

特 集

ガスタービン用低エミッション燃焼技術

大久保陽一郎，井戸田芳典，野村佳洋

Low Emissions Technology for an Automotive Gas Turbine Combustor

Yoichiro Ohkubo, Yoshinori Idota, Yoshihiro Nomura

要 旨

自動車用ガスタービンの排気エミッションを低減して乗用車排気規制値をクリアするために，灯油または軽油を噴霧燃焼させる従来の燃焼方式に替えて希薄予蒸発予混合燃焼器を研究開発した。その結果，液体燃料の微粒化を向上し，燃料噴霧の蒸発・混合を促進し，希薄予蒸発予混合燃焼の逆火を抑止するとともに希薄火炎安定性を確保して低エミッション性を実証した。このような技術課題を解決する過程で，燃料微粒化，噴霧計測，噴霧蒸発，燃焼火炎の可視化と計測，燃焼特性の

評価，さらに流体・燃焼の数値計算などに関する技術を駆使することが重要であった。

本研究報告では上記の項目に関して，第1章では自動車用ガスタービン開発の歴史と燃焼器の技術課題，第2章では液体燃料の微粒化と噴霧特性，第3章では噴霧蒸発の特性，第4章では予蒸発予混合希薄燃焼の特性，第5章では数値計算による流れと燃焼の解析，第6章では低エミッション燃焼技術の今後について研究成果を中心にまとめた。

Abstract

A lean premixed-prevaporization (LPP) combustor for an automotive gas turbine has been developed to meet the Japanese emission standards for passenger cars without an aftertreatment system. The technical challenges on the LPP combustor have resulted in improving atomization and evaporation of fuel spray, avoiding flashback and stabilizing lean flame, and reducing exhaust emissions. The diagnoses and analyses on the characteristics of atomization, evaporation of fuel spray, flame stability and exhaust emissions mechanisms are very important to

overcome the research subjects on LPP combustion.

In this article, the research results were summarized on the history of automotive gas turbines and the research subjects of the LPP combustor in chapter 1, on the characteristics of atomization and spray in chapter 2, on the characteristics of spray evaporation in chapter 3, on the characteristics of LPP combustion in chapter 4, on the numerical analyses of LPP combustion in chapter 5, and on the future prospects for automotive gas turbine combustors in chapter 6.

キーワード

希薄予蒸発予混合燃焼，燃料微粒化，噴霧蒸発，火炎安定性，排気エミッション，噴霧計測，火炎可視化，流体・燃焼の数値計算

1. 自動車用ガスタービンの開発と燃焼器の概況

1.1 はじめに

ガスタービンは航空機用エンジンとして1940年代に実用化されたのち、ジェット旅客機の高速化・大型化とともに高度に進歩・発展してきている。

一方、ガスタービンを自動車に搭載する研究開発は1940年代後半に欧米で開始され、1950年には世界で最初のガスタービン乗用車RoverJET1（英国ローバー社）が発表された。その後、多くの自動車会社が開発を手がけてきた。その間に、米国ではガスタービンを軍用に利用した例は有名であるが、未だに民生用としては実用化されていない。日本の自動車メーカーにおいても1960年代から研究を開始したが、欧米の技術レベルを越えて実用化することはできていない。

ガスタービン自動車の技術課題の1つは、部分負荷運転時の燃料消費量が本質的に多く、燃費を改善するには多くの解決すべき問題があることであった。例えば、自動車用小型ガスタービンでは航空機用ガスタービンのように空気冷却タービンが使用できないため、耐熱合金を使用してもタービン入口温度を比較的低温の1,000°C程度に抑えざるを得ず、エンジン熱効率が低い。しかも、自動車用エンジンではアイドリングや部分負荷運転がほとんどであり、ガスタービンの特性上から熱効率は著しく悪い。そのため、自動車用ガスタービンでは排熱回収用の熱交換器を装備するのが一般的であるが、熱効率は最良点でも25%そこそこにしかなかった。

しかし、1970年代に高温耐熱セラミックスの研究開発が進展してきたのに合わせて、自動車用小型ガスタービンにセラミックスを利用して、タービン入口温度を1,350°C程度の高温にすることで40%以上の熱効率を達成することをねらった研究開発が欧米で開始された。その背景には、世界的なモータリゼーションの進展がガソリンの消費を増やすことになり、石油燃料の枯渇が懸念されるようになってきたことにある。もし、自動車用ガスタービンの最良熱効率が40%を超えることがで

ければ自動車が消費する燃料を相当量削減することができる。また、ガスタービンはガソリンエンジンやディーゼルエンジンが要求するようなオクタン価、セタン価といった燃料性状の制約がなく、従来ではあまり用途がなかった比較的幅広い燃料までも使用することができる利点がある。すなわち、従来のレシプロエンジンでは使用できない軽質燃料や分解軽油等の低オクタン価または低セタン価の燃料も使用できる可能性があり、石油燃料を有効に利用することにつながると考えられるわけである。

1.2 自動車用ガスタービン研究開発の歴史

まず、本章では自動車用ガスタービンの研究開発の歴史を簡単に総括する。

1.2.1 欧米における自動車用セラミックガスタービンの研究開発

まえがきで簡単に述べたように欧米では長い歴史があるが、自動車用ガスタービンの研究開発が膨大な資金を要することから私企業のレベルを超えるために、特にセラミックガスタービンの研究開発は国家的なプロジェクトとして組織的に推進されてきた。

(1)米国におけるガスタービンの研究開発

米国では、1軸式セラミックガスタービン(200ps)の研究開発がDARPA (Defence Advanced Research Project Agency) のプロジェクトとして1971年にフォード社に委託されて開始された。次に、1976年にCATE (Ceramic Applications in Turbine Engine) プロジェクトが着手され、GM社がバス・トラック用ガスタービンGT-404を対象にセラミック適用技術の研究を行った。

多種燃料への対応が可能な先進的自動車用エンジンの本格的な研究開発は、米国エネルギー省 (DOE : Department of Energy) が航空宇宙局 (NASA : National Aeronautics and Space Administration) に委託して推進したAGT (Advanced Gas Turbine) プロジェクト (1979 ~ 1987) である。このプロジェクトは、Detroit Diesel Allison/Pontiacチーム (2軸再生式ガスタービン : AGT100) とGarrett/Fordチーム (1軸再生式ガスタービン : AGT101) の2チームによって総開発費139.5百万ドルで実施された。AGT101では高温部品をオールセラミックスにしたエンジンの試

験で、85時間の連続運転（タービン入口温度TIT=1,049°C～1,204°C、タービン回転数60,000～70,000rpm）を実施した。しかし、異物衝突（FOD：Foreign Objects Damage）によりセラミックロータが破損したために試験を中止した。AGT100では総運転時間約500時間を実施したが、材料強度不足や空気漏れのために当初目標の熱効率に対して60～70%程度でプロジェクトを終了した。

AGTの結果を踏まえて、次にはセラミックコンポーネント技術の向上を狙ったATTAP（Advanced Turbine Technology Applications Project）プロジェクト（1987～1995年）が推進され、セラミック部品の製造技術の確立、信頼性／耐久性の向上を目指した。GMチームは、AGT100（ラジアル式タービン）から2軸再生式ガスタービンAGT-5（軸流式タービン）に変更することで異物衝突に対する改善をねらった。ギャレットチームはAGT101を対象にしたが、フォード社はプロジェクトチームから抜けた。1990年にはAGT-5でTIT（Turbine Inlet Temperature）が1,350°C、定格回転数にて数時間の運転に成功した。ATTAPプロジェクトの目標はタービン入口温度1,371°C（2,500F）で耐久時間3,500時間以上を有する構造用セラミックスの開発とその適用技術の向上あるいは設計マニュアルの作成にあったが、最終目標は達成できずに終了した。しかし、一連のプロジェクトが推進されてセラミックスの適応技術が進展したのも事実である。それらの成果を実際のガスタービンで使用して耐久性等の技術課題を克服する方向で各社が開発を継続している。

（2）欧州におけるガスタービンの研究開発

欧州では、西ドイツ、スウェーデン、イギリス、フランスとスイスでセラミックガスタービンが研究された。1987年末からはユーレカ計画の一環として、西ドイツ、スウェーデン、フランスが参加して100kW級セラミックガスタービンの研究（AGATA：Advanced Gas Turbine for Automobiles）が実施された。参加企業は、ダイムラーベンツ、ボルボ、フォルクスワーゲン、BMW、プジョー、ギャレット等である。

西ドイツでは、AGATAよりも前に1974年から研究技術省（BTFT）の援助で小型乗用車、大型乗

用車およびトラックに搭載するガスタービンの研究開発をフォルクスワーゲン、ダイムラーベンツおよびMTUが担当した。

ダイムラーベンツは、独自に1978年からセラミックガスタービンプロジェクトをスタートさせた。1983年に2軸再生式ガスタービン（PWT110；110kW）を搭載した乗用車を試作して走行試験を実施し、1984年にBTFTのプロジェクトを終了した。しかし、1986年までPWT110ガスタービンの改良を続けた。その後AGATAに参加して、車両を含めた制御系の改良に移行した。総計4,000マイルの走行試験を実施し、1991年末に研究をすべて終了した。PWT110では、窒化珪素製タービンを一体削り出して試作して、タービン入口温度1,250°Cで軸出力が94kW（ガスジェネレータ回転数61,500rpm／パワータービン回転数55,000rpm）を記録したが、出力110kWの目標は未達である。また、燃焼器は可変機構付予蒸発予混合燃焼器を装備しており、市街走行モード運転でNO_x排出量の実測値が0.25g/mile（規制値は0.4g/mile）、COの実測値が1.45g/mile（規制値は3.4g/mile）と低エミッション性能を実証した。しかし、100km/hの高速定地走行時に燃費が10km/lになるものの市街走行では燃費が悪く、さらにガスタービンと車両制御の改良が必要であるとまとめられた。

一方、スウェーデンでは、ボルボグループのUnited Turbine社（現在 Aero Turbine）が1974年から3軸再生式ガスタービン（Mark I：目標出力110kW）を研究開発して、一般公道で走行試験を繰り返し実施した。1980年には2軸再生式セラミックガスタービン（Mark II：目標出力115kW、タービン入口温度1,250°C、圧力比5、SFC = 240g/kWh、モード燃費22マイル／ガロン）の開発に着手した。燃焼器は可変機構付予蒸発予混合燃焼器を搭載して、実際に一般走行試験を実施し、研究を終了した。その後、1989年からは超低エミッションを目指した自動車用ハイブリッドエンジンを実現するために高速発電機一体型ガスタービン（HSG40kW）の開発を開始して、1994年にはコンセプトカーECC（Volvo's Environmental Concept Car）、ECT（Volvo's Environmental Concept Truck）またはECB（Volvo's Environmental Concept Bus）を発表している。

フランスでは、国立研究所 (ONERA) を中心に自動車用あるいは航空機用ガスタービンのコンポーネントをセラミックスにする研究が進められた。

イギリスでは、政府援助でRolls-Royceが1985年から4年間セラミックガスタービンの開発を実施した。

1. 2. 2 日本における自動車用ガスタービンの研究開発

日本における自動車用ガスタービンの開発は、トヨタ、日産、三菱自動車等により進められてきた。各社の研究開発の経緯を以下に簡単にまとめる。

(1)トヨタ自動車

トヨタ自動車ガスタービン研究に着手したのは1964年である。以来、30年以上にわたってガスタービン自動車の実現に向けて研究開発が続けられてきた。

ガスタービン乗用車の開発については、1970年代後半から超小型1軸式ガスタービン (GT24M, 軸出力30ps, 軸回転数86,000rpm) を開発して、GT/Battery Hybrid Systemとして電動モータ、鉛バッテリーと組み合わせることによりガソリン車の走行燃費を越えることを目指した。Fig. 1-1に示すようなトヨタスポーツ800 (車重1トン) でテストコースの走行試験を実施した。しかし、当時の技術レベル (TIT=900°C) ではガソリン乗用車の走行燃費には及ばなかった。その後、この超小型

1軸式ガスタービンGT24Mは小型軽量の特性を活かしてリニア新幹線などの発電ユニットとしての利用も検討された。

次に、トヨタ自動車における乗用車用ガスタービンプロジェクトの旗艦シップカーとして"TOYOTA GTV"を開発して、1987年の東京モーターショーに出展した。この乗用車にはGT41 (軸出力150ps, ガスジェネレータ軸回転数68,000rpm / パワータービン回転数53,000rpm) が搭載されて走行試験が実施され、レシプロエンジン搭載車に匹敵する走行性能が示された。また、走行燃費を改善するためにはバッテリー等の要素技術の改良が必須であり、それと並行して、ガスタービンの熱効率を改善することを目指して燃焼器やタービン等の高温部材をセラミックスにする研究が進められた。

一方、ガスタービンの特徴である軽量・小型・大出力であることを活かすには乗用車よりもバス・トラックに搭載することの方が適しているため、バス用に2軸再生式ガスタービン (GT21: 軸出力150ps) を開発した。1982年から日野自動車工業製の中型バスに搭載して一般公道で試験を開始して、約40,000kmを走行した。従来のような市内走行ではガスタービンの燃費はディーゼルエンジンに及ばない。ところが、日本全国的高速道路網の整備に伴い、遠距離高速バスの需要ニーズが増加してきた。定格出力で長時間運転する大型バス用エンジンではガスタービンの特徴を活かし易い。

一方、大型ディーゼルエンジンでは黒煙とNO_xの同時低減が益々強く求められてきているが、その技術的な対応が容易でないということもガスタービンでは有利である。そこで、出力を増加させた大型バス用ガスタービン (GT31: 軸出力450ps) の開発を進め、研究開発を続けている。

(2)日産自動車

日産は自動車用ガスタービンについて1963年頃から

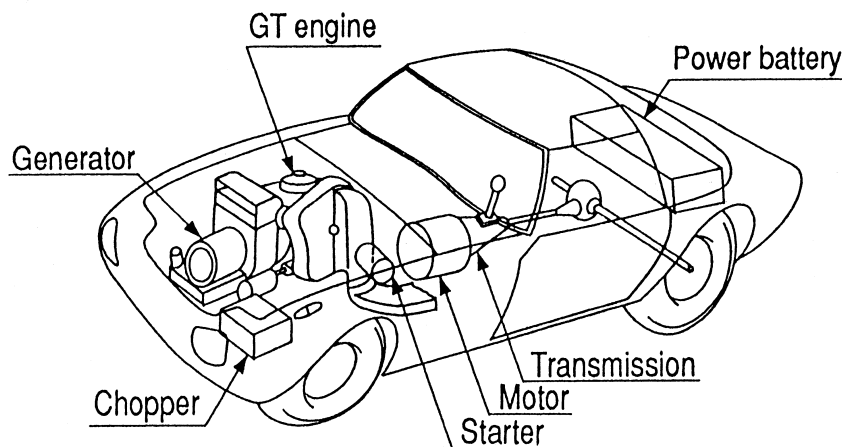


Fig. 1-1 Configurations of TOYOTA GT/Battery Hybrid System²³⁾.

ら文献調査を始めて、コンポーネントの研究開発に数年を費やした後にエンジン開発に着手した。1976年には白ナンバーを取得したガスタービンバスを開発し、一般公道で走行試験した。その結果、ガスタービンバスは振動、騒音、排気の面では優れているが、走行燃費ではディーゼル車に劣ることを知った。走行燃費を改善するためにはタービン入口温度を900℃レベル（当時）から1,300℃以上に上昇させることが必要であるという判断から、セラミックガスタービンの研究を開始した。セラミックガスタービンとしては、セラミックスによる大型部品の製造が困難なことから300馬力級バスエンジンから100馬力級乗用車エンジンへと開発対象を変更した。その後、ガスタービン設計屋とセラミック材料屋の共同研究が進んだ。その研究過程で蓄積した技術を応用して、1985年にはセラミックターボチャージャを搭載した乗用車を市販した。さらに、自動車用小型ガスタービン技術を転用して開発した携帯用ガスタービン発電機"ダイナジェット2.6"（発電出力2.6kVA）の販売を1995年から開始している。

(3)三菱自動車工業

三菱自動車は、三菱重工業と共同で1969年にトラック用ガスタービンの調査研究に着手し、1973年には航空機転用型小型ガスタービン（ST-6）をトラックに搭載して車両試験を開始した。その経験を基に、大型トレーラトラック搭載用の2軸再生式ガスタービン（軸出力400馬力、軸回転数48,500rpm / 37,000rpm）の開発に着手し、1979年には走行試験を開始した。その後、熱効率の向上をねらってメタルガスタービン開発を中断して、セラミック部品の研究開発に移行した。

(4)日本における自動車用セラミックガスタービンの研究開発

自動車用セラミックガスタービン（CGT）の研究開発は、1988年と89年に石油特別会計により可能性調査（フィージビリティスタディ）を実施した後に、1990年から1996年までの7年間にわたって通産省の補助事業として、石油産業活性化センターが実施したプロジェクトに参加して財団法人日本自動車研究所を中心にして推進されてきた。その際、自動車各社が保有する自動車用ガスター

ビン技術を集結させるべく、トヨタ自動車、日産自動車、三菱自動車と当所が協力してプロジェクトを推進する体制が組織された。

日本の自動車用100kWセラミックガスタービンはFig. 1-2に示すように1軸再生式ガスタービンで、自動車搭載時には無段変速機（CVT）を必要とする構成である。このガスタービンを対象にして、セラミックス部品の機能・信頼性の向上と各要素（圧縮機、燃焼器、タービン、熱交換器、軸系等）の性能向上を図った。CGT燃焼器としては希薄予蒸発予混合燃焼器を搭載している。1994年度からはエンジンテストを開始した。ガスタービンの熱効率として40%以上を実証することが目標であった。1997年3月末の終了時点で軸回転数が100,000rpm、タービン入口温度が1,350℃の運転を実施して、最高熱効率は約36%、軸出力94kWを記録した。この値は当初目標には到達していないが、先駆的な欧米のプロジェクトでも未だに達成されていないトップレベルの値である。

1.3 自動車用ガスタービンにおける低エミッション燃焼器の課題

地球環境保全の観点からは、効率の良いエンジンでCO₂の排出を抑制するとともにNO_xやCO等の有害ガスの排出をできるだけ削減することが社会的な使命である。さらに、まえがきにも少し述べたが、石油燃料から精製される各種グレードの燃料を有効にしかも効率的に使用することも必要である。そのためには、ガスタービンのような燃料性状にあまり左右されずに連続燃焼することができるエンジンが優れていると考えられる。また、CO₂排出を削減するにはエンジンの熱効率をセラミックガスタービン等で向上させるとともに、車両としての燃費は高速発電機とのハイブリッドシステム等により向上させることが考えられる。一方、NO_xやCO、HC等の有害ガス排出を抑制するには低エミッション燃焼器を研究開発することが重要である。

ところで、自動車用エンジンとしてガスタービンに使用する燃料は、可搬性や経済性の点から現状の流通燃料である灯油・軽油の液体燃料（ガソリンはレシプロエンジンで多く使用されるので一応ここでは除いた）が当面妥当であると思われる

た。そこで、自動車用ガスタービン燃焼器として灯軽油を低エミッションで燃焼させて、乗用車排気規制値をクリアさせることを目標にすることが考えられた。日本国内の排気規制値としてガソリン乗用車の規制値がもっとも厳しいものであり、その値は NO_x とHCが 0.25g/km 、COが 2.1g/km である。ガスタービン乗用車の燃費をベンツ等のセラミックガスタービン乗用車の実績から燃料1リッターで10km走行可能であると仮定する。実際の走行燃費は、最終的には乗用車にガスタービンを搭載して実車で走行試験をしないと正確にはわからないが、燃焼器の研究開発をする上での目安を策定するために採用した。このとき、車両の排気規制値は排出指数に変換できて NO_x とHCが 3g/kg-fuel 、COが 26g/kg-fuel と換算される。なお、仮に車両燃費が 10km/l よりも改善されれば規制値の排

出指数は前記の値より大きくなり、低エミッション燃焼器の開発が容易になる計算である。したがって、当面上記の排出指数が燃焼器の排気低減の目標値と考えることができる。

そこで、 NO_x の排出目標値を燃料 1kg 当り 3g 以下にするにはどのような燃焼方法を採用すれば達成可能であろうか。低 NO_x 燃焼法として知られている方式は、水・蒸気等を燃焼室内に導入することでサーマル NO_x を低減するウェットタイプと燃焼方法の工夫のみで低減するドライタイプがあるが、自動車応用ではドライタイプを選択する方が可搬性等の点から有利である。ドライタイプの低 NO_x 燃焼法としては、希薄拡散燃焼法、希薄予混合燃焼法や触媒燃焼法がある。

拡散燃焼法は、従来の燃焼器で一般的に採用されてきた燃焼方式であるために、実績からもっ

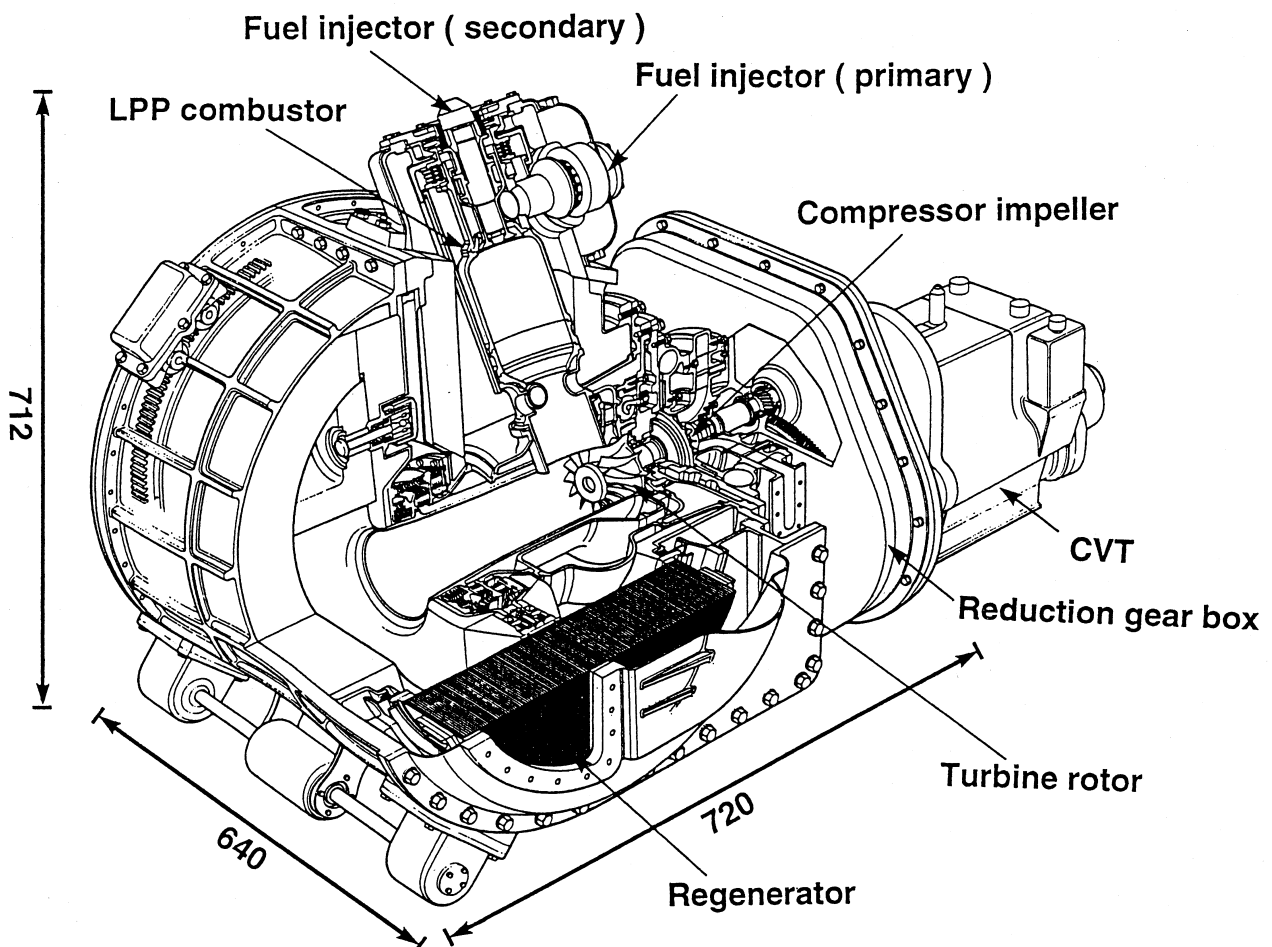


Fig. 2 Configurations of a 100kW automotive ceramic gas turbine⁶³⁾.

とも信頼性が高い方式である。この方式では過去の研究から NO_x 排出指数が 10g/kg-fuel 程度にしなければならないため、今回の目標値には到達困難と判断される。もっとも、最近ではこの方式でもダブルスワロー等で高乱流領域を形成させて燃料を噴射混合すると予混合燃焼に近い効果を引き出すことができる研究も報告されているため、一概に低 NO_x の可能性がないとは言い切れない。しかし、広い負荷変動幅が要求される自動車用エンジンに適用するには原理的にむずかしいと思われる。

触媒燃焼法は、燃料と空気を前もって混合した上で酸化触媒上で超希薄燃焼させることでサーマル NO_x の生成を抑制する燃焼方式である。この方式では、燃焼による高温部分がほとんどないために、 NO_x 排出量が目標の $1/10$ 以下になると予測される。しかし、耐熱温度として $1,200^\circ\text{C}$ 程度までは使用可能な触媒が開発されてはいるものの、自動車用セラミックガスタービン燃焼器を構成するには耐久性等の点で十分ではない。現状では、触媒とその利用法に研究すべき事項が多く残されている。

希薄予混合燃焼法は、ガス燃料を燃焼させる場合には十分に低 NO_x になることが実証されて実用化がなされてきた。同様に、灯軽油等の液体燃料に対しては予め蒸発させた燃料と空気を混合した後に希薄燃焼させることで目標の低 NO_x 燃焼をさせることができると考えられる。特に、自動車用ガスタービンでは燃費の向上のために排熱回収用に熱交換器を装備することが一般的であるために、燃焼器入口の空気温度が液体燃料を蒸発させるには十分に高い温度（セラミックガスタービンでは $800^\circ\text{C} \sim 1,050^\circ\text{C}$ にもなると予測）である。実際、先駆的な欧米のプロジェクトではこの予蒸発予混合燃焼器が研究開発された。ところが、灯軽油等の液体燃料に対して希薄予蒸発予混合燃焼を実機ガスタービンに応用した報告がないことからわかるように、いくつかの技術課題が残されている。しかし、自動車用ガスタービンで目標の低 NO_x ・低CO燃焼を実現するにはもっとも現実的な燃焼方式であると考えられるため、この燃焼器の研究開発に着手した。

1.4 自動車用ガスタービンのための希薄予蒸発予混合燃焼器の課題

灯軽油を対象にした希薄予蒸発予混合燃焼器を自動車用ガスタービンに利用するためには以下のような課題を解決する必要がある。

(1)液体燃料の微粒化向上

噴霧蒸発時間を短縮するためにはできるだけ微細な噴霧粒径にすることが求められる。予備設計の段階で噴霧蒸発の計算を実施し、ザウター平均粒径が $30\mu\text{m}$ 以下にすることで数ミリ秒以下で完全蒸発ができることがわかり、この粒径を微粒化の目標とした。

また、自動車用エンジンとして要求される燃料流量範囲は最小/最大流量比で $1:45$ 以上である。この範囲に対して、上記目標の噴霧粒径になるように燃料微粒化を促進させることのできる燃料噴射弁および燃料供給系を開発することが必要である。

(2)燃料噴霧の蒸発・混合促進

燃料噴霧が予蒸発通路を通過する時間を長くすれば完全に蒸発することになるが、予混合気が自着火する可能性が飛躍的に増大する。特に、軽油では温度と圧力の上昇に対して自着火し易い性質があるため数ミリ秒以下で素早く蒸発と混合を完結させる必要がある。さらに、理想的には燃焼室入口の燃料濃度分布は空間的/時間的にできるだけ均一な分布（例えば濃度の濃淡が 10% 以下）になることが好ましく、そのような予蒸発通路を燃焼室上流の位置に配置する必要がある。なお、燃料の濃淡（不均一率）が増加するにつれて NO_x 排出量が増加することが予測されたため、濃度分布は 10% 以下に均一化することを目標にした。

(3)希薄予蒸発予混合燃焼の火炎安定性の確保

高温条件下における予蒸発予混合燃焼時に速度の低い領域から予蒸発通路内に火炎が逆火する可能性が高い。予蒸発通路に逆火すると排気が悪化するだけではなく燃焼器の溶損の原因にもなりかねない。そのため、急激な負荷変動に対しても逆火が発生しない燃焼器構造にすることが必要である。例えば、自動車用セラミックガスタービンでは燃焼器における全平均空気過剰率で $5 \sim 24$ 程度が要求作動範囲である。そこで、従来の知見からは可変機構を持つ燃焼器が必須であると言われて

