



Title	希薄予混合旋回火炎の構成とNOx生成特性に関する研究
Author(s)	塩谷, 仁
Citation	大阪大学, 2003, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/44305
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

希薄予混合旋回火炎の構成と
NO_x 生成特性に関する研究

平成 14 年

塩 谷 仁

希薄予混合旋回火炎の構成と
NO_x生成特性に関する研究

平成14年

塩谷 仁

目次

第 1 章 緒論	1
1.1 はじめに	1
1.2 従来の研究	2
1.2.1 ガスタービンにおける低 NO _x 燃焼器に関する研究	2
1.2.2 マイクロガスタービンの動向	4
1.3 研究の概要	5
参考文献	5
第 2 章 希薄予混合旋回火炎の構成	11
2.1 はじめに	11
2.2 燃焼器のコンセプト	13
2.3 実験装置および方法	14
2.4 各種燃焼器における火炎特性の評価	16
2.4.1 Case1 の燃焼器	16
2.4.2 Case2 の燃焼器	24
2.4.3 Case3 の燃焼器	32
2.4.4 Case4 の燃焼器	40
2.4.5 完全予混合燃焼器の NO _x , CO 排出特性	47
2.4.6 完全予混合燃焼器 (スワローなし)	53
2.5 まとめ	60
参考文献	60
第 3 章 希薄予混合旋回火炎の内部構造	63
3.1 はじめに	63
3.2 実験装置および方法	64
3.3 測定結果と検討	66
3.4 まとめ	80
参考文献	80

第 4 章 燃焼器入口部における混合状況の解析	81
4.1 はじめに	81
4.2 計算対象	81
4.3 基礎式とモデル	86
4.3.1 基礎式	86
4.3.2 乱流モデル	87
4.4 解析結果と検討	88
4.4.1 Case2 の燃焼器の混合状況	88
4.4.2 交差流の混合のシミュレーション	92
4.5 まとめ	103
参考文献	103
第 5 章 希薄予混合燃焼における NO_x 生成機構と特性	105
5.1 はじめに	105
5.2 計算対象と手法	106
5.2.1 一次元予混合平面火炎	106
5.2.2 Well-Stirred Reactor	107
5.2.3 Plug Flow	110
5.3 計算結果と検討	112
5.3.1 火炎構造	112
5.3.2 NO _x 生成過程と排出特性	116
5.3.3 実験との比較	127
5.3.4 圧力の影響	128
5.3.5 入口温度および空気比の影響	130
5.3.6 Stirred Reactor での NO 生成	132
5.3.7 Plug Flow での NO 生成傾向	133
5.4 まとめ	136
参考文献	136
第 6 章 結論	139
謝辞	143

第 1 章

緒論

1.1 はじめに

近年、分散型発電を主目的とする小規模エネルギーシステムの開発およびその高性能化の要請が強くなっている。分散型発電とは電力需要地近辺に設置された小規模電源による発電システムのことで、発電の際に発生する廃熱を蒸気や温水の形で給湯・空調に利用するコジェネレーションシステムの使用により総合効率の向上が図れることや送配電システムを使用しないことによる送配電損失の低減が可能となること、さらには地域による電力需要の差に柔軟に対応することでエネルギー資源の効率的な使用が可能となることなど様々な特長がある。このような分散型発電システムの構成においては、構造が単純で、起動時間が短く、大幅な負荷変動への応答性に優れ、多種燃料への適応性がある等多くの利点がある小型（マイクロ）ガスタービンが中核をなす要素となる。

マイクロガスタービンの開発・高性能化のキーとなる燃焼器において具備されるべき主要条件としては火災安定と完全燃焼の確保、低 NO_x 生成等が挙げられる。特に市街地に設置することを考慮すると低 NO_x 生成についての要求は強くなり、また大型の発電設備とは異なり排煙脱硝装置などの付属装置を使用できないため、燃焼手法による NO_x 低減が非常に重要となる。

希薄予混合燃焼はその NO_x 低減効果は非常に高く、マイクロガスタービンに限らず、様々な規模のガスタービン燃焼器において低 NO_x 生成法として広く採用されている。ただし、希薄予混合燃焼は火災の安定範囲が狭いことや逆火の危険性を伴うこと等の欠点があり、これらの問題の対策として大型燃焼器では火災安定のためのパイロット火災の併用や複数の予混合燃焼器を備え本数による広い負荷範囲への適用を図るマルチバーナ、また、中小規模の燃焼器においては燃料供給経路を数段階設け、低負荷時には使用経路を減らして、広い負荷範囲に対応するシリーズバーナといったバーナ形態が開発されているが、そのスケールが非常に小さいマイクロガスタービンでは極めて単純な形状のものが望まれる。また、近年マイクロガスタービンは開発が進み、商用化されているものもあるが、その内部構造に

についての詳細な報告はほとんど見られず、今後のさらなる進展のために最適な燃焼器構成の確立や火炎構造の解明を目的とした研究が不可欠であると考えられる。

本研究では、マイクロガスタービン燃焼器を目標とした低 NO_x、高安定および完全燃焼を達成できる希薄予混合燃焼器の構成についての検討を行うと共に希薄予混合における NO_x 生成特性や機構を解明し、最適な燃焼条件についての指針を得ることを目的とする。

1.2 従来の研究

1.2.1 ガスタービンにおける低 NO_x 燃焼器に関する研究

燃焼反応により生成される窒素酸化物 (NO_x) は、光化学スモッグ、酸性雨およびオゾンホールなど地球環境に悪影響を及ぼす原因となり、NO_x 低減に関する研究は 1970 年代から盛んに行われている。燃料中に N 成分を含まないクリーンな燃料に対する NO_x 低減化の基本的なコンセプトは、火炎温度の低下による thermalNO_x の抑制である。その手法のひとつに水または蒸気を噴射して火炎温度を低下させる方法 (湿式法) があり、比較的簡単に NO_x 低減効果も高いため従来から用いられている方法である^{[1]~[3]}。ただし、この方法は熱効率の低下やカーボンによるタービンの劣化、また大量の純水が必要となること等の問題がある。他の NO_x 低減化手法として近年特に注目されている方法が希薄予混合燃焼による低減法 (乾式法) である。これは燃料と空気を火炎温度が低くなるような高い空気比で予め混合させて燃焼させるもので、局所的な高温部が存在せず、大幅な NO_x 低減が可能となる。ただし、希薄予混合燃焼は安定範囲が狭いことや逆火、振動燃焼が発生し易いこと等の欠点もあり、このような安定性^{[4]~[6]} や振動燃焼^{[7]~[10]} を対象とした研究も行われている。

実用的な希薄予混合燃焼器として現在採用されているものは大きく分けてマルチバーナタイプ燃焼器とシリーズバーナタイプ燃焼器である。マルチバーナタイプ燃焼器は複数の予混合燃焼器を燃焼器のライナヘッドに取り付け、エンジンの負荷に応じて作動本数を変化させるものである。川崎重工では、ライナヘッド中央にパイロットバーナを置き、その周囲に 8 個のメインバーナを配置している。パイロット火炎は燃焼の安定性を高めるため拡散燃焼方式を使用しているが、メインバーナは予混合燃焼方式を採用しており、燃料噴射とスワラの最適化により均一な希薄予混合気を形成している^{[11]~[13]}。また、三菱重工で採用されているマルチバーナ燃焼器もライナヘッド中央にパイロットバーナを配置し、その周囲に 8 個の予混合バーナを設けている。また、ジェネラルエレクトリック (GE) 社もマルチバーナ燃焼器を開発しているが、この燃焼器では、ライナヘッドに 6 個の予混合バーナを配置し、4 つの燃料供給ラインを用い、運転条件に合わせてバーナの切り替えを行っ

ている。また、バーナは中央に拡散火炎を形成するパイロットバーナを置き、その上流側に予混合ノズルを放射状に配置し、希薄予混合燃焼を行うものであるが、逆火が発生すればパイロットノズル先端に設けたヒューズが作動し、予混合燃焼用燃料の一部をパイロット火炎にまわし、逆火した火炎を消炎させるようにしている。このような複雑なシステムを開発し、9ppm(O_2 15%換算)の低 NO_x を実現している^[14]。また、これら以外にもマルチバーナタイプ燃焼器の開発例はいろいろある^{[15]~[17]}。

もうひとつの主なコンセプトであるシリーズバーナタイプ燃焼器は、複数の燃料供給系統を設け、負荷に応じ適した系から燃料を供給するもので、マルチバーナでは配置など構造的な制約が多くなる中小型のガスタービンで採用させている。東京ガスではパイロット、一次、二次、三次の4系統の燃料供給形を持つ三段燃焼器を開発している^{[18][19]}。この燃焼器では、低負荷時にはパイロットと一次燃料ガスを一定量供給し、二次燃料ガス量を制御しエンジン負荷に対応し、高負荷時にはパイロット、一次、二次燃料ガスを一定量供給し、三次予混合管に供給する燃料ガス量を制御しており、25%以上のエンジン負荷で13ppm(O_2 0%換算、大気圧下)の低 NO_x を達成している。IHIでは都市ガス用燃焼器として中央にパイロット火炎を形成し、その周囲に2組の予混合ノズルを同心円状に配置し、内側の予混合ノズルからは希薄燃焼限界近くの空燃比、外側の予混合ノズルからは希薄燃焼限界以下の空燃比の予混合気を供給するダブルスワラ燃焼器を開発し NO_x 生成20ppm(O_2 16%換算)を達成している^[20]。この他にも数多くのシリーズタイプ燃焼器の開発が行われている^{[21]~[28]}。

また、上記の2種類のコンセプトとは異なる燃焼器としては、大阪ガスでは燃料供給ラインの途中にパイロット空気が流れるスリットを設けることで、高負荷時はパイロット空気の影響を受けずに燃料は希薄予混合燃焼するメイン側まで到達し低 NO_x となり、低負荷時はパイロット空気の影響を大きく受け燃料はパイロット側に流れ込み安定燃焼を可能にする燃料供給構造を持つ燃焼器を開発している^{[29][30]}。そのほかにも様々な希薄予混合燃焼器の開発が行われている。^{[31]~[33]}

上述のものは気体燃料を対象としたものであるが、液体燃料を対象としたガスタービン燃焼器においても希薄予混合燃焼が採用され、予蒸発予混合ガスタービン燃焼器の開発が行われている^{[36]~[39]}。

以上のものは燃焼器全体の開発に関するものであるが、これら希薄予混合燃焼器の開発の上で問題となる混合手法の検討として、スワラの形状や燃料ノズルの形態による混合度合いの違いについての調査を行った研究が行われている^{[40]~[43]}。

希薄予混合燃焼器に関する研究としては上記のような実機開発に関する研究以外に、燃焼器内での NO_x 生成の予測に関する解析的研究として、Perfectly Stirred Reactor(PSR)、Jet-Stirred Reactor(JSR)およびPlug Flow Reactorを用いて燃焼器内の燃焼状況をモデル化し、その特性についての調査も行われている^{[44]~[49]}。

ここでは主に希薄予混合による低 NO_x 手法に関することについて述べてきたが、近年注目を集めている低 NO_x 手法としては、触媒燃焼を用いた燃焼器もある^{[50]~[52]}。触媒燃焼では通常では反応しないような超希薄条件下での燃焼を実現できるため、10ppm 以下の低 NO_x 生成と高い燃焼効率を比較的容易に実現できる。このような触媒燃焼器では触媒にかかる費用や耐久性が問題となる。

1.2.2 マイクロガスタービンの動向

現在マイクロガスタービンはアメリカを中心に世界中で開発が進められており、あるいは商用機として販売されているものもある。以下に各社におけるマイクロガスタービンの開発状況について熱効率、NO_x 生成量および簡単な特長について示す^{[53]~[55]}。Capstone 社のマイクロガスタービンは現在もっとも商用化が進んでおり 28kW マイクロガスタービン Model330 は、構成要素を軸対象に配置することでコンパクトに収めており、発電効率は 26%で、燃焼器については 50%負荷以下では火災安定のため拡散燃焼形態をとっており、NO_x 排出量が数十 ppm(O₂15%換算)と高くなるが、全負荷時には希薄予混合燃焼となり 9ppm(O₂15%換算)の低 NO_x が実現されている^[55]。また、現在は撤退してしまったが Honeywell 社において 75kW マイクロガスタービン Parallon75 が開発されていた。現在は荏原グループの一員となった Elliott 社では 60kW 級の「TA-60」や 80kW 級の「TA-80」が開発されており、熱効率約 29%、NO_x 排出量 20ppm 程度 (O₂15%換算) が達成されている。Ingersoll-Rand 社の 70kW 級マイクロガスタービン「Power Works」はタービン/コンプレッサ部と発電機部分との軸を別とする「2 軸方式」となっている点で他のマイクロガスタービンと異なっており、熱効率については 33%と高く、NO_x 生成についても 9ppm(O₂15%換算)と低い値を示している。Turbec 社のマイクロガスタービンは Volvo 社の自動車用ガスタービン燃焼器や再生器を継承したもので「T100」(100kW)は熱効率 30%、NO_x 生成量 15ppm(O₂15%換算)となっている。Bowman Power 社の 50kW ガスタービン「TG50CG」は熱効率 22.5%、NO_x 生成量は 25ppm(O₂15%換算)となっている。日本国内においてもマイクロガスタービンの開発は行われており、自動車用のガスタービン技術を元に開発したもの(トヨタタービンアンドシステム、日産自動車、川崎重工業、三菱重工業)と、セラミック翼採用を基本としたもの(石川島播磨重工業、川崎重工業、ヤンマーディーゼル)の大きく分けて 2つの方向が見られる^{[56]~[58]}。

以上は分散型電源やコ・ジェネレーションへの適用を目指したものであるが、直径数十 mm 程度の携帯用電源等を目指した超小型マイクロガスタービンの開発も行われている^{[59]~[63]}。

1.3 研究の概要

本研究では、マイクロガスタービン燃焼器開発のための低 NO_x、高安定火炎構成を実現するための火炎構成の指針を得ると共に、低 NO_x 燃焼のための最適な燃焼条件を明確にし、燃焼器開発の基礎を構築することを目的とする。

本論文の構成は以下のとおりである。

第2章では、マイクロガスタービン燃焼器を目標とした低 NO_x、高安定火炎構成についての検討を行う。火炎構成の基本概念は、旋回流による循環領域を用いた火炎安定と完全燃焼の確保および希薄予混合燃焼による低 NO_x 生成とし、これらを達成しうる各種燃焼器を設計・製作し、それぞれの燃焼器について構成される火炎形状の目視および写真撮影による火炎形状と安定性の観察および排出ガス中の NO_x、CO 濃度の測定を行い、これらの結果より目標となる高性能火炎を実現するための方針についての検討を行う。

第2章では、低 NO_x 生成、完全燃焼等燃焼後の特性に着目し、マイクロガスタービン燃焼器として適した火炎構成を検討しているが、実際の燃焼器を設計するための指針としては、排出ガス特性のみでなく、火炎内部の構造についても把握しておく必要がある。そこで第3章では、前章において低 NO_x 生成および完全燃焼が達成された燃焼器についてその典型的な火炎を対象として火炎内の燃料や酸素等主要成分の濃度分布や NO_x の分布、および温度分布等内部状況の調査を行う。

第4章では、第2章において希薄予混合気形成の手法として考案した2通りの高速混合手法について、その混合状況を数値シミュレーションにより予測し、その適用性についての検討を行う。

第5章では、希薄予混合燃焼について、数値計算によりその NO_x 生成機構と特性を調べる。また、本研究では実験は大気圧・常温の条件下で行っているが、実際のガスタービン燃焼器では圧力・入口温度共に上昇しているので、これら条件が NO_x 生成に及ぼす影響について明確にする。さらに、希薄予混合燃焼の燃焼状況の変化により NO_x の低減が可能となるかを調べる。

第6章では本論分の結果を総括する。

参考文献

- [1] Southall, L. and McQuiggan, G., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.118, (1996), pp.572-577.
- [2] Touchton, G. L., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.107, (1985), pp.706-713.

- [3] Fox, T. G. and Schlein, B. C., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.114, (1992), pp.27-32.
- [4] Durbin, M. D. and Ballal, D. R., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.118, (1996), pp.72-77.
- [5] Durbin, M. D., Vangsness, M. D., Ballal, D. R. and Katta, V. R., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.118, (1996), pp.308-315.
- [6] Hoffmann, S., Lenze, B. and Eickhoff, H., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.120, (1998), pp.311-316.
- [7] Kendrick, Donald W., Anderson, Torger J., Sowa, William A and Snyder, Timothy S., ASME paper 98-GT-382.
- [8] Lieuwen, Tim and Zinn, Ben T., *Proc. 27th Symp. (Int.) on Combust.*, (1998), pp.1809-1816.
- [9] Broda, J. C., Seo, S., Santoro, R. J., Shirhattikar, G and Yang, V., *Proc. 27th Symp. (Int.) on Combust.*, (1998), pp.1849-1856.
- [10] Richards, G. A. and Janus, M. C., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.120, (1998), pp.294-302.
- [11] Kajita, S., Ohga, S., Kitajima, J., Kimura, T. and Sasaki, T., ASME paper 93-GT-393.
- [12] Kitajima, J., Kimura, T., Sasaki, T., Okuto, T., Kajita, S., Ohga, S. and Ogata, M., ASME paper 95-GT-255.
- [13] 梶田 眞市, 大賀 信一, 緒方 正裕, 位高 訓, 北嶋 潤一, 木村 武清, 奥戸 淳, 川崎重工技法, 128号, (1996), pp.25-30.
- [14] Vandervort, C. L., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.123, (2001), pp.317-321.
- [15] 高木 俊幸, 日本ガスタービン学会誌, Vol.28, No.4, (2000), pp.57-58.
- [16] 山矢 太, 日本ガスタービン学会誌, Vol.29, No.1, (2001), pp.22-26.
- [17] Sato, M., Kobayashi, Y., Matsuzaki, H., Aoki, S., Tsukuda, Y. and Akita, E., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.617-623.

- [18] Sato, H., Mori, M., ASME paper 96-GT-134.
- [19] 佐藤 浩, 森 雅晶, 中村 恒明, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 101, (1998), pp.69-75.
- [20] 米澤 克夫, 小林 英夫, 今村 龍三, 長 義守, 石川島播磨技法, Vol.38, No. 5, (1998), pp.277-285.
- [21] Fred C. Bahlmann and B. Martien Visser, ASME paper 94-GT-405.
- [22] L. Berkley Davis, ASME paper 96-GT-27.
- [23] George Rocha, Mohammad Saadatmand and Gary Bolander, ASME paper 95-GT-411.
- [24] Yamada, H., Shimodaira, K. and Hayashi, S., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.66-69.
- [25] Maughan, J. R., Elward, K. M., De Pietro, S. M. and Bautista, P. J., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.50-57.
- [26] Kinoshita, Y., Oda, T. and Kitajima, J., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.123, (2001), pp.787-795.
- [27] Koff, B. L., ASME paper 93-GT-422.
- [28] Hayashi, S., Yamada, H., Shimodaira, K. and Machida, T., *Proc. 27th Symp. (Int.) on Combust.*, (1998), pp.1833-1839.
- [29] 若林 努, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 101, (1998), pp.69-75.
- [30] Wakabayashi, T., Ito, S., Koga, S., Ippommatsu, M., Moriya, K., Shimodaira, K., Kurosawa, Y. and Suzuki, K., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.124, (2002), pp.771-775.
- [31] Etheridge, C. J., ASME paper 94-GT-255.
- [32] Döbbeling, K., Knöpfel, H. P., Polifke, W., Winkler, D., Steinbach, C. and Sattlemayer, T., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.118, (1996), pp.46-53.
- [33] Puri, R., Stansel, D. M., Smith, D. A. and Razdan, M. K., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.93-101.

- [34] McVey, J. B., Padget, F. C., Rosfjord, T. J., Hu, A. S., Peracchio, A. A., Schlein, B. and Tegel, D. R., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.115, (1993), pp.581-587.
- [35] Snyder, T. S., Rosfjord, T. J., McVey, J. B., Hu, A. S. and Schlein, B. C., ASME paper 94-GT-234.
- [36] 藤森 俊郎, 斎藤 司, 水谷 琢, 藤 秀実, 石川島播磨技法, Vol.40, No. 3, (2000), pp.83-87.
- [37] Cowell, L. H. and Smith, K. O., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.115, (1993), pp.554-562.
- [38] 大塚 正義, 井戸田 芳典, 大久保 陽一郎, 杉山 勝彦, 日本ガスタービン学会誌 Vol.26, No.103, (1998), pp.31-36.
- [39] Mansour, A., Benjamin, M., Straub, D. L. and Richards, G. A., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.123, (2001), pp.796-802.
- [40] Zelina, J. and Penko, P. F., ASME paper 2000-GT-100.
- [41] Döbbeling, K., Eroglu, A. Winkler, D., Sattelmayer, T. and Keppel, W., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.553-558.
- [42] Terasaki, T. and Hayashi, S., *Proc. 26th Symp. (Int.) on Combust.*, (1996), pp.2733-2739.
- [43] 寺崎 岳, 林 茂, 日本ガスタービン学会誌 Vol.26, No.101, (1998), pp.95-101.
- [44] Nicol, D. G., Steele, R. C., Marinov, N. M. and Malte, P. C., ASME paper 93-GT-342.
- [45] Steele, R. C., Tonouchi, J. H., Nicol, D. G., Horning, D. C., Malte, P. C. and Pratt, D. T., ASME paper 96-GT-128.
- [46] Bharagava, A., Colket, M., Sowa, W., Casleton, K. and Maloney, D., ASME paper 99-GT-8.
- [47] Bharagava, A., Kendrick, D. W., Colket, M. B., Sowa, W. A., Casleton, K. H. and Maloney, D. J., ASME paper 2000-GT-97.
- [48] Mallampalli, H. P., Fletcher, T. H. and Chen, J. Y., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.120, (1998), pp.703-712.

- [49] Xu, Z., Hayashi, S. and Takagi, T., *Proc. of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference*, AJTEC99-6333, (1999).
- [50] Fujii, T., Ozawa, Y., Kikumoto, S., Sato, M., Yuasa, Y and Inoue, H., *ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol.120, (1998), pp.509-513.
- [51] Ralph, A. Dalla, Betta, *Catalysis Today*, Vol.35, (1997), pp.129-135.
- [52] Carroni, R., Schmidt, V. and Griffin, T., *Catalysis Today*, Vol.75, (2002), pp.287-295.
- [53] 笠木 伸英, 資源環境対策, Vol.35, No.10, (1999), pp.976-983.
- [54] 吉田 祐作, 日本機械学会誌, Vol.105, No.1007, (2002), pp.51-55.
- [55] 石井 國義編著, マイクロガスタービンシステム, (2002).
- [56] Takehara, I., Inobe, I., Tatsumi, T., Ichikawa, Y. and Kobayashi, H., *ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol.120, (1998), pp.186-190.
- [57] Kumakura, H., Sasaki, M. and Suzuki, D., *ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol.115, (1993), pp.547-553.
- [58] Kumakura, H., Sasaki, M., Suzuki, D. and Ichikawa, H., *ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol.118, (1996), pp.167-172.
- [59] Waitz, Ian A., Gauba, Gautam and Tzeng, Yang-Sheng, *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol.120, (1998), pp.109-117.
- [60] 内田 達朗, 長尾 進一郎, 日本ガスタービン学会誌 Vol.30, No.4, (2002), pp.56-61.
- [61] Isomura, Kousuke, Murayama, Motohide, Yamaguchi, Hiroshi, Ijichi, Nobuaki, Asakura, Hiroshi, Saji, Nobuyoshi, Shiga, Osamu and Takahashi, Katsuyoshi *ASME paper GT-2002-30580*.
- [62] 吉識 晴夫, 松尾 栄人, 日本ガスタービン学会誌 Vol.30, No.4, (2002), pp.1-6.
- [63] 湯浅 三郎, 押味 加奈, 上原 麻美子, 日本ガスタービン学会誌 Vol.30, No.4, (2002), pp.19-24.

第 2 章

希薄予混合旋回火炎の構成

2.1 はじめに

ガスタービンシステムにおいて燃焼器は主要な要素の一つであり、その開発はガスタービンの高性能化達成に不可欠である。ガスタービン燃焼器において要求される項目には燃焼効率が高いことや燃焼振動等がなく燃焼安定性が良いこと、燃焼器出口ガス温度分布が良い、種々の燃料への対応が容易などがあるが、これら同様重要な項目として NO_x 等の環境汚染物質が少ないことがある。これらの環境汚染物質については法律により規制され、米国では 10ppm という非常に厳しい基準値が設定されている地域もあり、低エミッション燃焼器の開発は現在非常に重要な問題となっている。

低 NO_x 生成の手法のひとつとして希薄予混合燃焼がある。希薄予混合燃焼では、燃料濃度が均一なため局所的な高温域が形成されず、火炎全体の温度を低下するため thermal NO_x の発生の大幅な低減を実現するもので、天然ガス等燃料中に N 成分を含まないクリーンな燃料を用いる場合の低減法としてはその効果は非常に高く、さらに経済性、信頼性、耐久性の向上などにもメリットが多いため積極的に開発が進められている。

現在開発されている産業用ガスタービンに用いられる希薄予混合燃焼器の低 NO_x 燃焼器は主にマルチバーナタイプ燃焼器とシリーズ燃焼タイプ燃焼器の 2 種類に分けられる。マルチバーナタイプは燃焼器に予混合バーナを数本取り付け、作動本数を変化させることでエンジン負荷に対応させたものである。実際の燃焼器では安定範囲の確保のため中央に拡散火炎を形成するパイロットバーナを設けその周囲に予混合バーナを配置するデザインが多く、大型のガスタービンで主に適用されている^{[1]~[4]}。一方、シリーズ燃焼タイプは安定のためのパイロットバーナとメインの予混合バーナさらに、負荷運転範囲を広げるための追い焚きバーナを組み合わせたものでマルチバーナタイプと異なり構造が比較的単純なため、中小型のガスタービンで採用されている^{[5]~[6]}。しかし、マイクロガスタービンの燃焼器を考えた場合、大きさについての制約が問題となり、極力シンプルな形状であることが望ましくなる。

マイクロガスタービンとは現在開発や商用化が進みつつあり^{[7]~[9]}、全負荷時には9ppm(O_2 15%換算)以下の低 NO_x が実現されているが、部分負荷燃焼時の特性等開発の余地を残す点も見られる。しかし、マイクロガスタービン燃焼器についての詳細な報告の例はあまり見られない。今後の開発のためにはマイクロガスタービン燃焼器として適用できる低 NO_x 火炎構成についての方針を示す基礎の確立が重要と考えられる。

本章では、マイクロガスタービン燃焼器を目指した低 NO_x ・高安定燃焼器を設計・製作し、その火炎形状の観察や安定範囲の調査、排出ガス中の NO_x 、CO成分の測定を行い、これらの結果を通して、最適な火炎構成を達成するための指針について考察を行う。

2.2 燃焼器のコンセプト

マイクロガスタービン燃焼器を開発する際に必要とされる条件として、火炎安定および完全燃焼が確保されることや低 NO_x 生成であることなどが挙げられる。本研究ではこれらの条件を満たす方法として、循環領域を伴う旋回火炎構造を形成することにより火炎安定および完全燃焼を確保し、また、希薄予混合燃焼により低 NO_x 生成を達成することを考える。図 2.1 には研究開始当初の燃焼器の概念図を示す。この燃焼器のポイントは燃焼器入口にスワローを設け空気流に旋回をかけることで燃焼器中心部に循環領域を形成し、火炎安定および完全燃焼を達成することと、燃焼器入口部において燃料を半径方向に噴射し、燃焼する前に燃料と空気を高速混合させることで希薄予混合気を形成し、後流部において希薄予混合燃焼させることで NO_x の低減を目指すことである。

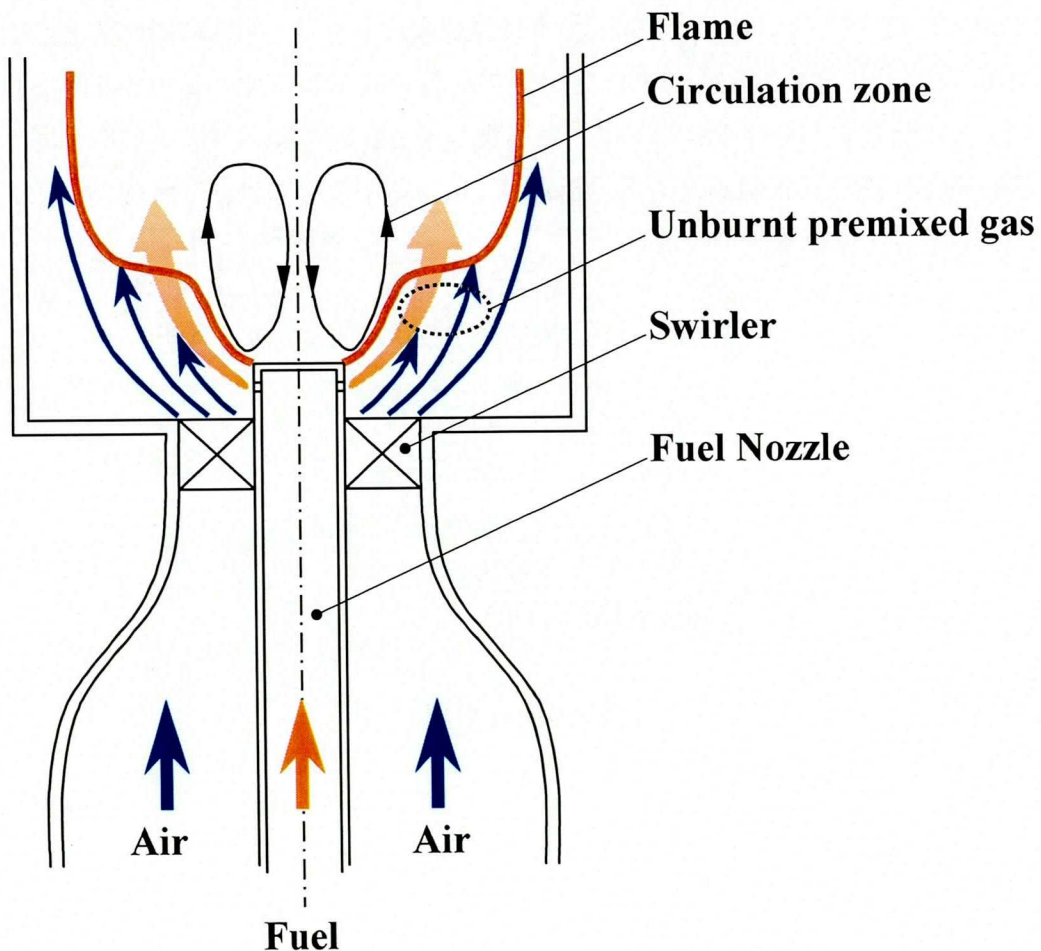


図 2.1: 当初の火炎構造のコンセプト

2.3 実験装置および方法

マイクロガスタービン燃焼器において火炎を形成し、NO、NO_x、CO、O₂を測定するための実験装置の構成を図 2.2 に示す。

実験装置は燃焼器、燃料および空気の流れ回路および排出ガス成分測定のためのサンプリング回路とガス分析器で構成されている。燃料は基本的には都市ガス 13A(CH₄ 88% C₂H₆ 6% C₃H₈ 3% C₄H₁₀ 3%)を用いるが、供給される都市ガスでは圧力が低く燃焼器によっては十分な流量が得られない場合もあるため CH₄ を用いる場合もある。都市ガスと CH₄ により NO_x 排出量への影響については完全予混合燃焼器において確認している (2.4.5 節参照)。空気はターボブロワ TB-2((株) 第 2 三黄機械製作所) を用いて供給する。排出ガス成分の測定はガスサンプリングプローブをガラス管出口に配置してガスを吸引し、ガス分析器により分析する。サンプリングプローブについては、ガス吸引部の口径は 1.2mm で、材質は中心部の細い管にはステンレス、外側の太い管には銅を用い、三重管構造にすることで先端まで冷却する。プローブから吸引されたサンプルガスはドレンセパレータ DS-200((株) 堀場製作所) および電子クーラ PS-200((株) 堀場製作所) を通過し、水蒸気を取り除かれたあと、ガス分析器に送り込まれる。ガス分析器は PG-235((株) 堀場製作所) を用いる。各成分の測定原理は表 2.1 に示す通りである。

表 2.1: 各化学種成分の測定原理

成分	測定原理
NO,NO _x	化学発光法
CO	非分散赤外線分析法
O ₂	ジルコニア法

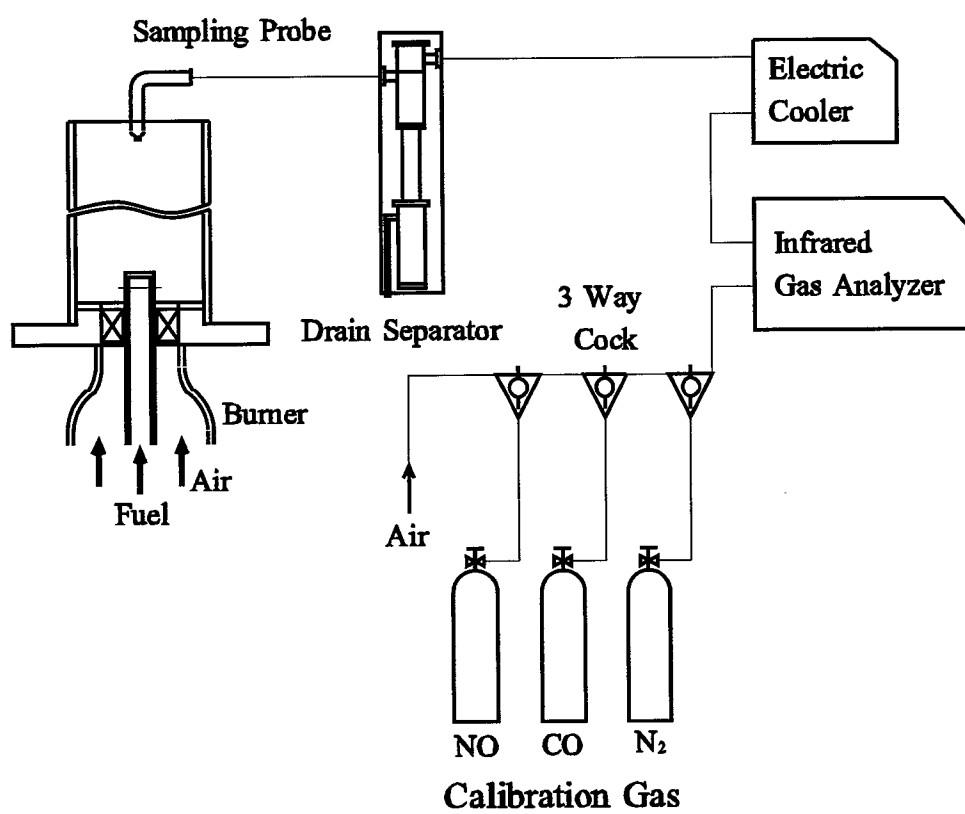


図 2.2: 実験装置

2.4 各種燃焼器における火炎特性の評価

2.4.1 Case1 の燃焼器

Case1 の燃焼器の概略図を図 2.3 に示す。この燃焼器は当初のコンセプトを基に設計した。燃料は中心の内径 9.4mm, 外径 13.8mm のノズル内を流れ, スワーラ出口より 5mm の位置にある 12 個の直径 1mm の噴射孔より半径方向に噴射する。空気は燃料ノズルの外側を流れ, 燃焼器入口部のスワーラにより旋回流を形成する。スワーラの長さは 15mm で旋回羽根は 12 枚, 羽根は入口側では空気の流入方向を向いており, 徐々に角度をつけて出口部では 45 度の傾きを持たせている。燃焼室壁面には外径 69.5mm, 内径 61.5mm の石英ガラスを用い, 燃焼器の火炎の形状が観察できるようにしている。また, ガラス管の長さは排出ガスの成分を十分下流側で測定できるように 500mm とする。

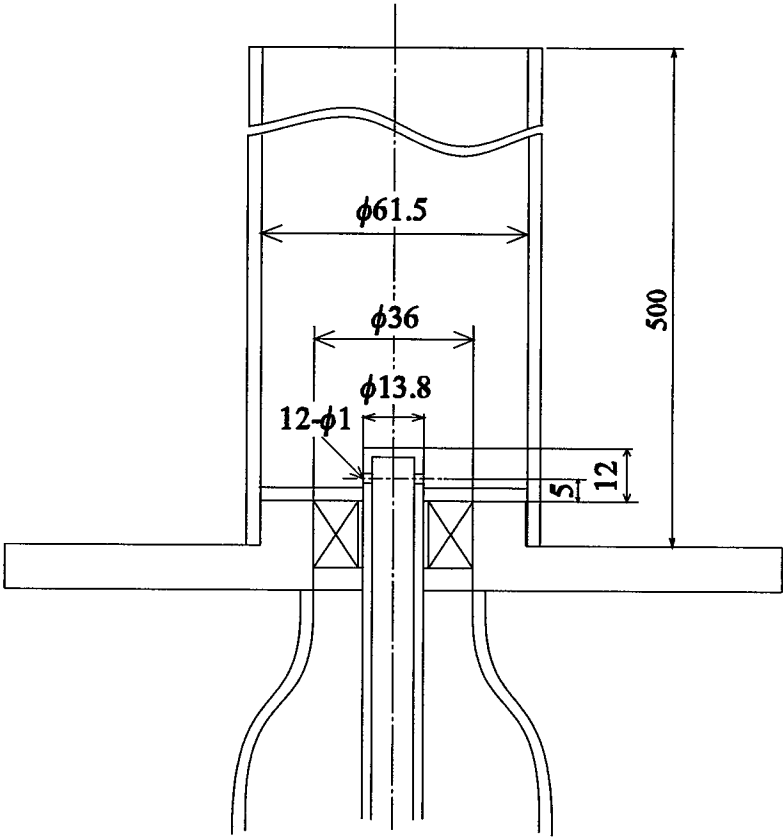


図 2.3: Case1 燃焼器の概略図

火炎の形状

燃料および空気流量を変化させたときの火炎形状を観察した。図 2.4 に燃料流量 Q_f を $10[\text{Nl/min}]$ に保ち、空気比を変化させたときの火炎の直接写真を示す。燃焼器中心部に縞状の火炎が形成される、縞の数は燃料噴射孔と同じ 12 でそれぞれ燃料噴射孔付近から下流方向に伸びている様子が伺える。このことから、中心火炎では燃料噴射直後の混合が十分達成されていない状態で燃焼しているといえる。また、空気比 $\lambda=1.5$ のときには燃焼器入口周辺部に火炎が形成されているが、この周辺火炎は λ が高くなるにつれて徐々に薄くなり、 λ が 1.9 を超えるあたりで形成されなくなっている。このことから、燃焼器入口周辺部には燃料と空気の混合気が存在し、低空気比のときは流速が小さくなるために火炎が形成されるが、空気流量の増加とともに周辺部の燃料が希薄になり、さらに全体の流速が増加することで徐々に火炎の形成が難しい条件になってゆき、最終的には空気比 1.9 付近で周辺部の火炎が吹き飛ぶと考えられる。中心火炎については全体の空気比の影響をあまり受けておらず火炎は全体の空気比が 10 を超えるような条件においても形成された。図 2.5 に $Q_f=20[\text{Nl/min}]$ で空気比を変化させたときの火炎形状を示す。傾向は $Q_f=10[\text{Nl/min}]$ の場合と同様火炎は縞状に形成され、 λ が低いときは燃焼器入口周辺部に火炎が形成される。ただし、流量が多くなっているため流速が増加し、中心火炎が $Q_f=10[\text{Nl/min}]$ で λ が同じときの火炎より長く、周辺火炎が空気比が低い条件で吹き飛んでいる。また、中心火炎の燃料噴射孔付近では $Q_f=10[\text{Nl/min}]$ の場合と比べ火炎が薄くなっており、これも流量の増加により入口部付近の流速が大きくなったためと考えられる。



$\lambda=1.5$



$\lambda=1.6$



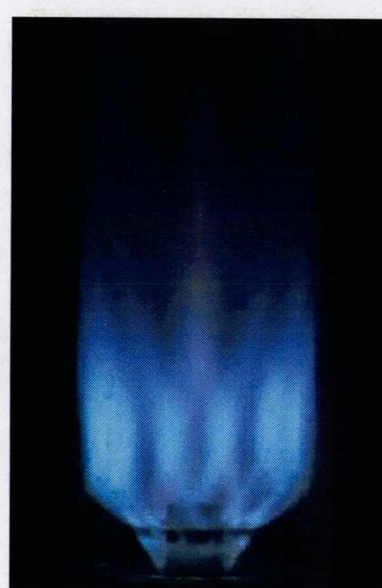
$\lambda=1.7$



$\lambda=1.8$

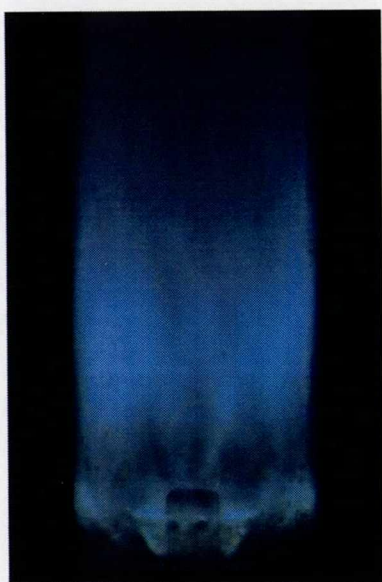


$\lambda=1.9$



$\lambda=2.0$

図 2.4: 火炎の直接写真 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$)



$\lambda=1.5$



$\lambda=1.6$



$\lambda=1.7$



$\lambda=1.8$



$\lambda=1.9$



$\lambda=2.0$

図 2.5: 火炎の直接写真 ($Q_f=20[\text{Nl/min}]$)

NO_x,CO 排出特性

図 2.7,2.8,2.9 に燃料流量をそれぞれ 5, 10, 15, 20[Nl/min] に保ち、空気比 λ を変化させたときの NO, NO_x, CO の排出濃度を示す。ただし、排出濃度を測定する際には、図 2.6 に示す管をガラス管出口に設置し、互い違いに穴をあけた 2 枚の板を通過することで混合を促進し、均質化させている。実際の燃焼では空気比条件が変化するため実測した NO_x 濃度だけでは比較できない。そこで、排ガス中の O₂ 濃度も測定し、基準とする O₂ 濃度での NO_x 濃度に換算して評価する。この換算式は測定酸素濃度および NO_x 濃度をそれぞれ $x\%$, $(NO_x)_x \text{ ppm}$ とし、換算酸素濃度および NO_x 濃度を $y\%$, $(NO_x)_y$ とすると

$$(NO_x)_y = (NO_x)_x \times \frac{21 - y}{21 - x} \quad (2.1)$$

で表される。O₂=15% 換算 ($y=15$) 等が用いられることもあるが、ここでは O₂=0% 換算 ($y=0$) の値を示す。NO, NO_x の排出濃度は燃料流量 $Q_f=5[\text{Nl/min}]$ で最も高く、 Q_f の増加とともに低くなる。同じ燃料流量においては、空気比の増加とともに低くなる傾向が見られる。また、 $Q_f=15[\text{Nl/min}]$ の NO_x 排出濃度を見ると低空気比のときは空気比の増加とともに急激に低くなっていくが 20ppm 程度まで下がるとそれ以上空気比が大きくなっても NO_x 排出濃度はあまり変化しなくなる。また、 $Q_f=20[\text{Nl/min}]$ のときは空気比に関係なく NO_x 排出濃度はあまり変化しない。これらの排出傾向は火炎形状の変化に関連していると考えられる。空気比が低い条件下では周辺火炎が形成されているが、このような火炎形状の場合には NO_x 排出量は大きくなっている。そして、空気の増加と共に周辺火炎が徐々に薄くなっていくが、この間の NO_x 生成量を見ると、急激に減少している。さらに空気比が増加すると周辺火炎は吹き飛ばされ、これ以上空気比を増加させても NO_x 生成量にはほとんど変化は見られなくなる。燃焼器入口周辺部において混合状況は悪く、ここで火炎が形成されると NO_x 生成量が増加するといえる。よって、本燃焼器において NO_x 生成を抑えるためには周辺火炎を形成しないことが重要となる。しかし、周辺火炎を形成しない場合の火炎における NO_x 濃度も希薄予混合燃焼による NO_x 生成量 (第 5 章参照) から考えるとまだ十分低い値とはいえない。これは、中心火炎も縞状に形成されており十分混合が進んでいる状態になっていないためである。NO については、 $\lambda=1.8$ 以下では全 NO_x 濃度に占める割合が高くなるが、空気比 1.9 を超えると急激に減少している。ただし、NO 濃度についてはサンプリングプローブ内で NO から NO₂ へ変化することが考えられるので詳細な検討はしない。

CO については、空気比 λ が 1.8 より小さいときは燃料流量に関係なく低い値となり、完全燃焼が達成されているといえる。しかし、 λ が 1.8 より大きくなると急激に増加する。この CO の生成は不完全燃焼によるものである。CO が増加し始める空気比は燃料流量が大きくなるにつれて少しずつ低くなっていく傾向が見られる。

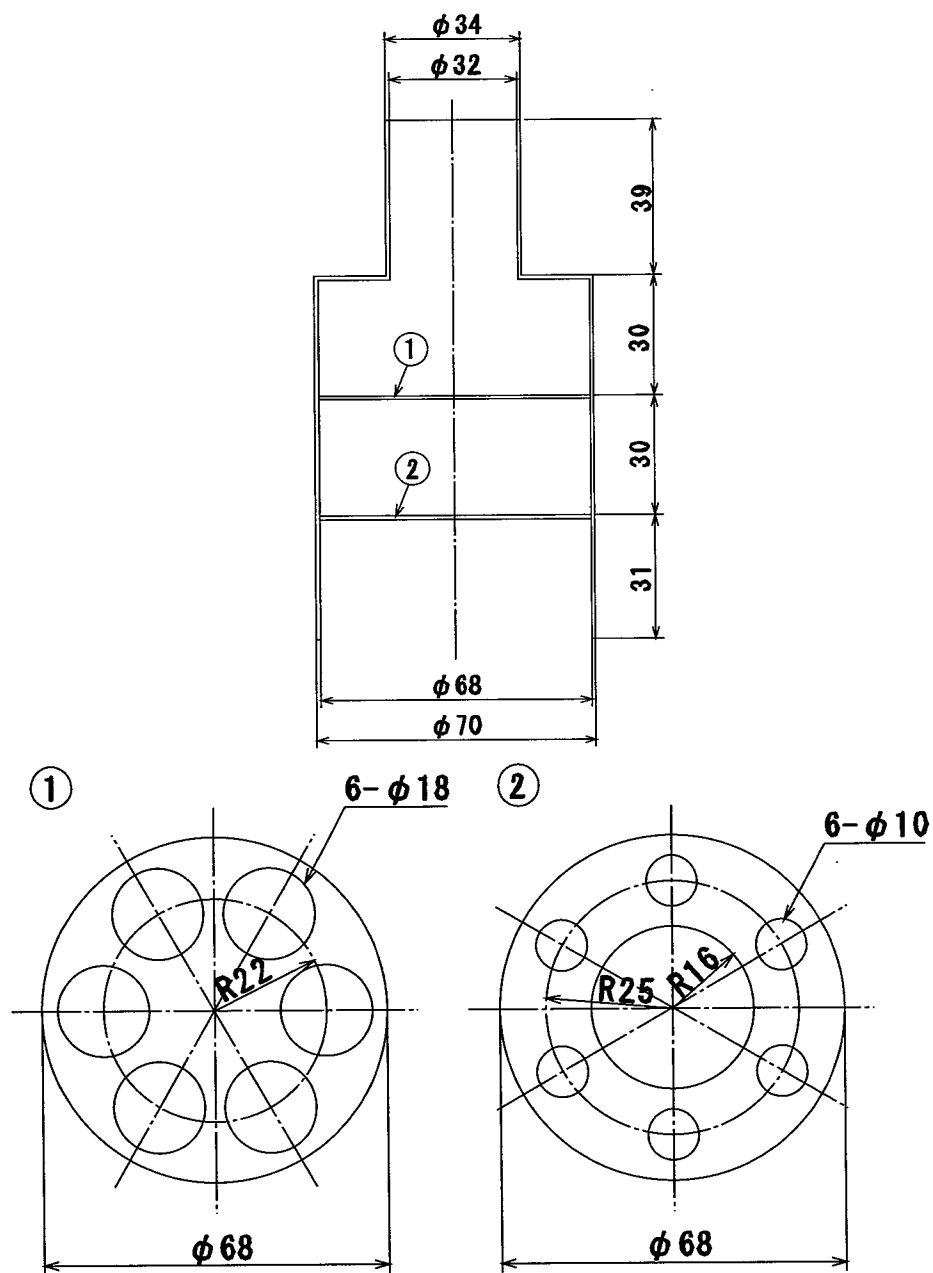


图 2.6: 混合管概略图

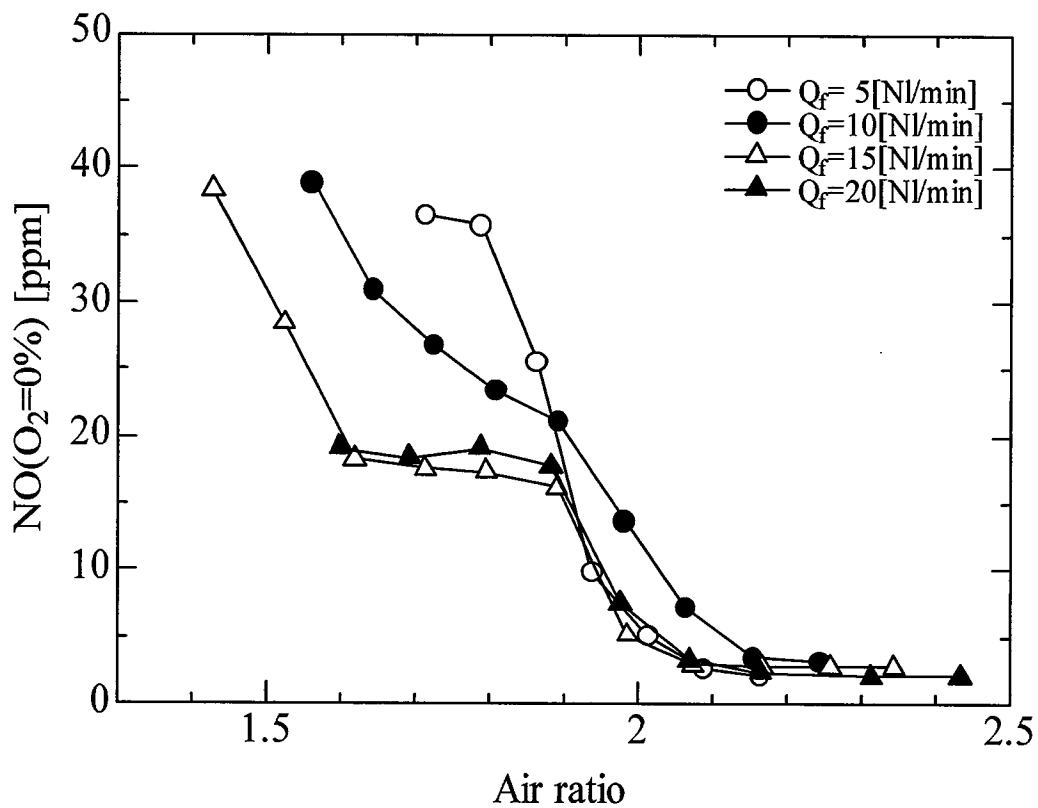


図 2.7: Case1 における NO 排出濃度

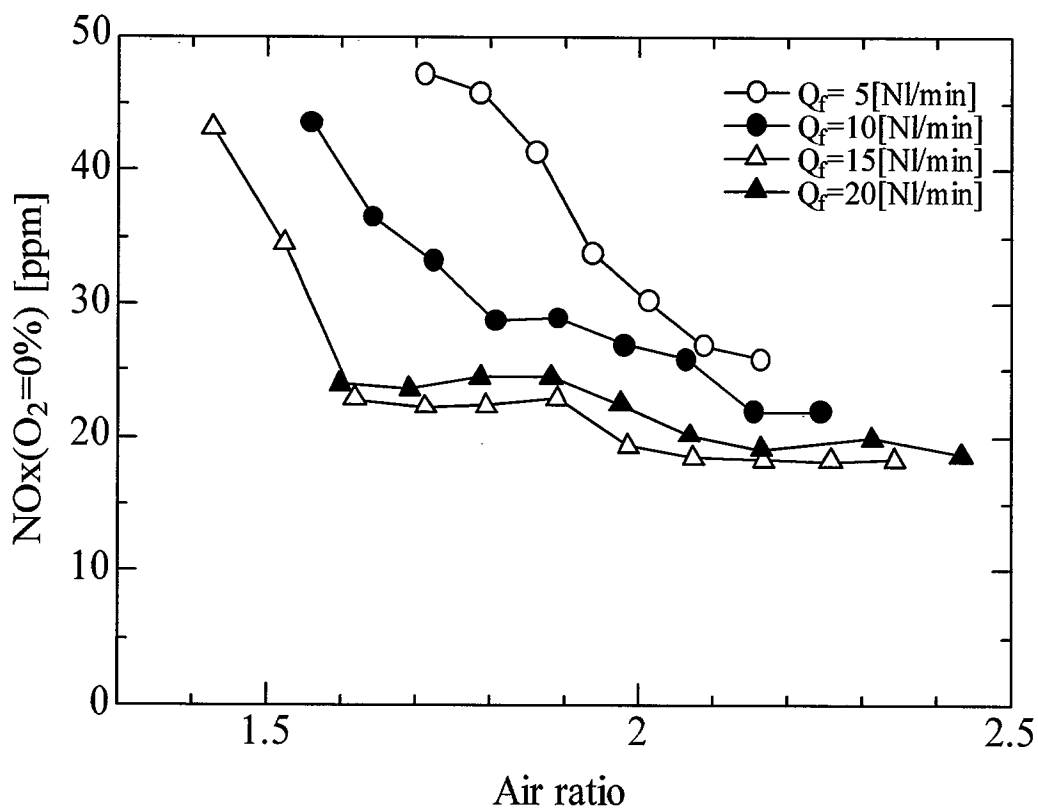


図 2.8: Case1 における NOx 排出濃度

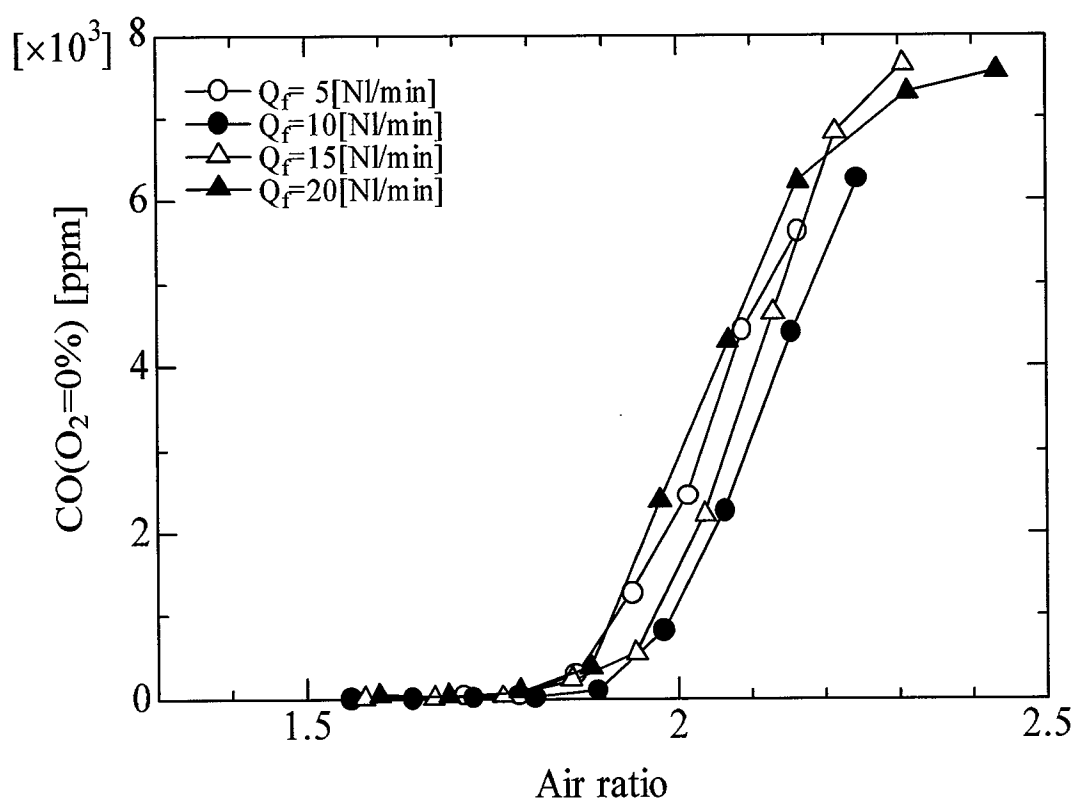


図 2.9: Case1 における CO 排出濃度

2.4.2 Case2 の燃焼器

Case1 の燃焼器で NO_x 排出濃度を 20ppm(O₂0%換算) より低くすることができなかった理由は、火炎が燃料噴射孔付近から形成されているため予混合区間が確保できず、低 NO_x 生成を達成できるだけの希薄予混合燃焼が実現できていないためである。よって次に、予混合区間の確保が可能な燃焼器 Case2 を考えた。図 2.10 に Case2 の燃焼器の概略を示す。混合状況を改善するために以下の点を改良した。

