

(社)日本ガスタービン学会名誉会員の紹介

(社)日本ガスタービン学会ではガスタービン及び関連技術に関し功績顕著な方、又は本学会に対し功労のあった方のうちから理事会の推薦により総会において承認された方が名誉会員となります。去る平成 13 年 4 月 10 日、平成 13 年度通常総会において次の方が新たに本学会の名誉会員になりましたのでご紹介します。



河 田 修 君

(昭和 3 年 6 月 1 日生)

昭和 29 年	慶應義塾大学、藤原記念工学部、機械科卒業
昭和 29 年	富士電機製造(株) 入社
昭和 59 年	富士電機(株)を定年退職 富士電機原子力エンジニアリング(株)、 技術顧問
平成 4 年	(株)富士電機ガスタービン研究所、 非常勤・顧問、現在に至る

本会関係略歴

昭和 47 年	入会
	理 事 (GTSJ 5, 6 期)
	監 事 (GTSJ 21 期)
	評議員 (GTCJ 1, 2, 3 期)
	(GTSJ 2, 4, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 15期)

現住所 東京都目黒区柿の木坂 2-18-7



大 槻 幸 雄 君

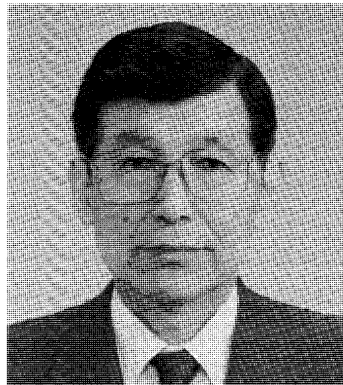
(昭和5年5月22日生)

昭和30年	京都大学大学院 卒業
昭和30年	川崎航空機工業(株) 入社
昭和31年	日本ジェットエンジン(株) 出向
昭和37年	川崎航空機工業(株)単車事業部設計部
昭和41年	ドイツ国アーヘン工科大学 ジェットエンジン研究所 留学
昭和53年	工学博士号取得
平成4年	科学技術庁長官賞 受賞
平成7年	川崎重工業(株) 常務取締役
平成9年	通産省工業技術院機械技術研究所 研究評価委員
現 在	川崎重工業(株) 常勤顧問

本会関係略歴

昭和47年	入会
理 事	(GTSJ 4, 5, 10, 11期, 20期副会長, 21期会長)
監 事	(GTSJ 23期)
評議員	(GTSJ 2, 3, 6, 7, 8, 9, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19期)

現住所 神戸市西区伊川谷町潤和 1306-4



藤 江 邦 男 君

(昭和4年11月28日生)

昭和32年	慶應義塾大学大学院博士課程 機械工学専攻 修了
昭和32年	三井造船(株)研究部 入社
昭和36年	(株)日立製作所 中央研究所 入社
昭和54年	機械研究所 所長
昭和59年	理事・技術管理部長
昭和62年	新明和工業(株) 常務取締役
平成3年	専務取締役 兼 新明和ソフトテクノロジー(株) 取締役社長
平成3年	日本学術会議 会員 (第15期)
平成4年	日本伝熱学会 会長
平成5年	新明和工業(株) 常任顧問
平成10年	退職

本会関係略歴

昭和47年	入会
	理 事 (GTSJ 7, 8期)
	評議員 (GTSJ 2, 3, 4, 5, 6, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 18, 19, 20, 22期)

現住所 東京都杉並区阿佐ヶ谷南 3-18-17



第26期会長就任挨拶

酒井 俊道^{*1}

SAKAI Toshimichi

4月10日の日本ガスタービン学会総会で、会員の皆様のご推挙により、第26期会長に選出されました。誠に光栄に存じますとともに、その責任の重さを痛感しております。

日本ガスタービン学会も、前身である日本ガスタービン会議が発足してから今年で29年となり、来年、2002年には30周年を迎えます。この間、歴代会長をはじめ多くの先輩のご努力により、技術に関わる情報の交換のみならず人的繋がりとしての学会の役割を果たし、発展して参りました。その結果、会員数も増加の一途をたどり、個人会員数も2100名を越えるに到りましたことは、誠に喜ばしい限りでございます。また、厳しい経済状況下にあっても、個人会員の増強につとめ、賛助会員の減少をくい止められた伊藤源嗣会長はじめ第25期の理事・委員の皆様のご努力には深い感謝と敬意を表す次第であります。

私自身、力不足を痛感しておりますが、エネルギー分野での経験の豊かな柘植綾夫副会長はじめ理事・委員会委員の皆様のご協力を得て、本学会がガスタービンに関わる全ての会員にとってメリットのある活動の場となる様に努力して行くつもりであります。

近年ガスタービンの普及に伴い、分散型電源としての中小規模のガスタービン発電、コージェネレーションシステムを扱っている技術者の数が多くなりました。従って、これらのシステムの導入、モニタリング、メンテナンスに関わる会員を対象とした学会会誌の記事も増え、セミナー等の行事も多く行われる様になってきております。これを更に充実させ、より多くの会員から幅広い支持を得られる様努力して行くことは我々の使命であると考えております。

本学会が発足した頃は、わが国では航空エンジンを含め、まだガスタービンは外国からの技術導入に頼るところが多い時代でした。その後の関係者の弛まざる努力ならびに研究開発に対する国家プロジェクトを通じての国の支援によりわが国のガスタービン技術は飛躍的に発展し、最近のプロジェクト研究の成果は世界的に高く認識され、世界の主導的役割の一端を担う様になって参りました。

このような背景の下で、今期は2003年に予定されている第8回の国際会議の準備、30周年に向けての記念行事ならびに事業の準備、財政面での改善の努力等多くの課題を抱えた期となることが予想されます。

次期国際会議につきましては、国際交流委員会が中心となり関係各位とともにご努力頂いた結果、海外の学会との協力体制もさらに広がることが考えられ、海外からの多くの参加者が得られることが期待されます。一方、厳しい経済情勢下で予算の規模、展示の規模等を決めなければならないという、難しい問題にも直面しております。国際会議の組織の在り方も含め準備委員会、理事会で協力して最善の道を探って行く所存でございます。

30周年記念行事につきましては、このための委員会を設け、諸準備が進められております。2002年春の記念行事に加えて記念出版等も計画されており、各委員会が協力して、今期その準備が行われます。

学会の財務状況改善につきましては、第25期に会長の諮問による財務検討委員会が置かれ、短期的ならびに次の10年を見据えての財政安定化の検討をお願いし、答申をいただいております。学会は、経費を節約し、収入増を図る努力を重ねてきているにもかかわらず、財政状況は年々赤字基調にあります。頂いた答申に添って、短期的に可能な更なる経費節減を今期は実施して参ります。

さて、すでに21世紀に入りましたが、エネルギーの需要はますます増大する傾向にあります。同時に環境面を配慮したエネルギー利用が求められております。このような状況をふまえ、新しい学会の将来像を構築すべく若い世代の会員の意見を集約し、今後に生かしたいと考えております。

今期心掛けていきたいことの一端を申し上げましたが、理事会、委員会一致協力して学会の発展に尽くしたいと考えておりますので会員各位のご理解とご協力をお願い申し上げます。関係する業務を担当される方々は、多忙な本業を抱えて居られますので、出来る限り効率の良い学会運営を心掛けます。

終わりに第25期の会長をはじめ理事・委員の皆様のご尽力に改めて心から感謝申し上げ、会員各位のますますのご活躍を祈念し、会長就任の挨拶と致します。

原稿受付 2001年4月24日

*1 東京理科大学

〒162-8601 東京都新宿区神楽坂1-3

雑 感

能瀬 弘幸^{*1}

NOUSE Hiroyuki

はじめに

小生、1960年に当時の科学技術庁航空技術研究所（NAL—その後、航空宇宙技術研究所と改称）に入り36年半のNAL暮らしに終止符を打ち、その後、海洋科学技術センター（科学技術庁—本年1月より文部科学省—の特別認可法人）で早4年半余を過ごし、この間GTSJには何らお役にも立たず、ほぼ会費納入だけの不良（優良？）会員を続行中である。

ガスタービンとは全く縁の無くなった毎日ではあっても、いくつかの新聞に目を通すと、ついつい、ガスタービン、ジェットエンジン、航空そして宇宙に関する記事に目が止まる次第。

航空宇宙から海洋へ、さぞ Culture Gap も大きいことでは？、とのご質問を度々いただくが、分野の違いもさることながら、Technology と Science との違いの方が当初は印象的であった。科学者の仰るところによれば、いまや宇宙、大気、海洋、固体地球は一つのシステムとして捉えなければ環境問題等の理解は不可とのことである。

航空宇宙と海洋との最近の接点といえ、皮肉にも深海に沈んだH2ロケットの破片を、NASDAの優れた軌道解析能力に協力して、海洋科学技術センターの技術陣が探し出すことに成功したことであろうか。3,000メートルを越える海底に沈んだ小さなロケットの破片を、サイドスキャンソナーなる音響探査機器信号をたよりに探し出すというのは、聞けばきくほど神業に思えるところ。これには何のContributionもない私も、お誉めに預かった場合には素直にそれをお受けすることとしている。ただ、海洋科学技術センターの本務はscience、本件はそのために開発した技術の活用依頼にお応えしたに過ぎない、との研究者のクレームが聞こえそうである。

(1) 航空宇宙技術研究所のこと：

私が入所した当時のNAL航空エンジン部門は、所の発足と同時に誕生した原動機部で、山内正男部長のもと、松木正勝、鳥崎忠雄のお二人が総括的指導をされて、設備と研究体制の増強、研究の推進が並行して進められた時期であった。その後は松木先生の記事（「国産ジェットエンジンの開発」GTSJ学会誌 Vol. 28, No. 5, 2000）

原稿受付 2001年3月5日

*1 海洋科学技術センター

〒237-0061 神奈川県横須賀市夏島町 2-15

にあるように、ジェットリフト VTOL 機用エンジンである JR 100, 200, 220 の研究開発に始まり、エンジン要素研究と同時に数々のエンジンシステム研究を含む国家レベルのプロジェクト研究が進められた。代表的なものに、通商産業省の国策プロジェクトである“高バイパス比ターボファンエンジン（FJR 710/10 および 20）の研究開発”や、科学技術庁の短距離離着陸（STOL）実験機“飛鳥”の研究開発とその搭載エンジン FJR 710/600 の研究開発、通商産業省ムーンライト計画のもとで進められた“高効率ガスタービンの研究開発”などがある。お二人が部の直接的指導を離れた後も、原動機部とその一部を核に創設された航空機公害研究グループ（後に熱流体力学部）は、ガスタービンエンジンを対象とする国のプロジェクトとして、“超音速輸送機用推進システムの研究開発”や“セラミックガスタービンの研究開発”（いずれも通商産業省のプロジェクト）に研究面のみならず施策策定段階を含め協力し、工業技術院の担当開発官支援のため若手研究者の派遣もおこなわれた。このようなこともあってか、NAL 原動機部を通商産業省の管轄と勘違いして居られる方もあった。いずれにしても、航空エンジン部門の研究者の多くは、通常の研究のほか、いくつかのプロジェクト研究に携わっていたことになる。

(2) 航空機とジェットエンジン：

World Encyclopaedia of Aero Engines の著者 Bill Gunston がその前書きで「航空機に興味を示す読者の大多数が航空エンジンに関心があることを知って、いささか驚いたことがあり、…（見森昭氏訳）」と、同書発刊の動機を語っている。日本では、いかがなものであろうか。20 世紀の発明・発見のうち、なにが重要と考えるかと、ある新聞社が一昨年 600 人余の一般市民に 140 項目から 10 項目を選択させて集計した。その結果 1 位は、ライト兄弟の飛行機の発明だったそうである（日刊工業新聞：平成 11 年 10 月 19 日）。以下 2 位「アポロ 11 号月面へ」。3 位「一般相対性理論」。47 位に「ホイットル卿のジェットエンジンの開発」。ややジェットエンジンへの日本国民の関心が薄いと言えようか。

(3) ホイットル卿：

そのホイットル卿は 14 年前、次のように述べている。
「今から 50 年前の 1937 年 4 月 12 日に、私の最初の

ジェットエンジンの試運転が行われた。(中略)WUエンジンの初回運転以後の50年間、永い路のりを経てきた。予測は危険かも知れないが、次の50年間にさらに多くの発展がなされると確信出来る。これまでの50年間にも勝るすばらしい発展があっても不思議はない(1987年4月12日 Rolls-Royce Magazine, Special Issue)」。ホイットル卿の言った「次の50年」のうちの15年足らずが過ぎた現在、ガスタービンエンジンの大推力化(512 kNに達するGE 90-115 Bエンジン開発開始)、航空機の長距離化(B 777-300 長距離型機の13,000 kmを越える航続距離)、安全性の増大(B 777-200 ER/GE 90による太平洋路線207分ETOPSルートの運航開始)―(以上、いずれも館野：GTSJ学会誌 Vol. 28, No. 5, 2000)等、ご健在であればホイットル卿もおそらく予測を超えた発展に驚かれたに違いない。ただ、超音速輸送機に関する限りは、事情を異にした。

(4) わが国の航空エンジン産業：

わが国のジェットエンジンの歴史と経緯については、松木正勝先生の記事(前出)に詳しく述べられている。戦後の航空活動停止期間が明けけるのを満を持して待ちうけていた諸先輩が、この空白期間の技術格差を埋めるべく努力を重ねられた様子がうかがえる。国もまた、通商産業省等が国策として航空産業育成の種々の施策を講じてきた。ただ世界の航空用ガスタービンエンジンの大きな成長期とわが国の航空活動停止期間が重なったことが、その後のわが国航空エンジン産業の展開に大きな影響を及ぼしたことは、多くの人が認めるところである。

このような中で、上記GTSJ航空エンジン開発特集号にあるように、JAECのV 2500エンジンへの23%、IHIのGE 90エンジンへの9%、KHIのRRトレントエンジンへの5%、MHIのPW 4000エンジンへの10%参加(いずれもRSP-Risk & Revenue Sharing Partner)と、着実に実績を積み上げているのは、誠に慶賀の至りである。エンジンの大型化、技術の高度化、環境対策等、開発投資に対するリスクもますます増加する中、経営者にこのような決断を可能とする最大要因の一つは、直接開発・製造に関わっているGT関係者の信頼に足る技術力なのではないだろうか。

(6) 深海地球ドリリング計画：

現在海洋科学技術センターを中心に地球科学/海洋科学分野で進められつつある大事業に、深海地球ドリリング計画がある。

これは、水深2,500 m以上、最終的には水深4,000 mの海底下を、海底面から7,000 mの深さまで掘削しようという計画で、現在掘削船の建造が進められている。

過去2億年を溯って地球史を見ると、文明の発達したこの1万年は、異常に安定した時期にあるという。それに対し近年予測されている温暖化は過去10万年間にも例のない急激なものである可能性があるらしい。これの及ぼす影響を過去の地球史に学ぶ、と言うのも、一つの目的のようである。ちなみに、上記の安定期は別として過去160万年前から現在までは、気候変動や地殻変動などが激しく進行した時代で、海洋の堆積物には時系列データとしてこれらの変動の影響が記録されていて、その解明のために、堆積速度の速い縁海や大陸周辺部での掘削が必要になる、と科学者は言う。そのような海域には、炭化水素が存在したり、脆い地層があるため、ライザー掘削という特別な工夫が必要になるという。

プレートの滑りにより引き起こされる海底の巨大地震に関しては、地震発生ゾーンの岩石や流体の物性、状態を調べることにより、従来に比べて飛躍的に地殻変動のモデリング精度の向上が期待され、地震発生メカニズム解明に寄与すると考えられる。この場合も断層等による地層の不安定域の掘削が可能なライザー掘削が必要となる。

このほか、地球深部ダイナミクス研究の進展、地殻内生命の探査などが可能となるという。さらに、ガスハイドレートの成因と安定性の研究の進展も期待される。

深海掘削船としては、現在米国のJOIDES Resolution号が活動しており、わが国へも掘削にきて、一般への公開も行った。同船にはライザー掘削装置がないため地層の安定領域のみ掘削が可能であるほか、掘削可能深度も本計画に比べ浅い。このため、目的に応じて両船の国際的共同運用により効率の掘削がおこなわれるものと考えられているそうである。

あとがき

雑ばくながら、身辺の過去・現在の話等を集めて雑感とさせていただいた。

特集・マイクロガスタービン

マイクロガスタービン特集号発行に際して

荒川 忠一^{*1}

ARAKAWA Chuichi

マイクロガスタービンの話題が筆者に飛び込んできたのは、およそ2年前、1999年春の特別講演の依頼であった。ジェットエンジンやガスタービンの数値シミュレーションを専門にしているとは言え、それまではその名称をほとんど耳にすることがなかった。小さなタービンというと、マイクロマシンの将来の動力源となる極小マシンをイメージするほうが普通だったかも知れない。しかし、分散型エネルギーシステムが、環境問題を抱えた現状の大規模エネルギーシステムを置き換える可能性が高いという認識が広まり、ここ1年で一気に話題を独占するに至る現状を、講演依頼を受けた当時は予測していなかった。

分散エネルギーの東の横綱がマイクロガスタービンとするなら、西の横綱は燃料電池である。燃料電池の話題性は、マイクロガスタービンのそれに勝るとも劣らないものがある。ここでは東西の位置の優劣には拘らないでおこう。燃料電池の学会で、カウンターパートであるマイクロガスタービンの紹介を、上述の依頼により筆者が行うことになった。その会場はこれまでの学会経験では感じられなかった熱気に包まれていて、エネルギーの新しい時代が始まるのだという認識を初めて実感するに至った。また、好敵手の技術に対しても、出席者は大きな関心をもって聞き入っており、マイクロガスタービンと燃料電池とのハイブリッドをすでに前提としているように見えた。

しかし、故あってマイクロガスタービンの特別講演を引き受けたものの、2年前には全くその情報がないに等

しかった。ガスタービン学会の知人などを通してその実情を1ヶ月で調べていくうちに、その面白さに惹きつけられていった。特殊な空気軸受、熱交換器、高速小型発電機など、全てがマイクロガスタービンを通して初めて知った新しい技術の塊であった。また、将来はセラミックスでタービン翼を製作するなどの、楽しい夢も広がっている。さらに、電気系統との連系問題や、コジェネレーションとしての新しいシステムの提案も含まれてくる。この壮大な夢の宝庫であるマイクロガスタービンを一層普及させるべく、この特集号を企画することになった。

幸いにも、1月に開催された本学会主催のガスタービンセミナー「21世紀のガスタービンへの期待」の中で、パネルディスカッション「マイクロガスタービンの現状と展望」が議論された。パネラーの多くの方に特集号の執筆を依頼し、その技術の現状と将来について誌上で改めて議論していただくことになった。また、燃料電池についての紹介も加え、分散エネルギーの全体像を捕らえることができるように構成した。まだマイクロガスタービン技術そのものについては、ややもすると外国製品を前提にした議論になりがちな分野ではあるが、最近の産学界の研究者たちによる研究成果により、国内においてもオリジナリティのある次世代の製品を創出する環境が整ってきた。したがって、本特集号が関連する分野の会員にとって最新情報の宝庫であることを期待するとともに、その情報を提供いただく執筆者には心から御礼申し上げる次第である。

原稿受付 2001年3月16日

*1 東京大学大学院 情報学環

〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

特集・マイクロガスタービン

マイクロガスタービンの開発状況と課題

吉識 晴夫*¹
YOSHIKI Haruoキーワード：マイクロガスタービン，サイクル熱効率，技術的課題，制度上の問題
Micro Gas Turbine, Cycle Performance, Technical and Social Problems

1. はじめに

最近，小型分散エネルギー装置としてマイクロガスタービンが世間の話題をにぎわしている。この時期を捉えて，当日本ガスタービン学会がガスタービンセミナーにおいてマイクロガスタービンのパネル討論を行った。筆者がそのパネル討論で話題提供と討論進行役を務めた関係で，会誌への原稿を依頼された次第である。

マイクロガスタービンの定義を筆者は知らないが，出力数 kW から 100 kW 程度のものが相当すると考えられる。ここ 10 年ほど，米国のキャプストン社やアライドシグナル社（現ハネウェル社）が分散型電源として精力的に開発を行い，小型ガスタービンとしては比較的熱効率の高い機器の出現を見た。これらのマイクロガスタービンは，熱効率の高さだけでなく設備費，保守・維持費の安さも兼ね備えている。これらに触発され，日本でもマイクロガスタービンの開発が行われている。また，外

国から輸入したガスタービンを用いて，コージェネレーション用装置として商品化も行われている。

ここでは，海外におけるマイクロガスタービンの開発状況と，我国における小型ガスタービンの製造・開発状況について簡単に紹介するとともに，技術的問題点や我国の法的制約についても簡単に述べる。

2. マイクロガスタービンの現状

前述したキャプストン社の製品を含めて，現在手許にある資料をまとめて表 1 に海外メーカーの代表的マイクロガスタービンを示す。キャプストンでは，これ以外にも低圧ガス，液体燃料等に対応する仕様の少し異なるものがある。同様に，荏原/Elliott には 80 kW 仕様のものもある。また，表には載せなかったが，NREC が 2 軸再生式の減速機付きで電気出力 30～250 kW，発電効率 33% (LHV) のマイクロガスタービンを，Turbec 社

表 1 国外の主なマイクロガスタービン

会社名 型式名	Capstone Model 330	Honeywell Parallon 75	Ebara/Elliott TA60
燃料	高圧天然ガス	ガス燃料(13A,LPG,低発熱量ガス) 液体燃料(灯油,軽油,ナフサ)	ガス燃料,液体燃料
燃圧	55 psig	75-85 psig	
サイクル形式	1軸再生サイクル	1軸再生サイクル	1軸再生サイクル
最大出力 kW	30	75	60
熱効率 % LHV	26	28.5	27
回転数 rpm	96,000	64,000	115,000
圧力比	3.5	3.7	4
タービン入口温度 °C	840	930	約 900
タービン出口温度 °C	593	650	約 600
ガス流量 kg/s		約 0.7	0.58
定格電気出力 V Hz	3相 400-480 50/60	3相 275, 120/208等 50/60	3相 400-480 50/60
排気 NOx ppm	<9 @15%O ₂	25 @15%O ₂	<15-25 @ 16%O ₂ (ガス燃料) <30-50 @ 16%O ₂ (液体燃料)
排気温度 °C	271	240	250
排気全エネルギー kJ/h kW	295,000 約 82	温水熱出力 約 90	約 102
騒音 dBA	65 @10m	65 @10m	
外形寸法 H mm	1,900	2,163	1,800
W mm	714	1,219	800
D mm	1,344	2,334	2,000
重量 kg	490	1,295	1,000

原稿受付 2001 年 2 月 19 日

* 1 東京大学 生産技術研究所

〒153-8505 東京都目黒区駒場 4-6-1

(ABBとVolvoの合併)が1軸再生式で電気出力100kW、発電効率30%(LHV)のマイクロガスタービンをそれぞれ開発中とのことである。

一方、我国における代表的な小型ガスタービンの例を表2に示す⁽¹⁾。公表されていないデータが多いため、空欄があることをご容赦願いたい。トヨタタービンアンドシステム社以外は、最近開発された小型ガスタービンではない。この表には載せなかったが、各社とも出力の異なる小型ガスタービンを製造している。また、川崎重工業社と三菱重工業社は、新たに小型機種を開発中とのことであるが、残念ながら筆者は詳細を知らない。

次に、我国におけるマイクロガスタービンを利用したコージェネレーション用機器の代表例を表3に示す。これらの発電効率は30%近くあり、従来の小型ガスタービンと比較してかなり高性能化されていると言えるが、我国での大規模の普及には一段の高効率化が望まれる。

3. マイクロガスタービンの課題

3.1 現状技術からの小型ガスタービンの性能分析

小型ラジアルガスタービンの現在の技術水準から、1軸再生サイクルガスタービンのサイクル熱効率を計算してみる。ここで基準条件として、圧縮機の断熱効率 η_c を75%、タービンの断熱効率 η_t を80%、再生器の温度効率 η_{he} を85%、燃焼効率を99%、機械効率を97%、再生器の空気側圧力損失を3%、ガス側圧力損失を5%、燃焼器圧力損失を3%とし、空気流量の2%を有効に作動しないものと仮定している。ガスタービンの入口状態を1気圧15℃、タービン入口温度(TIT)を900℃としたときのサイクル熱効率は27.5%である。

次に、各要素の効率を単独に変えたときに最高となるサイクル熱効率を基準条件の熱効率との比で図1に、その最高熱効率を与える圧力比を図2に、そのときのタービン出口温度と再生器出口温度を図3に、圧力損失の影

表2 国内の主な小型ガスタービン

会社名		IHIエアロスペース (旧,日産自動車) (NMGT-2.6DX)	川崎重工業 (S5A-01)	三菱重工業 (T-62T-M-2B)	トヨタタービン アンドシステム
型式名					
燃料		灯油, 軽油 or JP-5	灯油 or 軽油	JetA-1, JetB, JP-4 or JP-5	都市ガス13A
サイクル形式		1軸再生サイクル	1軸単純サイクル	1軸単純サイクル	1軸単純サイクル
最大出力		2.6 kVA	(24 kW)	(71 kW)	50 kW
熱効率	% LHV	10 弱			13.1
回転数	rpm	100,000	96,000	58,225	80,000
圧力比		2.8	3.8		4.6
タービン入口温度	℃	850			
タービン出口温度	℃	690	590	476	650
ガス流量	kg/s	0.1	0.24		
定格電気出力	V	110			
	Hz	50/60			
排気 NOx	ppm				
排気温度	℃	250			
排気全エネルギー	kJ/h				
騒音	dBA	55 @7m			85 @1m
外形寸法 H	mm	440(320)	(390)	(535)	
W	mm	420(290)	(320)	(349)	
D	mm	835(520)	(390)	(830)	
重量	kg	65	(32)	(34)	

()内数値はGT本体による。

表3 国内のマイクロガスタービンコージェネレーション

タービンメーカー	ハネウェル(米)		キャプストン(米)			荏原製作所/ エリオット (米)	ターベック (スウェーデン)	トヨタタービン アンドシステム (TTS)
タービンの 国内販売代理店	東京貿易		タクマ	三菱商事	明電舎 住友商事	荏原製作所	日本ボルボ	TTS
コージェネパッケージ メーカー	IHI	日立製作所	タクマ	三菱電機	明電舎	荏原製作所	ターベック	TTS
コージェネの販売者	IHI	日立製作所	タクマ	三菱商事	住友商事	荏原製作所	日本ボルボ	TTS
メンテナンス	IHI	日立ビルシステム	タクマ	三菱電機	明電舎	荏原製作所		TTS他
発電出力	75kW	75kW	28kW	28kW	27.5kW	80kW	100kW	290kW
ガス使用量	22.2Nm ³ /hr	22.2Nm ³ /hr	9.7Nm ³ /hr	9.7Nm ³ /hr	9.7Nm ³ /hr	23.9Nm ³ /hr	28.8Nm ³ /hr	140Nm ³ /hr
排熱回収形態	温水:90℃ 蒸気:0.8MPa	冷暖房	温水:70℃	温水:70℃ or 88℃	温水:90℃	温水:90℃	温水:70℃ or 90℃	蒸気:0.8MPa 1.2t/h
排熱回収量		冷房67kW 暖房58kW	56kW	59kW	53kW	117kW	167kW	
発電効率	28.5%		25%	25%	24.5%	29.0%	30%	18.0%
総合効率	温水:70~80% 蒸気:60~70%	冷房:54% 暖房:51%	74.8%	77.5%	71.7%	71.6%	80%	70%
発電機仕様	永久磁石 高速発電機 +インバータ		永久磁石 高速発電機 +インバータ			永久磁石 高速 発電機 +インバータ	永久磁石 高速 発電機 +インバータ	永久磁石 高速 発電機 +インバータ

響を図4に示す。図1から、タービン効率と再生器効率の影響が大きいことが分かる。図2からは、再生器効率の向上は最適圧力比の低下となり、圧縮機設計を楽にすることが分かる。図3からは、圧縮機とタービンの効率はタービン出口温度、再生器出口温度にそれほど影響を与えないが、再生器温度効率は大きく影響することが分かる。しかし、この例のようにタービン入口温度が900℃の場合では、再生器出口温度が低くなり、コージェネレーション用としては使い難くなることが分かる。図4から、圧力損失は機器要素の効率ほどサイクル熱効率に影響を及ぼさないことが分かる。

3.2 マイクロガスタービンの技術的課題

3.2.1 ガスタービン主機

我国においてマイクロガスタービンコージェネレーションを普及させるためには、発電効率が高いことが望まれる。これを実現させるためには、現状の要素機器の効率を更に改善する必要がある。以上の現状分析を踏まえ、圧縮機断熱効率を80%、タービン断熱効率を85%、再生器温度効率を90%と仮定し直し、タービン入口温度を800℃から1,300℃と変化させたときの1軸再生サイクルガスタービンの性能を図5から図7に示す。図5

は、各タービン入口温度に対する最高熱効率とそれを与える圧力比である。タービン入口温度の上昇とともに、熱効率が向上し、圧力比も増加することが分かる。図6から、タービン出口温度と再生器出口温度は、タービン入口温度の上昇に伴い当然上昇することが分かる。図7は、比出力（単位空気流量あたりの出力）と燃料消費率を示している。

以上より、ガスタービン単体の熱効率の改善には、圧縮機、タービン、再生器等の要素機器の効率向上、タービン入口温度の上昇が有効なことが分かる。タービン入口温度の上昇には、小型ガスタービンで冷却機構の採用が困難であることから、高温部のセラミックス化が有効である。コージェネレーション用300 kW級CGTや自動車用100 kW級CGT開発で培った技術の実用化が望まれるところである。

次に、ターボ機械の性能向上の対策として、ラジアルタービンの動翼内3次元流れの数値解析例を図8から図10に示す⁽²⁾。この計算例は、翼車径が180 mm、翼枚数14枚、回転数27,700 rpm、圧力比2.0であり、ここで対象としているマイクロガスタービンよりはやや大きいものである。図8は、タービン動翼とシュラウドケー

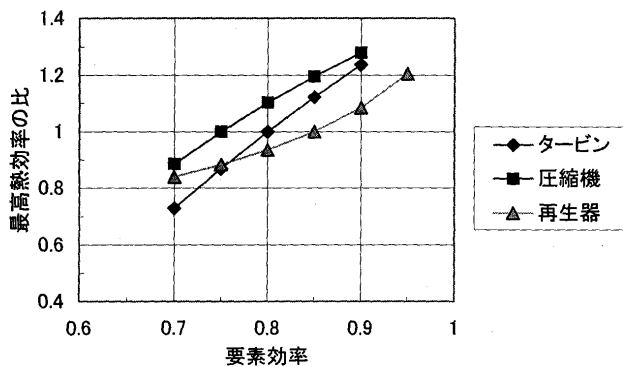


図1 機器要素効率の影響(1)
TIT=900℃
基準： $\eta_c=0.75$, $\eta_t=0.8$, $\eta_{he}=0.85$

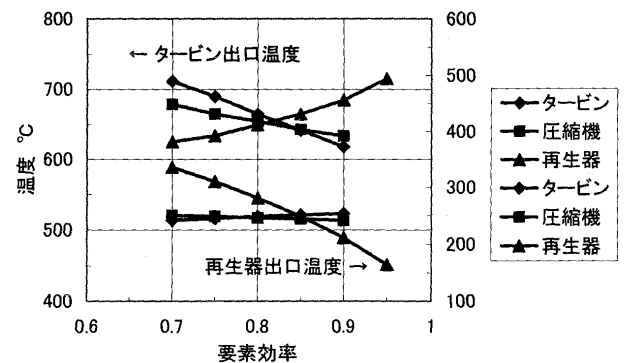


図3 機器要素効率の影響(3)
TIT=900℃
基準： $\eta_c=0.75$, $\eta_t=0.8$, $\eta_{he}=0.85$

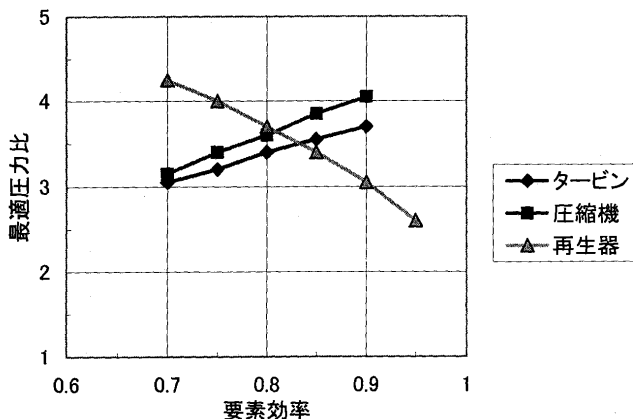


図2 機器要素効率の影響(2)
TIT=900℃
基準： $\eta_c=0.75$, $\eta_t=0.8$, $\eta_{he}=0.85$

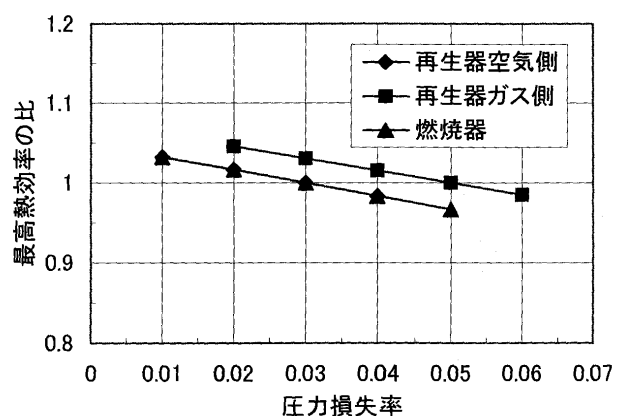


図4 圧力損失の影響
 $\eta_c=0.75$, $\eta_t=0.8$, $\eta_{he}=0.85$, TIT=900℃
基準： $\Delta p_{air} \Delta p_{air}=0.03$, $\Delta p_{gas}=0.05$, $\Delta p_{comb}=0.03$

シングの隙間を変化させたときのタービン効率を示す。タービン効率は動翼流路の断面平均値で、 η_{T-T} は全効率を、 η_{T-S} は静効率を示す。これより、翼端隙間を小さくすることによりタービン効率の改善が図れることが分かる。翼端隙間の減少は、タービンだけでなく圧縮機の効率改善にも役立つ技術である。図9は、ラジアルタービンのエクスデューサーを負圧側に倒すリーンバック動翼の概念図を、図10はリーンバック角がタービン効率に及ぼす影響を示している。図10のパラメータは翼端隙間である。リーンバック角を付けることにより、動翼出口付近の二次流れを抑制し、タービン効率を改善させ

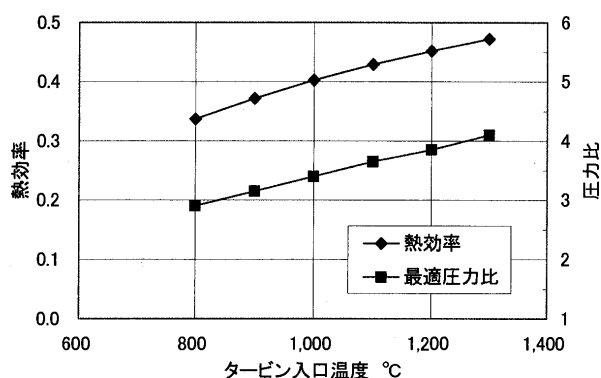


図5 1軸再生サイクルガスタービンの性能(1)

$$\eta_c = 0.8, \eta_t = 0.85, \eta_{he} = 0.9$$

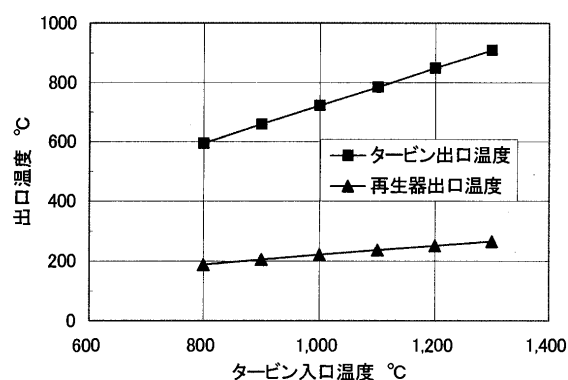


図6 1軸再生サイクルガスタービンの性能(2)

$$\eta_c = 0.8, \eta_t = 0.85, \eta_{he} = 0.9$$

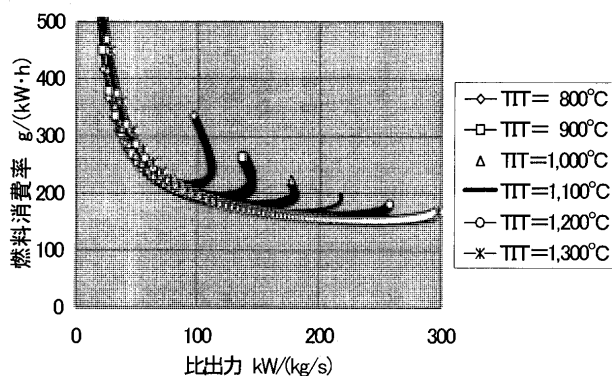


図7 1軸再生サイクルガスタービンの性能(3)

$$\eta_c = 0.8, \eta_t = 0.85, \eta_{he} = 0.9$$

ている。この例では、翼端隙間の大きさによらず効率を最大にする最適な角度があることを示している。これらの技術を応用することにより、タービンの断熱効率を数ポイント改善することが期待される。

この他、環境面から排気の清浄化や低騒音化が必要となる。特に、分散電源としての利用を考えると、人口密集地域での利用が主体となり、環境面を重視する必要が

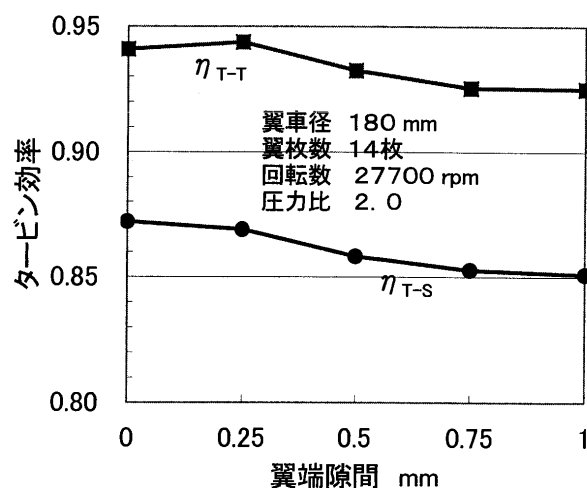


図8 翼端隙間がタービン性能に及ぼす影響

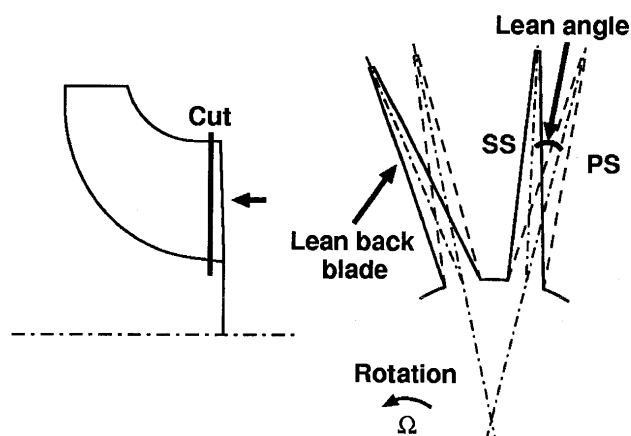


図9 リーンバック動翼

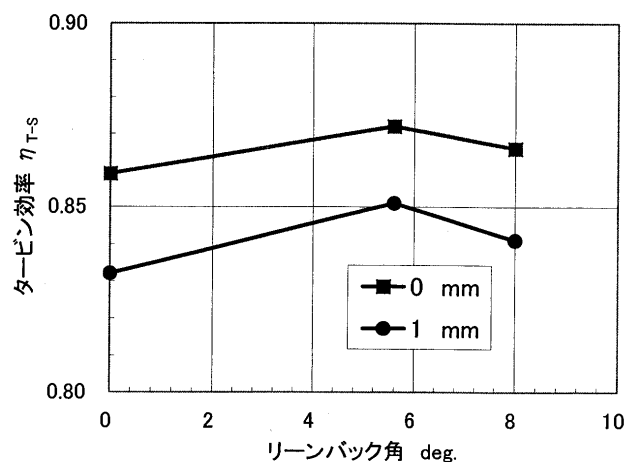


図10 リーン角の影響

ある。この点で燃料としての天然ガス利用は、排気 NOx の低減に対し有利である。

3.2.2 補機

わが国においては、都市ガスの圧力が低いため、ガスタービンの燃焼器に燃料を噴射するためには、ガスの昇圧が必要となる。しかしながら、ガス燃料を昇圧させるための適当なガス圧縮機がない。価格競争をするためには、安価なガス圧縮機の開発が重要である。

先に述べたように、ガスタービンの性能向上には再生器の効率向上が不可欠である。再生器の温度効率を向上させるだけなら、伝熱面積を大きくすることで可能であるが、機器が大きくなり、価格も高くなるので現実的でない。このため、小型高性能の再生器を安く製造する技術が必要となる。特に、発電効率を飛躍的に改善するためにはタービン入口温度の上昇が必要となり、高温耐熱材料による安価な小型高性能再生器の出現が待たれる。

次に、従来は需要が余りなかった高速発電機技術の確立である。耐久性と価格を満足させることが、マイクロガスタービンの普及に重要となる。

3.2.3 環境性

繰返しとなるが、コージェネレーション用を対象とするならば、都市部での使用が主となるであろう。このためには、排気の清浄化、騒音の低減が必須である。ガス燃料の使用は排気問題に対して有利であるが、15% O₂ で 10 ppm 以下の NOx 排出の達成は、重要課題の一つである。また、騒音基準を満足させることも、普及のためには避けて通れない事項である。我国のパッケージ技術で克服することはできるが、製品の価格の上昇につながる。

3.2.4 設備費及び維持費

コージェネレーション用システムとして普及させるには、システムの設備費は 10 万円/kW 以下が望まれる。

維持費には、運転経費と保守費がある。運転経費には、燃料費と人件費が大きな部分を占める。燃料費は直接ガスタービンの効率に関係する。人件費は後述する法的規制とも関係し、管理体制に大きく左右される。保守費は耐久性の問題であり、軸振動の問題のない回転機械や長寿命の高温部品を如何に提供できるかが、重要である。

3.3 制度上の問題

安全性の面から現在の我国で規制を受ける法律には、次のものが挙げられる。一番深く関係するものは、発電設備に対する電気事業法である。この他、冷凍機が付属する場合は高圧ガス保安法、蒸気ボイラーが付属する場合は労働安全衛生法の規制を受けることがある。火気を使用することから消防法の対象となり届出が必要となるが、燃料の種類と数量により規制を受けることがある。また環境面では環境基本法に基づき、大気汚染防止法の規制を受ける。騒音と振動の規制は電気事業法に委ねられている。ガスタービンに関する NOx の国の排出基準は、残存酸素濃度 16% で 70 ppm 以下と定められてい

るが、地方自治体により更に厳しい数値となっているところがある。以下では、マイクロガスタービンの普及に大きく影響すると考えられる電気事業法の規制について、簡単に述べる。

3.3.1 電気工作物の分類・取扱い

電気工作物は一般用電気工作物と事業用電気工作物に分類されており、事業用電気工作物は電気事業用の電気工作物と自家用電気工作物となっている。電気事業法第 38 条に一般用電気工作物が規定されているが、ガスタービン発電機はこれに該当しない。自家用電気工作物の扱いを受けることから、種々の制約が生じる。一般用電気工作物とみなされる小出力発電設備は、電気事業法施工規則第 48 条に下記のものとして規定されている。すなわち、出力 20 kW 未満の太陽電池発電設備・風力発電設備、出力 10 kW 未満の水力発電設備（ダム式は除く）・内燃力発電設備となっており、ガスタービン発電設備は小出力のものでも認められていない。

3.3.2 ボイラー・タービン主任技術者

火力発電設備ではボイラー・タービン主任技術者の選任が必要であるが、電気事業法第 43 条第 2 項により、自家用電気工作物では大臣の許可により免状のない者を選任することは可能である。特に、出力 5 MW 未満かつ圧力 1.47 MPa 未満の火力発電所では、主任技術者制度の運用に関する通達により、高等学校以上で機械工学を修めて卒業した者としてすることができる。

3.3.3 電気主任技術者

電気事業法第 43 条第 2 項により、自家用電気工作物では大臣の許可により免状のない者を選任することは可能である。特に、最大出力 100 kW 未満の場合は、主任技術者制度の運用に関する通達により、短期大学若しくは高等専門学校以上で一般電気工学を修めて卒業した者としてすることができる。また、電気事業法施工規則第 52 条により、自家用電気工作物では 1 MW 未満の火力発電所で委託契約をしているものは、選任しないことも可能である。

3.3.4 その他

以上の他、事業用電気工作物の工事、維持及び運用の規定の届出、それらの保安の記録が必要であり、出力 1 万 kW 未満のガスタービンは 3 年以内の定期自主検査が課せられている。また、ガスタービンは完全には常時監視を必要としない施設ではない。さらに、系統連携を行うためには、系統連携技術要件ガイドラインの適用を受ける。ただ、現在の機種では、単機の系統連携はガイドラインの要求に適しているとのことである。

4. おわりに

我国のエネルギー消費形態から考えると、コージェネレーション用機器としては発電比率が高い方が望まれる。このため、現状の発電効率 30% 程度では未だ不足であり、40% 程度にまで向上させる努力が必要である。し

かも、設備価格を低く抑えた上で達成させることが肝要である。

また、性能に対する技術的課題だけでなく、マイクロガスタービンを普及させるためには、制度上の制約を少なくして維持費の削減を可能にする必要がある。このためには、過度な安全要求は避けるように制度を変更してゆく必要もある。

最後に、小型分散エネルギー機器の普及により、我国

及び世界のエネルギー消費量が減少し、地球環境の保全に役立つことを期待したい。

参考文献

- (1) 国産ガスタービン資料集－1999年版－，日本ガスタービン学会
- (2) 土屋直木，吉識晴夫，日本機械学会論文集，65－636(B編)(平成11－8)，p. 2710

特集・マイクロガスタービン

TCP 30 マイクロガスタービン
コージェネレーション・パッケージと課題井上 梅夫*¹

INOUE Umeo

キーワード：キャプストン、マイクロガスタービン、TCP 30、コージェネレーション、排熱回収
Capstone, Microturbine, Cogeneration, Heat Recovery

はじめに

昨年 11 月に開催された「地球温暖化防止ハグ会議」(COP 6) では京都会議 (COP 3) で定めた CO₂ 削減目標の具体化に各国の思惑から合意に至ることができなかった。また「長期エネルギー需給見通し」(改定) の中で原子力発電所の大幅な増設を見込んでいた政府も、その後の「もんじゅ」に続く JCO による重大事故の発生や東京電力の新規発電所の建設延期等によって、計画の実現性への疑問が確実化しているが、京都会議 (COP 3) 議長国として我が国は責任を持って、未利用エネルギーや新エネルギー (ごみ焼却、太陽光・地熱・風力、コージェネレーションなど) の導入・普及を柱にエネルギー需給政策を大幅に改定し、CO₂ 削減目標の実現に努めなければならない。

また、米国にブッシュ政権が誕生し米国景気にも先行きに不透明感が広がっているが、我が国では相変わらずの景気低迷のなか景気浮揚と新産業の育成と国際競争力強化の観点から大幅な規制緩和と電力料金の低減が強く求められている。昨年 7 月に始まった大口電力の小売り自由化以後、電力市場の動きには目を見張るものがあるが依然課題が残されており、さらなる制度改定・規制緩和が要望される。しかし、21 世紀の元年に新世紀の希望を示すこともできず、CO₂ 削減目標年の 2010 年が間近に迫っているにも関わらず、依然として政治に実感がなく、コージェネレーションが現実的で効果的な CO₂ 削減技術として認知され、設備の導入支援が進み大幅に普及することを願っている。

ところでなぜ、いまマイクロガスタービンなのであるうか。

我が国にあっては、景気低迷もあって産業用エネルギー消費は頭打ちとなっているが、生活の質の高度化と共に民生用エネルギー消費、特に家庭の電力消費が伸びつづけ国全体のエネルギー消費を押し上げると同時にエネルギー効率の低下をもたらしており、このため民生用エネルギー消費の効率向上が課題となっている。

こうした背景のなか、最近になって誰にでも家電品のように手軽に運転のでき、どこにでも置けるマイクロガスタービンが開発され紹介され始めた。マイクロガスタービンの代名詞となっているキャプストン社製 28 kW マイクロタービン発電機は大型冷蔵庫ほどの大きさで、その性能の良さとコンパクト性、低価格化の希望のゆえに、民生用コージェネレーション設備のヒーローと目されることとなった。目標価格は 10 万円/kW (年産 10 万台) を切ると期待されている。

また、近年、地球温暖化、CO₂ 削減、環境維持、省エネルギー意識の高まり、電力の規制緩和、技術の進歩の中で、風力、太陽光、バイオマスなどの自然エネルギー利用や燃料電池、マイクロガスタービンによる分散発電システムが注目を浴びている。中でもマイクロガスタービン発電機は、分散電源ばかりか、超小型軽量の移動用電源としてはもとより、そのすぐれた環境性のため排熱回収機器を内蔵した総合熱効率の高いコージェネレーションパッケージとしての利用が注目されている。

当社では、キャプストン社製マイクロガスタービン発電機と真空式排熱回収装置を組み込んだ TCP 30 コージェネレーション・パッケージのほか、ビル空調向けに排ガス直焚き吸収冷温水機、工場向けに助燃付き小形貫流ボイラー、この他に UPS 機能付きシステム、複数台設置システム、リモートモニタリングによる統合管理システムの開発を進めている。

1. マイクロガスタービンの特徴

図 1 に、マイクロガスタービン発電機の一例を示す。キャプストンマイクロタービンに代表されるマイクロガスタービンは熱エネルギーを機械的エネルギーに変換する回転式の熱機関の一つで、自動車のエンジンと違い連続的な作動プロセスであるが、吸引した大気を圧縮機で圧縮し燃焼器に導き、燃料を噴射して燃焼させ高温高压ガスを発生させる。高温高压ガスはノズルを介してタービンに導かれ、そこで膨張し機械仕事を取り出される。タービンの機械仕事の一部は圧縮機の仕事に費やされるので残りが正味仕事となる。更にマイクロガスタービンでは軸効率の改善のため再生熱交換器を組み込まれてお

原稿受付 2001 年 4 月 3 日

* 1 ㈱タクマ マイクロガスタービン事業部技術部

〒661-0806 兵庫県尼崎市金楽寺町 2-2-33

り、これでタービンの高温排ガスから圧縮空気へ排熱エネルギーを回収し燃料消費率を低減する。また、一般的な定義はないが概ね「発電出力 150 kW までの空気軸受、再生熱交換器、超高速発電機を備えた超小型ガスタービン」をマイクロガスタービンと言うことができる。

マイクロガスタービン発電機は、これを支える軸受けに空気軸受を実用化したこと、また最近のパワートランジスター技術の粋を集めた超高速発電機システムを実用化できたことが、従来のガスタービン発電機をただ単に小型化しただけの機械にとどまらない革命的な意味合いをもたらしたと考える。この二点により発電機・タービンロータは間に減速歯車の取り付けを必要としない一体ロータを作ることができ、非接触運動のため振動も騒音も極めて低く、かつ面倒な潤滑油や冷却水の管理も必要としないため、メンテナンスフリーと同時に超軽量化とコンパクト化をもたらしている。

図 1 はキャプストン社製 model 330 マイクロタービンを示し、図の中心部に、空気ベアリングで支持されたタービンと圧縮機及び高速発電機で構成される一体ロータがある。定格回転速度は 96000 rpm である。ジャーナル軸荷重も軸推力も共に空気ベアリングで支持され、ガスタービン軸の両端にタービンディスクと圧縮機ディスクがそれぞれ接合され、圧縮機側端の出力軸にダイヤフラムとクイル軸を介して、同様に両端を空気軸受けで支持された超高速発電機ロータが接合され一体ロータが形成される。また、円筒形のガスタービンケーシングには燃焼器、再生器が内蔵されている。再生器にはサーフェイス熱交換器が採用されており、熱交換器のエレメントはタービンロータを覆うように外周部に円筒状に配置されている。このためガスタービンケーシングは再生器エレ

メントを介して二重構造の円筒ケーシングを形成することになる。この結果タービンプレードのバースト事故にも、熱交換器エレメントがクッションとなり事故のエネルギーを吸収するため、破片が外部に飛び出さない事は UL マーク取得時の実験によって確認されている。

マイクロガスタービンへの吸入空気は高性能フィルターで除塵されたのち高速発電機の端から流入し発電機ロータや固定子の外周を通して、発電機を冷却しながら圧縮機に流入する。ガスタービン発電機は、吸気温度が低い方が空気流量が増加し発電出力は高くなるので、発電出力確保のためにはできるだけ吸気温度を低く維持することが必要であるが、ガスタービン発電機を小型化し、同時に発電機の過熱防止ために十分な冷却空気を確保する必要がある、このためガスタービンの吸込空気で発電機を冷却するものとして、発電機の外周部に案内ダクトを配置している。発電機の固定子ケーシングにはコイルの冷却効果を高めるためにアルミ放熱フィンが設けられている。圧縮比 3.5 の単段の遠心圧縮機に吸入された空気はここで断熱圧縮され、約 200℃ となった空気は再生器を通して約 530℃ に加熱された後燃焼器へ供給される。燃焼器は燃焼の安定性と低 NO_x・低 CO を同時に達成するためリバースフロー二重円筒（アニュラー）型の燃焼器となっている。軸対称位置 3 カ所にバーナノズルを持ち、燃料を噴射し、高電圧スパークで着火し、プレミックスリーンバーン、旋回燃焼によって高温高压の燃焼ガスを発生しペーンを介してタービンプレードへ案内する。タービンでは高温高压の燃焼ガスはブレードの外周から中心へ向かって流れ膨張して軸出力を取り出された後約 590℃ まで冷却し、再生器を通して熱エネルギーを回収され約 280℃ まで冷却されたのち排気される。タービンプレードは金属製で無冷却の単段遠心式ラジアルタービンである。このため、タービン入口温度は約 830℃ と低温であるが、再生プレイトンサイクルの採用によって軸効率約 28% となる。

また、超高速永久磁石発電機は定格運転時には 96000 rpm の速度で駆動されるため、1.6 kHz の高周波電力を発生する。商用系統に接続するためには、一旦、IGBT による三相全波整流器で直流に変換し、その後再び PWM 方式のインバータで 50/60 Hz の商用周波数の電力に変換する必要がある。このためマイクロタービン発電装置には、電力変換損、変圧器損、換気扇やガス圧縮機などの内部動力損が発生するので、発電機端出力に比べ有効電力、効率とも若干低下することとなる。

従来、発電設備は原価低減のため高温高压化による効率の向上、大型化によるスケールメリットの追求が進められてきたが、先行きのわからない時代に投資効率の不確定な大型発電所の建設は難しい。

キャプストンマイクロタービンは、自動車用ターボチャージャの量産技術に着目し、ありふれた材料を使用してそこそこの高効率を確保し、低エミッションを実現

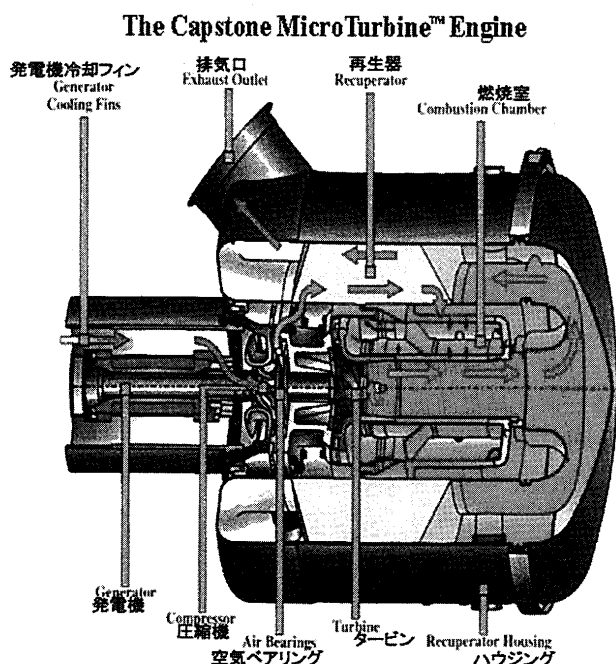


図 1 マイクロガスタービンとは

し、将来に量産効果による原価低減の希望を与え、また計画後一月足らずで電力供給のできるため、変化の激しいこの時代に必要となきに必要なだけエネルギーを供給する事ができ投資の不確定度を極小化できる。

キャプストンマイクロタービン発電機は、軸出力僅か30 kW であるが、下記に要約できる。

- (1) 高効率でシンプルな構造
 - ・再生サイクルの採用による高効率化。
 - ・低いタービン入り口温度による高信頼性、長寿命化。
 - ・発電機タービンロータの一体化・空気ベアリングの採用と、再生熱交換器の適正配置による小形軽量化。
 - ・良好な起動停止特性。
- (2) 非常に環境負荷が小さい
 - ・プレミックスリーンバーン燃焼方式による超低NOx, 低COの実現。
 - ・非接触空気ベアリングの採用と減速機無しによる低振動、低騒音の実現。
 - ・潤滑油や冷却水の不要。
- (3) 超寿命と低コスト化
 - ・低いタービン入り口温度と、単純な構造で部品点数が少なく量産向きの設計。
 - ・リモートモニタリング機能の標準装備による、メンテナンスコストの低減。

2. TCP30マイクロタービン・コージェネレーションパッケージの開発

当社はボイラーメーカーとして約60年前に起業して以来、数多くのボイラ設備、ごみ焼却設備、自家発電設備の建設を手がけ累計200ヶ所、1000 MWの発電設備を建設している。また、ガスタービン発電設備について

は、アルストムパワー社(英国)のパッケージであるが、早くからキャプストン・マイクロタービンに注目し、主として業務用、民生用分野へのマイクロタービン・コージェネレーションシステムへの適用を考えてきた。

米国で開発競争の始まったマイクロガスタービンは、その性質上(軽量・可搬性、低騒音・低公害性、保守適合性)、電力供給網が十分に発達していない地域や電源供給の不安定な地域の安定電源としての位置づけられているが、コンピューターの世界で起こったダウンサイジングの流れの中で機器の性能の向上、価格の大幅な低下がもたらされたと同様に、分散化・ダウンサイジング化を電力供給網に引き起こし、やがて電力コストの劇的な低下をもたらすであろうと期待されている。

現在、火力・原子力発電所を中心とする大規模集中型発送電システムのもつ環境性、立地難、長距離送電などの制約によって需要家端での電力効率38%、最新鋭火力発電所に置いても発電効率60%を越えられないなど限界が認識されつつある。

これに比して、コージェネレーションによるオンサイト分散発電システムとすれば、容易にエネルギー利用率70%以上を確保できるが、電力網が発達し停電の心配のない我が国では、ただか発電効率28%では、実用的な価値はなく電気と熱を同時利用するマイクロタービン・コージェネレーションとしてのみ存在できるものと考えている。

2.1 機器の概要

図2、図3にTCP 30 マイクロタービン・コージェネレーション・パッケージの外観図とシステムフローを示す。ガスエンジン等のレシプロエンジンと比較して小型軽量、高効率、低エミッション、低コスト、無振動、ノー

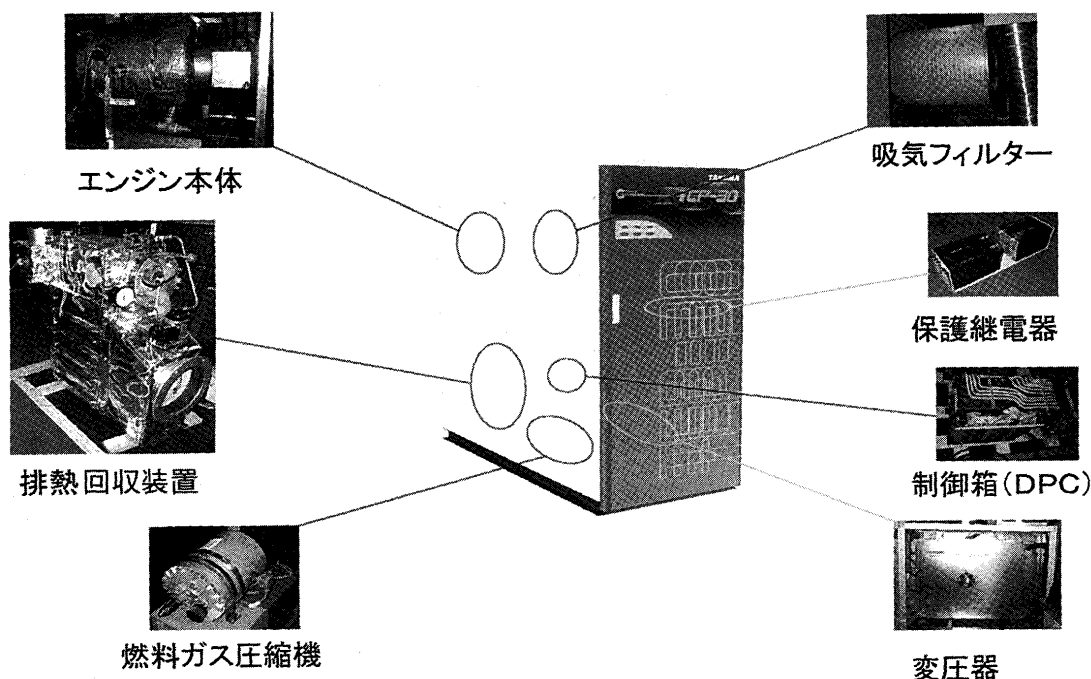


図2 TCP 30 コージェネレーション・パッケージ

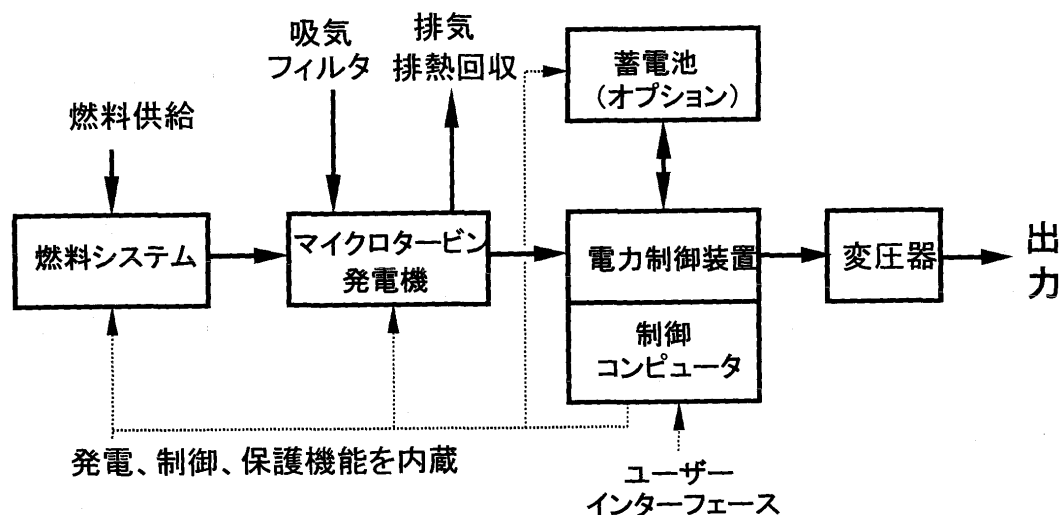


図4 TCP 30 電力変換フロー

表1 TCP 30 パッケージ仕様（都市ガス焼き）

コージェネ型式	TCP30 マイクロタービン・コージェネレーションパッケージ
発電出力	26kW、3φ200/220V、50/60Hz
温水出力	56kW、入/出口温度=60/70℃、MAX=90℃
燃料消費量	112kW、（都市ガス13A）
システム効率	73%（発電効率23%、排熱回収効率50%）
ガスタービン	キャブストン社製28kWマイクロガスタービン 一軸再生式、逆変換装置付超高速永久磁石発電機 回転数9600rpm、エアベアリング（潤滑油不要）
ガス圧縮機	可変速ロータリー式圧縮機、吸込圧力200mmAq
排熱回収装置	真空式温水ヒータ
温水循環ポンプ	遠心式ポンプ 80L/min×15mH×0.4kW
排ガス量	765Nm ³ /h、排ガス温度90℃
エミッション	NOx=15ppm（O ₂ =0%換算）
騒音	65dBA（機側1m）
パッケージ寸法	幅790mm×奥行1900mm×高さ2065mm （但し搬入寸法高1750mm）
パッケージ重量	1200kg
その他	トランス内蔵、保護継電器内蔵、逆変換装置内蔵

配線を接続し燃料を供給するだけで直ちに運転に入る事ができる。このため現地据え付け工期の短縮がはかれる。

9) リモートメンテナンス

TCP 30 マイクロタービン・コージェネレーション・パッケージは、複数台設置による最適制御とリモートモニタリングに必要な通信機能を内蔵しており、当社の提供するメンテナンスサービスネットワークに加入することにより、総合的なサービスを享受する事ができる。

2.3 運転実績と今後の予定

この一年、主に大学、研究所、ガス、電気、石油などのフィールド運転による評価試験向けを中心に納入を進めてきた。昨年10月に資源エネルギー庁により空気ベアリングが技術承認された後、導入計画の具体化が増加し、2000年度末にて予定分を含め約50カ所の実績がある。こうしたフィールド試験結果を踏まえ更にシステムの再検討をすすめ、特に付属する補機類の信頼性向上と低コスト化を追求しなければならない。

