

①

都市ガス利用の産業用加熱システムの

高効率化に関する研究

中 村 泰 久

報告番号 甲 第 2779 号

目次

序章 緒論

1 - 1	産業用加熱システムのエネルギーについて	1
1 - 2	産業用の加熱炉について	1
1 - 2 - 1	直接加熱方式の工業炉	2
1 - 2 - 2	間接加熱方式の工業炉	5
1 - 3	工業炉を対象にした性能設計に関する研究	7
1 - 3 - 1	工業炉の性能設計の現状	7
1 - 3 - 2	輻射解析の手法	7
1 - 3 - 3	工業炉における伝熱解析例	8
1 - 4	都市ガスを利用した産業用の燃焼機器	9
1 - 4 - 1	ラジアントチューブバーナ	11
1 - 4 - 2	表面燃焼バーナ	13
1 - 4 - 3	浸漬バーナ, 浸管バーナ	14
1 - 4 - 4	流動層技術を応用した燃焼機器	14
1 - 5	本研究の目的と内容	15
	Literature Cited	18

第2章 ラジアントヒータを利用した間接加熱炉の非定常伝熱解析

緒 言	— —
-----	---

2-3-1	射出率の測定	28
2-3-2	対流熱伝達係数の測定	30
2-3-3	実験結果と数値計算結果との比較	30
結言		36
	Nomenclature	37
	Literature Cited	38

第3章 ボルト充填層を被加熱物とする間接型加熱炉の3次元非定常伝熱解析

緒言		39
3-1	実験装置および方法	40
3-1-1	実験装置	40
3-1-2	実験方法	41
3-2	理論解析	41
3-2-1	炉内の流れの解析	42
3-2-2	総括熱吸収率の計算	44
3-2-3	炉内の伝熱解析	45
3-3	結果および考察	49
3-3-1	炉内流速分布	49
3-3-2	炉内各部の温度	50
結言		52
	Nomenclature	53
	Literature Cited	55

第4章 流動層を設けた二重管型輻射加熱バーナの開発および装置伝熱特性

緒言		56
4-1	バーナ構造および粒子流動化条件	56
4-1-1	バーナ構造	56
4-1-2	粒子流動化条件	56

4 - 2	実験装置および方法	5 8
4 - 2 - 1	実験装置	5 8
4 - 2 - 2	実験方法	5 8
4 - 3	理論解析	5 8
4 - 4	結果および考察	6 2
4 - 4 - 1	外管温度	6 2
4 - 4 - 2	熱移動量	6 3
4 - 4 - 3	各部の温度	6 4
結 言		6 5
	Nomenclature	6 7
	Literature Cited	6 8

第5章 粒子循環を利用した新型放射管バーナコールドモデル内の 粒子流動特性

緒 言		6 9
5 - 1	実験装置および実験方法	6 9
5 - 1 - 1	実験装置	6 9
5 - 1 - 2	粒 子	7 1
5 - 1 - 3	実験方法	7 1
5 - 2	結果および考察	7 2
5 - 2 - 1	装置内粒子流動状態	7 2
5 - 2 - 2	循環流動範囲	7 4
5 - 2 - 3	装置内圧力変化、圧力分布および圧力変動	7 6
5 - 2 - 4	循環流動機構	8 0
結 言		8 4
	Nomenclature	8 5
	Literature Cited	8 6

6 章 多孔質固体表面におけるメタンの燃焼機構

緒言	87
6-1 理論解析	87
6-1-1 理論解析モデルの設定	88
6-1-2 基礎方程式	89
6-1-3 数値計算	91
6-2 実験装置及び実験方法	91
6-2-1 実験装置	91
6-2-2 実験方法	92
6-3 結果	92
6-3-1 解析に用いた物性値	92
6-3-2 各パラメータの影響	93
6-4 考察	98
結言	99
付録	100
Nomenclature	102
Literature Cited	104

終章	105
論文目録	
謝辞	

序章 緒論

1-1 産業用加熱システムのエネルギーについて

日本の一次エネルギー供給は $475,898 \times 10^{10} \text{ kcal/h}$ (1991 暦年) でこのうち半分以上が輸入石油に依存している状態であり、エネルギーの供給安定及び地球環境問題への対応から、石油依存度の低減及び非化石エネルギーへの依存度の向上を図る必要がある。このため天然ガス、原子力、地熱、風力等の新エネルギーの供給の増加が期待されている。

一方、エネルギー消費の側面からは、エネルギーの高効率利用の一環として、未利用エネルギーの活用、燃料電池等を利用したコジェネレーションの普及は重要な課題となっている。1991 暦年のエネルギー消費は $330,710 \times 10^{10} \text{ kcal/h}$ で都市ガスはこの約 5% を占めている。また産業部門で消費されるエネルギーは全エネルギー消費の約半分を占めており、鉄鋼業・石油化学工業等の素材産業におけるエネルギー消費の割合が大きくなっている。産業部門における都市ガスの割合は約 3% 弱であり、石油・石炭が主要なエネルギー源である⁽¹⁾。

都市ガスは石油代替燃料として位置付けられており、原料の約 7 割は現在 LNG となっている。LNG は石油石炭等の他の化石燃料に比べ燃焼にともない排出される CO_2 も少なく環境に優しいエネルギー源として、都市ガス業界においても都市ガス原料の LNG 化を推進している。大手の都市ガス会社が供給している都市ガスはほとんどが LNG を原料としたものであり、その成分としてはメタンを約 9 割弱含むものとなっている。

1-2 産業用の加熱炉について

産業用の加熱システムは、部品の製造加工から組立、さらには出荷にいたるまでの工場全体の工程に関わってくるものである。産業用の加熱システムは一般に加熱加工、加熱処理の主体となる加熱炉の部分と、前後の搬送システムお

よび制御装置部分とから構成される。生産工程との関わりから多品種少量生産を目的とするバッチ形式の炉と少品種大量生産を目的とする連続形式の炉がある。バッチ形式の炉は炉温が順次変化するため熱効率は必ずしも良くないが、加熱処理する対象に応じたきめ細かな制御が行える。連続式の炉は処理物が炉の中を動いていく形式であるために炉体そのものの温度は変化せず熱効率が比較的高くなるのが特徴となる。

産業用の炉を加熱方式別にみると、加熱対象物に直に燃焼ガスが接触し加熱する直接加熱方式と燃焼ガスは加熱対象物には直に接触せずなんらかの隔壁を介して加熱する間接加熱方式がある。間接加熱方式の場合は熱効率の面で直接加熱方式に比べ不利な面はあるが燃焼ガスと加熱対象物が接触しない方式であるために加熱対象物に悪影響を与えないという特徴がある。

燃料別では石炭等の固体を燃料としたものおよび石油等の液体を燃料とするものでは間接加熱方式を採用するものはあまり多くない。しかし気体を燃料とするものでは、加熱対象物の品質面から間接加熱方式が採用されるようになってきている。これは都市ガスのような気体燃料は固体、液体燃料に比べ燃料としての制御性が良くラジアントチューブバーナの様な長尺の管内でも十分に燃焼ができるからである。また電気を加熱源とするものでは、誘導加熱・アーク加熱・プラズマ加熱等と加熱対象物に直接電流を流し加熱する形式のものと抵抗加熱等の電気ヒータからの輻射を中心とした間接加熱方式がある⁽²⁷⁾⁽³¹⁾。

都市ガスは燃料としては石油・石炭等に比べ利用しやすいものであるが燃料価格を比較した上でメリットの出せる分野が利用対象であり、電気と比べた場合には燃料価格面でメリットの込める分野が対象となる。そこで都市ガスがエネルギー源として利用される分野の工業炉について加熱方式別に見てみる。

1-2-1 直接加熱方式の工業炉

直接加熱方式は加熱形式がシンプルであることから産業用の分野には広く用いられている。直接加熱の特徴としては燃焼機器の構造が簡素なものとなり、その結果設備価格も安価なものとなる等があるが、しかし加熱対象物が燃焼ガスの雰囲気を嫌うようなものには利用できない。

燃焼ガスによる加熱にも燃焼ガスからの対流による熱伝達を主体とするもの

と燃焼時の火炎からの輻射による熱伝達を主体とするものがある。燃焼ガスからの対流によるものとしては、主としては700-800℃以下の加熱であり、燃焼ガスと空気を混合し熱風を製造しこの熱風により加熱対象物を加熱するものが代表的なもので、乾燥、金属の熱処理等に応用されている。具体的な応用事例としては、塗膜の品質等をあまりこだわらない塗装乾燥炉、処理対象物についた水分の除去装置、セラミック等の成形工程で利用されるバインダーの除去装置、金属の熱処理の一工程である焼鈍炉等がある。

輻射によるものとしては主として700-800℃以上の高温に加熱する炉であり燃焼時の火炎からの輻射および火炎輻射により加熱されている炉壁からの輻射が支配的となっている。具体的な応用事例としてはファインセラミックの焼成、非鉄金属の溶解、大型のガラス溶解炉等がある。

対流等を主体とする比較的溫度が低い分野に関しては、現状は加熱技術としては実用面における開発が主流であり、機器の操業性の向上、設置スペースの低減、操業方法の改良といったものである。一方高温域においては加熱技術面においても各種の技術課題があり、炉内の温度分布の均一化、また省エネルギーの観点からは排熱の回収および予熱空気の利用、燃焼面ではNOxの低減等の試みがなされている。

炉内温度の均一化に対しては炉内に炉内雰囲気攪拌ファンを設けたもの、高速の熱流をバーナから吹き出すことにより炉内を攪拌するもの、多本数バーナを炉内に設置し順次燃焼タイミングをずらすことにより炉内温度の均一化を図ったもの等様々な工夫がなされている。排熱の回収についても工業炉全体のシステムとしては、燃焼排ガスを集め加熱対象物の予熱に利用するもの、燃焼ガスの排熱を熱交換器により回収し燃焼用空気の予熱に利用するもの等がある。またこれらの中で特徴的なものとしてはFig. 1-1に示すように2本のバーナが一對になりAのバーナが燃焼しているときはBのバーナから燃焼排ガスが出ていきBのバーナにある蓄熱体を加熱する。つぎにBのバーナが燃焼するときには蓄熱体により燃焼用空気を予熱し熱回収する方式のものがある⁽⁴⁾。

NOxの低減に関しては、排ガスで安価に脱硝する方法がないので燃焼の工夫により行っている。一般には排ガス再循環、火炎を薄くするまたは分散することにより燃焼部分の温度を低減させ低NOx化を図っている。工業炉の分野ではNOx

の低減に関して様々な試みがなされており, Fig. 1-2 に示す F D I システムのように燃料ガスと空気を混合せずに直接炉内に噴射し炉内において緩満燃焼させ温度の低減を図り低 NOx を図っている等の試みがなされている⁽⁴⁾。

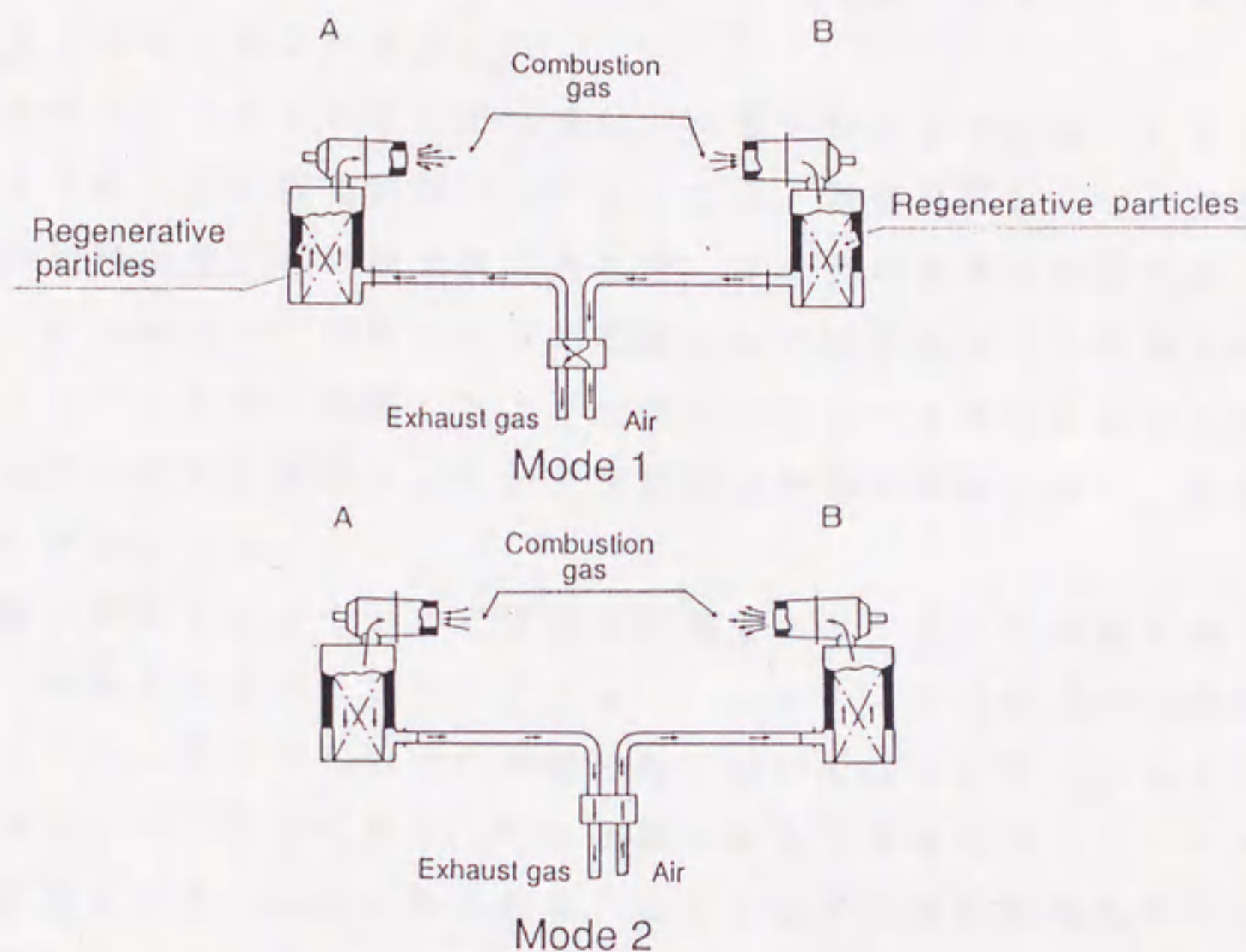


Fig.1-1 Regenerative burner

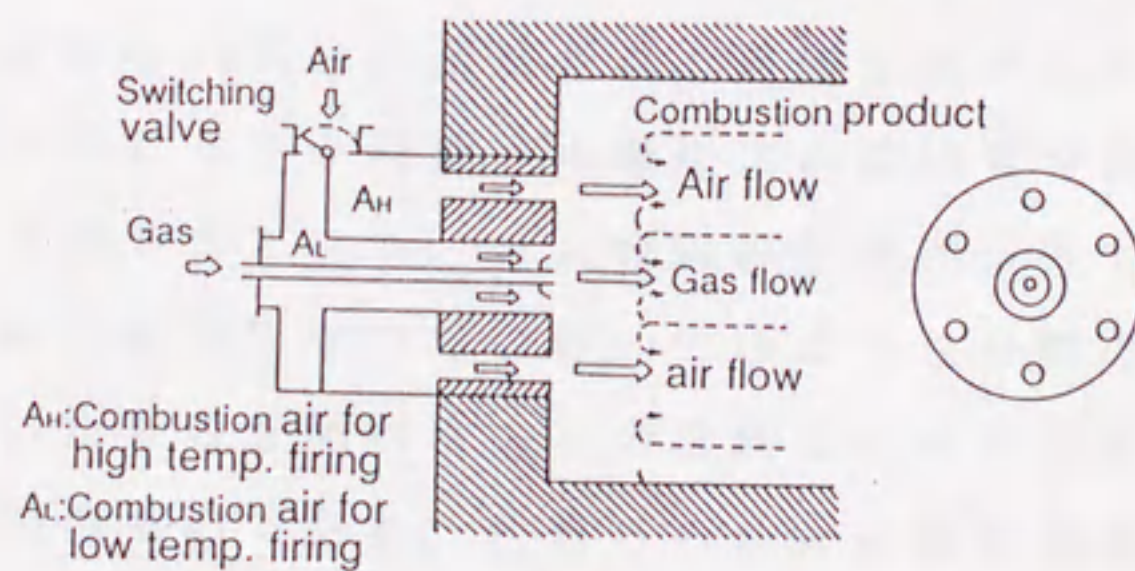


Fig.1-2 Fuel direct injection

1-2-2 間接加熱方式の工業炉

間接加熱方式の特徴としては燃焼ガスが炉内に入らないために炉内の雰囲気制御が容易であり、また燃焼ガスと加熱対象物が直接接触しないために加熱対象物に対しての燃焼ガスによる悪影響がない。

間接加熱方式には、対流伝熱を主とするもの、輻射伝熱を主とするもの、伝導伝熱を主とするものがある。

対流伝熱を主とするものとしては比較的低温分野のものが多く Fig. 1-3 に示すようなものが代表的なシステムとなる。用途分野としては食品類の加熱、比較的加熱温度が低い軽金属の熱処理、高品質が要求される塗膜の乾燥等がある。これらの加熱における技術的課題としては燃焼ガスと熱風との熱交換をするコンパクトな熱交換器、および加熱にともない加熱対象物から発生する各種の不純物の除去処理等があるが実用的な設計面の課題が多く、機器毎に検討していく必要がある。

間接加熱方式をとるものとしては輻射加熱を主とするものが最も多く用途分野も広く、加熱システムとしては Fig. 1-4 のような形式が代表的なものとなる。700-800℃以上の高温分野においてはこの方式はかなり多く利用されるようになってきており、特に金属の熱処理関連でラジアントチューブバーナを使用したものが多くみられる。これらは特に雰囲気熱処理の分野で利用され、焼き入れまた金属表面のカーボン濃度を高くし一般の焼き入れよりもっと硬度を高くする浸炭焼き入れ等がある。また最近では特殊な熱処理として浸炭と比して飛躍的に硬度を向上することのできる窒化処理、加熱対象物の高品質性が要求されるものの場合に利用される無酸化焼き入れ・光輝焼鈍、また金属間の接合に利用されるろう付け・金属粉末の焼結等特殊な雰囲気下で加熱するものにも利用されてきている。また金属の熱処理以外ではガラスの熱処理、ホウロウの焼付け等にも利用されている。このような分野の輻射加熱は従来電気を加熱源としていたものを燃料コストの低減をねらい気体燃料を熱源として利用するという目的のものである。これらの分野の技術課題としては加熱源であるラジアントチューブバーナの表面温度の均一化、およびNOx排出量の低減等があるが、基礎的な面からの取り組みもまじえ、機器性能の向上を図っていく必要がある。

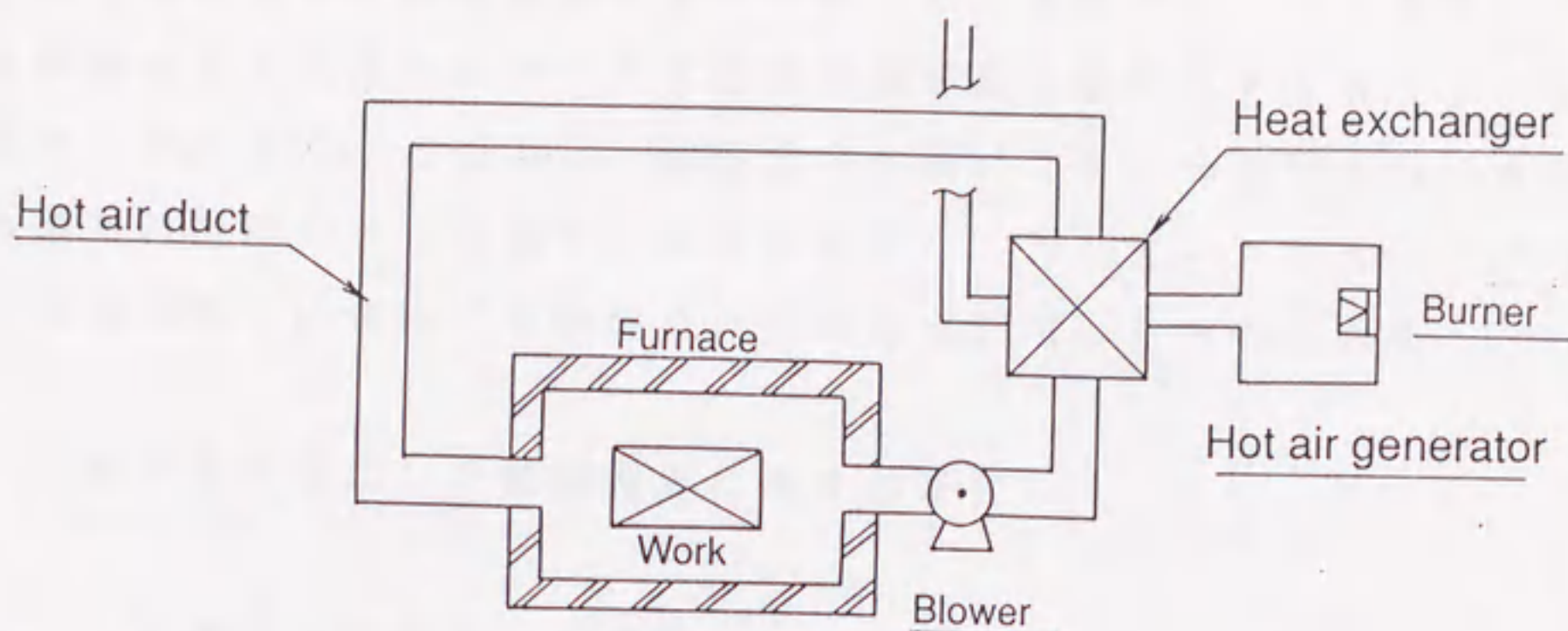


Fig.1-3 Indirect heating furnace with convective heat transfer

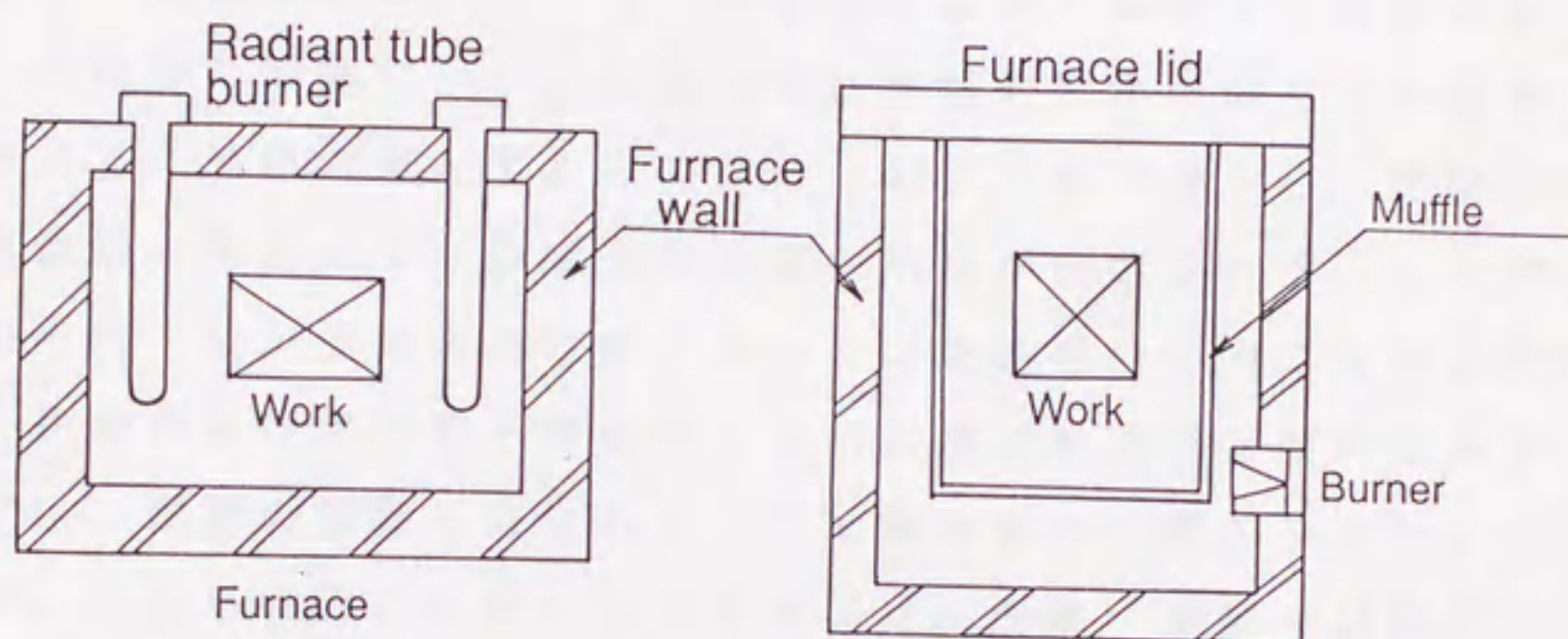


Fig.1-4 Indirect heating furnace with radiative heat transfer

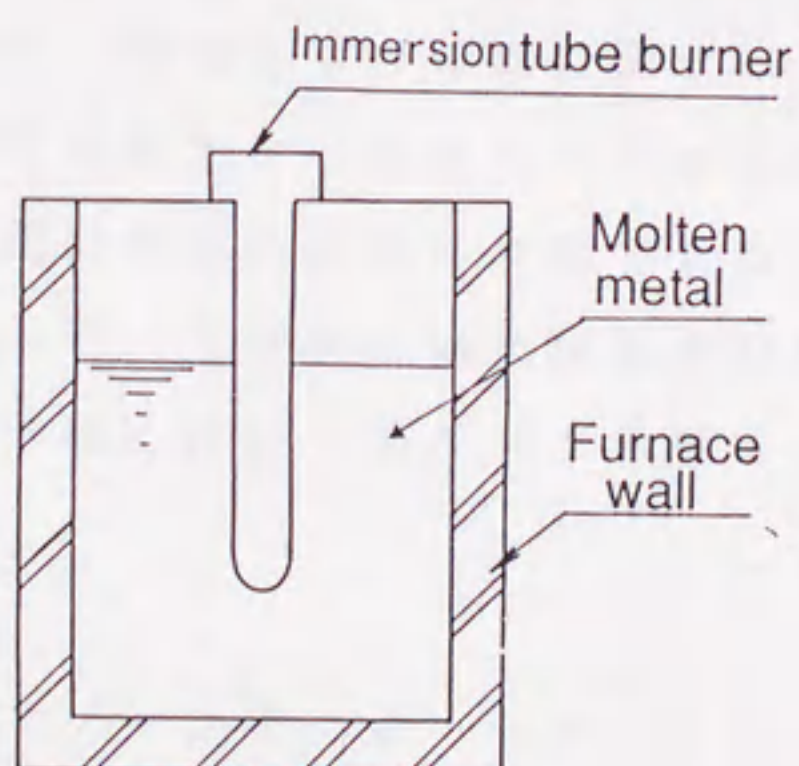


Fig.1-5 Indirect heating furnace with conductive heat transfer

伝導伝熱を主体とする間接加熱はあまりないが、浸漬チューブを含めたバーナ全体を加熱体ととらえればバーナと熔融金属が直に接する Fig. 1-5 のような例が上げられる。この方式は加熱効率が高いことから注目されてきており、気体燃料の特徴である制御性の良さを利用し、ラジアントチューブバーナと同様に口径の小さい管内でも燃焼できる技術を利用したものである。

1-3 工業炉を対象にした性能設計に関する研究

1-3-1 工業炉の性能設計の現状

工業炉を設計する場合、伝熱面の性能のみでなく操業面・保守管理面、耐久性までも考慮し、総合的に検討することが重要である。工業炉の設計においては、燃焼器・炉体等の加熱にかかわる部分及び加熱対象物の動き等を制御する部分が重要である。加熱対象とするものの量、および熱容量から、燃焼器の定格燃焼量・燃焼器の基数および炉体の内容積・形状が決定される。この他にも炉内温度分布の均一性が要求される炉においては燃焼器の炉内における配置、炉壁の厚み、炉体および燃焼器を構成する材料の選定も重要な要素である。制御面においては、燃焼の制御をはじめとして加熱対象物の搬送システムの設計も重要である。これらの設計に関わる技術要素は、伝熱・燃焼・材料等の広範囲にわたるが、現状の設計はほとんどが同一種類の炉の一号機、二号機等における経験を基に行われており、工学的な知識または技術を基礎とした設計手法が確立されているわけではない。燃焼および材料に関するものは現実の設計においてはある程度経験によらざるをえない部分もあるが伝熱に関する部分については理論的な手法により簡便に現実の設計に利用できるものが望まれている。

このような伝熱上の課題の中で、工業炉の場合は加熱温度が高温になるため輻射を主体とした炉内伝熱を詳細に検討することが重要である。

1-3-2 輻射解析の手法

輻射加熱解析の手法としてはゾーン法、モンテカルロ法、流束法等があり、宇宙機器、半導体の製造プロセス、工業加熱炉等における輻射の解析に利用されてきている。ゾーン法はHottelにより開発され⁽⁵⁾その後 Cohen, Safforimに

より改良されてきている。しかしこれは直接交換面積を求めたのち全交換面積を求めるという煩雑なプロセスをとる必要がある上、燃焼ガスの吸収率の分布を考慮しにくい、ゾーン分割に制約がある等実用的なものの解析にはあまり適していなかった。またモンテカルロ法は各要素間の熱交換量を直接算出する確率的手法としてHowellら⁽⁶⁾により開発され、特に形状の複雑な実用的な工業加熱炉の解析に適したものである。この方法は確率計算における誤差や計算時間が長い等の問題点を含んでいるものの、放射エネルギー吸収率分布、自己吸収係数等の考え方等の導入によりにより計算時間を短くする工夫や確率計算における誤差の縮小方法等が考えられてきており、実用的にも利用しやすいものになっている⁽⁷⁾。またモンテカルロ法が放射エネルギーのまとまりを一個の粒子として取り扱ったのに対し、放射エネルギーのまとまりを放射熱線と考え放射の解析を行っていくことにより計算時間の短縮化を図ったものもある⁽⁸⁾。

工業炉のように燃焼ガスがある場における解析においては燃焼ガスの非灰色特性を考慮した検討が必要であるが、非灰色特性を取り扱ったものはまだ少なく実用的な解析に応用したものは殆どなく理論的な側面から非灰色特性を考慮した場合の影響について調べている段階である。そのため比較的単純なケースとして2次元で平行平板間内にある流れている燃焼ガスから平板への伝熱を扱ったものがある。この文献では平行平板間に固体面を設けることによる伝熱促進を取り扱ったものである⁽⁹⁾。さらに平行平板間の流体中に微粒子が浮遊する場合についても検討がなされているものもある⁽¹⁰⁾。またモンテカルロ法を利用して平行2平板間において微粒子含有燃焼ガスに非灰色特性を考慮して解析したものがある⁽¹¹⁾。

1-3-3 工業炉における伝熱解析例

伝熱解析を利用した設計方法が工業炉の設計に実用的に利用されている例は少ない。これは炉の形状がきわめて複雑であるために解析が煩雑となるためである。また一般に工業炉の製造メーカーは小規模なところが多く設計用の解析プログラムを購入または開発して、炉の製造に当たることは困難なためでもある。しかし、伝熱解析の手法を実際の炉の設計へ利用するための応用研究もされてきており、この為の各種の試みが、特に鉄鋼・ボイラーを中心とした大容量の

加熱炉で行われている。

鋼材の加熱に関する理論解析は各種のものがあリ、鍛造炉において加熱源となるバーナ火炎の形状を偏平化することにより高効率になることを予測したものがある⁽¹²⁾。これは炉内流れについては等温流れを仮定し対流熱伝達係数を求めモンテカルロ法とゾーン法を併用し輻射の解析を行い輻射・対流の複合伝熱問題を同時に解いたものである。鋼材の加熱炉における研究としては、炉体を直方体とし、直方体の各面を一メッシュと単純化した理論モデルを対象に計算したもので、加熱炉壁および鋼材の表面の射出率が加熱効率に与える影響を検討している⁽¹³⁾。また鋼材の再加熱炉を対象に2次元、炉壁は完全黒体、対流伝熱は無視というきわめて単純化した理論モデルをもとに炉の形状、燃烧炎の位置・形状等をファクターとして鋼材の温度等を設計に便利なように図表化したものもある⁽¹⁴⁾。鋼材の内部温度に注目し、炉壁およびバーナからの輻射については総括熱吸収率により実験的に見積り、2次元解析にて鋼材内部温度を理論的に求め、操業に必要なデータをえているものもある⁽¹⁵⁾。

鋼材以外でもアルミの加熱炉を対象に炉内のアルミインゴットの温度分布の改善をねらいとした解析を行っているものがある。これは、輻射の解析については簡単に取り扱っているが対流については炉内の流れを詳細に計算し、アルミインゴットの温度の低い部分の対流熱伝達係数の向上手法を理論解析の結果から見いだしたものである⁽¹⁶⁾。

ボイラーにおける解析例としては発電用の大型のものを対象に炉内の燃烧ガスの流れ、熱伝達係数を仮定し、炉内の火炎のある部分と火炎のない部分との吸収係数を変え、輻射の解析を中心に行ったもので、操業条件を探る目的で汎用的なボイラーの理論モデルを作成しプログラム化を図ったもの⁽¹⁷⁾、また循環流動層を利用したボイラーを取り扱ったものもある⁽¹⁸⁾。

ボイラー、鋼材等の加熱炉以外ではガスの改質炉⁽¹⁹⁾や、大型のガラス溶解炉を対象に伝熱解析⁽²⁰⁾を行ったものもある。

1-4 都市ガスを利用した産業用の燃烧機器

産業用の加熱炉においては制御、築炉、搬送機構等各種の技術要素、設計要

素があるが、工業炉の熱的な性能に最も影響するのは燃焼機器である。燃焼機器は燃焼器本体と燃焼制御器の部分に分類される。

都市ガスと燃焼用空気の混合方式は燃焼器にはいる前に所定の当量比に混合する予混合方式と燃焼器までは別々に供給される先混合方式がある。産業用の燃焼器においては一般に前者のケースは乱流予混合火炎となり、後者のケースは乱流拡散火炎と乱流予混合火炎が共存する状態となる。産業用の燃焼器は一般には定格燃焼量にして、少容量のもので1KWから大容量のものでは1000KWを越えるものまでである。小型のものでは燃焼用のファンを燃焼器に一体化して取り付けたものが多い。また大容量のものでは予混合方式は安全上の問題があるため、ほとんどが先混合方式となっている。産業用の燃焼器はほとんどは加熱目的に利用されるものであるが、雰囲気ガス発生用に利用される場合もある。不完全燃焼させ燃焼ガス中の一酸化炭素を利用し、浸炭用の雰囲気ガスを製造するものや、ほぼ当量比で燃焼させ燃焼ガス中の二酸化炭素と水蒸気を除去し窒素だけとして加熱の保護雰囲気に利用するものもある。また陶磁器の焼成においては一酸化炭素を数%発生させ、還元雰囲気の中で加熱を行うものもある⁽²¹⁾。

燃焼制御機器としては燃焼量が変化したときにも当量比が変化しないものが望まれる。Fig. 1-6に示すように、予混合方式の場合は(a)に示すようなベンチュリミキサによるものが多い。先混合方式の場合は(b)に示すような均圧弁によりガスと燃焼用空気の圧力を均圧させる方式または(c)に示す燃焼用空気とガスの両方に取り付けたバタ弁を機械的に結び付け制御する方式ある。特に厳密な制御を要するものについては燃焼ガス中の酸素濃度を計測しこの酸素濃度を一定にするように制御する方式(d)のものもある。

一般には燃焼ガスが被加熱物を直接加熱するものが主体である。しかし加熱の目的により火炎またはチューブからの輻射を主体とする燃焼器、伝導伝熱を主体とする燃焼器も考案されている。輻射を主体とするものでは管内で燃焼させるラジアントチューブバーナ、多孔質体の表面で燃焼させる表面燃焼バーナがある。また燃焼の工夫により、火炎内に炭素の微粒子を作りこれを加熱することにより火炎の輝度を上げたもの、バーナタイルを加熱しバーナタイルからの輻射熱を取り出すようにしたものがある。伝導伝熱を主体とするものは、加

熱対象は液体状のものであり，非鉄金属溶解炉に利用されているような浸漬バーナがある。

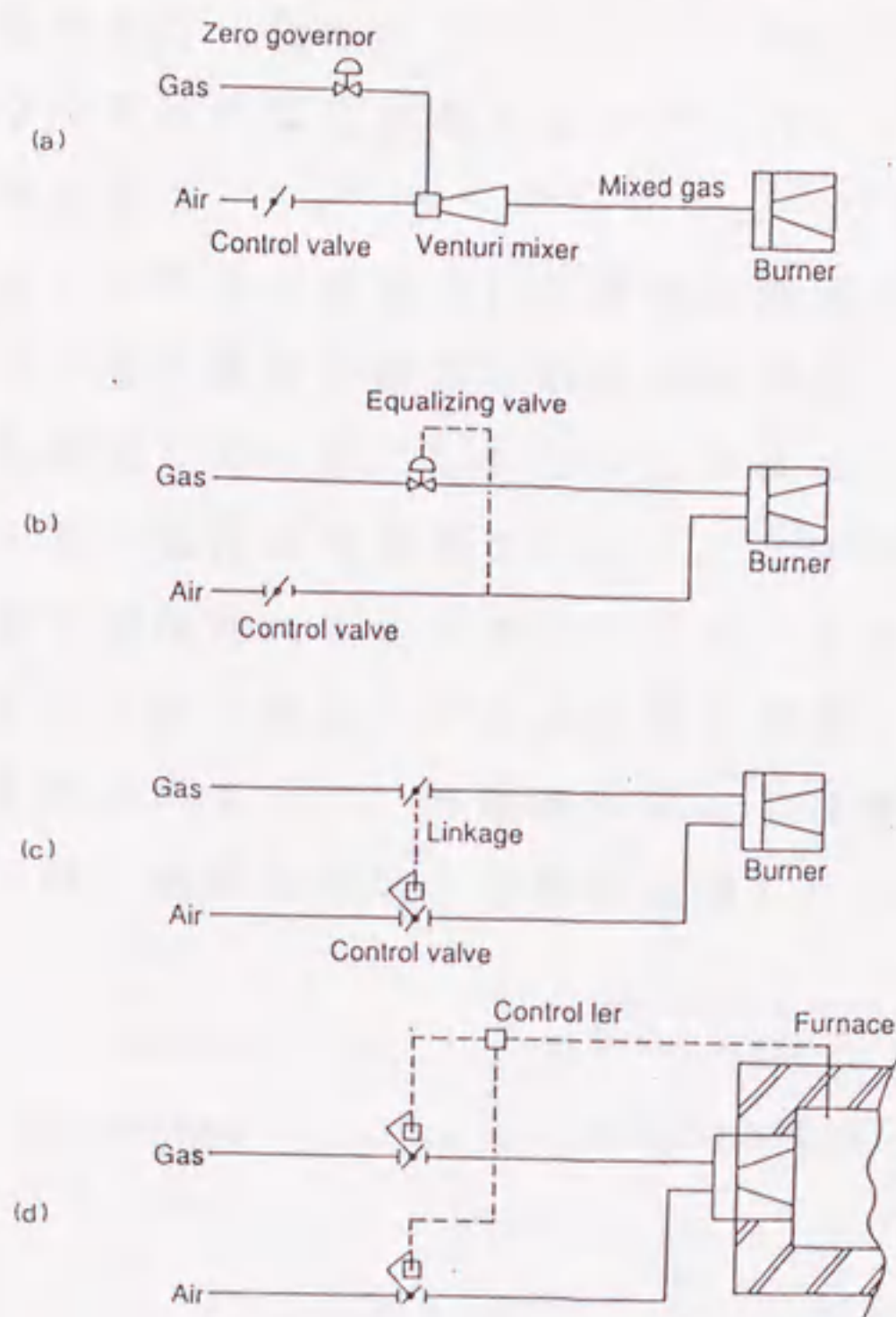


Fig.1-6 Examples of equivalence ratio control methods

加熱時における処理物の品質の保全と言った観点からパイプ内で燃焼する高効率な間接加熱燃焼器の開発及び工業炉のような高温に加熱するものにおいては輻射加熱の高効率化が実用的な面からのニーズも高く注目されてきており，こうした課題に対応するための新しい技術を応用した燃焼器について述べる。

1-4-1 ラジアントチューブバーナ

ラジアントチューブバーナはチューブの形状により Fig. 1-7 のように分類できる。現状良く利用されているのは，シングルエンド形，U形，W形，ストレート形が多い。ラジアントチューブバーナに要求される性能は表面温度の均一性，チューブの耐久性，高い熱効率， NO_x の排出が低レベルなこと等があり，さらに高温領域への適用に向けて現在においても数々の改良開発がなされている。

表面温度の均一性については燃焼面においては二段燃焼を利用し燃焼の緩慢化により温度分布の改善を行ったもの⁽²²⁾、シングルエンドタイプのラジアントチューブバーナについては内管に燃焼ガスがバイパスできるような小口径の穴を多数あけたもの等がある⁽²³⁾。ラジアントチューブの耐久性については特に900℃程度の高温で使用される場合には重要な課題である。チューブの材質は一般には、950℃迄の温度の場合は耐熱金属が使用され、チューブの表面負荷を基準に材質を選定している。しかしシングルエンドタイプのバーナの内管においては耐熱金属の場合は使用環境によっては1年程度の寿命ということもある。また鉄鋼等で利用される大容量のラジアントチューブバーナにおいてはバーナの支持の方法も耐久性にかかわる重要な要素となり有限要素法を使い応力計算をしている例もある⁽²⁴⁾。熱効率に関しては燃焼排ガスの出口に熱交換器を置き排熱を回収し燃焼用空気の予熱に利用しているものが多い。

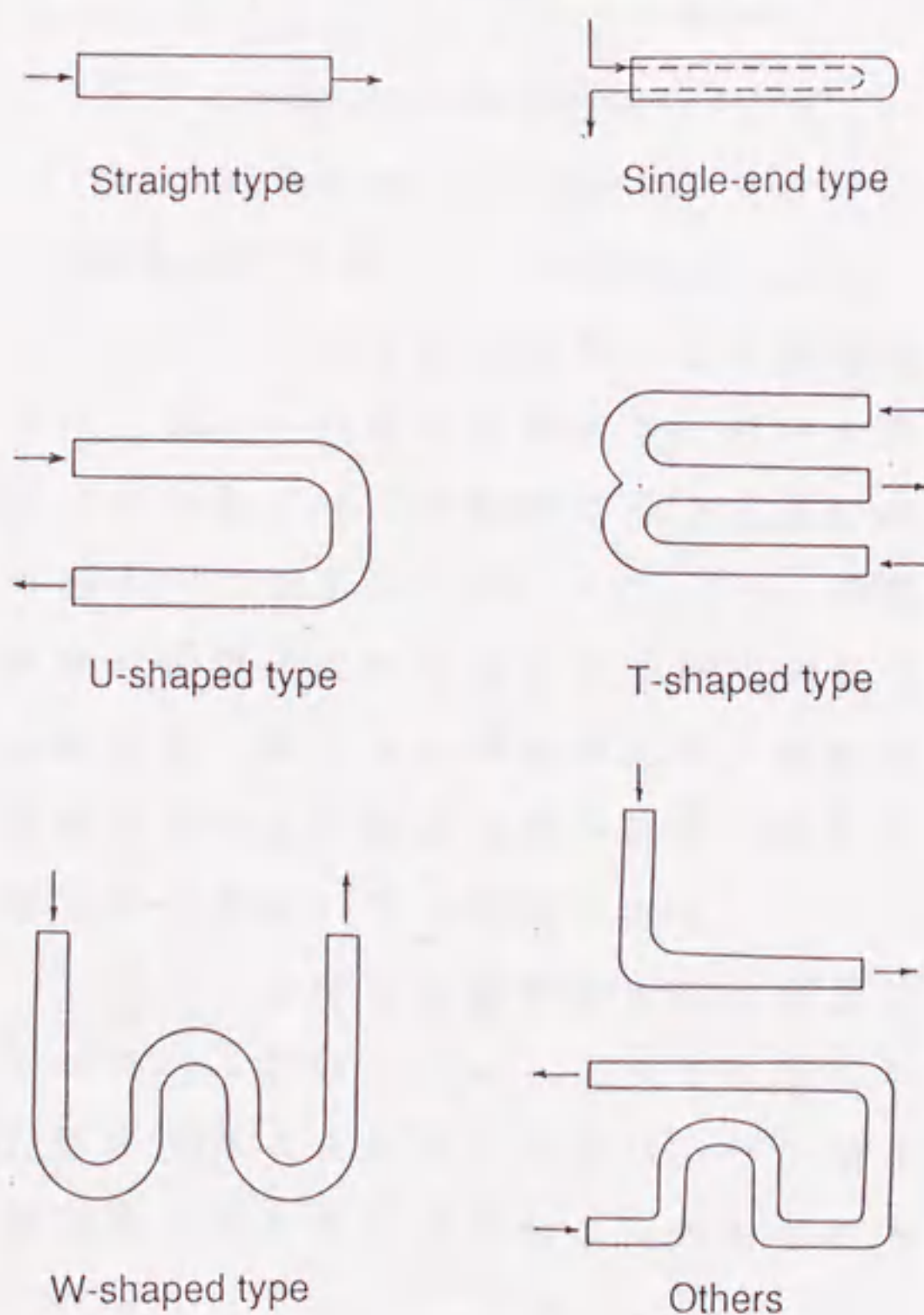
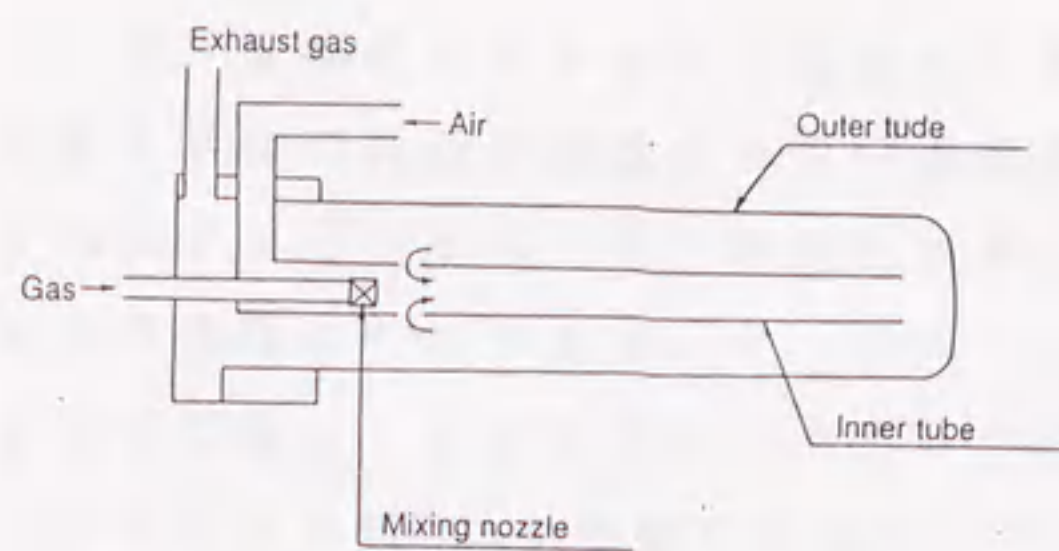
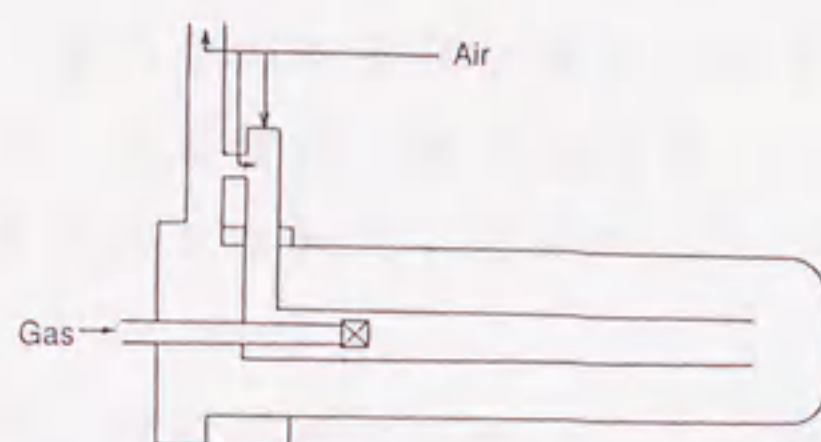


