

数值解析による自動車用小型ガスタービン燃焼器の

低NO_x化に関する研究

平成7年1月

学位論文：博士(工学)1994-7

野村 佳洋

目次

1	緒論	4
1.1	本研究の背景	4
1.2	従来の研究	5
1.3	本研究の目的	8
2	数値解析手法	9
2.1	解析プログラム	10
2.1.1	主な記号	10
2.1.2	基礎式	11
2.1.3	精度評価の方法	20
2.2	くさび形火炎の解析による燃焼モデルの評価	20
2.2.1	くさび形火炎	20
2.2.2	計算結果と実験結果の比較	21
2.2.3	くさび形火炎の生成メカニズムに関する考察	25
2.3	H ₂ 噴流拡散火炎における乱流燃焼モデルの評価	31
2.3.1	解析モデル	31
2.3.2	計算結果と実験結果の比較	34
2.4	実ガスタービン燃焼器を対象とした NO _x 排出量予測精度の評価	39
2.4.1	燃焼器構造および計算条件	39
2.4.2	ふく射計算の NO _x 排出量への影響	43
2.4.3	燃焼器形状および作動条件の影響	52
2.5	まとめ	61
3	予蒸発・予混合燃焼による NO_x 排出量の低減	62
3.1	予蒸発・予混合燃焼器の課題	62
3.2	予蒸発管における燃料蒸発率の予測	64
3.2.1	予蒸発管の構造および計算条件	64
3.2.2	計算結果	66
3.3	NO _x 排出量の解析	74
3.3.1	計算格子および計算条件	74

3.3.2	計算結果	74
3.4	燃焼室内速度分布の均一化方法の検討	82
3.4.1	燃焼器形状の問題点と改良方法	82
3.4.2	計算結果	85
3.5	まとめ	85
4	触媒燃焼を用いた超低 NO_x 燃焼器の探索	88
4.1	触媒燃焼	88
4.2	実験結果	90
4.2.1	触媒耐熱性評価	90
4.2.2	液体燃料における燃焼特性	97
4.3	ガスタービン燃焼器への応用検討	109
4.3.1	ガスタービン用触媒燃焼器の構成	109
4.3.2	触媒燃焼の1次元数値解析	109
4.3.3	運転可能範囲の推定	111
4.4	まとめ	113
5	結論	115

1 緒論

1.1 本研究の背景

近年、地球温暖化を始めとする環境問題はますます深刻になりつつあり、自動車用エンジンに対しても熱効率の向上や排気エミッションの低減等、さらなる性能向上が要求されている。現在、実用化されている自動車用エンジンには主としてガソリンエンジンとディーゼルエンジンがあげられるが、それぞれ問題を含んでいる。ガソリンエンジンについては、触媒技術の向上等により有害物質の排出は低く抑えられているが、原理的に大幅な熱効率の向上は望めない。一方、ディーゼルエンジンはガソリンエンジンと比較して熱効率は高いが、NO_x およびすす等の微粒子の排出が多いという問題がある。

以上のように現在の自動車用エンジンにはいくつかの解決が困難と考えられる問題があることから、これらと全く異なる原理のエンジンについても研究開発が進められている。その中で比較的近い将来に実用化の可能性が高いものとしてスターリングエンジンとガスタービンエンジンがある。スターリングエンジンについては、基本的な熱効率が高いこと、排気エミッションが良好なことは既の実証されている [1] もの、エンジン重量当たりの出力が低いという問題が残っている。小型の自動車用ガスタービンエンジンでは、航空機用等の大型ガスタービンエンジンで用いられているフィルム冷却の使用が不可能である。そのため、従来はサイクル最高温度であるタービン入口温度 (燃焼器出口温度) がタービン材料の耐熱温度の制限から、高く設定できず、そのため熱効率が低いという欠点があった。しかし、ここ数年のセラミック等の耐熱材料の進歩により [2][3][4]、タービン入口温度を 1200℃以上に設定することも可能となり、ディーゼルエンジンに近い高い熱効率が期待できることから、自動車用としての研究開発が盛んに進められるようになってきている [5][6][7][8][9]。

自動車用ガスタービンエンジンにおける最初の課題は耐熱材料の開発にあったが、それに伴って燃焼器の NO_x 排出量の低減も大きな課題となりつつある [10][11][12][13][14]。自動車用ガスタービンでは、熱効率の向上のためにタービンを出た後の排気熱との熱交換により燃焼用空気を予熱しているが、タービン入口温度の上昇に伴い燃焼用空気の予熱温度も高くなる。ガスタービン燃焼器内で生成される NO_x の大部分は Thermal-NO と考えられる。Thermal-NO は燃焼ガス温度の増加に伴い指数関数的に増加するため、空気予熱温度の上昇に伴い燃焼ガス温度が高くなると、NO_x 排出量は大幅に増加する結果となる。自動車用ガスタービンは当然のことながら、法的な排気規制 (小型のものについては 10 モード規制、大型についてはディーゼル車に関する規制) を受けることになるが、従来のまま

の燃焼器では NO_x 排出量の規制値を満足するのは困難な状況にある [15]。

従来、燃焼器の開発はもっぱら経験に基づく試行錯誤的な手法に頼ってきたが、NO_x 排出量のさらなる低減には燃焼器内で起きている複雑な現象である、流れ・噴霧・混合気形成・燃焼・NO_x 生成過程等を把握、理解した上での開発を進めることが必要である。そのために試験では LDV を始めとする各種の計測法が用いられているが、高温、高圧で作動する燃焼器の実験による計測には限界があるため、それらの手法に加えて数値的な解析を利用することが必要と思われる。特に、最近のコンピュータとその利用技術の著しい発達に伴い、ガスタービン燃焼器のような複雑な対象に対しても、数値解析が利用されつつあるが、まだ未検討な部分が多数残っている。

一方、自動車に対する排気ガス規制は、今後ますます厳しくなると予想される。そのため、ガスタービンエンジンと電池とを組み合わせたハイブリッド車の研究も進められている [16][17]。排気性能については、ガスタービン単独での搭載においてはレシプロエンジンと同等であることが要求されるが、ハイブリッド車に搭載する場合、さらに大幅な NO_x 排出量の低減が必要となる可能性もある。その場合には、従来の燃焼器の改良では規制を達成するのは不可能であり、NO_x をほとんど排出しない新しい燃焼方法の検討が必要である。

1.2 従来の研究

数値解析

従来、ガスタービンエンジンに対する解析手法としては、可視化による観察 [18]、LDV による流速測定等 [19][20] の実験的な手法が主なものであったが、近年は数値解析も利用されるようになった。しかしながら、それらの中のほとんどは燃焼や NO_x 生成を扱わず、コンプレッサーやタービン内の流れのみを対象としたもの [21][22][23][23][24] であり、最近では翼間の非定常流れに着目したもの [25][26][27][28][29] や、計算結果をもとに計算格子を細分割する解適合格子を応用したもの [30][31] もある。これは、従来の計算結果のほとんどが航空機用ガスタービンを対象としたものであり、航空機用では自動車用と比較して排気規制が厳しくなく、主としてエンジンの効率や翼振動による破損の問題等の方が大きいと思われる。燃焼器を対象としたものでも、流れのみを扱ったものがほとんどである [32][33][34][35][36][37]。燃焼を扱ったものもある [38][39] が、いずれもガス燃料を対象としたものであり、自動車用燃料である液体燃料を扱ったものではない。NO_x 生成まで扱ったものとしては、燃焼を扱わず高温ガスが流入するとして計算したもの [40]、流れや燃焼は

解いているが NO_x 生成については実験式を使ったもの [41][42][43]、形状を 2 次元と単純化して計算したもの [44] 等がほとんどである。

以上のように、従来のガスタービン燃焼器に対する解析は、個々の現象に限定したものがほとんどであり、さらに、液体燃料を使用する自動車用ガスタービン燃焼器について NO_x まで扱ったものは皆無と言って良い。したがって、本研究で目的とする自動車用ガスタービン燃焼器の NO_x 低減について検討するためには、液体燃料を対象とした流れ、噴霧、混合気形成、燃焼、さらに NO_x 生成を包括的に扱うことができる数値解析手法の確立が必要である。

予測精度の評価

燃焼まで扱った計算例が非常に少ない原因の一つは、燃焼等の反応を伴う流れ場に対する数値解析の予測精度が十分吟味されていないことにあると思われる。そのために、非常に単純な場における数値解析の評価がなされているが、その中の一つにくさび形火炎 [45] がある。くさび形火炎の生成メカニズムについては非常に多くの研究がなされており、例えば、既燃ガスの冷却に伴う surge 説 [45]、未燃ガスと既燃ガスとの粘性差による説 [46]、圧力波説 [47]、希薄波説 [48]、運動量説 [49] 等がある。これに対する、数値解析も数多く行われており [50][51][52][53][54]、実験と同様のくさび形火炎が得られている。しかし、火炎をくさび形に移行させる直接の原因である、燃焼室内の圧力分布が全く示されておらず、圧力分布の結果生じた速度分布でのみ議論されている。さらに、火炎がくさび形へ移行する場合としない場合の条件の違いを明らかにしていないことから、いずれも、生成メカニズムについては推定の域にとどまっている。くさび形火炎の生成過程には、粘性、燃焼速度、速度分布の影響等があるのは明らかであり、層流であることを除けばガスタービン燃焼器内で起きる現象の大部分と共通している。LDV により詳細な速度分布も測定されている [55] ことから、くさび形火炎の数値解析を行ない実験と詳しく比較検討することによって、燃焼に関する数値解析手法の評価ができる。さらに、従来得られていなかった圧力分布等を用いて、生成メカニズムを検討することによって、本研究の数値解析手法の有用性を明らかにすることができる。

NO_x 低減法

エンジンからの NO_x 排出量を低減する方法は大別して後処理による方法と、燃焼器そのものからの排出量を減らす方法がある。このうち、後処理による方法、例えば、ガソリンエンジン等で用いられている三元触媒は、流量が多くしかも酸素を大量に含むガスタービンエンジンの排気についての利用は不可能であり、発電用等の大型ガスタービンに使用

されるアンモニアを用いた脱硝装置等も自動車への搭載は現実的ではない。したがって、自動車用ガスタービンで NO_x 排出量を低減するためには、燃焼器そのものからの排出量を減らす必要がある。

NO_x 生成過程には Fuel-NO、Prompt-NO、Thermal-NO がある。燃料中に N 分を多量に含む石炭燃焼等の場合は Fuel-NO が問題になる [56][57][58][59] が、自動車用燃料の N 分含有量は非常に少ないため、問題となるのは Thermal-NO である。これは燃焼ガス温度の上昇に伴い指数関数的に増加するため、燃焼ガス温度を下げるのが重要である。そのための方法としてレシプロエンジンでは EGR が用いられている [60][61][62]。また、ガスタービン燃焼器等では同様の目的で水噴射や蒸気噴射が用いられてきた [63][64]。一方で、これらの方法が使えない航空機用ガスタービン等では試行錯誤的な実験手法によって、空燃比やスワール数等と NO_x 排出量の統計的な関係を求め、それによる最適化を計ってきた [65][66][67][68][69]。このような最適化の手法は燃焼器形態が大きく異なると、実験式を再度作り直す必要があり、より簡単に最適化できる手法が望まれている。

最近、特に定置用ガスタービンに対して排気規制が厳しくなり、従来の拡散燃焼器の最適化による低 NO_x 化には限界が生じてきている。そのため、2 段燃焼 [70][71][72] や予混合燃焼 [73][74][75][76][77][78][79][80] が検討されている。これらの燃焼方式では拡散燃焼と比較して燃焼ガスの温度分布が均一に近づき、火炎の最高温度が低下することから、NO_x 排出量が低下する。これらは、いずれも予混合気の生成が比較的簡単な気体燃料を用いたものである。予混合させる前に、まず、蒸発させることが必要な液体燃料についての研究は非常に少なく、部分的に予混合したもの [81]、蒸発部を概念的に検討したもの [82]、蒸発が不完全なもの [83] がある程度である。以上のように、液体燃料を対象にした予蒸発・予混合燃焼の研究は不十分である。

触媒燃焼

電池とのハイブリッド車を対象とした場合、ガスタービン燃焼器のさらなる低 NO_x 化が必要である。それには、通常の火炎燃焼では不可能であり、燃料を直接触媒上で酸化・燃焼させる触媒燃焼を用いる以外には方法が無いと思われる。触媒燃焼の問題は、燃焼ガス温度が触媒の耐熱温度により支配されることであり、触媒材料の耐熱性の向上も盛んに検討されている [84][85] が、限界に来ているようにも思われる。そのため、従来は小型の燃焼器 [86][87] や暖房器具 [88][89] 等への応用がほとんどである。ガスタービン燃焼器に対しては比較的低温のもの [90][91]、火炎燃焼と組み合わせたもの [92][93] についての研究例があるのみで、自動車用ガスタービン燃焼器として実現できるかどうかは明らかになって

いない。

1.3 本研究の目的

ガスタービン燃焼器の NO_x 排出量低減に向けた検討を数値解析によって行うためには、燃焼器内で起きる現象に適したモデルを用い、さらに実験によって検証することが必要である。しかし、従来の数値解析手法には以下の問題がある。噴霧や燃焼まで扱えるプログラムとしては Los Alamos で開発された KIVA コード [94] があるが、これは主としてレシプロエンジンを対象としたものである。そのため、ガスタービン燃焼器内での噴霧挙動を正しく扱うことができないことや、計算格子が構造格子であるため、複雑形状には対応できないという問題がある。また、Thermal-NO の生成量を計算するためには化学種の平衡濃度を求める必要があるが、従来の計算方法では、計算時間が非常に長くなり、実燃焼器の解析が困難である。さらに、Thermal-NO の生成には燃焼ガス温度の影響が極めて大きいため、ふく射による燃焼ガスからの放熱を考慮する必要がある。しかし、従来の計算方法では計算格子が直交している必要があり、やはり、形状が複雑な実燃焼器の解析には用いることができない。

そこで、本研究ではまず、第一段階としてこれらの問題を解決し、実ガスタービン燃焼器を対象とした、流れ・噴霧・混合気形成・燃焼・NO_x 生成といった現象を包括的に扱うことができる数値解析手法を確立することを目的とした。さらに、その予測精度、特に重要な燃焼と NO_x 生成について十分に検証することとした (第 2 章)。

第二段階として、得られた数値解析手法を用いて予蒸発・予混合燃焼器、および、触媒燃焼の解析を行い、低 NO_x 化の可能性を検討することを目的とした (第 3 章、第 4 章)。

2 数値解析手法

自動車用ガスタービン燃焼器の開発において、NO_x 排出量の低減が大きな課題の一つである。そのためには、燃焼器内部での噴霧の挙動・混合気形成・燃焼・NO_x 生成といった複雑な現象を詳しく知ることが重要であるが、燃焼器は高温高圧で作動するため、実験による計測や解析には限界がある。そこで実験による解析に加えて、数値計算による解析が一般に広く用いられている。しかし、数値解析は流れのみを扱ったものがほとんどであり、噴霧や燃焼さらに NO_x 排出量までを検討した例は非常に少ないことについて前章で述べた。その理由をまとめると以下ようになる。

- ガスタービン燃焼器内で起こるこれらの複雑な現象が包括的に扱え、かつ、実機の複雑な形状に対して計算が可能なプログラムが開発されていない。
- さらに計算結果、火炎形状や NO_x 生成量について実験結果との比較による予測精度の検証が十分に行われておらず、実機を評価できる保証がない。

そこで、本研究ではガスタービン燃焼器を対象とした数値解析プログラムを開発し、さらに広範囲の実験データと比較することにより、数値解析の予測精度を検証することにした。

プログラムは、既存のプログラムをベースにガスタービン燃焼器に即したモデルの組み込みとその改良によって開発することとした。ベースプログラムとしては、主としてレシプロエンジンの筒内流を対象に大澤ら [95][96] によって開発された 3 次元熱・流体解析プログラム (コード名 FIRE3D : Flow In Reciprocating Engine) を用いた。これは、レシプロエンジンを対象に流れや噴霧、混合気形成、燃焼について、永岡ら [97]、中北ら [60][98]、川添ら [99] によって十分に検証されているとともに、多数の計算実績が有り、その信頼性が確認されているものである。さらに、計算格子については KIVA コード [94] が構造格子を採用しているのに対して、非構造格子であるため、ガスタービン燃焼器のような複雑な形状に対しても十分計算が可能である。

ガスタービン燃焼器の解析を行う上で、追加すべき機能とその問題点は以下のとおりである。

- 噴霧の壁での挙動：燃焼器壁はレシプロエンジンと異なり、燃焼用空気で冷却されるだけであり、壁温は非常に高くなる。このような高温壁での噴霧挙動に合わせたモデルが必要である。

- NO_x 生成および化学平衡計算：燃焼器内で生成される NO_x の大部分は Thermal-NO であると考えられる。その生成量の計算には化学種の平衡濃度を求める必要がある。しかし、平衡濃度は解析的に求められないため繰り返し計算が必要であり、計算時間の増加を招く。
- ふく射：Thermal-NO の生成には燃焼ガス温度の影響が大きいいため、ふく射による放熱を考慮する必要がある。特に、燃焼器のような複雑形状を対象にした計算方法を開発する必要がある。

本章では、これらの点を含めて開発したプログラムについて述べるとともに、後半では燃焼モデルと NO_x 生成量について実験と比較した結果を示す。燃焼モデルの評価においては、定容燃焼器内のくさび形火炎と水素噴流拡散火炎に対する検討を行ったが、特にくさび形火炎についてはその生成メカニズムについて数値解析によって新たな知見が得られた。その結果についても合わせて示す。

2.1 解析プログラム

2.1.1 主な記号

$A \sim D, F, G, \alpha, \beta, \gamma$	=	各モデルの定数
C_d	=	球の抵抗係数
C_p	=	定圧比熱
D_{iff}	=	空気中での拡散係数
d	=	燃料噴霧の直径
E	=	活性化エネルギー
e	=	内部エネルギー
K	=	吸収係数
K_c	=	熱伝導率
k	=	乱れのエネルギー
L	=	蒸発潜熱
l	=	要素の等価長さ
m	=	質量
N	=	すす粒子の数密度
Nu	=	Nusselt 数
n	=	すすラジカル核の数密度

P	=	圧力
R	=	ガス定数
Sh	=	Sherwood 数
S_φ	=	変数 φ に関する生成項
r	=	単位質量の燃料、あるいはすすが完全燃焼するのに必要な酸素の質量
T	=	温度
u, v, w	=	平均速度
u', v', w'	=	乱れ
x	=	位置
Y	=	質量分率
Γ_φ	=	変数 φ の有効拡散係数
ε	=	乱れのエネルギーの散逸率
ϵ	=	ふく射率
ρ	=	密度
ω	=	すす粒子の表面酸化速度

添え字

b	=	沸点
c	=	燃焼ガス
cr	=	臨界点
d	=	噴霧
f	=	燃料
m	=	平均値
p	=	すす粒子
s	=	すす
v	=	蒸気
vs	=	飽和蒸気圧

2.1.2 基礎式

(1) 気流

計算対象として扱う流体は3次元圧縮性の乱流である。乱流モデルとしては $k-\varepsilon$ モデル、壁境界には壁法則を用いる。基礎式は以下に示す、速度、化学種等の輸送方程式、気体の状態方程式、さらに化学種の保存則よりなる。

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho\varphi\vec{u}) = \vec{\nabla}(\Gamma_\varphi\nabla\varphi) + S_\varphi + S_{\varphi_d} \quad (1)$$

$$P = \rho RT \quad (2)$$

$$\sum_i Y_i = 1 \quad (3)$$

ここで式(1)の中の φ は、 Y_i 、 u 、 v 、 w 、 e 、 k 、 ε を示している、また、 S_φ および Γ_φ は変数 φ に対して表2-1に示すようにあらわされる。

(2) 噴霧

噴霧は Discrete Droplet Model(DDM)[100][101][102]で扱う。これは、実際の噴霧は非常に多数の液滴により構成されるが、その全てを扱うのは不可能であるため、噴霧をいくつかのグループに分け、各グループ内の噴霧は全て同じ挙動を示すと仮定し、各グループの代表液滴の挙動のみ計算するものである。本研究では約5000個の代表液滴を用いて計算した。噴霧計算における仮定を以下に示す。

1. 噴霧の初期粒径分布を抜山・棚沢の分布式で与え、各液滴の噴射方向および噴射順序は乱数で与える。
2. 液滴同士の合体、さらに個々の液滴の再分裂は無視する。
3. 液滴温度が沸点に到達すると温度は固定され、熱伝達によって液滴に伝えられる熱は全て蒸発に費やされる。さらに、臨界点では瞬時に蒸発する。

これらの仮定は従来のレシプロエンジンにおける噴霧計算と同じである。ガスタービン燃焼器の計算をする上ではさらに噴霧の壁での挙動をモデル化する必要がある。噴霧の壁での挙動は図2-1(a)に示すように付着、反射、さらに壁上を滑る、三つの形態に分けられる。KIVAコード等、壁温が比較的低いレシプロエンジンを対象としたプログラムではこれらのうち付着のみを扱っている。それに対して、壁温が非常に高いガスタービン燃焼器においては噴霧は壁に付着すること無く、表面を滑るような形態となると考えられるため、これらのプログラムで用いられたモデルではガスタービン燃焼器内での噴霧挙動を予測することができなかった。この噴霧の壁での滑り挙動を模擬するモデルが、Naberら[103]によって提案されている。これは図2-1(b)に示すように、噴霧の挙動を気体噴流が壁に付着して広がる現象と同様に扱うものであり Wall Jet モデルと呼ばれている。このとき、噴霧は壁に衝突した後、壁に平行に移動するが、その方向を乱数を用いてランダムに与えるものである。図2-2が実際に壁での挙動を計算したものである。単純に反射するとした場合の挙動が非現実的であるのに対して、Wall Jet モデルを用いた場合、衝突後に壁上で広がる様子が実験で観察される噴霧の挙動と定性的に一致している。本研究ではこの Wall Jet

表2-1 輸送方程式中の拡散係数および生成項

φ	Γ_φ	S_φ
Y_k	$D + \frac{\mu_t}{\sigma_y}$	0
\vec{u}	μ_e	$-\nabla P + \nabla \cdot \left[\mu_e \left\{ (\nabla \vec{u})^* - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{u}) I \right\} \right]$
e	$\frac{K}{C_v} + \frac{\mu_t}{\sigma_e}$	$-\nabla P \cdot \vec{u} + \mu_e \left\{ (\nabla \vec{u}) + (\nabla \vec{u})^* - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{u}) I \right\} : (\nabla \vec{u})$
k	$\frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$G - \rho \epsilon$
ϵ	$\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$	$\frac{\epsilon}{k} (\sigma_{e1} \rho G - \sigma_{e2} \rho \epsilon)$

Notation :

$$\mu_e = \mu + \mu_t$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}$$

$$G = \left[\mu_t \left\{ (\nabla \vec{u}) + (\nabla \vec{u})^* - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} I \right\} - \frac{2}{3} \rho k I \right] : \frac{\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^*}{2}$$

I is an unit tensor.

D , K and C_v are air-fuel vapor diffusibility, gas thermal conductivity and specific heat at constant volume, respectively.

$\sigma_y, \sigma_e, \sigma_k, \sigma_\epsilon, \sigma_{e1}, \sigma_{e2}, C_\mu$ are constants; they are 1, 0.524, 1, 1.3, 1.44, 1.92 and 0.09, respectively.

The symbol * and : indicate transposed vector and matrix inner product.

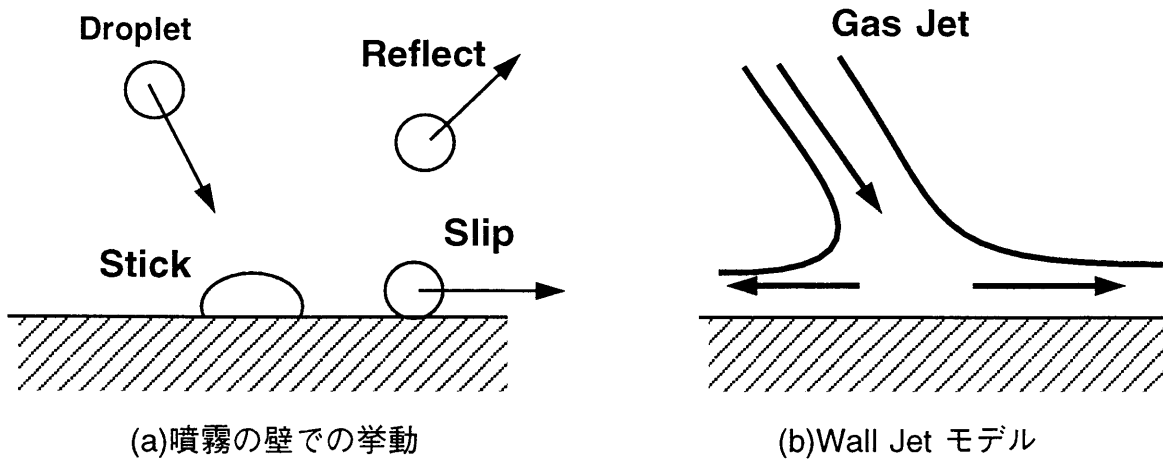


図2-1 噴霧の壁での挙動とWall Jetモデル

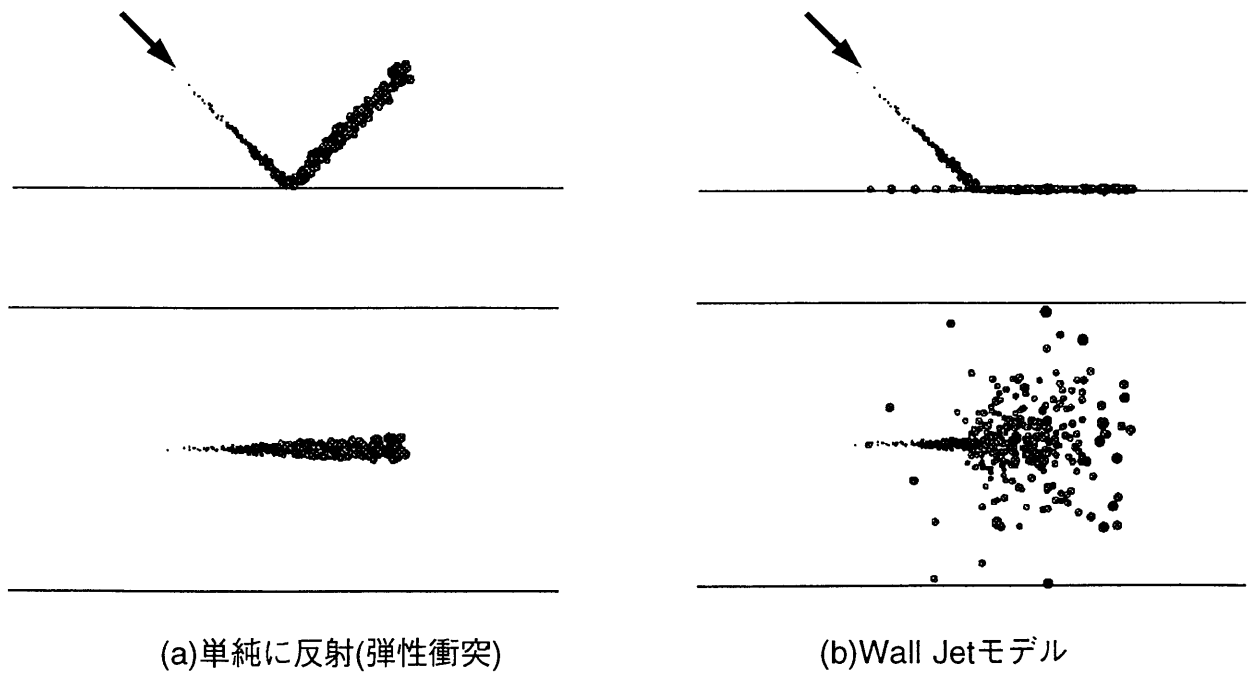


図2-2 噴霧挙動の計算結果

モデルを用いることにより、従来のプログラムでは計算できなかったガスタービン燃焼器内での噴霧挙動の予測を可能とした。

以下に噴霧の支配方程式を示す。支配方程式は運動量の保存式、蒸発速度、エネルギー式よりなる。

$$\frac{d\vec{x}_d}{dt} = \vec{u}_d + \vec{u}'_d \quad (4)$$

$$\frac{d(m_d \vec{u}_d)}{dt} = \frac{1}{8} \pi d^2 \rho C_d |\vec{u} - \vec{u}_d| (\vec{u} - \vec{u}_d) \quad (5)$$

$$\frac{dm_d}{dt} = \begin{cases} -\pi d D_{iff} P \frac{Sh}{R_v T_m} \ln \left(\frac{P - P_v}{P - P_{vs}} \right) & : T_d < T_b \text{ or } T < T_b \\ -\frac{\pi d K_c (T - T_d) Nu}{L} & : T_d = T_b \text{ and } T \geq T_b \\ -\infty & : T_d > T_{cr} \text{ and } P > P_{cr} \end{cases} \quad (6)$$

$$\frac{d(m_d C_p T_d)}{dt} = \pi d K_c (T - T_d) Nu + L \frac{dm_d}{dt} \quad (7)$$

(3) 燃焼

燃料蒸気の燃焼は1ステップ反応で取り扱う。



上式の反応速度は Gosman ら [104] と同様に化学反応速度をあらわすアレニウスモデルと、さらに乱流混合速度をあらわす渦消散モデルを併用する。各反応速度はそれぞれ以下の式であらわされる。

$$\frac{d\rho_f}{dt} = \begin{cases} -A_c \rho_f \rho_{O_2} \exp \left(-\frac{E_c}{RT} \right) & : \tau_1 \geq \tau_2 \\ -\frac{\varepsilon}{k} B_c \min \left(\rho_f, \frac{\rho_{O_2}}{r_f}, C_c \frac{\rho_{H_2O} + \rho_{CO_2}}{1 + r_f} \right) & : \tau_1 < \tau_2 \end{cases} \quad (9)$$

ここで、 τ_1 、 τ_2 は以下の式であらわされる各モデルの特性時間であり、各計算要素において特性時間の長い方に反応が律速されていると仮定して計算する。

$$\tau_1 = \left\{ D_c \cdot \rho \cdot \exp \left(-\frac{E_c}{R \cdot T} \right) \right\}^{-1} \quad (10)$$

$$\tau_2 = \frac{k}{\varepsilon} \quad (11)$$

(4)NOx 生成

NOx の生成過程には Fuel-NO、Promt-NO、Thermal-NO があるが、このうち自動車用ガスタービン燃焼器で問題になるのは Thermal-NO である。これは、以下の拡大 Zeldovich 機構であらわされることが既に知られている。



これらの式を用いて、NO 生成を計算するためには、各要素で化学種の平衡濃度を求める必要があるが、解析的には求められないため繰り返し計算が必要である。レシプロエンジンが間欠燃焼であるのに対して、ガスタービン燃焼器では、燃焼室内に高温の燃焼ガスが常に存在する。その結果、平衡濃度を求めるための繰り返し計算が常時必要となり、平衡計算が全体の計算時間の最高 4 割程度にまで増加するという問題を生じた。これを回避するため、本研究では、対象とする燃料について温度、圧力、さらに当量比を変えた約 2000 ケースの平衡計算を予め行い、平衡濃度のデータベースを作製している。実際に燃焼器内の平衡濃度を求める際は、このデータベースを用いて各条件における平衡濃度を補間により求め、それを初期値とした繰り返し計算をすることにした。これにより、必要な計算時間を約 1/3 以下に短縮することができ、従来の平衡計算を行わない場合と大差無い計算時間で NOx 生成の予測ができるようになった。これにより、実燃焼器のように形状が複雑で計算に必要な要素数が多く、本来計算時間が非常に長くかかる様な場合でも十分に NOx 生成の予測が可能となった。平衡計算で扱う化学種は O₂、N₂、CO₂、H₂O、H、H₂、O、N、OH、CO の 10 種類としている。

(5)すす

Thermal-NO の生成に対して、燃焼ガス温度の影響が極めて大きいことから、特に拡散火炎を対象とする場合、すすからのふく射による放熱を考慮することが必要になると思われる。すすの生成については中北 [98] がディーゼルエンジンを対象に詳しく検討しており、それをガスタービン燃焼器の計算にも応用する。すすの量は、その生成量とさらに生成したすすの再燃焼量との差で計算される。すすの生成と燃焼についてそれぞれ以下の二つのモデルを用いて、お互いに不十分な部分を補うようにしている。

すすの生成モデルとしては、すすの前駆物質であるラジカル核の生成とその凝集によるすすの生成という2段階で考える Tesner[105]によるモデルを用いる。その生成速度は以下の式で与えられる。

$$\frac{dn}{dt} = n_0 + (F - G)n - G_0nN \quad (13)$$

$$\frac{dN}{dt} = (A_s - B_sN)n \quad (14)$$

さらに Tesner のモデルの温度依存性を補うために、以下の式であらわされる Farmer[106]による生成モデルも使い、各計算要素で値の小さい方を採用する。

$$\frac{d(m_pN)}{dt} = C_s T^\alpha \rho_f^\beta \rho_{O_2}^\gamma \cdot \exp\left(-\frac{E_s}{RT}\right) \quad (15)$$

すすの燃焼は燃料が燃焼する場合と全く同様に、Nagle[107]によるすす粒子表面における化学的な酸化反応速度と Magnussen[108]による混合速度を用い、以下の式で取り扱う。

$$\frac{d(m_pN)}{dt} = -\min\left\{\pi d_p^2 N \omega, D_s \rho_s \left(\frac{\varepsilon}{k}\right) \min\left(1, \frac{\rho_{O_2}}{\rho_s r_s + \rho_f r_f}\right)\right\} \quad (16)$$

(6) ふく射

ふく射の計算法にはモンテカルロ法 [109] や熱線追跡法等もあるが、多次元計算に対しては計算量が多く適用困難である。そこで、以下に示すように吸収を無視してふく射のみ扱う方法とふく射を4つの方向の熱流束で代表させて計算する4-フラックスモデルを用いることにした。これらのモデルのNO_x生成への影響については、後述する実験結果との比較で詳しく述べる。

ふく射のみ考慮して吸収を無視した場合、各計算要素の単位表面積あたりのふく射熱流束 I_b は次の式であらわされる。

$$I_b = \epsilon \cdot \sigma \cdot T_g^4 \quad (17)$$

T_g 、 σ 、 ϵ はそれぞれガス温度、ステファンボルツマン定数、ふく射率をあらわす。 ϵ は Hottel ら [110] が以下の式に整理しており、また、各係数の値は Beer[111] によって表 2-2 に示すように与えられている。

$$\epsilon = \sum_{n=1}^3 a_n \{1 - \exp(-K_n \cdot l^*)\} \quad (18)$$

$$K_n = k_{gn} \cdot (p_c + p_w) + k_{sn} \cdot \rho_s \quad (19)$$

$$a_n = \alpha_n + \beta_n \cdot T \quad (20)$$

$$l^* = 4 \frac{V}{A} \times 0.85 \quad (21)$$

ここで、 p_c 、 p_w 、 ρ_s はそれぞれ、 CO_2 、 H_2O の分圧、すすの密度をあらわす。さらに、 l^* は要素の相当厚さ [112] をあらわし、 A 、 V は要素の表面積と体積である。このとき各要素からのふく射による放熱量は以下の式となる。

$$Q_r = I_b \cdot A \quad (22)$$

フラックスモデルは、各要素からのふく射は実際には全方向に放射されるが、それを $2n(n=1,3)$ 方向の熱流束(フラックス)に代表させて解く方法であり、広く用いられている手法である。一般的にガスタービン燃焼器は、燃焼室内径に対して軸方向の長さが大きいいため、燃焼室内に形成される火炎も軸方向に長くなる傾向がある。したがって、ふく射による放熱は軸方向には比較的少なく、半径方向が支配的と考えられる。そこで本研究では半径方向のふく射のみ考慮し、 $n=2$ として4-フラックスモデルを用いた。図 2-3 において要素 i から x の正方向に出ていくフラックス I'_{x+} は入射するフラックス I_{x+} と要素 i 自身からのふく射 I_b により次の式であらわすことができる。

$$I'_{x+} = (1 - \alpha_x) \cdot I_{x+} + \frac{I_b}{4} \quad (23)$$

$$\alpha_x = \sum_{n=1}^3 a_n \{1 - \exp(-K_n \cdot lx)\} \quad (24)$$

以上のように、 x 、 y の正、負方向に合計 4 つのフラックスを、壁に接する要素から反対側の壁に接する要素まで計算する。このとき各要素のふく射による放熱量は以下の式になる。

$$Q_r = I_b \cdot A - \frac{\{\alpha_x(I_{x+} + I_{x-}) + \alpha_y(I_{y+} + I_{y-})\} \cdot A}{4} \quad (25)$$

図 2-3 からわかるようにフラックスモデルは直交格子あるいは円筒格子を対象としたものである。一方、本研究で用いた計算格子は図 2-4(a) に示す形状であり、直接は適用できない。そこでふく射計算用には図 2-4(b) に示す直交格子を用い、流れ解析用の格子とふく射計算用の格子を分けて扱うことにより、実形状での計算を可能とした。2 つの格子における物理量は各ステップ毎に補間して求められる。

(7) 離散化方法

基礎式の離散化にはコントロールボリューム法を用い、移動境界の計算も可能な ALE(Arbitrary Lagrangian Eulerian) 法 [113] を用いた。

表2-2 ふく射率の式における各係数

n	α_n	β_n $\times 10^{-4} (K^{-1})$	kg_n ($m^{-1}atm$)	ks_n ($m^3kg^{-1}m^{-1}$)
1	0.130	2.65	0	3460
2	0.595	-1.50	0.835	960
3	0.275	-1.50	26.25	960

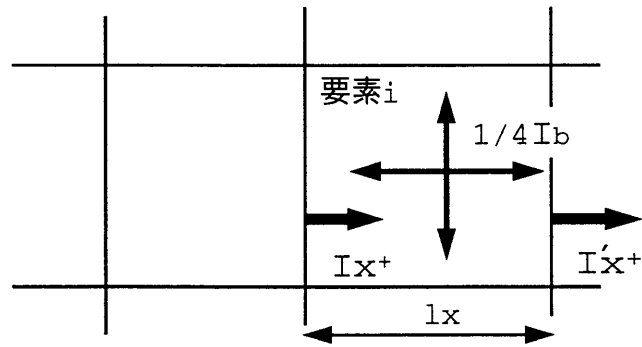


図2-3 4-フラックスモデルによるふく射の計算方法

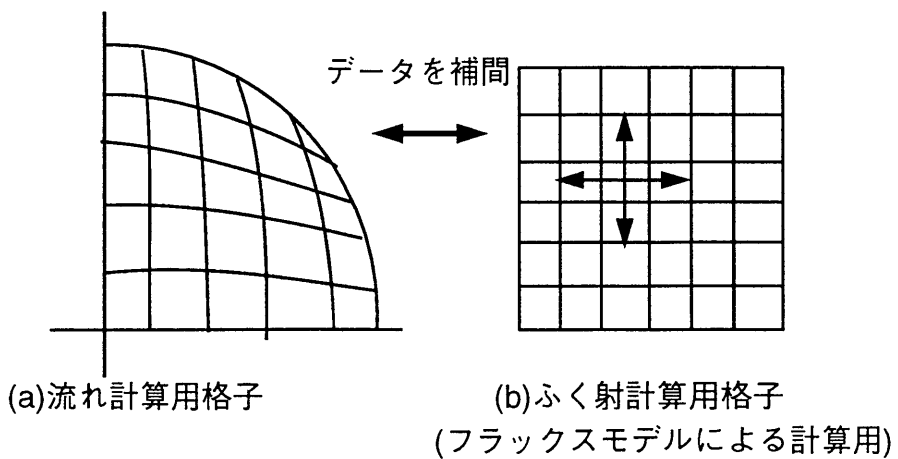


図2-4 計算格子が直交していない場合へのフラックスモデルの適用

2.1.3 精度評価の方法

本研究で目的とするガスタービン燃焼器の NO_x 排出量低減に対して、数値解析に求められるのは、NO_x 排出量の定性的な予測である。NO_x 生成には燃焼ガス温度の影響が大きいことから、前節で示した各モデルの中で、燃焼モデルについてはガスタービン燃焼器の計算を行う前に、モデルの検証をしておく必要がある。特に反応を伴う流れについて、実験との定性的な一致が得られるかどうか大きな問題となる。そこでまず次節で、アレニウスモデルのみを用いた場合の定容容器内のくさび形火炎の計算を行い、実験結果と比較検討した。合わせてくさび形火炎生成メカニズムの検討を行い、燃焼を伴う流れ場に対して数値解析が有効であることを確認することとした。また、同様にアレニウスモデルと併用する渦消散モデルについては、H₂噴流拡散火炎を対象として検証した。これらの結果をふまえて本章の最後には実際にガスタービン燃焼器に適用し、NO_x 生成量について実験と比較検討した結果を示す。

2.2 くさび形火炎の解析による燃焼モデルの評価

2.2.1 くさび形火炎

くさび形火炎は、Ellis[45] が、火炎の挙動という論文を数編発表し、その中にくさび形火炎のシュリーレン写真を示して以来、数多くの研究がなされている。それにもかかわらず、その生成メカニズムについては諸説があり、Ellis[45] による既燃ガスの冷却に伴う surge 説、Lewis ら [46] の既燃ガスと未燃ガスの粘性差説、Strehlow[47] による圧力波説、Guénoche[48] による希薄波説、さらに最近では若井ら [49] による火炎面積の急減少に伴う運動量説等がある。

すなわち、定容容器内という比較的単純な場で起きる現象にもかかわらず、非常に複雑なメカニズムを有しているといえる。また、Dunn-Rankin[51] あるいはとくに Shimizu ら [55] によって LDV を用いた詳細な流速測定や、Rotman[50]、Dunn-Rankin[51]、門脇 [52]、Gonzalez[53]、Cloutman[54] による計算例も報告されている。火炎形状や速度分布をこれらの実測値と比較することが、ガスタービン燃焼器の数値解析に用いるモデルの検証例として好都合と考えられる。そこで、本節ではくさび形火炎の数値解析を行い、火炎形状や速度分布等に対する定性的な予測精度について評価した結果を示す。合わせて、くさび形

火炎の生成メカニズムについて考察を加え、燃焼を伴う流れにおける数値解析の有効性を示すことにする。

2.2.2 計算結果と実験結果の比較

図 2-5 は、この種の火炎を形成することのできる典型的な形状を持つ燃焼室を用いた場合の火炎形状の推移を示すシュリーレン写真 [49] である。燃焼器は 30mm×30mm×90mm の直方体である。点火は一方の正方形端面の中央で行われ、混合気は当量比 (ϕ)=1 のプロパン-空気を用いている。圧力最大値までを燃焼時間とすると、この条件では 40ms ほどを要する。シュリーレン写真は時間経過にしたがって示してあるが、ここでは燃焼時間で無次元化した時間 t_r で示してある。図 2-6 には、速度ベクトルマップ [55] を示す。ただし、壁面近傍まで測定するため LDV の条件が厳しく、速度を遅くする必要があって $\phi = 1.5$ での結果であり、シュリーレン写真と時間的には対応しにくい、相対的な推移は比較できる。

以上の実験結果に対応する計算を行い、燃焼モデルについて検討した。計算にあたっては以下を仮定した。

1. 流れは二次元の層流として扱う。
2. 反応は一段総括反応とし、反応速度はアレニウス型であらわされる。
3. プラントル数およびシュミット数はそれぞれ 0.7、1.0 で一定とし、粘性係数は空気の値であらわされる。
4. 壁境界はすべりの無い断熱とし、さらに予混合火炎のため、不輝炎であることからふく射による熱移動も無視する。

層流火炎の計算においては、火炎面に対して十分に高い空間分解能で計算する必要がある。しかし、火炎面の厚さは通常 0.1mm 程度のため、それを十分に満足できる格子幅にすると全体の要素数が膨大になる。そこで、図 2-7 に示すように燃焼室サイズを実際の 1/3 にするとともに、反応帯近傍のみ細かい格子を用いている。さらに、反応帯を見掛け上で厚く取り扱うことができる、Kojima[114] の行ったしきい値付きの β 変換を用いた。これにより反応帯における要素数は約 8 個となり、ほぼ十分な空間分解能が得られた。

図 2-8 に実験結果との比較を示す。燃焼室が実験装置より短くまた壁面を断熱としたため、燃焼時間が短くなっているとともに、最高到達圧力も高くなるなどの相違点はあるも