ここでは都市ガス13A（供給圧200mmAq）焼きキャブストン社製マイクロガスタービン発電機と真空式排熱回収装置を組み込んだTCP 30 コージェネレーション・温水パッケージについて述べたが、ビル空調向けに排ガス直焼き吸収冷温水機（14USRT）、工場向けに助燃付

き小形貫流ボイラ（600kg/h×0.7MPa）、この他にUPS機能付きシステム、複数台設置システム、リモートモニタリングによる統合管理システムの開発を進めている。

3. 普及のための課題

3.1 規制緩和

社会がマイクロタービンを受入れるためにメーカーの開発課題の追求は当然のことであるが、安全性を担保した上で法規制の緩和と普及促進のための助成措置を求めたい。特に電気事業法の地域独占の付与と表裏一体となった安定供給義務の担保のために規定された技術基準を全てマイクロガスタービンのような極小規模の発電装置に一律に適用する必要があるであろうか。

- (1) 「ボイラ・タービン主任技術者の選任規定」
- (2) 「マイクロタービン発電機の一般電気工作物扱い」
- (3) 「常時監視をしない発電所の範囲の拡大」
- (4) 「系統連系技術要件ガイドライン」の簡略化
- (5) 「系統連系協議」の事務手続きの簡素化
- (6) 「都市ガス焼きガスタービン安全指針」の明文化
- (7) 「防災用非常用発電設備の技術指針」の現代化

3.2 助成措置

現時点では、マイクロガスタービン発電機の設備費は工場出荷価格で20万円/kWと高く、普及量産化を阻害している。一旦量産軌道に乗れば自立的に機器コストは低減させる事が期待できるので、太陽電池・風力発電機と同様、市場の自立を促す助成措置が必要であろう。

参考文献

- (1) 大地昭生：「マイクロガスタービンの開発と課題」火力原子力発電 2000年4月号
- (2) 三浦千太郎：「マイクロタービン」講演資料 2000年1月
- (3) 平田 賢：「地球温暖化抑止のための省エネルギー技術開発戦略」講演資料 2001年3月
- (4) 乾 直浩：「マイクロガスタービンの開発動向及び実機性能評価」
- (5) 井上梅夫、他：「マイクロガスタービン用排気再燃式多管貫流ボイラの開発」JSME 関東支部総会講演会 2001年3月

特集・マイクロガスタービン

小型分散電源市場でのマイクロガスタービンの最近の動向

三浦 千太郎^{*1}

MIURA Sentaro

1. はじめに

規制緩和が進行する国際情勢下において、ようやく日本でも本格的な自由化が始まりつつある。エネルギー業界にも自由化の波は及んできており、長期にわたって形成されていた電力・ガス業界でも公益性という名の下の独占的な体制が事業法改正とともに崩れ、障壁のない競争社会に突入した。

我が国の急増していた電力需要対応は、従来大規模集約化によって合理的・効率的な発展を実現してきた。しかし、近年の原子力への問題をはじめとする環境保全への社会的要請により、従来の大型集約型電源確保は大きなブレーキをかけられた。加えてここ数年に亘る著しい景気低迷は電力需要そのものを大幅減速し、新大型電源を不要にしつつある。一方、積極的な自由化はエネルギー業界の構造改革を押し進め、なによりもコスト低減を目指す欲求の高まりにより、多くの新規参入者の発電ビジネスへの参画を促すと共に、新エネルギーによる分散電源が注目を集めてきた。

新エネルギーとして風力・太陽光・バイオマスが代表的であるが、環境保全として見地から同様の効果を持ち、かつ安定的な供給確保につながる天然ガス利用の燃料電池とマイクロタービンが登場してきた。その背景、技術的評価そして位置付け、さらに市場性を含めた発展性について、現在ガス事業者として進めていることなどについて述べる。

2. 登場の背景

発電事業は歴史的に高圧・高温の蒸気タービンにより高効率化への道を歩んできた。石炭・石油そして天然ガスとエネルギー源の変遷はあっても基本サイクルは同じであった。より高い効率を目指し大規模化を図ってきたが、そのために立地制約から、送配電によるロスの問題も常に伴ってきた。

小型分散化によって、この送配電ロスの大幅削減と建設期間の短縮及び量産効果による設備費の大幅圧縮を図ることによって、電力コスト低減をさらに押し進めると期待されるものがマイクロタービンである。

マイクロタービンの開発は、歴史的には1950年代の

欧米航空機用ガスタービンの普及に併せた自動車用エンジンへの展開に始まる。再生器による効率アップや高速発電機の直結利用などの基本的なコンセプトが確立した本格的な利用は、1970年代の軍用補助電源を待たねばならなかった。その後環境問題への対応からハイブリッドシステム用駆動機として開発され、現在の分散電源用へと発展してきた。

このように欧米各社の主導によって進められているマイクロタービンの実用化は、当初の発表に比べやや遅れてはいるが、ようやく軌道に乗りつつある。定置式発電ユニットとして具体的な実用化プログラムを発表しているのは、米国の以下5社が中心であり、これも1996年以降とごく最近のことである。

- Honeywell Power Systems (旧 Allied Signal Power Systems)
- Capstone Turbines Corporation
- Elliott Energy Systems
- Ingersoll-Rand Engineering Company (旧 NREC)
- Turbec (旧 Turbogen)

マイクロタービンの多くは圧縮機とタービンによる一軸構成で、さらに永久磁石ローターを同軸とした単純な回転体を構成している。高効率化に対しては、高圧・高温化のリスクを回避して車載用で一般化されている再生サイクルにより、低圧力比(<4)・低TIT($<930^{\circ}\text{C}$)で実現している。また、軸受けは耐久性及び冷却不要の利便性を考慮して、空気軸受けを採用している。回転数は過給機と同等の60,000~100,000 rpmに達する。約1,600 Hzの高周波出力をインバーターで商用周波数に変換する。このように低コスト、保守簡便性、信頼性そして高発電効率の達成に的を絞り、量産汎用かつ既成技術のみを徹底的に活用して作られた製品である。

マイクロタービン登場の意義としては、メーカーは以下のように説明している。

- 環境に優しい：天然ガスを主燃料としている。従来の大規模集約型電源は石炭、オイル、原子力使用、分散型電源はレシプロエンジン。
- 経済性：複雑なインフラ整備や高額な発電所建設が不要。量産効果による低廉な設備費実現。
- 電源ソースの多様性：系統およびサイト固有の電源選択自由度
- 利益：安価な電力コストおよび排熱回収可

原稿受付 2001年3月5日

*1 東京ガス(株) エネルギーソリューション事業部
〒163-1059 東京都新宿区西新宿3-7-1

表1 代表的なマイクロタービンの仕様

メーカー	Capstone Turbine	Honeywell Power Systems	Ebara-Elliott	Turbec
基本構成	一軸インバーター	一軸インバーター	一軸インバーター	一軸インバーター
発電出力	30kW	75kW	80kW	100kW
発電効率	26%	28.5%	29%	30%
タービン回転数	96,000rpm	65,000rpm	68,000rpm	70,000rpm
本体重量	489kg	1,540kg	1,800kg	1,360kg
電気仕様	3P 400/480V 50/60Hz	3P 400/480V 50/60Hz	3P 400/480V 50/60Hz	3P 400/480V 50/60Hz
所要圧力	0.38 Mpa	0.52~0.86MPa	0.6MPa	0.45MPa
ガス圧縮機	低圧ロータリー	低圧レシプロ	低圧型スクロール	低圧レシプロ

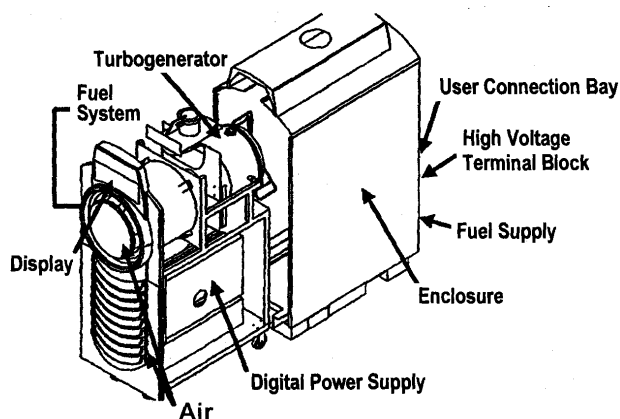


図1 Capstone 330 の構造

3. 技術評価

それぞれのマイクロタービンの製造者および特長について述べる。代表的特性については別表に示すとおりである。

3.1 Capstone

Capstone はベンチャー企業で1987年設立され、従業員は約150名で、その内30名はコンピューター産業関係者と言われている。

定置式の他に、現在でも車載用としてHybrid Electric Vehicles (HEV) を開発中で、チャタヌガ市やロスアンジェルス市においてバス用として利用されており、加えて東京電力は本機を搭載したバスをニュージーランドから輸入販売すると発表している。

当社が評価しているものはModel 330と呼ばれているもので、定格出力28kW、発電効率26%の定格仕様を持つ。検証結果としては、発電出力は送電端の出力で仕様を1.5kW程度上回っているものの、発電効率については発電端で1ポイント弱ショートしている。運転の安定性を含め現時点で商品機として完成した性能を持つことを認めた。とくにNOx特性は驚異的で、公称の9ppm

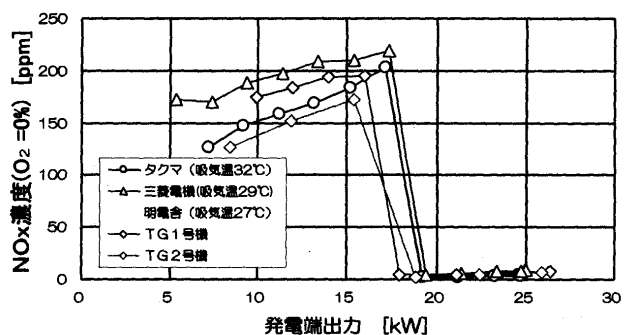


図2 NOx 排出特性

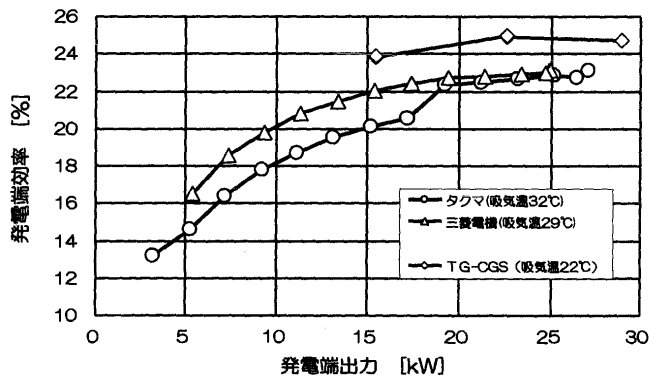


図3 発電出力・効率特性

表2 メンテナンススケジュール

メンテ項目	作業	インターバル
コアタービン吸気フィルター	交換	8,000hr
電装品冷却吸気フィルター	清掃	8,000hr
燃料ガスフィルター(内蔵)	点検	8,000hr
排気ガス温度センサー	交換	16,000hr
点火器	交換	16,000hr
燃料ガスインジェクター(3)	交換	16,000hr

を遙かに下回っている。起動はガス圧縮機および発電機起動装置から始まり、25,000 rpm でパージおよび45,000 rpm で暖機を1分ほど行い、約3分ほどで定格出力に至る。

空気軸受けや高温部品の耐久性、吸気汚れによる経時性能劣化などを含む長期耐久評価はこれからとなるが、昨年10月末に通商産業省（現経済産業省）の火力技術基準適合性評価委員会による審査を受け、個別認定された結果、一般の実サイトに設置が可能となった。当社では耐久性確認のためにすでに2カ所で運転を開始しており、本年からさらに多くのサイトで実証運転開始する。

3.2 Honeywell (旧 Allied Signal)

航空・自動車用製品、繊維・化学製品製造を行っており、Honeywellとの合併により12万人規模の強力な企業に変身したばかりである。さらにGEとの併合が進められており、世界有数のコングロマリッドになる。航空機用APUや主機GTを生産すると共に、過給器のトップメーカーでもあり、この技術を活用したものがマイクロタービンである。一昨年New MexicoのAlbuquerqueに新量産工場を開設し、昨年4月から量産を開始した。要素技術の核となるエア・フォイル・ベアリングの実績は、航空機用として年産2,000台、累計15,000台の実績を持つ。

当社は一昨年6月より parallon 75 β unit と呼ばれるブ

ロト機、昨年4月よりBlock2と呼ばれる商品前段階機にあたる2種類を評価している。商品機の仕様は、定格出力75 kW、発電効率28%、NO_x 25 ppm以下となっているが、プロト機の β unitでは発電出力・効率ともに若干ショート、NO_x排出量は大幅に上回った。当初起動特性および安定性は極めて悪く、基盤交換およびソフトウェアの交換で対処してきたが、制御や点火系の問題が少しずつ解決して、ようやく安定運転に入った。起動についてはほぼCapstoneに同じで、Startして50,000 rpmでwarming upし、約3分程度で定格に至る。Cool

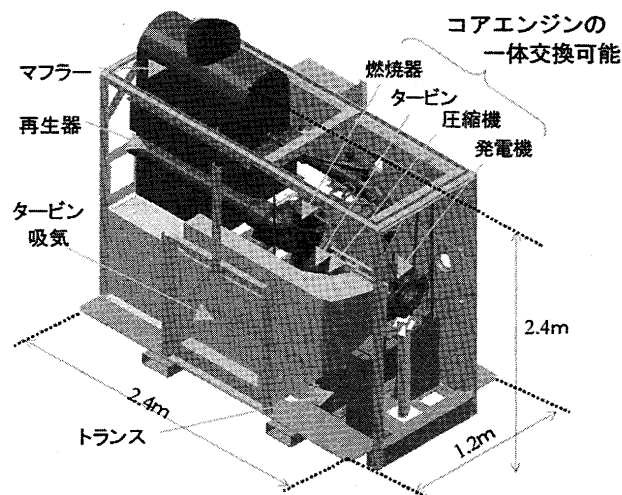


図6 Parallon 75 の構造

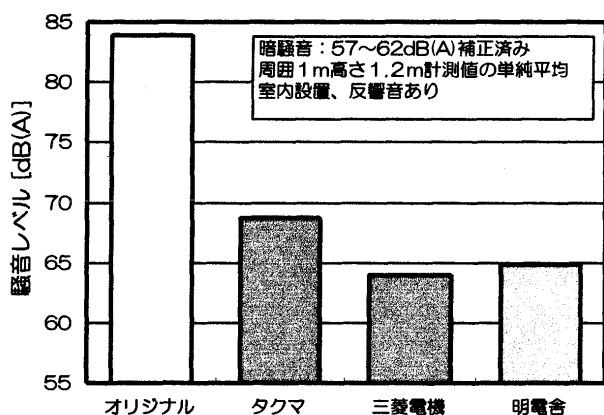


図4 騒音特性

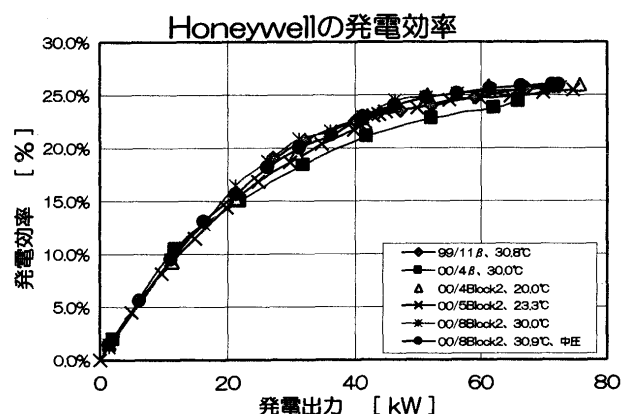


図7 発電出力・効率特性

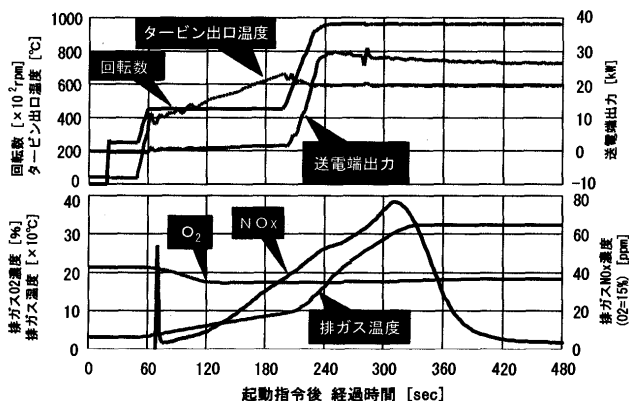


図5 冷態起動特性

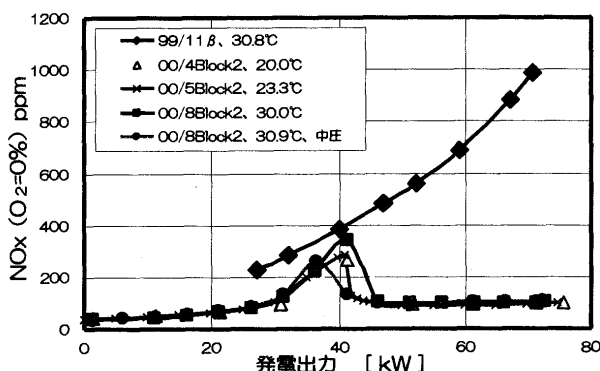


図8 NO_x 排出特性

down も Capstone と同じ約 7 分で完全停止となる。

ここで Honeywell 社を例として、インバーター連系装置に組み込まれた保護リレー機能に触れたい。発電ユニットの連系装置（ラインパワーユニット）は表 4 に示す保護リレー機能を内蔵しており、電圧・周波数・逆電力・過電流等の異常状態に対して発電ユニットを系統から解列しトリップさせることが可能である。また、発電ユニット自身の異常停止制御および火報等の外部信号による停止制御も備えている。米国市場においては系統連系運転が一般的と考えられているため様々な確認試験が行われている。これらの仕様は、個別保護リレーの設置を規定している我が国の現行の系統連系ガイドラインと同等のものと即断はできないが、殆どのメーカーの製品は類似の設計思想に基づいているため、安全性担保の観点から十分な検証を行った上で低コストの系統連系を可能にすることが普及の条件となる。

3.3 Elliott (Bowman)

Elliott は 1997 年 7 月 Stuart, Florida に生産設備を開設し、TA-45 Turbo Alternator を発表した。その後 TA-60, 80 そして 200 と機種拡大を図っている。The Elliott Company は荏原製作所が昨年 4 月に 100% 株式保有をする関連会社で、我が国でも袖ヶ浦でテスト機の評価およびコージェネシステムを開発中である。当社もすでに評価機の入手を荏原と検討中で、今春に納入予定である。納入以降の評価結果によるが、実販売は早くても

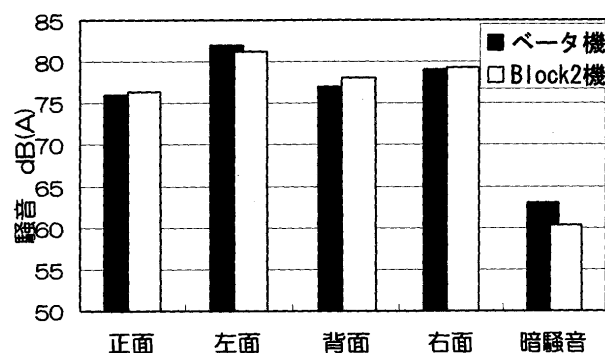


図 9 騒音特性

表 3 保護リレー機能

保護リレー機能	時限	しきい値
過電圧	瞬時	(-4~) +15%
不足電圧	0.1~4 秒	(+4~) -20%
過周波数	4~10 秒	+5%
不足周波数	4~10 秒	-5%
逆電力	30~90 秒	2kW~
インバーター過電流	瞬時	240A RMS

本年下半年あるいは来年春以降と推定している。

3.4 Ingersol-Rand Energy Company (IREC)

IREC は “Power Works” で 30, 60, 200 kW の 3 つの容量を開発している。Power Works の開発は 1987 年から Southern California Gas Company, the Gas Research Institute そして the New York Gas Group の支援を受けて始まった。本システムは 2 軸・潤滑油軸受け、減速機など既製技術要素で構成されるシステムである。予想発電効率 33% と現状の計画中含めた全マイクロタービン中最高で、且つ圧縮機、冷凍機など機械駆動や排熱ボイラ装備でコージェネレーションとしての要素を色濃く持ったシステムとなっている。

Northern Research から民間の Ingersol-Rand に経営が移ったためか、昨年までのクローズな姿勢から、一転して積極的な実用化への方針に変更し、今春に欧米における発売の計画を進めている。Elliott と同様、今春に我が国も含め 60 Hz 仕様機の実証が始まり、その結果次第では本年末には販売を開始すると表明している。

3.5 Turbec (旧 Turbogén)

ボルボ社と ABB 社のジョイントベンチャーである Tubogen AB 社が、ハイブリッド車用タービンエンジンの技術をベースに行ってきた 100 kW のコージェネシス

表 4 コアエンジン性能

	TA-80	TA-200
Power	80kW	200kW
Voltage	+480VAC	←
Speed	68,000rpm	43,000rpm
P/R	4:01	4:01
Recup. Inlet temp.	1200F	1234F
Recup. Outlet temp.	600F	634F
Efficiency	30%	30%
Bearing	Oil Lubricated	←
Hour	27,000Hr	←
NOx	18ppm	←
CO	240ppm	←

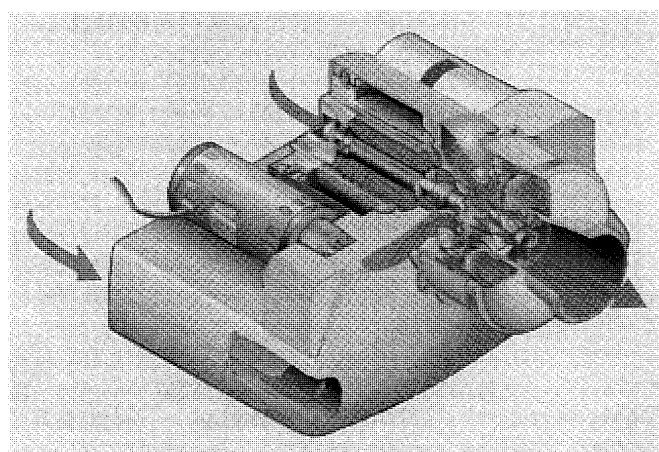


図 10 コアエンジン外観

テム(T 100)の開発が進んでおり、99 年秋に社名を Turbec 社に変更した。スウェーデン国内の電源の 9 割以上は水力・原子力で賄われているため、欧州・アジア等の国際市場への展開を指向している。

Turbec 社は、T 100 の開発に先駆けて 38 kW 機の試作を行い、1997 年以降 10,000 時間の運転実績がある。T 100 の計画性能は発電効率 30% (Net)、総合効率 80%、NOx 濃度 15 ppm (1/2 負荷以上)、騒音値 70 dB(A)@1 m とかなり魅力的なものであり、現在欧州で 40 機の実証試験が進められている。この内の 1 台が当社に納入されており、2 月から本格的な評価が始まっている。ボルボ社が 10 年以上を費やして開発してきたコアタービン技術と ABB 社のパッケージ技術を融合した新たなシステムとして 2001 年末までには販売を予定しており、動向に注目したい。

マイクロタービンは汎用量産技術の産物であり、量産効果による低価格がその最大の特徴であることから、普及が始まった場合の影響が大きい。また、欧米のメーカーの思想と我が国の使用者の考え方は必ずしもじっくりっていないことは、従来のコージェネシステムからも明らかである。したがって、有力なガス器具としてしっかりと技術評価を行い、世間に周知することは健全な普及を期待するガス事業者としての義務でもある。我が国に登場して 1 年半たった現在十分な評価行われたと

表 5 T 100 性能

発電出力	100kW
発電効率	30% (Net)
総合効率	75.5%
NOx 濃度	15ppm (@15%O ₂)
騒音値	70dB (A@1m)

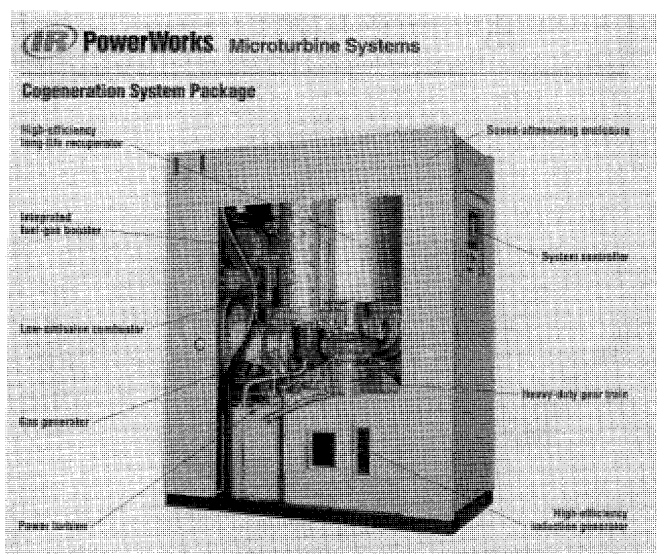


図 11 外観図

は言えないが、それでもようやく、昨年秋以降に先行 2 社については、運転性能も掴め、また情報も開示されるようになり、実用的なシステム化も進むようになってきた。

今後の開発課題としては、日本におけるマイクロタービンの位置付けは、あくまでエネルギー利用効率向上に根ざしたコージェネレーションとしてであり、そのためのボイラーや吸収式冷凍機など排熱回収機器とのシステム化が必須である。

4. 市場性とその発展性

各 manufacturer の欧米における市場戦略は、

- ネットワーク分離使用：stand-alone power
- ネットワーク連系使用：peak 対応および base load service (分散電源、コージェネレーション)
- 緊急時バックアップと Uninterruptible Power Supply (UPS)
- 補助電源装置
- 機械駆動用 (ポンプ、空気圧縮機、冷凍機)
- ハイブリッド自動車用

が説明されている。

4.1 Capstone

基本的には直接販売を行っているが、我が国の販売機構作りが大幅に遅れていた。しかし、昨年末から今年初頭にかけてカナモト、タクマ、明電舎、三菱商事などと相次いで契約を締結し、体制を構築した。米国では Williams Energy 他 4 社、欧州では British Gas Technology と契約している。1998 年から昨年末までの累積製造台数は 1,012 台と言われており、昨年 4 月に新工場を完成し、2001 年は 4,000 台を目標として本格的生産に入る。

4.2 Honeywell

1999 年 10 月に年産 4 万台の量産工場を竣工し、併せて世界 13 社 (内、北米で 5 社) との販売契約締結による体制整備そして北米の Honeywell と合併による保守体制確立により、製造・販売・保守の基盤整備は完了したと言われている。日本においても総代理店が決定し有力 Distributor および排熱回収機器供給者として石川島播磨重工業及び日立製作所が加わり、体制整備を急いでいる。しかしながら、商品機の完成が遅れ、最も早く世界市場に普及を始めると考えられていたにも関わらず、キャプストンに大きく後れをとった。現在、新たに GE による買収が進められており、さらに実販売への遅れが懸念されている。しかしながら、この混迷が収束した暁には、GE 27 万人、Honeywell 12 万人、計約 40 万人を擁する巨大なコングロマリッドによる市場制覇は急速に進められることも予想される。

マイクロタービンの最大の市場インセンティブは、設備費の安さとメンテナンスの容易さにある。現状でも、\$ 700~1,000/kW 程度で入手可能であり、量産が始まれば、さらに \$ 100 程度下がるものと予想される。排熱

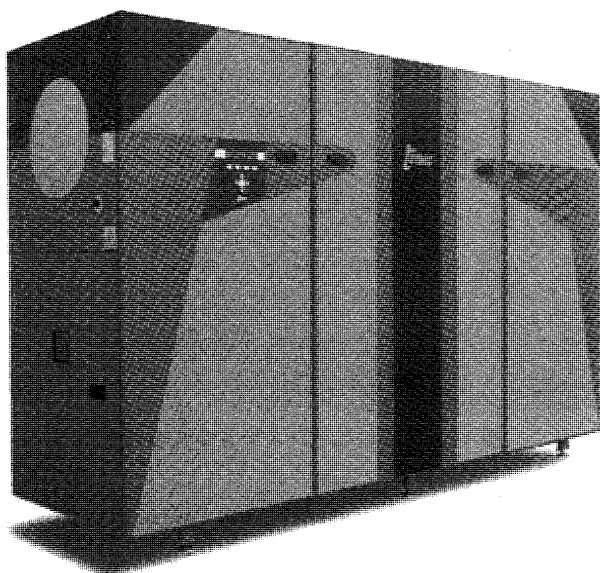


図12 T100パッケージ

回収温水ボイラも国産化とは言え \$200 程度で販売可能であることから、工事費込みで \$1,200~1,500/kW 程度の出来上がり価格を仮定している（但し、系統連系費用含まず）。我が国の同規模の従来型レシプロエンジンは \$2,500~3,000/kW であることを考慮すれば、この経済効果は驚異的である。保守は実績がないため不明であるが、メーカー説明では \$0.01~0.02/kWh であり、これも従来機が \$0.03~0.07/kWh であることと比較すると我が国の人件費を考慮しても 5 倍程度の差となる。効率は排熱利用を含め同規模のガスエンジンと同等で、排熱も温水ベースで同質であることから、価格破壊による飛躍的普及の可能性を持つ商品と言える。

さらに投資コストは自動車と同程度であり、変動コストと併せてみても従来のコージェネレーションとは桁が一つ違う異質の商品と言え、それによって欧米に比べ燃料コストが高い我が国においても、排熱回収抜きの使用法が成立する可能性がある。むしろ国内導入に際して、如何に我が国固有の「Japanese Option」が付加されないかが、普及の課題となろう。

コスト上昇要因となる現在の規制上の課題を以下に示す。

- ボイラ・タービン主任者の適用除外
- 電気主任技術者の適用除外
- 遠隔監視保護装置の簡略化
- 高圧連系のための保護装置の簡素化
- 発電装置隔離距離の緩和

上記の規制が完全に緩和されれば、経済合理性から 500 kW 止まりであった従来のコージェネレーション市場の飛躍的な下方拡大が実現する。ターゲットとしては、

- コンビニエンスストア
- ファーストフード
- 小規模店舗

- 小規模オフィスビル（3,000 m² 程度）
- 医院、旅館
- 中小規模工場

などが考えられ、これらのシリーズオーナーとなるチェーン店企業の囲い込み営業が、すでに取り扱い企業により進められている。

4.3 国産

現在国産開発を進めているのは、トヨタ自動車系列のトヨタタービンアンドシステム（TTS）、開発に着手している三菱重工業、そして開発をマスコミに表明した川崎重工業の3社が名乗りを上げている。

TTS は、先に 290 kW のトラック・バス用エンジン転用のシステムを昨年から系列企業対象に販売を開始しており、今年から一般を対象に営業拡大を図る。本機は残念ながら、再生器は採用されていないため、発電効率 18% と低い。しかしながら、排気ガス温度が高いことから上記による回収が標準となり、一般的なガスタービンコージェネレーションと同様の利用が可能である。新たに発売される 50 kW システムはハイブリッド乗用車用からの転用であり、現在国産再生器とのマッチング検証を進めており、発電機一体一軸構成、潤滑油軸受け、インバーター発電機を採用した発電効率 27~28% 程度のマイクロタービンで、まもなく販売時期を決定するものと思われる。

三菱重工業の開発品は、75 kW インバーター発電機一体一軸構成、国産再生器採用で、熱効率ではすでに 30% を超えており、最終的に発電効率で 30% を目指してチューニングを進めている。これから発電機や排熱回収機器をまとめたシステム化が行われ、今年末頃にはプリコマーシャルユニットが出来るものと思われる。川崎重工業については、現段階では詳細不明である。

これら国産機の登場により、なかなか進まない欧米機器の日本市場への適合性が速まり、市場の活性化につながるものと期待される。

5. 当社のマイクロコージェネシステムへの取り組み

当社は、製品の完成度、事業基盤整備の観点から先行している Capstone, Honeywell の2社のマイクロタービンに関して排熱利用機器の開発およびシステム化に取り組んでいる。

現在検討を進めている当社開発品のバリエーションは、以下のシステムである。

5.1 温水回収システム

温水回収システムは 250℃ 程度の排熱を利用する普及型のコージェネであり、温水行き温度 70~90℃・総合効率 70~80% の仕様によって、温水投入型吸収式冷凍機（商品名：ジェネリンク）を含む幅広い用途で省エネ性の高い運転を可能とする。排熱回収モジュールは、温水ボイラその他循環ポンプ、排気ダンパー、消音器等の付帯機器を一体化したものである。

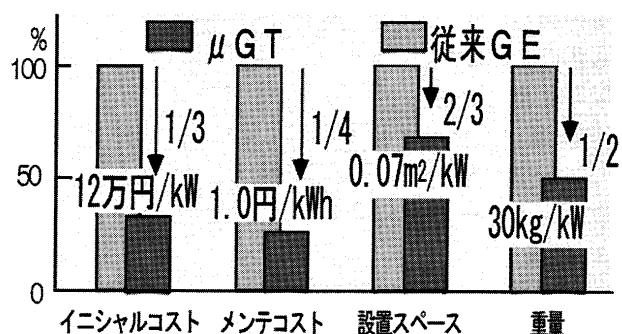


図13 マイクロタービンコージェネシステムの開発目標

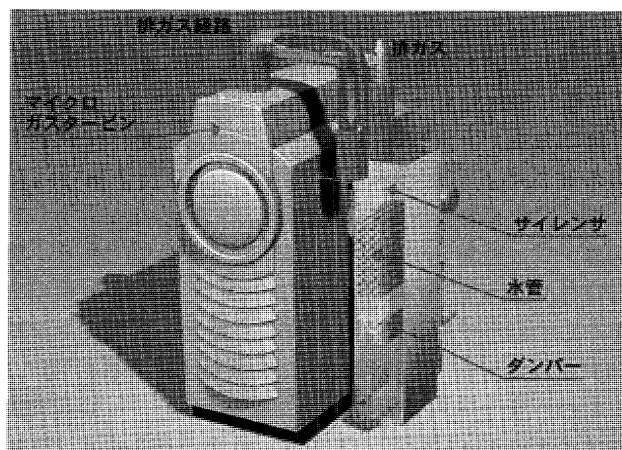


図14 排熱ボイラ別置パッケージ

5.2 蒸気回収システム

Capstone 社がごく最近試験的に発売した再生器無しのシンプルサイクル機 (30 kW, 発電効率 14.3%) を入手し「発電機付き蒸気ボイラ」を中小産業用市場向けに開発を進めるとともに、併せて再生器付きユニットの開発を進めている。

5.3 ごみ乾燥機

業務用施設のごみ処理用として、蒸気・温水両取り出しのタンデムボイラの開発を併せて進め、乾燥効率向上のため、温水利用から蒸気加熱式に変えた新しい乾燥機を開発している。温水の利用が図りにくい中小業務要用において、吸収式あるいはデシカント空調機と共に有効な排熱利用機器となる。

この他当社の開発ではないが、熱利用向上のために以下のような排熱利用機器開発が進められている。

5.4 排ガス投入型吸収式冷凍機

排熱用途が空調負荷のみである場合、排気ガスを 2 重効用吸収式冷凍機の高温再生器に直接投入するシステムがエネルギー利用効率の観点から適している。概ね発電出力 3 kW で 1 RT 相当の排熱回収が可能である。これをコンパクトにパッケージ化し、空調用途に供する。

5.5 追い焚きバーナーつき蒸気回収システム

電力負荷は一定運転が一般的であるから、熱負荷側の

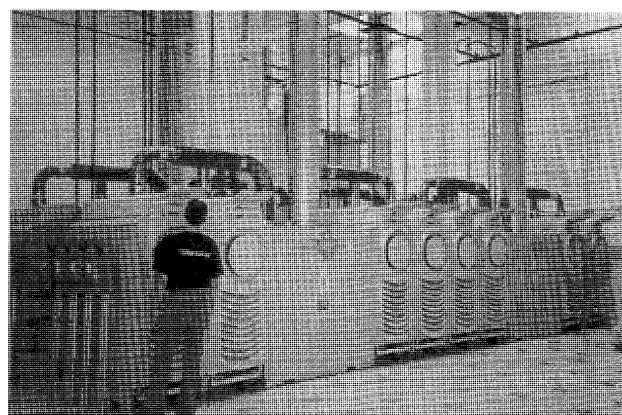


図15 コージェネシステム多数設置事例

変動に追従するため、熱電可変を目的に追い焚きバーナーを採用する。

スケジュールとしては Capstone と温水回収システムを組み合わせたものの開発が先行しており、昨年 5 月よりフィールド試験を開始した。性能、運転安定性、環境性、メンテ性、経済性等の評価・課題抽出に基づいて商品化に向けての総合的ブラッシュアップを行う。

また、事業化としては小型低廉なコージェネレーションシステムとして、下方拡大を含む市場展開を検討しており、加えて新しいビジネス形態としてエネルギーサービス事業への進出を今年 1 月に決定し新組織を立ち上げた。マイクロタービンビジネスは、規制緩和の進行に合わせて営業展開を検討して行かざるを得ず、そのための関係機関への働きかけを行うとともに、技術開発、組織体制整備そしてファイナンスなどの準備を関係各社とともに粛々と進めていく。

6. おわりに

マイクロタービンは、個々の要素をとらえてみれば、過給機であり、軍用高速発電機であり、熱交換器でしかなく、新しいサイクル、材料などの未経験要素は入っていない既存技術のみの集大成である。このような量産前提の非先端的商品が、発電ビジネスに登場するのは前代未聞である。もし欧米で成功すれば日本においても普及が加速する可能性が大きい夢のある商品である。その意味で、当社も積極的に市場形成を進めていくため、エネルギー業界としては画期的な東京電力との連携を決定し、共に協力して事業化を進めることとした。

エネルギー業界の自由化を進める上で、エネルギーの効果的利用が最重要課題であるから、マイクロタービンの普及拡大を行うためには現在の性能で満足せず、新材料を用いて TIT を高め、発電効率を向上させるとともに熱電比を減少させることがこれからの重要な開発課題である。その意味でも次世代機開発においては日本企業の参入に期待して本稿を終える。

特集・マイクロガスタービン

マイクロガスタービンの分散型電源としての 適用性と系統連系について

市川 建美^{*1}

ICHIKAWA Tatsumi

キーワード：マイクロガスタービン，分散型電源，コージェネレーション，系統連系

Micro Gas-turbine, Distributed Generation, Combined Heat and Power, Utility Power
Grid Connection

1. はじめに

マイクロガスタービン，燃料電池，太陽光発電，また風力発電といった比較的小容量の発電システムが注目されている。これらはそれぞれ，いわゆる「分散型電源」の一つである。

本稿では，マイクロガスタービンについて，その適用性の概略分析，電力系統への連系特性などを述べる。

2. 分散型電源とは

2.1 分散型電源の概要

電力需要は従来，そのほとんどが，大きいものは1地点の発電出力が数百万kW級の火力・原子力電源，小さいものでは概ね数万kW級の火力・水力電源を遠隔地や電力多消費地域の周辺部に設置した集中型の電源によって賄われてきた。

集中型電源は今後の電力需要の増加を賄うものとして引き続き設置されるが，地球環境の維持・改善への期待，最近のエネルギー市場の規制緩和やエネルギー供給の構造改革，加えて技術進歩を背景に，1地点数万kWまでの小容量電源が設置され始めており，将来は，集中型電源を補うものとして，電力・エネルギー供給の一端を担うものと予想される（図1）。

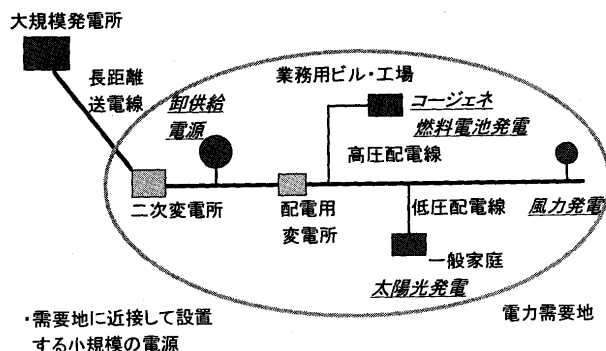


図1 分散型電源の導入形態

原稿受付 2001年3月9日

*1 財電力中央研究所 柏江研究所 需要家システム部
〒201-8511 東京都柏江市岩戸北 2-11-1

また一般に電源は，一方向性のエネルギー変換装置であるが，揚水発電のように双方向性のエネルギー変換装置すなわち電力貯蔵装置もあり，小容量のものが開発されている。

このような貯蔵装置も含めた小容量電源は，配電系統やその上位の二次系統に分散して連系されることから分散型電源と呼ばれており，表1に示すように種々のものがある。

2.2 内燃機関を原動機とする分散型電源

これらの分散型電源のなかで内燃機関を原動機とするものに，ディーゼルエンジン，ガスエンジン，ガスタービン，そして最近注目されているマイクロガスタービンがある。

2.2.1 ディーゼルエンジン 古くから発電用や車両用に幅広く使用されていることから，信頼性が高く，設備および燃料のコストが安い分散型電源である。単機容量も数百から数千kWと幅広い。店舗など業務用への最近の導入実績ではガスタービン，ガスエンジンを含めた導入件数，設備容量の60%以上をディーゼルエンジンが占めている。

しかし，排ガス処理が高価になることから，大都市での導入は難しくなっている。

2.2.2 ガスタービン ガスタービンを用いた集中型電源システムの技術進歩は著しく，燃焼温度を高温化した単機容量20~40万kW級のガスタービン発電機群と，それらからの排ガスを活用したコンバインドサイクル方

表1 主な分散型電源

種類	エネルギー源
太陽光発電 風力発電 小水力発電	自然エネルギー
ディーゼルエンジン発電 ガスタービン発電 ガスエンジン発電 マイクロガスタービン 燃料電池発電	化石燃料 (天然ガス、石油)
ゴミ発電	一般廃棄物
電力貯蔵装置	化学エネルギーなどに変換

式の採用などによりプラント全体としての発電効率が50%を超える発電システムも運転を開始している。

これに対して、例えばYS-11のような航空機用ガスタービンを転用したものが開発され、単機容量数千kW級の産業用および業務用の分散型コージェネレーションとしての導入が進んでいる。最近では、出力範囲の下方拡大が進み、700 kW 級も登場している。

2.2.3 ガスエンジン 都市ガスを燃料とすることからクリーンな分散型電源として都市部を中心に導入が進んでいる。単機容量は数百から千kW程度であり、特にコージェネレーションシステムとしての導入が進んでいる。

2.2.4 マイクロガスタービン ガスタービンやガスエンジンより、出力レベルがさらに小さいものとして、近年、マイクロガスタービンまたはマイクロタービンなどと呼ばれる、電気出力が概ね30～300 kW級の発電システムおよびコージェネレーションシステム等の開発・実用化が急速に進展しており、一部は商用化されている。

マイクロガスタービンの仕様概要を、他の内燃機関を原動機とする分散型電源と比較して表2に示す。

3. マイクロタービンの適用性分析

マイクロガスタービンの適用性を分析するには、次の様にさまざまな視点が考えられる。

○経済性

主要要因：適用対象、設備費（付帯設備を含む）、燃料種別・単価、発電効率、排熱利用率、保守費、保守・運転要員費

○省エネルギー性（一次エネルギー消費）

主要要因：適用対象、発電効率、排熱利用率

○環境適合性

主要要因：燃料種別、発電効率、排熱利用率

○運用性

主要要因：起動・停止特性、出力制御特性、運転信頼性、系統連系特性、需要家系統単独運転

ここでは、当研究所が行ったマイクロガスタービンの経済性についての概算分析例を紹介する⁽¹⁾。

3.1 経済性概算のための主要な計算条件

実用化が緒についた段階であるため、計算条件は以下のように幅をもって設定する。（下線を付したのは基準条件）

- 1) 償却年限：5年～15年
- 2) 設備単価：5万円/kW～10万円/kW
- 3) 熱効率：30%～15%
- 4) 燃料費単価（都市ガス）：75円/Nm³～50円/Nm³
- 5) メンテナンスコスト：0.7円/kWh～3.0円/kWh
- 6) 設備利用率：45%～80%（毎日起動停止～ほぼ連続運転）
- 7) 排熱利用率：排熱利用無，排熱1/2利用

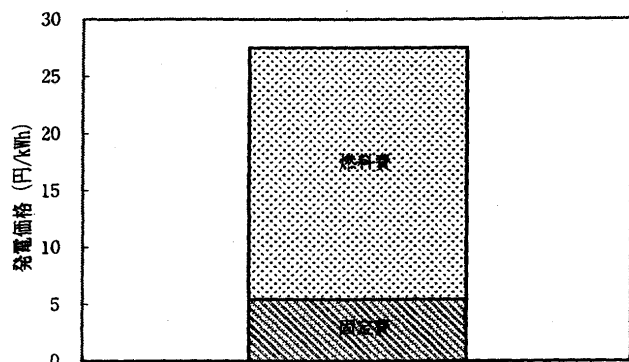
3.2 経済性概算結果

以上の条件のもとに概算した発電単価の結果を図2に示す。基準条件の下でのマイクロガスタービン発電の発電単価は約27.5円/kWhとなったが、これは平成9年度の電力10社計の業務用電力の平均単価である21.4円/kWhを大きく上回っている。

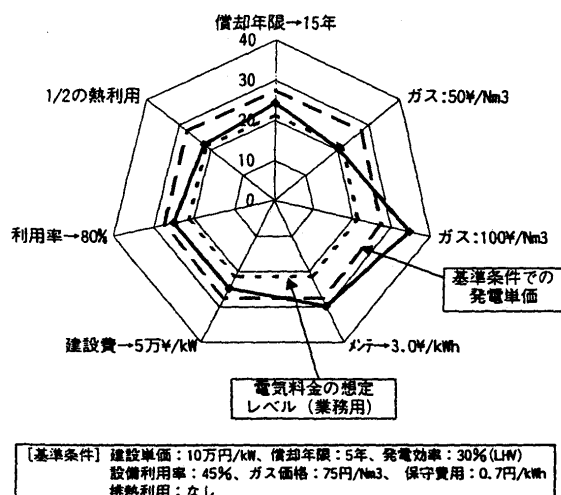
図2(a)は、基準条件での発電単価の構成であり、可変費である燃料費の割合が約8割と大きくなっている。一方、諸条件を基準条件から1つずつ変化させた場合の発電単価を示したのが図2(b)である。この結果は、発電効率、燃料価格、排熱利用の程度などがマイクロガスタービン発電の経済性を大きく左右する可能性を示している。なお、この概算では排熱利用については、他の熱源の燃料費の節減効果のみを算定したものであり、詳細な分析には排熱利用システムの構成、その設備費等も考慮する必要がある。

表2 内燃機関を原動機とする小容量分散型電源の仕様概要（発電出力：概ね30～300 kW）

	マイクロガスタービン		ガスエンジン	ディーゼルエンジン
	単純サイクル	再生サイクル		
発電効率 (%)	約15	約25	約30	約35
排熱回収効率 (%)	約40～60	約55	約50	約35
総合効率 (%)	約55～75	約80	約80	約70
排ガス温度 (°C)	約600	約260	約500～600	約400
主な排熱回収形態	蒸気	温水	温水+蒸気	温水
起動時間	約4分		約30秒	左記と同等
系統連系形態	インバータ または発電機		発電機	発電機
燃料	都市ガス、LPG、灯油など		都市ガス、LPG	重油
NO _x (ppm)	約10～30		約40	約700



(a) 基準条件下での発電単価の構成



(b) 発電単価への影響要因の分析結果

図2 マイクロガスタービンの発電単価の概算結果例

3.3 省エネ性

マイクロガスタービンを用いたコージェネレーションシステムの省エネ性については、排熱の利用形態、利用システムの構成機器の性能によって違いがでることが考えられる。例えば、事務所ビルの空調システムへの適用を想定して当所が行った試算によれば、吸収式冷凍機の熱源の形態、冷凍機の効率によっては省エネ性が左右される結果となっている⁽²⁾。

4. マイクロガスタービンの系統連系

4.1 系統連系によるメリット

マイクロガスタービン等の分散型電源の導入は、一層のコストダウン、規制緩和、国等による導入促進策の実施、さらには電気事業による分散型電源からの余剰電力購入メニューの制定もあり、今後ますます進むものと予想される。

この分散型電源のほとんどが電力系統、特に配電系統やその上位の二次系統に分散、連系して運転されると考えられる。これは、連系することにより負荷機器への電力供給の安定化、分散型電源の安定かつ高効率な運転が図られるからである。

例えば自然エネルギーを利用する分散型電源では、気

象条件等に左右されて発電出力が絶えず変動して不安定であるが、電力系統と連系することにより出力が足りない場合には系統から電力の供給を受け、出力が余った場合には系統に余剰電力を送り出すことで電力供給の安定化ができる。

これに対して化石燃料を用いる分散型電源では、その発電出力は安定で、また必要に応じて自由に変えることが出来るが、系統から独立し、負荷の変動に絶えず出力を追従させるよりも、系統と連系することにより安定した運転を行って効率の良い運転を行うことができる。

また、電力系統全体としてみると、系統連系された分散型電源でピーク負荷時の電力需要の一部がまかなわれればピークカットなどの負荷平準化効果も考えられる。

4.2 系統連系の形態

分散型電源の電力系統への連系形態は、分散型電源が何によって電力系統と連系するかによって異なり、表3に示すように回転機系の交流発電機を用いて連系するものと、静止型の直交変換器（インバータ）を用いて連系するものとに大別される。なお、詳細に分類すると、交流発電機には誘導発電機と同期発電機がある。インバータには他励式と自励式があり、自励式は電圧形と電流形がある。電圧形はさらに、電圧制御形と電流制御形に分類される。

マイクロガスタービンについては、1軸式タービンで直接駆動される発電機による高周波交流出力を一度直流に変換してインバータで商用周波数に再変換するタイプのものはインバータ連系である。また、2軸式タービンで減速装置を介して商用周波数の発電機を駆動するタイプのものは交流発電機連系である。

4.3 系統連系特性

分散型電源の系統連系特性は、表4にその主要なものを示すように、連系形態が交流発電機であるかインバータであるかによって、大きな相違がある。

マイクロガスタービンは機種により連系形態が異なることから、系統連系に関わる分析にあたっては考慮が必要である。例えば、系統に連系して運転中のマイクロガ

表3 分散型電源の系統連系形態

種類	発電電力形態	系統連系形態
太陽光発電	直流	インバータ
風力発電	商用周波数交流	交流発電機
	変動周波数交流	インバータ
小水力発電	商用周波数交流	交流発電機
ディーゼルエンジン	商用周波数交流	交流発電機
ガスタービン		
ガスタービン	高周波数交流	インバータ
マイクロガスタービン		
燃料電池発電	直流	インバータ
ゴミ発電	商用周波数交流	交流発電機
電力貯蔵装置	直流	インバータ
	商用周波数交流	交流発電機

表4 分散型電源の主な系統連系特性

系統連系形態	交流発電機	インバータ
連系装置の種類	同期発電機 誘導発電機	自励式インバータ 他励式インバータ
力率の調整能力	同期発電機：あり 誘導発電機：なし	自励式：あり 他励式：なし
高調波発生	なし	あり（フィルタ、多相化、 高周波化等で対処）
起動電流	同期発電機：自動 同期検定装置で過 電流防止 誘導発電機：定格 電流の数倍の過電 流発生	自励式：制御系の同期 検定で過電流防止 他励式：ソフトスタートを行 い、過電流抑制
系統事故時電流	定格電流の数倍	定格電流の2倍以下に 抑制
保護機能	外部に保護継電器 設置必要	インバータの内蔵保護 利用可

スタービンが、何らかの原因により系統から解列された場合の応動は連系形態によって異なり、インバータ連系の場合は解列と同時にインバータとタービンがいったん停止するという特性があり、需要家側の電力供給のニーズによっては配慮が必要となる。

4.4 電力系統連系技術要件ガイドライン

一般に分散型電源は、現状の高・低圧配電系統や特別高圧線路系統の一部を含んだ系統に連系されることになるが、連系により電力系統の運用制御および分散型電源の運転に支障を生じさせないようにする必要がある。

そのために制定されているのが、電力系統連系技術要件ガイドラインである。そのねらいは次の3点である。

- 分散型電源事故の配電系統への波及防止
- 分散型電源の連系による配電線事故の影響拡大防止
- 分散型電源の連系による配電線電圧変動の増大抑制

この電力系統連系技術要件ガイドライン（以下、ガイドラインと略称）は、資源エネルギー庁公益事業部（現在の電力・ガス事業部）の通達として、電気事業者以外の所有する発電装置（いわゆる分散型電源）の系統連系を可能とするための技術要件の明確化を目的として作成されている^{(3),(4)}。ガイドラインに示される技術的要件は、系統連系を行う際の発電設備の設置者と電気事業者間の協議の標準的な指標となるものであるが、規制ではなく、これによらないで系統連系を行う場合であっても、ガイドラインと同等以上の保安の確保が図られる場合には系統連系しても差し支えないとされている。

ガイドラインが適用される発電設備としては、(1)ディーゼルエンジン、ガスタービン等の回転機を用いたコージェネレーション設備等の自家発電設備、(2)燃料電池、太陽電池等の直流発電設備等を用いた自家発電設備であって、逆変換装置（インバータ）を用いて連系されるもの、(3)出力20kW未満の太陽電池発電設備等の一般用電気工作物、(4)卸供給事業者等の発電設備があり、電気事業が所有する発電機以外の発電設備が全て対象となる。マイクロガスタービンは(1)に含まれる。

これらの発電設備を連系できる電力系統・配電線の種類（連系の区分）は、発電設備の1設置者あたりの電力

表5 電力系統連系技術要件ガイドラインの連系区分

連系の区分	連系設備の種類	1設置者あたりの電力容量*1	逆潮流有無
低圧配電線	インバータ 回転機	原則として 50kW未満	有り・無し 無し
高圧配電線	インバータ、 回転機	原則として 2,000kW未満	有り・無し
スポットネットワーク配電線	インバータ、 回転機	原則として 10,000kW未満	無し
特別高圧送電線	インバータ、 回転機	規定なし （実質個別協議） 35,000V以下で 配電線扱いの電 線路は、高圧配電 線準拠（原則 10,000kW未満）	有り・無し

（注）*1：受電電力容量または系統連系に係わる発電設備の出力容量（いずれか大きい方）。

容量によって異なり、表5に示すように定められている。ここで、1設置者あたりの電力容量とは、契約電力（常時と予備の合計）または系統連系に係わる発電設備の出力容量（発電設備の定格出力）のうちいずれか大きい方である。

このほか、分散型電源からの高調波電流の電力系統への流出抑制も重要である。分散型電源のなかでインバータにより系統と連系するものについては、インバータで発生する高調波電流が流出する。高調波電流は、需要家の力率改善コンデンサ、家電機器、OA機器などの過熱、焼損、誤動作等を引き起こすことがある。そのため発生高調波の限度値については、高調波ガイドラインを適用して抑制している^{(5),(6)}。ただし、高調波ガイドラインは負荷機器を対象としたものであり、その規制値が総合電流ひずみ率でいえば30%以上と大きいため、発電装置としては5%以下が望ましい。

インバータで高調波の低減を行う方法としては、インバータ素子のスイッチング周波数を高くして低次の高調波成分を除去し、正弦波に近い電流を発生させるPWM制御方式や、大容量の場合にはインバータを複数台使用して低次高調波を減少させる多重化方式を採用し、高次の高調波はフィルタで除去する方法が採用されている。これらの対策により、現状の太陽光発電用インバータ等が発生する高調波電流は総合電流ひずみ率5%以下を十分満足する値となっている。

5. 分散型電源の導入進展への対応

現在の配電系統では、電気は配電用変電所から配電線を経て利用者に向かって、樹木で言えば、幹から枝、枝から小枝というように、枝分かれしながら一方向に流れている。しかし、分散型電源が大量に導入されると、配電系統内の電気の流れが上記のように先に行くにつれて次第に細くなっていかない部分が生じてくる。このような部分系統は次第に配電系統全体に拡大してゆくものと考えられる。

現在の配電系統では、配電線の潮流変化は系統内で消費される電力の変化によるものであるが、多数の分散型

電源が連系された系統では、これらの電源からの逆潮流も変化の要因となるため、配電線潮流の変動が複雑となる。また、現在の配電系統では、配電線の電圧は、一般に配電用変電所より遠くなるほど低下する。多数の分散型電源が系統内に分散することとなると、系統内の電圧分布も複雑となる。これらが原因となり、配電用設備の過負荷や逆に利用率の低下、運用目標を逸脱する電圧変動が発生する可能性がある。

このため、設備利用率の向上、適正な電圧分布の確保を図る方法を確立しておく必要があり、たとえば配電線の接続を適切に切り替える運用技術の開発が必要となる。

また、系統内の短絡・地絡事故時には分散型電源からも事故電流が流れ込むため、従来技術では確実な事故検出・除去が困難となる場合も予想され、これを解決する技術の開発も必要である。

さらに、系統内の多数の分散型電源がそれぞれの設置者の都合のみで運転されると、場合によっては、系統全体としての負荷率の低下を招くなど、上位系統にも好ましくない影響を与える恐れがある。このため、系統全体としての負荷平準化などを目的とした分散型電源相互や上位系統との協調運用方策が必要となると考えられる。

しかし、現在の配電系統で行われている一括運用管理制御方式により、それぞれの分散型電源の協力・協調を得るとすれば、管理制御システムが非常に複雑で負担が大きいものとなると予想される。

そこで、電力供給者と多数の分散型電源を有機的に結合し、それぞれのニーズを満たす運用を行う新しい運用管理形態が必要となるものと考えられる。

このように将来、多数の分散型電源の導入に対応できる次世代の配電系統に必要と考えられる技術の研究開発が当研究所などにより既に始められている。図3は、その一例であり、当研究所の提案する次世代の配電系統「需要地系統」の概念図である。

6. おわりに

省エネルギーの徹底、環境の維持・改善は、今後一層重要な課題となる。マイクロガスタービン等の分散型電源は、その特性を考慮して適切に導入することにより、電力負荷の平準化、発電に伴う排熱の有効利用、一次エ

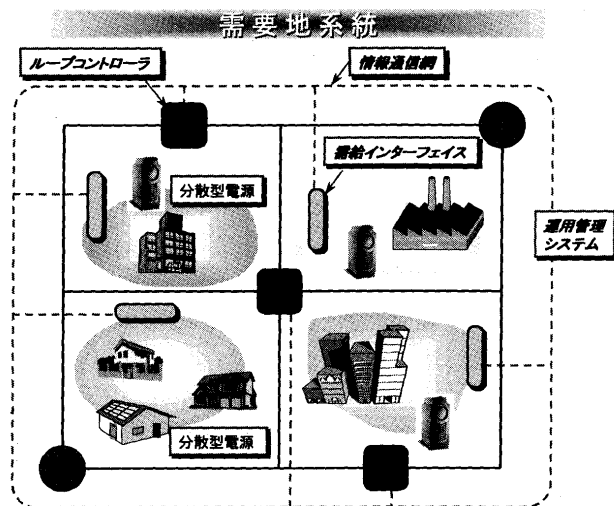


図3 「需要地系統」の概念図

ネルギー消費の削減に貢献するものと考えられる。

また、将来、大容量電源を補完するものとして、分散型電源はエネルギー供給の一端を担うことになるものと予想される。

そのとき分散型電源は電力系統に、まさに分散的に導入されることになるため、電力の安定供給、電力品質の維持には、電気事業者のみならず、分散型電源を設置する需要家サイドからの協力も不可欠となると考えられる。

参考文献

- (1) 斎川：「マイクロガスタービンの省エネ性・経済性」、分散型発電設備-21世紀のコージェネレーションシステム-セミナー、日本機械学会、(2000.5)
- (2) 「需要家と電気事業のエネルギーをトータルで考える-需要家の特性解明と省エネ新技術」、電中研レビュー、No.41、電力中央研究所、(2000.11)
- (3) 電気技術基準調査委員会：「分散型電源系統連系技術指針 JEAG 9701-1993」、日本電気協会 (平6.1)
- (4) 資源エネルギー庁編：「解説電力系統連系技術要件ガイドライン'98」、電力新報社 (1998.7)
- (5) 資源エネルギー庁公益事業部：「家電・汎用品高調波抑制対策ガイドライン」、(平6.9.30)
- (6) 資源エネルギー庁公益事業部：「高圧又は特別高圧で受電する需要家の高調波抑制対策ガイドライン」、(平6.9.30)

特集・マイクロガスタービン

50 kW 級 TG 051 ガスタービンの開発

樋口 新一郎*¹
HIGUCHI Shinichirou杉山 末吉*¹
SUGIYAMA Matsuyoshi中野 吉信*²
NAKANO Yoshinobu大久保 陽一郎*³
OHKUBO Yoichirou

キーワード：ガスタービン，コージェネレーション，高速発電機，熱交換器，予混合燃焼器

1. はじめに

コージェネレーションは、近年そのもつ経済的メリットに加えて地球温暖化防止のためのCO₂削減，あるいはエネルギーの有効利用といった観点からもより一層の導入が望まれている。これまでのコージェネレーションは大出力クラスではガスタービンが，小出力クラスではレシプロエンジンが主に使用されてきた。しかしこの小出力クラスのコージェネレーションの多くは人口の多い地域に設置されるケースが多く，熱利用のニーズの高いユーザにおいてはガスタービンの持つ燃料多様性，低NO_x，低振動・騒音等のメリットによりレシプロエンジンよりも優れた使用環境を提供できるケースも増加してきており，ユーザーにとってのメリット等の実証試験，技術評価が行われている⁽¹⁾。

トヨタタービンアンドシステムではイニシャルコストを極力低くおさえる努力をした結果，メンテナンスコストも含めたトータルコストで十分レシプロエンジンコージェネシステムに競合できるシステムを開発し，300 kW 級に続き⁽²⁾4月より50 kW 級のリリースを開始する予定である。ここでは本コージェネシステムに使用されている50 kW 級 TG 051 ガスタービンの開発経緯と今後の開発計画について紹介する。

2. TG 051 エンジン

2.1 TG 051 の基本構造

表1に今回リリースを開始する単純サイクルの仕様を，図1にエンジン断面図を示す。エンジンは1軸式であり圧縮機は遠心式1段，燃焼器は単筒缶式，タービンはラジアル式1段で構成されている。

翼形状，流路形状等はCFD，3次元設計技術を適用し，最適化を図り出来るだけシンプルな構成で高い要素効率が得られる様にした。圧縮機は性能・コスト・メン

テナンスの観点からインペラはバックワード角度35度の遠心式を，ディフューザはチャンネルタイプを採用した。図2にインペラ外観を示す。写真からわかる様にインペラは5軸NCフライスにより削り出しで製作している。

タービンノズル及びホイールは一体精密鋳造品を採用し，ロータ軸とホイールは摩擦溶接で接合することにより部品点数の大幅な削減をはかりイニシャルコスト，メンテナンスコストの低減を図っている。図3にタービンロータの外観を示す。

軸受けの潤滑は発電機の冷却も考慮しオイル潤滑を採用している。また軸受けはインペラ前面の低温側に配置

表1 エンジン仕様

型 式	TG051	
形 式	単純開放サイクル1軸式	
構 造	圧縮機	遠心式1段
	燃焼器	単筒缶式
	タービン	ラジアル式1段
	起動方式	電気式
	潤滑油	合成油
回 転 数	出力軸	80,000rpm
	減速機端	無し(発電機) 3,040rpm(冷凍機)
軸出力	58kw	
圧力比	4.6	
空気流量	0.45kg/sec	
燃料種別	灯油	都市ガス13A

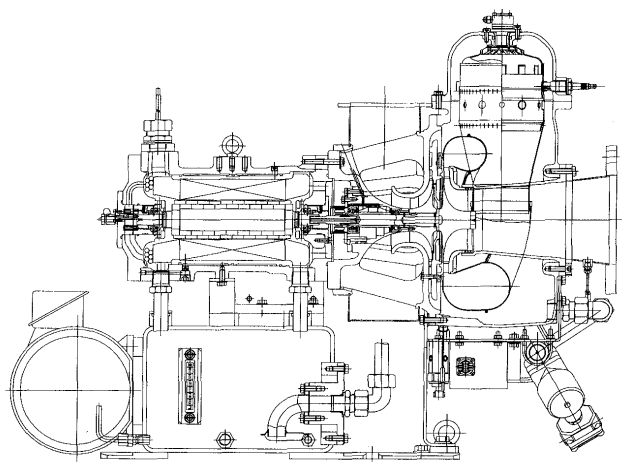


図1 TG 051 断面図（発電機付）

原稿受付 2001年3月16日

*1 (株)トヨタタービンアンドシステム 第1技術部

〒471-8573 愛知県豊田市元町1番地

トヨタ自動車(株)元町工場内

*2 アイシン精機(株) 第2開発部

〒448-8650 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地

*3 (株)豊田中央研究所 機械1部

〒480-1192 愛知県長久手町大字長湫字横道41番地の1

し潤滑油の劣化と消費量の低減を図っている。

TG 051 エンジンを使用したコージェネシステムとしてエンジン出力で発電する場合と冷熱システムとしてスクリーコンプレッサを駆動する場合の2種類がある。発電の場合は直結式の高速発電機から出力を取り出す。スクリーコンプレッサを駆動する場合はエンジン回転数 80000 rpm から 3040 rpm に減速する減速ギアを介して出力を取り出す。いずれの場合もタービンロータは共通でクイルシャフトによるカップリング結合でエンジントルクを伝達する方式を採用している。