いる。

(4)希薄予蒸発予混合燃焼による低エミッション性の実現

燃料と空気が十分に均一に混合して希薄燃焼すればサーマル NO_x の生成が抑制されるし、COとHC排出も少ないはずである。しかし、低 NO_x 化のための希薄燃焼（燃焼室内の平均空気過剰率で2から4程度）は、一方で希薄予混合燃焼の吹き消え限界に対する余裕度を少なくするという問題がある。したがって、 NO_x とCO・HCを同時に低減するための燃焼器構造あるいは燃焼制御法が求められる。なお、上述したように、目標の排気レベルは NO_x とHCが 3g/kg-fuel 、COが 26g/kg-fuel である。

(5)燃料のカーボン化／デポジット化の防止

欧米のセラミックガスタービン燃焼器では、噴射弁あるいは燃焼室周りに堆積したカーボンが剥がれて下流のセラミックタービンに衝突することでセラミックタービンが破損する問題が報告されている。また、 $1,000^\circ\text{C}$ を越えるような高温空気に取り囲まれる燃焼器構造では燃料噴射弁の内部通路で燃料がカーボン化／デポジット化する可能性が高いと考えられるので、それを防止することも必要である。

以上のような課題を解決するためには、燃料微粒化、噴霧計測、噴霧蒸発、燃焼火炎の可視化と計測、燃焼特性評価（火炎安定性評価あるいは排気エミッション評価）、さらには流体・燃焼の数値計算などに関する技術を駆使することが重要である。

以下の章では、上記の希薄予蒸発予混合燃焼に関する基礎的な研究や周辺の計測・解析技術を含めた内容について当所で実施したことを中心にその研究成果をまとめた。

なお、本特集の第2章、第3章、第4章に関しては通商産業省の補助金を得て、(財)石油産業活性化センターが実施している自動車用セラミックガスタービン開発研究事業の一環として行った内容であり、石油産業活性化センターと(財)日本自動車研究所はじめ関係各位に感謝致します。

参 考 文 献

< 自動車用ガスタービン関係 >

- 1) Kronogard, S. O. : "Three-Shaft Automotive Turbine-Transmission Systems of the KTT Type-Performance and Features", ASME paper 77-GT-94, (1977)
- 2) Walzer, P., Meier-Grotrain, J. and Buchheim, R. : "The VW-GT 150-An Experimental Automotive Gas Turbine Engine", SAE Tech. Pap. Ser., No.800190, (1980)
- 3) Woodhouse, G. D. : "ITI GT601-A New Approach to Vehicular Gas Turbine power Unit Design", ASME paper 81-GT-152, (1981)
- 4) 岩井益美 : "車両用ガスタービン : ガスタービン車を目指して", 日本ガスタービン学会誌, 10-37(1982), 80 ~ 88
- 5) 佐藤宏, 宮内淳二, 岩崎晃二 : "トラック用ガスタービンの開発", 三菱重工技報, 21-1(1984)
- 6) Kramer, S. B. : "An Overview of the DOE Advanced Automotive Gas Turbine Program", SAE Tech. Pap. Ser., No.851189, (1985)
- 7) Watanabe, A. and Fukuda, D. : "An Experimental Study on Gas Turbine/Battery Hybrid Powered Vehicle", ASME paper 85-GT-203, (1985)
- 8) Johnson, R. A. : "AGT 100 Experimental Ceramic Component Test-Bed", ASME paper 86-GT-93, (1986)
- 9) Boyd, G. L., Kidwell, J. R. and Kreiner, D. M. : "AGT101 Advanced Gas Turbine Technology Update", ASME paper 86-GT-305, (1986)
- 10) Kramer, S. B., Kerwin, P. T. and Schettino, J. C. : "The Advanced Turbine Technology Applications Program(ATTAP)", SAE Tech. Pap. Ser., No.870467, (1987)
- 11) Helms, H. E., Haley, P. J. and Groseclose, L. E. : "AGT 100 Advanced Gas Turbine Technology Development Project", Proc. 24th. Automot. Tech. Dev. Contract Coordinat Meet., (1987), 137 ~ 146
- 12) Boyd, G. L., Kidwell, J. R. and Kreiner, D. M. : "Technology Development Summary for the AGT101 Advanced Gas Turbine Program", SAE Tech. Pap. Ser., No.870466, (1987)
- 13) 森下光 : "自動車（車両）用ガスタービンの動向 : 車両用ガスタービン開発の動向", 日本ガスタービン学会誌, 16-61(1988), 59 ~ 69
- 14) 石渡正治 : "セラミックガスタービンの研究開発動向", 日本ガスタービン学会誌, 16-61(1988), 59 ~ 69
- 15) Watanabe, A., Morishita, T. and Sohma, T. : "A Development of Control System for Gas Turbine Powered Vehicle", JSAE Review, 10-3(1989), 16 ~ 21
- 16) 金子安雄 : "自動車用セラミックガスタービンの研究開発 : 自動車用セラミックガスタービンのフィジビリティスタディの概要", 日本ガスタービン学会誌, 17-67(1989), 31 ~ 33

- 17) 石渡正治 : "自動車用セラミックガスタービンエンジン
研究開発の基本計画", 日本ガスタービン学会誌, 16-67
(1989), 34 ~ 40
- 18) 伊藤高根 : "欧米における研究開発の現状", 日本ガスタ
ービン学会誌, 16-67(1989), 41 ~ 49
- 19) Tsutsui, T., Watanabe, A. and Morishita, T. : "Control
System for a Gas Turbine", Proc. of the 1991
YOKOHAMA Int. Gas Turbine Conf., 91-YOKOHAMA-
IGTC-81, (1991), III-281 ~ III-287
- 20) Itoh, T. and Kimura, H. : "Status of the Automotive
Ceramic Gas Turbine Development Program", ASME paper
92-GT-2, (1992)
- 21) Haley, P. J. : "Progress on the Advanced Turbine
Technology Applications Project (ATTAP), and
Automotive Gas Turbine Outlook", ASME paper 92-GT-
292, (1992)
- 22) Smyth, J. R. and Morey, R. E. : "ATTAP Ceramic Gas
Turbine Technology Development", ASME paper 92-GT-
381, (1992)
- 23) Washizu, T., Morishita, T., Matsuda, S. and Terauchi, N. :
"Development of a Gas Turbine Generator On-Board
Electric Power Source for MAGLEV Trains", ASME paper
92-GT-46, (1992)
- 24) Sayama, J. and Morisita, T. : "Development of a
Regenerator for an Automotive Gas Turbine Engine",
ASME paper 92-GT-27, (1992)
- 25) 中沢則雄 : "自動車用ガスタービン開発の経緯と課題
(1)", 機械の研究, 45-2(1993), 27 ~ 31
- 26) 中沢則雄 : "自動車用ガスタービン開発の経緯と課題
(2)", 機械の研究, 45-3 (1993), 53 ~ 58
- 27) 中沢則雄 : "自動車用ガスタービン開発の経緯と課題
(3)", 機械の研究, 45-4 (1993), 44 ~ 47
- 28) Webb, H. A. and Parks, W. P. : "Program to Develop
Advanced Gas Turbine Systems", DOE/METC/C-94/7132,
(1994)
- 29) Berenyi, S. G. : "Progress on the advanced turbine
technology applications project (ATTAP)", ASME paper
94-GT-9, (1994)
- < 自動車用燃焼器または可変機構燃焼器関係 >
- 30) Tanasawa, Y. and Nakamura, K. : "On the Vortex
Combustor as Applied to the Gas Turbine", Tokyo Joint Int.
Gas Turbine Conf., (1971)
- 31) Schirmer, R. M. : "A Simple Variable-Geometry Combustor
for the Automotive-Turbine Engine", ASME paper 76-GT-
11, (1977)
- 32) Adkins, R. C. and Elsaftawy, A. S. : "A Double Acting
Variable Geometry Combustor", ASME paper, (1979)
- 33) Holzapfel, I. and Meyer, F. J. : "Design and Development of
a Low Emission Combustor for a Car Gas Turbine", Trans.
of ASME, 101(1979), 422 ~ 430
- 34) Cornelius, W., Huellmantel, L. W. and Matson, J. G. : "A
Low Emission Combustor for an Automotive Gas Turbine",
SAE Tech. Pap. Ser., No.820175, (1982)
- 35) Ross, P. T. and Williams, J. R. : "Combustor Development
for Automotive Gas turbines", AIAA-82-1208, (1982)
- 36) Sanborn, J. W., Mongia, H. C. and Kidwell, J. R. : "Design
of a Low Emission Combustor for an Automotive Gas
Turbine", AIAA-83-0338, (1983)
- 37) BriehID., Schultz, D. F. and Ehlers, R. C. : "A Vabiable-
Geometry Combustor Used to Study Primary and Secondary
Zone Stoichiometry", ASME paper 83-JPGC-GT-9, (1983)
- 38) Salva, J. J. and Juste, G. L. : "Potential of Variable
Geometry Combustors for Pollutants Control", ISABE 87-
7067, (1987)
- 39) Smith, K. O., Samii, M. H. and Mak, H. K. : "Experimental
Evaluation of a Low Emissions, Variable Geometry, Small
Gas Turbine Combustor", ASME paper 90-GT-85, (1990)
- < 低NO_x燃焼器または希薄予混合燃焼器 >
- 40) Roberts, P. B. and Fiorito, R. J. : "Wide Range Operation of
Advanced Low NO_x Aircraft Gas Turbine Combustors",
ASME paper 78-GT-128, (1978)
- 41) Anderson, D. : "Effects of Equivalence Ratio and Dwell
Time on Exhaust Emissions from an Experimental
Premixing Prevaporizing Burner", ASME paper 75-GT-69,
(1975)
- 42) 棚澤泰, 中村健也, 森下光 : "乗用車用ガスタービンエン
ジンの予混合燃焼器に関する研究", トヨタ技報, 27-
4(1978)
- 43) Cooper, L. P. : "The Effect of Degree of Fuel Vaporization
upon Emissions for a Premixed, Prevaporized Combustion
System", AIAA/SAE/ASME 15th Joint Conf., No.79-1320,
(1979)
- 44) Lyons, V. J. : "Effect of Fuel-Air-Ratio Nonuniformity on
Emissions of Nitrogen Oxides", NASA-TP-1798, (1981)
- 45) Roffe, G. and Venkat Raman, R. S. : "Experimental Study
of the Effects of Secondary Air on the Emissions and
Stability of a Lean Premixed Combustor", AIAA-82-1072,
(1982)
- 46) Duer, R. A. and Lyons, V. J. : "Effect of Flameholder
Pressure Drop on Emissions and Performance of Premixed-
prevaporized Combustors", NASA-TP-2131, (1983)
- 47) Ekstedt, E. E. and Fear, J. S. : "Advanced Low Emissions
Combustor Program", AIAA-87-2035, (1987)
- 48) Smith, K. O. and Cowell, L. H. : "Experimental Evaluation
of a Liquid-Fueled, Lean-Premixed Gas Turbine
Combustor", ASME paper 89-GT-264, (1989)
- 49) Deur, J. M., Kundu, K. P. and Nguyen, H. L. : "Applied
Analytical Combustion/Emissions Research at the NASA
Lewis Research Center: A Progress Report", AIAA-92-
3338, (1992)
- 50) Nicol, D., Malte, P. C., Lai, J., Marinov, N. N. and Pratt, D. T.
: "NO_x Sensitivities for Gas Turbine Engines Operated on

- Lean-Premixed Combustion and Conventional Diffusion Flames", ASME paper 92-GT-115, (1992)
- 51) Fric, T. F. : "Effects of Fuel-Air Unmixedness on NO_x Emissions", AIAA-92-3345, (1992)
 - 52) Rizk, N. K. and Mongia, H. C. : "NO_x Model for Lean Combustion Concept", AIAA-92-3341, (1992)
 - 53) Kumakura, H., Sasaki, M. and Suzuki, D. : "Low NO_x Combustor for Automotive Ceramic Gas Turbine (II)-Reliability Assurance", ASME paper 92-GT-109, (1992)
 - 54) Santavicca, D. A., Steinberger, R. L., Gibbons, K. A., Citeno, J. V. and Mills, S. : "The Effect of Incomplete Fuel-Air Mixing on the Lean Limit and Emissions Characteristics of a Lean Prevaporized Premixed (LPP) Combustor", AGARD Meet., (1993), 22.1 ~ 22.8
 - 55) Nicol, D. G., Malte, P. C. and Steele, R. C. : "Simplified Models for NO_x Production Rates in Lean-Premixed Combustion", ASME Paper 94-GT-432, (1994)
 - 56) Poeschl, G., Ruhkamp, W. and Pfof, H. : "Combustion with Low Pollutant Emissions of Liquid Fuels in Gas Turbines by Premixing and Prevaporization", ASME paper 94-GT-443, (1994)
 - 57) Saito, T. and Sato, J. : "Studies on NO_x Emission Characteristics of Premixed Type Gas Turbine Combustors", AIAA-94-0369, (1994)
 - 58) Toh, H., Hosoi, J. and Nakakita, T. : "Development of a Low-NO_x Combustor", AIAA-94-2900, (1994)
 - 59) Nicol, D. G., Steele, R. C., Marinov, N. M. and Malte, P. C. : "The Importance of the Nitrous Oxide Pathway to NO_x in Lean-Premixed Combustion", Trans. of ASME, 117(1995), 100 ~ 111
 - 60) Polifke, W., Dobbeling, K., Sattelmayer, T., Nicol, D. G. and Malte, P. C. : "A NO_x Prediction Scheme for Lean-Premixed Gas Turbine Combustion Based on Detailed Chemical Kinetics", Trans. of ASME, 118(1996), 765 ~ 772
- < 自動車用CGT燃焼器関係 (日本) >
- 61) Sasaki, M., Kumakura, H. and Suzuki, D. : "Low NO_x Combustor for Automotive Ceramic Gas Turbine(I)-Conceptual Design", ASME paper 91-GT-369, (1991)
 - 62) Kumakura, H., Sasaki, M. and Suzuki, D. : "Low NO_x Combustor for Automotive Ceramic Gas Turbine(II)-Reliability Assurance", ASME paper 92-GT-109, (1992)
 - 63) Sasaki, M., Kumakura, H., Suzuki, D., Sugiyama, K. and Ohkubo, Y. : "Development of a Low Emission Combustor for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine(II)", ASME paper 93-GT-63, (1993)
 - 64) Kumakura, H., Sasaki, M. and Suzuki, D. : "Development of a Low Emission Combustor for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine (II)", ASME paper 94-GT-33, (1994)
 - 65) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, Y. : "Evaporation Characteristics of Spray in a Lean Premixed-Prevaporization Combustor for a 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine", ASME paper 94-GT-401, (1994)
 - 66) Suzuki, D., Sasaki, M., Kumakura, H., Ichikawa, H., Katagiri, H. and Ohkubo, Y. : "Development of a Low-Emission Combustor for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine", Proc. of the 1995 YOKOHAMA Int. Gas Turbine Conf., 95-YOKOHAMA-IGTC-62, (1995), III-45 ~ III-50
 - 67) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, Y. : "Evaporation Characteristics of Fuel Spray and Low Emissions in a Lean Premixed-Prevaporization Combustor for a 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine", Int. Symp. on Advanced Energy Conversion System and Related Technologies RAN95 (at NAGOYA Univ.), No.2-B-9(1995), 369 ~ 378
 - 68) Kumakura, H., Sasaki, M., Suzuki, D. and Ohkubo, Y. : "Development of a Low Emission Combustor for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine (III)", ASME paper 96-GT-119, (1996)
 - 69) 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 野村佳洋 : "自動車用100kW級セラミックガスタービン燃焼器の研究, その1: 予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の火炎観察と火炎安定範囲の評価", 日本ガスタービン学会誌, 24-93(1996), 73 ~ 77
 - 70) 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 野村佳洋 : "自動車用100kW級セラミックガスタービン燃焼器の研究, その2: 予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼のNO_x排出特性", 日本ガスタービン学会誌, 24-93(1996), 78 ~ 83
 - 71) 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 野村佳洋 : "自動車用100kW級セラミックガスタービンのためのタンデム型予蒸発予混合燃焼器の設計とその特性評価", 日本ガスタービン学会誌, 25-98(1997),
 - 72) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, Y. : "Evaporation Characteristics of Fuel Spray and Low Emissions in a Lean Premixed-Prevaporization Combustor for a 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine", J. of Energy Conversion and Management, 38-10/13(1997), 1297 ~ 1303
 - 73) Ichikawa, H., Kumakura, H., Sasaki, M. and Ohkubo, Y. : "Development of a Low Emission Combustor for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine (IV)", ASME paper 97-GT-462, (1997)

(大久保陽一郎)

2 . 液体燃料の微粒化

2 . 1 噴霧粒径の計測法

2 . 1 . 1 計測法の現状

液体燃料用噴射弁の性能評価項目としては、噴射圧力に対する流量、噴霧粒径、噴霧角あるいは噴霧の濃淡などがある。これらの中で、噴霧粒径の測定が最も重要である。噴霧粒径を計測する方

法としては20年程前までは、噴霧を受け止め液に受けて顕微鏡等を用いた写真撮影により液滴を一個ずつ数える方法（液侵法）により行う場合が多かった。但しこの方法は受け止め液の選定、受け止めてから写真撮影までの時間経過による蒸発の影響、データ処理の煩雑さ等の問題があった。また間欠噴霧に対する計測は困難であった。その後、レーザ光源を用いて非接触で瞬時の粒径測定が可能な光回折法が開発された¹⁾。この方法は、レーザ光源から照射された $\phi 10\text{mm}$ 程度のビーム中に存在する粒子群の粒径を計測する方法であり、瞬時に計測が出来るため間欠噴霧にも対応できる。この方法によれば計測の時間が少ないため、噴射弁の開発期間を短くすることができる。更に最近ではレーザ流速計（Laser Doppler Velocimeter）を発展させて粒子速度と同時に粒子径の測定が可能な位相ドップラ法が開発された²⁾。この方法では、噴射弁の内部を詳細に把握することができるため従来の方法では見逃していた時間的あるいは空間的な変動や不均一を定量化できる。これにより、燃焼させる前に比較的容易に噴射弁の性能を改良することが可能になってきた。現在では、光回折法や位相ドップラ法が併用されることが多い。

両計測法は、基本的には非燃焼場または常温場で使用することが望ましいが、位相ドップラ法については燃焼場^{3, 4)}または高温場⁵⁾での計測結果も多く報告されている。

また最近、光回折法と位相ドップラ法を比較した報告^{6, 7)}がなされている。両測定結果の比較にはデータ変換が必要であり、変換後の噴霧粒径は必ずしも一致しない⁶⁾。以下に両計測法について詳述すると共に、エアアシスト型渦巻噴射弁⁸⁾の噴霧を対象に両計測法を比較評価した結果を述べる。

2. 1. 2 光回折法と位相ドップラ法の原理と適切な使用方法

(1)原理

a)光回折法

Fig. 2-1に光回折法の原理を示す。平行レーザ光束中に粒子が存在すると粒子に当たった光は回折される。この回折された光をレンズで集光するとレンズの焦点面に回折パター

ンが現れる。この回折パターンは、粒子形状が球であればレンズの焦点を中心とした同心円状となる。また、粒径が小さいほど回折角が大きいため焦点の中心から離れた位置に回折光が集まる。一般に噴霧は大小様々な粒径のものが分布しており、レンズ焦点面での光強度分布はそれぞれの粒子による回折光が重なり合ったものとなる。そのため、この光強度分布から直接粒径を逆算することは困難である。

そこで、この光強度分布を30～32分割のリング状デテクタで測定し、それと同じ光回折強度を示す粒度分布を仮定して、その関数のパラメータを求めることによって粒径分布を知る方法がとられる。代表的な粒度分布関数はRosin-Rammlerと抜山-棚澤の式である。また、分布関数を規定しないで粒径分布を求める方法もある（このプログラムはモデル・インディペンデントまたはヒストグラムと呼ばれている）。これは粒径区分を前もって19～36区分に分割し、光回折強度分布から各々の粒径区分に何%分布しているかを算出する方法である。

b)位相ドップラ法

位相ドップラ法の原理はDurstの「ドップラ信号を離れた二点で観測すると信号の位相のズレが球の直径の変化に比例する」というものである⁹⁾。その後数年してからDantec社とAerometrics社がほ

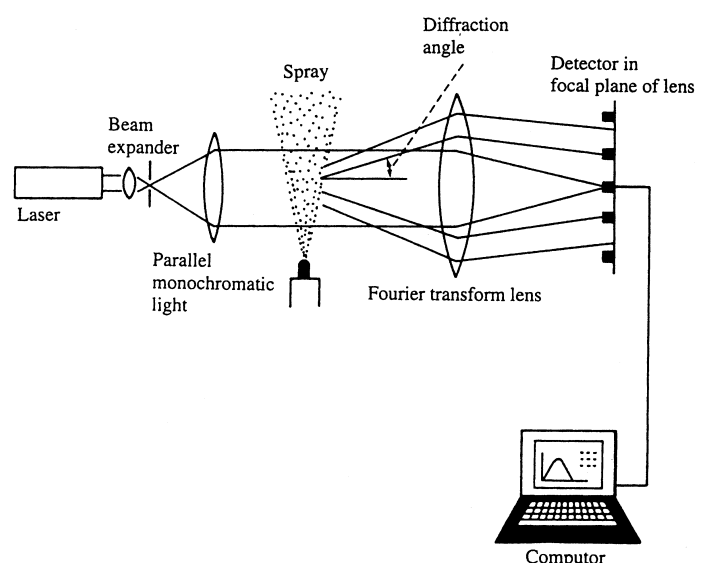


Fig. 2-1 Schematic of laser diffraction method.

ば同時期に製品化 (PDA : Particle Dynamic Analyzer とPDPA : Phase Doppler Particle Analyzer) に成功した。装置の構成をFig. 2-2に示す。ドップラ信号の検出器を3個使用する以外は通常のレーザドップラ流速計 (LDV) とほぼ同じ光学系である。二本のレーザビームの交差領域 (測定体積) に干涉縞が形成される。粒子は動いているので検出器の位置では干涉縞が粒子速度に比例したドップラ周波数で動く。この干涉縞を離れた二点で観測すると各々の位置でのドップラバースト信号は相対的な位相のズレを生ずる。この位相のズレはFig. 2-3に示す様に粒子直径に比例するので、位相のズレを知ることによって粒径を知ることができる。

(2)適切な使用方法

a)非燃焼場

光回折法は光路中の噴霧の粒径分布を一括して瞬時に測定できる長所がある。また使用方法が簡便であるため、噴霧軸中心を通るライン計測により噴霧全体の粒径を大まかに把握するのに適して

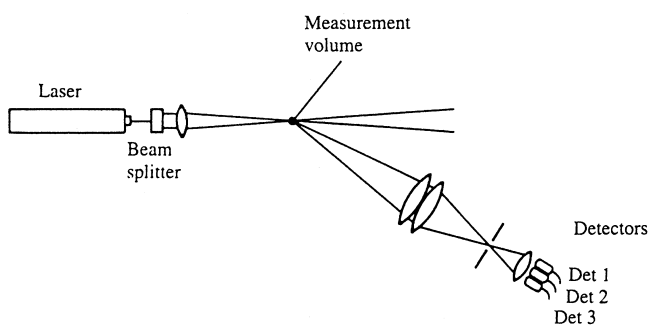


Fig. 2-2 Schematic of phase Doppler method.

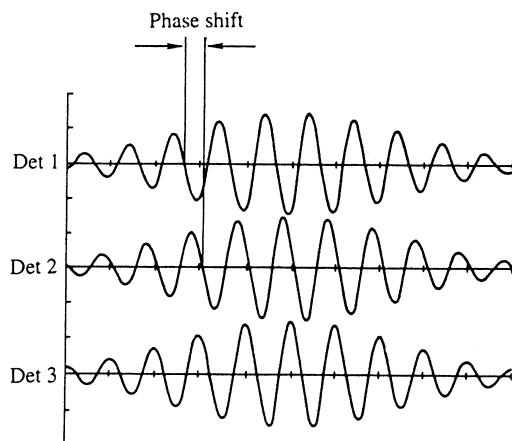


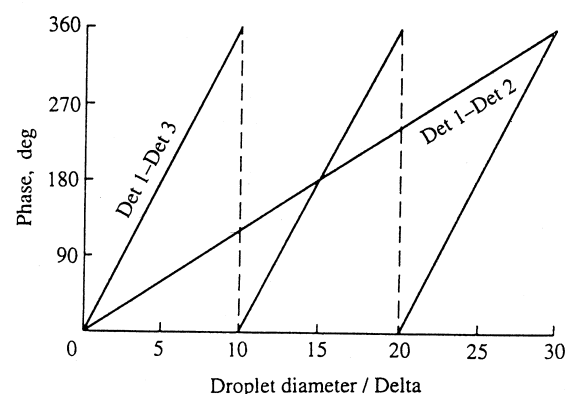
Fig. 2-3 Relation between droplet size and phase shift.

いる。但し、局所での粒径を知るためにはComputed Tomography法¹⁰⁾等の処理が必要である。また噴霧濃度が高い (レーザ光の透過率 $T < 0.4$) 場合には多重散乱の影響を受け、粒径が実際よりも小さめに計測されることが報告されている¹¹⁾。これに対しては、高噴霧濃度場での多重散乱補正式がFeltonやDodgeによって報告されている¹²⁾。

一方、位相ドップラ法はPoint計測であるため噴霧内部構造を把握するのを得意としている。また、粒径と粒子速度の同時測定が可能であるため、単位面積当たりの粒子通過量 (流量流束) を知ることができる。更に、粒径と粒子速度情報から粒径別の粒子速度分布が分るため大粒径と小粒径粒子の挙動を区別して解析することができる。但しフォトマル印加電圧、レシーバー受光角度の設定等、測定ノウハウが必要であり光回折法に比べて取り扱いが困難である¹³⁾。更に、粒径および流量流束の計測については測定体積中の粒子の通過位置やスリット幅・位置の影響等の問題があることが指摘されており^{14, 15)}、まだ十分に確立された計測方法であるとは言えない。両計測法の使い分けとしては、大まかな噴霧全体の平均粒径を知るためには光回折法を、噴霧内部の粒径粒子速度等の空間分布を知りたい場合は位相ドップラ法を用いるのが有効である。両計測法についての比較をTable 2-1に示す。

b)燃焼場

非燃焼場に限らず燃焼場の噴霧計測についても光回折法および位相ドップラ法の両方とも適用例がある。但し光回折法では温度分布によるゆらぎ



により十分な計測精度は得られない。これに対し、位相ドップラ法を用いた燃焼場での噴霧計測結果は最近多く報告されている^{3, 4)}。しかし、位相ドップラ法による燃焼場での計測技術についてはまだ確立されていない。すなわち、火災および火災による温度分布により特に粒径に対して十分な計測精度が得られないのが現状であり、問題点の抽出を行っている段階である^{16, 17)}。

2. 1. 3 光回折法と位相ドップラ法による計測結果の比較

(1)計測装置

計測装置の概略をFig. 2-4に示す。光回折法に対しては、東日コンピュータアプリケーションズ製 LDSA-1300A (以後LDSAという) により $\phi 3.75\text{mm}$ のレーザビーム中に存在する噴霧の粒径を計測した。半径方向測定位置は噴霧軸中心 ($X=Y=0$) を通るY軸上である。位相ドップラ法に対しては、

Aerometrics社製1次元PDPA: XMT-1100/RCV2100 [信号処理: カウンタータイプ] (以後PDPAという) により局所での粒径、粒子速度を測定した。印加電圧H.V.はフォトマルの信号が飽和しない様に、かつ粒径に対する測定感度を一定に保つため350V一定とした。燃料にはJIS1号灯油を使用した。

(2)データ変換

LDSAではレーザビーム中に存在する噴霧のSpatialデータ (測定空間に瞬時に存在する粒子の情報) が得られる。PDPAでは測定体積を通過する噴霧のTemporalデータ (測定面を任意の時間に通過する粒子の情報) が得られる (Fig. 2-5)。これらの質の異なるデータを比較するため、各粒子径の粒子個数を平均粒子速度で割ることにより粒子数を補正してTemporal (時間平均データ) をSpatial (空間平均データ) に変換した。

Fig. 2-6にSpatialデータとTemporalデータの比較結果の一例を示す。図中には $Y/Z=0$ と $Y/Z=0.7$ の位置の生データ (Temporal) も合わせて示す。 $Y/Z=0.4$ よりも外周位置ではTemporalよりもSpatialの方が小さいことがわかる。これは粒径と速度の関係に起因している。図中生データから、 $Y/Z=0$ では全ての粒子はほぼ同じ速度である。そのため、SpatialデータとTemporalデータはほぼ一

Table 2-1 Comparison between laser diffraction method and phase Doppler method.

	Laser diffraction	Phase Doppler
Sampling area	Line ($\phi 10\text{mm}$)	Point (0.1mm^2)
Data	Spatial	Temporal
Operation	Easy	Need of know-how (Setting of high voltage)
Measurement of velocity	Impossible	Possible
Measurement of high number density of particles (10^5 counts/cm^2)	Difficult (Need of correction)	Easy

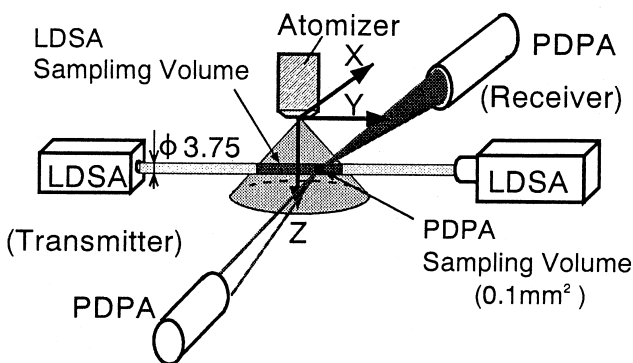


Fig. 2-4 Schematic of experimental apparatus.

