HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉を用いたガス化溶融炉システムの性能予測に関する研究
Author(s)	岡崎, 輝幸
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第11125号
Issue Date	2013-09-25
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k11125
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/53851
Type	doctoral thesis
File Information	Teruyuki_Okazaki.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉を用いた
ガス化溶融炉システムの性能予測に関する研究

Study on Performance Prediction of Vertical Swirling Melting Furnace with Multistage Air Nozzles for a Municipal Solid Waste Gasification and Melting System

平成２５年９月

北海道大学大学院工学研究院
岡崎　輝幸

目次

第 1 章　緒論 4
1.1　本研究の背景 4
1.1.1　廃棄物処理の現状 4
1.1.2　廃棄物ガス化溶融技術 8
1.1.3　キルン式ガス化溶融炉の技術課題 12
1.2　本研究の目的 13
1.3　本論文の構成 13
第 2 章　ロータリーキルン式熱分解炉と多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉を用いたガス化溶融炉の開発 17
2.1　緒言 17
2.2　システムの構成 18
2.3　システムの概念設計 20
2.3.1　大気汚染防止性能 20
2.3.2　物質収支 21
2.3.3　エネルギー収支 25
2.4　結言 27
第 3 章　ロータリーキルン式乾燥炉と熱分解炉の性能予測 29
3.1　緒言 29
3.2　ロータリーキルン式乾燥炉の熱輸送計算ツールの開発 30
3.2.1　乾燥炉のモデル化 30
3.2.2　ごみの乾燥モデル 33
3.2.3　炉底ごみと浮遊ごみの伝熱モデル 34
3.2.4　輸送モデル 35
3.3　ロータリーキルン型熱分解炉の熱輸送計算ツールの開発 37

3.3.1　熱分解炉のモデル化 37
3.3.2　輸送モデル 38
3.4　計算手順 44
3.5　ロータリーキルン型の乾燥炉と熱分解炉の熱輸送計算ツールの精度検証 46
3.5.1　乾燥炉の熱輸送計算ツールの精度検証 46
3.5.2　熱分解炉の熱輸送計算ツールの精度検証 52
3.6　結言 56
第 4 章　多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉の開発 62
4.1　緒言 62
4.2　多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉 62
4.2.1　溶融炉の構造 62
4.2.2　溶融炉の燃焼方式 64
4.3　縦型旋回溶融炉の空気の投入方法 66
4.4　スラグタップの設計手法 72
4.5　縦型旋回溶融炉の熱設計 80
4.6　実証試験における溶融炉の性能評価 87
4.6.1　熱収支モデルの検証 87
4.6.2　スラグの安定排出とスラグ化率 91
4.7　実機の性能評価 91
4.7.1　溶融炉設計における制限事項 91
4.7.2　実機の性能予測 92
4.8　結言 96
第 5 章　多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉の流動状態の分析 101
5.1　緒言 101
5.2　ラージエディーシミュレーションによる流動解析 101
5.2.1　計算モデル 101

5.2.2　解析体系 103
5.2.3　解析条件 105
5.3　旋回速度分布の比較 107
5.4　下降する空気の流動メカニズム 108
5.5　下降流量比が急増する時の流動状態の分析 111
5.6　炉内で粒子が滞留するためのメカニズム 113
5.7　各ノズルの空気分配 115
5.8　結言 117
第 6 章　結論 121
6.1　本研究の結論 121
6.2　将来への展望 125
本研究に関連する主要論文 126
本研究に関連する主要特許 126
本研究に関連する主な口頭発表 127
謝辞 128

第 1 章　緒論

1.1　本研究の背景

1.1.1　廃棄物処理の現状

わが国では資源の消費に重点を置いた社会から，循環型の社会への変換を目指してきた．この循環型社会の構築には，資源の取得，消費，廃棄に関する情報を正確に知ることが重要となる．このうち，廃棄に関しては，環境に与える影響も大きく，適切な廃棄方法を確立すること無く，循環型社会を形成することは不可能と言える．

廃棄に関する項目の中で，家庭から排出される一般廃棄物の処理は，2000 年の循環型社会形成推進基本法に基づいて，「3R」の思想に基づいて実施されている．この中では，(1)排出量の抑制，(2)再利用，(3)マテリアルリサイクル，(4)サーマルリサイクルという優先順位が定義されている．従って，一般廃棄物の処理も，この思想を反映したものにならねばならない．

ところで，アジア諸国をはじめ，わが国では，一般廃棄物はその大部分を焼却して処理する．焼却処理は，埋め立て処分に比べると，衛生面の観点から優位である．しかしながら，これまでに焼却処理に伴ういくつかの問題が生じた．まず，1990 年代に廃棄物処理場から排出されるガスや焼却灰から，ダイオキシン類が検出されて，社会問題となったのは記憶に新しい．次に，日本は国土が狭いため，ゴミ処理施設から発生する焼却灰を埋め立てする場所を新たに見つけることが難しい．このため，徐々に焼却灰を処理する最終処分場の容量が逼迫している．

そこで，ダイオキシン類の発生低減対策としては，排ガスの温度を高める燃焼を実施することで，排ガス中のダイオキシン類を分解する手法が取られた．また，飛灰中に含まれるダイオキシン類は，バグフィルタを用いてその大部分を回収している．一方，焼却灰は，その最終処分への排出量を減らすため，溶融して，減容化するプラントが多く建設されてきた．これらの問題を同時に解決可能な焼却システムとして，ガス化溶融炉が 1990 年代から有力な手法として

採用されてきた.

ガス化溶融炉とは，ごみを熱分解するプロセスと，ごみ中の灰分を溶融してスラグ化するプロセスを有する廃棄物処理設備を指す.

図 1.1 に示すように，平成 23 年度において，わが国における一般廃棄物処理量は 18.6 万トン/日であり，そのうち 1.7 万トン/日（約 9%）がガス化溶融システムで処理されている[1].

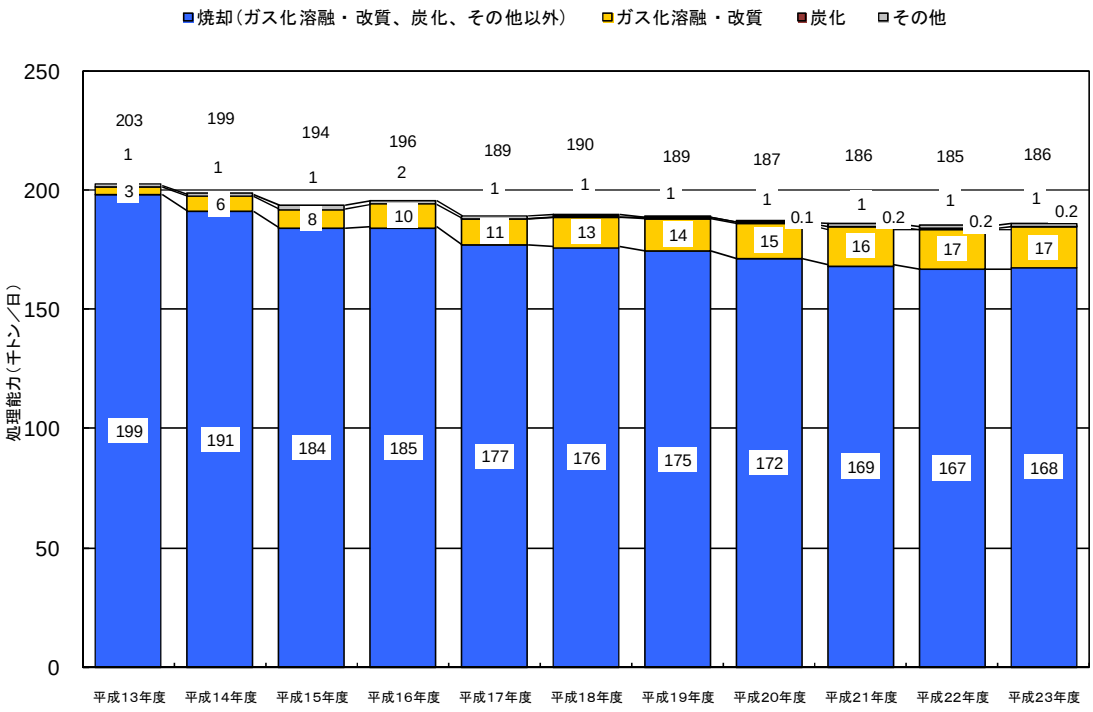


Fig. 1.1　Disposal capacity in Japan

ダイオキン類に関しては，平成 9 年（1997 年）にごみ処理に係るダイオキシン類発生防止等ガイドラインが発行され[2]，平成 13 年（2001 年）にダイオキシン類対策特別措置法が施行された[3]．図 1.2 に示すように，ガイドラインと法令の施行後に，その発生量は大幅に減少している[4]．この理由は，ガス化溶融だけでなく，従来型のストーカ型廃棄物処理施設でも高温で燃焼するための改造や立替を進めた効果による.

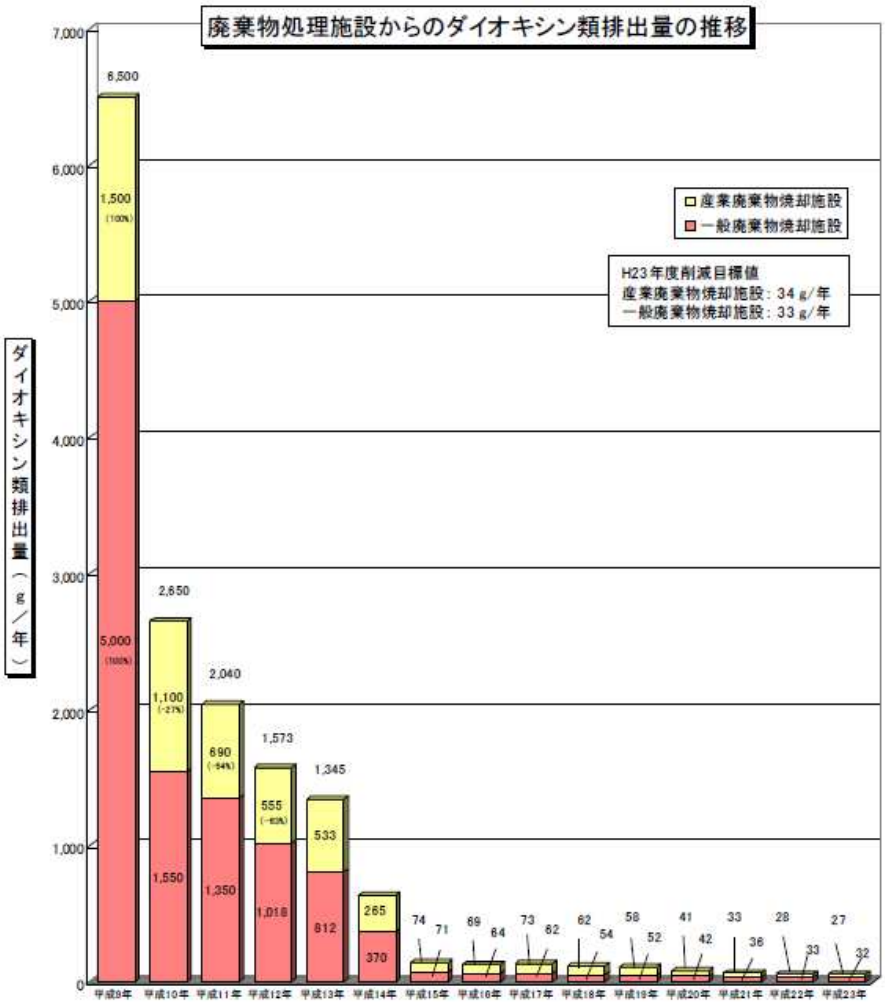


Fig. 1.2　Changes in the amount of dioxin emission from incineration plants in Japan

図 1.3 に一般廃棄物の総排出量を, 図 1.4 に最終処分場の残余容量を示す[1]. 図に示すように, 平成 23 年度における一般ごみの排出量は 4539 万トンである. 総排出量は，平成 12 年をピークとして減少傾向にあるものの，図 1.4 に示すように，最終処分場の残余容量は年々低下している．図によると，平成 23 年の段階で, 最終処分場の残余容量が 19.4 年で無くなることが示唆されている. また, ごみの最終処分量の減少により，残余年数は伸びる傾向を示しているのは，好ましい状態ではあるが，新規に最終処分場を確保できないと，将来ごみ処理に

弊害が生じるのは想像に難くない.

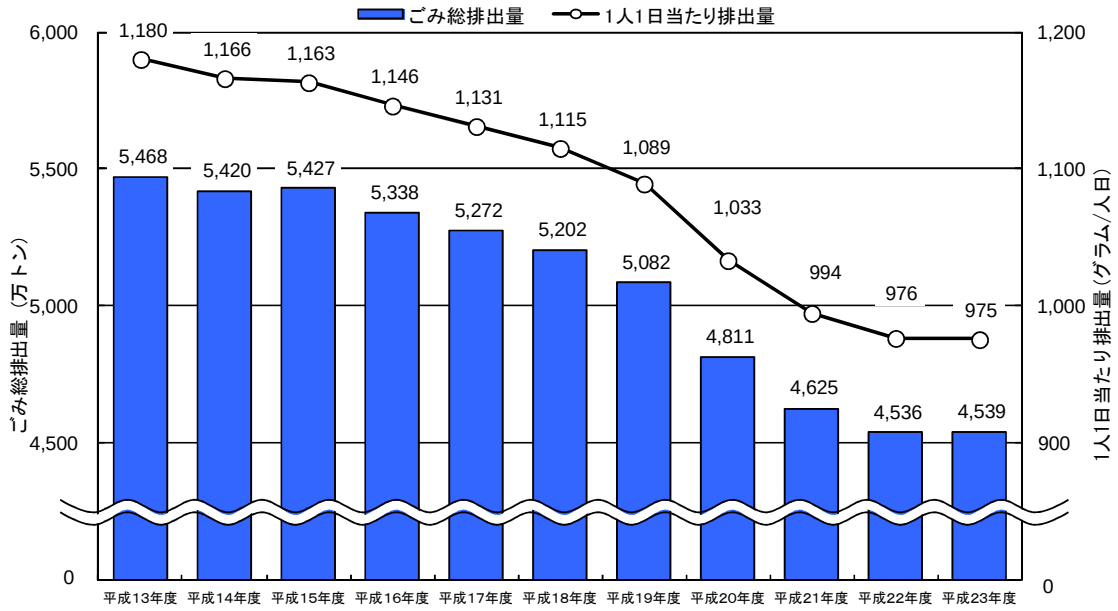


Fig. 1-3　Changes in the amount of municipal solid waste generation in Japan

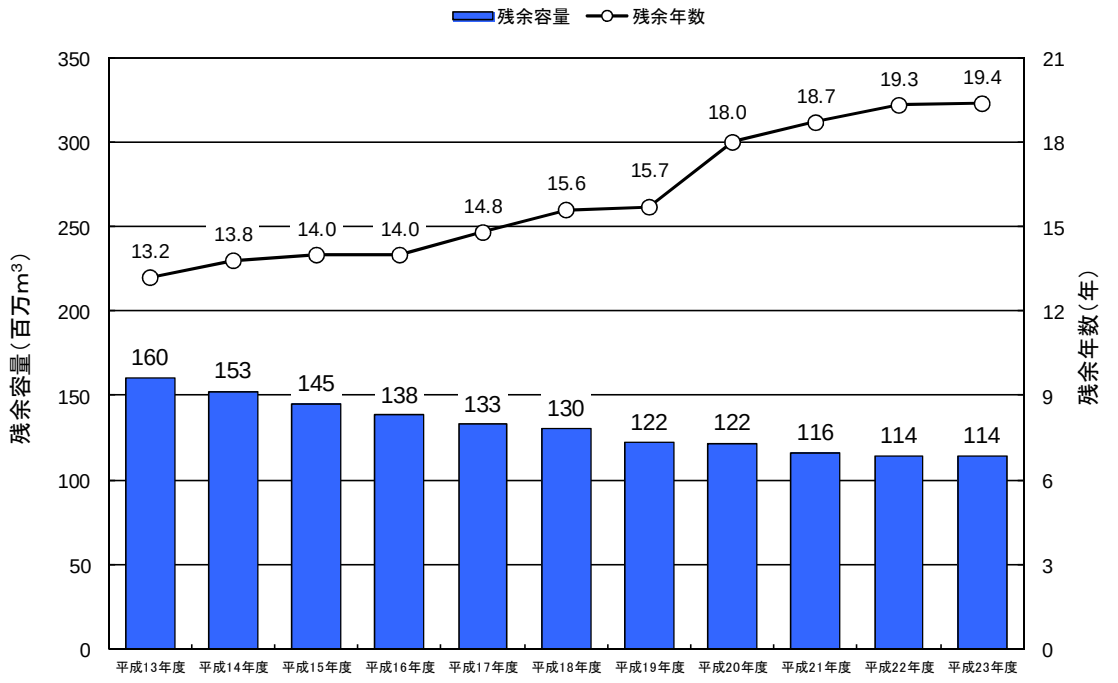


Fig. 1.4　Changes in the amount of remaining landfill capacity

ガス化溶融炉の特徴として，有価物の回収がある．灰の溶融処理で発生するスラグも JIS 化され(JIS A5031,JIS A5032)，今後路盤材や，セメントなどにも広く使われることが期待されている．また，ガス化のプロセスで，金属類を有機物と分離して回収することもできる．従って，ガス化溶融炉を用いれば，最終処分される物質の量が減少し，最終処分場の延命に役立つ．このように，わが国において，ガス化溶融炉は，循環型社会への転換に一役買うことのできるシステムといえよう．

循環型社会へ向け，一般廃棄物の処理おいてもマテリアルリサイクルが可能なシステムを積極的に活用すべきである．また，廃棄物の有する熱エネルギーを活用（サーマルリサイクル）して，効率的にプラント運転する必要がある．特に，東日本大震災以降は，原子力の代替エネルギーの一部として，廃棄物のもつエネルギーの活用が望まれている．

1.1.2　廃棄物ガス化溶融技術

1990 年代以前，一般廃棄物の焼却には，火格子（ストーカ）で廃棄物を移送しながら，燃焼用空気を火格子下部から供給して燃焼するストーカ式の焼却炉が一般的に活用されていた．この方式は，多くの実績を持ち，技術的にも信頼性が高い．しかしながら当時，炉壁の保護を目的に空気比で 2 以上の燃焼をしていたため，火炎温度が数百度と低く，ダイオキシン類の生成量が多くなる課題があった．このため，国内では，1996 年に環境省のプロジェクトとして，次世代ガス化溶融炉開発促進の委員会が作られ，主にダイオキシンの発生抑制技術として，ガス化溶融炉が開発されてきた．

ガス化溶融炉の種類を表 1.1 に示す．表中のプラントの数は，環境省大臣官房廃棄物・リサイクル対策部廃棄物対策課がまとめた一般廃棄物処理実態調査結果の統計表一覧（平成 23 年度調査結果）に基づき[5]，熱分解方式で整理した時の数である．熱分解炉と溶融炉の組み合わせによって，様々な組み合わせがある．このうち，代表的な 3 種類のガス化溶融炉の特徴を以下に示す．

Table 1.1　Type of municipal solid waste gasification and melting system

熱分解方式	燃焼溶融方式	国内 プラント数	主な国内の開発メーカ
流動床	旋回溶融	38	三菱重工業 日立造船 荏原環境プラント 神鋼環境ソリューションなど
シャフト	（シャフト）	45	新日鉄住金エンジニアリング 川崎技研　など
キルン	旋回溶融	9	三井造船 タクマ 日立 クボタ　など
	表面溶融		

まず，流動床式ガス化溶融炉について説明する．流動床式の熱分解炉では砂などの流動媒体を用い，これを空気で流動状態にする．この中に廃棄物を投入し，500～600℃程度で低酸素の部分燃焼をさせ，廃棄物を熱分解する．金属などの不燃物は流動床下部から砂とともに回収され，分離される．また，熱分解炉で生じた可燃性のガス（熱分解ガス）と，熱分解残さ（チャー）や灰などを含む固体粒子は溶融炉に供給され，高温燃焼する．

図 1.5 に流動床式ガス化溶融炉の概念図を示す[6]．本方式は，以下の長所がある．熱分解炉は竪型で高熱負荷の運転ができるため，炉体がコンパクトになる．溶融炉では廃棄物の保有するエネルギーを利用した自己熱溶融のため，溶融のための電気や燃料は不要となる．一方，課題としては，熱分解炉において，燃焼用の空気は流動媒体の流動用にも使われるため，その量を大きく変えることができず，廃棄物の組成変動に対して，廃棄物の投入量の調整が必要となる．このとき，炉内の圧力変動が大きくなるため，入力変動をうまく制御できなくなる可能性がある[7].

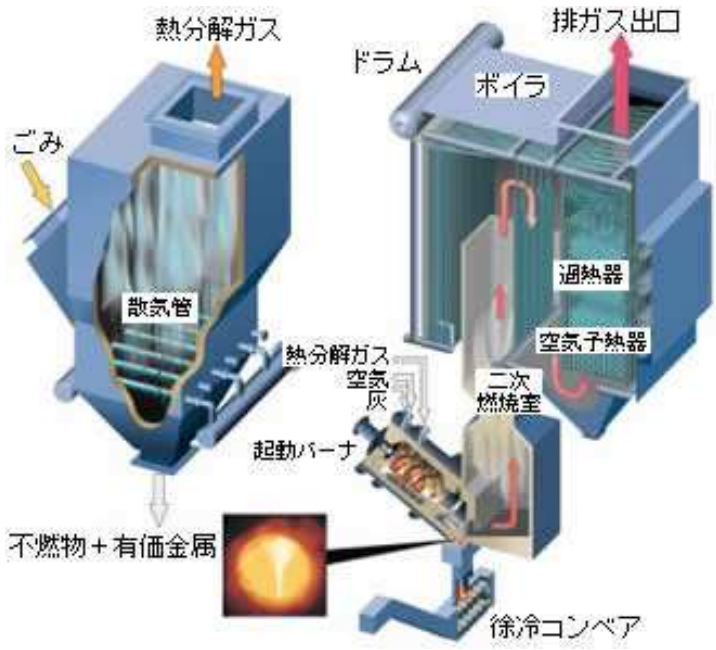


Fig. 1.5　A fluidized bed type gasification and melting furnace

次に，シャフト炉式ガス化溶融炉について説明する．製鉄で実績のあるシャフト炉を用い，熱分解と溶融のプロセスを一体で実施する．直接溶融炉と呼ばれることもある．この方式では，高温溶融のために，コークスを用いるタイプと，酸素だけを用いるタイプがある．通常，炉上部から廃棄物，コークスおよび石灰石を投入し，炉内で層を形成する．炉下方からは燃焼用空気や酸素を供給し，炉下部でコークスの燃焼熱で灰を溶融する．また，ここで生成した高温のガスは，上層にある廃棄物を熱分解し，発生した熱分解ガスは上方に，チャーは層内に残って燃焼する．

図 1.6 にシャフト式ガス化溶融炉の概念図を示す[8]．本方式の長所は，熱分解から燃焼，溶融まで一つの炉でできるため，幅広いごみ質に対応できることである．一方，課題としては，スラグ中からの有価金属類回収が困難なこと，コークスの利用に伴う CO_2 排出量が，他のタイプのガス化溶融炉に比べ，相対的に多いことが挙げられる[7].

