスタービンにおいてC重油の使用が無いわけではなく、フィンジェット⁸⁾のFT4の例では石油ショックの影響の出た'81年から'87年の間軽油とC重油の混合油を使用した。結論としては当時の軽油とC重油の価格差が倍近くあったためメンテナンスの大幅コストアップ（高温部品の交換回数的大幅増加など）を吸収できメリットがあったが、現状の様に価格差が1~2割ではデメリットとなり'87年には元の軽油単焼に戻している。

一方、環境問題のクローズアップで、SO_xを発生させるC重油の使用制限が予想され、先進国でのNO_x規制の動きで、ガスタービンの市場性が出ています。

MFT8の経験から、従来船用ガスタービンの燃料は一般の軽油で問題無く、また、国内A重油は当社の分析で

は良質で初期ヒーティングで使用可能である。将来は環境問題からC重油の使用は困難となり、メンテの容易な船用ガスタービンのニーズは高まりそうである。

4.2 船用ガスタービン効率の将来

ディーゼルエンジンに比べ船用ガスタービンは約3割効率が低いと言われる。但し、高速ディーゼルは効率は高くなく、高速船の分野ではコンパクトさで船用ガスタービン有利である。部分負荷ではガスタービンに比べディーゼルは効率低下が小さく、艦艇で部分負荷はディーゼルで非常時定格はガスタービンという例がある。

効率がディーゼルに比し低いことは船用ガスタービンの市場への参入の大きな障害で、船用ガスタービンの将来を論ずる時に、NO_xなどの環境メリットを強調してみても経済原理に打ち勝つには時間を要する。

また、効率が低いということは別の環境問題であるCO₂の発生量には不利である。この問題は極めて深刻で文献^{(9),(10)}によれば1850年以前は275ppmvで安定していたCO₂は1900年くらいから徐々に上がり始め1991年には355ppmvと3割上昇している。地球の平均温度はこの100年で1°C上昇しており、先進国のエネルギー消費量は機器の高効率化などの省エネで今後横這いになると予想されているが、発展途上国の消費が急激に上昇し2030年には2~3倍となり、従ってCO₂も2050年には倍の550ppmvになり平均温度も3°C上昇と予想され、世界経済や生活に致命的な打撃を与えるという説が有力である。近い将来世界的なオゾンホール防止のためのフロン規制の例に倣って、CO₂へも厳しい規制が始まることは容易に想像できる。効率の低い船用ガスタービンは高速船や艦船の用途以外長い目で見て普及できず、高効率化が望まれる。

4.2.1 効率比較検討対象とするサイクルの選定

陸用のガスタービンでは重量の制限がなく、水・蒸気が自由に使え、サイクルの選定対象が広い。

一方、船用ガスタービンでは、高速船では特にだ一般船でもスペース・重量は制限がある。また水・蒸気を消費する様な方式（チェンサイクル・HATサイクルなど）では大量の水の積載が必要で無理がある。

サイクルは大きく分類して次の3ケースが上げられる。

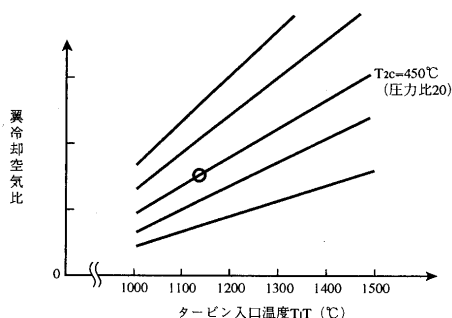
- (1) シンプルサイクル………圧力比やタービン入口温度を上げることで効率向上が可能である。
- (2) 中間冷却再生サイクル………GE社及びブウェーティング社とR/R社の共同のそれぞれが開発を進めている。但し、艦船向けのニーズである。
- (3) コンバインドサイクル………このサイクルは陸用では主流で、陸上分野での普及の理由となっている。

4.2.2 解析の前提

当社は多数の開発実績から、ガスタービンの内部構造に精通し、専用の解析プログラムを有する。これを使用し、表3の前提にて解析を実施した。

表3 解析の前提

- ① 解析のベースをMFT8 (吸気流量85.3 kg/s) とする。
- ② 燃料は軽油 (LHV = 10200kcal/kg, 組成wt% C: 85.9% / H: 14.05% / S: 0.05%)
- ③ 冷却空気流量比を翼冷却空気比とシール空気比に分ける。
(この内訳は当社ガスタービンMF111を参考とする。)
- ④ 翼冷却空気比はタービン入口温度と圧縮機出口温度に影響される。各圧縮機出口温度 T_{2c} 毎に翼冷却空気比はタービン入口温度 T_{IT} に比例する式にてシミュレーションする。



- ⑤ シール空気比は、圧力比にのみ影響され、圧力比20の時の値を基準として圧力比に比例する式にてシミュレーションする。
- ⑥ シンプルサイクルの吸排気ロスは75/75mmAqとする。
- ⑦ 中間冷却再生サイクルの吸排気ロスは75/75mmAqとするが、再生器の高温側及び低温側の圧損は入口圧力の5%とする。
- ⑧ コンバインドサイクルの吸排気ロスは75/600mmAqとし、排ガスボイラの高温側ターミナル温度差30℃以上、ピンチポイント温度差15℃固定とする。蒸気タービン入口温度は566℃以下とし、蒸気タービン出口圧力0.05bar、蒸気タービン効率87%、蒸気タービン入口圧力は出口の乾き度0.90となる圧力とする。

4.2.3 解析結果

解析結果を表4と表5に纏め、考察を以下に示す。

(1) シンプルサイクルは高温化・高圧力比化で絶対値で効率2%・出力2 MW 上昇する程度。

(2) 中間冷却再生サイクルは絶対値で効率5%・出力9 MW 上昇があるが、ガス対ガス(排ガス 87 kg/s * 566℃ 対 高圧空気 74 kg/s * 324℃) の熱交換器で微細なフィン構造となり、コストや熱交換器の排ガス中のゴミへのメンテなど、一般市場に出せるとは考えにくい。このサイクルは部分負荷特性は20~30% 程度改善するため艦船などには大いに期待される。

(3) コンバインドサイクルは絶対値で効率16%・出力20 MW 上昇し、ディーゼルの効率を上回る。出力上昇の大きさから例えば TSL 実用船の構想に対しても従来 MFT 8 が4基必要であったものが2基でよくなる。しかし、現実のコンバインドサイクルの大きさを考えると首を傾げる向きもある。この検討では60 ata の蒸気圧力を選定したが、船用へのコンパクト化を狙うには臨界圧を越える高圧化し、かさばるエバポレーターを無くし単管式の単純なものとするなど工夫の余地がある。さらなるフィージビリティスタディが必要。ディーゼルが5~10 倍の重量である現状から期待を持っている。

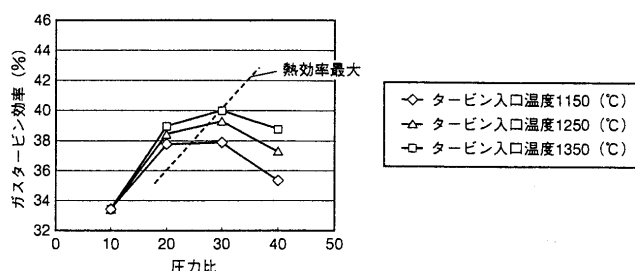
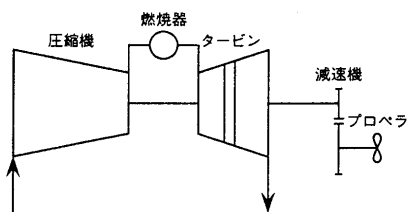
表4 船用ガスタービン効率スタディ

① シンプルサイクルのスタディ

ガスタービンの単独のサイクルをシンプルサイクルと称するが、これについて高効率とするためのスタディを示す。

(結論)

タービン入口温度の上昇・圧縮機の圧力比の上昇によって効率が2%程度上昇するが、漸く高速ディーゼル並みとなる程度である。



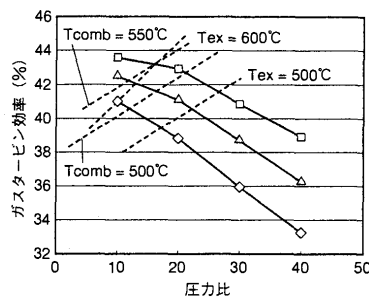
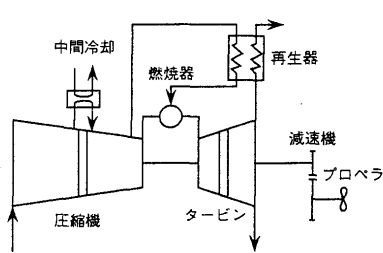
② 中間冷却再生サイクル

これは、米海軍がウエスティングハウス社とロールスロイス社との契約で推進している船用ガスタービンシステムで部分負荷での効率を向上させるのにメリットがある。このスタディを示す。

(結論)

このシステムは部分負荷での効率が向上するメリットがあり、艦艇の様に通常低速で運航する船舶ではメリットは大きい。商用船の様に通常でも定格で運航する船舶では、効率のメリットは少ない。むしろ、コンパクト・軽量のメリットを失うため不適格である。

なお、このサイクルでの効率を向上させるには低圧力比の方がメリットはある。



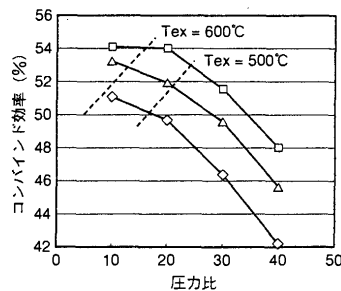
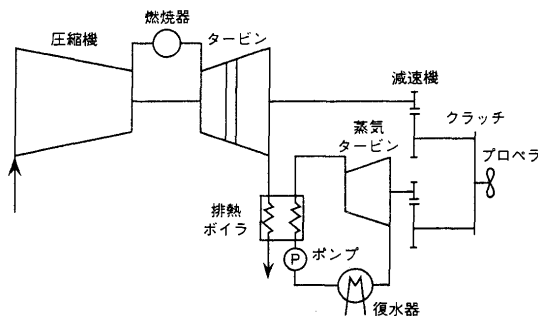
◇ タービン入口温度1150 (°C)
△ タービン入口温度1250 (°C)
□ タービン入口温度1350 (°C)

③コンバインドサイクル

これは、陸上発電プラントでガスタービンが普及する大きな役割を果たしているサイクルである。

(結論)

この検討ではコンバインドサイクルの中でも、船用に搭載可能なシンプル（蒸気圧力1種類）なものをスタディした。これでも54%台が可能でディーゼルを凌ぐ優れた特性となる。最大の課題はコンパクト・軽量かつ安価さがどこまで達成できるかであるが、開発するメリットは大きいと考える。



◇ タービン入口温度1150 (°C)
△ タービン入口温度1250 (°C)
□ タービン入口温度1350 (°C)

表5 船用ガスタービン効率スタディ

船用 ガスタービン サイクル	タービン 入口温度 (°C)	圧力比	効率 (%)	出力 (MW)	備考
MFT8 (ベース)	1170	20	38.3	25.5	吸排ロス 75/75mmAq, 15°C
中間冷却 高圧力比	1350	40	39.6	33.0	同上
再熱	1350 (再熱器 1000)	40	41.0	32.8	同上
シンプル	1350	30	40.1	27.8	同上
中間冷却 再生	1350	20	43.1	34.3	同上
コンバインド	1350	20	54.0	44.9	吸排ロス 75/600mmAq, 15°C

5. まとめ

高速船時代の到来で船用ガスタービンの将来は今大きく開けようとしている。TSL 船の実現性は既に実証され、事業化への検討が始まり、MFT 8 の適用も成功した。また NOx 規制もこれに拍車を掛け、ディーゼルが多用している C 重油については SOx などの環境規制の課題大で、この動きからも船用ガスタービン有利である。

しかし、船用ガスタービンはディーゼルに比べ3割効率率が低く、高速船以外の一般商用船へ普及するには大きな障害となっている。この点、現在考えられるサイクル上の改善を検討した結果、コンバインドサイクルの船用への適用は効率上ディーゼルに勝つ選択肢である。

この様に、船用ガスタービンの一般商船への普及には、今後新たな開発を必要としている。航空エンジンの数千から数万台という市場に比し、MFT 8 クラスの20～40 MW 級船用ガスタービンでは多く見積もっても現状では数十から数百台であり開発は困難である。今後、国や企業が一体となった開発プロジェクトの発足による普及を期待する。そのためには海洋国日本独自の環境問題・商用船需要開拓・技術的可能性の追求など総合的検討で、将来のターゲット立案が必要である。

なお、MFT 8 ガスタービンは、今後高速船向けや発電

用⁽¹¹⁾の他、多様なニーズが見込まれ、一般商用船への普及にも意欲を持っている。

参考文献

- (1) K. Akagi, K. Uematsu 他: 「The Development and Testing of the MFT 8 Gas turbine」 ASME International Gas Turbine and Aerongine Congress and Exposition 94-GT-96. Hague Netherland-June 13-16, 1994
- (2) 菅井氏: 「テクノスーパーライナ用ガスタービン」ガスタービン学会誌 第85号6月号 1994年
- (3) 上松一雄, 赤城弘一他: 「テクノスーパーライナ用船用ガスタービン MFT 8 の開発」三菱技報 第32巻1号技術解説(平成7年1月)
- (4) 上松一雄: 「航空転用ガスタービン(MFT 8)の開発」火力原子力発電技術協会関東支部 第21回 新技術発表概要(平成6年11月)
- (5) 佃和夫: 「商用船ガスタービンの開発状況とガスタービン推進機関の将来」日本造船学会誌 第789号
- (6) K. Uematsu: 「Development of Marine Gas Turbine MFT 8」 ISME Yokohama '95(平成7年7月)
- (7) K. Uematsu, H. Mori 他: 「Development of Aeroderivative Gas Turbine MFT 8」 '95 Yokohama International Gas Turbine Congress(平成7年10月)
- (8) Veikko Haapanen, D. F. Borden, K. Vicha: 「Gas Turbine Operating and Maintenance Experience Aboard the GTS Finnjet」 11th Fast Ferry International Exhibition Hongkong, 21 Feb. '95
- (9) 東京大学公開講座「地球」東京大学出版会 '94. 5 初版
- (10) 地球温暖化を防ぐ 環境庁「地球温暖化問題研究所」編 NHKブック599
- (11) 岡井正己他: 「三菱26 MW 級高効率ガスタービン MFT 8 を用いたコンバインドサイクル設備」ガスタービン学会誌 vol. 24 No. 94 '96. 9

特集・船舶用ガスタービンとその応用

TSL-A “飛翔” の浮上システム及び機関について

阿久津幸雄*¹,

AKUTSU Yukio

二瀬 叶*¹

FUTASE Kanau

長峰 和宏*¹

NAGAMINE Kazuhiro

キーワード: TSL-A, 浮上システム, 浮上機関, TF 40

TSL-A, Lifting System, Lifting Engine, TF 40

1. まえがき

超高速貨物船 TSL: Techno Super Liner は、速力 50 ノット(約 93 km/h)、貨物積載量 1,000 トン、航続距離 500 海里(約 930 km)以上の性能を目標とする船である。この船を実際に設計・建造する能力を得ることを目的として造船大手各社が参加したテクノスーパーライナー技術研究組合が 1989 年に設立され、運輸省のご指導のもとに、各種要素技術の研究とモデル船の建造～実海域試験～総合試験が 95 年度まで実施されてきた。三菱重工(株)殿と三井造船(株)は共同で、空気圧力と双胴船を複合した方式の研究・開発を担当し、実海域模型船 TSL-A “飛翔”を建造・試験した。“飛翔”は全長約 70 m、全幅約 19 m の 1/2 縮小船で、将来の実艇は長さも幅もそれぞれ 2 倍程度になる見込みである。図 1 に“飛翔”の航走中の姿を示す。

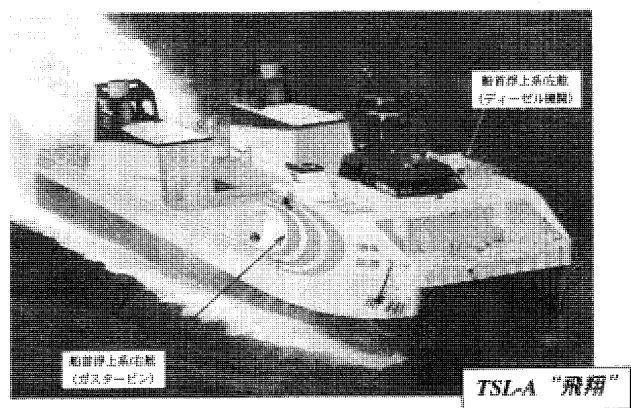


図1 写真(航走時)

“飛翔”の船体重量と積載荷重は、船体の浮力および船体 4ヶ所に設置された浮上ファンからの空気の圧力で支持される。この浮上ファンは本船の主要な機器の 1 つであり、三井造船(株)が自社開発・設計・製作した。同時に、将来の実艇にガスタービン浮上機関を採用する場合の信

頼性を実証することを目的として、第 1 浮上系の駆動機に Lycoming TF 40 ガスタービンを導入・設置し、その特性が本用途に適することを確認した。ここでは、浮上系へのガスタービン機関の採用、および浮上ファンの開発を紹介する。

注記:

現在、TF 40 は Allied Signals 社の製品である。1994 年 10 月に Lycoming Engine Div. が Textron Group から Allied Signals 社へ譲渡されたが、上記の導入当時は Textron Lycoming 社が TF 40 を製造していた。

2. TSL-A “飛翔”の船型と浮上システム

“飛翔”では、高速航行性能と波浪中の安定走行を求めて空気圧力式複合支持船型が採用され、以下の特徴を有する。図 2 に浮上概念図を示す。

- アルミ合金製の軽量の船体
- 浮上による水の抵抗の小さい船型
- 双胴と船首および船尾のシールに囲まれたクッション室
- 大容量ファンによる空気供給
- 高出力推進機関の採用

“飛翔”は、荷重 200 ton の搭載時、クッション室内に約 10 kPa (=1,000 mmAq) の空気圧力を必要とし、そのためには最大 340 kg/sec の空気流量が供給されなくてはならない。この多量の空気を船首シール、船尾シールおよびクッション室の適切な部位に配分するため、4 系統の浮上系は船首側と船尾側に分けて設置した。なお、各系は浮上ファン 2 台と浮上機関 1 台で構成される。

また、両舷にルーバーが装着され、そのルーバーが開閉することでクッション室の空気を逃がして、船体の動揺を抑える工夫がされている。

“飛翔”の性能に関する浮上系の役割は重要で、また、本船全体としても浮上系の機器設備の重量やそのための費用は無視できない。したがって、浮上系(浮上ファン+浮上機関)は、軽量・高効率・高信頼性および適正費用、という要求をうまくバランスさせることが必要である。

原稿受付 1996 年 10 月 11 日

* 1 三井造船(株) 〒706 岡山県玉野市玉 3-1-1

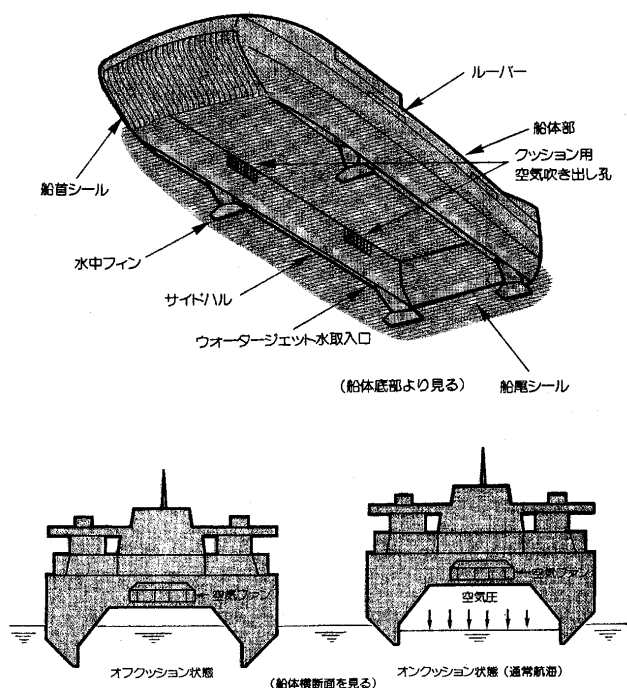


図2 浮上概念図

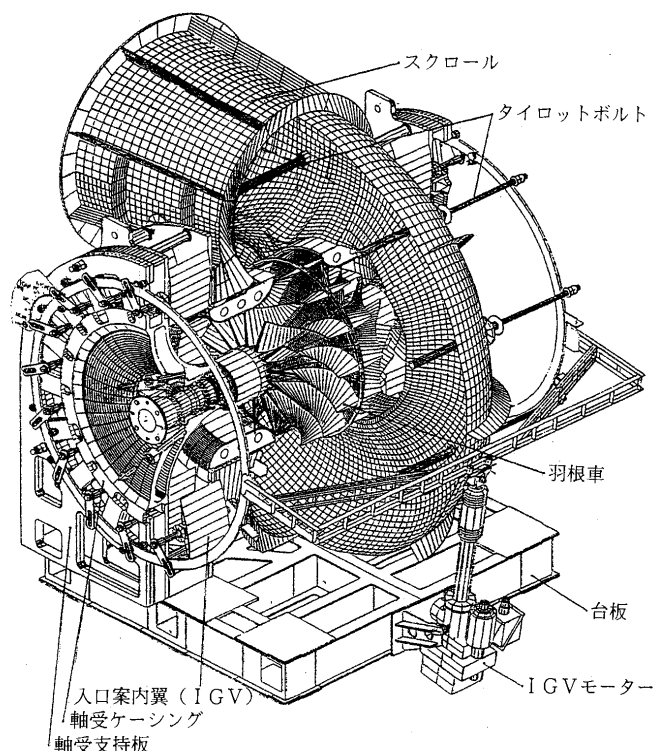


図3 浮上ファン構造図

3. 浮上ファンの仕様と開発について

前項の浮上ファンに関する要求に対し、三井造船(株)は遠心式ファンを自社開発した。表1にその要目を、また、図3にファンの構造を示す。

浮上ファン開発で特筆されることは、重量軽減のために、ファンスクロール材料としてGFRP (Glass Fiber Reinforced Plastics) を、また、羽根車および各種構造物にはアルミ系材料を用いたことである。これらの素材を用いて規定のスペース・重量内で必要な強度・剛性を得ること、運転領域と各種危険速度に適切なSM (Separation Margin) を保つこと、および仕様の性能・特性を得ることを目的として、FEM (Finite Element Method), CFD (Computational Fluid Dynamics) 等の解析技術を駆使して、1年半という比較的短期間で、開発・モデル試験、さらに、“飛翔”用ファン8台の設計・製作・陸上運転を予定通りに完了し、積載した。

表1 浮上ファン要目

形式	両吸込型遠心式 IGV付き
所要動力	900 PS
回転数	4,530 rpm
吸込風量	35 m ³ /sec
吐出全圧	14 kPa (= 1,400 mmAq)
インペラー径	App. 740 mm
翼枚数	14
軸受構造	ころがり軸受
重量	App. 1.8 ton

4. TF 40 ガスタービンの実績と仕様

TF 40 は、Lycoming 社が1960年代初めに開発した航空機用エンジンが転用～発展～改善されて、現状に至っている。図4にTF 40 ガスタービンの構造を示す。

TF 40 は、下記の様に主要部が互換性のあるモジュールで構成されており、メンテナンスは簡便化かつ容易化されている。

- コンバスタ出力タービンモジュール
- ガス発生機モジュール
- インレットハウジングモジュール
- サンプモジュール
- 補機駆動歯車モジュール

また、主要な制御機能も互換性のあるボードに組み込まれ、メンテナンスを容易にしている。

これらの信頼性と特性より、TF 40 は下記の各種船舶・艦船に採用され、その実績は4百台以上となっている。

- メガヨット/スピードボート
- フェリー
- 米海軍/LCAC

表2にそのTF 40 ガスタービンの仕様概略を示す。

なお、“飛翔”の浮上用機関の定格動力は約2000 SHP/1系列である。実艇用ファンは容量アップされるため、浮上用機関の定格動力も4000 SHP以上が必要と予想されている。したがって、“飛翔”ではTF 40 を定格の1/2以下の負荷で使用した。また、“飛翔”の全4系列中3系列の浮上用ファンはディーゼル機関で駆動されている。

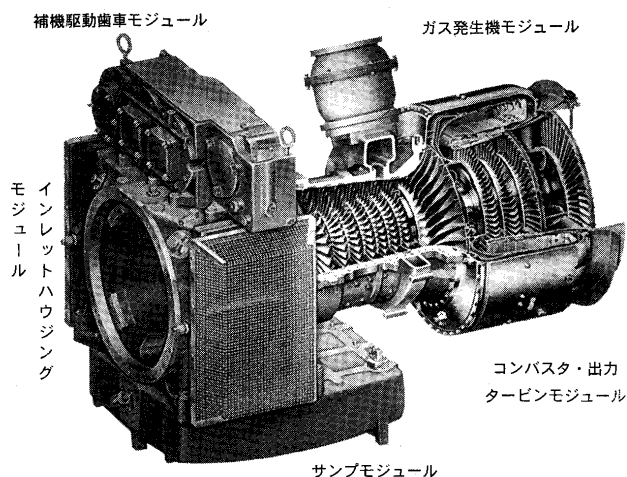


図4 TF 40 ガスタービン構造図

表2 TF 40 ガスタービン要目

形式	単純サイクル2軸型
定格出力	4,000 SHP
ガス発生機回転数	18,720 rpm
出力タービン回転数	15,400 rpm
圧縮機	軸流7段+遠心1段
燃焼器	対向流・アニュラ形
ガス発生機タービン	軸流2段
出力タービン	軸流2段
使用燃料	軽油
潤滑油	合成基油
軸受構造	ころがり軸受
始動方式	空気タービン
重量	App. 540 kg
寸法	1.4 m L * 0.9 m W * 1.1 m H

5. TSL-A “飛翔” への搭載要領

TF 40 を “飛翔” に搭載するために実施した諸策を以下に記す。

- “飛翔” の浮上用機関の定格に合わせて TF 40 を 2000 SHP にディレートした。
- 出力タービン回転数をファン軸回転数へ減速するた

めの減速装置を製作した。軽量化を計るために TF 40 を減速装置で片持ち支持する配置とした。

- 吸気の異物や海水を除去するためにデミスターを “飛翔” の船体に組み込んだ。また、TF 40 の吸気/排気ダクトにはそれぞれサイレンサーを装着し、騒音の低減を図った。
- “飛翔” では機関室内で運転操作を行う場合とブリッジより遠隔操作する場合があり、2面の操縦盤（機側/遠隔）を設置した。このため、Lycoming 社標準のシステムを改造し、操縦場所切り替えを含むガスタービン制御システムを新規に開発した。
- Lycoming 社にてガスタービン単体試験および新規開発の制御システムの機能確認等を行った後、三井造船㈱に搬入した。そして、93 年秋、ファン1台と減速装置を結合した陸上試験を実施し、所定の機能を有することを確認した。図5に陸上試験状況を示す。

これらの各種試験の過程にて JG（海運局）のご承認を得た後、“飛翔”へ搭載した。図6に第1浮上系の船内配置を示す。

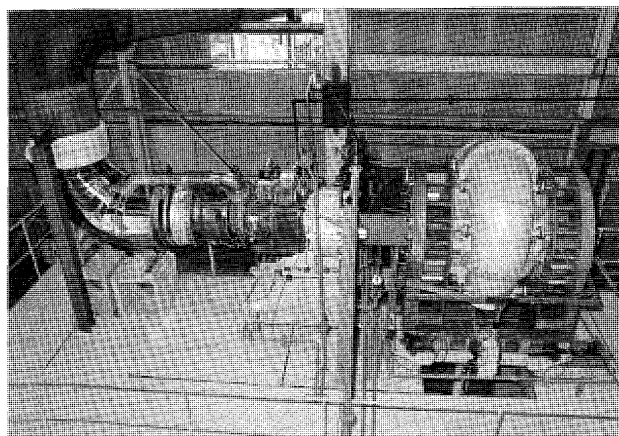


図5 陸上試験の状況写真

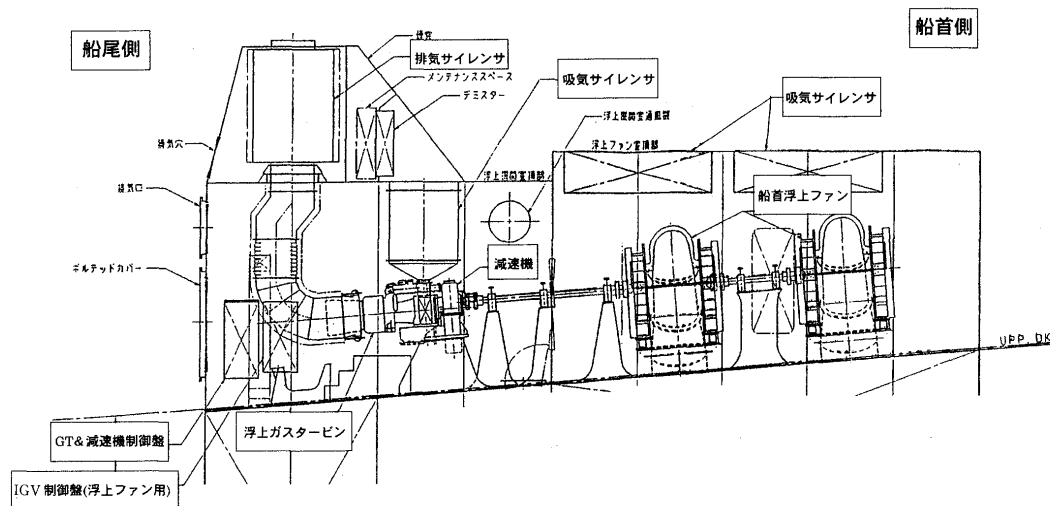


図6 第1浮上系船内配置図

6. 実海域試験～総合実験

94年6月からの実海域試験、さらに、その後の総合実験にて浮上系（浮上ファン＋浮上機関）の信頼性・メンテナンス性を確認した。特に、浮上用機関としてのTF 40の起動信頼性や振動特性等の機械的特性は良好で、所定の機能を果たせることを確認した。

さらに、96年2月に総合実験後の点検として、TF 40各部のファイバースコープ点検およびコンバスタ出力タービンモジュールを取り外しての高温部点検を行い、各部に異常が無いことを確認した。実海域試験開始から当該時点迄のTF 40の累積運転時間は約850時間であった。

なお、浮上系の重量軽減を図るための特別な実験として、(株)東レ殿が開発・製作したCFRP (Carbon Fiber Reinforced Plastics) 製中間軸（いわゆる Composite Shaft）を4系統の内の1系統に装着し、実海域試験の途中より数百時間の運転を行い信頼性を確認した。なお、試験後の点検にても異常は認められなかった。表3に中間軸の材料特性および要目を示す。

表3 CFRP 中間軸材料特性および要目

材質（炭素繊維）	東レ トレカ T700S 高強度系 ファイラメント
材質（樹脂）	エポキシ
繊維体積含有率	60 %
糸巻き方式	ファイラメントワインディング
軸方向弾性率	79,100 N/mm ²
剪断強度	250 N/mm ²
比重	1.5 g/cm ³
全長	1,334 mm
外径／内径	96 / 84 mm

7. 今後の課題

“飛翔”は各種の試験を無事に完了し、一部改造の上、売却される予定である。第1浮上機関であるTF 40は当初の導入目的を果たしたので、その改造の1項目として、第2～第4浮上機関と同じディーゼル機関に換装される。

“飛翔”での経験にて、1000～5000 SHP 程度までの出力範囲では、ガスタービン機関とディーゼル機関はそれぞれ一長一短を持つ。今後の実艇への適用も含め、各船

の用途・仕様を元にケースバイケースで両機関の優劣を比較検討しての判断が必要である。

ただし、当該出力範囲の両機関を比較すると、一般的に、ガスタービン機関は下記の様なメリットを持つので、今後一層の発展が期待できる。

- 軽量
- Compact
- 高比出力
- 低 NO_x
- 長い TBO (Time Between Overhaul)

さらに、ガスタービン機関は材質改良や効率向上等の技術革新が日進月歩で進められており、現在、ディーゼル機関に比して劣っている燃費も近い将来には同等レベルに到達することが期待できる。

また、今後、商用としてガスタービン機関が広く普及すれば、船内でのメンテナンス項目が少なく、かつ、作業が容易なガスタービン機関の特色が高く評価されるようになる。一方、ガスタービン機関の定期的検査等に関する法令の規定・指示内容が緩和されることが期待される。この様になれば、オーバーホールを含めたメンテナンス費用はガスタービン機関の方が割安になる。

8. 最後に

本稿では豊富な実績を誇る船用ガスタービンのTF 40を輸入し、実海域模型船 TSL-A “飛翔”への適用を行った事例を紹介した。今後、実艇を初めとして、高速性と機動性のために船用ガスタービン機関を搭載する船舶が増加する、と思われる。三井造船(株)は、陸上自家発電用ガスタービンを自社開発し、ガスタービン機関に関する豊富な経験を持つ。これらの経験に加え、海外の有力ガスタービンメーカーとの提携関係もあり、船用ガスタービンの発展に適用拡大に貢献していく所存である。

最後に、ご指導・ご協力を頂いたテクノスーパーライナー技術研究組合をはじめ関係各位の皆様に厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 菅井和夫「テクノスーパーライナー用ガスタービン」ガスタービン学会誌 第85号6月号1994年

特集・船舶用ガスタービンとその応用

軽構造産業用ガスタービンの高速船舶への応用

HIGH SPEED CRAFT APPLICATION OF
INDUSTRIAL-DERIVATIVE GAS TURBINERandy R. Uhazie^{*1}, David M. Dunlevy^{*1}伊佐治強彦^{*2}
ISAJI Tsuyohiko

Key Words: Gas turbine, marine, industrial-derivative, high speed, durability, fast ferry, cargo

Abstract

The commercial marine transportation industry is experiencing growth and change due to the increasing popularity of high speed vessels carrying passengers, vehicles and in the very near future time-sensitive cargo. The desire for increased vessel speed has created new requirements for additional power, leaner craft structures and lighter vessel machinery. The high power density, reliability, and competitive life cycle cost of Solar's industrial derivative marine gas turbine engines make them well-suited for high speed vessels. Solar's turbomachinery design philosophy has evolved over nearly four decades, with thousands of gas turbines in a wide variety of applications with more than 500 million operating hours. This paper discusses the major elements of Solar's gas turbine design philosophy and the advantages of this technology to the high speed marine transportation industry.

1. 産業用ガスタービンの設計思想

耐久性があること、保守点検が容易であること、ライフサイクルコストの最少化がソーラー (Caterpillar Solar Turbines) の産業用ガスタービンに関する基本的開発条件である。単純サイクル船用ガスタービンである2軸型 Taurus 60 M (図1) には、産業用ガスタービンの経験と設計技術が取り入れられており、運航速度が運用上の最も重要な要求事項である商用船舶用の、信頼性があり、経済的で、軽量な機関である。

最近、産業用ガスタービンには高効率でイニシャルコストが低いだけでなく、耐久性と信頼性および高い利用率がますます要求されてきている。実際に、産業用のみならずその他の応用においても高負荷で高い年間稼働率が要求されることから、耐久性は設計技術者が考慮しなければならない最も重要な要素のひとつである。

2. 設計および開発戦略

産業用ガスタービンの顧客のほとんどは、実証された

設計手法による製品開発を要望している。すなわち、新しいエンジンは実証された要素設計手法と実績ある要素部品のスケールアップまたはスケールダウンによって開発されることを要求している。この開発手法を採用する事により、リスクを最小限に抑えて、顧客の期待する耐久性と性能をもつ新型ガスタービンを開発することができる。ソーラーは、船舶用に適した経済的かつ信頼性の高い機関を提供することを目的とし、その主な設計思想は下記の通りである:

- コンカレント製品開発プロセスを適用して顧客の期待を満足する高い品質をもつ製品を、短期に開発する
- 共通思想に基づくシリーズ化された製品の採用、継続的な製品開発および成功経験に基づく改良を取り入れて進化した設計法の採用
- 信頼性を確保しリスクを低減化するために、多くの実証された解析手法と要素のスケールアップ、スケールダウン設計法の採用
- 工場における多数の開発試験と現地での広範な実機評価プログラムの実施による設計目標の確認
- 各地域および国際的に要求される安全および環境基準を満たす製品の設計

原稿受付 1996年10月8日

*1 Caterpillar Solar Turbines, San Diego, California USA

*2 三井造船(株)エネルギープラント事業部

〒706-01 岡山県玉野市玉3-1-1

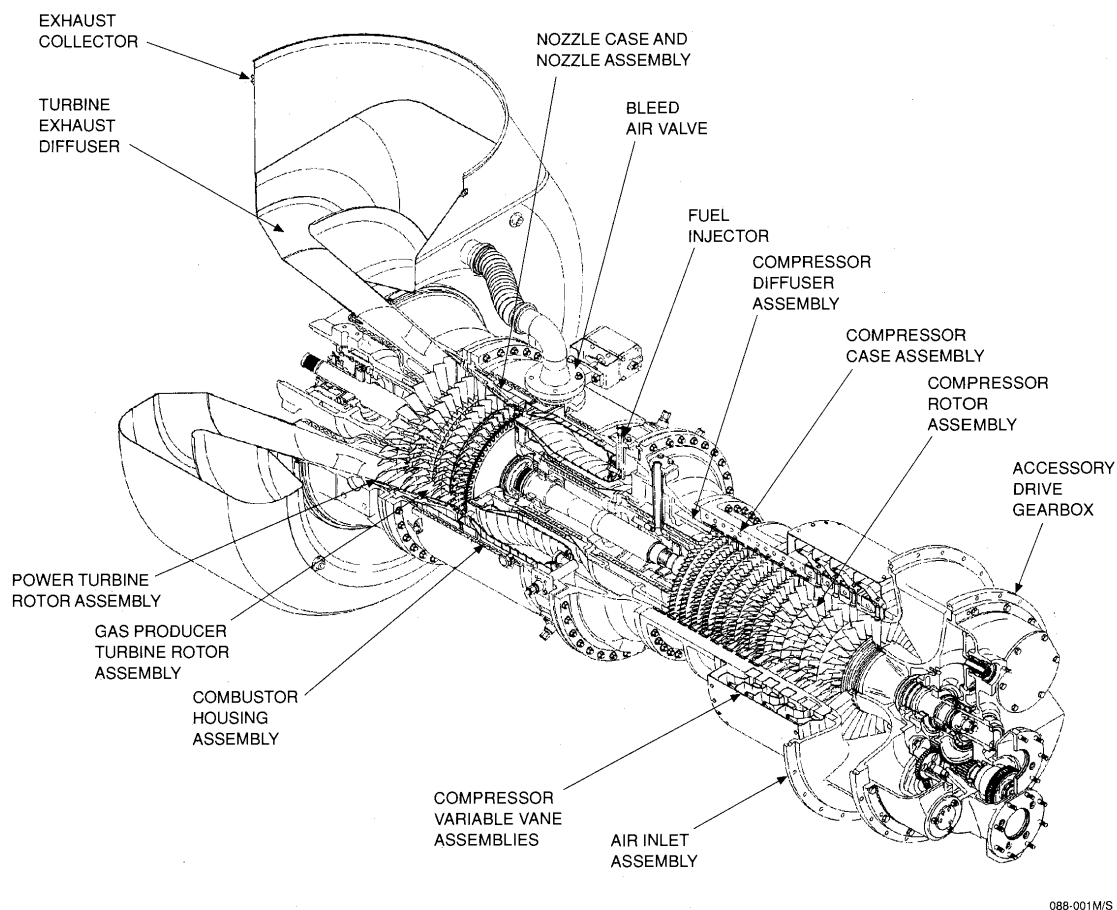


図1 Taurus 60M Marine GT Engine

2.1 コンカレント製品開発

ソーラーの設計思想の基本は一貫したコンカレント製品開発プロセスにあり、このプロセスは、適切な目標の設定、コンカレントエンジニアリング、製作、評価、および計算機を利用した設計・生産のための対話型データベースから成る。顧客のニーズと経済的フィジビリティの分析に基づいて計画と評価を行い、製品戦略の一部として、横断的に機能するチームによって明確な目標を設定し、製品の要求仕様が作成される。

設計作業と製作過程は計算機を利用して行われる。様々な作業において、共通のデータベースやリンクしたデータベースを通して、情報に速やかにアクセスすることができる。計画内容や設計内容はマーケティング部門、アフターサービス部門、購買部門および製作部門によって同時にレビューされ、必要な設計変更は設計の初期段階に行われるために開発期間が短縮され、高品質と高い生産性が確保できる。現在、ソーラーは三次元ソリッドグラフィックシステムやCADなどの最先端の解析ツールを利用しており、長期的には、基本設計段階で要素をソリッドモデルとして構築し、そのソリッドモデルをコンカレントな開発過程において、常時使用できることが目標である。

2.2 製品シリーズと設計の進化

既存のモデルをベースとして改良型ガスタービンを開

発する方法を採用することにより、実証された技術を利用して、短期に成功経験に基づいた製品開発を達成することができる。ソーラーは、9800台以上のガスタービンを全世界に出荷しており、この実績に基づき、設計技術者は性能の総合的な評価とフィードバックが可能となり、未知のリスクなしに性能を向上する事が可能である。今日のガスタービンは、燃焼温度の高温化と吸気流量の大風量化が図られているが、それらは実証された経験に基づいて開発されたものである。製品価値を高める新しい技術は、開発プログラムを通して実証し、製品開発に織り込まれる。

2.3 実証された設計ツールと手法

設計戦略におけるもう一つの重要な点は、確立された設計ツールと手法を使用してリスクを最少限とすることである。計算機の発達によって、設計者は容易に製品改良が行えるようになった。しかし、新しいツールは過去の適用例における性能値と比較して検証する必要がある。さらに、新製品設計に適用するうえでのリスクを低減するために既存の設計法と比べて必要に応じて修正を行う必要がある。

スケーリング(スケールアップおよびスケールダウン)の概念は、実証された設計とその手法を使用することが根本である。物理法則と次元解析によってガスタービンの設計パラメーターのスケーリングが可能となる。ス

ケーリング手法によって大きさの異なるガスタービン間の機械的特性および熱力学的性能の相似性を利用することが出来る。

2.4 開発およびフィールドテスト

ソーラーの長年にわたる開発思想の基本姿勢は、十分な工場テストとフィールドテストをおこなって、新設計手法とその製品の妥当性を検証することである。新しい解析ツールや手法を積極的に使用して、図2に示した燃焼器リグ試験装置のような要素開発リグ試験装置による開発や多数の項目の計測を行い、エンジンテストを実施する。試験結果は計算値と比較され、それらの差が調査され解明される。また開発過程では、設計精度を上げるため検定されたモデルが使用される。

工場テストの他にフィールドでの計測を実施して、設計が現地における耐久性と性能にたいする顧客の期待を満足していることを検証する。大きな設計変更や新しいエンジンの開発計画には、十分に検討されたフィールド評価プログラムが重要である。

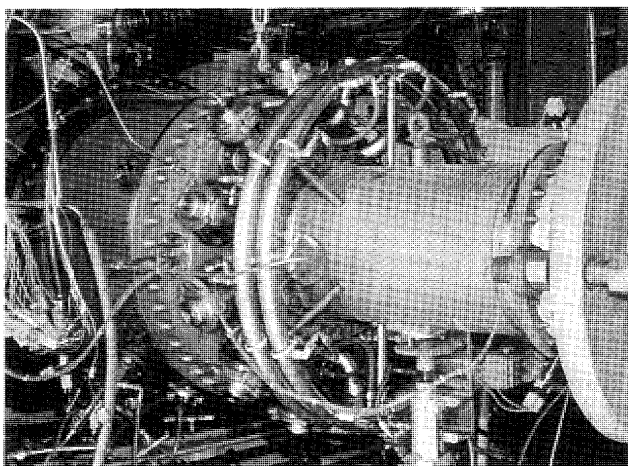


図2 Combustor Development Rig Test

2.5 安全および環境に対する考慮

顧客のニーズを満足すると同時に安全に運転でき、環境に適合した製品を設計することが重要と考えている。ソーラーのガスタービンが全世界における法規と基準を満足するものとなるよう、たゆまない努力を続けている。エネルギー変換装置としてのガスタービンが環境に対して影響を最小にするために、燃焼器改良による大気汚染の防止とサイクル効率の向上が図られねばならない。ソーラーは安全性の確保および環境への適合を現在の製品開発戦略の重要課題のひとつとして取り組んでいる。

3. ソーラーの軽構造産業用ガスタービンの船用での実績

ソーラーの船用ガスタービンは産業用ガスタービンでの実績をもとに、点検のための停止期間の最短化、メンテナンス作業の低減化、オーバーホール間隔の長期化などの市場要求を考慮して開発された。これらの要求と運転員にほとんど手間をかけないことを目標として、ソーラーは産業用ガスタービンを、30,000時間のオーバーホール間隔をもつガスタービンとして開発している。さらに、これらのガスタービンは十分な数のボアスコープ点検孔および完全自動監視・保安制御システムを装備している。

8200台の陸上産業用ガスタービンに加え、海洋沿岸環境で総計1億時間以上の運転時間を有する1600台以上のソーラーガスタービンが稼働している。ソーラーは過去3年間に約20台のガスタービンを沿岸のFPSO (Floating Production, Storage, and Offloading Platforms) 浮上型石油生産貯蔵基地に納入した。FPSOはあらゆる種類の海象条件にさらされるので、基地上の機械は、航行する船舶上と同様の動的環境にさらされる。また、これら沿岸に設置されたガスタービン機器まわりの海水塩分を含んだ空気についての経験から、耐食性材料の適用に対する知見を得ている。図3にFPSOへの応用

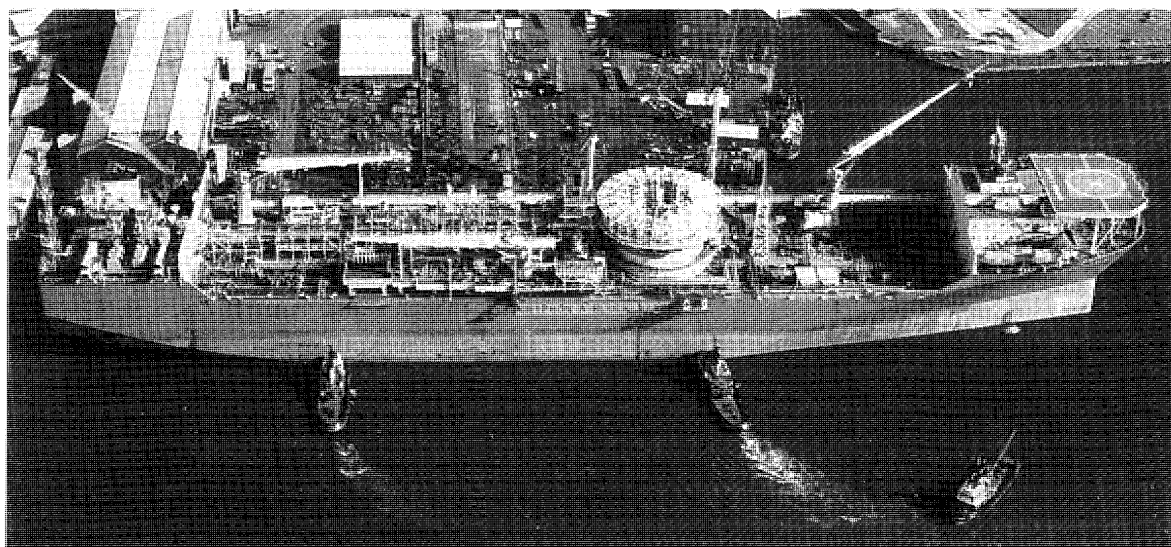


図3 FPSO Vessel with Solar Gas Turbines

例を示す。このプラットフォームは石油の経済的な生産・輸送を行う上で最新の技術を有している。

4. 高速商船への応用

船用ガスタービンは陸上の産業用ガスタービンには見られない特徴を持つ。例えば、ローリングやピッチングが発生する海洋環境の中で、エンジン潤滑油を吸引するために強制排油システムが装備されている。他の沿岸用設備機器と同様に、塩分を含んだ空気に対応するためにタービンの内部ガス流路には耐食性コーティングが施行されている(表1)。また、エンジンケーシングには乗員の安全のためと、可燃性液体が高温のエンジン表面に接触しないように熱遮蔽が追加されている。

今日では、解析および設計ツールが進歩し、タービンの回転要素の効率を高める上で重要な役割を果たしている。高周速・高マッハ数で作動する翼形状の決定には三次元粘性流体解析プログラム(CFD)や流線に基づいた翼設計法が用いられている。比出力の非常に大きい航空転用型ガスタービンでは圧縮機の段負荷が高いため、汚れや翼先端隙間にたいして敏感で性能低下が発生しやすい。産業用ガスタービンの様に比出力がそれほど重要で

表1 耐食コーティング仕様

適用箇所	仕様
圧縮機翼	SermeTec 725/5380 DP
タービン翼	RT22A/B およびRT44
ケーシング	SermeTel W, Nickel Plating & A12HT

表2 船用ガスタービンパッケージの主要諸元

ガスタービン	連続定格出力(*1)	4,890 kW
	出力軸回転数	12,500 rpm
	吸気流量	21 kg/sec
パッケージ(*2)	サイズ	5.9mL*3.5mH
	重量	8.5 ton

(*1) ISO条件: 海面レベル、吸気温度15℃、相対湿度60%

吸排気損失無、減速機損失無

(*2) 減速機およびパッケージ上の制御装置を含む

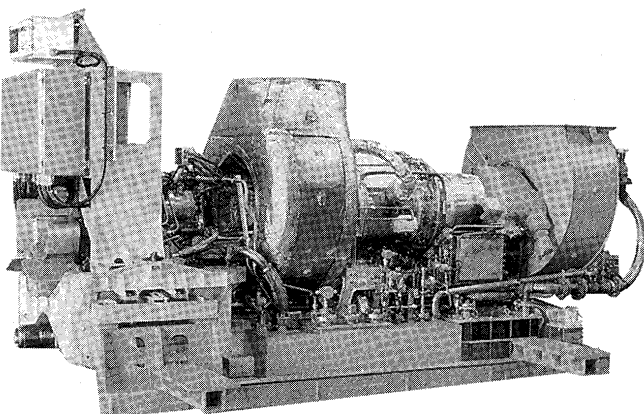


図4 Taurus Marine Package

ない場合には、段数を増加し段負荷を減少することにより圧縮機の全体効率を高めることができる。メンテナンス費用を含むライフサイクルコストを低減しつつ、船用ガスタービンの顧客の運用上の性能にたいする要求を満足する高付加価値製品を供給することがソーラーの目的である。