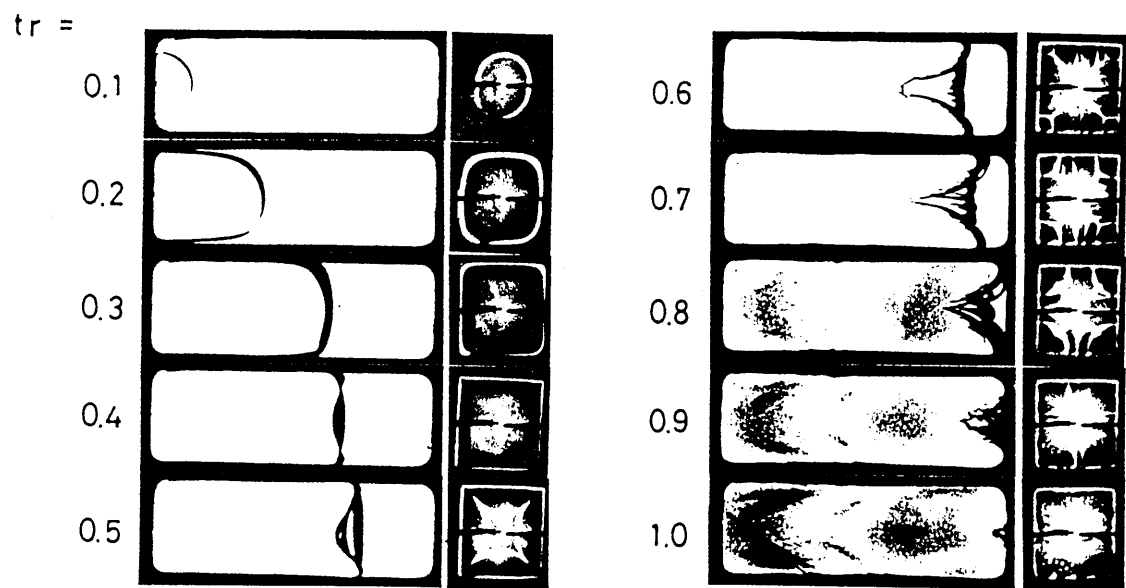


図2-5 定容燃焼器内で形成される典型的なくさび火炎のシュリーレン写真

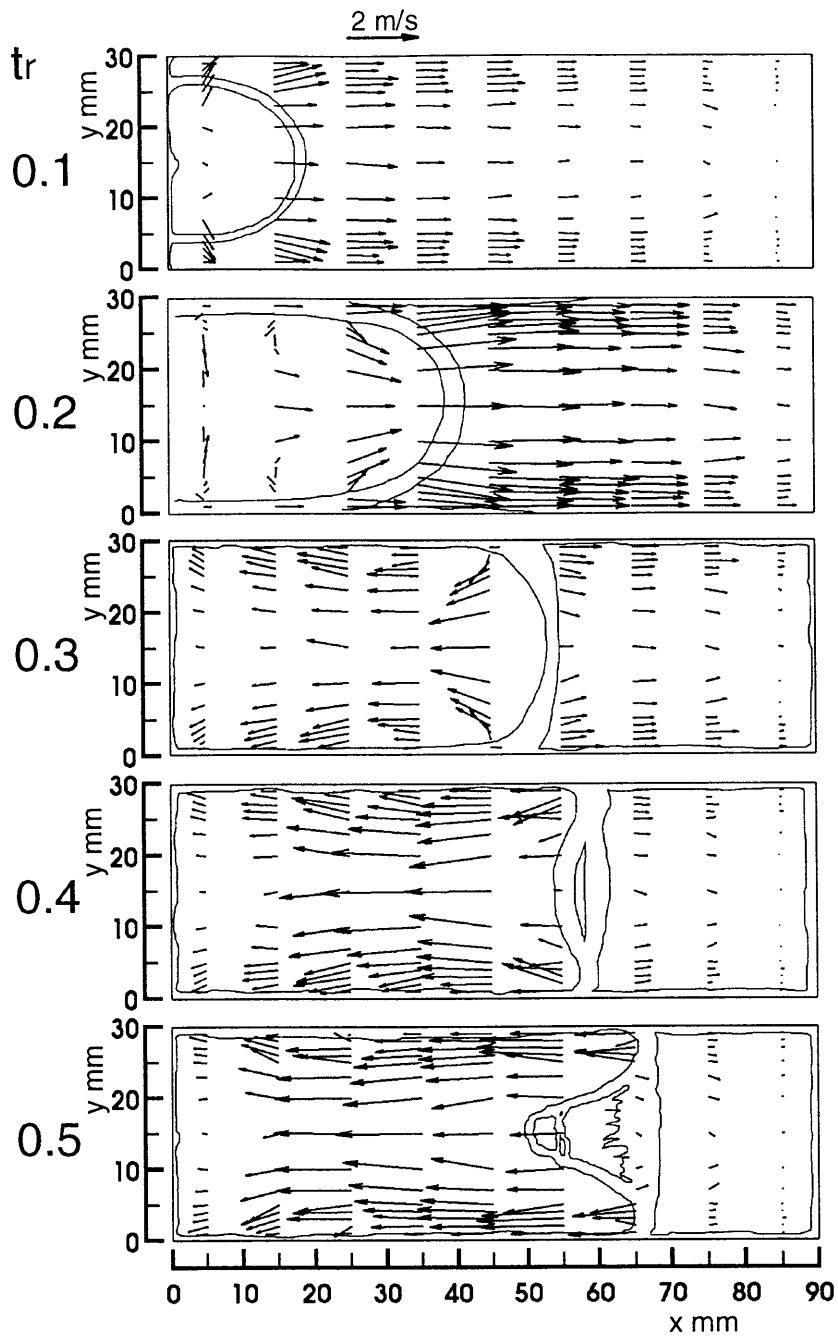


図2-6 LDVによる速度分布の測定結果
(当量比、 $\Phi=1.5$)

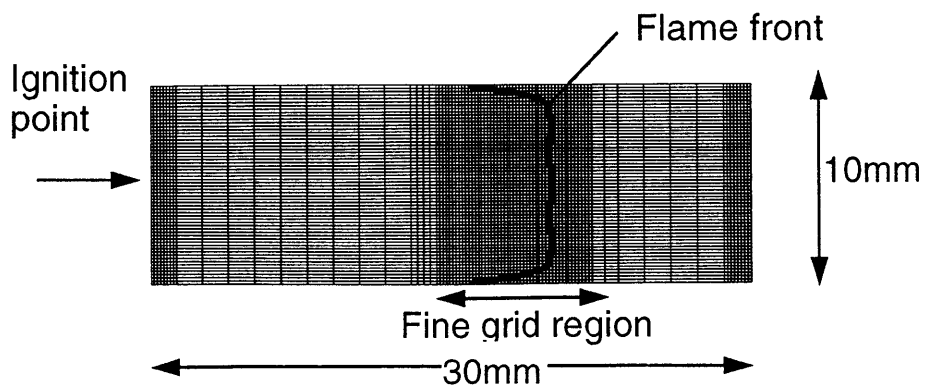
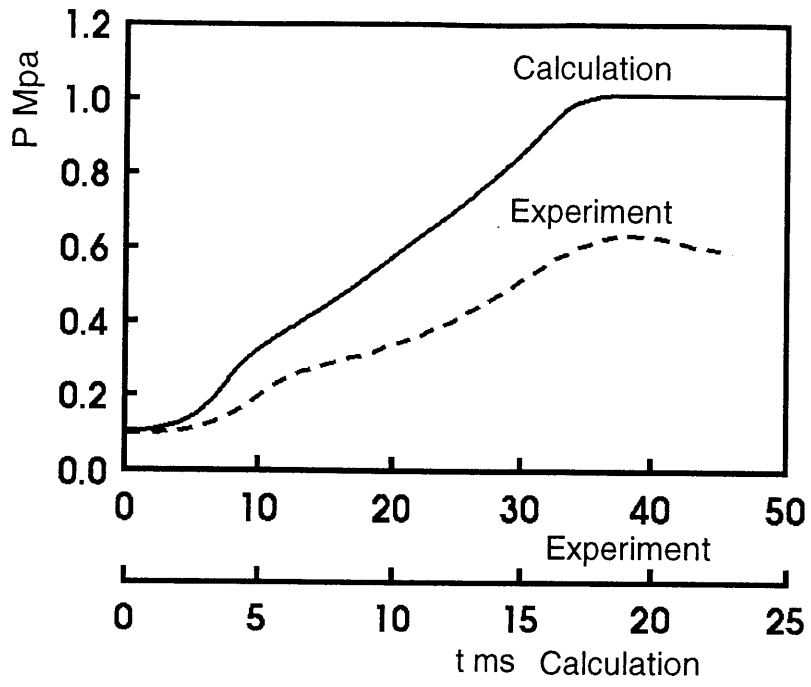


図2-7 解適合格子の手法を用いて火炎面近傍のみ細かくした計算格子



(a) 圧力履歴

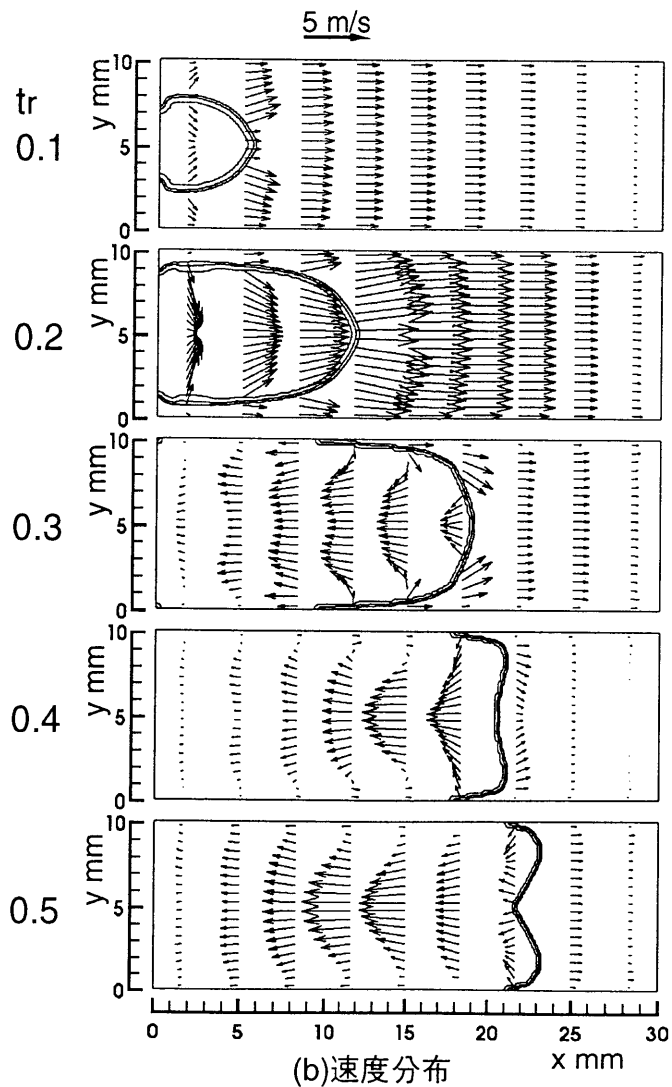


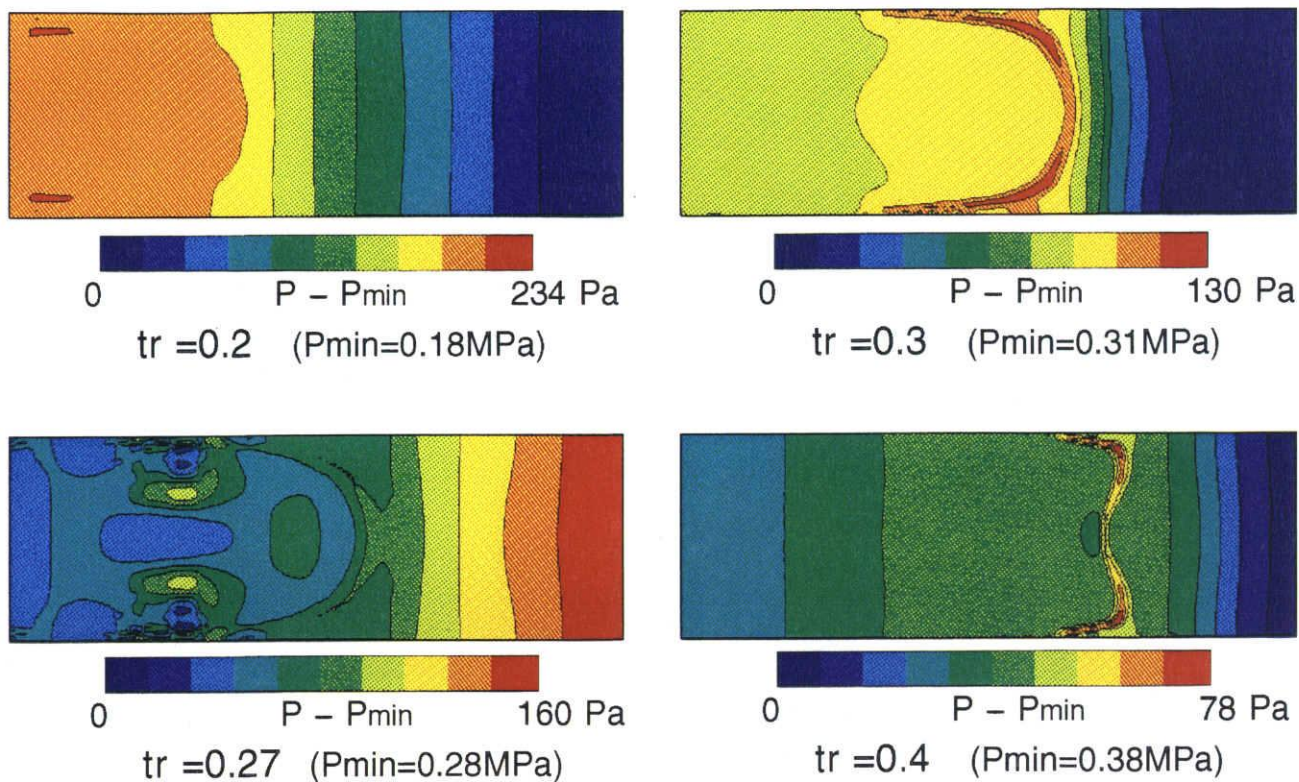
図2-8 計算による圧力履歴と速度分布

の、圧力履歴、とくに dP/dt の変化が定性的にはよく一致している。火炎面形状については実験よりくさび形が浅くなっているが、速度ベクトルとともに実験の傾向と一致している。くさび形が浅い原因の一つは、実際は3次元である現象を2次元で取り扱っているためと思われる。以上の結果より、本解析手法が燃焼を伴う流れ場に対して十分適用できることを確認した。さらに、くさび形火炎の生成過程についていくつかの解析を行った。その結果について次項に詳しく述べる。

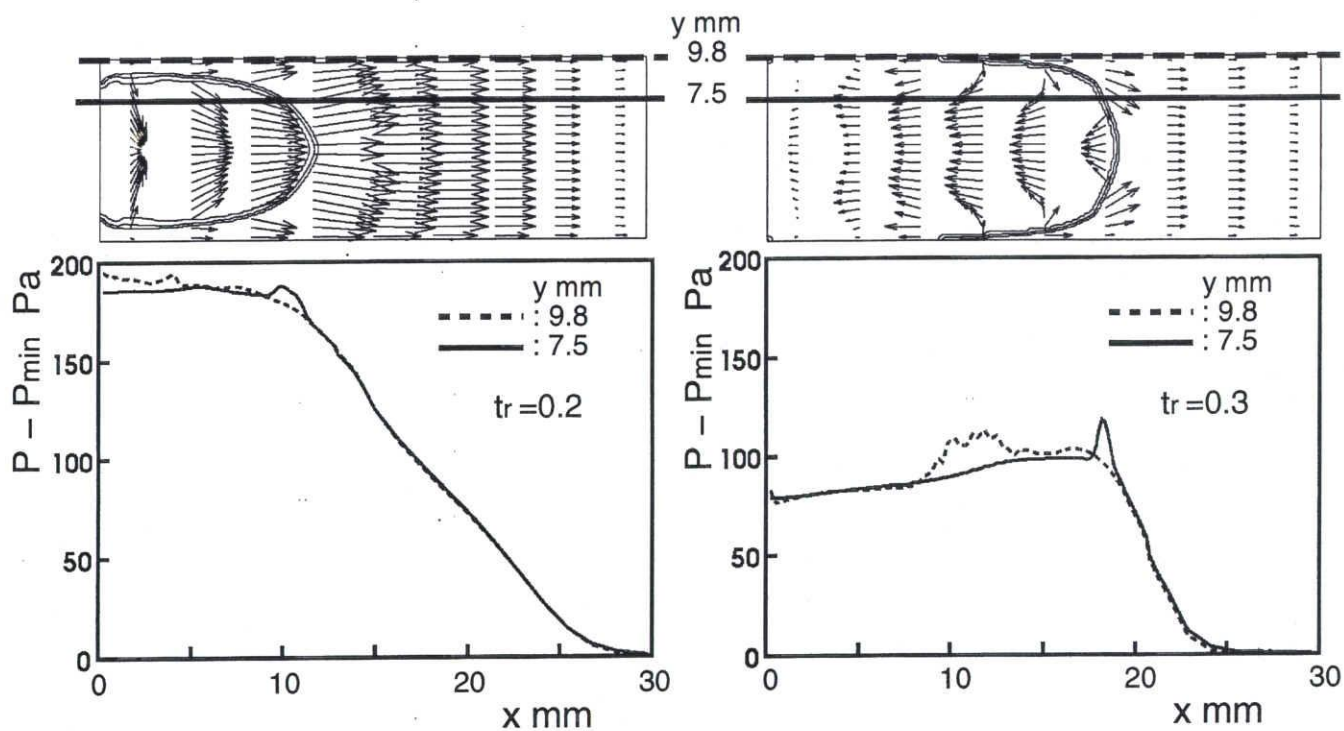
2.2.3 くさび形火炎の生成メカニズムに関する考察

図 2-5 に示した実験結果について、計算で得られた圧力分布をもとに、運動量説による吟味を加えながら説明する。点火された火炎は初め半球状に成長する。上下(前後)壁面が近づくにしたいが、その制約で火炎は対向壁側へふくらむ半楕円体状になる。軸方向に見た写真から、このころ火炎面積は非常に大きいことがわかる。この条件の指圧線図は図 2-8(a) に示したように、それを物語るように指数関数的に上昇を続けている。その後、壁面近傍の火炎は燃焼速度に近い速度で壁面に近づいてゆき消炎するので、大きかった火炎面積は急に減少を始める。そのため、圧力上昇率も急に少なくなり、燃焼室全体の速度ベクトルが小さくなっている。それまで、点火側の壁面近傍を除く領域全体で対向壁方向へ動いていた既燃ガスも未燃ガスも、ともに急減速を受けていることがわかる。

図 2-9(a) に、計算で得られた圧力分布を示す。図中の P_{min} は、各時刻における圧力の最小値である。図 2-8(b) に示したように、 $t_r = 0.2$ では点火壁に近い領域で火炎面は上下壁とほぼ平行になっており、火炎による発熱膨張により、既燃ガスは中心に向けて、未燃ガスは壁面に向けて加速される。任意の x の位置で燃焼室を左右に分けると、点火壁側の単位体積当たりの発熱量は、 $t_r = 0.2$ までは対向壁側のそれと比較して常に大きいことになる。したがって、図 2-9(a) の $t_r = 0.2$ にみられるように、燃焼室内の圧力は点火壁側で高く、対向壁側で低くなる。 $t_r = 0.2$ から 0.3 にかけて、火炎面は点火壁側から壁面に接してゆき、点火壁側の発熱量が減少することにより急減速が起こり、 $t_r = 0.27$ でみられるように点火壁側の圧力が低くなり、既燃ガスのかなりの領域で流れが逆流を始めている。 $t_r = 0.3$ では、圧力は火炎面で最も高くなり、概ね既燃ガスは左へ、未燃ガスは右に向かって流れるようになる。 $t_r = 0.4$ でも同様である。図 2-8(b) の $t_r = 0.3$ において、火炎面先端近くの壁付近 ($x = 18.3\text{mm}$, $y = 0 \sim 2.5, 7.5 \sim 10\text{mm}$) における未燃ガスは、燃焼室中心に向かって流れている。この壁付近 ($y = 9.8\text{mm}$) における圧力と、壁から離れた位置 ($y = 7.5\text{mm}$) での圧力を比較したのが、図 2-9(b) の破線と実線である。 $t_r = 0.2$ において



(a) 圧力分布



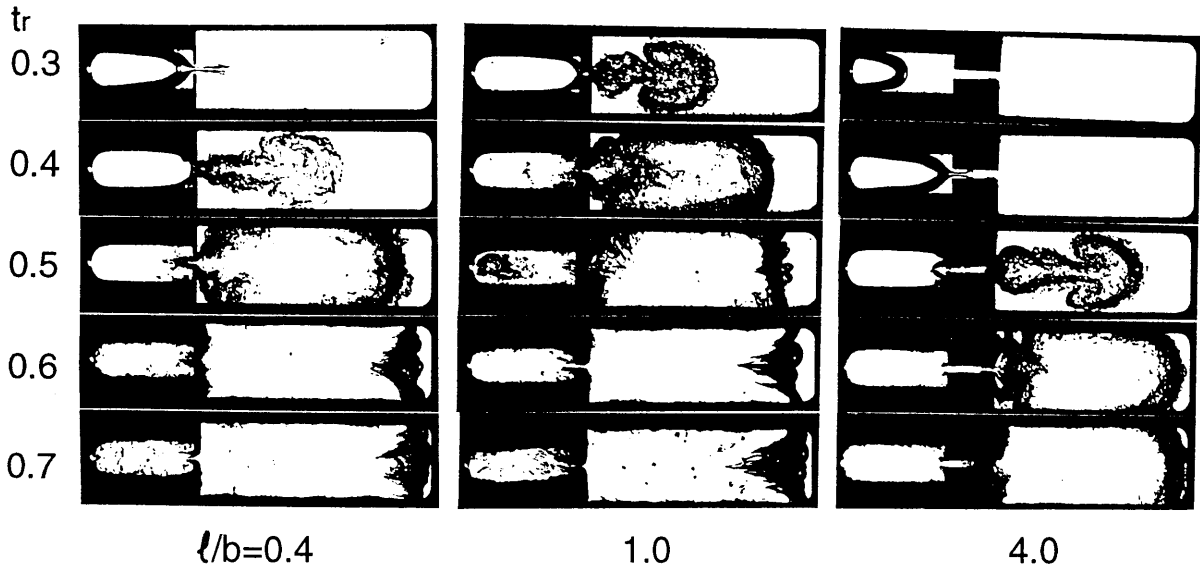
(b) 壁付近と壁から離れた位置での圧力分布

図2-9 計算による燃焼室内の圧力分布

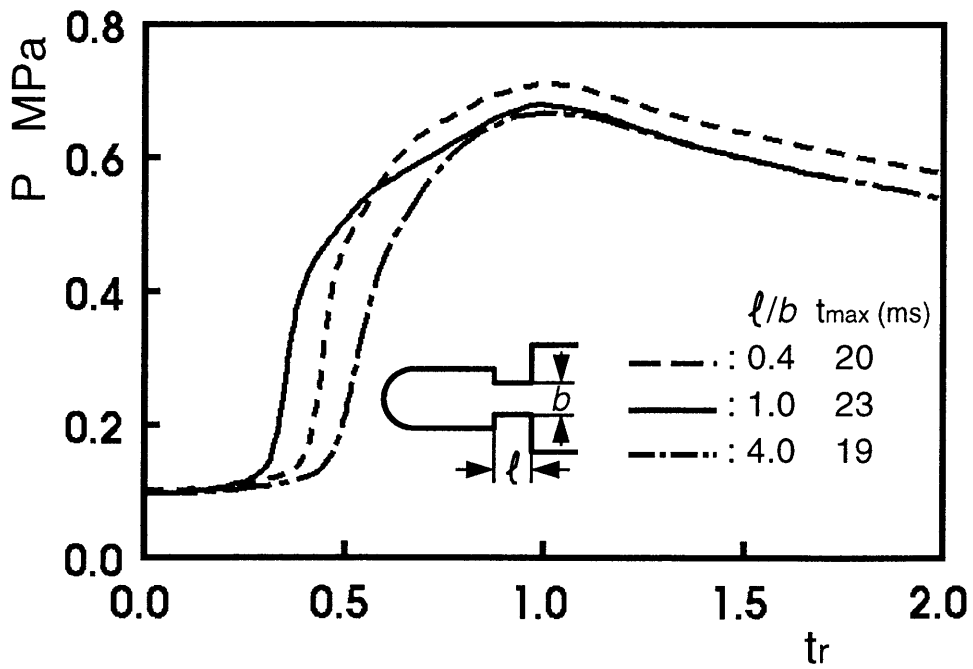
は、 $x = 0 \sim 5\text{mm}$ では壁の方が圧力が高いが、それより右では両者にほとんど差がみられない。 $x = 10\text{mm}$ 付近でみられる圧力上昇は火炎面によるものである。 $t_r = 0.3$ では、 $x = 10 \sim 17.5\text{mm}$ において、壁付近の方が圧力が高くなっている。 $x > 17.5\text{mm}$ の領域は全て未燃ガスで占められ、密度差はほとんど無いため、火炎面積の減少による減速を一様に受ける。それに対して $x = 10 \sim 17.5\text{mm}$ では、中心軸付近の密度の小さい既燃ガスの方が、壁付近の未燃ガスより減速の影響を強く受け、運動量の変化が大きくなり、その結果、中心軸付近の方が壁よりも圧力が低くなる。この圧力差によって、未燃ガスは徐々に中心付近に向かって流れるようになり、やがてくさび形火炎を生じると考えられる。このように、火炎面前方の壁面近傍では圧力が高く中央では圧力が低くなるため、壁面近傍から中央へ向かう流れができて渦となり、スキッシュ流と呼ばれている流れ [51] を作る。つまりこのスキッシュ流に似た流れも、このようにしてできた圧力勾配のもたらす結果であると言える。

もし火炎面積が上下壁面により制約されて急減少し、それに伴い減速を受けるとすれば、その割合を減らし、壁面の制約を受ける頃の中央付近の火炎面積が壁面に制約されて減少する分より多ければ、減速効果が薄れ、くさび形火炎へ移行しにくくなるであろう。これは、燃焼開始前の混合気に初期乱れを与えることで実現できることを、若井ら [49] が示している。それによれば、乱れの無いときと比べ、乱れを与えた場合には乱れの無い通常の燃焼をさせたときに $t_r = 0.3$ 付近で現れる dP/dt の減少期間が見られず、急減速がおこらないため火炎もくさび形に移行しない結果となっている。

図 2-10 は乱れがありながら、わずかな条件の違いにより、くさび形火炎に移行するものとししないものの例を示す。燃焼室は従来対象とされてきたものと異なり、副室を持つ。副室は長さ 45mm、高さ 10mm であり、主室は長さ 90mm、高さ 30mm である。両燃焼室の深さは 70mm である。両室は、長さが可変で幅 (b) が 4mm の二次元ノズルで仕切られている。ノズルは主室側に設置されるため、その長さ (l) 分だけ主室長さは減ることとなる。混合気への点火は、副室のノズルの反対側から奥行き方向 70mm にわたって直線上に 5 点並べられた点火装置によりほぼ一次元状に点火される。点火された火炎は副室内を伝播しつつ、副室未燃ガスをノズルを通して主室へ噴出させ、噴流火炎が噴出するまでに主室内を乱す。図 2-10(a) はその場合の l と b との比 l/b を 0.4、1.0、4.0 とした場合の火炎形状の変化の様子を示し、図 2-10(b) にはそれらの条件における指圧線図を示す。ノズル内での流れを比較すると、 $l/b = 1.0$ では入り口で剥離し、出口付近に至ってノズル壁面に再付着する。そのため、主室へ進入するときはノズル幅一杯に広がる流れとなって



(a)シュリーレン写真



(b)圧力履歴

図2-10 ノズルのアスペクト比(l/b)のくさび火炎形成への影響

いる。一方、 $l/b = 0.4$ では縮流して主室に出るため b の小さいものと等価となり、また $l/b = 4.0$ では再付着してからさらに長い距離にわたってノズル内を進むため、境界層が発達し、やはり b が小さい場合と等価となるものと考えられる。したがって、 $l/b = 1.0$ のときが最も噴流速度が遅く、他の2つと比較的ノズルに近い位置でこの種のノズルから噴出する火炎特有のきのこ状火炎となり、その結果ノズル近くでの乱流燃焼も最も早く完了する。このノズル付近で燃焼がほぼ完了するのに対応して、指圧線図には圧力上昇の低下が見られ、まだ右に凸の形状を持っている火炎は急減速を受けることがわかる。このような dP/dt の減少効果は $l/b = 1.0$ から 0.4、4.0 と少なくなり、くさび形も 0.4 では残されているが、4.0 で発生を見ない。この実験からも急減速が起きることによってくさび形火炎が形成されることがわかる。

以上のように、くさび形火炎は火炎面積の減少によるガスの減速によって、形成されると考えられる。そこで、点火側の壁を実験のように固定壁とせず可動壁とし、ちょうど火炎が半楕円体状から平面状火炎へと移るころ、可動壁の移動によって外部からガスを加減速させる数値実験を行った。

図 2-11(a) の左が固定壁による結果を再度示し、中央は半楕円体状から平面状へ移行する $t = 4\text{ms}$ で、それまで火炎面がガスを加速していた分を、点火側壁面が補償してひきつづき加速が生じるように動かした場合である。図 2-11(b) に示されるように、指圧線図が単調(変曲点も持たない)増加を続けるように与えられる。この場合の火炎面は、図から明らかのように、くさび形火炎面を形成できていない。図 2-11(a) の右は逆にくさび形火炎への移行時期に合わせて、火炎面積減少による減速以上に点火側壁面を移動させて減速をはかった場合である。指圧線図は、固定壁以上に圧力上昇率の低下を示し、固定壁より深いくさび形火炎を形成している。

図 2-12 は、上記 3 条件の速度ベクトルマップを火炎面まわりについて詳しく示したものである。(a) の固定壁において火炎面近傍の未燃ガスの軸方向速度をみると、壁付近の粘性の影響のため遅くなっている領域を除けば、中心が遅く壁面で速い分布を示している。さらに既燃ガス側で渦が形成されていることがわかる。点火側壁面を圧縮方向に移動する(b) では、指圧線図としては減速を打ち消す圧縮を与えたものの、未燃ガス側の速度をみると実際にはまだ中央より壁面近傍の方がやや大きく、火炎面は平面になりつつある。これが、減速条件の(c) では、火炎面前方の未燃ガスの逆流さえ誘起しており、この後くさび形が一層深くなることを推測させる。

さらに、急減速の有無が未燃、既燃ガスの速度にどのように影響を及ぼしているかを調

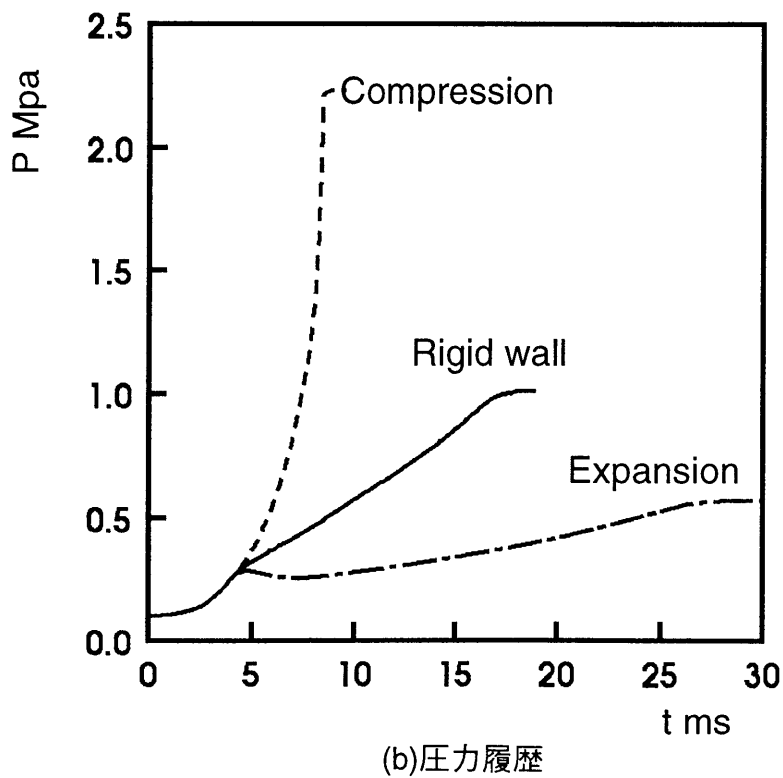
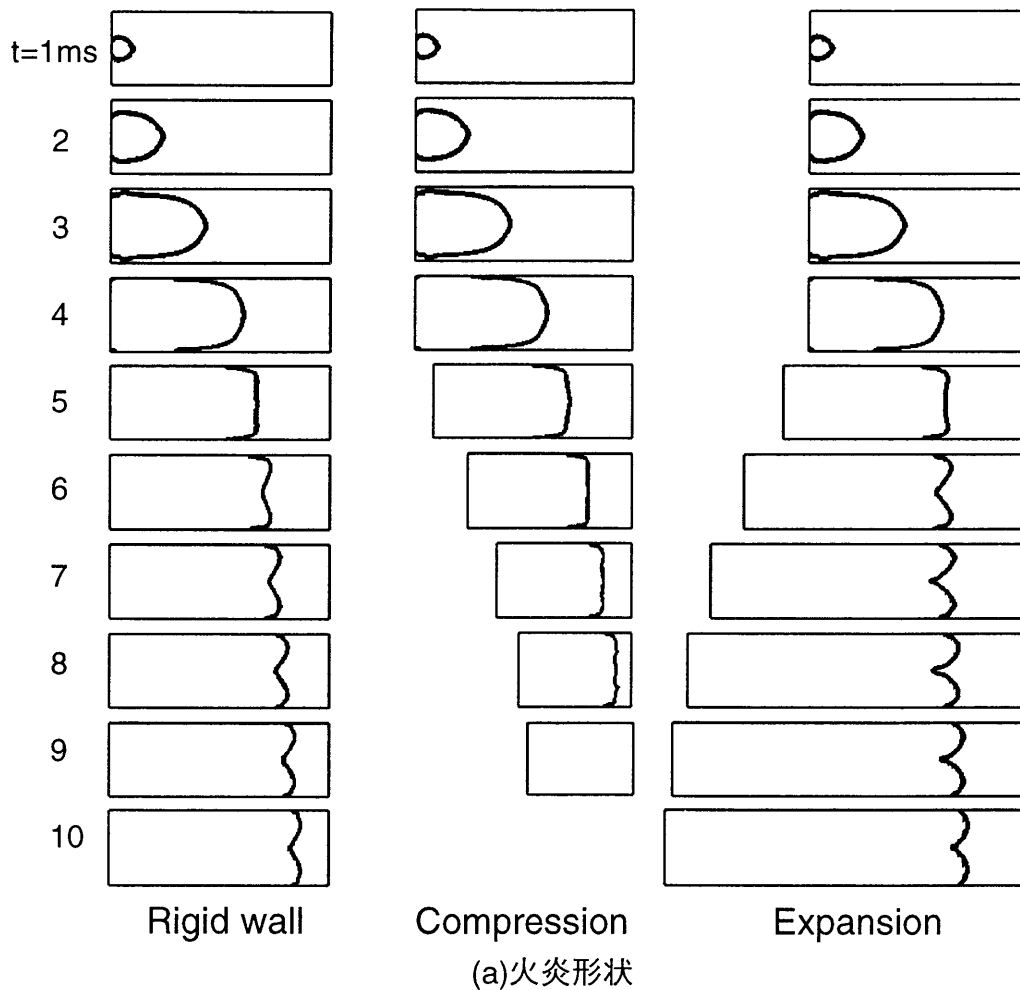


図2-11 点火側の壁を移動によって圧縮あるいは膨張させたときのくさび火炎の挙動と圧力履歴 (壁の移動は4.0 ms より開始)

べたのが図 2-13 である。ここでは、壁の移動を開始してから 0.4ms 後で、(a) に示すように火炎先端付近の火炎面の曲率がほぼ最大となる位置を検査面を選び、そのときの軸方向速度を比較した。(b) がその値を、(c) は移動壁と固定壁との速度差を示す。(b) から、火炎面 (水平方向破線) 位置において、その条件でもまだ対向壁方向に進んでおり、そこから少し既燃ガス中に入ったところで速度が 0 となっている。これは、点火壁側へ裾野を広げる半楕円体状火炎の裾の部分はまだ非常に大きく、そこでの発熱量が中央部より大きいいため対向壁方向へ既燃ガスをも駆動しているのである。(c) から、圧縮側へであろうが膨張側へであろうが、点火側壁面を駆動する影響は、未燃ガスと比較して既燃ガスでは 2 倍程度大きくなっており、このような加減速の影響をより強く受けることを示している。急減速の有無によってくさび形火炎が生成されるかどうかが決まること、さらに未燃ガスに対して既燃ガス側の方が減速の影響を強く受けているという事実は、いずれも運動量説を裏付けるものである。

図 2-14 は、上記の点火壁面を移動させたのと同じ時刻において、燃焼速度、拡散係数および熱伝導率を 0 とし、流体力学的効果だけを見ようとしたものである (拡散係数と熱伝導率を 0 としたのは、化学反応停止後、火炎面が厚くなって不明確になるのを避けるためである)。反応を止めたため、急減速の程度は固定壁のそれをしのぐばかりか、上記膨張壁をもしのいでおり、その結果、くさび形も非常に深いものとなっている。この結果は、単に流体力学的な効果のみで初期のくさび形火炎が形成されることを示し、壁移動での結果と対応している。

以上のごとく数値計算を用いることにより、実験から得られた知見、運動量説が正しいことが裏づけられた。特に、図 2-11、図 2-14 に示した様な結果、あるいは図 2-10、図 2-12 のような詳細なデータは、いずれも実験的に示すのは非常に難しく、数値解析の威力を十分に発揮した結果である。このように実験に加えて数値解析を用いることによって、従来得られなかった新しい知見をも得ることが可能であることがわかる。

2.3 H₂噴流拡散火炎における乱流燃焼モデルの評価

2.3.1 解析モデル

前項における検討によって、プログラムの基本的な構成に問題が無いこと、特に、層流燃焼モデルについての検討を十分に行うことができた。実際にガスタービン燃焼器の計算

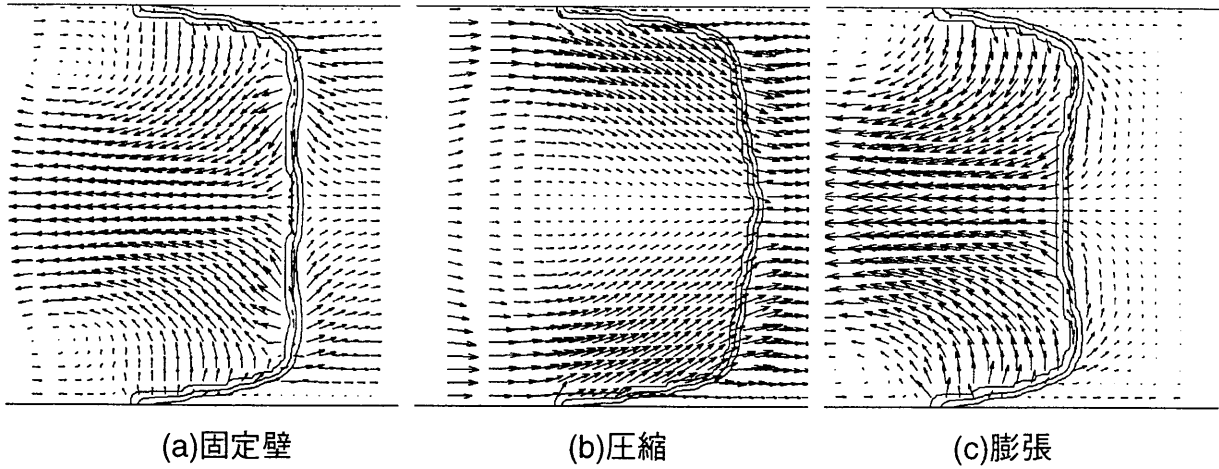


図2-12 時刻5msにおける火炎面近傍の速度分布

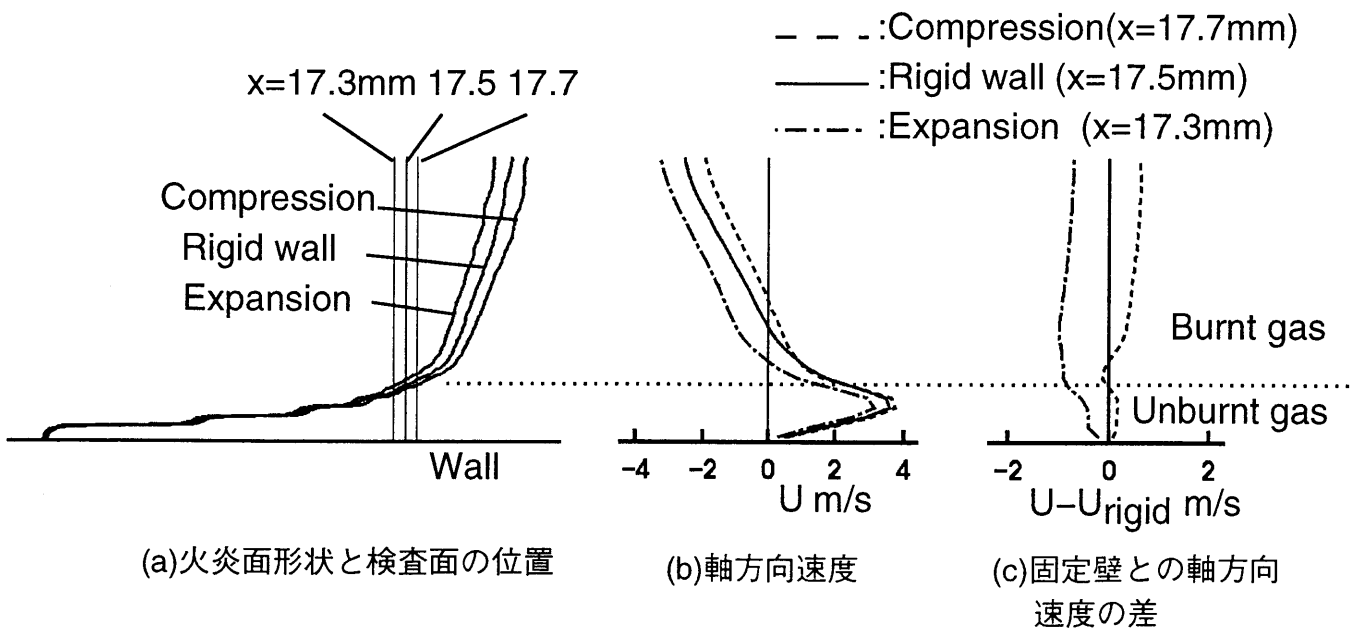
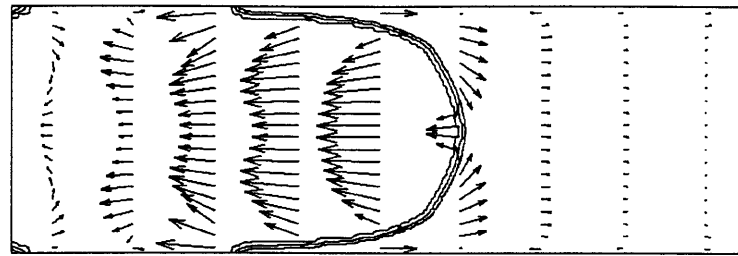
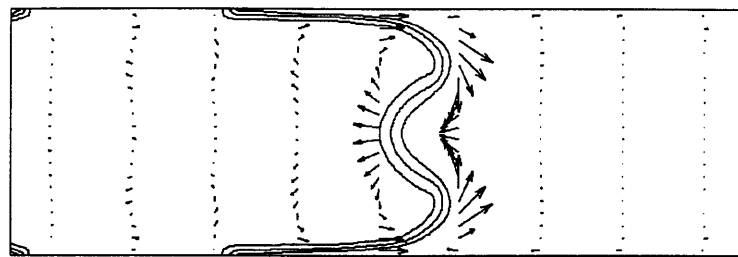


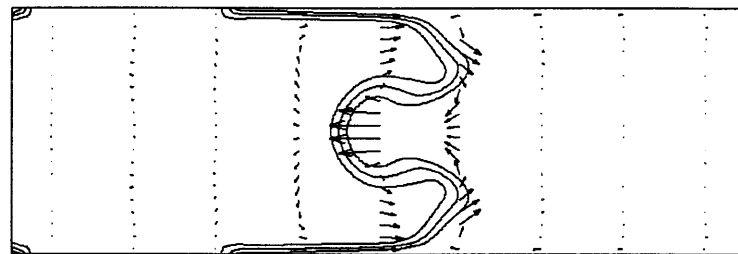
図2-13 壁移動を開始してから0.4ms後(点火からは4.4ms)の軸方向速度の比較



t=4ms



t=5ms



t=6ms

図2-14 点火後4msで燃焼を停止した場合の既燃ガスの挙動

を行う場合、さらに乱流燃焼速度について検討しておく必要がある。これを評価する場合、化学反応の速度が混合速度に比べて十分に速く、無視できるような条件が望ましい。そこで、小沼ら [115] による同軸水素噴流拡散火炎の実験を対象に計算した。水素は層流燃焼速度が極めて速いため、反応はほぼ混合速度によって支配されていると考えられる。

同軸噴流バーナーに対する計算格子を図 2-15 に示す。計算格子の中心に位置するのが内径 0.6cm の燃料ノズルであり、窒素で希釈された水素が噴射される。その周囲には空気が流され、拡散火炎を形成する構造となっている。また、計算格子はノズル近傍で細かくし、計算格子の影響が無いように配慮した。計算条件を表 2-3 に示す。

2.3.2 計算結果と実験結果の比較

図 2-16 は計算で得られた速度分布と乱れのエネルギー分布、 H_2 濃度と温度分布を示す。乱れはノズルからの噴流と周囲の空気が混合する位置、すなわち速度勾配が大きい位置で大きな値を示している。乱れが大きいこの位置で水素と空気の混合が進み、燃焼が活発になり、乱れの大きい領域を高温の燃焼ガスが取り囲む結果となっている。

図 2-17、図 2-18 は中心軸上の速度 (u)、乱れ (u')、さらに温度と濃度分布について実験と計算を比較したものである。 $k-\varepsilon$ モデルを用いた計算においては乱れは、乱れのエネルギー (k) として扱っているが、その値は各乱れの成分 u' 、 v' 、 w' を用いて以下のように計算することができる。

$$k = \frac{1}{2}(u'^2 + v'^2 + w'^2) \quad (26)$$

実験と計算の比較は本来この式から求めた乱れのエネルギーで行うことが望ましいが、小沼ら [115] は軸方向の乱れしか測定していない。そこで、乱れの比較としては乱れが等方的であると仮定して以下のように行った。すなわち、上式において $u' = v' = w'$ と仮定すると乱れのエネルギー、あるいは逆に乱れはそれぞれ以下の式となる。

$$k = \frac{3}{2}u'^2 \quad (27)$$

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3}k} \quad (28)$$

図 2-17 に示した乱れはこの式により求めた値である。

図 2-17 をみると、非燃焼場と比較して燃焼場では燃焼による膨張のため、噴流のコアの部分が明確には区別できなくなり、さらに乱れが最高値となる位置が下流方向に移動して

