



Title	炉内の燃焼・ふく射伝熱とその数値予測に関する研究
Author(s)	吉本, 隆光
Citation	大阪大学, 1997, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3129064
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

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

The University of Osaka

炉内の燃焼・ふく射伝熱と
その数値予測に関する研究

平成9年1月

吉本 隆光

目 次

第1章 緒論	4
1. 1 まえがき	4
1. 2 従来の研究	5
1. 2. 1 炉内燃焼	5
1. 2. 2 NO _x の炉内での挙動と排出特性	5
1. 2. 3 炉壁への伝熱	6
1. 2. 4 炉内での燃焼状況の数値予測	6
1. 3 本研究の目的と概要	8
第2章 炉内における燃焼状態の測定	13
2. 1 まえがき	13
2. 2 実験装置および方法	14
2. 2. 1 実験装置の仕様	14
2. 2. 2 測定装置および方法	18
2. 2. 3 実験方法	20
2. 2. 4 実験条件	21
2. 2. 5 整理方法	23
2. 3 火炎形状	24
2. 3. 1 火炎形状におよぼす諸因子の影響	24
2. 3. 2 火炎長さにおよぼす諸因子の影響	25
2. 3. 3 火炎の写真観察	25
2. 4 諸量の分布の測定と検討	29
2. 4. 1 燃料ノズルの影響	29
2. 4. 2 旋回の影響	35
2. 4. 3 空気予熱の影響	35
2. 4. 4 空気比の影響	35
2. 5 まとめ	39

第3章	NO _x の炉内での挙動と排出特性	41
3.1	まえがき	41
3.2	実験装置および方法	42
3.2.1	実験装置	42
3.2.2	実験方法	42
3.2.3	実験条件	43
3.2.4	整理方法	44
3.3	NO _x の炉内での挙動	46
3.3.1	火炎1における濃度分布	46
3.3.2	火炎2における濃度分布	46
3.4	NO _x の排出特性に及ぼす諸因子の影響	48
3.4.1	ノズルの種類と旋回の影響	48
3.4.2	空気予熱の影響	48
3.4.3	排気再循環の影響	51
3.4.4	空気比の影響	51
3.4.5	燃焼量の影響	56
3.4.6	FuelNの影響	57
3.5	まとめ	59
第4章	火炎から炉壁への熱負荷分布	61
4.1	まえがき	61
4.2	実験装置および方法	62
4.2.1	実験装置および方法	62
4.2.2	実験条件	63
4.3	熱負荷分布に及ぼす諸因子の影響	64
4.3.1	旋回の影響	64
4.3.2	空気予熱の影響	65
4.3.3	排気再循環の影響	66
4.3.4	空気比の影響	68
4.3.5	燃焼量の影響	68

4. 3. 6	燃料ノズルの影響	68
4. 4	まとめ	70
第 5 章	炉内燃焼とふく射伝熱の数値シミュレーション	71
5. 1	まえがき	71
5. 2	計算対象	72
5. 3	基礎式およびモデル	72
5. 3. 1	基礎式	72
5. 3. 2	乱流モデル	74
5. 3. 3	燃焼モデル	74
5. 3. 4	すすの生成と燃焼モデル	74
5. 4	炉内ふく射	74
5. 4. 1	ガスおよびすすのふく射モデル	75
5. 4. 2	放射熱線追跡法	78
5. 5	境界条件	80
5. 6	計算方法	82
5. 6. 1	数値計算法	82
5. 6. 2	計算手順	83
5. 7	同軸流乱流拡散火炎に対する解析	83
5. 7. 1	濃度分布	83
5. 7. 2	温度分布	85
5. 8	炉壁への伝熱に対する解析	88
5. 8. 1	炉壁受熱量分布	88
5. 8. 2	指数型広域バンドモデルによる結果との比較	90
5. 9	まとめ	91
第 6 章	結論	93
	謝 辞	97

第1章 緒論

1. 1 まえがき

工業用加熱炉やボイラなどの燃焼器における燃焼は、乱流における混合過程と燃焼反応が並行して進行する乱流拡散燃焼の形態をとるので、火炎内に化学種濃度、ガス温度および流速の著しく不均一な分布を生じ、炉内での燃焼特性、 NO_x 排出特性、炉壁への伝熱特性を複雑化している。このような燃焼場での研究の多くは、実機を用いて総括的な運転条件による影響を調べたものが多い。

そこで、拡散燃焼の形態をとる比較的大型の燃焼炉を対象として、火炎内部の燃焼状態の詳細な測定をおこない、燃焼特性、 NO_x 排出特性、伝熱特性の相互の関連性について知見を得る必要がある。また、実験的な研究だけでなく、数値解析による流動・混合過程、燃焼過程および伝熱過程の予測をおこない、炉内での現象の理解を深めるとともに、それらの予測法を検証し、それらの特性を明確にする必要があると思われる。

本研究では、比較的大型の実験炉（直径 1 m、高さ 4.8 m）を用いて、燃料ノズルの形状、旋回の有無、空気比、燃焼量、空気予熱、排気再循環などのパラメータを変えた種々の燃焼条件において、火炎内部ならびに燃焼炉内での温度分布および化学種濃度分布等、燃焼状態の詳細な測定を行い、併せて炉壁への伝熱量を測定して、炉内の燃焼特性、 NO_x 排出特性、炉壁への伝熱特性ならびにそれらの相互の関連性について知見を得る。また、炉内の燃焼場での、流動・燃焼にふく射伝熱および対流熱伝達を含めた数値予測を行い、前述の測定結果と比較対照する。炉内での燃焼状況を予測するとともに、炉壁への伝熱量を予測して、実用燃焼器での炉内燃焼予測法の検証と確立を目指す。

1. 2 従来の研究

1. 2. 1 炉内燃焼

燃焼炉として、実用的には、加熱炉、ボイラー等がある。その主要な燃焼形態は乱流拡散火炎であるが、バーナ形式、旋回流や空気予熱の有無等で燃焼状態や炉壁への伝熱および NO_x 排出の特性が異なってくる。このため、炉内での詳細な燃焼状態と関連させてそれらの特性を知る必要がある。この目的で火炎内の温度や各種化学種濃度の分布を測定し、燃焼状態を調べた研究例として、水素の乱流拡散火炎の研究[1]および炭化水素（プロパン）の乱流拡散火炎の研究[2]があり、火炎内の主要成分、温度等が系統的に測定されている。これらの研究は、基礎的な並行流乱流拡散火炎を対象としたものである。円筒実験炉を用いて燃焼状態を調べたものとしては、プロパンを燃料とし、流量や燃料と空気の運動量比の影響を調べたもの[3]、液体噴霧燃料を用いて噴霧ノズルや旋回の影響を調べたもの[4]、空気比の影響を調べたもの[5]微粉炭燃焼について主要成分・温度や NO_x 、HCN濃度等を測定したもの[6, 7, 8]などがある。これらの中には、 NO_x の生成・排出特性と関連づけようとしたもの[2, 6]、炉内伝熱に関連づけようとしたもの[3, 5]がある。しかし、ノズル形状、旋回、空気予熱、排気再循環の影響を系統的に調べ、 NO_x の排出濃度とともに、炉内伝熱を測定した例はほとんど見られない。

1. 2. 2 NO_x の炉内での挙動と排出特性

燃焼に伴って、生成される窒素酸化物 NO_x は、大気汚染物質の一つに挙げられている。1960年代から1970年代にかけて、その排出量を減らすために、多くの研究がなされてきた。その結果、予混合火炎における NO_x の生成機構や排出特性については、かなり明らかになっている[9, 10]。一方、工業用加熱炉やボイラーなどにおいては、乱流拡散燃焼の形態をとるので、火炎内に濃度・温度および流速の著しく不均一な分布を生じ、 NO_x 生成機構や排出特性を複雑にしている。このような燃焼場での NO_x の発生過程を考える場合、化学反応機構とともに、フローパターン、拡散・混合、対流・ふく射熱伝達等を総合的に考慮する必要がある。水素の乱流拡散火炎では、火炎内の温度や各種化学種濃度とともに、 NO [1]の濃度分布が、プロパンの乱流拡散火炎での NO [11]と NO_2 [12]が測定された結果が報告されている。燃焼炉内部については温度分布とともに NO 生成特性の測定がなされている[13]。火炎内の化学種濃度分布、温度分布等の測定も詳細にされるようになった[12, 16, 17]。また、燃焼条件によっては、例えば、ガスタービンのような、非常に高い空

気比での燃焼では、 NO_x 中の NO_2 の割合が増すことも報告されており、サンプリングプローブ内での NO から NO_2 への変換の検討も行われている [18-24]。

近年、メタンの基礎的層流拡散火炎での NO の光学的測定が行われ [14]、 NO の火炎内の生成と分解の速度が検討されている。また、炉内の再燃焼によって NO と N 原子を含む反応による NO の分解の特性が調べられている [15]。そして、燃焼計算とともに NO_x の生成反応計算も行なわれるようになってきている [25-27]。

1.2.3 炉壁への伝熱

炉壁への伝熱特性は燃焼炉の性能を表す主要な指標である。ボイラや工業用加熱炉の実機による燃焼炉内の炉壁への伝熱量の測定は従来から行われてきている。熱伝達では、ふく射および対流が関係するが、燃焼炉壁への伝熱は大部分ふく射により行われており、ふく射についての多くの研究がなされてきて、文献 [28, 29] にもまとめられている。

火炎から炉壁への伝熱は、古くは、火炎の炉内での充満度を一つのパラメータとし、一固まりのガス塊と炉壁とのふく射による熱交換として取り扱われ、現在でも実用上そのように扱う場合がある。そして、火炎の輝度がふく射伝熱量へ大きく影響するとして、すすのふく射についても多くの研究 [30-31] がなされている。また、赤外活性化学種特に CO_2 、 H_2O のガス塊からのふく射率についての研究もなされている。

火炎から炉壁への伝熱は炉内の燃焼状態によって大きく影響されると考えられる。このような観点から、炉内のガス（プロパン）燃焼 [3]、噴霧燃焼 [32, 33] および微粉炭燃焼 [34] において、炉内の燃焼状況の測定とともに炉壁への伝熱の測定がなされている。しかし、ノズル形状および燃焼量、空気比、空気予熱、排気再循環、旋回の有無等、燃焼に影響を与える諸因子が火炎から炉壁への伝熱に及ぼす影響を系統的に調べる必要がある。さらに火炎から炉壁への伝熱の測定と併せて火炎内部の化学種濃度分布、温度分布を測定することにより、燃焼状態と炉壁への伝熱との関連性を調べる必要もある。

1.2.4 炉内での燃焼・伝熱状況の数値予測

燃焼炉の性能を表す主要な指標の一つである炉壁への伝熱は、ふく射伝熱と対流伝熱によって生じるが、いずれの様式の伝熱にも炉内の温度・濃度分布が大きく影響を及ぼす。この温度・濃度の分布は流れのパターンや火炎形状に支配されるので、炉内伝熱の数値解析を行うには、ガスの流動や燃焼状況の適正な数値解析と組合せる必要がある。燃焼状況

を予測するためには、運動量、物質およびエネルギーの保存方程式を解くことになる。近年、モデルを用いない乱流の直接シミュレーションの研究が精力的に進められている。しかし、実用炉内のガス流動や燃焼の状況の数値解析を行うには、演算量が大幅に増加することから、現状では、運動量、エネルギーおよび化学種の輸送方程式を時間平均して得られるレイノルズ方程式系に、乱流モデル並びに乱流燃焼モデルを導入するのが現実的な方法である。これらの流動や燃焼状況の数値解析の研究は文献[35-39]にまとめられている。乱流モデルでは、 $k-\varepsilon$ 2 方程式モデルを適用すると、かなりの範囲の流れ様式で実用上十分な予測ができることが報告されている。燃焼反応は拡散火炎では多くの場合、混合の速さが生成速度を律する混合律速となる。渦の消散速度が反応速度を律するモデルは計算が容易であり、混合律速の考え方に立脚するモデルにも、かなり多く実用化されている。

次に、火炎からのふく射熱に関しては、古くから広範囲に研究がなされている。初期の研究は文献[40, 41]にまとめられており、比較的最近の研究成果は文献[42-44]にまとめられている。いずれの文献においても、放射・吸収性ガス媒体中でのふく射伝熱における非灰色性の重要性、非灰色性を取り扱うためのモデルが取り上げられている。ふく射伝熱計算では、ガスふく射の非灰色性を考慮するために、Weighted-sum-of-gray-gasモデル[45-53]あるいは指数型広域バンドモデル[54]を適用している。

燃焼場の解析とともにふく射伝熱計算が行われるようになったのはそれほど古いことではない。軸対称境界層型の乱流拡散火炎に関して、流動・燃焼の数値予測と組合せて、放射熱線追跡法[55]を用いてふく射伝熱の数値予測を行った例[56]があるほか、discrete-ordinate法[57-64]、モンテカルロ法[65-69]を用いて、ふく射伝熱を数値予測したものもある。また、3次元形状を有する石炭焚きの大型ボイラーにおけるふく射伝熱を数値予測した例[70]なども見受けられる。しかし、実験データとの定量的比較を行った例[56, 70, 71]は多くない。一方、火炎内のすすが炉内温度分布や、炉壁での受熱量分布に及ぼす影響についても検討されてきて、すすの生成と燃焼機構についても多くのモデルが提唱されている[72-81]。

基礎式に基づいた炉内の流動・燃焼の数値予測とあわせて、ガスふく射の非灰色性を考慮した炉壁へのふく射・対流伝熱の数値予測[82, 83]を行ない、ガス温度分布、化学種濃度分布ならびに炉壁受熱量の軸方向分布の予測結果と実験結果との比較を行なった例は微粉炭燃焼の数値解析[84]で見られるが、殆どみあたらない。

1. 3 本研究の目的と概要

本研究では、比較的大型の実験炉（直径 1 m, 高さ 4.8 m）において、気体燃料（プロパン）を用いた同軸流乱流拡散火炎を形成し、燃料ノズルの形状、旋回、空気比、燃焼量、空気予熱、排気再循環などのパラメータを変えた種々の燃焼条件において、火炎内部の温度分布および化学種濃度分布等の詳細な測定をおこない、併せて炉壁への伝熱量を測定して、炉内での、その燃焼特性、 NO_x 排出特性、炉壁への伝熱特性ならびにそれらの相互の関連性について知見を得る。また、炉内の燃焼場での、流動・燃焼の数値解析にふく射および対流伝熱を含めた数値予測をおこない、測定結果と比較対照する。これによって数値予測法の検証を行うとともに、実用燃焼器での炉内燃焼予測法の確立を目指す。

本論文の次章以下の構成は、次のとおりである。

第 2 章では、火炎形状や燃焼状態に影響を与える因子として、ノズル形状、空気予熱、空気比、燃焼量、排気再循環、および燃焼空気の旋回の有無を考え、それらの因子が火炎形状や燃焼状態に与える影響を実験的に調べる。すなわち、それらの諸因子が変わった場合の火炎形状の観測、典型的な火炎におけるガス温度、化学種濃度、および速度分布の測定を行い提示する。これによって、火炎形状、燃焼状態への諸因子の影響を明確にする。

第 3 章では、旋回、空気比、燃焼量の影響因子を変えた場合、火炎内部の NO 、 NO_2 濃度の挙動ならびに温度分布を測定し、さらに、空気予熱、排気再循環、 FuelN の諸因子について、 NO_x 排出濃度におよぼす影響を調べ、諸条件での NO 、 NO_2 の生成・減衰の炉内の挙動ならびに排出特性について調べる。前章では、典型的な火炎内部の化学種濃度、温度、速度分布が示されており、それらによって燃焼状態が明らかにされており、それに基づく検討を加え、 NO 、 NO_2 の炉内での生成・減衰の挙動ならびに排出特性について検討を加え、さらに低減対策について考察を加える。

第 4 章では、炉壁での受熱量（熱負荷分布）を測定することにより、火炎からの炉壁への熱伝達に及ぼす燃料ノズル形状および燃焼量、空気予熱、空気比、排気再循環、燃焼空気に旋回を与える有無などの影響を調べ、また燃焼状態との関連を検討し、伝熱特性におよぼす諸因子の影響を調べる。

第 5 章では、基礎式に基づいた炉内の流動・燃焼の数値予測とあわせて、ガスふく射の非灰色性を考慮した炉壁へのふく射・対流伝熱の数値予測を行う。ふく射伝熱計算では、ガスふく射の非灰色性を考慮するために、Weighted-sum-of-gray-gas モデルあるいは指数型広域バンドモデルを適用する。ガス温度分布、化学種濃度分布ならびに炉壁受熱量の軸

方向分布の予測結果と実験結果との比較を行う。また、火炎内のすすが炉内温度分布や、炉壁での受熱量分布に及ぼす影響についても検討する。数値解析による流動・混合過程、燃焼過程および伝熱過程の予測をおこない、炉内での現象の理解を深めるとともに、それらの予測法を検証する。

第6章では本研究で得られた結論をまとめる。

参考文献

- (1) Kent, J. H. and Bilger, R. W., Charles Kolling Research Laboratory Technical Note F-41, The University of Sydney, (1972)
- (2) Takagi, T. ほか3名, 15th Symp. (Int.) on Combust., (1974), 1051
- (3) Steward, F. R. ほか2名, 14th Symp. (Int.) on Combust., (1972), 651
- (4) Presser, C. ほか3名, 18th Symp. (Int.) on Combust., (1980), 1939
- (5) Arscott, J. A. and Godridge, A. M., 17th Symp. (Int.) on Combust., (1978), 737
- (6) Azuhara, S. ほか3名, 21th Symp. (Int.) on Combust., (1986), 1199
- (7) Weber, R., ほか3名, 24th Symp. (Int.) on Combust., (1992), 1373
- (8) Jensen, P. A. ほか3名, J. of Inst. Fuel, 67(1994), 37
- (9) Fenimore, C. P., 13th Symp. (Int.) on Combust., (1970), 661
- (10) 日本機械学会編, 技術資料 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法 (昭55), 日本機械学会
- (11) Takagi, T. ほか3名, 15th Symp. (Int.) on Combust., (1974), 1051
- (12) Cernansky, N. P. and Sayer, R. F., 15th Symp. (Int.) on Combust., (1974), 1039
- (13) Heap, M. P., Lowes, T. M. and Walmsley, R., 14th Symp. (Int.) on Combust., (1972), 883
- (14) Smith, K. C., Combust. Sci. Tech., 115(1996), 151
- (15) Burch, T. E. ほか3名, Combustion and Flame, 98(1994), 391
- (16) Breen, B. P., 16th Symp. (Int.) on Combust., (1976), 19
- (17) Bowman, C. B., 24th Symp. (Int.) on Combust., (1992), 859
- (18) England, C., et al., Combustion and Flame, 20(1973), 439
- (19) Johnson, G. M., et al., 17th Symp. (Int.) on Combust., (1978), 647
- (20) Allen, J. D., Combustion and Flame, 24(1975), 133
- (21) Johnson, G. M. and Smith, M. Y., Combust. Sci. Tech., 19(1978), 67

- (22)Hori, M., Combust. Sci. Tech., 23(1980), 131
- (23)Hori, M., and Matunaga, N, 24th Symp. (Int.) on Combust., (1992), 909
- (24)堀, ほか 3 名, 第 3 3 回燃焼シンポジウム講演論文集, (1995), 256
- (25)Sano, T., Combust. Sci. Tech., 38(1984), 129
- (26)徐, ほか 3 名, 日本機械学会論文集 (B 編), 62-593(1996), 347
- (27)西岡・竹野, 第 3 3 回燃焼シンポジウム講演論文集, (1995), 262
- (28)日本機械学会編, 伝熱工学資料改訂第 4 版, (1986), 日本機械学会
- (29)国友, 伝熱工学の進展, 2 (1974), 養賢堂
- (30)Gore, J. P. and Faeth, G. M., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 110(1988), 173
- (31)Lefebvre, A. H., Int. J. Heat mass Transfer, 27-9(1984), 1493
- (32)Maesawa, M. ほか 3 名, 12nd Symp. (Int.) on Combust., (1968), 651
- (33)Arscott, J. A. and Godridge, A. M., 17th Symp. (Int.) on Combust., (1978), 737
- (34)Gill, D. W. ほか 2 名, 12nd Symp. (Int.) on Combust., (1968), 1239
- (35)高城・古藤, 日本機械学会論文集 (B 編), 48-436(1982), 2609
- (36)Bhattachrjee, S. and Grosshandler, W. L., Int. J. Heat Mass Transfer, 133(1990),
507
- (37)Khall, E. E., Hutchinson, P. and Whitelaw, J. H., 18th Symp. (Int.) on Combust.,
(1980), 1927
- (38)日本機械学会編, 熱と流れのコンピュータアナリシス(1993), 日本機械学会
- (39)岡本, 旋回火炎の構造に関する研究, 大阪大学学位論文(1987)
- (40)Hottel, H. C. nd Sarofim, A. F., Radiative Transfer(1967), McGraw-Hill
- (41)Beer, J. M., Heat Transfer in Flame, (Ed., Afgan, N. H. and Beer, J. M.) (1974), 29-45,
John Wiley
- (42)Edwards, D. K., Advances in Heat Transfer, 12(1976), 115-193, Academic Press
- (43)Brewster, M. Q., Thermal Radiative Transfer and Properties, (1992),
John Wiley&Sons
- (44)Modest, M. F., Radiative Heat Transfer(1993), McGraw-Hill
- (45)Denison, M. K. and Webb, B. W., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 117(1995), 359
- (46)Denison, M. K. and Webb, B. W., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 115(1993), 1004
- (47)Modest, M. F., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 113(1991), 650

- (48) Grosshandler, W. and Modak, A. T., 18th Symp. (Int.) on Combust., (1980), 601
- (49) Denison, M. K. and Webb, B. W., Int. J. Heat mass Transfer, 38(1995), No. 10, 1813
- (50) Soufiani, A. and Djavdan, E., Combustion and Flame, 97(1994), 240
- (51) Magnussen, B. F. and Hjertager, B. H., 16th Symp. (Int.) on Combust., (1977), 719
- (52) Song, T. H., Int. J. Heat mass Transfer, 36-16(1993), 3975
- (53) Grosshandler, W. L., Int. J. Heat mass Transfer, (1980), 1447
- (54) Edwards, D. K., Glassen, L. K., Hauser, W. C. and Tuchscher, J. S., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 89(1967), 219
- (55) 早坂・ほか 5 名, 日本機械学会論文集 (B 編), 52-476(1986), 1734
- (56) 香月・ほか 5 名, 日本機械学会論文集 (B 編), 55-510(1989), 523
- (57) Kim, T. K., Menart, J. A. and Lee, H. S., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 113(1991), 946
- (58) Menart, J. A., Lee, H. S. and Kim, T. K., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 115(1993), 184
- (59) Fiveland, W. A., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 106(1984), 699
- (60) Fiveland, W. A., Trans. ASME, HTD, 49(1985), 1-31
- (61) Hendricks, T. J. and Howell, J. R., Int. 10th Heat Transfer Symp., 1-RC-14(1994), 75
- (62) 福地, 日本機械学会論文集 (B 編), 61-584(1995), 1477
- (63) Baek, S. W., Int. 10th Heat Transfer Symp., 1-RC-1(1994), 1
- (64) Selcuk, N., Siddall, R. G. and Beer, J. M., 16th Symp. (Int.) on Combust., (1976), 53
- (65) 工藤, ほか 5 名, 日本機械学会論文集 (B 編), 59-560(1993), 1265
- (66) 谷口・舟津, 日本機械学会論文集 (2 部), 36-284(1970), 610
- (67) 谷口, ほか 2 名, 日本機械学会論文集 (2 部), 39-324(1973), 2473
- (68) 大森, ほか 3 名, 日本機械学会論文集 (B 編), 57-542(1991), 3491
- (69) Steward, F. D. and Cannon, P., Int. J. Heat Transfer, 114(1971), 245
- (70) 遠藤・ほか 2 名, IHI Report, 34(1994), 93
- (71) Bhattachrjee, S. and Grosshandler, W. L., J. Heat Mass Transfer, 133(1990), 507
- (72) Magnussen, B. F. and Hjertager, B. H., 16th Symp. (Int.) on Combust., (1977), 719
- (73) Abbas, A. S. and Lockwood, F. C., J. Inst. Energy, 58-436(1985). 112
- (74) 西田・向原, 日本船用機関学会誌, 14-30(1979), 46
- (75) 西田・向原, 日本船用機関学会誌, 20-12(1985), 23

- (76) 西田・向原, 日本船用機関学会誌, 25-3(1990), 16
- (77) Tesner, P. A. ほか 2 名, Combustion and Flame, 17(1971), 253
- (78) Lee, K. B., Thring, M. K. and Beer, J. M., Combustion and Flame, 6(1962), 137
- (79) Magnussen, B. F., 13rd Symp. (Int.) on Combust., (1970), 869
- (80) Jurng, J., Shin, H. D. ほか 2 名, J. Inst. Energy, 155(1988), 201
- (81) Kennedy, L. M. and Kollmann, W., Combustion and Flame, 81(1990), 73
- (82) Launder, B. E. and Spalding, D. B., Mathematical Models of Turbulence, (1972),
Academic Press
- (83) 康・鈴木, 日本機械学会論文集 (B 編), (1979), 122
- (84) 酒井・中島ほか 2 名, 日本機械学会論文集 (B 編), 59-558(1993), 619

第2章 炉内における燃焼状態の測定

2.1 まえがき

燃焼炉として、実用的には、加熱炉、ボイラー等がある。その主要な燃焼形態は乱流拡散火炎であるが、バーナ形式、旋回流や空気予熱の有無等で、燃焼状態や炉壁への伝熱および NO_x 排出の特性が異なってくる。このため、炉内での詳細な燃焼状態と関連させてそれらの特性を知る必要がある。

そこで、比較的大型の実験炉を用いて、乱流拡散火炎を形成して、実験を行った。大型の実験炉を用いた例は従来からも見られるが[1-14]、火炎の内部の燃焼状態を詳細に測定して、炉壁への伝熱量、 NO_x 排出特性を並行して調べたものは少ない。[15, 16]

ここでは、プロパンを燃料とした火炎を形成する。火炎としては、燃料を同軸噴流の形で、単孔ノズル（ノズル1）から噴射する場合に形成される乱流拡散火炎（火炎1）と、半径方向に燃料を噴射し、燃料流と空気流が直角に交わる多孔ノズル（ノズル2）による乱流拡散火炎（火炎2）の二つの代表的火炎について、火炎内部の酸素、水素、窒素、一酸化炭素、二酸化炭素、炭化水素（ C_3H_8 , C_2H_2 , CH_4 , $\text{C}_2\text{H}_4 + \text{C}_2\text{H}_6$, C_3H_6 , $n\text{-C}_4\text{H}_{10}$ ）の化学種濃度分布、温度分布、流速分布などを測定して、炉内における燃焼状態を調べる。さらに、 NO , NO_2 , HCN の濃度も測定して、それらの生成減衰の挙動をも調べる。

本章においては、上記の代表的乱流拡散火炎について、燃焼状態ならびに NO_x 排出特性に影響を及ぼす空気比、燃焼量、燃焼用空気予熱温度を変えた場合、ならびに空気に旋回を与え、燃料と空気の混合をよくした場合の炉内の燃焼状態への影響について調べる。 NO_x についての燃焼炉内部での生成・減衰や排出特性については、次の第3章で述べる。

2. 2 実験装置および方法

実験の目的は、比較的大型の燃焼炉における燃焼特性と NO_x 排出特性ならびに炉壁への伝熱特性の関連性を調べることにある。これらの相互関連は、種々の燃焼条件の下で並行して調べる必要がある。

2. 2. 1 実験装置の仕様

(1) 燃焼炉の仕様

燃焼炉の概略図は図 2. 1 に示されている。燃焼炉は、定格燃焼量 465 kW (40 万 kcal/h) の水冷壁をもった炉であり、高さ 4.8 m、内径 1 m の円筒形炉である。燃焼状態の解析の容易さのために、火炎を軸対称とした。この燃焼炉は高さ 0.5 m の 8 ブロックと 0.8 m の 1 ブロックの計 9 ブロックを積み重ねたものであり、それぞれのブロックの冷却水量、出入口温度が測定でき、火炎から壁への伝熱量が算定できるようになっている。また、各ブロックごとにガスサンプリングや、観察用のいずれにも用いられる窓が四方にあり、温度測定やガスサンプリング用のプローブの取り付けや炉内の燃焼状態の観察に供されている。

(2) 流れ回路

各種流れ回路図を燃焼炉とともに図 2. 1 に記している。

(2-1) 燃料回路

燃料のプロパンは、ポンプ 8 から減圧弁、ストレーナを通して、オリフィスで流量を測定された後、遮断弁を経て、燃料ノズル 2 から噴出する。点火はパイロットバーナからのパイロット炎によって行われる。パイロット炎で着火されたメインバーナからの火炎は火炎検出器で検出され、不着火ならびに火炎吹き飛び等の場合、遮断弁が作動し、燃料の流れが自動的に停止する。メインバーナからの火炎が形成されると、パイロット炎は消され、プロパン流量はニードルバルブで調整する。

(2-2) 空気回路

燃焼用空気は、ブロー 5 から送られ、オリフィスで流量測定され、バタフライバルブを通して燃料ノズル 2 の周りから同軸方向に噴出される。燃焼用空気を予熱する場合、電気加熱の予熱器 3 を通しておこなう。

(2-3) 排気再循環回路

排気再循環をおこなう場合、再循環ガス用ファン 6 により排ガスを引き、ガスクーラ 4 を通して冷却をおこない、オリフィスにより流量を測定し、燃焼用空気と混合して、炉内

(2-4) 排ガス回路

(2-5) 冷却水回路

The diagram illustrates a chemical process system with the following components and flow paths:

- 1:** A large vertical storage tank or reactor on the left side.
- 2:** A pump or agitator at the bottom of tank 1.
- 3:** A vertical distillation or separation column.
- 4:** A second vertical distillation or separation column.
- 5:** A pump or compressor in the lower right section.
- 6:** A pump or compressor in the upper right section.
- 7:** An outlet stream exiting the top right of the system.
- 8:** A rectangular unit, likely a heat exchanger, at the bottom center.
- 9:** A rectangular unit, likely a heat exchanger, on the bottom right.
- 10:** A pump or agitator at the bottom left of the system.