船用ガスタービンの基本的モジュールはアルミニウム製台板上に取付られた船用仕様の産業用ガスタービンと監視・制御システム、およびバルクヘッドに搭載された燃料フィルターモジュールから成る。図4に、TAURUS 60 M 船用ガスタービン推進用パッケージを、表2にその主要目を示す。パッケージは、特に高速船舶に設計されたもので、1) 設置スペースを最小とするために軽量コンパクトであり、2) 船用減速機を装備し、3) 運転および起動停止のための船側の作業や取り合いを最少とするよう設計されている。パッケージに直接搭載されているものは、燃料制御システム、潤滑油冷却器と潤滑油タンク、およびマイクロプロセッサによる制御(PLC)・監視システムであり、この制御監視システムプログラムは運転条件が新しくなった場合や変更された場合には船上で書き換えることが可能である。全システムは機関室から操船室までの制御ネットワークのインターフェースを含み、カラービデオ表示装置と制御コンソールはブリッジのエンジニアリングステーションに設置される。キャプテンの要求に応じて制御システムが応答し、暖気の必要なく推進機へ出力が伝達される。

5. 耐久性に対する検討

耐久性、信頼性、および休止期間の短いことは産業用ガスタービンを設計する上で最も重要な課題である。Taurus 60 M 船用ガスタービンは、その産業用ガスタービンとしての特徴を継承している。航空機推進用エンジンでは軽いことが第一に要求されるが、産業用では二次的である。従って、産業転用型船用ガスタービンは、航空転用型と比べ、低応力でストレス・ラプチャー寿命が長く、ディスクと翼に余裕を持った設計がなされている。燃焼温度や圧力比も低い。

さらに、ジャーナル滑り軸受を使用して耐久性の向上を図っている。この軸受は比較的大きな荷重面積を持ち、転がり軸受と比べ多量の潤滑油を必要とするが、潤滑油の汚れにたいする裕度が大きく減衰能力に優れた頑強な構造である。航空エンジンに使用される転がり軸受と異なり、ジャーナル滑り軸受は半永久的な寿命を持つ。航空用エンジンでは重量が非常に重要な設計要素であるため、軸受そのものの重量が大きい点と潤滑油の容量が増加するためジャーナル滑り軸受を使用することは許されない。Taurus 60 M はスラスト吸収に丈夫な構造のティルティング・パッド・スラスト軸受を使用しているが、この軸受は船舶の推進軸に適用され十分に実証されている。図5に標準的な軸受を示す。各ラジアル軸受にはX

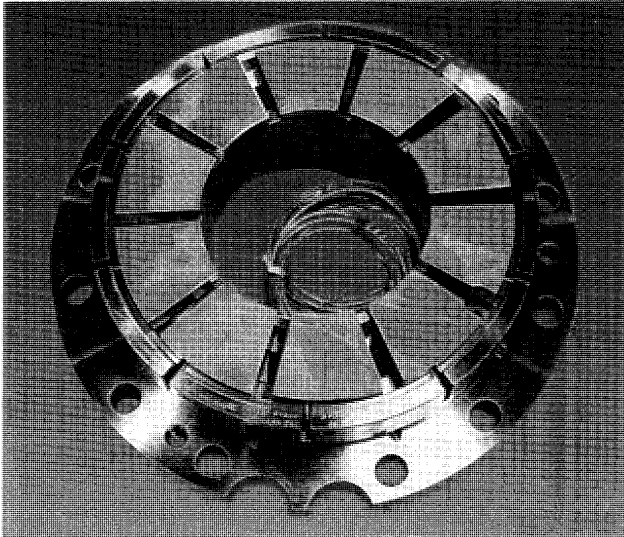


図5 Tilting Pad Thrust Bearing

—およびY-軸に振動プローブが、各スラスト軸受には2個の測温抵抗体 (RTD) が組み込まれてオンラインモニタリングを行う。

連続運転される陸上用 Taurus 60 M の標準的なオーバーホール (または主要点検) 時間間隔 (TBO: Time Between Overhaul) は 30,000 時間である。船用推進機関として使用した場合には、負荷変動およびエンジンの起動回数が多いことによる熱サイクルの影響を考慮して、間隔を 15,000 時間に短縮している。15,000 時間の TBO は一般的な高速フェリーの運航条件では、3 年ないし 5 年に相当する。

6. 高速船への応用と経験

高速フェリー産業は発展を続けている。船舶の運航速度は増加傾向にあり、現在の最高レベルは 45~50 ノットに達している。これらの船舶の高速化は従来のディーゼル機関より軽量の推進システムの需要を生み出している。産業用から派生した船用ガスタービン Taurus 60 M の出力/重量比は最新の高速ディーゼル機関の 2.5 倍である。Taurus 60 M は航空転用型ガスタービンと比べ若干重い、ディーゼル機関に対する優位は明らかであり、耐久性を考えると、商用船舶への応用に適したガスタービンであるといえる。

Taurus 60 M は 1994 年に初めて高速船推進用として、図 6 に示す全長 45 m、300-400 人乗りの双胴船 FBM Tri-Cat の主機として採用された。Tri-Cat は 2 基の Taurus 60 M により 50 ノット以上で航行する。第一船は 1995 年 6 月に香港—マカオ間 (37 マイル) に就航、また、1996 年 6 月までに全部で 5 隻の Tri-Cat が営業運転に入った。1996 年 9 月でエンジンの累積運転時間は 3 万時間を記録し、また最長のエンジン運転時間は 4 千時間となっている。これらの船舶の運航実績が大変良いことから、運航会社はさらに 5 隻の追加発注を行い、その第



図6 FBM Tri-Cat High Speed Ferry

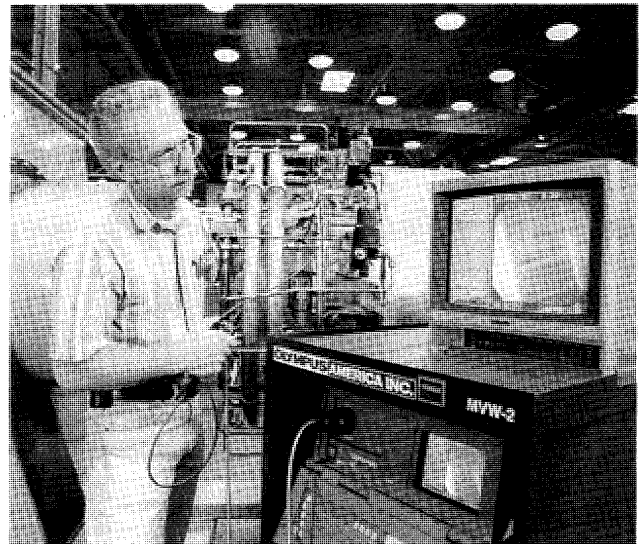


図7 Borescope Inspection

一船は 1996 年末に運航開始される予定である。

香港での運航により Taurus 60 の信頼性が証明された。従来ディーゼルエンジンで実績よりもエンジン整備のための停止時間が非常に短くてよいことが実証された。また、オペレーターおよび保守要員には座学と制御システムシミュレーターによりガスタービンと関連システムの習熟訓練が行われた。乗客は従来の船に比べエンジンの騒音・振動レベルが低いことを賞賛している。

エンジンの状態はソーラーの Turbotronic (マイクロプロセッサベースのガスタービン制御システム) で連続的に監視される。計測データはファイルに蓄えられそのトレンドはエンジンの状態予測に利用される。また操縦室のチーフエンジニア・ステーションには各エンジンのカラーモニターがあり、エンジン各部の圧力温度から振動値にいたるまでの情報が映し出される。

これらのエンジンはメーカー基準および法規に従って保守される。日常の運転点検は制御・監視システムによって容易に行われる。また図 7 にボアスコープによる点検

の様子を示すが、半年に一度のボアスコープ点検によってエンジンの内部状態を知ることができる。ビデオカメラ装置の発達により、容易に、明瞭なボアスコープ画像を得ることができ、それを直接ソーラー本社へ電送することができるため習熟した専門家が判断に直接参加することができる。停止期間を短縮するために Taurus 60 M は高温部 25 点を含む 34 点の点検孔からボアスコープが挿入できる様に設計されている。

香港における他のガスタービンに対しては年に一度の開放点検が要求されているが、Taurus 60 M に対してはボアスコープによる点検のみで当局の了解を取り付けることが可能となった。これは、最近のビデオカメラ、デジタル処理能力、カラーボアスコープを含めたエンジン内部点検時の作業性を考えた設計と、Turbotronic 制御システムによる監視能力が評価されたためである。

7. まとめ

ソーラーは長年にわたって開発し育て上げた設計思想を持って、全世界の発電および石油・ガス市場に適用される小型・中型ガスタービンの第一人者となった。ソーラーの設計思想は、顧客の信頼性と性能に対する要求を満足する高品質の製品を開発するための総合的手法をま

とめたものである。ソーラーの産業用ガスタービンを転用した高速海上輸送用のガスタービンは船主およびオペレーターの両者の要求を満足する丈夫さを第一とするエンジンシステムである。

ソーラーは、ガスタービンの機械的・空力的構造およびシステムを最適化するための基本となる設計製作能力もち、全世界を対象に製品とサービスを提供する企業である。製品開発とサポートの両分野において顧客の満足をえることがソーラーの目標である。ソーラーの戦略は世界中の産業市場における幅広い成功経験に基づいているが、今、浮上型高速船の推進機関およびその浮上ファン駆動用機関等の高速海洋輸送市場における新しい応用分野においても新技術の開発を目指している。

参考文献

- (1) Esbeck, D. W., 1995, "Product and Technology Development Strategy", TTS2, Turbomachinery Technology Seminar, Solar Turbines Incorporated, San Diego, California, USA.
- (2) Eimers, R. A., 1992, "Turbomachinery Design Philosophy", TTS2, Turbomachinery Technology Seminar, Solar Turbines Incorporated, San Diego, California, USA.

特集・船舶用ガスタービンとその応用

船舶分野に於けるアリソンガスタービンの歩み

John E. Roberts *¹, 勝見 好文*¹
KATSUMI Yoshifumiキーワード: 過去の経験から将来への開発
Prospective Future from Old Days

1. アリソンガスタービンのプロフィール

アリソン社は、1915 年米国インディアナポリス市に生まれ、今日までに T 56 (501-K) モデル他 80,000 台のガスタービンを、航空機から陸船用まで幅広く供給してきた。

当初はインディ500 マイルレースのスピードウェイレース会社として発足し、1945 年米軍航空機用ガスタービンの一号機を生産し、世界的ベストセラーとなった大型輸送機ロッキード C 130 用エンジンから、最近の 50 人乗り旅客機エンブレア EMB-145 まで、中小型機市場に多数のエンジンを納入した。

長らく GM 社グループの一事業部であったが、1995 年 3 月からロールスロイス社グループの一員となり、両者の技術を共有する新たな展開を行っている。

インディアナポリスの本社工場はインディアナポリス国際空港の近隣に位置し、87 万平方メートルの敷地に、5,000 名の従業員と生産工場及び研究開発施設を擁している。研究開発費は米国連邦政府分を含め、近年年間 180 億円を超えている。

2. アリソンガスタービンの日本での歩み

1970 年代に入り、ヘリコプター用モデル 250 (T-63) が導入され、続いて 1978 年海上自衛隊の対潜哨戒機用モデル T-56 が採用された。又、一般産業用を見ると、佐渡汽船ジェットフォイル主機関の 501-KF が 1977 年、熊本市浄水場に非常用発電機として 501-KB が 1979 年納入され今日の礎を築いた。

以下に各モデルの日本での実績を示す。

モデル	用途	台数
T-63 (250)	ヘリコプター、小型セスナ	771
T-56	P 3 C, E 2 C & C 130 航空機	550
501/571	発電機 (非常用, コジエネ)	140
501-KF	川崎ジェットフォイル	62
501-K 34	DDG 護衛艦発電機	20
総数		1543

3. 船舶用ガスタービンとしての特徴

軽量・小型

耐熱特殊合金を使用して船舶に不可欠な軽量小型化をはかった。以下に各船用モデルの概要を表す。

モデル	出力(HP)	寸法(m)	重量(kg)
501-KF 5	5,640	2.9×1.4×1.4	1,133
501-K 34	5,672	2.3×0.7×0.8	599
570-KF	6,350	1.8×0.8×0.9	733
571-KF	7,690	1.9×0.8×1.0	807

*減速機又は発電機は含まれない。

軽量・小型故ガスタービンの取り外し・取り付けが容易で、それぞれ数時間にて可能である。

モジュール設計

コンプレッサー部、燃焼器部並びにタービン部が各部毎分離でき、限られた船舶内でのメンテナンスを可能にした。又不具合時、モジュール交換により迅速なる復旧を計る事が出来る。

塩分腐食に対する耐久性

各部に耐久性の高いコーティングと材料を使い、米海軍の厳しい規定である 3,000 時間毎海水注入サイクル試験 (MIL-E-17341 C) に合格し、その耐久性が証明された。日常の保守作業として、コンプレッサーに清水を注入し塩分を除去している。

耐振性

側面並びに回転方向への重力加速度は 10-16 G に耐える様に設計され、米軍規格バージショック試験 (MIL-S-901 C) でその耐振性が認定された。

起動・停止時間の短縮

ボール又はローラータイプの軸受けを使用している故、予備及び運転後の潤滑油が不要で、40 秒から 60 秒で起動出来る。それら軸受けは 5 分間注油無しで無事運転出来る事も実証されている。

ボアスコープ検査による保守点検時間の短縮

定期的に燃料ノズル穴及び他点検穴を通して、解放する事なく燃焼部等を検査出来る。全箇所点検に要する時間は約 1 時間である。

4. 川崎 (ボーイング) ジェットフォイル

本高速艇は多々紹介されている故詳述は避けるが、概

原稿受付 1996 年 10 月 7 日

* 1 Allison Engine Company, Japan
〒 273-01 千葉県鎌ヶ谷市西佐津間 2-18-44

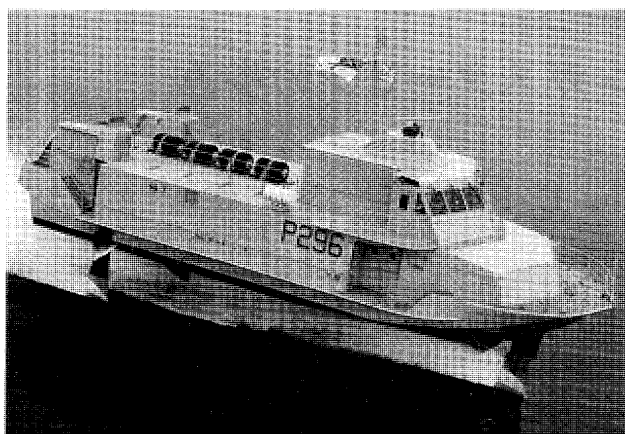


図 1

要は以下の通りである。

全 長: 30.3 m 最大 幅: 9.1 m
 総 ト ン 数: 170 トン 速 力: 45 ノット
 乗 客 数: 286 名 船 体: アルミ合金
 推 進 装 置: ウォータージェットポンプ
 主 機 関: 3,800 HP 501-KF 2 基
 実 績 台 数: 145 総運転時間: 690,000 時間

ボーイング社で28隻建造された後、1987年より川崎重工業(株)にて今日まで15隻造られ、国内では佐渡島を始め関西空港、高松、長崎及び鹿児島にて合計16隻が就航している。荒天候下でも欠航することなく、揺れの少ない快適な船旅と評判の船である。

最初の導入時、ガスタービン主機関の実績が少なく、運輸省規定の定期検査時間が短かったが、今日では各年毎に HSI (Hot Section Inspection) が2,000時間、オーバーホールが4,000時間と約2倍となった。

図1は軍仕様のジェットフォイル HMS Speedy である。

5. 艦船用発電機

米海軍の DD 963, DD 993, DDG 51 駆逐艦 45 隻及び CG 47 巡洋艦 12 隻, スペイン海軍の航空母艦 1 隻, また海上自衛隊の DDG 護衛艦 4 隻の補機として, 501-K ガスタービンが2,000-3,000 kW の発電機を駆動している。

それぞれのモデル・総実績数を以下に示す。

	モデル	総実績数
米 海 軍	501-K 17	245
	501-K 34	40
スペイン海軍	501-K 17	3
海上自衛隊	501-K 34	20

米海軍のプログラムは1975年から始まり、今日まで総運転時間は6,300,000時間を超えている。それらの MTBR (Mean Time Between Removal) は13,250時間で、陸上用と比べると約半分である。

特徴としては前出 MIL 規格の他に、品質管理要求 (MIL-Q-9858 A), EMI 対策 (MIL-STD-461 B), 各シ

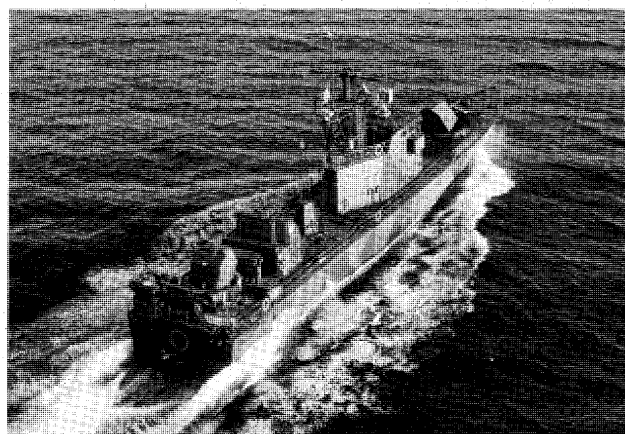


図 2

ステムをスキッド構造にする、緊急時の出力を4,500 kW(150%), コンプレッサーのブリード空気を起動用及びコントロール用に使用, 制御機器の周囲温度耐久試験, スキッド配線への特殊要求などがある。

6. Offshore Crew Boat "American Enterprise"

1976年米国ニューオリンズにて90人乗り石油掘削のクルーボートとして建造された。

全 長: 32 m 最大 幅: 7 m
 総 ト ン 数: 100 トン 船 体: アルミ合金
 速 力: 38 ノット 航 続 時 間: 12.5 時間
 喫 水: 1.05 m 貨物積載量: 30 トン
 隻 数: 1
 推 進 装 置: ウォータージェットポンプ
 主 機 関: 4,330 HP 501-KF 1 基
 860 HP ディーゼルエンジン 2 基

7. スウェーデン海軍パトロールボート "Stockholm"

全 長: 50 m 最大 幅: 7.5 m
 喫 水: 1.9 m 排 水 量: 336 トン
 速 力: 36 ノット 隻 数: 2
 推 進 装 置: CP プロペラ
 主 機 関: 6,000 HP 570-KF 1 基 (CODAG)
 2,000 HP ディーゼルエンジン 2 基
 実 績 台 数: 4 総運転時間: 2,000 時間

図2は航行中の "Stockholm" である。

8. カナダ海軍駆逐艦 DDH 280 "Iroquois"

全 長: 129 m 排 水 量: 5,000 トン
 速 力: 21 ノット 隻 数: 4
 推 進 装 置: CO プロペラ
 主 機 関: 6,000 HP 570-KF 2 基 (COGAC)
 25,000 HP ガスタービン 2 基
 実 績 台 数: 11

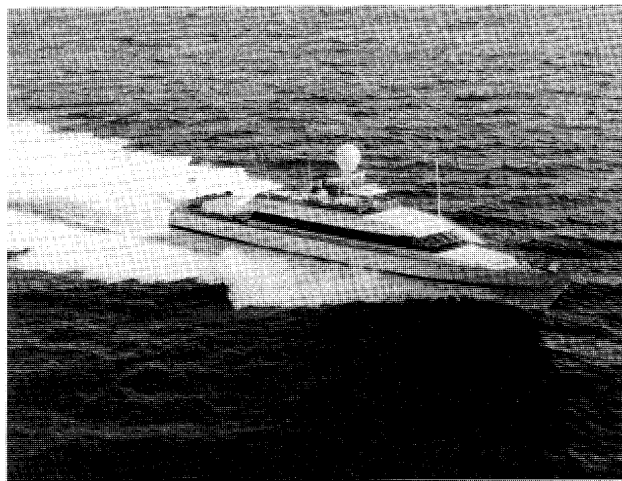


図 3

9. 外洋ヨット “Shergar”

570-KF 最初の船 “Shergar” は 1983 年ドイツ Lursen 造船所で建造され、後エンジンはパワーアップの 571-KF に置き換えられた。

全 長: 42 m 総 ト ン 数: 100 トン
 速 力: 50 ノット 隻 数: 1
 推進装置: ウォータージェットポンプ
 主 機 関: 7,690 HP 571-KF 2 基 (CODAG)
 2,000 HP ディーゼルエンジン 2 基
 実績台数: 2 総運転時間: 8,547 時間
 図 3 に本ヨットを示す。

10. イスラエル海軍パトロールボート “Shimrit”

総 ト ン 数: 100 トン 速 力: 52 ノット
 隻 数: 2 造 船 所: Grumman
 推進装置: CP プロペラ
 主 機 関: 5,400 HP 501-KF 1 基
 実績台数: 2

図 4 が “Shimrit” である。

11. 防衛庁技術研究本部 SES 実験艇 “めぐろ 2”

SES (Surface Effect Ship) 実験船として、1994 年 9 月に三菱重工業㈱下関造船所で建造された。

全 長: 25 m 最 大 幅: 7.5 m
 排 水 量: 45 トン 速 力: 50 ノット
 推進装置: ウォータージェットポンプ
 主機関: 4,330 HP 501-KF 2 基
 実績台数: 2

12. モデル 601-K 9 & 601-K 11 開発プログラム

571-K ガスタービンの燃焼器・タービン部を基に、効率を上げるのみならず、本格的な産業用・船舶用として低価格で信頼性の高いエンジンを目指すのが此の 601-K プログラムである。

コンプレッサーローターは一体型からディスク型とな

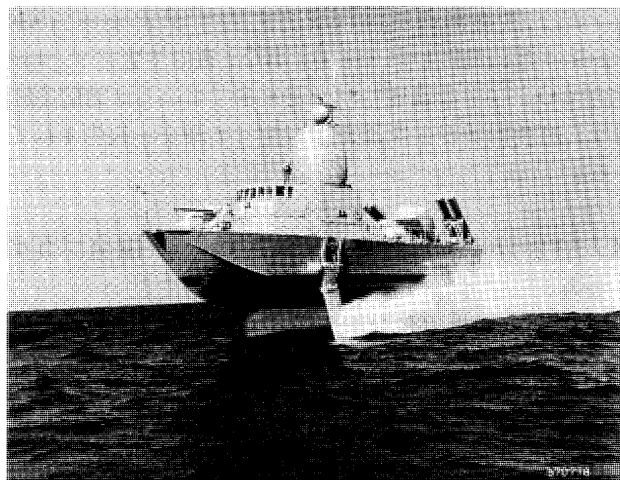
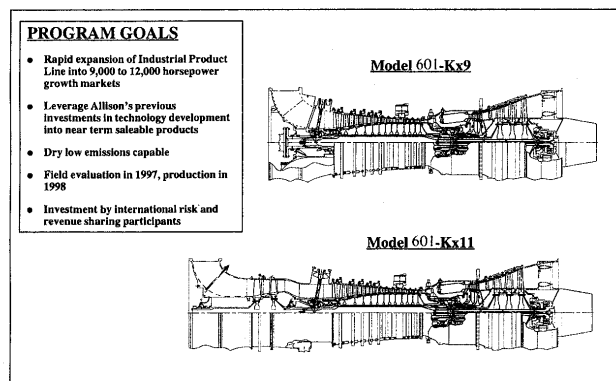


図 4



MODEL 601-K PROGRAM



INDUSTRIAL & MARINE ENGINES

図 5

り、圧縮比が K 9 が 15: 1, K 11 が 20: 1 と向上し、それぞれの出力・効率は 9,000 HP (33.7%), 11,000 HP (34.0%) と計画している。

NO_x 対策は従来の水・蒸気噴射に代わって DLE 型 (Dry Low Emission) で、ロールスロイス RB 211 モデルの DLE 燃焼器を使い 25 ppm (15% O₂) を達成する見通しである。

1997 年始めより各種テストを重ね、同年後半から本格的な生産に入る予定である。

図 5 は 601-K の断面スケッチである。

13. DLE 燃焼器の開発プログラム

NO_x を軽減させるこれまでの方法は水又は蒸気を燃焼器に注入するか、脱硝装置を設けるかであった。前者は機器の損傷が多くメンテナンス費用が高くなり、後者は高額の設備費及びアンモニア消費費と問題を抱えていた。

DLE 燃焼器はこれら両者とも必要とせず、厳しい NO_x の規制値を満足させるものである。

現在、501-KC 5 コンプレッサー駆動ガスタービンに

て、DLE 燃焼器のフィールドテストがシカゴ ANR Pipeline 社にて行われている。NO_x 値は予想の 25 ppm (15% O₂) 以下を達成し、8 月末までに 2,100 時間運転され、燃焼器並びに関連機器は至って健全と報告されている。

14. ATS (Advanced Turbine Systems) 開発プログラム

ATS プログラムは米国エネルギー省の出資のもとに開発が進められ、ガスタービンの大きさにより二つのグループに分かれている。

目的は超高効率で、環境汚染対策に優れ、多様な燃料を使用できる、価格競争力のあるガスタービンを産業用に開発する事である。今日我々が抱える環境及びエネ

ギー問題を優先するこの開発に対して、エネルギー省は 90 億円を超える投資を昨年 10 月決定した。

発電用ガスタービンを念頭にしたプログラムだが、船用並びにポンプ・コンプレッサー駆動用にも適用が広がると考えられる。

1998-2000 年にデモンストレーションの計画である。

1970 年代からの船用ガスタービンの歩みをざっと記述しながら、それぞれの船での建造・運転・保守での先達の努力の基に、現在開発中の上記プログラムもきっと成功すると確信する。

参考文献

- (1) 世界の艦船, No. 491 (1995 年) 特集海上自衛隊

特集・メタノール利用発電システム

メタノール利用発電システムとその実用化

吉識 晴夫*¹

YOSHIKI Haruo

キーワード: メタノール, 発電システム, ガスタービン, 改質, 分解

Methanol, Power Generating System, Gas Turbine, Reforming, Cracking

1. はじめに

1970年代に生じた二度の石油危機により, 中東石油への依存体制からの脱却が世界中で求められた。我国においても, この実現のため, 中東石油への依存度の低下, 石油代替エネルギーへの転換, 省エネルギー型社会構造への移行等で, 大変な努力が行われてきた。この一例として, 我国の発電におけるエネルギー源別割合の推移を表1に示す。これらの努力により, 石油需給は現在のところ比較的安定した水準を保っている。しかし, 発展途上国の経済活動の急速な活発化, 世界人口の爆発的增加等により, 石油需給のこの良好な状態が何時まで続くかは不透明である。このような状況から, 石油代替エネルギーの利用技術の研究・開発を引き続き行うことが重要課題となっている。

さらに, 有害排出物による地球規模での環境破壊, フロンやCO₂等による地球温暖化等が問題となり, これらに対処するため, クリーンなエネルギーの利用が益々重要となっている。これまで, 有害排出物の除去装置の利用, 省エネルギーシステムの採用により環境保全に対応し, 石油代替エネルギーとして天然ガスや原子力を利用

することによりCO₂排出の抑制を行ってきた。しかし, 今後の経済活動を支えるためには, これだけでは十分とは言えない。また, 我国における液化天然ガス(LNG)の利用は, 大規模ガス田を利用した製造プラントでは可能であるが, 中小規模のガス田では経済的に困難である。

一方, メタノールは現在, 主として天然ガスより製造されているが, 石炭等を原料とすることも可能であるから, 天然ガスや石炭の利用拡大の有効な手段となる。特に, 現在未利用の天然ガス資源, すなわちLNG製造に不向きな中小規模のガス田, CO₂含有率の高いガス田, コールベッドメタンガス資源等の有効利用の手段として有望である。また, メタノールは常温で液体であり, 輸送・貯蔵等の取り扱いが容易であり, 煤塵や硫黄酸化物を排出しないクリーンな燃料であることから, LNG同様石油代替燃料として注目されている。

2. 開発研究の概要

前述のような背景のもとで, 新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)では, 通商産業省資源エネルギー庁の委託を受け, 昭和56年度より「石油火力発電所メタ

表1 我国における電源種別の発電量構成
(9電力・電発・その他受電分)

年 度	1975 年	1994 年	1999 年	2004 年
総 発 電 量 (TWh)	384.9	822.7	903.5	1,006.3
地 熱	0.0 %	0.2 %	0.4 %	0.4 %
水 力	20.4 %	8.4 %	10.5 %	10.0 %
L P G 他	0.0 %	1.7 %	2.0 %	1.8 %
石 炭	4.0 %	12.4 %	14.5 %	19.6 %
石 油	61.8 %	21.9 %	14.4 %	11.2 %
L N G	7.3 %	22.8 %	25.3 %	24.6 %
原 子 力	6.5 %	32.6 %	32.9 %	32.4 %

出典: 環境とエネルギー, 世界における日本の電気事業, 電気事業連合会, 1995年

原稿受付 1996年9月25日

*1 東京大学 生産技術研究所

〒106 東京都港区六本木7-22-1

ノール転換等実証試験」プロジェクトを行った。

筆者は、昭和 60 年度の開発研究から平成 7 年度の評価調査まで、NEDO の評価委員として参加した。

まず、昭和 56 年度より昭和 60 年度にかけて、メタノール供給可能性調査、メタノール環境安全性実証試験、メタノール燃焼試験に関する調査を行った。この結果、当時のエネルギー情勢の下では、メタノールの発電用燃料としての大規模な早期導入は見送られた。しかし、環境安全性には特に問題がなく、メタノールの特色を生かした分野ではメタノールが発電用燃料として利用される可能性が高いことが明らかにされた。

次に、昭和 60 年度から昭和 62 年度まで、「メタノール改質型発電の要素研究」を行い、メタノールの水蒸気改質に必要な触媒の開発研究、発熱量の小さい改質ガスに対応する燃焼器の開発研究、メタノール改質発電の最適システムの研究等を実施した。その結果、メタノール改質注水再生サイクルを採用することにより、熱効率の向上が図られ、ガスタービンからの排熱を極めて有効に回収できることが明らかとなった。

この結果を受け、昭和 63 年度から平成 6 年度まで「メタノール改質型発電トータルシステム実証試験」が行われ、1,000 kW 級ガスタービン試験機の製作の後、中国電力大崎メタノール改質型試験発電所において実証試験が行われた。この結果、熱効率は計画値を若干下回ったものの、再生サイクル、改質再生サイクル、改質注水再生サイクルに対するシミュレーション結果と同様の性能向上の傾向が得られ、この発電システムの有効性が立証された。これらの結果の詳細については別稿に委ねる。

これと平行して、平成元年度から平成 5 年度まで「発電用メタノールエンジンシステムの開発研究」が行われた。ここでは、6 気筒 500 kW のエンジンを用い、熱効率：38% 以上(HHV 基準)、NO_x：110 ppm 以下(O₂ 13% 換算、既設ディーゼル機関の半分以下)、全 HC、CO 及び信頼性：既設ディーゼル機関並み、を達成目標とした。その結果、排気再循環 (EGR) や水添加メタノールの使用により、熱効率と NO_x の目標値を達成した。

以上の試験結果を引継ぎ、平成 6 年度と 7 年度に「メタノール利用発電技術総合評価調査」が行われた。ここでは、燃料用メタノールの受け入れ方式を仮定した上で、メタノールの各種利用システムに対し概念設計を実施し、システムの経済性について比較検討を行った。この詳細も別稿で記す。

3. メタノール燃料

3.1 メタノールの特徴

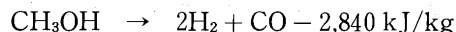
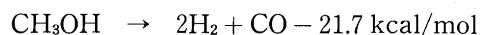
メタノールは常温で液体であり、石油と同様に輸送、貯蔵等の取り扱いが容易である。主な性状を以下に示す。

- (1) 液 比 重: 0.796, ナフサ程度
- (2) ガス 比 重: 1.11, 空気より重い。
- (3) 凝 固 点: -97.6°C, 寒冷地で凍結の心配がない。

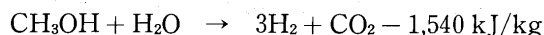
- (4) 沸 点: 65°C, 気化が容易
- (5) 引 火 点: 11°C
- (6) 発 火 点: 464°C
- (7) 爆発限界: 6.7~36.5% (空気中 vol %)
- (8) 蒸 発 熱: 約 260 kcal/kg (約 1,090 kJ/kg)
- (9) 高位発熱量: 約 5,400 kcal/kg (約 22,600 kJ/kg), 石油系燃料や LNG のほぼ半分であることから、石油系燃料に比べ貯蔵や配給設備に 2 倍の容量が必要となる。
- (10) 燃 焼: 火炎温度が低く、不揮炭なので輻射熱が少ない。
- (11) 溶 解 性: 水と良く混合する。
- (12) 腐 食 性: Mg, Al, Zn, Cu 等の金属を腐食させる。ゴム、プラスチックには膨潤、劣化するものがある。
- (13) 排ガス特性: N, S を含まないので、Fuel NO_x, SO_x を発生しない。また、火炎温度が低いので、thermal NO_x は他の燃料より少ない。また、煤塵も発生しない。

以上の性質を持つメタノールであるが、液体メタノールをそのまま燃料として使用せず、メタノールの蒸発、接触分解、水蒸気改質等により、ガスタービンからの排熱を利用することができる。

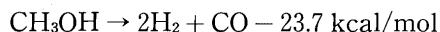
25°C, 1 気圧の理想気体の場合、分解反応は、



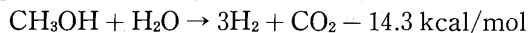
改質反応は、



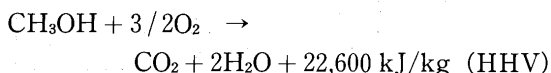
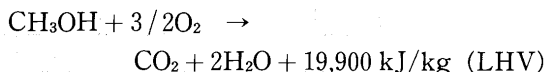
の吸熱反応である。また、300°C の場合、分解反応は、



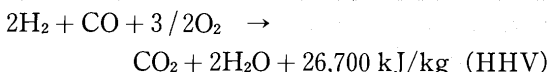
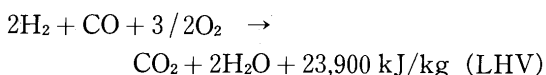
改質反応は、



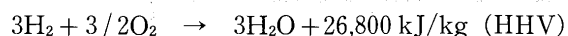
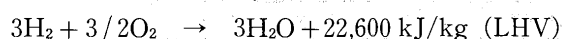
となり、吸熱量が増大する。これらの燃料の発熱量は、メタノールの場合、



メタノール分解ガスの場合、



メタノール改質ガスの場合、



となり、高位発熱量では分解ガスと改質ガスの差はほとんどない。

なお、メタノールと LNG とを比較すると、単位質量当たりの発熱量は約半分であるが、比重は約 2 倍あるので、同一発熱量を得るために必要な燃料の体積流量はほぼ同じとなる。従って、輸送、貯蔵に要する設備容量は、メタノールと LNG でほぼ同じとなる。さらに、メタノールは常温で液体であることから、LNG に比べて輸送や貯蔵の取り扱いが容易である。

3.2 メタノール製造とその市場

メタノールは、原料の炭化水素を一酸化炭素と水素等に改質し、その水素と一酸化炭素等を触媒で反応させて製造されている。合成反応は、



等である。この合成反応から分かるように、メタノール製造では CO_2 を利用できる。このため、 CO_2 の含有率が

表2 世界のメタノール生産能力
原料別設備比率

原 料	比 率 (%)
天 然 ガ ス	8 3 . 3
重 質 油	8 . 1
石 炭	4 . 5
L P G	2 . 0
副 生 ガ ス	1 . 6
ナ フ サ	0 . 5

出典：World Methanol Analysis

高く LNG 製造には不向きな天然ガス田を、メタノール製造では有効に利用することができる。

世界の現状では、メタノールの製造プラントの約 8 割以上が天然ガスを原料としている。そして、世界のメタノール生産能力は、年間約 2,400 万トンである。表 2 に、世界のメタノール生産能力の原料別設備比率を示す。また、表 3 に世界の天然ガスの埋蔵量と産出量を示す。

一方、全世界におけるメタノールの需要は、年間約 2,000 万トンであり、大部分は化学工業用原料として利用されている。しかし、最近の欧米では、無鉛ガソリンのオクタン価向上剤の原料、ガソリンへの直接混入用としての利用が増加している。

以上のように、メタノールの市場規模が小さいため、需給のバランスの変動により、メタノールの価格は大きく左右される。また、発電用のような大量消費を行わないため、製造や輸送の規模が LNG の 10 分の 1 程度しかなく、石油や LNG に比べるとメタノールの価格は現状では割高となっている。さらに、自動車用燃料への利用の動向によっては、メタノール市場がどのように変化するかは不確実な面がある。

4. メタノール発電システム

前項で述べたように、メタノールを発電用燃料として使用する場合、(1)液体メタノールをそのまま使用（生焚き）、(2)液体メタノールを蒸発させて使用（ガス焚き）、(3)液体メタノールを接触分解して使用、(4)液体メタノールを水蒸気改質して使用、の 4 つの場合が考えられる。また、発電方式として、(1)ガスタービンを原動機として使用、(2)ディーゼル機関を原動機として使用、(3)燃料電池を使用、の 3 つの場合が考えられる。さらに、ガスタービン利用の場合、単純サイクル、再生サイクル、蒸気タービンとの複合サイクル（コンバインドサイクル）等が考えられ、ディーゼル機関の場合、ターボコンパウンドシステム、コンバインドサイクル等が考えられる。

表3 天然ガスの確認埋蔵量と産出量（1993 年）

地 域	確 認 埋 蔵 量		産 出 量	
	10^9 m^3	%	10^9 m^3	%
アフリカ	10,116	7.2	80	3.7
北アメリカ	9,017	6.4	704	32.3
南アメリカ	5,430	3.8	65	3.0
アジア	8,729	6.2	179	8.2
旧ソ連	56,006	39.6	731	33.6
ヨーロッパ	6,129	4.3	266	12.2
中 東	44,843	31.7	121	5.6
オセアニア	1,065	0.8	30	1.4
全 世 界	141,335	100.0	2,176	100.0

出典：1995 Survey of Energy Resources, World Energy Council

表4 主な発電システムの排熱利用方法

発電システム	HRSG	メタノール蒸発	分解	改質	注水	再生
生 焚 き GT						
ガ ス 焚 き GT		○				○
分 解 型 GT		○	○		(○)	○
改 質 型 GT		○		○	○	○
生 焚 き CC	○					
ガ ス 焚 き CC	○	○				
分 解 型 CC	○	○	○			
改 質 型 CC	○	○		○		
デ ィ ー ゼ ル TC						
デ ィ ー ゼ ル TC+ST	○					

(注)GT: ガスタービン

CC: コンバインドサイクル

TC: ターボコンパウンド

ST: 蒸気タービン

HRSG: 排熱回収ボイラー

分解型GTの(○)は、水利用が可能な場合には、注水システムを採用できることを示す。これにより、一層の熱効率の向上を図ることができる。

以上の発電システムの主なものについて、排熱利用方法を表4にまとめて示す。

4.1 ガスタービンを使用する場合

ガスタービンの場合、燃焼器で加えた熱量をタービン(膨張機)で完全には動力に変換できないため、排気を持つエネルギーが非常に大きい。このため、ガスタービン単体の熱効率を高くするためには、単純サイクルではなく再生サイクルを採用する必要がある。しかし、ガスタービン単体性能の高効率化ではなく、総合熱効率を高くする場合には、コンバインドサイクルの採用やコージェネレーションシステムとすることにより、目的を達成することができる。

ここでは、簡単のため発電のみを行う場合について考えることとする。

まず、ガスタービンの特徴である冷却水を必要としない点を生かすシステムでは、水蒸気発生を伴わないメタノールガス焚きシステムかメタノール分解ガス利用システムが液メタノール焚きシステムよりガスタービンの排熱を有効に利用できるため、有利となる。

次に、水の使用が可能な場合は、排熱回収ボイラー(HRSG)を用いた蒸気タービンとのコンバインドサイクルや水蒸気を発生させて行うメタノール改質ガス利用システムを採用できる。また、水の利用ができる場合は、水蒸気を燃焼ガス中に噴射(注水)してガスタービンの効率改善と出力増大を図ることも可能となる。しかし、コンバインドサイクルは発電効率は高いものの設備費が高くなるので、大容量発電システムに採用するのが一般

的である。

なお、前述したように、分解反応と改質反応の回収熱量は分解反応の方が大きい。しかし、改質反応では水蒸気発生でも排熱を回収するため、全体の回収熱量は両者でそれ程の差はない。

4.2 ディーゼル機関を使用する場合

現在の船用大型2ストロークサイクルディーゼル機関では、HHV基準で熱効率が50%を超えるものも出現している。しかし、ディーゼル機関にメタノールを燃料として使用した場合、熱効率は46%程度と考えられ、エンジン単体では新鋭LNGコンバインドサイクルの熱効率を超えることはできない。そこで、ディーゼル機関を原動機として利用する場合、以下のシステムを採用することにより、機関の熱効率の向上を図ることが必要になる。

すなわち、エンジンからの排気エネルギーによりターボ過給機を駆動して給気圧を上昇させ、さらに残りのエネルギーから排気タービンの動力を出力として取り出すターボコンパウンドシステムとする。また、大出力のディーゼル機関ではエンジンからの排気が有するエネルギーが大きいので、排気タービンからの排気エネルギーをさらに回収して蒸気発生を行い、ボトムリングサイクルとして蒸気タービンを駆動し、ターボコンパウンドエンジンと蒸気タービンによる複合サイクルとすることもできる。ただし、複合サイクルとすることにより熱効率は向上するが、システムが複雑となり過ぎ、建設費の面で不利となる。

ディーゼル機関の場合、原動機本体の熱効率の良さを

生かすシステムを目指すことが得策と考えられる。なお、ディーゼル機関では振動対策が必要となり、建設費の増大につながる点が問題となる場合がある。

4.3 燃料電池を使用する場合

燃料電池は環境負荷が小さく、排熱の有効利用が可能な電源である。また、スケールデメリットがなく、小型分散型電源に適している。これらの特長により、都市型電源としての実用化が期待されている。しかし、現在のところ、電池寿命、建設費、システムの信頼性等技術的に解決すべき課題が多く、将来これらの課題が解決された後に実用化されるものと考えられる。

燃料電池は、電解質の種類により、リン酸型、アルカリ型、熔融炭酸塩型、固体電解質型、固体高分子型等がある。熱利用を含めたエネルギー利用の観点からは、排熱温度の高い固体電解質型、固体高分子型の開発が待たれる。

燃料電池の原理は、水素と酸素の化学反応により電力を発生するものである。このため、燃料メタノールを水蒸気改質をして、水素を供給する必要がある。しかし、メタノールは酸素分子を有するため、天然ガス等の炭化水素系燃料に比較すると、改質に必要な水蒸気量は少なくすむ利点がある。

5. 将来展望

メタノール利用発電システムは、以下の特長を生かして実用化を目指すことになる。

すなわち、(1)燃焼特性から NO_x の排出が少なく、システムによっては脱硝装置が不要となる。必要な場合も、小規模な装置ですむ。しかも、 SO_x や煤塵の排出はないので、脱硫装置や集塵装置は不要である。(2)常温で液体であることから運搬・貯蔵が容易であり、LNG よりも取り扱いに要する費用は格段に安い。このため、発電規模によっては海岸部・内陸部の立地条件を問わない。(3)石炭と比較して、燃料貯蔵面積は少なく、灰捨て場も不要なので、敷地面積は少なくすむ。(4)精製メタノールと粗製メタノールでは、製造コストにそれ程差はないので、精製メタノールを燃料として考えられる。このため、メタノール生産地による成分差が無視でき、タンク内ブレンド等をして、何ら問題を生じない。(5)LNG 製造には適さない中小規模の天然ガス田や CO_2 を多く含む天然ガス田の有効利用が図れる。(6)システムによっては、熱効率は LNG コンバインドサイクル並みとすることができ、 CO_2 排出の減少に寄与できる。(7)天然ガスが枯渇した後は、バイオマスを利用したメタノール合成、コールベッドメタンからの合成等、未利用資源を有効に利用できる。

以上の特長を有するメタノール利用発電システムとし

て、ガスタービンやディーゼル機関を熱原動機とする場合では、原動機側には解決すべき重大な課題はない。今後は、この発電システムが経済的に成立するために、如何に燃料用メタノールを確保するかが重要課題と考えられる。

6. おわりに

地球環境問題の解決には、エネルギー多消費型の社会構造を改め、省エネルギー型社会に改造する技術革新が求められている。便利で快適な生活をしている現在、エネルギーを浪費していないか、今一度考える必要がある。一方、エネルギー源の多様化、エネルギーの有効利用等の技術開発が必要なことも明らかである。

地球環境保全、永続的利用に対する究極のエネルギー源は、核融合と自然エネルギーとなろう。そして、熱原動機では、水素・酸素燃焼による動力発生システムとせざるをえないものと考えられる。このため、我国ではニューサンシャイン計画の WE-NET 計画により、水素利用技術の開発を目指している。しかし、液体水素の形で水素を海外から輸入するには、技術的に解決しなければならない課題が多い。

水素利用に比べれば、メタノール利用は燃料用メタノールの製造に課題が残るものの、その他の技術的問題は少なく、すぐにでも実現可能な技術的水準にある。このため、地球環境に対する負荷が比較的小さいメタノール利用は、常温で液体であることによる取り扱いの容易さから、水素・酸素燃焼のシステムが完成するまでの一方策として、早期導入を目指しても良いと考えられる。

最後に、本稿の発表にご理解を頂いた通商産業省資源エネルギー庁並びに NEDO・HAB 室に、お礼申し上げます。

参考文献

- (1) メタノール改質型ガスタービンの概念設計, エネルギー総合工学研究所, 昭和 59 年 3 月.
- (2) 昭和 60 年度石油火力発電所メタノール転換等実証試験 (海外資源供給可能量調査) 委託業務報告書, 新エネルギー総合開発機構, 昭和 61 年 3 月.
- (3) 平成 6 年度石油火力発電所メタノール転換等実証試験 (メタノール改質型発電トータルシステム実証試験) 委託業務報告書 (総括報告書), 新エネルギー・産業技術総合開発機構, 平成 6 年 9 月.
- (4) 平成 6 年度石油火力発電所メタノール転換等実証試験 (メタノール利用発電技術総合評価調査) 委託業務報告書, 新エネルギー・産業技術総合開発機構, 平成 7 年 3 月.
- (5) 平成 7 年度石油火力発電所メタノール転換等実証試験 委託業務報告書, 新エネルギー・産業技術総合開発機構, 平成 8 年 3 月.