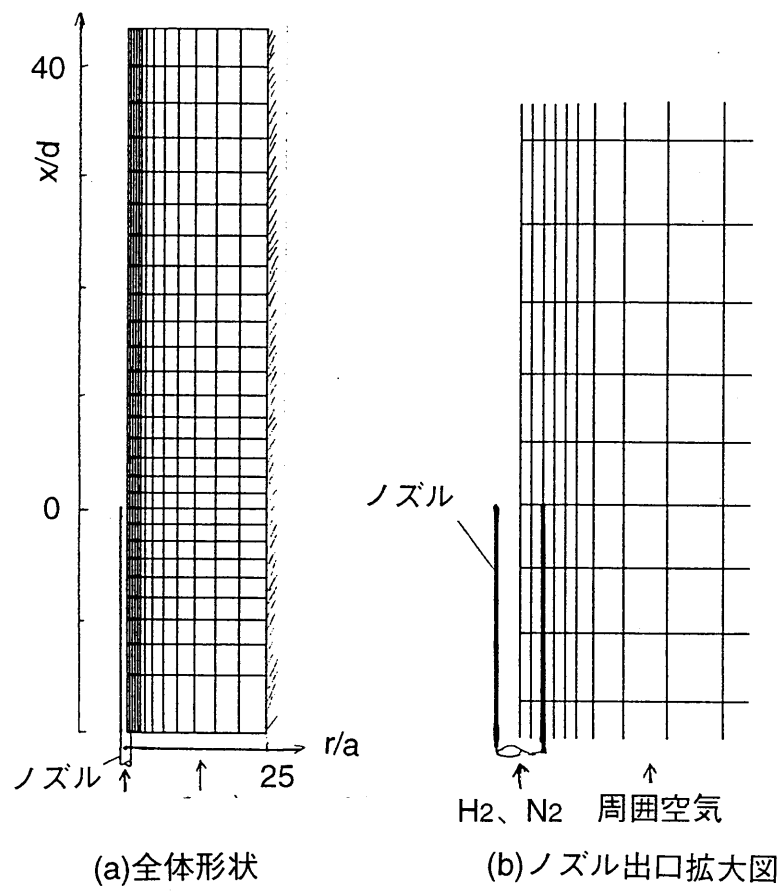
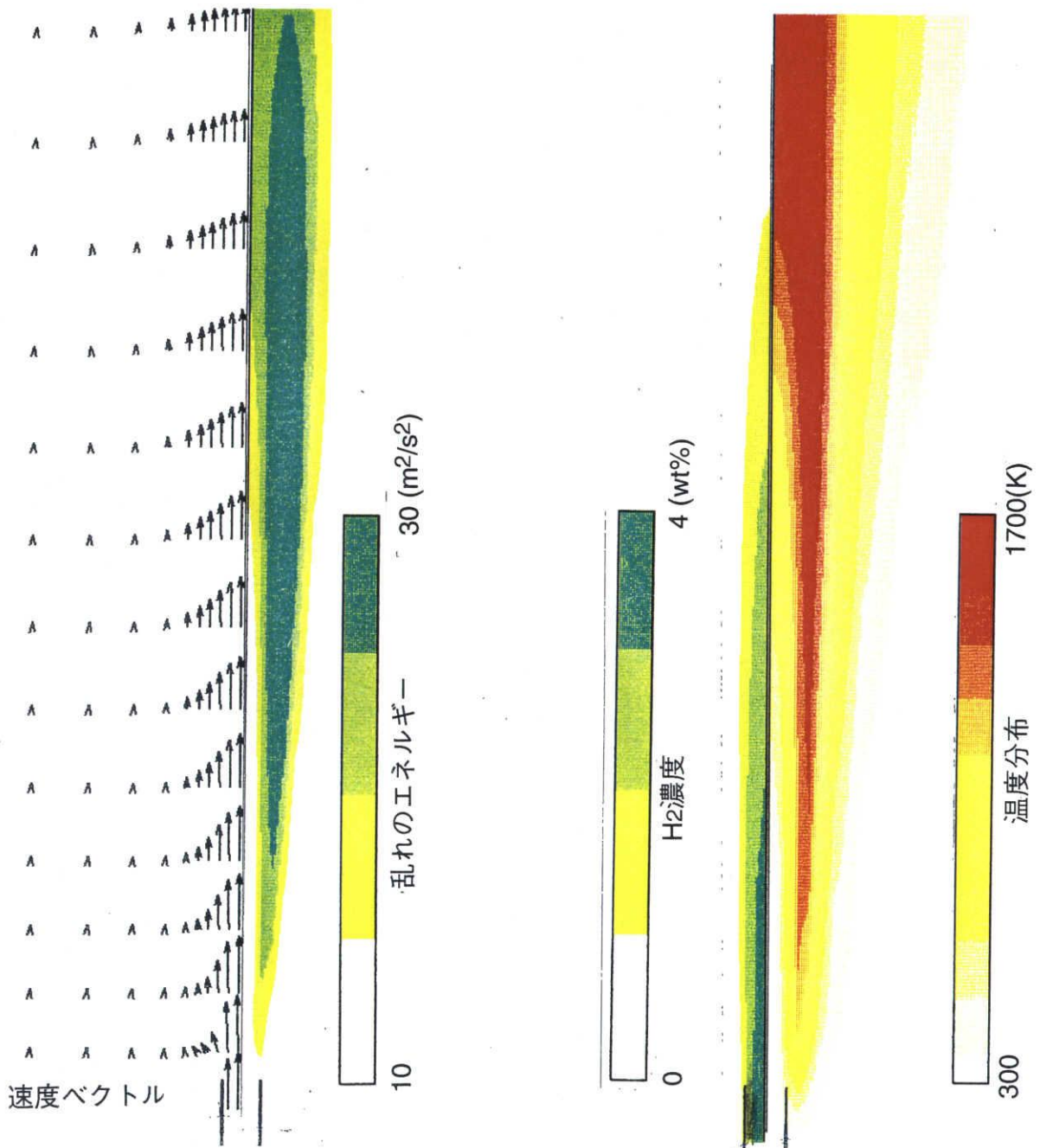


図2-15 H2噴流拡散火炎に対する計算格子
 (ノズル径：d=0.6cm、a=d/2)

表2-3 計算条件

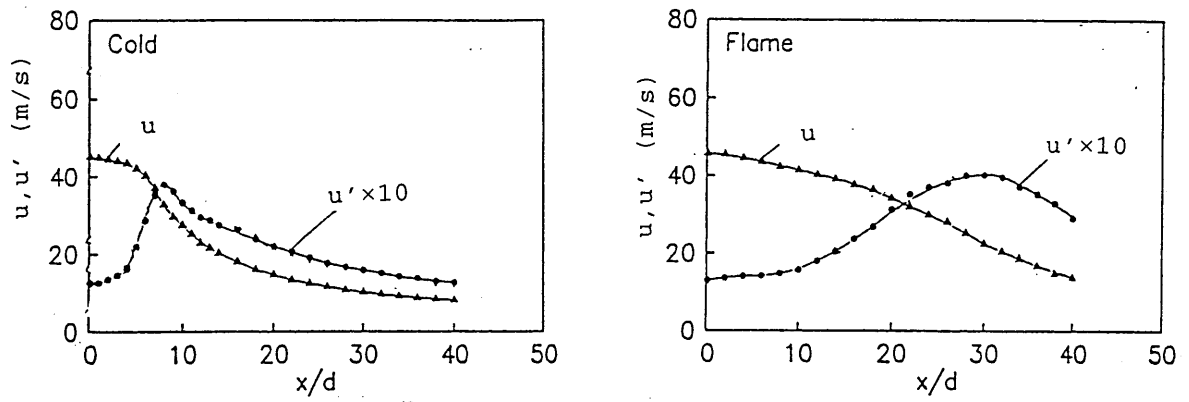
	ノズル	周囲流体
流体	H2 : N2 =1 : 2	空気
流速 (m/s)	37	3
温度 (K)	300	
圧力 (kPa)	101.3	



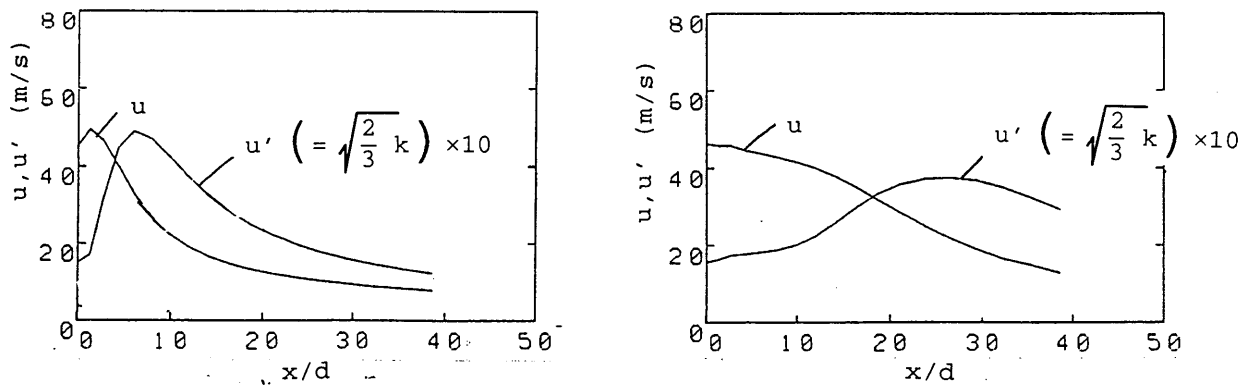
(a)速度ベクトルと乱れのエネルギー分布

(b)H₂濃度と温度分布

図2-16 火炎形状の計算結果

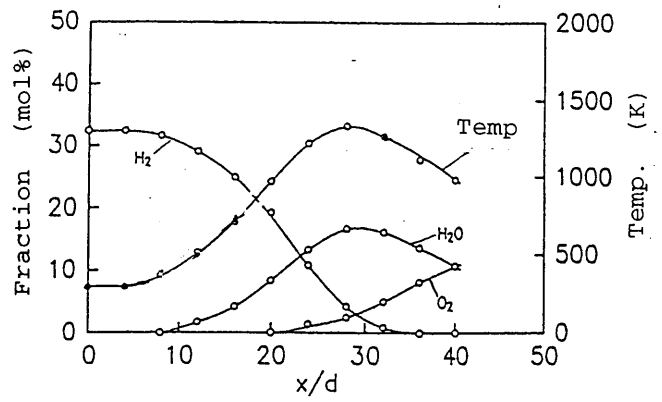
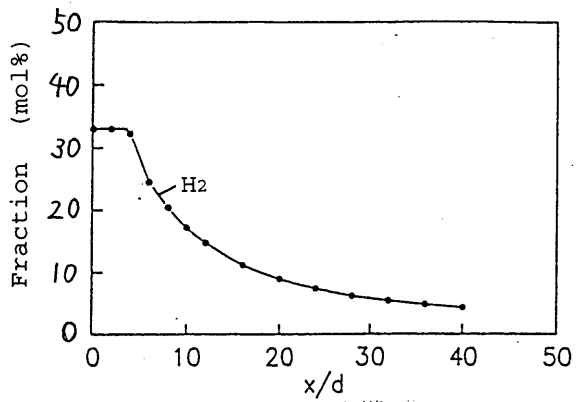


(a)実験結果

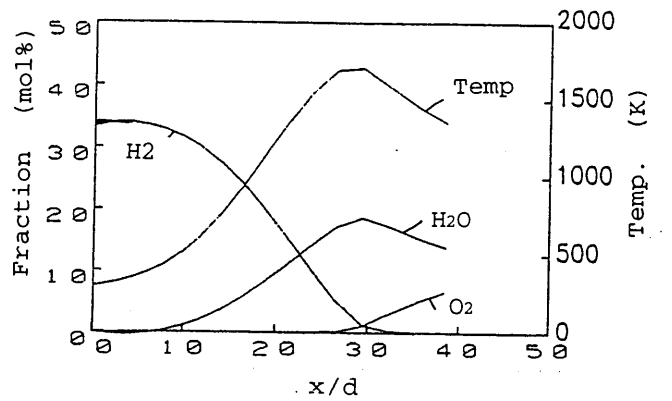
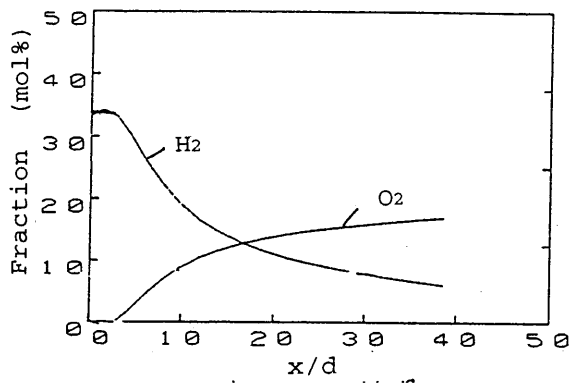


(b)計算結果

図2-17 中心軸上の速度および乱れの実験との比較



(a)実験結果



(b)計算結果

図2-18 中心軸上の濃度および温度分布の実験との比較

いることがわかる。計算結果はこのような流れ場の変化を良く捉えており、さらに燃焼場において乱れが最高値を示す位置もほぼ実験と一致している。ただし、非燃焼場においては、噴流のコアに相当する部分が図 2-17(a) からわかるように、実験では $x/d = 5$ まで到達しているのに対して計算では $x/d = 3$ 程度に短くなっている。一方、図 2-18 をみると、燃焼ガス温度は計算値の方が実験より 200K 程度高くなっているが、これは実験値が熱電対で測定されたものであり、ふく射補正を行っていないことが主な原因であると考えられる。これを除けば、図 2-17 と同様に燃焼場における温度分布や各化学種の分布も実験結果と良く一致している。

以上のように H_2 噴流拡散火炎に対する計算結果は、若干の違いはみられるものの、全体の傾向は極めて実験と良く一致しているといえる。これにより本研究で用いた乱流燃焼速度のモデルが実際の乱流火炎を予測する上で、実用上十分な精度を持っていることが確認できた。これらの結果をふまえて、次節ではこのモデルを実ガスタービン燃焼器に適用して、特に NO_x 排出量について実験と比較した結果を示す。

2.4 実ガスタービン燃焼器を対象とした NO_x 排出量予測精度の評価

前節までの検討により、本研究で開発したプログラムが燃焼場に対して十分な予測精度を持つことが確認できた。さらに、従来、実験では得られなかった新しい知見が得られることについても示した。ただし、前節までの検討は非常に単純な場で実施したものである。そこで、本節では、複雑な形状を持つ実ガスタービン燃焼器を対象に NO_x 排出量を計算し、実験と比較検討した結果を示す。このように複雑な場において数値解析を十分に評価することで、はじめてそれを実燃焼器の NO_x 排出量低減に関する検討に用いることが可能となる。

2.4.1 燃焼器構造および計算条件

(1) 燃焼器構造

図 2-19 に示すのが、大型バス用に開発が進められているガスタービンエンジン [116] である。エンジンの仕様を表 2-4 に示すが、2 軸再生式で圧力比は 6、軸出力は 300kW となっている。タービン等はすべて金属製であり、セラミック等是用いられていない。さらに、このサイズのエンジンでは、航空機用等の大型ガスタービンで用いられるフィルム冷却等

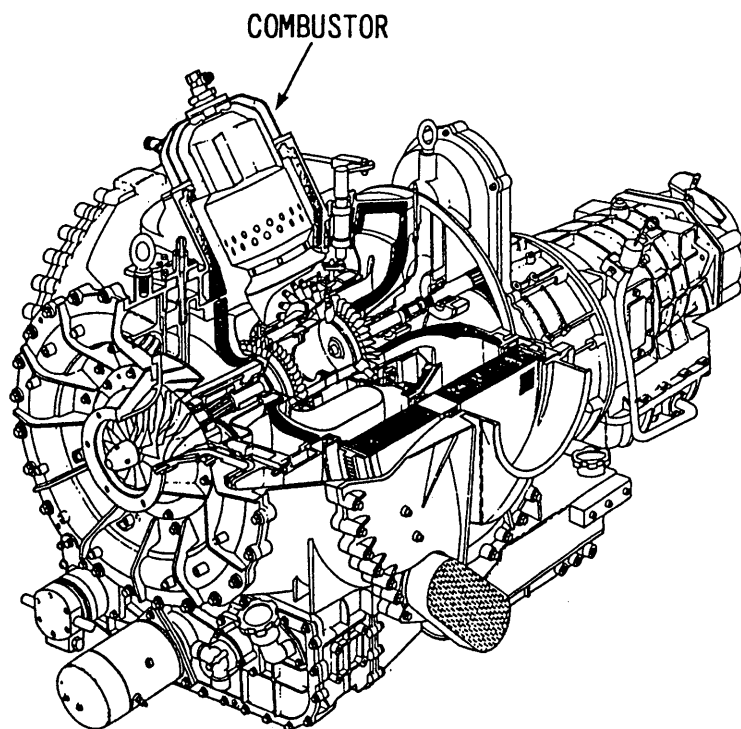


図2-19 大型バス用ガスタービンエンジン(モデルGT31)

表2-4 GT31ガスタービンエンジンの仕様

Type	2-Shaft Regenerative Type
Output	300 KW
Rotation Speed	54000 / 42000 rpm
Output Shaft Speed	2650 rpm
Compressor	
Pressure Ratio	6.0
Air Flow Rate	1.5 kg/s
Type	Centrifugal
Turbine	
Turbine Inlet temperature	1323 K
Type	Axial /Axial
Variable Mechanism	Variable Nozzle
Heat Exchanger	Dual Disk Regenerative Type

のブレードの溶解を防ぐ方法は使用困難なため、タービン入口温度は 1050 °C と比較的 low に設定されている。熱効率を高めるために、回転蓄熱式の熱交換器により排熱を回収し、コンプレッサーを出た後の燃焼用空気の温度は 600 °C 以上にもなっている。排気エミッションについては、大型ディーゼル車に課せられる排気の長期規制値を、十分に満足することを目標としている。

このエンジンに用いられ、本研究で計算対象とした燃焼器の構造を図 2-20 に示す。燃焼器は副室と主室より構成される、副室付渦巻燃焼器 [117][118] と呼ばれるものである。燃焼用の空気は 1 次 (プライマリー)、2 次 (セカンダリー)、さらに希釈用空気とに分かれて燃焼室内に導入される。1 次空気は副室の側壁に設けられた 4 つの通路より燃焼室内に接線方向から導入され、燃焼室内に旋回流を形成する。2 次空気は主として主室壁の冷却用に用いられ、希釈空気は燃焼ガス温度をタービン入り口温度まで下げるために導入される。燃料は、ガスタービン燃焼器で一般的に用いられている、副室端壁の中央に取り付けられた圧力噴射弁により微粒化されて燃焼室内に噴射される。

通常の缶型燃焼器と比較して、この燃焼器は 1 次空気の導入構造が大きく異っている。1 次空気が燃焼室壁に対して接線方向に導入されるため、燃焼室内に形成される旋回流は非常に強くなる。そのため、火炎の安定性が高く、燃焼可能範囲が広いという特長を持っている。一方で、缶型燃焼器と比較して適用例が少ないため、燃焼器内部の流れや温度分布について、十分には解析されていない。

(2) 計算条件

この燃焼器を対象に、大久保らが用いた実験装置 [15] を図 2-21 に示す。実験装置は、燃焼器を取り付け評価するための燃焼部、燃料供給系、空気源と空気予熱用の電気ヒーター、ガスサンプリング等のための計測部、さらに水冷却した排気管系より構成される。この実験装置の特徴は、出力 200kW の大型の電気ヒーターによって、NO_x 排出に影響の大きい燃焼用空気の予熱温度を正確にかつきめ細かく制御できる点にある。ただし、空気源と電気ヒーターの容量の問題からエンジンの全運転範囲に対応した条件では実験されていない。本研究で対象としたのは、いずれも燃焼用空気温度 600 °C、空気流量 120g/s で一定とし、燃料流量の調整により当量比を変化させたときの結果である。また、圧力としては、150kPa と 300kPa の 2 ケースとした。

燃焼場を計算するためには、空気側の境界条件とともに、燃料噴霧の初期条件として、粒径分布や噴霧角が必要となる。それらについては、いくつかの実験式や計算方法も示されている。しかし、噴霧の初期条件は NO_x 排出量の計算結果に与える影響が大きいため、

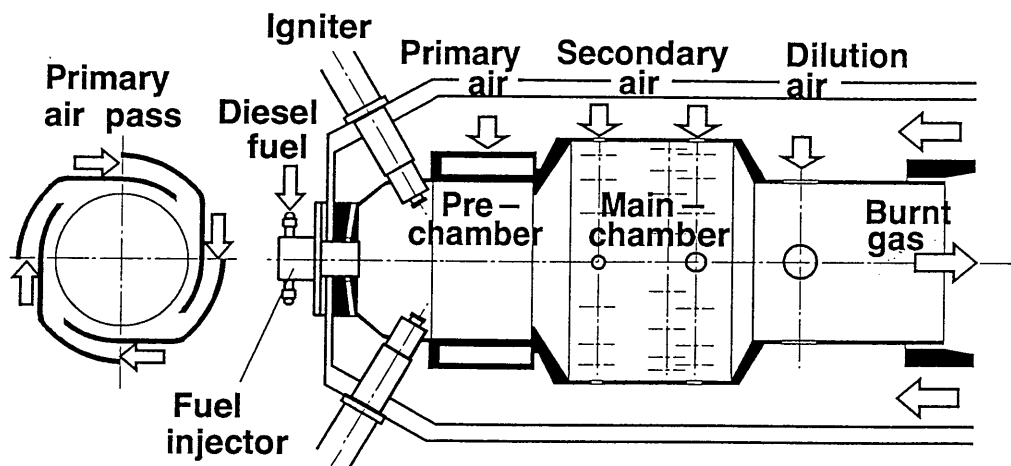


図2-20 副室付渦巻燃焼器の構造

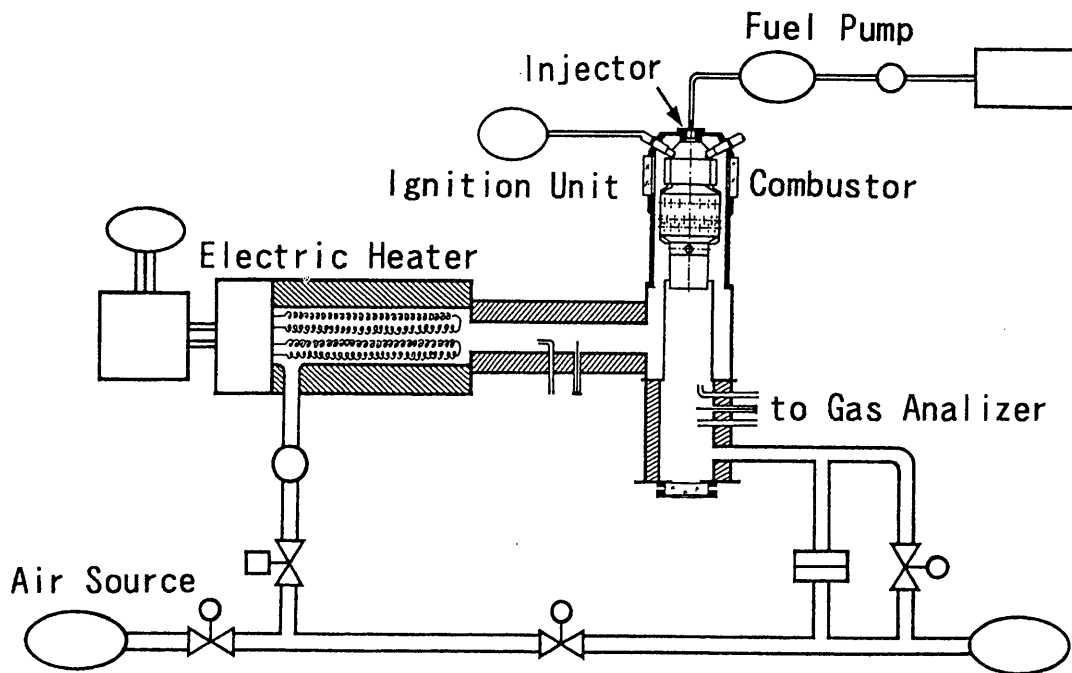


図2-21 ガスタービン燃焼器の排気特性評価のための実験装置

計算と実験の比較を主眼とする本研究ではなるべく正確な値を用いる必要がある。そこで、実験による測定結果を直接初期値として用いることにした。

図 2-22 に燃料噴射弁の構造と噴霧特性を示す [15]。燃料噴射弁は圧力噴射弁と呼ばれるものであり、燃料は、噴射弁先端に設けられた渦巻室により旋回を与えられて噴射され、ホロコーン状の噴霧を形成する。渦巻室は内側と外側の 2 室に分かれており、燃料流量が少ない条件では内側のみ使用し、燃料流量が増加し燃料圧力が高くなると、内部の圧力弁が開き、外側からも燃料が噴射される構造となっている。噴霧粒径 (SMD)、噴霧角 (θ) については PDPA (Phased Doppler Particle Anemometer) により測定された結果である。ここで、SMD はザウタ平均粒径を表し、粒径 D とその粒径を持つ液滴の個数 n から以下の式で計算される。

$$\text{SMD} = \frac{\sum D_i^3 n_i}{\sum D_i^2 n_i} \quad (29)$$

これは全質量と全表面積が元のサンプルと等しい均一粒径の液滴群を考えたときの、その粒径を示すものである。液滴の蒸発においては、特にその表面積の影響が大きいことから、平均粒径としては SMD を用いるのが一般的である。燃料噴射弁 A と A1 は渦巻室の寸法と圧力弁の開く圧力が異なっており、A と比較して A1 の方が噴霧角が小さく、さらに低燃料流量側での噴霧粒径が大きくなっている。本研究では、燃料噴射弁としては A1 を用いた場合を対象とした。

計算格子を図 2-23 に示す。流入境界を各空気導入孔から燃焼室への流入位置として、流出境界は燃焼器出口とした。実際の計算領域は、周期境界を用いて周方向 1/4 に設定し、計算領域内の要素数は 7103 である。計算にはスーパーコンピュータ (VP2600) を用い、計算時間は 1 ケースあたり約 5~10 時間であった。

2.4.2 ふく射計算の NO_x 排出量への影響

(1) 従来の数値解析手法の問題点と考察

この燃焼器は拡散燃焼であり、燃焼器内には輝炎が形成されることが、実験によって観察されている。輝炎の場合、ふく射による燃焼ガスからの放熱が大きいことが知られているが、従来の計算法、例えば噴霧燃焼を対象とした KIVA コード [94] でも、その影響は考慮していない。そこで、まず初めに、これらのふく射を考慮しない計算法で、ガスタービン燃焼器の NO_x 排出量の予測が可能かどうかを検討した。

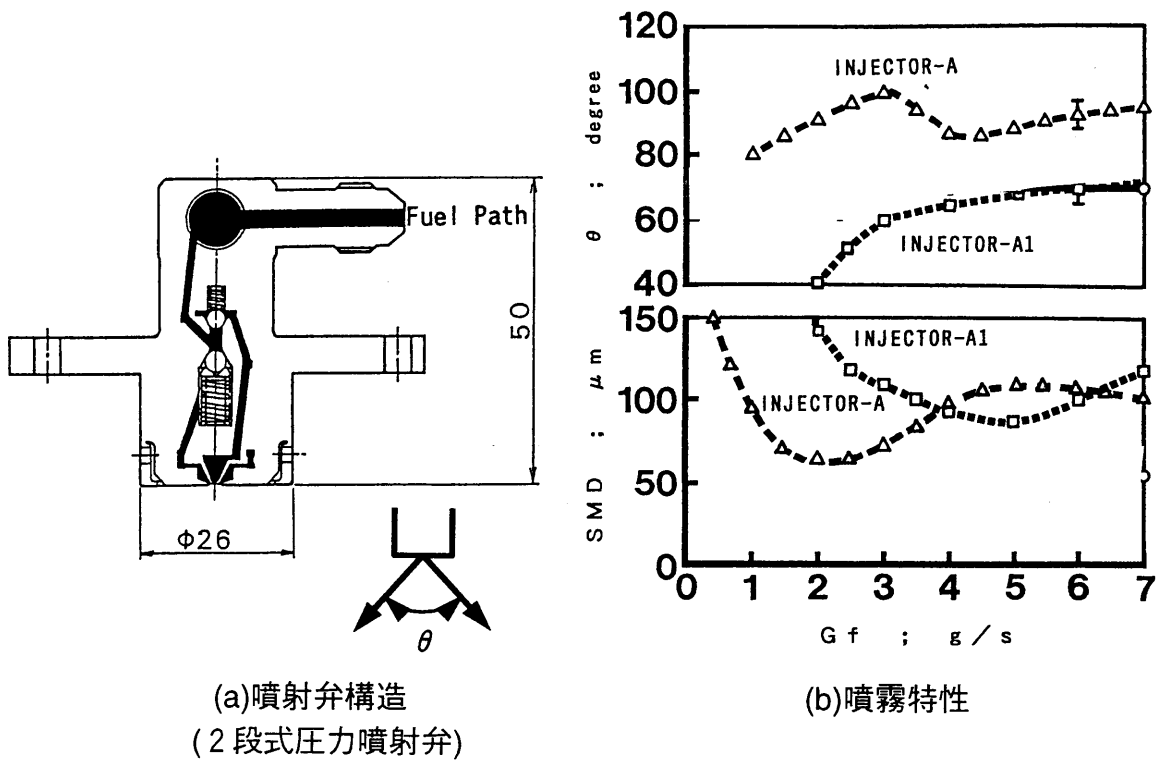


図2-22 燃料噴射弁構造とその噴霧特性

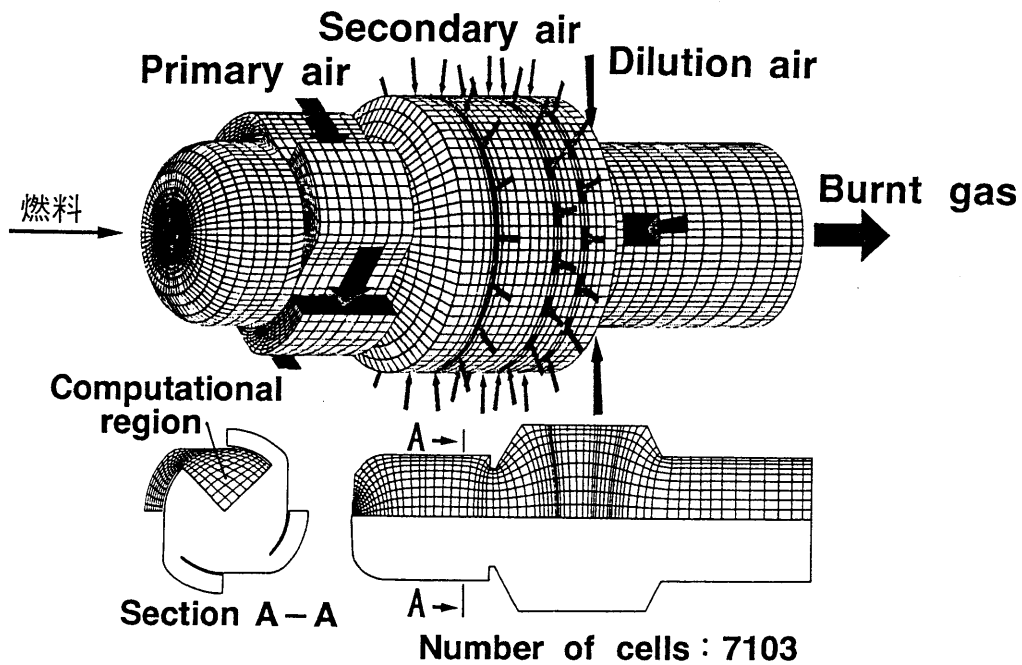


図2-23 計算格子(要素数：7103)

燃焼室内の噴霧挙動、燃料蒸気濃度および温度分布について、計算結果を図 2-24 に示す。この結果を用いて、副室付渦巻燃焼器の流れと燃焼の特徴について説明すると以下のようになる。1 次空気によって、燃焼器の中心軸付近には強い旋回流が形成されている。一方、希釈空気と比較すれば明らかなように、多数の小孔から導入される 2 次空気は、貫徹力が小さく燃焼室の中心付近までは到達していない。したがって、燃焼にはほとんど関与していない。燃料蒸気濃度は燃焼器中心軸付近が高く、さらに燃料噴射弁に近づく程高くなる傾向がある。この燃料蒸気と空気とが混合する領域で燃焼が起こり、燃料蒸気を取り巻く形で高温領域が存在している。このとき、燃焼ガスの最高温度は、主室内において 3000K 近くの高い値になっている。

ここで、燃料噴霧の挙動をみると、その一部は副室壁まで到達していることがわかる。これは、ガスタービン燃焼器内の噴霧挙動を正しく扱うためには、壁挙動のモデルを組み込むことが必須であり、本研究で Wall Jet モデルを用いたことの妥当性を示すものである。

このふく射計算無しの条件で得られた NO_x 排出量を、実験と比較したのが図 2-25 である。当量比の影響とともに、圧力を変えたときの結果も合わせて示した。計算では NO の排出量を扱っているが、それを実験と同様に NO₂ に換算し、燃料 1kg 当たりの排出量を表す排出指数 (Emission Index) で示してある。また、縦軸は対数目盛で表してあるが、その理由は、Thermal-NO の生成量が燃焼ガス温度に対して指数関数的に増加するためである。したがって、図 2-25 における実験と計算の差は、滞留時間がほぼ等しいと仮定すれば、燃焼ガス温度の違いとみなすことができる。

実験から得られた、この燃焼器の NO_x 排出指数の特徴をまとめると以下のようになる。

- 当量比が 0.15 あたりまでは当量比に対応して増加するが、さらに大きくなってあまり増加しない。
- 圧力の影響は小さいが、高いとき程 NO_x 排出指数が大きくなる。

それに対して計算結果は、当量比 0.2 以上で排出量がほぼ一定になり、実験の傾向と定性的な一致はみられる。しかし、定量的には大きく異なる。当量比が小さいときは実験の値とほぼ一致しているのに対して、当量比 0.2 前後では実験値の 10 倍程度になっている。これは、計算における燃焼ガス温度が、実験よりも大幅に高くなっていることを示している。従来の計算法では、ガスタービン燃焼器の NO_x 排出量の予測は困難であると結論できる。

誤差が大きい原因を検討するため、当量比を変えたときの燃焼状態の変化を調べたのが、図 2-26 である。当量比が 0.07 と小さいときは、火炎は副室内でのみ形成され、すすはほ

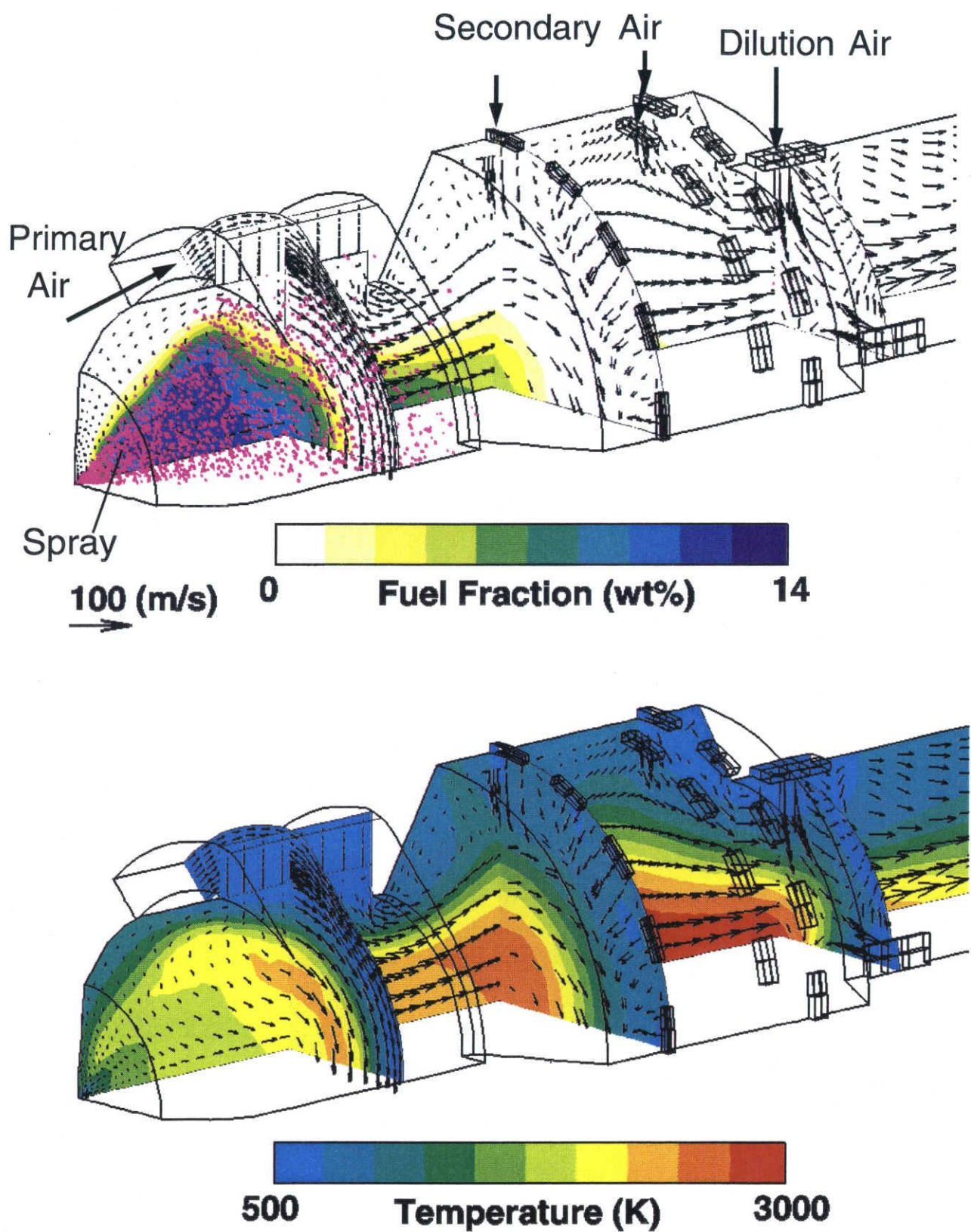


図2-24 燃焼室内の噴霧挙動、蒸気濃度、温度分布の計算結果
 (ふく射計算無し、当量比：0.26、圧力：150kPa)

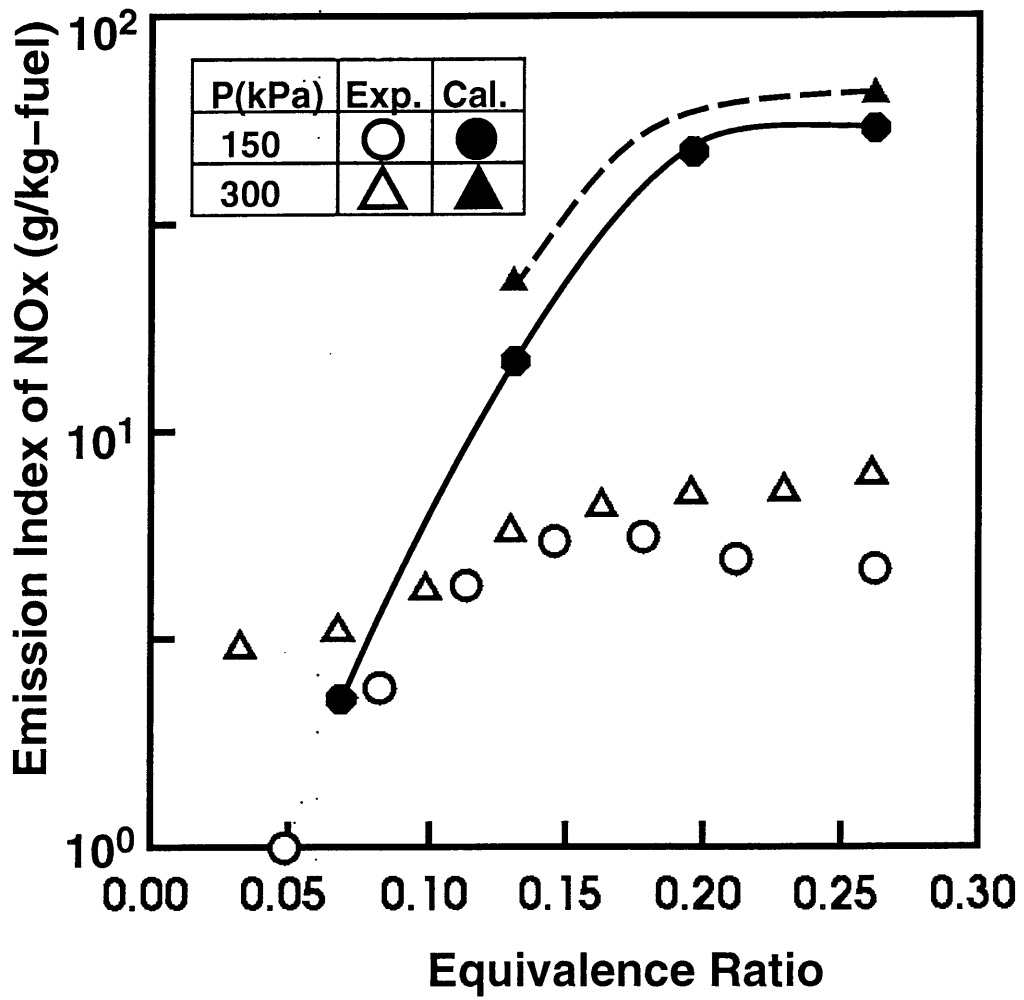


図2-25 NO_x排出量の実験と計算の比較(ふく射計算無し)

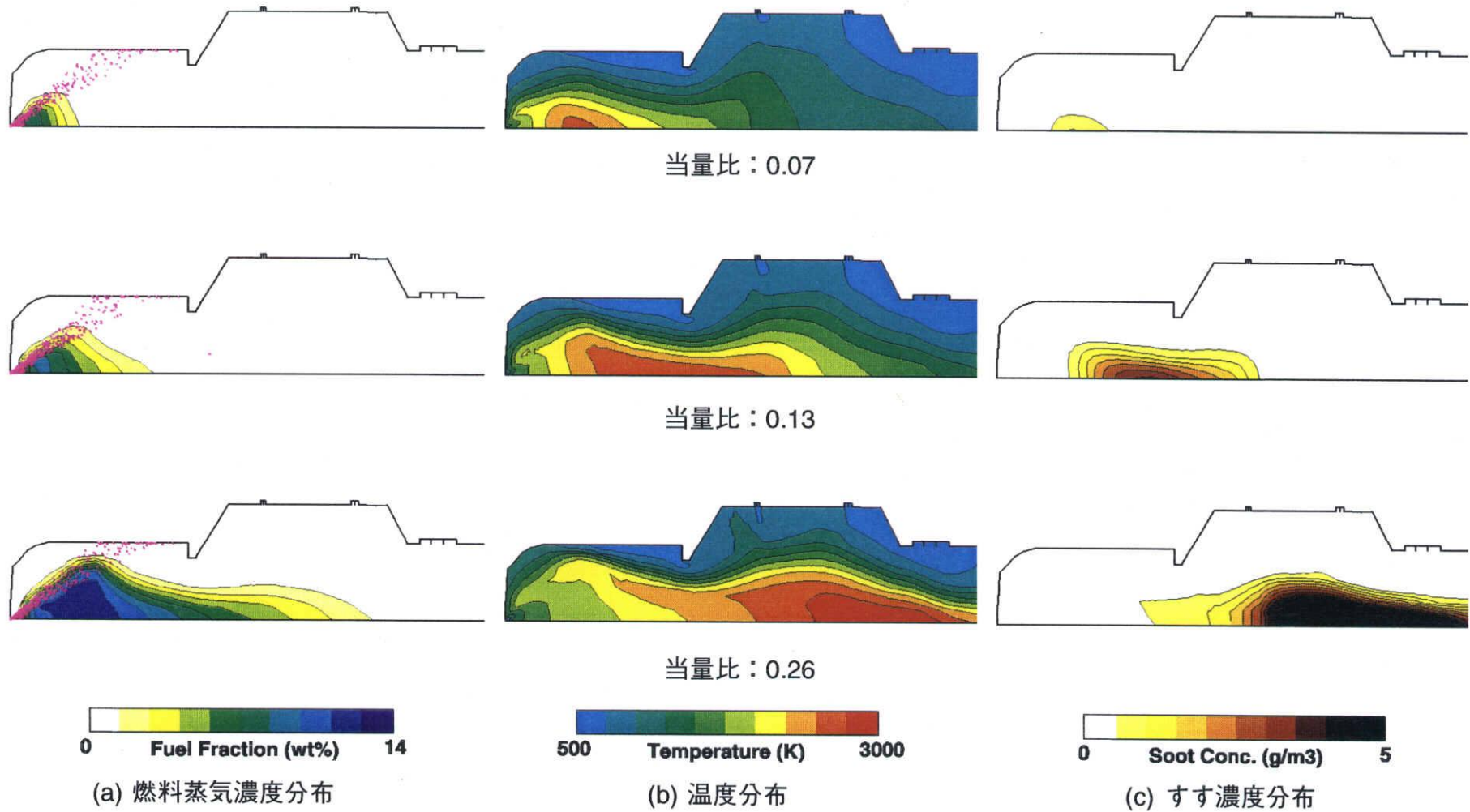


図2-26 当量比の濃度および温度分布への影響
(ふく射計算無し、圧力：150kPa)

とんどみられない。一方、当量比 0.26 では、燃料蒸気濃度が高くなるとともに、燃料蒸気を取り囲む形で高温の燃焼ガスが存在するため、すすの生成が活発となる。前述のように、燃焼に関与しているのが主として 1 次空気のみであることも、その一因となっている。このすす濃度の変化は、図 2-25 に示した、当量比が大きい条件ほど、計算による NO_x 排出量が実験と比較して大きくなることと、良く対応しているように思われる。すなわち、すすからのふく射を考慮した場合、当量比が大きいとき程その影響が大きく、燃焼ガス温度が低下し、NO_x 排出量が実験値に近づくことを示唆している。