- 燃料を噴射する段階で空気流全体に分配することを考え、図 2.11 に示すように半径方向に外径 4mm の細い管を突き出し、突き出した管の先端、中央部および根元に噴射孔を設けて空気流全体に噴射するようにしている。噴射孔の径を 0.6mm、数を 36 としているが、これは Case1 の燃料ノズルの噴射孔 ($\phi 1 \times 12$) と総断面積が同じになるように決めている。
- 十分な予混合区間を設けるため燃料を噴射する位置をスワラ手前にし、さらにスワラ下流部 45mm の間、流路を妨げないようにすることで循環領域の形成を抑制し、火炎の形成を防止した。スワラ上流で燃料を噴射することでスワラ内において混合の促進が期待され、また、スワラ下流部の 45mm 区間は予混合区間となり、ここでさらに混合が進行し、火炎が形成されるときにはかなり均質に予混合が達成できていると考えられる。

上記以外の部分の変更はなく、スワラ、石英ガラス管も Case1 と同じものを用いた。

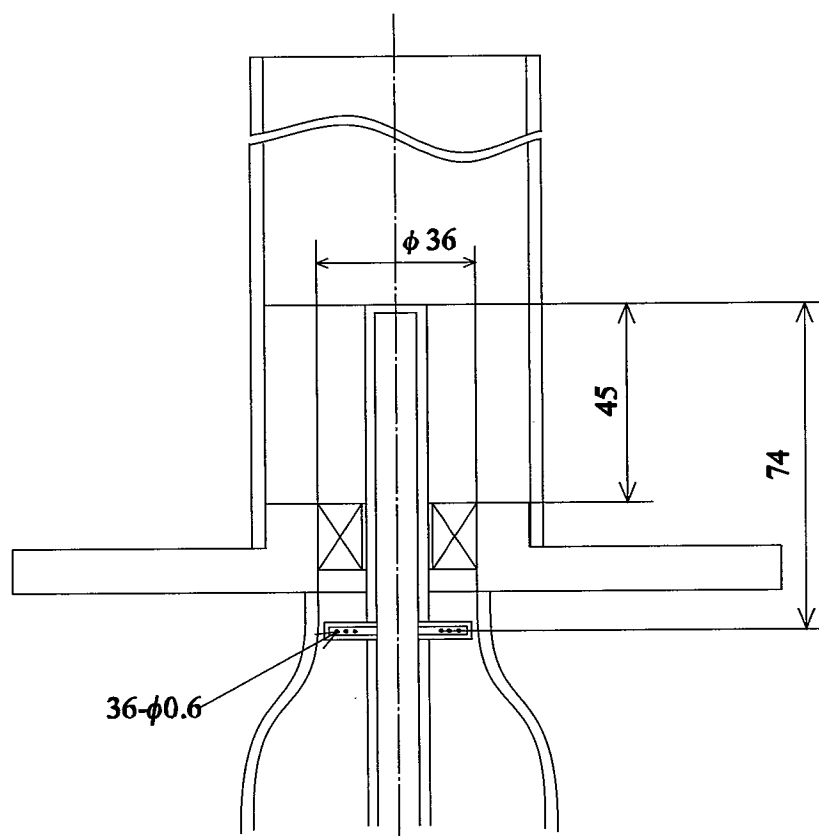


図 2.10: Case2 燃焼器の概略図

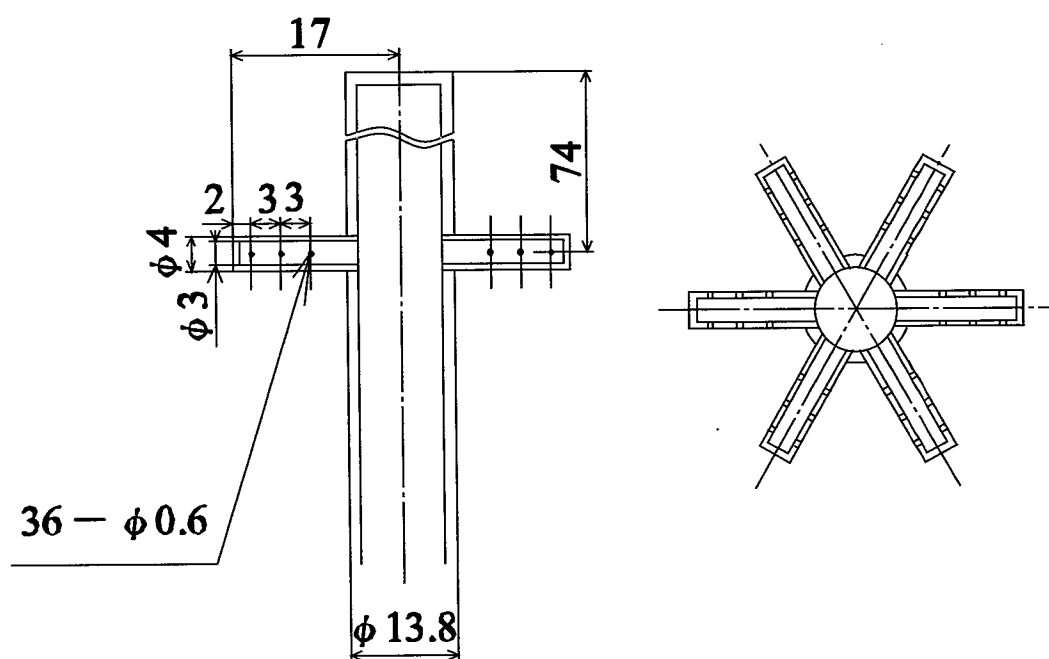
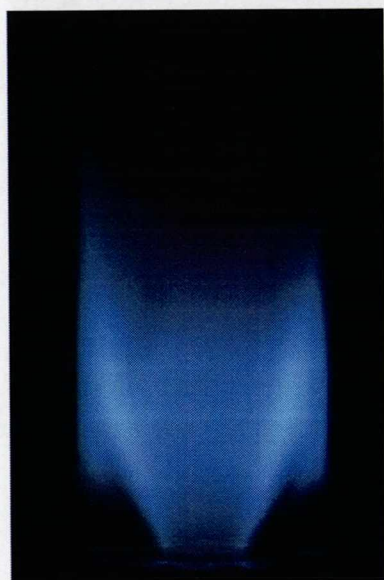


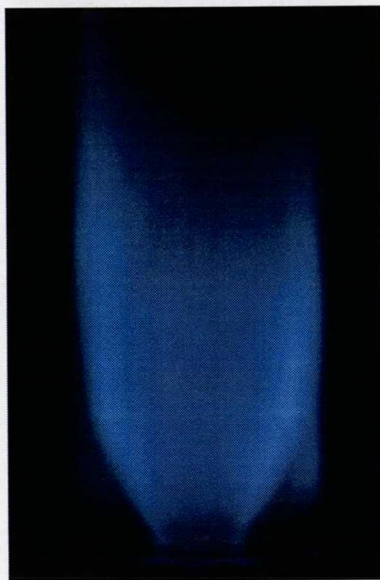
図 2.11: Case2 の燃料ノズル

火炎形状

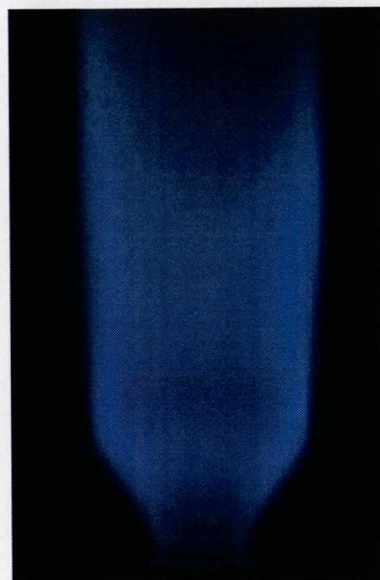
図 2.12 に燃料流量 10[Nl/min] に保ち、空気比を変化させたときの火炎の直接写真を示す。火炎は中心ノズル先端付近から形成され、Case1 の場合は火炎が縞状になっていたのに対し、Case2 では発光のむらがない様な火炎が形成されており、混合が改善されている様子が伺える。 $\lambda=1.5$ において火炎は短くて発光が強く、Case1 の低空気比の場合と同様中心火炎のほか燃焼器入口部に周辺火炎が形成されている。空気比が高くなるにつれて火炎が徐々に長く伸び発光も弱くなる。周辺火炎も $\lambda=1.6$ では薄くなり、 $\lambda=1.7$ では吹き飛んでしまう。このような変化がおこる原因は Case1 の周辺火炎の変化と同様に、空気流量の増加による流速の増加と、空気比の増加による燃焼条件の悪化にあると考えられる。中心火炎については、Case1 では空気比の変化による火炎の長さの変化はほとんど見られなかったが、Case2 では空気比 0.1 の違いで火炎の長さが大きく変化している。これは Case1 の中心火炎は混合が不十分な状態で形成されていたため、全体の空気比が変化しても燃焼部の条件が大きく変化しないのに対し Case2 では火炎が形成される中心ノズル先端付近では予混合が進んでいるため空気比の増加により燃焼ガス温度が低下し反応速度が遅くなり火炎が伸びると考えられる。空気比が高くなる $\lambda=1.8$ 程度にまでなると下流側で火炎が細くなっていく傾向が見られる。これは空気比の増加により燃焼ガスの温度が低くなっているため、燃焼室壁面との接触により反応が凍結しやすくなっているためであると思われる。さらに空気比を増加させると 1.9 を超えたぐらいで火炎は非常に細く浮き上がった状態になり、2.0 程度になると中心火炎は吹き飛んでしまう。これは予混合気化が進んでいるため予混合燃焼での可燃限界に到達したためである。図 2.13 には燃料流量 20[Nl/min] のときの火炎の直接写真を示す。Case1 同様火炎の長さは $Q_f=10$ [Nl/min] のときの同じ空気比での火炎に比べ長くなる傾向が見られ、周辺火炎も $\lambda=1.5$ においてすでに吹き飛んでいる。原因についても Case1 と同じく全体の流量の増加によるものであると考えられる。



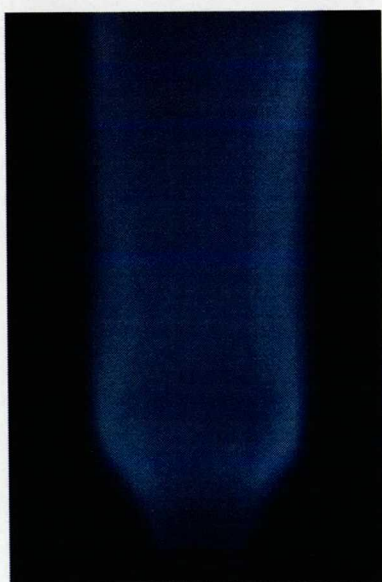
$\lambda=1.5$



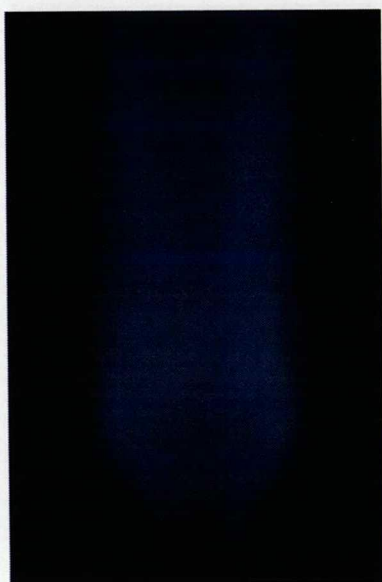
$\lambda=1.6$



$\lambda=1.7$

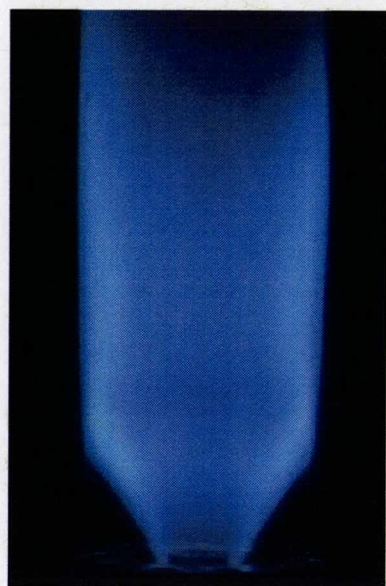


$\lambda=1.8$

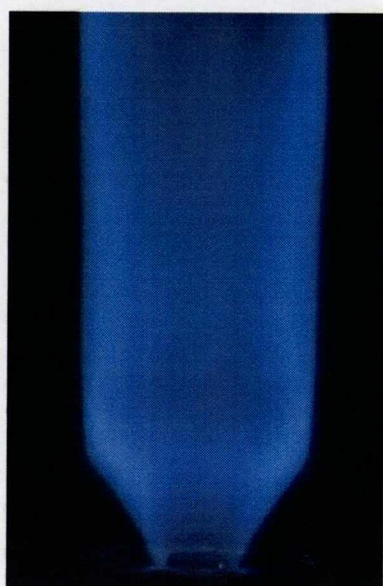


$\lambda=1.9$

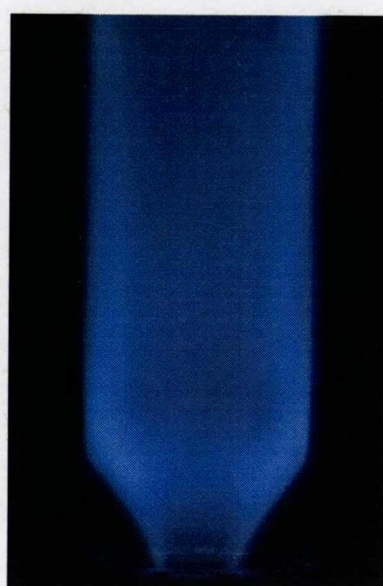
図 2.12: 火炎の直接写真 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$)



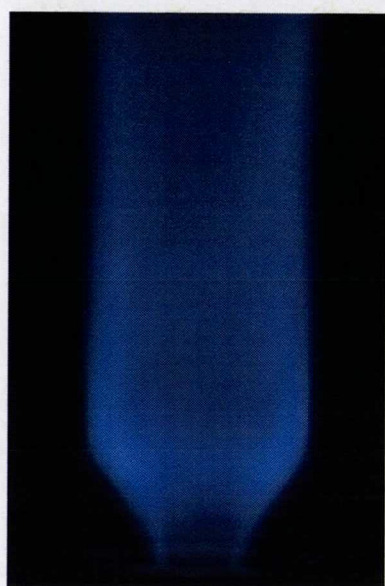
$\lambda=1.5$



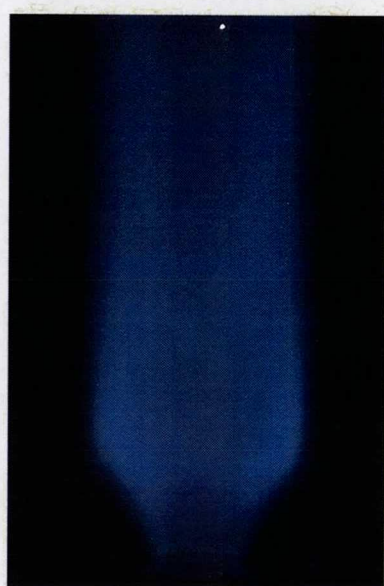
$\lambda=1.6$



$\lambda=1.7$



$\lambda=1.8$



$\lambda=1.9$

図 2.13: 火炎の直接写真 ($Q_f=20[\text{Nl/min}]$)

NO_x, CO 排出濃度

図 2.14, 2.15, 2.16 に燃料流量 Q_f が 10, 15, 20[Nl/min] で空気比を変化させたときの NO, NO_x, CO 排出濃度を示す。測定は燃焼器中心から半径方向に 0mm, 10mm, 20mm の場所で行った。NO_x 排出傾向としてはそれぞれの燃料流量に対し、空気比の増加とともに単調に減少している。また、排出濃度については Case1 の場合 20ppm(O₂0%換算) が下限値であったのに対し、この燃焼器では実験範囲内でもっとも高い排出濃度を示した条件においても 11ppm(O₂0%換算) となっており、空気比が高くなると 2~3ppm(O₂0%換算) まで低くなっている。これは Case1 の中心火炎は混合状態が良くなかったのに対し、Case2 では予混合区間を設けたため中心火炎付近では希薄予混合燃焼が形成されているためであるといえる。 Q_f の違いで比較すると、 $Q_f=10$ [Nl/min] の場合、他の条件の場合より排出濃度がやや低めで半径方向の NO_x 排出濃度の差も小さくなっている。これは $Q_f=15$ および 20[Nl/min] では全体の流量が増加したため流速も大きくなり、予混合区間を通過する時間が短くなり、混合状態が悪くなったためであると考えられる。このような Q_f の違いによる排出傾向の違いは少し見られるが、全体の傾向としては類似しており、本燃焼器において NO_x 排出に大きな影響を与える条件は空気比であるといえる。NO の全 NO_x 濃度に占める割合は非常に低く、比較的割合の高い低空気比においても全 NO_x 濃度の 50% 以下にしかならず、高空気比においてはその濃度はほぼ 0 となっている。

CO 排出濃度はほとんどの条件で十分低くおおよそ完全燃焼は達成されるが、 $\lambda=1.8$ 以上になると周囲側で CO 排出量が大きくなる。

本燃焼器では 3ppm(O₂0%) 程度の低 NO_x が達成され、同時に完全燃焼も実現できることから燃焼器のデザインとしては良好なものであるといえる。燃焼条件としては、NO_x 排出量を低くするには空気比を高くすればよいが可燃限界近くまで高くすると完全燃焼が達成できなくなるので実際には $\lambda=1.6$ か 1.7 程度が妥当な条件だと思われる。また、燃料をスワラ手前で混合することによる逆火の危険性や低 NO_x 生成が期待できる高空気比の条件での火炎の長さ等についての配慮が必要となる。火炎構造については第 3 章で詳しい調査を行う。

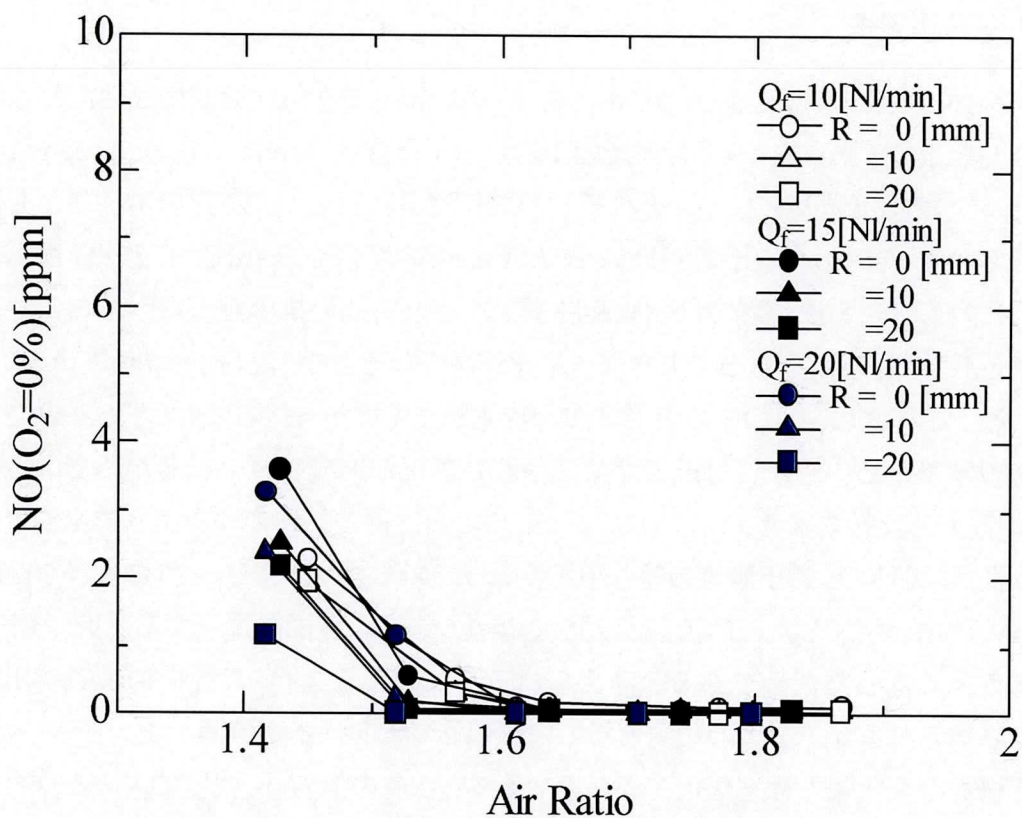


図 2.14: Case2 における NO 排出濃度

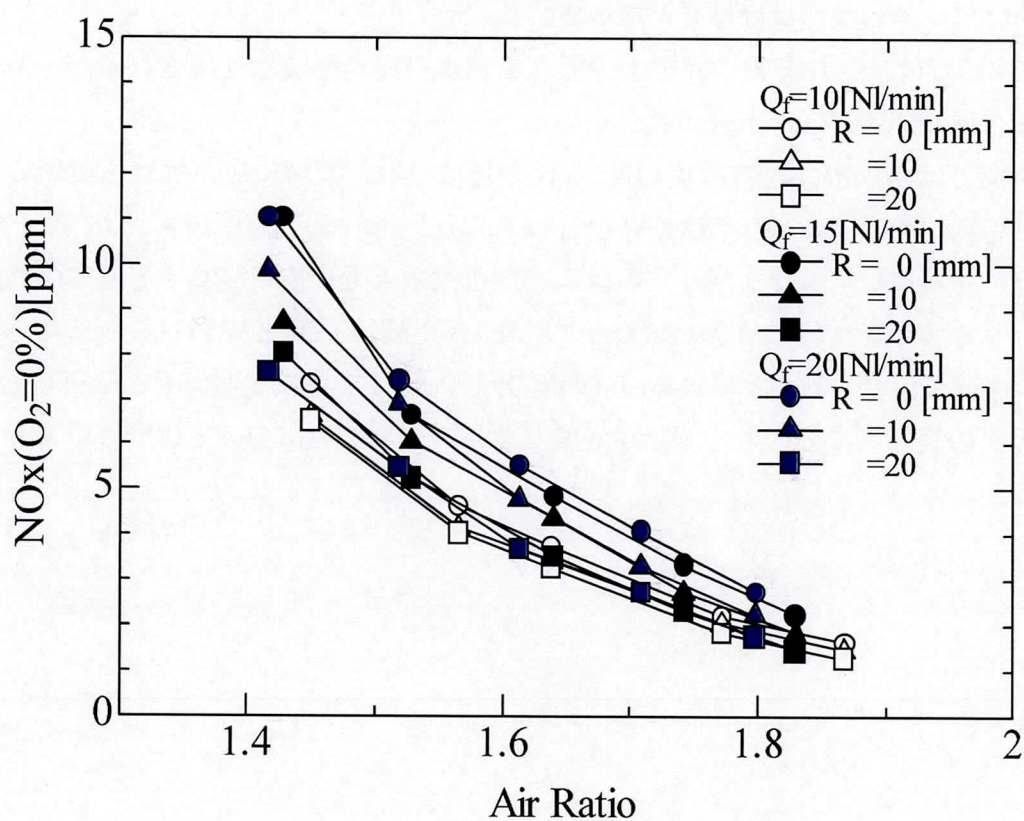


図 2.15: Case2 における NOx 排出濃度

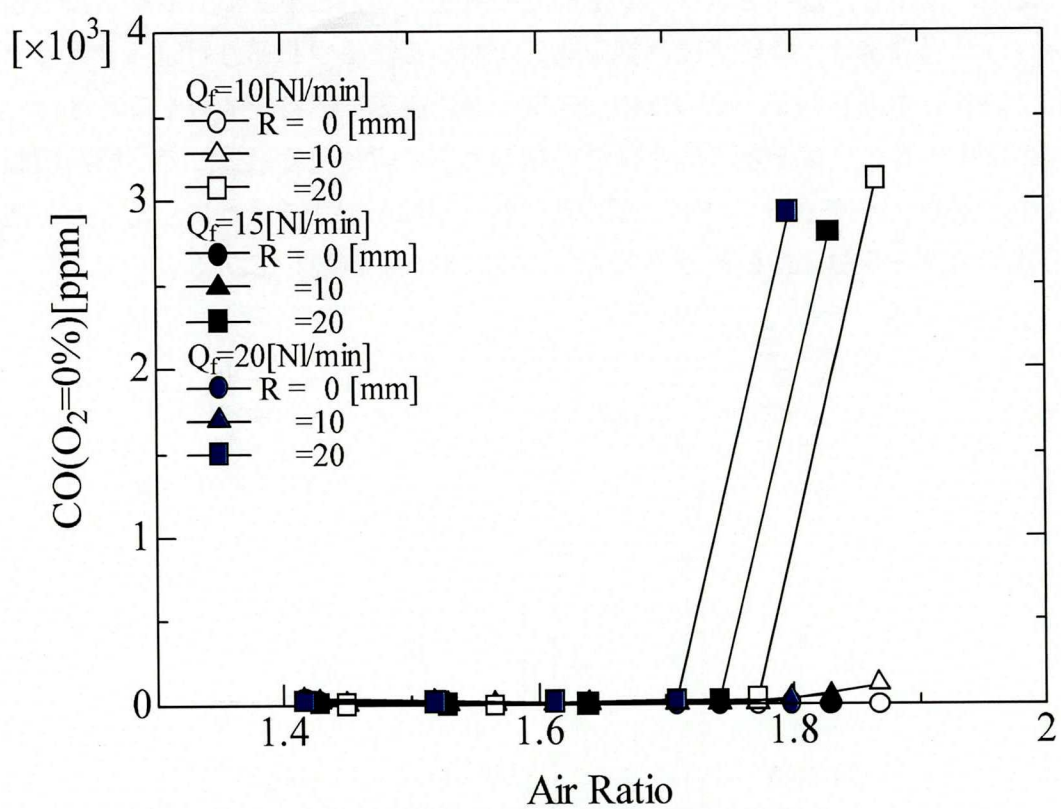


図 2.16: Case2 における CO 排出濃度

2.4.3 Case3 の燃焼器

Case2 の燃焼器では燃料を分配して空気流全体に噴射し、さらに予混合区間を設けることによって予混合が促進され、低 NO_x 生成が可能となることが明らかとなった。ただし、Case2 の燃焼器では燃料をスワラ手前で混ぜるため逆火によるスワラの損傷の可能性が考えられることは前節で述べた。そこで、図 2.17 に示すように燃料ノズルの噴射孔をスワラ下流側に配置した燃焼器についてその特性を調べる。スワラの下流 7mm の位置に半径方向に突き出した分配管を配置する。管の径、噴射孔の径、位置については Case2 と同じである。ただし、燃料をスワラ手前で噴射する場合と下流で噴射する場合を考えると、スワラ通過後は、空気流には旋回成分が加わるため中心部と周辺部で大きな流量差が生じていると考えられる。そのため、スワラ通過後に燃料を噴射するときは、流路内に均一に噴射すると空気流との混合は悪くなるように思われる。そこで、燃料噴射孔については中心側の 12 個の孔をふさぎ、燃料を外側より噴射するようにした。その他の燃焼器の形状、スワラおよび石英ガラスについては Case2 と同じである。

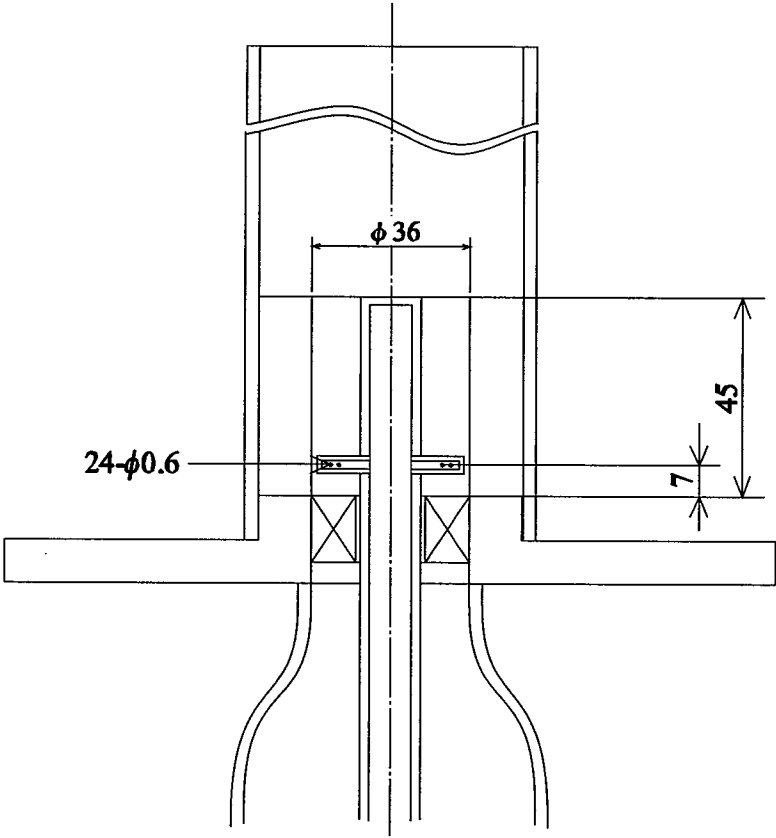
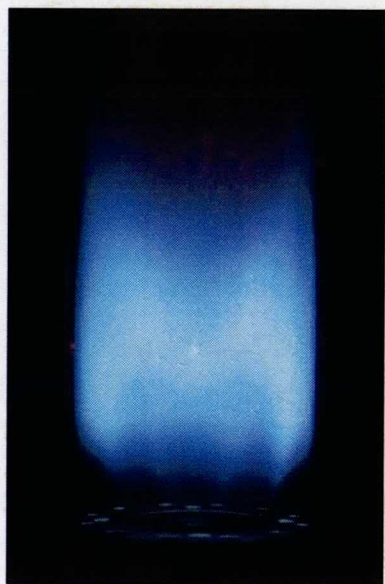


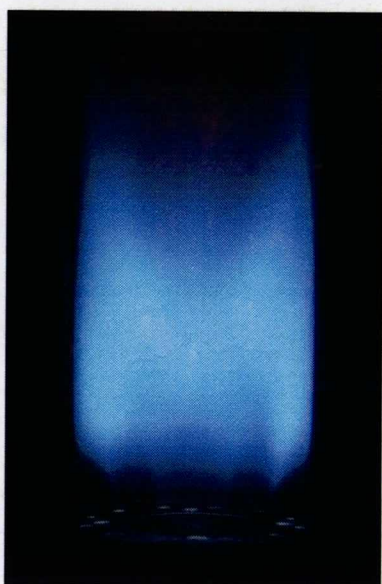
図 2.17: Case3 燃焼器の概略図

火炎形状

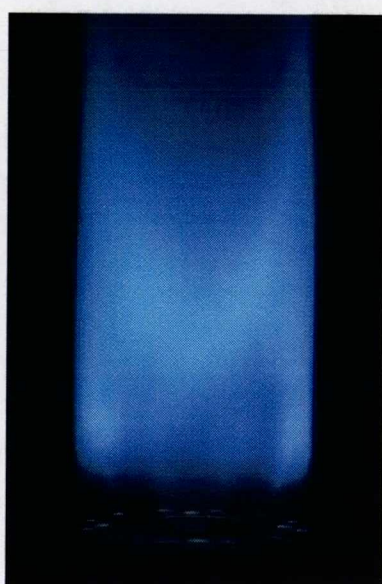
図 2.18 に燃料流量を 10[Nl/min] に保ち、空気比を変化させたときの火炎の直接写真を示す。火炎発光の濃淡が少なく、混合状況は比較的良好であるといえる。Case1 や Case2 の場合と異なり、低空気比のときに中心ノズル先端付近には非常に薄い火炎が形成されているが、これは燃料を噴射する際中心付近には噴射しなかったため中心ノズル先端付近において燃料希薄な状態になっていると考えられる。燃焼器入口周辺部では十分な燃料が供給されており、入口部での急激な拡がりにより形成された循環領域が保炎の役割を果たすことで火炎が形成されたと考えられる。火炎は $\lambda=1.5$ が 1.6 に増えたときは少し伸びる程度であったが、1.7 になると急激に長くなり、1.8 では周辺火炎が吹き飛び、上流部が薄くなっているが火炎形状は Case2 の場合に形成されたものと非常によく似たものとなる。さらに空気比が大きくなり $\lambda=1.9$ になると火炎は急激に細く変化し、 λ が 2.0 を超えるあたりで火炎は吹き飛んでしまう。



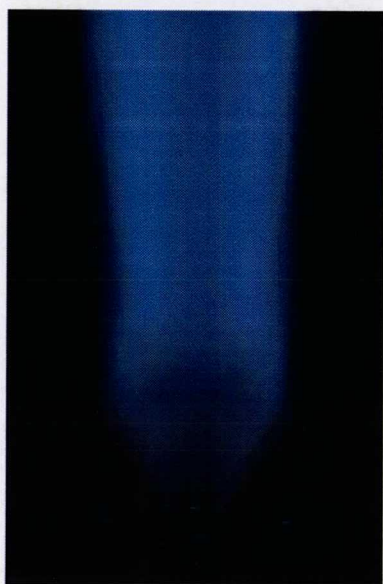
$\lambda=1.5$



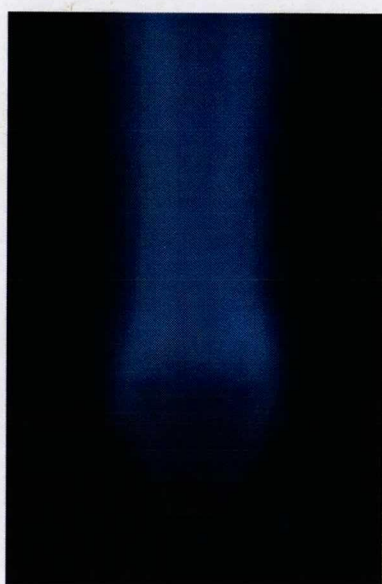
$\lambda=1.6$



$\lambda=1.7$



$\lambda=1.8$



$\lambda=1.9$



$\lambda=2.0$

図 2.18: 火炎の直接写真 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$)

NO_x, CO 排出濃度

本燃焼器ではスワローを通過したことにより空気流に偏りが生じることを考慮して燃料を噴射することを考えた。この考え方が妥当であるか検証するため、Case2の燃料噴射孔をすべて用いた場合について排出ガス成分の測定を行った。その結果を図 2.19, 2.20, 2.21 に示す。低空気比のとき NO, NO_x 共に濃度が非常に高くなる。また、中心部分での NO_x 排出量が周辺部分に比べ非常に大きな値となっている。これは中心付近では燃料濃度が非常に高くなっていることを示しているといえる。CO については $\lambda=1.8$ 以下では非常に低い値となっており、この条件下では完全燃焼は達成されていると思われる。以上の結果から、燃料をスワロー下流で噴射する場合、燃料を流路全体に均等に噴射すると中心付近と外側付近での混合度合いに大きな差が生じ、十分な予混合気化が達成される前に燃焼し NO_x 排出量の増加を引き起こしてしまうと考えられる。

前述の通り本燃焼器において燃料を中心付近にまで噴射すると混合状態が悪くなるという考えは妥当だと考えられる。そこで中心側の 12 個の噴射孔を閉じた場合の排出ガス測定を行った。図 2.22, 2.23, 2.24 に燃料流量を 10, 15, 20[Nl/min] に保ち、空気比を変化させたときの NO, NO_x, CO の排出濃度を示す。NO_x 排出濃度については、Case2 では Q_f が大きい場合に高くなる傾向が見られたが、本燃焼器においては、 Q_f が小さい場合にわずかなはあるが排出濃度が高くなっている。 $Q_f=10$ [Nl/min] の場合、低空気比のときは全体的に Case2 の場合より濃度が高く混合状態が Case2 より良くないといえる。また、中心付近と比べ $r=10$ mm や 20mm 付近で濃度が高くなっている。これは火炎形状からも考えられるように中心付近に燃料が十分行き届いていないためといえる。 $\lambda=1.5$ ではまだ少し分布があるがさらに空気比が増加すると中心付近と外側で排出濃度はほぼ同じ値となる。この結果から Case2 には劣るが比較的良好な混合状態が達成されているといえる。排出傾向は Case2 の場合と同様に空気比の増加とともに減少しており燃料流量による排出量の違いはあまり見られなかった。

CO の排出濃度を見ると、中心から 0mm, 10mm の場所では実験条件内で常に十分低い値となっていたが、20mm の場所では高空気比の条件で排出量が増加し、特に $Q_f=15$ [Nl/min], $\lambda=1.85$ の場合 6000ppm(O₂0% 換算) と非常に高濃度となっている。

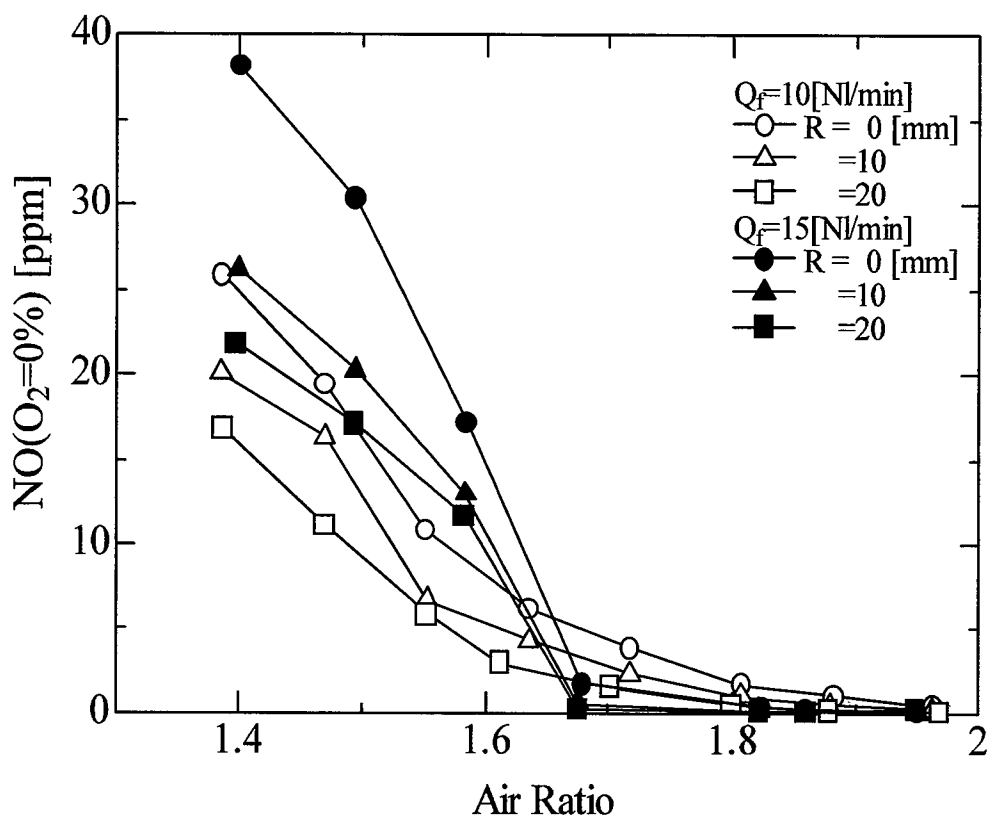


図 2.19: Case3 における NO 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じない場合)

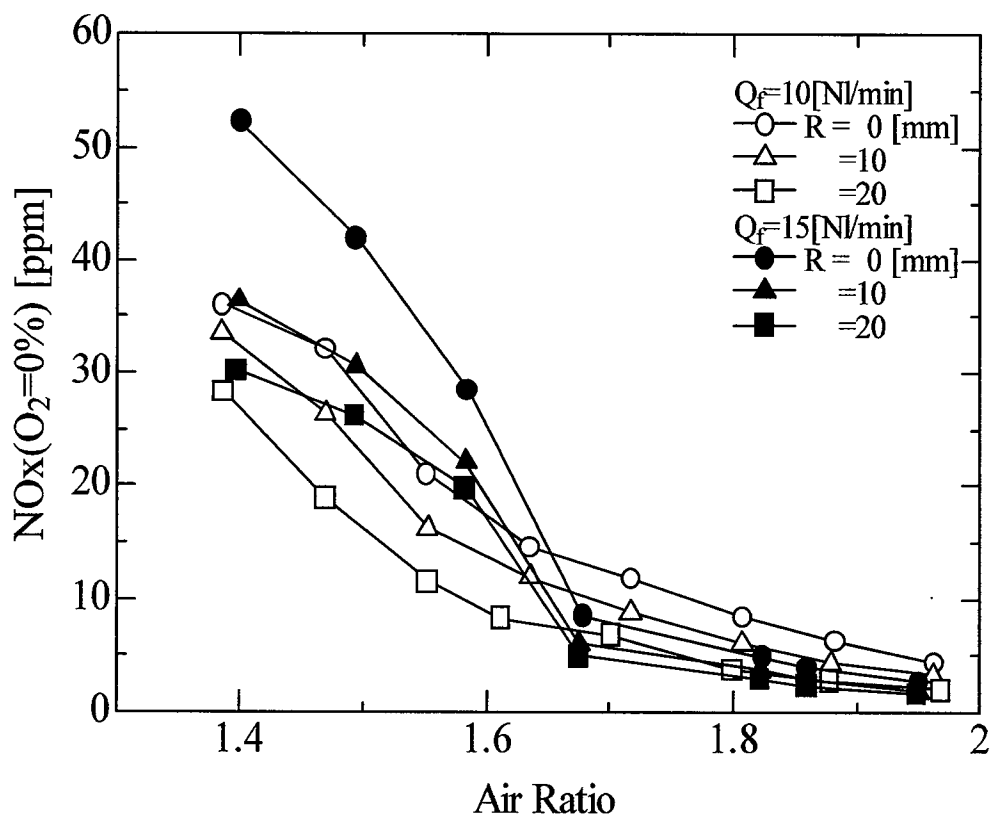


図 2.20: Case3 における NO_x 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じない場合)

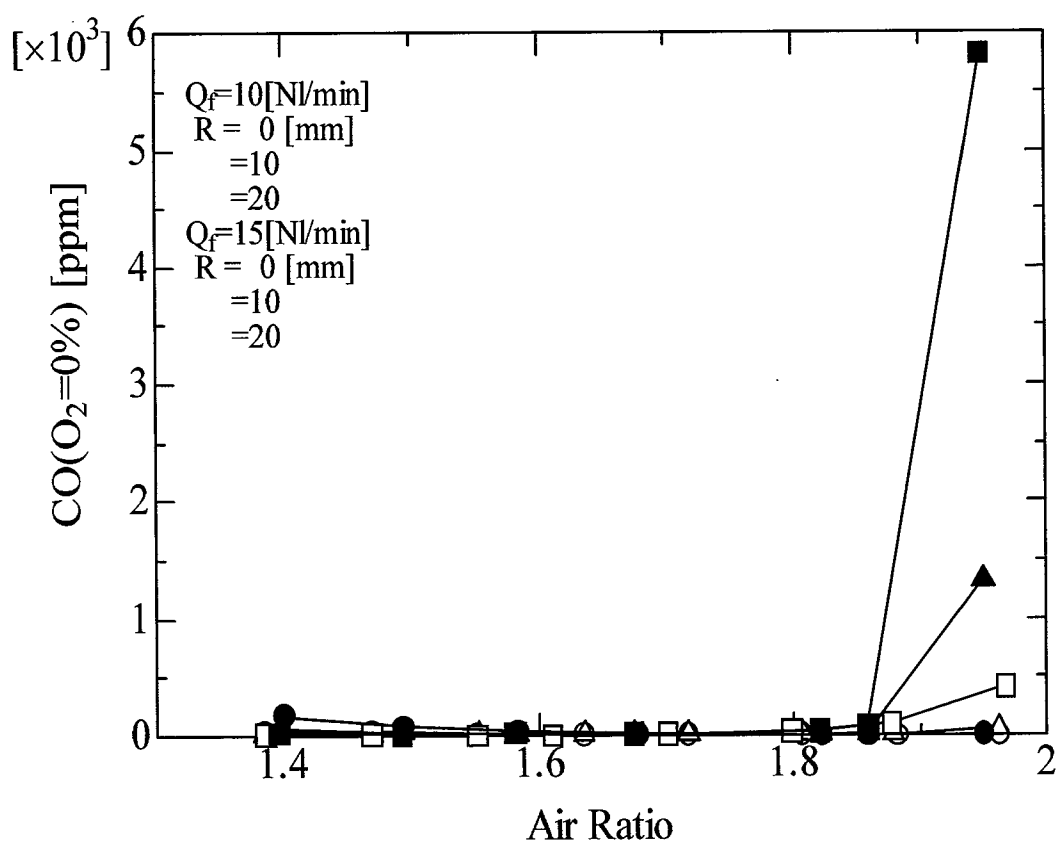


図 2.21: Case3 における CO 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じない場合)

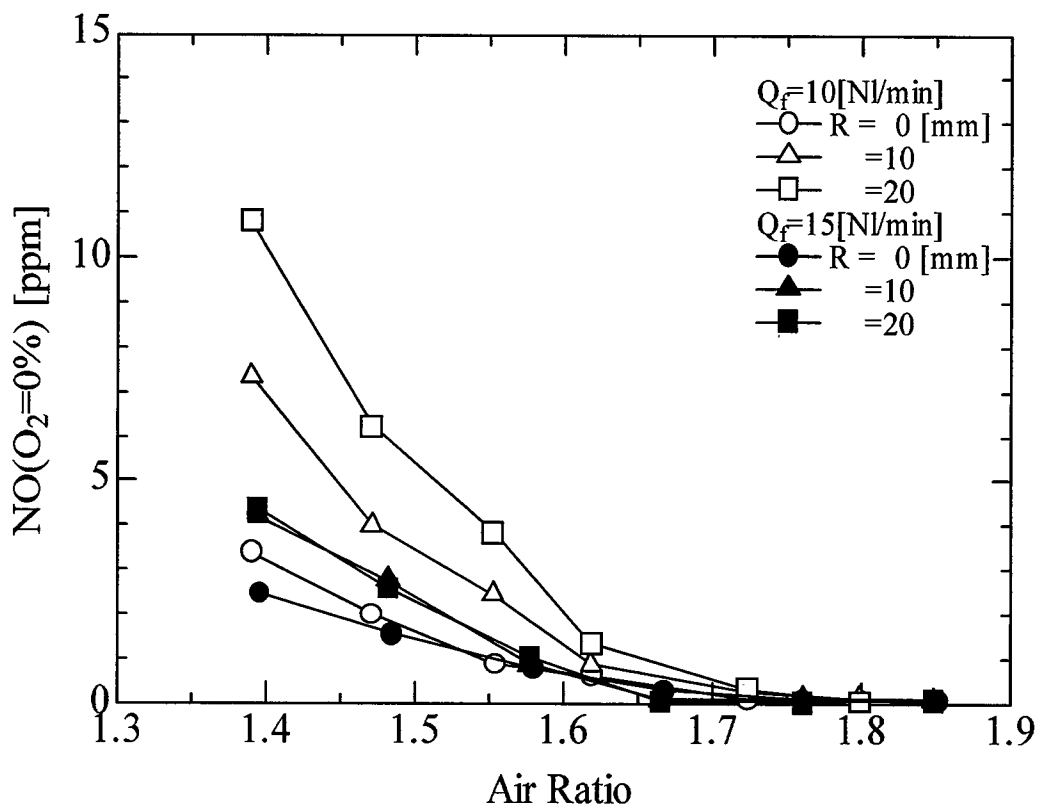


図 2.22: Case3 における NO 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じた場合)

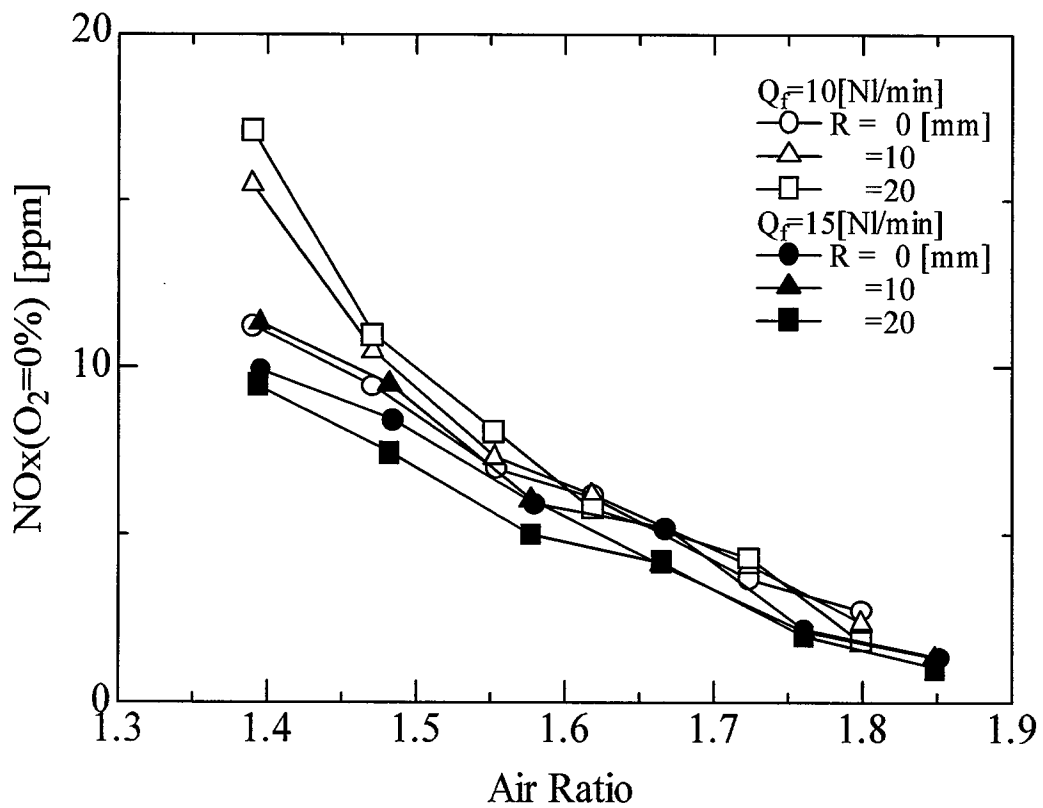


図 2.23: Case3 における NO_x 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じた場合)