特集・メタノール利用発電システム

メタノール改質型ガスタービン発電システムの実証試験

山田一三雄^{*1},

YAMADA Isao

長屋 喜一^{*2}

NAGAYA Kiichi

井上 良雄^{*3}

INOUE Yoshio

概要

メタノール改質型ガスタービン発電は、わが国における石油代替エネルギーの一つであるメタノールを燃料とし、その特性である改質反応を熱回収に利用して熱効率の向上を図る新発電技術として期待されている。メタノール改質反応は、比較的低温（約 250℃～350℃）でメタノールが水蒸気と反応して、水素と二酸化炭素に改質分解する吸熱反応である。この吸熱反応の性質を利用してガスタービン排熱約 500℃）を有効に回収することができる。本システムは、この改質反応による熱回収の他、排熱を利用して改質反応に必要なメタノールガス及び水蒸気の発生、ガスタービン燃焼用空気の前熱等を行い、トータルの熱効率の向上を図るものである。本稿では、このメタノール改質型ガスタービン発電技術を確立するため、改質触媒、熱回収・反応プロセス技術及び改質ガス燃焼技術等の要素技術を組み合わせた 1,000 kW 級のトータルシステムプラント（パイロットプラント）により、1988 年度から約 6 年間実施された実証試験の成果について報告する。

1. 設備仕様

パイロットプラントは、改質注水再生サイクルによる効率向上の効果を段階的に確認すると共に、起動手順等の運転技術を確立しながら試験を進めるため、次の 6 サイクルの運転が可能な設備とした。

- ① 液メタノール焚きガスタービン単純サイクル
- ② 液メタノール焚きガスタービン再生サイクル
- ③ ガスメタノール焚きガスタービン単純サイクル
- ④ ガスメタノール焚きガスタービン再生サイクル
- ⑤ メタノール改質再生ガスタービンサイクル
- ⑥ メタノール改質注水再生ガスタービンサイクル

パイロットプラントの基本仕様及び主要計画性能を表 1 に示す。また、図 1 にパイロットプラントのプロセスフローを示す。

2. プラント構成

パイロットプラント（図 1）は、ガスタービン系設備、熱回収・反応系設備、発電機設備、燃料設備及びユーティリティ設備に大別される。プラントの概略フローは以下に述べるとおりである。

供給されたメタノールと水は、各々熱回収装置で蒸発・過熱され、約 300℃ の蒸気となって反応器に供給される。このメタノール蒸気と水蒸気の混合蒸気は、反応

表 1 パイロットプラントの基本仕様および主要計画性能

項目	仕様・性能
出力	905 kW
型式	メタノール改質注水再生型
燃料	工業用メタノール
発電端効率	31% (HHV基準)
ガスタービン	再生一軸型 26,600 rpm
圧力比	10.2
タービン入口ガス温度	1,000℃
タービン出口ガス温度	539℃
排ガス量	18,300 kg/h
注水率	2.2% (蒸気注入)
圧縮機	遠心 2 段
タービン	軸流 4 段
燃焼器	拡散 2 段燃焼型
燃焼効率	99% 以上
パイロット燃料噴射弁	1 本 (液/ガス混焼)
メイン燃料噴射弁	6 本 (ガス専焼)
再生器	向流型プレートフィン式
空気温度	入口: 337℃ / 出口: 492℃
ガス温度	入口: 539℃ / 出口: 413℃
熱回収・反応系	
熱回収率	約 70%
改質率 (※1)	80%
改質ガス温度	280℃ (反応器出口)
改質ガス圧力	16.5 kg/cm ² A
改質反応器	熱媒加熱型多管反応器
反応管径/本数	25A/128 本
触媒充填量/高さ	185 liter / 2.5 m
LHSV (※2)	3.2 h ⁻¹
S/C (※3)	2.0
触媒	Cu-Zn-Al 系触媒
NOx 排出濃度	30 ppm 以下 (O ₂ = 16%)

(※1) 改質率: 水蒸気改質反応により反応したメタノールの割合

(※2) LHSV: = (メタノール液容積流量 at 20℃ / 触媒層容積)

(※3) S/C: 改質反応に使用する水 (水蒸気) とメタノールのモル比

原稿受付 1996 年 9 月 30 日

* 1 中国電力㈱ 〒730-91 広島県広島市中区小町 4-33

* 2 日立造船㈱ 〒551 大阪府大阪市大正区船町 2-2-11

* 3 三井造船㈱ 〒706-01 岡山県玉野市玉 3-1-1

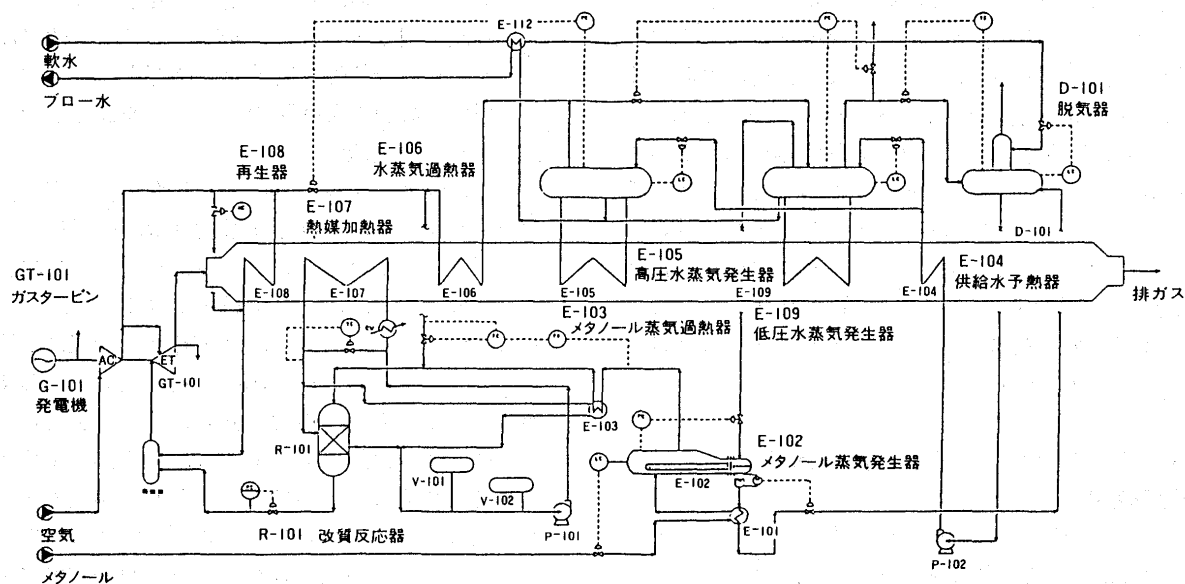


図1 パイロットプラントのプロセスフロー

器内の触媒層を通過する間に改質反応が進み、水素を主成分とする改質ガスになる。この改質反応に必要な熱は、熱媒を熱回収装置と反応器との間で循環させることにより、排ガスから反応器へ供給される。発生した改質ガスは、ガスタービンの燃料として燃焼器へ送られる。

一方、空気圧縮機により昇圧された空気は、再生器で排ガスとの熱交換により予熱され、燃焼用空気として、燃焼器に送られる。また、熱回収装置で過熱された水蒸気の一部（改質反応に利用した残余の水蒸気）は、再生器入口空気に注水され、空気と共に再生器で予熱された後、燃焼器に送られガスタービンの作動流体として利用される。燃焼ガスは、タービンで仕事をした後、再生器、熱回収装置で温度を下げ、約170℃で煙突から排出される。

2.1 ガスタービン系設備

本プラントに採用したガスタービンは、都市ガス焼き用ガスタービンSB5（出力：約1,000 kW、三井造船㈱製）を、改質ガス焼き用に新型燃焼器を開発し、さらにシステムに適合するように改造・改良された再生一軸型ガスタービンで、タービン、圧縮機、燃焼器及び再生器で構成されている（SB5R）。

主な改造・改良点は、以下のとおりである。

- ・拡散二段燃焼器の開発：改質ガスの高効率・低NO_x燃焼
- ・中間冷却器の除去：熱収支の明確化、実用化規模プラントへの対応
- ・空気圧縮機の改造：低カロリー燃料、注水の採用及び中間冷却器の除去に伴うタービンとのマッチング修正
- ・IGV（空気圧縮機入口案内翼）の採用：部分負荷性能の向上

主要仕様は表1に示すとおりである。

2.2 熱回収・反応系設備

プラントの熱回収・反応系設備は、メタノール蒸発器、メタノール蒸気過熱器等のメタノールガス発生系、改質反応器、熱媒過熱器等の改質ガス発生系、及び給水予熱器、低压蒸発器、高压蒸発器、水蒸気過熱器等の水蒸気発生系から構成される。

要素研究において、燃焼用空気の予熱（再生）による熱回収が効率及び出力に与える影響についてシミュレーション等により検討した結果、改質反応による熱回収は可能な限り低温を利用し、高温排熱は燃焼用空気の予熱に利用することが総合的なシステム効率の向上につながることが分かった。したがって、前述の再生器を含めた各熱交換器は、再生器で限界まで熱回収した後で改質反応による熱回収を行い、さらに低温の排ガスによって水

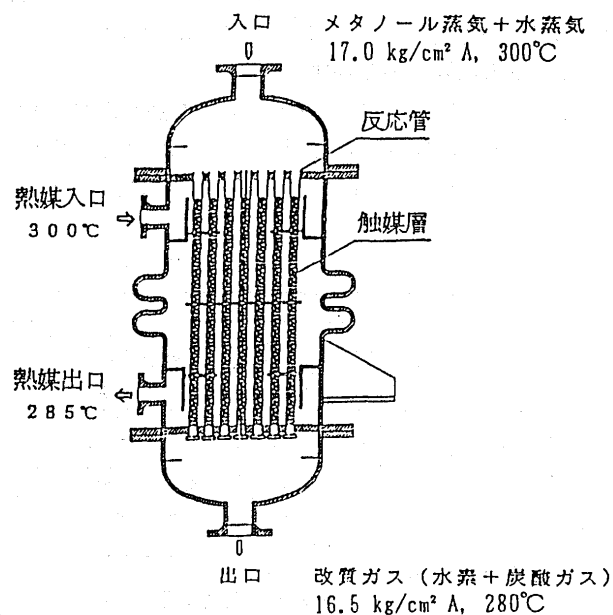


図2 改質反応器の構造

の蒸発等による熱回収を行う配置とした。

図2に改質反応器の構造を示す。反応器の反応管径は、伝熱面積を増加し改質率が向上するように可能な限り小さく、かつ、触媒（円柱形状：1/8 inch×1/8 inchH）の充填が容易な25 A管とした。また、反応器出口の改質ガス圧力（16.5 kg/cm² A）を確保するためには反応管圧損を0.5 kg/cm²以下にする必要があることから、触媒充填高さを2.5 mとした。触媒充填条件は、触媒性能確認試験結果を基に検討し、約1,600時間（8時間/日×約200日）運転後の改質率が80%以上を確保可能な条件を設定した。（表1参照）

3. パイロットプラントの運転試験研究

3.1 運転経過

パイロットプラントの運転試験研究は、1992年度から1993年度にかけて2年間実施した。1992年度は、4月にメタノールの初受入れ後、運転試験研究を開始し、システム（改質注水再生ガスタービンサイクル）の効率向上効果の段階的な確認と運転技術修得のため、液メタノール焼きガスタービン単純/再生サイクル、ガスメタノール焼きガスタービン単純/再生サイクルでの運転試験を実施した。引き続いて、改質注水再生ガスタービンサイクルについては、触媒充填試験、触媒還元試験及び熱回収系の調整を単体で行った後、トータルシステムとして運転可能であることの確認試験を実施した。

1993年度は、改質注水再生ガスタービンサイクルによる本格的な運転試験を開始し、システム性能試験、運転条件変化試験、負荷変化試験、DSS（Daily Start and Stop）・WSS（Weekly Start and Stop）試験、最低負荷試験、負荷遮断試験、燃焼器特性試験、触媒性能試験、環境特性試験及び約2,000時間の連続運転試験等を実施した。その間、1993年10月には、自家用発電設備として電気事業法に基づく「使用前検査」に合格すると共に、所期の計画性能をほぼ達成することができた。

3.2 運転試験結果と評価

表2にパイロットプラントでの主な運転結果を示す。これらの運転試験結果及びシステムの出力特性シミュレーションプログラムによる解析結果に基づき、パイ

ロットプラントの評価を実施し、要素技術の検証、メタノール改質型ガスタービン発電システム（改質注水再生サイクル）の優位性、特性等の確認を行うと共に、機能及び信頼性の面でも問題のないことを確認した。

3.3 システム性能

図3に各サイクル別の出力-効率特性を示す。改質注水再生サイクルにおける発電効率は、計画値より約3ポイント下回っているものの、液メタノール単純サイクルと比較すると、出力で182 kW、効率で9.7ポイント上昇している。この値は、計画（出力上昇：133 kW、効率上昇：11.4ポイント）に比べ、効率上昇分はわずかに不足しているものの、出力上昇分は計画を上回るものであり、改質注水再生による熱回収が効率向上に効果があることを確認することができた。なお、発電効率が計画値を下回った原因については、以下に示すような、本システムで採用した小型ガスタービン固有の問題に起因するものである。

① ガスタービン改造に伴うマッチング調整不足による

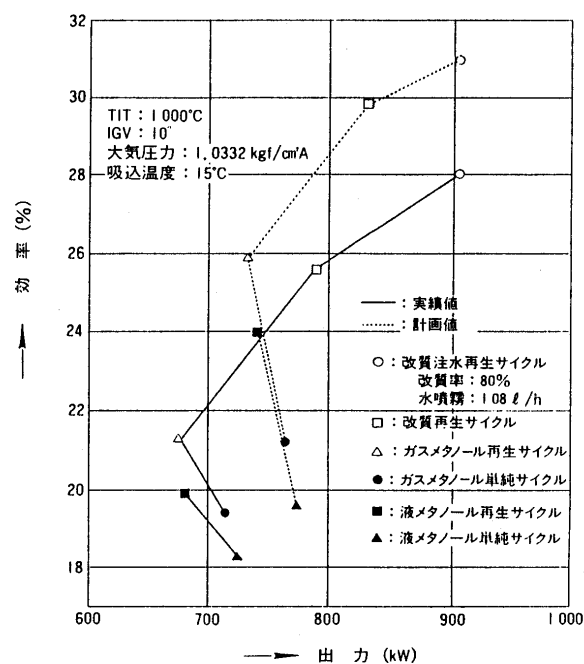


図3 サイクル別出力-効率特性

表2 パイロットプラントにおける主な運転結果

項	目	計 画 値	実 績 値
システム性能	出 力	905 kW	905 kW
	発 電 効 率 (発電端、HHV) (改質注水再生による効率上昇分)	31.0% (11.4 ポイント)	28.0% (9.7 ポイント)
運 転 特 性	コ ー ル ド	3時間	3時間
	起 動 時	1時間40分	1時間30分
	負 荷 変 化 率	5% / min	5% / min
	最 低 負 荷	200 kW (安定燃焼運転)	150 kW (安定燃焼運転)
触 媒 性 能	(改質率測定条件) LHSV=3.2h 反応器入口熱媒温度: 300°C, S/C=2	1600時間連続運転後の改質率: 80% 以上	2200時間連続運転後の改質率: 93.8%
環 境 特 性	NO _x (O ₂ 16% 換算)	30ppm 以下	6ppm 以下

圧縮機効率の低下

- ② 再生空気の燃焼器への漏れおよび燃焼器内筒等との熱交換による再生器入口空気温度の上昇に伴う空気と排ガスとの温度差の減少による再生器における熱回収量の低下

3.4 改質注水再生の効果

メタノール自身の発熱量 (HHV) は 5,400 kcal/kg であり,これに比較して改質反応の吸熱反応熱は 370 kcal/kg である。すなわち,改質反応により約 7% の発熱量アップが行われているにすぎない。しかし,実際には,改質反応に至るまでに,メタノールの蒸発・過熱,改質用過熱水蒸気の添加などの大きな熱回収がなされ,液メタノール焚単純サイクルに比較して,大幅な効率向上が期待できる。

本プロジェクトで作成したシステムの出力特性シミュレーションプログラムにより,運転結果の解析を行い,パイロットプラントにおける改質注水再生の効果を分析した。図 4 にパイロットプラント定格運転時の熱精算図を示す。また,表 3 に改質注水再生による熱回収がシステム性能(効率,出力)に及ぼす効果の分析結果を示す。これらより以下のことが分かる。

- (a) 改質反応及び注水については,計画どおりの熱回収が行われている。
- (b) 改質反応,再生及び注水の効率への寄与は,各々 4.9 ポイント,2.2 ポイント及び 2.6 ポイントであり,効率向上への寄与は改質反応が最も大きい。ここで,注目すべきは,再生器を出た約 400°C の低レベルの排熱が,

改質反応により直接熱効率向上として回収されていることである。

- (c) 計画時の改質注水再生による効率への寄与の合計は,液メタノール焚単純サイクル(計画効率: 19.6%)に対し,11.4 ポイントを見込んでいたが,実績は 9.7 ポイントであった。これは,前述の理由により,再生による効率への寄与が計画より 1.7 ポイント程度減少したためである。

- (d) パイロットプラント(改質注水再生サイクル)における発電効率の計画(31.0%)と実績(28.0%)の差は,ベースとなる小型ガスタービン自身の効率低下及び再生による効率への寄与の減少によるものである。

3.5 起動特性

本システム(改質注水再生サイクル)の起動手順を以下に述べる。

- ① ガスタービンを液メタノール(パイロット燃料)で起動し,その排熱を熱回収することにより,高/低圧水蒸気やメタノールガスの圧力及び温度,改質反応器入口熱媒温度等を規定値まで上昇させ,熱回収・反応系条件(ガスタービンへの改質ガス供給可能条件)を確立する。
- ② この条件確立後,メイン燃料噴射弁に改質ガスを供給し,パイロット燃料の液メタノールおよびメイン燃料の改質ガスでの燃焼とする。
- ③ メインガス燃料に改質ガスを供給後,パイロット燃料噴射弁に改質ガスを供給し,徐々にパイロット燃料を液メタノールから改質ガスに切り替える。切り替え終了時点で,ガスタービン燃料は,全て改質ガスとなる。燃料切替え後の負荷上昇はメイン燃料で制御し,パイロット燃料は一定とする。

図 5 に DSS(停止時間 15 時間未満)起動試験の一例を示す。DSS の起動時間は,計画(1 時間 40 分)より 10 分短縮することができた。これは,起動時における再生器ダンパ開(再生器での熱回収開始)のタイミング,改質反応器入口熱媒温度,改質反応器への高圧水蒸気供給量(S/C)の設定を最適に行うことにより,熱回収・反応系の条件確立を早くすると共に,負荷上昇に必要な高圧水蒸気量を確保した結果である。この結果より,実用化に向けては以下のような方策により,さらなる DSS 起動時間の短縮が可能であるとの知見を得た。

- ・再生器の空気側バイパス流路の設置による起動時の燃焼用空気の冷却防止
- ・ホットバンキングによる熱回収・反応系の放熱低減
- ・負荷上昇時における改質率, S/C 及び再生率の最適制御

3.6 その他の運転特性

負荷追従性については,ステップ変化, V 字変化とも計画どおりの負荷変化率 5%/分で運転可能であることを確認した。最低負荷については,注水を行った状態で負荷 150kW まで降下させても,燃焼不安定による振動

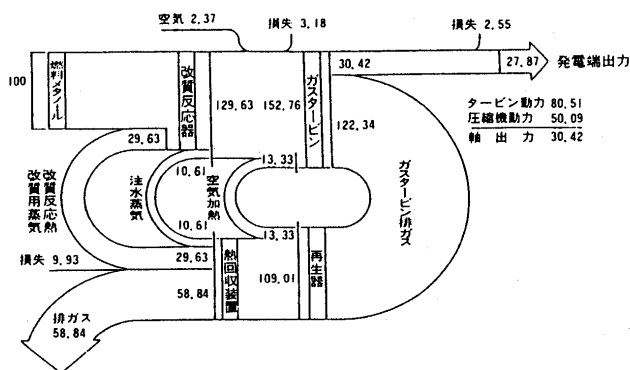


図 4 1000 kW 級パイロットプラントの熱精算図

表 3 改質注水再生による熱回収がシステム性能に及ぼす効果

熱回収方法		効率への寄与(ポイント)	出力への寄与(kW)
改質反応	メタノール蒸発・加熱	1.2	4.9
	改質用過熱水蒸気の添加	2.3	
	改質反応(吸熱反応自体)	1.4	
燃焼用空気の予熱(再生)		2.2	△53
燃焼用空気への過熱水蒸気の添加(注水)		2.6	121
合計		9.7	182

備考: 効率及び出力の寄与は,液メタノール焚単純サイクルの実績性能(効率:18.3% 出力:723kW)に対する上昇分を示す。

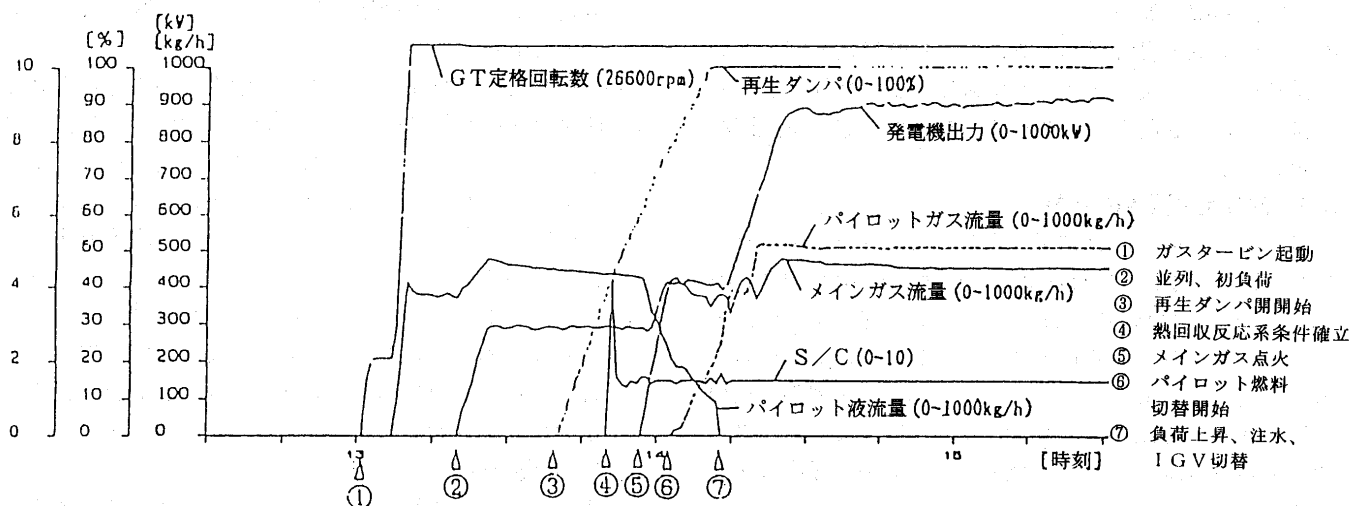


図5 DSS 起動試験

燃焼や吹き消えによる失火等は発生せず、安定燃焼運転が可能であることを確認した。

25%, 50%, 75%, 100% 負荷各々における負荷遮断試験を実施した結果は、いずれの場合もガスタービン回転数、発電機電圧に異常なく、システムは安全に無負荷運転に移行した。

また、50% 負荷におけるトリップ試験では、反応器廻りの改質ガスを大気放出後、 N_2 パージを行いシステムが安全に停止することを確認した。

3.7 環境特性

メタノール改質・注水・再生サイクルの排ガスの一酸化炭素、炭化水素、アルデヒド、硫黄酸化物および煤塵は、負荷運転中は検出限界以下であり、窒素酸化物 NO_x については、起動時 20 ppm (16% O_2) 程度検出したが、負荷運転中は 4~6 ppm と計画値 (30 ppm) よりも大幅に低い値であった。このように、メタノール改質・注水・再生サイクルは環境特性に優れたシステムであることが検証された。

3.8 触媒性能

約 2,200 時間連続運転後の触媒の改質率は、93.8% であり、計画 (1,600 時間連続運転後の改質率: 80% 以上) を大きく上回っている。

改質率の経時変化及びベンチ装置等による試験結果に基づき、開発触媒 (MD-3) の寿命 (改質率が 80% を下回るまでの運転時間) を予測すると、パイロットプラントと同様な運転条件 (改質反応器入口熱媒温度: 300°C, $LHSV = 3.2 h^{-1}$, $S/C = 2$) で、約 3,700 時間と推定される。したがって、1 年間連続運転 (約 8,000 時間) を可能とするためには、触媒充填量を増加し $LHSV = 1.9 h^{-1}$ とする必要がある。

また、触媒充填方法、還元方法及びプラント停止中の反応器内の触媒保管保法等については、計画した方法で問題ないことが確認できた。

3.9 解体研究

システムの構成機器の材料に対するメタノール及び改質ガスの影響を評価するため、運転研究終了後、パイロットプラントの解体研究を実施した。その結果、メタノール蒸発器、改質反応器、メタノール貯槽、燃料配管及びガスタービン (燃焼器含む) 等にメタノール及び改質ガスによる腐食等は全く見られず、耐久性に問題のないことが確認された。また、運転期間による差異を補完するため、要素研究当時から約 8 年間触媒性能評価に使用してきたベンチ試験装置 (触媒反応装置) についても同様に解体研究を実施したが、反応管等にメタノール及び改質ガスによる腐食等は全く見られなかった。

終わりに

運転期間は約 2 年と短い期間であったが、メタノール改質型ガスタービン発電システムの優位性を実証すると共に、発電システムとしての特性、機能の確認及び 2,000 時間以上の連続運転での信頼性の検証を行い、実用化に向けてそのシステム技術を確立することができた。今後、ますます電源の多様化、地球環境問題への対応が求められる、発電設備の立地条件も厳しくなる情勢の中、LNG 等を補完する電源としてメタノール改質型ガスタービン発電の導入の可能性はあると考えられる。導入にあたっては、現在 NEDO 等が通産省の指導のもと、メタノール製造コストの低減を目標にメタノールの新製造技術の確立のため実施している「液体燃料転換技術開発」の成果等を踏まえ、燃料用メタノール市場およびその流通システムの整備を行っていく必要があると考える。

本研究は、通産省の指導の下、中国電力(株)を含む 5 つの研究機関が国家プロジェクトとして NEDO から再委託を受け、1988 年度から「メタノール改質型発電トータルシステム実証試験」として、約 6 年間実施したものである。本研究の推進および本発表にあたり、ご指導、ご協力いただいた関係者各位に深く感謝する次第である。

特集・メタノール利用発電システム

メタノール改質型発電の概念設計

平山 智之*1

HIRAYAMA Tomoyuki

1. はじめに

わが国においてメタノールを燃料に利用する考えは、LNGの導入が活発化し、輸送・価格の面から通常のタンカーで天然ガスをメタノールの形で輸入する構想が生まれ、その後石油ショック後石油価格が上昇するものと予想され、また石油代替エネルギー法が制定されたこともあり、石油代替としての利用研究が始められた。

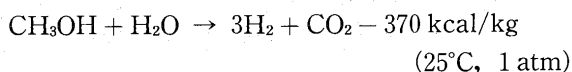
これに伴い、昭和56年より、メタノールの供給及び利用可能性及び環境安全性、メタノールを利用したガスタービン発電及びディーゼル発電等について調査・研究が進められた。

今回、メタノール改質型ガスタービン発電の実証試験結果を基に、概念設計を実施し、導入の可能性について検討を行ったので、その概要について述べる。

2. メタノール改質型発電の原理

メタノールは、比較的低温(250~350℃程度)で水蒸気とともに触媒に通すと、水素と二酸化炭素に改質されるが、これは次のような吸熱反応になる。

＜水蒸気改質反応＞



この特性を生かし、ガスタービンの排熱を利用し、メタノールから発熱量の高い水素リッチの改質ガスをつくり、ガスタービンの燃料とすることにより、発熱量はメタノールに比べ約20%向上することとなり、極めて有効な熱回収(改質)を行うことができる。同時に、排熱で発生した水蒸気のうち、改質に利用した残余の水蒸気を

ガスタービンに注入(注水)すると共に、排熱で燃焼用空気の予熱(再生)を行うことにより、一層の熱効率の向上が図れる。

3. 前提条件

現存するLNG高効率ガスタービンをベースとした。

(1) 出力

火力代替を想定し、現状の火力発電所規模程度の1系列あたり50~70万kW程度とし、2系列を想定する。

(2) ガスタービン入口温度

現在実用化されている1300℃級とする

(3) 排熱回収

メタノールの水蒸気改質反応、再生、注水を利用したガスタービンの排熱回収を行うものとする。

4. 設計結果

4.1 熱効率

メタノール改質型ガスタービンは、メタノールの水蒸気改質反応を利用したガスタービンの排熱回収を行っている。これは、メタノールを改質ガスにカロリーアップさせることにより、熱効率の向上を図るものである。また、更に熱効率の向上を図るため、再生・注水を行った。

液体状態のメタノールは反応器にて改質ガスとなった後、燃焼器に導かれ、高温高压のガスとなってガスタービンを駆動する。ガスタービンの排熱(約600℃)は、まず再生器によりガスタービンへ入力される空気を加熱し、次に、反応器関係に利用され、最終排出温度は200℃以下である。

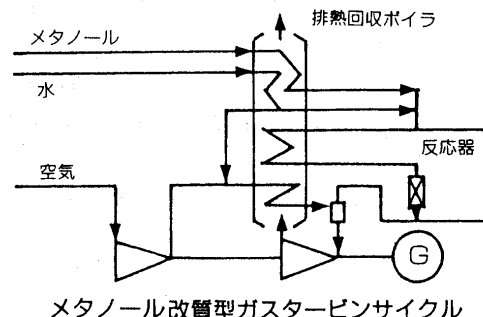
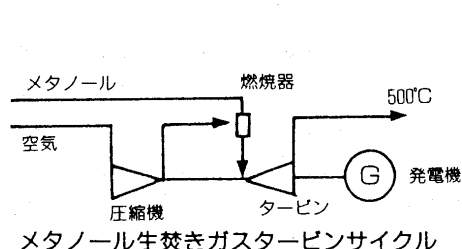


図1 各メタノール発電システムの概要図

原稿受付 1996年9月24日

*1 (財)エネルギー総合工学研究所

〒105 東京都港区西新橋1丁目14番2号新橋SYビル

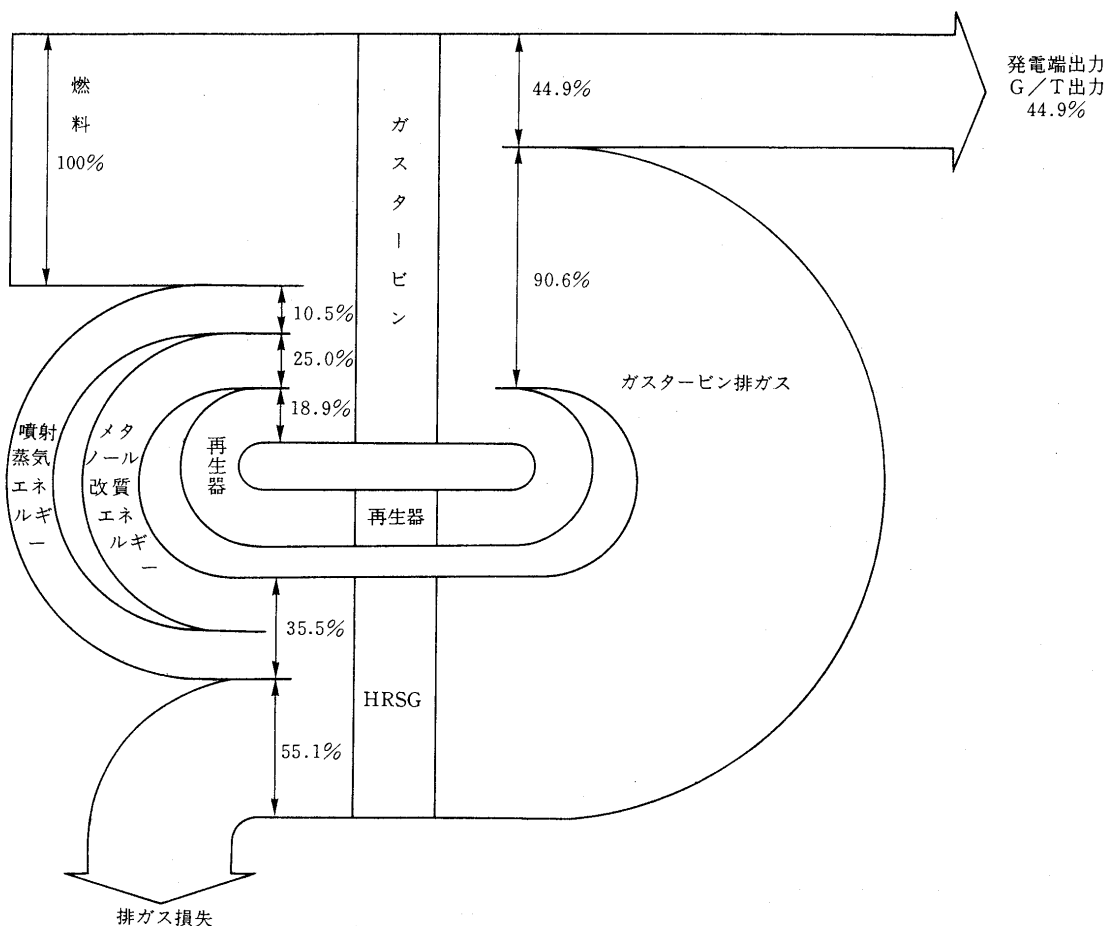


図2 メタノール改質型ガスタービンサイクル熱精算図 (HHV 基準)

図2に液体状態のメタノールを100%とした場合の熱収支を示す。これによると、再生器により18.9%、改質反応により25.0%、注水により10.5%回収され、最終的な熱効率は44.9% (HHV基準) となる。

4.2 環境特性

燃料となるメタノール自体が、灰分、硫黄分、窒素分を含まないため、ばいじん、SO_xの排出はゼロ、NO_xについても、注水により非常に低く抑えられ、約20 ppm程度と推定される。

4.3 運用特性

元来、ガスタービン自体は起動時間が短く、HOT及びCOLD共1時間以内である。メタノール改質型ガスタービンの場合は、排熱回収に伴うメタノール改質反応器の起動に時間を要するため、HOTで1~2時間、COLDで4時間程度必要である。

しかしながら、いずれの場合もDSS (Daily Start and Stop) 運転は可能なレベルにある。

4.4 経済性

経済性を検討するに当たって、まず建設費を算定し、その結果を基に発電単価を算出した。

(1) 建設費

建設費の算定に当たっては、主機及び構築物、基礎、燃料設備等の周辺設備毎に算定し、積み上げ方式により

算定した。

算定結果、建設単価に最も影響するものは、ガスタービン等の主機、構築物、排熱回収装置、燃料貯蔵設備の順である。この場合、燃料受入れのための港湾整備費用は燃料貯蔵設備に含むものとした。

この結果、メタノール改質型ガスタービンの建設単価は発電規模が50~70万kW×2系列の場合で約20万円/kW、50~70万kW×4系列の場合で約18万円/kWとなった。

(2) 燃料費 (メタノール受入れコスト)

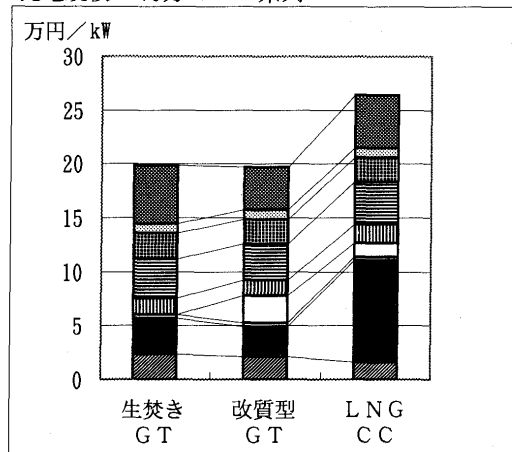
発電単価の算定に当たって、エネルギーとして利用する場合のメタノールの受入れ価格について検討した。

検討に当たっては、メタノールの製造コスト、輸送コストをそれぞれ算定し、積み上げによるものとした。

現在、化学工業用原料として利用されているメタノールをエネルギーとして利用する場合、その製造・輸送・貯蔵といった一連のエネルギーサイクルは、その需要に応じた最適な規模、メタノールの特質を活かした最適な形態で行われるべきであり、これによりメタノールの受入れコストの低減が可能になる。

メタノールの製造地点としては、①輸送距離の短い東南アジア、②天然ガスの価格が安い中東の2とおりについて、製造方法としては、①従来の製造方法、②現在開

発電規模：70万kW×2系列



発電規模：70万kW×4系列

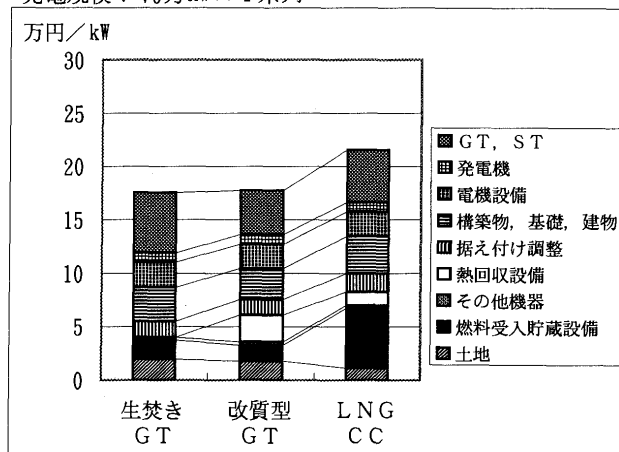


図3 建設コスト比較

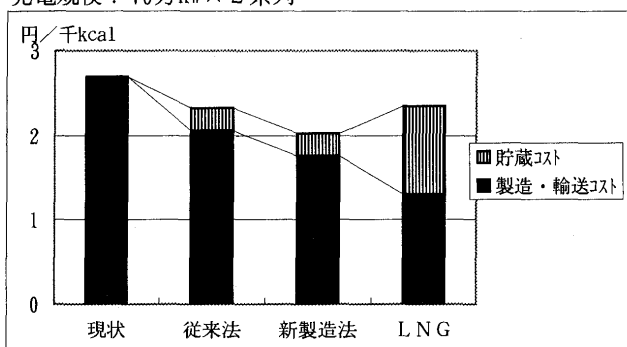
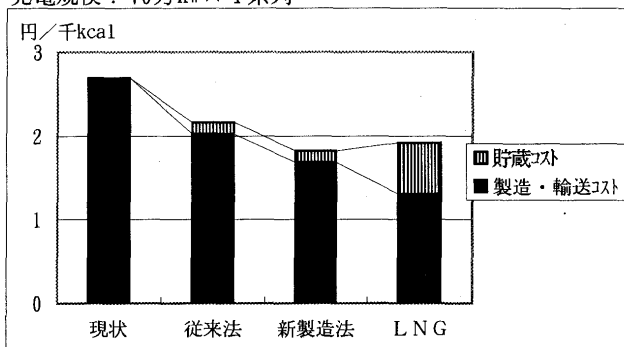
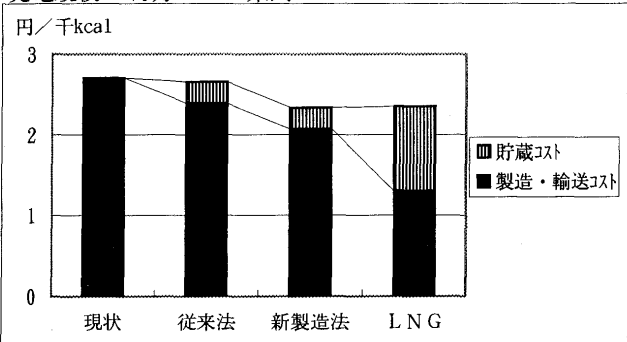
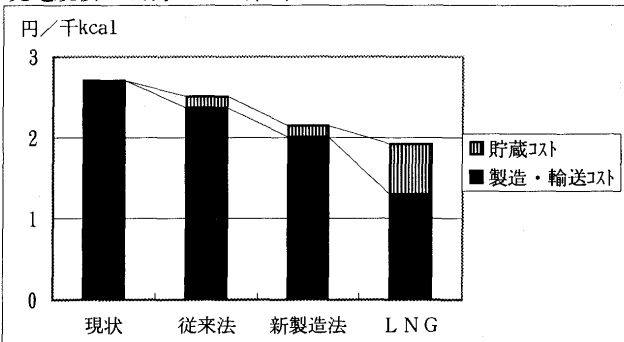
製造地点：中東
発電規模：70万kW×2系列製造地点：中東
発電規模：70万kW×4系列製造地点：東南アジア
発電規模：70万kW×2系列製造地点：東南アジア
発電規模：70万kW×4系列

図4 炉前コスト比較

発中の新製造法の2とおりにについて検討した。

製造規模については、従来の製造方法の場合は2500 t/日×2系列、新製造法の場合は5000 t/日×2系列とした。

輸送規模については、メタノールの製造地点である東南アジア及び中東から日本までの距離、発電所の規模による需要規模を考慮しつつ、輸送コスト低減のため10万DWT以上の大型タンカーによる輸送とし、効率的なタンカーの運用が可能な規模とする。

検討結果、①メタノールは製造コストがLNGと比較すると高いことから安価な天然ガスによる製造が必要で

表1 発電単価算定の前提条件

減価償却方法	耐用年	金利	固定資産税	人件費	人員	修繕費	諸経費	事業税	為替レート
耐用年	10年	8%	耐用年	1000人/発電所	70人/発電所	建設費の2.5%	建設費の2%	総経費の1.52%	100円/\$
耐用年	15年	8%	耐用年	1000人/発電所	70人/発電所	建設費の2.5%	建設費の2%	総経費の1.52%	100円/\$
耐用年	15年	8%	耐用年	1000人/発電所	70人/発電所	建設費の2.5%	建設費の2%	総経費の1.52%	100円/\$
耐用年	15年	8%	耐用年	1000人/発電所	70人/発電所	建設費の2.5%	建設費の2%	総経費の1.52%	100円/\$
耐用年	15年	8%	耐用年	1000人/発電所	70人/発電所	建設費の2.5%	建設費の2%	総経費の1.52%	100円/\$
耐用年	15年	8%	耐用年	1000人/発電所	70人/発電所	建設費の2.5%	建設費の2%	総経費の1.52%	100円/\$
耐用年	15年	8%	耐用年	1000人/発電所	70人/発電所	建設費の2.5%	建設費の2%	総経費の1.52%	100円/\$
耐用年	15年	8%	耐用年	1000人/発電所	70人/発電所	建設費の2.5%	建設費の2%	総経費の1.52%	100円/\$
耐用年	15年	8%	耐用年	1000人/発電所	70人/発電所	建設費の2.5%	建設費の2%	総経費の1.52%	100円/\$

あること、②常温常圧で液体であるため輸送コストがLNGよりも安価になることより、メタノールを中東で製造した方がその受入れコストが安くなり、約2円/千kcal以下に抑えることが可能である。

(3) 発電単価

発電単価の算定に当たっては、単価の構成要素となる各経費を算定し、その合計値とした。

なお、通常の発電単価は送電端表現をするため、これに倣った。

検討結果、メタノール改質型ガスタービン発電の場合、9円/kWh程度が可能であり、メタノールの受入れ価格次第では9円/kWh台前半も可能であることが判明した。

5. 比較・評価

(1) 立地可能地点

今回の検討においては、発電規模が現状の大型火力並みの大規模電源を想定したため、立地点としては燃料の大量受入れが容易な海岸部が主となる。特に、改質型発電の場合は、その改質反応に大量の水を要するため、海岸部設置が望ましい。

表2 各発電システム諸元比較

	メタノール		LNG C C
	生 焚 き G T	改 質 型 G T	
発電システム構成(1系列あたり)	GT(3)	GT(3)	GT(3)+ST
出 力 *1 [MW]	4 8 6 × 2	5 7 1 × 2	6 7 0 × 2
発電端熱効率 [%]	3 0 . 7	4 4 . 9	4 8 . 7
排熱回収	無	改質・再生・注水	S T
起動時間 [H]	H O T	0 . 5	1 ~ 2
	C O L D	0 . 5	4
N O x *2 [ppm]	5 0 程度	2 0 程度	5 0 程度
建設単価 *3 [万円/kW]	19.8(17.5)	19.7(17.7)	26.4(21.6)

* 1 : 外気温 15℃

* 2 : 脱硝なしの状態 (O₂ = 16%)

* 3 : () は 7.0 万 kW × 4 系列

メタノールの場合、石炭と異なり灰捨場の確保が不要であるため、立地選定上の制限は緩やかであると考えられる。また、メタノールが常温常圧で液体であることの利点を活かせば、経済性との兼ね合いもあるが、内航タンカーによる2次輸送も可能であることから、港湾条件の整わない地点への立地も可能となり、立地の可能性は更に広がる。

(2) 熱効率

メタノール改質型ガスタービンは、メタノールの改質反応を利用して、ガスタービンの発熱を回収するシステムにより、ガスタービン単純サイクルの30%と比較すると約45%まで向上する。しかしながら、LNGコンバインドサイクルでは49%程度であるため、更なる熱効率の向上のためにはコンバインド化による熱回収が必要である。

(3) 運用特性

メタノール改質型ガスタービンはメタノール改質器を有することから、特に冷起動の場合は、改質反応器の起動に時間を要するため、単純ガスタービンサイクルと比較すると起動時間が長くなる傾向にあるが、それでもLNGコンバインドサイクルと比較すると蒸気タービンが存在しない分だけ短く、DSSは十分可能なレベルにある。このため、ピーク電源としての運用も可能である。

(4) 環境特性

メタノールはそれ自体に灰分、硫黄分を含まないことにより、LNG発電と同様にばいじん、SO_xの発生はない。

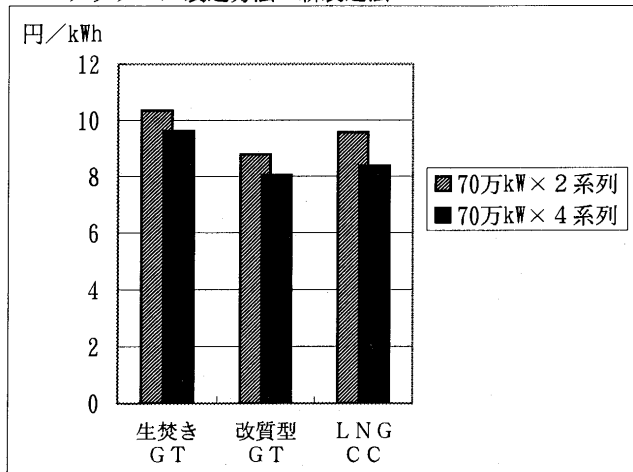
更に、メタノール改質型ガスタービンの場合、注水を行うことにより、NO_xは非常に低く抑えられ、脱硝装置なしの状態でも20ppm以下になると推定される。

(5) 経済性(発電コスト)

発電単価は、燃料の受入れ価格(燃料費)および設備費(建設費)により大きく影響される。

メタノールはLNGと比較すると、製造コストが高い

メタノール製造方法：新製造法



メタノール製造方法：従来法

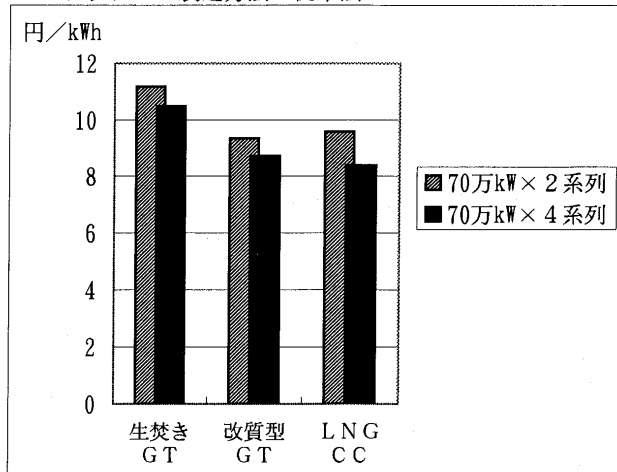


図5 発電コスト比較(燃料製造地点: 中東)

ため、発熱量ベースで発電所受入れ価格が割高となっている。

しかしながら、常温常圧で液体であるため、特殊な貯蔵タンクを必要としないこと、高価な気化装置も不要であることより、燃料受入れ貯蔵設備費用が低く抑えられる。この結果、LNGと比較すると固定費（建設費）が低くなっている。

メタノール改質型ガスタービンの場合は、発電規模70万kW×2系列程度で9円/kWh程度まで下がる可能性があり、発電規模が更に大きくなり70万kW×4系列程度になると8~9円/kWh程度まで下がる可能性がある。

特にLNGの場合は、発電規模が大きくないとそのスケールメリットを享受できないため、発電規模70万kW×2系列程度では9~10円/kWh程度であるが、発電規模が更に大きくなり70万kW×4系列程度になると8~9円/kWh程度まで下がる。

このように、メタノール改質型ガスタービンの場合はかなり大規模でなくてもリーズナブルな発電コストが得られる。これに対してLNGコンバインドサイクルの場合は、発電規模の大型化による発電コストの低減効果が大きいので、発電規模を非常に大きくすることにより発電コストを低く抑えることが可能となる。

6. 導入の見通し

6.1 導入のための条件

(1) メタノールの価格（受入れ価格）の引下げ

現状のメタノール価格は、化学工業用原料として少量生産、少量輸送により輸入されているため、カロリーあたりの価格がLNGの2~3倍以上であり、このレベルでは燃料としては到底導入は不可能である。また、世界市場が小さいため、僅かな需給バランスの不均衡（急激な需要増、製造プラントの故障）によりその価格が乱高下する傾向にある。

このため、大量生産、大量輸送（大型タンカーによる輸送）による受入れ価格の低減が必要であると共に、さらなる製造コスト低減のため新製造法の技術開発を推進する必要がある。

(2) メタノールの供給安定性の確保

燃料の価格と並んで重要な要素が供給安定性であり、供給ルートが確立・保証されることが重要である。特に市場の小さい導入初期においては、燃料供給側とユーザー間に必ず存在する問題であるため、メタノールもLNGと同様に契約取引（テイクオアペイ条項）とならざるを得ないと考えられる。

しかしながら、メタノールの場合はLNG程大規模な供給形態（製造、貯蔵プラント）をとる必要がないこと、タンカー内ブレンド、タンク内ブレンドが可能であることから、市場規模が拡大（発電用のみならず自動車用としても）すれば、石油火力と同様に柔軟性のある電源となる可能性もあると考えられる。

(3) 燃料取扱上の法規制及び税制上の措置

メタノールを燃料として取り扱う際は、石油並みで良いと言われている。

しかしながら、現在の法規制は化学工業用原料として用いられることを前提としており、燃料用として用いられることを前提としていないため、検討する必要がある。

また、現状ではメタノールは関税はゼロであるが、燃料用として用いられる場合にあっても、地球環境対策上の見地から関税ゼロもしくはLNG並みとされるべきと考えられる。

6.2 導入可能と考えられるメタノール供給形態

発電用燃料として導入する場合は、各燃料の特質を活かしたエネルギーサイクルを構成する必要があるため、製造、輸送、貯蔵規模は各燃料種別により異なるものになる。

このため、メタノールはそのハンドリングの良さを十分に活かすエネルギーサイクルを構成する必要がある。

(1) 製造形態

現在のメタノールは化学工業用原料として製造されているため、小規模生産を行っており、メタノールを燃料として使用するためには、その需要に見合った大規模生産によるコストダウンが不可欠である。

また、原料の天然ガスを低価格で入手できる地点で製造することにより、安価なメタノールの製造が可能になる。

更に、将来的に新製造技術が開発されれば、より高効率大量生産によるコストダウンが可能になる。

(2) 輸送形態

現状のメタノール輸送規模は3万DWT程度であるが、大量輸送することにより、その輸送コストは1/2~1/3程度に下げることが可能である。

これは、メタノールが常温・常圧で液体であることにより、石油並みのハンドリングが可能であるため、その輸送にはLNGのような特殊タンカーを必要としないことによる大規模輸送が容易であることによるものである。このハンドリング上のメリットを活かすことにより、輸送距離が長くとも、安い天然ガスを入手できる地点で製造したメタノールを低コストで輸送することが可能である。これは、輸送コストが高いLNGと比較すると対照的に安く供給できる可能性があることを意味する。

更に最も安く受け入れるためには、外航船を直接発電所に受け入れればよい。ただし、大型タンカー受入れのため発電所の港湾条件が影響することになり、立地点はある程度限定されたものになる。

一方、港湾条件が整わない地点へ立地する場合には、メタノール供給センターを国内に設置して2次輸送することになるが、供給センターの貯蔵コストは安いものの、2次輸送費用はかなり割高（場合によっては1次輸送と同等かそれ以上）になるため、センターからの2次輸送距離はあまり長くないことが望まれる。

(3) 受入れ形態

メタノールを大型タンカーで製造地点から直接発電所へ受け入れる場合は、港湾条件がある程度整っている地点に限定されること、地点によっては港湾設備整備費用（浚渫、栈橋費用）が高くなり建設費を押し上げること等のマイナス要因はあるが、2次輸送を伴わないため、メタノールの発電所受入れ価格は最も安くなる。

港湾条件が整わない地点の場合は、外航船（大型タンカー）を一旦供給センターに受け入れ、内航船に積み替えて2次輸送を行う必要があるため、発電所への受入れコストが高くなる。

このため、港湾条件を選ばないこと、港湾整備費用が安いこと等の利点はあるが、供給センターの貯蔵コスト及び2次輸送コストの分がコストアップになるため、経済性との兼ね合いもあるが、導入の可能性は前項の発電所に直接受け入れる場合よりも低くなると考えられる。

6.3 各発電システムの導入可能と考えられる形態

メタノールが発電用燃料として導入されるには、価格の面で他の燃料と競合できることが求められるが、その場合も燃料としての特性（燃料としてのハンドリングが良い、立地上の制約が少ない、環境特性が優れている等）を加味すべきである。

メタノール改質型ガスタービンサイクルは、排熱回収設備を設置することにより、建設費単価は生焚きガスタービンより高くなるものの、熱効率は約45%であるため、メタノールの受入れ価格によっては発電単価は9円/kWh程度になる可能性もある。また、起動時間がコンバインドサイクルと比較すると短いことより、ピーク電源としての対応も可能である。

現在のわが国の電源構成は、エネルギーのセキュリティの面から、準国産エネルギーである原子力をベース電源に、燃料費の安い石炭火力をベース・ミドルで電源に、LNG火力をミドル電源に、燃料のスポット購入が容易で負荷応答性の良い石油火力をピークで電源にしたベストミックスを構成している。