The flow is indicated by arrows throughout the piping. The system includes numerous temperature (T) and pressure (P) measurement points distributed across the various units and streams.

- T : 熱電対 P : 圧力計 G : ガス吸引口  流量計  調節弁

- 15 -

(3) バーナ装置

図 2. 2 にバーナの概略図を示す。燃烧用空気に旋回を加える場合には、 45° の羽根角をもつスワーラ 4 と、内径 150 mm の流路狭め管 3 を組み込み、空気はこれらを経て燃料ノズル 1 の周りから燃烧炉内に噴出する。狭め管は旋回の角速度を増すために用いる。空気に旋回を加えない場合は、羽根角 0° のスワーラのみを組み込み、狭め管 3 は取り除くので流路内径は 200 mm となる。空気出口部は耐火壁で末広がりになられ、出口内径は 260 mm である。

(4) 燃料ノズル

実験で用いた代表的ノズルを図 2. 3 に示す。ノズル 1 は孔径 10 mm の単孔ノズルで、燃料は空気流と同軸、同方向に流れ、炉内軸方向に長い火炎を形成する。火炎を安定化するため図のようにホルダーを設ける。そして、燃料のプロパン流量が 30 kg/h の時は、火炎の吹き飛びを防ぐためノズル周囲に設定した小さいリング状予混合パイロット炎をつける。パイロット炎のための燃料流量は全燃料流量の約 7 % である。それ以下の流量なら空気噴出流路を狭め、噴出速度を増し、スワーラを入れて旋回をかけると、パイロット炎なしでも安定に燃えるので、パイロット炎は使用しない。

次に、ノズル 2 は孔径 2.2 mm の穴が 32 個放射状に等間隔にけられたノズルであり、燃料と空気が直交して流れるものとした。他に孔径 1.8 mm、2.5 mm のノズルがある。

(5) スワーラ

羽根角 0° のスワーラは側方一方向から入ってきた空気を周方向に均等に分配し、炉に噴出させるために設けたもので、旋回は加えない。また、羽根角 45° のスワーラは空気に旋回を与え、火炎に旋回をかけて、混合を良くして、火炎の安定性を増すために使用する。この時、空気の噴出流路は狭めてあるので、角運動量が一定のため角速度が増すことにより、旋回が火炎に強く作用する。

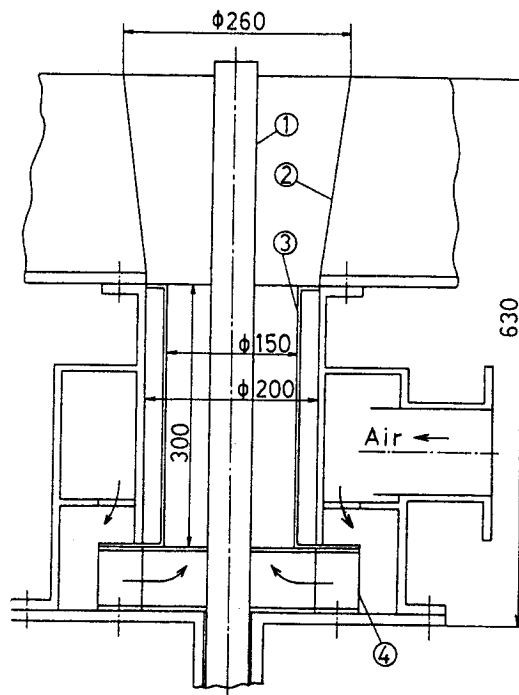


図 2. 2 バーナ概略図

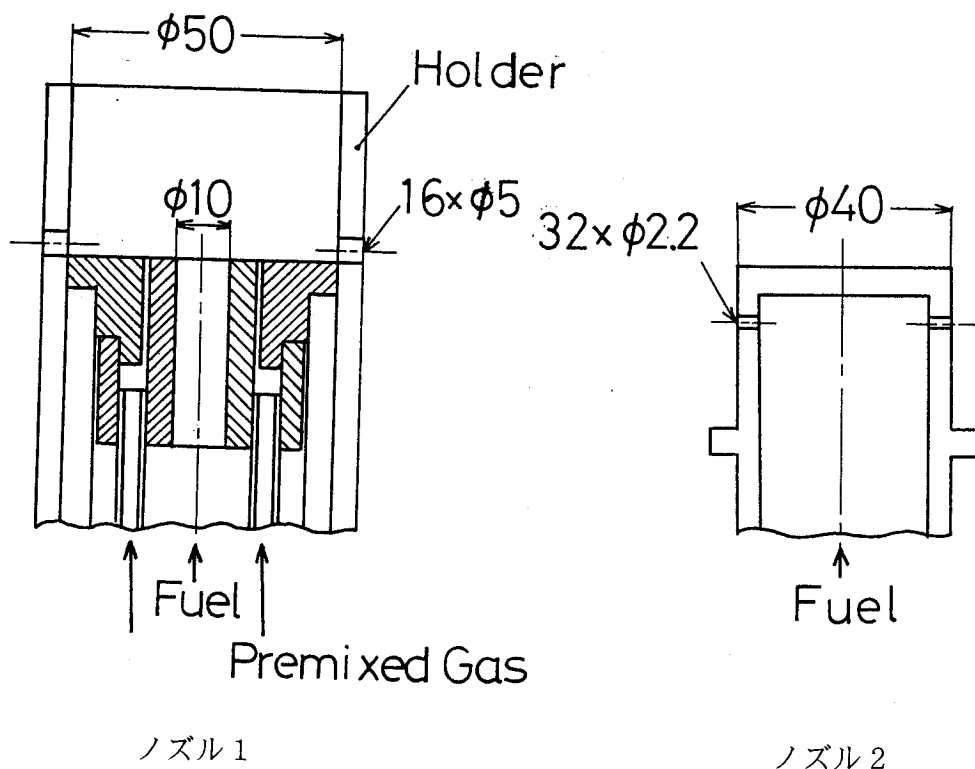


図 2. 3 燃料ノズル

2. 2. 2 測定装置および方法

測定装置ならびにサンプリング回路について述べる。

(1) サンプリング回路

測定点にサンプリングプローブをもっていき、真空ポンプでガスを吸引し、サンプルバック（10リットル用テフロン製バック）につめ、次にプローブを次の測定点に動かし、次のサンプルバックにつめ、測定点でのガスを10個のサンプルバックにつめおえてから、各サンプリングガスを順次、ガスクロマトグラフにかけて、化学種濃度を測定する。測定時間内で、サンプルバックでの各化学種濃度成分の吸着はほとんどないことを確かめている。HCN濃度についても、サンプルバックにつめられたガスを順次、吸収ビンのNaOH液に吸収させて、イオン電極法（後述）で測定を行う。また、NOの濃度は、直接サンプルガスを引き、化学発光式NO分析計で測定する。導管は、テフロンチューブを使い、サンプルガス中の水蒸気が凝縮するのを防ぐため、サンプリングプローブからコンバータまで電気ヒータで保温する。NO₂は、コンバータでNOに変換されて、NO+NO₂の濃度として化学発光式NO分析計で測定する。排ガス中の酸素濃度を煙道から真空ポンプで吸引して、実験中は常時、磁気式酸素分析計で測定し、空気比を一定に保っていることを確認している。

(2) サンプリングプローブ

ガスのサンプリングには、内径2.5mm（または1mm）のステンレス管を用い、水蒸気の凝縮を防ぐため70℃以上の温水で冷却する。

NO、NO₂の測定の際のサンプリング量は3リットル/minとしたが、他の化学種濃度成分の測定の際、サンプルバックにつめる流量については規定していない。

(3) 熱電対

炉内の温度分布の測定には、素線の直径0.1mmのPt-PtRh13%の熱電対を用い、起電力をデジタルボルトメータで読む。なお、熱電対の先端付近は酸化マグネシウムで被覆して、白金の触媒作用による温度上昇を防ぐ。

(4) ピトー管

全圧孔は内径2mm、静圧孔は内径1.3mmで管側面に2つあけ、水蒸気の凝縮を防ぐため、温水で冷却する。

(5) ガスクロマトグラフ

NO、NO₂、HCN以外の化学種濃度の分析はガスクロマトグラフで行う。充填剤と

しては、モレキュラシーブ13XとSM6を用い、それぞれ H_2 、 O_2 、 N_2 、 CO 、 CH_4 、 $C_2H_4 + C_2H_6$ 、 CO_2 、 C_3H_8 、 C_3H_6 、 C_2H_2 、 $n-C_4H_{10}$ を分離させ、熱伝導率検出器(TCD)によって無機成分 H_2 、 O_2 、 N_2 、 CO 、 CO_2 を、水素炎イオン化検出器(FID)によって炭化水素を検出する。また、使用にあたっては実験ごとに、標準ガスによる検定をおこなった。無機成分のクロマトグラム面積は、インテグレータで求め、標準ガス濃度におけるインテグレータ出力との割合計算で濃度を求める。また、有機成分の割合はチャート紙上のクロマトグラム面積を三角形近似で求め標準ガスとの割合計算で濃度を求める。ガスクロマトグラフ内の回路はモレキュラシーブ13XとSM6を入れたカラムを並列とし、二つのカラムに同時にサンプリングガスを送る。ただし、 H_2 、 O_2 、 N_2 、 CO および有機成分、 CO_2 の分離は時間的に重ならないように、キャリアガスの流量を調整し、無機・有機成分が同時に測定できるようにする。

(6) インテグレータ

ガスクロマトグラフにより検出された信号は、インテグレータによって積分され、各成分のクロマトグラム面積が、デジタル量に変換されて出力される。本実験では無機成分濃度について使用する。チャート紙に描かれたクロマトグラムの面積を三角形近似で求めた濃度と比較して、ほとんど差がないことを確かめている。

(7) 化学発光式NO分析計(ケミルミ)

燃焼ガスのNO濃度の測定には、炭化水素成分の干渉のないケミルミを用いる。ガスサンプル量は3リットル/minにして測定を行い、実験ごとにNO標準ガスで検定を行う。また、 NO_x の総濃度を測定する場合には、NO以外の NO_x をコンバータでNOに変換して、ケミルミで測定する。

(8) コンバータ

NO_2 をNOに変換するのに使用する。コンバータは365℃に保たれ、炭素系触媒を用いたものである。 NH_3 、HCNなどをNOに変換しないことを確かめている。 NO_2 は、このコンバータでNOに変換され、 $NO + NO_2$ の濃度としてケミルミによって測定される。コンバータを通さないで測定したNO濃度との差が NO_2 濃度となる。コンバータの定格流量は1リットル/minであるが、ケミルミの定格流量3リットル/minに合わせてサンプルガスを流した。しかし、NOへの変換割合はほとんど落ちず、影響がないことを確認している。別にケミルミに内蔵されたコンバータも用いたが、これは、ステンレス系触媒の650℃で作動するもので、 NO_2 ならびに NH_3 、HCNもNOに変換する。ただし、火炎

内部の燃料過剰のガスの変換には不適切であり、前記の炭素系触媒のコンバータを用いた。

(8) イオン電極法

H C N濃度を測定するには、イオン電極法を用いる。サンプルガスをN a O H溶液に吸収させ、イオン化する。イオン感応膜に発生する起電力を電位差計で測定する。イオン電極と比較電極を入れ、両電極間の電位差にたいして、濃度のわかった標準液を求めておいた校正曲線から求める。

(9) 磁気式酸素分析計

燃焼排ガス中の酸素濃度を実験中連続的にモニターするために、磁気式酸素分析計を使用する。3時間ほどのエージングの後ゼロガスを流してゼロ点を決め、次に標準酸素ガス(4.35%)を流して校正しておく。

2. 2. 3 実験方法

(1) ガス濃度測定[17]

プロパン、空気流量を所定の値に設定する。煙道からの排ガスを吸引して、酸素分析計で酸素濃度を測定し、排ガス中酸素濃度より空気比の確認をおこなってから、サンプリングを開始する。二次元移動装置で測定位置にプローブを移動させ、真空ポンプを作動させて、ガスを吸引し、サンプルバックに充填する。次の測定点にプローブを移動させ同様にバックにサンプリングガスを詰める。これを順次繰り返す。サンプル終了後、順次サンプルバックのガスをガスクロマトグラフにかけ、化学種濃度を測定する。

測定点の位置決めは、二次元移動装置にプローブを固定して、プローブ挿入穴と反対側の窓と、プローブ移動方向と直角方向にある観察窓、ならびに炉の頂上にある観察窓の三方向から見て、炉の中心軸にプローブ先端をあわせ、その断面の中心点と決める。

(2) N O , N O₂濃度の測定[18-20]

ケミルミのゼロ点ならびに標準ガス濃度を検定しておく。水蒸気の凝縮により、N O₂の吸着されるのを防ぐため、サンプルプローブの冷却は70℃以上の温水で行い、プローブからコンバータまでの導管は、耐熱性のあるテフロンチューブを用い、電気ヒータによる保温を行う。N O濃度は直接、ケミルミに吸引して、測定を行う。吸引流量は3リットル/minとする。まず、コンバータを通さず、バイパスを通してN Oのみを測定し、次にコンバータを通してN O₂をN Oに変換して、N O + N O₂濃度を測定する。排ガスでのN O , N O₂濃度の測定も同様の手順によって行われ、煙道に固定されたステンレス管プローブ

(温水によって冷却されている)でサンプリングする。

(3) HCN濃度の測定

(1)において、サンプルバックにとられたサンプルガスを、NaOHの1/100N(規定)程度の溶液に通す。ろ過板を通してガスの気泡径を小さくし、HCNを吸収しやすくする。その後サンプルガスを、ガスメータに通し、乾き状態の燃焼ガス吸引量を求める。この吸収液を吸収ビンからピーカに移してマグネットスターラで攪拌して、イオン電極法により濃度を求める。

(4) 温度の測定

火炎の温度測定には、Pt-Rh13%の直径0.1mmの熱電対を用い、熱電対から冷接点まで補償導線で導き、デジタルボルトメータで起電力を読む。平均温度は20カウントの平均値をとる。輻射の補正を行っていない。また、排ガス温度の測定は、アルメル-クロメルのシース型熱電対を用い、煙道の中心点で測定する。

(5) 速度測定

水冷ピトー管を用いて、動圧をベッツのマノメータで測定する。

2. 2. 4 実験条件

本実験では、燃料としてプロパン(純度98%以上)、酸化剤として空気を用いる。これらが大気圧下で拡散燃焼させた場合を取り扱う。本実験におけるパラメータとして、燃料ノズル形状、プロパン燃焼量、空気比、空気予熱温度、旋回の有無を取り上げ、これらの組合せにより定めた実験条件ならびに測定した位置を表2.1に示す。

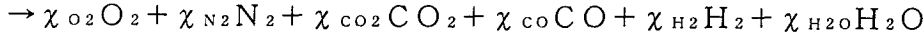
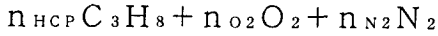
表2.1 実験条件

バーナ	測定	燃焼量 kg/h	空気比	旋 回	予熱 温度 ℃	軸方向距離				
						cm				
						10	50	100	150	250
1	濃 度	30	2.0	有			○	○	○	○
							○	○	○	
					150			○		
		10	1.2				○	○	○	○
			2.0				○	○	○	○
			8.0				○	○	○	○
	温 度	30	2.0	有			○	○	○	○
							○	○	○	○
					150			○		
		10	1.2				○	○	○	○
			2.0				○	○	○	○
			8.0				○	○	○	○
	速 度	30	2.0				○	○	○	○
				有				○		
2	濃 度	30	2.0			○	○	○	○	○
		10	1.2			○	○	○	○	○
	温 度	30	2.0			○	○	○	○	○
		10	1.2			○	○	○	○	○

2. 2. 5 整理方法

(1) ウェットベース濃度

プロパンの燃焼反応式は次のようになる.



空気中の水蒸気を無視して, 原子量保存の法則から, 以下の関係式が成立する

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

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

$$\text{H} : 8 n_{\text{HCP}} = 2 \chi_{\text{H}_2} + 2 \chi_{\text{H}_2\text{O}} + 4 \chi_{\text{HCM}} + 8 \chi_{\text{HCP}} + 4 \chi_{\text{HCE}} + 2 \chi_{\text{HCA}} + 6 \chi_{\text{HCPL}}$$

$$\text{C} : 3 n_{\text{HCP}} = \chi_{\text{CO}_2} + \chi_{\text{CO}} + \chi_{\text{HCM}} + 3 \chi_{\text{HCP}} + 2 \chi_{\text{HCE}} + 2 \chi_{\text{HCA}} + 3 \chi_{\text{HCPL}}$$

$$\chi_{\text{O}_2} + \chi_{\text{N}_2} + \chi_{\text{CO}_2} + \chi_{\text{CO}} + \chi_{\text{H}_2} + \chi_{\text{H}_2\text{O}} + \chi_{\text{HCM}} + \chi_{\text{HCP}} + \chi_{\text{HCE}} + \chi_{\text{HCA}} + \chi_{\text{HCPL}} = 1$$

空気における窒素と酸素のモル比より, $n_{\text{N}_2}/n_{\text{O}_2} = 3.76$ が成り立つ.

χ_i は i 成分のモル分率を表す. χ_i はウェットベース濃度で次のように表せる.

χ_i'' は i 成分の測定濃度を表す.

$$\chi_i = (\chi_i'' / \sum \chi_i'') \times (1 - \chi_{\text{H}_2\text{O}})$$

これを原子量保存則より H/C の比が一定として, 測定濃度 (ドライベース) で表すと

$$\chi_i = \chi_i'' / (-\chi_{\text{O}_2}'' + 1.532 \chi_{\text{N}_2}'' - \chi_{\text{CO}_2}'' + \chi_{\text{H}_2}'' + \chi_{\text{HCM}}'' + \chi_{\text{HCP}}'' + \chi_{\text{HCE}}'' + \chi_{\text{HCA}}'' + \chi_{\text{HCPL}}'')$$

と表せる.

水蒸気濃度 $\chi_{\text{H}_2\text{O}}$ は

$$\chi_{\text{H}_2\text{O}} = 1 - \sum \chi_i \quad (\chi_{\text{H}_2\text{O}} \text{ 以外の成分濃度})$$

によって算出できる.

(2) 当量比の算出

当量比 ϕ の算出は, 次のようにして表せる.

$$\phi = 1 - (1.88 / \chi_{\text{N}_2}'') \times (2 \chi_{\text{O}_2}'' - \chi_{\text{CO}}'' - \chi_{\text{H}_2}'' - 4 \chi_{\text{HCM}}'' - 6 \chi_{\text{HCE}}'' - 5 \chi_{\text{HCA}}'' - 9 \chi_{\text{HCPL}}'' - 10 \chi_{\text{HCP}}'')$$

2. 3 火炎形状

燃料が同軸噴流の形で単孔ノズル（ノズル1）から噴射する場合に形成される火炎1と半径方向に燃料が多孔ノズル（ノズル2）から噴射して形成される火炎2の二つの代表的乱流拡散火炎において、ノズル形状、旋回の有無、燃焼量（プロパン流量）、排気再循環、空気予熱、空気比の火炎形状ならびに火炎長さに及ぼす影響を調べる。

2. 3. 1 火炎形状におよぼす諸因子の影響

（1）燃料ノズル形状の影響

プロパン流量 30 kg/h 、空気比 2.0 の場合、ノズル1による火炎は、ノズル近傍では細く、流れに沿って徐々に広がっていくが、比較的細長い火炎となる。火炎はノズルからの距離 $L = 200 \text{ cm}$ 以上に達する。ノズル出口ではブルーフレイムを形成するが、 $L = 50 \text{ cm}$ 以降では、輝炎となる。一方、ノズル2による火炎は、短炎となり、 $L = 100 \text{ cm}$ 程度までとなる。また、火炎内に循環が生じている領域が見られる。ノズルからの距離 15 cm では、ブルーフレイムを火炎外輪に形成し、ここでは、空気と燃料とがよく混合され、予混合燃焼に近い状態で燃焼していると思われる。

いずれの火炎も、整然とした火炎面はなく、複雑な形状の火炎片が入り乱れて混在する不均質な火炎となっっている。

（2）旋回の影響

プロパン流量 30 kg/h 、空気比 2.0 とし、燃焼空気に旋回をかけた場合には、ノズル1による火炎1は、旋回をかけない火炎に比べて、火炎長はやや短くなるが、それほど変らない。しかし、火炎の広がり方は、旋回をかけた方が早く、複雑な形状の火炎片が入り乱れが激しく、混合がよくなり、早く燃焼が終結していることがわかる。このことは、火炎内部の濃度・温度測定（図2. 9と図2. 11）から、可燃成分の燃え尽きが早いことからいえる。ノズル2の火炎2も同様に、旋回をかけない火炎と比べ、火炎長は短くなり燃え尽きが早い。火炎2は、旋回をかけると混合がよくなり、火炎は細かく割れ、火炎片として、半径方向に散らばり、ノズル近傍には、輝炎は存在していないことがわかる。

これらのことから、旋回は、ノズル、空気比、燃焼量にかかわらず、混合をよくし、火炎の燃え尽きを早め、短炎を形成する因子の一つと言える。また、ノズル2による火炎2の方が、ノズル1による火炎1より、旋回の混合効果は大きいようである。

（3）空気予熱の影響

ノズル形状、燃焼量、空気比、旋回の有無の種々の組合せのにおいて、燃焼用空気を予

熱して、炉内入り口での空気温度を上げても、火炎形状ならびに輝度の変化は見られない。

(4) 排気再循環の影響

プロパン流量 30 kg/h 、空気比 1.2 での、ノズル 1 による火炎 1 に旋回をかけ、再循環率（第 3 章 3.2.4(5) にて定義） $RR=0.4$ の時、ノズル先端から 50 cm までは、ブルーフレイムとなる。しかし、それより下流になると、火炎は輝度をもち、排気再循環を行わない場合とあまり変わらない。また、空気比 2.0 で、再循環率 $RR=0.25$ では、火炎の形状ならびに火炎長、輝度において、目視による観察ではほとんど変わらない。プロパン流量 30 kg/h 、空気比 1.2 、再循環率 $RR=0.4$ の時、ノズル 2 による火炎 2 は火炎全体が不輝炎のブルーフレイムとなり、再循環しない火炎と比べ、火炎長はやや短く、広がり方が大きくなる。

(5) 空気比の影響

プロパン流量 10 kg/h のノズル 1 による火炎 1 では、空気比 1.2 、 2.0 、 8.0 と空気比を変えた場合、空気比 1.2 と 2.0 での火炎形状は、あまりかわらない。空気比 8.0 となると空気噴出速度が増し、混合もよくなり、非常に短炎となる。プロパン流量 30 kg/h で空気比 1.2 と 2.0 の旋回をかけた火炎 1 での形状を比較すると、空気比 2.0 のほうが、空気噴出速度が増し、混合もよくなり、火炎片の入り乱れも激しくなり、火炎長も短くなる。ノズル 2 による火炎 2 でも、プロパン流量 30 kg/h 、空気比 1.2 と 2.0 と比べると、空気比の大きい方が短炎となる。

(6) 燃焼量の影響

ノズル 1 による火炎 1 での空気比 1.2 の燃焼量を変える場合で、プロパン流量を 10 、 20 、 30 、 40 kg/h の時の火炎では、燃焼量を増すと、火炎長は長くなる。一方、ノズル 2 による火炎 2 での空気比 1.2 で、プロパン流量を 10 、 30 kg/h の火炎を比較すると、火炎 1 と逆に、火炎長は 10 kg/h の時のほうが長くなる。これは、空気比が同じでも、空気の噴出速度が $1/3$ になり、混合が悪くなるためと考えられる。

2.3.2 火炎長さにおよぼす諸因子の影響

それぞれの実験条件での火炎の長さを表 2.2 にまとめる。

2.3.3 火炎の写真観察

以下に代表火炎の例として、ノズル 1（単孔ノズル）による火炎 1 とノズル 2（多孔ノ

ズル) による火炎 2 での旋回をかけた場合とかけない場合の直接写真を示す。図 2. 4 はプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ ，空気比 $\lambda = 2.0$ の場合の火炎 1 の写真を示す。(a) は旋回をかけた場合，(b) はかけない場合の写真で，観察窓より軸方向に撮影したものである。図 2. 5 は，プロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ ，空気比 $\lambda = 1.2$ の場合の火炎 2 の写真を示す。尚，図中の L はノズル先端から観察窓中心までの軸方向距離 (cm) を示す。

表 2. 2 火炎の長さ

燃焼量 kg/h	空気比	旋 回	排気再循環 (循環率)	火炎の長さ cm	
				火炎 1 (ノズル)	火炎 2 (ノズル 2)
10	1.2	無		200	150
		有		150 ~ 200	100 150
	2.0	無		150 ~ 200	
		有		150 ~ 200	150
	8.0	無		100 ~ 150	
		有		50	
20	1.2	無		200 ~ 250	
30	1.2	無			200
			0.4		150
		有		200 ~ 250	50
			0.4	200	
	2.0	無		200	100
		有		200	50
			0.25	200	
40	1.2	無		300 ~ 350	
	2.0	無		250	
50	1.2	無		350	



$L = 150 \text{ cm}$



$L = 100 \text{ cm}$



$L = 50 \text{ cm}$

(a) 旋回なし

(b) 旋回あり

図2.4 火炎1の形状 ($G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$, ノズル1)



$L = 150 \text{ cm}$



$L = 100 \text{ cm}$



$L = 50 \text{ cm}$

(a) 旋回なし

(b) 旋回あり

図2.5 火炎2の形状 ($G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2$, ノズル2)

2. 4 諸量の分布の測定と検討

単孔ノズル（ノズル1）を用いた火炎1と多孔ノズル（ノズル2）を用いた火炎2の二つの代表火炎（図2. 4, 図2. 5参照）について測定を行う。火炎1は炉内軸方向に長い火炎で、ノズル側の炉底と側壁のコーナー部に大きな循環領域が生じる。一方、火炎2は、燃料と酸化剤の空気が直交して流れるため、ノズル近くの火炎中心部で循環領域が存在し、混合がよくなり短い火炎である。