(2) ふく射を考慮した数値解析手法の評価

以上の結果をふまえ、ふく射計算を 2.1.2 項に示したように組み込み、NO_x 排出量の予測精度の向上を検討した。図 2-27 がふく射計算の温度分布への影響をみたものであり、燃焼器中心軸上における軸方向の温度分布を示している。すす濃度についても合わせて示した。ふく射の計算法としては、自己吸収を考慮しない場合と、フラックスモデルを用いて吸収を考慮する場合の 2 つを検討した。当量比 0.07 では、ふく射を考慮した影響はほとんどみられないのに対して、すす濃度が高い当量比 0.26 では、主室内で燃焼ガス温度が大幅に低下している。ふく射を考慮しない場合と比較して、その最高温度は 400K 程度低くなるとともに、その位置が、すす濃度の低い上流側へと移動している。自己吸収の有無については、ふく射計算無しの場合と比較して小さいものの、すす濃度が高い程違いがみられ、当量比 0.26 において、自己吸収無しの計算の方が 100K 程度低くなっている。このときの NO_x 排出量を比較したのが、図 2-28 である。(a) はふく射を全く考慮しない場合で、図 2-25 を再度示したものである。それに対してふく射の影響を考慮した (b) および (c) では、燃焼ガス温度の低下に対応して NO_x 排出量の計算値も低くなり、実験結果に近い値となる。ふく射を考慮することで、NO_x 排出量の予測がほぼ可能であることがわかる。

ここで、さらに問題となるのが、自己吸収を考慮することの必要性である。吸収を考慮しない場合、(17)~(22) 式に示したように、各計算要素における温度とすす等の濃度のみでふく射計算が可能であり、図 2-4 に示したような計算格子の二重化は不要である。したがって、(17)~(22) 式に加えて、(13)~(16) 式のすすモデルを組み込むだけで良く、それは従来用いられてきたプログラムでも十分可能と思われる。そのような観点から、図 2-28 の (b) と (c) を詳しく比較すると、吸収を考慮しない (b) では、圧力が高いとき程、誤差が大きくなる傾向があることがわかる。これは、すす濃度の最高値が、圧力が 150kPa では約 6g/m³なのに対して、300kPa では約 12g/m³と高くなっており、自己吸収を考慮しない影響が大きくなっているためと思われる。実際のエンジンでは、圧力が最高 600kPa 程度に

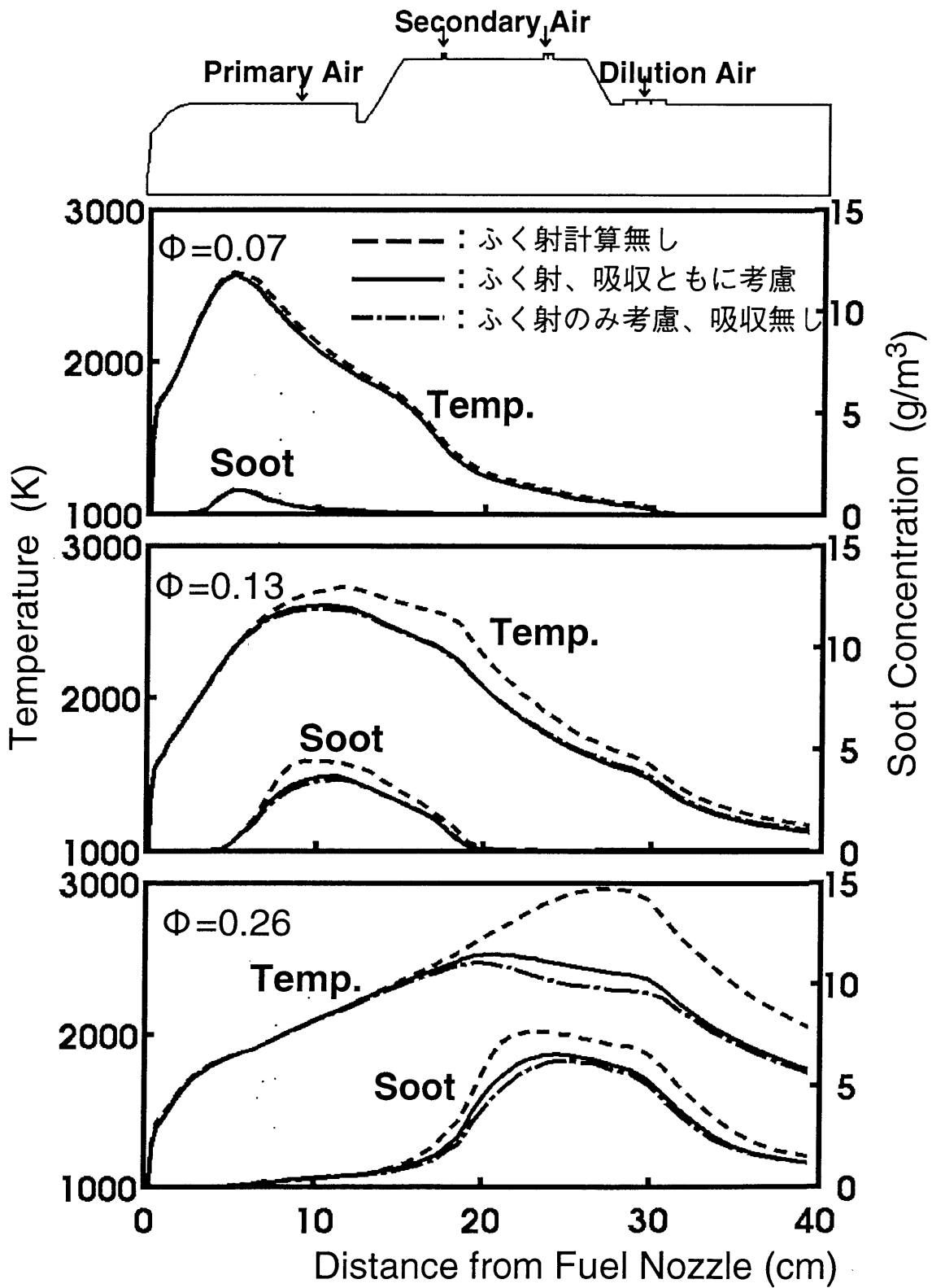
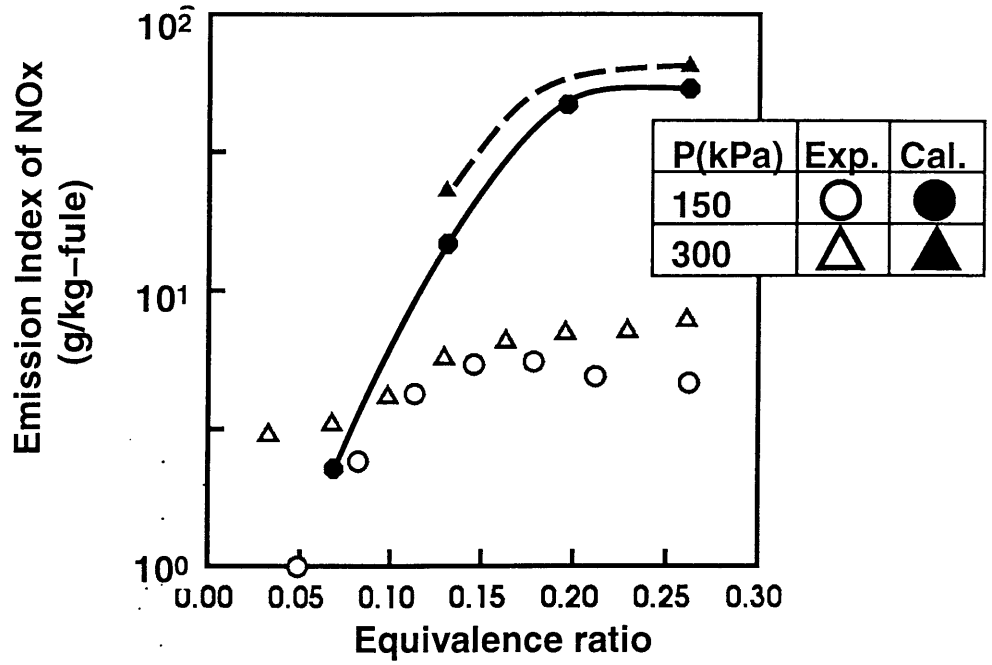
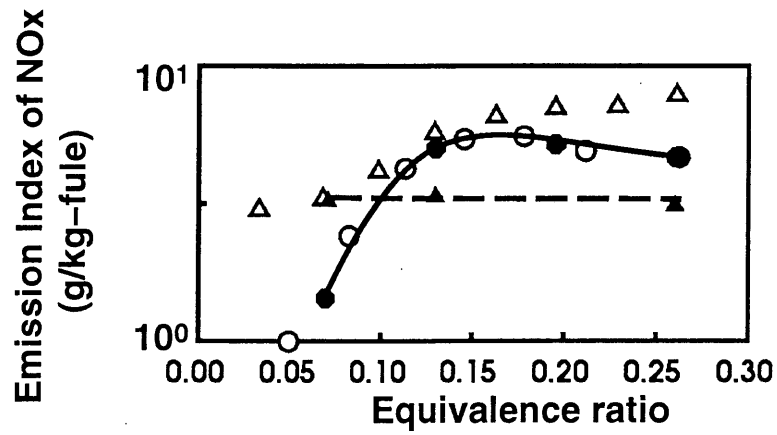


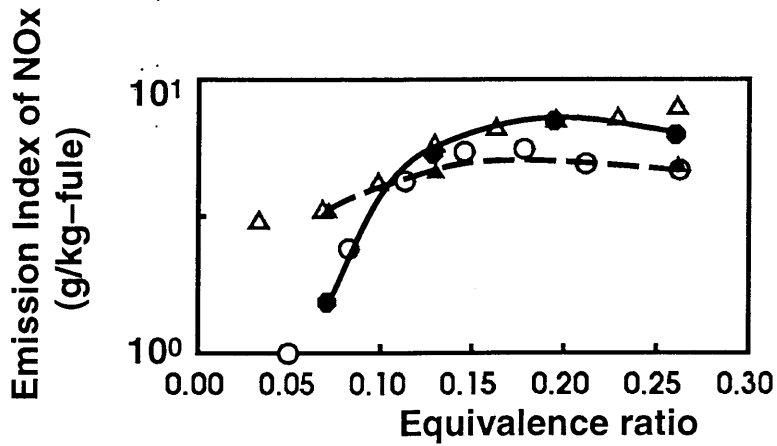
図2-27 ふく射計算の温度分布への影響
(圧力：150kPa)



(a) ふく射を全く考慮しない場合



(b) ふく射のみ考慮し、吸収を無視した場合



(c) ふく射、吸収ともに考慮した場合

図2-28 ふく射計算のNOx排出量への影響

達することを考慮すると、自己吸収を考慮することは不可欠であるといえる。

2.4.3 燃焼器形状および作動条件の影響

前項で示したように、自己吸収まで考慮したふく射計算によって、NO_x 排出量がほぼ予測可能であることが明らかになった。本項では、さらに、燃焼器形状あるいはその作動条件を大きく変えた場合について実験結果と比較検討した結果を示す。

(1) 燃焼器形状の影響

今回計算対象とした燃焼器は、図 2-24 に示したように、2 次空気が燃焼室中心付近の高温領域まで到達していないことが明らかになった。これらの結果をもとに、図 2-29 に示す改良が進められている [15]。燃焼器 1 は前節までの検討に用いてきたものである。一方、燃焼器 2 は、2 次空気導入部分を 4 箇所にとりまとめ、しかも燃焼室内に突き出す構造としたものであり、2 次空気の噴流を強くすることによって、主室中心軸付近の高温部分を冷却し、低 NO_x 化を狙ったものである。数値解析に対して最も期待が大きいのが、このような燃焼器形状の改良における利用である。従来、燃焼器開発は、主に実験によって試行錯誤的に進められてきたが、数値解析が利用できれば、実験や試作の回数が減少し効率良い開発ができるとともに、開発コストの低減が可能になる。そこで、この燃焼器 2 について、NO_x 排出量の計算を実施し、狙い通りの効果が得られるかどうかの予測と、さらに実際に実験で得られた NO_x 排出量と比較した。これにより、本研究で開発した数値解析手法が、実際の燃焼器開発に適用可能かどうかを検討することにした。計算条件は燃焼器 1 と同じであるが、圧力は 150kPa のみとした。

燃焼器 1 および 2 の速度および温度分布の比較を図 2-30 に示す。燃焼器 2 では、2 次空気の噴流により主室の中心軸付近の高温領域はほとんど無くなっており、温度分布がより均一に近づいている。この計算結果からは、ほぼ狙い通りの効果が得られているといえる。一方で、燃焼器 1 と比較して主室に入った後の高温の燃焼ガスは主室壁付近を流れる傾向を示す。温度分布への当量比の影響を調べたのが図 2-31 である。副室のみでほぼ燃焼が完結している当量比 0.07 では、高温領域には大きな違いはみられない。当量比が大きいとき程、2 次空気導入構造を変更した影響が大きい結果となっている。

図 2-32 に、燃焼器 1 と 2 の NO_x 排出量の傾向を、実験結果と比較して示す。まず、計算結果についてみると、当量比が小さい場合には、2 つの燃焼器にほとんど違いがみられない。それに対して、当量比が大きいときは、大幅に NO_x 排出量が低下する結果となっている。一方、実験結果をみると、当量比が約 0.1 以下では、やはり 2 つの燃焼器にほとん

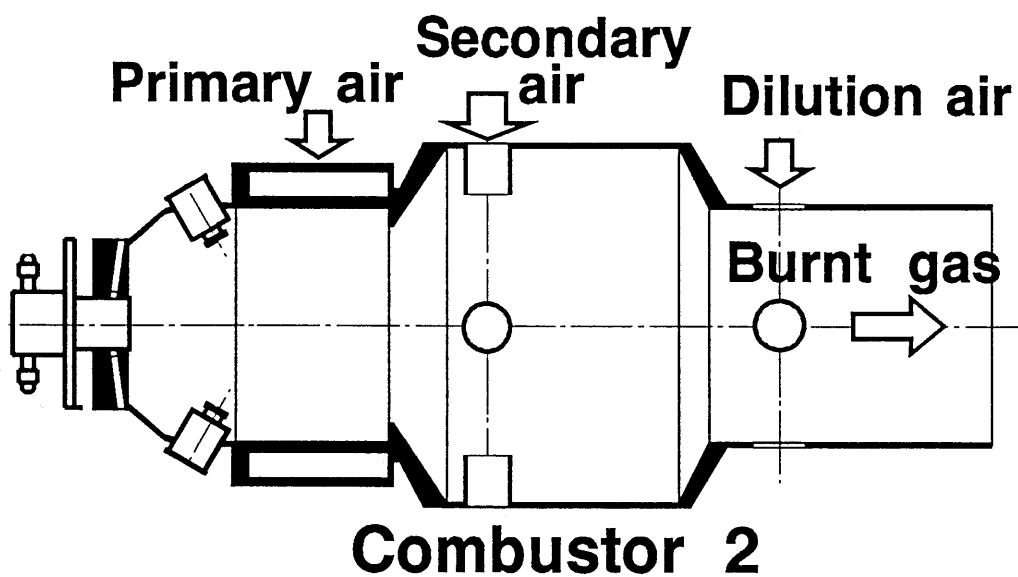
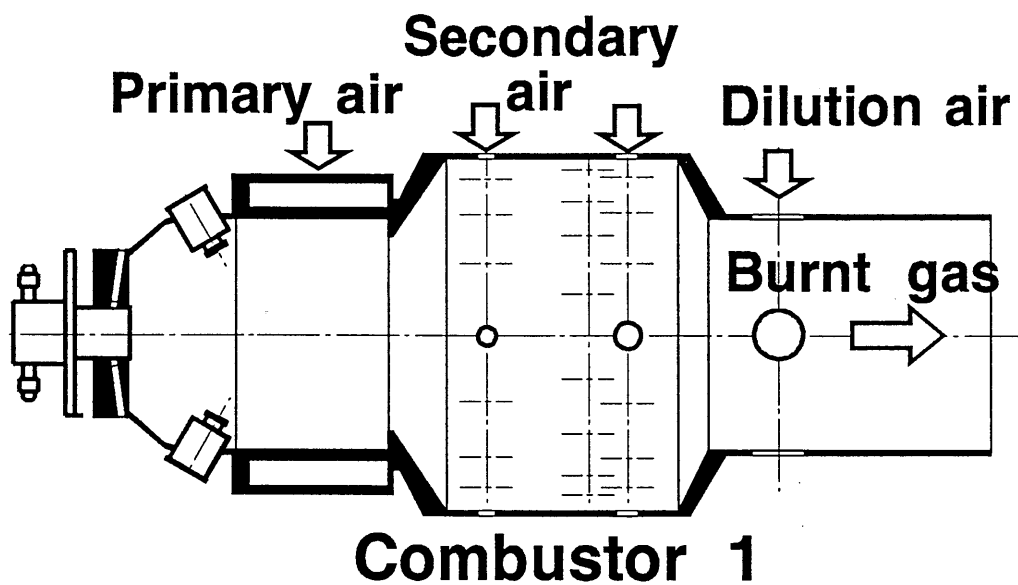
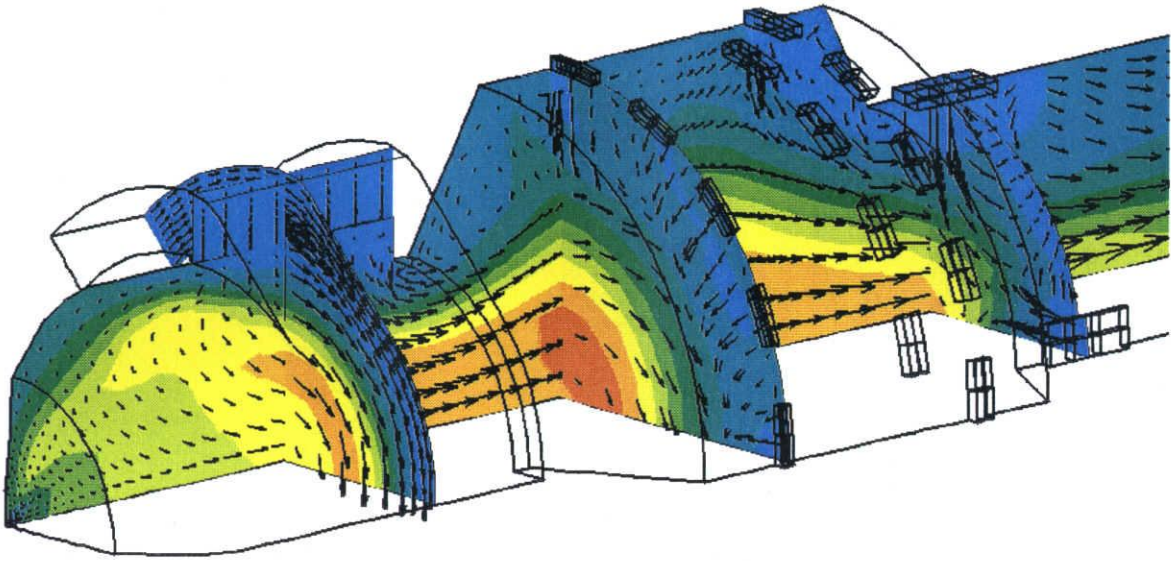


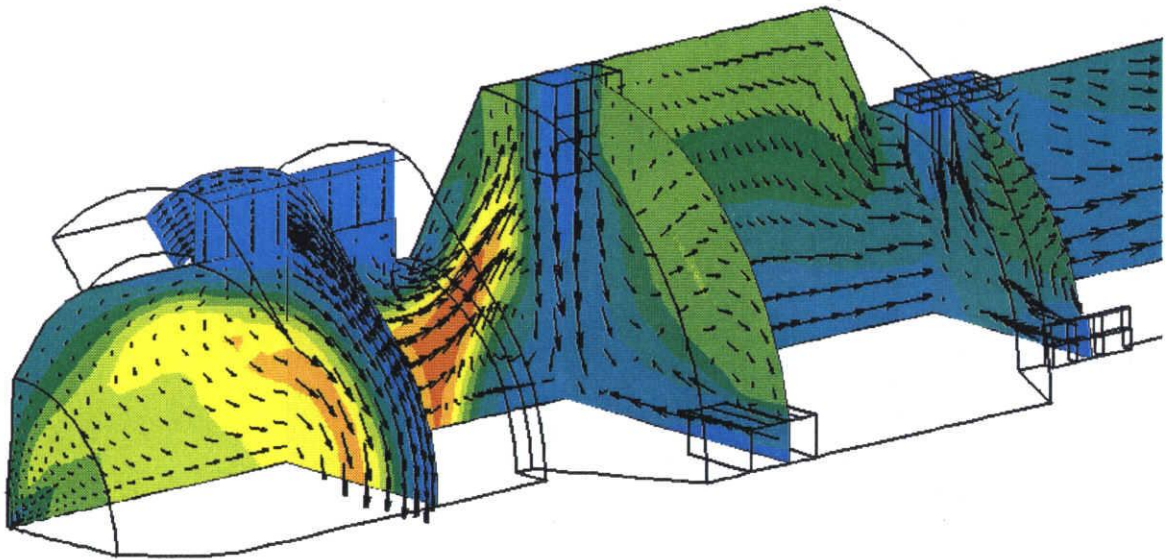
図2-29 燃焼器形状の比較

燃焼器-1：従来の形状

燃焼器-2：2次空気導入形状を変更



(a) 燃焼器 1



(b) 燃焼器 2



図2-30 燃焼器1、2の速度および温度分布の比較
(ふく射計算有り、当量比：0.26、圧力：150kPa)

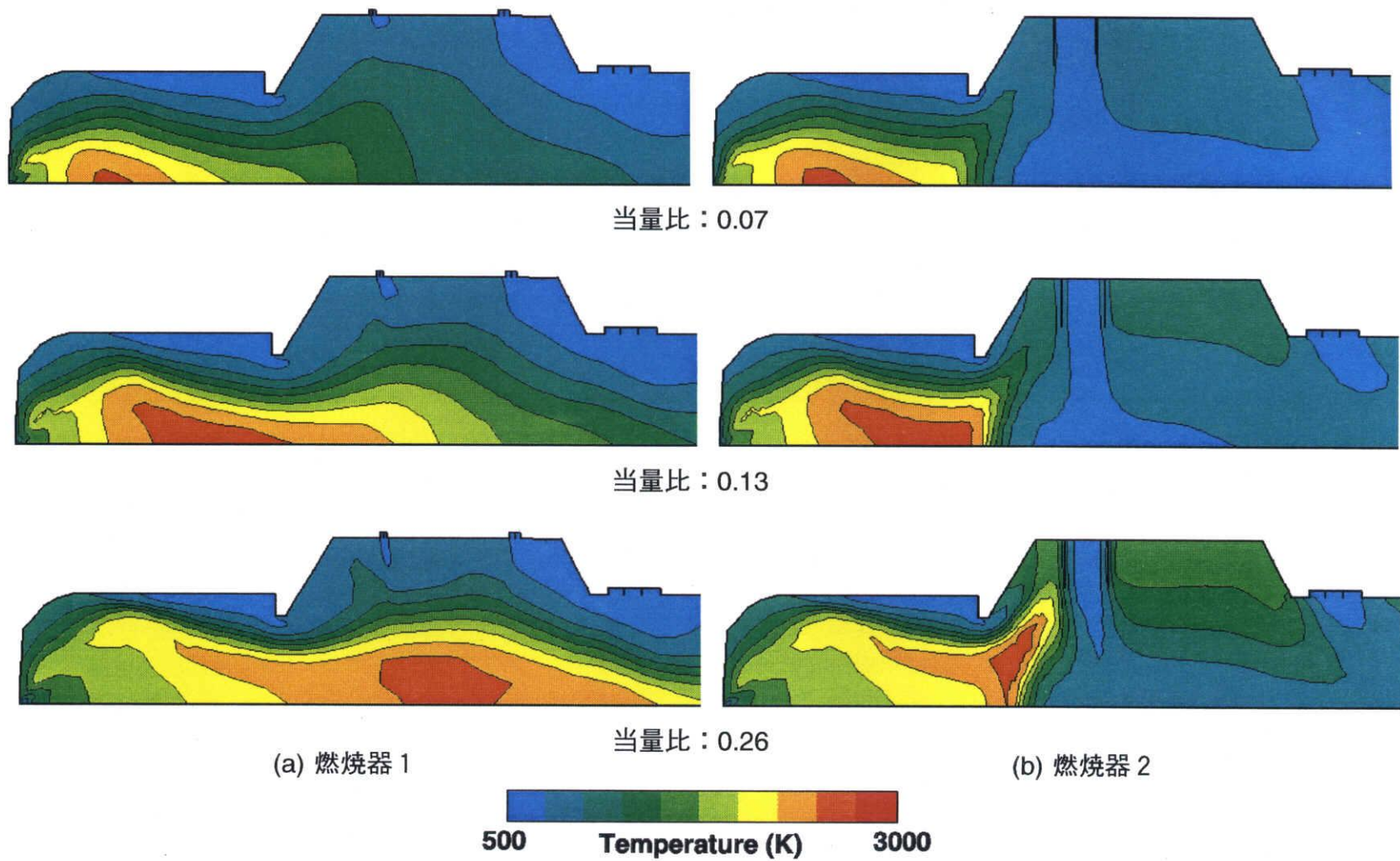


図2-31 当量比の温度分布への影響
(ふく射計算有り、圧力：150kPa)

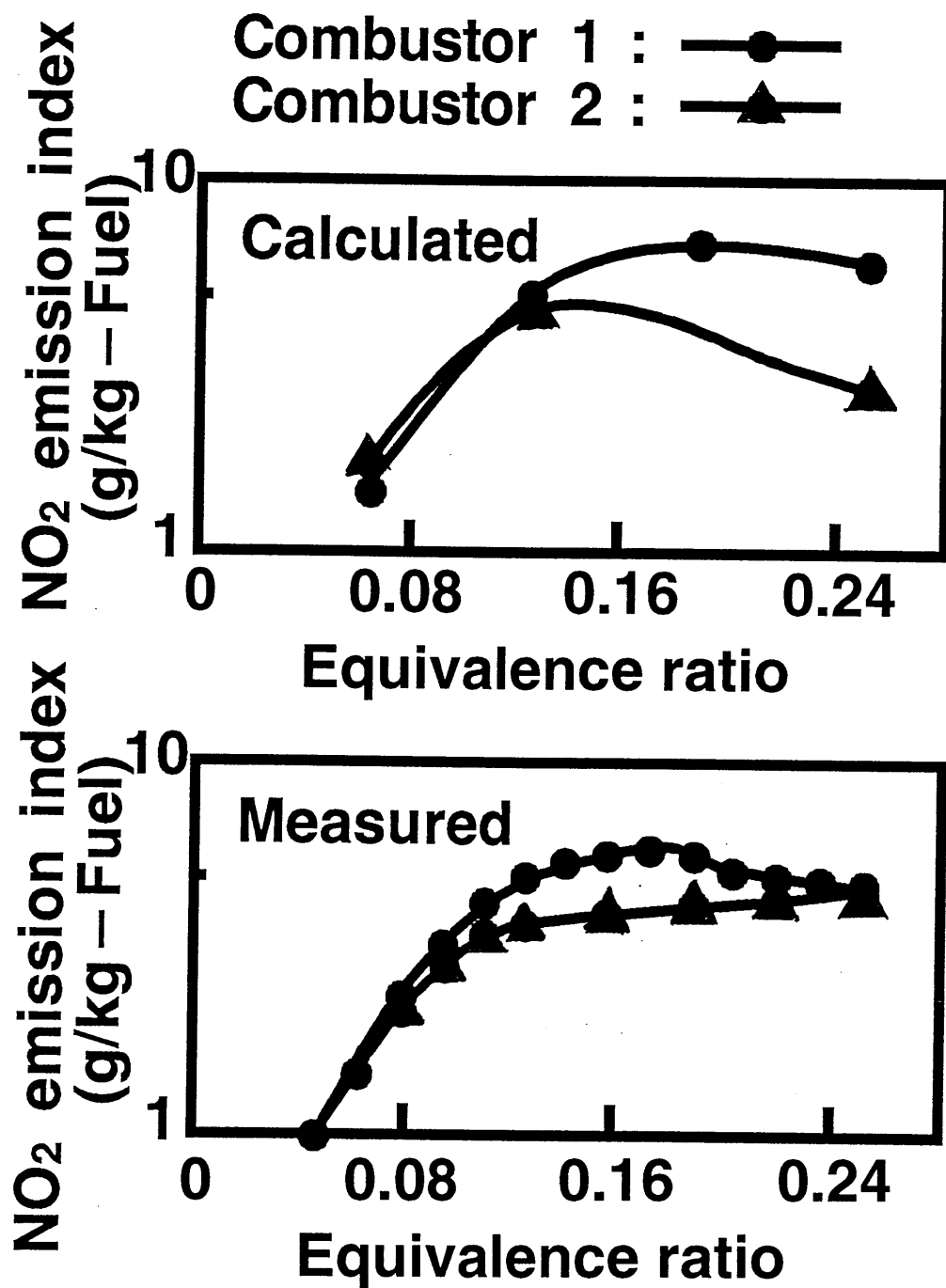


図2-32 NO_x排出量の実験と計算の比較(燃焼器形状の影響)

ど違いがみられず、さらに、当量比 0.2 程度までは燃焼器 2 の方が NO_x 排出量が低い。計算結果は良く対応しているといえる。しかし、さらに当量比が大きい場合、実験では 2 つの燃焼器の差はほとんど無くなり、計算結果と異なる傾向を示している。

この原因を検討するために、当量比 0.26 における火炎形状について、実験と計算を比較した。図 2-33 に、燃焼器の下流側から直接撮影した火炎(輝炎)の写真と、計算による温度分布を示す。実験での撮影可能な領域は、燃焼器の比較的中心軸に近い領域のみであるため、計算結果とサイズを合わせて表示してある。撮影された火炎は燃焼室の軸方向全体の影響を受けるため、計算における特定の断面での温度分布と比較することはできない。しかし、ふく射エネルギーは、すす濃度が同じなら温度の 4 乗に比例して大きくなるため、この写真は軸方向にみたときの燃焼室内の各位置での最高温度の影響を強く受けているとみることができる。そこで、計算においても各位置での軸方向の最高温度を求め、それを表示した。計算による温度分布は 2 次空気の導入がない部分でやや高く、撮影した十字に広がる輝炎の形状と対応している。したがって、計算による燃焼器内の火炎形状は、実験と定性的には一致していると考えられる。しかし、実際の輝炎ほど明確には半径方向に広がっていない。実際の燃焼器では、2 次空気導入孔の無い位置で、計算結果よりも大量の高温燃焼領域が存在している可能性がある。そのため、計算結果の方が、NO_x 排出量が低くなっていると考えられる。

このような違いはみられるものの、燃焼器形状の変更に対しても、ほぼ実験の傾向を予測できることから、燃焼器開発における本数値解析手法の有効性が確認できた。

(2) 燃焼器作動条件の影響

これまでの検討により、計算結果の検証はほぼ十分であると思われる。しかし、比較した実験は、全て空気流量一定での結果であり、また、圧力も比較的低くなっている。そこで、計算結果の検証の最後の項目として、燃焼器の作動条件を大きく変えた場合について検討した。

表 2-5 は、エンジンの運転条件に対する燃焼器の作動条件を示したものである。アイドルリングから定格点にかけて、燃料流量で 10 倍、空気流量で 3 倍、さらに圧力も 155kPa から、550kPa まで大きく変化してしている。このような、作動条件が広いことが、自動車用ガスタービン燃焼器の 1 つの大きな特徴となっている。この条件を用いて計算したときの、NO_x 排出量について実験結果とともに、図 2-34 に示した。燃焼器形状としては、図 2-29 に示した、燃焼器 1 である。アイドルリングから、軽負荷にかけて NO_x 排出量が著しく増加するのは、燃焼用空気の温度の大幅な上昇によるものである。また、軽負荷から中

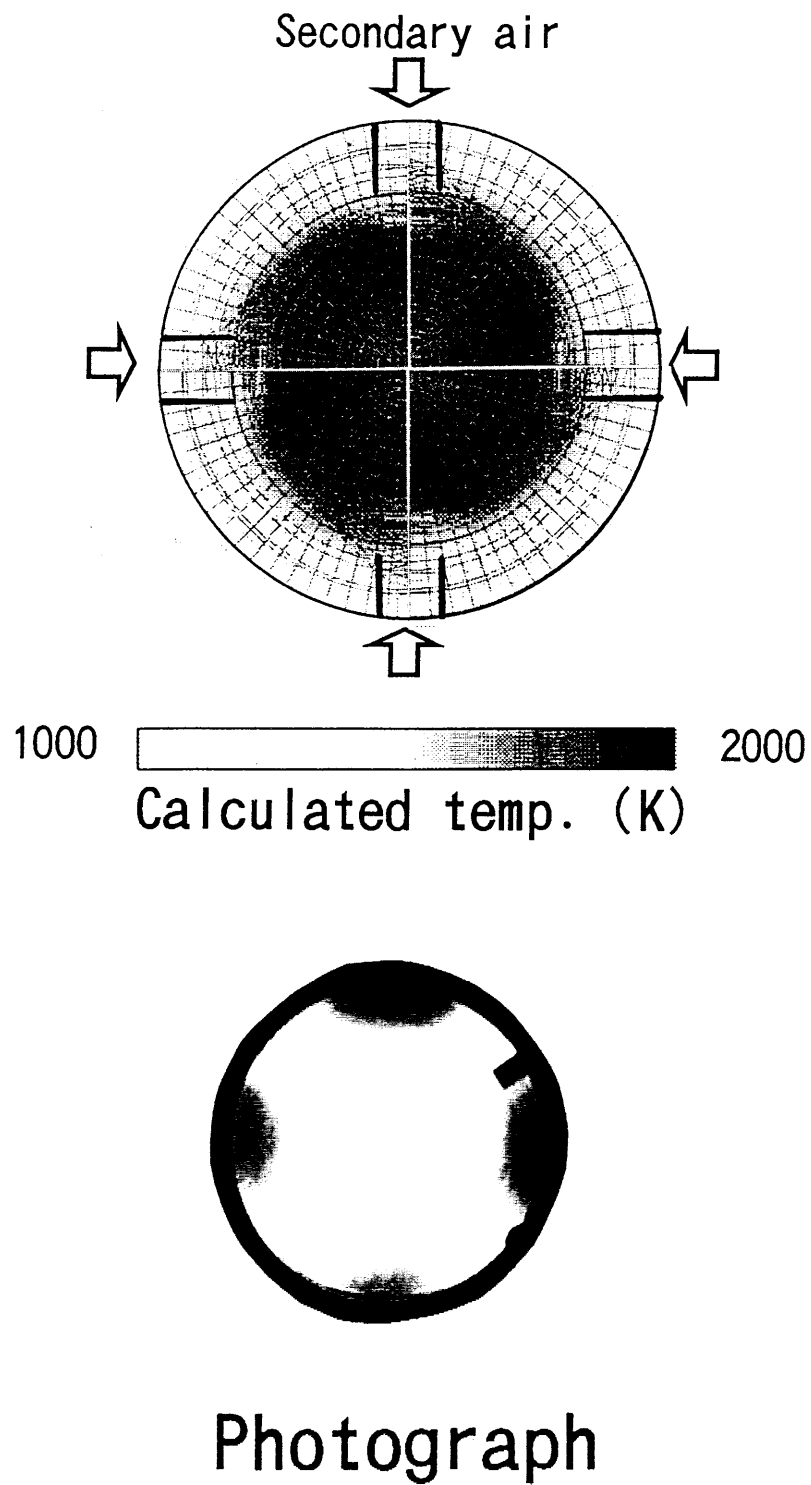


図2-33 燃焼器2における温度分布計算結果と火炎形状(直接写真)の比較

表2-5 エンジン運転条件に対する燃焼器の作動条件

	アイドル	軽負荷	中負荷	定格
負荷 (%)	0.0	2.1	50	100
空気流量 (g/s)	465	380	1290	1460
燃料流量 (g/S)	2.0	2.1	13.7	19.8
当量比	0.07	0.08	0.16	0.20
空気温度 (°C)	370	620	460	580
圧力 (kPa)	155	160	470	550

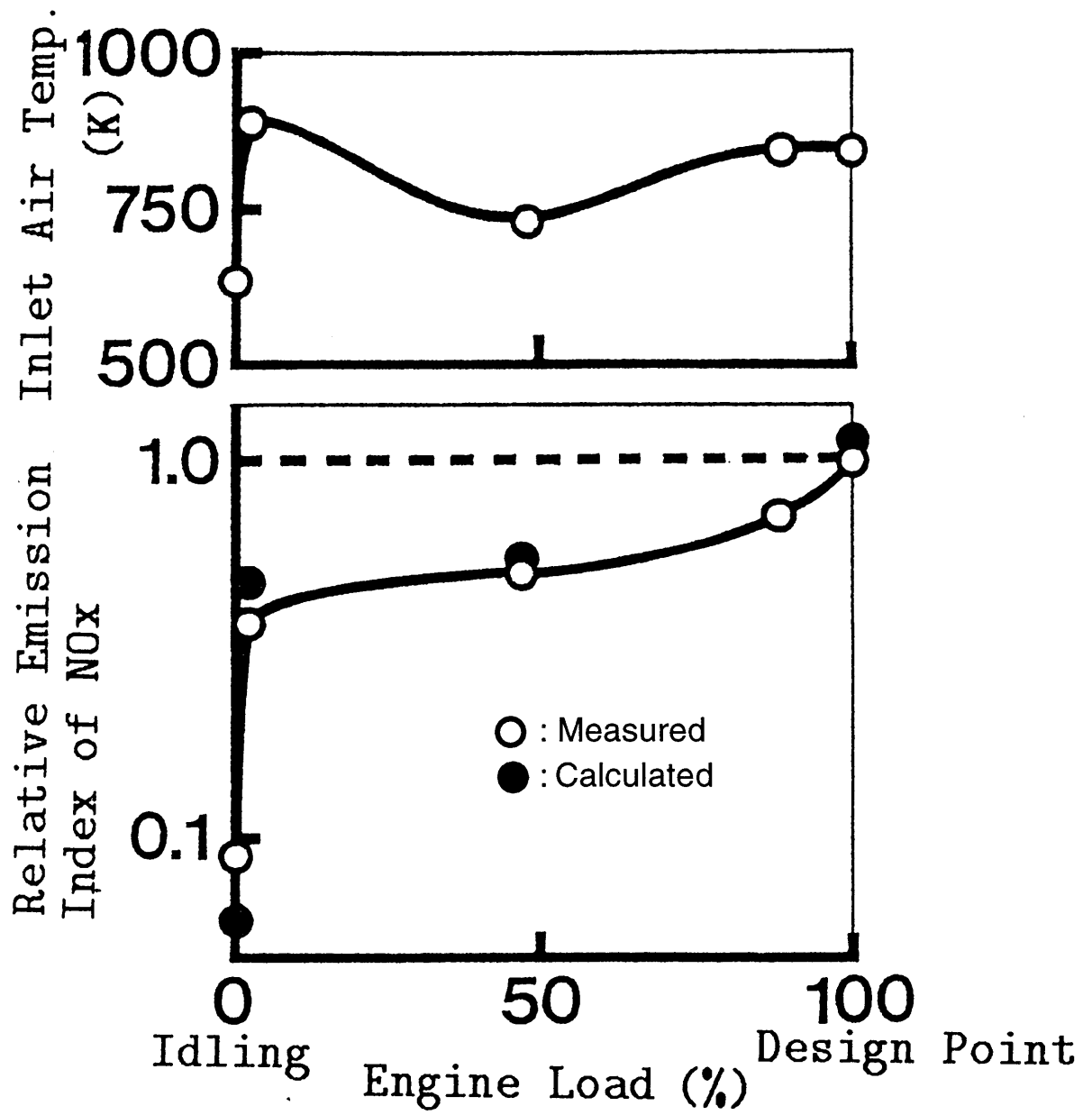


図2-34 エンジン運転条件でのNOx排出量の比較

負荷にかけてはあまり変化せず、定格点で著しく増加している。計算結果は、実験の傾向を良く捉えており、作動条件が大きく異なる場合でも、十分予測が可能であることが確認できた。

2.5 まとめ

本章は、まず、ガスタービン燃焼器開発に必要な数値解析手法についてまとめるとともに、火炎形状や NO_x 排出量等の定性的な予測精度について検討をした。得られた結果をまとめると以下ようになる。

1. 噴霧の壁での挙動、化学平衡計算と拡大 Zeldovich 機構、さらにふく射による放熱を組み込んだ、ガスタービン燃焼器内の流れ、噴霧、燃焼解析プログラムを開発した。
2. 開発したプログラムを用いて定容容器内のくさび形火炎および H₂ 噴流拡散火炎の計算を行い、実験結果と比較検討した。その結果良い一致がみられ、開発したプログラムに基本的な問題が無いこと、さらに組み込んだ燃焼モデルが正しいことを確認した。
3. くさび形火炎の生成メカニズムについては、火炎面積の急減少によるとする、運動量説を裏付ける新しい知見が得られ、数値解析が非常に有効であることがわかった。

これらの結果をふまえて実ガスタービン燃焼器の解析を行い、NO_x 排出量について実験結果と比較検討し、以下の知見を得た。

1. 当量比が大きいときには、燃焼器内に大量のすすが生成される。このすすからのふく射を考慮しない従来の計算法では、NO_x 排出量は実験の 10 倍近くになり、その予測は困難である。
2. ふく射を考慮することにより、計算結果は実験の傾向とほぼ一致する。しかし、自己吸収を考慮しない単純な計算法では、特に圧力が高い程誤差が大きくなり、本研究で用いた自己吸収を考慮したふく射計算法の有効性が確認できた。
3. 燃焼器形状あるいはその作動条件を大きく変えた場合でも、計算結果は実験結果と良い一致を示した。

以上、本研究で開発した計算プログラムについて実験と詳細に比較し、開発したプログラムが燃焼器の NO_x 排出量の解析に有効であることを明らかにした。

3 予蒸発・予混合燃焼による NO_x 排出量の低減

3.1 予蒸発・予混合燃焼器の課題

自動車用ガスタービンとして図 3-1 に示すセラミックガスタービン (CGT) の開発が進められている [7]。熱効率向上のため、タービン入口温度 1350 °C を目標としており、燃焼器、タービンは全てセラミック部品で構成されている。さらに、部分負荷での燃費向上のため高性能の熱交換器を備え、その結果、燃焼器入口の空気温度は最高約 1000 °C になる。空気温度が高い条件において、前章で示した従来の拡散燃焼器では Thermal-NO の生成が多くなるため、図 3-2 に示す予蒸発・予混合燃焼器を採用した開発が進められている [9]。これは、軽・灯油等の液体燃料を高温空气中で予め蒸発し、空気と混合させた後希薄燃焼させるもので、低 NO_x が期待できる。燃焼器は予蒸発・予混合部、保炎器、主燃焼部、希釈混合部とに分けられる。一方、燃料は予蒸発管部に取り付けられるプライマリー燃料噴射弁と主燃焼室内に直接燃料を供給するセカンダリー噴射弁の 2 系統から供給される。燃料噴射弁としては、燃料の周囲から高速の空気を噴出させて微粒化を促進させる気流噴射弁が検討されている。このうち、セカンダリー噴射弁はエンジンの始動時や急加速で用いられるものであり、通常の運転条件ではプライマリー噴射弁による予蒸発・予混合燃焼を狙っている。

定置用ガスタービンや航空機用ガスタービンと比較して、自動車用ガスタービンへの予蒸発・予混合燃焼器の適用には燃焼面から考えると以下の課題がある。

1. 定置用ガスタービンでは、主に天然ガス等の気体燃料が用いられるため予混合気形成は比較的容易である。自動車用ガスタービンでは、航空機用ガスタービンの燃料と比較して、蒸発特性等の性状があまり良くない軽油を燃料とする。軽油を用いて予蒸発・予混合燃焼をさせるためには、従来よりも微粒化特性の優れた燃料噴射弁の開発が必要である。
2. エンジンサイズに対する制約が厳しいため、燃焼器の小型化が必要であり、予蒸発・予混合部について十分な大きさを確保することが困難である。限られた空間の中で、いかに未蒸発の燃料を減らして均一な混合気を形成し、低 NO_x 化をはかるかが課題となる。
3. 予混合燃焼器では、火炎の吹き消えや自着火あるいは逆火のため、拡散燃焼器より作動範囲が限定される。一方で、自動車用ガスタービンエンジンは運転範囲が非常に