始動方法は発電の場合、直結発電機をモーターとして使用するが、冷熱システムの場合減速ギアに装着した自動車用スタータを使用している。

燃料の調量は、ガス燃料の場合は小型ニードルバルブを電子式アクチュエータで駆動し、灯油燃料の場合は自動車用 EFI インジェクターを使用しデューティー比制御することにより、要求される負荷に対し高い応答性とフレキシビリティをもったデジタル制御を採用している。

その他にも各種センサー、フィルター等量産効果の大きい自動車用部品で利用できる部品については出来るだ

け転用しコスト低減を図っている。

2.2 エンジン開発状況

圧縮機、タービン、燃焼器等のエンジンコア部はトヨタ自動車㈱で自動車用としてガスタービンとバッテリーのハイブリッドシステム用に開発してきた構成をそのまま定置用に転用している。但し運転条件としては、定置用は定格で長時間の運転が要求されるので、タービン入口ガス温度を約 100℃ 下げて高温部品の要求寿命を確保している。以下に定置用としてこれまでに開発を進めてきた主な項目について述べる。

2.2.1 減速ギア

冷熱システム用にスクリーコンプレッサを駆動する場合減速ギアを介して駆動しているが、容積型のスクリーコンプレッサの持つトルク特性は回転数に対しフラットな特性であるのに対し、ガスタービンのトルク特性は回転数の2乗に近いトルク特性をもっている。従って起動・停止時の低回転域ではガスタービンとコンプレッサを切り離し、高回転域で結合させるクラッチが必要となる。そこで冷熱システム用減速ギアには自動車用の湿式多板式クラッチを内蔵しエンジン回転数によりクラッチの ON・OFF を制御し運転することによりガスタービンによるスクリーコンプレッサ駆動を可能にしている。

2.2.2 かご型スプリング

エンジン主軸系の信頼性・耐久性を確保するためにフロント側の軸受け支持部にかご型スプリングを採用した。図4はフロント側軸受けを固定支持した場合と、かご型スプリングで支持した場合のエンジン振動レベルの比較を示す。定格回転数での振動レベルは固定支持に比べスプリング支持は約 1/2 程度であり大きな制振効果が得られていることがわかる。

3. その他の開発状況

3.1 直結高速発電機

自動車用ではクローボール型発電機を使用していたが、効率向上のため永久磁石型発電機をアイシン精機㈱と共同開発した。マイクロガスタービンに 80000 rpm のよ

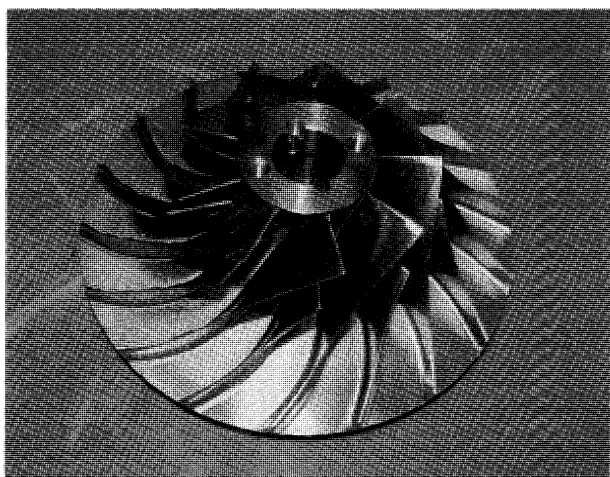


図2 インペラ外観

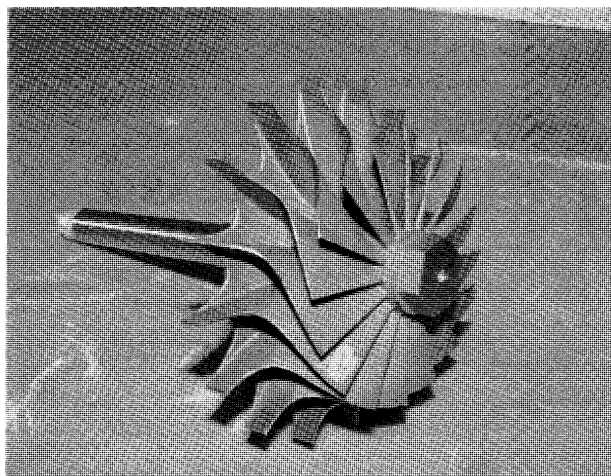


図3 タービンロータ外観

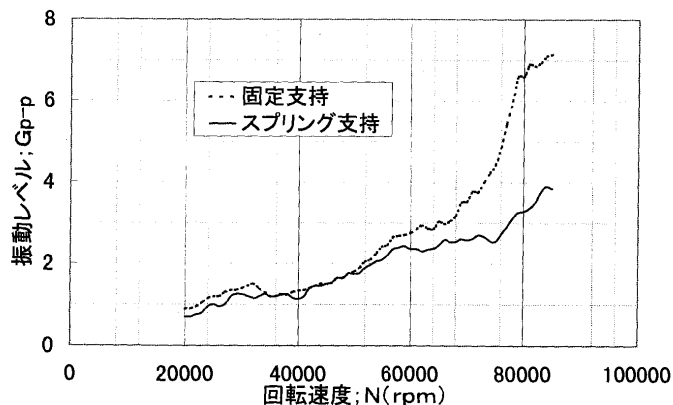


図4 振動レベルの比較

うな高速回転で駆動される永久磁石型同期発電機に要求される事項は

- 電力回生するインバータとの発電電圧の整合性。
- 高い発電効率。
- 振動の低減。
- 軸受けが簡単で、メンテナンス期間の耐久性をもつこと。
- 安全であること。

で、これらの要求に応えるため

- 低損失で冷却性能の高い固定子の開発。
- 高速回転に適した永久磁石回転子の開発。
- 振動を低減する軸受け支持方式の開発。

を進めてきた。図 5 に HSA 型高速発電機を示す。

(1) 固定子

発電効率 95% を目標に基本設計を自社開発した回転機設計ソフト PC-BDC、磁束密度分布及び発電電圧を磁場解析プログラムで解析することで開発の効率化を計った。磁場解析から、図 6 の高周波領域で磁気飽和しないコア形状と、図 7 の発生電圧から巻線仕様を決定した。巻線は小型化重視のため 4 極、分布巻の短節巻としている。反面 4 極は 2 極と比較して、鉄損が増加するた

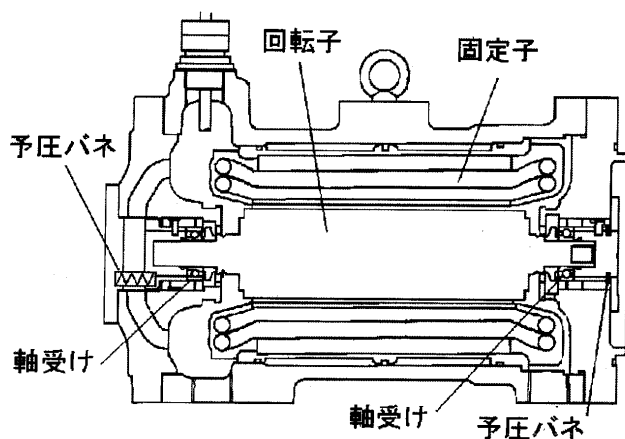


図 5 高速発電機

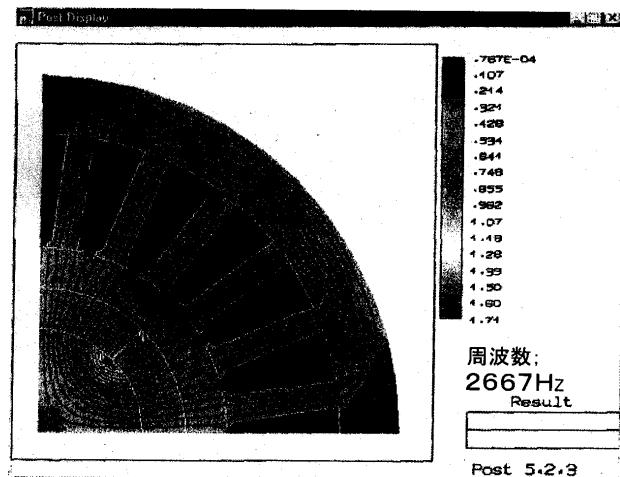


図 6 磁束密度分布

め積層板の材料に厚さ 0.1 mm, Si 6.5% の珪素鋼板を接着して固定子コアを構成した。

固定子損失は目標値 1 kW (正弦波負荷電流時) と比較して約 20% 大きめであり損失全体の 45% を占める。冷却は固定子外周に潤滑油を流す方式で伝熱促進のため熱伝導率 1.4 (W/m・K) 程度の樹脂をワイヤー間に真空含浸させている。これは絶縁性向上にも効果が高い。

(2) 回転子

永久磁石を用いた高速回転機においては

- 永久磁石が、運転時温度上昇で不可逆減磁しない。
- 遠心力により永久磁石が飛散しない。
- バランスがくずれない。

ことを設計上、留意しなければならない。図 8 に回転子の断面図を示す。サマリウム・コバルト磁石をシャフト表面に貼り付けチタン合金製シュリンクリングを常温圧入した SPM 型の回転子となっている。

シュリンクリングをチタン合金製にしたことで、渦電流によりリング表面温度は上昇するが、適度なエアギャップとリング間に微細な隙間を設けること及びステータの冷却性能を向上させることで、特に回転子表面の冷却機構なしでリングの高温クリープ強度範囲内を確保している⁽³⁾。

(3) 軸受け支持方式

高速発電機の耐久性は軸受け寿命を意味し、振動を抑えることは、軸受けの寿命に大きく影響する。アンギュラ軸受けを正面あわせで両側予圧をかけ、ジェット潤滑する構造で、一次危険速度を通過させるため潤滑油による適度なスクイズフィルムダンパ機構を設けた⁽⁴⁾。これ

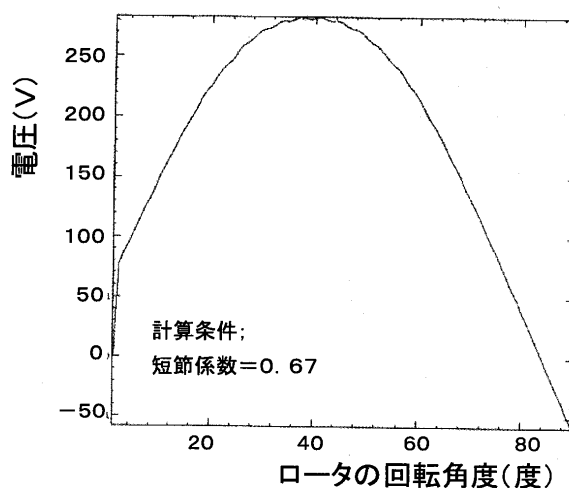


図 7 発生電圧

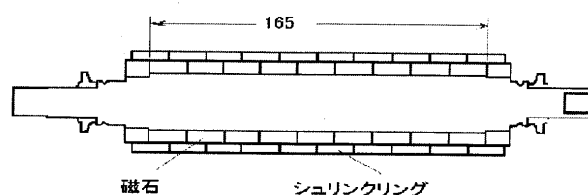


図 8 回転子断面図

により図9の振動値に抑制できるが潤滑油の温度により粘性減衰力が変化するため、低温側で機能を失わない油膜厚さとしている。

3.2 ガスコンプレッサ

図10にガスコンプレッサの外観を、図11にフロー図を示す。コンプレッサはスクリュタイプを使用し、エンジン出力が要求するガス流量に対しインバーターにより回転数制御を行っている。遮断弁、安全弁、放出弁等、日本ガス協会の安全技術指針に基づいた機器構成としエンジンと同一のパッケージ内に配置しコンパクト化を図っている。

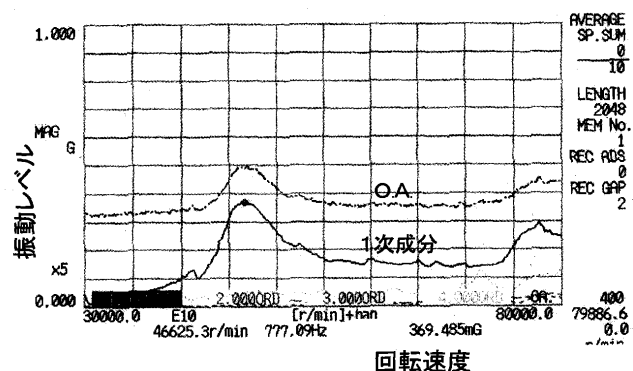


図9 振動特性

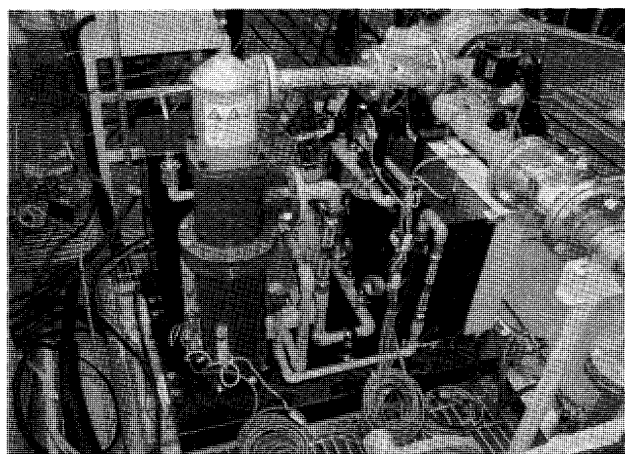


図10 ガスコンプレッサ外観

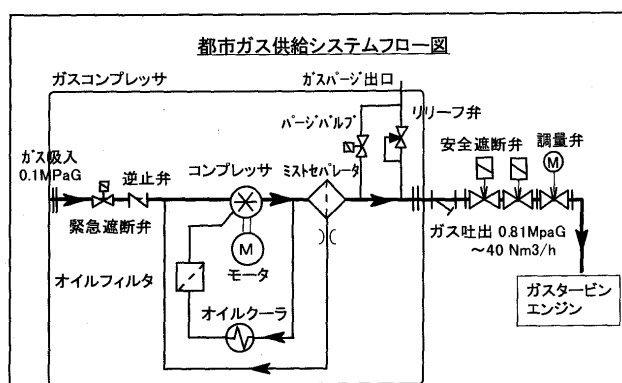


図11 ガスコンプレッサフロー図

3.3 コージェネシステムの熱利用率

TG 051 エンジンを使用したコージェネシステムは以下の4種類を準備している。

- (1) 発電+蒸気ボイラー
- (2) 発電+温水ボイラー
- (3) 発電+排ガス吸収冷凍機
- (4) GT 駆動ヒートポンプチラー+排ガス吸収冷凍機

一例として図12に発電+温水ボイラーシステムのエネルギーフローと熱利用率を示す。各システムとも排気ガスのもつエネルギーを最大限利用することにより、発電システムで熱利用率70~88%, 冷熱システムでCOP 1.28を達成している。

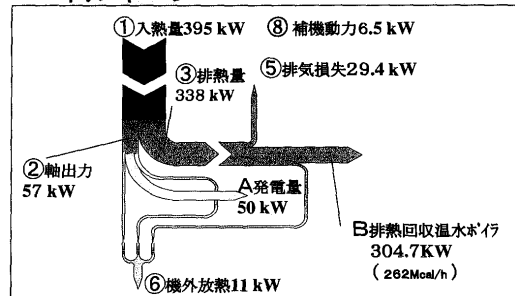
尚、都市ガス燃料仕様については現在、東京ガス、大阪ガス、東邦ガス殿と共同開発中でありリリースはこの共同開発が完了したのちの2001年4月の予定である。

4. 今後の開発計画

4.1 再生式化

単純サイクルでは熱電比の相当大きなユーザーでないコージェネとしてのメリットが得られない。TG 051 エンジンを使用したコージェネシステムでさらに対象ユーザーの拡大をはかるため再生式エンジンの開発も進めている。図13は単純サイクルの現状データをベースに、再生サイクルの熱効率を圧力比に対して検討した結

50KW発電+温水ボイラーシステムのエネルギーフロー



$$\text{熱利用率 } \eta = (A+B) / (①+④) = 88\%$$

図12 発電+温水ボイラー

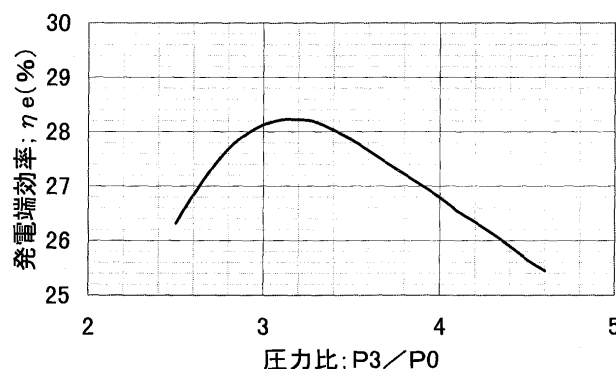


図13 再生サイクル圧力比検討

果を示す。熱交換器の耐久性確保のためタービン出口ガス温度一定としてある。検討結果にはタービンの周速が一定で膨張比が変化することによるタービン効率の変化も実験式として加味してある。検討結果では圧力比 3.2 付近が最適値であるが出力・性能等の安全をみて圧力比 3.4 を選択した。表 2 に再生式エンジンの目標性能を示す。熱効率は発電機端で 27% を目指している。温水による排熱回収を組合わせたコージェネシステムにすることにより熱利用率は 75% 程度になる。

図 14 に再生式エンジンのレイアウトを示す。エンジン部と熱交換器部が別々にメンテナンスできるように熱交換器は別置きとし、ダクティングでエンジン側と結合するレイアウトを採用した。

現在再生式エンジンは、サイクル（起動・停止）試験、連続運転試験等のフィールド試験を進めており 2002 年 1 月のリリースに向け開発中である。

4.2 予混合燃焼器

排気エミッションのさらなる低 NO_x 化をはかるためガス燃料に対し予混合燃焼器を(株)豊田中央研究所と共同で開発している。図 15 に燃焼器の断面図を示す。中心

表 2 再生式エンジン目標性能

型 式	TG051R
形 式	再生サイクル1軸式
性 能	回転数
	80,000rpm
	軸出力(発電機端)
	53kw
	圧力比
	3.4
	空気流量
	0.48kg/sec
※	燃費率(発電機端)
	3,185kcal/kw・h
燃料種別	都市ガス13A, 灯油

※; 性能は吸気温度15℃, 高度0m, 吸気損失100mmAq, 排気損失150mmAqの条件でのデータを示す

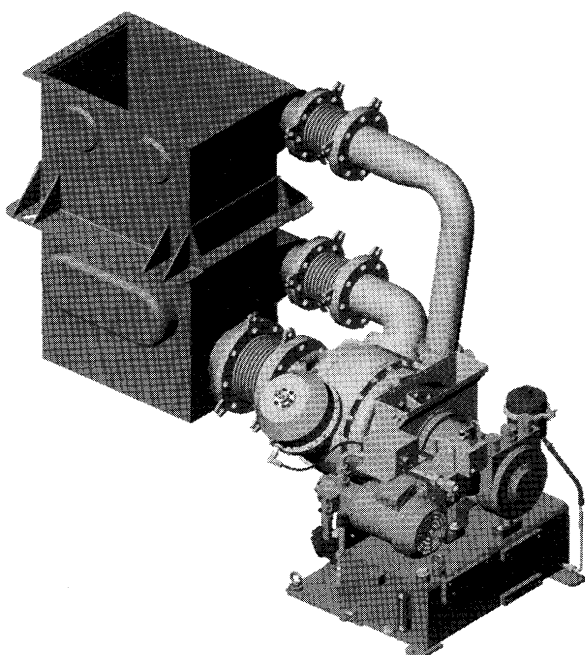


図 14 再生式エンジン

部に拡散燃焼領域を設け、同軸に配置された半径流スワローラから軸方向への流路で予混合させ、拡散燃焼領域の外側で希薄燃焼させる構造となっている。図 16 は上記熱交換器付きエンジンでの排気性能を示す。エンジン出力 0~50% の範囲は拡散燃焼で、出力 50~100% の範囲は予混合燃焼させるので 50~100% 出力範囲で NO_x は 10 ppm (@O₂=16%) 以下となっている。現在各種の適合及び燃焼試験を実施しており、実機でのフィールド試験を経て 2002 年 1 月リリース予定である。

5. フィールド試験状況

図 17 に東邦ガス(株)にて評価試験を実施していただいている発電+蒸気ボイラーのコージェネシステムの発電パッケージを示す。エンジン、発電機、ガスコンプレッサ、インバータ、発電機盤がすべてパッケージ内に組込まれており配線に関わる材料及び工事量の削減を図るとともにコンパクトなユニット化を実現した。

図 18 は液体燃料使用例でフィールド試験開始時と 1 年間運転後 (4400 時間) の性能比較を示す。発電機出力の低下量は 1 kW 程度あり、この時の主な低下要因は吸気フィルターのろ過精度不足によるコンプレッサの汚れであった。以降吸気フィルターには HEPA フィルターを採用してコンプレッサ部の汚れによる性能低下を防止している。

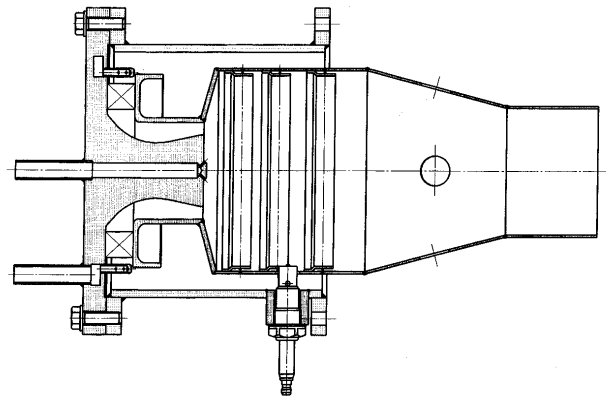


図 15 予混合燃焼器断面図

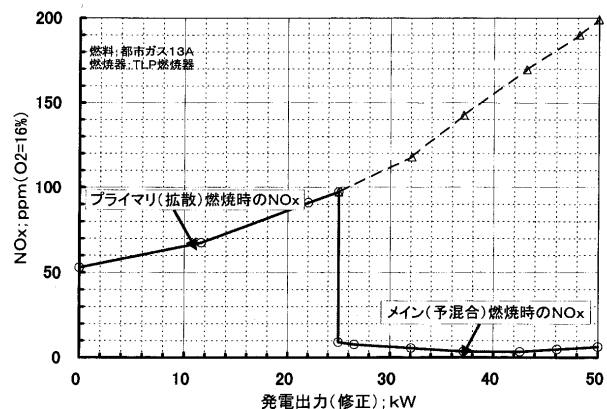


図 16 予混合燃焼器の NO_x 性能

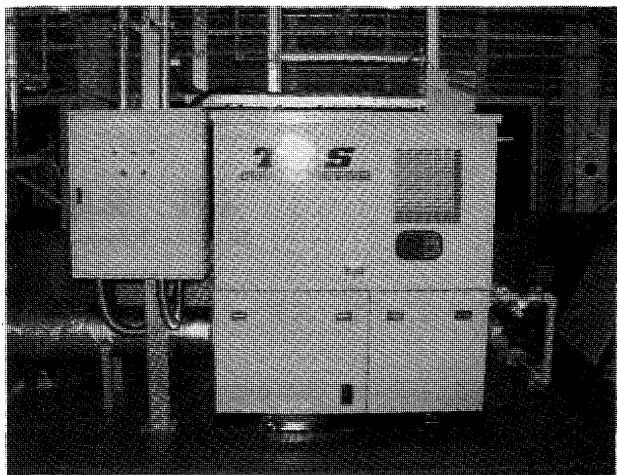


図 17 発電パッケージ

現在、発電及び冷熱システムで 20 台以上がフィールド試験を行っている。最長のものでは 24000 時間を越えて運転を継続しており性能、機能・信頼性、メンテナンス等に関わる各種データが得られている。

また発電機単体でも発電機をモータ使いとした耐久試験を実施しており、7000 時間を越え継続運転中である。

6. あとがき

比較的大出力のガスタービンはこれまで多くの分野で使用されてきているが、省エネルギー、環境保全、燃料多様化、高い機動性といった時代の要請に応えるマイクロガスタービンを使ったシステムの普及が始まっている。

今後さらにユーザーメリットを高め、その普及を推進していくために、

①システム効率の向上

- さらなるエンジン熱効率の向上
- 排熱回収下限温度の低減等による排熱利用技術の向上

②イニシャルコスト低減

- ガスタービンの更なる簡素化、生産性向上によるコ

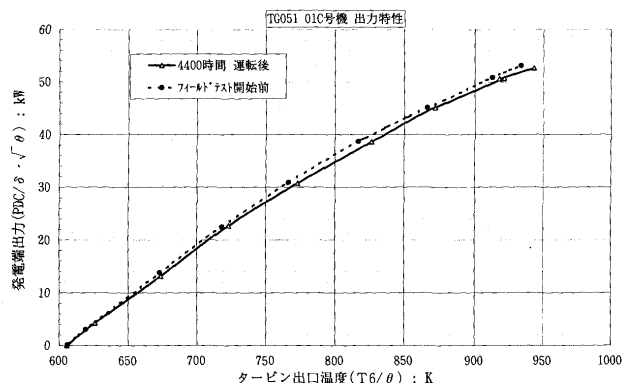


図 18 4400 時間運転後の性能比較

ストダウン

- システムのユニット化による工事費削減
 - 標準化による量産効果
- ③メンテナンスコスト低減
- ユニット交換等によりメンテナンスに要する時間の短縮
 - メンテナンスフリー化
- ④使用燃料種別の拡大
- を積極的に推進し、社会に貢献したいと願っている。

参考文献

- (1) 三浦 千太郎, マイクロタービンの技術動向, コージェネレーションシンポジウム 2000 発表抄録集, (2000-11)
- (2) 岡林 慶一, 300 kw 級マイクロガスタービンを使ったコージェネシステムの開発, 第 28 回 GTSJ ガスタービンセミナー資料, (2000-1)
- (3) 小原木他, 高速ブラシレスモータの特性評価, 電機学会全国大会 No. 717 (平 3)
- (4) R. A. MARMOL, J. M. VANCE, Squeeze Film Damper Characteristics for Gas Turbine Engines, ASME paper No 77-DET-18

特集・マイクロガスタービン

燃料電池の最近の動向

本間 琢也

HOMMA Takuya

キーワード：燃料電池，リン酸形，熔融炭酸形，固体酸化物形，固体高分子形，スタック，
改質過程，定置式，可搬型，燃料電池自動車
fuel cells, phosphoric acid, molten carbonate, solid oxide, polymer electrolyte, stack,
reforming process, stationary state, portable fuel cell vehicle

1. 分散型エネルギーとしての燃料電池

1.1 はじめに

燃料電池は水素（改質ガス）と酸素（空気）から，電気化学反応によって直接電力と熱を取り出す方式であることにおいて共通の原理であるが，イオンの通路である電解質の種類によって幾つかに分類されている。それらの中で現在開発が積極的に進められているのは，リン酸形，固体高分子形，アルカリ形，直接メタノール変換形，熔融炭酸塩形，固体酸化物形の各燃料電池である。燃料電池はその種類によって，動作温度が大きく異なっており，それによって出力規模や利用分野，従って予想されるユーザは互いに異なったものとなっている。例えばリン酸形，固体高分子形，アルカリ形は比較的低温で動作するので，低温型燃料電池と呼ばれることがあり，分散型のコジェネレーション電源や自動車用動力源として市場開拓が行われている。これに対して熔融炭酸塩形および固体酸化物形は600℃以上の高温で動作するので，燃料電池ではあっても熱機関的な要素を兼ね備えており，コジェネレーションよりはむしろ中規模発電プラントとして位置付けられることが多い。直接メタノール形は，自動車のエンジンとしての利用も考えられているが，最近注目されているのは携帯電話やラップトップ型コンピューター用電源としてこれを実用化しようとする動きである。

既に述べたように燃料電池はその種類によって出力規模や用途が異なるが，開発のフェーズにもかなりのずれが存在する。最も開発が進んでいるのはリン酸形燃料電池（PAFC）であり，96年にONSI/東芝による出力200kWの最新型商用機PC25Cが出現して以来，コジェネレーション用あるいは予備電源としての市場開拓が熱心に展開されている。現在では性能や信頼性に関して問題点がほとんどクリアされたとみなされておるが，スタックの価格は未だ40万円/kW程度と高く，メーカはコストダウンを目的とした開発努力を続けている。

電力事業用として比較的大規模な発電プラントとして開発がされているのが，熔融炭酸塩形燃料電池（MCFC）で，現在国のプロジェクトによってMW級パイロットプラントの実証運転の第1段階が終了し，今後商用化を目指して次ぎのステップへ駒を進めることになっている。又固体酸化物形燃料電池（SOFC）は，ガスタービンとのコンバインドによって超高効率発電を，又石炭ガス化プラントとの組合せを指向して電力会社やメーカを中心に開発が行われている。

最近固体高分子形燃料電池（PEFC又はPEMFC）を中心とする燃料電池に人気が集まっている傾向にあるが，このようなPEFCブームのきっかけは，燃料電池自動車（FCV）の出現に対する人々の期待感であろうと思われる。PEFCは自動車等交通機関の動力のみならず家庭用，ポータブル電源としても適しており，更にメタノール直接変換形燃料電池（DMFC）と同様コンピュータや携帯電話用電源等としての利用も考えられている。

1.2 燃料電池の原理と特徴

(1) セルの動作原理

燃料電池は，基本的にはアノードおよびカソードと称される1対の電極，およびイオンの通路を形成する電解質によって構成される。例えばリン酸形（PAFC）や固体高分子形燃料電池（PEFC）の場合，アノード（負電極）に水素が供給されると，電極反応によって水素原子から電子が解放され，電子は外部回路を経てカソード（正電極）に到達する。この外部回路を通過する電子が外部に仕事をするための電流を構成する。カソードに到達した電子は，そこで酸素と反応するが，他方電気的な連続性を保つため，水素イオンが電解質中をアノードからカソードの方向に移動する。こうして電子とイオンの流れにより燃料電池内に閉回路が形成されるわけである。燃料電池の種類によって電極反応は異なり，例えばアルカリ形燃料電池（AFC）では，カソードで生成された水酸化イオンが電解質中をアノードへ移動する。各種燃料電池の電極反応を方程式で示すと以下ようになる。

電解質にリン酸を用いるPAFCおよび固体高分子を用いるPEFCの電極反応は上述したように

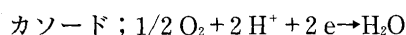
原稿受付 2001年2月26日

*1 燃料電池開発情報センター 常任理事

〒101-0052 東京都千代田区神田小川町2-1-7

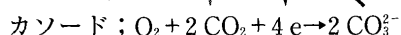
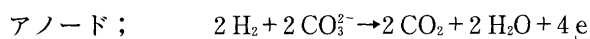


電解液 ↓ ↓ 外部回路



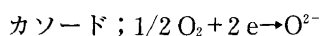
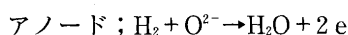
である。この場合電極触媒には白金又は白金合金が用いられる。

電解質に炭酸リチウムと炭酸カリウムの2成分混合物、あるいは炭酸ナトリウムとの混合物を用いる熔融炭酸塩形燃料電池 (MCFC) は、作動温度は 600℃ 以上であり、電極反応は

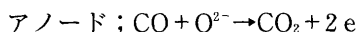


で表される。この燃料電池では CO₂ がアノードからカソードに外部から供給されなければならない。しかし CO の酸化反応による発電が可能であり、石炭ガス化ガスによる発電への利用が期待されている。

酸化物イオン導電性が比較的高く、酸化、還元の大範囲の雰囲気中で化学的に安定なイットリア安定化ジルコニア (YSZ) 等のセラミックスが、固体電解質として用いられる固体酸化物燃料電池 (SOFC) は、作動温度は 1000℃ で高く、電極反応は



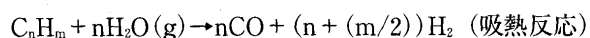
で表される。又燃料に CO を使う場合のアノード (燃料極) における反応は



となる。カソードでの反応は、水素の場合と同一である。

(2) 燃料改質

水素は天然に存在しない燃料のため、一般に炭化水素系燃料から以下のような改質反応によって生成される。

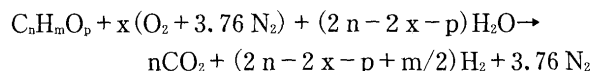


PEFC のように白金系金属を触媒に用いる場合には、燃料中に CO が存在すると、触媒が被毒を受けてその性能が劣化するため、以下に示すシフト反応によって CO を酸化する。反応式は



である。この様に水蒸気を使う改質方式を水蒸気改質と称している。水蒸気改質に対して部分酸化改質が存在する。

以上は水蒸気改質に関する式であるが、改質には部分改質 (POX) や autothermal 改質法も存在する。ガソリンを含む炭化水素系燃料の改質に関する一般式は、次のように表される。



x は酸素の燃料に対する比 (空燃比) であり、x=0 において水蒸気改質となり、それは吸熱反応である。x が大きくなると反応は吸熱から発熱に変わり、x の適当な値において反応は熱的に中立 (熱の発生が 0) となる。反応熱は x のみの関数であり、したがって炉内の反応温度は空燃比のみによって制御することができる。

起動時間の短縮と負荷変動に対する追従性は、自動車用燃料電池にとって重要な要件である。水蒸気改質では、燃料電池スタックに対する水素供給量の要求に応じて、燃料と熱の両者を制御しなければならないが、部分酸化法では燃料と空気の投入量を変化させることによって、それに対応することができる。この特性は酸素の量を上げることによって、冷起動の時間を短縮し、又負荷応答性を上げることが可能であることを示している。

(3) 特徴

燃料電池は次のような長所と欠点を持つ。

- 1) 電気化学反応によって、化学エネルギーを電力に変換するので、火力発電のようにカルノー効率の制約がなく、低温に於いては原理的に高い効率が可能である。標準状態での理論的な理想熱効率は 83% (HHV) および 94% (LHV) であるが、この値は温度上昇と共に下降する。燃料電池から出力、すなわち電流を取り出す場合には、いわゆる分極現象のために作動電圧が下がり、通常発電効率は 40% から 50% の範囲にある。
 - 2) 電池反応で生成されるのは水 (水蒸気) で、環境に対してクリーンであるが、燃料改質過程では CO₂ が発生する。又タービンのような可動部分がないので、振動や騒音の発生が小さい。
 - 3) 改質過程を含むので天然ガス、メタノール、エタノール、ナフサ、ガソリン、石炭ガス等利用可能な燃料の範囲は広い。これらにはバイオマスが含まれる。
 - 4) 電気化学的反応過程に於いて熱が発生するので、電力と同時に熱を利用することができる。現実の PAFC の発電効率は 40% 程度で火力発電と変わりはないが、熱利用を勘定に入れると 70% 以上の高い総合効率が期待される。
 - 5) 熱機関のようにスケールに対する効率の制約がないので、小規模・小容量で高い効率を持つ電池が可能である。すなわち小規模分散型電源として適している。又部分負荷に対しても高い効率を維持できる。したがって、燃料電池はその種類によって定置式のみならず自動車、船舶、人工衛星等移動体用電源として適した特性を持つ。
 - 6) 特にセルの構造が微細で、かつ化学、熱、流体、電気的な現象が非常に複雑であり、信頼性やコストの面で難しい問題が多い。
- 以上に述べたのは、一般的かつ共通の特徴であり、燃

料電池の種類によってそれぞれ独自の長所や欠点がある。

1.3 リン酸形燃料電池 (PAFC) の開発と市場展開

(1) 資源リサイクルシステム

アサヒビール、サッポロビール、麒麟ビール等のビール会社は、ビールの醸造過程で発生するメタンガスを PAFC に導入して、電力および熱を発生させるシステムを開発した。これは資源のリサイクル利用と言うべきもので、従来は排水処理で発生するメタンガスをボイラーで燃焼して再利用していたのを、燃料電池に導入利用することによって熱のみならず電力も得ようとする試みである。このような資源リサイクルの試みはビール会社にとどまらない。例えばエキシー社（千葉県市川市）は、生ゴミを粉状に破碎して得られたスラリーからメタンを生成し、それを燃料電池に導入することにより、電力と熱を発生させるシステムを開発し、その実証運転を行っている。同社が開発した“食品廃棄物ガス化発電システム”は、生ゴミから発生するバイオガスから水素を抽出し、燃料電池によって発電しようとするプラント構想で、20 トンの生ゴミは 200 kWh の電力を生み出す能力を持つと見積もられている。大手食品メーカーや外食産業などに食品廃棄物の排出量削減を義務付けた“食品リサイクル法”が 2001 年 4 月に施行されるため、本システムは今後注目を浴びそうである。

海外でもこのような有機廃棄物リサイクルのために PAFC を導入する計画が進められている。

(2) 非常用無停電電源

東芝は 2001 年 1 月 17 日、PAFC を電源として組み込んだ無停電電源装置 (UPS) “UPS インテグレーションシステム”を商品化し、同日から営業活動を開始した。従来の UPS に比べランニングコストを 15~25% 低減できるほか、電力変換ロスを半減させている。また、通常時に燃料電池により発電した電力を UPS に接続していない機器に供給することにより、受電電力を低減できるほか、燃料電池の発電時に生じる排熱をコージェネレーションとして利用することも可能である。予備燃料を設置すれば、ガス供給が停止した災害時でも燃料電池の運転を引き続き行うとともに、重要機器や所内の一般機器への電力供給を継続できる。工事費と試運転費用を含めた価格は 1 億 4,000 万円程度で、データセンターや病院などに向けて初年度 10 台以上の販売を目指す述べている。

このシステムに使用するのは出力 200 kW PAFC である。非常時に安定な電源を供給する必要のある重要負荷と同時に一般負荷へ給電することで、燃料電池を常に効率の高い定格負荷で運転することができる。停電時は燃料電池から継続して電力を供給できるので、バッテリーは必ずしも必要とはしない。又地震などの災害時には、予備燃料として標準の 2.9 トンの LPG タンクを設置することにより、約 3 日間の電力供給が可能である。

この UPS システムは 1999 年 10 月から東京ガス、大

阪ガス、東邦ガスと共同で開発を進めてきたもので、2000 年 6 月東邦ガス本社にこれを設置、基本性能確認試験と実証試験を行った。導入費用は通常の UPS に比べて割高になるが、本システムの導入に際しては NEDO から補助金を受けることができるので、1/3 の補助金を受けた場合には、4~5 年で初期費用を回収できると見積もられている。

(日刊工業、電波、日本工業、日経産業、電気新聞 01 年 1 月 18 日)

1.4 熔融炭酸塩形燃料電池 (MCFC) の開発動向

発電事業用として注目されている熔融炭酸塩形燃料電池 (MCFC) については、アメリカに於いて MW 級プラントの実証実験が 96 年から始められ、3,000 時間以上の運転実績を記録した。この実証運転実験を実施した ERC 社（現在の FCE）は、実証運転の成果を踏まえて市場導入を目的とした MW 級内部改質型商用プラントの開発を行っている。

わが国に於いては NEDO 事業により MCFC 研究組合が関西電力尼崎燃料電池発電所で進めている“200 kW 級内部改質型 MCFC スタックの運転試験”において、200 kW の出力を達成したことが確認された。スタックの製作は三菱電機で、運転研究試験は関西電力が担当した。99 年 6 月 18 日に昇温開始、30 日に初発電 (55 kW) に成功、7 月 13 日に 200 kW 電気出力が得られていることを確認した。又同組合により中部電力川越発電所で建設された電気出力 1,000 kW 級パイロットプラントは、99 年 6 月以降プラントの総合試験が行われていたが、8 月から実証運転を開始し、11 月 5 日には定格出力の 1,000 kW を達成した。このプラントは外部改質型で、日立製作所および IHI 社製の 250 kW 級スタック 4 基で構成されている。MCFC 研究組合では、両者とも 99 年度中に約 5,000 時間以上の運転実験を完了した。

上記のような MCFC プロジェクトの成功を踏まえて、2000 年度から 04 年までの計画で、新たな研究開発のフェーズが始まっている。それは数 MW 級中規模電源を 2010 年頃に実用化することを目指して、高性能な高圧スタックの技術開発を目的としたものであり、計画では 300 kW 級の加圧型発電システムの開発と、これらの技術を適用して高性能モジュール (750 kW 級) を製作することが唄われている。又本計画には内部改質方式や石炭ガス化技術の開発、更にリサイクル技術や経済性の検討が含まれている。

1.5 固体酸化物形燃料電池 (SOFC) の開発動向

固体電解質形燃料電池 (SOFC) は、MCFC よりも高温の 1000℃ レベルで動作するため、コンバインドサイクルの形成により、70% (HHV) にも達する高い発電効率を達成できる点に於いて大きな魅力を持つ。又 SOFC は MCFC と並んで石炭ガスによる発電に適しており、わが国でも電源開発等電力会社によって独自の開発が行われているが、他方最近のマикроガスタービン

の発展を捉えて、比較的小容量の超高効率発電への期待が高まっており、今後新しい展開が加速されるものと思われる。

三菱重工業は、石炭ガス化複合発電 (IGCC) と SOFC を組み合わせた高効率発電システムの実用化を目指して研究開発を行ってきた。同社は 89 年から電源開発と共同で円筒型 SOFC モジュールの、又 90 年からは中部電力と共同で一体積層型 SOFC の開発を進めている。同社としては、数十 kW 級モジュールの構造、100 kW 級発電システム技術、MW 級モジュールへのスケールアップ化技術の確立を経て、電力事業用 SOFC 複合発電プラントの実証へと駒を進めたい意向である。なおこのシステムが実現すれば IGCC との組合せに於いては 55% の効率を、又天然ガス炊きガスタービンとの組合せでは 65% の発電効率を得られるものと期待されている。

海外でも SOFC 実証プラントの開発が大きく第一歩を踏みだそうとしている。天然ガスを燃料とする設計出力 217 kW SOFC/GT サイクルユニットが、University of California の National Fuel Cell Research Center, Irvine において建設され、2000 年 6 月から実証運転実験が開始された。既に電気出力 166 kW を達成、効率 51% (設計効率 57%) を確認したと伝えられている。燃料電池からの排熱はタービンに導入され、タービン出力は空気圧縮用マイクロコンプレッサーおよび発電機の駆動のために消費される。大学の研究者と Edison Technology Solutions から派遣された技術者は、商業ベースに於けるコスト目標を \$1,000~1,500/kW と想定している。

ヨーロッパでは Shell Hydrogen と Siemens が 99 年 7 月中旬に、新しいタイプの SOFC プラントの開発と市場開拓を目的とするプロジェクト計画を発表した。このプラントは Shell が開発した CO₂ の隔離技術 (carbon dioxide sequestration technology) を備えており、空気中にグリーンハウスガスを全く排出しない点において特徴を持つ。隔離された CO₂ は枯渇した石油およびガス貯留層に導入される。Shell は彼等の持つ石油とガスの精製施設での利用を予定しているようである。これをベースに開発される SOFC 商用プラントは 250 kW から 10 MW のレベルになろうと語っている。

1.6 家庭用および可搬型固体高分子形燃料電池 (PEFC) の開発動向

数十 kW 又はそれ以下の出力レベルを持つ燃料電池の用途としては、先ず第 1 に宇宙船、自動車、フォークリフト等、移動体の動力源としての適用が考えられる。現在常温で動作可能な小型小用量電源として最も適している固体高分子形燃料電池 (PEFC) は、主として自動車の動力源としての利用を目的に開発が進められているが、同時にこれは家庭や集合住宅、オフィスビルでのコジェネレーション用電源、あるいは災害時にも役立つ可搬式電源としての利用が可能である。もちろん自動車用

としての燃料電池が大きく脚光を浴びている理由は、それが商業化した場合に於ける市場の広大さによるものであるが、しかし家庭用等に燃料電池が使われるようになれば、その市場もかなり大きな規模になるであろうことは容易に想像できるシナリオである。

日本経済新聞社の調査によると、燃料電池の 2020 年での日本国内市場規模は現在の 52 倍に相当する約 3,600 億円で、特に家庭に於ける電力需要を自給することができる分散型電源は、災害に強い都市作りにも役役立つと期待されている。他方、CO₂ の国内排出量の 2 割強は家庭やオフィス等民生用エネルギー消費に伴って排出されており、環境問題の視点からも家庭やオフィスに効率の高いエネルギー変換デバイス、特に電源を適用しようとする動きが最近急速に盛り上がりつつある。このような思想を反映して、最近世界各国において家庭用等でのコジェネレーションを目的とする燃料電池の開発が精力的に進められるような情勢になってきた。

既に述べたように、固体高分子形燃料電池 (PEFC) は、自動車用エンジンとしての利用を目的に開発されているが、コジェネレーション用に比べて具現すべき条件に若干の差異があるのは当然と言えよう。その主要な相違点を先ず耐久性において見ることができる。自動車用の場合には振動や外部からのインパクトに対して強くなければならないが、耐久性は 5,000 時間と見なされており、コジェネレーション用の数万時間 (2 万以上 4 万時間) に比較してそれほど厳しくは考えられていない。他方コストに関しては、自動車の場合は現存の内燃機関との競争が前提となるので、コストターゲットはシステムで \$50/kW、スタックでは \$30/kW のような低い値に設定されているが、家庭用では kW 当たり 10 万から 15 万円のレベルになれば、商用化は可能と考えられている。更に自動車の場合は燃料として水素、メタノール、ガソリン等が考えられているが、ガソリン以外は燃料供給のインフラ整備が問題であり、その点家庭用等定置式コジェネレーションの場合は、ガスあるいはプロパン等現状の供給インフラを前提とすることができる。将来は太陽光発電等再生可能エネルギーから生成された水素を基盤とする完全なクリーンエネルギーシステムの構築も検討の対象となろう。

1 年前に設立されたアメリカ Plug Power 社は、98 年 6 月、New York 州の首都 Albany の近郊にある 1 軒の煉瓦作り農家 (brick ranch-style house) に、水素を燃料とする出力 7 kW の PEFC プロトタイプを設置公開し、実証運転を開始した。

わが国においては、NEDO の支援の基、東京ガス、大阪ガス、日本ガス協会が家庭用 PEFC の商品化を目的として、その実証研究に乗り出している。又東芝、三菱電機、富士電機、松下電器、松下電工、三洋電機等の重電および家電メーカーが開発研究を実施中である。

2. 自動車用燃料電池

2.1 はじめに

自動車等移動体用動力源としての燃料電池で最も期待されているのは、固体高分子形燃料電池 (PEFC) である。PEFC は常温において動作可能であり、又他の燃料電池に比べて高出力密度である点において、自動車用エンジンとしての利用が期待されている。しかし、PEFC は低温動作であるが故に、極めてデリケートな性質を持っており、それが実用化への道を険しいものになっているとも考えることができる。その第1は、PEFC の場合、電極反応を促進させるために白金を触媒として使っているが、この白金触媒は CO によって被毒を受けるため、改質ガス中の CO 濃度を 20 ppm 以下にまで下げる必要がある。これは改質プロセスに対して負担を強いる結果となり、コスト高を招く要因の1つと考えられている。第2は電解質として用いられるイオン交換膜は、水分がないとイオン導電性を示さないため、常に水分の供給とその制御を必要とし、それも運転上の負担を強いることになっている。このような問題を克服するための1つの手段として、100℃ 以上の高温で動作可能な PEFC の開発研究が進められている。これを実現するためには、高温に耐えることのできるイオン交換膜の開発が前提となる。

PEFC 以外に注目されているのはアルカリ形 (AFC) および固体酸化物形燃料電池 (SOFC) である。AFC はコストが低くなりうる可能性があるが、化石燃料の改質では発生が避けられない CO₂ に対して弱いという欠点があり、現在これを自動車に採用しようとする動きは少数の会社に限られている。SOFC は動作温度が 1000℃ と高い点に問題はあるが、CO が燃料として使えること、改質器が不要であるなどの長所を持っている。主流とは云えないが、世界の幾つかの自動車会社はこの種の燃料電池に熱い眼差しを注いでいるように思われる。

本稿では燃料電池自動車 (FCV) の実用化のための問題点を挙げ、それに沿って FCV 用燃料電池に関する開発動向について説明する。

2.2 小型化、コンパクト化への挑戦

燃料電池自動車 (FCV) を実用化しそれを商業ベースに乗せるためには、幾つかのハードルを越えなければならない。その第1は高出力密度による小型化、軽量化の実現が挙げられる。

PEFC の開発に於いて世界のトップを走る Ballard 社は、1989 年に水素と加圧空気による出力 5 kW の PEFC スタックを開発したが、その容積は 30 リットル、重量は 45 kg であった。その後研究開発に努力を傾注した結果、95 年にまでに著しく性能を向上させ、96 年にはバスのエンジンルームにすっぽりと入ることができるようなレベルにまで PEFC の小型化に成功した。97 年時点で同社が達成したスタックでの出力密度は最大で 1 kW /lit に達している。この成果は燃料電池エンジンの実用

化に対する人々の期待を大きく膨らます結果となった。

Ballard 社は、2004 年までに社会に登場する予定になっている第1世代 FCV エンジン用の新型 PEFC “Mark 900” スタックのパッケージ化を完成した。この新しい Mark 900 スタックは、先の Mark 700 に比べて出力密度において約 30% は向上した。純水素燃料に対してはその容積出力密度は 1,310 W/lit、メタノール改質ガスに対しては 1.23 kW/lit となっている。より具体的には、スタックのみの容積は 61 lit、これにマニホールド、空気加湿器、およびセンサーを加えたモジュールの容積は 77 lit であり、Mark 700 モジュール (出力 66 kW) の 131 lit と比較して半分強にまで小さくなっていることが分かる。したがってモジュールで計算した出力密度は、改質ガスで 0.97 kW/lit、純水素で 1.04 kW/lit となる。性能についても Mark 900 は、Mark 700 に対して幾つかの点で改善が図られている。具体的には冷却水は後者では脱イオン化水が使われたのに対して、前者はエチレングリコール/水であり、前者では -40℃ の動作と、-25℃ での起動が可能となった。

スタックと同様、改質器の小型化も重要なテーマである。三菱電機は蒸発部、改質部、CO 選択酸化部、および触媒燃焼部の全てを積層構造で一体化したメタノール改質器を開発した。同社によるメタノール燃料 5 kW 級可搬型電源システムでは、メタノール改質に関わる蒸発部、改質部、CO 選択酸化部、触媒燃焼部の 4 コンポーネントを1つに纏め、厚さ 14 cm の扁平積層型となっている。又 PEFC スタックも厚さ 12 cm の扁平型である。将来は FCV に適用することを想定して、車両の床下に収納できるようコンパクト化を図り、従来の縦積タイプから横積の積層タイプに変更した。

同社は 2001 年度中に 10 kW 可搬型電源システムを開発する他、自動車エンジン用システムも製作し、実際に商用車に搭載して走行評価試験を行う計画である。

2.3 短い起動時間と負荷変動に対する応答性

第2のハードルは、短い起動時間と速い応答性の実現である。PEFC は常温での起動が可能である点がエンジンとして最も適しており、反応速度も速いので、スタック自身の起動性および応答性についてほとんど問題は指摘されていない。

水素燃料を自動車に積み込むのではなく、メタノールやガソリンを燃料とする場合には、この改質器の起動性、応答性が問題点を提起する。メタノールの水蒸気改質を採用することになれば、300℃ レベルの温度まで昇温する必要がある、それだけ起動時間は長くならざるを得ないからである。従来のメタノール水蒸気改質には、起動時間は 20 分にも達していたが、部分酸化改質法 (POX) を適用することによって、最近では数分のオーダーでの起動が可能になりつつある。更に高温での反応を要するガソリン改質の場合には、水蒸気改質ではなく一般に POX が使われるが、水蒸気改質に比べて起動時間は短

いものの、改質効率を若干犠牲にせざるを得ないという問題が発生する。アメリカ連邦政府による次世代自動車の開発プロジェクト PNGV (Partnership for a New Generation of Vehicles) は、ガソリン改質プロセッサのターゲットとして、起動時間については2分、応答性については定格出力の10%から90%まで20秒と定めている。水素燃料を直接用いる場合には、改質プロセスは不要であるが、水素の自動車への貯蔵積載方法と燃料電池への燃料供給系における応答性が考慮されなければならない。

動力システムにおいて起動時間や応答性の問題を避ける有効な方法は、蓄電池とハイブリッドにすることであるが、蓄電池は又再生制動によるエネルギーの回収を可能にし、更に経済性を改善する効果をもたらす可能性をもっている。

2.4 信頼性と耐久性

現在 PEFC に関しては、PAFC や SOFC に比べて長期間に亘る実証経験が乏しいのが現状である。もともと自動車用エンジンに求められる耐久性のターゲットは、5千時間のレベルとされており、定置式発電プラントにおける4万ないし9万時間(10年)に比べれば短くなっている。しかし、今後実証経験を経ることによって、空气中に於ける不純物が耐久性や信頼性に与える影響等、今まで予想していなかったような問題が発生してくるものと思われる。このような問題を把握するためには、公道における実証実験が必要であり、それを実施しようとしているのが California Fuel Cell Partnership (CFCP) である。CFCP はアメリカ California 州主導のもと、自動車メーカや石油会社が参加して99年4月に設立された。ポートランドで FC セミナー 2000 が開催中であった2000年11月1日、サクラメントにおいて CFCP の施設がオープンし、バスを含めて10台のFCVが勢ぞろいしたと伝えられている。2003年までには、約50台のFCVによる走行実験の他、水素やメタノール等代替燃料の供給インフラ技術の実証実験も行われることになっている。

わが国でもいずれ公道での実証運転実験が必要との考えから、運輸省(現国土交通省)はその技術や環境基準の設定を目的に研究会を99年12月に設立した。そして、マツダとダイムラークライスラー日本ホールディングが申請していた走行試験用メタノール燃料FCV車両について、国土交通省は道路運送車両の保安基準に基づき公道走行試験を許可する大臣認定を行った。FCVが一般公道を走行するための大臣認定は始めてである。道路運送車両の保安基準に基づく大臣認定は、安全や公害防止基準が定められていない試験的に製造された自動車が公道を走れるように基準を緩和する制度で、基準の策定や改善を図るため一般公道走行を特別に許可するものである。両社は2000年2月から8月にかけて、東京都、横浜市、広島市の一般公道でフリーテストと呼ばれる市街

地走行試験を実施する。使用する試験車両はマツダが“プレマシー FC-EV”，ダイムラークライスラー日本が“メルセデス・ベンツ・ネカー5”である。

公道試験で、安全性データや排出ガス、燃料消費量など環境に関するデータ収集を行い、これらのデータは国土交通省にも提供される。

2.5 コスト

コストの低減は最も高いハードルであると同時に、商業化の成否を決定する最も総合的な指標と言うことができよう。現存の内燃機関に対抗し得る燃料電池スタックのコスト目標は、\$50/kWと想定されている。現在のPEFCの生産価格は、このターゲットに比べて2桁高い値を示しており、例えば大量生産体制が採られたとしても、この目標値を満足することは難しく、なお材料や制作面に於いてコスト削減のための努力が求められている。

アルカリ形燃料電池(AFC)はCO₂による性能劣化の問題があり、化石燃料等炭化水素系の燃料は使えないが、最近イギリスのZeTek社がAFCの電極反応に低コストのコバルト系触媒が利用可能との研究成果を発表しており、燃料が水素の場合にはAFCも有力な燃料電池候補になり得ると思われる。又固体酸化物形燃料電池(SOFC)は動作温度が700℃以上と高いが、効率が高くなり得ると共に、COを燃料として利用できる点にメリットがあり、それだけ改質器に対する負担が軽くなる。幾つかの自動車会社で開発が進められている。

1999年に、Arthur D. Little は、自動車用50kWPEFCシステムのコスト分析を行った。このコスト解析は、以下の2項目を前提として計算されている。その第1は、2000年時点で適用可能な技術を用いること、第2は年間50万ユニットの生産量を仮定する、である。水は自給が可能であることが仮定されている。その他のシステムパラメータを次表に示す。

表 コスト解析の前提となるシステムパラメータ

システムの条件	PEFC モジュール	PEFC セル・スタック
多種燃料 (ガソリン)	正味出力; 50 kW	セル電圧; 0.8 V
システム効率; 35-40%	電圧; 300 V	電流密度; 310 mA/cm ²
水分自給	動作温度; 80℃	冷却板/セル
動作圧力; 3 気圧	改質ガスで動作	総出力; 56 kW
Turbocompressor/ expander		水素利用率; 85%
PNGVによるDOE 仕様	技術評価の結果設定された仕様	

コスト解析モデルによる解析結果は、出力50kWシステムの総コストが\$14,700、単位出力当たり\$294/kWであった。PEFCサブシステムがその内の60%、燃料改質プロセッサが30%を占め、残り10%がBOP

および組み立て費用である。スタックのコストは \$7,050 であるが、その内の 76% (\$5,355) を MEA が占めている。又 MEA コストの内の 47% が触媒のそれであり、触媒の使用量は、Pt が 180 g, Ru が 45 g (アノード; Ru/Pt; 0.2/0.4 mg/cm², カソード; Pt; 0.4 mg/cm²) が仮定されている。

2.6 おわりに

現在 PEFC を中心に燃料電池に対して極めて大きな期待が寄せられている。この原動力の第 1 は、広大な市場を持つ自動車用燃料電池エンジンの実現に対する社会の期待であろうが、自動車メーカ各社の公式な発言とほうらはらに、現場で開発に携わっている多くの技術者や専門家はこれを実現するための道はそれ程平坦ではないと述べている。現在認識されている問題点についてさえも、それらのブレークスルーに必ずしも目途がついていないわけではない。さらに実証運転の積み重ねの過程において、我々は新しい問題点に出くわすことになるだろう。自動車用エンジンのみならず、分散型電源として燃料電池が社会的地位を確立するためには、それらの解決を含めて官学民各分野の専門家による努力と協力がますます強く求められようとしている。

参考文献

- 2000 Fuel Cell Seminar と米国燃料電池技術動向調査報告書, FCDIC, (2001)
- NEDO・FCDIC; 新エネルギー技術開発関係データ集作成調査 (燃料電池) 平成 10 年 3 月
- Fuel Cell, Nov. 17-20, 1996, Orlando, Florida
- Hydrogen & Fuel Cell Letter, July 1998 Vol. XIII/No. 7, pp. 3-4
- Hydrogen & Fuel Cell Letter, January 1998, Vol. XIII/No. 1, pp. 4-5
- H. Frank Gibbard & Authur Kaufman; Fuel Cells for Portable and Mobile Application, 1998 Fuel Cell Seminar Abstract, Nov. 16-19, 1998, Palm Springs, CA pp. 738-741
- FUEL CELL NEWS, Vol. XV No. 4-Winter 1999
- Hydrogen & Fuel Cell Letter Oct. 1998, Vol. XIII/No. 10, p. 4
- 大槻実治; FCDIC 第 72 回研究会資料
- 天野義明; FCDIC 第 72 回研究会資料
- Hydrogen & Fuel Cell Letter, August 1999, Vol. XIV/No. 8, p. 1, p. 8-9
- NEDO・FCDIC; 新エネルギー技術開発関係データ集作成調査 (燃料電池) 平成 12 年 3 月
- 本間; 燃料電池の開発と商用化戦略, 電気学会誌 119 巻 7 号, pp. 432-435, 1999
- Peter R. Devlin, Challenges for Transportation Fuel Cells, 2000 Fuel Cell Seminar, Abstracts, 1-4, (2000)

特集・マイクロガスタービン

ターボチャージャとマイクロガスタービンの共通点と相違点

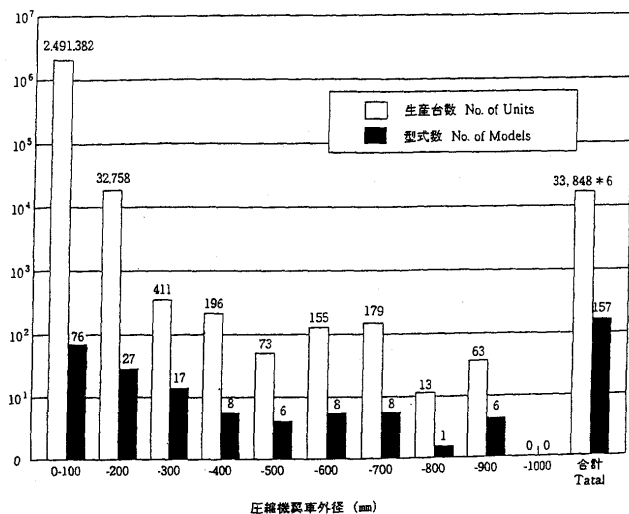
塚本 稔^{*1}
TSUKAMOTO Minoru宮下 和也^{*1}
MIYASHITA Kazuyaキーワード：ターボチャージャ、マイクロガスタービン、コンプレッサインペラ、タービンホイール
Turbocharger, Micro Gasturbine, Compressor Impeller, Turbine Wheel

1. はじめに

マイクロガスタービンが分散電源の1つとして有望視されている最大の要因は、従来のガスタービンと異なり、ターボチャージャと同じように量産により低コスト化が可能な回転機械で、ディーゼルエンジンやガスエンジンとコスト的に競合しうると考えられているためである。ターボチャージャは世界で年間1,000万台近く生産され、最も量産効果が生かされている製品の1つであり、マイクロガスタービンの製造でもその生産技術に応用できると期待されている。本稿では共に高温ガスを扱う回転機械として、マイクロガスタービンはターボチャージャと比べてどのような共通点および相違点を持つのかを分析し、ターボチャージャ技術がどの程度マイクロガスタービンに応用できるのか検討をおこなう。

2. ターボチャージャ生産量

図1は1999年の国内のターボチャージャ生産量をサイズ別に示したものである⁽¹⁾。コンプレッサインペラ直径100mm以下のターボチャージャは、ほとんどが自動車用小型ターボで、249万台生産されている。一方、イ



* 6 圧縮機インペラ径 100mm を越す分を示す

図1 日本におけるターボチャージャのサイズ別生産台数

原稿受付 2001年3月2日

* 1 石川島播磨重工業(株) 汎用機械事業部
〒135-8731 東京都江東区豊洲 2-1-1

ンペラ直径100mm以上の、船用その他の大中型ターボチャージャは33,000台であり桁違いの生産量である。

マイクロガスタービンのコンプレッサインペラ直径は出力にもよるが、おおよそ90~150mmと想像されるので、大型トラックから中型船用ディーゼルエンジンに使用されるターボチャージャとサイズ的に同等であると考えられる。

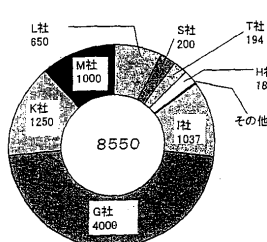
図2は自動車用の小型ターボチャージャの世界及び日本における1999年のメーカー別生産量を推定したものである。世界全体で見ると生産量は855万台で、そのうち約47%の400万台を米国のG社が占めており、他に100万台以上生産しているメーカーが3社ある。年間100万台以上生産しているメーカーは世界で8社あり、その中でマイクロガスタービンを開発済みあるいは開発中のメーカーは3社ある。

3. 仕様の比較

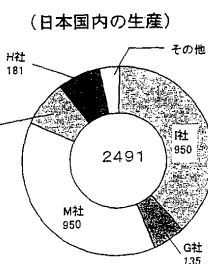
表1に公表済みあるいは開発済みの7種類のマイクロガスタービン主要仕様を示す⁽²⁾。着目すべき点は、圧力比とタービン入口温度であるが、圧力比3~4はトラック用・船用ディーゼルのターボチャージャに相当し、ガス温度840~930℃は乗用車ガソリンエンジンのターボチャージャに相当する。これらの圧力比と温度との両立はターボチャージャとしては長寿命確保の点から、技術的にかなりハイレベルなものとなる。

表2はマイクロガスタービン市場で先行しているキャプストン28kWとハネウェル75kWの2機種についてターボチャージャと比較を行ったものである。ここではガスタービンはほとんど常時100%回転速度で運転され

世界のマーケット



日本のマーケット



単位: 千台

図2 1999年における小型ターボチャージャ生産台数

はコンプレッサおよびタービン効率と機械効率を掛け合わせた総合効率という概念で示される。これはエンジン排ガスのエネルギーから、どれだけ吸気圧縮仕事への変換ができるかを表わすものである。仮に、ターボチャージャに燃焼器を付加し、さらに出力を取り出す軸を付加してガスタービン同様の要素構成にすれば、もちろんマイクロガスタービンと同様に軸端出力（発電機がついていれば発電端出力）という概念で比較が可能となる。この時に大きなウェイトを占めるのが、コンプレッサとタービンの要素効率である。