このため、メタノール改質型ガスタービンは起動特

性・負荷応答性、経済性等を総合的に考慮すると、ピーク・ミドル電源としての用途が考えられる。

立地点としては、発電コストとの兼ね合いもあるが、港湾条件の整わない地点も可能である。

6.4 メタノール発電の位置づけ

(1) 地球環境上の意義

メタノールはそれ自体に灰分、硫黄分、窒素分を含まないため、ばいじん、SO_xの排出はゼロ、NO_xの排出もLNG発電並みである。

CO₂排出量については、LNG火力より多いが、石炭火力より2割少なく、石油火力並みである。

(2) エネルギーシステム上の意義

原料となる天然ガスに関しては、ガス田の規模及び質についての制限がLNG程厳しくないため、LNGには適さないガス田の有効利用が可能である。

常温常圧で液体であることより、取扱いが容易である。このため、輸送・貯蔵に際して特別な設備を必要としない。また、積み替え輸送が容易であることにより、2次輸送費等経済性との兼ね合いもあるが、受入れ設備（港湾条件）の制限は非常に緩い。

灰分を含まないため、石炭火力のような灰捨場確保の必要がない。このため、立地上の制約については、石炭火力よりも少ない。

(3) 将来の天然ガス確保

全世界の天然ガスの賦存量は石油とほぼ同等であるが、その分布は旧ソ連及び中東に偏在している。特に中東の場合は、現在の生産量も少ないが、規模的に将来性のあるものと考えられる。このため、将来のわが国の天然ガスのソースとしては中東が重要な選択肢の一つとなる。中東の場合は輸送距離が東南アジアの2倍以上になり、天然ガスをLNGの形で運搬することは輸送費がかさむため、メタノールもその選択肢の一つと考えらる。

以上より、発電用燃料としてのメタノールは「天然ガス利用の第2サイクル」と言える。

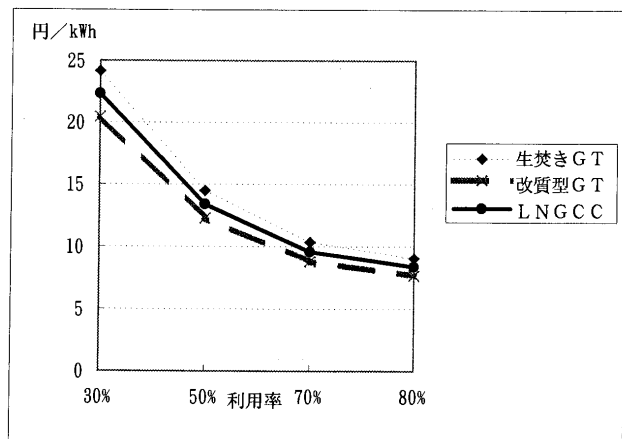


図6 利用率別発電コスト比較

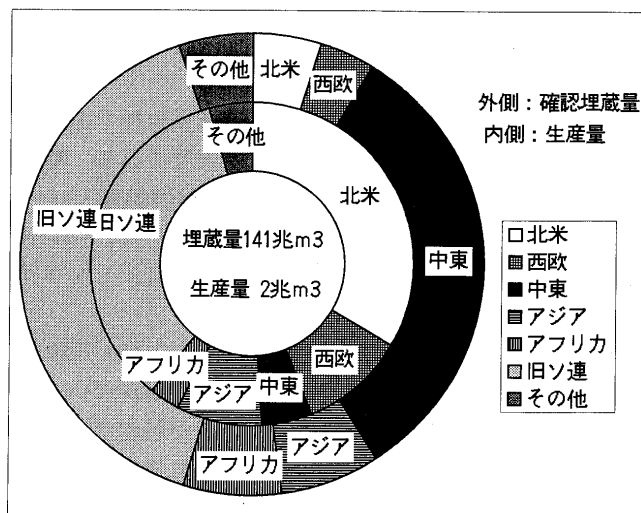


図7 天然ガス埋蔵量及び生産量

7. まとめ

メタノールは、灰分、硫黄分、窒素分を含まない極めてクリーンな燃料であるため、ガスタービンの燃料として非常に適したものである。

このため、発電用燃料としてのメタノールの供給可能性の調査、環境影響調査が行われ、その結果を基にメタノール改質型ガスタービンの実証試験が行われた。

本稿は、通商産業省資源エネルギー庁より新エネルギー・産業技術総合開発機構へ委託され、それを財団法人エネルギー総合工学研究所が再委託を受けて実施した「石油火力発電メタノール転換等実証試験（メタノール利用発電技術総合評価調査）」の一部について紹介した

ものである。この内容を通じて、メタノールの発電用燃料としての可能性及びその位置付けについて理解して頂ければ幸いである。

最後に、本稿の発表にご理解を頂いた通商産業省資源エネルギー庁並びに新エネルギー・産業技術総合開発機構の関係者方々にお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 平成7年度石油火力発電メタノール転換等実証試験（メタノール利用発電技術総合評価調査）委託業務報告書、財団法人エネルギー総合工学研究所、平成8年3月

第25回ガスタービンセミナー開催のお知らせ

第25回ガスタービンセミナーを下記要領にて開催致します。

今回は、「ユーザーオリエントなガスタービンを目指し」を主題とし、副題として規制緩和に対応した発電システムの運用および新しい時代へ向けてのユーザーとメーカーの接点の在り方について省エネ対策、環境対策を加味した運用技術及び設計、維持管理技術について講演を予定しておりますので、奮ってご参加下さい。

1. 日 時: 1997年1月23日(木), 24日(金) 9:30~15:50
2. 場 所: 東京ガス(株)本社2階大会議室
3. テー マ: 「ユーザーオリエントなガスタービンを目指して」

サブテーマ

- ・規制緩和に対応した発電システムの運用
- ・新しい時代へ向けてのユーザーとメーカーの接点の在り方

4. 内 容:

- 1月23日
- ・電気事業法の保安規制運用合理化
 - ・大規模発電システムの運用について
 - ・中規模発電システムの運用について
 - ・小規模発電システムの運用について

- 1月24日
- ・ジェットエンジンのプロダクトサポートの事例と将来
 - ・ジェットエンジンのエアライン整備とメーカーの対応の現状と課題
 - ・大型ガスタービンのメーカーの対応
 - ・中小型ガスタービンのメーカーの対応

5. 参加要領:

(1) 参加費（資料代含む）

主催および協賛団体正会員	2日間	25,000円
	1日のみ	18,000円
学生会員 2,000円 会員外	2日間	35,000円
	1日のみ	25,000円

(2) 申込方法

所属・氏名・加盟学協会名（GT学会の場合は会員番号）とを後日送付の申込用紙に明記の上FAXか郵送で事務局まで申し込み、参加費を郵便振替、銀行振込又は現金書留にて事務局まで1997年1月10日までに送り下さい。

なお、当日会場にても参加費の受付を行います。

7. まとめ

メタノールは、灰分、硫黄分、窒素分を含まない極めてクリーンな燃料であるため、ガスタービンの燃料として非常に適したものである。

このため、発電用燃料としてのメタノールの供給可能性の調査、環境影響調査が行われ、その結果を基にメタノール改質型ガスタービンの実証試験が行われた。

本稿は、通商産業省資源エネルギー庁より新エネルギー・産業技術総合開発機構へ委託され、それを財団法人エネルギー総合工学研究所が再委託を受けて実施した「石油火力発電メタノール転換等実証試験（メタノール利用発電技術総合評価調査）」の一部について紹介した

ものである。この内容を通じて、メタノールの発電用燃料としての可能性及びその位置付けについて理解して頂ければ幸いである。

最後に、本稿の発表にご理解を頂いた通商産業省資源エネルギー庁並びに新エネルギー・産業技術総合開発機構の関係者方々にお礼申し上げます。

参考文献

- (1) 平成7年度石油火力発電メタノール転換等実証試験（メタノール利用発電技術総合評価調査）委託業務報告書、財団法人エネルギー総合工学研究所、平成8年3月

第25回ガスタービンセミナー開催のお知らせ

第25回ガスタービンセミナーを下記要領にて開催致します。

今回は、「ユーザーオリエントなガスタービンを目指して」を主題とし、副題として規制緩和に対応した発電システムの運用および新しい時代へ向けてのユーザーとメーカーの接点の在り方について省エネ対策、環境対策を加味した運用技術及び設計、維持管理技術について講演を予定しておりますので、奮ってご参加下さい。

1. 日時: 1997年1月23日(木), 24日(金) 9:30~15:50
2. 場所: 東京ガス(株)本社2階大会議室
3. テーマ: 「ユーザーオリエントなガスタービンを目指して」

サブテーマ

- ・規制緩和に対応した発電システムの運用
- ・新しい時代へ向けてのユーザーとメーカーの接点の在り方

4. 内容:

- 1月23日
- ・電気事業法の保安規制運用合理化
 - ・大規模発電システムの運用について
 - ・中規模発電システムの運用について
 - ・小規模発電システムの運用について

- 1月24日
- ・ジェットエンジンのプロダクトサポートの事例と将来
 - ・ジェットエンジンのエアライン整備とメーカーの対応の現状と課題
 - ・大型ガスタービンのメーカーの対応
 - ・中小型ガスタービンのメーカーの対応

5. 参加要領:

(1) 参加費（資料代含む）

主催および協賛団体正会員	2日間	25,000円
		1日のみ 18,000円
学生会員	2日間	35,000円
		1日のみ 25,000円

(2) 申込方法

所属・氏名・加盟学協会名（GT学会の場合は会員番号）とを後日送付の申込用紙に明記の上FAXか郵送で事務局まで申し込み、参加費を郵便振替、銀行振込又は現金書留にて事務局まで1997年1月10日までに送り下さい。

なお、当日会場にても参加費の受付を行います。

特集・メタノール利用発電システム

メタノール改質型発電用燃焼器の開発

安部 利男^{*1},

ABE Toshio

高木 俊幸^{*1}

TAKAGI Toshiyuki

杉本 富男^{*1}

SUGIMOTO Tomio

1. まえがき

1970年代の二度にわたる石油危機以降、省エネルギーや環境保全の面から世界各国でエネルギーの見直しがされ、エネルギー源の多様化が求められている。その中でメタノールは輸送や貯蔵の取扱が容易であること、ばいじんや硫黄酸化物を発生させないクリーンな燃料であることから、LNGと同様に石油代替燃料として注目されている。そして、メタノールを燃料とする発電方式として、建設費が比較的安価で高効率である「メタノール改質型ガスタービン発電システム」が注目されてきた。これを受けて通産省資源エネルギー庁は、経済性や実現可能性を検討し、実証試験を行うことを決定した。

実証試験に先だって要素技術の研究開発が昭和60年度から3年間にわたって行われ、さらにこの要素研究の

成果を踏まえて1,000 kW級トータルシステム実証試験が平成4年度から5年度にかけて実施された。三井造船(株)は、この中で燃焼研究を担当すると共に、1,000 kW級ガスタービンを提供し、実証試験に参画した。この燃焼研究の概要および成果を表1に示す。

メタノール改質ガスは水蒸気を多量に含む中低カロリー燃料であり、また燃料成分はガスタービンの負荷の変化に伴って変動する。それゆえ、ガスタービンを効率よく安定に運転するためには、燃焼器のみならず燃焼制御システムや燃料供給システムの開発が必要となるが、ここでは本研究において開発したメタノール改質型発電用燃焼器と燃焼システムの特徴ならびに各種の試験における燃焼特性の結果についてその概要を解説する。

表1 燃焼研究の要素研究及び工場内試験とトータルシステム実証試験の比較

要素研究および工場内試験	トータルシステム実証試験																											
期間： 昭和60年度～62年度、平成元年度	期間： 平成4年度～5年度																											
目的： メタノール改質型発電システムにおける燃焼研究／要素研究の目的は、メタノールおよびその改質ガスを低公害（NOx排出濃度は30ppm以下：O ₂ 16%換算）、高効率（燃焼効率は99%以上）で、かつ安定して燃焼させるガスタービン燃焼器を設計するために必要な要素試験を行い、その燃焼特性を調べることにある。	目的： メタノール改質型発電の要素研究の成果を踏まえて、1,000kW級トータルシステム実証プラントによる試験研究を行い、燃焼器特性（低NOx燃焼、安定燃焼等）の確認を行う。また、発電システムとしての機能ならびに信頼性を確認し、大型ガスタービンの実用化に向けての技術的課題を抽出する。																											
内容： 1. メタノール改質ガス用燃焼器の基本設計 2. ガスタービンの起動燃料の検討 3. ベンチ燃焼試験 常圧燃焼試験でNOx排出濃度、燃焼効率等の燃焼特性の計測 使用燃料（液メタノール、ガスメタノール、水素ガス、模擬ガス：3H ₂ +2CO ₂ ） 4. 改質ガス用燃焼器の選定 5. 改質ガス用ガスタービン燃焼器の燃料制御方式の検討 6. トータルシステム実証試験におけるNOx排出濃度の推定	内容： 1. 改質ガス燃料で拡散二段燃焼器の燃焼特性に関する一連の試験を実施 2. パイロット・メイン燃料比率試験 3. 改質率変化試験 4. 燃焼空気温度変化試験 5. S/C変化試験 6. 注水量変化試験 7. 負荷変化試験（ステップ、V字変化） 8. 大型ガスタービンのNOx排出濃度の推定																											
結果： 1. 拡散二段燃焼方式の燃焼器を選定した（低NOx燃焼特性、安定燃焼特性）。 2. 起動燃料は液メタノールが使用できることをベンチ装置の着火性能試験で確認した。 3. パイロットバーナは液メタノールと改質ガスの二種燃料が使用できる構造を採用した。 4. 常圧燃焼試験において模擬改質ガス（3H ₂ +2CO ₂ ）で二段燃焼器を用いて燃焼特性を計測した。NOx排出濃度は1～3ppm（O ₂ 16%）程度と低かった。 5. 改質ガス用ガスタービン燃焼器の燃料制御方式を決定した。 6. トータルシステム実証試験におけるNOx排出濃度は30ppm以下になることを推定した。	結果： 1. 拡散二段燃焼器は、各試験条件で高効率、安定燃焼、低NOx燃焼（30ppm以下）が可能である。また、低負荷での注水試験（吸い込み空気流量の約6%量）においても、安定で高い燃焼効率が得られた。 2. 負荷変化試験（ステップ、V字変化）においても、二段燃焼器は順調に追従した。																											
(常圧ベンチ燃焼試験)	(1,000kW級ガスタービン実証試験)																											
<table><tr><th></th><th>NOx (O₂ 16%) ppm</th><th>燃焼効率 %</th></tr><tr><td>パイロット・メイン燃料比率試験</td><td>2～3</td><td>100</td></tr><tr><td>注水量変化試験</td><td>1～2</td><td>100</td></tr></table>		NOx (O ₂ 16%) ppm	燃焼効率 %	パイロット・メイン燃料比率試験	2～3	100	注水量変化試験	1～2	100	<table><tr><th></th><th>NOx (O₂ 16%) ppm</th><th>燃焼効率 %</th></tr><tr><td>パイロット・メイン燃料比率試験</td><td>4～5</td><td>100</td></tr><tr><td>改質率変化試験</td><td>4～6</td><td>100</td></tr><tr><td>燃焼空気温度変化試験</td><td>6～8</td><td>100</td></tr><tr><td>S/C変化試験</td><td>4～10</td><td>100</td></tr><tr><td>注水量変化試験</td><td>2～7</td><td>99.6～100</td></tr></table>		NOx (O ₂ 16%) ppm	燃焼効率 %	パイロット・メイン燃料比率試験	4～5	100	改質率変化試験	4～6	100	燃焼空気温度変化試験	6～8	100	S/C変化試験	4～10	100	注水量変化試験	2～7	99.6～100
	NOx (O ₂ 16%) ppm	燃焼効率 %																										
パイロット・メイン燃料比率試験	2～3	100																										
注水量変化試験	1～2	100																										
	NOx (O ₂ 16%) ppm	燃焼効率 %																										
パイロット・メイン燃料比率試験	4～5	100																										
改質率変化試験	4～6	100																										
燃焼空気温度変化試験	6～8	100																										
S/C変化試験	4～10	100																										
注水量変化試験	2～7	99.6～100																										
NOx排出濃度の推定： 日本機械学会等で公表されている実験式を使用して、ベンチ燃焼試験結果からトータルシステム実証試験におけるNOx排出濃度を推定した。	NOx排出濃度の推定式の検討： 実証試験におけるNOx排出濃度の実測値を用いて、NOx排出濃度の推定式に含まれている実験定数の検討を行った。また、その推定式を用いて大型ガスタービンのNOx排出濃度の推定を行った。																											

原稿受付 1996年9月25日

* 1 三井造船(株) 〒706 岡山県玉野市玉3-1-1

2. メタノール改質型発電用燃焼器

2.1 開発目標と運転条件

開発目標	
NO _x 排出量	30 ppm 以下 (O ₂ 16% 換算)
燃 焼 効 率	99% 以上
運転条件	
運 転 モード	改質・注水・再生サイクル DSS (Daily Start & Stop) 運転
改質ガス燃料	S/C = 2 付近 (水蒸気とメタノールのモル比)
改 質 率	50% 以上
起 動 燃 料	液メタノール, 改質ガス

2.2 燃料の評価

メタノール改質ガスは、水蒸気とメタノールのモル比 S/C や改質率 R が変わるとガスの成分ならびに発熱量が大きく変化する (図 1, 図 2)。本研究においては、表 2 に示す改質ガスを基準の燃料に選んでいるが、図 1 の斜線で示す領域を改質ガス燃料の適用範囲としている。基準にした改質ガス燃料は、水素ガスを容積割合で約 52.2% (重量割合で約 7.1%) 含んでいる。このためこの燃料は、発熱量が低い割に燃焼速度は比較的速い。

メタノール改質反応は、ガスタービンの排ガスエネルギーを利用するため、ガスタービンの運転条件によって改質率は変化する。また改質・注水・再生サイクル運転においては、燃料ガスだけでなく、燃焼用空気にも水蒸気が多量に含まれているため、これらの燃料を広い運転範囲にわたって安定に、かつ低い NO_x 排出量で燃焼させることが燃焼器開発の主要な課題になる。

2.3 燃焼器の選定

燃焼器に対しては、通常以下に示す燃焼性能と機能が要求される。

- (1) 安定した燃焼の範囲が広い
- (2) NO_x 排出量が少ない
- (3) 燃焼効率が高い (未燃排出物が少ない)
- (4) 着火性能と保炎性能が良い
- (5) 燃焼制御方式が簡単である
- (6) 燃焼ガスの温度分布が均一である
- (7) 内筒の冷却性能が良い

本研究の主たる目的として、NO_x 排出量の少ない燃焼器の開発が挙げられている。NO_x 排出量の少ない燃焼方法としては、予混合燃焼方式や触媒燃焼方式および拡散二段燃焼方式がある。予混合燃焼方式は安定した燃焼の範囲が狭いため、負荷に応じて当量比 (理論空燃比/空燃比) を最適値に制御する必要があり、逆火等の問題も起きやすい欠点がある。また触媒燃焼方式は、NO_x 排出量をかなり減らすことができるが、予混合燃焼方式と同じ欠点を持ち、加えて高温触媒の耐久性や圧力損失が増大するという問題を抱えている。それゆえ、メタノール改質ガス発電型燃焼器としては、比較的簡単な燃焼制

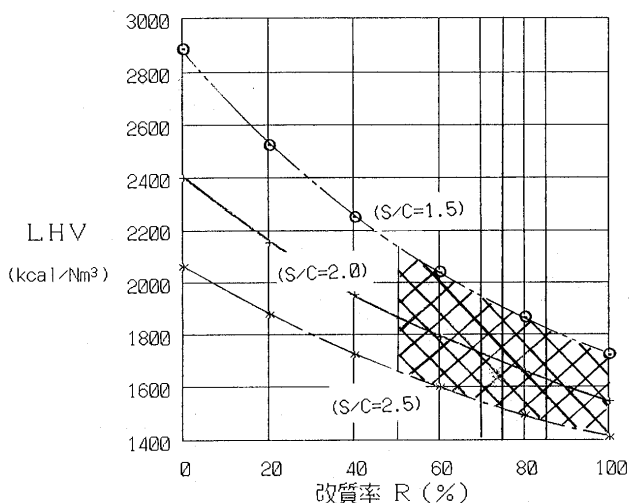


図 1 メタノール改質ガスの改質率と低位発熱量 (LHV) の関係

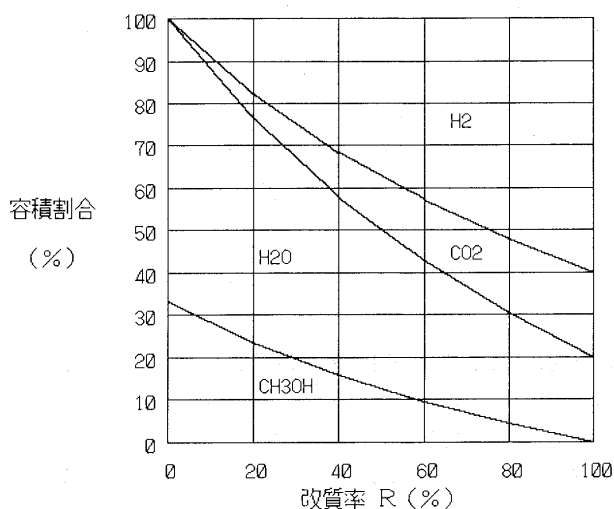


図 2 メタノール改質ガス (S/C = 2) の成分

表 2 基準になる改質ガス燃料の特性

水 蒸 気 モ ル 比 S/C	---	2.0
改 質 率 R	%	80
低 位 発 熱 量 LHV	kcal/kg, kcal/Nm³	2,513, 1,659
ウ オ ヲ ヱ 指 数 WI	kcal/Nm³	2,725
燃 焼 速 度 指 数 CP	---	76.7

御方法で安定な燃焼ができ、かつ NO_x 排出量を減らすことができる拡散二段燃焼方式を選定し、開発に取り組んだ。

メタノール改質型発電用に開発した燃焼器を図 3 に示す。この燃焼器は、内筒の外側にフローガイドを設けて燃焼用空気の偏流を防止し、かつ内筒外側の空気流速を増大し、内筒壁の冷却性能を向上させている。パイロット燃料噴射弁は燃焼器上部の中央に配備されており、液メタノールと改質ガスの二種類の燃料が供給できる構造になっている。メイン燃料噴射弁はパイロット燃料噴射弁の下流側で周方向に配備されており、改質ガス燃料のみを供給する方式である。

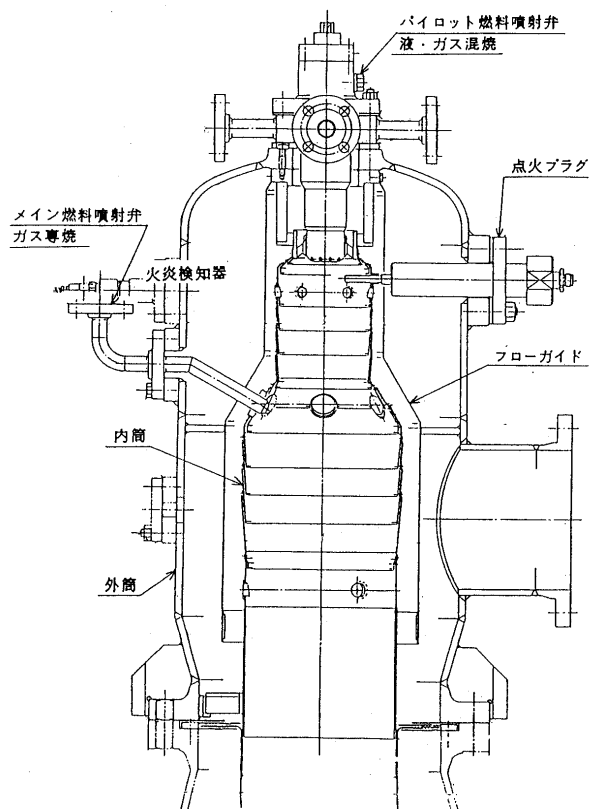


図3 拡散二段燃焼器

3. 燃焼および燃料制御方式の検討

この発電プラントはDSS運転を前提としており、プラントの起動時間を短くする必要がある。それゆえ、発電プラントや改質反応機器を速やかに立ち上げ、安定し

た改質ガス燃料を必要量だけ早く作れる運転を行う必要がある。このため、ガスタービンを液メタノール燃料で速やかに起動し、改質反応系に要求される熱量をガスタービンの排気ガス熱量で供給し、その後改質ガスの性状と発生量が安定した条件において液メタノールから改質ガスに燃料を切り換える方式を検討した。そして、液メタノールの着火性能や燃料切り替え時における燃焼特性等を後述するベンチ燃焼試験で確認し、メタノール改質ガス型発電用ガスタービンの起動から定格負荷運転に至る燃料制御方法を確立した（図4）。

ステップ1: ガスタービンの起動から約20%負荷までは液メタノールをパイロット燃料噴射弁にのみ供給する。20%負荷付近から反応器における改質ガスの発生量が徐々に増加する。

ステップ2: 約20%から100%負荷運転においては、パイロット噴射弁に液メタノールを供給した条件で、発生した改質ガス燃料をメイン燃料噴射弁から噴射する。

ステップ3: 改質ガスの成分と発生量が最も安定する状態（定格負荷付近）において、燃焼器に供給する熱量を一定にした条件（負荷一定）でパイロットの液メタノール燃料を改質ガス燃料に切り換える。このステップで燃焼器に供給される燃料は全て改質ガスになる。

ステップ4: ステップ3以降においては、負荷が20%以下になった運転においてもパイロット燃料には改質ガスのみを供給し、液メタノール燃料は供給しない。

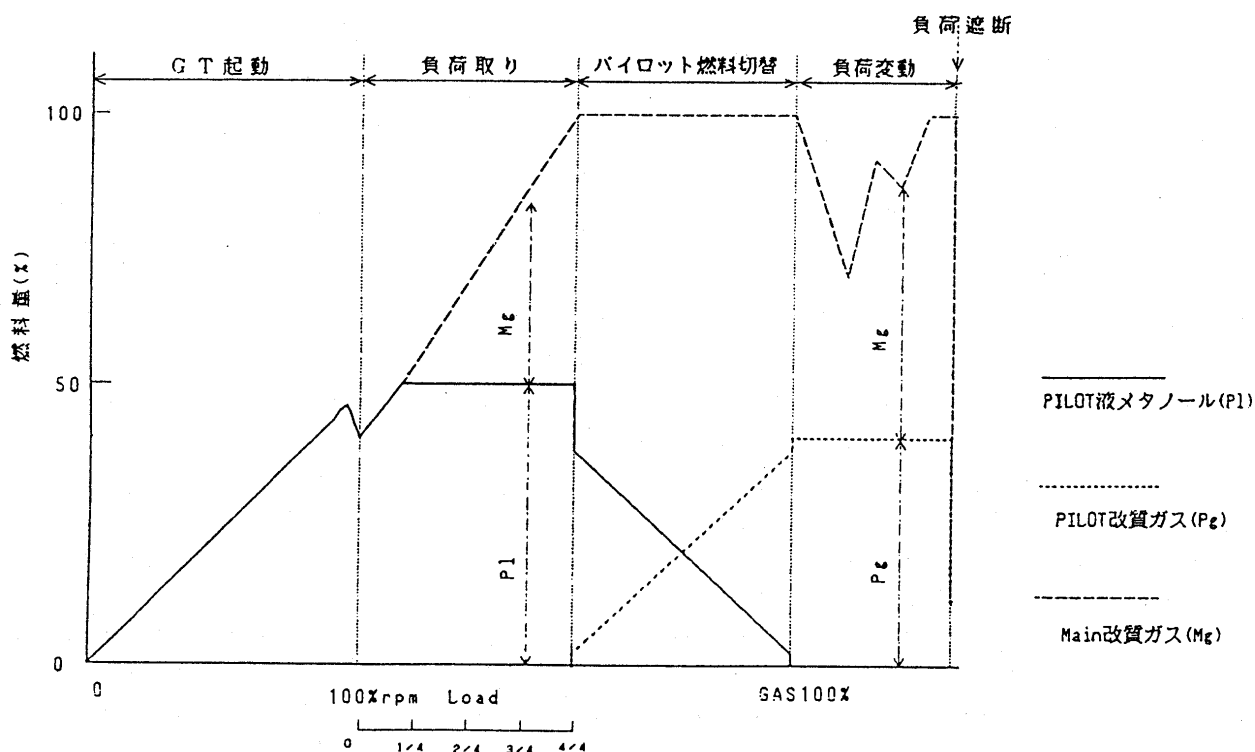


図4 燃料制御パターン

4. ベンチ燃焼試験

従来の拡散一段燃焼方式の燃焼器と今回新たに開発した拡散二段燃焼器を用いて、模擬改質ガス燃料、液メタノール燃料、ガスメタノール燃料で常圧高温燃焼実験を行い、着火性能、火炎検知性能、排ガス特性、燃焼ガス温度分布、火炎の安定性等を調べた。

液メタノールを使用した着火性能試験においては、液メタノールはガスタービンの起動燃料として使用できること、ならびに高い空燃比で着火できるので、起動時にタービン高温部品への熱衝撃を小さくした運転ができる

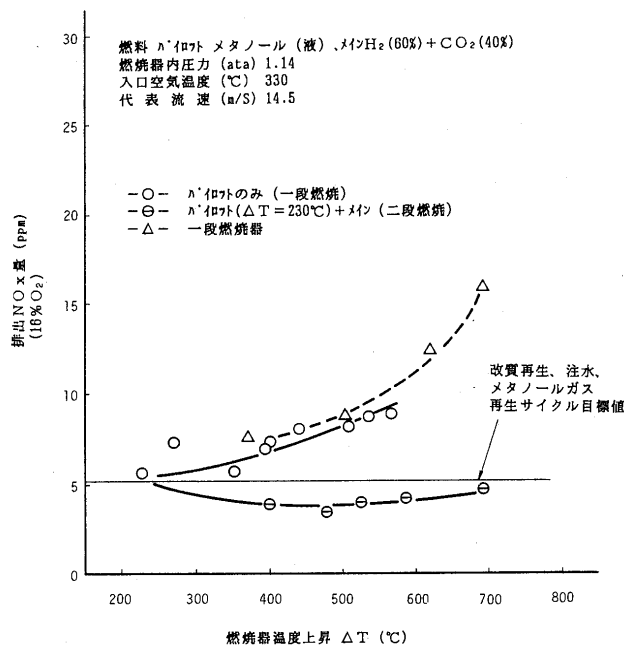


図5 二段燃焼器 NO_x 排出濃度
(メタノール液 + 改質ガス燃焼)

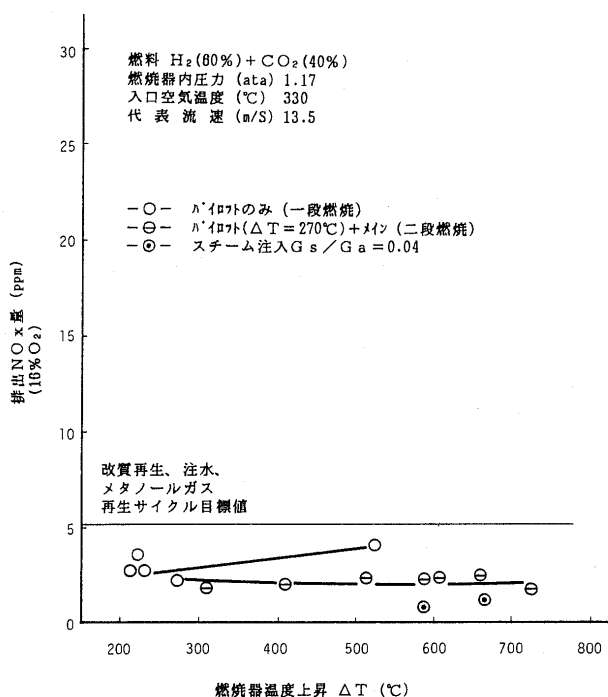


図6 二段燃焼器 NO_x 排出濃度 (改質ガス専焼)

ことを確認した⁽¹⁾。

次に拡散二段燃焼器における燃料切り替え時の燃焼の安定性や NO_x 排出量、燃焼効率を調べるためにパイロット燃料に液メタノールを使用し、メイン燃料に模擬改質ガス ($S/C = 1$, 改質率 = 100%) を用いた試験を行った (図5)。

さらに、改質注水サイクルを想定して燃焼用空気量の約 4 wt% に相当する水蒸気量を燃焼用空气に注水し、模擬改質ガス燃料で同様に燃焼試験を行った。この条件においても燃焼効率はほぼ 100% であり、 NO_x 排出量は約 1 ppm (O_2 16%) まで下げられることがわかった (図6)。

以上の一連のベンチ燃焼試験から、今回開発した燃焼器は、液メタノール燃料から改質ガス燃料への切り替え等を含めて広い範囲にわたって安定な燃焼ができ、低い NO_x 排出量でかつ DSS 運転に適合していることを確認した。

5. 実証試験における燃焼特性

要素研究の成果を踏まえて、1,000 kW 級トータルシステム実証プラントによる試験を行い、メタノール改質型発電用に開発した拡散二段燃焼器の燃焼特性 (NO_x 排出量、燃焼効率、着火性能、安定燃焼範囲等) を詳細に調べた。トータルシステムにおける試験範囲を表3に示す。ここでは、注目されている NO_x 排出特性と燃焼効率 (未燃排出量) に対する各パラメータの影響について述べる。

5.1 パイロット、メイン燃料比率の変化試験

拡散二段燃焼器の場合、パイロットとメインの燃料比率は安定な燃焼をするための重要なパラメータである。そこでタービン入口温度 TIT が $900^\circ C$ と $960^\circ C$ において、パイロット燃料流量を定格燃料量の約 34% から 48% に変化させた試験を行った。全ての運転範囲において燃焼は安定しており、未燃物の CO (一酸化炭素)、HC (ハイドロカーボン) は検知限界以下であり、燃焼効率はほぼ 100% であった。 NO_x 排出濃度は 4~5 ppm (O_2 16%) と少なく、試験範囲においては、パイロット燃料割合が NO_x 排出濃度に及ぼす影響は認められなかった (図7)。

表3 NO_x 排出濃度の推定式を求めたトータルシステムプラントの試験範囲

燃焼器入口空気圧力	P4	ata	9~10
燃焼器入口空気温度	T4	K	620~790
燃焼ガスの平均温度上昇	ΔT	K	450~670
燃焼器入口空気絶対湿度	H4	kg/kg-dry air	0.006~0.09
内筒代表流速	Ur	m/s	17~20
改質ガス燃料のモル比	S/C	mol/mol	1.5~2.0
改質ガス燃料の改質率	R	%	70~100

5.2 改質率の変化試験

S/C(燃料中の水蒸気とメタノールのモル比)が2.0の条件で、改質率を70%から96%に変える試験を行った。改質率が90%と高い時のNO_x排出濃度は約6 ppm(O₂ 16%)であり、改質率が70~80%のNO_x排出濃度に比べて約2 ppm程度増大している(図8)。しかし、改質率の変化試験においては注水量等も同時に変化しているの、燃焼器入口空気絶対湿度でNO_x排出濃度を補正すると、本試験範囲においては改質率の影響は小さかった。

5.3 S/Cの変化試験

S/Cが1.5~2.0の範囲において変化した場合にも、燃焼効率は100%と高く、NO_x排出濃度は約4~10 ppm(O₂ 16%)であり、燃焼の安定性に関して顕著な差異は認められなかった。S/Cが2.0におけるNO_x排出濃度は、S/Cが1.5におけるNO_x排出濃度に比べて約3~5 ppm程度低くなっている(図9)。

5.4 燃焼空気温度の変化試験

燃焼器入口空気温度T₄を347°Cから517°Cの範囲

で変えた試験を行った(図10)。NO_x排出濃度は後述する検討結果から、ほぼexp(T/4/340)の関係にあることが判った。

5.5 注水量/水噴霧量の変化試験

注水量は燃焼器入口空気の絶対湿度に関係している。絶対湿度はNO_x排出量や燃焼効率に大きく影響するので、注水量を変えて絶対湿度を0.006から0.09まで変化させた試験を行った。TITが約900°Cの運転条件において、絶対湿度を0.0082から0.0849に増やすと、NO_x排出濃度は約7 ppm(O₂ 16%)から約3 ppmに減少しているが、COやHCの未燃排出物はほとんど発生していない(図11)。ここで総注水量には、注水量(G_s)、水噴霧量(G_w)、改質ガス燃料中の水蒸気量(G_{sf})及び大気中の水蒸気量(G_{sa})が含まれている。またG_aは燃焼器入口乾き空気流量である。これらの条件において燃焼効率は100%であり、安定な燃焼ができることを確認した(図12)。低負荷の運転条件においても、絶対湿度0.0077から絶対湿度0.0818に増やすと、NO_x排出濃度は約5

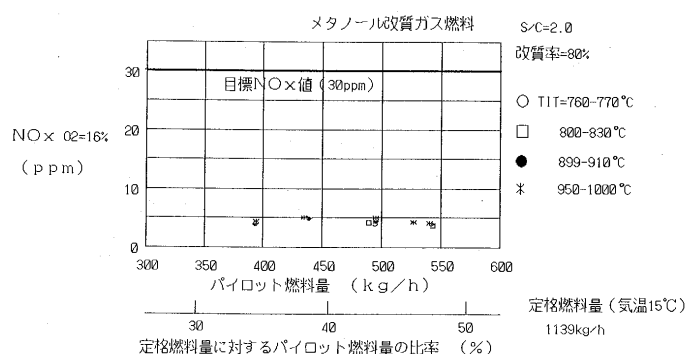


図7 パイロット燃料量の比率変化の試験結果



図8 改質率の変化による燃焼特性の試験結果

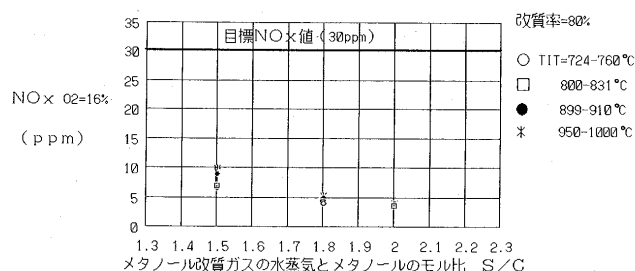


図9 S/Cの変化による燃焼特性の試験結果

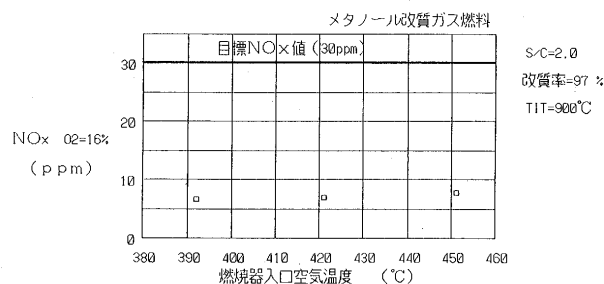


図10 燃焼器入口空気温度の変化試験

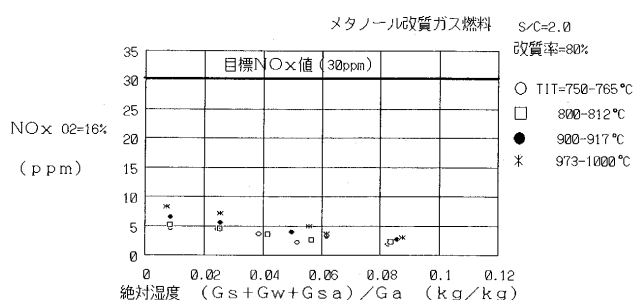


図11 注水と水噴霧に伴う絶対湿度の変化による燃焼特性の試験結果



図12 注水と水噴霧に伴う絶対湿度の変化による燃焼特性の試験結果

ppm (O₂ 16%) から約 2 ppm に減少している。この条件で HC の未燃排出物はほとんどなく、CO が 36 ppm から 191 ppm に増大しているが、燃焼効率は 99.6% と高い。

6. NO_x 排出濃度の推定および評価

上記の実証試験の結果を用いて、注水量、S/C、改質率等の運転条件が変化した場合の各パラメータの NO_x 排出濃度への影響度について検討した。

NO_x 排出濃度の推定に関して以下に示す関係式（実験式）が一般に用いられている。

$$\text{NO}_x = K * P_4^a * \exp(T_4/b) * (\Delta T)^c * U_1^d * \exp(e * H_4)$$

ここで NO _x 排出濃度	NO _x ppm(O ₂ 16%)
燃焼器係数	K
燃焼器入口空気圧力	P ₄ ata
燃焼器入口空気温度	T ₄ K
燃焼ガスの平均温度上昇	ΔT = T ₅ - T ₄ K
燃焼器入口空気絶対湿度	H ₄ kg/kg - dry air
内筒代表流速	U ₁ m/s
実験定数	a, b, c, d, e

実験定数としては (a = 0.5, b = 178~351, c = 1~1.48, d = -0.6~-1, e = -14~-30) 等がこれまでに各研究者によって報告されている^{(2),(3),(4)}。

今回の実証試験における NO_x 排出濃度の測定結果を

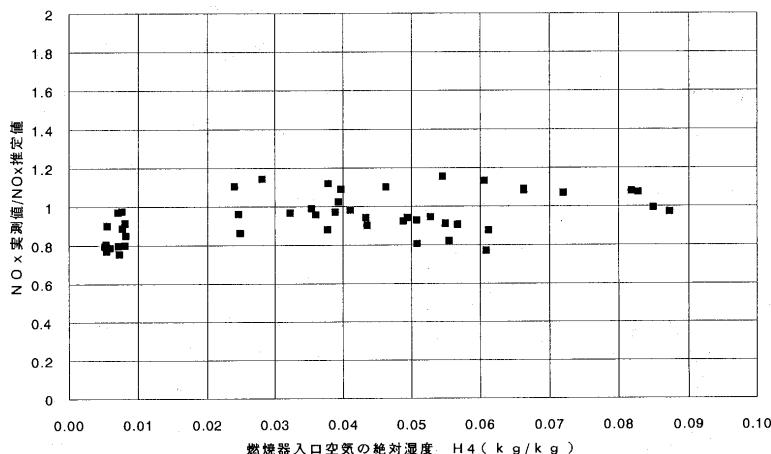


図 13 燃焼器入口空気の絶対湿度と NO_x 値の比較

7. あとがき

メタノール改質ガス用に開発した拡散二段燃焼器に対して、一連のトータルシステム実証試験を実施し、高い燃焼効率を有し、しかも NO_x 排出量が少なく、かつ安定燃焼ができることを確認し、当初の開発目標を達成した。また、メタノール改質ガス燃料の NO_x 排出特性を推定する実験式を作成した。

最後に、本研究開発は新エネルギー産業技術総合開発機構 (NEDO) が通産省から委託され、三井造船(株)が NEDO から再委託されて実施されたものである。研究開発にあたりご指導および御助言をいただいた通産省資源

を用いて、特に燃焼器係数 K と実験定数 b, c, e について検討を行った。実験定数 a と d については測定範囲が狭いため、一般に用いられている値を採用した。ここで、S/C と改質率については燃料の特性に関する要素であるため、燃焼器係数 K に含めて評価した。燃焼器係数は S/C の影響を受けていることが判ったので最小自乗法を用いて次式で近似した。

$$K = 0.0242 \times \exp(-0.931 \times (S/C))$$

また実験定数 b, c, e は、実証試験の測定値を用いて統計解析を行って求めた(表 4)。実証試験における NO_x 排出濃度の実測値と表 4 の実験定数から求めた NO_x 排出濃度の推定値は、S/C、絶対湿度、燃焼ガスの平均温度上昇、燃焼器入口空気温度、改質率等の各パラメータに対してほぼ ±20% の範囲で一致している。代表例として絶対湿度の変化における実測値と推定値の比較を図 13 に示す。

表 4 メタノール改質ガス/二段燃焼器の燃焼器係数と実験定数

	K (NO _x)	a	b	c	d	e
改質ガス	0.0242*EXP(-0.931*(S/C))	0.5	340	1.0	-0.6	-16
要素研究燃焼試験時に使用した実験定数		0.5	250	1.2	-0.6	-19

エネルギー庁、NEDO 並びに各受託会社、研究機関の関係者の方々に厚くお礼を申し上げます。

参考文献

- (1) 馬場, 長屋, 高木, 安部, 日本ガスタービン学会 第 6 回特別セミナー (1990)
- (2) 日本機械学会・技術資料 (燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法)
- (3) G. L. Touchton, N. R. Dibelius, ASME 76-GT-14 (1976)
- (4) N. R. Marchionna, L. A. Diel, A. M. Trout, NASA Report E-7465 (1973)

エンジンの制御 (3)

杉山 七契*¹

SUGIYAMA Nanahisa

キーワード: FADEC, ジェットエンジン, ガスタービン, 制御, 動特性,
jet engine, gas turbine, control, dynamics

4. エンジン制御器

種々の飛行条件下において, エンジンを安全に効率良く運転するためには, いろいろな制御が必要であることがここまでの説明で明かになった。これらの制御を統合し1つのシステムにまとめたものをエンジン制御システムと呼ぶ。図19に代表的なエンジン制御システムのブロック図を示す。数十種類のエンジン変数を計測し, エンジン制御に必要な演算や判断をし, 数十におよぶアクチュエータ, リレー, ソレノイド等の制御信号を出力している。これにより, パイロットは各種の制御にとらわれずに, スロットルレバーの操作のみでエンジン運転をすることができる。この様なエンジン制御システムとして, (i)油圧機械式, (ii)電子油圧機械式, (iii)全デジタル電子式, が代表的である。

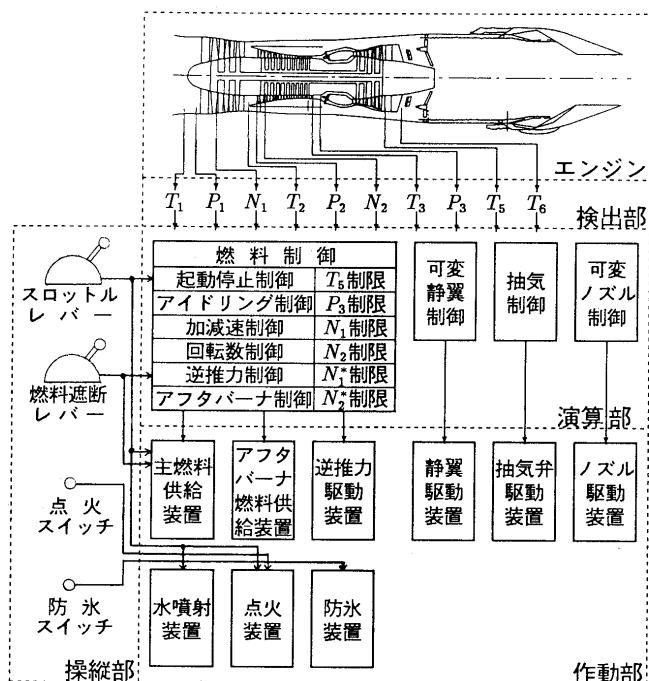


図19 代表的なエンジン制御システムのブロック図

4.1 従来制御器

初期のエンジン制御器は油圧機械式（ハイドロメカ, HMC: Hydro-Mechanical Control）であり, 油圧回路, リンク, カム, バネ, ベロー等の機械的要素を組合わせて制御演算を行っていた。その一例を図20に示す。図において, ④⑤はエンジン推力制御のためのアイソクロナス式回転数制御系を構成している。④におけるスロットルレバーはエンジン回転数を指令し, フライウェイトによって検出されたエンジン実回転数と比較され, 両者の差の積分値に比例した位置に⑤のパワーピストンを移動させてエンジンへの燃料流量が調整される。定常的には指令回転数と実回転数は一致し, エンジン推力がスロットルレバーに応じて制御される。③④⑤は機械式の検出器で, それぞれ圧縮機入口温度 T_2 , 圧縮機出口圧力 P_3 , エンジン回転数 N を検出し, レバーの変位あるいは回転角として認識される。⑥は加速スケジュールを計算する3次元カムである。式(3.17)の様に加速スケジュールはエンジン回転数 N および圧縮機入口温度 T_2 によって規定される2変数関数である。3次元カムはこの2変数関数発生を機械的に行うもので, T_2 , N に応じて, カムは回転方向および軸方向に回転, 変位をし, スタイラスによって加速スケジュール W_{facc}/P_3 が読取られる。この読取り結果は圧縮機出口圧力 P_3 との機械的乗算がリンクによって行われ, 最終的に加速燃料 W_{facc} が求まり, これは⑥の燃料制御弁の変位を制限する。これにより, スロットルを急激に変化させても, 燃料は加速スケジュール以下に制限され, 圧縮機のサージングやタービンの過温度を避けることが出来る。⑧は圧縮機の変静翼を駆動する油圧サーボ系である。可変静翼の角度は加速スケジュールと同様にエンジン回転数 N および圧縮機入口温度 T_2 によって規定される2変数関数である（式(3.19)参照）。従って, 上述の加速スケジュール機構に, 静翼角度スケジュールを合せもつ3次元カムを採用すれば, 静翼角度はスタイラスで読取られ, 油圧サーボによって設定される。

ここで述べた油圧機械式制御器は高い信頼性が実証されてきたが, エンジンの発展に応じた複雑な制御要求への対応が困難であった。この欠点を補完するために, 部分的に電子機器を付加して, 制御性能の向上をはかった

原稿受付 1996年10月22日

* 1 航空宇宙技術研究所

〒182 東京都調布市深大寺東町7-44-1

電子油圧機械式 (EHMC: Electro-Hydro-Mechanical Control) がかなりの期間、非常に多くのエンジンに採用されてきた。

4.2 FADEC

エンジンの始動から停止までの全ての操作を行う電子式エンジン制御器を FADEC (Full Authority Digital Electronic Control) と呼ぶ。電子機器だけでエンジンを制御する研究は昔から行われており、その利点も明確にされていたが、電子機器の信頼性が油圧機械に比べ劣っていたためすぐには実現はされなかった。油圧機械式は

製造、開発、整備にコストがかかり、重量寸法も大きく、制御精度も高くなく、新しいエンジンの高度な制御要求への対応が困難になっていた。この時期に、電子機器の信頼性、耐環境性の向上、小型軽量化、等の技術の急激な進歩があり、全デジタル電子式制御器 FADEC が出現した。最初の商用機用の FADEC は、1984 年に B 757 用 PW 2037 エンジンに搭載され、その後開発された新しいエンジン制御器は全て全デジタル電子式の FADEC である。