Fig.1-7 Various types of radiant tube burner



Exhaust gas recirculation in inner tube



Exhaust gas recirculation outside of tube

Fig.1-8 Exhaust gas recirculation method for radiant tube burner

NO_xに関しては様々な試みがなされているが基本的な方法としては、排ガス再循環、または燃焼用空気とガスとの混合を緩慢にし火炎温度を下げる方法である。排ガスの再循環にはFig. 1-8に示すようにバーナの外部で行う方式とバーナの内部で行う方式がある。バーナ外部で行う方式には排ガスをイジェクターで吸引するものもある。ラジアントチューブバーナの高温下での使用に関しては、効率は1300℃程度の加熱でも60%程度あり、満足できるものであるが、バーナ材質の耐熱性・耐久性の問題がある。現在のところ炭化珪素、窒化珪素またはこれを混合したものが有力であるが、価格が高いおよびセラミックであるために急熱・急冷に弱い等の問題がある。

ラジアントチューブバーナの中でも蓄熱体を設け高温における熱効率を向上する試みがなされている。これはFig. 1-1に示した2基のバーナの間をチューブで連結したものでありAおよびBのバーナが交互に燃焼することによりチューブ表面温度の均一化もあわせてねらったものである。

1-4-2 表面燃焼バーナ

燃焼ガスの持つエネルギーを輻射エネルギーに変換して利用するものとしては、多孔質体を利用し多孔質体の表面で燃焼させる表面燃焼バーナ、赤外線ストーブ等にも利用されているシュバンクバーナ、触媒を利用し混合ガスを触媒上で反応させる触媒バーナ等各種のものがある。

多孔質体を利用した表面燃焼バーナとしてはセラミックの繊維を固め多孔質としたものがある。このバーナは低 NO_x を特徴とするもので小型のボイラーに応用したもの、チューブ内にいれアスファルトの加熱に利用している例がある⁽²⁵⁾。また特殊な耐熱製金属の繊維をマット状に成形し多孔質としたものもあり、紙の乾燥、ボイラー等への応用展開が検討されている⁽²⁶⁾。

また表面燃焼のメカニズムの研究は余りなされていないが、多孔質体内で火炎が形成される場合の研究はなされている⁽²⁷⁾。

1-4-3 浸漬バーナ、浸管バーナ

浸漬バーナはアルミ、亜鉛等の軽金属の溶解に利用されるバーナであり、溶湯の内部から加熱する方式で炉壁等に持ち去られる熱が少ないために加熱の効率が良いのが特徴である。浸漬バーナの技術的な課題は NO_x の低減とチューブの耐久性向上である。 NO_x の低減に関してはバーナからの排ガスを再循環させている。耐久性に関しては、高温の燃焼ガスと接触するチューブ内面の酸化およびチューブ外面における軽金属による劣化が課題であり、現状チューブの材質としては炭化珪素と炭素の混合物を利用しているが、1年ほどの期間で取り替えており、チューブにあまり負担をかけないためバーナの燃焼量を絞る場合もある。

浸管バーナは塗装前の処理物の洗浄槽の加熱、メッキ液の加熱等にも利用されるものである。技術的な課題としては浸管の径を細くし設置スペースの低減を図ること、腐食性の液が多いので耐食性のある浸管チューブの材質を選定すること等がある。浸管径を細くするには多少圧力の高いところでも安定し燃焼する様な工夫がなされている。また材質についてもコーティングを浸管表面にする等の工夫がなされている。

1-4-4 流動層技術を応用した燃焼機器

流動層の技術の応用としては1879年に硫化鉍の焙焼技術に関する特許が起源とされており、軽油の分解によりガソリンを製造する流動接触分解プロセスにより流動層技術が注目され、その後ボイラ、焼却炉等に応用されている。都市ガス利用機器としては熱処理炉等にご利用され、層内の温度分布の均一性、迅速加熱等の流動層の特徴を活用し、雰囲気処理・焼き戻し処理用の機器また洗浄装置として流動層内に塗膜等の付いた処理物を挿入、加熱と同時に塗膜等の除去を行う機器に利用されている。しかし燃焼器として流動層技術を応用した例は、石炭等ではあるが都市ガスを利用した燃焼器においては例がなく、浸漬バーナ内に粒子を充填しバーナ表面の温度を均一化する試み⁽²⁸⁾が報告されているのみである。流動層は燃焼器に利用した場合は数々の特長を有すると考えられる。まず層内の粒子と流動化用の気体との熱伝達係数がきわめて大きく、流動粒子と流動化用の気体との温度差があまりない、また流動層内に挿入された被加熱物との熱伝達係数も一般的な燃焼ガスによる加熱またはバーナからの輻射による加熱と比べても飛躍的に向上するために加熱時間が大幅に短縮される等の特長がある。これら流動粒子を利用した流動層は、温度分布の均一性及び熱伝達係数の向上といった性質を活用することにより優れた燃焼器を開発する可能性のある技術である。

1-5 本研究の目的と内容

都市ガスは気体燃料であるがゆえに、燃焼の形態を液体・固体に比べ幅広く選定でき制御性が良いのが特長となる。産業用分野において高温加熱に関する技術の歴史は浅く、輻射を主体とした高温加熱の研究は都市ガスをこの分野に広く応用していくためには重要なものである。こうした背景のもと、輻射を中心とした炉内の伝熱メカニズムの解析および都市ガスの燃料としての制御性の良さを利用し輻射加熱を主体とする燃焼器の高効率化に関する研究を行った。これらの研究を通じて工業炉の設計の高精度化及び工業用燃焼器の熱効率の向上及び均一加熱性能の向上に寄与することをねらいとしたものである。

本論文の構成は、下記に示す5章から構成されている。

(1) ラジアントヒータを利用した間接加熱炉の非定常伝熱解析

- (2) ボルト充填層を被加熱物とする間接型加熱炉の3次元非定常伝熱解析
- (3) 流動層を設けた二重管型輻射加熱バーナの開発および装置伝熱特性の検討
- (4) 粒子循環を利用した新型放射管バーナコールドモデル内の粒子流動特性
- (5) 多孔質固体表面におけるメタンの燃焼機構

第2章では工業炉としてよく利用されている熱処理炉を対象に設計手法の確立をねらいとした炉内伝熱解析を行った。伝熱解析はほぼ実規模大の炉を対象として行い、解析に当たっては炉内の対流熱伝達係数は一定と仮定し被加熱物の表面で測定した値を用いた。射出率は本研究においてはきわめて重要な要素であるので炉壁、ヒータ、被加熱物については実測した。輻射の解析は輻射熱線法を用い総括熱吸収率を算出し、輻射・対流・被加熱物・炉壁内の伝導伝熱も考慮した総合的な伝熱解析を行った。この結果、非定常の解析を行ったにもかかわらず実験結果と解析結果はよく一致し、実用的な炉における設計手法として本研究の方法が十分利用できるものであることが証明された。また実験的に被加熱物の表面の射出率、およびヒータのインプットを変えた場合の検討も併せて行った。被加熱物の表面の射出率については射出率の小さい場合ほど温度の上昇が遅いが、輻射の影響をあまり受けないため被加熱物の表面温度は均一化した。またヒータインプットの影響についてもインプットが小さい場合ほど温度の上昇は遅く、被加熱物表面の温度は均一化しやすかった。

第3章では第2章で行った熱処理炉の解析方法を基礎として、こうした熱処理炉で実際に使用されるボルトをバケットに充填した状態での解析を行った。解析は炉内の対流に関しては $k-\epsilon$ 二方程式モデルを利用し、炉内のファンを駆動源とした炉内流れを解析し対流熱伝達係数を見積った。またボルト内の伝熱はZehnerらの式を用い有効熱伝導度として見積ると共に実験的にも平板直接法により計測した。この解析結果は大変複雑なモデルであったにも関わらず実験結果と比較的良く一致し、こうした手法の有効性を確認することができた。

第4章では都市ガスを利用した工業炉の高効率化を図るための開発として、都市ガス利用の中核的技術となっているラジアントチューブバーナの高性能化を図るためにアルミナ粒子をラジアントチューブバーナ内に入れたものを開発した研究である。チューブ内に0.002mの径のアルミナ粒子を充填するこ

とにより、バーナチューブ表面の温度分布を著しく向上できることを確認した。併せて本開発バーナ内における伝熱メカニズムを調べるため軸対象2次元での伝熱解析を行った。この結果バーナチューブの表面温度分布の向上には流動層が大きく寄与していることが明らかとなった。

第5章では第4章で行った開発をさらに発展させ、第4章で紹介したチューブ下部に流動層を設ける形ではなく、バーナチューブ内にいれたアルミナ粒子をチューブ内で循環流動させる方法により温度分布の均一化を図るものである。この為の第一ステップとしてバーナ内の循環流動のメカニズムをコールドモデルで調べたものである。バーナ内のアルミナ粒子の流動は透明モデルでの観察結果より、流動用空気流量の少ない時はアルミナ粒子はバーナ下部で流動しているが、空気流量を増加させるにしたがい順次循環流動の状態となり、さらに増加させるとアルミナ粒子で排気部が閉塞することが明らかとなった。この観察結果から各空気流量での循環流動の範囲を調べ、循環流動する限界を明らかにし、ホットモデルの操作条件を確定するための研究である。

第6章は表面燃焼バーナにおける燃焼・伝熱メカニズムを解明することにより輻射変換技術のノウハウを確立したものである。表面燃焼バーナの燃焼および伝熱をモデル化した理論計算結果を実験結果と照合することにより主として理論面から燃焼メカニズムを調べたものである。表面燃焼バーナにおいては燃焼は多孔質体内で起こらず、表面からわずかに浮き上がったところで反応が開始することが理論モデルの結果より明らかとなった。また多孔質固体の厚さ、燃焼量、当量比をファクターとして多孔質固体の表面温度、内部温度、燃焼ガスの温度を調べた。混合ガスは多孔質固体の内部で予熱され燃焼熱は輻射により多孔質固体に再循環されていることが明らかになった。

Literature Cited

- 1) 日本エネルギー学会編：日本エネルギー学会誌 Vol. 71, No. 7 pp. 479-492
(1992)
- 2) 日本工業炉協会編：工業炉省エネルギー便覧 pp. 42-43 (1981)
- 3) 吉田、仲町、庄司：ガス燃焼の理論と実際 pp. 2-10
- 4) 日本工業炉協会編：工業加熱 Vol. 29, No. 4 pp. 12-18 (1992)
- 5) Hottel, H. C., and Cohen, E. S., : A. I. Ch. E. J., Vol. 4, No. 3 pp. 3-14 (1958)
- 6) Howell, J. R., Strite, M. K., and Renkel, H. E., : NASA TR R-220 pp. 1-32
(1965)
- 7) 早坂、工藤、谷口：日本機械学会論文集 Vol. 51, No. 467 pp. 2202-2207
(1985)
- 8) 早坂：ASME HTD-Vol. 74 pp. 59-63 (1987)
- 9) 平野、宮内、高比良：第24回伝熱シンポジウム予稿集 pp. 639-641 (1987)
- 10) 宮内、糸永、平野：第25回伝熱シンポジウム予稿集 pp. 382-384 (1988)
- 11) 工藤、谷口、黒田、金田、福地、Markus Sumarsono：日本機械学会第70期全国大会予稿集 (1992)
- 12) 中村、大森、仲町、安沢、谷口：第24回燃焼シンポジウム予稿集
pp. 217-219 (1987)
- 13) Chapman, K. S., Ramadhyani, S., and Viskanta, R: ASME HTD-Vol. 106
pp. 265-274 (1989)
- 14) 松永：ケミカルエンジニアリング Vol. 26, No. 11 pp. 69-71 (1981)
- 15) 羽木、四方、田中、花田：中山製鋼技報 No. 26 pp. 47-52 (1987)
- 16) Sahai, Y., and Clumpner, J. A., : LIGHT MET Vol. 1986
pp. 1039-1045 (1986)
- 17) Michele, G., Ghiribelli, L., Pasini, S., and Tozzi, A : ASME
HTD-Vol. 106 pp. 275-286 (1989)
- 18) 工藤、谷口、金田、郭、松村：日本機械学会論文集 Vol. 57 No. 535
pp. 1065-1070 (1991)
- 19) 工藤、谷口、郭、片山、永田：化学工学論文集 Vol. 17 No. 1

- pp. 103-109 (1991)
- 20) Viskanta, R: 日本機械学会誌 Vol. 87 No. 792 pp. 46-53 (1984)
- 21) 吉田、仲町、庄司: ガス燃焼の理論と実際 pp. 81-140
- 22) 矢葺、鈴木、高島、上仲: 材料とプロセス Vol. 3 No. 5 p. 1488 (1990)
- 23) 特公昭 57-40406
- 24) 怒田、内藤、中川、二階堂、山根、渡辺: 日本鉄鋼学会講演論文集
Vol. 3 p. 1485 (1990)
- 25) Krill, W. V., and Pam, R : Symposium on Industrial Combustion
Technologies pp. 267-271 (1986)
- 26) Strachan, D. C., and Dubois, J. P., Lestrat, G., Shirvill, L. C., Delatte
, F., Lefever, I., and Bruyne, R : Proceeding of 1989 International Gas
Research Conference pp. 196-203
- 27) 花村、吉野、吉澤、越後: 日本機械学会論文集 Vol. 54 No. 504
pp. 2207-2213 (1988)
- 28) Lech, R. W. : GAS WÄRME international Vol. 39 pp. 172-174 (1990)

第2章 ラジアントヒータを利用した間接加熱炉の非定常伝熱解析

緒言

工業炉の伝熱機構はこれまで数多く研究されてきている²⁻⁴⁾がほとんどは小規模なモデルによる解析・検討であり、一部の大型加熱炉を除いては実際の炉設計への応用を目的とした研究例はきわめて少ない。また実際の工業炉においては、被加熱物形状が多岐にわたり操業上・製作上・構造上等の問題から炉形状および炉内の構造がたいへん複雑になっている。このため、実操業炉の解析においては、小規模炉では簡略化できた炉蓋のシール性、ヒータ・ファン等の炉体貫通部、炉の断熱材の支持部材、断熱材間の目地、被加熱物の支持部材等の影響も検討しなければならない。こうした中から伝熱上重要な因子は何かを見出すのは困難である。また実炉の設計においては伝熱的見地のみでなく、経済性・炉体の設置性等も設計上重要な要因になることも事実である。しかしながらまず省スペース、省エネルギー、操作性といった実用的な意味における炉体の総合的な設計の精密化・効率化を図るためには、より精密な伝熱上の設計手法を確立することが必要であると考ええる。

そこで本章は、実規模大の間接加熱型熱処理炉で形状の比較的簡単な直方体状の中空鉄を被加熱物とするモデルを用い、これにおける三次元非定常伝熱特性の数値解析を行い、実験との比較検討を行うことにより、間接加熱炉の基本的な伝熱設計に関する知見を得る目的で行った。

2-1 実験装置および方法

2-1-1 実験装置

本研究に用いた試験炉の概観図をFig. 2-1の写真に、また炉形式を明示するため断面図(Figs. 2-2および2-3)をあわせて示した。

炉体の構造は、外壁面全面を温度一定となるよう水冷の2重構造とし炉床部には600mm×600mmの昇降炉蓋をもうけ、被加熱物の出入用に使用した。また、この昇降炉蓋部は炉内雰囲気漏洩を防ぐためFig. 2-4のよ

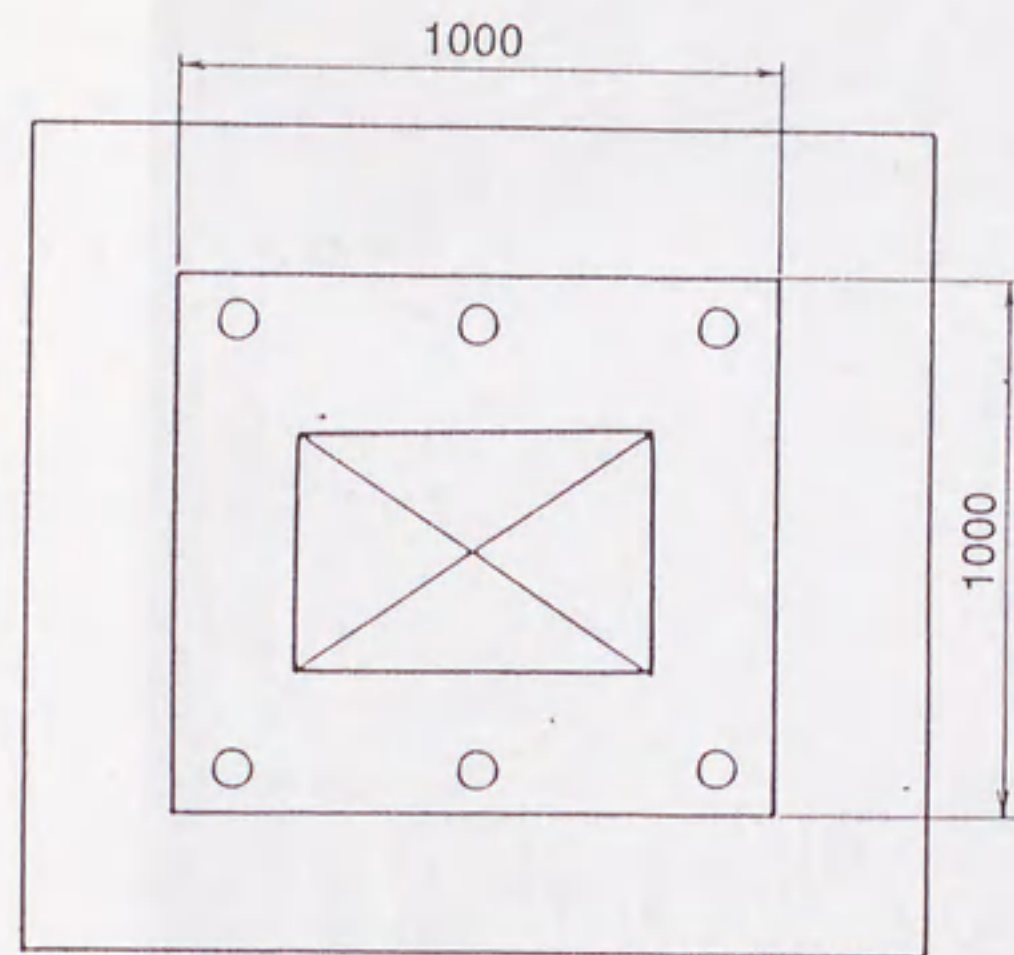


Fig.2-2 Horizontal cross-section the furnace

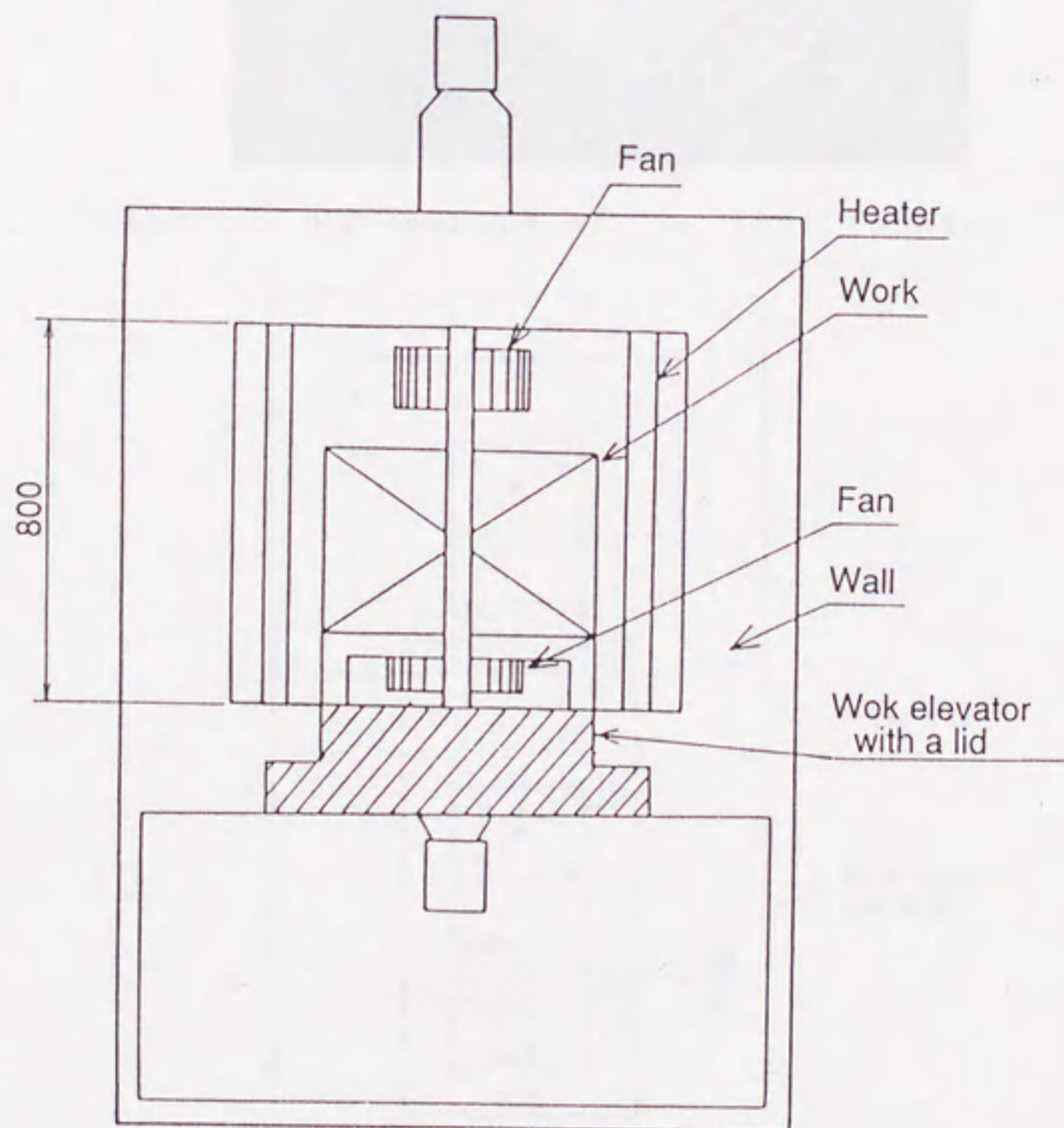


Fig.2-3 Vertical cross-section the furnace

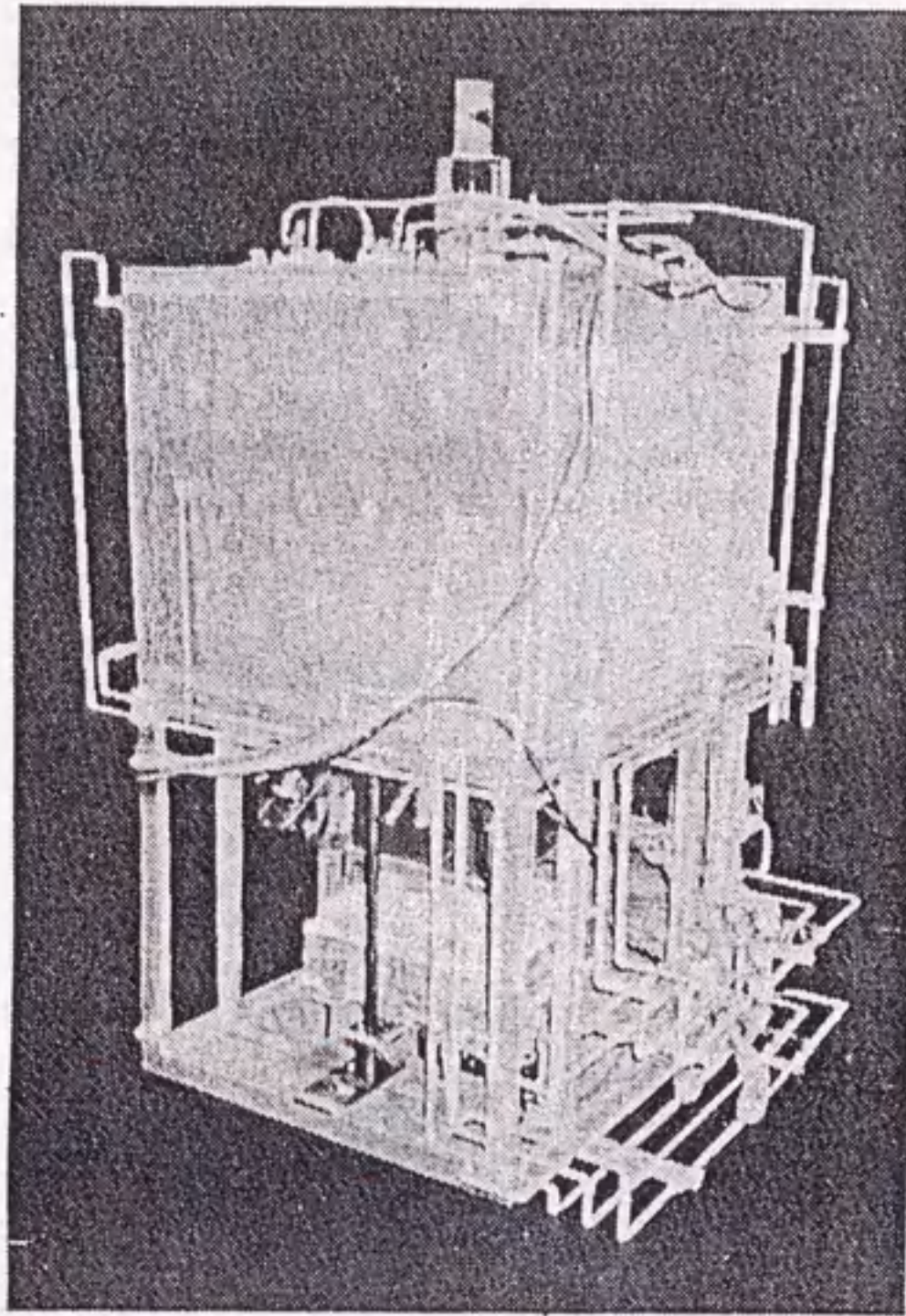


Fig.2-1 Photograph of the test furnace

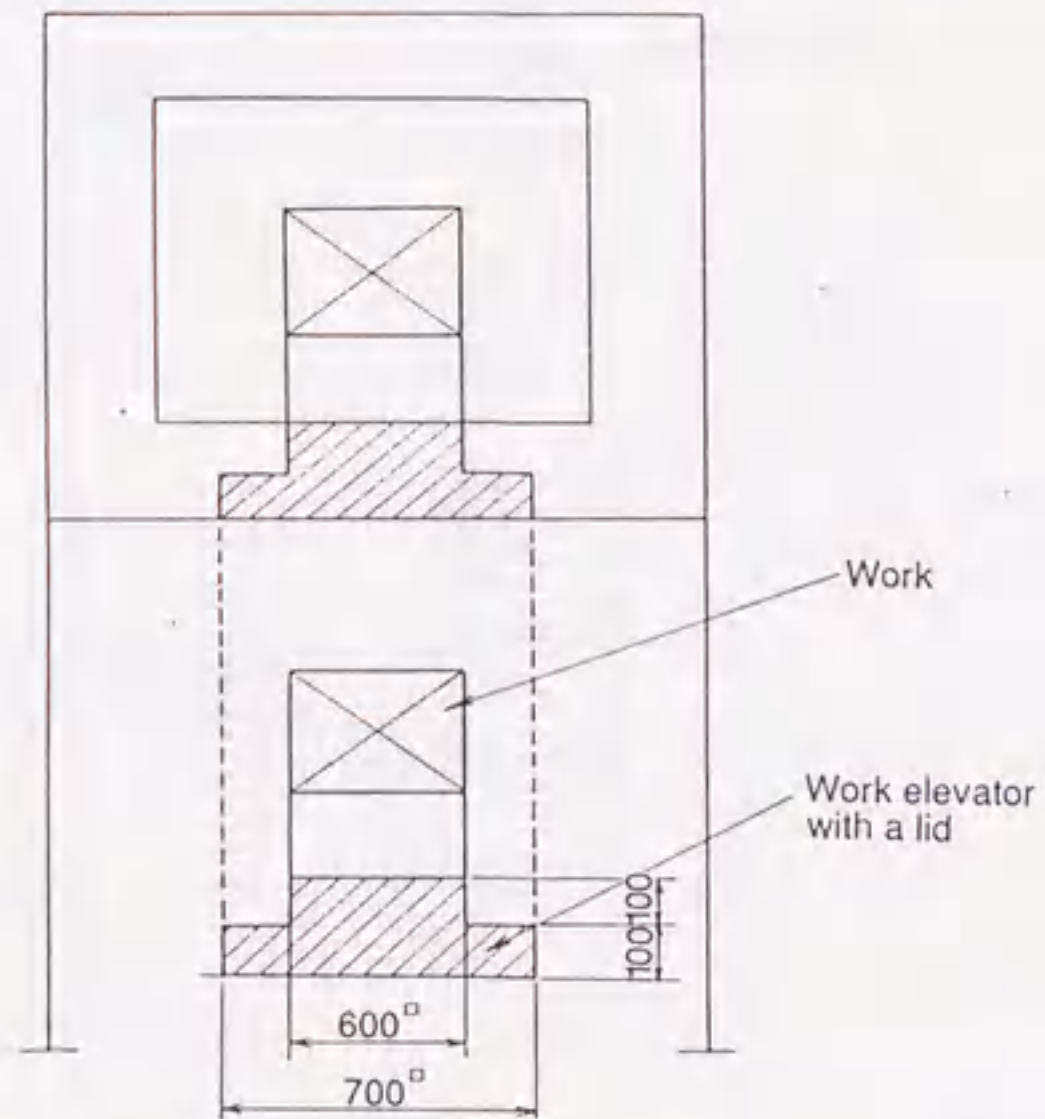


Fig.2-4 Figure of the work elevator

うに炉内壁より100mmの所に段を取付けかつシールを十分に施工した。炉壁部の構造はFig. 2-5に示すように水冷壁内側に断熱材を2種類施工し、内層の断熱材には炉内攪拌を行っているため対風性能を上げるためにセラミックファイバー（ボード）を施工した。また炉内雰囲気気を攪拌し雰囲気温度の均一化を図るため、炉天井部および炉床部にそれぞれ4枚羽のファンを取付けた。被加熱物は、物性値の良く知られているSS41を使用し、総重量90kgで、形状は400mm×400mm×550mmの中空直方体状とし、実際の熱処理を行う際一般に本サイズの実験炉において有効スペースと考えられるサイズとした。加熱源としては本来ガス焚きのラジアントチューブバーナを使用すべきであるが投入熱量の測定上の理由から、2.5KWの電気ヒータを6本用いた。この構造は、Fig. 2-6に示すように、ガス焚ラジアントチューブバーナを想定し、発熱体は輻射体となるSUSのパイプの中に入ったものを使用した。

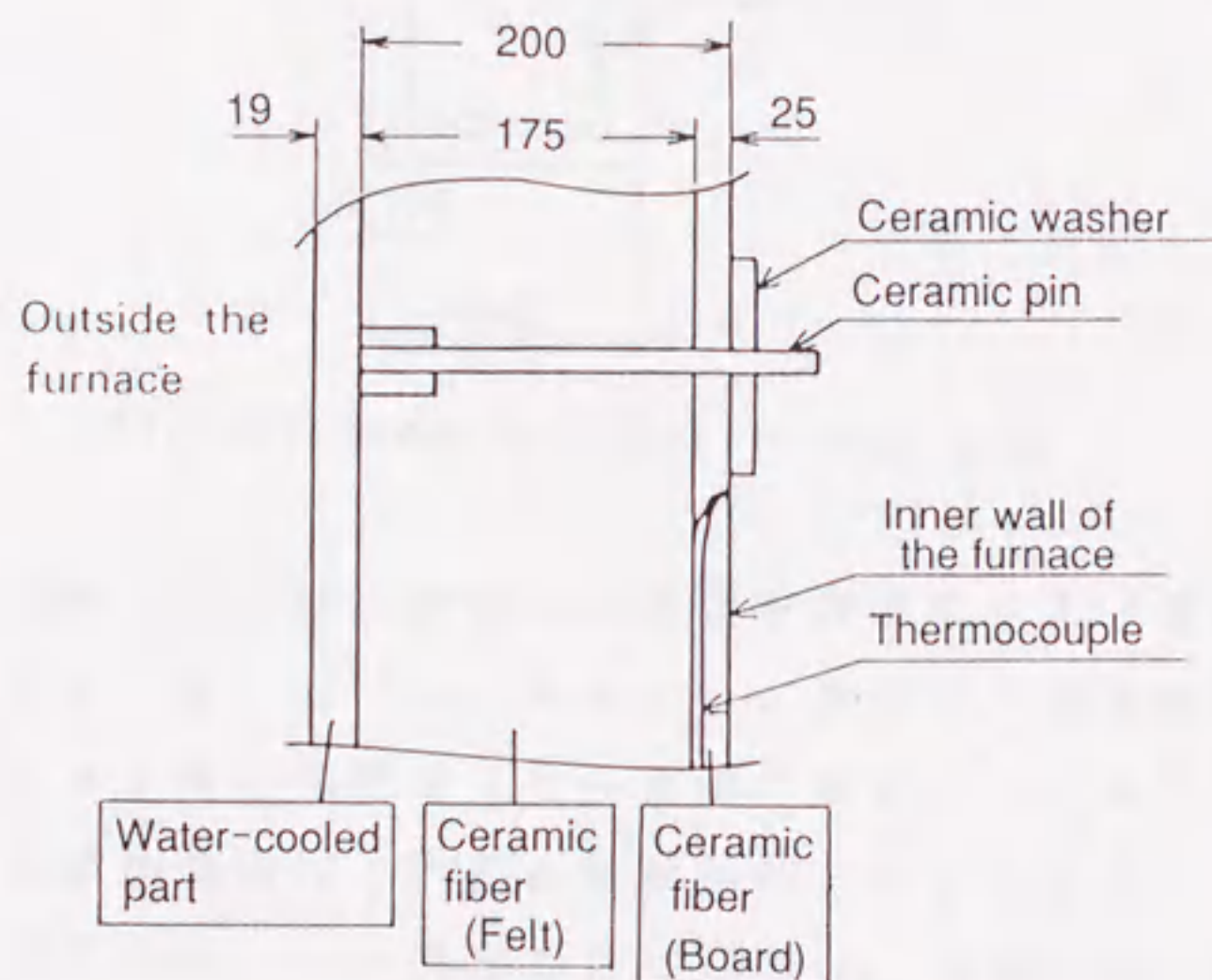


Fig.2-5 Cross section of the furnace wall

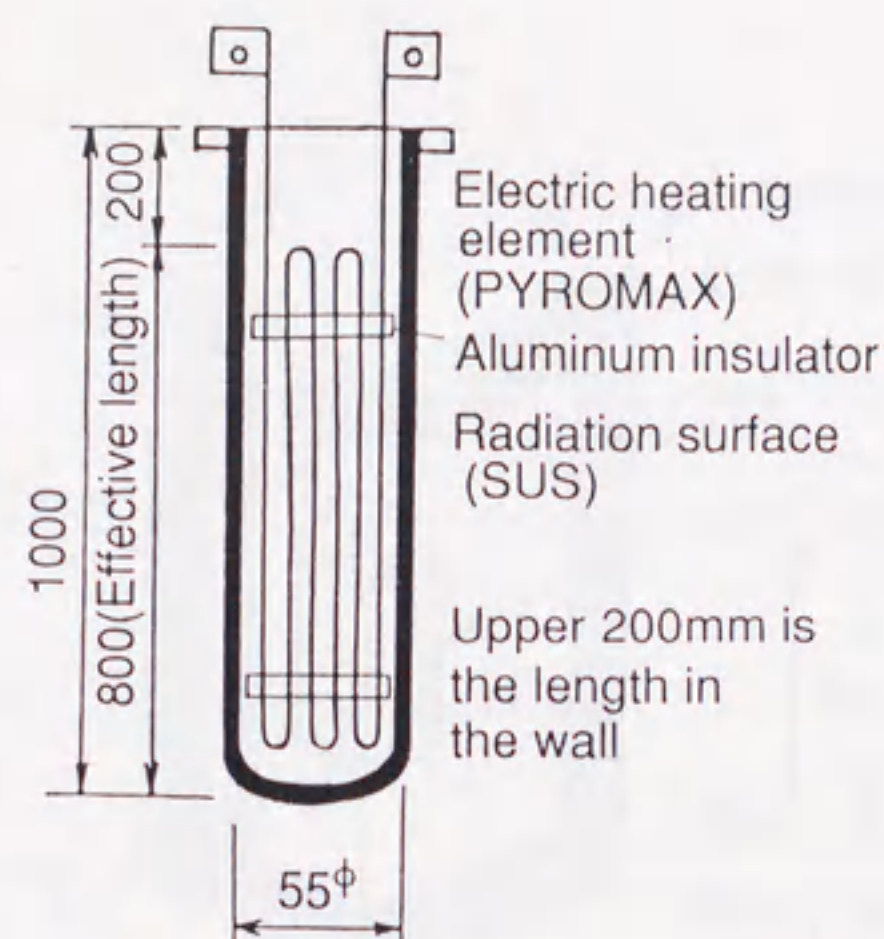


Fig.2-6 Structure of the heater

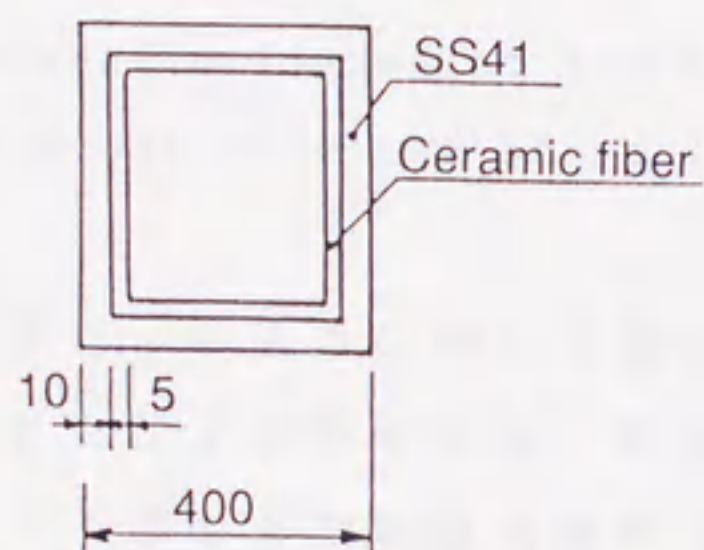


Fig.2-7 Cross-section of the work

炉内壁の表面温度の測定は、炉体の対称性を考慮し、 $1/4$ の部分に $0.6\text{ mm } \phi$ の熱電対をFig. 2-5に示すように取付け、天井部に2ヶ所、側壁部（ヒータ側）に4ヶ所、側壁部（ヒータ側でない方）に4ヶ所、炉床部に3ヶ所とした。また被加熱物は、内部を断熱条件とするため、Fig. 2-7に示すように断熱材を施工した。熱電対については、被加熱物上面および下面にそれぞれ4ヶ所、側面 A_1 に5ヶ所、側面 C_1 に4ヶ所取付けた（側面 A_1 、 C_1 の位置はFig. 2-8参照）。またヒータインプットはクランプ電力計で計測した。

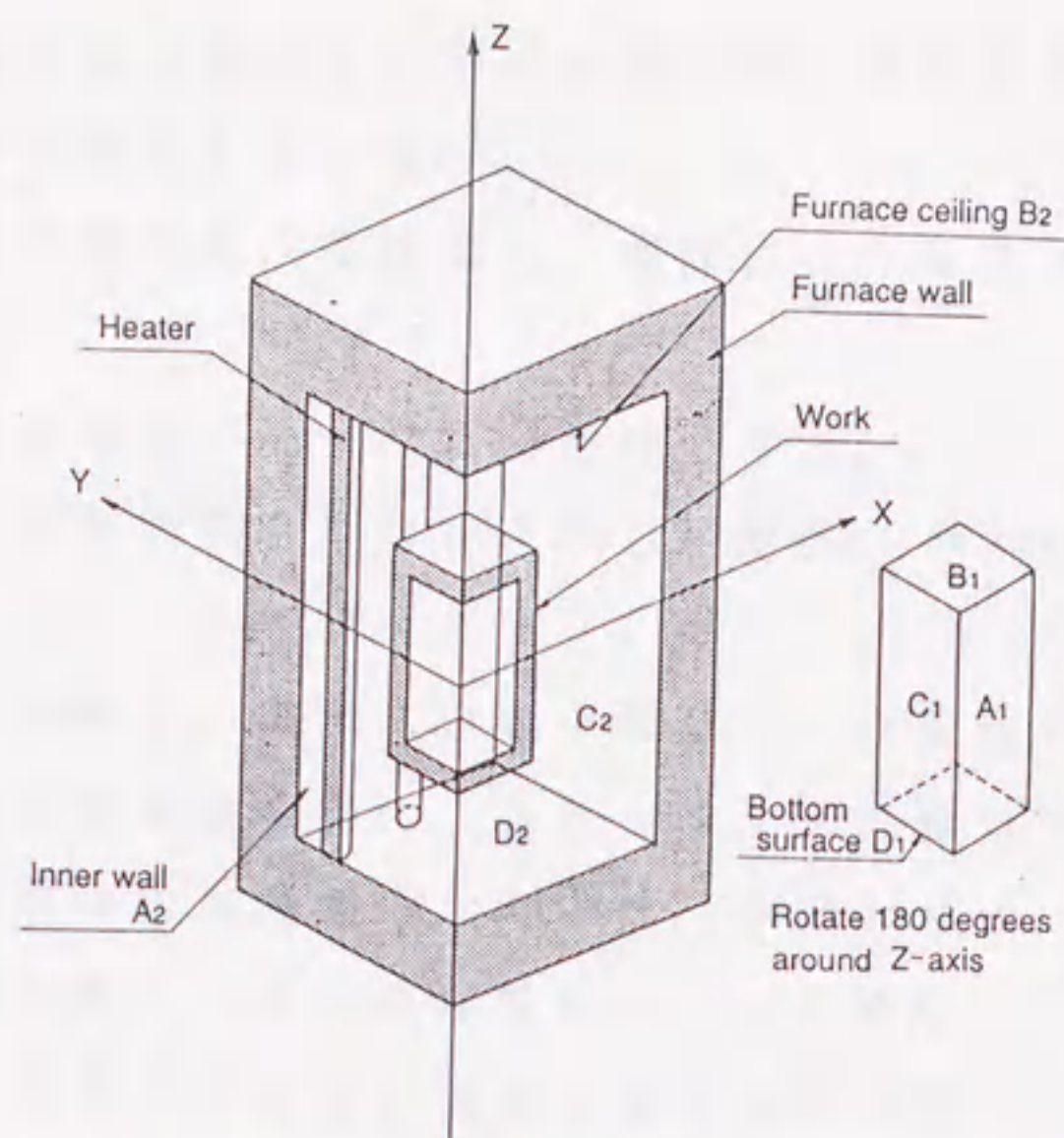


Fig.2-8 Schematic figure of the analysis part
(1/4 cut model of the furnace)

2-1-2 実験方法

被加熱物を Fig. 2-4 に示すように炉の下部までおろした昇降炉蓋上に設置し、炉蓋を被加熱物とともに上げた後炉体と炉蓋の接触する部分のシールを完全に行う。その後、上・下部の炉内雰囲気攪拌用ファンを回転させると同時に加熱を開始する。ヒータインプットは加熱中は一定とし、熱処理において標準的な加熱温度である 400°C 程度まで被加熱物が昇温した時点で終了した。この間のヒータインプット、炉内壁温度、炉内雰囲気温度、被加熱物温度を計測した。

2-2 理論解析

工業炉の炉内伝熱をシミュレートできる解析方法を検討し炉内伝熱設計の手法を確立することを目的に数値計算による解析を行った。

2-2-1 基礎方程式

Fig. 2-4 に示すように、被加熱物を炉内に設置し、ある時刻より発熱

体により加熱される被加熱物および炉壁の非定常3次元伝熱に関する基礎方程式を導くにあたり次の仮定を設ける。

- ① 被加熱物及び炉壁の熱的物性値は、温度により変化するため、温度の関数で与える。
- ② 炉内壁面、被加熱物、ヒータは灰色体とする。
- ③ ファン軸、被加熱物架台、ヒータから炉壁部、炉外への伝導損失熱は無視する。
- ④ ヒータ内部の発熱体、アルミナ硝子等はヒータ表面温度と同一とし、ヒータにて一定の発熱量を与え、各ヒータでの発熱は等しいものとする。
- ⑤ 対流熱伝達係数は被加熱物の加熱中は、一定とする。
- ⑥ 炉外壁は水冷されているため温度は一定とする。
- ⑦ 炉内雰囲気は空気であるため輻射の吸収は考えない。