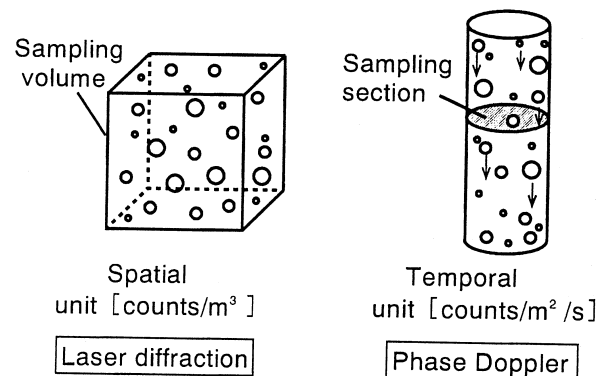


Fig. 2-5 Difference between spatial data and temporal data.

致する。しかし、 $Y/Z=0.7$ では大粒径粒子ほど速度が高いため、Spatialの平均粒径は速度の低い小粒径側に重みが掛かる。

LDSAのデータとSpatial変換したPDPAのデータを比較するには、次の二つの方法がある。

a) Pointデータ比較... LDSAのLineデータをComputed Tomography¹⁰⁾処理して局所粒径を求め、PDPAデータと比較する。

b) Lineデータ比較... PDPAのPointデータをライン状に収集し、これらをLine Average処理(測定体積の補正)する。これとLDSAのLineデータを比較する。

(3) 比較結果

a) Pointデータ比較

半径方向位置Yに対するザウタ平均粒径SMDをFig. 2-7に示す。Rosin-Rammlerの分布式にフィッティングしたLDSAによる結果とPDPAの結果はほぼ一致する。但し詳細にみると、 $Y/Z=0.8$ よりも外周位置では一致しない。この原因は噴霧濃度が極端に低い(レーザ透過率が0.95以上)ためにLDSAのS/Nが悪くなるためと考えられる。噴霧中心ではPDPAの方が約 $10\mu\text{m}$ 大きい。これは、粒径の大きい外周部でもフォトマル出力が飽和しない様に印加電圧を350V一定としたためであると考えられる。そのため粒径の小さい噴霧中心では印加電圧がやや不足気味であり、電圧を高くすると10

~20%小さな粒径が得られる。この様に測定値は印加電圧の影響を強く受ける。今回は半径方向位置に対する平均粒径の傾向を把握することが目的であったため印加電圧一定として測定したが、印加電圧の設定には十分に注意する必要がある¹³⁾。

b) Lineデータ比較

半径方向位置Xに対するSMDをFig. 2-8に示す。LDSAについてはRosin-Rammlerまたは抜山・棚澤の分布式にフィッティングした場合およびヒストグラム法の3種類について比較した。ヒストグラム法を除いてPDPAのSMDとほぼ一致する。但し、Pointデータ比較の場合と同様に、噴霧中心および外周部でやや差がありPointデータ比較の場合と同様の原因によるものと推定される。なお、フィッティングパラメータである抜山・棚澤の式中の α 値が-1.5以下の場合はPDPAよりもLDSAの方が小粒径になることが指摘されている¹⁸⁾。 $X/Z=0.2$ よりも中心側はこの領域に相当しこの指摘と同様の傾向がある。今回Rosin-Rammlerの分布関数のn値が2以下の場合にも同じ傾向がみられることが分かった。

2. 1. 4 まとめ

光回折法(LDSA)と位相ドップラ法(PDPA)のSpatial変換後のザウタ平均粒径はほぼ一致した。但し厳密には、LDSAの方が噴霧の外周部で若干大きく噴霧中心で小さい。

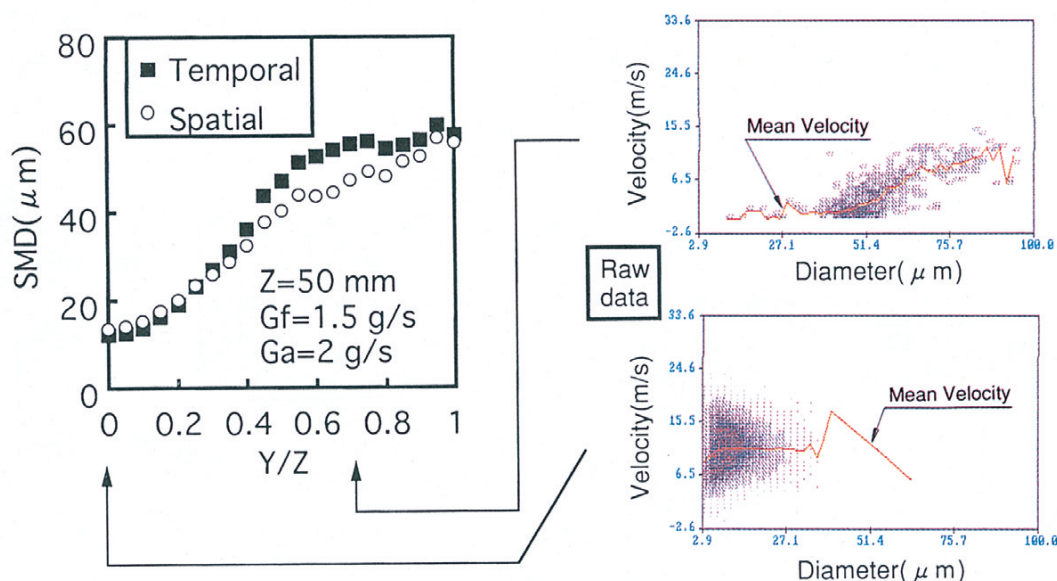


Fig. 2-6 Comparison of Temporal and Spatial SMDs (measured by PDPA).

噴霧外周部については、噴霧濃度が極端に低いことによるLDSAのS/N悪化が主原因であると考えられる。噴霧中心部についてはPDPAの印加電圧設定の影響が大きいと思われる。

すなわち印加電圧の設定にあたっては、基本的にはフォトマル出力が飽和しない範囲で出来るだけ高い電圧で測定する必要がある。そのため厳密には測定点ごとに印加電圧を設定し直さなければならない。しかし今回は半径方向位置に対する平均粒径の傾向を調べるために350V一定で全ての位置について測定した。そのため、小粒径噴霧が多く存在する噴霧中心で若干大きめの粒径値が得られたものと思われる。

2.2 液体燃料の微粒化と噴霧特性

2.2.1 噴射弁に要求される特性

液体燃料をガスタービン燃焼器等に用いる場合、低負荷から高負荷までのエンジン負荷に対応するため、噴射弁は広い燃料流量範囲で使用される。そのため、広い流量範囲にわたって噴霧粒径、噴霧角等の噴霧特性が一定であることが要求される。軽油・灯油等の液体燃料を微粒化する方法には燃料噴射圧力または空気圧力を利用した方法、電氣的に発生させた超音波振動等気を使う方法がある¹⁹⁾。従来の圧力噴射弁、たとえば渦巻噴射弁では、燃料流量が少ない(噴射圧力が低い)場合に噴霧粒径は大きくなり噴霧角は狭くなる。噴霧粒径が大きくなるとエミッション、着火性等が悪化し、噴霧角が狭くなると火炎が長くなり燃焼室から出てしまう等の問題が生じる。そこで、広

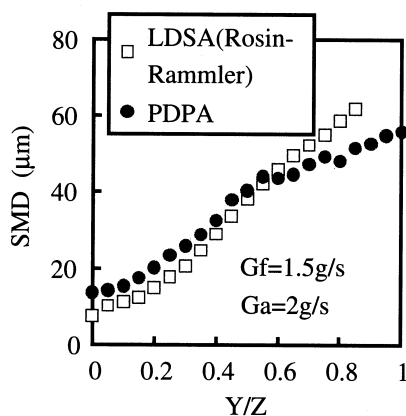


Fig. 2-7 Comparison of SMDs measured at a point by LDSA and PDPA.

い流量範囲(最大最少流量比1:15)で広い噴霧角(90度)の微細な噴霧(ザウタ平均粒径SMD 30μm)が得られる噴射弁を開発することが要求されている。また、1000℃を越える様な高温空気に取り囲まれる燃焼器構造では燃料噴射弁の内部通路で燃料がカーボン化/デポジット化する可能性が高いと考えられるので、それを防止することも必要である。

この要求を実現する微粒化方式としては、高速空気を利用した二流体噴射弁が有望である。すなわち、高速空気を利用して微粒化と噴射弁の冷却を同時に行う方式である。微粒化機構の異なる5種類の噴射弁(Table 2-2参照)を比較した。このうちタイプI, II, IIIの噴射弁(Fig. 2-9)を設計し噴霧特性を評価した。その結果タイプIの"エアアシスト型渦巻噴射弁"が最も優れていることが分かった。この噴射弁は圧力微粒化タイプの渦巻噴射弁に対して、低燃料流量域での微粒化を改善するために気流微粒化機構を加えたものである。以下にこの噴射弁の噴霧粒径、噴霧角、噴霧形状等

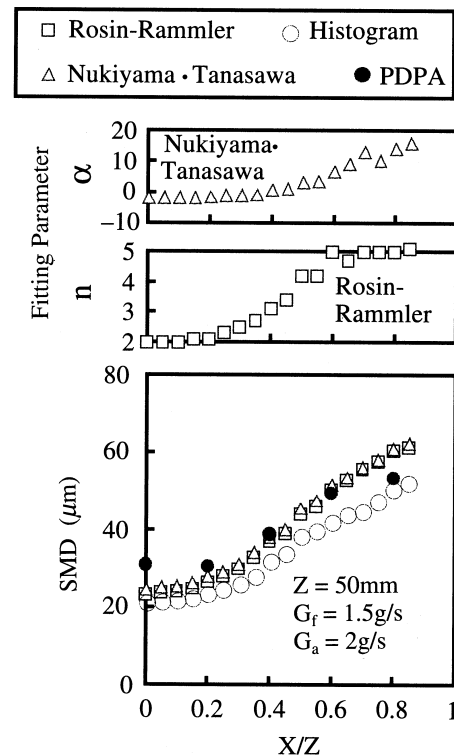


Fig. 2-8 Comparison of SMDs measured at a line by LDSA and PDPA.

の特性を評価した結果について述べる。また、噴霧内部の構造を知るため局所での噴霧粒径および粒子速度を計測した。特に、従来型の渦巻噴射弁の噴霧構造²⁰⁻²³⁾がエアアシスト(微粒化用空気の導入)によりどのように変化するかについて注目した。

2.2.2 エアアシスト型渦巻噴射弁の構造

開発した噴射弁の構造をFig. 2-10に示す。単噴孔型渦巻噴射弁の外周から旋回を付与した高速空気流を噴出して微粒化する構造である。最大燃料流量($G_f=6$ g/s)において噴霧粒径(SMD $30\mu\text{m}$)および噴霧角(90度)を満足する渦巻噴射弁を設計し、これに対して微粒化用空気の流量(噴射速度)および旋回強さ(スワール数)を適切に設定した。最大燃料流量での圧力については、燃料供給系の制約(燃料供給に必要な動力、燃料調量精度等)から6MPaを上限に設定した。空気流量については、空気と燃料の運動量の比がほぼ同レベルになる様に決定した。これにより低流量域での微粒化および噴霧角を確保した。

Table 2-2 Two-fluid atomizer for test.

	Atomizing mechanism	Mixing type
Type I	Swirl atomizer + Air-assist	External
Type II	Multi liquid jet + Air-assist	External
Type III	Multi liquid jet + Double air-assist	Internal
Type IV	Co-axial + Multi holes	External
Type V	Single liquid jet + Multi holes	Internal

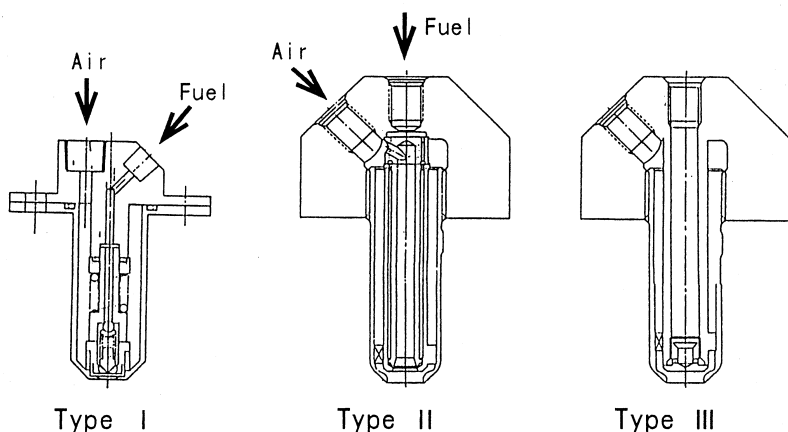


Fig. 2-9 Examined atomizer.

ところで、渦巻噴射弁は噴射圧力(燃料圧力)が低下するにつれて噴霧粒径が大きくなる特性を示す。噴射圧力が0.5MPa以上あれば微粒化可能であるが、それより低い圧力では微粒化が著しく悪化する。一方、気流噴射弁では燃料流量の増加と共に噴霧粒径が大きくなる。このため、エアアシスト型渦巻噴射弁では渦巻噴射弁と気流噴射弁の特性が、ある燃料流量で切り替わることになり、その流量でザウタ平均粒径SMDが最大値を示す。

2.2.3 エアアシスト型渦巻噴射弁の微粒化特性

(1)実験装置と方法

実験装置は噴霧粒径の計測法(Fig. 2-4)で用いたものと同じである。CCDカメラとハロゲンランプにより噴霧写真撮影を行なった。噴霧粒径については、噴射弁先端から下流 $Z=50\text{mm}$ の位置で光回折法(東日コンピュータアプリケーションズ製 LDSA-1300A)により $\phi 3.75\text{mm}$ のレーザビーム中に存在する噴霧の粒径を計測した。半径方向測定位置は噴霧軸中心($X=Y=0$)を通るY軸上である。また、下流方向(Z)断面全体の噴霧粒径は測定装置をX方向に移動して測定した。一方、噴霧内部構造は位相ドップラ法(Aerometrics社製1次元 PDPA: XMT-1100/RCV2100, 信号処理: カウンタータイプ)により局所での粒径、粒子速度を測定した。印加電圧H.V.は350V一定とした。燃料にはJIS1号灯油を使用した。

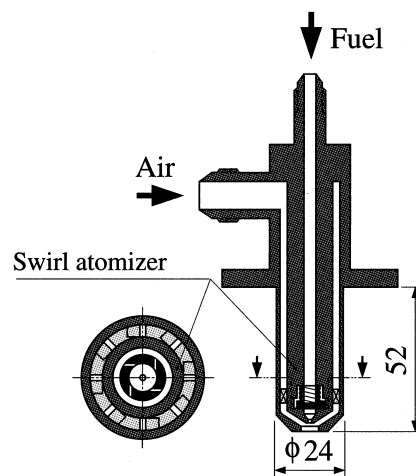


Fig. 2-10 Construction of air-assisted swirl atomizer.

(2)光回折法による噴霧粒径測定結果

a)微粒化用空気の効果

Fig. 2-11に噴霧軸中心を通るLine計測 ($X=0$) によるザウタ平均粒径 SMD_{CL} 、噴霧角 SA および燃料噴射圧力 P_f の変化を燃料流量 G_f に対して示す。 SMD 値は燃料流量 $G_f=3\text{g/s}$ 以上では噴霧濃度が高い(レーザー光の透過率 T が0.4以下)ため全ての結果に対して多重散乱補正^{2,4)}を行ったものである。微粒化用空気が無い場合 ($G_a=0\text{g/s}$) には SMD_{CL} 、噴霧角とも 2g/s 以下の低燃料流量域において目標値 ($SMD=30\mu\text{m}$, $SA=90\text{deg}$) を満足していない。しかし、微粒化用空気が $G_a=2\text{g/s}$ では目標値を達成している。低燃料流量での微粒化用空気の有無による噴霧状況の違いをFig. 2-12に示す。微粒化用空気により良好な噴霧が形成されていることが分かる。

b)微粒化用空気流量の設定

微粒化用空気流量(または空気噴射速度)が増加すると SMD は小さくなり噴霧角は広がるが、 2g/s 以上ではこの効果は小さい。なお、実用上は空気供給に必要な動力が小さい方が望ましいため 2g/s に設定した。

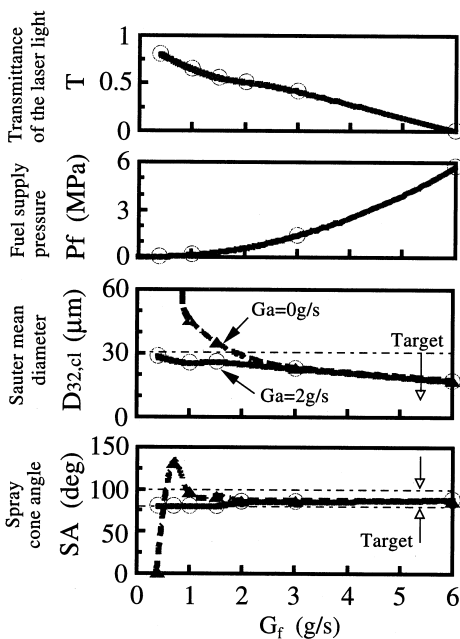


Fig. 2-11 Spray characteristics (measurement by LDSA).

c)噴霧断面の平均粒径

$Z=50\text{mm}$ の断面全体の SMD を知るため、LDSAを X 方向に移動 (Fig. 2-13) して各位置でのザウタ平均粒径 SMD_{line} を計測した。ここで、対象とした噴霧が軸対称であると仮定した場合、 SMD_{line} とレーザー光の透過率データをもとにComputed Tomography処理¹⁰⁾することにより、局所でのザウタ平均粒径 SMD_{point} が得られる。これらの結果をFig. 2-14に示す。噴霧外周部で両者は一致するが、噴霧中心 ($X/Z=0$) では SMD_{line} よりも SMD_{point} の方が約 $20\mu\text{m}$ 小さいことがわかる。

更に SMD_{line} の積算値 SMD_{CS} を算出した。この積算値 SMD_{CS} は $Z=50\text{mm}$ の断面全体の SMD である。噴霧断面で積算した SMD_{CS} と噴霧軸中心の SMD_{CL} の比較をFig. 2-15に示す。噴霧断面で積算した SMD_{CS} は SMD_{CL} よりも約 $10\mu\text{m}$ 大きい。これは $Z=50\text{mm}$ 断面全体についてみると噴霧粒径の大

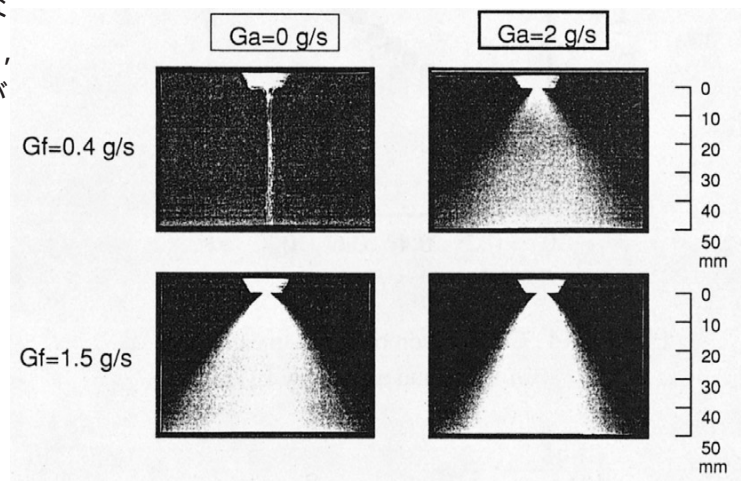


Fig. 2-12 Spray photographs (effect of atomization).

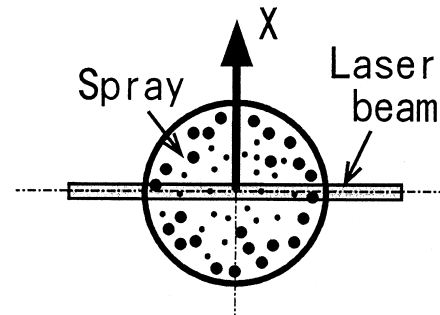


Fig. 2-13 Position of laser beam.

きい外周部での噴霧の粒子数が多いため，大粒径側に重みがかかるからである。

(3)位相ドップラ法による粒径・速度測定結果

a)粒径・速度分布

Fig. 2-16(a)～(c)に粒径，粒子速度および流量流束の空間分布測定結果の一例を示す。各場合ともほぼ軸対称な分布であることがわかる。

b)燃料流量の影響

Fig. 2-17に半径方向位置 Y/Z に対する平均粒子速度 V ，平均粒径SMDおよびこれらから算出される流量流束 VF を示す。噴霧軸中心 ($Y/Z=0$) では平均速度は高くSMDは小さい。流量流束は噴霧軸中心と噴霧外周部の中間位置で最大値を示し，

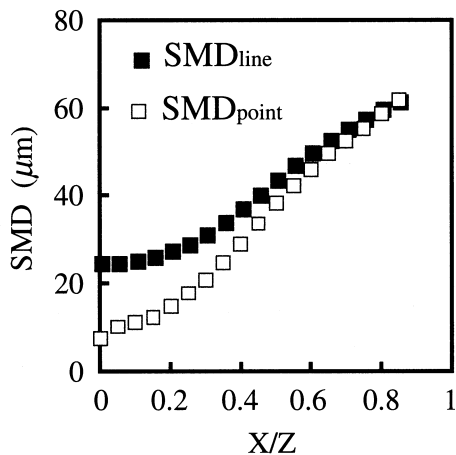


Fig. 2-14 Comparison of SMDs measured at a line and a point by LDSA.

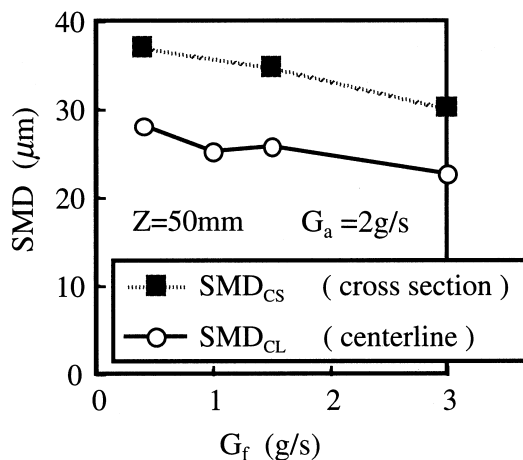


Fig. 2-15 Comparison of SMDs measured at a centerline and a across section.

ホロコーン状の噴霧であることがわかる。また，燃料流量 G_f が変わってもこれらの傾向は変化しない。

c)微粒化用空気の影響

Fig. 2-18に $G_a=2\text{g/s}$ と 0g/s の比較を示す。 $G_f=1.5\text{g/s}$ の場合， $G_a=0\text{g/s}$ では中心 ($Y/Z=0$) および中心と外周の中間 ($Y/Z=0.7$) 付近で速度が高い。SMDは中心 ($Y/Z=0$) で小さい。流量流束は中心と外周部との中間 ($X/Z=0.6$ 付近) で最大値を示す。これに対して $G_a=2\text{g/s}$ の場合は，外周部でSMDが小さく，流量流束が最大値となる位置が外側に移動し，速度は中心 ($Y/Z=0$) で最大となる。最も外周側の噴霧の存在する位置 ($Y/Z=1.2$

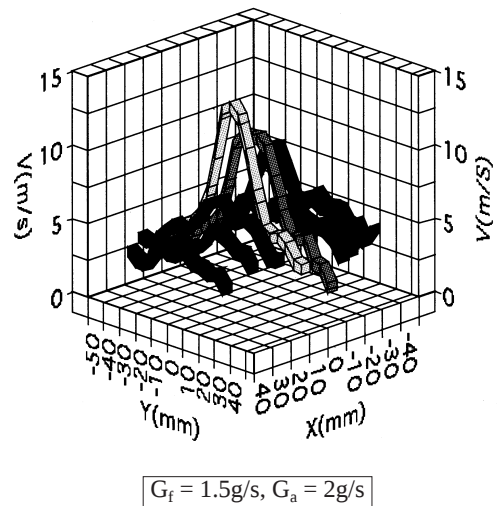


Fig. 2-16(a) Distribution of velocity.

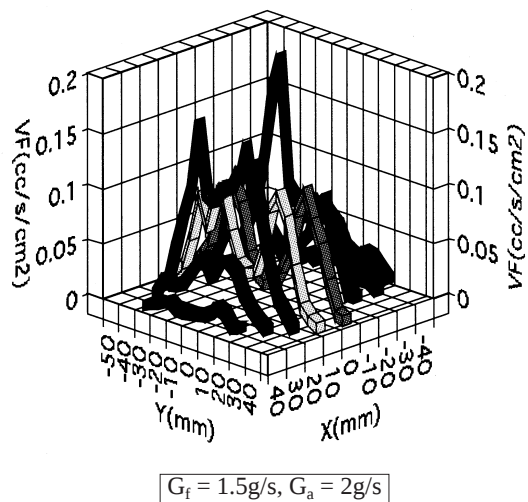


Fig. 2-16(b) Distribution of Sauter mean diameter.

付近：噴霧外縁に相当）が中心側に移行しており、 $G_a=0\text{g/s}$ の場合の方が噴霧角がやや広い結果（Fig. 2-11, 2-12： $G_f=1.5\text{g/s}$ ）と対応する。 $G_f=3.0\text{g/s}$ の場合は、微粒化用空気の効果は $G_f=1.5\text{g/s}$ の場合に比べて小さい。これは $G_f=1.5\text{g/s}$ の場合に比べて、燃料の運動量が空気のそれよりも大きいためである。

d)燃料の影響

Fig. 2-19に静止大気中に噴射した灯油（JIS1号）と軽油（JIS2号）のSMDを比較した結果を示す。このSMDは、Point計測した結果（Fig. 2-17参照）

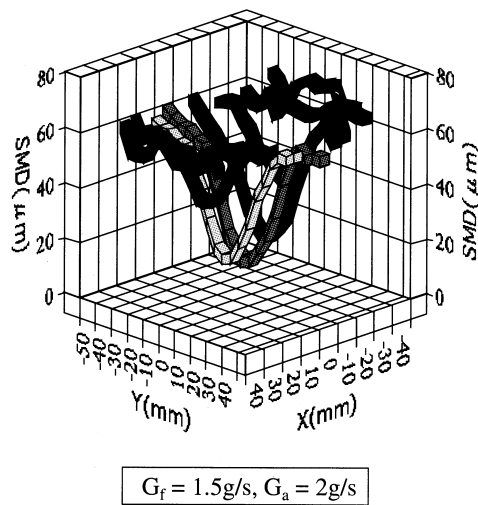


Fig. 2-16(c) Distribution of volume flux.

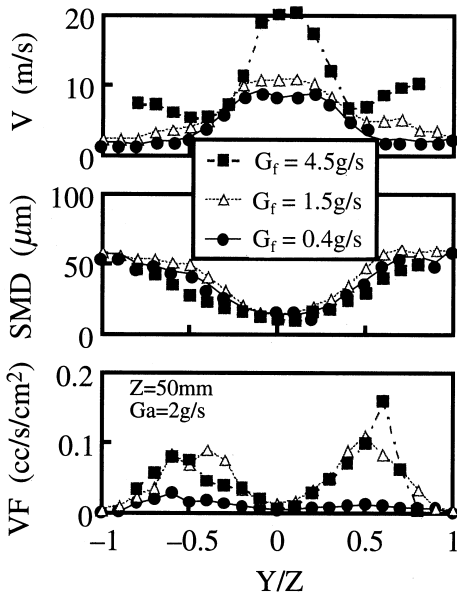
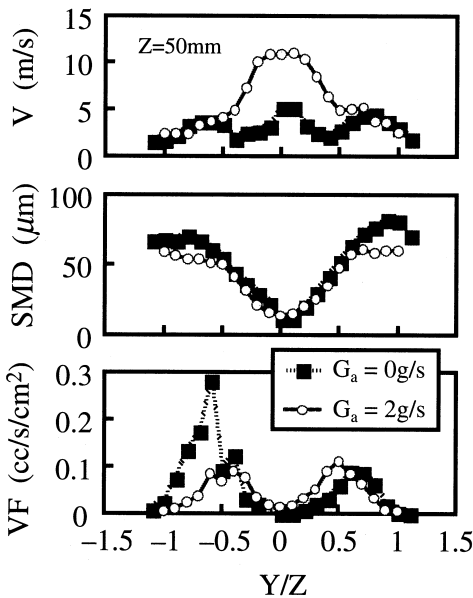
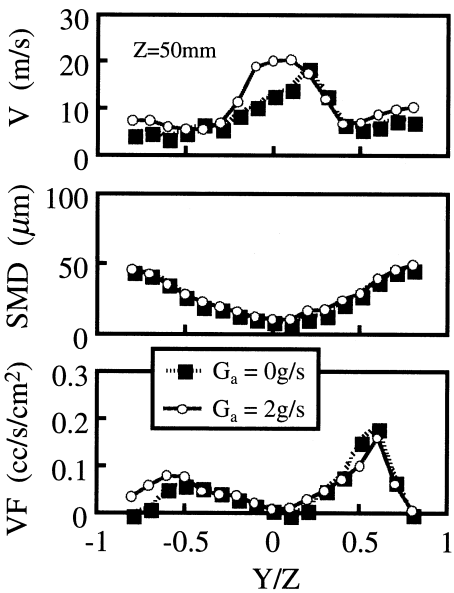


Fig. 2-17 Spray structures measured by PDPA (effect of fuel flow rate).