図21はFADECの構成例である。入力信号処理部、演

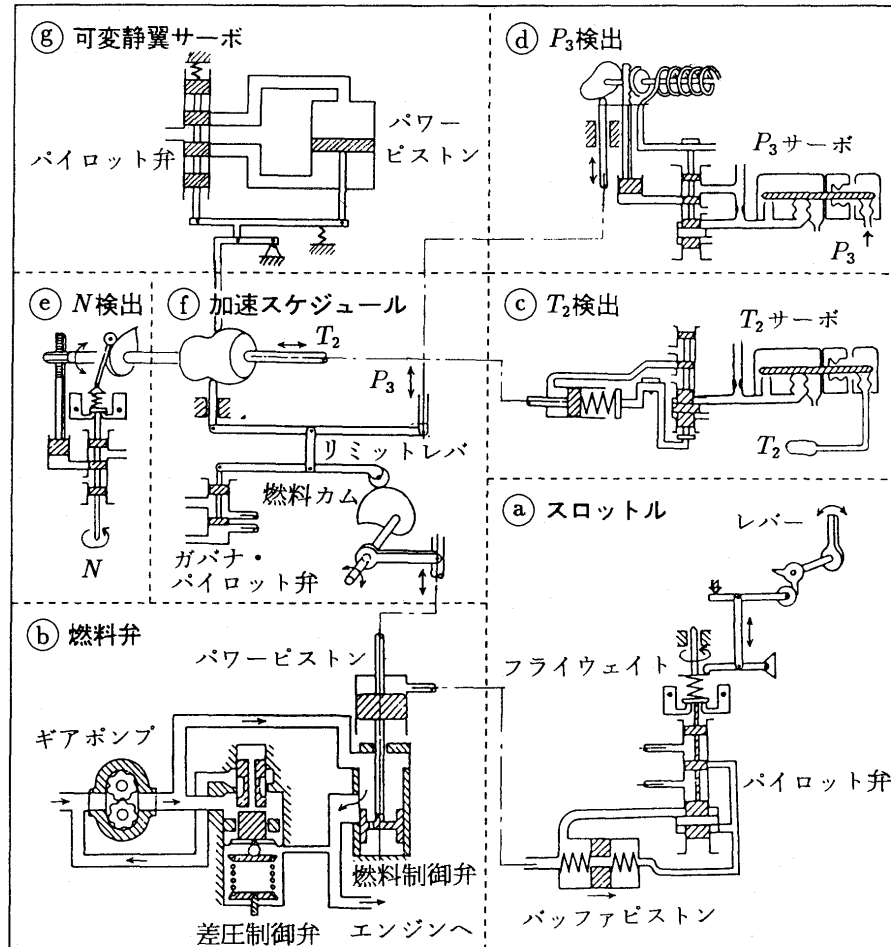


図 20 油圧機械式エンジン制御器の一例

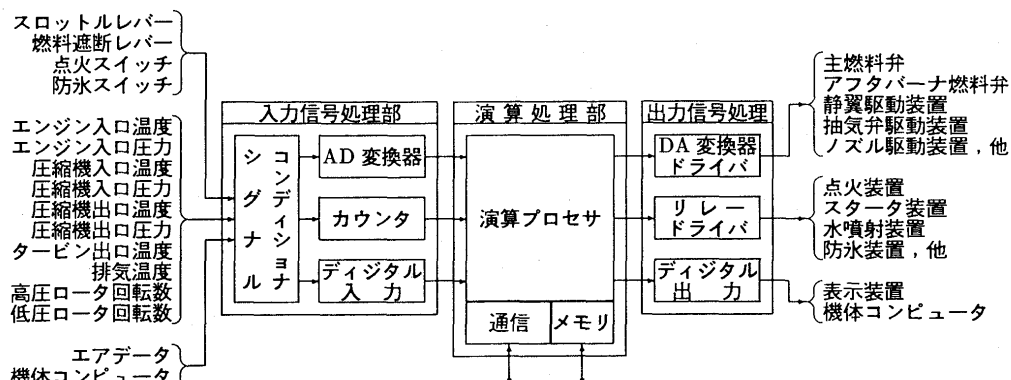
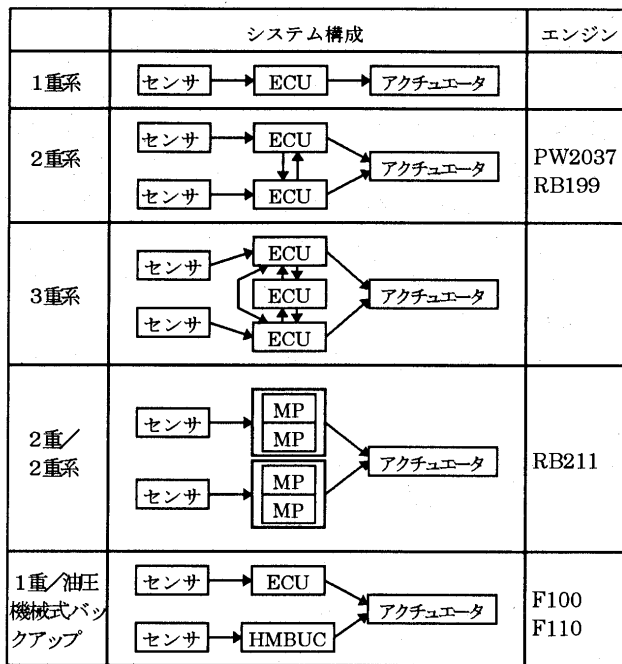


図 21 FADEC の構成



ECU:電子制御ユニット、MP:マイクロ・プロセサ
HMBUC:油圧機械式バックアップ

図 22 多重系 FADEC の構成

算処理部、出力信号処理部の3つの部分から構成されており、マイクロプロセサを中心とした電子回路で実現される。制御に必要なエンジン・パラメータは種々の検出器によって、アナログ、パルス、デジタル型の電気信号に変換され、AD変換器、カウンタ、デジタル・インターフェースを通して演算プロセサに送りこまれる。これらのデータに基づき、燃料制御、可変静翼制御、抽気制御、可変ノズル制御、等の制御則が演算される。ここで従来のエンジン制御に比べ飛躍的に高度、高精度、複雑な制御則が許される。演算結果は、DA変換器、リレー、デジタル・インターフェースを通して出力され、燃料弁、抽気弁、静翼角、ノズル面積、等の駆動装置(アクチュエータ)への制御信号となる。これ等の駆動装置(アクチュエータ)はパワーを必要とするため油圧サーボ等の機械式駆動装置が採用される。

電子機器の信頼性が向上したとはいえ突発故障は避けられない。そこで、FADECの電気系統や検出器類を2重系、3重系にして冗長度を増し、信頼性を確保するのが普通である。図22に各種の多重系FADECの構成を示す。多重系にすると、コスト、重量、容積の増大、あるいはかえって信頼性が低下することもあるので、慎重なトレードオフで決定される。

図23は2重系FADECの概念図であり、アクチュエータを除く全ての構成要素が2重系となっている。FADECの動作状況は、入力信号の範囲や変化率、演算結果等のデータを相互に交換し、比較照合することにより常時監視される。もし故障検出ロジックにより異常が検出されると、(i)故障系から正常系へ切り換える、(ii)制御モードを変える、あるいは、(iii)異常データを他のデータ

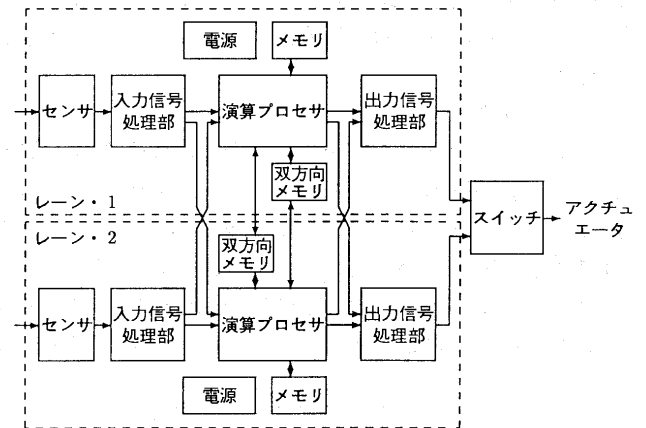


図 23 二重系 FADEC の概念図

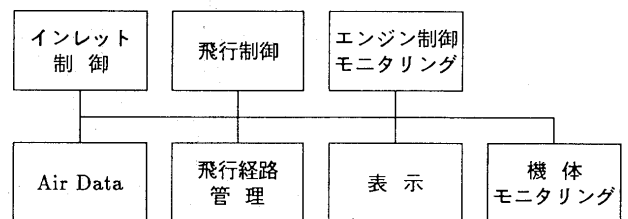


図 24 航空機の統合化制御

からの推測値で代替する、等によりエンジン制御は継続される。さらにFADECが全く機能しなくなった最悪のケースでも、エンジン暴走を防ぐ対策もなされている。また、FADECはエンジン本体に装着され、環境条件は良くない。このため、周囲温度、圧力、振動、音響、電磁干渉、落雷、防爆等への対策も施される。

4.3 モニタリングおよびインテグレーション

エンジン制御システムはエンジンを制御する機能のみならず、エンジンの健康状態を監視・診断するモニタリング(Monitoring)機能、航空機制御システムとの協調機能も有することが望ましい。全デジタル電子式制御器はマイクロプロセサを中心にしており、融通性に富んでいるため、これらの機能を統合化(Integration)することが可能である。図24はその概念を示す。従来、飛行制御、エンジン制御、モニタリング、等は分離されていたが、それらを結合して協調的制御を行い、最大限の性能を発揮させようというものである。図中の各ブロック間の情報交換を可能にするために、共通仕様(ARINC 429等)が定められている。

エンジン・モニタリングは、主要エンジン変数を計測、監視、処理、蓄積することにより、エンジンの異常、性能変化、等に関する情報をいち早く取得し、エンジンの健康状態を監視・診断するもので、(i)保守費用の低減、(ii)飛行安全性の向上、(iii)飛行目的達成率の向上、等を目的としている。モニタリングにおいては、監視・診断を行うソフトウェアの開発が重要であり、人工知能(AI)などのソフトウェア技術も導入されている。航空機に導入された電子技術をアビオニクス(Avionics: 航空電子)

技術と称している。この技術はここで述べたエンジン、操縦系統のみならず、機上のあらゆる制御装置、地上の通信、管制、航法、等の機器にも応用されており、航空技術の進歩に極めて大きな役割を担っている。

5. エンジン制御に関する最近の話題

エンジン制御は、演算能力の極めて高いマイクロプロセッサを中心としており、高度な制御が可能になってきている。制御器の頭脳にあたるマイクロプロセッサに入れるべきソフトウェアが、エンジン性能を左右するといっても過言でない。この制御ソフトウェアは、従来の単純な制御則から、高度な制御則を組み込んだものへ移行しつつあり、活発な研究が進められている。これらの研究の内、多変数ロバスト制御^{(7),(8)}、性能追求制御^{(9),(10)}について述べるとともに、将来のエンジン制御システムについて展望する。

5.1 多変数ロバスト制御

3. で述べた様に、性能向上とミッションの多様化を目指した新しいエンジンでは、制御変数は増加しており、制御要求も一段と厳しくなっている。この様なエンジンの制御システムの設計は、多入力多出力の系を対象とした多変数制御理論によるものが試行されてきたが、エンジン特性の誤差（モデル誤差、非線型性、特性変動）が存在すると制御性が悪化するなど問題点が多く実用には至らなかった。1980 年頃から、制御対象の特性誤差を考慮し、誤差に対して頑健（Robust）な設計法が研究され、体系化されてきた。その代表的な設計法は H^∞ 理論に基づく混合感度法と呼ばれる方法で、以下に概説する。

図 25 において、 $G_E(s)$ および $G_C(s)$ はエンジンおよび制御器の伝達関数である。感度関数 $S(s)$ および相補感度関数 $T(s)$ は、

$$S(s) = \frac{1}{I + G_E(s) G_C(s)} \quad (5.1)$$

$$T(s) = \frac{G_E(s) G_C(s)}{I + G_E(s) G_C(s)} \quad (5.2)$$

で定義される。ここで、 $S(s)$ および $T(s)$ は安定とする。

まず安定性について考える。エンジンの伝達関数 $G_E(s)$ には様々の誤差があるが、これを考慮した伝達関数を、

$$\tilde{G}_E(s) = (I + W_T(s) \Delta(s)) G_E(s) \quad (5.3)$$

ただし、 $\|\Delta(s)\|_\infty \leq 1$

とする（この表現を乗法的な不確かさと呼ぶ）。ここで、

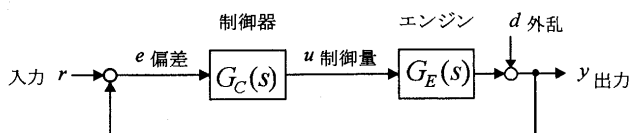


図 25 エンジン制御系

$\|\Delta(s)\|_\infty = \sup_s \{\sigma_{\max}(\Delta(s))\}$ で定義され、 $\Delta(s)$ の特異値の最大値であり、 H^∞ ノルムと呼ぶ。 $\Delta(s)$ が安定であるならば、ゲインの最大値に一致する。 $W_T(s)$ は不確かさの周波数重みである。ロバスト安定性理論によると、

$$\|W_T(s) T(s)\|_\infty < 1 \quad (5.4)$$

ならば、式 (5.3) のすべての $\tilde{G}_E(s)$ について閉ループ系は安定となる。これをロバスト安定条件と呼ぶ。式 (5.4) は古典的制御理論のナイキスト安定条件に対応するものである。

次に外乱抑止性について考える。式 (5.1) で定義される感度関数 $S(s)$ は、図 25 からわかるように、外乱 d から出力 y への伝達関数であり、 $S(s)$ を小さくすれば、外乱抑止性が良好になる。また、 $S(s)$ は制御対象 $G_E(s)$ の変動に対する閉ループ系に及ぼす影響の感度となっているため、小さくすることで、システム変動に対する低感度性を実現できる。そこで、周波数重み $W_S(s)$ を選定し、

$$\|W_S(s) S(s)\|_\infty < 1 \quad (5.5)$$

を満たすようにすれば、制御特性の優れた制御器 $G_C(s)$ が得られる。式 (5.5) は古典的制御理論の周波数特性整形による補償に対応する。式 (5.4) (5.5) をまとめて、

$$\|T_{zw}(s)\|_\infty = \left\| \frac{W_T(s) T(s)}{W_S(s) S(s)} \right\|_\infty < 1 \quad (5.6)$$

と書く。式 (5.1) (5.2) より、

$$S(s) + T(s) = I \quad (5.7)$$

であるから、式 (5.4) (5.5) は独立に指定することができない。この条件のもとに不等式 (5.6) を満たす制御器 $G_C(s)$ を求める方法を混合感度法と呼ぶ。図 26 に示す様に、式 (5.6) の $T_{zw}(s)$ は w から z への伝達関数となっており、 w の z に及ぼす影響を小さくすることを要求している。この設計法のアルゴリズムは市販されており、制御システムの設計は容易にできる。周波数重み $W_T(s)$ 、 $W_S(s)$ の指定には自由度があり、設計のチューニングパラメータとなっている。

文献(7)(8)は、この混合感度法によるターボファンエンジンの設計について述べている。エンジン特性を表すシステム行列、周波数重み $W_T(s)$ 、 $W_S(s)$ の数値例も掲げ

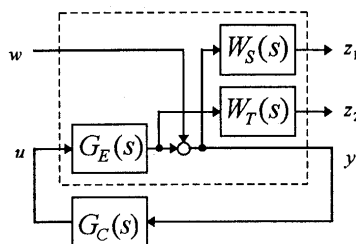


図 26 混合感度法

られており、設計法の追認ができる。

5.2 性能追求制御

今日のガスタービンエンジン性能の向上は、圧縮機、タービン等のエンジン要素技術、材料技術の進歩に負う所が大きい。これらの技術も限界に近づいており、飛躍的な性能向上は望めない段階にきている。このような状況の中で、エンジンのオペレーション（運転制御）による性能向上が注目されている。

現用エンジンでは、エンジン毎の性能の違い、性能変化（劣化）に対処するため、制御システムはマージンを見込んで設計されている。例えば、温度マージン、サージマージン等は最悪のケースに対して設定され、これは通常のエンジンにとっては、性能の損失となっている。従って、制御システムが、エンジンの状態を的確に同定しながら、エンジンが潜在的に持てる性能を十分に発揮できるように制御できれば、性能向上が期待できる。

性能追求制御（PSC: Performance Seeking Control）の概念を図 27 に示す。PSC はその中心にエンジン・モデルを持っている。このエンジン・モデルは、種々のセンサの計測値により、カルマン・フィルタ等の同定アルゴリズムで、逐次改定され、実エンジンの精密なモデルとなっている。このモデルは、計測の困難なサージマージン、タービン入口温度、推力、要素効率、全体効率、等の最適推定値を計算する。リニア・プログラミング等の最適化アルゴリズムを用い、エンジン操作変数（主燃料流量、アフターバーナー燃料流量、可変静翼角、ノズル面積、インテーク形状等）を操作することにより、エンジン運転の最適化を図ることができる。主な制御モードとして次の 3 モードが重要である。

- ①最大推力モード: 許容されるサージマージン、タービン入口温度制限内で最大の推力を発生する。航空機の加速性能の向上に寄与する。
- ②最小燃料モード: 要求推力を発生するために必要な最小燃料とする。燃料消費率の向上に寄与する。
- ③最低タービン入口温度モード: 要求推力を発生しながら、タービン入口温度を最低にする。エンジン寿命の向上に寄与する。

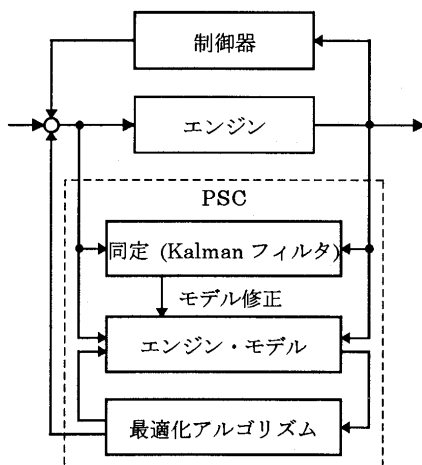


図 27 性能追求制御

ら、タービン入口温度を最低にする。エンジン寿命の向上に寄与する。

性能追求制御の研究は、NASA を中心に進められ、最終的には実航空機による亜音速、超音速飛行試験⁽¹⁰⁾まで完了しており、その効果も実証されている。

次に、性能追求制御において中心的役割を担うカルマン・フィルタによる同定について述べる。エンジンの動的挙動は、状態方程式(式(2.1))と観測方程式(式(2.2))で表せる。この線形化表現である式(2.27) (2.28) にシステム外乱 $\mathbf{d}$ と計測ノイズ $\mathbf{n}$ を付加して、

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{d} \quad (5.8)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} + \mathbf{n} \quad (5.9)$$

また、計測不能変数 $\mathbf{y}_n$ は

$$\mathbf{y}_n = \mathbf{C}_n\mathbf{x} + \mathbf{D}_n\mathbf{u} \quad (5.10)$$

と書ける。ここで、 $\mathbf{d}$ と $\mathbf{n}$ の推定値と共分散行列は、

$$\begin{aligned} E(\mathbf{d}) &= \mathbf{0}, & E(\mathbf{n}) &= \mathbf{0} \\ E(\mathbf{d}\mathbf{d}^T) &= \mathbf{Q}, & E(\mathbf{n}\mathbf{n}^T) &= \mathbf{R} \end{aligned} \quad (5.11)$$

と仮定する。すると、状態変数 $\mathbf{x}$ 、観測変数 $\mathbf{y}$ 、計測不能変数 $\mathbf{y}_n$ の最尤推定値 $\hat{\mathbf{x}}$ 、 $\hat{\mathbf{y}}$ 、 $\hat{\mathbf{y}}_n$ は、

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}(\mathbf{y} - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{D}\mathbf{u}) \quad (5.12)$$

$$\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{D}\mathbf{u} \quad (5.13)$$

$$\hat{\mathbf{y}}_n = \mathbf{C}_n\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{D}_n\mathbf{u} \quad (5.14)$$

と書ける。ここで $\mathbf{K}$ はカルマン・フィルタ・ゲインとよばれ、リカッチ方程式と呼ぶ次式で求められる。

$$\begin{aligned} \mathbf{K} &= \mathbf{P}\mathbf{C}^T\mathbf{R}^{-1} \\ \mathbf{A}\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A}^T + \mathbf{Q} - \mathbf{P}\mathbf{C}^T\mathbf{R}^{-1}\mathbf{C}\mathbf{P} &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (5.15)$$

このゲインを求めるアルゴリズムも市販されており、カルマン・フィルタの設計は容易にできる。カルマン・フィルタの概念を図 28 に示す。エンジンの非線型性に対応するために、カルマン・フィルタ中のシステム行列 $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{D}$ は、多数の作動点についてあらかじめ求めておき、適当な内挿法で任意の作動点におけるシステム行列を決定するという方法をとる。システム行列 $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$ 、 $\mathbf{C}$ 、

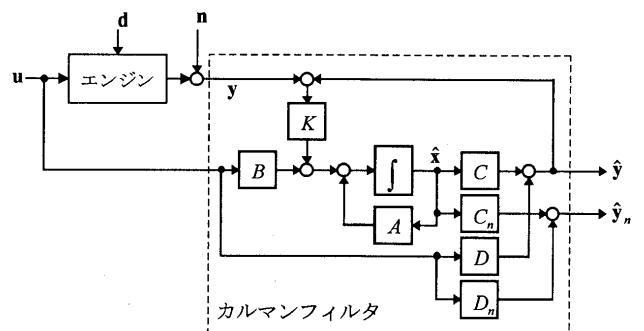


図 28 カルマン・フィルタ

D は正確に対象エンジンの特性を現すものでなければ精度のよい推定はできない。言い換えると、素性の良くわかっているシステムは、推定の精度も良いということである。

5.3 将来型 FADEC

将来の FADEC の概念⁽¹¹⁾ は、図 29 に示す様に、従来のエンジン制御（ロバスト多変数制御、スケジュール制御等）を高度化するとともに、性能追求制御、冗長制御、モニタリング等の機能を付加し、効率、安全性、信頼性、健全性、エンジン寿命の向上を目指したものとなる。さらに、飛行制御とエンジン制御が一体化した統合制御システムとなると考えられる。この将来型 FADEC は、内部にエンジンモデルを有することを特徴としている。各種の制御は、このモデルを参照しながら、作動点に応じて適切な制御を行う適応制御系となる。

将来型 FADEC は巨大ソフトウェアを内蔵することになるため、予測できない危険性をはらんでいるともいえる。ソフトウェア自身のロバスト性、ソフトウェアの製作、検査、管理等の諸プロセスにおける信頼性技術も重要となってくる。

6. むすび

エンジンを要素毎に分類すると、エンジン制御器は補機類 (Accessory) に含まれ、重要度はそれ程高いとは言えなかった。しかし、これまでの説明で明らかなように、近年のガスタービンエンジンは制御への依存度がますます増大しており、制御なしにはエンジンとして成り立た

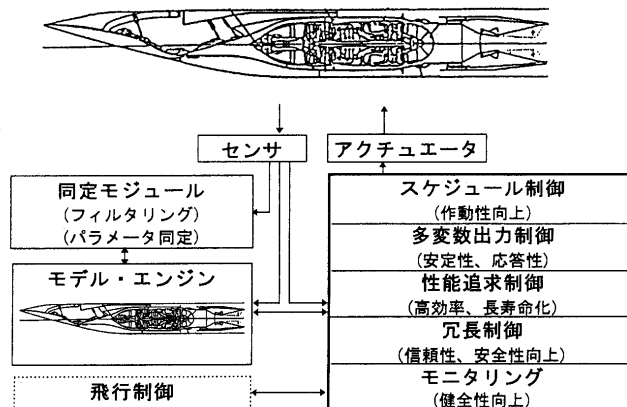


図 29 将来型 FADEC

ないまでになってきている。制御設計理論の進歩、マイクロエレクトロニクスやソフトウェア技術の進歩を背景に、ガスタービンエンジンの制御技術者への期待もまた高いといえよう。

参考文献

- (7) Watts, S. R. and Garg, S., ASME paper 95-GT-258 (1995).
- (8) Frederick, D., Garg, S. and Adibhatla, S., AIAA-96-2587 (1996).
- (9) Espana, M. D., AIAA-93-1823 (1993).
- (10) Orme, J. S. and Connors, T. R., AIAA-94-3210 (1994).
- (11) Sugiyama, N., AIAA-96-2590 (1996)

▶ 入会者名簿 ◀

正会員

石川 力也 (川崎重工業)	池田 一隆 (東 芝)
岩崎 信頭 (新エネルギー産業技術総合開発機構)	坂本 和之 (石川島播磨)
斎藤 敏彦 (東 芝)	太原 信之 (石川島播磨)
西尾 光司 (川崎重工業)	奥戸 淳 (川崎重工業)
山上 展由 (三井造船)	中島 賢一郎 (三井造船)
伊東 弘行 (東 芝)	岩城 史典 (石川島播磨)
相澤 幸雄 (日本石油)	三明 誠司 (東京電力)
乾 豊 (ダイハツ)	渡部 航介 (ダイハツ)
古屋 典孝 (石 油)	宗清 正幸 (日産自動車)
門脇 徹 (富士電機)	識名 朝春 (石川島播磨)
小池 健二郎 (ダイハツ)	白土 良一 (東京電力)
松下 丈彦 (東 芝)	本間 秀一 (東 芝)
澤 徹 (東 芝)	飯島 博光 (東 芝)

田代 豊 (東 芝)	杉森 洋一 (東 芝)
田尾 浩之 (東 芝)	三木 正昭 (東 芝)
濱 伸午 (東 芝)	坂本 昭博 (東 芝)
大久保 陽一 (東 芝)	水野 孝則 (関西電力)
伊藤 健太郎 (石川島播磨)	青木 康芳 (東北電力)

学生会員から正会員へ

皆川 和大 (パロマ)	永田 公秀 (荏原製作所)
待田 徹 (ディンメル)	二見 達也 (小松ゼノア)

学生会員

五十嵐 治 (大阪大学)	元田 徹 (船大)
狩野 泰範 (宮崎大学)	早瀬 岳 (鳥取大学)

賛助会員

東京海上火災保険㈱
川崎重工業㈱電子制御技術開発センター

D は正確に対象エンジンの特性を現すものでなければ精度のよい推定はできない。言い換えると、素性の良くわかっているシステムは、推定の精度も良いということである。

5.3 将来型 FADEC

将来の FADEC の概念⁽¹¹⁾ は、図 29 に示す様に、従来のエンジン制御（ロバスト多変数制御、スケジュール制御等）を高度化するとともに、性能追求制御、冗長制御、モニタリング等の機能を付加し、効率、安全性、信頼性、健全性、エンジン寿命の向上を目指したものとなる。さらに、飛行制御とエンジン制御が一体化した統合制御システムとなると考えられる。この将来型 FADEC は、内部にエンジンモデルを有することを特徴としている。各種の制御は、このモデルを参照しながら、作動点に応じて適切な制御を行う適応制御系となる。

将来型 FADEC は巨大ソフトウェアを内蔵することになるため、予測できない危険性をはらんでいるともいえる。ソフトウェア自身のロバスト性、ソフトウェアの製作、検査、管理等の諸プロセスにおける信頼性技術も重要となってくる。

6. むすび

エンジンを要素毎に分類すると、エンジン制御器は補機類 (Accessory) に含まれ、重要度はそれ程高いとは言えなかった。しかし、これまでの説明で明らかなように、近年のガスタービンエンジンは制御への依存度がますます増大しており、制御なしにはエンジンとして成り立た

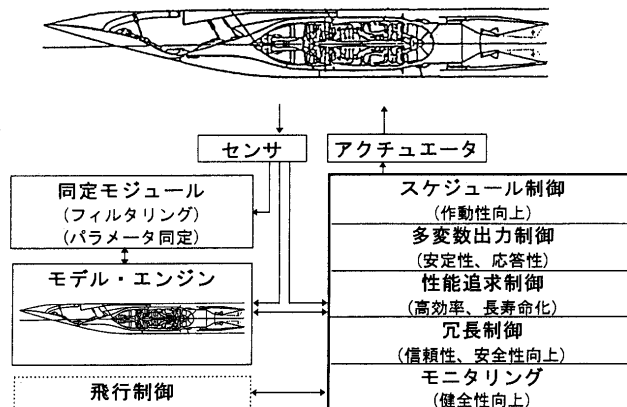


図 29 将来型 FADEC

ないまでになってきている。制御設計理論の進歩、マイクロエレクトロニクスやソフトウェア技術の進歩を背景に、ガスタービンエンジンの制御技術者への期待もまた高いといえよう。

参考文献

- (7) Watts, S. R. and Garg, S., ASME paper 95-GT-258 (1995).
- (8) Frederick, D., Garg, S. and Adibhatla, S., AIAA-96-2587 (1996).
- (9) Espana, M. D., AIAA-93-1823 (1993).
- (10) Orme, J. S. and Connors, T. R., AIAA-94-3210 (1994).
- (11) Sugiyama, N., AIAA-96-2590 (1996).

▶ 入会者名簿 ◀

正会員

石川 力也 (川崎重工業)	池田 一隆 (東 芝)
岩崎 信頭 (新エネルギー産業技術総合開発機構)	坂本 和之 (石川島播磨)
斎藤 敏彦 (東 芝)	太原 信之 (石川島播磨)
西尾 光司 (川崎重工業)	奥戸 淳 (川崎重工業)
山上 展由 (三井造船)	中島 賢一郎 (三井造船)
伊東 弘行 (東 芝)	岩城 史典 (石川島播磨)
相澤 幸雄 (日本石油)	三明 誠司 (東京電力)
乾 豊 (ダイヘツ)	渡部 航介 (ダイヘツ)
古屋 典孝 (石 油)	宗清 正幸 (日産自動車)
門脇 徹 (富士電機)	識名 朝春 (石川島播磨)
小池 健二郎 (ダイニセル)	白土 良一 (東京電力)
松下 丈彦 (東 芝)	本間 秀一 (東 芝)
澤 徹 (東 芝)	飯島 博光 (東 芝)

田代 豊 (東 芝)	杉森 洋一 (東 芝)
田尾 浩之 (東 芝)	三木 正昭 (東 芝)
濱 伸午 (東 芝)	坂本 昭博 (東 芝)
大久保 陽一 (東 芝)	水野 孝則 (関西電力)
伊藤 健太郎 (石川島播磨)	青木 康芳 (東北電力)

学生会員から正会員へ

皆川 和大 (パロマ)	永田 公秀 (荏原製作所)
待田 徹 (ダイニセル)	二見 達也 (小松ゼノア)

学生会員

五十嵐 治 (大阪大学)	元田 徹 (船大)
狩野 泰範 (宮崎大学)	早瀬 岳 (鳥取大学)

賛助会員

東京海上火災保険㈱
川崎重工業㈱電子制御技術開発センター

三角タブを用いたガスタービン翼の膜冷却効率の向上

Improvement of a Cooling Effectiveness by the Use of a Delta-Tab

西村 正紀^{*1},
NISHIMURA Masanori志沢 高朗^{*2}
SHIZAWA Takaaki本阿弥眞治^{*2},
HONAMI Shinji

キーワード: 膜冷却, 冷却効率, 壁面噴流の制御, 乱流境界層, 三角タブ, 二次流れ
Film Cooling, Cooling Effectiveness, Control of Wall Jet,
Turbulent Boundary Layer, Delta-Tab, Secondary Flow

Abstract

This paper describes the effects of a delta-tab on the film cooling effectiveness. The wall-jet is injected streamwisely and laterally into a two-dimensional turbulent boundary layer. A small delta-tab is installed at the edge of the injection hole exit. The mass flux ratio of the wall-jet to the main stream is set at 0.5, 0.85 and 1.2 in streamwise injection, and at 0.5 and 1.2 in lateral injection. An encapsulated temperature-sensitive liquid crystal is used to measure the temperature distribution on the surface. Upstream-tab in streamwise injection prevents the primary stream from convoluting in the downstream region. The total cooling effectiveness in streamwise injection with a upstream-tab is larger than that in the spanwise injection at downstream.

1. 緒言

航空用ガスタービンの熱効率および比推力を向上させるため、タービン入り口温度はさらに上昇する傾向にある。一方、極超音速機ではラムエンジンの燃焼器周辺の通路は高温気体にさらされる。そこで、タービン翼や通路表面を高温気体から保護するために効果的な冷却方法の採用がますます重要な課題となる。

このような状況下で有効な冷却方法の一つに、膜冷却 (Film Cooling) がある。膜冷却は、保護する表面に小さな冷却孔を設け、そこから冷却気体を吹き出し、表面に冷却気体の膜を形成し、高温気体との熱伝達を抑制する方法である。冷却気体を主流と同じ方向に吹き出す流れ方向吹き出しや、主流と直交する方向に吹き出すスパン方向吹き出しが用いられる。

膜冷却に関して Goldstein らのグループ^{(1)~(4)}は、冷却効率や冷却空気である壁面噴流の付着性に及ぼす吹き出し孔の方向と質量流量比や、一次空気の境界層厚さの影響を調べた。また、Gogineni ら⁽⁵⁾により主流乱れの影響や深川ら⁽⁶⁾により流線曲率の影響が明らかにされている。壁面噴流の挙動を実験的に明らかにした例として、

流れ方向吹き出しの場合は Lee ら⁽⁷⁾、スパン方向吹き出しの場合は Compton ら⁽⁸⁾の報告がある。内山ら⁽⁹⁾は速度場と温度場を同時計測し、壁面噴流の挙動を明らかにした。

吹き出し孔の形状を変え、壁面噴流を受動的に制御し、冷却効率を向上させる試みがある。比較的大きな質量流量比の場合でも、噴流が境界層を貫通しないように制御する方法である。吹き出し孔の形状を四角形や台形にした結果やディフューザ形とした例^{(3),(10)~(12)}は、いずれも冷却効率が向上したと報告している。一方、壁面噴流に二次流れを誘起させるため、吹き出し孔通路をハート形や曲管形状に成形し、積極的に冷却効率の向上を目的とした Papelle らの報告^{(13),(14)}がある。Ligrani ら⁽¹⁵⁾は、吹き出し孔上流に渦発生器を設置し、渦発生器下流の縦渦と壁面噴流を干渉させた場合の熱伝達率および壁面噴流の挙動を明らかにした。

自由噴流を受動的に制御する方法として Bradbury ら⁽¹⁶⁾と Zaman ら^{(17)~(19)}は、ノズル出口に設置した単一または複数のタブを渦発生器として作動させた。何れもノズル面に対するタブの取り付け角度により自由噴流を制御することが可能で、タブは噴流の混合を著しく促進させると報告している。また、小林ら⁽²⁰⁾はジェット騒音の低減に及ぼすタブの大きさの効果を明らかにしている。

本研究は、自由噴流に用いられた渦発生器としての三

原稿受付 1996年9月17日

*1 沖電気工業㈱ 〒108 東京都港区芝浦 4-10-16

*2 東京理科大学工学部 〒162 東京都新宿区神楽坂 1-3

角タブを壁面噴流に用い、噴流の付着性および冷却効率に及ぼす影響を実験的に明らかにすることを目的とする。吹き出し孔に三角タブを設け、タブの取り付け位置の影響を明らかにする。併せて、冷却効率に着目して三角タブの性能を評価する。膜冷却で冷却気体に対応する二次空気は、一次空気と同じ方向に吹き出す流れ方向(X方向)吹き出しと、スパン方向(Z方向)に吹き出すスパン方向吹き出しとする。質量流量比は流れ方向吹き出しの場合、0.5, 0.85 および 1.2 の3通り、スパン方向吹き出しの場合、0.5 および 1.2 の2通りを選択する。

記号

D : 二次空気吹き出し孔直径 = 10 mm

M : 質量流量比 = $\rho_2 U_2 / \rho_1 U_1$

Re_{δ_2} : 運動量厚さを代表長さとしたレイノルズ数

T : 温度

U, V, W : 時間平均速度

u, v, w : 変動速度

X, Y, Z : 座標系 (図1および図2参照)

$Z\eta$: 有効冷却範囲

δ : 境界層厚さ

η : 冷却効率 = $(T - T_1)/(T_2 - T_1)$

$\bar{\eta}$: 平均冷却効率

$\hat{\eta}$: 冷却効率の積算値

添字

1, 2 : 一次空気, 二次空気

b : 流れ方向吹き出しでタブ無し

r : 基準点

2. 実験装置および実験方法

作動流体の常温常圧下の空気は、吸い込み形風洞のハ

ニカムおよび整流格子からなる整流洞および縮流比が 10: 1 の二次元ノズルを介し、測定部に至る。測定部は幅 100 mm, 高さ 600 mm の長方形断面を持つ。本研究では吹き出し孔位置での境界層厚さを変えるために、助走区間の異なる 2 種類の流路を用いた。図1に示す流れ方向吹き出しの場合、430 mm の助走区間を経て測定部に至る。二次元乱流境界層が発達している平板に設けた円形断面をもつ壁面噴流は、流れ方向(X方向)吹き出しの場合、吹き出し孔上流 $X = 120$ mm に設けた基準点における一次空気の基準点速度 U_r は 13.7 m/s, 境界層厚さ δ は 13 mm, 運動量厚さを代表長さとしたレイノルズ数 Re_{δ_2} は 1100 である。一方、図2に示すスパン方向(Z方向)吹き出しの場合、助走区間が 1200 mm と長く、 U_r は 16.2 m/s, δ は 21 mm, Re_{δ_2} は 2400 である。すなわち、流れ方向吹き出しの場合、境界層厚さは吹き出し孔の直径 10 mm と同じオーダーで、スパン方向吹き出しの場合は、ほぼ 2 倍のオーダーである。座標原点を吹き出し孔中心にとり、流れ方向をX, 測定壁に垂直方向をYとし、流路スパン方向をZとする。なお、測定壁は、感温液晶を用いた可視化実験を考慮して、つや消し加工した黒色のベークライト板である。

平板上の境界層流れを一次空気とし、膜冷却の冷却空気に相当する壁面噴流を二次空気とする。質量流量比は流れ方向吹き出しの場合、0.5, 0.85 および 1.2 とし、スパン方向吹き出しの場合、0.5 および 1.2 とする。

図1に示すように、一次空気に対して二次空気は測定壁面に対して 30° の角度をもつ。流れ方向吹き出しの場合、タブを取り付けた位置により図1(a)に示すように吹き出し孔の上流側に取り付けた場合を上流タブ、図1(b)に示すように下流側に取り付けた場合を下流タブと称する。スパン方向吹き出しの場合、図2(a)に示す上流タブ

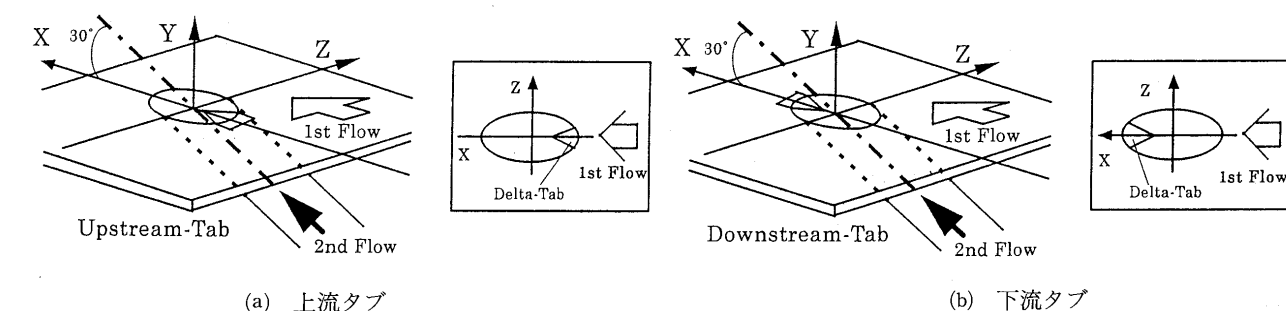


図1 タブの取り付け位置 (流れ方向吹き出し)

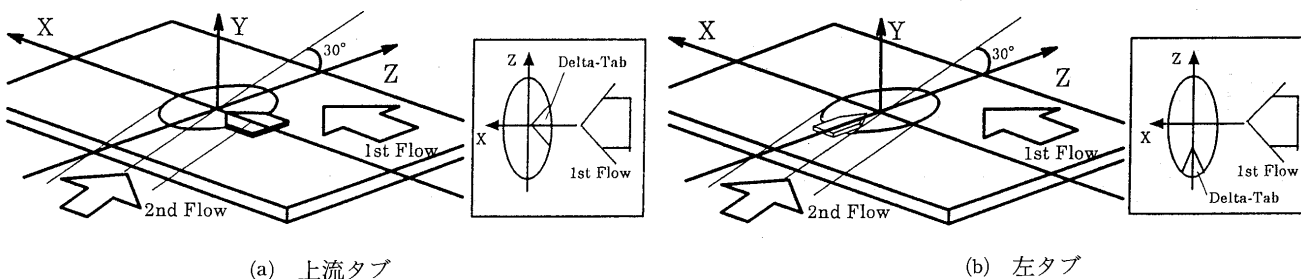


図2 タブの取り付け位置 (スパン方向吹き出し)

および図 2 (b) に示す上流から見て吹き出し孔の左側に取り付けた左タブを用いる。

頂角が 60° の三角タブは厚さ 0.5 mm のプラスチック板で、測定壁面と平行に接着される。吹き出し孔の出口面積に対する三角タブの面積の割合は、流れ方向吹き出しでは 3% 、スパン方向吹き出しでは 7% である。ところで、タブを吹き出し孔出口に取り付けるため、タブの面積だけ二次空気が加速するが、本研究では、吹き出し孔出口における流速を用い、タブ無しの場合とタブを設置した場合で質量流量比を等しく設定した。

感温液晶を用いて壁面温度を求め、冷却効率を算出する。壁面温度の計測は、感温液晶の特性から二次空気の温度を一次空気に対して 20°C 高く設定した。コレステリック液晶をカプセル化し、ベークライト製の壁面にエアブラシで一様に吹き付け、カラー画像を CCD カメラと画像処理ボードを介してパソコンに取り込む⁽⁹⁾。あらかじめ伝熱風洞に取り付けた試験壁面に塗布した液晶の結果を画像処理して色相値を求め、壁面温度と色相値の線形の関係を得る。液晶の色相値から得た壁面温度と一次空気および二次空気の温度より冷却効率を算出する。

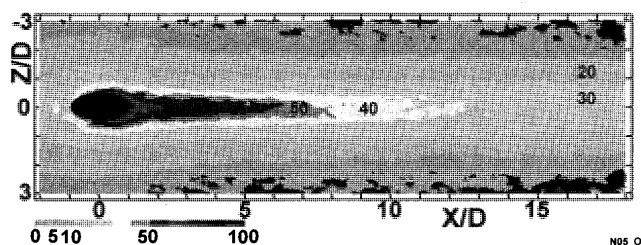
3. 実験結果および考察

3.1 流れ方向 (X 方向) 吹き出し

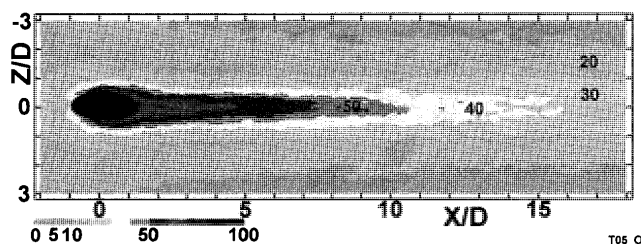
図 3 に $M = 0.5$ 、図 4 に $M = 1.2$ におけるタブの取り

付け位置を変えた場合の冷却効率分布を示す。各図は、液晶より求めた壁面の等冷却効率分布を示し、一次空気は左から右方向に進む。(a) はタブ無し、(b) は上流タブおよび(c) は下流タブである。流れ方向吹き出しで用いた流路は吹き出し孔と同程度の境界層厚さをもつ。吹き出し孔上流の色相値の変化は、吹き出し孔からの熱伝導による。しかし、吹き出し孔上流の壁面温度の上昇は何れの場合もほぼ同程度で、タブの効果に及ぼす影響は小さい。いずれの場合も、 $M = 0.5$ の方が吹き出し孔下流で高い冷却効率を示し、その範囲が下流まで持続することより、壁面噴流の付着性が良いことは明確である。冷却効率分布に及ぼすタブの効果は $\eta = 0.4$ で示す領域に着目して比較すると、上流タブの場合 $X/D = 16$ 近傍まで持続するのにに対し、下流タブの場合は $X/D = 14$ でタブ無しの場合は $X/D = 13$ 程度である。

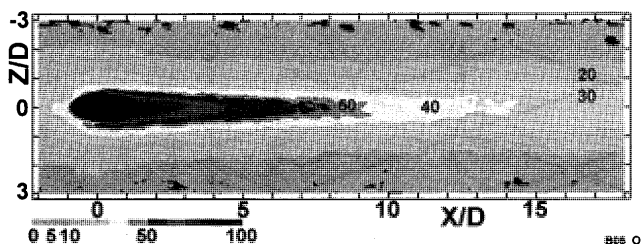
$M = 1.2$ の場合、冷却効率は低下するが、冷却範囲は増加する。タブの効果は $M = 1.2$ の場合に顕著に現れる。 $\eta = 0.3$ の領域は、タブ無しの場合、吹き出し孔直後でいったん消滅し、再び $X/D = 3$ 付近から出現する。上流タブの場合、この範囲はタブ無しよりさらに下流の $X/D = 4$ から現れるが、高い冷却効率を示す領域がスパン方向に広がるとともに下流へ長い距離持続する。また、吹き出し孔下流の $X/D = 3$ 近傍で冷却範囲がスパン方向に狭くなる特徴を示す。一方、下流タブで $\eta = 0.3$



(a) タブ無し

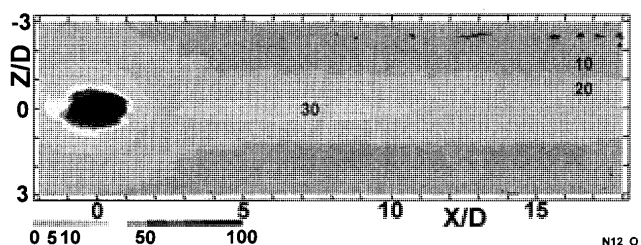


(b) 上流タブ

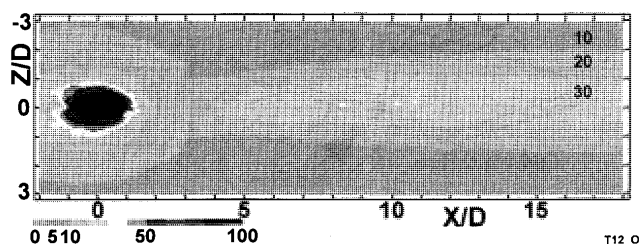


(c) 下流タブ

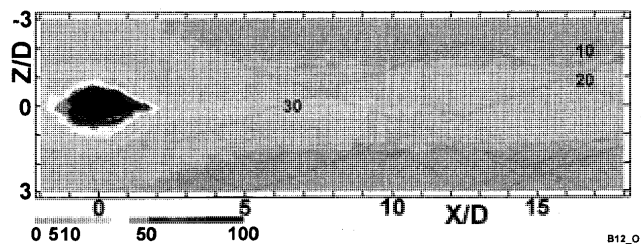
図 3 壁面冷却効率 (流れ方向吹き出し, $M = 0.5$)



(a) タブ無し



(b) 上流タブ



(c) 下流タブ

図 4 壁面冷却効率 (流れ方向吹き出し, $M = 1.2$)

の領域は、吹き出し孔下流で断続的な分布とならず、連続して存在する。しかし、その範囲は狭く、下流まで持続しない。

図5に有効冷却範囲を示す。図3および図4に示す冷却効率分布において、最も広い領域を占める色相値を冷却限界の色相値とする。そして、吹き出し孔の中心 $Z = 0$ mm から、冷却限界の色相値が存在する点までの距離をその断面の有効冷却範囲とする。

$M = 0.5$ の場合、上流タブはタブ無しと比較してわずかに有効冷却範囲は拡大し、下流タブは25%程度減少する。しかし、吹き出し孔直後から有効冷却範囲は流れ方向に大きな変化が見られない。 $M = 0.85$ の場合、吹き出し孔直後でわずかに有効冷却範囲が減少する傾向を示すが、下流での挙動は $M = 0.5$ の場合と大きな相違は見られない。 $M = 1.2$ の場合、有効冷却範囲は $X/D = 5$ 近

傍まで減少するが、その下流で上流タブの範囲は回復する。タブ無しと比較して下流タブは相違が小さいが、上流タブは有効冷却範囲が30%程度拡大する。

M 比によらず、上流タブはタブ無しと比較して、吹き出し孔直後から下流に至るまで有効冷却範囲が広い。特に、 $M = 1.2$ の場合にその傾向が顕著で、下流においても $M = 0.5$ の場合と同様、 $-3 < Z/D < 3$ の領域まで有効冷却範囲が確保される。一方、 $M = 0.5$ の下流タブでは、他の場合と比較して有効冷却範囲が狭く、下流では $-2 < Z/D < 2$ の領域に減少する。 $M = 1.2$ の下流タブは、タブ無しと比較して有効冷却範囲の相違が小さい。

図6に $M = 0.5, 0.85$ および 1.2 の最大冷却効率の流れ方向変化を示す。下流タブの吹き出し孔近傍は、計測不能であった。 $M = 0.5$ の場合、最大冷却効率はタブを付けた場合、いずれもタブ無しの場合より上昇する。また、上流タブは吹き出し孔直後で下流タブより低い値を示すが、 $X/D = 6$ で逆転し、上流タブが高い値を示す。 $M = 0.85$ の場合、最大冷却効率は吹き出し孔直後で急減する。タブ無しと比較して、上流タブは高い値を示すが、下流タブの最大冷却効率は減少し、タブ無しと同程度となる。 $M = 1.2$ の場合、最大冷却効率は吹き出し孔下流 $X/D = 2$ の範囲までに急激に減少し、下流での変化は小さい。 $X/D = 5$ の下流で下流タブはタブ無しより低い最大冷却効率を持つが、上流タブは30%程度高い値を示し、 $M = 0.5$ の場合と比較してタブの効果が顕著に現れる。

ところで、 $M = 0.5$ の場合は $X/D = 6$ 、 $M = 1.2$ の場合は $X/D = 7$ 近傍で最大冷却効率が極値を示すことより、局所的に吹き出し孔中央 $Z/D = 0$ 付近の二次空気の付着性が向上すると考えられる。下流タブは、 M にかかわらず吹き出し孔直後で高い効率を示し、下流でタブ

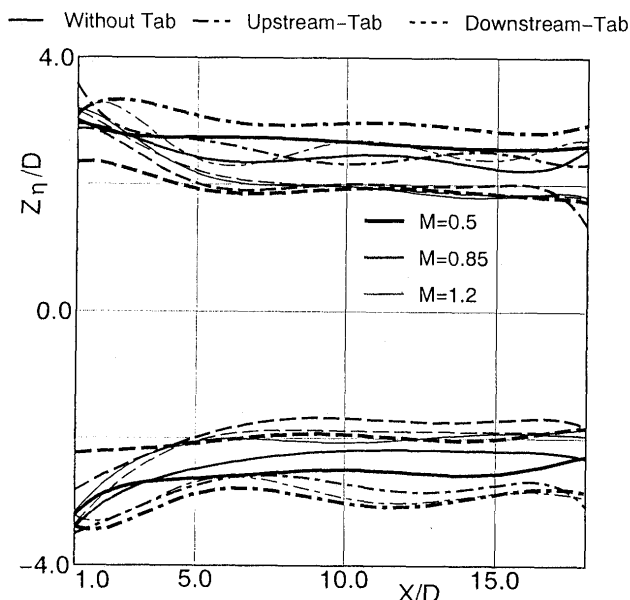


図5 有効冷却範囲 (流れ方向吹き出し)