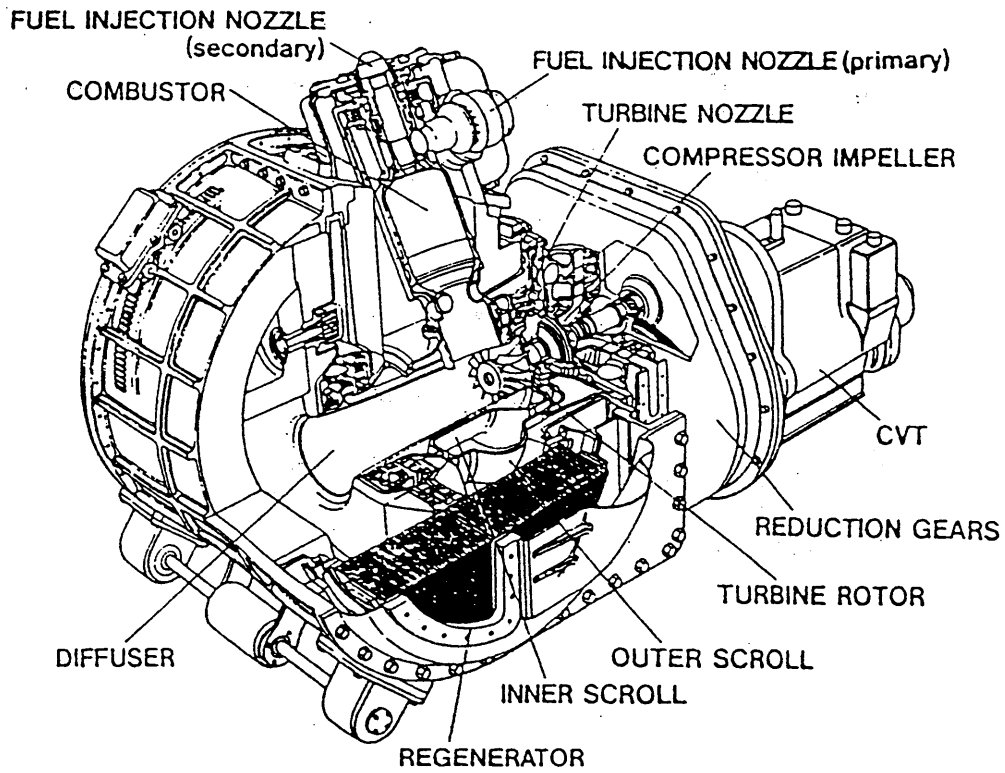


図3-1 自動車用100kWセラミックガスタービン(CGT)エンジン

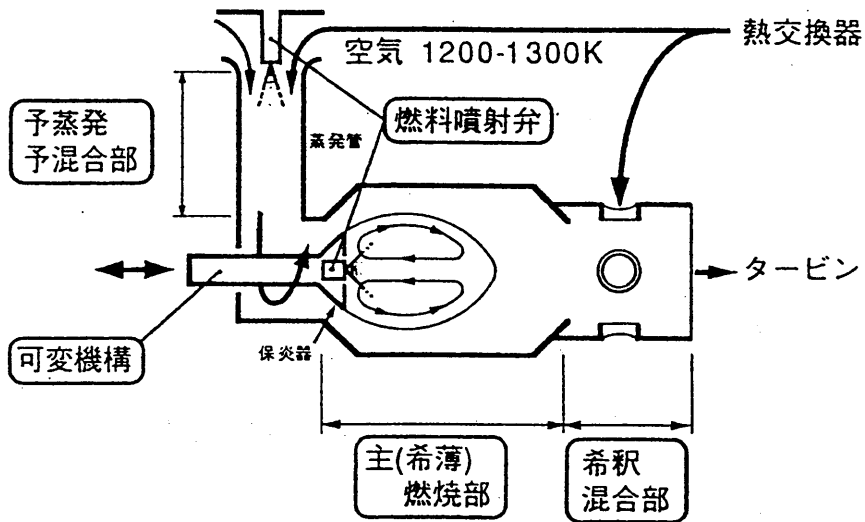


図3-2 予蒸発予混合燃焼器の基本構成

広いため、燃焼器にも広い作動条件で、火炎が十分に安定であることが要求される。火炎安定性が悪く希薄燃焼できない場合、低 NO_x 化は期待できない。

本章では、これらの予蒸発・予混合燃焼器の課題について、第 2 章で得られた数値解析手法を用いて検討した結果を示す。第一の課題の燃料噴射弁は、燃料の蒸発率を直接測定することが困難なため、燃料噴射弁単体での平均粒径等の噴霧特性を評価して、開発が進められる。しかし、自動車用ガスタービンの予蒸発・予混合燃焼器について、従来ほとんど研究されていなかったことから、燃料噴射弁に必要な特性も明らかにはされていなかった。そこで本研究では、予蒸発管における燃料の蒸発率を予測してこの点を調べ、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した。次に、第二の課題について、その燃料噴射弁を用いて予蒸発・予混合燃焼させたときの混合気分布と未蒸発燃料の NO_x 排出量への影響を解析し、さらなる低 NO_x 化の可能性を検討した。第三の課題の火炎安定性の向上に対しては、燃焼器内の速度分布の均一化が必要である。そこで、燃焼室内の速度分布を調べて問題点を示すとともに、燃焼器形状の改良を検討した。

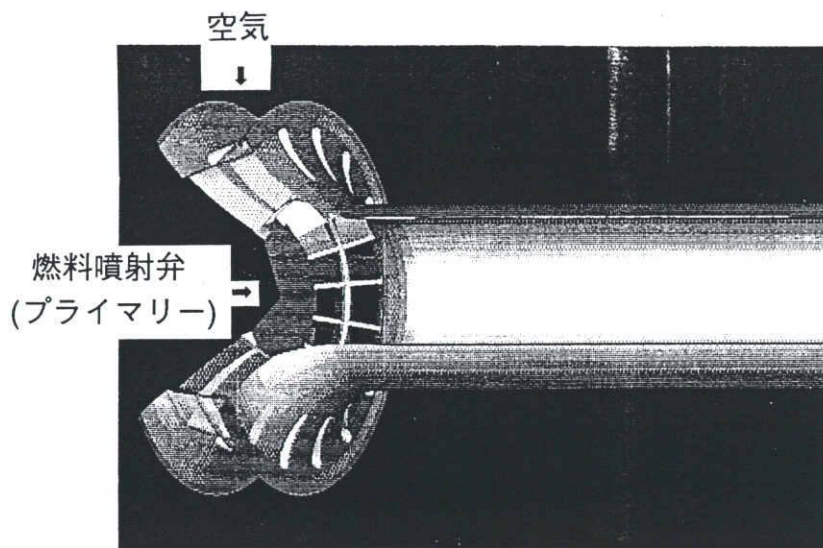
3.2 予蒸発管における燃料蒸発率の予測

3.2.1 予蒸発管の構造および計算条件

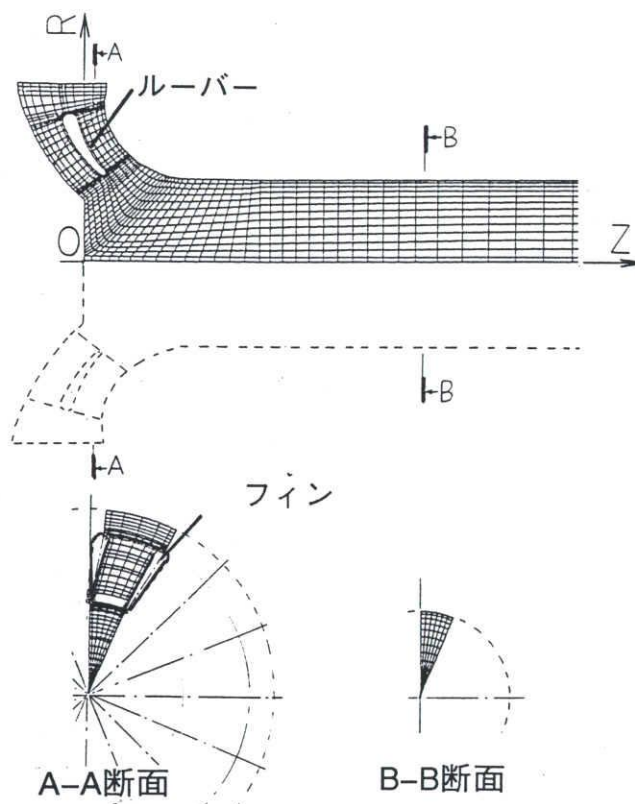
予蒸発管の構造を図 3-3(a) に示す。プライマリ燃料噴射弁は予蒸発管端壁の中心に設置され周囲から空気が導入される構造となっている。空気導入路には多数のルーバーおよびフィンが設けられ、予蒸発管内の乱れを増加させることにより、噴霧の蒸発促進を狙っている。計算格子も同じく図 3-3(b) に示す。予蒸発管に設けられたフィンの 1 通路である、周方向の 1/16 の領域について、また、実際の予蒸発管長さは 6.3cm であるが、軸方向には $Z=15\text{cm}$ までを計算対象とした。

燃料噴射弁に要求される性能としては、予蒸発管出口における燃料の蒸発率が 50%以上となることである。燃焼器の全ての作動条件において、それを確認するのは困難であることから、表 3-1 に示す 2 つの条件で計算した。いずれも、以下に示すように燃料が蒸発しにくいと考えられることから選択した。

- GT 軸回転数 80%：プライマリ噴射弁だけから燃料が供給されるとき最大の流量となる条件であり、燃料流量に対応して空気流量も多いため流速が速く、噴霧の予蒸発管内での滞在時間が最も短い。



(a) 予蒸発管形状



(b) 計算格子 (要素数: 5616)

図3-3 予蒸発管形状と計算格子

- GT 軸回転数 35% : GT 軸回転数 80%の場合と比較して、空気流量は少く予蒸発管内での滞留時間は長い、燃焼器入口温度が最も低いため、蒸発しにくいと考えられる。

蒸発率を高くする方法として、まず最初に考えられるのは噴霧粒径を小さくすることであり、そのためには燃料の供給圧力を高くして噴射速度を上げる、微粒化用空気の流速を上げることが考えられる。しかし、燃料や微粒化用空気のポンプは、いずれもエンジンによって直接駆動されるため、これらの補機に必要な動力が増加すると、エンジン出力、すなわち熱効率が低下することになる。そこで、噴霧粒径を小さくする以外の方法についても合わせて検討することにした。検討したのは、表 3-1(b) に示す噴霧粒径、温度、噴射速度である。噴霧角については、一定値とした。

3.2.2 計算結果

まず、予蒸発管内の流れ場について、速度ベクトルおよび乱れの分布を図 3-4 に示す。予蒸発管に流入した空気は出口に向けてほぼ一様に流れていることがわかる。このときの乱れは、中心軸および壁付近と、ルーバーの下流近傍付近が大きくなっている。気流の平均流速は同じであっても、乱れが大きいと噴霧と気流との瞬時の速度差は大きくなり、熱伝達率が大きくなることから、噴霧の蒸発促進が期待できる結果となっている。図 3-5 は、軸方向速度および回転速度の半径方向の分布を示したものである。回転速度は $R=0.3\text{cm}$ 付近で最も大きく、これが中心軸付近で乱れが大きくなる理由と思われる。それより内側では剛体渦的に回転しており、 $R > 0.5\text{cm}$ ではほぼ一様な速度となっている。軸方向速度についてみると、壁付近を除けばいずれもほぼ一定になっている。予蒸発管内に、流れのよどみ点等が存在すると、その位置で燃料の自着火が起り、燃焼器の火炎安定性に悪影響を及ぼすことがあるが、この結果から流れ場については特に問題がないことがわかった。


噴霧の初期条件を変えたときの噴霧挙動と燃料蒸気濃度を、図 3-6 から図 3-8 に示す。図には、予蒸発管出口に対応する位置 ($Z=6.3\text{cm}$) を合わせて示した。まず、図 3-6(a) をみると、燃料蒸気濃度は初期粒径 (SMD) により顕著に変わることがわかる。SMD が $40\mu\text{m}$ と大きいと、大部分の噴霧は蒸発しないで壁まで到達し、壁付近を通過して予蒸発管から出ていくが、 $20\mu\text{m}$ と小さいときは、予蒸発管の中心軸付近の広い範囲にわたって燃料蒸気濃度の高い領域がみられる。(b) についても同様の結果となっているが、詳しく比較すると違いがみられる。(a) の $\text{SMD}=30\mu\text{m}$ では、比較的粒径の大きい噴霧は $Z=3\text{cm}$ 程度で壁に到達しているのに対して、粒径の小さいものは気流により軸方向に流され、 $Z=10\text{cm}$ 程度

表3-1 計算条件

(a)予蒸発管混合気条件

GT軸回転数 %	80	35
燃料流量 g/s	2.69	0.18
空気流量 g/s	91	9
空気温度 °C	1004	686
空気圧力 kg/cm ²	3.08	1.28

(b)噴霧の初期条件

(①)を基準に、で示したパラメータを変化させた)

	①	②	③	④	⑤	⑥
燃料	軽油					
噴霧角	40~70°					
粒径(SMD) μm	40	30	20	40	40	40
温度 °C	27	27	27	100	200	27
噴射速度 m/s	100	100	100	100	100	60

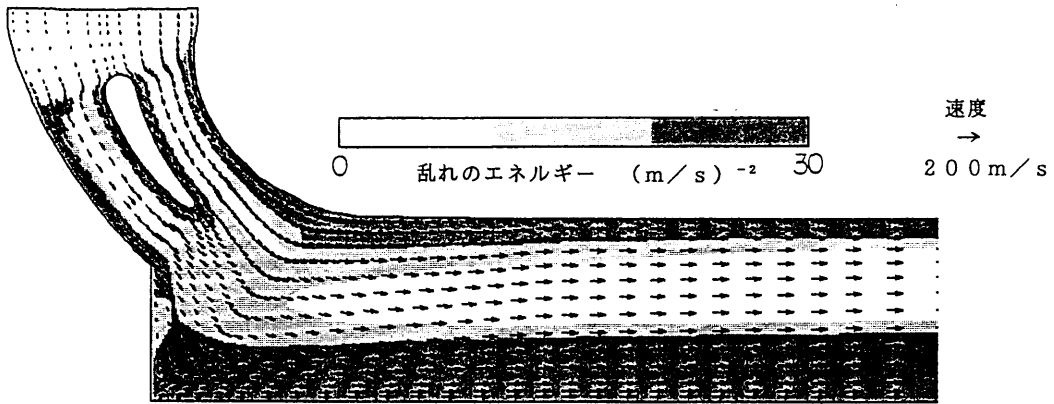


図3-4 速度ベクトルおよび乱れのエネルギーの分布(軸回転数:80%)

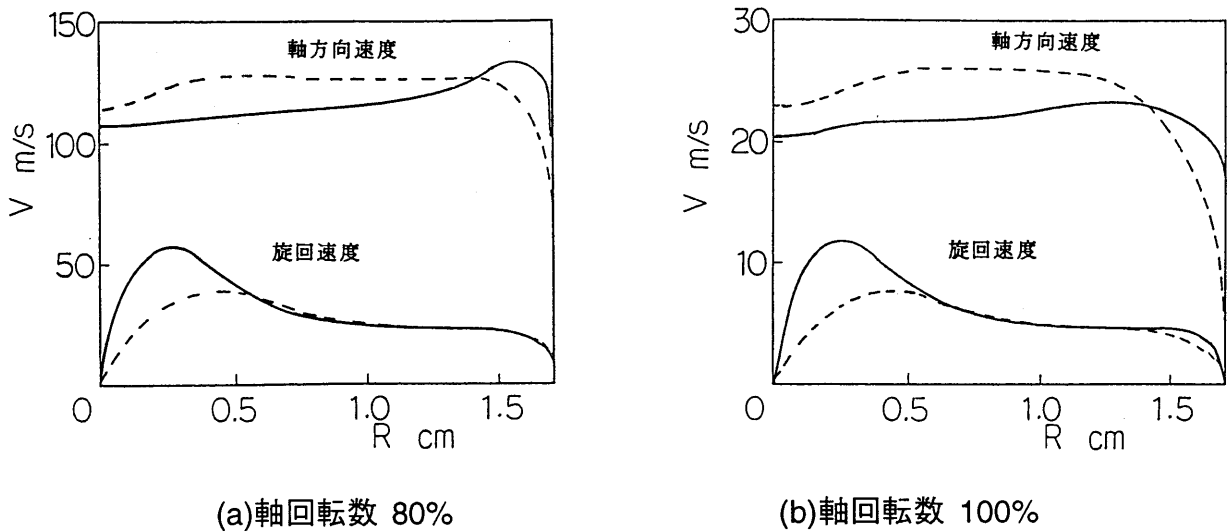
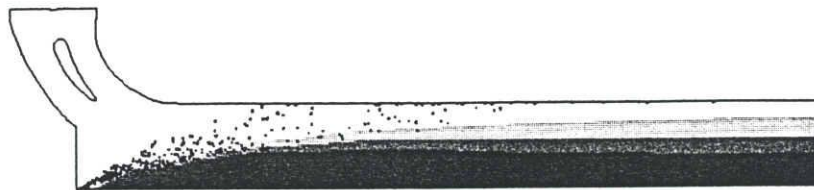
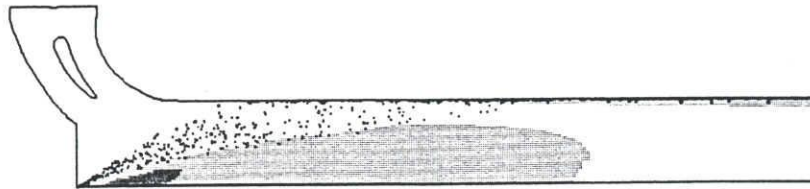


図3-5 軸方向速度と旋回速度の大きさ

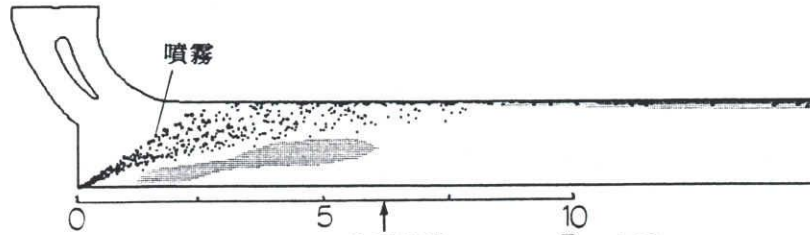
- : $Z=2$ cm
- - - : $Z=6.3$ cm (予蒸発管出口)



初期粒径 (SMD) $20 \mu\text{m}$



初期粒径 (SMD) $30 \mu\text{m}$

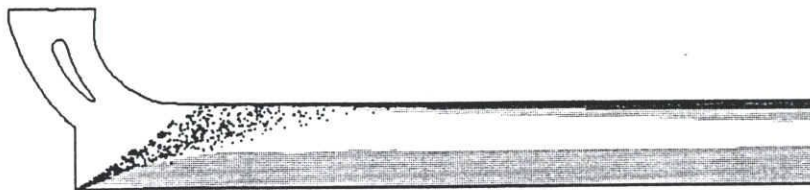


初期粒径 (SMD) $40 \mu\text{m}$

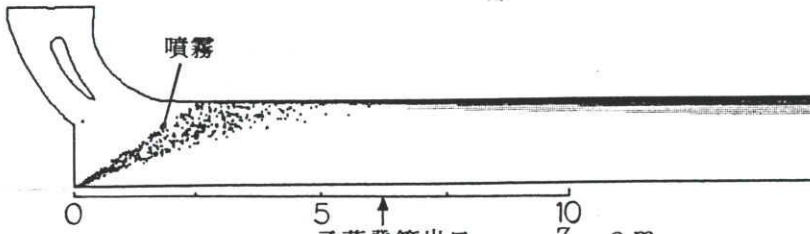


燃料蒸気濃度 重量%

(a) 軸回転数 80%



初期粒径 (SMD) $30 \mu\text{m}$



初期粒径 (SMD) $40 \mu\text{m}$



燃料蒸気濃度 重量%

(b) 軸回転数 35%

図3-6 噴霧の初期粒径の影響
(噴霧初期温度: 27°C 、噴射速度: 100m/s)

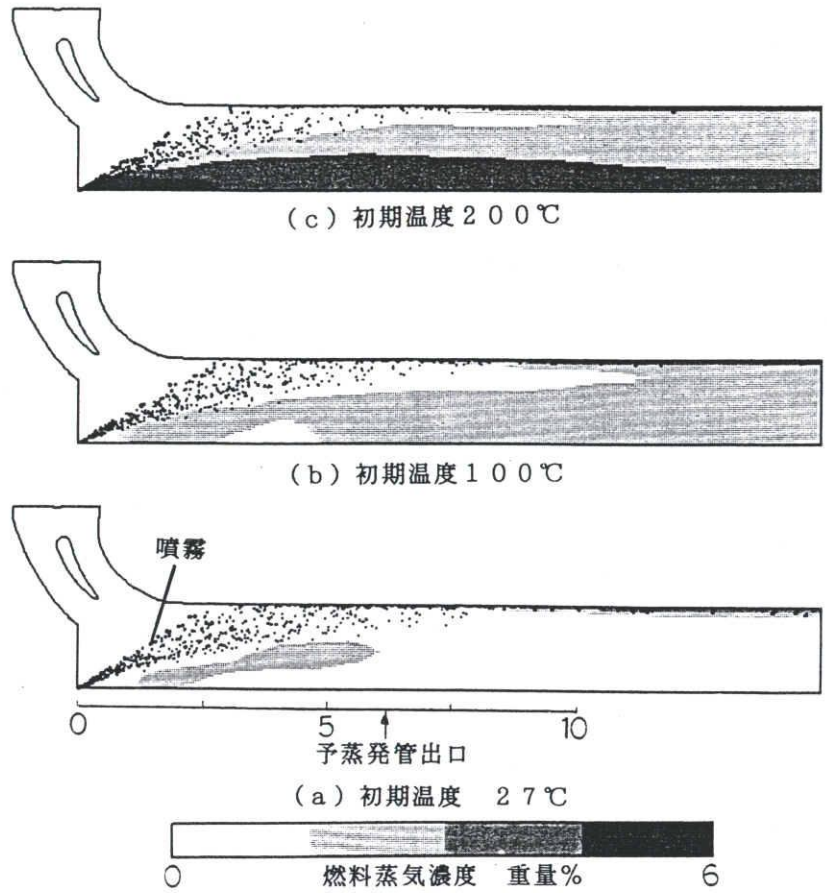


図3-7 噴霧の初期温度の影響
 (軸回転数；80%、噴霧初期粒径：40 μm、噴射速度：100m/s)

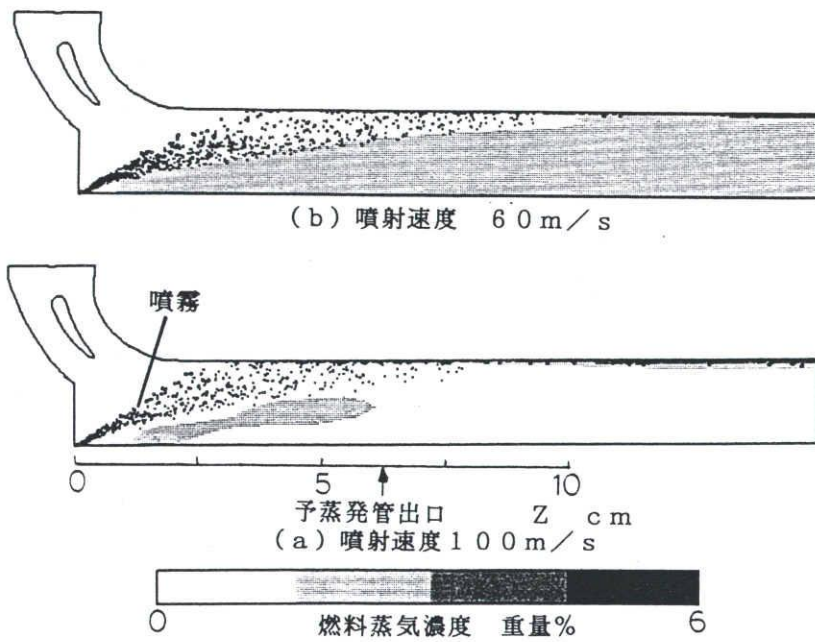


図3-8 噴霧の初期流速の影響
 (軸回転数；80%、噴霧初期粒径：40 μm、初期温度：27°C)

にならないと壁には到達しない。一方、(b)では気流の速度が(a)よりも遅いことから、噴霧はほぼ噴射された方向に進み、 $Z=2.5\sim 6\text{cm}$ で壁に到達する。壁付近における燃料噴霧の数密度は(a)より大きくなり、その結果、壁付近に燃料蒸気濃度が高い領域がみられる。

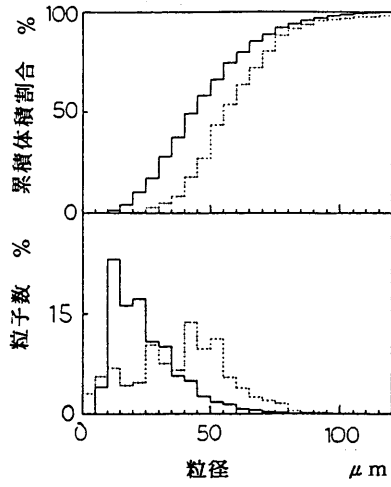
図3-6の結果は、SMDが $40\mu\text{m}$ と比較的大きい場合は、燃料の蒸発が不十分であることを示している。それに対して、燃料の初期温度を上げる、あるいは、噴射速度を小さくして滞留時間を長くすることによって蒸発を促進させることを検討したのが、図3-7、図3-8である。図3-7をみると、初期温度を $200\text{ }^\circ\text{C}$ まで上げた場合、図3-6(a)の $\text{SMD}=20\mu\text{m}$ と同様の燃料蒸気濃度分布になり、粒径を小さくすると同等の効果が得られることがわかる。また、図3-8は、噴射速度を遅くすることが、やはり蒸発の促進に効果があることを示している。噴射速度を遅くすると、噴霧は気流に流され易くなり、その結果、噴霧がより分散して分布することも、燃料蒸気濃度が高くなる一因と思われる。

これらの結果における予蒸発管出口に相当する位置($Z=6.3\text{cm}$ 、矢印位置)での粒径分布を調べたのが図3-9である。実線は初期条件として与えた分布を示し、破線は予蒸発管出口での分布を示す。予蒸発管出口では、粒径の大きい噴霧の割合が相対的に多い。とくに $50\mu\text{m}$ 程度の噴霧が多数残っていることがわかる。このことは、単に平均粒径だけでは無く、粒径分布の分散をいかに小さくして大粒径の噴霧を減らすかが重要であることを示している。

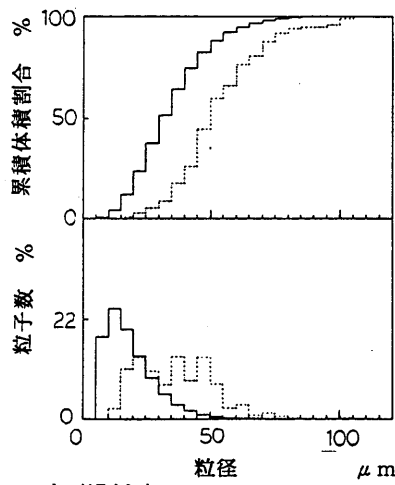
以上の計算結果をもとに、燃料の蒸発率の Z 方向の変化を求めたのが図3-10である。蒸発率は、 Z 方向と垂直な断面において、未蒸発噴霧と燃料蒸気の通過量をそれぞれ積算して求めた、各断面における平均値で示してある。(b)および(c)は、GT軸回転数80%において、 $\text{SMD}=40\mu\text{m}$ のときの結果を示す。予蒸発管出口に相当する位置($Z=6.3\text{cm}$)において、蒸発率が50%以上となることを念頭にこれらの結果をまとめると以下ようになる。

- 初期粒径：GT軸回転数80%、35%ともにSMDが $30\mu\text{m}$ 以下である必要がある。
- 初期温度：SMD= $40\mu\text{m}$ では、 $100\text{ }^\circ\text{C}$ では不十分であり、 $200\text{ }^\circ\text{C}$ 程度にする必要がある。
- 噴射速度：同じくSMD= $40\mu\text{m}$ では、 60m/s でほぼ蒸発率が50%になり、噴射速度をさらに小さくすれば蒸発率を確保できる。

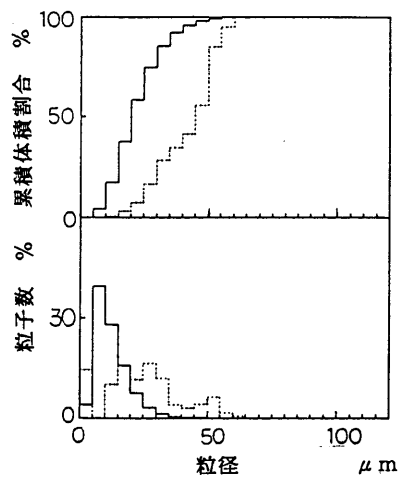
初期温度を $200\text{ }^\circ\text{C}$ 以上にすることは、燃料噴射弁内で燃料が炭化し流路を塞ぐ、コーキングが発生する恐れがあり、現実的な方法とはいえない。一方、噴射速度を下げることは、実際の燃焼噴射弁では粒径の増加を招くという問題があり、噴射速度を下げることと粒径



(a)初期粒径(SMD) $40 \mu\text{m}$



(b)初期粒径(SMD) $30 \mu\text{m}$

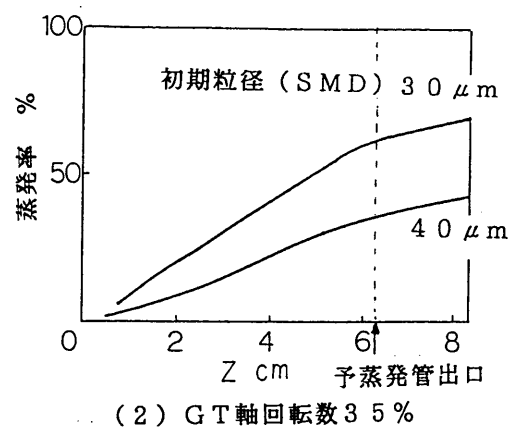
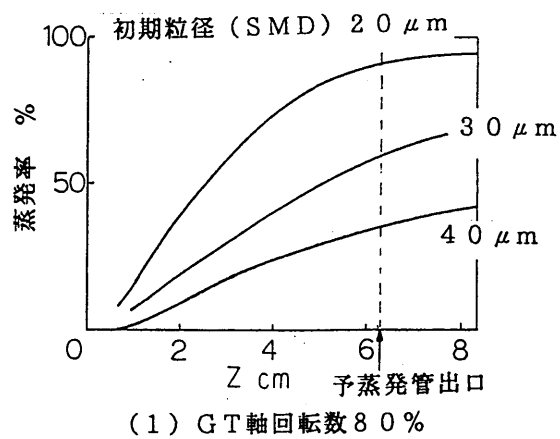


(c)初期粒径(SMD) $20 \mu\text{m}$

図3-9 噴霧粒径分布の変化
(噴霧初期温度： 27°C 、噴射速度： 100m/s)

————— : $Z=2 \text{ cm}$

- - - : $Z=6.3 \text{ cm}$ (予蒸発管出口)



(a)初期粒径の影響

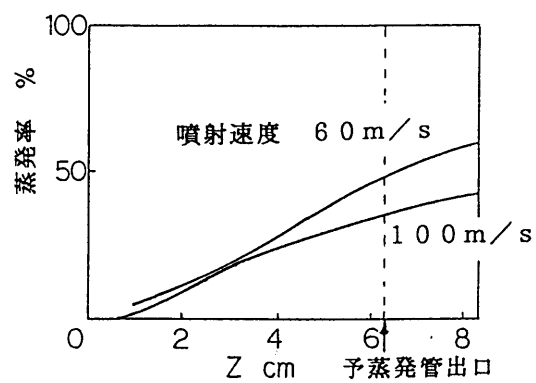
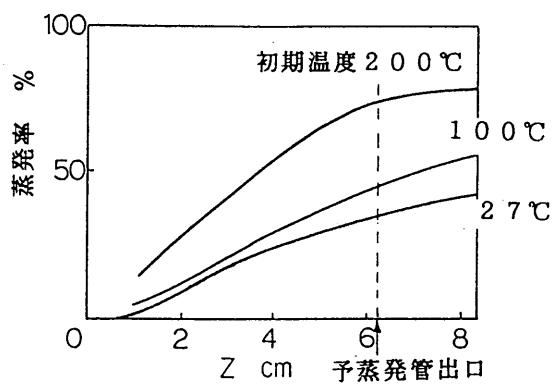


図3-10 蒸発率の軸方向分布

を小さくすることは両立できない。初期温度、噴射速度を変えることにより、 $SMD=40\mu m$ での蒸発率を50%以上にすることは、実用上困難といえる。以上の結果から、燃料の初期温度 $27^\circ C$ 、噴射速度 $100m/s$ の場合に、噴霧の平均粒径 (SMD) が $30\mu m$ 以下である燃料噴射弁を開発する必要があることを明らかにした。

3.3 NO_x 排出量の解析

3.3.1 計算格子および計算条件

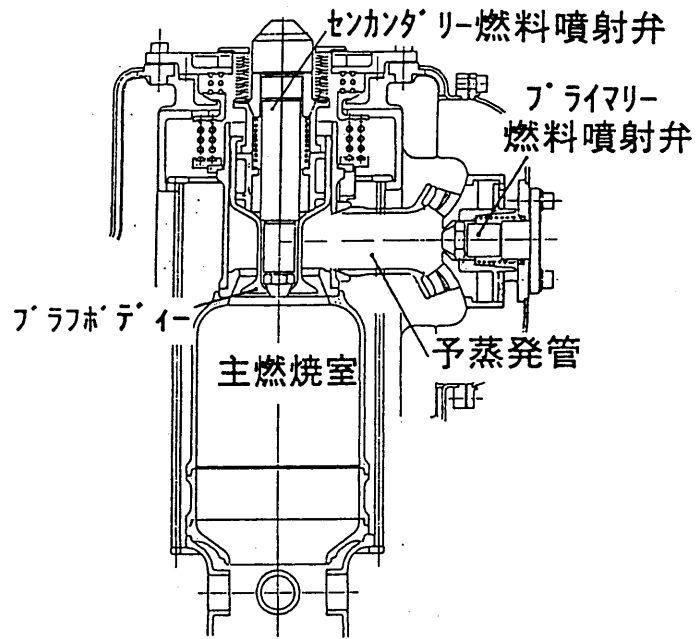
前節では予蒸発管のみを対象に噴霧の蒸発率について詳細に検討した。これらの結果をもとに、燃料噴射弁の開発が進められている [119]。本節では、それを実際に燃焼器に組み込んだときの蒸発率の予測と NO_x 生成を解析した結果について示す。燃焼器の構造を図 3-11(a) に示す。予蒸発管からの予混合気は、ブラフボディーの周囲を巡回した後、主燃焼室に流入し燃焼する。したがって、噴霧は予蒸発管に引き続きブラフボディー周囲でも蒸発するため、前節で示した予蒸発管での蒸発率よりも、実際に燃焼室に流入する際の蒸発率は高くなることになる。計算格子を図 3-11(b) に示す。計算領域を蒸発管から主燃焼室、希釈領域とし、予蒸発管は前節よりも大幅に単純化し計算時間の短縮を計った。なお、要素数は 13000 である。

未蒸発燃料の NO_x 生成への影響を調べるために、図 3-12 に示す典型的な 3 種類の燃焼方法について計算し、燃焼ガス温度分布、NO_x 排出量を比較した。図 3-12(c) の完全予混合燃焼とは、燃料が完全に蒸発し、均一な予混合気が形成されたと仮定したものであり、理想的な性能を持つ燃料噴射弁を用いたときと言える。予蒸発・予混合燃焼とこの理想的な場合とを比較することにより、未蒸発燃料や混合気分布の不均一の影響を調べることができる。

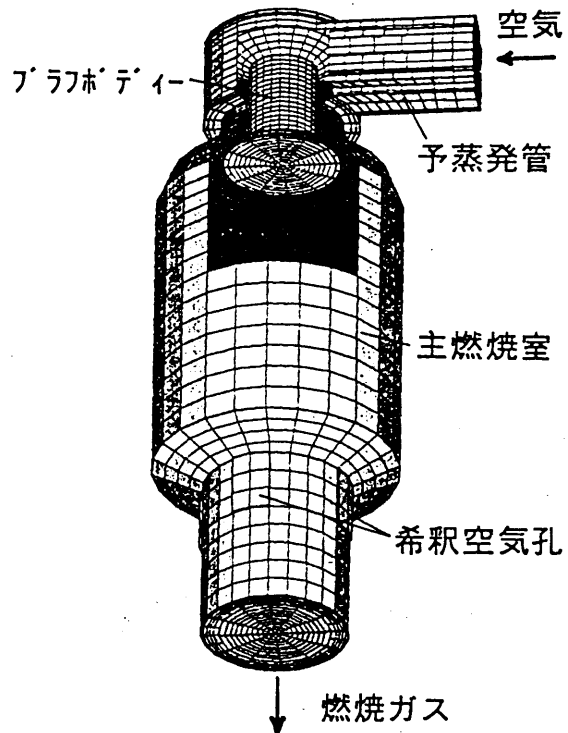
計算条件を表 3-2 に示す。空気および燃料の条件はそれぞれエンジン運転条件をもとに与え、燃料噴霧の初期条件は、前章と同様に PDPA(Phase Doppler Particle Analyzer) による測定値を与えている。燃焼室壁は熱伝導率の小さいセラミックで構成されていることから、壁境界は断熱と仮定した。

3.3.2 計算結果

予蒸発・予混合燃焼における、燃料噴霧および燃料蒸気濃度分布を図 3-13 に示す。(a)



(a) 燃焼器の構造



(b) 計算格子(要素数: 13000)

図3-11 予蒸発予混合燃焼器の構造と計算格子

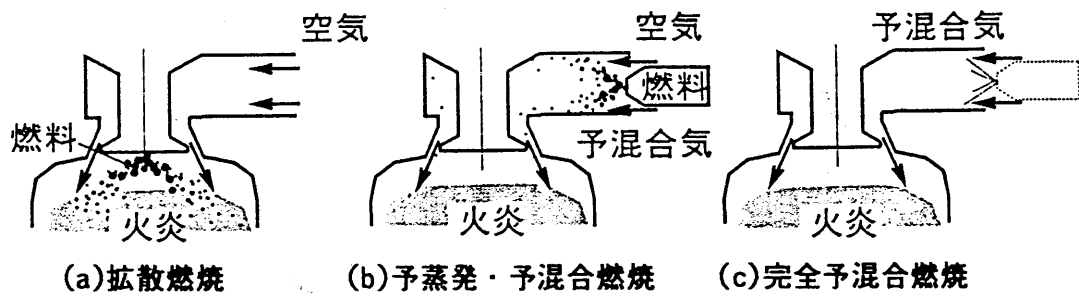
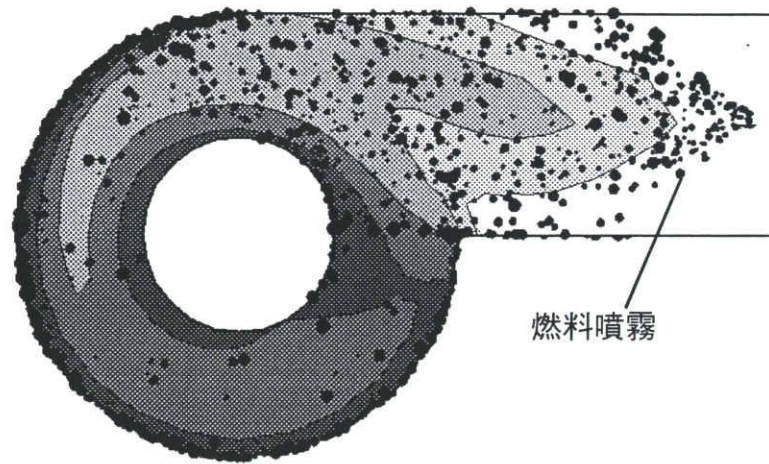


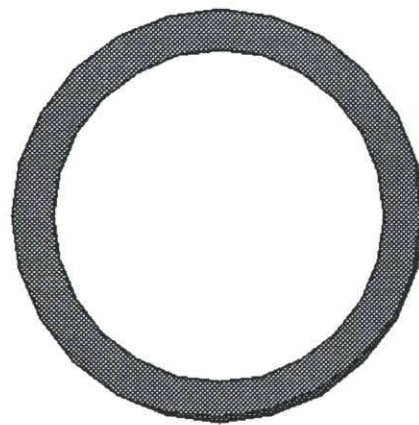
図3-12 NO_x排出量の比較を行なう燃焼方式

表3-2 計算条件

空気		
温度 (K)	1 1 7 3	
流量 (g/s)	2 1	
圧力 (atm)	1	
燃料 (セタン)		
温度 (K)	3 0 0 K	
空気過剰率	1.5, 2.0, 2.5	
燃料噴射弁		
	ファイリ	セカンリ
粒径 (SMD) (μm)	3 0	6 0
噴霧角 (°)	60~90	60~100
噴射速度 (m/s)	7 0	



(a)燃料噴射位置



(b)主燃焼室流入位置

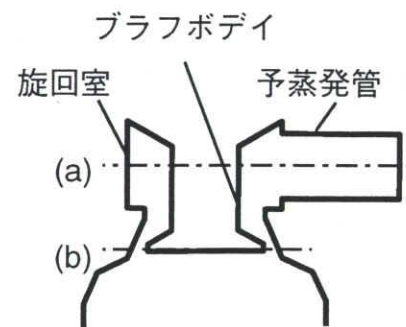
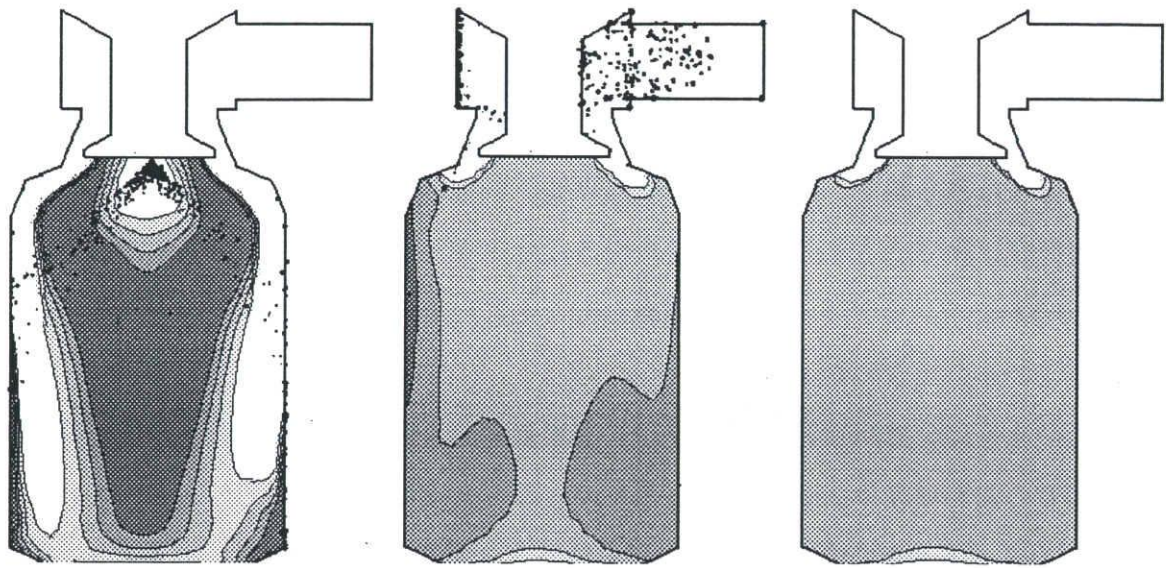


図3-13 燃料噴霧および燃料蒸気濃度分布
(予蒸発予混合燃焼)

から、噴射された燃料噴霧は前節同様、蒸発管の壁付近に多く存在しており、旋回室に入ると、図の上側に位置する噴霧は旋回室の外壁にそって進み、逆に下側の噴霧はブラフボディーに衝突し、ブラフボディーの周囲を添う形で進む。その結果、燃料蒸気濃度は旋回室の外壁とブラフボディーの壁近傍で高くなっている。一方、主燃焼室流入位置ではほとんど濃度分布はみられず、ほぼ均一な予混合気が形成されている。主燃焼室流入位置での燃料の蒸発率は約 90%である。予蒸発管出口における蒸発率が約 50%であることから、燃料の約 40%がブラフボディー周囲で蒸発したことになり、燃料噴霧は主燃焼室流入前に十分蒸発していることがわかった。

以上のように、燃料噴霧の約 90%は、主燃焼室流入前に蒸発することが明らかになったが、残りの燃料噴霧は主燃焼室で直接燃焼することになるため、その影響について検討した。図 3-14 に 3 種類の燃焼方式における燃焼ガス温度分布を、また、図 3-15 に NO_x 濃度を比較した。(a) の拡散燃焼では、燃料と空気が混合する位置で燃焼が起こるため、前章に示したと同様に、噴霧を取り囲む形で火炎が存在し、さらに理論空燃比に近い形で燃焼することから、燃焼室の中心軸付近に高温領域が形成される。それと対応して NO_x 濃度も高くなっている。また、燃料噴霧の一部は燃焼室の壁まで到達して燃焼しており、その下流の壁付近にも高温領域がみられる。一方、(b) の予蒸発・予混合燃焼および (c) の完全予混合燃焼の場合は、混合気が主燃焼室に流入した直後に燃焼し、ブラフボディー近傍の狭い領域で燃焼している。混合気流速が遅くなると、火炎は上流に伝播する(逆火)、また、逆に速くなるとブラフボディーから離れて保炎されなくなる(吹き消え)ことになり、予混合燃焼の火炎安定範囲が、拡散燃焼と比較して狭くなることが理解できる。(b) の予蒸発・予混合燃焼の温度分布は、(a) の拡散燃焼と比較するとほぼ均一となっているが、(c) の完全予混合燃焼と比較すると燃焼室壁付近に温度が高い領域がみられる。これは、未蒸発の燃料噴霧が壁付近で拡散燃焼することによる影響である。完全予混合燃焼における NO_x 濃度は、温度がほぼ均一であるにもかかわらず、燃焼室の中心軸付近で高くなっているが、これは、壁付近と比較して中心軸付近の流速が遅く、滞在時間が相対的に長いことによる。予蒸発・予混合燃焼の NO_x 濃度は、燃焼室中心軸付近は完全予混合燃焼と同様の分布を示すが、壁付近には燃焼ガス温度が高い領域に対応して、濃度の高い領域がみられる。しかし、その領域は拡散燃焼と比較して小さく、燃焼ガス温度の均一化により NO_x 生成量が著しく減少していることがわかる。

未蒸発燃料の NO_x 排出量への影響をみたのが図 3-16 であり、空気過剰率 2 における結果を示す。拡散燃焼は燃料供給位置等が異なり、予混合燃焼の結果と同様に扱うのは問題