2. 4. 1 燃料ノズルの影響

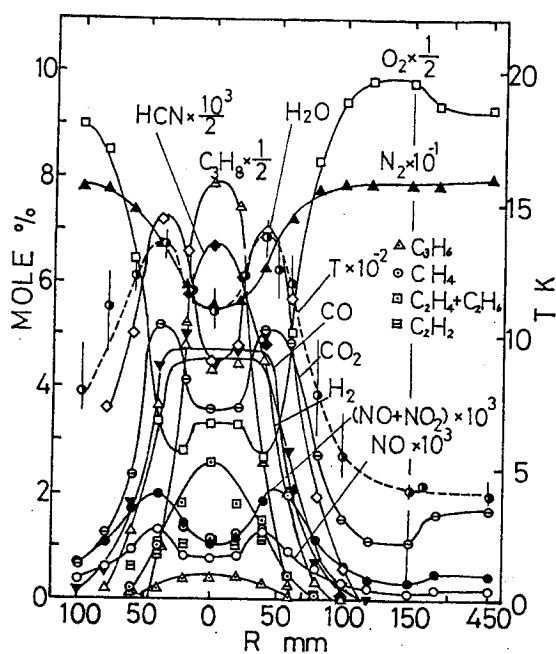
図2. 6 (a) ~ (d) は、ノズル1を用いた、プロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 、空気比 $\lambda = 2.0$ の同軸流乱流拡散火炎について、ノズル先端からの軸方向距離 $L = 50, 100, 150, 250 \text{ cm}$ での断面の半径方向の濃度および温度分布の測定結果を示す。ただし横軸の R は、炉の中心軸からの半径方向距離であり、 $R = 0$ は、ほぼ火炎の中心軸に対応して、火炎はほぼそれに対称となっている。また、 H_2O 濃度は原子数保存の関係から算出し、 NO 、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ 、 HCN 以外の各化学種の濃度はウェットベースで示されている。 NO 、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ 、 HCN 濃度は測定値そのまま、ドライベース濃度であるが、ウェットベースに換算してもそれほど差がない。温度はふく射補正していない熱電対の示度の温度であり、温度変動幅も並記してある。ふく射補正すると高温度（ $\sim 1600 \text{ K}$ ）で約 $50 \sim 90 \text{ K}$ 上がる。低温度ではほとんど差がない。

図2. 6 (a) は、ノズルに近い $L = 50 \text{ cm}$ の断面での分布である。火炎の幅も狭く、火炎中心近傍では、燃料の C_3H_8 がかなり残存し、 C_3H_8 から分解した低位炭化水素や CO 、 H_2 もかなりみられ、 HCN は、 140 ppm 近く検出されている。また、 H_2O 、 CO_2 、 NO 、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ 、温度などは、鞍型分布となり、それらの極大値はほぼ一致して、火炎面に対応している。また、 NO 、 NO_2 は火炎面近傍で生成されている。

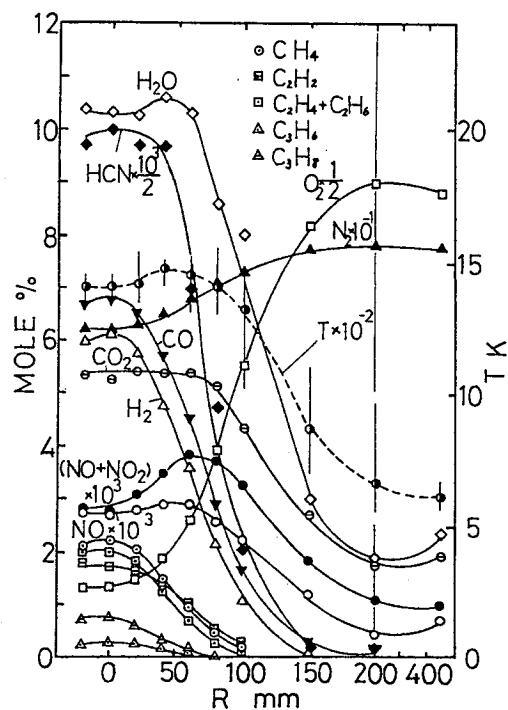
図2. 6 (b) は、 $L = 100 \text{ cm}$ の断面での分布で、火炎の幅も広がり、中心軸近傍では、 C_3H_8 よりも CO 、 H_2 、低位炭化水素の濃度が高くなる。 HCN は、 $L = 50 \text{ cm}$ の断面での濃度よりも増加している。分布としては、なだらかになっている。

図2. 6 (c) は、 $L = 150 \text{ cm}$ の断面での分布で、中心軸近傍でも、 C_3H_8 がほとんどなく、低位炭化水素と CO 、 H_2 が主要な可燃成分であり、 HCN は中心軸近傍ではかなり存在する。

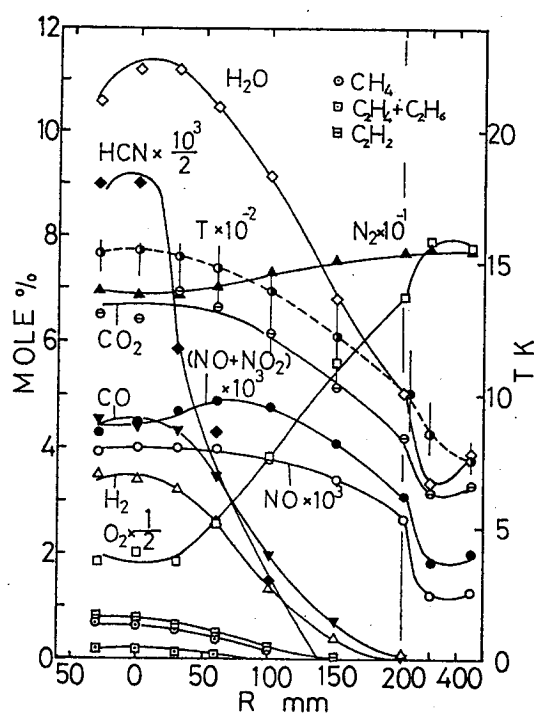
図2. 6 (d) は、 $L = 250 \text{ cm}$ の断面で、各成分はほとんど平坦となり、可燃成分や HCN は検出されなくなる。なお、 $L = 50 \sim 150 \text{ cm}$ のノズルからの距離が近い断面で



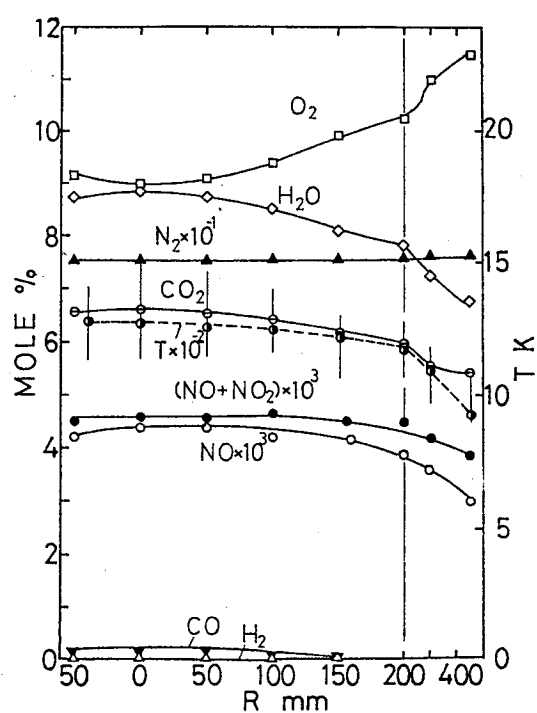
(a) $L = 50 \text{ cm}$



(b) $L = 100 \text{ cm}$



(c) $L = 150 \text{ cm}$



(d) $L = 250 \text{ cm}$

图 2.6 浓度·温度分布

(火災 1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$)

の壁面近傍では H_2O 、 CO_2 、 NO などの濃度分布が増加する傾向がみられるのは、炉内でガスの再循環が存在するたねと考えられる。

図2. 7はノズル1を用いたプロパン流量 30 kg/h 空気比2.0の火炎1の場合の、ノズル先端からの軸方向距離 $L=50, 100, 150, 250\text{ cm}$ での各断面での温度分布（平均値）をまとめたものを示す。上流部では、火炎面に相当する所で極大値となり、鞍型分布となり、下流に行くにしたがって、平坦な分布になっていく。

図2. 8は各断面での速度分布を示す。燃料、空気の平均噴出速度がそれぞれ 90 m/s 、 5 m/s とノズルでの噴出速度が速いため中心で高速となり放物形分布となり、 $L=50\text{ cm}$ で中心速度が $1/4$ に減り、下流にいき、燃焼がおこなわれるにつれ、速度分布の勾配は緩やかになり、平坦となっていくことがわかる。

次に図2. 9はノズル2を用いたプロパン流量 30 kg/h 空気比2.0の場合についての、ノズル先端からの軸方向距離 $L=50, 100, 150, 250\text{ cm}$ での各断面での化学種濃度、温度分布を示す。火炎1においては、火炎中心軸近傍で、プロパンが分解した低位の炭化水素ならびに CO 、 H_2 、 HCN がノズルから、かなり離れた下流でも存在しているが、火炎2においては、可燃成分は、火炎1の場合より早くなくなり、濃度や温度分布は平坦となり、短炎である。

図2. 9(a)は、 $L=10\text{ cm}$ の断面での分布である。火炎内に循環が生じている領域であり、可燃成分(CO 、 H_2)と燃焼生成成分(H_2O 、 CO_2)が高い濃度で共存しあっている。また、温度の極大点、すなわち火炎面に相当する領域において、 NO 、 NO_2 の存在がみられ、火炎1での火炎面で NO 、 NO_2 が生成されているのと同じである。また、火炎内において HCN の高い濃度も検出される。

図2. 9(b)は、 $L=50\text{ cm}$ の断面で、燃料のプロパンはほとんどなく、 HCN 濃度も数 ppm となり激減している。また、 NO 、 $\text{NO}+\text{NO}_2$ のピークと酸素濃度が激減する火炎面に相当する高温領域と一致する。

図2. 9(c)、(d)は、 $L=100\text{ cm}$ および 150 cm の断面で、分布は下流になるほど平坦となっていることがわかる。

図2. 10はノズル2を用いたプロパン流量 30 kg/h 空気比2.0の火炎2の場合についての、ノズル先端からの軸方向距離 $L=10, 50, 100, 150, 250\text{ cm}$ での各断面での温度分布（時間平均値）をまとめたものを示す。

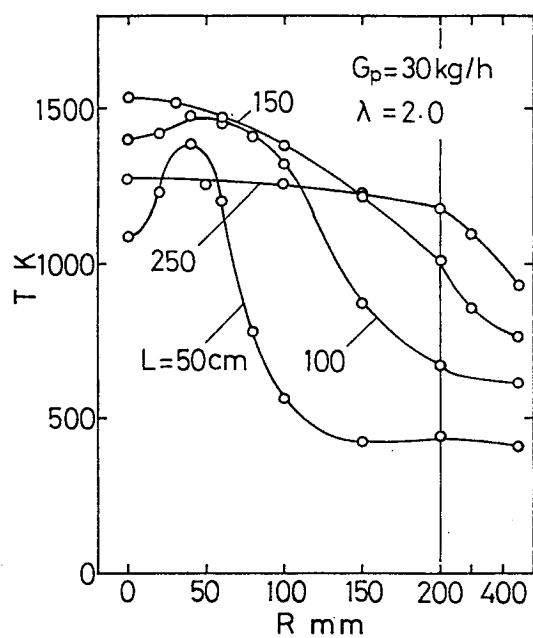


图 2. 7 温度 (平均) 分布
(火炎 1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$)

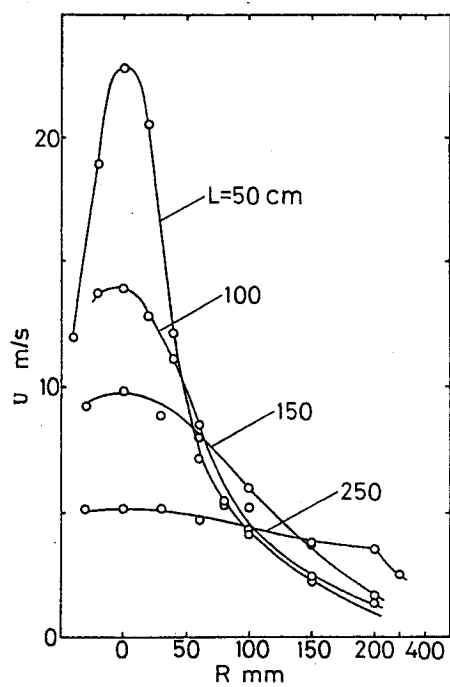


图 2. 8 速度分布
(火炎 1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$)

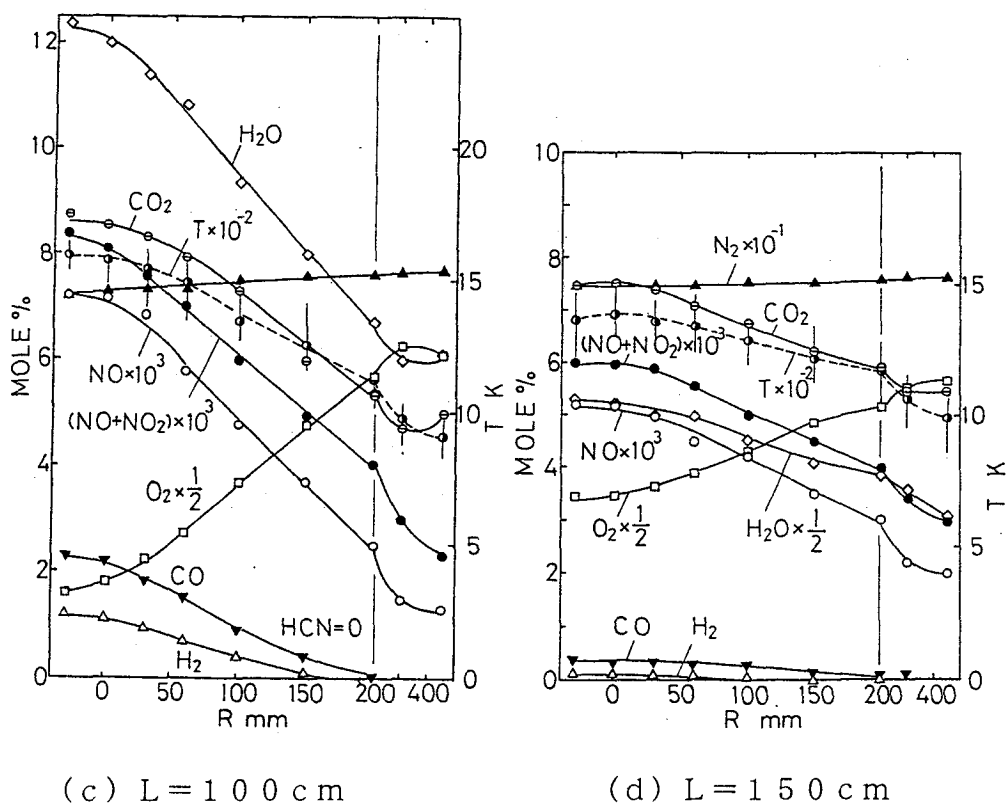
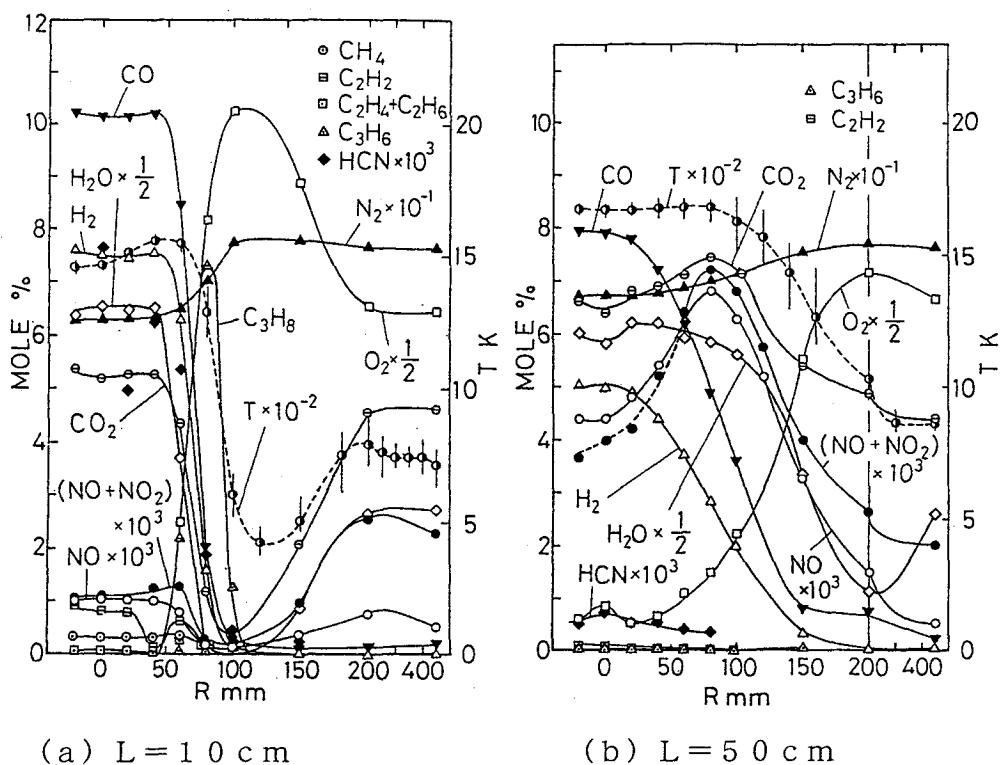


図 2. 9 濃度・温度分布

(火炎 2, $G_p = 3.0 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$)

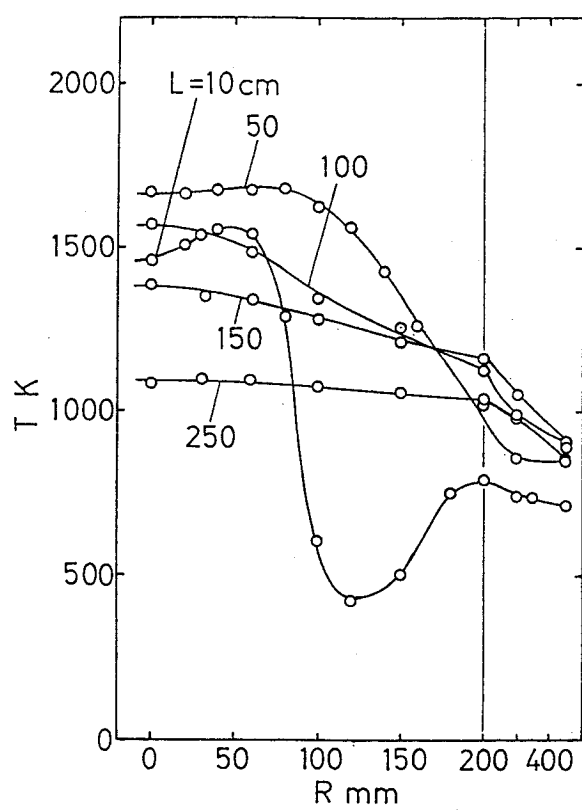


图 2. 10 温度 (平均) 分布
(火炎 2, $G_p = 3.0$ kg/h, $\lambda = 2.0$)

2. 4. 2 旋回の影響

図2. 11はプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 2.0$, 空気噴出流路を $\phi 200$ から $\phi 150$ に狭め, 羽根角 45° のスワールを入れた場合の火炎1での濃度・温度分布である.

図2. 11 (a) は, ノズルからの距離 $L = 50 \text{ cm}$ の断面での分布である. 燃焼用空気に旋回をかけない場合の分布と比べ, 燃料の C_3H_8 は中心で半分以下となり, 他の化学種濃度の勾配はなめらかとなり, HCN 濃度も非常に少ない. また, NO , $\text{NO} + \text{NO}_2$ の濃度レベルは上がっており, 旋回のない火炎の同じ位置より, 下流に相当する. また, 壁面近くにおいても, 燃焼ガス組成の濃度は減少し, 炉内での燃焼ガスの循環領域がなくなったようである.

図2. 11 (b) (c) は, $L = 100, 150 \text{ cm}$ の断面での分布を示している. $L = 100 \text{ cm}$ でも, すでに平坦となり, 燃料のプロパンの存在はみられなくなっている. $L = 150 \text{ cm}$ では, 一層平坦となり, 可燃成分の燃え尽きも早くなっている. また, 図2. 12は, ノズル先端からの軸方向距離 $L = 50, 100, 150, 250 \text{ cm}$ での各断面での温度分布 (時間平均値) をまとめたものを示す. 旋回をかけない場合 (図2. 7) と比べ, 下流にいくにしたがって, 早く平坦な分布になっていっている. これは, 旋回によって燃料と空気の混合が良くなったことに起因すると考えられる. 図中 T_{in} は炉入口空気温度を 150°C にした場合の温度分布を示す.

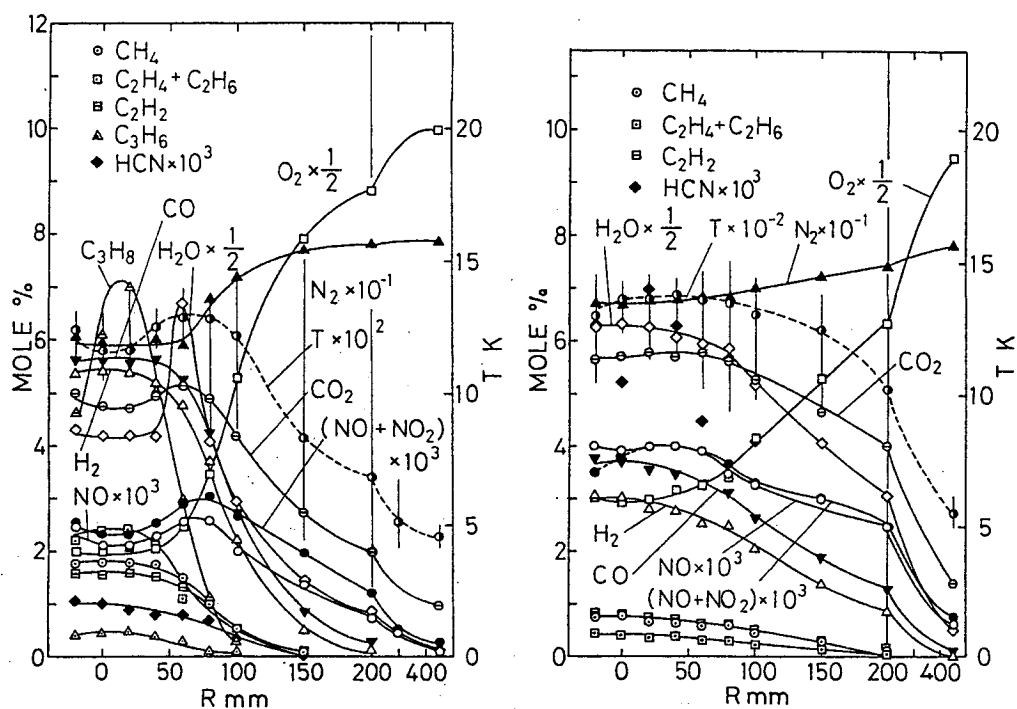
2. 4. 3 空気予熱の影響

図2. 13はプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 2.0$ で, 空気に旋回をかけ, 空気を予熱して, 炉入口空気温度を 150°C にした場合のノズルからの距離 $L = 100 \text{ cm}$ の断面での濃度・温度分布を示す. 同一の条件で予熱しない場合の図2. 6 (b) と比べると大差がない. また, 図2. 12でのノズルからの距離 $L = 100 \text{ cm}$ の断面での温度分布でも同じことがいえる.

2. 4. 4 空気比の影響

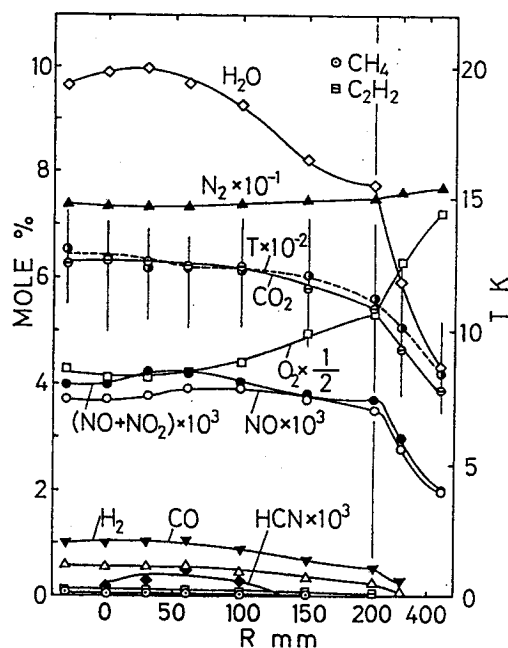
プロパン流量 $G_p = 10 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 1.2, 2.0, 8.0$ と空気比を変えた場合を示す.

