



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	工業用火炉内の放射熱伝達に関する研究
Author(s)	早坂, 洋史
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	乙第3040号
Issue Date	1986-06-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/32643
Type	doctoral thesis
File Information	3040.pdf



工業用火炉内の放射熱伝達
に関する研究

昭和 6 1 年 2 月

早坂 洋史

工業用火炉内の放射熱伝達

に関する研究

目次

	ページ
目次	i
記号	v
第1章 序論	1
1.1 研究の目的	1
1.2 研究の概要	8
第2章 モンテカルロ法による 放射熱伝達の解析	10
2.1 放射熱伝達の解析手法	10
2.2 狭義の意味でのモンテ カルロ法の検討	18
2.2.1 自己吸収係数の導 入とその簡易式	18
2.2.2 6方向放射エネルギー 束射出法	20
2.3 広義の意味でのモンテ カルロ法の検討	28
2.3.1 熱収支束法	28

2.3.2	エネルギー方程式の 解法の検討	32
2.4	モンテカルロ法による 解析例	34
第3章	放射熱線法による放射 熱伝達の解析	44
3.1	モンテカルロ法による 解析手法の検討	44
3.1.1	放射エネルギー吸収 率分布の導入	44
3.1.2	解析手法の検討	46
3.2	放射熱線法	52
3.3	放射熱伝達の解析例	57
3.3.1	放射エネルギー吸収 率分布導入の効果	57
3.3.2	放射熱線法の効果	62
3.3.3	放射熱伝達診断	74
第4章	燃焼と流動の解析	77
4.1	三次元火炉モデル	77
4.2	三次元解析手法	82
4.2.1	流動の解析	82
4.2.2	燃焼の解析および	

	発熱量分布の検討	83
4.3	流動様式の検討	91
4.4	実験結果との比較	96
4.4.1	発熱量分布の推定	96
4.4.2	空気過剰係数および燃焼量の影響	96
4.4.3	解析結果の検討	97
第5章 各種工業用火炉への応用		
		103
5.1	大型火力発電ボイラ 火炉への応用	103
5.1.1	実験方法および 測定装置	103
5.1.2	解析手法	107
5.1.3	解析結果	118
5.2	船用ボイラ火炉への 応用	127
5.2.1	実験方法および 測定装置	127
5.2.2	解析手法	130
5.2.3	解析結果	133
5.3	低 NO_x 燃焼法検討への 応用	138

5 . 3 . 1	N O x 生 成 機 構	138
5 . 3 . 2	低 N O x 燃 焼 法 の 検 討	141
5 . 3 . 3	燃 料 2 段 供 給 燃 焼	143
第 6 章	結 論	151
	謝 辞	156
	文 献	158

主 な 記 号

A , B , C	: 係 数
D	: 球 の 直 径 (m)
E_1 , E_2	: 精 度
H_z	: 燃 料 の Z 軸 方 向 の 燃 焼 割 合
I	: エ ネ ル ギ の 強 さ
I_S	: 判 別 変 数
L	: 距 離 (m)
L_{eo}	: ガ ス 塊 の 相 当 厚 さ ($= 4 V / S$)
N	: 放 射 エ ネ ル ギ 束 数 ま た は 放 射 熱 線 数
P	: 確 率
Q	: 熱 伝 達 量 (W)
Q_a	: 空 気 と 燃 料 の 火 炉 へ 持 ち 込 む 熱 量 (W)
Q_g	: 燃 焼 ガ ス の 火 炉 か ら 持 ち 出 す 熱 量 (W)
R	: ガ ス 定 数
R_{ar}	: 放 射 エ ネ ル ギ 吸 収

熱 量 比

R_d	:	放 射 エ ネ ル ギ 吸 収 率 分 布 (R E A D)
S	:	面 積 (m^2)
S_c	:	有 効 放 射 伝 熱 面 積 (m^2)
S_w	:	燃 焼 室 周 壁 面 積 (m^2)
T	:	温 度 (K)
V	:	体 積 (m^3)
W_g	:	ガ ス 重 量 速 度 (kg / s)
X, Y, Z	:	座 標

c	:	補 正 係 数
c_p	:	定 圧 平 均 比 熱 ($kJ / (kg K)$)
d_o	:	バ ー ナ 外 径 (m)
h	:	対 流 熱 伝 達 率 ($W / (m K)$)
k	:	吸 収 係 数 (m^{-1})
l	:	距 離
n	:	点 放 射 源 の 数 、 ま た は 要 素 数

m	:	要素数、質量流れ、 指数
q_a	:	壁面での受熱量 (W)
q_c	:	対流熱伝達量 (W)
q_f	:	流動による熱移動 量 (W)
q_h	:	熱発生量 (W)
q_r	:	放射熱伝達量 (W)
r	:	半径 (m)
t	:	時間 (s)
u, v, w	:	x, y, z 軸方向の線 速度 (m / s)
x, y, z	:	座標

α_s	:	自己吸収係数
α, β	:	角度
ε	:	放射率
ζ	:	渦度
η, θ	:	角度
μ_{eff}	:	実効粘性係数
ρ	:	密度
σ	:	ステファーン・ボル ツマン定数
ϕ	:	逸散係数

$\phi_{f, w}$: 総括吸収率

ψ_c : 冷却面率 ($= S_c / S_w$)

ψ : 流れ関数

ω : 加速係数

その他の記号

∇ : ハミルトン演算子

∇^2 : ラプラス演算子

第 1 章 序 論

1 . 1 研 究 の 目 的

本論文で取り扱う工業用火炉とは、50 m 以上の大形ボイラ火炉、比較的小形の産業用パッケージボイラ火炉、船用ボイラ火炉、あるいは化学プラント、窯業に見られる加熱炉、ガラス溶解炉等のことであり、これらの工業用火炉は、各種産業分野で発電や動力源、加熱源として、重要な役割を果たしている。

これら工業用火炉においては、燃料の持つ化学エネルギーを熱エネルギーに変換し、生じた熱を火炉内の冷却面に吸収させている。この過程を把握する場合には、大きく分けて、(1) 熱伝達の解析、(2) 流動の解析、(3) 燃焼の解析となるが、多少の簡略はあっても三者を同時に考慮する必要がある。火炉内の顕著な現象としては、(1) に含まれる放射による熱移動がある。例えば、中大型のボイラ火炉では、冷却面への熱移動量のうち約90%が放射によっていることが知られている。また、この熱の主たる放射源である火炎は、バーナにより火炉内に形成されるので、バーナを火炉のどこに設置し、火炉内でどのような火炎特性を持たせるかにより、火炉の性能が左右されることになる。この火炎特性とは、輝炎、不輝炎の差異、発熱量分布等のことであり、この特性は、空気と燃料とが混合して火炉内を流動・燃焼する状況にも依存している。このため、工業用火炉の性能予測には、上記(1)～(3)の解析を組み合わせて行うことが当然、必要となる。しかし、従来より行われてきた工業用火炉に対する解析手法は、放射熱伝達の顕著なことに着目した以下のような火炉の熱計算手法で、主として、(1) のみに着目したも

のであるといえよう。

矢木・国井⁽¹⁾は、各種の工業用火炉を模型化して解く方法を開発した。この手法は、火炎あるいはガスを完全に包囲する壁面、すなわち発熱面、耐火煉瓦壁面、受熱面などを個々に考慮し、その配置により決まる総括吸収率を予め計算し、放射熱伝達量を求めるというものであり、各種の工業用火炉の設計に適用されている。

石谷・山崎^{(2)・(3)}は、火炎充満度（火炎表面積と壁面面積との比）を基にした火炉の熱吸収量を求める計算手法を確立した。この手法は、発電用を初め各種のボイラ火炉に適用され、火炉の基本的な設計手法として利用されている。しかし、上述の両手法とも、本質的に上記（2）の流動や（3）の燃焼の解析を考慮しない簡易計算手法であるので、工業用火炉に対する局所の詳細な熱伝達解析を行うことができない。

この点を考慮できる解析手法として、H.C.Hottelらの開発したゾーンメソッド⁽⁴⁾、J.R.Howellらの開発したモンテカルロ法^{(5)・(6)}がある。両手法とも火炉内を必要に応じて多数個の要素に分割して解析できるため、前述の二つの手法と違い適用範囲が広く工業用火炉の特性を詳細に検討でき、各種火炉の解析に使われるようになった。しかし、両手法とも以下に示すような問題点を有している。つまり、（1）のうち放射熱伝達の解析において、まず、ゾーンメソッドでは、火炉内の各要素間を移動する放射熱量に必要な直接交換面積を予め求めておかななくてはならない。次に、この直接交換面積を使って、壁面での反射を考慮した火炉内の放射熱の平衡を求め各要素間の正味の放射による熱移動も考慮して、全交換面積が求められる。ゾーンメソッドでは、直接交換面積を求める手順が複雑であり、また、計算された値が発表されている円筒形と直方

体に事実上、適用範囲が限定されることとなろう。

これに対して、モンテカルロ法では、火炉内の各要素から射出される放射エネルギーを多数本の放射エネルギー束を用いて模擬し、要素間を移動する放射エネルギーを火炉内の火炎および燃焼ガスにおける吸収係数分布と壁面放射率分布を考慮して求めている。このため、モンテカルロ法は、解析に自由度が大きく、三次元問題への拡張も比較的容易で、各種工業用火炉に適用できる特徴がある。しかし、モンテカルロ法に存在する問題点は、計算時間と計算精度に関してである。つまり、放射熱伝達計算に適用する場合、乱数を多用する確率計算によっているため、一般的に言って計算精度を一桁上げようとした場合、100倍の計算時間が必要となる⁽⁷⁾こと、また、その解の精度にも限界のあることなどが知られており、この点を改良することが望まれている。モンテカルロ法に関する以上の問題点と現状をまとめ表-1に示した。この表で、モンテカルロ法とゾーンメソッドを放射熱伝達の項に入れてまとめているが、広い意味で両解析手法とも、(1)～(3)までを考慮できる手法として、完成されつつあり、本論文では、これを区別するため便宜上、広義、狭義という表現を用いている。

このように、モンテカルロ法、ゾーンメソッドともに放射熱伝達の解析に適用する場合（本論文では、これを狭義の意味での解析と表現している）、上述のような問題点があるものの、(2)の流動状況と(3)の燃焼過程を予め推定し、(1)と組み合わせた手法により（本論文では、これを広義の意味での解析と表現している）、現在では各種火炉に対する解析が行われるようになった。しかし、両解析手法と組み合わせるべき(2)、(3)の解析手法が確立されていないのが現状である。

表1-1 工業用火炉内の熱伝達・燃焼・流動解析手法の現状と問題点

	現状と問題点	開発・検討手法
熱 伝 達	放射熱伝達の簡易計算法がない モンテカルロ法 - 計算精度 - 計算時間 - 要素数 ゾーンメソッド - 吸収係数の分布 - 要素数	熱収支収束法 6方向放射エネルギー射出法 自己吸収係数とその簡易計算式の導入 READによる計算法 放射熱線法 ハイブリッド法（モンテカルロ法の導入）
燃 焼	燃焼の簡易計算手法がない Full kinetics - 計算時間 一段アレニウス型 - 燃焼のモデル化	発熱量分布を導入
流 動	三次元火炉内の流動を解く簡易計算手法がない Spaldingモデル - 計算時間 圧力補正法 - 収束性	一様流 二次元ポテンシャル流れ 三次元粘性流れ

これは、(2)、(3)についても以下のような問題点が残されているためである。(2)の流動解析においては、円筒火炉に対する A.D. Gosmanらの解法⁽⁸⁾があるが、直ちに三次元解析への拡張が困難なことや計算収束性が比較的悪いことなどに問題がある。また、S.V. Patankarの圧力補正法⁽⁹⁾は、三次元解析への適用が可能であるが、計算時間、計算収束性などについては、完全に解決されているとは言えない。これに対し(3)の燃焼解析においては、多くの素反応を考慮して解く full kinetics 計算法が紹介されている⁽⁴⁰⁾が、この手法をそのまま工業用火炉の燃焼計算に使用するには、現在のところ相当多くの困難な点が残されている。この full kinetics 計算法では、例えばガス燃料でも考慮する素反応の数が多く計算時間が長くなること、高級炭化水素燃料ともなると、その素反応があまりよく知られておらず計算ができない。まして、液体および固体燃料では、素反応を全て検討することは、現状では不可能であろう。このことに加えて、工業用火炉での燃焼過程は、流動状況に伴う変化、温度場、濃度場の不均一性などを正しく把握することの必要性を考慮するならば、適切な解析手法の開発が望まれているといえよう。

以上のように、本論文で取り扱われなければならない問題点は、熱伝達、流動、燃焼の解析と広範な分野に渡っており、検討すべき項目も多い。したがって、本論文では、従来あまり検討されていなかった上述の(1)～(3)の解析手法を組み合わせ均衡のとれたものとするため、各解析手法の簡略化とこれらを組み合わせる場合の計算手法の検討を行うこととした。また、特に(1)において重要な放射熱伝達解析手法について検討を行い、従来の解析法に大幅な改良を加え、計算時間と精度

の面で改善することができた。この点については、以下に詳しく述べる
こととしたい。

表 1 - 1 に示してあるように、放射熱伝達の解析においては、モンテ
カルロ法を適用する場合は、熱収支収束法、エネルギー方程式の解法の改
良、自己吸収係数の導入とその簡易式の検討などを提案し、従来法と比
べて計算時間を短縮し、計算精度も向上させることができたが、これら
の問題点をさらに改良することが重要な課題である。本論文では、この
点に関する検討を進め、放射熱伝達の解析手法に関する新しい試みとし
て、放射熱線法の開発に成功するとともに、放射熱伝達の計算に使用す
る形態係数の数値群ともいえる放射エネルギー吸収率分布 (R E A D) を
導入する新しい方法についての提案もおこなっている。この放射熱線法
と R E A D を用いることにより、従来のモンテカルロ法と比べて大幅な
計算時間の短縮と計算精度の向上が可能となり、従来は、放射熱伝達の
計算が煩雑で、長い計算時間の必要なことから、あまりおこなわれてい
なかった上記 (1) ~ (3) を同時に適用する数値解析も今後は盛んに
実施されるものと考えている。

一方、燃焼現象に対する簡略化した解析手法としての、発熱量分布の
概念や、単純な流れの解析手法である一様流、二次元ポテンシャル流れ
の適用について述べ、これらを簡略化した解析法を小形ボイラ火炉に適
用して、発熱量分布と流動様式の影響につき詳しく検討し実用に供する
場合の参考資料を提供した。また、本論文の主要な解析手法を応用した
例として、大型火力発電ボイラ火炉・船用ボイラ火炉への解析例と実測
結果の比較により、その妥当性を確かめている。また、低 N O x 燃焼法
の検討例に対する本解析手法の実用性について示すとともに、新しい低

NO_x 燃焼法の紹介を行なっている。

以上、本論文は工業用火炉における熱計算を従来よりも精度よく、しかも、簡単に行なえる解析手法の確立を目的として行なったもので、この種の解析手法においては、熱伝達・燃焼・流動を同時に解析しなければならないことを考慮して、各解析手法の簡略化と計算精度の改良を詳細に検討して、最終的に放射熱線法という各種工業用火炉に適用可能な解析手法を確立したものである。

1 . 2 研究の概要

本論文は、6章16節23項より構成されている。

第1章では、工業用火炉内における従来の解析手法の概略について、まず述べてあり、続いて熱伝達・燃焼・流動の各解析手法の現状とその問題点を明確にし、それに基づき本論文の目的について述べるとともに、論文全体の概要を明らかにしている。

第2章では、放射熱伝達の解析手法として、モンテカルロ法を取り上げ、この手法の広義と狭義の意味での解析手法を詳細に検討している。放射熱伝達の解析手法にのみ着目した、いわゆる狭義の意味での解析手法を検討した結果、自己吸収係数の導入と6方向放射エネルギー束射出法の開発に成功したことにつき述べている。次に、熱伝達・燃焼・流動の各解析手法を組み合わせで解析する、広義の意味での解析手法を検討した結果、熱収支収束法を考案するとともに、エネルギー方程式の解法に加えた改善についても述べている。これらの解析手法を適用した結果、従来のモンテカルロ法は、広義と狭義の両解析手法とも、計算精度、計算時間の面で大幅に改良されることとなり、これらの効果につき解析例により明らかにしている。

第3章では、モンテカルロ法の狭義の意味での計算手順をパーソナル・コンピュータのグラフィックス機能により詳細に検討した結果、モンテカルロ法の欠点をほぼなくした放射熱線法の開発に成功したことにつき述べている。放射熱線法は、今後モンテカルロ法に代わる新しい放射熱伝達解析手法となるであろう。また、この放射熱線法と同時に開発された、形態係数の数値群である放射エネルギー吸収率分布（READ）を使

う計算法についても述べている。放射熱伝達解析への R E A D の導入は、計算時間を単に短縮したばかりでなく、R E A D により可能となった放射熱伝達診断技術や R E A D は公開したり交換すること可能でデータベース的性格があることなどの特徴についても実例により示してある。

第 4 章では、火炉内の流動・燃焼解析手法を小形パッケージ・ボイラ火炉の三次元火炉モデルを用いての検討結果につき述べている。燃焼解析においては、火炎内での発熱量分布を近似的に表現できる指数関数式を提案するとともに、各実験条件において詳細に検討したことにつき述べてある。流動の解析においては、火炉内の各流動様式である一様流・二次元ポテンシャル流れ・三次元粘性流れを検討した結果につき述べている。最後に、これら燃焼・流動の解析手法が火炉内の熱伝達にどのような影響を与えるかを温度分布・受熱量分布を用いて検討した結果につき述べている。

第 5 章では、本論文で開発した各種解析手法の妥当性につき検討するため、実際の大型火力発電ボイラ火炉、船用ボイラ火炉へ適用し、火炉内の温度分布・受熱量分布の実験結果と解析結果とを比較した例について述べている。この検討の外に、大型火力発電ボイラ火炉の解析では、デフレクションアーチやホッパ部などを実炉と同様な形状で解析する、いわゆる任意形状の解析手法についてと、船用ボイラ火炉の解析では、第 3 章で示した放射熱伝達診断技術を用いて、船用ボイラ火炉での理想的な火炎形状につき検討したことについても述べている。さらに、本章第 3 節では、本論文の解析手法の応用例として、低 NO_x 燃焼法を検討した手法につき述べている。

第 6 章では、本論文で得られた結論について述べている。

第 2 章 モンテカルロ法による 放射熱伝達の解析手法

2.1 放射熱伝達の解析手法

火炉内の熱伝達を解析する場合に、最も基本として考えなければならないのが、火炉全体の熱収支である。まず、最初に火炉出口平均温度（火炉内平均温度として代表することが多い）と火炉壁への全熱伝達量を求める手法が確立^{(2)・(3)}された。本論文では、この手法を平均温度法と呼ぶ⁽¹⁰⁾こととする。この平均温度法の概要は以下のとおりである。

ボイラ火炉における熱収支は、簡単のため火炉壁面などからの外部への熱損失等を見捨てる、次式で表わされる。

$$Q = Q_a - Q_g \quad (2-1)$$

つまり、火炉壁面への全熱伝達量 Q は、燃料と空気の持ち込む熱量 Q_a と燃焼ガスが火炉出口から持ち出す熱量 Q_g との差である。また、 Q は火炎と燃焼ガスの放射と対流熱伝達により生ずるが、一般の工業用火炉対流熱伝達量は放射熱伝達量の 10% 以下であるとされているものの、無視できない量であり、この対流熱伝達の効果も含める必要がある。その計算式をできるだけ簡単に表わすと次式のようなになる。

$$Q = \sigma S_f \phi_{fw} (T_f^4 - T_w^4) + S_c h (T_f - T_w) \quad (2-2)$$

ここで、 ε_f 、 ε_w は火炎および伝熱面の温度、 ϕ_{fc} は次式で示される火炎からの放射が有効伝熱面に伝達される際の総括吸収率である。

$$\frac{1}{\phi_{fw}} = \frac{1}{\varepsilon_f} + \frac{S_f}{S_a} \left(\frac{1}{\phi_c \varepsilon_w} - 1 \right) \quad (2-3)$$

ここで、 ε_f 、 ε_w は火炎および伝熱面の放射率、 S_a は火炉壁面の面積、 ϕ は S_w/S_a で定義される冷却面率で、 S_w は有効火炉伝熱面積である。これらの式(2-1)～(2-3)を連立して解くことで、火炉出口温度と火炉壁面への全伝熱量を求めることができる。この古典的な平均温度法では、火炉全体を一つの均質体として取り扱うため、火炉内局所の温度や受熱量を求めることができない。しかし、工業用火炉の設計時には、火炉内の最高温度や火炉壁面の最大受熱量を予測できることが、低公害化、及び小型化のために必要である。このためには、式(2-1)の他に次式で表わされる火炉内の小体積 dV と火炉壁面の小面積 dS の各要素でのエネルギー方程式を考えればよい。

$$q_{r, out} + q_c + q_{f, out} = q_{r, in} + q_h + q_{f, in} \quad (\text{ガス}) \quad (2-4)$$

$$q_{r, out} + q_a = q_{r, in} + q_c \quad (\text{壁面}) \quad (2-5)$$

ここで、式(2-4)、(2-5)の左辺は図2-1に簡単のため二次元で示したように、要素からの出熱項であり、 $q_{r, out}$ は放射熱伝達によるもの、 q_c は壁面との間の対流熱伝達によるもの、 $q_{f, out}$ は流動によるもので、 q_a は壁面における正味の受熱量である。また、式(2-4)、(2-5)の右辺は、要素への入熱項であり、 $q_{r, in}$ は放射熱伝達によるもので、 q_h は燃焼による発熱項、 $q_{f, in}$ は流動によるものである。放射熱伝達による出熱項 $q_{r, out}$ は、次式で表わすことができる。

$$q_{r, out} = 4(1 - \alpha_s) \sigma k T_g^4 dV \quad (\text{ガス}) \quad (2-6)$$

$$q_{r, out} = \varepsilon_w \sigma T_w^4 dS \quad (\text{壁面}) \quad (2-7)$$

ここで、 k は吸収係数、 α_s は自己吸収係数^{(18), (21)}であり、次の2.2節に詳しく述べてあるように、要素 dV から放出される全放射エネルギーの内、要素 dV 自身に吸収される全放射エネルギーの割合を表わしてい

る。つまり、式(2-6)は要素 dV の外へ移動する放射エネルギーを表わしたものである。つぎに、放射による入熱項 $q_{r, in}$ としては、ボイラ火炉内の全要素からの熱移動量を考える必要があり、次式のような積分方程式で表わされる。

$$q_{r, in} = \int_V R_d q_{r, out} dV + \int_S R_d q_{r, out} dS \quad (2-8)$$

ここで、 R_d は、3.1.1で後述するように、放射エネルギー吸収率分布(略してREAD)で⁽¹⁵⁾、⁽²¹⁾あり、このREADは、ボイラ火炉の各要素から射出され放射エネルギーがどの要素にどれだけ伝わるかの割合を表わしている。

式(2-4)、(2-5)の q_c は対流熱伝達によるもので、

$$q_c = -h(T_g - T_w) dS \quad (2-9)$$

ここで、 h は対流熱伝達率である。

つづいて、 $q_{f, out}$ 、 $q_{f, in}$ は流動に伴う熱移動量を表わしており、図2-1に示したようなガス要素を考えた場合には、次式となる。

$$q_{f, out} = W_g c_p(J, K) T_g(J, K) \quad (2-10)$$

$$q_{f, in} = W_g c_p(J, K-1) T_g(J, K-1) \quad (2-11)$$

ここで、 W_g は重量速度、 c_p は定圧平均比熱、添え字 J, K は図2-1に示したとおりである。

式(2-1)および式(2-4)、(2-5)を連立させて解き火炉内の温度分布、壁面の受熱量分布を求めることができるが、その解析手法の代表例として、モンテカルロ法やゾーンメソッドが発表されている。ここでは、モンテカルロ法の解析手法の概略について述べる。

図2-2のような火炉モデルを考えると、放射熱伝達量は、前述のように式(2-8)で計算できる。この放射熱伝達に特有の積分方程式を

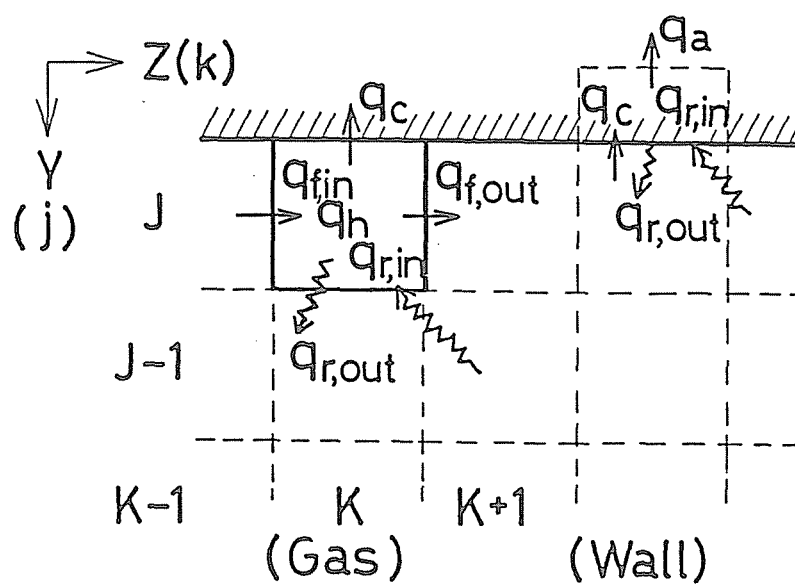


図 2 - 1 解析要素での熱の出入り

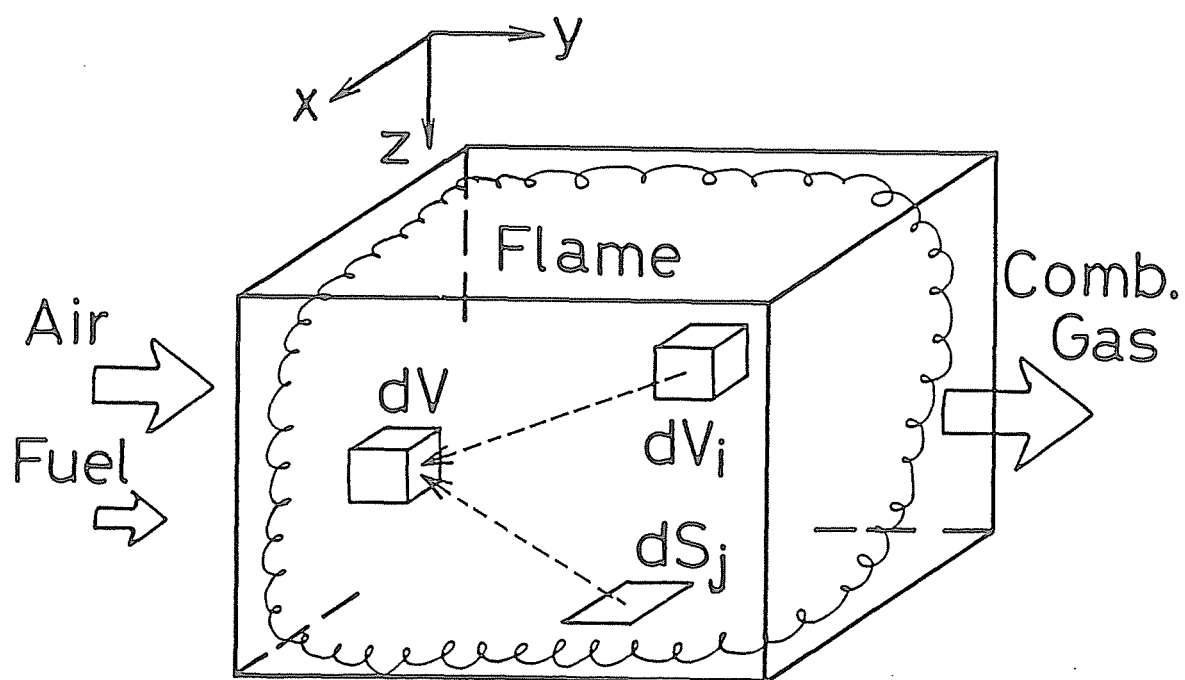


図 2 - 2 火炉モデル

解くのに、谷口ら⁽⁶⁾、⁽¹⁹⁾、⁽²⁰⁾、⁽²⁶⁾、⁽²⁷⁾、⁽²⁹⁾、⁽³⁴⁾、⁽³⁵⁾は、J. R. Howell⁽⁵⁾の開発したモンテカルロ法を適用した。この手法の概略は、ガス塊から周囲へ射出されている放射エネルギー束を用いることで模擬し、その各々につき、ガス塊における射出位置と方向、それに吸収位置をそれぞれ確率式により求めるというものである。この手順の概略を図2-3の二次元ガス放射モデルに適用する場合を示すこととする。正方形のガス塊要素のx-y座標軸での位置 (x_0, y_0) 、 (x_1, y_1) がわかるとエネルギー束の射出位置と方向は、次式で計算される。

$$\left. \begin{aligned} x &= (x_1 - x_0) P_x + x_0 \\ y &= (y_1 - y_0) P_y + y_0 \end{aligned} \right\} \quad (2-12)$$

$$\theta = 2\pi P_\theta \quad (2-13)$$

ここで、 P_x 、 P_y 、 P_θ は0～1の一様乱数である。放射エネルギー束の吸収位置については、Beerの法則を使わず吸収確率を表わすと次式となる。

$$P_1 = 1 - \exp(-k l) \quad (2-14)$$

この式を変形すると吸収距離 l は、

$$l = -\frac{1}{k} \log(1 - P_1) \quad (2-15)$$

となり、 P_1 に0～1の一様乱数を入れて計算すればよい。図2-3は、これらの計算式を使って計算した結果の例である。ただし、着目しているガス塊の外側も同じ吸収係数 k のガスと考えている。

このモンテカルロ法による放射熱伝達の解析手法の長所は、

(1) 火炉内の火炎・燃焼ガスの吸収係数分布を比較的容易に考慮できる。(火炉内の各要素ごとに式(2-15)の k の値を換えて計算すればよい。)

(2) 乱数を使う確率計算法であり、計算手順が比較的簡単化されており、一、二、三次元ともほぼ同じ計算過程で行える。

(3) 取り扱うガス要素の形状に対して、とくに制限がない。

これに対して、短所は、

(1) 確率計算のため解の精度を上げにくい(通常、解の精度は使用する乱数の数の -0.5 乗に比例するため⁽⁷⁾、一桁精度を上げるのに100倍の計算時間が必要となる)。

(2) 放射エネルギー束の吸収位置を点で求めていくため(図2-3参照)、一辺の光学距離 kL の小さいガス要素を取り扱う場合や火炉内の要素数の多い場合などには、放射エネルギー束数を増加させなければ、要素当りに吸収されるエネルギー束数が少なくなり、計算精度が悪くなるため、より多くの放射エネルギー束数が必要となる(計算時間が長くなる)。

(3) 一つの疑似乱数列を使用して、放射エネルギー束の射出位置、射出方向、吸収距離を定めるため(図2-3の二次元の例で一本の放射エネルギー束に対し4個の乱数を使用)、各乱数列の特性(等出現性、無相関性)が悪くなり、計算結果に片寄り(放射エネルギー束の射出方向と位置が特定方向に集中すること)の生じる場合がある。

このようなモンテカルロ法による解析手法の長所を残し、その短所を解消するような新しい解析手法につき検討することを目的とし、2.2以降にその結果をとりまとめることとした。また、検討に当っては、モンテカルロ法が広義の意味では、火炉内の流動や燃焼反応による発熱な

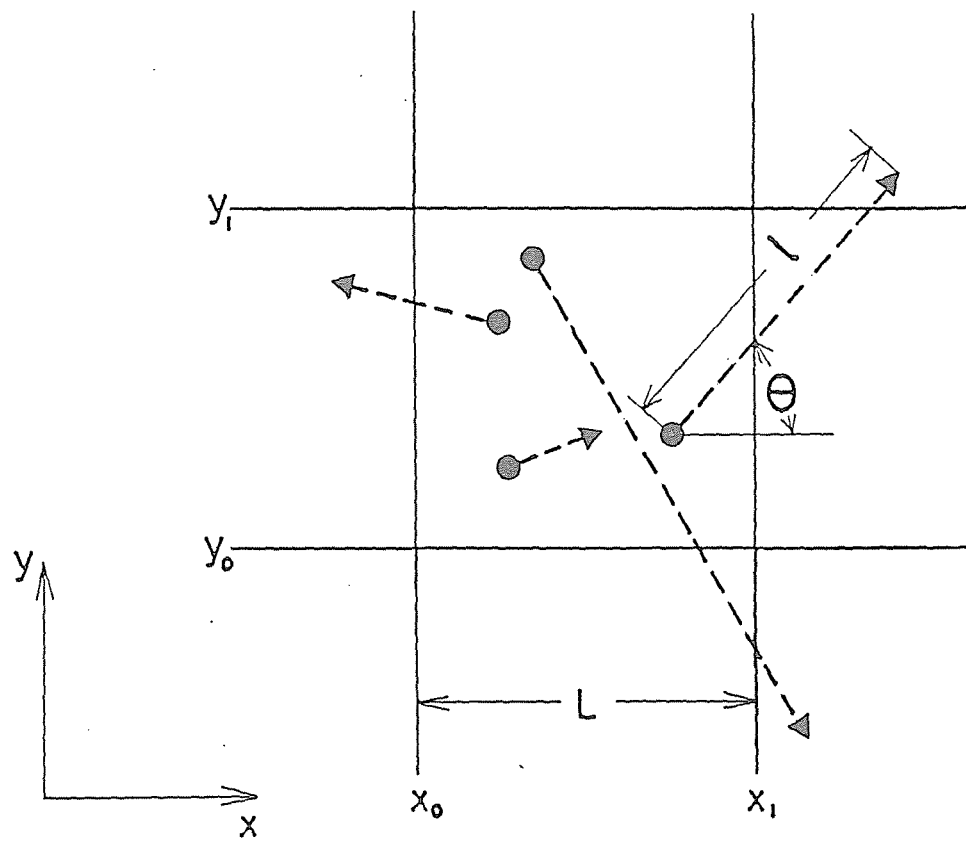


図 2 - 3 二次元ガス放射モデル

どの諸現象を考慮して、解析場の温度分布、壁面の受熱量分布を求めることのできる解析手法である特徴も知っておかねばならない。つまり、次の2.2節におけるモンテカルロ法の狭義の意味での検討に際しては、放射熱伝達の解析手法の改良を対象としたものであり、広義の場合には、対流熱伝達も考慮したいいわゆる複合熱伝達問題の解法の改良を対象としているのである。

2.2 狭義の意味での モンテカルロ法の検討

2.2.1 自己吸収係数の 導入とその簡易式

従来のモンテカルロ法の計算時間の長い欠点を改良するには、精度を確保しかつ乱数を多く使用しないような計算手法にする必要がある。このためには、放射熱伝達の積分方程式を解くための解析手法の適用時に、既知の現象を乱数を用いた数値計算手法から除外する。また、等確率で生ずるべき現象は、乱数を用いずに予め等確率になるようにするなどの方法が考えられる。そこで、まず前者の方法として吸収係数が均一の、ある大きさのガス体を考えると、このガス体から放射されるエネルギーのうちガス体自身に吸収される放射エネルギーの割合（自己吸収係数 α_s ）は、一定値であり、この α_s を既知のものとすれば、あらかじめ数値計算手法から、自己吸収されるエネルギーについての計算を除外することができる⁽¹⁸⁾。この α_s を使うと、有限の大きさのガス体 dV の自己吸収熱量 q_{ra} は、式（2-6）を変形して

$$q_{ra} = \alpha_s (4 \sigma k T_g^4 dV) \quad (2-16)$$

と表わすことができる。この点に関して、H. C. Hottelらのゾーンメソッドでは、次式で表わされるように α_s とは逆に、ガス体の外部へ放出する熱量の割合を表わす逸散係数（ ϕ ）を導入し、この値を一辺の長さが L の立方体の場合につき、光学厚さ kL の関数として計算している。この ϕ を使うと q_{ra} は次式となる。

$$q_{ra} = 4 (1 - \phi) (kL) (L^2) \sigma T_g^4 \quad (2-17)$$

しかし、これらの係数の算出は、モンテカルロ法ばかりでなくゾーンメソッドにとっても容易なものではない。モンテカルロ法の場合、多数本の放射エネルギー束を使つての計算が必要である。また、ゾーンメソッドの場合でも図式積分により求めなければならないのが現状である。そこで、 α_g の算出を簡略化するため、従来より使われている放射熱伝達に関する式を工夫して組み合わせることで、自己吸収係数の簡易計算が可能であり、以下のように導き出すこととした⁽²¹⁾。

温度 T_g と吸収係数 k とが各部均一で、体積 V であるガス塊を考えると、このガス塊から外部へ放射されるエネルギー Q は、式 (2-6) と同様で

$$Q = 4 (1 - \alpha_g) \sigma k T_g^4 V \quad (2-18)$$

これとは別に、ガスの表面積 S を使って、ガス塊からの放射を表わす式があり、一般的には、ガスの有効厚さを用いた方法として、よく知られている⁽⁵⁾。これによると、ガス塊からの放射エネルギー Q は、次式で表わせる。

$$Q = \varepsilon_g \sigma T_g^4 S \quad (2-19)$$

ε_g は、このガス塊からの放射率であり、次式で表わされる。

$$\varepsilon_g = 1 - \exp(-c k L_{go}) \quad (2-20)$$

ここで、 c は補正係数、 L_{go} は、次式で表わされるガス塊の相当厚さである。

$$L_{go} = 4 (V / S) \quad (2-21)$$

式 (2-18)、(2-19) を等置し、式 (2-20)、(2-21) を代入すると、 α_g は次式により求められる。

$$\alpha_s = 1 - \frac{1 - \exp(-ckL_{eo})}{kL_{eo}} \quad (2-22)$$

この式を使えば、各種形状のガス塊の α_s は、 k と L_{eo} （ V と S の関数）と補正係数 C を与えれば求めることができる。

次の頁の図2-4は、式（2-22）を使って直径 D の球（ $L_{eo} = 2D/3$ ）について求めた α_s の計算結果を示したものである。図中の球に対する α_s の厳密解は、ガス塊の厚さ L_e を次式によって計算することで求めた⁽⁵⁾。

$$L_e = -\frac{1}{k} \ln \left\{ \frac{1}{(kD)^2} [1 - (kD + 1) \exp(-kD)] \right\} \quad (2-23)$$

式（2-22）の補正係数 c の値は、多くの文献⁽⁵⁾に載っており、ガス塊の形状に応じた値を使えばよく、また、図2-4よりわかるように、 kD が0.2～0.3以下のいわゆるガス厚さが薄い場合には、 $c = 1$ の値を代入して使えばよいことがわかる。

2.2.2 6方向放射エネルギー束 射出法

2.1節で述べたモンテカルロ法が、どの程度正しく放射現象を模擬できるか、 $kL = 5$ のガス立方体につき、その放射エネルギー束の射出方向の等確率性につき調べてみた。例えば、立方体の中心に電球を置くと各面を等しい明るさで照らすのと同様、立方体各面への放射熱伝達量は

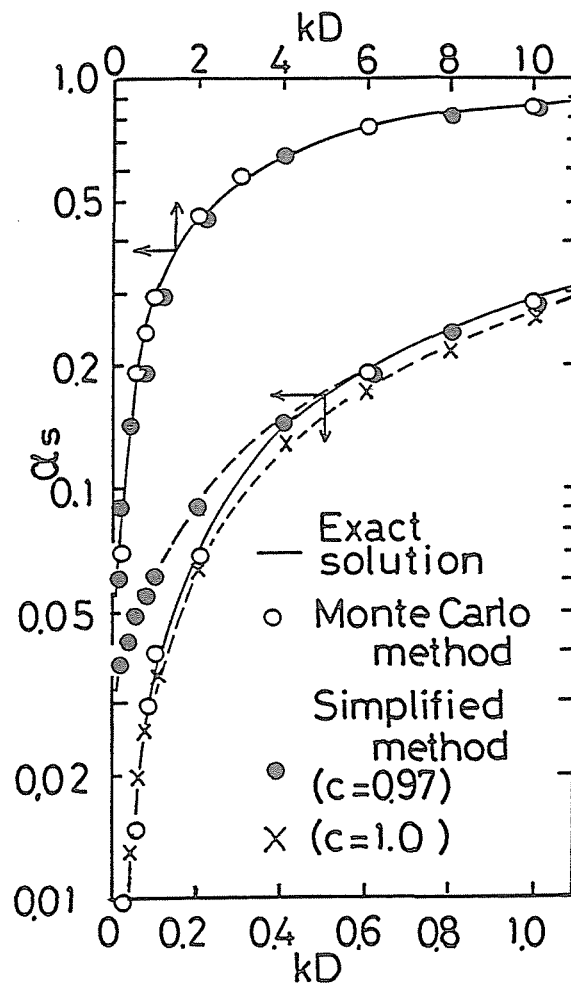


図 2 - 4 球の $\alpha_s - kD$ 線図

等しいはずである。ところが、図 2 - 5 のように、各面の平均受熱量に対する誤差の絶対値のうち、その最大のものを取り出して図示してみると、放射エネルギー束数が多い場合でも 8 % 程度の誤差の残ることがわかる。この図 2 - 5 の各放射エネルギー束数の所で、最大の誤差を示す場合の各面での誤差傾向を見たのが、図 2 - 6 である。この図より、放射エネルギー束数の少ない所では、特定方向に射出が片寄ることや、放射エネルギー束数の多い所では、Z 方向への放射熱伝達量の多い結果となった。このモンテカルロ法における射出方向計算での特徴的な現象は、1 本の放射エネルギー束の計算に対して、その射出位置決定に 3 個、射出方向決定に 2 個、吸収距離決定に 1 個の合計 6 個の乱数を同一の乱数列より求めているために、各計算において、乱数列の特性が複雑に影響し合った結果と考えられる。そこで、この現象を解消するために、6 方向放射エネルギー束射出法を考案した⁽¹⁸⁾。この方法は、ガス体の 1 面より放射エネルギー束が射出された場合には、これと平衡を保つように残り 5 面からも、各々 1 本ずつ放射エネルギー束を等確率で射出するというものである。この手法の理解を容易にするため、二次元の例で説明する。図 2 - 7 は、従来法による二次元放射の計算例で、▲印が放射エネルギー束の吸収位置を表わしている。この図より、50 本程度の放射エネルギー束数では、放射エネルギー束の吸収位置に片寄りのあること、要素に自己吸収される放射エネルギー束の多いことなどがわかる。また、前述のような乱数列が複雑に影響し合って、放射エネルギー束の射出方向が片寄る（この図では、x + 方向と y - 方向）現象も観察できる。

そこで、図 2 - 8 のような 4 方向放射エネルギー束射出法（二次元の問題であるため）を適用してみた。4 方向放射エネルギー束射出法は、図 2

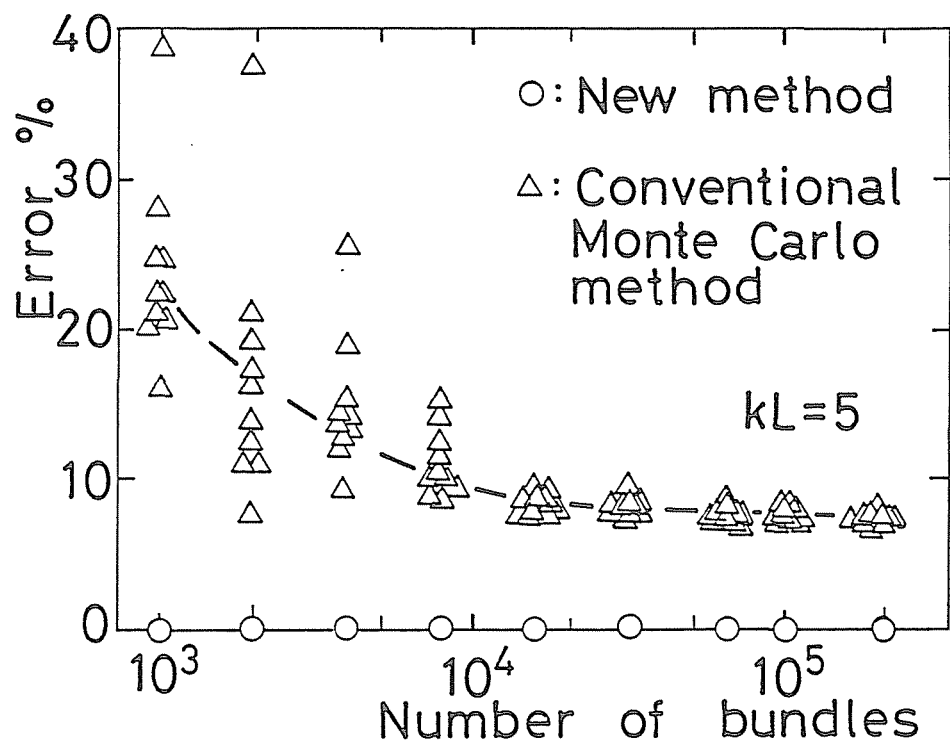


図 2 - 5 火炉壁面受熱量の誤差 (1)