以上の仮定に基づけば、Fig. 2-8に示す座標系において被加熱物および炉壁部についてそれぞれ次のような非定常3次元熱伝導式が得られる。

被加熱物において

$$\rho_1 C_{p1} \frac{\partial}{\partial t} T_1 = \frac{\partial}{\partial x} \left[k_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[k_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[k_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} \right] \quad (2-1)$$

炉壁部において

$$\rho_2 C_{p2} \frac{\partial}{\partial t} T_2 = \frac{\partial}{\partial x} \left[k_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[k_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[k_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} \right] \quad (2-2)$$

$$\text{初期条件} \quad t = 0; \quad T_1(x, y, z) = T_0 \quad (2-3)$$

$$T_2(x, y, z) = T_0 \quad (2-4)$$

境界条件 被加熱物外表面 A_1, B_1, C_1, D_1 で

$$k_1 \nabla T_1 = q_1 \quad (2-5)$$

被加熱物内表面で

$$k_1 \nabla T_1 = 0 \quad (2-6)$$

炉壁内表面 A_2 , B_2 , C_2 , D_2 で

$$k_2 \nabla T_2 = q_2 \quad (2-7)$$

炉壁外表面で

$$T_2 = T_c \quad (2-8)$$

$$\text{ここで } q_i = q_{ri} + q_{ci} \quad (2-9)$$

輻射伝熱量 q_r は、輻射熱の授受がある炉内壁表面、被加熱物表面およびヒータ表面の各面間の総括熱吸収率を輻射熱線法により計算し、また対流伝熱量 q_c は次式により算出した。

$$|q_{ci}| = h \cdot A \cdot |T_a - T_i| \quad (i = 1, 2) \quad (2-10)$$

2-2-2 数値計算方法

炉体および被加熱物の対称性から解析は $1/4$ で行い、被加熱物、ヒータ、炉壁の各表面をそれぞれ 32, 24, 130 のメッシュに分割しこのメッシュ間の総括熱吸収率を輻射熱線法により解析するパッケージプログラム "MORSE" により計算し、また炉全体の伝熱解析は差分法により計算するパッケージプログラム "TRUMP" を利用した。差分メッシュは被加熱物の肉厚方向へ 2 層とし、炉壁部肉厚方向の分割は炉外壁に近づくにつれて順次あらくしていった。

炉内壁・被加熱物表面の分割は Figs. 2-9, 2-10 のようにした。

数値計算に際し、射出率、対流熱伝達係数は次節に述べる実測値、またその他の熱的諸物性値は化学工学便覧などから引用してそれぞれ求めた。

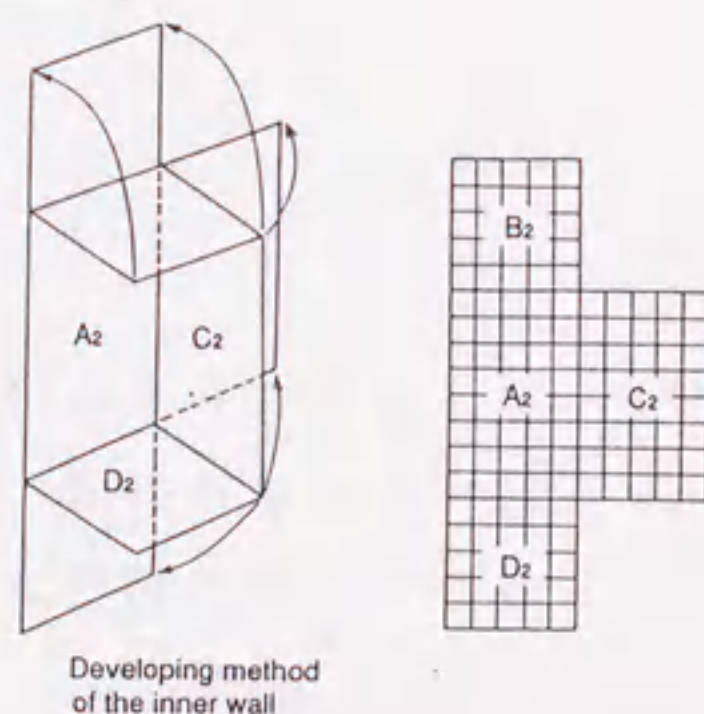


Fig.2-9 Mesh division of the inner wall when developed

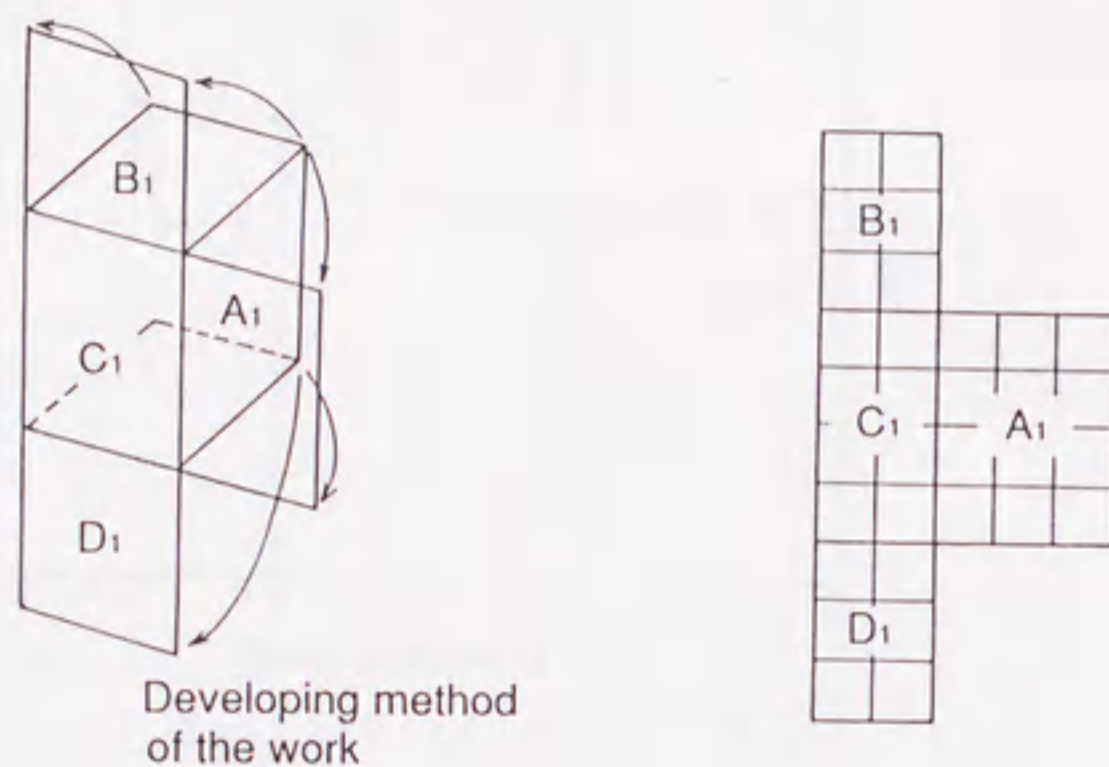


Fig.2-10 Mesh division of the work

2-3 結果

2-3-1 射出率の測定

炉内壁のセラミックボード，被加熱物であるSS41，およびヒータ輻射面のSUS304についてはそれぞれ100mm*100mmの大きさのサンプルを実験炉において約400℃までの加熱を繰り返し，実験に使用されているものと同一条件にし，Spectral Analyzer Model SA-200CVF（日本バーンズ社）で単色射出率を測定した。

それらの結果は，Figs. 2-11~2-13のごとく材料により特徴は異なるが2-2-1②のような仮定に基づきこれらの単色射出率データより全射出率を次式により求めた。

$$\varepsilon = \frac{\int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} E_{b, \lambda} d\lambda}{\sigma T^4}$$

上式より算出した全射出率はTable 2-1のごとくなり，わずかに酸化したSS41が一番大きく，次にセラミックボード，もっとも小さい全射出率となったのは酸化が始まった段階のSUS304であった。

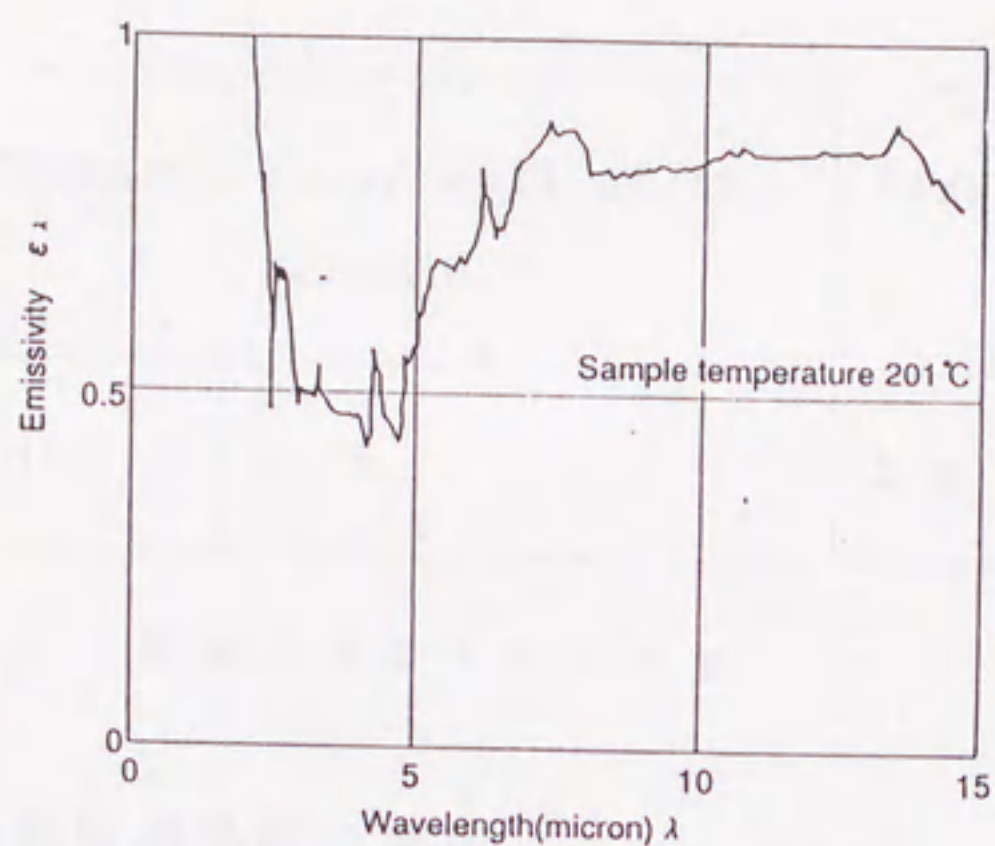


Fig.2-11 Emissivity of the wall

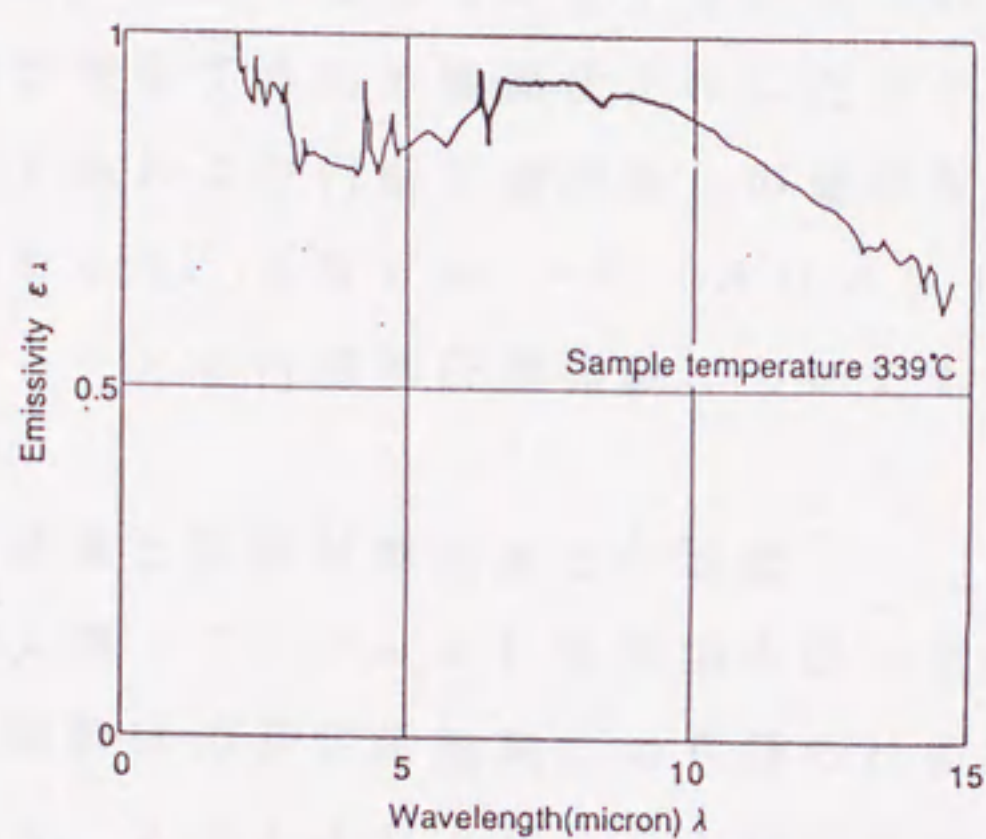


Fig.2-12 Emissivity of the work surface

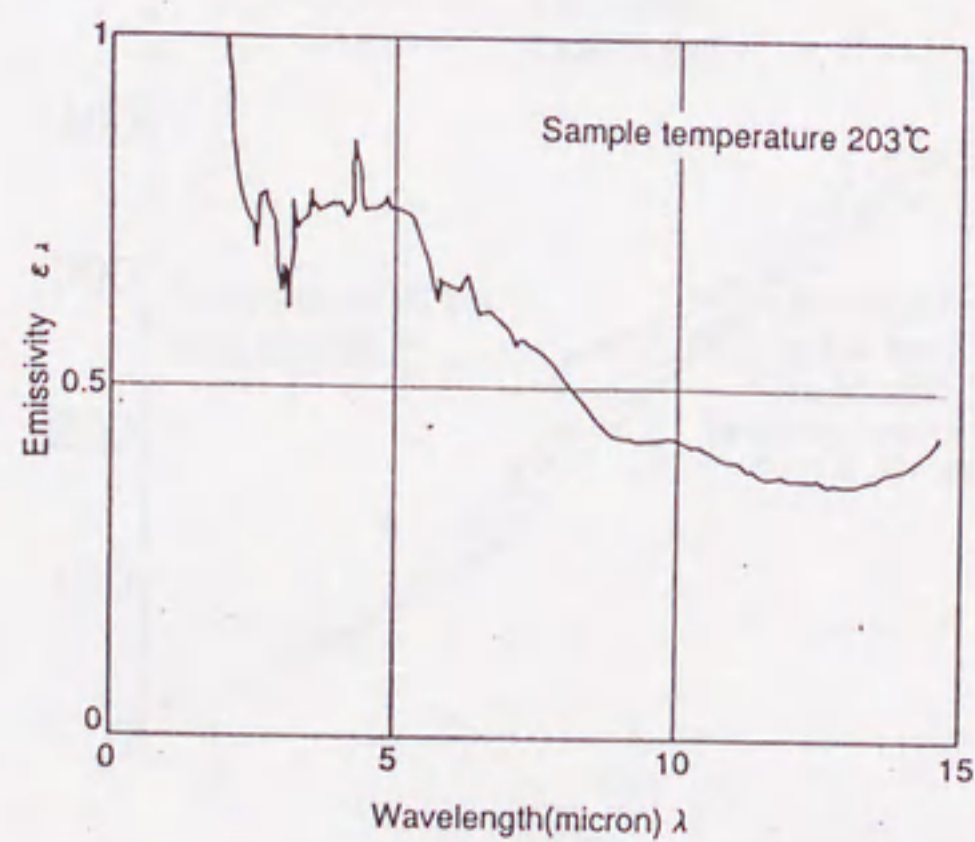


Fig.2-13 Emissivity of the heater

Part of the furnace	Inner wall of the furnace	Work	Heater
Total emissivity	0.75	0.9	0.5

Table 2-1 Emissivity

2-3-2 対流熱伝達係数の測定

対流熱伝達係数は、文献5を参考にモデルとして利用した被加熱物表面への対流による伝熱量を測定するため鏡面仕上げしたステンレス製の円盤を取り付け、この円盤への入熱および円盤と雰囲気との温度差から、雰囲気と被加熱物の対流熱伝達係数を $46.5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ($40 \text{ cal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) とし、雰囲気と炉壁・ヒータとの対流熱伝達係数についても同様の値を採用した。

2-3-3 実験結果と数値計算結果との比較

電気ヒータへの入熱（インプット）を加熱中は一定値（ 13.8 KW ）に保ち、 90 Kg の被加熱物の非定常加熱により得られる実験結果と数値計算結果の比較例を Figs. 2-14 および 2-15 に示す。

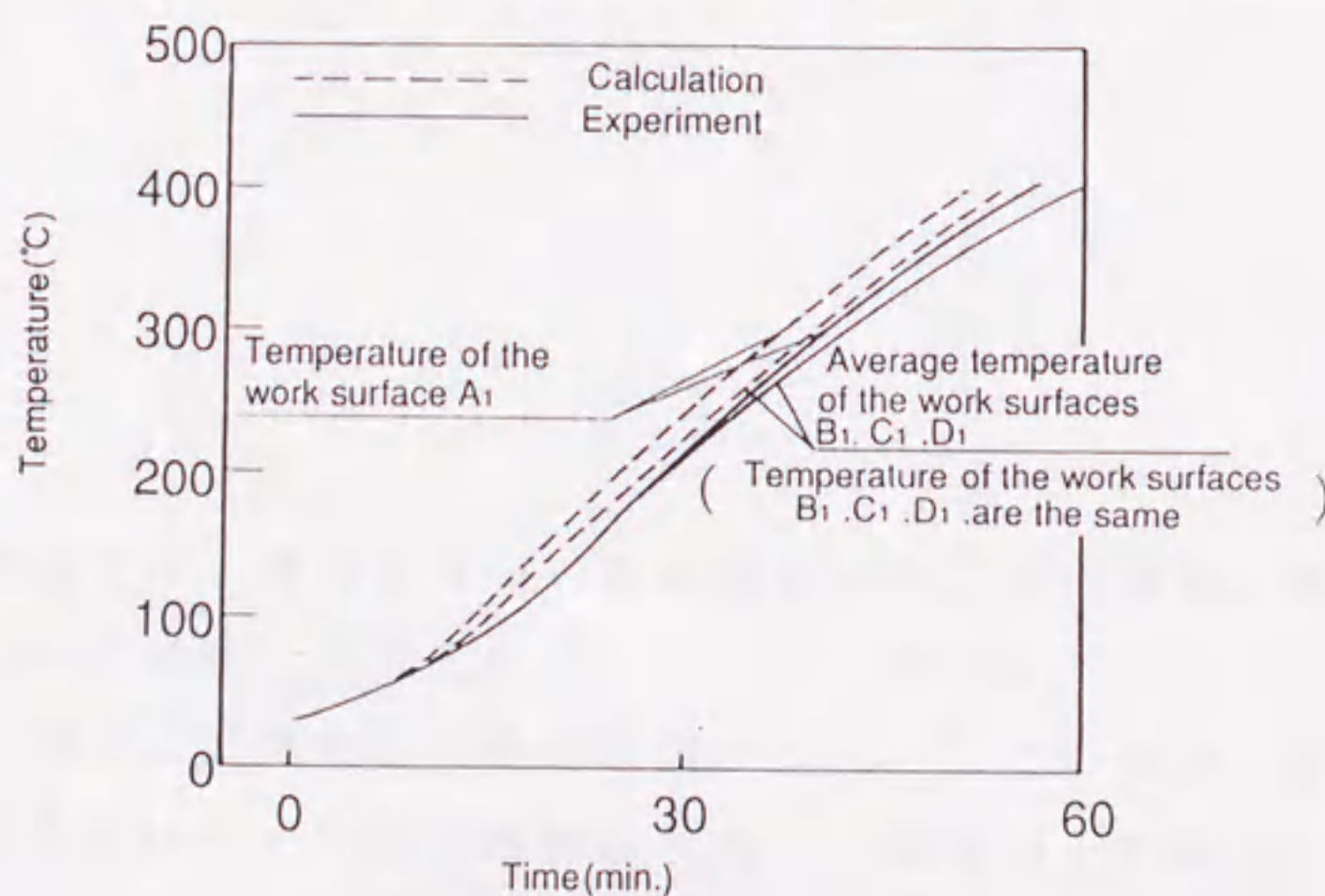


Fig.2-14 Temperature of the work

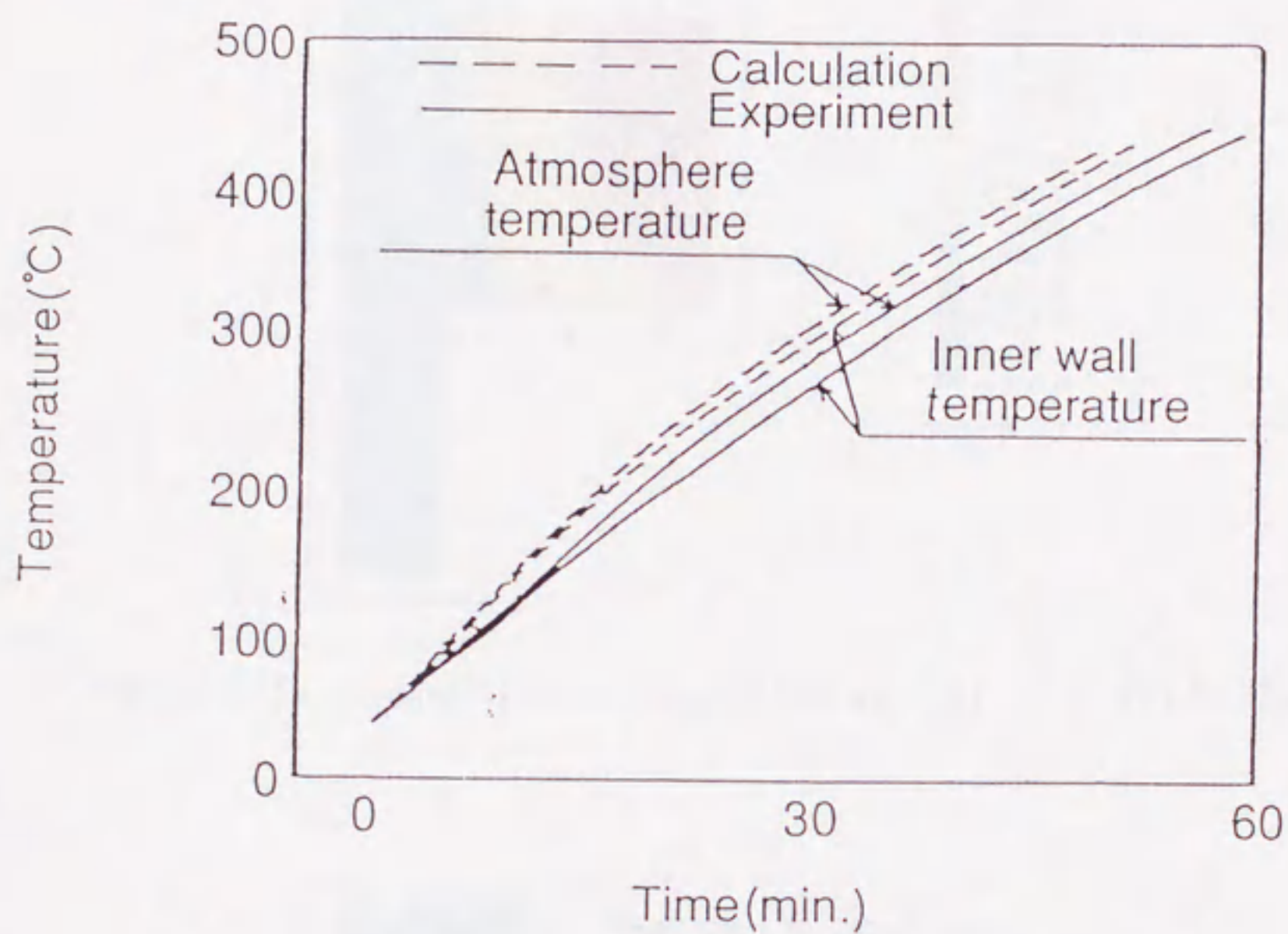


Fig.2-15 Temperature of the inner wall and atmosphere

実験値と計算値では、多少計算値の方が被加熱物、炉内壁面、雰囲気とも温度が高くなっているのは、計算上はヒータにて一定のインプットを与え、ヒータ内のアルミナ硝子、発熱体とも表面と同一温度としているが、実際にはヒータ内の発熱体の温度はヒータ表面温度より高く計算値以上に蓄熱しているためと考えられる。

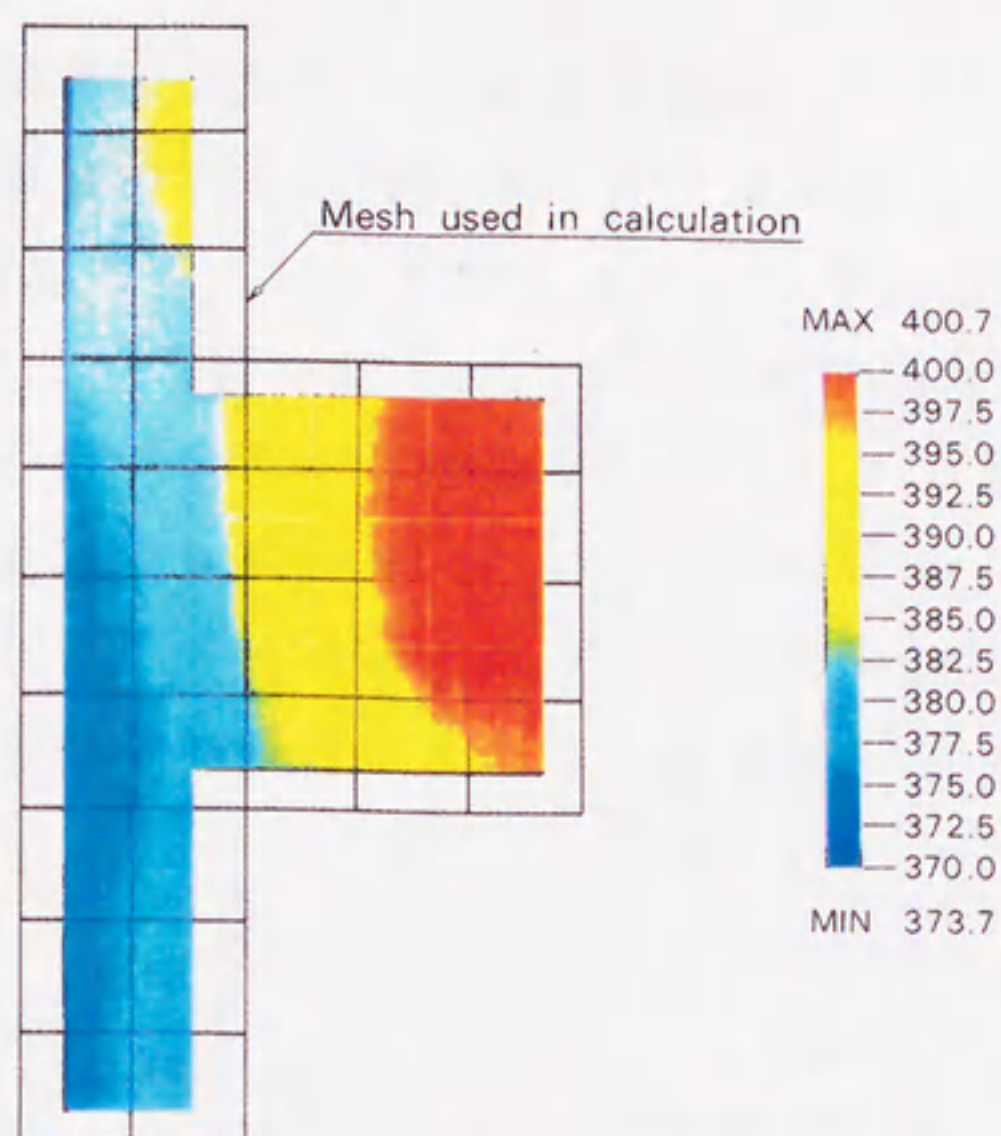


Fig.2-16 Temperature distribution of the work(50min.)

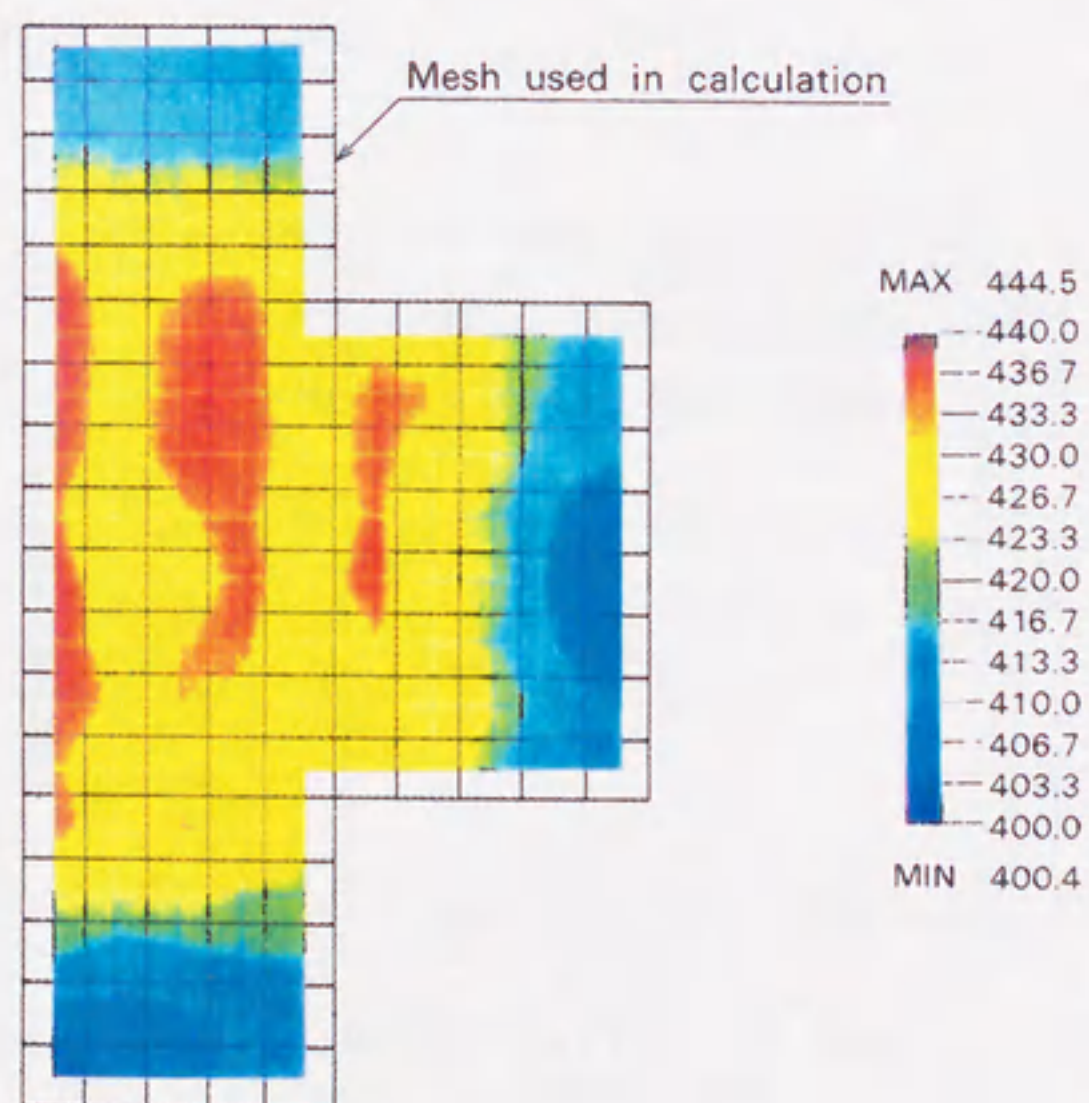


Fig.2-17 Temperature distribution of the furnace wall(50min.)

被加熱物の昇温については、ヒータに向かいあったA₁面の昇温が他の3面の昇温より速く、実験値・計算値ともに同じ傾向となっている。加熱開始後50分経過時における被加熱物の温度分布の様子を表したのがFig. 2-16であるがA₁面の温度が他の3面より高くなっている。これは輻射による入熱量がヒータと向かいあったA₁面はFig. 2-18に示すように大きくなっているためである。また炉内壁表面の温度分布の様子をFig. 2-17に示すが、ヒータ直近部の表面温度は高くなっているのが分かる。炉壁の肉厚方向の温度はFig. 2-19に示すように100mmより外側ではほとんど変化がなく、この規模の炉の場合の炉壁厚さは100mm前後が好ましいと考えられる。

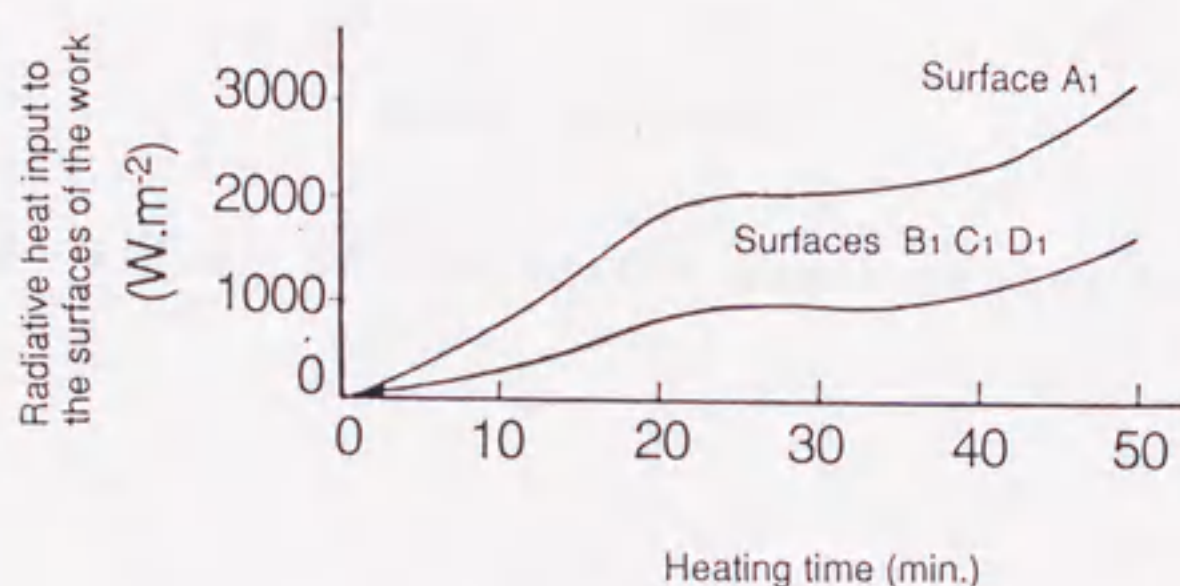


Fig.2-18 Change in calculated radiative heat input to each surface of the work

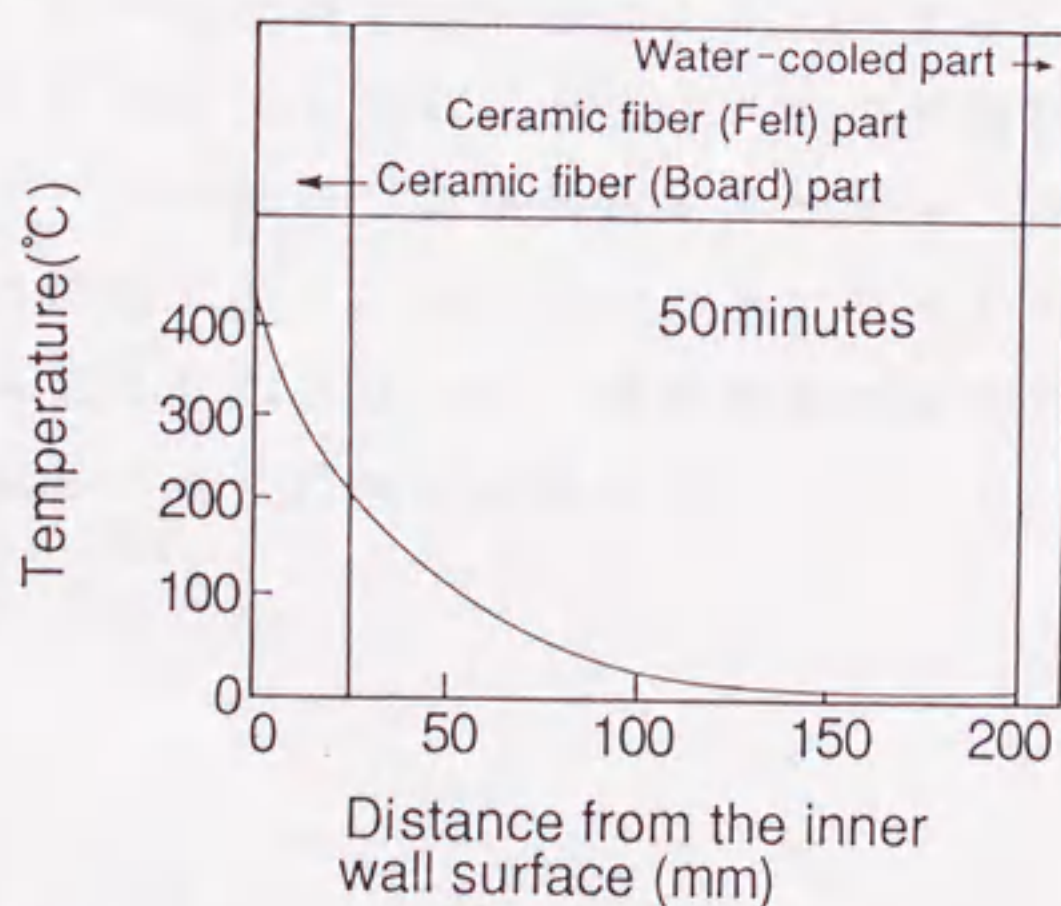


Fig.2-19 Calculated temperature profile along the furnace wall

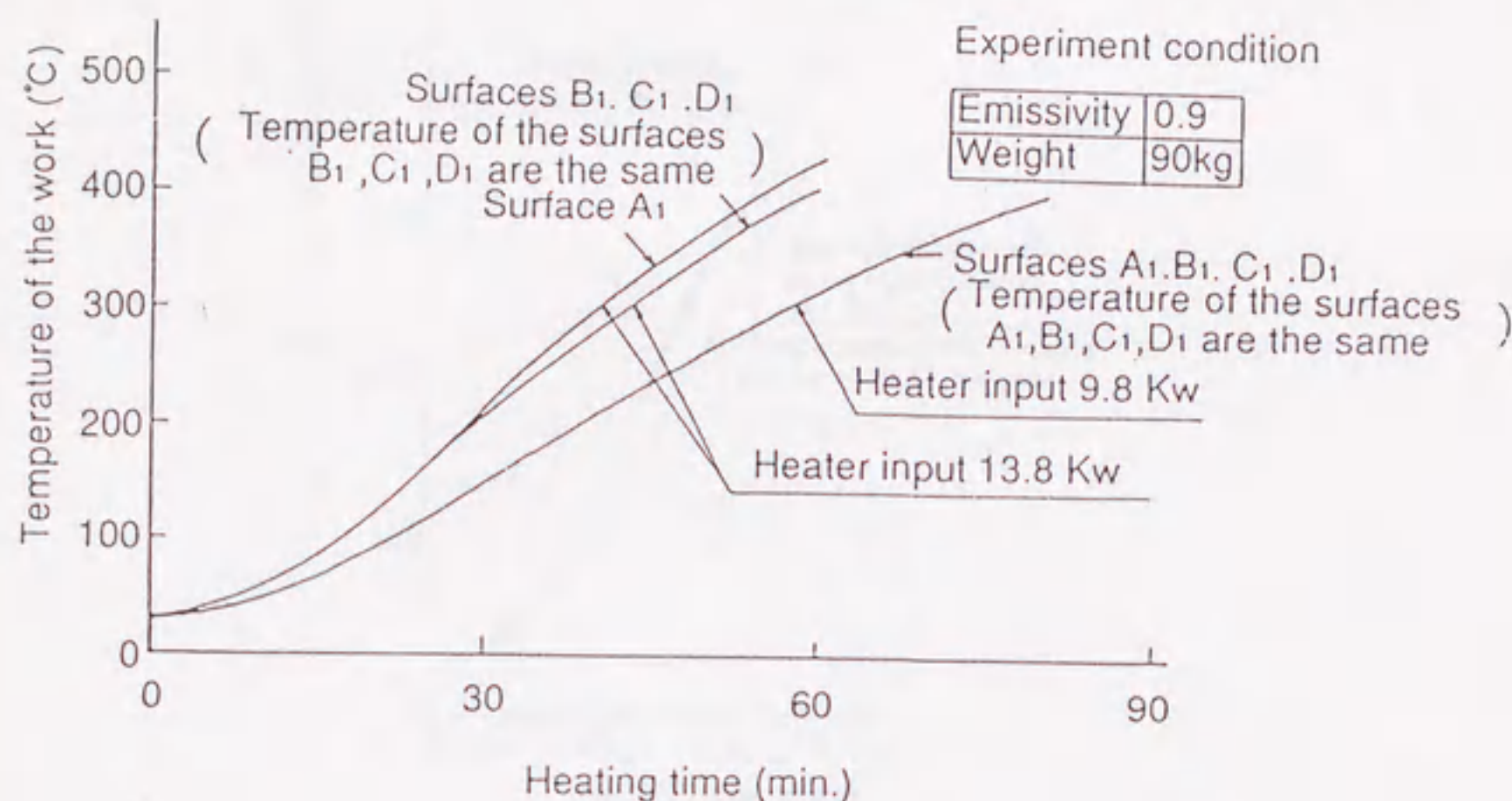


Fig.2-20 Effect of the heater input on the heating rate

本研究においては、被加熱物の昇温状況を把握するためヒータインプットを一定としているが、実炉の操業では炉温によりヒータインプットを制御しているので、13.8KWより少し低いインプットでの昇温状況を確認する実験を行った。Fig. 2-20は同じ被加熱物でインプットを先程の71%の9.8KWとした場合の結果である。400℃に達するまでの時間は約1.4倍になっており全投入熱量は変わらないが、被加熱物の温度差は小さくなっている。これは、加熱時間が長くなり均熱化が進んだためである。

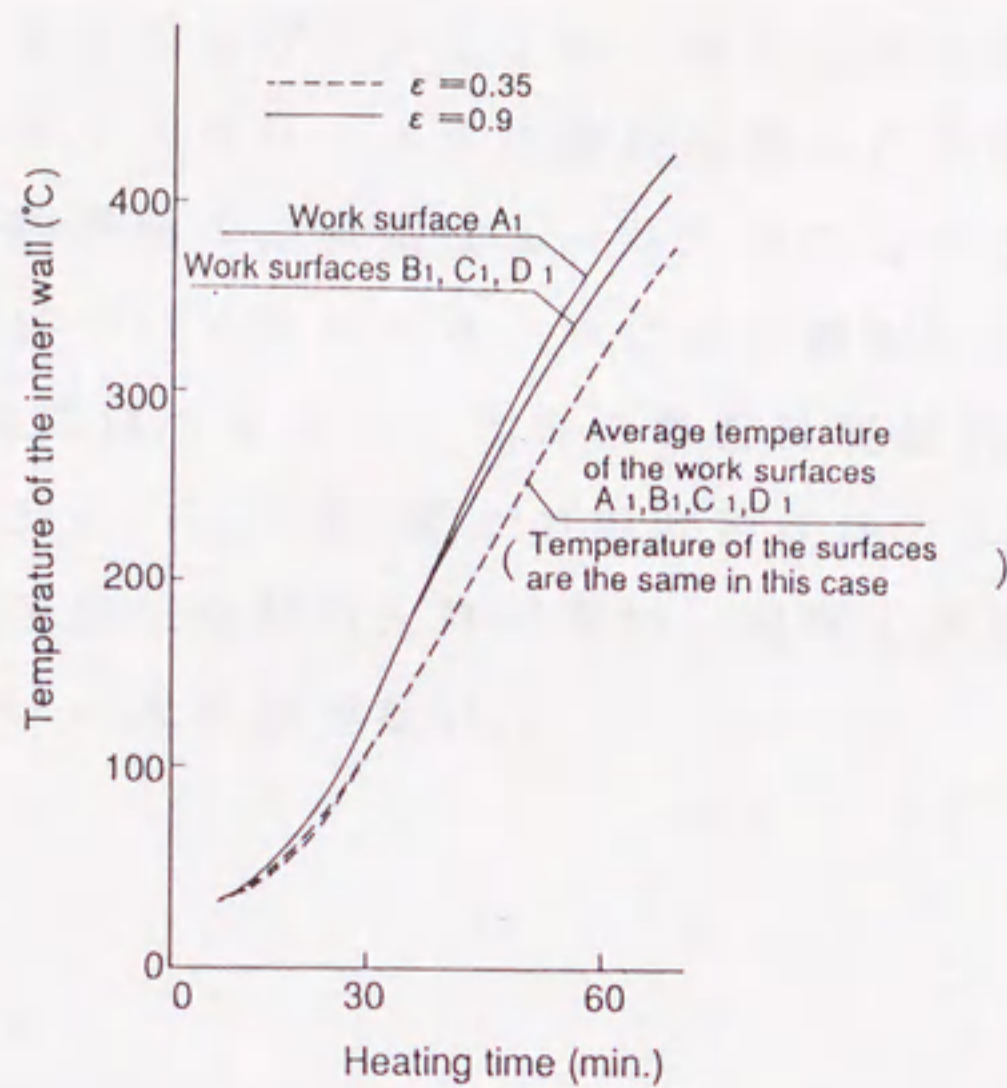


Fig.2-21 Experimental results of average temperature of the work surface

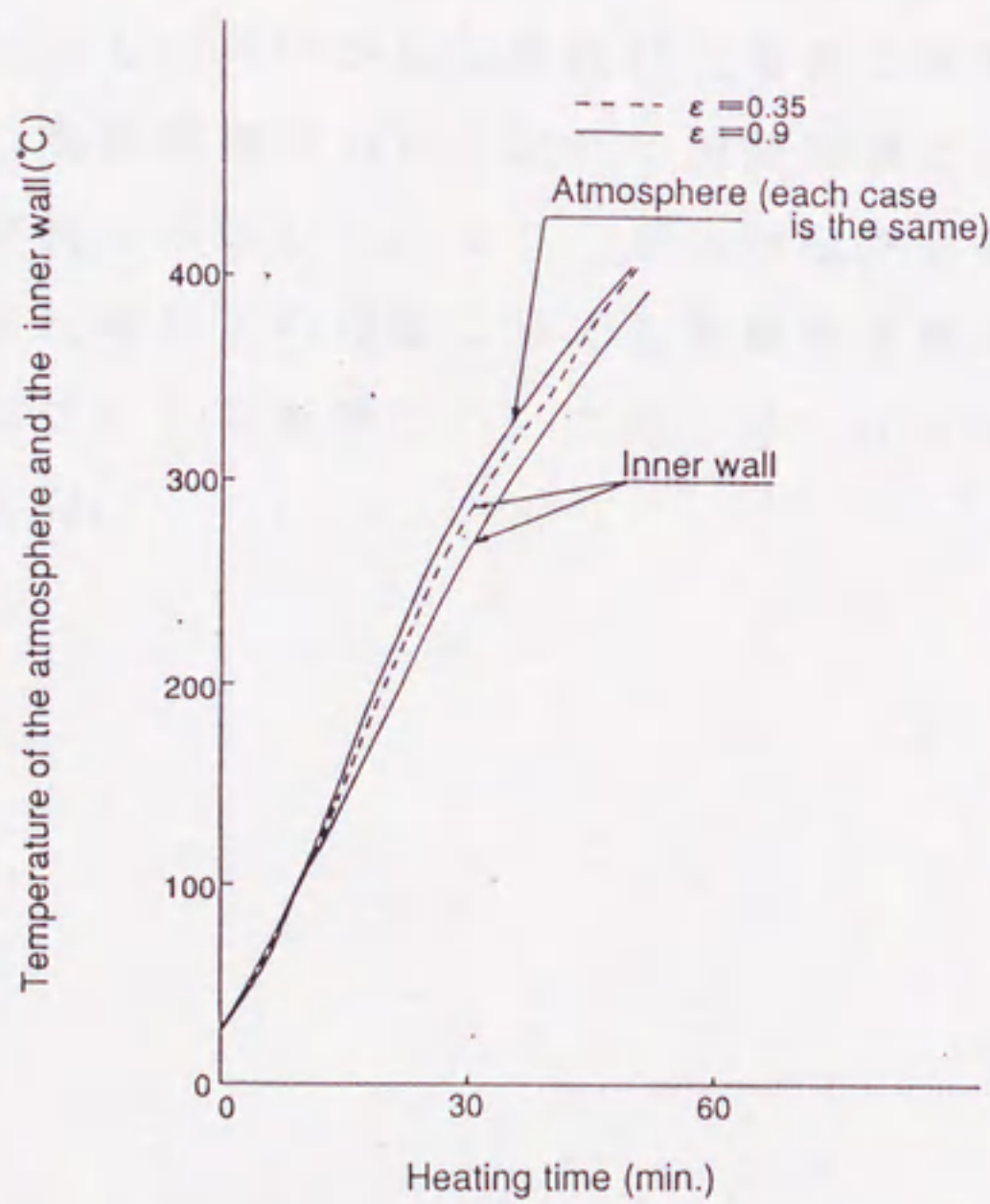


Fig.2-22 Experimental results of average temperature of the inner wall and atmosphere