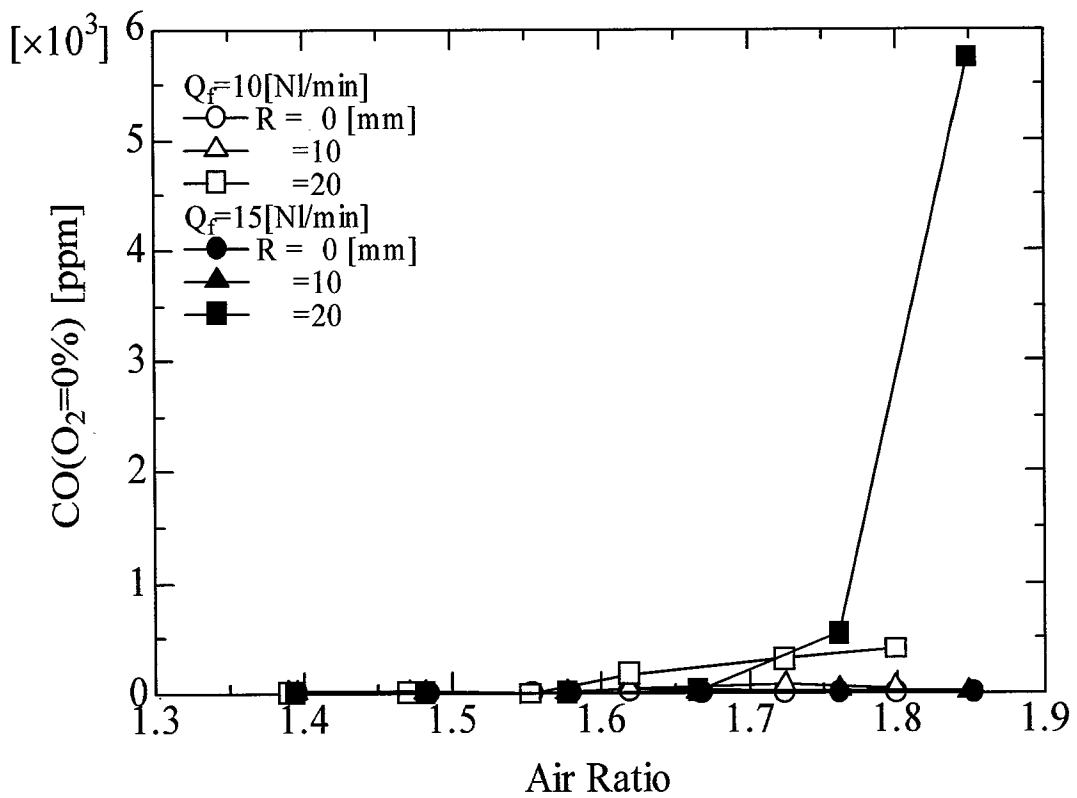


図 2.24: Case3 における CO 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じた場合)

2.4.4 Case4の燃焼器

図 2.25 に Case4 の燃焼器の概略を示す。Case2, 3 の燃焼器では燃料ノズルに半径方向に突き出した分配管を設け、空気流全体に噴射することによる混合の促進を目指した。この方法では高速混合が比較的容易に実現可能となるが流れの中に管を突き出していることにより空気流の乱れや圧力損失が生じる等の不具合が考えられる。ここで再び燃料を空気流の側面から噴射する交差流において混合の促進を図る方法を考える。ただし燃料の噴射は空気流が外側に偏ることを考慮して空気流の外側からとする。燃料に空気を一部予混合させることで貫通力を増加させると混合が促進されることが数値シミュレーションにより予測された(第4章参照)ため、燃料に空気の一部を予混合させる。具体的には燃焼器より十分上流において燃料に燃焼用空気の一部を予混合させ、この混合気を燃焼器入口周辺部に設けた12本の内径6mmの管により燃焼器に送り、図 2.26 に示す多孔ノズルにより燃焼器内に噴射する。このとき燃料ノズルの孔については空気を予混合する分だけ流量が増加するため、断面積を多くするように孔径を3mm、孔数を24個とする。また、燃料を噴射する方向は中心軸に向かって噴射するとスワール内を通る空気の流量の減少により旋回流が弱くなり火炎安定性が悪くなることが考えられ、逆に周方向に噴射すると燃料が外側にだけ噴射されてしまうため、燃料ノズルは中心方向に対し30度の角度をつける。また、この燃焼器は中心ノズルの先端付近を18mmまで広げているがこれは、先端を広げない状態で火炎を形成すると予混合区間のかなり上流側まで火炎が形成されたためその対策として考えたものである。

本燃焼器では燃料流量 Q_f 、燃焼器に送り込む2系統の空気量の総和(全空気流量)と、燃料に予混合させる空気流量がパラメータとなる。そこで、全空気流量から求まる空気比を全空気比 λ_t 、予混合させる空気流量から求まる空気比を予混合空気比 λ_p と呼ぶことにする。ただし、ここでは λ_p の変化による混合状況および NO_x 、CO 生成への影響を調べるため、 Q_f および λ_t については $Q_f=10[\text{Nl/min}]$ 、 $\lambda_t=1.63$ に固定し、 λ_p のみを変化させ、火炎形状の観察および排出ガスの測定を行った。

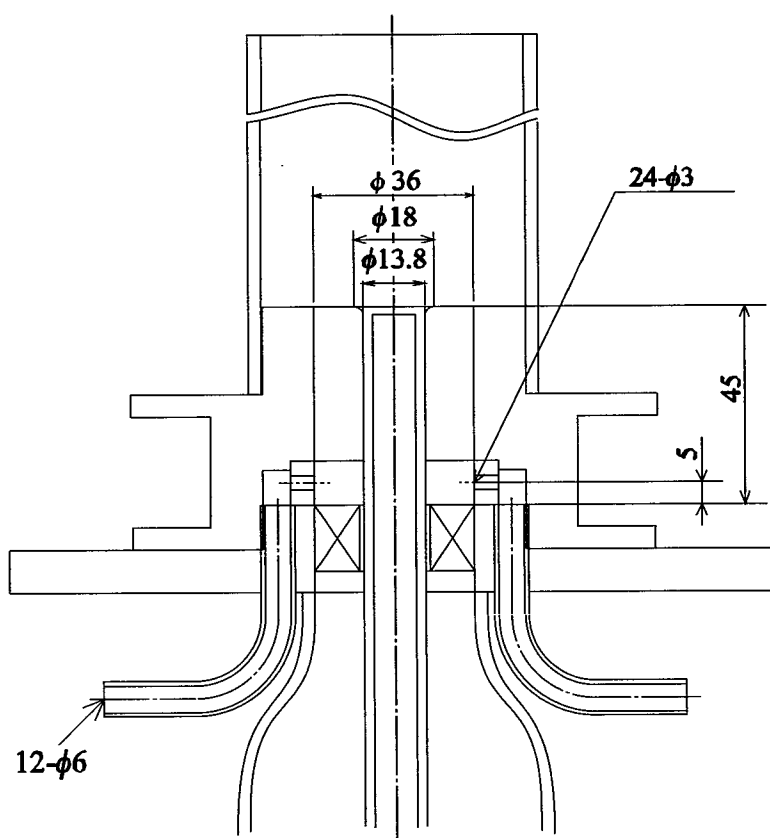


図 2.25: Case4 燃焼器の概略図

**cross section of
the outer nozzle**

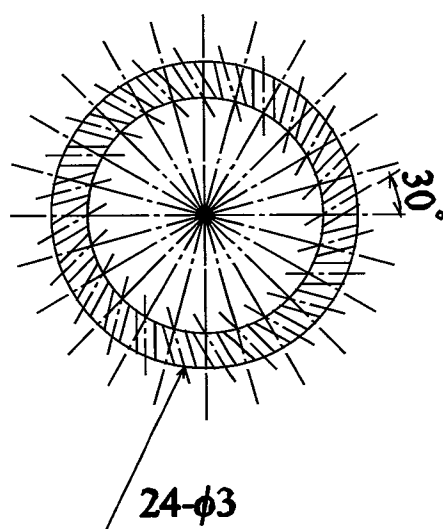
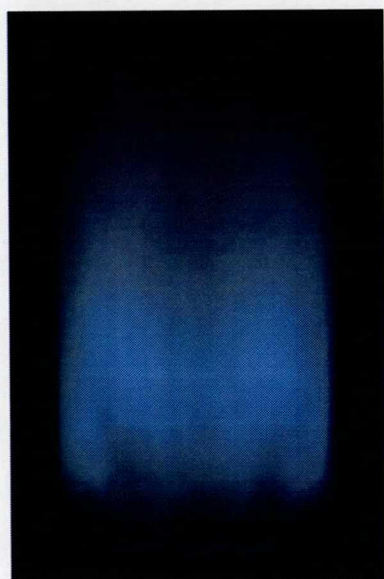


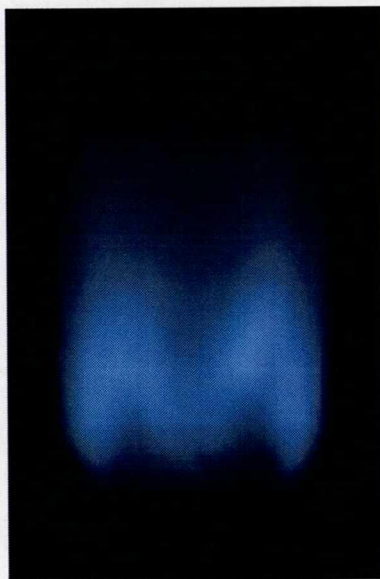
図 2.26: Case4 燃焼器の燃料ノズル

火炎形状

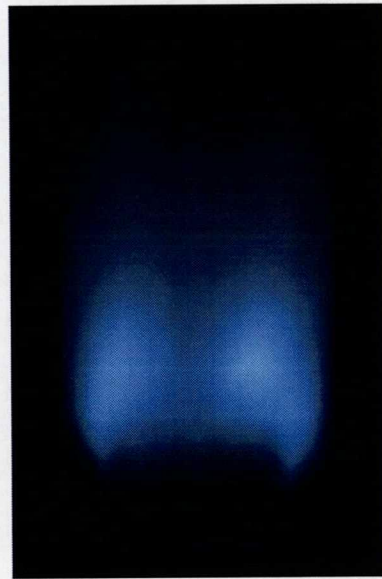
図 2.27 に予混合空気比 λ_p を 0.2 から 1.2 まで 0.2 刻みで変化させたときの火炎の直接写真を示す。燃料に空気を予混合しなかった場合火炎は形成されなかった。これは燃料流のみでは貫通力が非常に弱いため壁面付近に沿って流れ、基部となる火炎が形成されないことが原因となると考えられる。若干の空気を予混合させることで火炎が形成されたことから、空気の予混合により燃料流の運動量が増加し、より中心側まで燃料を送り込むことが可能になる事がわかる。しかし、 λ_p が低いときは燃料の貫通力がまだ弱いため中心ノズル先端付近では燃料希薄となり火炎は浮き上がった状態となる。中心付近まで十分な燃料を送り込むためには λ_p を 0.9 近くまで増やす必要があることがわかる。ただし、 λ_p が 1.0 を越えると、火炎が予混合区間中から形成されるようになってしまう。中心ノズル先端を広げ、逆流域が予混合区間内部まで及ぶことを防止することを目指したが期待通りの効果は得られなかった。



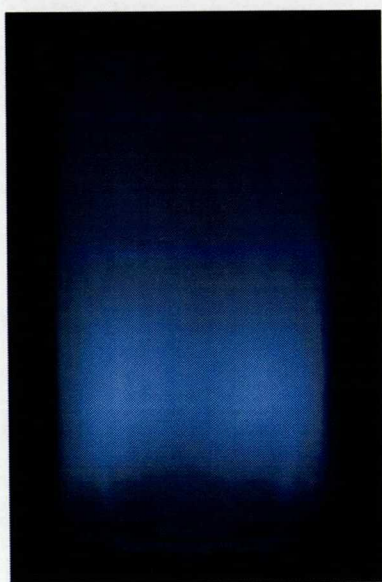
$\lambda_p=0.2$



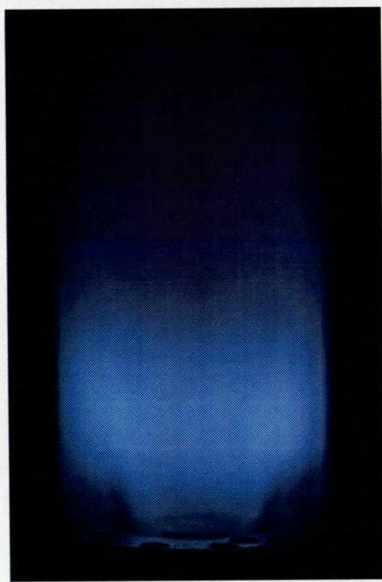
$\lambda_p=0.4$



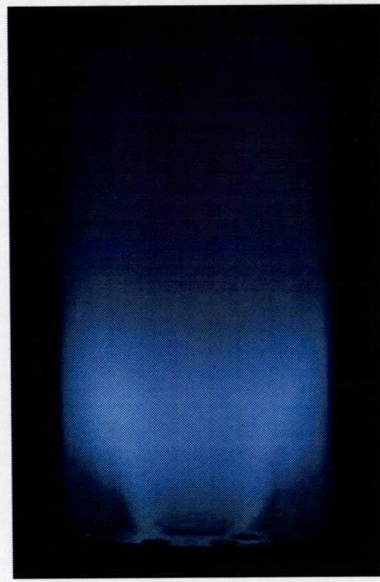
$\lambda_p=0.6$



$\lambda_p=0.8$



$\lambda_p=1.0$



$\lambda_p=1.2$

図 2.27: 火炎の直接写真 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda_t=1.63$)

NO_x, CO 排出濃度

図 2.28, 2.29, 2.30 に $Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda_t=1.63$ で予混合空気比 λ_p を変化させたときの NO, NO_x, CO の排出濃度を示す。NO, NO_x いずれの値も外側で多くなる傾向がある。しかし、その差はあまり大きくなく、500mm 近い下流まで流れると分布はほぼ均一化しているといえる。 $\lambda_p=0.3$ のときは NO_x 生成量は 15ppm 近い値となるが、Case2 等で $\lambda_t=1.63$ の条件では 5ppm 程度の排出量であったことから混合が十分でないといえる。 $\lambda_p=0.7$ 付近までは、予混合空気比の増加とともに NO_x 生成量の急激な減少が見られるが、これは混合状況が改善されているためであると思われる。さらに λ_p が増加し、0.9 になると 5ppm 程度まで低下し、これ以上 λ_p を増加しても NO_x 生成量の減少は見られない。従って $\lambda_p \geq 0.9$ とするとその後の残りの空気との混合も燃焼前に完了し、予混合気化が達成できるといえる。NO の排出傾向は NO_x と類似しており、NO の占める割合は 4~5 割程度となる。CO については外側で多くなる傾向があるが、排出濃度は最も高いところでも 60ppm 程度で完全燃焼はほぼ確保されているといえる。また、 λ_p が低い領域では λ_p の増加とともに CO 排出濃度が徐々に低くなっていくが、 $\lambda_p=1.0$ 付近で一旦増加し、それ以降で再び減少する傾向が見られる。これは、図 2.27 で示したように $\lambda_p=1.0$ 付近で火炎形状が変化したことに関連があると考えられる。

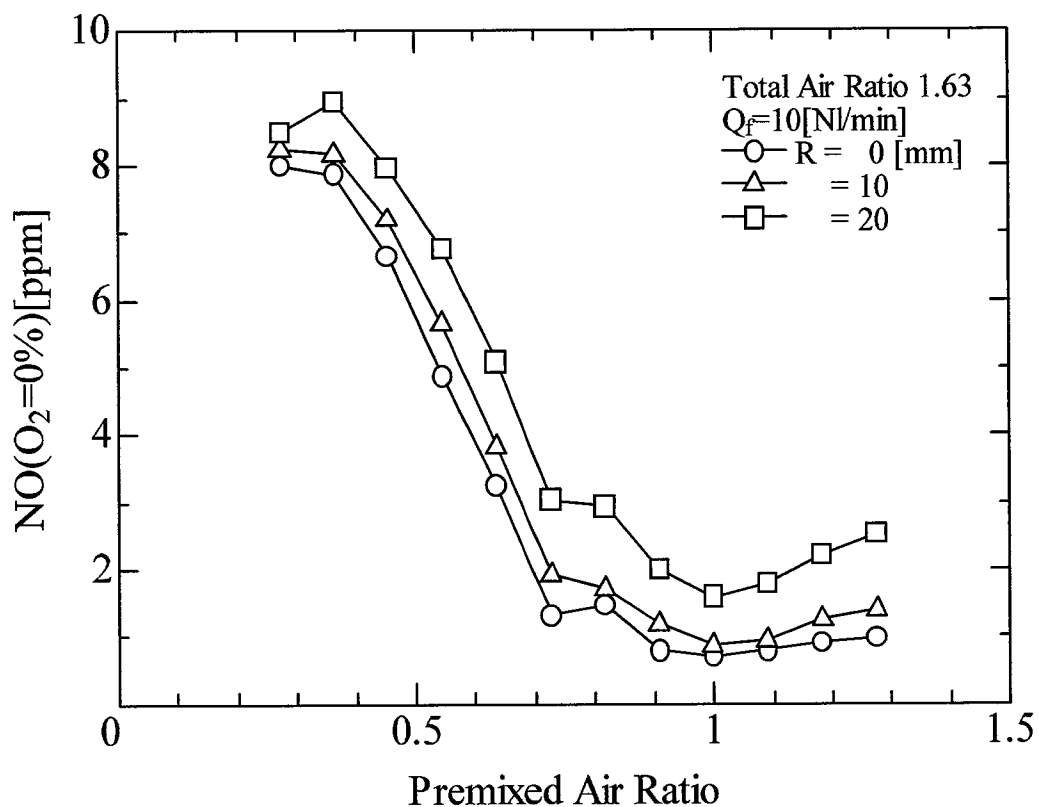


図 2.28: Case4 における NO 排出濃度

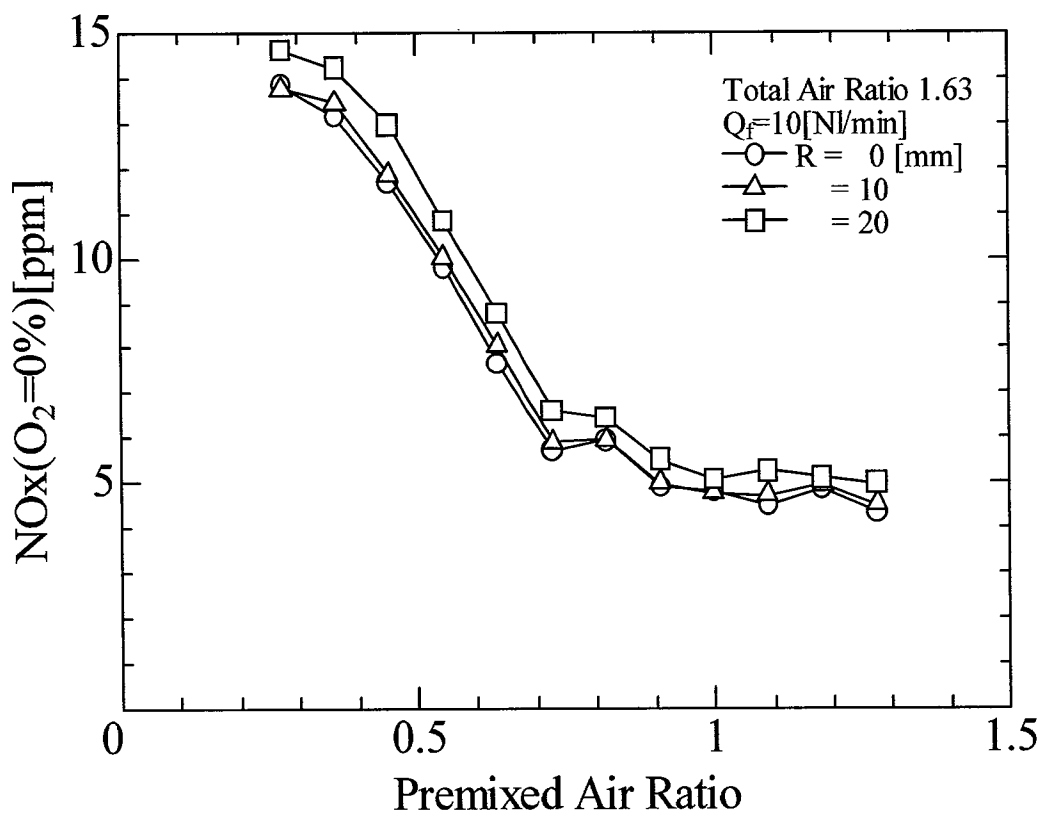


図 2.29: Case4 における NO_x 排出濃度

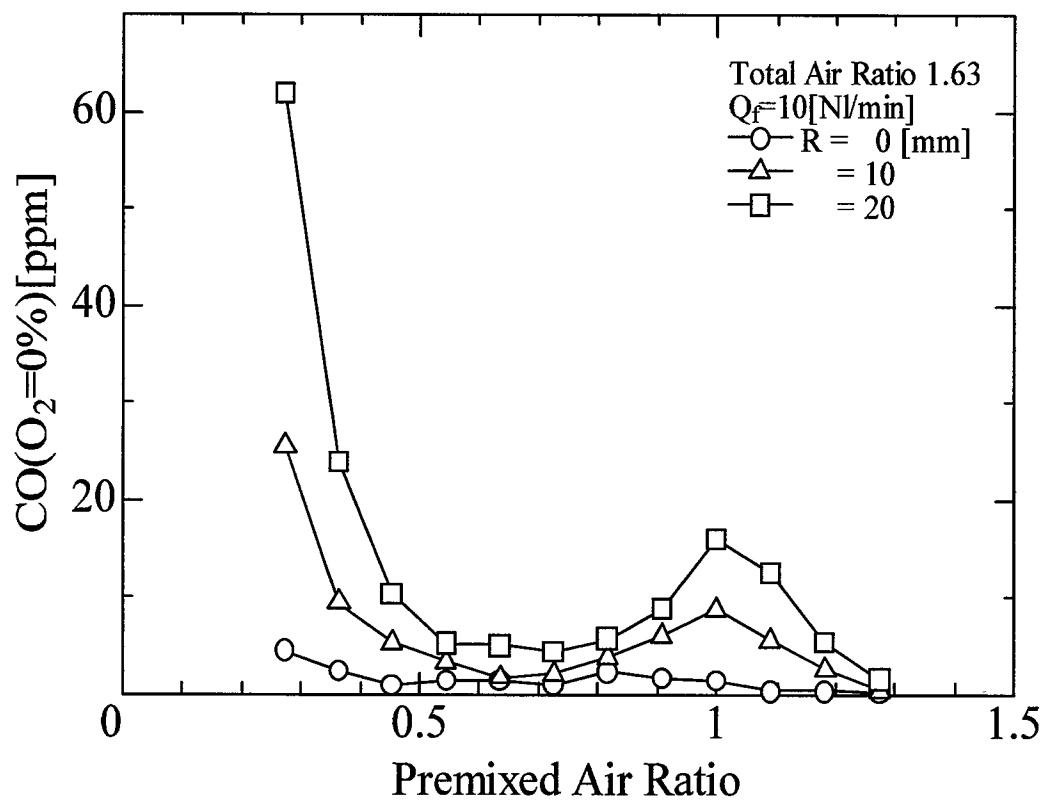


図 2.30: Case4 における CO 排出濃度

2.4.5 完全予混合燃焼器のNO_x, CO 排出特性

これまで予混合気化の達成に重点をおいて燃焼器の開発を進めてきたが高性能火炎構成を検討する際には完全に予混合気化させた場合についてその火炎特性を把握しておく必要があると思われる。そこで、図 2.31 に示すように完全予混合型の燃焼器を考える。この燃焼器において形成された火炎の形状については Case2 の燃焼器で形成されたものとはほぼ同じであるためここでは省略する。図 2.32, 2.33, 2.34 に NO, NO_x, CO の排出濃度を示す。排出ガス測定前に燃焼器出口の中心付近と中心から 20mm 外側の位置でそれぞれの値を比較したが、大きな違いが見られなかったため測定は中心のみで行った。NO_x は $\lambda=1.4$ 付近においても 8ppm(O₂0%換算) と低い値になるが、空気比が高くなるにつれてさらに減少し、 $\lambda=1.8$ では 3ppm(O₂0%換算) まで下がる。さらに空気比を高くすることで NO_x は低減できるが可燃限界に近づき火炎が不安定になるため適当な条件とはいえない。燃料流量 $Q_f=10, 15, 20[\text{Nl/min}]$ の場合について測定を行ったが、若干空気比の違いによる排出量の差は見られたがおおよそどの場合においても排出傾向に変化はなく、NO_x 生成は空気比のみに依存しているといえる。NO については $\lambda=1.4$ では 2ppm(O₂0%換算) 程度であるが、空気比が高くなるとその量は非常に低くなり $\lambda=1.6$ になるとほぼ 0 に近くなる。この結果から、排出ガス中の NO_x はそのほとんどが NO₂ となることを示しているが、NO から NO₂ への反応についてはサンプリングプローブ内で進行しているということも考えられるため実際の燃焼ガス中に占める NO の割合がどの程度かは明確ではない。CO 排出量についてはほとんどの実験範囲内で 50ppm(O₂0%換算) 以下となっており、ほぼ完全燃焼は達成されているといえる。 $Q_f=20[\text{Nl/min}]$ の $\lambda=1.9$ で 400ppm 近い濃度となっているが、これは可燃限界に近く火炎も不安定な状態となるためである。

2.3 節で述べたように本章の実験では燃料は都市ガス 13A を用いた場合と CH₄ を用いた場合がある。都市ガス 13A の組成は 88%が CH₄ であり、両者の特性は近いものと考えられるが、実際にどの程度の差があるのかを確認する必要がある。そこで、燃料に CH₄ を用いて同様の測定を行った。図 2.35, 2.36, 2.37 はそのときの結果である。NO や CO の特性に少し違いが見られるが、ここで見られる差はあまり大きな差ではないと思われる。よって燃料の違いによる排出ガス濃度の違いについてはないと考ええる。

本燃焼器の火炎特性をまとめると以下ようになる。完全予混合が達成された場合、NO_x 生成は空気比のみに依存し、その排出量は空気比を大きくすることで下げることが可能となる。CO についてはおおよそ完全燃焼が確保されているため低 NO_x, 完全燃焼火炎を実現するには空気比を高くすれば良いことになる。ただし、予混合火炎であるため空気比が 2.0 近くになると火炎は吹き飛び、また、吹き飛ぶ直前の条件においても火炎は非常に不安定となること、および空気比の増加とともに火炎が長くなることから、実際の条件として

は $\lambda=1.8$ あたりまでが適用可能な範囲となると考えている。また、この条件は大気圧でさらに空気入口温度が室温程度であるため、実際のガスタービン燃焼器のような高圧・高温条件下では最適な空気比がもっと高くなると考えられる。これら圧力・入口温度を考慮した場合の最適な燃焼条件については実験では検討していないが、第5章において計算により検討している。

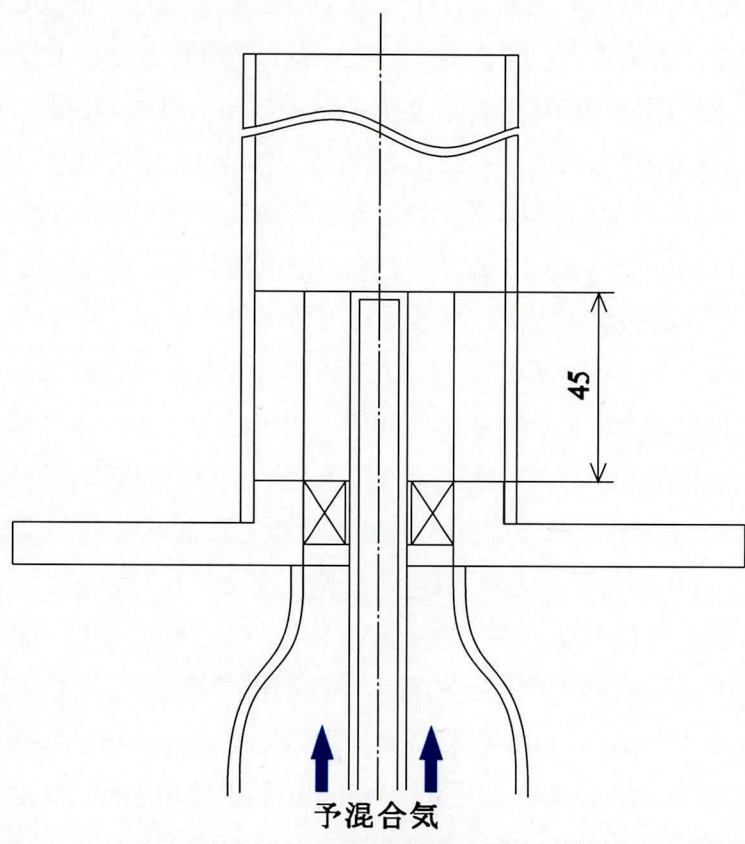


図 2.31: 完全予混合燃焼器の概略図

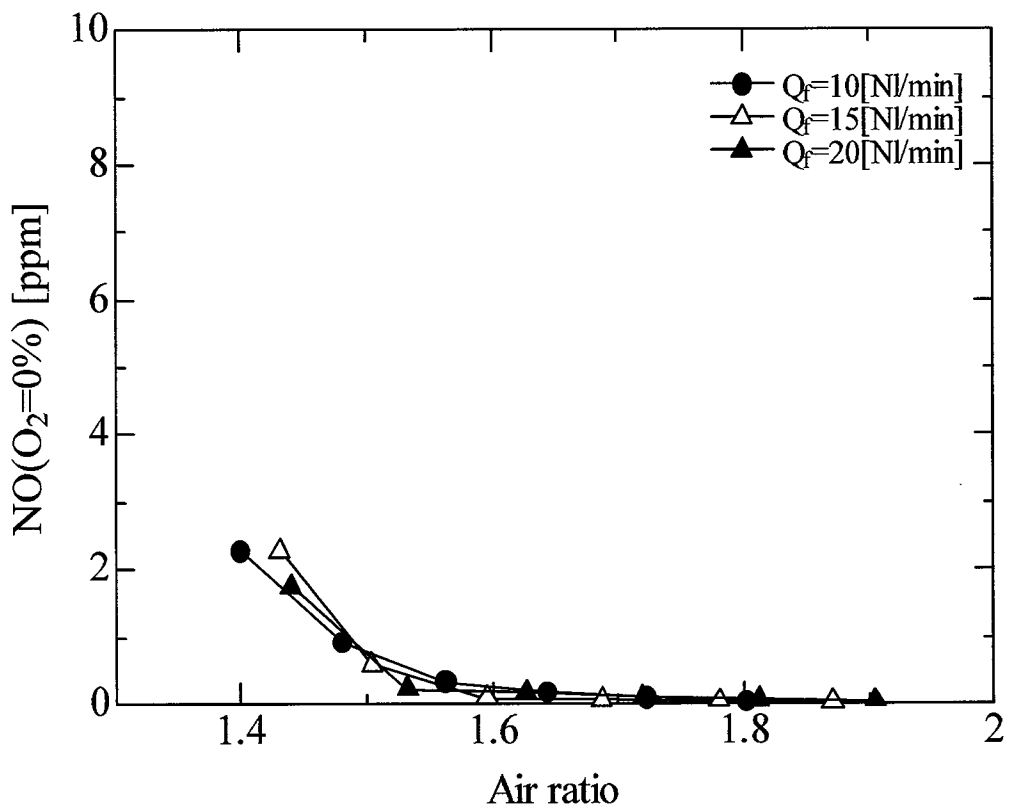


図 2.32: 完全予混合燃焼器における NO 排出濃度 (燃料:都市ガス)

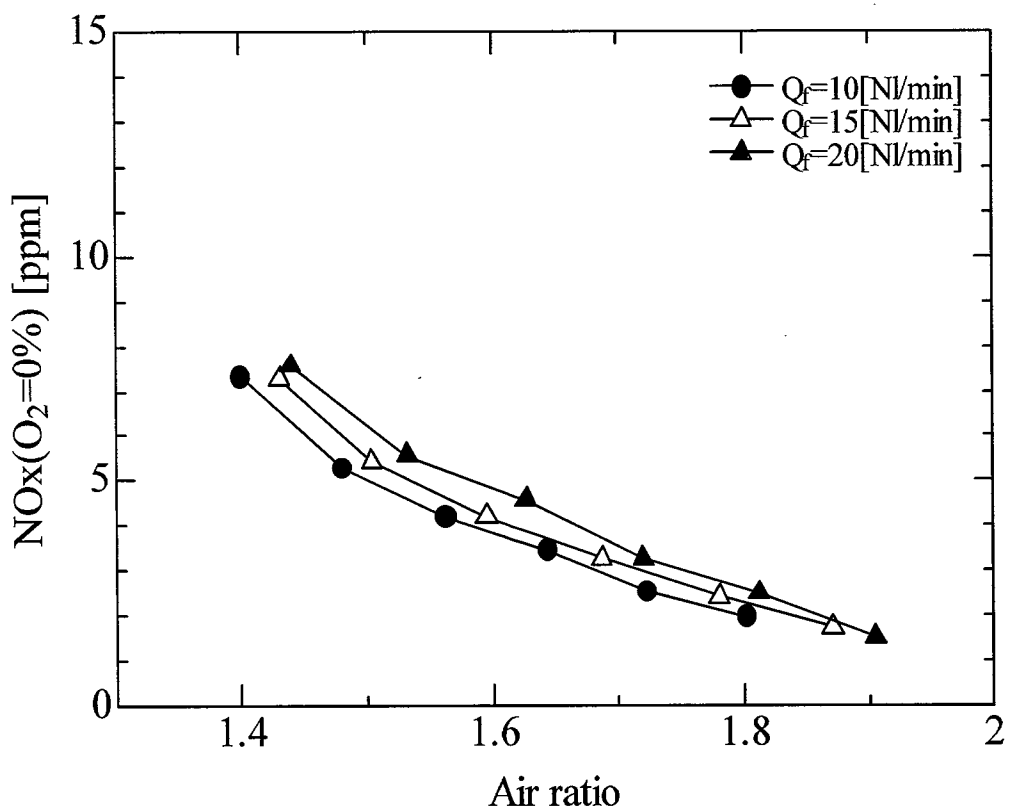


図 2.33: 完全予混合燃焼器における NO_x 排出濃度 (燃料:都市ガス)

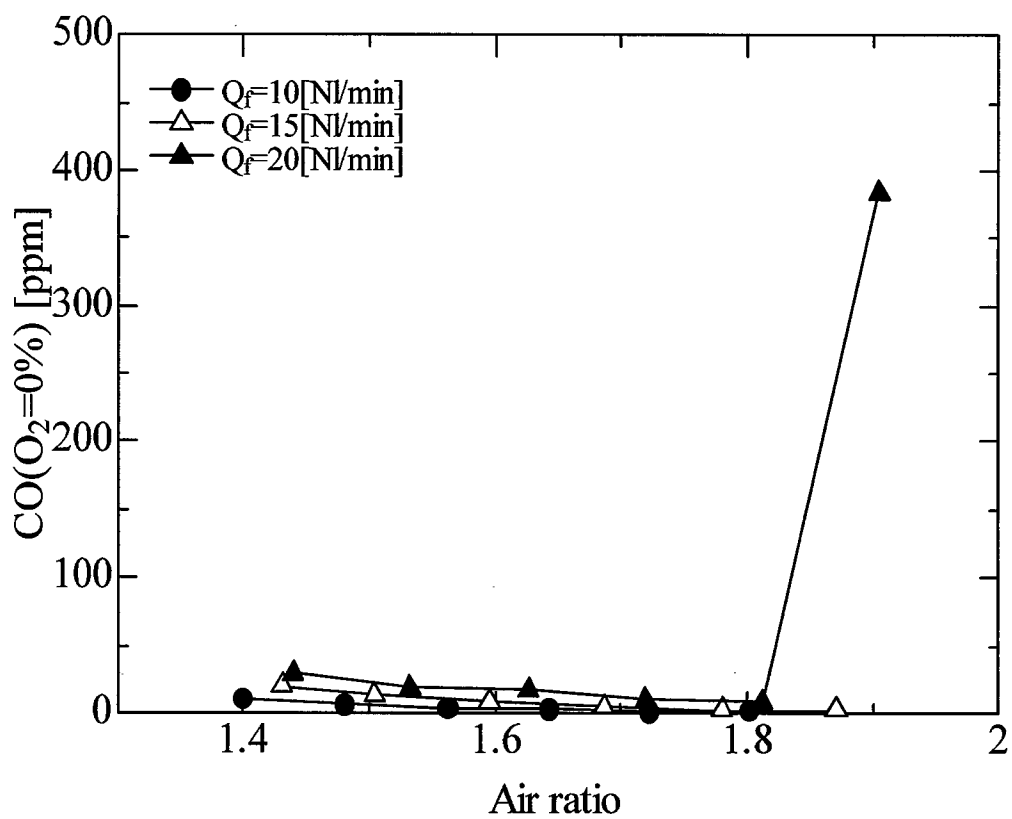


図 2.34: 完全予混合燃焼器における CO 排出濃度 (燃料:都市ガス)

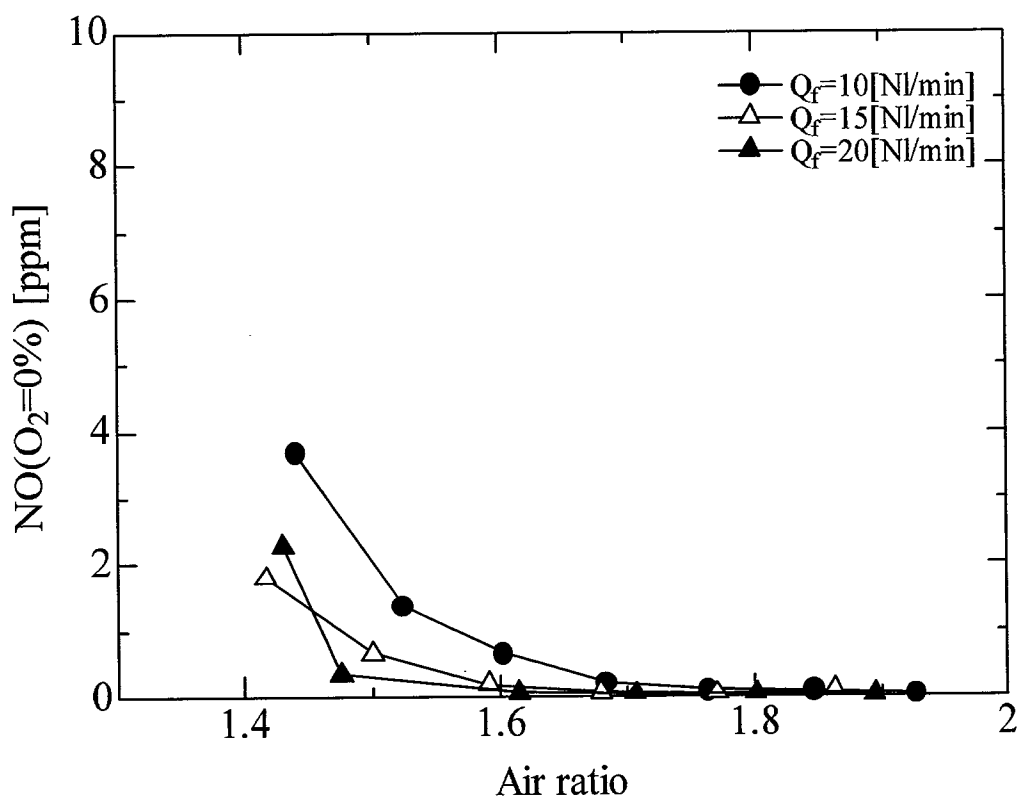


図 2.35: 完全予混合燃焼器における NO 排出濃度 (燃料:CH₄)

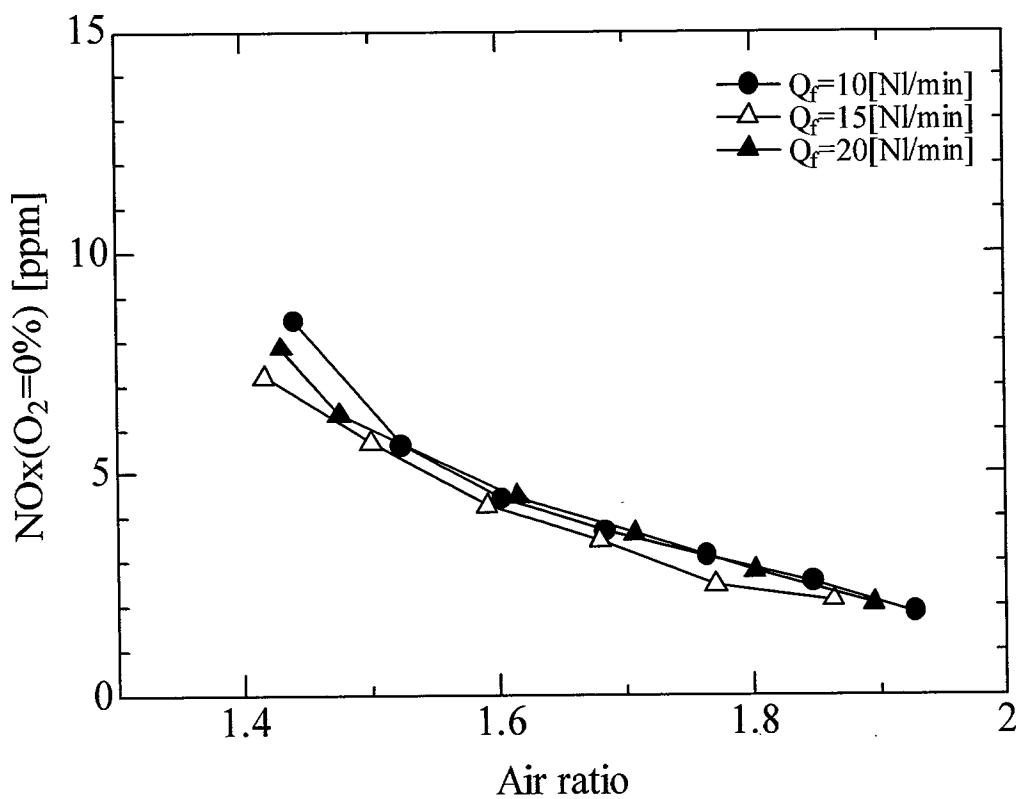


図 2.36: 完全予混合燃焼器における NO_x 排出濃度 (燃料:CH₄)

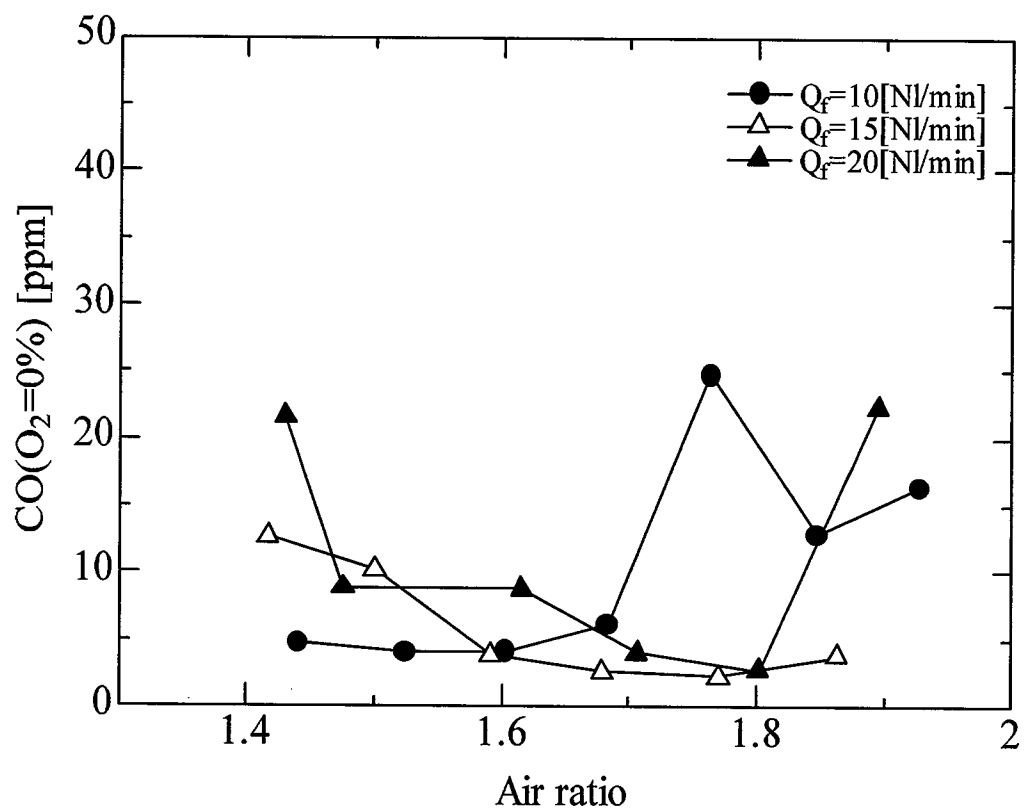


図 2.37: 完全予混合燃焼器における CO 排出濃度 (燃料:CH₄)

2.4.6 完全予混合燃焼器 (スワーラなし)

これまでの燃焼器は火炎安定のため軸流スワーラを用いて旋回流を形成してきた。しかし、本研究で考える燃焼器は小型であるためスワーラも非常に小さなものとなり、製作が困難になると思われる。そこで火炎安定のコンセプトはこれまで同様旋回流による循環領域を用いるが、旋回流の形成手法としてこれまでの軸流スワーラを用いず Case4 で燃料を噴射するときに考えたように燃焼室側壁から周方向に角度をつけて燃料・空気の予混合気を噴射し、旋回流を形成する燃焼器を考える。燃焼器の概略を 2.38 に示す。本燃焼器には中心ノズルを設けず、入口部中心付近に循環領域を形成し火炎安定を図る。そのため入口部については耐熱材を用いている。入口付近の径は 30mm で長さは 80mm、そのうち上流 60mm が耐熱材となっている。予混合気は燃焼器入口の周辺部に設けている直径 6mm の 12 本の銅管から均等に流れて耐熱材と金属製外壁部の間に位置する空間で合流し耐熱材に開けた直径 9mm の 3 個の噴射孔から燃焼器に噴射される。また、噴射方向は燃焼室壁面に沿うようにする。

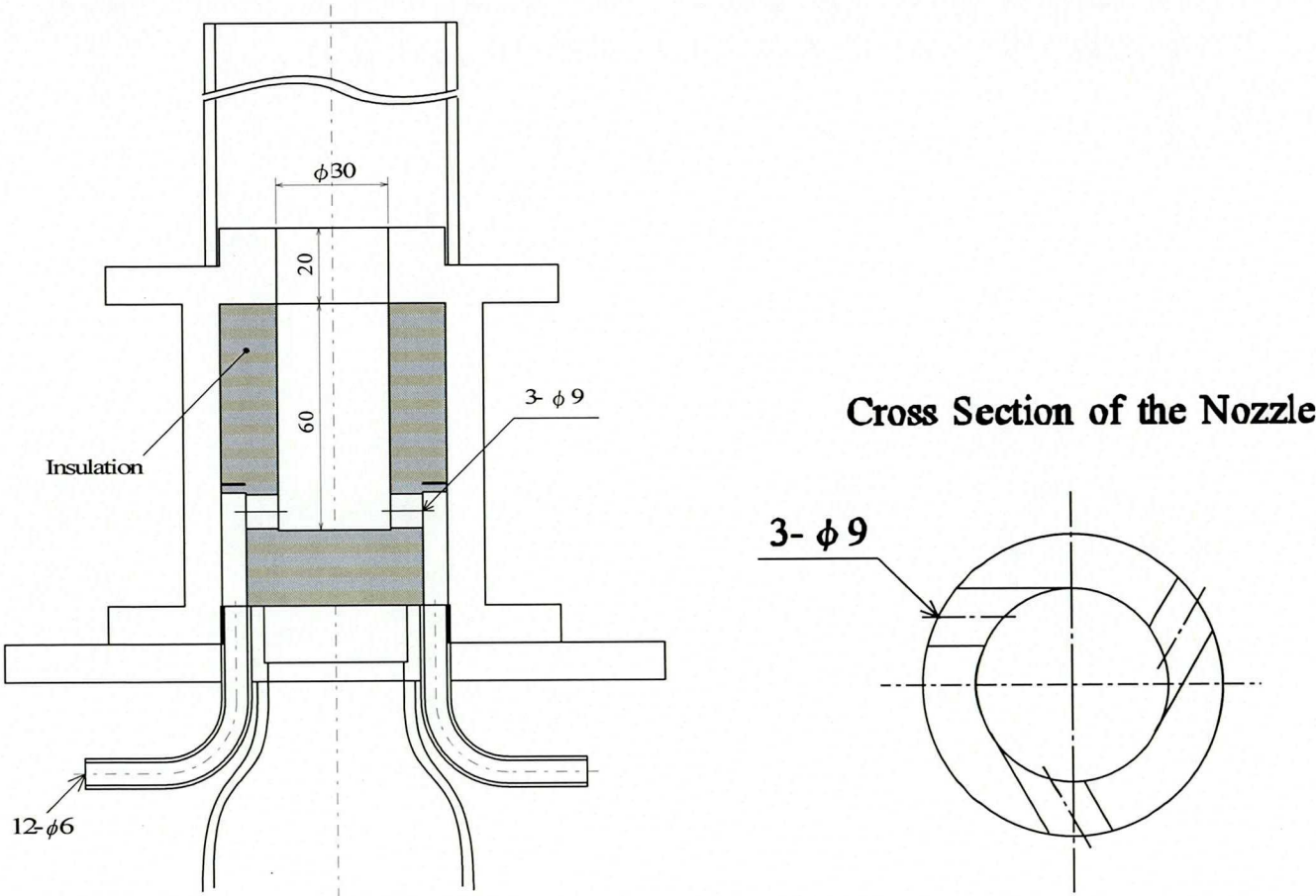
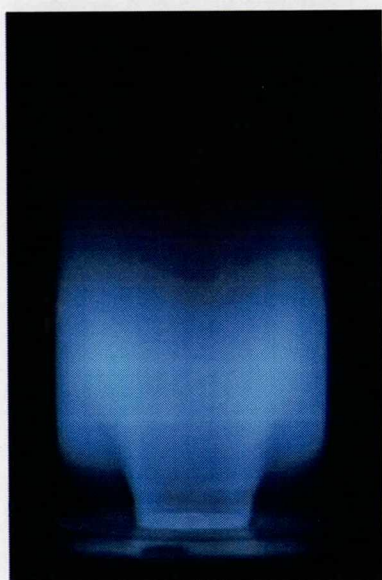


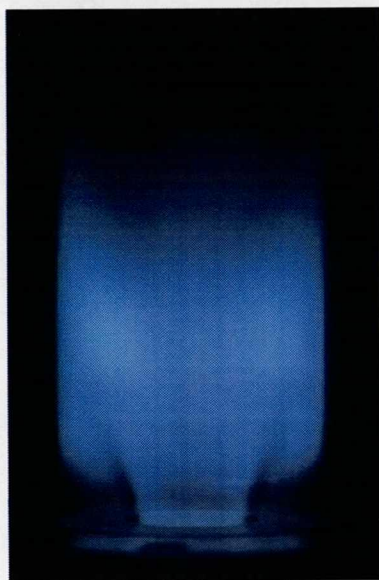
図 2.38: 完全予混合燃焼器 (スワーラなし) の概略図

火炎形状

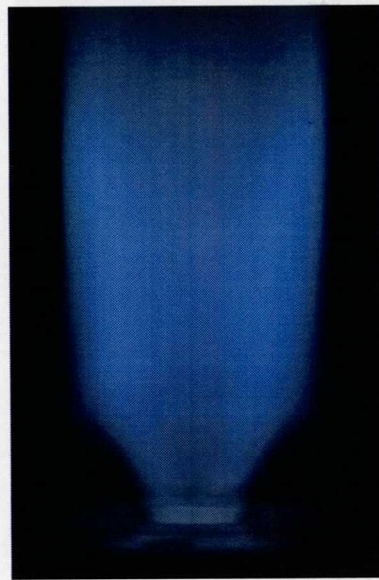
図 2.39 に燃料流量 Q_f が 10[Nl/min] で空気比を変化させたときの火炎の形状を示す。 $\lambda=1.5$ の火炎の入口付近の状況を見ると火炎は壁付近に形成されているのがわかる。また、燃焼器内の拡がった直後の領域でこれまでの場合と同様周辺部に火炎が形成されている。空気比が増加した際に見られる火炎の変化の傾向も Case2 等の燃焼器で見られたものと非常に類似しており、空気量が多くなり $\lambda=1.7$ になると周辺火炎はほとんど吹き飛ばされてしまい、また、中心火炎の長さが急激に長くなっている。さらに空気比が増加すると、火炎の光が弱くなり下流側が細くなっていき、 $\lambda=1.9$ で可燃限界に近づくと火炎は非常に細長くほとんどの燃料が反応しないまま排出され、最終的に火炎は吹き飛んでしまう。図 2.40 は $Q_f=20$ [Nl/min] で空気比を変化させたときの火炎の様子を撮影したものであるが、ここでも Case2 等の燃焼器で形成された火炎同様全体の流速が大きくなるため $Q_f=10$ [Nl/min] のときよりも低い空気比で周辺火炎は吹き飛んでしまうが、おおよその傾向は変わらず $\lambda=1.9$ を超えると火炎は吹き飛んでしまう。 $Q_f=5$ [Nl/min] のときは他の条件と異なり、 $\lambda=1.4$, 1.5 程度の条件では火炎は燃焼室壁面が拡がる前の領域でほとんど形成され、 $\lambda=1.6$ 程度でようやく燃焼室が拡がった後の領域にも火炎が形成されるようになった。