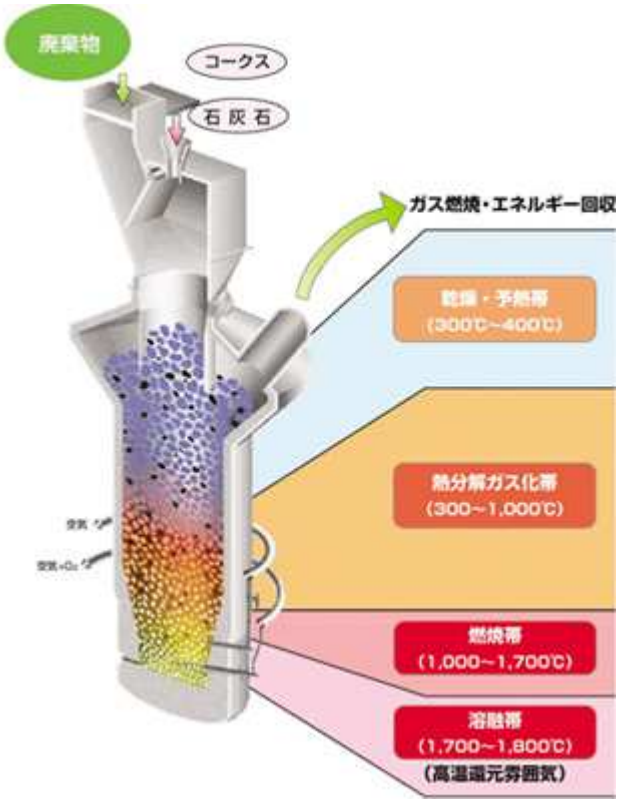


Fig. 1.6　A shaft furnace type gasification and melting furnace

最後に，キルン式ガス化溶融炉について説明する．廃棄物を一旦破砕し，その後ロータリーキルンで乾燥・熱分解させる．ここで，ロータリーキルンとは，横置きにされた円筒状のドラム（キルン）が回転することで，キルン内に投入された固体を輸送する装置である．通常，キルン内の固体の滞留時間が長くなるように設計されるため，固体の反応や加熱に時間がかかる場合に採用される．ガス化溶融に利用する場合，キルン内を酸素不足の状態として加熱し，ごみを蒸し焼きにする（熱分解）．熱分解後のごみはチャーとなり，その温度を 400～450℃程度となるように設計する．そして，キルンの出口で可燃性ガスと，チャーに分離する．チャーは溶融炉に搬送され，燃焼する．

図 1.7 にロータリーキルン式ガス化溶融炉の概念図を示す[9]．本方式の長所は，自己熱による灰の溶融処理が可能な下限のごみ質，いわゆる自己熱溶融限界が他のタイプのガス化溶融炉に比べると，最も低いことである．一方，課題

としては，システムが複雑になっていることである．例えば，乾燥や熱分解のために，事前に廃棄物の破砕が必要であるし，チャー中に金属類が多いとトラブルの原因となるため，溶融炉にチャーを投入する前にチャーから金属を選別する機器も必要になることがある．

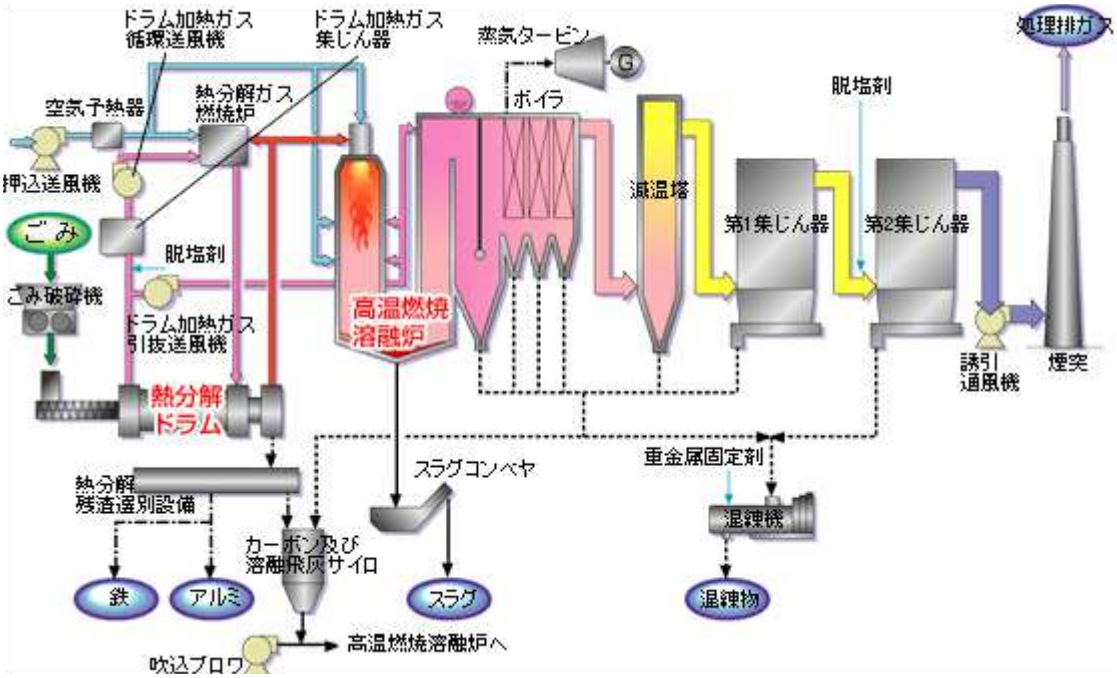


Fig. 1.7　A rotary kiln type gasification and melting furnace

以上から，ガス化溶融炉は焼却灰の資源化や減容化が可能で，ダイオキシン類の生成量も少ないという利点がある．また，それぞれの方式の課題もかなり解決されてきた．しかしながら，施設の連続稼働率が低いことや，燃料・電力消費量，補修費用が予想以上に多いなどの課題もある[10].

1.1.3　キルン式ガス化溶融炉の技術課題

前述のように，キルン式ガス化溶融炉はマテリアルリサイクルや，エネルギーリサイクルの観点からも利点の多いシステムではあるが，乾燥・熱分解・溶融を実現するための機器の点数が多くなり，複雑なシステムとなる．そのため，

キルン式ガス化溶融炉で求められる以下の目標を満たすために，乾燥・熱分解・溶融に係る機器や系統の開発が必要となる．また，より安定で，高い性能を持つプラントとするために，個々の機器の性能を分析・把握し，それぞれの機器が他の機器に与える影響を評価して，プラント全体の制御性を向上する必要がある．

(1)乾燥炉と熱分解炉の組合せにより，幅広いごみ質に対応し，安定した熱分解ができること．

(2)溶融炉ではチャーのみで，安定した燃焼溶融ができること．

(3)高温燃焼によりダイオキシン類の生成を抑制できること．

(4)スラグは重金属の溶出に問題なく，安全性が確保されていること．

(5)灰を循環して処理しなくても，スラグ化率が高いこと．

1.2　本研究の目的

そこで，ガス化溶融炉としての長所を有効に活用したキルン式ガス化溶融システムを考案しなければならない．また，これを実現するためには主要機器であるロータリーキルン式の乾燥炉・熱分解炉，および旋回溶融炉の設計手法を確立する必要がある．

従って本研究では，(1) 乾燥炉と熱分解炉のシミュレータを開発し，非定常にごみ質の変動が起きた時でも，性能を分析可能とすること，(2) 旋回溶融炉の性能予測モデルを開発し，高スラグ化率と，低エミッションを両立した多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉を開発することを目的とした．

尚，本研究の対象は実プラント規模であり，シミュレーション結果は実プラントのデータで検証した．

1.3　本論文の構成

本論文は 6 章から構成されている．

第 1 章では，循環型社会形成のため，一般廃棄物に係る処理方法として，マ

テリアルリサイクルやサーマルリサイクルを可能とするガス化溶融炉が有効な処理方法であることを示した．主要な三種類のガス化溶融炉の特徴をそれぞれ述べた後，特に，キルン式ガス化溶融炉の有益性を示した．しかしながら，キルン式ガス化溶融炉の設計に課題が存在するため，その課題を示した．設計課題は主要機器である乾燥炉，熱分解炉，溶融炉の設計手法の確立し，プラントの制御性を向上することである．

第 2 章では，まず，ガス化溶融炉の処理プロセスを活用することで生じる長所を示した．そして，これらの長所を実現するためのプラントの構成を考案した．本論文で考案したガス化溶融炉では，乾燥・熱分解にはロータリーキルンを用い，熱分解で生じたチャーの燃焼には縦型旋回溶融炉を用いる．この構成で運転することで，ガス化溶融炉の有する長所の多くを実現可能となることを示した．また，実証プラントにおける物質及びエネルギーの収支を示し，システムとしての成立性を確認した．

第 3 章では，ロータリーキルン型の乾燥炉と熱分解炉の設計において，キルン内で起こる非一様かつ非定常な伝熱現象を考慮した予測が重要であるため，それぞれの炉のシミュレータを開発し，その内容について述べた．本シミュレータは炉の設計に活用することを念頭に，計算時間が短い一次元輸送モデルとした．乾燥炉のシミュレータには，ごみを球形粒子とした乾燥モデルや，浮遊するごみと，炉底にあるごみとの熱伝達率を分けて計算する方法を採用した．さらに，回転攪拌翼型と熱風吹き付け型の 2 種類の乾燥炉にも対応させた．一方，熱分解炉のシミュレータには，実験に基づくごみとキルン内筒との熱伝達係数と，キルン内の輻射伝熱モデルを採用し，より精度の高い解析手法を開発した．これらのシミュレータは実機の運転データと比較した．

第 4 章では，本研究で開発した多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉の構造や，燃焼方式を示した後，燃焼状態をコントロールする空気の投入方法について説明した．本溶融炉における，炉下部への空気の安定供給方法については，常温空気を用いた流動試験装置で検討した．試験には 2 種類の装置を用い，

大きさが違うときも同様の流動様式となるかを評価した．次に，溶融炉のスラグ排出構造の設計手法を開発した．スラグを固化せずに排出する方法を示した．炉の形状と空気の投入条件を決めた後，溶融炉内における空気と燃料の分配量を仮定することで，溶融炉の熱設計を実施する手法を考案した．溶融炉内の熱設計は，熱収支を計算するプログラムを開発して実施した．熱収支モデルは実証機の運転条件で検証した．また，本熱収支モデルを実機に用いて，運転を継続するための制約条件を満たす運転範囲を，ごみの組成をパラメータとして，多数回の熱収支計算を繰り返すことで求めた．

第 5 章では, 開発した多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉の炉内の流動を，ラージ・エディー・シミュレーション（LES）によって解析し，(1）炉底方向に下降する空気の流動メカニズムや，(2）3 次空気流量比を増加すると，炉下部への下降流量が急に増加する現象が起きるときの流動メカニズムや，(3）燃料粒子の滞留メカニズムや，(4）熱収支計算での空気の分配の仮定の正しさを明らかにした．

第 6 章では，本研究のまとめと今後の展開を述べる．

第 1 章の参考文献

(1) 環境省 ： 報道発表資料　一般廃棄物の排出及び処理状況等（平成 23 年度）について（お知らせ）（平成 25 年 3 月 28 日）

(2) 環境省ホームページ ： 法令・告示・通達　ごみ処理に係るダイオキシン類の削減対策について
http://www.env.go.jp/hourei/syousai.php?id=11000136

(3) 環境省ホームページ：関連法令・指針等　ダイオキシン類対策特別措置法
http://www.env.go.jp/chemi/dioxin/law.html

(4) 環境省：報道発表資料 廃棄物焼却施設の排ガス中のダイオキシン類濃度等について（お知らせ）（平成 24 年 3 月 16 日）

(5)環境省ホームページ： 施設整備状況・施設別整備状況・焼却施設
http://www.env.go.jp/recycle/waste_tech/ippan/h23/index.html

(6) バブ日立工業株式会社ホームページ ： ガス化溶融炉
http://www.bhic.co.jp/products/plant/incineration/incineration_01/02.html

(7)藤吉秀昭, “各種ガス化溶融炉・改質炉の概要について”, 環境技術　Vol. 28, No.1 2 （1999）,pp.863-870.

(8) 新日鉄住金エンジニアリング株式会社ホームページ ： 環境ソリューション http://www.eng.nssmc.com/business/environment/e_01

(9) 株式会社タクマホームページ ： キルン式熱分解ガス化溶融プラント
http://www.takuma.co.jp/product/waste/general/03kiln01.html

(10) Fujiyoshi, H., “Present Situation of Gasification and Melting Treatment Technology for Municipal Solid Waste in Japan”, *Journal of the Japan Institute of Energy* , Vol. 90, No. 3 (2011), pp. 230-234.

第 2 章　ロータリーキルン式熱分解炉と多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉を用いたガス化溶融炉の開発

2.1　緒言

1 章でも述べたが，ガス化溶融炉は，その処理プロセスを活用することで，以下のような廃棄物処理システムとしての長所を有することができる．尚，これらの長所を多く有するガス化溶融炉は，性能が高いといえる．

（1）ダイオキシン類の発生抑制が可能；

溶融炉内は，灰の溶融点以上の高温雰囲気となるため，ダイオキシン類は，ほとんど完全に分解する．しかしながら，溶融炉からの燃焼排ガスを冷却する過程で，ダイオキシン類は再合成する[11]．300℃前後は最もダイオキシン類が合成されやすい温度域であるため，燃焼排ガスは極力急速に 200℃以下に冷却する必要がある[12]．そのため，1997 年施行の廃棄物の処理及び清掃に関する法律の省令でも「おおむね 200℃以下に冷却できる装置」の設置が義務付けられている[13]．一般的なごみ処理に対しては，環境規制値として 0.1ng-TEQ/m^3 以下が義務づけられている．

（2）スラグや金属を有価物として回収可能；

熱分解過程は，500℃前後の還元雰囲気であるため，鉄は酸化せず，アルミも溶融せずに回収可能である．回収したこれらの金属は，有価物としてリサイクルできる．また，ごみ中の灰分は溶融炉でスラグ化して回収できる．ごみから生成される灰の融点は一般に 1100℃前後で，石炭中に含まれる灰に比べると数百℃程度低い．そのため，溶融炉内に 1300℃程度の領域があれば，灰を溶融スラグ化が可能となる．また，灰分中に含まれる重金属はスラグに固定化され，溶出しない条件を満たすことで，冷却したスラグを，砂の代替品として建築材料などに活用できる．

（3）ごみの有するエネルギーのみで運転継続と発電が可能；

ガス化溶融炉では，廃棄物中の灰分を廃棄物が持っているエネルギーのみで溶融できるため，灰溶融のための外部熱が不要である．また，溶融の過程で発

生した高温のガスが持つ熱量を，蒸気として回収すると，蒸気タービンで発電が可能となる．この電力はプラントの所内動力として活用し，余った分は売電できる．

（4）低空気比燃焼による空気量低減が可能；

溶融炉において空気比 1.3 程度で完全燃焼することができれば，空気を送風する動力が小さくなる．また，溶融炉内で空気比 1.0 以下の還元雰囲気として燃焼し，窒素酸化物の発生を抑制したのち，下流で空気を吹き込んで，全体として空気比 1.3 程度で完全燃焼する，いわゆる 2 段燃焼を実施すると，NOx の生成量も抑制できる[14].

以上のように，これらの特徴を兼ね備えたガス化溶融炉を開発しなければ，「3R」の思想に基づいて設計したごみ処理施設にならない．従って，これを実現するためのプラントの構成を考案する必要がある．

2.2　システムの構成

図 2.1 に著者らが開発したロータリーキルン式熱分解炉と多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉を採用したガス化溶融システムを示す[15].

自治体が集めた一般廃棄物（以下，ごみと呼ぶ）は，まずピットに集積する．集積したごみは，まず粗粉砕をしたのち，乾燥炉へと送られる．乾燥炉では，高温の空気にごみを曝露することで，ごみの水分含有率が 10%程度になるまで乾燥する．乾燥にはロータリーキルン式の乾燥炉を用いる．乾燥したごみは，熱分解炉で熱分解する．熱分解炉には，炉の外側から熱を加える外熱式のロータリーキルン式熱分解炉を用いる．炉内は酸素不足の状態で加熱され，まずごみ中に残っている水分が蒸発した後，熱分解して，可燃性ガスが揮発する．この可燃性ガスは，熱分解ガスバーナで燃焼した後，その排ガスの保有熱で熱分解炉を加熱する. また, この排ガスは熱分解炉の加熱後も保有熱を有するため，乾燥用の空気の加熱にも利用される．従って，乾燥・熱分解の過程をすべてごみの有するエネルギーで実施可能である（前節の長所（3）に相当）．図 2.1 に

は乾燥に空気を用いる場合を示しているが，乾燥用の空気に熱分解ガスバーナの排ガスを混ぜる場合もある．排ガスと空気を混ぜる理由は，ごみが発火することを防ぎながら，乾燥ガスの温度を上げて乾燥能力を上げるためである．一方，熱分解炉出口で概ね 400～450℃に調整されたチャーは，粉砕・分級したのち，貯留ホッパに貯めておく．このような比較的低温の熱分解処理をすると，金属は酸化も溶融もしないため，チャーから金属を容易に取り出すことが可能となる（前節の長所（2）に相当）．貯留ホッパ中のチャーは空気で溶融炉に定量搬送される．チャーは，可燃成分・灰分・水分から構成される固体で，粉砕後は平均粒子径 100μm程度とした．チャーは，多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉で燃焼する．炉内の温度は，空気ノズルから投入される空気量を調整することで，主の燃焼領域の温度は約 1300℃に制御される．第 4 章で詳細に述べるが，本溶融炉は，炉の下部に還元雰囲気の燃焼場を作り，下流で空気を混ぜる 2 段燃焼法を採用し, 空気比は 1.3 程度である（前節の長所（4）に相当）．また，溶融炉内のガスが高温であるため，ダイオキシンは完全に分解する（前節の長所（1）に相当）．チャー中の灰分は，溶融炉内の燃焼熱により溶融スラグ化し, 炉下部に設置したスラグ回収装置で回収する（前節の長所（2）に相当）．溶融炉で発生した燃焼排ガスは，熱分解ガスバーナで発生した排ガスと溶融炉上部で混合した後，溶融炉から排出される．また，排ガスが保有する熱エネルギーは, 主に溶融炉の上部に設置したボイラで回収し, この回収した熱により，蒸気を発生する．生成した蒸気は，熱分解ガスバーナからの排ガスと熱交換して，過熱蒸気とし，この蒸気を利用して，蒸気タービンで発電する（前節の長所（3）に相当）．その後，排ガスはバグフィルタや脱硝装置などを通って，環境規制値を満足する状態まで浄化され，大気へ放出される．

以上から，本システムの構成とすれば，前節で述べたガス化溶融炉としての長所をすべて有するシステムとなる．

さらに，本システムは乾燥・熱分解の処理と溶融処理を分けることが可能であるため，溶融処理のないプラントでチャーのみを生成して，チャーを有価物

として回収可能である. このように, いわゆる炭化プラントとして活用すれば, チャーをセメント生成用のコークスの代替品として利用できる[16].

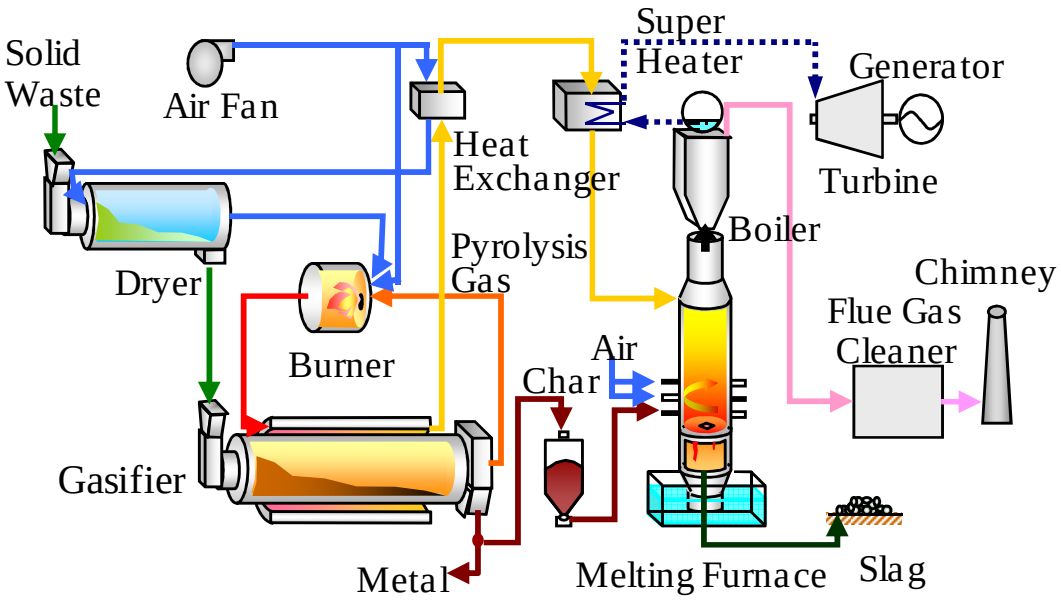


Fig. 2.1　Schematic diagram of Hitachi's MSW Gasification and Melting System

2.3　システムの概念設計

2.3.1　大気汚染防止性能

本システムを採用した実証プラントにおける，ダイオキシン類濃度の測定値を表 2.1 に示す．実証試験プラントの鳥瞰図を図 2.2 示す[17]．本実証試験プラントは，ひたちなか市那珂湊清掃センタに設置されたごみ処理量 20ton/日規模のシステムである．溶融炉出口と，煙突入口でのダイオキシン類濃度を示す．ダイオキシン類濃度は，煙突出口で規制されており，規制値 0.1ng-TEQ/m^3N 以下に低減できた．ここで，溶融炉出口とは，溶融炉上部における熱分解ガスバーナからの排ガスの混合部より下流で，排ガス処理設備の上流の位置であり，煙突入口は排ガス処理後の煙突下部の位置である．尚，RUN1-1 と RUN1-2 は同じ運転期間中に 2 度計測を実施した結果である．

以上の結果から，実証試験おいて，ダイオキシン類の発生抑制が可能である

ことが示された.