図5は他の要素効率を一定にして、コンプレッサ効率とタービン効率が発電端効率に与える影響を見たもので

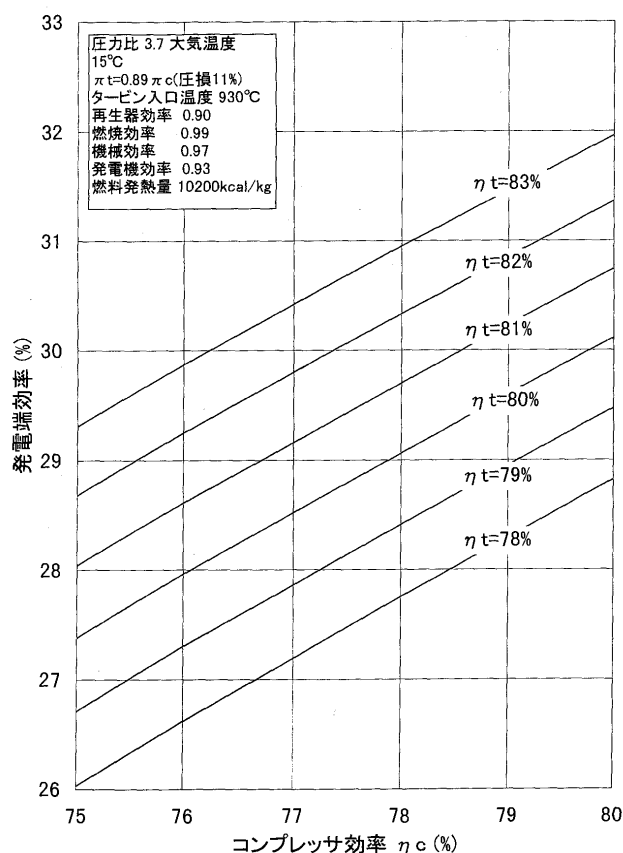


図5 マイクロガスタービン発電端効率とコンプレッサ・タービン効率の関係

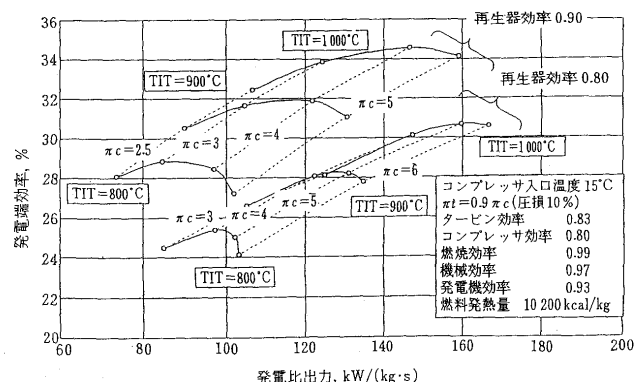


図6 マイクロガスタービン発電端効率線図

ある。これら要素効率の値を仮定すれば、どのくらいの性能を持った装置になるかをサイクル計算で求めることができる。他の計算条件を変えたときの計算例を図6に示す⁽³⁾。

ターボチャージャはエンジンの負荷により回転速度が変化するため広い作動範囲で、ある程度(例えば約65%)以上の要素効率を求められるのに対し、マイクロガスタービンでは主に定格点での高い要素効率が求められ、それを主眼において設計されるため、最高効率値のみに着目すればマイクロガスタービンの要素効率の方が高くなる。

5. 構造・構成上の比較

表3にターボチャージャとマイクロガスタービンの主要構成機器の比較を示す。用途は、既に述べたように、エンジン補機と自立した発電装置という基本的な相違があるが、コンプレッサ、タービンの形式は同じラジアルタイプである。それがマイクロガスタービンがターボチャージャに近いといわれるゆえんであるが、燃焼器などその他のユニットはターボチャージャにはなくマイクロガスタービン特有のものである。

図7は一般的な乗用車用ターボチャージャの構造図で

表3 主要構成機器の特徴

	ターボチャージャ	マイクロガスタービン
用途	エンジン過給(補機)	発電(自立装置)
圧縮機	ラジアル	ラジアル
タービン	ラジアル (アキシアルもあり)	ラジアル
軸受	油潤滑(滑り、転がり)	空気軸受、油軸受(滑り)
燃焼器	なし	ガス燃・液燃
発電機	なし	直結高速永久磁石式 (始動モータ兼用)
再生熱交換器	なし	小型・高効率 (プレートフィン型など)
制御機器	なし	多台、遠隔制御可能

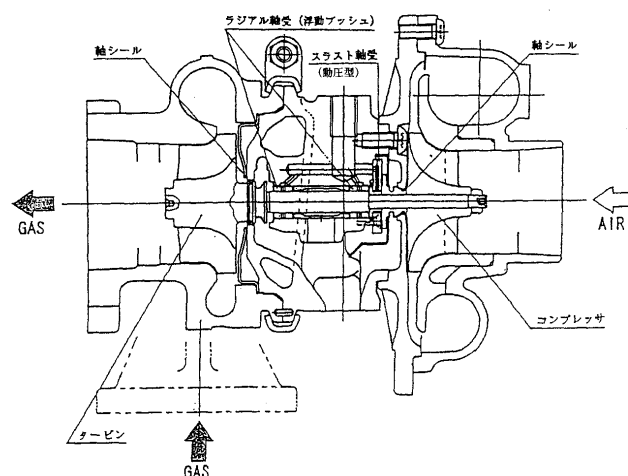


図7 ターボチャージャの構造例

ある。タービンとコンプレッサがジャーナル、スラスト軸受をはさんで両端オーバーハングの回転軸となっている。この構造ではタービン発生動力を外部に引き出せないで、ガスタービンとして使用することができない。2軸式ガスタービンのガス発生タービンとしては始動装置を追加すれば使用することは可能である。2軸式のパワータービンとして使用するには、コンプレッサ部分を外して減速ギヤを付けるか、高速発電機に直結するか、等々の改造が必要になる。

次にマイクロガスタービンの構造を説明する。

図8はキャプストン社 Model 330 (28 kW) マイクロガスタービンの米国特許⁽⁴⁾で公表済みの断面図であるが、回転軸系は空気軸受による3点支持構造となっている。すなわちコンプレッサとタービンは空気軸受用ロータを介して1本のタイロッドで締め付けられており、2個の空気軸受で支えられた発電機軸とピンジョイントのごとくフレキシブルに接合された別体構造になっているようである。また、タービンホイールには中心にタイロッドを通す穴が空いているが、これはターボチャージャでは強度上、使われない構造である。

ハネウェル社の Parallon 75 (75 kW) マイクロガスタービンについても同様に図9が米国特許⁽⁵⁾で公表された断面図であり、空気軸受は2個で、キャプストン社の3点支持とは異なるため、タービン・コンプレッサ部分は

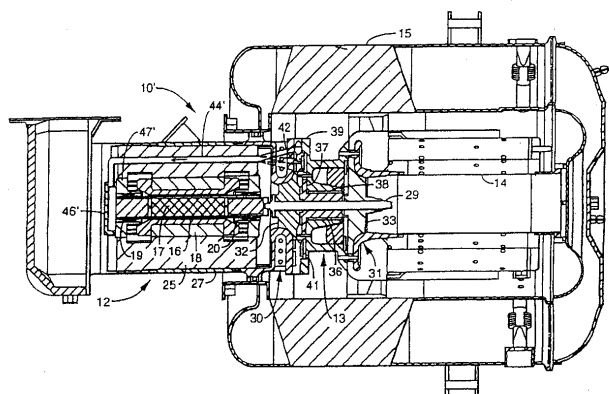


図8 キャプストン社マイクロガスタービンの構造

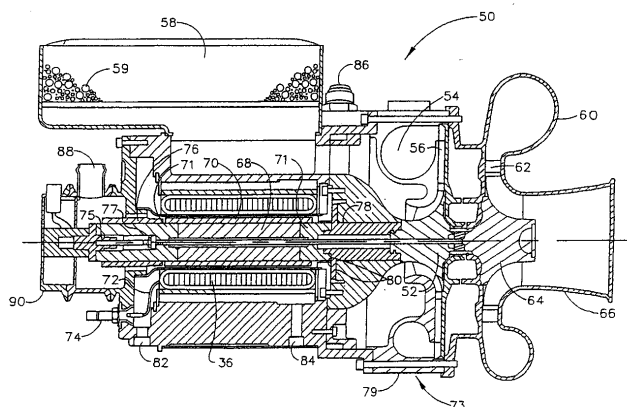


図9 ハネウェル社マイクロガスタービンの構造

オーバーハングとなり、1本のテンションボルトで発電機ロータまで締め上げられている。タービン入口ガス温度は930℃とかなり高温なので、コンプレッサインペラへの遮熱のためスペースが確保されている。また、オーバーハングが大きいので空気軸受の荷重もかなり大きく、軸受幅、スパンも長くなり、危険速度の回避にも工夫がなされているものと思われる。

6. 主要部品の材料と製造方法

表4にターボチャージャとマイクロガスタービンとの主要部品材料の比較を示す。

ターボチャージャのコンプレッサインペラ材料は、主に圧力比によってアルミ合金の精密鑄造か鍛造削り出しで使い分けられているのに対し、タービンはホイール材料がINCONEL 713C精密鑄造品に統一され、ハウジングのみグレード別に使い分けられている。ターボチャージャはこのように量産効果の大きい材料を広く使用することによって、厳しいコスト管理を行っている。

一方、マイクロガスタービンは圧力比、タービン入口温度ともターボチャージャより高く、しかも定格回転速度で常時連続使用されることが多いので、各社公表されていないがターボチャージャよりもハイグレードな材料が使用されていると想像される。

次にコンプレッサインペラの製造方法は図10に示すラバーモールド法と呼ばれる精密鑄造が行われている⁽⁶⁾。これはゴム製のインペラ模型から石膏の鑄型を製作して

表4 主要部品材料

	ターボチャージャ	マイクロガスタービン
コンプレッサ インペラ	アルミ精鑄 (AC4C, AC4D) 鍛造アルミ削り出し (A2618)	(アルミ精鑄?) 鍛造アルミ削り出し (A2618) ステンレス精鑄 (17-4 PH) チタン合金削り出し (Ti64)
コンプレッサ ハウジング	アルミダイキャスト精鑄 (AC4A-F) ダクタイル鉄 (FCD)	同左
タービンホイール (ラジアル)	ニッケル基精鑄 (Inco713C)	ニッケル基精鑄 Inco713C (Ni基, Cr, Mo) B1914 (Ni基, Cr, Mo, Co) Mar-M-247 (Ni基, Cr, Co, W)
タービンノズル	(主に船用) SUS304, 310系 N155 (Fe基, Cr, Ni, Co)	N155 X40 (Co基, Cr, Ni, W)
タービンハウジング	FCD 高Si-FCD ニレジストD2, D5S	FCD (内面スクロール別有) 高Si-FCD ニレジストD2, D5S
燃焼器		ハステロイX (Ni基, Cr, Mo, Fe) SUS316系

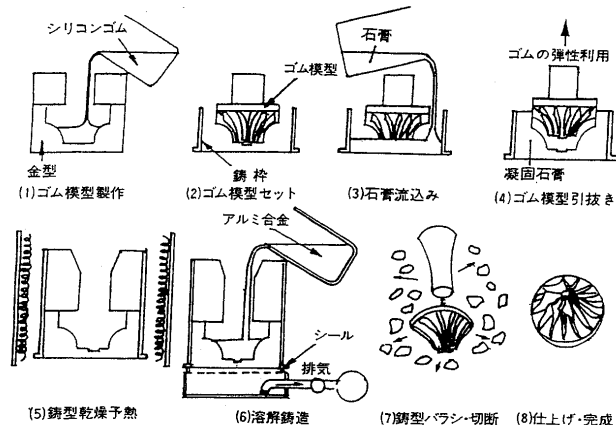


図10 圧縮機インペラの製造法 (ラバーモールド法)

アルミ材を鋳込む方法で、別名プラスター（石膏）モールド法とも呼ばれている。石膏鋳型は古代ギリシャ・ローマの時代から美術品の製作にも用いられていたが、ゴムすなわちラバーを使うのは比較的新しく、インペラにバックワード角やレーク角のついた3次元形状を採用した時から不可欠の製法となり、ラバーモールド法によって空力的に高性能なインペラの大量生産が可能となった。また、アルミ鋳物の強度向上のため、溶体化熱処理は一般化され、必要に応じてHIP処理も行われるようになっていく。しかしながら、このような精密鋳造インペラが高温クリープ条件の厳しいマイクロガスタービンに使用可能かは微妙である。

タービンホイール製造方法としては図11に示すロストワックス法が行なわれている。射出成形機でワックス型を作り、それをツリー状につないで量産化に適した模型とする。なお、前工程のワックス模型の成形時は生産性を上げるため金型をラジアル方向に分割して抜くため、コンプレッサインペラのようなバックワードを付けないのが一般的である。ツリー状の模型をスラリー状のデッピングタンクに漬けた後、耐火粉または砂を振りかけ、これを3～5回以上繰り返して木目細かい粉から強度のある粒子を外側へ重ねていき炉内または自然乾燥をさせた後、加熱してワックスを取り除き電気炉で焼成する。こうしてできた鋳型にINCONEL 713Cなどの耐熱合金を真空注入後、ツリーを切断してゆき1個1個の精密鋳造ホイールが完成する。このロストワックス法はマイクロガスタービンのタービンホイール製造方法としても適用可能である。

なお、タービンの空力性能を上げるために最近見られる3次元ホイールとするには、ブレード部とボス部を別々にワックス成形して組立てる方法が採用されるが、ターボチャージャの一体成形に比べてかなりコスト高になるのは避けられない。

7. 製造品質と製造コスト

ターボチャージャにせよマイクロガスタービンにせよ、商品として世の中に広く送り出すためには品質が確保さ

れていることが不可欠である。表5に両者の製造品質の比較を示す。ターボチャージャには発電用ガスタービンの電気事業法に相当するような法律上の規制はないが、メーカーと顧客（主にエンジンメーカー）の間では品質確保のため自動車業界に広く普及しているQS 9000などが適用されているのが一般的で、開発時点では納入先との間でAPQP（先行製品品質計画）、量産時点ではPPAP（量産部品承認手続き）などによって厳しいチェックがなされる。そして、製品寿命は原則としてエンジンまたは車の一生の間の累積故障率を0.5～1%以下に抑えることになっている。最近では車の走行寿命がどんどん伸びているので、ターボチャージャも長寿命化を求められている。そのため、各部品の製造品質はばらつきを最小限に抑えるように厳しく管理されている。

マイクロガスタービンはターボチャージャのような走行頻度分布という概念はなく、ほとんど100%回転速度で運転されるにもかかわらず、各メーカーの公称寿命は自動車よりも数倍長い4～8万時間で、その間に部品ユニット毎の交換時間が設定されている。

ターボチャージャがそのような高品質を保ちながらも大量生産で低コストを維持できる理由の1つとして、図12に示す「カンバン方式」と呼ばれる徹底した生産管理の手法がある。その特徴は在庫を持たないことで棚卸資産を減らし、コストを下げることであるが、生産ライ

表5 製造品質

	ターボチャージャ	マイクロガスタービン
規 格	QS 9000 VD 6.1 ほか	(QS 9000?) 電事法(火力技術基準)など
目標寿命	乗 用 車: 20万km トラック: 100万km	40,000 ～80,000h
信 頼 率	99～99.5%	未確認
メンテナンス	メンテフリー (車両の寿命に同じ)	部品ユニット毎、 一定時間で交換

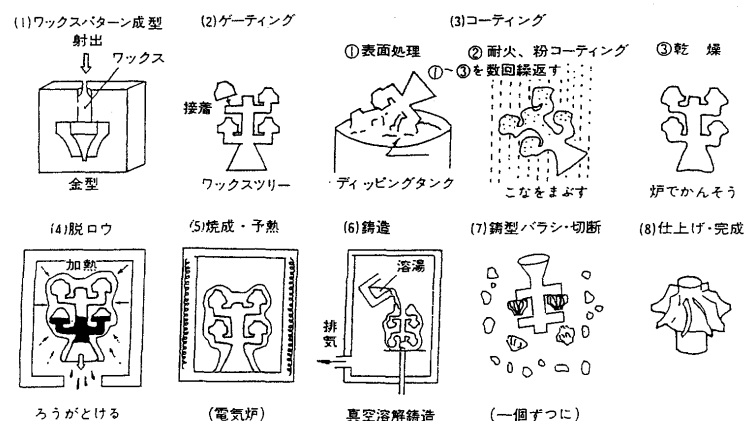


図11 タービンホイールの製造法（ロストワックス法）

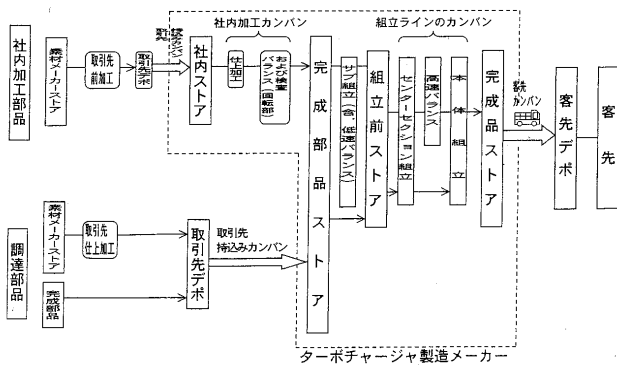


図12 ターボチャージャ量産時の「カンバン」(物流)概念図

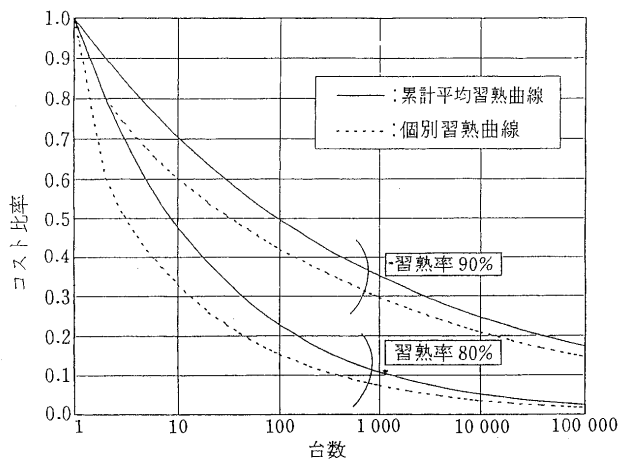


図13 量産による製造コストの低減

ンに支障をきたさない JUST IN TIME がキーポイントとなる。このような生産管理方式をマイクロガスタービンにも適用していくことが今後のコストダウンと普及のカギを握るものと思われる。

図13は量産効果による製造コストの低減の様子を示したもので、マイクロガスタービンの製造コストがターボチャージャのように量産効果で低減できるかを検討す

る場合に参考になる。累積平均習熟率が90%というのは、最初の1台目の生産コストに比べ2台目のコストが20%減って80%に低下し、2台目には平均で1台目の90%のコストで製造できるという意味である。マイクロガスタービンの部品が全て新規開発品で構成されているならば量産することにより大幅な低減が可能であるが、最初から市販の低コスト部品を使用しているとそうはいかない。この習熟率という考え方は社内加工または組立工数などごく一部のコストに適用する方が妥当といえる。

8. むすび

マイクロガスタービンについては想像や推定を交えながらターボチャージャとの比較をおこなったが、マイクロガスタービンはターボチャージャに比較して構成要素も多く、複雑な機能を有しており、かなり広範囲の技術が必要とする。一方、ターボチャージャはエンジン補機として構成要素も少なくシンプルであるが、低コスト大量生産の中であらつきを抑え、高品質を保つという、技術面・管理面での厳しさを有している。

マイクロガスタービンがターボチャージャのような低コストを達成するには、自動加工・自動組立によって量産効果を狙うことが必要である。今後の技術的な進歩改良と共に、世の中の分散電源としてのマイクロガスタービン市場がどれだけ成長していくかが大きな鍵となる。

参考文献

- (1) “2000年ガスタービン及び過給機生産統計” 日本ガスタービン学会誌, Vol.28, No.4, 2000.6
- (2) 金田 “マイクロガスタービンの開発状況”(三菱総合研究所の調査), OHM, 2000.7
- (3) 宮下和也, “マイクロガスタービン”, 機械の研究, 2000.1
- (4) 米国特許 5,791,868 (Aug.11, 1998)
- (5) 米国特許 6,066,898 (May.23, 2000)
- (6) 三橋孝, “ターボ車の知識と特性”, 1980, 山海堂

民間ヘリコプタ用ターボシャフトエンジンの計画から開発まで (第2報：構造・強度・機能設計と技術実証)

Planning and Development of a Turbo-shaft Engine For Commercial Helicopter (Second Report : Structure, Stress and Functional Design and Verification)

内田 誠之*¹
UCHIDA Seishi

森下 進*¹
MORISHITA Susumu

河合 道雄*¹
KAWAI Michio

三宅 慶明*¹
MIYAKE Yoshiaki

當山 清彦*¹
TOHYAMA Kiyohiko

キーワード：民間ヘリコプタ，エンジン，圧縮機，タービン，構造，強度，計画，開発，型式承認
Commercial Helicopter, Engine, Compressor, Turbine, Structure, Stress, Planning,
Development, Type Approval

Abstract

In Japan there have been no commercial gas-turbine engine which was developed and finally reached to the practical use. This time MG 5 series commercial turbo-shaft engine have been developed and received Type Approval from JCAB for the first time in Japan, and MH 2000 commercial helicopter which installs two MG 5 engines entered into service from October 1999. Here, some engineering contents of engine and main components are described, mainly for technical trend, structure, stress and test results.

1. まえがき

国内初の民間ヘリコプタ用エンジン MG 5 シリーズの開発が行われ、平成 11 年 10 月から実運用が開始されている。本エンジンは昭和 62 年の MG 5 プロトタイプ開発開始から平成 5 年の実験機用 MG 5-10、平成 7 年から開始された MH 2000 ヘリコプタ用 MG 5-100、-110 へと引き継がれ、平成 9 年 6 月に-100型、平成11年 4 月に-110 型の民間航空機用エンジンとしては我が国初の運輸省型式承認が発行され、実用化に至ったものである。

前報⁽¹⁾では、MG 5 プロトタイプエンジンの全体及び主要要素の性能を中心に、その技術の背景、空力設計、試験結果等について報告したが、本報ではその後編としてプロトタイプエンジンの構造、強度、機能を中心に最適化検討、設計、試験結果、更にはヘリコプタ用 MG 5 -100、-110 エンジン型式承認取得のための技術実証等について述べる。

2. エンジン全体構造

2.1 エンジン形式・構造設定の最適化検討

(1) 主要要素配置

小型エンジンの圧縮機、燃焼器、高圧タービン、出力タービン等の主要要素の配置に関する検討は、エンジン構造設計の出発点である。最近の大型エンジンのように前方からの空気、ガスの流れに従いファン、圧縮機、燃焼器、タービンを順に配列するのが素直な考えであるが、歴史的に見て初期の小型エンジン（出力 1,000 馬力クラス以下）では必ずしも流れに沿った配置が行われていない。現在でも多数運用されているヘリコプタ用エンジンの中にも、初期に開発されたエンジンについては図 1 a, b の形式が多い。これは初期の段階においては、小型エンジンの圧縮機、タービン等の材料強度が十分高くなく、又設計技術においても有限要素法等の精密な解析手法が無かった時代の開発であるため、強度的により安全な方策を採ったためと推定される。

エンジンの設計においては必ず以下の性能と強度の相反が生ずる。つまり、①高い性能を狙い圧縮機圧力比を高く採るために、回転数を極力高く設定又は段数を増加させる。②又タービンも高い効率を狙って、段負荷係数を抑えるため同様に回転数を上げるか段数を増加。③その結果圧縮機、高圧タービン（コア）の応力が増大するため、設計寿命に制約が出る（材料強度限界）、又は部品点数が増大する。

このような相反を解決するため、図 1 a のように回転

原稿受付 2001 年 1 月 9 日

* 1 三菱重工業(株) 名古屋誘導推進システム製作所
〒485-8561 愛知県小牧市東田中 1200

を低く設定して応力レベルを下げ、圧縮機の段数を増やして圧力比を確保すると共に、タービンも段数を増やして空力負荷を減らし、効率低下を防止する方法、又は図1bのようにコアの圧縮機、タービンはセンタ穴(ボア)の無い中実ディスクを採用して応力レベルを下げ、出力タービン軸はコアと逆の方向に取り出す方法が採用されていた。

(2) 減速機形式、配置と出力軸方向

ヘリコプタの場合、エンジンはメインロータのトランスミッション後方に設置する場合が殆どであり、そのために出力軸はエンジン前方から取り出す必要がある。図1aの形式ではこれに対処するため、圧縮機と高圧タービンの間に出力タービンと減速機を配置(米アリソン社の250シリーズエンジン)、また図1bの形式ではエンジン全体をガス流れと逆配置にして出力を前方から取り出す(加PWC社PT6シリーズエンジン)、あるいは出力タービンの後方に減速機を置き、エンジン軸と平行な特別の出力軸を設置して出力を前方から取り出す(仏ツルボメカ社アリエールシリーズエンジン)、と言うように特殊な方策を採り、結果的に部品点数が多く、構造的に複雑な形式となっている。

(3) 部品点数

エンジンに限らず機械を構成する部品の点数は、直接製造コストに直結する。更にシステムとしての整備性向上、故障確率の減少(信頼性の向上)を図るために極力部品点数は抑える必要がある。ガスタービンエンジンの場合、部品点数の削減には、圧縮機、タービン等の回転体の段数削減が非常に効果があるが、実例として図2a, b, cに夫々軸流6段+遠心1段、遠心2段の圧縮機⁽⁵⁾及び遠心1段(MG5)圧縮機部の部品点数比較を示す。それぞれ527点、20点、7点と大きな相違がある。

又、減速機については、図1bの形式の場合、出力減速ギアと補機系の減速ギア(スタータ、燃料・潤滑油ポンプ: 高圧軸から駆動)が分離されて、比較的複雑高価なギアボックスが2つ必要となる。一方図1a, cの形式では出力軸の減速ギアと補機系ギアが近接できるため、ギアボックスは1つにまとめる事が可能となり、ギアの潤滑系も一体化されて部品点数の大幅削減が可能になる。

2.2 最終形態と主要材料

以上のエンジン全体構造最適化検討の結果として、MG5シリーズエンジンではコストパフォーマンスを再優先に、部品点数を最小に設定し、図1cの基本形態を採用した。MG5-100, -110の全体構造(プロトタイプ)のエンジン本体部は共通)を図3に示す。又、運用に当たっての整備性を重視し、いわゆるモジュール構造の概念を導入した。つまり、図4に示す通りエンジン全体をコアエンジンモジュール、出力タービンモジュール、減速機モジュール、及びその他の部品に分け、分解・組立等の整備・点検の容易化を図った。

材料の選定に当たっては、基本的に MIL, AMS 等の

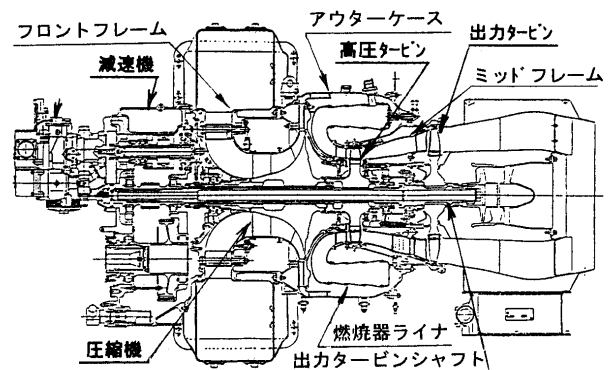


図3 エンジン全体構造

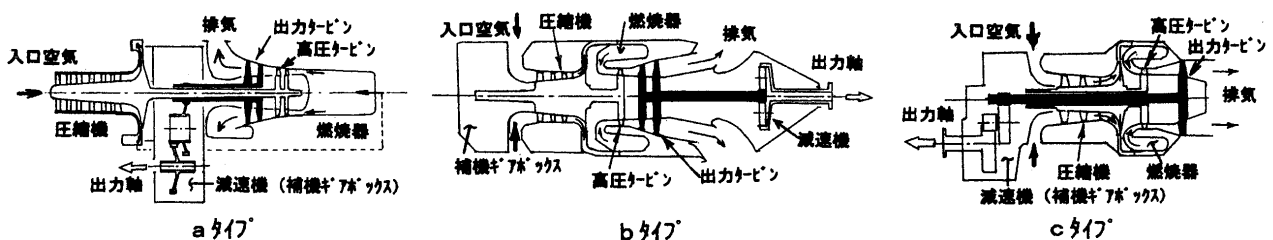
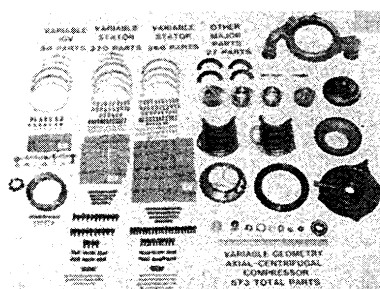
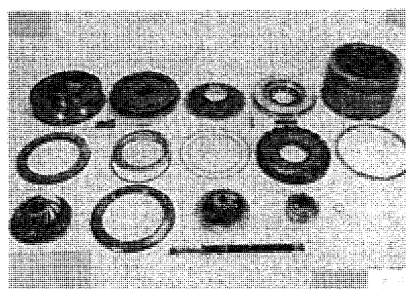


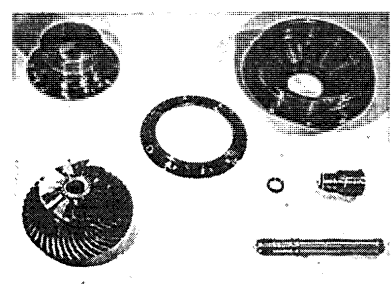
図1 各種エンジン形式



a 軸流6段+遠心1段: 527点



b 遠心2段: 20点



c 遠心1段: 7点

図2 圧縮機部品点数比較

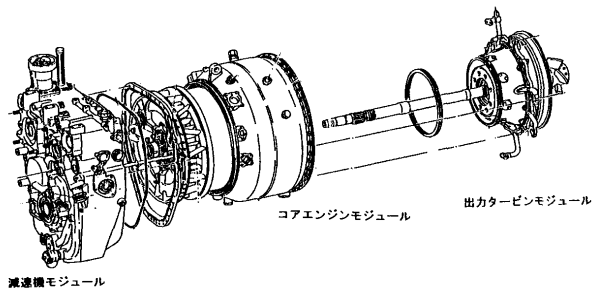


図4 エンジンモジュール構造

表1 主要材料表

部品名称	MG5 プロトタイプ	MG5-100,-110
インペラ	Ti-6246	同左
高圧タービン動、静翼	MM247DS	同左
高圧タービンディスク	Inco718	同左
出力タービン動、静翼	Inco713c	同左
出力タービンディスク	Inco718	同左
出力タービンシャフト	17-22A	同左
ミッドフレーム	Inco713c	同左
燃焼器ライナ	Hastelloy-X	同左
フロントフレーム	Al-6061	同左
減速機ケース	Al-356	同左
アウターケース	SUS630 (JIS)	Inco625
ディフーザ	SUS630 (JIS)	Inco625

航空機用材料を使用して信頼性の向上を図ったが、プロトタイプにおいては静止部で一部 JIS 材を使用した。主要部品材料を表1にまとめて示す。

3. エンジン主要要素の構造・強度設計

3.1 圧縮機・タービンディスク構造強度設計

エンジンのサイクル寿命を支配する圧縮機、タービンのディスク強度設計は、圧力比、タービン入口温度、各効率等の性能面と確保すべき低サイクル疲労 (LCF) 寿命との最適化の問題であり、それは又材料、形状、回転数 (周速)、温度・応力分布、等の最適化を図る繰り返し解析である。本エンジンの場合、単段で高圧力比の圧縮機を採用したため、コアの定常回転数が 51,870 rpm と高く、LCF 寿命の評定個所となるボア部の応力も高くなるため、サイクル寿命目標は若干低めに低温部で 9,000 サイクル、高温部で 4,500 サイクルと設定した。又材料の疲労データは、文献⁽⁴⁾データを基に、実体切り出し試験片を用いた実体温度による疲労試験を実施し、設計カーブを設定して寿命推定を行った。

(1) 圧縮機インペラ

MG5 の圧縮機インペラは、11:1 という高い圧力比を実現しつつ、高圧力比に伴う効率低下を極力抑えるべく大きなバックワード角度を採用したため、必要な周速は約 680 m/s になっている。また圧力が高い分、出口温度も 400℃ を超えるため、ディスクとして実績が豊富で高温強度に優れた Ti-6246 材 (AMS 規格をベースに独自規格化) を選定した。

温度、応力は有限要素解析により定常状態の値を求め

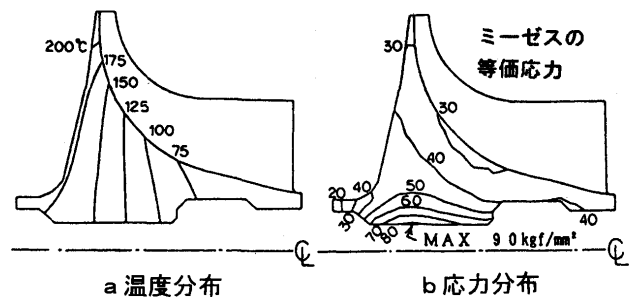


図5 圧縮機インペラ温度、応力分布

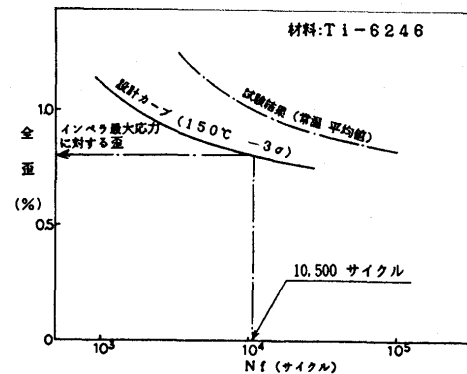


図6 圧縮機インペラ LCF 寿命

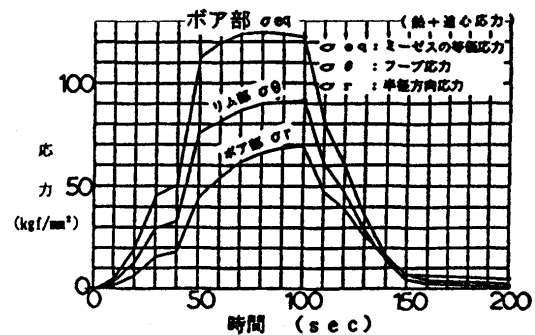


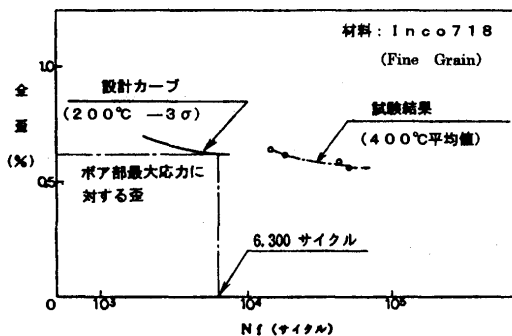
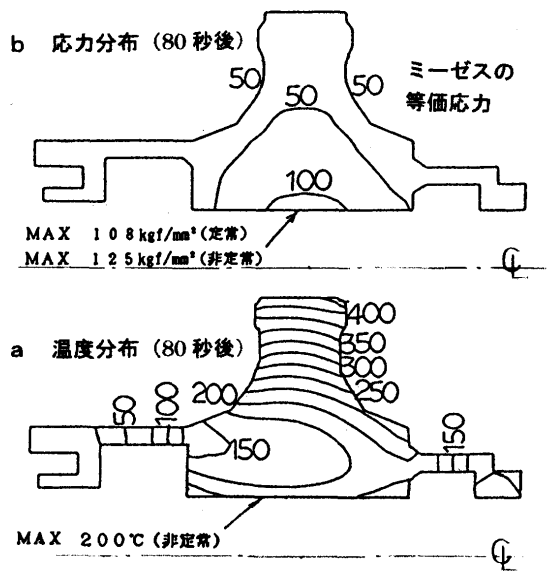
図7 高圧タービンディスク温度変化

(図5 a, b), 得られたボア部の最大歪より, 前述の LCF 設計カーブから寿命を求めた。図6に材料データ及び寿命推定結果を示す。

(2) タービンディスク

タービンの場合は、回転体としての遠心応力の他に、動翼が高温ガスに晒されるために生ずるディスク内部の温度勾配がきつく、大きな熱応力が発生するため、始動・停止運転条件を含めた非定常解析が必要になる。始動後 30 秒でアイドル到達、10 秒保持後最大出力に加速して 1 分保持、アイドルに減速して 10 秒保持後停止の運転条件を想定した非定常温度解析の結果、始動後約 80 秒で応力が最大になる事が分った (図7)。その時点での高圧タービンディスク温度・応力分布を図8 a, b に示す。

タービン材料は、実績豊富な INCO 718 を選定したが、特に疲労強度を向上させるため、結晶粒子を細かく制御したファイングレインタイプを採用した (圧縮機と同様に AMS 規格をベースに独自規格化)。



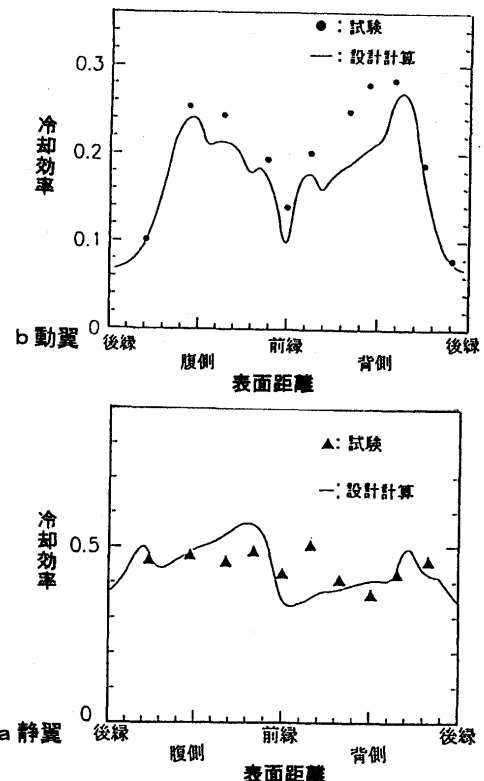
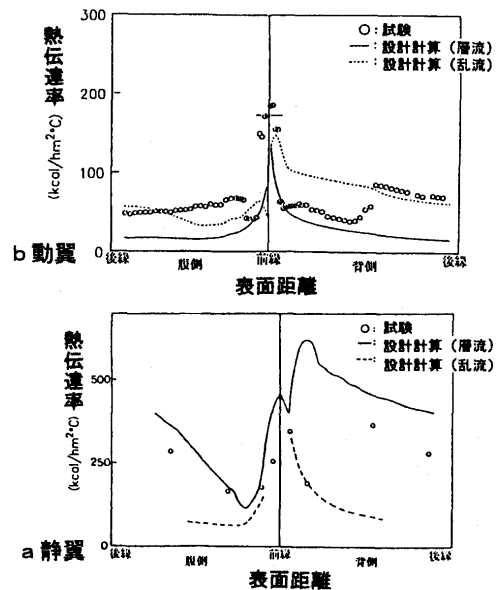
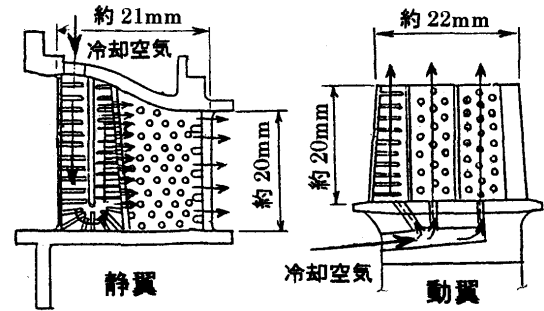
また LCF 寿命は圧縮機インペラと同様の方法によって求めた。材料データと寿命推定結果を図9に示す。

3.2 タービン翼冷却設計と動翼クリープ寿命

(1) 冷却設計

MG5 プロトタイプエンジンでは、高出力、高性能を狙うと共に、将来の出力グロースの余裕を確保するため、高圧タービンは空冷の動翼、静翼を採用した。動翼は、高さ、翼弦長共に 20 mm 程度の小型動翼であり、翼の厚さの限界から複雑な冷却構造がとれないため、翼根から導入された冷却空気を翼弦方向に3部屋に分け、それぞれ翼端から排出する方式とした。又静翼は枚数が少なく比較的翼厚みも確保できることから、冷却空気は前縁部でリターンフローとし、後縁手前の腹部から排出する方式とした。図10 a, b に静翼、動翼の冷却構造を示す。

小型翼のため、大きな冷却効率期待できず、また解析計算での推定にも限界があるため、静翼・動翼夫々について翼列試験により翼外表面の熱伝達率、内部冷却部の冷却効率を測定した。図11 a, b に表面熱伝達率、図12 a, b に冷却効率の推定計算と試験結果を比較して示す。冷却効率は静翼で0.4~0.5、動翼で0.2~0.3という結果であった。



(2) 動翼クリープ寿命

動翼の材料は、将来の高温化も考慮し、実績のあるMM247の一方凝固(DS)材を選定し(これもAMS規格ベースに独自規格化)、ディスクと同様に文献⁽⁴⁾データを基に、試験片を用いた実体温度による高温ラプチャ試験を実施して確認を行った。その材料強度を図13aに示す。

空冷動翼のクリープ寿命は、翼の材料、形状、回転数から定まる応力と、タービン入口温度(相対全温)と冷却空気流量で定まる翼のメタル温度から決定される。図13bに入口温度を変えた場合の翼高さ方向寿命変化の検討例を示す。本エンジンでは実際の運用パターンを考慮したクリープ寿命を3,000時間以上と設定したが、実エンジンでの入口温度分布の不確実さ等を考慮し、計算寿命は6,000時間以上の十分な余裕を持たせた。

3.3 圧縮機・タービン翼振動

圧縮機、タービンの動翼振動解析については、翼夫々の固有振動数を有限要素法解析にて求め、遠心力による補正、更にタービンの場合は高温によるヤング率変化の補正を加え、キャンベルダイアグラム上で各翼の上流にあるストラット、静翼による励振の有無を検討した。

図14に圧縮機インペラ翼(長翼、中間翼)、高圧タービン動翼のキャンベルダイアグラムを示す。作動範囲である65%から106%、更には許容過回転の115%回転まで、大きな共振の可能性の無い事を確認した。

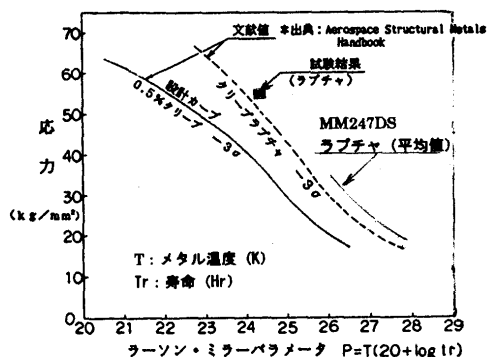


図13a クリープ材料強度

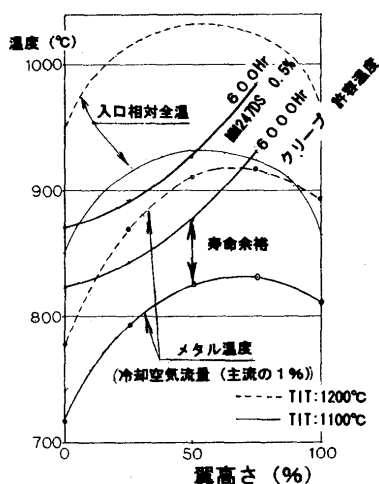


図13b クリープ寿命分布

3.4 軸振動

本エンジンの軸振動については、高圧軸は約52,000rpmという高速で回転するため、インペラ前方とタービン後方に軸受を配置することで、軸としての剛性を高く取り、更に油膜ダンパを採用する構造として信頼性を高めた。

一方出力タービン軸は、ヘリコプタ用エンジンの場合一定回転数で使用されるが、構造上高圧軸(コア)内径側を貫通して減速機と結合する細長い軸となり(図3)、定格34,500rpmに対し約24,000rpmに危険速度が存在する所謂スーパークリティカル軸となった。始動、停止時には必ず危険速度を通過するため、タービン側軸受に油膜ダンパを採用して過渡時の過大振動の防止を図った。

その有効性を確認するため、振れまわり軸振動解析を行い危険速度におけるダンピングの効果を検討した。図15にその解析結果例を示す。

4. 航空エンジンとして必要な構造強度

一般に高速回転体は、その質量と回転速度の相乗効果から非常に大きな回転エネルギーを有しており、破損が生じた際にはその影響は甚大なものとなる。特に航空エンジンにおいては、人命に直結するものであるため、強度上の安全確保は設計、製造上最も重要な項目となる。

前項においては、プロトタイプエンジンの定常作動(回転数100%)での設計結果を示したが、ここでの検

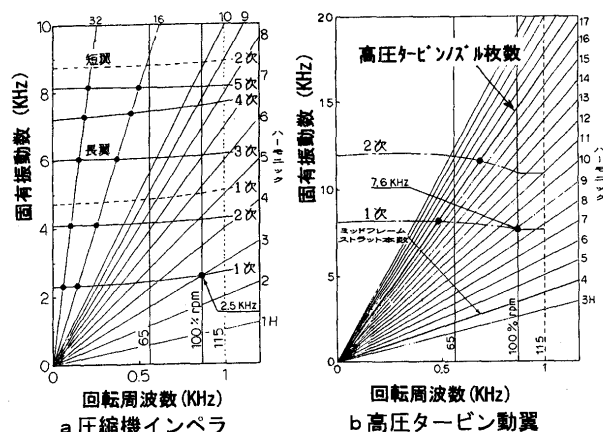


図14 インペラ、高圧タービン動翼キャンベル線図

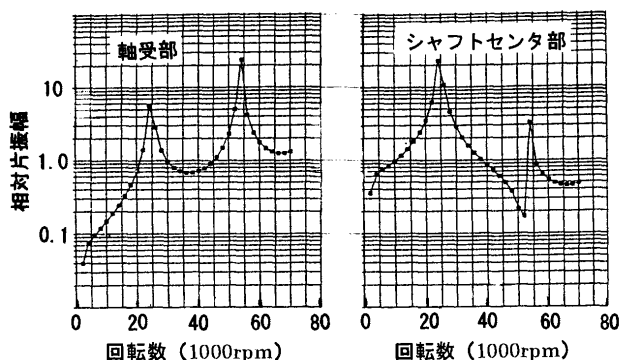


図15 出力タービン軸振動

討対象は何らかの異常発生時を想定したものであり、回転数も使用上許される許容範囲の最大値がそのベースとなる。MG5 プロトタイプ、-100、-110 エンジンにおいては、高圧軸（圧縮機、高圧タービン）の回転数は、最大許容定常回転数を 103%、最大許容非定常（過渡）回転数を 106%、また出力タービン軸の最大許容定常回転数を 105%、最大許容非定常（過渡）回転数を 121% と設定した。特に出力タービンは所謂フリータービンであり、通常作動においてもある程度の過回転は発生するため、高目の設定となっている。

以下に主要な検討項目の細部を示す。又、表 2 に各動翼、ディスク等の解析結果をまとめて示す。

4.1 過回転、過昇温

何らかの原因で過回転、又は過昇温が発生した場合を想定し、航空エンジンではそれぞれ最大許容定常回転数の 115%、又は最大許容定常温度の +45℃ での 5 分間作動に耐えることが要求される。

本エンジンの場合、過回転では最大許容温度で圧縮機インペラ、高圧タービンが 118% ($103\% \times 1.15$)、出力タービンが 121% ($105\% \times 1.15$)、また過昇温では最大許容回転数でタービン温度 +45℃ での運転で、永久変形の無い事を解析計算、単体試験及びエンジン試験で確

認した。表 2 の強度マージンは上記評定回転数時の許容応力に対する余裕を示す。

4.2 ディスク破断（バースト）

ディスク破断は、回転体の事故の中でも最悪の事態となり得るため、絶対に発生させてはならない事象である。航空エンジンの各種規定では、最大許容定常回転数の 122% 以上になるよう設計する事が要求される。

従って本エンジンでは、圧縮機インペラ、高圧タービンが 126% ($103\% \times 1.22$)、出力タービンが 128% ($105\% \times 1.22$) までは破断しない設計としており、解析計算及び単体スピン試験で確認を行った。図 16 にインペラ、タービンのバースト余裕解析結果を示す。また表 2 の強度マージンは評定回転数で発生する応力の、許容応力に対する余裕を示す。

4.3 ディスク保護

本エンジンでは、上記ディスク破断を防止する一環として、動翼飛散の発生する回転数はディスクのそれよりも下になるよう強度設計を行っている。

出力タービンの場合は、フリータービンであり通常の状態でも、何らかのメカニカルな原因で過回転が発生する可能性はあり、表 2 の過回転の欄に示す通り動翼の強度マージンはディスクより小さくなっている。一方高圧タービンは圧縮機を駆動しているため、過回転はタービン入口温度の異常上昇時にのみ発生するが（解析では約 +200℃）、そのときの動翼飛散回転数は約 110%、ディスクは 120% 以上となっている。

4.4 動翼コンテインメント

航空エンジンでは、飛行時に万が一何らかの原因で動翼が飛散した場合でも、ケーシング側では飛散動翼がエンジン外部に飛び出さないよう食い止める（コンテイン）事が要求される。

本エンジンでは、安全サイドに最大許容非定常回転数で動翼が飛散した場合でも、そのエネルギーを十分吸収できるようにケーシングの設計を実施した。高圧タービン、出力タービン共解析計算で、更にフリータービンである出力タービンについてはリグ試験により、動翼が貫通しない事を確認した。表 2 の強度マージンは、貫通する場合を 100% としてその余裕を示す。

5. 構造・強度、耐久性・耐環境性等の実証方法と結果

5.1 実証方法と試験項目

型式承認を得るには、耐空性審査要領（FAR Part 33 と同等）に基づき、必要な項目の実証を行う必要がある。その方法は解析、試験の組み合わせになるが、MG5-100、-110 エンジンについてエンジン試験として実施した試験項目とその概要を表 3 に示す。この内 IMI 試験は、エンジンのオーバーホール間隔（TBO）の時間を設定する試験であるが、1 度の試験で最終目標の実証を行うものではなく、型式承認後も継続して実施し順次 TBO の延長を図るものである。

表 2 構造・強度解析サマリ

項目	部品名	評定回転数	強度マージン
過回転	インペラ	118%	162%
	高圧タービン動翼		199%
	高圧タービンディスク		136%
	出力タービン動翼	121%	121%
	出力タービンディスク		145%
過温度(+45℃)	高圧タービン動翼	103%	146%
	高圧タービンディスク		177%
	出力タービン動翼	105%	160%
	出力タービンディスク		191%
ディスクバースト	インペラ	126%	169%
	高圧タービンディスク		141%
	出力タービンディスク		151%
コンテインメント	高圧タービンケース	106%	125%
	出力タービンケース	121%	110%

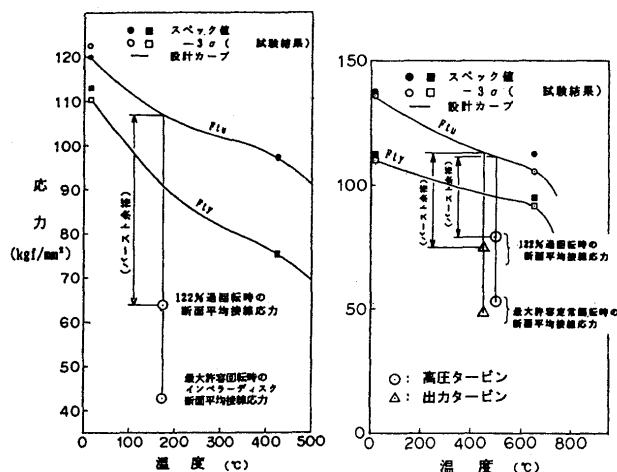


図 16 インペラ、タービンのバースト余裕

表3 型式承認 エンジン試験項目と概要

エンジン試験項目	内容概要
高空試験	高度15Kft迄の性能・機能試験
ディストーション試験	圧縮機入口圧力分布付加作動試験
振動試験	各部品共振点での回転維持作動試験
高温・低温試験	-35~57℃での始動等機能試験
過温度試験	過回転、過温度状態*各5分の作動試験
過回転試験	試験(表2参照)
水吸込試験	雨量900mm/Hr相当での作動試験
鳥・氷・雹吸込試験	外部からの鳥・氷等吸込時作動試験
150Hr耐久試験	6Hr*25回の基本的耐久試験
電力遮断試験	電力喪失時の安全確認作動試験
アイシング試験	着氷環境状態での作動試験
初期整備点検(IMI)試験	TBO設定試験
代替燃料試験	代替燃料による6Hr耐久試験

表4 型式承認 要素試験項目と概要

試験項目	内容概要
FADEC機能試験	FADECの基本機能及び温度、振動等環境付加試験
FADEC環境試験	
FCU汚染燃料試験	汚染燃料でのFCU作動試験
滑油クーラ耐火試験	滑油クーラの耐火性確認試験
静強度試験	マウントを含む強度部材荷重付加試験
過回転試験	高圧ロータ単体スピン試験
コンテインメント試験	動翼飛散時のケースコンテインメント性確認試験
インペラ低サイクル疲労試験	サイクル管理部品単体によるサイクリックスピン試験(タービンの場合は温度付加状態)
Gタービン低サイクル疲労試験	
Pタービン低サイクル疲労試験	
潤滑油タンク耐圧試験	タンク(減速機ケース)耐圧試験

又要素単体として強度、機能試験等を実施した項目及びその概要を表4に示す。この内ディスクLCF試験は、サイクリックスピン試験であるが、設計値の2倍のサイクル数を基準とし、実施サイクルの数分の1を実際の運用における許容使用サイクルとして設定すると共に、TBOと同様に型式承認後も継続して実施し、順次最終目標に近づけていくものである。

制御については、本エンジンでは2重冗長系の完全な電子制御(FADEC)を採用しているが、そのハード、ソフトについて航空機搭載品としての単体による機能試験、環境試験を実施した。表5にFADECの機能を示す。

5.2 実証結果とエンジン作動領域

民間航空エンジンとして実際に運用が許可される範囲は、各種試験の中で実証された範囲に限定される。実証項目の中には性能も含まれるが、基本的には安全性を確保するための機能、強度の実証が中心になっている。又、航空機用としての高度、温度、各種異物吸込み等の耐環境性項目も含まれており、その全体の実証結果として型式承認が発行されるものである。

エンジンの各種作動範囲は、前述の各種試験又はその中の一部として確認が行われ、最終的にエンジン仕様書として承認が行われている。表6に本エンジンとして使用が認められた作動範囲を示す。

又、前述の通りエンジンTBO(時間)とディスク等のLCFサイクルについては、引き続き延長試験が継続されている。

表5 FADEC 機能

機能		機能	
主要制御	VIGV制御	1 fail operative, 2 fail safe ・二重系の片側故障の場合、残りチャンネルで制御継続 ・二重系の両方故障の場合、直前状態で出力を固定	
	出力軸回転制御		
	加速・減速制御		
	リミッタ機能		
	始動制御		
	停止制御		
機体とのマッティング	トーションスプリング	バックアップ	吹消え再着火
	トルクバランス		加速サージ回避
通信	エンジン間通信	信頼性	二重冗長管理
	GSE通信	整備性支援	整備性データ管理
	外部通信	その他	OEIトレーニングモード

表6 エンジン作動範囲

項目	範囲
高度	0~15,000ft
速度	0~0.3マッハ
温度	-35~国際標準大気+30℃
高圧軸	最大許容定常: 103%
回転速度	最大許容過渡: 106%
出力軸	最大許容定常: 105%
	最大許容過渡: 121%
	MH2000用では5700(94%) 5130(85%)rpmの2モード
潤滑油温度	-35~105℃
燃料温度	-35~57℃

6. 結論

長期間にわたるヘリコプタ用エンジン開発の中で得られた技術内容につき、前報では性能を中心に、本報では構造、強度を中心に報告した。単段で世界一の圧力比を採用した事によるインペラ、高圧タービンの強度と寿命の最適化、又世界最小クラスサイズの空冷タービン翼への冷却技術の適用と設計への応用等、挑戦的な項目故の苦勞も多々あり、これらの困難を克服し航空エンジンとして実用化までこぎつけた事は、民間航空分野として意義の深いものであると考える。ただ本エンジンも性能向上等改良余地は多々有り、今後も玉成に向けた努力が必要である。

日本の航空エンジン技術は大きな進歩をとげて来たが、例えば材料スペックのようにいまだ国内独自のものが殆ど無いと言う事実からも明らかなように、未だ世界レベルからは遅れていると言わざるを得ず、裾野の広い航空エンジン分野の各方面で今後の自主開発努力と挑戦が必要であると考えられる。

参考文献

- (1) 内田誠之, 安田正治, 森下進, 三宅慶明, 島内克幸, 日本ガスタービン学会誌 Vol.28 No.6 p.38, (2000.11)
- (2) 内田誠之, 森下進, 三宅慶明, 第16回内燃機関シンポジウム講演論文集, p.31, (2000.9)
- (3) 内田誠之, 森下進, 河合道雄, 三宅慶明, 当山清彦, 第15回ガスタービン学会秋季講演会講演論文集, p.103, (2000.11)
- (4) Aerospace Structural Metals Handbook
- (5) Alto, R. L., Scipioni, L., Vertiflite, Vol. 35, No. 4, p. 59, (1989.5/6)

脈動流の分岐・合流の研究 (特性曲線法による数値シミュレーション)

A Study on the Pulsating Flow through a Pipe Junction
(Numerical Simulation by the Method of Characteristics)

牧野 高太郎^{*1}

MAKINO Kotaro

田代 伸一^{*2}

TASHIRO Shinichi

後藤 康祐^{*1}

GOTO Kosuke

小西 奎二^{*2}

KONISHI Keiji

キーワード：ターボチャージャー，脈動流，非定常流，管内流れ，合流管，分岐管，特性曲線法
Turbocharger, Pulsating Flow, Unsteady Flow, Pipe Flow, Junction, Branch,
Method of Characteristics

Abstract

In the study of matching an exhaust turbocharger to a diesel engine, it is very important to know how the pulsating flows change through a pipe junction. This paper aims to improve the accuracy of a flow calculation using the method of characteristics. In usual, for the boundary condition at a junction, hypothesis of whether constant pressure or constant pressure-loss-coefficient is adopted. It is well known, however, that pressure loss coefficient of a junction changes much with flow rate. We propose a new procedure for connecting a pulsating upstream flow with a downstream flow in which the pressure loss is taken into account dynamically. As an unsteady pressure-loss-coefficient, we used one measured in steady state quasi-steadily. By comparing calculation results with experimental results, it becomes clear that this procedure improves calculation accuracy remarkably, especially in the prediction of flow late.