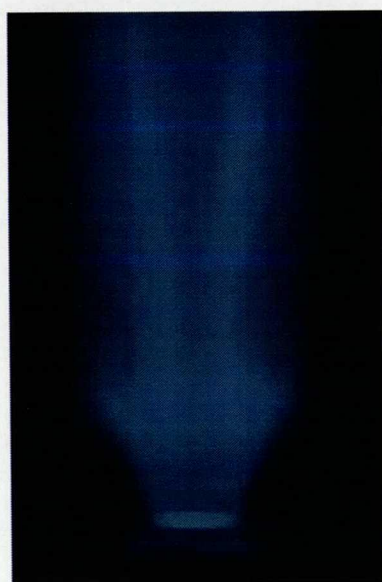
$\lambda=1.5$



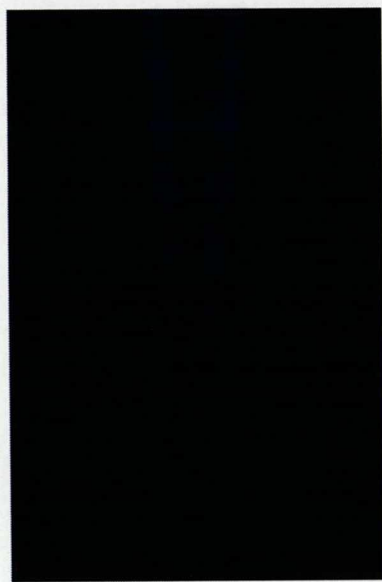
$\lambda=1.6$



$\lambda=1.7$

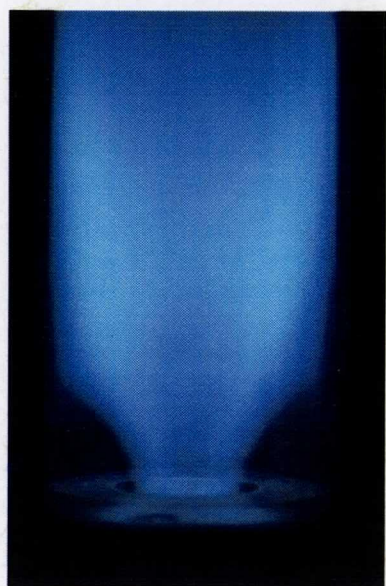


$\lambda=1.8$

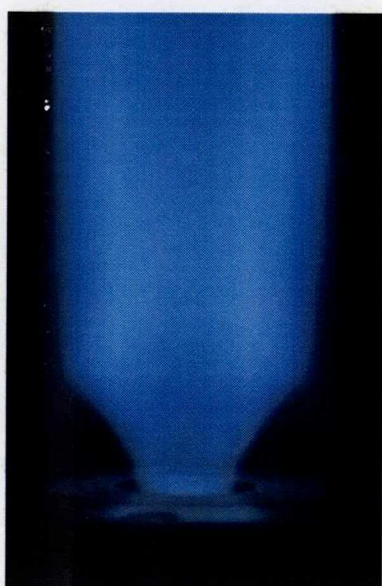


$\lambda=1.9$

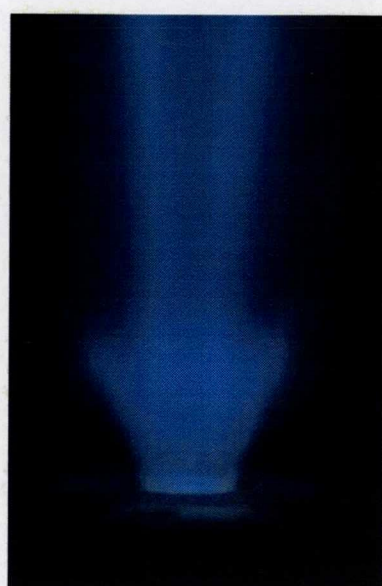
図 2.39: 火炎の直接写真 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$)



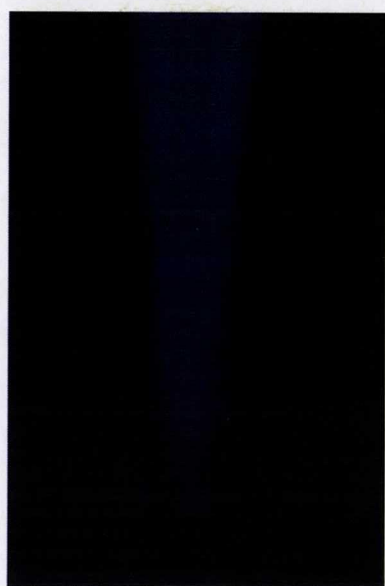
$\lambda=1.6$



$\lambda=1.7$



$\lambda=1.8$



$\lambda=1.9$

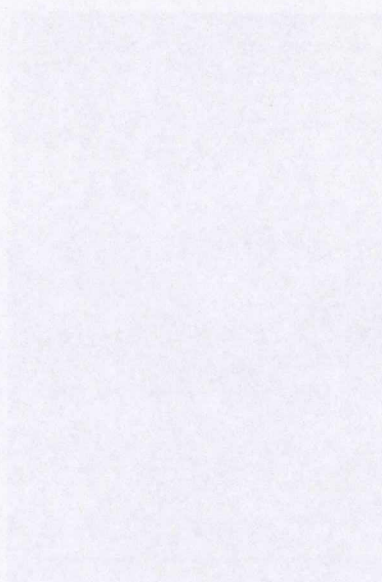
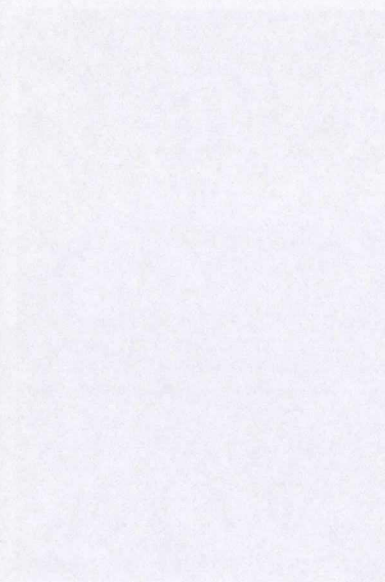


図 2.40: 火炎の直接写真 ($Q_f=20[\text{Nl/min}]$)

NO_x, CO 排出濃度

図 2.41, 2.42, 2.43 に $Q_f=5, 10, 15$ および $20[\text{Nl/min}]$ で空気比を変化させたときの NO, NO_x, CO 排出濃度を示す。NO_x 排出量についてはどの条件においても空気比の増加と共に NO_x 排出濃度は単調に減少し中心部と外側での NO_x 排出量の差も見られない。さらに $Q_f=10[\text{Nl/min}]$ 以上の条件では排出傾向はほぼ同じであり、その濃度も先の予混合燃焼器とほぼ同じ値となっている。燃焼器内で形成される火炎の形状は前の予混合燃焼器とほぼ変化はなかったことから、スワローを用いた燃焼器と本燃焼器では特性に大きな違いはないことが明らかになった。ただし、 $Q_f=5[\text{Nl/min}]$ の場合、低空気比の条件下では NO_x 排出濃度は他の条件と比べ高くなっており、特に $\lambda=1.4$ では 2 倍近い濃度が検出されている。これは $Q_f=5[\text{Nl/min}]$ の低空気比のときの火炎が他の条件と異なり燃焼室が広がる前の領域でほとんど形成されているため放熱が起こらず NO_x 排出量が増加したと思われる。NO についてはそれぞれの条件において半径方向に差は見られなかったが、燃料流量の違いによる排出量の差が生じた。燃料流量が小さいときに NO 濃度が高くなっており、特に燃料流量 $Q_f=5[\text{Nl/min}]$ の場合、これまでの傾向と大きく異なり、すべての空気比において NO_x 中に占める NO の割合が非常に高くなっている。

CO は $\lambda=1.8$ を超えると周辺付近で 100ppm(O₂0%換算) 程度まで上昇するが、ほとんどの条件で 10ppm 以下という非常に低い値を示しており、完全燃焼については十分達成されているといえる。

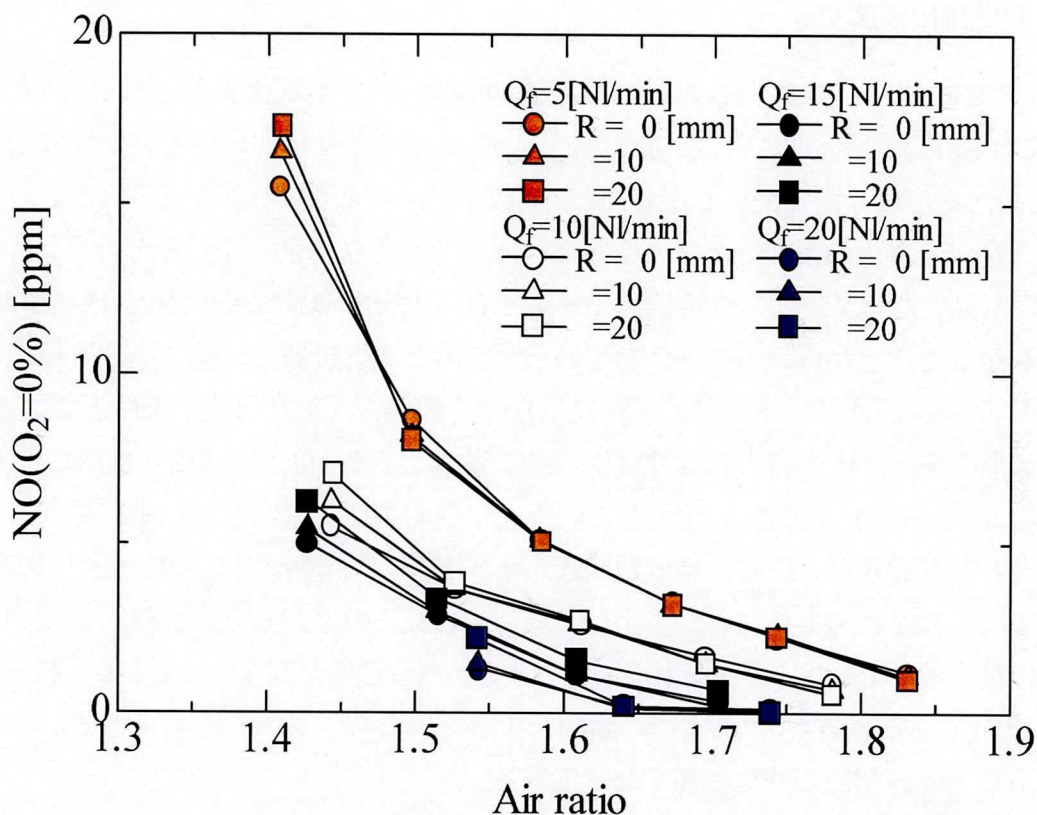


図 2.41: 完全予混合燃焼器 (スワールなし) における NO 排出濃度

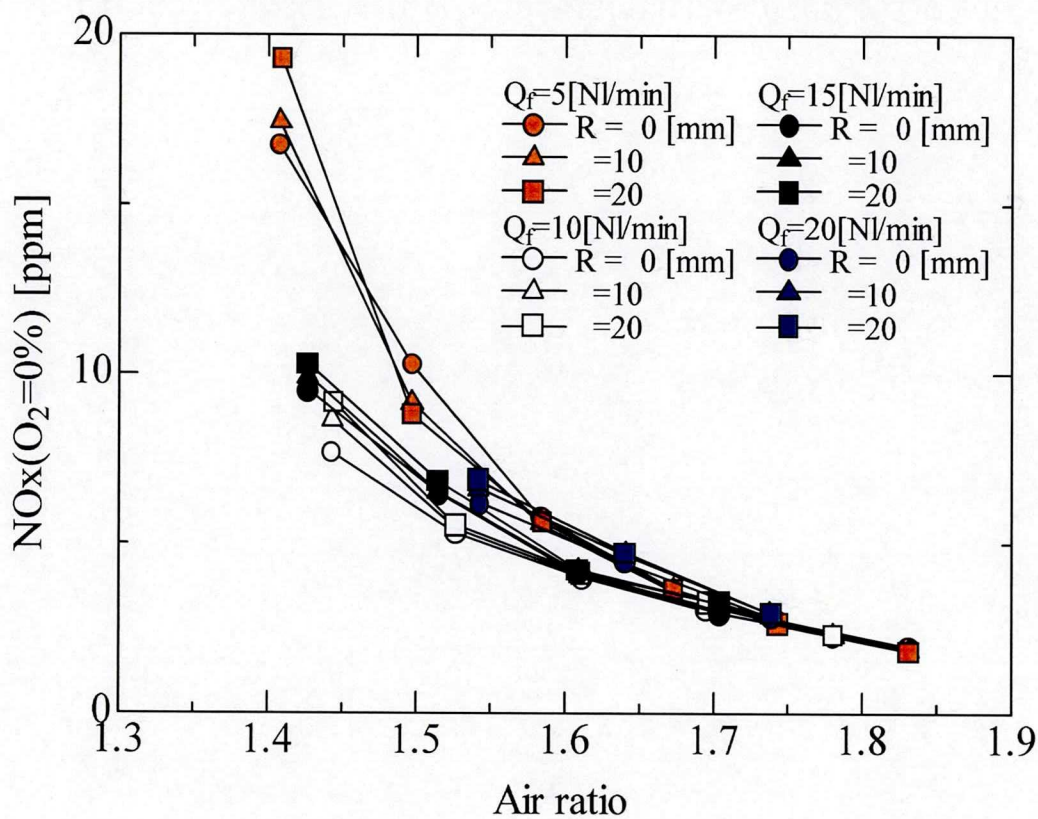


図 2.42: 完全予混合燃焼器 (スワールなし) における NO_x 排出濃度

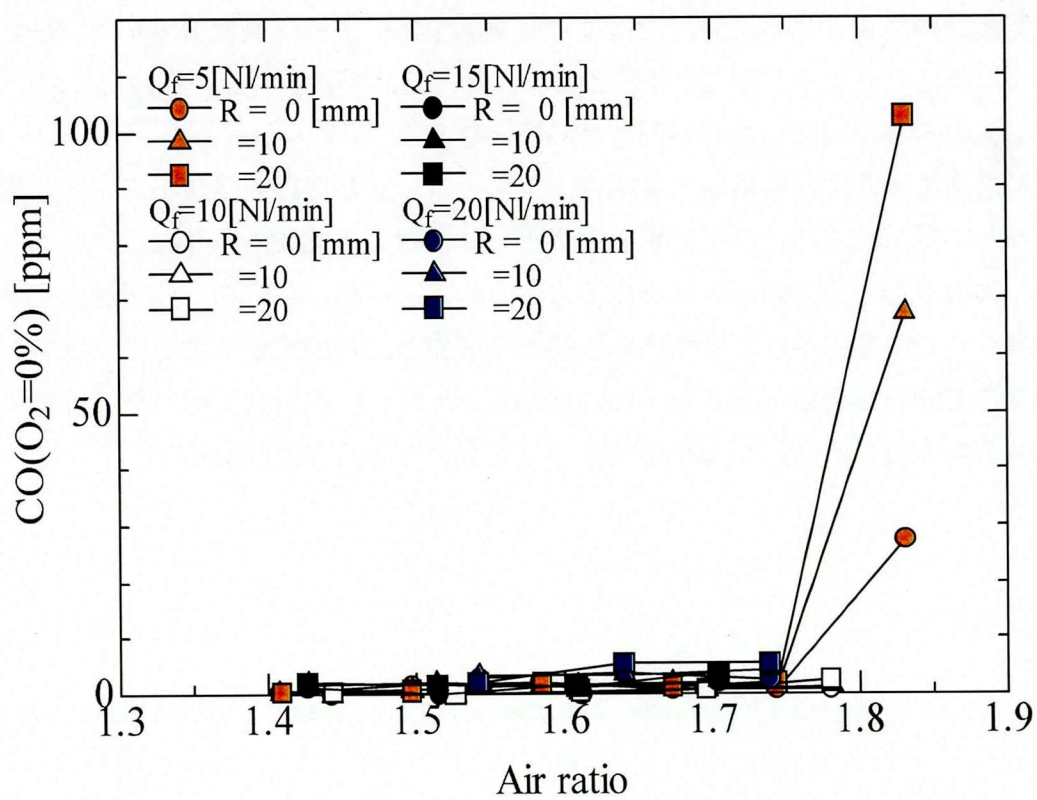


図 2.43: 完全予混合燃焼器 (スワローなし) における CO 排出濃度

2.5 まとめ

希薄予混合燃焼では NO_x 生成は空気比によって支配的に影響されており、空気比を 1.7 程度にすることで 3ppm(O₂0%換算) 程度の低 NO_x が実現可能である。また、CO についても火炎が安定に形成される条件では十分低い値に抑えることが可能である。低 NO_x 生成を実現するための最大のポイントは完全な希薄予混合気の形成であるが、実際の燃焼器を設計する上では逆火の問題があり、できる限り短い区間内での高速混合が要求される。本章で得られた混合手法についての知見を以下に示す。

1. 空気流路内に突き出した分配管により空気流全体に燃料を直接噴射する方法は高速混合を達成させる上で非常に効果的である。ただし、燃料噴射は一様に行うのではなく、空気流の分布を考慮した燃料配分が必要となる。
2. 燃料を空気流側面から噴射する場合、空気流量に対し燃料流量が小さいため燃料の運動量が不足し、貫通力が不足するため十分な混合の達成が困難となる。
3. 上記の貫通力不足の問題を解決する方法として、燃料に空気を一部予混合させることを考案した。この手法では燃料の運動量の増加と、初期段階ですでに空気を混合していることから混合は促進される傾向がある。ただし、本研究で用いた燃焼器では十分な混合を実現するにはかなりの量の空気を混合させる必要がある。

参考文献

- [1] Kajita, S., Ohga, S., Kitajima, J., Kimura, T. and Sasaki, T., ASME paper 93-GT-393.
- [2] Kitajima, J., Kimura, T., Sasaki, T., Okuto, T., Kajita, S., Ohga, S. and Ogata, M., ASME paper 95-GT-255.
- [3] 梶田 眞市, 大賀 信一, 緒方 正裕, 位高 訓, 北嶋 潤一, 木村 武清, 奥戸 淳, 川崎重工技法, 128 号, (1996), pp.25-30.
- [4] Vandervort, C. L., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.123, (2001), pp.317-321.
- [5] Sato, H., Mori, M., ASME paper 96-GT-134.
- [6] 佐藤 浩, 森 雅晶, 中村 恒明, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 101, (1998), pp.69-75.

- [7] 笠木 伸英, 資源環境対策, Vol.35, No.10, (1999), pp.976-983.
- [8] 吉田 祐作, 日本機械学会誌, Vol.105, No.1007, (2002), pp.51-55.
- [9] 石井 國義編著, マイクロガスタービンシステム, (2002).

第 3 章

希薄予混合旋回火炎の内部構造

3.1 はじめに

先にも述べたようにマイクロガスタービンとは商用および開発中のもので基本仕様として 20ppm(O_2 15%) という他の燃焼機関と比べ低 NO_x が達成されている^{[1]~[3]}。しかし、分散型エネルギーシステムとしての適用を考えた場合、ガスタービンシステムは居住区に密接して使用されるため環境汚染物質の排出は極限まで抑える必要があり、更なる低 NO_x 生成を目指す必要がある。しかし、燃焼器内部構造について報告をされている例は非常に少なく、また、報告されている燃焼器においては、高負荷時には上記の低 NO_x が実現されるものの低負荷時には未だ NO_x 排出量が高く、その低減化は課題として残っている。

本研究では第 2 章において、低 NO_x 生成、完全燃焼の達成を目指した燃焼器構成の検討を目的とし、排出ガス成分の測定を中心に研究を進めてきた。その結果、いくつかの希薄予混合燃焼器において大気圧常温の条件下ではあるが 3ppm(O_2 =0%) の低 NO_x を達成し、同時に完全燃焼も確保できることを示した。本章ではこの低 NO_x 火炎について内部での反応状況等についての調査を行う。

3.2 実験装置および方法

典型的な低 NO_x 火炎として第 2 章の燃焼器 Case2 についてその火炎内部の各化学種成分および温度分布の測定を行う。このときの実験装置の概要を図 3.1 に示す。実験装置は燃焼器、燃料および空気の流れ回路、火炎内の各化学種成分測定のためのサンプリング回路とそのための分析機器、さらに温度測定のための熱電対とデジタルボルトメータからなる。

化学種成分の測定には主にガスクロマトグラフ GC-14B(島津製作所)を用いる。使用する検出器および測定する化学種成分については表 3.1 に示すとおりである。また、前章で用いたガス分析器 PG-235(HORIBA) を用い火炎内での NO_x の生成量を測定する。CO については TCD では 5000ppm 程度が検出可能な下限であり、逆にガス分析器では 5000ppm 以下が測定範囲内となるため、濃度に応じてそれぞれの分析器を用いる。ガスクロマトグラフのカラムはモレキュラシーブ 5A および SM6 を用いる。また、ガスクロマトグラフのカラム温度、TCD 温度等の設定は表 3.2 に示すとおりとする。ガスクロマトグラフの信号は PC に取り込まれ、データ処理ソフト CLASS-GC10 を用いて検量線の作成および濃度の算出を行う。

サンプリングプローブについては前章ではガス吸引部の口径が 1.2mm であったが、本実験では火炎内の濃度を測定するため流れ場に及ぼす影響をできるだけ小さくする必要がある。そこで吸引部の口径が 0.7mm、先端付近の外径が 2.76mm のものを用いる。ただし、このプローブは燃焼器入口付近まで測定するため 500mm 近い長さが必要となり、プローブ全体が細くなると十分な剛性が得られなくなる。そのため外径 2.76mm の部分は先端 60mm の間だけとする。材質はステンレスおよび銅を用い、先端部は三重管構造、その他は 5 重管構造にして水冷している。また、冷却水については水蒸気の凝縮を防ぐためヒータを用いて 50℃ まで加熱した温水を用いる。サンプルガスはその後ドレンセパレータを通過し、NO_x、CO を測定するときは電子クーラを通りガス分析器へ、その他の成分を測定するときはガスサンブラへと送られる。

温度測定には、素線径 0.1mm の PtRh30%-PtRh6% の裸熱電対を使用した。ただし、素線からの輻射による放熱の影響は補正していない。

表 3.1: ガスクロマトグラフの検出器および測定対象

検出器	対象成分
TCD	H ₂ , O ₂ , N ₂ , CO ₂ , CO
FID	CH ₄ , C ₂ H ₆ , C ₃ H ₈ , n-C ₄ H ₁₀ , i-C ₄ H ₁₀ , C ₂ H ₂ , C ₃ H ₆

表 3.2: ガスクロマトグラフの設定

設定項目	設定値
カラム恒温層温度	40 ℃
ディテクタ温度	120 ℃
インジェクタ温度	50 ℃
TCD 温度	60 ℃

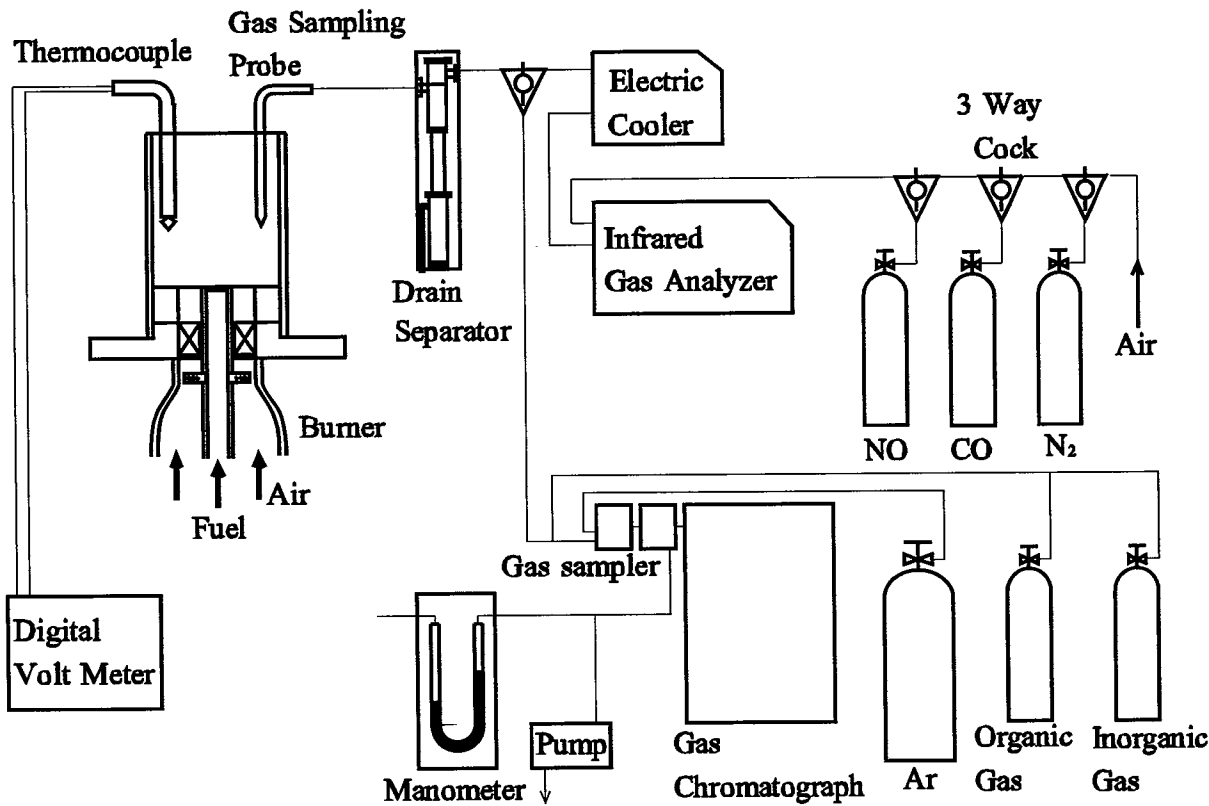
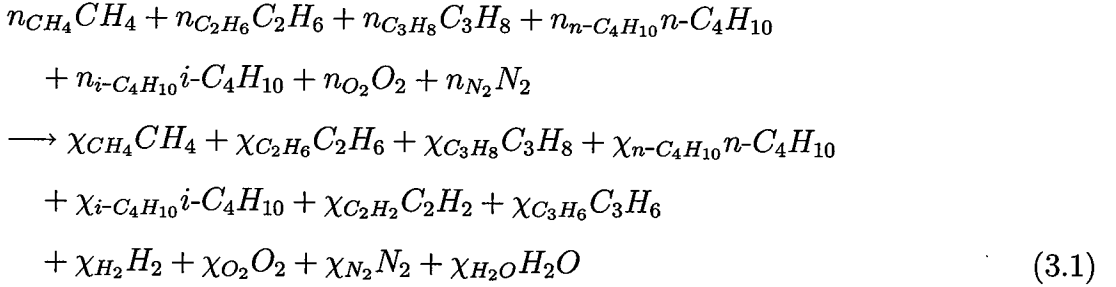


図 3.1: 実験装置

3.3 測定結果と検討

本実験では前章の Case2 の燃焼器を対象として、火炎内部の化学種成分および温度分布の測定を行った。火炎の条件は燃料流量 $Q_f=10[\text{Nl/min}]$ 、空気比 $\lambda=1.5$ および 1.7 とした。測定箇所は図 3.2 に示すように $\lambda=1.5$ の場合は中心ノズルの先端を $z=0\text{mm}$ として $z=10\text{mm}$, 30mm , 60mm および 100mm 断面, $\lambda=1.7$ の場合は $z=30\text{mm}$, 100mm およびさらに下流側の 200mm , 350mm 断面とし、各断面における半径方向分布を測定した。測定により得られた濃度は水蒸気を除去した状態で測定されているため、 H_2O 濃度を求め、ウェットベース換算を施す。ウェットベースへの換算は原子数保存の関係を考慮して行う。具体的な手順を以下に示す。

都市ガスの燃焼反応は



と表される。ただし、 χ_i は成分 i のモル分率を示す。式 (3.1) で原子数保存の関係より

$$\begin{aligned}
 \text{C 原子} : & n_{\text{CH}_4} + 2n_{\text{C}_2\text{H}_6} + 3n_{\text{C}_3\text{H}_8} + 4n_{n\text{-C}_4\text{H}_{10}} + 4n_{i\text{-C}_4\text{H}_{10}} \\
 & = \chi_{\text{CH}_4} + 2\chi_{\text{C}_2\text{H}_6} + 3\chi_{\text{C}_3\text{H}_8} + 4\chi_{n\text{-C}_4\text{H}_{10}} + 4\chi_{i\text{-C}_4\text{H}_{10}} \\
 & + 2\chi_{\text{C}_2\text{H}_2} + 3\chi_{\text{C}_3\text{H}_6} + \chi_{\text{CO}} + \chi_{\text{CO}_2}
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

$$\begin{aligned}
 \text{H 原子} : & 4n_{\text{CH}_4} + 6n_{\text{C}_2\text{H}_6} + 8n_{\text{C}_3\text{H}_8} + 10n_{n\text{-C}_4\text{H}_{10}} + 10n_{i\text{-C}_4\text{H}_{10}} \\
 & = 4\chi_{\text{CH}_4} + 6\chi_{\text{C}_2\text{H}_6} + 8\chi_{\text{C}_3\text{H}_8} + 10\chi_{n\text{-C}_4\text{H}_{10}} + 10\chi_{i\text{-C}_4\text{H}_{10}} \\
 & + 2\chi_{\text{C}_2\text{H}_2} + 6\chi_{\text{C}_3\text{H}_6} + 2\chi_{\text{H}_2} + 2\chi_{\text{H}_2\text{O}}
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

$$\text{O 原子} : 2n_{\text{O}_2} = \chi_{\text{CO}} + 2\chi_{\text{CO}_2} + \chi_{\text{H}_2\text{O}} + 2\chi_{\text{O}_2} \tag{3.4}$$

$$\text{N 原子} : 2n_{\text{N}_2} = 2\chi_{\text{N}_2} \tag{3.5}$$

また、空気の性質より

$$n_{\text{N}_2}/n_{\text{O}_2} = 3.76 \tag{3.6}$$

成分 i の測定濃度を χ_i^{**} また、測定濃度の総和を χ_T^{**} とすると、

$$\begin{aligned}\chi_T^{**} = & \chi_{CH_4}^{**} + \chi_{C_2H_6}^{**} + \chi_{C_3H_8}^{**} + \chi_{n-C_4H_{10}}^{**} + \chi_{i-C_4H_{10}}^{**} \\ & + \chi_{C_2H_2}^{**} + \chi_{C_3H_6}^{**} + \chi_{CO}^{**} + \chi_{CO_2}^{**} + \chi_{H_2}^{**} + \chi_{O_2}^{**} + \chi_{N_2}^{**} < 1\end{aligned}\quad (3.7)$$

成分 i のドライベースの濃度を χ_i^* とすると、

$$\chi_i^* = \frac{\chi_i^{**}}{\chi_T^{**}} \quad (3.8)$$

次に、ウェットベースで表すと

$$\chi_i = \chi_i^* \cdot (1 - \chi_{H_2O}) \quad (3.9)$$

式 (3.4), (3.5), (3.6) を用い、さらに H_2O を除く成分のモル分率 χ_i に対し式 (3.9) の関係を適用し整理すると、 H_2O 濃度は

$$\chi_{H_2O} = 1 - \frac{1.88}{1.88 + \chi_{N_2}^* - 1.88\chi_{CO}^* - 3.76\chi_{CO_2}^* - 3.76\chi_{O_2}^*} \quad (3.10)$$

と表せる。

また、各測定場所における当量比 ϕ を以下の手順で算出する。式 (3.2), (3.3) の左辺について都市ガスの組成の関係

$$n_{CH_4} : n_{C_2H_6} : n_{C_3H_8} : n_{C_4H_{10}} = 88 : 6 : 3 : 3 \quad (3.11)$$

を適用すると

$$\begin{aligned}\frac{121}{88}n_{CH_4} = & \chi_{CH_4} + 2\chi_{C_2H_6} + 3\chi_{C_3H_8} + 4\chi_{n-C_4H_{10}} + 4\chi_{i-C_4H_{10}} \\ & + 2\chi_{C_2H_2} + 3\chi_{C_3H_6} + \chi_{CO} + \chi_{CO_2}\end{aligned}\quad (3.12)$$

$$\begin{aligned}\frac{442}{88}n_{CH_4} = & 4\chi_{CH_4} + 6\chi_{C_2H_6} + 8\chi_{C_3H_8} + 10\chi_{n-C_4H_{10}} + 10\chi_{i-C_4H_{10}} \\ & + 2\chi_{C_2H_2} + 6\chi_{C_3H_6} + 2\chi_{H_2} + 2\chi_{H_2O}\end{aligned}\quad (3.13)$$

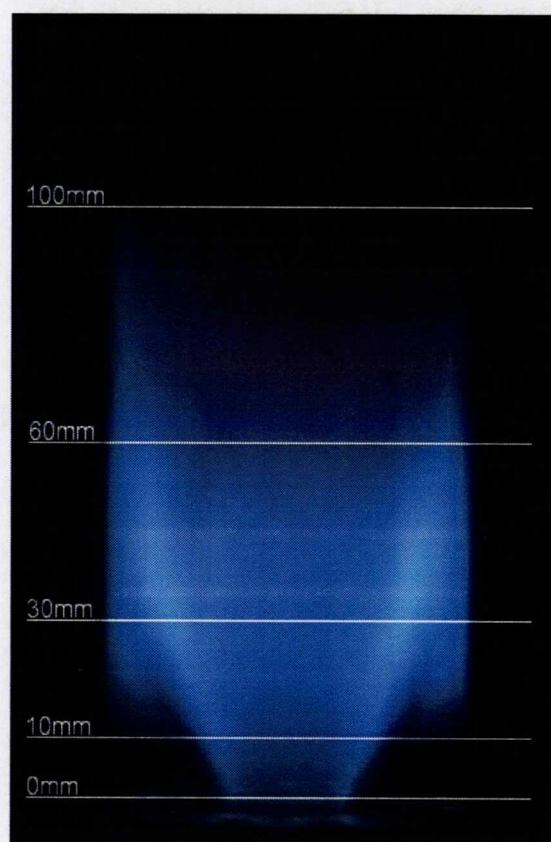
また、

$$\phi = \frac{2.315}{0.88} \frac{n_{CH_4}}{\frac{1}{3.76}n_{N_2}} \quad (3.14)$$

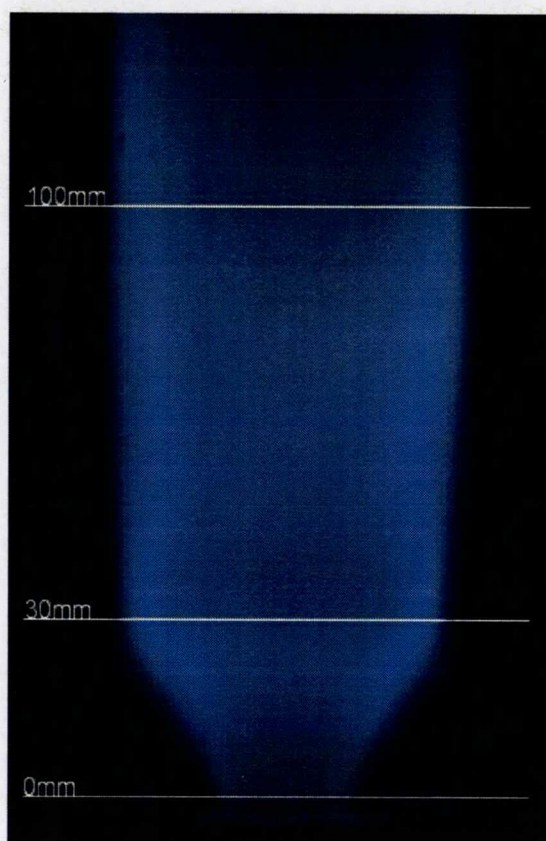
式 (3.12)~(3.14) を整理すると

$$\phi = 1 - \frac{3.76}{2} \frac{\chi_{O_2} - \chi_{unburnt}}{\chi_{N_2}} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned}\chi_{unburnt} = & 2\chi_{CH_4} + \frac{7}{2}\chi_{C_2H_6} + 5\chi_{C_3H_8} + \frac{13}{2}\chi_{n-C_4H_{10}} \\ & + \frac{5}{2}\chi_{C_2H_2} + \frac{9}{2}\chi_{C_3H_6} + \frac{13}{2}\chi_{i-C_4H_{10}} + \chi_{CO} + \frac{1}{2}\chi_{H_2}\end{aligned}\quad (3.16)$$



$\lambda=1.5$



$\lambda=1.7$

図 3.2: 対象火炎と測定位置

図 3.3～3.6 に各断面における化学種成分の濃度分布を示す。z=10mm 断面 (図 3.3) を見ると、主火炎の内側は燃焼ガスとなっており、炭化水素が測定されないことから燃焼器中心付近では完全燃焼が達成されているといえる。r=10mm 付近は、図 3.2 からわかるように、この断面における反応帯が存在する位置となっており、CO の濃度が高くなり、炭化水素も存在している。r=15mm～18mm の領域では炭化水素や O₂ 濃度が高く、CO₂、H₂O の濃度は非常に低くなる。また、CO についても反応帯付近に比べ低くなり、特に r=18mm では非常に小さくなる。この領域は火炎が形成されておらず、燃焼器に送り込まれてきた未燃の予混合ガスが流れる場所となると考えられる。r=21mm より外側では再び炭化水素は減少し、中心部とは異なり完全燃焼という状態ではないが、かなり反応が進行している様子が伺える。火炎の写真では z=10mm 断面では周辺火炎が形成されているようには見えないが、実験時に火炎を観察した際 z=10mm 近傍に周辺火炎の最下端が確認できたことからここで反応が進行していることは十分考えられる。空気比の半径方向の変化を見ると、あまり大きな変化はなく、予混合の状態は比較的良好といえるが、未燃領域や外側で若干空気比が高くなっている様子が見られる。z=30mm (図 3.4) では反応帯は r=20mm 付近に存在し、反応帯付近では CO 等の濃度が増加するが、火炎の内側はほぼ完全燃焼が達成されている。また、r=22.5mm で炭化水素の濃度は最大値を取っており、この付近が未燃予混合気の流路となると考えられる。ただし、z=10mm ではほぼ未燃の状態であったのに対し、ここでの炭化水素濃度はやや低くなっており、CO₂ や H₂O といった燃焼生成物の濃度が z=10mm の場合と比べ高くなっている。これは未燃の混合気が主火炎と周辺火炎が形成されているその間を流れているため、両側の火炎からの受熱により温度が上昇し、反応がゆっくりと進行しているものと考えられる。さらに外側では周辺火炎が形成されているため炭化水素等の未燃成分の濃度は減少している。また、空気比については中心付近で低くなっており外側付近と 0.1 近い差が見られる。z=60mm 付近 (図 3.5) で主火炎がガラス管近傍まで広がっているので大部分が主火炎の内側となり、完全燃焼がかなり達成されている様子が伺える。火炎帯はガラス管に沿って形成されているためほとんどの未燃成分は燃焼器壁面付近で最大値となっている。空気比については z=30mm の場合同様中心付近が低く外側がやや高くなっている。z=100mm (図 3.6) においては火炎の写真からもわかるように火炎帯の下流となっており、燃焼室壁面の近傍ではまだ未燃成分が残っているがその濃度は低く、また、中心から r=25mm 付近までは炭化水素はほぼ検出されなかった。従って全体としてはほぼ完全燃焼が達成されたといえる。空気比については他断面同様中心側が外側より 0.1 程度低くなっている。

各断面での濃度分布を測定した結果から火炎構造についてまとめると以下のようなになる。まず、燃焼器中心部の循環領域を保炎機構とした主火炎があり、燃焼器入口周辺部には空気流路の急激な拡大により生じた循環領域において流速が小さくなるために火炎が形成さ

れる。主火炎においてはほぼ完全燃焼が達成されており、主火炎内部の燃焼ガス内には未燃成分はほとんど存在しなくなる。可視火炎の長さは 100mm 足らずで、火炎下流では燃焼室壁面付近において低温壁面との接触による反応の凍結のため未燃成分が少し存在しているが、全体的にはほとんど完全燃焼が達成されているといえる。

図 3.7 に NO_x の半径方向分布を示す。z=10mm においては中心付近で 6ppm 近い値となるが、反応帯付近から徐々に下がり、未燃域である r=15mm~18mm で 1ppm 程度の最小値をとり、さらに外側の周辺火炎部で 3ppm 程度まで増加する。主火炎内部では完全燃焼の状況にあり、空気比がやや低くなるため NO_x 生成量が多くなるが、周辺火炎部では反応が完了した状態ではなく、空気比もやや高いため NO_x 排出量は低くなる。z=30mm においても同様に中心付近で NO_x 濃度は高く、反応帯付近から濃度は下がり始め、反応帯のすぐ外側で最小値となり、さらに外側の周辺火炎部で再び増加する。z=30mm における NO_x 生成の特性は z=10mm の場合と類似しているが、主火炎内部において r=5mm~10mm 付近で NO_x 濃度がやや多くなる傾向が見られる。また、反応帯外側の NO_x が最小値をとる部分において、いくらか反応が進んでいる様子が見られることから最小値は z=10mm のときの値よりも高くなっている。z=60mm では z=30mm で見られた中心のやや外側で NO_x 濃度が増加する傾向がさらに強くなり、r=9mm 付近では中心に比べ約 1ppm 高くなっている。主火炎が燃焼室壁面まで広がっているため r=9mm より外側の領域では NO_x 濃度は単調に減少している。z=100mm では中心付近が最大となり、外側に向かうにつれて単調に減少している。これは z=60mm での NO_x 分布から平坦化の方向に向かっている段階にあると考えられる。

各断面での NO_x 変化を見ると、中心付近では下流側に向かうにつれて NO_x 濃度が徐々に増加しており、また、周辺部についてはほぼ燃焼が完了している z=100mm 断面においても中心と比べて非常に低い値となっている。これは主要成分の濃度分布から算出した空気比において中心部では 1.4 程度になるため下流側での NO_x 生成が多くなり、周辺側では空気比が 1.5 程度になるので排出濃度も 3ppm 程度になって下流側でもほとんど生成されなくなるためである。

図 3.8 に各断面における温度分布を示す。z=10mm の未燃領域であった r=15mm~18mm では温度は非常に低くなっており、反応が起こっていないことがわかる。また、周辺火炎については温度は主火炎より約 200K 低くなっている。z=30mm では中心から r=18mm 付近まではほぼ平坦な温度分布となるが、外側で急激に温度が低下し、r=24mm 付近で 1000K 以下まで下がった後、周辺火炎部で再び温度が上昇している。また、周辺火炎の温度は主火炎の温度よりも低くなっている。z=60mm になると、燃焼室壁面付近で温度が 100K 近く低下するが、全体的にはほぼ均一な温度分布となる。z=100mm では温度分布に大きな変化が見られないが、さらに下流側に進み z=350mm 付近になると、放熱により全体的に温

度が低下している。また、温度低下は周囲側のほうが大きくなっている。

図 3.9～3.12 に $Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda=1.7$ のときのそれぞれの断面における化学種成分の濃度分布を示す。 $z=30\text{mm}$ (図 3.9) では、中心から $r=15\text{mm}$ より内側ではほぼ燃焼が完了しているが外側では徐々に未燃成分が増加し、燃焼器壁面付近ではほぼ未燃の状態となっている。これは、図 3.2 に見られるように $z=30\text{mm}$ 付近では火炎はほぼ燃焼器全体に拡がっているが下流側と比べるとやや細くなっており、燃焼器壁面付近ではほとんど未燃の状態で行っている様子が伺える。 $z=100\text{mm}$ (図 3.10) においてもまだ燃焼器壁面付近まで火炎は拡がっておらず、周囲では $z=30\text{mm}$ の断面と比較すると若干反応は進行しているがほぼ未燃状態のままである。 $z=200\text{mm}$ 断面 (図 3.11) では、写真では見られないが、実際には火炎はまだ形成されており、燃焼器壁面付近ではまだ未燃成分が多く検出されている。ただし、火炎は $z=30\text{mm}$ や 100mm 断面と異なり燃焼器壁面付近まで拡がっており、従って上流側の 2 断面よりも反応が進行しているのがわかる。さらに下流の $z=350\text{mm}$ 断面 (図 3.12) になると、完全に火炎の下流側となっており、ここでは、壁面付近で CO 濃度がやや高くなっているが概ね完全燃焼は達成できているといえる。

図 3.13 は $z=30, 100, 200$ および 350mm 断面での NO_x 濃度の分布を示したものである。 $\lambda=1.5$ の場合と同様火炎内側では高くなっているが、その濃度は 2ppm 程度となっている。 $z=30\text{mm}$ および 100mm の周辺に未燃領域が存在する断面では壁面付近で NO_x 濃度がかなり低くなっている。 $z=200\text{mm}$ 断面になると、周辺側において NO_x が生成されているが、中心付近での濃度は 2ppm 程度であり、 $\lambda=1.5$ の場合と異なり燃焼後の領域では NO_x の生成は見られなくなっている。火炎面後流となる $z=350\text{mm}$ 断面では $r=20\text{mm}$ より外側で、周辺側に向かうにつれて NO_x 濃度が大きくなる傾向が見られる。中心付近については $z=200\text{mm}$ 断面同様 NO_x 濃度は増加しない。したがって、この火炎では NO_x 生成は火炎面付近でのみ起こっている、すなわち prompt NO_x が支配的になっているといえる (第 5 章 参照)。

図 3.14 は $\lambda=1.7$ のときの火炎の温度分布を示したものである。火炎温度は $\lambda=1.5$ の場合と比べ 100K 近く低くなっており、また、周辺火炎の存在も見られないため周囲側では単調に温度が下がっている。 $z=100\text{mm}$ より上流では燃焼器壁面付近まで火炎が拡がっていなかったが、これらの断面における周辺部の温度も 500K 程度と非常に低くなっており、ここでほとんど反応が起こっていないことがわかる。