F i g s. 2-21 および 2-22 は、被加熱物の射出率が小さい場合の加熱特性を調べるため、 $\varepsilon = 0.35$ の塗料を塗った場合の実験結果を示したものである。被加熱物表面の温度差は $\varepsilon = 0.9$ に比べ小さくなり、被加熱物表面全体の加熱速度については $\varepsilon = 0.9$ に比べ輻射による入熱が減り遅くなっている。また A_1 面では、 $\varepsilon = 0.35$ の場合は輻射入熱量が $\varepsilon = 0.9$ に比べ小さいため、他の B_1 , C_1 , D_1 面との温度差はほとんどない。炉内壁表面は被加熱物への入熱が減少した分の入熱が増加し温度上昇は速くなっているが雰囲気温度についてはほとんど差がない。

結 言

炉内伝熱を純粹に把握するのを困難にしている炉蓋のシール性、ヒータ・ファン等の炉体貫通部、炉の断熱材の支持部材、断熱材間の目地、被加熱物の支持部材といったものの中から伝熱設計上重要な要素を検討した。これを基に、間接加熱型の実操業規模の炉において加熱実験とシミュレーションを行い、この両者はほぼ良く一致した。また、炉体の伝熱設計上重要なファクターである被加熱物の射出率がこの昇温に与える影響を実験的に明らかにした。

ヒータインプットの影響については、インプットを小さくした方が被加熱物の均熱化が進む。

Nomenclature

A	=area of heat transfer surface	$[m^2]$
C_p	=specific heat	$[J/kg \cdot K]$
h	=convective heat transfer coefficient	$[-]$
k	=thermal conductivity	$[W/m \cdot K]$
q_c	=convective heat flux	$[W/m^2]$
q_r	=radiative heat flux	$[W/m^2]$
T	=temperature	$[K]$
T_c	=water-cooled temperature	$[K]$
T_0	=initial temperature	$[K]$
t	=time	$[s]$
σ	=stefan Boltzmann constant	$[W/m^2 \cdot K^4]$
ρ	=density	$[kg/m^3]$
ϵ	=emissivity	$[-]$
ϵ_λ	=monochromatic emissivity	$[-]$
λ	=wave length	$[\mu m]$
$E_{b\lambda}$	=monochromatic emissive power of blackbody	$[W/m^2 \cdot \mu m]$

Subscripts

1	=work
2	=furnace wall
a	=atmosphere

Literature Cited

- 1) Edwards, L.: A Computer Program for Transient and Steady-state Temperature Distributions in Multidimensional Systems(1972)
- 2) Hayasaka, H., K. Kudo, H. Taniguchi, I. Nakamachi, T. Omori and T. Katayama: Nihon Kikai Gakkai Ronbunshuu 52-476, p1734(1986)
- 3) Hayasaka, H., K. Kudo and H. Taniguchi: ibid., 51-467, p2202(1985)
- 4) Omori, T. and K. Tsuchiya: Tokyo Gas Gijutsu Kenkyusho Hokoku, 27, p159(1983)
- 5) "Saishin Dennetsu Keisoku Gijutsu" ed. Hasatani, M. Techno System(1986)

第3章 ボルト充填層を被加熱物とする間接型加熱炉の3次元非定常伝熱解析

緒言

工業炉の総合的な設計の精密化・効率化を図るためには、伝熱上の設計手法を確立することが必要である。

第2章では、実規模大の間接型加熱炉の伝熱解析手法として、総括熱吸収率を計算するパッケージプログラムと伝導伝熱を解析するパッケージプログラムを利用して炉内の伝熱を解析する方法を提案し、比較的単純な系である中空形状の被加熱物を用いた場合の伝熱解析を行った⁹⁾。この結果、理論解析と加熱昇温試験の結果は良く一致し、この手法が実規模大の炉の炉内伝熱を十分シミュレートでき、基本的な伝熱設計となり得ることを確認した。ついで、実際の熱処理工程で処理されることの多い、ボルト充填層を被加熱物とした場合の加熱特性を把握するための、加熱昇温試験およびシミュレーションを行った⁵⁾。

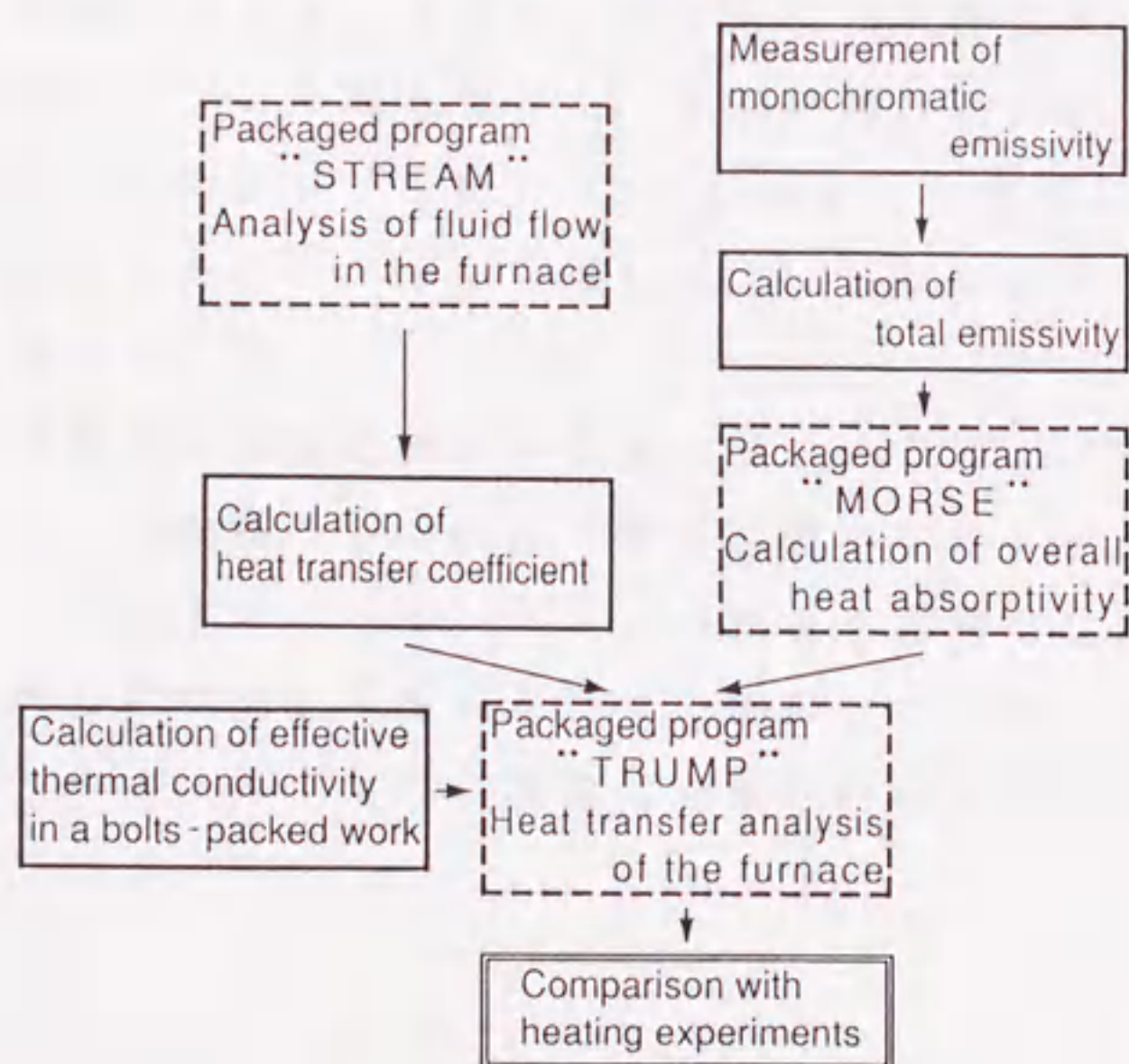


Fig.3-1 Procedure of theoretical analysis

本章では、第2章で述べた総括熱吸収率を計算するパッケージプログラムと伝導伝熱を解析するパッケージプログラムの組み合わせに加えて、炉内の流れを解析し炉内の対流熱伝達係数を計算するためのパッケージプログラムをFig. 3-1のように合わせて、間接型加熱炉の3次元非定常伝熱解析を行った。また、実際の熱処理物であるボルト充填層を被加熱物として加熱昇温試験を行い、解析結果との比較・検討した。

3-1 実験装置および方法

3-1-1 実験装置

本研究に用いた試験炉の構造は第2章で用いたものとほぼ同じであり、外壁面は水冷の二重壁構造で、炉床部に昇降装置を設け、炉壁部には断熱材を200mm施工した。また、炉内雰囲気攪拌し雰囲気温度の均一化を図るため、炉天井部にシロッコファンが取り付けられている。しかし本章では炉内の流れの解析を行うためにFig. 3-2に示すように炉床部のファンは取り外し、炉の天井部だけにファンを取り付けた。被加熱物は物性値のよく知られている低炭素鋼製の六角ボルト(8mm l * 4mm ϕ)を使用し、これを低炭素鋼製のバケットに充填した。バケットの形状は、180mm * 180mm * 240mmの直方体状とした。

ボルト充填時の被加熱物の総重量は29.9Kgで充填層の空隙率は0.54であった。加熱源としてはガス焚きのラジアントチューブバーナのかわりに電気ヒータを6本用い、インプットの測定を容易にした。炉内壁表面温度の測定は、炉体の対称性を考慮し1/4の部分で行った。また被加熱物の温度は、Fig. 3-3に示すように熱電対を取り付けた温度測定用ボルトを用いて測定した。

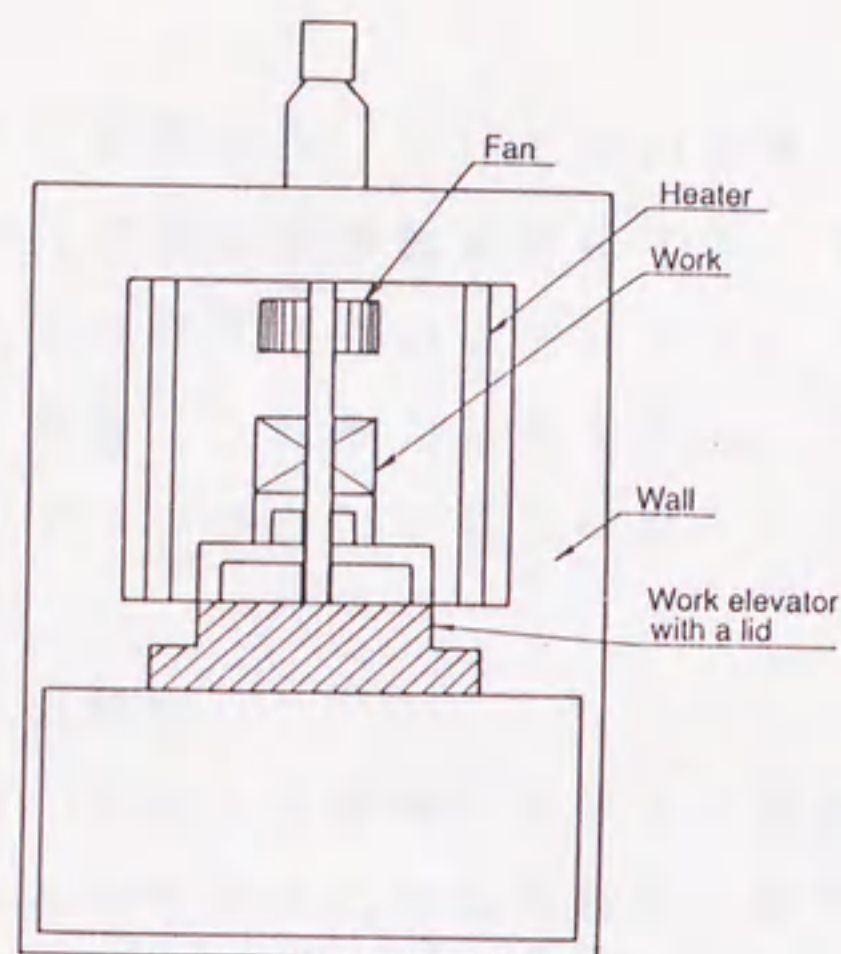


Fig.3-2 Vertical cross-section of the furnace

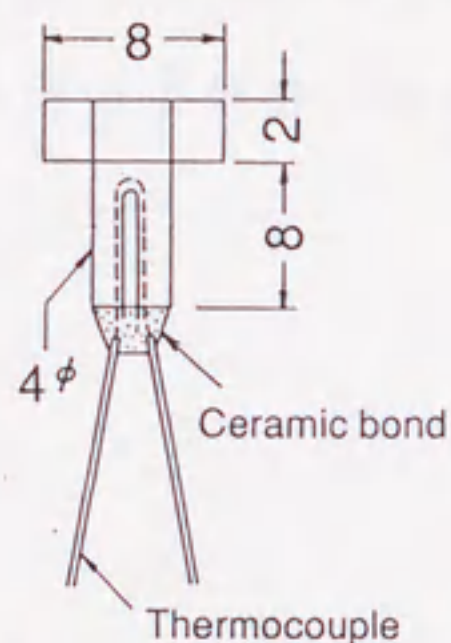


Fig.3-3 The bolt for measuring temperature

3-1-2 実験方法

被加熱物を炉内に設置した後、炉天井部の炉内雰囲気攪拌用ファンを回転させ、それと同時に加熱を開始する。ヒータインプットは加熱中は一定とし、熱処理において標準的な加熱温度である400℃程度まで被加熱物を昇温した時点で加熱を終了した。この間にヒータインプット・炉内壁温度・炉内雰囲気温度・被加熱物温度を測定した。

3-2 理論解析

理論解析はFig. 3-1に示すような手順で行った。まず、流れを差分法で計算するパッケージプログラム”STREAM”を使い、攪拌ファンによっ

て起こされる炉内の流れを解析する。そしてこの結果にもとづいて炉内壁・ヒータ・被加熱物各表面の対流熱伝達係数を計算する。また炉内各表面の総括熱吸収率を、輻射熱線法により計算するパッケージプログラム" M O R S E " を利用して求める。そして最後にこれらの結果を用いて炉内の伝熱を、差分法により計算するパッケージプログラム" T R U M P " にて解析する。

3-2-1 炉内の流れの解析

被加熱物の加熱中には、炉内の雰囲気も加熱され温度が上昇していく。がしかし、今回は解析をできるだけ簡易にするために、炉内雰囲気の温度は常温で一定とし解析を行った。また、炉内の流れは乱流として扱った。

基礎方程式 流れの解析を行うパッケージプログラム" S T R E A M "

(1)(11) は、 $K-\epsilon$ 2 方程式モデルで差分法を用いて解析を行うプログラムである。

連続の式

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3-1)$$

運動方程式

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} \\ = - \frac{1}{\rho_a} \frac{\partial P}{\partial x_i} + (\nu_i + \nu_t) \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \end{aligned} \quad (3-2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial u_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} \\ + \nu_t \left\{ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right\} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \epsilon \end{aligned} \quad (3-3)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right\} + c_1 \frac{\varepsilon}{k} \nu_t \left\{ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right\} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3-4)$$

境界条件は、

炉内壁・被加熱物表面において、乱流における境界条件として用いられる対数則⁽⁷⁾⁽¹⁰⁾により

$$u / u_\tau = (1 / \kappa) \ln (u_\tau y / \nu_i) + 5.5 \quad (3-5)$$

$$v = 0 \quad (3-6)$$

$$k = u_\tau^2 / (c_\mu)^{1/2} \quad (3-7)$$

$$\varepsilon = u_\tau^3 / \kappa y \quad (3-8)$$

ヒータ表面において、計算の簡素化のため多少ラフではあるが、Fig. 3-4のようにヒータを角形とし次の境界条件を与える。

$$\partial \varepsilon / \partial y = \partial k / \partial y = 0 \quad (3-9)$$

$$\partial u / \partial y = 0, \quad v = 0 \quad (3-10)$$

ファンは炉内のメッシュ分割に合わせて、Fig. 3-4のようにモデリングした。境界条件については、ファンの吸い込み口においては、速度は連続の式を満足するようにし、 k 、 ε については次式のように与えた。

$$\partial \varepsilon / \partial y = \partial k / \partial y = 0 \quad (3-11)$$

また吹き出し口の k 、 ε は乱流のシミュレーションを行うときの重要な値であるが、本論文においては通常の乱流解析で用いられている下記の値とした。

$$k = 0.01 u_{out}^2$$

(3-12)

$$\varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \cdot k^{3/2} / l$$

(3-13)

ファンの吐出流量は、計測結果よりファンの回転面全面にわたって一様な風速 29.3 m/s を与えた。

計算方法 計算は定常解が得られるまで繰り返し行った。炉内のメッシュ分割を Fig. 3-4 に示す。

3-2-2 総括熱吸収率の計算

輻射熱の授受がある炉内壁表面・被加熱物表面およびヒータ表面の総括熱吸収率を、輻射熱線法により計算するパッケージプログラム "MORSE" を用いて求めた。炉内壁であるセラミックボード、被加熱部であるバケットおよびボルト充填層、ヒータ輻射面の輻射率は、Spectral Analyzer Model SA-200CVF (日本バーンズ社) で単色輻射率を測定し、各々を灰色体と仮定して全輻射率を求めた。

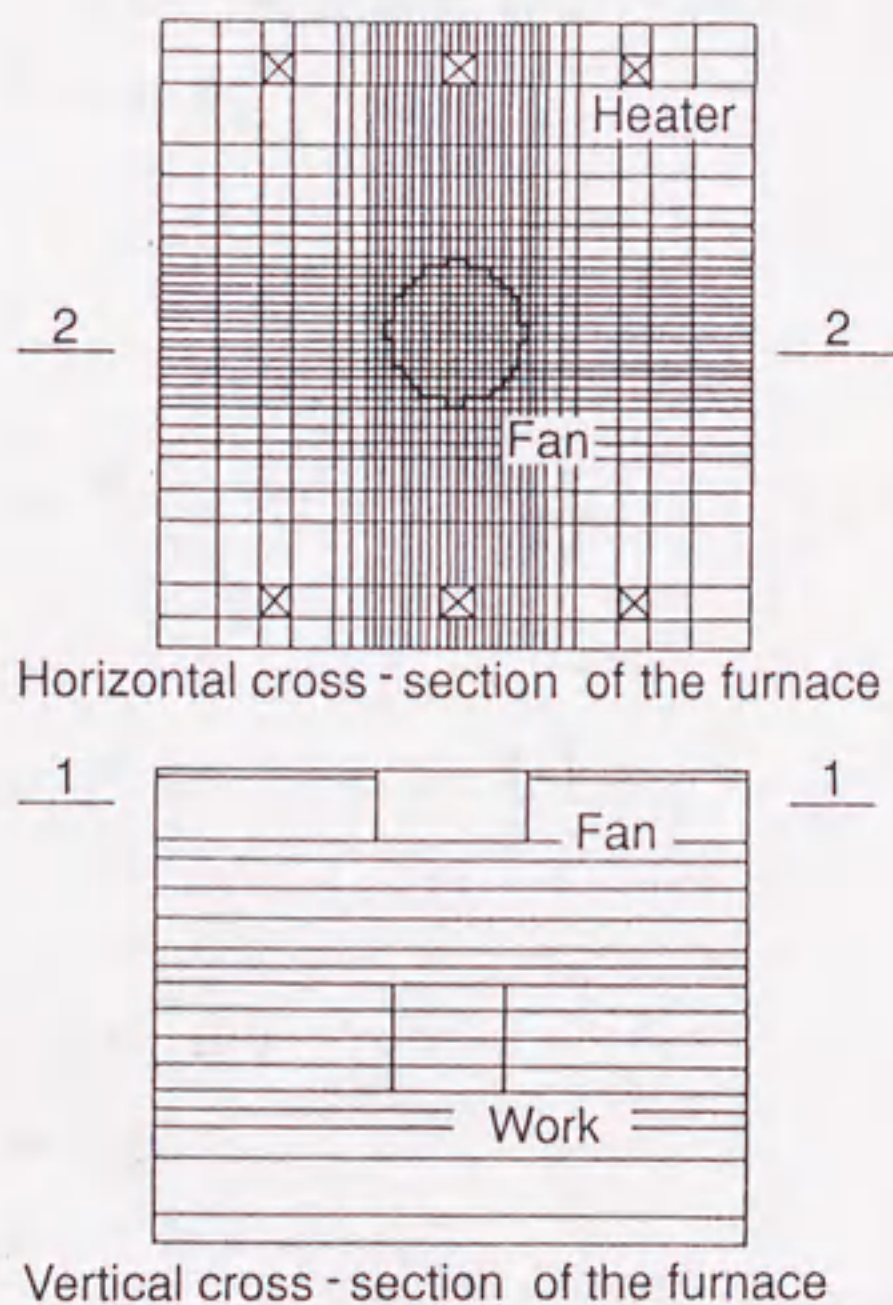


Fig.3-4 Mesh division of the furnace

3-2-3 炉内の伝熱解析

基礎方程式 ここでは伝導伝熱を差分法により計算するパッケージプログラム"TRUMP"⁽²⁾を利用し、上述の様に求めた対流熱伝達係数と総括熱吸収率を用いて炉内の伝熱を解析する。解析を行うにあたり次のような仮定を設けた。

- ① 被加熱物・炉壁の比熱および熱伝導率は、各温度における値に対して一次線形補間をすることにより温度依存性を与えた。
- ② 炉内壁面・被加熱物・ヒータは灰色体とする。
- ③ ファン軸・被加熱物架台・ヒータからの炉壁部・炉外への伝導損失熱は無視する。
- ④ ヒータ内部の発熱体、アルミナ硝子などはヒータ表面温度と同一とし、ヒータにて一定の発熱量を与え、各ヒータでの発熱は等しいものとする。
- ⑤ 対流熱伝達係数は被加熱物の加熱中は一定とする。
- ⑥ 炉外壁は水冷されているため温度は一定とする。
- ⑦ 炉内雰囲気は空気であるため輻射の吸収は考えない。

以上の仮定にもとづけば、被加熱物および炉壁の各々で次のような3次元非定常熱伝導方程式が得られる。

被加熱物において

$$\rho_1 C_{p1} \frac{\partial}{\partial t} T_1 = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x_i} \right\} \quad (3-14)$$

炉壁部において

$$\rho_2 C_{p2} \frac{\partial}{\partial t} T_2 = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x_i} \right\} \quad (3-15)$$

$$\text{初期条件} \quad t=0 : T_1 = T_2 \quad (3-16)$$

$$T_2 = T_0 \quad (3-17)$$

境界条件 被加熱物表面で

$$\lambda_1 \partial T_1 / \partial y = q_1 \quad (3-18)$$

炉内壁表面で

$$\lambda_2 \partial T_2 / \partial y = q_2 \quad (3-19)$$

炉外壁表面で

$$T_2 = T_c \quad (3-20)$$

$$\text{ここで } q_n = q_{rn} + q_{cn} \quad (3-21)$$

輻射熱流束 q_r は "MORSE" で計算した⁽⁴⁾ 総括熱吸収率をもとにして算出した。対流熱流束 q_c は次式により算出した。

$$|q_{cn}| = h \cdot |T_a - T_n| \quad (n = 1, 2) \quad (3-22)$$

なお、対流熱伝達係数 h は "STREAM" の結果をもとにして次式⁽⁶⁾ より計算した。

$$Nu_n = 0.037 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (3-23)$$

被加熱物内の伝熱は、伝導と輻射による伝熱を一括して有効熱伝導度として取り扱った。Zehner ら^{(12), (13)} は粒子充填層の有効熱伝導度に関して、粒子形状を考慮した固体粒子間の接触面を通しての熱移動のモデルを次のように提案している。

$$\begin{aligned} k_e/k_f = & (1 + \psi Nur) \{ 1 - (1 - \psi)^{1/2} \} \\ & + 2(1 - \psi)^{1/2} \{ B' (1 + Nur/X) - B' / X \} \\ & \ln \{ (1 + Nur/X) / B' / X \} / S^3 \\ & - 2(1 - \psi)^{1/2} (B' - 1) / S \\ & + 2(1 - \psi)^{1/2} (B' + 1) (S - 1) / (2B' S/X) \end{aligned} \quad (3-24)$$

$$h_r D_p / k_f = 1.74 * 4 * \sigma T^3 D_p / (21e - 0.264) k_f$$

$$S = 1 + Nur/X - B' / X$$

$$X = k_s / k_f$$

$$\sigma = 5.67 * 10^{-8}$$

$$B' = C \{ (1 - \psi) \psi \}^{10/9} \quad C = 2.5 \text{ (円柱)}$$

これに従って計算したボルト充填層の有効熱伝導度と、Kunii-Smithにより提案された式(3-25)⁽⁸⁾により求めた有効熱伝導度と、平板直接法⁽³⁾により実測した値との比較してFig. 3-5に示す。

$$\begin{aligned} k_e/k_f = & e \{ 1 + h_{rv} D_o / k_f \} \\ & + (1 - e) / \{ 1 / (1 / \phi + D_o h_{rs} / k_f) + 2 k_f / 3 k_s \} \end{aligned} \quad (3-25)$$

$$h_{rs} = 0.1952 \{ e / (2 - e) \} \{ (T + 273) / 100 \}^3$$

$$\begin{aligned} h_{rv} = & 0.1952 \{ (T + 273) / 100 \}^3 / \\ & \{ 1 + \psi (1 - e) / 2 (1 - \psi) e \} \end{aligned}$$

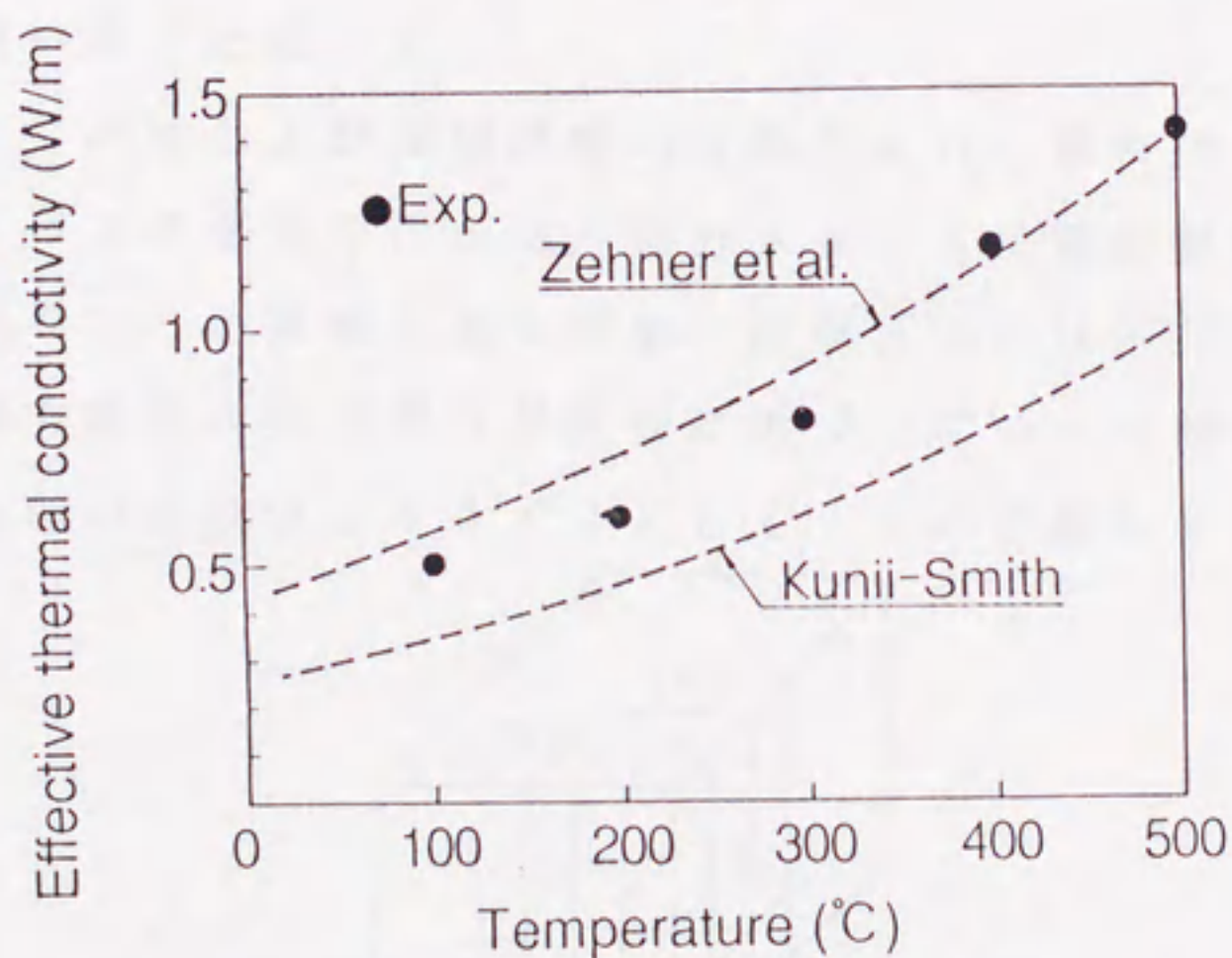


Fig.3-5 Comparison of effective thermal conductivity

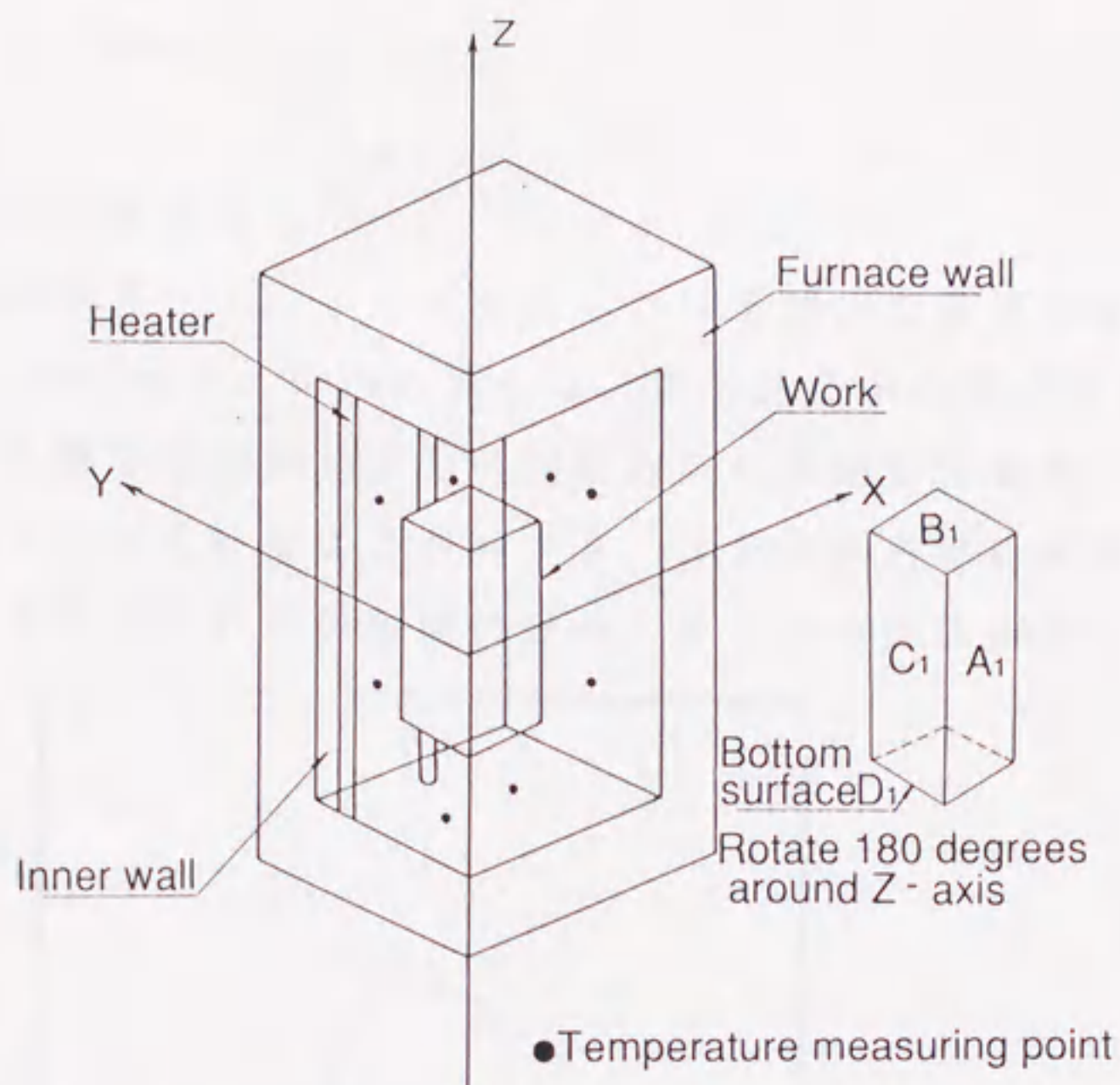


Fig.3-6 Schematic figure of the analysis part

これより Zehner のモデルは実測値と比較的良好一致を示すため、今回の解析ではこの値を用いることにした。

計算方法 炉体および被加熱物の対称性から、解析は、Fig. 3-6 に示すように 1/4 の部分で行った。差分メッシュは被加熱物の中心部と表面との温度差を知ることが重要であるため、肉厚方向へは本計算にあたっては 3 層とし、炉壁部肉厚方向の分割は炉外壁に近づくにつれて順次あらくしていった。

被加熱物表面の分割は $3 \times 4 \times 3$ として、その分割を Fig. 3-7 に示す。

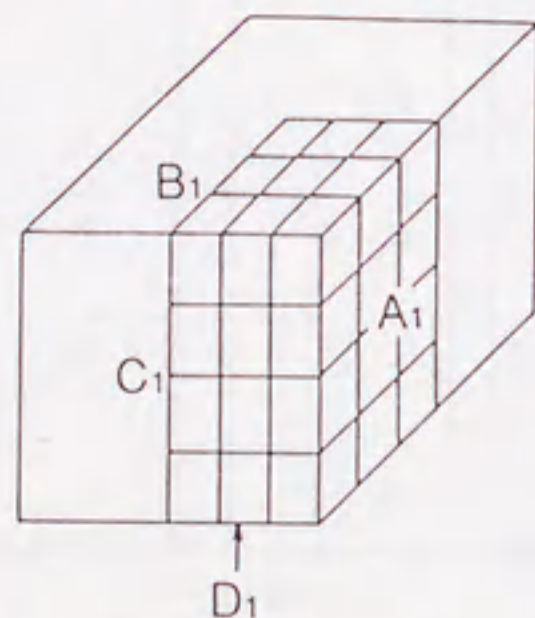


Fig.3-7 Mesh division of the work

3-3 結果および考察

3-3-1 炉内流速分布

Fig. 3-4 の 1-1, 2-2 断面における炉内の風速分布をそれぞれ Figs. 3-8, 3-9 に示す。炉内の流れは、炉天井の中心部に設けられたファンにより、ファンの軸を中心としてその回転方向に旋回しており、ファンの軸を中心として対称となっていることがわかる。また、炉内での垂直断面ではファンの側面から吹き出た流れが炉側壁に進み、そこから炉床方向へ降りていき、

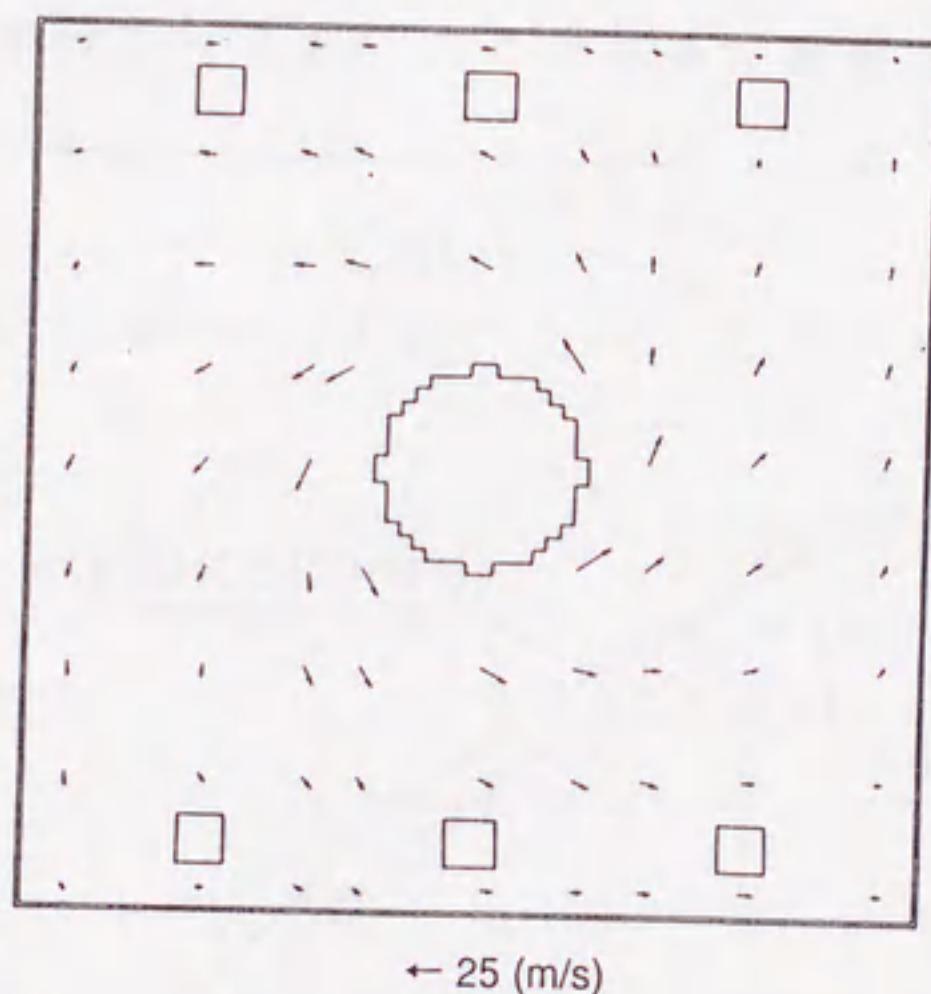


Fig.3-8 Flow pattern in the furnace(1-1 cross-section in Fig.3-4)

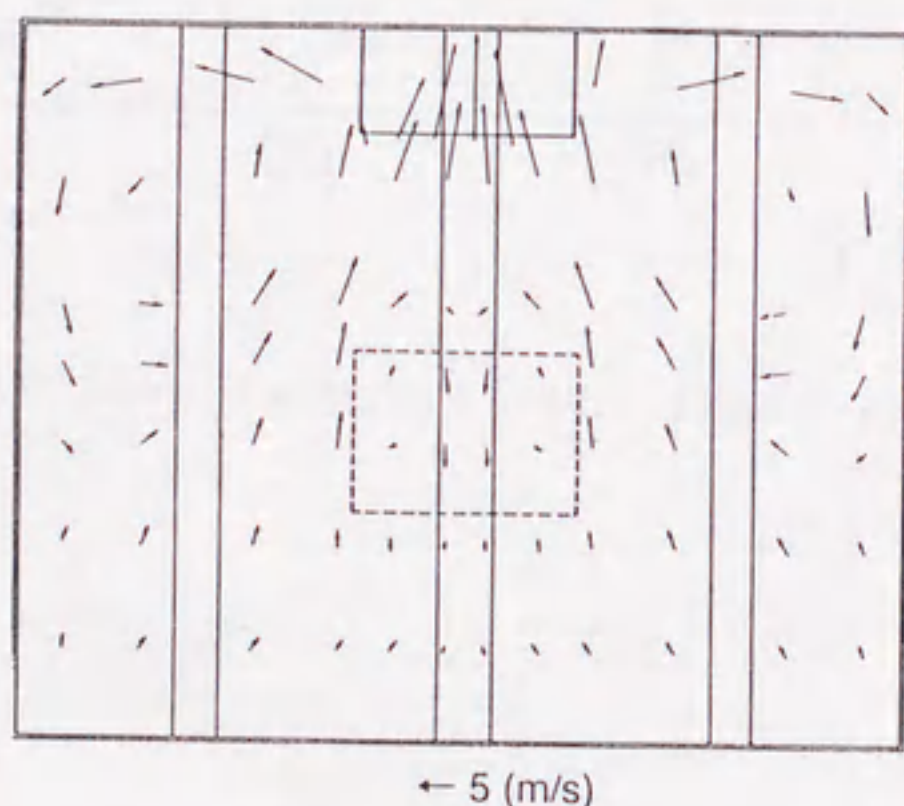


Fig.3-9 Flow pattern in the furnace(2-2 cross-section in Fig.3-4)

炉の中心部から再びファンの吸い込み口へ戻っていく様子がわかる。炉の中央にある被加熱部は、バケット内にボルトを充填したものであるため、上部から炉内雰囲気が進入している。これらの結果から、炉内壁および被加熱物近辺の流速にもとづき対流熱伝達係数を計算した。

3-3-2 炉内各部の温度

“STREAM”による流れの解析結果から、流速分布は炉の1/4の部分で対称とはなっておらず、また被加熱部内でも流れがあるため対流による伝熱が存在することが分かったが、ここではその影響を無視して解析を行った。