Table 2.1　Concentration of dioxin

	Unit	RUN1-1	RUN1-2	RUN3
Exit of melting furnace	ng-TEQ/m^3N	0.045	0.027	0.76
Exit of chimney	ng-TEQ/m^3N	0.0072	0.00032	0.033

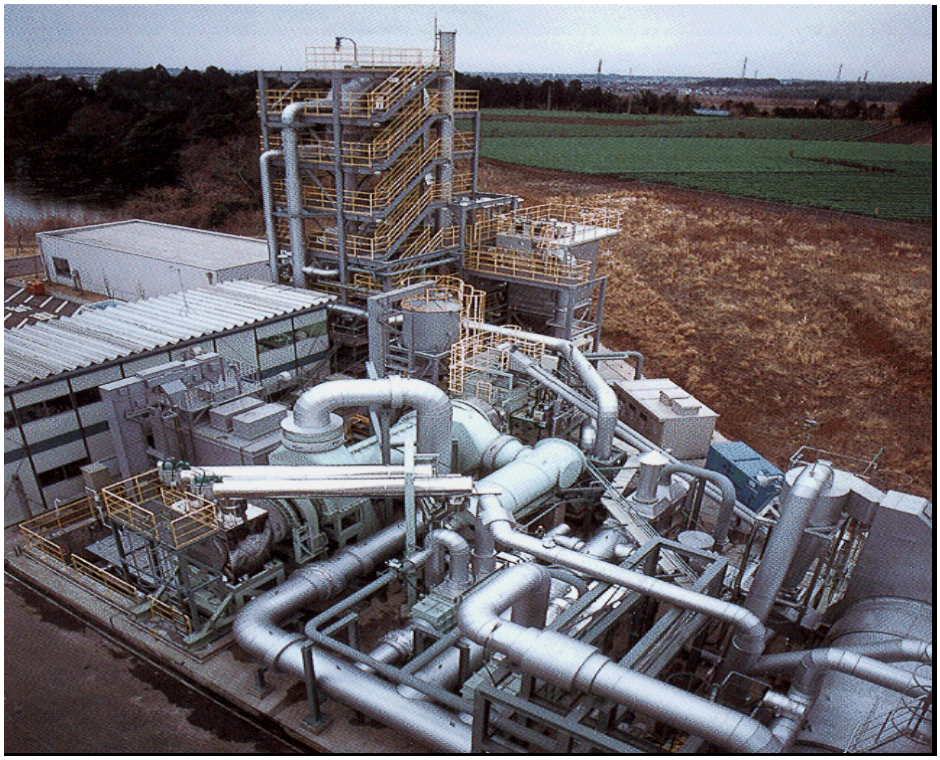


Fig. 2.2　A bird's-eye view of the demonstration plant (20tons/day)

2.3.2　物質収支

物質収支を説明する．用いたデータは，実証プラントにおいて測定された結果に基づく．実証試験でのごみの組成は表 2.2 に示す．平均的なごみ中の水分比は概ね 50%であり，低位発熱量は 6870～11800kJ/kg の範囲で変動した.

ごみ処理プロセスは図 2.1 とほぼ同等であるが，本実証試験プラントは発電

システムがなく, 代わりにガス温度を低下するための減温搭が設置されている.

図 2.3 に，本システムおける主な物質収支の例を示す．ごみの質量流量は乾燥炉で水分を除去することで概ね, 投入量の 50%となる. 乾燥炉を出たごみは, 重量比として，熱分解炉で 68%が熱分解ガスとなり，30%がチャーとなる．チャーの組成および熱分解ガスは表 2.3，表 2.4 である．チャーは石炭などに比べると，灰分や塩素が多く，燃料比は 1～2 程度で，揮発分が相対的に多いので, 燃えやすい特徴を有する．ここで，燃料比とは揮発分と固定炭素の質量比である．熱分解ガスは可燃分として一酸化炭素やメタンなどの比率が高く，タールや水分も含む.

表 2.5 に示すように，ごみ中の塩素は熱分解ガスに 27%，チャー中に 73%となる．従って，大部分の塩素はチャーに含まれている．ごみの質量流量に対して，スラグの生成量は質量流量比で約 6%である.

表 2.6 には，スラグ中の重金属の溶出試験結果を示す．溶出試験は環境庁告示 46 号に基づく試験方法で, 違う日に 6 回測定した. 実証試験において得られたスラグは，土壌の汚染に係る環境基準を満足していることを確認した．T-Hg は総水銀，T-Cr は総クロムを示す.

以上から，金属やスラグが安定的に回収できることが確認された.

Table 2.2　Properties of solid waste

項目		ごみ成分 分析結果									低位発熱量	
		三成分(wt%)			可燃分中の元素組成(wt%)							
		水分	灰分	可燃分	炭素	水素	窒素	酸素	硫黄	塩素	kcal/kg	kJ/kg
測定値	最大	53.1	9.8	52.7	61.1	8.4	1.43	40.4	0.17	1.64	2,830	11,800
	平均	47.2	7.3	45.5	55.1	7.8	0.97	35.3	0.11	0.73	2,210	9,250
	最小	39.3	5.7	40.0	50.4	7.2	0.55	29.5	0.07	0.26	1,640	6,870

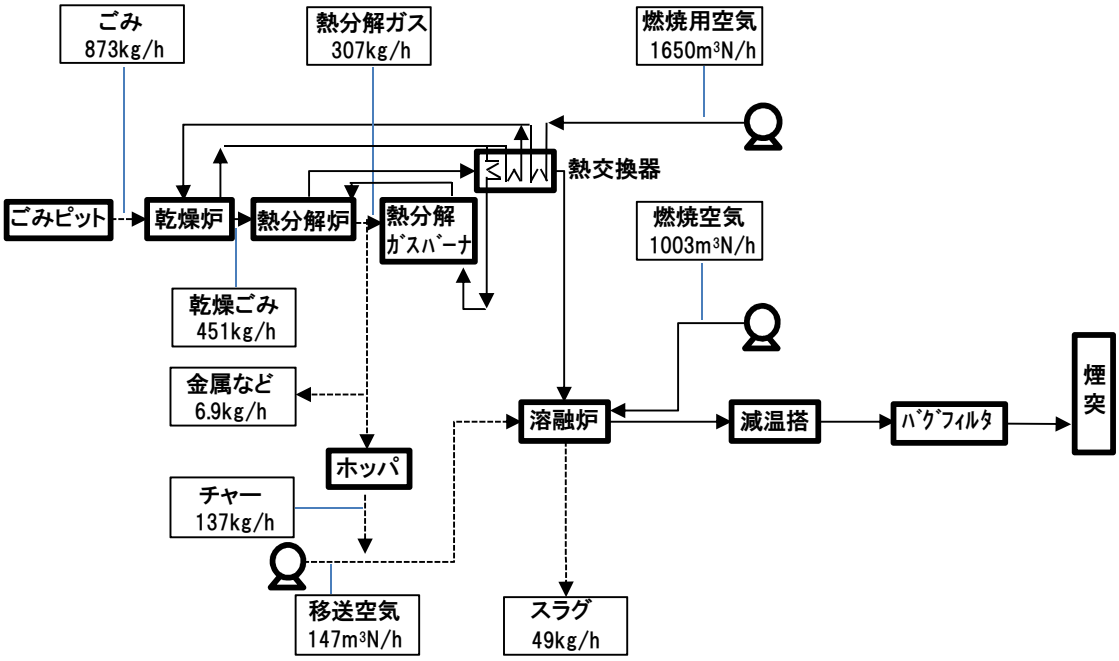


Fig. 2.3　Material balance of demonstration plant

Table 2.3 Properties of a char

項目		チャー成分 分析結果									チャー低位発熱量		燃料比
		三成分（wt%）			可燃分中の元素組成（wt%）								
		揮発分	固定炭素	灰分	炭素	水素	窒素	酸素	硫黄	塩素	kcal/kg	kJ/kg	
測定値	最大	36.5	46.3	39.7	50.7	4.0	1.81	13.3	1.35	2.70	4,810	20,100	2.16
	平均	25.9	39.5	34.6	47.0	2.9	1.62	11.6	0.32	2.10	4,350	18,200	1.57
	最小	21.4	34.5	29.0	42.0	2.2	1.50	10.2	0.13	1.68	3,840	16,100	0.94

Table 2.4 Properties of pyrolysis gas

分析項目		単位	実測値
タール分	灰分	wt%・dry	−
	炭素	〃	75.1
	水素	〃	10.35
	窒素	〃	1.0
	低位発熱量	kJ/kg ・dry	36,007
	タール含有量	g/㎥N・dry	550
ガス組成	水素	vol%・dry	5.47
	酸素	〃	0.68
	窒素	〃	1.98
	一酸化炭素	〃	23.30
	二酸化炭素	〃	31.70
	メタン	〃	11.01
	エタン	〃	3.87
	エチレン	〃	5.54
	アセチレン	〃	0.04
	プロパン	〃	1.16
	プロビレン	vol%・dry	4.69
	水分他（凝縮分）	wt%・wet	68.00
ガス比重（湿り）		kg/㎥N・wet	1.16
熱分解ガス低位発熱量		kJ/㎥N・wet	12,904
		kJ/kg ・wet	11,151

Table 2.5 Material balance for chlorine

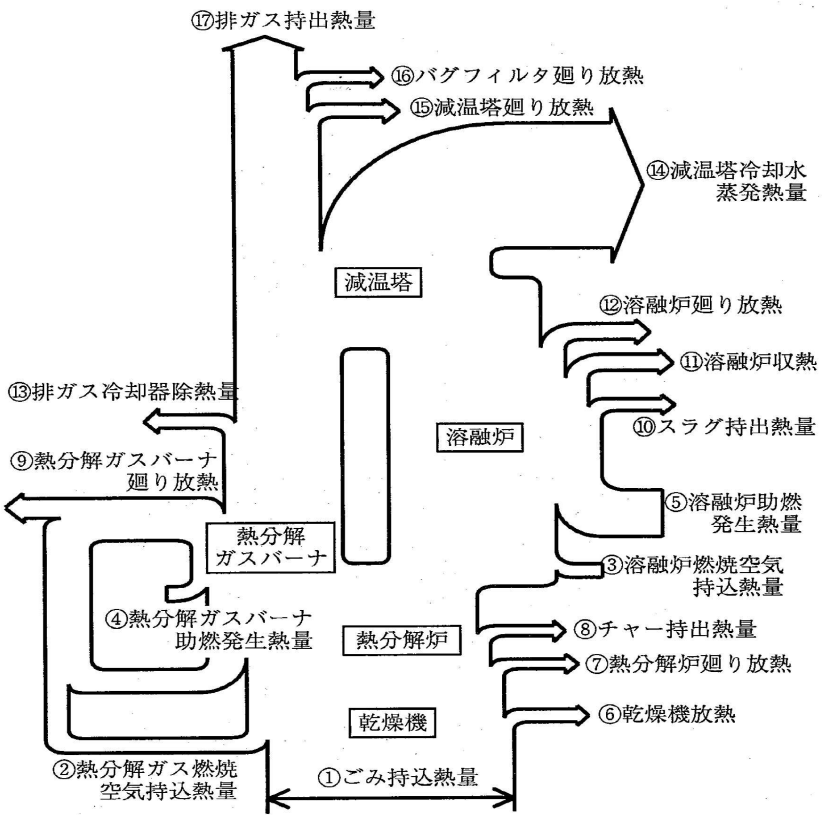
項目			塩素量 (kg/kg ごみ)	塩素収支
ごみ	塩素濃度(%)	0.41	0.0041	100
チャー	塩素濃度(%)	1.9	0.0030	73
	生成量(kg/kg ごみ)	0.16		
熱分解ガス 燃焼排ガス	塩素濃度(%)	0.027	0.0011	27
	排ガス量(kg/h)	3200		

Table 2.6 Elution testing form slag

項目	単位	土壌環境基準	1回目	2回目	3回目	4回目	5回目	6回目
T-Hg	mg/l	≦0.0005	0.0001	<0.00005	<0.00005	<0.00005	<0.00005	<0.00005
Cd	mg/l	≦0.01	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001
Pb	mg/l	≦0.01	<0.005	<0.005	<0.005	<0.005	<0.005	<0.005
T-Cr	mg/l	≦0.01	<0.02	<0.02	<0.02	<0.02	<0.02	<0.02
As	mg/l	≦0.01	0.001	0.006	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001
Se	mg/l	≦0.01	-	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001	<0.001

2.3.3　エネルギー収支

図 2.4 にエネルギー収支を示す．主な入熱はごみの保有熱量と溶融炉を安定に稼動させるための，助燃燃料である．ここで，本実証試験では，熱分解で発生するチャーの流量より，溶融炉の処理できる流量の方が大きく設計されたため，助燃燃料が必要になった．一方，主な出熱は減温搭での冷却水の蒸発熱量，排ガスの持出熱量および溶融炉の収熱である．実プラントでは，出熱の大部分は，蒸気として回収し，蒸気タービンで発電に活用する．また，実プラントにおいて，さまざま機器の放熱は，熱回収可能なものは回収し，さらに断熱方法の工夫をすることで，その値を減らしている．



項目		熱量		割合
		×10⁴ kcal/h	(×10⁴ kJ/h)	%
入熱				
①	ごみ持込熱量（顕熱含む）	168	(704)	71.6
②	熱分解ガス燃焼空気持込熱量	1	(6)	0.6
③	溶融炉燃焼空気持込熱量	1	(5)	0.5
④	熱分解ガスバーナ助燃発生熱量	2	(8)	0.9
⑤	溶融炉助燃発生熱量	62	(260)	26.4
	（小　計）	235	(983)	100.0
出熱				
⑥	乾燥機放熱	3	(13)	1.3
⑦	熱分解炉廻り放熱	8	(33)	3.4
⑧	チャー持出熱量	3	(10)	1.1
⑨	熱分解ガスバーナ廻り放熱	9	(38)	3.8
⑩	スラグ持出熱量	3	(12)	1.2
⑪	溶融炉収熱（水冷壁他）	38	(159)	16.2
⑫	溶融炉廻り放熱	10	(42)	4.3
⑬	排ガス冷却器除熱量	23	(96)	9.8
⑭	減温塔冷却水蒸発熱量	93	(389)	39.5
⑮	減温塔廻り放熱	3	(13)	1.3
⑯	バグフィルタ廻り放熱	2	(8)	0.9
⑰	排ガス持出熱量	41	(170)	17.3
	（小　計）	235	(983)	100.0

Fig. 2.4　Heat balance of the demonstration plant

2.4　結言

本章において，著者らが考案したロータリーキルン式熱分解炉と多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉を採用したガス化溶融システムは，その処理プロセスを活用することで，多くの長所を有することを示した．そして，本システムの概念が正しく実現できることを，ごみ処理規模 20ton/日のプラントで実証した．すなわち，実証プラントにおいて，ダイオキシン類の発生抑制が可能であり，その排出量は環境規制値として 0.1ng-TEQ/m^3 N 以下であること，金属やスラグが安定的に回収できること，スラグ中の重金属は溶出しないこと，ごみの有するエネルギーのみで運転継続が可能であること，低空気比燃焼による空気量低減が可能であることが示された。

また，処理の過程で生じる熱分解ガスや，チャーなどの物性も明らかにすることができた．また，ごみの質量流量に対し，スラグの質量流量は 6%となった．

第 2 章の参考文献

（11）平岡正勝, “廃棄物処理におけるダイオキシン対策をめぐる最近の動向”, 廃棄物学会誌, Vol. 8, No. 4, (1998）,pp.265-278.

（12）奥澤務，河崎照文，高橋正典，野本悟，石丸等，小山一仁，谷道成，“ごみ焼却炉排ガス再燃焼浄化システムにおけるダイオキシン類の熱分解および再生成の特性評価”，廃棄物学会誌, Vol. 12, No. 1, (2001）,pp.1-9.

（13）環境省ホームページ ： 法令・告示・通達　廃棄物の処理及び清掃に関する法律施行令の一部改正等について（公布日：平成 9 年 9 月 30 日）
http://www.env.go.jp/hourei/syousai.php?id=11000460

（14）小林啓信，荒戸利明，柴田強，久保田昌良，岡崎輝幸，宇津野英明，廃棄物処理装置，日本国特許第 3077756 号(2000).

（15）水谷幸夫，燃焼工学，第 3 版，(2004) ，p.221，森北出版.

（16）中平敏雄，“炭化装置の現状とリサイクル設備としての実力を探る 炭化処理技術の実際とリサイクル施設としての稼動実績”，月刊資源環境対策, Vol. 38, No. 3 (2002）,pp.304-310.

（17）中平敏雄，大橋悟，山田益義，佐藤政樹，永田清，“次世代型高効率廃棄物処理技術－ガス化溶融システム－”，日立評論，Vol. 82，No. 8 (2000）,pp.19-24.

第 3 章　ロータリーキルン式乾燥炉と熱分解炉の性能予測

3.1　緒言

乾燥炉では，高温の空気とごみが接触することにより，ごみ中に含まれた水分が蒸発する．ごみから蒸発した水分を含んだ空気（以下，乾燥排気と呼ぶ）は，一部は熱分解ガスバーナの燃焼用の空気として，残りは熱交換器で再加熱後，ごみを乾燥する空気として利用する．所定の水分率に乾燥したごみは，熱分解炉に送って熱分解処理する．乾燥用の空気（以下，乾燥ガスと呼ぶ）は熱交換器で約 200～300 ℃に加熱し，乾燥炉に吹き込む．乾燥炉内の温度が高いと，含有水分が少なくなったごみが自然発火する可能性がある．また，計画値の乾燥炉出口におけるごみ水分率が達成できない場合，水分率の高いごみが熱分解炉へと運ばれ, 熱分解炉で十分にごみを熱分解できなくなる可能性がある．この場合，ごみ処理量を低下しなければならないことになり，運転上の支障が起きる．

熱分解炉では, ごみは連続的にキルン入口から投入し, 外部から加熱されて，キルン内で熱分解する．熱分解されたごみの一部は可燃性のガスとなり，残りは熱分解残渣であるチャーとして出口へ移動する．このように，ごみは熱分解炉内で性状や体積が大きく変化する．どの程度，熱分解するかはキルン内筒からごみへ伝わる熱量に依存する．また，実際のプラントで処理するごみは，その性状や量が大きく変動する．熱分解に必要な熱量が増加した場合には，何らかの方法で伝熱を促進する必要がある．

従って，キルンの設計においては，キルン内で起こる非一様かつ非定常な伝熱現象を考慮した予測ができなければならない．

ごみの乾燥炉においては，乾燥炉の性能予測プログラムを作成し，乾燥炉の性能を評価する手段を検討した．ごみは不定形であるため，解析でその性能を評価した例は少なく, 特に, 浮遊したごみと炉底のごみの伝熱状態を分離して，乾燥モデルを構築した例は見当たらない．

一方，外熱式のロータリーキルン内の伝熱現象を計算している研究例は多い

[18]－[20]．しかし，熱分解炉では，実測に基づいて，キルンからごみへ伝わる伝熱係数を決め，実プラントの性能予測に利用可能であることを報告した例はほとんどない．

3.2　ロータリーキルン式乾燥炉の熱輸送計算ツールの開発

3.2.1　乾燥炉のモデル化

乾燥炉には幾つかのタイプがあるが，本研究ではごみの乾燥で良く用いられる回転攪拌翼型と熱風吹き付け型の乾燥炉を対象とした．

図 3.1 に回転攪拌翼型の乾燥炉の例を示す[21]．ごみは，ごみの投入口（図左側）からスクリューで押し出して，乾燥炉に投入し，キルンの回転によって少しずつ出口側（図右側）に移動していく．乾燥炉内部に設置した回転攪拌翼で底部に堆積したごみを掻き揚げ，高温の乾燥ガスに接触させて乾燥する．ごみは常時掻き揚げられているので，乾燥ガスとの熱交換する頻度が多いことが特徴である．乾燥用の空気はごみと並流で流動し，それぞれの投入口は並列に配置されている．

図 3.2 に熱風吹き付け型の乾燥炉の例を示す[22]．本乾燥炉は，内部に乾燥炉の入口から出口までを貫く熱風吹き出し管を有する．この熱風吹き出し管には多数の噴射ノズルが設置され，高速の乾燥用の空気を噴射する．噴射した乾燥用の空気が，底部に堆積したごみに衝突してごみを乾燥する．衝突噴流の熱伝達特性は，一様流中の熱伝達に比べて高くなることが知られており[23]，この点で熱風吹き付け型の乾燥炉の性能が高くなる．また，ごみは回転攪拌翼型と同様，入口側から出口側へ，キルンの回転によって移動していく．なお，本例では熱風吹き出し管が途中で仕切られており，下流側から低温のガスを入れて，過乾燥を防止する構造となっている．

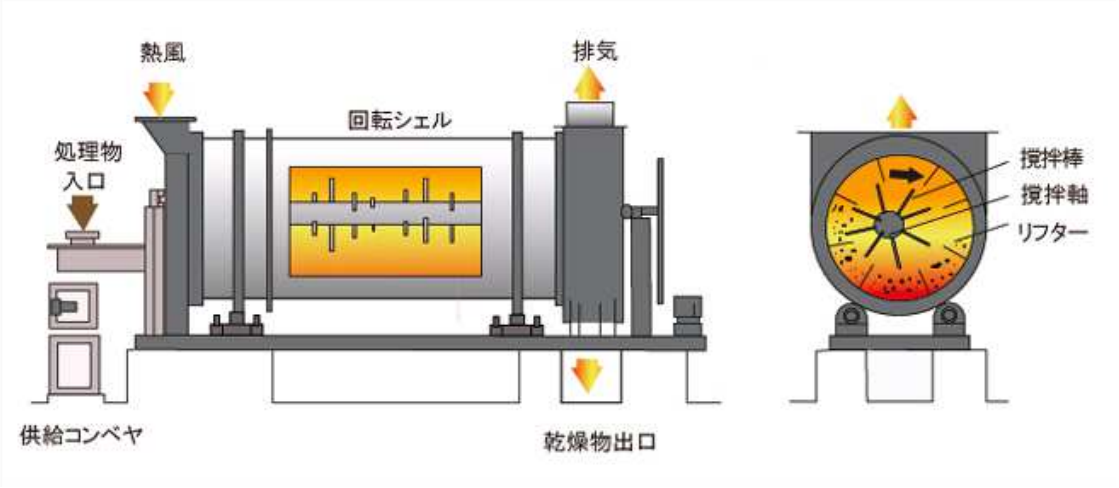


Fig. 3.1　Rotary dryer with stirrer

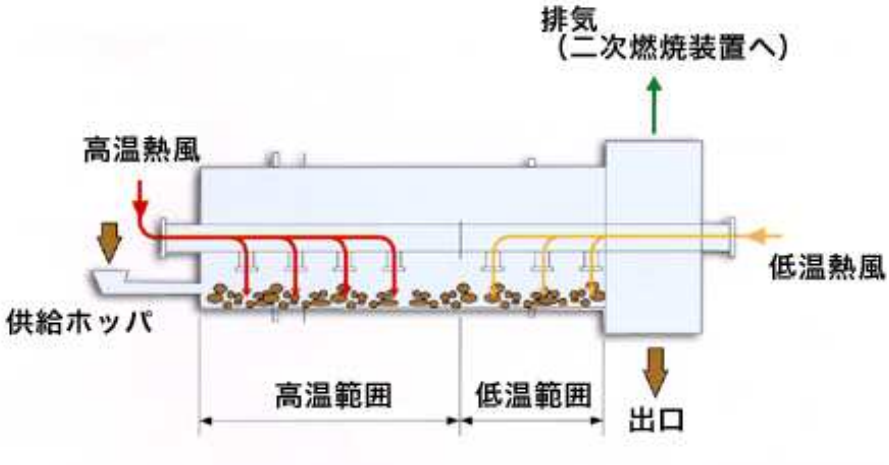


Fig. 3.2　Rotary dryer with many blowing pipes

乾燥炉のモデル化手法は，ごみの移動を考慮せずに，乾燥の工程のみを考慮したモデル[24]や，乾燥炉内の粒子の移動を個々に追跡するモデル[25]などがある．しかし，乾燥炉の設計に使用するに当たり，前者はごみの移動がないため予測精度が落ちること，後者は計算負荷が高いことが問題である．よって，以下に示す仮定により，本モデルは計算速度が速く，精度の高いモデルを目指した．