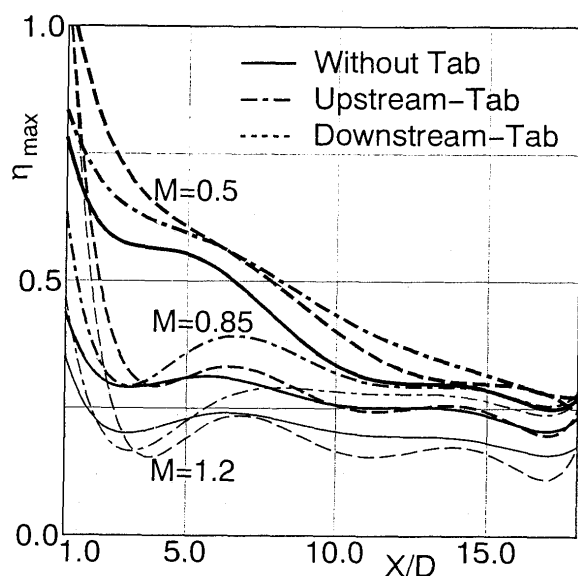


図6 最大冷却効率 (流れ方向吹き出し)

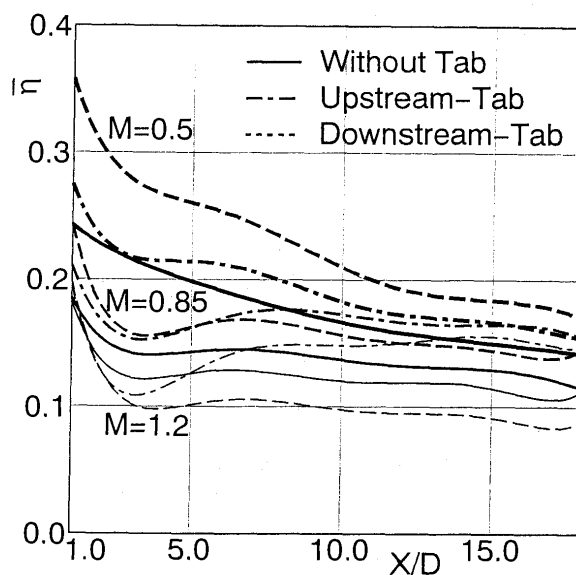


図7 平均冷却効率 (流れ方向吹き出し)

無しとほぼ同程度の値となる。 $M=1.2$ の場合は、 $M=0.5$ の場合と比較して最大冷却効率は低い値を持つが、タブ無しの場合との相違が下流域で大きいことより、上流タブが最大冷却効率に及ぼす影響は顕著である。

図7に有効冷却範囲における平均冷却効率を示す。 $M=0.5$ の場合、下流タブが吹き出し孔直後から下流にかけて高い平均冷却効率を示す。これは有効冷却範囲が狭いことと、吹き出し孔下流の $Z/D=0$ 近傍を局所的に冷却しているためと考えられる。 $M=0.85$ の平均冷却効率は、 $M=0.5$ の場合より低い値をとる。上流タブは平均冷却効率が向上するが、下流タブはタブ無しとの差が小さくなる。 $M=1.2$ の上流タブは、有効冷却範囲がスパン方向に広いにもかかわらず、 $X/D=5$ より下流において平均冷却効率が最も高く、タブ無しの場合より40%向上し、タブを設置した効果が顕著に現れている。一方、下流タブは $M=0.5$ と異なり、タブ無しの場合よりすべての位置で低い値を示す。

平均冷却効率は、下流タブの場合は M が大きくなるにつれて減少する。一方、上流タブは M が大きくなるにつれて、タブ無しとの差が拡大する。

図8に $M=0.5$ で $X/D=8$ 断面におけるタブ無しと上流タブの時間平均速度を示す。両者の相違は吹き出し孔側面の壁面近傍で顕著である。タブ無しの場合の等値線は、 $Z/D=1$ 近傍より噴流側で壁面に近づき、壁面噴流の下側に巻き込む挙動を示す。上流タブを設けると、等値線の巻き込みが小さくなる。すなわち、タブ無しで見られた一次空気の流れが上流タブを設けたことにより抑制される。そこで、壁面噴流の付着性が向上し、平均冷却効率が增加する。図示しないが、この傾向は $X/D=18$ の断面においても確認できる。

3.2 スパン方向吹き出し

図9(a)から(c)にスパン方向吹き出しで $M=1.2$ の場

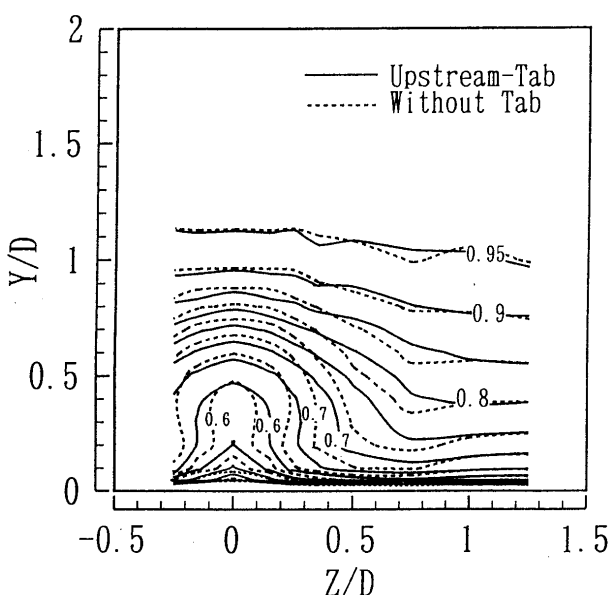
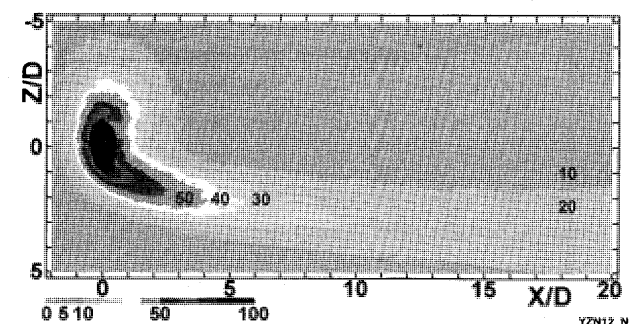


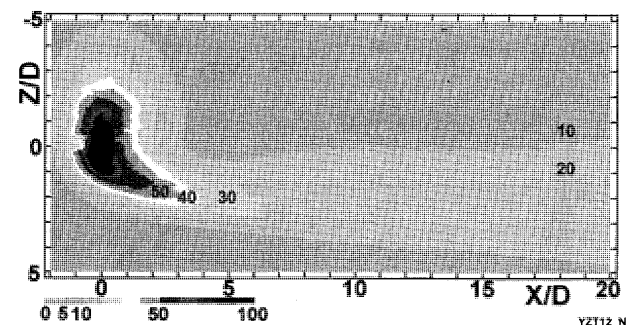
図8 U/Ur (流れ方向吹き出し, $X/D=8$, $M=0.5$)

合の冷却効率分布を示す。スパン方向吹き出しで用いた流路は吹き出し孔直径の2倍程度の境界層厚さをもち、三角タブは吹き出し孔面積の7%を占める。(a)はタブ無し、(b)は上流タブおよび(c)は左タブである。スパン方向吹き出しの $\eta=0.3$ の領域は、タブ無しが $X/D=9$ 近傍まで見られるのに対し、タブを設けると、上流タブと左タブにかかわらず $X/D=6$ に減少する。しかし、 $\eta=0.2$ の領域に着目すると、タブ無しと比較して上流タブは壁面噴流の吹き出し方向と逆側に冷却範囲が拡大している。一方、左タブは吹き出し方向と逆側で冷却範囲が減少し、タブの取り付け位置に伴う冷却範囲の相違は大きい。

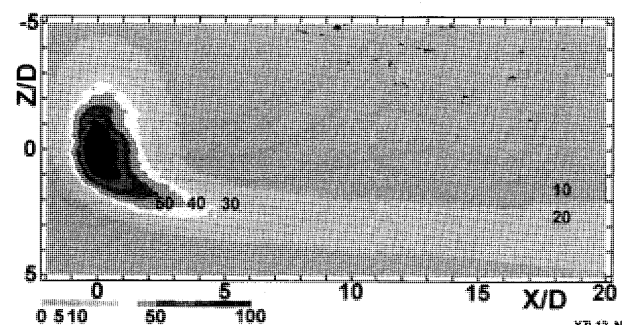
図10に有効冷却範囲を示す。縦軸を図9と逆に示す。また、有効冷却範囲がスパン方向吹き出しでは流れ方向吹き出しの2倍程度拡大することが明白である。吹き出し孔から $X/D=3$ 近傍まで、吹き出し方向と逆側に有効冷却範囲が拡大したように見える。これは、二次空気の吹き出しパイプからの熱伝導により壁面が加熱された結



(a) タブ無し



(b) 上流タブ



(c) 左タブ

図9 壁面冷却効率 (スパン方向吹き出し, $M=1.2$)

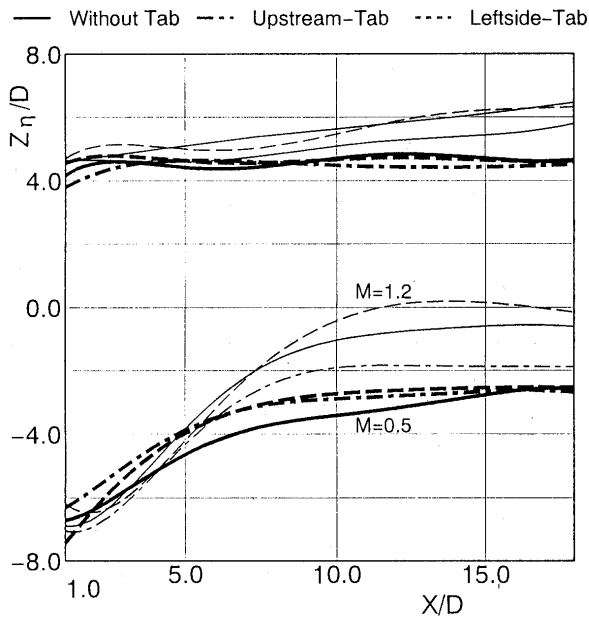


図10 有効冷却範囲 (スパン方向吹き出し)

果である。

スパン方向吹き出しでは、二次空気の吹き出し方向と逆側 (Z の負側) の領域で二次空気を乗り越えてきた一次空気が縦渦を形成する⁽²¹⁾。従って、吹き出し方向と逆側で二次空気の付着性が悪くなり冷却効率が低下する。 $M=0.5$ の場合、吹き出し側の有効冷却範囲のタブによる相違は小さい。下流方向に大きな変化も見られず、ほぼ同じ範囲を保つ。吹き出し方向と逆側はタブ無しが広い有効冷却範囲を示すが、下流での差はほとんど見られない。

$M=1.2$ の場合、吹き出し方向の有効冷却範囲は下流でスパン方向に拡大している様子が明らかである。しかし、吹き出し方向と逆側での有効冷却範囲はタブ無しの場合 $Z/D = -0.5$ 程度、左タブでは $Z/D = 0$ 近傍までであるが、上流タブの場合は $Z/D = -2$ 程度に拡大する。吹き出し方向の有効冷却範囲はタブ無しと大差なく、上流タブは逆にわずかに狭くなる。したがって、上流タブは吹き出し方向の逆側で冷却範囲を広げる効果がある。一方、左タブは最も有効冷却範囲が狭く、特に吹き出し方向と逆側で冷却範囲の狭まりが顕著である。いずれの場合も、有効冷却範囲は図5に示した流れ方向吹き出しの範囲よりスパン方向吹き出しの方が広い領域を占める。

図11に最大冷却効率の流れ方向変化を示す。 $M=0.5$ の場合、タブによる相違は認められない。 $M=1.2$ の場合、 $2 < X/D < 10$ の範囲でタブ無しが最も最大冷却効率が高い。下流では、いずれの場合も最大冷却効率はほぼ一定の値を示す。したがって、スパン方向吹き出しの場合、タブによる局所的な冷却効率の向上は期待できない。

図12に有効冷却範囲における平均冷却効率を示す。 $M=0.5$ では上流タブがすべての領域でわずかに高い

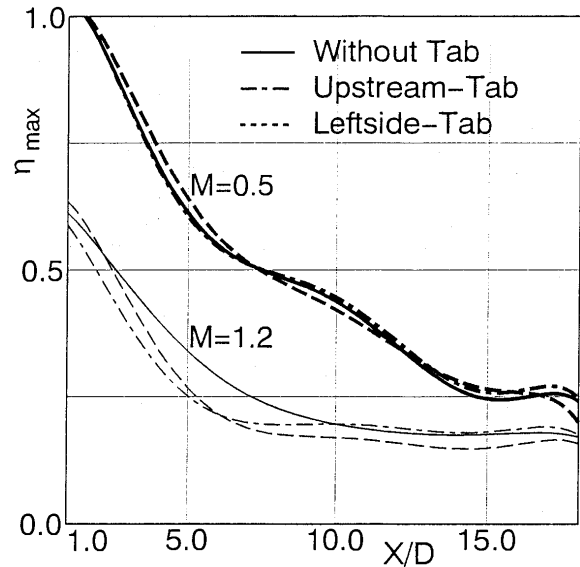


図11 最大冷却効率 (スパン方向吹き出し)

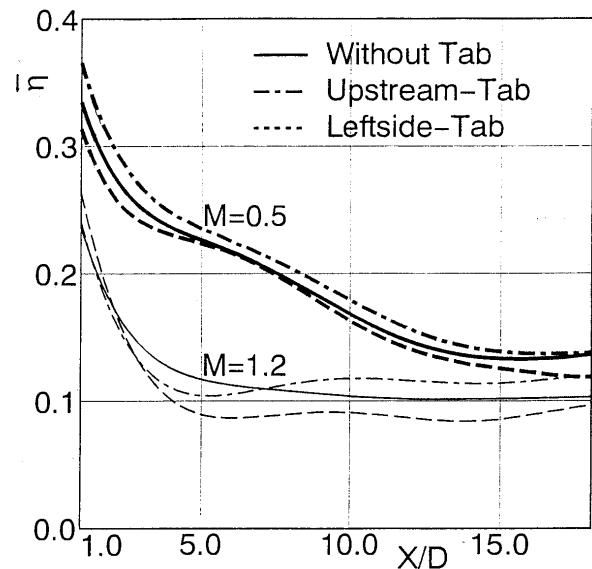


図12 平均有効冷却効率 (スパン方向吹き出し)

値を持つが、いずれも、下流で減少する分布を示す。 $M=1.2$ の場合、 $1 < X/D < 7$ ではタブ無しが高い平均冷却効率を示す。しかし、平均冷却効率は $X/D = 7$ より下流でタブ無しの場合約0.10、上流タブは約0.12そして左タブは約0.09のほぼ一定値をとる。

上流タブは、有効冷却範囲が最も広い上に平均冷却効率も最も高い。逆に、左タブは冷却範囲も狭く平均冷却効率も低いため、冷却効率を向上させる効果は期待できない。図7と図12を比較すると、スパン方向吹き出しは、タブによる影響が流れ方向吹き出しほど顕著には現れず、冷却効率に及ぼす影響が小さい。

図13にノーマル形熱線流速計の角度特性に関する測定精度を考慮して、 $X/D = 8$ の断面における時間平均速度分布を示す。タブ無しと上流タブの相違は吹き出し側ではわずかにあるが、タブ無しの場合の等値線は

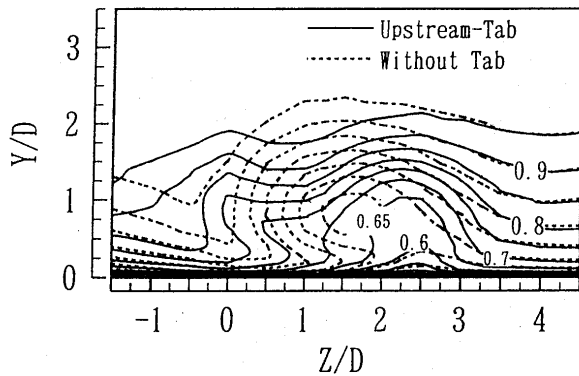


図13 U/U_r (スパン方向吹き出し, $X/D=8$, $M=1.2$)

$Z/D=3.5$ より噴流側で壁面近傍に近づく。タブの効果は吹き出し方向と逆側で顕著である。タブ無しの場合、等値線は壁面近傍で壁面噴流の下側に大きく巻き込む挙動を示す。この巻き込みにより、一次空気が壁面噴流の下側に入り込み、噴流が壁面から離れ、有効冷却効率の低下をもたらす。しかし、上流タブを設けると、等値線の巻き込みは極度に抑制され、噴流も平板に付着するために有効冷却効率の向上が見込まれる。また、 $Z/D=1$ の主流近傍の等値線に歪みが見られる。これは吹き出し孔に設けたタブによる壁面噴流の速度欠損に起因するものと考えられる。

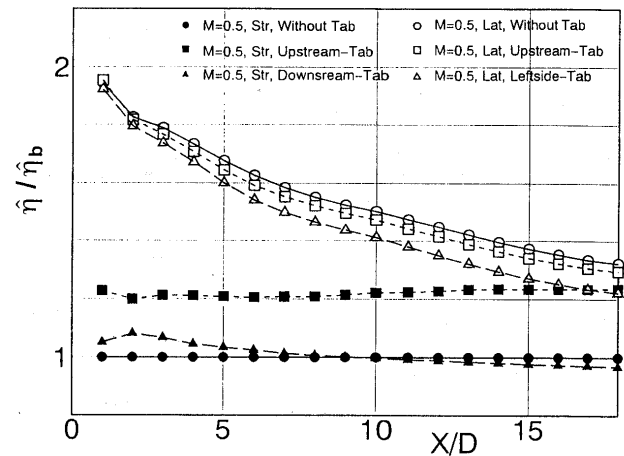
3.3 三角タブの性能評価

膜冷却に及ぼす三角タブの性能を評価するため、図14に冷却効率の積算値 $\bar{\eta}$ を、流れ方向吹き出しでタブ無しの値との比で示す。冷却効率の積算値は式(1)に示すように、冷却効率をスパン方向に有効冷却範囲まで積分し、さらに流れ方向に積分して求めた。冷却効率の積算値は、壁面噴流が膜冷却として効果を持つ領域を示し、平板上における各位置の冷却効果の流れ方向変化に対応する。

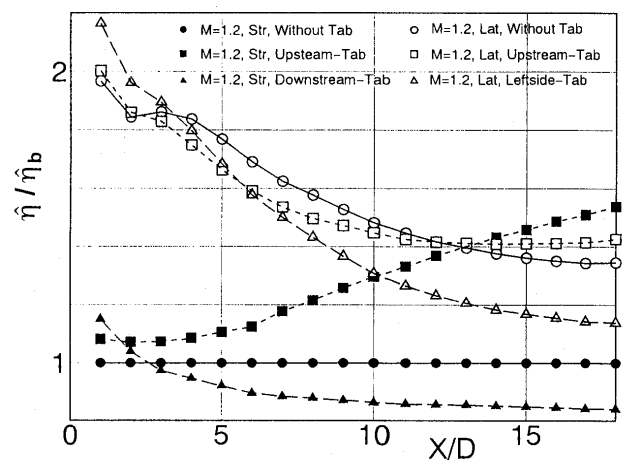
$$\bar{\eta} = \iint_{Z_0} \eta dZ dX \quad \dots\dots\dots (1)$$

図14(a)に $M=0.5$ の積算値を示す。いずれもスパン方向吹き出しが、流れ方向吹き出しよりも高い積算値を示す。 $M=0.5$ の場合、タブ無しと下流タブの相違は小さい。上流タブは、流れ方向吹き出しの場合は積算値に20%以上の向上が見られる。一方、スパン方向吹き出しの場合、積算値は下流で減少する。さらに、タブの取り付け位置による積算値の相違はスパン方向吹き出しの場合は小さい。

図14(b)に示す $M=1.2$ の場合、スパン方向吹き出しの吹き出し孔下流の積算値の変化は特異である。すなわち、左タブは最初高い値を持つが、下流での減少が著しく、タブ無しと比較して20%程度積算値が低くなる。上流タブはタブ無しと同等の値を示した後、 $X/D=13$ までタブ無しより小さな積算値を持つ。 $X/D=13$ より下流において、タブ無しより大きい値をとる。流れ方向吹き出しの場合、下流タブはタブ無しよりほぼ20%弱程度積算値が低下する。一方、上流タブの場合、積算値の増



(a) $M=0.5$



(b) $M=1.2$

図14 冷却効率の積算値

加は150%と著しい。 $X/D=13$ より下流ではスパン方向吹き出しでタブ無しの場合より積算値が向上する特徴を示す。

4. 結 言

1. 流れ方向吹き出しの上流タブは平均冷却効率を向上させるとともに、スパン方向の有効冷却範囲を拡大させる効果がある。特に、 $M=1.2$ の場合に顕著である。
2. 流れ方向吹き出しの下流タブは、吹き出し孔直後で二次空気の壁面付着性が良い。
3. $M=1.2$ のスパン方向吹き出しの上流タブは、吹き出し方向と逆側でスパン方向に有効冷却範囲を拡大させる。
4. $M=0.5$ のスパン方向吹き出しは、冷却効率に及ぼすタブの影響が流れ方向吹き出しほど顕著に見られない。
5. $M=1.2$ のスパン方向吹き出しの場合、 $M=0.5$ の場合より平均冷却効率は低い、タブの取り付け位置による相違が大きい。
6. $M=1.2$ の場合、流れ方向吹き出しで上流タブを設

けると、下流ではスパン方向吹き出しより冷却効率の積算値が向上する。

本研究の実施に当たり実験およびデータ処理等にご協力戴いた、本学卒研究生の伊藤智仁氏ならび永田公秀氏に感謝の意を表す。

参考文献

- (1) Goldstein, R.J., Eckert, E.R.G. and Ramsey, J.W., Trans. ASME, J. Engineering for Power, (1968-10), p. 384.
- (2) Goldstein, R.J., 他 3 名, Israel J. of Technology, 8-1 (1970-5), p. 145.
- (3) Goldstein, R.J. and Eckert, E.R.G., Int. J. Heat Mass Transfer, 17 (1974), p. 595.
- (4) Pedersen, D.R., Eckert, E.R.G. and Goldstein, R.J., Trans. ASME, J. Heat Mass Transfer, 99 (1977-11), p. 620.
- (5) Gogineni, S.P., 他 3 名, AIAA Paper 96-0617 (1996-1).
- (6) 深川雅幸, 本阿弥眞治, 機械学会論文集, 53-492, B(1987-8), p. 2554.
- (7) Lee, S.W., Lee, J.S. and Ro, S.T., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 116 (1994-1), p. 97.
- (8) Compton, D.A. and Johnston, J.P., AIAA J., 30-3 (1992-3), p. 640.
- (9) 内山篤, 他 3 名, 機械学会論文集, 60-570, B(1994-2), p. 614.
- (10) Ko, S-Y., 他 3 名, ASME Paper 86-GT-135 (1986-6).
- (11) Makki, Y.H., Teledyne, C.A.E., and Jakubowski, G.S., AIAA Paper 86-1326 (1986-6).
- (12) 高原北雄, 他 4 名, ガスタービン学会誌, 22-85 (1994-6), p. 83.
- (13) Papell, S.S., Wang, C.R. and Graham, R.W., NASA TP-2062 (1982-11).
- (14) Papell, S.S., NASA TM-83617 (1984-8).
- (15) Ligrani, P.M. and Mitchell, S.W., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 116 (1994-1), p. 80.
- (16) Bradbury, L.J.S. and Khadem, A.H., J. Fluid Mech., 70-4, (1975-4), p. 801.
- (17) Zaman, K.B.M.Q., AIAA Paper 93-3253 (1993-7).
- (18) Samimy, M., Zaman, K.B.M.Q. and Reeder, M.F., AIAA J., 31-4 (1993-4), p. 609.
- (19) Zaman, K.B.M.Q., Reeder, M.F. and Samimy, M., Phys. Fluids, 6-2, (1994-2), p. 778.
- (20) 小林紘, 他 3 名, ガスタービン学会誌, 21-83, (1993-10), p. 70.
- (21) Honami, S., Shizawa, T. and Uchiyama, A., Trans. ASME, J. Turbomachinery, 116 (1994-1), P. 106.

タービン翼列の非定常損失に関する研究 (直線翼列を用いた実験的研究)

Studies on Unsteady Aerodynamic Loss of Turbine Rotors (Experimental Works by Use of a Linear Cascade)

船崎 健一*¹,
FUNAZAKI Ken-ichi

佐々木啓徳*²
SASAKI Yoshinori

田沼 唯士*³
TANUMA Tadashi

Abstract

Despite a number of research activities, less information on aerodynamic loss generation in turbine rotors under the influence of unsteady flows encountered in actual turbomachines is available. This paper describes our newly started research project which aims to gain an insight into the physics of the aerodynamic interaction between turbine rotors and incoming periodic wakes, and to establish a method for evaluation of unsteady aerodynamic losses of turbine rotors generated by the wakes. In this study, using a linear turbine cascade and wake generator, the wake-affected flow field upstream and downstream of the cascade is measured in detail with a five-hole pneumatic pressure tube and a hot-wire probe in order to obtain time-averaged as well as time-resolved characteristics of the flow field. It is accordingly found that the wake passing considerably affects the cascade loss. It is also revealed that a so-called negative jet effect associated with the wakes plays an important role in unsteady loss generation of the turbine cascade.

1. 緒 言

航空エンジンや発電用ガスタービンなどのターボ機械内の流れ場は、さまざまな要因により複雑な非定常流になっており、翼列はその非定常性の影響を強く受ける事が知られている。特に、上流側翼列からの後流を含む流れ場を下流側翼列が通過する際の非定常現象、いわゆる後流干渉では、後流通過により翼面境界層の遷移が誘起され、熱伝達が促進される、などの現象が発生する。そのため、数多くの研究者により後流干渉問題が取り上げられ、様々な形で研究が行われてきた。例えば、Joslyn⁽¹⁾は動翼列下流の流れ場が上流の静翼列の後流の影響を強く受けることを明らかにした。また、Gallus及び彼のグループは、1-1/2段のタービン段での非定時の流れ場を、LDVや3線熱線プローブ等により精力的に計測している(その詳細な報告は、別の研究者による重要な知見と共に、Gallus⁽²⁾によって示されている)。同様の計測は、山本及び彼のグループ^{(3),(4)}によっても行われており、流れ場の非定常性における上流側翼列からの二次流れの効果などを明らかにしている。これらの詳細な計測にもか

かわらず、非定常流中に置かれた翼列の損失に関しては、十分な知見が得られたとは言えない。

Denton⁽⁵⁾は、翼列の損失発生機構を詳述したが、非定常損失に関しては後流速度欠損の減衰に起因する損失に言及している程度である。非定常翼列損失を、定常流での損失との対比において、翼列が非定常流中にある場合に付加的に発生した損失と定義すると、その発生機構は次の4つに分類できる。

- (1) 上流側から周期的に通過する後流等の影響により、翼面境界層の遷移が促進され、結果として摩擦損失(friction loss)が変化する(Mayle⁽⁶⁾)
- (2) 翼後流の速度欠損部と主流との混合により発生する損失が変化する
- (3) 上流側からの後流などの速度欠損部(二次流れ効果を含む)と主流との混合により発生する損失が変化する(Denton⁽⁵⁾)
- (4) 周期的後流の通過に伴う翼列へのインシデンス変化により摩擦損失が変化する

これらを個別に調べた研究はいくつか報告されている(Hodson⁽⁷⁾, 船崎ら⁽⁸⁾, Ladwig, Fottner⁽⁹⁾)が、実際の翼列ではこれらの因子が同時発生し干渉しあっている。従って、個々の効果のみに着目した研究の積み重ねだけでは、設計に有用な非定常損失評価法を得ることは困難である。

原稿受付 1996年10月9日

*1 岩手大学工学部 〒020 岩手県盛岡市上田4-3-5

*2 雪印乳業

*3 ㈱東芝重電技術研究所

以上のような背景から、著者らは、「非定常流中の翼列に発生する翼列損失の評価確立にあたっては、翼列損失に関する実験データと個々の損失発生要因からの推測値との比較検討を行うことが必要である」との認識に達し、総合的な研究プロジェクトを開始した。本論文では、その第一段として実施した翼列損失に関する試験について、試験方法、得られたデータとその分析結果等を報告する。

2. 実験

2.1 実験装置

図1に実験装置の概観を示す。供試風洞は、ディフューザ部、整流部、絞りノズル部で構成されている。絞りノズルの寸法は、入口断面 1000×1000 [mm]、出口断面 250×350 [mm]、長さ 800 [mm] である。絞りノズル出口には接続ダクトが装着され、所定の流路断面形状（高さ 125 [mm]、幅 266.2 [mm]）になるように流路を更に絞っている。図2に供試ダクト及び供試翼列を示す。供試ダクトは、接続ダクト出口面に取り付けられている。供試ダクトには、ターボ機械内の周期的後流をシミュレートするための、回転円盤（外径 400 [mm]）に取り付けられた円柱（直径 5 [mm]、長さ 250 [mm]）が通過できるようにスロットを設けられている。上端壁には幅 10 [mm] の計測用のスロット（S0～S3の4ヶ所）も設けている。各スロットは、翼列前縁線から翼列軸方向に $x/C_x = -0.3$, $x/C_x = 0.15$, $x/C_x = 0.5$, $x/C_x = 1.0$ の位置に設けている（ x : 翼列前縁線から翼列軸方向への距離, C_x : 翼軸弦長）。スロットからの漏れを防止するために、計測対象外のスロットは中実プラグで塞ぎ、熱線プローブや5孔ピトー管で計測を行うスロットは、プローブ等が挿入・移動可能で、かつ漏れを最小限に留める工夫を行ったプラグで塞ぐ。また、供試ダクトには、熱線の較正及び5孔ヨーメータの角度補正用スロットやピトー管の挿入部もある。

供試翼列は典型的な高圧タービン動翼の断面形状を有する5枚の翼から構成されている。翼高さは約 130 [mm]、翼ピッチは 86 [mm] である。供試翼列は供試ダクトの下端壁（真鍮製）に固定される。このとき、供試ダクト上端壁と翼端との隙間を、翼断面形状に成形したパッキンで完全に塞いでいる。翼列下流には、流出角調整のための側板が取り付けられている。

後流発生装置は後流発生用円柱、回転円盤、フレーム、無段変速器付きモータから構成される。後流発生装置は、円柱中心軸が供試翼列 Blade 2 の前縁上流になるよう設置する。その場合の微調整は、フレームの脚に付けているアジャスタ及びベアリングの位置の微調整により行う。また、後流発生装置の動作時の振動やズレを防ぐために、フレームをワイヤを用いたアンカーボルトに固定している。なお、供試ダクト上端壁には円柱先端から発生する渦の影響を抑えるため、円柱先端を通過させるた

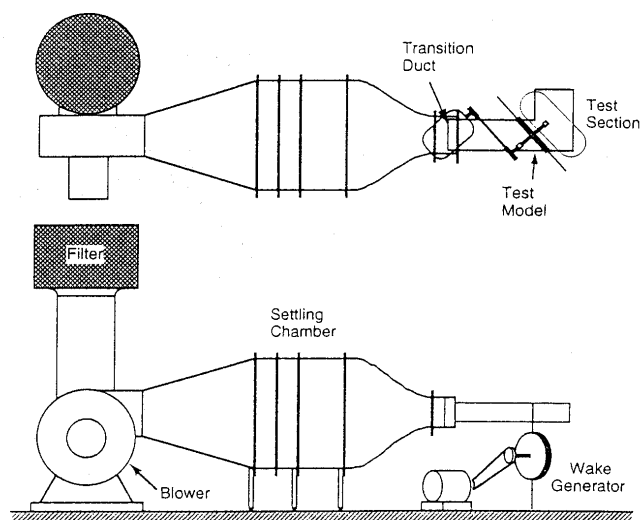


図1 実験装置概観

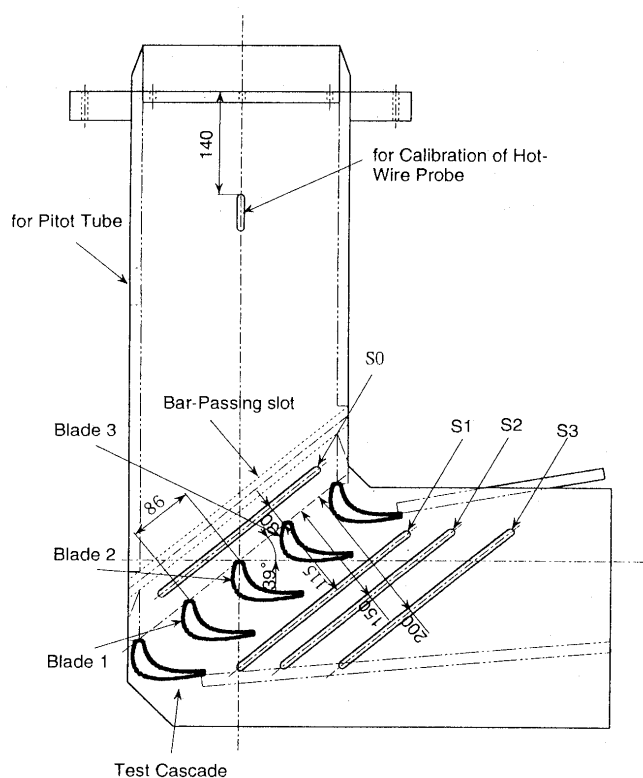


図2 供試ダクト及び供試翼列

めの溝が設けられている。回転円盤の回転数は、接触式回転計で計測する。円盤表面には反射板が取り付けられており、光学式回転計の光源からの光の反射をデータ取得のトリガ信号としている。

2.2 計測方法

2.2.1 熱線流速計

後流発生装置及びタービン翼列下流での非定常速度分布を計測するため、熱線流速計を用いた。使用した熱線プローブはI型プローブである。流れ場は三次元流れであり、三線または傾斜型プローブを用いるべきところではあるが、機器の制約の都合で、二次元流れとしての計測

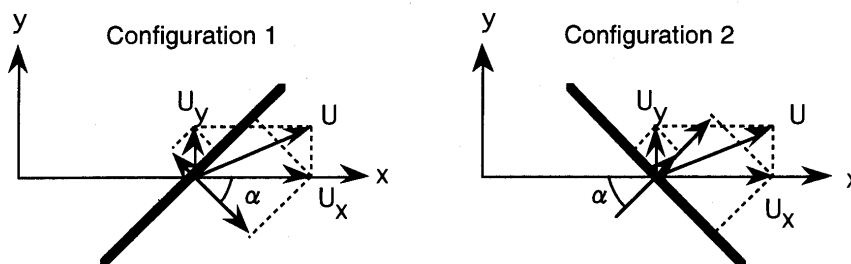


図3 熱線プローブの配置図と減速成分

を行った。計測方法は、Fujita, Kovasznay⁽¹⁰⁾の方法に準じた。即ち、所定方向(設計流出角の方向)からI型プローブを $\pm 45^\circ$ ずつ回転させ、それぞれの設定位置で速度データを取得し、それらを合成することにより結果としてX型と同等の計測を行う、というものである(図3参照)。この方法ではプローブ位置が $+45^\circ$ と -45° でのデータに同時性がないため、厳密にはX型プローブと同じ計測は不可能であるが、後述する位相平均化された速度データに関しては、データ取得トリガがどのデータでも共通である(時間原点がどのデータでも同一である)ことから、通常のX型プローブに対して用いられる次式で速度成分 U_x , U_y の算出が可能である($\alpha = 45^\circ$)⁽¹¹⁾。

$$\tilde{U}_x(t_j) = \frac{(\tilde{e}_1(t_j) + \tilde{e}_2(t_j))}{2(\cos^2 \alpha + k^2 \sin^2 \alpha)^{0.5}} \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$\tilde{U}_y(t_j) = \frac{(\tilde{e}_2(t_j) - \tilde{e}_1(t_j))}{2A \tan \alpha (\cos^2 \alpha + k^2 \sin^2 \alpha)^{0.5}} \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$A = \frac{\cos^2 \alpha (1 - k^2)}{\cos^2 \alpha (1 - k^2) + k^2} \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$\tilde{U}(t_j) = \sqrt{\tilde{U}_x(t_j)^2 + \tilde{U}_y(t_j)^2} \quad \dots\dots\dots(4)$$

ここで、 $j=1, \dots, 2048$, $\sim$ は100個の時系列データから算出された位相平均されたデータを表し、 $\tilde{e}_1$, $\tilde{e}_2$ はconfiguration 1及び2の時の熱線出力から求めた速度を表す(A/D変換済み、サンプリング周波数は50 KHz)。定数 k は実験的に決定する。乱流統計量に関しては、データに同時性がないので式(1), (2)を用いることはできない。そこで、便宜的に式(1), (2)に熱線からの生データを代入して“非定常速度” $U(t_j)$ を求め、これと位相平均速度 $\tilde{U}(t_j)$ を用いて、次のように乱れ度 $\tilde{T}u(t_j)$ を算出する。

$$\tilde{T}u(t_j) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (\tilde{U}(t_j) - \tilde{U}(t_k))^2} / U_1, \quad \dots\dots\dots(5)$$

$n=100$

ここで、 U_1 は翼列入口での流速である。熱線プローブのトラバースには、翼高さ方向及び回転に関して2軸トラバース装置を使用し、計測スロット方向に関しては、正確に位置決めしたレール上をトラバース装置全体を移動する方法を用いた。

2.2.2 5孔ヨーメータ

時間平均的な流れ場の計測方法として、従来型の5孔ヨーメータによる計測を行った(計測方法の詳細は松原⁽¹²⁾またはFunazaki et al.⁽¹³⁾を参照のこと)。各孔上での圧力は、十分な時間経過後差圧変換器で計測し、そのデータから校正データを元に時間平均的な全圧及び速度ベクトルを算出した。ヨーメータの移動には、3軸トラバース装置を使用した。

全圧損失分布 $\zeta(x, y)$ は、後流を伴う場合にも適用できるように、次式で算出する。

$$\zeta(x, y) = \frac{\bar{P}_{01}(y) - P_{02}(x, y)}{1/2 \rho U_1^2} \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここで、 $\bar{P}_{01}(y)$ は翼列直前のスロット S_0 で計測した全圧分布を各翼高さでピッチ方向に流量平均した値、 $P_{02}(x, y)$ は翼列下流で全圧である。

2.3 試験条件

表1には、使用した翼列の諸元値とそれの元になっている実機の諸元値を示す。ここで、レイノルズ数 Re 、後流通過周期に関するストローハル数 St は、それぞれ次式で与えられる。

$$Re = \frac{U_1 C_x}{\nu} \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$St = \frac{f C_x}{U_1} = \frac{C_x}{U_1} \frac{nn_v}{60} \quad \dots\dots\dots(8)$$

レイノルズ数、ストローハル数とも、実機での値よりも小さい値になっているが、翼列内で発生する非定常現象

表1 翼列の各諸元値及び流れの条件

	Actual Unit	Test Model
Number of Nozzle Vanes n_v	40	6 (cylinder)
Rotational Speed n [rpm]	15000	1200
Blade Height H [m]	0.03	0.13
Blade Chord C_x [m]	0.025	0.1
Inlet Velocity U_1 [m/s]	300	35
Reynolds Number Re	6.5×10^5	2.3×10^5
Strouhal Number St	0.83	0.34

象は十分にシミュレート可能と考える。なお、今回の試験では、主流乱れは0.5%である。

使用した円柱によって得られた後流がどの程度実機での後流を模擬しているか、という点については十分検討の余地があると思われる。使用する円柱の直径に関しては、翼に作用する抗力と円柱に作用する抗力がほぼ同程度になるようにして直径を決定する方法⁽¹⁴⁾があるが、これにより得られる円柱の直径では十分な剛性が得られず、実際の試験に供することができないことが多い。今回直径5mmの円柱を使用した理由は、後述の特性が以前の試験からある程度把握済みであることが主な理由だが、円柱の剛性を十分に確保することも考慮している。

実機での翼後流特性についての公開されたデータは多くはないが、例えば Dring ら⁽¹⁵⁾ が用いた大型低速環状試験装置では、1段静翼からの後流内乱れ度の最大値及び円柱後流の幅(半値幅)と後流通過周期との比は、それぞれ約7%及び約16%である一方、本研究で得られた円柱後流では、乱れ度の最大値及び半値比はそれぞれ10%強(前述したように必ずしも正確な値ではない)及び約8%である。実機における周期的後流の翼列損失への影響を実験で定量的に解明していくためには、流れのパラメータは当然ではあるが、円柱後流に関する各種パラメータ(乱れの長さスケールも含む)も実機と実験とで合わせる必要がある。しかし、実際には全てのパラメータを合わせることは困難であるため、今後どのパラメータが支配的であるかを系統的に調査し、試験に反映していく予定である。また、今回使用した翼列は直線翼列であるのに対し、後流を発生する円柱列は円軌道を描く。主な計測対象としている Blade 2 に対しては、円柱からの後流は2次元的に作用するように試験装置の設計上の工夫は行っているが、そこで生ずる三次元性の影響に関しても今後の研究で明確にしていく。

3. 実験結果

3.1 翼面圧力分布

本研究で使用した供試翼列には圧力計測孔が設けられ

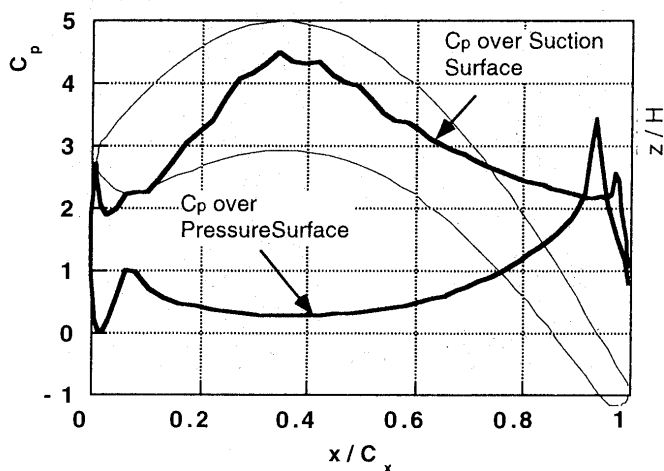


図4 翼面上圧力係数分布

ていないので、翼面圧力係数分布を数値計算で求めた。計算に使用したコードはポテンシャル流解析コードで、既存の実験データとの比較によりその計算精度が確認されている⁽¹⁶⁾。図4に計算結果を示す。圧力係数 C_p は次式で定義される。

$$C_p = 2(P_{01} - p) / \rho U_{avg}^2 \dots \dots \dots (9)$$

ここで、 p : 翼面上圧力、 P_{01} : 入口全圧、 U_{avg} : ベクトル平均速度、 ρ : 空気密度である。

3.2 翼列入口での全圧分布

図5に、周期的後流が存在しない場合及び存在する場合での翼列入口面 (S_0) でのピッチ方向平均全圧分布を示す(ピトー管全圧との差による全圧損失係数として表示)。なお、以下で用いる座標系は、Blade 2 の前縁を原点として、 x 軸は翼列軸方向、 y 軸は翼ピッチ方向(Blade 2 から Blade 3 の方向を正とする)、 z 軸は翼高さ方向にとった。図5から翼先端部での損失が大きいことがわかる。これは、後流発生器の円柱を通過させるためのスロットによる境界層除去効果で翼根元部での境界層が十分薄くなっている一方、翼先端部では、ノズル出口からの境界層が発達しながら供試翼列に到達したためである。

周期的後流を伴う場合の翼列上流での全圧は、後流通過によりその値が全般的に低下しているが、翼先端側の境界層の影響で、翼先端側での全圧の低下は、翼中央高さ以下での全圧の低下と比べかなり小さくなっている。また、翼高さ方向に損失が一樣でなく $z/H \cong 0.2$ 近辺にピークが存在するのは、円柱の先端渦等の影響が完全には除去できなかったためと思われる。

3.3 翼列下流での時間平均圧損失

図6に円柱後流が存在しない場合及び存在する場合の翼列下流 Slot 1 での全圧損失分布を示す。ここで、図中の色の濃い部分が損失の小さいところを表す。この場合の全圧損失分布を比較すると、両者の形状損失の部分には大きな違いは見られず、二次流れ損失に若干の差異が確認できる程度である。ただし、翼後流の外側の部分では、円柱後流が存在する場合の方が高めの値を示してい

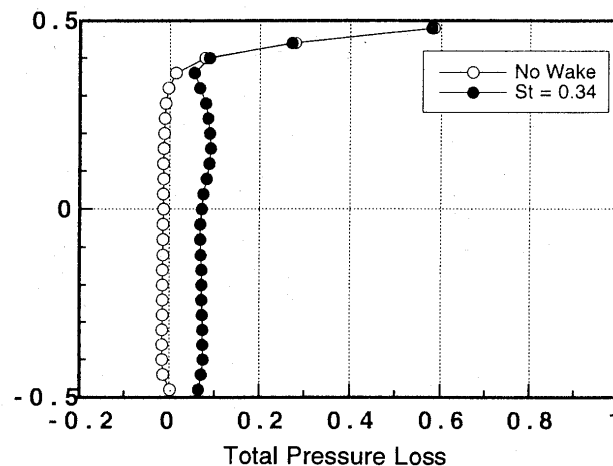


図5 翼列上流全圧損失分布

る。これを詳細に検討するため、両者の差分データ(「後流あり」-「後流なし」)を図7に示す。この図で、実線で囲まれた部分は損失が非定常性により増加した部分を、破線で囲まれた部分は損失が減少した部分を示す。この図から、(1)僅かながら形状損失は減少している、(2)翼後流の背面側に損失の比較的大きな領域が現れている、(3)翼端部に局所的な損失のピークが現れている、などの変化が読みとれる。平均境界層に関する船崎らの研究⁽⁶⁾では、移動円柱からの周期的後流の通過により、境界層のエネルギー散逸厚さ(摩擦損失の大きさに対応する)は増加することが確認されており、(1)で確認された形状損失の低下はこれと矛盾する。この原因を考察するため、流れの可視化(油膜法)を行った(図8)。この可視化の結果から、剥離泡を表す翼背側に発生した油膜の堆積部

が、円柱後流通過の影響で減少していることがわかる。従って、図7で確認された形状損失の減少は、層流剥離の直後の影響で乱流へ遷移していた境界層が周期的後流の通過により遷移状態になり、顕著な剥離に至ることなく比較的緩かに乱流へ遷移したことが原因と考えられる。(2)の高損失域の出現は、negative jet により円柱後流が背面側に集積したためと思われる。(3)の現象の原因については、翼列二次流れと円柱後流との干渉効果と思われるが、詳細は不明であり今後明らかにしたい。

また、slot 2 及び slot 3 での全損失分布の結果を見ると、円柱後流が存在する場合の高損失部の減衰が大きいことが確認された。今回の実験データだけで断定することはできないが、移動円柱からの周期的後流が、減衰しながら翼間流路を通過して下流側に流れていく過程で、

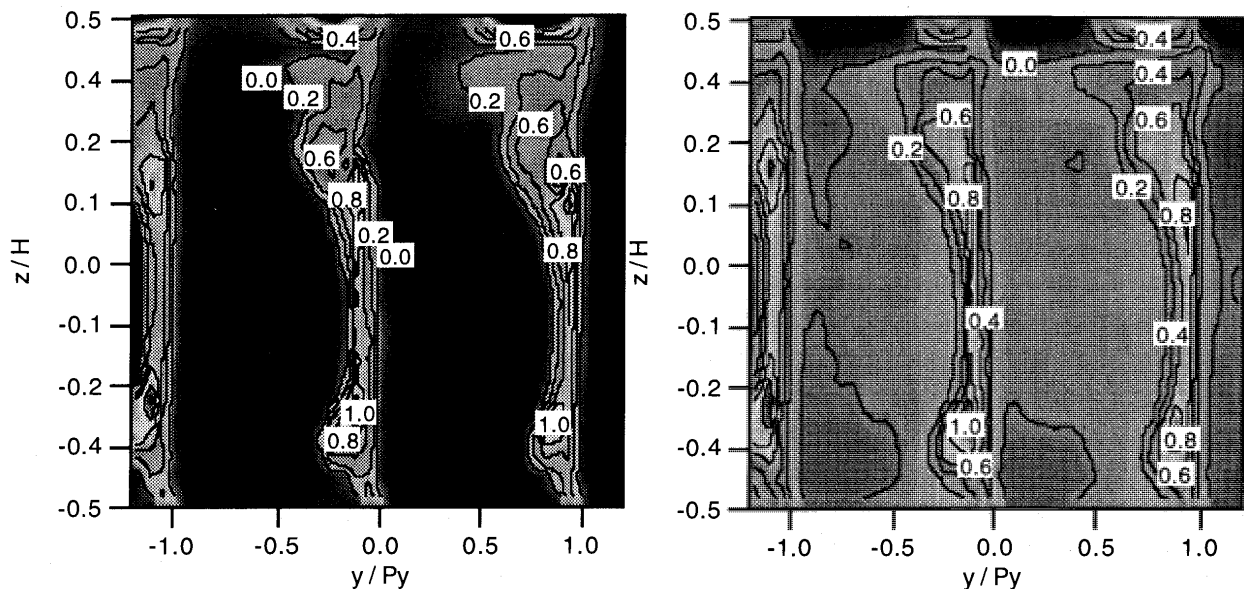


図6 Slot 1での全圧損失係数(左: 後流なし, 右: 後流あり)