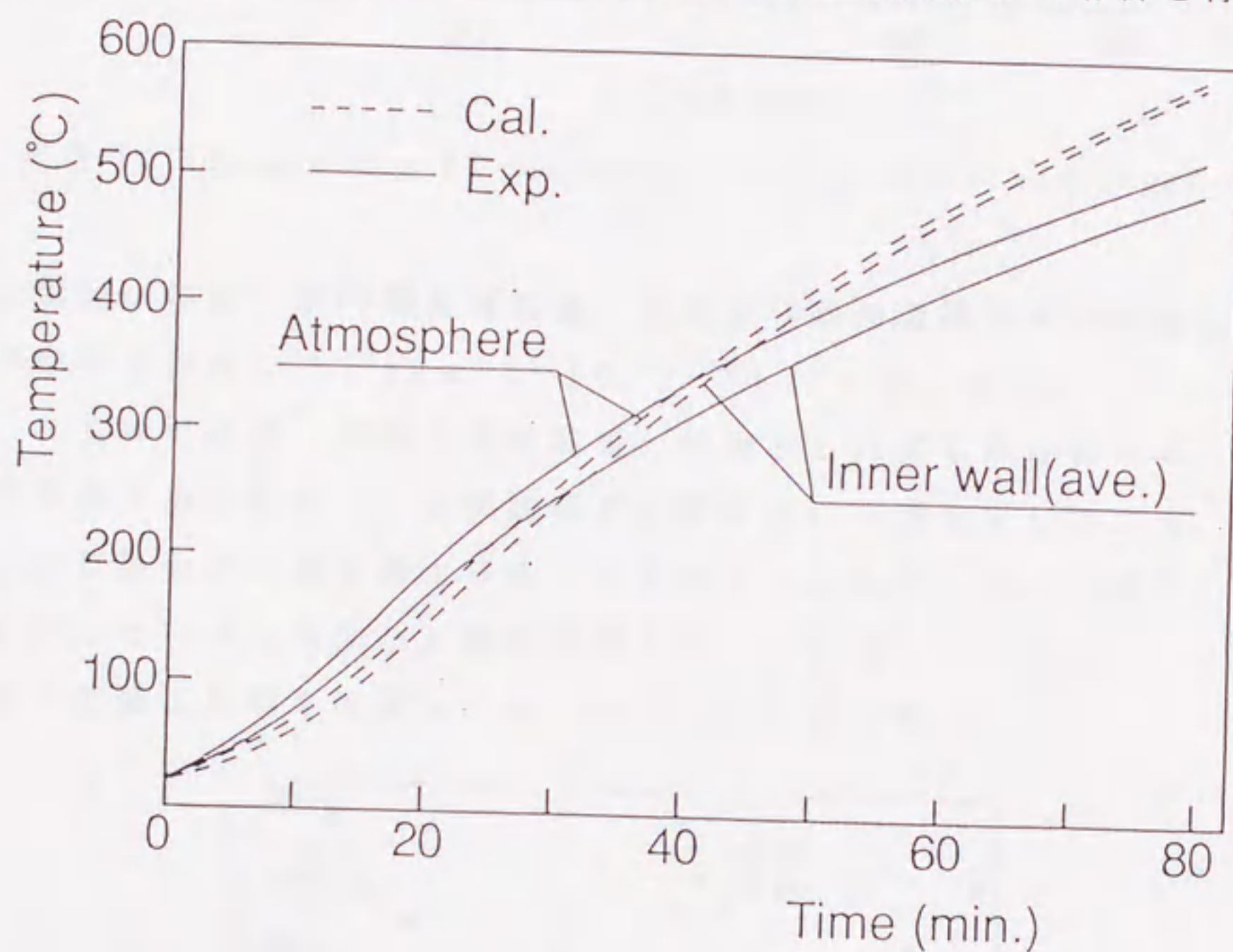


Fig.3-10 Temperature of the inner wall and atmosphere

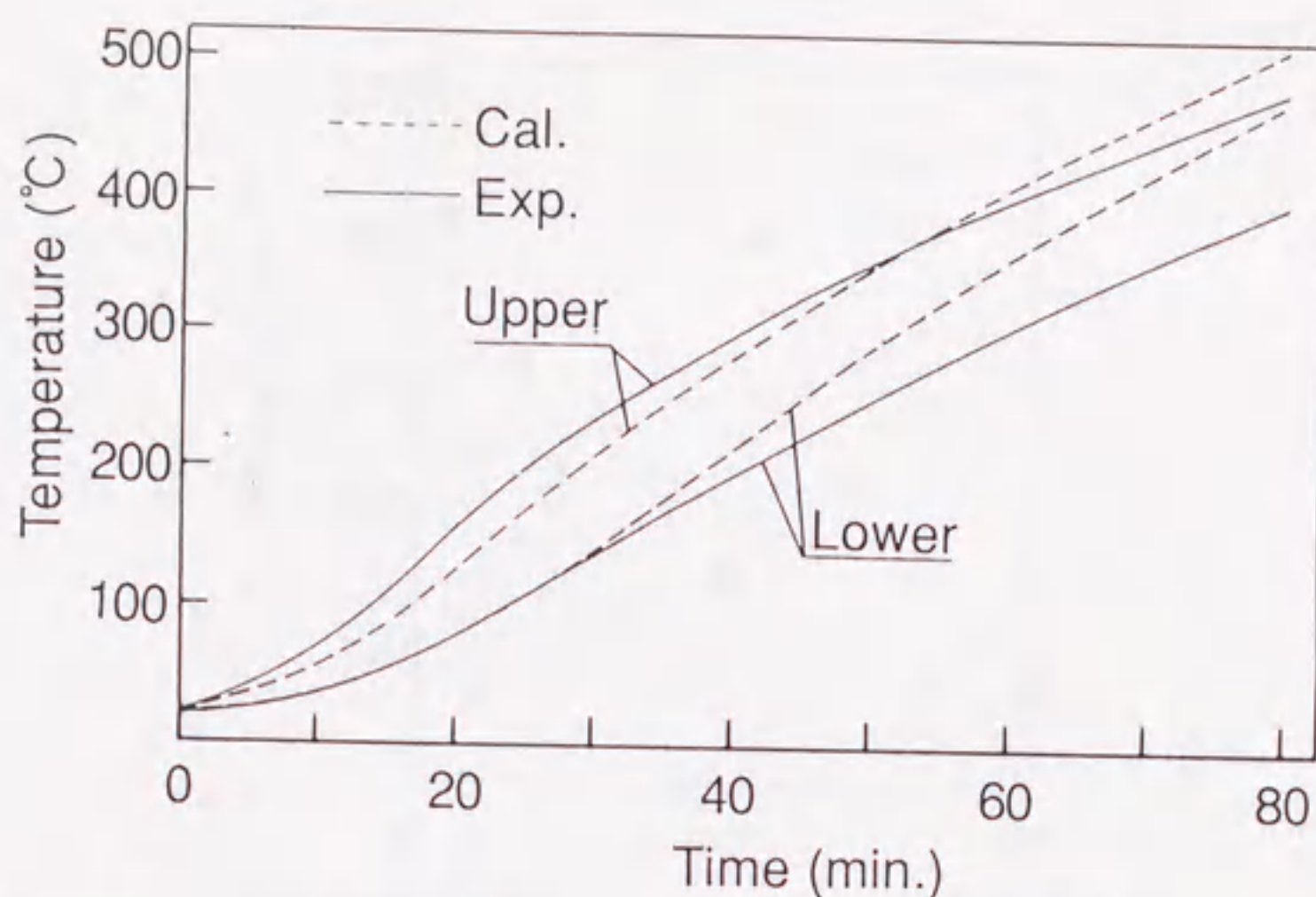


Fig.3-11 Temperature of the work surface (upper and lower surface)

炉内雰囲気温度・炉内壁表面温度、被加熱物表面温度の解析結果を加熱昇温試験の結果と比較して Figs. 3-10, 3-11 に示す。なおヒータインプットは 10.2 KW である。複雑な系を解析の対象としたにもかかわらず、計算値は加熱開始後 30 分程度までは実験値と比較的良好一致を示している。その後全体的に計算値の方が実験値より高くなる傾向にあるが、これは炉内の伝熱を解析する際にヒータの内部と表面の温度を均一と仮定しているため、ヒータの表面温度が実際より高く見積もられているためと思われる。

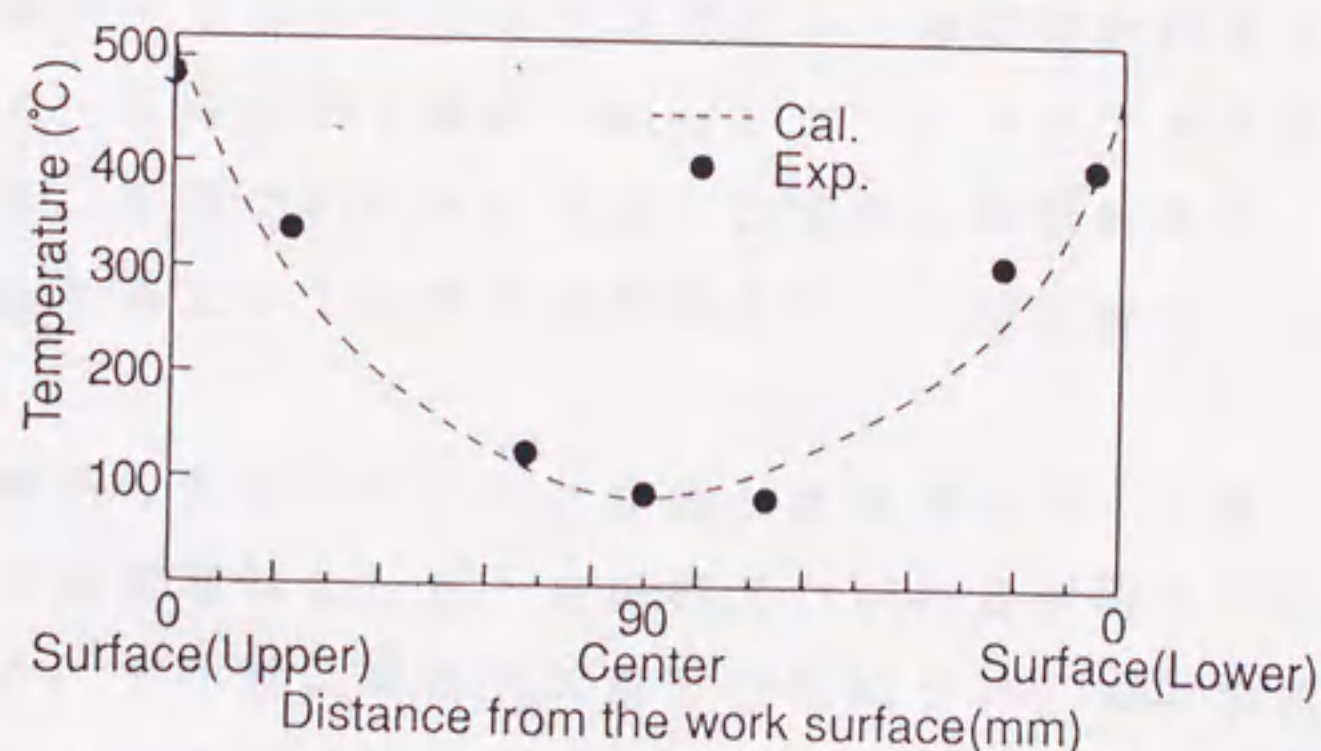


Fig.3-12 Temperature distribution in the work (upper and lower surface)

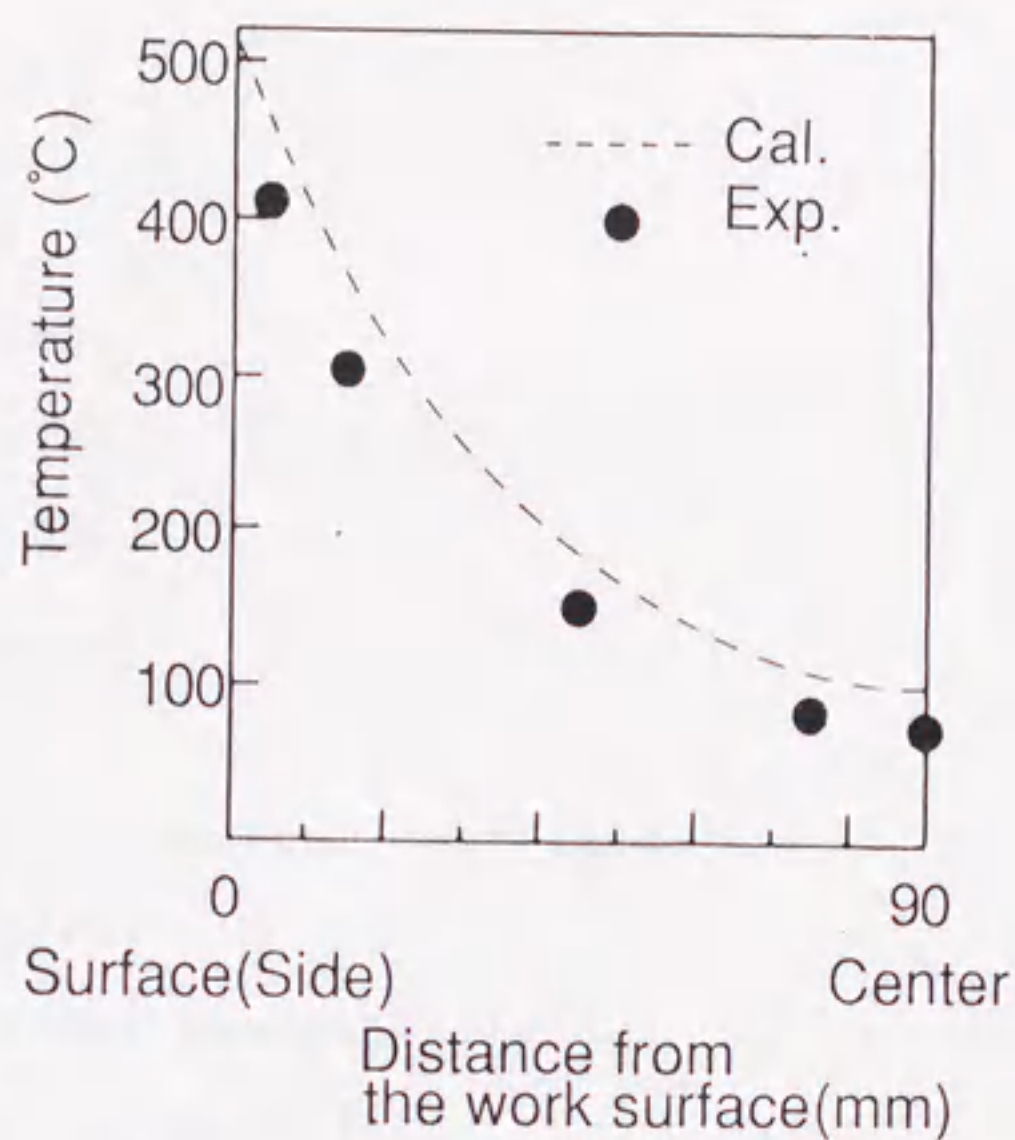


Fig.3-13 Temperature distribution in the work (heater side)

Figs. 3-12, 3-13に示したのは加熱終了時（80分後）の加熱物内部の温度分布である。計算値は実験値と非常に良い一致を示しており、これにより今回使用した有効熱伝導度の値はほぼ妥当なものであったと思われる。

結言

市販の流れを解析するパッケージプログラム・総括熱吸収率を計算するパッケージプログラム・伝導伝熱を解析するパッケージプログラムを組み合わせる用いることにより、間接型加熱炉の3次元非定常伝熱解析を行った。また、ボルト充填層を被加熱物として加熱昇温試験を行い、理論解析との比較・検討を行った。

その結果炉内壁部の温度について計算値と実験値は良く一致し、今回の手法が実際の処理物を被加熱物とした、実規模大の炉の基本的な伝熱設計手法となることを確認した。また被加熱物内の温度分布についても計算値は実験値と非常に良い一致を示し、今回使用したボルト充填層の有効熱伝導度の値が適切であることを確認した。

Nomenclature

C_p	= specific heat	[J/Kg · K]
c_1	= constant (=1.44)	[-]
c_2	= constant (=1.92)	[-]
c_μ	= constant (=0.09)	[-]
D_p	=particle diameter	[m]
e	=emissivity	[-]
h	= convective heat transfer coefficient	[W/m ² · K]
k	= turbulence energy	[m ² /s ²]
k_e	=effective thermal conductivity	[W/m · K]
k_f	=thermal conductivity of fluid	[W/m · K]
k_s	=thermal conductivity of particles	[W/m · K]
l	= length of energy containing eddies	[m]
Num	= mean Nusselt number	[-]
P	= pressure	[Pa]
Pr	= Prandtl number	[-]
q_c	= convective heat flux	[W/m ²]
q_r	= radiative heat flux	[W/m ²]
Re	= Reynolds number	[-]
T	= temperature	[K]
T_o	= initial temperature	[K]
T_c	= water-cooled temperature	[K]
t	= time	[s]
u	= velocity parallel to wall	[m/s]
u_i	= velocity in direction x_i	[m/s]
u_τ	= frictional velocity	[m/s]
v	= velocity vertical to wall	[m/s]
x_i	= coordinate	[m]

y	= coordinate normal to wall	[m]
ε	= turbulence dissipation rate	[m ² /s ³]
κ	= von Karman's constant	[-]
λ	= thermal conductivity	[W/m·K]
ν_i	= molecular viscosity	[m ² /s]
ν_t	= eddy viscosity	[m ² /s]
ρ	= density	[kg/m ³]
σ_k	= constant (= 1.0)	[-]
σ_ε	= constant (= 1.3)	[-]
ϕ	= value corresponding to the conditions of packed particles	[-]
ψ	= porosity	[-]
<Subscripts>		
1	= work	
2	= furnace wall	
a	= atmosphere	
i	= 1, 2, 3	
out	= delivery of the fan	

L i t e r a t u r e C i t e d

- 1) CHAM Ltd. :The Mathematical Basis of PHOENICS - EARTH Computer Code
(1981)
- 2) Edwards, L.:A Computer Program For Transient and Steady-State
Temperature Distribution in Multidimensional Systems (1972)
- 3) Hasatani, M. : "Saishin Dennetsu Keisoku Gijutsu", Techno System (1886)
- 4) Hayasaka, H. , K. Kudo, H. Taniguchi, I. Nakamachi, T. Omori and T. Katayama:
Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu 52-476, 1734 (1986)
- 5) Ito, H. , Y. Nakamura, T. Watanabe, N. Arai and M. Hasatani : 26th Nihon
Dennetsu Symposium Kouen Ronbunshu (1989)
- 6) JSME : Dennetsu Kogaku Shiryo (1975)
- 7) Kotake, S. and K. Hijikata : Netsu to Nagare (1988)
- 8) Kunii, D. and J. M. Smith, AIChE J. , 6, 71 (1960)
- 9) Nakamura, Y. , H. Suzuki, N. Arai and M. Hasatani: Kagaku Kogaku Ronbunshu,
15, 1 (1989)
- 10) Software Cradle : STREAM version2 Shiyou Setumeisyo
- 11) Spalding, D. B. : Imperial College CFDU Report HTS-80-1 (1980)
- 12) Zehner, P. and E. U. Schunder: Chem. Ing. Tech. , 42, 933 (1970)
- 13) Zehner, P. : VDI-Forschung Sheft 558, VDI-Verlag, Dusseldorf (1973)

第4章 流動層を設けた二重管型輻射加熱バーナの開発および装置伝熱特性

緒言

工業炉の間接型加熱炉などに用いられる輻射加熱バーナは、管内で燃料を燃焼させて、発生した熱を管外表面から放射するものである。こうしたバーナにおいては、管外表面温度の均一化・熱効率の向上が実使用上の観点から最も重要な課題である。輻射加熱バーナの管の形状は多種類あるが、このうち二重管型輻射加熱バーナの管部概略を Fig. 4-1 に示す。

本章では、この二重管型輻射加熱バーナの外管内にアルミナ粒子を充填し、粒子を流動させる作動ガスを燃焼ガスとして外管内を流動層とする新燃焼方式のバーナを開発して、流動層有無における伝熱特性比較を行うとともに、流動層有りについては理論面からも考察を試みた。このうち理論解析は、バーナ管部でおこる輻射・対流・伝導の複合伝熱を軸対称二次元の簡素化したモデルにて扱うと同時に、この結果について実験との比較・検討を行った。

4-1 バーナ構造および粒子流動化条件

4-1-1 バーナ構造

開発したバーナの概略構造を Fig. 4-2 に示す。粒子流動化機構は、外管内に球形状のアルミナ粒子 (Al_2O_3 90%以上) を充填して、燃焼ガスにより粒子を流動化させ、燃焼および粒子流動が継続する方式とした。

4-1-2 粒子流動化条件

バーナの外管内に充填した粒子を流動化させる諸条件のうち、流動化ガスの流速を決める要素となる気体燃料の流量および内・外管寸法は設計ファクターとして固定した。粒子径は 0.002 m を用い当量比 0.83 で燃焼させた時の内管-外管間における空塔速度 (7.8 m/s 、燃焼ガス温度を 1373 K として計算) がこの条件での流動化開始速度 (1.3 m/s) と終端速度 (24 m/s) の範囲内にはいるようにした。粒子充填層高は 0.2 m で圧力損失

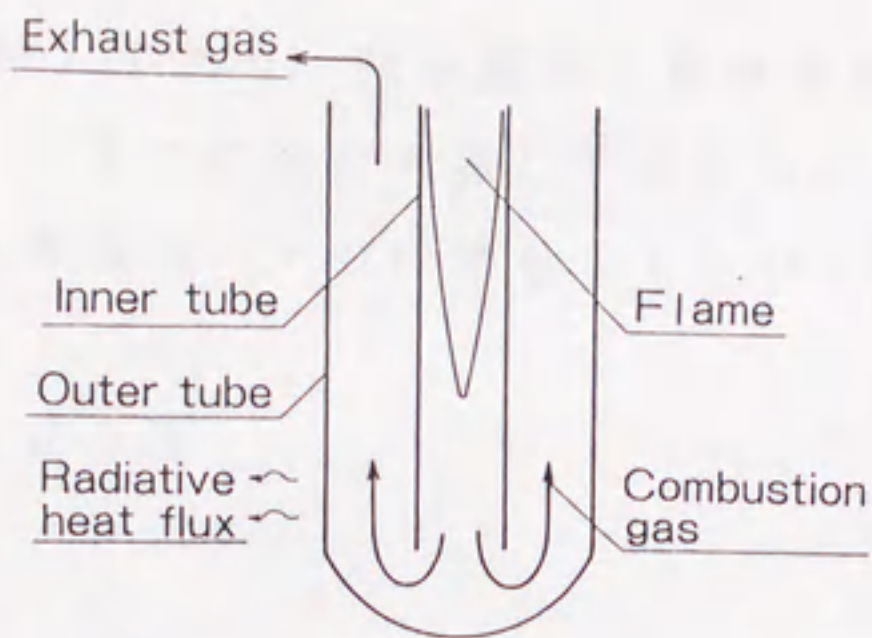


Fig.4-1 Outline of burner tube of double-tube type radiant burner

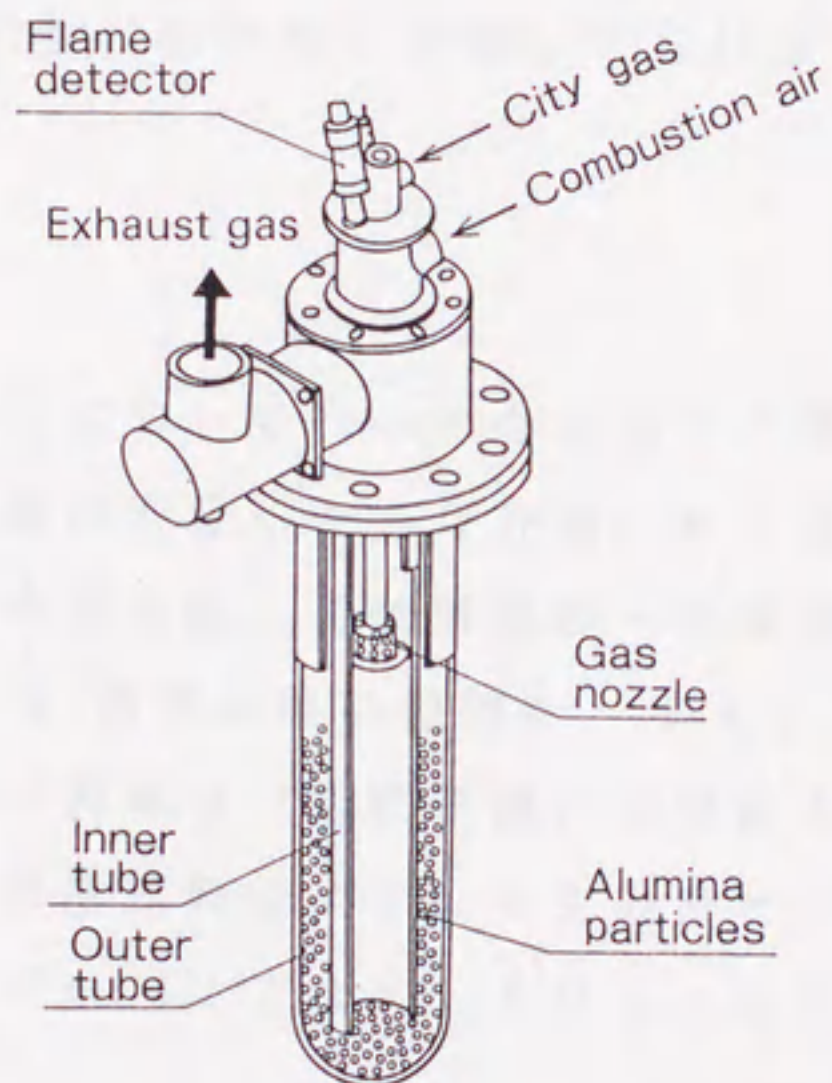


Fig.4-2 Burner construction (cut view of the tube)

V	4.86
m	0.83
P_g	10780
P_{ai}	17640
d_p	0.002
L_p	0.2
D_i	0.0891
S_o	$0.8L \times 0.1652 \phi$

Table.4-1 Specifications of burner

が 4.115 Pa (計算値) であり、気体燃料・燃焼用空気のそれぞれの圧力は、配管・バーナノズル・外管の抵抗を考慮して決めた。このような条件をもとに、燃焼実験から決定した実用バーナの仕様を Table 4-1 に示す。

4-2 実験装置および方法

4-2-1 実験装置

本研究に用いたバーナを Fig. 4-2 に示し、バーナの管部寸法を Fig. 4-3 に示す。なお、内管は耐熱性を考慮して SUS 310S、外管は SUS 304 を用いた。

4-2-2 実験方法

外管内の粒子充填の有無についてバーナを常温下で燃焼 (一定の気体燃料流量・当量比) させて、燃焼が安定した 30 分後に Fig. 4-3 に示す測定位置における燃焼ガス温度・内管温度・流動層温度・外管温度を測定した。なお、温度測定に使用した熱電対・補償導線の種類を Table 4-2、燃焼ガスの温度測定に使用した R 熱電対 (磁器保護) の構造を Fig. 4-4 に示す。また、実験に用いた気体燃料はメタンを主成分とする都市ガスであり、発熱量 $4.17 \times 10^7 \text{ J/m}^3$ (273 K, 101, 325 Pa 時) である。

4-3 理論解析

バーナ管部の伝熱機構を明らかにする一助とするために理論解析を行った。解析対象は流動層部の伝熱機構を解明することを目的としているため、Fig. 4-5 に示すように外管最下部から 0.235 m とした。

この理論解析にあたっては次のような仮定を設けた。

- ① 気体・内管・外管は灰色体とする。
- ② 内管・外管の射出率は、文献²⁾のステンレス鋼の値を参考に 0.7 とする。
- ③ 気体流速は、バーナ水平断面内では一様とし流速分布は無いものとする。

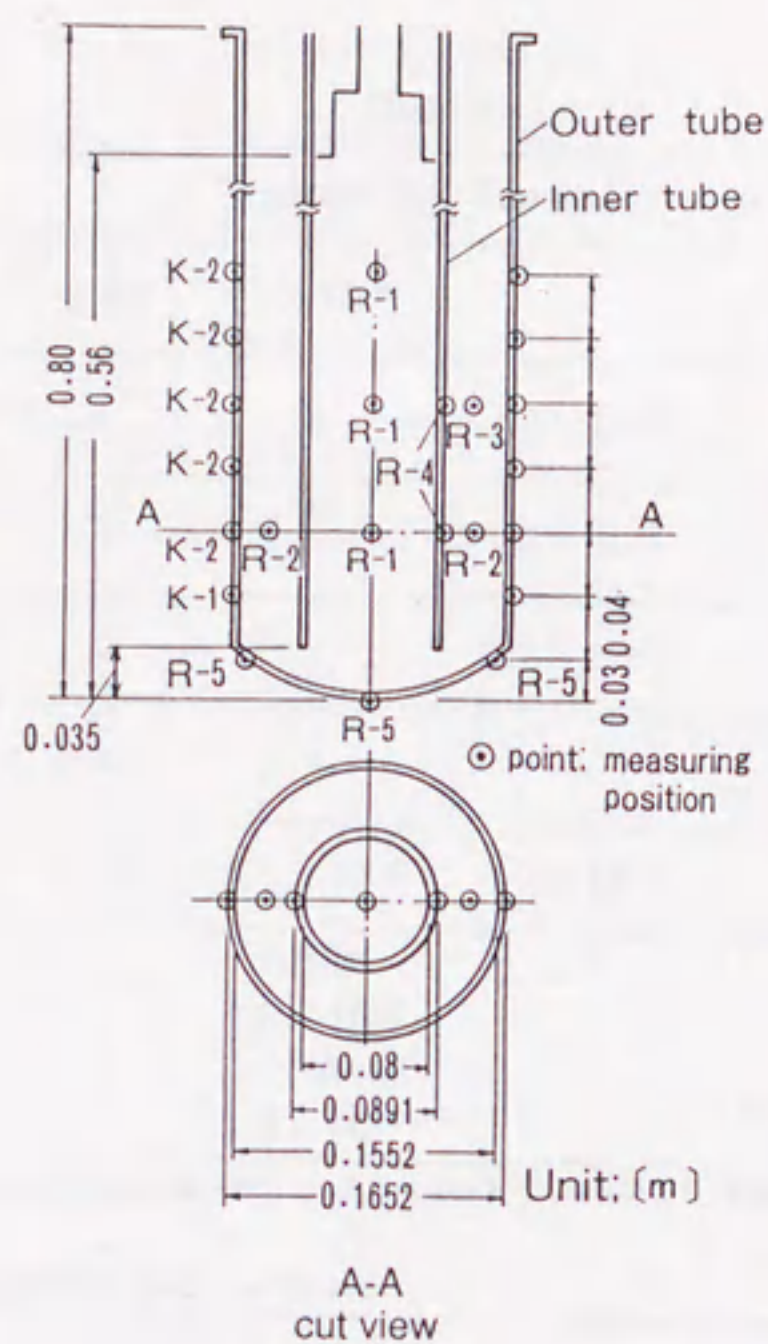


Fig. 4-3 Detail of the burner tube and measuring positions of temperatures

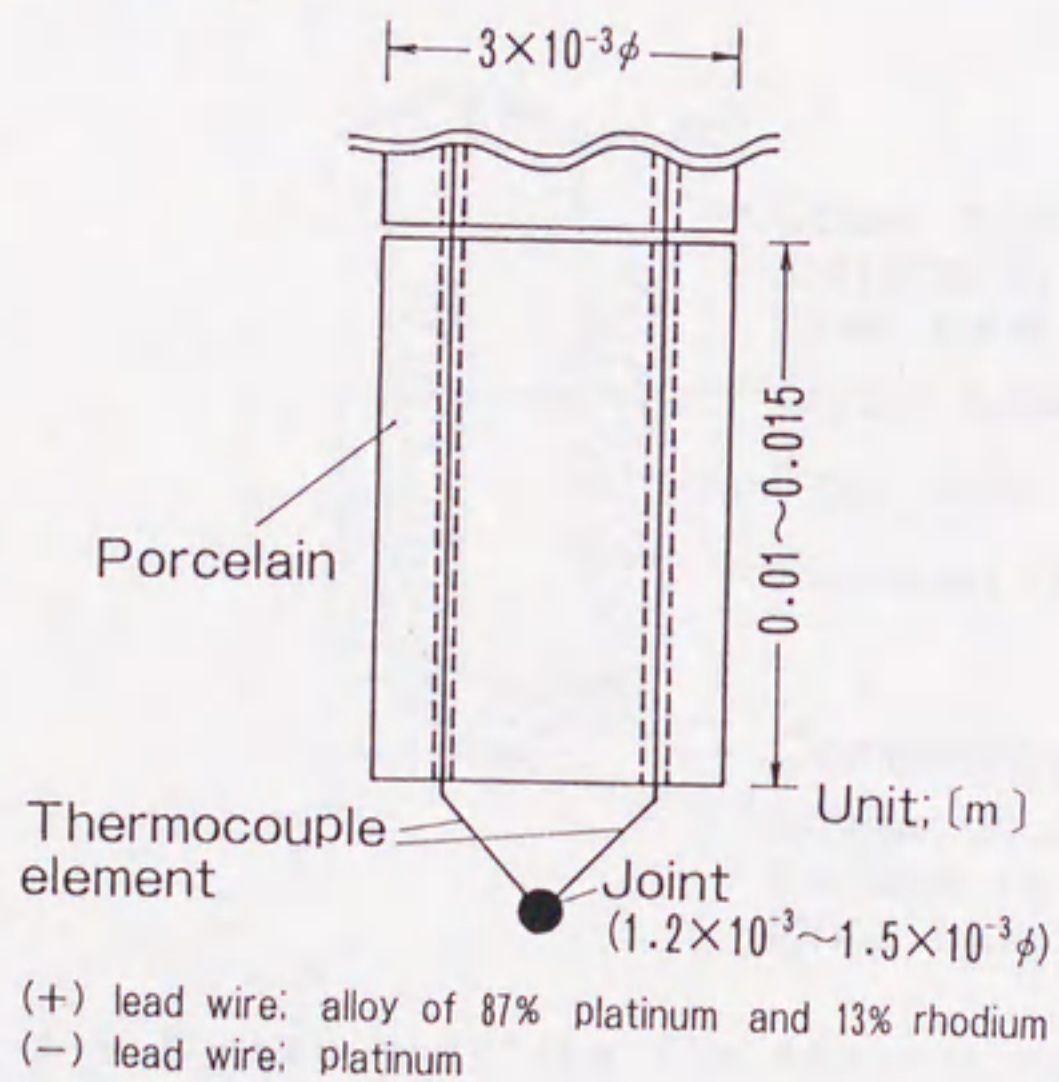


Fig. 4-4 Detail of thermocouple probe employed

	Type of thermocouple	Structure	Class	Diameter		Tolerance of thermocouple	Tolerance of compensating lead wire
				Element (m)	Sheath (m)		
R-1	R	Protected by porcelain	0.25	5×10^{-4}	—	$\pm 1.5K$, or $\pm 0.25\%$ of measured temperature	$+3K \sim -7K$
R-2	R	Metal sheath (INCONEL)	"	"	3.2×10^{-3}	—	"
R-3	R	Metal sheath (INCONEL)	"	"	1.6×10^{-3}	—	"
* R-4	R	Metal sheath (INCONEL)	"	"	3.2×10^{-3}	—	"
* R-5	R	Protected by porcelain	"	"	—	$\pm 1.5K$, or $\pm 0.25\%$ of measured temperature	"
K-1	K	Metal sheath	0.75	5.5×10^{-4}	3.2×10^{-3}	$\pm 2.5K$, or $\pm 0.75\%$ of measured temperature	$\pm 3K$
** K-2	K	Protected by metal	"	Width 1.6×10^{-3} Thickness 1.0×10^{-4}	—	$\pm 4K$ (precision)	$\pm 2.5K$

* A metal pad is welded to the thermocouple end, and the pad is welded to the temperature measuring point

** The surface thermometer of thermocouple type is used

Table.4-2 Thermocouple and compensating lead wire

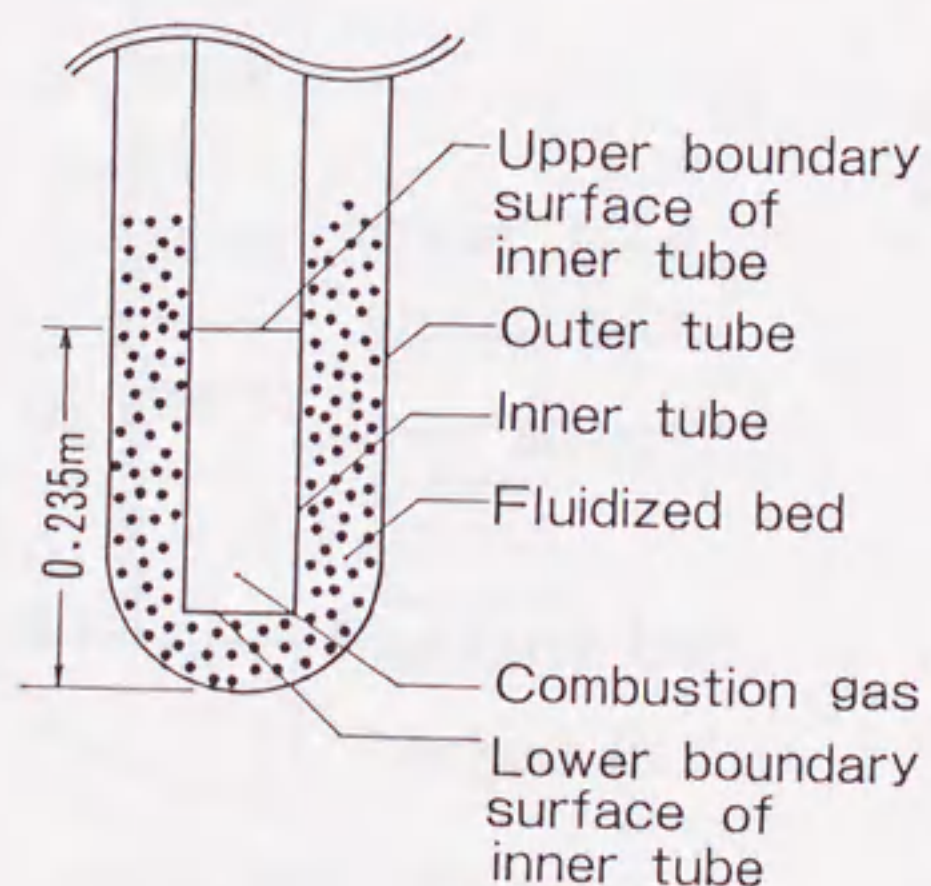


Fig.4-5 Burner modeling for theoretical analysis

- ④ 内管内部の上部境界面は、総括熱吸収率を計算するにあたっての境界条件としては簡単化するため反射面とした。
- ⑤ 内管下部境界面の射出率は、文献²⁾を参考に0.8とする。
- ⑥ 流動層の外管壁面との伝熱係数は、吉田ら⁶⁾によると高温域空気流動層においては壁面に対する輻射伝熱の寄与は比較的少ないと記載されている。本研究では取り扱った気体の違いはあるが、簡易的な伝熱解析であるため流動層からの輻射は無視する。
- ⑦ 流動層内空げき率は一定ではないが、今回は平均空げき率を採用して一定とする。
- ⑧ 流動層上部境界面は断熱面とし、断熱面での粒子層を通じた熱移動はないものとする。
- ⑨ 各種伝熱係数および内・外管の射出率は、簡単な計算モデルにするため関連する全メッシュ間について一定とする。

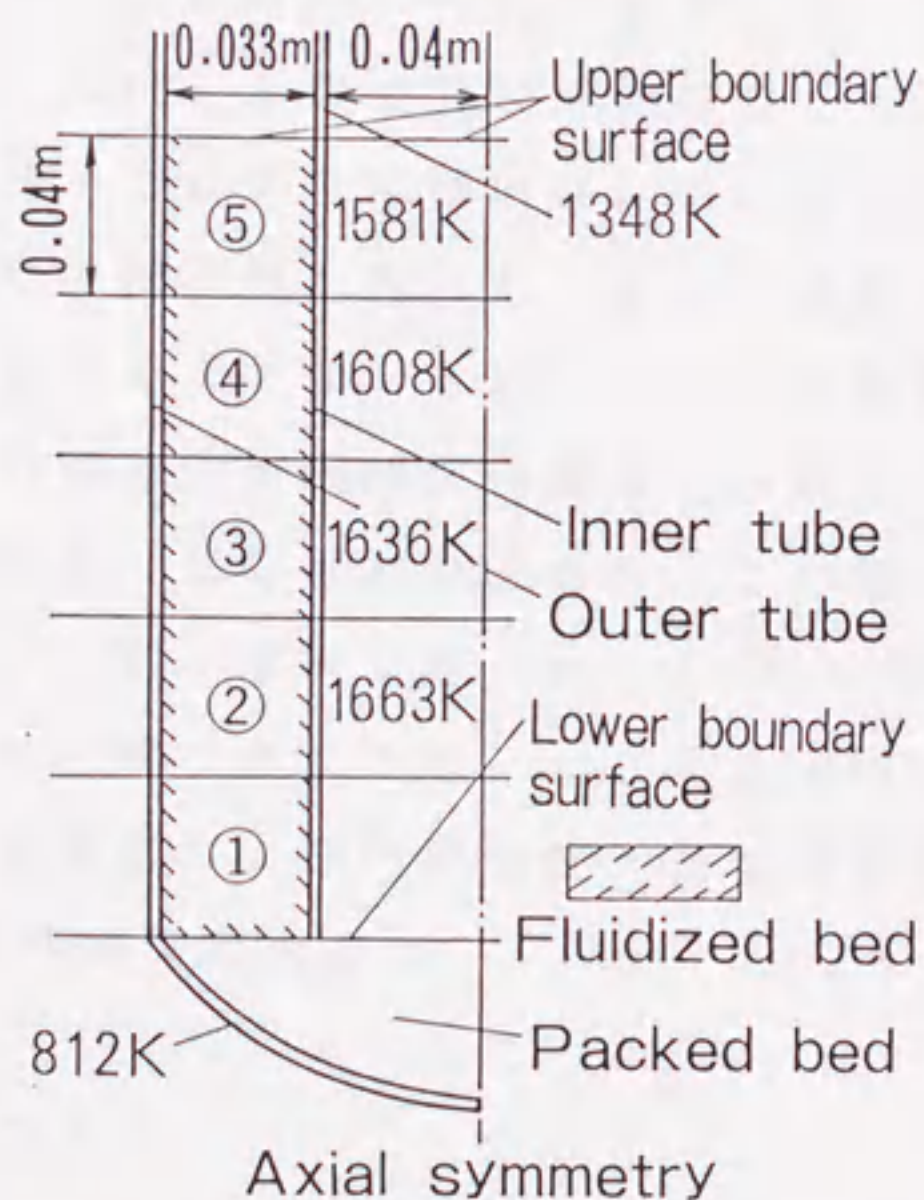


Fig.4-6 Diagram of the burner tube part employed for theoretical modeling

以上の仮定にもとづいて、内管内部の総括熱吸収率を計算した後、管部の解析対象部分全体を輻射・対流・伝導の複合伝熱を差分法により計算するパッケージプログラム“TRUMP”¹⁾を利用して二次元での伝熱解析を行った。解析に際しては、分割メッシュ数の影響を検討する必要があるが、本研究においては、大まかな伝熱機構を調べることを目的とするため Fig. 4-6 に示すように 22 メッシュの二次元軸対称の簡素化したモデルとした。

内管内部は、Fig. 4-6 に示す解析モデルにおける内管下部先端から 0.2 m を対象部分として 5 メッシュに分割した。また、内-外管間の流動層についても内管内部と同様に 5 メッシュに分割した。一方、最下部の 1 メッシュはコールドモデルにおける目視観察の結果を踏まえて充填層として扱うことにした。

充填層部・流動層部の各伝熱係数については、まず充填粒子-流体間の熱伝達係数は粒子間げきを流れる流体の有効速度として空塔基準流速の 9 倍（最密充填）をとるのがよいとした Ranz の式⁵⁾を用いた。流動層の粒子-流体間熱伝達係数については、Kunii らの実測値を整理した式³⁾を用いた。流動層と外管壁面との伝熱係数は、これまでに提出されている文献と本研究の実験条件が異なるため実験値からの推定値を用いた。また、流動層と内管壁面との伝熱係数については関連文献があまりないため、今回は外管壁面との伝熱係数と同じ値を用いた。流動層の軸方向有効熱伝導度は、一般に粒子の混合拡散係数を用いて計算することが文献⁴⁾に記載されており、この場合、粒子自身の熱伝導度にはほぼ無関係に $5 \sim 10,000 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ となる。しかし、この値を理論上正確に見積もるのは困難であるため、ここでは実験値からの推定値を用いた。また、内管内部気体温度および内管温度・充填層部外管温度については、Fig. 4-6 に示す実測値を与えた。

4-4 結果および考察

4-4-1 外管温度

本バーナの流動層有無による外管温度分布を Fig. 4-7 に示す。2 条件の気体燃料流量・当量比・粒子充填層高について実験を行った結果、2 条件

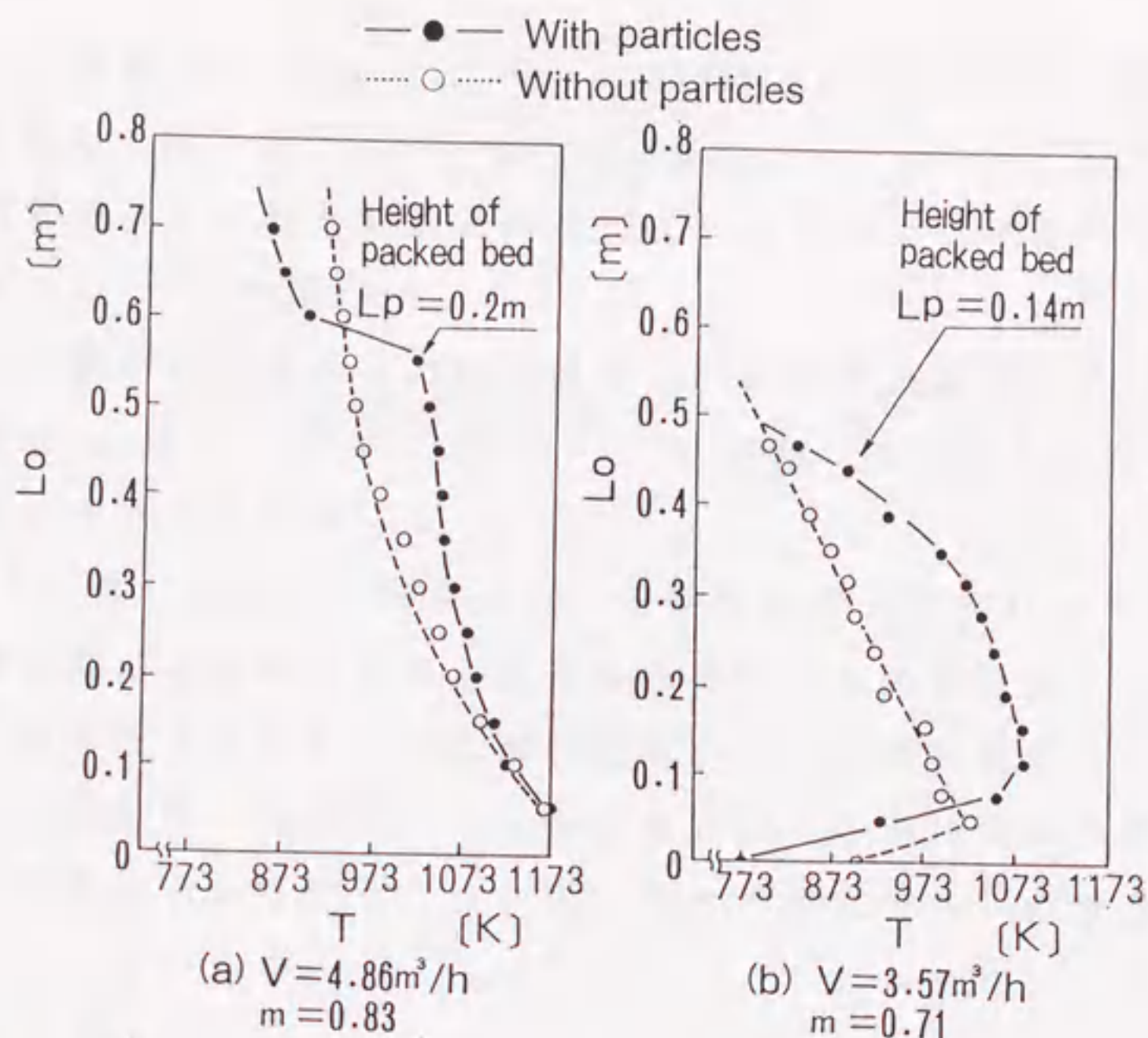


Fig.4-7 Temperature distribution on outer tube surface

とも流動層有りは、外管の軸方向温度分布の均一化および外管への伝熱量増加に寄与していることを確認した。

4-4-2 熱移動量

本バーナの流動層有無による熱移動を比較するため実験値をベースとして Fig. 4-6 に示す流動層メッシュ No. ④ における熱移動割合（外管からの出熱量を 100 にした時の割合）を Figs. 4-8, 4-9 に示す。なお、燃烧条件は気体燃料流量 $3.57 \text{ m}^3/\text{h}$ 、当量比 0.71 とした。このような低流量条件とした理由は、Table 4-1 に示すバーナ仕様より温度測定に使用する熱電対の耐熱性を考慮したためである。ここで、対象メッシュにおける熱収支は式 (4-1) のように表わされる。

$$Q_{r.out} = (Q_{z.in} - Q_{z.out}) + Q_{r.in} \quad (4-1)$$

いま、管半径方向の熱移動量については、流動層・外管壁面および流動層・内管壁面間の伝熱係数を同一と仮定し、実測温度より計算すると、 $(Q_{r.out} - Q_{r.in}) / Q_{r.out} = 0.94$ となり、外管からの放熱量 Q_{out} に対する流動層軸方