（1）ごみと乾燥排ガスの移動は乾燥炉の軸方向１次元とし，逆流はしないとす

る．

（2）乾燥ガスの投入位置は，回転攪拌翼型の場合は，ごみの投入位置と同じ計算セルから，熱風吹きつけ型は各計算セルからとする．

（3）ごみは乾燥炉底部を流動するものとガス中に浮遊するものに分ける．

（4）ごみの滞留時間 τ （sec）は次式とする．

$$\tau = \frac{\rho_w V_h}{S_w} \tag{3.1}$$

ρ_w：ごみかさ密度（kg/m^3），V_h：炉内滞留量（m^3），

S_w：ごみ投入量（kg/s）

（5）滞留時間 τ を炉長で割って求めたごみの移動速度は，全領域で一定とする．すなわち，浮遊したごみがガスで吹き飛ばされる量は少ないとする．

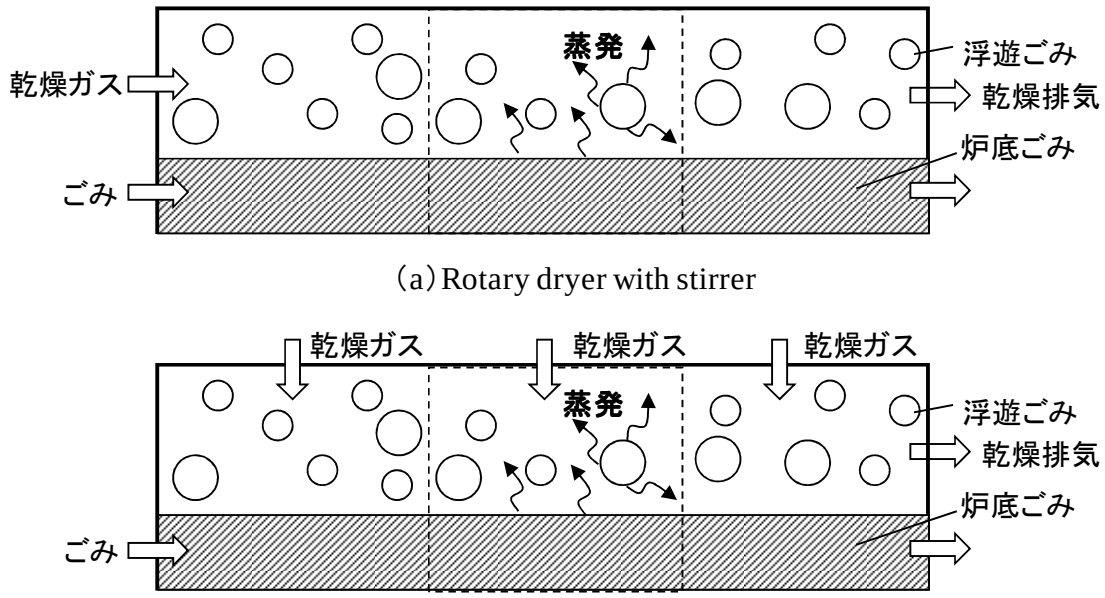
（6）ごみからガスへは蒸発した水分のみが移動する．熱分解は起きないとする．

（7）ごみは球形とし，表面から乾燥する．

（8）底部を流動するごみ（炉底ごみ）と，ガス中に浮遊したごみ（浮遊ごみ）の 2 種類のごみの熱伝達係数を考慮する．

（9）キルン本体の壁面からの放熱量は，蒸発や乾燥ガスが持ち出す量に比べて小さいので無視する．

以上の仮定を考慮した水平式ロータリーキルン型の乾燥炉の輸送計算モデルを図 3.3 に模式的に示す．図 3.3(a)には，回転攪拌翼型を，図 3.3(b)には，熱風吹き付け型を示した．



(a) Rotary dryer with stirrer

(b) Rotary dryer with many blowing pipes

Fig. 3.3　The model of a rotary kiln type dryer

3.2.2　ごみの乾燥モデル

図 3.4 にごみの乾燥モデルの概念図を示す．ごみ塊は球形と仮定し，表面から乾燥していき，中心部に水分が多い所が残るとした．また，中心部は常時初期の濃度で湿っているとし，乾燥すると中心部の水分が多い所（直径 d_{wet}）が小さくなると仮定した．

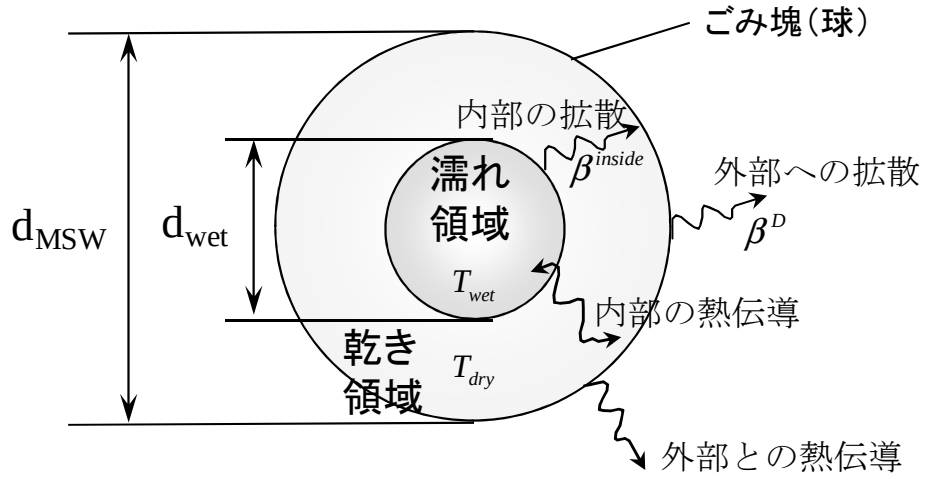


Fig. 3.4　Vaporization model of solid waste

ごみ中の水分の蒸発の律速過程として，物質伝達と熱伝達を考慮して，式（3.2）と式（3.3）とで表される小さい方の蒸発量を採用した．まず，物質伝達で蒸発するごみ中の水分量は式（3.2）で計算する．

$$V_{mass} = \frac{\beta^D \beta^{inside}}{\beta^D + \beta^{inside}} A_p (\rho_s^{H2O} - \bar{\rho}^{H2O}) / (1 - P_{sat} / P_{atm}) \qquad (3.2)$$

ここで，β^D はごみから外部へ物質伝達率(m/s)，β^{inside} はごみの中心部から外周部への物質伝達率(m/s)，Ap は粒子の表面積(m^2)である．

次に，熱伝達により蒸発するごみ中の水分量は式（3.3）で計算する．

$$V_{heat} = Q / \Delta h, \quad Q = S\left\{\frac{(T_{dry} - T_{wet})\lambda}{0.5(d_{MSW} - d_{wet})/2}\right\} \qquad (3.3)$$

ここで，Δh は蒸発潜熱(J/kg)である．

3.2.3　炉底ごみと浮遊ごみの伝熱モデル

乾燥炉底部のごみと乾燥用の空気との熱伝達は，ごみの層が底部に平板状に堆積していると仮定して，平板との熱伝達式（3.4）を採用した[26].

$$Nu = 0.0296 \mathrm{Pr}^{2/3} \mathrm{Re}^{4/5} \quad (0.5<\mathrm{Pr}<5) \qquad (3.4)$$

一方，浮遊したごみはガス流中におかれた球の熱伝達式（3.5）を採用した[27].

$$Nu = 2 + 0.57 \mathrm{Pr}^{1/3} \mathrm{Re}^{4/5} \quad (0.7<\mathrm{Pr}<10^5, 0.6<\mathrm{Re}<2400) \qquad (3.5)$$

さらに，熱風吹き付け型の乾燥炉においては，熱風が底部に存在するごみに高

速で衝突するため，局所的に熱伝達量が高い領域が考えられる．そこで，この現象を模擬するため，底部に存在するごみのうち一定の割合が，式（3.6）から求まる衝突噴流の熱伝達係数で熱輸送を計算した[28]．また，この割合は，衝突噴流熱伝達ごみ割合とし，計算の調整パラメータとした．

$$Nu = G \cdot F \cdot K_A \cdot \mathrm{Pr}^{0.42} \qquad (3.6)$$

$$G = 2\sqrt{g}\,\frac{1-2.2\sqrt{g}}{1+0.2(H/D_n-6)\sqrt{g}}$$

$$K_A = \left[1+\left(\frac{H/D_n}{0.6/\sqrt{g}}\right)^6\right]^{-0.05}$$

$$F = 0.5R_{eD_n}{}^{2/3} \quad (2000 < \mathrm{Re}_{Dn} < 10^5)$$

$$g = \frac{\pi}{4}\left(\frac{D_n}{r_n}\right)^2$$

r_n：ノズル間距離(m)，D_n：ノズル直径(m)，H：ノズルと衝突面との距離(m)

また，浮遊しているごみ量は浮遊している割合（ごみの浮遊率）を定義して，式（3.7）で与えた．

あるセルで浮遊しているごみ量
＝あるセルにある全ごみ量×ごみの浮遊率 （3.7）

3.2.4　輸送モデル

ごみの質量保存式を式（3.8）に示す．右辺の第 1 項は蒸発によるごみの質量減少速度を表し，第 2 項はごみの投入速度を表す．上添え字 n はごみの代表径で群に分けたときの番号を，下添え字 w はごみを表す．

$$\frac{\partial W^n}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(v_w^n W^n)=-V^n+S_w^n \tag{3.8}$$

ごみのエネルギー保存式を式（3.9）に示す.

$$\frac{\partial W^{MSW} C_w T^{MSW}}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(F_w^{MSW} C_w T^{MSW})=S_{bh} \tag{3.9}$$

ここで，式（3.10）から式（3.12）に示すように，W^{MSW} は，各ごみ粒子の単位長さあたりの質量の合計，$F_w{}^{MSW}$ は各ごみ粒子の質量フラックスの合計，S_{bh} は各ごみ粒子へガスから与えられるエネルギー量の合計を表す．尚，式（3.12）の右辺第 1 項は，炉底ごみとガスとの伝熱量，第 2 項は，浮遊ごみとガスとの伝熱量，第 3 項は，ごみ中の水分蒸発によるガスとの熱交換量を表す.

$$W^{MSW}=\sum_{n=1}^{N} W^n \tag{3.10}$$

$$F_w^{MSW}=\sum_{n=1}^{N} v_w^n W_w^n \tag{3.11}$$

$$S_{bh}=\sum_{n=1}^{N}\alpha_{bm}^n A_{bm}^n (T_g-T^{MSW})+\sum_{n=1}^{N}\alpha_{fl}^n A_{fl}^n (T_g-T^{MSW}) - (C_w T^{MSW}+\Delta h)\sum_{n=1}^{N} V^n \tag{3.12}$$

次に，ガスに関する質量保存式を式（3.13）に示す．右辺の第 2 項は投入した乾燥ガス流量を表す．ガスの速度は，炉底ごみが断面に占める面積を排除して求めた.

$$\frac{\partial(\rho_g A_g)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(\rho_g v_g A_g)=\sum_N V^n+S_{gin} \tag{3.13}$$

エネルギー保存式を式（3.14）に示す.

$$\frac{\partial(\rho_g A_g H_g)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(\rho_g v_g A_g H_g)=-S_{bh} \tag{3.14}$$

ガス組成の保存式を式（3.15）に示す．右辺のガスの生成項は，ごみの乾燥で生じる水分蒸発量に応じて変化する.

$$\frac{\partial(\rho_g A_g Y_\ell)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(\rho_g v_g A_g Y_\ell)=S_{y\ell} \tag{3.15}$$

3.3　ロータリーキルン型熱分解炉の熱輸送計算ツールの開発

3.3.1　熱分解炉のモデル化

図 3.5 に水平式ロータリーキルン型の熱分解炉の輸送現象を模式的に示す．乾燥されたごみが図の左側からキルンの内筒に投入され，加熱ガスにより間接的に加熱されながら，内筒の回転によって徐々に出口に移動する．加熱ガスは内筒と外筒の間（加熱ガスジャケット）を流れる．ごみから生成する水蒸気と熱分解により生成したガスが混合した熱分解ガスは，熱分解生成物であるチャーと共に，内筒の終端から排出される．熱分解炉の出入口の壁を側壁と定義した．キルンの内筒は鋼板であり，外筒および側壁は耐火材である．また，内筒は加熱区間と非加熱区間とに分けて考える．解析では，ごみやガスは，入口から出口の一方向にのみ流れるとする.

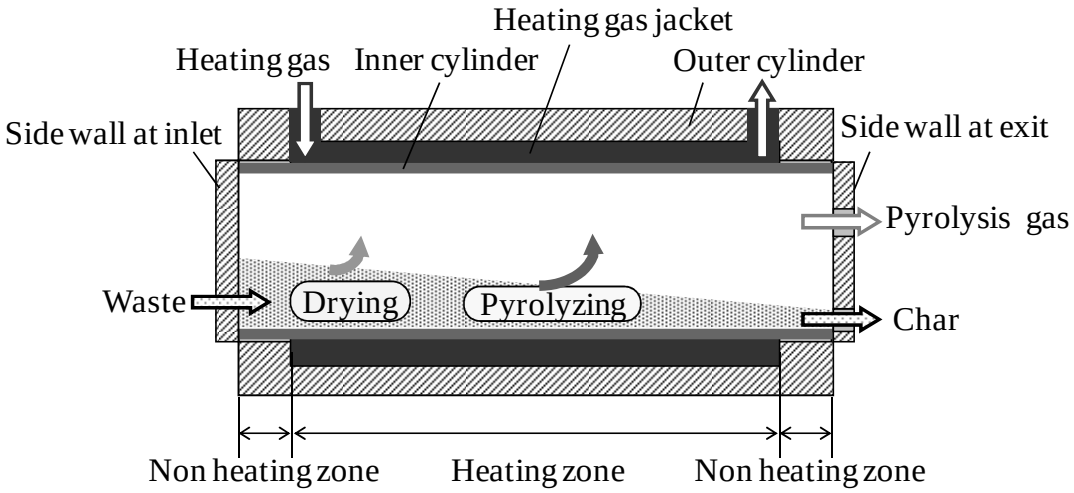


Fig.3.5　The model of a rotary kiln reactor

3.3.2　輸送モデル

熱分解炉も乾燥炉もロータリー式キルンなので，炉内のごみの移動に関しては似たような状況が予測される．そこで，乾燥炉で構築した輸送モデルに，熱分解炉で起きる特徴を加えて，基礎式を作成した．

まず，ごみ固形成分の質量保存式を式（3.16）に示す．右辺の第 1 項は蒸発・熱分解によるごみの各成分の質量減少速度を表し，第 2 項はごみの投入速度を表す．上添え字 j はごみの成分を，下添え字 w はごみを表す．

$$\frac{\partial W_w^j}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}\left(v_w^j W_w^j\right)=-V_w^j+S_w^j \qquad (3.16)$$

ここで，ごみの成分は可燃分，水分および灰分に大別した．可燃分は厨芥，紙等からなるセルロース系のごみ 1 と，PE，PP 等からなるプラスチック系のごみ 2 とに分けて定義した．さらに，可燃分の熱分解特性の差を考慮して，ごみ 1 は可燃分を揮発分とチャーに分け，ごみ 2 の可燃分はすべて揮発分とした．ごみの成分の分類は図 3.6 に示す．

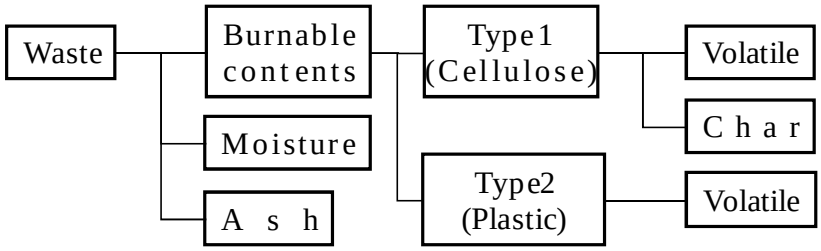


Fig. 3.6　Modeling of waste

式(3.16)のごみの移動速度 v_w は以下の方法で求めた．ごみが軸方向に長さ L の区間を時間 τ で移動すると仮定する．このとき，この区間のごみの移動速度は式（3.17）で計算される．

$$v_w = \frac{L}{\tau} \tag{3.17}$$

ごみの滞留時間は，水平キルンにおける粉体の滞留時間を求める Vahl ら[29]の式（3.18）から計算した．

$$\tau = 0.8372 L^{1.72} \rho_w^{0.28} (\tan\beta)^{0.72} F_w{}^{-0.28} N^{-0.72} D^{-0.89} \tag{3.18}$$

ここで，β はごみの安息角(°)，Fw はごみの質量フラックス(kg/s)，N は内筒回転数 (rpm)である．

図 3.7 に示すように，式（3.18）は，キルンの出口から長さ L 上流位置までのごみの滞留時間で定義されているため，ある区間のごみの滞留時間 τ は式（3.19）で計算される．

乾燥炉に比べ，移動速度を詳細に計算している理由は，熱分解炉ではごみからチャーへ変化する過程で，体積が大幅に変化し，これに伴って，移動速度が変化するためである．

$$\begin{aligned}\tau &= \tau_- - \tau_+ \\ &= a(L_-^{1.72} - L_+^{1.72})\end{aligned} \tag{3.19}$$

ここで， $a = 0.8372\rho_w^{0.28}(\tan\beta)^{0.72} F_w{}^{-0.28} N^{-0.72} D^{-0.89}$

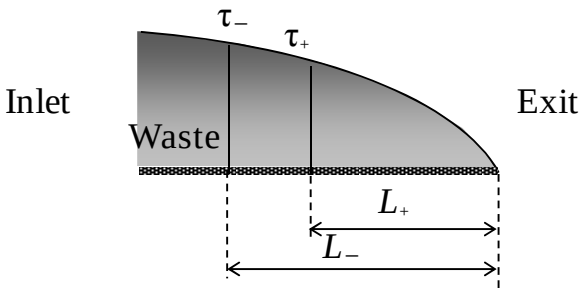


Fig. 3.7　Modeling of waste residence time

熱分解ガスの質量保存式を式（3.20）に示す．右辺はごみからの蒸発水分と熱分解により生成したガスの質量増加速度を表す．ここで，キルンのシール部から内筒にインリーク空気が流入する可能性があるが，本論文が対象とする機器では，その量が熱分解ガス量に比較して小さいため，無視した．また，熱分解ガスの各成分量の保存式を式（3.21）に示す．ごみから発生する熱分解ガスの成分組成は，乾燥で生じる H_2O 以外に，CO_2，CO， H_2，CH_4 の計 5 種類で代表し，上添え字 ℓ で示す．尚，熱分解ガスの反応は考慮していない．

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho_g A_g\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho_g v_g A_g\right) = \sum_j V_w^j \tag{3.20}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho_g A_g Y_g^{\ell}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho_g v_g A_g Y_g^{\ell}\right) = S_g^{\ell} \tag{3.21}$$

ごみのエネルギー保存式を式（3.22）に示す．ごみの温度はすべての成分で同じ値とした．右辺はごみへ移動するエネルギーを表し，内筒内からごみへの

伝熱量, ごみ中の蒸発水分および熱分解より生成したガスから持出される熱量, プラスチックの溶融熱量，投入ごみの持込み顕熱量の合計値である．

$$\frac{\partial W_w^{total} C_w T_w}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}\left(F_w C_w T_w\right) = E_w \qquad (3.22)$$

ここで,

$$W_w^{total} = \sum_j W_w^j$$

$$F_w = \sum_j v_w^j W_w^j$$

$$E_w = k_{m-w} A_{w-m_in}\left(T_{m_in} - T_w\right) - \sum_j \left(Cp_w T_w + h_w^j\right) V_w^j - q_p V_p + W_{inl} Cp_{inl} T_{inl}$$

総括伝熱係数 $k_{m\text{-}w}$(W/m^2/K)，プラスチックの溶融速度 Vp (kg/m/s)は既報[30][31]にて報告した式を用いて計算した．総括伝熱係数とは，内筒とごみとの接触による熱輸送，内筒とごみ間の輻射による熱輸送，熱分解ガスとごみ間の対流による熱輸送の合計量の比例係数である．

内筒内でのごみへの熱伝達は，内筒とごみの接触する面での熱伝達と，空間部における内筒内表面とごみとの間の輻射熱伝達と，熱分解ガスとごみとの間の対流熱伝達とに分けられる．この内訳が正しく評価されないと，例えば熱分解ガスの温度や側壁の熱輸送量を正確に見積もることが出来なくなる．本研究では，キルン内の伝熱に最も重要な輻射伝熱量は解析的に求め，残りを内筒とごみの接触する面での伝熱量と, 熱分解ガスとごみとの間の対流伝熱量とした．さらに，熱分解ガスとごみとの間の対流伝熱量は平板に沿う流れの対流熱伝達

係数[32]を用いて算出した．前節で述べたように，内筒内におけるごみへの総伝熱量は総括熱伝達係数を用いて実験的に求めることができるため，この総伝熱量から輻射伝熱量及び対流伝熱量を差し引くことで，接触の伝熱量を見積もることが可能となる．

本計算では底部の形状がごみ層の形状に応じて計算格子を変形した．ごみ層の厚みは，内筒の回転速度，ごみの投入速度およびキルン内の温度により変化するため，計算格子もそれにより変化する．そのため，輻射計算の都度，計算格子を作成した．ごみ層の厚み z は以下の方法で求めた．計算セル毎のごみの量 W (kg/m)をごみのかさ密度(kg/m^3)で除すると，図 3.8 に塗りつぶしで示したごみ層の断面積 C(m^2)が求められる．この断面積 C とキルンとの幾何学的な関係式（3.23）から，ごみ層の厚み z を求めた．ごみ層の形状を計算した後，輻射伝熱量の算出に当たっては，熱分解ガスが存在する空間部の形状の変化を考慮した 3 次元の計算格子で計算した．

$$r^2 \cos^{-1}\frac{r-z}{r} - (r-z)\sqrt{r^2-(r-z)^2} = C \qquad (3.23)$$

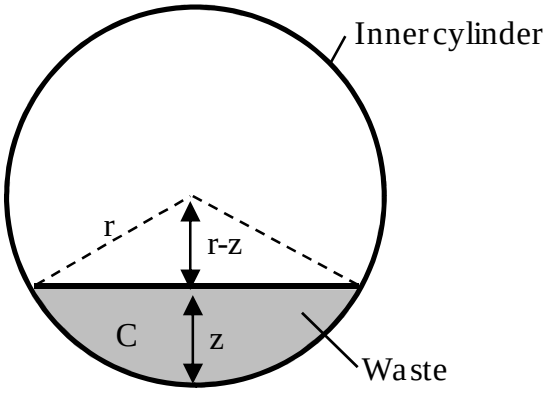


Fig. 3.8　Schematic view of the cross section of a kiln

輻射計算の方法には，Discrete Transfer 法（以下，DT 法）[33] [34]を用いた．

DT 法とは，壁面と壁面を結ぶ輻射輸送経路（以下，レイと称する）上で熱輸送を考える手法である．プログラムでは一つの壁面要素から出射するレイの本数を 16 とした．