1. はじめに

本報告は，ディーゼル機関とターボ過給機を組み合わせた脈動流れ系を評価，設計するための研究の一環として，とくに，脈動流が合流する排気マニホールドの合流・分岐部が下流にどのような影響を与えるのかをより正確にかつ簡便に推定する手段の確立を目指したものである。ターボ過給ディーゼル機関の脈動流特性については従来から多くの研究がなされ，とくに Sekita ら⁽¹⁾によって特性曲線法による1次元流れとしての扱いで排気タービンの諸特性が十分高い精度で予測できることが示されている。ただし，その報告においても，流路各部や全体の圧力変動の予測に比べ，計算で得られる流量の誤差は大きく，部分的な1次元流れを物理的に接合する境界条件に改善の余地があることが指摘されている。

Sekita らは，マニホールド合流部上流の2つの流れと下流の1つの流れとの接合を，端部圧力を等しく置き（等

圧モデル），計算上で生じうる非現実的な逆流を付加的な圧力損失係数（定数）を導入することによって回避している。しかしながら，定常流においては分岐・合流部に生ずる圧力損失係数は合流あるいは分岐する流れの流量で大きく変わることが古くから知られており⁽²⁾，より正確な解析のためには排気マニホールドのように短い管路では合流部の圧力損失を正當に計算過程に組み込むことが非常に重要である。

本研究では，特性曲線法の簡便さを損なわず，出来るだけ実際に近い接合条件を得るために，定常流での実測の圧力損失係数を流量の関数として準定常的に用いる圧力損失モデルを提案し，比較的穏やかな流れにおいて，流量の予測において等圧モデルに対する優位性を示す。また，計算において収束性の悪化する，逆流，剥離，渦等が形成され，1次元流れとしての扱いが困難であるような複雑な流れが形成される場合の適用性を検証するため，合流する2つの流れにおける圧力波形の位相および振幅が大きく異なる場合に着目し，実測結果と計算結果を比較検討する。

原稿受付 2001年2月2日

*1 東京都立科学技術大学大学院

〒191-0065 東京都日野市旭ヶ丘6-6

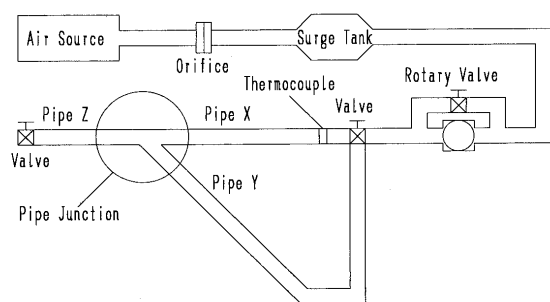
*2 東京都立科学技術大学

記 号	添 字
A : 管路断面積	B : 分岐部
ρ : 密度	J : 合流部
V : 流速	X : X 管
P : 圧力	Y : Y 管
T : 時間	Z : Z 管
x : 1 次元座標	x : 位置 x
A : 音速	y : 位置 y
F : 管摩擦力	z : 位置 z
λ : 管摩擦係数	
D : 管直径	
ζ : 損失係数	

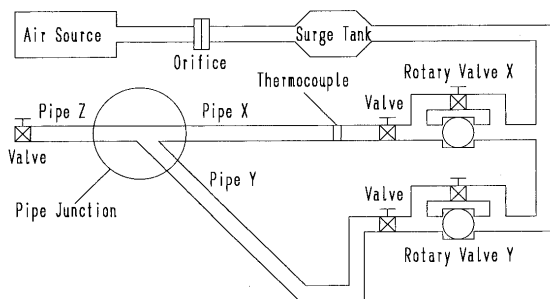
2. 実験

2.1 実験装置

本実験では、合流部において種々の圧力波形を形成するために、図1に示される2種類の管路系 (Type A および Type B) を用い実験を行った。空気源 (スクリー圧縮機) からの流れはオリフィス流量計、整定タンクを



Single RV Test Rig : Type A



Twin RV Test Rig : Type B

図1 実験装置全体図

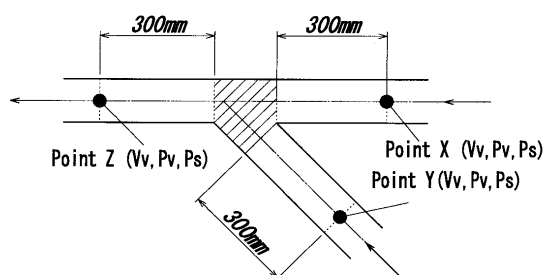


図2 測定部詳細図

経てロータリーバルブで脈動を与えられる。Type A では整定タンク後の流れは単一のロータリーバルブを経たのち著しく長さの異なる2つの管路に分けられ、位相、波形の異なる脈動流となって再び合流する。Type B では整定タンクを出た流れは2つの管路に分岐し、異なる2つのロータリーバルブによって脈動を与えられる。ロータリーバルブは位相及び振幅を変化させられる仕組みとなっており、様々な位相差、振幅差で合流させることが可能である。

また両実験装置とも合流部においてZ管に向かって直進する管をX管、45°の角度で合流する管をY管と呼ぶ。どちらの管も流量調整バルブによる流量調整が可能なほか、X管からY管へ、あるいはその逆の定常流を作るため切り離して大気解放することが可能である。

図2は測定部である。図中の Point x, Point y, Point z において半導体圧力センサとマノメータにより、変動静圧および平均静圧を計測し、定温度型熱線で変動流速を測定した。なお、熱線は管中心部に設置されているので測定される流速が断面平均流速とは異なる。したがって、定常流において熱線で得られる値をオリフィス流量計から得られる断面平均流速により補正した。これによって、平均流速が3 m/s以上のとき両者に比例関係があることが確認できたため、同一の補正を脈動流に適用し、断面平均流速に換算した。後に示す実験の速度波形はこの換算後の値である。

2.2 定常流による分岐・合流部圧力損失係数の決定

3つの管路における流れの分岐、合流での圧縮性流れの方向はエンジンの排気マニホールドについて図3に示す重要な3パターンについて考えた。

定常流におけるこれらの場合についてX管、Y管の流量比と x, y, z 間の圧力損失から次式により圧力損失係数を求めた。(次式は Pattern 1 における $x-z$ 間の圧力損失係数の例である。)

$$\Delta P_{Jxz} = P_x - P_z = \zeta_{Jxz} \frac{\rho_z v_z^2}{2} \quad (1)$$

これらのパターンの実測結果を図4～図6に示す。図中、塗り潰しの点が実験装置Type A、白抜きの点がType Bの結果である。実線はそれぞれの値を以下に示す2次関数で近似したものである。

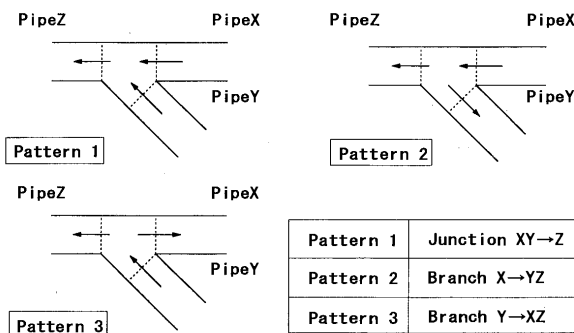


図3 分岐・合流のパターン

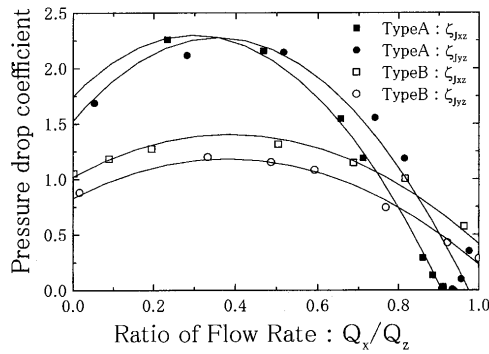


図4 合流損失係数 (Pattern 1)

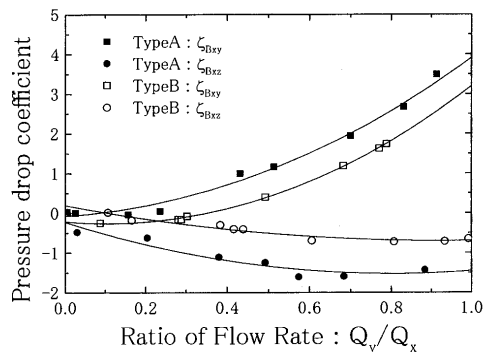


図5 分岐損失係数 (Pattern 2)

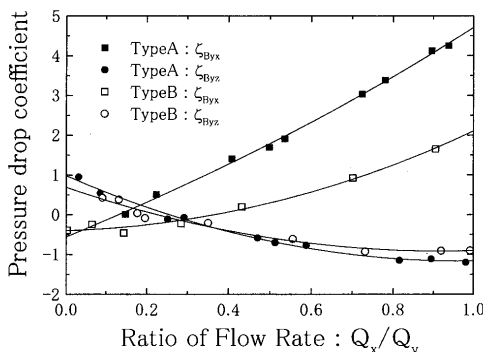


図6 分岐損失係数 (Pattern 3)

$$\zeta = A \left(\frac{Q}{Q'} \right)^2 + B \left(\frac{Q}{Q'} \right) + C \quad (2)$$

ここで Q および Q' は合流部の分岐・合流パターンにおける, X, Y, Z 管のいずれか2つの流量比であり, 前述の Pattern 1 における x-z 間の損失係数を2次関数により近似する場合は以下のように表される。

$$\zeta_{xz} = A \left(\frac{Q_x}{Q_z} \right)^2 + B \left(\frac{Q_x}{Q_z} \right) + C \quad (3)$$

2.3 脈動流実験

Type A の実験装置ではロータリーバルブの回転数を 900, 1,200, 1,500 rpm (15, 20, 25 Hz) として実験を行った。ロータリーバルブを出た流れは, X 管, Y 管に分岐した後, 計測点付近で再合流する。圧力波の伝播速度が大きいため, この方法では, 速度波形の振幅, 位相を変えることはできたが, 圧力波形の位相はほとんど変えられなかった。

Type B の実験装置では Type A 同様の回転数について, 2つのロータリーバルブの位相差を 0° , 45° , 90° の3種に設定し実験を行った。Type B は, ロータリーバルブで位相を変化させることが可能なため, 本研究の目的である大きな圧力差のある流れを合流させることができた。

ロータリーバルブは1回転で2度開口し, 流れは2パルスの変動となるが, その2個の波形は必ずしもまったく同じというわけではないので, ロータリーバルブの1回転を脈動の1周期とみなす。また実験は, 代表速度を Point z における1周期の平均流速, 代表長さを管直径として, $Re = \text{約 } 10^5$ で行った。

3. 計算

3.1 基礎式

図2に示した合流・分岐部の流れを1次元非定常流れとみなし, 流れの粘性抵抗を管摩擦に置き換え, さらに管路の断面積変化が無いと考えると基礎方程式として以下の3式が成立する。

$$\text{(連続の式)} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

$$\text{(運動方程式)} \quad \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -f \quad (5)$$

$$\text{(エネルギー式)} \quad \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = (\kappa - 1) \rho v f \quad (6)$$

ここで, t は時間, x は1次元座標で, X 管, Y 管では入り口側から合流部に向けて正方向, Z 管では合流部から出口に向けて正としている。

ρ , v , p はそれぞれ密度, 流速, 圧力であり, κ は比熱比, a は音速である。管摩擦力 f は, 管摩擦係数 λ と管直径 d を用いて次のように表した。

$$f = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2} \frac{v}{|v|} \quad (7)$$

これらより, 3本の管について, *Path line*, *Mach line I*, *Mach line II* の3つ特性曲線の関係式がそれぞれ得られる。

$$\begin{aligned} \text{Path line : } \delta x &= v \delta t, \\ \delta p - a^2 \delta \rho &= (\kappa - 1) \rho v f \delta t \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{Mach line I : } \delta x &= (v + a) \delta t, \\ \delta p + \rho a \delta v &= (\kappa - 1) \rho v f \delta t \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{Mach line II : } \delta x &= (v - a) \delta t, \\ \delta p - \rho a \delta v &= (\kappa - 1) \rho v f \delta t \end{aligned} \quad (10)$$

3.2 境界条件

X 管, Y 管の入り口 (Point x, Point y) には実験で得られた圧力と速度の時系列データを周期的に与え, Z 管出口は大気開放条件を用いた。3つの管が合流する管

端部では前述の分岐・合流のパターンに応じて存在する特性曲線の種類と数が不足する。本研究では管端部の圧力を定常流実測で得られた圧力損失係数を式(1)の形に整理し、それを各瞬間の係数として準定常的に算入し、このようにして ρ , v , p (計9個) を確定した。以後この方法を損失モデルと呼び、管端部の圧力を等圧として関係づける方法を等圧モデルと呼ぶ。なお、空間刻みは実寸法で5 mmであり、X, Y管は60分割、Z管は179分割となる。計算の時間ステップは1/340,000秒で行った。以下に損失モデルの分岐・合流パターンについて示す。

3.2.1 合流部の境界条件

連続の式より、

$$\overline{A_x \rho_x v_x} + \overline{A_y \rho_y v_y} = \overline{A_z \rho_z v_z} \quad (11)$$

ここで A は管路断面積であり、上線は大気状態による無次元量を表す。圧力および密度は、大気圧および大気密度でそれぞれ無次元化し、速度は大気音速で無次元化している。全エンタルピの保存から、

$$\begin{aligned} \overline{A_x \rho_x v_x} \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\bar{p}_x}{\bar{\rho}_x} + \frac{v_x^2}{2} \right) + \overline{A_y \rho_y v_y} \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\bar{p}_y}{\bar{\rho}_y} + \frac{v_y^2}{2} \right) \\ = \overline{A_z \rho_z v_z} \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\bar{p}_z}{\bar{\rho}_z} + \frac{v_z^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

さらに、合流損失を考えると、

$$\overline{P_x} - \overline{P_z} = \overline{\zeta_{xz}} \frac{\rho_z \bar{v}_z^2}{2} \quad (13)$$

$$\overline{P_y} - \overline{P_z} = \overline{\zeta_{yz}} \frac{\rho_z \bar{v}_z^2}{2} \quad (14)$$

これらに特性曲線の関係を、X, Y管については *Mach line I* および *Path line* を、Z管については *Mach line II* を用い、 P_z を独立変数として収束計算により9個の変数を決定した。また等圧モデルの場合、式(13)および(14)の右辺はそれぞれ0となる。

3.2.2 分岐部の境界条件

分岐パターン (分岐 $y \rightarrow xz$) では連続の式と3つの管端部での全エンタルピ保存を仮定し、

$$\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\bar{p}_y}{\bar{\rho}_y} + \frac{v_y^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\bar{p}_x}{\bar{\rho}_x} + \frac{v_x^2}{2} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{\bar{p}_z}{\bar{\rho}_z} + \frac{v_z^2}{2} \quad (15)$$

および、分岐損失、

$$\bar{p}_y - \bar{p}_x = \overline{\zeta_{yx}} \frac{\rho_y \bar{v}_y^2}{2} \quad (16)$$

$$\bar{p}_y - \bar{p}_z = \overline{\zeta_{yz}} \frac{\rho_y \bar{v}_y^2}{2} \quad (17)$$

を考慮し、これらとX管については *Mach line I*, Y管については *Mach line I* および *Path line*, Z管については *Mach line II* を用い分岐前の圧力 P_y を独立変数とした収束計算により9つの変数を決定した。合流部の境界条件と同様に等圧モデルの場合、式(16)および(17)の右辺はそれぞれ0となる。

4. 結果および考察

4.1 圧力、速度波形 (計算と実測の比較)

図7~図10に、代表例としてロータリーバルブ回転数1,200 rpmのときのPoint x, yにおける圧力と流速の変動波形の実験結果と、Point zにおけるそれぞれの実験結果ならびに等圧モデル、損失モデルを用いた計算結果を示す。実験装置 Type B については2つのロータリーバルブの位相差がそれぞれ0°, 45°, 90°の場合の3種類が示されており、縦軸の圧力は大気圧で、流速は大気条件下の音速で無次元化してある。また図11にZ管での実測結果に対する等圧モデルおよび圧力損失モデルの計算精度を示す。ここで、本研究で用いられる計算精度とは、Z管で計測された圧力および流速の変動データを脈動流の1周期について積分平均し、計算結果のそれと比較したものである。図7~11中の const., drop はそれぞれ等圧モデル、損失モデルを示し、phase は実験装置 Type B における2つのロータリーバルブの位相差を表している。また、-exp および -cal はそれぞれ実験値、計算値を表している。

図7はType Aの実験結果である。この例は入り口での圧力波形がPoint x, yではほぼ同じだが、速度波形はほぼ逆位相の場合である。ただしX管の圧力波形に2つのピークが見られ、Y管の単一のピークとの位相差が生じている。Point zにおける圧力変動についての実験結果と計算結果の一致は良く、等圧モデルと圧力損失モデルに殆ど違いは見られず、両者とも実験値に対し平均値が約99.6%と非常に高い精度で圧力の予測がなされている。速度波形は圧力損失モデルに比べ等圧モデルが上方にシフトしており、実測値に対する計算値の予測精度はそれぞれ91.5, 86%である。圧力損失モデルを用いることで、流速の予測精度は5%程度向上している。

図8はType Bのロータリーバルブにおける位相差0°の場合である。圧力波形に着目するとX管、Y管共にほぼ正弦波状の整った波形を形成しており、配管系の気柱振動によると思われる基本周波数の2倍及び、6倍程度の高調波がそれぞれ重なっている。速度波形についてはX管がほぼ一定、Y管は若干振幅が大きく、位相が1/4波長程度ずれている。合流後のZ管について見ると、圧力波形に関しては実測と計算が非常に良く一致しており、等圧モデル、損失モデルとも約99.6%以上の非常に高い計算精度を得られた。これに対して速度波形は、大きなスケールの変動を良く再現しているものの、平均流速は実測よりも若干高く、等圧モデルでの計算精度は82%、損失モデルを用いることで若干改善されたものの89%程度となった。

図9はType Bの位相差45°の場合である。圧力波形については全体として合流前の波形が全く異なり瞬間的な圧力差も大きくなっている。X管の圧力波形に関しては基本周波数の2倍程度の大きなピークが見られるが、位相差0°のような基本周波数の6倍程度の高調波は見

られない。一方Y管はピークが1つであるが、波形の右側に大きな変曲点がみられ、X管同様基本周波数の2倍の周波数による影響があることがわかる。速度波形に関しても同様に、X管、Y管とも基本周波数の2倍のピークを持ち、波形が全く異なり位相はほぼ逆になっている。Z管における圧力波形は、このように合流前の波形が全く異なり特に圧力差が大きいにも関わらず、実測と計算が非常に良く一致しており、両者とも計算の精度は99.7%以上と非常に高い精度を示した。速度波形に関しても、実測に見られる高周波の変動を除いては良く一致し、特に計算精度に関しては等圧モデルで88.5%、損失モデルでは93%もの精度を得ることができた。

図10はType Bの位相差90°の場合である。X管、Y管における圧力波形は振幅が小さくほぼ一定であるが、とくにY管に関しては基本周波数成分の影響がはっきりとわかる。また基本周波数成分に比べその6倍程度の高次振動が顕著にみられる。速度波形に関しては、振幅が同等であるが位相はほぼ完全に逆転している。また圧力波に見られるような高次の振動はみられない。この場合もZ管においてこれまでと同様に、圧力波形に関しては実測と計算の一致は良く等圧モデル、圧力損失モデル共に99.8%以上の高い計算精度を得られた。速度波形に関しては、振幅が小さく実測結果においても基本周波数の数倍程度の成分は見られず、計算結果と実験結果の位相に関する比較は難しい。全体的に計算結果は微小な変動は捉えられなかったものの、平均流速の計算精度は等圧モデルでは86%、損失モデルでは若干向上し91%程度の結果が得られた。

以上のように、合流前の圧力波形に圧力差が顕著な場合にも圧力波形に関しては実測と計算が微細な点まで非常に良く一致し、速度波形に関しては大きなスケールの変動が十分に再現できた。圧力波形に限って言えば、等圧モデルの方が若干精度が高いが、本研究の目的である合流部より下流の流れを予測する際、圧力のみならず、流量の予測が重要となり、速度波形に大きな改善が見られた損失モデルが優位であるといえる。

4.2 等圧および圧力損失モデルの比較

図11によれば、特性曲線法による分岐、合流計算において圧力損失モデルを用いることで圧力波形に関しては、等圧モデルに比べ若干精度の低下が見られたが、等圧モデル、損失モデルとも99%以上の非常に高い精度を保っており、測定誤差程度と見なせる。速度波形に関しては平均で約5%程度の改善がみられた。等圧モデルでZ管の流速が高く計算されるのは合流部で混合等によるエネルギー損失を見込んでいないために引き起こされたものであるが、これにより管接合部における収束計算のエネルギー式の評価で運動エネルギー分が過大に計算されると考えられる。その矛盾は連続の式で密度の過小評価となって現れるが、本研究で行った計算では連続の式を主としてZ管の合流部管端密度を決定するために用い

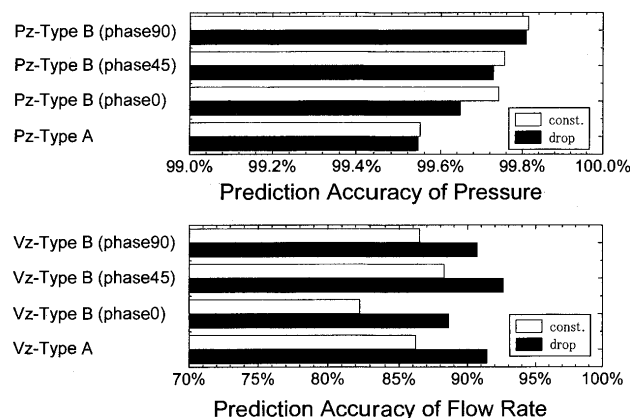


図11 Z管の圧力、速度の計算精度

ているため、十分な補正がなされない可能性が高い。この点では、非線形の連立方程式となる合流部の接合計算は何らかの形で収束計算にならざるを得ないので、各式をどのような順序で計算するか、またどの式を収束判定基準として用いるかが重要になってくる。その選択によって矛盾の現れ方が変化すると思われるが、いずれにせよ等圧接続では現実の状況とは異なっているので計算法の良否に帰すべき問題ではない。本研究の実験条件では全エネルギー中に占める運動エネルギーの割合が非常に小さいため、圧力の微少な過大評価が運動エネルギーの大きな誤差となり、顕著な速度の過大評価を生じたといえる。

5. 結論

2種類の脈動流発生装置による様々なパターンの流れについて、定常流による実験から得られた圧力損失係数を用いた特性曲線法計算を行い、以下の結果を得た。

- (1) 等圧の条件で流線を結合する等圧モデルに比べ、定常流下での損失係数を用いた圧力損失モデルは、より高い精度で実験値に近い結果が得られた。
- (2) とくに流速については等圧モデルに対して平均で5%程度計算精度に改善が見られ、圧力損失モデルの優位性が顕著である。
- (3) 任意の分岐・合流管要素に対しての定常流での損失係数の実測は容易であり、この方法は種々の脈動流管路に有効である。

参考文献

- (1) Sekita, D., Yoshiki, H., Endoh, T., Takama, N., "Performance of Radial Exhaust Turbine Driven by Pulsating Flow", Proc. 87-TOKYO-IGTC, 1987
- (2) 例えば, Vogel, G., Mitt. Hydr. Inst. T. H. Munchen, 1 (1926), (機械工学便覧 A-5 所収)
- (3) 田代, 柏原, 後藤, "脈動流の分岐・合流の研究 (合流損失の実験と特性曲線法の境界条件の検討)", 第27回ガスタービン定期講演会講演論文集, 1999.5
- (4) 後藤, 牧野, 千田, 田代, 小西, "脈動流の分岐・合流の研究 (圧力波の位相差が大きい場合)", 第28回ガスタービン定期講演会講演論文集, 2000.6

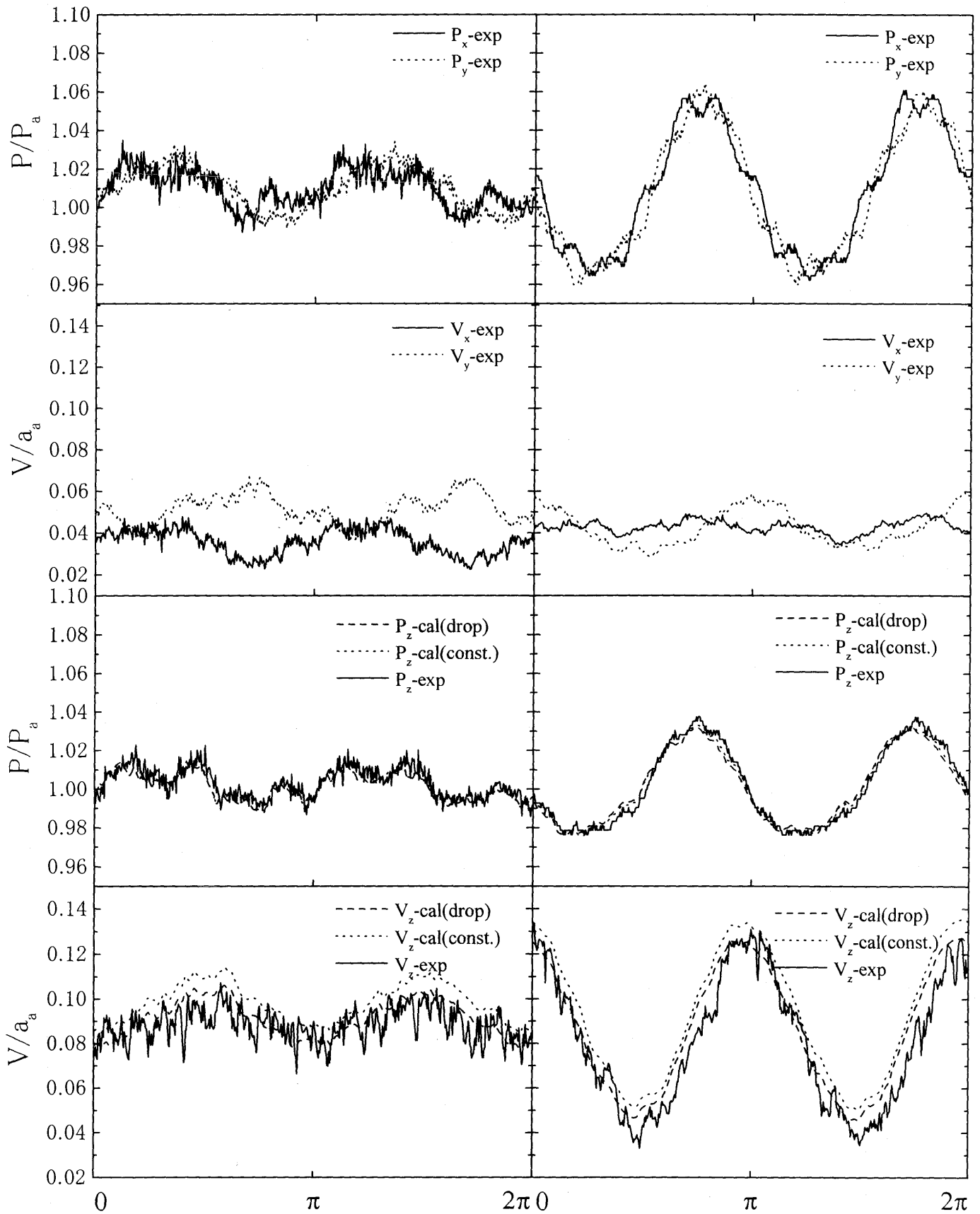


図7 実験と計算の比較
Type A : 1200 rpm

図8 実験と計算の比較
Type B : 1200 rpm (phase 0)

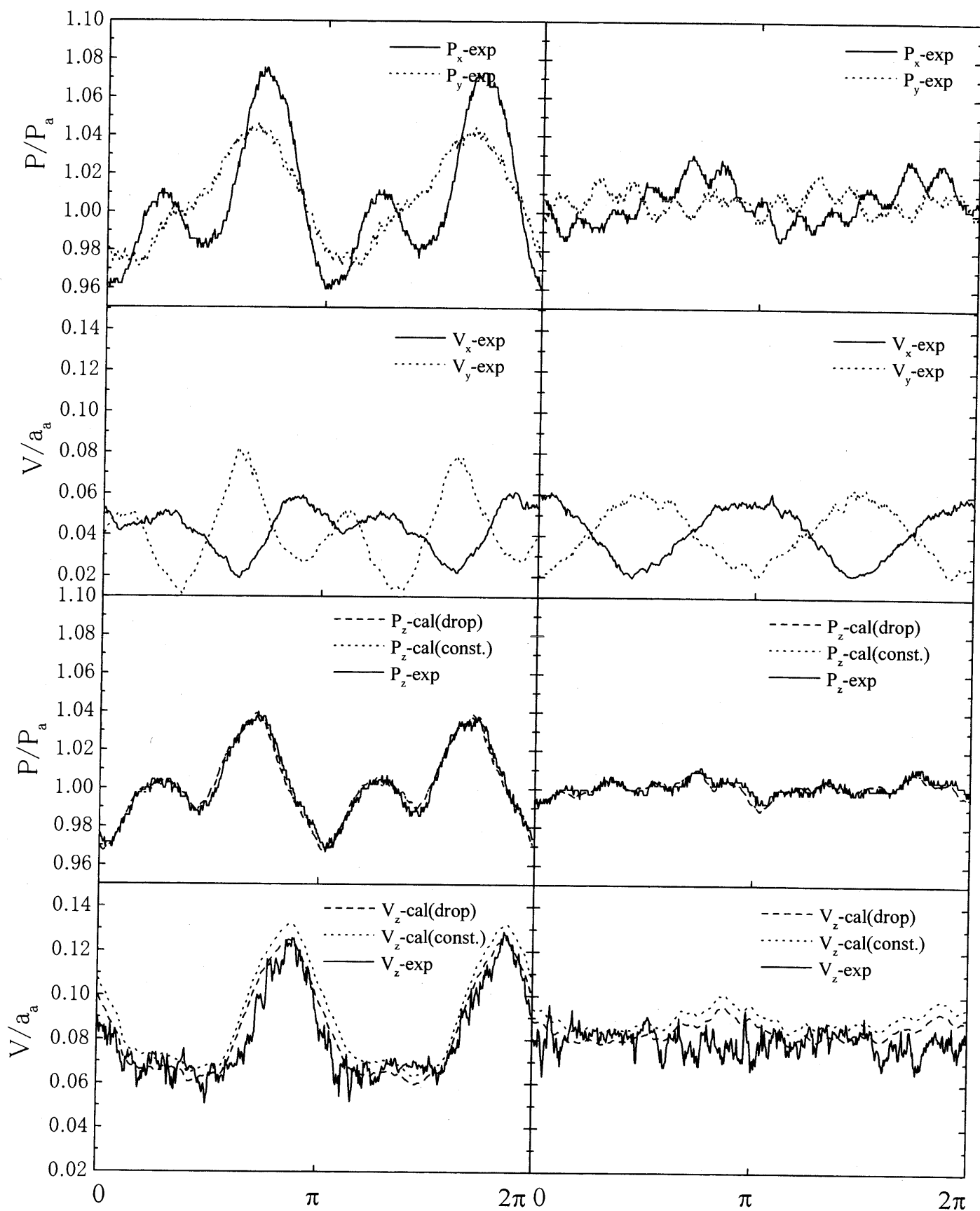


図9 実験と計算の比較
Type B : 1200 rpm (phase 45)

図10 実験と計算の比較
Type B : 1200 rpm (phase 90)

液膜式気流微粒化燃料噴射弁の噴霧特性に関する実験的研究

Experimental Study on Spray Characteristics of Prefilming Airblast Atomizer

佐藤 幸徳^{*1}

SATO Yukinori

渡辺 猛^{*2}

WATANABE Takeshi

藤 秀実^{*2}

TOH Hidemi

新岡 嵩^{*3}

NIIOKA Takashi

キーワード：噴霧特性，燃料噴射弁，気流噴射弁，燃焼器，ジェットエンジン，ガスタービン
Spray Characteristics, Fuel Injector, Airblast Atomizer, Combustor, Jet Engine,
Gas Turbine

Abstract

For recent jet engine combustor, airblast atomizer has been employed. This airblast atomizer has advantages of good atomization and strong air-fuel mixing at high loading, while disadvantages of poorer ignition characteristics and narrower flame stability region compared with pressure atomizer, because of poor atomization and poor spatial fuel distribution at low loading.

In this study a prefilming air atomizer is proposed, whose spray characteristics, that is, fuel droplet size, effect of air velocity profile on fuel distribution and etc. are shown. Also this paper deals with the influence of the configuration of the venturi passage existing between the primary swirler and the secondary swirler at low power on the droplet size, the droplet size distribution and the spatial distribution of fuel droplet by experiment. As results, it was found the atomization and spatial distribution of fuel depend largely on the configuration of the venturi passage.

1. まえがき

最近のジェットエンジンでは、推力/(重量×燃料消費率)を大きくするために、エンジンサイクル的には高温・高圧化が図られ、燃焼効率の改善とともに、軽量化が図られてきている。従って、燃焼器に対しては、燃焼器入口圧力・温度は上昇する傾向にあり、燃焼器出口温度の高温化、燃焼器長さの短縮化、即ち、高負荷化の要求となってあらわれてきている。

このような高温化・高負荷化を達成し、タービンなど高温部品の耐久性の維持・向上、有害排出物の低減を図るために燃料噴射弁の果たす役割は大きい⁽¹⁾。

近年の高温化・高負荷化の傾向にある燃焼器には、微粒化性能が良く、かつ燃料と空気の混合が強力に行なわれる気流微粒化式の噴射弁が使われるようになった。

気流微粒化式では、燃料は空気流にさらされて小さな液滴にふきちぎられる。本方式の特徴は、燃焼の前に燃料と空気があらかじめ部分的に混合することであり、これによりすすの発生を抑え、火炎の輝度を下げるので比

較的低いライナ壁温が得られ、スモークも最小にできる。耐熱の点からは、微粒化用空気が燃料噴射弁内外部を流れて部品を冷却すること、噴射弁先端と燃焼域との間に混合管を設けて噴射弁先端を火炎から遠ざけることが可能なので、燃料コーキングを最小にできる。また、燃料液滴は微粒化用空気により燃焼領域に運ばれるので、燃料分布は、この空気流とライナ空気孔噴流とによってつくられたフローパターンによって決まり、圧力噴霧式のように燃料流量の変化に大きな影響を受けにくい。従って燃焼器出口温度分布制御には有利な面がある。

一方、このような気流微粒化式噴射弁を使った燃焼器は、圧力噴射弁を使った燃焼器に比べ着火限界が狭く、保炎限界も狭いという欠点を持っている。その原因として各々低風速時の微粒化特性、および燃料の分散分布特性の不適が考えられる。

しかしながら、気流微粒化式では、圧力噴霧式と異なり、噴射弁形状を多様を選択することが可能となるため、噴射弁性能に対する種々の要求、すなわち噴霧粒径、燃料分布、風速分布など、に柔軟に対応できる利点が考えられるが、そのためか一般的設計手法は確立されておらず、気流微粒化式噴射弁に関する研究は文献⁽¹⁾⁽²⁾などにまとめられているが、公表されているデータも少ない。

本研究では燃料分布を制御し、良好な微粒化特性の得

原稿受付 2001年2月20日

*1 石川島ジェットサービス㈱
〒177-0051 東京都練馬区関町北1-6-14

*2 石川島播磨重工業㈱

*3 東北大学 流体科学研究所

られる気流微粒化式燃料噴射弁を提案し、その特性を明らかにする。

すなわち、まず、基本形態の噴射弁に対する燃料噴霧特性、即ち、平均粒径、粒径の空間分布、および燃料の分散分布に及ぼす微粒化用空気の流れと速度分布との関係、を示す。

次に、燃料と空気の混合室のベンチュリ部形状を変え、エンジンとして着火時に相当する低風速時の微粒化模様の観察、低風速時の平均粒径、粒度分布および燃料の分散分布への影響について示す。

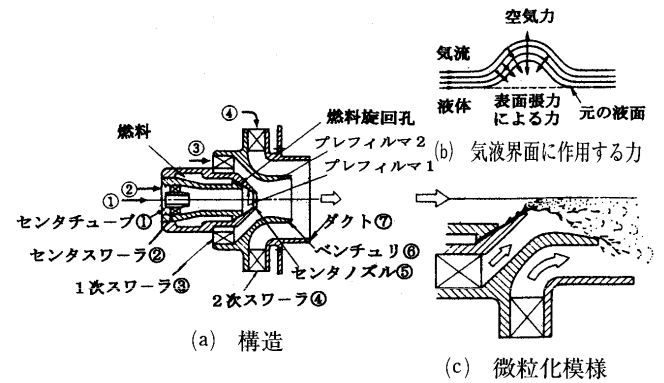


図1 気流微粒化式噴射弁の概念図

記号

- A : 実験定数
 AFR : 空燃比 (= 燃料噴射弁を通る空気流量/燃料流量)
 B : 実験定数
 D_c : 噴射弁の代表寸法
 D_F : プレフィルマ直径
 L_v : ベンチュリ (プレフィルマ2) 長さ
 N : 実験定数
 P : 噴射弁入口空気圧力
 SMD : 燃料噴霧のザウタ平均粒径
 U_z : 噴射弁出口の軸方向空気速度
 U_θ : 噴射弁出口の旋回方向空気速度
 V_A : 噴射弁を通過する空気速度
 a : 実験定数
 b : 実験定数
 c : 実験定数
 ΔP : 噴射弁を通過する空気の圧力損失
 $\Delta P/P$: 噴射弁を通過する空気の圧力損失率
 μ_F : 燃料の動粘性係数
 ρ_A : 空気の密度
 ρ_F : 燃料の密度
 σ_F : 燃料の表面張力

2. 供試燃料噴射弁の構造と特徴

本研究に供試する噴射弁の概念構造を図1(a)に示す。燃料が微粒化される前にあらかじめ均一な膜状に処理され、微粒化時の気液の接触面積が大きくなるため気流エネルギーが小さい場合に微粒化に有利な液膜式である。図1(b)に示すように、噴霧粒径を小さくするために、空気と液体の接触面積を大きくすること、そのために液膜を両側から空気流でサンドイッチする構造としている。さらにできるだけ液膜を薄く、かつ円周方向に均一な液膜が形成され、センタノズルあるいはベンチュリ部で液膜が出来るだけ速い空気流で接触できる必要があり、空気流路の圧力損失が少なくなるような構造とした。燃料分布は、噴射弁空気流のフローパターンに大きく影響を受けるのでフローパターン制御が重要である。また、空気と燃料の強い混合は燃焼促進のためにも重要であり、こ

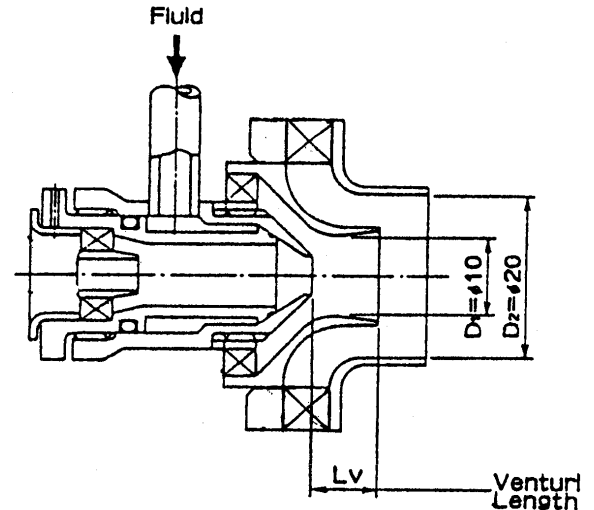


図2 供試噴射弁 (I型)

のため強いせん断を得るためにスワラを使用している。

さらに詳しく説明する。図1(a)において、センタチューブ① (直進流①) とセンタスワラ②の開口径面積比を変えて噴射弁内部を流れる空気流のフローパターンを制御し、それにより燃料分布を任意に制御できるようになっている。燃料は細い旋回孔を通して吹き出され、プレフィルマ1で薄い環状の膜が形成される。この液膜は、円錐形状のため流路面積が縮小され、そのために加速された噴射弁内部の直進流①と旋回流②の合成流と接触し、薄く引き伸ばされる。液膜は、さらに下流のセンタノズル⑤で、この内側の流れと外側の強い旋回流③にはさまれここでほとんど微粒化される。噴霧の一部はプレフィルマ2に付着するが、ここでさらに燃焼用空気を兼ねた強い旋回流④により再び微粒化 (2段階による微粒化) されるとともに空気と強力に混合し燃焼域に入る。

図2に供試噴射弁I型の構造と代表寸法を示す。噴射弁の主要目を表1に示す。スワラの相対旋回方向は正逆両方を準備した。実験の組み合わせ条件を表2に示す。

図3に供試噴射弁II型の3種類の構造と代表寸法を示す。噴射弁の主要目を表1に示す。燃料、空気のすべての旋回方向は同じである。A型はI型が原型であるが、ベンチュリ⑥の出口径、2次スワラ④下流のダクト⑦出口内径を若干I型より大きくしてある以外は基本的に

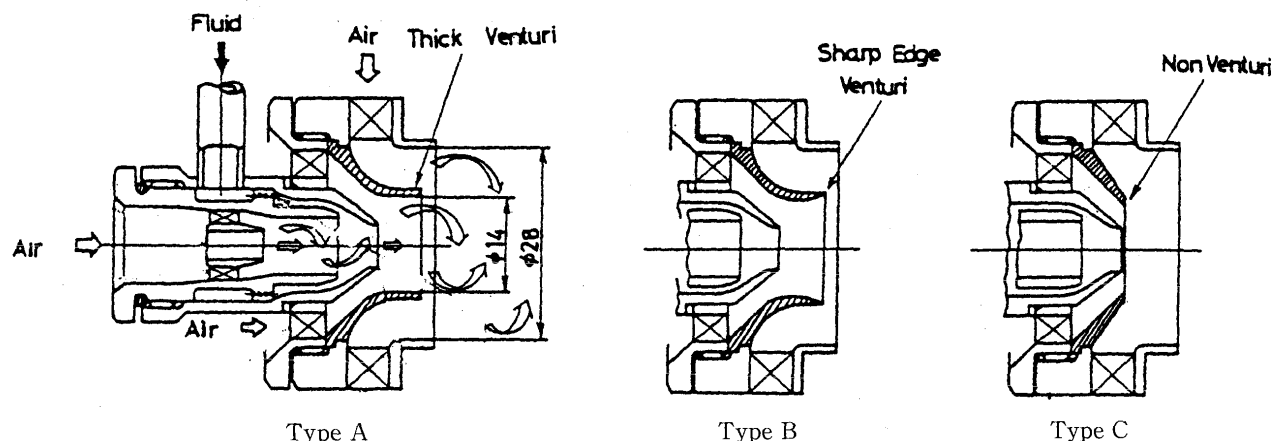


図3 供試噴射弁 (Ⅱ型)

表1 噴射弁の主要目

部位	型	諸元	I型	II型 (a)
空気側	センタチューブ①	チューブ内径(mm)	4	4
		チューブ外径(mm)	6	6
		チューブ長さ(mm)	8	8
	センタスワラ② (軸流スワラ)	スワラ内径(mm)	6	6
		スワラ外径(mm)	10	10
		スワラ羽根枚数	8	8
		スワラ羽根厚さ(mm)	1	1
		スワラ軸方向長さ(mm)	4	4
		スワラ羽根角度(中心軸に対し)(°)	45	45
		スワラ数	0.82	0.82
	1次スワラ③ (軸流スワラ)	スワラ内径(mm)	18	19
		スワラ外径(mm)	25	27
		スワラ羽根枚数	16	16
		スワラ羽根厚さ(mm)	1	1
		スワラ軸方向長さ(mm)	4	5
		スワラ羽根角度(中心軸に対し)(°)	45	45
燃料側	2次スワラ④ (タンジェンシャル・スワラ)	スワラ内径(mm)	0.88	0.86
		スワラ数	27	30
	センタノズル⑤	スワラ外径(mm)	42	42
		空気孔数	8	10
	ベンチュリ⑥	空気孔寸法(軸方向高mm×円周方向mm)	5×4	6×5
		出口内径(mm)	5.3	6
	ダクト⑦	出口内径(mm)	10	14
		出口内径(mm)	20	28
	燃料旋回孔	孔径(mm)	0.6	0.6
		孔数	4	4
		軸方向長さ(mm)	3	3
		角度(中心軸に対し)(°)	45	45

センタスワラおよび1次スワラのスワラ数は次式により与えられる。

$$\text{スワラ数} = 2/3[(1-\nu^3)/(1-\nu^2)] \cdot \tan \alpha$$

ここに

$$\nu = R_i/R_o \quad (R_i: \text{スワラ内径}, R_o: \text{スワラ外径})$$

$$\alpha: \text{スワラ羽根角度}$$

表2 空気旋回方向

スワラ	空気旋回方向	
	同方向	逆方向
①	直進	直進
②	右	右
③	右	右
④	右	左

殆ど同じである。B型はA型に対し、ベンチュリ端部をシャープエッジにし、ベンチュリ端部の液切れを良くし、低風速時に大粒の液滴がなくなることをねらったものである。C型はベンチュリをなくし、液が壁に再付着しないようにし、燃料の分散分布が片寄るのを防ぐことをねらったものである。なお、これらの供試体は各々の構成部品を変えて系統的に実験できるようにしてある。

3. 実験装置および実験方法

燃料噴射弁の特性として燃料噴霧粒径、燃料分散分布を測定した。

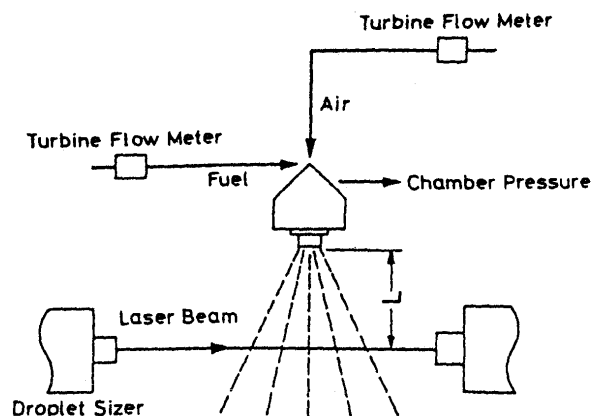


図4 噴霧粒径測定システム

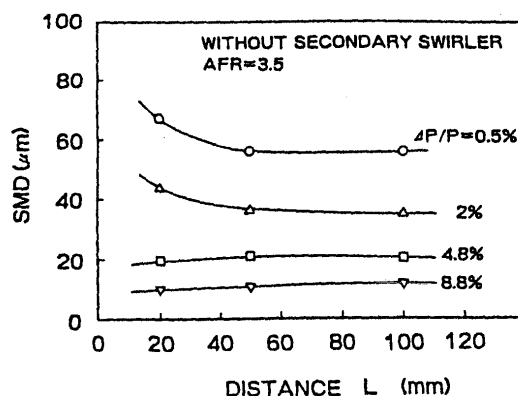


図5 計測位置による粒径の変化

3.1 燃料噴霧粒径計測

図4に燃料噴霧粒径測定装置を示すが、粒径はフランホーヘル回折を利用した粒子径測定器(Malvern社製)にて測定した。測定前にあらかじめ粒子径が既知の基準粒子を用いて検定をした。微粒化用空気条件、噴射弁周囲の燃焼用空気条件を変えて実験を行なうため、噴射弁は空気チャンバ内に入れておく。微粒化用空気および燃料はそれぞれタービンフローメータで計量されて、共に燃料噴射弁に供給される。噴射弁出口は大気に開放されており、噴射弁差圧はチャンバ内圧力と大気圧の差である。噴射弁出口から計測位置までの距離LはI型噴射弁

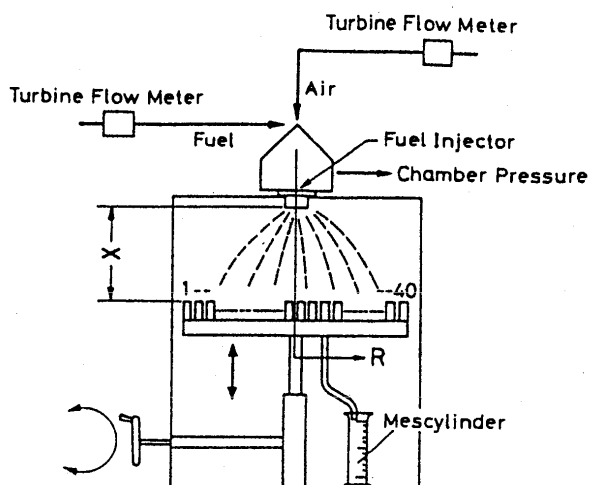


図6 噴霧の分散分布測定装置

表3 試験液の物理的物性

Density	kg/m ³ (288.8K)	765.9
Viscosity	mm ² /s(288.8K)	1.162
Surface Tension	mN/m(288.8K)	22.5
Distillation Range	K	428.8~469.1
FlashPoint	K	313.5

を用いた実験により、距離の影響を調べ(図5)、計測位置に影響のない100 mmとした。また、半径方向の粒径分布を調べる時には、測定したいスポット以外の燃料がレーザービーム内に入らないようにスリット付きのカバーを使用した。

3.2 分散分布計測

図6に燃料分散分布実験装置を示す。半径方向に15 mm間隔で燃料の受け口としての直管(外径8 mm, 厚さ1.5 mm)を40本並べたものであり、受けた燃料をそれぞれメスシリンダで計量する。噴射弁から受け口までの距離 X は125 mmとした。

3.3 試験液

試験液は、物性が航空用燃料のJP-4に近いMIL-C-7024 Type IIの試験液を使った。その代表的な物性値を表3に示す。

3.4 空気の流れ速度分布計測

噴射弁の拡大モデルを製作し(計測の都合上、2倍の亚克力製透明模型)、5孔ヨーメータにより、3次元の空気の流れ速度を計測した。

4. 実験結果および考察

4.1 I型供試燃料噴射弁による実験

4.1.1 燃料噴霧の平均粒径と粒径の空間分布

(1) 2次スワローの有無, 空気旋回方向の平均粒径への影響

図7に2次スワロー付きの場合と、無い場合の結果を、ザウタ平均粒径(SMD)と微粒化用空気の圧力損失率($\Delta P/P$)の関係で示す。ここで通常設計点で圧力損失率は4~5%である。着火条件はここでは0.3~0.5%

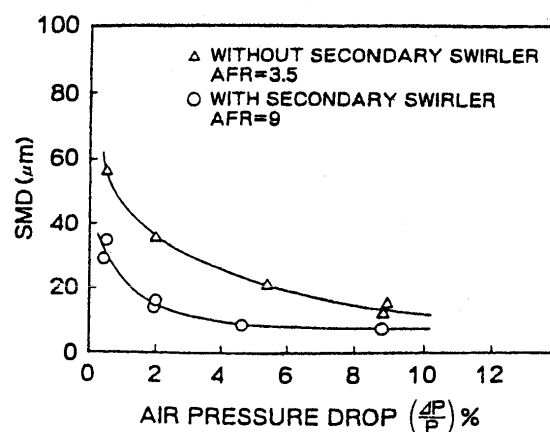


図7 2次スワロー有無の粒径への影響(1)

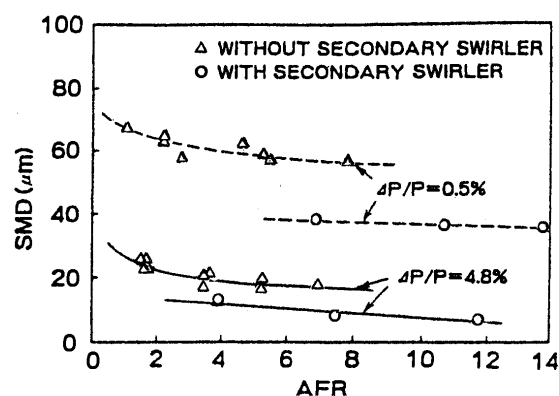


図8 2次スワロー有無の粒径への影響(2)

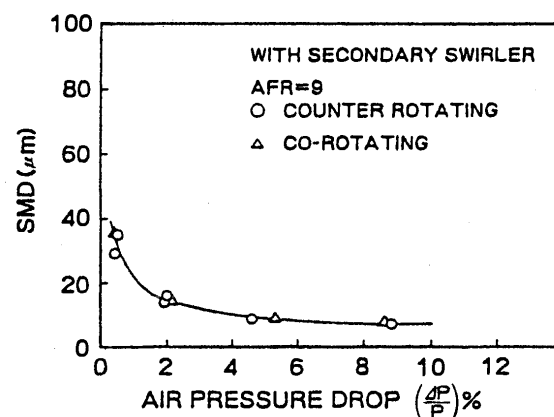


図9 2次スワローの旋回方向の粒径への影響

を想定している。図中のAFR(空燃比)は噴射弁を通して空気流量(2次スワローを有する場合は、その空気流量をも含む)と燃料流量の比である。

また、図8にはSMDとAFRの関係で、2次スワローの有無の場合の結果の比較を示す。図7および図8から、2次スワロー付きの場合には、無い場合に比較して、明らかに噴霧粒径は小さくなっており、このことから、2次スワローの存在により、微粒化が2段階に行なわれ、極めて微粒化性能が良いことがわかる。

2次スワローの1次スワローに対する相対旋回方向の効果を図9に示すが、正逆関係なく同じである。このこ

とは噴霧粒径は旋回方向に無関係で、噴射弁を通過する空気流量によって決まることとなり、後述するように空気の旋回方向は粒径に影響を与えることなく、燃料分散分布を制御することができることとなり、設計上好ましい特性と言える。

(2) ベンチュリ長さの平均粒径への影響

図10に、2次スワロー無しの場合の、ベンチュリ(プレフィルマ2)長さ L_v のSMDへの影響を示す。圧力損失率 $\Delta P/P = 2\%$ 以上ではSMDに与える影響が殆どない。一方、低い圧力損失率時にSMDに影響する。これはベンチュリ長さが短い場合は、噴口から噴出する燃料がプレフィルマ2に触れずに出ているため、液膜が十分薄くならないため、ベンチュリ長さが長い場合に比較して、粒径が大きくなっていると考えられる。

(3) 中心部の形態(センタスワロー有無)の影響

図11に、2次スワローなしの場合の、センタスワローとセンタ直進流の有無の粒径への影響を空燃比 $AFR = 3.5$ の場合を例にして示す。すなわち、中心部の形態を直進流のみ(スワローなし)、旋回流のみ(直進流なし)、中心が直進流で周囲が旋回流、の場合でも、SMDに対し殆ど影響はない。4.1.2(2)項に述べるように、この形態の違いは燃料の分散分布を制御するのに効果があるが、SMDに影響が無いのは設計上好ましい特性と言える。

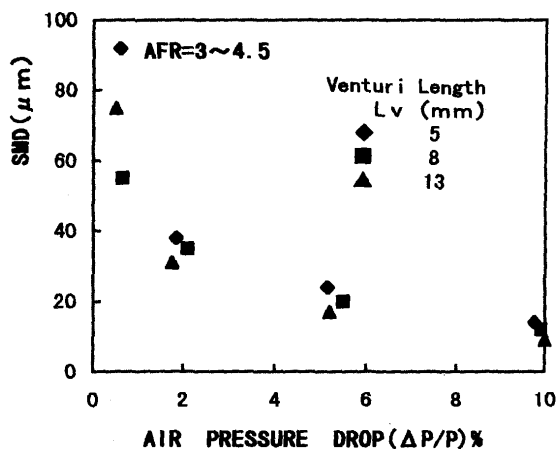


図10 ベンチュリ長さの粒径への影響

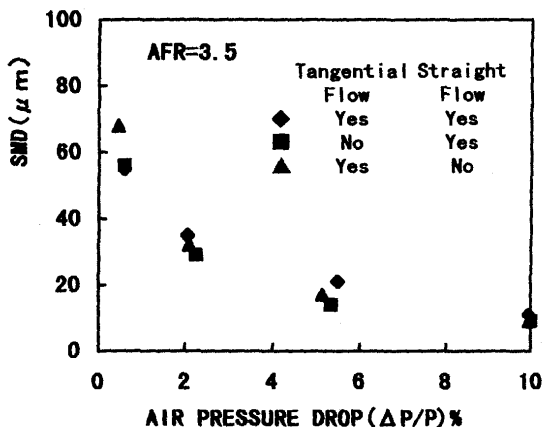


図11 中心部の形態の粒径への影響

(4) 平均粒径と作動条件の関係

気流微粒化式噴射弁の噴霧粒径と作動条件の関係については多くの研究がなされている⁽¹⁾。図12にSMDと作動条件である空燃比(AFR)と空気差圧(ΔP)の関係を、2次スワロー付きの場合について示す。その結果、SMDは、作動条件である圧力損失(ΔP)と空燃比(AFR)により、次式により相関付けられることがわかった(付録参照)。これによりエンジンの作動条件における粒径を求めることができる。

$$SMD = f \left[\left(1 + \frac{1}{AFR} \right) \left(\frac{1}{\Delta P} \right)^N \right] \quad (1)$$

ここで $N=0.5$ である。なお、想定しているエンジンの地上条件時($AFR=4$, $\Delta P=0.5\%$)でSMDは約 $50\mu m$ で、最大負荷($AFR=2$, $\Delta P=4\%$)で約 $10\mu m$ で十分に小さい平均粒径が得られる。

(5) 粒径の空間分布

図13に同一旋回方向の2次スワローを有する場合の粒径の空間分布を示す。分布は外周部に大きな粒があり、中心部に小さな粒のある分布となっている。これは、スワローによる遠心力により、大きな粒が外周部へ飛ばされるために半径 50 mm 付近にピークができ、さらにその大粒が分裂・分散するためにその外側で小さくなるものと考えられる。

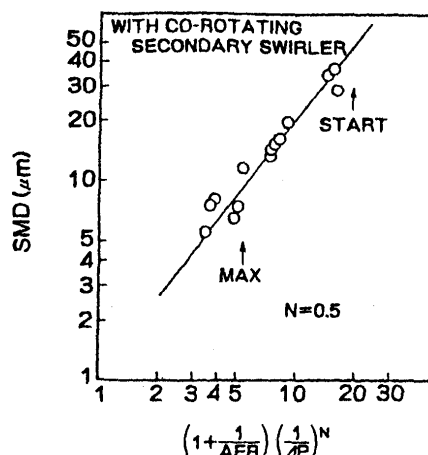


図12 作動条件と粒径の相関

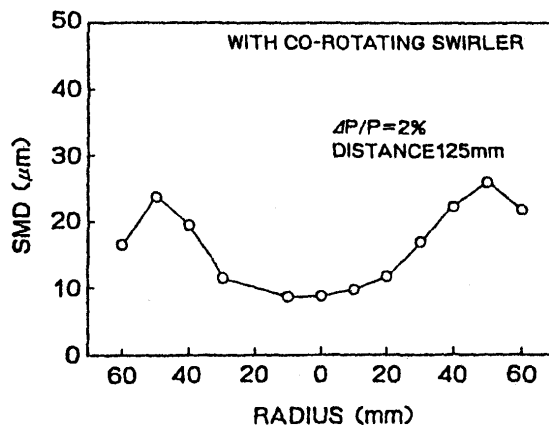


図13 粒径の空間分布

4.1.2 燃料の分散分布

(1) 2次スワラの効果

図14に2次スワラが無い場合、2次スワラが有る場合で1次スワラとの相対旋回方向が同じ場合および逆の場合の3つの分散分布の比較を示す。ここで縦軸の分布比率は、全重量流量を100%とした時の計測位置での重量パーセントで示してある。2次スワラが無い場合は、中心にピークのある山形となり、同一旋回方向の2次スワラ付きの場合は、殆ど中心部に燃料が存在しない外輪山形となり、逆旋回方向の2次スワラ付きの場合は、台形に近い山形となっている。これにより、旋回方向により燃料分散分布を制御することができることがわかる。なお、旋回角度を変化させることにより、さらにきめ細かい燃料分布が制御できることになると考えられる。

(2) 中心部の形態の効果

図15に逆旋回2次スワラ付きの場合に中心部の形態を変えた場合(4.1.1(3)項に述べた形態)の分散分布の変化を示す。中心にピークのある山形、殆ど中心部に燃料が存在しない外輪山形、さらにその中間の分布が得られるなど、噴射弁中心部の形態の分散分布への影響は大きく、特に中心の直進空気の影響が重要で、この噴射弁の特徴とするところである。

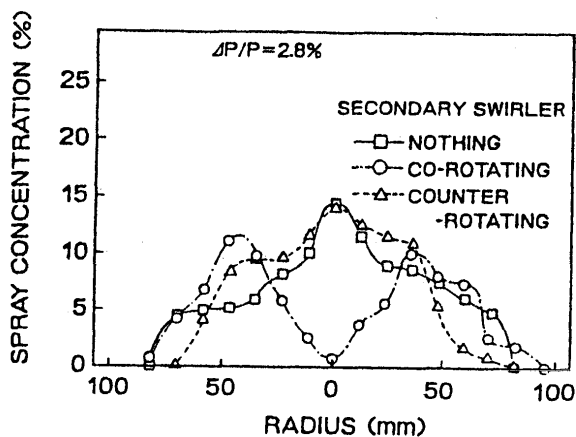


図14 2次スワラの分散分布への影響

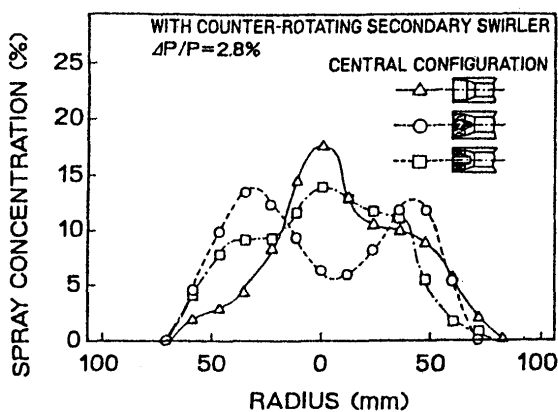
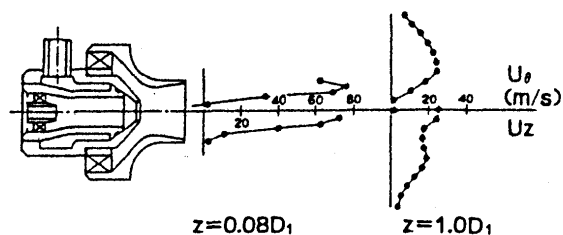


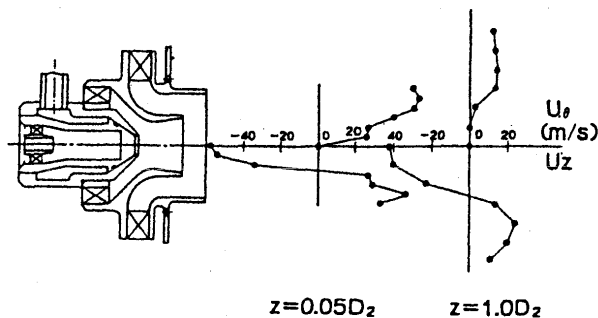
図15 中心部形態の分散分布への影響

4.1.3 噴射弁出口の風速分布と燃料の分散分布、粒径の空間分布との関係

図16に拡大モデル噴射弁での軸方向速度(U_z)と旋回方向(U_θ)の分布を、2次スワラがない場合と、同一旋回方向の2次スワラ付きの場合について示す。ここで圧力損失率 $\Delta P/P = 2\%$ で、雰囲気は大気圧の場合であり、また、軸方向Zの基準位置は、2次スワラ無しの場合はベンチュリ出口先端、2次スワラ有りの場合は2次スワラ出口先端である。図16の軸方向速度分布と図14に示した燃料の分散分布を無次元化し

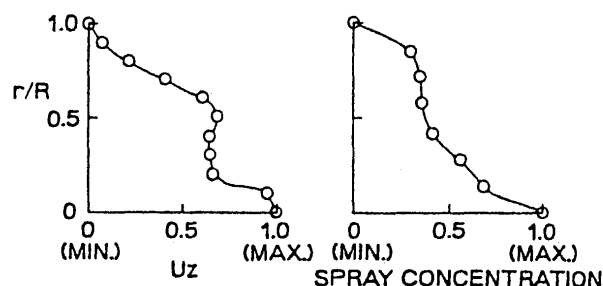


(1) WITHOUT SECONDARY SWIRLER

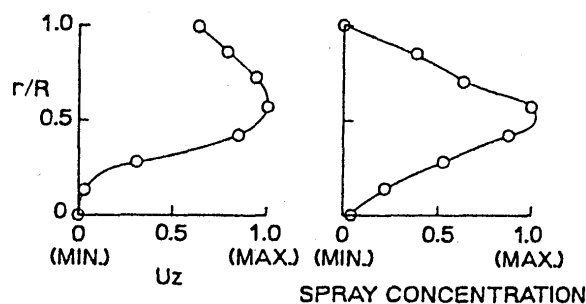


(2) WITH SECONDARY SWIRLER (CO-ROTATING)

図16 噴射弁出口の軸方向と旋回方向の空気速度分布



(1) WITHOUT SECONDARY SWIRLER



(2) WITH SECONDARY SWIRLER (CO-ROTATING)

図17 軸方向風速分布と燃料の分散分布の関連

て比較したのが図 17 である（ここで燃料分布の基準の R は半径方向外側で燃料流量測定値が 0 となる位置、軸方向流速分布の基準の R は半径方向外側で空気流速測定値が 0 となる位置である）。図 17 によると燃料の分散分布と軸方向速度分布はほぼ相似である。これは軸方向速度が大きい部分では静圧が低くなり、従って噴霧が引き寄せられて燃料分布が大きくなるものと考えられる。このことは、燃料の分散分布を最適化するためには、空気速度分布を適正化すれば良いことを示している。

また、図 13 に示した粒径の空間分布も図 17(2)の軸方向風速分布および燃料分散分布と相似に近い形をしており、粒径の空間分布も空気速度分布の影響が大きい。

4.2 II 型供試燃料噴射弁による実験

4.2.1 微粒化模様

基本的な微粒化の様子は 3 種類とも大差がなく、例として図 18 に C 型の微粒化模様を示す。図 18 は燃料流量一定で、空気差圧を徐々に大きくし大気中に噴射したときの微粒化模様である。微粒化空気圧を増加すると、液体の持つ回転エネルギーと空気の回転エネルギーの合成に

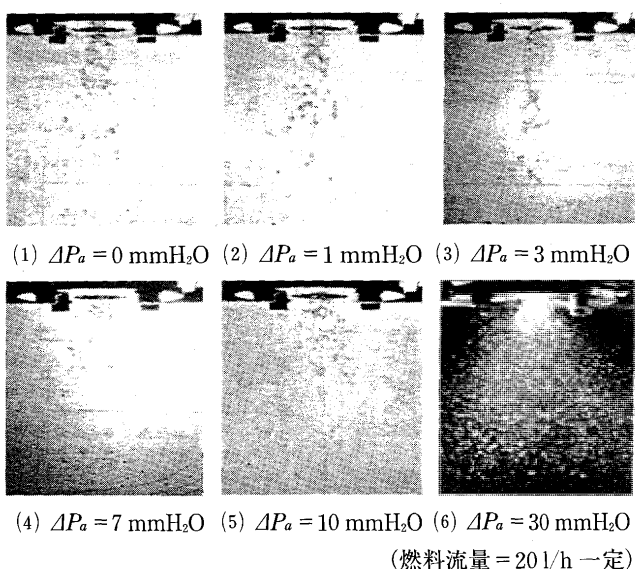


図 18 C 型噴射弁の微粒化模様

より図 18(3)のように液膜の形成を助長し、長い釣り鐘状になり、その端部の細い部分でひも状に分裂する。さらに空気圧を増加すると、図 18(4)(5)では繊維状分裂⁽³⁾と膜状分裂⁽³⁾が共存しているような分裂をし、図 18(6)ではノズル端面ですでに液滴になっている。

実用上の着火条件に相当する条件での 3 種類の供試体の微粒化の観察状況を図 19 に示す。原型の A 型では、液膜に付加される空気旋回エネルギーのために液膜がベンチュリの外周にまで巻き込み、巻き込んだ液自身の旋回による遠心力によりかなりの大粒となって分散する粒と、ベンチュリ中央部で微粒化される小さな粒が混在している。

B 型では、ベンチュリ出口をシャープエッジにしたことにより、液切れが良くなり、A 型に比べベンチュリ外周への液の巻き込みがかなり少なくなり、液滴の大きさも A 型より均一化している。A 型も B 型も、図 19 の条件より燃料流量を減らすと、液膜がベンチュリの中で片寄って再付着し、液滴の分布も片寄る現象が見られた。噴射弁入口と出口の空気差圧が 1% 以上になると A 型も B 型も液の再付着はなくなり均一な噴霧となる。

C 型の場合は、ベンチュリがないので、液は再付着せず、中心ノズル出口ですぐに微粒化し、均一に、片寄らず、安定した噴霧となっている。

4.2.2 微粒化特性

(1) 平均粒径

図 20 に噴射弁空燃比が 3 の場合のザウタ平均粒径と噴射弁入口と出口の空気差圧の関係を示す。また、図 21 に実用上の着火条件に相当する空気差圧でのザウタ平均粒径と空燃比の関係を示す。

空気差圧が 0.3% の時は A 型に比べ、B 型と C 型はかなり平均粒径は小さくなるが、空気差圧が約 1% 以上では大差がなくなっている。空気差圧が小さいときは図 19 で示した理由により差が出ているものと考えられる。空気差圧が大きい場合は前述のように、ベンチュリのある A 型も B 型もベンチュリへの再付着がなくなるために、各供試体の差がなくなると考えられる。

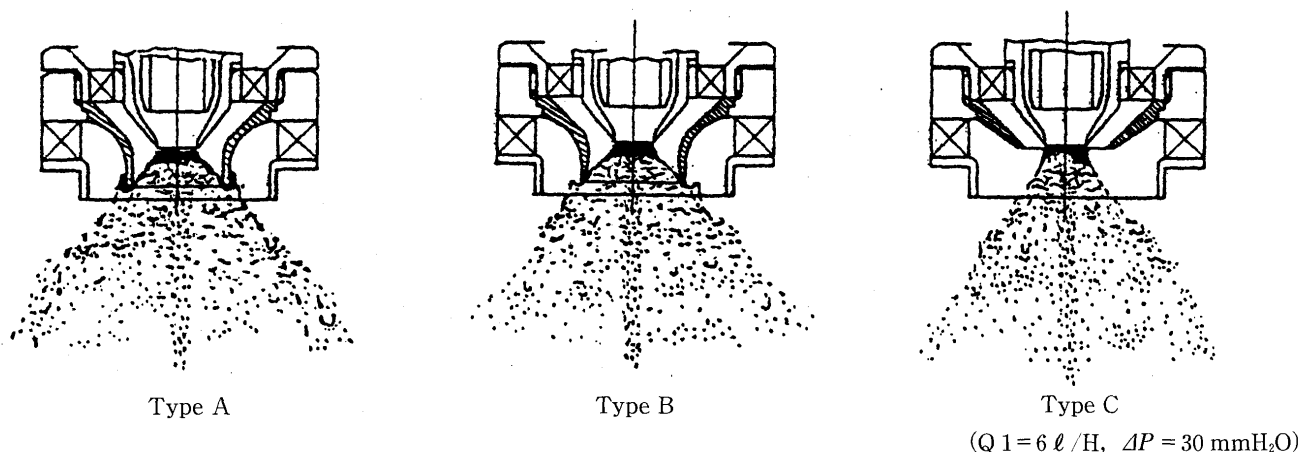


図 19 微粒化の観察状況

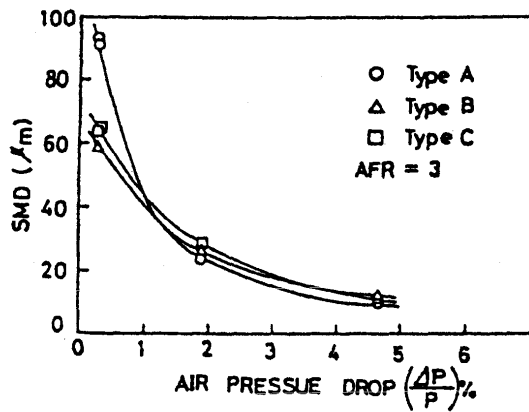


図20 圧力損失と粒径の関係

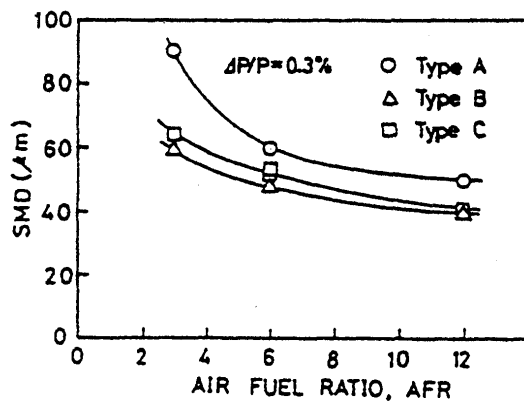


図21 空燃比と粒径の関係

(2) 粒度分布

図22には空気差圧と空燃比を変えた場合の各供試体の粒度分布を示す。空気差圧0.3%の場合はA型に比べB型とC型は粒度のばらつきは小さくなっており、4.2.1項で述べた観察結果を裏付けている。空気差圧4.6%の場合は、0.3%の場合よりかなり小さなばらつきとなっており、3種類ともほぼ同じ分布となっている。