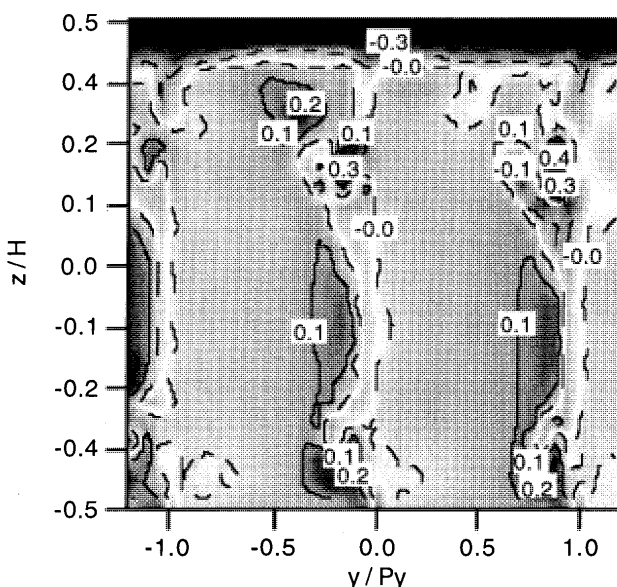


図7 全圧損失の変化

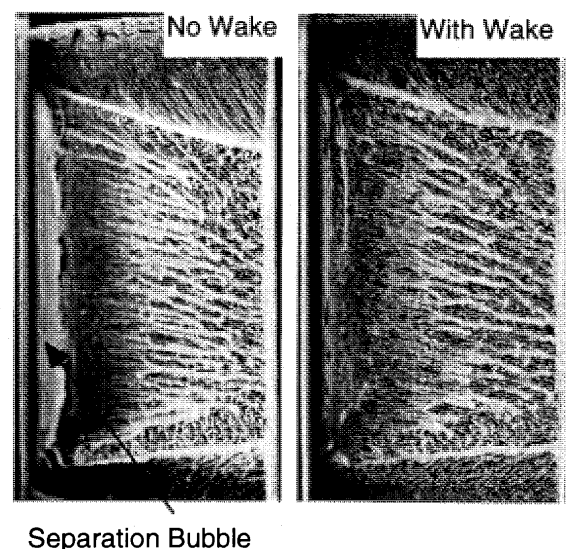


図8 翼背面剥離泡に与える円柱後流の影響

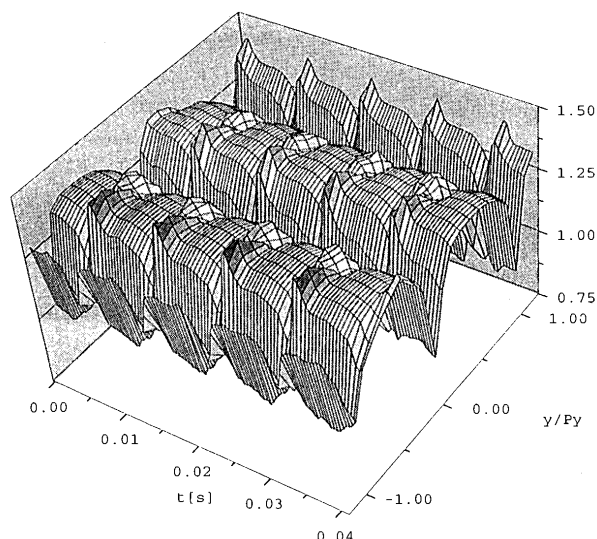


図9 Slot 1における速度の時間的变化

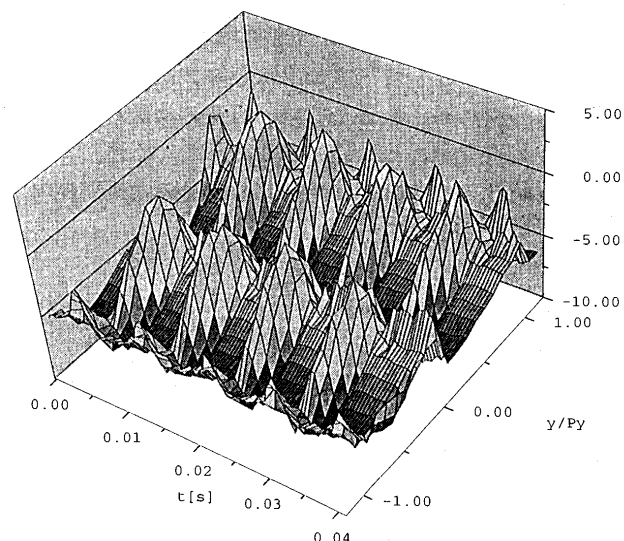


図10 Slot 1におけるヨー角の時間的变化

その乱流拡散効果により翼列後流の減衰を促進している可能性がある。

3.4 翼列下流での非定常速度及び乱れ度

図9, 10にslot 1の翼高さ中央部において熱線プローブで計測した非定常速度及びヨー角の時間的变化をそれぞれ示す。円柱後流の通過により速度の大きさは変化するが、その挙動は翼背面側と腹面側とで異なり、翼後流の背面側では増速に減速、翼後流の背面側では減速後に増速という変化になっている(図9)。これは、翼列損失のところで述べたnegative jetの効果が翼後流のところで明瞭に現れたことを示す。図10のヨー角の時間的变化では、翼後流の外側で、円柱後流通過により轉向角が増加する方向にヨー角の変化が生じている(図中で0は設計流出角方向に方応し、+は轉向角の増加、-は轉向角減少をそれぞれ表す)。特に、翼背面側でその傾向が強く、逆に、翼腹面側では、円柱後流通過に伴うヨー角の変化は少ない。このヨー角の時間的变化も、negative jetの効果であると考えられる。図11では、円柱後流通過の際に発生するヨー角変動のメカニズムを、negative jetと関係づけて簡単に示している。後流通過によるヨー角の変動は、対象とした翼列だけでなく下流側翼列のインシデンスの変化を生ずることから、多段ターボ機械での非定常損失の評価において十分考慮すべき事項である。本研究において、「上流からの後流が翼列を通過することにより、後流に付随するヨー角変動の大きさが翼列下流の翼間ピッチ方向に均一ではなくなる」という知見を得ているが、これは多段のターボ機械を設計する上で重要な発見であり、今後さらに詳細に検討する必要がある。

3.5 議論

ここでは、本研究で用いられた手法の問題点と今後の展開について述べる。後流発生装置に関係して改善すべき点を前に述べたが、これとは別に、動翼列を固定していることにより、動翼表面の境界層に与える遠心力の効

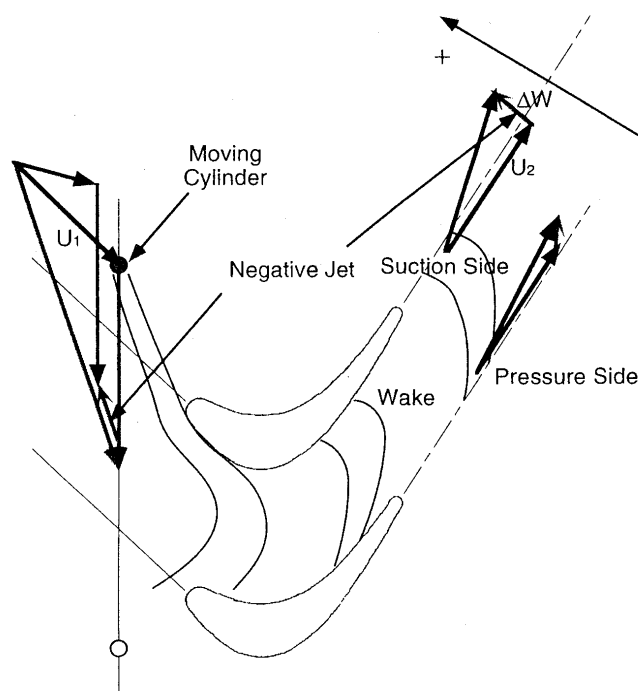


図11 後流通過によるヨー角変動に関する説明図

果が考慮されない、等の問題点を挙げる事ができる。遠心力が翼列損失に与える効果に関しては、翼後流内、翼面境界層内や剝離泡内の流体に作用する上向きの加速度による低運動量流体の集積⁽¹⁷⁾や境界層速度分布のねじれによる横流れ不安定とそれによる境界層遷移点の変化などが考えられる。さらには、翼列下流で発生する全圧損失の半径方向への再配分現象 (redistribution) と、全圧損失分布に重要な影響を与えることがわかってきている⁽¹⁸⁾。本研究ではこれらの動翼列内での現象を模擬することは出来ないが、周期的後流が境界層遷移や剝離泡の挙動に与える効果、またnegative jetの効果を定量的に議論するための有益な情報を提供していくものと考えている。しかし、本実験装置での結果と回転試験で

の結果との違いについては調査を行う必要がある。

今後は、2次元流れへの周期的後流の効果も視野に入れ、非定時5孔プローブや3線熱線プローブによる非定常3次元流れ場の把握を行い、翼列の非定常損失の発生機構の解明を進める予定である。また、上述したような、回転試験による翼列損失への遠心力場の効果に関する研究も計画中である。

4. 結論

本研究では、流れの非定常性が翼列損失に与える影響を実験的に解明するため、後流発生器からの周期的後流の影響を受けるタービン動翼列下流における詳細な流れ場計測を実施した。その結果、

- (1) 5孔ヨーメータによる時間平均的な全圧損失分布の計測結果から、形状損失が僅かながら減少し、また翼背面側に損失の高い部分は集積する傾向にあることがわかった。
- (2) 非定常速度、乱れ度、ヨー角の時間的変動を各スロットで熱線プローブで計測した。その結果、円柱後流内でのnegative jetの働きで翼背面側での速度変動、ヨー角変動などが大きくなることを確認した。

本研究の実施には、本学卒業生中安久志君及び岩手大学工学部工作センターの協力を得た。ここに感謝の意を表す。

参考文献

- (1) Joslyn, H. D., et al., Journal of Engineering power, Vol. 103, 1983, 322
- (2) Gallus, H. E., Proc. Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics, and Aeroelasticity of Turbomachines and Propellers, 1991, 464
- (3) Yamamoto, A., et al., ASME Paper 93-GT-404, 1993
- (4) Yamamoto, A., et. Al., Proc. Unsteady aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, 1994, 675
- (5) Denton, J. D., Journal of Turbomachinery, Vol. 155, 1993, 621
- (6) Mayle, R. E., ASME Paper 91-GT-261, 1991
- (7) Hodson, H. P., Journal of Turbomachinery, Vol. 112, 1990, 619
- (8) 船崎ら, 日本機械学会論文集, 59-563, 1993, 2150
- (9) Ladwig, M. and Fottner, L., ASME Paper 93-GT-394, 1993
- (10) Fujita, H. and Kovayashi, S.L.C., The Revei science Instruments, Vol. 39, 1351
- (11) 蒔田, 流れの計測, Vol. 12, No. 16, 1995, 3
- (12) 松原, 岩手大学大学院修士論文, 1993
- (13) Funazaki, K., et. al., Proc. of JSME-ASME International Conference on Power Engineering-93 (ICOPE-93), Vol. 2, 1993, 355
- (14) Schonung, B., et al., Turbulent Shear Flows 6, Springer-Verlag, 1989, 255
- (15) Dring, H. D., et al., NASA CR 179469, 1988
- (16) 船崎, ガスタービン学会誌, 19-74, 1991, 21
- (17) Cumpsty, N. A., Compressor Aerodynamics, Longman Scientific & Technical, 1989, 315
- (18) Lakshminarayana, B., Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, John Wiley: Sons, 1996, 573

早稲田大学におけるターボ機械関連研究

太田 有*¹,
OHTA Yutaka大田 英輔*¹
OUTA Eisuke

1. はじめに

早稲田大学理工学部は、大学創立 80 周年記念事業の一環として、昭和 38 年に西早稲田の本部キャンパスからやや離れた大久保キャンパスに移転し、現在では 14 学科（学生数約 7000 名、専任教員数約 260 名）を有する本学最大規模の学部になっている。この大久保キャンパスへの移転に伴い、従来、第一・第二理工学部合わせて 200 名程度であった機械工学科の入学定員は 440 名となった。これは我が国産業の高度成長を見通した壮大な事業でもあり、当時一般には考えられなかった規模でもあった。多数の学生をきめ細かく指導する工夫が特に払われ、その一環として、8 コース制[産業数学、機械設計、流体力学、熱工学、材料加工、機械工作（後に精密工学と改称）、溶接工学（後に機械材料工学と改称）、制御工学]が採用され教育・研究が行われてきた。その後、近年の時代の変化に合わせて入学定員も暫減し、現在では 290 名、専門分野も 8 コースが 6 コース [エネルギー・環境工学、流体力学、システム・制御工学、生体工学、設計工学、もの造り工学]に改編され、専任教員 26 名、助手 8 名が教育・研究に携わっている。

機械工学科における流体力学研究は、沖巖先生、伊原貞敏先生の時代にさかのぼるが、ターボ機械、ガスタービン関連研究の歴史は比較的浅く、むしろ流体機器の基礎研究や流体システム、流体関連振動、流体騒音などが研究の対象となっていた。現在の流体力学コースに所属する教員は、田島清瀬教授、川瀬武彦教授、大田英輔教授、山本勝弘教授、太田有助教授、吉村浩明専任講師、加藤大助手の 7 名であるが、関連した非線形力学に主体を置くスタッフも増えている。また、1994 年までは松本正勝先生が客員教授として、1994 年以降は高田浩之先生が非常勤講師としてガスタービン工学の講義を大学院で担当されている。所属学生は学部学生が約 70 名、大学院修士課程学生が約 45 名、博士課程学生が 2 名という構成である。現在、修士論文などを対象として 30 以上のテーマについて研究が行われているが、主に流体に関連する非定常現象を扱ったものが多い。その内容は高速流動、ターボ機械、流体が原因となる振動・騒音問題、管路系の過渡現象などの流体力学的テーマのみならず、非線形システムの分岐、カオス現象の解明、柔軟多体動力学に

関する研究など、広く力学系のダイナミクス全般にまで及んでいる。

ここでは、ターボ機械およびガスタービン技術と関連のある幾つかのテーマを取り上げ、その概要を紹介しておく。

2. ターボ機械・ガスタービン関連研究の紹介

(1) 遠心送風機の発生騒音に関する研究

翼通過に起因する顕著な離散周波数成分が主な騒音成分となる低比速度の遠心送風機について、騒音の発生機構および伝播特性を表現する物理モデルを提示すると共に、低騒音側での設計指針を得ることを目標としている。図 1 の例は、翼通過 1 次成分の実測値とモデルによる予測値との比較であるが、発生機構および伝播特性の双方

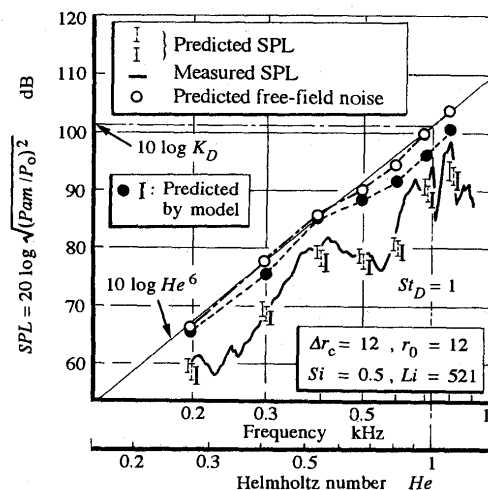
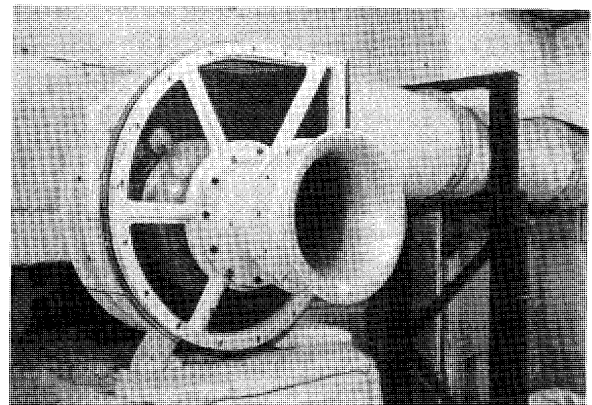


図 1 遠心送風機実験装置（写真）と、翼通過周波数騒音レベルの予測例

原稿受付 1996 年 10 月 27 日

* 1 早稲田大学理工学部 〒169 新宿区大久保 3-4-1

を評価することで数 dB という高精度で予測が可能であることを示したものである。現在は引き続き、翼通過高次成分および広帯域成分に関する検討も行っている。

(2)超音速ジェット騒音に関する研究

超音速ジェットのスクリーチ音低減を指向して、タブによる減音効果ならびに流れ構造との関連性を調査するために実験、三次元数値解析研究を行っている。実験は航技研の小林紘先生の研究に参加している。

(3)調節弁の騒音・キャビテーションに関する研究

産業用調節弁の空力騒音について長期間の研究を行ってきたが、現在は、50 気圧レベルの高圧水流についてキャビテーションの発生構造や対策の研究を行っている。これは材料特性をも考慮した壊食のメカニズム研究に発展し、200 気圧水流での実験研究を続けている。この研究は本学付属の理工学総合研究センターの橋詰匠教授と共同で行っている。この成果は、LNG 気化調節弁やボイラ給水弁の性能改善などに利用されている。

(4)軸流型気体圧縮機の内部流れと非定常現象に関する研究

航空エンジン用単段軸流圧縮機（図 2 参照）の詳細な内部流れ計測に基づき、渦、乱れ、旋回失速に代表される各種非定常流れ場の把握を行うと共に、動・静翼列の干渉問題を取り扱っている。実験と並行して、翼列の始動過程および旋回失速突入・回復過程における非定常流れ場の圧縮性 NS 数値解析も行っている。動・静翼列内の非定常流れおよび失速セルの挙動に関する数値解析結

果の一例を図 2 に示す。また、旋回失速を遅延させる新しい方法についても実験的に検討を行っている。

(5)軸流タービンの非定常流れ構造に関する研究

動・静翼列の干渉問題、渦、乱れ、2 次流れなどの発生機構や構造に関して、航技研の山本孝正先生の研究に参加している。

(6)2 台の送風機並列運転系に見られる分岐集合に関する研究

送風機の並列運転系に見られる非線形振動現象について、系の特性を区分線形モデルおよび非線形モデルを用いて表現すると、安定な運転状態から周期的運転状態、さらにはカオス的運転状態へと至る分岐現象が観察される。この現象は結局、3 階自律系の非線形振動現象であるため、高精度の数値計算を用いて解の挙動や分岐集合の構造、安定性等に関する調査を行っている。

(7)衝撃波が関係する非平衡二相流の基礎研究

翼面の冷却により流れ中の蒸気成分を凝縮させ、急激な質量吸収効果により境界層の発達を抑制し、剥離の制御を行う。実験では衝撃波管を使用し、パルスレーザホログラフィ法や蒸着薄膜熱量計などを開発すると共に、圧縮性乱流 NS 数値解析も合わせて行っている。この他に微粒子混合気体流れにおける境界層熱伝達問題や、液滴の崩壊過程などに関する研究も取り扱っている。

(8)水中軸受の振動問題

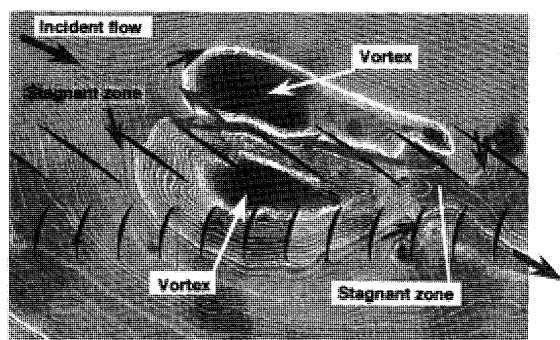
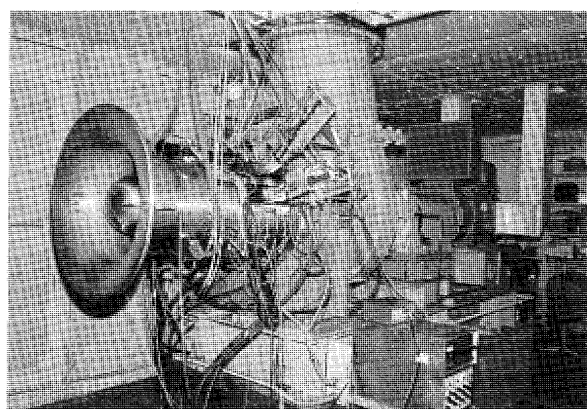
縦軸ポンプにおける一つの重要な課題として、水中軸受けの振動問題を取り上げ、長期間にわたる研究を行ってきた。振動モデルにおける減衰係数や水流との質量連成について数多くの設計資料を蓄積している。

(9)超小型軸流ポンプの開発

医学に関連して外径 13 mm の軸流ポンプを開発したが、その機械工学分野での利用法を検討中である。

3. あとがき

本学機械工学科で実施されている主なターボ機械・ガスタービン関連研究の概略を紹介したが、これらの研究分野は特に大規模な実験設備を必要とすることに加えて、直接実験を担当する学生諸君の気配り、安全意識が問題となることが多く、ヨーロッパの諸大学の場合とは異なり、大きな限界がある。そのため、各種研究所や企業における研究内容とは異なり、基礎研究が中心にならざるを得ない。それらの基礎研究の目標設定や成果の応用、また企業や現場からのフィードバックなどをどのように考えていくか、ガスタービン学会会員に名を連ねながら、実際にはガスタービンとは隔絶した立場にある筆者らにとって重要な問題である。その意味で、ターボ機械、ガスタービン関連研究は、産官学の協同が最も切望されている分野であるとも言える。さらに、将来この分野で活躍する技術者や研究者を育てていく責任もあり、どのように教育・研究を展開していくか模索している現状でもある。



STEADY-STATE FLOW CONFIGURATION
IN CELL FRAME

図 2 航空エンジン用軸流圧縮機実験装置(写真)と、旋回失速下での非定常流れ場に関する圧縮性 NS 数値解析結果

(株)新潟鉄工所 新潟ガスタービン工場研究設備

木村 和男^{*1}

KIMURA Kazuo

1. はじめに

当工場では平成6年10月より稼働開始した弊社で最も新しい工場であり、おもにディーゼルエンジン（出力300-10000 PS）用過給機，ガスタービン本体（出力200-3200 kW）およびガスタービン発電装置パッケージ（出力200-10000 kW）を生産している。

ガスタービンの試験については製品（エンジン単体及び発電装置全体）の試験のための設備の他に，エンジン各要素及びエンジン全体の研究のための設備があり，以下に紹介する。

なおガスタービンの研究は当工場にて後述の如く実施しているほか，本社及び横浜の開発センターにおいても3次元CFDによる圧縮機翼列，入口ダクト等の解析，

FEMによるタービンのクリープ解析，耐熱材料のクリープデータ及び材料組織データの採取など，主に基礎技術面でのバックアップを得ている。

2. 研究設備

(1) 共通設備

圧縮機要素試験及び燃焼器，タービン要素試験の空気源圧縮機の動力源として5000 kW級2軸ガスタービン（トールス形）を設置してある。

また空気源用圧縮機はもちろんのこと，以下に述べる各要素試験装置にも自社製ガスタービンの部品を使用して，装置開発期間の短縮と信頼性向上をはかっている。

(2) 圧縮機

遠心式及び軸流式の圧縮機の高性能化のために従来の設計技術に加え，3次元CFDによる解析を行い，また要素試験によりその検証を行っている。

図1はガスタービン用2段式遠心圧縮機の第2段について解析した例で，インペラ内部の翼と翼の間のマッハ数の分布を表示したものである。シュラウド側の中間部から出口部にかけて低マッハ数の領域が有り，この領域を設計段階で制御することにより性能向上が可能と考えている。

また写真1は軸流圧縮機の要素試験用のロータであり，圧縮機性能向上のために研究を行っている。

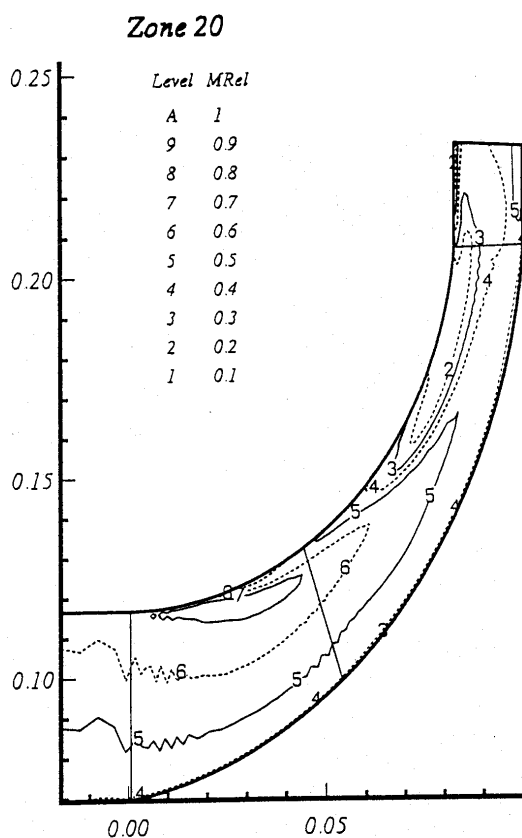


図1 遠心圧縮機CFD解析例

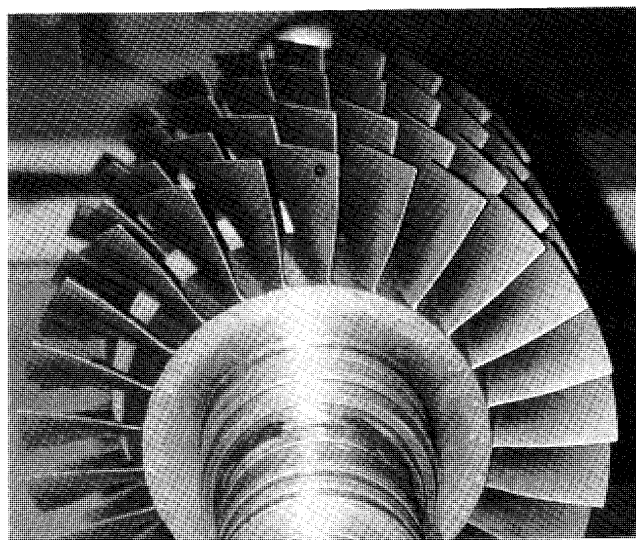


写真1 軸流圧縮機要素試験ロータ

原稿受付 1996年10月3日

*1 (株)新潟鉄工所 新潟ガスタービン工場

〒957-01 新潟県北蒲原郡聖籠町東港 5-2756-3

(3) タービン

タービン性能については空力性能と耐熱性が重要であり、その要素試験装置を写真2に示す。写真の左下側から圧縮空気が供給され、燃焼器を経て供試タービン（軸流）に至り、その後写真右側のガス冷却器を経て排出される。また動力計測には水ブレーキ及び電気ブレーキを使用している。また温度計測には熱電対の他に FM テレメータ、赤外線放射温度計などを使用している。

(4) 燃焼器

現状燃焼器については過去の経験と実験を主体に開発されており、そのための実圧試験装置を写真3に示す。この装置を用いて温度分布計測、ガスサンプリング、火炎の観察等を行っている。

近年は3次元CFDとの併用により、開発期間の短縮と性能向上がはかられつつあり、缶形燃焼器の解析例を図2に示す。同図は温度分布を表示したものであり、(a)は縦断面の半分を、(b)は2列目の空気孔における断面の4分の1を示している。

また液体燃料用の燃料噴射弁については液滴の粒径と

流速を計測できるレーザ計測器を使用している。

(5) 回転軸系

回転体の危険速度はガスタービンなどの高速回転機械にとっては非常に重要な問題である。回転体の結合構造がカービックカップリング等の場合一体ロータに比べ剛性が低化するため危険速度の計算精度は必ずしも十分ではない。そこでモデル解析装置を用いた実機ロータの振動計測等を行い、計算精度の向上をはかっている。

(6) エンジン試験

エンジンとしての性能、耐久性等の試験と制御システムの開発のために2000 kW級のエンジンを同時に3台運転できる設備を有している。

3. おわりに

当工場はできて間もないため、ここで紹介した研究設備はかならずしも十分活用されているとはいえないが、今後ガスタービンのみならず過給機等の高速回転機械の性能、信頼性および環境適合性の向上におおいに寄与できるものと考えている。

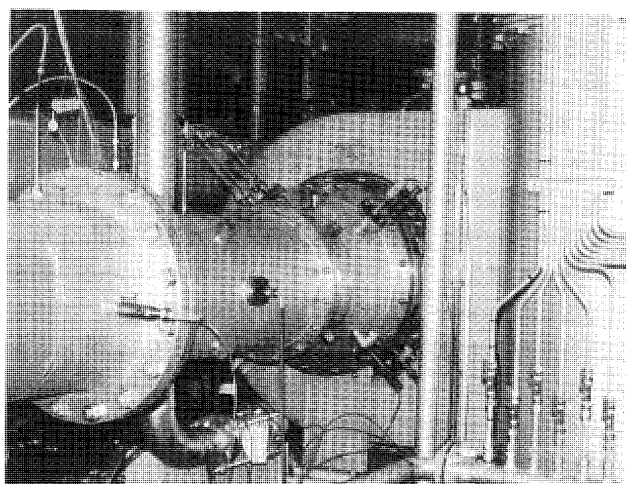


写真2 タービン高温試験装置

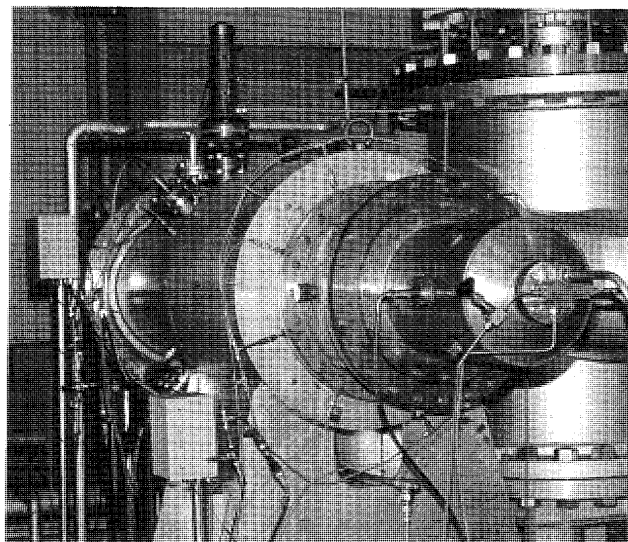
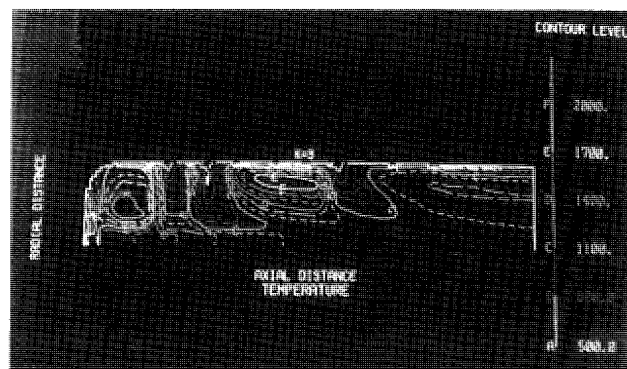
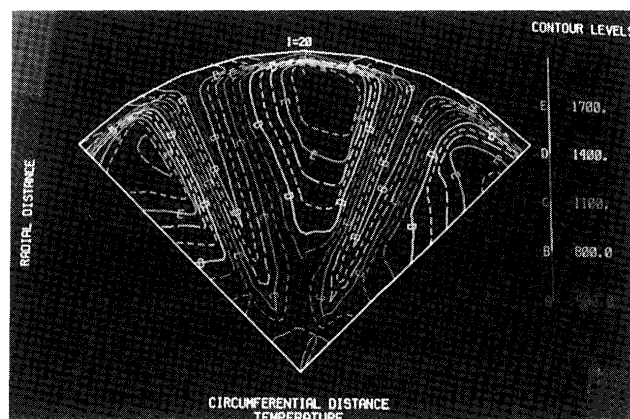


写真3 燃焼器要素試験装置



(a)



(b)

図2 燃焼器解析例

英国 National Power 社 Didcot B 発電所訪問記

羽田 壽夫*1

HANEDA Hisao

キーワード: 英国 National Power 社 Didcot B 発電所, Siemens 社製ガスタービン
コンバインドサイクル, 英国発電事情

はじめに

この程, 英国機械学会 (Institution of Mechanical Engineers, 以下 IMechE と略) 発行の Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy 誌昨年 5 月号に発表した小論 “Efficiency improvement options for municipal-fired power generation—recent development activities in Japan: a review” が同学会の 1995 年度 Edwin Walker 賞受賞の栄に浴することとなり, 5 年ぶりに英国宛, 海外出張を命ぜられ, 休日を含め正味 5 日間滞在する機会を得た。授賞式は去る 9 月 19 日に, 7 月に民営化したばかりの英国原発会社 British Energy 社の England 及び Wales 担当部門の子会社 Nuclear Electric 社の本社で行われた。この折りを利用し, Nuclear Electric 社を中心とした英国における原子力発電事情を聴取すると共に, 翌 9 月 20 日には, 現在建設中で, 去る 7 月 8 日にプラントの半分が並列したばかりの, ドイツ Siemens 社製 225 MW ガスタービンを完成時には 4 機擁し 1360 MW のプラントとなる新鋭ガスタービンコンバインドサイクル発電所 (以下 CCGT) である National Power 社 Didcot B 発電所と, 500 MW 石炭焚ユニット 4 機を擁する総出力 2000 MW の Didcot A 発電所を見学し, Maintenance を中心とする意見交換を行った。Siemens 社製 CCGT や英国の電力会社事情については我が国ではあまり知られていないことと思うので, 本稿では紙幅の都合もあり, National Power 社 Didcot B 1360 MW Siemens 社製新鋭 CCGT での見学・Discussion 結果の内, 本学会諸兄のご関心の強いと思われるテーマに絞り御報告することと致したい。

アポイントの取得

海外の発電所を一般見学の目的で訪問する際, アポイントを如何に取得するかということも読者諸兄には御関心の高い点ではあるまいか。今回の National Power 社 Didcot B 発電所訪問のアポイントは上記 1995 年度 Edwin Walker 賞受賞の通知を戴いた IMechE の Exec-

utive Officer である Ms. McKie にお願いしたが, 同時に, 6 年前 IMechE 主催の国際会議 “Steam Plant for 1990's” にて論文発表を行って以来御厚誼を願っている, 同会議の Conference Chairman を務められた Brunel 大学名誉教授の A. W. Crook 教授にも写しをお送りし御口添えをお願いした。同教授より同教授がお若い頃奉職され, 現在はフランスの旧 Alsthom 社と合併して GEC-Alsthom 社となっている, 英国有数のタービンメーカであった General Electric Company (GEC 社) 時代からの同教授御旧友の同社幹部に連絡を取って戴き, 同幹部より National Power 社宛御口添えを戴くことが出来た。このせいもあってか, 今回の出張は小生 33 回目の海外出張に当たるが, 利害関係のない第三者として訪問させて戴いたケースの中では, 今までに例を見ない厚遇を戴き, 恐縮の至りであった。

Didcot B 発電所訪問

Didcot B 発電所はロンドン Paddington 駅より Great Western 鉄道にて約 45 分ほどの Didcot Parkway 駅より車で更に 10 分ほどのところにある。駅に近づくところと進行方向右手に巨大な冷却塔が林立しているのが見えて来る。これが 500 MW 石炭焚ユニット 4 機を有する Didcot A 発電所である。Didcot B 発電所はこれに隣接して建設中の天然ガス焚新鋭 CCGT である。発電所の建屋は既にほぼ完成していたが, 発電所長以下のスタッフのオフィスは Siemens の建設作業所用仮設事務所に同居していた。発電所では所長 Mr. Nigel R D Orchard, 保守担当の Mr. Glyn Walton, Didcot A 発電所の技術兼保守部長の Dr. Kevin Akhurst 及び一足先に到着していた IMechE, Journal of Power and Energy 誌の編集委員長である Dr. Michael J Moore, GEC Alsthom 社 Large Steam Turbine 部門技術部長 Mr. B A Marlow が出迎えてくれた。(図 1)

発電所では, かねて書面で依頼しておいた小生勤務先の主要業務である発電所の Maintenance 状況を中心とした紹介をして戴いたが, Presentation 用に準備してあった 20 枚ほどの OHP すべてに VISIT OF MR HISAO HANEDA というタイトルが入っていたのには驚かされた。(図 2⁽²⁾) 以下においてはこれらの話題の中

原稿受付 1996 年 11 月 5 日

* 1 東電工業(株)富津工場



図1 National Power社Didcot A発電所VIP用
Dining Roomにおける歓迎昼食会

右より Dr. Kevin Akhurst—Didcot A 発電所技術兼保修部長, Mr. Nigel R D Orchard—Didcot B 発電所所長, 羽田, Mr. Glyn Walton—Didcot B 発電所保修部長, Mr. B A Marlow—GEC Alsthom 社 Large Steam Turbine 部門技術部長, Dr. Michael J Moore—IMEchE, Journal of Power and Energy 誌編集委員長

PROGRAMME FOR VISIT OF MR HISAO HANEDA TO DIDCOT

- 10.45 ARRIVE AT DIDCOT B
REFRESHMENTS
- 11.00 DISCUSSION OF MAINTENANCE ISSUES, INCLUDING PRESENTATIONS BY
DIDCOT B AND DIDCOT A
- 12.00 TOUR OF DIDCOT B
- 12.45 LUNCH, DIDCOT A
- 13.30 TOUR OF DIDCOT A
- 15.15 TEA WITH DIDCOT A
- 15.45 DEPART FOR 16.09 TRAIN AT DIDCOT PARKWAY

VISIT OF MR HISAO HANEDA



図2⁽²⁾ Didcot B 発電所見学・討議プログラム

から諸兄のご関心を引きそうなテーマにつき, 幸い Mr. Nigel R D Orchard, Mr. Glyn Walton 両氏の御了解が得られたので, 紹介することと致したい。

Didcot B 発電所概要

表1⁽³⁾にDidcot B 発電所概要を示す。図3⁽¹⁾にDidcot B 発電所建設状況航空写真を示す。手前に見えるのが, 2号ガスタービン側でこの写真を撮った時点で1, 2号向けの HRSG が殆ど出来上がっているのが分かる。

図4⁽²⁾にDidcot B 発電所基本プラント配置を, 図5⁽³⁾に同発電所完成予想鳥瞰図を示す。このプラントはガスタービン2機に対して蒸気タービン1機が配置される, いわゆる多軸型配置となっている。図で向かって左側に示されている方が1, 2号ガスタービンで, 図に示されているようにこれらのガスタービンはガスタービンの左右2方向に設けられたサイロ型の燃焼器に天然ガスが導入されている。これに対して1997年に完成する予定の3, 4号ガスタービンではアニュラ型の燃焼器が設置される予定となっている。1, 2号モジュールの熱効率は55.6%

表1⁽³⁾ Didcot B 発電所設備概要

プラント	容量	1,360MW
	熱効率	55-56% (LHV 基準)
ガスタービン(4)	製造者	Siemens
	型式	V94-3 及び V94-3A
	燃焼器	Siemens HR-3
	燃料	天然ガス
	容量	225MW
蒸気タービン(2)	製造者	Siemens
	型式	3 段圧、再熱式
	蒸気圧力	100/25/4 bar
	蒸気温度	520/520/256 °C
HRSG	製造者	ICL, Derby Nooter Ericksen 設計
	型式	自然循環、ガス水平流
	蒸気量	325,000kg/h
冷却塔	製造者	Balcke Duerr
	型式	ハイブリッド、タワー型
	容量	30,000,000kg/h/モジュール



図3⁽¹⁾ Didcot B 発電所建設状況航空写真

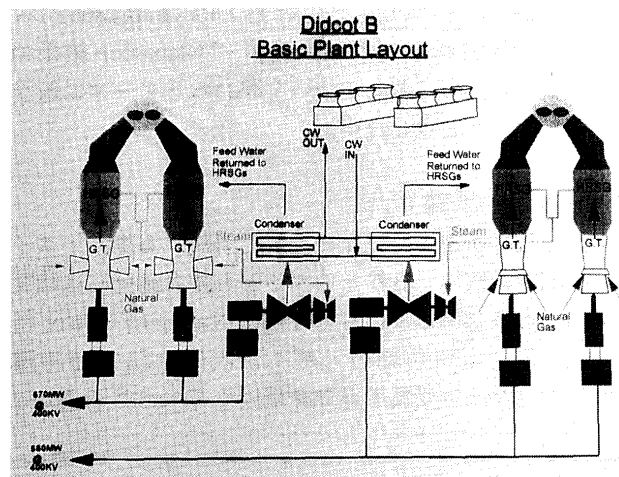
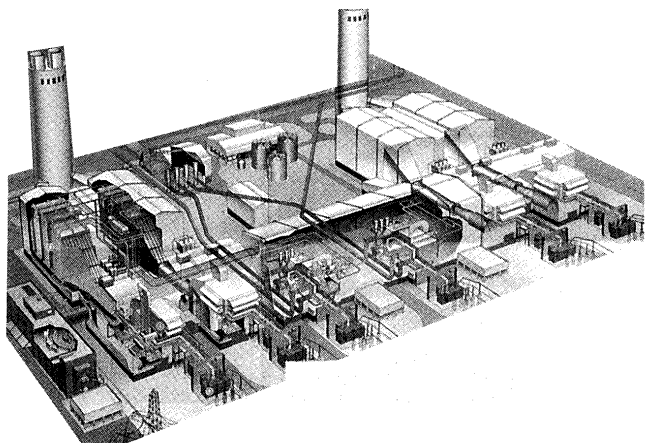
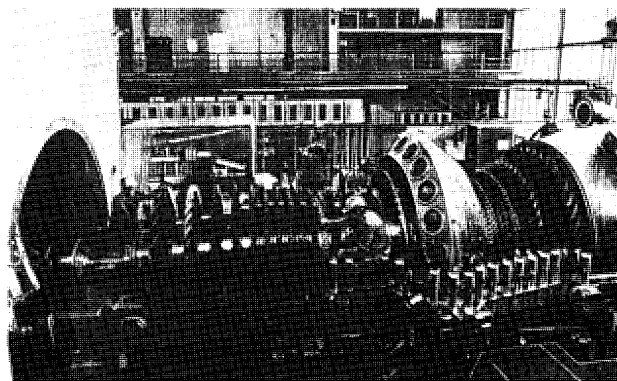
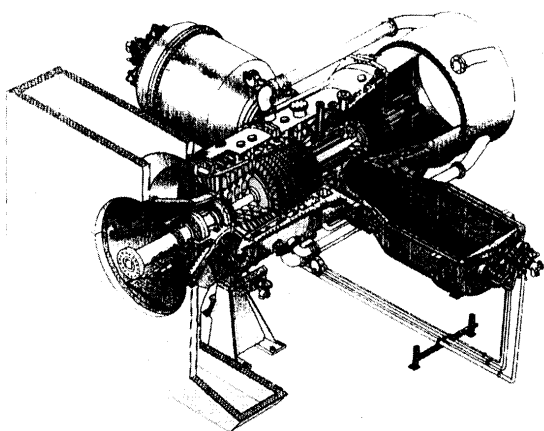


図4⁽²⁾ Didcot B 発電所基本プラント配置

図 5⁽³⁾ Didcot B 発電所完成予想鳥瞰図図 7⁽²⁾ Didcot B 発電所 3, 4 号ガスタービン向けと同シリーズの Siemens モデル V 84-3 A ガスタービン図 6⁽²⁾ Didcot B 発電所 1, 2 号ガスタービン向け Siemens モデル V 94-3 ガスタービン

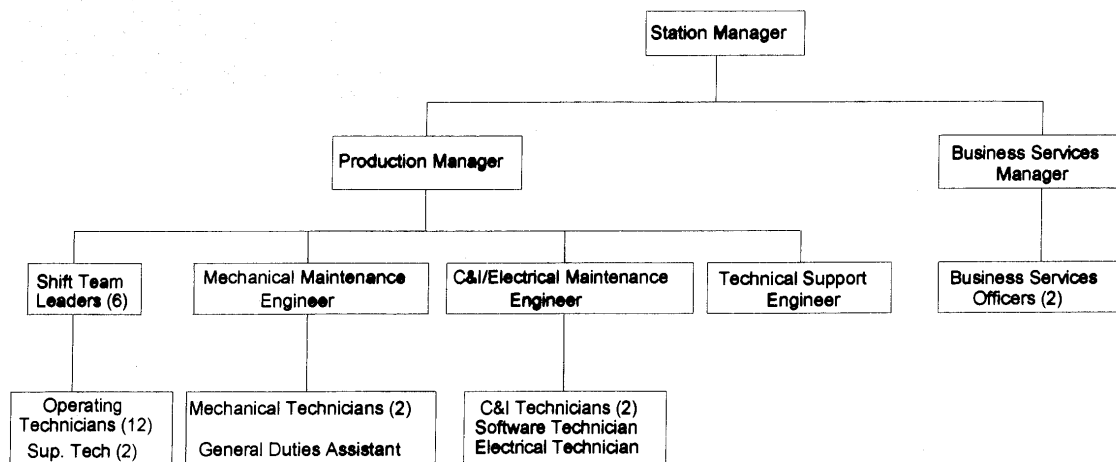
(LHV 基準)であるが、改良型のアニュラ型燃焼器を有する 3, 4 号モジュールでは 56.5% (LHV 基準) となる予想であるとのことである。図 6⁽²⁾ に 1, 2 号ガスタービン向け Siemens モデル V 94-3 ガスタービンのカットアウェイ図を示す。また、図 7⁽²⁾ にはベルリンの試験設備に設置した 3, 4 号ガスタービン向け Siemens モデル V 94-3 A と同シリーズの V 84-3 A ガスタービンの写真を示す。

発電所職員数とコンピュータマウスによる運転

Didcot B 発電所は最終的には 1,360 MW の発電設備となる予定であるが、この発電所を高度に訓練された総計 34 名の職員で運営していく計画としている (図 8⁽¹⁾)。

このため教育訓練計画を重視すると共に、中央操作室ではコンピュータマウスでクリックすることによりポン

DIDCOT B CCGT STAFF STRUCTURE



VISIT OF MR HISAO HANEDA



National Power

図 8⁽²⁾ Didcot B 発電所職員構成

図 9⁽¹⁾ Didcot B 発電所中央操作室操

プ起動停止、バルブの開閉、スイッチの開閉などを行うなど、合理化、省力化を図っている。(図 9⁽¹⁾)

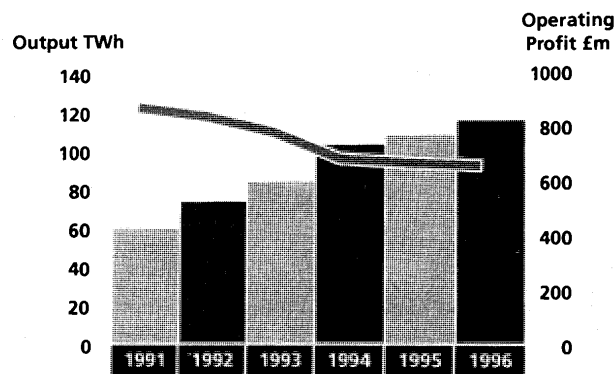
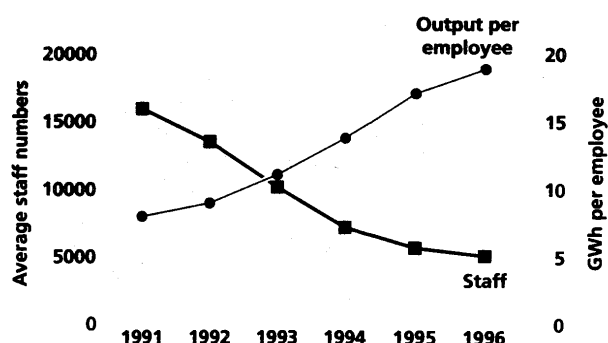
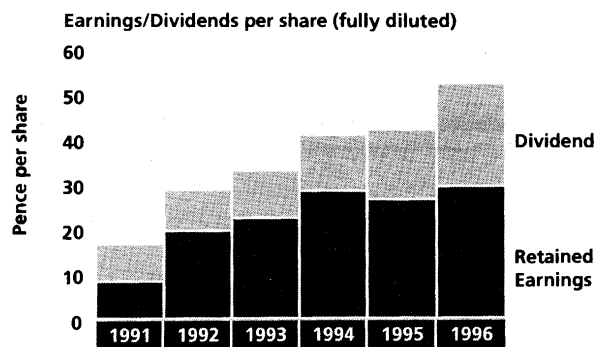
National Power 社のマーケットシェアと職員数

今から 5 年前、National Power 社が民営化された当初は同社の England 及び Wales におけるマーケットシェアは 40%、120 TWh (1200 億 kWh) 強 (東京電力のほぼ 1/2) であったが、民営化後の 5 年間で、英国国内の原子力発電による発電原価の安い電力や、海底送電線によって送られてくる安価なフランス産電力 (これも原子力が主体) に押され、市場規模は僅かながら増大しているが、1996 年 3 月末終了年度ではマーケットシェア 32%、販売電力量 91 TWh (910 億 kWh) に落ち込んでいる。しかしながら、これに反し同社営業利益は、発電効率向上計画と厳しいコストダウン対策が功を奏し、約 40 億ポンドより 80.6 億ポンドと倍増している (図 10⁽⁴⁾)。

これは高効率の新鋭 CCGT の導入などによる燃料コストの削減もさることながら、業務の大幅見直しによる人員の大幅削減が寄与しているところも大きい。民営化直後の 1991 年に 15,713 人であった同社人員が、1996 年には、実に 1/3 以下の 4,427 人にまで、10,266 人も減少している (図 11⁽⁴⁾)。このため一株あたりの所得は民営化直後の 1991 年に 17 ペンスであったが、実に 3 倍の 52 ペンスにまで増大している (図 12⁽⁴⁾)。

National Power 社は国内でのマーケットシェアの落ち込みを補う為であったか、海外での IPP 事業にも熱心で、米国、ポルトガル、パキスタン、インド、中国などのプロジェクトにも積極的に取り組んでいる。Didcot B 発電所長の Mr. Nigel R D Orchard 自身も 1994 年まではポルトガル Pego (2 × 350 MW) 発電所の所長をしていた由である。⁽²⁾

National Power 社の現状は、規制緩和時代に入った我が国の将来の電力事情の前途を先取りしている点もあるのではないかとさえ、考えさせられるところが多かった。本報告が色々な意味で読者諸兄の御参考になれ

図 10⁽⁴⁾ National Power 社における販売電力量及び営業利益の推移図 11⁽⁴⁾ National Power 社における職員数及び職員一人当たり販売電力量の推移図 12⁽⁴⁾ National Power 社における一株当たり所得の推移

ば幸甚である。

参考文献リスト

- (1) Current Thinking, Issue two, (August 1996), National Power PLC, p.30-33
- (2) Nigel R D Orchard & Glyn Walton, Copies of OHP Sheets presented at Visit of Hisao Haneda on Didcot B, National Power, (20 September 1996)
- (3) Didcot B News, (May 1996), National Power PLC, p.2-3
- (4) National Power Report & Accounts 1996, (June 1996), National Power PLC, p.4-5

ポンプ駆動用 ST 6 立型ガスタービン

中村 修三*¹
NAKAMURA Shuzo

1. はじめに

近年、排水機場は設置場所の市街化により、排水機場のコンパクト化、低騒音化に有効なガスタービンの採用が増加の傾向にある。

荏原製作所は P&W カナダ社の航転型 ST 6 ガスタービンを使用して、排水機場向けによりコンパクトな立型ガスタービンを開発した。

この ST 6 型ガスタービンは航空機用 PT 6 として、小型ビジネス機やヘリコプター用ターボプロップエンジンとして使用され、33,000 台以上の使用実績のあるガスタービンである。

荏原製作所は排水機場の信頼性の向上や保守の容易性コンパクト化を目的に従来ディーゼルエンジン駆動のポンプにガスタービンを納入し実績を重ねてきたが、更なる機場のコンパクト化を目的とした立型ガスタービンを