熱分解ガスのエネルギー保存式を式（3.24）に示す．右辺は熱分解ガスへ移動するエネルギーである．各項は，ごみと熱分解ガスとの対流伝熱量，内筒と熱分解ガスとの対流伝熱量, 蒸発および熱分解にともない移動するエネルギー，側壁と熱分解ガスとの対流伝熱量，熱分解ガスが吸収する輻射伝熱量を表す．

$$\frac{\partial(\rho_g A_g H_g)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(\rho_g v_g A_g H_g)=E_g \qquad (3.24)$$

ここで,

$$\begin{aligned} E_w = {} & k_{g-w}A_{g-w}\left(T_w-T_g\right) \\ & +k_{m-in-g}A_{m-in-g}\left(T_{m_in}-T_g\right) \\ & -\sum_j V_w^j \sum_l Y_g^l\, H_g^l \\ & +k_{g-sw}A_{g-sw}\left(T_{sw}-T_g\right)+Q_{r,g} \end{aligned}$$

内筒鋼板内の熱伝導は，半径方向のみ考慮し，軸方向と周方向は無視した．熱輸送方程式を式（3.25）に示す．右辺の第一項は熱伝導による伝熱量を，第二項は内筒表面での熱交換量である．

$$\frac{\partial(\rho_m C_{Sm} T_m)}{\partial t}=\lambda_m\left(\frac{1}{r_k}\frac{\partial T_m}{\partial r_k}+\frac{\partial^2 T_m}{\partial {r_k}^2}\right)+E_m/A_m \qquad (3.25)$$

加熱ガスは，周方向や径方向には温度変化が無いものとし，軸方向の 1 次元の熱輸送方程式のみ計算した．加熱ガスの熱輸送方程式を式（3.26）に示す．右辺は加熱ガスに伝わる熱量であり，内筒外表面との交換熱量，外筒との交換

熱量，ジャケット内での輻射交換熱量の合計である．加熱ガスの軸方向の流速は質量流量を一定として計算した．

$$\frac{\partial(\rho_{sg} A_{sg} H_{sg})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_{sg} v_{sg} A_{sg} H_{sg}) = E_{sg} \tag{3.26}$$

外筒における熱輸送は，内筒と同様に半径方向のみ考慮し軸方向と周方向の熱輸送は無視した．外筒部の熱輸送方程式を式（3.27）に示す．右辺の第一項は熱伝導による伝熱量を，第二項は外筒表面での熱交換量である．加熱ガスに接する加熱区間とそれ以外の非加熱区間に分けて求めた．側壁の内表面では，ごみ及び熱分解ガスとの熱交換を考慮した．側壁における熱輸送方程式を式（3.28）に示す．右辺の第 1 項は軸方向に熱伝導で伝わる熱量を，第 2 項は側壁表面での熱交換量である．

$$\frac{\partial\left(\rho_f C_{S\,f} T_f\right)}{\partial t} = \lambda_f \left(\frac{1}{r}\frac{\partial T_f}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial r^2} \right) + \frac{E_f}{A_f} \tag{3.27}$$

$$\frac{\partial W_{sw} C_{S\,sw} T_{sw}}{\partial t} = \lambda_{sw} \frac{\partial^2 T_{sw}}{\partial x^2} V_{sw} + E_{sw} \tag{3.28}$$

3.4　計算手順

計算のフローを図 3.9 に示す．乾燥炉も熱分解炉も同じ計算手順で計算している．

まず，入力データの読み込みなどの初期化後，STEP 1 として，乾燥炉と熱分解炉のどちらも，ごみの移動速度，水分蒸発量を計算した．熱分解炉はさらに，熱分解ガス発生量，ごみ－内筒間の総括伝達係数，および，ごみ－内筒間の輻射伝熱量を計算した．熱分解炉における輻射計算は 3 次元であり，1 次元の伝

熱や流動計算に比べて計算時間が長いため, 計算を 100 ステップに 1 回にして高速化を図った．輻射計算を行わないステップでは，輻射によるエネルギー生成項には，前回の輻射計算で得られた値を代入した．また，各ステップにおいて，一定値に収束するまで反復計算した．輻射の計算の手順としては，はじめに内筒内のメッシュを作成する．次に，面積，体積，ガス物性値を計算した後，レイを計算し，得られたレイを使用して伝熱計算をした．最後に各要素の熱吸収量を計算した．

次に，STEP 2 として，熱分解炉では，内筒，外筒，側壁などの質量移動の無い部分の表面における熱伝達係数および伝熱量を算出した．一方，乾燥炉では本 STEP に対応する計算はない．

続いて，STEP 3 として，熱分解炉では，加熱ガス・熱分解ガスを，乾燥炉では乾燥排気について，伝熱量と質量変化量を計算した．

これらの結果から，STEP 4 として，次の時刻の計算に必要な諸量が求める．その後，熱分解炉では，次の時刻におけるごみ，熱分解ガス，加熱ガス，内筒，外筒および側壁の質量およびエネルギー輸送を計算した．一方，乾燥では次の時刻におけるごみ，乾燥排気の質量およびエネルギー輸送を計算した．

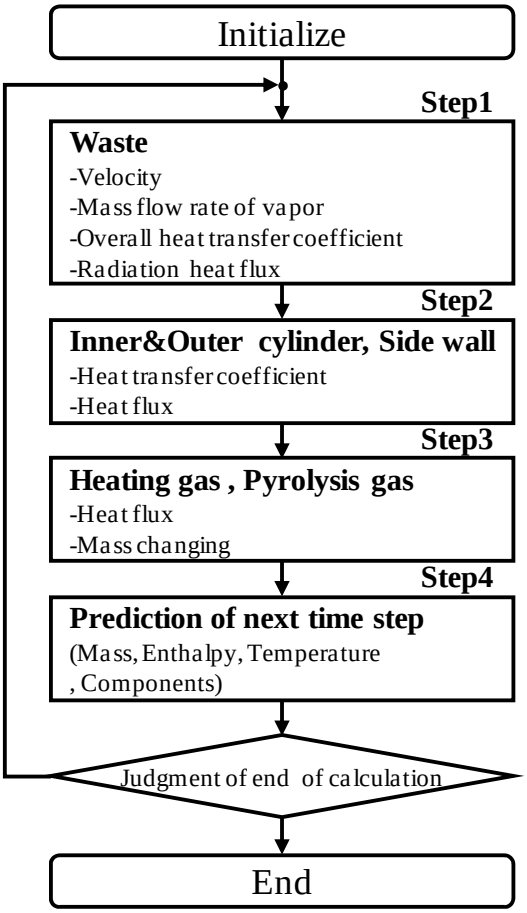


Fig. 3.9　Calculation procedure

3.5　ロータリーキルン型の乾燥炉と熱分解炉の熱輸送計算ツールの精度検証

3.5.1　乾燥炉の熱輸送計算ツールの精度検証

開発したシミュレータを実プラントの連続処理式のロータリー式キルン乾燥炉に適用し，実プラントのデータとの比較により精度を検証した．対象としたプラントは，ごみ処理量 200ton/日（2 系列）規模である．乾燥炉に投入されるごみの水分率は時々刻々変化し，ばらつきが大きい．そのため，本計算で比較の対象とした乾燥炉出入口のごみ水分率や，乾燥ガス温度などの実測値は，1 日の平均値を利用した．

プログラムの検証において, 乾燥の度合いはごみの浮遊率を調整して決めた．ただし，ある基準ケースで決めたごみが浮遊率は，回転翼の回転数や炉の形状

が変わらない限り一定値を採用した. また, ごみの径の分布を調整することで, ごみの表面積を変え，蒸発量を調整した．ただし，ごみの破砕機が同じであれば，どのケースも同じ粒径分布として計算した.

まず，回転攪拌翼型を対象として計算した．計算体系を図 3.10 に示す．実機の乾燥炉の直径は約 3m であり，炉内にはごみの攪拌用の回転翼が取り付けられている．また，出口側には乾燥排気と乾燥ごみを分離するフードが設けられている．乾燥ガス分は空気である．計算用のセルは軸方向に 18 分割した.

処理量の違う日の 3 条件を計算し，乾燥排気温度を比較した．計算条件と計算結果を表 3.1 に示す．表の上部には実機における計測値を，下部には本プログラムで計算した値を示す．ここで，ごみの浮遊率は CASE 1 で定め，0.0195 とした. CASE 1～3 において, 乾燥排気温度は約 1℃の誤差で実機を再現した.

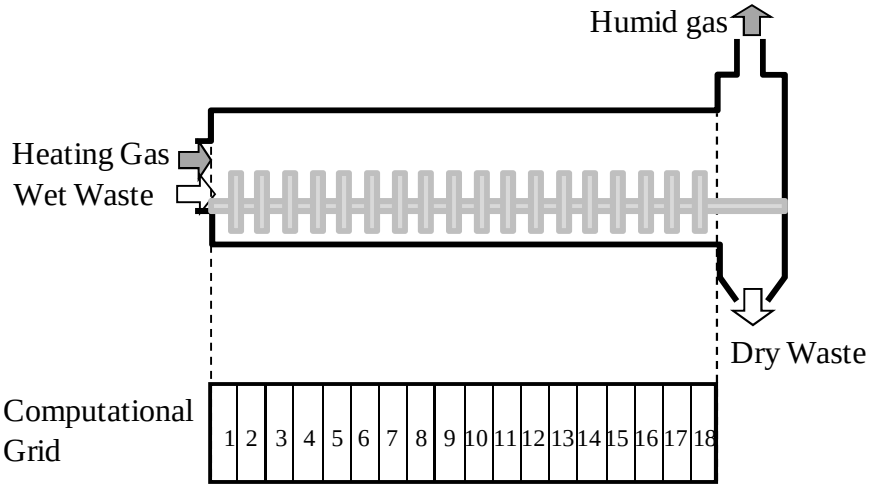


Fig. 3.10　Structure of rotary dryer with stirrer

Table 3.1　Prediction of exhaust gas temperature in rotary dryer with stirrer

	項目	単位	Case1	Case2	Case3
実測値	乾燥ガス成分	-	空気	空気	空気
	乾燥ガス温度	℃	162.4	152.1	156.0
	乾燥排気温度	℃	101.0	100.2	100.3
	入口ごみ温度	℃	30.0(仮定)	30.0(仮定)	30.0(仮定)
	入口ごみ水分率	%	43.3	39.7	33.1
	乾燥ガス流量当たりのごみ処理量	kg/m^{3}N	0.124	0.115	0.123
計算パラメータ	浮遊率	-	0.0195	0.0195	0.0195
	滞留時間	h	1.51	1.16	1.10
計算値	乾燥排気温度	℃	99.9	100.0	99.7
	出口ごみ温度	℃	55.9	55.4	55.7
	乾燥排気温度の実機データとの差	℃	-1.1	-0.2	-0.6

続いて，熱風吹き付け型を対象として計算した．計算体系を図 3.11 に示す．乾燥ガスは乾燥炉内に配置した大口径の配管から投入し，多数の小口径の管から炉内へ吹き出す．図において，大口径の配管左側は閉止されている．すなわち，熱風吹き出し管の中に仕切りはなく，上流側からの乾燥ガスのみが噴出ノズルから噴き出す．乾燥ガスは，熱分解ガスバーナの排ガスを空気と混ぜたガスからなる．計算用のセルは噴出ノズルの配置を考慮して，軸方向に 26 分割した．処理量の違う日の 3 条件を計算し，乾燥排気温度，ごみの水分率を比較した．計算条件と結果を表 3.2 に示す．

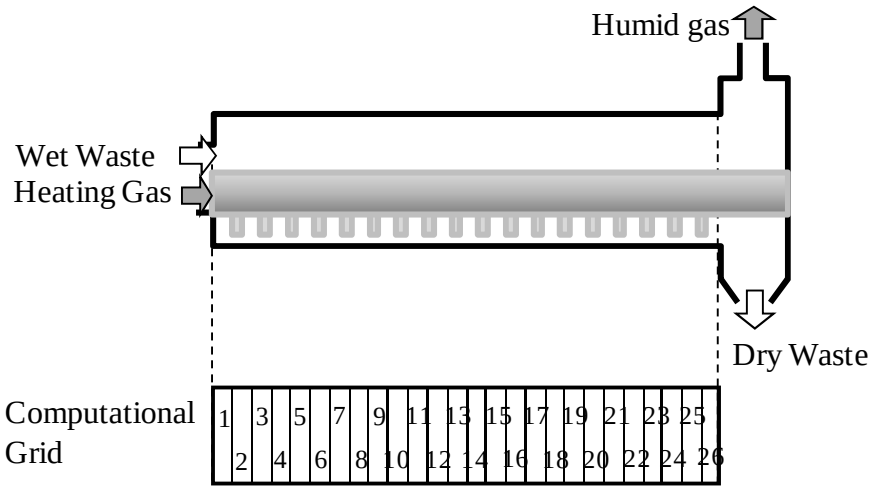


Fig. 3.11　Structure of rotary dryer with many blowing pipes

Table 3.2　Prediction of exhaust gas temperature and solid waste moisture content in rotary dryer with many blowing pipes

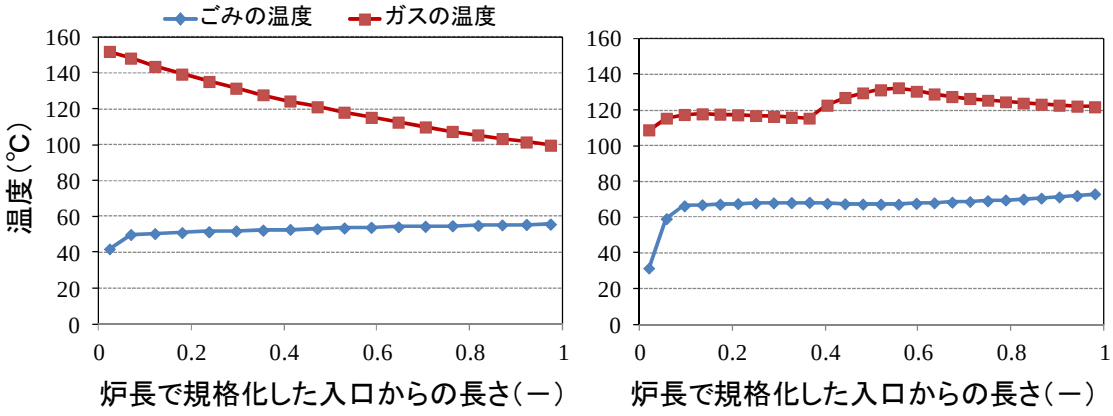
	項目	単位	Case4	Case5	Case6
実測値	乾燥ガス成分	−	燃焼排ガス＋空気	燃焼排ガス＋空気	燃焼排ガス＋空気
	乾燥ガス温度	℃	211.7	224.6	232.2
	乾燥排気温度	℃	131.5	133.9	135.8
	入口ごみ温度	℃	25(仮定)	25(仮定)	25(仮定)
	入口ごみ水分率	%	39.8	40.5	37.3
	出口ごみ水分率	%	9.9	12.7	11.2
	乾燥ガス流量当たりのごみ処理量	kg/m^{3}N	0.117	0.136	0.146
計算パラメータ	浮遊率	−	0.07	0.07	0.07
	衝突噴流熱伝達ごみ割合	−	0.50	0.50	0.50
	滞留時間	h	0.45	0.39	0.36
計算値	乾燥排気温度	℃	121.8	125.5	128.5
	出口ごみ温度	℃	73.0	72.3	73.3
	出口ごみ水分率	%	10.3	13.5	10.1
	乾燥排気温度の実機データとの差	℃	−9.7	−8.4	−7.3
	出口ごみ水分率の実機データとの差	%	0.4	0.8	−1.1

CASE 4～6において, 乾燥排気温度は約15℃以内の誤差で再現した. ここで, ごみの浮遊率および衝突噴流熱伝達ごみ割合はCASE4で定め，各々，0.07，0.5

とした．一方，乾燥炉出口のごみ水分率は CASE 4～6 において 1%以内の差で一致した. これは実測の計測誤差を±5%見込んでも, 予測誤差 10%以内である.

従って，乾燥炉出口で，仮にごみ水分率を 10%でコントールしたい時には，ごみ水分率は最小 9%，最大 11%の運転状態を予測しておく必要がある．このごみ水分率の範囲は，運転に支障がある範囲ではないので，設計で活用する上でも十分な精度である.

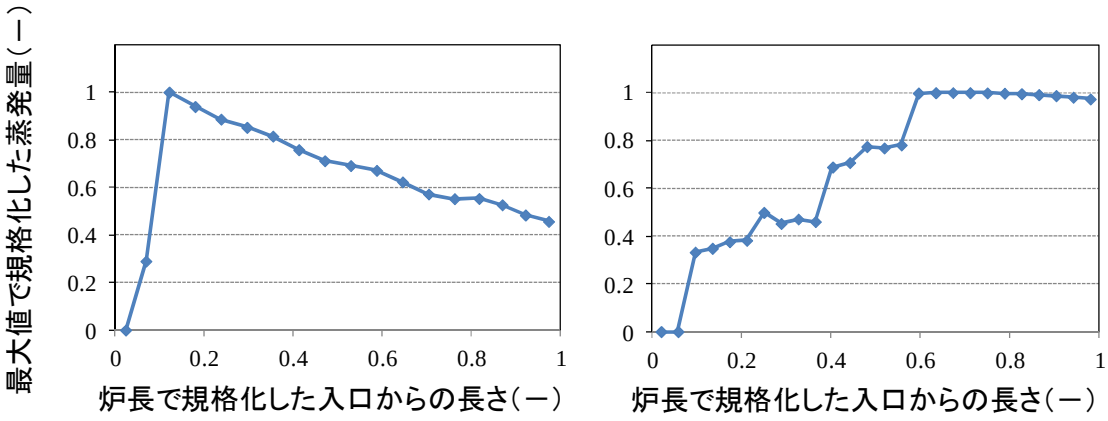
さらに，回転攪拌型および熱風吹付け型の乾燥過程を比較した．図 3.12，図 3.13，図 3.14 に CASE 1 と CASE 4 の場合の乾燥炉内における温度，最大値で規格化した各セルでの水分蒸発量，乾燥排気の速度の計算結果の比較を示す.



(a) Rotary dryer with stirrer

(b) Rotary dryer with many blowing pipes

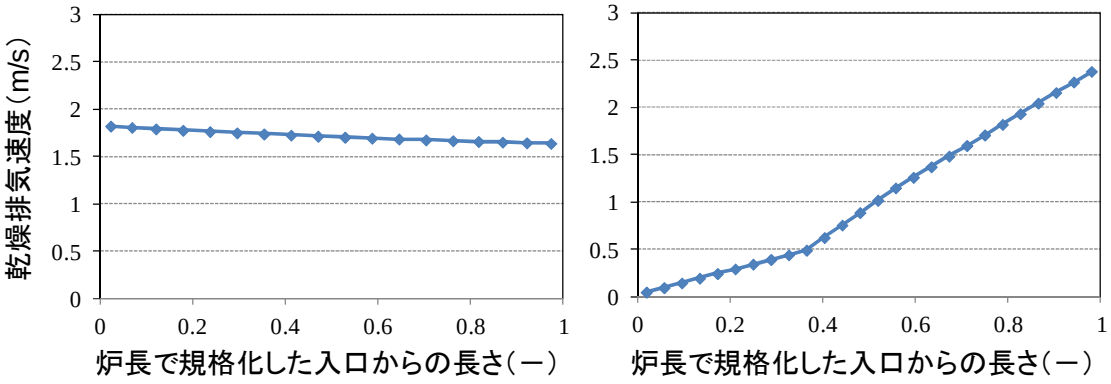
Fig. 3.12　Temperature profile in rotary dryer



(a) Rotary dryer with stirrer

(b) Rotary dryer with many blowing pipes

Fig. 3.13　Amount of water evaporation in rotary dryer



(a) Rotary dryer with stirrer

(b) Rotary dryer with many blowing pipes

Fig. 3.14　Gas velocity profile in rotary dryer

回転攪拌型は，図 3.12（a）に示すように，入口でガス温度とごみ温度が大きいため，図 3.13（a）に示すように，入口部での水分蒸発量が多い．そのため，出口に向かうにつれ，温度差が小さくなって蒸発量も減少する．また，図 3.14（a）に示すように，ガス速度は入口から出口までほぼ一定なので，浮遊したごみの乾燥能力は高いと考えられる．一方，熱風吹付け型は，図 3.12（b）に示す

ように，乾燥炉の入口側で，乾燥炉に流入する時の乾燥ガス温度に比べ，乾燥炉内のガス温度が急激に低下している．これは入口側では乾燥ガス流量が少ないためである．また，入口から出口までガス温度とごみ温度の差はほぼ一定である．図 3.13（b）に示すように，入口部で蒸発量が少ないものの，水分蒸発量は全域でほぼ同様である．また，図 3.14（b）に示すように，乾燥排気の速度は入口から出口に向けて徐々に早くなる．これは，熱風吹き出し管に設置された噴射ノズルから噴出するガスの流量が，出口に向けて徐々に積算されるためである．

以上の結果から，回転攪拌型および熱風吹付け型の乾燥炉において，性能予測が可能になった．これにより，乾燥炉の出口水分率を概ね 10%で運転するため運転条件設定を計算で決められるようになった．

3.5.2　熱分解炉の熱輸送計算ツールの精度検証

次に，開発したシミュレータを実プラントの連続処理式のロータリー式キルン熱分解炉に適用し，実測データとの比較により精度を検証した．実プラントにおいて，ごみ投入開始時は計測データが安定していないことが多いため，ごみ投入開始から数時間後の定格処理量で安定に運転しているデータを検証の対象とした．図 3.15 に計算体系を示す．直径は約 2m である．このキルンは，加熱ガスジャケットに囲まれている加熱部と保温材のみが設置されている非加熱部とに分けられる. 約 600℃から 700℃の高温の燃焼排ガスを加熱ガスジャケットに供給し，内筒を加熱して，ごみを熱分解している．

ごみ，熱分解ガス，内筒，加熱ガスジャケットおよび外筒に対して，軸方向に計算セルを分割した．軸方向には 26 分割した．また内筒および外筒は，半径方向にも計算セルを分割した．半径方向の分割数はそれぞれ 4 とした．加熱ガスは 4 番セルに投入され, 21 番セルの位置から排出される. また，ごみは 1 番セルに投入され，チャーと熱分解ガスは末端の 26 番セルから排出される．