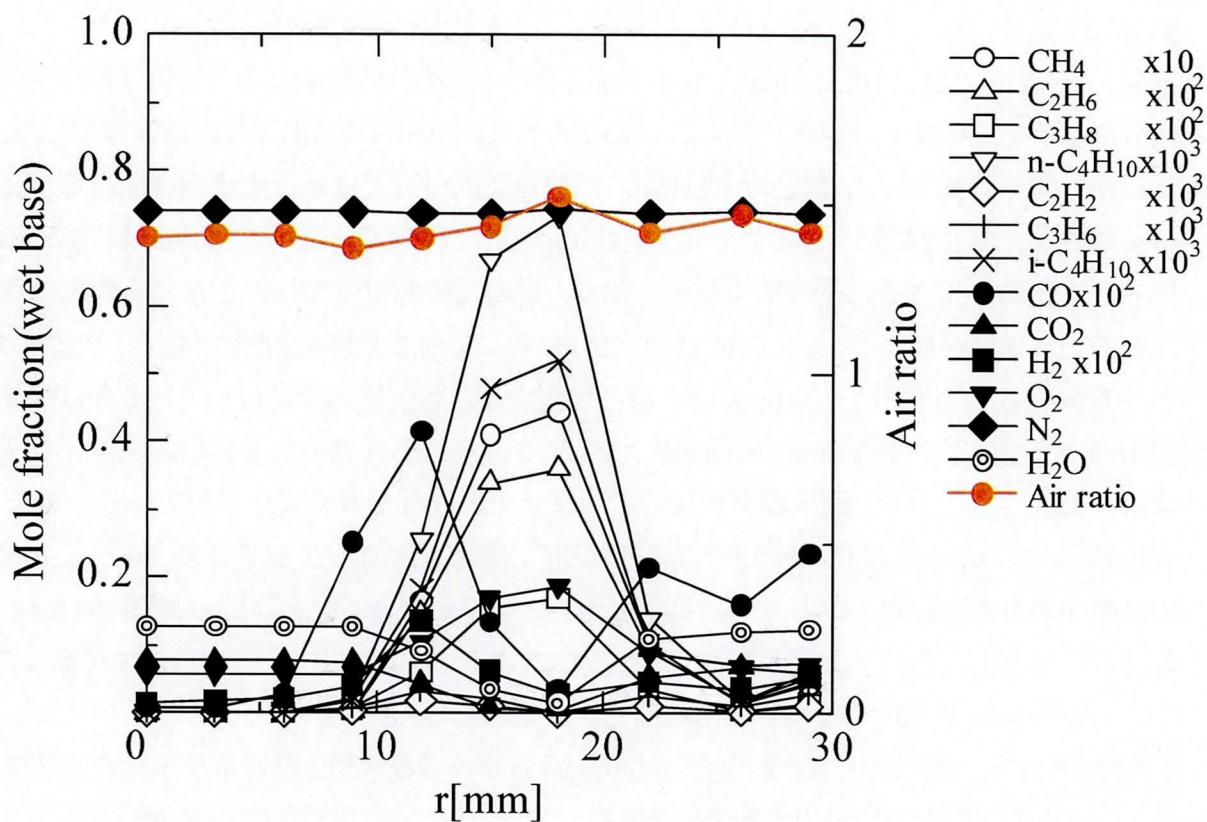


図 3.3: $z=10\text{mm}$ 断面の濃度分布

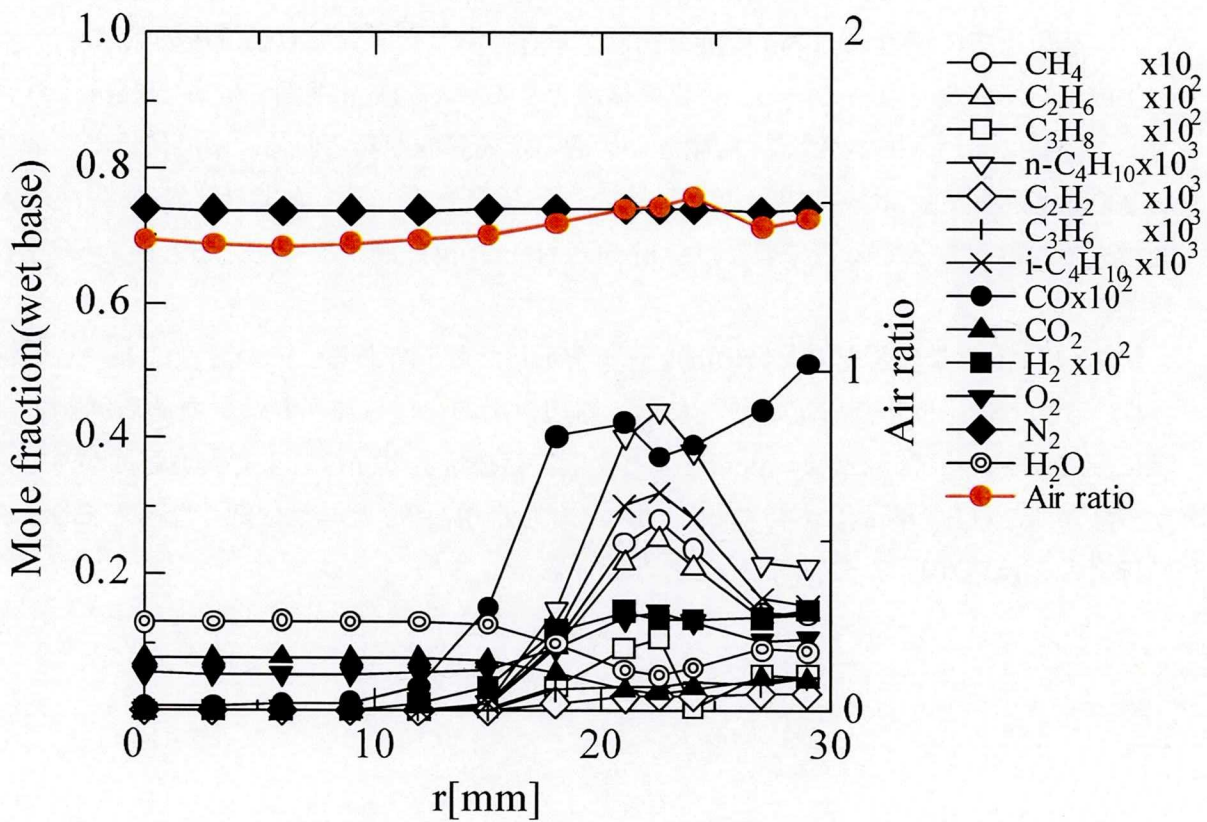


図 3.4: $z=30\text{mm}$ 断面の濃度分布

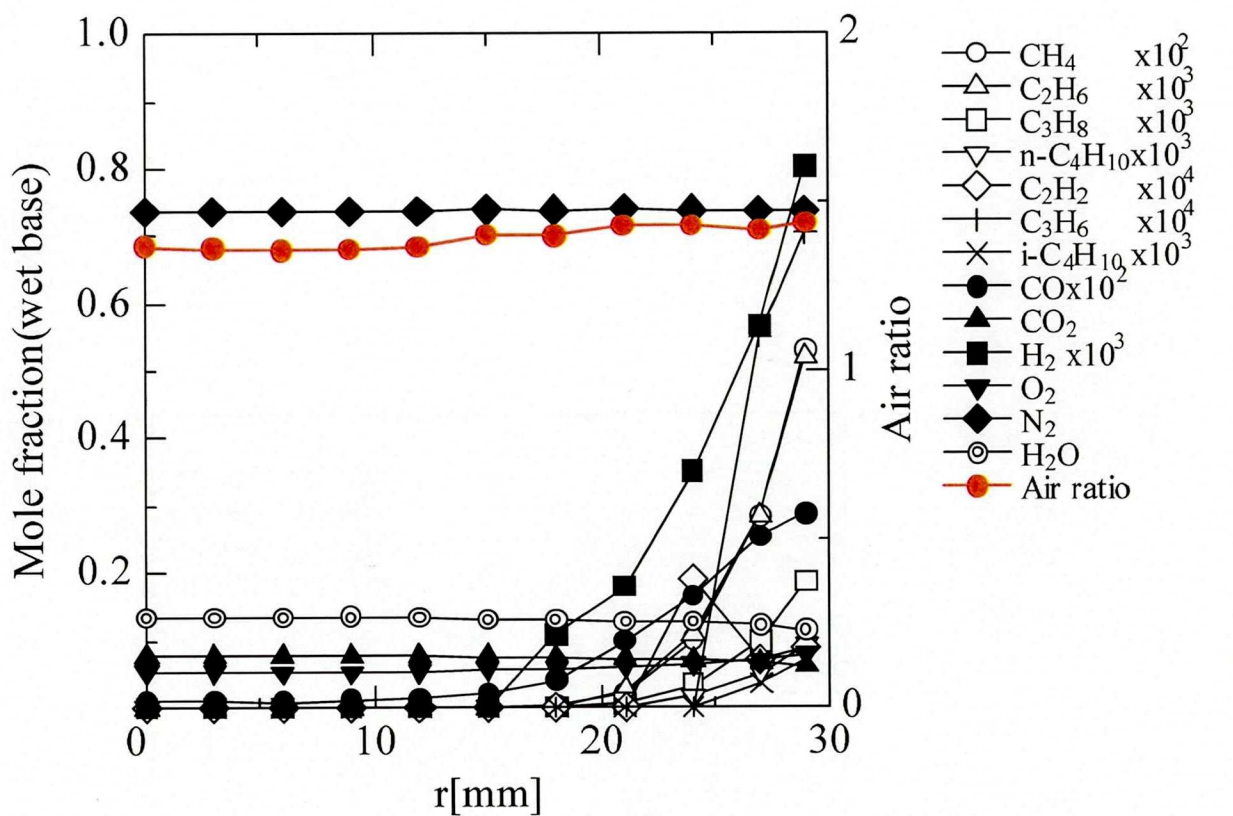


図 3.5: $z=60\text{mm}$ 断面の濃度分布

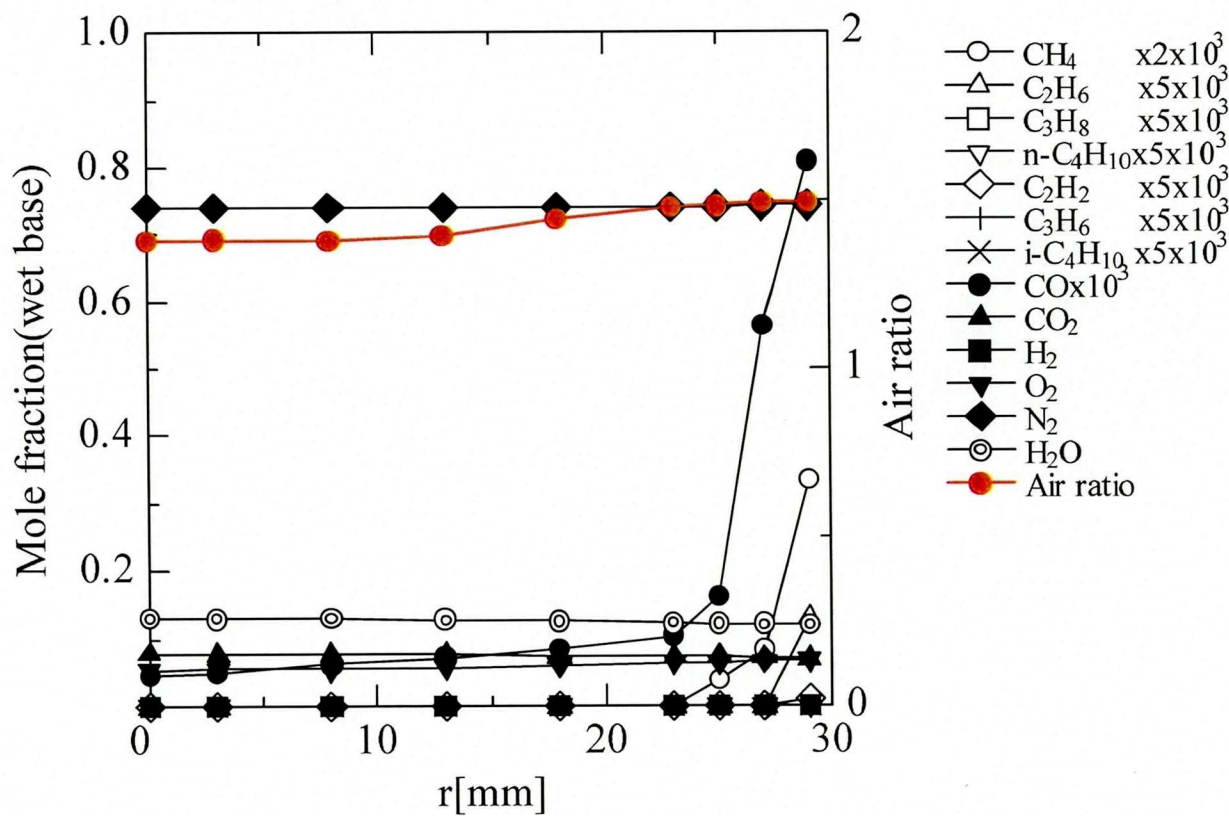


図 3.6: $z=100\text{mm}$ 断面の濃度分布

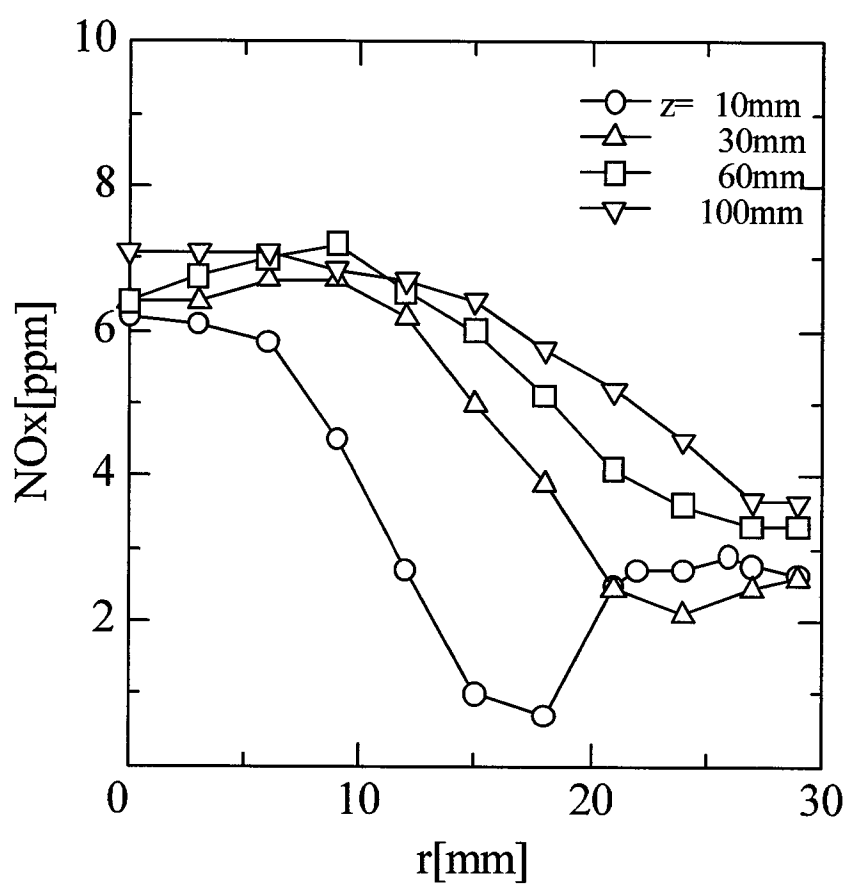


図 3.7: NO_x 濃度の半径方向分布

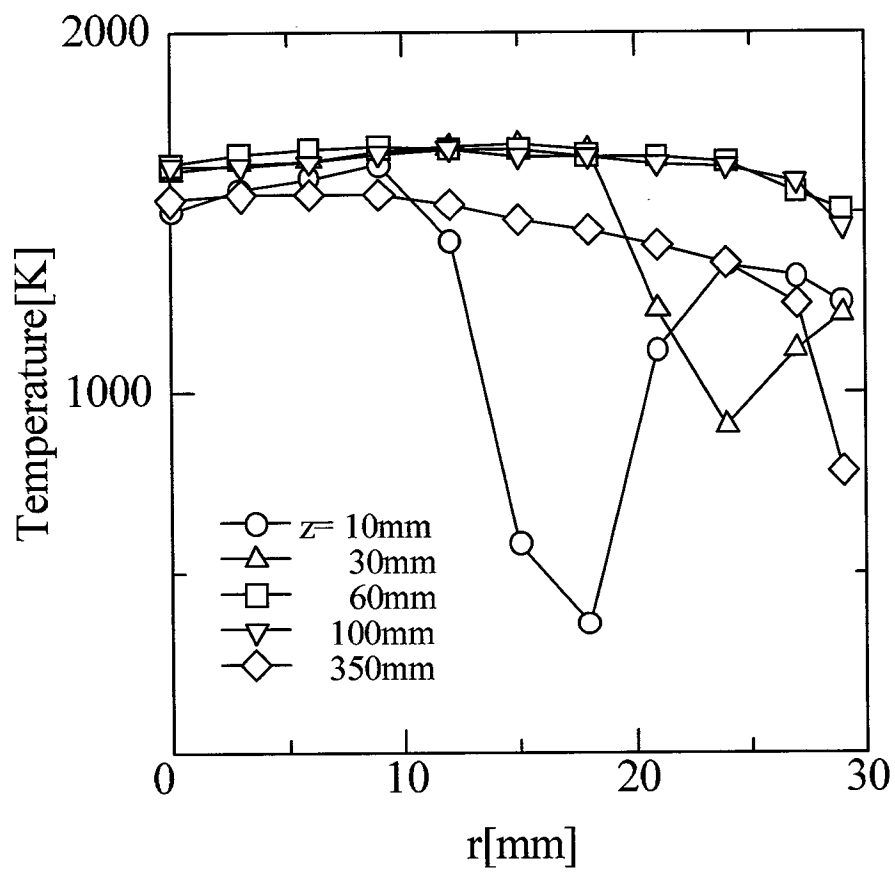


図 3.8: 各断面における温度分布

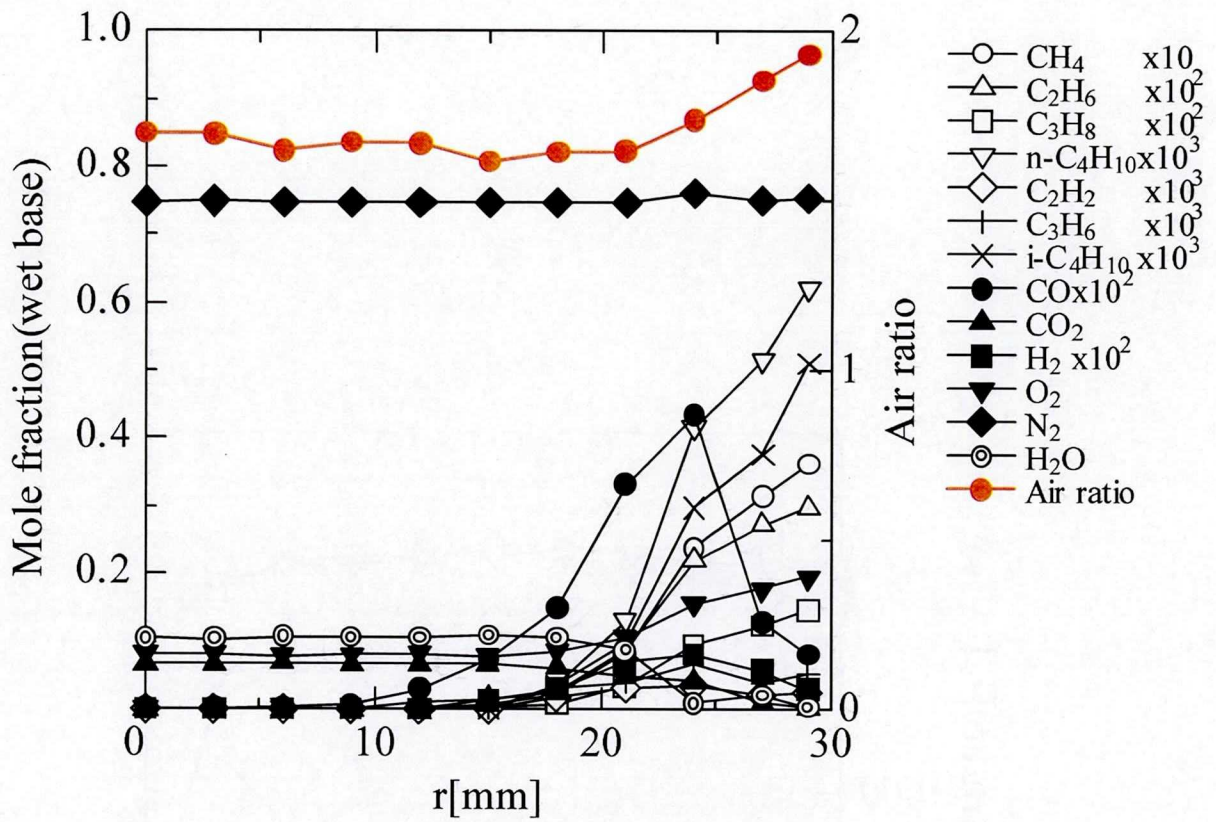


図 3.9: $z=30\text{mm}$ 断面の濃度分布

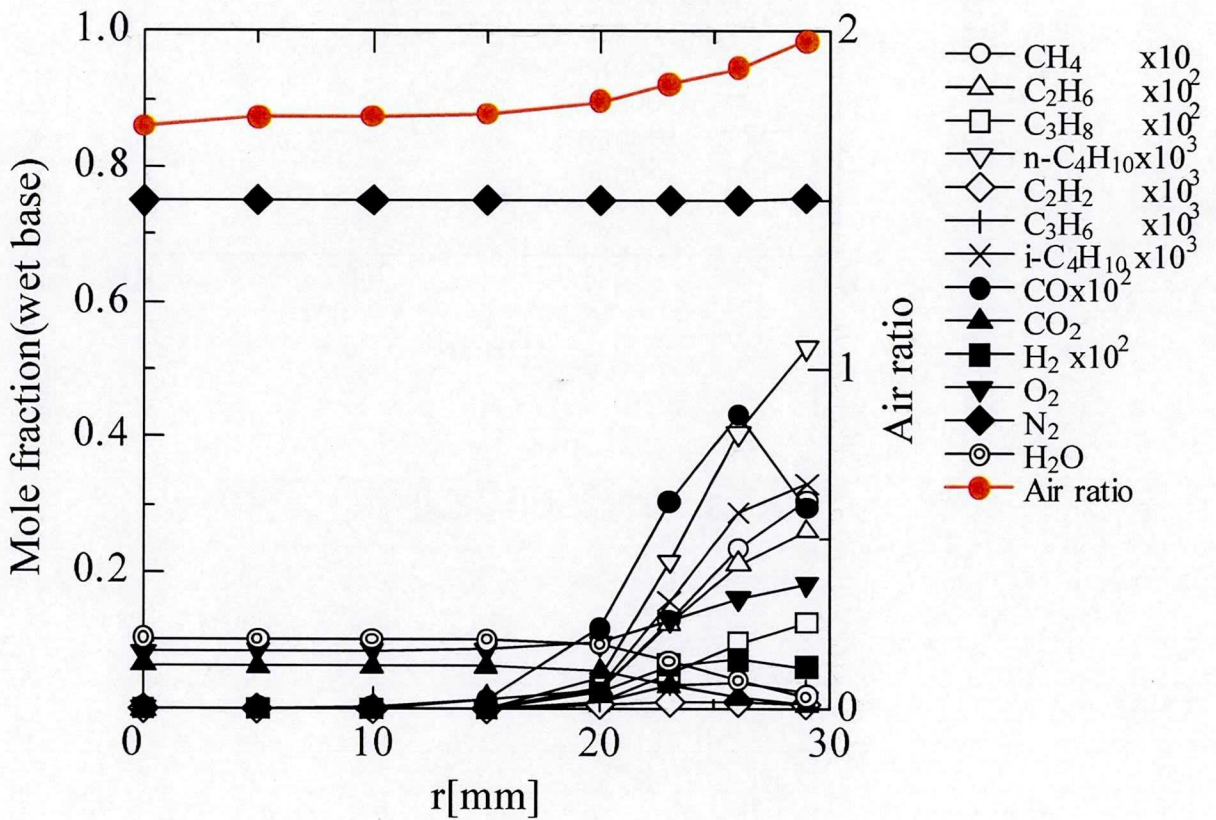


図 3.10: $z=100\text{mm}$ 断面の濃度分布

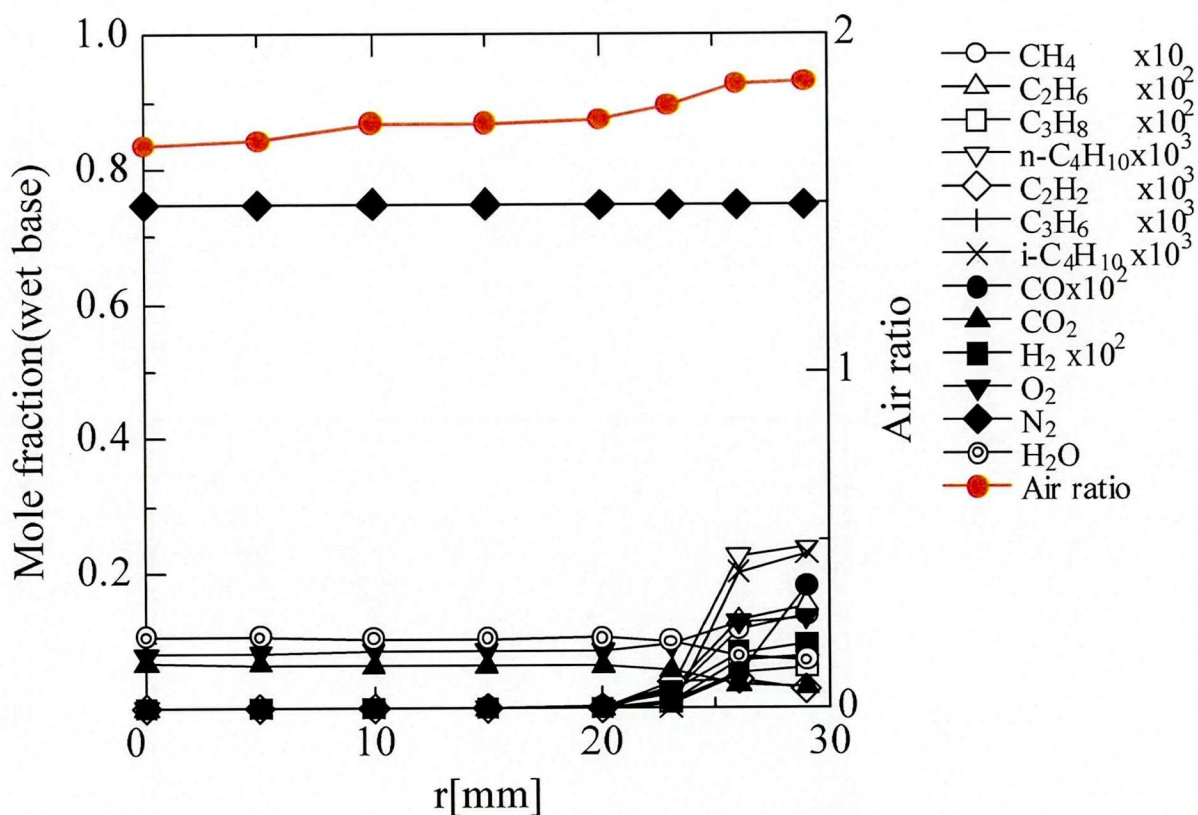


図 3.11: $z=200\text{mm}$ 断面の濃度分布

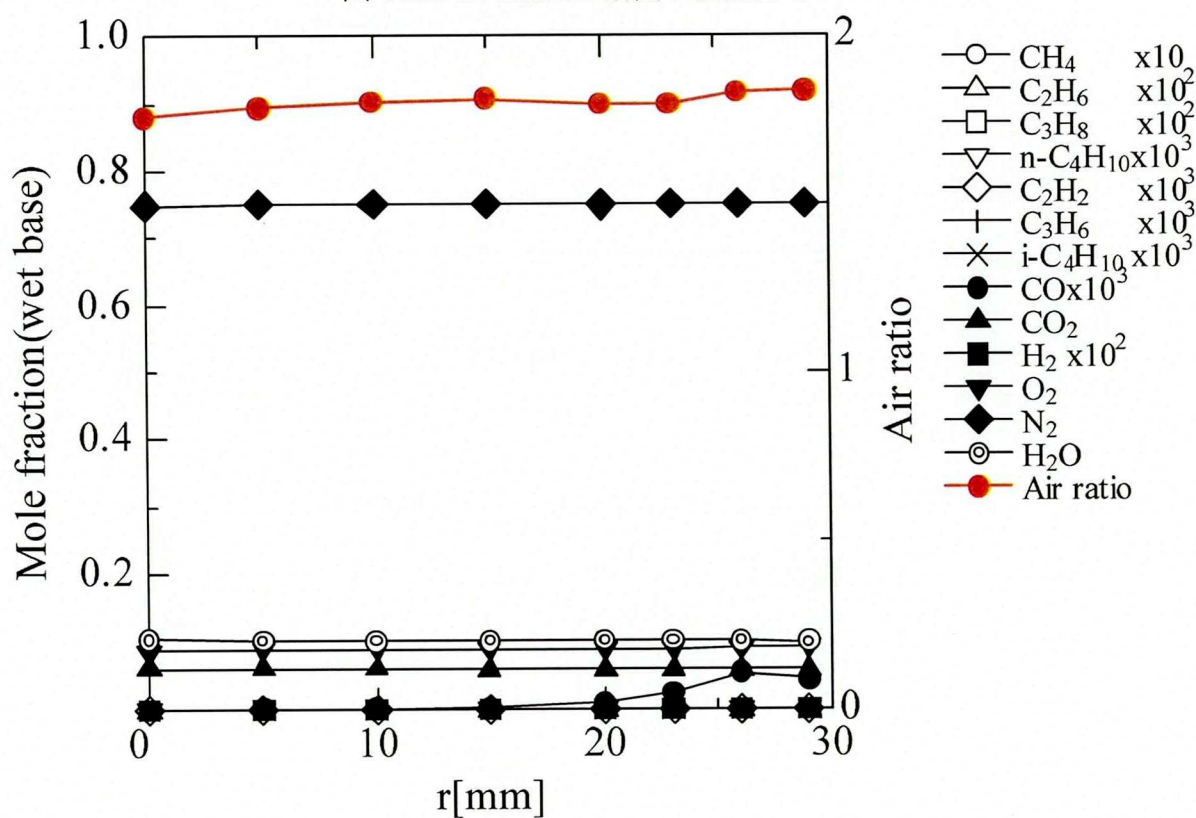


図 3.12: $z=350\text{mm}$ 断面の濃度分布

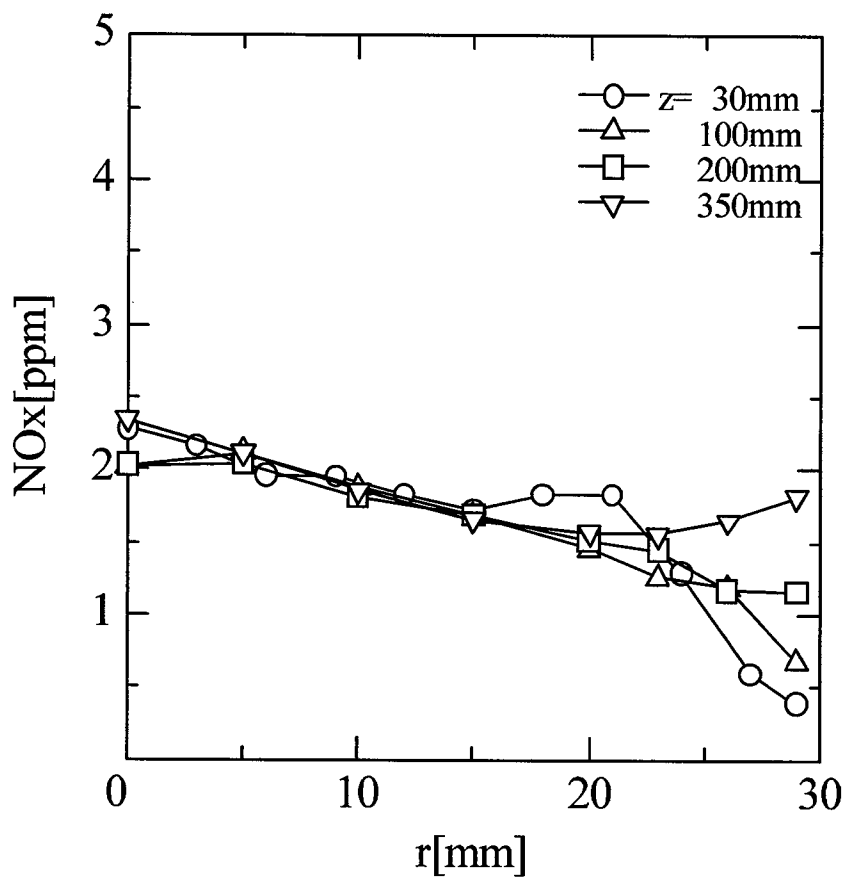


図 3.13: NO_x 濃度の半径方向分布

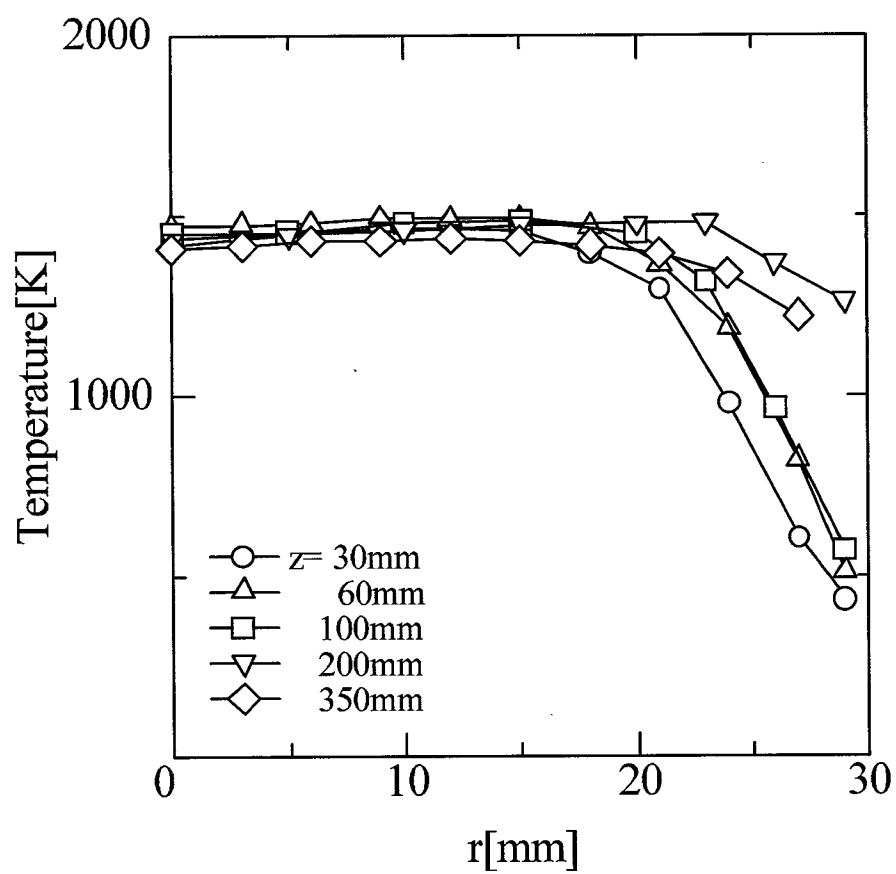


図 3.14: 各断面における温度分布

3.4 まとめ

第2章において低 NO_x ・完全燃焼が達成された旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2) において形成される火炎の典型的なもの2種類についてその内部の主要成分と NO_x 濃度分布および温度分布を測定し、火炎内部構造および NO_x 生成過程についての調査を行った。得られた結果を要約すると次のとおりである。

1. 空気比 $\lambda=1.5$ のとき、燃焼器中心部には循環領域を保炎機構とした火炎が形成され、燃焼器入口周辺部には空気流路の急激な拡大により生じた循環領域において周辺火炎が形成される。可視火炎の長さは100mm程度で、燃焼も100mm程度でほぼ完了する。ほぼ燃焼完了後の100mm断面では温度分布はほぼ平坦になっているが、 NO_x 濃度については濃度差があり、中心付近では高くなる。また、中心部では下流においても NO_x がわずかに生成されている。中心部と周辺部の NO_x の差は中心部で空気比がわずかに小さくなっていることが一つの原因と考えられる。
2. $\lambda=1.7$ の火炎は長く伸びており完全燃焼を達成するには350mm近い距離が必要となる。ただし、 NO_x 生成量については非常に小さく、また、火炎下流側でほとんど生成されない。
3. 未燃成分は火炎周辺部に残存し、それが未燃成分排出の原因である。未燃成分の残存領域は可視火炎の領域とほぼ対応する。未燃成分として炭化水素よりCOが最後まで残存する傾向がある。

参考文献

- [1] 笠木 伸英, 資源環境対策, Vol.35, No.10, (1999), pp.976-983.
- [2] 吉田 祐作, 日本機械学会誌, Vol.105, No.1007, (2002), pp.51-55.
- [3] 石井 國義編著, マイクロガスタービンシステム, (2002), オーム社

第 4 章

燃焼器入口部における混合状況の解析

4.1 はじめに

希薄予混合燃焼は低 NO_x 燃焼手法としてその低減効果は非常に大きく、さらに経済性、信頼性、耐久性等の面においてもメリットが多く、現在の天然ガスを燃料とする産業用ガスタービンでは主流となっている。ただし、実際の燃焼器に適用する際には逆火の問題もあり、燃料と空気の混合は燃焼室入口付近で行い、極力予混合気が存在する区間を短くする必要がある。そのため燃焼前に完全な混合を達成することは困難であるが、混合が不十分で空気比の空間的および時間的変動があると十分な NO_x 低減効果が得られないことが示されている^{[1]~[3]}。従って、高速混合手法の確立が肝要である。

第 2 章において 2 つの混合改善の手法を考え、それぞれを適用した燃焼器について NO_x 測定を行い、低 NO_x 生成が達成されることが示された。本章ではこの 2 つの混合改善の手法を適用した流れ場を数値シミュレーションにより予測し、混合状況を詳しく調べる。

4.2 計算対象

1. Case2 燃焼器の混合予測

第 2 章で考えてきた燃焼器の中で典型的な低 NO_x 燃焼器として Case2 の燃焼器を選定し、第 3 章において $Q_f=10[\text{Nl}/\text{min}]$ 、 $\lambda=1.5$ および 1.7 の条件で形成された火炎についてその内部の化学種成分および温度分布を測定し、その内部構造を調べた。さらに本章ではこの燃焼器の $Q_f=10[\text{Nl}/\text{min}]$ 、 $\lambda=1.5$ における燃焼器入口部での混合特性を予測する。計算領域を図 4.1 に示す。領域は燃料噴射孔より 11mm 上流側を空気入口境界とし、Case2 燃焼器の予混合区間であるスワラ下流 45mm までを考える。中心ノズルおよび分配管の径、スワラの形状等は現実の寸法通りに作成するが、燃料噴射孔については円形ではメッシュ作成が困難なため、断面積が同じ正方形で考える。メッシュはすべて構造格子とし、予混合区間、スワラ、燃料噴射孔付近などの領域

に分割し、それぞれの体積要素に対しメッシュを作成する。(図 4.2 参照)

2. 交差流の混合予測

Case4 の燃焼器において用いた燃料流に空気を一部添加して噴射する場合の混合特性についてのシミュレーションを行う。計算対象としては Case4 の燃焼器入口部の形状に合わせ内側の径が 13.8mm, 外側の径が 36mm のドーナツ上の流路の外側に 24 個の燃料噴射孔を等間隔に配置したものを考える。計算領域を図 4.3 に示す。流路断面は図中の斜線で示すように燃料ノズルを中心とする 15 度のみを考え、周期境界条件を適用する。実験では燃料ノズルの径は 3mm で 30 度傾いていたが計算においてはノズル径は 1mm とし、中心方向に向かって噴射するようにしている。燃料噴射孔の位置については上流側は 30mm とし、下流側については Case4 同様 40mm とする。計算メッシュは構造格子を用い、刻みは主流方向に 140, 半径方向に 16, 周方向に 9 ですべて等間隔とした。

なお、計算領域およびメッシュの作成については FLUENT Inc. 社の CFD プリプロセッサ GAMBIT を用いて行った。

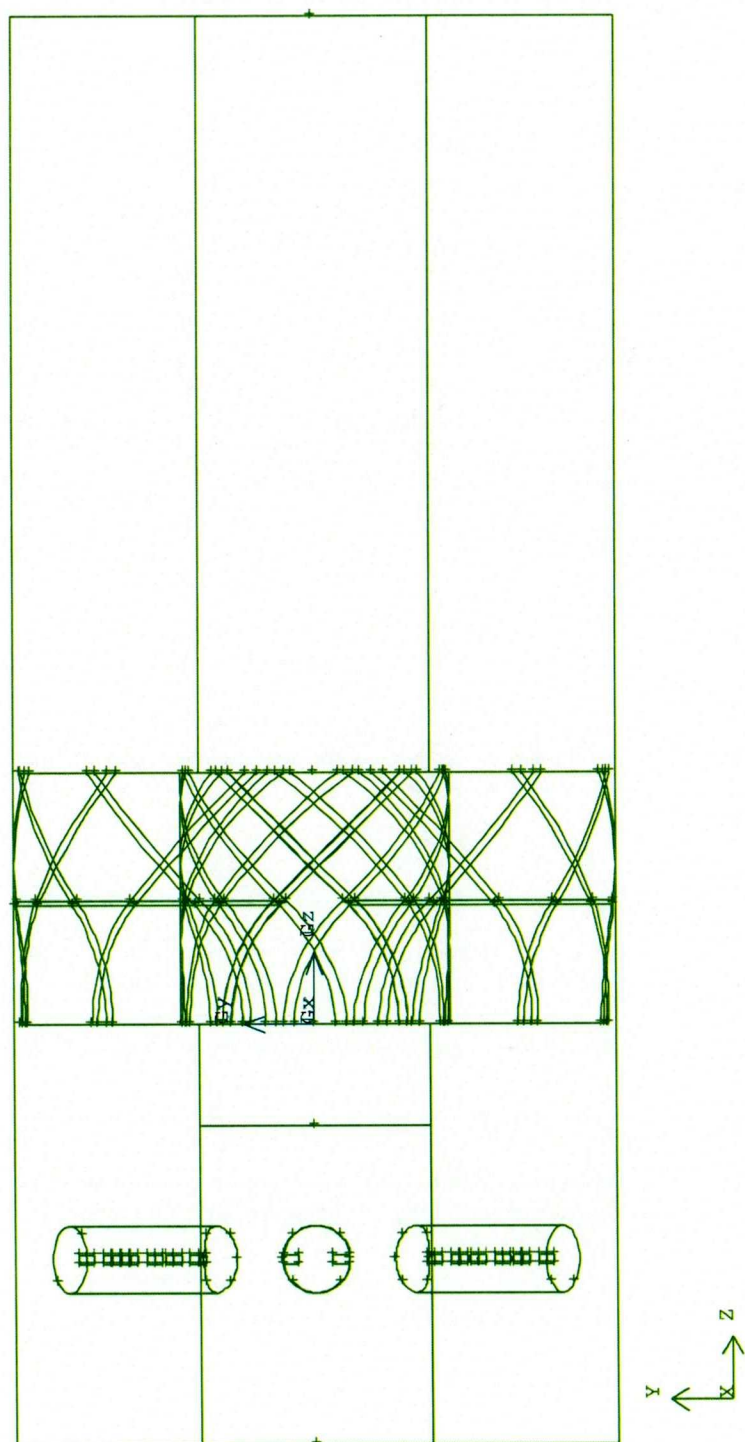


図 4.1: 計算領域 (Case2 燃焼器)

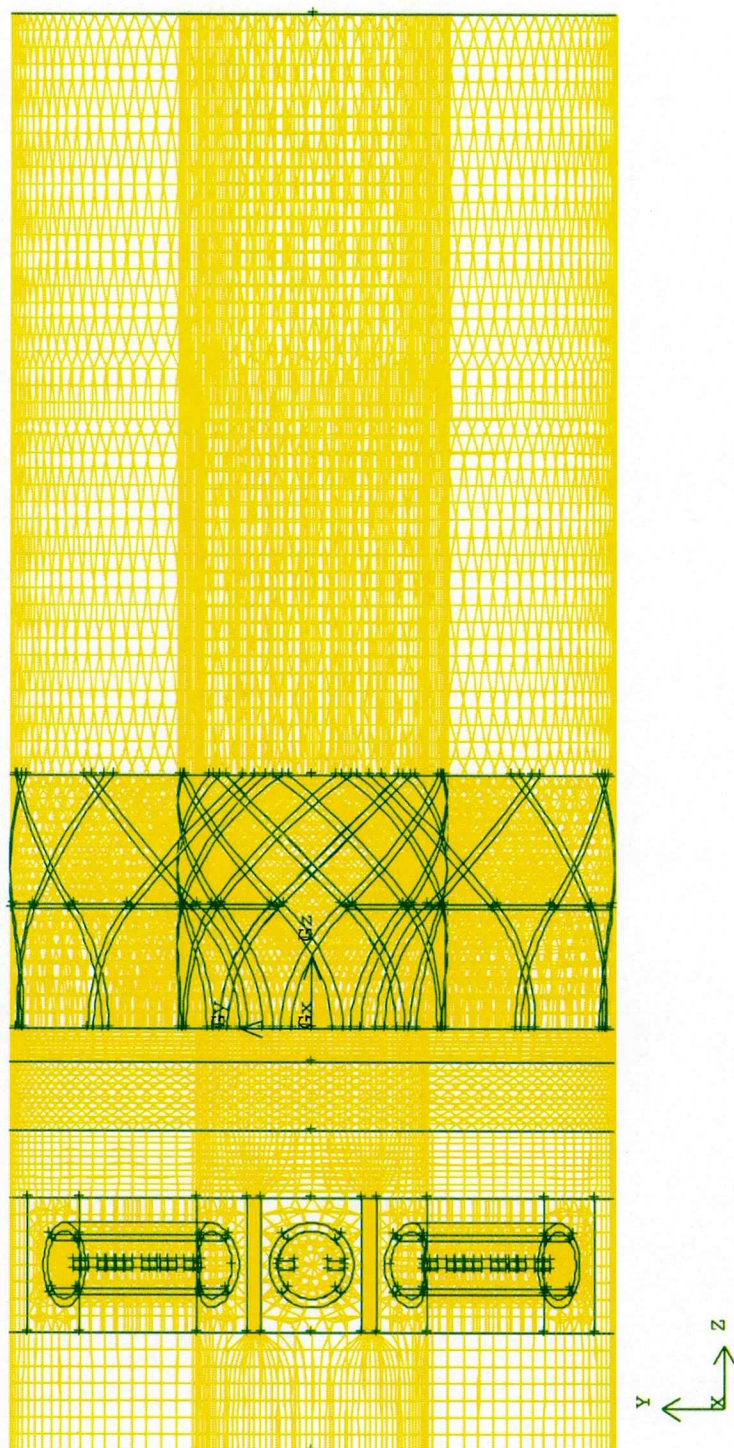


図 4.2: 計算メッシュ (Case2 燃焼器)

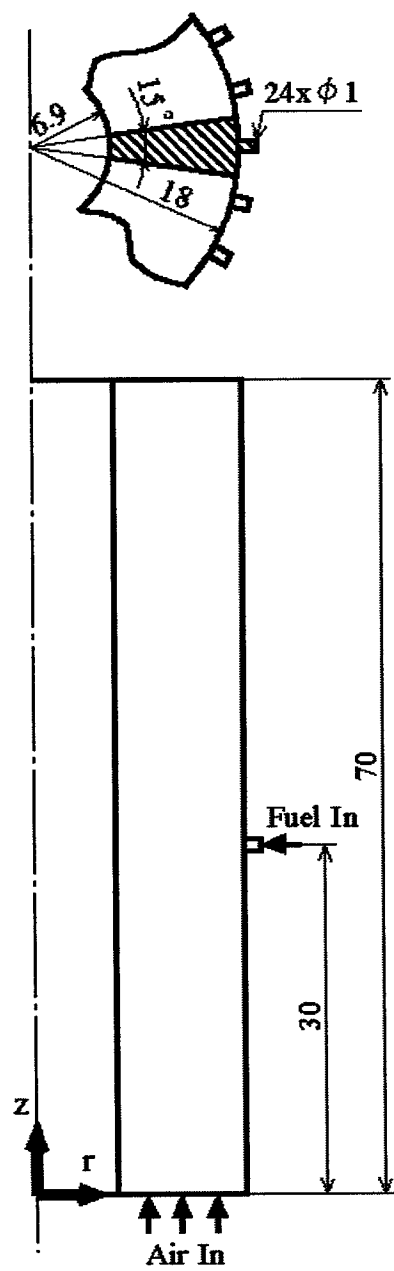


图 4.3: 計算領域 (交差流)

4.3 基礎式とモデル

本章で行う数値シミュレーションは FLUENT Inc. 社の CFD ソフト FLUENT5.5 を用いている。本項ではシミュレーションにおいて考慮した基礎式および用いた乱流モデルについて示す。

4.3.1 基礎式

燃焼器入口部での混合状況を知るために求めるべき変数は主流方向，半径方向および軸方向の速度成分，圧力および各化学種成分の濃度である。これらを求めるために必要となる基礎方程式は質量保存式，各方向の運動量保存式および化学種成分の保存式である。ただし，これらの基礎式は各変数の瞬時値を用いて書かれるが，ここで求めたいのは各変数の時間平均値であるため，それぞれの基礎式を時間平均値で表す形に変形している。

質量保存式 (連続の式)

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\bar{\rho} \tilde{u}_k) = 0 \quad (4.1)$$

運動量保存式

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_k \tilde{u}_i}{\partial x_k} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_k}(\bar{\tau}_{ki} + \bar{\rho} \widetilde{u_k'' u_i''}) + \bar{\rho} g_i \quad (4.2)$$

ただし，

$$\tau_{ki} = -\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_i} + \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} \delta_{ki} \right) \quad (4.3)$$

化学種成分の保存式

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{m}_j}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_k \tilde{m}_j}{\partial x_k} = -\frac{\partial}{\partial x_k}(\bar{J}_{j,k} + \bar{\rho} \widetilde{u_k'' m_j''}) + \bar{R}_j \quad (4.4)$$

ただし， R_j ：化学反応による質量の生成速度或いは減少速度項を表す。本計算では反応を考慮しないため 0 となる。また質量拡散項 $J_{j,k}$ は次式で表せる。

$$J_{j,k} = -\rho D_{j,m} \frac{\partial \tilde{m}_j}{\partial x_k} \quad (4.5)$$

$D_{j,m}$ は化学種成分 j の混合気に対する拡散係数を表す。

4.3.2 乱流モデル

本計算では乱流モデルとして $k - \epsilon$ モデル^[4]を用いる．式(4.2),(4.4)において未知量となるレイノルズ応力および乱流拡散流束は Boussinesq のうず粘性モデル^[5]の概念を導入すると

$$-\rho \widetilde{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\bar{\rho} k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (4.6)$$

$$-\bar{\rho} \tilde{u}_k \tilde{m}_j = \frac{\mu_t}{\sigma_m} \frac{\partial \tilde{m}_j}{\partial x_k} \quad (4.7)$$

ただし, μ_t は乱流粘性係数, σ_m はシュミット数で, μ_t については乱れのエネルギー k とその消散率 ϵ から次式で与えられる．

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.8)$$

また, 乱れエネルギー k およびその消散率 ϵ はそれぞれ以下の保存式より得られる．

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu + \mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (4.9)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu + \mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} G_k - C_{2\epsilon} \rho \epsilon) \quad (4.10)$$

ただし, 各種の定数は以下のように決定される．

- 乱流エネルギーの生成項 G_k

$$G_k = \mu_{eff} \left[2 \left\{ \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} \right)^2 \right\} + \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right)^2 \right] \quad (4.11)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.12)$$

- モデル定数 $C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ ^[4]

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

4.4 解析結果と検討

4.4.1 Case2の燃焼器の混合状況

図4.4, 4.5に各断面におけるメタンのモル分率の分布を示す。 $z=-14\text{mm}$ は燃料ノズル噴射孔のある断面で、ここで燃料が噴射された後、スワラ入口($z=0\text{mm}$)までの間に徐々に拡散していく様子がわかる。しかし、この区間での混合は十分でないため、スワラ内を通過するとき燃料が多い部分と少ない部分が交互にできてしまう。スワラ内($z=0\sim 15\text{mm}$)における濃度分布を見ると入口側と出口側であまり違いは見られず、スワラ内では混合がほとんど進行していないといえる。スワラ下流側($z=15\text{mm}$ 以降)になると再び混合が進行し、周方向分布を見ると $z=20\text{mm}$ においては領域全体で濃度差が見られたが $z=30\text{mm}$ になると周辺部近傍を除いて周方向には濃度分布は一定となっている。ただし、半径方向の濃度分布は大きく、中心付近で最大となり、外側に向かって徐々に濃度が低くなっていく層状の分布が形成されている。下流に進むにつれて濃度差は徐々に小さくなっているが、混合がかなり進んでいるとは言えず、流出境界(Case2燃焼器における中心ノズル先端断面)において濃度の最大値は0.0855(中心側)最小値は0.05(周囲側)となる。

一方、図4.6, 4.7はCase2燃焼器において計算領域の $z=20\text{mm}$ および 40mm の位置で未燃予混合気の濃度分布を測定したものである。計算はメタンを燃料としているが実験では都市ガス(13A)を用いている。 $z=20\text{mm}$ では中心側で少し燃料濃度が低く流路中央部で濃度は高くなり外側で低くなっている。また、そのときの濃度差はメタンで見ると最大値が0.055, 最小値は0.038程度となっている。 $z=40\text{mm}$ では濃度分布は中心が最大で外側に向かって徐々に減少するようになっている。また、この断面における濃度分布はメタンで見ると最大で0.05, 最小で0.045とかなり平坦になっている。

Case2燃焼器についての混合のシミュレーションおよび濃度分布測定の結果をまとめると、以下ようになる。シミュレーションの結果半径方向の混合が起こりにくい傾向があり、燃料噴射位置での燃料と空気の半径方向流量配分を最適にする必要があるといえる。ただし、本シミュレーションの結果と実験結果を比較するとシミュレーションのほうが混合が悪く、計算条件等の検討の必要性がある。

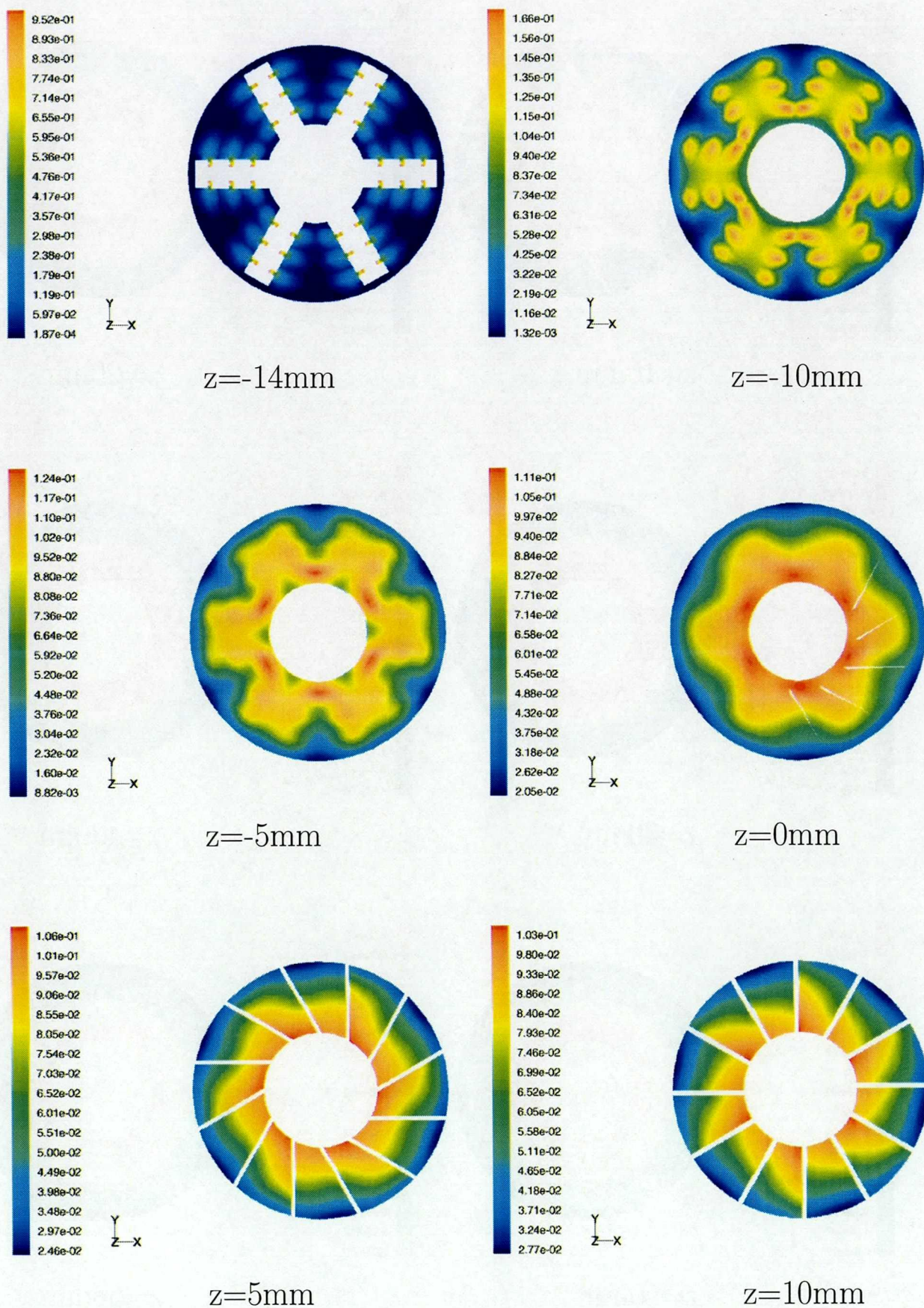
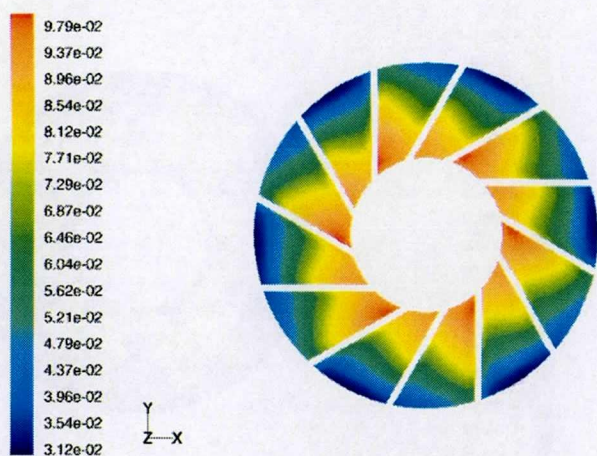
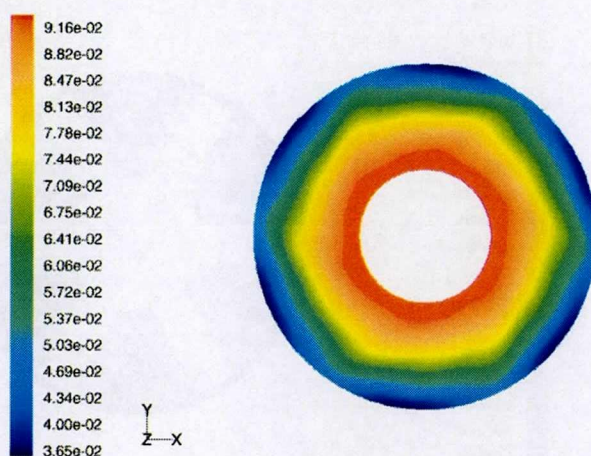


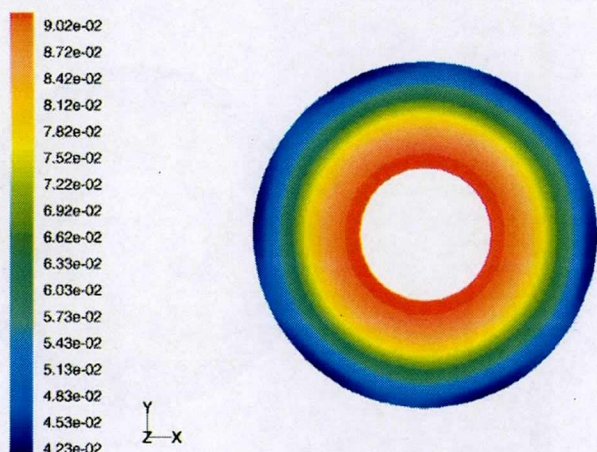
図 4.4: 各断面におけるメタンのモル分率の分布 ($z = -14$ から 10mm)