図2. 14 (a) は空気比 1.2 の場合の $L = 50 \text{ cm}$ の断面の分布を示している. プロパン流量 30 kg/h 空気比 2.0 の場合と同様, 火炎の中心軸近傍では燃料の C_3H_8 がかなり残存し, 低位炭化水素や CO , H_2 もかなりみられる. 下流にいくと $L = 50$,



(a) $L = 50 \text{ cm}$

(b) $L = 100 \text{ cm}$



(c) $L = 150 \text{ cm}$

図 2. 11 濃度・温度分布

(火炎 1, 旋回, $Gp = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$)

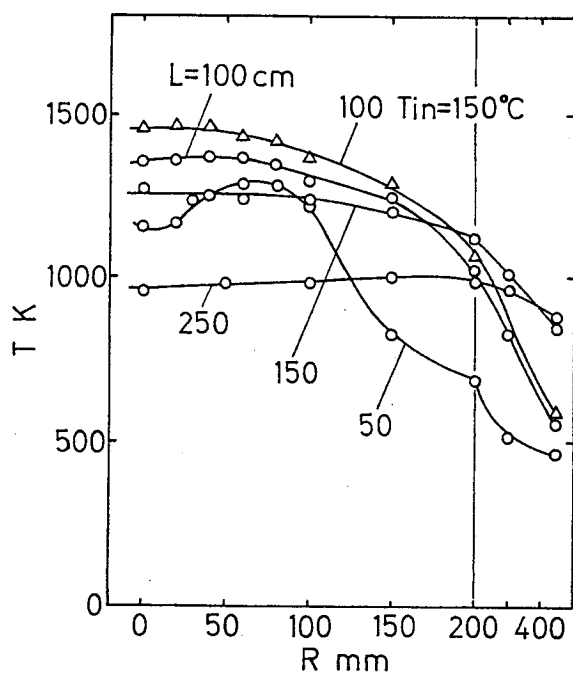


図 2. 12 温度分布

(火炎 1, 旋回, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$)

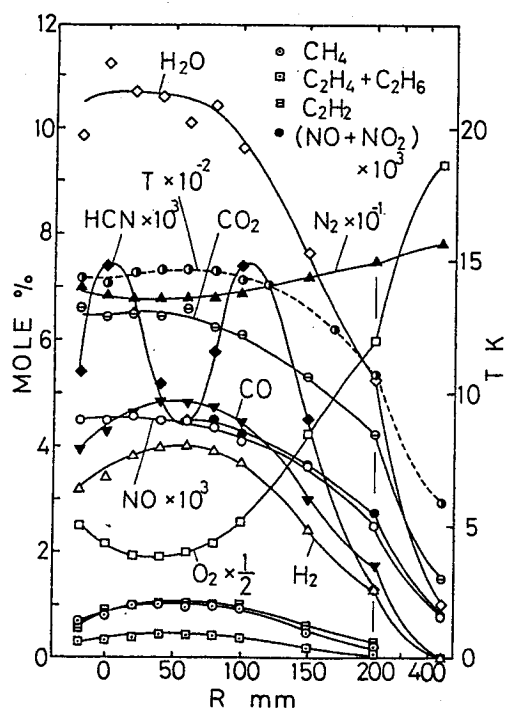


図 2. 13 濃度・温度分布

(火炎 1, 空気予熱, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$)

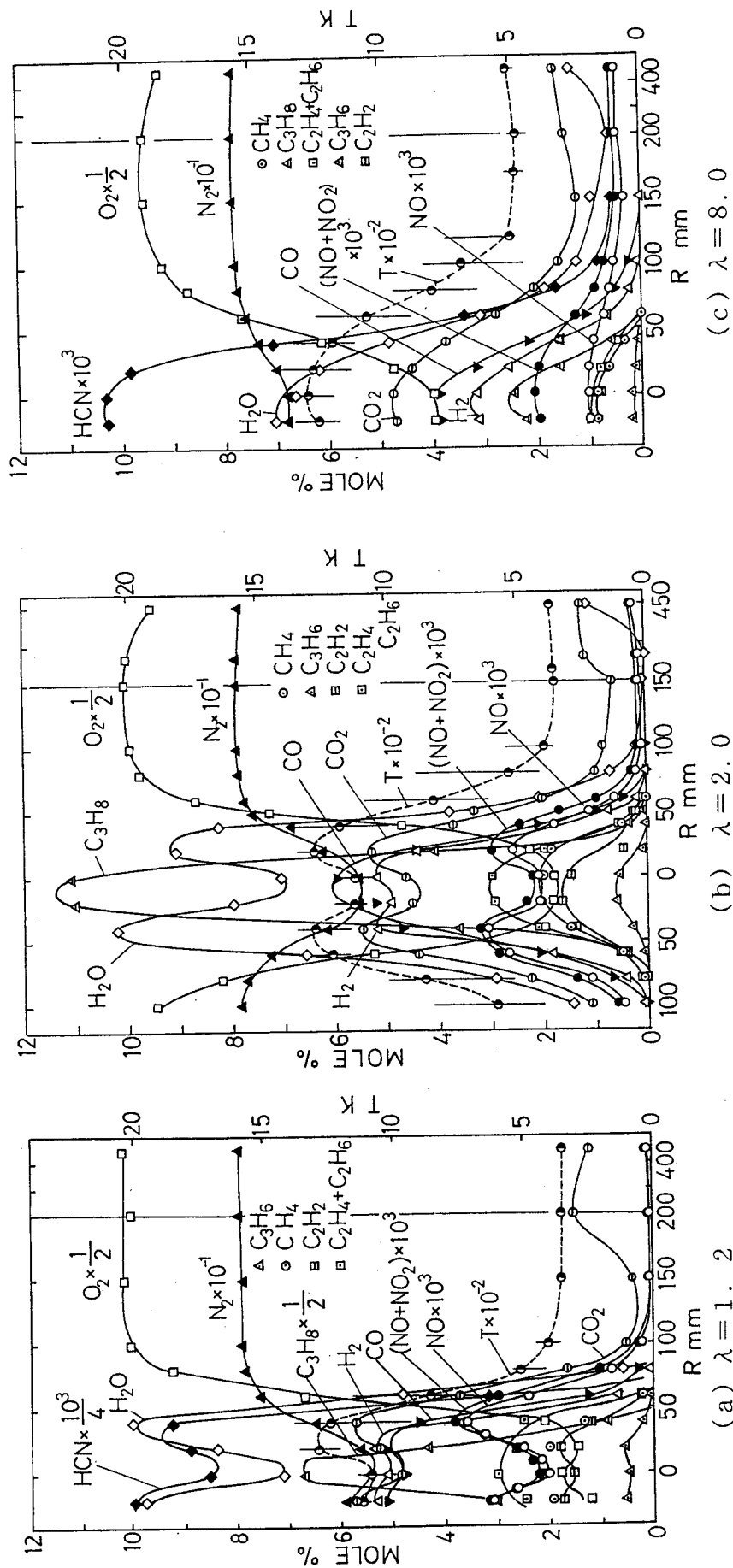


図 2. 14 濃度・温度分布
(火炎 1, $Gp = 10 \text{ kg/h}$, $L = 50 \text{ cm}$)

100, 150, 250 cmに行くにつれて分布は平坦になる。空気比2.0の場合も空気比1.2の場合とあまり差のない分布をしている(図2. 14 (b))。しかし、図2. 14 (c)の空気比8.0となると、 $L=50$ cmですでに鞍型分布はなくなり、火炎中心で、可燃成分(C_3H_8 , H_2 , 低位炭化水素)と燃焼生成物(H_2O , CO_2)や NO , $NO+NO_2$ のピークがきている。これは、空気流量が増し、混合が良くなったため、燃え尽きが早くなったといえる。下流にいくと $L=50, 100, 150, 250$ cmに行くにつれて分布は平坦になる。

2. 5 まとめ

(1) 火炎形状や火炎内の燃焼状態に影響を与える因子として、ノズル形状、旋回、空気予熱、排気再循環、空気比、燃焼量がある。ノズル形状によって火炎形状、燃焼状態も変わる。さらに、旋回をかけるか、空気比を上げて空気噴出速度を上げることによって、混合状態を良くして火炎は短くなる。空気予熱の影響は目視の観察からはあまりない。燃焼量の影響はノズル1では大きい方が長くなるが、ノズル2のような場合では逆に短くなる。排気再循環を行うと、空気の噴出速度は増し、混合がよくなり、火炎は短くなるが、ブルーフレームが現れてくる。このように火炎形状への大きな影響因子は混合状態である。

(2) 燃料が空気流と同軸に噴出するノズルではかなり下流でも可燃成分が存在する長炎となるが、燃料が空気流に直交して噴出する場合は、空気と燃料の混合が良くなり、可燃成分の燃え尽きが早く短炎となる。

(3) 火炎に旋回をかけると、火炎1および火炎2のいずれの場合も、燃焼状態が良くなり、短炎となる。化学種濃度分布からも、可燃成分の燃え尽きが早くなることからわかる。また、燃焼用空気温度を上げても火炎内の温度は上がっているが、化学種濃度レベルはあまり差が無く、燃焼状態はあまりかわらない。火炎形状も、ほとんど変わらない。

(4) 燃料が空気の吹き出し流れと同軸に、噴出するノズルでは、火炎中心軸近傍でプロパンが分解され、低位炭化水素や H_2 , CO が増える。さらに、下流になると分布は平坦となり可燃成分が存在し、長炎を形成する。また、ノズル近くの断面においては、 CO_2 , H_2O 等の燃焼生成物の濃度のピークは、温度分布のピークと一致し、可燃成分と酸素濃度が互いに激減する領域と対応する。

(5) 燃料が空気の流れに直交して噴出するノズルによって形成される火炎の場合、ノズル近くの火炎内に循環流領域が生成され、中心軸近傍では、可燃成分と燃焼生成成分が高

い濃度で共存しあい、温度レベルも高くなっている。

下流では、(1)と同様、分布は平坦となり、火炎は広がるが、比較的早い断面で可燃成分はなくなり、短炎が形成される。

(6) 空気比を上げると、空気速度が増し、混合がよくなることが、可燃成分の燃え尽きが早いことよりわかる。

参考文献

- (1)Heap, M. P., Lowes, T. M. and Walmsley, R., 14th Symp. (Int.) on Combust., (1972), 883
- (2)Kent, J. H. and Bilger, R. W., Charles Kolling Research Laboratory Technical Note F-41, The University of Sydney, (1972)
- (3)Maesawa, M. ほか 3 名, 12nd Symp. (Int.) on Combust., (1968), 651
- (4)Gill, D. W. ほか 2 名, 12nd Symp. (Int.) on Combust., (1968), 1239
- (5)Steward, F. R. ほか 2 名, 14th Symp. (Int.) on Combust., (1972), 651
- (6)Owen, F. K. ほか 2 名, 16th Symp. (Int.) on Combust., (1972), 105
- (7)Arscott, J. A. and Godridge, A. M., 17th Symp. (Int.) on Combust., (1978), 737
- (8)Presser, C. ほか 3 名, 18th Symp. (Int.) on Combust., (1980), 1939
- (9)Weber, R., ほか 3 名, 24th Symp. (Int.) on Combust., (1992), 1373
- (10)Carvalho, M. G. ほか 4 名, 25th Symp. (Int.) on Combust., (1994), 227
- (11)池田・河原・中島, 日本機械学会論文集 (B 編), 62-598(1996), 2481
- (12)Azuhara, S. ほか 3 名, 21th Symp. (Int.) on Combust., (1986), 1199
- (13)高橋ほか 2 名, 機械学会誌, 77-673(1972), 1178
- (14)辻, 機械学会誌, 77-673(1972), 1186
- (15)Takagi, T. ほか 3 名, 15th Symp. (Int.) on Combust., (1974), 1051
- (16)酒井・中島ほか 2 名, 日本機械学会論文集 (B 編), 59-558(1993), 619
- (17)日本機械学会編, 技術資料 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法 (昭55), 日本機械学会
- (18)England, C., et al., Combustion and Flame, 20(1973), 439
- (19)Allen, J. D., Combust. Flame, 24(1975), 133
- (20)Hori, M., Combust. Sci. Tech., 23(1980), 131

第3章 NO_x の炉内での挙動 と排出特性

3. 1 まえがき

燃焼によって発生する窒素と酸素の化合物は、そのほとんどが NO と NO_2 であり、一般には、両者の和を総称して、窒素酸化物(NO_x)と呼んでいる。ボイラー、加熱炉等の連続燃焼装置では、排出時の NO/NO_x は体積割合で、90～95%以上であり、ほとんど NO であると考えられている。しかし、非常に高空気比での燃焼を行わせている装置、例えば、ガスタービンなどでは NO_2 の割合が増し、 NO/NO_x が数十%になることが報告されている。[1, 2]

実際の燃焼炉における NO_x の発生過程を考える場合、化学反応機構[3-9]とともに、炉内のフローパターン、拡散・混合および対流・ふく射熱伝達等を総合的に考慮する必要がある。連続燃焼装置では、フローパターン、拡散・混合機構、燃焼反応が、火炎のパターンを支配する主要因と考えることができ、火炎のパターンすなわち、化学種濃度分布、温度分布等が定まると、最終的には、化学反応式により、 NO_x 濃度を決定される。 NO の生成機構ならびに、排出特性を明らかにして、低減対策を講ずる必要がある[3-5]。そこで、 NO_x 排出濃度に及ぼす影響[10-14]および NO 、 NO_2 の生成・減衰の挙動ならびに排出特性[15-21]についての研究もみられる。

本章においては、燃料ノズル形状を変えた二種類の代表的乱流拡散火炎（前章で定義した火炎1，2）において、旋回の有無、空気比、燃焼量等の影響因子を変えた場合の火炎内部の NO 、 NO_2 濃度ならびに温度分布を測定し、さらに空気予熱、排気再循環、Fuel N 添加率の諸因子について、 NO_x 排出濃度に及ぼす影響を調べる。前章では、典型的な火炎内部の化学種濃度、温度、速度分布が示されており、それらによって燃焼状態が明らかにされており、それに基づく検討を加える。本章では、特に、 NO 、 NO_2 の炉内での生成・減衰の挙動ならびに排出特性について検討を加え、さらに低減対策について考察を加えた。

3. 2 実験装置および方法

3. 2. 1 実験装置

サンプリング回路，サンリングプローブ，化学発光式NO分析計，コンバータは前章 2. 2 に説明した通りである．

3. 2. 2 実験方法

NO，NO₂ の濃度の測定および温度の測定は前章 2. 2. 2 に記述した通りである．

3. 2. 3 実験条件

本実験におけるパラメータとして，燃料ノズル形状，燃焼量（プロパン流量），空気比，空気予熱温度，旋回，さらに排気再循環率である．これらを組合せて実験条件を決める．火炎内部におけるNO，NO₂濃度分布ならびに温度分布を測定する上での実験条件と測定位置については，前章の表 2 - 1 と同じである．

（1）実験条件

NO_x 排出特性を調べるため，諸因子を変えた実験条件を表 3 - 1 にまとめて示す．

表 3 - 1 実験条件

影響因子	ノズル	燃 焼 量 kg/h	空 気 比	旋 回	予 熱 ℃	排気再循環率	FuelN %
ノズル形状	1						
	2						
空気比 および 旋 回	1	3 0	0.8 ~ 2.0	有			
		1 0		無			
				有			
				無			
	2	3 0		有			
		1 0		無			
				有			
				無			
燃 焼 量	1	1 0	1.2				
	2	~ 5 0	1.2				
FuelN	1	3 0	1.2				0.25
	2		1.2				0.08
							0.25
予熱温度	1	3 0	1.2	有	~ 200		
			2.0	無	~ 300		
				有	~ 200		
		1 0	1.2	有	~ 200		
			2.0	有	~ 200		
	2	3 0	1.2	有	200		
			2.0	無	~ 200		
				有	200		
排気再循環	1	3 0	1.2	無		~ 0.15	
				有		0.4	
					200		
			2.0	有		0.25	
				無	200	0.2	
	2	3 0	1.2	有		0.1	
				無		0.4	
			2.0	有		0.25	

3. 2. 4 整理方法

(1) ウェットベース濃度

測定NO濃度は、ドライベースであるので、本来、ウェットベースに直す必要がある。ウェットベースへの変換は、以下のようにして算出される。

$$(\text{NO濃度}) = (\text{測定NO濃度}) \times (1 - \chi_{\text{H}_2\text{O}})$$

$\chi_{\text{H}_2\text{O}}$: 水蒸気分圧

本章では、ドライベース濃度でまとめる。

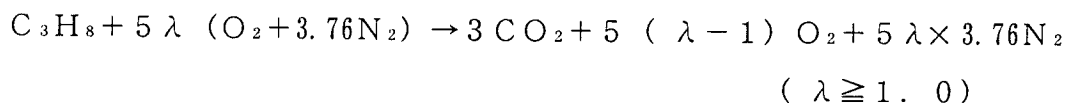
(2) NO_x濃度

燃焼に伴う窒素酸化物は、そのほとんどがNOとNO₂であり、一般には、両者の和を総称してNO_xと呼んでいる。

ステンレス系触媒のコンバータを用いて測定すると、NH₃ならびにHCNもNOに変換されNO_xとして測定される。NO₂のみNOに変換する炭素系触媒のコンバータを用いて測定したNO_xを、ステンレス系触媒のコンバータで測定したNO_xと区別するためNO + NO₂として表す。

(3) 換算NO濃度の算出

空気比1以上の場合に発生したNO_xが過剰空気により希釈されるため、空気比 λ が変わる場合には、同じ燃焼量でも排ガス量（燃焼ガス）は異なり、生成されたNO量を比較するには、燃焼炉出口NO濃度を比較しても、正しい比較にならない。このため、空気比の異なる場合の比較には、次の換算方法で求めた換算NO濃度（NO*）を用いる。この換算は空気比1以上の場合、空気比1の燃焼ガス量に対する濃度に換算するためのものである。すなわち、燃焼ガスの算出のために、完全燃焼を仮定し、ドライベース取り扱うためH₂Oを除外して考えると、燃焼反応式は次式となる。



実際の空気比 λ での排出NO濃度を $\lambda = 1$ の場合に換算したNO濃度（NO*）は次式で求められる。

$$\begin{aligned}\text{NO}^* &= (\text{測定NO濃度}) \times (3+5(\lambda-1)+5\lambda \times 3.76)/(3+5 \times 3.76) \\ &= (\text{測定NO濃度}) \times (23.8\lambda - 2) / 21.8 \quad (\lambda \geq 1.0)\end{aligned}$$

$\lambda < 1$ の場合では上記のような換算は行わずドライベースの測定濃度を用いる。

(4) FuelN混入率

燃料中に含まれる、N原子のことをFuelNと呼び、燃料に対する重量割合で表す。
本実験ではFuelNとしてNH₃を燃料のプロパンに混入する。

$$\begin{aligned}\text{FuelN混入率} &= \{ (\text{N原子質量流量}) / (\text{燃料の質量流量}) \} \times 100 \\ &= \{ (\text{NH}_3 \times 14/17) / (\text{プロパンの流量}) \} \times 100 \quad [\%]\end{aligned}$$

例えば、FuelNが1%混入され、すべてがNOに変換されたとすると、空気比 $\lambda = 1$ の時、1442 ppmの濃度のNOが排出される。

(5) 排気再循環率

排気再循環率 (RR) を次のように質量流量比で定義する。

$$\text{RR} = (\text{再循環排ガス質量流量}) / (\text{混合前の燃焼用空気質量流量})$$

ガスクーラで冷却後、オリフィス手前で排ガス温度を測定して、排気再循環量は標準オリフィスで流量測定し、温度換算して質量流量を求める。尚、比重量等の物性値は、プロパンが完全燃焼した燃焼ガスとした。

(6) 変換率

FuelNがどの程度他の成分に変換されているかをみる目安として、変換率 (CR) を次のように定義する。

$$\begin{aligned}\text{CR} &= (\text{測定したNO}_x\text{濃度とFuelNを混入しない場合のNO}_x\text{濃度との差}) / \\ &\quad (\text{FuelNが全てNOに変換されたとした時のNO排出濃度})\end{aligned}$$

3. 3 NO_xの炉内での挙動

二種類の代表的な乱流ガス拡散火炎について、NO、NO+NO₂の各断面での濃度分布、温度分布を示す。NO+NO₂の濃度とNO濃度との差が、NO₂濃度である。

3. 3. 1 火炎1における濃度分布

図3. 1には、単孔ノズル1を用いた、プロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 2.0$ の同軸流乱流拡散火炎（火炎1）について、ノズル先端からの軸方向距離 $L = 50, 100, 150, 250 \text{ cm}$ の各断面におけるNO、NO+NO₂濃度の半径方向分布をまとめて示している。第2章の図2. 5は同一火炎のそれぞれの断面における温度分布を示す。火炎下流になるにつれて、それらの濃度レベルが増し、分布が平坦となることがわかる。L=50~150 cmでの断面では、NO、NO+NO₂の極大点は、温度分布の極大点と近い位置にある。NO+NO₂の濃度とNO濃度との差が、NO₂濃度であり、最大5~10 ppm検出され、その極大値は火炎面に相当する領域よりも少し外側（燃料希釈側）にある。下流の高温域では、NO+NO₂に対するNO₂の比率は小さくなっており、下流ではNO₂はそれ程増加していない。

3. 3. 2 火炎2における濃度分布

図3. 2には、多孔ノズル2を用いた、プロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 2.0$ の同軸流乱流拡散火炎（火炎2）について、各断面でのNO、NO+NO₂濃度の半径方向分布の測定結果を示す。また、第2章での図2. 8は、各断面での温度分布を示す。上流（L=50 cm）では周辺部で極大値をとるが、下流（L=100, 150 cm）では中心部で極大値をとる分布となる。さらに下流では、分布が平坦となる。L=10~50 cmでの断面では、NOおよびNO+NO₂の濃度のピークと火炎温度の極大点と近い位置にある。火炎1と同様に、火炎面に相当する領域で、NOが生成されと考えられる。L=10, 50, 100, 150 cmでの断面では、NO₂が比較的大きく存在しているが、可燃成分もなくなり、比較的高温であるL=250 cmの断面では、NO₂の占める割合が減少し、NO₂がNOに変換されたと考えられる。L=10 cmの断面などで中心から半径方向距離Rが200 mmより大きい領域でNOおよびNO+NO₂の濃度が高いのは炉内循環による逆流により炉壁部に下流部の気体が存在するためと考えられる。

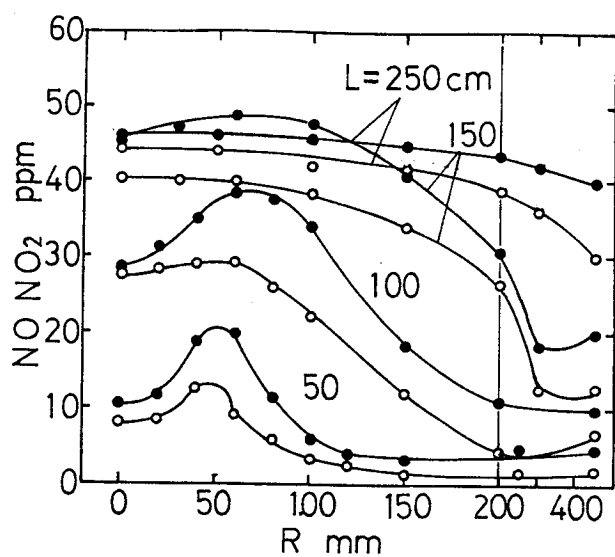


図 3. 1 NO, NO+NO₂ 濃度分布 (白丸 : NO, 黒丸 : NO+NO₂)
(火炎 1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$)

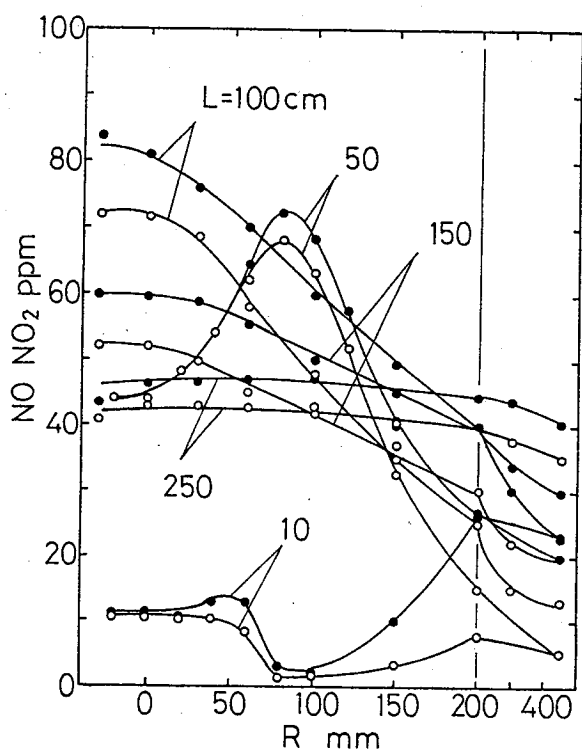


図 3. 2 NO, NO+NO₂ 濃度分布 (白丸 : NO, 黒丸 : NO+NO₂)
(火炎 2, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$)

3. 4 NO_xの排出特性に及ぼす諸因子の影響

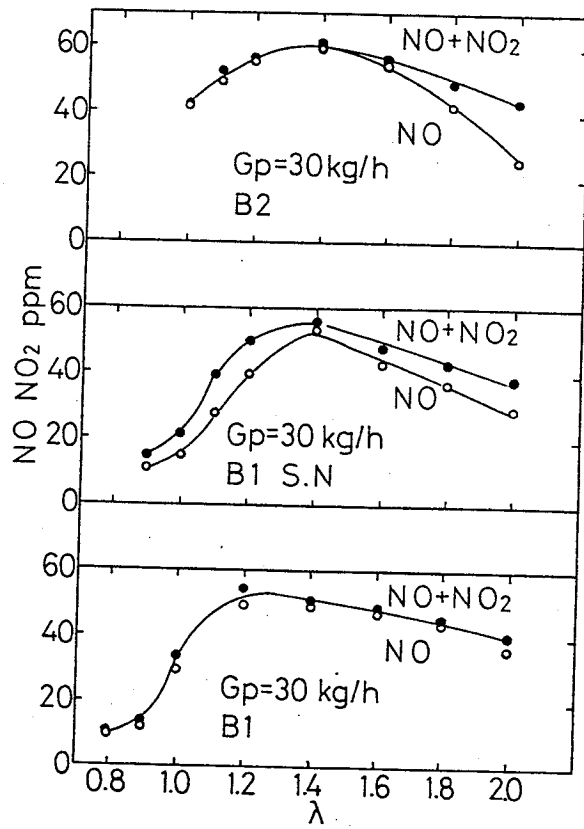
3. 4. 1 ノズルの種類と旋回の影響

図3. 3は、ノズル1 (B1), ノズル2 (B2)を用いて形成される火炎1, 2ならびに、火炎1に旋回をかけた場合の燃焼量 (G_p) 30 kg/h時のNO, NO+NO₂の空気比に対する排出濃度を示している。火炎1では、空気比に関係なくNO₂は、ほとんど排出されていない(下段図)。しかし、火炎1に旋回をかけると、NO₂が排出される(中段図)。また、火炎2では、空気比1.4以上になると、空気比が大きくなるにつれてNO+NO₂におけるNO₂の占める割合が増す(上段図)。そして、いずれの火炎とも、NO+NO₂の濃度レベルならびに分布は類似しており、NO₂の占める割合が違ってくる。空気比が大きくなるとNO+NO₂の濃度が低減しているが、空気の希釈効果のためで、これを考慮すると空気比が大きいほど空気比1に換算したNO+NO₂の濃度が増加するが、増加割合は少なくなる。

3. 4. 2 空気予熱の影響

燃焼用空気温度を上げた場合の温度依存性を調べる。図3. 4はプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 1.2$ での火炎1についての炉出口でのNO, NO₂排出濃度を示す(排気再循環RRした場合も併記する)。さらに、図3. 5はプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 1.2$ での火炎1での空気に旋回をかけ、空気を予熱した場合を示す。予熱温度 T_{in} は常温から200~300℃までに上げて行う。予熱温度をあげても、NO, NO₂排出濃度はほとんど変化がないことがわかる。

図3. 6は、火炎2におけるプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 1.2$ での旋回をかけた場合(図3. 6(a))とかけない場合(図3. 6(b))のNO, NO₂排出濃度を示す。空気温度を常温から300℃まで上げると、ほぼ2倍のNO濃度が排出される。



(B1:ノズル1, B2:ノズル2; SN:旋回)

図 3. 3 ノズルの種類と旋回の影響

(火炎 1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$)

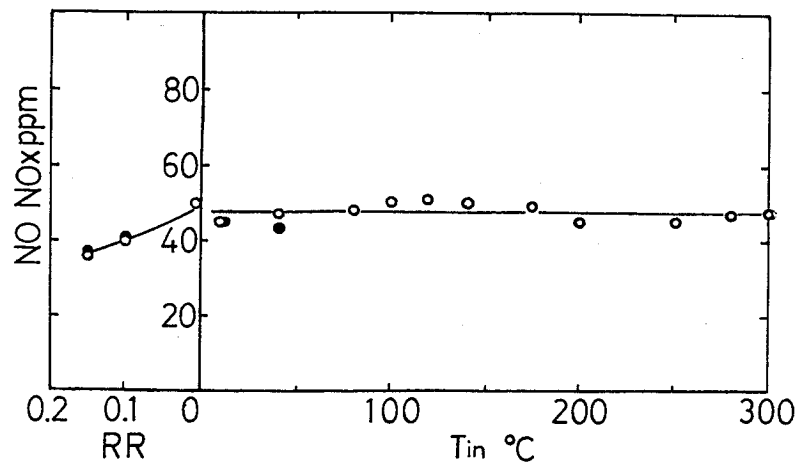


図 3. 4 空気予熱・排気再循環の影響

(火炎 1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2$)

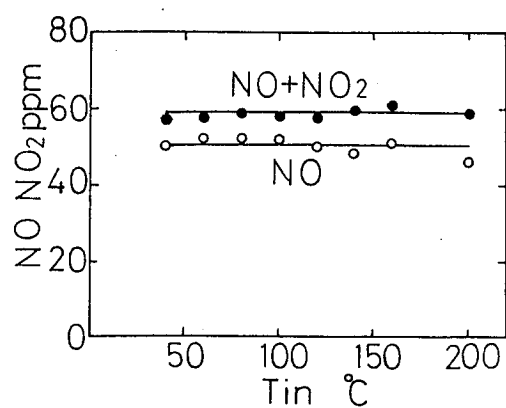
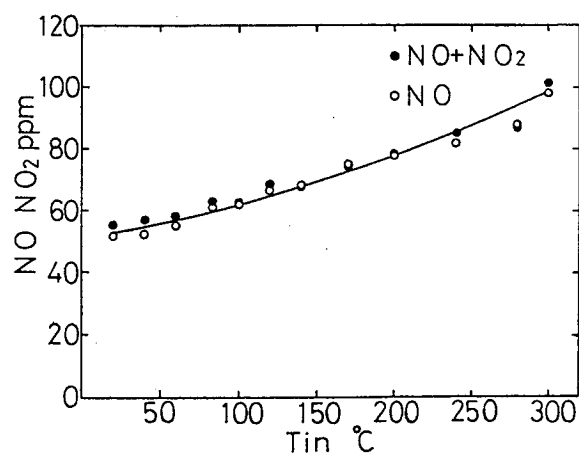
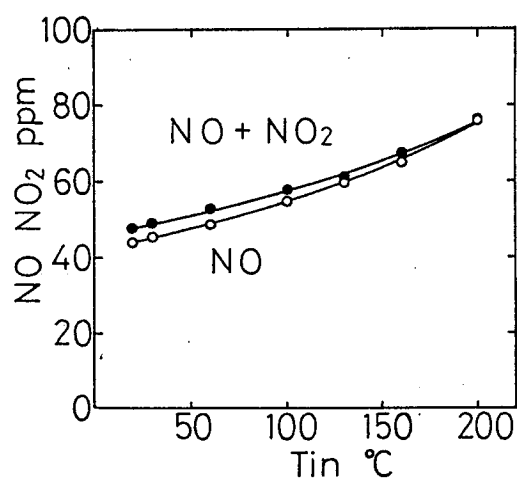


図 3. 5 空気予熱の影響

(火炎 1, 旋回, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2$)



(a) 旋回なし



(b) 旋回あり

図 3. 6 空気予熱の影響

(火炎 2, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2$)