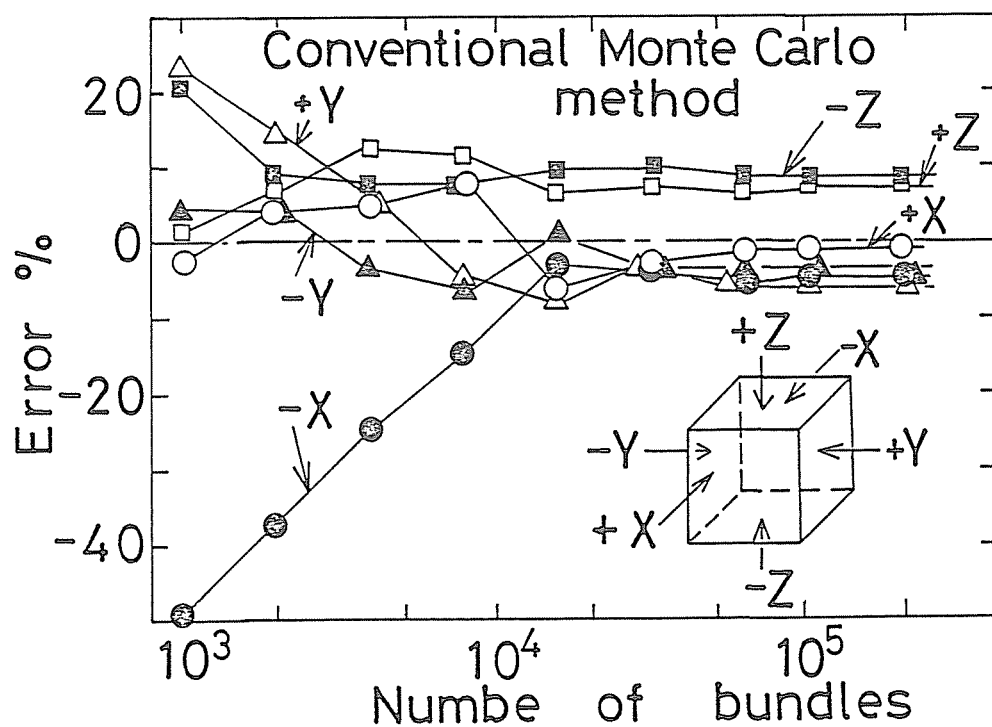
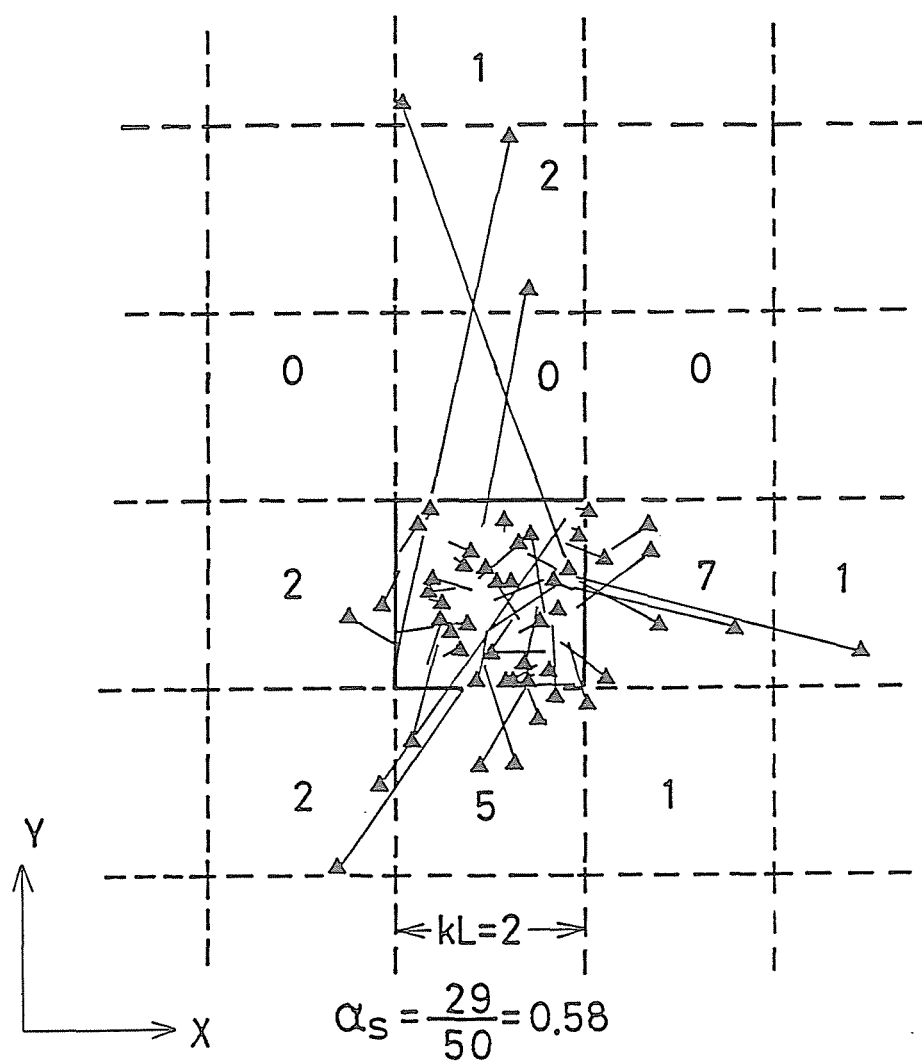


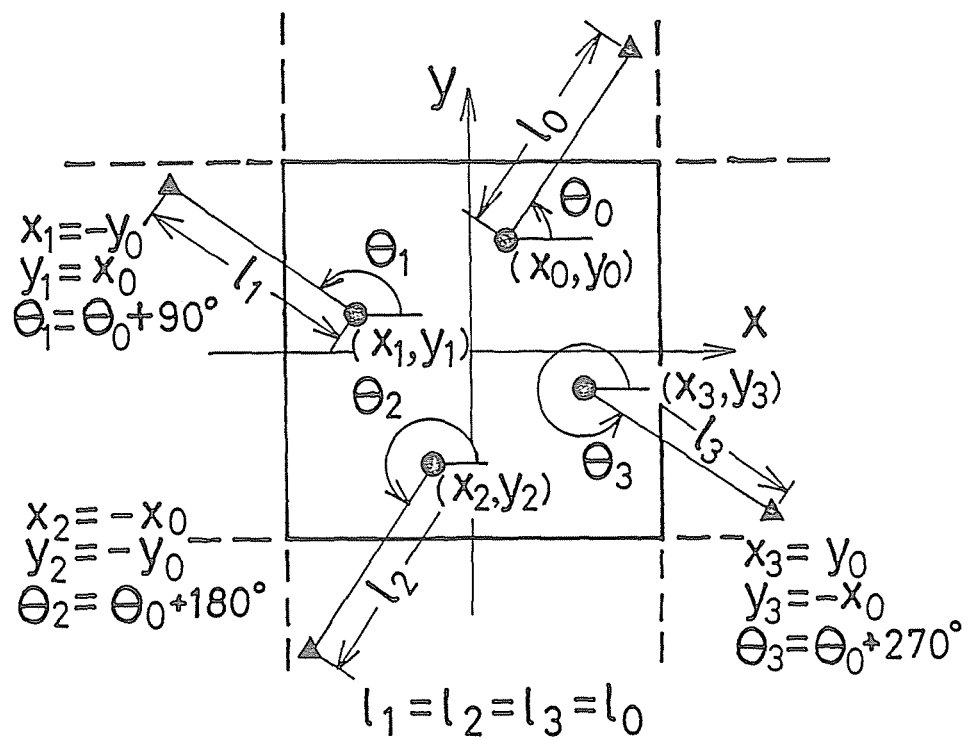
図 2 - 6 火炉壁面受熱量の誤差 (2)

－ 8 のように一本の放射エネルギー束を射出した場合（図中では添字 0 で示してある）、次は射出位置、射出方向をそれぞれ 90° 回転させて、新しい射出位置 (x_1, y_1) 、射出方向 (θ_1) を求めて計算し、次はまたさらに 90° 回転させて計算すればよく、最終的には、図 2－8 のように 4 方向に放射エネルギー束が均等に射出されることになる。このような手法を図 2－7 の場合に適用した結果が図 2－9 である。この図より、4 方向放射エネルギー束射出法を使うことで射出方向の片寄りは改善されていることがわかる。後述の解析例で示すように、同様な効果が三次元の場合の 6 方向放射エネルギー束射出法でも得られることは明らかである。



Two-dimensional model

图 2 - 7 二次元放射計算例



4-direction emission method
(Two-dimensional model)

図 2 - 8 4 方向放射エネルギー束射出法

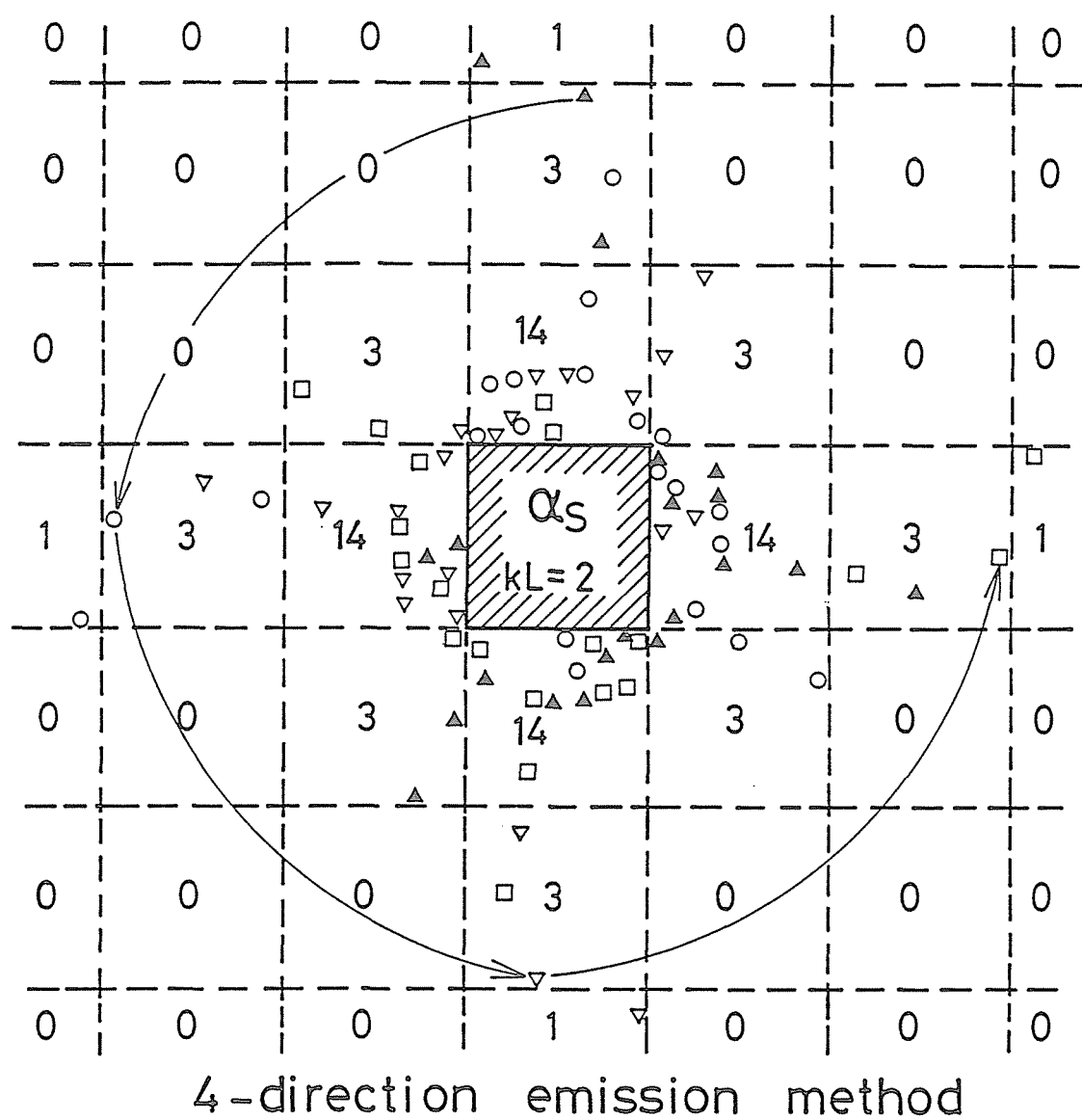


図 2 - 9 4 方向放射エネルギー束射出法計算例

2.3 広義の意味での モンテカルロ法の検討

2.3.1 熱収支収束法⁽¹⁸⁾

熱収支収束法は、図2-10のような計算手順によるものであり、火炉の熱収支を重視した計算収束法といえよう。図中の破線の部分が従来法と比べて、とくに工夫し改良したところで、この手法の特徴は次のとおりである。すなわち、次式で定義されるような火炉内の局所放射エネルギー吸収熱量比 R_{ar} を導入し、全体の計算の中で最も長い計算時間を要するモンテカルロ法による各要素への放射熱伝達の計算結果を、予めこの比率の形のパラメータ R_{ar} で記憶し、以下の手順で計算して、モンテカルロ法の計算回数を減らし、計算時間を短縮することとしている。

$$R_{ar} = \frac{\text{(火炉内局所要素の吸収した放射熱量)}}{\text{(火炉内全要素の射出する放射熱量の合計)}}$$

$$= (q_{r, in} + q_{ra}) / (4 \int_V \sigma k T_g^4 dV + \int_S \epsilon_w T_w^4 dS) \quad (2-24)$$

$$(q_{r, in} + q_{ra}) = R_{ar} (4 \int_V \sigma k T_g^4 dV + \int_S \epsilon_w T_w^4 dS) \quad (2-25)$$

この計算法は、まず、火炉内の各要素に仮定した温度 T_i ($= T_g$) を設定しモンテカルロ法により放射熱伝達の計算（たとえば、図2-7に示すような放射エネルギー束によるの放射熱移動の計算）を行い、火炉内の他要素から移動してくる放射熱と自己吸収する放射熱の和 ($q_{r, in} + q_{ra}$) を求め、式 (2-24) で各要素の R_{ar} を求め、記憶しておく。

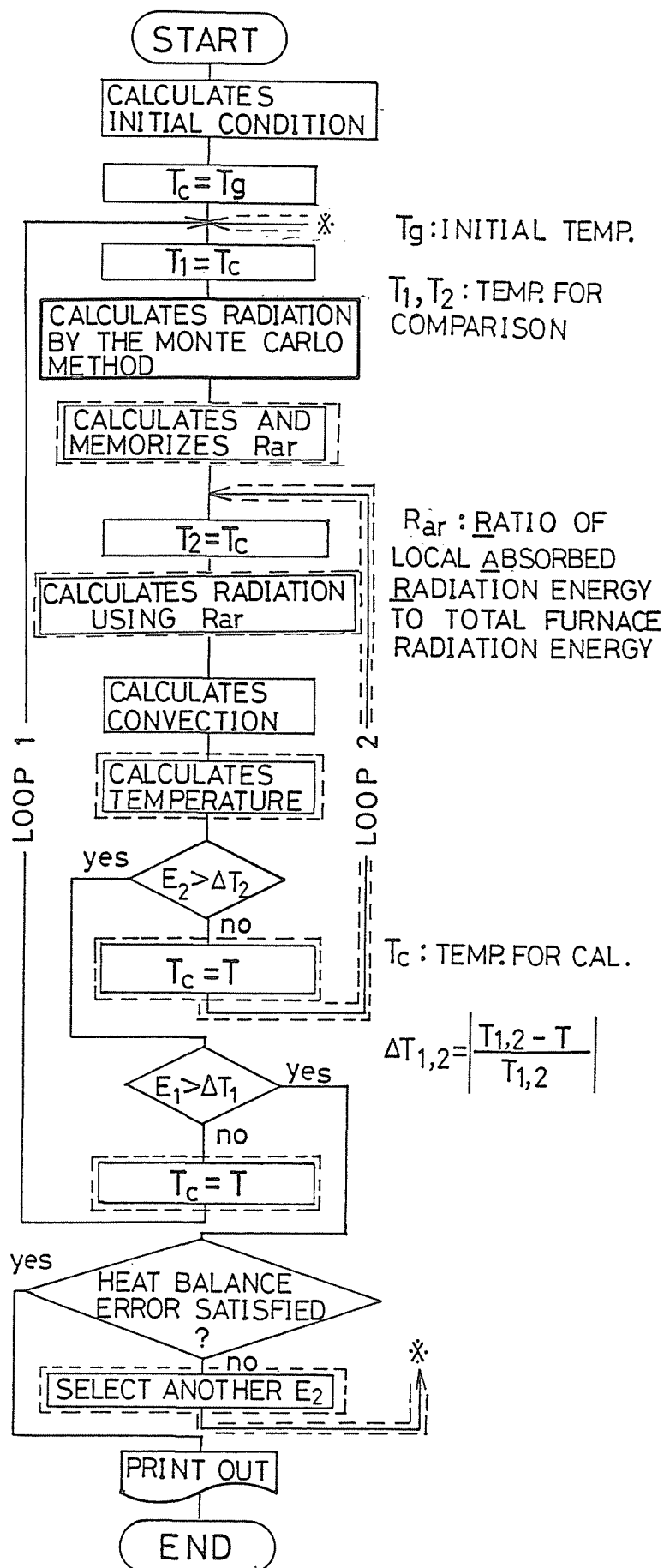
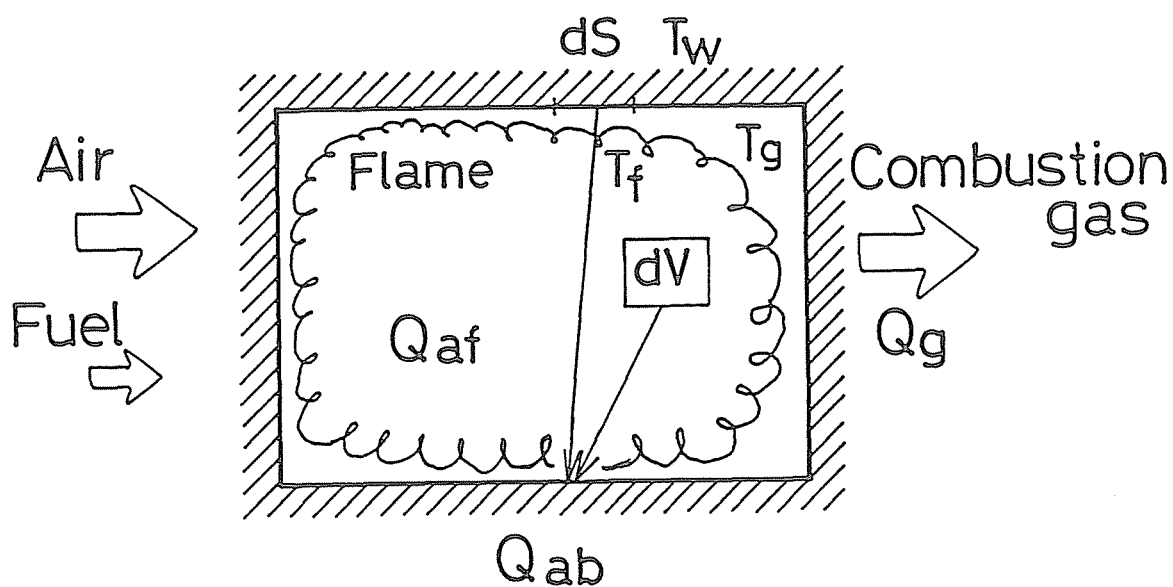


図 2 - 1 0 熱収支収束法

次に、図 2-10 のループ 2 において、 T_1 とは別の仮定温度 T_2 を設定し、各要素で求まる計算温度 T が $T \div T_2$ 、つまり T_g が一定値となるまで、式 (2-25) を用いて、記憶した R_{ar} と T_2 により各要素の放射エネルギー吸収熱量 ($q_{r, in} + q_{ra}$) を求め直す計算をすることとなる。このループ 2 の計算を行うことで、以下に示す原理により精度 E_2 で火炉内の熱収支を満足するような所定の結果が得られるのである。

この熱収支収束法の原理は、図 2-11 に示すように火炉内の火炎および壁面から放射される全熱量とそのうち火炉壁面に吸収される熱量との比 R_{gab} は、火炉内の放射特性により定まり、 T_g の高低には関係なくほぼ一定であることを仮定して、これを計算収束過程に応用したものである。つまり、通常は、図 2-11 の式 (a) ~ (c) に示したように、熱収支の保たれる火炎温度 T_f を求めるのに仮定温度 T_{ass} をいろいろと変えながら試行錯誤で求めることが多い。しかし、ここで式 (2-24) と同様な考え方の式 (d) を導入し、 T_{ass} を使い一度 R_{gab} を求めておけば、何度も繰り返し計算しなくても、容易に熱収支のとれる火炎温度 T_f の近似値を求めることができる。この計算法を導入した効果は、実際に後述の 2-4 解析例で示す図 2-15 で、ループ 1 に対する繰り返し計算の第一回目で、火炉内の平均温度が求まっていることから、よく理解できよう。

つぎに、図 2-10 において、前述のようなループ 2 の計算が終わった段階では、火炉の熱収支がほぼ満足されたものの、計算開始時には、火炉内各部の温度を均一と仮定していることが多く、各部の温度が最終値に収束しているとは限らないので、ループ 1 の計算がさらに必要となる。つまり、熱収支収束法の最終的な収束段階は、ループ 2 で火炉の熱



$$\text{Heat balance : } Q_{af} = Q_{ab} + Q_g \quad (a)$$

$$T_f > T_{ass} : Q_{af} > Q_{ab} + Q_g \quad (b)$$

$$T_f < T_{ass} : Q_{af} < Q_{ab} + Q_g \quad (c)$$

$$R_{Q_{ab}} = Q_{ab} / (4\sigma k T_g^4 dV + \epsilon_w \sigma T_w^4 dS) \quad (d)$$

$\doteq \text{Constant}$

图 2 - 1 1 热收支约束法原理图

収束が精度 E_2 を満足する誤差範囲内となり、ループ 1 で火炉内の各温度が精度 E_1 を満足した時点である。この収束法によると収束までの計算時間が従来法より短縮されることが、2.4 節において図 2-16 のように確かめられている。

2.3.2 エネルギー方程式の 解法の検討⁽¹⁸⁾

従来法では、図 2-10 の温度計算に際しては、式 (2-4)、(2-5) のように火炉内の各要素の熱の出入りを必ずしも細かく検討しておらず、しかも、自己吸収係数を導入していないので、次式のようなエネルギー方程式を考慮することとしていた。

$$4\sigma k T_g^4 dV = q_h + q_r + q_c \quad (2-26)$$

ここで、 q_r は式 (2-8) の $q_{r, in}$ に相当するが自己吸収係数を導入していないため、各要素から射出された放射エネルギーの内、その要素に自己吸収される熱量（つまり T_g^4 項）を含んでいる。また、この式 (2-26) の q_c は、対流と流動による熱移動を考慮している（ T_g 項を含む）のである。このように、従来法では、式 (2-25) の右辺に T_g^4 、 T_g 項が含まれているにもかかわらず、繰り返し計算において、右辺を既知のものとして、左辺の T_g を求めていた。このため、この計算過程において、解の発散を防ぐために減速緩和法とも言える方法を採用していたため計算の収束が遅く、しかも、初期假定温度の値いかんによっては、解の発散も生じるなどの問題点があった。そこで、このような従来法の欠点を改良するために、式 (2-4) の各項をさらに細かく検討することとした。すなわち、式 (2-6) ~ (2-11) を

使用し、 T_g に着目して次式にまとめた。

$$A T_g^4 + B T_g - C = 0 \quad (2-27)$$

ここで、 $A = 4 (1 - \alpha_g) \sigma k d V$ 、 $B = W_g c_p + h d S$ であり、 $C = q_h + q_{r, in} + q_{f, in} + h T_w d S$ である。この式(2-27)をニュートン・ラプソン法で解くことにより、 q_h 、 $q_{r, in}$ および対流条件に対応した温度 T_g を求めることができる。この方法の導入により、次の2.4節のように初期仮定温度には影響されず、また解の発散もなく、すみやかに計算が収束するようになった。

2.4 モンテカルロ法 による解析例⁽¹⁸⁾

以上の2.2節および2.3節に示したモンテカルロ法に対して、新しく開発したモンテカルロ法による解析手法の特徴を以下の解析例によって示すこととした。この解析では、図2-12のような火炉モデルを考えている。火炉の形状は、一辺の長さが5 mの立方体で、火炉内には、温度 T_f で吸収係数 1 m^{-1} の火炎が充填しているものとした。火炉壁面は、温度0 Kの黒体面であるが、y軸方向に垂直な $-y$ および $+y$ の面は、ガスのみを通過させる0 Kの理想的なポーラス面としている。また、燃焼室負荷は、 116.3 kW/m^3 、ガス重量速度は、 $4.86 \times 10^5\text{ kg/h}$ であり、y軸方向へのみ流動する一様流とした。まず、エネルギー方程式の解法に対する効果を見るために、火炉内の分割数を1として、調べた結果を図2-13、14に示した。図2-13において、図中の T_{H0} 、 T_{L0} は、それぞれ高温側と低温側の初期仮定温度である。この図において、従来の計算法では、収束精度 E_2 は $10^{-2} = 0.01$ %程度であり、 T_{H0} と T_{L0} との計算結果の間に明らかな差が生じている。これは、 E_2 での収束判定を前回の計算温度 T_2 と今回の計算温度 T との比較により行ったためである。これに対して、新しい計算方法では、図中の E_2 の範囲で、最終温度との差はあまり生じなかった。これは、2.3.2で述べたエネルギー方程式解法の効果によるものと考えられる。さらに、同じ計算条件で収束状況を見たのが、図2-14で $T_{H0} = 1400\text{ K}$ の場合についての結果である。温度の収束は、緩和法によっており、加速係数を ω とすると、次式のように表わすことができる。

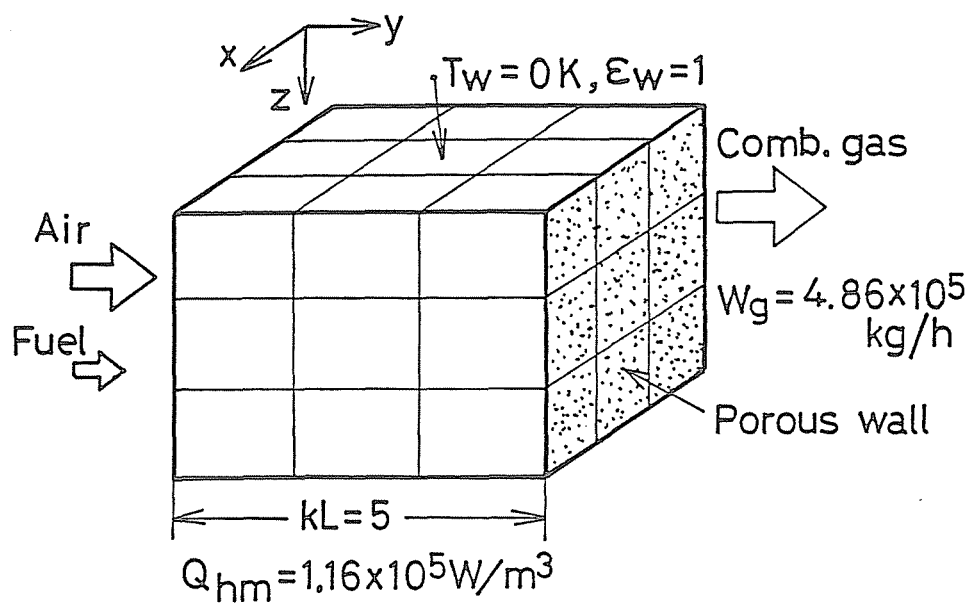


図 2 - 1 2 火炉解析モデル

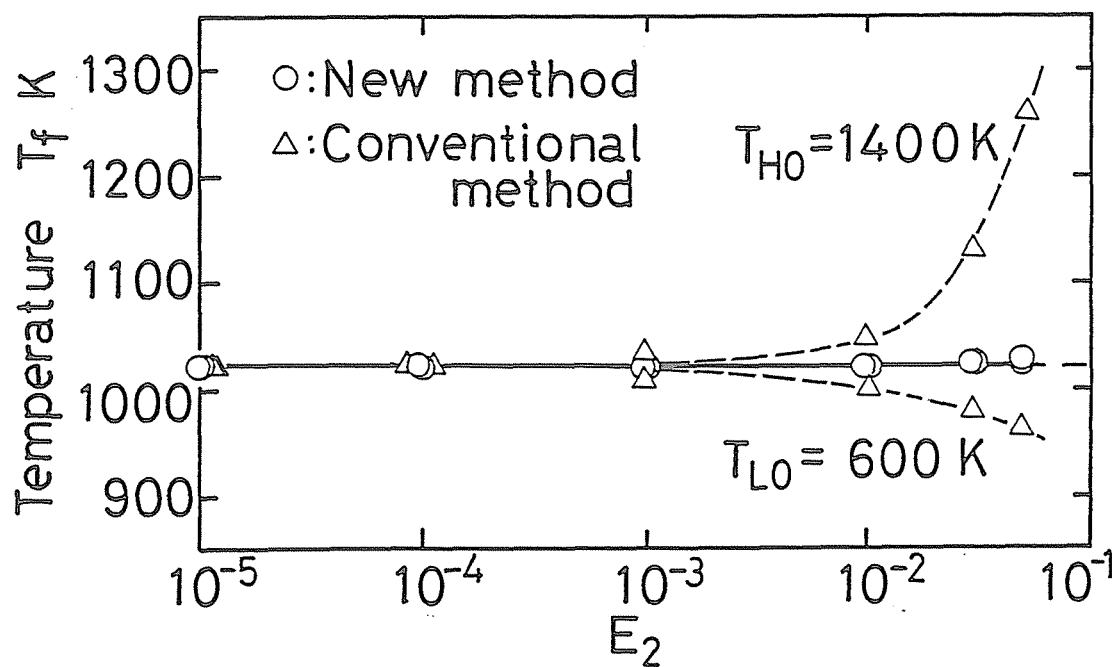


図 2 - 1 3 E_2 と収束温度

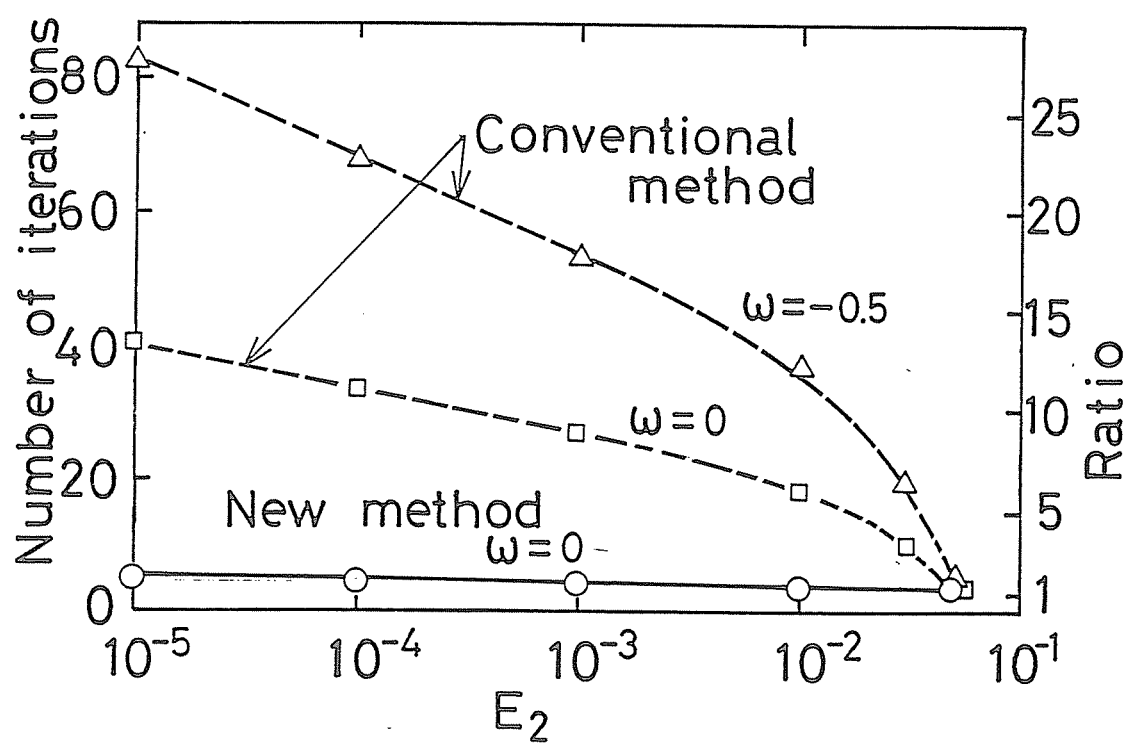


図 2 - 1 4 E_2 と収束反復回数

$$T_c = T - \omega (T_2 - T) \quad (2-28)$$

従来の放射熱伝達解析法では、発散を防ぐため $\omega = -0.5$ としたため、収束速度が遅く、 E_2 を小さくして火炉の熱収支計算の精度を上げていくと、収束のための計算反復回数は増加し、 $\omega \geq 0$ としても、かなりの回数が必要であった。これに対して、新しい計算方法では、 E_2 を小さくしても、前述のように自己吸収係数を導入して、エネルギー方程式の解法を工夫したため、解の発散がなくなり、 $\omega = 0$ の緩和法を用いることができるため、図 2-14 のように反復回数は少なくて済んでいる。

次に、この新しい解析手法を実際の火炉に適用する場合に問題となる計算の収束傾向を見るために、火炉内の分割数を 27 として検討することとした。火炉内の流動は一様流とし、図 2-12 の y 軸 - 方向の面より均一に流入し、y 軸 + 方向の面より均一に流出するものとした。この条件において、火炉内各温度の収束状況を見たのが図 2-15 である。図中の T_{Ho} と T_{Lo} は、図 2-13 と同じ意味の記号であり、 T_{max} , T_{mean} , T_{min} は、火炉内の各定位置での値である。 T_{max} は最高温度、 T_{mean} 、 T_{min} は、各々平均温度と最低温度に近い温度であることを示している。また、 n は火炉内のガス要素 dV の各一個に割り当てられた放射エネルギー束数を表わしている。ただし、黒印で $n = 16$ の場合は、6 方向放射エネルギー束射出法を採用しているので、従来法の 96 本に相当する。この図より、初期仮定温度の値には関係なく、ループ 1 の 1 回目の計算から火炉内の平均温度がほぼ求まり、2 回目には各温度の最終値がほぼ得られていることがわかる。しかも、白印で n が大きい場合には、さらに 4 回目以降の値の変動も少なくなっていることがわかる。

次に、図 2-10 で示した計算フローチャートでのループ 2 の効果を

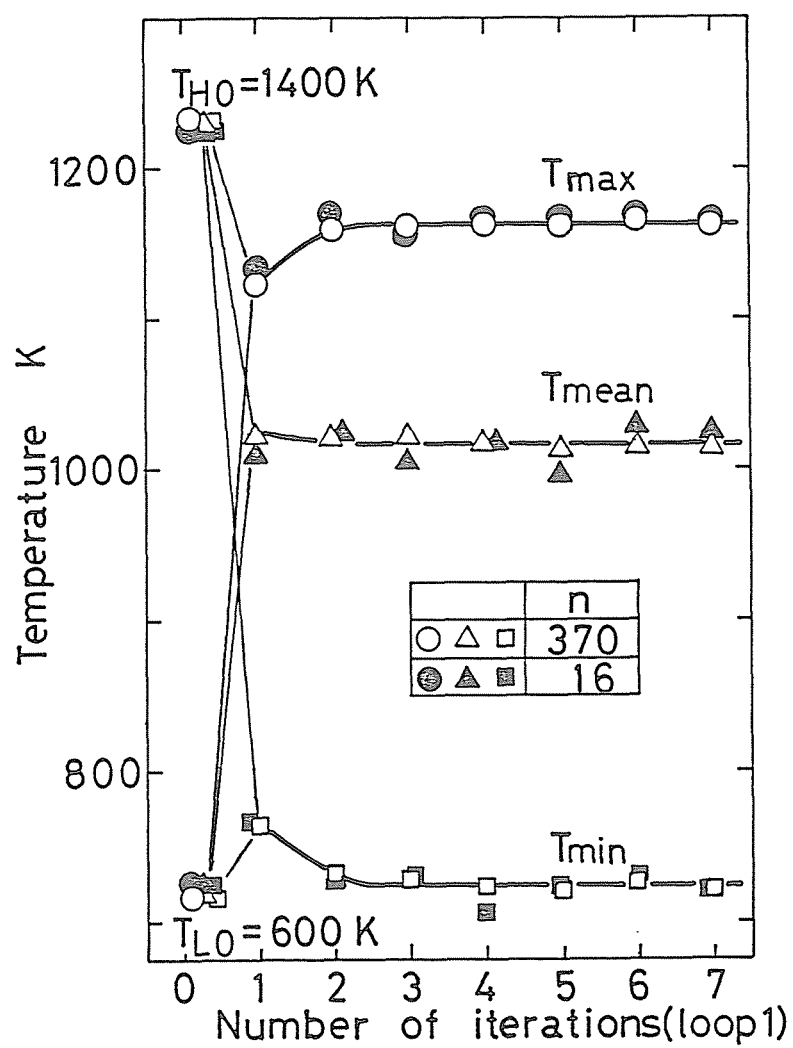


图 2 - 1 5 火炉内温度收敛状况

見たのが図 2-16 である。すなわち、図 2-15 で示した $T_{\max}$ の収束過程における従来法との比較を示している。ループ 2 の効果は、破線と矢印で示したように、1 回目の計算から従来法と比べ大幅に収束温度に近い値となっていることからその効果が明らかである。

次の図 2-17 では、図 2-15 で温度の計算が収束したと思われる、4 回目以降の温度の変動を放射エネルギー束数を変えて、その傾向を見たものである。図中の ΔT_1 は、次式で定義される値である。

$$\Delta T_1 = |(T_1 - T) / T_1| \quad (2-29)$$

火炉内の分割数を m 個とすると、この m 個の要素における ΔT_1 の平均値である $\Delta T_{1, \text{mean}}$ は、

$$\Delta T_{1, \text{mean}} = \Sigma \Delta T_1 / m \quad (2-30)$$

と表わされ、 $\Delta T_{1, \max}$ は ΔT_1 の最大変動値である。また、図 2-17 においては、6 方向放射エネルギー束射出法の効果を明らかにするため、従来法に前述の熱収支収束法を適用した場合と新しい解析手法は、 n の小さい所でも精度よく計算できることがわかり、同じ計算精度を得るのに従来法と比較して、 $1/5 \sim 1/10$ 程度の放射エネルギー束数で十分であることがわかった。なお、前述の図 2-10 の計算精度 E_1 の値は、使用する放射エネルギー束数に対応して、妥当な値を決定することができる。

次に、図 2-18 において、火炉壁面受熱量の収束状況をみることにした。図中の q_a は火炉壁面受熱量を表わし、その他の添字および n は、図中の 2-15 と同じ意味を持っている。受熱量の値がほぼ一定値となり収束するのは、火炉内温度分布が収束してからで、計算回数は 3 回目となっている。火炉内温度分布と異なり、 n を大きくしないと q_a のよ

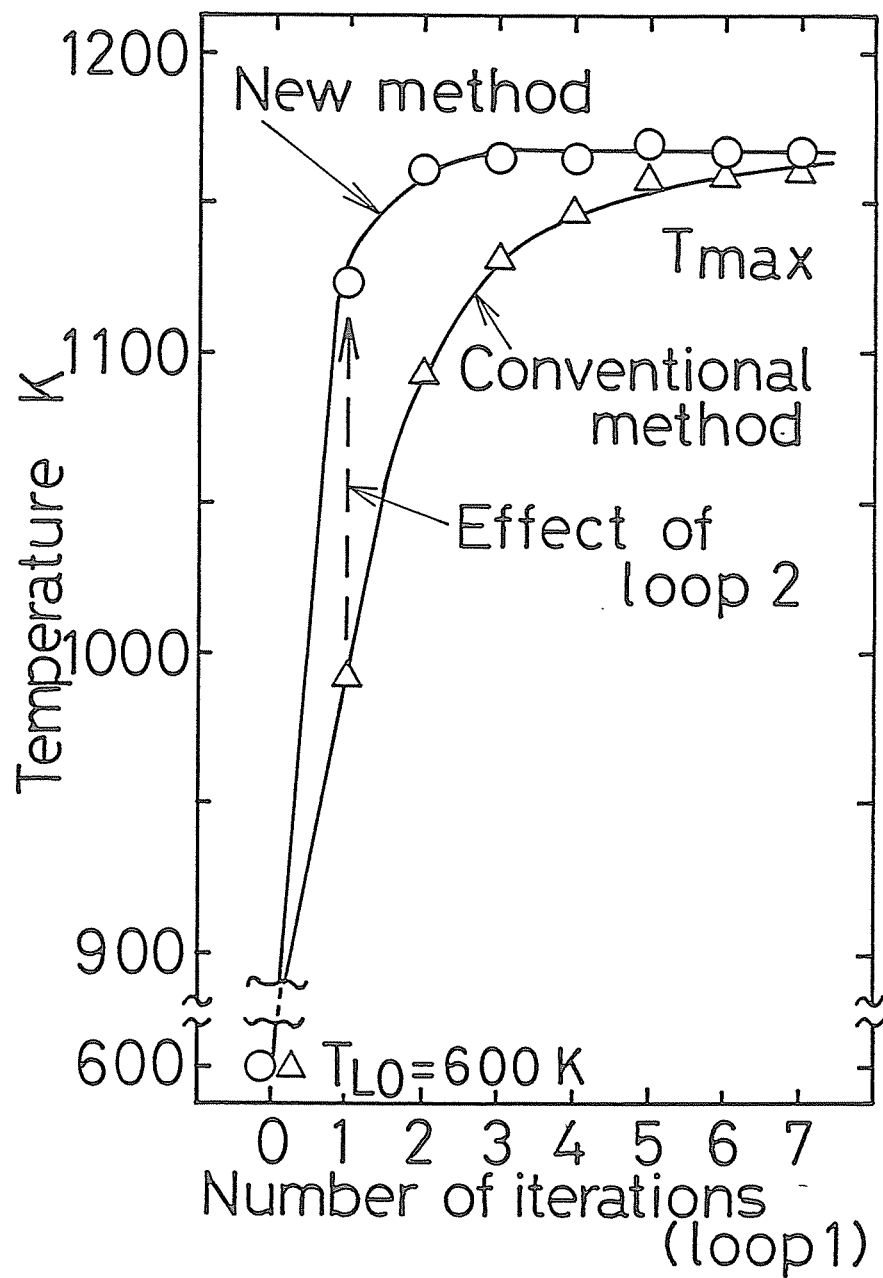


図 2 - 1 6 火炉内温度収束状況
(従来法との比較)

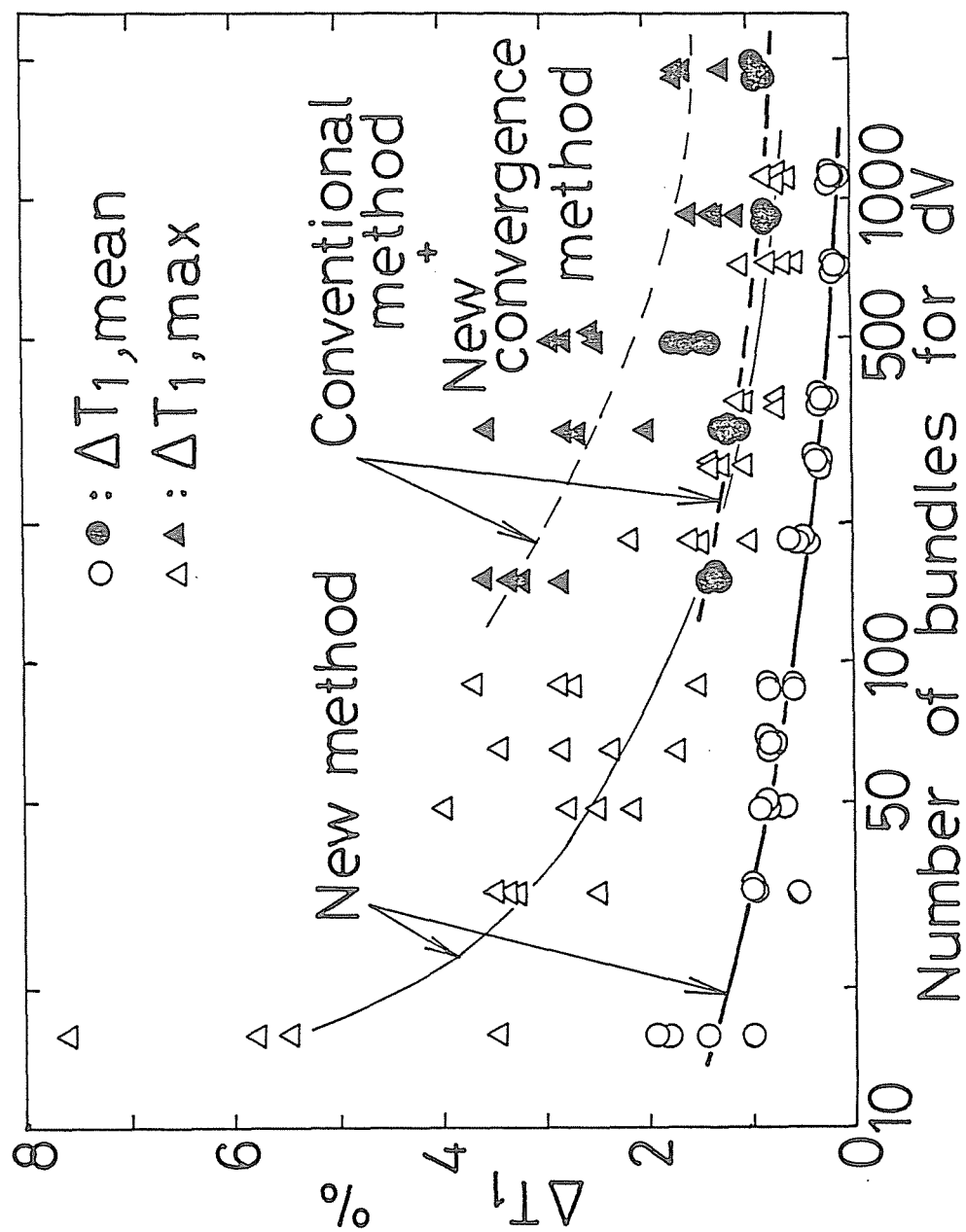


図 2-17 火炉内温度計算値の変動傾向

り安定した値を得難いが、 n が200程度でも比較的変動の少ない値が得られることがわかる。

以上の図2-15～18では、精度 E_2 を 10^{-5} として計算しているが、他の E_2 値と火炉熱収支誤差との関係を見たのが図2-19である。この傾向は、計算条件により多少変化するが、 E_2 を小さくすれば、火炉熱収支の誤差は容易に小さくすることができ、また、双方の精度は同程度であることがわかった。この E_2 の値は、図2-10を見てわかるようにループ2の計算の繰り返し回数に影響するが、本計算の計算時間は、ループ1のモンテカルロ法の計算時間に主として依存しており、 E_2 を 10^{-5} と小さく設定しておいても、計算時間への影響はほとんどないことが確かめられた。

以上、本章では、放射熱伝達の概略の考え方と、モンテカルロ法の解析手法の特徴を説明するとともに、広義と狭義の意味でのモンテカルロ法の解析手法を検討し、各種の改良を加えた計算法を新たに提案し、それらの効果を解析例によって示すことができた。