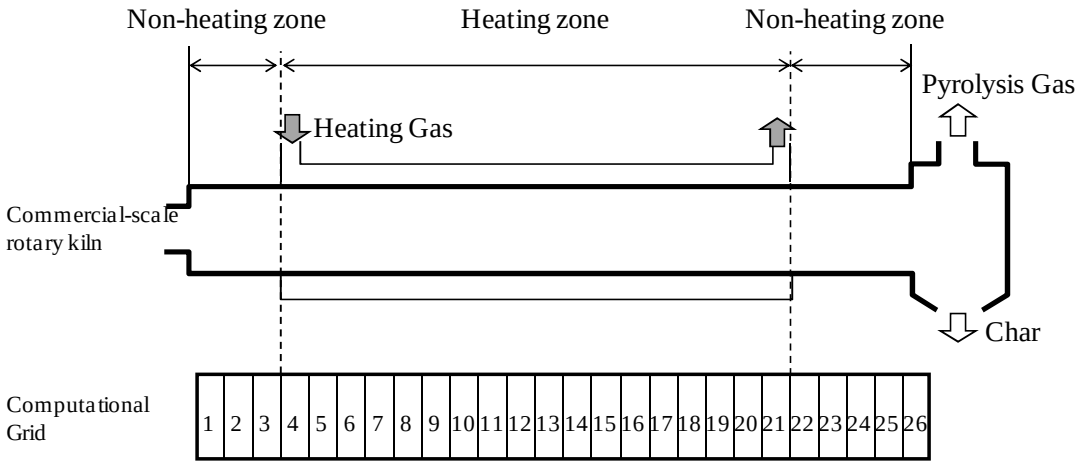


Fig. 3.15　Structure of commercial scale kiln pyrolyzer

キルンに供給したごみの性状と供給速度を表 3.3，表 3.4 に示す．実プラントのごみの組成は，実プラントで採取したごみの組成情報に基づいて組成比を決めた．ごみは，キルンに供給される前に，破砕と乾燥をして，常に一定の性状の物が一定の流量でキルンに供給されるものとした．

Table 3.3　Waste properties used in the actual plant kiln

			(kg/kg)
Moisture			0.118
Ash			0.069
Burnable Contents	Type1	Volatile	0.456
		Char	0.186
	Type2	Volatile	0.171

Table 3.4　Conditions of supplied wastes in the actual plant kiln

Description	Units	Values
Feed rate	kg/s	0.72
Temperature	degC	65

実プラントは，加熱ガスが加熱ジャケットに流入する点でガス温度を計測していない．そのため，加熱ガスが持つ熱量及び温度が不明である．そこで，温度を計測している加熱部の入口の内筒内表面の温度を解析値と計測値で合わせるように，加熱ガスの加熱ジャケットに流入するガス温度を調整して計算を実施した．スケールモデル試験の結果から，内筒内表面の温度により熱分解ガスの発生挙動が大きく異なることが分かっていたため，内筒内表面の温度を加熱部の入口のみ合わせて計算することにした．図 3.16 に，主要部の温度の計算結果を示す．

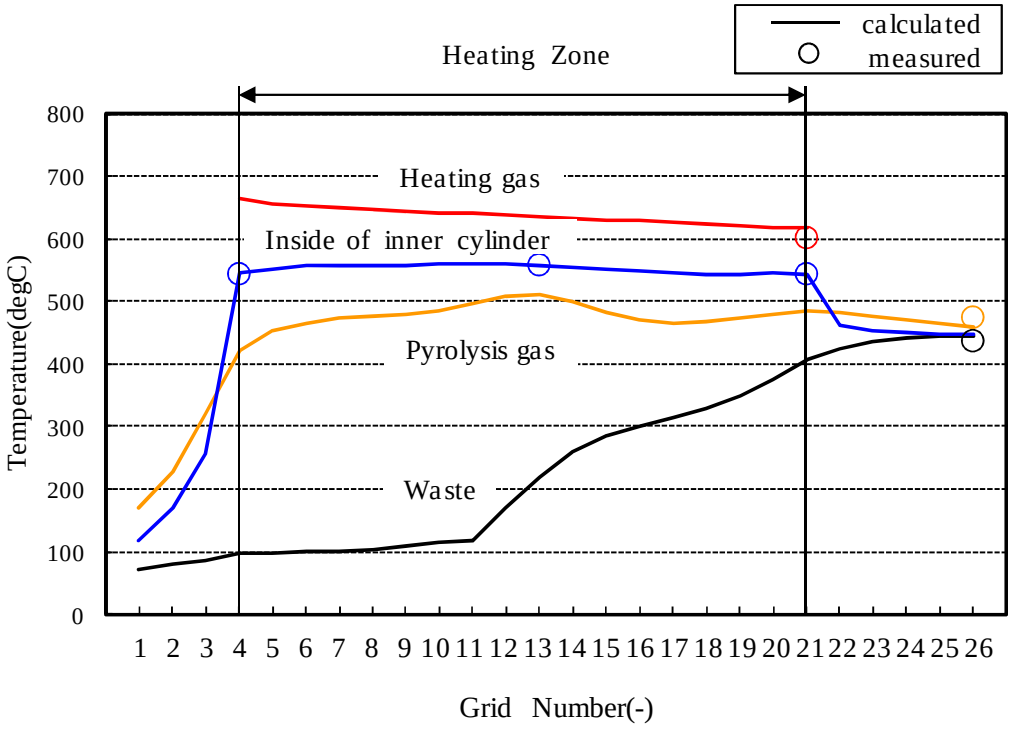


Fig. 3.16　Process temperature calculation

温度計測値と計算結果はよく一致した．ごみの最終温度は 445℃であり，これは実プラントで設計目標温度とした 440℃とほぼ等しい. 表 3.5 に示すように，計算値と実測値の誤差はいずれの計測点でも±3%以内であった．これに実プラントの温度計測の再現性が±5%であることを加味しても，本モデルの予測精度

は±10%以内となり十分な精度である．

本プラントでは，熱分解ガスおよび熱分解残渣はそれぞれ燃料として使用する．熱分解ガスは，熱分解ガスを燃焼するバーナで燃焼した後，その排ガスをキルンの加熱用のガスとして利用し，一方，熱分解残渣はごみ中の灰分を溶融する燃料として活用する．そこで，ごみの最終温度を 440℃程度にコントロールすると，熱分解残渣中にも揮発分が残って着火性が良くなるし，熱分解ガスもキルンを加熱のための必要な熱量を確保できる．本解析結果では，ごみの最終温度は 445℃で，キルンの出口においても熱分解残渣中に揮発分が残っており，ごみの滞留時間やロータリーキルンの長さが適切に設計されているという結果が得られた．

また，ごみの最終温度はチャーの燃料比と強い相関がある．このとき，温度誤差 10%でごみの最終温度を予測できれば，チャーは溶融炉の燃料として問題なく利用できることを，実証試験や実機運転で確認している．

Table 3.5　Calculation error

Position	Measured (degC)	Calculated (degC)	Error (%)
Heating gas	602	617	2.5
Inside of inner cylinder			
Center	560	560	0.1
Exit	545	543	0.2
Pyrolysis gas	474	460	3.0
Waste	438	445	1.6

3.6　結言

本章では，ロータリーキルン式の乾燥炉と熱分解炉を対象として，キルン内で起こる非一様かつ非定常な伝熱現象を考慮したシミュレータを開発した．

従来，乾燥炉のモデル化手法は，ごみの移動を考慮せずに，乾燥の工程のみを考慮したモデルや，乾燥炉内の粒子の移動を個々に追跡するモデルで，前者はごみの移動がないため予測精度が落ちること，後者は計算負荷が高いことが課題であった．本研究では，ごみの移動は乾燥炉の軸方向 1 次元とし，浮遊ごみと滞留ごみの伝熱状態を分離して伝熱計算を実施することで，課題を解決した．さらに本モデルは，乾燥で良く用いられる回転攪拌翼型と熱風吹き付け型の 2 種類の乾燥炉の性能を予測可能とした．本モデルを実プラントで取得したデータと比較し，乾燥炉出口のごみ水分率を誤差±10%以内の範囲で予測できた．これにより，実プラントの性能評価に活用可能なことが示された．

一方，熱分解炉の性能予測計算には，ごみの移動速度を求める実験式に基づいたごみの移動モデルを導入し，実プラントの連続処理式のロータリーキルンの熱分解特性を予測した．実測データとの比較により精度を検証し，キルン内の温度を誤差±10%以内の範囲で予測できた．

第 3 章で用いた記号

A ：伝熱面積(m^2)

A_0 ：頻度因子（1/s)

A_p ：粒子の面積（m^2/m）

C ：軸方向に垂直な断面のごみ層の面積(m^2)

C_S ：キルンの内外筒（固体部）の比熱（J/kg/K)

C_w ：ごみの比熱（J/kg/K)

D ：内筒内径（m)

Ea ：活性化エネルギ（J/kg)

F ：質量フラックス（kg/s）

H ：比エンタルピ（J/kg)

h ：反応熱（J/kg）

h_{H2O} ：水のエンタルピ計算関数（J/kg）

k ：伝熱係数（W/m^2/K)

L ：キルンの軸方向長さ（m)

P_{atm} ：大気圧（Pa）

P_{sat} ：ごみ塊の湿っている中心部における飽和水蒸気圧（Pa）

Pr ：プラントル数(－)

q ：単位質量あたりの溶融熱（J/kg)

Q ：単位長さあたりの輻射伝熱量（W/m)

Re ：レイノルズ数(－)

r ：内筒半径（m)

S ：単位長さあたりの質量流量(kg/m/s)

S_{bh} ：ごみとガスの間を移動するエネルギー（W/m）

$Sgin$ ：投入した乾燥ガス流量 （kg/m/s）

Sw ：ごみの投入速度 （kg/m/s）

Syl ：ガスの成分の生成速度 （kg/m/s）

t ：時間（sec）

T ：温度（K）

T_{dry} ：ごみ塊の乾燥している部分の温度（K）

T_{wet} ：ごみ塊の湿っている部分の温度（K）

v ：移動速度（m/s）

V ：単位長さあたりの重量減少速度（kg/m/s）

V_h ：炉内滞留量（m^3）

W ：単位長さあたりの質量 （kg/m）

x ：キルンの軸方向座標（m）

Y ：ガス成分の質量割合（kg/kg）

z ：ごみ層の厚さ（m）

α ：熱伝達係数（$W/m^2/K$）

β^D ：物質伝達率（m/s）

$\beta^{Dinside}$ ：ごみ塊の中心部から外周部への物質伝達率（m/s）

Δh ：蒸発潜熱（J/kg）

ε ： 放射率（-）

λ ： 熱伝導率（W/m/K）

ρ ： 密度（kg/m^3）

$\rho_S^{H_2O}$ ：表面水蒸気密度（kg/m^3）

ρ^{-H_2O} ：気相中平均水蒸気密度（kg/m^3）

Subscripts

b ：各粒径ごとのごみ

bm ：炉底部のごみとガス間

d ：ガスの通過する空間

f ：外筒

fl ：浮遊ごみとガス間

f-g ：外筒とガス

g ：ガス

g-w ：ガスとごみ

g-m ：ガスと内筒

inl ：初期投入ごみ

MSW ：ごみの全粒径の代表値

m ：内筒

m_in ：内筒内壁

m_in-g ：内筒内壁とガス

N ：ごみの粒径番号

p ：プラスチック

w ：ごみ

w-m ：ごみと内筒

w-m_in ：ごみと内筒内壁

第 3 章の参考文献

(18) Boateng A.A., Barr P.V., “A thermal model for the rotary kiln including heat transfer within the bed”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 10 (1996), pp. 2131-2147.

(19) Li S.-Q., Ma L.-B., Wan W., Yao Q., “A Mathematical Model of Heat Transfer in a Rotary Kiln Thermo-Reactor”, *Chemical Engineering and Technology*, Vol. 28, No. 12 (2005), pp. 1480-1489.

(20) Martins M. A., Oliveira L. S., Franca A. S., “Modeling and simulation of petroleum coke calcinations in rotary kiln”, *Fuel*, Vol. 80, No.11 (2001), pp. 1611-1622.

(21) 株式会社　大和三光製作所ホームページ　，攪拌ロータリー乾燥器, http://www.yamato-sanko.co.jp/rotary_dryer_with_stirrer.html

(22) 株式会社　大和三光製作所ホームページ　，　生ごみ用タコロータリー乾燥器，http://www.yamato-sanko.co.jp/taco_rotary_garbage_dryer.html

(23) 伝熱工学資料出版分科会：日本機械学会：伝熱工学資料（改訂第 3 版）：p111（1975）.

(24) 化学工学会：熱風乾燥機の設計：化学工学便覧 p773-777（1999）.

(25) 斎藤洋志：離散要素法を用いた回転乾燥機内移動現象に関する研究：東北大学大学院工学研究科修士論文(2001) .

(26) 伝熱工学資料出版分科会：日本機械学会：伝熱工学資料（改訂第 4 版）：p46（1986）.

(27) 伝熱工学資料出版分科会：日本機械学会：伝熱工学資料（改訂第 4 版）：p63（1986）.

(28) 伝熱工学資料出版分科会：日本機械学会：伝熱工学資料（改訂第 4 版）：p66（1986）.

(29) Vahl L., Kingma W. G.., “Transport of Solids through Horizontal Rotary Cylinders”, *Chemical Engineering Science*, Vol. 1, No. 6(1952), pp. 253-258.

(30) Suzuki T., Okazaki T., Yamamoto K., Nakata H., Fujita O., “Improvement of Pyrolysis of Wastes in a Externally Heated Rotary Kiln (Measurements of the Overall Heat Transfer Coefficient from the Wall to the Wastes)”, *Journal of Thermal Science and Technology*, Vol. 3, No. 3 (2008), pp. 523-531.

(31) Suzuki T., Okazaki T., Yamamoto K., Nakata H., Fujita O., “Improvement of Pyrolysis of Wastes in a Externally Heated Rotary Kiln (Experimental Study on the Heat Transfer Enhancement)”, *Journal of Thermal Science and Technology*, Vol. 3, No. 3 (2008), pp. 532-539.

(32) Eckert E.R.G., Drake Jr R.M., *Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill*, (1959), pp. 215.

(33) Lockwood F.C., Shah N.G.., “A New Radiation Solution Method for Incorporation in General Combustion Prediction Procedures”, *Eighteenth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute*, Vol. 18(1981), pp. 1405-1414.

(34) Coelho P. J., Carvalho M.G., “A Conservative Formulation of the Discrete Transfer Method”, *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol. 119(1997), pp. 118-128.

第 4 章　多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉の開発

4.1　緒言

ガス化溶融炉における溶融炉には様々なタイプが存在する．このうち，縦型の旋回溶融炉は設置スペースが小さいという利点から，いくつかの実機プラントに採用されている[35][36]．旋回溶融炉とは，ガスの旋回流れで発生する遠心力で燃料粒子を壁面近傍に捕集し，長時間炉内に保持することで，燃料粒子中の灰分をスラグとして回収する溶融炉である．

ところで，旋回溶融炉の設計には以下のような課題がある．一般的にスラグ化率を高めるためには，旋回速度を増加して，粒子に働く遠心力を強める方策が取られる．しかし，速度の増加に伴って，複雑な流動が生じ，空気と燃料粒子の混合比率が変化し，燃焼状態が変化して，かえってスラグ化率が低下する可能性がある．従って，安定な燃焼を継続できる空気と燃料の投入方法を確立しなければならない．次に，ごみの燃料組成変化やスラグによる壁面の溶損に対しても，溶融性能が維持されなければならない．ただし，溶損を抑えるために熱負荷を下げると，スラグの排出口でスラグが固化する可能性がある．従って，スラグの排出口の熱設計も考慮されなければならない．最後に，様々なごみ組成変化を想定した溶融炉の熱設計のすべてを燃焼試験で検討すると，開発コストが大きくなるため，数値計算を用いた設計手法によるコスト低減が工学的な価値をもつ．特に，ごみから生成されるチャーは，燃料組成が大きく変動するため，これに応じた溶融炉の運用範囲を決めるためには多数のケーススタディが必要となる．従って，要求される設計精度を満たし，かつ高速な数値解析手法の開発が求められている．また，開発した数値解析手法は実機においてその精度を実証しなければならない．

4.2　多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉

4.2.1　溶融炉の構造

図 4.1 に，本研究で開発した縦型旋回溶融炉の構造と燃焼方式を示す[37] -

[39]．溶融炉の本体は円筒形であり，上部にガスの排出口と下部にスラグ排出口を有する. 空気と燃料を溶融炉に投入するため, 3 段のノズル（下から 1 次，2 次，3 次ノズル）が設置されている．また，各ノズルは溶融炉内に旋回流が生じるように配置する．燃料となるチャーは空気搬送し，1 次ノズルから溶融炉へ投入する．2 次及び 3 次ノズルからは空気が投入される．1 次ノズルの高さは，燃焼時において炉底と 1 次ノズルの間の容積熱負荷が灰を溶融するために必要な量以上になる位置で決めた．容積熱負荷は 1.5MW/m^3 以上とした．この値は固体燃料の燃焼装置としては高い値であるが，溶融炉としては妥当な値である[40]．2 次，3 次ノズルの高さは，チャー粒子に燃焼に必要な空気を供給し，かつ強い遠心力を与えるため，配置上の問題が生じない条件で，できるだけ炉底に近い高さに設置した. 溶融炉の内壁は耐火材で構成した. 耐火材は，スラグの流動によって溶損する．従って，その外周側にスラグによる耐火材の溶損防止と燃焼熱の回収のために水冷配管を設置した．一般に溶融炉の内壁を構成する耐火材は，一定期間で補修するが，溶融炉の形状が複雑であると補修期間が長くなり，補修の費用が高くなる．シンプルな円筒形状である本溶融炉は，補修の容易さの面でも有利である．

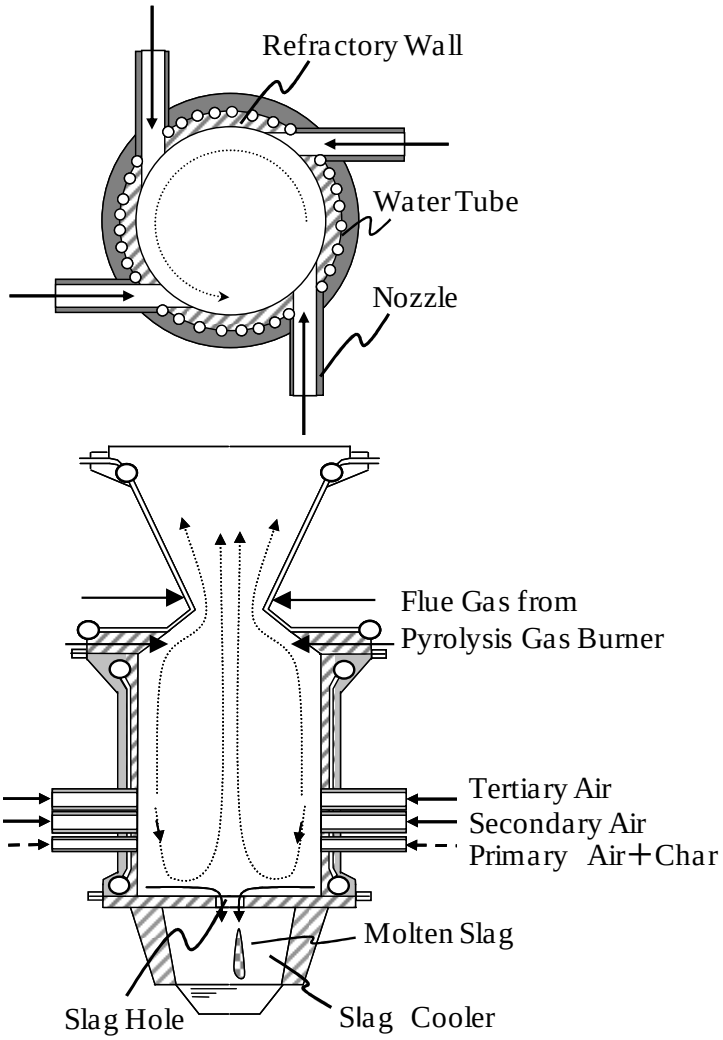


Fig. 4.1　Conceptual diagram of the swirling melting furnace

4.2.2　溶融炉の燃焼方式

本溶融炉の燃焼方式を説明する．まず，溶融炉は起動時には油やガスなどの燃料を用いた予熱用のバーナで昇温する．その後，予熱バーナからチャーによる燃焼に切り替える．この時，2 次や 3 次ノズルから投入された空気の一部は，図 4.1 中の点線に示すような二次流れを形成し，サイクロンセパレータと同様の流動様式で炉の出口や炉の下部方向へ旋回しながら流れる．この流れに同伴されて，1 次ノズルから投入したチャー粒子の大部分は溶融炉の下部へ降下する．チャー粒子は遠心力を受けているため，大部分の粒子が数秒以上，炉下部

に滞留する．この間，チャー粒子は可燃分を焼失し，相対的に灰分比率が高まる．この状態になると，内壁面上のスラグにチャー粒子がより付着しやすくなる[41]．壁面のスラグに付着したチャー粒子は，燃焼熱によって含有する灰分が溶融し，壁面に沿って流下する．燃焼を持続するために，下降する空気量とチャーの量は一定の比率となるようにコントロールする．スラグ排出口の周辺で局所空気比を 1 程度にすると，燃焼ガス温度は 1300℃以上となって安定なスラグ化が実現される．局所空気比とスラグ化率は式（4.1），式（4.2）でそれぞれ定義する．

局所空気比
＝ある領域の空気量／ある領域のチャーを完全燃焼するための必要空気量　（4.1）

スラグ化率
＝スラグ排出重量/（スラグ排出重量＋溶融飛灰重量）×100　（4.2）

ここで，溶融飛灰とは溶融炉上部の出口から排出され，排ガス処理設備で回収される飛灰を意味する．

スラグは側壁面から炉底面に沿って流れ，スラグ排出口から排出され，溶融炉の下部に設置した水槽に落下する．水槽で急激にスラグが冷却されると，水砕されて，細かな粒子として回収できる．燃焼排ガスは炉底部で反転し，主に中央部を通って上昇する流れとなる．上昇の過程で，2 次，3 次ノズルの空気のうち，側壁面近傍を上昇していく空気と混合して，排ガス中の未燃成分を燃焼する．また，炉下部の局所空気比を 0.8～0.9 程度の還元雰囲気として燃焼すれば，2 次，3 次ノズルの空気のうち側壁面近傍を上昇していく空気と，炉下部からの燃焼排ガスとを混合することで，二段燃焼法[42]による NO x 生成量の削減も期待できる．溶融炉の上部には，熱分解ガスバーナで発生した排ガスが

投入される[43]．この排ガスは，溶融炉に送られる前に熱交換器で温度が 400℃程度に低下しており，溶融炉で発生する排ガスの量の数倍の量である．急速に温度低下することで，溶融炉の排ガスが温度低下するときに発生するダイオキシンの再合成量を抑制できる．また，この排ガスは溶融炉出口部分の壁面近傍を流動し，壁面に灰が付着することを防止する効果がある．

ごみ質の変動によりチャーの組成や生成量が変動した時は，熱分解ガスバーナで発生した排ガスを混合する前の空気量と燃料量及び燃料組成から計算される空気比を 1.2～1.4 程度になるように空気量を調整して，安定した燃焼状態を維持する．

また，本溶融炉の熱設計の計画値は，以下のように設定した．まず，チャー中の灰を溶かすために，炉内壁温度をチャー中の灰の融点以上とした．ここで，実証試験に使用したチャー中の灰の溶融特性を表 4.1 に示す．灰の溶融点は，高温顕微鏡を用い，ドイツの標準規格である DIN 51730 に従って測定した．サンプリングしたチャーの灰の融点は 1140℃以下である．また，ダイオキシンの発生を抑制するため，溶融炉内は排ガス温度を常に 800℃以上とする設計とした．

Table 4.1　Melting point of ash in char

	Unit	Sample A	Sample B	Sample C	Sample D	Average
Melting Point	degC	1140	1114	1132	1120	1127