(3) 半径方向の粒度分布

A型とC型について、半径方向の粒度分布を調べた結果を図23に示す。A型は外周部に大粒が存在しているが、C型は中心付近に台形状の形で大粒が存在している。これはA型はベンチュリがあるために、ベンチュリ内部で空気の旋回エネルギーが保存され、ベンチュリ端部で遠心力により大粒が飛ばされるのに対し、C型はベンチュリがないので、遠心力が働く距離が短く、A型より中心に大粒が集まる分布になると考えられる。

4.2.3 分散分布

図24に3種類の供試体の単位面積当たりの半径方向分散分布を比較して示す。A型は外輪山状の大きなピークがあり、B型はA型より小さな外輪山状になり、半径方向の広がりがやや大きい。C型は中心付近に分散の多い台形状になっている。

なお、この分散分布は4.1.3に示すように微粒化用空気の出口の軸方向の速度分布とほぼ相似の関係にあることが判っている。

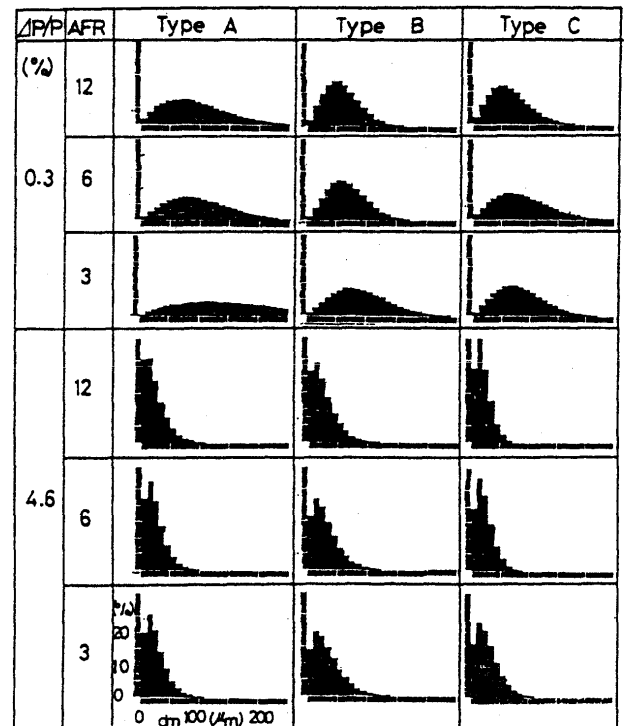


図22 粒度分布

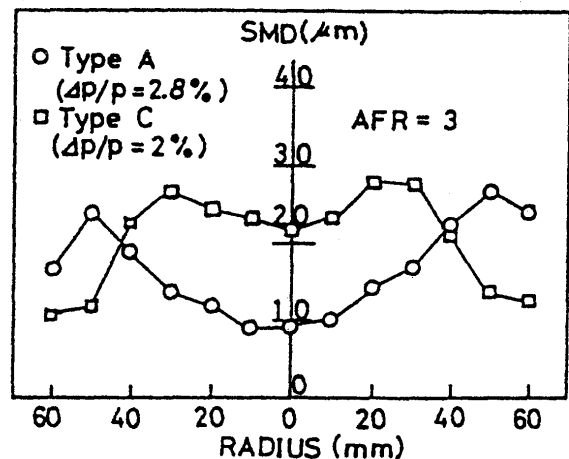


図23 粒径分布

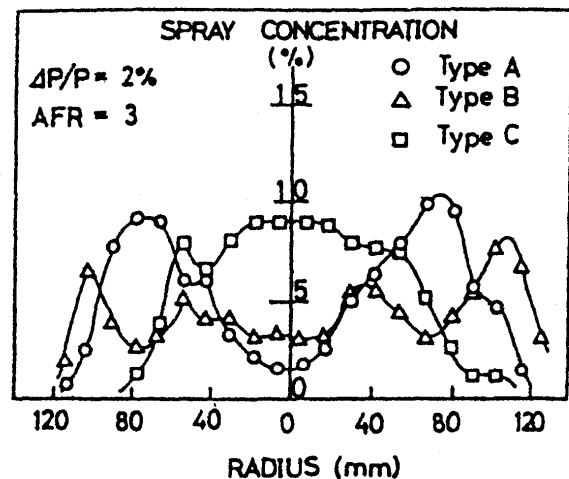


図24 分散分布

5. まとめ

本研究で燃料分布を制御し、良好な微粒化特性の得られる気流微粒化式燃料噴射弁を提案し、その特性を明らかにした。

すなわち、気流微粒化式燃料噴射弁の平均粒径、および粒径の空間分布、燃料の分散分布と微粒化用空気の数値分布との関連を調査する実験を行い、次のことが明らかとなった。

- (1) 平均粒径は空燃比と空気差圧をパラメータとして求められる。また着火から最大負荷時まで小さく、実用的に十分である。
 - (2) 燃料の分散分布と粒径の空間分布は噴射弁の細部の形状、空気の旋回を変えることにより、その分布を自由に制御できる特徴がある。
 - (3) 燃料の分散分布および粒径の空間分布は、微粒化用空気の軸方向速度分布とほぼ相似であり、燃料の分散分布を最適化するためには空気の速度分布を適性化すれば良い。
- また、気流微粒化式噴射弁のベンチュリ部の形状を3種類変え、低風速時の微粒化模様の観察、微粒化特性および分散分布特性の実験を行い、以下の結果を得た。
- (4) ベンチュリの形状が低風速時の微粒化特性に大きく影響することが判った。すなわち、ベンチュリ端部が厚肉の場合は、低風速時はベンチュリ端部に付着した液の液切れが悪く、ベンチュリ端部の外側で再び微粒化し粗粒になるのに対し、シャープエッジのベンチュリの場合は、ベンチュリ端部での液切れが良いので、比較的均一な微粒になる。
 - (5) ベンチュリの有無で燃料の分散分布が異なることが判った。ベンチュリがない場合は、ベンチュリによる拘束がないので中心ノズル出口ですぐ微粒化し、分散分布も台形状の分布になる。ベンチュリがある場合は、中心ノズルで少し微粒化した後、ベンチュリ内部での旋回エネルギーにより、ベンチュリ内壁に引き寄せられ

再液膜化し、遠心力により大粒が外周側に飛ばされ、分散分布もベンチュリなしの場合より外周側に多い分布となる。

付録

本研究のような液膜微粒化式気流噴射弁の微粒化の一般式は、Lefebvre ら⁽²⁾によると次式で示される。

$$\frac{SMD}{D_c} = \left[1 + \frac{1}{AFR} \right] \left[A \left(\frac{\sigma_F}{\rho_A V_A^2 D_p} \right)^a \left(\frac{\rho_F}{\rho_A} \right)^b + B \left(\frac{\mu_F^2}{\sigma_F \sigma_F D_p} \right)^c \right] \quad (1A)$$

今回の試験では噴射弁寸法の D_c と D_p は変えていない。また、燃料の温度は $7 \sim 15^\circ\text{C}$ ではほぼ一定と考えると、燃料に依存する項は消え、式 (1A) は簡単な次式で表される。

$$SMD = f \left[\left(1 + \frac{1}{AFR} \right) \left(\frac{1}{\rho_A V_A^2} \right)^N \right] \quad (2A)$$

ここで、 $V_A = (2g \cdot \Delta P / \rho_A)^{0.5}$ であるから、式 (2A) は

$$SMD = f \left[\left(1 + \frac{1}{AFR} \right) \left(\frac{1}{\Delta P} \right)^N \right] \quad (3A)$$

となる。ここで 実験的に $N=0.5$ が選ばれ、最終的に

$$SMD = f \left[\left(1 + \frac{1}{AFR} \right) \left(\frac{1}{\Delta P} \right)^{0.5} \right] \quad (4A)$$

が得られる。これが本文の式(1)である。

参考文献

- (1) 佐藤, 日本航空宇宙学会誌 (1986), 第34巻, 第393号, p. 519
- (2) Lefebvre, A. h., Gas Turbine Combustion (1983), p. 371, Hemisphere Publishing Corporation
- (3) 永井, 他, 日本機械学会論文集 (B編) (昭和58年3月号), 第49巻, 第439号, p. 609

高圧力過給機の開発時における強度評価 (第1報 翼振動の評価)

Strength Evaluation to Develop the High Pressure Turbocharger (1st report Evaluation of the Blade Vibration)

岩城 史典^{*1}
IWAKI Fuminori

三堀 健^{*1}
MITSUBORI Ken

田口 英俊^{*1}
TAGUCHI Hidetoshi

知野 千年^{*1}
CHINO Chitoshi

平田 豊^{*1}
HIRATA Yutaka

Abstract

It is necessary to apply a turbocharger with higher pressure and more volume flow rate to improve the output of the diesel engines. It will be expected that such a Turbocharger is to be used for the diesel engines in the near future. One of the important technologies to design the turbocharger is the accurate evaluation of the strength for turbine and compressor blades at the resonance operating condition, because the failure of the blades occurs a serious accident in the market. To evaluate the blade strength at resonance operation, the stimulus value is a very important design factor and its value, however, has been out of the accurate estimation. Then, we tried to estimate the stimulus value at the resonance condition from the resonance stress and the logarithmic decrement measured through the blade vibration tests. The acquired stimulus values can be applied for designing of new turbochargers.

1. 緒言

近年のディーゼルエンジンの高出力化にともない、過給機はより高い圧力比と空気量の増大が求められていくものと考えられる。IHI ではこうした状況を踏まえて高圧力比大空気流量過給機の開発に着手した。ここで、過給機的设计上、特に重要となるのは市場での損傷率が比較的高い動翼的设计である。従来と同等の大きさの過給機で比較した場合、過給機をこれまで以上に高速回転させる必要があるため、タービン及びコンプレッサー動翼は、より過大な遠心力等を受け強度的にますます厳しくなることが予想される。こうした過酷な作動条件の中で、タービン及びコンプレッサー動翼が、ウェーク、偏流等の影響により長い時間共振させられると破損する危険性がある。

動翼の寿命は、動翼にかかる遠心応力と振動応力により推定することが可能で、遠心応力については有限要素法による数値計算により算定することができる。しかし、振動応力については、共振時の動翼における励振率(式(1)を参照)の値が必ずしも明確になっていないため、その予測は難しい。励振率の値は過給機が高回転になる程、回転体に装着したセンサーの損傷及び軸振動の問題等が

発生するため計測することが難しく、従来より僅かなデータが取得されているのみである^{(1)~(3)}。

本報では、開発中の過給機を試験機として用い、タービン動翼及びコンプレッサー動翼の共振時翼振動及び減衰率を計測すると共に励振率のオーダーを算定し検討することとした。

2. 過給機の開発

2.1 過給機の構造

図1に開発中の過給機の断面図を示す。回転部は、タービンとコンプレッサーから成り、この軸方向荷重はスラストベアリングにより支えられ、径方向荷重は2個のジャーナルベアリング(フローティングベアリング)により支えられており、軸受間距離は65 mmで軸長さは294.5 mmである。フローティングベアリングの形状は、その内周を3円弧形状に加工しており真円形状と比べて振動的に安定するという特徴をもっている。

コンプレッサー動翼(以下、TCW 20という)は、アルミ系材料を削り出し成形された長翼8枚、短翼8枚の計16枚から成り、出口外径は $\phi 130.8$ mmである。また、コンプレッサー吐出口には17枚のディフューザを装着している。

コンプレッサー圧力比の設計最大圧力比は4.0であり、過給機の最高回転数における周速は540 m/sである。

原稿受付 2001年2月16日

*1 石川島播磨重工業(株)

〒135-8731 東京都江東区豊洲2-1-1

タービン動翼（以下、TTW 4 という）は、ニッケル系材料の精密鑄造により成形されたもので、12 枚の翼から成り、その入口外径は $\phi 124.8$ mm である。なお、ノズル翼は装着されていない。

2.2 コンプレッサ動翼の固有振動数解析

図2はコンプレッサ動翼 TCW 20 における長翼の1次振動モードの解析結果を示したものである。この場合、固有振動数は、5715 Hz であり設計的には過給機の最高回転数において回転4次を回避できるようにした。

2.3 タービン動翼の固有振動数解析

タービン動翼 TTW 4 における翼の1次振動モードの解析結果を図3に示す。この場合、固有振動数は、7304 Hz であり設計的には過給機の最高回転数において回転5次を回避できるようにした。

3. 評価試験

3.1 軸振動試験

翼振動の計測値は、軸振動が大きすぎたり不安定な様

相が発生すると計測したデータにノイズが加わり実際よりも大きな値となってしまうことがあるので、軸振動の値を確認しておく必要がある。そこで、翼振動の計測に先立ち軸振動の値を確認することとした。軸振動の計測は、コンプレッサ側の軸端に装着した非接触型振動プローブにより行った。

軸振動を計測する場合の試験条件は、一般に運転条件や潤滑油条件等によって、大きく振動の様相が変わってしまう恐れがある。したがって、これらの条件は厳格に管理して計測する必要がある。本試験における試験条件は、最高回転数の60%の回転数までは空気、60%以上は燃焼ガスにてタービンを駆動した。回転数は、周速 14 m/s~507 m/s まで 2.5% ずつ上昇しながら行った。燃焼ガス運転におけるタービン入口温度（TIT）は、450℃ 一定とした。潤滑油条件は、潤滑油入口圧力（PLO）を 0.3 MPa、潤滑油入口温度（TLO）を 60℃ に設定した。

図4は過給機のテレメータ装着時における軸振動計測

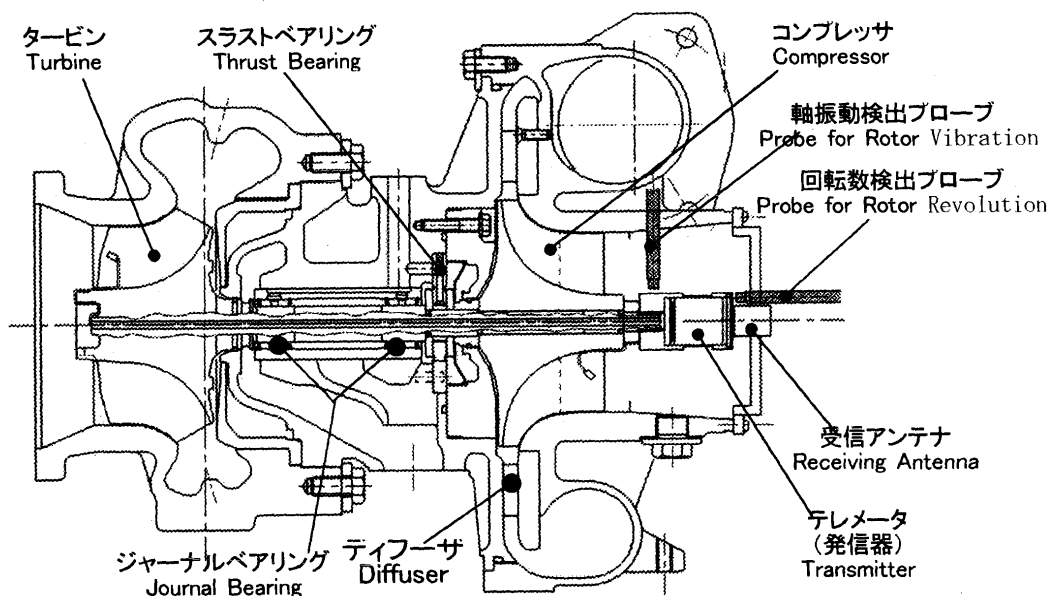


図1 過給機組立断面図

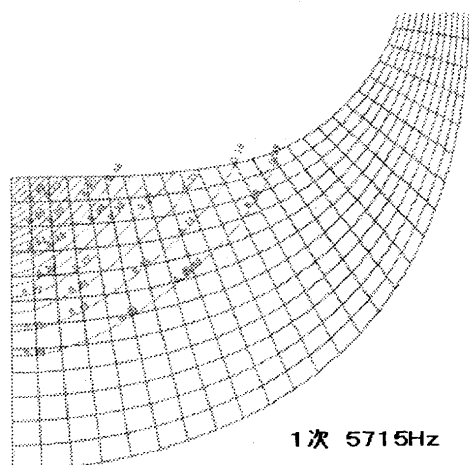


図2 TCW 20 動翼（長翼）1次固有振動数解析結果

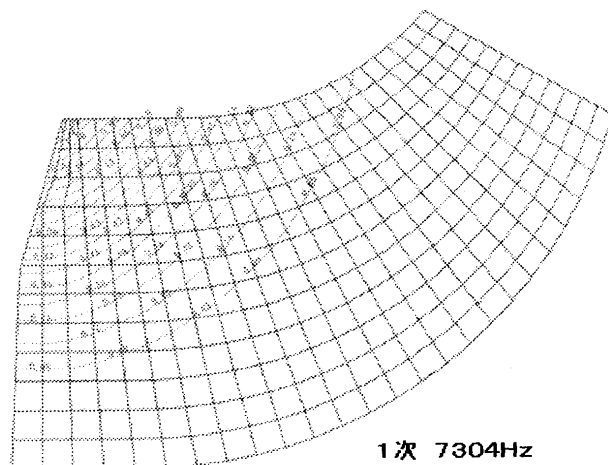


図3 TTW 4 動翼1次固有振動数解析結果

結果を軸振動のキャンベル線図として示したものである。横軸はコンプレッサ外径における周速、縦軸左側にその周速における振動周波数、縦軸右側にその周速における回転体の周速を1とした場合の次数を示している。また、図中の円の大きさは振動値の大きさを示しており、同左上に描いた基準円の大きさが $120\mu\text{m}$ である。

回転軸の共振点は、最高回転数の28%の時であり、1次の振動が最大となっているのがわかる。最高回転数の55%~60%の回転数の時に回転体の周速の1次成分以下で $30\mu\text{m}$ ~ $50\mu\text{m}$ 程度まで成長した振動成分が存在しているが、これは油膜の不安定な挙動によって発生するホワール振動と考えられる。それが、60%以上の回転数で消滅しているのは、燃焼ガス運転によるものであり、偏芯率または負荷容量等に変化が生じて振動が小さくなったものと思われる。

今回の軸振動計測では周速 507 m/s の時、Overall 値の振動は約 $50\mu\text{m}$ であり、振動も非常に安定していた。

3.2 コンプレッサ翼振動試験

3.2.1 供試体

歪ゲージを貼付ける動翼の選定は、8枚の長翼の固有振動数をハンマリングにより全て計測し、その結果から最も固有振動数の低い動翼を選定して貼付けることにした。その理由は、同じ製造過程で動翼が製作されているので固有振動数の低い動翼ほど剛性が低く強度的に弱いと判断したためである。歪ゲージ貼付位置は、図2に示した解析結果から、最大または最小主応力の絶対値が最大となる位置及び方向に貼付けた。使用した歪ゲージは約 3 mm 長のアルミ用 $350\ \Omega$ のゲージである。歪ゲージのリード線はコンプレッサ側の軸端に取付けたテレメータに配線した。

コンプレッサ TCW 20 に対する翼振動の計測では、外径 $\phi 25\text{ mm}$ 、重さ 17 gf のテレメータを使用し、回転数は軸方向に装着した光センサーにより計測した。なお、テレメータの応答周波数は 30 kHz までである。

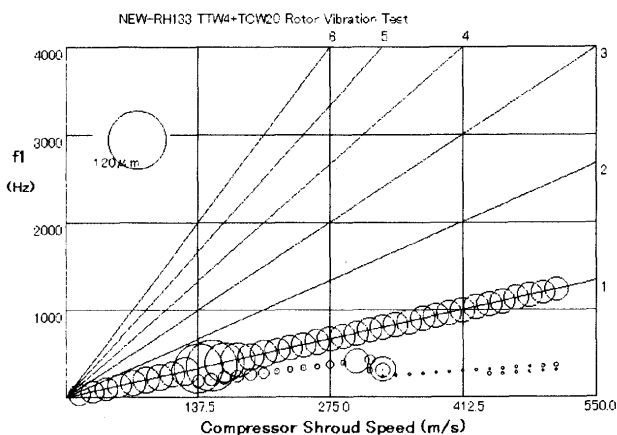


図4 軸振動計測結果

3.2.2 試験方法

振動応力の計測回転次数は、回転の低い方から回転8次、回転7次、回転6次、回転5次および17枚のディフューザにより発生する共振現象を考慮して回転17次の場合について実施することにした。各計測回転次数における計測点は、設計時に予測したコンプレッサ性能曲線を基にしてサージ近傍、中間近傍、チョーク近傍の3つの作動点をパラメータとして選定し、振動応力を計測することにした。表1に選定した作動点について示す。

3.2.3 コンプレッサ翼振動計測結果

コンプレッサ動翼 TCW 20 の翼振動計測結果を図5に示す。図5より、回転N次の振動応力は次数が低くなる程、すなわち周速が速くなる程、高い振動応力が発生していることがわかる。回転17次においては、計測した回転数が低いにもかかわらず、回転8次及び回転7次より大きな振動応力が発生している。

図5において、各次数の振動応力を見ると、同じ次数で3つの円を確認することができる。これらは3つのコンプレッサ作動点であるサージ近傍、中間近傍、チョーク近傍において計測した振動応力に相当する。作動点による振動応力の計測値の違いは、回転6次及び回転5次では図5より明確に判断できる。

表2に各回転次数において計測した振動応力が最大の作動点とその計測値について示す。

表1 TCW 20 振動応力計測作動点
(πc は圧力比, Q は体積流量を示す)

回転 次数	コンプレッサ 周速 (m/s)	計測作動点					
		サージ近傍		中間近傍		チョーク近傍	
		Q (m^3/s)	πc (-)	Q (m^3/s)	πc (-)	Q (m^3/s)	πc (-)
17次	131	0.06	1.1	0.08	1.1	0.18	1.1
8次	283	0.19	1.6	0.31	1.6	0.42	1.2
7次	317	0.26	1.8	0.42	1.9	0.47	1.3
6次	372	0.40	2.1	0.52	2.0	0.57	1.5
5次	451	0.59	2.8	0.69	2.6	0.72	1.9

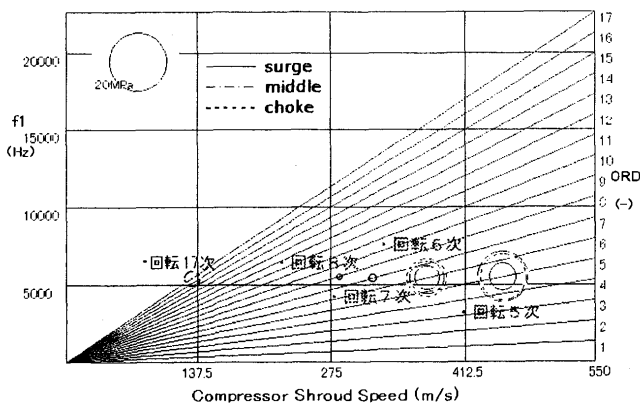


図5 TCW 20 翼振動計測結果（キャンベル線図上の比較）

表2 TCW 20 各回転次数における最大振動応力

回転次数	最大振動応力発生作動点	最大振動応力 (MPa)
17次	中間近傍	4.8
8次	サージ近傍	2.0
7次	サージ近傍	2.8
6次	チョーク近傍	13.1
5次	中間近傍	17.4

3.3 タービン翼振動試験

3.3.1 供試体

歪ゲージを貼付ける動翼の選定および歪ゲージ貼付位置は、コンプレッサ動翼の時と同様に図3に示した解析結果から決めた。使用した歪ゲージは約2.5 mm長の高温用120 Ωの歪ゲージである。また、タービン翼振動計測における歪ゲージは高温で高い遠心力を受けるので、溶射コーティングにより歪ゲージを貼付け、ゲージの損傷を防止するため歪ゲージの周りを金属箔膜で覆った。歪ゲージのリード線は回転軸の中心にφ2.5 mmで加工した貫通穴を通して、コンプレッサ側の軸端に取付けたテレメータに配線した。

計測システムは、コンプレッサ翼振動試験と同様とした。

3.3.2 試験方法

振動応力の計測は、まず、歪ゲージの耐久性を考慮して回転次数の低い回転7次について行った。次いで、最高回転数を越えない回転6次について実施した。

計測条件は、コンプレッサ作動点の中間点近傍で行い、TITを450℃一定とした。回転6次についてはTITを525℃及び375℃の場合についても計測した。

3.3.3 タービン翼振動計測結果

図6にタービン動翼TTW 4の翼振動計測結果を示す。回転N次の振動応力は、コンプレッサ動翼TCW 20と同様に次数が低くなる程、高い振動応力が発生していることがわかる。回転6次の振動応力については、TITを450℃、525℃、375℃に変えた場合を示しており、傾

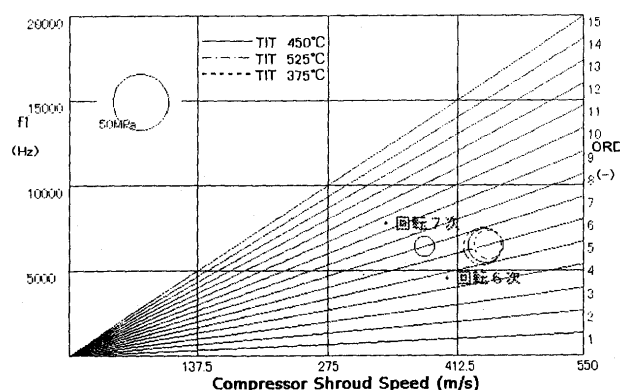


図6 TTW 4 翼振動計測結果（キャンベル線図上の比較）

向的には、TITが高い程、振動応力も高くなっている。表3に計測した振動応力の計測値について示す。

3.4 コンプレッサ及びタービン動翼の共振時減衰率の測定と励振率の算定

一般に翼の振動応力はつぎの関係式により求めることができる^{(1),(3)}。

$$\sigma_v = \frac{\pi}{\delta} \cdot H_n \cdot S_n \cdot \sigma_{bs} \quad (1)$$

ここで、 σ_v 、 δ 、 H_n 、 S_n 、 σ_{bs} は、それぞれ振動応力、対数減衰率、共振応答係数、励振率、平均曲げ応力である。

ここでは、各翼の対数減衰率 δ を測定し、振動応力の計測結果を用い、式(1)により励振率 S_n を算定することにした。

3.4.1 減衰率の測定

減衰率は、動翼の共振点前後における振幅（ A とする）を非常に短い周波数間隔で計測し、その中で最大の振幅（ A_{peak} とする）と“ A ”との比を相対振幅“ A/A_{peak} ”で表し、次式のハーフパワー法によって求めた^{(4),(5)}。

$$\delta = \pi \cdot \frac{\Delta f}{f} \quad (2)$$

ここで、 Δf は相対振幅が“ $1/\sqrt{2}$ ”となる時の振幅波形の幅(Hz)で、 f は A_{peak} となる時の周波数(Hz)である。図7および図8はコンプレッサ動翼TCW 20およびタービン動翼TTW 4の減衰率を求めるために計測した波形の一例を示したもので、これらから求めた各動翼の減衰率の計測結果をまとめて図9および図10に示す。

3.4.2 励振率の算定

式(1)より、励振率 S_n を求めるにあたり、共振応答係数 H_n は動的曲げモーメントと静的曲げモーメントの比として計算することができ⁽³⁾、振動1次モードの場合の値をとり、0.891とした。曲げ応力は、過給機の作動条件から、タービン動翼またはコンプレッサ動翼全数にかかるトルクを求めることにより、動翼1枚あたりの平均応力 σ_{bs} を計算した。図11および図12にコンプレッサ動翼TCW 20およびタービン動翼TTW 4に対する励振率 S_n の算定結果を示す。図11より、コンプレッサ動翼TCW 20の S_n 値は、回転17次の作動点の1点だけ0.013程度の大きな値となっている。これは、回転17次の計測作動点で振動応力を比較すると中間近傍だけがサージ及びチョーク近傍の値と比較して大きく

表3 TTW 4 振動応力計測結果

回転次数	TIT(℃)	振動応力 (MPa)
7次	450	17.9
6次	375	25.2
6次	450	30.2
6次	525	33.4

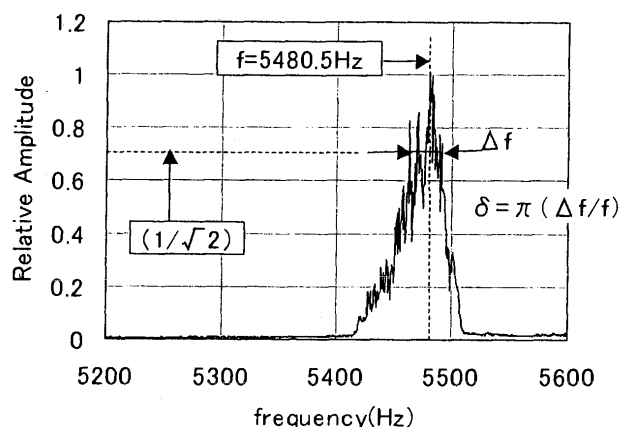


図7 TCW 20 減衰率の例 (回転5次中間点近傍)

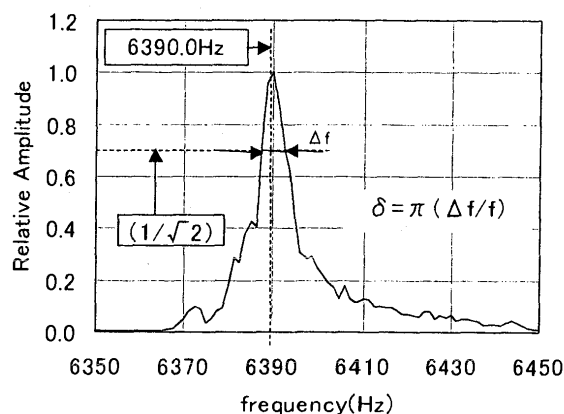


図8 TTW 4 減衰率の例 (回転6次 TIT 525℃)

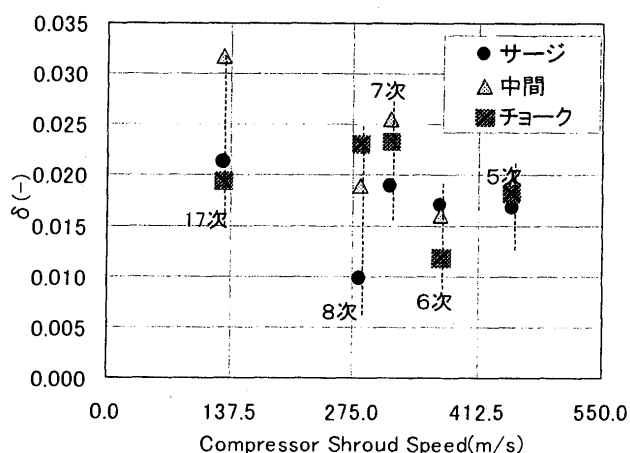


図9 TCW 20 減衰率

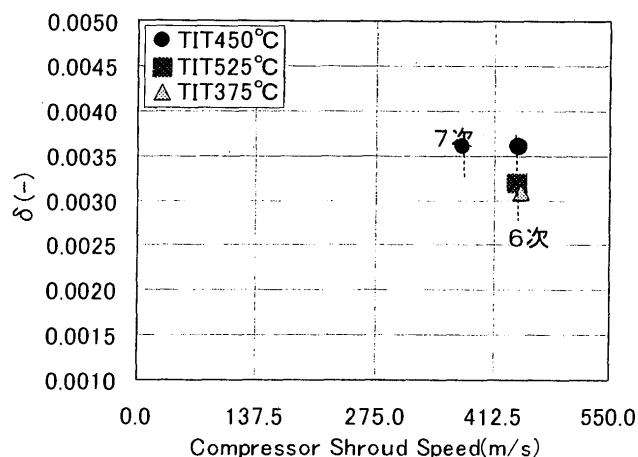


図10 TTW 4 減衰率

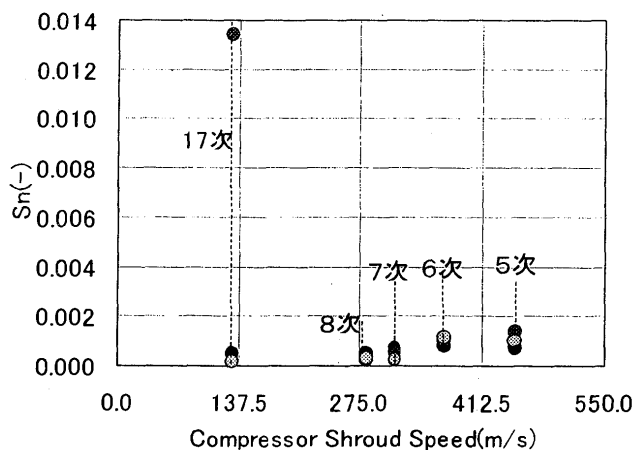


図11 TCW 20 励振率

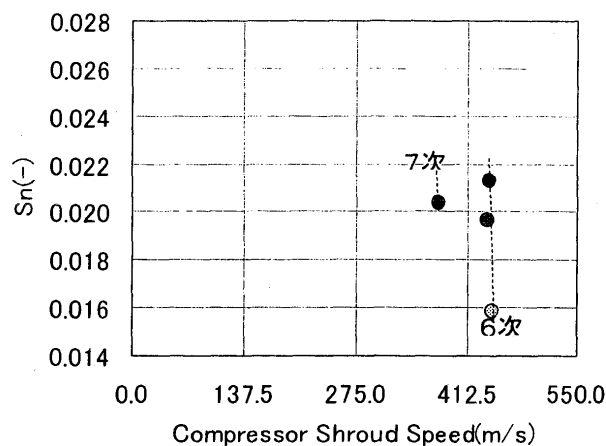


図12 TTW 4 励振率

なったためである。また、図12からタービン動翼TTW 4の S_n 値は、コンプレッサー動翼TCW 20と比べて10倍程大きい値を示している。これは、コンプレッサー翼が加振される場合、動翼出口の流速及び圧力変動による影響を強く受けるが、タービン翼の場合は動翼入口の変動による影響が強く、励振力としては後者の方が大きくなるためと考えられる。

4. まとめ

今回、試験した高圧力大空気流量過給機におけるタービン動翼及びコンプレッサー動翼の共振時翼振動及び減衰率を計測し、周速と励振率との関係を調べた。

- (1) コンプレッサー動翼の減衰率は、0.008～0.024 (回転17次の中間点は除く)で、タービン動翼については0.003～0.004となり、回転数との相関はみられなかった。

- (2) コンプレッサ動翼の励振率 S_n は、0.0005~0.0014 (回転17次の中間点は除く)で、タービン動翼については0.0159~0.0213となり、回転が高くなるにつれて S_n 値は大きくなる傾向がみられた。ただし、タービンについては同じTITで比較した場合に限られる。
- (3) 各回転次数において、減衰率および励振率の値を把握することができた。これにより、過給機の運転条件を定めることにより、(1)式を用い振動応力の予測向上を図ることができる。

参考文献

- (1) Prohl, M. A., Trans. ASME, 80-1 (1958), 169-180
- (2) Weaver, F. L., Prohl, M. A., Trans. ASME, 80-1 (1958), 181-194
- (3) Naguib, M. M., Eidgenoessische Technische Hochschule (Zurich), Report No. 9 (1965), 117
- (4) 田中重穂, 岡田幸正, 機論 (第1部), 44-381 (1978), 1522-1533
- (5) Hanson, M. P., Meyer, A. J., Manson, S. S., Annual Meeting of the Society for Experimental Stress Analysis in New York, N. Y., 10-2 (1950), 103-115

未利用エネルギーを活用したガスタービン発電システム

Surplus Steam Assisted Gas Turbine Power System

秋山 算甫^{*1}

AKIYAMA Kazuho

龍澤 正^{*1}

TATSUZAWA Masashi

宇治 茂一^{*2}

UJI Shigekazu

シュチック・オクサナ^{*3}

CHTYK Oksana

キーワード：ガスタービン，パワープラント，未利用エネルギー，余剰蒸気，蒸気噴射

Gasturbine, Powerplant, Unutilized Energy, Surplus Steam, Steam Injection

Abstract

For the purpose of mitigation of carbon dioxide and fossil energy saving, a new gas turbine power system utilizing surplus steam energy generated from incinerators is proposed. This system is constituted with one compressor, two combustors and two turbines. In this paper, present status of unutilized surplus steam energy from incinerators is considered and parametric studies including exergie evaluation are carried out. The results of analysis shows that this new gas turbine power system utilizing surplus steam is evaluated as a effective system for mitigation of carbon dioxide and fossil energy saving.

1. 緒言

電力と熱との需要の不釣り合い，全国に数多く設置されている中小ごみ焼却設備，更に地熱等から発生する余剰蒸気が未利用エネルギーとして有効活用されずに，無駄にそのエネルギーが大気中に拡散されている。

また，潜在賦存量が膨大といわれている太陽エネルギーの活用も，それが自然任せであることと，エネルギー密度が希薄であるという理由から利用しきれていない。

本研究は，これら未利用余剰蒸気をガスタービン発電システムに有効活用し，二酸化炭素排出削減を目指した新しいシステムの提案を行うとともに，その性能の最適化評価を行うことを目的としている。

地球温暖化防止のための温室効果ガス排出削減に向けての取り組みが世界的規模のもとに進められている。

このため，環境庁では1996年に「地球温暖化防止対策技術評価委員会」を発足させていくつかの有効な提言⁽¹⁾を行っている。そのうちガスタービン技術が貢献できるものとして

- ・エネルギー変換部門では，高効率コンバインド発電，高効率ごみ発電
- ・産業部門では，コージェネレーション，リパワーリング，コンバインド発電

が取り上げられている。

このようにガスタービンを利用したシステムは，「投入エネルギーをとことん食い尽くす／利用し尽くすカスケードシステム」として位置づけられ，二酸化炭素排出削減対策技術の切り札として期待は大きい。

ガスタービンの変換効率向上のため，従来からタービン入口温度の上昇，圧縮機・タービン等の要素効率の向上，翼冷却性能の向上，排気エネルギーの回収効率の向上等が着実に進められてきている。タービン入口温度については，冷却翼の場合1600℃，無冷却翼では1350℃が実用領域に達してきている。

ガスタービンをカスケード利用エネルギーシステムの中核原動機として捉え，ガスタービン自身の効率向上に加え排気ガスエネルギーを有効に利用するシステム技術についても研究開発が活発に進められている。その中でも，排熱ボイラにて回収した蒸気を噴射する蒸気噴射型ガスタービンシステムは，比較的容易に熱電可変が実現できる特徴を有しているため，その普及・導入が促進されてきている。

2. 従来の蒸気噴射型ガスタービンシステム

蒸気噴射型ガスタービンは1990年代にすでに提案され，最近になってアリソン社，GE社及び国内メーカーによって実用化されている。この蒸気噴射型ガスタービンは燃焼器に噴射した蒸気量に対応して燃料を増加させるので蒸気がタービンに流入するときの温度をコンバインド発電システムと比較してより高く取れること，排気ガス流量が噴射蒸気分と燃料増加分だけ増しているので排気エネルギーからの回収蒸気量をふやすこと等単純サイ

原稿受付 2000年12月19日

*1 石川島播磨重工業(株) 営業本部

〒100-8182 東京都千代田区大手町 2-2-1

*2 石川島播磨重工業(株) ガスタービンプラント事業部

*3 芝浦工業大学 システム工学部

クルガスタービンと比較して高い性能が得られる要因となっている。最近、排熱回収蒸気を駆動源とし圧縮機からの空気を吸引・昇圧して再び排熱ボイラに導く部分再生式蒸気噴射型ガスタービン⁽²⁾も発表されている。

しかし、噴射蒸気量が増加した分だけタービンの流量も増加していくため、圧縮機後流の抵抗が上昇したことになる。一方ガスタービンは定格の一定回転数で運転されているため圧縮機の作動点は定格回転数の特性曲線線上を圧力比の高いほうへ移動していくことになる。これは単純サイクルガスタービンに比較してサージングに近い点にて運転され、サージマージンの減少を引き起こすことになる（図1）。

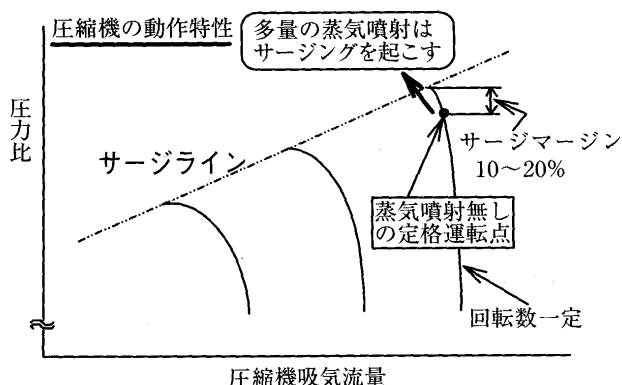


図1 蒸気噴射型ガスタービンのサージ特性

したがって圧縮機に大幅なサージマージンがないと大量の蒸気噴射は物理的に難しいことがわかる。従来型ガスタービンは、大量の蒸気を噴射することが可能となるようには特別設計されていないため、通常的设计であるサージマージン15～20%の範囲内で許容される蒸気噴射量が限定されているのが現状である。

このため、熱需要が少ないときには、熱電可変を可能とする蒸気噴射型ガスタービンでも、せっかく排気ボイラにて回収した蒸気を全量噴射することができずに無駄に捨ててしまうことにならざるを得ない。また、緒言にて触れたように未利用エネルギーとしての余剰蒸気活用への適用に対しても柔軟性が十分でないといえる。

主な記号と単位（その他の記号については各章にて説明する）。

G ; 質量流量	kg/s, kg/h
P ; 圧力	Pa
T ; 温度	K
Q ; 熱量	kJ/s, kW
H ; エンタルピ	kW
S ; エントロピ	kJ/(K·s)
E ; エクセルギ	KW
C_p ; 定圧比熱	kJ/(kg·K)
C_v ; 定容比熱	kJ/(kg·K)
L ; 発電出力	KW
η ; 効率	%

3. 未利用余剰蒸気の検討

本論文では、二酸化炭素排出削減への効果がすばやく期待できる廃棄物焼却施設からの蒸気の有効活用を対象としてシステムの構築を図ることとした。

一般に、ごみ焼却施設からの高温排気ガスは排熱回収ボイラにて冷却され、その熱は蒸気として回収されている。このごみ焼却ガスには塩素等のボイラ管を腐食させる成分が含まれているので発生蒸気の温度、圧力は高々250℃、20 ata以下である。このため蒸気タービンによる発電を行っても発電効率は20%以下が現状である。このようにごみ焼却施設の構造上の制約及び熱需要の制限から、ごみの焼却熱エネルギーを有効に使い切っていないといえる。

全国レベルでのごみ焼却熱エネルギーの潜在賦存量を表1に示す。

表1 一般都市ごみ及び可燃性産業廃棄物の潜在賦存エネルギー量

一般都市ごみ発生量	5000 万トン/年
発熱量	2000 kcal /kg
可燃性産業廃棄物	2500 万トン/年
発熱量	4000 kcal /kg
ボイラ熱回収率	0.70
潜在賦存エネルギー量	1.6 兆kWh/年

また、全国のごみ焼却施設は2000箇所以上有るが、そのうち発電を行っているのは約180箇所のみである。それも前述のように腐食性ガスによる制約から発電効率は低く、3～15%に抑えられている。全国ごみ発電施設の発電効率分布を図2に示す。この図から発電効率5%以下が全体施設数の56%にも及んでいる。

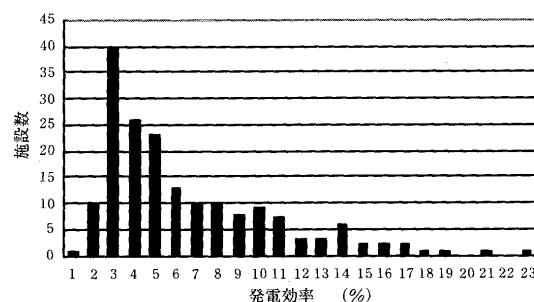


図2 全国ごみ発電施設の発電効率分布

図3に示すボイラ単機当たりの蒸発量分布から11～20トン/hが全体の36%、21～30トン/hが32%と11～30トン/hのボイラが全体の68%を占めていることがわかる。

また、ほとんどの焼却炉形式は連続式で、その処理能力は100トン/日以上となっている。

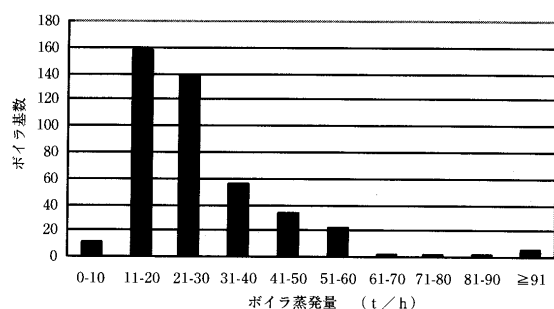


図3 ボイラ単機当たりの蒸発量分布

4. システムの構築

蒸気噴射型ガスタービンでは、燃焼器内に噴射された蒸気は希釈媒体として作用するので燃焼器におけるエクセルギー損失の要因⁽³⁾となっている。この損失を補完し、更に燃焼器内のエクセルギー損失を低減するために圧縮機から空気を一部抽気し、ボイラからの蒸気を駆動源としたエゼクターによって昇圧された後、排熱ボイラでの過熱を経て燃焼器に導かれる再生機能を付加することがシステム構成上重要となってくる。この基本的概念はすでに文献⁽²⁾に公表され実用化の段階となっている。

システム構成するにあたって以下の項目を基本とした。

- ①排熱回収ボイラ発生蒸気の全量と未利用余剰蒸気とを合わせた蒸気の噴射を可能とする。
- ②少ない化石エネルギーの消費で可能な限りの電力発生を可能とする。
- ③蒸気需要がある場合への対応も可能とする。
- ④20 ata 以下の未利用蒸気の有効利用を可能とする。
- ⑤二酸化炭素排出削減の即効性を得るため、既存技術の活用を図り、開発期間及び開発費用の短縮を図る。

これら基本的な考え方に基づいた「未利用エネルギーを活用したガスタービン発電システム (SAGA) —特許出願中—」のシステム構成を図4に示す。

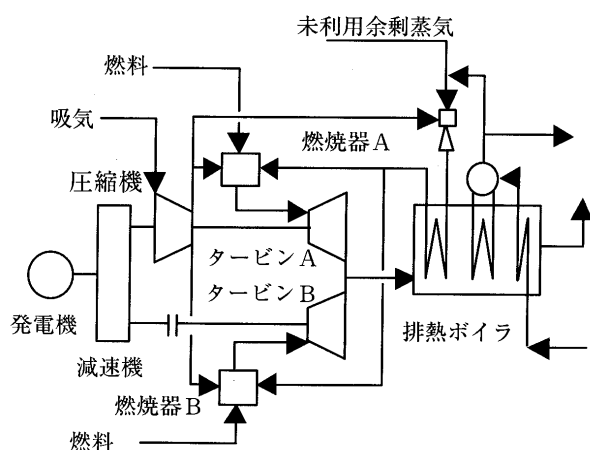


図4 未利用エネルギーを活用したガスタービン発電システム (SAGA) —特許出願中—

システムは基本ガスタービンと同一の燃焼器とタービンとを付加し、二つのタービン出力軸が減速機を介して

発電機を駆動するシンプルな構成とした。

圧縮機にて所定の圧力に昇圧された空気の一部は燃焼用空気として、二つの燃焼器 A, B に導かれる。残りの空気はエゼクターに導かれ、そこでシステム外部から供給される未利用飽和蒸気と排熱回収ボイラから発生した飽和蒸気とを合わせた蒸気により昇圧された後に排熱ボイラに導かれて過熱再生される。この再生された空気を含む蒸気は燃焼器 A, B に噴射され、追加燃料によって高温となりそれぞれタービン A, B を駆動する。

これらの構成により具現化される本研究システムは、従来の再生式ガスタービンにおいて緊急の対応が困難になる負荷遮断時の方策が容易となる。負荷遮断時エゼクターを駆動している蒸気を緊急遮断することにより、圧縮機から抽気され排熱回収ボイラの過熱再生用熱交換器に送られる空気は昇圧のための駆動源が無くなり、抵抗が増大するため圧縮機から出た空気は大部分が燃焼器に導かれることになる。

これにより、負荷遮断時、圧縮空気は大きな熱容量を有する排熱回収ボイラ内の過熱再生用熱交換器にて加熱され続けることを防止できるため、負荷遮断時の過回転防止対応が容易となる。

このような構成により、再生機能を蒸気噴射型ガスタービンに付加することにより、単純サイクルガスタービンに比較して、燃焼器入口温度の上昇による燃焼器のエクセルギー損失の低減、更には、排熱回収ボイラでのエクセルギー損失の低減が図れ、より高いエクセルギー効率を有する発電システムが可能となる。

5. 性能解析方法

5.1 成分ガスの熱力学的特性値

ガスタービンの作動流体に含まれる成分ガスは N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O , Ar , SO_2 , CO , H_2 が主成分となっている。これらのガスの熱力学的特性値は、Keenan-Kays のガステーブル⁽⁴⁾、最近では NASA による計算プログラムもあるが、前者は数表にて与えられており実際の計算時の不便さは常について回る。また、後者は最新の物とされているが、実計算に際してはパーソナルコンピュータでは取り扱えないという不便さがある。長島、松永によって、比較的容易にそして 2000 K までの広い温度範囲にまで適用可能な計算式が発表⁽⁵⁾されている。本研究では、その計算式を用いて成分ガスの熱力学的物性値の算出を行った。

5.2 性能解析の手順

作動流体の圧力・温度、要素性能、ガス組成・熱力学的物性値から各ステージの温度、圧力、エンタルピー、エントロピー、エクセルギーを求め、システムとしての熱量的、質的な変換効率の検討を行う。全体の計算手順フローを図5に示す。

まず、各要素間における圧力損失、各要素の効率、圧力比、作動流体流量、ガス組成等の定数値を決定し、圧

縮機における状態量を算出する。次に排熱回収ボイラにおける発生蒸気量を仮定して蒸気と圧縮機抽気空気を混合するエゼクタにおける状態量を求める。更に再生熱交換器出口の温度を仮定して燃焼器入口での蒸気噴射後の蒸気と空気との混合ガス状態量を計算し、この値を用いて燃焼器、タービン、再生熱交換器入口・出口の状態量を順次求めていく。新しく求めた再生熱交換器出口の蒸気と空気との混合ガス温度を用いて同様の計算を目標の精度に収まるまで繰り返す。次に、排熱回収ボイラにおける状態量の計算を行い発生蒸気量を求め、新たに求めた発生蒸気量を用いてエゼクタ以降の計算を、発生蒸気量の精度が目標値に収まるまで繰り返して行い、最終的な解析結果を得る。

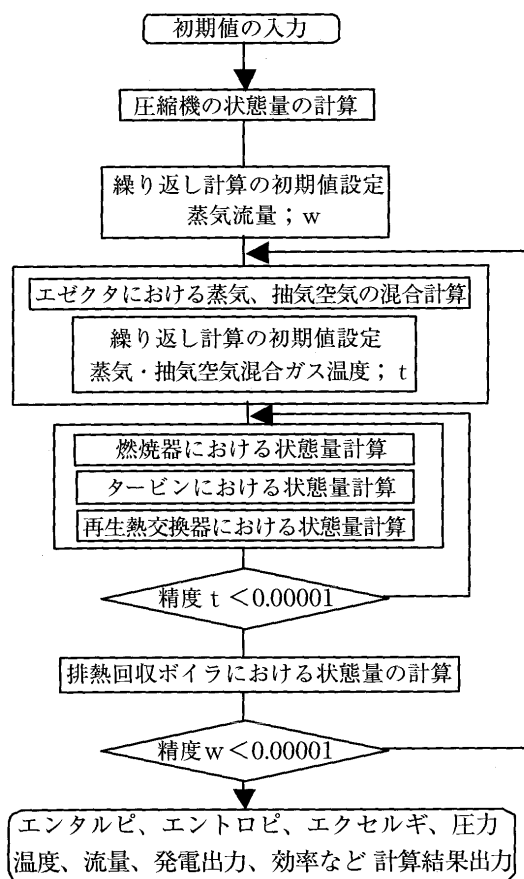


図5 性能解析フロー

6. 性能解析結果及び考察

前述の性能解析処方手法に基づいて本研究対象の未利用蒸気活用を狙い目とした蒸気噴射型ガスタービン発電システムの性能特性を解析した。

ガスタービンコージェネレーションは、電力及び熱エネルギーを出力として取り出すシステムであるが、この熱エネルギーとしての蒸気は殆どの場合 200℃ 以下の飽和蒸気の形態が多い。この性能評価については熱力学第1法則に基づく熱量的評価がなされてきた。すなわち投入燃料燃焼熱量に対する出力である電力量と熱量との和の割合を総熱効率とし、システム優劣評価の基準とし

てきた。

しかしながら、エネルギーの形態には、その品質に大きな相違があり、仕事量としての電気・機械エネルギーはお互いに、また、熱エネルギーに 100% 近くの効率で変換可能であるが、熱エネルギーはこのような効率では仕事量に変換できない。

このエネルギーの品質の程度を定量的に示す指標がエクセルギであり、取り出し得る最大の有効仕事量として定義されている。本解析は、従来の熱量的解析に加えて質的なエクセルギ評価も考慮に入れて行った。

このエクセルギの算出にあたって、JIS「有効エネルギー評価方法通則」を用いて、組成が明確なガス燃料については、標準有効エネルギーに基づく計算により、また、一般廃棄物ごみについては、組成が明確でない固形燃料に対する算出方法である「Rant の式」を適用した。

3章で検討したごみ焼却施設からの未利用蒸気の容量とのマッチングを考慮して、新しい SAGA システムの基本となる 1 軸式単純サイクルガスタービンの容量と要素性能とを決定しておく必要がある。本研究では分散型発電システムも主眼の一つとしているため、その容量は 1500～2000 kW 級の比較的小型のガスタービン発電設備を対象とした。このクラスのガスタービンに対して現在の一般的な仕様を本研究の基準として設定し、表 2 に示す。また、ごみ焼却設備からの未利用蒸気導入量は第 3 章にての検討結果から最も効果が期待できる 30 t/h 級とし、その蒸気条件を表 3 に示す。

表2 解析対象システムの基本仕様

タービン入口温度	1, 100 ℃
圧力比	12
空気流量	34.2 t/h
圧縮機効率	76.4 %
タービン効率	85.6 %
燃焼器効率	99.0 %
減速機効率	95.6 %
発電機効率	95.5 %

表3 導入未利用蒸気の基本条件

蒸気量	28.7 t/h
蒸気圧力	1.62 MPa
蒸気温度	202 ℃

また、図 4 に示す提案システムの性能を評価する際の効率は、入力としてのガスタービン燃焼器への燃料とごみ焼却施設等からの未利用余剰蒸気とを合わせた熱量 Q_{in} (kW)、エクセルギ E_{in} (kW) と、出力としての電力 L_{out} (kW) 及び回収蒸気の熱量 Q_{out} (kW)、エクセルギ E_{out} (kW) を用いて下記のように定めた。

システムの熱量的評価に対して、

①発電熱効率

$$\eta_{Q,L} = L_{out}/Q_{in} \quad (1)$$

②総合熱効率

$$\eta_{Q,T} = (L_{out} + Q_{out})/Q_{in} \quad (2)$$

システムの質的評価に対して、

③発電エクセルギ効率

$$\eta_{E,L} = L_{out}/E_{in} \quad (3)$$

④総合エクセルギ効率

$$\eta_{E,T} = (L_{out} + E_{out})/E_{in} \quad (4)$$

6.1 未利用蒸気導入量の影響

一般にごみ発電システムは、ごみ焼却施設からの蒸気にてタービンを駆動し、出力としてエクセルギ率100%の電力を得ることを主体としている。本研究のSAGAシステムの狙い目も、ごみ焼却施設からの未利用蒸気(Gsw)の導入を図り、電力を主体に得ることであるが、プロセス蒸気が必要な場合にはこの導入蒸気量を制御して送気すれば対応可能である。

このため表3に示すように導入基準蒸気量は28.7 t/hと設定したが、このプロセス蒸気への対応とごみ焼却施設ボイラ容量への対応として、表2及び表3の基準条件に基づき、ガスタービン空気流量(Ga)に対するごみ焼却設備からの未利用導入蒸気量(Gsw)の割合が熱効率、エクセルギ効率へ及ぼす影響を解析し、その結果を図6に示す。

この図から未利用蒸気導入比が0.6以上になるとエクセルギ効率が40%を超え、0.9付近にて最大となることがわかる。

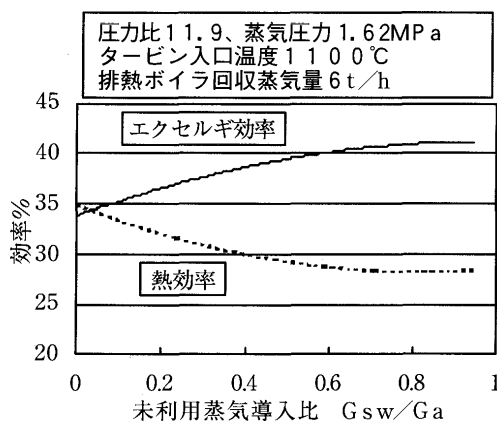


図6 未利用蒸気導入量の影響

6.2 ガスタービン圧力比の影響

一般に単純サイクルガスタービンシステムでは、圧力比が大きくなるにつれその効率は高くなるが、ある値以上になるとその影響は小さくなることが知られている。

本研究のSAGAシステムについて、圧力比を5.0から15まで変化させた場合の効率に及ぼす影響を検討し、その結果を図7に示す。

ただし、燃焼器への噴射蒸気量はエゼクタの空気吸引特性を考慮して下表のように最適化した。

圧力比	噴射蒸気量 (t/h)
5	18.0
8	20.5
12	34.2
15	34.2

圧力比が10以上になると、エクセルギ効率は40%を超え、圧力比15付近で最大となることがわかる。したがって、SAGAシステムを構成する場合の圧力比は、基本ガスタービンの一般的なそして実績のある圧力比12~14の間で選定することが妥当であると言える。

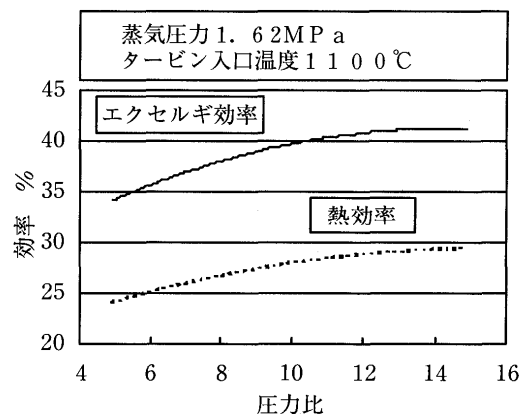


図7 圧力比の影響

6.3 タービン入口温度の影響

タービン入口温度が効率に及ぼす影響を図8に示す。

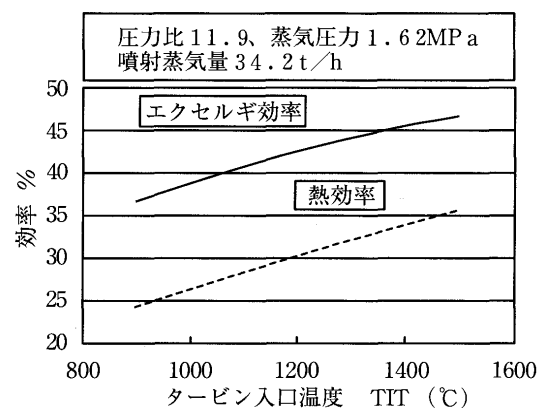


図8 タービン入口温度の影響

この図から、タービン入口温度が1,050℃付近になるとエクセルギ効率は40%を、1,350℃付近で45%を超えることがわかる。更に1,500℃付近では、47%にも

及んでいる。

タービン翼材料の耐熱性からその温度は制限されているが、最近の翼冷却技術の向上とあいまって、1,500℃級のSAGAシステムも可能であるといえる。

7. 実プラントへの適用の検討

中小型ガスタービンを基本とした分散型ごみ発電システムへSAGAシステムを適用した場合（SAGAごみ発電システム）の効果を検討するため、第1段階として、適用する従来型ごみ発電システムの仕様を選定しておく必要がある。

第3章の未利用蒸気の検討結果から、ごみ処理量200t/日、ボイラ単缶当たりの蒸発量は20~30t/h、蒸気条件は20ata以下の既存ごみ発電システムを適用対象として、その主要仕様を表4に示す。

表4 対象ごみ発電システムの仕様

焼却能力	トン/日	200
ごみ熱量	kW	24,220
ごみエクセルギ	kW	26,020
蒸気量	kg/h	28,770
蒸気圧力	MPa	1.62
蒸気温度	℃	202
蒸気熱量	kW	20,087
蒸気エクセルギ	kW	7,381
発電出力	kW	1,200
熱効率	%	4.95
エクセルギ効率	%	4.61

この対象とするごみ発電のリパワーリングとして本研究SAGAシステムを適用した場合の仕様を表5に示す。

表5 適用SAGAシステム仕様

タービン入口温度	℃	1,100
圧縮比		12
空気流量	kg/h	34,180
燃料熱量	kW	19,012
燃料エクセルギ	kW	19,725
導入未利用蒸気		
蒸気量	kg/h	28,770
蒸気温度	℃	202
蒸気圧力	MPa	1.62
蒸気熱量	kW	20,087
エクセルギ	kW	7,381
発電出力	kW	11,099
熱効率	%	28.4
エクセルギ効率	%	40.9

表4及び表5から、200トン/日級の既存ごみ発電設備の蒸気タービンを本研究SAGAシステムに代替してリパワーリングしたSAGAごみ発電システムの性能を表6に示す。

表6 SAGAごみ発電システム

燃料熱量	kW	19,012
燃料エクセルギ	kW	19,725
ごみ熱量	kW	24,220
ごみエクセルギ	kW	26,020
発電出力	kW	11,099
熱効率	%	25.7
エクセルギ効率	%	24.3

1970年代から全国でごみ発電設備が建設されてきており現在までに約180箇所の施設が完成されて稼働しているが、燃焼ガスの腐食性の影響によりその発電熱効率は低く抑えられて来た。表4に示す従来のごみ発電設備をレトロフィットリパワーリングしたその効果について検討を行なう。

ここでリパワーリング効率を次のように定義し、その結果を表7に示す。

リパワーリング熱効率 $\eta_{R,Q}$

$$\eta_{R,Q} = \Delta L_{OUT} / \Delta Q_{IN} \quad (5)$$

リパワーリングエクセルギ効率 $\eta_{R,E}$

$$\eta_{R,E} = \Delta L_{OUT} / \Delta E_{IN} \quad (6)$$

ここで；

ΔL_{OUT} ；発電出力増加分 (kW)

ΔQ_{IN} ；燃料熱量増加分 (kW)

ΔE_{IN} ；燃料エクセルギ増加分 (kW)

表7 既存ごみ発電のリパワーリング効果

リパワーリング熱効率	%	52.1
リパワーリング エクセルギ効率	%	50.2

ガスタービンの高温排気ガスで蒸気を過熱して発電熱効率を高めるスーパーごみ発電がすでに3箇所稼働し、現在千葉県にて4番目の設備が建設中である。このスーパーごみ発電との比較を図9に示す。

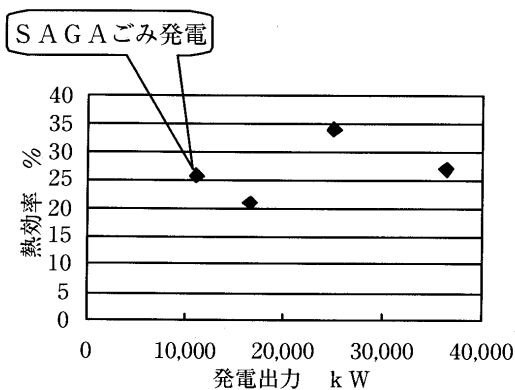


図9 スーパーごみ発電との比較

この図9の中で34%の高い効率を示すものは蒸気タービンの蒸気流量47.3トン/hのうち、28.0トン/hの蒸気のごみ焼却ボイラから導入されているシステムであり、コンバインドサイクルが組み合わされたスーパーごみ発電といえる。したがって、ごみ発電のリパワーリングはすべて同じ条件で比較するのは難しいが、本研究のSAGAごみ発電は、既存のスーパーごみ発電システムと比べても遜色の無いシステムといえることができる。

8. 結 言

全国の既設ごみ発電設備のレトロフィットリパワーリング発電システム、更には発電が行われていないごみ焼却設備からの未利用余剰蒸気の有効活用を狙い目とした発電システムの構築に、本研究のガスタービンシステム(SAGAシステム)を追加建設するだけでその効果が大きいと期待できる。