向の伝熱量の寄与割合は、 $(Q_{z,in} - Q_{z,out})/Q_{out} = 0.94$ となる。この結果を模式的に示したものがFig. 4-8である。

一方、流動層無しにおける熱収支は式(4-2)のように表わされる。

$$Q_{out} = Q_{i \rightarrow o} + Q_{o \rightarrow o} \quad (4-2)$$

実測温度から計算した外管からの放熱量 Q_{out} に対する内管から外管への輻射熱量の寄与割合は、 $Q_{i \rightarrow o}/Q_{out} = 0.7$ となる。この結果を模式的に示したものがFig. 4-9である。

Figs. 4-8, 4-9の結果から、流動層を設けた本バーナは流動層における軸方向熱移動が支配的であり、実験から推定した外管壁面との伝熱係数も大きいため、外管温度分布に大きく起因するのは流動層温度分布であることがわかる。これに対して、流動層無しにおける外管への熱移動は内管からの輻射熱量が大きな割合を示していることから、内管の温度分布が外管温度分布に大きく寄与することがわかる。

4-4-3 各部の温度

内管温度・流動層温度・外管温度の理論解析結果を実験値と比較して Fi

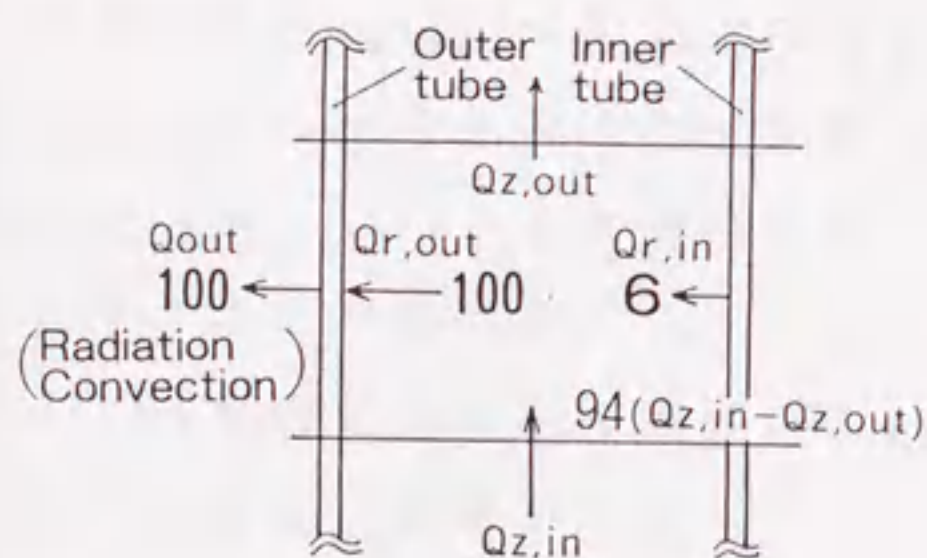


Fig. 4-8 Heat transfer ratio of burner with fluidized bed

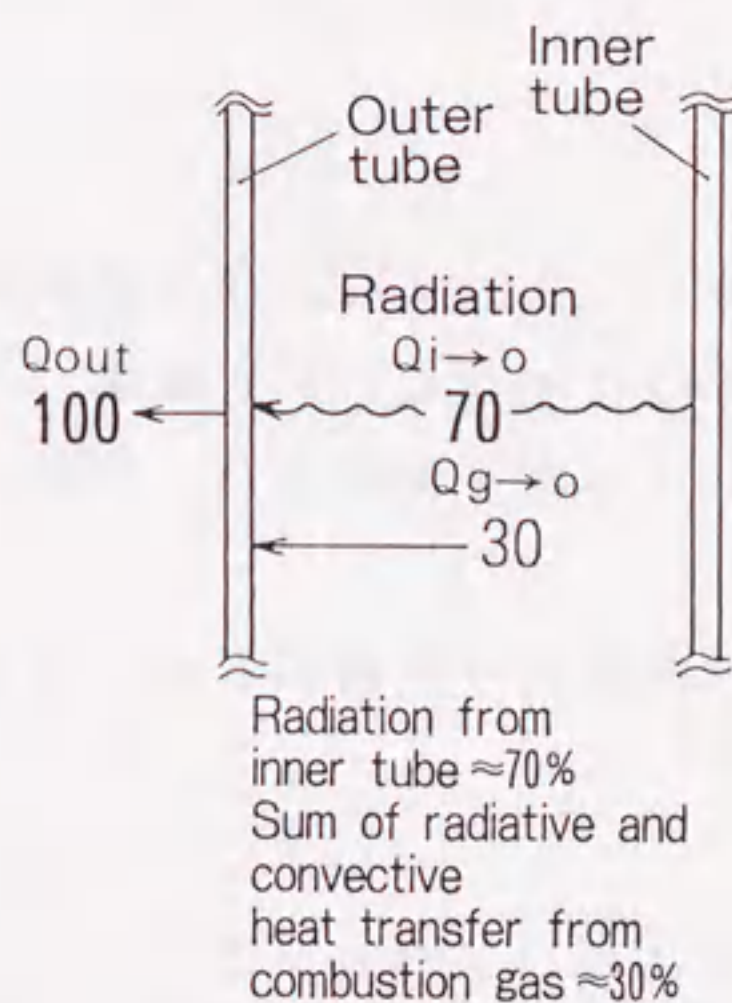


Fig. 4-9 Heat transfer ratio of burner without fluidized bed

g. 4-10a) に示す。なお、燃焼条件は気体燃料流量 $3.57 \text{ m}^3/\text{h}$ 、当量比 0.71 である。この結果、流動層温度・外管温度は計算値と実験値が比較的良い一致を示していると言える。流動層の軸方向有効熱伝導度については、伝熱解析を行う上で重要な因子である。しかし本解析において、この有効熱伝導度を文献値などから正確に見積もれなかったため、各部温度の実測値から流動層 No. ④ のメッシュにおける半径方向の熱移動量を求めた後、流動層軸方向の熱移動量を基にして推定した。Fig. 10a) に示す実験からの推定値 $131 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ と Fig. 10b) に示す文献の最大値 $10,000 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ を用いて計算した結果、有効熱伝導度値を振っても外管温度にさほど影響を与えなかった。一方、流動層温度の計算値は、高さ方向に対して $10,000 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 時がほぼ同一温度であるのに対して、 $131 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 時は温度が降下している。この傾向は $131 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ が実験値の傾向と比較的一致しているものと考えられる。また、内管温度は計算値の方が実験値より高い傾向にあるが、これは燃焼ガス温度の測定精度上の問題から、燃焼ガスから内管への輻射熱量の相違が影響していることおよび流動層内管壁面との伝熱係数の見積精度が影響しているものとする。

結言

外管温度分布の均一化および外管への伝熱量増加をねらいとして、二重管型輻射加熱バーナの外管内に球形粒子を充填して、燃焼ガスによりその粒子を流動させる新しいバーナを開発した。このバーナ管部の伝熱機構を調べた結果、次に示すことが言える。

1) 外管内に流動層を設けることにより、外管の軸方向温度分布が均一化し、かつ伝熱促進に効果がある。

2) 内管-外管間のおおまかな伝熱機構を明らかにした。

これらの結果から、流動層の熱的特性が本バーナに生かされていることを確認した。

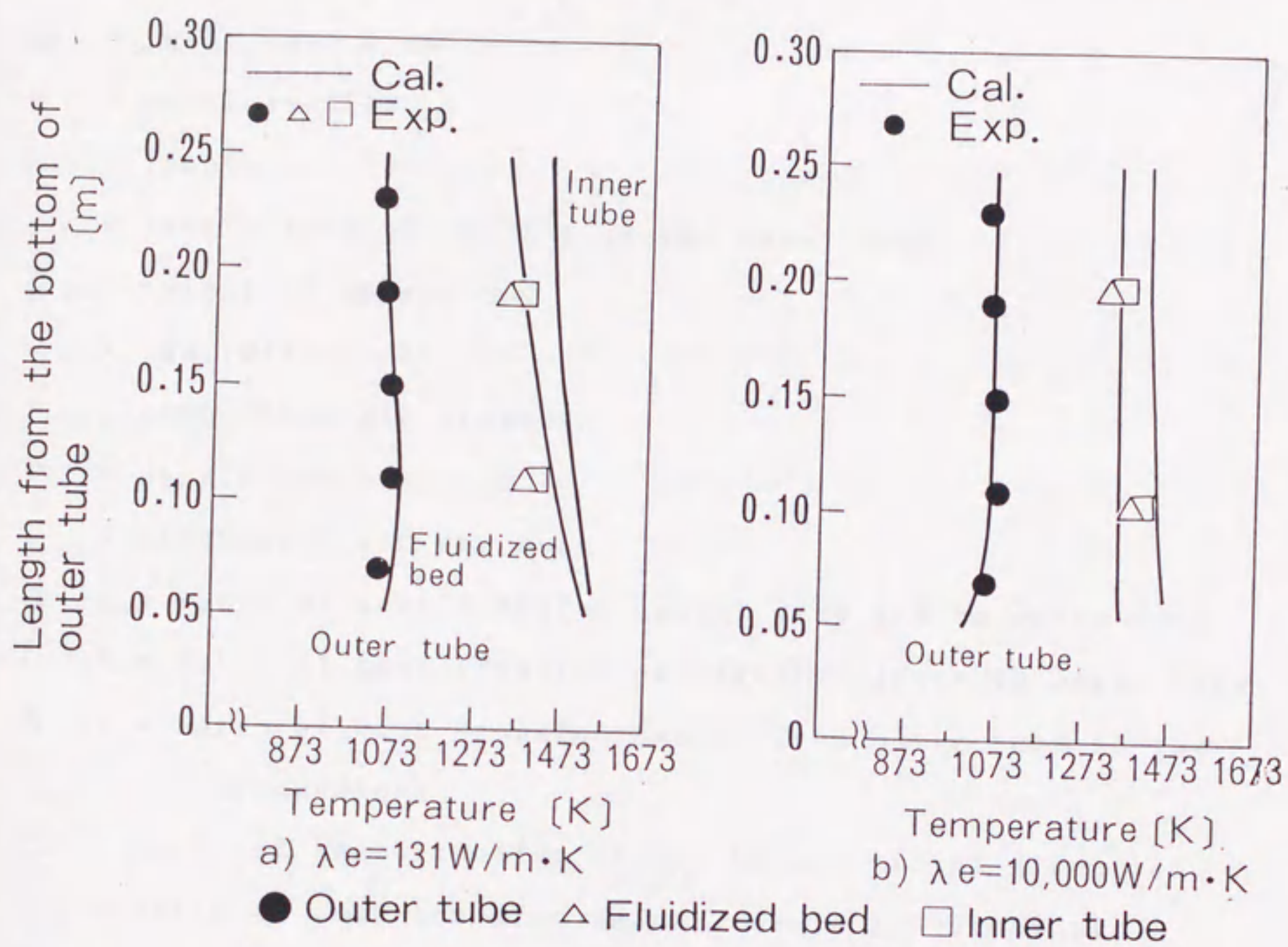


Fig.4-10 Comparison of theoretical and experimental value

Nomenclature

D_i	= inner tube diameter	[m]
d_o	= particle size	[m]
L	= length	[m]
L_o	= length from the bottom of the outer tube	[m]
L_o	= height of packed bed	[m]
m	= equivalence ratio	[-]
P_{ai}	= combustion air pressure	[Pa]
P_a	= supply gas pressure	[Pa]
P_o	= combustion air pressure	[Pa]
$Q_{a \rightarrow o}$	= ratio of heat transfer amount from gas to outer tube	[-]
$Q_{i \rightarrow o}$	= ratio of heat transfer amount from inner to outer tube	[-]
Q_{out}	= ratio of heat transfer amount from outer tube to the surroundings	[-]
Q_r	= ratio of heat transfer amount toward radius direction	[-]
Q_z	= ratio of heat transfer amount toward longitudinal direction	[-]
S_o	= outer tube size	[m]
T	= temperature of the outer tube	[K]
V	= fuel flow rate	[m ³ /h]
λ_e	= effective axial fluidized bed thermal conductivity	[W/m · K]
ϕ	= diameter	[m]

Literature Cited

- 1) Edwards, L. : A Computer Program For Transient and Steady-state Temperature Distribution in Multidimensional Systems (1972)
- 2) Goldsmith, Waterman and Hirshorn: "Handbook of Thermophysical Properties of Solid Materials", 2, 164, The Macmillan CO., New York (1962)
- 3) Kunii, D. and O. Levenspiel: "Fluidization Engineering", p. 217, John Wiley (1969)
- 4) Muchi, I., S. Mori and M. Horio: "Ryudoso no Hanno Kogaku", p. 178, Baifukan (1984)
- 5) Ranz, W. E. : Chem. Eng. Prog., 48, 247 (1952)
- 6) Yoshida, K., T. Ueno and D. Kunii: Chem. Eng. Sci., 29, 77 (1974)

第5章 粒子循環を利用した新型放射管バーナコールドモデル内の 粒子流動特性

緒言

雰囲気熱処理炉、金属溶解炉等の工業炉の加熱源として用いられている放射管バーナは、電気ヒータに比べて伝熱効率および伝熱面温度の均一性という点で劣るというのが現状である。この放射管バーナにおいて、伝熱効率の向上ならびに伝熱面温度の均一化を図るためには、放射管内伝熱係数の増大および放射管内ガス温度の均一化を図る必要がある。一方、19世紀後半に端を発する流動層ならびに循環流動層技術は、1)粒子層内の温度が均一であること、2)周壁および内挿物表面伝熱係数が大きいこと、3)粒子・流体間の接触面積が大きい等の特性を生かし、様々な工業的応用がなされてきている。

そこで、本章では工業炉に用いられている放射管バーナに循環流動層技術を応用し、バーナ内で耐熱粒子を循環させ、本バーナの熱効率向上（伝熱量増大）ならびに放射管表面温度の均一化を図るための新しい燃焼器を提案した。本新型バーナを開発するための第1段として、本章では、バーナ内装填粒子の流動化条件、粒子挙動、流動化のメカニズム等について3次元可視化コールドモデル機を用いて測定し、本装置の基本特性を調べるとともに本燃焼器開発にとって重要な流動化流量、装置内圧力分布、流動化機構に関する知見を得た。

5-1 実験装置および実験方法

5-1-1 実験装置

本研究で用いた実験装置の概略をFig. 5-1に示す。装置の形状は、間接加熱式の工業炉に数多く用いられているシングルエンドタイプの放射管バーナを基本としている。本装置は、装置内の粒子の流動状態を目視観察できるように、ほとんどの部分にアクリル樹脂を用いている。装置の構造は、図に示すように三重管構造となっており、外管（内径0.09m）、ライザー、ダウンカ

マ—およびバーナ管（内径0.03 m）で構成されている。ダウンカマ—の高さは任意に調節できるようになっており、上端部は円錐状構造を有している。バーナ管の先端は図に示すような円錐状構造となっており、バーナ管の先端と外管との間隙は0.04 mに固定されている。また粒子の飛び出しを防ぐために、ステンレス金網（300メッシュ）をバーナ管と外管の環状部の上部に設けてある。

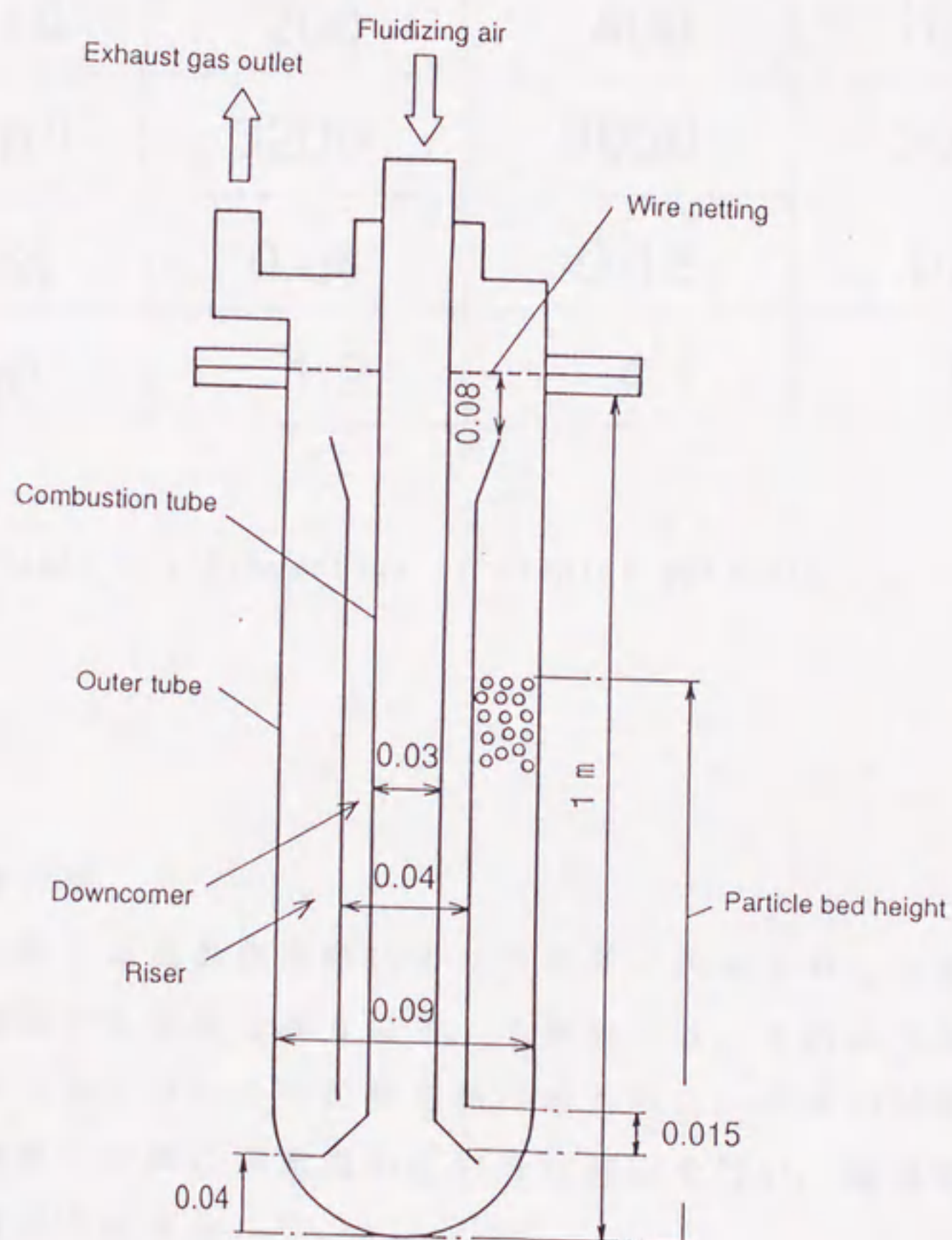


Fig.5-1 Schematic drawing of the proposed radiant tube burner with circulating fluidized bed

5-1-2 粒子

本実験に用いた粒子は、最終的には燃焼ガスにより流動化させることを想定して3種類のアルミナ粒子を用いた。その性状をTable 5-1に示す。

$d_p(m) \times 10^{-6}$	125~297	300~590	590~1410
$\bar{d}_p(m) \times 10^{-6}$	200	400	1000
$\rho_p(kg/m^3)$	3200	3650	3650
$u_{mf}(m/s)$	0.04	0.18	0.71
$u_t(m/s)$	1.9	4.1	9.6

Table.5-1 Properties of alumina particle

5-1-3 実験方法

本装置において粒子は流動化空気によりライザー内を上昇した後、ダウンカメラ内を下降し循環する運動を繰り返す。本実験では、このような循環流動に関与するファクターならびにその影響を調べるために、粒子の循環流動範囲、流動状態の目視観察と同時に装置内の圧力分布測定を行い、循環流動化のメカニズムに対する検討を加えた。

粒子の循環流動範囲の測定は粒子を充填した後、バーナ管に空気を流して行った。このとき流動化空気によって粒子が循環し始めるまで空気流量を増加させ、時間が経過しても循環流動が継続する場合を循環流動範囲の最小値とした。その後さらに空気流量を増やしていくと、ついには粒子が飛び出し防止用の金網の下部に堆積するようになる。この現象に到達する直前の最大空気流量を循

環流動範囲の最大値とした。なお本研究では、装置形状は固定し充填層高さおよび粒子径をパラメータとして装置内の粒子の基本的な流動特性を調べた。

装置内の圧力分布は、Fig. 5-2に示す静圧測定プローブを用い、バーナ管内部、ダウンカマーおよびライザー部で測定を行った。バーナ管内部およびダウンカマー部の測定に関してはプローブ径 $1.5 \times 10^{-3} \text{ m}$ を用いたのに対し、粒子が激しく流動しているライザー部には、正確な位置での測定を行うために径が $5 \times 10^{-3} \text{ m}$ のプローブを用いた。測定方法は、測定部の静圧と大気圧間の差をデジタルマノメーターにより測定し、その信号をレコーダーによって記録した。

粒子流動状態の判別は、目視観察および高速ビデオカメラによる撮影結果を解析することによって行った。



Fig.5-2 Schematic drawing of the pressure probe

5-2 結果および考察

5-2-1 装置内粒子流動状態

本装置における粒子流動状態の変化を目視観察により観測した結果をFig. 5-3に示す。

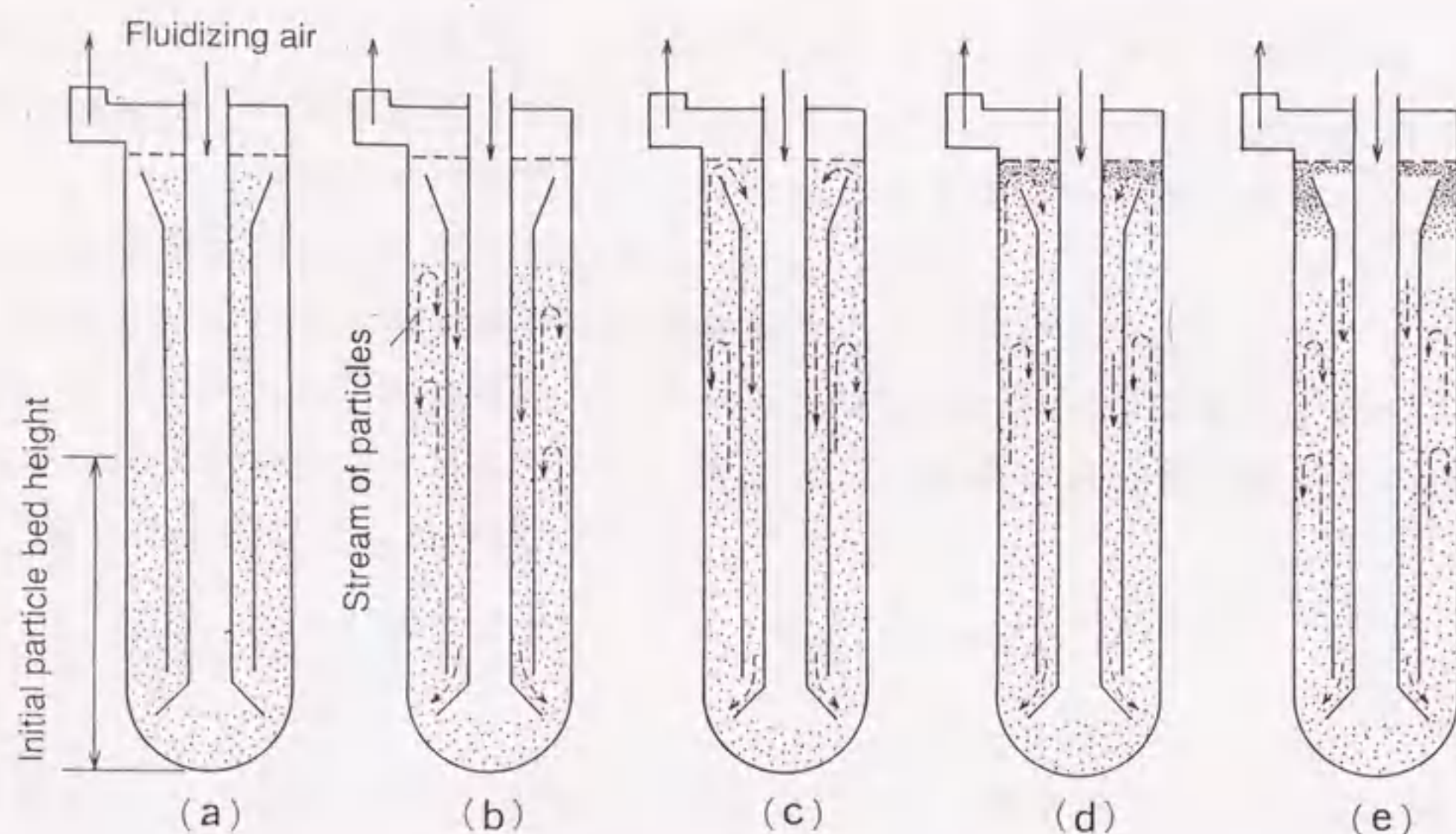


Fig.5-3 Change of the state of particle fluidization

このときの実験条件は、平均粒子径 d_p : $1000 \times 10^{-6} \text{ m}$ 、初期粒子充填層高さ L_b : 0.5 m である。なお初期充填時の粒子の状態は、循環流動している状態から流動化空気を止めた場合の状態であり、燃焼器の起動時の状態に相当する (a) のようになっている。この状態から流動化空気を流し始めると、ある空気流量までは (a) のような固定層の状態に移行する。空気流量が粒子の流動化開始流量に達すると、(b) に示されるようにライザー内の粒子が流動化し始め、それにともないダウンカマーでは粒子が下降し始める。しばらくこの流量を保持すると、ダウンカマー内の粒子はある高さまで下降した後その高さで流動化し、定常状態となる。さらに流量を増やすと、(c) に示すようにライザー内の粒子がダウンカマーへ流れ込む状態となる。本研究では、この状態を循環流動状態とした。さらに流量を増やすと (d) に示すように、飛び出し防止用の金網の下部に粒子が堆積し、しばらくして落ちるという運動を繰り返す現象が現れる。この状態では、粒子が堆積している間は循環流動は起こらないが、堆

積している粒子が落ちると再び循環流動し始める。さらに空気流量を増やすと (e) に示すように粒子は完全に金網の下部に堆積してしまい、残りの粒子の流動状態は (b) の定常状態と同じようになる。なお、それぞれの流動領域については、(a) から (b) がバーナ管内部の圧力損失の変化、その他の領域は状態変化の目視観察結果から決定している。

本装置における流動状態は、充填層高さに比べ筒径が小さいこと、分散板がない等の点から気泡が筒径に近い大きさまで成長し粒子が層状に上昇するスラッキング状態であると考えられる。そこで、一般的な流動層に対する Keairns⁽¹⁾ のスラッキングの条件式

$$(L_{mf}/D_t) > 1.9 / (\bar{d}_0 \rho_0)^{0.3} + 0.0025 / (u_0 - u_{mf})^2 \quad (6-1)$$

を用い、 $\bar{d}_0 = 1000 \times 10^{-6} \text{ m}$ の粒子に対して計算すると、 $u_{mf} = 0.71 \text{ m/s}$ でスラッキング移行速度は $u_0 > 0.73 \text{ m/s}$ となり、流動化開始するとほぼ同時にスラッキング状態になっていることから、本装置の流動状態がスラッキング状態であることを裏付けている。なお、この式 (6-1) 中の D_t にはライザー部の形状が円環状であるために相当直径を用いた。

5-2-2 循環流動範囲

本装置を燃焼器として展開していくためには、燃焼量および燃焼範囲を決定するのに必要な循環流動化流量を調べる必要がある。ここでは循環流動に関与するファクターとして充填層高さおよび粒子径を考慮し、それぞれを変化させて実験を行った。Figs. 5-4 および 5-5 に循環流動範囲を示す。Fig. 5-4 中、□印で示す2本の曲線の間がそれぞれの充填層高さにおける循環流動可能な範囲 (Fig. 5-3 の (c) の状態) である。一方、図中、曲線

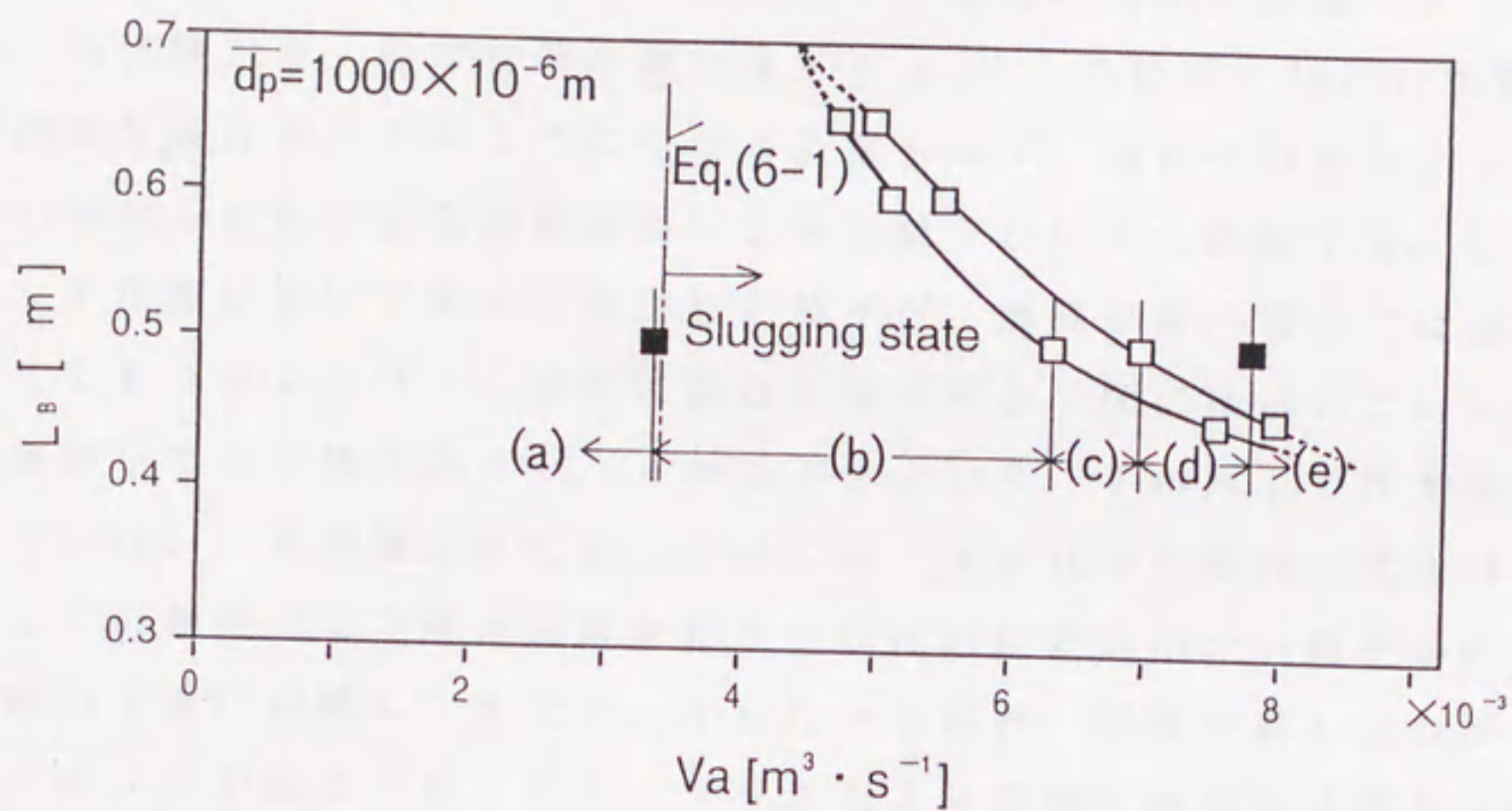


Fig.5-4 Range of circulating flow

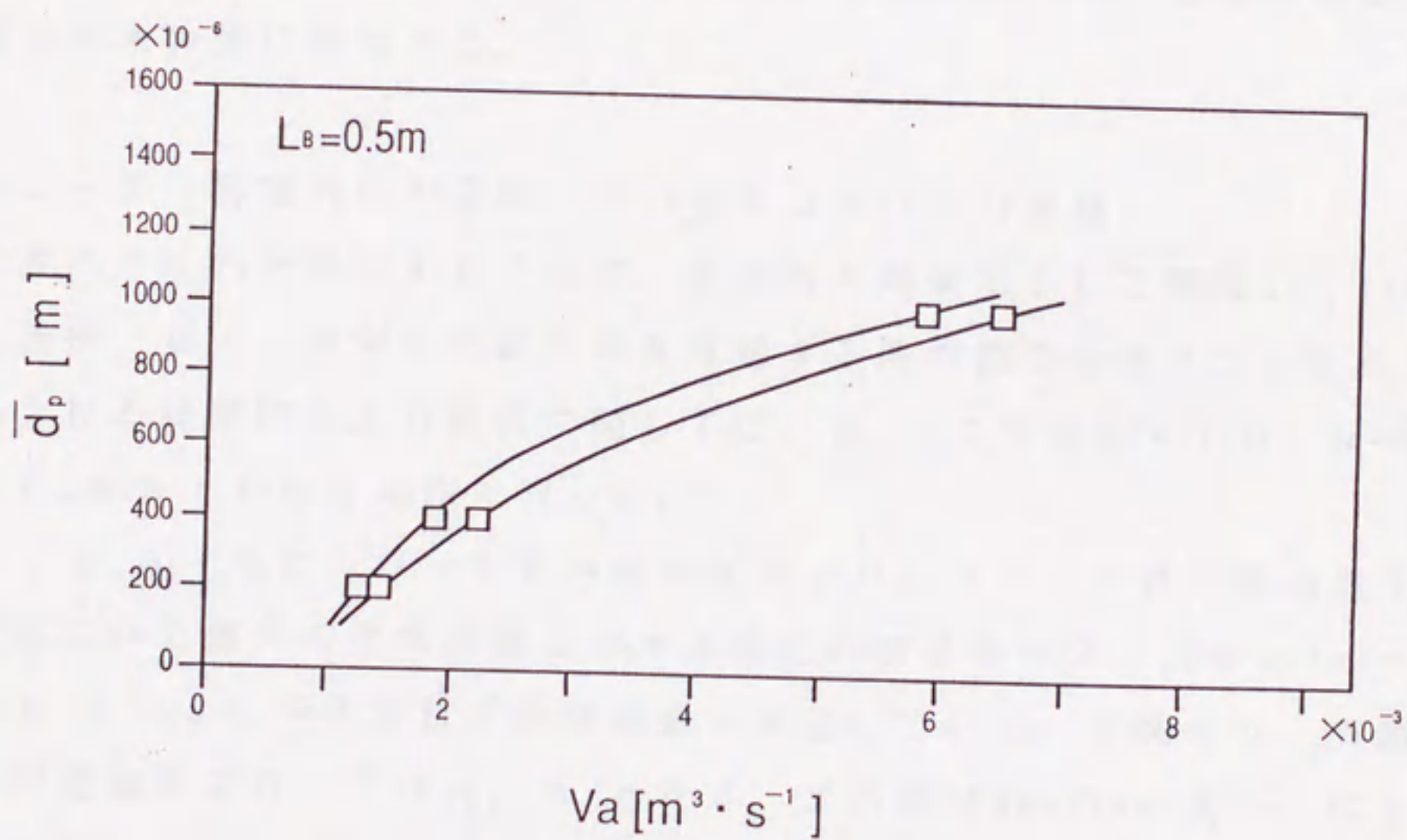


Fig.5-5 Range of circulating flow

の左側の■印は充填層高さ0.5 mにおける最小流動化流量 (Fig. 5-3の(b)の状態)を、曲線右側の■印はFig. 5-3に示す(e)の状態となり、循環流動を続けることができなくなる流量を示す。図からわかるように充填層高さの増加とともに循環流動範囲は空気流量少ない方に移動する。これはスラッキング状態において層から飛出した粒子が、層高が高い場合には空気流量が少なくてもダウンカマーへ容易に戻るからである。図には示していないが、本実験条件下では充填層高さ0.4 m以下および0.7 m以上では循環流動領域は存在しない。本装置形状においては、0.4 m以下の場合、吹抜け(スプラッシュ)の効果により終末速度を超えた粒径の比較的小さい粒子が吹き飛ばされ金網の下部に堆積し、また0.7 m以上の場合、層高が高くなればなるほどスラッキングが起こり易くなり、スラグにより形成された粒子層が金網の下部に堆積するため循環流動が起こらないと考えられる。

粒子径の影響についてはFig. 5-5に示すように、粒径が大きくなるとスラッキング開始時の空気流量は大きい方に移動するため、循環流動範囲も空気流量の大きい側に移動する。

5-2-3 装置内圧力変化、圧力分布および圧力変動

装置内の圧力を測定することは、本装置を燃焼器として開発していく上で、保炎機構、ガス・空気の供給圧等を考慮する際の重要なポイントとなる。本研究における装置内の圧力測定に関しては、 $d_p = 1000 \times 10^{-6} \text{ m}$ の粒子を用い、 $L_g = 0.5 \text{ m}$ の条件で行った。

Fig. 5-6に、バーナ管内部の圧力 ΔP 。(バーナ管内部の静圧から大気圧を差引いた値)の空気流量に対する変化の様子を示す。図中の(a)~(d)は、Fig. 5-3に示す各粒子流動状態に対応している。本図より、流動化開始速度は空塔速度で 0.73 m/s となり、この値はWen-Yuの式⁽⁴⁾により算出した 0.71 m/s にほぼ等しい値となっている。また本結果より、循環流動状態を達成するためには、ガスおよび空気の供給圧は、最低でも 12 kPa 程度必要となることがわかる。

Fig. 5-7にバーナ管内部の圧力変動と空気流量との関係を示す。本図より、空気流量の増加とともに圧力変動は増大するが、循環流動状態 ($6.3 \times$

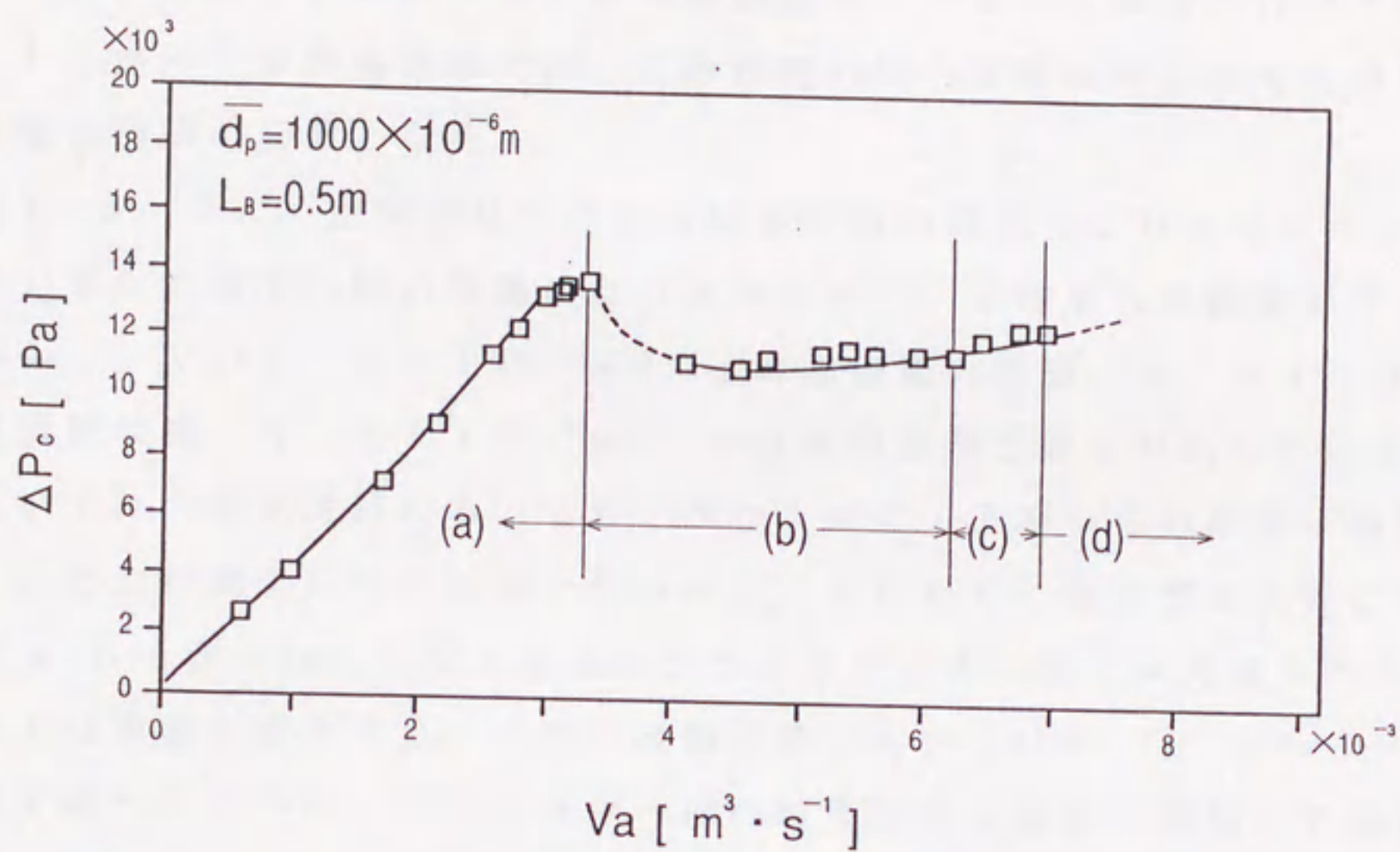


Fig.5-6 Range of pressure in the combustion tube

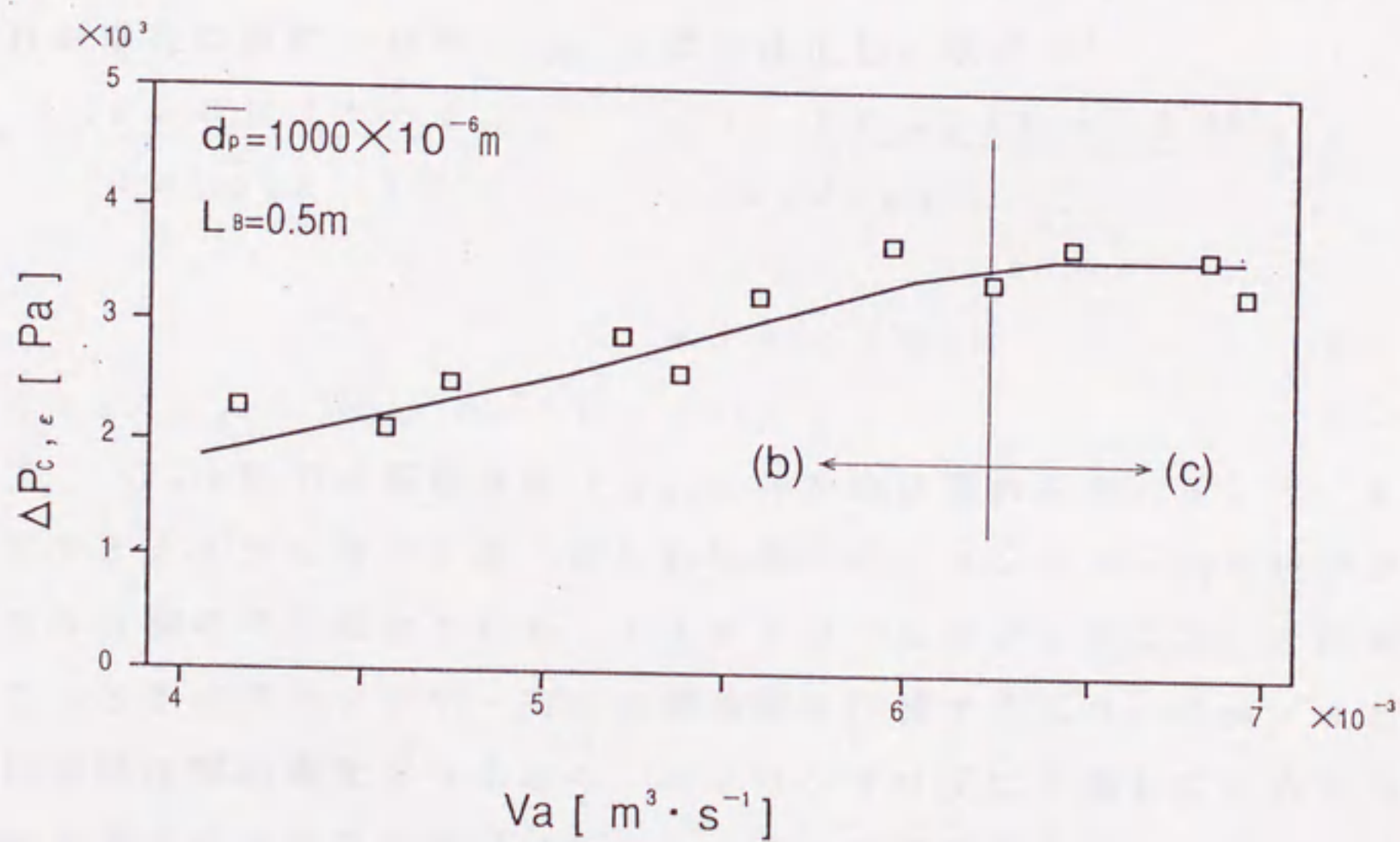


Fig.5-7 Pressure oscillation in the combustion tube

$1.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 以上)に達すると圧力変動は3.5 kPa程度のほぼ一定値となる。したがって本燃焼装置では、この程度の圧力変動に対しても火炎が安定しうる保炎機構が必要となる。