(a) 拡散燃焼

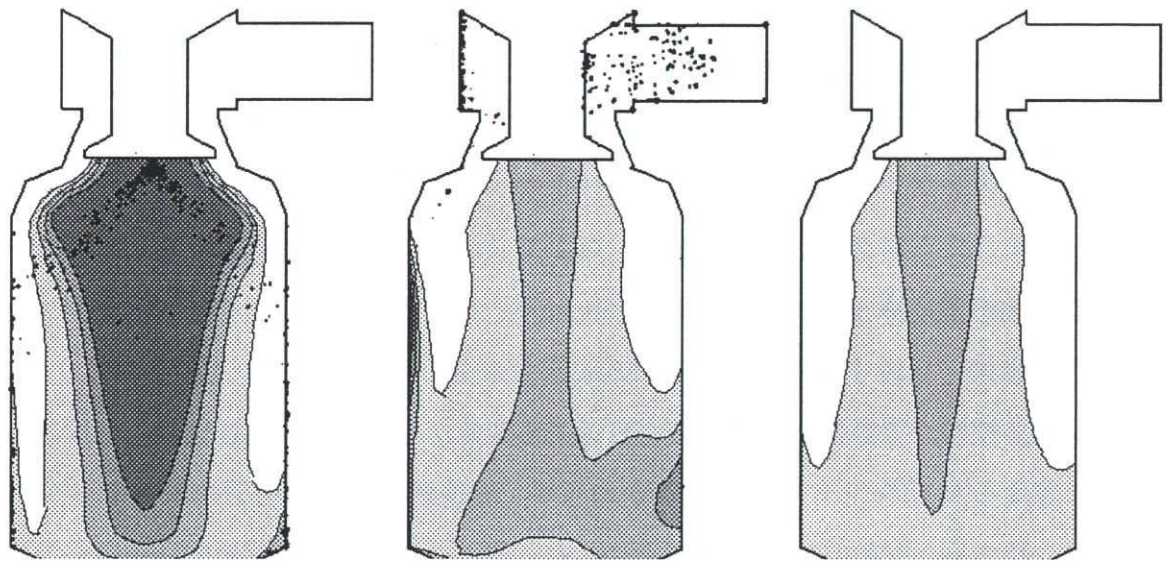
(b) 予蒸発予混合燃焼

(c) 完全予混合燃焼



図3-14 温度分布の比較

1800 温度 (K) 2300



0.0 NO (wt%) 0.40

(a) 拡散燃焼

0.0 NO (wt%) 0.04

(b) 予蒸発予混合燃焼

(c) 完全予混合燃焼

図3-15 NO_x濃度分布の比較

があると思われるが、比較のために同図に示した。未蒸発燃料の減少に伴い、NO_x 排出濃度は指数関数的に減少する。予蒸発・予混合燃焼では、大部分の燃料は予混合燃焼するため、NO_x 排出量も完全予混合燃焼に近くなるが、前述の未蒸発の燃料噴霧が拡散燃焼することにより、ほぼその割合だけ拡散燃焼の NO_x 排出量に近づくことになる。このとき、予蒸発・予混合燃焼の NO_x 排出濃度は拡散燃焼の約 1/6、理想的な完全予混合燃焼と比較しても約 1.3 倍程度の低い値となっている。佐々木等は予蒸発予混合燃焼の NO_x 排出量が完全予混合燃焼の約 1.5 倍程度であることを報告しており [82]、今回の計算結果は妥当なものであると考えられる。

図 3-17 は、計算による予測結果を実験結果と比較したものである。空気過剰率が 2 より小さいときは計算と実験は良く一致するが、2 以上では大きく異なり、実験では空気過剰率を増加させたとき、一定値以下には下がらないような傾向を示している。燃料と空気が完全に予混合されていると仮定とすると、予混合気温度が一定の条件では、燃焼ガス温度は空気過剰率のみでほぼ決まり、NO_x 排出量は計算結果の様な傾向を示すはずである。これが、一定の値から下がらないということは、実験では局所的に高温の領域が存在しているためと考えることができる。本研究における NO_x 生成の計算においては、各計算要素における平均ガス温度を用いているが、実験における温度分布が局所的で、計算格子の分解能以下の場合には、計算における NO_x 排出量は実験よりも低くなる可能性がある。NO_x 排出量の計算方法について、まだ課題が残されていることもわかった。しかし、実際のエンジン運転条件において、火炎が不安定となりやすい空気過剰率 2 以上の希薄な条件で燃焼器を作動させることは無い。したがって、実用上は問題が無いと考えられる。

以上のように、3.2 節で示した噴霧特性に基づき開発された燃料噴射弁を用いることによって、NO_x 排出量の低い予蒸発・予混合燃焼器が実現できることが明らかになった。しかし、理想的な場合と比較すると、NO_x 排出量は 1.3 倍であり、まだ NO_x 排出量低減の余地が残されている。3.2 節では、噴霧の初期条件として、噴霧角については検討しなかった。しかし、図 3-13 に示したように、燃料噴霧は壁付近に偏って存在していることから、これを改善することを狙って、燃料噴射弁の噴霧角の影響について検討した。表 3-2 に示した計算条件のうち、噴霧角のみ変えたときの予蒸発管断面における燃料濃度分布を図 3-18 に示す。なお、燃料濃度は図 3-13 と異なり、燃料の分散度合いをみるために、噴霧と蒸発した燃料蒸気とを合わせた空気過剰率で示してある。噴霧角が大きい場合、燃料は壁付近に極端に偏って存在しているが、噴霧角を小さくすることによって、燃料濃度分布がより均一に近づくことがわかる。燃料濃度分布が均一である程、燃料噴霧を取り巻くガスの中

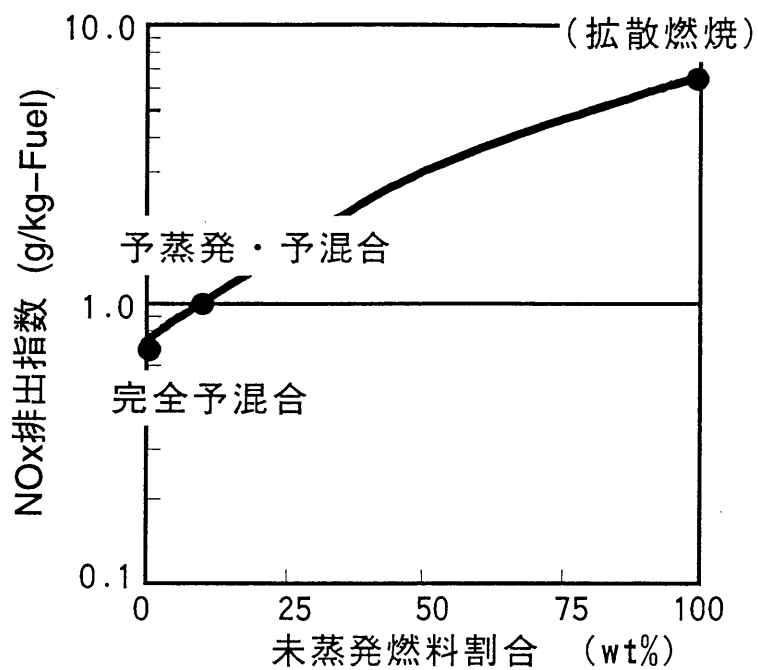


図3-16 未蒸発燃料のNOx排出量への影響

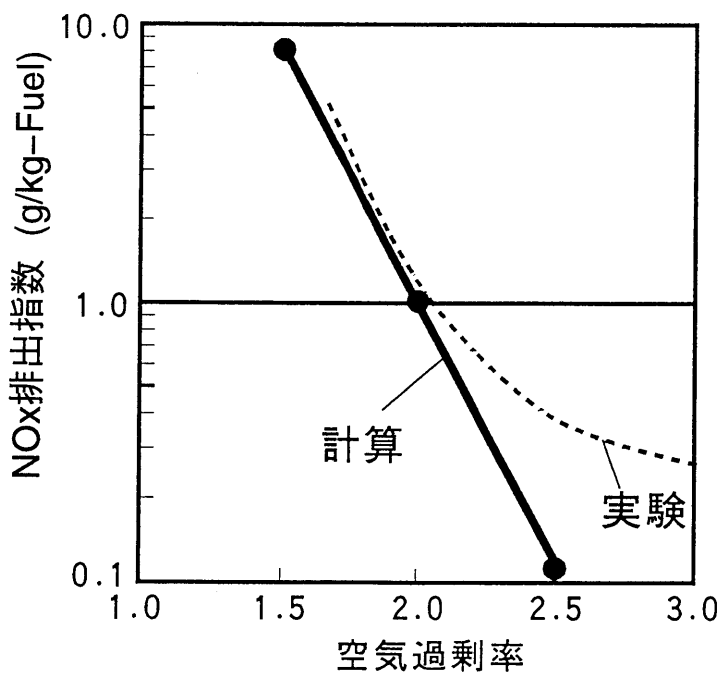


図3-17 NOx排出量の実験と計算の比較

の燃料蒸気濃度は低くなるため、噴霧はより蒸発し易くなる。図 3-19 に、このときの主燃焼室流入位置における未蒸発燃料の割合および NO_x 排出量を示す。噴霧角が小さいほど、未蒸発燃料の割合が小さく、さらに NO_x 排出量も僅かではあるが減少する傾向にある。燃料噴霧を予蒸発させる場合、予蒸発部の壁付近で燃料濃度が高くなる傾向にあり、粒径が小さいことに加えて、噴霧角が小さい燃料噴射弁を用いることが必要であることがわかった。これにより、ほぼ理想に近い形での低 NO_x 燃焼が可能であることを明らかにした。

3.4 燃焼室内速度分布の均一化方法の検討

3.4.1 燃焼器形状の問題点と改良方法

前節までに、予蒸発・予混合燃焼にすると NO_x 排出量が低くなること、およびそれを実現するために必要な条件を示した。しかし、NO_x 排出量が低いのは、あくまでも希薄な条件での燃焼が可能な場合についてである。燃焼器の火炎安定性が悪く、希薄条件での燃焼ができない場合は、NO_x 排出量の低減は期待できない。例えば、図 3-17 をみると空気過剰率を 2 から 1.5 にすると、NO_x 排出量は 10 倍近くになることがわかる。これは、図 3-16 に示した拡散燃焼と予蒸発・予混合燃焼の NO_x 排出量の差よりも大きい。したがって、燃焼器には十分に火炎が安定であることが要求される。

今回の燃焼器では燃料供給系の簡素化のため、予混合気は単一の燃料噴射弁により形成される。したがって、予混合気は燃焼室の 1 方向から導入される。燃焼室内の速度分布の計算結果を図 3-20 に示す。旋回室断面での速度をみると、旋回室の流路断面積が一定のため、混合気が主燃焼室に流入していくのに伴い、旋回速度が小さくなっていることがわかる。このため、主燃焼室流入位置でも速度の偏りを生じている。この速度の偏りは、速度の遅い部分では火炎が主燃焼室から予蒸発部分へ逆火し易くなり、また、逆に速度の大きい位置では吹き飛び易くなるなど、燃焼器の火炎安定性に悪影響を及ぼしている。燃焼器の広い作動条件に対して、常に安定した希薄燃焼をさせるためには、この流れの偏りを改善することが必須であると思われる。そこで、旋回室形状の改良について検討した。

図 3-21 に検討した燃焼器形状について、計算格子を示す。予蒸発管から主燃焼室流入位置までを計算領域としている。(a) が、前節で用いた燃焼器の形状である。(b) は流れの偏りの原因が旋回室の流路面積が一定であることが原因と考えられることから、流路面積が徐々に減少するスクロール形式としたものである。これらについて、流れのみの計算を

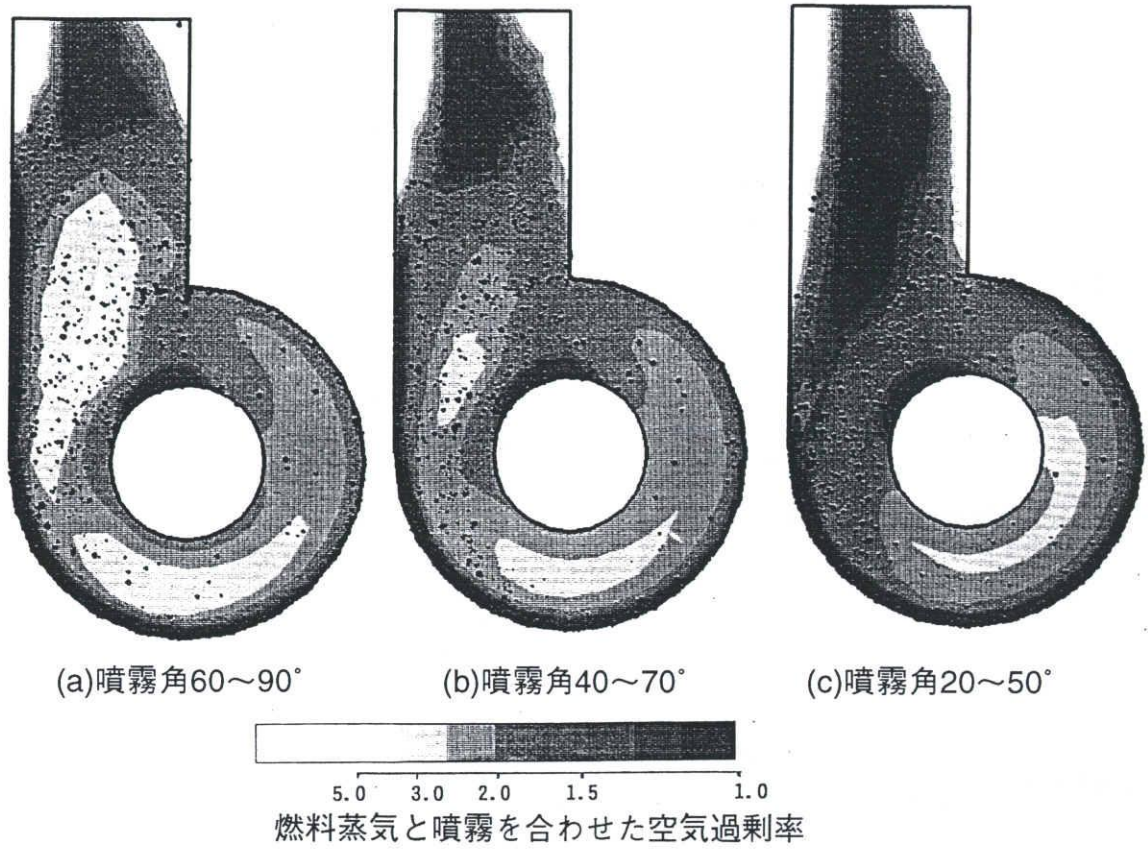


図3-18 燃料噴射弁噴霧角の燃料濃度分布への影響

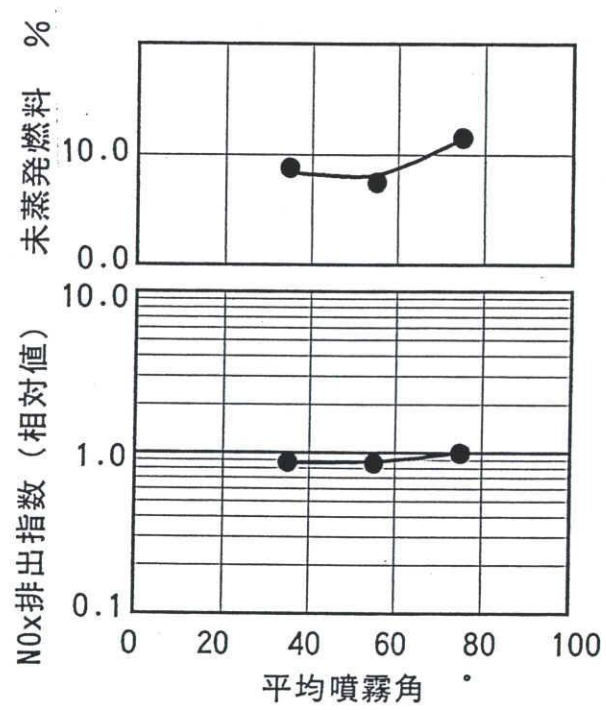


図3-19 燃料噴射弁噴霧角の未蒸発燃料、さらにNOx排出量への影響

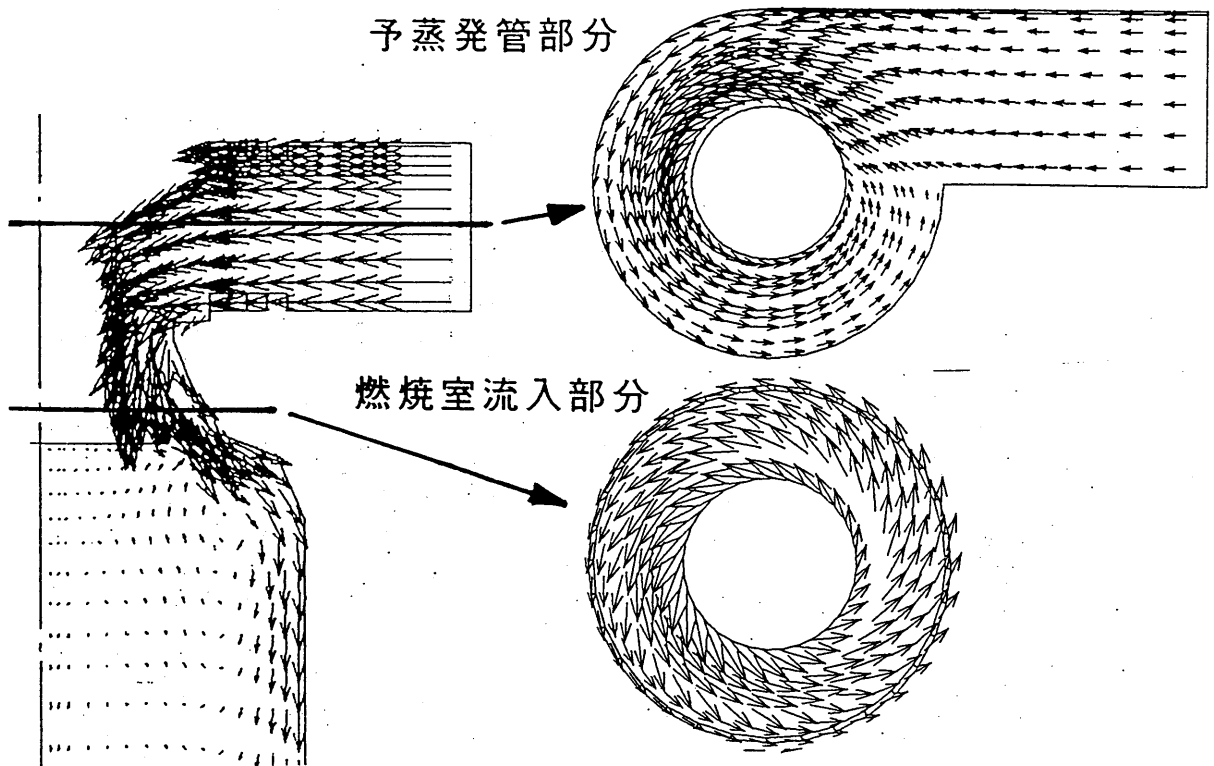
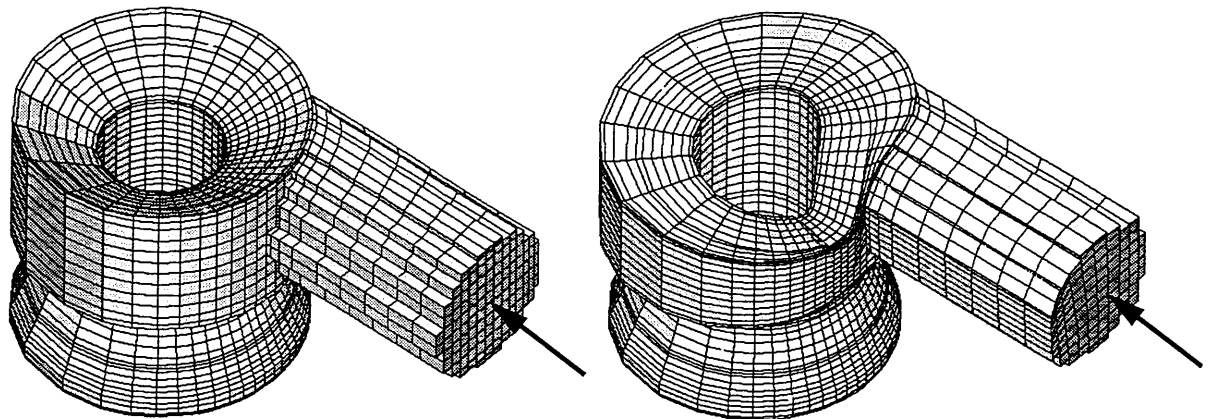


図3-20 燃烧室内の速度分布



(a) 1次設計の形状

(b) 改良案(スクロール形式)

図3-21 旋回室形状の改良案

実施し、速度や圧力分布を比較した。

3.4.2 計算結果

図 3-22 に、予蒸発管の中心軸で水平にみたときの、各形状における静圧分布および速度ベクトルを示す。(a) では、前述のように空気が主燃焼室に流入するのに伴い、回転速度が小さくなり、回転室内の回転空気と予蒸発管からの流入空気が合流する位置で圧力が高くなり、逆に回転速度は小さくなっている。この回転室で発生した流れの偏りが、主燃焼室流入位置まで残る結果となっている。一方、(b) のスクロール形式ではこの点が改善され、周方向に一律な回転速度になり、それと対応して、圧力分布もブラフボディーを中心とした同心円状となる。図 3-23 は、主燃焼室流入位置における軸方向速度の周方向分布を示したものである。スクロール形式では、回転速度が一律に改善されたことにより、前節での形状と比較して、主燃焼室流入位置での軸方向速度の偏りが $1/3$ 以下と小さくなっている。これにより、火炎安定性の向上につながるとともに、より希薄な条件での燃焼が可能となり、さらに NO_x 排出量が低下することを期待できる。

3.5 まとめ

本章では、自動車用に開発が進められているセラミックガスタービンの予蒸発・予混合燃焼器について解析し、燃焼器開発における有用な知見が得られた。結果を以下にまとめる。

1. 予蒸発管における燃料噴霧の蒸発予測を行い、ザウター平均粒径で $30\mu\text{m}$ 以下であれば、予蒸発管出口では、噴射した燃料の 50%以上が蒸発すること示し、燃料噴射弁の開発目標を明らかにした。
2. この噴霧条件において燃焼器に対する解析を行った結果、主燃焼室流入位置での未蒸発燃料の割合は約 10%と低く、燃料噴霧は主燃焼室流入前に十分蒸発する。
3. 未蒸発燃料の減少に伴い NO_x 排出量は指数関数的に減少する。予蒸発・予混合燃焼の NO_x 排出量は拡散燃焼の約 $1/6$ 、理想的な完全予混合燃焼と比較しても 1.3 倍程度の低い値である。
4. 燃料噴射弁の噴霧角を小さくした方が、燃料濃度が均一になり、蒸発率が高くなる。さらに、僅かではあるが、 NO_x 排出量の低減が見込まれる。

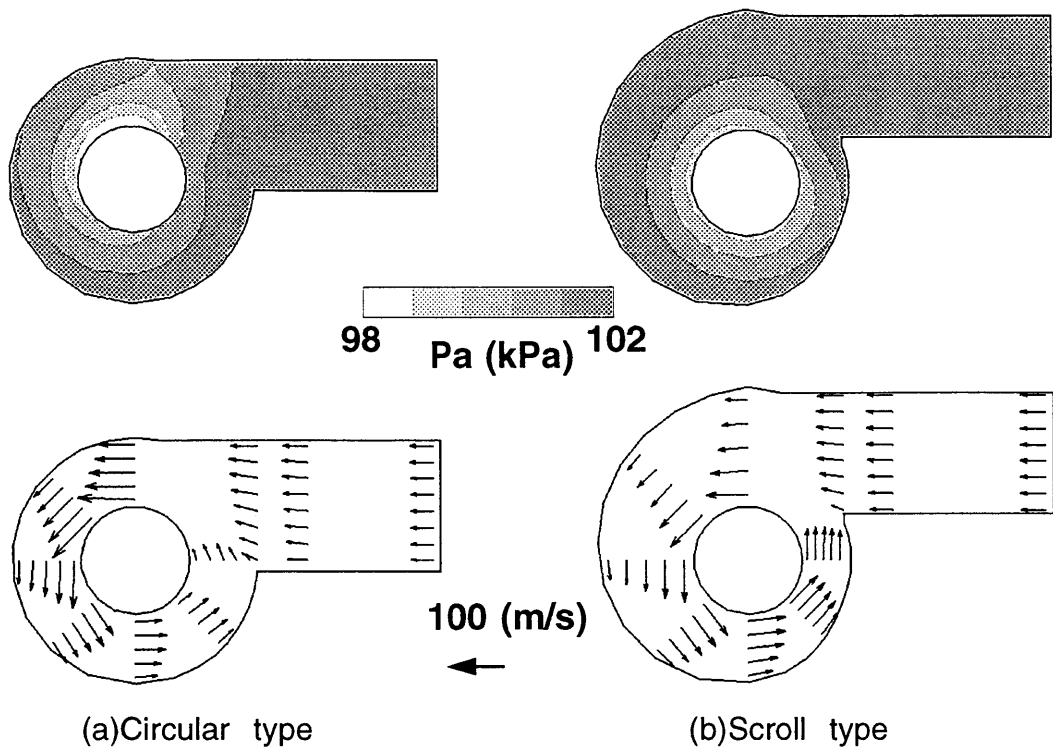


図3-22 圧力および速度分布の比較

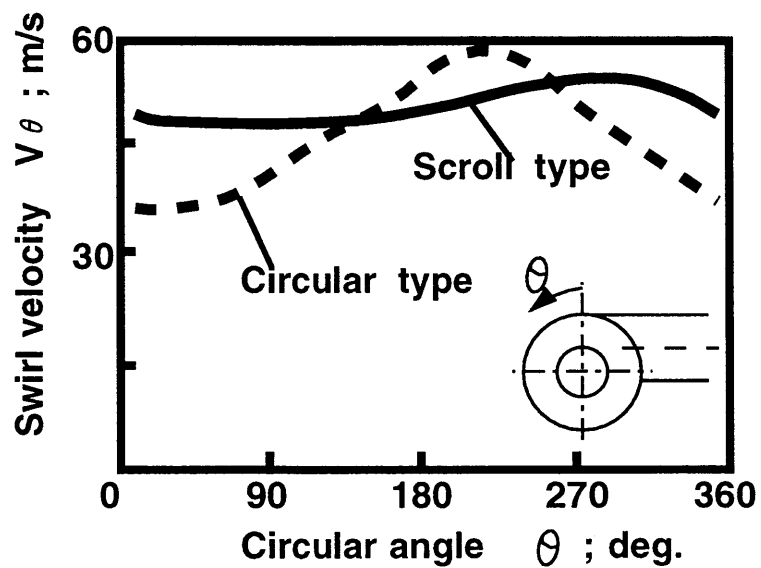


図3-23 主燃焼室流入位置での軸方向速度の比較

5. 旋回室形状をスクロール形式とすることにより、燃焼室内の速度の偏りは大幅に減少し、火炎安定性の向上が期待できる。その結果、より希薄な条件で燃焼器を作動させることが可能になり、さらに低 NO_x 化がはかれる。

4 触媒燃焼を用いた超低 NO_x 燃焼器の探索

4.1 触媒燃焼

自動車用ガスタービン燃焼器のさらなる低 NO_x 化のためには、より希薄な条件で燃焼させる必要があるが、火炎燃焼では限界がある。そこで、燃料を触媒表面上で酸化させる触媒燃焼の適用を検討した。図 4-1 は拡大 Zeldovich 機構により Thermal-NO の生成量を滞留時間および温度を変えて計算したものである。燃焼ガスの燃焼器内での滞留時間は、図中に点線で示したように 10^{-2} sec 程度と考えられることから、燃焼ガス温度 1600 °C 以下ではほとんど NO_x が生成されないことがわかる。しかし、火炎燃焼ではこのような低温では燃焼速度の低下を招き、安定燃焼ができない。それに対して、触媒燃焼では触媒表面で直接燃料が酸化されることから、酸化反応の活性化エネルギーが低下し、このような低温でも燃焼が可能となる。図 4-2 は、従来の火炎燃焼と触媒燃焼のガスタービン燃焼器について、軸方向の温度分布を比較した概念図である。従来の火炎燃焼器では燃焼器に供給される空気の一部が燃焼に用いられ、大部分は燃焼ガス温度をタービン入り口温度まで低下させる、希釈用空気として用いられてきた。それに対して、触媒燃焼では供給される空気の大部分を燃焼用に使い、火炎燃焼と比較して極めて希薄な予混合気を燃焼させるものである。したがって、燃焼ガス温度を 1600 °C 以下に抑えることが可能となり、NO_x 排出量の大幅な低減が期待される。

このような極めて低 NO_x な触媒燃焼がガスタービン燃焼器に未だほとんど用いられていないのは以下に原因がある。

1. 触媒は主として表面積が極めて大きいセラミックの担体に貴金属等の酸化活性に優れた金属を担持 (担体上に金属を分散、結合) して作成される。特に高温では、仮にその温度が担体であるセラミックの耐熱温度以下でも、担持した金属の焼結等が起こり、活性の低下が起きる。さらに担体材料の耐熱温度近くになると担体の表面積の低下により著しく活性が低下する。
2. 触媒燃焼では 2 次元的な触媒の表面でしか酸化が起きないため、燃焼が 3 次元的な乱流火炎面で起きる火炎燃焼器と比較して、触媒体積が著しく大きくなる可能性がある。触媒サイズが大きくなることは燃焼器サイズが大きくなることのみならず、圧力損失が増加しエンジンの熱効率の低下を招く。
3. 触媒に供給される燃料は空気とほぼ完全に予混合されている必要があるが、自動車

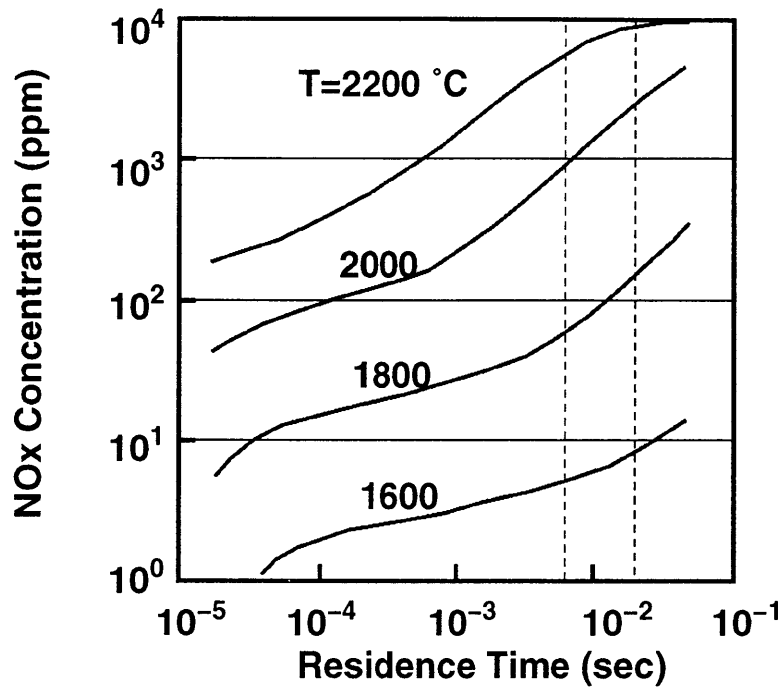


図4-1 燃焼ガス温度および滞留時間のThermal-NOx生成への影響
(理論空燃比、1atm)

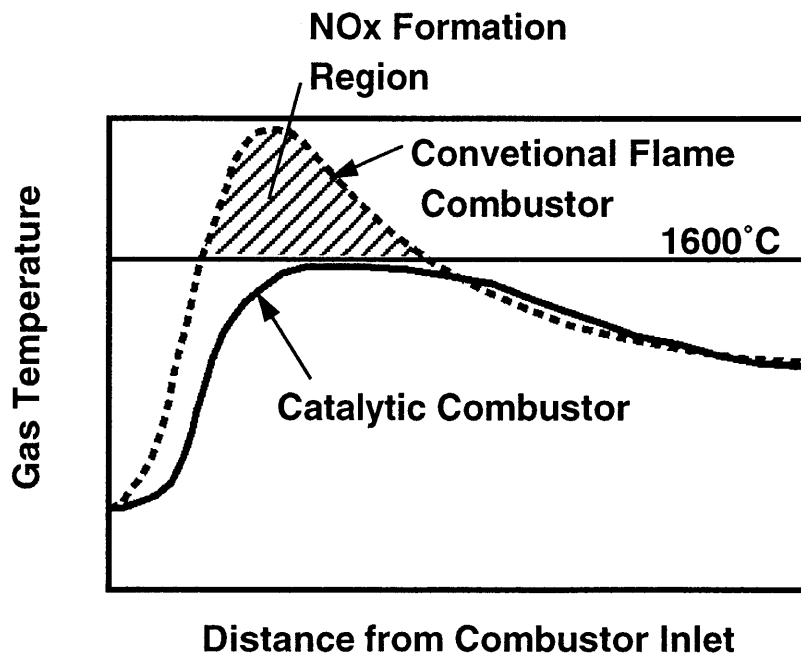


図4-2 通常の火炎燃焼と触媒燃焼の燃焼室内温度分布の比較(概念図)

用ガスタービン等で用いられる軽油等の性状があまり良くない液体燃料では、均一な予混合気の形成が難しかった。この点については前章でほぼ解決の見込みが得られている。

以上のような点を考慮して、本研究ではまず、触媒の耐熱性に関して基礎的に検討し、次に、自動車用燃料である軽油を用いたときの燃焼特性を検討した。さらにそれらの結果をもとに、1次元数値解析を行い、自動車用ガスタービン燃焼器として構成可能な条件があるかどうかを検討した。

4.2 実験結果

4.2.1 触媒耐熱性評価

(1) 供試触媒

評価に用いた触媒は、従来から自動車用ガソリンエンジンの排気ガス浄化に用いられている貴金属系触媒と、最近、盛んに研究が進められている複合酸化物触媒 [84] の2種類を検討した。後者のものは、貴金属の代わりに触媒活性の有る酸化物を用いたものであり、貴金属系触媒と比較して、低温での活性は劣るものの、耐熱性は優れていると報告されている [84]。表 4-1 に実験に用いた触媒の組成及び焼成条件を示す。触媒形状はいずれもペレット型であり、また、担持方法としては含侵法を用いた。含侵法というのは、まず、触媒となる金属を溶かした水溶液を用意し、これに担体であるアルミナペレットを浸すことにより、金属を担体に吸着させ、その後、電気炉で焼成するものである。

(2) 実験装置および実験条件

図 4-3 に触媒活性評価に用いた実験装置を示す。触媒に供給する燃料と空気の混合気温度を一定速度で上昇させ、反応温度に対する燃料の燃焼効率を測定することにより活性を評価した。燃料にはプロパンを用い、定流量ポンプで圧送して空気と混合した。混合気流量はロータ・メータで測定した。

触媒は、その上流及び下流側を断熱用のコーゼライトハニカム (厚さ 10mm) でサンドイッチし、ふく射による放熱の影響を受けないようにした。これら全体を石英ガラス管に入れ、電気炉内に保持し、触媒上流にさらに SiC ペレットを充填している。予混合気温度は、この SiC を電気炉で加熱することにより制御したが、その場合の最高予熱温度は 800 °C である。

表4-1 活性評価に用いた触媒

(a)組成および焼成条件

Catalyst	BaMn-Catalyst	Pd-Catalyst
Component (mole%)	Ba : 5 , Mn : 5 Al₂O₃ : 90	Pd : 5 Al₂O₃ : 95
Form	Pellet	
Calcination	Surround Gas : Air (1)600°C 3 hour (2) + 1200°C 5 hour (3) + 1450°C 5 hour	

(b)焼成後のかさ密度の変化 (g/m³)

Temp.(°C)	BaMn	Pd
600	0.35	0.34
1200	0.37	0.46
1450	0.63	0.84

触媒前後において供給する混合気の THC 濃度 (全炭化水素のメタン換算濃度、ppmc で表す)、下流で CO₂ 濃度を測定している。この評価装置では燃料濃度が非常に小さく、燃焼による mole 数変化が無視できるので、燃焼効率 (η) は C 原子の保存から以下の式で計算した。

$$\eta = \frac{Y_0 - Y}{Y_0} = \frac{[\text{CO}_2]_{(\text{ppm})}}{[\text{THC}]_{(\text{ppmc})}} \quad (30)$$

ここで Y_0 、 Y はそれぞれ触媒入口、出口での燃料濃度を示し、 $Y_0 - Y$ が燃焼した燃料の濃度になる。

図 4-4 は THC 計と CO₂ 計のクロスチェックをした結果である。これは混合気流速を極めて低くし、かつ、温度を 800 °C と極めて高くして、燃料が完全に酸化する条件で行ったものである。THC 濃度と CO₂ 濃度は極めて良く一致しており、本方法により燃焼効率の評価が可能であることを確認した。

触媒上流の混合気温度を直径 1mm のシース型 CA 熱電対を用いて測定したが、測定の精度を上げるために、熱電対付属の検定表から、温度を起電力の関数として最小自乗近似して求めて用いた。反応温度として、この触媒上流の温度と、燃料の燃焼による温度上昇から計算した下流温度との平均値を用いた。

実験条件を表 4-2 に示す。触媒量はいずれも 10cc であり、また、燃料濃度は 1500(ppmc、空気過剰率=約 81) とし、 $SV = 4.0 \times 10^4 (\text{hour}^{-1})$ で供給した。SV 値は混合気流量 (0 °C、1atm に換算した 1 時間あたりの流量) を触媒容積で割ったものであり、単位容積の触媒がどの程度の混合気を処理できるかという目安として用いられる値である。この混合気条件で、完全燃焼するとおおよそ 25 °C 温度上昇する計算になるため、反応温度としては前述のように触媒前後の算術平均を用いている。なお、THC、CO₂ 計の応答遅れが 30 秒程度あるため、触媒の昇温速度は 2(°C/min) と非常に遅くして、その影響が無いようにしている。

(3) 実験結果と考察

図 4-5 に予合気温度に対する燃料の燃焼効率測定結果を示す。燃焼効率が検出限界以上に大きくなる温度は BaMn 触媒の 1450 °C で焼成したものを除いて約 300 °C となっている。また、焼成温度が高いほど、燃焼効率が低く活性が低下していることが分かる。さらに BaMn 触媒は Pd 担持触媒より同じ混合気温度でも燃焼効率が小さく活性が低い。

これらの結果を定量的に評価するため、アレニウス型の反応速度式でまとめることを試みた。燃料が非常に希薄なため触媒表面反応を燃料濃度に対する 1 次の反応と仮定すると、みかけの反応速度定数 k' は次式となる。

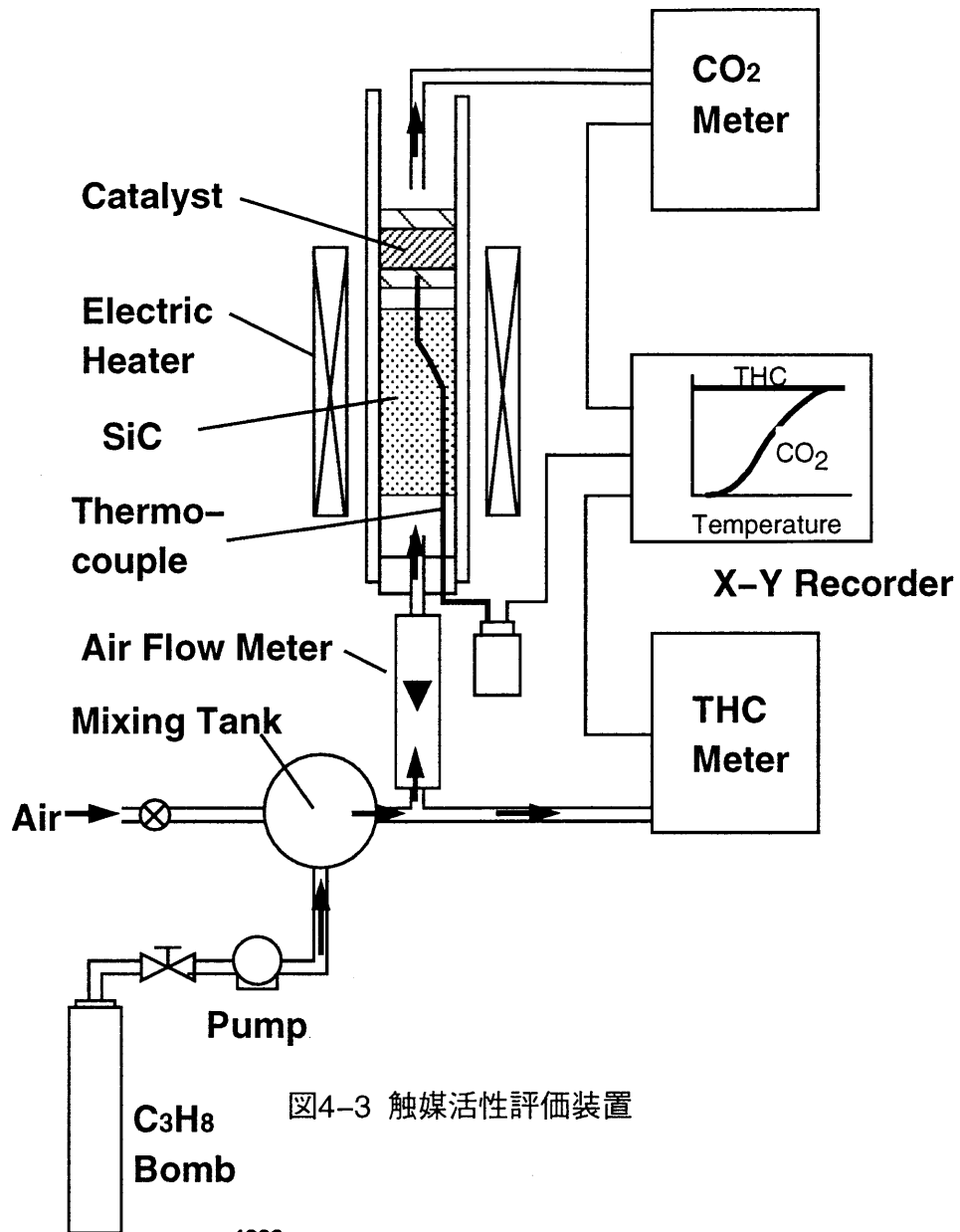


図4-3 触媒活性評価装置

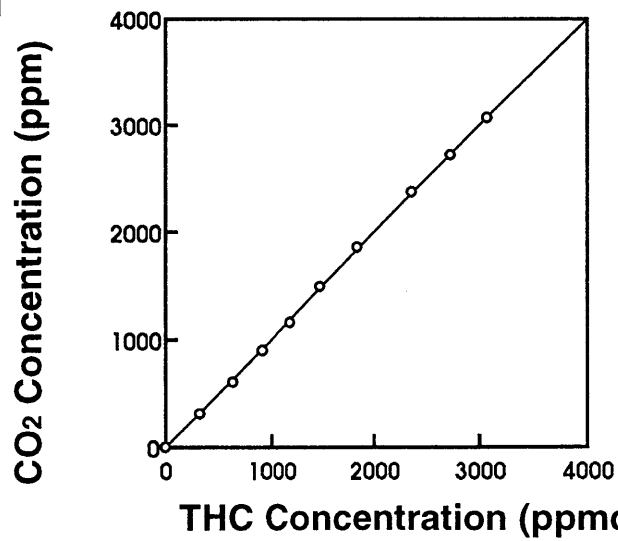


図4-4 THC濃度およびCO₂濃度測定値のクロスチェック結果
(標準偏差：1%未満)

表4-2 実験条件

Catalyst Volume	10cc
Fuel	C ₃ H ₈ 1500 ppmc (Excess Air Ratio:81)
SV*	4.0×10 ⁴ hour ⁻¹
Rate of Temp. Rise	2 °C/min

(*) SV = Mixture Volume Flow Rate / Catalyst Volume

Calcination Temp. (°C)	600	1200	1450
BaMn-Catalyst	●	■	▲
Pd-Catalyst	○	□	△

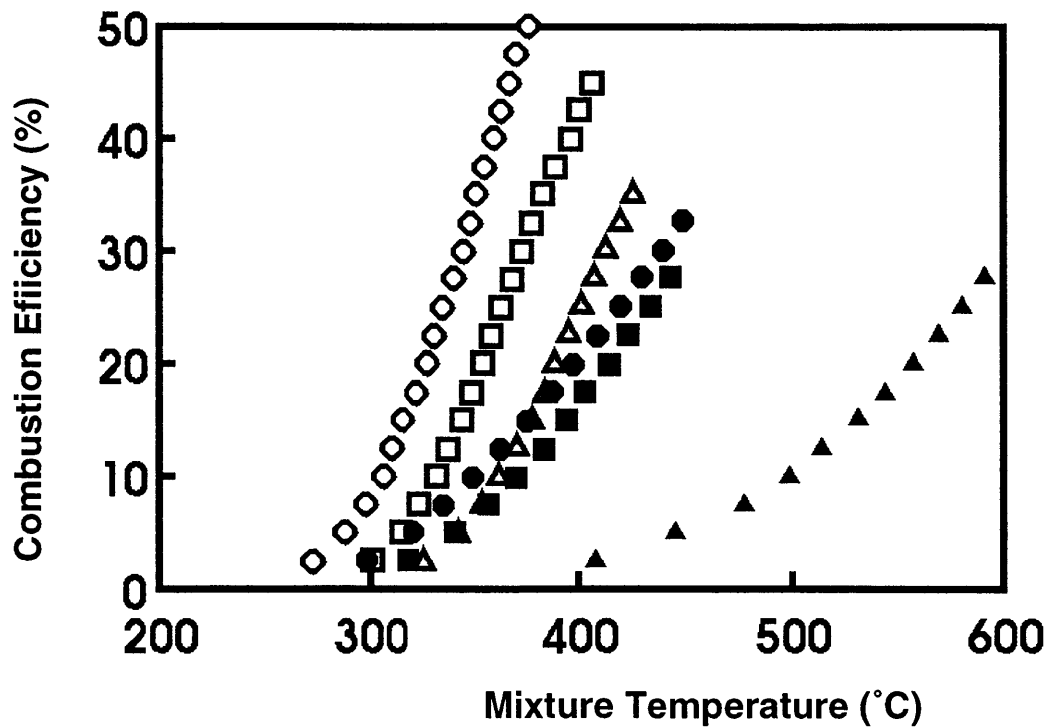


図4-5 混合気温度を上昇させたときの燃焼効率の変化

$$\frac{dY}{dt} = -k'Y \quad (31)$$

積分して燃料の燃焼効率 η を用いると、みかけの反応速度定数は以下の式で表される。

$$k' = -\frac{1}{t} \ln(1 - \eta) \quad (32)$$

ここで、反応時間 t は SV 値 (hour^{-1}) と反応温度 $T(\text{K})$ を用いて次の式で計算できる。

$$\frac{1}{t} = \frac{\text{SV}}{3600} \times \frac{T}{273} \quad (33)$$

みかけの反応速度定数に対して、触媒の表面積を基準とした、反応速度定数 (k) は次式となる。

$$k = \frac{1}{A_c} k' \quad (34)$$

ここで A_c は触媒単位容積中の幾何学的表面積を表す。

一方、反応速度がアレニウス型で表されるとすると、反応速度定数 (k) は以下の式となる。

$$\ln(k) = \ln(A) - \frac{E}{RT} \quad (35)$$

E が活性化エネルギー、 A が頻度因子を表し、 R はガス定数を表す。

図 4-6 が BaMn 触媒、Pd 担持触媒についてそれぞれ求めた反応速度定数をアレニウスプロットした結果である。いずれも、反応速度定数が小さい条件では、ほぼ直線上にプロットされ、アレニウス型の反応速度式に従うことが確認できた。反応速度が大きいとき直線からずれるのは燃料の拡散速度の影響であると思われる。すなわち混合気の平均の燃料濃度に比べて、触媒表面近傍の燃料濃度が低くなり、表面での反応速度定数は見かけ上小さくなり、直線からずれることになる。