を積算平均化した値である。灯油の場合には燃料流量 $G_f=0.6\text{g/s}$ において最大値を示す。これは前述（2.2.2エアアシスト型噴射弁の構造参照）の"渦巻噴射弁と気流噴射弁の特性が、切り替わる燃料流量"に相当する。灯油では $32\mu\text{m}$ ，軽油の場合には



(a) $G_f = 1.5\text{g/s}$



(b) $G_f = 4.5\text{g/s}$

Fig. 2-18 Spray structures measured by PDPA (effect of atomization air).

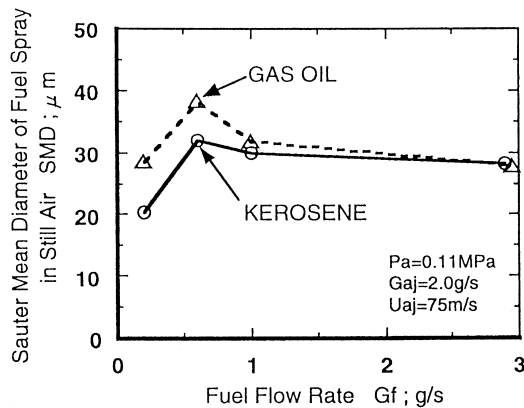


Fig. 2-19 Comparison of spray diameters of Kerosene and Gas oil using an air-assisted swirl atomizer at a pressure of 0.1MPa in still air.

40 μm を示す。軽油よりも灯油の方が10 μm 程度小さい。これは灯油の粘性が軽油よりも約1/3倍低いため気流微粒化が促進されるためである。

2.2.4 まとめ

広い流量範囲 (最大最少流量比1:15) で微細な噴霧 (SMD 30 μm) と広い噴霧角 (90度) をもつエアアシスト型渦巻噴射弁を開発した。この噴射弁の噴霧について、光回折法により噴霧全体の粒径を計測すると共に位相ドップラ法で粒径と粒子速度の計測を行い噴霧内部構造を把握した。

(1)位相ドップラ法 (PDPA) による局所の噴霧粒径、速度を測定した結果、微粒化用空気の導入によって噴霧中心部の速度が高くなり噴霧外周部の粒径が小さくなることが分かった。但し燃料流量の多い $G_f=4.5\text{g/s}$ 以上では微粒化用空気の効果は小さい。

(2)光回折法 (LDSA) によるLine計測の結果、噴霧中心の SMD_{CL} は噴霧断面で積算した SMD_{CS} よりも約10 μm 小さい。これは噴霧中心部ほど粒径が小さいためである。

参考文献

- 1) Swithenbank, J., et al. : "A Laser Diagnostics Technique for the Measurement of Droplet and Particle Size Distribution", Experimental Diagnostics in Gas Phase Combustion System, Progress in Astronautics and Aeronautics, 53(1976), 421, AIAA
- 2) Bacharo, W.D. and Houser, M. J. : "Phase Doppler Spray

- Analyzer for Simultaneous Measurements of Drop Size and Velocity Distributions", Opt. Eng., 23-5(1984), 583
- 3) Chehroudi, B. and Ghaffarpour, M. : "Structure of a Hollow-Cone Spray With and Without combustion", ASME Int. Gas Turbine and Aeroengine Congr. and Expo., Paper no.92-GT-124, Cologne, Germany
- 4) 河原信幸, 池田裕二, 中島健 : "ガンタイプバーナにおける噴霧の分散過程と乱れ構造", 第34回燃焼シンポジウム講演論文集, (1996), 404 ~ 406
- 5) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, H. : "Evaporation Characteristics of Spray in A Lean Premixed-Prevaporization Combustor for A 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine", ASME Int. Gas Turbine and Aeroengine Congr. and Expo., Paper no.94-GT-401, Hague, Netherlands.
- 6) Drallmeier, A. J. and Peters, E. J. : "Liquid- and Vapor-Phase Dynamics of a Solid-Cone Pressure Swirl Atomizer", Atomization and Sprays, 4-135/158(1994)
- 7) Dodge, G. Lee, Rhodes, J. Deborah and Rolf, D. Reize : "Drop-Size Measurement Technics for Sprays: Comparison of the Morvern Laser-Diffraction and Aerometrics Phase/Doppler", Appl. Opt., 26-11(1987), 2144 ~ 2148
- 8) 井戸田芳典, 河村清美, 大久保陽一郎 : "エアアシスト型渦巻噴射弁の特性(光回折法と位相ドップラ法の比較)", 第5回微粒化シンポジウム, (1996), 170
- 9) Durst, F., Zare, M. : Proc of LDA symp. Copenhagen, (1975), 403
- 10) 河村清美, 斉藤昭則 : "レーザ光減衰 / 回折CT法による噴霧断面粒度分布測定法の開発", 第1回微粒化シンポジウム, (1992), 131
- 11) 中山満茂, 萩原五郎 : "フラウンホーヘル回折理論による粒子径測定法(空間粒子濃度の検討)", 第10回液体の微粒化に関する講演会論文集, (1982), 59
- 12) Felton, P. G., Hamidi, A. A. and Aigai, A. K. : "Measurement of Drop Size Distribution in Dense Sprays by Laser Diffraction", Proc. 3rd ICLASS, (1985), IVA/4/1, Inst. Energy(London)
- 13) 小保方富夫 : "燃料噴霧レーザ計測の新展開", 講習会教材('96.9.13.東京.エンジンにおける燃料噴霧の新展開), (1996), 15, 日本機械学会
- 14) 河原信幸, 池田裕二, 中島健 : "PDAによる質量流束計測上の問題点", 第3回微粒化シンポジウム, (1994), 26
- 15) 山下真佐美, Tropea, C., Xu, H. T. : "位相ドップラ式粒子計測器のデータ改善", 第4回微粒化シンポジウム, (1995), 210
- 16) 池田裕二, 廣畑俊明, 中島健 : "燃焼場での位相ドップラ法の誤差要因", 第34回燃焼シンポジウム, (1996), 584
- 17) 廣畑俊明, 中島健, 池田裕二 : "位相ドップラ法における燃焼場での光路差変化の影響", 第34回燃焼シンポジウム, (1996), 587
- 18) 金相進, 小田哲也, 西田恵哉, 広安博之 : 第3回微粒化シ

- ンボジウム講演論文集, (1994), 10
- 19) 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 棚沢泰: "小型燃焼器の研究 (第1報, 微少燃料流量用噴霧ノズルの検討)", 日本機械学会論文集, 55-517(1988), 2904 ~ 2908
- 20) 張, 寺島, 徳岡: "渦巻噴射弁による噴霧の構造(第2報, 噴射弁特性と噴霧の構造)", 日本機械学会論文集, 60-570(1994), 681 ~ 686
- 21) 張, 若林, 徳岡: "渦巻噴射弁による噴霧の構造(第1報, 噴霧の一般的特性と構造)", 日本機械学会論文集, 60-570(1994), 675 ~ 680
- 22) 張, 寺島, 徳岡: "渦巻噴射弁による噴霧の構造(第3報, 噴霧の無次元特性)", 日本機械学会論文集, 60-577(1994), 3185 ~ 3191
- 23) 寺島, 張, 徳岡: "渦巻噴射弁による噴霧の構造(第4報, 噴霧に誘因される空気の流れ特性)", 日本機械学会論文集, 61-586(1995), 2298 ~ 2304
- 24) Dodge, L. G.: "Change of Diffraction-Based Particle Sizers in Dense Sprays", Opt. Eng., 23-5(1984), 626

(井戸田芳典)

3. 液体燃料の噴霧蒸発特性

3.1 はじめに

希薄予蒸発予混合燃焼方式は液体燃料を微粒化させるとともに高温空気中で予め蒸発させ燃焼用空気と十分に混合させた後に燃焼室内で希薄燃焼させる方式である。この燃焼器の研究は1970年代に航空機用ガスタービンの低公害化を目的に実施された。希薄予蒸発予混合燃焼では、逆火/自着火あるいは希薄燃焼時の火災不安定のために連続燃焼が可能な燃空比の範囲が狭いという実用上の課題が指摘され、可変機構付燃焼器が提案された。しかし、液体燃料を予蒸発予混合させるには、液体の微粒化、噴霧の蒸発⁹⁻¹¹⁾および混合という複雑な現象を理解することが不可欠であり、予蒸発予混合燃焼器の開発は難しいものであった。

ところで、排熱回収用熱交換器を装着した再生式ガスタービンでは燃焼器入口の空気温度が600℃~1,000℃程度の高温になる。このような高温空気中で灯軽油等の燃料噴霧を蒸発させるのは比較的容易であると考えられるが、実際にはどの程度の割合で噴霧が蒸発するかは十分に明らかではない。

また、自動車用エンジンとしては燃料供給系の高応答性と高ターンドアウン比の燃料微粒化が要求される。さらに、限られた寸法の中で液体燃料を

十分に予蒸発予混合する必要がある。したがって、コンパクトな予蒸発通路中で噴霧の蒸発と混合を促進する燃料噴射弁と予蒸発管を最適に設計するための知見やノウハウが十分に整理されていないのが現状である。

本章では、燃料噴霧の蒸発特性⁹⁻¹¹⁾を明らかにするとともに予蒸発予混合燃焼をねらった燃焼器の予蒸発通路を設計するための指針をまとめた。特に、作動条件(予蒸発管入口の空気温度、圧力、予蒸発管内の平均流速、スワール数)と予蒸発管や燃料噴射弁の構造寸法が灯軽油の噴霧蒸発特性に及ぼす影響を述べる。

3.2 蒸発試験装置の構造とPDPAによる噴霧計測法

3.2.1 エアアシスト型渦巻噴射弁の構造
供試した燃料噴射弁は、第2章で述べたエアアシスト型渦巻噴射弁で、単噴孔型渦巻噴射弁の外周から旋回を付与した高速空気流を噴出して微粒化する構造である。空気と燃料を噴射した時の運動量の比がほぼ同等レベルになるように微粒化用空気流量を決めた。

使用した灯油(JIS 1号)と軽油(JIS 2号)の燃料性状についてはTable 3-1に示した。なお、灯油と軽油の噴霧粒径については前章のFig. 2-19に示した。

3.2.2 予蒸発管の構造

予蒸発予混合用燃料噴射弁と予蒸発管を組合せた概略構造をFig. 3-1に示す。第4章に述べるように、予蒸発予混合燃焼器(PPL-1)は予蒸発管の直管長さが52mmと短く、その下流に同軸円形の環状通路(旋回室と称する)が配置される。このとき、噴射弁先端から燃焼室入口までの予蒸発通路長さは約250mmになる。ここでは、PPL燃焼器に組み付けたオリジナルな予蒸発管の直管長さを250mm程度まで延長して予蒸発通路を構成した。予蒸発管の内径は34mmで、入口部にスワラベーンとルーバベーンを各12個持つ構造である。予蒸発管内のスワール数は計算上では0.45になるようにスワラベーンを設計した。スワラベーンとともにルーバベーンを予蒸発管入口に配置することにより予蒸発管に流入する空気流に剪断を付与して乱流成分を増加し、噴霧の蒸発と混

Table 3-1 Properties of test fuels.

	Kerosene (JIS No.1)	Gas Oil (JIS No.2)
Specific gravity (at 25°C)	0.782	0.825
Viscosity (at 23°C) sSt	1.37	3.68
Surface tension mN/m	25.0	27.6
Latent heat of vaporization kcal/kg	62	55
Heat of combustion kcal/kg	10,300	10,240
Flash point K	316	342
Distillation K		
IBP	428	449
10	442	496
50	471	530
90	519	605
FBP	538	628
Vol. %		
Paraffins	81.4	69.8
Olethenes	0.3	0.2
Aromatics	18.3	30.0
Refractive index (at 589.3nm)	1.439	1.464

合が効果的に促進されることをねらった。なお、スワールペーンとルーバペーンのそれぞれの効果については後述する。

また、スワール数の効果をはっきりさせるために、固定スワールの代わりに可変スワールを設置して予蒸発通路内のスワール数が噴霧蒸発に及ぼす影響も調べた。ここでは、スワール数が0～1.25の間で任意に設定できるように可変スワールを使用した。

3.2.3 試験装置

(1) 蒸発特性評価装置

試験装置では、空気を計量した後に電気式加熱器（120kWで、最大1,000°C）で昇温（600°C～900°C）して予蒸発管に導入する。予蒸発通路内の圧力は排気管に設置した排圧調節弁で調節し、最大0.4MPaの圧力まで試験した。空気流量は、予蒸発管内の断面速度が50m/s～150m/s程度（代表流速85m/s）の範囲で設定した。燃料流量は0.2g/s～2.0g/sの範囲とした。

以上のような高速・高温空气中に噴射した燃料噴霧を対象にして、噴射弁先端から軸方向（z軸）に85mmの位置で予蒸発管断面内の半径方向（r軸）に2.5mm間隔に位相ドップラー方式粒径流速測定装置（PDPA：アエロメトリック製 Phase Doppler

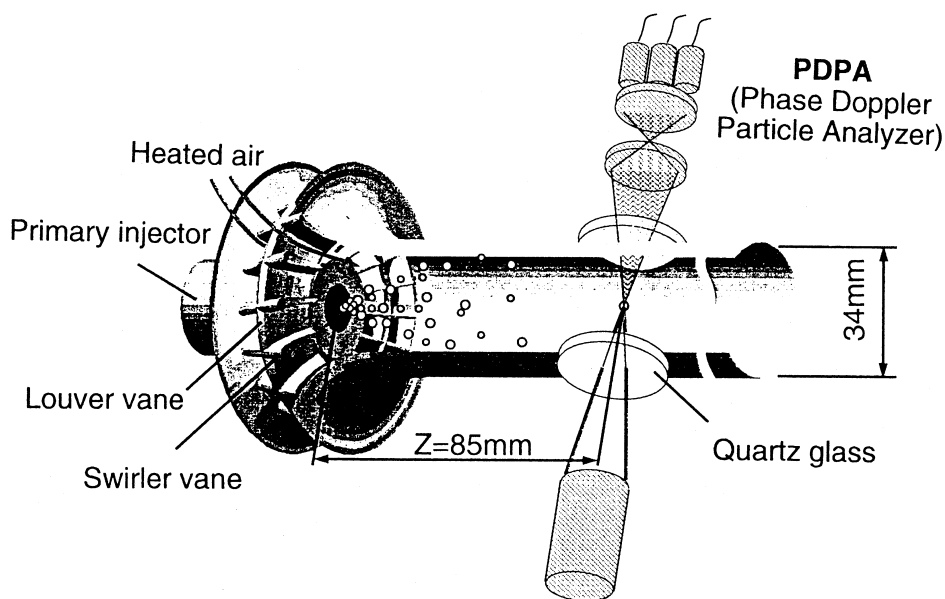


Fig. 3-1 Construction of a prevaporization-premixing tube (PP-tube) and Phase Doppler Particle Analyzer (PDPA).

Particle Analyzer) でポイント計測した。

予蒸発管と燃料噴射弁を組合せた予蒸発通路部分にはPDPA計測用の観測窓(石英ガラス製)を2個(2面の挟み角150°)配置した。予蒸発通路断面は内径34mmの円形であるが、観測窓のある位置の予蒸発通路断面では $r=17.5\text{mm}$ の位置がガラス表面である。なお、予蒸発管内の平均流速は式(3-1)から計算した。

$$U_a = \frac{4 \cdot R_g \cdot T_{ai} \cdot (G_{ai} + G_{aj})}{\pi \cdot P_{ai} \cdot d^2} \quad (3-1)$$

ここで、

U_a : 予蒸発管内平均空気流速 (m/s) ,

d : 予蒸発管内径 (= $\phi 34\text{mm}$) ,

P_{ai} : 燃焼器入口空気圧力 (MPa) ,

T_{ai} : 燃焼器入口空気温度 (°C) ,

G_{ai} : 燃焼用空気流量 (g/s) ,

G_{aj} : プライマリ噴射弁の微粒化用空気流量 (g/s) ,

R_g : 空気のカス定数

(2)データ整理方法

PDPAで計測した噴霧についてザウター平均粒径 (SMD : Sauter Mean Diameter of fuel spray) と噴霧未蒸発率 (NMF : Non-evaporated Mass Fraction of fuel spray) を以下のように整理した。

SMDは、半径方向に測定した各位置の測定値を積算して式(3-2)で算出した。SMDの計測誤差はデータ処理した個数にも依存するが、最大でも±5%程度であると考えられる。

$$\text{SMD} = \frac{\sum_{r=-17.5}^{r=17.5} \text{SMD}(r) \text{ (}\mu\text{m)}}{\sum_{r=-17.5}^{r=17.5} 1} \quad (3-2)$$

NMFは、予蒸発管内を流れる噴霧が軸対称に分布すると仮定して式(3-3)で算出した。なお、PDPAはプローブ体積中を通過する粒子の速度を計測するとともにその粒径を計測するが、3つのレーザ(光電子増倍管)信号を比較することで球形粒子(歪誤差15%以内の粒子径)のみを計測する。したがって、速度を計測した全粒子数に対して非球形粒子を除外するため粒径計測できる粒子数は少なくなる。PDPAでは全粒子数に対して球形粒子であると認識された粒子の割合がバリ

デーション (VD) として表示される。ここでは非球形粒子も噴霧粒子であると考えられるので、上記の原理を考慮して球形粒子数をバリデーションVD(r)で割った値からNMFを計算した。

ところで、NMFの測定誤差としては光電子増倍管の印加電圧の影響が大きい、以下の測定では非蒸発場で計測される噴霧の質量が保存されるように印加電圧を設定した。このとき、NMFの誤差はVD(r)の変化幅(0.8~0.5)の程度と同等であると仮定すると、最大でも±25%程度であると考えられる。

$$\text{NMF} = \frac{100 \cdot \sum_{r=-17.5}^{r=17.5} \{ \text{VF}(r) / \text{VD}(r) \} \cdot \pi \cdot \Delta r}{G_f / \rho_f} \quad (\%) \quad (3-3)$$

ここで、

VF(r) : r位置における噴霧の体積流量流速
($\text{m}^3/\text{s}/\text{m}^2$)

VD(r) : r位置におけるPDPA計測のバリデーション、すなわち全粒子数(LDV計測個数)に対するPDPA計測数の割合(%)

Δr : 半径方向の測定間隔 (=2.5mm)

G_f : 噴射した燃料流量 (kg/s)

ρ_f : 噴射した燃料の密度 (kg/m^3)

3.3 噴霧蒸発に影響する要因の検討

3.3.1 予蒸発管内の温度分布と速度分布

Table 3-2に示す条件で以下の試験をおこなった。予蒸発管の測定断面内における温度分布は壁面温度が低いために入口空気温度よりも低下していた。例えば、予蒸発管入口の空気温度が600°Cの条件で、噴射弁先端から85mmの測定断面内の温度は最高550°C程度である。燃料と微粒化用空気を共に噴射した場合にはさらに50°C程度低下して500°C程度になる。

今回実施した代表的な計測条件は予蒸発管内の軸方向平均速度が約85m/sである。このとき、予蒸発管入口に設置したスワールによる空気旋回の影響で予蒸発管軸中心の流速が少し低い。また、噴霧の平均流速と気流速度に違いがあり、噴霧の平均速度は気流に対して最大で15m/s程度の遅れがあった。

3.3.2 スワールの影響

スワールペーンとルーバペーンのそれぞれの効果を明らかにするために、CASE1、CASE2およびCASE3を比較した。CASE1はFig. 3-1に示したスワールペーンとルーバペーンを共に持つオリジナルな設計であり、CASE2はスワールペーンのみ、CASE3はスワールペーンとルーバペーンが共にない場合を示す。

予蒸発管内の噴霧の速度、平均粒径、体積流束およびバリデーションをCASE1とCASE3で比較した結果の一例をFig. 3-2に示した。測定結果では予蒸発管の中央領域でほとんど噴霧がない。一方、壁面近傍の流量流束が高く、未蒸発噴霧が壁面近傍に集中している。しかし、 $G_f=1.0\text{g/s}$ の場合に予蒸発管内断面の平均流束が $14\times 10^{-4}\text{m}^3/\text{s}/\text{m}^2$ であることと較べて測定値は低い値を示すことから、噴霧蒸発が促進されていることがわかる。また、噴霧粒子が球形である割合（偏差15%以下）を示すバリデーションがCASE1の方が少し低い。バリデーションは軸方向速度の増加に逆比例して低い値を示すので、スワール数の増加に対して噴霧粒子が変形している割合が増加することが推測される。

3ケースについて燃料流量に対するSMDとNMFを比較した。3ケース共にSMDはほぼ同等である

にもかかわらず、Fig. 3-3に示すように、NMFはCASE1の場合がもっとも低い値を示す。つまり、スワールペーンとルーバペーンがそれぞれに噴霧蒸発の促進効果があることがわかる。

3.3.3 スワール数の影響

スワール数の効果を調べるために、可変スワールにより予蒸発管内のスワール数を0から1.25に変化させた。スワール数に対するNMFを比較した結果をFig. 3-4に示した。スワール数の増加と共に著しくNMFが低下する。つまり、壁面に噴霧が集中する結果として噴霧蒸発が促進されると考えられる。

3.3.4 入口空気温度の影響

予蒸発管入口空気温度 T_{ai} を 600°C 、 800°C と 900°C に設定したとき、予蒸発管内平均流速 U_a は 85m/s 、 104m/s と 114m/s に、噴霧の平均通過時間 t は1ミリ秒、0.82ミリ秒と0.75ミリ秒になる。温度上昇に対してSMDはほぼ同じ値を示している。噴霧蒸発が進行するにつれて小さな粒子から蒸発が完了するために、蒸発中噴霧のSMDは一旦初期値より大きくなるのが一般的な特性である。この特性を考慮すると、温度上昇と共に噴霧初期値

Table 3-2 Test conditions for evaporation and combustion.

	Evaporation	Combustion
Air temperature (T_{ai})	1073K	1073K
Air pressure (P_{ai})	0.11MPa, 0.20MPa 0.30MPa, 0.40MPa	0.11MPa, 0.15MPa, 0.20MPa, 0.25MPa
Axial velocity (U_a) for reference diameter	85m/s (in a PP-tube)	14m/s (in a combustion chamber)
Swirl number	0, 0.6, 1.25 (in a PP-tube)	1.0 (in a combustion chamber)
Mass flow rate of combustion air (G_{ai})	30g/s	30g/s
Mass flow rate of atomizing air (G_{aj})	2g/s, 4g/s	2g/s
Mass flow rate of dilution air	—	30g/s
Mass flow rate of fuel (G_f)	0.2g/s–2.0g/s	0.2g/s–2.0g/s

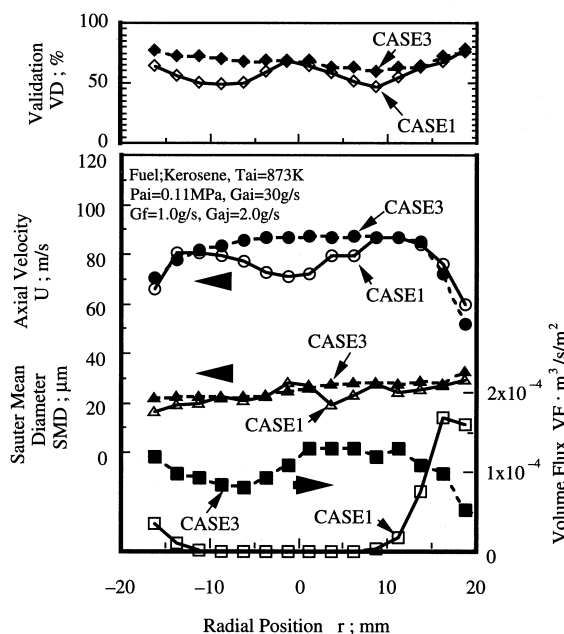


Fig. 3-2 Distributions of velocity, SMD, volume flux and validation of fuel droplets in a PP-tube at $Z=85\text{mm}$ for Kerosene spray.

が小さくなったと推定される。つまり、予蒸発管内で噴霧の微粒化が促進されたと考えられる。

また、温度上昇につれて流速が増加するために蒸発時間が約3割短くなるにもかかわらず、噴霧未蒸発率は1/3以下に低下している。900℃では噴射燃料の98%以上が蒸発している。これは、温度上昇による燃料蒸発の促進と共に噴霧微粒化が促進された効果も重なった結果であると考えられる。

3.3.5 圧力の影響

予蒸発管内圧力 P_{ai} を0.1MPaから0.4MPaの範囲で変化させたとき、予蒸発管内平均流速 U_a が一定になるようにしたため空気流量 G_{ai} を30g/sから

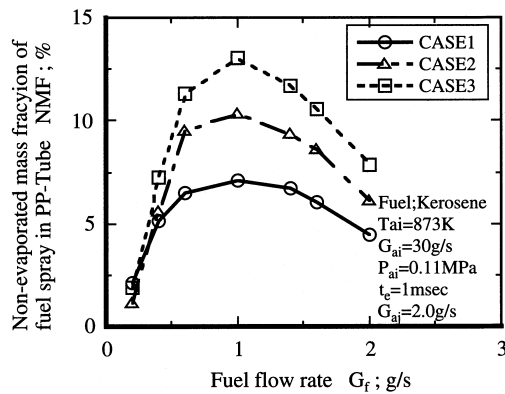


Fig. 3-3 The effect of swirler vanes and louver vanes on non-evaporated mass fraction of Kerosene spray in a PP-tube:
CASE 1 with swirler vanes and louver vanes,
CASE 2 with swirler vanes and without louver vanes,
CASE 3 without swirler vanes and louver vanes.

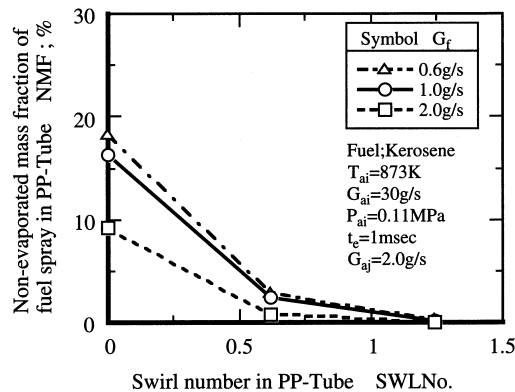


Fig. 3-4 The effect of swirl number on non-evaporated mass fraction of Kerosene spray in a PP-tube.

120g/sまで増加させた。圧力に対するSMDとNMFをFig. 3-5に示す。微粒化用空気の重量流量が一定の条件では圧力の上昇と共に微粒化用空気流速が低下するため噴霧粒径が大きくなってNMFが大きくなると予測された。しかし、結果は0.3MPaまではSMDとNMFは増加するが、さらに圧力が上昇すると逆に減少する傾向が計測された。この結果から、予蒸発管内を流れる燃焼用空気の運動量による微粒化促進の効果があることがわかった。

3.3.6 軸方向流速の影響

予蒸発管内平均流速 U_a を40m/sから180m/sの範囲で変化させた。軸方向流速が速くなるにつれて、噴霧の通過時間が短くなるにもかかわらずSMDとNMFが小さくなる。これは、予蒸発管内を流れる空気による気流微粒化の促進効果が顕著になるためであると考えられる。

3.3.7 燃料性状の影響

空気温度が600℃の条件で灯油と軽油の蒸発を比較した。Fig. 3-6に燃料流量に対するSMDを比較して示す。温度上昇に対してSMDがほぼ同じ値を示しているのは、軽油の場合も灯油の場合と同様である。なお、灯油の場合は $G_f=0.6g/s \sim 1.0g/s$ にSMDの最大値があったが、軽油の場合に

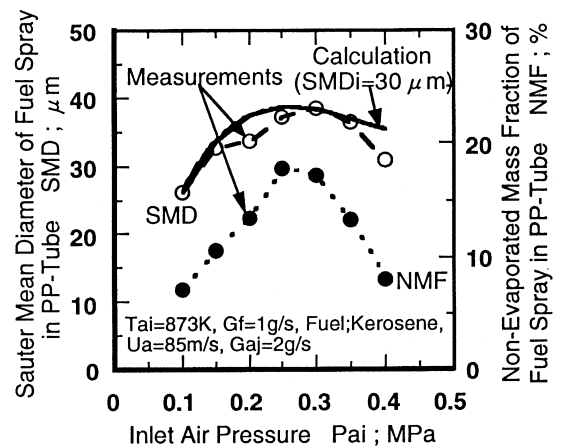


Fig. 3-5 The effect of air pressure on Sauter mean diameters and non-evaporated mass fraction, and comparison of Sauter mean diameters between measurements and calculations.