3. 4. 3 排気再循環の影響

図3. 7 (a)はプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 1.2$ での旋回をかけた火炎1での再循環率 $RR = 0.4$ まで変えた場合で、燃烧用空気を常温と 200°C に予熱した時 NO 、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ 排出濃度を示す。空気温度に関わらず、再循環率 $RR = 0.4$ で $1/2$ 以下の低減効果がみられる。同様の低減効果がプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 、空気比 $\lambda = 2.0$ で旋回をかけた火炎1でもみられる。(図3. 7 (b))さらに、空気予熱温度 200°C でも同様な結果がみられる。(図3. 7 (c))火炎1では、旋回、予熱温度、空気比に関係なく低減効果が示される。再循環した時の火炎内の温度分布を図3. 8に示す。

図3. 8 (a)からプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 、空気比 $\lambda = 2.0$ で旋回をかけた火炎1の $L = 100 \text{ cm}$ の断面での温度分布は、火炎内においては、循環量が増えると下がる傾向にある。外側領域では、再循環率 RR が大きい方が高くなる傾向があり、これは RR が増えると流速が増し、混合が良くなり、火炎が広がるためと考えられる。

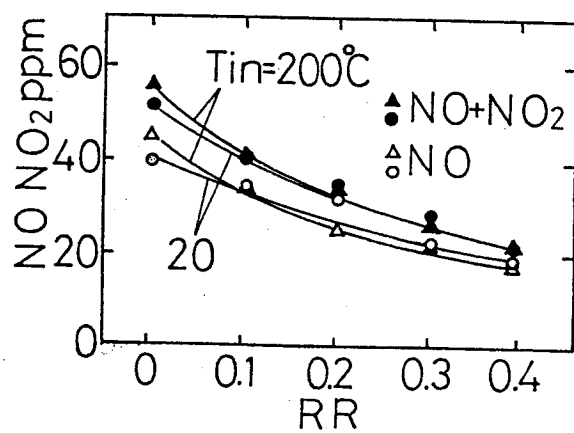
図3. 8 (b)は、予熱を行い再循環した場合を示したものであり、同様の低減効果がある。

図3. 9は、火炎2のプロパン流量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ 空気比 $\lambda = 1.2$ の場合、火炎1と同様 NO 、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ 濃度の低減する。しかし、 Fuel N を混入した場合、 NO ならびに $\text{NO} + \text{NO}_2$ の排出濃度は、ほとんど低減されない。

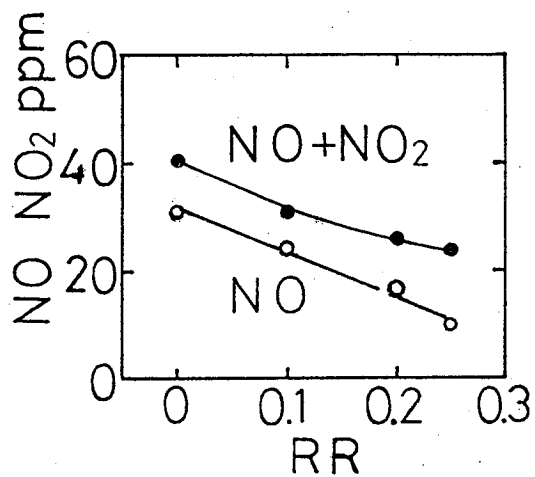
3. 4. 4 空気比の影響

図3. 10 (a)は火炎1, 図3. 11 (a)は火炎2における NO 、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の排出量に及ぼす空気比の影響を示す。また、図3. 10 (b), 図3. 11 (b)は、それぞれの火炎に旋回をかけた場合を示す。図における実線は測定値であり、破線は希釈効果を考慮した空気比1に換算 NO 、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ 濃度である。換算 $\text{NO} + \text{NO}_2$ 濃度は空気比が大きくなるにつれ増加するが、その増加割合は少なくなっていく。これは、また燃焼量、旋回に関係なくいえる。

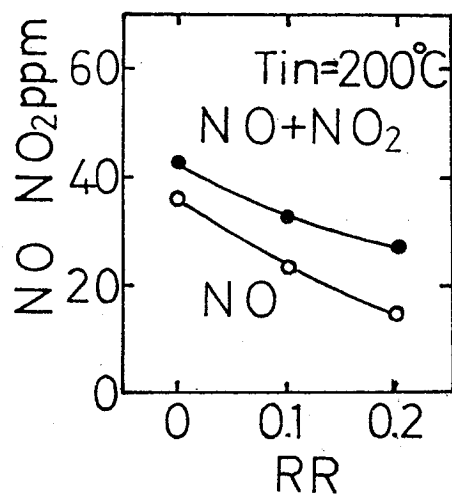
しかし、火炎2では、空気比が増すと NO が減少する傾向がある。



(a) 空気比 $\lambda = 2.0$



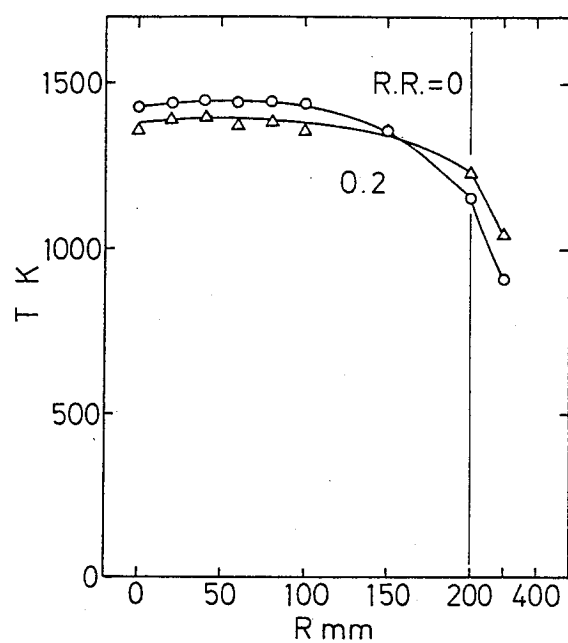
(b) $\lambda = 2.0$, 旋回



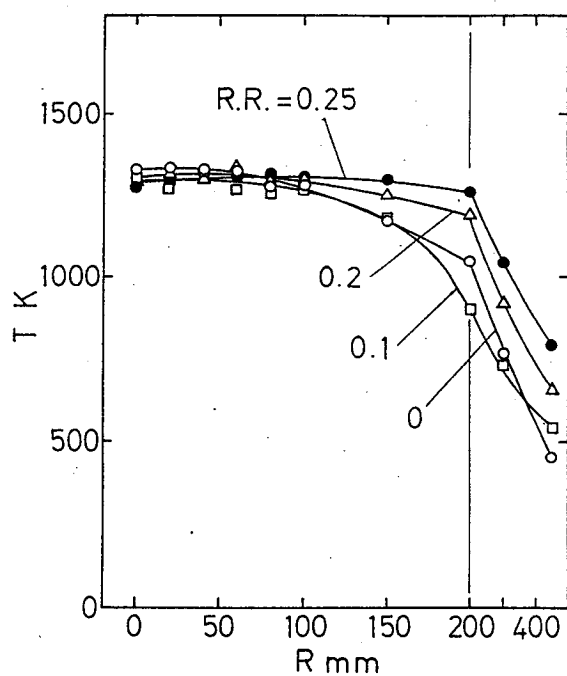
(c) $\lambda = 2.0$, 旋回, Tin=200°C

図 3. 7 排気再循環の影響

(火炎 1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$)



(a) 常温



(b) 空氣予熱 $T_{in} = 200^\circ\text{C}$

圖 3. 8 火炎內溫度分布

(火炎 1, 排氣再循環)

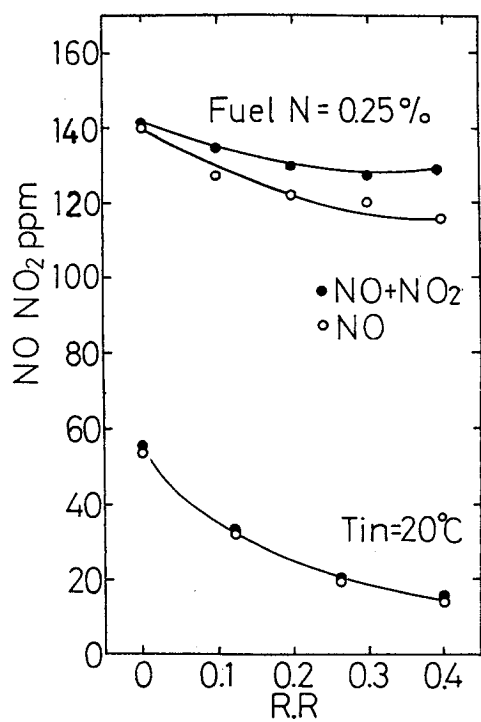
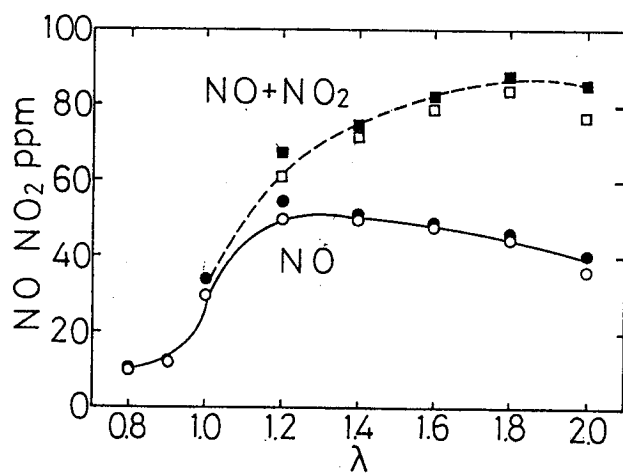
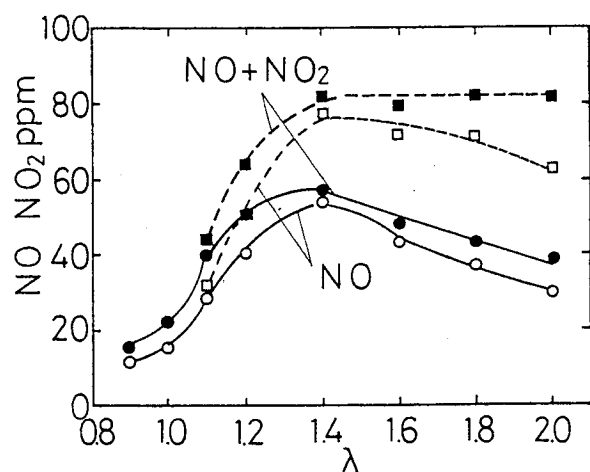


図 3. 9 排気再循環の影響
(火炎 2, Fuel N 混入)

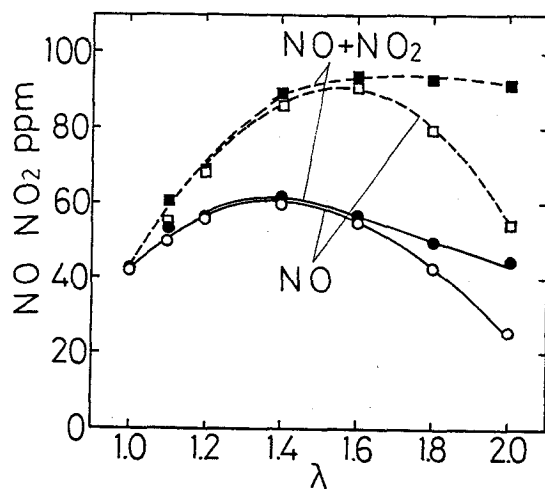


(a) 旋回なし

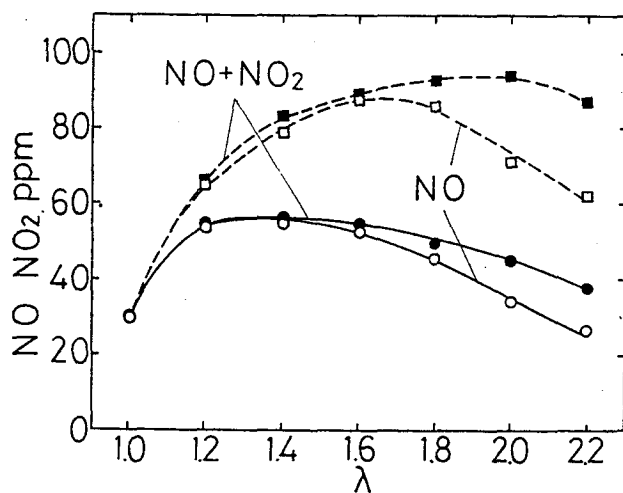


(b) 旋回あり

図 3. 10 空気比の影響
(火炎 1, G p = 3.0 kg/h)



(a) 旋回なし



(b) 旋回あり

図 3. 11 空気比の影響

(火炎 2, $G_p = 3.0 \text{ kg/h}$)

3. 4. 5 燃焼量の影響

図3. 12は火炎1において、空気比を1.2に保って、燃焼量を変えた場合でのNO、NO+NO₂排出濃度を示す。燃焼量が少ない時、NO+NO₂排出濃度での、NO₂濃度の占める割合が大きく、プロパン流量G_p=10 kg/hでは、ほとんどがNO₂である。プロパン流量が20, 30, 40, 50 kg/hと増すにつれてNO+NO₂排出濃度も増すがNO₂がほとんど存在しなくなる。燃焼量が少ないほど、NO₂のNOに対する排出割合は増す。

図3. 13は火炎2の場合、ノズル孔径を1.8, 2.2および2.5mmと変え、孔数を同じとした場合、三種類の多孔ノズル（ノズル2）について、空気比1.2に保って、燃焼量を変えた場合のNO、NO+NO₂排出濃度を示す。火炎1の場合と同様、燃焼量が少ないほどNO₂のNOに対する排出割合は増す。また、ノズル孔径が小さいと燃料の噴出速度が速くなると、同じ燃焼量に対してNO、NO+NO₂の排出濃度は高くなる傾向があり、混合の影響があることもわかる。

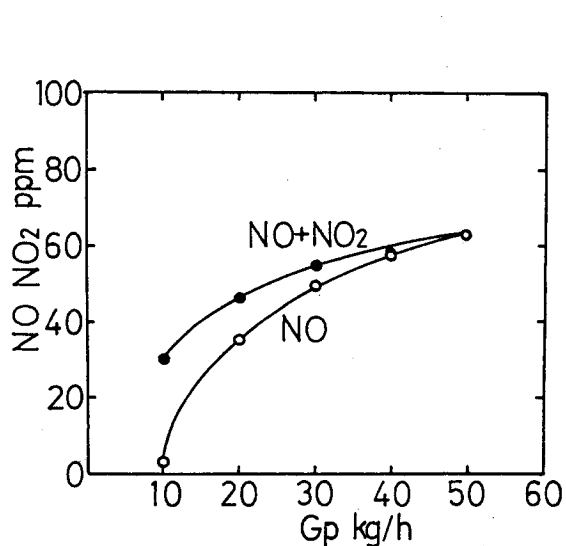


図3. 12 燃焼量の影響
(火炎1, $\lambda = 1.2$)

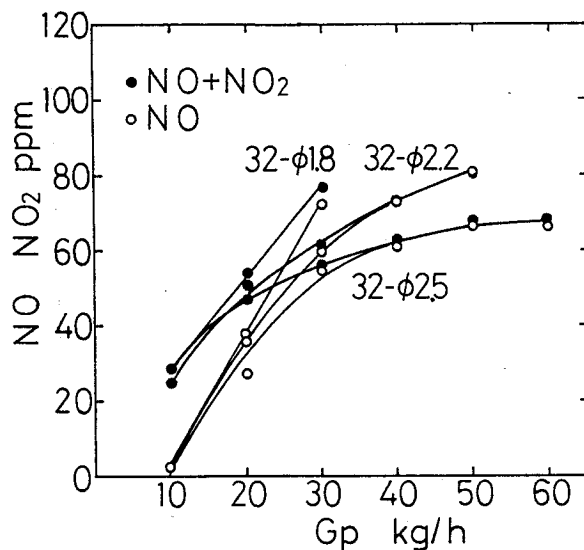


図3. 13 燃焼量の影響
(火炎2, $\lambda = 1.2$)

3. 4. 6 F u e l Nの影響

図3. 14は、燃料中に含まれるFuelNとしてNH₃を燃料のプロパンに混入して、プロパン流量がG p = 30 kg/hとして、空気比を変えた場合の火炎1におけるNO, NO + NO₂の排出濃度を、FuelN = 0.0と0.25%とした場合についての測定結果である。FuelN = 0より遥かにとFuelN = 0.25%の方が大きい排出濃度を示している。FuelNのNO_xへの変換率CRは、空気比1.0～1.2で上昇し、空気比が1.2以上では、CRは30～35%と変化がない。空気比が1以下の場合、炭素系触媒のコンバータを用いて測定したNO + NO₂ (NO_x)の値が、ケミルミに内蔵されたステンレス系触媒のコンバータを用いて測定されたNO_x値より小さくなっている。これは、前章2. 2. 3 (7)でも述べたように、この差は燃料中に混入したNH₃ならびにHCNが測定されたためと思われる。

図3. 15は、火炎2においてFuelN (NH₃)を0.0, 0.08, 0.25%混入した時の空気比を変えた場合の結果を示している。FuelNの混入量が多いほどNOの排出濃度は高くなる。変換率CRは、火炎1と同様、空気比が大きくなると、大きくなる傾向がある。また、FuelNが少ないほど高いことがわかる。

図3. 16, 図3. 17は、プロパン流量30 kg/h 空気比1.2での火炎1, 2におけるFuelNの混入量を変えた場合のNO, NO + NO₂排出濃度と変換率を示す。両火炎とも混入量を増すと、FuelNOの排出濃度は増すが、変換率は下がる。

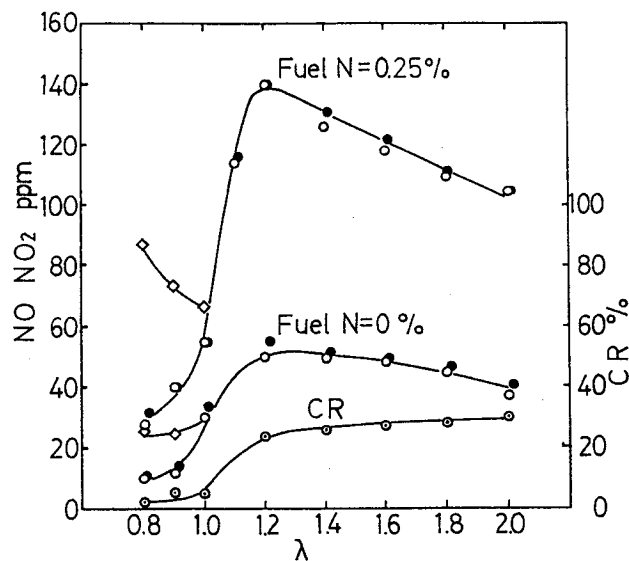


図 3. 14 Fuel N の影響
(火炎 1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$)

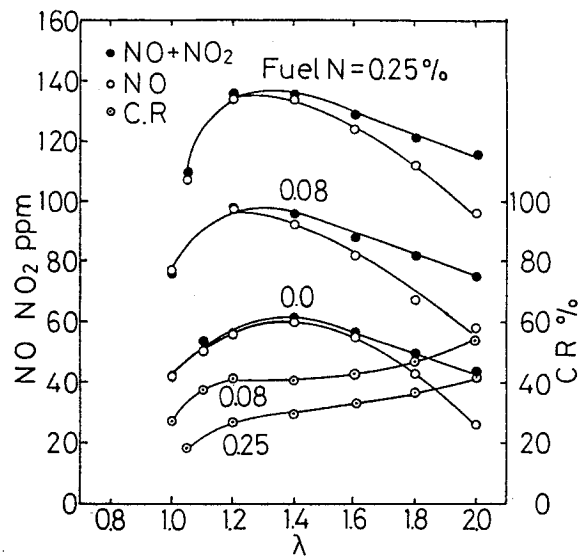


図 3. 15 Fuel N の影響
(火炎 2, $G_p = 30 \text{ kg/h}$)

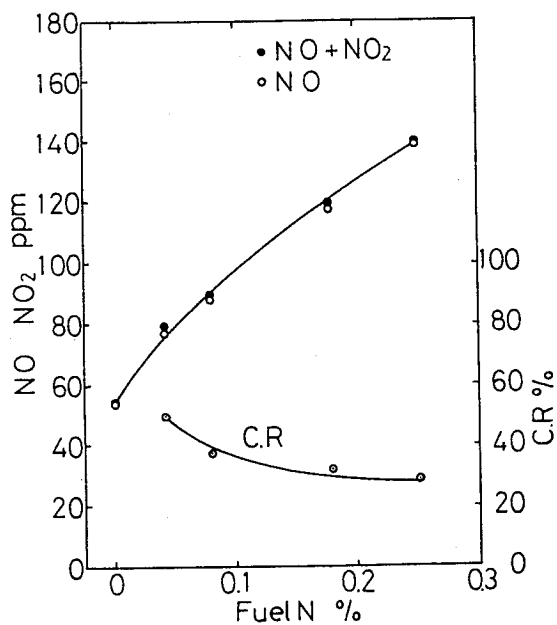


図 3. 16 排出濃度と変換率
(火炎 1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2$)

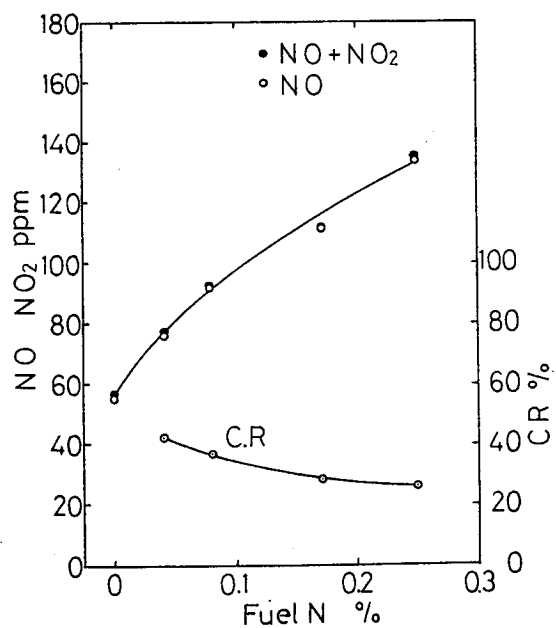


図 3. 17 排出濃度と変換率
(火炎 2, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2$)

3. 5 まとめ

(1) プロパンを燃料とした同軸流乱流拡散火炎について、 NO は火炎面近傍の高温域で生成されやすい。また、 NO_2 は火炎面に相当する領域より少し外側（燃料希薄側）の領域で、生成される傾向がある。そして、火炎面の近くで NO_2 が生成されても、下流での燃焼反応が終わった高温の領域を通過する時、 NO_2 は NO に変換される傾向がある。

(2) ノズル形状の異なる単孔ノズル（ノズル1）、多孔ノズル（ノズル2）を用いて形成される火炎は、燃料を鉛直方向に噴出する同軸流乱流拡散火炎（火炎1）と半径方向に燃料を噴出し、空気の流れと直角に交わる火炎（火炎2）が形成され、火炎形状が違う。それぞれの火炎ならびに、火炎1に旋回をかけた場合、火炎1では、空気比に関係なく

NO_2 は、ほとんど排出されていない。しかし、火炎1に旋回をかけると、 NO_2 が排出される。また、火炎2では、空気比1.4以上になると、空気比が大きくなるにつれて、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ における NO_2 の占める割合が増す。いずれの火炎とも、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の濃度レベルならびに分布は類似しており、 NO_2 の占める割合が違ってくる。

(3) 火炎形状の違いにより、 NO_x 排出特性の温度依存性に著しい差異が生じる。すなわち燃料を鉛直方向に噴出する同軸流乱流拡散火炎（火炎1）では、燃焼用空気の温度を上げても NO 、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ 排出濃度が増さない傾向がある。半径方向に燃料を噴出し、空気の流れと直角に交わる火炎（火炎2）では空気予熱温度が上がれば、 NO の排出量は増す。

火炎1のように温度依存性のない火炎での NO 生成は明らかにZeldovich機構により説明づけることは困難であり、火炎内部で HCN が検出されていることから、このことは裏付けられる。

(4) 燃焼用空気の予熱温度をかえて、 NO_x 排出量に大きい変化のない火炎（火炎1）においても、排気再循環により、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の低減がはかれる。これは、火炎内の温度のみで説明できない。一方Fuel NO の排出濃度は排気再循環によって、低減される割合は少ない。

(5) 空気の希釈効果を考慮して、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の排出濃度を空気比1に換算すると、空気比が大きいほど、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の濃度は増加するが、増加割合はすくなくなる。

(6) 燃焼量が少ないほど、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の排出量が少なくなり、排気ガス中の $\text{NO} + \text{NO}_2$ での NO_2 の占める割合が増す。

(7) 燃料中にFuel N が少量存在しても、Fuel NO として高濃度の NO が排出される。しかし、その量が多くなるにつれFuel N から NO_x への変換率は下がる。火炎1と火炎2

のFuel NのFuel N Oへの変換率は空気比が小さいときは大差がないが、空気比が大きくなると火炎2の方が変換率が大きくなる。

参考文献

- (1) Johnson, G. M. and Smith, M. Y., Combust. Sci. Tech., 19(1978), 67
- (2) Cernansky, N. P. and Sayer, R. F., 15th Symp. (Int.) on Combust., (1974), 1039
- (3) 小笠原・高城・ほか2名, 日本機械学会論文集 (B編), 39-327(1973), 3417
- (4) 高城・ほか2名, 日本機械学会論文集 (B編), 39-327(1973), 3427
- (5) 日本機械学会編, 技術資料 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法 (昭55), 日本機械学会
- (6) Fenimore, C. P., 13th Symp. (Int.) on Combust., (1970), 661
- (7) Takagi, T. ほか3名, 15th Symp. (Int.) on Combust., (1974), 1051
- (8) Fenimore, C. P., 17th Symp. (Int.) on Combust., (1978), 661
- (9) Takagi, T. ほか3名, 16th Symp. (Int.) on Combust., (1976), 181
- (10) Bowman, C. B., 24th Symp. (Int.) on Combust., (1992), 859
- (11) Breen, B. P., et al., 13rd Symp. (Int.) on Combust., (1970), 391
- (12) Kent, J. H. and Bilger, R. W., Charles Kolling Research Laboratory Technical Note F-41, The University of Sydney, (1972)
- (13) Owen, F. K. ほか2名, 16th Symp. (Int.) on Combust., (1972), 105
- (14) Heap, M. P., Lowes, T. M. and Walmsley, R., 14th Symp. (Int.) on Combust., (1972), 883
- (15) England, C., et al., Combustion and Flame, 20(1973), 439
- (16) Allen, J. D., Combust. Flame, 24(1975), 133
- (17) Hori, M., Combust. Sci. Tech., 23(1980), 131
- (18) Sano, T., ibid., 38(1984), 129
- (19) Johnson, G. M., et al., 17th Symp. (Int.) on Combust., (1978), 647
- (20) Hargreaves, K. J. A., et al., 18th Symp. (Int.) on Combust., (1980), 133
- (21) Hori, M., 23rd Symp. (Int.) on Combust., (1986), 1181

第4章 火炎から炉壁への熱負荷分布

4.1 まえがき

ボイラや工業用加熱炉の燃焼炉内の熱伝達には、ふく射および、対流作用が関係するが、燃焼炉壁の熱伝達は大部分ふく射により行われると考えられる。

火炎から炉壁への熱伝達は炉内の燃焼状態によって大きく影響されることが知られる[1-4]。そこで本章では、火炎から炉壁への熱伝達の測定と併せて火炎内部の化学種濃度分布、温度分布を測定することにより、燃焼状態と炉壁への熱伝達との関連性を調べる。また、ノズル形状および燃焼量、空気比、空気予熱、排気再循環、旋回の有無が火炎から炉壁への熱伝達には及ぼす影響を炉壁での熱負荷を測定することにより調べる。尚、火炎内部の化学種濃度分布、温度分布を測定結果は、第2章による。

4. 2 実験装置および方法

4. 2. 1 実験装置および方法

燃焼炉ならびに冷却水温度測定用の熱電対，冷却水流量測定のアオリフィスの位置などの回路図は，第2章の図2. 1に示されている。

燃焼炉は9ブロックからなり，下から第1，2ブロック，第3，4ブロック，第5，6ブロック，第7，8，9ブロックには，それぞれ同じ冷却水が直列に流れるようになり，それぞれ冷却水流量を標準アオリフィスによって測定する。そして，各ブロックの出入口温度は，シース熱電対により測定する。点火から炉壁への熱伝達が定常になるのに40～60分かかり，定常後に冷却水流量と冷却水温度を同時に測定する。また炉入口空気温度ならびに排気ガス温度を測定し，排気ガスによって持ち出される熱量を測定する。そして，炉壁への熱伝達量は，冷却水によって持ち出される熱量と同じとしてそれらの和が，燃料の発熱量とほぼ同じことを確かめ炉内燃焼が定常状態であることを確認する。

4. 2. 2 実験条件

実験条件を表4. 1に示す. 炉壁への熱伝達は炉内の燃焼状態と関連する. そこで以下のような影響因子の組合せにより, 実験条件を設定する. 燃料ノズル形状の異なる単孔ノズル(ノズル1), 多孔ノズル(ノズル2)を用いて形成される火炎は, 燃料を鉛直方向に噴出する同軸流乱流拡散火炎(火炎1)と半径方向に燃料を噴出し, 空気の流れと直角に交わる火炎(火炎2)が形成される. それぞれの火炎にたいして空気比変えた場合, 羽根角45°のスワローを入れて燃焼用空気に旋回をかけた場合, プロパンの燃焼量を変えた場合, 空気予熱を行った場合, 排ガスを燃焼用空気に混ぜて排気再循環を行った場合の熱負荷分布を測定する.