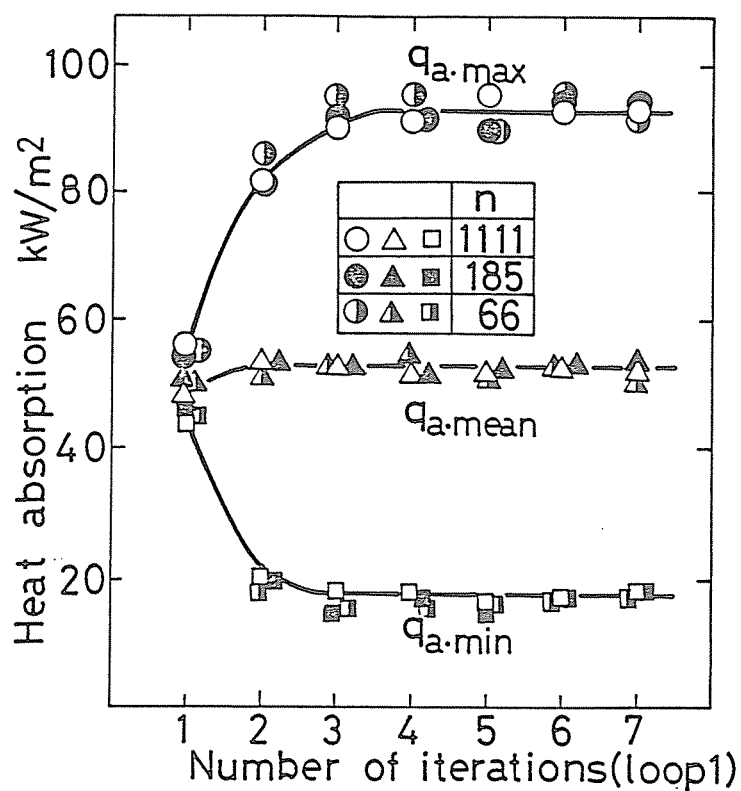


図 2 - 1 8 火炉壁面受熱量の収束状況

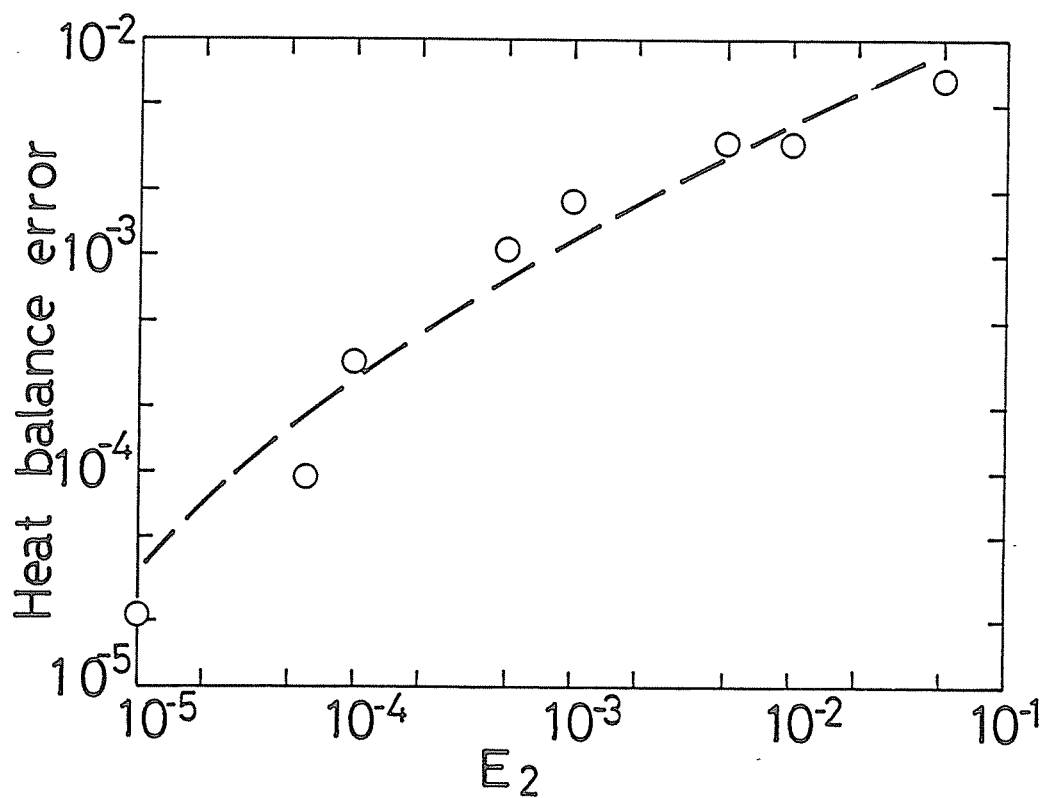


図 2 - 1 9 E_2 と火炉熱収支誤差

第 3 章 放射熱線法による 放射熱伝達の解析

3.1 モンテカルロ法 による解析手法の検討

3.1.1 放射エネルギー吸収率分布 の導入 (15) - (17), (21), (38), (52)

図 3-1 において、従来のモンテカルロ法では、破線で示すように、着目している要素 dV への放射熱伝達量として求め計算していた。このため、計算が収束し火炉内各部の温度分布が一定となるまで、この放射による熱移動量がその都度変化することとなる。しかし、十分に多くの放射エネルギー束数を使った場合には、移動する放射エネルギー束の本数は計算ごとにほぼ同じとなるといえよう。つまり、従来のモンテカルロ法は、放射エネルギー束が各部の条件に応じた熱量を持つため、同じ計算を計算が収束するまで何度も繰り返す必要があり、計算時間が長かったのである。この点を改良するため、図 3-1 の着目している要素 dV から射出される放射エネルギーのうち、実線で示すように火炉内の各要素へ伝わる放射エネルギーの割合を考えると、火炉内の光学的条件である吸収係数の分布と壁面の放射率分布が与えられた場合、一定の値となることに着目し、以下のような無次元数を導入することとした。これが、放射エネルギー吸収率分布 (Radiative Energy Absorption Rate Distribution, 略して READ) である。READ は、火炎、燃焼ガスと壁面とを同時に考慮した形態係数の数値群である。

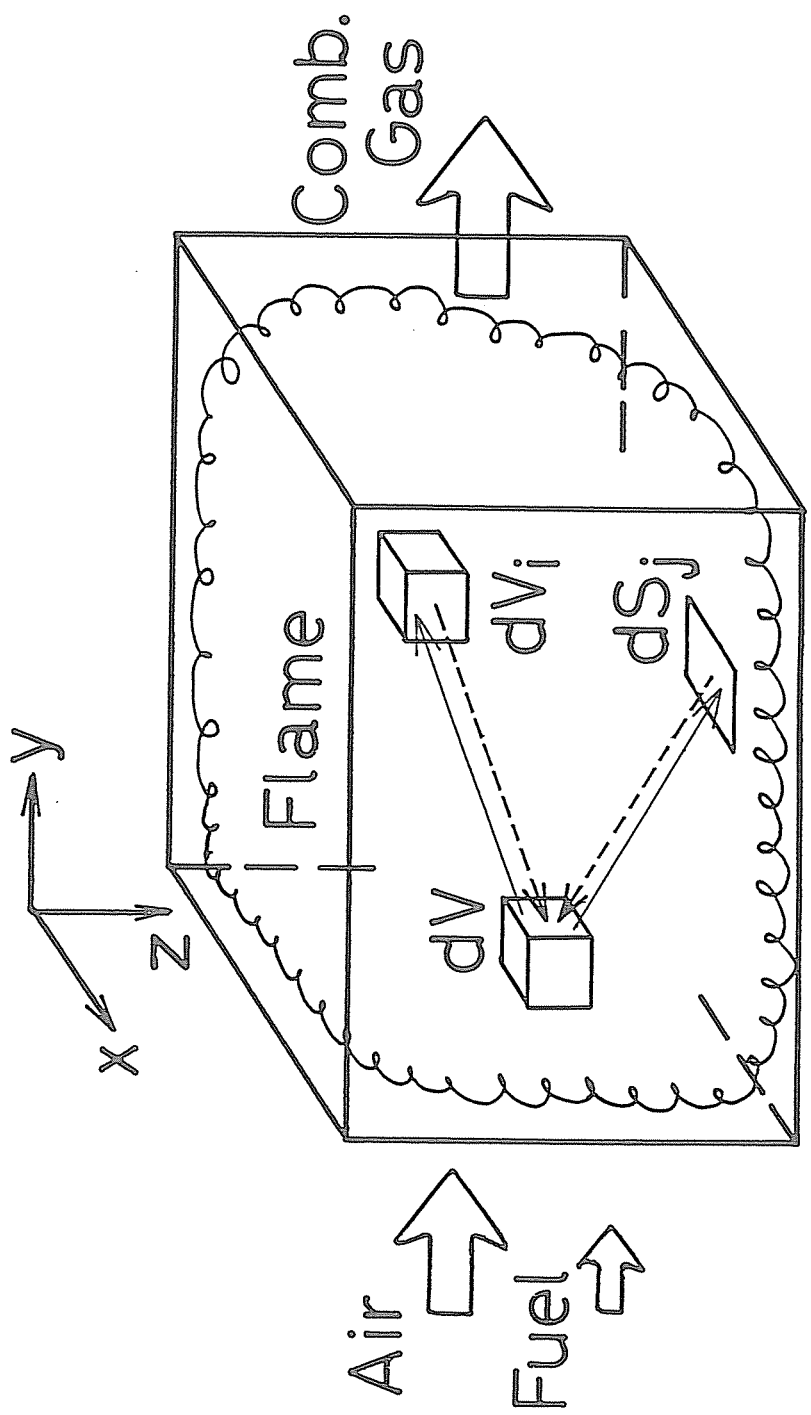


图 3 - 1 放射熱伝達の考え方

R E A D および R E A D を使う放射熱伝達の計算手法の特徴は、以下のとおりである。

(1) R E A D をモンテカルロ法に取り入れることで、計算時間を大幅に短縮できる。

(2) R E A D を予め求めておけば、放射熱伝達の計算は、単に加乗法を行うことにより実施できる。このことは、R E A D を公開、交換することで誰でも簡単に放射熱伝達の計算が可能であることを意味し、R E A D にはデータベース的性格があるといえる。

(3) R E A D は、ゾーンメソッドにおける全交換面積に相当するが、無次元表示であるため、火炉内の放射熱伝達特性を表わす、より具体的な表現である。つまり、火炉内の着目している要素からの放射エネルギーが、どこにどれだけの割合で伝わるかを一目で把握できる。

(4) (3) の特徴を利用すれば、火炉内のヒートスポットを解消するための、いわゆる放射熱伝達診断を行うことができる。

以上の R E A D 導入の効果、放射熱伝達診断の技術については、3.3 節の解析例において示すこととした。

3.1.2 解析手法の検討

モンテカルロ法を適用できる各種の現象を図 3-2 に示した。本論文で取り扱っている放射熱伝達の現象は、定常状態を考えており、決定論的現象に属することになる。この決定論的現象に属するものの例としては、不確定要素、要因を含まない力学過程がある。また、モンテカルロ法の入門でよく使われる円周率を求める例題などもこれに属するので、ここでは、この例題を使って、モンテカルロ法の解の精度につき検討して

みた。

この円周率を求める問題は、多くの参考書⁽²⁴⁾に載っており、ここでも、図3-3に示すように、 $x-y$ 平面上に半径1の $1/4$ 円を考え、まず、モンテカルロ法により円周率を求めることとする。円周率を求めるには、モンテカルロ法では、2組の乱数を使い座標 (x, y) を求め、その座標の位置が円の内部か外部かを判断して求める。例えば、全部で N 個の座標をランダムに発生させ、そのうち円の内側にある座標が M 個であったとすると、 N が十分に大きい値のとき、次の近似式が成り立つことにより、円周率を求めることができる。

$$\frac{\pi}{4} = \frac{M}{N} \quad (3-1)$$

このような計算手順のモンテカルロ法に対して、 π を求める他の方法として、乱数を使わずに、座標 (x, y) を求めていく方法がある。その方法は、図3-4に示すように、座標を座標数 N に応じて、均一に設定するというものであり、ここでは、この方法を等確率法と呼ぶ。この等確率法は、座標数を N 個とし、 x, y 軸方向に $N^{0.5}$ 等分するとともに、各等分線の中心点を求めることで、座標 (x, y) を定めるというものである。この方法による円周率は、モンテカルロ法と同様に式(3-1)を使って求めることができる。

モンテカルロ法とこの等確率法による円周率の計算結果を誤差として図3-5に示した。この図ではモンテカルロ法の誤差が全般に大きいこと、座標数が 10^4 個以上でも誤差を0.1%以下にすることが難しいこと、また、同じ誤差に対して比べるとモンテカルロ法は10倍以上の

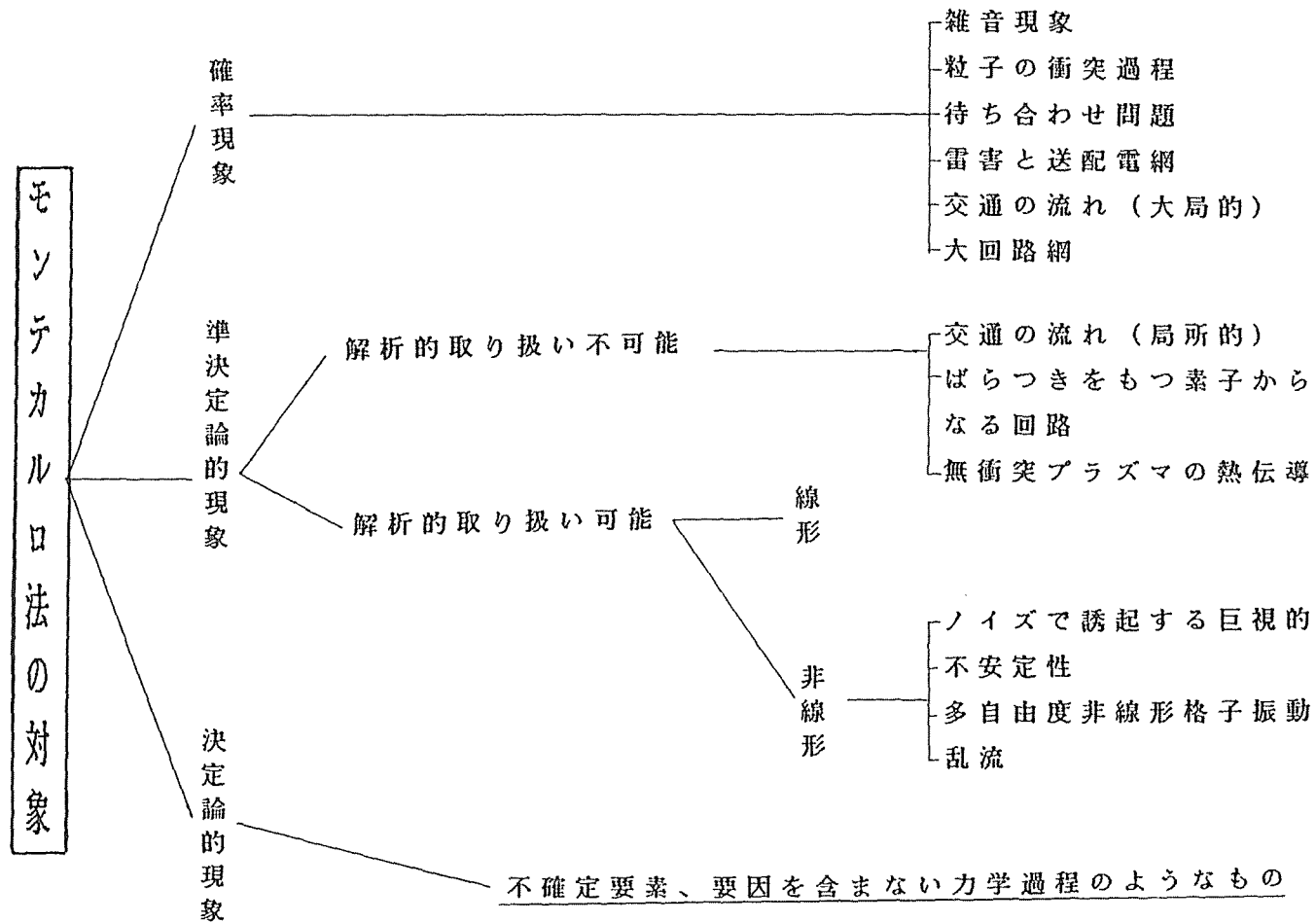


図 3-2 モンテカルロ法の対象の分類⁽²⁴⁾

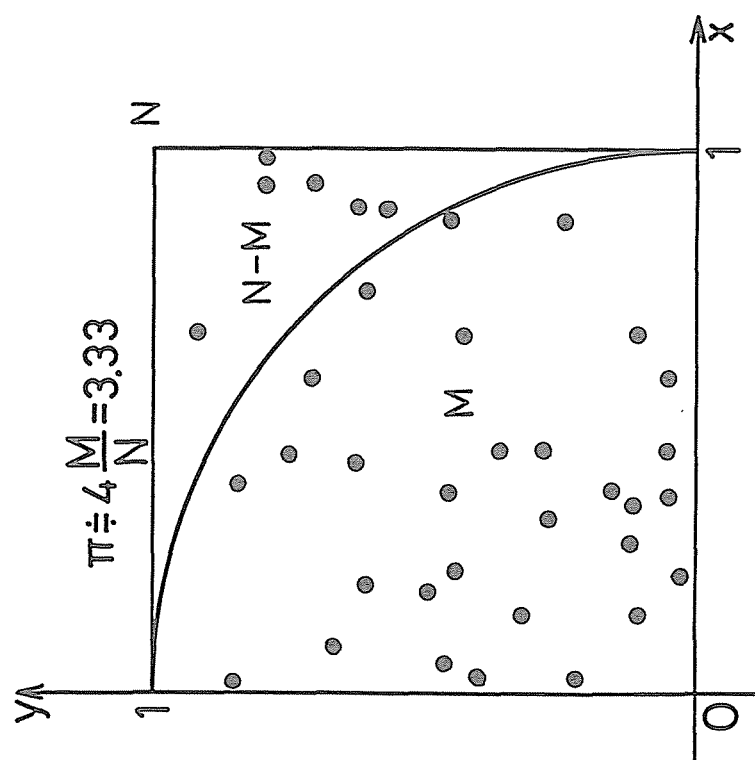


図 3-3 モンテカルロ法

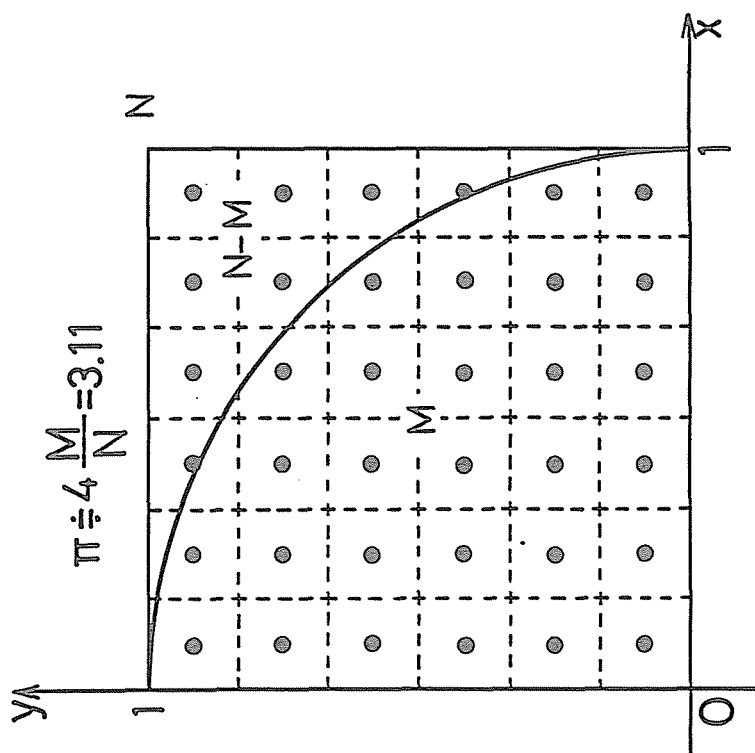


図 3-4 等確率法

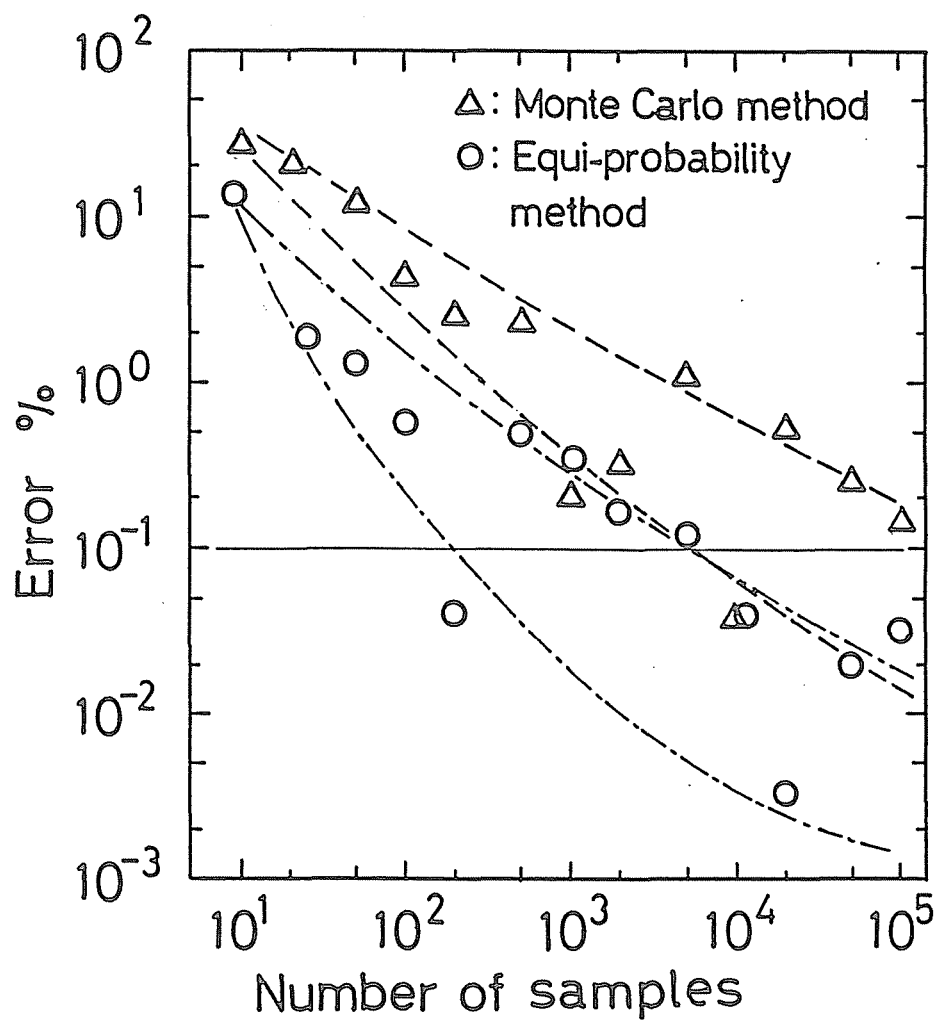


図 3 - 5 円周率の計算誤差の比較

サンプル数が必要であり、それだけ計算時間が長くなることがわかる。
このように、決定論的現象に対してモンテカルロ法を適用した場合には、
解の精度と計算時間の点で問題があることがわかり、等確率法による計
算手法の改良などを検討する必要があるだろう。

しかし、放射熱伝達の解析手法への等確率法の適用には、次の 3. 2
節で述べるような問題点があり、発想の異なる他の解析手法の導入が必要
である。

3.2 放射熱線法 (14) - (17)

3.1 節の考察によりモンテカルロ法の計算手法を改良することとする。放射熱伝達の解析に際しモンテカルロ法では、放射エネルギー束の追跡計算において、射出位置、射出方向、吸収位置を確率計算式により乱数を使って決定し計算を進めている。この場合の計算精度および計算時間に関する改良を行うには、前述の等確率法と同様に、乱数の使用をやめるのも一方法である。しかし、単純な円周率を求める例と違い放射熱伝達の解析では、多数の乱数を使っているため、一般に膨大な計算量が必要である。例えば、立方体のガス要素を考えた場合、放射エネルギー束の射出位置を x , y , z 軸方向の各一辺に各 10 個の合計 10^3 個とし、その各々の位置から 10^2 本の放射エネルギー束を射出し、その各 1 本につき吸収位置を 10^2 箇所とした場合、このガス要素一つで、 $10^3 \times 10^2 \times 10^2 = 10^7$ 本という多数の放射エネルギー束数が必要となる。この場合に対し、通常ガス要素数が最小限 10^2 個以上必要と思われるので、等確率法の適用は、計算を進めるに際して非実用的であるといえよう。

そこで、モンテカルロ法の解析手法の特徴をコンピュータ・グラフィックスで考察することとした。図 3-6 は使用した二次元放射解析モデルであり、中心に点放射源からの放射の熱移動をモンテカルロ法で計算したのが、図 3-7 である。モンテカルロ法では、図に示すように、複数の放射エネルギー束（図では 10^2 本）を点放射源から周囲に射出するが、その射出方向、吸収距離は確率計算式に従って、乱数により決定している。図から明らかなように、モンテカルロ法では、放射エネルギー束の吸

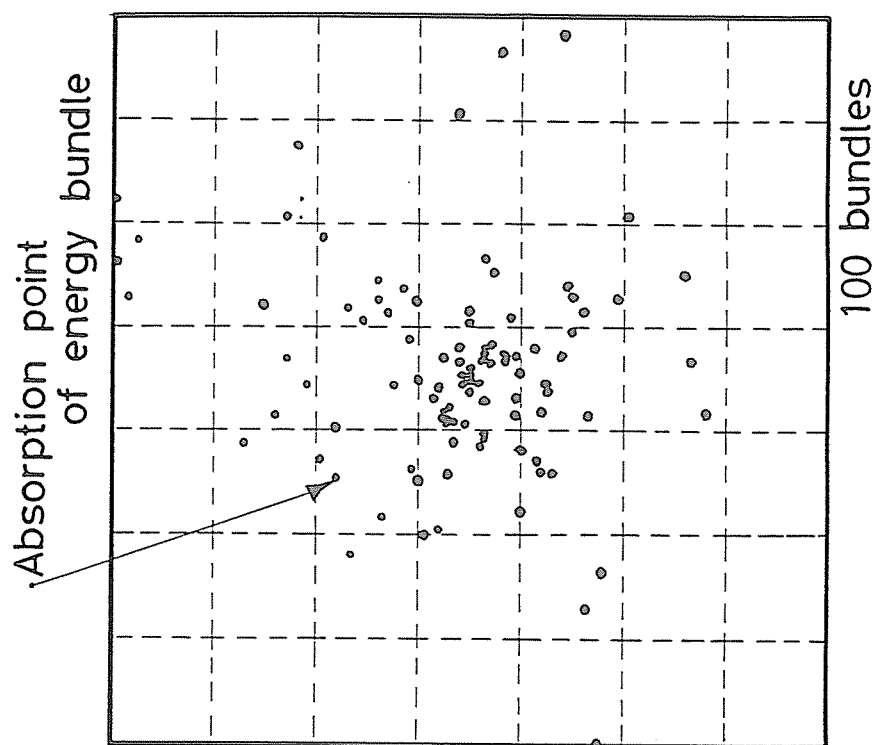


図 3-7 モンテカルロ法

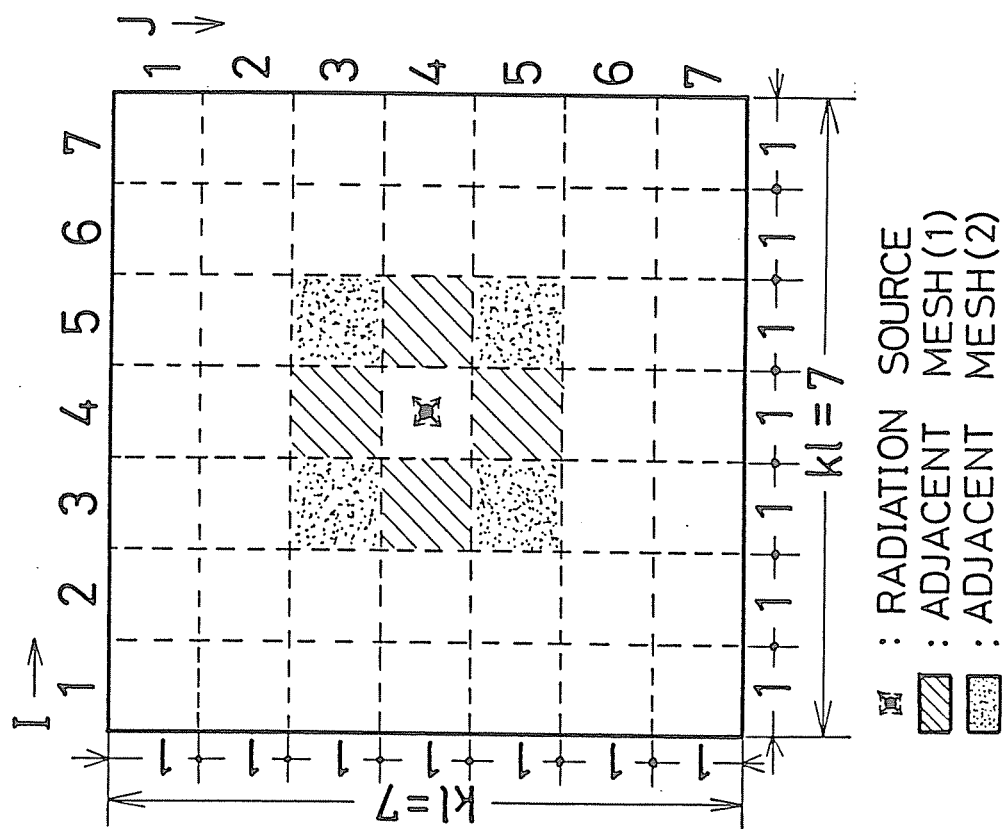


図 3-6 二次元放射解析モデル

収位置を点で求めることとなるため、 10^2 本程度の放射エネルギー束では、一本も入射していない要素も多く、また、吸収位置にも偏りが生じていることがわかる。このため、モンテカルロ法では、このような現象を解消するのに、多数の放射エネルギー束が必要となり、計算時間が長くなるのである。この点を改良するには、放射エネルギー束の射出方向については、等方的つまり立体角が等しくなるように射出するとともに、吸収位置を点で求めていた計算方法を図3-8に示すように、放射エネルギー束が通過するガス層の光学厚さに従って、ガス層に吸収される放射エネルギーを連続的に計算する手法を考え各要素に配分することとした。この計算方法を放射熱線法と名付ける。

放射熱線法 (Radiative Heat Ray method, 略して R.H.R 法) の原理を詳しく述べると以下のとおりとなる。図3-8に示すように、複数本の単位強さの放射熱線を等方射出する無限小の点放射源を使って、放射の熱移動を計算する解析手法である。各放射熱線の担う放射エネルギーの移動量の計算は、図3-8右側に示すように、ガス層を通過する時には、Beerの法則によりガス層での熱吸収量を放射熱線の強さの差 ($I_{m+1} - I_m$) として求め、放射熱線が壁面に入射した時は、壁面の放射率を ε_w 、入射熱線の強さを I_w とすると、壁面の吸収量は $\varepsilon_w I_w$ となり、残りを火炉内へ再射出すればよい。このようにして、放射熱線の通過する各要素での吸収熱量を順に求めていき、放射熱線の強度が最初の 0.01% までに減少するまで計算すれば十分であろう。この一連の計算を N 本の放射熱線について行なえばよいが、放射熱線の本数 N と放射熱線法を追跡する最終強度は、計算の精度と時間の兼ね合いで決定する必要がある。

この放射熱線法を図 3 - 6 のモデルに適用したのが、図 3 - 9 であり、20 本という熱線数でも、ほとんどの要素を熱線が通過しており、少ない熱線数でも近似解の求まる可能性のあることがわかる。これは、一本の熱線にモンテカルロ法で言う放射エネルギー束を多数個含んでいるためである。また、別な表現をすると、放射熱線法は、点放射源と各要素間の形態係数 (R E A D) を求める図式解法をそのまま計算手法として確率したものであり、一般に行なわれている立体角を基に形態係数を考える解法と比べ、火炎、燃焼ガスなどの吸収係数の分布を考慮しなければならないような火炉の解析に対しての実用的な解析手法であると言える。

次の 3. 3 節の解析例によって、本研究で提案している放射エネルギー吸収率分布、放射熱線法の効果を示すこととしたい。

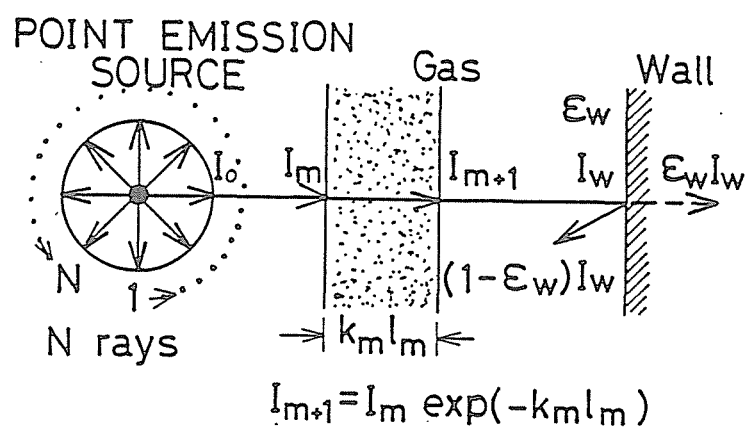


图 3 - 8 放射熱線法原理图

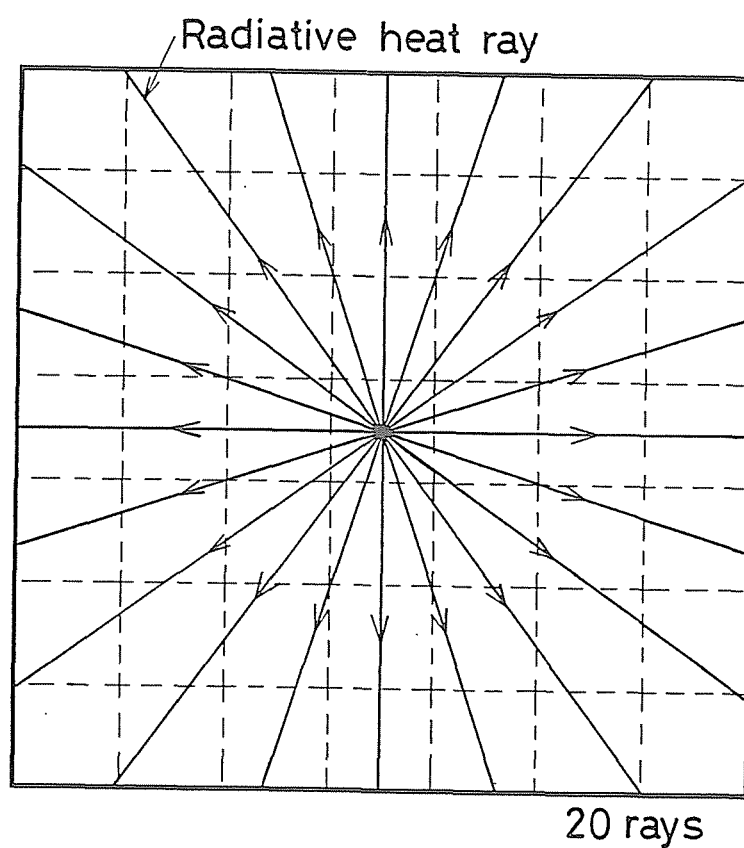


图 3 - 9 放射熱線法

3.3 放射熱伝達の解析例

3.3.1 放射エネルギー吸収率分布 の導入の効果⁽¹⁶⁾

放射エネルギー吸収率分布 (READ) の概念については、3.1節で述べたとおりであり、ここでは、この手法を図3-10の円筒火炉モデルに適用した場合の効果について示すこととする。図3-10は、直径1 m、長さ2 mの円筒火炉モデルで、長さ1.2 mの火炎（吸収係数 1 m^{-1} ）と長さ0.8 mの燃焼ガス（吸収係数 0.5 m^{-1} ）の部分とが存在し、火炉壁面は温度0 Kの黒体であるとした。

放射エネルギー吸収率分布 $R_d(IJ, ij)$ は、モンテカルロ法の場合、図3-10において、着目している罫印の要素 (I, J) から、N本の放射エネルギー束を射出しその各々について吸収位置を計算することにより、各要素 (i, j) に吸収された放射エネルギー本数 $N(i, j)$ を求めると、次式で計算することができる。

$$R_d(IJ, ij) = N(i, j) / N \quad (3-2)$$

このREADを使えば、着目している要素 (I, J) へ伝達される放射エネルギー $q_{r, in}$ は、式(2-8)と同様の次式で計算できる。

$$q_{r, in}(I, J) = \sum_i \sum_j R_d(ij, IJ) q_{r, out}(i, j) \quad (3-3)$$

ここで、 $q_{r, out}(i, j)$ は各要素の放出する放射エネルギー強度であり、式(2-6)、(2-7)を使えばよい。

次に、燃焼室負荷を 348.9 kW/m^3 とし、火炎部は均一に発熱

している条件で、まず、簡単のため放射熱伝達のみを考慮して解析してみた。各要素での解くべきエネルギー方程式は、式(2-4)、(2-5)であり、両式において、 $q_{f,out}$ 、 $q_{f,in}$ と q_c は条件より0で対流熱伝達、流動による熱移動は考慮しない場合である。 q_h は火炎部で均一に発熱する条件であり、 $q_{r,in}$ は式(3-3)で、 $q_{r,out}$ は式(2-6)、(2-7)で求めた。 $R_d(i,j)$ については、ここではモンテカルロ法で求めることとし、計算例を図3-11に示している。また、式(2-4)、(2-5)で $q_{r,out}(i,j)$ を算出し、式(3-3)で $q_{r,in}(i,j)$ を求め、この値を式(2-4)、(2-5)に代入し、与えられている q_h の値を使用して、本論文2.3.2で述べた方法で、 T_g を計算すればよい。そして、最終的に $T_g \div T_{g,0}$ となるまで、上記の計算を繰り返せばよい。通常は、10回程度の反復で十分な精度の解を求めることができ、この結果を図3-12に示した。この場合、初期仮定温度 $T_{g,0}$ としては火炎部2,000 K、燃焼ガス部1,500 Kを用いてゐる。図中の T_{max} 、 T_{min} は、図3-10で示される要素 $(i,j) = (1,2)$ 、 $(4,6)$ における温度である。精度のよい解を得るためには、図3-13に示すように複数回の反復計算が必要であったが、図3-12の下部にも示したように、最初にREADを求めるためのモンテカルロ法の計算時間が342秒(全放射エネルギー束数16万本)であるものの、一度READを求めるともう二度とモンテカルロ法を適用する必要がないため、その後の反復計算の時間は速く0.06秒/回であった(使用計算機UNIVAC-1182)。これに比べて、従来のモンテカルロ法では、反復計算のたびにモンテカルロ法を使用するため、READを使う方法と比べて、約10倍程度の計算時間が

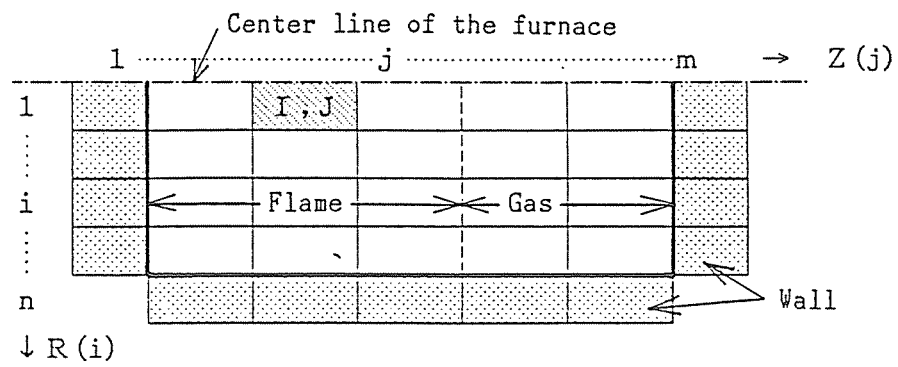


図 3 - 1 0 円筒火炉モデル

	1	2	3	4	5	6	7	J →
1	0.7625	1.225		1.6125	0.125	0.0125	0.125	
2	1.8125	2.5875	10.1875	2.8	0.15	0.0375	0.1875	
3	2.35	1.975	5.5125	2.6625	0.4125	0.075	0.175	
4	2.3625	2.0875	3.8375	2.3625	0.3125	0.1625	0.5125	
5 I ↓		11.95	24.5125	12.4	3.3125	1.4		%

図 3 - 1 1 READ の例
(モンテカルロ法)

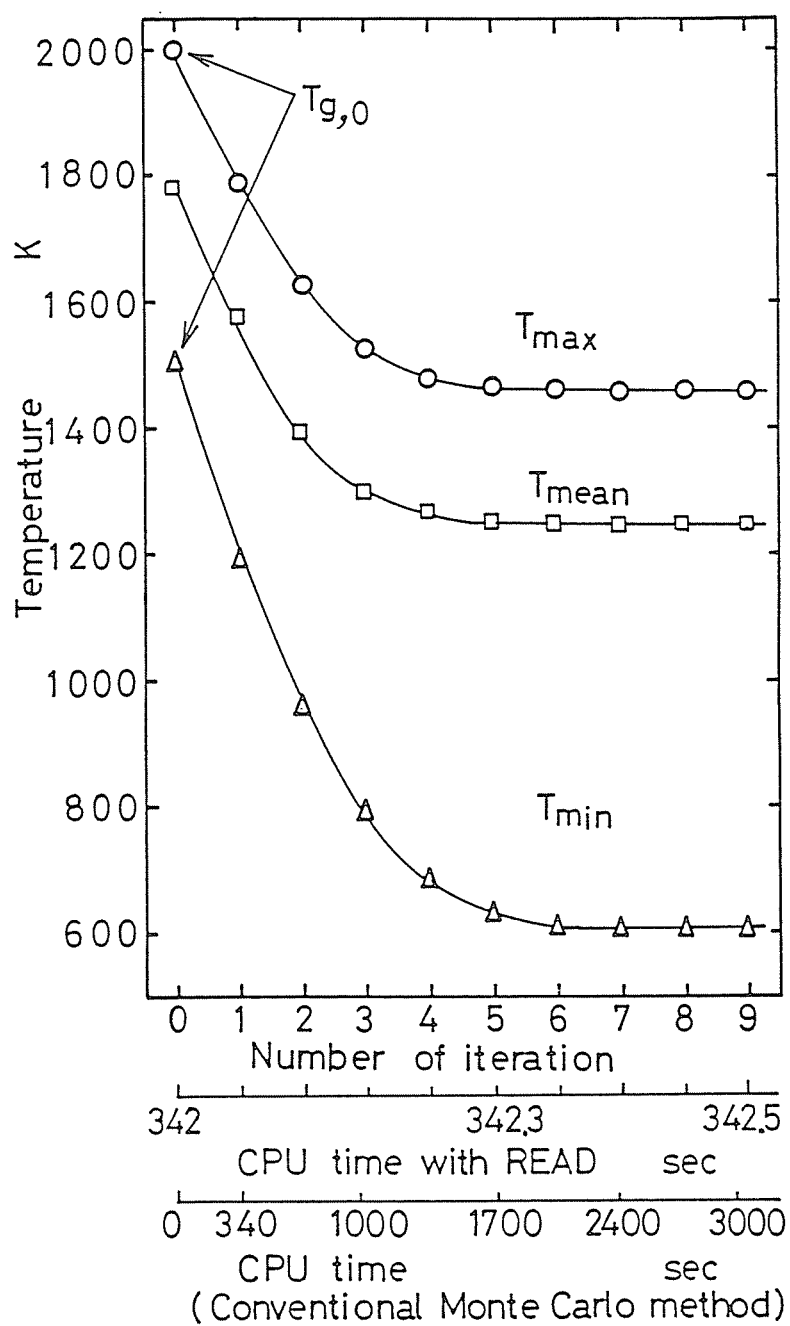


图 3 — 1 2 温度収束状況

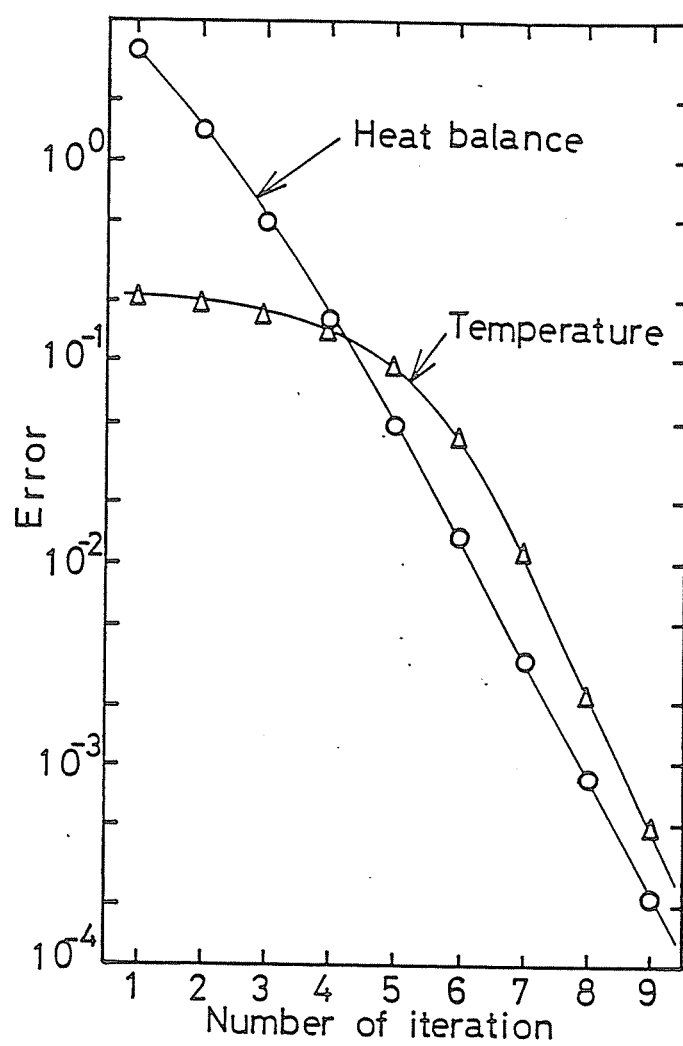


図 3 - 1 3 誤差収束状況

必要なことがわかる。

ここでは、3. 1 節での R E A D の特徴 (1)、(2) を解析例で明らかとしたが、特徴 (3) は図 3 - 1 1 により容易に理解できる。また、図 3 - 1 1 をよく見ると、着目している要素 (i, j) (図印) のうち、火炎部の R E A D、例えば、(1, 2) と (1, 4)、(2, 2) と (2, 4) 等は、火炎部での吸収係数が均一なため、要素 (I, J) について対称であり、同一の R E A D の値を持つべきであるが、多少異なっており、解析に用いたモンテカルロ法の精度に問題があることもわかる。一方特徴 (4) の放射熱伝達診断については、後述の 3. 4 節にて述べることにしたい。

3. 3. 2 放射熱線法の効果^{(15), (17)}

(1) 点放射源からの 放射熱線法

放射熱線法の効果を検討するに際して、図 3 - 6 の二次元モデルを使い、モンテカルロ法と比較することにより行なうこととした。まず、図 3 - 1 4、1 5 は点放射源からの放射熱線法とモンテカルロ法で求めた R E A D の計算結果である。図 3 - 1 4 には、点放射源を含む中心要素と図 3 - 6 に示した隣接要素 (1)、(2) の順に、各 R E A D の値を示している。同図より、中心要素では、42. 8%，隣接要素 (1)、(2) では、各々 6. 54%，3. 03% の放射エネルギーの吸収があり、これらの 9 要素で、点放射源から射出される全放射エネルギーのうち 81. 08% を吸収していることがわかる。放射熱線法では、熱線総数が 50 本未満であると、互いに等しいはずである隣接要素 (1)、(2) の各