は $G_f=1.0\text{g/s}$ にSMDの最大値があり、若干その傾向が異なる。軽油噴霧のSMDは灯油噴霧より約 $15\mu\text{m}$ 大きい値である。これは、気流微粒化が燃料性状（ここでは主に粘性）によって影響される結果である。

Fig. 3-7に燃料流量に対するNMFを比較して示す。軽油の場合には G_f が 1g/s で最大のNMFを示し、灯油噴霧のNMFに比較して軽油の方は4倍程度大きい。つまり、軽油噴霧の方が蒸発し難いことがわかる。このため、軽油噴霧の場合には蒸発距離を約2倍にすれば灯油の場合とほぼ同等な噴霧蒸発が達成される。

ところで、前章のFig. 2-19に示すように、静止大気圧下に噴射した単独噴霧のSMDが灯油噴霧の場合には最大 $30\mu\text{m}$ 程度であった。しかし、予蒸発管内で蒸発しつつある噴霧の粒径は $20\mu\text{m}$ 程度になり、噴霧単独の場合のSMDより小さい値を示す。軽油噴霧の場合には、噴霧単独のSMDが最大 $40\mu\text{m}$ 程度であったが、予蒸発管内噴霧のSMDも最大 $40\mu\text{m}$ 程度で同等である。このように、灯油と軽油では噴霧蒸発の特性（高温・高速気流中の気流微粒化特性を含む）が異なることもわかった。

3.3.8 燃料噴射弁に関する要因の影響

(1)燃料流量

燃料流量（ $0.2 \sim 2\text{g/s}$ の範囲）を変化させたときに、噴霧粒径の分布や噴霧内部の流束分布（噴霧

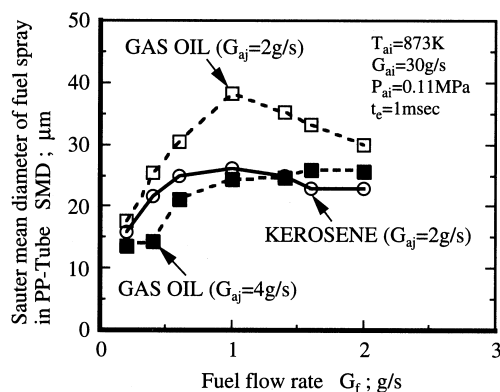


Fig. 3-6 Comparison of Sauter mean diameters between Kerosene spray and Gas oil spray.

構造）が変わるために結果としてNMFが大きく影響される。ここで対象にしたエアアシスト型渦巻噴射弁では噴霧中央の領域よりも外周領域のほうが噴霧粒径が約3倍大きく、速度は遅い特性であり、この特性が影響していると考えられる。

(2)微粒化用空気流量

予蒸発管内の噴霧蒸発では、例えば、空気温度が 600°C の条件で微粒化用空気流量を変化させてみると、 1.5g/s ではNMFが $20 \pm 8\%$ 程度、 2g/s では $6 \pm 2\%$ 程度になる。つまり、初期の噴霧粒径が大きく蒸発に影響しており、微粒化用空気流量を増加して微粒化を改善する方が蒸発が促進される結果であった。また、軽油の場合に G_{aj} を 2g/s から 4g/s に増加させることで灯油の場合とほぼ同等の噴霧蒸発を得ることは前述した。

(3)燃料噴射弁構造

エアアシスト型渦巻噴射弁（ $G_{aj} = 2\text{g/s}$ ）と比較するために、噴射弁構造がまったく異なるエアブラスト型燃料噴射弁（Fig. 2-9、タイプII、 $G_{aj} = 5\text{g/s}$ ）を調べた。この噴射弁では、エアアシスト型渦巻噴射弁より微粒化用空気流量が多いにもかかわらず灯油の場合に粒径が $10\mu\text{m}$ 程度大きく、微粒化効率が悪いことがわかる。このため、予蒸発管内の噴霧ではエアブラスト型燃料噴射弁ではNMFが高く、蒸発しにくい結果になる。つまり、燃料噴射弁はできるだけ微粒化特性の良好な構造にすることが重要である。

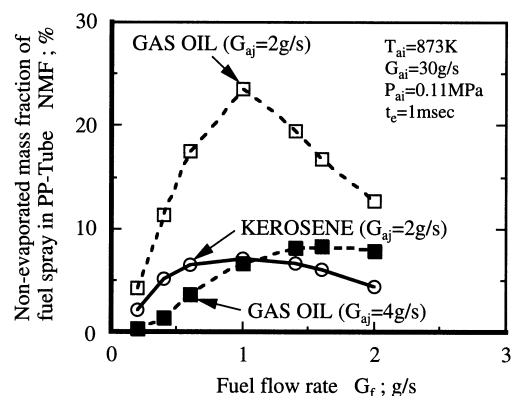


Fig. 3-7 Comparison of non-evaporated mass fractions between Kerosene spray and Gas oil spray.

3.4 予蒸発管内の噴霧蒸発特性についての考察

3.4.1 予蒸発管内噴霧の計算と実験結果の比較

予蒸発管内におけるセタン噴霧の蒸発について数値計算結果（詳細は第5章参照）と比較した。計算と測定の結果についてSMDの比較をFig. 3-8に、NMFの比較をFig. 3-9に示す。予蒸発管内の流れパターンは入口スワールから下流に向かってほぼ一様に流れている。軸方向速度に対してスワール速度が約1/3程度である。乱れ強さは中央領域と壁面近傍が大きい。噴霧粒子は気流スワールにより壁面近傍に集中する。例えば、噴霧初期粒径が $30\mu\text{m}$ の場合は軸中央領域に燃料の蒸気濃度が高く、一部の蒸発しない噴霧粒子が壁面に沿って流れる。この時、測定断面ではNMFは約30%程度となる。第5章で後述するように、この数値計算では噴霧微粒化、壁面の熱伝導や噴霧挙動を考慮していない。さらに、壁面近傍の乱流特性も十分に計算されない。したがって、計算上の噴霧蒸発は主流中の乱流熱伝達のみが支配的な場合を予測したことになる。

噴霧蒸発の数値計算において多くの噴霧粒子が壁面を沿って流れる結果になっているように、PDPAの測定でも未蒸発噴霧の99%以上が半径10mmから壁面までの領域を流れており、半径

10mm以内の軸中央領域には噴霧はほとんど計測されなかった。つまり、壁面近傍に比較的大粒径の噴霧が集中したために、実際の噴霧蒸発は計算結果よりも相当に促進されていると考えられる。

なお、灯油より軽油の方が、またエアアシスト型渦巻噴射弁よりエアプラスト型噴射弁の方がNMFが高いという測定結果になったことを上述したように、燃料性状や噴霧特性が予蒸発管内の噴霧蒸発に大きく影響する。現状の計算ではこのような性能の差異を検討することは出来ないが、噴霧の蒸発挙動を大まかに把握するには十分である。

3.4.2 噴霧蒸発の促進

予蒸発管入口のスワールがないと予蒸発管内の半径方向の噴霧分布は比較的一様になる。噴霧分布が一様であると言うことは燃料濃度分布もそれに対応していると考えられるので、予蒸発予混合燃焼をさせたときに逆火の抑止効果が大いという利点が考えられる。しかし、スワールがないと十分な予蒸発特性が得られない欠点がある。スワールがない場合にも噴霧蒸発を促進させるには、例えば、エアアシスト型渦巻噴射弁の噴霧角を 60° から 45° に狭めて噴霧特性を変更する方法がある。このとき、結果として微粒化が $10\mu\text{m}$ 程度改善されるために素早く噴霧蒸発が完了するとともに、予蒸発管内のスワールがないため噴霧分布が比較的一様になった。

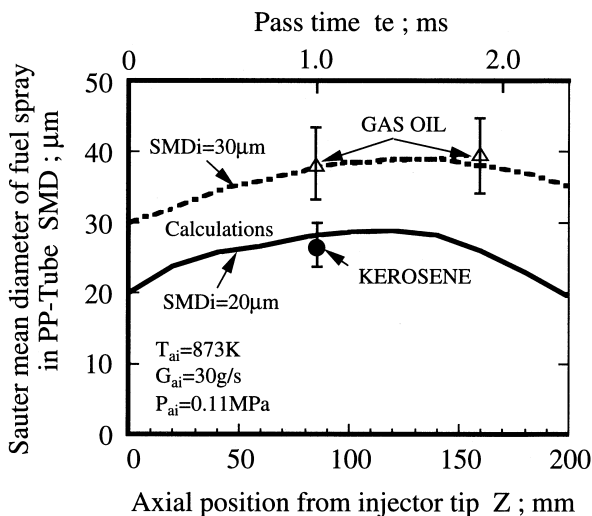


Fig. 3-8 Comparison of Sauter mean diameters between measurements and calculations.

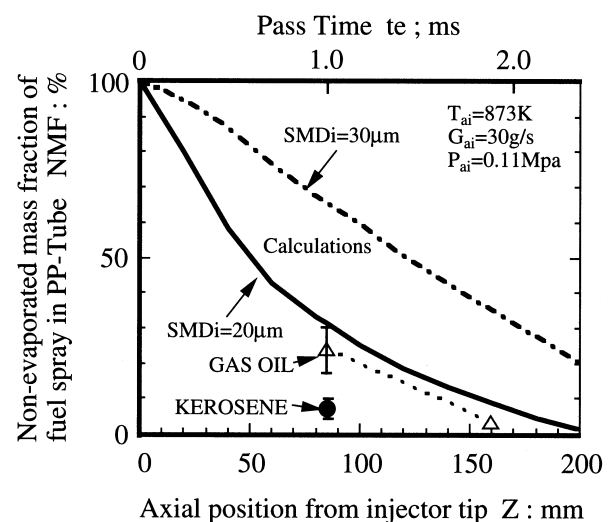


Fig. 3-9 Comparison of non-evaporated mass fractions between measurements and calculations.

ところで，文献に示される d^2 則で $30\mu\text{m}$ の単一液滴が完全蒸発する時間を計算すると約1.5ミリ秒となる。今回測定した1ミリ秒程度では約50%の未蒸発液滴が残る結果になり，従来の知見に基づく予蒸発管の設計では長い距離を確保しなければならない。しかし，実際には上記のように比較的コンパクトな空間で十分な予蒸発性能を得ることができている。

3.5 まとめ

本章では，作動条件と燃料噴射弁や予蒸発管の構造寸法が噴霧蒸発に及ぼす影響をまとめた。

予蒸発管入口の空気温度を 600°C 以上に上昇させると噴霧の蒸発が促進され， 900°C では灯油噴霧の場合に噴射後約1ミリ秒でほぼ完全に蒸発する。しかし，軽油の場合には約10%程度の噴霧が蒸発せずに存在している。灯油に比較して軽油では噴霧粒径が大きくなることと燃料性状のために結果的に蒸発し難くなる。軽油を対象にするときには燃料噴射弁や予蒸発管の開発が難しく，工夫が必要である。

また，予蒸発管内圧力が 0.3MPa の条件で噴霧のザウター平均粒径と噴霧未蒸発率が最大値を示した。これは従来の噴霧蒸発の理論からは理解できないことであるが，予蒸発管内におけるエアアシスト型渦巻噴射弁の微粒化特性に主な原因があると考えられる。

さらに，予蒸発管内のスワール数を増加させることにより著しく噴霧蒸発を促進させることができる。しかし，予蒸発管内の噴霧分布が壁面に片寄るために逆火抑止の観点から好ましくない。そこで，噴霧角を狭めるとともに微粒化を改善することで比較的弱いスワール数で噴霧分布を一様にするると共に蒸発を促進させることができた。

以上のように，予蒸発管内の噴霧については燃料噴射弁や予蒸発管の構造および作動条件により噴霧蒸発を支配する要因が大きく変化するため，単一液滴の蒸発理論からは理解できない現象が見られることがある。これらの現象を支配する要因を的確に把握することが重要である。しかし，例えば，予蒸発管壁面近傍の噴霧挙動は複雑でこれらの現象については今後の研究課題でもある。

参 考 文 献

- 1) 小林清志：“液粒の蒸発および燃焼に関する研究（第2報 蒸発速度）”，日本機械学会論文集，20-100(1954)，831～837
- 2) Farag, T. M., Arai, M. and Hiroyasu, H.：“Effects of Temperature and Fuel Volatility on Spray Evaporation Characteristics”，Mem. Fac. Eng. Hiroshima Univ., 8-1(1982), (Ser. No.24)
- 3) Yule, A. J., Ah Seng, C., Felton, P. G., Ungut, A. and Chigier, N. A.：“A Study of Vaporizing Fuel Sprays by Laser Techniques”，COMBUSTION AND FLAME, 44(1982), 71～84
- 4) Yule, A. J., Ereaut, P. R. and Ungut, A.：“Droplet Sizes and Velocities in Vaporizing Sprays”，COMBUSTION AND FLAME, 54(1983), 15～22
- 5) Chin, J. S. and Lefebvre, A. H.：“Effective Values of Evaporation Constant for Hydrocarbon Fuel Drops”，Proc. 20th Automot. Technol. Dev. Contract. Coord. Meet., (1983), 325～331
- 6) Wittig, S., Klausmann, W., Noll, B. and Himmelsbach, J.：“Evaporation of Fuel Droplets in Turbulent Combustor Flow”，ASME paper 88-GT-107, (1988)
- 7) Kneer, R., Schneider, M., Noll, B. and Wittig, S.：“Effects of Variable Liquid Properties on Multicomponent Droplet Vaporization”，ASME paper 92-GT-131, (1992)
- 8) 郭性植，川口修：“自由液滴の蒸発速度定数に及ぼす雰囲気速度の影響”，日本エネルギー学会誌，74-1(1995)，39～44
- 9) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, Y.：“Evaporation Characteristics of Spray in a Lean Premixed-Prevaporization Combustor for a 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine”，ASME paper 94-GT-401, (1994)
- 10) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, Y.：“Evaporation Characteristics of Fuel Spray and Low Emissions in a Lean Premixed-Prevaporization Combustor for a 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine”，Int. Symp. on Advanced Energy Conversion System and Related Technologies RAN95 (at NAGOYA Univ.), No.2-B-9(1995), 369～378
- 11) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, Y.：“Evaporation Characteristics of Fuel Spray and Low Emissions in a Lean Premixed-Prevaporization Combustor for a 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine”，Energy Convers. Mgmt, 38-10/13(1997), 1297～1309

（大久保陽一郎）

4．希薄予蒸発予混合燃焼特性

4．1 はじめに

自動車用再生式ガスタービンでは部分負荷運転時の熱効率を高くするために回転蓄熱式熱交換器で排熱を回収する構成で、燃焼器入口の空気温度 (T_{ai}) が $600^{\circ}\text{C} \sim 1,000^{\circ}\text{C}$ 程度の高温になる。第1章で述べたように、この高温空気を利用して灯軽油燃料を希薄予蒸発予混合燃焼させることにより排気触媒等の後処理装置なしで低エミッション (NO_x , HC 3g/kg-fuel, CO 26g/kg-fuel) を実現することが目標である。

なお、自動車用エンジンとしては冷間時においても確実な着火始動を保証する必要があるため、空気温度が低い場合には噴霧燃焼で速やかにガスタービンを始動させる。暖機後、空気温度が上昇したところで噴霧燃焼から希薄予蒸発予混合燃焼に移行させる構成である。空気温度の上昇は希薄燃焼火炎をより安定にすると予想されて運転範囲を広くできる利点があると考えられるが、予蒸発予混合燃焼では希薄な空気過剰率でも逆火¹⁻⁹⁾する可能性がでてくる。また、予混合火炎の希薄限界¹⁰⁻¹³⁾にも課題がある。つまり、従来の研究では、逆火と希薄限界のために火炎安定範囲が結果的に狭くなり、希薄予蒸発予混合燃焼の実用化は困難であると言われてきた。しかし、 600°C 程度以上の高温空気条件下で希薄限界や逆火の特性が十分にわかっているわけではない。

ところで、希薄予蒸発予混合燃焼で低 NO_x を実現するためには、燃焼室内の燃焼ガス温度を均一にするとともに希薄燃焼させる必要がある。燃焼温度の均一化には液体燃料の蒸発割合や濃度分布が大きく影響する。灯軽油噴霧の蒸発特性については第3章でまとめたが、灯軽油噴霧の予蒸発予混合状態と火炎安定性や排気エミッションがどのような関係にあるかを研究した報告¹⁴⁻¹⁵⁾は少ないのが現状である。

液体燃料を対象にした予蒸発予混合燃焼器では噴霧の蒸発・混合という複雑な現象を含むため、その燃焼特性は燃焼器の構造寸法に大きく左右される。燃焼器の実用研究としては、逆火を抑止しつつ希薄火炎の安定性を確保して低エミッション

性を実現する燃焼器の構造をいかに設計するかがキーポイントである。

本章では、予蒸発予混合燃焼器として設計したPPL燃焼器およびTPPL燃焼器について火炎安定範囲および排気特性をまとめた。

4．2 希薄予蒸発予混合燃焼器の構造

4．2．1 PPL燃焼器の構造

従来構造の燃料噴射弁を2本使用したPPL燃焼器 (PPL: Prevaporization-Premixing Lean の略称)¹⁶⁾の構成をFig. 4-1に示す。この燃焼器は、燃焼室内に直接噴射するセカンダリ噴射弁と予蒸発管内に噴射するプライマリ噴射弁の2本の噴射弁で構成する。セカンダリ噴射弁は着火始動や加速等の高負荷運転時に、プライマリ噴射弁はアイドリングから30%程度の低負荷運転時に使用する。プライマリ噴射弁とセカンダリ噴射弁は第2章で述べたようにエアアシスト型渦巻噴射弁で、燃料流量の最大/最小のターンダウン比は1:15であり、2本により1:45の燃料流量範囲をカバーする。なお、微粒化用空気は燃焼用空気とは独立に一定量 (例えば3g/s) が供給されて目標の微粒化性能が確保された。

プライマリ噴射弁で予蒸発管内に噴射された燃料噴霧は、高温高速気流中で予蒸発予混合しながら旋回室に側方から流入する。予蒸発予混合気は保炎器周囲に配置される旋回室内を通過して、旋回室出口に設けられた環状のスロート部から燃焼室 (内径 $\phi 100\text{mm}$) に旋回流となって流入する。燃焼室内では保炎器の後流渦と旋回流で火炎が保持される。ここでは、燃焼室入口の流入スワール数が1.0になるように設計した。燃焼室の下流には希釈室 (内径 $\phi 80\text{mm}$) を接続している。希釈室では燃焼ガス温度が $1,350^{\circ}\text{C}$ に低下するとともに温度分布が均一 ($\pm 25^{\circ}\text{C}$ 以下) になるように対抗する4ヶ所から希釈用空気が流入する。

燃焼器を構成する部品は高温ガスに曝されるために耐熱セラミックスで試作した。例えば、燃焼室は炭化ケイ素製であり、予蒸発管、旋回室、保炎器、希釈室およびプルアップホールダ等の燃焼器部品は窒化ケイ素製である。なお、燃料噴射弁は高温に曝されるが微粒化用空気が冷却を兼ねる構造にしたのでステンレス製である。

第一次設計のPPL-1では、燃焼室内の平均空気過剰率を制御するために、スロート部の通路断面積を可変にすることにより燃焼室と希釈室に空気量を最適に分配する機構を組み込んでいる。また、プライマリ噴射弁から噴射された燃料噴霧は予蒸発通路を3ミリ秒程度で通過する構造である。PPL-1を対象に灯油噴霧の蒸発割合を評価した結果¹⁷⁻¹⁸⁾では、空気温度が900℃の条件では噴霧の蒸発はほぼ完了(99%以上)していること等については前章で述べた。また、PPL-1の旋回室は単純な同軸円環形状であるが、内部流動は複雑で期待通りの旋回流を形成していないことがその後の解析から判明した。さらに、燃焼器に供給される空気は燃焼用空気と希釈用空气に最適に分配されることが必要であり、燃焼室内の空気過剰率をどの範囲に設計するかで火炎安定性¹⁹⁾や排気エミッション特性²⁰⁾が大きく変化することが明らかになった。PPL-1では噴霧はほぼ完全蒸発しているものの燃焼用空気が全空気量の20%程度にしかない。このために、燃焼室内の平均空気過剰率がねらいの希薄条件にならず、結果として逆火が発生し易くなっていた。

PPL-1の課題を解決するために、次にPPL-2²¹⁻²³⁾を再設計した。PPL-2では滑らかな旋回流を形成させるために旋回室を円環形状からスクロール形状に改良した。燃焼室への空気分配を30%程度

になるように変更するとともに予蒸発通路の条件をより希薄にした。また、逆火の抑止を最優先するためにスロート部面積の可変をなしにする必要があり、PPL-2では空気可変機構のない固定形状の燃焼器とするとともにスロート部の壁面境界領域に少量の空気を導入することで逆火を改善した。しかし、予蒸発通路の寸法制約のために逆火を十分に抑止することは難しかった。

4.2.2 TPPL燃焼器の構造

PPL燃焼器では従来構造の燃料噴射弁を2本使用するために非軸対称構造とならざるを得なかった。そこで構造を基本的に見直し、2本の燃料噴射弁を同軸上に配置して軸対称構造にしたタンデム型希薄予蒸発予混合燃焼器(TPPL: Tandem-type Prevaporization-Premixing Leanの略称)²⁴⁾を開発した。このTPPL燃焼器では、予蒸発予混合用燃料噴射弁(プライマリ噴射弁)の設計・製作に課題がある。TPPL燃焼器に期待されることとしては、要求されるアイドリング運転時の微小燃料流量(0.2g/s)の噴霧を空間的・時間的に安定に形成すること、さらに最大噴射時(3g/s)の噴霧を限られた空間内で1ミリ秒程度の短時間に完全に蒸発・混合することである。

TPPL燃焼器の概略構造をFig. 4-2に示す。TPPL燃焼器はPPL燃焼器の燃焼室および希釈室等のセラミックス部品を共通に使用する構造である。

PPL燃焼器と同様に燃焼器軸上に噴霧燃焼用のセカンダリ噴射弁を設置した。保炎器外周の円環状通路に予蒸発予混合通路を形成して、燃焼室入口で最小の通路断面積(スロート部)になるように通路断面積を上流からスロート部に向かって滑らかに減少するように設計した。予蒸発予混合通路の途中には通路を内側と外側に分離する環状ルーバがある。予蒸発予混合燃焼用のプライマリ噴射弁をセカンダリ噴射弁と同軸で、その外周位置に配置した。プライマリ

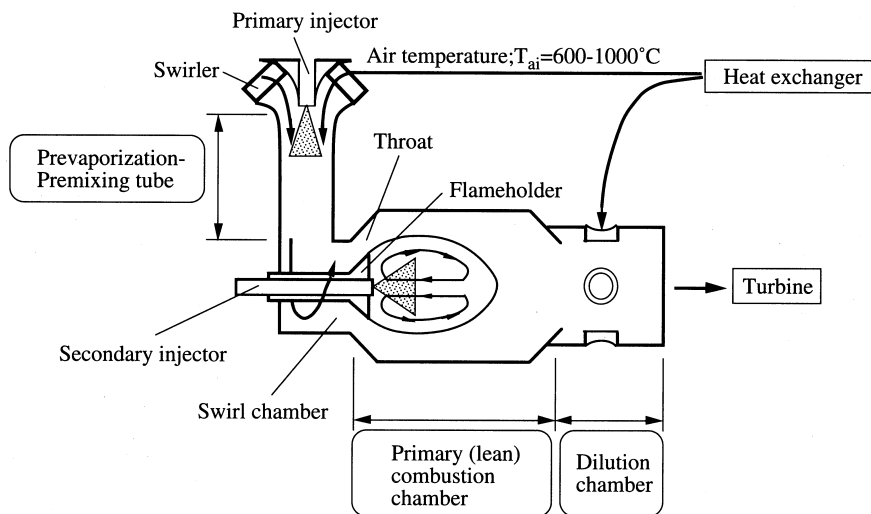


Fig. 4-1 Construction of PPL-1 combustor.

噴射弁には複数の噴孔が設けられて、そこから噴射された噴霧はルーバの内側表面に衝突して微粒化と分散が促進される。噴孔から燃焼室入口までの距離を60mmとして、噴霧の蒸発と混合が平均通過時間の約1ミリ秒以下で完了することをねらった。

(1)TPPL用プライマリ燃料噴射弁

灯油噴霧の蒸発時間を1ミリ秒以下で完了させるためには燃料噴射弁単独の噴霧粒径がザウター平均粒径 (SMD) で $20\mu\text{m}$ 以下にする必要がある。さらに、環状の予蒸発通路の円周方向に沿って燃料が等分配される必要もある。今回はプライマリ噴射弁の噴孔を6個として、その噴孔を円周上に等間隔に配置した。6個の燃料噴孔にすると最少燃料流量の 0.2g/s では1噴孔当り 0.033g/s になり、渦巻噴射弁のような噴射弁構造を採用することが難しいため、プライマリ噴射弁は多噴孔型液柱気流噴射弁とした。最少流量においても各噴孔からの噴出流量が均等で安定になるようにすることが重要であり、噴孔径を $\phi 0.18\text{mm}$ 程度の細孔とした。また、灯油を $20\mu\text{m}$ 以下に微粒化するために微粒化用空気の噴出速度が 100m/s 程度になるように設計した。微粒化用空気流量はプライマリ噴射弁 (G_{aj}) とセカンダリ噴射弁 (G_{as}) 共に 3g/s である。なお、セカンダリ噴射弁はエアアシスト型渦巻噴

射弁でPPL用と同じである。

6噴孔における各燃料噴出量の最多量と最少量を燃料分配比と定義したとき、6噴孔の燃料分配比は噴射弁内の燃料通路構造や製作精度等を改良することにより最終的には目標の10%以内を達成した。また、微粒化用空気流量が 3g/s のときにSMDはほぼ $10\mu\text{m}$ 程度になり、目標の $20\mu\text{m}$ 以下を達成した。

(2)予蒸発予混合通路

プライマリ噴射弁の各噴孔から噴射された燃料噴流は微粒化用空気で微粒化されながら噴孔から7mm離れたルーバ表面に高速 (50m/s 以上) で衝突する。7mmの距離では燃料の気流微粒化は完結しておらず、衝突により噴霧の微粒化がさらに促進されると考えられる。このとき空気とルーバの温度が高温 (今回の試験条件は 800°C 程度) であるので噴霧粒子はルーバ表面には付着せずに、ルーバ表面に沿って流れるかあるいは跳ね返されて環状通路の四方八方に分散される。さらに、予蒸発予混合通路内に形成される旋回空気流によりそれらの噴霧は拡散し、蒸発・混合が促進されるはずである。また、一部の燃料はルーバの内側表面に沿って流れた後にルーバ後縁端でルーバの外側を通過してきた空気流と合流して、さらに混合するものと考えられる。

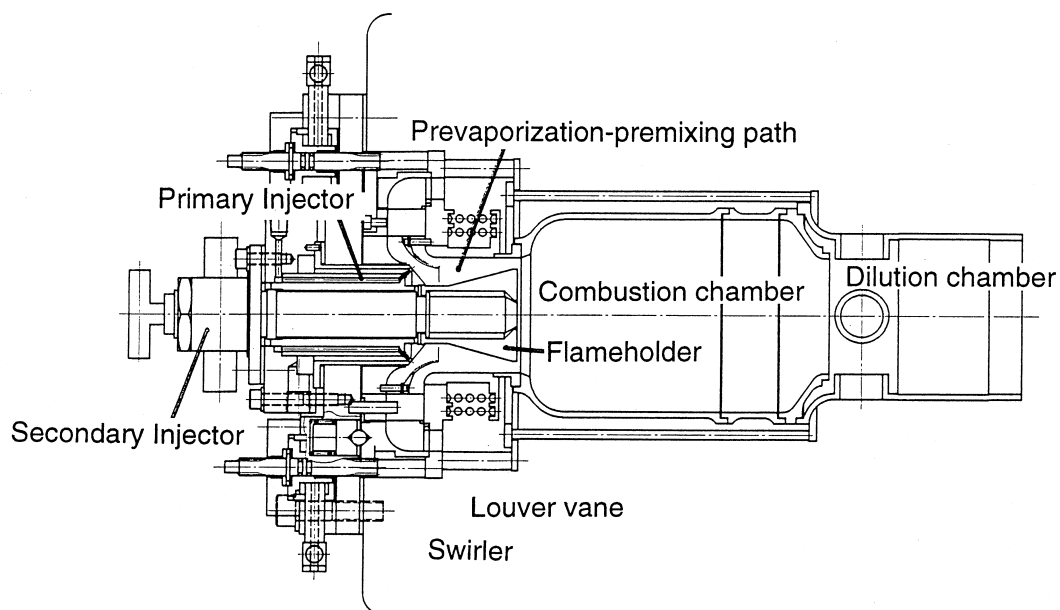


Fig. 4-2 Construction of TPPL-1 combustor without a variable mechanism.