1) 中規模ごみ焼却設備から発生している未利用低質

蒸気を活用した発電システムの有効性が把握できた。

2) 既存のごみ発電設備の蒸気タービンの代替として本研究システムをリパワーリングすることにより、その効率を大幅に向上させることが可能であることが示された。

3) 既存のスーパーごみ発電システムと比較して、本研究システムは蒸気タービンや復水器を設置する必要が無くガスタービンだけの設置で、より簡単な構成で同等の熱効率が得られることが示された。

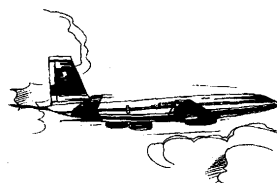
4) 本研究システムを適用したごみ発電リパワーリングシステム(SAGAごみ発電システム)では、リパワーリング効率が52.1%となることが示され、最新の大型コンバインドサイクル並みの性能と二酸化炭素削減効果が得られることがわかった。

謝 辞

本研究に関して、貴重なご指導を賜った東京工業大学 吉澤 善男教授、また、ごみ焼却設備からの未利用蒸気活用の必要性をご指導くださった芝浦工業大学 平田 賢教授に、更に関係各位から多くの助言とご協力をいただいたことに深く感謝する。

参考文献

- (1) 平田 賢, システムエネルギーをもとめて 日本ファインセラミックス協会 (JFCA) 講演会 1996.10
- (2) 宇治茂一, 部分再生二流体ガスタービンシステム 日本機械学会論文集 66巻 648号 B編 2000.8
- (3) 吉田邦夫, エクセルギー工学 1999.2
- (4) Keenan 他, Gas Table, 1983
- (5) 長島, 松永, ガスタービン設計のための燃焼生成物特性の計算法, 日本ガスタービン学会誌, GTSJ 12-47, 1884



現代と古代の鑄造技術の周辺

高原 北雄^{*1}

TAKAHARA Kitao

1939年に初めてジェット機がドイツで飛んだ。その時のタービン入口温度は697℃でしかなかった。私が航空宇宙技術研究所で1960年代に冷却タービンの研究開発を始めた時のタービン入口温度は850℃でしかなかった。今やそのタービン入口温度は1,550℃にもなり、航空や電力の省エネルギーや環境問題に貢献している。この冷却タービンの研究は空力、伝熱、構造、加工法等関係する全ての問題を総合的にエンジン全体の中で最適化することにある。高温タービン翼は内部を中空にして冷却空気で冷やす構造の静翼と動翼を採用する必要がある。初期には板金構造の冷却翼を採用したが、実用化するには鑄造技術の開発が必須と痛感した。新しいロスト・ワックス真空鑄造技術やタービン翼に封じ込められたセラミック中子を高温アルカリ溶液で溶解し更に各種の冷却孔の加工を施して冷却通路を構成する技術の進捗度に合わせて少しずつ高温化が進んだ。その鑄造材は高温クリープ強度の高いNiやCo合金を使った。開発初期の頃にはセラミック中子の不良から殆どの鑄造材が検査を通らない事態に陥ったこともあった。今ではその合金を柱状晶や単結晶化する高度な技術や断熱被覆技術も採用されている。

その開発を担当していた頃、私は街角で紀元前175年に初鑄された500~1,500円程度の「四銖半兩」を見つけた。秦の始皇帝が国を興した約半世紀後の前漢に生まれた大量生産の技術文化遺産でもある。この古鑄貨は司馬遼太郎の「菜の花の沖」の箱館や山川出版の世界史総合図録のカラー写真にも掲載されている。この古銭は鑄物製なので湯道があり、そのバリを取る為に中心に角棒を差し込み研磨する必要から角穴になったようだ。幾らか安い値段で買っては兄弟や友人に上げていた。私はこのような技術文化の重みを感じ、多くの友人に生涯差し上げようと考えた。友達になったコイン屋さんから80円/個で大量に買い込んだ。なぜこれほど安いのかを調べたら、コインマニアは大量に出土したものには希少価値がなく、興味を引かないことが原因だった。この古鑄貨のある鉄鋼関係の研究者に差し上げたら日本銀行の貨幣博物館などを見学したり、金属分析をしてくれ古代の貨

幣であると判定してくれた。また、名古屋大学の早川学長にも差し上げたことがある。学長の友人で古鑄貨を鑑定できる教授が「四銖半兩」と再認定され、学長夫妻は大変喜ばれた思い出もある。こうしてこの古鑄貨は「社会の中に秘められた宝の山」にあった。ガスタービン技術の宝も同じように、まだまだ社会の中に山積している。いかなる視点で研究開発をすればこれらの宝を見つけられるかは夫々の考えに委ねられよう。

10年以上も前、日本機械学会のメカライフNo.14, 88-12にこの貨幣を含め「古代の技術」を書いたことがある。その後、暫くして同じメカライフNo.16, 89-6に米国の宇宙飛行士候補のJ. Apt氏と「宇宙でのグルメは」で対談したことがあった。対談後、J. Apt氏からサイン入りスペース・シャトルの写真を頂いたので、この紀元前の古鑄貨を差し上げた。J. Apt氏は当時、米国の独立宣言後、約210年の短い米国史から見てこの古鑄貨は何倍も歴史があると喜ばれ「私の家宝にする、また必ず宇宙に持ってゆく」と確約してくれた。暫くした平成3年の5月にチャレンジャー号の事故後5年ぶりにJ. Apt氏が宇宙遊泳をされた報道された。また2回目の宇宙飛行では毛利宇宙飛行士と一緒された方でもある。このような思わぬドラマがこの「四銖半兩」から生まれ、私はこの古鑄貨に一層愛着が生れた。また暫くして米国鑄造技術の雄であるハウメット社の社長が来日され、私の司会で講演をしていただいたことがあった。講演後、「貴社は現代の最先端鑄造技術の保持企業だが、2000年前は中国だったのでは」といって四銖半兩を差し上げた大変喜ばれた記憶もある。

今、私はこの古鑄貨を懐紙に「この古鑄貨はあなたに何を伝えようとしているのでしょうか」と墨書して差し上げている。社会には答が一つのものは極めて少ないのに小学校から大学まで「答が一つである」との染脳を今一度考え直してもらいたいとの私の願いも込めている。この古鑄貨を差し上げた方々から、時々家族の出来事を話して下さることもある。本人のみならず子供さんが歴史や技術や経済を含めた総合文化に興味を持ち始めたとの喜びを伝えてくれることもある。このように小さな「四銖半兩」の種を社会に播き、誰かの目を輝かせることになればと思いつつ、私は今後も一つ一つ墨書して差し上げ続けようと考えている。

原稿受付 2001年3月19日

*1 高原総合研究所

〒206-0803 東京都稲城市向陽台4-2-B-809

この古鑄貨「四銖半両」を50名の方に差し上げます。申込は葉書で郵便番号、住所氏名、日本ガスタービン学会へのコメント等をお書きいただき、日本ガスタービン学会に一人1通でお申込ください。申込者が多い場合には先着順とさせていただきます。当選者は郵送をもって変えさせていただきます。この古鑄貨を金属分析や研究に使いたい方は別途個人的に著者までご連絡ください。

私の雑文を熱心に読んで下さりご意見を頂いた方がおられます。心から御礼申し上げます。この欄で私の書き方が悪かった所や間違った記事を正したいと思います。

- ①9月号408ページの★核融合の温度で、東京から大阪間400 km, 東京・広島600 kmは誤りで夫々550 km, 900 kmであるとの指摘を受けました。

「返答」

私はこの喫茶室を通じてmm/年法での距離はmicrosoft Encarta World Atlasを利用しました。遠くは東京を現在、近くは現在地からの最短距離を採用しました。遠くの距離は上記の方法で同じ9月号409ページのmm/年法の所で「宇宙誕生150億年を1.5万 kmとし東京から喜望峰」にしています。ご指摘頂いた距離は東海道線の路線距離から引用されたようです。誤解され易いのでもう少し判りやすい説明を加えれば良かったと感じています。

- ②9月号408ページの★1.3 kgの項目に大きな間違いがある。ア：飽和水蒸気の数値が違う。イ：論理が違う。

「返答」

これはご指摘のように私の間違いです。お詫びして訂正をさせていただきます。またご指摘して下さり心から御礼申し上げます。

ア：ご指摘のように空気1 m³の中に含まれる飽和水蒸気量は30℃では約32 g, 20℃で18 g, 10℃で9.5 g, 0℃で4.9 gになると記さなければならなかった所を記憶していた数字で吟味せず記しました。大変申し

し訳ありませんでした。

イ：「30℃で相対湿度が50%の空気を15℃の空気にする」と水蒸気が水になり、気化熱が顕熱に変わる。このため乾燥空気を15℃にする熱量より多くの熱量を除去して15℃にする必要がある」と記すべきでした。

- ③1月号の486ページの「太陽エネルギーから2万度の温度が取り出せるか」で波長の短い部分だけを通すフィルターを用いれば可能と記しましたが誤解を受け、エントロピーの法則に反し非現実的と指摘を受けました。

「返答」

これも私の表現が適切でなかった所があり、誤解を与えたようです。太陽表面は黒点やコロナなどで大きな温度分布があることが知られています。その温度分布に合わせ、太陽から幅広い波長の電磁波を宇宙に放出し地球にも届いています。太陽からの電磁波をプリズム等で分光し可視光線以下の波長の短い部分を集めれば2万度にする事ができると考えました。非現実的でしょうか。

私は以前に太陽炉を見学して以降、「太陽炉で6000℃以上に温度を上げる方法はないか」と長年考え続けてきました。多くの方々にご意見を貰いましたが、私には納得できませんでした。ある時、大学の後輩で宇宙に携っておられる方と雑談している時にやっと納得できたと感じました。私達は日常生活の中で温度とエネルギーを混同しがちで、分散値から判断しない習慣があるように以前から感じていました。この視点で太陽炉の考えを記しましたので誤解するような表現になり失礼しました。プリズム以外のフィルターものもあると思います。学会員の方々からも新しい工学的な考えが生まれればと期待しております。

今後更に私の考えが間違いと納得できればその時に訂正させていただきます。このような議論が学会誌で行われますことは私の考え違いを訂正でき大変うれしいことと考えています。ご指摘いただいた方に心から御礼申し上げます。

物質・材料研究機構

物質研究所における非酸化物構造用セラミックスの研究

広崎 尚登*1
HIROSAKI Naoto

キーワード：Silicon Nitride, high temperature, strength, superplastic

1. はじめに

文部科学省無機材質研究所における非酸化物構造材料の研究を紹介する。なお、原稿執筆時点では著者は文部科学省無機材質研究所の第3研究グループ（グループテーマ：サイアロン）に属しているが、この4月からは当研究所は金属材料技術研究所と統合して、独立行政法人物質・材料研究機構となり、著者の研究グループは物質研究所に属する予定である。

当グループでは、サイアロン、窒化ケイ素、炭化ケイ素などの非酸化物構造用セラミックス材料を対象として、その焼結機構、組織制御手法、機械的特性の発現機構などについて11名（外来研究員等を含む）で研究に取り組んでいる。これらの材料は、室温や高温で機械的特性が優れているためガスタービンエンジンをはじめとして各種の機械部品への応用が期待されている。ここでは最近のトピックスである、高温で変形しにくい耐熱材料と高温で変形しやすい超塑性材料について紹介する。

2. 耐熱セラミックスの開発

当グループでは、1999年度より「新世紀耐熱材料プロジェクト」（文部科学省）に参加して1500℃での使用が可能な耐熱セラミックスの開発を進めている。窒化ケイ素セラミックスは、自動車用エンジン部品を始めとして多くの機械部品に使われており、構造材料として実績のある材料である。これは、室温から1000℃程度の温度範囲では、耐食性、強度、靱性に優れており、最も信頼性の高いセラミック材料であると評価されているからである。しかし、この材料は1000℃以上の温度では強度が低下するため、ガスタービン用の材料として使用するには問題があった。

この材料の高温での強度低下は窒化ケイ素焼結体に含まれる粒界相の軟化が原因である。窒化ケイ素は難焼結性の物質であるため、焼結には酸化物焼結助剤の添加が必要である。焼結助剤は高温で液相を生成して液相焼結の機構が働き緻密化が進行するが、緻密化が達成された後の冷却中に液相は粒界にガラス相として残留し、高温

強度低下を引き起す。これらの問題点を解決するには、焼結時には液相を生成して焼結を促進するが、焼結後には耐熱性の高い粒界相を形成する液相組成を設計する必要がある。Yb 酸窒化ケイ素 ($\text{Yb}_4\text{Si}_2\text{O}_7\text{N}_2$)⁽¹⁾はこの条件を満たす液相組成であり、当グループでは1994年からこの材料の研究を進めてきた。この材料は、1750℃での通常のホットプレス法で焼結が可能であり、焼結性に優れている。また、粒界相が結晶化しやすい特長を持ち、粒界ガラス相の大部分は特別な熱処理を施すことなく耐熱性の高いYb₄Si₂O₇N₂に変化し、焼結体の耐熱性が1350℃に向上する。この材料は、耐酸化特性や耐クリープ変形特性にも優れており、1350℃程度までの環境で利用できる。

現在はこの結果を踏まえて更に耐熱性の高い液相を用いた焼結プロセスに取り組んでいる。ガス圧ホットプレス法を用いて1900℃の高温で焼成すると、より融点が高いLu系の液相の利用が可能となる。図1に種々の希土類酸化物を添加して、焼結後に粒界に希土類元素の酸化物を析出させた窒化ケイ素の高温強度を示す。高温強度は希土類元素の種類により異なり、高融点助剤であるLu₂O₃を添加したものは強度低下が始まる温度が高く1500℃で730 MPa、1600℃で560 MPaの強度を維持している。また、この材料は1μm以下の微細なマトリックス粒子中に10μm程度の柱状粒子が成長した自己複合化組織（図2）を有しており、窒化ケイ素特有の高強度、高靱性、高信頼性の特長を示す。このように高融点助剤

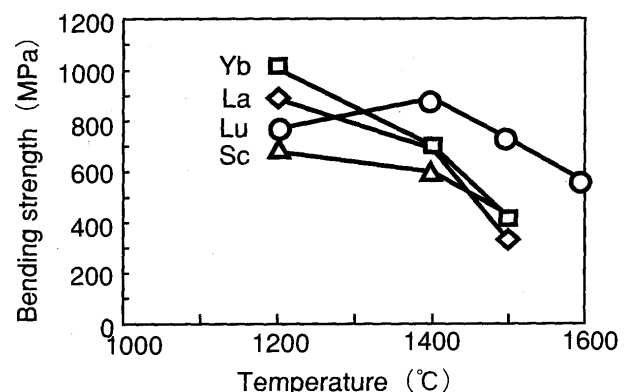


図1 希土類酸化物を添加した耐熱窒化ケイ素の高温強度

原稿受付 2001年2月21日

*1 独立行政法人物質・材料研究機構

〒305-0044 茨城県つくば市並木1-1

を用いて高温焼成することにより耐熱性の高い粒界を形成することができ(図3), 材料の耐熱性向上に有効である。現在は, 精密な組成制御と結晶化制御によりガラス相が極めて少ない材料の開発を進めており, 耐熱性の一層の向上が期待される。

3. 超塑性変形セラミックスの研究

無機材質特別研究として「セラミックスの塑性加工に関する研究」を1996年度より進めている。ここでは, 粒界制御と粒径制御により耐熱材料とは逆に高温で変形し易い材料を造ることを目指している。窒化ケイ素や炭化ケイ素では機械特性が優れる反面で切削や研削の機械加工が難しく, 複雑形状部品を精密に仕上げるにはコストが高くなる問題があり, 塑性加工への期待は大きい。

超塑性発現のためには組織の微細化と高温での組織の安定化が重要である。低融点の焼結助剤を添加して, 焼結法としてホットプレス法やパルス通電焼結法を用いてできるだけ低温短時間で緻密化できるプロセスを探索した。図4⁽²⁾に開発したプロセスで合成された窒化ケイ素

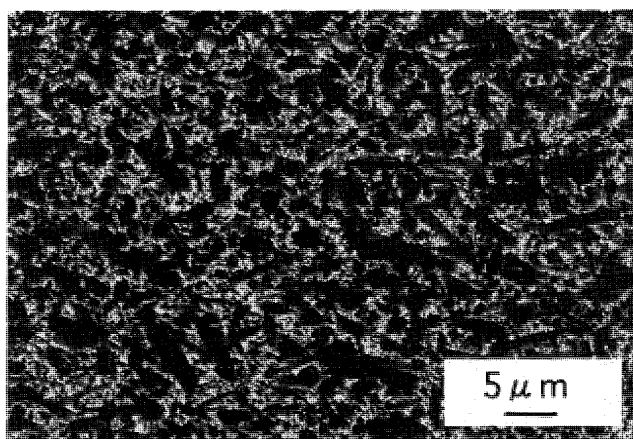


図2 Lu_2O_3 を添加した耐熱窒化ケイ素のSEM写真
(白い部分が粒界相, 黒い部分が窒化ケイ素であり, 自己複合化組織を持つことが特徴である)

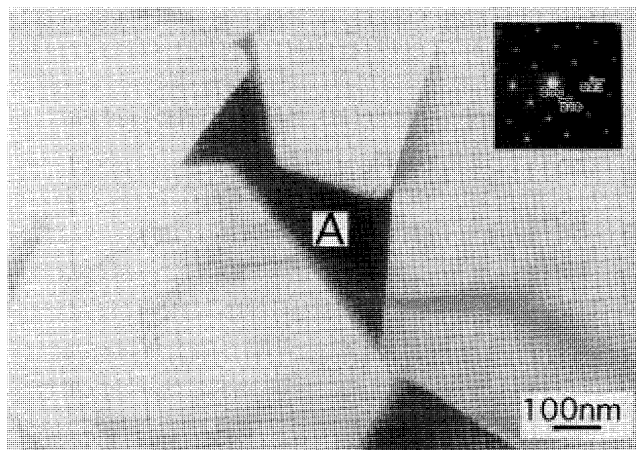


図3 Lu_2O_3 を添加した耐熱窒化ケイ素のTEM写真
(Aの粒界相が SiLu_2O_5 として結晶化している)

系ナノセラミックスの組織を示す。粒径200 nm程度の微細な組織にも係わらず1800℃に保持しても粒成長しないことが特徴であり, 高温で安定な組織を持つ材料の開発に成功した。今までに報告されてきた超塑性セラミックスの多くは塑性加工過程で高温に加熱すると粒成長が進むため, 加工硬化が起こり時間とともに変形しに

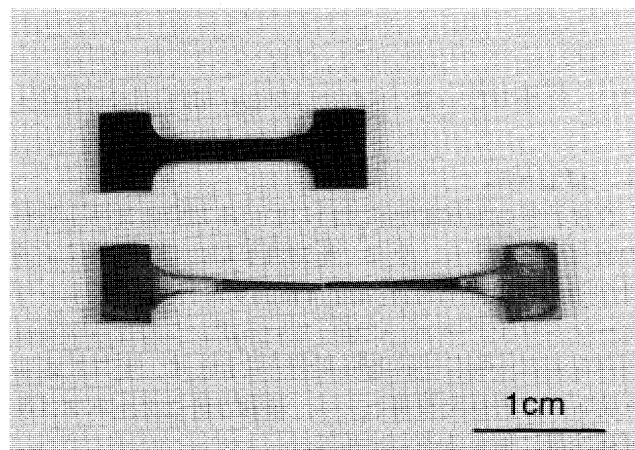


図4 窒化ケイ素ナノセラミックスのTEM写真

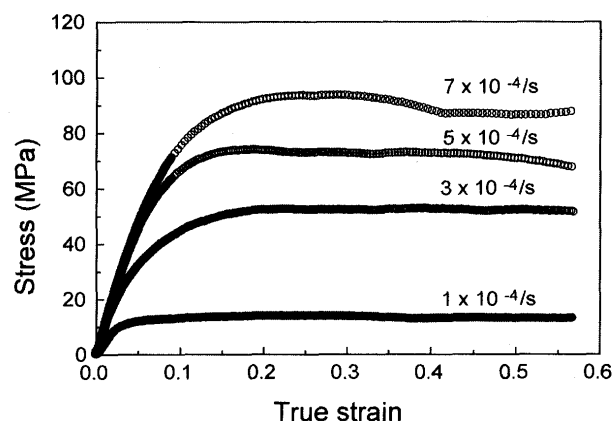


図5 窒化ケイ素ナノセラミックスの1550℃における超塑性変形挙動

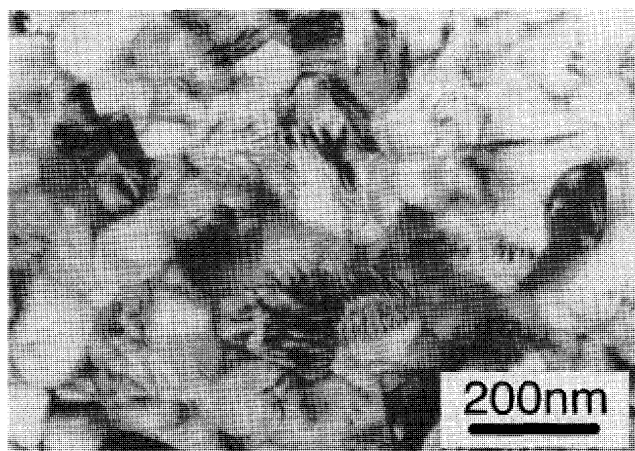


図6 炭化ケイ素ナノセラミックスの超塑性加工
(170%の伸びを示した, 元科学技術振興事業団 永野孝幸氏提供)

くくなる。開発材料ではこのような現象は起こりにくい
ため高温で長時間の加工が可能となり、図5⁽²⁾に示す
ように1550℃で毎秒0.0001程度の変形速度が得られた。
炭化ケイ素に関しても同様のアプローチでナノセラミッ
クス焼結体を得ており⁽³⁾、図6に示すような超塑性加工
に成功している。

4. おわりに

無機材質研究所で行われている非酸化物セラミックス
の研究のトピックスを紹介した。液相焼結非酸化物セラ
ミックスでは粒成長の程度や粒界組成によって同じ窒化
ケイ素でも特性は大いに異なる。耐熱窒化ケイ素では、
粒界に耐熱性の高い結晶相を析出させることにより高温

機械特性を向上させた。一方、超塑性変形セラミックス
では組織を微細化することにより超塑性加工が可能と
なった。今後も粒界制御、微構造制御という観点から新
たな機能を持つ構造セラミックスの研究を進めていき
たい。

参考文献

- (1) T. Nishimura, M. Mitomo, and H. Suematsu, J. Mater. Res., 12 [1] (1997), 203.
- (2) G. D. Zhan, M. Mitomo, T. Nishimura, R. J. Xie, T. Sakuma, and Y. Ikuhara, J. Am. Ceram. Soc., 83 [4], (2000) 841.
- (3) T. Nagano, K. Kaneko, G. D. Zhan, and M. Mitomo, J. Am. Ceram. Soc., 83 [10], (2000), 2497.

BOWMAN マイクロタービンコージェネレーションパッケージ

木村 彰男^{*1}

KIMURA Akio

キーワード：分散型エネルギーシステム、マイクロタービン、コージェネレーション、ボーマンパワーシステムズ

Distributed Energy System, MicroTurbine, Cogeneration, BOWMAN Power Systems

1. はじめに

分散型エネルギーシステムの中核となる小型発電装置としてマイクロガスタービンが注目を集めている。特に排熱回収機器と組み合わせたコージェネレーションパッケージについては、需要家のエネルギーコスト削減、省エネルギー、CO₂排出量削減に貢献できるクリーンなエネルギー源として、今後の用途拡大が期待されている。本稿では英国のボーマンパワーシステムズ社が開発した製品について、その概要を紹介する。

2. 開発経緯

ボーマンパワーシステムズ社は1994年に設立された高速発電機およびインバータに独自技術を有するベンチャー企業であり、設立当初より米国エリオット社との共同作業によりタービン発電機の開発を行ってきた。米国企業のエリオット社がタービン発電機単体の販売を行うのに対して、コージェネレーションの意識普及が進んでいる欧州の企業であるボーマン社は、温水熱交換器を内蔵したコンパクトな一体型マイクロタービンコージェネレーションパッケージを世界で初めて市場投入する。ここに分散型エネルギーシステムに関する考え方の違いが顕著に表れており、欧州型の環境調和を考えた持続型成長を指向する姿勢には学ぶべき点が多い。

製品開発は当初45 kW機から始まり、50～60 kWの出力範囲で種々の試作機による試験および改良が行われた。それらの改良成果を踏まえて新たに80 kW機が開発され、これを主力機種として販売を開始することが予定されている。

3. 構成機器の概説

図1に45 kW (TG 45 CG) 試験機の機器構成を、図2に80 kW機 (TG 80 CG) の外観を示す。当初、燃焼用空気の吸入は本機側面から行われていたが、50 kW機では後面、さらに80 kW機では本体上面に移されているが、基本的な機器構成に大きな変更はない。

3.1 エンジン

エンジン形式は一軸再生サイクル式ラジアルガスタービンで、遠心圧縮機側の軸端に永久磁石式高速発電機が直結されている。アニュラー型燃焼器の圧縮比は4.2、希薄燃焼による低NO_x設計で、燃料は都市ガス13Aを標準として、LPG、灯油仕様も開発中である。

タービン軸は、中央部はジャーナル軸受け、発電機側軸端はセラミックスボールベアリングで各々支持される。軸受けの潤滑は信頼性および実績の観点から油潤滑式を採用し、発電機ステータ外周の冷却も兼ねた設計となっている。

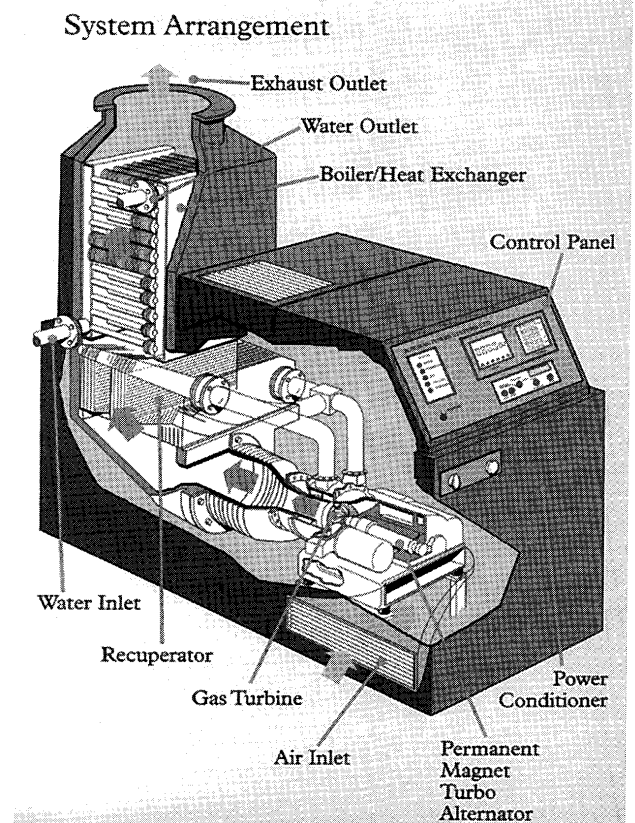


図1 TG 45 CGの機器構成

原稿受付 2001年3月15日

*1 株式会社クボタ NEB-PT

〒103-8310 東京都中央区日本橋室町3-1-3

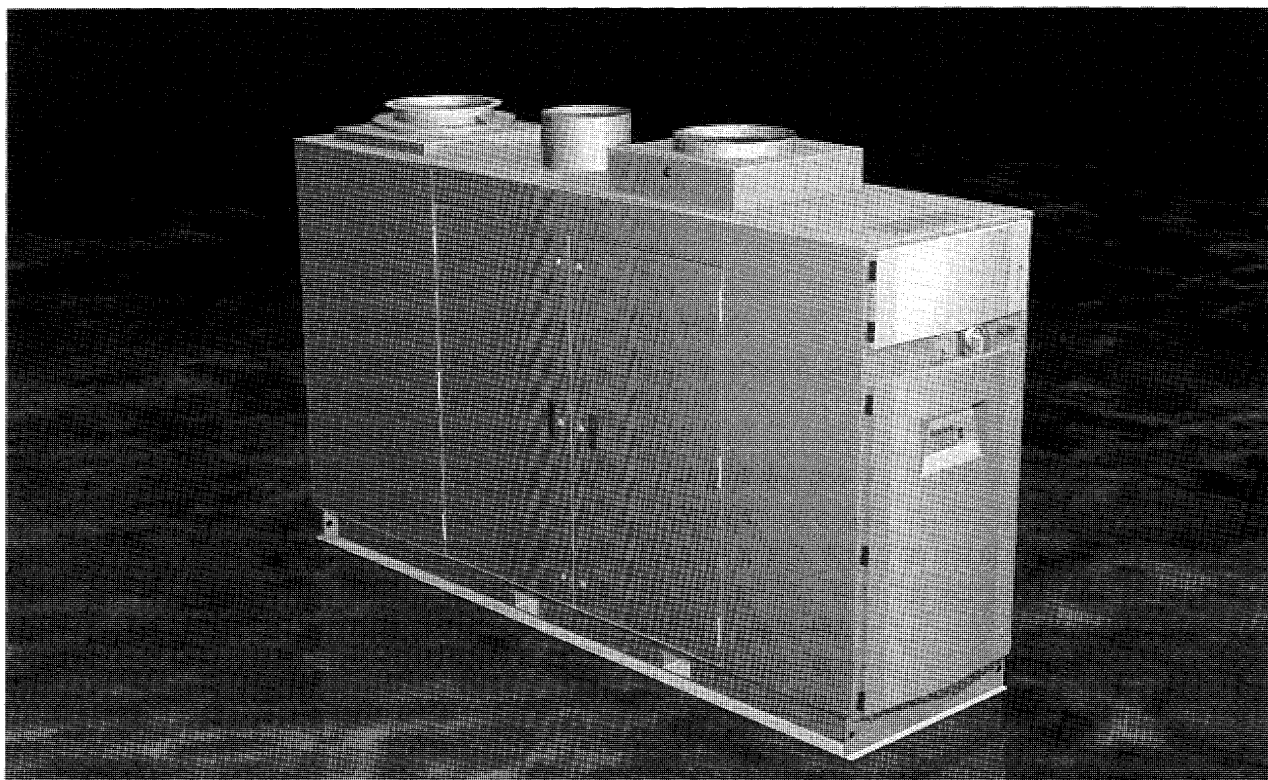


図2 TG 80 CG の外観

3.2 再生器

再生器は米国 Solar 社製のプライマリーサーフェス式で、別置き型を採用したことで整備性に優れている。

遠心圧縮機・燃焼器－再生器間にバイパス配管およびバイパス弁を設けており、再生器に流入する空気量を調整することが可能である。この機構により熱電比が可変となり、45 kW 機では不足気味の熱出力を補うことができる。

再生器への流入ガス温度（タービン排気温度）は 600℃ を越えるため、再生器の材質にはオーステナイト系ステンレス鋼を使用している。

3.3 電力調整装置（Power Conditioner）

高速発電機で発生した高サイクルの交流は図 3 に示す電力調整装置内で一旦直流に変換され、再度商用電源として利用可能な 50 Hz または 60 Hz の交流へと変換され、その変換効率は 95% である。

標準的な出力仕様は AC 400 V 3 相 4 線式で、トランスを介して負荷接続を行う。発電効率は TG 50 CG で 23%、TG 80 CG では 27% である。発電機の運転方式として電圧制御の独立運転モードと電流制御の系統連系モードの 2 種類を選択できる。

3.4 遠隔監視

外部インターフェースとして RS 232 C および RS 485 のシリアルポートが準備されており、本体前面の操作パネルで行う発電機の制御ならびに管理、診断および保守

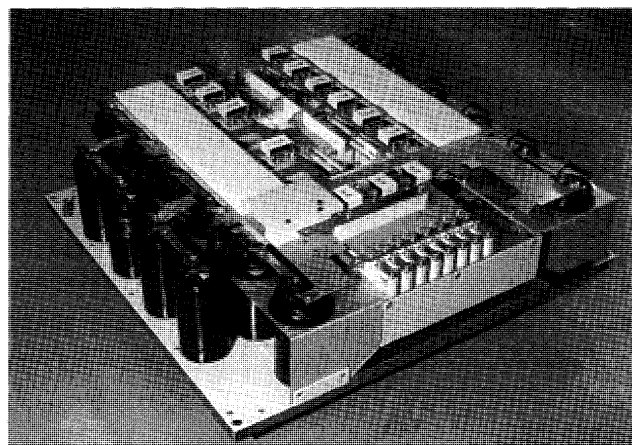


図3 Power Conditioner の外観

の各種データ監視が遠隔で可能である。

データ通信方式は電力分野のデータ通信で最も標準的な Modbus プロトコルを使用している。

4. おわりに

ボーマン社で開発された製品を日本仕様に適合させる作業が現在、英国および日本国内で進行している。この作業を円滑および効率的に進める目的もあり、ボーマン・ジャパン株式会社が平成 13 年 2 月末に設立されたことを最後に御紹介して本稿を終了させて頂く。

カワサキ「S7A-01」型ガスタービン・エンジン

楠本 吉昭*¹

KUSUMOTO Yoshiaki

キーワード：ガスタービン・エンジン，再生サイクル，コージェネレーション

Gas Turbine Engine, Regenerative Cycle, Recuperative Cycle, Cogeneration

1. はじめに

環境・エネルギー問題の切り札として小型分散電源への注目が高まる中，川崎重工では，東京ガス・大阪ガス・東邦ガスと共同で，650 kW 級高効率ガスタービン・コージェネレーション発電装置を開発した。そして，この発電装置向けコア・エンジンとして高効率再生サイクル式ガスタービン・エンジン S7A-01 を新たに開発した。当エンジンはコージェネレーションとして最適な総合熱効率と運用コストの削減を狙ったものであり，同クラスの産業用ガスタービンとしては世界初の再生サイクルを採用したものである。本報では，この S7A-01 型ガスタービン・エンジンの概要について紹介する。

2. 開発の背景と特徴

当社には 600 kW 級自社開発ガスタービンとして，S2A-01 型が従来より存在し，非常用電源やコージェネレーション発電装置の原動機として豊富な運用実績を誇っているが，小型ガスタービンの宿命ともいえる機関熱効率の低さからコージェネレーション用としては熱電比が大きく，導入可能な分野が限られていた。そこで，コージェネレーション・システムに最適な次世代の高効率小型ガスタービンとして，当社の豊富なガスタービン自主開発の経験と実績をベースに，新しい設計思想のもと開発されたエンジンが当 S7A-01 型ガスタービンである。

最大の特徴として，再生熱交換器にて高温のタービン排気ガスの排熱を回収し，燃焼器へ入る前の圧縮空気を予熱するという，再生サイクルを採用したことである。これによって，同出力クラスの単純サイクル・ガスタービンと比較して大幅な機関熱効率の向上を果たすとともに，客先の熱電比要求に対し，再生熱交換器のサイズ変更のみにより，最適なコージェネレーション・システムの構築が可能であるという，優れた特徴を有している。

また，空力設計技術の進歩によって実現した高負荷遠心圧縮機と高負荷遷音速タービンの設計技術を用いて，単段遠心圧縮機＋二段軸流タービンという簡素な空力要素構成を実現し，運用コストの大幅な削減を実現した。

エンジン主要諸元を表 1 に，外観を図 1 に，構造模式図を図 2 に示す。

3. 構造

(1) 基本構造

メインロータは圧縮機インペラ，タービン等の回転体をカービックカップリングで連結し，一本のメインシャフトで締め上げる簡素な構造である。主軸受はインペラ前部に三点接触式アンギュラ玉軸受，インペラとタービン間に円筒コロ軸受を配している。タービンを片持支持する形式の簡素な軸受支持構造により，信頼性の向上と排気ディフューザの性能向上を実現した。

(2) 圧縮機

鍛造チタン合金を用いた高速・大径インペラと超音速ディフューザの採用により，高効率・高圧力比の単段遠心圧縮機を実現した。ところで，再生サイクルの場合，再生温度効率が大きくなる程，最大の機関熱効率を与える圧力比は小さくなるが，その分排気ガス温度は低下してしまう。当エンジンではコージェネレーションとしての総合熱効率を勘案し，幅広い再生温度効率にも対応できるように，機関熱効率に対する最適圧力比よりもやや高めの圧力比を採用している。

表 1 S7A-01 主要諸元・性能 (ISO 標準条件)

形 式	再生開放一軸式
圧縮機	単段遠心式
タービン	二段軸流式
燃焼器	単筒缶型ドライ低 NO _x 式
減速機	二段平行軸歯車式
再生熱交換器	プレートフィン型伝熱式
寸 法	mm
	L2600 x W1520 x H1770
乾燥質量	kg
	3, 100
燃 料	都市ガス 13A
軸端出力	kW
	712
軸端熱効率	%
	25.5 (LHV)
空気流量	kg/s
	4.05
排気ガス温度	℃
	476
主軸回転速度	rpm
	34,000
圧力比	
	7.6
再生温度効率	%
	60

原稿受付 2001 年 3 月 2 日

* 1 川崎重工工業(株) ガスタービンビジネスセンター
〒673-8666 兵庫県明石市川崎町 1-1

(3) 燃焼器

当社のドライ低 NO_x 燃焼器シリーズの実績をベースとした都市ガス焚き予混合希薄燃焼方式の単筒缶型ドライ低 NO_x 燃焼器を搭載し、50～100% 負荷の幅広い運転範囲で NO_x 値 84ppm (O₂ = 0 %) 以下を達成している。

(4) タービン

二段軸流構成のうち、一段静翼は単翼セグメント構造の中空精密鑄造製 (Co 基 CC) とし、機械加工部を極力削減したニアネット形状により加工コストの低減を図っている。翼前縁はシャワーヘッドフィルム冷却の採用により十分な冷却性能を確保し、将来のタービン入口温度の上昇にも対処している。一段動翼はディスク植込み式の中空精密鑄造製 (Ni 基 CC) であり、静翼と同様十分な冷却性能を得ている。一方、二段目は静翼、動翼とも無冷却の一体精密鑄造製 (Ni 基 CC) を採用し、大幅な部品製作コストの低減を実現した。

二段目を無冷却とするためには一段目にて十分な熱落差を確保する必要があるが、空力設計上の問題点として、一段動翼は当社従来機種に比べて大幅な高負荷翼とする必要があった。このため、最新の三次元流体解析ツール

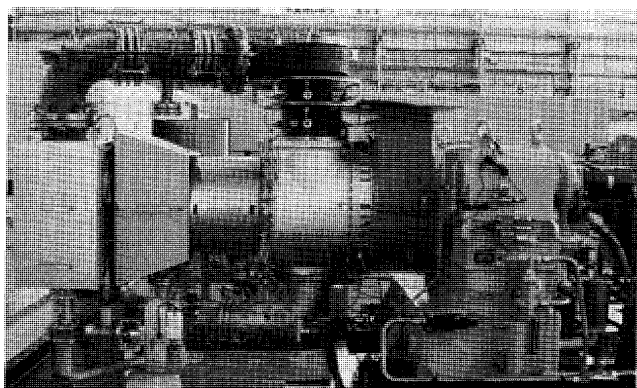


図1 S7A-01 外観

による翼形設計と試作機による運転実験を重ね、要求性能を満足する翼形を得た。

(5) 再生熱交換器

様々な形式の熱交換器を検討した結果、耐久性と熱交換性能やコストとのバランスに優れた直流流型プレートフィン式熱交換器を採用した。これをタービン排気方向のエンジン軸上に配置し、フレキシブル継手を内蔵した圧縮空気配管及び排気ガスダクトにて本体と接続することにより、熱膨張による変位を吸収するとともに、様々な形態の熱交換器にも対応しやすい設置方法としている。

熱交換性能としては、コージェネレーションとしての総合熱効率を考慮して、再生温度効率 60% のものを採用することとした。

4. 実証耐久試験

再生サイクル採用の上での最大の懸案事項は、実績の少ない再生熱交換器の耐久性にあった。当社ではこれまでに研究用の 300 kW 級セラミック・ガスタービン CGT 302 で再生サイクルを採用し、再生熱交換器の耐久性にもある程度の目処を付けていたものであるが、S7A-01 の耐久性確認に当たり、当社明石工場にて起動停止サイクル耐久試験と、大阪ガス西島工場にて発電装置としての実証運転試験を行い、エンジン本体、再生熱交換器とも実用上十分な耐久性があることを確認した。

5. おわりに

川崎重工では、2000 年 12 月に当ガスタービンを組み込んだコージェネレーション発電装置 PUC 07 D を発表し、販売活動を開始した。従来の小型ガスタービン・コージェネレーションの既成概念を打ち破る製品として大きな反響を得ており、2001 年秋には初号機を納入する予定である。

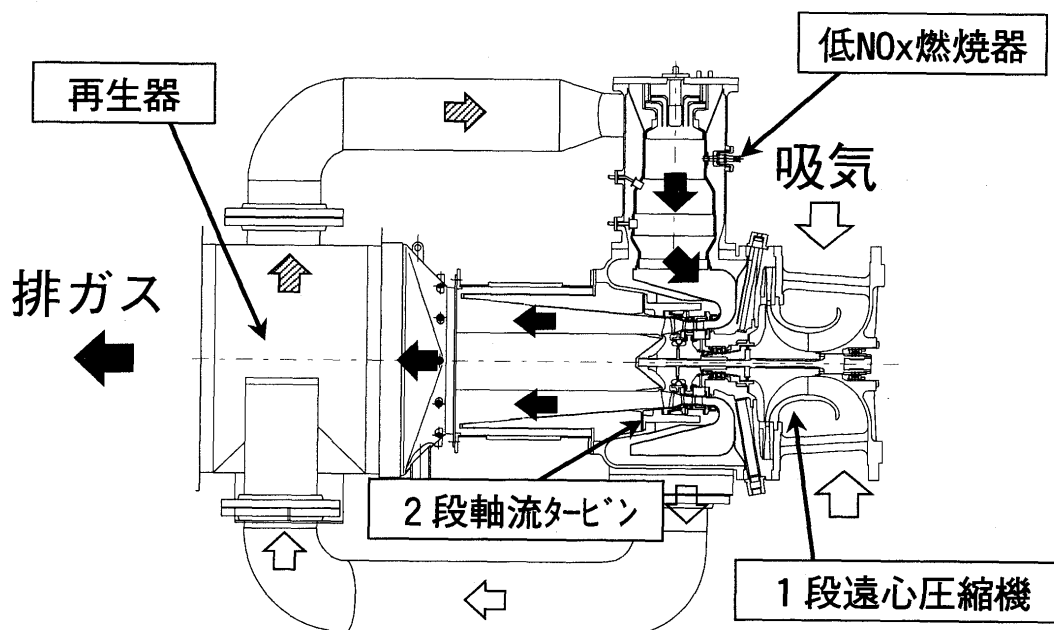


図2 S7A-01 構造模式図

カワサキ PU 200 型ガスタービン発電設備

星野 昭史^{*1}

HOSHINO Akifumi

1. はじめに

表紙の写真は1976年に販売を開始したカワサキ PU 200 型ガスタービン発電装置である。この発電装置は出力が150 KWで、災害の発生等で停電した場合などの非常用電源が主な用途である。駆動源は川崎重工業が独自の自社技術により開発したS1A-01型ガスタービンである。このクラスの小型ガスタービン発電設備は、今でこそ普通に彼方此方で見られるが、当時は未だディーゼル発電設備の独壇場であった時代で、国内における小型ガスタービン発電設備の本格的な普及は、本機の出現を契機にして始まったと言っても決して過言ではない。

本設備はこの様に先駆者的な功績も有ったが、技術的にも高い評価を受けて、発売後の間もない時点で「建設大臣賞」や「日本機械学会賞」等、数々の荣誉ある賞を受賞している。また、其の後時代の変遷に合わせて色々と改良が進んでいるが、発売してから25年を経過した現在も主力機種の一つとして広く販売されており、派生機種を加えると既に1500台以上が国内外の各地に出荷されている。

2. 開発の経緯

第二次世界大戦後、ガスタービンは航空用として急速に発達し、1960年代には小型ジェット・ターボプロップ・ヘリコプター等の用途に様々な小型ガスタービンが登場するようになった。この勢いに乗って地上用途に付いても、自動車用を始め様々な用途に対して小型ガスタービンの適用が試みられたが、従来の往復動機関に比べると熱効率が低い為に中々普及しなかった。

川崎重工業においても1968年頃から、当時ライセンス製造していた米国ライカミング社等の航空用小型ガスタービンを使って、地上用途への様々な応用開発研究を行っていた。然しながら、これらの研究を通じて航空転用型やライセンス製造等の限界を感じるようになり、1973年より独自技術による小型ガスタービンの開発に着手した。この結果誕生したのが前述のS1A-01型で、用途は発電機駆動一本に絞って出来るだけシンプルな構造にすると同時に、減速機や燃料制御装置等を含め主要な構成部品は全て自社で開発して、ディーゼルエンジン並みの低価格を実現した。このガスタービンを搭載した発

電装置は、1976年より主としてビルや病院等の防災用電源として販売を開始したが、ガスタービン特有のコンパクトで振動騒音が少ない等と共に、運転や保守が簡単で人手が殆ど要らない点等が高く評価されて、需要を急速に拡大していった。

3. S1A-01 型ガスタービン

図1にS1A-01型ガスタービンの外観写真を、又図2には其の出力発生部の断面図を掲示する。図1の通り、出力発生部は吸気側の端面で減速機に片持支持されており、スタータ始めその他の補機類も全てこの減速機に取り付けられている。減速機の下部は潤滑油タンクを兼ねており、其の四隅にあるボルト穴を使って発電装置の台盤にエンジン全体を固定している。

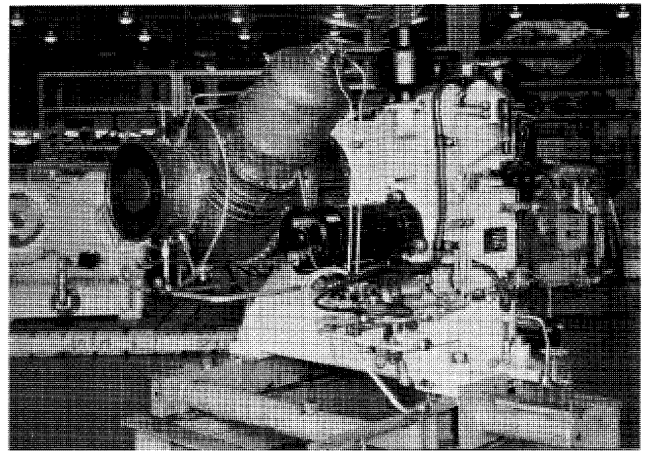


図1

出力発生部は図2に示すような1軸式で、精密鑄造により一体化した部品を多く使用して、部品点数を減らすと同時に加工部分を出来るだけ少なくするよう努めた。圧縮機は小容量で比較的高い圧力比を考慮して、二段の遠心式を採用した。燃焼器は単筒缶型として保守整備性を良くすると同時に、特に非常用途で必須な着火信頼性の確保に重点を置いた。タービンは将来の高温高圧化を配慮して、二段軸流式を採用している。回転体両端の支持には何れも転がり軸受けを使用しており、非常用特有の急速な起動・停止など過酷な使用条件にも耐えるよう設計している。

原稿受付 2001年3月7日

*1 川崎重工業(株) ガスタービン開発センター

〒673-8666 兵庫県明石市川崎町1-1

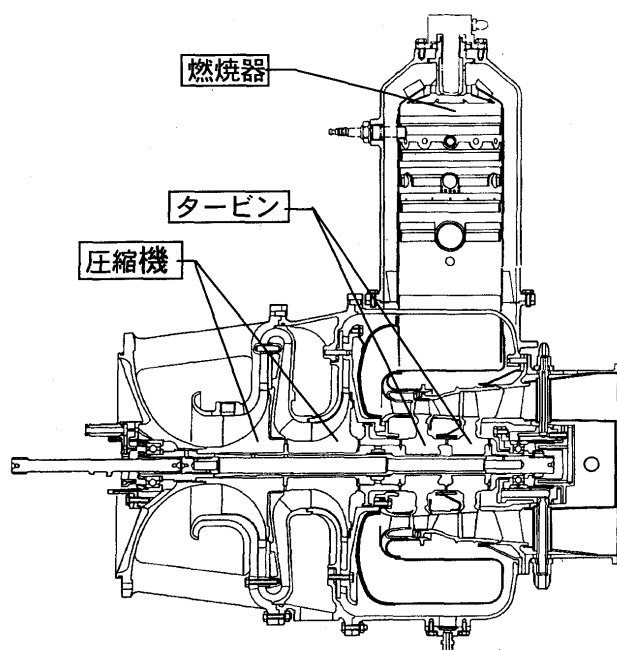


図2 S1A-01型ガスタービン出力発生部

4. PU 200 型発電設備

表紙の写真は設備全体の中核となる発電装置の扉を開放して内部を見せたもので、この写真では左側がガスタービン本体、右側に見えるのが発電機及び制御盤である。また、表1に本発電装置の主要な仕様諸元を、これを含む標準的なPU 200型発電設備の屋内設置例を図3に掲示している。図3で左側にあるのが本体の発電装置で、中央が起動用のバッテリー等を内蔵した自動始動盤、右側の円形タンクが燃料貯蔵槽である。屋内設置の場合、ガスタービンの吸気は室内空気を直接吸入し、排気は発電装置の左側面に見える円形のダクトで室外に導いている。騒音はここに示すような標準タイプで機側1メートルの位置において85ホーン以下となっている。

本発電設備の特長は、一般のガスタービン発電設備と重なる部分が多いが、概ね次の様になる。

- ①コンパクトで振動・騒音が少なく、狭いスペースや屋上など基礎の弱い場所にも設置できる。
- ②シンプルな構造で、かつ冷却水も不要な事から据付・保守等の作業が簡単である。
- ③高速回転の一軸式ガスタービンを駆動源としている為、負荷投入・遮断時の過負荷耐量が大きく、かつ周波数変動の少ない良質な電気が得られる。

表1 カワサキ PU 200 型非常用発電設備主要諸元

項目	性能	諸元	備考
定格出力	150kw		高度150m以下 外気温度40℃
使用燃料	灯油、軽油、A重油		
起動時間	40秒以内		
負荷投入許容量	100%		抵抗負荷
速度調定率	3±0.5%		
瞬時速度変動率	±4%以内		全負荷投入遮断
定常時速度変動率	±0.3%以内		
燃料消費量	120L/H以下		灯油使用時
発電装置寸法	約2.5L*1.5W*1.9H		単位:m
発電装置全備重量	約3トン		
発電機電圧	200～6600V		
周波数	50/60Hz		
ガスタービン型式	カワサキS1A-01型		単純開放一軸式
定格出力	191KW		外気温度40℃
主軸速度	53,000RPM		
圧縮機	二段遠心式		
燃焼器	単筒缶型		
タービン	二段軸流式		
始動装置	電気式		

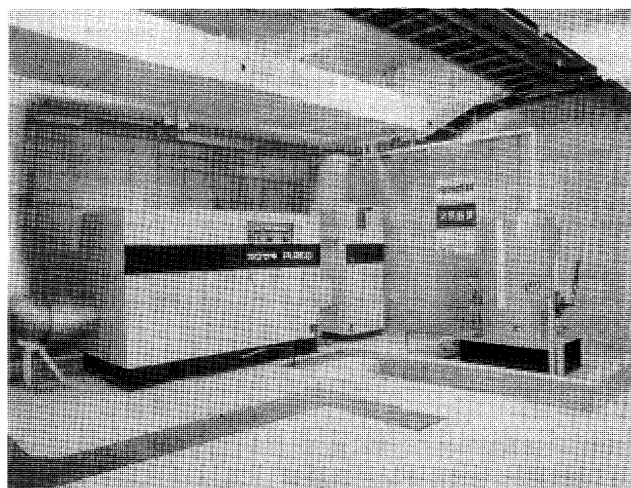


図3

5. おわりに

ここで紹介したガスタービン発電設備を25年前に発売した当時は、製品のカatalogと一緒にガスタービンの原理を判り易く解説したパンフレットを作成していた。殆どのお客さんはガスタービンが何かを知らず、空を飛んでいるジェット機のエンジンと同じ原理で動いているのだと、マンガチックな絵で説明しながらPRしていた。現在25年経って、このパンフレットも何時の間にか姿を消し、非常用電源やコージェネ用に小型ガスタービンが至極当たり前に使われるようになって、本稿を書きながら改めて隔世の感を深くした次第である。近年、マイクロガスタービンと言った超小型も出現して、ガスタービンの知名度は益々高くなってきている。ガスタービン業界の一員として喜ばしい限りであるが、一方では地球環境問題など重要な課題も多く残されており、今後とも十分な自覚を持って取り組んでいく必要があると考えている。

(社)日本ガスタービン学会 評議員会・総会報告

総務理事

本学会の評議員会および通常総会が、去る4月10日に東京の機械振興会館において開催された。

第25期第2回評議員会は同会館6階67号室にて10時15分より開かれ、評議員の互選により伊藤高根君が議長になり、議事が進められた。評議員会への出席者12名、委任状提出者42名、合計54名で同会が成立することが宣言された。定款・細則変更(案)につき審議が行われ、承認された。次いで、第25期事業報告(案)、同期決算報告書(案)につき審議が行われ、何れも承認された。なお、同案については、監査結果が能瀬弘幸監事により報告された。次いで、名誉会員推薦案を総会に諮ることが承認され、議事録署名者を選出して閉会した。

第26期第1回評議員会は同日11時25分より同会場で開かれ、評議員の互選により水木新平君が議長になり、議事が進められた。最初に出席者23名、委任状提出者46名、合計69名の出席で評議員会が成立することが宣言され、以下の議案の審議が行われた。すなわち、第26期監事・評議員選挙結果に基づく第26期役員候補者の審議を行い、総会に諮ることが承認された。次に、第27期事業計画及び予算案を平成13年度内に文部科学省へ提出するための審議手続きが審議され、承認された。最後に、予定されていた第26期事業計画・予算案の報告は第25期評議員会の議事と重なるため、賛成多数により省略され、議事録署名者を選出して閉会した。

平成13年度通常総会は、同日13時より開催された。第25期会長伊藤源嗣君の開会挨拶の後、同君を議長に選出し、議事が進められた。同総会への出席者31名、委任状提出者1105名、合計1136名(会員数2030名の1/2以上)の出席で同総会の成立が宣言された後、以下の議案の審議が行われた。最初に、文部科学省の指示に基づく定款・細則の変更について報告が行われた。引き続き、第25期事業報告、同期決算報告につき、川口 修総務(主担当)理事及び熱田正房総務(財務担当)理事による説明の後、有賀一郎、能瀬弘幸両監事より監査の結果、適正であると認められたことが報告された。その後、名誉会員推薦につき伊藤会長より提案があり、大槻幸雄氏、河田 修氏、藤江邦男氏を名誉会員にすることが承認された。次いで、第26期事業計画と予算につき、川口修総務(主担当)理事、熱田正房総務(財務担当)理事による説明の後、それぞれ承認された。第26期監事・評議員選挙結果の報告の後、第26期会長の選出が行われ、酒井俊道君が会長に選出された。伊藤、酒井の旧、新会長より退任、就任の挨拶が述べられた後、第26期役員選出が行われて別掲通り議決された。引き続き第27期事業計画及び予算案を平成13年度内に文部科学省へ提出するための審議手続きを26期理事会にて行うことが提案され、承認された。議事録署名者を選出の後、平成13年度通常総会を閉会した。

通常総会に続いて名誉会員推薦状と記念品贈呈式が行われ、前記大槻氏、河田氏、藤江氏に第25期伊藤会長より推薦状と記念品が贈呈された。

第25期(平成12年度)事業報告

I. 事業の概要

定款に定める諸事業を下記のように実施した。

(1) 研究発表会及び学術講演会等の開催(集会事業)

時 期	場 所	名 称	発表内容	参加者数	演題数
H12/05/26	ハウメットジャパン(株) 寺井工場	第1回 見学会・技術懇談会	精密鋳造工程の見学	34名	
H12/06/02	都立科学技術大学 科学技術交流センター	第28回 定期講演会	会員の研究、開発成果の発表	125名	24
H12/07/05	日本航空(株) エンジン事業部 成田整備事業部	第2回 見学会・技術懇談会	ジェットエンジンの分解・修理・組立、大型旅客機の整備	38名	
H12/07/13, 14	関東芝 京浜事業所	第6回 ガスタービン教育シンポジウム	若手技術者および学生の教育(講義および施設見学)	63名	5
H12/10/12	大阪ガス(株) 営業技術部	第3回 見学会・技術懇談会	マイクロガスタービン、ミラーサイクルエンジン及び燃料電池	22名	
H12/11/09, 10	北九州国際会議場	第15回 秋季講演会、見学会	会員の研究、開発成果の発表	117名	
H13/01/18, 19	東京ガス(株) 本社	第29回 ガスタービンセミナー	「21世紀のガスタービンへの期待」	159名	7+ 1ハ・ネ ディスカッ ション

(2) 学会誌及び学術書の刊行(出版事業)

図 書 名	発 行 年 月 日	発行部数
日本ガスタービン学会誌	H12/05/20, 07/20, 9/20, 11/20, H13/01/20	2,300
第28回定期講演会講演論文集	H12/05/15	180
第15回秋季講演会講演論文集	H12/10/26	200
第29回ガスタービンセミナー資料集	H13/01/18	180

(3) 内外関連学会との連携並びに協力(国際交流事業等)

平成12年度に継続して協賛した行事は22件であり、新規のものは下記の9件である。

種類	開催時期	名 称	場 所	関連団体名
協 賛	H12/7/25	先端科学技術講習会	化学会館	炭素材料学会
協 賛	H12/7/26	第32回高温材料技術講習会	日本セラミックス協会 会議室	日本セラミックス協会
協 賛	H12/8/2-4	第9回日本材料学会大会	工学院大学	日本材料学会
協 賛	H12/9/26	MEMS ワークショップ	日本大学理工学部	日本混相流学会
協 賛	H12/10/19	第21回炭素材料基礎講習会	化学会館	炭素材料学会
協 賛	H12/11/9-10	分散型エネルギーの最新動向一講演・見学	大阪科学技術センター	化学工学会
協 賛	H12/12/6-8	第27回炭素材料学会	北九州国際会議場	炭素材料学会
協 賛	H12/12/11	急激な普及が期待される「燃料電池」の現場と将来	機械振興会館	機械技術協会
協 賛	H13/2/28	2001年度2月セミナー 燃料電池と炭素材料	化学会館ホール	炭素材料学会

(4) ガスタービンに関する研究、調査(調査研究事業)

名 称	実 施 期 間	調 査 内 容
ガスタービンのモニタリング技術に関する調査研究	平成10年度より継続	各分野で使用しているガスタービンを長期間にわたり計測、監視、判断するための技術的諸問題と将来動向について調査研究を行い、成果報告書を作成。
平成12年度ガスタービン及び過給機の生産統計資料収集	毎年度継続して実施中	我国におけるガスタービン及び過給機の生産に関する資料を収集し、纏めると共に、結果を学会誌及びBulletin of GTSJに掲載。

(5) 研究の奨励及び研究業績の表彰(表彰事業)

優れた研究、技術に対する表彰事業として、ガスタービン学会賞(論文賞、技術賞、奨励賞)を授与しているが、平成12年度は表彰の年度に該当しないため、主として情報収集を行った。

II. 処務の概要

1. 役員等に関する事項

1.1 役員(理事、監事)

理事・会長 伊藤源嗣
副会長 酒井俊道
総務理事 川口 修(主担当)、熱田正房(財務)、岡村隆成、森 建二、真家 孝
企画理事 吉川修平(主担当)、遠藤征紀、筒井康賢、竹内崇雄、古瀬 裕、吉岡俊彦
編集理事 益田重明(主担当)、荒川忠一、和泉敦彦、高木俊幸、長谷川清、三巻利夫、山本勝弘
監事 有賀一郎、能瀬弘幸

1.2 評議員

監事及び評議員の選出は、定款第15条、第16条、細則第20条、第22条から第27条の各条に基づき実施した。監事には前記2名が選出された。また、前項1.1に記載の理事は、定款第16条及び細則第20条により評議員から除かれた。第25期評議員は下記の67名である。船崎健一、三宅裕、濱純、手島清美、水谷幸夫、井上雅弘、速水洋、難波昌伸、長島昭、原田広史、杉山七実、田丸卓、吉田豊明、角家義樹、平岡克英、石澤和彦、新田明人、伊藤高根、佐野妙子、山根隆一郎、梶昭次郎、長島利夫、永野三郎、吉識晴夫、宮地敏雄、本阿弥真治、竹野忠夫、田辺清、水木新平、荒木達雄、大田(吉岡)英輔、川島敏裕、永野進、宮下和也、井上良夫、植草久雄、城敏彦、岩本敏昭、杉本隆雄、長谷川聡、星野昭史、水野孝則、井上誠、弘松幹雄、野村卓三、大原久宣、佐々木祥二、宮坂明、土屋利明、飯田義亮、梅佐彰一、松田健、斎藤浩平、三賢憲治、青木康芳、加藤利夫、佐々木直人、白井俊一、大田原康彦、川池和彦、中村昭三、西嶋庸正、磯部信一、青木素直、小原一郎、塚越敬三、福江一郎。

2. 職員に関する事項

平成12年度未現在

職 務	氏 名	就任年月日	担 当 事 務	備 考
事務局長	三浦 敦子	1991年4月1日	事務局の総括	常 勤

3. 役員会等に関する事項

3.1 理事会

7回開催され、定款・細則改訂案、第24期第2回評議員会報告、第24期事業実施に伴う業務、第24期事業報告案・決算案、第24期第2回及び第25期第1回総会議案、第24期第2回及び第25期第1回評議員会議案、第25期事業計画・予算案を審議し、決定した。

3.2 評議員会

第25期第1回評議員会は平成12年4月20日に開催され、第25期評議員・監事選挙結果、第25期役員案、第26期事業計画・予算案を平成12年度内に文部省に提出するための審議手

続きが提案され、総会に諮ることが承認された。

第25期第2回評議員会は平成13年4月10日に開催され、定款・細則の改正案、第25期事業報告・決算案、名誉会員候補者推薦、第26期事業計画・予算案が審議され、総会に諮ることが承認された。

3. 3 総会

第25期第1回通常総会は、平成12年4月20日に開催され、第25期役員、第25期事業計画・予算を平成12年度内に文部省に提出するための審議手続きが提案され、承認された。

昨年度までは、通常総会を前期と次期に分けて開催していたが、文部科学省の指導により平成13年度からは一本化して当該年度の通常総会とした。従って、第25期第2回通常総会、第26期第1回通常総会は合わせて平成13年度通常総会として平成13年4月10日に開催され、定款・細則の一部語句修正の報告、第25期事業報告・決算、名誉会員の推薦、第26期事業計画・予算案が審議され、承認された。

4. 許可、認可、承認、証明等に関する事項

申請月日	申請事項	許可等月日	備考
なし			

5. 契約に関する事項

契約年月日	相手方	契約の概要
H12/07/01	ニッセイエプロ(株)	学会誌編集事務業務委託契約 (H12/07/01-H13/06/30)
H12/04/21	第3工新ビル	学会事務局の賃借契約 (H12/04/21-H14/04/20)

6. 寄付金に関する事項

寄付の目的	寄付者	申込み金額	領収金額	備考
なし				

7. 主務官庁指示に関する事項

指示年月日	指示事項	履行状況
H12/12/14 (事務連絡)	文部科学省の組織及び事務分掌について(通知)	担当部署が研究振興局学術研究助成課研究成果公開促進係へ移行
H12/12/25 (事務連絡)	文部科学省の組織及び事務分掌並びに定款・寄附行為上の主務大臣名の変更について	定款、細則の当該部分を変更

8. 各委員会の活動

8. 1 総務委員会

委員長 川口 修 他10名 開催8回
庶務、会計、渉外、その他学会運営に関する事項を担当した。

8. 2 企画委員会

委員長 吉川 修平 他18名 開催6回
教育シンポジウム、見学会、セミナー等の企画・実施を担当した。

8. 3 編集委員会

委員長 益田 重明 他21名 開催6回
学会誌の編集に関する事項を担当した。

8. 4 ガスタービン統計作成委員会

委員長 西原 昭義 他10名 開催1回
平成11年の国内ガスタービン及び過給機生産に関する統計資料をまとめ、学会誌及びBulletin of GTSJに掲載し、平成12年の統計資料の収集及び集計を行った。