4.3　縦型旋回溶融炉の空気の投入方法

溶融炉へのチャーの投入量はゴミの処理量に依存するため，溶融炉内の燃焼状態は空気の投入方法でコントロールすることになる．そのため，安定した燃焼状態にするためには，炉下部への空気の安定供給が設計上重要な項目となる．そこで，炉下部への空気の安定供給方法について，常温空気を用いた流動試験装置で検討した．試験には 2 種類の装置を用い，大きさが違うときも同様の流

動様式となるかを評価した．炉内のレイノルズ数が 10^4 以上（代表長さ：直径，代表速度：断面平均上昇速度）の試験を実施した．炉内のレイノルズ数がある程度以上大きいと，フローパターンが変わらないことに基づいてこの条件を決めた．

まず，大型の流動試験装置を図 4.2 に示す．本試験装置本体は鉄製とした．試験装置内は強旋回流であり，重力の影響が小さいことと，計測しやすさを考慮して，水平に設置した．装置は内径 1150mm であり，直径比で実証試験の 1/1 の装置である．空気供給ファンから各ノズルへ空気が送られ，それぞれの段には空気量を調整する流量調整バルブが設置されている．流量は段毎で計測した．1 次はノズルを 2 本，2 次及び 3 次はノズルを 4 本まで使用できる．本試験において下降流量は，以下のようにして求めた．まず，炉下部に設置したガラス窓を通して，レーザードップラー流速計で炉底方向に向かう壁面近傍の下降流速分布を計測する．レーザードップラーの測定に必要な微粒子には「JIS 試験用粉体 1，10 種（フライアッシュ）」を使用し，1 次ノズルから投入した．流速は炉底から 260mm の位置で，半径方向にトラバースして，半径方向と軸方向の 2 成分を計測した．図中に軸方向(x 方向)の速度分布の例を示した．図のように壁面近傍には下降流が生じているが，壁面から中心方向に向かうと，下降する流れが上方に向かう流れと変化する．従って壁面（$r = r_0$）から，下降する流れが上方に向かう流れに変わる半径位置（$r = r_d$）までの範囲を対象として，式（4.3）で下降流量を求めた．ここで，r は半径方向の距離(m)をあらわす．

$$\text{下降流量} = \int_{r_d}^{r_0} \left(2\pi r \times \left|\text{下降速度}\right|\right) dr \qquad (4.3)$$

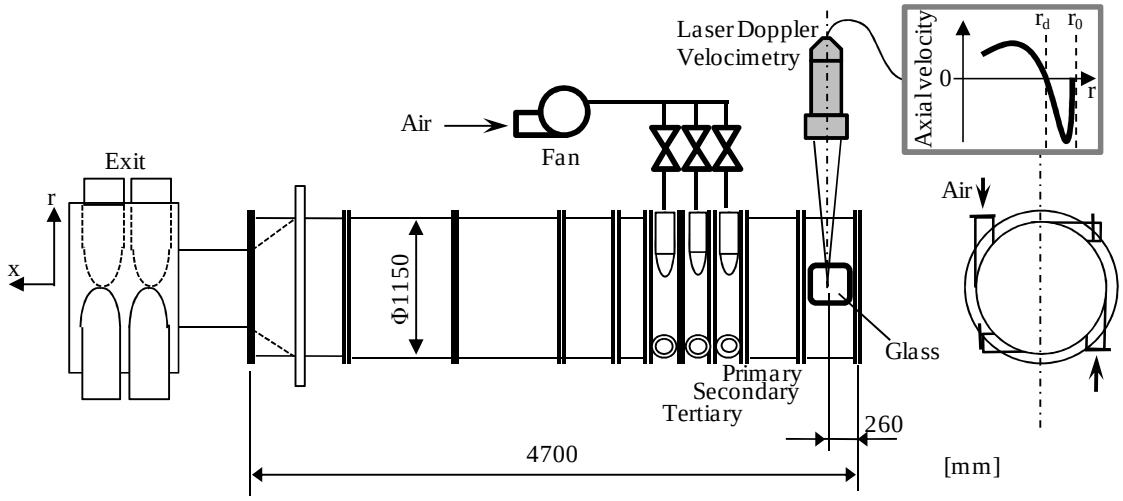


Fig. 4.2　Full-scale flow test apparatus

次に，小型の流動試験装置を図 4.3 に示す．本試験装置本体は鉄製とした．大型の試験時と同様に，水平床置きとした．装置は内径 388mm であり，実証試験装置とほぼ相似形状である．直径比で実証試験の約 1/3 の装置である．空気の投入方法は大型の試験時と同様である．空気ノズルから炉底部方向に流れる空気の流量（以下，下降流量と呼ぶ）は，1 次ノズルにトレーサーとして NO を投入して，その濃度変化から算出した．1 次ノズル，炉下部，出口の NO を NOx 計で計測し，1 次ノズルに投入した NO が全量底部に達すると仮定すると，下降流量は式（4.4）で求まる．上のように仮定した理由は，大型の装置で実施したレーザー計測用のトレーサー粒子が，ほぼ炉底に達していたことを観察したためである．なお，本仮定の正しさは，第 5 章の流動解析で考察する．下降流量の測定誤差を小さくするため，下降流量は，1 次ノズルの NOx 濃度から求めた値と出口の NOx 濃度の平均値とした．

$$\text{下降流量} = 0.5\times\left(1\text{次ノズルの NO x 濃度}\times\frac{1\text{次ノズルの空気流量}}{\text{炉底部の NO x 濃度}} + \text{出口の NO x 濃度}\times\frac{\text{出口の空気流量}}{\text{炉底部の NO x 濃度}}\right) \quad (4.4)$$

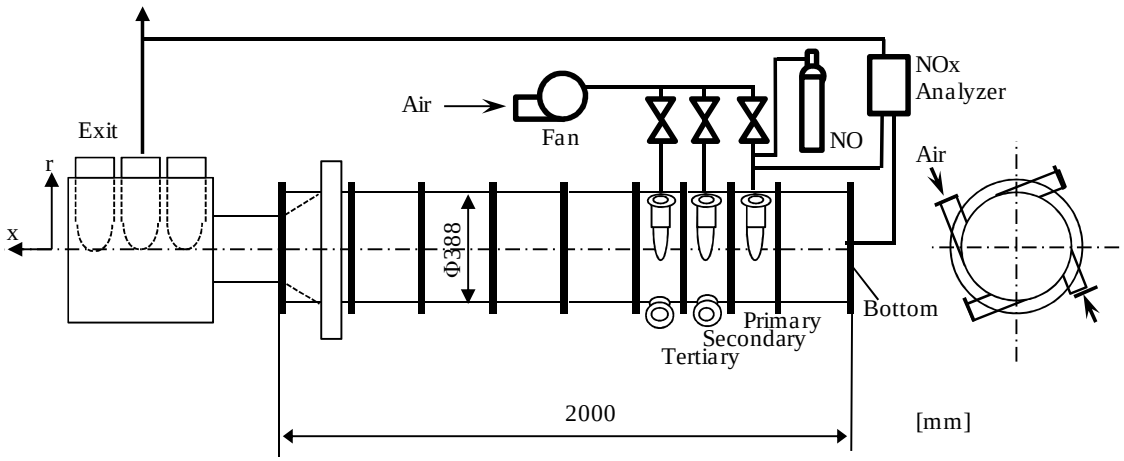


Fig. 4.3　1/3-scale flow test apparatus

試験条件を表 4.2 に示す．常温の流動試験装置で実機の溶融炉内の流れを模擬する方法は，森原らの知見[44]にもとづいて，炉内のスワール数を実証機の運転条件と同等程度になるように設定した．小型の流動試験装置のノズル径は 1 次 39.8mm，2 次 24mm，3 次 34.7mm であり，大型装置は 1 次，2 次，3 次のいずれも 130.8mm である．それぞれの試験装置ごとに，燃焼に必要な流量は変化できないため，どのケースもほぼ同じ流量とした．

下降流量を支配する運用条件について調査し，3 次空気流量と下降流量の相関を整理した．図 4.4 に 3 次空気流量比と下降流量比の関係を示す．ここで，3 次空気流量比 FR_3，下降流量比 FR_d はそれぞれ式（4.5），（4.6）で定義される．また，下降流量比 FR_d は最大値 FR_{d_max} で規格化して表した．

3 次空気流量比（FR_3）　＝　3 次空気流量/総投入空気流量　　（4.5）

下降流量比（FR_d）　＝　下降流量/総投入空気流量　　（4.6）

Table 4.2　Conditions of flow tests

	RUN No.	Flow rate (m^3N/h) Primary	Secondary	Tertiary
1/3-scale	1	11.7	37.3	99
	2	11.7	47.3	89
	3	11.7	57.3	79
	4	11.7	67.3	69
	5	11.7	77.3	59
	6	11.7	87.3	49
	7	11.7	97.3	39
	8	11.7	107.3	29
	9	11.7	117.3	19
	10	11.7	121.3	15
	11	11.7	47.3	99
	12	11.7	57.3	99
	13	11.7	63.3	99
	14	14.7	121.3	15
	15	17.7	121.3	15
	16	17.7	57.3	99
	17	17.7	77.3	79
	18	17.7	97.3	59
	19	17.7	117.3	39
	20	17.7	121.3	35
	21	17.7	131.3	25
	22	17.7	141.3	15
Full-scale	1	838	1143	3530
	2	838	820	3870
	3	841	1440	3280
	4	848	1825	2810
	5	850	2140	2520
	6	850	2463	2250
	7	854	2740	1875

図 4.4 に示すように，装置の大きさや計測方法によらず，3 次空気流量比が 0.6 程度で下降流量比は最大になった. 1 次空気の流量は概ね一定なので, 3 次空気流量比が小さい時は 2 次空気の流量比が大きいことになる．従って，2 次空気の流量比が増加すると，3 次空気が炉下部へ到達しにくくなることを意味する．特に, 3 次空気流量比が 0.4 を超えたところで，下降流量が大きく変化している.従って，3 次空気流量比の増加に伴って，大きく流動様式が変化していると考えられる．図 4.5 に大型の流動試験装置の旋回速度を示す．横軸は炉の中心からの半径方向の距離を示す．3 次空気流量比が 0.6 以上の大きい場合の旋回速度は，0.5 以下の場合に比べると，計測範囲全体で大きくなった．ま

た，壁面近傍（r =0.55～0.575m）の旋回速度の分布形状は，3 次空気流量比が大きいときと小さいときで異なっている．

このように，3 次空気流量比が大きくなると，炉下部に強い旋回力を持った空気が供給されることが分かった．従って，3 次空気流量比を 0.6 以上にコントロールすれば，燃料粒子に働く遠心力が強められることになる．この比率を保って投入する空気量を変化させれば，燃料の組成や量に変化が起きても燃焼状態の制御が可能となり，安定な燃焼を継続できる．

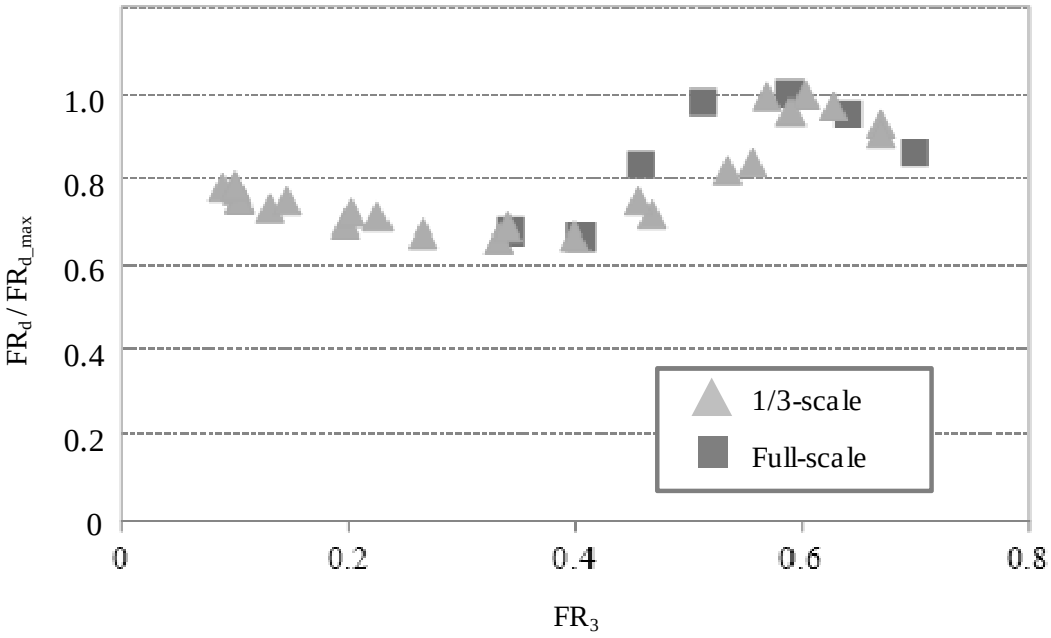


Fig. 4.4 Downward flow rate as a function of flow rate of tertiary air, FR_3 = Flow rate of tertiary air /Total flow rate , FR_d = Downward flow rate /Total flow rate(-), FR_{d_max} is maximum value of FR_d

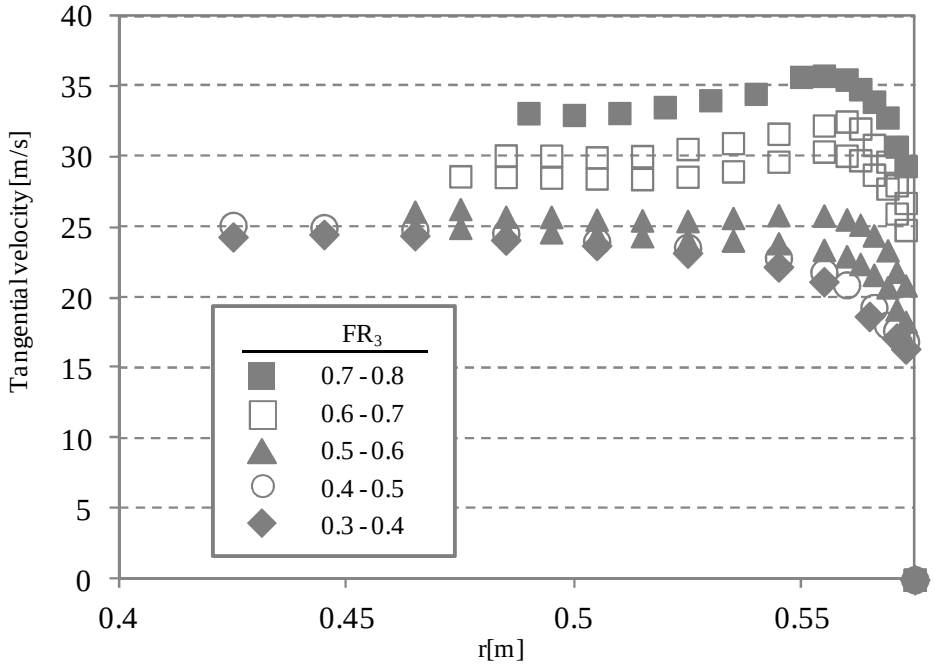


Fig. 4.5 Velocity profile of swirling flow

4.4　スラグタップの設計手法

本溶融炉のスラグタップとスラグ排出室の構造を図 4.6 に示す[38]. スラグタップとは図に示すように，炉下部に位置し，炉内から溶融スラグを排出するスラグホールを含む構造体である．本溶融炉では，スラグホールはひし形形状とし, スラグホールの上部に流下溝を有する円錐台の堰を設けた. 円錐台の堰は, スラグを排出するため，2 箇所の位置で切り欠かれている．このような形状を採用した理由を以下に示す.

まず，スラグホールをひし形形状とした理由を説明する．旋回溶融炉では，旋回による遠心力のために，炉内の外周部の圧力が高く，中央部の圧力が低くなる．この圧力分布に従って，炉底部においてスラグは，圧力の低い中央部に集まる．そして，スラグは中央部にあるスラグホールから下部に排出する．このとき，仮にスラグホールの断面形状を円形とすると，燃焼ガスの旋回速度が保たれたまま，スラグホール内に燃焼ガスが流入するため，スラグがちぎれて水平方向へ飛散し，スラグ排出室の内壁面に付着し，運転に支障を与える可能

性がある．そのため，スラグホールに流入する旋回速度成分を小さくする必要がある．スラグホールの断面形状が長方形やひし形形状であれば，スラグホール内で燃焼ガスの旋回速度成分が小さくなり，スラグの飛散を減少できるのでこの形状を採用した．

次に，流下溝を有する円錐台の堰を採用した理由を説明する．円錐台の堰が無い場合，スラグがスラグホールに流れこむ位置を限定できないため，スラグホールの上部の縁から，スラグが飛散する．飛散したスラグは，炉上部に流れていく可能性があり，炉の閉塞の原因になりかねない．従って，本形状のように，流下溝を有する円錐台の堰を設置し，スラグの流動をコントロールした．スラグは円錐台の堰を高くすることで，乗り越えられなくなる．円錐台の堰の高さは，円錐台の堰の位置における燃焼ガスの圧力差によってスラグに与えられるエネルギーが，円錐台の堰の高さが持つ位置のポテンシャルエネルギーよりも小さいように設計した．円錐台の堰を超えられないスラグは，円錐台の堰の周囲を迂回し，切り欠かれたスラグホールの両端の位置から流下する．また，堰は円錐台なので旋回方向には燃焼ガスの流れを乱すことが無く，炉内の燃焼状態に影響を与えない構造である．

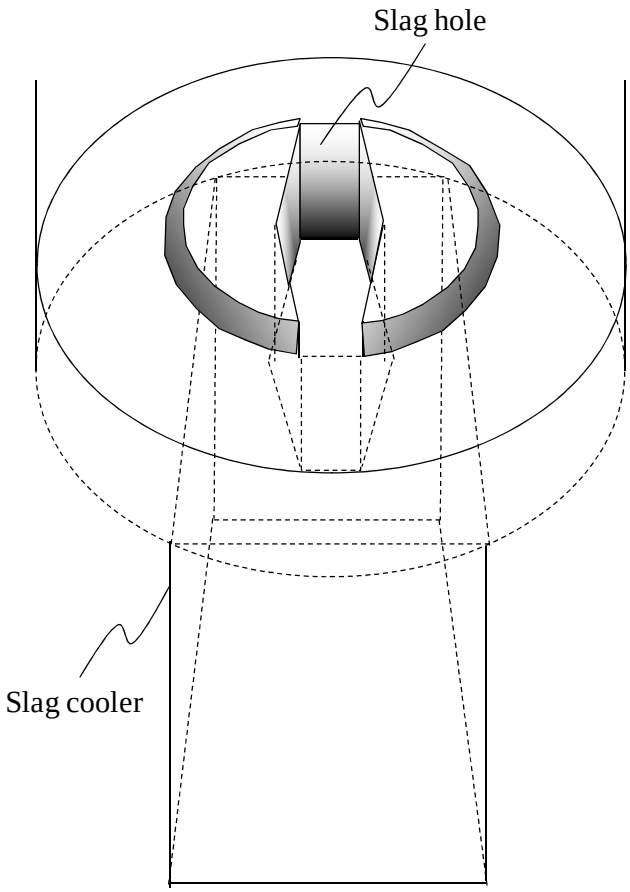


Fig. 4.6 Slag-tap and slag cooler

ところで，スラグホール内を流下するスラグは，灰の融点以上の温度を保ちながら，早く炉外に排出する必要がある．そのため，スラグホールの厚みを小さくするとスラグを直ちに排出できる．しかし，スラグホールは耐火材でできているため，薄くしすぎるとスラグとの反応で溶損して消失してしまい，単にスラグホールの厚みを小さくできない．従って，まず，スラグを固化させないためのスラグホール最大の厚みを把握し，その厚さより薄くすることが設計の必要条件となる．そのうえで，構造的な強度と溶損への対応を検討して，できる限り厚めに設計すると良い．以下にスラグホールの厚みの算出手法を示す．

スラグホールの厚み d(m)は，スラグの平均流下速度 U_m(m/s) と流下時間 t_s(sec)から式（4.7）で求められる．なお，流下時間時間とはスラグホールの上面から下面までに到達する時間を示す．

$$d = U_m t_s \tag{4.7}$$

すなわち，平均流下速度 と流下時間が計算できれば，スラグホール厚さを決めることができる．

そこでまず，スラグの平均流下速度を求める．溶融したスラグを Newton 流体と仮定すれば，壁面に沿って図 4.7 のようにスラグが流下する．

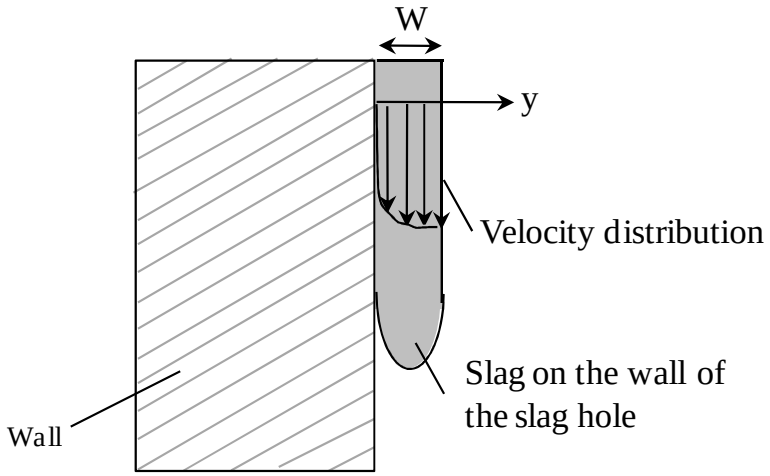


Fig. 4.7 Velocity distribution of slag on the wall in the slag hole

流下するスラグの運動方程式である式（4.8）から，スラグの平均流下速度を算出する[45].

$$\rho g + \mu \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} = 0 \tag{4.8}$$

ρ：スラグの密度(kg/m^3)，μ：スラグの粘性係数(Pa･s)　y：壁面からの距離(m)
U：スラグの流下速度(m/s)

スラグの厚さを W(m)とすると，式（4.9）からスラグの流下速度が求まる．

$$U = \frac{\rho g W^2}{\mu}\left[\left(\frac{y}{W}\right) - \frac{1}{2}\left(\frac{y}{W}\right)^2\right] \tag{4.9}$$

さらに，式（4.10）からスラグの平均流下速度は次式となる．

$$U_m = \frac{1}{W}\int_0^W U dy = \frac{\rho g W^2}{3\mu} \tag{4.10}$$

次に，流下時間を求める． 流下時間中の熱の授受から式（4.11）が成り立つ．

$$\rho W C \frac{\partial T}{\partial t} = -Q_s \tag{4.11}$$

C：スラグの比熱(J/kg/K)，Qs：スラグが受熱する熱量(W/m^2)

このとき，式（4.11）からスラグの温度低下幅 ΔT(K)と流下時間 t_s(sec)には，式（4.12）の関係が成り立つ．

$$t_S = -\frac{\rho W C}{Q_S}\Delta T \tag{4.12}$$

以上から，式（4.7）に，式（4.10），式（4.12）を代入して，スラグホールの厚み d(m)を，式（4.13）のように求めることができる．

$$d = \frac{\rho g W^2}{3\mu}\left(-\frac{\rho W C}{Q_s}\Delta T\right) = -\frac{\rho^2 g C W^3}{3\mu Q_s}\Delta T \qquad (4.13)$$