ルーバ長が比較的短い場合と長い場合について予蒸発予混合通路内の噴霧と燃料濃度の空間分布を計算した結果の一例をFig. 4-3に比較して示す。図中の燃料濃度分布は噴霧粒子を除いた燃料蒸気のみ濃度を表示している。ルーバ長が短いと噴霧流がルーバ表面ではなく、予蒸発通路の外側の壁面に衝突する。そのために、外壁内面に沿って燃料が流れることになりスロート部の燃料濃度は外壁面に片寄ったものとなる。さらに、壁面近傍は境界層のために速度が遅い領域である。したがって、速度が遅くしかも燃料濃度が高い領域が壁面近傍に形成されることになり、この壁面近傍領域を予混合火炎が逆火あるいは自着火しやすくなると考えられる。一方、ルーバ長が比較的最長い場合には噴霧流がルーバの内側壁面に衝突した後ルーバ後縁で空気流と合流するために予蒸発通路の外側壁面に燃料が片寄ることがなく、むしろ燃料濃度が希薄である。したがって、気流速度の速い領域が比較的燃料濃度が高く、速度の遅い壁面近傍には燃料濃度が薄くなる。このように、逆火の抑止に効果的な適度の長さのルーバがある。ルーバ長が必要以上に長いとスロート部の濃度分布が大きくなり、予混合割合が悪くなる。実際の

燃焼実験でもルーバ長は短くても長すぎても良くなり、 NO_x 排出レベルが上昇することがわかっている。なお、スロート部の燃料濃度は半径方向に上述したような分布が形成されるが、円周方向にはほぼ均一な濃度と速度分布である。つまり、6個程度の噴孔からの燃料供給でスワラとルーバの効果により十分に均等に燃料が分散されることが示されている。

(3) 空気流量可変機構

自動車用ガスタービンでは全平均空気過剰率(λ_t)がアイドリング運転時の24から定格運転時の5程度まで変化すると予想される。一般に、ガスタービン燃焼器では燃焼室と希釈室に空気を分配することにより燃焼室内の平均空気過剰率(λ_p)が希薄や過濃になり過ぎないように設計する。例えば、燃焼室に全空気流量の30%を燃焼用空気として導入するように設計したとすると、 λ_p はエンジン負荷の変化に対して7.2から1.5程度の間で変化することになる。ところが、PPL-1における予蒸発予混合希薄燃焼では λ_p が5を越えるような希薄条件では火炎安定性が悪く、COの排出が増加したり吹き消えたりする。さらに、 λ_p が2以下では逆火が発生して運転ができない。そこで、Fig. 4-4に示す第

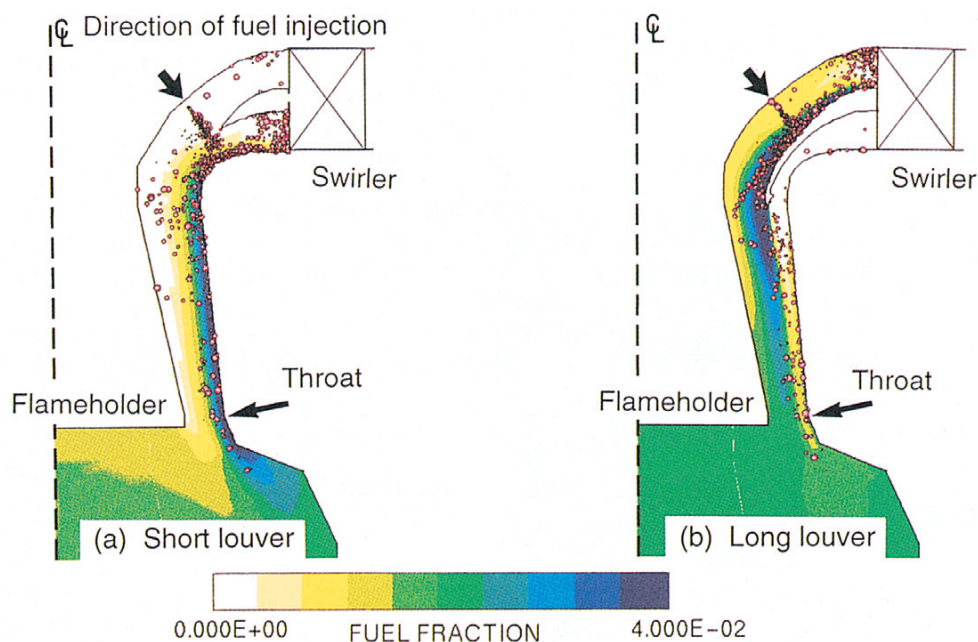


Fig. 4-3 Calculated distributions of fuel-vapor concentration in the prevaporization-premixing path of TPPL-1.

二次設計のTPPL-2では空気分配を10%～30%程度の範囲で変更できるように可変機構を付加した。スワール上流位置の通路断面積を可変機構に連動した絞りで変更できる構造である。可変機構で空気通路面積を約1/10に閉じると燃焼室には10%程度の燃焼用空気（微粒化用空気を含む）が分配される。このとき、ガスタービン軸出力が20kW程度の運転条件で燃焼器の圧力損失が最大（5%程度）になる。一方、空気通路を全開すれば空気分配は30%程度になって、最大負荷時にほぼ目標の圧損（3%以下）になる。

4.3 火炎安定性

燃焼室内の火炎を目視観察できる構造にした試験装置を製作して、予蒸発予混合燃焼器内に形成される火炎を観察した。この装置では、燃焼室を炭化珪素製ライナの代わりに透明な石英ガラス製ライナに変更するとともに燃焼器外筒容器には対向する2ヶ所の位置に石英ガラス製の観察窓を設けた。

燃焼器入口の空気流量、温度、圧力、微粒化用空気流量と燃料流量の各条件を所定の値に設定して、噴霧燃焼の希薄吹き消え限界、予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界および予蒸発予混合燃焼

の逆火限界を調べた。予蒸発予混合燃焼の火炎安定範囲とは希薄吹き消え限界と逆火限界で囲まれる範囲である。以下では、燃焼室内径を代表寸法にする平均空気流速 U_a を燃焼器の入口空気条件から式(4-1)で、燃焼室内平均空気過剰率 λ_p を式(4-2)で算出し、PPL燃焼器とTPPL燃焼器の火炎安定範囲を比較した。

なお、燃焼室内の平均空気過剰率を正確に決めるため、燃焼用空気と希釈用空気はそれぞれ個別に計量して燃焼室と希釈室にそれぞれ供給した。

$$U_a = \frac{4 \cdot R_g \cdot T_{ai} \cdot (G_{ai} + G_{aj} + G_{as})}{\pi \cdot P_{ai} \cdot d^2} \quad (4-1)$$

$$\lambda_p = (G_{ai} + G_{aj} + G_{as}) / G_f / 14.7 \quad (4-2)$$

ここで、

U_a : 燃焼室内代表平均空気流速 (m/s),

λ_p : 燃焼室内平均空気過剰率,

d : 燃焼室内径 (=φ100mm),

R_g : 空気のス定数,

P_{ai} : 燃焼器入口空気圧力 (MPa),

T_{ai} : 燃焼器入口空気温度 (°C),

G_f : 燃料流量 (g/s),

G_{ai} : 燃焼用空気流量 (g/s),

G_{aj} : プライマリ噴射弁の微粒化用空気流量 (g/s),

G_{as} : セカンダリ噴射弁の微粒化用空気流量 (g/s),

G_{aa} : 全微粒化用空気流量 (= $G_{aj} + G_{as}$)

4.3.1 火炎観察結果

(1) 噴霧燃焼 (Spray Combustion)

Fig. 4-5(a)に示すように、セカンダリ噴射弁から噴射した燃料噴霧により燃焼室の中央領域に形成される噴霧火炎は気流スワールが比較的強いために軸対称の釣鐘形状になる。 λ_p が大きい条件（大気圧燃焼時に5以上）では輝度の高い青白色であり、火炎基部がセカンダリ噴射弁先端の噴孔周囲に付着している。 λ_p がさらに小さくなるにつれて火炎は黄色から輝度の高い黄白色に変化する。噴射燃料流量が増加するにつれて噴霧全体が輝炎に囲まれて火炎が太くなって下流に伸びると共に、火炎基部が噴射弁先端の噴孔口から保炎器の端面に移行する。さらに燃料流量が増加すると、保炎器の端面上にススが付着す

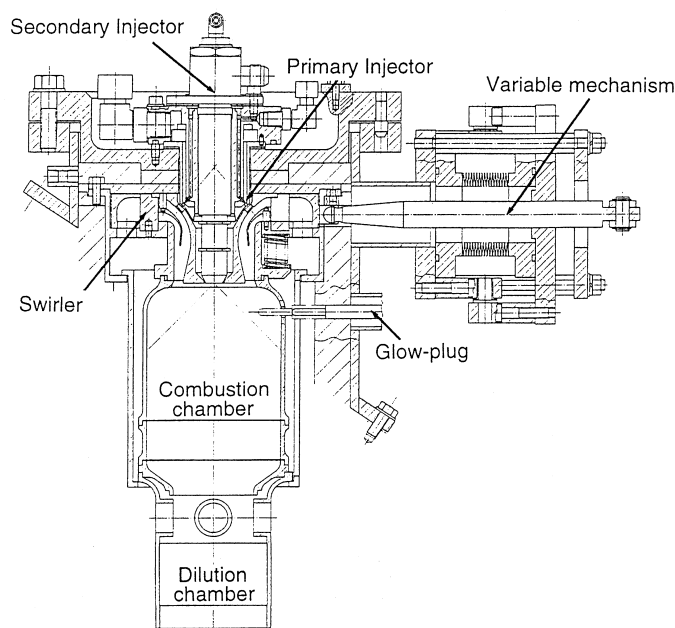
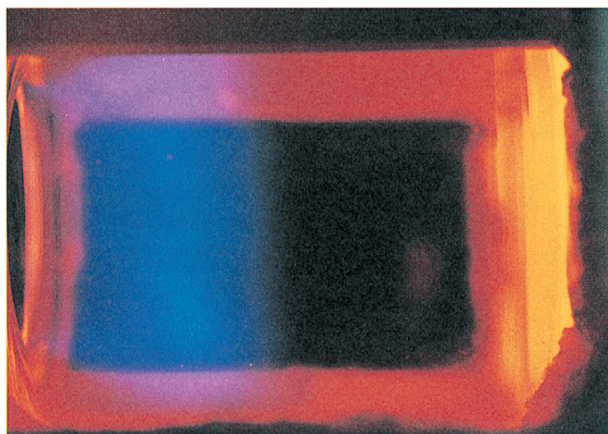


Fig. 4-4 Construction of TPPL-2 combustor with a variable mechanism.

るようになる。一方、 λ_p の値が大きくなる（希薄になる）につれて保炎器端面の近傍に形成される青炎が小さくなり、セカンダリ噴射弁先端面から5mm～10mm程度離れた浮き上がり火炎となる。この浮き上がり火炎は、燃料流量と空気流量が変動しなければ同じ場所に定在するが、火炎として不安定であり、供給系の少しの変動で吹き飛んで消える。



(a) Spray combustion in TPPL-1 combustion chamber



(b) Lean Prevaporization-Premixing combustion in TPPL-1 combustion chamber

Fig. 4-5 Flame observation in TPPL-1 combustor
Fuel; Kerosene,
Excess-air-ratio in combustion chamber; 3.5,
Representative mean air velocity; 14m/s,
Inlet air temperature; 1073K,
Inlet air pressure; 0.11MPa.

(2)希薄予蒸発予混合燃焼 (Lean Premixed-Prevaporization combustion: 略してLPP Combustion)

Fig. 4-5(b)に示すように、プライマリ噴射弁から噴射した燃料噴霧の予蒸発予混合気により燃焼室内に形成される火炎は対向する燃焼室壁が透けて見えるほど輝度の低い希薄な青色である。 λ_p が小さくなるにつれて予混合火炎は保炎器に近く、燃焼室壁面に沿った円環状領域に輝度の高い青炎を形成する。

PPL燃焼器では λ_p が3程度になると燃焼室の一方所（予蒸発管の導入方向）に輝度の高い青白色の領域が形成されて、燃料濃度あるいは温度分布に円周方向の不均一があることがわかる。しかし、TPPL燃焼器ではこのような不均一はほとんどない。さらに、PPL燃焼器では λ_p が2程度になると燃焼室上流の予蒸発予混合通路に火炎が逆火する様子が観察できるが、TPPL燃焼器では λ_p が1.5程度になっても逆火しない。

一方、 λ_p の値が大きくなるにつれて、より希薄な青炎が保炎器から徐々に離れた領域に形成される。吹き消え限界では青炎が希釈室まで伸びて不安定になり、突然吹き飛び消える。

4.3.2 火炎安定範囲

(1)燃焼室内平均流速の影響

燃焼室内代表平均流速 U_a の影響をFig. 4-6に示した。平均流速の増加につれて、予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の吹き消え限界は希薄側に拡大す

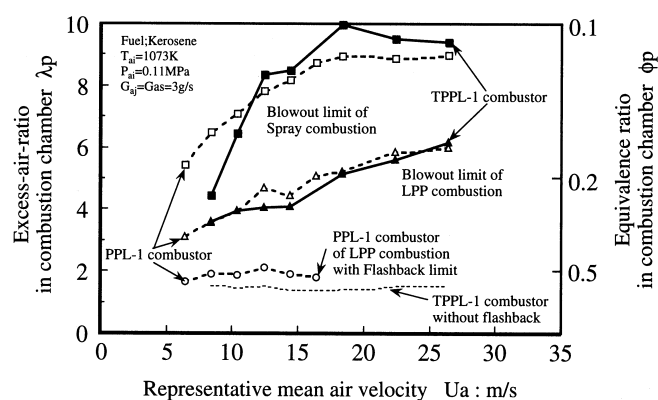


Fig. 4-6 Comparison of flame stability limits between PPL-1 combustor and TPPL-1 combustor
< Effect of representative mean air velocity >.

る。しかし、噴霧燃焼の希薄吹き消え限界は流速が20m/s以上ではほぼ一定値の λ_p に近づくのに対して、予蒸発予混合燃焼の希薄限界は U_a に比例して増加する傾向にある。PPL燃焼器とTPPL燃焼器の比較ではほぼ同等である。しかし、PPL燃焼器では予蒸発予混合燃焼の逆火は λ_p が2程度で発生するが、速度の依存性は見られない。TPPL燃焼器では予蒸発予混合燃焼の逆火が1.5程度（試験装置の耐熱温度のためこの λ_p まで確認）でも発生していない。

(2)燃焼器入口空気圧力の影響

圧力 P_{ai} の影響をFig. 4-7に示した。噴霧燃焼の希薄吹き消え限界の λ_p は P_{ai} にほぼ比例して希薄側に拡大している。予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界についても圧力上昇とともに希薄側に移行するが、依存性は比較的少ない。また、PPL燃焼器とTPPL燃焼器は同等の特性である。PPL燃焼器では予蒸発予混合燃焼の場合に逆火するが、今回の試験範囲では P_{ai} には依存していない。

(3)燃焼器入口空気温度の影響

空気温度 T_{ai} の影響をFig. 4-8に示した。予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の希薄吹き消え限界の λ_p は T_{ai} にほぼ比例して、火炎安定範囲は拡大する。予蒸発予混合燃焼の吹き消え限界は平均燃焼ガス温度で整理するとほぼ一定で、PPL燃焼器ではほぼ1,200°C、TPPL燃焼器ではほぼ1,400°Cとなる。つまり、TPPL燃焼器の方が燃料と空気の混合がより均一になったために200°Cの差が表れたと考え

られる。

PPL燃焼器の予蒸発予混合燃焼では空気温度の上昇で若干逆火し易くなるが、大気圧条件下の試験ではほとんど影響されない。

(4)微粒化用空気流量の影響

PPL燃焼器とTPPL燃焼器ではほぼ同等の傾向である。微粒化用空気流量の上昇につれて予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界と逆火限界は λ_p のより小さな値になる傾向である。予蒸発予混合燃焼では G_{aa} （供給温度25°C）の増加で温度が低下する効果が表われた結果であると考えられる。一方、噴霧燃焼の吹き消え限界は微粒化用空気流量の依存性が少ない。 G_{aa} の増加につれて噴霧粒径が小さくなる効果と平均空気温度が低下する効果がある。噴霧燃焼では両者が重なり合い、結果として G_{aa} の増加に対してほぼ一定の λ_p で吹き消える。

4.3.3 火炎安定性についての考察

(1)逆火限界

PPL燃焼器では λ_p が2程度（当量比で0.5）より小さくなると予蒸発通路内に火炎が逆火する。この予蒸発予混合燃焼の逆火限界は、今回の燃焼試験範囲（空気温度600°Cから900°C）では空気温度にそれほど影響されないという結果であった。ところで、PPL燃焼器では予蒸発管が旋回室（予蒸発通路）に接線方向から接続される構造である。このために、旋回室の壁面近傍に燃料噴霧が集中し易くなっている。壁面近傍は燃料濃度が高くなることと流速が遅いことが重なるために、この壁

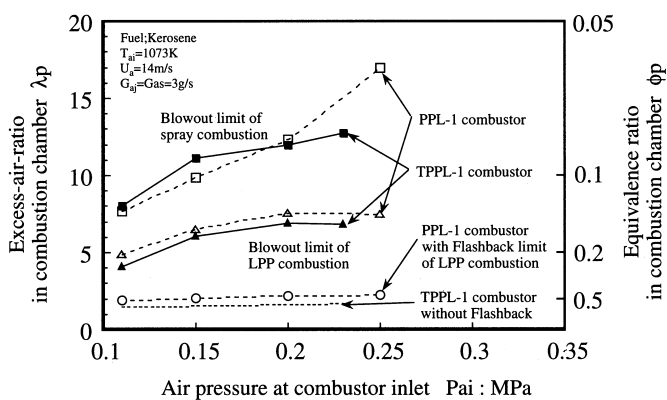


Fig. 4-7 Comparison of flame stability limits between PPL-1 combustor and TPPL-1 combustor
< Effect of air pressure >.

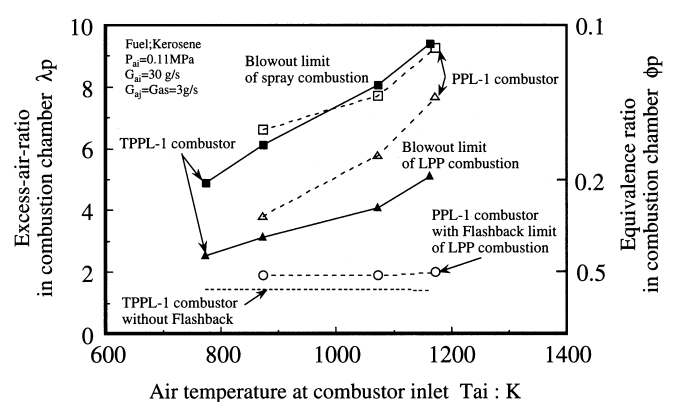


Fig. 4-8 Comparison of flame stability limits between PPL-1 combustor and TPPL-1 combustor
< Effect of air temperature >.

面近傍の領域から予蒸発予混合空間である旋回室内に逆火するものと推定した。したがって、このような予蒸発予混合の逆火は局所の流速や空気過剰率に大きく影響され、燃焼器構造に主にその原因があると考えられる。PPL-1では λ_p が2程度で逆火したが、燃焼室入口のスロート部から少量の空気を導入する構造にしたPPL-2では逆火し難くなった。しかし、逆火を抑止するには不十分であった。

一方、TPPL燃焼器では λ_p が1.5程度になっても逆火せず、ねらい通りの特性を示した。しかし、希薄吹き消え限界はPPL燃焼器に比較して λ_p がより小さい値に低下したことから、TPPL燃焼器では予混合割合がPPL燃焼器より改善されたために逆に希薄火炎安定が見かけ上悪くなったと考えられる。

(2)希薄吹き消え限界

予蒸発予混合燃焼では空気温度の上昇につれてより希薄条件まで火炎が安定化する。この限界は燃焼室内の平均燃焼ガス温度で整理すれば大気圧下の場合にほぼ一定でPPL燃焼器の場合に1,200℃、TPPL燃焼器の場合に1,400℃となった。PPL燃焼器よりTPPL燃焼器の方が200℃程度高い平均温度で吹き消えるのは、TPPL燃焼器の温度分布の方が均一であるために見かけ上この差が表われたと考えられる。しかし、見かけ上とは言え、TPPL燃焼器の方が希薄条件では消え易くなった。そのため、TPPL-2では燃焼室内の空気過剰率を制御して予蒸発予混合燃焼火炎を安定にする構成にした。すなわち、可変機構により燃焼用空気を全開の30%から前閉の15%に減少させることで全平均空気過剰率(λ_t)が目標の範囲である5から24程度を確保できることを示した。

4.4 排気エミッション特性

PPL燃焼器およびTPPL燃焼器の排気特性を調べた。排ガスは、燃焼器出口径の約15倍下流の位置でサンプリングして排気成分を分析し、各成分の排出指数は式(4-3)から算出した。

$$EI_{ex} = \frac{M_{ex} \cdot (G_f + G_{ai} + G_{ad} + G_{aj} + G_{as})}{29 \cdot G_f} \cdot C_{ex} \cdot 10^{-3} \quad (4-3)$$

$$\phi_t = 14.7 \cdot G_f / (G_{ai} + G_{ad} + G_{aj} + G_{as}) \quad (4-4)$$

$$\phi_p = 1/\lambda_p \quad (4-5)$$

ここで、

G_{ad} : 希釈用空気流量 (g/s),

C_{ex} : 各排気成分濃度 (ppm)

M_{ex} : 各排気成分の分子量,

EI_{ex} : 各排気成分の排出指数 (g/kg-fuel)

ϕ_t : 全平均当量比,

ϕ_p : 燃焼室内平均当量比

4.4.1 NO_x, COおよびHCの排出特性

PPL燃焼器とTPPL燃焼器について、空気温度 (800℃), 圧力 (0.11MPa), 流速および微粒化用空気流量 ($G_{aj} = G_{as} = 3\text{g/s}$) を一定値にしてNO_x, COおよびHCの排気エミッションを比較した。

(1)NO_x排出特性

Fig. 4-9に ϕ_p に対するNO_x排出指数をPPL燃焼器とTPPL燃焼器で比較して示す。予蒸発予混合燃焼のNO_x排出指数は ϕ_p の増加につれて指数関数的にNO_x排出指数が増加する。 ϕ_p は燃料の発熱割合に比例しており、燃焼温度の上昇に比例することになるためにサーマルNO_xの排出傾向を示すことになる。一方、噴霧燃焼のNO_x排出指数は予蒸発予混合燃焼の場合より桁違いに高く、 ϕ_p が0.25程度以上では増加傾向が少なくなる。この原因は ϕ_p の増加につれて火炎中に生成されるススが増加して、このススからの輻射熱損失が増える結果と

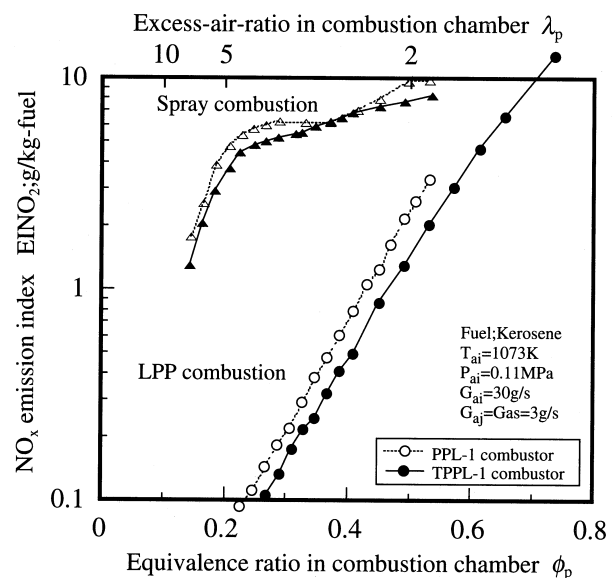


Fig. 4-9 Comparison of NO_x emission indices between PPL-1 combustor and TPPL-1 combustor.

して燃焼温度の上昇が抑制されるためにサーマル NO_x の排出が制限されるためである^{2,5)}と考えられる。

PPL燃焼器に比較してTPPL燃焼器の NO_x 排出指数が若干低い値を示している。

(2)CO排出特性

Fig. 4-10に ϕ_p に対するCO排出指数をPPL燃焼器とTPPL燃焼器で比較して示す。予蒸発予混合燃焼では ϕ_p の増加に対して0.35程度まではほぼ指数関数的に減少するが、0.35以上ではCO排出指数が一旦上昇した後に再び減少する。このCO特性は予蒸発予混合燃焼器に特異的な特性で、予蒸発予混合燃焼火炎が燃焼室の壁面に沿って形成されることに起因していると考えられる。すなわち、 ϕ_p が0.2から0.35程度までの範囲では予混合火炎の長さが逆比例的に短くなるのに対し、それ以上では火炎が燃焼室内入口部の壁面近傍領域に限定されるため壁面で燃焼反応が凍結すると推定される。一方、噴霧燃焼では火炎が燃焼室内の中央領域に形成されるため、 ϕ_p の増加につれて壁面等で制約されることなく火炎が拡大する。その結果、 ϕ_p の増加に対してほぼ指数関数的に減少すると考えられる。今回の試験範囲では予蒸発予混合燃焼のCO排出指数は噴霧燃焼の場合よりも低い値を示すが、 ϕ_p が0.5以下では同等レベルになる。

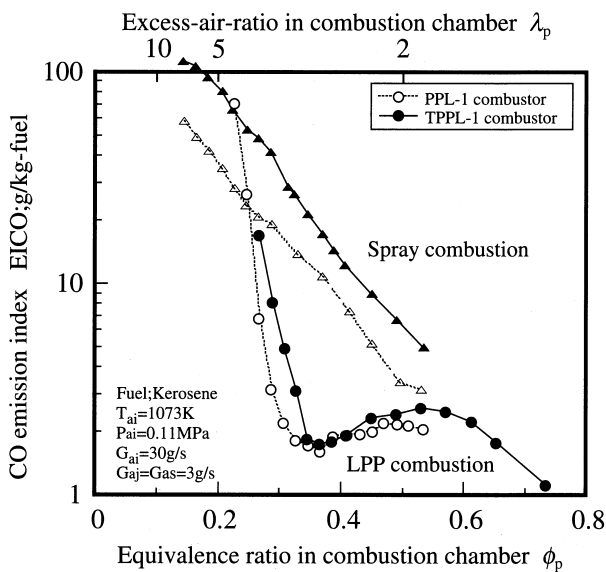


Fig. 4-10 Comparison of CO emission indices between PPL-1 combustor and TPPL-1 combustor.

PPL燃焼器との比較ではTPPL燃焼器の予蒸発予混合燃焼でCO排出指数は同等であるが、噴霧燃焼ではTPPL燃焼器の方が高い結果である。

(3)HC排出特性

Fig. 4-11に ϕ_p に対するHC排出指数をPPL燃焼器とTPPL燃焼器で比較して示す。予蒸発予混合燃焼および噴霧燃焼はほぼ同等のHC排出レベルにある。 ϕ_p が0.3程度まではほぼ指数関数的に減少するが、0.3以上ではHC排出指数が ϕ_p にそれほど依存しなくなる。PPL燃焼器の方がTPPL燃焼器よりも1/5程度少ない排出量を示し、やや燃焼が良い。

(4)燃焼不完全率に対する NO_x 排出特性

Fig. 4-12に燃焼不完全率に対する NO_x 排出指数をPPL燃焼器とTPPL燃焼器で比較して示す。目標の排気レベル (NO_x 3g/kg-fuel, η_b 99.5%) に対し、噴霧燃焼は目標レベルよりかなり高い値を示すが、予蒸発予混合燃焼は十分に低い値である。なお、予蒸発予混合燃焼の場合には、燃焼不完全率に対する NO_x 排出の依存性が弱いかほとんどない。特に、燃焼不完全率が0.05%程度以上では NO_x との相関がまったくなく特異的な傾向を示す。一方、噴霧燃焼では両者の相関が比較的強いという一般的な特徴が表われている。

PPL燃焼器とTPPL燃焼器の比較では結果的に両

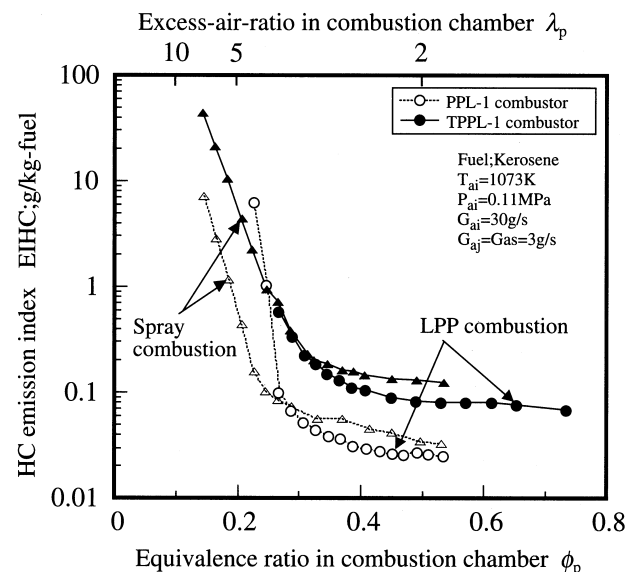


Fig. 4-11 Comparison of HC emission indices between PPL-1 combustor and TPPL-1 combustor.