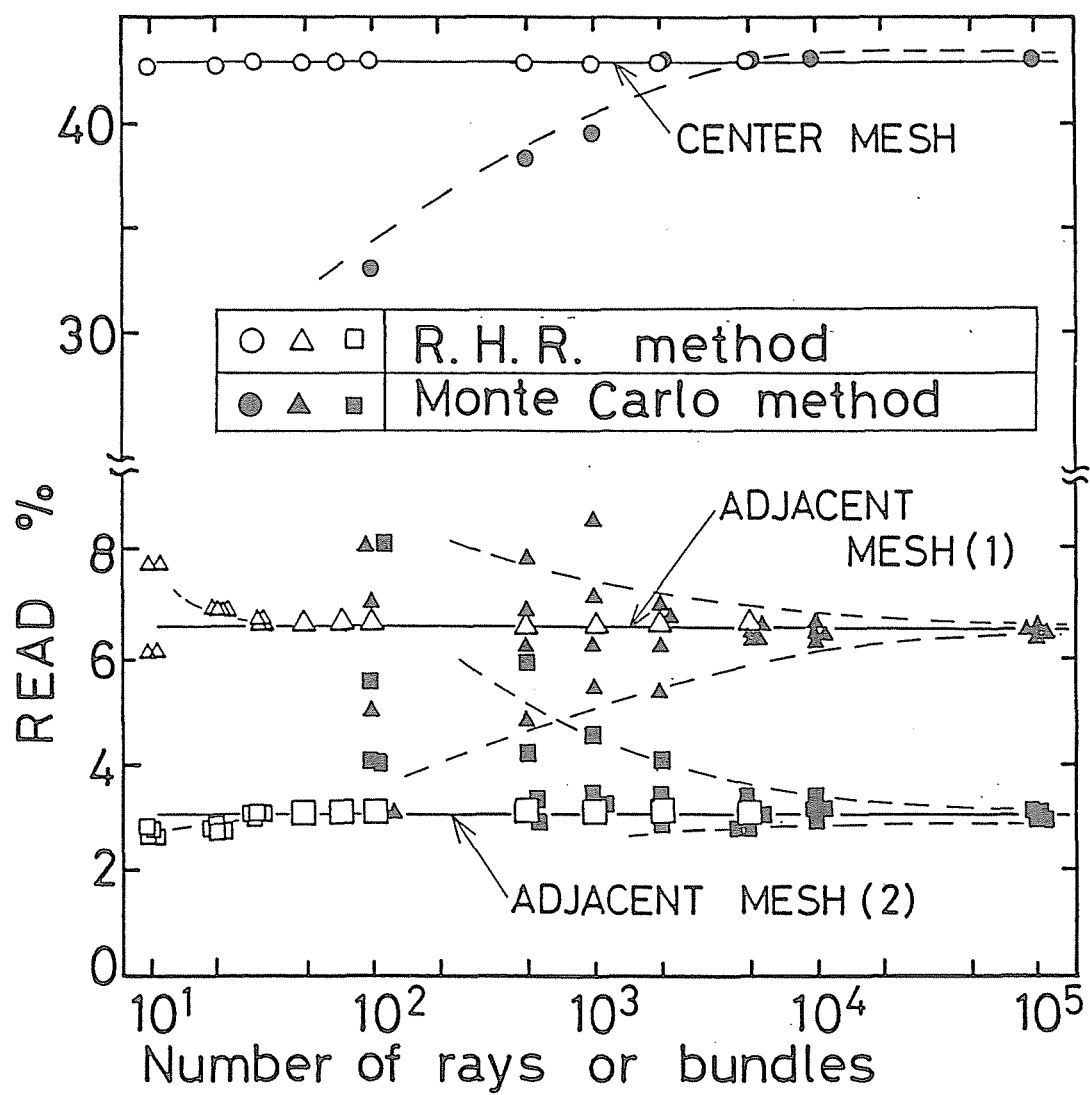


図 3 - 1 4 二次元モデルガス要素の
READ (1)

4要素のREADに明らかな差が生じるものの、50本以上では、最大でも0.2%の誤差で各4要素の値は一致しており、図中に△、□印で示したとおりである。これに対して、図3-14に黒い印で示したモンテカルロ法による結果では、隣接要素(1)、(2)のREADの値がエネルギー束数1万本の場合で最大10%、10万本の場合で2.8%の誤差を有しており、放射熱線法と同程度の精度を得るためには、さらに多くの放射エネルギー束数の必要なことがわかる。

図3-15は壁面でのREADを比較したものである。点放射源より壁面までの光学距離 k_1 が最短でも3.5と遠いため、点放射源より壁面に到達する熱エネルギーは、約2%（一面当り約0.5%程度）という条件である。同図より、モンテカルロ法による結果では、誤差が大きい、放射熱線法による結果では、熱線数が 10^2 本でも実用上十分な精度で解が求められていることがわかる。また、放射熱線法では、4つの壁面ともREADの分布傾向と各要素の値とは同じであるのに比べ、モンテカルロ法では、必ずしもあまりよい一致はみられなかった。このように放射熱線法は、計算精度がよく、しかも、計算時間も比較的短い放射熱伝達解析手法であることがわかったので、順次この手法の実用化を検討することとした。

(2) 有限の大きさのガス要素 での放射熱線法 (15), (17)

工業用火炉の解析では、有限の大きさの要素を用いて計算するので、以下のような検討が必要となる。まず、有限の大きさのガス要素として、

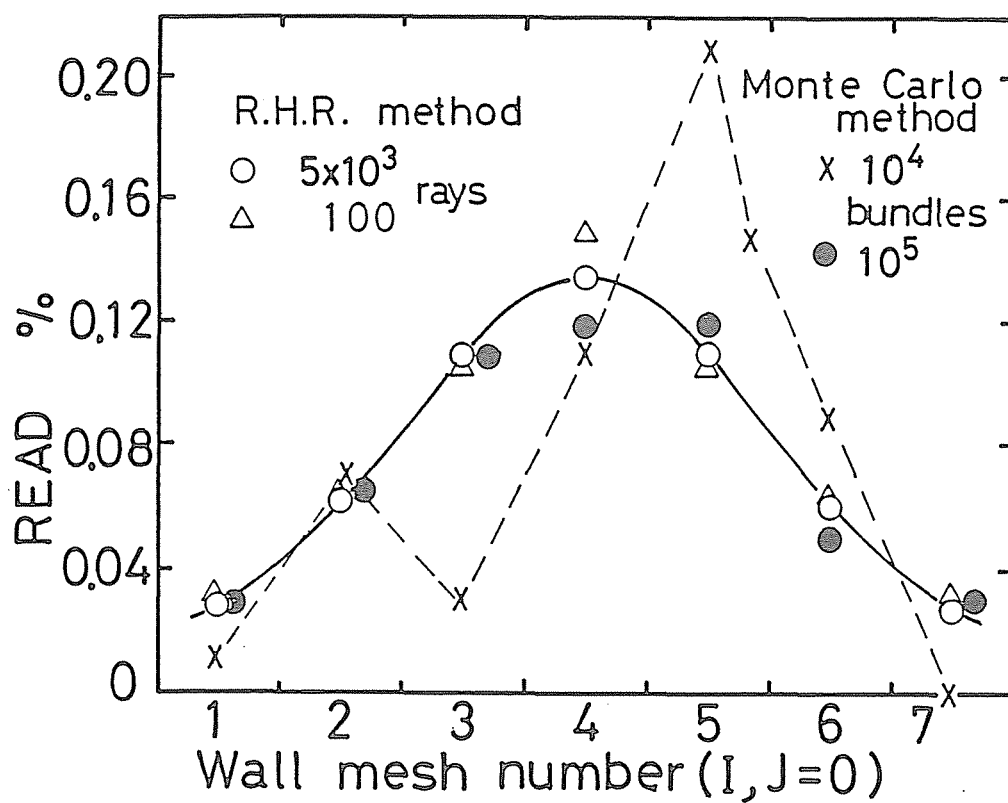


図 3 - 1 5 二次元モデル壁面の
READ (1)

図 3 - 6 に示すモデル中心の点放射源の存在する中心要素を考える。このガス要素の中に、前項 (1) で使用した点放射源を多数個、均一に配置し、その各々の点放射源から複数本の放射熱線を射出すれば、このガス要素のガス放射を模擬できるはずである。そこで、まず、図 3 - 16 内のモデル図に示すように、ガス要素内に n^2 個の点放射源を考え、各点放射源より 10^2 本の放射熱線を射出することとして検討を行った (全放射熱線数は $n^2 \times 10^2$ 本で n を 1 から 7 に変化させた)。この結果、図 3 - 16 の左側の結果のように、点放射源の数が多いほど、各々の値は、より正確に求まることがわかった。次に点放射源の数を 7^2 の一定として、熱線数の影響を検討した結果が図 3 - 16 の右側である (全放射熱線数は $7^2 \times N$ 本で N を 10 から 2×10^2 に変化させた)。同図より、全放射熱線数が 4.9×10^2 程度 ($N = 20$) でも各々の値は、十分な精度で求まっていることがわかる。次に、壁面の各要素での READ を検討した結果が図 3 - 17 であり、全放射熱線数を $7^2 \times 20 = 9.8 \times 10^2$ 本と比較的少なくしても、実用上十分な精度の解が求まっていることがわかった。

以上、二次元における解析例ではあるが、放射熱線法を適用すれば、あまり熱線数を増加させなくとも、十分な精度の解の求まることがわかった。放射熱線法を三次元へ拡張する場合を考えると、ただ点放射源の数を n^3 個とすればよいことになる。しかし、放射熱線数が $n^3 \times N$ 本必要となるため、条件によっては、多少計算時間が長くなることもあろう。そこで、ある程度の計算誤差を許容する実用的な解析手法を検討し、次の (3) 項に述べることにしたい。

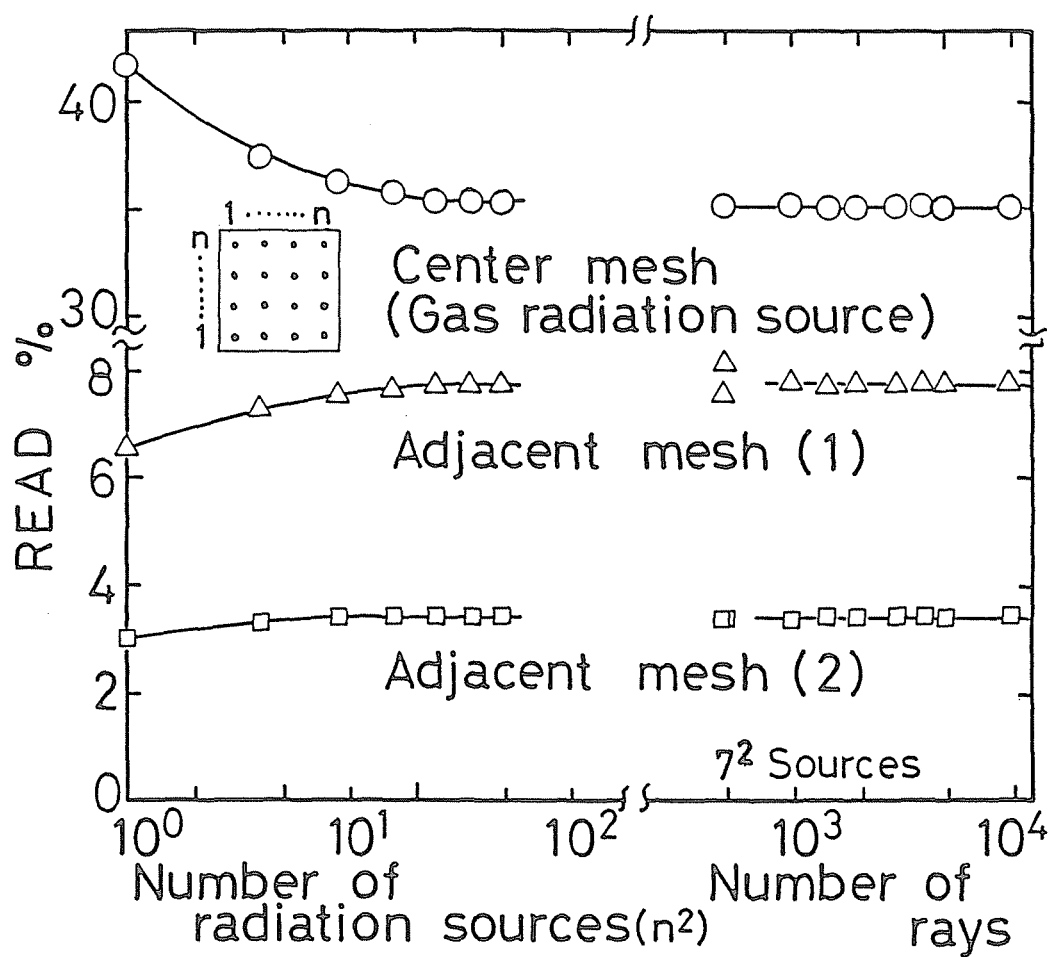


図 3 - 1 6 二次元モデルガス要素の
READ (2)

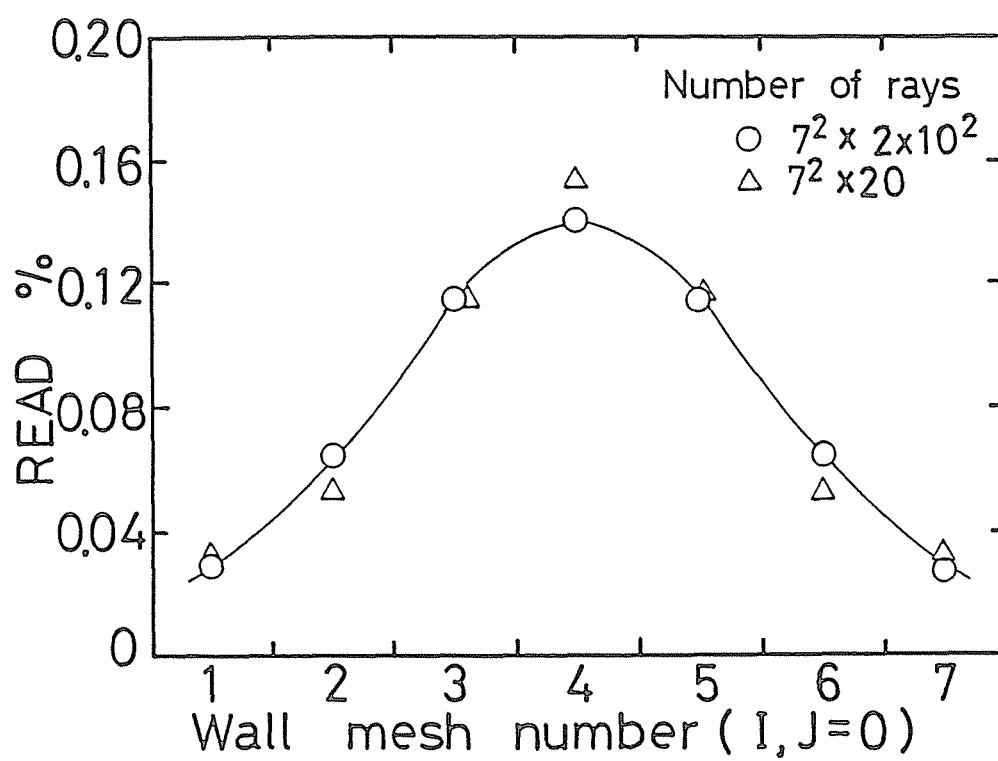


図 3 - 1 7 二次元モデル壁面の
READ (2)

(3) 三 次 元 簡 易 放 射 熱 線 法

(2) 項に述べたように、有限の大きさのガス要素に放射熱線法を適用するには、複数個の点放射源を使い計算することで、精度のよい解が得られることがわかった。同様の方法で三次元のガス要素にも適用できるものの、実用的見地から、多少の誤差を許しても放射熱伝達解析の計算時間ができるだけ現状で短くなるような手法が望まれている。この目的のため自己吸収係数を使用する計算手法の導入を検討することとした。

まず、引続き二次元モデルで検討することとし、図 3 - 6 の中心ガス要素に対して、要素中心に点放射源を 1 個設置して計算する場合について考えてみる。この計算モデルは、代表点を要素の中心に固定する方法であり、複数個の放射源の場合に比べて誤差が生じる。この計算誤差の傾向を検討した結果が図 3 - 1 8 であり、図 3 - 6 のモデルにおいて、 $l = 7 \text{ m}$ とし k の値を変化させて計算した場合に相当する。白印 $\bigcirc \triangle \square$ は前述の (2) 項の複数個の放射源により求めたより正確な解であり、黒印 $\bullet \blacktriangle \blacksquare$ の 1 個の点放射源の結果と比較することができる。両者の差は、 $k = 0.8 \text{ m}^{-1}$ の場合、中心要素で 20.3%，隣接要素 (1)、(2) で、それぞれ 12.6%，9.2% であった。同図より k が小さくなっても同程度の差があることがわかる。また、この差は中心要素と隣接要素 (1) でとくに大きいことがわかり、これを解決する方法として、中心要素について自己吸収係数を導入することが効果的と考えられる。

ここで導入する自己吸収係数とは、2.2 節で述べたように、ガス要素において、射出している放射エネルギーのうち、この着目しているガス要素自身に吸収される放射エネルギーの割合を意味している。また、自己吸収係数は、ガス要素の形状と吸収係数の値が定まれば、常に一定の値

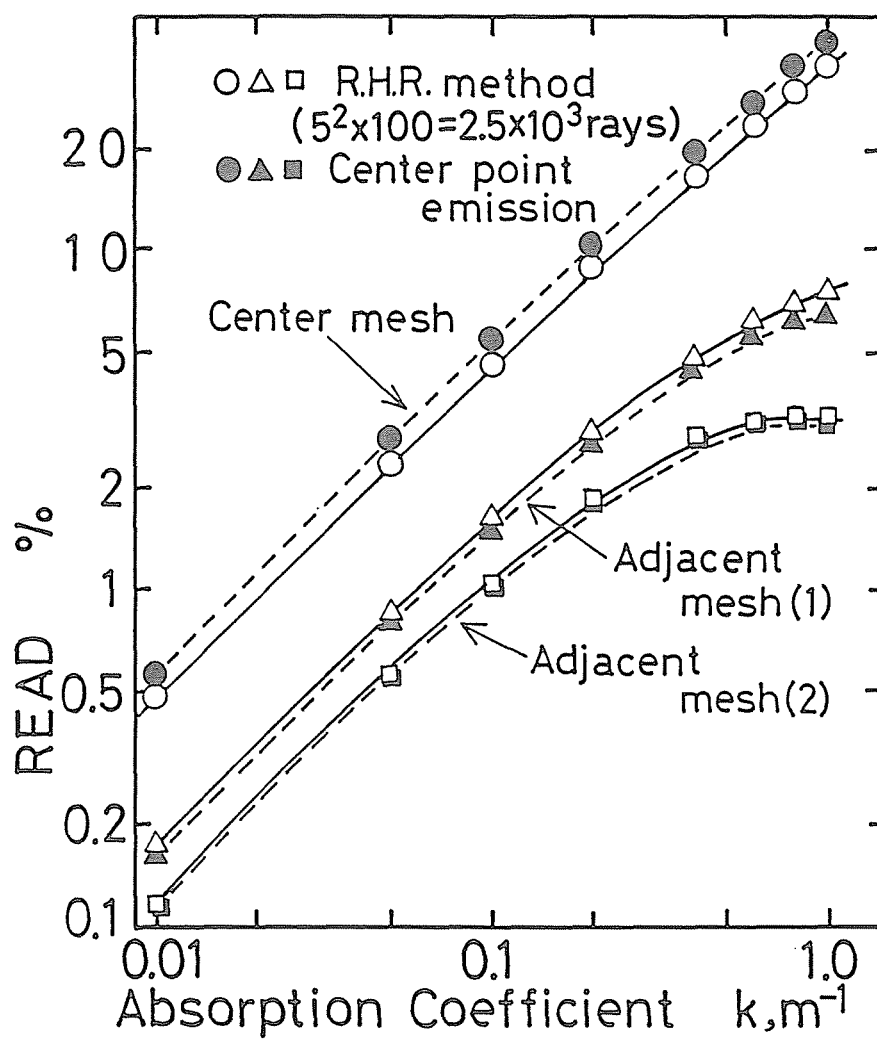


図 3 - 1 8 二次元モデルガス要素の
READ (3)

となり、標準的なガス形状に対しては、2.2節で示した簡易計算式を使用して容易に求めることができる。この自己吸収係数を導入し、射出源要素の自己吸収放射エネルギーの割合を既知のものとし、外部に移動する放射熱量の割合だけを求めるようにすることでも、READを計算できる。このようにして、求めたREADと放射熱線法のREADとを比べると、その計算誤差は図3-19に示すように隣接要素(1)、(2)で、上述の約10%以上の誤差を高々5%程度まで減少させることができた。ここで、この自己吸収係数を導入し、要素中心に点放射源を1個設置して計算する手法を本論文では、簡易放射熱線法と呼ぶこととする。また、同図中の黒印●▲■は、モンテカルロ法による結果であり、簡易放射熱線法より全般に誤差が大きくなっていることがわかる。

図3-20はパーソナルコンピュータ(日立MB-S1/30)による計算時間を比較したものであり、簡易放射熱線法(熱線数 10^2 本)による計算時間は151秒であった。これに対して、モンテカルロ法では、簡易放射熱線法に比べ30倍程度の計算時間が必要であった。モンテカルロ法において、 k が小さくなると計算時間が長くなる原因は、放射エネルギー束の平均吸収位置が射出されたガス要素から離れていくため、放射エネルギー束の追跡に必要な計算時間が長くなるためである。これに対して、放射熱線法では、熱線の持つ熱エネルギーが十分に小さくなるまで計算する方法であるから、計算時間はガスの吸収係数 k には影響されず、計算時間は一定となっている。

この簡易放射熱線法を三次元円筒火炉モデルに適用した例を以下に示すこととしたい。円筒火炉としては、3.3節で使用した図3-10の計算モデルを採用し、解析条件も同様とした。図3-21は簡易放射熱

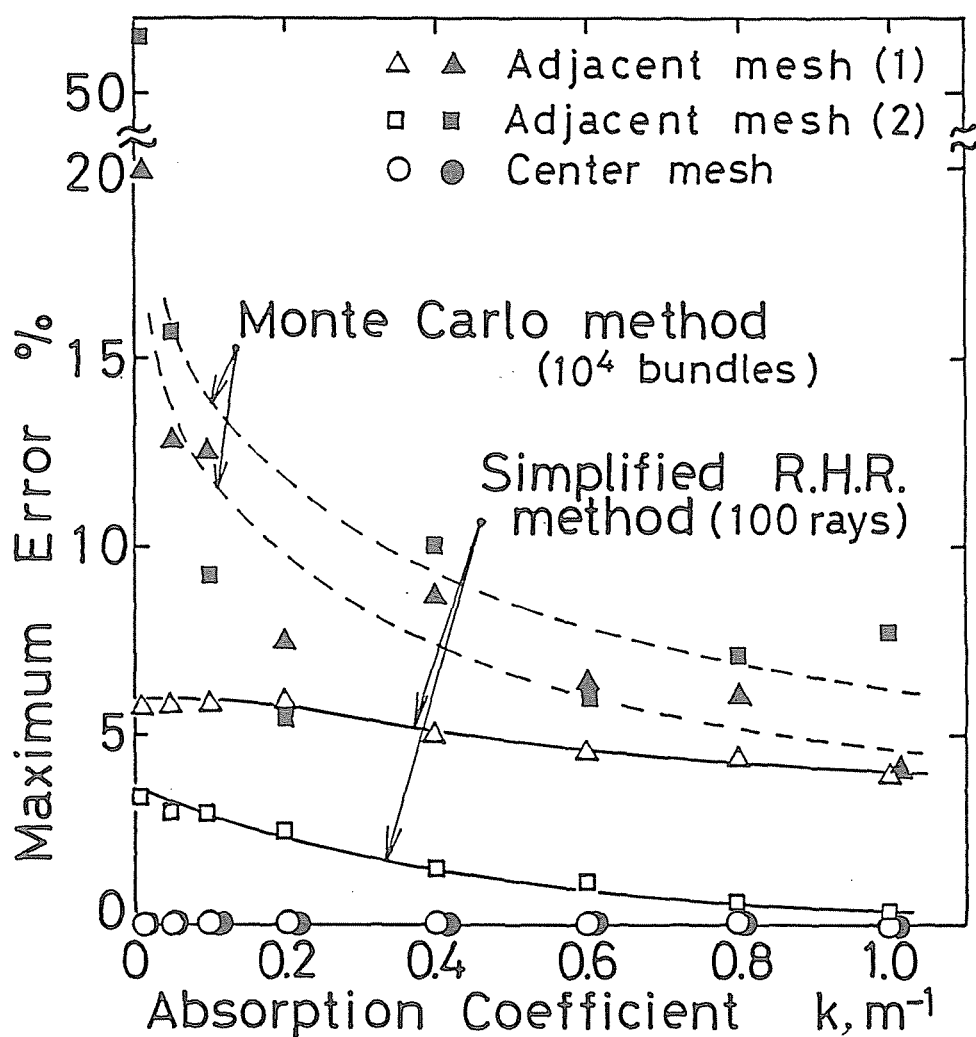


図 3 - 1 9 誤差の傾向

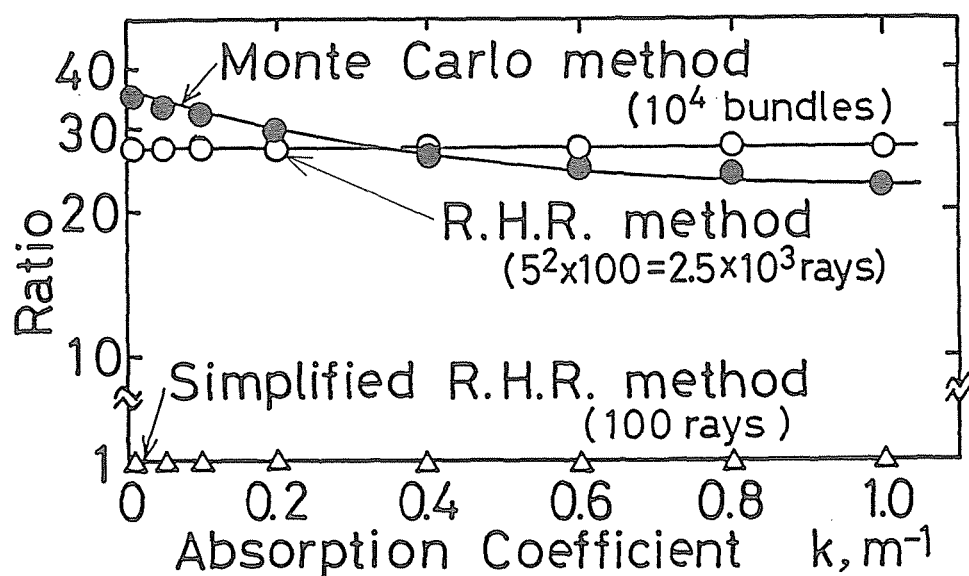


図 3 - 2 0 計算時間の比較

線法で求めた R E A D の例であり、図 3 - 1 1 のモンテカルロ法による結果と比べると、着目している要素（印）に対して対称要素（ $J = 2$ 、4 の要素）の R E A D の値が同じ値となっていることがわかる。次にこの R E A D を使って、火炉内の温度分布と壁面受熱量を求めた結果を図 3 - 2 2 に、また、比較のためにモンテカルロ法による結果を図 3 - 2 3 に示した。簡易放射熱線法とモンテカルロ法による結果を比較すると、温度で最大 6 %、受熱量で最大 4 0 % 程の差があるが、高温度側の要素や、高受熱量側の要素における差は、必ずしも大きくなっていない。このことは、火炎部の高温度側の要素では、その温度が熱発生量 q_h に支配されていることを意味し、また、高受熱量側の壁面要素では、その要素の近くの火炎部の要素からほとんどの放射エネルギーを受取っていると考えることができる。必ずしも全ての解析条件で、このような傾向になるとは、限らないが、簡易放射熱線を採用すれば、放射熱伝達の計算時間を大幅に短縮でき有効であるといえよう。しかし、もし放射熱伝達の効果が顕著な場合は、簡易放射熱線法ではなく、放射熱線法を適用し計算精度を向上させるなどの考慮を払えばよいのである。

3.3.3 放射熱伝達診断 ^{(16), (38)}

放射熱伝達診断とは、「放射の遠隔作用を考慮しながら、放射熱伝達による火炉内局所への熱エネルギー集中の原因を分析し、その熱エネルギーを分散させ均一化を計る方策を見つけ出す作業」のことである。

この放射熱伝達診断の例として、3.3節の円筒火炉モデルに適用した結果を示すこととしたい。図3-21に示すREADと図3-22に示す温度分布の解析結果により、最大受熱量となる要素（図3-22の回印）放射熱伝達診断を行うことができる。つまり、この回印の要素には、図3-21のREADの値からわかるように、回印の要素の放射エネルギーのうち、26.2%が回印の要素へ到達しており、この場合の到達熱量は図3-21の回印要素の温度が1445 Kであるので、これを式(2-6)に代入することで、求めることができる。このような手順により円筒火炉内の各要素から回印壁面への放射熱伝達量を計算し、全放射熱伝達量に対する各要素で要素の分担割合を求めたのが、図3-23の放射熱伝達診断図である。同図より、診断を行った壁面要素に直接、接した火炎要素からの受熱量が最も大きいこと、また、火炎部要素（ $I = 1 \sim 4$, $J = 2 \sim 4$ の12要素）より99%以上の熱エネルギーが伝達されていることなどがわかる。

この診断結果により、火炉壁面受熱量を均一にし火炉内最高温度を低下させるには、火炉半径方向への熱の授受が重要であり、火炎を火炉内に充満させることが効果的で、この場合は、各要素当りの発熱量 q_h が小さくなり、壁面受熱量と火炉内温度の均一化が行われることになる。このような条件で、温度分布と受熱量分布を計算した結果を図3-24、3-25に示した。上述のとおり火炎を火炉内に充満させることにより、

	1	2	3	4	5	6	7 $J \rightarrow$
1	0.5965	0.8849		0.8849	0.1193	0.0298	0.0298
2	1.6604	2.0779	11.3939	2.0779	0.3878	0.1193	0.1293
3	2.1376	2.3066	6.3830	2.3066	0.5369	0.1690	0.2585
4	2.1774	2.0680	4.1161	2.0680	0.6264	0.2187	0.3281
5		12.0899	26.1682	12.0899	2.8037	0.7556	%

$I \downarrow$

図 3 - 2 1 簡易放射熱線法による
READ

	1	2	3	4	5	6	7 $J \rightarrow$
	Temperature (K)						
1	9.19	1423	1445	1426	825	618	1.16
2	8.91	1412	1432	1415	812	613	1.20
3	7.89	1399	1417	1402	788	598	1.10
4	5.97	1373	1388	1375	743	571	0.92
5		9.06	10.56	9.27	2.71	0.85	$\leftarrow q_a \times 11.63 \text{ kW/m}^2$

$I \downarrow$

図 3 - 2 2 簡易放射熱線法の結果

	1	2	3	4	5	6	7 $J \rightarrow$
1	0	1.25	2.88	1.26	0.033	0.003	0
2	0	3.64	9.73	3.67	0.088	0.008	0
3	0	5.19	20.06	5.23	0.106	0.010	0
4	0	4.36	37.95	4.39	0.089	0.009	0
5		0		0	0	0	%

$I \downarrow$

図 3 - 2 3 放射熱伝達診断

火炎最高温度は100 K程度低下し、受熱量分布の不均一性も1
下程度に押さえることができる。

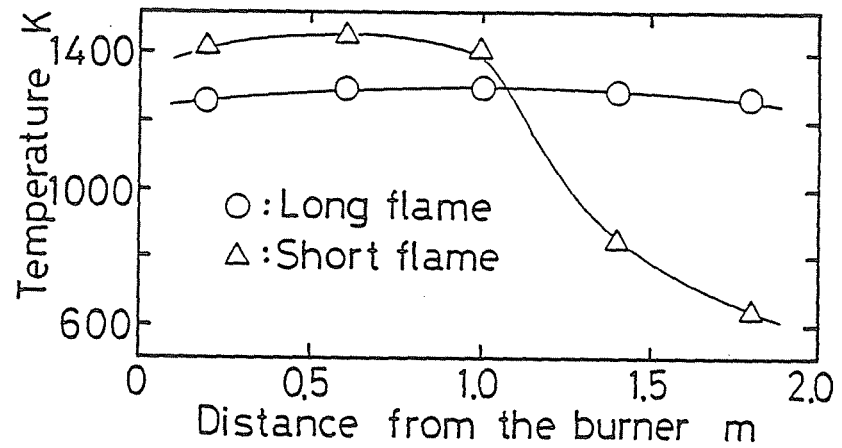


図 3 - 2 4 火炉中心軸上温度分布

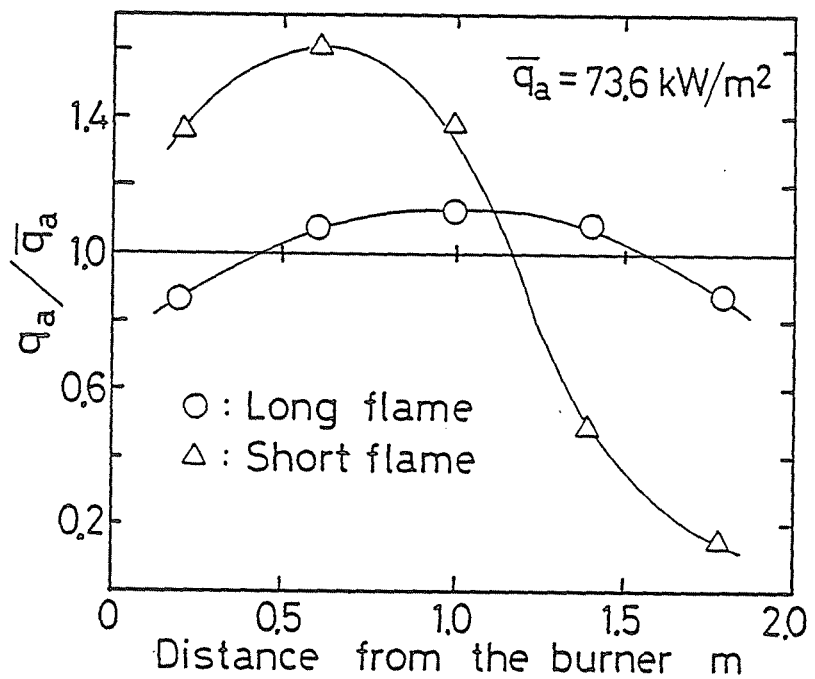


図 3 - 2 5 火炉壁面受熱量分布

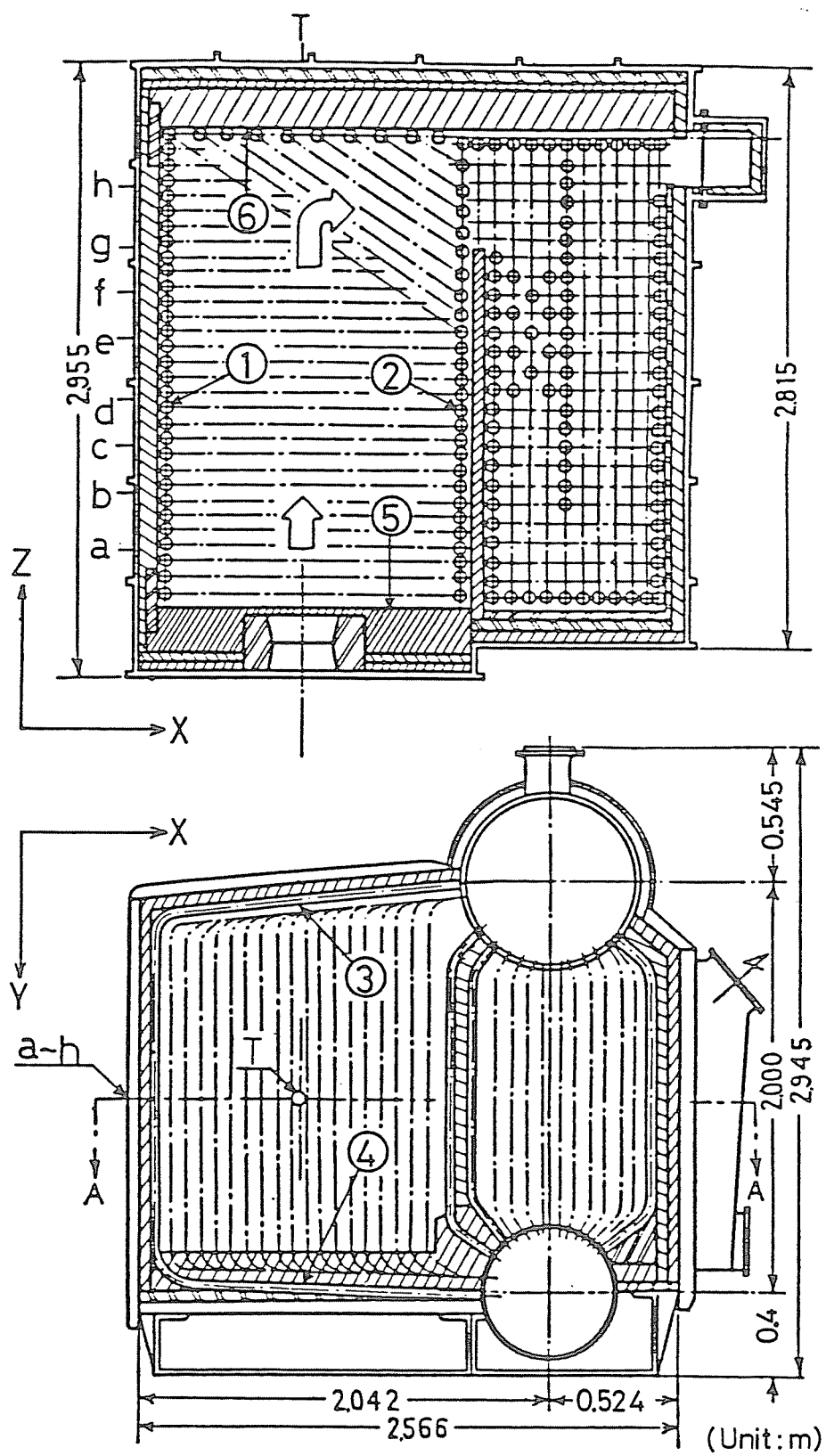


図 4 - 1 ボイラ概略図

表 4 - 1 ボイラ仕様

ボイラ型式	二胴曲管水管ボイラ	
蒸発量	最大連続負荷	2 0 0 0 k g / h
	経済負荷	1 5 0 0 k g / h
蒸気圧	最高使用	1 . 4 7 M P a
	常用	1 . 0 8 M P a
蒸気温度		飽和
伝熱面積	ボイラ本体	5 3 . 6 m ²
	水冷火炉	3 2 . 1 m ²
	合計	8 5 . 7 m ²
火炉容積		5 . 9 m ³
最大連続火炉負荷		3 0 1 k W / m ³
給水温度		2 9 3 K
空気温度		2 9 3 K
通風方式		強圧通風
燃焼方式		重油専焼

計算条件は、表 4 - 3 に示すとおりであり、火炎吸収係数は、解析上重要な値であるので、予め放射温度計および吸引温度計による測定結果から平均吸収係数を算出し⁽²⁹⁾、使用した。燃焼ガスの吸収係数は、 CO_2 と H_2O の放射率より求めることとした。また、火炉壁面温度は、水冷壁では蒸気圧力に対応した飽和温度に水管の熱抵抗を加算し、また、4、5 の壁面については、熱電対による実測値を使用した。

表 4 - 2 実験条件

実験番号	燃焼量 G_f (l / h)	火炎長さ L_f (m)	空気過剰係数	バーナ噴霧角
5 3 1	1 0 0	1 . 4 6	1 . 1	7 0 °
5 3 2	1 2 0	1 . 7 6		
5 3 3	1 5 0	2 . 0 5		
5 3 5	2 0 0	2 . 3 4		
5 4 1	1 5 0	2 . 3 4	1 . 3 2	5 0 °
5 4 2		1 . 7 6		
5 4 3		1 . 1 7		
5 5 2		2 . 3 4	1 . 2 6	

表 4 - 3 計算条件

放射吸収係数	火炎	0 . 7 7 m ⁻¹
	燃焼ガス	0 . 2 1 m ⁻¹
火炉壁面对流熱伝達率		1 6 . 3 W / (m ² K)

壁面番号	1	2	3	4	5	6
壁面放射率	1 . 0	0 . 9	1 . 0	0	0	0.8
壁面温度 K	4 4 5	4 4 5	4 5 5	9 3 0	9 8 0	4 4 5

4.2 三次元解析手法

解析に当っては、図4-1の火炉部分を高さ1.5 m, 横幅1.835 m, 奥行き2.34 mの直方体と考え、流動および燃焼解析を行うこととした。

4.2.1 流動の解析 (26) - (28)

火炉内の熱伝達における流動の影響を調べるため、均一流れ、二次元ポテンシャル流れ、および三次元粘性流れの3種類の流動について解析を行った。二次元ポテンシャル流れについては、 $x-z$ 平面上の二次元を考え、バーナ部より均一に流入、火炉出口より均一に流出するという条件で、緩和法により流れ関数を算出し質量速度を求めた。三次元粘性流れは、ベクトルポテンシャル⁽³¹⁾を導入し、同時反復法を用いて質量速度を求めた。数値解析法としては、三次元ナビエ・ストークス方程式と連続の式を式4-1で定義されるベクトル渦度を用いて結合した。この場合、下記の式(4-2)～(4-4)の定常状態における渦度移動方程式を用いている。

$$\vec{\zeta} = \nabla \times \vec{v} \quad (4-1)$$

$$-\nabla \cdot (\rho \vec{v} \zeta_x) + \mu_{eff} \nabla^2 (\rho \zeta_x) + \vec{\zeta} \cdot \nabla (\rho u) = 0 \quad (4-2)$$

$$-\nabla \cdot (\rho \vec{v} \zeta_y) + \mu_{eff} \nabla^2 (\rho \zeta_y) + \vec{\zeta} \cdot \nabla (\rho v) = 0 \quad (4-3)$$

$$-\nabla \cdot (\rho \vec{v} \zeta_z) + \mu_{eff} \nabla^2 (\rho \zeta_z) + \vec{\zeta} \cdot \nabla (\rho w) = 0 \quad (4-4)$$

ここで、 ∇ はハミルトン演算子、 ∇^2 はラプラス演算子である。

次にこの場合の流れ関数 ϕ を考えると、 $\vec{\phi}$ は一組の三次元流れに対して、そのままでは存在せず、流速が $\nabla \times \phi$ から求められるベクトルポテンシャル

$\vec{\phi} = \phi_x \vec{i} + \phi_y \vec{j} + \phi_z \vec{k}$ を考えることとなる。ここで、

$$\vec{v} = \nabla \times \vec{\phi} \quad (4-5)$$

である。式(4-1)、(4-5)より次式が得られる。

$$\nabla^2 \vec{\phi} = -\vec{\zeta} \quad (4-6)$$

以上により火炉内三次元粘性流れを解くことができる。

4.2.2 燃焼の解析および 発熱量分布の検討

(1) 燃焼の解析 (26)-(28)

ボイラなどの火炉内における燃焼反応については、流動が複雑で状況の把握も困難であることから、詳しい燃焼解析が行われた例は殆どなく、種々の燃焼モデルが提案^{(32), (33)}されているものの、流動および拡散等と燃焼反応との関係等が必ずしも明確でなく伝熱現象との関連に至っては皆無といえよう。このため、図4-2(a)の火炎形状と式(4-7)で表現される指数関数式によるz軸方向への推定発熱量分布を与え、

火炉内の燃焼現象を模擬して解析を進めることとした。この燃焼解析にて採用する仮定は以下のとおりである。

燃焼室内を吸収係数の値が異なる発熱要素（火炎）と非発熱要素（燃焼ガス）とに区分する。

火炎形状は、図4-2（a）の形状とし、火炎の長さは実験時の観察により、また、その開き角度はバーナの噴霧角度（ β ）より推定する（表4-2参照）。

バーナ軸に直角な平面上で発熱量分布は一樣とし、 z 軸方向に次式で定義される発熱量分布を有するものとする。

$$H_z = 1 - \exp(-6.9(t_1 \cdot t / t_z)^{m+1}) \quad (4-7)$$

ここで、 t_1 は時間についての係数、 m は指数、 t_z は燃焼時間であるが、 t_z は火炎長さをバーナ軸上における平均ガス流速で除して求めた。

（2） 発熱量分布の検討

図4-1の三次元解析モデルに式（4-7）の指数関数式を代入して火炉内温度分布と壁面受熱量分布を算出し、このどちらの計算結果も測定結果とよく一致するように、式（4-7）の指数 m 、 t_1 を変化させ、最適な発熱量分布の推定を行なうこととした。この検討では、流動の解析を前述の三次元粘性流れ、放射熱伝達の解析をモンテカルロ法により行っている。図4-3は、式（4-7）の指数 m 、 t_1 に対する挙動を示したものである。同図より、 $m = -0.7$ の一定条件にて t_1 を減少させた場合、火炉入口部での発熱割合が減少して下流部で増加することが分かる。また、 $t_1 = 1$ の一定条件にて、 m を大きくすると、火炉入口部での発熱割合が急減し、発熱量最大のピークが下流側にずれること