8. 5 学術講演会委員会

委員長 湯浅 三郎 他9名 開催4回
第28回定期講演会の実施、第15回秋季講演会の企画と実施、また第29回定期講演会及び第16回秋季講演会の企画を行った。

8. 6 ガスタービン技術情報センター運営委員会

委員長 山本 誠 他4名 E-Mail会議のみ
ガスタービン学会ホームページを管理し、掲載内容の追加・修正を行った。

8. 7 地方委員会

委員長 橋本 正孝 他15名 開催3回
見学会の計画と実施及びフォーラムの計画を行った。

8. 8 Bulletin編集委員会

委員長 渡辺 紀徳 他8名 開催6回
Bulletin of GTSJ 2001の企画、編集および発行と海外諸機関等への配布を行った。

8. 9 組織検討委員会

今年度休会

8. 10 会員委員会

今年度休会

8. 11 選挙管理委員会

委員長 河田 修 他7名 開催3回
第26期評議員ならびに監事選挙に関する管理を行った。

8. 12 調査研究委員会

委員長 手島 清美 他18名 開催2回
平成10年度から実施している「ガスタービンのモニタリング技術に関する調査研究」の成果報告書を作成した。

8. 13 学会賞審査委員会

委員長 宮地 敏雄

開催0回

今回は表彰年度に該当しないため、情報収集を行った。

8. 14 国際交流委員会

委員長 長島 利夫 他8名

開催1回

幹事を介してのメール配信・交換を主体に活動、また期末に委員会を開催して次期国際会議の客申をまとめた。

8. 15 財務検討委員会

委員長 吉識 晴夫 他7名

開催3回

学会財政の短期ならびに中期的な健全化のために取るべき対策を検討し、理事会に答申した。

8. 16 将来ビジョン検討委員会

委員長 渡辺 紀徳 他9名

開催4回

学会のあるべき姿、将来像について若手会員の意見をまとめ、検討し、理事会に答申した。

8. 16 ワーキング委員会

CGT出版検討WG(委員長 伊藤 高根)を設置し、CGTの成果を出版することに対して検討を行った。

8. 17 30周年事業準備委員会

委員長 大田 英輔 他3名

開催1回

学会設立30周年に関する事業ならびに行事を企画準備するための検討を行った。

9. 会員の異動状況

会員の異動状況書

会員種別	会 員 数		増減数	摘 要
	本年度末 平成13年2月28日現在	昨年度末 平成12年3月31日現在		
正 会 員	2,038名	1,972名	66名	
賛助会員	134社	138社	-4社	本年度末 181口
学生会員	67名	58名	9名	

第25期(平成12年度)収支決算

1. 収支計算総括表

平成12年4月1日から平成13年2月28日まで

科 目	合 計	一般会計	特別会計
I. 収入の部	円	円	円
1. 基本財産運用収入	19,500	19,500	0
2. 会費・入会金収入	21,997,000	21,997,000	0
3. 事業収入	11,494,600	10,907,400	587,200
4. 雑収入	4,842,024	2,615,120	2,226,904
5. 繰入金収入	10,310,027	0	10,310,027
当期収入合計	48,663,151	35,539,020	13,124,131
前期繰越収支差額	35,164,350	26,368,972	8,795,378
収入合計	83,827,501	61,907,992	21,919,509
II. 支出の部			
1. 事業費	15,254,602	12,269,754	2,984,848
2. 管理費	22,162,460	21,359,670	802,790
3. 特定預金支出	17,285,734	9,285,734	8,000,000
当期支出合計	54,702,796	42,915,158	11,787,638
当期収支差額	△ 6,039,645	△ 7,376,138	1,336,493
次期繰越収支差額	29,124,705	18,992,834	10,131,871

2. 正味財産計算書総括表

平成12年4月1日から平成13年2月28日まで

科 目	合 計	一般会計	特別会計
【増加の部】	円	円	円
資産増加額	18,622,227	9,285,734	9,336,493
負債減少額	0	0	0
増加額合計	18,622,227	9,285,734	9,336,493
【減少の部】			
資産減少額	8,241,915	8,241,915	0
負債増加額	800,000	800,000	0
減少額合計	9,041,915	9,041,915	0
当期正味財産増加額	9,580,312	243,819	9,336,493
前期繰越正味財産額	66,676,393	46,881,015	19,795,378
期末正味財産合計額	76,256,705	47,124,834	29,131,871

3. 貸借対照表総括表

平成13年2月28日現在

科 目	合 計	一般会計	特別会計
【資産の部】	円	円	円
流動資産	29,533,842	19,401,971	10,131,871
固定資産			
基本財産	10,000,000	10,000,000	0
その他固定資産	58,632,000	39,632,000	19,000,000
固定資産合計	68,632,000	49,632,000	19,000,000
資産合計	98,165,842	69,033,971	29,131,871
【負債の部】			
流動負債	409,137	409,137	0
固定負債	21,500,000	21,500,000	0
負債合計	21,909,137	21,909,137	0
【正味財産の部】			
正味財産	76,256,705	47,124,834	29,131,871
(うち基本金)	10,000,000	10,000,000	0
(うち当期正味財産増加額)	9,580,312	243,819	9,336,493
負債及び正味財産合計	98,165,842	69,033,971	29,131,871

4. 一般会計

4. 1 収支計算書

収 支 計 算 書

平成12年 4月 1日 から 平成13年 2月 28日まで

(単位:円)

一般会計 科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
【収入の部】				
基本財産運用収入	[40,000]	[19,500]	[20,500]	
預金利息	40,000	19,500	20,500	
入金会費収入	[53,000]	[76,000]	[Δ 23,000]	
正会費収入	40,000	61,000	Δ 21,000	
学生会費収入	8,000	9,000	Δ 1,000	
奨励会費収入	5,000	6,000	Δ 1,000	
会費収入	[22,800,000]	[21,921,000]	[879,000]	
正会費収入	9,750,000	9,146,000	604,000	
学生会費収入	100,000	105,000	Δ 5,000	
奨励会費収入	12,950,000	12,670,000	280,000	
事業収入	[12,940,000]	[10,907,400]	[2,032,600]	
(集 会 事 業)	[5,690,000]	[6,473,400]	[Δ 783,400]	
定期講演会	700,000	838,000	Δ 138,000	
見学会技術懇談会	270,000	270,000	0	
シンポジウム	150,000	0	150,000	
G T セミナー	2,860,000	3,675,000	Δ 815,000	
教育シンポジウム	390,000	334,400	55,600	
秋季講演会収入	1,200,000	1,356,000	Δ 156,000	
フォーラム	120,000	0	120,000	
(出 版 事 業)	[6,350,000]	[4,434,000]	[1,916,000]	
会誌広告	4,500,000	4,434,000	66,000	
名簿広告	950,000	0	950,000	
名簿販売	900,000	0	900,000	
雑収入	[2,160,000]	[2,615,120]	[Δ 455,120]	
(受 取 利 息)	[160,000]	[331,419]	[Δ 171,419]	
運用財産定期預金	100,000	248,045	Δ 148,045	
運用財産普通預金	10,000	3,934	6,066	
表彰事業基金定期預金	50,000	79,440	Δ 29,440	
(雑 収 入)	[2,000,000]	[2,283,701]	[Δ 283,701]	
雑収入	2,000,000	2,283,701	Δ 283,701	
当期収合計(A)	37,093,000	35,539,020	1,553,980	
前期繰越収支差額	26,368,972	26,368,972	0	
収入合計(B)	63,461,972	61,907,992	1,553,980	
【支出の部】				
出版事業費	[11,250,000]	[8,976,873]	[2,273,127]	
(会 議 費)	[220,000]	[103,670]	[116,330]	
編集委員会	120,000	103,670	16,330	
名簿作成委員会	100,000	0	100,000	
(通 信 運 搬 費)	[1,230,000]	[733,732]	[496,268]	
通信誌	1,080,000	733,732	346,268	
印刷製本費	150,000	0	150,000	
(印 刷 製 本 費)	[8,860,000]	[7,479,851]	[1,380,149]	
会誌	7,760,000	7,471,791	288,209	
学生会報資料	100,000	0	100,000	
名簿	1,000,000	8,050	991,940	
(原 稿 料)	[840,000]	[659,620]	[180,380]	
学誌	840,000	659,620	180,380	
(雑 費)	[100,000]	[0]	[100,000]	
雑費	100,000	0	100,000	
集 会 事 業 費	[3,770,000]	[2,555,016]	[1,214,984]	
(会 議 費)	[255,000]	[202,286]	[52,714]	
学術講演会委員会	55,000	30,236	24,764	
企画委員会	100,000	91,650	8,350	
地方委員会	100,000	80,400	19,600	
(臨 時 雇 賃 金)	[30,000]	[0]	[30,000]	
定期講演会	10,000	0	10,000	
秋季講演会	10,000	0	10,000	
G T セミナー	10,000	0	10,000	
(旅 費 交 通 費)	[235,000]	[141,450]	[93,550]	
定期講演会	5,000	0	5,000	
G T セミナー	10,000	0	10,000	
秋季講演会	150,000	112,910	37,090	
特別講演会	20,000	0	20,000	
教育シンポジウム	50,000	28,540	21,460	
(通 信 運 搬 費)	[215,000]	[49,835]	[165,165]	
特別講演会	5,000	0	5,000	
見学会技術懇談会	10,000	0	10,000	
シンポジウム	5,000	0	5,000	
定期講演会	10,000	4,860	5,140	
G T セミナー	120,000	32,320	87,680	
秋季講演会	10,000	10,125	Δ 125	
フォーラム	5,000	0	5,000	
教育シンポジウム	50,000	2,530	47,470	
(印 刷 製 本 費)	[980,000]	[815,850]	[164,150]	
定期講演会	250,000	203,700	46,300	
G T セミナー	220,000	154,350	65,650	
秋季講演会	350,000	331,800	18,200	
特別講演会	10,000	0	10,000	
シンポジウム	10,000	0	10,000	
見学会技術懇談会	10,000	0	10,000	
フォーラム	10,000	0	10,000	

科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備 考
教育シンポジウム	120,000	126,000	Δ 6,000	
(貸 借 料)	[430,000]	[74,000]	[356,000]	
特別講演会	20,000	0	20,000	
シンポジウム	40,000	0	40,000	
定期講演会	100,000	0	100,000	
G T セミナー	100,000	0	100,000	
秋季講演会	150,000	74,000	76,000	
教育シンポジウム	20,000	0	20,000	
(諸 謝 金)	[410,000]	[348,466]	[61,534]	
特別講演会	10,000	0	10,000	
技術懇談会	10,000	0	10,000	
シンポジウム	20,000	0	20,000	
G T セミナー	230,000	259,578	Δ 29,578	
定期講演会	25,000	11,111	13,889	
秋季講演会	25,000	22,222	2,778	
フォーラム	30,000	0	30,000	
教育シンポジウム	60,000	55,555	4,445	
(雑 費)	[1,215,000]	[923,129]	[291,871]	
特別講演会	10,000	0	10,000	
見学会技術懇談会	50,000	10,006	39,994	
シンポジウム	10,000	0	10,000	
定期講演会	400,000	249,976	150,024	
G T セミナー	100,000	111,367	Δ 11,367	
秋季講演会	520,000	386,959	133,041	
フォーラム	25,000	0	25,000	
教育シンポジウム	100,000	164,821	Δ 64,821	
調査研究事業費	[720,000]	[576,055]	[143,945]	
(会 議 費)	[260,000]	[31,000]	[229,000]	
生産統計委員会	20,000	0	20,000	
技術情報センター委員会	20,000	0	20,000	
調査研究委員会	200,000	31,000	169,000	
ヒミダグサ・ビロ・ワグ・メロ	20,000	0	20,000	
(通 信 運 搬 費)	[40,000]	[0]	[40,000]	
生産統計委員会	10,000	0	10,000	
技術情報センター委員会	10,000	0	10,000	
調査研究委員会	10,000	0	10,000	
(資 料 費)	[300,000]	[0]	[300,000]	
調査研究資料費	300,000	0	300,000	
(雑 費)	[120,000]	[545,055]	[Δ 425,055]	
生産統計関係	10,000	0	10,000	
技術情報センター関係	10,000	0	10,000	
調査研究関係	50,000	545,055	Δ 495,055	
ヒミダグサ・ビロ・ワグ・メロ	50,000	0	50,000	
表彰事業費	[70,000]	[161,810]	[Δ 91,810]	
委員会費	50,000	0	50,000	
通信運搬費	10,000	0	10,000	
雑費	10,000	161,810	Δ 151,810	
管 理 費	[28,218,000]	[21,359,670]	[6,858,330]	
船 舶 運 送 費	11,300,000	10,248,439	1,051,561	
手 当	70,000	100,860	Δ 30,860	
事務委託費	1,764,000	1,617,000	147,000	
事務合理化費	300,000	55,530	244,470	
社会保険費	1,300,000	1,325,522	Δ 25,522	
理事会費	220,000	271,400	Δ 51,400	
評議員会費	120,000	116,665	3,335	
総務委員会費	250,000	148,461	101,539	
総務委員会費	130,000	167,040	Δ 37,040	
組織検討委員会費	30,000	0	30,000	
会員委員会費	30,000	0	30,000	
選挙管理委員会費	30,000	21,000	9,000	
30周年準備委員	200,000	0	200,000	
評議員選挙費	400,000	407,920	7,920	
旅 費	200,000	248,830	Δ 48,830	
交 通 費	50,000	40,040	9,960	
什 器 備 品 費	200,000	0	200,000	
図 書 費	5,000	0	5,000	
印 刷 費	1,200,000	1,071,889	128,111	
通 信 運 搬 費	100,000	78,330	21,670	
印刷製本費	600,000	1,044,945	Δ 444,945	
事務所借入金	3,990,000	3,670,000	320,000	
光 熱 水 料 費	200,000	183,634	16,366	
諸 謝 金	45,000	61,380	Δ 16,380	
日 内 連 会 費	140,000	140,000	0	
共 償 分 担 金	10,000	0	10,000	
日本工学会会費	34,000	32,900	1,100	
雑 費	300,000	307,885	Δ 2,115	
特定預金支出	[9,285,734]	[9,285,734]	[0]	
退職給与引当金支出	800,000	800,000	0	
記念事業準備金積立	4,500,000	4,500,000	0	
基本財産購入支出	3,985,734	3,985,734	0	
当期収支合計(C)	48,313,734	42,915,158	5,398,576	
当期収支差額(A)-(C)	Δ 11,220,734	Δ 7,376,138	Δ 3,844,596	
前期繰越収支差額(B)-(C)	15,148,238	18,992,834	Δ 3,844,596	

4. 2 正味財産増減計算書

正 味 財 産 増 減 計 算 書

平成12年 4月 1日 から 平成13年 2月 28日まで

(単位:円)

一般会計 科 目	金 額	金 額
【増加の部】		
資産増加額		
基本財産預金増加額	3,985,734	
記念事業準備金積立増加	4,500,000	
退職給与引当金増加額	800,000	9,285,734
負債減少額		
増加額合計		9,285,734
【減少の部】		
資産減少額		
当期収支差額	7,376,138	
什 器 備 品 除 却 額	865,777	8,241,915
負債増加額		
退職給与引当金繰入額	800,000	800,000
減少額合計		9,041,915
当期正味財産増加額		243,819
前期繰越正味財産額		46,881,015
期末正味財産合計額		47,124,834

4. 3 貸借対照表

貸 借 対 照 表

平成13年 2月 28日 現在

一般会計	科 目	金 額	(単位:円)
【資産の部】	流動資産		
	現金・預金	19,401,971	
	流動資産合計	19,401,971	
	固定資産		
	基本財産		
	基本財産引当預金	10,000,000	
	基本財産合計	10,000,000	
	その他の固定資産		
	敷金	1,032,000	
	記念事業準備積立預金	5,000,000	
【負債の部】	流動負債		
	前受会費	374,000	
	雇用保険預り	25,137	
	流動負債合計	409,137	
	固定負債		
	退職給付引当金	21,500,000	
	固定負債合計	21,500,000	
	負債合計	21,909,137	
	正味財産の部		
	正味財産	47,124,834	
【正味財産の部】	(うち基本金)	(10,000,000)	
	(うち当期正味財産増加額)	(243,819)	
	負債及び正味財産合計	69,033,971	

4. 4 会計方針

- (1) 基本財産の増額について
基本財産を3,985,734円増額し10,000,000円とした。前期末及び当期末残高は、2.に記載する通りである。
- (2) 引当金の計上基準について
退職給付引当金……期末退職給付の要支給額を充当できる金額を計上している。
- (3) 固定資産の除却について
什器備品の破損により除却した。
- (4) 資金の範囲について
資金の範囲には、現金、預金、前受会費及び預り金を含めることにしている。
なお、前期末及び当期末残高は、3.に記載する通りである。

2. 基本財産の増額及び残高は次の通りである。

前期末残高	当期末残高
6,014,266	10,000,000

3. 次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

科 目	前期末残高	当期末残高
現金・預金	27,451,382	19,401,971
前受会費及び預り金	1,082,410	409,137
次期繰越収支差額	26,368,972	18,992,834

5. 特別会計

5. 1 収支計算書

収 支 計 算 書

平成12年 4月 1日から平成13年 2月 28日まで

特別会計1	科 目	予 算 額	決 算 額	差 異	備考
【収入の部】	出版事業収入	[1,090,000]	[587,200]	[502,800]	
	プレティン広告収入	890,000	470,000	420,000	
	プレティン販売収入	200,000	117,200	82,800	
	雑収入	[1,831,000]	[2,226,904]	[△ 395,904]	
	普通預金受取利息	1,000	7,600	△ 6,600	
	定期預金受取利息	10,000	64,484	△ 54,484	
	国際交流基金受取利息	20,000	35,820	△ 15,820	
	雑収入	1,800,000	2,119,000	△ 319,000	
	雑入金収入	[9,160,000]	[10,310,027]	[△ 1,150,027]	
	国際会議作業受託金	520,000	520,000	0	
【支出の部】	出版事業費	[3,060,000]	[2,950,843]	[109,157]	
	プレティン製作費	2,100,000	2,548,192	△ 448,192	
	プレティン発送費	360,000	316,581	43,419	
	プレティン原稿料	140,000	49,070	90,930	
	プレティン編集委員会費	60,000	37,000	23,000	
	雑費	400,000	0	400,000	
	管理費	[1,440,000]	[802,790]	[637,210]	
	給費	960,000	795,230	164,770	
	会議費	100,000	0	100,000	
	印刷費	100,000	0	100,000	
【正味財産の部】	国際交流事業費	[900,000]	[34,005]	[865,995]	
	国際交流委員会費	400,000	18,585	381,415	
	雑費	500,000	15,420	484,580	
	特定預金支出	[8,000,000]	[8,000,000]	[0]	
	国際交流基金積立預金支出	8,000,000	8,000,000	0	
	当期収支合計(C)	13,400,000	11,787,638	1,612,362	
	当期収支差額(A)-(C)	△ 1,319,000	1,336,493	△ 2,655,493	
	次期繰越収支差額(B)-(C)	7,476,378	10,131,871	△ 2,655,493	

5. 2 正味財産増減計算書

正 味 財 産 増 減 計 算 書

平成12年 4月 1日から平成13年 2月 28日まで

特別会計1	科 目	金 額	(単位:円)
【増加の部】	資産増加額		
	当期収支差額	1,336,493	
	国際交流基金積立金増加額	5,000,000	
	負債減少額		
【減少の部】	増加額合計	9,336,493	
	減少額合計		
	当期正味財産増加額		
	前期繰越正味財産額		
【正味財産の部】	正味財産		
	負債及び正味財産合計	29,131,871	

5. 3 貸借対照表

貸 借 対 照 表

平成13年 2月 28日 現在

特別会計1	科 目	金 額	(単位:円)
【資産の部】	流動資産		
	現金・預金	10,131,871	
	流動資産合計	10,131,871	
	固定資産		
	その他の固定資産		
	国際交流基金積立預金	19,000,000	
	三井貸付信託	334,500	
	その他の固定資産合計	19,000,000	
	固定資産合計	19,000,000	
	資産合計	29,131,871	
【負債の部】	流動負債		
	前受会費	374,000	
	雇用保険預り	25,137	
【正味財産の部】	正味財産	47,124,834	
	(うち基本金)	(10,000,000)	
	(うち当期正味財産増加額)	(243,819)	
【正味財産の部】	正味財産	29,131,871	
	負債及び正味財産合計	29,131,871	

5. 4 会計方針

1. 資金の範囲について

資金の範囲には、現金、預金、前受会費及び預り金を含めることにしている。

なお、前期末及び当期末残高は、2.に記載する通りである。

2. 次期繰越収支差額の内容は次の通りである。

(単位:円)

科 目	前期末残高	当期末残高
現金・預金	9,129,878	10,131,871
前受会費及び預り金	334,500	0
次期繰越収支差額	8,795,378	10,131,871

6. 財産目録

平成13年 2月 28日現在

【資産の部】

1. 銀行預金

貸付信託	中央三井信託銀行新宿西口支店(注1)	33,000,000円
定期預金	中央三井信託銀行新宿西口支店(注2)	34,600,000円
普通預金	第一勧業銀行西新宿支店(注3)	4,551,919円
	第一勧業銀行西新宿支店(注4)	4,479,148円
	中央三井信託銀行新宿西口支店(注3)	700,040円

2. 中期国債ファンド

野村證券(注3)	12,437,963円
野村證券(注4)	5,652,723円

3. 振替預金

(注3)	1,712,059円
------	------------

4. 権利金

(注5)	1,032,000円
------	------------

資産合計

98,165,842円

【負債の部】

1. 預り金

409,137円

2. 退職給付引当金

21,500,000円

負債合計

21,909,137円

【正味財産の部】

正味財産

76,256,705円

(注1) 基本財産

6,000,000円

国際交流基金

19,000,000円

表彰事業基金

4,000,000円

(注2) 基本財産

退職給付引当金

21,500,000円

事務所整備準備金

3,600,000円

記念事業準備金積立金

5,000,000円

助成事業準備金積立金

500,000円

(注3) 一般会計運用財産

(注4) 特別会計運用財産

(注5) 第3工新ビル301号室、402号室敷金

平成13年3月30日

社団法人 日本ガスタービン学会

会長 伊藤 源嗣 殿

社団法人 日本ガスタービン学会

監事 有賀 一郎

監事 能瀬 弘幸

監査報告書

平成12年度事業報告書、収支計算書、及び財産目録等について、関係書類とともにその内容を監査した結果、法令および定款に照らして正当であることを認めます。

第26期(平成13年度)役員および評議員

理事・会長 酒井俊道

副会長 栢植綾夫

総務理事 伊藤高根(主担当)、江田武司(財務)、熱田正房、川口修、塚越敬三

企画理事 遠藤征紀(主担当)、井口和春、小泉忠夫、庄司不二雄、筒井康賢、古瀬裕

編集理事 三巻利夫(主担当)、荒川忠一、和泉敦彦、平岡克英、真家孝、水木新平、毛利邦彦

監事 菅進、野田廣太郎

評議員 前期選挙結果のうち、上記理事に就任した方を除く62名

第26期(平成13年度)事業計画

1. 事業の概要

平成13年度(第26期:平成13年3月1日から平成14年2月28日まで)は、前年度に引き続き、定款に定める下記諸事業を行う計画である。また、学会設立30周年記念事業の準備、次期国際会議に向けての準備、学会の財務体質の強化を図りながら、引き続き事務局の合理化や社会のニーズに合わせた会員へのサービスを行う予定である。

(1) 研究発表会及び学術講演会等の開催(集会事業)

名 称	予 定 回 数	開 催 予 定 時 期
定期講演会	1 回	平成13年6月
見学会・技術懇談会	2 回	平成13年5月他
教育シンポジウム	1 回	7 月
秋季講演会	1 回	10 月
セミナー	1 回	平成14年1月
フォーラム	1 回	未定
シンポジウム	1 回	未定

(2) 学会誌及び学術図書の刊行(出版事業)

図 書 名	発 行 予 定 時 期	予 定 部 数
ガスタービン学会誌	平成13年3月、5月、7月、9月、11月、平成14年1月	各2,300
定期講演会論文集	平成13年5月	200
秋季講演会論文集	平成13年9月	200
セミナー資料集	平成14年1月	230
Bulletin of GTSJ	平成13年4月、平成14年2月	800

(3) 内外関連学会との連携並びに協力(国際協力事業)

次期国際ガスタービン会議に向けて、海外関連学会及び国際会議の海外アドバイザーコミッティとの連携の強化を図る。また、Bulletin of GTSJを海外関連学会へ配布し、学会の活動状況を紹介することにより情報交換を密にする。

国内については昨年度と同様に、関連学会(約25団体)との共催及び協賛により学術講演会、セミナー等を計画、実施する。

(4) ガスタービンに関する研究・調査(調査研究事業)

今年度より新たに「ガスタービンの極小化に関する調査・研究」をテーマとした調査研究委員会を発足させ、蓄積既存のガスタービン設計製造技術の知識が通用しなくなる限界的なガスタービン寸法はどの程度なのか、また、それをクリアするために挑戦すべき工学的課題は何かを整理する。また、平成13年のわが国におけるガスタービン及び過給機の生産実績の統計資料を収集、集計し、学会誌及びBulletin of GTSJに掲載する。

(5) 研究の奨励及び研究業績の表彰(表彰事業)

ガスタービンに関連する研究及び技術開発を奨励するために、優れた研究と技術に対して隔年でガスタービン学会賞を授与している。昨年度は表彰年度に該当しないので、26期の総会における表彰は行わないが、今年度は改めて学会賞審査委員会を発足させ表彰に相応しいガスタービン技術者、研究者の選考を行う。

2. 委員会の設置

以上の諸事業を実施するため、下記の常置及び臨時委員会を設置する。

- 常置委員会：(1)総務委員会
(2)企画委員会
(3)編集委員会
(4)ガスタービン統計作成委員会
(5)学術講演会委員会
(6)ガスタービン技術情報センター運営委員会
(7)地方委員会
(8)Bulletin編集委員会
(9)国際交流委員会

第26期(平成13年度)監事・評議員・役員候補者選挙結果

・監事 (氏名:五十音順・敬称略)			・評議員 (候補者番号順・敬称略)		
番号	氏名	勤務先	番号	氏名	勤務先
1	菅 進	元、船舶技術研究所	31	杉山 勝彦	御豊田中央研究所
2	野田 廣太郎	野田技術士事務所	32	加藤 利夫	御新潟鉄工所
・評議員 (候補者番号順・敬称略)			33	吉岡 俊彦	日本航空機
番号	氏名	勤務先	34	熱田 正房	御日立製作所
1	佐々木 直人	御アイ・エイチ・アイ・エアロスペース	35	大田原 康彦	御日立製作所
2	川嶋 鏡裕	石川島播磨重工業(株)	36	川池 和彦	御日立製作所
3	永野 進	石川島播磨重工業(株)	37	中村 昭三	御日立製作所
4	真家 孝	石川島播磨重工業(株)	38	大庭 康二	日立造船(株)
5	三堀 健	石川島播磨重工業(株)	39	吉川 修平	富士電機ガスタービン研究所
6	渡辺 康之	石川島播磨重工業(株)	40	小泉 忠夫	三井造船(株)
7	井上 良夫	石川島汎用機械(株)	41	高木 俊幸	三井造船(株)
8	井口 和春	御佐原製作所	42	青木 素直	三菱重工業(株)
9	一本松 正道	大阪ガス(株)	43	塚越 敬三	三菱重工業(株)
10	岩本 敏昭	川崎重工業(株)	44	栢植 綾夫	三菱重工業(株)
11	江田 武司	川崎重工業(株)	45	長谷川 清	三菱重工業(株)
12	杉本 隆雄	川崎重工業(株)	46	福江 一郎	三菱重工業(株)
13	森 建二	川崎重工業(株)	47	船崎 健一	岩手大学
14	山下 直之	関西電力(株)	48	三宅 裕	大阪大学
15	中西 章夫	九州電力(株)	49	筒井 康賢	機械技術研究所
16	弘松 幹雄	御先進材料利用ガスジェネレータ研究所	50	濱 純	機械技術研究所
17	野村 卓三	全日本空輸(株)	51	井上 雅弘	九州大学
18	秋田 隆	ターボシステムズユニテッド(株)	52	速水 洋	九州大学
19	長谷川 好道	ダイハツディーゼル(株)	53	鈴木 健二郎	京都大学
20	大原 久宜	中部電力(株)	54	手島 清美	京都大学
21	毛利 邦彦	電源開発(株)	55	原田 広史	金属材料技術研究所
22	庄司 不二雄	東京ガス(株)	56	長島 昭	慶応義塾大学
23	土屋 利明	東京電力(株)	57	益田 重明	慶応義塾大学
24	古瀬 裕	東京電力(株)	58	遠藤 征紀	航空宇宙技術研究所
25	飯田 義亮	御東芝	59	齋藤 喜夫	航空宇宙技術研究所
26	和泉 敦彦	御東芝	60	田丸 卓	航空宇宙技術研究所
27	小林 正	御東芝	61	林 茂	航空宇宙技術研究所
28	楠佐 彰一	御東芝	62	吉田 豊明	航空宇宙技術研究所
29	松田 健	御東芝	63	山根 隆一郎	国土館大学
30	青木 康芳	東北電力(株)	64	藤岡 義行	超音速輸送機用推進システム技術研究組合
			65	新田 明人	電力中央研究所

次点者		
1	樋口 新一郎	御トヨタタービンアンドシステム
2	佐々木 祥二	トヨタ自動車(株)
3	亀本 喬司	横浜国立大学

投票数		955票
	評議員	監事
有効票	926	868
無効票	22	72
白票	7	15

次点者
1 樋口 新一郎 (株)トヨタタービンアンドシステム
2 佐々木 祥二 トヨタ自動車(株)
3 亀本 喬司 横浜国立大学

投票数	955票
有効票	926 868
無効票	22 72
白票	7 15

- 臨時委員会： (1)組織検討委員会
(2)会員委員会
(3)選挙管理委員会
(4)調査研究委員会
(5)学会賞審査委員会
(6)30周年事業準備委員会
(7)CGT出版委員会
(8)その他

第26期(平成13年度)収支予算

1. 予算総括表

平成13年3月1日 から 平成14年2月28日

科 目	合 計	一 般 会 計	特 別 会 計
I. 収入の部	円	円	円
1. 基本財産運用収入	40,000	40,000	0
2. 会費・入会金収入	23,043,000	23,043,000	0
3. 事業収入	12,825,000	11,735,000	1,090,000
4. 補助金等収入	100,000	100,000	0
5. 雑収入	2,291,000	2,160,000	131,000
当期収入合計	38,299,000	37,078,000	1,221,000
前期繰越収支差額	29,124,705	18,992,834	10,131,871
収入合計	67,423,705	56,070,834	11,352,871
II. 支出の部			
1. 事業費	21,410,000	17,580,000	3,830,000
2. 管理費	22,509,000	21,119,000	1,390,000
3. 特定預金支出	800,000	800,000	0
当期支出合計	44,719,000	39,499,000	5,220,000
当期収支差額	-6,420,000	-2,421,000	-3,999,000
次期繰越収支差額	22,704,705	16,571,834	6,132,871

2. 一般会計 収支予算書

収 支 予 算 書

平成13年3月1日 から 平成14年2月28日

(単位:円)

科 目	予 算 額	前年度予算額	増 減	備考
【収入の部】				
基本財産運用収入	40,000	40,000	0	
預金利息	40,000	40,000	0	
入会金収入	53,000	53,000	0	
正会員	40,000	40,000	0	
学生会員	8,000	8,000	0	
賛助会員	5,000	5,000	0	
会費収入	22,990,000	22,800,000	190,000	
正会員	10,100,000	9,750,000	350,000	
学生会員	150,000	100,000	50,000	
賛助会員	12,740,000	12,950,000	△ 210,000	
事業収入	11,735,000	12,040,000	△ 305,000	
(集金事業)	5,385,000	5,690,000	△ 305,000	
定期講演会	665,000	700,000	△ 35,000	
見学会技術懇談会	120,000	270,000	△ 150,000	
シンポジウム	150,000	150,000	0	
G T セミナー	2,860,000	2,860,000	0	
教育シンポジウム	390,000	390,000	0	
秋季講演会収入	1,080,000	1,200,000	△ 120,000	
フォーラム	120,000	120,000	0	
(出版事業)	6,350,000	6,350,000	0	
会誌広告	4,500,000	4,500,000	0	
名簿販売	950,000	950,000	0	
名簿販売	900,000	900,000	0	
補助金等収入	100,000	0	100,000	
補助金	100,000	0	100,000	
雑収入	2,160,000	2,160,000	0	
(受取利息)	160,000	160,000	0	
運用財産定期預金	100,000	100,000	0	
運用財産普通預金	10,000	10,000	0	
表彰事業基金定期預金	50,000	50,000	0	
(雑収入)	2,000,000	2,000,000	0	
雑収入	2,000,000	2,000,000	0	
当期収入合計(A)	37,078,000	37,093,000	△ 15,000	
前期繰越収支差額	18,992,834	26,368,972	△ 7,376,138	
収入合計(B)	56,070,834	63,461,972	△ 7,391,138	
【支出の部】				
出版事業費	12,924,000	11,250,000	1,674,000	
(会誌費)	110,000	220,000	△ 110,000	
編集委員会	60,000	120,000	△ 60,000	
名簿作成委員会	50,000	100,000	△ 50,000	
(通信運搬費)	1,230,000	1,230,000	0	
会誌	1,080,000	1,080,000	0	
名簿	150,000	150,000	0	
(印刷製本費)	8,880,000	8,880,000	0	
学会広報資料	7,780,000	7,760,000	20,000	
名簿	1,000,000	1,000,000	0	
(原稿料)	1,000,000	1,000,000	0	
学	840,000	840,000	0	
(編集費)	840,000	840,000	0	
(雑費)	100,000	100,000	0	
(事務委託費)	1,764,000	0	1,764,000	
学会誌事務委託費	1,764,000	0	1,764,000	
集金事業費	3,596,000	3,770,000	△ 174,000	
(会誌費)	280,000	255,000	25,000	
学術講演会委員会	20,000	55,000	△ 35,000	
企画委員会	40,000	100,000	△ 60,000	
地方委員会	200,000	100,000	100,000	
(臨時雇賃金)	80,000	30,000	50,000	

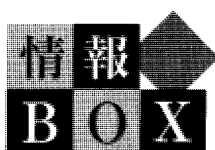
科 目	予 算 額	前年度予算額	増 減	備考
定期講演会	10,000	10,000	0	
秋季講演会	70,000	10,000	60,000	
G T セミナー	0	10,000	△ 10,000	
(旅費交通費)	235,000	235,000	0	
定期講演会	5,000	5,000	0	
G T セミナー	10,000	10,000	0	
秋季講演会	150,000	150,000	0	
特別講演会	20,000	20,000	0	
教育シンポジウム	50,000	50,000	0	
(通信運搬費)	221,000	215,000	6,000	
特別講演会	5,000	5,000	0	
見学会技術懇談会	5,000	10,000	△ 5,000	
シンポジウム	5,000	5,000	0	
定期講演会	10,000	10,000	0	
G T セミナー	120,000	120,000	0	
秋季講演会	20,000	10,000	10,000	
フォーラム	6,000	5,000	1,000	
教育シンポジウム	50,000	50,000	0	
(印刷製本費)	1,010,000	980,000	30,000	
定期講演会	220,000	250,000	△ 30,000	
G T セミナー	220,000	220,000	0	
秋季講演会	340,000	350,000	△ 10,000	
特別講演会	10,000	10,000	0	
シンポジウム	10,000	10,000	0	
見学会技術懇談会	30,000	10,000	20,000	
フォーラム	60,000	10,000	50,000	
教育シンポジウム	120,000	120,000	0	
(賃借料)	215,000	430,000	△ 215,000	
特別講演会	20,000	20,000	0	
シンポジウム	40,000	40,000	0	
定期講演会	0	100,000	△ 100,000	
G T セミナー	100,000	100,000	0	
秋季講演会	35,000	150,000	△ 115,000	
教育シンポジウム	20,000	20,000	0	
(講演料)	450,000	410,000	40,000	
特別講演会	10,000	10,000	0	
技術懇談会	40,000	10,000	30,000	
シンポジウム	20,000	20,000	0	
G T セミナー	230,000	230,000	0	
定期講演会	20,000	25,000	△ 5,000	
秋季講演会	30,000	25,000	5,000	
フォーラム	40,000	30,000	10,000	
教育シンポジウム	60,000	60,000	0	
(雑費)	1,125,000	1,215,000	△ 90,000	
特別講演会	10,000	10,000	0	
見学会技術懇談会	45,000	50,000	△ 5,000	
シンポジウム	10,000	10,000	0	
定期講演会	340,000	400,000	△ 60,000	
G T セミナー	100,000	100,000	0	
秋季講演会	505,000	520,000	△ 15,000	
フォーラム	15,000	25,000	△ 10,000	
教育シンポジウム	100,000	100,000	0	
調査研究事業費	930,000	720,000	210,000	
(会議費)	170,000	260,000	△ 90,000	
生産統計委員会	10,000	20,000	△ 10,000	
技術情報センター委員会	10,000	20,000	△ 10,000	
調査研究委員会	50,000	200,000	△ 150,000	
わががたびンク・キダ・フ	100,000	20,000	80,000	
(通信運搬費)	40,000	40,000	0	
生産統計委員会	10,000	10,000	0	
技術情報センター関係	10,000	10,000	0	
調査研究関係	50,000	50,000	0	
わががたびンク・キダ・フ	50,000	50,000	0	
表彰事業費	130,000	70,000	60,000	
委員会費	20,000	50,000	△ 30,000	
通信運搬費	10,000	10,000	0	
雑費	100,000	10,000	90,000	
管理費	21,119,000	23,218,000	△ 2,099,000	
船手当	11,300,000	11,300,000	0	
事務委託費	70,000	70,000	0	
事務委託費	0	1,764,000	△ 1,764,000	
事務合理化費	200,000	300,000	△ 100,000	
社会保険費	1,300,000	1,300,000	0	
理事会費	110,000	220,000	△ 110,000	
評議員会費	100,000	120,000	△ 20,000	
総会費	250,000	250,000	0	
総務委員会費	70,000	130,000	△ 60,000	
組織検討委員会費	15,000	30,000	△ 15,000	
会員委員会費	15,000	30,000	△ 15,000	
選挙管理委員会	15,000	30,000	△ 15,000	
30周年準備委員会	200,000	200,000	0	
評議員選挙費	400,000	400,000	0	
旅費	200,000	200,000	0	
交通費	50,000	50,000	0	
印刷品費	200,000	200,000	0	
図書費	5,000	5,000	0	
消耗品費	1,200,000	1,200,000	0	
印刷費	100,000	100,000	0	
通信運搬費	600,000	600,000	0	
事務所借賃	3,990,000	3,990,000	0	
光熱水料費	200,000	200,000	0	
諸謝金	45,000	45,000	0	
日内連会費	140,000	140,000	0	
共催分担費	10,000	10,000	0	
日本工学会会費	34,000	34,000	0	
雑費	300,000	300,000	0	
特定預金支出	800,000	9,285,734	△ 8,485,734	
退職給付引当預金支出	800,000	800,000	0	
記念事業準備金積立	0	4,500,000	△ 4,500,000	
基本財産購入支出	0	3,985,734	△ 3,985,734	
当期支出合計(C)	39,499,000	49,313,734	△ 8,814,734	
当期収支差額(A)-(C)	△ 2,421,000	△ 11,220,734	8,799,734	
次期繰越収支差額(B)-(C)	16,571,834	15,148,238	1,423,596	

3. 特別会計 収支予算書

収 支 予 算 書

特別会計1 平成13年3月1日から平成14年2月28日 (単位:円)				
科 目	予 算 額	前年度予算額	増 減	備考
【収入の部】				
出版事業収入	[1,090,000]	[1,090,000]	[0]	
プレティン広告収入	890,000	890,000	0	
プレティン販売収入	200,000	200,000	0	
雑収入	[131,000]	[1,831,000]	[△ 1,700,000]	
普通預金受取利息	1,000	1,000	0	
定期預金受取利息	10,000	10,000	0	
国際交換基金受取利息	20,000	20,000	0	
雑収入	100,000	1,800,000	△ 1,700,000	
繰入金収入	[0]	[9,160,000]	[△ 9,160,000]	
国際会議作業受託金	0	520,000	△ 520,000	
国際会議返済金	0	640,000	△ 640,000	
国際会議受入金	0	8,000,000	△ 8,000,000	
当期収入合計(A)	1,221,000	12,081,000	△ 10,860,000	
前期繰越収支差額	10,131,871	8,795,378	1,336,493	
収入合計(B)	11,352,871	20,876,378	△ 9,523,507	

科 目	予 算 額	前年度予算額	増 減	備考
【支出の部】				
出版事業費	[2,830,000]	[3,060,000]	[△ 230,000]	
プレティン製作費	2,100,000	2,100,000	0	
プレティン発送費	360,000	360,000	0	
プレティン原稿料	140,000	140,000	0	
プレティン編集委員会費	30,000	60,000	△ 30,000	
雑費	200,000	400,000	△ 200,000	
管理費	[1,390,000]	[1,440,000]	[△ 50,000]	
給 与	960,000	960,000	0	
会 費	50,000	100,000	△ 50,000	
印刷費	100,000	100,000	0	
通信費	80,000	80,000	0	
雑費	200,000	200,000	0	
国際交流事業費	[1,000,000]	[900,000]	[100,000]	
国際交流委員会費	100,000	400,000	△ 300,000	
雑費	900,000	500,000	400,000	
特定預金支出	[0]	[8,000,000]	[△ 8,000,000]	
国際交換基金積立預金支出	0	8,000,000	△ 8,000,000	
当期支出合計(C)	5,220,000	13,400,000	△ 8,180,000	
当期収支差額(A)-(C)	△ 4,000,000	△ 1,319,000	△ 2,680,000	
前期繰越収支差額(B)-(C)	6,132,871	7,476,378	△ 1,343,507	



ガスタービンに関する JIS 規格の制定・改正状況

ガスタービンに関する国際標準(ISO 規格)の活動範囲は、すべての形式・用途を対象とし、コンパインドサイクル(コージェネレーションを含む)のシステムを含め、装置、運転、保全、用語の定義、調達、受渡試験、環境などに関する標準化で、ISO/TC192 専門委員会が担当している。国内規格 JIS は、対応

ISO に整合化した規格作成を中心に、日本内燃機関連合会(JICEF)が、ISO と共に、原案審議団体となり、委員会組織で規格原案の審議・作成を行っている。最近に発効又は原案作成中の JIS 規格は、次のとおりである。(E メールアドレス: jicef@jicef.org)

JIS 規格番号 (対応 ISO 規格番号)	JIS 規格名称	制定・改正の区別	発効年月
JIS B 8041:2000 (ISO 2314:1989 & ISO 2314/Amd.1:1997)	ガスタービン-受渡試験方法 ("附属書:コンパインドサイクルの受渡試験方法"を含む)	JIS B 8041:1989 の改正	2000年2月
JIS B 8043-1:2000 (ISO 11042-1:1996)	ガスタービン-排気排出物- 第1部:測定及び評価	制 定	2000年11月
JIS B 8043-2:2000 (ISO 11042-2:1996)	ガスタービン-排気排出物- 第2部:排出物の自動監視	制 定	2000年11月
JIS B 8044:2001 (ISO 10494:1993)	ガスタービン及びガスタービン 装置-空気音の測定- 実用測定方法及び簡易測定方法	制 定	2001年2月
JIS B 8042-1, 2, 3, 5, 7, 8:2001(予定) (ISO 3977-1, 2 & ISO/DIS 3977-3, 5, 7, 8)	ガスタービン-調達仕様- 第1部, 第2部, 第3部, 第5部, 第7部, 第8部	JIS B 8042:1994 を改正, パート制を導入して制定 (2000年度原案作成)	2001年末~2002年 初めに制定予定
JIS B 8042-4, 6, 9:2002(予定) (ISO/DIS 3977-4, 6 & ISO 3977-9)	ガスタービン-調達仕様- 第4部, 第6部, 第9部	JIS B 8042:1994 を改正, パート制を導入して制定 (2001年度原案作成予定)	2002年末~2003年 初めに制定予定

「ガスタービン極小化に関する調査研究委員会」発足

数十から数百 kW 出力のマイクロガスタービンに対する関心が高まっているが、さらにダウンサイズを図り、2次電池を代替する携帯電源・熱源用ガスタービンは実現可能だろうか? MIT の研究グループが MEMS 技術を応用し超マイクロガスタービンの概念を発表(97年6月)したのは記憶に新し

いが、システムの成立性が実証された話は未だ聞かない。そのような極限的なサイズのガスタービンが要求する技術レベルのハードルに挑戦したい会員は、表記委員会(吉敷晴夫委員長)に結集されたい。連絡は幹事・松尾栄人 e.matsuo@fine.ocn.ne.jp まで。

平成 13 年度第 2 回見学会開催のお知らせ

2001 年度第 2 回見学会を下記の要領にて開催いたしますので奮ってご参加下さい。

1) 日 時

2001 年 7 月 10 日(火) 13:30~16:30

2) 見学先

北九州市環境局 皇后崎工場 (スーパゴミ発電)

北九州市八幡西区夕原町 2 番 1 号

TEL 093-642-6731

1) 内 容

出力 36,300 kW のスーパゴミ発電システムの見学

及び技術講演

2) スケジュール

13:30~13:40 開会挨拶

13:40~14:00 設備概要説明

14:00~15:00 工場及びスーパゴミ発電設備の見学

15:15~16:30 皇后崎工場スーパゴミ発電に関する技術説明

1) 参加要領

2) 定 員: 30 名

3) 申し込み方法: 下記の申し込み書に記入の上 FAX
または郵送にて学会事務局あてお送り下さい。

4) 参加費: 3000 円 (当日お支払い下さい)

5) 交 通

JR 鹿児島線 陣原(じんのはる)駅 (普通電車停車)

下車 北口より徒歩 5 分程度

JR 鹿児島線 黒崎駅 (快速停車) 下車 タクシー

にて 10 分程度 (工場事務所側にて下車下さい)

見学会参加申込書

申込締切日 (2001 年 6 月 10 日)

開 催 日 (2001 年 7 月 10 日)

(社)日本ガスタービン学会 行

FAX: 03-3365-0387 TEL: 03-3365-0095 E-mail: gtsj@pluto.dti.ne.jp

氏 名			
勤 務 先			
勤 務 先 住 所	〒		
T E L		F A X	
連 絡 先	〒		
E-mail			

第16回ガスタービン秋季講演会・講演論文募集

下記の日程で、日本ガスタービン学会（幹事学会）と日本機械学会の共催による第16回ガスタービン秋季講演会を秋田市で開催します。講演発表を希望される方は、期日までに所定の手続により申し込みをお願いします。

開 催 日 2001年（平成13年）10月25日（木）
開 催 場 所 秋田市文化会館
 秋田市山王七丁目3番1号
講 演 会 一般講演、特別講演
見 学 会 講演会にあわせて、10月26日（金）に、秋田新屋ウィンドファーム風力発電所、秋田大学鉱業博物館の見学を予定しています

講演申込締切 2001年（平成13年）7月13日（金）

講演原稿締切 2001年（平成13年）9月14日（金）

募 集 論 文

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

ガスタービン及び過給機ならびにそれらの応用に関する理論や技術を扱ったもので、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及びユーザーの実績等も歓迎します。

講演者の資格

本会会員もしくは日本機械学会会員で、1人1題目に限ります。

講演申込方法と採否の決定

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

し込みは受け付けません。

なお、講演申込後の講演題目、講演者、連名者の変更は受け付けません。

申込先

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル 402

（社）日本ガスタービン学会

TEL：03-3365-0095 FAX：03-3365-0387

講演発表の採否は幹事学会において決定し、7月末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となります。

*コピーしてご使用ください。

(講演申込書)

第 16 回ガスタービン秋季講演会 (秋田市) 講演申込み

講演題目：

希望セッション：一般講演・オーガナイズドセッション ()

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

連絡者氏名：

会員番号：

学校・勤務先：

所在地：〒 _____

TEL：() -

FAX：() -

講演内容 (100～200 字)

講演申込期限は 2001 年 7 月 13 日(金)です。早めにお申し込みください。

講演申込後の講演題目、著者氏名等の変更は受け付けませんのでご注意下さい。

学会からの発行刊行物

第26期 調査研究委員会成果報告書 「ガスタービンにおけるモニタリング技術」

- 発行 2000年11月21日
- 配布価格 1部 6000円(税, 送料込み)
- 内容 A4版,
 第1章 総論
 第2章 現状のモニタリング技術の適用状況
 第3章 アンケートによるモニタリング技術へのニーズ
 第4章 センサ技術の現状と展望
 第5章 データ処理技術の展望
 第6章 劣化診断・寿命予測技術
 第7章 モニタリング技術に関するまとめと展望
 付録 A) モニタリングに関するアンケート調査結果
 付録 B) センサ基本原理と関連規格
- 申込方法 申込書に, 氏名, 連絡先, 必要部数を明記して, FAX または郵送で学会事務局までお申し込みください。(インターネットでご覧の方は, このページを印刷してご利用下さい)
- 学会事務局 〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13 第3工新ビル 402
 Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387

「ガスタービンにおけるモニタリング技術」申込書

(社)日本ガスタービン学会 行

FAX 03-3365-0387 TEL 03-3365-0095

氏 名			
連絡先			
〒			
TEL		FAX	

	単 価	申込部数
「ガスタービンにおけるモニタリング技術」	¥6,000	

【事務局への連絡事項】

* 送金方法 (○印をつけて下さい)

(前払い制になっておりますので先にご送金下さい)

- 銀行(第一勧業銀行西新宿支店 普通預金 1703707)
- 郵便振替 (00170-9-179578)
- 現金書留

送金予定日 月 日

* 請求書の発行について

- 要 宛名 ()
- 不要

* 領収書の発行について

- 要 宛名 ()
- 不要

学会からの発行刊行物

Bulletin of GTSJ 2001

- 発行** 2001 年 4 月
- 頒布価格** 1 部 2000 円 (10 部以上申込の場合は 20% 引き)
- 内容** Gas Turbine Technology in Japan (日本におけるガスタービン技術の最近の動向)
 Historical Gas Turbines in Japan (ネ 20, JR100, 北斗丸エンジン, 国産 1 号ガスタービンの紹介。今後、シリーズ記事として他のガスタービンも紹介して行く予定。)
 Abstracts of Recent Technical Papers
 Letters from R & D Groups
 New Models and Products
 Production Statistics 他, A 4 版, 約 110 ページ
 この他, 学会賞の紹介, 名誉会員の紹介などの記事を新たに追加しました。
 また, 賛助会員および関連研究開発機関のリストが掲載されており, 各機関の連絡先や URL が一目でわかります。A 4 版, 約 103 ページ
- 申込方法** 氏名, 連絡先, 必要部数を明記して, 学会事務局までお申し込み下さい。
 バックナンバーの在庫もあります。2000 年以前の発行分については在庫の有無と価格を事務局までお問い合わせ下さい。
- 学会事務局** 〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13 第 3 工新ビル 402
 Tel: 03-3365-0095 Fax: 03-3365-0387
- お申込みの場合は, 申込書を FAX 又は郵送で事務局へお送り下さい。

Bulletin 申込書

(社)日本ガスタービン学会 行

FAX 03-3365-0387 TEL 03-3365-0095

氏 名			
連絡先			
〒			
TEL		FAX	

	単 価	希望部数
Bulletin (2001 年版)	¥2,000	

【事務局への連絡事項】

* 送金方法 (○印をつけて下さい)

(前払い制になっておりますので先にご送金下さい)

- 銀行 (第一勧業銀行西新宿支店 普通預金 1703707)
- 郵便振替 (00170-9-179578)
- 現金書留

送金予定日 月 日

* 請求書の発行について

- 要 宛名 ()
- 不要

* 領収書の発行について

- 要 宛名 ()
- 不要

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕	寺 島 幸 士(慶応義塾大学)	藤 本 直(防 衛 庁)	〔学生会員〕
坂 本 隆 一(ダイキン空調技術研究所)	小 尾 晋之介(慶応義塾大学)	木 村 彰 男(ク ボ タ)	天 日 洋 二(東京都立科学技術大学)
泉 征 彦(本田技術研究所)	石 塚 五 夫(石塚モータース)	瀧 本 孝 治(新川センサテクノロジー)	
山 口 浩 司(本田技術研究所)	清 時 秀 紀(海上自衛隊)	松 本 亮 介(関 西 大 学)	
篠 田 貴 浩(川崎重工業)	小 出 俊 輔(防 衛 庁)		

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第2回高温材料国際シンポジウム “High Temperature Materials 2001”	H 13/5/31-6/2 物質・材料研究機構 第1会議室	独立行政法人物質・材料研究機構 新世紀耐熱材料プロジェクト 原田広史, 新井智子 TEL: 0298-59-2802 FAX: 0298-59-2801
平成13年度(第9回)可視化情報講座	H 13/6/2-16 東京電機大学 神田キャンパス	学務部学事課 担当/渡辺, 小嶋 TEL 03-5280-3555 FAX 03-5280-3623 E-MAIL: kashika@jim.dendai.ac.jp
No.01-7 合同シンポジウム VSTech 2001 振動・音響新技術 シンポジウム	H 13/6/6-8 広島県情報プラザ	日本機械学会 機械力学・計測制御部門 担当/宮原ふみ子 TEL: 03-5360-3505, FAX: 03-5360-3509
第248回講習会 機械騒音防止技術の初歩から最先端まで (デモ展示付き)	H 13/6/19-20 大阪科学技術センター 8階 中ホール	日本機械学会関西支部 TEL 06-6443-2073 FAX 06-6443-6049 E-MAIL: jsme@soleil.ocn.ne.jp
保守検査シンポジウム	H 13/6/28-29 東京都城南地域 中小企業振興センター	日本非破壊検査協会 学術課 TEL: 03-5821-5105, FAX: 03-3863-6524, E-MAIL: ishii@jsndi.or.jp
第249回講習会 応力計測の基礎とその応用 (計測デモンストレーション付き)	H 13/7/10-11 大阪科学技術センター 8階 中ホール	日本機械学会関西支部 TEL: 06-6443-2073, FAX: 06-6443-6049, E-MAIL: jsme@soleil.ocn.ne.jp
高効率エネルギーならびに環境保全関連 装置における高温腐食機構解明の現状と 新たな挑戦/2001	H 13/7/10-11 東京都立大学 国際交流会館 大会議室	日本金属学会 分科会シンポジウム係 TEL: 022-223-3685, FAX: 022-223-6312, E-MAIL: stevent@jim.or.jp
可視化情報学会全国講演会(山口2001)	H 13/9/27-28 山口大学工学部	実行委員長: 大坂英雄(山口大学), 幹事: 望月信介(山口大学), TEL 0836-85-9117, FAX 0836-85-9101
第9回機械材料・材料加工技術講演会	H 13/11/8-9 琉球大学	日本機械学会 担当/佐藤秋雄 TEL: 03-5360-3500, FAX: 03-5360-3509
第39回燃焼シンポジウム	H 13/11/21-23 慶応義塾大学理工学部 矢上キャンパス	第39回燃焼シンポジウム事務局: 東海大学工学部動力機械工学科内 神本, 飯島 TEL: 0463-58-1211 (内 4306, 4315) FAX: 0463-59-8293

▷ 入 会 者 名 簿 ◁

〔正会員〕	寺 島 幸 士(慶応義塾大学)	藤 本 直(防 衛 庁)	〔学生会員〕
坂 本 隆 一(ダイキン空調技術研究所)	小 尾 晋之介(慶応義塾大学)	木 村 彰 男(ク ボ タ)	天 日 洋 二(東京都立科学技術大学)
泉 征 彦(本田技術研究所)	石 塚 五 夫(石塚モータース)	瀧 本 孝 治(新川センサテクノロジー)	
山 口 浩 司(本田技術研究所)	清 時 秀 紀(海上自衛隊)	松 本 亮 介(関 西 大 学)	
篠 田 貴 浩(川崎重工業)	小 出 俊 輔(防 衛 庁)		

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第2回高温材料国際シンポジウム “High Temperature Materials 2001”	H 13/5/31-6/2 物質・材料研究機構 第1会議室	独立行政法人物質・材料研究機構 新世紀耐熱材料プロジェクト 原田広史, 新井智子 TEL: 0298-59-2802 FAX: 0298-59-2801
平成13年度(第9回)可視化情報講座	H 13/6/2-16 東京電機大学 神田キャンパス	学務部学事課 担当/渡辺, 小嶋 TEL 03-5280-3555 FAX 03-5280-3623 E-MAIL: kashika@jim.dendai.ac.jp
No.01-7 合同シンポジウム VSTech 2001 振動・音響新技術 シンポジウム	H 13/6/6-8 広島県情報プラザ	日本機械学会 機械力学・計測制御部門 担当/宮原ふみ子 TEL: 03-5360-3505, FAX: 03-5360-3509
第248回講習会 機械騒音防止技術の初歩から最先端まで (デモ展示付き)	H 13/6/19-20 大阪科学技術センター 8階 中ホール	日本機械学会関西支部 TEL 06-6443-2073 FAX 06-6443-6049 E-MAIL: jsme@soleil.ocn.ne.jp
保守検査シンポジウム	H 13/6/28-29 東京都城南地域 中小企業振興センター	日本非破壊検査協会 学術課 TEL: 03-5821-5105, FAX: 03-3863-6524, E-MAIL: ishii@jsndi.or.jp
第249回講習会 応力計測の基礎とその応用 (計測デモンストレーション付き)	H 13/7/10-11 大阪科学技術センター 8階 中ホール	日本機械学会関西支部 TEL: 06-6443-2073, FAX: 06-6443-6049, E-MAIL: jsme@soleil.ocn.ne.jp
高効率エネルギーならびに環境保全関連 装置における高温腐食機構解明の現状と 新たな挑戦/2001	H 13/7/10-11 東京都立大学 国際交流会館 大会議室	日本金属学会 分科会シンポジウム係 TEL: 022-223-3685, FAX: 022-223-6312, E-MAIL: stevent@jim.or.jp
可視化情報学会全国講演会(山口2001)	H 13/9/27-28 山口大学工学部	実行委員長: 大坂英雄(山口大学), 幹事: 望月信介(山口大学), TEL 0836-85-9117, FAX 0836-85-9101
第9回機械材料・材料加工技術講演会	H 13/11/8-9 琉球大学	日本機械学会 担当/佐藤秋雄 TEL: 03-5360-3500, FAX: 03-5360-3509
第39回燃焼シンポジウム	H 13/11/21-23 慶應義塾大学理工学部 矢上キャンパス	第39回燃焼シンポジウム事務局: 東海大学工学部動力機械工学科内 神本, 飯島 TEL: 0463-58-1211 (内 4306, 4315) FAX: 0463-59-8293

本号では、マイクロガスタービンの特集を組みました。マイクロガスタービンは新聞紙上等でも非常に頻繁に取り上げられています。現在、エネルギー供給システムの中で、分散型電源が着目され、その中で、マイクロガスタービンは代表的なものの一つとして重要な位置づけにあるといえます。

また、ガスタービンの技術開発においてもマイクロガスタービンは最も話題性も高く、従来のガスタービンとは異なり、ターボチャージャ等の汎用品の技術をベースとしているものが一般的であり、さらに高速発電機、再生器、空気軸受けなどの新技術が取り入れられているものもあり、またITの活用などの技術的な話題も豊富であるといえます。

今回はこうしたマイクロガスタービンの全体的な開発状況から、その利用方法・今後の展望・課題、さらには、具体的な機種を紹介しています。

また、こうした発電システムの分散型電源への適用、一方、マイクロタービンと並んで普及が期待されている燃料電池についてもその技術動向について言及しています。

このように、本号ではマイクロタービンから始まって、小型分野の技術開発、今後の普及などについて、幅広く展望したものとなりました。

現在、マイクロタービン等の普及に向け、法的制度の見直しも進みつつあり、普及の緒についたということが

できるのではないかと思います。今後の一層の技術開発さらには制度的な点の解決が期待させるところです。

特集号の発行にあたりお忙しい中、執筆して頂いた各執筆者の方々に感謝の意を表するものです。

なお、本号の編集は、荒川理事（東京大学）、中村委員（エバラ）、長谷川委員（ダイハツディーゼル）、横井（東邦ガス）が担当しました。

（横井 隆幸）

〈表紙写真〉

ーわが国初の純国産ガスタービン非常用発電設備「PU 200」ー
昭和49年9月、産業ガスタービンエンジン「S1A」
試作第1号機（260馬力）を完成。

昭和51年7月、「S1A」を用いて、わが国では初の純国産ガスタービン発電設備の「PU200型」（出力150kW）を完成し、新消防法に基づく型式認定を取得。

下記写真は、昭和52年に神戸市内のビルに設置された納入初号機である。

写真の一番左端に、S1Aガスタービンが配置されている。

当時は、ホテルやデパート火災の教訓として、昭和50年に、消防法及び関連法規が改正され、新設ビルはもちろん、既設ビルにも非常用発電装置の設置が義務付けられ、激しいシェア争いが展開されていた。

この非常用発電分野はディーゼル発電装置の独壇場であったが、ガスタービン発電装置が新顔で参入し、ディーゼルとの競争が開始された。

（提供 川崎重工工業株式会社）

だより 事務局

桜の花の季節も今年は例年より早く過ぎ去ってしまいました。が、ひどかった杉花粉症は一緒には去ってくれずしつこく例年通りでした。

当学会も今年は3月に新しい年度を迎え、事務局一同、心あらたにしております。

今年度の通常総会では、定款変更により、正会員の2分の1の出席・委任状が必要でしたが、皆様のご協力で無事集まり、総会を開催することが出来ました。

新年度も先日のアイコクアルファの見学会を皮切りに6月1日の定期講演会（於：都立科学技術大学）、7月5、6日の教育シンポジウム（於：関西電力）、10月25、26日の秋季講演会（於：秋田市）と既に確定して会告のページに掲載されているものもありますので、お見逃

しなきよう・・・。

新しい年度に入り職場の異動やご自宅のお引越しをなさった方も多いと思います。郵便物が戻ってくる事もありますので、変更がございましたらFAX(03-3365-0387)またはE-mail(gtsj@pluto.dti.ne.jp)で事務局あてご連絡下さい。

また、会費納入につきましては、是非“銀行自動引き落とし”にご協力下さいますようお願い致します。用紙は巻末にごございますので、ご記入のうえ、事務局あてお送り下さい。お待ちしております。

[A]

本号では、マイクロガスタービンの特集を組みました。マイクロガスタービンは新聞紙上等でも非常に頻繁に取り上げられています。現在、エネルギー供給システムの中で、分散型電源が着目され、その中で、マイクロガスタービンは代表的なものの一つとして重要な位置づけにあるといえます。

また、ガスタービンの技術開発においてもマイクロガスタービンは最も話題性も高く、従来のガスタービンとは異なり、ターボチャージャ等の汎用品の技術をベースとしているものが一般的であり、さらに高速発電機、再生器、空気軸受けなどの新技術が取り入れられているものもあり、またITの活用などの技術的な話題も豊富であるといえます。

今回はこうしたマイクロガスタービンの全体的な開発状況から、その利用方法・今後の展望・課題、さらには、具体的な機種を紹介しています。

また、こうした発電システムの分散型電源への適用、一方、マイクロタービンと並んで普及が期待されている燃料電池についてもその技術動向について言及しています。

このように、本号ではマイクロタービンから始まって、小型分野の技術開発、今後の普及などについて、幅広く展望したものとなりました。

現在、マイクロタービン等の普及に向け、法的制度の見直しも進みつつあり、普及の緒についたということが

できるのではないかと思います。今後の一層の技術開発さらには制度的な点の解決が期待させるところです。

特集号の発行にあたりお忙しい中、執筆して頂いた各執筆者の方々に感謝の意を表するものです。

なお、本号の編集は、荒川理事（東京大学）、中村委員（エバラ）、長谷川委員（ダイハツディーゼル）、横井（東邦ガス）が担当しました。

（横井 隆幸）

〈表紙写真〉

ーわが国初の純国産ガスタービン非常用発電設備「PU 200」ー
昭和49年9月、産業ガスタービンエンジン「S1A」試作第1号機（260馬力）を完成。

昭和51年7月、「S1A」を用いて、わが国では初の純国産ガスタービン発電設備の「PU200型」（出力150kW）を完成し、新消防法に基づく型式認定を取得。

下記写真は、昭和52年に神戸市内のビルに設置された納入初号機である。

写真の一番左端に、S1Aガスタービンが配置されている。

当時は、ホテルやデパート火災の教訓として、昭和50年に、消防法及び関連法規が改正され、新設ビルはもちろん、既設ビルにも非常用発電装置の設置が義務付けられ、激しいシェア争いが展開されていた。

この非常用発電分野はディーゼル発電装置の独壇場であったが、ガスタービン発電装置が新顔で参入し、ディーゼルとの競争が開始された。

（提供 川崎重工工業株式会社）

だより 事務局

桜の花の季節も今年は例年より早く過ぎ去ってしまいました。が、ひどかった杉花粉症は一緒には去ってくれずしつこく例年通りでした。

当学会も今年は3月に新しい年度を迎え、事務局一同、心あらたにしております。

今年度の通常総会では、定款変更により、正会員の2分の1の出席・委任状が必要でしたが、皆様のご協力で無事集まり、総会を開催することが出来ました。

新年度も先日のアイコクアルファの見学会を皮切りに6月1日の定期講演会（於：都立科学技術大学）、7月5・6日の教育シンポジウム（於：関西電力）、10月25・26日の秋季講演会（於：秋田市）と既に確定して会告のページに掲載されているものもありますので、お見逃

しなきよう・・・。

新しい年度に入り職場の異動やご自宅のお引越しをなさった方も多いと思います。郵便物が戻ってくる事もありますので、変更がございましたらFAX(03-3365-0387)またはE-mail(gtsj@pluto.dti.ne.jp)で事務局あてご連絡下さい。

また、会費納入につきましては、是非“銀行自動引き落とし”にご協力下さいますようお願い致します。用紙は巻末にございますので、ご記入のうえ、事務局あてお送り下さい。お待ちしております。

[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、本会では原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製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
〒105-0003 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) 制作部デジタル編集課
E-mail: degihen@magical3.egg.or.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

1997.1.28 改訂

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

日本ガスタービン学会誌 Vol.29 No.3 2001.5

発行日 2001年5月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 益田重明
発行者 酒井俊道
〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0003 東京都港区西新橋 2-5-10
Tel. 03-3501-5151 Fax. 03-3597-5717

©2001, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

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

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