この直線の傾きとして表される活性化エネルギー E を最小自乗法により求めた結果を、表 4-3 に示す。BaMn 触媒では $E = 0.85 \sim 0.95 \times 10^5$ 、Pd 触媒では $E = 1.1 \sim 1.3 \times 10^5$ (J/mole) のほぼ一定値が得られ、活性化エネルギーは触媒の種類のみで決まり、焼成条件等の影響を受けないことがわかる。活性化エネルギーを BaMn 触媒、Pd 担持触媒について、それぞれ平均値、 $E = 0.9 \times 10^5$ 、 $E = 1.2 \times 10^5$ (J/mole) として計算した頻度因子 A も、同じく表 4-3 に示す。 A の値は焼成温度の上昇に伴い小さくなっており、燃焼効率の低下は A の減少によるものであることがわかる。

Calcination Temp. (°C)	600	1200	1450
BaMn-Catalyst	●	■	▲
Pd-Catalyst	○	□	△

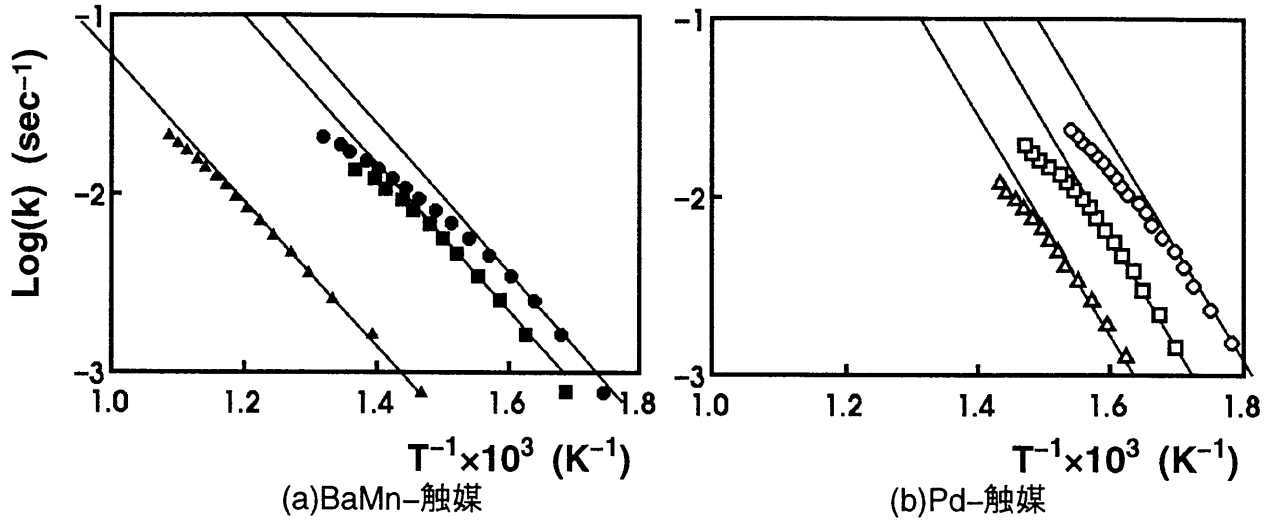


図4-6 反応速度定数のアレニウスプロット

表4-3 最小自乗法により得られた表面反応速度定数

$$k = A \exp(-E/RT)$$

E : Activation energy

A : Frequency factor

(a)BaMn-触媒

Calcination temp.(°C)	600	1200	1450
E ($\times 10^5$ J/mole)	0.88	0.93	0.76
A ($\times 10^4$ m) (at $E=0.8 \times 10^5$)	1.62	1.05	0.10

(b)Pd-触媒

Calcination temp.(°C)	600	1200	1450
E ($\times 10^5$ J/mole)	1.16	1.22	1.24
A ($\times 10^4$ m) (at $E=1.2 \times 10^5$)	2.22	0.61	0.18

この A の変化の原因を検討するために、触媒の比表面積 (BET 値) を調べた結果を、600 °C で焼成した触媒を基準とした A の相対変化、および、表 4-1(b) に示したかさ密度の変化とともに図 4-7 に示す。比表面積は触媒表面の非常に微細な、分子レベルでの凹凸を考慮した表面積であり、窒素の吸着量から求められるものである。 A の変化は比表面積およびかさ密度の変化と非常に良く対応していることがわかる。したがって、この実験における触媒活性の低下は、焼成温度が高くなるに従い触媒の表面積が減少するという、物理的な要因で支配されていることがわかった。

2 つの触媒でこれらの値を比較すると、BaMn 触媒では、焼成温度 600 °C のものと 1200 °C ものとの差が、Pd 担持触媒より小さいことがわかる。すなわち、耐熱性に優れているといえる。しかし、1450 °C 焼成では、Pd 担持触媒と同じ程度まで A が低下している。

(4) 触媒の耐熱性

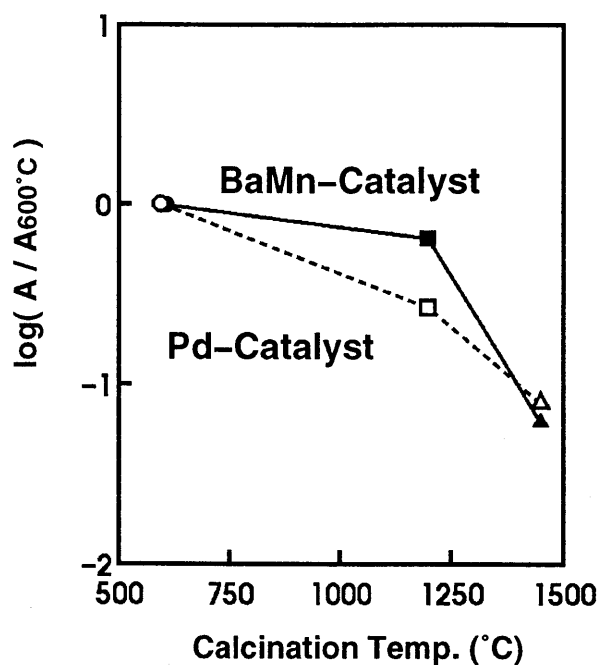
非常に耐熱性の高いといわれている複合酸化物触媒でも、使用可能な最高温度は 1200 °C 程度が限界であることがわかった。これは、現状のセラミックガスタービン燃焼器のタービン入口温度とほぼ同等である。壁での熱損失等を考慮すると、触媒出口での燃焼ガス温度はさらに高くする必要がある。しかし、現状では 1200 °C 以上の高温で使用可能な触媒は存在しないため、触媒で全燃料を完全燃焼させるガスタービン用触媒燃焼器は構成できない。したがって、触媒部での燃焼は燃料の一部に限る必要がある。

4.2.2 液体燃料における燃焼特性

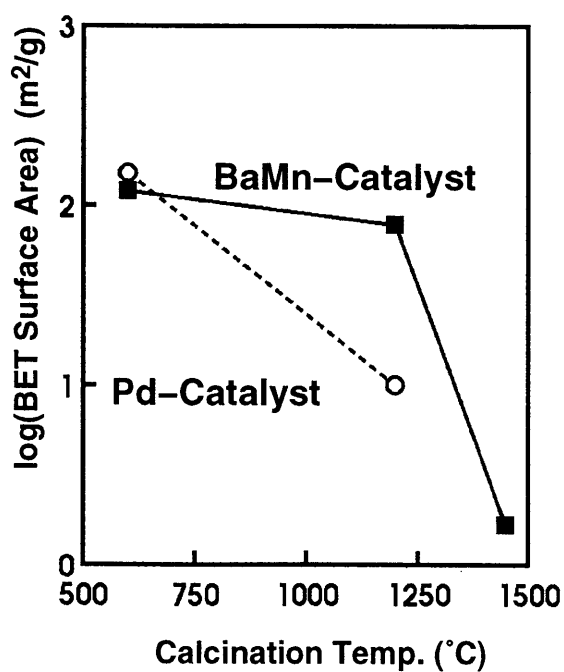
(1) 実験装置および触媒

前項では、プロパンを用いて触媒の活性について基礎的に評価した結果を示したが、自動車用ガスタービン燃焼器への応用を考えた場合、液体燃料による評価が必要である。その場合、燃料と空気をほぼ完全に予混合させる必要があるため、第 4 章と同様に非常に微粒化に優れた燃料噴射弁を用いる必要がある。本研究では大久保ら [120] が開発した非常に小型の気流噴射弁を用いることにした。

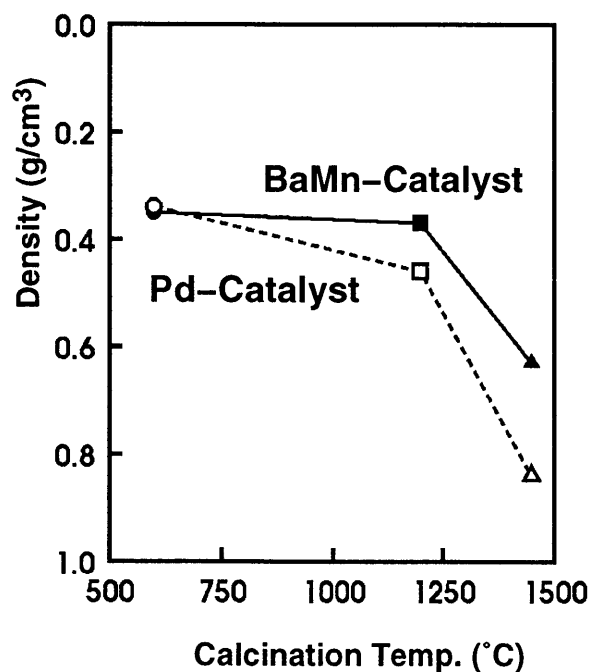
燃料噴霧が触媒を通過するまでに完全に蒸発しないと、触媒表面上で酸化されず排出されるという問題が起きる可能性がある。そこで、まず、噴霧の触媒内での蒸発量の検討をした。図 4-8 に本研究で用いたノズルの噴霧粒径を受け止め法により測定した結果を示す。軽油を用いたときのザウタ平均粒径 (SMD) は 35 μm であった。図 4-8 から粒径分布を最



(a) 頻度因子の相対変化



(b) 比表面積



(c) かさ密度

図4-7 焼成温度が反応速度定数の頻度因子A、比表面積(BET値)、かさ密度に及ぼす影響

小自乗法を用いて抜山-棚沢の式に近似し、Fargら [121] による方法で触媒を通過する際の燃料の蒸発割合を計算した。図 4-9 に触媒温度 $T_c = 800$ °C 一定、噴霧は触媒に流入するまで全く蒸発せず流入後から蒸発を開始すると仮定したときの計算結果を示す。計算における雰囲気ガスの温度 (T_g) として、層流円管内の局所熱伝達率から求めた平均温度を使用した。また、軽油の物性値はセタンで代用した。図 4-9 から、噴霧は $x = 4$ mm までにはほぼ完全に蒸発することがわかる。実際には噴霧は触媒に流入する前に既に蒸発を始めているから、図 4-9 よりさらに上流部分でほぼ完全に蒸発してしまっていると考えられる。したがって、本研究の気流噴霧ノズルのように比較的小さい粒径の噴霧を用いることにより、液体燃料でも気体燃料と同等の触媒燃焼が構成可能であることがわかる。

以上の予備検討結果をもとに作製した、液体燃料による触媒燃焼特性の評価実験装置を図 4-10 に示す。直径 97 mm の予蒸発管底部に燃料噴射弁を取り付けて噴霧を形成し、その周囲から空気を供給する構造とした。燃焼用空気と噴霧の混合をはかるため噴霧ノズルから 200 mm 下流に触媒を配置した。燃焼ガスは触媒下流約 140 mm に設けた排気管から排出される。燃焼筒の触媒より上流側は、電気ヒータにより約 300 °C に加熱して噴霧の壁への付着を防止した。一方下流側は断熱としていないため、約 200 °C 程度になっている。燃料は主に軽油を使用し、ノズルの燃料微粒化用空気圧力はゲージ圧力で 15 kPa とした。燃焼用空気は工場空気をロータ・メータで調量後、電気ヒータで加熱して供給し、この供給空気量と触媒直径から混合気流速 v (0 °C 換算、Nm/s で表す) を計算した。触媒上流の混合気温度 T_m 、下流の燃焼ガス温度 T_g はそれぞれ直径 0.5 mm のシース型 CA 熱電対で測定した。ここで、通常は $T_m = 300$ °C となる様に電気ヒータを調整した。燃焼ガスを排気管内でサンプリングし、排気分析計で CO₂、CO、THC 濃度を測定し、燃焼効率を計算した。

触媒は直径 80 mm のコーゼライトハニカムに、貴金属を担持したもののみを使用した。複合酸化物触媒については、前項での結果より両者の相対的な反応速度の違いは明らかのため、貴金属触媒の結果から十分類推可能である。触媒としては前項同様の Pd を担持したものの他に、Pt を担持したものを使用した。以下の結果は特に条件が示していない場合、担持金属：Pd、担持量：2 mg/cm³、触媒厚さ (l)：10 mm、セル数：62 セル/cm² の結果を示す。なお、この触媒の耐熱限界温度は約 1000 °C である。

(2) 実験結果

始めに、前項の活性評価に対応する燃焼開始温度を測定した。これは図 4-11 に示すように、混合気温度を室温から徐々に上昇させていったとき触媒上で燃焼が開始し、触媒出口ガス温度が急激に高くなるときの触媒入口の混合気温度として求めた。測定結果を表 4-4

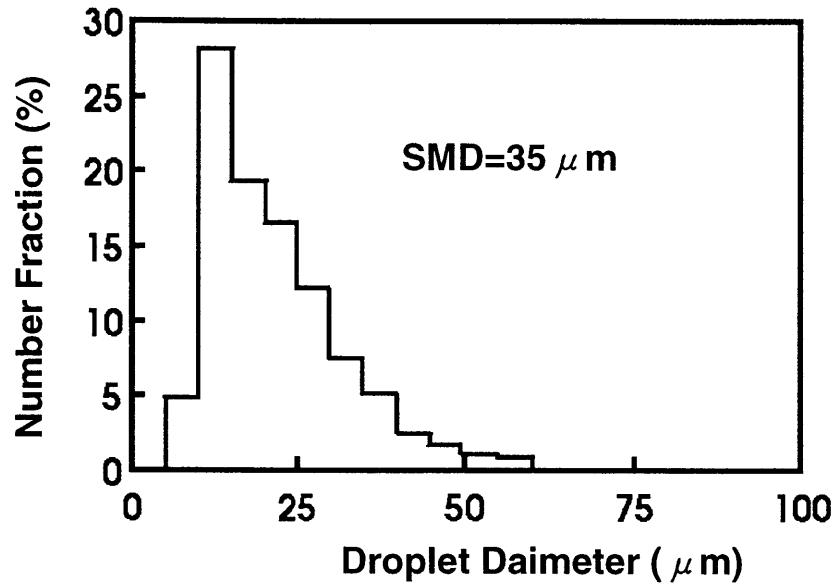


図4-8 気流微粒化式燃料噴射弁の粒径分布測定結果

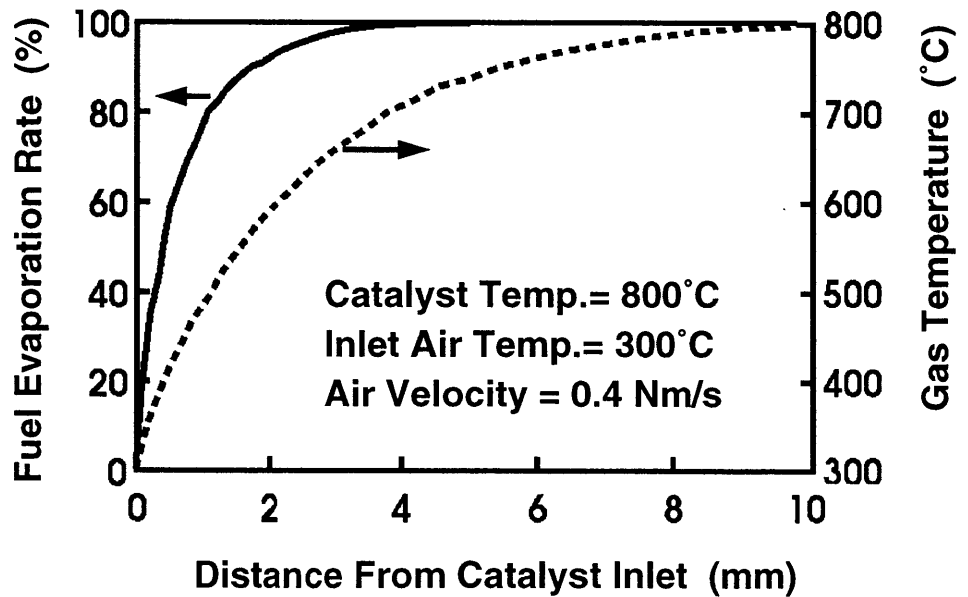


図4-9 触媒内部での燃料噴霧の蒸発率および雰囲気温度の計算結果

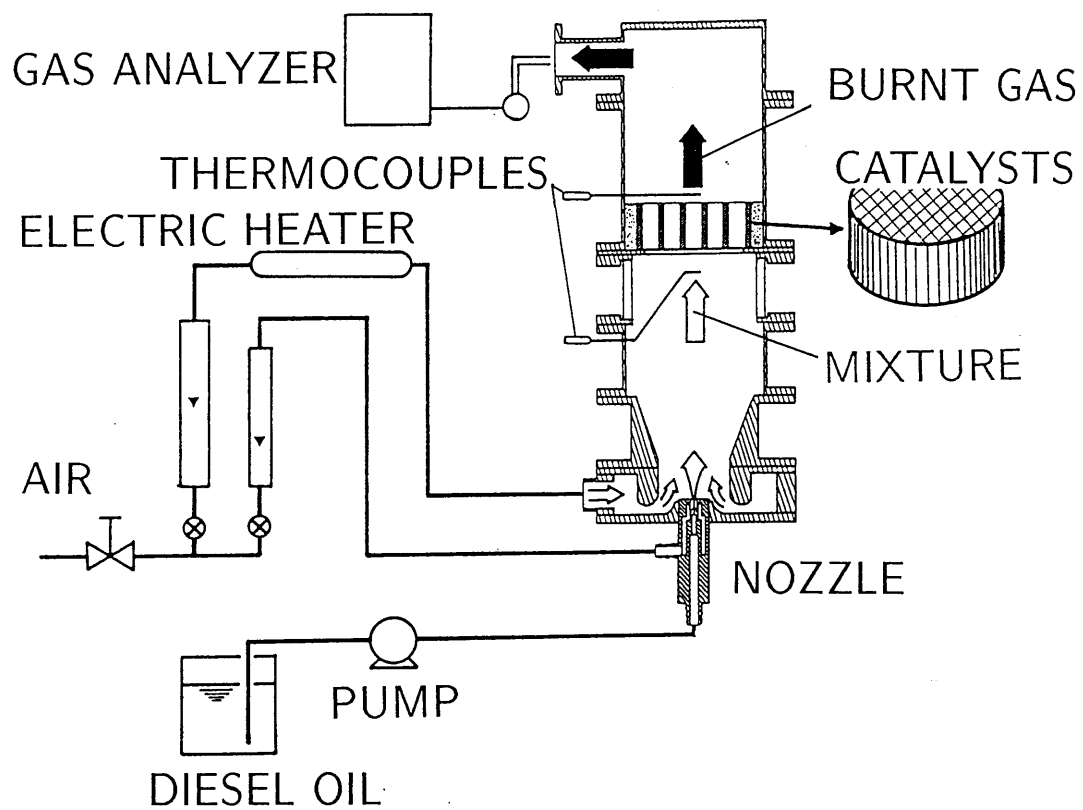


図4-10 液体燃料を用いた触媒燃焼特性の評価装置

に示す。Pd 担持と Pt 担持では燃焼開始温度が大きく異なり、今回の結果では Pd を担持した方が活性が高いことがわかった。表 4-4 からこれらの燃料を使用して燃焼を開始するためには混合気を約 300 °C 以上に予熱する必要があることがわかる。図 4-12 は実験に用いた軽油の蒸発曲線を測定した結果である。Pd 担持触媒の燃焼開始温度 260 °C では僅かに 20% の蒸発率でしかなく、蒸発が開始するのとほぼ同じ温度で酸化反応が起きることがわかる。天然ガスの主成分であるメタンは触媒活性が低く、400 °C 以上の高温でしか反応が始まらないことと比較すると、極めて有利な特性といえる。一担触媒表面での燃焼が開始されると、触媒温度は燃料の燃焼により混合気温度より高くなる。このために、図 4-11 に示したように混合気温度を燃焼開始温度より下げてもそのまま燃焼は継続する。しかし、さらに混合気温度を下げると吹き消えが起こる。図 4-13 に吹き消えないで燃焼が可能な範囲を示す。図 4-13 で、実線より左上の領域において燃焼が継続した。空気過乗率 λ が 1 に近い、すなわち燃料濃度が高いときほど触媒温度と混合気温度との温度差が大きくなり、より低い混合気温度まで燃焼が継続することがわかる。自動車用ガスタービン燃焼器では、燃焼用空気は熱交換器により予熱され約 600 °C 以上になる。したがって、始動時等の特別な場合を除けば、混合気温度は常に燃焼開始温度以上に保たれることになり、吹き消えの問題は起こらないと予想される。

図 4-14 に燃焼ガス温度に対する燃焼効率の測定結果を示す。なお、図中の破線は後述する 1 次元数値解析の結果である。燃焼ガス温度約 700 °C 以下における燃焼効率は各流速においてそれぞれほとんど一定値を示している。これは触媒表面における反応速度が燃料の拡散速度より極めて大きく、反応が拡散により律速されているためと考えられる。それを確認するために、以下に示すように物質伝達と熱伝達のアナロジーが成り立つと仮定し、従来の熱伝達において得られているガス温度の変化を表す式を、燃料濃度の変化に置き換えて実験結果と比較検討した。

触媒ハニカムの 1 つの通路はほぼ円管とみなせるが、円管において熱伝達における温度 (T) の変化は以下の式で表わされる [122]。

$$\frac{T_w - T}{T_w - T_0} = \frac{102}{175} \exp \left(0.3981 - \frac{16.47}{Re \cdot Pr \cdot d/l} \right) \quad (36)$$

T_w 、 T_0 はそれぞれ壁面、円管入口での温度を示す。ここで、物質伝達と熱伝達のアナロジーが成り立つと仮定し、 $T \rightarrow Y$ 、 $Pr \rightarrow Sc$ と置き換え、さらに拡散律速と仮定して表面反応速度を ∞ とすれば、壁上での燃料濃度 $Y_w = 0$ となることを考慮すると、以下の式が得られる。

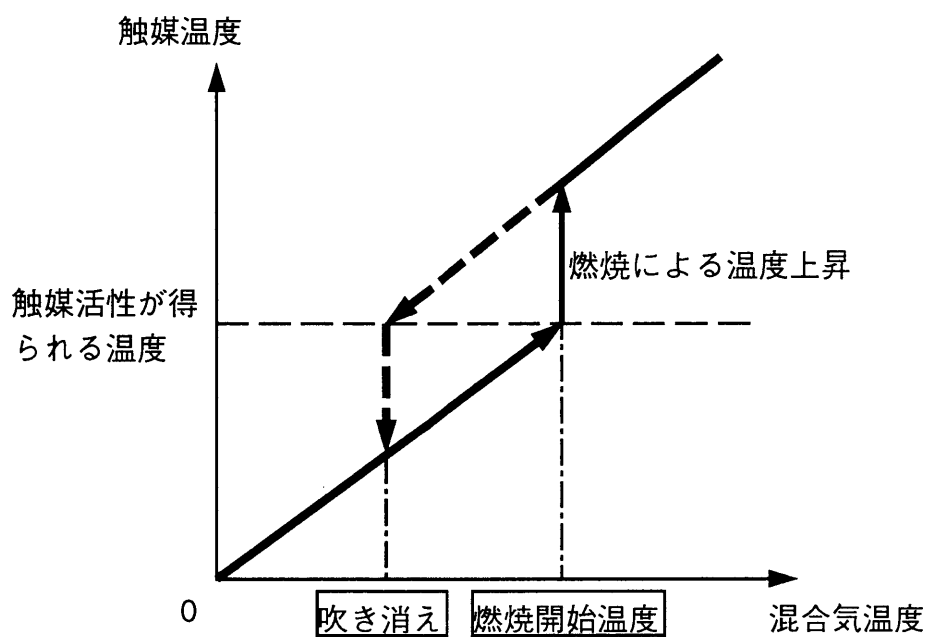


図4-11 混合気温度を上昇、あるいは下降させたときの触媒温度の変化
および燃焼開始温度と吹き消えの定義

表4-4 燃焼開始温度の測定結果 (°C)

触媒の種類	Pd	Pt
軽油	260	350
灯油	230	-

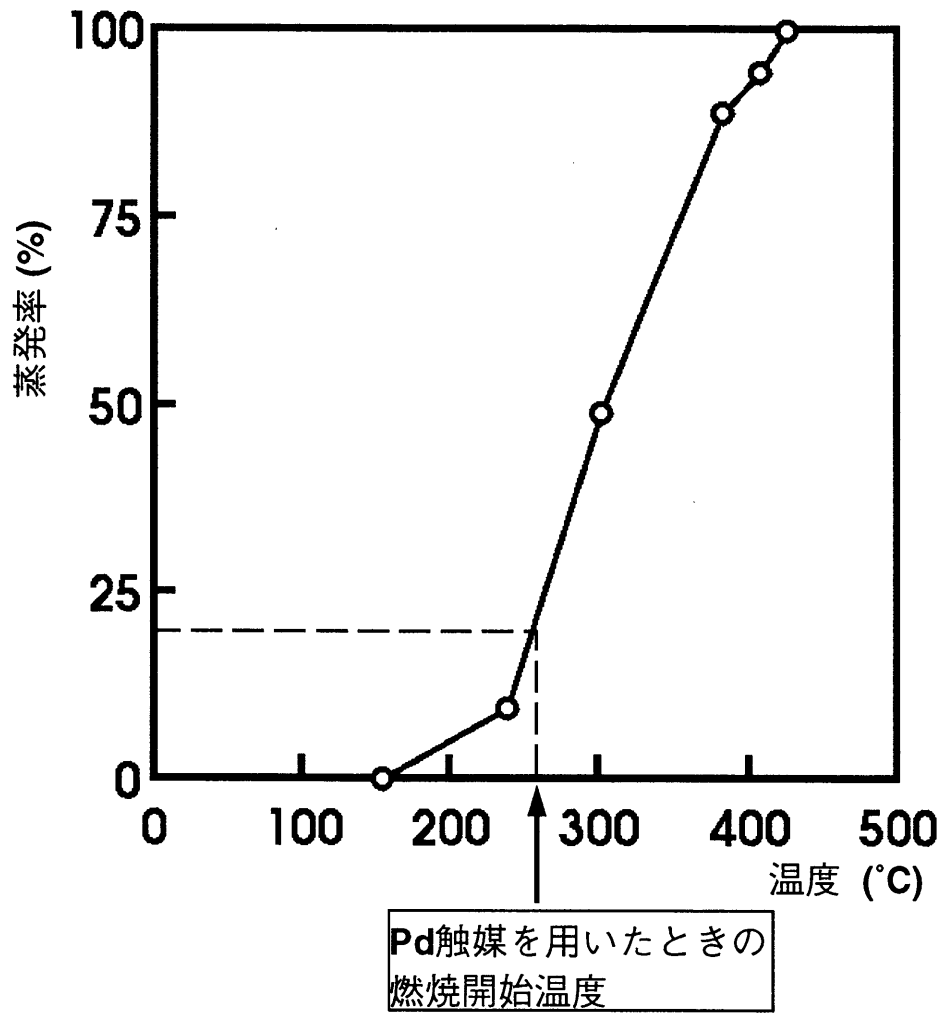


図4-12 実験に用いた軽油の蒸発曲線

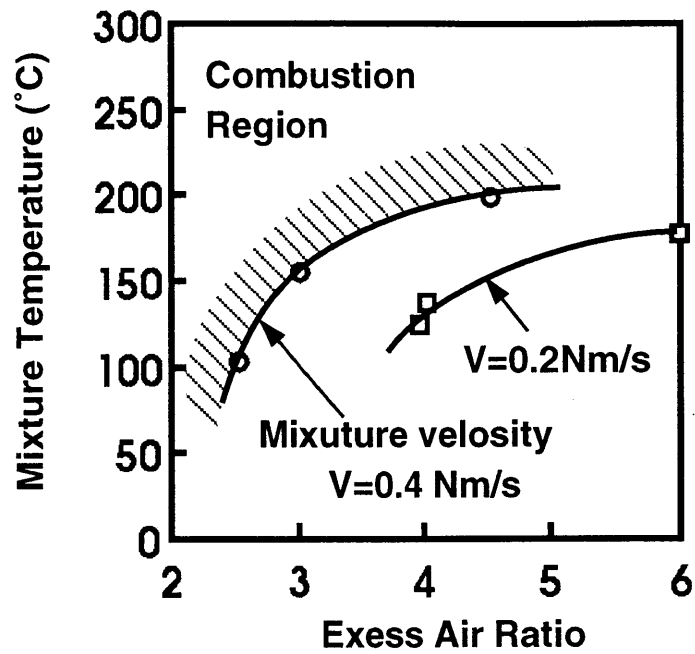


図4-13 燃焼可能範囲
(実線で示した位置が吹き消えが起こる条件)

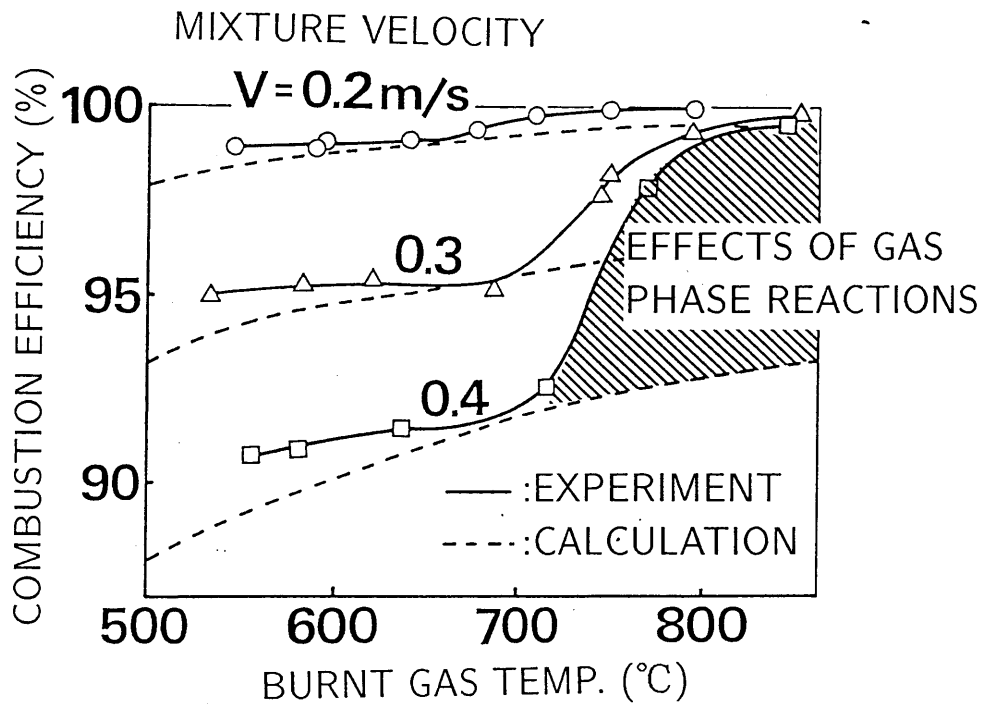


図4-14 燃焼効率の測定結果

$$\frac{Y}{Y_0} = \frac{102}{175} \exp\left(0.3981 - \frac{16.47}{Re \cdot Sc \cdot d/l}\right) \quad (37)$$

したがって、式 (30) で示した燃焼効率は以下となる。

$$\eta = \frac{Y_0 - Y}{Y_0} = 1 - \frac{102}{175} \exp\left(0.3981 - \frac{16.47}{Re \cdot Pr \cdot d/l}\right) \quad (38)$$

この式における無次元数 $Re \cdot Sc \cdot d/l$ で、燃焼ガス温度 650 °C における燃焼効率を整理した結果を図 4-15 に示す。なお、物性値は混合気温度と燃焼ガス温度の算術平均における値を用いた。横軸の値は実験値の方が 2 割程大きいものの、式 (38) の傾向とほぼ一致している。さらに、このときの燃焼効率は触媒の種類や形状とは無関係であり、これらの結果は、反応が拡散により律速されていることを示している。この拡散律速の条件においては、セタンの Sc 数がメタン等の気体燃料と比較して数倍と大きいことを考慮すると、軽油等の液体燃料を燃焼させるには、気体燃料の数倍の触媒容積が必要ということになる。燃焼開始温度が低いこととは逆に、液体燃料の不利な点といえる。

一方、燃焼ガス温度が約 1000 °C 近くになると燃焼効率は急に高くなり 100% 近くに達する。これは、触媒表面に加えて気相中でも燃焼が起こるためと考えられる。逆に考えれば、気相での燃料の燃焼量を増やすことにより、触媒部分での燃焼量を減らし、触媒温度を下げるのが可能であることを示している。このような現象を効果的に利用することによって、ガスタービン燃焼器への応用の可能性がある。この点については次節で詳しく検討する。

実験結果の最後として NO_x 排出量を図 4-16 に示す。従来の気体燃料 (メタンを主成分とする天然ガス等) の結果とは異なり、僅かながら NO_x の排出が検出された。これは同図 (a) に示すように燃焼ガス温度の影響を全く受けず、軽油と灯油で大きく値が異なった。これを燃料 1kg あたりの排出指数で表したのが同じく (b) である。各燃料に対してほぼ一定値を示しており、従来の火炎燃焼では全く問題にならなかった、Fuel-NO であることがわかる。今回用いた軽油燃料の正確な N 分の含有量は不明であるが一般的には 0.005(wt%) 程度といわれている。その値を用いると、燃料中の N 分のほぼ全量が NO として排出されることになる。したがって、触媒燃焼は Thermal-NO の抑制に極めて効果的であるが、燃料中の N 分の Fuel-NO への転化率は高いといえる。これは、従来知られていなかった知見ではあるが、自動車用燃料の N 分含有量は非常に少ないので問題にはならないと思われる。このときの NO_x 排出指数を図 3-16 に示した火炎燃焼と比較すると、比較的 NO_x 排出量の少ない予蒸発・予混合燃焼と比較しても 1/5 程度の 0.2(g/kg-fuel) 程度の極めて低い値であることがわかる。

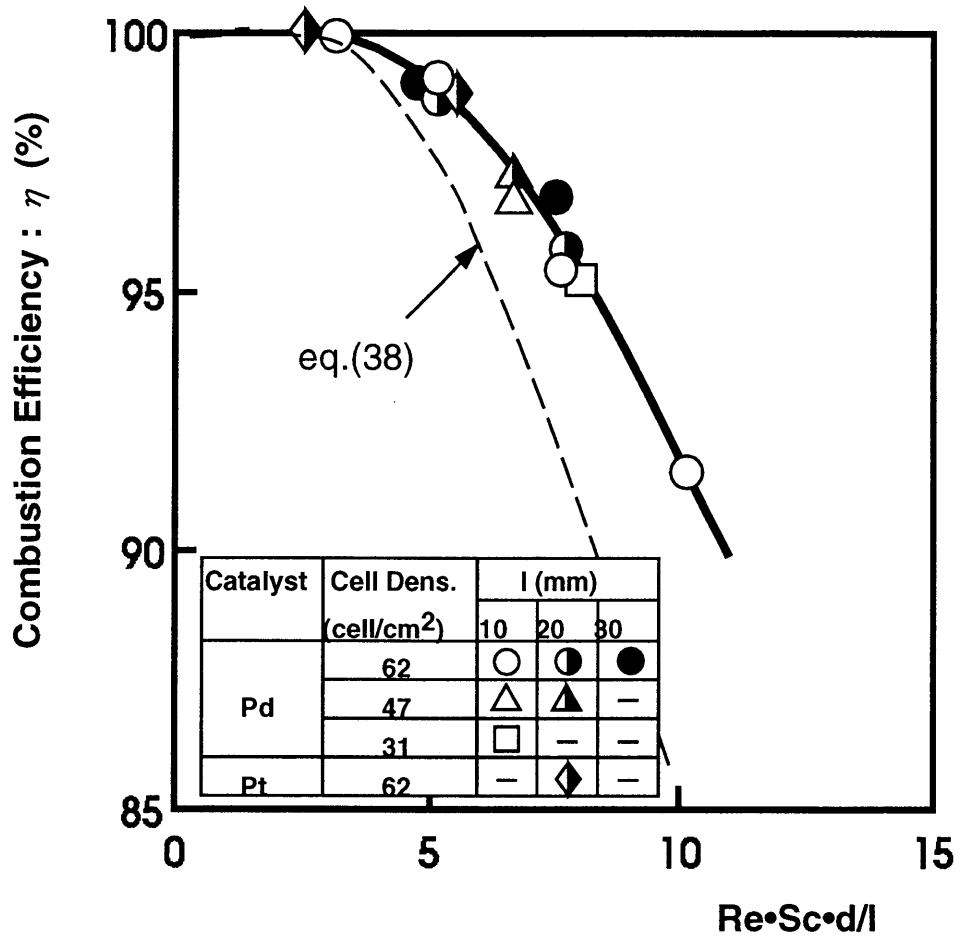
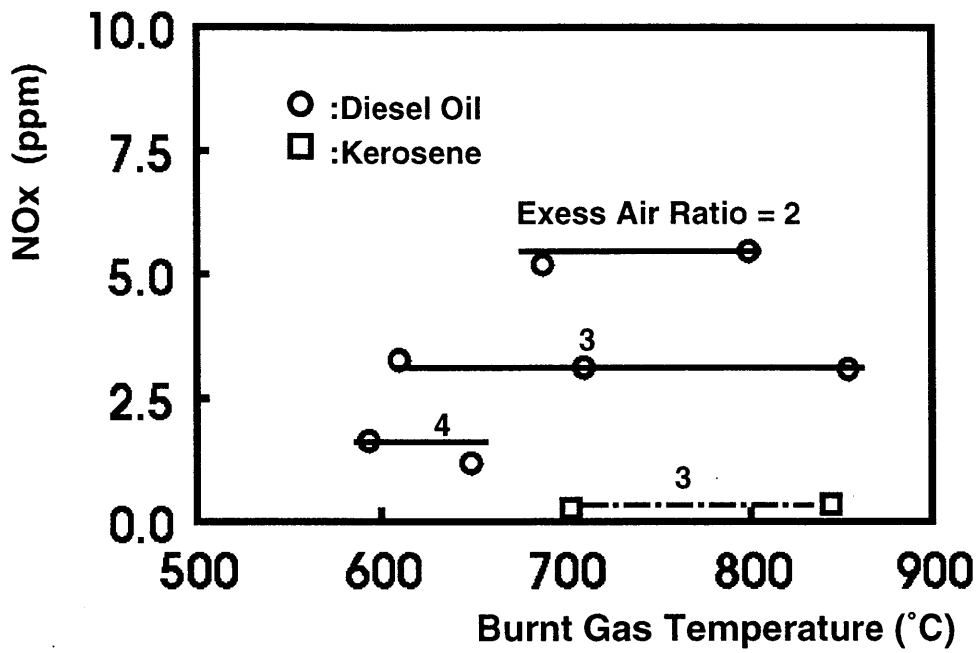
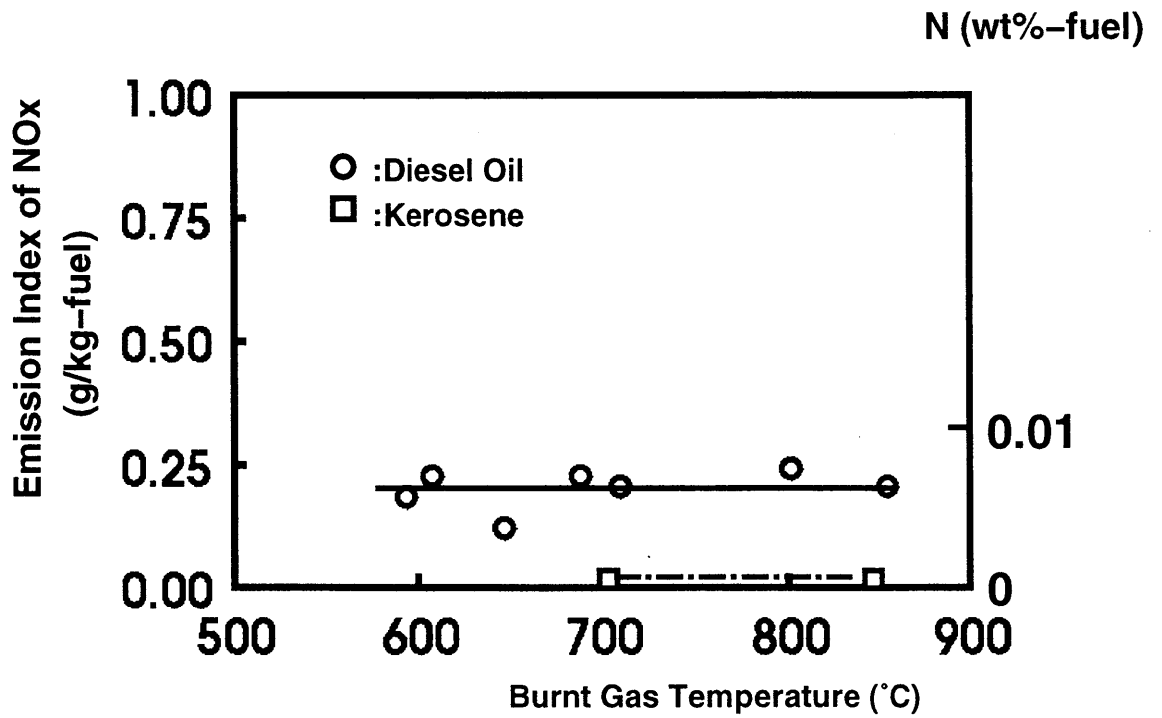


図4-15 無次元数 $Re \cdot Sc \cdot d/l$ で整理した燃焼効率



(a)NOx排出濃度



(b)NOx排出指数で整理した場合

図4-16 液体燃料を用いたときの触媒燃焼のNOx排出特性

4.3 ガスタービン燃焼器への応用検討

4.3.1 ガスタービン用触媒燃焼器の構成

以上、実験結果から、触媒燃焼に加えて気相での燃焼を積極的に利用することにより、触媒燃焼をガスタービン燃焼器に適用できる可能性が見いだされた。そこで、触媒の耐熱温度と、ガスタービン燃焼器に必要な燃焼ガス温度との、双方を満たす混合気条件が存在するかどうかを検討した。具体的に触媒燃焼をガスタービン燃焼器に応用する手段として、図 4-17 に示す構成を考えた。触媒部は、前段の活性が高い貴金属系触媒 (Pd 触媒) と、後段の活性は低い耐熱性の高い複合酸化物触媒 (BaMn 触媒) により構成する。触媒部では燃料の一部分のみを燃焼させ、その耐熱性を考慮して最高温度は 1200 °C とし、その下流で起きる気相燃焼により燃料を完全燃焼させるとともに、タービン入り口温度まで燃焼ガス温度を上昇させる。このとき、予混合領域から気相燃焼領域まで空気過剰率は完全に一定とし、触媒下流等における 2 次燃料等も全く導入しないことにする。このような構成において燃焼可能な条件があれば、NO_x 排出のほとんど無い燃焼器が構成可能であることになる。これらを検討する上で、本研究では実験結果をもとに触媒燃焼の 1 次元数値解析手法を用いた。その方法を次項に示す。