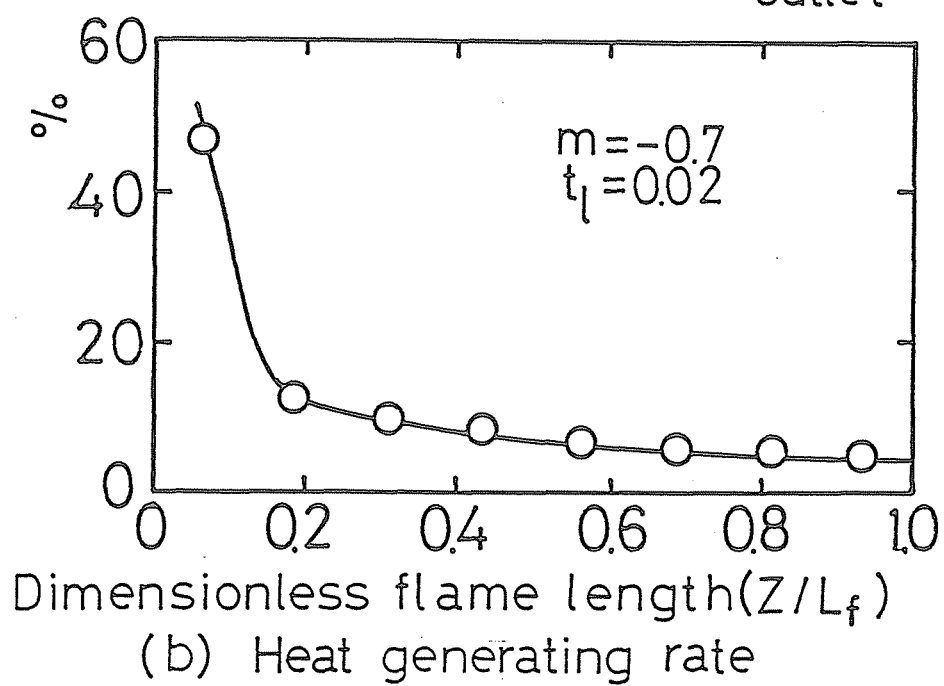
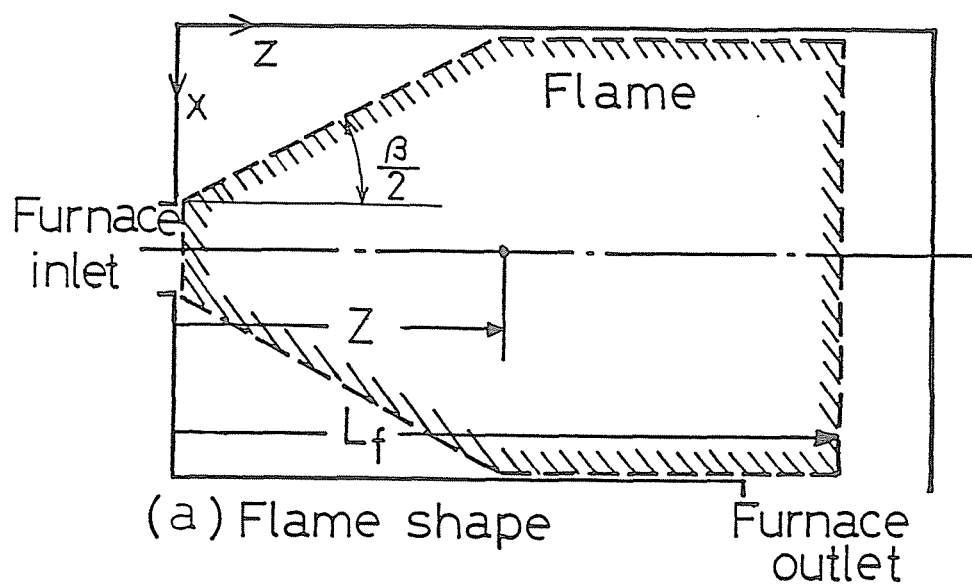


図 4 - 2 火炎モデル

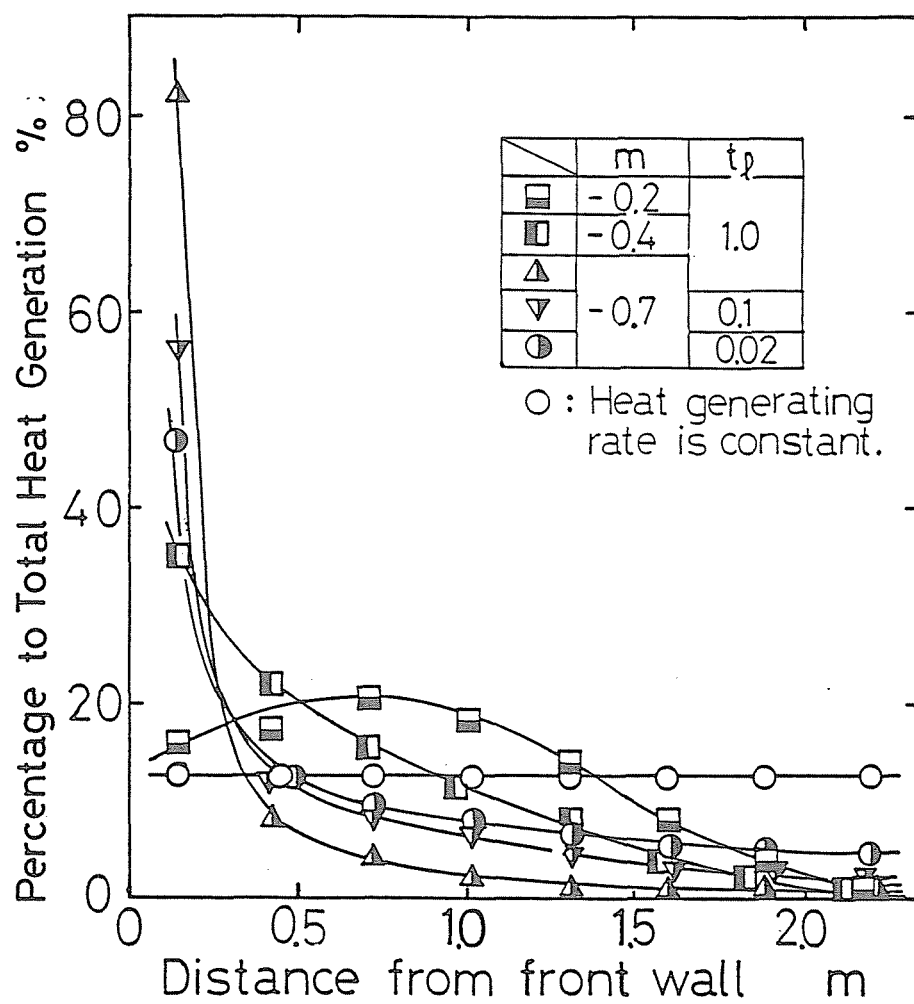


图 4 - 3 発熱量分布

が分かる。なお、これらの発熱量分布パターンに加え、参考のため、従来の均一な発熱量分布も合わせて示してある。

図4-4、4-5に t_1 が一定の場合の、また、図4-6、4-7に m が一定の場合の火炉内中心軸上温度分布と火炉壁面受熱量分布の解析結果と実験結果の比較を示した。図4-4、4-5より m を小さくして火炉入口での発熱割合を増加させると、この部分における温度が上昇し、また壁面への受熱量も増加することがわかる。これは、入口部では火炎が火炉内に充満しておらず、火炎と火炉壁面との間に吸収係数の小さい燃焼ガスが存在しているため、中心軸上の温度上昇が直接、壁面の受熱量の増加に結びつくものと考えられる。これに対して、入口部から1.5 m程度の下流域では、中心軸上の温度が等しいにもかかわらず、 m の大きい方が壁面受熱量が大きくなることが示されている。これは、その部分で吸収係数の大きい火炎が火炉内に充満しているため、中心軸上よりむしろ壁面近傍の火炎温度が壁面受熱量に影響しているためである。すなわち、 m の小さい場合（入口付近で発熱量分布にピークがある場合）には、中心軸上では、この熱量が流動により下流に移動しその部分で比較的高温を保っているのに対して、壁面近傍では上流からの熱量の流入があまりなく、また、対象領域付近では入口付近の発熱量分布のピーク位置から離れており、このため温度が中心軸上に比べかなり低くなっている。これに対して、 m の大きい場合には、中流で発熱量分布にピークがあるので、対象領域付近での発熱量分布が高くなっており、このため中心軸上と壁面付近との温度差が少ないのである。したがって、壁面付近の火炎温度は m の大きい方が高くなっており、これが図4-5の中流分布で m の大きい場合に受熱量が増加している理由である。図4-4、

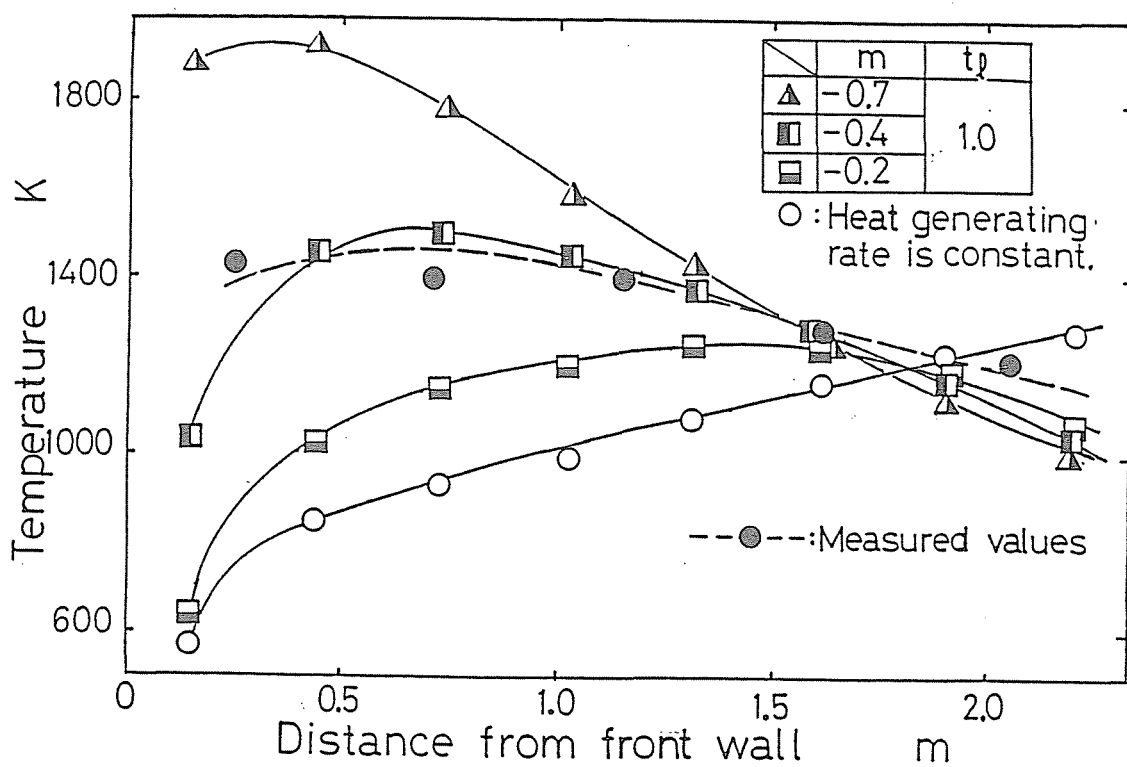


図 4 - 4 温度分布への影響 (1)

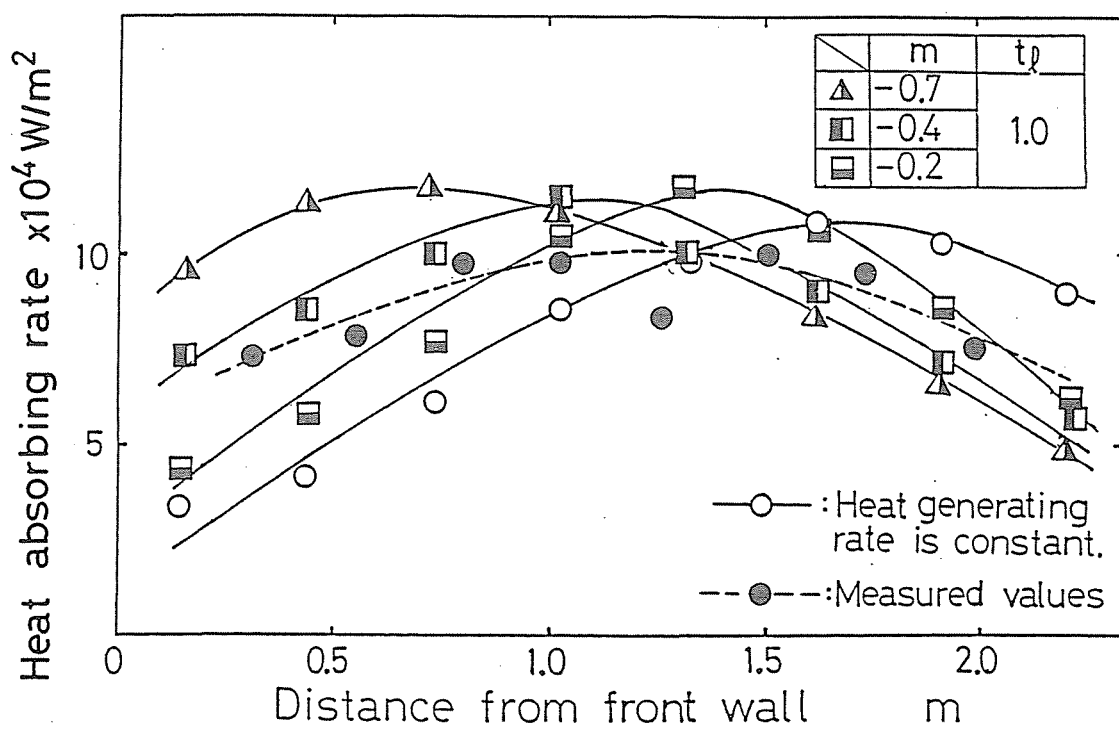


図 4 - 5 壁面受熱量分布への影響 (1)

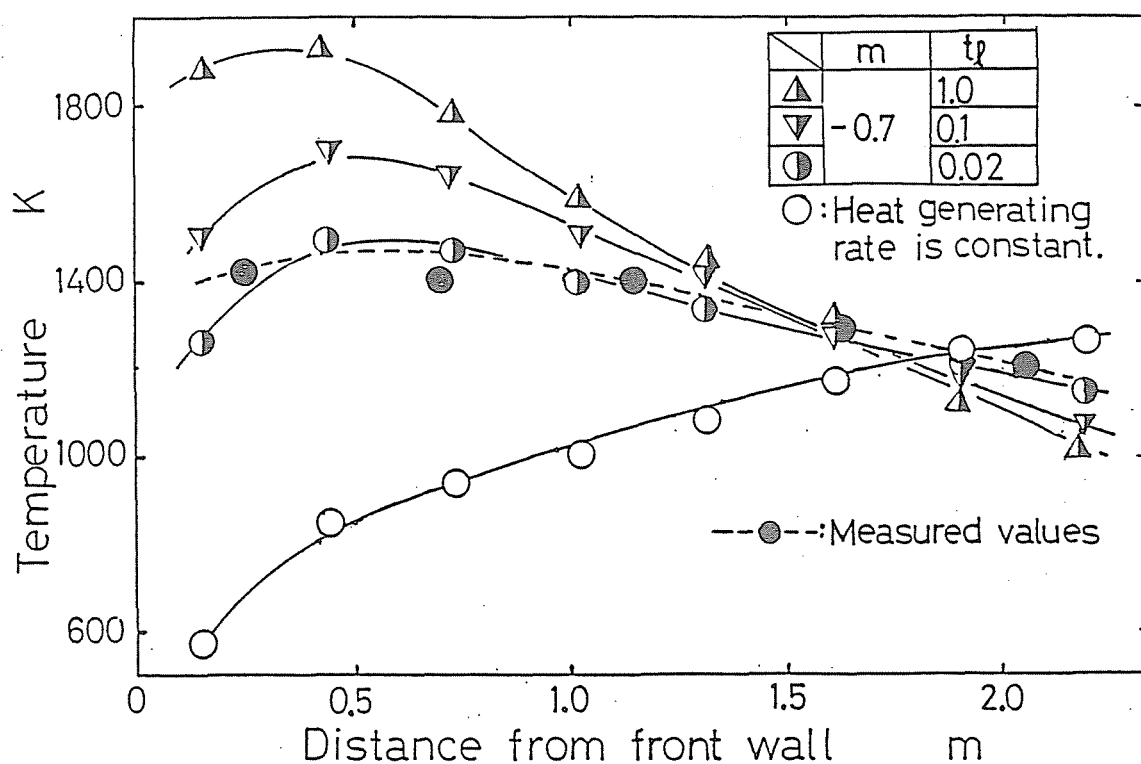


図 4 - 6 温度分布への影響 (2)

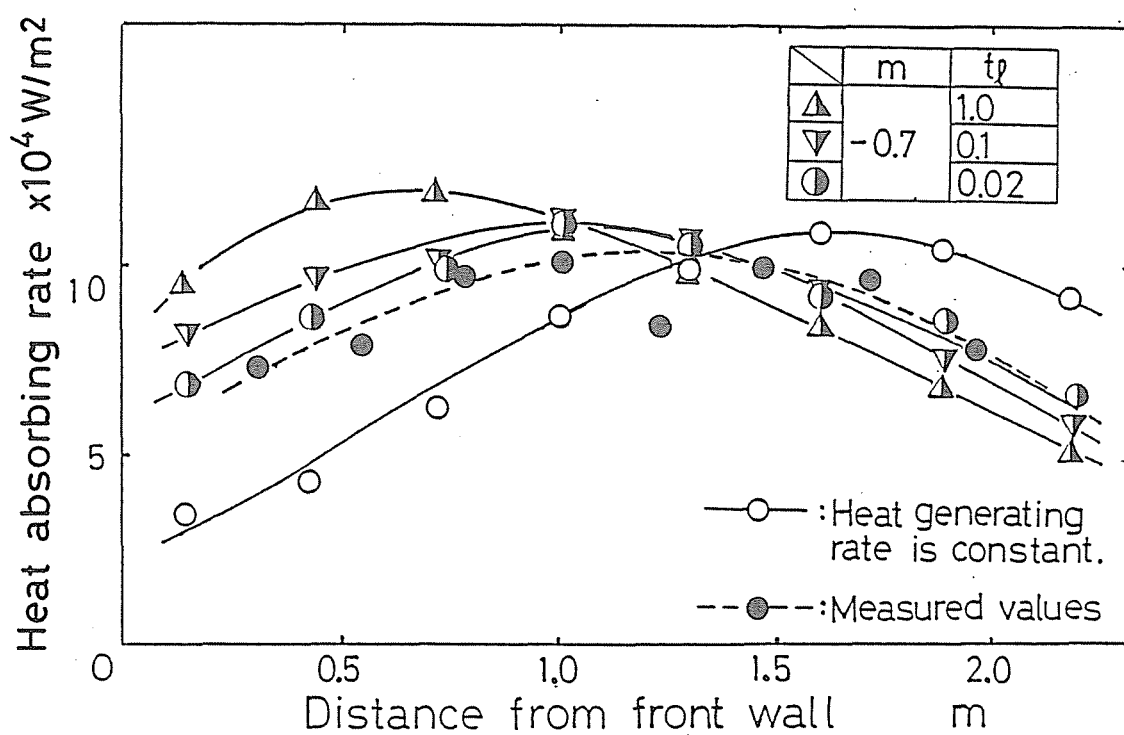


図 4 - 7 壁面受熱量分布への影響 (2)

4-5 で $t_1 = 1$ 一定とした場合、 $m = -0.4$ で温度分布が実験値と合致しているが、受熱量分布に差が生じている。これに対して、図 4-6、4-7 で $m = -0.7$ 一定として t_1 を変化させた場合、 $t_1 = 0.02$ で温度分布、発熱量分布とも比較的实验値と良い一致を示していることがわかる。以上のことから、火炉モデル重油燃焼バーナにおいて、実験番号 552 (表 4-2 参照) の燃焼条件で $m = -0.7$ 、 $t_1 = 0.02$ とすれば、適正な推定発熱量分布を与えることができることが認められた。

4 . 3 流 動 様 式 の 検 討

4 . 2 . 2 . 項にて求めた発熱量分布推定式を用いて、火炉内熱伝達に及ぼす火炉内流動様式の影響を検討することとした。この場合の流動様式としては、4 . 2 . 1 項に述べたように、図 4 - 8、4 - 9、4 - 10 に示す 3 種類の流れを採用している。図 4 - 8 の均一流れの場合には、火炉壁前面（図 4 - 1 の 5 番壁面）より流入し、直進して火炉壁後面の（図 4 - 1 の 6 番壁面）より流出するものとし、また、火炎は火炉内一杯に充填しているとした、最も単純な解析条件を考えている。

二次元ポテンシャル流れの場合は、 $x - z$ 平面上の二次元条件であり、火炉入口から流入した流れは火炉内で急激に広がり、均一流れとなり、その後火炉後部の出口より均一に流出する、比較的实际に近い流動様式である。

三次元粘性流れの場合は、火炉中心軸上の質量速度が大きく、火炉入口部周辺で循環域を有する流動様式となる。この流動様式は実験時における火炎の広がりなどの観測結果や燃焼用空気の流入状況を考慮して妥当なものと考えられる。解析に使用した実効粘性係数の値は、従来より経験的に定めることが多く、ここでは、火炎の広がり状態を考慮して、 $2.9 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ とした。この場合、火炉入口部での循環領域の大きさは、空気過剰係数、燃焼負荷等により多少変化することとも考えられるので、実効粘性係数を $4.9 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ に増加させ、循環領域を減少させた場合についても検討の対象とした。

図 4 - 11、4 - 12 にこれらの流動様式に対応した火炉中心軸上の温度分布と壁面受熱量分布を示した。同図より、均一流れ、ポテンシャ

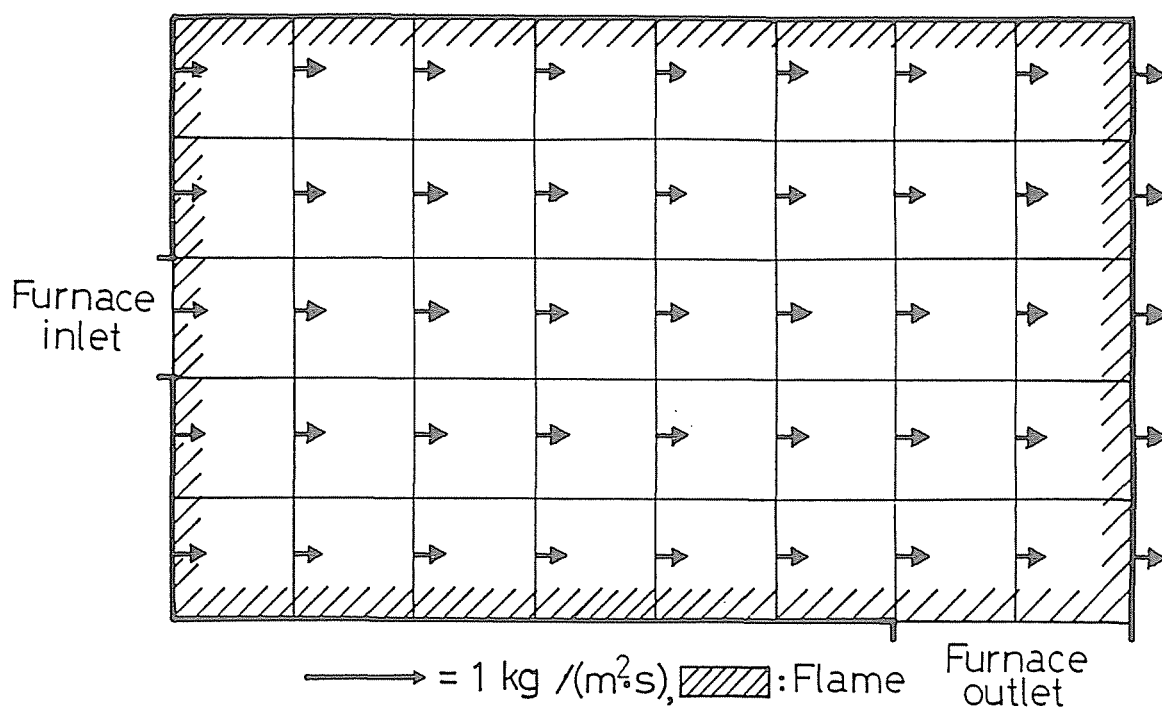


図 4 - 8 均一流れの火炉内質量速度分布

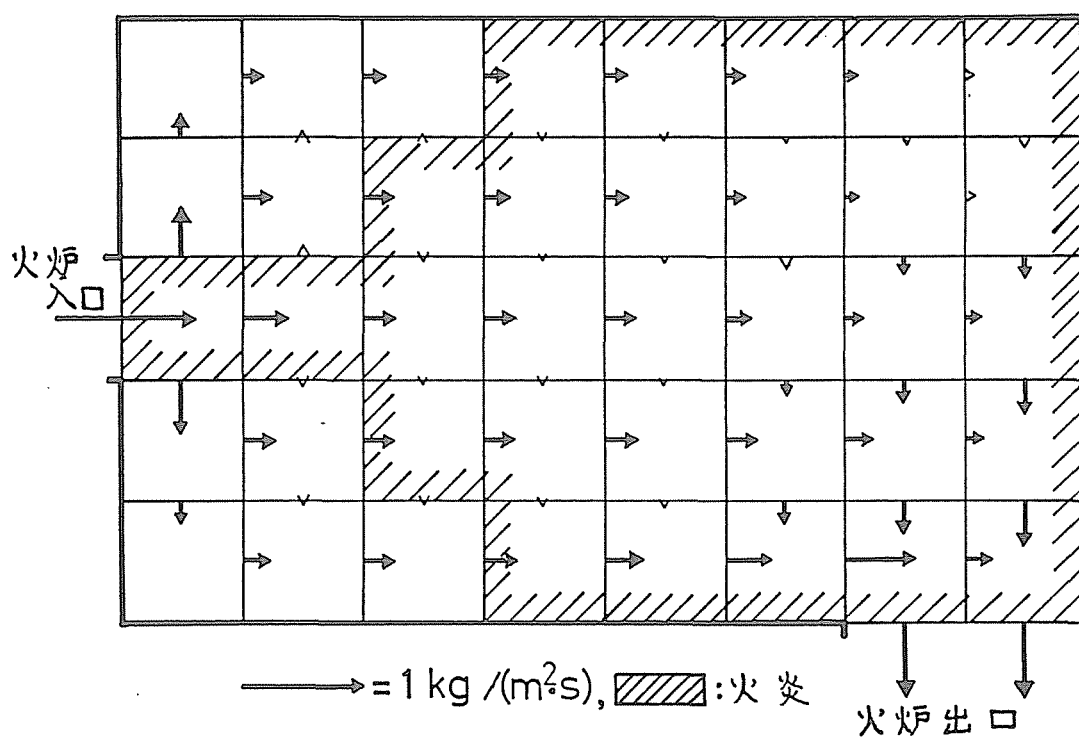


図 4 - 9 二次元ポテンシャル流れ
の火炉内質量速度分布

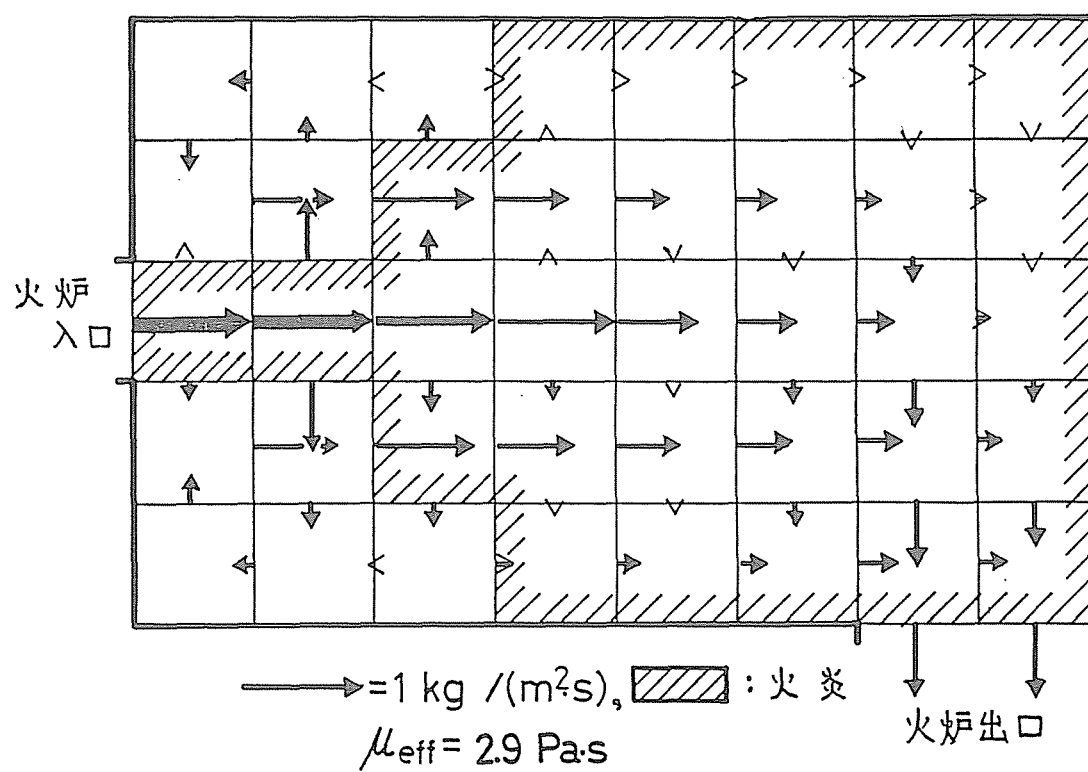


図 4 - 1 0 粘性流れの
火炉内質量速度分布

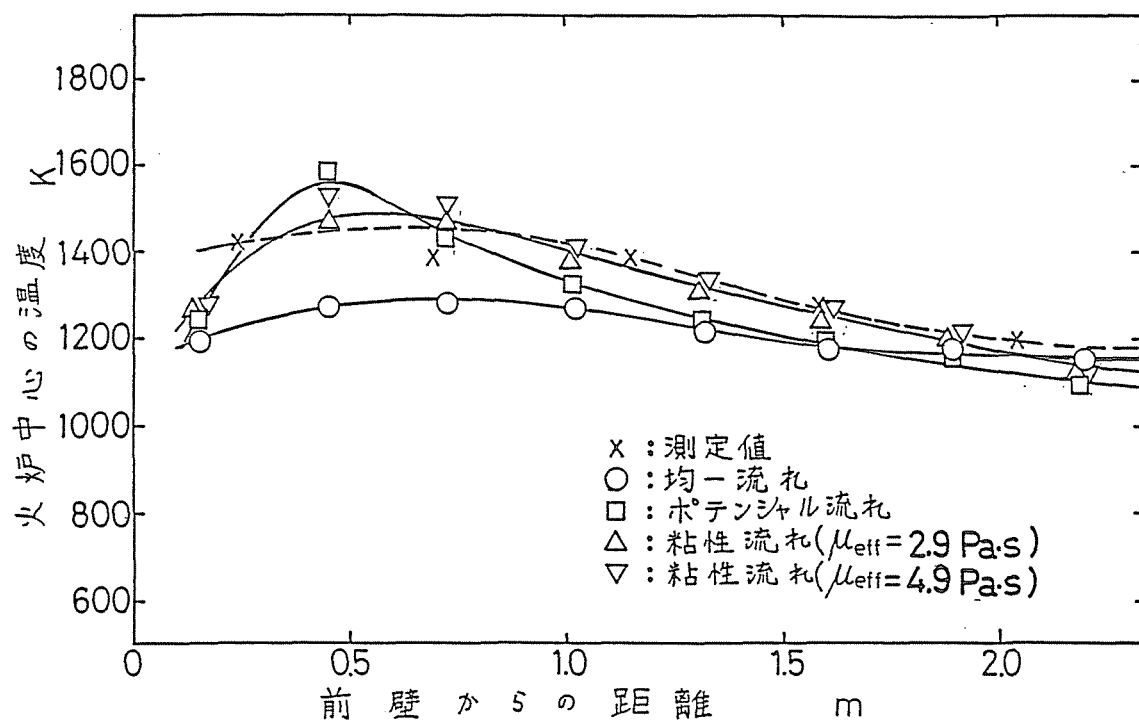


図 4 - 1 1 火炉中心軸上の温度分布

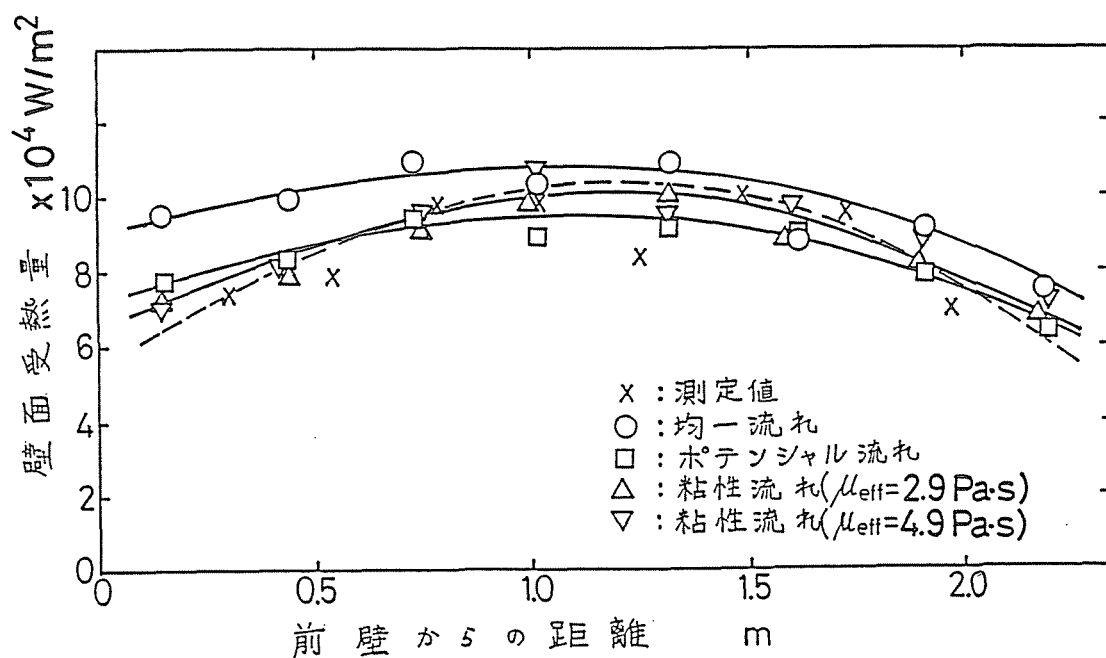


図 4 - 1 2 火炉壁面受熱量分布

ル流れでは、三次元粘性流れに比べて、測定結果からの差が大きくなっていること、また、三次元粘性流れにおける実効粘性係数の影響はあまり大きくないことがわかる。均一流れでは、火炎が火炉内に充填しているため、中心軸上の発熱量分布が他の流れ様式の場合に比して低く、したがって中心軸上の温度が低下し、壁面受熱量が増加している。

図4-4～4-7と図4-11、4-12の比較により、火炉内の熱伝達に対し、流動様式の違いが与える影響は、発熱量分布の影響に比べて小さいことがわかる。したがって、本論文の三次元粘性流れの解析手法を火炉内熱伝達の解析に組み込むことができれば、発熱量分布の推定が適正の場合、妥当な温度分布および受熱量分布が得られるであろう。また、この解析モデルを用いることにより、温度分布および受熱量分布の実験結果が得られれば、発熱量分布を逆算することにより、今後この発熱量分布に関するデータの蓄積が可能である。

4.4 実験結果との比較

4.4.1 発熱量分布の推定

燃焼条件として、表4-2に示すように燃焼量 (G_f) $100 \sim 200$ l/h, 空気過剰係数 (ϕ) を $1.1 \sim 1.61$ まで変化させた場合の8条件を設定し実験した。これらの実験結果と各実験条件に対する解析結果とを比較検討することにより、式(4-7)に基づいて発熱量分布の推定式を検討することとした。検討に際しては、 m を一定として、 t_1 を変化させ種々の発熱量分布により解析した結果から実験結果とよく一致する t_1 を選定し、全ての実験条件に対しても適用できる値を求めることとした。その結果、 t_1 の大きい値は火炎が火炉内に充満した条件に相当し、小さい値は燃焼量の最も少ない条件に相当していることがわかった。さらに、この t_1 と燃焼条件 (ϕ 、 G_f) の関係についてまとめた結果、図4-13のように $G_f / \phi^{0.5}$ をパラメータとして整理できることが示された。同図より、空気過剰係数 ϕ が 1.1 と一定の場合、燃焼量 G_f を増加させると t_1 も増加し、或る燃焼量以上では一定値に近づくことがわかる。この値は、 L_f が 2.34 m で火炉内に火炎が充満した場合の値に相当している。以上のことから、火炉形状、燃料の種類、バーナ形式などが決まると、発熱量分布は燃焼量と空気過剰係数が与えられれば推定可能であることがわかった。

4.4.2 空気過剰係数および 燃焼量の影響

(1) 空気過剰係数の影響

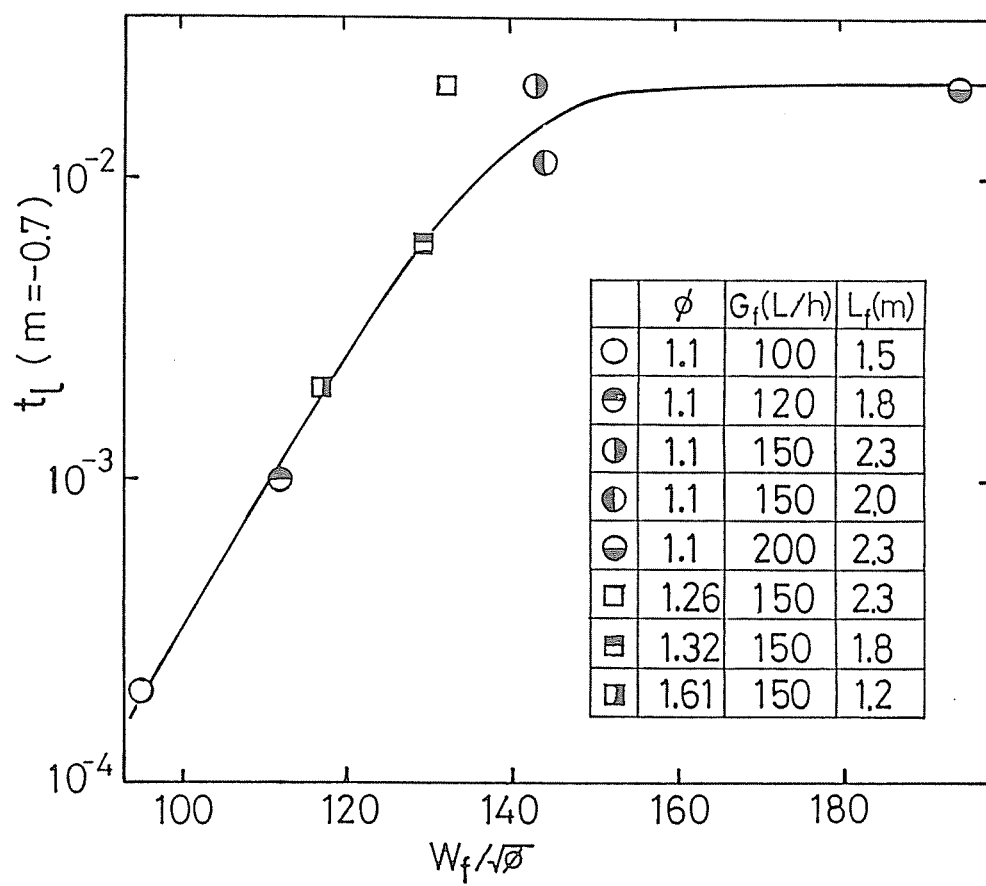


図 4 - 1 3 $t_l - W_f/\sqrt{\phi}$ 線図

図4-13による t_1 の値を式(4-7)に代入して求めた発熱量分布を用い、燃焼量を $1501/h$ と一定にし、空気過剰係数を1.1から1.61まで変化させた場合、火炉中心軸上の温度分布と火炉壁面受熱量分布の解析結果と実験結果を比較すると図4-14、4-15のとおりとなる。図4-14より、空気過剰係数が増加すると、中心軸上の温度分布の実験結果は低下している傾向を有している。これに対して、実線の解析結果も、一部を除いて実験結果と良く合っていることがわかる。図4-15については、空気過剰係数の違いによる実験結果の傾向が明確でないため、はっきりしたことは言えないものの、解析結果と実験結果は比較的良く一致しているといえよう。

(2) 燃焼量の影響

前述と同様に、図4-13の t_1 を代入して式(4-7)より求めた発熱量分布を用い、空気過剰係数1.1と一定にし、燃焼量を $100 \sim 2001/h$ と変化させた場合の解析結果と実験結果を比較すると図4-16、4-17のとおりとなる。図4-16より、解析結果、実験結果とも燃焼量の増加に伴い、中心軸上温度が増加しており、火炉内下流側の一部を除いて比較的良く一致している。また、図4-17より、燃焼量の増加に伴い、壁面受熱量の解析結果、実験結果はいずれも増加しており、その値のピークが火炉前壁から $0.8 \sim 1m$ の距離にあることも含め、両者は比較的良く一致していることがわかる。

4.4.3 解析結果の検討

火炉内中心軸上の温度分布の解析結果と実験結果を比較し、両者の比

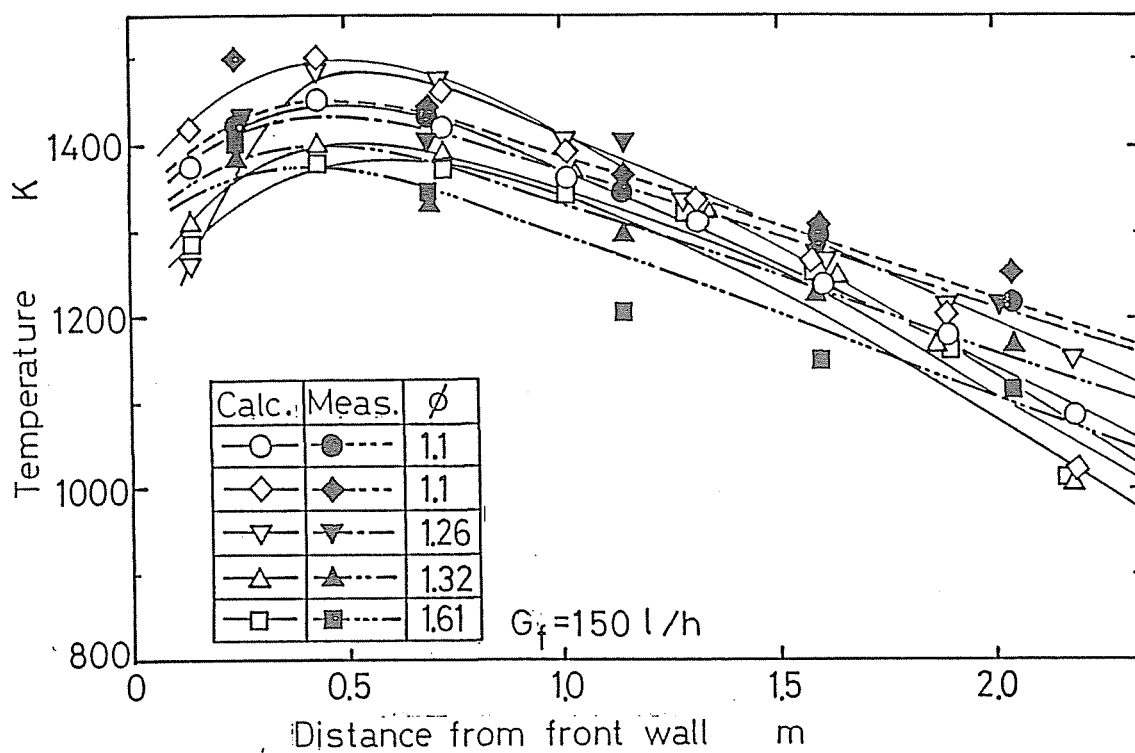


図 4 - 1 4 空気過剰係数の影響 (1)

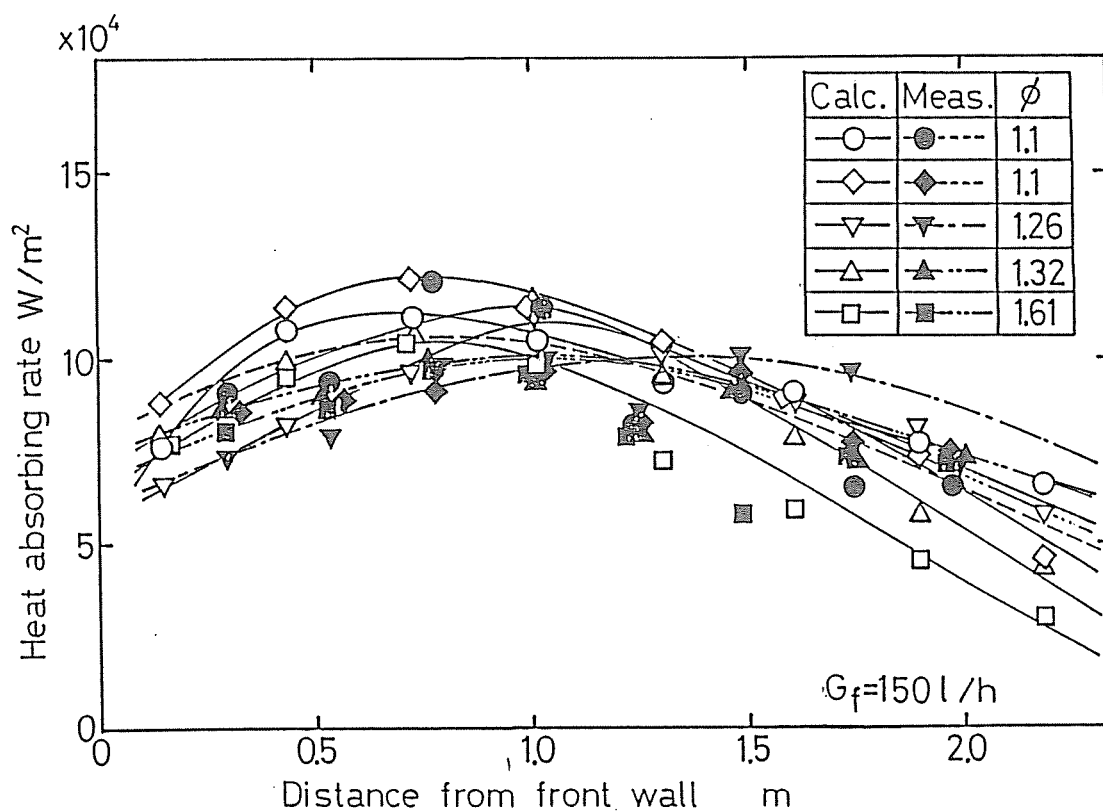


図 4 - 1 5 空気過剰係数の影響 (2)