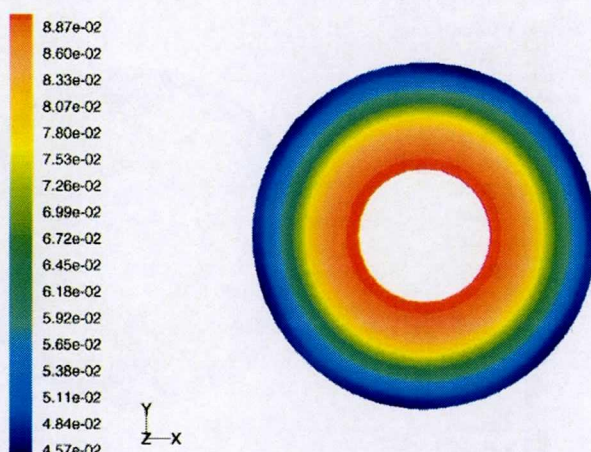
$z=15\text{mm}$



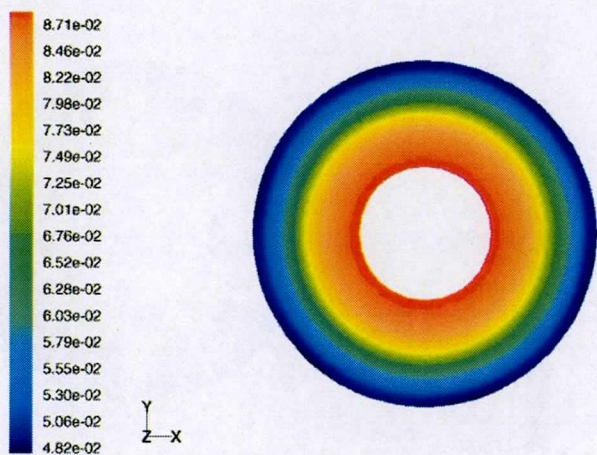
$z=20\text{mm}$



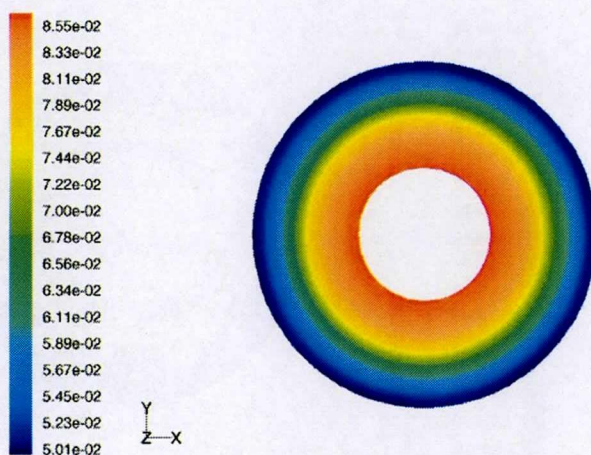
$z=30\text{mm}$



$z=40\text{mm}$



$z=50\text{mm}$



$z=60\text{mm}$

図 4.5: 各断面におけるメタンのモル分率の分布 ($z=15\sim60\text{mm}$)

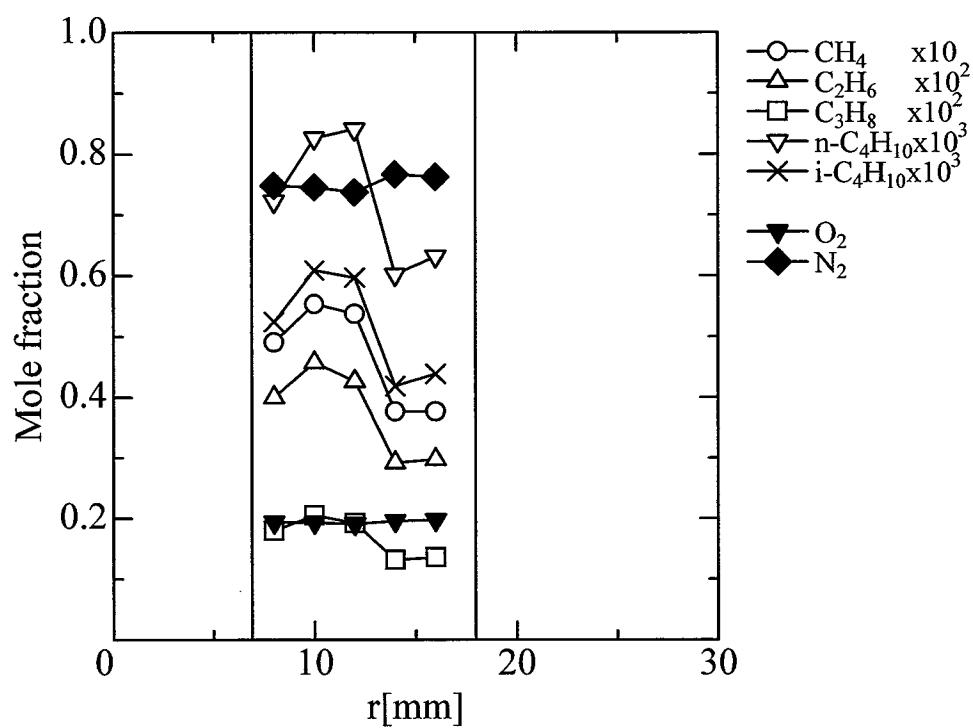


図 4.6: 主要成分の濃度分布 ($z=20\text{mm}$)

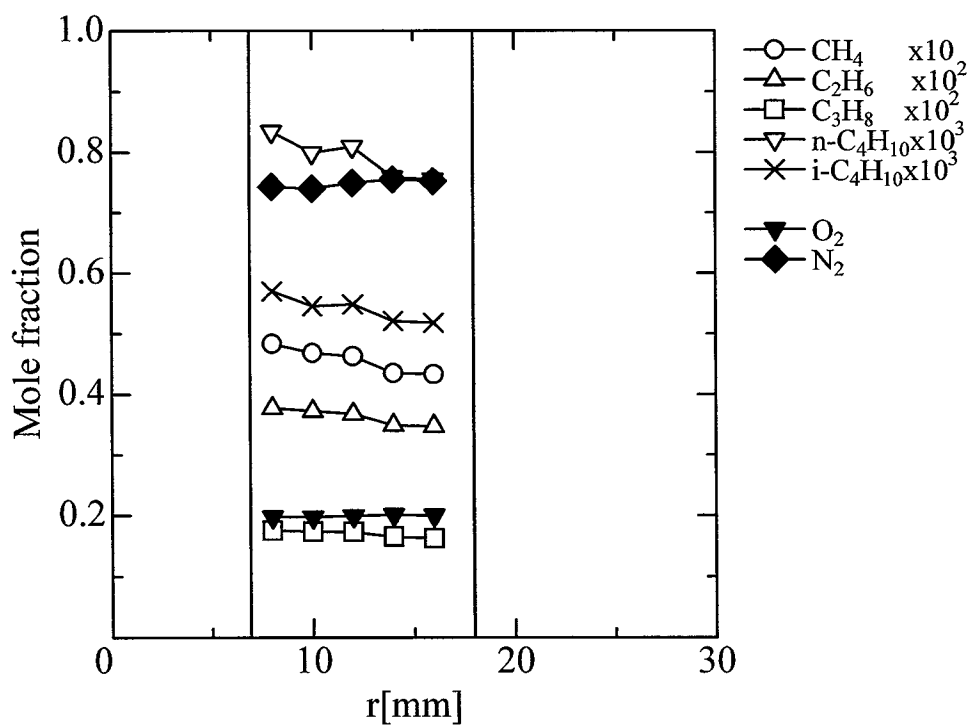


図 4.7: 主要成分の濃度分布 ($z=40\text{mm}$)

4.4.2 交差流の混合のシミュレーション

空気流路側面に燃料噴射孔を設け空気流に対し燃料を交差流的に噴射した場合の混合状況についてのシミュレーションを行った。図 4.8 の上段左の図は燃料流量が 10[Nl/min]、空気比 1.5 の場合で燃料に空気を混合しなかった場合の燃料濃度 (モル分率) を示したものであるが、噴射孔から出た燃料はほとんど壁に沿って流れており、下流部においても空気流路の内側にはまったく到達していない。上段中央から順に燃料に空気比 λ_p に相当する空気を予混合させて噴射した場合の混合状況を示す。 $\lambda_p=0.1$ の状態では内側には到達していないが、空気を予混合しなかった場合と比べると、燃料はより遠くまで到達している。予混合空気比をさらに増加させていくと $\lambda_p=0.2$ でほぼ全体に燃料が行き渡っており、混合は非常に良好な状態になっているが $\lambda_p=0.3$ まで増やすと燃料の貫通力が増加しすぎて空気流路の内壁に衝突してしまい逆流が生じてしまっている。 $\lambda_p=0.4$ になると逆流域はさらに大きくなっている。図 4.9 は λ_p が 0 から 0.3 まで変化したとき燃料噴射ノズル付近の速度分布を示している。空気を予混合していないときは燃料流速は 8.842[m/s]、空気流速は 2.741[m/s] となる。このときは空気流路内に噴射された燃料はすぐに空気流に巻き込まれていることがわかる。 $\lambda_p=0.1$ になると燃料は空気流に巻き込まれながらも中央付近までは到達している。このときの空気流速は 2.558[m/s] と若干減少した程度であるが燃料流速は 17.26[m/s] とほぼ 2 倍近くになっている。これは、メタン 1[Nl/min] に対し量論空気量は 9.52[Nl/min] と非常に多くなるためであり、空気添加による燃料側の運動量の増加が混合状況の改善に大きな効果をもたらしているといえる。 $\lambda_p=0.2$ においても同様の傾向が見られる。 $\lambda_p=0.3$ になると燃料流速は 40[m/s] 近くまで大きくなり、燃料流の貫通力が大きくなりすぎて逆に空気流を巻き込むようになり、内側の壁面に完全に衝突してしまっている。さらに衝突した燃料の一部は逆流し、循環領域が形成されている。また、燃料噴射孔のすぐ下流においても循環領域が形成されている。

図 4.10～4.12 に $Q_f=10$ [Nl/min]、 $\lambda=1.5$ で予混合空気比 λ_p が 0、0.2 および 0.4 における流路断面での燃料の濃度分布を示す。 $\lambda_p=0$ (図 4.10) のとき燃料噴射孔のすぐ下流となる $z=40$ mm では外壁よりやや内側に濃度が最も高い領域が存在し、そこを中心に円状に濃度分布が形成されている。下流に向かうにつれて徐々に燃料は拡散し、 $z=60$ mm になると周方向には分布はほぼ一定に近づいてきている。このことから、周方向については混合は良好であるといえる。ただし、半径方向には混合は良くなく、中心付近ではほとんど燃料は存在していない。 $\lambda_p=0.2$ (図 4.11) では $z=40$ mm においてほぼ流路中央付近で燃料濃度最大となっており、内側および外側壁面付近においてもある程度の燃料が存在している。周方向の混合は良好で $z=50$ mm では周方向にほぼ均一な濃度分布が形成されている。半径方向への混合は $\lambda_p=0$ の場合同様あまり良好ではないが、早い段階で比較的全体に拡がって

いたため、出口となる $z=70\text{mm}$ では濃度が最大の部分で 0.063、最小の部分で 0.0368 と比較的濃度差は小さくなっている。 $\lambda_p=0.4$ (図 4.12) のときは燃料の貫通力が非常に大きいため、ノズル中心を含む $z=30\text{mm}$ の断面においてすでに中心部にまで燃料が到達している。周方向には $z=40\text{mm}$ の時点ですでにほぼ均一な分布が形成されている。半径方向については外側から燃料を噴射したにもかかわらず中心部が燃料濃度が最大となっており、外側に向かって徐々に濃度が低くなっている。ただし、濃度分布については比較的平坦になっており、混合状況に関して言えば良好であるといえる。

図 4.13～4.15 に燃料流量を $Q_f=10[\text{Nl/min}]$ で一定とし、空気比を 1.6, 1.7 および 1.8 と変えた場合の混合の様子を示す。空気比が増加することで空気流側が大きくなるほうへ向かうが空気比 1.8 で燃料に空気を添加しないときの流速は $3.289[\text{m/s}]$ と空気比 1.5 の場合に比べてもその増加量はあまり大きくない。従って、燃料の混合状況も空気比の増加と共に若干悪化する方向に向かうがあまり大きな影響は出てこない。ただし、 $\lambda_p=0.3$ のときに内側で生じた逆流域だけは大きく変化し $\lambda=1.8$ の場合には逆流域はほとんど見られなくなった。また、図 4.16 は $Q_f=15[\text{Nl/min}]$ で $\lambda=1.5$ のときの混合状況の予測であるが、 $Q_f=10[\text{Nl/min}]$ で $\lambda=1.5$ のときと比較すると貫通力がかなり増加しており、 $\lambda_p=0.1$ ですでにほぼ内側まで到達し、 $\lambda_p=0.2$ で大きな逆流域が形成されている。

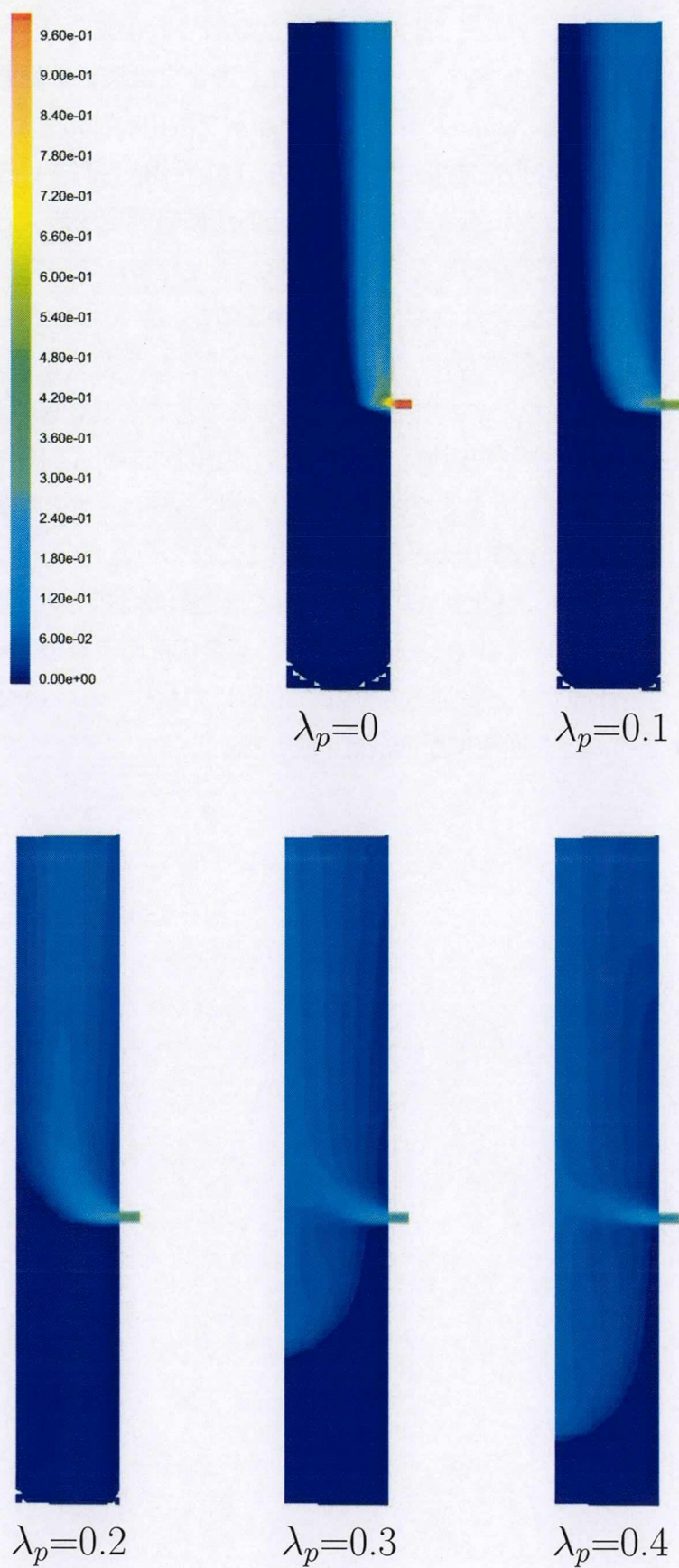
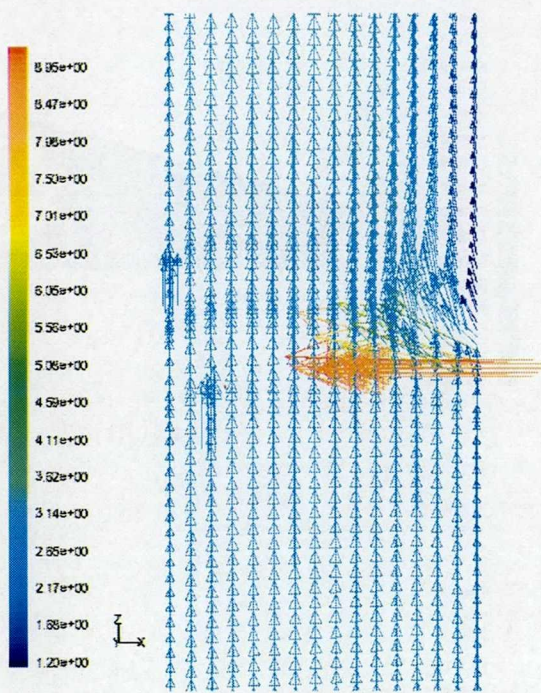
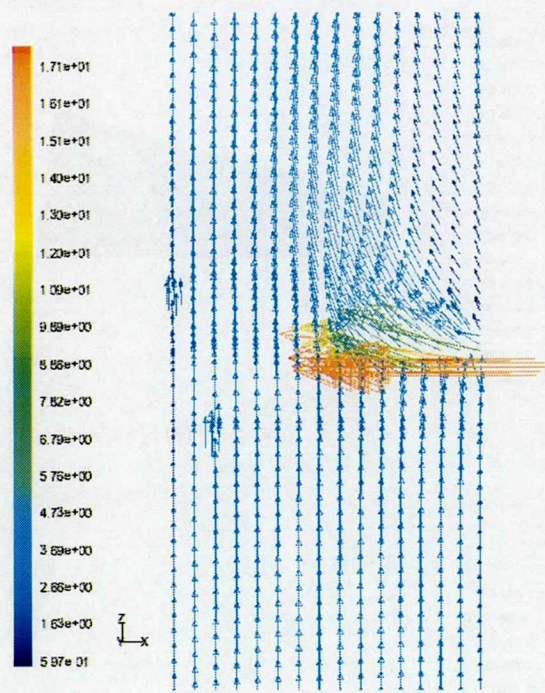


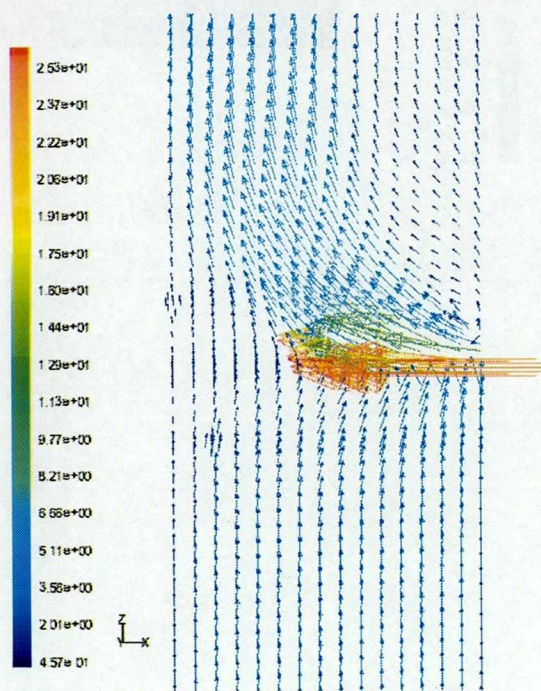
図 4.8: 燃料の混合状況 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda=1.5$)



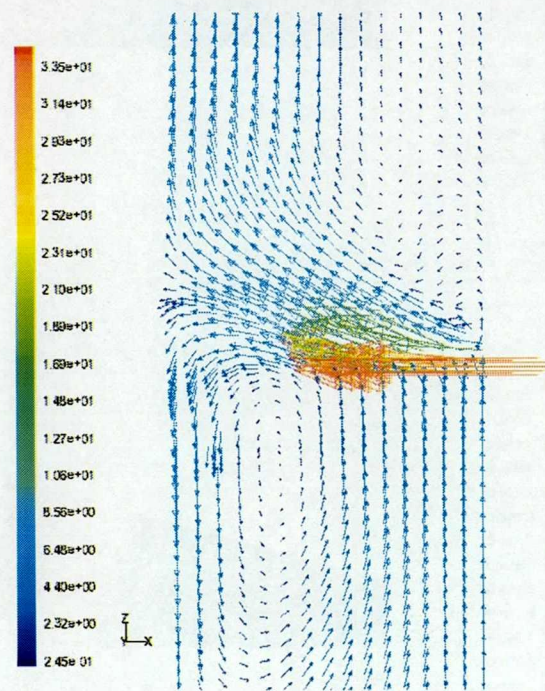
$\lambda_p=0$



$\lambda_p=0.1$

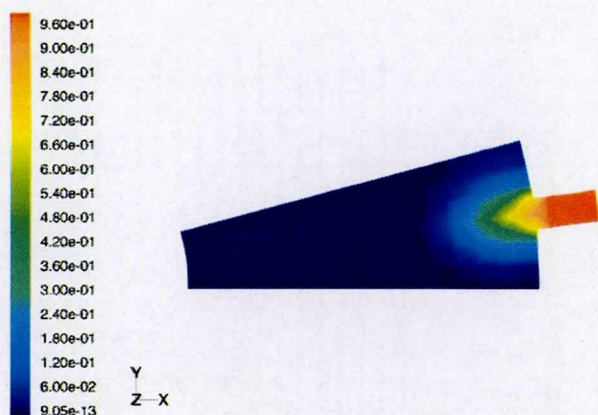


$\lambda_p=0.2$

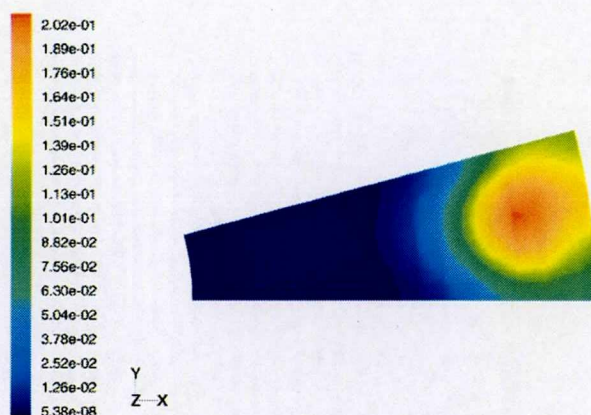


$\lambda_p=0.3$

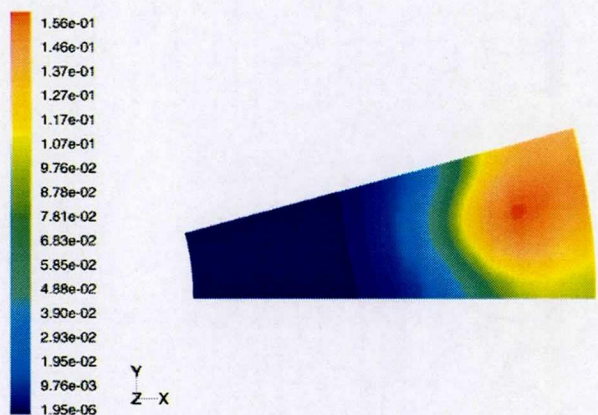
図 4.9: ノズル周辺の速度分布 ($Q_f=10[\text{Nl}/\text{min}]$, $\lambda=1.5$)



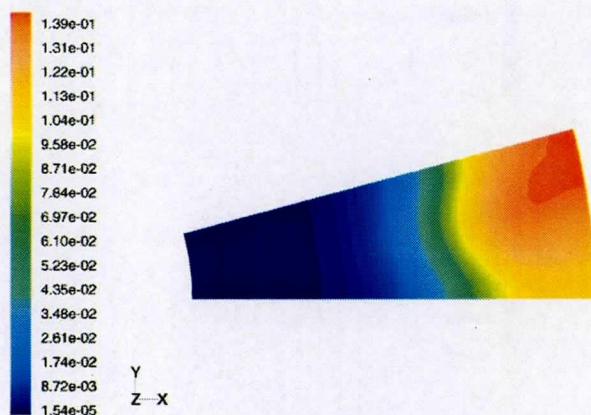
$z=30\text{mm}$



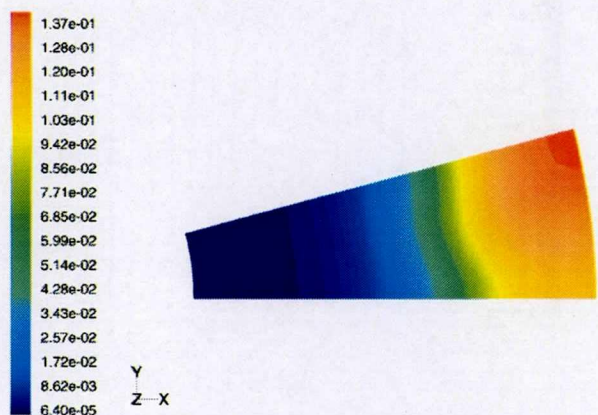
$z=40\text{mm}$



$z=50\text{mm}$

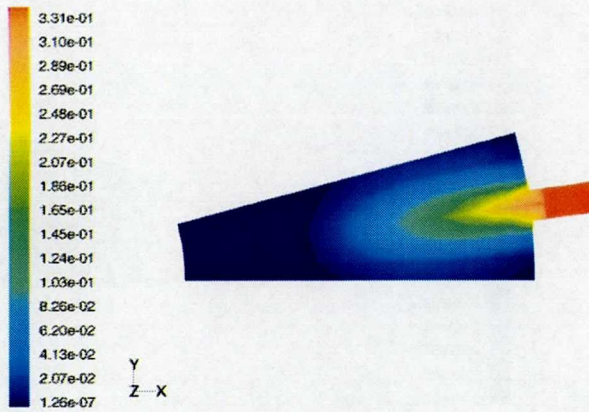


$z=60\text{mm}$

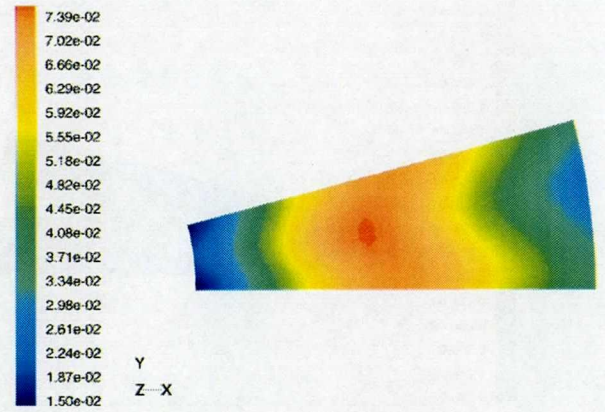


$z=70\text{mm}$

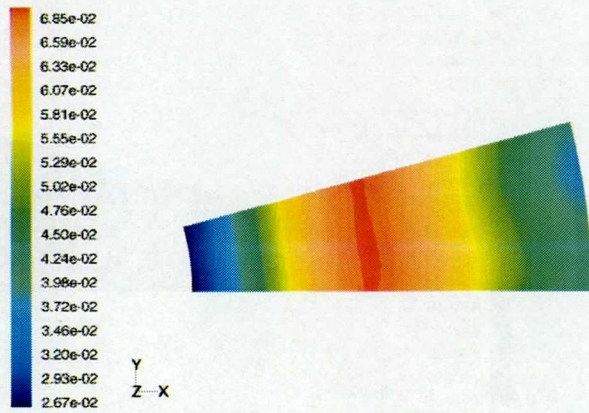
図 4.10: 断面での混合状況 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda=1.5$, $\lambda_p=0$)



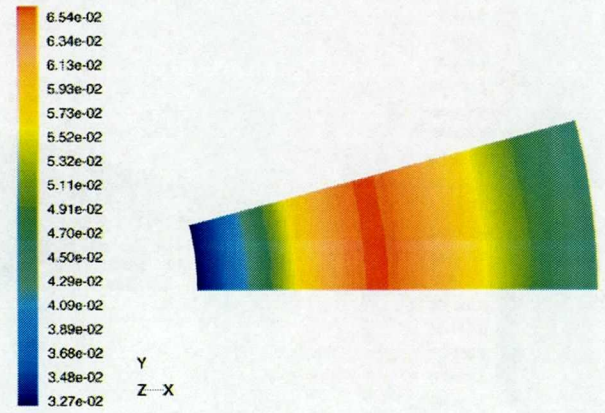
$z=30\text{mm}$



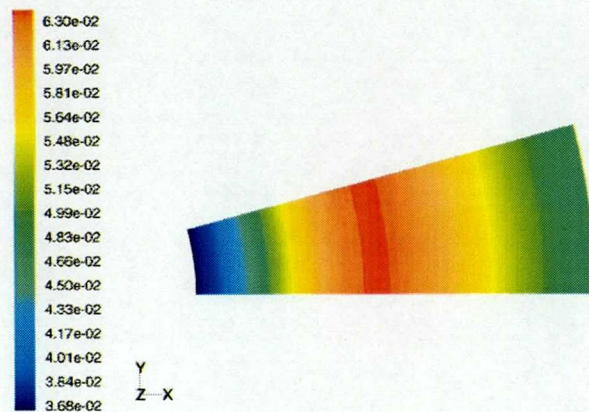
$z=40\text{mm}$



$z=50\text{mm}$

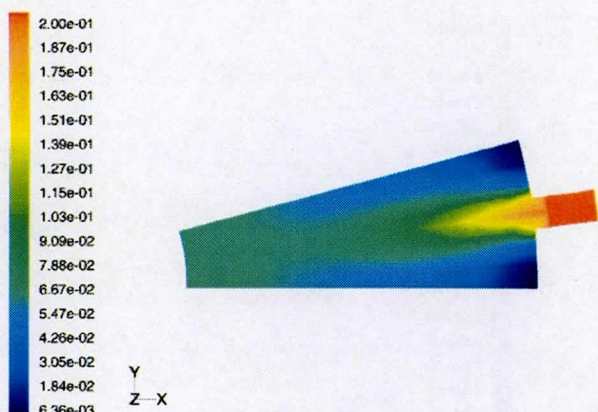


$z=60\text{mm}$

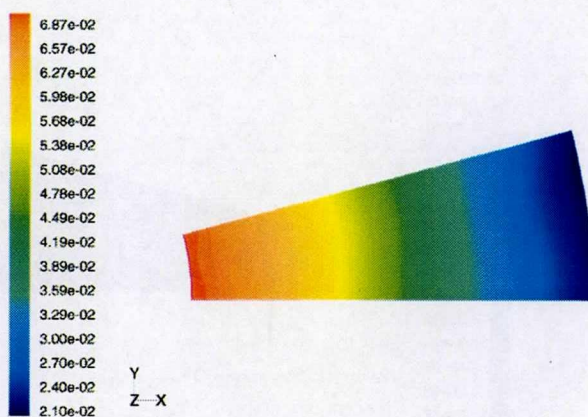


$z=70\text{mm}$

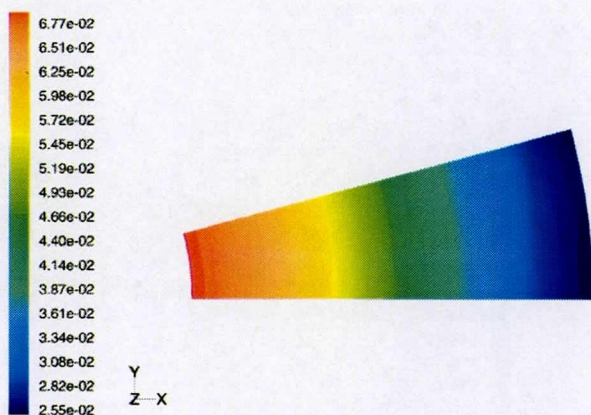
図 4.11: 断面での混合状況 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda=1.5$, $\lambda_p=0.2$)



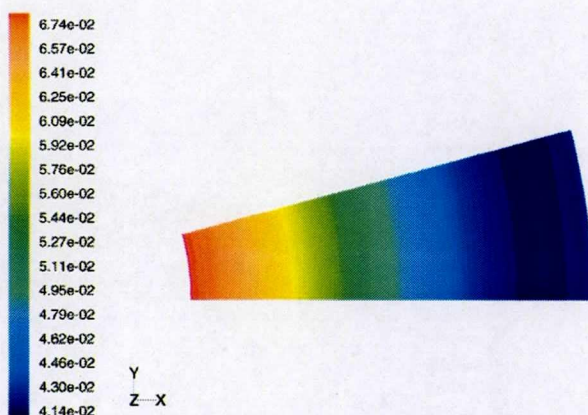
$z=30\text{mm}$



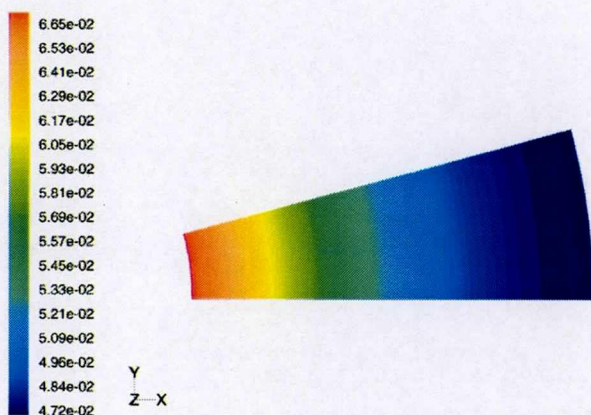
$z=40\text{mm}$



$z=50\text{mm}$



$z=60\text{mm}$



$z=70\text{mm}$

図 4.12: 断面での混合状況 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda=1.5$, $\lambda_p=0.4$)

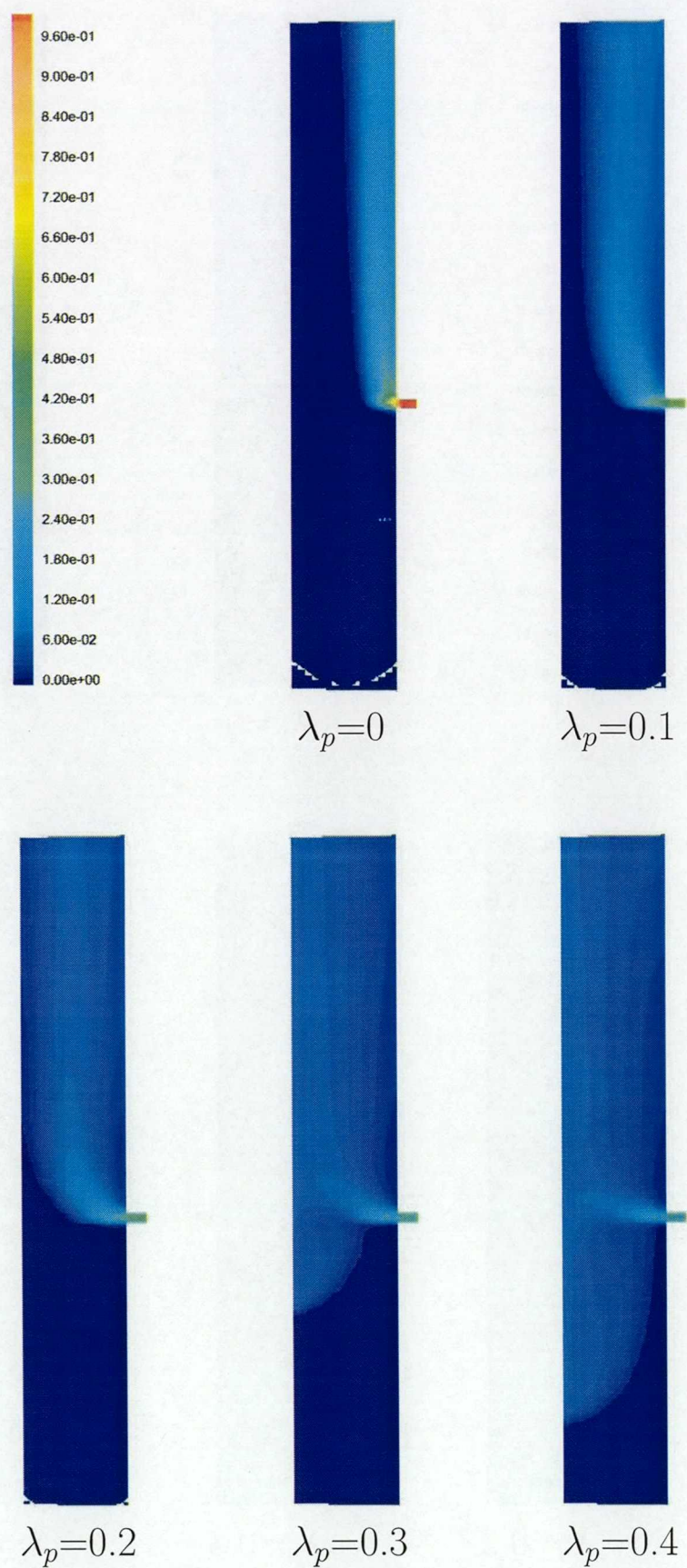


図 4.13: 燃料の混合状況 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda=1.6$)

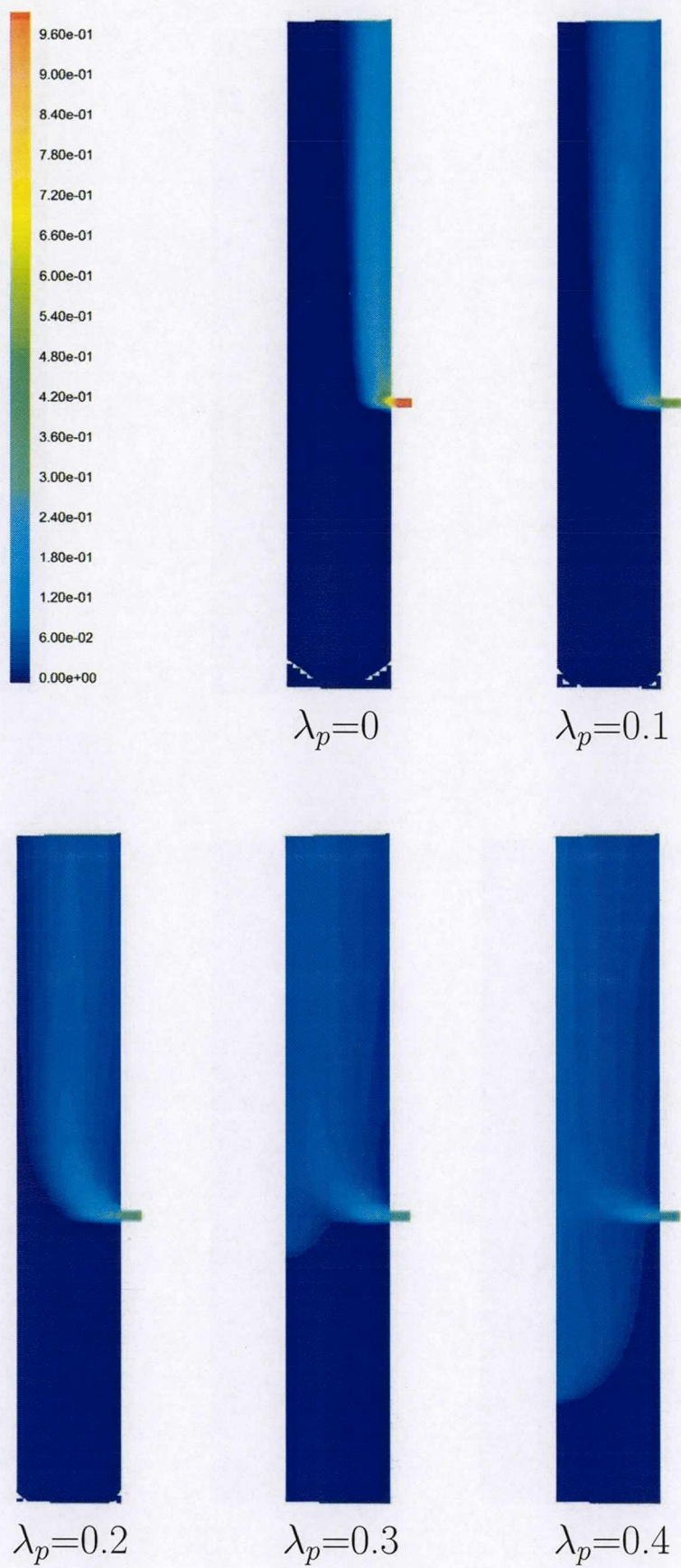


図 4.14: 燃料の混合状況 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda=1.7$)

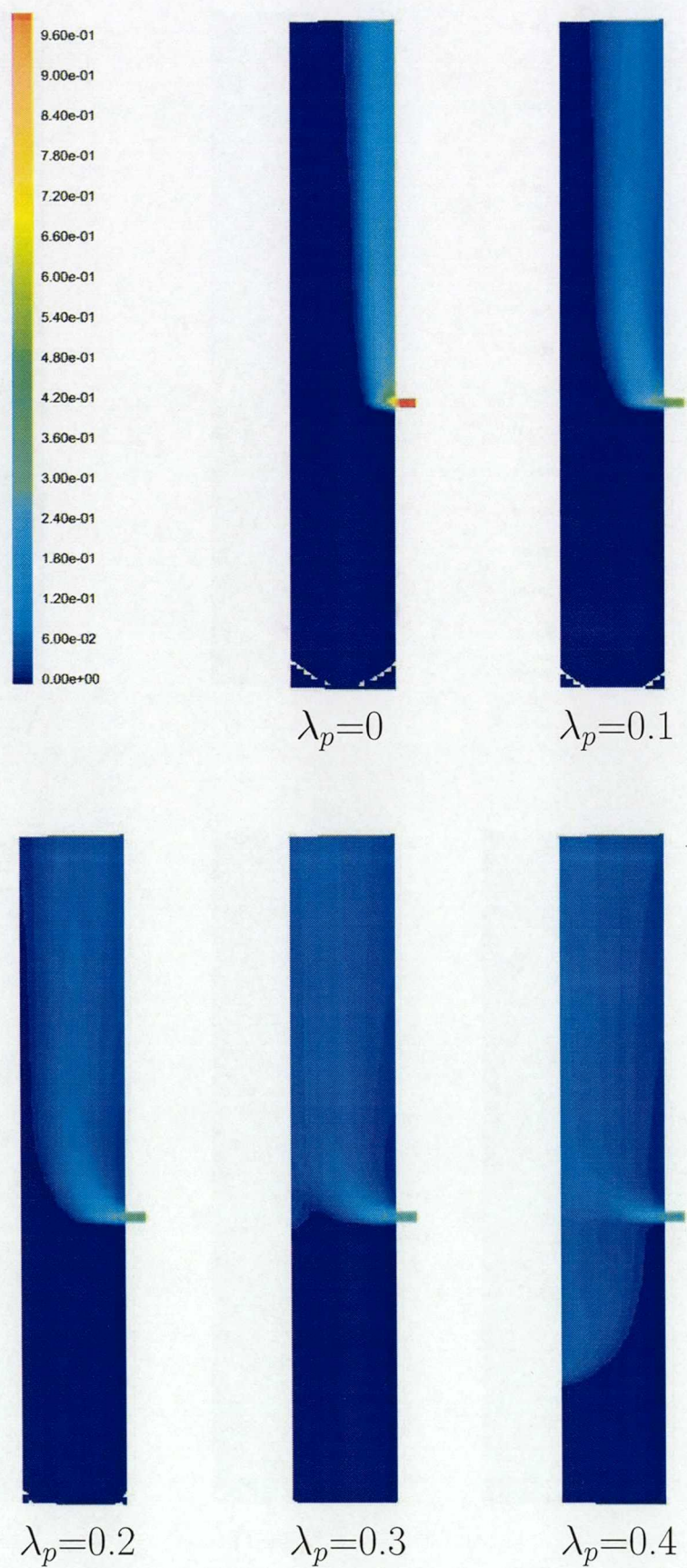


図 4.15: 燃料の混合状況 ($Q_f=10[\text{Nl/min}]$, $\lambda=1.8$)

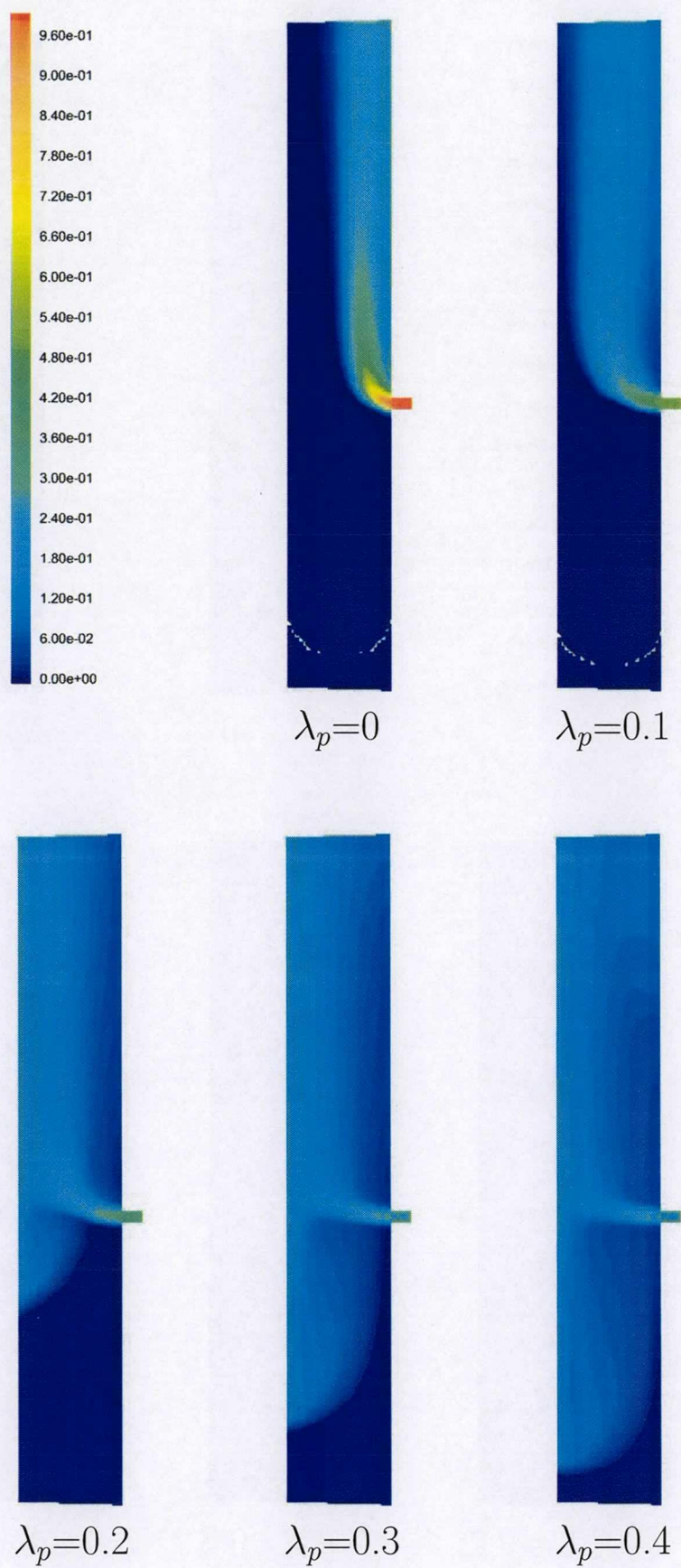


図 4.16: 燃料の混合状況 ($Q_f=15[\text{Nl}/\text{min}]$, $\lambda=1.5$)

4.5 まとめ

低 NO_x 生成を達成する上で予混合気の形成が重要であることが第2章で明らかになった。そこで、旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2) の入口部における混合状況および燃料・空気の交差流的混合において、燃料の空気の一部を添加することによる混合改善の効果が得られるかどうかを数値シミュレーションにより検討した。以下に結果を示す。

1. 旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2) の入口部分における混合状況を予測するため、燃焼器とほぼ同じ形状の計算領域を作成し、シミュレーションを行った。その結果、周方向の混合は良好であるが、半径方向の混合が起こりにくい傾向があり、燃料噴射位置での燃料と空気の半径方向流量配分を最適にする必要があるといえる。ただし、実験結果と比較した場合シミュレーションにおける混合状況は悪く、計算条件についての検討が必要である。
2. 燃料に空気流を添加しない場合、燃料は噴射孔出口付近ですぐに空気流に巻き込まれほぼ壁付近に沿ってのみしか流れなかった。しかし、空気を添加することにより貫通力を増加させ、混合状況を改善できることが明らかになった。ただし、添加量が多くなりすぎると逆流域の形成を引き起こす。
3. いずれの条件においても周方向には混合は良好であった。しかし、半径方向には混合は遅く、短い区間で完全な混合を達成するためには初期の噴射段階で燃料が全体に分配されるように設計する必要がある。
4. 空気添加による混合の改善は燃料流の運動量増加と空気主流の速度の低下が影響すると考えられるが、燃料流の運動量増加による効果が非常に大きいことがわかった。そのため、空気比の変化による混合状況の変化はあまり大きくないことを示した。ただし、同じ空気比においても燃料流量の変化により混合状況は変化した。

シミュレーションの結果、空気添加により混合の改善は十分可能であることが示された。しかし、添加する空気の量についての適切な配分が必要であり、また、その配分は流量条件により異なり、制御が複雑になることが問題として挙げられる。

参考文献

- [1] Semerjian, H. G. and Ball, I. C., *Proc. Combust. Inst.*, Vol. 17, (1978), pp.679-687.
- [2] 長谷 耕志, 郡 泰道, 扇 啓一, 燃焼の科学と技術, Vol.1, (1993), pp.175-181.
- [3] 長谷 耕志, 郡 泰道, 燃焼の科学と技術, Vol.2, (1994), pp.185-191.

- [4] Launder, B. E. and Spalding, D. B., Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London, England, (1972).
- [5] Hinze, J. O., Turbulence. McGraw-Hill Publishing Co., New York, (1975).
- [6] Henkes, R. A. W. M., van der Flugt, F. F. and Hoogendoorn, C. J., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp.1543-1557, (1991).