4.3.2 触媒燃焼の 1 次元数値解析

触媒ハニカムの一つの通路について、流れ等を詳細に扱った例もある [123] が、本研究ではそこまでの詳しい検討は必要無く、1 次元モデル [124] で十分である。それは図 4-18 に示すように触媒の一つの通路を軸方向に多数の要素に分割し、触媒壁上での燃料の酸化による発熱 ($\Delta\dot{Q}_f$)、触媒壁からガスへの熱伝達 ($\Delta\dot{Q}_g$)、触媒壁での熱伝導 ($\Delta\dot{Q}_c$)、および触媒壁間のふく射による放熱 ($\Delta\dot{Q}_r$) を計算するものである。これらの値はそれぞれ次の式で表せる。

$$\Delta\dot{Q}_f = h_D \rho_g (Y - Y_w) \pi \Delta x q \quad (39)$$

$$\Delta\dot{Q}_g = h(T - T_w) \pi \Delta x \quad (40)$$

$$\Delta\dot{Q}_c = A_c \alpha_c \Delta \left(\frac{\Delta T_w}{\Delta x} \right) \quad (41)$$

$$\Delta\dot{Q}_r = \sum_{j=0}^{m+1} \epsilon^2 \sigma (T_{w_j}^4 - T_w^4) F_j \pi d \Delta x \quad (42)$$

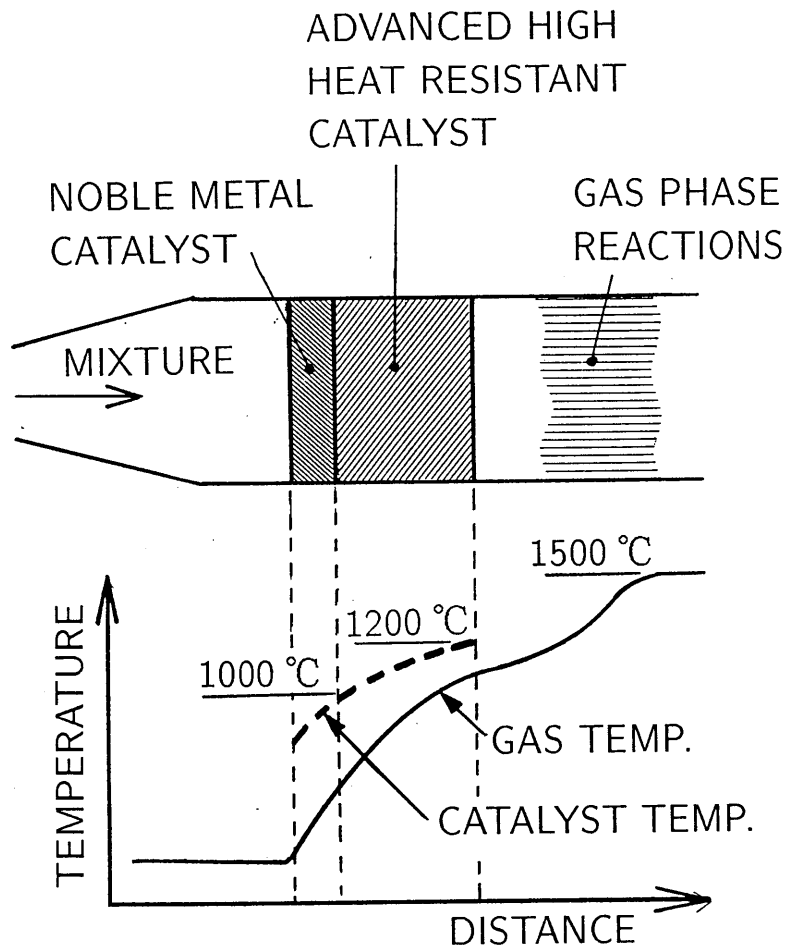


図4-17 ガスタービン燃焼器に応用する場合の触媒構成

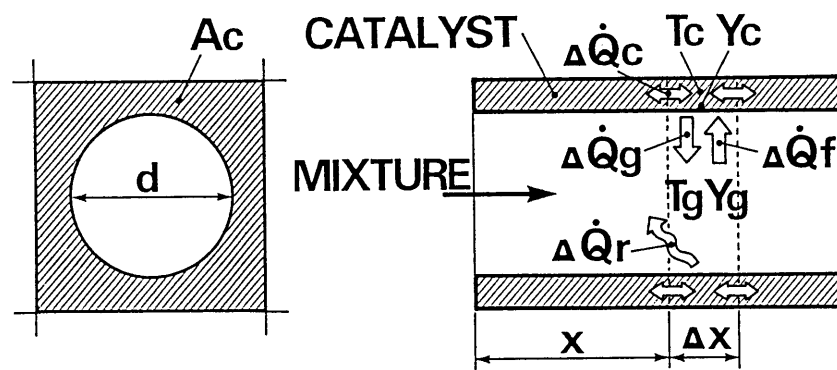


図4-18 触媒燃焼の1次元解析モデル

$$\Delta\dot{Q}_f + \Delta\dot{Q}_g + \Delta\dot{Q}_c + \Delta\dot{Q}_r = 0 \quad (43)$$

ここで h_D 、 h はそれぞれ物質伝達率、熱伝達率であり、 α_c は触媒壁の熱伝導率、 F_j は形態係数を表す。これらの式を連立して解くためには、触媒表面での燃料濃度 Y_w が必要になるが、前項で示したように、反応が拡散によって律速されていると仮定すれば $Y_w = 0$ とおくことができる。式 (42) において $j = 0$ 、 $m + 1$ はそれぞれ触媒の上流側、下流側の燃焼筒に対応している。また、触媒の上、下端面ではふく射による放熱のみ考慮し、燃料の酸化とガスとの熱伝達は無視した。局所熱伝達率は、前項で用いたのと同じ、円管において一様流速で流入する場合の値を使用した。局所物質伝達率についても、前項と同様に物質伝達と熱伝達のアナロジーが成り立つと仮定して求めた。気体の物性値は触媒ハニカムの通路に沿った各微小要素における膜温度 (触媒温度とガス温度の算術平均) における値を用いた。また、触媒についてはその担体材料であるコーゼライトの物性値を用い、軽油の拡散係数はセタンで代用した。

このモデルにより計算した結果を図 4-14 中に破線で示した。計算における境界条件として、 $T_{c_{j=0}} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ (触媒上流側の燃焼筒温度)、触媒の下流側は大気中に開放されているとして $T_{c_{j=m+1}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ (室温) とした。また、ふく射率は $\epsilon_{j=0} = \epsilon_{j=m+1} = 1.0$ とした。なお、触媒の下流側が開放されておらず、 $T_{c_{j=m+1}} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ (触媒の下流側に燃焼筒を取り付けたときのその温度) とすると、 $v = 0.2 \text{ Nm/s}$ 、空気過剰率 $\lambda = 3$ のとき下流側へのふく射量が約 4% 減少し、燃焼ガス温度が約 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 高くなる。

図 4-14 において、燃焼ガス温度 T_g が約 $700 \text{ }^\circ\text{C}$ 以下では実験と計算がよく一致しており、このモデルが触媒燃焼の燃焼効率や触媒温度の予測に用いることができることを確認した。 $700 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上になると触媒表面反応に加えて気相反応も活発になる。したがって、触媒表面反応のみを考慮した計算結果よりも実験結果の方が燃焼効率が高い。ここで、この計算結果と実験結果の差を気相反応によるものと考えて、燃焼効率に対する気相反応の寄与率を計算すると混合気流速 $v = 0.4 \text{ Nm/s}$ 、燃焼ガス温度 $T_g = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ のとき最大で約 7% となる。このような気相反応の寄与率をさらに向上させれば図 4-17 のような燃焼器も十分可能性があると思われる。

4.3.3 運転可能範囲の推定

前項で述べた 1 次元触媒燃焼モデルに、第 2 章で述べた気相燃焼でのモデルを組み込み、図 4-17 に示した燃焼器の運転可能範囲を推定した。結果を図 4-19 に示す。燃焼ガス温度

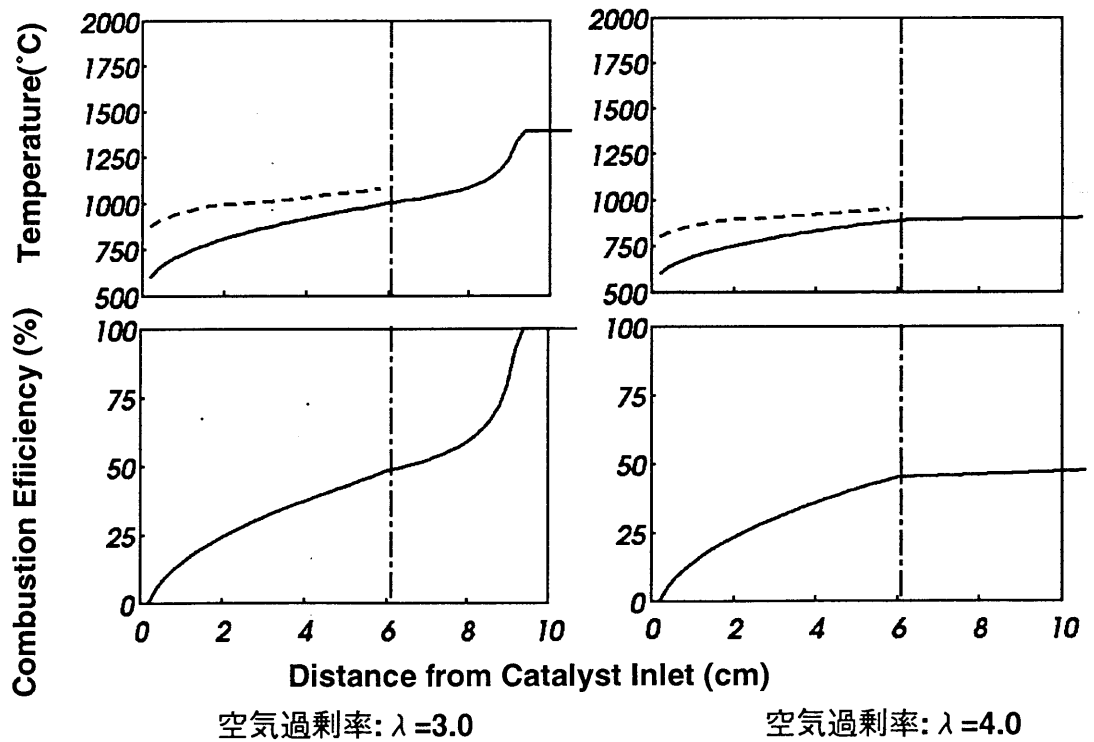
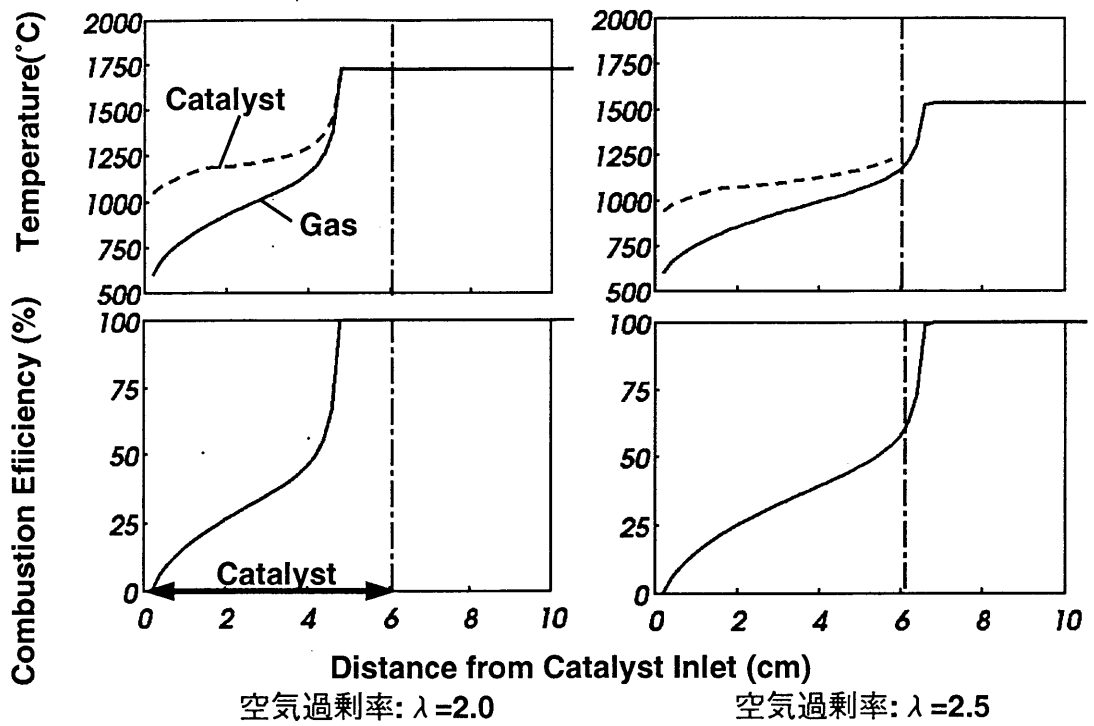


図4-19 1次元シミュレーションにより得られた燃焼ガス温度分布および燃焼効率
(予混合気温度、流速：600 $^{\circ}\text{C}$ 、10Nm/s)

および燃焼効率ともに空気過剰率に対して極めて敏感なことがわかる。空気過剰率が小さいときは、触媒内で気相燃焼が起きて触媒の耐熱温度を越えてしまい、逆に大きいときは気相燃焼がおこらず、燃料の約 1/2 は燃焼しないで排出されてしまう。しかしながら、空気過剰率で約 2.5 から 3.0 の範囲では、触媒温度は 1200 °C 以下に保たれ、かつ、100%近い燃焼効率が得られることがわかった。

このような狭い燃焼範囲では、負荷変動の非常に大きい自動車に対して単独での搭載は不可能である。しかし、電池等のハイブリッド車では、ガスタービンエンジンは一定出力で良く、そのような場合には触媒燃焼器が十分応用可能であり NO_x 排出量の大幅な低減も可能である。

4.4 まとめ

本章では触媒燃焼に対して、まず、触媒の耐熱性の評価および液体燃料における燃焼特性等を基礎的に実験し、以下の知見を得た。

1. 触媒表面での反応はアレニウス型の表面反応速度式であらわされる。速度式中の活性化エネルギーは触媒の種類に対応し、頻度因子は触媒の焼成温度を上げると減少し、触媒の活性低下と対応している。
2. 複合酸化物触媒の一つである BaMn 触媒は、同一条件で焼成した Pd 担持触媒と比較して初期活性は低い。ただし、焼成温度を上げていったときの表面反応速度の相対的な減少は Pd 担持触媒より小さく、耐熱性は高い。しかし、使用可能温度は最高 1200 °C 程度であり、現状では、触媒部分で全燃料を酸化させるガスタービン用触媒燃焼器を構成できない。
3. ザウタ平均粒径 35 μ m 程度の十分小さい燃料噴霧は、触媒流入直後にほぼ完全に蒸発する。このような特性を持つ燃料噴射弁を用いることにより、液体燃料でも気体燃料と同等の触媒燃焼ができる。
4. 液体燃料において、触媒燃焼を開始するためには混合気温度を約 300 °C 以上に予熱する必要がある。一旦燃焼が始まると、燃焼開始温度より混合気温度を下げて燃焼が継続する。特に理論空燃比に近いときほど、より低い混合気温度でも燃焼が継続する。

5. 燃焼ガス温度が約 700 °C 以下の場合には、反応が燃料の拡散によって律速されるため、燃焼効率は無次元数 $Re \cdot Sc \cdot d/l$ で整理できる。一方、燃焼ガスが 1000 °C 近くになると気相反応が顕著となり、さらに燃焼効率は高くなる。本研究の実験範囲では、燃焼効率に対する気相反応の寄与率は最高約 7% であった。
6. 触媒燃焼の NO_x 排出量は極めて低く、火炎燃焼の予蒸発・予混合燃焼と比較しても 1/5 程度の値であった。一方で、Fuel-NO の生成が多いという結果が得られたが、自動車用燃料の N 分含有量は非常に少ないため、問題にならない。

さらに、実験結果をもとに、触媒燃焼の 1 次元数値解析手法を構築し、これを用いて、触媒燃焼に気相燃焼を組み合わせたガスタービン用触媒燃焼について基礎検討をした。結果を以下に示す。

1. 反応が燃料の拡散により律速されていると仮定した計算結果は、燃焼ガス温度が比較的低い場合、実験結果と良く一致する。さらに、高温での気相反応を組み込むことにより、ガスタービン用触媒燃焼器の 1 次元数値解析手法を構築した。
2. 気相燃焼の寄与率を、今回の実験よりさらに高く 50% 程度とすることにより、触媒部での温度を 1200 °C 以下に保ちつつ、ほぼ 100% の燃焼効率が得られるガスタービン用触媒燃焼器が構成可能である。
3. 触媒燃焼器は、安定燃焼範囲が空気過剰率に対して非常に狭いが、電池とのハイブリッド車などへの応用も十分可能と思われる。

5 結論

本研究は、数値解析を用いて自動車用ガスタービン燃焼器の NO_x 排出量を低減することを目的としている。そのために、まず多次元数値解析手法を確立し、それを用いて実燃焼器の低 NO_x 化、触媒燃焼によるさらなる低 NO_x 化の可能性について検討した。本研究で得られた成果を以下に要約する。

第1章では、本研究の背景である、自動車用ガスタービン燃焼器の開発課題について述べるとともに、従来の研究の問題点を示し、本研究の目的を明らかにした。

第2章では、燃焼器開発に必要な数値解析手法を確立するとともに、その予測精度について実験と比較し、以下の結果を得た。

1. 噴霧の壁での挙動、化学平衡計算と拡大 Zeldovich 機構、さらにふく射による放熱を組み込んだ、ガスタービン燃焼器内の流れ、噴霧、燃焼、NO_x 生成を包括的に扱うことができる数値解析プログラムを開発した。
2. 開発したプログラムを用いて、定容容器内のくさび形火炎および H₂ 噴流拡散火炎の計算を行い、実験と比較した結果、良い一致を得た。また、くさび形火炎の生成メカニズムについては、火炎面積の急減少によるとする、運動量説を裏付ける新しい知見が得られ、数値解析が非常に有効であることを示した。
3. 実ガスタービン燃焼器内には、大量のすすが生成される。このすすからのふく射を考慮しない従来の数値解析手法では、NO_x 排出量の予測は困難であることがわかった。それに対して、ふく射を考慮した本研究の数値解析手法では、実験との良い一致を得た。
4. さらに、燃焼器形状あるいは作動条件を大きく変えた場合でも、NO_x 排出量の計算値は実験結果と良く一致し、本研究の数値解析手法が燃焼器開発に適用できることを明らかにした。

この開発された数値解析手法を用いて、第3章および第4章では、実際にガスタービン燃焼器の低 NO_x 化について検討した。まず、第3章では、予蒸発・予混合燃焼器の開発において最も問題となる、燃料噴霧の蒸発と混合気形成および NO_x 排出量に関する解析を行い、燃焼器開発に有効な以下の知見を得た。

1. 予蒸発管における燃料噴霧の蒸発予測を行い、ザウター平均粒径で $30\mu\text{m}$ 以下であれば、予蒸発管出口では、噴射した燃料の 50%以上が蒸発すること示し、燃料噴射弁の開発目標を明らかにした。
2. この噴霧条件において燃焼器に対する解析を行った結果、主燃焼室流入位置での未蒸発燃料の割合は約 10%と低く、燃料噴霧は主燃焼室流入前に十分蒸発する。
3. 未蒸発燃料の減少に伴い NO_x 排出量は指数関数的に減少する。予蒸発・予混合燃焼の NO_x 排出量は拡散燃焼の約 1/6、理想的な完全予混合燃焼と比較しても 1.3 倍程度の低い値である。
4. 燃料噴射弁の噴霧角の変更や旋回室形状の改良により、さらに低 NO_x 化ができる可能性があることを明らかにした。

最後に、第 4 章では、火炎燃焼による低 NO_x 化には限界があることから、触媒燃焼について基礎的な検討を行い、自動車用ガスタービン燃焼器への応用の可能性を調べた。得られた結果を以下に示す。

1. 触媒の耐熱性を評価した結果、耐熱性の高いといわれている複合酸化物触媒 (BaMn 触媒) でも、使用可能温度は最高 $1200\text{ }^\circ\text{C}$ 程度であり、現状では、触媒部分で全燃料を酸化させるガスタービン用触媒燃焼器を構成できない。
2. 自動車用燃料である軽油を用いた場合、燃焼ガス温度が約 $700\text{ }^\circ\text{C}$ 以下の場合には、反応が燃料の拡散に律速されるため、燃焼効率は無次元数 $Re \cdot Sc \cdot d/l$ で整理できる。一方、燃焼ガスが $1000\text{ }^\circ\text{C}$ 近くになると気相反応が顕著となり、さらに燃焼効率は高くなる。
3. 1次元数値解析によって、この気相燃焼の寄与率をさらに高く 50%程度とすることにより、触媒部での温度を $1200\text{ }^\circ\text{C}$ 以下に保ちつつ、ほぼ 100%の燃焼効率が得られるガスタービン用触媒燃焼器が構成可能であることを示した。この場合、燃焼器の燃焼可能範囲は空気過剰率の非常に狭い範囲に限られるが、電池等のハイブリッド車には十分搭載可能と思われる。
4. 最後に、触媒燃焼の NO_x 排出量は極めて低く、火炎燃焼の予蒸発・予混合燃焼と比較しても 1/5 程度の値であった。一方で、Fuel-NO の生成が多いという結果が得られたが、自動車用燃料の N 分含有量は非常に少ないため、問題にならない。

以上、自動車用ガスタービン燃焼器を対象に、数値解析手法の構築とそれを用いた検討により NO_x 排出量が大幅に低減できることを明らかにし、その開発に大きく貢献した。

参考文献

- [1] 野村, 大久保, 渡辺, 勝田, “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, pp.67-69, 1992
- [2] Duffy, S.F., Palko, J.S., Gyekenyesi, J.P., “Structural Reliability Analysis of Laminated CMC Components”, ASME paper 91-GT-210, 1991
- [3] Thomas, D.J., Wetherhold, R.C., “Reliability Analysis of Ceramic Matrix Composite Laminates”, ASME paper 91-GT-211, 1991
- [4] Katano, Y., Ando, M., Itoh, T., Sasaki, M., “Application of Ceramics to Turbocharger Rotors for Passenger Cars”, ASME paper 91-GT-264, 1991
- [5] Haley, P.J., “Advanced Turbine Technology Applications Project (ATTAP)-Overview, and Ceramic Component Technology Status”, ASME paper 91-GT-367, 1991
- [6] Carruthers, W.D., Smyth, J.R., “Advanced Ceramic Engine Technology for Gas Turbines”, ASME paper 91-GT-368, 1991
- [7] Itoh, T., Kimura, H., “Status of the Automotive Ceramic Gas Turbine Development Program”, ASME paper 92-GT-2, 1992
- [8] 佐々木, 熊倉, 鈴木, “乗用車用ガスタービン燃焼器の開発 (第 1 報、概念設計)”, 機論 B 59 巻 565 号, 1993, pp.319-326
- [9] 佐々木, 熊倉, 鈴木, 杉山, 大久保, “自動車用 100kWCGT における低公害燃焼器の開発 第 1 報”, ガスタービン秋期講演会講演論文集, 1992, pp.7-14
- [10] Kumakura, H., Sasaki, M., Suzuki, D., “Low NO_x Combustor for Automotive Ceramic Gas Turbine (II)-Reliability Assurance”, ASME paper 92-GT-109, 1992
- [11] Hara, Y., Maeda, F., Tsuji, I., Wada, K., “Development for a Power Generating Gas Turbine”, ASME paper 91-GT-319
- [12] Shishov, G.A., Surdarev, A.V., Dubershtein, V., N., Tsurikov, A.N., “High Temperature Gas Generator with Ceramic Components for Stationary Equipment Gas Turbine Unit”, ASME paper 91-GT-362, 1991
- [13] 百合, 久松, 森, 渡辺, “高温ガスタービン用セラミック燃焼器の研究開発 (第 4 報 1500 °C 級燃焼器の実圧燃焼試験結果)”, ガスタービン秋期講演会講演論文集, 1992, pp.133-140
- [14] Honjo, K., Hashimoto, R., Ogiyama, H., “Current Status of 300kW Industrial Ceramic Gas Turbine R&D in Japan”, ASME paper 92-GT-3, 1992
- [15] Ohkubo, Y., Nomura, Y., Idota, Y., “Ignition and Exhaust Emission Characteristics in a Pre-Chamber Type Vortex Combustor”, ASME paper 92-GT-119, 1992
- [16] Washizu, T., Morishita, T., Matsuda, S., Terauchi, N., “Development of a Gas Turbine Generator On-Board Electric Power Source for MAGLEV trains”, ASME paper 92-GT-46, 1992
- [17] Watanabe, A., Fukuda, D., “An Experimental Study on Gas Turbine/Battery Hybrid-Powered Vehicle”, ASME paper 85-GT-203, 1985
- [18] Brady, R.A., Samuelsen, G.S., “Visualization of Dome Region Mixing in a Quartz Combustor”, ASME paper 92-GT-360, 1992
- [19] Fagan, J.R., Fletter, S., “LDV Measurements of a Mixed-Flow Impeller at Design and Near Stall”, ASME paper 91-GT-310, 1991

- [20] Ahmes,A.S., Rose,A., Nejad,A.S.,“Three Compont Measuremnts in a Can Type Research Combustor for CFD Validation Part 1 Isothermal”, ASME paper 92-GT138, 1992
- [21] Gunner Siden,L.D.,“Numerical Simulation of Unsteady Viscous Compressible Flows Applied to Blade Flutter Analysis”, ASME paper 91-GT-203, 1991
- [22] Weber,K.F., Delaney,R.A.,“Viscous Analysis of Three-Dimensional Turbomachinery Flows on Body Conforming Grids Using an Implicit Solver”, ASME paper 91-GT205, 1991
- [23] Suryavamshi,N., Lakshminarsyana,B.,“Numerical Prediction of Wakes in Cascades and Compressor Rotors Including the Effects of Mixing”, ASME paper 91-GT-222, 1991
- [24] Ayder,E., Braembussche,V., Brasz,J.J.,“Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute”, ASME paper 92-GT-30, 1992
- [25] Arnone,A, Stecco,S.S.,“Transonic Cascade Flow Prediction using the Navier-Stokes Equations”, ASME paper 91-GT-313, 1991
- [26] Hwang,C.J., Liu,J.L.,“Analysis of Steady and Unsteady Turbine Cascade Flows by a Locally Implicit Hybrid Algorithm”, ASME paper 92-GT-127, 1992
- [27] Copenhaver,W.W., Hah,C., Puterbaugh,S.L.,“Three-Dimensional Flow Phenomena in a Transonic, High-Through-Flow, Axial-Flow Compressor Stage”, ASME paper 92-GT-169, 1992
- [28] Fang,J., Atass,H.M.,“Numerical Solutions for Unsteady Subsonic Vortical Flows Around Loaded Cascades”, ASME paper 92-GT-173, 1992
- [29] Furukawa,M., Nakano,T., Inoue,M.,“Unsteady Navier-Stokes Simulation of Transonic Cascade Flow using an Unfactored Implicit Upwind Relaxation Scheme with Inner Iterations”, ASME paper 91-GT-223, 1991
- [30] Dawes,W.,“Ther Solution-Adaptive Numerical Simulation of the 3D Viscous Flow in the Serpentine Coolant Passage of a Radial Inflow Turbine Blade”, ASME paper 92-GT-193, 1992
- [31] Bassi,F., Rebay,S., Savini,M.,“Transonic and Supersonic Inviscid Computations in Cascades Using Unstructured Meshes”, ASME paper 91-GT-312, 1991
- [32] Sturgess,G.J., Syed,S.A., McManus,K.R.,“Importance of Inlet Boundary Conditions for Numerical Simulation of Combustor Flows”, *Int. Journal of Turbo and Jet Engines* 3, pp.43-55,1986
- [33] Shyy,W.,“A Numerical Study of Flow in Gas-Turbine Combustor”, AIAA-87-2132, 1987
- [34] Jones,W.P., Sodha,M.N.,“Calculation of the Flow in a Sector of an Annular Combustor”, *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol.203, pp.187-193
- [35] Burrus,D.L.,“Application of Numerical Models for Predictions of Turbine Engine Combustor Performance”, ASME paper 89-GT-251, 1989
- [36] Baker,S.J., McGuirk,J.J.,“Multi-Jet Annulus/Core-Flow Mixing Experiments and Calculations”, ASME paper 92-GT-111, 1992
- [37] Nicol,D., Malte,P.C., Lai,J., Marinov,N.N., 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
- [38] Chow,S.K., McGuirk,J.J.,“Numerical Prediction of Flow and Combustion Characteristics of a Model Annular Combustor”, ASME paper 91-GT-364

- [39] Cameron, C.D., Brouwer, J., Wood, C.P., Samuelsen, G., "A Detailed Characterization of the Velocity and Thermal Fields in a Model Can Combustor With Wall Jet Injection", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* vol.111, pp.31-35, 1989
- [40] Talpallikar, M.V., Smith, C.E., Lai, M.C., Holdeman, J.D., "CFD Analysis of Jet Mixing in Low NOx Flametube Combustors", ASME paper 91-GT-217, 1991
- [41] Rizk, N.K., Mongia, H.C., "A 3-D Analysis of Gas Turbine Combustors", AIAA-89-2888, 1989
- [42] Rizk, N.K., Mongia, H.C., "Three-Dimensional Gas Turbine Combustor Emissions Modeling", ASME paper 92-GT-129, 1992
- [43] Rizk, N.K., Mongia, H.C., "Semianalytical Correlations for NOx, CO and UHC Emissions", ASME paper 92-GT-130, 1992
- [44] Micklow, G.J., Roychoudhury, S., Nguyen, H.L., Cline, M.C., "Emissions Reduction by Varying the Swirler Airflow Split in Advanced Gas Turbine Combustors", ASME paper 92-GT-110, 1992
- [45] Ellis, O. E de C, "Flame Movement in Gaseous Explosive Mixtures", *Fuel Practice*, 7, pp.502-508, 1928
- [46] Lewis, B. and von Elbe, G., *Combustion, Flames and Explosions of Gases*, 2nd ed., p.298, Academic Press., 1961
- [47] Strehlow, R. A., *Fundamentals of Combustion*, p.274, International Textbook Company, 1968
- [48] Guénoche, H., *Nonsteady Flame Propagation* (Ed. by Markstein, G. H.), p.107, Pergamon Press., 1964
- [49] 若井, 志水, 日比野, "定容燃焼室内くさび形火炎の発生機構", *機論 B*, 53-488, pp.1433-1442, 1987
- [50] Rotman, D. A. and Oppenheim, A. K., "Aerothermodynamic Properties of Stretched Flames in Enclosures", *Proc. 20th Symp. (Int.) Combust.*, p.1303-1312, 1986
- [51] Dunn Rankin, Barr, P. K. and Sawyer, R. F., "Numerical and Experimental Study of "Tulip" Flame Formation in a Closed Vessel", *Proc. 20th Symp. (Int.) Combust.*, pp.1291-1301, 1986
- [52] 門脇, 太田, 寺田, "容器内チューリップ火炎形成の数値解析", *機論 B*, 57-540, pp.2562-2568, 1991
- [53] Gonzalez, M., Borghi, R. and Saouab, A., "Interaction of a Flame Front with Its Self-Generated Flow in an Enclosure: the "Tulip Flame" phenomenon", *Combust. and Flame*, 88, 201-220, 1992
- [54] Cloutman, L. D., "Numerical Simulation of "Tulip" Flame Dynamics", UCRL-JC-109083 (Poster paper presented at the 24th Symp. (Int) on Combust., pp.1-10, 1992
- [55] Shimizu, S., Wakai, K. and Hibino, Y., "The Velocity Distribution of Gases and the Wedge Shaped Flame Front Formation in a Square Combustion Chamber", *Proc. 3rd Int. Symp. Application of Laser Anemometry to Fluid Mechanics*, 13.5, p.1-6, 1986
- [56] Sato, M., Ninomiya, T., Nakata, T., "Coal Gaseous Fueled, Low Fuel-NOx Gas Turbine Combustor", ASME paper 90-GT-381, 1990
- [57] Overcamp, T., Agrawal, A.K., Cheng, W., Yang, T. "Calculations of Fuel NO Formation in a Gas Turbine Combustor", ASME paper 91-GT-361, 1991

- [58] Nakata, T., Sato, M., Ninomiya, T., Yoshine, T., Yamada, M., "Design and Test of a Low-NO_x Advanced Rich-Lean Combustor for LBG fueled 1300 °C-Class Gas Turbine", ASME paper 92-GT-234, 1992
- [59] 中田, 佐藤, 長谷川, "石炭ガス用ガスタービン燃焼器のフュエル NO_x 生成特性", 機論 B, 59-564, pp.228-235, 1993
- [60] Nakakita, K., et al., "Photographic and Three Dimensional Numerical Studies of Diesel Soot Formation Process", SAE paper 902081, 1990
- [61] 塩崎, 鈴木, "直噴ディーゼルエンジンの EGR が性能及び排ガスに与える影響", 自技会論文集, No.46, pp.18-23, 1990
- [62] 塩崎, 鈴木, 大谷, "ディーゼルエンジンの EGR とその問題点について", 日野技報, No.38, pp.3-15, 1989
- [63] 江口, 黒沢, 五味, 藤井, "スターリングエンジン用高負荷スワールバーナに関する研究", 第 24 回燃焼シンポジウム前刷集, pp.346-349, 1986
- [64] Kolp, D.A., Gagnon, S.R., Rosenbluth, M., J., "Water Treatment and Moisture Separation in Steam-Injected Gas Turbines", ASME paper 90-GT-372, 1990
- [65] Motevalli, V., "Effects of Gas Turbine Combustor Geometry Variation on Pollutant Emission Using a Multi-Annular, Telescopic, Swirl Combustor", ASME paper 90-GT-280, 1990
- [66] Aigner, M., Mayer, A., Strittmatter, W., "Second-Generation Low-Emission Combustor for ABB Gas Turbines : Tests Under Full-Engine Conditions", ASME paper 90-GT-308, 1990
- [67] Nakata, T., Ninomiya, T., Abe, T., Mandai, S., Sato, N., "Experimental Evaluation of a Low NO_x LBG Combustor Using Bypass Air", ASME paper 90-GT-380, 1990
- [68] Alkabie, H.S., Andrews, G.E., "Reduced NO_x Emissions using Low Radial Swirler Vane Angles", ASME paper 91-GT-363, 1991
- [69] Sturgess, G.J., McKinney, R., Morford, S., "Modification of Combustor Stoichiometry Distribution for Reduced NO_x Emission from Aircraft Engines", ASME paper 92-GT-108, 1992
- [70] 石橋, 黒田, 佐藤, 飯塚, 内山, 和田, 徳永, 秦, "ガスタービン用低 NO_x 燃焼器の開発", 第 14 回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp.51-54, 1986
- [71] Maghon, H., Berenbrink, P., Termuehlen, H., Gartner, G., "Progress in NO_x and CO Reduction of Gas Turbines", ASME paper 90-JPGC/GT-4, 1990
- [72] Koff, B.L., "Aircraft Gas Turbine Emissions Challenge", ASME Trans. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 116, pp.474-477, 1994
- [73] 宮原, 森, 石塚, "ガスタービン用低 NO_x 燃焼法に関する研究", 第 19 回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp.161-168, 1991
- [74] 木村, 北嶋, 梶田, 大賀, "ガスタービン用低 NO_x 燃焼器の開発 (第 2 報)", 第 19 回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp.169-174, 1991
- [75] Smith, K.O., Holsapple, A., C, Mak, H.K., Watkins, L., "Development of a Natural Gas-Fired, Ultra-Low NO_x Can Combustor for an 800 kW Gas Turbine", ASME paper 91-GT-303, 1991
- [76] Lovett, J.A., Abuaf, N., "Emissions and Stability Characteristics of Flameholders for Lean-Premixed Combustion", ASME paper 92-GT-120, 1992

- [77] Maughan, J.R., Warren, R.E., Tolpadi, A.K., Roloff, T.P., "Effect of Initial Fuel Distribution and Subsequent Mixing on Emissions From Lean, Premixed Flames", ASME paper 92-GT-122, 1992
- [78] Matsuzaki, H., Fukue, I., Mandai, S., Tanimura, S., Inada, M., "Investigation of Combustion Structure Inside Low NO_x Combustors for a 1500 °C-class Gas Turbine", ASME paper 92-GT-123, 1992
- [79] McVey, J.B., Padgett, F.C., Rosfjord, T.J., Hu, A.S., Peracchio, A.A., Schlein, B., Tegel, D.R., "Evaluation of Low NO_x Combustor Concepts for Aero-derivative Gas Turbine Engines", ASME paper 92-GT-133, 1992
- [80] Smith, K., "Engine Testing of a Prototype Low NO_x Gas Turbine Combustor", ASME paper 92-GT-116, 1992
- [81] 嬉, 高木, 安倍, 杉本, 遠藤, "液体燃料用低 NO_x 燃焼器の開発", 第 19 回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp.175-181, 1991
- [82] Sasaki, M., Kumakura, H., Suzuki, D., "Low NO_x Combustor for Automotive Ceramic Gas Turbine - Conceptual Design", ASME paper 91-GT-369, 1991
- [83] Cowell, L.H., Smith, K.O., "Development of a Liquid-Fueled, Lean-Premixed Gas Turbine Combustor", ASME paper 92-GT-112, 1992
- [84] 新井, "高温触媒燃焼反応における触媒材料", 第 3 回触媒燃焼に関するシンポジウム講演論文集, pp.20-33, 1987
- [85] 貞森, 松久, 青木, "ガスタービン用高温燃焼触媒の開発研究", 第 10 回触媒燃焼に関するシンポジウム講演論文集, pp.20-26, 1990
- [86] 貞森, "低温触媒燃焼バーナー", 第 3 回触媒燃焼に関するシンポジウム講演論文集, pp.1-8, 1987
- [87] 松尾, 一柳, 勝田, "触媒燃焼技術の応用", 第 10 回触媒燃焼に関するシンポジウム講演論文集, pp.9-13, 1990
- [88] 西野, "生活関連機器用燃焼触媒", 第 2 回触媒燃焼に関するシンポジウム, pp.1-12, 1986
- [89] 田畑, "家庭用燃焼器への触媒燃焼の応用", 第 4 回触媒燃焼に関するシンポジウム, pp.25-33, 1987
- [90] Mori, K., Kitajima, J., Kajita, S., Ichihara, S., "Development of a Catalytic Combustor for Small Gas Turbines", ASME paper 87-GT-62, 1987
- [91] Hoshino, A., Kajita, S., Hagiwara, Y., Fujimoto, K., Kitajima, J., "Preliminary Tests of Catalytic Combustion in a Small Gas Turbine", ASME paper 87-GT-100, 1987
- [92] 肥塚, 早田, 古谷, 山中, "ガスタービンへの触媒燃焼の応用", 第 3 回触媒燃焼に関するシンポジウム, pp.9-19, 1987
- [93] 小沢, 山中, 雑賀, 岡畑, "ガスタービン用複合型触媒燃焼器の応用", 第 10 回触媒燃焼に関するシンポジウム, pp.27-33, 1990
- [94] Amsden, A.A., O'Rourke, P.J., Butler, T.D., "KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Spray", Los Alamos report, LA-11560-MS, 1989
- [95] 大澤, 白川, 青山, "軸対称小形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, N.37, pp.32-37, 1988
- [96] Ngaoka, M., Kawazoe, H., Ohsawa, K., "Prediction of Fuel-Air Mixture Formation Process in a Gasoline Engine", Proc. Int. Symp. on Combust. Fluid Dynamics - Nagoya, pp.629-634, 1989

- [97] Nagaoka, M., et al, "Prediction of Fuel-Air Mixture Formation Process in a Gasoline Engine", Proc. of Int. Symp. on Computational Fluid Dynamics-Nagoya, 1989, pp.629-634
- [98] 中北, "ディーゼル機関の排気浄化に関する研究", 名古屋工業大 博士論文, 1993
- [99] 川添, 永岡, 水田, 大沢, "エンジン定常吸気流の数値予測精度の評価", 機論 B, Vol.58 No.547, pp.323-329, 1992
- [100] Dukowicz, D.K., "A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Spray", J. of Comput. Phys., Vol.35, No.2, pp.229-253, 1980
- [101] Cloutman, L.D., Dukowicz, J.K., Los Alamos report, LA-9294-MS, 1982
- [102] Shirakawa, S. et al., Computer Engine Technology, C01/87, IMechE, pp.191, 1987
- [103] Naber, J.D., Reitz, R.D., "Modeling Engine Spray/Wall Impingement", SAE paper 880107, 1988
- [104] Gosman, A.D., Harvey, P.S., "Computer Analysis of Fuel-Air Mixing and Combustion in an Axisymmetric D.I. Diesel", SAE paper 820036, 1982
- [105] Tesner, P.A., et al, "Kinetic of Dispersed Carbon Formation", Combustion and Flame, Vol.17, 1971, pp.253-260
- [106] Farmer, R., et al, "Modeling Soot Emissions in Combustion System", Particulate Carbon, Plenum Press, 1981, pp.229-320
- [107] Nagle, J., Strickland-Constable, R. F., "Oxidation of Carbon between 1000-2000 °C", Proc. 5th Carbon Conf., Vol.1, 1962, pp.154-164
- [108] Magnussen, B., Hjertager, B.H., "On Mathematical Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion", Proc. 16th Symp.(Int.) on Combust., 1977, pp.719-729
- [109] 谷口, "モンテカルロ法によるふく射ガスの温度分布解析", 機論 第2部, 33-247, 1966
- [110] Hottel, H.C., Section in Heat Transmission, McGraw-Hill, 1954
- [111] Beer, J.M., Heat Transfer in Flames, John Wiley & Sons, pp.30, 1974
- [112] 甲藤, 伝熱概論, 養賢堂, pp.362-363
- [113] Butler, T.D., et al, "CONCHAS : An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computer Code for Multi-Component Chemically Reactive Fluid Flow at All Speeds", Los Alamos Scientific Laboratory Report, LA-8129-MS, 1979
- [114] Kojima, S., "Numerical Calculation of the Two-Dimensional Unsteady Laminar Flame Propagation in a Confined H₂/Air System", Comb. and Flame, 63, pp.151-163, 1986
- [115] 李, 林, 小沼, "噴流拡散火炎および高温空気噴流における乱れの挙動", 機論 B, 56-528号, pp.359-365, 1990
- [116] Iwai, M., "Effects of Regenerator Performance on an Automotive GT Engine", Proc. of Tokyo Int. Gas Turbine Congress, 1987, vol 3, pp.125-133
- [117] Tanazawa, Y., Nakamura, K., "On the Vortex Combustor as Applied to the Gas Turbine", Publication of Tokyo Joint Int. Gas Turbine Conference and Products Show, JSME-15, 1971

- [118] 大久保, 野村, 井戸田, 郡司, “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, pp.60-67, 1992
- [119] 大久保, 井戸田, “自動車用 100kWCGT 燃料噴射弁の噴霧蒸発特性”, ガスタービン秋期講演会 (盛岡) 講演論文集, pp.101-108, 1993
- [120] 大久保, 井戸田, 棚沢, “小型噴霧燃焼器の研究”, 機械 B, 55-517, pp.2904-2908, 1989
- [121] Farg, T.M., Arai, M., Hiroyasu, H., “Effects of Temperature and Fuel Volatility on Spray Evaporation Characteristics”, Mem. Fac. Eng. Hiroshima Univ., 8-1, pp.31-39, 1982
- [122] 甲藤, 伝熱概論, 養賢堂, pp.93
- [123] Wilson, G.C., Bardon, M.F., Witton, J.J., “Experimental and Computational Investigation of Flow in Catalytic Monolith Channels”, ASME paper 92-GT-118, 1992
- [124] 平野, “触媒燃焼に関する熱流体化学的理論研究の動向”, 第 3 回触媒燃焼に関するシンポジウム, pp.34-44, 1987

謝辞

本研究は、岐阜大学工学部 隅田勲教授および若井和憲教授のもとに、大学院博士後期課程ならびに(株)豊田中央研究所において行われたものであります。隅田勲教授には終始ご懇切な御指導と御鞭撻を賜り、本論文をまとめる上で数々の御助言を頂き、ここに心から感謝の意を表します。さらに、若井和憲教授には、適切なる御指導と御助力を頂くとともに、本論文の完成に大変なる御助力を賜り、深く感謝の意を表します。先生には大学院入学前から研究に関する数々の相談に載って頂きました。合わせて感謝の意を表します。永田拓教授および熊田雅弥教授には、論文の査読およびその審査において適切なる御指示を頂くとともに、永田拓教授には、流体力学の御講義を賜りました。ここに、心から感謝いたします。さらに、坂井臣司先生には、研究を進める上で暖かい励ましの御言葉を頂くとともに、これらの先生方には、学部時代に数々の御講義と御指導を賜りましたことを、合わせて感謝いたします。学部4年生坪井君には、実験および計算について数々の御協力を頂き、厚く御礼申し上げます。

また、名城大学 志水昭史教授(岐阜大学名誉教授)においては、学部4年生および大学院修士課程において、燃烧研究の広範囲に渡って適切なる御指導と御教授を頂くとともに、博士課程入学においては数々の御便宜と御助力を賜り、ここに心より感謝の意を表します。

(株)豊田中央研究所におきましては、藤掛賢司顧問には入社以来今日まで様々な御助言を頂くとともに、本研究の発端となる御指示を頂き、深く感謝の意を表します。また、大澤克幸室長、大久保陽一郎 GLを始めとする上司の方々には、本研究を進める上で御理解と御協力を賜るとともに、共同研究者として適切なる御指導を頂き、ここに厚く御礼を申し上げます。また、実験に関しては井戸田芳典氏から貴重なデータを頂くとともに、御協力をいただき、ここに感謝の意を表します。永岡真氏、三輪和利氏には数値解析を行う上で多大なる御協力をいただきました。さらに、林秀光 GLに、計算機使用上での様々な御協力を頂いた他、研究所内の多くの方のお力添えをいただきました。ここに記して厚く御礼申し上げます。

最後に、妻、奈緒美には、(株)豊田中央研究所在職中には実験および計算双方の協力を受けるとともに、本研究をまとめることができたのも、その協力があったの上であることを記し、感謝の意をあらわします。