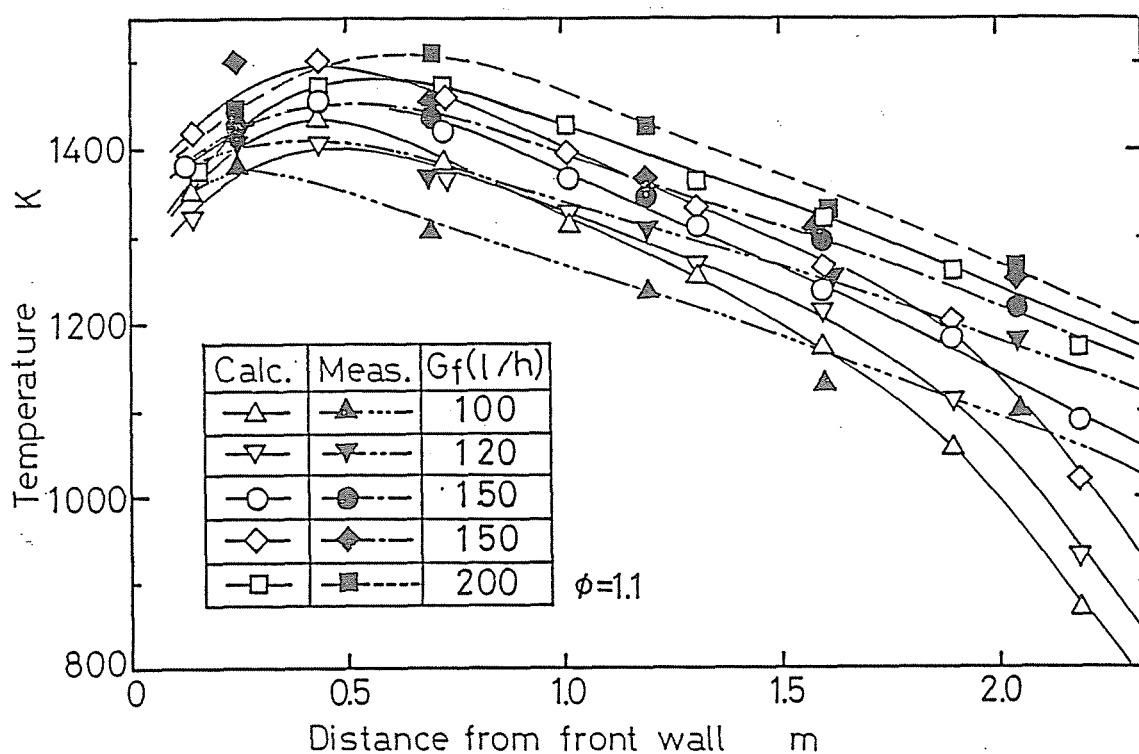


図 4 - 1 6 燃焼量の影響 (1)

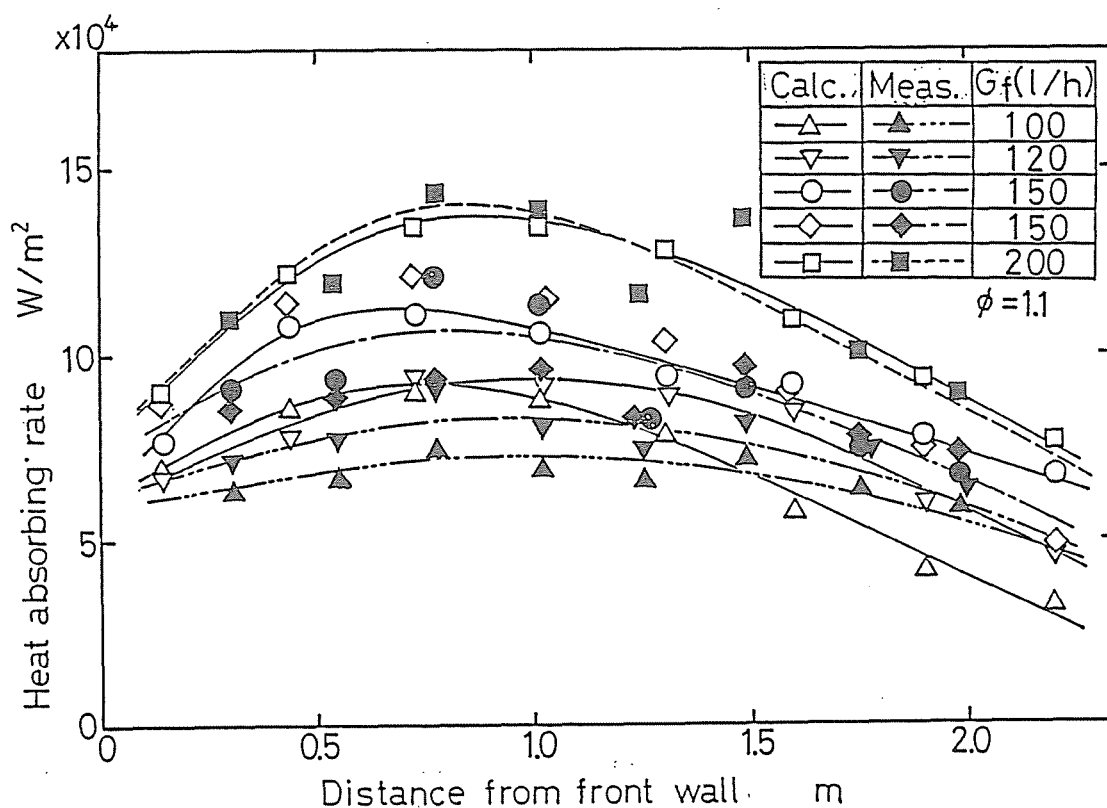


図 4 - 1 7 燃焼量の影響 (2)

を全実験条件に対してまとめ図4-18に示した。同図の横軸は火炎長さで無次元化したバーナノズルからの距離であるが、この値が1.0以下すなわち火炎内部で解析結果が実験結果と合併していることがわかる。しかし、火炎外部の領域でも $\pm 10\%$ 程度の誤差の範囲に納まっており、全体として十分実用に供しうるものと考えている。

以上のように、三次元粘性流れによる流動解析、指数関数形式で推定した発熱量分布と実際に近い形状の火炎を対象とした燃焼解析、放射および対流の共存熱伝達の解析を組み合わせることにより、実際の火炉における熱伝達の解析に際し、その手法が十分適用可能であることが認められた。

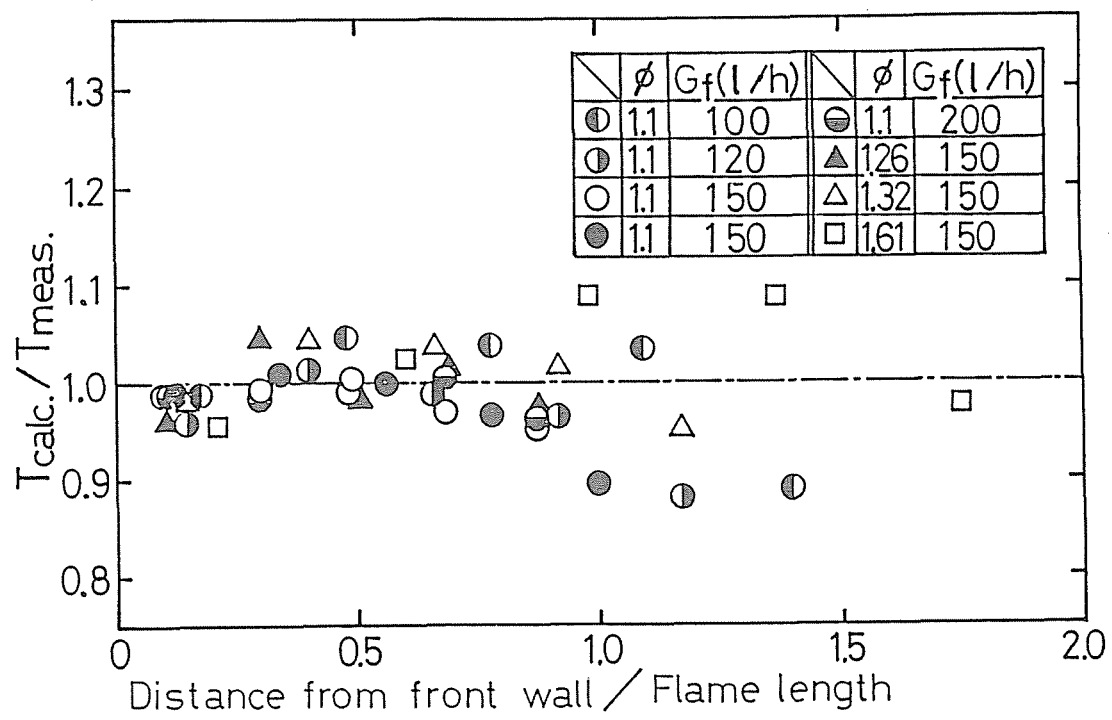


図 4 - 1 8 火炉中心軸上温度の測定値と計算値の比

第 5 章 各種工業用火炉への応用

5.1 大型火力発電ボイラ火炉への応用 (10) - (13), (22)

この章においては、第 2 章および第 4 章にて示した解析手法を用いて、大型の火力発電ボイラ火炉について解析を行い、実験結果と比較検討して、その妥当性を確かめることとした。

5.1.1 実験方法および測定装置

実験対象とした大型火力発電ボイラ火炉⁽³⁶⁾の概略図を図 5-1 に、その仕様を表 5-1 に示した。同図に示されているように、ボイラ火炉には、デフレクションアーチとその上部に過熱器、火炉底部にホッパ、火炉前壁に火炉内分割壁が設置されている。重油バーナは、図 5-1 の□印で示すように火炉前壁へ 12 本のグループにまとめられ装備されている。火炉壁は、外径 $63 \times 10^{-3} \text{m}$ 、ピッチ $63.5 \times 10^{-3} \text{m}$ の裸小型鋼管で水冷されている。

実験条件は、表 5-2 に示すとおりで、燃焼負荷、圧力、流量などを一定に保つこととし、スートブロー、バーナの切り替え、複水器逆洗、バルブテスト、補機の切り替えなど行っていない。火炉内温度分布の測定は、図 5-1 に示す●印の左右壁に各 8 ヶ所、前壁に 16 ヶ所の合計 32 ヶ所のスートブロー挿入孔を利用して行っている。火炉内の温度分布は、長さ 2 m の吸引温度計（測定可能長さ 1.2 m、図 5-2 参照）により、また、火炉壁面の受熱量分布は図 5-3 に示す東北大式熱流束計（固体式）⁽⁵¹⁾により測定している。吸引温度計の長さが足りないた

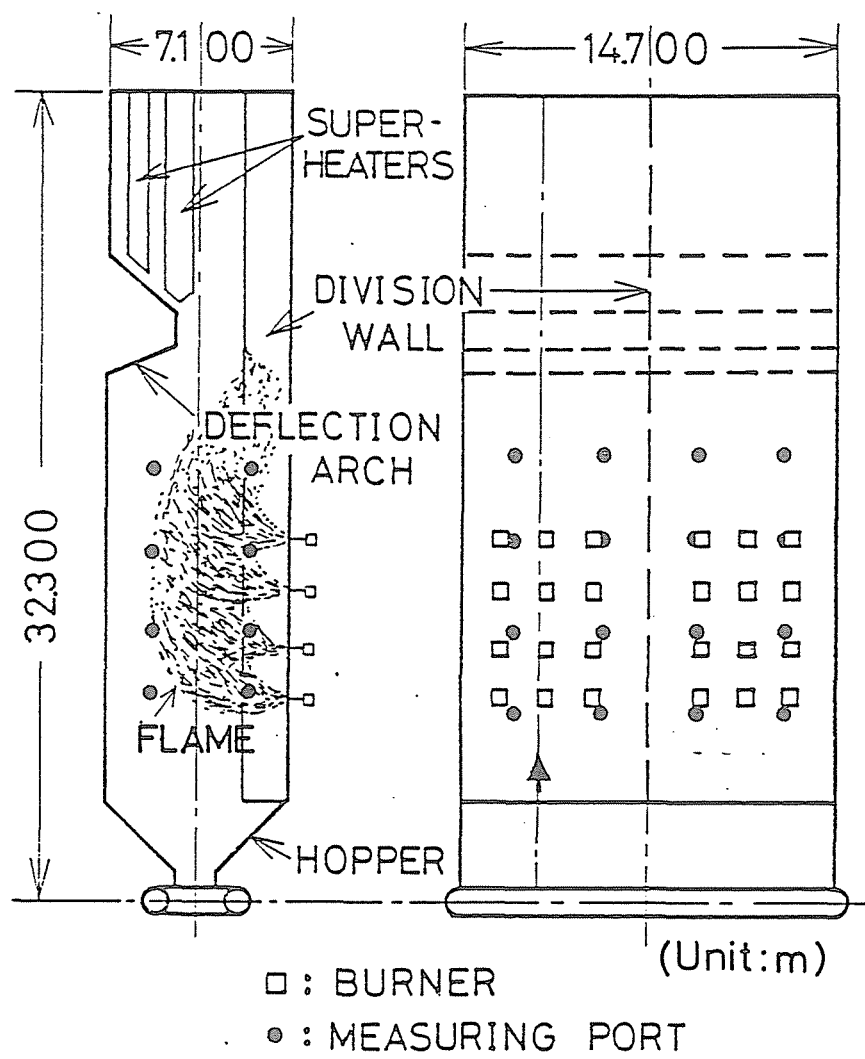


図 5 - 1 ボイラ火炉の概略図

表 5 - 1 ボイラ仕様

ボイラ型式	単胴放射再熱式
火炉型式	分割型裸管水冷壁
伝熱面積	2、078 m ²
火炉体積	2、600 m ³
燃焼方式	フロント燃焼方式
ドラム圧力	17.85 MPa
過熱器出口圧力	17.16 MPa
過熱器蒸気温度	844 / 816 K

表 5 - 2 実験条件

負荷	175 MW
燃料	重油
発熱量	43.3 MJ / kg
比重	0.948
消費量	39.3 m ³ / h
空気予熱温度	558 K
空気過剰係数	1.24

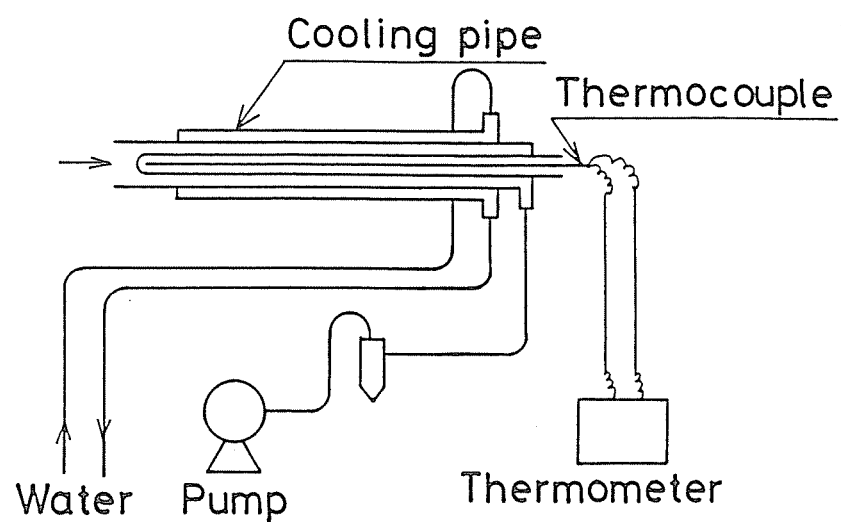


圖 5 - 2 吸引溫度計

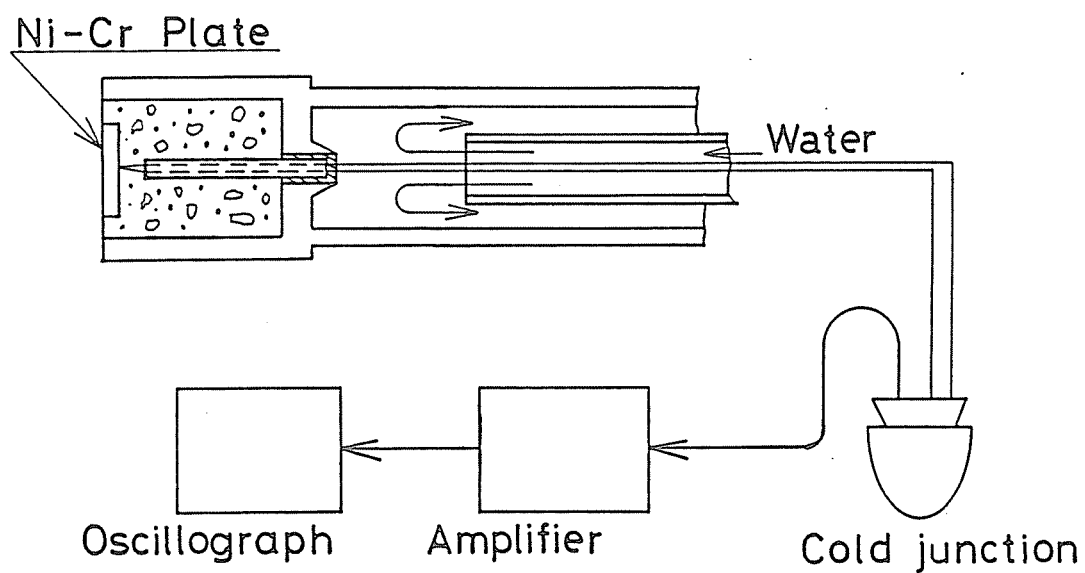


圖 5 - 3 東北大式熱流束計

め到達しない火炉中心部については、光高温計により測定している。

5 . 1 . 2 解析手法

火炉内熱伝達の解析にあたり、まず、図 5 - 4 に示すような火炉モデルを設定した。このモデルにおいて、デフレクションアーチ、火炉底部のホッパ、および分割壁をできるだけ実機に近い状態に取り入れている。火炉内の分割要素数は、仮想厚さも含めて、 $M X = 7$, $M Y = 7$, $M Z = 6$ の合計 3 3 6 である。

ここで、導入している仮想厚さの概念は、「一方でガスに、他方で温度 0 K の黒体に接し、ガスとの境界面では余弦法則に従って熱放射あるいは反射が行なわれ、その中では放射エネルギー束が境界面と垂直に流れ、温度一定、吸収係数は零」という考えである。この仮想厚さの導入により、モンテカルロ法を適用する場合の放射エネルギー束の追跡に際し、火炉内ガス要素と火炉壁面要素とを同じ手法で解析することができ好都合である。これに加えて、以下に述べるように、火炉内の任意形状部や分割壁など、実機の火炉形状に対する考慮を払って解析することが可能となる。

(1) 任意形状部の取り扱い (1 0) - (1 3)

図 5 - 5 にデフレクションアーチや火炉底部のホッパなどのいわゆる任意形状部の考え方を示してある。火炉内のガス要素中に火炉壁面を設定しなければならない場合、その要素に対して、判別用変数を導入し $I S = 1 1$ として、他のガス要素 ($I S = 1 0$) と区別することとし

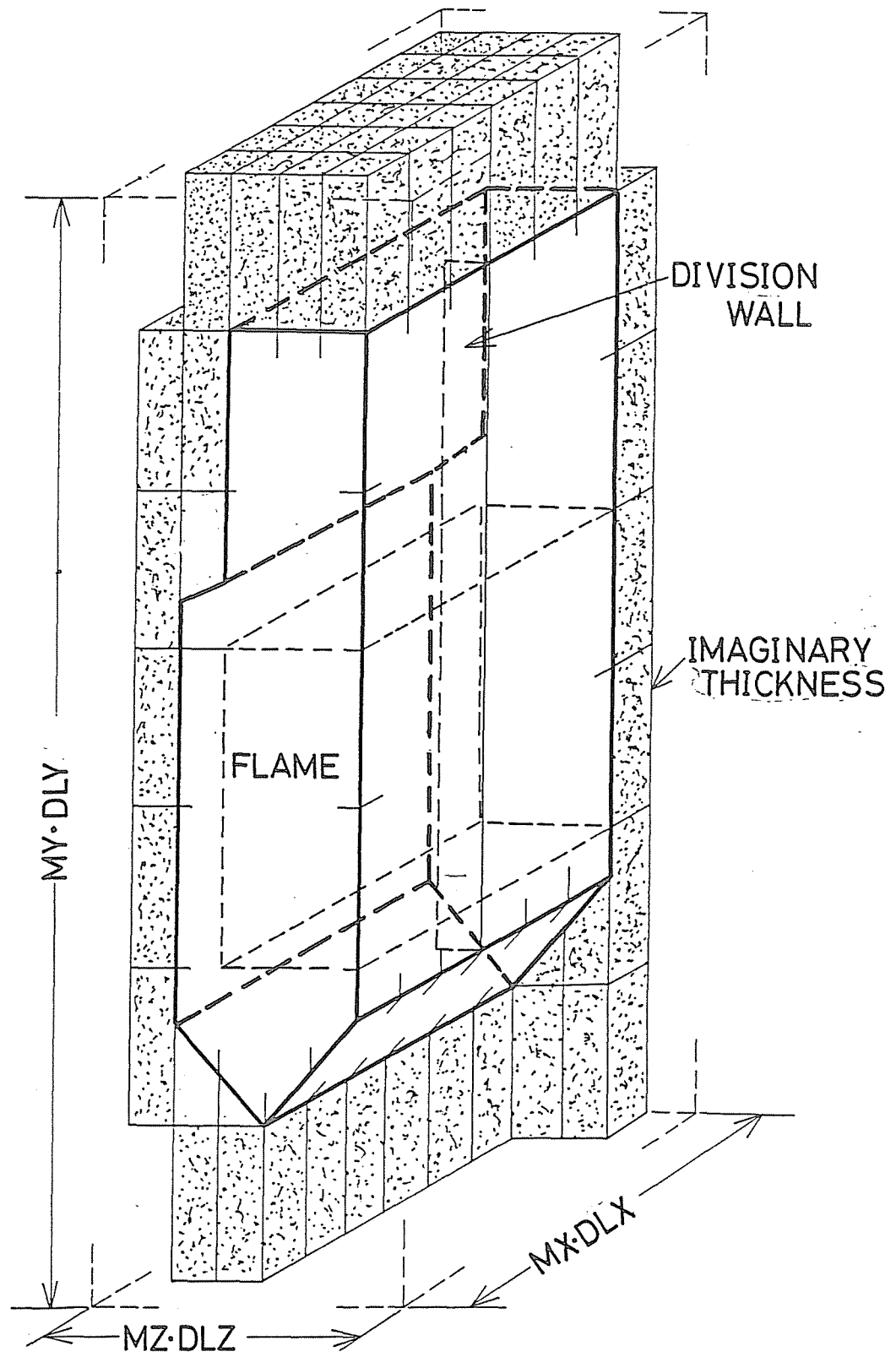


図 5 - 4 火炉モデル

た。また、要素 ($IS = 11$) における火炉壁面の位置に対しては、 $Y = f(Z)$ なる関数で定義するとともに、この火炉壁面の背後にある仮想厚さ要素は $IS = 7$ とする。このような判別用変数により、 $IS = 7$ 、 11 のどちらの場合でも、 $Y = f(Z)$ を定義すれば、通常の解析手順で放射エネルギー束の追跡を行うことができる。まず、放射エネルギー束の射出を考えてみると、例えばガス要素 ($IS = 10$) では、要素中心からだけ射出させると要素の寸法や形状などの影響により誤差が生ずることとなるため、要素内の各部より均一に射出させるよう乱数により、その位置を決定する必要がある。また、任意形状部での放射エネルギー束の射出は、($IS = 11$) の要素中心に乱数で決定された射出位置を火炉壁面位置である $Y = f(Z)$ と比較して、火炉内のガス要素側にある場合に ($IS = 11$) の要素からの射出とすればよい。ガス要素側でない場合は、射出がない条件となるのである。他からの放射エネルギーの吸収を考えると、同様にガス要素側とそうでない場合について分けることができる。特にガス要素側でない場合は、 $Y = f(Z)$ での反射・吸収の判定を次式で行えばよい。つまり、吸収される確率 P_0 は、壁面の放射率 ε_0 をとすると、

$$P_0 \leq \varepsilon_0 \quad (5-1)$$

となる。放射エネルギー束を追跡する際は $0 \sim 1$ の一様乱数を発生させ、 ε_0 と比較して小さいか等しい場合に $IS = 7$ 要素に吸収されるものとし、大きい場合は反射と判定 ($\varepsilon_0 < P_0$) し反射されることとする。上記の火炉壁面からの放射エネルギー束の射出位置は、 $Y = f(Z)$ にて、決められるが、火炉壁面が $Y-Z$ 座標軸に対して図 5-5 のように α 度傾いているので、その分だけ補正をして放射方向を求める必要がある。

まず、壁面上において、図 5-6 のような単位半球を考えることにより、放射エネルギー束の射出方向が求まる。すなわち余弦法則により、放射エネルギー束が $d\eta$, $d\theta$ の範囲に放出される確率は、

$$\frac{\sin \eta \cos \theta d\eta d\theta}{\pi} = 2 \sin \eta \cos \theta d\eta \frac{d\theta}{2\pi} \quad (5-2)$$

この式を η 、 θ に関する項のそれぞれにつき積分し、放射エネルギー束が $\eta = 0 \sim \theta$ の間に放出される確率 P_η , P_θ を求めると、

$$\begin{aligned} P_\eta &= \int_0^\theta 2 \sin \eta \cos \eta d\eta \\ &= \sin^2 \eta = 1 - \cos^2 \eta \end{aligned} \quad \} \quad (5-3)$$

$$P_\theta = \int_0^\theta (1/2\pi) d\theta = \theta / (2\pi)$$

ここで、 P_η , P_θ はそれぞれ独立に $0 \sim 1$ の間の任意の値である。式 (5-3) を直交座標系に変換すると

$$\begin{aligned} P_x &= \sin \eta \cos \theta = P_\eta^{0.5} \cos (2\pi P_\theta) \\ P_y &= \cos \eta = (1 - P_\eta)^{0.5} \\ P_z &= \sin \eta \sin \theta = P_\eta^{0.5} \sin (2\pi P_\theta) \end{aligned} \quad \} \quad (5-4)$$

式 (5-4) は、Y 座標軸に垂直な火炉壁面に対する式であるが、X, Z 座標軸にそれぞれ垂直な火炉壁面の場合も同様に導くことができる。

任意形状部の傾いた火炉壁面における放射エネルギー束の射出方向は、二次元で考えると、式 (5-4) で求まる P_y , P_z の値を火炉壁面の傾きの α 度だけ X 軸を軸として回転移動させて求めればよい。火炉壁面に垂直な y 軸を考え、射出される放射エネルギー束を追跡するためには、図 5-5 のように、 P_y , P_z より、まず次式により角度 β と半径 r とを求める必要がある。

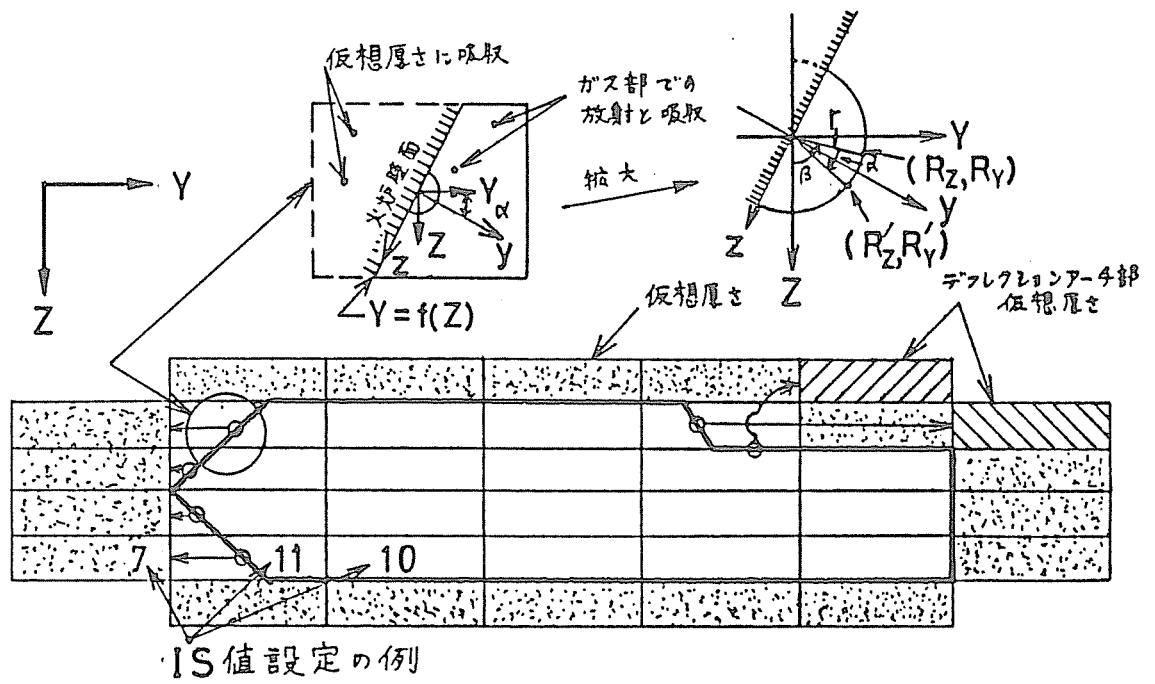


図 5 - 5 任意形状部の考え方

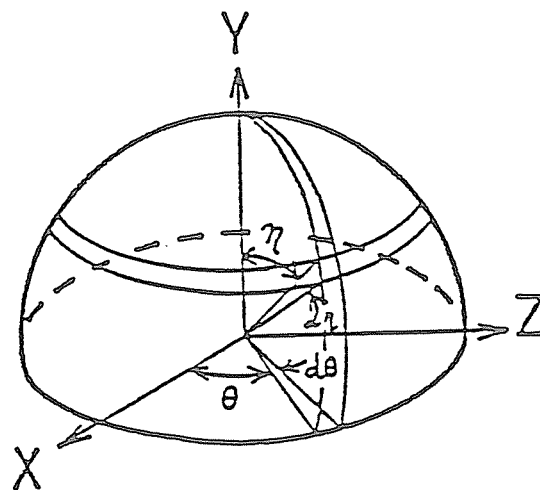


図 5 - 6 単位半球

$$\left. \begin{aligned} \beta &= \tan^{-1} (P_y / P_z) \\ r &= (P_y^2 + P_z^2)^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (5-5)$$

次に Y-Z 座標軸での新しい値 P_y' , P_z' を次式で求めればよい。

$$\left. \begin{aligned} P_y' &= r \sin (\beta - \alpha) \\ P_z' &= r \cos (\beta - \alpha) \end{aligned} \right\} \quad (5-6)$$

つまり、任意形状部での放射エネルギー束の射出方向は、式 (5-4) において、 P_θ , P_ϕ に 0 ~ 1 乱数を与え P_x , P_y , P_z を求め、さらに式 (5-5)、(5-6) を使って P_y' , P_z' に換算すればよいことになる。

解析の対象としたボイラ火炉のように、火炉内に分割壁がある場合には、図 5-7 の放射に関与していない要素 ($IS = 0$) を割り当て、 $IS = 8, 9$ とすることで、容易に対応できることがわかる。該当する分割壁は水管により構成され、解析に際しては火炉を左右に分けて考える必要があるが、仮想厚さに割り当てる要素は一つで十分である。

(2) 発熱量分布の検討

実験したボイラ火炉内の燃焼状況は、図 5-1 に示すとおりであるから、図 5-8 のような解析モデルを考え、火炎の存在する割合の大きい要素 1 ~ 6 を火炎領域とし、残りの要素は燃焼ガス領域とした。従来は、火炎での発熱量分布が不明なため、火炎領域において均一とする解析が殆どであった^{(19), (29)}。発熱量分布については、4.2 節での検討結果のとおり、指数関数推定式による発熱量分布を用いることで、比較的よく火炉内の熱伝達現象を説明できたので、ここでもその解析手法を適用することと

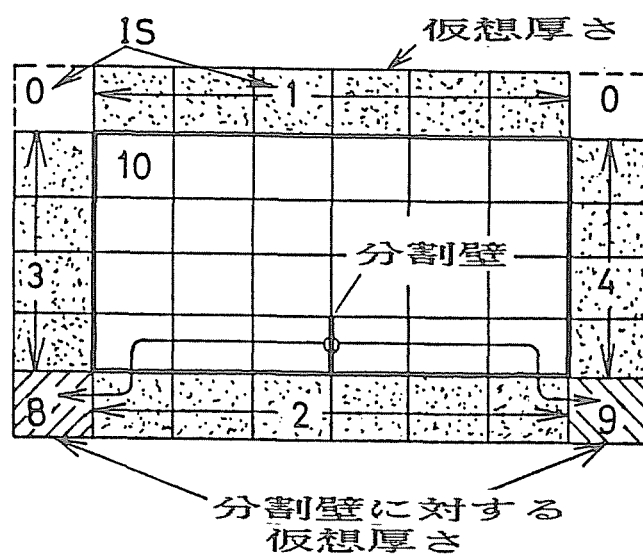


図 5 - 7 分割壁に対する仮想厚さ

した。まず、図5-9のような単一火炎モデルを考え、発熱量分布推定式を適用することとしたが、バーナ形式と火炉内の燃焼状況から各常数を決定しなければならない。この場合の発熱量分布の与え方としては、火炎軸方向のみの分布を考え、火炎半径方向には分布はなく均一として、図5-10に示す4通りを考え、火炉内熱伝達への影響を検討した。即ち、火炉内に生じる火炎が火炉内燃焼状況から、図5-8の火炎モデルのように設定されるものとし、各火炎の軸つまりその流線に沿って発熱量分布を与えるとともに、半径方向への火炎の広がりも考慮して、各火炎要素に与えられる発熱量を加算することにより、図5-8の火炎領域1~6に与える発熱量分布を求めた。その結果が図5-11であり、平均発熱量分布を1とした比で表わしてある。同図より、発熱量分布Aでは、火炎領域4での発熱量の大きいこと、均一発熱量分布Dでは3本の火炎端が集中する火炎領域3での比率が比較的大きいことなど、図5-10の各要素に対する発熱量分布の特徴を表わす傾向が得られた。

(3) 火炉内流動状況の検討

第4章で検討した三次元粘性流れを適用することも考えたが、工業用火炉の解析に適用する場合の実用性を考えて、以下のような二次元流動解析手法を適用した⁽⁴⁹⁾。火炉内の流動を求めるのに、まず図5-8のバーナ近傍の噴流領域では、Ricou-Spaldingの式⁽³⁷⁾を使って求めることとした。

$$m/m_t = 0.32L/d_o(\rho_g/\rho_f)^{0.5} \quad (5-7)$$

ここで、 m 、 m_t は局所および全質量流れで、 L はバーナよりの距離、 d_o はバーナ外径、 ρ_g 、 ρ_f は各ガスと火炎の密度である。バーナより

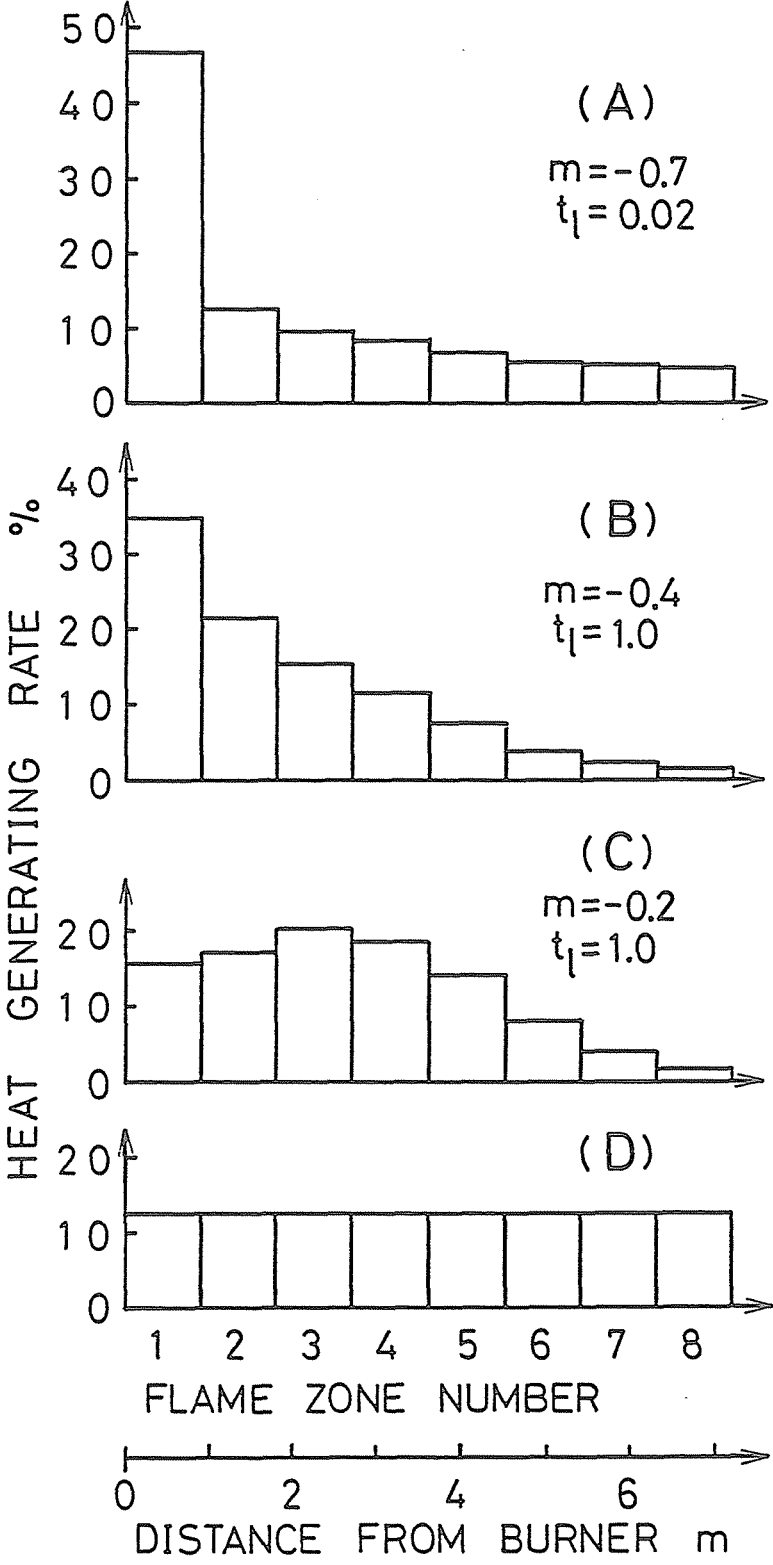


图 5 - 1 0 発熱量分布

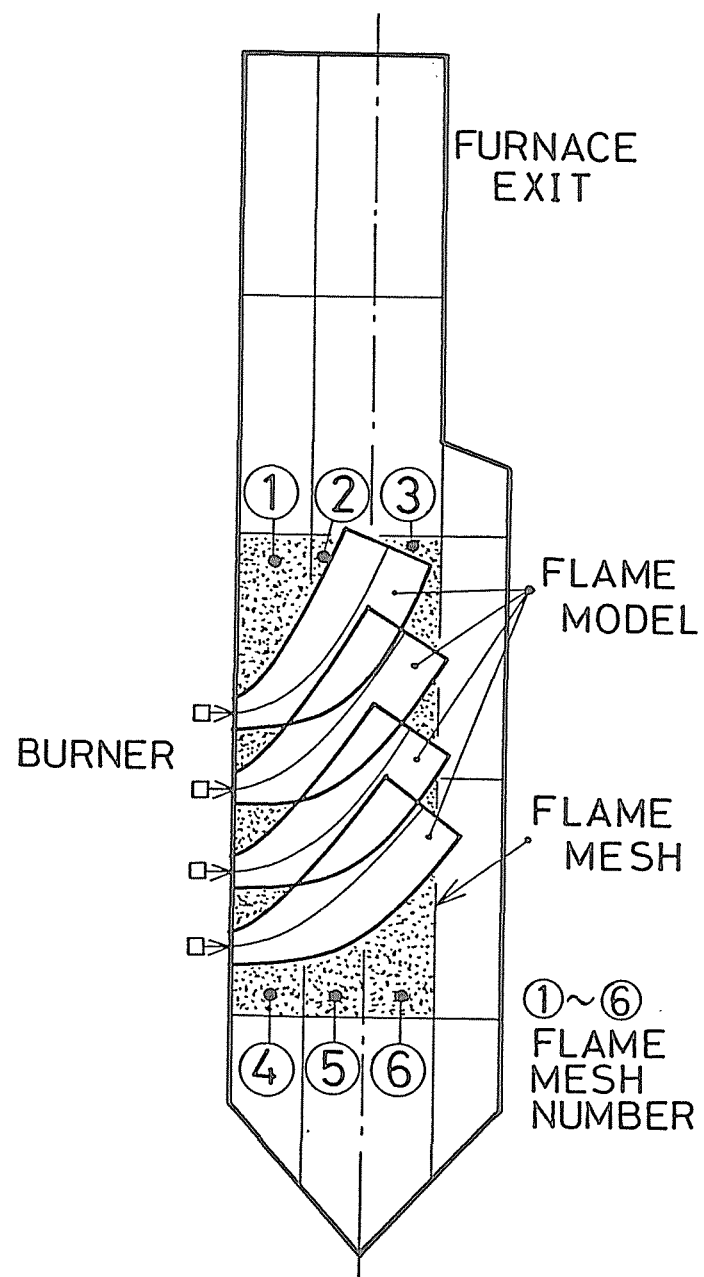


図 5 - 8 火炉内火炎解析モデル

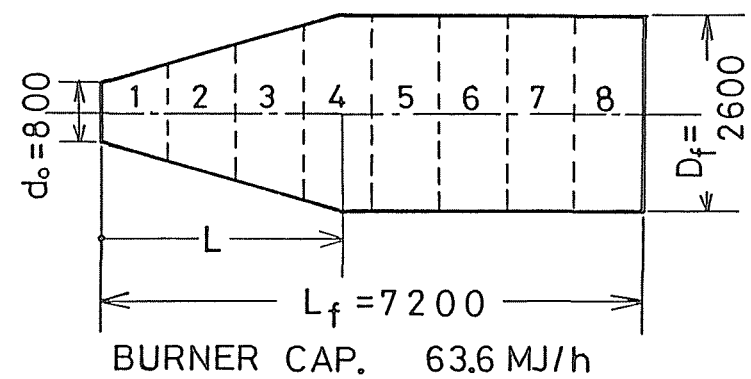


図 5 - 9 火炎モデル

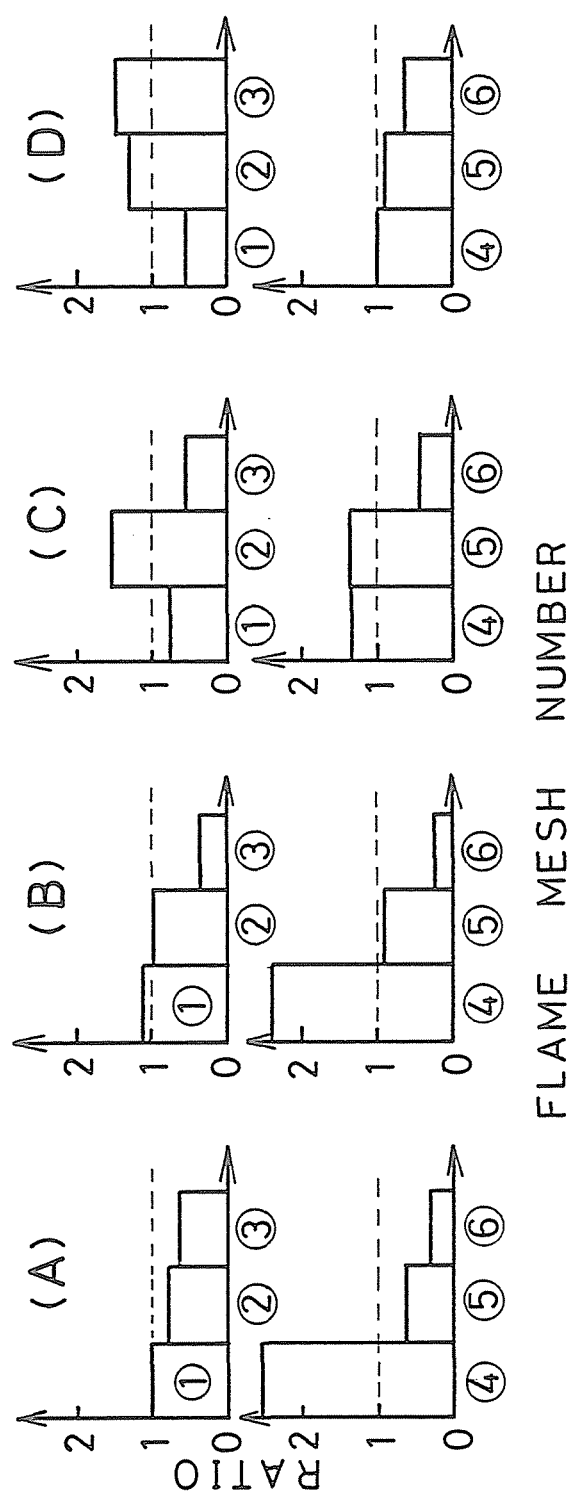


图 5 — 1 1 1 火灾领域での発熱量分布

離れた所の流れは、二次元ポテンシャル流れとして求めた。この結果を図 5 - 1 2 に示した。矢印は流動の方向と質量の大きさを表わしている。

5 . 1 . 3 解 析 結 果

ここでは任意形状を有するボイラ火炉に対する解析手法、発熱量分布、火炉内流動条件を適用し、表 5 - 3 のような計算条件によって解析した結果を示すこととしたい。

まず、図 5 - 1 3 は火炉内温度解析における計算の収束の傾向を示したものであるが、第 2 章で述べた熱収支収束法と従来法との差を表わしてある。熱収支収束法では、計算の収束速度の早いこと、火炉内低温部での温度変動の少ないことがわかる。また、図 5 - 1 4 に温度と火炉熱収支に対する計算誤差の傾向を示した。熱収支収束法の特徴どおり、1 回目の計算から熱収支が比較的良くとれていること、温度の計算誤差も従来法と比べ急速に少ない値へと収束していることがわかる。この場合の計算時間は、1 回の反復につき、放射エネルギー束が 1 0 万本の場合で、約 1 5 秒であった。（使用計算機 H I T A C、M - 2 8 0 H）

図 5 - 1 5 には、火炉内の温度分布の解析結果と実験結果との比較を、発熱量分布をパラメータにして示してある。この場合の例は、図 5 - 1 の矢印で示す火炉の断面上で行なったものであるが、バーナ側で発熱量分布が小さい (C)，(D) はその部分での温度の解析結果が実験結果より低くなっていること、これに対してバーナ側で発熱量分布が大きい (A)，(B) では 1 4 7 3 K の等温線から見て、実験結果と比較的よく一致していることがわかる。また、同図中の×印で示す箇所の数値は、解析結果における最高温度であり、発熱量分布が (A)，(B)，(C)