Fig. 5-8に、空気流量の変化(流動状態の変化)に対するダウンカマ内の圧力変化を示す。図の横軸には、ダウンカマ下端からの距離がとってある。図中、 $V_a = 1.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ は固定層の状態、 $4.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ は流動状態、 $6.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ は循環流動状態に対応している。本図より、いずれの空気流量においても、ダウンカマ下端からの距離が増加するとともに圧力が減少している様子がわかる。すなわち、固定層の状態においてはFig. 5-3-(a)に示すようにダウンカマ内に粒子が充填されているので、圧力は単調に減少する。一方、流動状態においてはFig. 5-3-(b)のところで述べたように、ダウンカマ内の粒子はある高さで流動しており、図から本条件においては、粒子層の圧力損失が0となる0.55 m程度の高さで流動しているといえる。また循環流動状態での圧力変化に対して、ダウンカマ内の圧力変動はほとんど見られず、ダウンカマ内の粒子がバブリングせずに単純に下降しているものと考えられた。そこでダウンカマ内に対して、移動層流れの場合に適用されるErgunの式を修正した次式⁽²⁾

$$\Delta P_r = \left[\frac{150 \mu (1 - \epsilon_{mf})^2}{(\phi_s \bar{d}_p \epsilon_{mf})^2} + \frac{1.75 \rho_a (1 - \epsilon_{mf}) U_{sl}}{\phi_s \bar{d}_p \epsilon_{mf}} \right] * |\Delta z| U_{sl} \quad (6-2)$$

$$U_{sl} \equiv |u_a / \epsilon_{mf} - G_s / \rho_a (1 - \epsilon_{mf})| \quad (6-3)$$

ここで、 G_s は粒子の質量速度(u_a と同方向に流れる時:正)で、その値は高速ビデオカメラを用いて測定した結果からダウンカマ内を粒子が下降する量の5分間の平均値をとり $6.13 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ とした。この値を用いて、このときのダウンカマ内の空塔速度を計算すると 0.5 m/s となり、この値は流動化開始速度より小さく、バブリングせずに下降しているという目視観察から得られる現象を裏づけている。この計算結果を用い、ダウンカマ内を流れる空気流量を求めると、約1/40の燃焼ガスがダウンカマ内を流れるという推測結果が得られた。

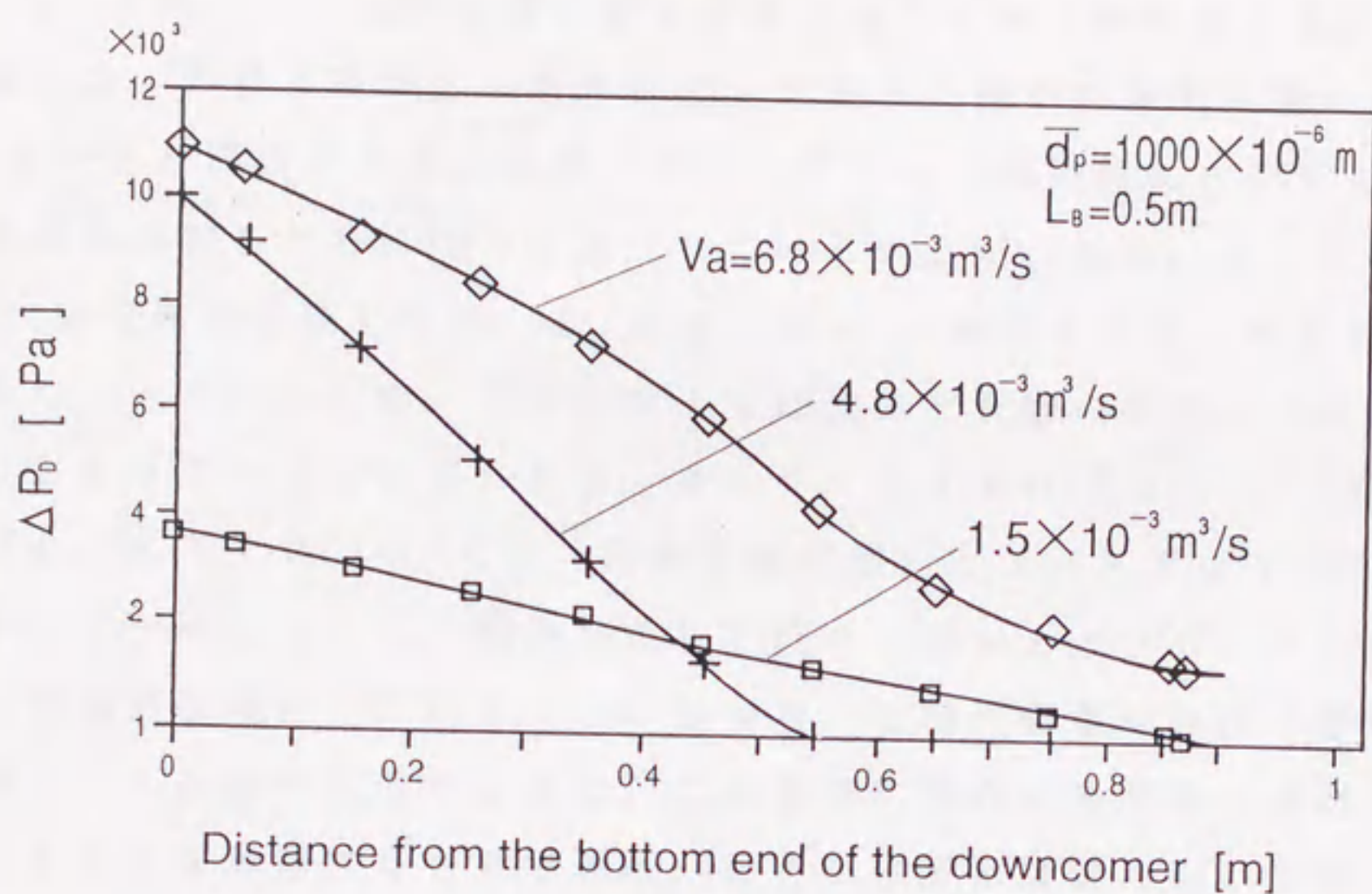


Fig.5-8 Change of pressure in the downcomer

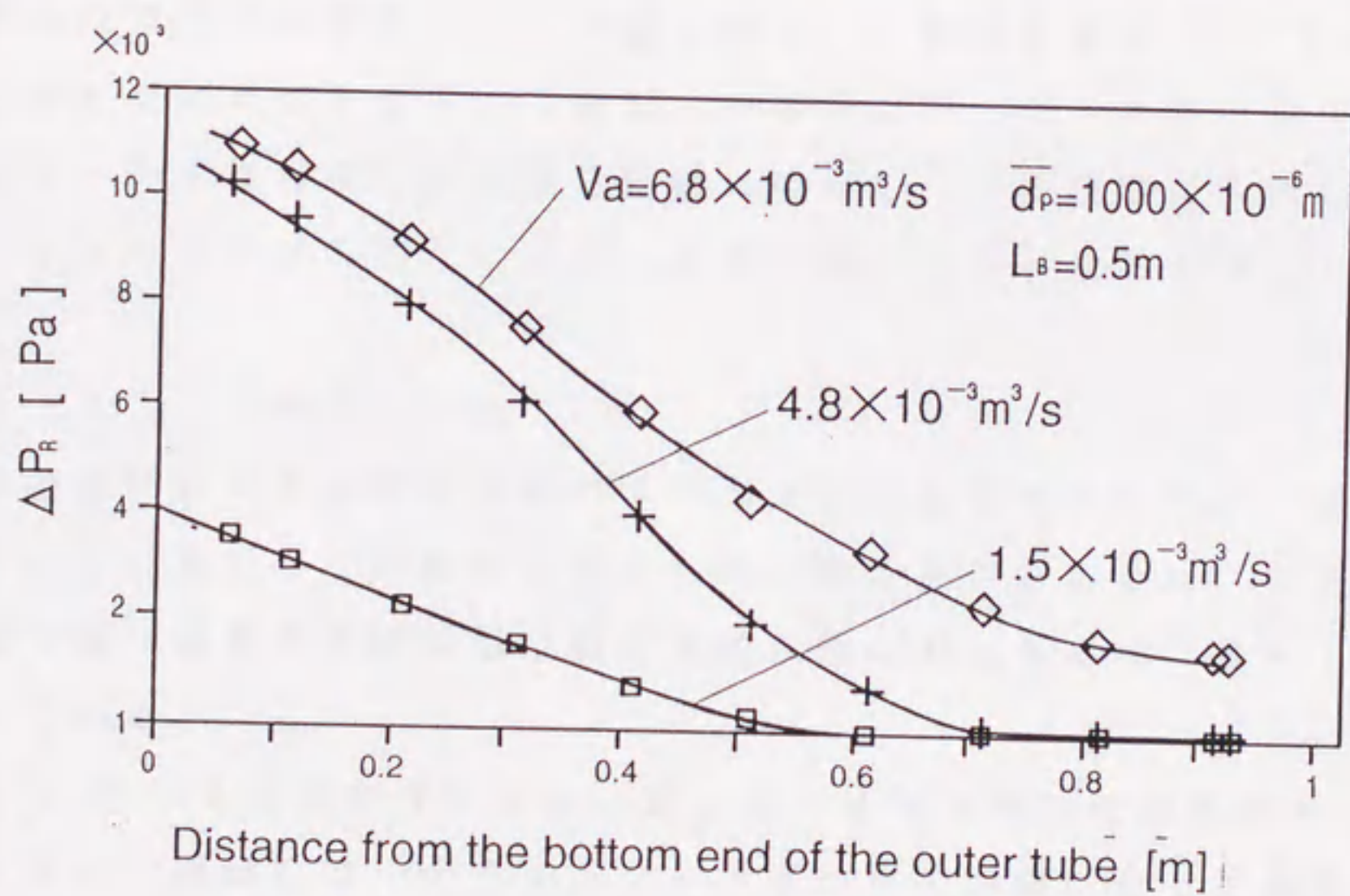


Fig.5-9 Change of pressure in the riser

Fig. 5-9 に、空気流量の変化に対するライザー内の圧力変化を示す。図の横軸には、外管下端からの距離がとってある。図中の空気流量については Fig. 5-8 と同様である。本図より、いずれの空気流量においても外管下端からの距離の増加とともに圧力は減少していることがわかる。 $1.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ （固定層の状態）では、 $L_B = 0.5 \text{ m}$ の条件より 0.5 m の位置で粒子層がなくなっているため、これより上では流体と管壁の摩擦による圧損のみでほぼ 0 となっていることがわかる。また $4.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ （流動層の状態）および $6.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ （循環流動状態）では、スラッキング流動状態であるライザー内において、図からそれぞれ 0.5 m および 0.6 m 程度に圧力変化の変曲点が存在していることがわかる。この流動層内の圧力変化の変曲点は、森ら⁽³⁾が述べているように、これを境に層内に濃厚層と希薄層が形成されていることを意味するものである。したがって本装置においても、流動状態においては 0.5 m 、循環流動状態 0.6 m 程度を境にそれ以下で濃厚層が、それ以上で希薄層が形成されているといえる。

Fig. 5-10 は、循環流動状態におけるライザー内高さ方向の圧力変動をプロットしたものである。図からわかるように、外管下端からの距離が 0.5 m 程度の位置で圧力変動はピーク値を持つ。これは Fig. 5-11 に示すように、高速ビデオカメラを用いて撮影した結果より、ピーク値を示す位置は気泡がライザーの直径程度に成長する位置に相当し、塔径程度に成長した気泡によって粒子層を上下することにより、圧力変動が大きくなると考えられる。

5-2-4 循環流動機構

本装置の特長である循環流動のメカニズムを解明するために、装置内の圧力のバランスに着目して実験的に検討した。測定条件としては、上述の静圧測定と同様であり流動化空気流量は循環流動状態に対応する $6.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ で行っている。

Fig. 5-12 はダウンカマーおよびライザー内の圧力変化をプロットしたものである。横軸には、ダウンカマー下端からの距離がとってある。図から、ダウンカマーおよびライザーのいずれにおいても、ダウンカマー下端からの距離の増加とともに圧力は減少するが、ほぼ全領域にわたってダウンカマー内の

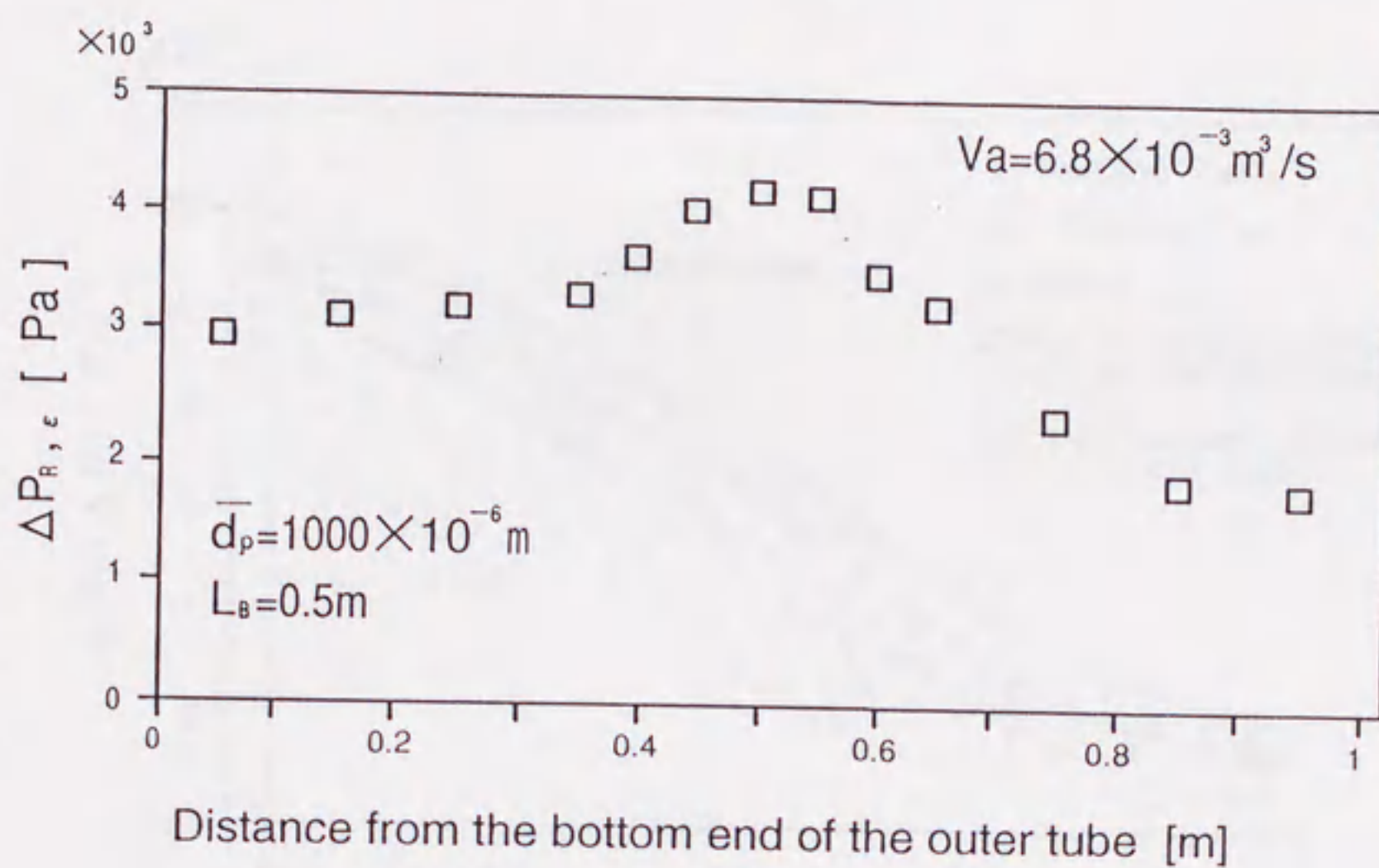


Fig.5-10 Pressure oscillation in the riser

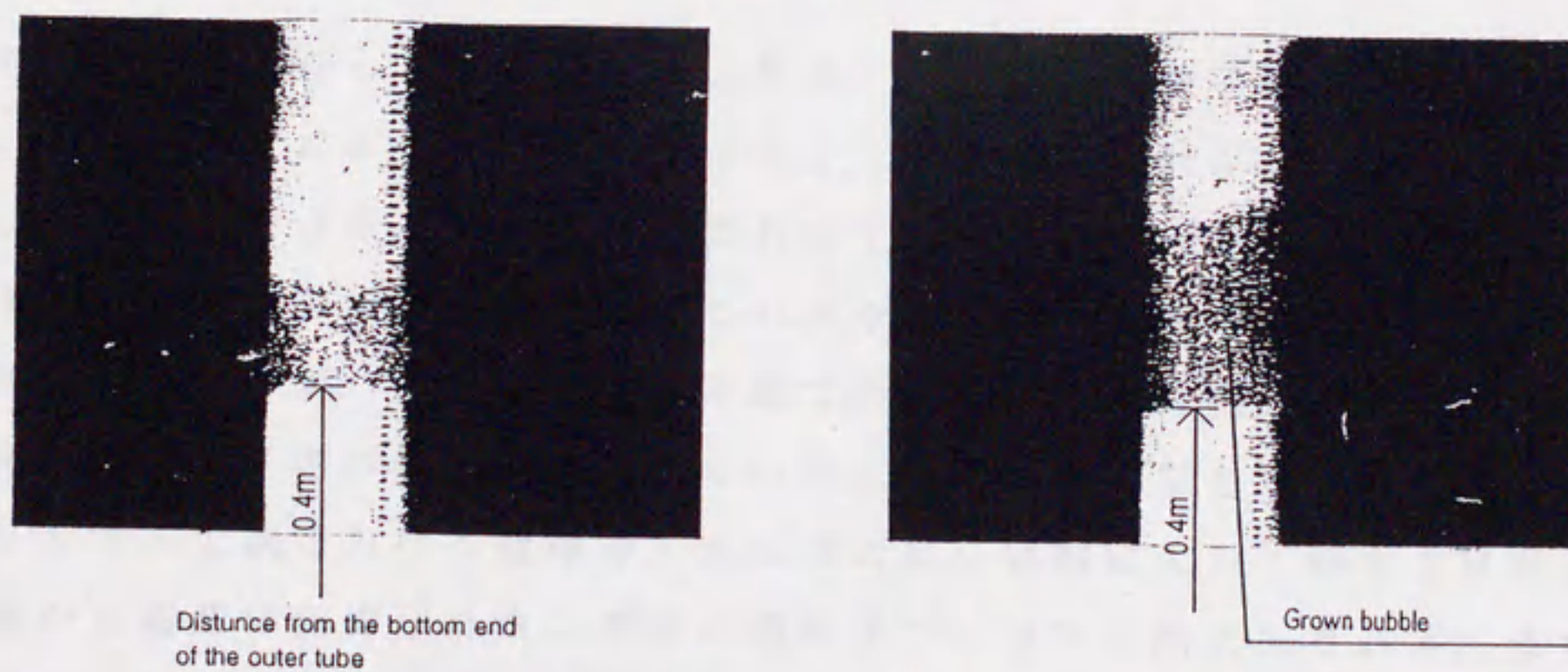


Fig.5-11 State of particle flow in the apparatus

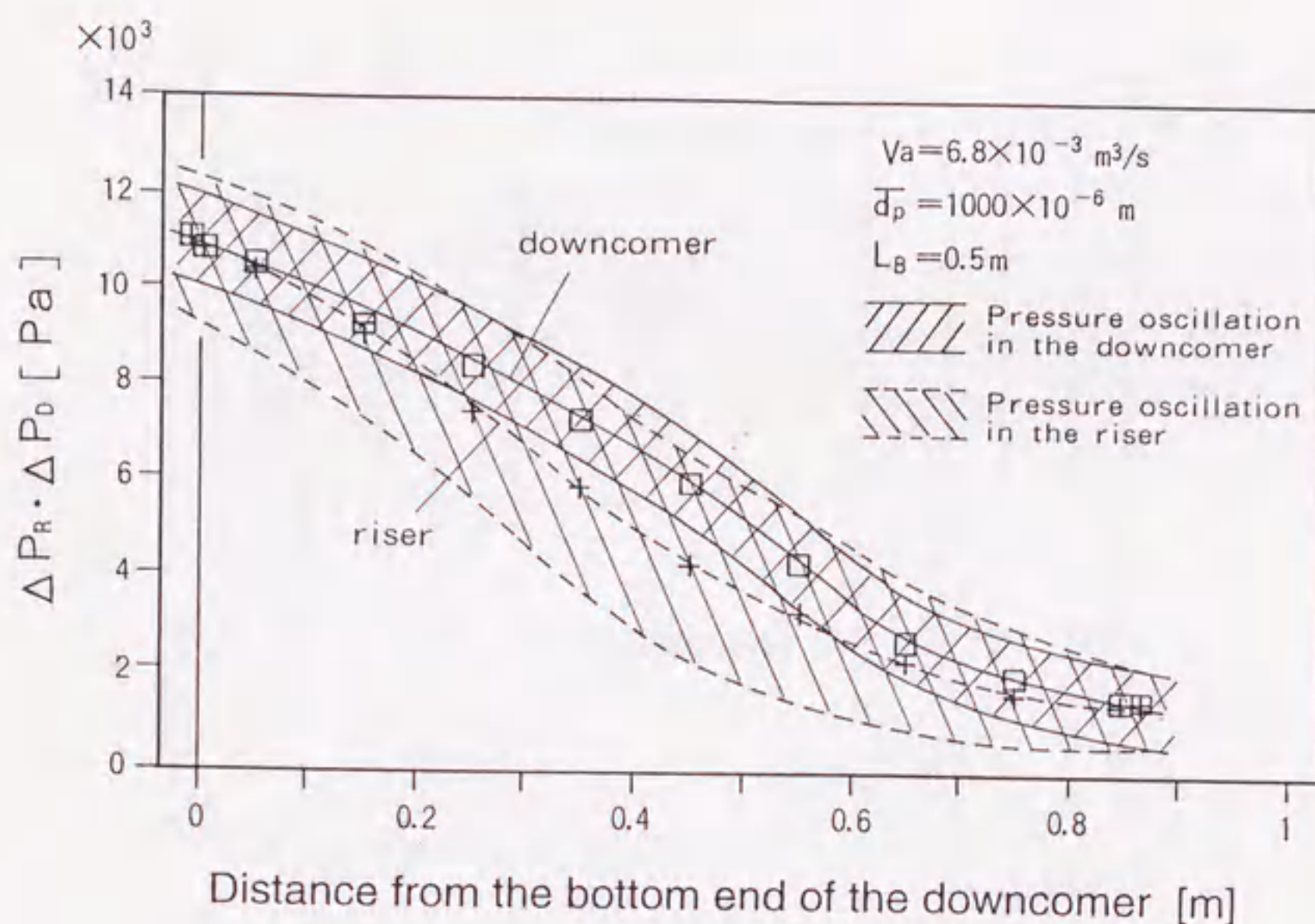


Fig.5-12 Change of pressure in the apparatus

圧力の方が高くなっていることがわかる。このような粒子循環機構においては、Kuniiらの著⁽²⁾にあるようにダウンカマーの下端付近および上端付近の圧力バランスが問題となる。本装置形状においては、Fig.5-12からわかるようにダウンカマーの上端および下端でのダウンカマーとライザー内の平均圧力差はほぼ0であるが、ダウンカマー下端での圧力変動幅に関しては、ライザー内がダウンカマー内の約2倍となっている。これらの結果を考え合わせると、ダウンカマー上端における循環のメカニズムは、気泡によって持ち上げられた粒子層が上端部に到達した後、その一部がダウンカマー内に入り込み、またダウンカマー下端においては、圧力変動している中で $\Delta P_R < \Delta P_D$ の時、粒子がライザー部に流出する。逆に $\Delta P_R \geq \Delta P_D$ の時には、ライザー内粒子に比べダウンカマー内粒子の方が粒子層高が高いことより、粒子を上方へ移動する抵抗が大きいと推定されるため、粒子は逆流も流出もしない状態である。

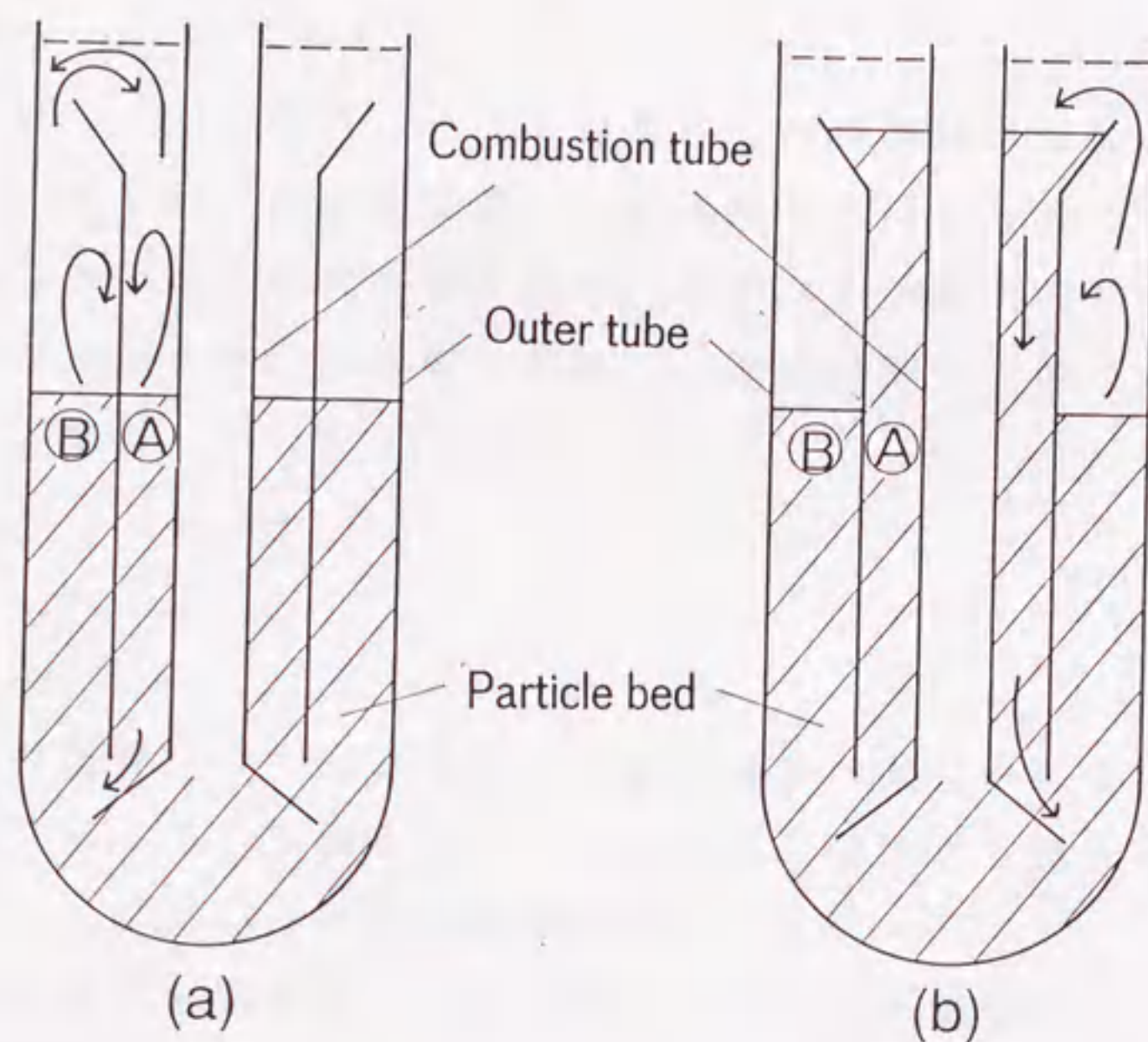


Fig.5-13 Modeling of circulating fluidized bed in the apparatus

本研究のようなバーナ内で粒子の循環流動が行われる場合の循環流動パターンとしては、Fig. 5-13に示すように主として2つのケースが考えられる。(a)は、①部（ダウンカマー）、②部（ライザー）ともスラッキング状態のケースである。この状態においては、ダウンカマー上端の構造を工夫することにより、①、②部から飛散した粒子がより多く①部に落下し、この多くなった分の粒子がダウンカマー下端で①部から②部に移動する流れを作り出すことが可能である。また(b)については、本実験で観察されたケースであり、①部は移動層、②部はスラッキング状態となっている。この状態では、②部の方へより多くの空気が流れ（本実験での循環流動条件において 1.5m/s ）A部は流動化開始速度以下の流れ（ 0.5m/s ）となっている。このような流れとなるためには、①部の圧損が大きく空気が流れにくい機構、つまりA部下端において①、②部間の圧力差を大きくする構造であることが必要とされる。粒子の循環流動に

は主として以上の2ケースが考えられるが、バーナ内における粒子の熱循環効果を有効に利用するためには、(b)のケースの方が適切であると思われる。

以上、5-2-1から5-2-4の結果により本装置形状における粒子挙動を明らかにしてきたが、実用燃焼器として展開して行くための問題点として、1)圧力変動の大きい場での火炎の安定性、2)バーナ下端での焼結現象、3)粒子およびチューブの耐久性、4)粉塵の飛散、5)燃焼制御方式等が考えられ、今後ケースに応じて検討していく予定である。

結言

耐熱粒子を放射管バーナ内で循環させる燃焼器の開発の第1段階として、3次元可視化コールドモデル機を用いて、流動化に關与する粒子の挙動および流動化のメカニズムについての実験的検討を行った。

その結果、本装置を燃焼器として展開していく上で重要なポイントである以下のことが明らかとなった。

(1) 粒子循環流動化流量および循環流動範囲は初期充填層高さ及び粒子径の変化によって大きく異なる。

(2) 循環流動状態においてバーナ管内部の圧力は12 kPa、その圧力変動は3.5 kPa程度である。

(3) ダウンカマー内を流れ落ちる粒子は、バブリングせずに単純に下降する移動層である。

(4) ライザー内の圧力変動はピーク値をもち、その位置は気泡が筒径程度に成長する点と一致する。

Nomenclature

D_t = casing diameter	[m]
d_o = particle diameter	[m]
\bar{d}_o = mean particle diameter	[m]
G_s = mass flow of particles	[kg/s]
L_B = particle bed height	[m]
L_{mf} = fluidized bed height at $u_o = u_{mf}$	[m]
P_{atm} = atmospheric pressure	[Pa]
P_{si} = static pressure	[Pa]
ΔP_t = pressure drop	[Pa]
$\Delta P_i = P_{si} - P_{atm}$	[Pa]
$\Delta P_i, \epsilon$ = pressure oscillation	[Pa]
u_o = sectional mean gas velocity	[m/s]
u_{mf} = minimum fluidization velocity	[m/s]
V_a = fluidizing air flow rate	[m ³ /s]
Δz = height from dispersion plate	[m]
ϵ_{mf} = voidage of bed at $u_o = u_{mf}$	[-]
μ = viscosity of gas	[Pa/s]
ρ_a = gas density	[kg/m ³]
ρ_o = particle density	[kg/m ³]
ϕ_s = particle shape factor	[-]

(Subscripts)

$i = C, D, R$

C = combustion tube

D = downcomer

R = riser

Literature Cited

- 1) Keairns, D. L., et al.: "Advanced Coal Gasification System for Electric Power Generation", Annual Report to OCR, OCR Contract No. 14-32-0001-1514 (1973)
- 2) Kunii, D. and O. Levenspiel; "Fluidization Engineering 2nd ed.", Butterworth, p. 359 (1991)
- 3) Leung, L. S.: "Fluidization", ed. by J. R. Grace and J. M. Masten, Plenum Press, p. 25 (1980)
- 4) Mori, S., et al.: "Dense Bed Height and Voidages in Circulating Fluidized Bed", PROCEEDINGS OF THE 3rd SCEJ SYMPOSIUM ON CIRCULATING FLUIDIZED BEDS, p. 29 (1989)
- 5) Wen, C. Y., Y. H. Yu: AIChE J., 12, 610 (1966)

6章 多孔質固体表面におけるメタンの燃焼機構

緒言

地球環境問題がクローズアップされ従来より高効率でかつ燃焼汚染物質の発生の少ない燃焼伝熱が一体化された燃焼技術の開発に関する様々な研究がなされてきている。予混合気を利用した表面燃焼バーナは燃焼・伝熱を一体化した加熱システムとして応用開発面^{(12)・(14)}でも興味をもたれ様々な利用が期待されている。表面燃焼バーナは多孔質固体の表面近傍に薄い火炎帯を形成するように設計したものである。このバーナは、多孔質固体からの輻射エネルギーを増大させることにより燃焼器のコンパクト化及び伝熱促進効果をねらったものである。多孔質体表面でのメタン-空気火炎の挙動については実験的には、文献⁽³⁾にあるように、広い範囲の当量比及び燃焼負荷量で表面から1 mm以内の位置に薄い火炎が安定的に形成され、多孔質固体の表面は900 K以上の温度になる。表面温度は火炎の位置に影響されるとともに火炎の位置も表面温度とガス流量に依存している。これは、固体表面は燃焼熱により加熱され、未燃混合ガスは多孔質固体及び下流で発生した燃焼熱により予熱され最終的には多孔質固体表面近傍の火炎帯で着火する。これらの火炎構造を理解するには従来の予混合層流火炎に関する理論^{(1)・(10)・(11)}に伝熱及び化学反応に関する固体表面の効果を考慮する必要がある。この点に関して最近多孔質固体の中の決められた位置に火炎があるとし燃焼における多孔質固体の効果を考慮して解析を試みた例がある^{(2)・(15)}。

本章は多孔質固体を利用したメタン-空気火炎の多孔質固体内における位置を予め決めないでこの多孔質体内における燃焼メカニズムを研究したものである。予混合層流火炎に関する理論モデルを予混合ガスが着火するまでの流れにおいて伝熱及び反応速度に対する表面の効果を考慮できるようにした。また実験結果と理論解析結果を比較することにより、多孔質固体表面における火炎の安定性、構造の研究も行った。

6-1 理論解析

6-1-1 理論解析モデルの設定

オープン雰囲気の下に水平に設置された多孔質固体表面でのメタン-空気の予混合火炎の燃焼機構を理論解析により調べた。

まず、理論解析モデルの設定に際して、次のような仮定をおいた。

- ① 一次元ピストン流れ
- ② 一次元定常予混合燃焼
- ③ 燃焼反応は総括的に (6-1) 式に基づく

$$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} \quad (6-1)$$
- ④ ガス流内での各化学種の拡散は無視
- ⑤ 多孔質固体表面は輻射にたいして灰色
- ⑥ 多孔質固体は、等しい粒径の微小球形粒子が一様に分散したもの
- ⑦ 燃焼ガスも予混合気も非輻射性ガス
- ⑧ ガスは理想気体
- ⑨ 多孔質固体内部の輻射伝熱は固体内の有効熱伝導度として考慮

表面燃焼バーナの理論解析モデルの概念を Fig. 6-1 に示す。上記の仮定と Fig. 6-1 に示すような理論モデルに基づき予混合層流火炎モデルを本バーナの解析に適するようにした。

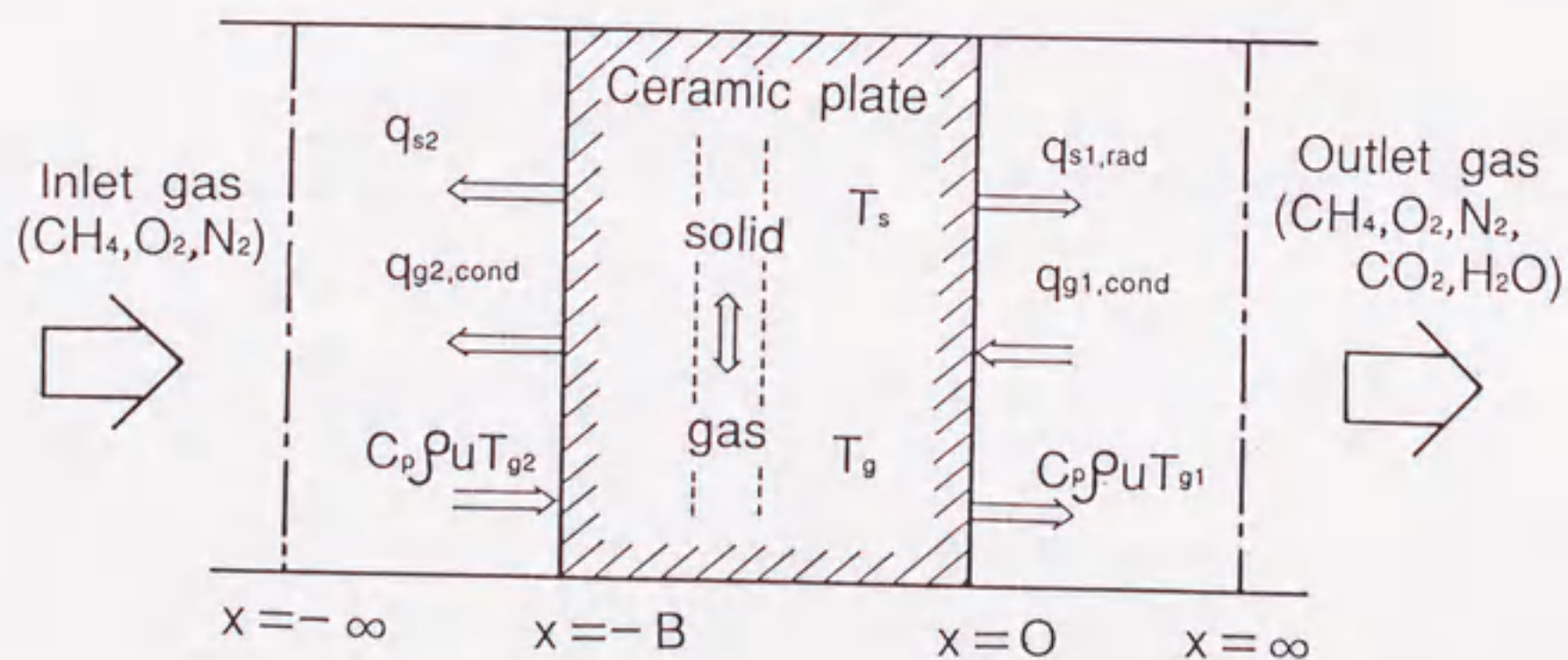


Fig. 6-1 Model of theoretical analysis

6-1-2 基礎方程式

一連の基礎方程式を次のように導出した。

連続の式は

$$\rho_a U = G_0 \quad (6-2)$$

多孔質固体の上流側 ($x < -B$) の気体の熱収支式は

$$C_{p,a} \rho_a U \frac{\partial T_a}{\partial x} - \lambda_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} = R \Delta H \quad (6-3)$$

ここで、左辺第一項は、ガスの熱容量、第二項は熱伝導で右辺は反応により発生した熱量である。境界条件は

$$x = -\infty; T = T_0 \quad (6-4)$$

多孔質固体が設置されている領域 ($-B < x < 0$) の固体側と気体側の熱収支式は、それぞれ

$$\lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} = -h_0 (T_a - T_s) S \quad (6-5)$$

$$C_{p,a} \rho_a U \frac{\partial T_a}{\partial x} = -h_0 (T_a - T_s) S + \epsilon_0 R \Delta H \quad (6-6)$$

ここで式 (6-5) の右辺は多孔質固体とガスの対流項で左辺の λ_s は固体の有効熱伝導度で、多孔質固体内の輻射伝熱はこのなかに含まれている。

ガス流中を伝導により伝わる熱は多孔質固体の両面で吸収され、この境界条件は、

$$x = -B: -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} + \epsilon \sigma (T_{s2}^4 - T_0^4) + \lambda_a \frac{\partial T_a}{\partial x} = 0 \quad (6-7)$$

$$x = 0: -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial x} + \epsilon \sigma (T_a^4 - T_{s1}^4) + \lambda_a \frac{\partial T_a}{\partial x} = 0 \quad (6-8)$$

となる。ここで、 T_0 はバーナ出口側の雰囲気温度である。

多孔質固体が設置されている領域より、下流側 ($0 < x$) の熱収支式は、

$$C_{\infty} \rho_{\infty} U \frac{\partial T_{\infty}}{\partial x} - \lambda_{\infty} \frac{\partial^2 T_{\infty}}{\partial x^2} = R \Delta H \quad (6-9)$$

で表わされる。

一方、各化学種の物質収支式についても、同様の3領域に分けて

$$\rho_{\infty} U \frac{\partial Y_j}{\partial x} + R_j M_j = 0 \quad (x < -B) \quad (6-10)$$

$$\rho_{\infty} U \frac{\partial Y_j}{\partial x} + \epsilon_{\infty} R_j M_j = 0 \quad (-B < x < 0) \quad (6-11)$$

$$\rho_{\infty} U \frac{\partial Y_j}{\partial x} + R_j M_j = 0 \quad (x > 0) \quad (6-12)$$

と表わされ、その境界条件として

$$X = -\infty ; \quad Y_j = Y_{j,\infty} \quad (6-13)$$

となる。

燃焼反応速度は

$$R = [CH_4] [O_2] T_{\infty}^{\alpha} A_0 \exp[-E/R_{\infty} T_{\infty}] \quad (6-14)$$

とし、式中の反応速度定数は、次の文献値⁽⁸⁾を用いた。

$$\alpha = 0$$

$$A_0 = 0.197 \times 10^{16} \quad \text{cm}^3 / \text{mole} \cdot \text{sec} \quad (6-15)$$

$$E_0 = 167472 \quad \text{J} / \text{mole}$$

燃焼の反応速度は、多孔質固体の細孔では、反応のラジカル種が固体壁での反応抑制作用のため低下する。この解析ではこの影響を考慮するため(6-14)式の活性化エネルギー E_0 よりも頻度因子の A_0 を修正した。活性化エネルギーは多孔質固体内でも変化しないと推定されるため、この活性化エネルギーよりも高いエネルギーを持った化学種間の衝突の頻度因子により影響される。頻度因子は多孔質固体内では小さくなるためこの修正は妥当なものであると考えられる。この A_0' の値は数値解析の結果が収束するように小さくした。

$$A_0' = 0.197 \times 10^{15} \quad \text{cm}^3 / \text{mole} \cdot \text{sec}$$

6-1-3 数値計算

数値解を求めるに当たっては基礎方程式を無次元化（付録参照）した上で繰り返し法により解いた。この計算時間を短縮するために、繰り返し計算を最初は物性値の温度依存性を考慮せず解き、この得られた結果を初期条件とし、物性値の温度依存性を考慮した繰り返し計算を 10^{-5} の誤差に収束するまで行った。

6-2 実験装置及び実験方法

6-2-1 実験装置

この研究で用いた燃焼装置の概略をFig. 6-2に示す。

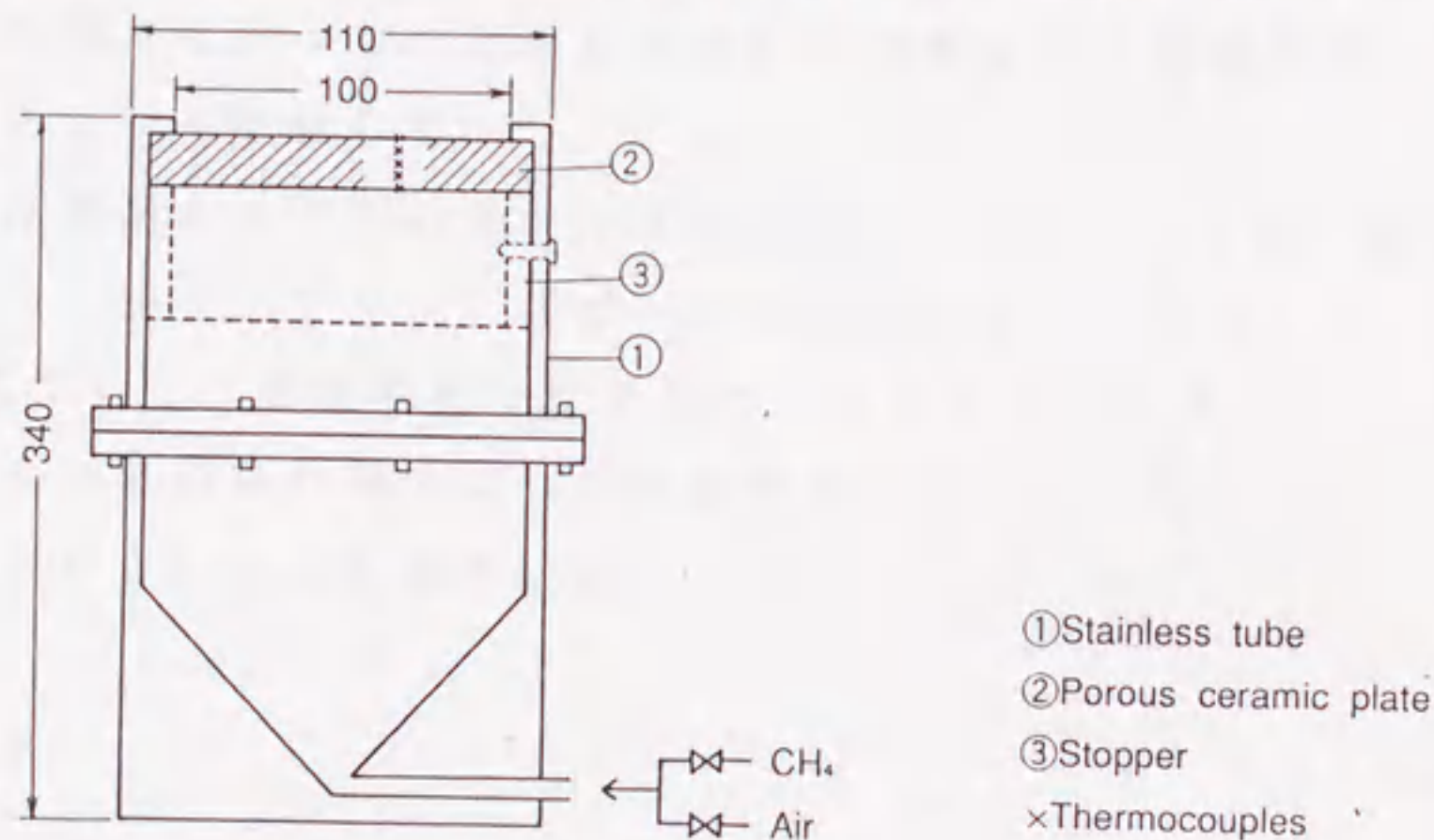


Fig.6-2 Experimental apparatus

燃焼器本体は外形110mm、内径104mmのステンレス管に多孔質セラミックスをストッパーで固定したものである。多孔質固体表面の有効燃焼面積は100mmで、燃焼器下部からメタン-空気の予混合気が注入される。多孔質固体を設置する際に、バーナチューブと多孔質固体とのすきまをキャスタブルで穴埋めすることにより、混合気の漏れをなくした。多孔質セラミックの材質としてはシリカーアルミナ質のものを選定し、その物性値は次のようである。