者の排気特性はほとんど同等であると考えられる。

4.4.2 流速，圧力，温度および微粒化用 空気のNO_x排出指数への影響

PPL燃焼器とTPPL燃焼器について代表平均流速，空気圧力，空気温度と微粒化用空気がNO_x排出に及ぼす影響をまとめた。予蒸発予混合燃焼のNO_x排出指数EINO₂は， U_a ， P_{ai} ， T_{ai} ， ϕ_p および G_{aa} に対して実験式(4-6)にまとめることができる。

$$EINO_2 = C_1 \cdot P_{ai}^m \cdot U_a^n \cdot \exp \{ C_2 \cdot T_{ai} + C_3 \cdot \phi_p - C_4 \cdot G_{aa} \} \quad (4-6)$$

ここでは，0.1MPa P_{ai} 0.2MPa，8m/s U_a 26m/s，873K T_{ai} 1173K，0.15 ϕ_p 0.6および3 G_{aa} 8の範囲で，

PPL燃焼器では， $m=1.5$ ， $n=1$ ， $C_2=0.003$ ， $C_3=12$ ， $C_4=0.15$ ，

TPPL燃焼器では， $m=3.3$ ， $n=1.9$ ， $C_2=0.005$ ， $C_3=10$ ， $C_4=0.20$ となった。

4.4.3 排気エミッションについての考察

Fig. 4-13に示すように，燃焼室入口の空気流量条件を一定にして圧力のみを0.1MPaから上昇させた場合に，0.2MPaから0.25MPa程度で予蒸発予混合燃焼のNO_x排出指数の増加傾向が一旦頭打ちになる。この結果は，従来から理解されている

NO_x排出傾向と異なる。ところで，前章のFig. 3-5で述べたように，圧力上昇とともに灯油噴霧のザウタ平均粒径 (SMD) と噴霧未蒸発率 (NMF) が大きく変化する。圧力が0.1MPaから0.25MPaに上昇するとSMDが約1.5倍，NMFが約3倍大きくなるために蒸発混合割合が低下する。これらの特性は高温高速空気流中の気流微粒化の影響である。その結果，一定の当量比に条件が設定してあるにもかかわらず予蒸発予混合燃焼のNO_x排出指数は急激に増加すると考えられる。しかし，0.25MPa程度以上になるとSMDも減少傾向に転じるため蒸発混合が促進されてNO_x排出指数の増加傾向が頭打ちになるものと考えられる。

次に，PPL燃焼器とTPPL燃焼器の比較では， ϕ_p に対するNO_x，CO，HC排出指数はやや異なるが，燃焼不完全率に対するNO_xの結果は大気圧下の結果ではほぼ同等である。しかし，NO_xの圧力依存性はTPPLの方が大きくなった。大まかには，TPPLで燃料微粒化と分散を均一化すれば1ミリ秒程度の短時間に噴霧蒸発を十分に達成して，PPLの場合（予蒸発通路の通過時間が3ミリ秒程度有）に匹敵する低NO_x燃焼を実現することができることがわかった。ただし，燃料流量が増加（例えば3g/s）した場合には今回開発した多噴孔型液柱気

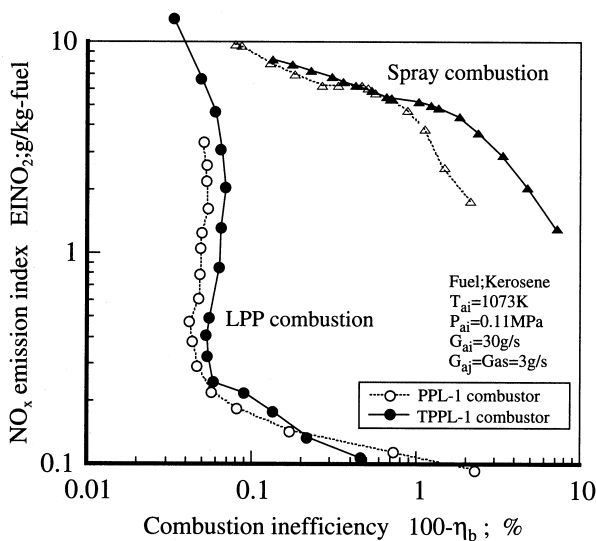


Fig. 4-12 Comparison of emission characteristics between PPL-1 combustor and TPPL-1 combustor.

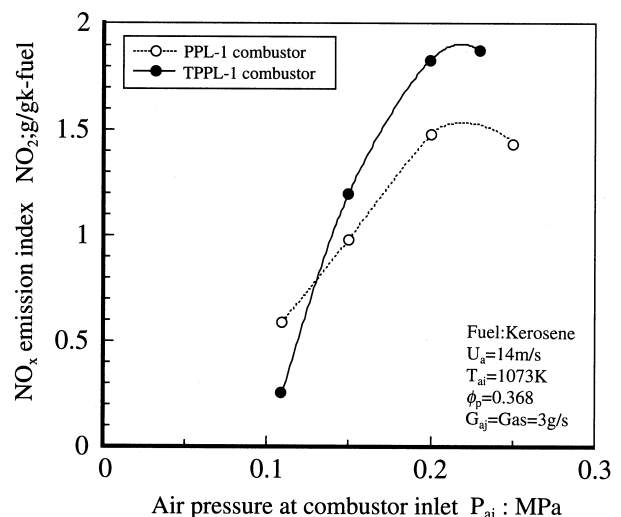


Fig. 4-13 Comparison of NO_x emission indices between PPL-1 combustor and TPPL-1 combustor < Effect of air pressure >.

流噴射弁では噴霧蒸発が不足して、火炎輝度（あるいは燃料濃度）の濃淡が顕著になる。なお、 NO_x やCO排出が増加する場合も見られたため燃料噴射弁や予蒸発予混合通路形状の改良がさらに必要である。

さらに、可変機構付TPPL燃焼器（TPPL-2）で燃焼用空気量を制御した場合の NO_x 排出指数をFig. 4-14に示す。燃焼用空気通路を約1/10に絞ることにより ϕ_t が0.04（ λ_t で24）程度まで燃焼可能になり、燃焼可能範囲が広がることが示された。

4.5 まとめ

PPL燃焼器とTPPL燃焼器の火炎安定性と排気エミッションの特性をまとめる。

まず、予蒸発予混合燃焼の場合には輝度の低い青炎が燃焼室内壁に沿って円環状に形成される。この予蒸発予混合燃焼の希薄吹き消え限界の燃焼ガス温度は、燃焼器入口空気温度が 600°C から 900°C に上昇しても燃焼室内の平均ガス温度ではほぼ一定で、大気圧条件の場合にPPL燃焼器では $1,200^\circ\text{C}$ 、TPPL燃焼器では $1,400^\circ\text{C}$ であった。

PPL燃焼器では、大気圧下の条件で燃焼室内平均当量比が0.5以上（空気過剰率2以下）になると予蒸発予混合通路内に火炎が逆火する。この逆火限界は、今回の燃焼試験範囲（空気温度が 600°C

から 900°C ）では空気温度にそれほど影響されなかったが、流速や圧力には影響された。

一方、TPPL燃焼器では当量比0.7（空気過剰率が1.5）でも逆火しないことを示した。さらに、可変機構付TPPL燃焼器で燃焼用空気量を制御することにより広い空気過剰率の範囲で低 NO_x な希薄予蒸発予混合燃焼が実現できることを示した。

次に、PPL燃焼器とTPPL燃焼器の NO_x 排出指数は、燃焼器入口空気温度、圧力、代表平均流速、燃焼室内平均当量比および燃料噴射弁の微粒化用空気の影響について実験式(4-6)にまとめることができる。ただし、圧力が0.25MPa程度で NO_x 排出指数の増加傾向が頭打ちになり、これは従来の圧力上昇に対する NO_x 増加の傾向^{2,6)}と異なる結果である。これは、予蒸発管内に噴射された噴霧粒径が大きくなり、あるいは噴霧蒸発が抑制されるが、さらに圧力が上昇すると微粒化と蒸発が促進されるために NO_x 排出傾向が変化する。さらに、PPLよりTPPLの方が NO_x の圧力依存性が強く表れたが、これは気流微粒化に主な原因があると考えられる。

予蒸発予混合燃焼のCO排出指数は燃焼室内平均当量比が0.3程度以下では燃空比の増加に対し指数関数で減少する傾向を示し、それ以上ではほぼ一定の値となる。このCO排出特性は今回の燃焼器特有な特性で、予蒸発予混合燃焼の火炎形成にその原因があると考えられる。一方、噴霧燃焼のCO排出指数は燃空比の増加に対しほぼ指数関数で減少する。HC排出については十分に低い値である。

参 考 文 献

- 1) Plee, S. L. and Mellor, A. M. : "Review of Flashback Reported in Prevaporizing/Premixing Combustors", Combustion and Flame 32(1978), 193 ~ 203
- 2) Marek, C. J., Papathakos, L. C. and Verbulecz, P. W. : "Preliminary Studies of Autoignition and Flashback in a Premixing-Prevaporizing Flame Tube Using Jet-A Fuel at Lean Equivalence Ratios", NASA TM X-3526, (1977)
- 3) Putnam, A. A., Ball, D. A. and Levy, A. : "Effect of Fuel Composition on Relation of Burning Velocity to Product of Quenching Distance and Flashback Velocity Gradient", Combustion and Flame, 37(1980), 193 ~ 196
- 4) Coats, C. M. : "Comment on "Review of Flashback

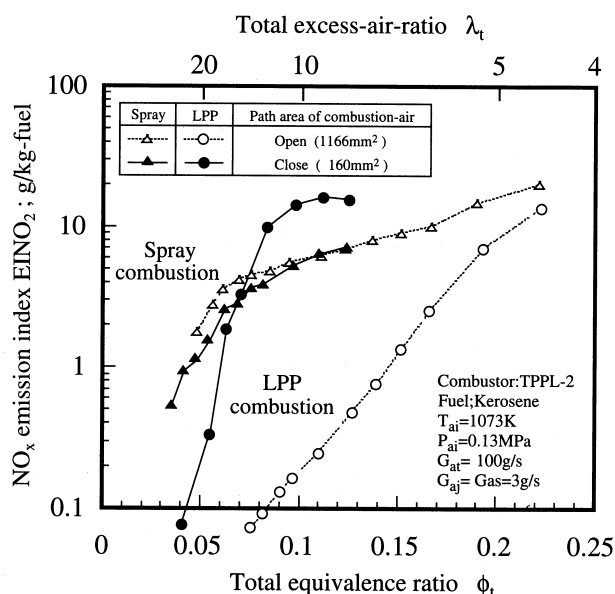


Fig. 4-14 NO_x emission characteristics of TPPL-2 combustor: Effect of combustion-air varied by variable mechanism.

- Reported in Prevaporizing/Premixing Combustors", Combustion and Flame, 37(1980), 331 ~ 333
- 5) Putnam, A. A., Levy, A. and Briceland, C. L. : "Correlation of Stability Limits of Industrial Premix Burners with Laminar Flashback Velocity Gradient for Three Fuels", Combustion Science and Technology, 29(1982), 287 ~ 291
 - 6) Spadaccini, L. J. and TeVelde, J. A. : "Autoignition Characteristics of Aircraft-Type Fuels", Combustion and Flame, 46(1982), 283 ~ 300
 - 7) Freeman, G. and Lefebvre, A. H. : "Spontaneous Ignition Characteristics of Gaseous Hydrocarbon-Air Mixtures", Combustion and Flame, 58(1984), 153 ~ 162
 - 8) Mizutani, Y., Nakabe, K. and Chung, J. D. : "Effects of Turbulent Mixing on Spray Ignition", 23rd Symp.(Int.) on Combustion, (1990), 1455 ~ 1460
 - 9) Wierzb, I. and Kar, K. : "Flame Flashback Within Turbulent Streams of Lean Homogeneous Fuel Mixtures and Air", Trans. of ASME, 114(1992), 142 ~ 145
 - 10) Plee, S. L. and Mellor, A. M. : "Characteristic Time Correlation for Lean Blowoff of Bluff-Body-Stabilized Flames", Combustion and Flame, 35(1979), 61 ~ 80
 - 11) Heitor, M. V., Taylor, A. M. K. P. and Whitelaw, J. H. : "Influence of Confinement on Combustion Instabilities of Premixed Flames Stabilized on Axisymmetric Baffles", Combustion and Flame, 57(1984), 109 ~ 121
 - 12) Sturgess, G. J., Heneghan, S. P., Vangness, M. D., Ballal, D. R., Lesmerises, A. L. and Shouse, D. : "Effects of Back-Pressure in a Lean Blowout Research Combustor", ASME paper 92-GT-81, (1992)
 - 13) Lovett, J. A. and Abuaf, N. : "Emissions and Stability Characteristics of Flameholders for Lean-Premixed Combustion", ASME paper 92-GT-120, (1992)
 - 14) Dutta, P., Costura, D., Gore, J. P. and Sojka, P. E. : "Emissions Characteristics of Liquid-Fueled Pilot Stabilized Lean Premixed Flames in a Tubular Premixer-Combustor", Proc. of the 1996 Tech. Meet. of the Central States Section of the Combustion Institute, (1996), 194 ~ 199
 - 15) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, Y. : "Evaporation characteristics of fuel spray and low emissions for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine combustor", Energy Conversion and Management, 38-10/13(1997), 1297 ~ 1309
 - 16) Sasaki, M., Kumakura, H., Suzuki, D. and Ohkubo, Y. : "Development of a Low Emission Combustor for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine(I)", ASME paper 93-GT-63, (1993)
 - 17) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, Y. : "Evaporation Characteristics of Spray in a Lean Premixed-Prevaporization Combustor for a 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine", AMSE paper 94-GT-401, (1994)
 - 18) Ohkubo, Y., Idota, Y. and Nomura, Y. : "Evaporation characteristics of fuel spray and low emissions for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine", RAN95 (Int. Symp. on Advanced Energy Conversion System and Related Technol. at NAGOYA Univ.), 2-B-9(1995), 369 ~ 378
 - 19) 大久保陽一郎, 井戸田芳典 : "自動車用100kW級セラミックガスタービン燃焼器の特性, その1: 予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼の火炎観察と火炎安定範囲の評価", 日本ガスタービン学会誌, 24-93(1996), 73 ~ 77
 - 20) 大久保陽一郎, 井戸田芳典 : "自動車用100kW級セラミックガスタービン燃焼器の特性, その2: 予蒸発予混合燃焼と噴霧燃焼のNO_x排出特性", 日本ガスタービン学会誌, 24-93(1996), 78 ~ 83
 - 21) Kumakura, H., Sasaki, M., Suzuki, D. and Ichikawa, H. : "Development of a Low Emission Combustor for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine (II)", ASME paper 94-GT-33, (1994)
 - 22) Sasaki, M., Kumakura, H., Suzuki, D., Ichikawa, H. and Ohkubo, Y. : "Development of a Low-Emission Combustor for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine", GTSJ Yokohama IGTC, (1995), III-45 ~ III-50
 - 23) Sasaki, M., Kumakura, H., Suzuki, D., Ichikawa, H., Ohkubo, Y. and Yoshida, Y. : "Development of a Low Emission Combustor for a 100-kW Automotive Ceramic Gas Turbine (III)", ASME paper 96-GT-119, (1996)
 - 24) 大久保陽一郎, 井戸田芳典, 野村佳洋, : "自動車用100kW級セラミックガスタービン燃焼器のためのタンデム型予蒸発予混合燃焼器の設計とその特性評価", 日本ガスタービン学会誌, 25-98(1997)
 - 25) 大久保陽一郎, 野村佳洋, 井戸田芳典, 郡司善壽 : "副室式渦巻燃焼器の排気特性", 日本ガスタービン学会誌, 20-77(1992), 60 ~ 67
 - 26) Lefebvre, A. H. : "Gas Turbine Combustion", (1983)

(大久保陽一郎)

5. 数値計算による流れと燃焼の解析

5.1 はじめに

前章までに詳しく述べられているように, 予蒸発予混合燃焼器の開発には様々な課題があるが, 燃焼面からみると以下の3点が特に重要である。

- (1) 噴霧の蒸発と混合の促進
- (2) 温度分布の均一化
- (3) 火炎安定性の向上

これらの技術課題をクリアしつつ, 燃焼器の開発を短時間で効率良く進めるためには, 数値計算による流れや燃焼の予測・解析を進めていく必要があると思われる。

数値解析において, レシプロエンジンにおける吸気ポート¹⁾, あるいはガスタービンエンジンにお

けるタービンやコンプレッサの翼間流れなどの定常流解析は、設計・開発ツールの一つとしてほぼ実用化されている。ガスタービン燃焼器内の流れも定常流であるため、例えばレシプロエンジン筒内の非定常流などと比較して解析が容易のようにも思われる。しかし、現状の実用的な計算手法では、旋回流などの主流の挙動はほぼ正確に捉えることができるが、旋回流によって生じる2次的な流れ、縦渦などの循環流については予測精度が悪くなる。ガスタービン燃焼器においては、火炎がその循環流によって保持されるため、現状の計算精度は燃焼器の解析に対して必ずしも十分高いとは言えない。さらに、予蒸発予混合燃焼器において重要な噴霧挙動や燃焼の解析となると、モデルそのものにまだ多くの問題が残されている。そのため、これまで燃焼器開発に対する数値解析の応用例はあまり多くはなかった²⁾。

当所では早くから数値解析の有用性に着目し、主にレシプロエンジンを対象に計算手法の開発と応用を進めている³⁻⁷⁾。さらに得られた成果をガスタービン燃焼器などの開発にも活かしている⁸⁻¹⁰⁾。計算精度の向上が今後とも重要なテーマの一つであることは疑う余地は無い。しかし、現状の計算精度でも解析方法を工夫すれば、燃焼器開発にかなり役立てることができる。本章では当所で実施した解析例¹⁰⁾を示し、予蒸発予混合燃焼器の開発における数値解析の有用性と今後の課題について述べることにする。

5.2 数値計算法の概要

本章で紹介する事例は極めて一般的な手法¹⁰⁾を用いているため、計算手法については概要のみとし、レシプロエンジンの解析などと比較して燃焼器に特徴的な点を中心にまとめる。

5.2.1 流れ

一般的なガスタービン燃焼器内の流れは流速が遅い(マッハ数が小さい)ため、燃焼・非燃焼場ともに非圧縮として扱う。すなわち、気体の密度は状態方程式($p = \rho RT$)から求めるが、このときの圧力については、燃焼器内の圧力分布がほとんど無いため全領域で一定として扱う。厳密に圧縮性を考慮した計算と比較して、実用上の精度には何ら変わり無く、計算量が減ることから計算時

間の短縮ができる。

乱れについては標準 $k-\varepsilon$ モデル、壁境界には壁法則を用いる。なお、燃焼器については、定常流であることなどの理由から実験による検証がかなり進んでおり、 $k-\varepsilon$ モデルでは誤差が大きいことが明らかになっている。その詳細については後述する。

5.2.2 噴霧

噴霧はDiscrete Droplet Model (DDM) で扱う。これは、実際の噴霧は非常に多数の液滴から成るが、それを全て扱うのは計算機的能力上ほぼ不可能であるため、適当な数(通常数千個)のグループに分けて扱うものである。レシプロエンジンを対象とする場合は、流れとともに時間進行による非定常計算で扱うが、燃焼器の場合は定常であるため、時間刻みを用いない繰り返し計算により定常解を直接計算する。

燃料噴霧の微粒化過程、あるいは壁面挙動については純粋に理論的に扱うことはできない。そのため、個々の噴射弁や雰囲気条件などに対応した実験を行い、それを基にモデルを構築して計算に用いる。予蒸発予混合燃焼器に対しては、そもそも研究例が少ないこともあって、直接利用できるモデルも少ないのが現状である。壁面挙動については、燃焼器壁温が十分に高く付着や液膜形成を考える必要が無いため、ディーゼル噴霧の計算におけるWall Jet¹¹⁾モデルを流用している。

5.2.3 燃焼

反応は1ステップで扱い、また各化学種の乱流シュミット数は等しいと仮定する。この条件においては、燃焼した燃料と燃焼生成物との比は常に同じである。そのため、予混合でかつ燃料濃度が均一であるときは、燃料の反応率の輸送のみを計算すれば、全ての化学種の濃度は代数的に決まる。一方、予蒸発予混合燃焼では燃料濃度が不均一であるため、反応率に加えて燃料濃度の輸送も計算する必要がある。

拡散燃焼においては、火炎は燃料と空気の混合する境界で形成される。そのため、燃焼速度の計算精度が多少低くても、気流速度や燃料濃度の分布がある程度の精度で計算できれば、火炎の位置や全体の温度分布は実験とかけ離れたものにはな

らない。一方，予蒸発予混合燃焼器では，火炎は乱流燃焼速度と気流速度が釣り合う位置で形成される。計算による燃焼速度が過大であれば火炎帯は実際よりも上流に，過小であれば下流に移動する。気流速度の精度に加えて，燃焼速度についてもより高い計算精度が求められる。それに加えて，予蒸発予混合燃焼では文字通り大部分の燃料は予混合燃焼をすると思われるが，未蒸発の噴霧が存在すると拡散燃焼も起こり得る。現在のところ，予混合燃焼と拡散燃焼どちらにも適用できる高精度な燃焼モデルは存在しないようである。そのため，本章で示す結果は以前から用いられている，アレニウスモデルと渦消散モデルを組み合わせたモデルを用いた。

5.2.4 NO_x

予混合燃焼において排出されるNO_xの大部分はThermal-NOと考えられる。そこで，以下の反応であらわされる拡大Zeldovich機構により計算する。



これらの計算に必要な化学種については，部分平衡を仮定して各計算要素で平衡濃度を計算して求める。なお，Thermal-NOは温度上昇に対して指数関数的に増加するため，排出量には温度の予測精度の影響が大きい。

5.3 計算結果

本節では上記手法を用いて予蒸発予混合燃焼器の解析を行い，燃焼器開発に寄与した結果を示す。形状や条件などの詳細は前章までとほぼ同じであるため省略する。

5.3.1 噴霧蒸発予測

自動車用燃料である軽油は自着火しやすい特性を持つため，蒸発に要する時間は数msec以下に抑える必要がある。一方でガソリンなどと比較してはるかに蒸発しにくいことから，燃料噴射弁に対しては噴霧粒径がかなり小さいことが要求される。そこで，まず第一に予蒸発管における燃料噴霧の蒸発予測を行い，蒸発率を確保するために必要な噴霧特性を示して，燃料噴射弁の開発目標を明らかにすることとした。

計算では，壁面での液滴の微粒化や熱授受を考慮できないという問題がある。しかし，いずれも蒸発をより促進する方向に働き，実際の噴霧蒸発率は計算より高くなることになる。計算による予測結果は噴霧特性についてより厳しい条件を与えることになるから，蒸発を確保するのに必要な条件を検討するという目的に対しては問題がない。

予蒸発管を対象に噴霧粒径を変えて蒸発予測を行った結果をFig. 5-1に示す。初期粒径（SMD）が20 μm 程度であれば，噴霧は予蒸発管出口で大部分が蒸発する。燃料噴射弁の開発目標としてはSMDで20 μm 程度が必要ことがわかった。なお，第3章Fig. 3-9に示されているように，実験における噴霧蒸発率は計算よりも高い値となり，当初の狙い通りの蒸発特性が得られた。

さらに，実際の燃焼器形状における噴霧蒸発について，Fig. 5-2に示す計算格子を用いて解析を行った。結果をFig. 5-3に示す。燃焼室流入位置までに大部分の燃料噴霧は蒸発するが，未蒸発噴霧も10%程度残っており，燃料蒸気濃度も完全には均一にはなっていない。

5.3.2 温度分布およびNO_x排出量の予測
液体燃料を対象とした予蒸発予混合燃焼器では，前述のような未蒸発噴霧や燃料濃度の不均一

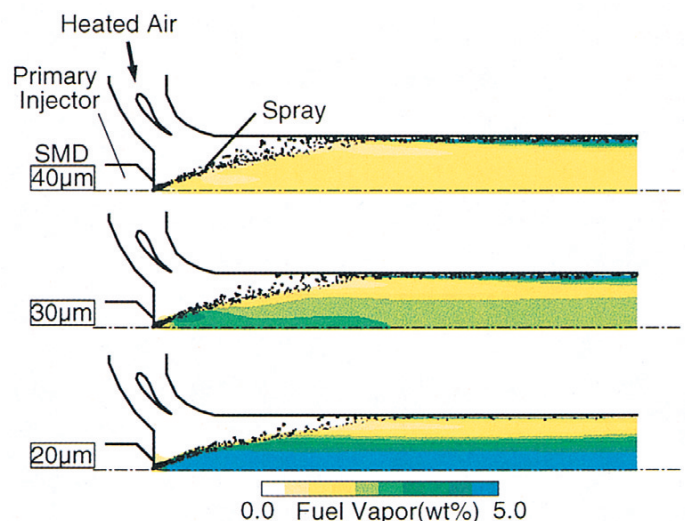


Fig. 5-1 Effect of initial droplet diameter on evaporation in prevaporization-premixing tube (PP-tube).

の影響が避けられないため、ガス燃料による予混合燃焼と同等の低 NO_x 性が得られない可能性がある。その確認のためには、 NO_x 排出量の予測が不可欠であるが、 NO_x 排出量の絶対値の予測精度には問題がある。そこで、Fig. 5-4に示すような3種類の燃焼方式に対する計算を行い、 NO_x 排出量の相対比較により検討した。なお、Fig. 5-4(a)は燃料が完全に蒸発して理想的な均一混合気が形成されたと仮定した場合であり、最も NO_x 排出量が少ない条件である。

温度および NO_x 濃度の分布をFig. 5-4に示す。またそのときの NO_x 排出量を燃焼室流入位置での未蒸発の燃料の割合で整理した結果をFig. 5-5に示した。拡散燃焼では燃焼室中心軸付近に非常に高温の領域があり、 NO_x 濃度も極めて高くなる。一方、未蒸発燃料が10%程度の予蒸発予混合燃焼では拡散燃焼と比較して温度分布はかなり均一に近づく。その結果 NO_x 生成は大幅に抑制され、排出量は拡散燃焼の約1/6、理想的な完全予混合と比較しても1.3倍程度の極めて低い値になっている。

なお、Fig. 5-4の最上段には実際の燃焼器における火炎の直接写真を示した。(b)の予蒸発予混合燃焼では燃焼室の比較的上流部分に青炎が観察されるが、計算における火炎の位置（燃焼ガス温度が急激に上昇する領域）もほぼ同じである。また、(c)の噴霧燃焼において輝炎が観察される領域と、計算における高温領域の形状についてもほぼ対応している。さらにFig. 5-6は計算による NO_x 排出量を実験と比較したものであり、比較的实验に近い値が得られている。ただし、空気過剰率に対する傾向に違いがみられた。

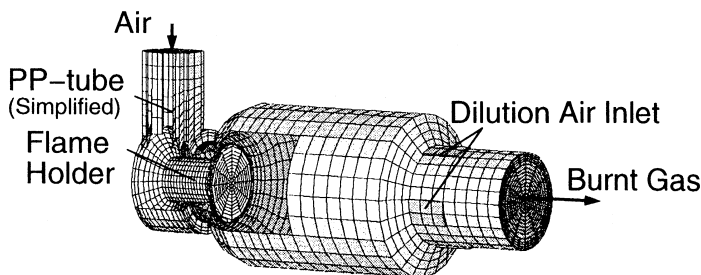


Fig. 5-2 Computational grid for PPL-1 combustor.

5.3.3 速度分布の均一化による火炎安定性の向上

予混合燃焼器は拡散燃焼と比較して吹き消えや逆火の問題から燃焼可能範囲が狭く、その拡大が一つの大きな課題である。火炎安定性に影響が大きい要因の一つとして速度分布の不均一が考えられるため、速度分布の均一化による火炎安定性の向上検討を試みた。

燃焼室流入位置前後での速度分布を計算したのがFig. 5-7である。燃焼室に対して一方向から空気が導入され、かつ、プラフボディ周りの流路面積が周方向に一定のため流れに偏りを生じている。その影響は燃焼室流入位置でもみられる。そこで、流路形状の改良を目的として、Fig. 5-8(a)に示す2種類の形状を比較した。Fig. 5-8(b)に示すように、従来の軸対称形状と比較して、流路面積が徐々に変化する非軸対称形状の方が速度分布は均一に近づき、燃焼室流入位置での速度の偏差は1/3以下に改善された。

実際に両形状を元にした燃焼器実験でも非軸対称とした方が火炎安定性の向上がみられた。ただし、燃焼範囲は速度分布が均一化された程は拡大されず、期待通りの結果は得られなかった。燃焼

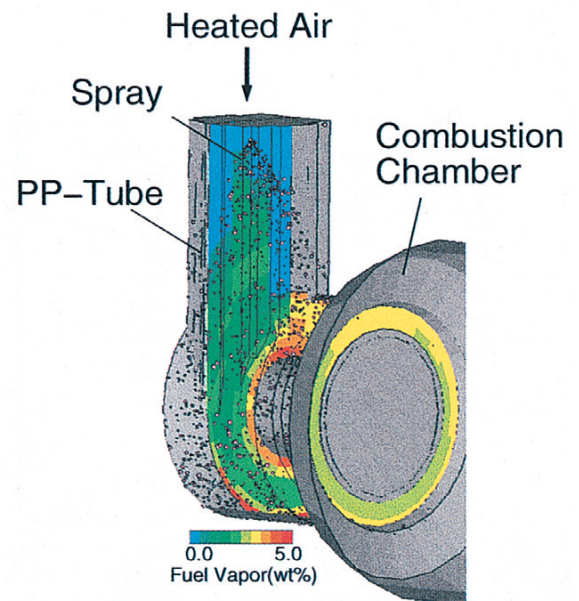


Fig. 5-3 Fuel vapor distributions in PP-tube.