表4. 1 実験条件

影響因子	ノズル	燃焼量 kg/h	空気比	旋 回	空気予熱 ℃	排気再循 環率
空気比	1	34	1.1~2.0			
	2	30	1.2~2.0			
旋 回	1	30	1.2	有		
				無		
			2.0	有		
				無		
燃焼量	1	10~40	1.2			
	2	10~50				
空気予熱	1	30	1.2	無	20~ 300	
	2		2.0	有	20~ 200	
排気再循 環	1	30	1.2	有		0.4
	2		1.2	無		

4. 3 熱負荷分布に及ぼす諸因子の影響

4. 3. 1 旋回の影響

図4. 1は燃焼量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ で空気比 $\lambda = 1.2$ および 2.0 の場合、火炎1における燃焼用空気に旋回をかけた場合とかけない場合の熱負荷分布への影響を示している。旋回をかけると熱負荷のピークの位置がノズル側（上流側）に寄る傾向がある。これは、第2章2. 3（2）と2. 4（2）の結果より、空気と燃料の混合が良くなり、可燃成分の燃え尽きが早くなり、燃焼の激しい領域がノズル側に寄って、火炎形状が短炎になっているのに対応している。

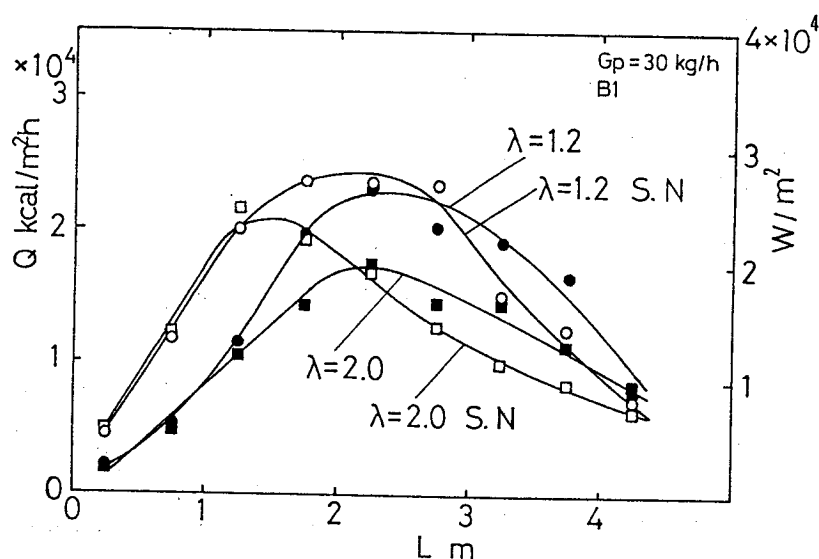


図4. 1 旋回の影響

(火炎1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2, 2.0$, 旋回)

4. 3. 2 空気予熱の影響

図4. 2は燃焼量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ で空気比 $\lambda = 2.0$ の場合、火炎1において、旋回を与え、予熱温度を上げた場合の熱負荷分布を示す。図4. 3は燃焼量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ で空気比 $\lambda = 1.2$ の場合、火炎2において、予熱温度を上げた場合の熱負荷分布を示す。両炎とも温度を上げるにつれて、炉の熱負荷分布のレベルが上がる。特に、極大点の熱負荷において高く、これは空気の持つエンタルピーレベルが初めから高いためである。これは第2章2. 4. 1 (3)より燃焼温度が高くなっていることに対応している(図2. 12)。また炉出口近傍での熱負荷はほとんど差がない。

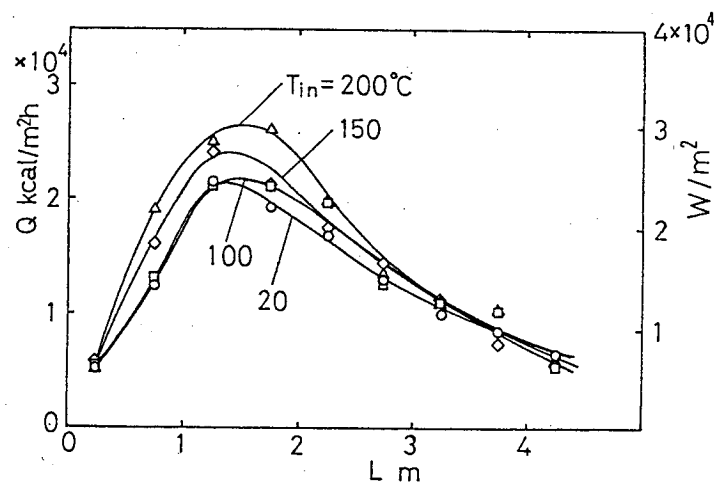


図4. 2 空気予熱の影響 (火炎1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 2.0$, 旋回)

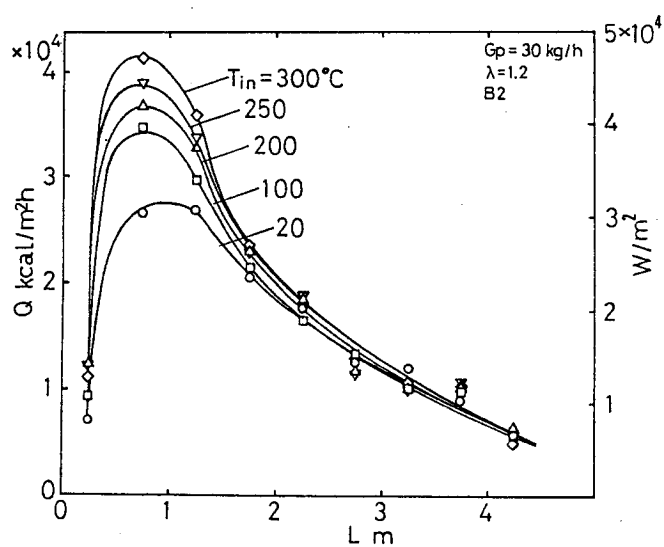


図4. 3 空気予熱の影響 (火炎2, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2$)

4. 3. 3 排気再循環の影響

図4. 4は、燃焼量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ で空気比 $\lambda = 1.2$ の火炎1において、旋回を与え、排気再循環をした場合としない場合の熱負荷分布を示す。図4. 5は、燃焼量 $G_p = 30 \text{ kg/h}$ で空気比 $\lambda = 1.2$ の火炎2において、排気再循環をした場合としない場合の熱負荷分布を示す。火炎1では輝度が悪くなり、火炎上流ではブルーフレイムが存在する。また、火炎2ではブルーフレイムとなり、ふく射が支配的である炉壁への熱伝達は下がる。このように再循環を行うと、極大点の位置はあまり変わらないが、炉の熱負荷は全体的に少し下がる。

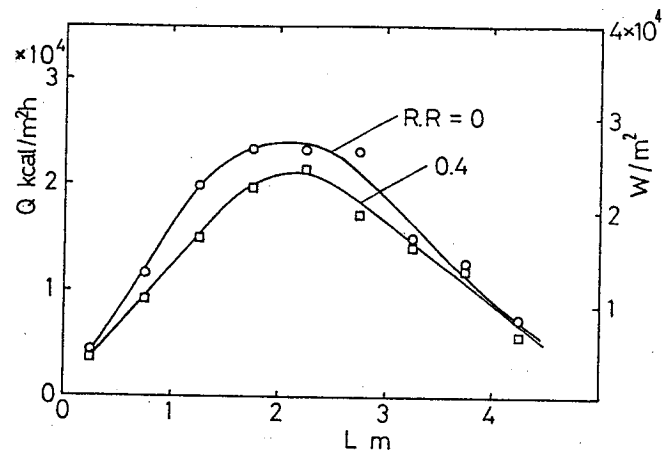


図4. 4 排気再循環の影響

(火炎1, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2$, 旋回, R.R:排気再循環率)

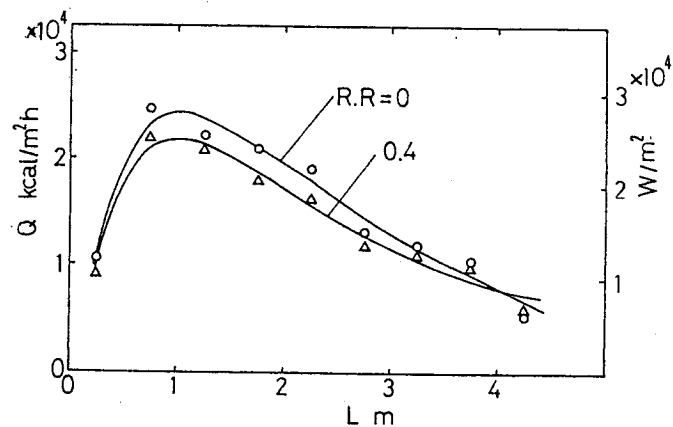


図4. 5 排気再循環の影響

(火炎2, $G_p = 30 \text{ kg/h}$, $\lambda = 1.2$, R.R:排気再循環率)

4. 3. 4 空気比の影響

図4. 6は火炎1における燃焼量 $G_p = 3.4 \text{ kg/h}$ で空気比を変えた場合、図4. 7は、火炎2における燃焼量 3.0 kg/h で空気比を変えた場合の炉の熱負荷分布を示す。両方とも空気比を上げると極大点の値は下がり、分布は平坦となる。

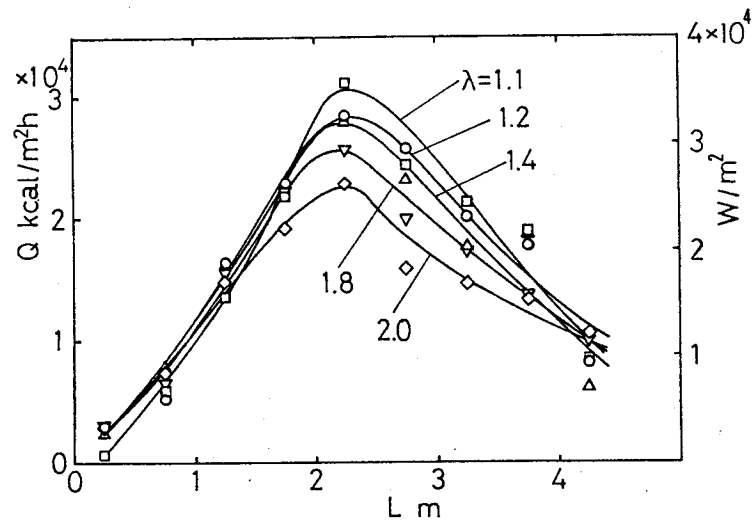


図4. 6 空気比の影響 (火炎1, $G_p = 3.4 \text{ kg/h}$, λ : 空気比)

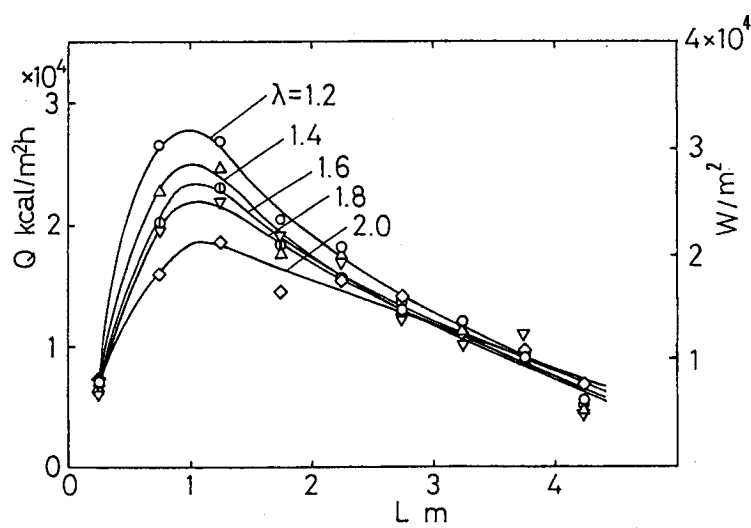


図4. 7 空気比の影響 (火炎2, $G_p = 3.0 \text{ kg/h}$, λ : 空気比)

4. 3. 5 燃焼量の影響

図4. 8と図4. 9はプロパンの燃焼量を変えた場合の火炎1, 2の熱負荷分布を示す。火炎1では、燃焼量が増えるにつれ、熱負荷のピークが下流にづれる傾向にある。これは火炎が長くなって反応領域が下流にずれてためと考えられる。火炎2では、熱負荷のピークは1.5 m付近で燃焼量によってあまり変わらない。これは、燃料が水平に噴き出すため、火炎が壁に当たるだけで、軸方向での反応領域は変化しないためと考えられる。

4. 3. 6 燃料ノズルの影響

図4. 1～図4. 9より、ノズル形状の違いによって火炎形状が異なるため、炉壁への熱負荷分布が大きく異なることがわかる。火炎1ではほぼ炉の半分の高さで熱負荷が極大になるのに対して、火炎2では、さらにノズル側（上流側）に近いところで、熱負荷の極大が得られる。第2章2. 3. 2火炎長さにおよぼす諸因子の影響、2. 3. 3火炎の観察さらに2. 4. 1（1）燃料ノズルの影響の結果より、火炎1は長炎を形成し、火炎2は、燃料が空気流と直角に噴き出すため混合が良くなり短炎となるという火炎形状と対応する。

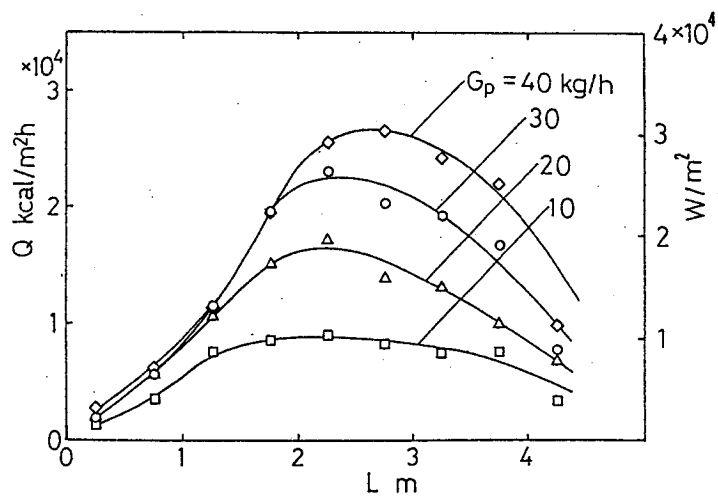


図 4. 8 燃焼量の影響
(火炎 1, $\lambda = 1.2$, G_p : 燃焼量)

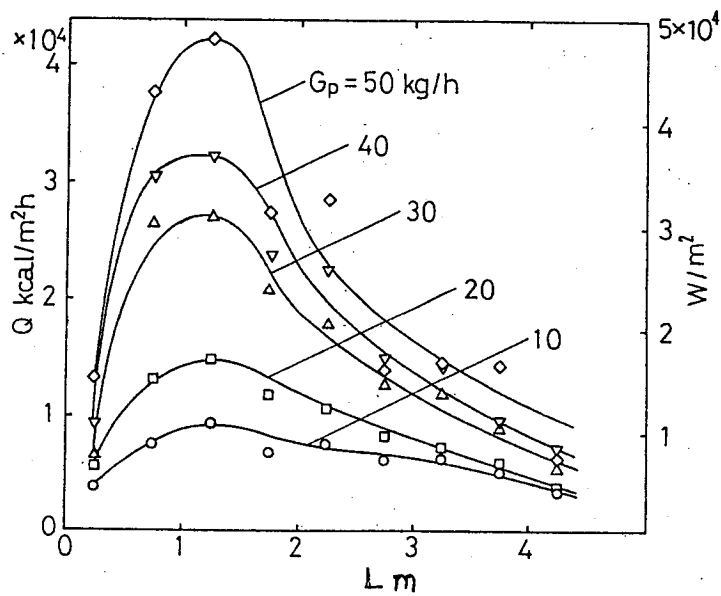


図 4. 9 燃焼量の影響
(火炎 2, $\lambda = 1.2$, G_p : 燃焼量)

4. 4 まとめ

- (1) 旋回をかけると、空気と燃料の混合が良くなり、燃え尽きが早く短炎となるため、熱負荷分布のピークはノズル側に近づく。
- (2) 空気予熱温度を上げると、火炎温度が増すため、炉壁への熱伝達量もます。
- (3) 排気再循環を行うと、火炎は不輝炎となり、ふく射伝熱量は減る。しかし、炉壁への熱伝達量はそれほど低下していない。
- (4) 空気比を上げると、熱負荷分布は平坦となる。
- (5) 燃焼量が増えると、火炎1では熱負荷のピークが下流にづれるが、火炎2ではあまり変わらない。これは、火炎形状の違いによる。
- (6) ノズル形状の違いによって火炎形状が異なるため、火炎1は長炎、火炎2は短炎となる。それに対応して火炎2の熱負荷のピークは火炎1のそれよりノズル側になる。

参考文献

- (1) Maesawa, M. ほか3名, 12nd Symp. (Int.) on Combust., (1968), 651
- (2) Gill, D. W. ほか2名, 12nd Symp. (Int.) on Combust., (1968), 1239
- (3) Steward, F. R. ほか2名, 14th Symp. (Int.) on Combust., (1972), 651
- (4) Arscott, J. A. and Godridge, A. M., 17th Symp. (Int.) on Combust., (1978), 737

第5章 炉内燃焼とふく射伝熱の 数値シミュレーション

5.1 まえがき

炉壁への伝熱特性は燃焼炉の性能を表す主要な指標の一つである。炉壁への伝熱は、ふく射伝熱と対流伝熱によって生じ、いずれの様式の伝熱も炉内の温度・濃度分布が影響を及ぼす。そして、温度・濃度の分布は流れのパターンや火炎形状に支配されるので、炉内伝熱の数値解析を行うには、ガスの流動や燃焼の適正な数値解析と組合せる必要がある。

火炎からのふく射伝熱に関しては、古くから広範囲に研究がなされている。初期の研究は文献[1, 2]にまとめられており、比較的最近の研究成果は文献[3, 4, 5]にまとめられている。先にあげた、いずれの文献においても、放射・吸収性ガス媒体中でのふく射伝熱における非灰色性の重要性、非灰色性を扱うためのモデルが取り上げられている。

しかし、ふく射伝熱には遠隔点間でも直接にエネルギー交換が行われるという特性があり、しかも3次元的な取り扱いを要求される。そのため、ふく射伝熱の定量的評価の実施は複雑で計算負荷も大きく、燃焼場の解析とともにふく射伝熱計算が行われるようになったのはそれほど古いことではない。軸対称境界層型の乱流拡散火炎に関して、流動・燃焼の数値予測と組合せて、放射熱線追跡法[6]を用いたふく射伝熱の数値予測を行った例[7]があるほか、discrete ordinate法を用いて、3次元形状を有する石炭焚きの大型ボイラーにおけるふく射伝熱を数値予測した例[8]なども見受けられるが、実験データとの定量的比較を行った例[6-9]は多くない。

灰色媒体であってもふく射伝熱計算は負荷が大きい。ガスふく射の灰色性を考慮すると、計算負荷は一層高まる。このため、複合伝熱の基礎的研究でも非灰色性を考慮した研究が多く行われるようになったのは1990年以降のことで、燃焼場でガスふく射の非灰色性を考慮して計算を行い、実験と定量的比較を行った例となると殆ど見当たらない。

本章においては、基礎式に基づいた炉内の流動・燃焼の数値予測と合わせて、ガスふく射の非灰色性を考慮した炉壁へのふく射・対流伝熱の数値予測を行う。ふく射伝熱計算では、ガスふく射の非灰色性を考慮するために、Weighted-sum-of-gray-gasモデル[2]あるいは指数型広域バンドモデル[10]を適用する。ガス温度分布、化学種濃度分布ならびに炉壁受熱量の軸方向分布の予測結果は実験結果との比較を行う。また、火炎内のすすが炉内温度分布や、炉壁での受熱量分布に及ぼす影響についても検討する。

5. 2 計算対象

計算の対象とする炉は、第2章で述べた内径1 m、高さ4.8 mの円筒炉であり、火炎の軸対称性を確保するために鉛直に設置されている。使用した燃料は純度98%以上のプロパンである。燃料ノズルは内径10 mmの単孔であり、炉底中央に設置されている。燃焼用空気の通風孔は内径260 mmであり、炉底に燃料ノズルと同軸に設置されている。燃料流量は30 kg/hであり、空気比は2.0である。また、炉入り口での空気温度は20℃である。

この燃焼炉内に形成される火炎は軸対称乱流拡散火炎である。火炎長はおよそ250 cmであり、通常の実験室スケールの火炎に比べるとかなり大きな火炎である。

5. 3 基礎式とモデル

5. 3. 1 基礎式

本章では、円筒形燃焼炉内に形成される軸対称乱流拡散火炎を取り扱うので、円筒座標系で定式化を行う。逆流領域の存在も考慮できるように楕円形偏微分方程式で記述される。質量、運動量、化学種成分、エネルギー、乱れの運動エネルギーならびにその消散率の輸送方程式を用いる。それらは次の式で統一的に書き表すことができる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U\phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho V\phi) \\ = \frac{\partial}{\partial x}\left(b \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}\left(r b \frac{\partial \phi}{\partial r}\right) + S_{\phi} \end{aligned} \quad (5.1)$$

ϕ は一般従属変数であり、 U ：軸方向速度成分、 V ：半径方向速度成分、 m_i ：化学種*i*の質量分率、 h ：エンタルピー、 k ：乱れの運動エネルギー、 ε ：乱れの運動エネルギーの消散率、 f ：混合分率のいずれかを表す。乱流モデルには $k-\varepsilon$ 2方程式モデル[11]を用いる。 ϕ が上記の従属変数のそれぞれを表す場合の輸送係数 b ならびに生成項 S_{ϕ} は表5.1に示されている。式(5.1)ならびに表5.1において、 x と r はそれぞれ軸方向と半径方向の座標であり、 P は圧力、 T は温度、 ρ は密度、 ρ_0 は基準密度、 μ_0 は乱流有効粘性係数、 R_i は化学反応による化学種*i*の生成率、 Q_r はふく射伝熱による単位時間・単位体積あたりの正味受熱量、 g は重力加速度である。 σ_k 、 σ_{ε} 、 σ_h ならびに σ_r は有効Prandtl数あるいは有効Schmidt数であり、本章での計算においてそれぞれ1.0、1.3、0.7、0.7としている。

表 5. 1 微分方程式の輸送係数と生成項

ϕ	b	S_ϕ
1	0	0
U	μ_e	$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_e r \frac{\partial V}{\partial x} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} - (\rho - \rho_0)g$
V	μ_e	$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial U}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_e r \frac{\partial V}{\partial r} \right) - 2\mu_e \frac{V}{r^2} - \frac{\partial P}{\partial r}$
k	μ_e / σ_k	$G_k - \rho \epsilon$
ϵ	μ_e / σ_ϵ	$\epsilon (C_1 G_k - C_2 \rho \epsilon) / k$
h	μ_e / σ_h	Q_r
m_i	μ_e / σ_f	R_i
f	μ_e / σ_f	0

$$G_k = \mu_e \left[2 \left\{ \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{V}{r} \right)^2 \right\} + \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left\{ r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{W}{r} \right) \right\}^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 \right]$$

5. 3. 2 乱流モデル

乱流モデルは k - ε 二方程式モデル[11]を用いる。乱れの運動エネルギー k および乱れの運動エネルギーの消散率 ε を求める方程式は表5. 1に含まれる。 k と ε を求めれば次式によって、乱流粘性係数 μ_e を求める。

$$\mu_e = C_D \rho k^2 / \varepsilon \quad (5.2)$$

ここで C_D は経験定数で、 $C_D=0.09$ とする。乱れの運動エネルギーの消散率 ε の輸送方程式の中に現れる C_1 、 C_2 も経験定数であり、 $C_1=1.44$ 、 $C_2=2.10$ を用いる。

5. 3. 3 燃焼モデル

燃焼反応に関しては、 C_3H_8 、 N_2 、 O_2 、 CO_2 、 CO 、 H_2O および H_2 の7成分を考慮する。Magnussenの渦崩壊モデル[12]の考え方を援用して、単位時間、単位体積あたりに分子スケールの混合に持ち込まれるガスの質量は $\rho \varepsilon / k$ に比例すると仮定する。但し、分子スケールの混合に持ち込まれたガスは、着目している計算セルの当量比に対応する断熱平衡組成になるとする。したがって、化学種 i の生成率 R_i は

$$R_i = A \rho (\varepsilon / k) \cdot (m_i^* - m_i) \quad (5.3)$$

となる。ここで、 m_i^* は断熱平衡組成である。経験定数 A の値は文献[12, 17]と同じ4としている。

5. 3. 4 すすの生成と燃焼モデル

(1) 生成モデル

すすの生成に関しては、炭化水素燃料からすす前駆物質を経てすす粒子が生成される[15, 18]と考えられているが、本計算では、一段階の反応でモデル化[7, 16]した次に示す経験式を用いる。

$$S_f = a_0 \cdot p_f \cdot \phi^{2.5} \cdot \exp(-20000/T) \cdot (T/1000)^3 \cdot 10^5 \quad (5.4)$$

S_f	: すすの生成速度	$\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$
a_0	: 経験定数	0.52
p_f	: 燃料の分圧	N/m^2
ϕ	: 当量比	
T	: ガス温度	K

(2) すすの燃焼モデル

すすと酸素を含むガス塊とが乱れによって攪拌され、微視的に混合して反応が進むとする次式で表される混合律速形の燃焼モデル[12]を用いる。

$$S_c = A \cdot \rho \cdot m_s \cdot (\varepsilon/k) \cdot \min \{1, m_{O_2}/(m_s \gamma_s + m_{O_2} \gamma_f)\} \quad (5.5)$$

S_c	: すすの燃焼速度	$\text{kg}/(\text{m}^3 \text{S})$
A	: 定数	4.0
ρ	: ガスの密度	kg/m^3
m_s, m_{O_2}	: すす, 酸素の質量分率	kg/kg
γ_f	: 燃料の単位質量当たりの量論酸素質量値	(3.64)
γ_s	: すすの単位質量当たりの量論酸素質量値 (すすの成分は炭素として2.67を用いる)	
ε	: 乱れの運動エネルギーの消散率	m^2/s^3
k	: 乱れの運動エネルギー	m^2/s^2

簡単化のため、すすの生成・再燃焼は他の化学種の濃度に影響を及ぼさないとしている。

5. 4 炉内ふく射

5. 4. 1 ガスとすすのふく射モデル

水蒸気や二酸化炭素のような赤外活性ガスの吸収係数スペクトルは著しい非一様性を示す。このため、一般に赤外活性ガスを単純な灰色媒体として扱うことは著しく不合理な取り扱いとなる。

現実の赤外活性ガスの非灰色性を取り扱うために考案された方法の一つがWeighted-sum-of-gray-gasモデル[2]である。このモデルにおいては、実在ガスの圧力吸収係数スペクト

ルを数種類の圧力吸収係数しか持たない階段状のスペクトルで近似する．同じ圧力吸収係数で近似される波数帯だけを集めると灰色バンドとなり，全体は数種類の灰色バンドで表される．各灰色バンド内では，ふく射率とガス層厚さとの関係はLambert-Beerの法則に従う．