気孔率 0.32

平均細孔径 $400\ \mu\text{m}$

熱伝導度 $0.37\ \text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$

射出率 $0.75^{(7)}$ (アルミニウムと珪素の酸化表面の射出率を参考)

多孔質固体は $103\ \text{mm} \pm 1\ \text{mm}$ の直径で厚さは $5\ \text{mm}$ のものと $20\ \text{mm}$ のものを使用した。

6-2-2 実験方法

下部から導入されたメタン-空気の予混合気に多孔質固体表面で着火後、ガス流量を調節し定常燃焼に達してから温度分布及び燃焼ガスの組成分布の測定を行った。多孔質固体の表面及び内部の温度分布は表面から所定の位置まで $1\ \text{mm}$ の細孔をあけ $50\ \mu\text{m}$ のPR熱電対を挿入することにより測定した。また表面から下流の燃焼ガスの温度については、 $50\ \mu\text{m}$ の熱電対を水平に微動させることにより測定を行った。実験に使用したPR熱電対は触媒作用を防ぐためにシリカコーティングを施した。

多孔質固体表面から下流の燃焼ガスの組成の分布については、内径 $2.7\ \text{mm}$ の石英ガラス製サンプリングプローブで所定のガスサンプリングをした。 H_2O の濃度については過塩素酸マグネシウムを $10-24$ メッシュに吸湿させその重量変化からその他の成分についてはガスクロマトグラフ (Yanagimoto G3800) により測定した。

6-3 結果

6-3-1 解析に用いた物性値

本理論解析に用いた物性値の温度依存性を次のように見積もった。ガスの熱容量と温度の関係⁽⁴⁾は経験的に

$$C_{oi} = a_i + b_i T + c_i T^2 + d_i T^3$$

ここで C_{oi} は i ガス成分の熱容量を kJ/kg-mol 、 K の単位で表したものである。

a_i , b_i , c_i , d_i は Table 6-1 に示す定数である。

Table 6-1

成分	a	$b \times 10^2$	$c \times 10^5$	$d \times 10^9$
N ₂	28.772	-0.15643	0.8044	-2.8597
CO ₂	25.362	1.5134	-0.7123	1.3058
CO ₂	22.157	5.9540	-3.4853	7.4357
H ₂ O	32.094	0.19184	1.0508	-3.4957
CH ₄	19.798	5.0016	1.2629	-10.9618

混合ガスの熱容量は各ガス成分から

$$C_{p,g} = \sum_i C_{p,g,i} M / Y_i$$

反応熱も温度の関数であり，反応物（A）と生成物（B）のエントルピーの違いの温度依存性は圧力一定のもとでは⁽⁵⁾

$$\left(\frac{\partial \Delta H}{\partial T} \right)_p = C_{p,B} - C_{p,A} = \Delta C_p$$

これより反応熱は温度に対して

$$\Delta H = \Delta H_0 + \int_{T_0}^T \Delta C_p dT$$

ここで ΔH_0 は標準状態における反応熱である。多孔質セラミックスの有効熱伝導度は八木，国井，若尾の関係式⁽¹³⁾により，混合ガスの熱伝導度は Wassiljeva⁽⁹⁾ の式により，固体とガスの間の熱伝達係数は多孔質体における値をもとに決めた⁽⁶⁾。

6-3-2 各パラメータの影響

(1) 当量比の影響

Fig. 6-3に予混合気の流れ方向の気体の理論計算及び実験による温度分布を示している。固体側の温度分布も $-20 < x < 0$ の範囲で示されている。理論計算及び実験の結果は共に、メタン-空気の予混合気が多孔質固体内で予熱され、多孔質固体を出たところで急激な温度上昇があり燃焼反応を開始していることを示している。多孔質固体表面の温度は理論的には理論混合比である $\Phi = 1.0$ で最高となる。しかし実験結果は $\Phi = 1.2$ で最高値となっている。これは本理論解析モデルでは $\Phi = 1.2$ では20%のメタンが未燃のまま排出されることになっているが、実際の燃焼においては文献⁽²⁾にあるようにバーナ上部で巻き込み空気と未反応混合気が燃焼し予混合炎と拡散炎の両者が形成される。このため理論モデルで検討したよりも実際には複雑な現象が起きており、表面温度が高くなったためである。多孔質固体内部では実験値の方が理論値よりも小さいがこれは実験においては予混合気が通過していく多孔質固体の温度を燃焼ガスの温度と切り離し固体の温度だけを取り出し計測するのが困難であるためである。多孔質固体を出た後の燃焼ガスの温度の理論計算結果と実験結果を比べると、 $\Phi = 1.2$ では実験結果の方が高く、 $\Phi = 0.8$ では実験結果の方が低い。これは実験においてはFig. 6-4に示すように O_2 , CH_4 の減少および CO_2 , H_2O の増加から二次空気による燃焼がおこっており、 $\Phi = 1.2$ では未反応混合気が多孔質固体表面付近で燃焼し、高くなったと思われる。 $\Phi = 0.8$ では火炎が少し浮き上がり燃焼ガスとまわりの空気との混合が起こり、多孔質固体の下流側の燃焼ガスを完全断熱系とし計算した理論値より小さくなったと思われる。

理論計算の結果は燃焼帯が、 $\Phi = 1.2$ の時に最も表面に近くなることを示している。 $\Phi = 1.2$, $\Phi = 1.0$ の差異はFig. 6-3からは明確ではないが、Fig. 6-4の CO_2 , H_2O の急激に増加する点はFig. 6-5の同様な点よりも少し表面に近いことから $\Phi = 1.2$ の燃焼帯は $\Phi = 1.0$ の燃焼帯よりも表面に近いと思われる。この傾向は文献⁽³⁾にある実験結果と一致したものである。

Figs. 6-4から6-6は、多孔質固体表面から出た後のガス組成の分布を $\Phi = 1.2$, $\Phi = 1.0$, $\Phi = 0.8$ について示したものである。これより O_2 , CH_4 が急激に減る燃焼帯の位置が多孔質固体表面からは少し離れたとこ

ろにあるのが分かる。これらの理論計算の結果から燃焼帯の位置は、当量比が 1.2 までは当量比の増加と共に多孔質固体の表面に近づいているのがわかる。Figs. 6-4 から 6 までの実験データは測定上の問題が有りあまり正確ではないものの $\Phi = 1.0$ のときの O_2 濃度が $\Phi = 0.8$ より低いという傾向は容易に説明することができ、 $\Phi = 1.2$ の O_2 濃度が予想より高いのはこの場合空気の巻き込みであることを示している。

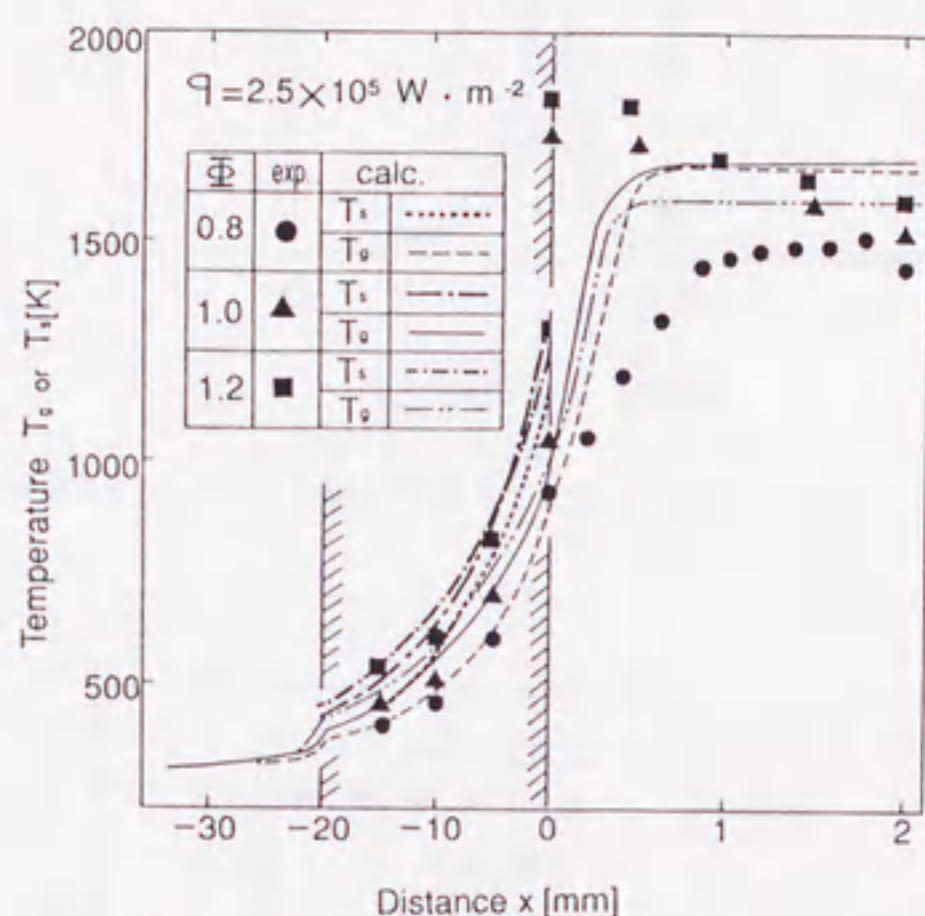


Fig.6-3 Temperature distribution in the vertical direction along the gas stream (Effect of equivalence ratio)

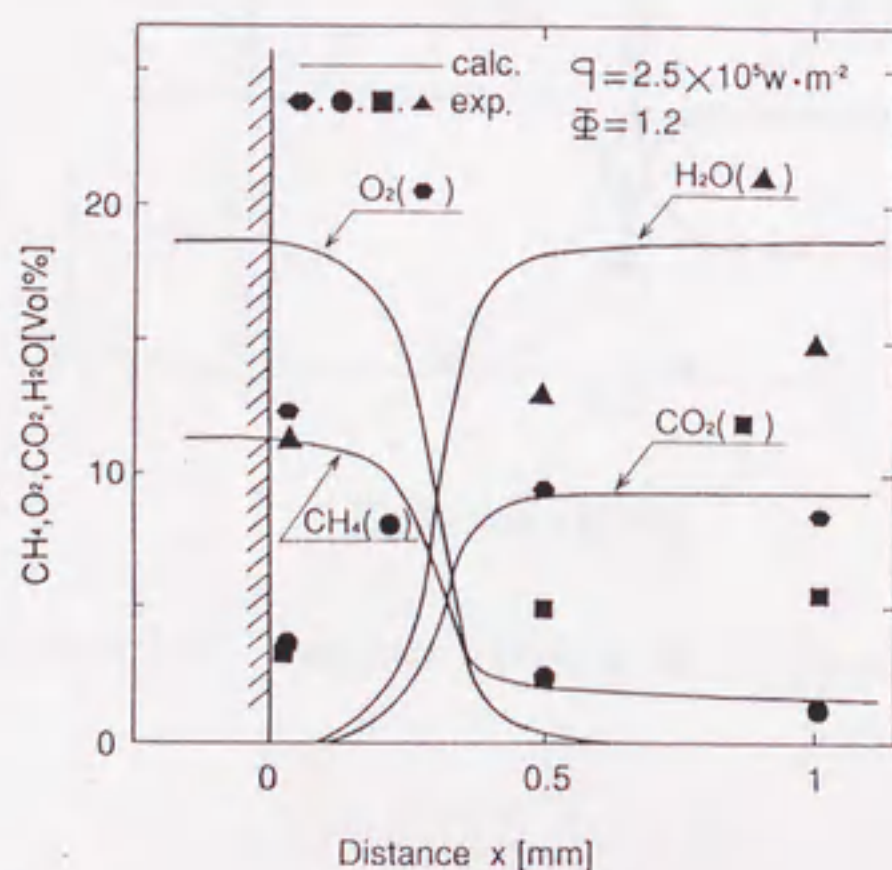


Fig.6-4 Distribution of combustion gas component along the gas stream ($\Phi = 1.2$)

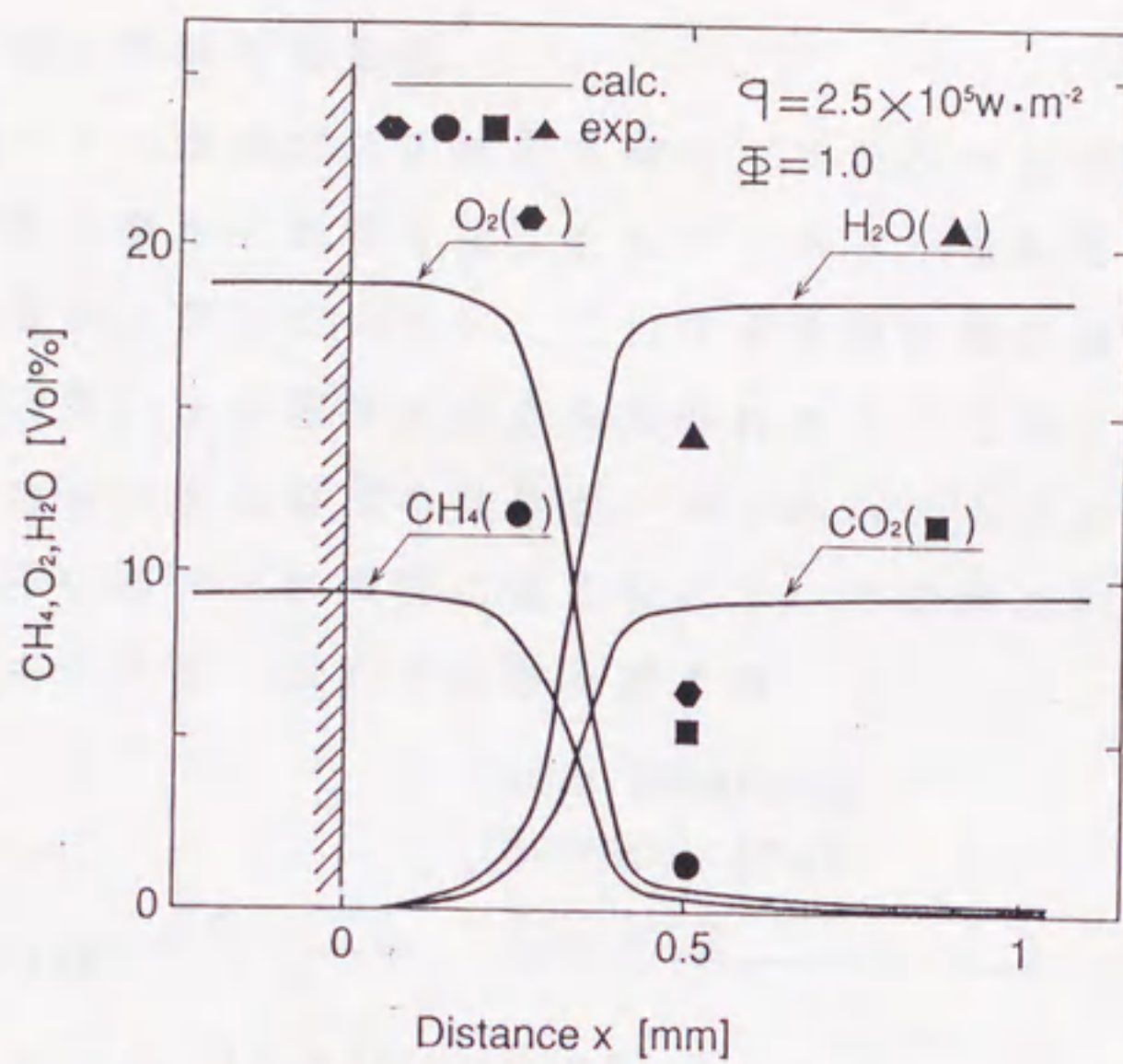


Fig.6-5 Distribution of combustion gas component along the gas stream ($\Phi = 1.0$)

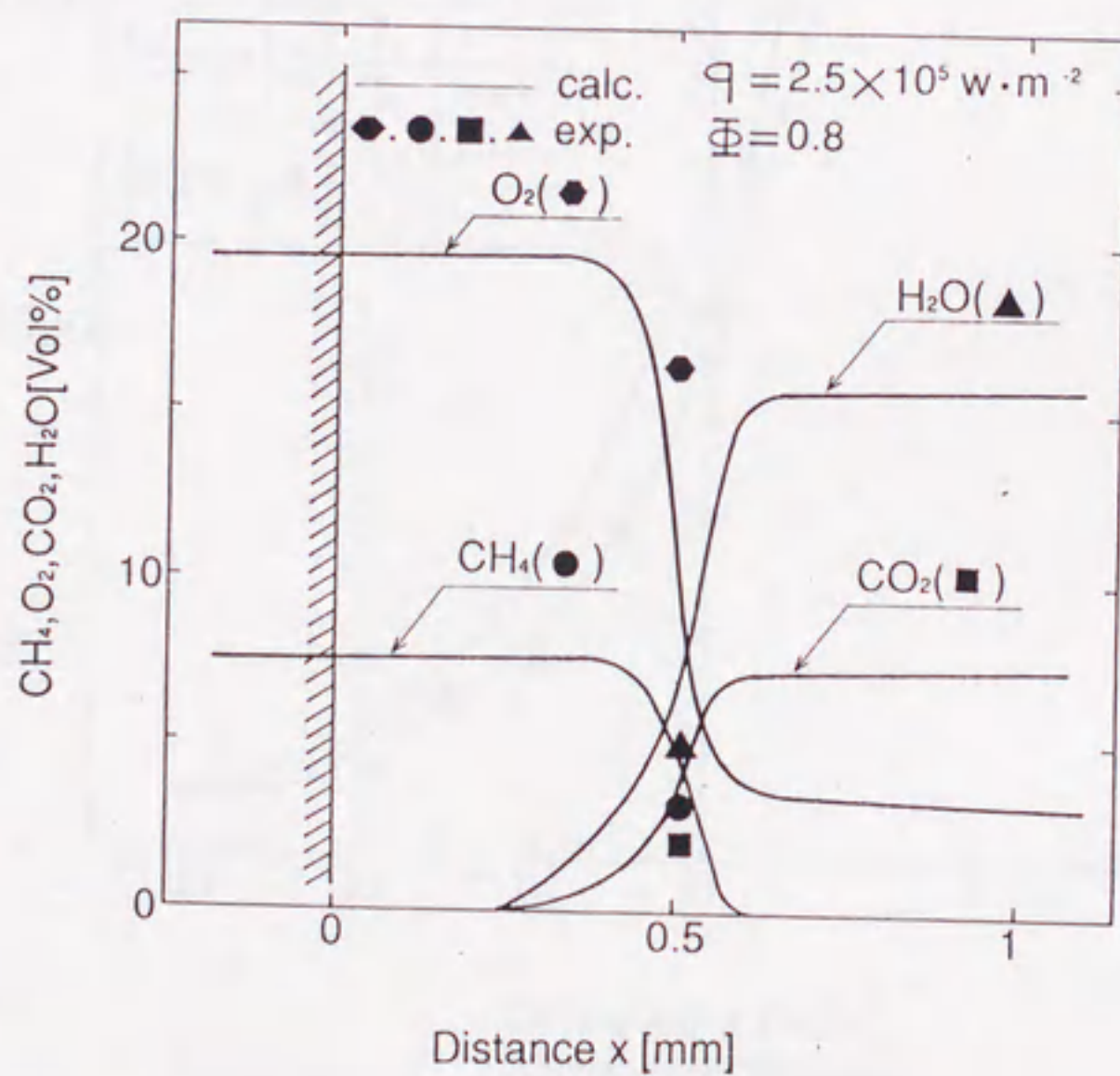


Fig.6-6 Distribution of combustion gas component along the gas stream ($\Phi = 0.8$)

(2) 多孔質体の厚さの影響

Fig. 6-7 は燃焼ガスの流れ方向のガス及び多孔質固体の温度分布に与える多孔質固体の厚さの影響を示したものである。多孔質固体の厚さが厚いものほど表面温度が上がっているが、これは多孔質固体が薄い場合には底部から供給する予混合気により固体表面が冷却されるためである。燃焼帯の位置は多孔質固体を出た後のガス温度の急激な上昇がみられるポイントであり、多孔質固体の厚さが厚いものほど表面に近くなっているのがわかる。この実験結果は本理論解析によりうまく説明されたと言える。

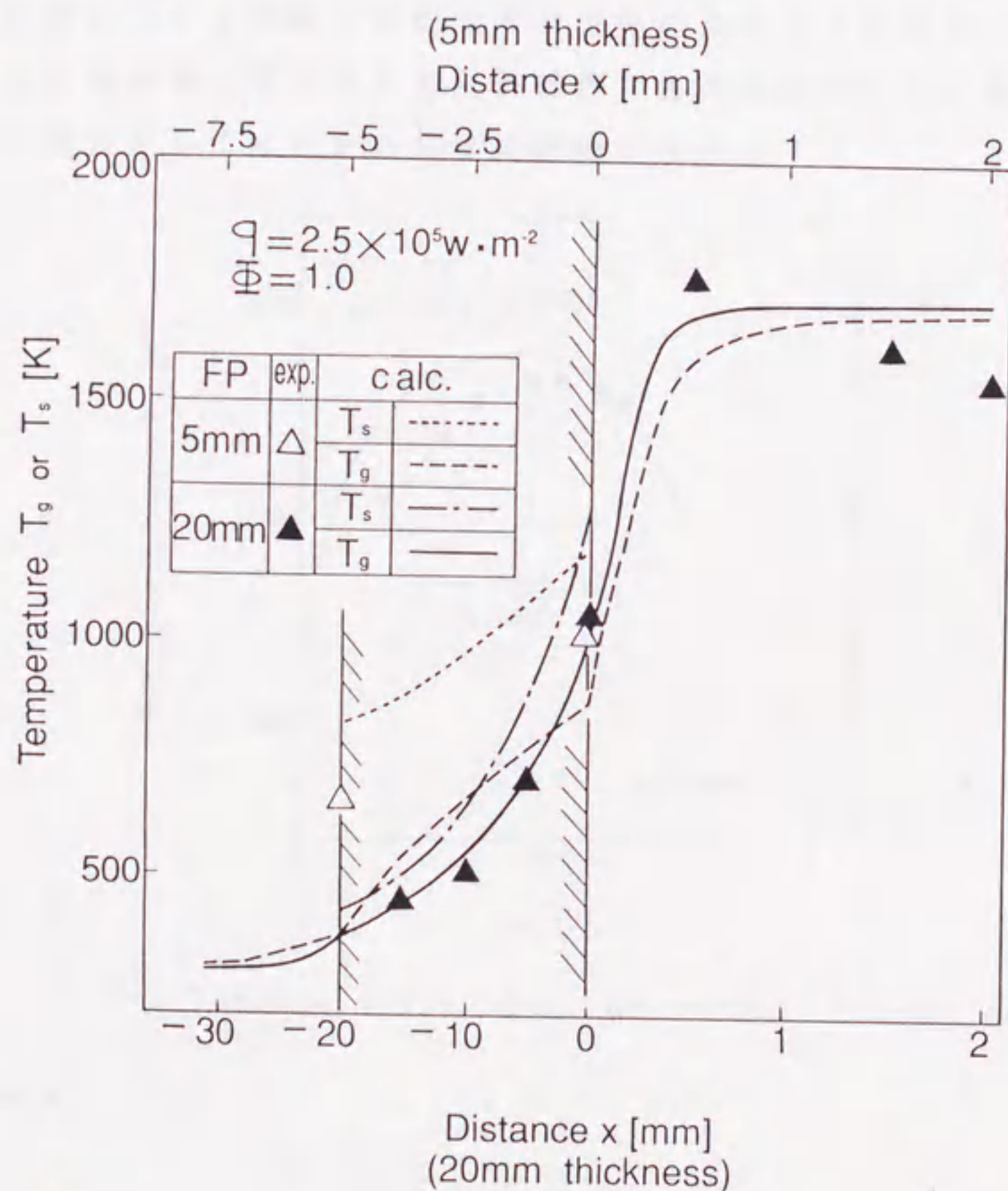


Fig.6-7 Temperature distribution in the vertical direction along the gas stream

(3) 燃焼負荷量の影響

Fig. 6-8は $\Phi = 1.0$ を対象に横軸に空筒基準のガス流速をメタン-空気火炎の一次元層流予混合燃焼速度⁽¹⁰⁾で割った無次元のガス流速をとっており縦軸に多孔質固体表面温度をとったものである。実験結果も理論解析結果も $u/S_u = 0.5$ で表面温度が最高になっている。この現象は次のように説明される。多孔質固体表面からの輻射エネルギー損失が表面温度の増大と共に著しく増大し火炎温度は断熱火炎温度より減少する。無次元ガス流速が0.5以上ではガス流速が u/S_u の増加と共に一次元層流予混合燃焼速度に近づく。また固体表面における実際の燃焼速度が放熱のため S_u よりも小さくなり、燃焼帯の位置が表面から遠ざかり多孔質固体表面の温度が減少する。このため燃焼負荷量が増大するにもかかわらず表面温度は減少する。

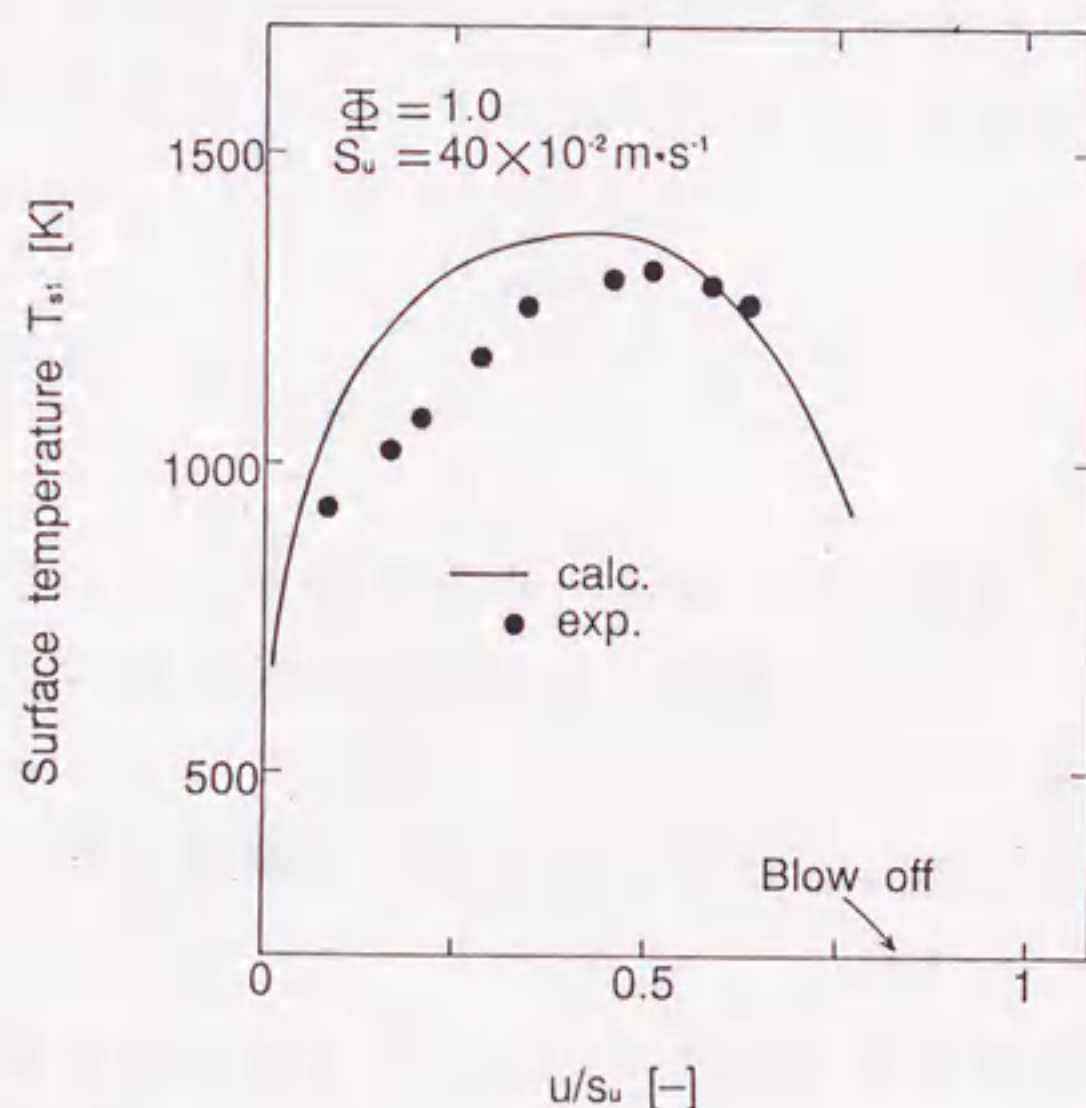


Fig.6-8 Surface temperature of porous ceramic plate

6-4 考察

多孔質固体を利用したメタン-空気の燃焼特性に与える各種のパラメータの影響を研究した文献⁽³⁾によると予混合火炎は多孔質固体の表面または内部には形成されず表面から1mm以内ではあるが離れたところに安定的に形成される。

この燃焼機構を反応速度と熱収支から考察する。仮に燃焼速度がガス流速よりも速ければ、火炎は多孔質固体の上流方向に伝播する。火炎が固体表面に近づくにつれ、表面温度は上昇し輻射による放熱量が増大する。そのため燃焼速度が減少すると共に火炎温度も減少する。この結果、最終的には火炎は多孔質固体表面上の燃焼速度とガス流速が均衡する適当な位置に保持される。これがこの種のバーナにおいて多孔質固体の方への逆火が起こりにくい理由と考えられる。

本章では簡略化したモデルにて火炎が上述したような機構により多孔質固体上に安定的に形成されることを確認した。実験結果との整合性はまだ不満足な点もあるが、比較的単純化した仮定に基づき、これまで述べた理論をベースにたてた基礎方程式により、燃焼特性の傾向を説明しうる安定解をうることができた。F i g s. 6-3 から 6-7 の理論計算結果は火炎が表面から 1 m m 以内のところに形成されていることを示しており、実験結果ともよく一致するものである。

結 言

- (1) 予混合気は多孔質固体を通過する間に予熱されるため、多孔質固体の厚さの厚いものほど表面温度が高くなる。
- (2) 燃焼帯は $\Phi = 1.2$, $\Phi = 1.0$, $\Phi = 0.8$ の当量比の中では $\Phi = 1.2$ の場合に多孔質固体に最も近づくことが表面温度及び燃焼ガスの組成から分かった。
- (3) 燃焼負荷量を増加して行くにつれ火炎は多孔質固体の表面に近づくと共に表面温度も高くなる。しかしさらに燃焼負荷量を増加させるとガス流速が表面における燃焼速度より速くなり燃焼帯が多孔質固体表面から離れ、表面温度は減少する。
- (4) 実験結果の傾向は理論計算の結果により比較的よく説明された。
- (5) 火炎は表面から 1 m m 以内の燃焼速度とガス流速の均衡するところに保持される。

付録

無次元化式

6-2-2において導出した支配方程式は無次元化すると次のようになる。

伝熱の式は

ガス側

$$-\infty < X < 1 : \quad \frac{\partial^2 \theta_a}{\partial X^2} = \frac{R_{eo} P_r}{d_o / B} \frac{\partial \theta_a}{\partial X} - \Delta H \cdot \quad (A-1)$$

$$-1 < X < 0 : \quad \frac{\partial \theta_a}{\partial X} = - (M / R_{eo} P_r) (\theta_a - \theta_s) \\ + \epsilon_o (\alpha / u B) \Delta H \cdot \quad (A-2)$$

$$0 < X < \infty : \quad \frac{\partial^2 \theta_a}{\partial X^2} = \frac{R_{eo} P_r}{d_o / B} \frac{\partial \theta_a}{\partial X} - \Delta H \cdot \quad (A-3)$$

固体側

$$-1 < X < 0 : \quad \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial X^2} = -M (\lambda_a / \lambda_e) (B / d_o) (\theta_a - \theta_s) \quad (A-4)$$

初期条件と境界条件は

$$X = -\infty : \quad \theta_a = 1 \quad (A-5)$$

$$X = -1 : \quad \frac{\partial \theta_s}{\partial X} - \frac{\epsilon}{4 N \cdot} (\theta_{s2}^4 - 1) - (\lambda_a / \lambda_e) \frac{\partial \theta_a}{\partial X} = 0 \quad (A-6)$$

$$X = 0 : \quad \frac{\partial \theta_s}{\partial X} + \frac{\epsilon}{4 N \cdot} (\theta_{s1}^4 - \theta_a^4) - (\lambda_a / \lambda_e) \frac{\partial \theta_a}{\partial X} = 0$$

(A-7)

ここで

$$\theta = T / T_0, \quad X = x / B, \quad N_{uv} = h_v d_v / \lambda_a, \quad R_{ev} = d_v \rho_a U / \mu$$

$$Pr = C_{va} \mu / \lambda_a, \quad M = N_{uv} B S, \quad N^* = \lambda_a / (4 \sigma T_0^3 B)$$

$$\Delta H^* = (B^2 / \lambda_a T_0) R \Delta H, \quad \alpha = \lambda_a / C_{va} \rho_a$$

(6-10) から (6-12) までの質量の保存則は無次元化し

$$-\infty < X < 1 : \quad \frac{\partial Y_j}{\partial X} + \frac{B}{\rho_a U} R_j M_j = 0 \quad (A-8)$$

$$-1 < X < 0 : \quad \frac{\partial Y_j}{\partial X} + \epsilon_v \frac{B}{\rho_a U} R_j M_j = 0 \quad (A-9)$$

$$0 < X < \infty : \quad \frac{\partial Y_j}{\partial X} + \frac{B}{\rho_a U} R_j M_j = 0 \quad (A-10)$$

Nomenclature

A_0, A_0'	=constant in frequency factor	$[cm^3/mol. \cdot s]$
B	=thickness	$[m]$
$C_{p,0}$	=specific heat at constant pressure	$[kJ/Kg \cdot K]$
E_0	=activation energy	$[J/mol.]$
G_0	=mass velocity	$[Kg/s]$
ΔH	=heat of reaction	$[kJ/mol.]$
h_0	=heat transfer coefficient	$[kJ/m^2 \cdot s \cdot K]$
Q	=heat flux	$[kJ/m^2 \cdot s]$
q	=heat load	$[W/m^2]$
R	=reaction rate	$[mol./s]$
S	=specific surface area	$[m^2/m^3]$
S_u	=laminar flame speed	$[m/s]$
T	=temperature	$[K]$
U	=superficial gas velocity	$[m/s]$
x	=coordinate in flow direction	$[m]$
X	=dimensionless coordinate in flow direction	$[-]$
Y	=mass fraction of species	$[Kg/Kg]$
Greek symbols		
ϵ	=emissivity	$[-]$
ϵ_0	=porosity	$[-]$
θ	=dimensionless temperature	$[-]$
λ_e	=effective thermal conductivity	$[kJ/m \cdot s \cdot K]$
λ_a	=conductivity of gas	$[kJ/m \cdot s \cdot K]$
μ	=viscosity	$[Kg/m \cdot s]$
ρ_a	=density of gas	$[Kg/m^3]$
σ	=Stefan-Boltzmann's constant	$[kJ/m^2 \cdot s \cdot K^4]$
Φ	=equivalence ratio	$[-]$

Subscripts

a =atmosphere
0 =initial
1 =surface of porous ceramics(downstream side)
2 =surface of porous ceramics(upstream side)
cond =conduction
g =gas
rad =radiation
s =solid

Literature Cited

- 1) Andrews, G. E. and D. Bradly: Combustion and Flame, 19, 275(1972)
- 2) Golombok M., A. Prothero, L. C. Shirvill and L. M. Small:
Combustion Science and Technology 70 203(1991)
- 3) Itaya, Y., K. Miyoshi, S. Maeda and M. Hasatani:
Kagaku Kogaku Ronbunshu, 16, 56(1990)
- 4) The society of Chemical Engineers, Japan:
Kagaku Kogaku Binran 4th ed., 71
- 5) The society of Chemical Engineers, Japan:
Kagaku Kogaku Binran 4th ed., 86
- 6) The society of Chemical Engineers, Japan:
Kagaku Kogaku Binran 5th ed., 355
- 7) The society of Chemical Engineers, Japan:
Kagaku Kogaku Binran 5th ed., 363
- 8) Melvin G. and William B. S.: 14th Symp on Comb, 1109(1972)
- 9) Robert, C. Reid et al: "The Properties of Gases
and Liquids", 3rd ed., McGraw-Hill Book Company
- 10) Roger A. Strahlow: "Combustion Fundamentals",
McGraw-Hill Book Company
- 11) Smoot, L. D., W. C. Hecker and G. A. Williams:
Combustion and Flame, 24(1975)
- 12) Strachan, D., J. Dubois and G. Lestrat:
International Gas Research Conference Preprint pp196-203(1989)
- 13) Yagi, S., D. Kunii and N. Wakai: AIChE J., 6, 543(1960)
- 14) Yoshinari, Y: J Patent H4-5859(1992)
- 15) Yoshizawa Y., K. Sasaki and R. Echigo: Trans. JSME, 52 482(1986)

終章

本研究は都市ガスを産業分野へ利用する際の高効率なシステムを構築することを目的としたものであり、バーナの燃焼を利用したシステムを対象として産業分野への利用において中核的技術課題となる輻射加熱に焦点を置きおこなったものである。これらの研究成果を利用して、工業炉の設計の高精度化を図るとともに高性能な燃焼システムの確立を目指すものである。本論文は7章からなっているが、序章で産業用加熱システム全般について概観した後、2章から6章までにおいて産業用加熱システムの最も重要な部分となる輻射を中心に議論を展開している。第2章および第3章ではラジアントチューブバーナを利用した間接加熱炉を対象に、伝熱設計技術の向上および高精度化をねらいに、理論的な輻射解析の手法を用いた性能予測結果と実験結果との比較検討を行うことにより、実用的に利用されている間接加熱炉における性能予測及び設計手法の確立をすることを目的としたものである。2章では比較的単純なモデルを対象に理論解析を行い、輻射解析手法の間接加熱炉への適用性を検討したものである。3章ではこれを発展させ間接加熱炉にて一般的に加熱処理される複雑な形状の被加熱物を対象にこの加熱プロセスの理論解析を行い実験結果と比較検討をした。第4章から第6章までは工業用の輻射を主体にした燃焼器に関するものである。第4章では輻射を主体とした間接加熱で都市ガスを利用する際に使用されるラジアントチューブバーナの表面温度の均一化をねらいとしてチューブ内にアルミナ粒子を充填し燃焼時にアルミナ粒子を流動化させた燃焼器の燃焼特性及びチューブ表面温度分布に関する伝熱特性を研究したものである。第5章では第4章で試みた燃焼器をさらに発展させチューブ内に入れたアルミナ粒子をチューブ内部で循環流動させることにより表面の温度分布の均一化及び燃焼効率のアップをねらって考案した燃焼器を対象とした。本章ではまず、循環流動にかかわる特性を明らかにするために、循環流動層型ラジアントチューブバーナを対象に試作したコールドモデルにて研究を行ったものである。第6章では多孔質固体を利用して燃焼ガスの持つ熱を固体の輻射熱に変換するバーナの燃焼特性を研究したものである。表面燃焼バーナの輻射特性に重要な影響を及ぼす固体表面温度及びこれに関連する燃焼上の要素について理論的に検

討したものである。

以上第2章から第6章まで都市ガス利用の産業用加熱システムに関し、輻射を中心としたシステムについて研究したものであるが、ここでこれらの各章における結論の主たる部分をまとめる。

第2章ではほぼ実規模大の間接加熱炉を利用し輻射加熱解析と同時に実験を行った。精度のよい理論解析を行い実験結果をうまく説明できるようにするために炉壁、ヒータ、被加熱物の射出率及び炉内の対流熱伝達係数は実測により求めた。この結果

(1) 断熱材の目地、ヒータ・ファン等の炉体を貫通しているもの、被加熱物の支持部材等炉内伝熱を解析を複雑にする要素が多くある実規模大の炉においても理論解析の結果と実験結果は比較的良く一致した。

(2) ヒータのインプットの影響についてはインプットを小さくすると所定温度に達するまでの時間は長くなるが全投入熱量は変わらず、被加熱物の温度分布の均一化は進む。被加熱物の表面の射出率については射出率が小さい場合には温度の上昇は遅いが輻射伝熱の割合が小さいために被加熱物表面の温度分布は均一化する。

第3章では第2章で使用した間接加熱炉を利用し、被加熱物としてボルトが鉄製のバケット内にランダムに充填されているような実用的に使用されているものを対象に行った。第3章において、対流熱伝達係数は炉内攪拌ファンにより引き起こされる炉内の流れを理論的に解析しこの結果をもとに決定した。またボルト充填層内の熱伝導は有効熱伝導度として扱い、実験結果との比較を行った上で最も妥当と思われるZehnerらの式を採用した。3次元非定常の解析であったにもかかわらずボルト充填層内の温度分布の理論解析結果は実験結果を比較的良く説明できるものであった。また炉壁、炉内雰囲気、被加熱物表面の温度について理論解析結果と実験結果はほぼ一致し、実用的な炉においてもこの解析手法が有効であることを確認した。

第4章では輻射加熱に一般的に利用されるラジアントチューブバーナのチューブ表面の温度の均一化および熱効率の向上をねらい、ラジアントチューブバーナのチューブ内にアルミナ粒子を充填し、燃焼ガスにより流動化させる方式の燃焼器を開発したものである。またこのバーナ内の伝熱機構を調べるため比

較的簡単な2次元モデルでの解析を行った。この結果、流動層を設けない一般のラジアントチューブバーナの場合は内管からの輻射伝熱が支配的であり内管の温度分布が外管の温度分布にも影響を与えるのに対して、流動層を設けた場合にはバーナ外管への伝熱は流動層からの伝熱が支配的になると共に、流動層内の軸方向有効熱伝導度が非常に大きいためにラジアントチューブバーナの外管表面温度が均一化することが明らかになった。

第5章では第4章の研究をさらに発展させラジアントチューブバーナの内管と外管の間に円筒状の仕切り板を入れライザー部とダウンカマー部を作りアルミナ粒子をチューブ内で循環流動させることによりチューブ表面の温度の均一化をねらったものである。この章では循環流動の基本的特性を調べるためコールドモデルで実験を行った。透明なモデルを利用して循環流動させるための空気量を順次変化させ調べた結果、最初はライザー部、ダウンカマー部とも一般の流動層状態となっているが、徐々に循環流動状態となり、さらに空気量を増加させるとアルミナ粒子が上部の金網に堆積し循環流動が継続されなくなることがわかった。この粒子循環流動化流量及び流動範囲は初期充填層高さ及び粒子径により大きく異なる。またダウンカマー内の粒子はバブリングせずに単純に下降する移動層である。ライザー内の圧力変動は、ピーク値を持ち、その位置は気泡が筒径程度に成長する点と一致する。

第6章では多孔質のセラミックを燃焼熱の輻射変換体として利用した表面燃焼バーナの燃焼特性を研究したものである。理論解析は1次元でかつ総括的な燃焼反応を仮定したもので、この結果は実験結果をよく説明できるものであった。表面燃焼バーナにおける燃焼機構としては、燃焼器に供給された予混合気は多孔質体を通過する間に予熱されるため多孔質固体の厚さが厚いものほど表面温度が高くなる。燃焼帯は表面から1 mm 以内の位置の燃焼速度とガス流速の均衡する位置に形成され、燃焼負荷量が大きくなると最初は火炎帯が表面に近づくために表面温度は上昇するがさらに増やすとガス流速が速くなるために火炎帯が表面から離れ表面温度は減少する。当量比の影響としては理論混合比より少し大きいところで燃焼帯が表面に最も近づくことがわかった。

以上に各章で得られた結論を要約をしたが、これらの研究成果を利用して都市ガスによる加熱炉内の温度分布の均一化及び熱効率の向上等の輻射加熱にお

ける高性能化を図るための実用面の開発が今後の課題である。また加熱面の高性能化と共に輻射加熱が応用されるような高温分野においては機器の耐熱性、耐久性についても併せて検討がされなければならない。

論文目録

論文題目	掲載誌	共著者名
ラジアントヒータを利用した間接加熱炉の非定常伝熱解析	化学工学論文集 Vol. 15, No. 1, (1989)	鈴木英夫, 梅田良人 新井紀男, 架谷昌信
ボルト充填層を被加熱物とする間接型加熱炉の3次元非定常伝熱解析	化学工学論文集 Vol. 16, No. 2, (1990)	伊藤広之, 梅田良人 渡辺哲男, 水溪孝章 新井紀男, 架谷昌信
流動層を設けた二重管型輻射加熱バーナの開発及び装置伝熱特性	化学工学論文集 Vol. 17, No. 2, (1991)	山田進, 渡辺哲男 松田仁樹, 架谷昌信
粒子循環を利用した新型放射管バーナコールドモデル内の粒子流動特性	化学工学論文集 投稿中	水溪孝章, 内田昭典 松田仁樹, 架谷昌信
Combustion Mechanism of Methane-Air on the Surface of a Porous Ceramic Plate	化学工学論文集(英文誌) 投稿中	板谷義紀, 三好一仁 架谷昌信

国際会議目録

論文題目	会議名	共著者名
DEVELOPMENT OF A NEW TYPE OF METHANE COMBUSTION BURNER WITH FLUIDIZED BED	第4回中日流動層学術 会議予稿集	水溪孝章, 中村泰久 松田仁樹, 架谷昌信

謝 辞

本研究は名古屋大学工学部架谷昌信教授の懇切な指導のもとに行われたものであり、ここに謹んで感謝の意を表します。また本論文にかかわる研究に名古屋大学工学部の野村教授、外山教授、松田助教授に有益な御助言を賜りました。

名古屋大学工学部の新井教授並びに板谷先生から大変有益なご指導と御助言を賜りましたことを深く感謝いたしますと共に渡辺先生には論文をまとめるに当たり各種のご援助をいただきましたことを感謝します。

尚、この研究を遂行するに当たりご支援いただいた東邦ガス株式会社の荒川専務、奥田取締役、秦部長、小川部長およびお骨折りいただいた上司の方々に感謝致します。また直接この研究の実験及び理論解析等に努力いただいた伊藤広之、梅田良人、水溪孝章、山田進の各氏には深く御礼を申し上げます。

平成 5 年

中村泰久

22

Inches 1 2 3 4 5 6 7 8
Centimetres 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19

KODAK Color Control Patches

© The Tiffen Company, 2000

Kodak
LICENSED PRODUCT

Blue Cyan Green Yellow Red Magenta White 3/Color Black



Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM: Kodak

A 1 2 3 4 5 6 M 8 9 10 11 12 13 14 15 B 17 18 19