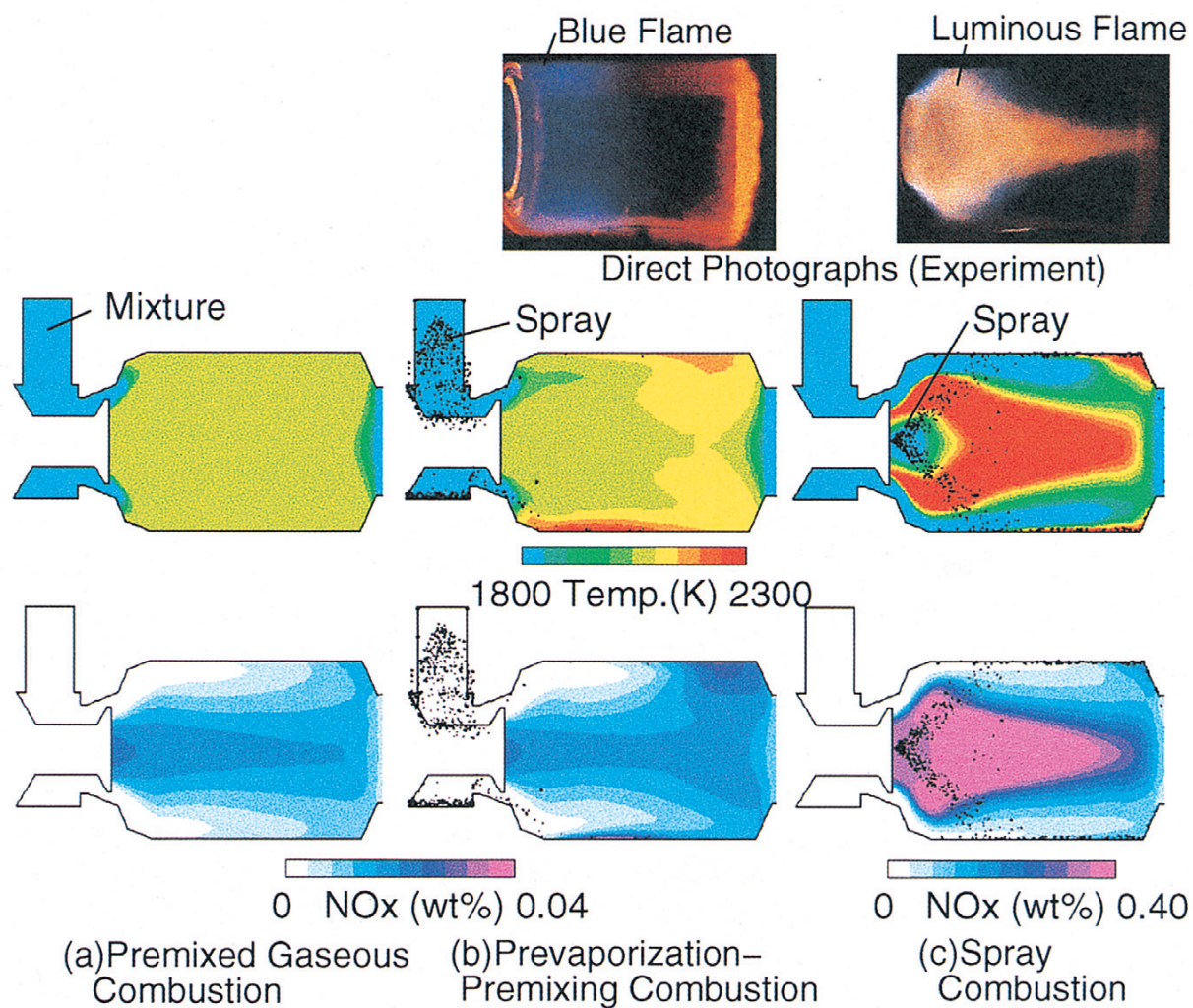


Fig. 5-4 Comparison of temperature and NO_x distributions in three types of combustion.

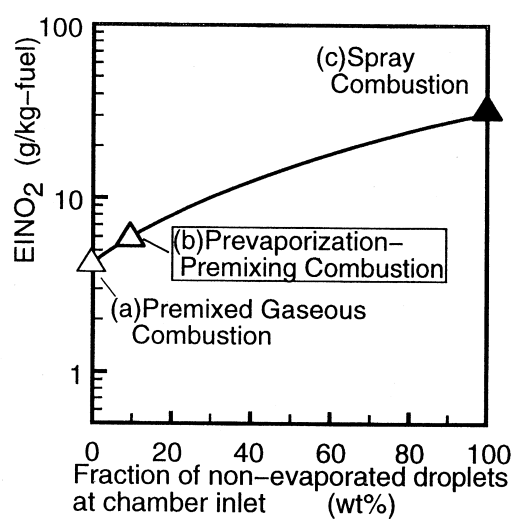


Fig. 5-5 Effect of non-evaporated droplets on NO_x emission.

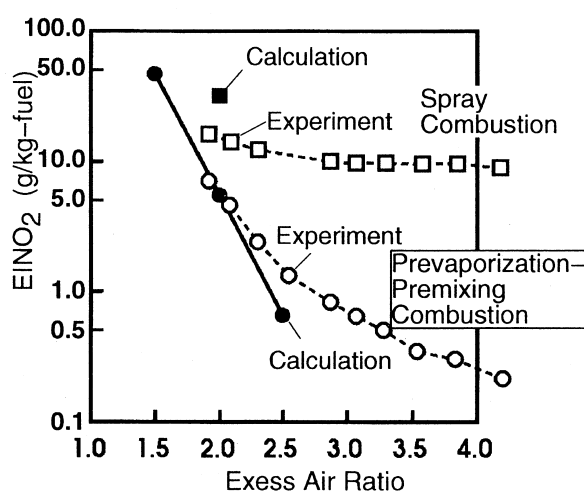


Fig. 5-6 Comparison of NO_x emission.

可能範囲の拡大には、速度分布からだけの検討では限界があることもわかった。

5.4 数値計算の課題

数値計算には様々な課題があるが、燃焼器を対象に考えると特に以下の点が問題である。予蒸発

予混合燃焼器の開発では低 NO_x 化と火災安定範囲の確保との両立が難しいという課題がある。それに対して本章で紹介した計算手法では、 NO_x 排出量の予測はある程度可能であるが、火災安定範囲を直接予測することはかなり難しい。火災安定範囲は、逆火と吹き消えによって決まるが、これらの現象は気流速度と燃焼速度の兼ね合いで起こる。それに対して、現状の計算では気流速度および燃焼速度ともに計算精度が不十分であるためである。その精度向上には乱流モデルと燃焼モデルの改良が不可欠であることは言うまでもないことである。

なお、吹き消えについては、実際の燃焼器においては火災が完全に吹き消える前にCOなどの未燃成分の排出量が急増し、それによって実用上の燃焼可能範囲が決まっている。したがって厳密には、吹き消えに至る前の火災不安定とそれによる未燃成分の排出予測が必要になることになるが、それは吹き消えそのものの予測よりさらに難しくなると思われる。

5.4.1 乱流モデル

はじめにも述べたように、燃焼器において火災は旋回流などによって形成される循環流によって保持される。火災安定性の予測にはまず第一にその循環流が正しく予測されることが必要である。無論後述の燃焼モデルも、流れや乱れの挙動が実験と一致していることが大前提である。

標準の $k-\varepsilon$ モデルは旋回流の計算精度に問題があり、Fig. 5-9(a)はその典型的な例を示したものである。なお、この結果は前述までの燃焼器よりも格段にスワール数が大きく、 $k-\varepsilon$ モデルの誤差が特に大きい場合を示している。このようなことは以前から知られており、研究レベルでは応力方程式やLESなどのより高度なモデルによる解析結果もかなり報告されている。しかし実用的な解析に対しては、前者には計算の安定性、後者には計算時

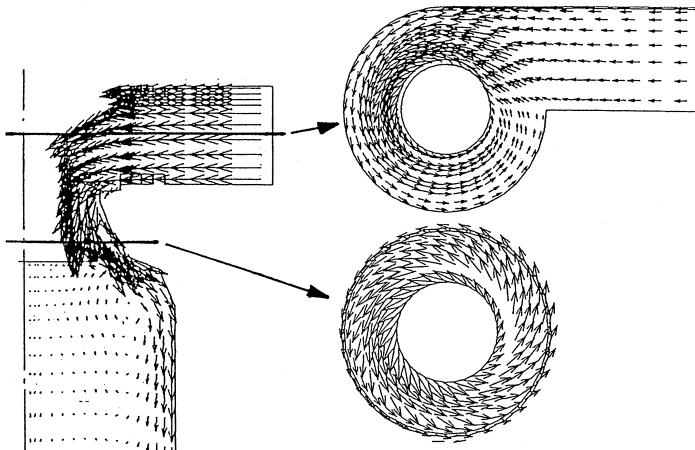
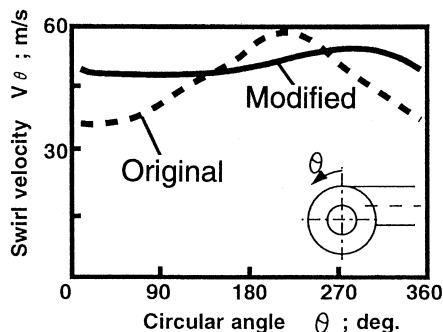
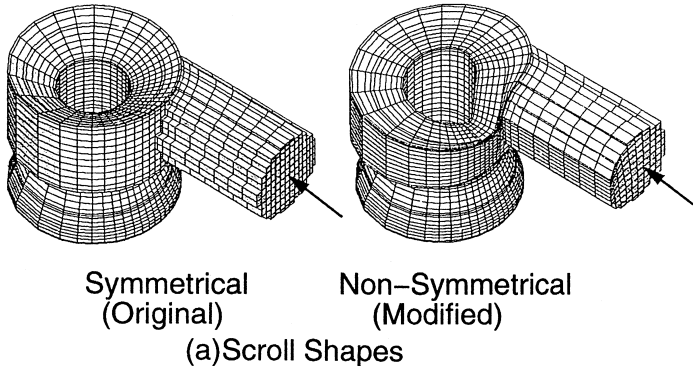


Fig. 5-7 Velocity distributions in combustion chamber.



(b) Chamber Inlet Velocity

Fig. 5-8 Effect of scroll shape on velocity distributions at the inlet of combustion chamber.

間がかかりすぎるという問題が残されているため、燃焼器開発への応用例は少ないように見受けられる。

そのような問題に対して、当所では $k-\varepsilon$ モデルを基にした改良により対応を進めている。Fig. 5-9(b)が改良した $k-\varepsilon$ モデルによる計算結果であり、大幅な計算精度の向上が得られている。実用面から考えると、こういった手法も極めて重要であると思われるが、さらなる検証や適用可能範囲の確認などが課題として残されている。

5.4.2 燃焼モデル

予蒸発予混合燃焼器において、噴霧蒸発を十分確保することが可能であることがわかり、液滴の影響は解析当初において危惧した程は大きくはなかった。したがって、燃焼モデルについては予混合燃焼のみに限定されるがより高精度のFlameletモデル^{1,2)}などが応用できる可能性が明らかになった。しかし、Flameletモデルはガス燃料におけ

る均一な予混合燃焼においては実績があるが、燃料濃度が不均一な予蒸発予混合燃焼器に適用した例は見当たらない。これらの燃焼モデルでは対象とする燃料の層流燃焼速度を必要とするが、例えば実用燃料である軽油蒸気の高圧高圧場での層流燃焼速度をどう見積もるかなど検討すべき課題も多い。

5.5 まとめ

本章では予蒸発予混合燃焼器に対して当所で実施した数値解析の結果について述べたが、それらは以下のようにまとめられる。

(1)予蒸発管における噴霧蒸発の予測により、SMDで $20\mu\text{m}$ 程度という燃料噴射弁の開発目標を明らかにすることができた。さらに噴霧未蒸発率が10%以下であれば、予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出量は、従来の拡散燃焼と比較して約1/6と極めて低くなり、ガス燃料の予混合燃焼器とほぼ同等になることがわかった。

(2)速度分布の均一化検討により燃焼器の火災安定性を改善することができた。ただし、火災安定範囲は速度分布の均一化から期待される程は拡大しなかった。

以上のように数値解析は燃焼器開発において有効であるが、乱流および燃焼モデルなどの改良によって、さらなる精度向上や、あるいは現在は困難な火災安定範囲の予測が可能になれば、その有用性はますます高まる。それに向けての最大の課題は、モデル改良はもちろんのこと実機条件において如何に詳細でかつ精度の良い検証データを得るかということにある。前章などに示された高精度の計測およびLESなどによる大規模高精度計算の今後の成果に期待するところが大きい。

参 考 文 献

- 1) 斉藤良晴, ほか4名: "吸気系流れの数値解析(第5報 自動格子生成システムの開発と実機ポート流れの予測)", 自動車技術会論文集, 8-4(1994), 57 ~ 62
- 2) 前田福夫, 山田正彦: "特集・「高温・高効率化の歩みと展望」(4)燃焼技術", 日本ガスタービン学会誌, 25-97(1997), 24 ~ 28
- 3) 大澤克幸, ほか2名: "軸対称小型直噴ディーゼルエンジン内の噴霧燃焼解析", 自動車技術会論文集, 37(1988), 32 ~ 37
- 4) Nagaoka, M., et al.: "Prediction of Fuel-Air Mixture

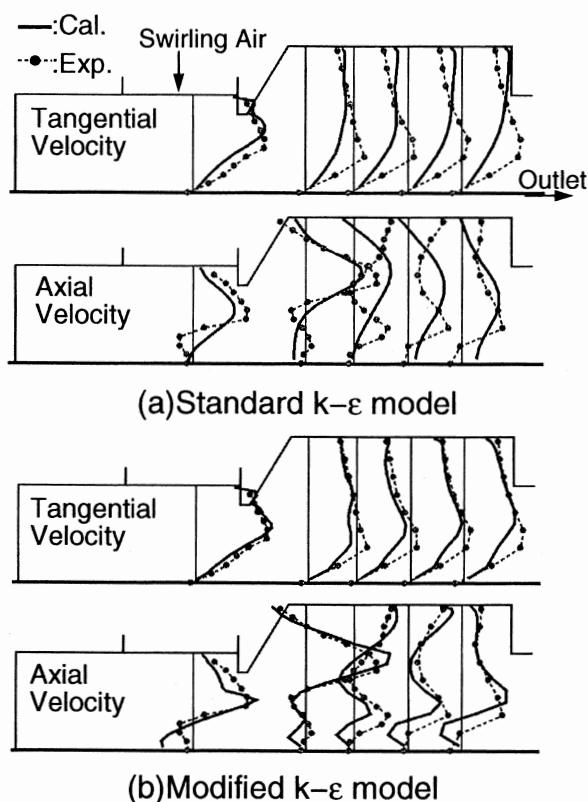


Fig. 5-9 Serious problem of standard $k-\varepsilon$ model for highly swirling flow.

- Formation Process in a Gasoline Engine", Proc. of Int. Symp. on Computational Fluid Dynamics-Nagoya, (1989), 629 ~ 634
- 5) 川添博光, ほか3名: "エンジン定常吸気流の数値予測精度の評価", 機械学会論文集B編, 58-547(1992), 323 ~ 329
 - 6) 野村佳洋, 大久保陽一郎: "解適合格子によるモデル吸気ポートの流れ計算", 自動車技術会学術講演会前刷集, 952(1995), 231 ~ 234
 - 7) 野村佳洋, ほか3名: "3次元流れ計算を用いた排気マニホールドの圧力損失の低減", 自動車技術会学術講演会前刷集, 971(1997), 349 ~ 352
 - 8) Nomura, Y., et al.: "Reduction of NO_x Formation in a Pre-Chamber Type Vortex Combustor", Proc. of Yokohama Int. Gasturbine Congr., (1991), 99 ~ 104
 - 9) 野村佳洋, ほか3名: "スターリングエンジン用燃焼器の流れと燃焼の数値解析", 第30回燃焼シンポジウム前刷集, (1992), 67 ~ 69
 - 10) 野村佳洋, 大久保陽一郎: "自動車用100kWCGT燃焼器の燃焼解析", ガスタービン秋季大会講演論文集, (1993), 109 ~ 115
 - 11) Naber, J. D. and Reitz, R. D.: "Modeling Engine Spray / Wall Impingement", SAE Tech. Pap. Ser., No.880107, (1988)
 - 12) Amano, K., et al.: "Numerical Simulation of Turbulent Pre-Mixed Flame around a Bluff Body using the k-ε model and Flamelet Models", 9th Symp. on Turbulent Shear Flows, (1993), P301

(野村佳洋)

6. 自動車用ガスタービン分野における低エミッション燃焼技術の今後

6.1 自動車用エンジンの研究開発動向

6.1.1 自動車排気規制の動向^{1~2)}

米国カリフォルニア州は、各自動車メーカーに対して1998年までに生産台数の2%をゼロエミッションビークル (ZEV) にすることを義務づける法案を成立させた。しかし、電気自動車の技術が実用化レベルに到達していないことから、その翌年にはカリフォルニア州大気資源局 (CARB) がその2%導入規制の見直しを発表した。そのかわりに、2003年までに10%を導入するように自動車メーカー (7社にCARBとの覚書) に義務づけている。現在も賛否両論の議論があることから今後さらに内容が変更される可能性があるが、大気環境の悪化を改善するためにも米国内の他州や欧州の先進国で同様な規制をしようとする動きが強くな

っており、排気規制強化の方向は変更ないものと思われる。

さらには、PNGV (Partnership for a New Generation of Vehicles) が提案されて、高効率で低公害な自動車 (Super-Car / Clean-Car) を開発するプロジェクトを米国政府指導で推進することにより米国の競争力の向上と環境問題を解決することをねらっている。具体的には、現状の自動車の走行燃費を10年間で1/3に改善 (目標燃費80mpg) しようとする内容である。

欧州でも米国と同様のプログラム "Car of Tomorrow" が計画されて、2003年から2005年を研究の完了年としている。

6.1.2 電気ハイブリッド車用ガスタービンの研究動向^{5~10)}

低公害・低燃費・高効率を実現するための自動車用駆動源の候補としては電気ハイブリッド車 (HEV) があり、その駆動源には燃料電池、レシプロエンジン (ガソリン、ディーゼル)、ガスタービン (ターボジェネレータ) 等が挙げられている。米国DOEでは年間の開発費2億ドルを越える資金を投入して、各メーカーとコントラクトリサーチを推進している。走行距離と車両クラス別の開発ターゲットを短期、中期および長期のシナリオとして作成し、複数の可能性を想定して研究に着手している。コントラクト先のメーカーとしては、GM, Ford, Chrysler等である。その内容は、例えば、GMはスターリングとバッテリー、Fordはガスタービンとバッテリー等との組合せでHEVを開発するものである。電気ハイブリッド車用ガスタービンとして Allied Signal Aerospace, Allison Engine, Teledyne Ryan Aeronautical, Capstone Turbine社等が高速発電機との一体構造のガスタービン (Turbo-GeneratorあるいはTurbo-Alternator) を開発している。それらは金属製タービンロータを使用しているが、それとは別にセラミックスを使用したセラミックガスタービンの開発も進行している。セラミックス適用に関しては低コスト化技術の開発が重要な課題である。ターボジェネレータは金属製タービンロータと伝熱式熱交換器を備えて、その燃焼器としては触媒燃焼器を採用している。タービン入口温度が金属製タービンロータのために1,000℃に抑えられているので触媒の耐熱温度の間

題も少なく、現状の技術として最適な組合せであると考えられる。なお、販売コストが1台当たり15万円とされており、実用化を意識した相当にチャレンジアブルな目標設定である。

Volvoも第1章に述べたように高速発電機一体型ガスタービン (HSG40kW, HSG100kW) を開発して、環境対応のコンセプトカーECC, ECTやECBを1996年に試作し発表している。また、Daimler-Benzはトラック用に高速発電機セラミックガスタービンを検討していると伝えられている。

6. 1. 3 電気ハイブリッド車用ガスタービンの低エミッション燃焼器について

先駆的な欧米のセラミックガスタービンプロジェクトで研究された低エミッション燃焼器の具体的な内容は、過去の研究報告からは可変機構付希薄予蒸発予混合燃焼器であることがわかるが、詳細はほとんど発表されていないのでわからない。米国DOE主催のCCM (Annual Automotive Technology Development Contractor's Coordination Meeting) などの米国の最近の状況では、低エミッション燃焼器については NO_x 低減や火災安定性が目標のレベルに到達しておらず、これから本格的な研究開発に着手するようである。その点では日本における自動車用セラミックガスタービンプロジェクトで実施してきた本報告を含めた燃焼器関係の研究の方が先行している。これらの成果は今後のハイブリッド車用ガスタービン燃焼器の研究開発に参考になるものである。ただし、ハイブリッド車用ガスタービンの目標が、高効率・低エミッションだけではなく低コストと長寿命を目指すものであるので、希薄予蒸発予混合燃焼器についても計測・解析を駆使して現象把握のみならず構造の簡素化などの工夫を進める必要がある。さらに、触媒燃焼器^{11)~19)}のための触媒材料などの研究も必要である。また、耐久性については実際のフィールドでテストを繰り返すことが必要で、それを支援するようなプロジェクトの立案が日本でも望まれる。

6. 2 燃料と低エミッション燃焼技術

本研究に着手したほぼ10年前に、自動車用ガスタービンに使用する燃料としては流通性と経済性の点からとりあえず灯油を対象にすることにし

た。しかし、ガスタービン燃焼器としては燃料を限定する理由は少ない。その後の世の中の状況変化もあり、ガソリン、ライトナフサやメタノール、あるいは天然ガスといった軽質燃料やガス燃料を対象にした研究開発の報告も増えてきた。これらの軽質燃料やガス燃料を低エミッションで燃焼させることは燃料本来の特性から比較的容易であると考えられる。これらの燃料を希薄予混合燃焼させることで、灯油燃料よりもさらに低 NO_x 、低COおよび低 CO_2 のガスタービン燃焼器になることが期待される。例えば、自動車用ターボジェネレータを構成するにはガソリンを使用燃料にして、伝熱式熱交換器付一軸ガスタービンで希薄予蒸発予混合燃焼あるいは触媒燃焼させる方式が現状ではもっとも有効な構成であると考えられる。もう少し先には、水素を燃料にするオープンサイクルのガスタービンや水素と酸素を燃焼させるクロードサイクルのガスタービンも夢ではないかも知れない。

一方で、今回の研究でも灯油から軽油に変更しただけで、希薄予蒸発予混合燃焼の特性が悪い方向に変化した。軽油等では本研究のような燃焼器構造で希薄予蒸発予混合燃焼をさせるのはむずかしいと考えられる。これらの重質燃料を低エミッションで燃焼させるには燃焼器構造の工夫とともに燃料改質等のさらに付加的な研究が必要のように思われる。何れにしても、燃料と燃焼器構造は関連させて考える必要があり、一層の排気低減の要請から今後益々重要な研究分野であると考えている。

(大久保陽一郎)

7. あとがき

大型パワープラント分野ではコンバインドサイクル発電にガスタービンが主役になり、産業用中・小型ガスタービンの躍進も目ざましいものがある。また、海上ではガスタービン駆動の高速船の研究開発が進んでいる。

一方、自動車分野では、ガスタービン自動車の試作1号が1950年に世に出てからほぼ半世紀が過ぎた。その間に、社会情勢も技術も大きく変革した。セラミックガスタービンに見られるように自

動車用ガスタービンも材料屋とエンジン屋の協同作業により進歩・発展してきた。しかし，自動車分野のガスタービンはまだ技術が未熟なためか実用化された例は民生用ではない。自動車用レシプロエンジンの進歩・発展の方が優っていたとも言える。今後数十年間は，自動車用エンジンとしてはレシプロエンジンが主役であることに変わりはないと予測されるが，ゼロエミッションビークルが強い社会的な要請になりつつあるため，予断を許さない状況である。そのなかで，電気自動車やそれに匹敵するハイブリッド自動車が研究開発されており，ガスタービンと高速発電機とのハイブリッドシステムもターボオルタネータとして候補の1つに挙げられている。それらの研究開発に本研究の成果が少しでも参考になれば幸いである。

参 考 文 献

< 排気規制関係 >

- 1) 鈴木達治郎： "米国における電気自動車 (ZEV) 規制の動向", エネルギー・資源, 17-2(1996), 91 ~ 92
- 2) 石川博： "米国カリフォルニア州のZEV規制の動向", エネルギー・資源, 17-6(1996), 93 ~ 94
- 3) Taber, W. R. : "Control of Industrial Engine and Gas Turbine Exhaust Emissions to Meet Present and Future Clean air Regulations", ASME, PWR-Vol.27, Industrial Power Conference (1995)
- 4) Bowman, C. T. : "Control of Combustion-generated Nitrogen Oxide Emissions: Technology Driven by Regulation", Twenty-Fourth Symp.(Int.) on Combustion, (1992), 859 ~ 878

< ハイブリッドガスタービン関係 >

- 5) Washizu, T., Morishita, T., Matsuda, S. and Terauchi, N. : "Development of a Gas Turbine Generator On-Board Electric Power Source for MAGLEV Trains", ASME paper 92-GT-46, (1992)
- 6) Gelman, D. J. and Perrot, T. L. : "Advanced Heat Engines for Range Extender Hybrid Vehicles", SAE Tech. Pap. Ser., No.930041, (1993)
- 7) Mackay, R. : "Hybrid Vehicle Gas Turbines", SAE Tech. Pap. Ser., No.930044, (1993)
- 8) Triger, L., Paterson, J., and Drozd, P. : "Hybrid Vehicle Engine Size Optimization", SAE Tech. Pap. Ser., No.931793, (1993)
- 9) Easley, M. L. and Smyth, L. R. : "Cerramic Gas Turbine Technology Development", ASME paper 94-GT-485, (1994)
- 10) Lundberg, R. : "AGATA: A European Ceramic Gas Turbine for Hybrid Vehicles", ASME paper 94-GT-8, (1994)

< 触媒燃焼器関係 >

- 11) Kajita, S., Tanaka, Y. and Kitajima, J. : "Evaluation of a Catalytic Combustor in a Gas Turbine-generator Unit", ASME paper 90-GT-89, (1990)
- 12) Ramesh, K. S., Cox and, J. L. and Parks, W. P. : "Materials for High-temperature Catalytic Combustion", Int. Workshop on Catalytic Combustion, Tokyo, PNL-SA-23496, (1994)
- 13) Cowell, L. H. and Larkin, M. P. : "Development of a Catalytic Combustor for Industrial Gas Turbine", ASME paper 94-GT-254, (1994)
- 14) Scherer and, V. and Griffin, T. : "Catalytically Supported Combustion for Gas Turbine", ASME, 94-JPGC-GT-1, (1994)
- 15) Dalla Betta, R. A., Schlatter, J. C., Nickolas, S. G., Yee, D. K., and Shoji, T. : "New Catalytic Combustion Technology for Very Low Emissions Gas Turbine", ASME paper 94-GT-260, (1994)
- 16) 貞森博己, 西田利雄, 古谷敦志, 松久敏雄 : "高温燃焼用セラミックス触媒の開発とガスタービン燃焼器への応用", 触媒, 37-8(1995)
- 17) Dalla Betta, R. A., Schlatter, J. C., Yee, D. K., Loffler, D. G. and Shoji, T. : "Catalytic Combustion Technology to Achieve Ultra Low NO_x Emissions: Catalyst Design and Performance Characteristics", Catalysis Today, 26(1995), 329 ~ 335
- 18) Quick, L. M. and Kamitomi, S. : "Catalytic Combustion Reactor Design and Test Results", Catalysis Today, 26(1995), 303 ~ 308
- 19) Eguchi, K. and Arai, H. : "Recent Advances in High Temperature Catalytic Combustion", Catalysis Today, 29(1996), 379 ~ 386

(大久保陽一郎)

著 者 紹 介



大久保陽一郎 Yoichiro Ohkubo
生年：1955年。
所属：燃焼研究室。
分野：ガスタービン燃焼に関する研究。
学会等：日本機械学会，日本ガスタービン学会，日本液体微粒化学会，日本航空宇宙学会会員。
1992年日本ガスタービン学会賞受賞。
工学博士。



野村佳洋 Yoshihiro Nomura
生年：1960年。
所属：燃焼研究室。
分野：ガスタービン燃焼器やレシプロエンジンに関する流れや燃焼の数値解析。
学会等：日本機械学会，日本ガスタービン学会，自動車技術会会員。
1992年日本ガスタービン学会論文賞受賞。
工学博士。



井戸田芳典 Yoshinori Idota
生年：1959年。
所属：燃焼研究室。
分野：微粒化および燃焼分野。液体燃料の微粒化および燃焼にかかわる業務。特にガスタービン燃焼器を対象とする研究。
学会等：日本機械学会，日本ガスタービン学会，日本液体微粒化学会会員。
1992年日本ガスタービン学会賞受賞。