第 5 章

希薄予混合燃焼における NO_x 生成機構と特性

5.1 はじめに

環境汚染物質である NO_x 排出量の低減は燃焼器開発の上で重要な課題となっている。NO_x は窒素の起源や生成機構によって thermalNO_x, promptNO_x および fuelNO_x に分類される。thermalNO_x と promptNO_x は NO_x 中の N は空気中の N₂ を起源とするもので、fuelNO_x は燃料中の窒素分が起源になるものである。都市ガスやメタンを燃料として用いる場合は燃料中に窒素成分を含まないので thermalNO_x と promptNO_x が問題となる。このような場合の NO_x 抑制の方針としては燃焼ガス温度を抑えることで thermalNO_x の発生を抑制することが最も有効となり、具体的には希薄予混合燃焼、排気再循環および二段燃焼のような乾式法や水噴射と蒸気噴射のような湿式法がある。

希薄予混合燃焼は、当量比を下げる (空気比を上げる) ことによって最高火炎温度を下げる方法で、安定範囲が狭いことや逆火の危険性を伴うことなどが欠点となるが、NO_x 低減の効果は非常に大きい。ガスタービンではタービン翼の耐久性の問題からタービン入口温度 (燃焼器出口温度) をあまり高くすることができず、燃焼ガス温度を下げるための過剰な空気を必要とするので、過剰な空気を燃焼器下流で冷却用として添加する代わりに主燃焼域での燃焼用空気の量をふやすことによって燃焼領域の火炎温度自体を低くする希薄予混合燃焼はガスタービン燃焼器における NO_x 低減手法として適切な方法であるといえる。

現在開発されているガスタービン燃焼器の多くは希薄予混合燃焼を用いており、大幅な NO_x の低減が実現されてきているが、希薄予混合燃焼による NO_x 生成量の下限はどの程度か、そのときの NO_x 生成機構や温度・圧力依存性はどうか等について明確に示されていない。本章では希薄予混合燃焼における NO_x 生成の機構や特性を数値計算により明確にする。さらに、第 2 章では検討していなかった、圧力や入口温度等の NO_x 生成に及ぼす影響を明確にする。また、Well-Stirred Reactor や Plug Flow における NO_x 生成特性について調べ、燃焼形態の変化が NO_x 生成に及ぼす影響を明らかにする。

5.2 計算対象と手法

5.2.1 一次元予混合平面火炎

予混合燃焼においてNO_x生成に支配的になる機構および圧力・入口温度および空気比がNO_x生成に及ぼす影響を調べるための数値計算を行う。実際に燃焼器内で形成される火炎の形状は循環領域を伴う非常に複雑な形状をしているが、ここでは層流の1次元予混合火炎における燃焼反応計算を行う。計算コードはCHEMKINの数値計算プログラムを用いる^[1]。基礎式は、質量、エネルギー、化学種成分の保存式で構成され、多成分拡散を考慮し、燃焼反応は詳細な素反応を用いる。

基礎方程式

火炎の伝ば方向に x 軸をとり、断熱、定常の条件の下で、一次元基礎方程式は下記のように表される。

$$\dot{M} = \rho u \quad (5.1)$$

$$\dot{M} \frac{dY_k}{dx} + \frac{d}{dx} (\rho Y_k V_k) - \dot{\omega}_k W_k = 0 \quad (k = 1, 2, \dots, K) \quad (5.2)$$

$$\dot{M} \frac{dT}{dx} - \frac{1}{c_p} \frac{d}{dx} \left(\lambda \frac{dT}{dx} \right) + \frac{1}{c_p} \sum_{K=1}^K \rho Y_k V_k c_{pk} \frac{dT}{dx} + \frac{1}{c_p} \sum_{K=1}^K \dot{\omega}_k h_k W_k = 0 \quad (5.3)$$

ここで、 \dot{M} は質量流束、 T は温度、 Y_k は k 成分の質量分率、 p は圧力、 ρ は密度、 W_k は k 成分の分子量、 λ は混合気の熱伝導率、 c_p は混合気の定圧比熱、 c_{pk} は k 成分の定圧比熱、 $\dot{\omega}_k$ は単位体積あたりの k 成分のモル生成速度、 h_k は k 成分の比エンタルピー、 V_k は k 成分の拡散速度である。

また、気体の状態方程式より、密度は下式のように表される。

$$\rho = \frac{p \bar{W}}{RT} \quad (5.4)$$

ここで、 \bar{W} は混合気の平均分子量、 R は一般ガス定数である。

拡散速度 V_k については、下式により求められる。

$$V_k = -D_k \frac{1}{X_k} \frac{dX_k}{dx} - \frac{D_k^T}{\rho Y_k T} \frac{dT}{dx} \quad (5.5)$$

ここで、 X_k は k 成分のモル分率、 D_k は混合気に対する k 成分の拡散係数、 D_k^T は混合気に対する k 成分の熱拡散係数である。但し、本計算では熱拡散を考慮しない。

計算方法と境界条件

計算中に用いる熱物性値については CHEMKIN データベースを用いる^[2]。燃焼反応モデルは、活性種を含む詳細な素反応を考慮する。本計算では燃料はメタンとし、使用する反応スキームは GRI-Mech Version3.0^[3] で、表 5.1 に示す 53 成分と 325 の素反応を考慮している。上述の基礎方程式を差分化し数値解析を行い、火炎における温度分布、燃焼速度および各成分の濃度分布などを求めた。

表 5.1: 計算で考慮する化学種成分

H ₂	H	O	O ₂	OH	H ₂ O	HO ₂	H ₂ O ₂
C	CH	CH ₂	CH ₂ (S)	CH ₃	CH ₄	CO	CO ₂
HCO	CH ₂ O	CH ₂ OH	CH ₃ O	CH ₃ OH	C ₂ H	C ₂ H ₂	C ₂ H ₃
C ₂ H ₄	C ₂ H ₅	C ₂ H ₆	HCCO	CH ₂ CO	HCCOH	N	NH
NH ₂	NH ₃	NNH	NO	NO ₂	N ₂ O	HNO	CN
HCN	H ₂ CN	HCNN	HCNO	HOCN	HNCO	NCO	N ₂
AR	C ₃ H ₇	C ₃ H ₈	CH ₂ CHO	CH ₃ CHO			

境界条件は次のように与える。

cold boundary($x = x_0$)

$$T = T_0 \quad Y_k = Y_{k,0} \quad (K = 1, 2, \dots, K) \quad (5.6)$$

hot boundary($x = x_1$)

$$\frac{dT}{dx} = 0 \quad \frac{dY_k}{dx} = 0 \quad (K = 1, 2, \dots, K) \quad (5.7)$$

5.2.2 Well-Stirred Reactor

一次元予混合火炎では未燃の予混合気が拡散と熱伝導の生じる場で一次元的に反応した場合の希薄予混合燃焼の NO_x 生成特性を調べるものであるが、実際の燃焼器内では複雑な流れ場が形成されており、その内部の燃焼状況も多様なものであると考えられる。そこで、燃焼場の状況が変化したときの NO_x 排出傾向の変化についても検討を行う。まず、一つ目の状況として、Well-Stirred Reactor での NO_x 生成を調べる。Well-Stirred Reactor とは燃焼器内部の流体力学的現象はすべて無視し、燃焼器に供給される燃料および空気は瞬時に混合し、燃焼器内の温度や組成はいずれの位置でもすべて等しくなり、同じ状態の燃焼ガスが排出されると考えたもので、燃焼器内での NO_x 生成を予測する際に Well-Stirred

Reactor を複数を配置したものや後述の Plug Flow と組み合わせたものがモデルとして用いられる^{[4][5]}。図 5.1 に Well-Stirred Reactor の模式図を示す。

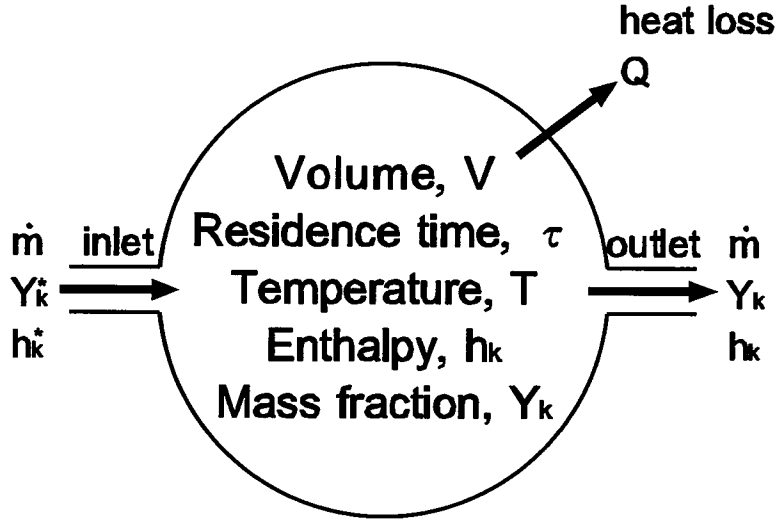


図 5.1: Well-Stirred Reactor の模式図

Well-Stirred Reactor で考慮する保存式は化学種成分の保存式およびエネルギー保存式となり、それぞれ以下のようになる。

化学種成分保存式

$$\dot{m}(Y_k - Y_k^*) - \dot{\omega}_k W_k V = 0 \quad (5.8)$$

$\dot{\omega}_k$ は以下の式で表される。

$$\dot{\omega}_k = \sum_{i=1}^m (\nu''_{ki} - \nu'_{ki}) (k_{fi} \prod_{k=1}^K c_k^{\nu'_{k,i}} - k_{ri} \prod_{k=1}^K c_k^{\nu''_{k,i}}) \quad (5.9)$$

ν''_{ki}, ν'_{ki} は素反応 i における k 成分の生成物または反応物の量論係数、 k_{fi}, k_{ri} は i 番目の素反応の右向き反応速度定数と左向き反応速度定数で k_{fi} は

$$k_{fi} = A_i T_i^{n_i} \exp\left(\frac{-E_i}{RT}\right) \quad (5.10)$$

で書き表され、 k_{ri} については k_{fi} と平衡定数 K_{ci} から次式のように求められる。

$$k_{ri} = \frac{k_{fi}}{K_{ci}} \quad (5.11)$$

エネルギー保存式

$$\dot{m} \sum_{k=1}^K (Y_k h_k - Y_k^* h_k^*) + Q = 0 \quad (5.12)$$

ここで見かけの滞留時間を τ とすると

$$\tau = \frac{\rho V}{\dot{m}} \quad (5.13)$$

実際は上記のように定常な方程式となるが、数値計算を行う際は非定常項を含む保存式を考え、収束計算を行う。従って、数値計算の際に用いる化学種成分保存式は

$$\rho V \frac{dY_k}{dt} = -\dot{m}(Y_k - Y_k^*) + \dot{\omega}_k W_k V \quad (5.14)$$

または

$$\frac{dY_k}{dt} = -\frac{1}{\tau}(Y_k - Y_k^*) + \frac{\dot{\omega}_k W_k}{\rho} \quad (5.15)$$

となり、エネルギー保存式は

$$\rho V \frac{dh}{dt} = -\dot{m} \sum_{k=1}^K (Y_k h_k - Y_k^* h_k^*) - Q \quad (5.16)$$

または

$$\frac{dh}{dt} = -\frac{1}{\tau} \sum_{k=1}^K (Y_k h_k - Y_k^* h_k^*) - \frac{Q}{\rho V} \quad (5.17)$$

となる。これらの保存式を差分化し時間進行法により計算を行う。

各時間ステップにおける燃焼器内の温度はエネルギー保存式より求まるエンタルピから計算する。

温度 T におけるエンタルピ h の式は

$$\begin{aligned} h &= \sum_{k=1}^K h_k Y_k \\ &= -\sum_{k=1}^K \int_{T_0}^T Y_k c_{pk} dT + \sum_{k=1}^K \Delta H_k^f Y_k \end{aligned} \quad (5.18)$$

$$(5.19)$$

ここで ΔH_k^f は化学種 k の標準生成エンタルピ、 c_{pk} は化学種 k の定圧比熱、 T_0 は基準温度で 298.15K である。化学種 k の、基準温度から T K までの温度平均定圧比熱を c_{pmk} とすると、

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^K \int_{T_0}^T Y_k c_{pk} dT &= \sum_{k=1}^K Y_k \int_{T_0}^T c_{pk} dT \\ &= \sum_{k=1}^K Y_k c_{pmk} (T - T_0) \end{aligned} \quad (5.20)$$

と表せる。ただし、化学種 k の温度平均定圧比熱 c_{pmk} は次式で定義される。

$$c_{pmk} = \frac{\int_{T_0}^T c_{pk} dT}{T - T_0} \quad (5.21)$$

式 5.19 に式 5.20 を代入することにより,

$$h = (T - T_0) \sum_{k=1}^K Y_k c_{pmk} + \sum_{k=1}^K \Delta H_k^f Y_k \quad (5.22)$$

となる. よって

$$T = \frac{h - \sum_{k=1}^K \Delta H_k^f Y_k}{\sum_{k=1}^K Y_k c_{pmk}} + T_0 \quad (5.23)$$

となる.

5.2.3 Plug Flow

もうひとつ異なる燃焼状況として, 燃焼ガスにある一定の間継続的に未燃予混合気が混合されていく状況を考える. このような状況の計算を図 5.2 に示すような Plug Flow の計算で考える.

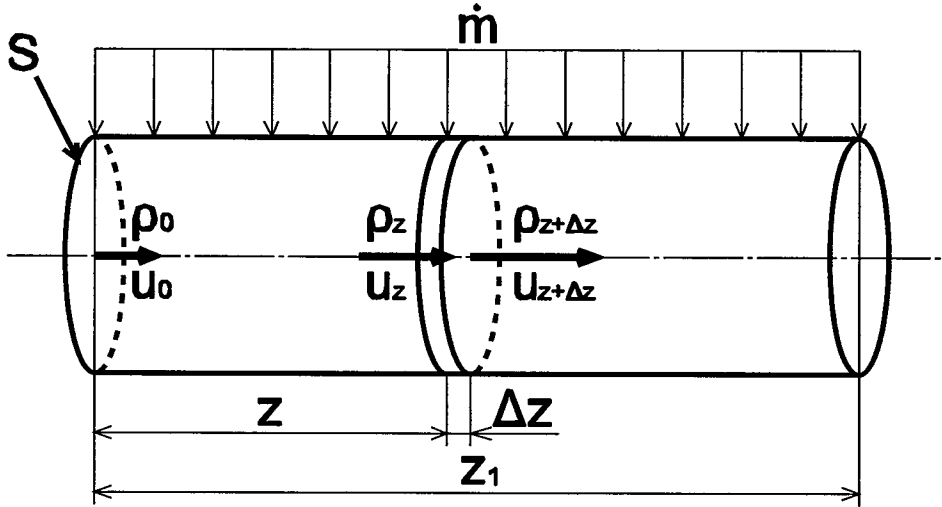


図 5.2: Plug Flow の模式図

燃焼ガスは断面積 S の流路内を流れ, そこに全質量流量が \dot{m} の未燃予混合気が z_1 の区間の間一定量で流れ込むとする. また, それぞれの位置において流入した未燃ガスは瞬時に燃焼ガスと混合するとする. このとき考慮する保存式は質量保存式, 化学種成分保存式およびエネルギー保存式となる. それぞれの保存式は図中の微小距離 Δz での保存関係から以下のようになる.

質量保存式

$$\rho u S|_{z+\Delta z} - \rho u S|_z = \frac{\dot{m}}{z_1} \Delta z \quad (5.24)$$

化学種成分保存式

$$\rho w_i u S|_{z+\Delta z} - \rho w_i u S|_z = \frac{\dot{m}}{z_1} w'_i \Delta z + \dot{r}_i S \Delta z \quad (5.25)$$

エネルギー保存式

$$\rho h u S|_{z+\Delta z} - \rho h u S|_z = \frac{\dot{m}}{z_1} h' \Delta z \quad (5.26)$$

ここで w'_i , h' は混合する未燃予混合気における i 成分の質量分率およびエンタルピーである
これらの式を微分方程式の形で表すと,

質量保存式

$$\frac{d}{dz}(\rho u S) = \frac{\dot{m}}{z_1} \quad (5.27)$$

化学種成分保存式

$$\frac{d}{dz}(\rho w_i u S) = \frac{\dot{m}}{z_1} w'_i + \dot{r}_i S \quad (5.28)$$

エネルギー保存式

$$\frac{d}{dz}(\rho h u S) = \frac{\dot{m}}{z_1} h' \quad (5.29)$$

となる。断面積 S については任意に決定できるのでここでは 1 とする。計算はそれぞれの式を差分化し、逐次計算を行い、 ρu をひとつの変数として考える。反応による生成項および温度の計算については Well-Stirred Reactor と同一の方法で行う。

5.3 計算結果と検討

5.3.1 火炎構造

図 5.3, 5.4 に圧力 1atm, 入口温度 300K, 空気比 0.8 の一次元予混合火炎における主要成分, 活性化学種および NO の濃度分布を示す. 火炎帯は 0.8cm 付近に形成されている. 燃焼ガス温度は 2100K 近くまで上昇し火炎帯下流で CH_4 , および O_2 濃度はほぼ 0 となる. また, H_2O や CO_2 は火炎帯で急激に生成され, 下流側ではほとんど生成されなくなる. CO , H_2 については火炎帯で急激に生成されその濃度は一旦ピークをとるがその後すぐに減少する. しかし, O_2 が不足しているため完全に反応しきらず, 下流側で一定の濃度で残存することになる. 活性化学種については CH_3 は火炎帯内のごくわずかな領域でのみ存在するが, O , OH および H については, 火炎帯内で急激に増加しピークとなった後火炎帯下流で徐々に減少していく. NO については火炎帯付近で急激に生成されるがその後下流においてはほとんど生成されなくなる.

図 5.5, 5.6 に圧力 1atm, 入口温度 300K で空気比 1.0 の場合の主要成分, 活性化学種および NO の濃度分布を示す. 火炎帯は空気比 0.8 の場合と同様に 0.8cm 付近に形成されている. 燃焼ガス温度は 2250K となり, CH_4 については火炎帯内でほとんど消費されているが, O_2 については下流側においてもわずかなではあるが存在している. CO , H_2 およびその他の活性化学種の濃度は火炎帯内でピークとなった後下流において減少していく. 空気比 0.8 の場合と異なり CO や H_2 は火炎帯下流でも徐々に CO_2 および H_2O へと変換されている. また, 活性化学種について見ると, OH だけが火炎帯下流においても他の活性化学主と比べ高い濃度を保っている. また, NO については火炎帯で急激に増加したあと, さらに火炎帯下流においても徐々に増加しつづけている.

図 5.7, 5.8 に圧力 1atm, 入口温度 300K で空気比 1.5 の場合の主要成分, 活性化学種および NO の濃度分布を示す. 火炎帯は他の条件とほぼ同じ位置に形成されている. 燃焼ガス温度は 1750K 程度と非常に低くなっている. これは空気が過剰にあるためで火炎帯下流においても O_2 は 7%程度残存している. 十分な酸素が存在するため CO や H_2 は火炎帯内でほとんど完全に酸化されてしまう. 活性化学種については他の条件と同様に火炎帯内で生成された後, 下流側で徐々に減少している. また, NO については他の条件と比べその濃度は非常に低く, また, 火炎帯付近でのみ生成されている.

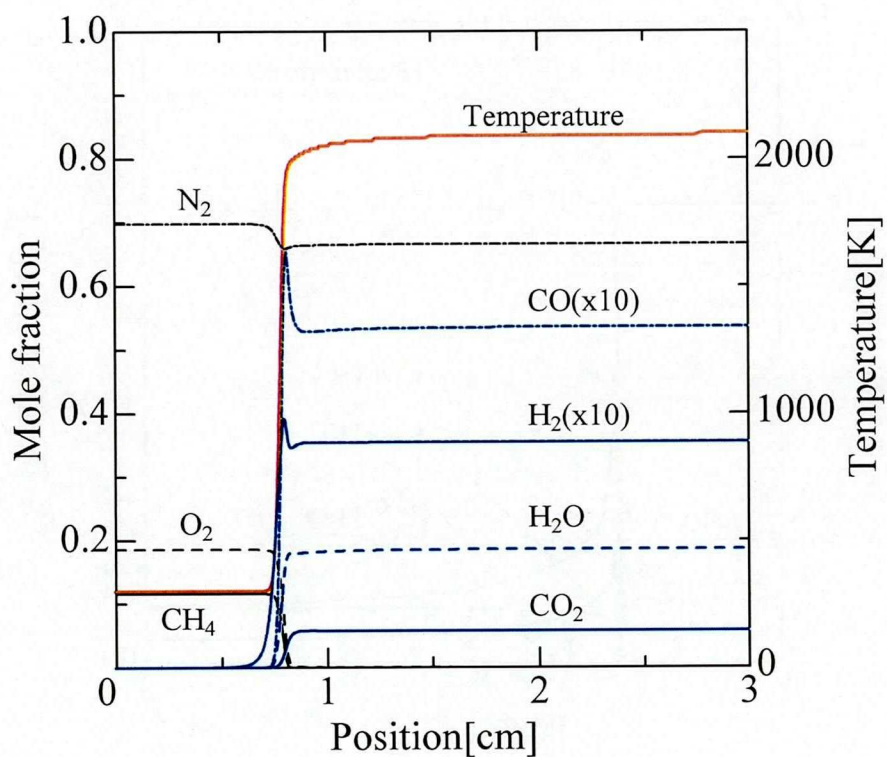


図 5.3: 主要成分の濃度分布 ($\lambda=0.8$)

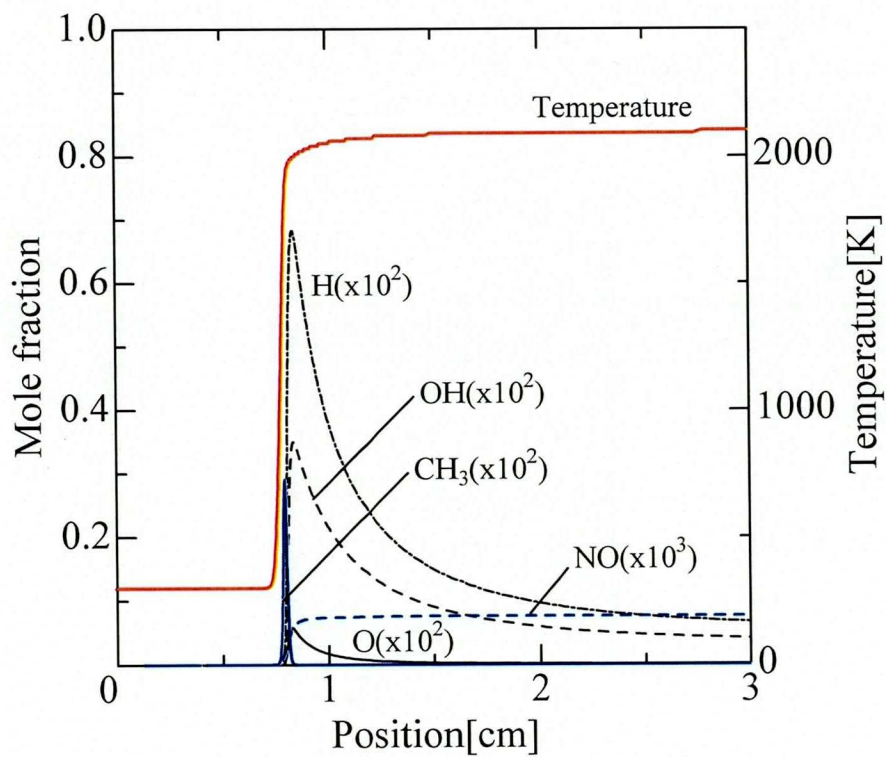


図 5.4: 活性化学種および NO の濃度分布 ($\lambda=0.8$)

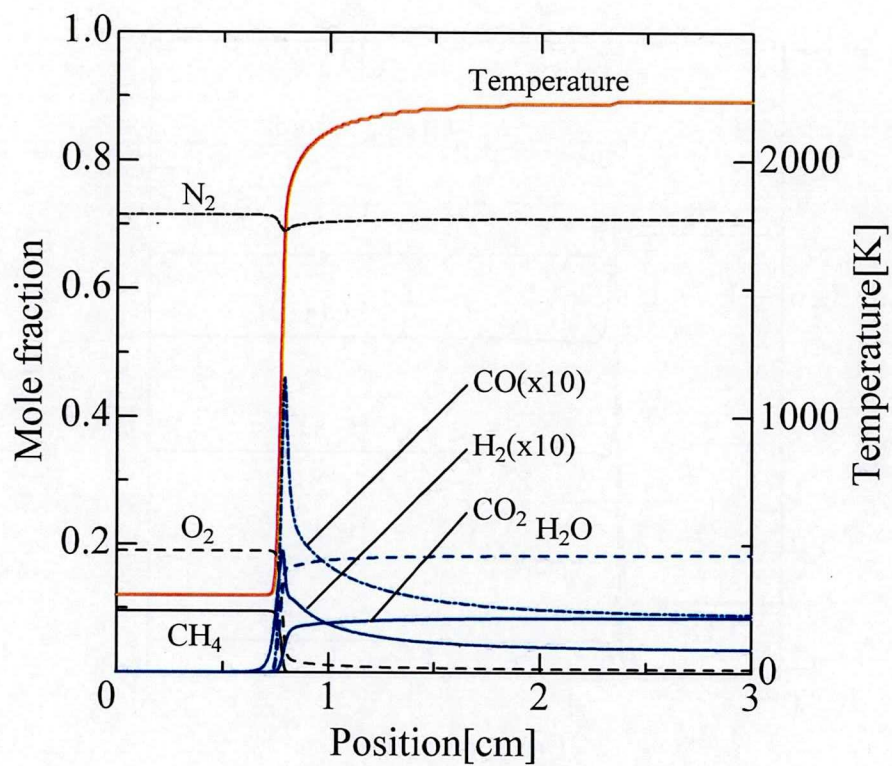


図 5.5: 主要成分の濃度分布 ($\lambda=1.0$)

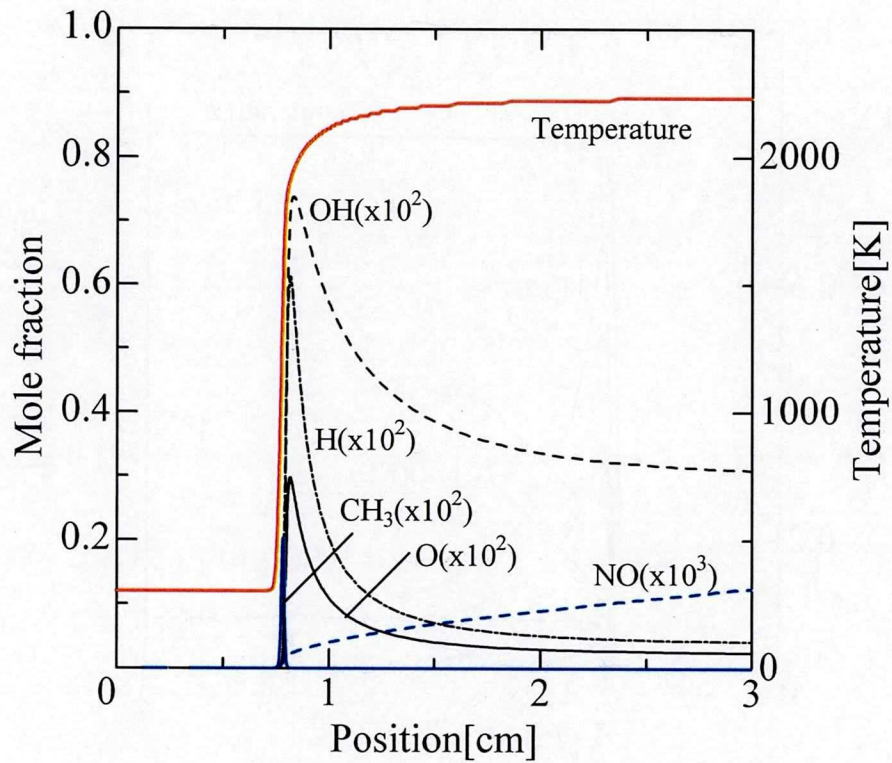


図 5.6: 活性化学種および NO の濃度分布 ($\lambda=1.0$)

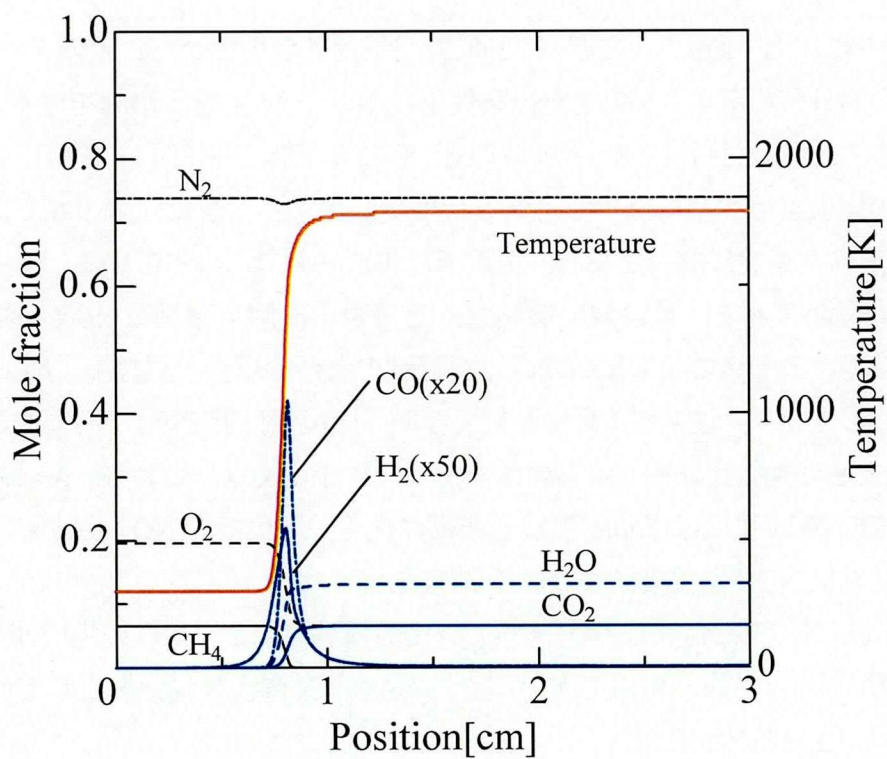


図 5.7: 主要成分の濃度分布 ($\lambda=1.5$)

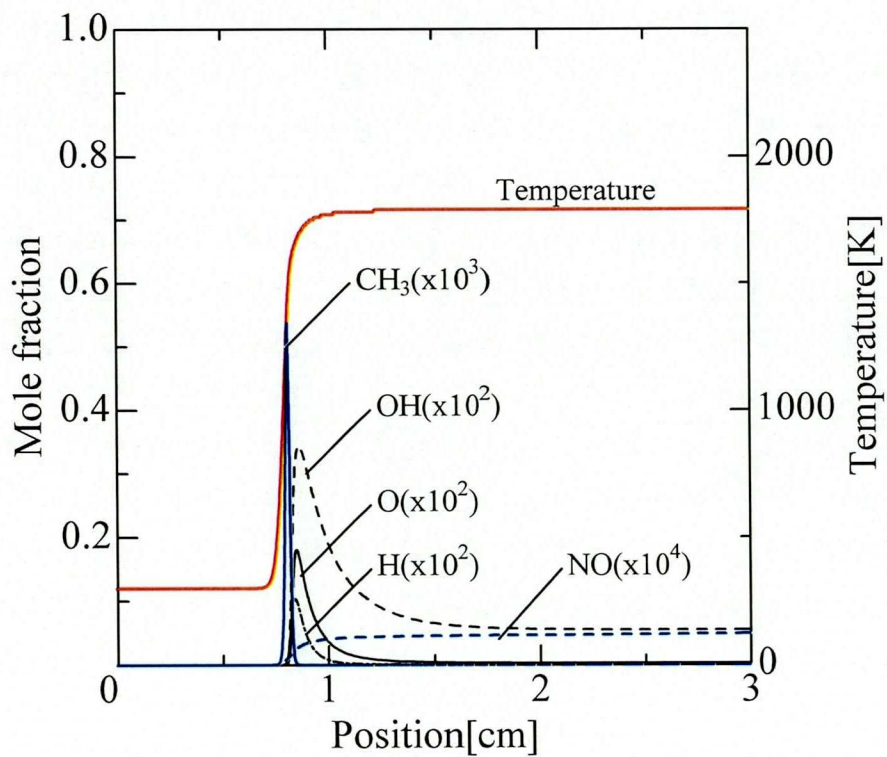


図 5.8: 活性化学種および NO の濃度分布 ($\lambda=1.5$)

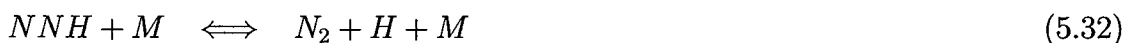
5.3.2 NO_x 生成過程と排出特性

図 5.9, 5.10 に圧力 1atm, 入口温度 300K で空気比を変化させたときの NO_x 濃度および温度の流れ方向分布を示す。燃料過剰の条件下における NO_x 排出傾向を見ると, $\lambda=0.7$ および 0.9 では, 火炎面付近で NO_x が急増し, その後下流で少しずつ増加している。ただし, 下流での増加量は徐々に減少し, ある程度で収束する。また, $\lambda=0.8$ では火炎面付近で 80ppm 程度の高濃度になっており, 下流では生成されなくなっている。 $\lambda=1.0$ より空気過剰側では火炎面付近で一旦急激に増加し, その後下流側で徐々に NO_x が生成されている。これらの場合の下流での増加傾向は燃料過剰の条件の場合と異なり, NO_x はほぼ一定の割合で増加しており, 収束する様子が伺えない。火炎面付近での NO_x 増加および下流での NO_x 増加ともに空気比が高くなるにつれて徐々に小さくなっており, $\lambda=1.5$ 位になると火炎面付近での NO_x 生成は 5ppm 程度と非常に低く, 下流での NO_x 生成もほとんど見られなくなる。次に NO_x 生成機構について調べる。

図 5.11, 5.12 に, 空気比 $\lambda=0.8$ のときの N₂ の分解速度および NO の生成速度を示す。火炎面付近に相当する 0.8[cm] 付近で N₂ が HCN および N に大量に分解されているのがわかる。これは火炎面付近で素反応



が急激に起こっている事を示している。また NO 生成については N からの生成が最も多く, 次に HNO から NO へと変化している。NO 生成が起こっているのが N₂ が分解する位置と非常に近く, また, N₂ の分解速度と NO の生成速度が近いオーダーであることから, 上記素反応により生じた N が NO へと変化し, HCN についてはいくつかの経路を通り大部分が HNO となり NO へと変化していることになる。上記の素反応は promptNO と呼ばれる火炎帯近傍で急速に生成される NO の主たる生成反応であることが広く提唱されており, promptNO が燃料過剰側で多くなり特に当量比 (空気比の逆数) 1.2~1.4 では数十 ppm から百 ppm と非常に高い値を示すことも知られている^[6]。これらのことから $\lambda=0.8$ においてもっとも支配的となる NO_x 生成が promptNO であることが明らかとなる。図 5.13, 5.14 は $\lambda=1.0$ の場合の N₂ 分解速度および NO 生成速度を示したものである。 $\lambda=0.8$ の場合と同様火炎面付近では N₂ から HCN および N に変化し, promptNO が生成されている。しかし, その生成量は $\lambda=0.8$ の場合よりも少なくなっている。promptNO が生成された直後において N₂ から NNH に変化し, さらに NO が生成されている。これは以下の素反応



(M は第三体)

から NNH が生成され、一部は直接 NO に変化し、また一部は NH 等の成分を経て NO へと変化していく反応により生成されていくものである。ただし、この条件においては promptNO の生成率をはるかに大きいためこの生成機構による NO 生成率はあまり大きく影響しないといえる。この反応以上に問題となるのが火炎帯下流で見られる N_2 から NO への反応および N を経由しての NO 生成反応である。これは



で示される Zeldovich 機構あるいはこれらの素反応に



を加えた拡大 Zeldovich 機構により生成される thermalNO である。この生成機構は温度依存性が非常に強く 1800K を超えるような温度場においてその生成量は急激に増加する。また、反応速度についてはあまり早くないため火炎面下流で徐々に生成され、その生成量は滞留時間に大きく依存する。低 NO_x 生成手法として火炎温度を低下させるのはこの thermalNO の生成を抑制することが最大の目的である。この計算結果において火炎帯下流での NO 生成率は火炎帯付近の promptNO のものと比べると非常に小さいが下流側の区間では常にほぼ一定の生成率を保っている。その結果 NO_x 濃度に見られるように火炎帯の下流部において常に増加しつづけ、その濃度も非常に高いものとなる。図 5.9, 5.10 の説明において $\lambda=1.0$ より空気過剰側で空気比が増加すると共に下流での NO_x 生成量が徐々に減少していることを示したが、これは先程述べたように thermalNO の生成機構に強い温度依存性があるため、温度が高い量論混合比付近では生成量は多く、空気比が高くなるにつれて火炎温度が低下し、それによって thermalNO の生成量も低下している。図 5.15, 5.16 に $\lambda=1.5$ における N_2 分解速度および NO 生成速度を示す。他の 2 つの条件の場合と同じで火炎帯付近では promptNO の生成が見られる。しかし、その生成率はこれまでと比べ非常に小さくなっている。promptNO の直後に NNH を経由する NO の生成が見られる。この生成機構は $\lambda=0.8$ ではほとんど目立たず、 $\lambda=1.0$ においてもその割合はあまり大きなものではなかったが、 $\lambda=1.5$ においては promptNO 生成直後の領域で最も支配的な生成機構となっている。NO_x 濃度においても NNH 経由の NO 生成が支配的な領域で生成される NO_x 濃度が全 NO_x 濃度において高い割合を占めていることがわかる。Zeldovich 機構による NO 生成については生成率は非常に低く、 $\lambda=1.5$ およびさらに高空気比側の条件下では thermalNO はほとんど生成されなくなる。

図 5.17, 5.18 に $\lambda=1.7$ における N_2 分解速度および NO 生成速度を示す。 $\lambda=1.5$ の場合より promptNO の生成はさらに小さくなっている。promptNO の直後で NNH を経由する

NOの生成が見られるが、さらにそのわずかな下流側でN₂Oを経由するNOの生成が見られる。これは



等の反応によって生成されるもので、生成する領域がHCNやNNH経由ものとは比べ生成する領域が広く、その生成量はかなり大きくなるといえる。以上のことをまとめると、NO生成に支配的な機構は燃焼条件によって次のように区別される。

1. 燃料過剰の条件下では promptNO がほぼ全体を占めるようになる。特に $\lambda=0.8$ 付近ではその生成量は非常に大きくなる。このNOは火炎面付近でのみ生成されるため滞留時間等の影響は受けない
2. 量論混合比付近では火炎面付近では promptNO が生成されるが、下流側において Zeldovich 機構による thermalNO が生成される。この場合滞留時間により NO 生成量は大きく変化し、十分な時間が経過した場合 thermalNO の生成量は非常に大きくなる。
3. 空気過剰の条件下 ($\lambda=1.5$ 以上) では promptNO および NNH を経由する NO 生成が大きな影響を及ぼすようになる。ただし、NO 生成量はあまり大きくなく、全体の NO 生成量としては非常に小さな値となる。また、これらの機構による NO 生成はいずれも火炎面に近い領域のみで起こっており、さらに thermalNO についてはほとんど生成されないため、NO 生成は滞留時間等の影響を受けない。さらに空気過剰 ($\lambda=1.7$ 以上) になると N₂O を経由する NO 生成が全体に占める割合が高くなる。

図5.19に圧力1atm、入口温度300Kで空気比を変化させたときのNO_x生成量の変化を示す。○は滞留時間0.015[s]におけるNO_x生成量、●はpromptNO_x等火炎面付近での生成量を表し、これらの値の差がthermalNO_xの生成量となる。また、赤線はそれぞれの条件での燃焼ガス温度を表す。空気比1.1のとき火炎面付近でNO_xは20ppm近く生成される。しかし、燃焼ガス温度が2000Kを越す高温のためthermalNO_x生成量ははるかに多く、全NO_x生成量は100ppm近い値となる。空気比が高くなるにつれてthermalNO_xの生成量は急激に減少していくのに対し、火炎面付近での生成量も減少するがその減少量はあまり小さくなく、全NO_x生成量における割合は増加していく。空気比が1.5近くになると、promptNO_x等火炎面付近でのNO_x生成量が全NO_x生成量とほぼ一致する。これは、燃焼ガス温度が低下することでZeldovich機構によるNO_x生成はほぼ起こらなくなったためである。また、このときの火炎温度は約1800Kであり、さらに空気比が高い条件ではpromptNO_x等火炎面付近でのNO_x生成量と全NO_x生成量が一致したまま空気比の増加とともに減少してい

く、燃焼ガス温度についても空気比の増加とともに低下する。このことから空気比 1.5 で燃焼ガス温度が 1800K 付近を境に NO_x 生成に支配的な機構が、高温側では thermalNO_x, 低温側では promptNO_x および NNH, N₂O を経由する NO_x 生成と変化しているといえる。

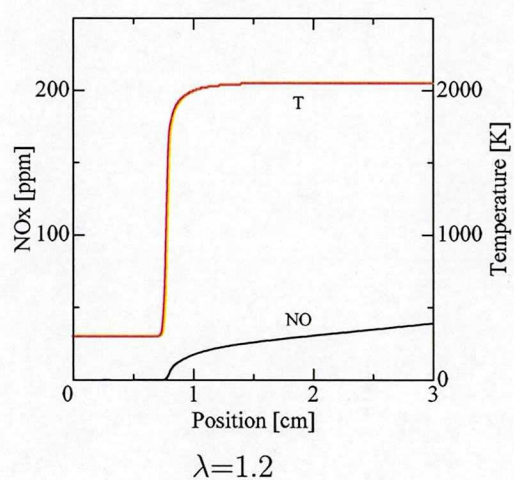
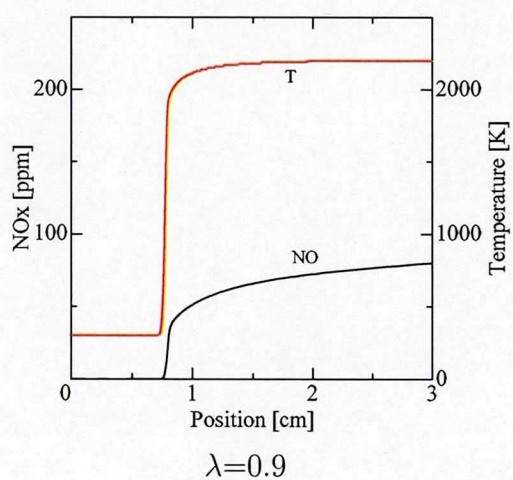
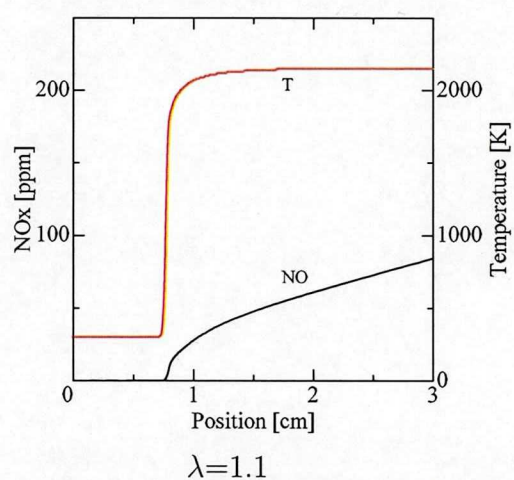
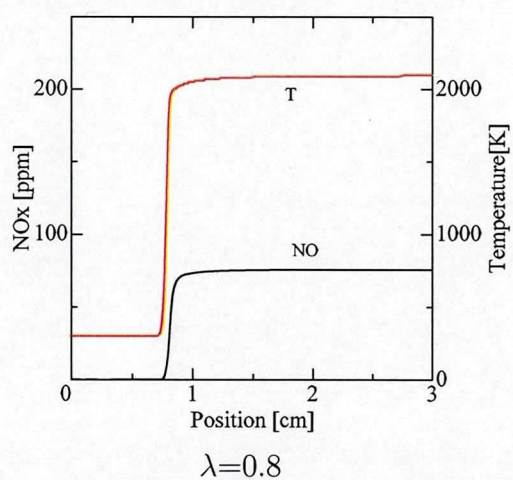
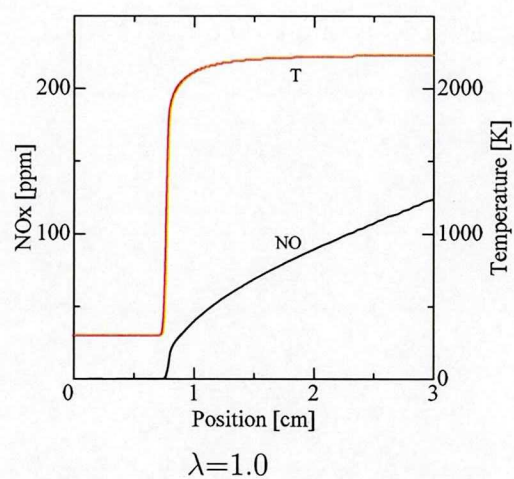
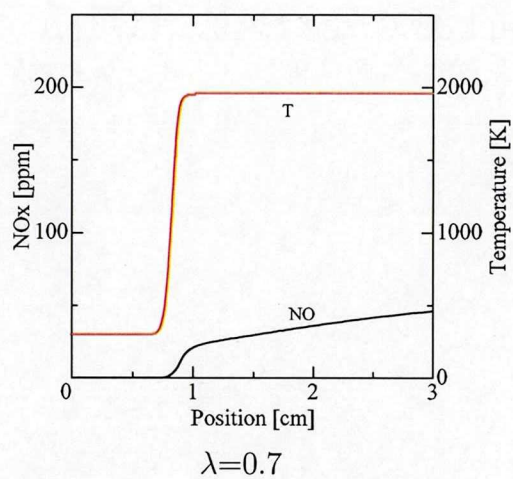


図 5.9: NOx および温度分布 (黒線:NO, 赤線:温度)

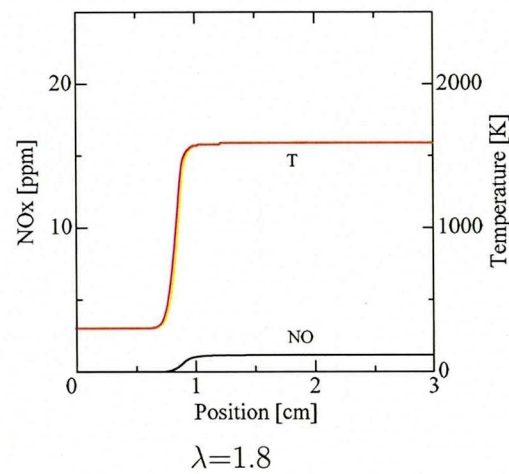
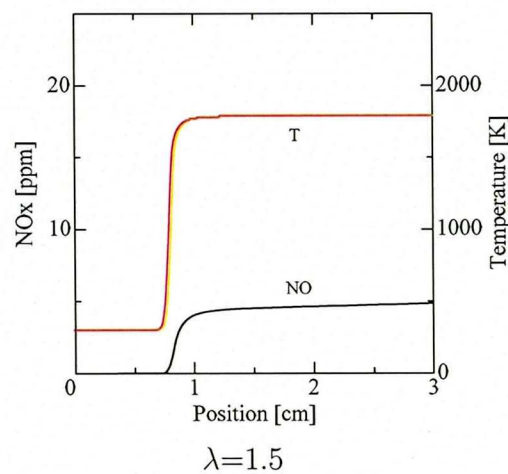
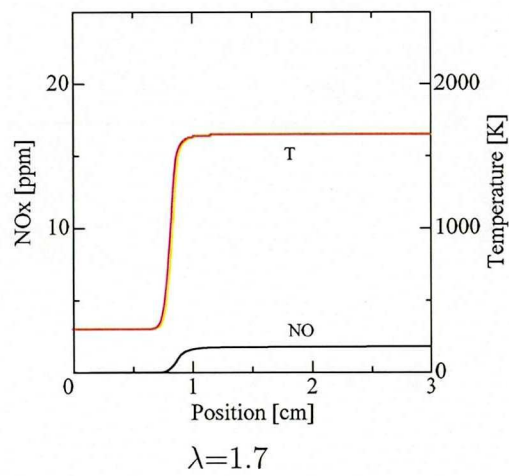
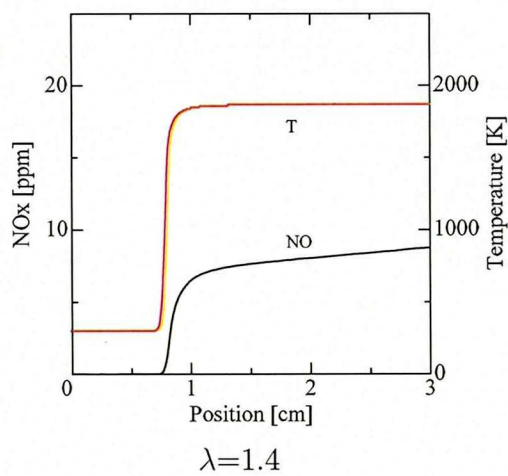
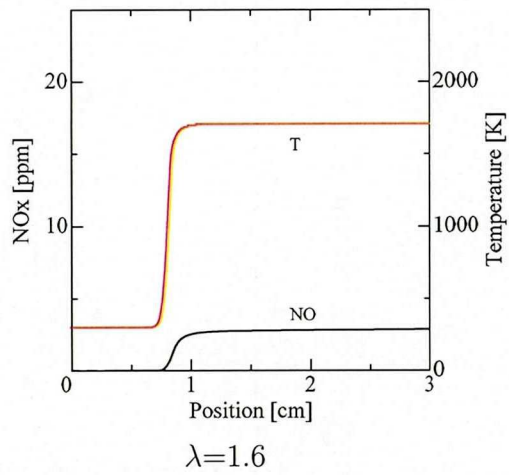
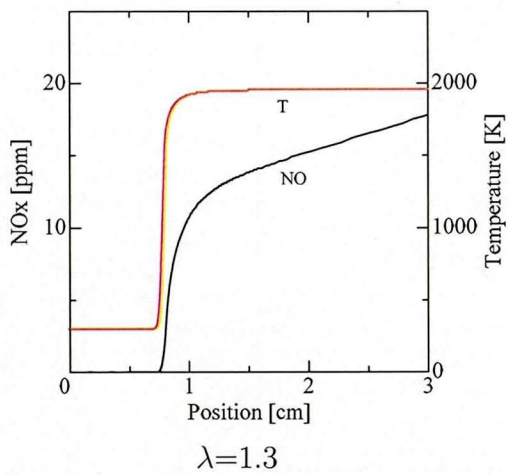


図 5.10: NOx および温度分布 (黒線:NO, 赤線:温度)

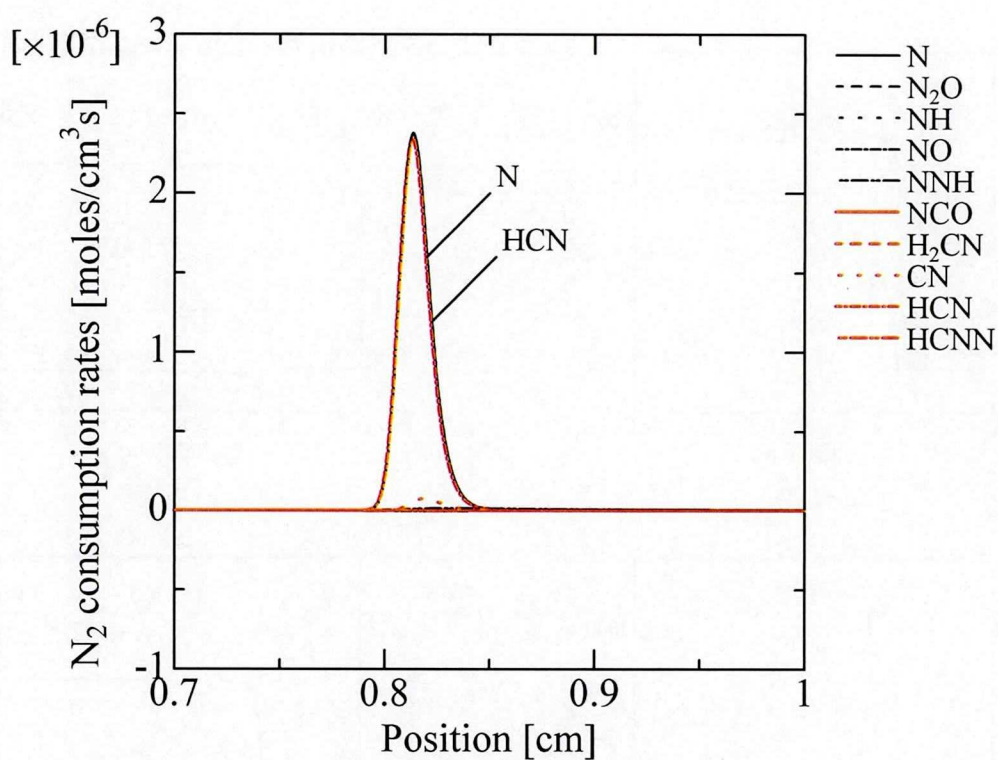


图 5.11: N_2 分解速度 ($\lambda=0.8$)

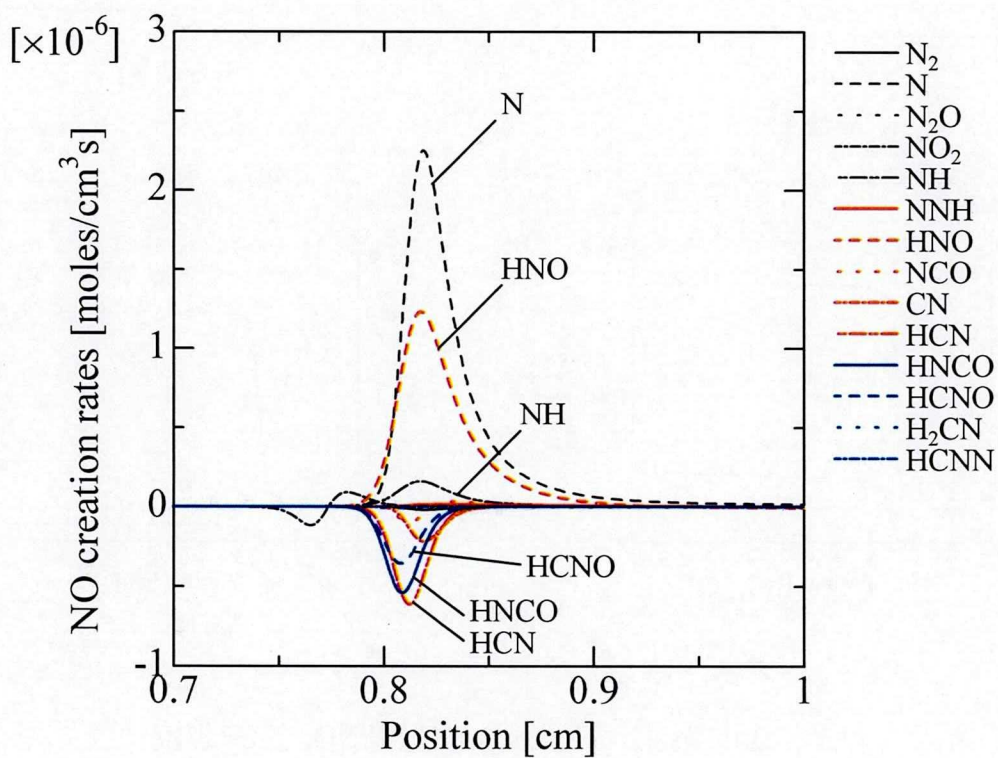


图 5.12: NO 生成速度 ($\lambda=0.8$)

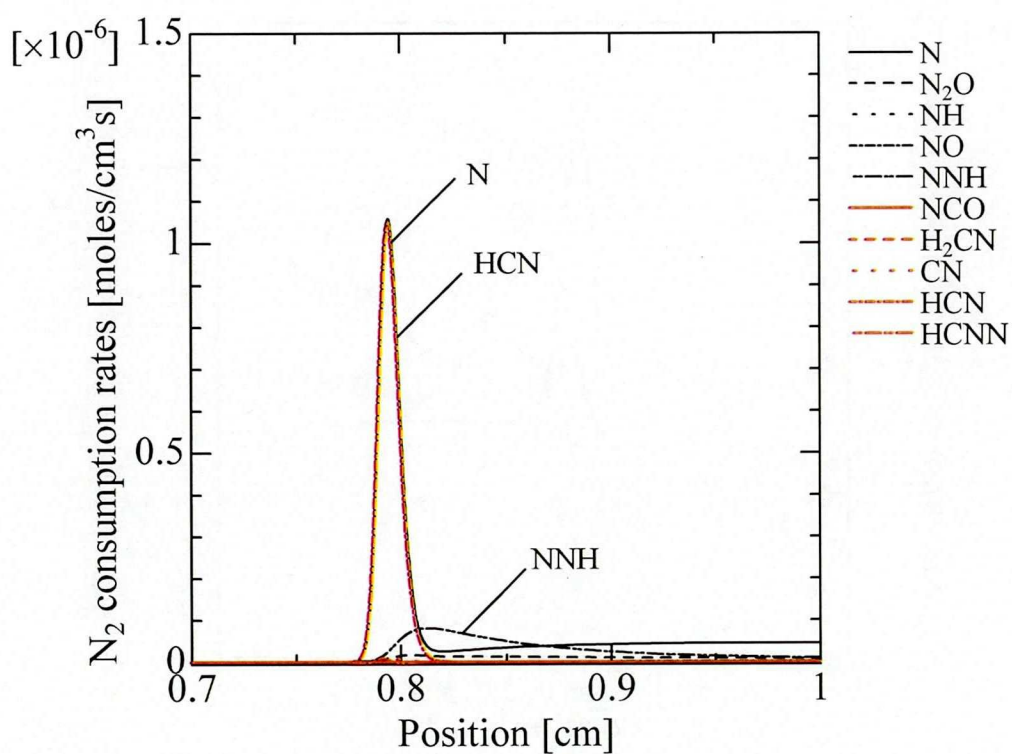


图 5.13: N_2 分解速度 ($\lambda=1.0$)