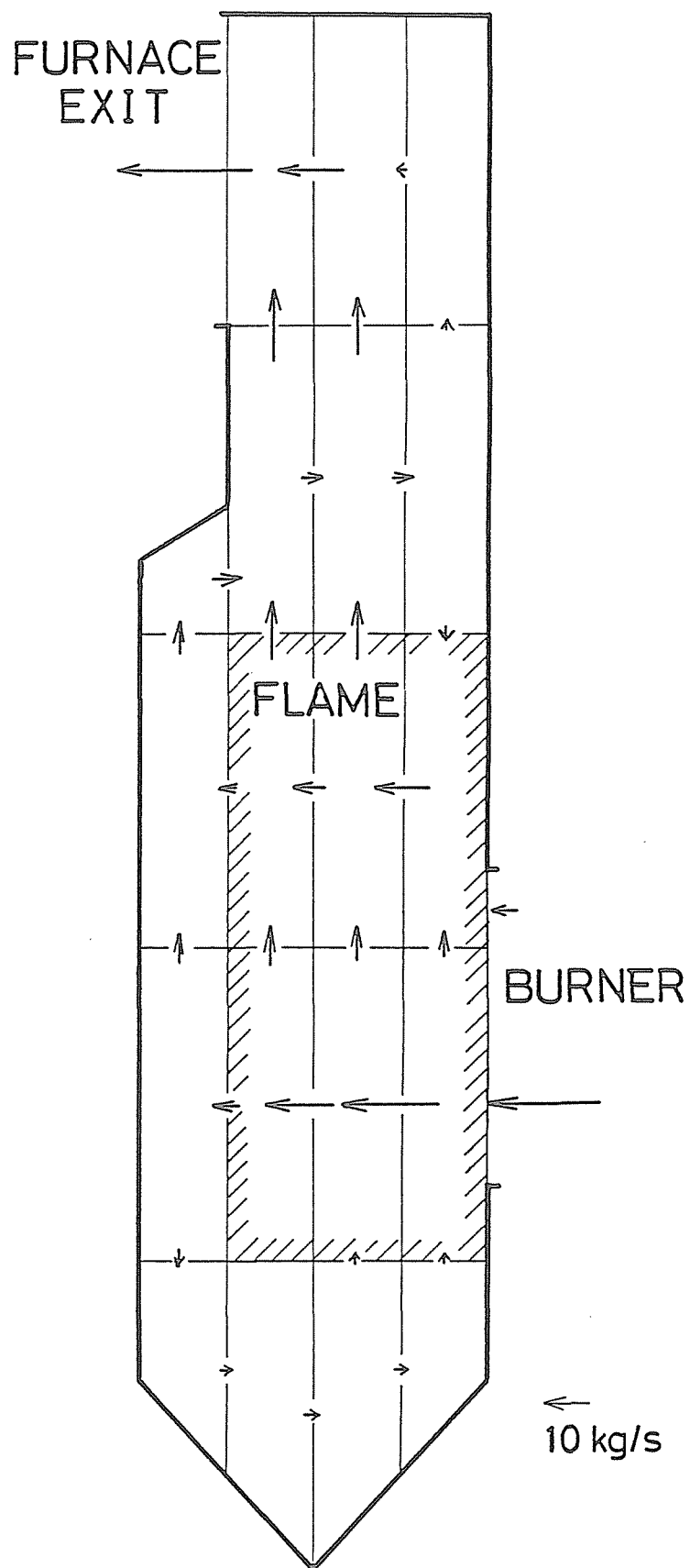


图 5 - 1 2 火炉内流动状况

表 5 - 3 計 算 条 件

火炉壁面温度	6 7 0 K
火炉壁面放射率	0 . 7 9
火炉伝熱面積	1 5 9 0 m ²
火炉体積	2 8 8 7 m ³
吸収係数	
火炎	0 . 8 m ⁻¹
燃焼ガス	0 . 4 m ⁻¹
火炉壁面の	
対流熱伝達率	1 7 . 4 W/(m ² k)

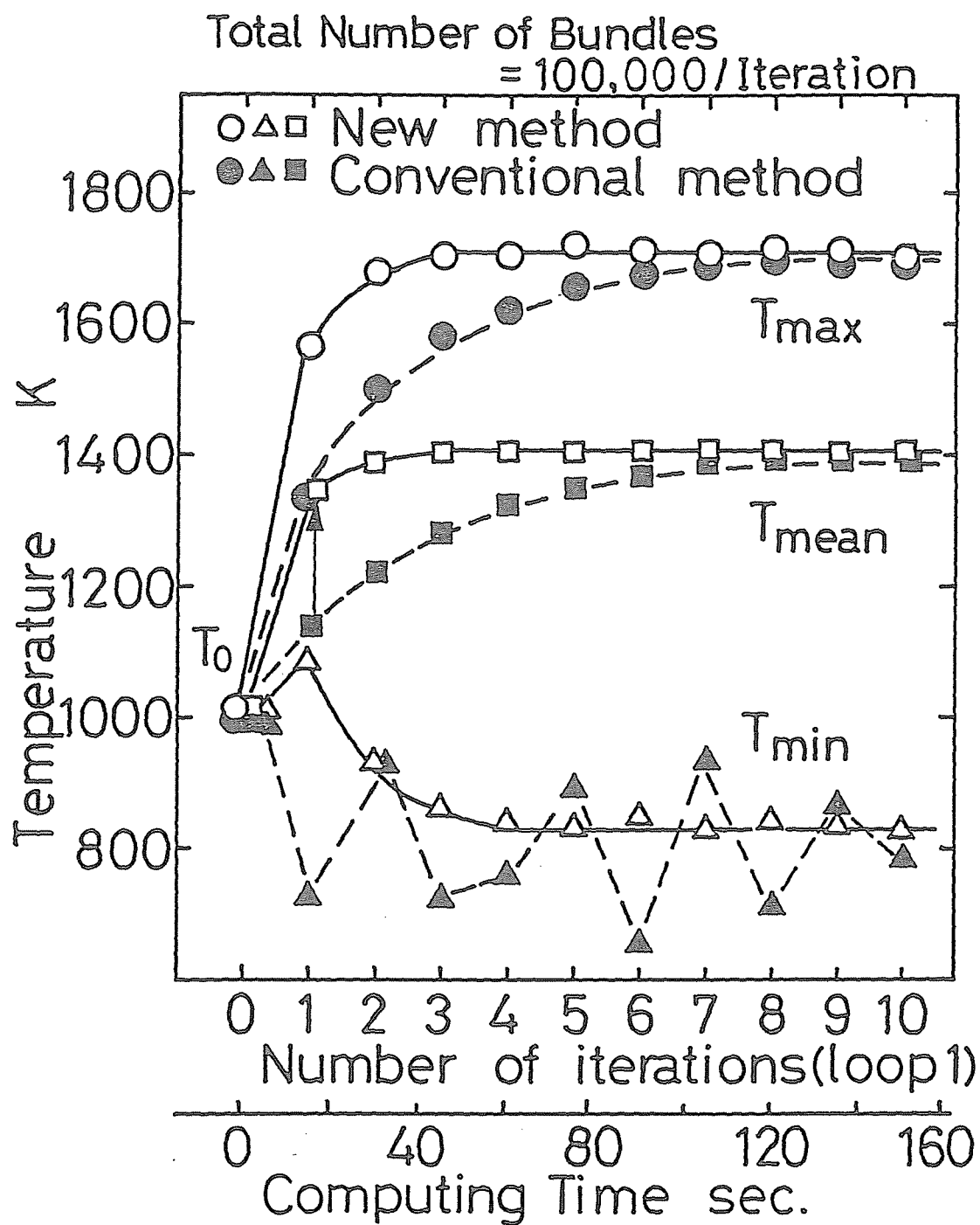


图 5 - 1 3 火炉内温度収束倾向

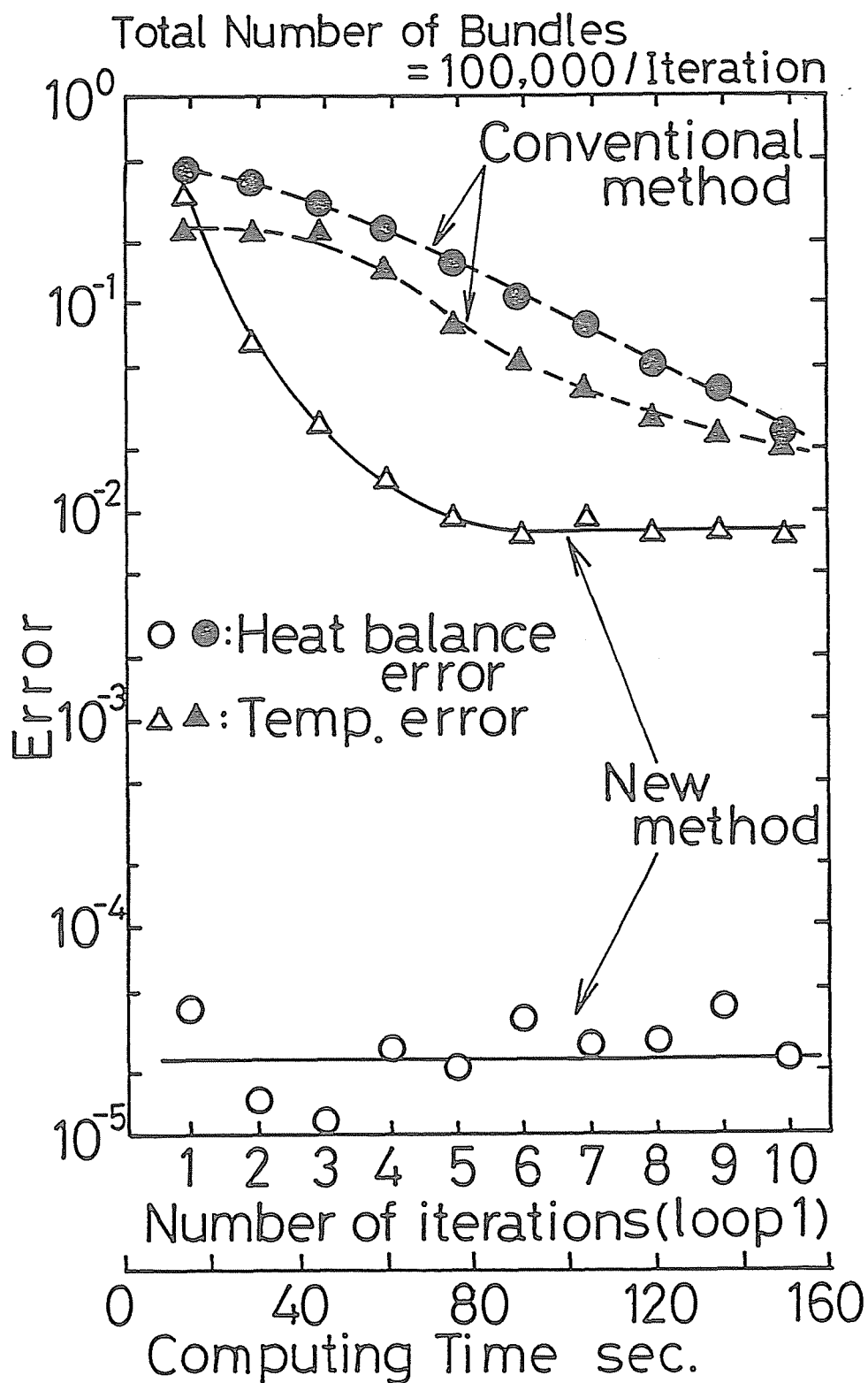


図 5 - 1 4 計算誤差の傾向

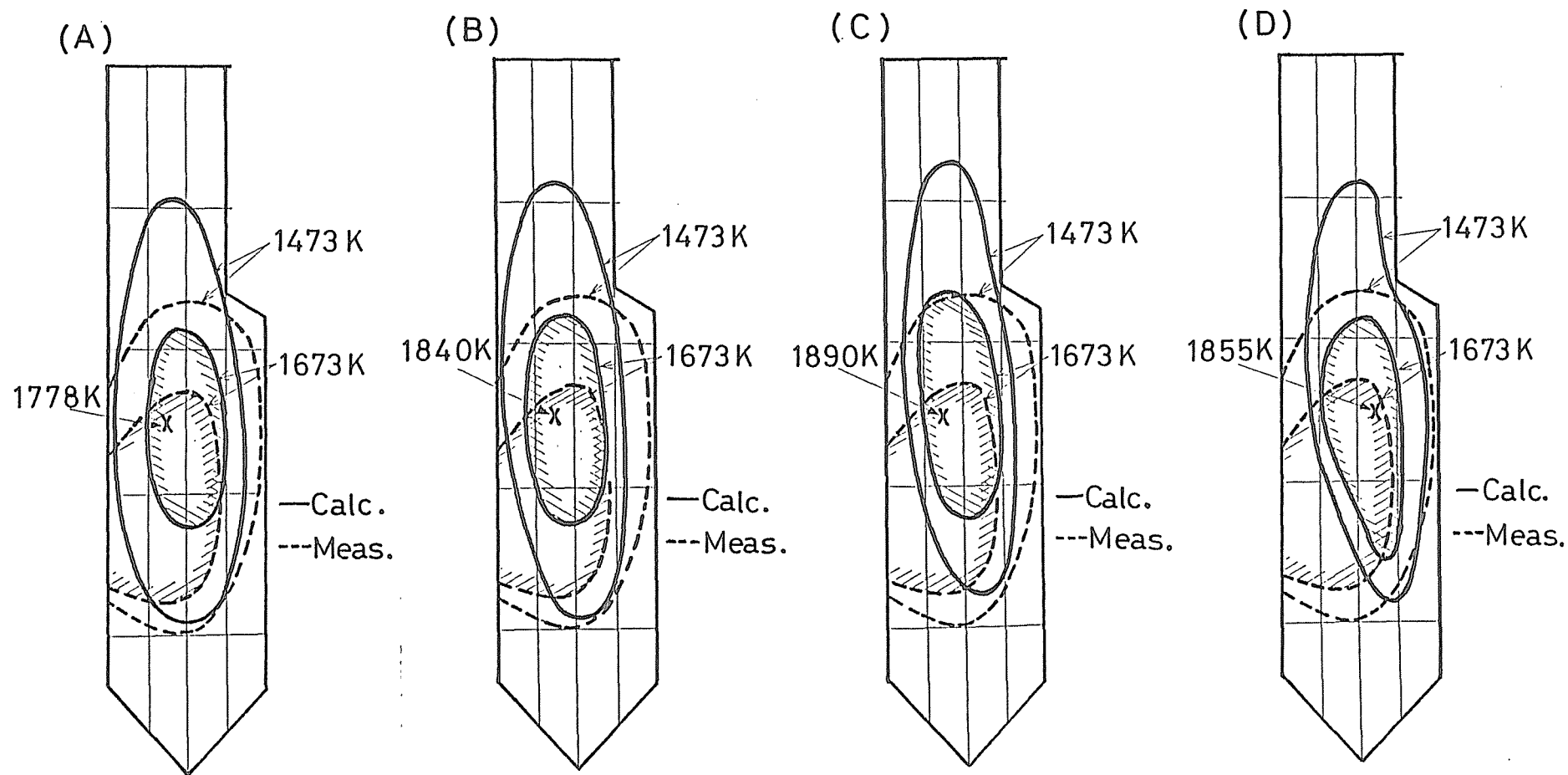


图 5 - 1 5 火炉内温度分布

と火炎下流側の発熱量が増すに従って、最高温度が高くなり、均一の発熱条件である（D）では、最高温度の位置が下流側へ相当ずれていることが示されている。

図5-16に火炉壁面の受熱量分布を示したが、火炉の側壁以外は、左右対称のため半分だけ図示してある。同図中の破線は、実験結果であり、前壁と側壁の計32ヶ所における測定値とその平均値との比、つまり受熱率の分布として表わしてある。解析結果は実線で示してあるが、同様に受熱量比で表わしてある。同図より、発熱量分布が（A）、（B）の場合は解析結果が比較的よく実験結果と一致しているものの、火炎下流側での発熱量が増加している（C）、（D）では前壁での受熱率が実験結果に比べ低く、後壁では高くなっており、受熱率が2を超える箇所も現れている。また、同図中の×印とその数値は、受熱率の最高値を表わしたもので、実験結果が2.26であるのに対して、（A）、（B）、（C）の順に解析結果が大きくなっている。この原因として、発熱量分布の違いにより火炉内最高温度が図5-15のように変化し火炉内受熱率に影響したものと考えられる。また、（D）においては、高い受熱率を示す位置が後壁側に移動しているが、これは火炉内最高温度の移動とよく対応している。

以上、このような大型火力発電所ボイラ火炉においても、第4章で最適と推定された発熱量分布（A）が最もよくボイラ火炉内の熱伝達現象を説明できることがわかった。なを、運転中火炉内蒸発管にスケールが付着していたのは、側壁の一部分すなわち前壁から約1/3の距離にある数本の管のみであり、付着位置は上段バーナの位置からその上方約3mまでの間であったが、この位置は、図5-6の（A）の解析結果で受

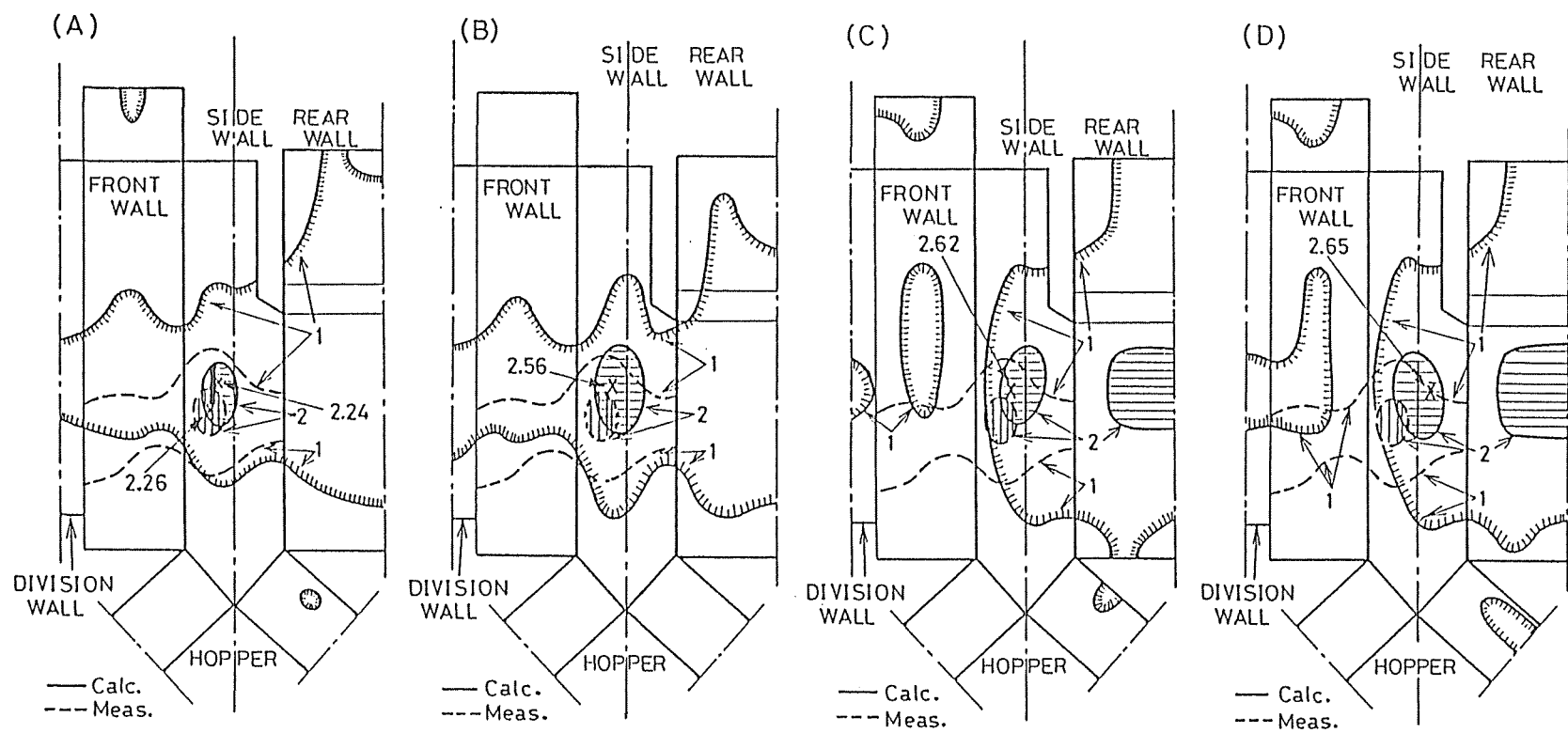


图 5 - 1 6 火炉壁面受热量分布

熱率 2 以上となった領域の太い実線で示した箇所に相当しており、解析結果の有効性を確かめる一助ともなろう。

最後に、図 5 - 1 5 に示した火炉入口部における火炉内温度分布の解析結果と相違が生じている原因として、実際には火炉入口部では、温度変化が比較的、激しいにもかかわらず、火炉入口部における解析結果が入口要素での平均温度を示していることも影響しているが、単一バーナの発熱量分布推定値をそのまま流動状況が複雑な相互干渉のある複数バーナの場合に適用したことが主なる理由と考えている。

5.2 船用ボイラ火炉⁽³⁸⁾への応用

5.2.1 実験方法および測定装置

船用ボイラ火炉は、従来より燃焼室負荷の高い構造であることが要求されている。このため、この高負荷化に対処するには、ボイラ火炉内の温度分布、壁面受熱量分布を正しく予測できる技術の確立が望まれていたのである。ここでは、第3章および第4章で確立した解析手法を適用して、解析結果と実験結果とがどの程度、一致するか調べ、その妥当性を検討することとしたい。

実験に使用した船用ボイラ火炉の概略図を図5-17に、その設計仕様を表5-4に示した。また、実験条件は、表5-5のとおりである。火炉は、同図のように2基のロータリバーナ（図5-18参照）が天井に装備されており、火炉壁面はメンブレンウォール構造となっている。火炉の燃焼室負荷は、 $1.16 \times 10^6 \text{ W/m}^3$ である。実験に際しては、火炉壁面にある25個の観察窓（図5-17の側壁○印箇所）より測定器具を火炉内へ挿入し、火炉奥行き方向に7ヶ所（図5-17の×印箇所）総計175点の測定位置で、火炉内温度、燃焼ガス成分および速度の測定を行った。また、観測窓より燃焼状態の観測と火炉壁面における受熱量分布の測定も行っている。火炉内の温度分布は、R（PR）熱電対を装備した吸引温度計（図5-19参照）により、また火炉内の流速は水冷式ピトー管（図5-20参照）の差圧を傾斜マノメータにより読み取り測定した。一方、ガス成分の分析は、吸引温度計により吸引したガスの一部を抽出して、オルザットガス分析器により CO_2 、 O_2 、 CO 濃度を求めた。温度分布およびガス濃度分布、速度分布を用いて、解

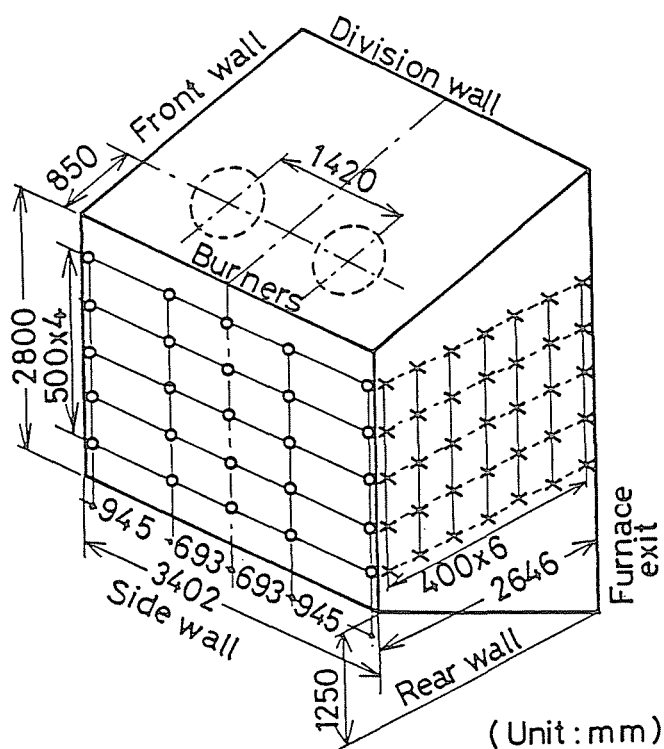


図 5 - 1 7 船用ボイラ火炉概略図

表 5 - 4 ボイラ設計条件

項目	負荷	常用負荷	最大負荷
蒸発量 (10 ³ kg / h)		25	40.2
過熱器出口蒸気圧力 (MPa)		6.28	3.04
過熱器出口温度 (K)		798	673
給水温度 (K)		394	394
空気温度 (K)		293	293
ボイラ効率 (%)		85	

表 5 — 5 実 験 条 件

負 荷	1 0 0 %
空 気 過 剩 係 数	1 . 2
空 気 温 度	3 0 5 K
燃 料 軽 油	
高 発 熱 量	4 5 . 2 M J / k g
消 費 量	3 , 2 0 0 k g / h
組 成 (%)	c = 8 5 . 3 9 , h = 1 3 . 4 0 , s = 1 . 1 6

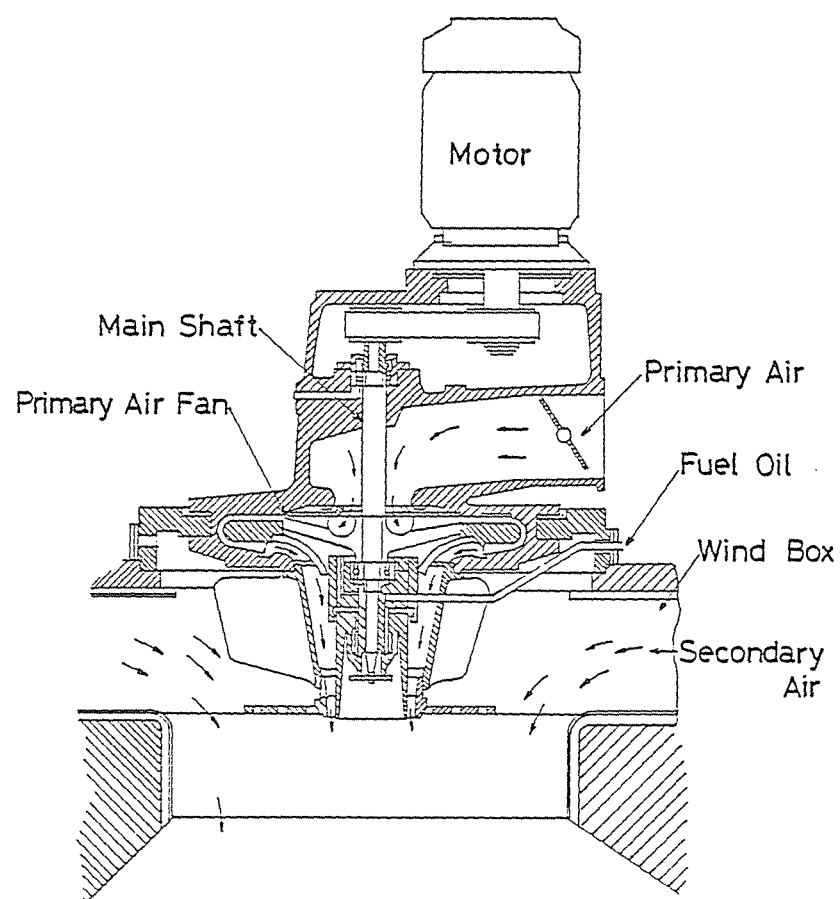


図 5 — 1 8 ロータリバーナ

析に使用する火炉内の重量速度分布に換算した。火炉壁面の受熱量分布については、板状熱流束計（図5-21参照）により測定することとした。

5.2.2 解析手法 (38), (52)

図5-17から判るように、解析するボイラ側壁中央で対称であることを考慮し、火炉の半分を解析すればよいので、図5-22のような解析モデルを設定した。このようにすることで、計算のための分割要素数が少なくなり、計算時間の短縮を計ることができる。なお、火炉内の対称面では、放射エネルギーが鏡面反射するものとすればよい。以下に適用する解析手法の概略を述べることにしたい。

(1) 熱伝達の解析

熱伝達の解析条件としては、メンブレン構造のため火炉壁面の放射率は1とみなし、その温度は表5-4の蒸気圧力より600 Kとした。また、火炎および燃焼ガスの吸収係数は、重油燃焼であることを考慮して0.8と0.4 m^{-1} を採用している。このような条件で、第3章の放射熱線法を適用してまず放射エネルギー吸収率分布を求め、このREADを使って火炉内の温度分布と受熱量の解析を行った。この際、火炉底部は、5.1節で示した任意形状部の取り扱いを適用し解析を進めている。また、壁面に対する熱伝達は、主として放射熱伝達により行なわれており、対流熱伝達は、必ずしも大きい値ではなく、通常の工業用火炉では放射熱伝達に比べて小さい値である。（解析の結果、壁面との対流熱伝達量の割合は10%程度以下である。）ここでは、流動によるエンタルピ輸送は、火炉内の重量速度分布を考慮して求めているが、比較的影響の少ない対流熱伝達は、対流熱伝達率を11.63 W / (m^2K)一定として取り扱うこととしている。

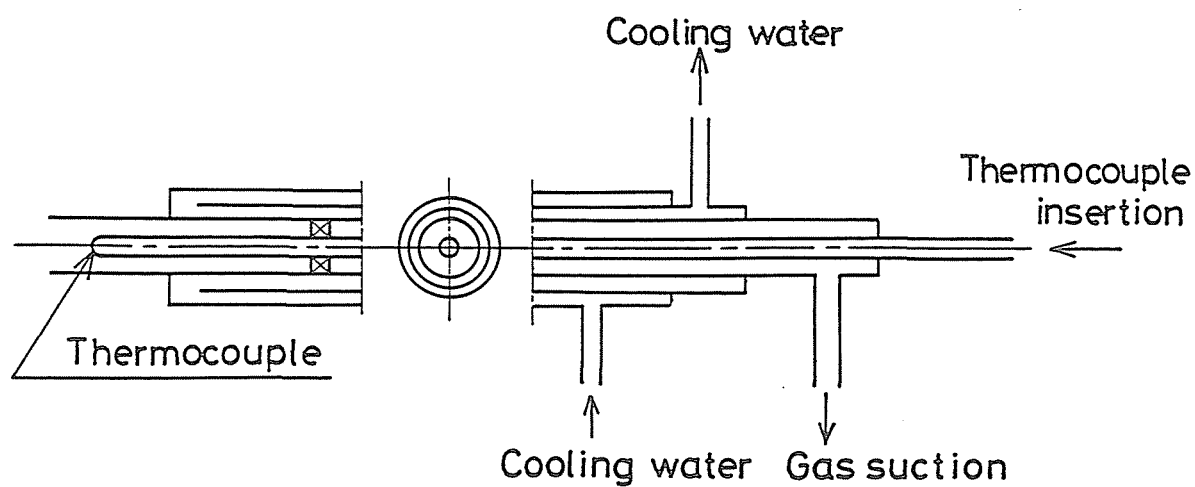


図 5 - 1 9 吸引温度計

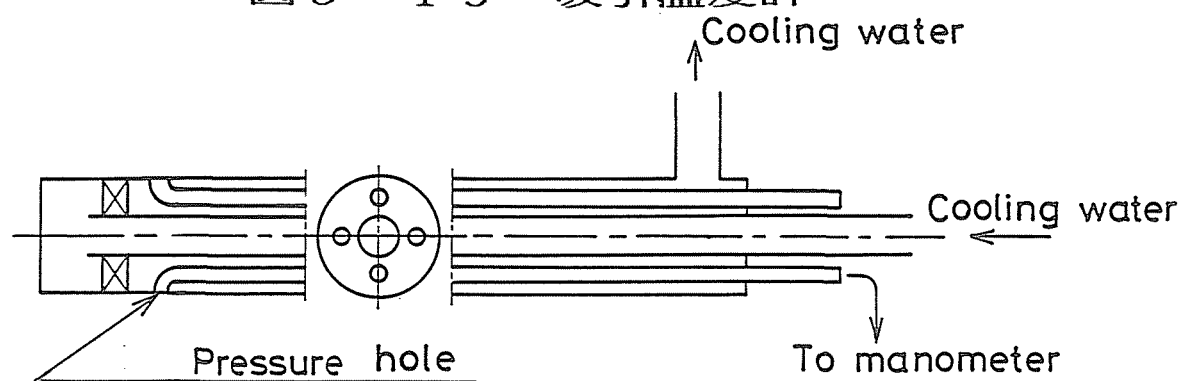


図 5 - 2 0 冷却式ピート管

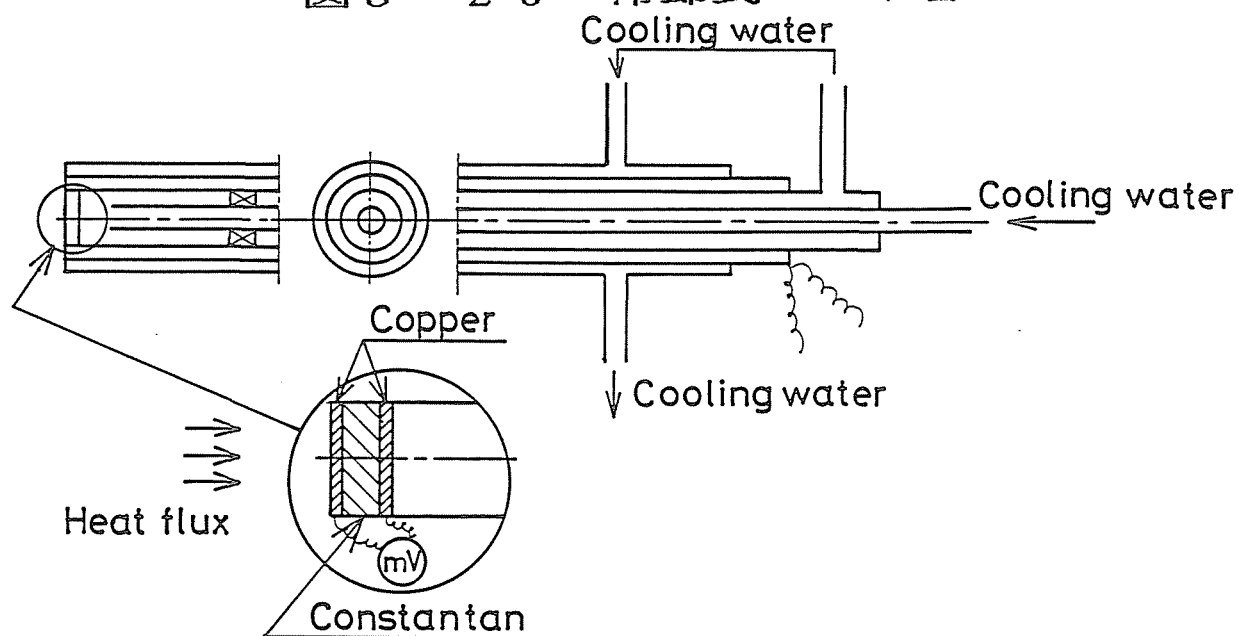


図 5 - 2 1 熱流束計

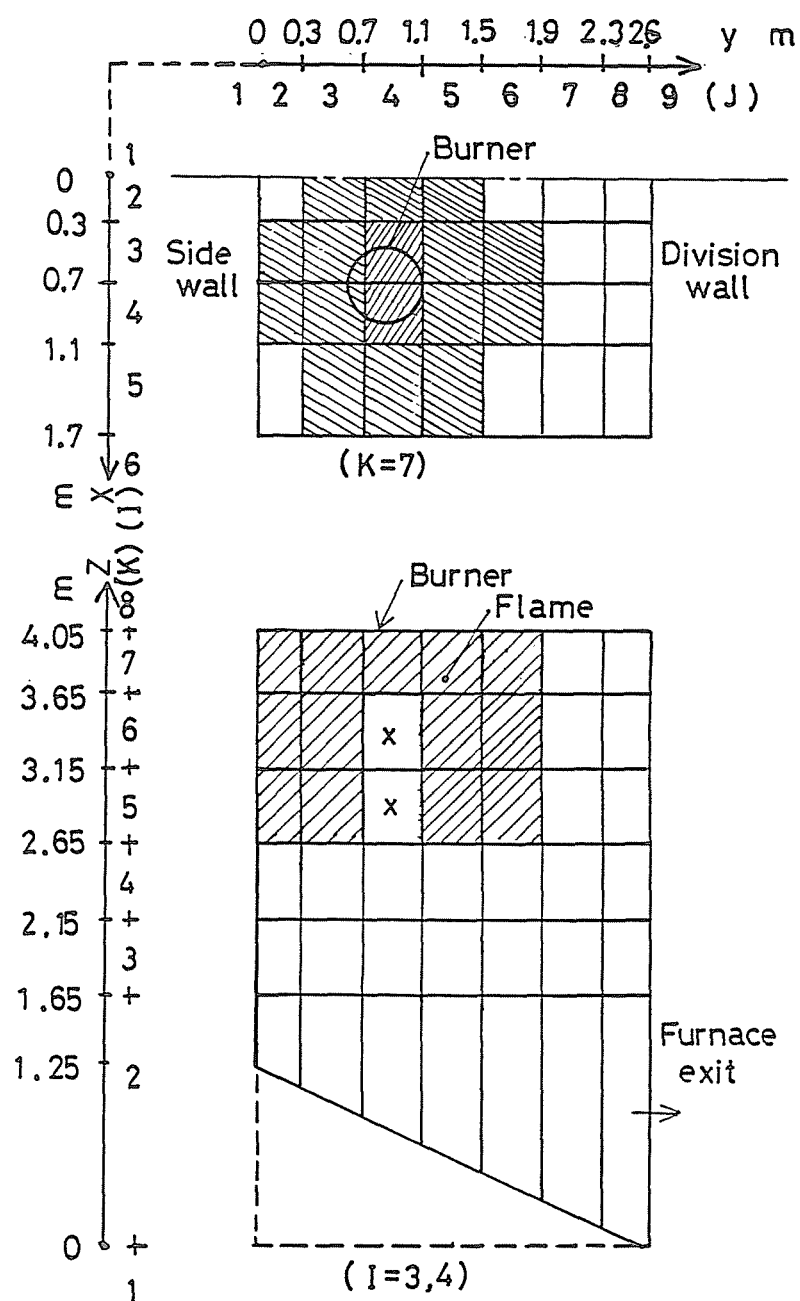


図 5 - 2 2 解析モデル

(2) 燃焼と流動の解析

解析に必要な火炎形状は、火炉内の燃焼状況の観察結果から、図5-22に示す斜線部のように設定した。また、発熱量分布は、第4章の推定法に、ロータリバーナではバーナ近傍での発熱量の大きい点も考慮に加えて推定したが、バーナ入口部に相当する2つの要素（図5-22の上図□印要素）に、全発熱量の80%を与えている。しかし、他の火炎要素には、一応発熱量の残りを均一化して与える方針とした。さらに、この火炎は実験での観察結果から中空火炎であることが判ったので、図5-22の下図×印要素にそのような値を与える扱いをしている。

火炉内の流動は、実験結果から求めた重量速度分布を使用した。その値は図5-23に示すとおりである。同図中では、各要素の重量速度分布を相対的な割合で示しており、矢印の長さがその値を表わしている。ロータリバーナに特徴的ではあるが、バーナ中心軸上に循環域の発達していることが示されている。

5.2.3 解析結果

解析結果と実験結果とを比較し、図5-24に火炉内温度分布、図5-25に受熱量分布を示した。同図中○印は解析結果で、×印は実験結果である。解析結果は、実験結果より温度分布および受熱量分布とも、多少フラットな傾向を有している。この理由としては、実用性を考慮した解析手法のため要素の寸法を多少大きくしたこと、実機におけるバーナ近傍の燃焼域の実況をそのまま適用できなかったことなどによるものと考えられる。そのため要素数をさらに増加しての検討あるいはこの種バーナに対する適正な発熱量分布の検討がさらに必要であると考えてい

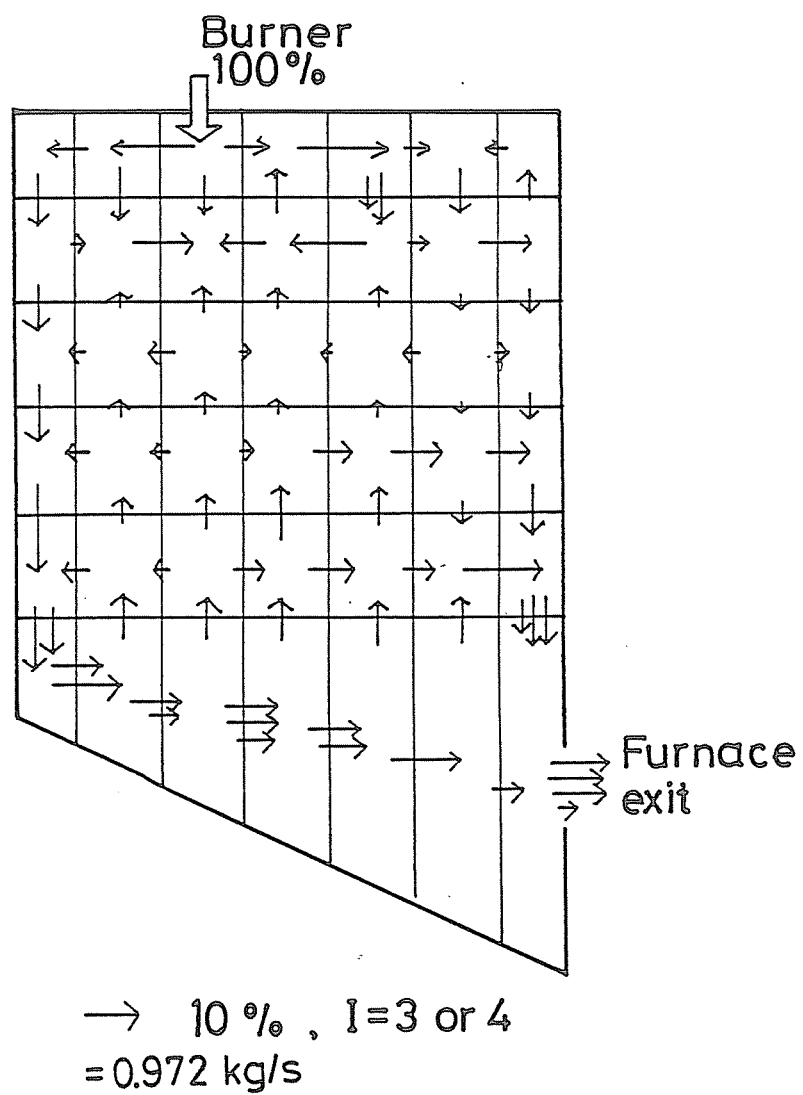


图 5 - 2 3 火炉内流动状况

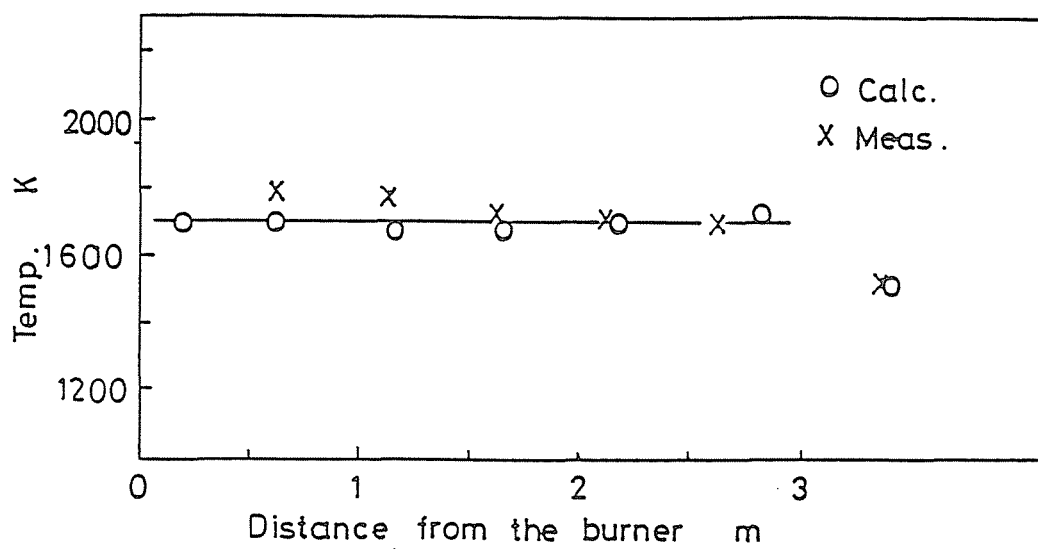


图 5 - 2 4 火炉内温度分布

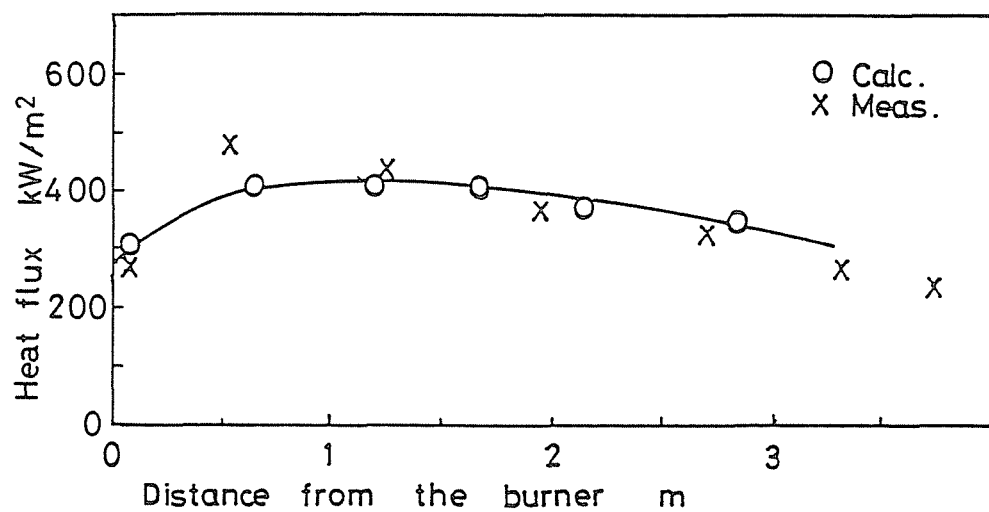


图 5 - 2 5 火炉壁面受热量分布

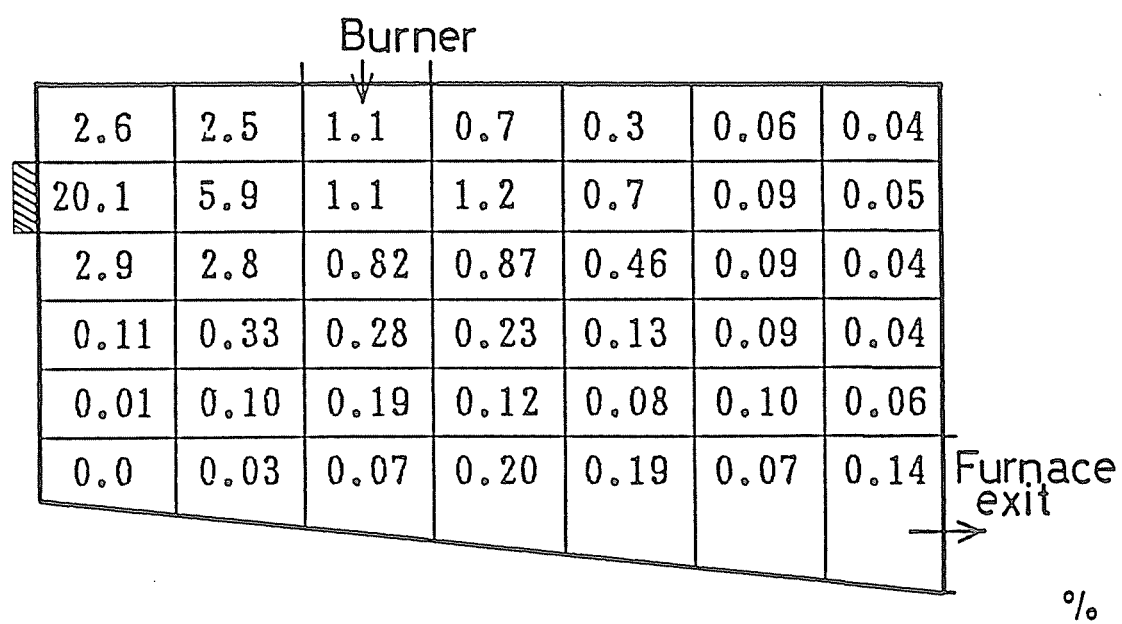


图 5 - 2 6 放射熱伝達診断例

る。

次に、図 5 - 2 6 において、火炉壁面で最大受熱量を示す要素（図中
図印）に対して、第 3 章で示した放射熱伝達診断を行うこととしたい。
同図より、火炉壁面への放射熱伝達量は、第 3 章で述べたように、火炉
壁面近傍のガス塊から主として到達していることがわかり、特に壁面に
接している要素からの割合の大きいことがわかる。この診断結果より、
このような構造の船用ボイラ火炉における火炎は、バーナ近傍で半径方
向に広がる短炎より、バーナ軸方向に長く伸びる長炎のほうが壁面への
放射熱伝達量の集中度合を減らすことができるので、高負荷燃焼に適し
ていることがわかる。以上のように、火炉内の流動を考慮した場合でも、
3. 3. 3 で実施した放射熱伝達診断の結果と同様に火炉壁面に近い火
炎要素からの放射熱伝達量の大きいことがわかった訳であるが、これは、
従来より「火炉内の最高温度を示す場所からの放射熱伝達量が大きい」
とされていた見解と異なり、今後、この点に着目した研究の進展が待た
れる。このような放射熱伝達診断は、従来の解析法によっても理論的に
は可能であるが、そのための膨大な別計算が必要となるが、本手法で用
いる R E A D は、そのままでこのような診断に使用できることを考えれ
ば、本手法の実用的意義は大きいと考える。また、この放射熱伝達診断
を利用して、均一な受熱量分布と温度分布を有する高負荷、低公害の新
型炉の検討も可能となる。