すすを含む燃焼ガスについても，同様な考え方で，3つの灰色バンドでの近似が試みられている[2]（以下では，簡単のため3-gray-gasモデルと呼ぶ）．この場合，すすを含む燃焼ガスのふく射率 ε_{gs} とガス層厚さ X_L の関係は次のように式（5.6）で与えられる．

$$\varepsilon_{gs} = \sum a_n \{1 - \exp(-K_n X_L)\} \quad (5.6)$$

ここで， K_n は第 n 灰色バンドの吸収係数であり

$$K_n = k_{g,n} (P_{CO_2} + P_{H_2O}) + k_{s,n} \rho m_s \quad (5.7)$$

で与えられる． P_{CO_2} と P_{H_2O} は分圧， ρ はガス密度， m_s はすすの質量分率である．ここで， $k_{g,n}$ と $k_{s,n}$ に言及する a_n は荷重因子であり，

$$a_n = \alpha_n + \beta_n T \quad (5.8)$$

表5.2 $k_{g,n}$ ， $k_{s,n}$ ， α_n ， β_n の値

n	α_n	β_n K^{-1}	$k_{g,n}$ $m^{-1} \cdot bar^{-1}$	$k_{s,n}$ $m^3/(kg \cdot m)$
1	0.130	2.65×10^{-4}	0	3460
2	0.595	-1.50×10^{-4}	0.824	960
3	0.275	-1.15×10^{-4}	25.91	960

のようにガス温度 T の一次式で与えられる。文献[2]に分圧比 $P_{CO_2}/P_{H_2O} = 1$ である場合の $k_{g,n}$, $k_{s,n}$, α_n , β_n の値が示されている。

式 (5.6) 中の $1 - \exp(-K_n X_L)$ が第 n 灰色バンドのふく射率である。荷重因子 a_n の物理的な意味は、第 n 灰色バンドに属する波数域の黒体ふく射能の全黒体ふく射能にたいする割合である。全波数域で灰色である媒体の吸収係数が K であるとき、その灰色媒体が単位時間・単位体積あたりに放射するふく射エネルギーが、 $4\sigma T^4 K$ (σ は ふく射の Stefan-Boltzmann 定数) となる。このことと荷重因子 a_n の物理的な意味を考え合わせると、3-gray-gas モデルを利用する際、体積 $V_{i,j}$ の計算セル中のガスから放射されるふく射エネルギーの内、第 n 灰色バンドからでる量は

$$E_n(i, j) = 4\sigma T^4 V_{i,j} a_n K_n \quad (\text{但し } \sum a_n = 1) \quad (5.9)$$

であることが導かれる。3種類の吸収係数を持つ灰色吸収バンドに置き換えると全放射エネルギー $E(i, j)$ は、3つの灰色吸収バンドの各放射エネルギーの和として次式で求められる。

$$\begin{aligned} E(i, j) &= E_1(i, j) + E_2(i, j) + E_3(i, j) \\ &= 4\sigma T^4 V_{i,j} (a_1 K_1 + a_2 K_2 + a_3 K_3) \end{aligned} \quad (5.10)$$

第 n 灰色バンドに属するふく射エネルギーの各セルからの発射量を決める際には、放射源として着目したセルの P_{CO_2} , P_{H_2O} , ρ , m_s および T を式 (5.7) と (5.8) に代入して K_n と a_n を求め、それを式 (5.9) に代入する。一方、第 n 灰色バンドのふく射エネルギーの吸収過程を追跡する段階では、通過セルの P_{CO_2} , P_{H_2O} , ρ , および m_s を式 (5.7) に代入して吸収係数を決め、通過距離を考え合わせて減衰の様子を計算する。

そして、この第 n 灰色バンドのふく射エネルギーが、放射源と同じ温度のガスの中を通過するときには、同じ第 n 灰色バンドの吸収係数を式 (5.7) で計算して適用することができる。これに対して、放射源と異なる温度のガスの中を通過するとき、放射源と同じ n を使って計算した吸収係数を適用すると誤差を生じる。

しかし、本研究では、放射源と異なる温度のガス中を通過する際も、放射源と同じ n を使って式 (5.7) で計算した吸収係数が適用できるとして計算を行い、3-gray-gas モデル

が実用的な近似計算として妥当であるかを検討する。この場合、3つの灰色吸収バンドのそれぞれについて独立にふく射伝熱計算を行うことができる。本章の対象とする火炎はプロパンを燃料としているが、文献[2]に示されている $k_{g,n}$, $k_{s,n}$, α_n , β_n の値をそのまま利用する。また、指数型広域バンドモデル[10]を適用した場合も検討するが、そのモデルについては、5.8.2節で述べる。

5.4.2 放射熱線追跡法

放射熱線追跡法[6]の概念は、ある一つのガス要素または表面要素から周囲に向かって放射されるふく射エネルギーを、有限本数の放射熱線に置き換え、それらを追跡することにより、熱線の減衰、すなわち吸収されるエネルギーの分布を求めるものである。

燃焼を伴う流れ場は軸対称二次元として取り扱う。しかし、放射熱線の追跡のプロセスについては、三次元的に扱う。そこで、燃焼炉内の解析対象領域を図5.1のように、軸方向、半径方向に有限個の小領域に分割する。各領域に対して (I, J) または (i, j) と番号をつける。(大文字と小文字は同じ領域の放射と吸収を区別するために用いる) 炉壁面も同様に軸方向に有限個の小領域に分割し (i_w) と番号をつける。したがって、一つのガス領域は長方形断面を持つ円環(図5.2)になり壁面は円筒面となる。

ガス領域 (I, J) は、強度 I_0 の放射熱線 N 本を等方放射しているとする。解析するうえで、炉内(直径1m×高さ4.8m)に39(軸方向)×32(半径方向)不等間隔に分割した計算格子を形成する。ガス領域 (I, J) からのふく射エネルギーはこの領域の中心点から立体的に均等に放射する。そこで、均等に熱線を放射させるには、次のように考える。地球儀を例に考えてみる。球の中心から緯度と経線の交点について等間隔で放射するとすると、赤道付近では距離間隔が広く、極付近では距離間隔が狭くなってしまう。したがって均等(地球儀の単位面積当たりの本数均等)にするには、経度1°当たりの距離が短い極点付近では熱線の本数を減らす必要があり、ある緯度に対して放射される熱線の本数 N は、

(赤道上に放射される本数) × (緯線の長さ) / (赤道の長さ) で表せるから

$$N = N_0 \times \cos(\alpha) \quad (5.11)$$

N_0 : 赤道上に放射される本数

α : 緯度 ° (度)

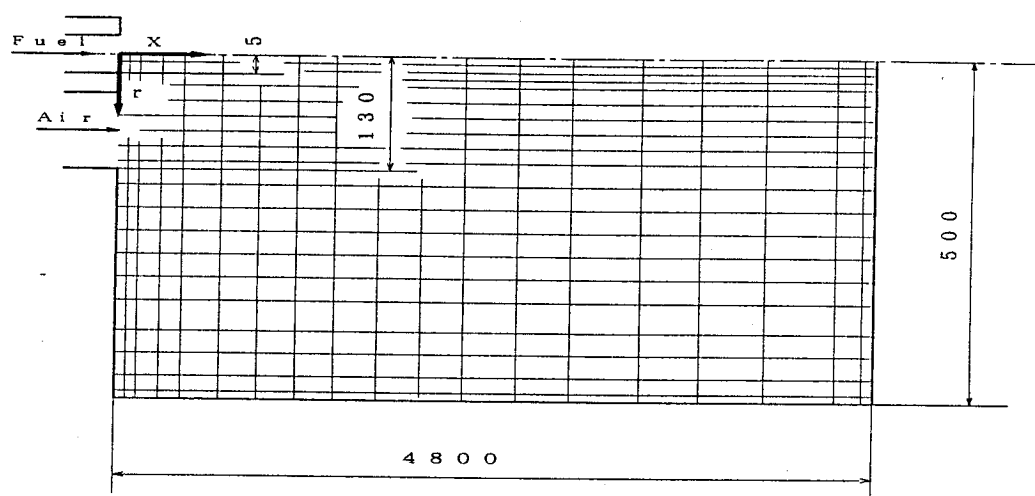


図 5. 1 解析対象領域

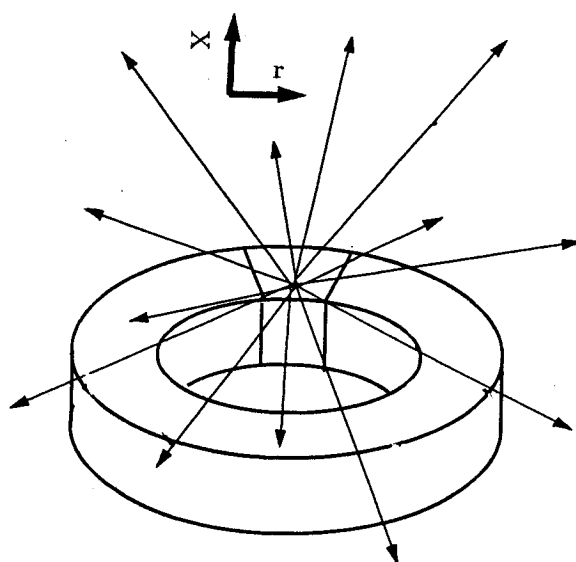


図 5. 2 一つのガス領域

一般に整数にならず，切り捨てて整数にする．その誤差分を以下の式を用いて，1本当たとなる．このように本数を補正することで，立体的に均等にできる．しかし，上式では，りの熱線の初期強度を補正する．赤道上に放射される熱線の初期強度を I_0 とすると

$$I_0 \times N_0 \cos(\alpha) / N \quad (5.12)$$

となる．熱線の本数は200本程度でも十分であることを確認してある．

5. 5 境界条件

境界条件は以下のようにする．

(1) 上流側境界 ($x = 0$ mm)

燃料・空気入口境界では $V = 0$ とし，軸方向速度 U は燃料流量に見合った速度分布 (1/7乗則分布に従うとする) を与え，空気は平坦な分布を与える．

乱れの運動エネルギー k は主流速度に対する相対乱れを仮定して決める．平均流速の 30% と仮定して平坦な分布として与える．その消散率は ε は生成と消散が局所平衡となる条件で決める． $\varepsilon = C_D^{1/2} \cdot k \cdot (\partial U / \partial r)$ として求める．エンタルピー h は，燃料ノズル出口および空気ノズル出口では，常温 25℃ とし，標準生成エンタルピーを含める．

(2) 下流側境界

下流の流出境界においても，半径方向速度成分は零 $V = 0$ であるとし，それ以外の従属変数については軸方向勾配が零であるという条件 $\partial \phi / \partial x = 0$ を適用する．

(3) 中心軸境界 ($r = 0$ mm)

軸対称を仮定しているから，中心軸境界では，半径方向速度成分以外のすべての従属変数に半径方向勾配が零 $\partial \phi / \partial r = 0$ であるとの条件を適用する．半径方向速度成分は零 $V = 0$ である．

(4) 側壁・炉底壁

化学種の質量分率 m_i と混合分率 f には勾配なしの境界条件を与える。軸方向速度 U 、半径方向速度 V 、乱れ運動エネルギー k 、消散率 ε 、エンタルピー h には壁関数の方法を用いる。但し、エンタルピー h は炉底壁では勾配なしとする。

運動方程式の境界条件では、Patankar等により提案されている次式を用いる[20]。

$$S^* = R^{*-1} - 0.1561 R^{*-0.45} + 0.0873 R^{*-0.3} + 0.03713 R^{*-0.18} \quad (5.13)$$

但し

$$R^* = K^2 \rho V^* y / \mu \quad (5.14)$$

$$S^* = \tau_w / (K \rho V^{*2}) \quad (5.15)$$

K : 定数 (0.4)

μ : 層流粘性係数

y : 壁面から一つの内側の格子点までの距離

V^* : 壁面からの一つ内側の格子点での速度

また、 k 、 ε についても、壁面上での値でなく、壁から一つ内側の格子点で境界条件を与える。乱れ運動エネルギー k は壁面近傍では、その生成と消散がつり合っていると考えられるので

$$k_p = \tau_w / (\rho C_D) \quad (5.16)$$

で、壁からの一つ内側の格子点での k の値を与える。

ε については、 k の生成と消散がつり合っていると仮定と、混合距離仮説を組み合わせ

$$\varepsilon_p = C_D^{3/4} \cdot k_p^{3/2} / 0.4y \quad (5.17)$$

で、壁から一つ内側の格子点での ε の値を与える。

炉壁近傍でのエンタルピーの分布として、次の壁関数を用いる。

$$\rho C_D k_{i,j}^{0.5} \frac{h_{i,w} - h_{i,j}}{q_w} = \frac{\sigma_{ht}}{\kappa} \ln(E y_{i,j}^+) + 8.95 \sigma_t \left[\frac{\sigma_1}{\sigma_t} - 1 \right] \left[\frac{\sigma_t}{\sigma_1} \right]^{0.25} \quad (5.18)$$

$$y_{i,j}^+ = \frac{\rho (C_D^{0.5} k_{i,j})^{0.5} y_{i,j}}{\mu} \quad (5.19)$$

ここでプラントル数 $\sigma_1 = 0.69$, 乱流プラントル数 $\sigma_t = 0.7$, カルマン定数 $\kappa = 0.4$, 経験定数 $E = 9.0$ を用いる. k は乱れの運動エネルギー, μ は粘性係数, y は壁からの距離, y^+ は式 (5.17) で定義される無次元距離である. ρ は密度を表す. C_D は経験定数 0.09 を用いる. 数値計算では, 壁から一つ内側の格子点に対して, 式 (5.18) (5.19) を適用する. 壁面でのエンタルピー $h_{i,w}$ は壁面での温度および濃度から決め, 壁面から一つ内側の格子点でのエンタルピー $h_{i,j}$ を求めれば式 (5.18) から, 壁面での対流伝熱量 q_w が求められる.

ふく射について, 炉壁は無反射であると近似し, また, 炉壁温度が低いので炉壁からのふく射は無視する.

5. 6 計算方法

5. 6. 1 数値計算法

数値解析においては, 表 5.1 に示された微分方程式群を解くが, 軸方向および半径方向の運動量保存式の中に含まれる未知の圧力を直接的に与える方程式は含まれていない. このため, 速度・圧力をそのまま従属変数として扱い, 連続の式を満足するように速度及び圧力を修正してゆく方法が種々提案されている. 本章では, この手法の一つである Patankar らの開発した SIMPLER 法 [13] を採用することにする.

この計算手法における差分の方法や, 圧力・速度の修正方法は文献 [13] に詳細に述べられているのでここでは省略する.

尚, 計算領域は軸対称場であるから, 図 5.1 に示す炉の鉛直対称面の半分をカバーするように 39 (軸方向) $\times 32$ (半径方向) のセルを有する 2 次元計算格子を形成する. 格子間隔は燃料ノズル近傍で細かい不等間隔格子としている. すべての離散化された基礎方程式は連立させて解く. エネルギー保存式の生成項, すなわちふく射伝熱による正味の受熱量の大きさは放射熱線追跡法 [6] を用いて計算し, 方程式系全体は SIMPLER 法を用いて圧力・速度を補正しながら, 反復計算し収束解を求める.

5. 6. 2 計算手順

全体の計算手順を図 5. 3 に示す。まず計算を始める前に、すべての従属変数に初期値（解の推定値）を入力する。計算手順をおおまかに分けると、ふく射伝熱による各セルの正味の受熱量を所与のものとして、基礎式群を反復解法で解き、速度場、濃度場、温度場の収束解を得る第 1 ステージと、そこで求めた CO_2 、 H_2O の分圧と温度の空間分布に基づいて、ふく射伝熱による各セルの正味の受熱量を求め、エネルギー保存式の生成項の大きさを決める第 2 ステージで構成されている。

初期値を入力した後、初めて第 1 ステージの計算を行う際には、エネルギー保存式の生成項にふく射伝熱に由来する項は零とする。次に第 2 ステージでふく射に由来するエネルギー保存式の生成項の大きさを求め、これを第 1 ステージの計算に戻して、ふく射伝熱の影響を組み入れての速度、濃度、温度場を求める。しかし、初めて求めた Q_r はふく射を無視して求めた濃度、温度場に基づくものであるから、第 1・第 2 ステージの組合せを一まとまりとした反復計算を全体が収束するまで繰り返す。

次に、図 5. 4 にふく射の計算手順を示す。上述の燃焼計算で求めた温度および CO_2 、 H_2O 濃度より各分圧を求め、それらの値から式 (5. 7) を用いて、各セルでの第 n 灰色吸収バンドの K_n を計算する。前述の式 (5. 9) または、(5. 10) より各セルからの第 n 灰色吸収バンドでの放射量 $E_n(I, J)$ を算出する。次に各々の放射熱線に沿って通過距離 X_L を求め、各セルでの吸収量は、Lambert-Beer の法則に基づき $\{1 - \exp(-K_n X_L)\}$ をスル入り口の放射エネルギーに掛けて求められる。これを全放射熱線について行う。そして、各セルでの吸収量を積算して、エンタルピーの保存式の生成項に入れて、再び燃焼計算を繰り返す。

5. 7 同軸流乱流拡散火炎に対する解析

5. 7. 1 濃度分布

計算で得られた $L = 50 \text{ cm}$ と $L = 250 \text{ cm}$ の 2 つの断面における化学種濃度の半径方向分布を実験結果と対比して図 5. 5 (a) (b) および図 5. 6 (a) (b) に示す。 L は燃料ノズル先端からの軸方向距離であり、 R は炉の中心軸からの半径方向距離である。

図 5. 5 (a) に示した計算による $L = 50 \text{ cm}$ の濃度分布を見ると、次に述べるような特徴が現れている。 C_3H_8 の濃度は中心軸上で最大値をとる。燃焼最終生成物である CO_2 、 H_2O は中心軸から少し離れたところで最大値をとる鞍型分布を示す。最大値をとる位置は

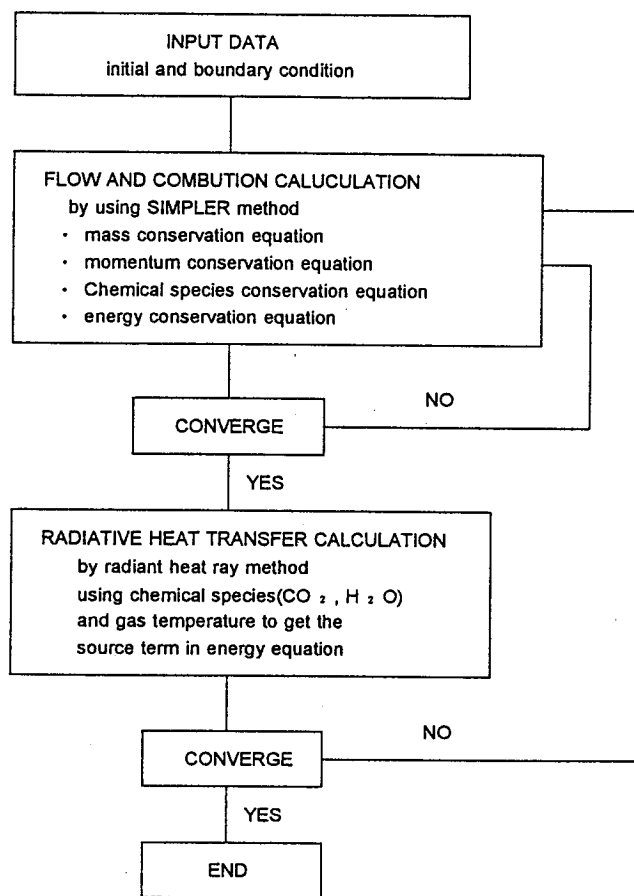


図 5. 3 全体の計算手順

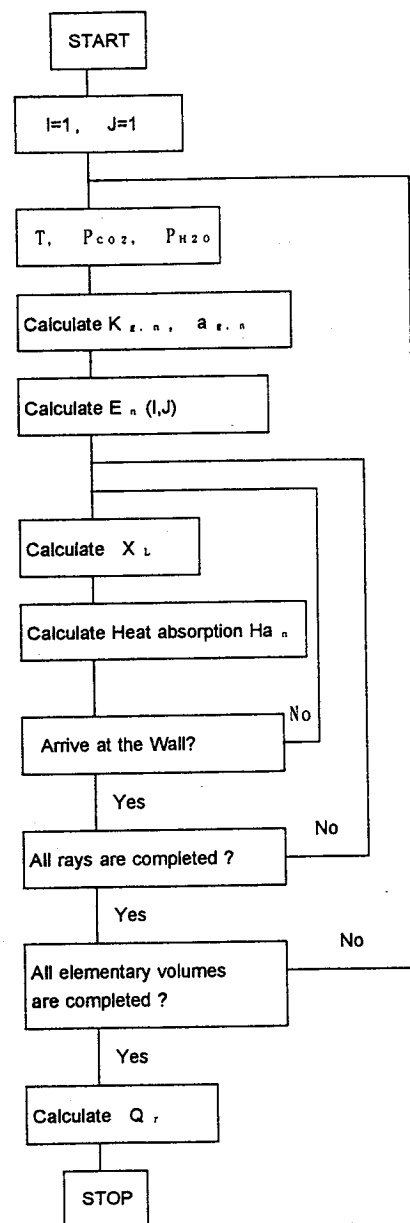


図 5. 4 ふく射の計算手順

実験において火炎の最も明るい半径位置に対応している。燃焼の中間生成物である CO , H_2 の濃度は, CO_2 , H_2O が最大値をとる半径位置よりもわずかに内側で最大値をとる。

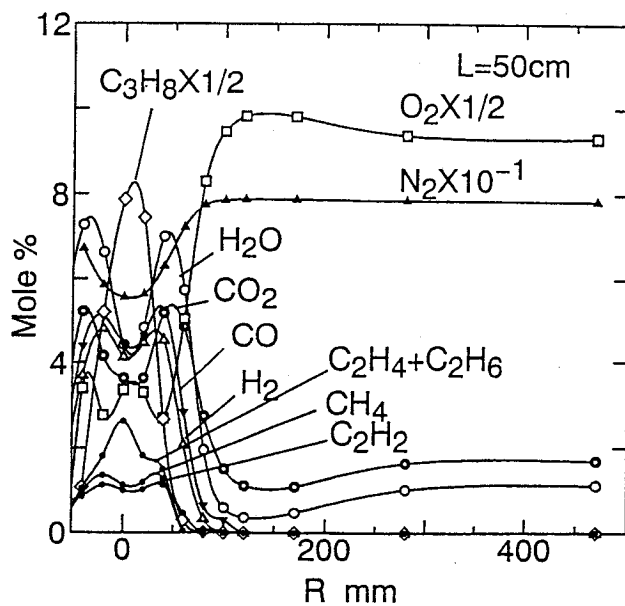
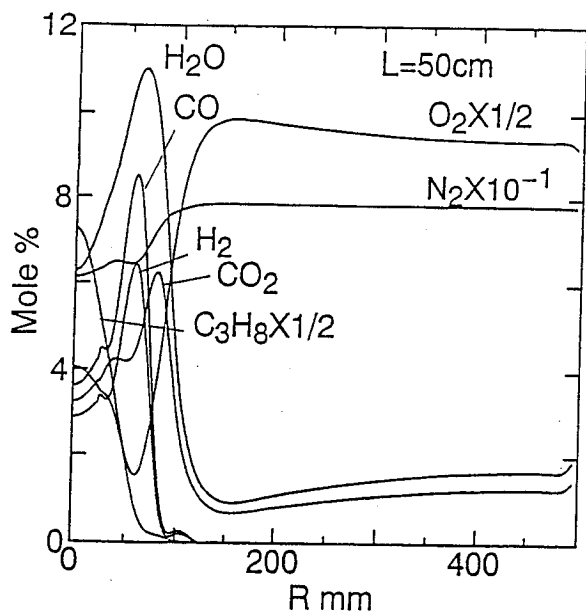
図 5. 5 (b) に示す実験結果には, C_3H_8 が分解して生じる C_2H_4 , C_2H_6 , C_2H_2 , CH_4 のような炭化水素成分の濃度も表示されている。これらの派生炭化水素の中には中心軸で最大値を示さない成分もあるが, C_3H_8 と派生炭化水素の総量は中心軸上で最大値をとっている。他の化学種成分についても, 計算結果は定量的にも概ね実験結果と良く似た傾向を示している。 CO , H_2 の濃度が, CO_2 , H_2O よりもわずかに内側で最大値をとるという予測結果も実験と対応している。

次に, $L = 250 \text{ cm}$ の断面について見ると, 濃度分布は図 5. 6 (a) に示すように平坦化し, 炭化水素はほとんど検出されない。残存している可燃成分は熱解離による CO , H_2 だけである。この断面においても, 数値計算による化学種成分の濃度分布は実験結果をかなり良く予測している。

5. 7. 2 温度分布

図 5. 7 (a) はガスふく射のモデルとして 3-gray-gas モデルを用いて計算を行ったときに得られる 4 つの断面での半径方向温度分布を示している。尚, 一点鎖線はふく射伝熱を無視して計算したときの温度分布である。ガスふく射のみを考慮し, すすからのふく射を無視して計算した場合の温度分布を破線で示す。実線はすすからのふく射も考慮して計算したときの温度分布である。この時に同時に得られたすす濃度の計算結果を図 5. 8 に示している。本章での計算の比較対象としている実験ではすす濃度の測定は行っていないが, 同様な拡散火炎での測定結果 [15] と対照し, ほぼ妥当なすす濃度が予測されていると判断している。

図 5. 7 (b) に示した温度分布の測定値と比べると, ふく射の寄与を全く無視して計算した場合の各断面の最高温度の値は測定値よりもかなり高くなっている。しかし, まずガスふく射を計算に組み入れ, 次に, すすのふく射も組み入れると, 計算による温度分布は順次測定値に近づいていく。すすのふく射の寄与を組み入れたときの温度分布の予測結果は実験結果にかなり良く対応している。ふく射の寄与を組み入れたことによって温度の予測値に現れる変化に着目すると, $L = 50 \text{ cm}$ 断面の高温域では, すす濃度が相対的に高いにもかかわらず, ふく射の寄与の組み入れによる温度変化は小さい。ふく射の寄与の組み入れによる温度変化は流線に沿って累積的に現れるので上流部では温度の変化としては現れにくいことと, この領域では流速が大きく, 対流による熱エネルギーの輸送に比べて

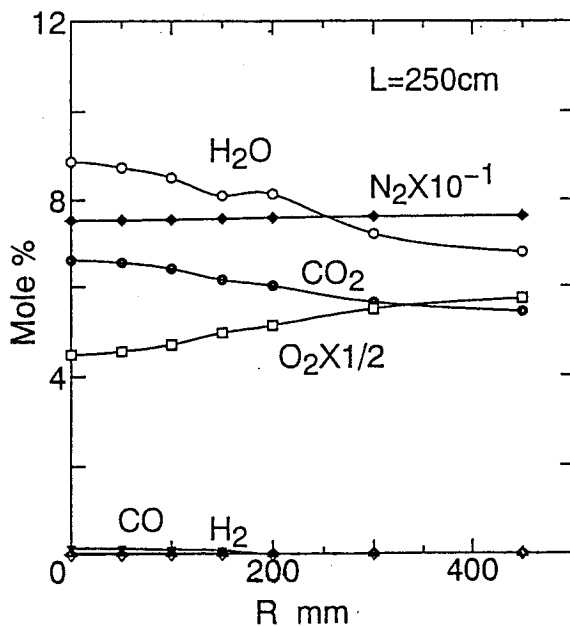
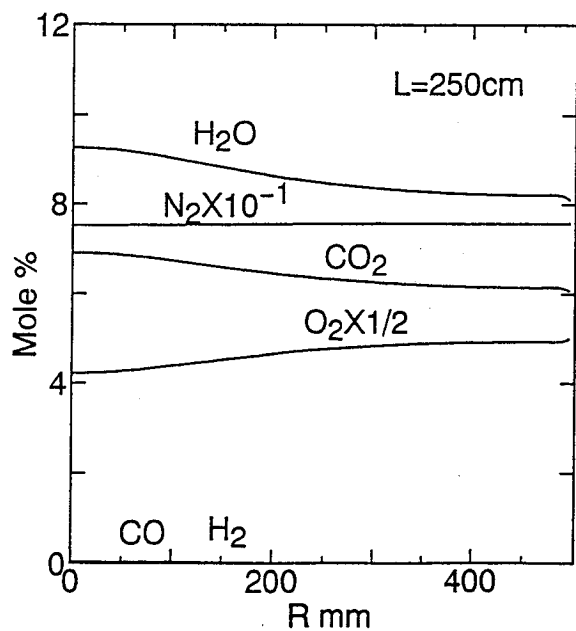