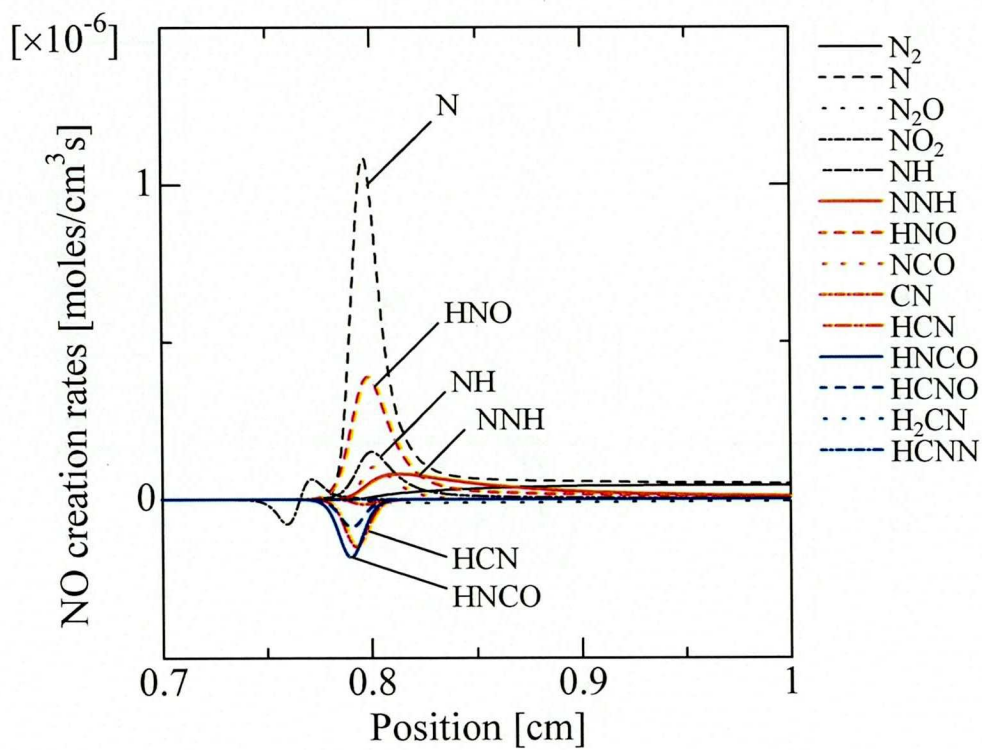


图 5.14: NO 生成速度 ($\lambda=1.0$)

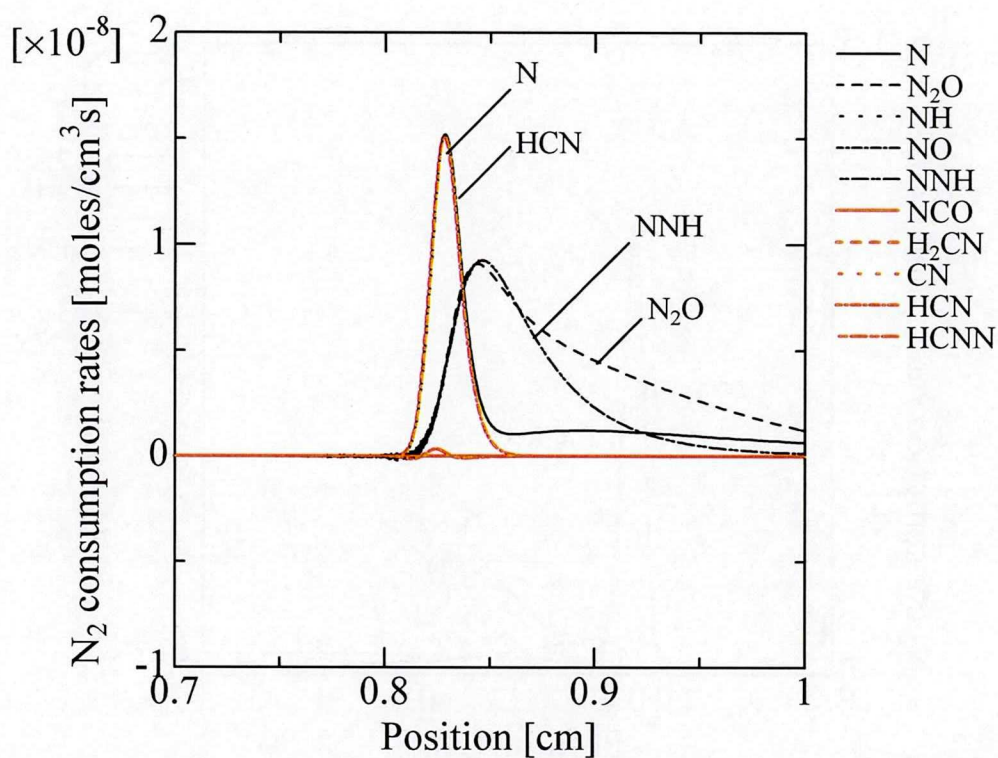


图 5.15: N_2 分解速度 ($\lambda=1.5$)

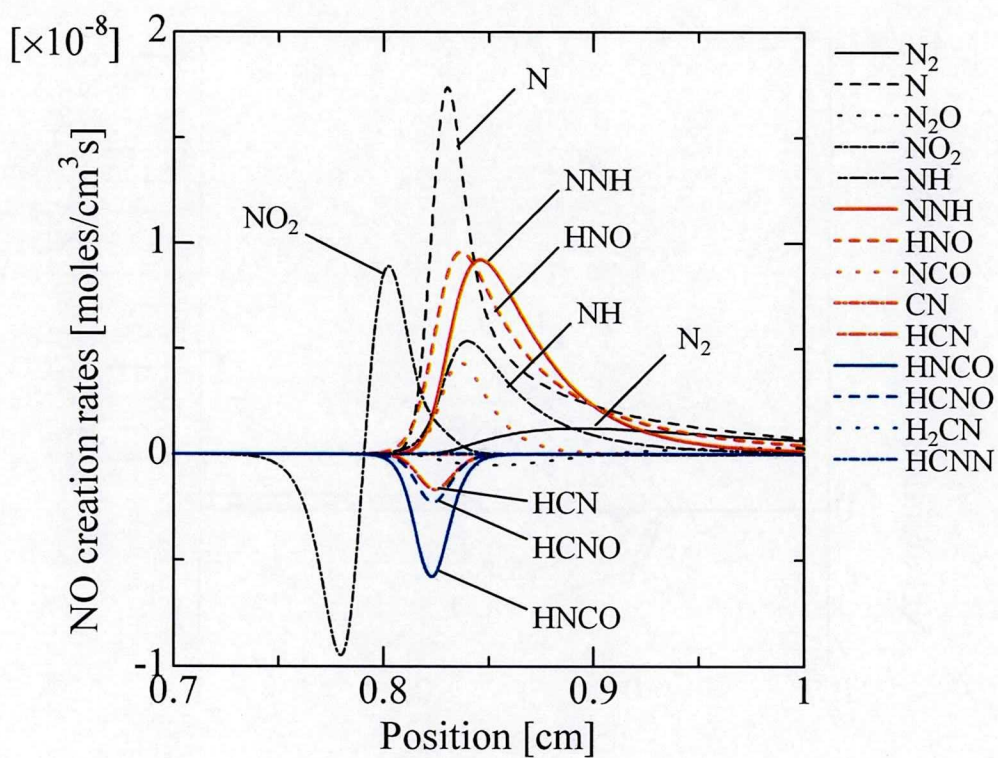


图 5.16: NO 生成速度 ($\lambda=1.5$)

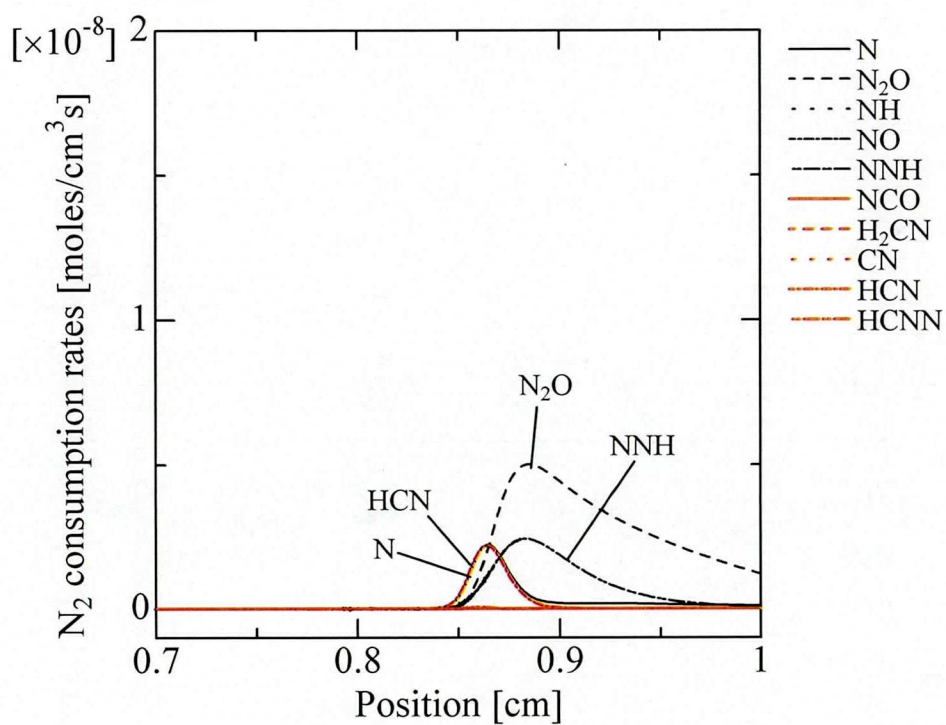


图 5.17: N_2 分解速度 ($\lambda=1.7$)

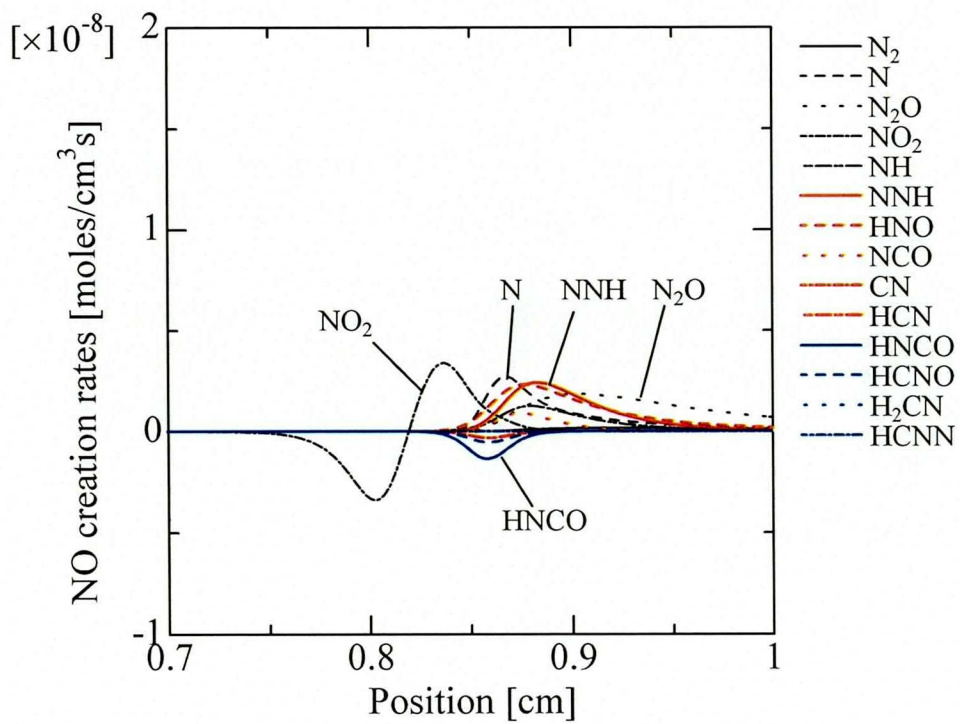


图 5.18: NO 生成速度 ($\lambda=1.7$)

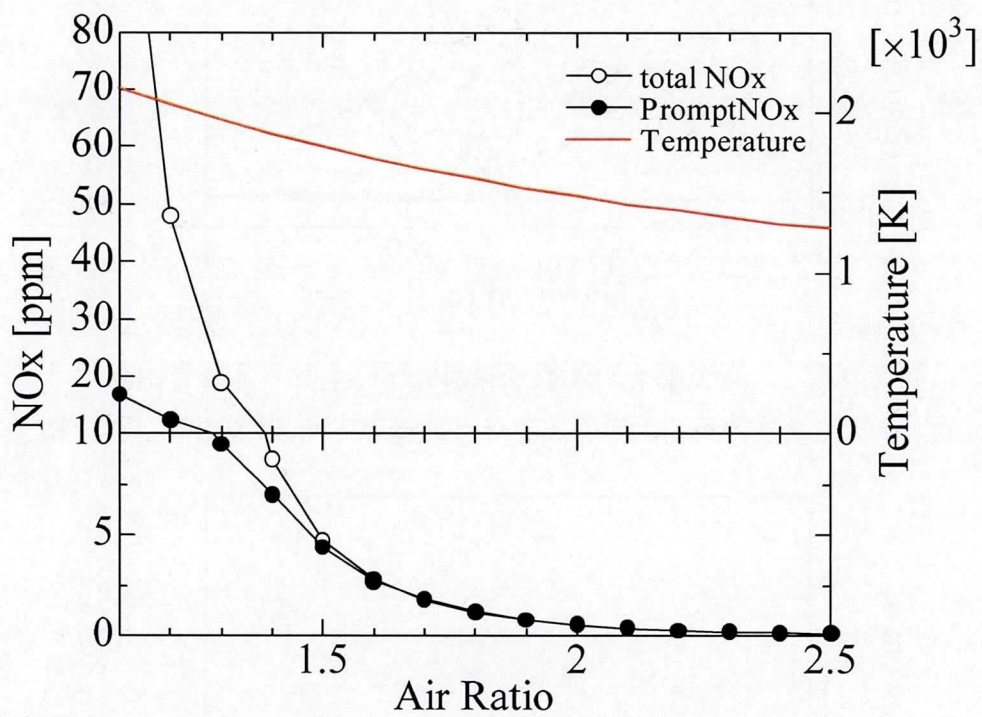


図 5.19: 全 NOx 生成量と promptNOx 生成量の比較

5.3.3 実験との比較

図 5.20 はメタンを燃料とした完全予混合燃焼器における NOx 生成量と 1 次元予混合火炎の数値計算により得られた NOx 生成量を比較したものである。高空気比の条件で実験結果と計算結果の値はほぼ一致する。これは、実際の燃焼器内で形成される火炎は一次元的でない形状をしているが、NOx 生成は promptNO および NNH や N₂O を経由する火炎帯付近でほとんどが形成されるものであり、火炎形状や滞留時間の影響を受けにくいためである。このことから、Zeldovich 機構による thermalNO 生成がほとんどない希薄予混合燃焼条件下での燃焼器内の NOx 生成は 1 次元予混合火炎の計算によりかなり予測できることが示された。

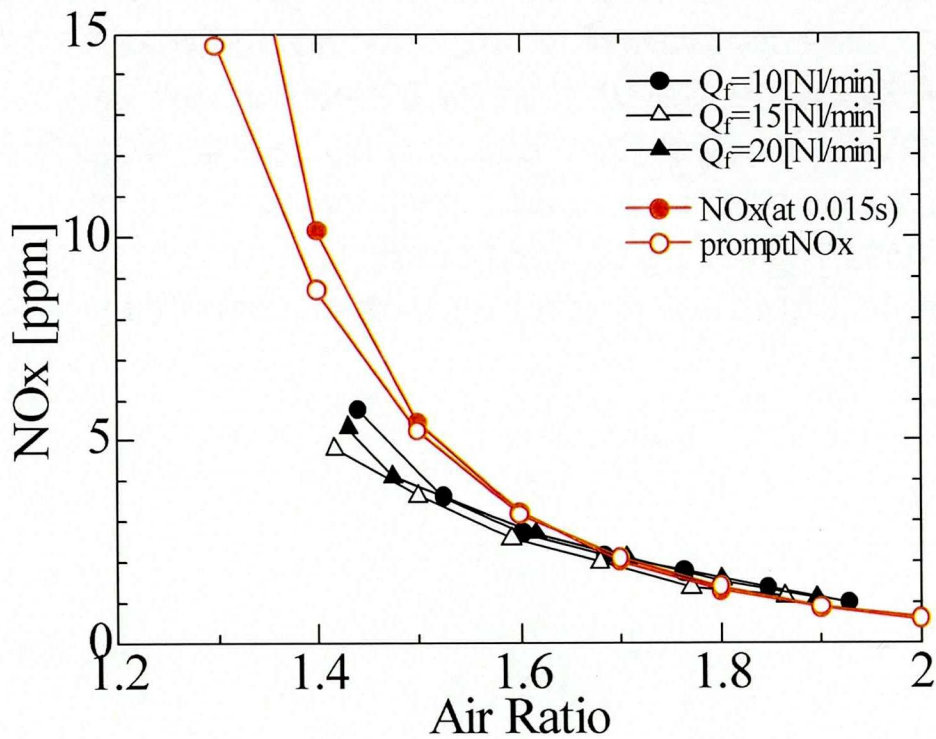


図 5.20: 実験結果と計算結果の比較

5.3.4 圧力の影響

実際のガスタービン燃焼器について考える場合、燃焼器内は加圧しており、また、空気の圧縮および再生器での熱回収により空気の燃焼器入口温度も高くなる。さらに、入口温度の変化等に対応して空気比も変化する。そこで、これらの圧力および入口温度がNO_x生成に対しどのような影響があるかをを知るため、圧力、入口温度および空気比を変化させたときのNO_x生成特性を調べた。図5.21に入口温度が300K、空気比が1.5で圧力を変化させたときのNO_x濃度の変化を示す。計算領域での滞留時間は17.8～63.7msの範囲である。1atmのときは反応帯付近で急激に増加したあと、ほとんどNO_x濃度は変化しないが、圧力が大きくなるにつれて反応帯付近で形成されるNO_xの生成量は若干減少する傾向があるが反対に下流で形成されるZeldovich機構によるNO_x生成量が増加する傾向がある。Zeldovich機構によるNO_x生成は10atmまで圧力が上昇するとその生成量は大幅に増加するようになるが、5atm以下の場合反応帯下流でのNO_x生成の速度はあまり大きくない。このことから圧力については5atm以下程度であればその影響はあまり大きくならないといえる。大型のガスタービンにおいては圧力比は10以上の大きな値となるため燃焼器内の圧力がNO_x生成に及ぼす影響は大きくなるが、マイクロガスタービンについて考えた場合、再生サイクルが適用されることから圧力比は5程度以下になる。したがって、マイクロガスタービン燃焼器におけるNO_x生成に対する圧力の影響はその範囲であり大きくならないといえる。

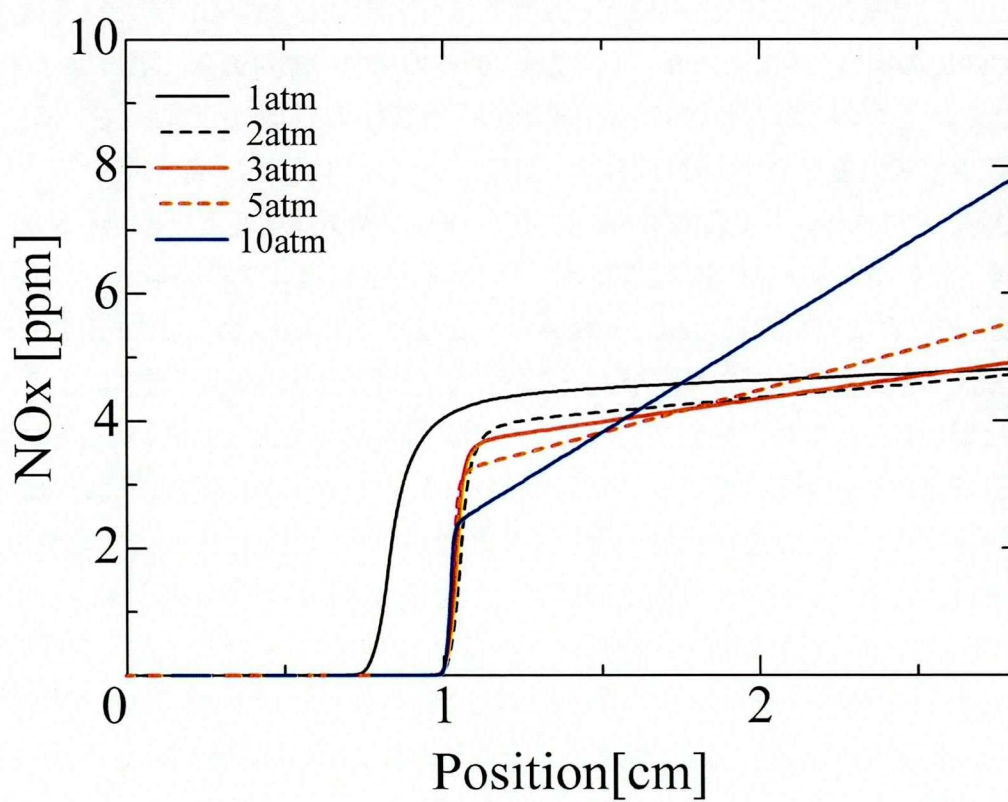


図 5.21: 圧力の変化に伴う NOx 生成量の変化

5.3.5 入口温度および空気比の影響

次に、圧力 1atm、空気比 1.5 および 2.0 で入口温度を変えたときの NO_x 排出濃度の変化を図 5.22 に示す。ここでは入口温度、全 NO_x 生成量 (滞留時間 5ms) および promptNO_x 等火炎面付近での NO_x 生成量と燃焼ガス温度の関係を示す。空気比 1.5 のときは入口温度 300K で燃焼ガス温度が 1790K となり、これより入口温度が増加することで燃焼ガス温度が上がると Zeldovich 機構による NO_x 生成量が徐々に増加し、反対に入口温度が減少し燃焼ガス温度が下がると promptNO_x 等が支配的となる。空気比が 2.0 の場合、入口温度が 700K 近くのとき燃焼ガス温度が約 1800K となり、これより入口温度が上がると thermalNO_x が増加し、入口温度が下がると promptNO_x 等が支配的な条件となる。また、空気比 1.5、入口温度 300K の場合と空気比 2.0、入口温度 700K の場合の燃焼ガスの温度はほぼ同程度となるが、このときのそれぞれの NO_x 生成量についてもほぼ同じ値となっている。また、これより燃焼ガス温度が低い条件においても両者の NO_x 生成量は一致している。

図 5.23 に圧力 1atm、入口温度 300K および 600K で空気比を変えたときの NO_x 生成の変化を示す。ここでも図 5.22 同様に空気比、全 NO_x 生成量および promptNO_x 等火炎面付近での NO_x 排出濃度 (滞留時間 5ms) と燃焼ガス温度との関係を示す。入口温度が 300K のときは空気比 1.5 より燃焼ガス温度が上がる低空気比側では Zeldovich 機構による NO_x 生成が徐々に増加し、反対に燃焼ガス温度が下がる高空気比側では promptNO_x 等による NO_x 生成がほぼ全体を占める。また、入口温度が 600K のときは初期温度が高い分燃焼ガス温度を同じにするためには空気比を大きくする必要があり、空気比約 1.85 で燃焼ガス温度が 1800K 程度になり、これより空気比が低下して燃焼ガス温度が上がると thermalNO_x が増加し、空気比が高くなり燃焼ガス温度が下がると promptNO_x 等が支配的となる。燃焼ガス温度 1800K 以下の promptNO_x 等が支配的となる条件での NO_x 排出濃度を比較すると入口温度を変化させた場合と同様に燃焼ガス温度が同じであれば、そのときの NO_x 生成量はほぼ一致する。

以上の入口温度および空気比の NO_x 生成への影響についての考察から、入口温度や空気比が一定でなくても、これらの条件を調節し燃焼ガス温度を 1800K 以下にすれば NO_x 生成は promptNO_x 等火炎面付近での NO_x 生成が支配的となり、そのときの生成量は燃焼ガス温度に強く依存することがわかった。

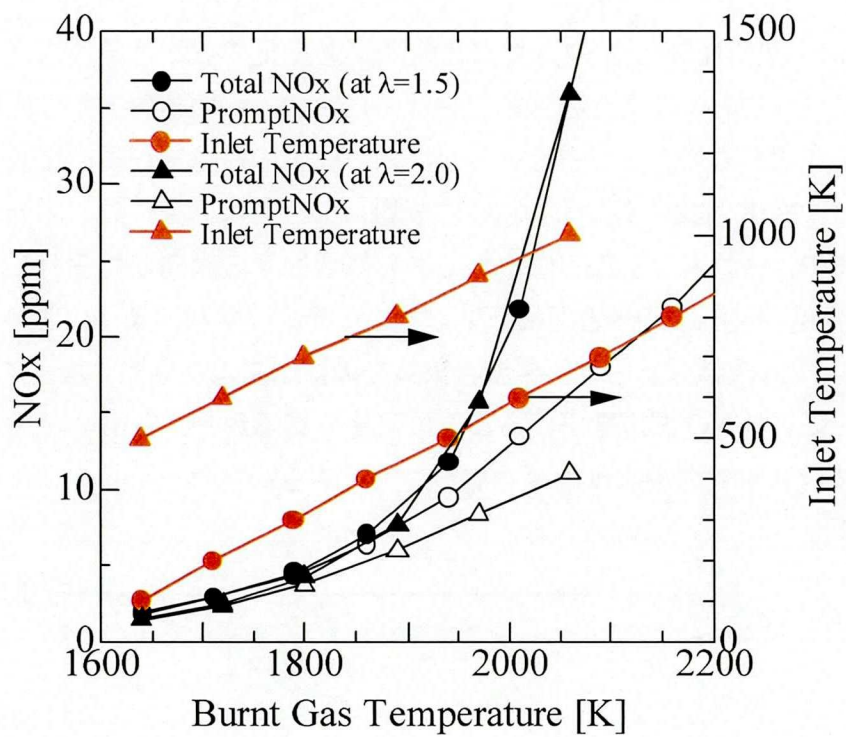


図 5.22: 入口温度の変化に伴う NO_x 排出濃度の変化

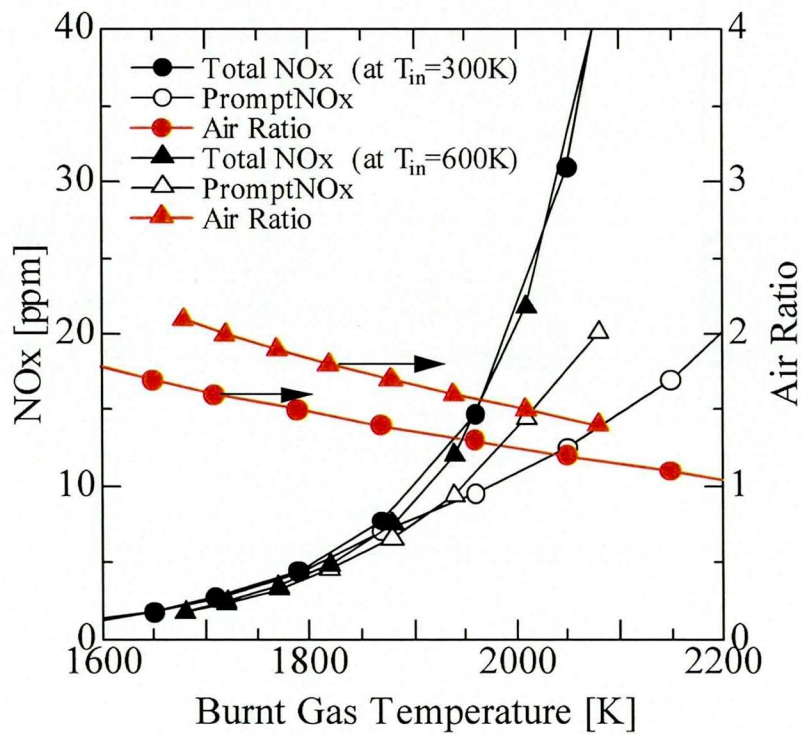


図 5.23: 空気比の変化に伴う NO_x 排出濃度の変化

5.3.6 Stirred Reactor での NO 生成

図 5.24 に、空気比 $\lambda=1.5\sim 1.9$ で滞留時間 τ を変化させたときの NO 生成と温度の変化を示す。 $\lambda=1.5$ において τ が小さいときは、 $\tau < 0.3[\text{ms}]$ の条件下では反応が起こらないまま通過することになる。 τ が小さいときは未燃成分の残存量が多いまま通過することになり、温度は 1600K 程度と低いが、NO 生成量については同条件の一次元予混合火炎とほぼ同程度であり、 τ が大きくなるにつれてさらに増加する傾向が見られる。空気比が増加すると共に温度、NOx 生成量ともに低下していくが、いずれの条件においても τ が大きくなるにつれて NOx 生成量は一次元予混合火炎での排出量よりも多くなってしまう。下流での re-burning により NO 濃度を下げることが可能であるが^[5]、Stirred Reactor 内での燃焼では NO 生成は通常の燃焼より大きくなることは明らかとなった。

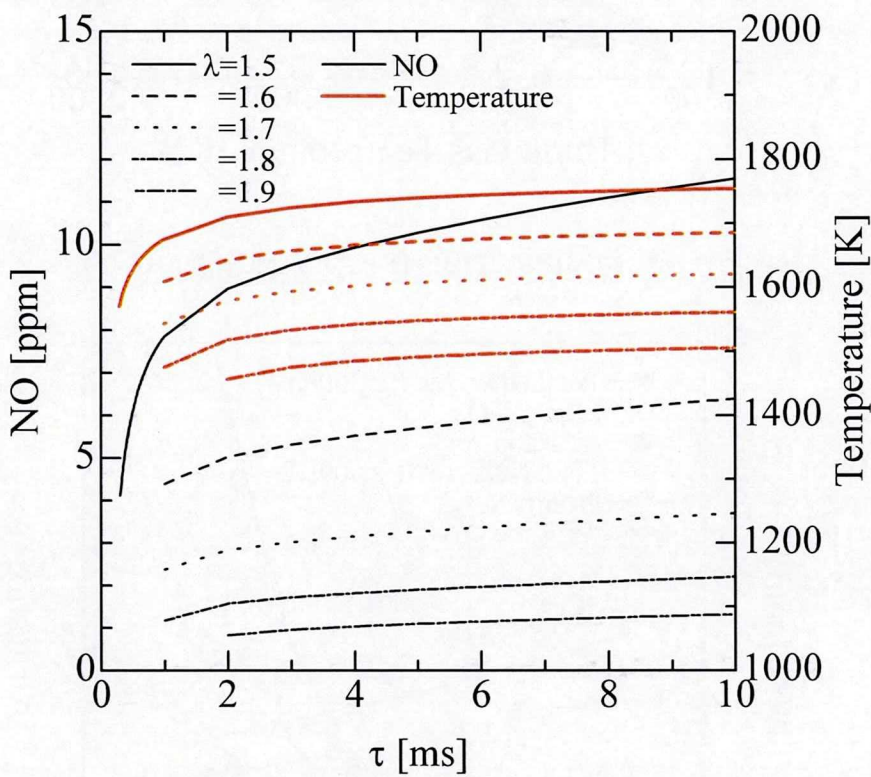


図 5.24: Stirred Reactor での NO 生成

5.3.7 Plug Flow での NO 生成傾向

図 5.25 に、Plug Flow の計算において燃焼ガスと後から加える未燃ガスの全質量流量の比を変えたときのメタン濃度および NO 生成濃度を示す。横軸の t については微小距離 Δz を流速 $u_{z+\Delta z}$ で通過するときにかかる時間 Δt を

$$\Delta t = \frac{\Delta z}{u_{z+\Delta z}} \quad (5.39)$$

から求め、それぞれの場所までの和を取ったものである。計算の主要な条件を表 5.2 に示す。また、入口部における燃焼ガスの組成および温度については、前述の一次元予混合火炎で圧力 1atm、入口温度 300K、空気比 1.5 の場合の計算の 1cm の位置での値を用いる。未燃ガスを後から加えない場合 (10:0)、NO は時間が進むと共に単調に増加しているのに対し、9:1 の場合では一旦 NO 濃度は低下するがその後増加し始めると 10:0 の場合より 0.6ppm 近く高くなっているのがわかる。ここで、 $x:y$ の記号は主流の質量流量 (x) と添加する質量流量 (y) の比率である。メタンについては 0.05[ms] 付近までは急激に増加しているが、その後減少し始め、未燃混合気の投入が終わる $t=0.2$ [ms] 付近で急激に消費されほぼ 0 となる。増加する未燃ガスの比率を上げるとメタン、NO ともに変化の幅は大きくなるが傾向に大きな変化は見られない。ただし、NO 濃度の増加幅は徐々に小さくなり、6:4 と 5:5 の場合 NO 濃度はほとんど変化しなくなる。

図 5.26、5.27 は初期の燃焼ガスと未燃ガスの質量流量比が 5:5 のときの N_2 分解速度および NO 生成速度を示したものである。未燃ガスが投入されている $t=0.3$ [ms] 付近までは HCN への変化が最も多く、未燃ガス投入時は promptNO の生成がもっとも主要な NO 生成経路となっている。図 5.25 において $t=0.1$ [ms] までの間 NO 濃度が減少していたが、これは初期の燃焼ガス中に含まれる NO が分解されたことによって減少されたのではなく、新たに投入された成分の影響で減少したものであるといえる。 $t=0.1$ [ms] 付近から NNH を経由する NO 生成の割合が徐々に大きくなり、 $t=0.2\sim 0.3$ [ms] 付近では promptNO と同程度の NO 生成が行われるようになっている。NO 濃度分布においてももっとも大きな増加が見られた $t=0.3\sim 0.5$ [ms] の領域では NNH を経由する NO 生成が最も多くなっており、新たな未燃予混合気を加えた場合に NO 生成が増加する原因はこの NO 生成機構がもっとも大きく影響している事がわかる。その他の経路として N_2O を経由する NO 生成も無視できない大きさとなっている。

以上のことから、希薄予混合燃焼の条件として、既燃ガス中に新たに未燃ガスが投入されていくような燃焼場になると NO 生成量を増加させてしまうことが示された。その増加の割合は投入される未燃ガスの量が多いほど大きくなり、またそのとき大きな影響を及ぼす NO 生成は NNH を経由して生成される NO であることが明らかとなった。

表 5.2: 計算条件

圧力 [atm]	1.0
流入区間 [m]	0~0.001
全質量流量 [kg/s]	1.0
燃焼ガス空気比	1.5
未燃ガス空気比	1.5
未燃ガス温度 [K]	300

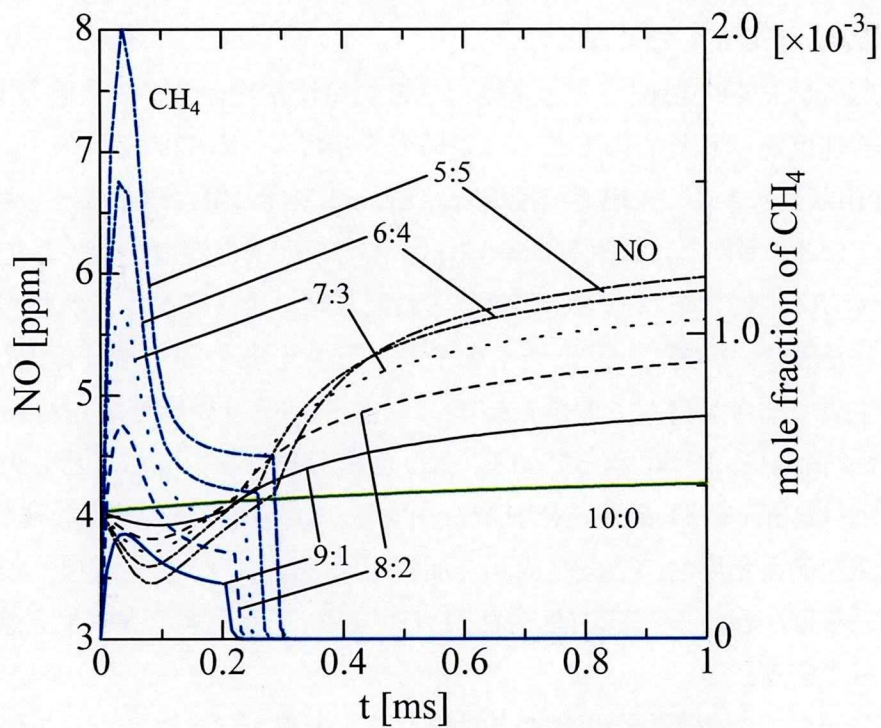


図 5.25: Plug Flow での CH_4 , NO 濃度の変化

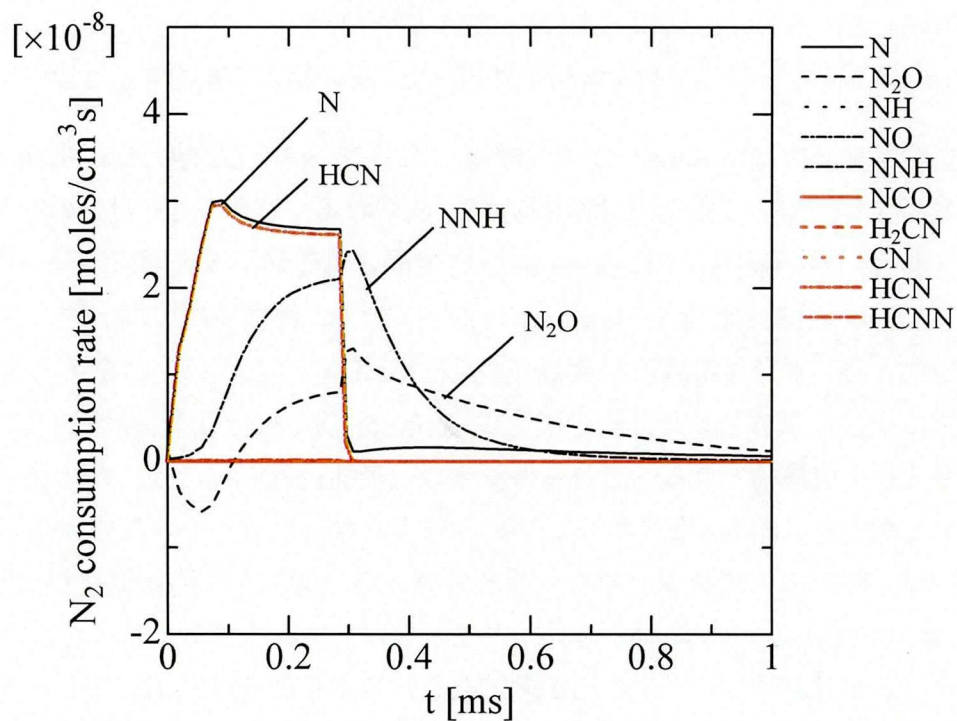


図 5.26: Plug Flow での N_2 分解速度 ($\lambda=1.5$, 質量流量比 5:5)

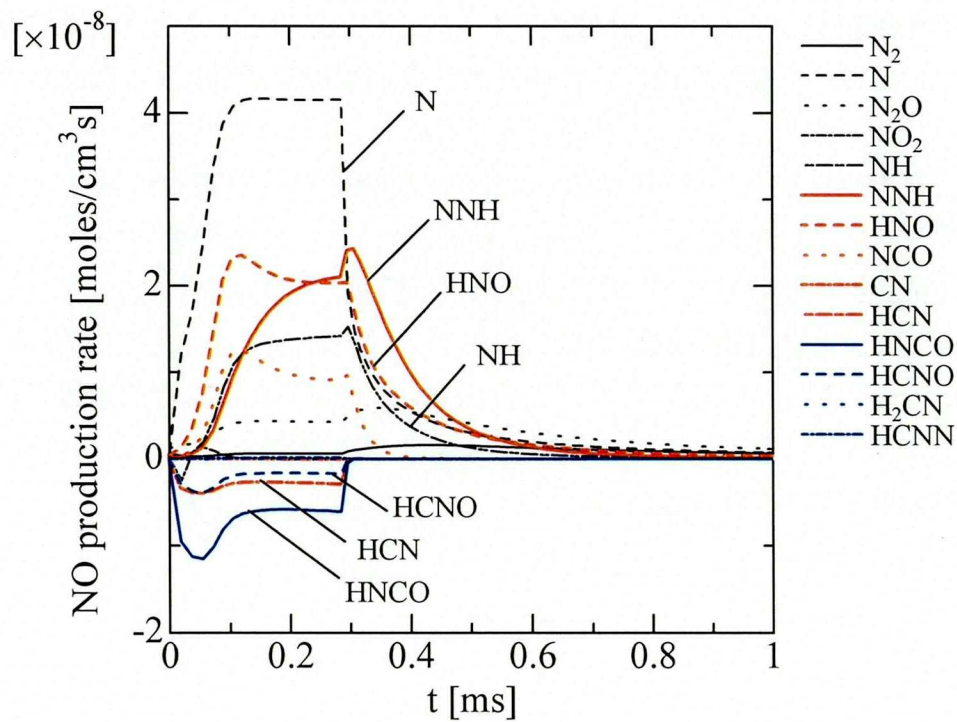


図 5.27: Plug Flow での NO 生成速度 ($\lambda=1.5$, 質量流量比 5:5)

5.4 まとめ

予混合燃焼における NO_x 生成に支配的な機構および特性を一次元伝ば火炎, Well-Stirred Reactor, Plug Flow のモデルで数値解析的に調べた. その結果を要約すると次の通りである.

1. 燃料過剰条件下では promptNO 生成機構による NO_x 生成が他の反応機構と比べ圧倒的に多くなり, NO_x はほぼ火炎面付近で生成される. 空気比 1.0 付近の空気過剰で燃焼ガス温度が高い条件下では promptNO も生成されるが, 火炎面下流側で徐々に生成される Zeldovich 機構による thermalNO が多くなり, 滞留時間の増加により NO_x 生成量は増大する. 十分な希薄予混合燃焼 (空気比 1.5 以上) となると, 全体の NO_x 生成量は非常に小さくなる. また, その場合には promptNO のほか NNH を経由する NO 生成が重要な生成機構となる. これらの反応は火炎面付近で起こり, また thermalNO については燃焼ガス温度が低くなるために生成されなくなる. そのため NO_x 生成は火炎形状や滞留時間の影響を受けにくくなると考えられる. さらに空気比が大きくなると (空気比 1.7 以上) N₂O を経由する NO 生成が重要な生成機構となってくる.
2. 予混合火炎の計算と完全予混合の実験結果を比較すると高空気比の条件下で NO_x 生成量はほぼ一致する. これは上記の通り希薄予混合燃焼での NO_x 生成は火炎形状や滞留時間の影響を受けないためであり, このことから一次元予混合火炎の計算で完全予混合燃焼器内での NO_x 生成が予測できる.
3. 予混合燃焼において NO_x に及ぼす圧力・入口温度および空気比の影響を調べた. 圧力については高くなるにつれて下流側での NO_x 生成量が増加する傾向が見られるが, 5atm 以下の条件下ではあまり影響は大きくない. マイクロガスタービン燃焼器を考えると, 圧力比は 5 程度以下になるので圧力の影響については大きくないといえる. 入口温度や空気比が変わっても, 燃焼ガス温度と NO_x 生成の関連性が強く, 1800K 以下では生成量を低く抑えることができる. この燃焼ガス温度 (1800K) 以下となるように入口温度および空気比を調節することによって低 NO_x (5ppm 以下) を達成できる.
4. Well-Stirred Reactor や混合を伴う Plug Flow での計算により燃焼形態の変化が NO_x 生成に及ぼす影響を調べた. その結果これらの形態では NO_x 生成量が一段の希薄予混合燃焼より多くなる傾向がある.

参考文献

- [1] Kee, R. J., Grcar, J. F., Smooke, M. D. and Miller, J. A., , SAND85-8240 (1985).
- [2] Kee, R. J., Rupey, F. M. and Miller, J. A., , SAND89-8009B (1991).

- [3] GRI, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/
- [4] Bhargava, A., Kendrick, D. W., Colket, M. B., Sowa, W. A., Casleton, K. H. and Maloney, D. J., ASME paper 2000-GT-97.
- [5] Xu, Z., Hayashi, S. and Takagi, T., *Proc. of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference*, AJTEC99-6333, (1999).
- [6] 日本機械学会, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, (1980).

第 6 章

結論

本研究では、マイクロガスタービン燃焼器を目標として、旋回流による火炎安定と完全燃焼の確保および希薄予混合燃焼による低 NO_x 生成をコンセプトとした火炎構成を実験的に検討するとともに典型的な低 NO_x 火炎についてその内部の濃度分布、温度分布を測定し、火炎構造についての調査を行った。また、数値シミュレーションによって燃焼器開発のキーとなる混合手法の検討を行った。さらに、数値計算により希薄予混合燃焼における NO_x 生成機構と特性を明らかにした。得られた結果は各章でまとめているが、要約すると以下のとおりである。

第 2 章では、旋回流による火炎安定と完全燃焼の確保および希薄予混合燃焼による低 NO_x 生成をコンセプトとした各種燃焼器を設計・製作し、それぞれの燃焼器について火炎形状や NO_x、CO 排出特性を調べ低 NO_x 燃焼器の検討を行った。その結果、希薄予混合燃焼では NO_x 生成は空気比によって支配的に影響されるようになり、可燃範囲内で空気比を大きくすることによって 3ppm(O₂0%換算) 程度の低 NO_x が実現可能となる。また、CO についても火炎が安定に形成される条件では十分低い値に抑えることが可能となることを示した。これを実現するための最大のポイントは完全な希薄予混合気の形成であるが、実際の燃焼器を設計する上では逆火の問題があり、できる限り短い区間内での高速混合が要求される。実験を通じて得られた混合手法についての知見を以下に示す。

1. 燃料を空気流側面から噴射する場合、空気流量に対し燃料流量が小さいため燃料の運動量が不足し、貫通力が不足するため十分な混合の達成が困難となる。
2. 上記の貫通力の問題を解決する方法として、燃料に空気を一部予混合させることを考案した。この手法では燃料の運動量の増加と、初期段階ですでに空気を混合していることから混合は促進される傾向があるが、本研究で設計した燃焼器で十分な混合を実現するにはかなりの量の空気を混合させる必要があった。
3. 空気流路内に突き出した分配管により空気流全体に燃料を直接噴射する方法は高速混合を達成させる上で非常に効果的である。ただし、燃料噴射は一様に行うのではなく、

空気流の分布を考慮した燃料配分が必要となる。

第3章では、第2章において低 NO_x ・完全燃焼が達成された旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2) において形成される火炎の典型的なもの2種類についてその内部の主要成分と NO_x 濃度分布および温度分布を測定し、火炎内部構造および NO_x 生成過程についての調査を行った。得られた結果を要約すると次のとおりである。

1. 空気比 $\lambda=1.5$ のとき、燃焼器中心部には循環領域を保炎機構とした火炎が形成され、燃焼器入口周辺部には空気流路の急激な拡大により生じた循環領域において周辺火炎が形成される。可視火炎の長さは100mm程度で、燃焼も100mm程度でほぼ完了する。ほぼ燃焼完了後の100mm断面では温度分布はほぼ平坦になっているが、 NO_x 濃度については濃度差があり、中心付近では高くなる。また、中心部では下流においても NO_x がわずかに生成されている。中心部と周辺部の NO_x の差は中心部で空気比がわずかに小さくなっていることが一つの原因と考えられる。
2. $\lambda=1.7$ の火炎は長く伸びており完全燃焼を達成するには350mm近い距離が必要となる。ただし、 NO_x 生成量については非常に小さく、また、火炎下流側でほとんど生成されない。
3. 未燃成分は火炎周辺部に残存し、それが未燃成分排出の原因である。未燃成分の残存領域は可視火炎の領域とほぼ対応する。未燃成分として炭化水素よりCOが最後まで残存する傾向がある。

第4章では、旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2) の入口部における混合状況および燃料・空気の交差流的混合において、燃料の空気の一部を添加することによる混合改善の効果が得られるかどうかを数値シミュレーションにより検討した。以下に結果を示す。

1. 旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2) の入口部分における混合状況を予測するため、燃焼器とほぼ同じ形状の計算領域を作成し、シミュレーションを行った。その結果、周方向の混合は良好であるが、半径方向の混合が起こりにくい傾向があり、燃料噴射位置での燃料と空気の半径方向流量配分を最適にする必要があるといえる。ただし、実験結果と比較した場合シミュレーションにおける混合状況は悪く、計算条件についての検討が必要である。
2. 燃料に空気流を添加しない場合、燃料は噴射孔出口付近ですぐに空気流に巻き込まれほぼ壁付近に沿ってのみしか流れなかった。しかし、空気を添加することにより貫通力を増加させ、混合状況を改善できることが明らかになった。ただし、添加量が多くなりすぎると逆流域の形成を引き起こす。
3. いずれの条件においても周方向には混合は良好であった。しかし、半径方向には混合

は遅く、短い区間で完全な混合を達成するためには初期の噴射段階で燃料が全体に分配されるように設計する必要がある。

4. 空気添加による混合の改善は燃料流の運動量増加と空気主流の速度の低下が影響すると考えられるが、燃料流の運動量増加による効果が非常に大きいことがわかった。そのため、空気比の変化による混合状況の変化はあまり大きくないことを示した。ただし、同じ空気比においても燃料流量の変化により混合状況は変化した。

シミュレーションの結果、空気添加により混合の改善は十分可能であることが示された。しかし、添加する空気の量についての適切な配分が必要であり、また、その配分は流量条件により異なり、制御が複雑になることが問題として挙げられる。

第5章では、希薄予混合燃焼における NO_x 生成特性と機構を一次元予混合火炎の計算により調べた。また、この計算による NO_x 生成量の予測が妥当であるかを検討し、第2章の実験において検討しなかった NO_x 生成に及ぼす圧力・入口温度および空気比の影響を調べた。さらに、燃焼形態を変化させることにより NO_x 生成の更なる低減が可能となるかを Well-Stirred Reactor と Plug Flow により検討した。その結果は以下のとおりである。

1. 予混合燃焼における NO_x 生成に支配的な機構および特性を調べた。燃料過剰条件下では promptNO 生成機構による NO_x 生成が他の反応機構と比べ圧倒的に多くなり、そのため NO_x はほぼ火炎面付近で生成されるため火炎形状や滞留時間の影響は受けない。空気比 1.0 付近の空気過剰で燃焼ガス温度が高い条件下では promptNO も生成されるが、火炎面下流側で徐々に生成される Zeldovich 機構による thermalNO が多くなり、滞留時間の増加により NO_x 生成量は増大する。十分な希薄予混合燃焼 (空気比 1.5 以上) となると、全体の NO_x 生成量は非常に小さくなる。また、その場合には promptNO のほか NNH や N_2O を経由する NO 生成が重要な生成機構となる。これらの反応は火炎面付近で起こり、また thermalNO については燃焼ガス温度が低くなるために生成されなくなる。そのため NO_x 生成は火炎形状や滞留時間の影響を受けにくくなる。
2. 予混合火炎の計算と完全予混合の実験結果を比較すると高空気比の条件下で NO_x 生成量はほぼ一致する。これは上記の通り希薄予混合燃焼での NO_x 生成は火炎形状や滞留時間の影響を受けないためであり、このことから一次元予混合火炎の計算で完全予混合燃焼器内での NO_x 生成が予測できることを示した。
3. 予混合燃焼において NO_x に及ぼす圧力・入口温度および空気比の影響を調べた。圧力については高くなるにつれて下流側での NO_x 生成量が増加する傾向が見られるが、5atm 以下の条件下ではあまり影響は大きくない。マイクロガスタービン燃焼器を考えると、圧力比は5程度以下であるので圧力の影響は大きくない。入口温度や空気比が変わると燃焼ガス温度が変わり、 NO_x 生成に大きく影響する。しかし、 NO_x 生成は入

口温度と空気比が変わっても、燃焼ガス温度と直接的な関係がある。燃焼ガス温度が 1800K 以下では NO_x 生成量を低く抑えることができるので、この燃焼ガス温度を達成できるように入口温度および空気比を調節すればよい。

4. Well-Stirred Reactor や Plug Flow での計算により燃焼形態の変化が NO_x 生成に及ぼす影響を調べた。その結果これらの形態では NO_x 生成量が大きくなる傾向があり、希薄予混合燃焼では 1 段で燃焼させることが NO_x を低くする上で得策といえる。

謝辞

本研究は，大阪大学大学院 工学研究科 機械物理工学専攻 エネルギー工学講座 熱工学領域 在学中に行ったものです。

その間，本研究のテーマのみならず研究活動全般を通して終始懇切丁寧なご指導とご鞭撻を賜り，また本論文の執筆に際しても綿密なご校閲をいただきました 高城敏美 教授に謹んで感謝の意を表します。

本論文をまとめるにあたり，ご校閲とご指導をいただきました本学工学研究科 香月正司 教授，辻 裕 教授に深く感謝致します。

また日々研究を遂行するにあたり，度重なるご指導とご鞭撻を賜りました本講座の 岡本達幸 助教授，小宮山正治 講師，木下進一 助手に深く感謝致します。

また本研究を行うに際して，惜しみないご協力をいただいた本講座の当時の博士前期課程 寺岡 弘宣 君，中谷 英俊 君，当時の工学部学生 平尾 俊一 君，山中 啓介 君，吉積 尚志 君に深く感謝の意を表します。あわせてまた，所属する研究室の皆様の多大なご協力のもとに十分な環境で研究を進めることができましたことに感謝致します。

最後にこれまであたたかく見守ってくれた両親と兄に感謝の意を表します。