5.3 低NO_x燃焼法検討 への応用

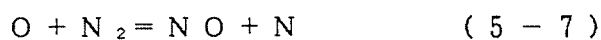
工業用火炉においては、一般に重油、石炭等のFuel NO_xが多量に生成しやすい燃料を使用する場合が多く、以下に述べるような Fuel NO_xの生成特性のためバーナ単独では、低NO_x化を計ることが困難である。このため、工業用火炉の低NO_x化を検討する場合は、バーナのための改善努力では本来の低NO_x燃焼は行えないので、火炉とバーナの組み合わせをよく理解し実施する必要がある、本研究では、第2章から第4章の検討結果を応用して、工業用火炉に対する低NO_x燃焼法の検討を行ったものである。

5.3.1 NO_x生成機構^{(39), (40)}

工業用火炉内で燃焼時に生成されるNO_xは、その生成機構により、Thermal NO_xと Fuel NO_xそして Prompt NO_xとに分類できることが知られている。工業用火炉では、生成されたNO_xのうち約90%以上がNOであるとされているので、以下においては、主としてNOの生成機構につき概説する。

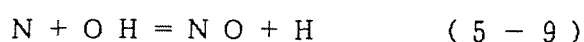
(1) Thermal NOの生成

Thermal NOは、以下のZeldovich機構により生成されることが知られている。



このZeldovich機構によるNOは、式(5-7)が強い吸熱反応であることにより、高い温度の必要なこと、また、O(酸素原子)の供給が必要なことがわかる。

式(5-7)、(5-8)の機構に次式のOHとの反応を考えたものが、拡大Zeldovich機構と呼ばれるもので、現在この考えが主となっている。



この拡大Zeldovich機構を使い仮想的な断熱火炎温度におけるNO生成量を当量比と滞留時間を変えて計算した結果を図5-27⁽⁴⁰⁾に示す。同図より、NOは当量比が1近傍の高温域で、しかも滞留時間の長い場合によく生成しているのは、当然である。

(2) Prompt NOの生成

Prompt NOは、Zeldovich機構で計算されるNO量よりも実際の火炉内の燃焼において、はるかに多量に生成される現象をよく説明するものであり、Fenimoreにより提唱され、Iverachらにより確認されている。

Prompt NOの生成機構は、以下のような過程によるものである。



つまり、燃料の熱分解によって生じるCH、C₂などがN₂と反応してHCN、CN等の中間生成物ができ、それらが関与して、NOの生成に至ると考えている。

そのため、Prompt NOは燃料の過濃域(空気過剰係数で0.5 ~ 1.0)で生成しやすいことがわかり、条件によっては相当量のNO発生の

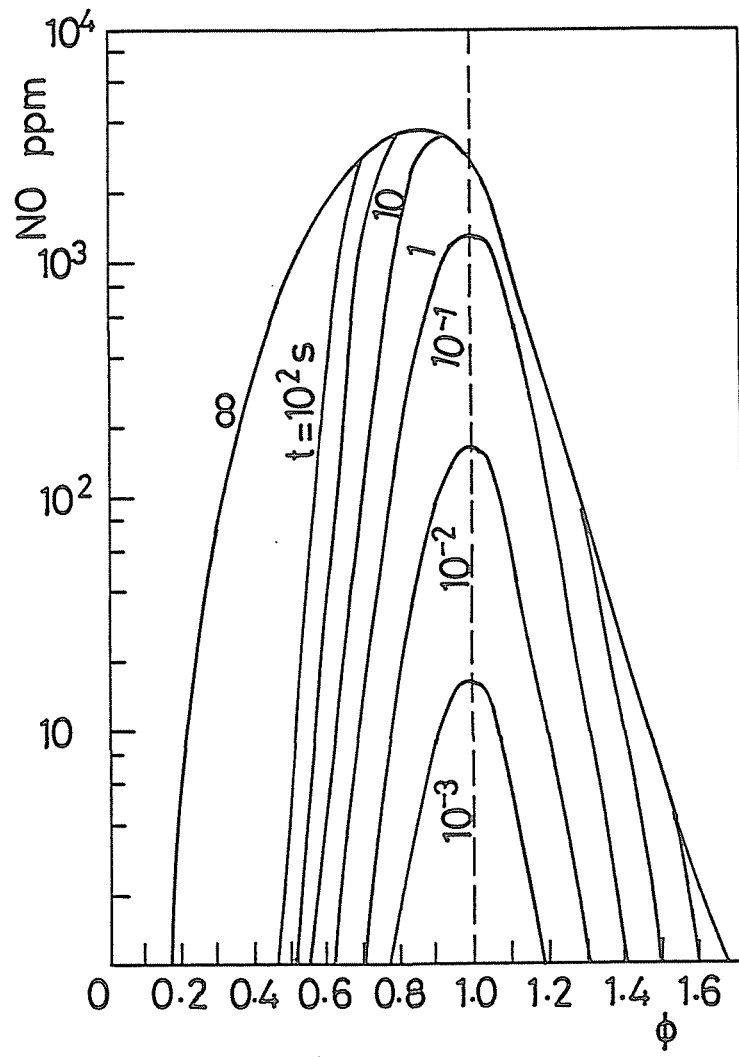


図 5 - 2 7 断熱火炎温度における
NO 生成量⁽⁴⁰⁾ (C_3H_8)

原因となることもある。

(3) Fuel NOの生成

Fuel NOは、燃料中の窒素分より生成されるものであるが、燃料中の窒素化合物がどのような機構を経てNOになるかは、明確にされていない。通常、大きく分けて、以下の二つの過程が考えられている。

(a) 燃料中の窒素化合物がアンモニア化合物、シアン化合物などの中間生成物を経て、NOとなる。

(b) 燃料中の窒素化合物が分解されて、N原子が放出され、これがNOとなる。

Fuel NOの生成は、上記のように燃料中の窒素化合物の量に依存しており、燃料の燃焼に伴って発生するものであるが、その転換率は必ずしも一定ではなく、燃焼状態により左右されるものである。すなわち、Fuel NOの生成は、燃料の分解過程に強く依存しているものといえよう。

5.3.2 低NO_x燃焼法の検討

前項の考察により各種のNOの生成機構の特徴を考慮しながら、低NO_x燃焼法を検討⁽⁴⁴⁾⁻⁽⁴⁷⁾することとした。すなわち低NO_x燃焼法をまとめたものを表5-6⁽⁵⁰⁾に示すが、同表より、Thermal NO_xの低減には、燃焼温度を直接下げる水(蒸気)噴射が効果的であるが、熱損失の増大が問題点であろう。また、Fuel NO_xを低減するには、空気2段燃焼による燃料の段階的な酸化等が効果的であり、これは同時にThermal NO_xの低減にも効果があるといえよう。しかし、工業用火炉

表 5 - 6 低 NO_x バーナ型式例 (50)

型 式	NO_x 低減効果			一 般 的 特 徴
	a	b	c	
炉内ガス自己再循環	○	△	△	運転容易・通風損失増大・炉内温度低い場合効果大
分 割 火 炎	○	△	△	簡便運転容易・炉内温度低い場合効果大・火炎大きくなる
水 (蒸 気) 噴 射	◎	△	△	熱損失増大・簡便
空 気 2 段 燃 焼	○	◎	△	フューエル NO_x に対し効果大・火炎大きくすす生成し易い
非化学量論比燃焼	○	○	△	サーマル・フューエル NO_x に効果・バーナー複数化が必要

(a : サーマル NO_x , b : フューエル NO_x , c : プロムプト NO_x)

(記号説明, ◎ : 効果大, ○ : 効果中, △ : 効果小)

においては、上記 2 法を採用した場合に、上記の熱損失や火炉の改造の必要等から、表 5 - 6 記載以外の燃焼法の開発と火炉に対する検討が望まれる。改善法の一つとして、検討したのが、ここで述べる燃料二段供給法である。

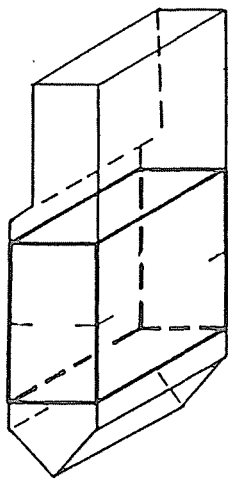
5 . 3 . 3 燃料二段供給法 (45) - (47)

燃料二段供給法を考えるに先立ち、5 . 1 節で用いた大型火力発電ボイラ火炉のモデルを使って、まず Thermal NO_x に効果のある火炎形状を考えてみた。考慮した火炎形状は 3 種類であり、図 5 - 28 にその解析結果を示す。解析条件は表 5 - 3 のとおりである。ここでは Thermal NO_x の低減を計るには、まず第一に火炎内の最高温度を低下できるような火炎形状の検討を行なう必要があり、火炎温度に最も影響する、放射熱伝達のみを考慮した解析を行なった。その結果は、図 5 - 29 と 5 - 30 のとおりである。この場合、NO 平衡濃度 (空気過剰係数 1 . 2) は、次式で計算している。

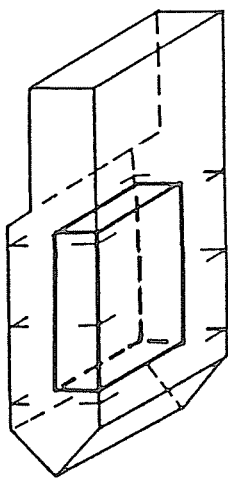
$$[NO]^2 = [N_2] [O_2] \cdot 21.9 \exp (-43,400 / RT) \quad (5 - 13)$$

図 5 - 29 より火炎が火炉中央部に集中することで、その条件での火炎温度が急上昇し、その結果、図 5 - 30 のように NO 平衡濃度の高くなる傾向がわかる。この考察により、火炎は火炉内にできるだけ充填させるよう、適切な燃焼方式を採用することが望ましいのである。

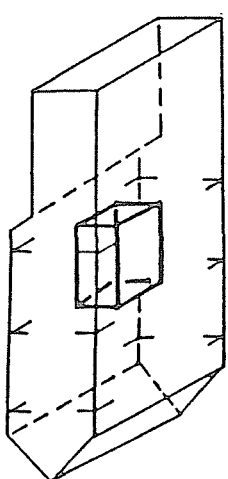
以上により、適切な火炎形状として充填した場合が低 NO_x 燃焼にとって良い条件となることがわかったので、表 5 - 6 を参考として考慮しながら低 NO_x 燃焼法につき検討することとした。



火炎 ①
 $A_F=722\text{m}^2$

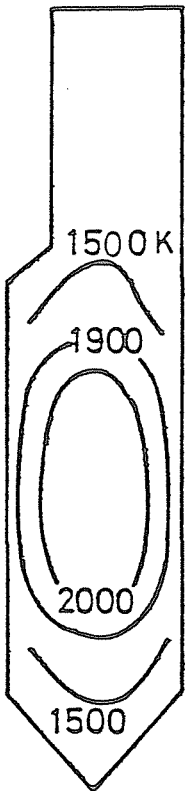


火炎 ②
 $A_F=415\text{m}^2$

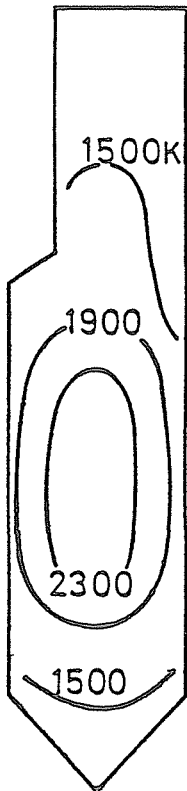


火炎 ③
 $A_F=144\text{m}^2$

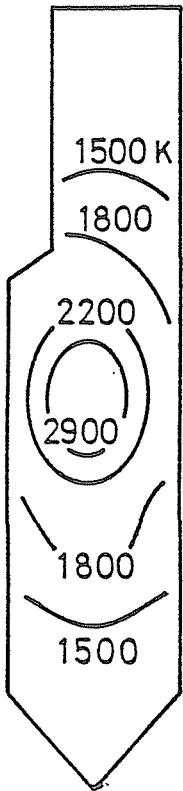
図 5 - 2 8 火炎形状とその位置



火炎 ①



火炎 ②



火炎 ③

図 5 - 2 9 火炉内温度分布

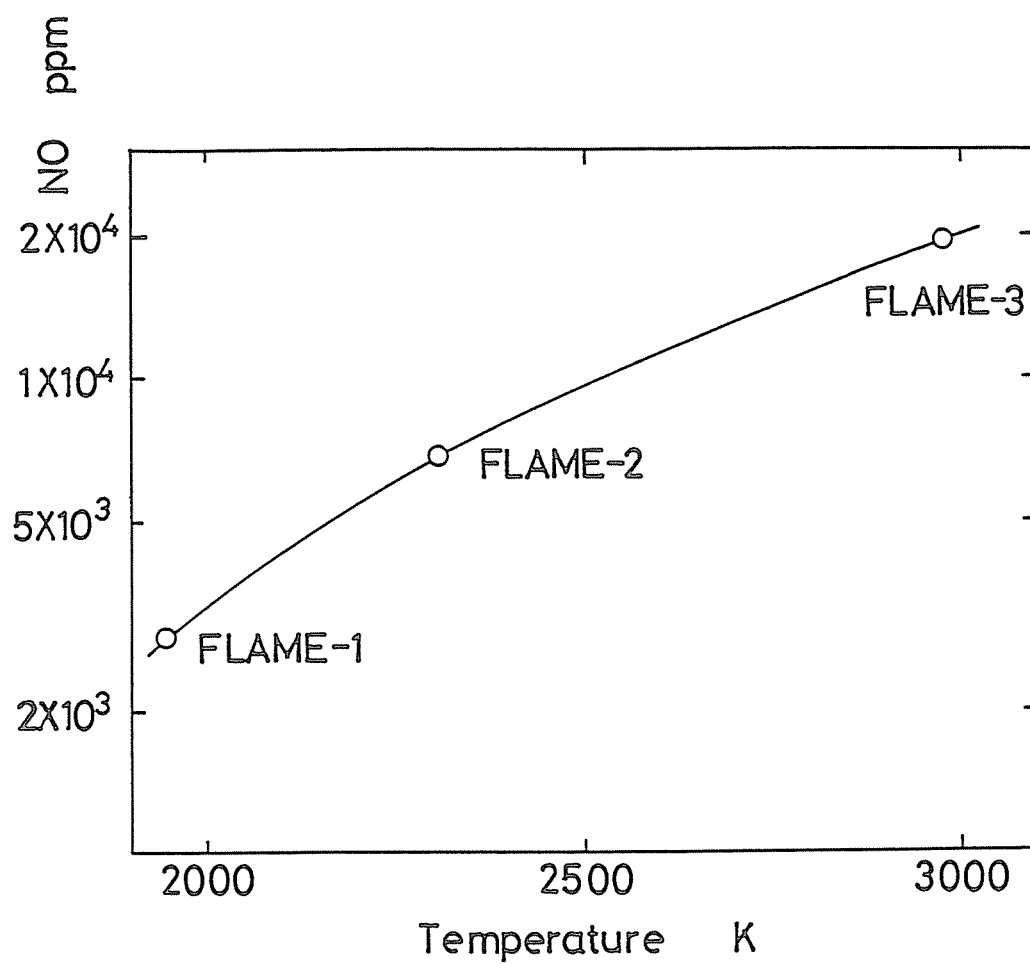


图 5 - 3 0 NO 平衡濃度

燃料と空気の混合を緩慢にした燃焼法を考えると、火炎は一般的に長炎となり、火炎は火炉内に充満するので、前述の条件を満たすこととなる。しかし、これではThermal NO_xは低下するだけで、Fuel NO_x、Prompt NO_xの生成を抑制することには必ずしもつながらず、すす等の未燃物が発生しやすくなり、火炉内の燃焼効率の低下を生ずることとなろう。そこで、燃焼の基本に戻り、二つの方式である拡散燃焼と予混合燃焼のNO_x生成特性を示す図5-31を用いて考えてみた。この図より、予混合燃焼は、拡散燃焼に比べて、Thermal NO_xおよびPrompt NO_xを加えたNO_x全発生量の最大値は大きいものの、空気過剰係数の1近傍以外の領域つまり0.6以下あるいは1.3以上で、むしろNO_xの生成を抑制できる可能性がある。しかし、空気過剰係数1.3以上の燃焼条件では、NO_x生成を抑制できても燃焼ガス量が増加し、総合的にはボイラ火炉の燃焼効率は低下してしまうのである。そこで、上述のような火炎を火炉内に均一に充満して、温度を低下させる方法と予混合燃焼とを組み合わせる低NO_x燃焼法を行なうため、次のような燃料二段供給法による超低NO_x燃焼法を考案したので、ここに紹介することとしたい。

燃料二段供給法の原理は、「燃料を1次、2次に分割し、1次燃料を全燃料の燃焼に必要な空気で急速燃焼（1次燃焼）させ、2次燃料を1次燃焼後の燃焼ガス中の残存酸素で燃焼（2次燃焼）させる」というものである。この燃焼法による低NO_x化を実現させるため、まず1次燃焼で重要と考えられる予混合燃焼に関する検討を行った。つまり、従来から予混合燃焼技術は確立されていたものの、この燃焼法のように空気過剰係数が1.3以上での検討は必ずしも十分に行なわれておらず、し

かも実際問題として液体燃料に関する燃焼では、その性質上いかに十分霧化が行なわれたとしても予混合燃焼とすることは、不可能であり、またガス燃料といえども完全予混合燃焼では、可燃範囲の希薄限界近くになると燃焼が不安定となるか、低燃焼負荷での逆火の問題点などが生ずる。そこで、この点に関し種々の検討を行ない、バーナの構造を工夫し改良を加えた結果、図5-31の破線で示すような NO_x 生成特性を持つ予混合燃焼に近い燃焼（準予混合燃焼）が得られるような方式を開発し、空気過剰係数が2以上でも安定に燃焼させることが可能となったのである。

図5-32に、燃料二段供給法を応用した低 NO_x バーナの構造例と燃焼状態を示した。全燃料の燃焼に必要な空気を1次燃料と混合し急速燃焼（準予混合燃焼）させ、つぎに1次燃焼後のガス中の残存酸素で2次燃料を燃焼させている。この燃焼法においては、上述したように2次燃焼の際に、長い火炎となり火炉内に充満させる目的のため、2次燃料の噴射ノズルをバーナ周辺に複数本設置して、火炉内の局所に高温域が生じて NO_x の増加することを防ぐように考慮してある。

この燃焼法の効果の一例を図5-33に示したが、2次燃料比とは、2次燃料量の1次および2次燃料量に対する割合のことである。したがって、2次燃料比0は従来の燃焼方式（燃料一段の燃焼）に相当している。燃料二段供給法の運転可能域は、2次燃料比が0.4～0.6の範囲であるが、各種燃料とも同図より NO_x の相当な低減が可能であることがわかった。

今後、本論文で示した解析手法を使つての熱伝達・燃焼・流動解析は工業用火炉の広範囲な自動設計や新型あるいは低公害火炉の設計などへ

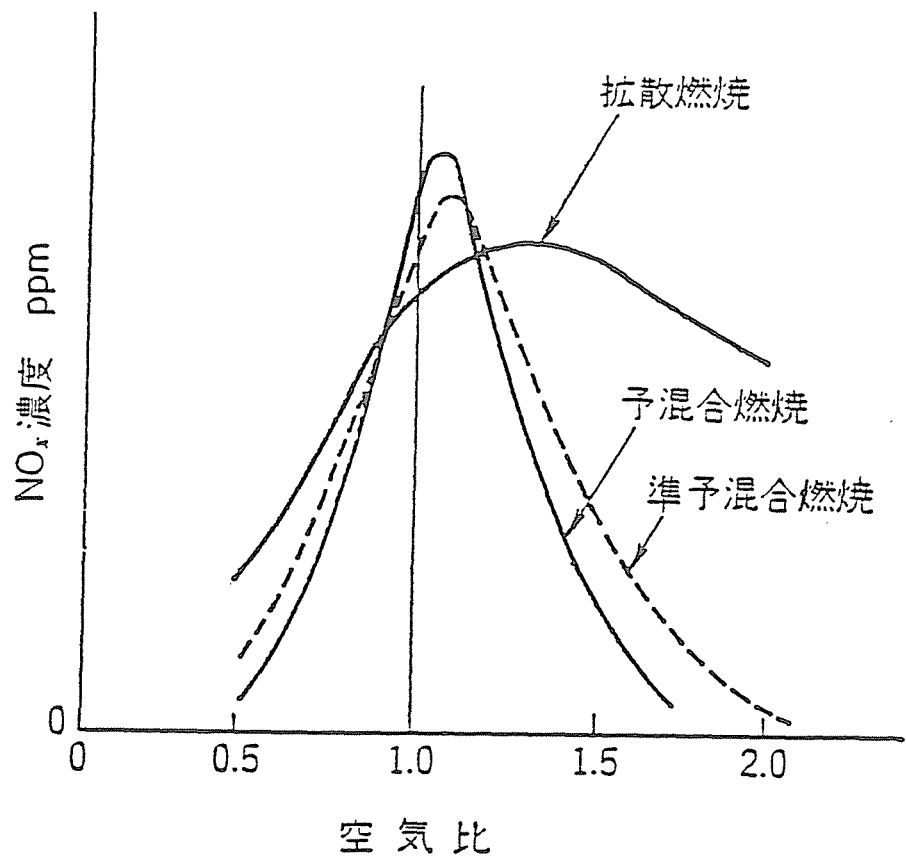


図 5 - 3 1 NO_x生成特性

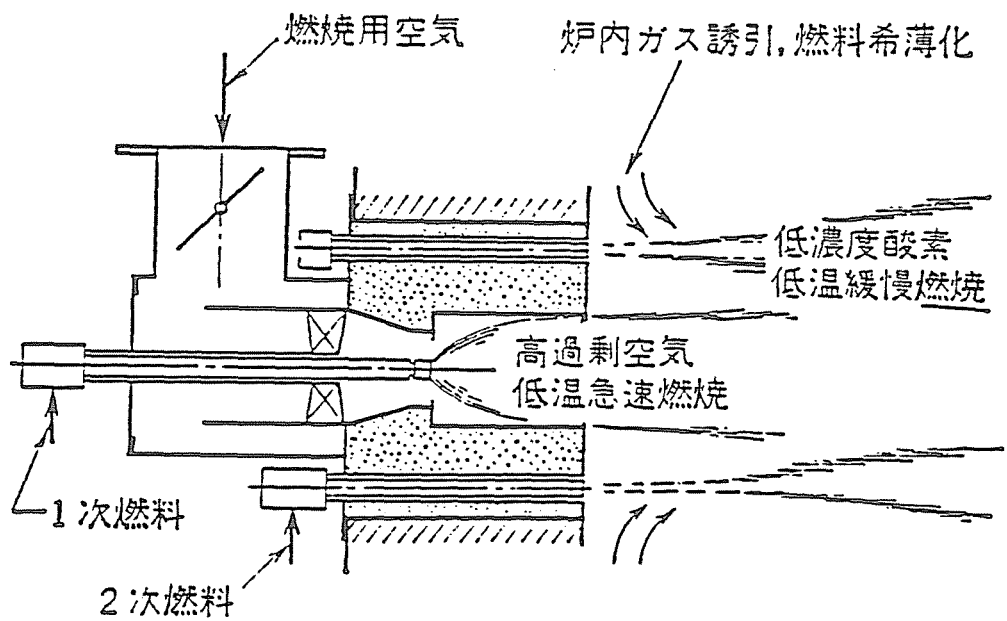


図 5 - 3 2 低NO_xバーナの構造
および燃焼状態

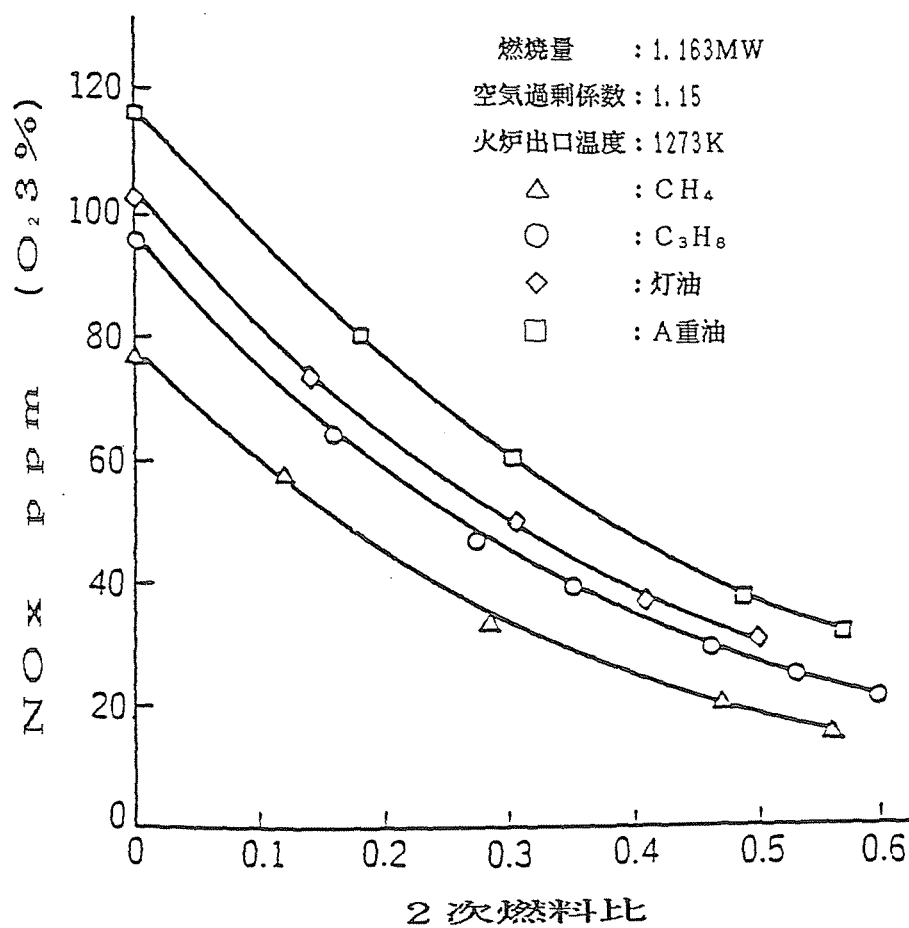


图 5 - 3 3 2 次燃料比, 燃料種類
 と NO_x

の応用が考えられ、従来は実験にのみ頼っていた開発研究を促進させることができよう。また、当然のことではあるが、通常実機での実験が困難な大型火炉に対しては、このような解析手法が必須であり、模型実験のスケールアップへの信頼性を予測する上からも実用に供されることとなる。

第 6 章 結 論

従来より工業用火炉内の燃焼に関する諸現象を解明するための熱伝達・燃焼・流動を組み合わせた解析が望まれ、火炉内の温度分布、壁面の受熱量分布を詳細に検討できる手法の確立が期待されていた。近年この要求は特に強くなってきているが、その理由として工業用火炉の低公害化、燃料の多様化などに対処するための事前検討などのためである。本論文は、このような現状に鑑み、熱伝達・燃焼・流動の各解析の中で従来より最も解析手法が難解で、しかも計算時間の必要とされていた放射熱伝達の解析手法を詳細に検討するとともに、燃焼・流動の解析手法にも検討を加え取りまとめたものである。その結果以下のような結論を得ることができた。

従来の解析手法であるモンテカルロ法に対して新たな検討を加え、次のことを明らかにした。

(1) 放射熱伝達解析のみの、いわゆる狭義の意味での通常のモンテカルロ法について検討を加えた結果、計算時間を短縮し解析精度を向上する手法として、自己吸収係数の導入、6方向放射エネルギー束射出法の適用による新たな手法を提案し、従来よりも効果的な解析ができることを示した。

(2) 自己吸収係数は、放射熱伝達の解析をより精度よく行なうため必要なものであるが、従来この算出には図式解法を用いるほかなかった。本論文では、これを改めて自己吸収係数の簡易計算式を導入し、これが放射熱伝達の解析に際し実用的であることを示した。

(3) 放射熱伝達ばかりでなく対流熱伝達、流動による熱移動、さら

に燃焼による熱発生をも考慮した広義の意味でのモンテカルロ法についての検討も行ない、従来あまり明確にされていなかった解析の対象となる各要素での熱の出入りを詳細に検討した。その結果、要素ごとのエネルギー方程式の解法において、各要素の温度についての4次方程式を解く手法を確立し、計算時間が短縮され、しかも計算精度が良いという、この手法の有用性を確かめた。

(4) 広義の意味でのモンテカルロ法の計算収束速度は、初期仮定温度によって、遅い場合があり、しかも解が発散することもあった。この解の発散は上記(3)項によるエネルギー方程式の解法を導入することで解消させることができ、また火炉内の各要素における放射エネルギー吸収熱量比の考え方を導入する熱収支収束法という新たな計算法を開発して適用することにより、モンテカルロ法の計算収束速度を従来に比べほぼ倍とすることができた。

(5) 解析例により上記(1)から(4)項までの効果を示すとともに、従来より経験的に決められていたモンテカルロ法の計算に必要な諸条件、例えば初期仮定温度、放射エネルギー束数、収束計算の反復回数などの決定に対して必要な値を新たに示すことができた。特に初期仮定温度については、本論文中に示したとおりその設定値と計算の収束速度との間には何らの関係がなく、どのような値をとっても最も効果的な計算が行え、しかも十分な精度の解の得られることを示した。

従来より効果的な放射熱伝達の解析手法とされていたモンテカルロ法について、その解法を新たな見地から見直すことにより、全く新しい解析法である放射熱線法を開発するとともに、放射熱伝達解析に新しい無

次元数値群である放射エネルギー束吸収率分布（R E A D）を導入し、これを適用する計算手法を検討して、つぎの結論を得た。

（６）放射熱伝達解析に放射エネルギー束吸収率分布（R E A D）という無次元数値群を導入したが、このR E A Dは「火炉内の火炎、燃焼ガスおよび壁面の各要素から射出される放射エネルギーが他のどの要素にどれだけ伝達されるかを表わす割合の分布」である。R E A Dを導入することにより、熱の移動を直接何度も繰り返し計算していた従来法の使用の必要がなくなり、放射熱伝達計算時間は大幅に短縮されることがわかった。

（７）放射熱伝達解析に適用するモンテカルロ法は、確率計算に基づくものであるが、これを再検討したところ、計算時間の長い、しかも解法精度に限界のあることが明らかになったので、非確率的な計算手法を導入して放射熱線法という全く新しい解法手法の開発に成功した。

（８）放射熱線法はモンテカルロ法と比べて解析精度が向上したが、（２）項の自己吸収係数と組み合わせて使用する簡易放射熱線法を適用することで、さらに計算時間を大幅に短縮できることを示した。

（９）以上の新しく開発した放射熱線法、R E A Dによる計算手法の効果を、解析例によりモンテカルロ法による結果と比較検討しその有用性を明らかにした。

（１０）上記の（６）項によるR E A Dを導入することで可能となった放射熱伝達診断技術について、簡単なモデルを例にとりその利用法を示した。この放射熱伝達診断は、工業用火炉内の局所におけるヒートスポットの解消に際しての重要な解析技術であり、今後とも低公害・高負荷化の火炉設計に極めて有用であると考えている。

火炉の放射熱伝達現象と重要なかわりあいを持つと考えられる燃焼および流動の解析手法につき検討を加え、次のような結論を得た。

(11) 実験結果が得られている小型重油だきボイラ火炉に対して、均一流れ、二次元ポテンシャル流れ、三次元粘性流れの各解析を適用した熱伝達の検討を行ない、これらの流動様式による火炉内の熱伝達に及ぼす影響を明らかにするとともに、空気過剰係数および燃焼量のについてもその影響を検討した。

(12) 火炉内の燃焼モデルとして、指数関数式による発熱量分布を検討し、適正な発熱量分布を表わす指数および係数を求める手法をまとめた。

(13) 三次元火炉内の熱伝達・燃焼・流動の各現象を同時に考慮した解析を行ない、小型ボイラ火炉内の温度分布と壁面受熱量分布の解析結果が実験結果と実用上十分な精度で一致することを確認、この解析手法の妥当性を示した。

本研究において開発した各種の解析手法を大型火力発電ボイラ火炉、船用ボイラ火炉、低 NO_x 燃焼法の検討への応用例を示し、次のことを明らかにした。

(14) 大型火力発電ボイラ火炉に対し本論文による解析手法を適用する場合、この種の火炉に特有のデフレクションアーチ、火炉低部ホップ、分割壁などいわゆる任意形状部を考慮できる解析手法を検討し確立した。

(15) 大型ボイラ火炉内の火炎形状をモデル化し、(12)項で検討した発熱量分布を適用し、解析結果と実験結果と比較的よく一致する

ことがわかった。特に火炉側壁における最大受熱量を示す箇所は、実験結果とよく一致することが確かめられ、本論文の解析手法の妥当性が示された。

(16) 船用ボイラ火炉に本論文の解析手法を適用したところ、火炉内の温度分布、壁面受熱量分布とも解析結果と実験結果は、よい一致を示した。また、この場合に放射熱伝達診断を適用し最適な火炎形状につき考察して、工業用火炉設計上有用な知見を与えた。

(17) 工業用火炉における低 NO_x 燃焼法を検討する場合に、本論文の解析手法を適用して温度が均一な火炎の条件を検討することにより、高温域の少ない燃料二段供給による燃焼法を開発し、最も NO_x 発生を抑制できる燃焼法を紹介した。

以上の(1)から(17)項までの考察あるいは結論は、工業用火炉の新たな設計の際にとくに重要であると考えている。すなわち、熱伝達・燃焼・流動解析の必要な場合、新しい放射熱伝達の解析手法(放射熱線法)と放射エネルギー吸収率分布(READ)の概念を導入することにより、従来から複雑で計算時間の長いとされていたモンテカルロ法に代わって広範囲の解析が可能となり、今後この種の解析に有効なことが認められることを期待している。また、この手法を応用しさらに簡便な工業用火炉の性能予測技術を開発することにより、例えばオンライン解析あるいはパーソナルコンピュータによる自動設計など、さらに広範囲な適用を拡げていきたいと考えている。

謝 辞

本研究は北海道工学部、機械工学科、熱機関学第一講座において行なわれたものであり、同講座の谷口 博 教授、工藤 一彦 助教授には、終始懇切なご指導、ご鞭撻を受け賜り、ここに衷心より感謝の意を表わす次第である。

本論文をまとめるにあたり、同大学工学部、機械工学科の村山 正 教授、木谷 勝 教授、伊藤 献一 教授および原子工学科の石黒 亮二 教授より心暖まるご教示とご助言を頂いた。ここに心から感謝の意を表わす次第である。

さらに、本論文の審査にあたり、同大学工学部、機械工学科の関 信弘 教授、金内 忠彦 教授、岸田 路也 教授および共通化学講座の吉田 宏 教授、電気工学科の田頭 博昭 教授、情報工学専攻の宮本 衛市 教授より多くのご意見とご助言を頂いた。ここに、深く感謝の意を表わす次第である。

なお、本研究の一部は、文部省科学研究費（昭和60年度奨励研究 A60750170、放射熱伝達診断手法の確立に関する研究）の援助を受け実施したものであり、謝意を表わす次第である。

本論文の第5章1節の実験に多大のご協力を得ました、東北大学の武山 斌郎 教授、電力中央研究所の 田代 久夫 氏、石川 浩 氏、千葉 徳男 氏（現在、広島大学教授）、東北電力（株）の諸兄、また、第5章2、3節の実験および新燃焼法開発に多大のご協力を得ました、日立造船（株）の沖上 昇 氏、高橋 武郎 氏、関口 善利 氏、田村 晴重 氏に、さらに、第4章の実験を遂行して下さった本講座の先輩である杉山 憲

一郎 氏（現在、北海道大学工学部助手）、東洋エンジニアリング（株）の谷口 篁 氏の、以上多くの諸兄に心より感謝の意を表わす次第である。

最後に、同大学工学部、機械工学科、熱機関学第一講座の須田 金文技官、大学院学生の小熊 正人 氏、朴 日煥 氏および同講座の諸氏より、研究途上において多大なご助言とご支援をいただいた。ここに、深く感謝の意を表わす次第である。

文 献

- (1) 矢木 栄・国井大蔵、工業窯炉、(昭28)p.39、共立出版。
- (2) 石谷清幹・赤川浩爾、機械工学全書、(1982)、p.176、コロナ社。
- (3) 伝熱工学資料(改訂第3版)、(昭50) p.231、日本機械学会。
- (4) Hottel, H.C. and Sarofim, A.F., Radiative Transfer(1967), p.472, McGraw-Hill.
- (5) Siegel, R. and Howell, J. R. , Thermal Radiation Heat Transfer (1975), p.343, McGraw-Hill.
- (6) 谷口・舟津、三次元火炉内の温度分布解析、日本機械学会論文集、Vol.36-284(昭45), 610.
- (7) 津田孝夫、モンテカルロ法とシミュレーション、(昭44)、p.62、培風館。
- (8) Gosman, A.D., et al., Heat and Mass Transfer in Recirculating Flows, (1969), Academic Press.
- (9) Patanker, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, (1980), McGraw-Hill.
- (10) 早坂, 谷口, 工藤, 田代, 任意形状火炉内の放射熱伝達の解析, 火力原子力発電, Vol.34-2, (昭57), p.165.
- (11) 早坂, 谷口, 任意の形状を有する火炉内の放射熱伝達の解析, 第18回伝熱シンポジウム講演論文集, (昭56)p.118.
- (12) 早坂, 谷口, 工藤, 田代, 任意の形状を有する火炉内の放射熱伝達の解析, 第19回伝熱シンポジウム講演論文集, (昭57)p.286.

- (13) Taniguchi, H., Kudo, K., Hayasaka, H., Yang, W. J. and Tashiro, T., Thermal Behavior in Furnaces of Complex Geometry, HTD- Vol.40. Fundamentals of Thermal Radiation Heat Transfer, (ASME) (1984), p.29.
- (14) 早坂, 工藤, 谷口, 仲町, 大森, 片山, 放射熱線法による放射熱伝達の解析, 第23回燃焼シンポジウム前刷集, (昭60) p.256.
- (15) 早坂, 工藤, 谷口, 仲町, 大森, 放射エネルギー吸収率分布による三次元放射熱伝達の解析, 第7回エネルギー利用と直接発電シンポジウム, (1985), p.1.
- (16) 早坂, 工藤, 谷口, 仲町, 大森, 放射熱伝達診断のための解析手法, 第22回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1985)p.259.
- (17) 早坂, 工藤, 谷口, 仲町, 大森, 片山, 放射熱線法による放射熱伝達の解析, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.52-476(昭61), p1734.
- (18) 早坂, 工藤, 谷口, モンテカルロ法による放射熱伝達解析手法の検討, 日本機械学会論文集 (B編), Vol.51-467 (昭60), p.2202.
- (19) 谷口, 杉山, 谷口, 堀山, 早坂, 伊藤, 火炉内熱伝達に関する研究, 北海道大学工学部研究報告, Vol.73(昭49)p.25.
- (20) 谷口, 工藤, 早坂, 小熊, モンテカルロ法による火炉内放射熱伝達の解析, 日本機械学会誌, Vol.87-784(昭59), p.218.
- (21) 早坂, 谷口, 工藤, モンテカルロ法による放射熱伝達解析手法の検討, 日本機械学会 第26回北海道支部講演会論文集, No.842-3(昭59) p.142.

- (22) 谷口, 工藤, 早坂, 小熊, 田代, モンテカルロ法による火炉
発電ボイラ火炉内放射熱伝達の解析, 冶金能源 (中華人民共和
国), Vol.4-4(1985), p.41.
- (23) Hottel, H.C., and Cohen, E.S., Radiant Heat Exchange in a
Gas-filled Enclosure, A.I.Ch.E. Journal, 4-1(1985), p.3.
- (24) 津田孝夫、モンテカルロ法とシミュレーション, (昭44)、p.130、
培風館。
- (25) 平田邦男、BASICによる物理, (昭58), p.143, 共立出版。
- (26) 太田, 谷口, 早坂, 三次元火炉内の温度分布解析, 第18回燃焼
シンポジウム前刷集 (昭55) p.31.
- (27) 早坂, 谷口, 太田, 三次元火炉内の温度分布解析, 日本機械学
会第22期北海道支部総会講演論文集, No.812-1(昭56) p.64.
- (28) 谷口, 工藤, 早坂, ボイラ火炉内の伝熱シミュレーションに関
する研究, 日本舶用機関学会誌, Vol.17-12, (昭57), p.974.
- (29) 谷口、杉山、谷口、三次元火炉内の温度分布解析、日本機械学
会論文集 (第2部), Vol.39-324(昭48) p.2473.
- (30) Giedt, W.H. 著、横堀進、久我修、共訳、基礎伝熱工学, (昭44),
p.232, 丸善。
- (31) Roache, P.J., コンピュータによる流体力学 (上) (昭53), p.304、
構造計画研究所。
- (32) Sitkei, G., ディーゼル機関の燃料噴射と燃焼、(昭41) p.165、
朝倉書店。
- (33) 高橋、坂井、藤間、立岩、燃焼を伴う炉内伝熱の数値計算によ
るシミュレーション、三菱重工技報、Vol.9-2, (1972), p.139.

- (34) 谷口, 工藤, 早坂, 小熊, 斉藤, 三次元火炉内の温度分布解析,
日本機械学会 第23期北海道支部総会講演論文集, No.822-1(昭
57) p.43.
- (35) 谷口, 工藤, 早坂, 大森, 小熊, 三次元火炉内の温度分布解析,
日本機械学会 第25回北海道支部講演会論文集, No.832-1(昭58
) p.86.
- (36) 田代、石川、千葉、仙台火力発電1号ボイラにおける火炉内ガ
ス温度分布の測定、電力中央研究所技術研究所報告(依頼6503
7)(1965).
- (37) Ricou, F. P., and Spalding, D. B., Measurements of entrain-
ment by axisymmetrical turbulent jets, Journal of Fluid
Mechanics, Vol.11(1961), p.21.
- (38) 早坂, 工藤, 谷口, 沖上, 高橋, 関口, 船用ボイラ火炉内の放
射熱伝達解析, 日本船用機関学会誌, Vol.21-5(昭61), p311.
- (39) 公害防止の技術と法規(大気編)、(昭53), p.115、産業公害防
止協会.
- (40) 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法、(昭55) p.45、
日本機械学会.
- (41) 燃料2段供給法による NO_x 抑制効果、熱管理と公害、Vol.30
-8, (1978), p.86.
- (42) 早坂, 谷口, 媚山, 伊藤, 定常燃焼火炎中の NO_x の発生につ
いて, 日本機械学会 第16回北海道支部講演論文集, No.732-3(
昭48) p.103.
- (43) 斉藤, 谷口, 早坂, 定常燃焼火炎中の NO_x 分布について, 空

気調和・衛生工学会北海道支部 第8回学術講演論文集(昭49) P
.1.

(44) 谷口, 媚山, 早坂, 伊藤, 桜井, 定常燃焼火災中の NO_x の発生について, 日本機械学会 第17回北海道支部講演論文集, No. 742-3(昭49) p.21.

(45) 沖上, 関口, 早坂, 田村, 燃料二段供給バーナによる NO_x 生成抑制, 第14回燃焼シンポジウム前刷集, (昭51) p.20.

(46) 沖上, 関口, 早坂, 田村, 超低 NO_x バーナ”燃料2段供給燃焼法”, ケミカル・エンジニアリング, Vol.23-3 (1978) p.213.

(47) Okigami, N., Sekiguchi, Y. and Hayasaka, H., " Forced Draft Burners with Two Stage Fuel System", Proceedings of A.F.R. Committee 1979 Meeting in Houston (1979).

(48) 早坂, 谷口, 工藤, 田代, 任意の形状を有する火炉内の放射熱伝達の解析, 日本機械学会 北海道支部第24回講演会論文集, No. 822-3(昭57) p.60.

(49) Steward, F.R. and Guruz, H. K., " Mathematical Simulation of an Industrial Boiler by the Zone Method of Analysis", Heat Transfer in Flames, John Wiley & Sons(1974), p.47.

(50) 早坂, 沖上, 関口, 燃料二段供給法による NO_x 抑制法, 熱管理と公害, Vol.30-8(1978), p.86.

(51) RC-51 燃焼装置の合理的設計手法研究分科会研究成果報告書, (1982), p.347, 日本機械学会.

(52) Taniguchi, H., Yang, W. J., Kudo, K., Hayasaka, H., Oguma, A., Kusama, A., Nakamachi, I. and Okigami, N.,

" 'Radiant Transfer in Gas Filled Enclosures by Radiant Energy Absorption Distribution Method " , 8-th International Heat Transfer Conference, (San Francisco), (1986).