$L = 50 \text{ cm}$

(a) 計算値

(b) 実験値

図 5. 5 濃度分布

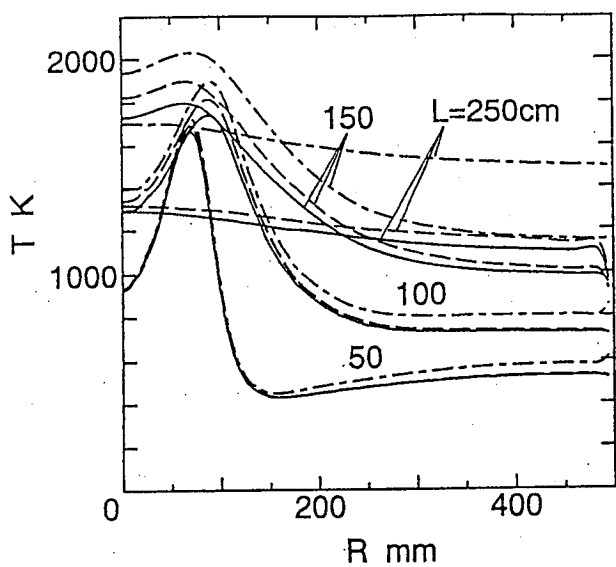


$L = 250 \text{ cm}$

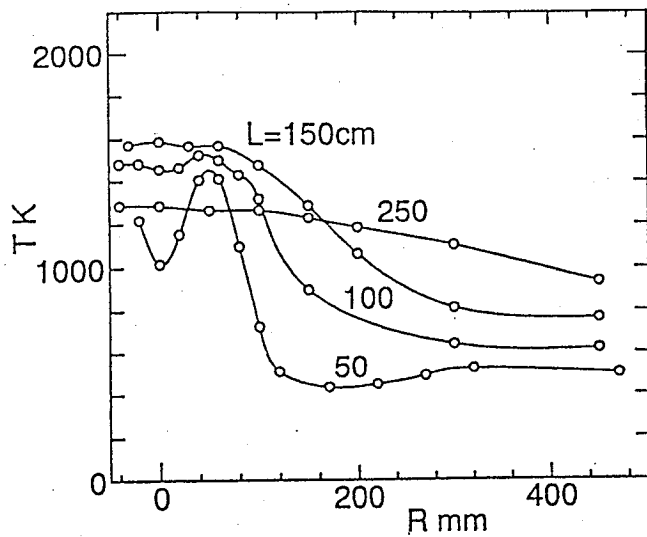
(a) 計算値

(b) 実験値

図 5. 6 濃度分布



(a) 計算値



(b) 実験値

図 5. 7 温度分布

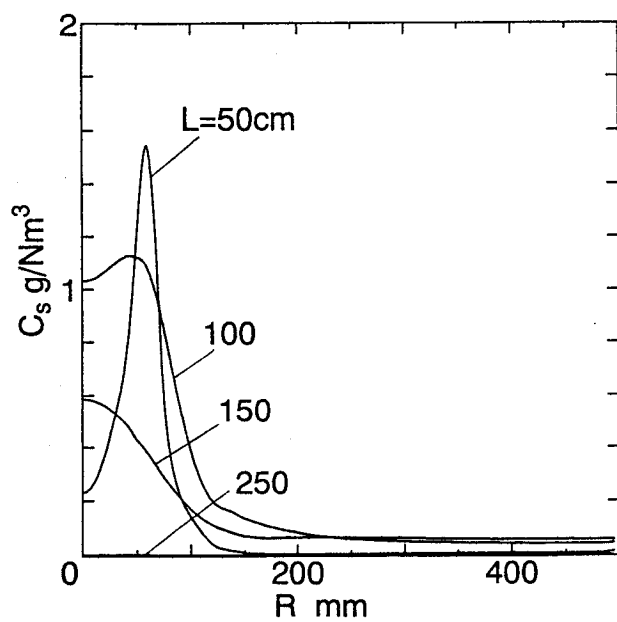


図 5. 8 すずの濃度分布

ふく射の効果が相対的に小さくなるためと考えられる。見方を変えてガスふく射の寄与による温度変化（図 5. 7 (a)）での一点鎖線から破線へ

の温度低下）とすすふく射の寄与による温度変化（図 5. 7 (a)）での破線から実線への温度低下）の比に着目すると、すす濃度が高い $L = 50$ cm 断面の最高温度領域では、すすふく射の寄与がガスふく射のそれとほぼ同じにまでなっているのに対して、すす濃度が低い下流部や周辺部ではすすふく射の寄与はガスふく射の寄与に比べてかなり小さくなっている。

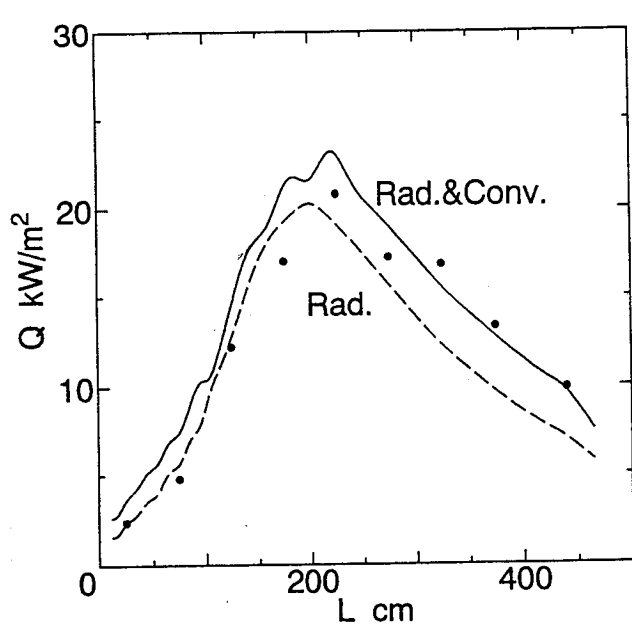
5. 8 炉壁への伝熱に対する解析

5. 8. 1 炉壁受熱量分布

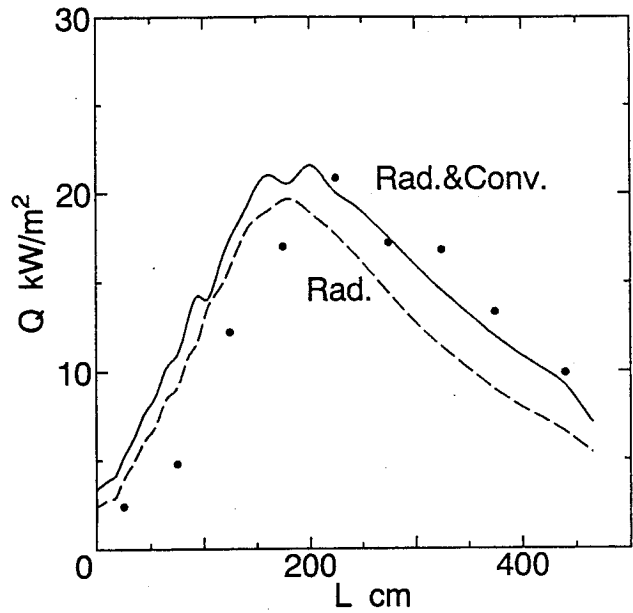
図 5. 9 (a) は赤外活性ガスによる熱ふく射の放射・吸収の寄与のみを考慮し、すすによる熱ふく射の放射・吸収の寄与を無視した場合の炉壁受熱量分布の計算結果である。一方、図 5. 9 (b) はすすの寄与も考慮した場合の結果である。ふく射の非灰色性を扱ううえでは、いずれの場合も Weighted-sum-of-gray-gas モデルを用いており、実線は対流伝熱も含めた受熱量全体の軸方向分布を示し、破線は、受熱量の内のふく射の寄与分のみを表示したものである。図中の破線は、熱ふく射の寄与のみを考慮した場合を示し、実線は対流伝熱をも含めた場合の結果であり、黒丸は実験値を示す。

また、図 5. 10 は単位時間・単位体積あたりに放出されるふく射エネルギーの量の分布を示している。図中の破線はすすふく射を無視して計算を行った場合の結果であり、図 5. 9 (a) と対応する。実線はすすふく射の寄与を考慮した場合の結果であり、図 5. 9 (b) に対応する。

図 5. 9 (a) と図 5. 9 (b) を比較すると、 $L = 150$ cm 程度までの上流部炉壁の受熱量は、すすふく射の寄与を組み入れた計算の方がかなり増加している。この部分では、炉壁受熱量のうち対流伝熱の寄与は非常に小さく、受熱量の増加は専らすすの寄与を考慮したことによるふく射伝熱の増加に起因する。図 5. 10 を見ても、 $L = 150$ cm の断面までの中心軸に近い高温部では、すすふく射の寄与を考慮することでふく射エネルギーの発射量が増加しており、その増加の程度は上流部炉壁の受熱量の増加割合に概ね見合ったものとなっている。しかし、すすふく射の組み入れによってもたらされた上流部炉壁への受熱量の増加は、図 5. 7 (a) に見られるようにガス温度の低下を招く。そのため、計算結果ですすがほとんどみられなくなる $L = 250$ cm の断面では、ガス温度の低下がそのまま



(a) ガスによるふく射



(b) ガスとすすによるふく射

図 5. 9 炉壁受熱量分布 (3 gray-gas モデル)

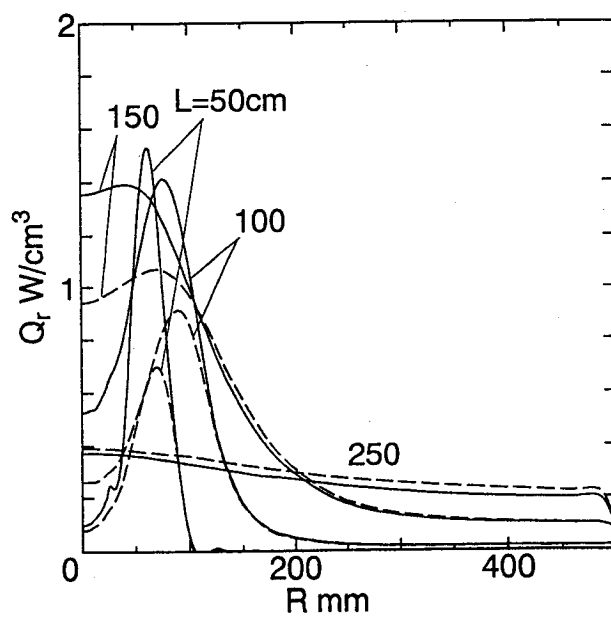


図 5. 10 単位時間・単位体積あたりに放出されるふく射エネルギー分布

ふく射エネルギーの発射量の減少につながり、すすふく射を考慮しなかった場合よりも少なくなってしまう。L = 150 cm断面においても、すす濃度の低い周辺部でも同様の逆転現象が見られる。この結果、すすふく射を組み入れると、図5.9(a)と図5.9(b)との比較に見られるように炉壁受熱量の総量はすすふく射を考慮しても殆ど増加しない。

5.8.2 指数型広域バンドモデルによる結果との比較

図5.11はガスふく射の非灰色性を考慮する方法として指数型広域バンドモデル[10]を採用した場合について、炉壁受熱量の軸方向分布の計算結果を示したものである。指数型広域バンドモデルを適用するに当たって、0~8000cm⁻¹の波数域を10cm⁻¹毎に800の波数帯に分割し、波数帯別にふく射伝熱計算を行った。広域バンドモデルが与える着目している波数 η の波数帯でのCO₂ならびにH₂OのS/d (S:線強度, d:線間隔)の値を質量吸収係数とみなし、圧力吸収係数 $k_{CO_2}(\eta)$ と $k_{H_2O}(\eta)$ に換算する。CO₂とH₂Oの吸収バンドが重なる2.7 μ mバンドにおいては、次の式を用いる。

$$K_{\eta} = k_{CO_2}(\eta) \cdot p_{CO_2} + k_{H_2O}(\eta) \cdot p_{H_2O} \quad (5.20)$$

この計算においてはすすふく射の寄与は考慮していない。図5.8(a)と比較すると、ガスふく射のモデルの差異が現れることになるが、その差はわずかで、実験結果をもかなり良く予測できている。炉壁への伝熱に関する限り、3-gray-gasモデルは非等温場でも実用計算手法として受け入れられることが分かる。

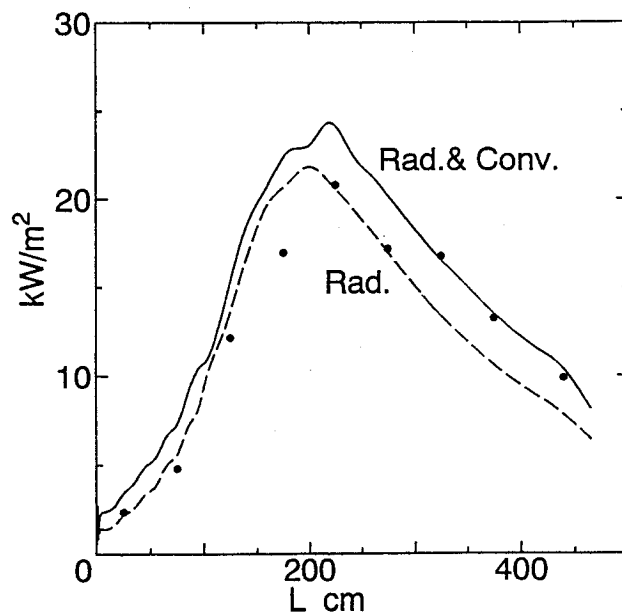


図5.11 炉壁受熱量分布 (広域バンドモデル)

5. 9 まとめ

流動・燃焼の数値予測と組み合わせ、炉内伝熱の数値解析をガスふく射の非灰色性を考慮して行った。計算結果と比較し、次のような知見をえた。

(1) 炉内の温度・化学種濃度の計算結果は実験結果をかなり良く予測しており、炉内の対流・ふく射伝熱を行うための基礎データとして用いることができる。

(2) 3-gray-gasモデルは炉壁受熱量の軸方向分布の実験結果をかなり良く予測することができる。また、指数型広域バンドモデルを用いて計算した結果と比べても殆ど同じ結果を得ている。

(3) すすによるふく射の寄与を考慮した計算を行うと、すす存在域からのふく射エネルギーの出射量の増加にほぼ見合う程度に、上流部炉壁の受熱量が増加する。しかし、すすが消失する下流部では逆に炉壁受熱量が減少し、全受熱量はすすふく射を無視した場合と殆ど同じである。

参考文献

- (1) Hottel, H. C. and Sarofim, A. F., Radiative Transfer (1967), McGraw-Hill
- (2) Beer, J. M., Heat Transfer in Flame, (Ed., Afgan, N. H. and Beer, J. M.) (1974), 29-45, John Wiley
- (3) Edwards, D. K., Advances in Heat Transfer, 12 (1976), 115-193, Academic Press
- (4) Brewster, M. Q., Thermal Radiative Transfer and Properties, (1992), John Wiley & Sons
- (5) Modest, M. F., Radiative Heat Transfer, (1993), McGraw-Hill
- (6) 早坂・ほか5名, 日本機械学会論文集 (B編), 52-476 (1986), 1734
- (7) 香月・ほか5名, 日本機械学会論文集 (B編), 55-510 (1989), 523
- (8) 遠藤・ほか2名, IHI Report, 34 (1994), 93
- (9) Bhattacharjee, S. and Grosshandler, W. L., J. Heat Mass Transfer, 133 (1990), 507
- (10) Edwards, D. K., Glassen, L. K., Hauser, W. C. and Tuchscher, J. S., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 89 (1967), 219
- (11) Launder, B. E. and Spalding, D. B., Mathematical Models of Turbulence (1972), Academic Press

- (12)Magnussen, B. F. and Hjertager, B. H., 16th Symp. (Int.) on Combust., (1977), 719
- (13)Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow(1980), McGraw-Hill
- (14)Launder, B. E. and Spalding, D. B., Computer Methods in Applied and Mechanics and Engineering, 3(1974), 269
- (15)西田・向原, 日本船用機関学会誌, 20-12(1985), 765
- (16)Abbas, A. S. and Lockwood, F. C., J. Inst. Energy, 58-436(1985). 112
- (17)高城・古藤, 日本機械学会論文集 (B編), 48-436(1982), 2609
- (18)Tesner, P. A. ほか 2 名, Combustion and Flame, 17(1971), 253
- (19)康・鈴木, 日本機械学会論文集 (B編), (1979), 122
- (20)Patankar, S. V. その他, Heat and Mass Transfer in Boundary Layers(1970), Academic Press

第6章 結論

本研究では、比較的大型の実験炉（直径1 m，高さ4.8 m）において、気体燃料（プロパン）を用いた同軸流乱流拡散火炎を形成し、燃料ノズルの形状，旋回，空気比，燃焼量，空気予熱，排気再循環などの種々の燃焼条件において，火炎内部の温度分布および化学種濃度分布等の詳細な測定をおこない，併せて炉壁への伝熱量を測定して，炉内での，その燃焼特性， NO_x 排出特性，炉壁への伝熱特性ならびにそれらの相互の関連性について知見を得た．また，炉内の燃焼場での，流動・燃焼の数値解析にふく射および対流伝熱を含めた数値予測をおこない，測定結果と比較対照して，これによって数値予測法の検証を行なった．

本研究で得られた結果は各章でそれぞれまとめているが，要約すると以下の通りである．

第2章では，火炎形状や燃焼状態に影響を与える因子として，ノズル形状，空気予熱，空気比，燃焼量，排気再循環，および燃焼空気の旋回を考え，それらの因子が火炎形状や燃焼状態に影響を与える影響を実験的に調べた．そして，それらの諸因子が変わった場合の火炎形状の観測，典型的な火炎におけるガス温度，化学種濃度，および速度分布の測定を行って，火炎形状，燃焼状態への諸因子の影響を検討した．

（1）火炎形状や火炎内の燃焼状態に影響を与える因子として，ノズル形状，旋回，空気予熱，排気再循環，空気比，燃焼量がある．ノズル形状によって火炎形状，燃焼状態も変わる．さらに，旋回をかけるか，空気比を上げて空気噴出速度を上げることによって，混合状態を良くして火炎は短くなる．空気予熱の影響は目視の観察からはあまりない．燃焼量の影響はノズル1では大きい方が長くなるが，ノズル2のような場合では逆に短くなる．排気再循環を行うと，空気の噴出速度は増し，混合がよくなり，火炎は短くなるが，ブルーフレイムが現れてくる．このように火炎形状への大きな影響因子は混合状態である．

（2）燃料が空気流と同軸に噴出するノズルではかなり下流でも可燃成分が存在する長炎となるが，燃料が空気流に直交して噴出する場合は，空気と燃料の混合が良くなり，可燃成分の燃え尽きが早く短炎となる．

（3）火炎に旋回をかけると，火炎1および火炎2のいずれの場合も，燃焼状態が良くなり，短炎となる．化学種濃度分布からも，可燃成分の燃え尽きが早くなることからわかる．また，燃焼用空気温度を上げて火炎内の温度は上がっているが，化学種濃度レベルはあまり差違が無く，燃焼状態はあまりかわらない．火炎形状も，ほとんど変わらない．

(4) 燃料が空気の吹き出し流れと同軸に、噴出するノズルでは、火炎中心軸近傍でプロパンが分解され、低位炭化水素や H_2 、 CO が増える。さらに、下流になると分布は平坦となり可燃成分が存在し、長炎を形成する。また、ノズル近くの断面においては、 CO_2 、 H_2O 等の燃焼生成物の濃度のピークは、温度分布のピークと一致し、可燃成分と酸素濃度が互いに激減する領域と対応する。

(5) 燃料が空気の流れに直交して噴出するノズルによって形成される火炎の場合、ノズル近くの火炎内に循環流領域が生成され、中心軸近傍では、可燃成分と燃焼生成成分が高い濃度で共存しあい、温度レベルも高くなっている。

下流では、(1)と同様、分布は平坦となり、火炎は広がるが、比較的早い断面で可燃成分はなくなり、短炎が形成される。

(6) 空気比を上げると、空気速度が増し、混合がよくなることから、可燃成分の燃え尽きが早いことよりわかる。

第3章では、旋回、空気比、燃焼量の影響因子を変えた場合、火炎内部の NO 、 NO_2 濃度の挙動ならびに温度分布を測定し、さらに、空気予熱、排気再循環、 $Fuel/NO$ の諸因子について、 NO_x 排出濃度におよぼす影響を調べ、諸条件での NO 、 NO_2 の生成・減衰の炉内の挙動ならびに排出特性について調べた。前章では、典型的な火炎内部の化学種濃度、温度、速度分布が示されており、それらによって燃焼状態が明らかにされており、それに基づく検討を加え、 NO 、 NO_2 の炉内での生成・減衰の挙動ならびに排出特性について検討を加え、さらに低減対策について考察を加えた。

(1) プロパンを燃料とした同軸流乱流拡散火炎について、 NO は火炎面近傍の高温域で生成されやすい。また、 NO_2 は火炎面に相当する領域より少し外側（燃料希薄側）の領域で、生成される傾向がある。そして、火炎面の近くで NO_2 が生成されても、下流での燃焼反応が終わった高温の領域を通過する時、 NO_2 は NO に変換される傾向がある。

(2) ノズル形状の異なる単孔ノズル（ノズル1）、多孔ノズル（ノズル2）を用いて形成される火炎は、燃料を鉛直方向に噴出する同軸流乱流拡散火炎（火炎1）と半径方向に燃料を噴出し、空気の流れと直角に交わる火炎（火炎2）が形成され、火炎形状が違う。それぞれの火炎ならびに、火炎1に旋回をかけた場合、火炎1では空気比に関係なく NO_2 は、ほとんど排出されていない。しかし、火炎1に旋回をかけると、 NO_2 が排出される。また、火炎2では、空気比1.4以上になると、空気比が大きくなるにつれて、 $NO+NO_2$ における NO_2 の占める割合が増す。いずれの火炎とも、 $NO+NO_2$ の濃度レベルならび

に分布は類似しており、 NO_2 の占める割合が違ってくる。

(3) 火炎形状の違いにより、 NO_x 排出特性の温度依存性に著しい差異が生じる。すなわち燃料を鉛直方向に噴出する同軸流乱流拡散火炎（火炎1）では、燃焼用空気の温度を上げても NO 、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ 排出濃度が増さない傾向がある。半径方向に燃料を噴出し、空気の流れと直角に交わる火炎（火炎2）では空気予熱温度が上がれば、 NO の排出量は増す。

火炎1のように温度依存性のない火炎での NO 生成は明らかにZeldovich機構により説明づけることは困難であり、火炎内部で HCN が検出されていることから、このことは裏付けられる。

(4) 燃焼用空気の予熱温度をかえて、 NO_x 排出量に大きい変化のない火炎（火炎1）においても、排気再循環により、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の低減がはかれる。これは、火炎内の温度のみで説明できない。一方 FuelNO の排出濃度は排気再循環によって、低減される割合は少ない。

(5) 空気の希釈効果を考慮して、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の排出濃度を空気比1に換算すると、空気比が大きいほど、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の濃度は増加するが、増加割合はすくなくなる。

(6) 燃焼量が少ないほど、 $\text{NO} + \text{NO}_2$ の排出量が少なくなり、排気ガス中の $\text{NO} + \text{NO}_2$ での NO_2 の占める割合が増す。

(7) 燃料中に FuelN が少量存在しても、 FuelNO として高濃度の NO が排出される。しかし、その量が多くなるにつれ FuelN から NO_x への変換率は下がる。火炎1と火炎2の FuelN の FuelNO への変換率は空気比が小さいときは大差がないが、空気比が大きくなると火炎2の方が変換率が大きくなる。

第4章では、炉壁での受熱量（熱負荷分布）を測定することにより、火炎からの炉壁への熱伝達に及ぼす燃料ノズル形状および燃焼量、空気予熱、空気比、排気再循環、燃焼空気に旋回を与える有無などの影響を調べ、また燃焼状態との関連を検討し、伝熱特性におよぼす諸因子の影響を調べた。

(1) 旋回をかけると、空気と燃料の混合が良くなり、燃え尽きが早く短炎となるため、熱負荷分布のピークはノズル側に近づく。

(2) 空気予熱温度を上げると、火炎温度が増すため、炉壁への熱伝達量も増す。

(3) 排気再循環を行うと、火炎は不輝炎となり、ふく射伝熱量は減る。しかし、炉壁への熱伝達量はそれほど低下していない。

(4) 空気比を上げると、熱負荷分布は平坦となる。

(5) 燃焼量が増えると、火炎1では熱負荷のピークが下流にづれるが、火炎2ではあまり変わらない。これは、火炎形状の違いによる。

(6) ノズル形状の違いによって火炎形状が異なるため、火炎1は長炎、火炎2は短炎となる。それに対応して火炎2の熱負荷のピークは火炎1のそれよりノズル側になる。

第5章では、基礎式に基づいた炉内の流動・燃焼の数値予測とあわせて、ガスふく射の非灰色性を考慮した炉壁へのふく射・対流伝熱の数値予測を行った。ふく射伝熱計算では、ガスふく射の非灰色性を考慮するために、Weighted-sum-of-gray-gasモデルあるいは指数型広域バンドモデルを適用し、ガス温度分布・化学種濃度分布ならびに炉壁受熱量の軸方向分布の予測結果と実験結果との比較を行った。また、火炎内のすすが炉内温度分布や、炉壁での受熱量分布に及ぼす影響についても検討し、数値解析による流動・混合過程、燃焼過程および伝熱過程の予測をおこない、炉内での現象の理解を深めるとともに、それらの予測法を検証した。

(1) 炉内の温度・化学種濃度の計算結果は実験結果をかなり良く予測しており、炉内の対流・ふく射伝熱を行うための基礎データとして用いることができる。

(2) 3-gray-gasモデルは炉壁受熱量の軸方向分布の実験結果をかなり良く予測することができる。また、指数型広域バンドモデルを用いて計算した結果と比べても殆ど同じ結果を得ている。

(3) すすふく射の寄与を考慮した計算を行うと、すす存在域からのふく射エネルギーの出射量の増加にほぼ見合う程度に、上流部炉壁の受熱量が増加する。しかし、すすが消失する下流部では逆に炉壁受熱量が減少し、全受熱量はすすふく射を無視した場合と殆ど同じである。

謝 辞

本研究は、大阪大学大学院工学研究科産業機械工学専攻に在学中、同専攻輸送現象学研究室において行われたものである。その期間、終始懇切な御指導と御鞭撻を賜り、本論文の執筆に際しても綿密な御校閲を頂いた高城 敏美 教授に謹んで感謝の意を表します。

また、本論文をまとめるにあたり、御校閲と御指導を頂いた大阪大学 辻 裕 教授、香月 正司 教授に深く感謝いたします。

本研究の遂行にあたって、岡本 達幸 助教授には、終始御指導と御助言を賜り、本論文の執筆に際しても御校閲を頂き、深く感謝いたします。また、小宮山 正治 講師、木下 進一 助手には、御指導と御鞭撻を賜り、深く感謝いたします。また、研究室に在籍した伊藤 毅、小寺 秀樹、武藤 哲雄の諸氏をはじめ研究室の諸氏に多大な御協力を頂いたことを記して謝意を表します。

本研究は、産業教育内地留学での研究をさらに発展させたものであり、留学の機会を与えて頂いた、大阪市教育委員会ならびに、大阪市立此花工業高等学校松山 政夫 元学校長、研究を継続するにあたり御高配頂いた、巽 公男 前学校長、蟹 壽 学校長また、加藤 博 第二工芸高校学校長に謹んで感謝の意を表します。また、日頃の励ましや御配慮を頂いた同僚の同高校の教職員の方々に深く感謝いたします。

本研究の実験装置は鉄鋼設備窒素酸化物防除技術開発基金に負っていることを記して謝意を表します。

本論文を終えるにあたり、在学中に同研究室で学究に勤しんだ折り、御指導を頂いた小笠原 光信 名誉教授に御報告するとともに、深く感謝する次第です。

最後に、この研究を続ける上で、高校で就業後、研究を行い、家族に多くの負担をかけたが、常に応援してくれた妻 和枝や家族に、ここに記して感謝したい。