開発した。

以下、本ガスタービンの概要を紹介する。

2. ST 6 立型ガスタービンの特徴

ST 6 ガスタービンはポンプ駆動に適した出力軸回転数の可変可能な単純開放サイクル 2 軸式で、出力タービンは 1 段と 2 段の 2 種類の構造がある。

ガスタービンの立型化にあたっては設計上の安全性、機械的信頼性、耐久性を検討し、主に下記の改造を行った。

- (1) ガス発生機部軸受改造。
- (2) 潤滑油系統の変更を行い、減速機直結給排油ポンプの他起動停止時の強制給排油ポンプの取り付け。
- (3) ドレーンシステムの改造。

表 1 PW-7 MV 主要仕様一覧

今回の実証機種

項目	パッケージ名 ガスタービン機種	PW-7 MV ST6L-81
型式		単純開放サイクル 2 軸式
定格出力	PS	840
ガス発生機定格回転数	min ⁻¹	37100
タービン出力軸回転数	min ⁻¹	30000
減速機回転数	min ⁻¹	590
圧縮機最大圧力比 (設計値)		約 8.2
構造	圧縮機	軸流 3 段 + 遠心 1 段
	燃焼器	円環式
	圧縮機タービン	軸流 1 段
	出力タービン	軸流 2 段
	出力タービン速度範囲	約 60~100%
	軸受	転がり軸受
燃料消費率	g/PSH	289
使用燃料		A 重油、灯油、軽油
始動方式		電気式

出力条件) 周囲温度 37℃以下 大気圧 920hPa以上

吸気抵抗 100mmAq 以下、排気抵抗 300mmAq 以下

原稿受付 1996 年 9 月 25 日

* 1 (株) 荏原製作所 〒144 東京都大田区羽田旭町 11-1

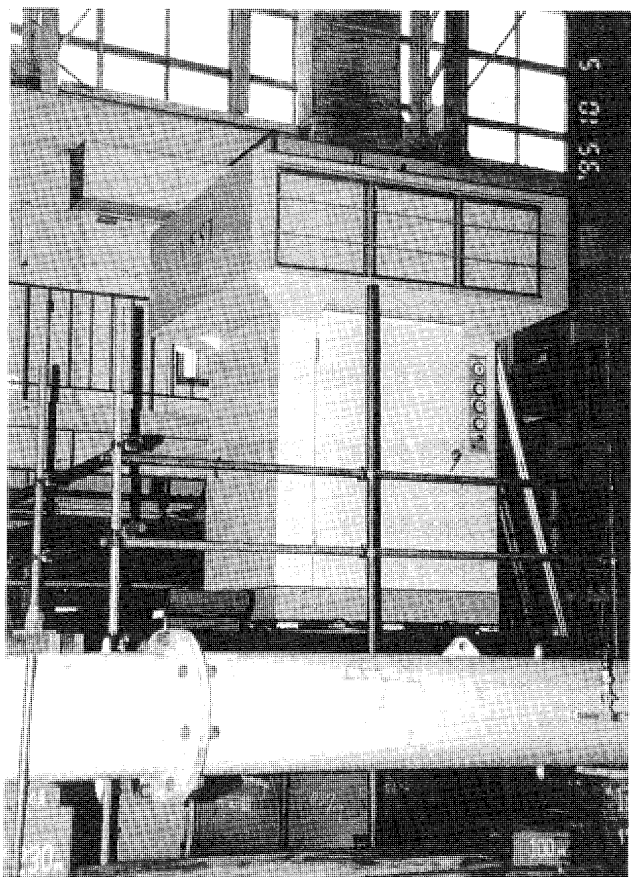


図1 立型ガスタービン実証試験

(4) 起動・停止制御回路変更。

3. 運転実績

ST 6 立型ガスタービンは1994年末より工場試験で各部計測を行いながら機械的安全性、信頼性、性能を確認した。また、72時間連続耐久試験を含め約500時間の運

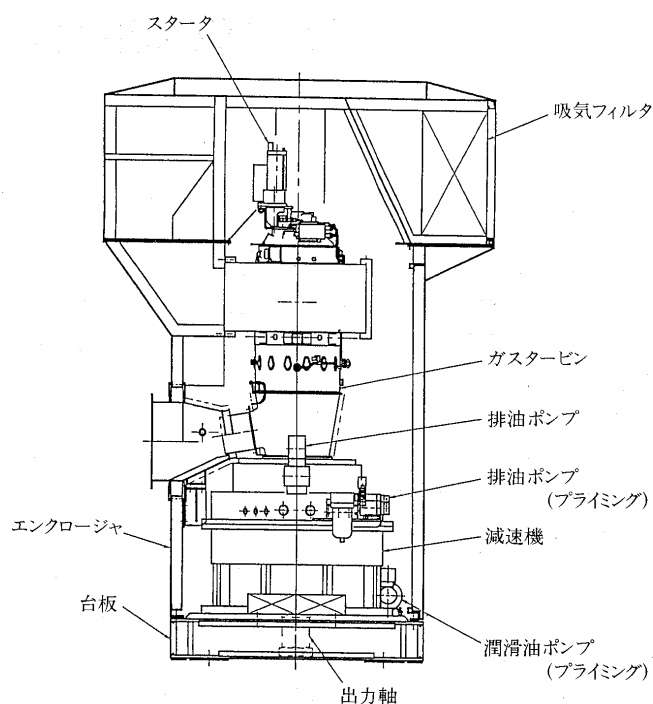


図2 PW-7 MV 機器配置図

転試験及び斜流ポンプとの組み合わせ試験を行い、ポンプ駆動用としての十分な適合性を確認した。

4. おわりに

今後製品化に向けて、ST 6 に ST 18 シリーズを加え、500 PS～2000 PS クラスの立型化を順次進め、排水機場の信頼性向上、コンパクト化、及び低公害化に寄与したいと考えている。

三井 SSS ガスタービン吸気冷却設備

内田 和男^{*1}

UCHIDA Kazuo

1. はじめに

ガスタービンの気温出力特性を改善し夏場の高温時にも最大出力，最高効率を維持するガスタービン吸気冷却システムとして氷蓄熱式ガスタービン吸気冷却システムを実用化したのでその概要を紹介する。

2. 氷蓄熱式冷却システムのメリット

(1) 省エネルギー性

夜間電力を利用し高い効率で冷熱貯蔵し夏期昼間の高需要時に発電出力を増加させることにより省エネルギーに加え負荷平準化効果がある。

(2) コンパクト性

蓄熱分の併用により冷凍機容量を最大負荷の 50% 以下にできる。また，氷の潜熱蓄熱のため蓄熱槽の大きさを冷水蓄熱の場合の 1/6 以下にできる。

(3) 経済性

季節別時間帯別契約に蓄熱調整契約を併用することにより夜間電力料金が更に 1/2 に割引かれる。

(4) 各種優遇措置の適用

電力負荷平準化設備に対するエネルギー需給構造改革投資促進税制に基づく税制上の助成措置，低利融資制度

の適用などの優遇措置が利用できる。

3. 三井 SSS ガスタービン吸気冷却システムの概要

三井 SSS (シャベットサプライシステム) ガスタービン吸気冷却システムの概要を図 1 に示す。三井 SSS はシェル・チューブ式熱交換器の管内を流れるブライン(不凍液)を冷却することによりシャベット状の水スラリーを晶析させる管内連続製氷システムである。

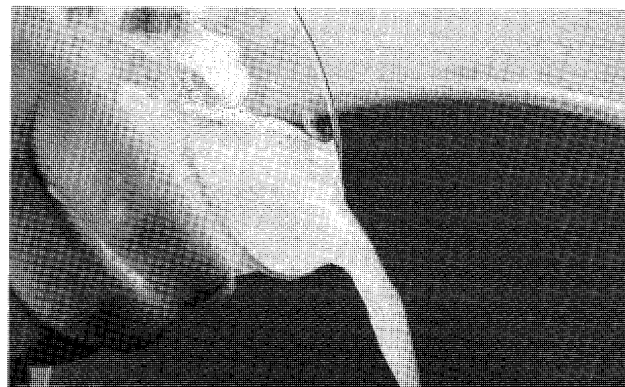


図 2 水スラリーの流動状況

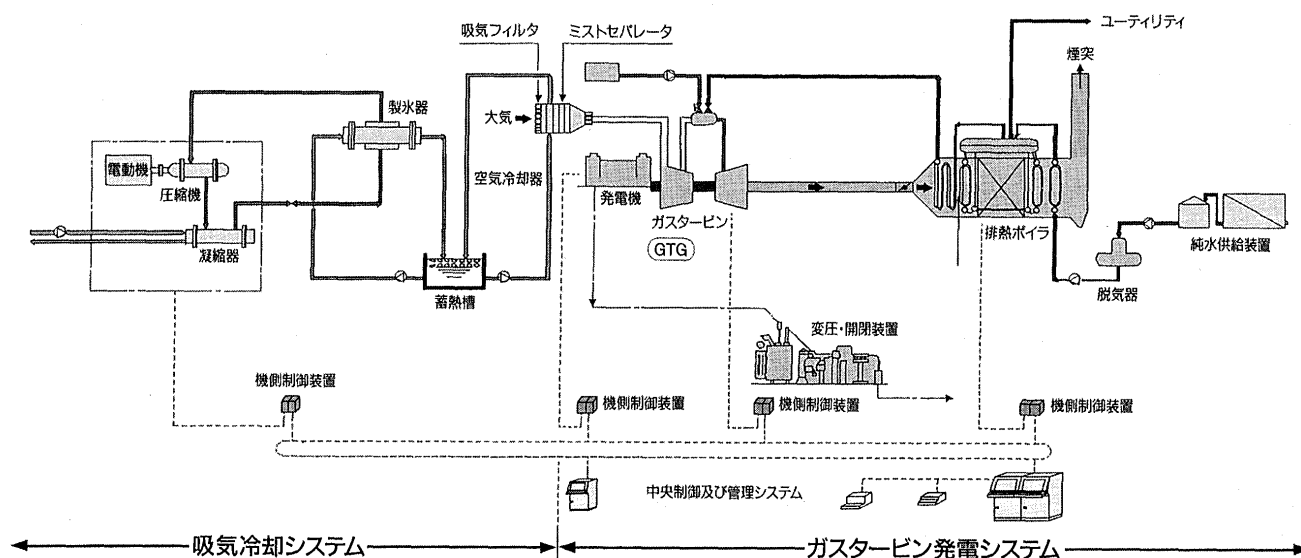


図 1 三井 SSS ガスタービン吸気冷却システムの概要

原稿受付 1996 年 11 月 5 日

* 1 三井造船(株)玉野事業所 〒706 岡山県玉野市玉 3-1-1

表1 三井 SSS ガスタービン吸気冷却設備

型 式	冷却能力 URST	処理風量 m ³ N/h(乾き)	相当ガスタービン出力 kW
SSS-G 100	130	36,000	3,500
SSS-G 200	270	75,000	7,000
SSS-G 500	540	144,000	16,000
SSS-G 1000	1,100	309,000	33,000
SSS-G 2000	1,900	557,000	60,000

条件: 表中に示す冷却能力は大気湿球温度: 27°C, 大気乾球温度: 35°C, 冷却後ガスタービン吸込空気温度: 5°C, 運転時間: 冷凍機 10 時間(夜間蓄熱), ガスタービン 10 時間(昼間解氷及び冷凍機追掛運転) の場合を示す。

冷却能力: 1 USRT = 3,024 kcal/h

SSS による氷は直径 100 μ 程度の微細粒子で、ブラインと氷は一樣に混じり合った状態で搬送されるためポンプ・バルブなどでは液体として取り扱うことができる。したがって製氷器と蓄熱槽の位置関係および蓄熱槽形状

表2 三井 SSS-G 1000 主要目

冷 凍 機	スクリー式	2,420 Mcal/h $\times$ 1 基 (2,800 kW)
製 氷 器	シェル&チューブ型	302 Mcal/h $\times$ 8 基 (350 kW)
蓄 熱 槽	鋼製自立型	890 m ³
吸気冷却器	プレートフィンコイル型	6,050 Mcal/h (7,000 kW)

をサイトの制約に合わせて選定することができる。

また、微細な氷粒子は表面積が大きいため吸気冷却運転時には急速解氷が可能であり、負荷変動に対する応答性が高く安定したガスタービン出力が得られる。図2に氷スラリーの流動状況を示す。

表1に三井 SSS ガスタービン吸気冷却設備の処理能力を、表2に平成8年8月より運転開始した800 US 冷凍トン級設備の主要目を示す。

平成8年度第1回見学会・技術懇談会報告

ヤンマーディーゼル(株)尼崎工場

三菱重工業(株) 佃 嘉章
TSUKUDA Yoshiaki

10月25日(金)ヤンマーディーゼル(株) 尼崎工場の見学会および中小型ガスタービンの利用技術について技術懇談会が開催されました。大学関係者、ユーザ、ガスタービンメーカ、パッケージャーなどから巾広く研究者、技術者が参加されました。

開会に先立ち、三宅地方委員会委員長から、今回の見学会の開催を快諾していただいたヤンマディーゼル(株)殿に謝辞を述べられました。又、ヤンマーディーゼル(株)尼崎工場高橋工場長殿から御挨拶並びに尼崎工場の御紹介をいただきました。

見学は、ヤンマーディーゼル(株)の主力製品であるディーゼルエンジンの主要製作工程を含め、ヤンマーガスタービンのタービン翼・ディスクの加工、圧縮機翼・ディスクの加工、組立状況、試運転工場等製作工程が良く理解できる内容でした。

見学会後、技術懇談会が開かれ、ヤンマーディーゼル

(株)殿 西原部長より「ポンプ用小型2軸ガスタービンについて」の講演がありました。従来ディーゼルエンジンが主力であった用途分野にガスタービンが冷却水不要・起動信頼性が高い等の特長により着実に地歩を築きはじめている状況が示され、ガスタービンの関係者としては意を強くできた内容でした。

引続き川崎重工業(株)浜平部長より「中小型ガスタービンの利用技術について」と題して、熱サイクル上の利点を踏まえたガスタービン利用技術の紹介又、将来のセラミック適用可能性まで含めた内容の紹介がありました。

いずれも興味深い内容であり、有意義な技術懇談会となりました。

ご多忙中のところ、この度の見学の準備および当日いろいろお世話いただきましたヤンマーディーゼル(株)の方々に心よりお礼申し上げます。(地方委員会委員)

本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第8回液体微粒化講習会	H 8/10/24-25 東京ガス エネルギー技術研究所 6階講堂	日本エネルギー学会 TEL 03-3834-6456 FAX 03-3834-6458
加工材表面の美的評価	H 8/11/19 (財)大谷美術館	日本機械学会 TEL 03-5360-3500
部門・関西支部合同第22回講習会 —数値シミュレーションはエンジンの性能向上に役立つか?—	H 8/11/27-28 同志社大学工学部	日本機械学会関西支部 TEL 06-443-2073
コージェネレーションシンポジウム '96 (第12回)	H 8/11/27-28 経団連会館	日本コージェネレーション研究会 TEL 03-3433-5044
第14回燃焼の基礎に関する講習会	H 8/12/5-6 東京ガス エネルギー技術研究所 6階講堂	日本エネルギー学会 TEL 03-3834-6456
第221回講習会—エネルギー有効利用の最新動向と実施例—	H 9/1/21-22 大阪科学技術センター	日本機械学会関西支部 TEL 06-443-2073
第4回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 9/1/30-31 工学院大学 新宿校舎	日本非破壊検査協会 TEL 03-5821-5105
第4回アジア学術会議 —科学者フォーラム—	H 9/2/3-7 日本学術会議・三田共用会議所	日本学術会議事務局 TEL 03-3403-1949
コージェネレーション&分散型発電システム総合展	H 9/10/14-16 有明・東京国際展示場	MESAGO ジャパン(株) TEL 03-3359-0894

平成8年度第1回見学会・技術懇談会報告

ヤンマーディーゼル(株)尼崎工場

三菱重工業(株) 佃 嘉章
TSUKUDA Yoshiaki

10月25日(金)ヤンマーディーゼル(株) 尼崎工場の見学会および中小型ガスタービンの利用技術について技術懇談会が開催されました。大学関係者、ユーザ、ガスタービンメーカ、パッケージャーなどから巾広く研究者、技術者が参加されました。

開会に先立ち、三宅地方委員会委員長から、今回の見学会の開催を快諾していただいたヤンマディーゼル(株)殿に謝辞を述べられました。又、ヤンマーディーゼル(株)尼崎工場高橋工場長殿から御挨拶並びに尼崎工場の御紹介をいただきました。

見学は、ヤンマーディーゼル(株)の主力製品であるディーゼルエンジンの主要製作工程を含め、ヤンマーガスタービンのタービン翼・ディスクの加工、圧縮機翼・ディスクの加工、組立状況、試運転工場等製作工程が良く理解できる内容でした。

見学会後、技術懇談会が開かれ、ヤンマーディーゼル

(株)殿 西原部長より「ポンプ用小型2軸ガスタービンについて」の講演がありました。従来ディーゼルエンジンが主力であった用途分野にガスタービンが冷却水不要・起動信頼性が高い等の特長により着実に地歩を築きはじめている状況が示され、ガスタービンの関係者としては意を強くできた内容でした。

引続き川崎重工業(株)浜平部長より「中小型ガスタービンの利用技術について」と題して、熱サイクル上の利点を踏まえたガスタービン利用技術の紹介又、将来のセラミック適用可能性まで含めた内容の紹介がありました。

いずれも興味深い内容であり、有意義な技術懇談会となりました。

ご多忙中のところ、この度の見学の準備および当日いろいろお世話いただきましたヤンマーディーゼル(株)の方々に心よりお礼申し上げます。(地方委員会委員)

本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第8回液体微粒化講習会	H 8/10/24-25 東京ガス エネルギー技術研究所 6階講堂	日本エネルギー学会 TEL 03-3834-6456 FAX 03-3834-6458
加工材表面の美的評価	H 8/11/19 (財)大谷美術館	日本機械学会 TEL 03-5360-3500
部門・関西支部合同第22回講習会 —数値シミュレーションはエンジンの性能向上に役立つか?—	H 8/11/27-28 同志社大学工学部	日本機械学会関西支部 TEL 06-443-2073
コージェネレーションシンポジウム '96 (第12回)	H 8/11/27-28 経団連会館	日本コージェネレーション研究会 TEL 03-3433-5044
第14回燃焼の基礎に関する講習会	H 8/12/5-6 東京ガス エネルギー技術研究所 6階講堂	日本エネルギー学会 TEL 03-3834-6456
第221回講習会—エネルギー有効利用の最新動向と実施例—	H 9/1/21-22 大阪科学技術センター	日本機械学会関西支部 TEL 06-443-2073
第4回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 9/1/30-31 工学院大学 新宿校舎	日本非破壊検査協会 TEL 03-5821-5105
第4回アジア学術会議 —科学者フォーラム—	H 9/2/3-7 日本学術会議・三田共用会議所	日本学術会議事務局 TEL 03-3403-1949
コージェネレーション&分散型発電システム総合展	H 9/10/14-16 有明・東京国際展示場	MESAGO ジャパン(株) TEL 03-3359-0894

第 11 回秋季講演会・見学会の報告

(株)荏原総合研究所 丸田 芳幸

MARUTA Yoshiyuki

平成 8 年 11 月 7 日に宮崎市の宮崎厚生年金会館において第 11 回ガスタービン秋季講演会が開催され、翌日の 8 日には宮崎シーガイア・エンジニアリングシステムと宮崎大学新キャンパスの見学会が行なわれた。この度の講演会ではオーガナイズドセッションを企画しなかったが数多くの発表が集まり、燃焼器関係の 8 件、材料関連の 8 件、セラミックスガスタービン (CGT) 関連の 8 件などを中心に全体で 48 件の研究発表が 3 室に分かれて、朝から夕方まで会場の利用時間を日一杯に使って行なわれた。参加者数が昨年の新潟の講演会での数には及ばなかったが、117 名の参加者が遠路から集まってきた。自動車用 CGT のセッションへの出席者が数多くあり、オーガナイズドセッションにしなくてもこれだけの発表と出席者が集まって熱心に討議しているということは、CGT がガスタービンの分野での注目の的であることを示唆している。午後の材料関連のセッションでも CGT に関連して発表が幾つか行なわれていた。

昼過ぎの特別講演では、宮崎大学農学部藤原宏志教授に「初期稲作技術と農耕具」のテーマで、古代の稲作の起源とその当時の水田の大きさがその後どのように変遷してきたのかを、またそれらをどのように調べているのかを分かりやすく解説して頂いた。古代日本人が食べるために苦勞した技術にも、ガスタービン関連の技術と共通する面が在ったり、全く逆であったりして関心が絶えない特別講演であったように思う。宮崎と言えば観光地であるが、朝から夕方まで講演会の各室では熱心な発表と質疑が続き、観光に抜け出す人もほとんどないまま講演会が進行していった。

講演会終了後の懇親会は南国宮崎のイメージのままの明るい形のパーティであった。今回限りとして、講演発表を 1 番目に申し込んだ方と講演原稿を最初に提出した方の 2 名に大田委員長から感謝賞が贈呈された。また宮崎大学の西教授のご厚意により地元「ひよっこ踊り保

存会」の有志によるひよっこ踊りの飛び入りがあり、出席者一同大喜びであった。宮崎のおいしい焼酎の空徳利が増える中で、懇親会は和気あいあいのうちにお開きとなっていった。

翌日の見学会には 54 名の参加者があり、大型バスで午前中に宮崎シーガイアを見学した。アドベンチャーシアターの大型揺動台駆動装置・大規模波浪発生装置・ガスエンジンコジェネレーションシステム・高層建築ハイブリッド制振装置や電力集中管理システムを宮崎シーガイアの設備管理担当者の案内で見学した。110 人近くが楽しめるアドベンチャーシアターの揺動座席台は 6 本足のロボットのように、装置を見学しているうちに揺動座席に乗ってみたいと考える参加者が多くなり、シーガイア殿のご厚意で全員で試乗することができた。オーシャンドームの中は常に 30℃ の室温になっており、見学者もワイシャツになって汗を拭きながらの設備見学となった。

おいしい会席料理の昼食の後、午後は宮崎大学の新キャンパスを、本学会地方委員である西先生とその研究室の方々の案内で見学した。この宮崎大学新キャンパスは新興住宅街の奥で広い敷地に 3 学部が集まっており、大変落ち着いたあるキャンパスであった。最後に西研究室の乱流制御風洞・HAC・垂直壁面移動ロボットを見学し、夕方、見学会のバスが宮崎空港に着いたところで解散になったが、そこからシーガイアに戻る人や、翌日の観光に備えて宮崎市内へ戻る参加者も数人いたようであった。来年の秋季講演会は奈良近辺での開催を計画しており、再び多数の会員の皆様が参加されることを期待しています。

なお、今回の講演会と見学会においては地方委員の宮崎大学の西教授にひとかたならぬご協力を頂き、この場を借りて感謝する次第です。

(学術講演会委員)

(社)日本ガスタービン学会 第22期事業計画, 予算承認手続きの件

総務理事

前略 会員各位におかれましては日頃学会活動にご協力頂きまして、誠に有り難うございます。

この度、文部省より次年度の事業計画と予算につきましては、今年度中に文部省に提出するよう指導を受けました。しかしながら、従来の日程では今期中に第22期の事業計画と予算を文部省に提出することは困難となります。そこで、大変申し訳ございませんが、次の手順により第22期の諸案を決定することをお認め頂きたく、お願い申し上げます。

すなわち、第21期理事会にて第22期の諸原案を審議し、作成したものを文部省に提出する。したがって、文部省へ提出するための第22期諸案審議の評議員会と総会の年度内開催は省略し、当年度理事会に委任する。ただし、文部省へ提出した第22期事業計画と予算については、来年4月に開催予定の評議員会と通常総会においてご審議頂く、これらの審議の結果、変更が必要と判断された場合は、最終的に承認された変更内容を文部省に届ける。

以上の手続きに対し異議のございます方は、大変恐縮とは存じますが、日本ガスタービン学会事務局宛て、平成9年1月24日(金)迄に、その旨ご連絡下さい。ご連絡の無い場合は、お認め頂いたものと判断させていただきます。

以上

ガスタービン学会地方委員会**平成8年度 第1回ガスタービンフォーラムのお知らせ**

1. 日 時 平成9年3月3日(月)
13:30~16:30
2. 場 所 大阪大学吹田キャンパス
銀杏会館 大会議室
3. テーマ ターボ機械の不安定現象
4. 講演内容
下記の内容について講演の予定です。
 - (1) 翼列不安定の物理的機構
大阪大学基礎工学部 辻本良信氏
 - (2) 非圧縮翼列の三次元解析
大阪大学工学部 三宅 裕氏
 - (3) 圧縮翼列の不安定解析
大阪大学基礎工学部 横田和彦氏
5. 交 通
 - (1) 新大阪より地下鉄(北大阪急行)千里中央駅下車。
千里中央より「阪大本部前」行き乗車、終点にて下車。構内徒歩10分。
 - (2) 伊丹空港よりバス「阪大本部前」行き乗車。終点にて下車。構内徒歩10分。
 - (3) 阪急電車 北千里駅下車。徒歩15分またはタクシー-5分。
6. 参加要領
 - (1) 定員50名(申込先着順)
 - (2) 参加ご希望の方は、往復はがき又はファックスにて「大阪大学フォーラム」と書き、氏名・所属・連絡先住所(返信はがきにも)・電話・ファックス番号を明記の上、97年2月14日(金)(消印有効)までに、事務局へお申し込み下さい。
また、フォーラムのテーマに沿った内容での話題提供並びに討議の希望があれば、併せてその由を記載下さい。
 - (3) 参加費4000円(資料代含む)
当日、受付にてお支払い願います。

(社)日本ガスタービン学会 第22期事業計画, 予算承認手続きの件

総務理事

前略 会員各位におかれましては日頃学会活動にご協力頂きまして、誠に有り難うございます。

この度、文部省より次年度の事業計画と予算につきましては、今年度中に文部省に提出するよう指導を受けました。しかしながら、従来の日程では今期中に第22期の事業計画と予算を文部省に提出することは困難となります。そこで、大変申し訳ございませんが、次の手順により第22期の諸案を決定することをお認め頂きたく、お願い申し上げます。

すなわち、第21期理事会にて第22期の諸原案を審議し、作成したものを文部省に提出する。したがって、文部省へ提出するための第22期諸案審議の評議員会と総会の年度内開催は省略し、当年度理事会に委任する。ただし、文部省へ提出した第22期事業計画と予算については、来年4月に開催予定の評議員会と通常総会においてご審議頂く、これらの審議の結果、変更が必要と判断された場合は、最終的に承認された変更内容を文部省に届ける。

以上の手続きに対し異議のございます方は、大変恐縮とは存じますが、日本ガスタービン学会事務局宛て、平成9年1月24日(金)迄に、その旨ご連絡下さい。ご連絡の無い場合は、お認め頂いたものと判断させていただきます。

以上

ガスタービン学会地方委員会**平成8年度 第1回ガスタービンフォーラムのお知らせ**

1. 日 時 平成9年3月3日(月)
13:30~16:30
2. 場 所 大阪大学吹田キャンパス
銀杏会館 大会議室
3. テーマ ターボ機械の不安定現象
4. 講演内容
下記の内容について講演の予定です。
 - (1) 翼列不安定の物理的機構
大阪大学基礎工学部 辻本良信氏
 - (2) 非圧縮翼列の三次元解析
大阪大学工学部 三宅 裕氏
 - (3) 圧縮翼列の不安定解析
大阪大学基礎工学部 横田和彦氏
5. 交 通
 - (1) 新大阪より地下鉄(北大阪急行)千里中央駅下車。
千里中央より「阪大本部前」行き乗車、終点にて下車。構内徒歩10分。
 - (2) 伊丹空港よりバス「阪大本部前」行き乗車。終点にて下車。構内徒歩10分。
 - (3) 阪急電車 北千里駅下車。徒歩15分またはタクシー-5分。
6. 参加要領
 - (1) 定員50名(申込先着順)
 - (2) 参加ご希望の方は、往復はがき又はファックスにて「大阪大学フォーラム」と書き、氏名・所属・連絡先住所(返信はがきにも)・電話・ファックス番号を明記の上、97年2月14日(金)(消印有効)までに、事務局へお申し込み下さい。
また、フォーラムのテーマに沿った内容での話題提供並びに討議の希望があれば、併せてその由を記載下さい。
 - (3) 参加費4000円(資料代含む)
当日、受付にてお支払い願います。

ガスタービンシンポジウム開催のお知らせ

今年度のガスタービンシンポジウムを下記要領で開催致します。本年度は新しい試みとして講師の方々の講演をきっかけとして、参加者の方々が主体的に参画して大いに発言して戴ける討論形式としました。

今回は、「21世紀に向けてガスタービンに何を期待するか」をテーマとして、サブテーマを「高効率化を目指して」としております。高効率化への取り組みや課題として、高温化や新サイクルの採用があります。そして、運用、経済性評価、メンテナンス性、環境対応等多岐に渡る内容を含んでいます。講師の方々には、それぞれのご専門の立場から話題を提供して戴き、活発な討論を期待しています。また、討論会終了後に、講師、参加者間の交流を更に深めて戴くために懇親会も予定しております。奮ってご参加ください。

1. 日 時: 平成9年2月26日(木)

14:00-17:00 講演・討論

17:15-19:00 懇親会

2. 場 所: 化学会館 右記地図参照

千代田区神田駿河台1-5 (03)3292-6161

JR, 地下鉄「御茶の水」下車徒歩3分

3. テー マ: 「21世紀に向けてガスタービンに何を期待するか」

サブテーマ: 高効率化を目指して

(1) 高温化の面から

航空宇宙技術研究所熱流体力学部長

吉田 豊明氏

(2) 新サイクルの面から

元徳島大学教授

竹矢 一雄氏

(3) 運用、経済性評価等の面から

東北電力(株)火力部課長

佐藤 実氏

(4) 運用、経済性評価等の面から

大阪ガス(株)エネルギー技術部課長

一本松正道氏

4. 参加要領:

(1) 参加費

1) 講演・討論 (資料代含む)

正会員 3,000 円

学生会員 1,000 円

会員外 5,000 円

2) 懇親会 (会員を問わず) 2,000 円

(2) 申込方法

とじ込み添付の申込書に必要事項をご記入の上、学会事務局宛平成9年2月14日(金)までにお送り下さい。

(3) 参加者の方々はご意見をお持ち寄り下さい。

(OHP の使用も出来ます)



《平成9年度学術講演会・講演論文募集のお知らせ》

下記の日程にて、日本ガスタービン学会（幹事団体）と日本機械学会の共催による第25回ガスタービン定期講演会および第12回秋季講演会を開催します。

1. 第25回ガスタービン定期講演会・講演論文募集

昨年第24回と同じ会場で開催します。また、スチューデント・セッションも継続することになりました。期日までに下記により講演の申し込みをお願いします。

開 催 日 1997年（平成9年）5月30日（金）

開 催 場 所 早稲田大学国際会議場3階
（東京都新宿区西早稲田、
早稲田大学西早稲田キャンパス）

講演申込締切 1997年（平成9年）1月17日（金）

講演原稿締切 1997年（平成9年）4月11日（金）

募 集 論 文

応募論文内容は最近の研究で未発表とします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限り、一般講演、オーガナイズドセッションへのご投稿を鋭意ご検討ください。昨年に続きスチューデントセッションも設けますので、大学院生の参加発表を積極的に奨励してください。

(1) 一般講演セッション

ガスタービンおよび過給機ならびにそれらの応用に関する理論や技術を扱ったもので、ガスタービン本体のみならず、補機・付属品、ガスタービンを含むシステムおよびユーザーの実績等も歓迎します。

(2) オーガナイズドセッション

下記のオーガナイズドセッションを企画します。講演数の制約により、あるいは講演の内容により、一般講演への変更をお願いする場合があります。

(a) 「中小型ガスタービンの開発と利用技術」

（機械駆動、小型コジェネ、航空機用等）

(b) 「CAEとガスタービン設計」

(3) スチューデントセッション

大学院生の講演発表と情報交換をこれまで以上に活発にするためのセッションです。下記のように広いテーマで講演募集をしますが、講演数の制約や講演内容によっては一般講演への変更をお願いする場合があります。（発表者は申込時に学生または大学院生であることとします）

テーマ：

「ガスタービンおよびターボ機械に関する基礎研究」

講演者の資格

本会会員もしくは日本機械学会会員で、1人1題目に限り、ります。

講演申込方法と採否の決定

巻末の申込書に必要事項を記入し、日本ガスタービン学会事務局に郵送してください。郵便未着（事故）の場合もありますので、送付されたことを電話・FAX等でご連絡下さい。（FAXで申し込みを行った場合は、郵便でも申込書をお送りください）

なお、講演申込後の講演題目、講演者、連名者の変更は受け付けません。

申込先

〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

(株)日本ガスタービン学会

TEL 03-3365-0095 FAX 03-3365-0387

講演発表の採否は両学会において決定し、2月20日までに結果をご連絡します。

講演原稿の提出

講演者は講演原稿を講演論文集原稿執筆要領に従って、A4用紙44字×40行（1ページ）2～6ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙と共に期限までに提出して下さい。提出された原稿はそのままの寸法で印刷し、学術講演会講演論文集（A4版）を作成します。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は採否の連絡に同封してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

(1) 原稿執筆要領に記載の要件を満たす講演論文は、著者の希望により、講演会終了後に技術論文として受理され、校閲を経て日本ガスタービン学会誌に掲載されます。技術論文投稿を希望される場合は、講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し、さらに技術論文原稿表紙、論文コピー2部、英文アブストラクトを添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。

(2) 講演者が日本機械学会会員であり、同学会出版物（論文集およびInternational Journal）への投稿を希望される場合は、日本機械学会の所定の手続きを経て投稿することになります。

2. 第12回ガスタービン秋季講演会(奈良)・見学会

平成9年度のカスタービン秋季講演会を奈良市にて開催致します。講演募集、見学会等の詳細は会誌6月号会告でお知らせします。スチューデントセッションの企画は予定しません。

開催日 1997年(平成9年)10月16日(木)、17日(金)

開催場所 奈良県奈良市内、奈良県新公会堂

講演申込締切 1997年(平成9年)7月4日(金)

講演原稿締切 1997年(平成9年)9月9日(金)

開催日に合わせて例年より早い期日に変更します。

募集論文内容 次号以降に詳細をお知らせします。

見学会 興味ある企画を予定しています。

GTSJ 第21期委員名簿

選挙管理委員会

森下輝夫(元 船 研)

飯田訓正(慶 大)

太田 有(早 大)

林 重雄(日 産)

春海一佳(船 研)

福田雅文(東 芝)

三上隆男(I H I)

会員委員会

能瀬弘幸(海洋科学
技センター)

池浦栄一(東京ガス)

石野寿生(日 立)

江田武司(川 重)

大森達郎(東 芝)

岸根 崇(三菱重工)

進藤重美(航 技 研)

土屋利明(東京電力)

服部学明(三井造船)

樋口新一郎(トヨタ)

藤川泰雄(日 産)

藤綱義行(I H I)

渡辺紀徳(東 大)

国際交流委員会

葉山眞治(東 大)

荒川忠一(東 大)

大田英輔(早 大)

川口 修(慶 大)

坂田公夫(航 技 研)

本阿弥眞治(東理大)

生産統計委員会

射延 功(川 重)

高間信行(東 大)

臼井俊一(N K K)

江田武司(川 重)

清野隆正(日 立)

藤岡昌則(三菱重工)

大森達郎(東 芝)

西原昭義(ヤンマー)

榊 純一(I H I)

秋田 隆(I H I)

上村正平(新潟鉄工)

御子神 隆(三菱重工)

計 報

終身会員 有賀 基君 77才 平成8年9月8日逝去

本会に関する記事

GTCJ 第1, 2, 3, 4期 評議員

第1, 2, 3, 4期 幹事

GTSJ 第1, 4, 5期 評議員

第1, 2期 理事

第1, 2期 組織検討特別委員

ご遺族

鎌倉市雪の下5-3-13 有賀 幸子殿

謹んで哀悼の意を表します

2. 第12回ガスタービン秋季講演会(奈良)・見学会

平成9年度ガスタービン秋季講演会を奈良市にて開催致します。講演募集、見学会等の詳細は会誌6月号会告でお知らせします。スチューデントセッションの企画は予定しません。

開催日 1997年(平成9年)10月16日(木)、17日(金)

開催場所 奈良県奈良市内、奈良県新公会堂

講演申込締切 1997年(平成9年)7月4日(金)

講演原稿締切 1997年(平成9年)9月9日(金)

開催日に合わせて例年より早い期日に変更します。

募集論文内容 次号以降に詳細をお知らせします。

見学会 興味ある企画を予定しています。

GTSJ 第21期委員名簿

選挙管理委員会

森下輝夫(元 船 研)

飯田訓正(慶 大)

太田 有(早 大)

林 重雄(日 産)

春海一佳(船 研)

福田雅文(東 芝)

三上隆男(I H I)

会員委員会

能瀬弘幸(海洋科学
技センター)

池浦栄一(東京ガス)

石野寿生(日 立)

江田武司(川 重)

大森達郎(東 芝)

岸根 崇(三菱重工)

進藤重美(航 技 研)

土屋利明(東京電力)

服部学明(三井造船)

樋口新一郎(トヨタ)

藤川泰雄(日 産)

藤綱義行(I H I)

渡辺紀徳(東 大)

国際交流委員会

葉山眞治(東 大)

荒川忠一(東 大)

大田英輔(早 大)

川口 修(慶 大)

坂田公夫(航 技 研)

本阿弥眞治(東理大)

生産統計委員会

射延 功(川 重)

高間信行(東 大)

臼井俊一(N K K)

江田武司(川 重)

清野隆正(日 立)

藤岡昌則(三菱重工)

大森達郎(東 芝)

西原昭義(ヤンマー)

榊 純一(I H I)

秋田 隆(I H I)

上村正平(新潟鉄工)

御子神 隆(三菱重工)

計 報

終身会員 有賀 基君 77才 平成8年9月8日逝去

本会に関する記事

GTCJ 第1, 2, 3, 4期 評議員

第1, 2, 3, 4期 幹事

GTSJ 第1, 4, 5期 評議員

第1, 2期 理事

第1, 2期 組織検討特別委員

ご遺族

鎌倉市雪の下5-3-13 有賀 幸子殿

謹んで哀悼の意を表します

2. 第12回ガスタービン秋季講演会(奈良)・見学会

平成9年度のガスタービン秋季講演会を奈良市にて開催致します。講演募集、見学会等の詳細は会誌6月号会告でお知らせします。スチューデントセッションの企画は予定しません。

開催日 1997年(平成9年)10月16日(木), 17日(金)

開催場所 奈良県奈良市内, 奈良県新公会堂

講演申込締切 1997年(平成9年)7月4日(金)

講演原稿締切 1997年(平成9年)9月9日(金)

開催日に合わせて例年より早い期日に変更します。

募集論文内容 次号以降に詳細をお知らせします。

見学会 興味ある企画を予定しています。

GTSJ 第21期委員名簿

選挙管理委員会

森下輝夫(元 船 研)

飯田訓正(慶 大)

太田 有(早 大)

林 重雄(日 産)

春海一佳(船 研)

福田雅文(東 芝)

三上隆男(I H I)

会員委員会

能瀬弘幸(海洋科学
技センター)

池浦栄一(東京ガス)

石野寿生(日 立)

江田武司(川 重)

大森達郎(東 芝)

岸根 崇(三菱重工)

進藤重美(航 技 研)

土屋利明(東京電力)

服部学明(三井造船)

樋口新一郎(トヨタ)

藤川泰雄(日 産)

藤綱義行(I H I)

渡辺紀徳(東 大)

国際交流委員会

葉山眞治(東 大)

荒川忠一(東 大)

大田英輔(早 大)

川口 修(慶 大)

坂田公夫(航 技 研)

本阿弥眞治(東理大)

生産統計委員会

射延 功(川 重)

高間信行(東 大)

臼井俊一(N K K)

江田武司(川 重)

清野隆正(日 立)

藤岡昌則(三菱重工)

大森達郎(東 芝)

西原昭義(ヤンマー)

榊 純一(I H I)

秋田 隆(I H I)

上村正平(新潟鉄工)

御子神 隆(三菱重工)

計 報

終身会員 有賀 基君 77才 平成8年9月8日逝去

本会に関する記事

GTCJ 第1, 2, 3, 4期 評議員

第1, 2, 3, 4期 幹事

GTSJ 第1, 4, 5期 評議員

第1, 2期 理事

第1, 2期 組織検討特別委員

ご遺族

鎌倉市雪の下5-3-13 有賀 幸子殿

謹んで哀悼の意を表します

ガスタービンシンポジウム

(平成9年2月26日)

申込書

(社)日本ガスタービン学会 行

FAX 03-3365-0387 TEL 03-3365-0095

会社名	
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は、本用紙をコピーして別シートにご記入下さい。)

フリガナ 氏 名	所 属	TEL FAX	GTSJの方は会員 Noをご記入下さい	懇親会 参加有無 ○印をつけて下さい

【事務局への連絡事項】

* 払込方法 (○印をつけて下さい) 参加費入金予定日 月 日

1. 銀行 (第一勧業銀行西新宿支店 普通預金 1703707)
2. 郵便振替 (00170-9-179578)
3. 現金書留
4. 当日受付にて支払

* 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

※コピーをして御使用下さい

(講演申込書)

第 25 回ガスタービン定期講演会講演申込み

講演題目:

講演題目: 一般講演・オーガナイズドセッション ()・スチューデントセッション

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

連絡者氏名:

会員番号:

学校・勤務先:

所在地: 〒_____

TEL ()

FAX ()

講演内容 (100～200 字)

講演申込期限は 1997 年 1 月 17 日(金)です。早めにお申し込み下さい。

講演申込後の講演題目、著者氏名等の変更は受け付けませんのでご注意下さい。

編集 後記

今年の4月に初めて編集委員になり、まだ事情も良く分からないまま、5月の委員会にて12月号の担当という役目を仰せつかりました。7月の下旬には執筆依頼をお願いしなければならない関係で、それほど余裕がないことがわかり慌てた次第です。既に、菅委員長を中心に委員会にて検討されてきた幾つかの特集企画の中から、“船用ガスタービン”と“メタノール発電ガスタービン”を取り上げることになりました。

後者は、ガスタービンに関する大小のプロジェクトの成果を、なるべく速やかに学会会員に紹介する活動の一環として、筆者がその一部に参加した関係もあり、今回取り上げた次第です。プロジェクトはH7年度に終了しましたが、長期間に亘っているため、その当時関係した人々も所属が変わっていることが多く、都合をつけて頂くのが大変でした。しかし、何とか特集に漕ぎつけることができました。

前者は、以前から燻っていたテーマのようですが、日本での船用ガスタービンの用途は大半が軍用であったこと、また国産ガスタービンではなかったことなど、特集として取り上げるには難しかったようです。また、これまで学会誌に掲載された船用関連の解説記事も、学会発足以来、通算8件程度と極めて限られたものでした。しかし、テクノスーパーライナーが技術的に成功し、脚光を集めたこと、Gas Turbine World誌などでもガスタービンを搭載した商船が紹介されるなど、幾つかの動きが出てきたことなどから取り上げることになりました。また、菅委員長は船舶技術研究所に、筆者は造船会社に勤める関係から、船用ガスタービンへのある種の思い入れ

があり、執筆を担当された皆さんには大変な無理をお願いして、これも何とか特集に漕ぎ付けることができました。

今回、実績を考慮して、海外の船用ガスタービンとして、アリソン社とソーラ社に解説記事をお願いしました。アライドシグナル社にも依頼すべきでしたが、時間の関係でできませんでした。申し訳なく思っています。

さて、これまでも英文の解説論文は掲載されてきていましたが、筆者の回りの学会員からの“出来れば日本語に”と言う要望が多かったため、日本語に翻訳するという条件を付けて依頼しました。期間が短く、引き受けていただけるか心配しましたが、快く同意を頂き、期日には入稿されました。感謝しています。日本語に翻訳される関係で、原文の意味が多少（大分？）変わることは避けられないのですが、読み易さとどちらが良いのか悩むところです。ご意見を頂ければ幸いです。

最後になりましたが、執筆頂いた著者の方々を初め、編集を担当された、北嶋氏(KHI)、中村氏(IHI)、室田氏(ヤンマーディーゼル)並びに関係者の方々に、改めて御礼申し上げます。(編集理事 高木俊幸)

<表紙写真>

ガスタービン圧縮機初段動静翼列3次元流動解析

説明: 産業用ガスタービンの初段動静翼列の流れを3次元定常解析した結果。図は内径側、平均径、外径側の3断面においての等流速線を表している。

(提供 三井造船)

だより

♣事務局 ☒ ♣

早いものでもう北風が吹きはじめ、コート姿の人が目につく季節となりました。またもなく街ではまたあの何となく気がせかされる“ジングルベル”の曲が流れはじめることでしょう。

事務局も先日、宮崎での秋季講演会を無事終え、その後始末と次に控えている行事の準備に追われています。

今年度はまだ年が明けてからセミナー、2月下旬にシンポジウム、3月初めには大阪大学でのフォーラムが予定されています(会告のページをご参照下さい)。年度末でお忙しいところもあろうかとは思いますが、ご参加お待ちしております。

当学会も来年には25周年という一つの区切りの年を

迎えます。ほんの数百名で出発した個人会員も1900名を超え、かねてからの目標だった2000名にあともう少しといったところです。お近くでガスタービンに関連のある方、又興味のある方がいらっしゃいましたら是非入会をお勧め下さいますようお願い致します。

事務局も今年はオメデタ続きで、世の中出生率は減ったというものこのこでみる限りはまだまだ大丈夫という気がします。

来年(1997年)が皆様にとりまして穏やかで良い年でありますよう祈りつゝ96年最後の“事務局だより”といたします。

[A]

編集 後記

今年の4月に初めて編集委員になり、まだ事情も良く分からないまま、5月の委員会にて12月号の担当という役目を仰せつかりました。7月の下旬には執筆依頼をお願いしなければならない関係で、それほど余裕がないことがわかり慌てた次第です。既に、菅委員長を中心に委員会にて検討されてきた幾つかの特集企画の中から、“船用ガスタービン”と“メタノール発電ガスタービン”を取り上げることになりました。

後者は、ガスタービンに関する大小のプロジェクトの成果を、なるべく速やかに学会会員に紹介する活動の一環として、筆者がその一部に参加した関係もあり、今回取り上げた次第です。プロジェクトはH7年度に終了しましたが、長期間に亘っているため、その当時関係した人々も所属が変わっていることが多く、都合をつけて頂くのが大変でした。しかし、何とか特集に漕ぎつけることができました。

前者は、以前から燻っていたテーマのようですが、日本での船用ガスタービンの用途は大半が軍用であったこと、また国産ガスタービンではなかったことなど、特集として取り上げるには難しかったようです。また、これまで学会誌に掲載された船用関連の解説記事も、学会発足以来、通算8件程度と極めて限られたものでした。しかし、テクノスーパーライナーが技術的に成功し、脚光を集めたこと、Gas Turbine World誌などでもガスタービンを搭載した商船が紹介されるなど、幾つかの動きが出てきたことなどから取り上げることになりました。また、菅委員長は船舶技術研究所に、筆者は造船会社に勤める関係から、船用ガスタービンへのある種の思い入れ

があり、執筆を担当された皆さんには大変な無理をお願いして、これも何とか特集に漕ぎ付けることができました。

今回、実績を考慮して、海外の船用ガスタービンとして、アリソン社とソーラ社に解説記事をお願いしました。アライドシグナル社にも依頼すべきでしたが、時間の関係でできませんでした。申し訳なく思っています。

さて、これまでも英文の解説論文は掲載されてきていましたが、筆者の回りの学会員からの“出来れば日本語に”と言う要望が多かったため、日本語に翻訳するという条件を付けて依頼しました。期間が短く、引き受けていただけるか心配しましたが、快く同意を頂き、期日には入稿されました。感謝しています。日本語に翻訳される関係で、原文の意味が多少（大分？）変わることは避けられないのですが、読み易さとどちらが良いのか悩むところです。ご意見を頂ければ幸いです。

最後になりましたが、執筆頂いた著者の方々を初め、編集を担当された、北嶋氏 (KHI)、中村氏 (IHI)、室田氏 (ヤンマーディーゼル) 並びに関係者の方々に、改めて御礼申し上げます。 (編集理事 高木俊幸)

<表紙写真>

ガスタービン圧縮機初段動静翼列3次元流動解析

説明: 産業用ガスタービンの初段動静翼列の流れを3次元定常解析した結果。図は内径側、平均径、外径側の3断面においての等流速線を表している。

(提供 三井造船)

だより

♣事務局 ☒ ♣

早いものでもう北風が吹きはじめ、コート姿の人が目につく季節となりました。またもなく街ではまたあの何となく気がせかされる“ジングルベル”の曲が流れはじめることでしょう。

事務局も先日、宮崎での秋季講演会を無事終え、その後始末と次に控えている行事の準備に追われています。

今年度はまだ年が明けてからセミナー、2月下旬にシンポジウム、3月初めには大阪大学でのフォーラムが予定されています(会告のページをご参照下さい)。年度末でお忙しいところもあろうかとは思いますが、ご参加お待ちしております。

当学会も来年には25周年という一つの区切りの年を

迎えます。ほんの数百名で出発した個人会員も1900名を超え、かねてからの目標だった2000名にあともう少しといったところです。お近くでガスタービンに関連のある方、又興味のある方がいらっしゃいましたら是非入会をお勧め下さいますようお願い致します。

事務局も今年はオメデタ続きで、世の中出生率は減ったというものこのこでみる限りはまだまだ大丈夫という気がします。

来年(1997年)が皆様にとりまして穏やかで良い年でありませう祈りつゝ96年最後の“事務局だより”といたします。

[A]

学会誌編集規定

1996.2.8 改訂

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

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

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

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105 東京都港区西新橋 1-17-5
Tel. 03-3508-9061 Fax. 03-3580-9217
ニッセイエブプロ(株) 制作部編集室
ガスタービン学会誌担当 越司 昭

技術論文投稿規定

1996.2.8 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) 投稿原稿は邦文で書かれた著者の原著で、ガスタービン及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. GTSJ Bulletin への英文技術論文の投稿に関しては、別に規定を定める。
3. 投稿原稿の規定頁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 ページ以内の増頁をすることができる。
4. 投稿者は原稿執筆要領に従って執筆し、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。
5. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
6. 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。
7. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
8. 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。

複写をされる方に

本誌に掲載された著作物を複写する場合は、本会が複写権を委託している次の団体から許諾を受けて下さい。

学協会著作権協議会

〒107 東京都港区赤坂 9-6-41 (株)日本工学会内
Tel. 03-3475-4621 Fax. 03-3403-1738

日本ガスタービン学会誌 Vol. 24 No. 95 1996. 12

発行日 1996 年 12 月 10 日

発行所 社団法人 日本ガスタービン学会

編集者 菅 進

発行者 大槻幸雄

〒160 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 東京都港区西新橋 2-5-10

Tel. 03-3501-5151 Fax. 03-3501-5717

© 1996, (株)日本ガスタービン学会