実験等の観察からスラグは，図 4.8 の斜線の領域で示した半径 *Rs* の半円形の部分流れると仮定する．説明の都合，図には一か所のみからスラグが流下するように示したが，もう一方の流下溝からも対称にスラグは流下している．

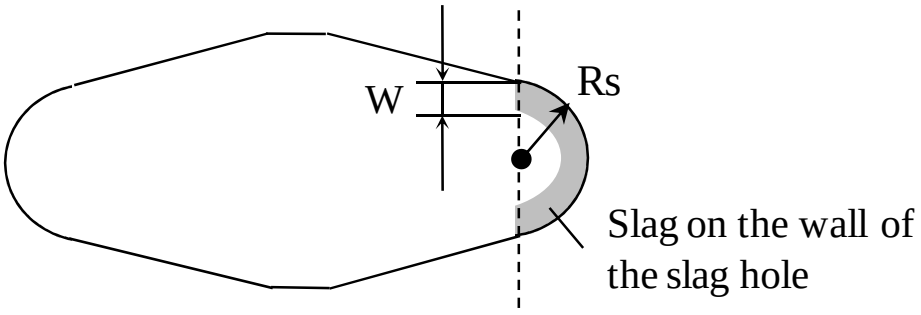


Fig. 4.8 Slag flow region in the slag hole

スラグの流下流量(kg/s)は式（4.14）で算出される．

$$G_{slag} = \rho U_m A = \rho U_m \pi (R_s{}^2 - (R_s - W)^2) \qquad (4.14)$$

ここで，*Rs>>W* とすれば，$(Rs-W)^2 \fallingdotseq Rs^2-2WRs$ であるので，式（4.10），式（4.14）からスラグの流下時の厚み *W* は，式（4.15）となる．

$$W = \sqrt[3]{\frac{3\mu}{2\rho^2 g \pi R_s} G_{slag}} \qquad (4.15)$$

式（4.13），式（4.15）からスラグの温度降下量 ΔT は，式（4.16）となる．

$$\Delta T = -\frac{Q_s \pi R_s}{C G_{slag}} d \qquad (4.16)$$

式（4.16）を用いると，スラグホール内におけるスラグ温度とスラグホールの厚みとの関係は図 4.9 となる．計算条件は表 4.3 にまとめた．各条件は実証炉運転条件に基づいている．

Table 4.3　Calculation conditions for designing slag hole

	記号	単位	実証機の設計値
スラグの初期温度	－	^{o}C	1250
スラグの流下量	G_{slag}	kg/s	0.016
スラグの密度	ρ	kg/m^3	2500
スラグの粘性係数	μ_s	Pa･s	1
流下部半径	Rs	m	0.04
熱流束	Q_s	W/m^2	54020
スラグの比熱	C	J/kg/K	1000

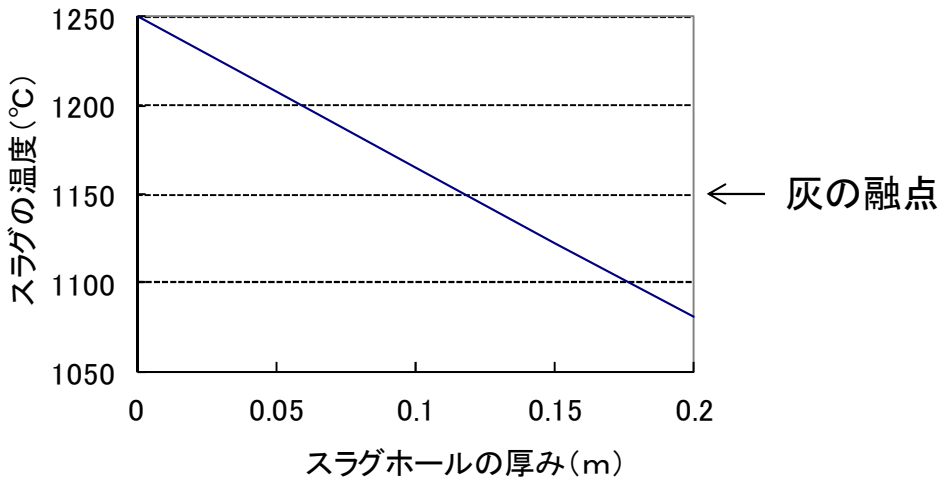


Fig. 4.9 Relation slag temperature and thickness of slag hole

計算結果から，灰の融点を安全側に 1150℃と仮定して設計すると，スラグホールの厚みは 0.12m 以下とする必要がある．

本解析に基づいて，実証プラントのスラグタップを設計した．実証プラントにおけるスラグホールの下方から見たスラグの流下状況を図 4.10 に示す. 実証プラントではコンセプトどおり，スラグを流下できた．

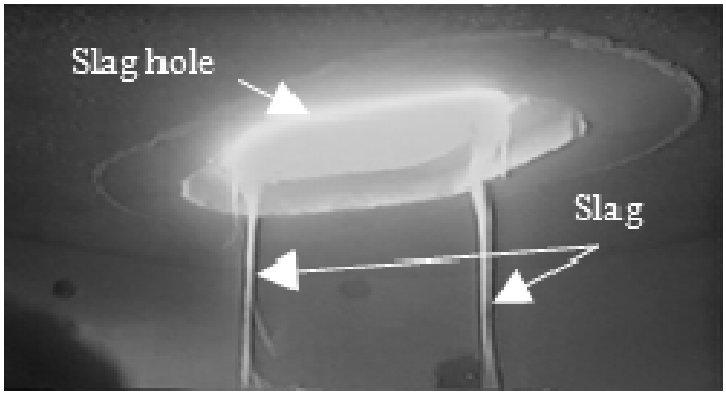


Fig. 4.10　Slag flow from the slag hole

4.5　縦型旋回溶融炉の熱設計

流動試験の結果に基づいて，3 次空気の流量比を調整すると，炉下部には所定の空気量を投入できる見込みを得た．そこで，溶融炉内における空気と燃料の分配量を仮定することで，溶融炉の熱設計を実施する手法を考案した．溶融炉内の熱設計は, 以下に示す熱収支を計算するプログラムを開発して実施した.

まず，溶融炉の熱計算のために，計算領域は図 4.11 のように設定した．少数の計算領域数としたのは，計算時間を短縮するためである．これにより，燃料の性状や負荷の変動などにも対応した，多くのパラメータサーベイに基づく熱設計が可能となる．領域番号は下から順番に付けた．計算領域は，溶融炉内で起こる燃焼・流動および伝熱現象を考慮して以下のように決めた．まず，炉底から 3 次空気投入位置の高さまでを一つの領域とする（領域 2）．この領域で大部分のチャーが燃焼するためである．なお，対象とする実証試験の溶融炉において, 熱負荷が高い領域 2 では, 炉内の耐火壁の外側を水冷管で冷却している. 高さ方向の温度分布を調べるため，溶融炉の残りの領域は高さ方向に 3 分割した（領域 3･4･5）．領域 4 の位置には，起動時や，チャー中の可燃分量の変動などに対応するため，補助バーナが設置されており，これも検討できるように本領域に格子を生成した．ただし，通常の運転で補助バーナは使用しない．スラグ回収部，空気熱交換器及び煙道はそれぞれ一つの領域とする（領域 1･6･7）．また，領域 1 のスラグ回収部には回収部内を加熱するスラグホールバーナが設置されている．よって，全計算領域数は 7 つとした.

物質の流入出と反応に関する仮定を以下に示す．まず，各々の領域で，燃料粒子の可燃分と空気は完全に反応するとした．領域 2 では，粒子中の灰分を溶融するため，高温状態を維持する必要がある．そこで，本領域では，理論燃空比に近づけて, ガス温度が最も高温となる燃焼状態にすることにした. ただし，前述のように，NOx 発生量の低減の観点から，本領域は還元雰囲気であることが望まれる．従って，高温の状態と還元雰囲気の両方を満たす局所空気比として，0.9 を設定した．本溶融炉の空気比は 1.3 程度であることから，領域 2 に

おいて局所空気比を 0.9 とするために，総空気量の 9/13 が領域 2 に流れ込むとした．また，局所空気比 0.9 で燃焼することから，燃料中の可燃分の 9 割が燃焼することになる．流動試験の結果を基づいて，3 次空気の流量比で調整することで, 領域 2 には所定の空気量を投入できるとした. 領域 3 では領域 2 で燃え切れなかった残りの 1 割の燃料中の可燃分が燃焼するとした．また，領域 2 のノズルからの空気の一部が上方に向かい, 領域 3 には 1, 2, 3 次空気全量のうち 4/13 が流入するとした．領域 6 には熱分解ガスバーナの排ガスの一部が流入するとした．残りの熱分解ガスバーナの排ガスは領域 7 に流入する．ガスは領域番号の小さいほうから大きいほうの一方向に流れ，逆流はないとした．本流動に関する仮定の正しさについては，第 5 章にて再度検討する．

以上の空気配分と，燃料配分に基づいて，セルごとに平衡組成を計算して，セル内のガスの成分比率を決定した．そして，このガス成分から，ガスの吸収係数やガスの比熱を決めた．

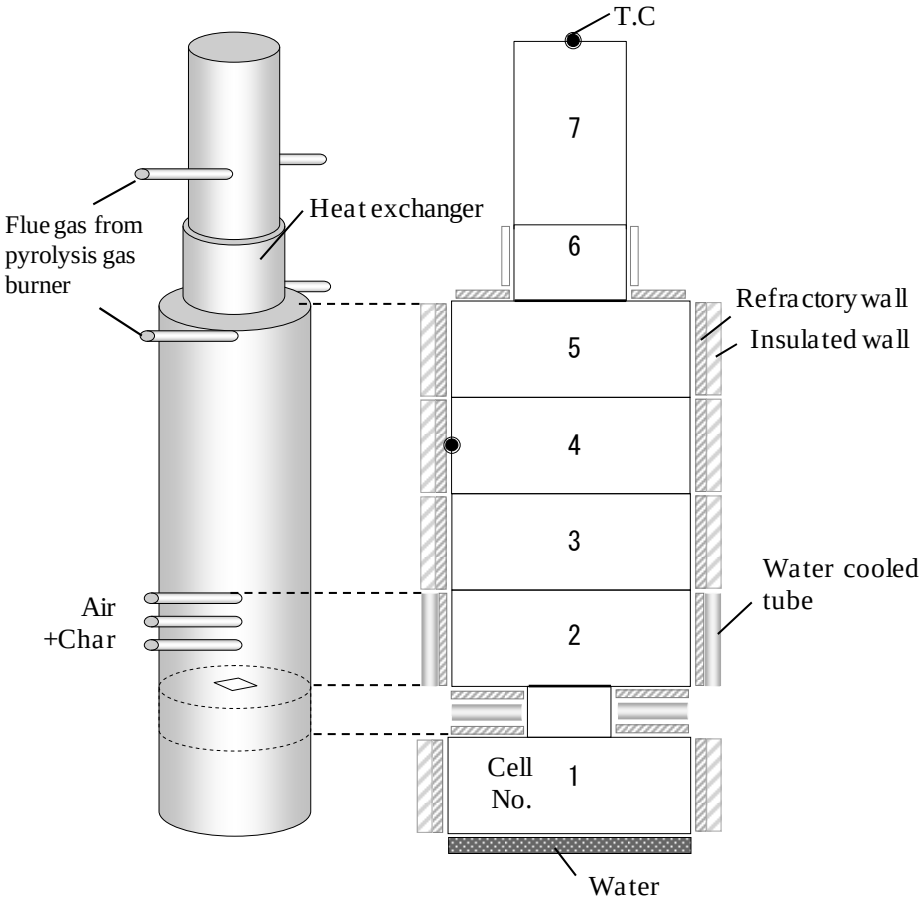


Fig. 4.11　Shape of computational domain

次に，溶融炉内は高温になるため，伝熱量の計算に対して輻射伝熱が重要となる．そこで，伝熱量の計算において，輻射伝熱量の計算のみ 3 次元的な炉形状を考慮した．領域内のガスは輻射に対し，灰色ガスを仮定した．

輻射伝熱の計算モデルは以下，光線の経路に従って説明する．まず，各領域のガス体の重心点から光線を全方位に射出すると仮定した．吸収係数はガス成分と温度の関数[46]とした．図 4.12 に示すように，放射する光線のうち，ある光線が最終的に到達する壁面と光線の発生源との立体角を θ とする．立体角 θ の光線がセル番号 i,$i+1$, $i+2$ を通過するとき, 光線のエネルギーの一部をガス体が吸収する. 体積 dVi の領域 i から放出された光線の熱量 Q_{gi} のうち, 位置 j に到達する熱量 Q_{tij} (W)は式（4.16）となる.

$$Q_{tij} = \frac{\theta}{4\pi} Q_{gi} \exp\sum_{m=i}^{j-1}(-k_{gm} l_m) \tag{4.16}$$

ここで　$Q_{gi} = 4\pi k_{gi} \sigma T_{gi}^4 \ dV_i$ (4.17)

セル番号 j のガス体が吸収する熱量 Q_{abj} (W)は式(4.18)となる．

$$Q_{abj} = Q_{tij}(1-\exp(-k_{gj} l_j)) = \frac{\theta}{4\pi} Q_{gi} \exp\sum_{m=i}^{j-1}(-k_{gm} l_m) \cdot (1-\exp(-k_{gj} l_j)) \tag{4.18}$$

壁面で吸収する熱量 Q_{tn} (W)と壁面からの射出量 Q_{rwn} (W)は式(4.19), 式(4.20)である．壁面で吸収する熱量 $Q_{t\ n}$ は，様々な方向から到達した熱量 $Q_{in\ n}$ の合計に壁面吸収係数を乗じた値になる．また，壁面からの射出量 $Q_{rw\ n}$ は，壁面での自己放射量 $Q_{emi\ n}$ (W)と到達した光線の反射量 $Q_{ref\ n}$ (W)の合計となる．尚，各領域の壁面には壁面番号 n を付けて区別している．

$$Q_{tn} = \varepsilon_{wn} \sum Q_{inn} \tag{4.19}$$

$$Q_{rwn} = Q_{emin} + Q_{ref\ n} = \varepsilon_{wn} \sigma T_{wn}^4 \ A_{wn} + (1-\varepsilon_{wn}) \sum Q_{inn} \tag{4.20}$$

側壁の輻射伝熱量を計算するときは，各セルを多角柱として計算した．

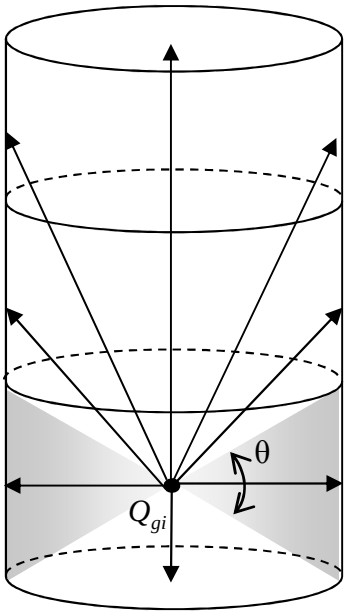


Fig. 4.12　Radiation energy emitted from area *i*

図 4.13 に示すように，溶融炉の壁内は，耐火材，断熱材，壁面保持用のスタッドピン及び水冷管から構成される．壁内を通過する熱量は，Q_{cond} (W)は式（4.21）となる．

$$Q_{cond} = (T_1 - T_{wa}) / R \qquad (4.21)$$

ここで，T_1 は溶融炉外表面の温度(K)，T_{wa} は水冷管内の水温(K)，R は壁面内の合成熱抵抗(K/W)である．

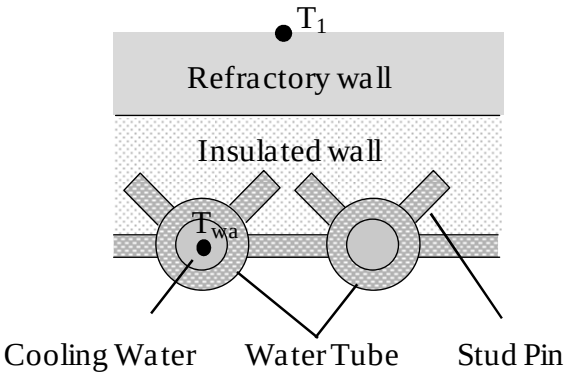


Fig. 4.13　Wall structure of melting furnace

合成熱抵抗は壁の厚さ方向の構造と材質を考慮して求めた．合成熱抵抗を求めるため，壁内の構造は図 4.14 のようにモデル化した．図の左側はスタッドピンの存在する領域，中央は冷却管の存在領域，右側はそれ以外の領域を示している．すなわち，対象とする壁面のうち，ある厚さの範囲にどの程度の体積のスタッドピンや，冷却管が存在するかを考慮した．本条件のもとで，厚さ方向のみに熱が伝わるとして，熱抵抗の回路を作成して合成熱抵抗を求めた．

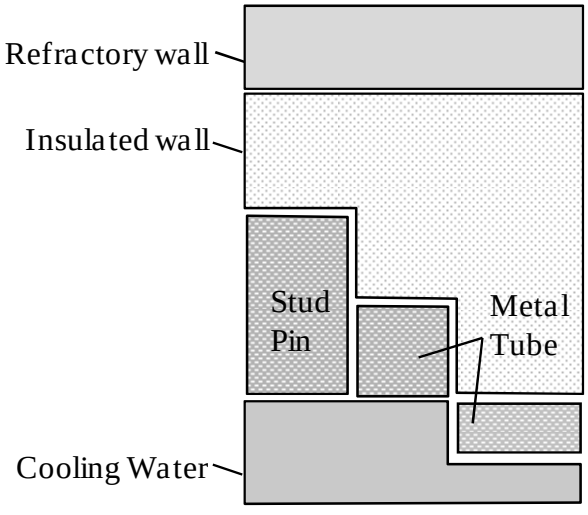


Fig. 4.14　Wall structure model for calculating thermal resistance

溶融炉の内壁への対流による熱輸送量は，熱伝達係数 α を平板に沿った流れの式（4.22）として求めた．代表寸法は直径で与えた．耐火材や断熱材の熱伝導率は，燃焼室側の耐火材は 1000℃の時の値を，外側の断熱材は常温での値を使用した．ここで，耐火材の熱伝導率に 1000℃時の値を用いた理由は，耐火材メーカによって計測された熱伝導率が，高温では 1000℃時の値しか公開されていないためである．また,水冷管の鋼材部分の熱伝導率は常温での値を使用した.

$$\alpha = \frac{Nu\ \lambda}{l} \qquad Nu = 0.0296 P_r^{2/3} R_e^{4/5} \ (0.5<\mathrm{Pr}<5) \tag{4.22}$$

ここで，各領域におけるガス側の熱収支は式（4.23）となる.

$$Q_{TOUT} = Q_{TIN} + Q_{GIN} + Q_{ABS} - Q_{RAD} + Q_{CNV} \tag{4.23}$$

Q_{TOUT} は領域から持出されるガスの顕熱，Q_{TIN} は下部の領域から持ちこむガスの顕熱, Q_{GIN} は燃焼による生成熱, Q_{ABS} はガスに吸収される輻射熱, Q_{RAD} はガスが射出する輻射熱，Q_{CNV} は対流熱伝達による壁面との熱輸送量である.

次に，各領域における壁側の熱収支は式（4.24）となる.

$$Q_{WAL} = Q_{RIN} - Q_{RWL} - Q_{CNV} \tag{4.24}$$

Q_{WAL} は壁内を通過する熱量，Q_{RIN} は壁面に到達した輻射熱，Q_{RWL} は壁面から射出される輻射熱である．ここで，Q_{RWL} は領域内に存在する壁面すべてに対し，式（4.20）で示した熱量を算出し，それらを積分した値となる.

各領域の熱収支は，壁内を通過する熱量と壁面に到達する熱量がバランスするまで計算を繰り返して求めた．以上の熱計算により，溶融炉内の温度が評価可能となる.

4.6　実証試験における溶融炉の性能評価

4.6.1　熱収支モデルの検証

前述の熱収支モデルを実証機の運転条件で検証した．検証の対象とした運転条件を表 4.4 に示す．炉出口の空気比を 1.2 程度の場合（RUN H1）と，1.4 程度（RUN H2）の 2 ケースについて評価した．前者は燃料として，チャーと LPG を使用し，後者はチャーのみである．計算に用いたチャーと LPG の発熱量は各々6630，11100kcal/kg とした．また，溶融炉に投入したチャーの成分を表 4.5 に示す．実際のチャーには，硫黄分などの微量成分も存在するが，計算では主成分である C，H，O，N で構成される燃料と仮定して計算した．

Table 4.4　Simulation conditions

	Unit	RUN H1	RUN H2
Char feed rate	kg/h	69.6	199.3
LPG	m^3N/h	23.2	0.0
Total Air flow rate	m^3N/h	1146	1147
LPG of assist burner	m^3N/h	6.0	8.9
Flowrate of flue gas from pyrolysis gas burner			
Upper	m^3N/h	1569	1569
Lower		2000	2000
Distribution ratio of Air which flows into No.2 and No.3	-	9:4	9:4
Distribution ratio of Char which flows into No.2 and No.3	-	9:1	9:1
Excess air ratio at outlet of furnace	-	1.24	1.41

Table 4.5　Elemental composition of char on a dry ash free basis (daf)

	Unit	
C	Wt%-daf	73.3
H	Wt%-daf	4.4
O	Wt%-daf	20.1
N	Wt%-daf	2.2

溶融炉における各領域のガス温度と壁面温度の実測値と計算値との比較結果を図 4.15，図 4.16 に示す．比較した値は，図 4.11 に示した領域 4 の壁温と領域 7 のガス温度である．まず，実測値と計算値は最大 40℃の範囲で一致した．いずれの計算結果も，領域 3～5 では高さ方向に徐々に温度が低下しているが，炉の最上部（領域 5）においても概ね灰の融点以上の壁温となった．従って，実証機おいて領域 5 よりも下部では灰は溶融していたと推測される．領域 6，7 の領域で温度が低下しているのは，低温の排ガスが領域番号 6 の領域から投入されることと，領域番号 6 に熱交換器が設置されているためである．また，領域 3～5 においてガス温度と壁温は差が小さくなった．これはガスの吸収係数が小さく，高温の炉下部の輻射熱が炉上部に到達し，壁温が高くなることによる．さらに図 4.17 に示すように，RUN H1 では，領域 2 の側壁への放熱量の計算値は 0.222MW となった．実証試験で計測値は 0.221MW であり，ほぼ試験結果と一致する放熱量となった．このように放熱の大部分は領域 2 から生じている．領域 2 には壁面に冷却管が設置されているためである．一方，領域 3,4,5 での放熱量は小さく，断熱状態が良いことが分かる．これらを合計すると，本溶融炉における放熱率は 22～23%であることが算出できた．また，領域 7 の値から，排ガスの冷却の設計指針を立てられた．

以上の結果により，実証機において，適切に設定した空気配分で溶融炉の熱収支が再現された．また，溶融炉の熱的予測が本論文のような実用的方法により可能であることが実証された．

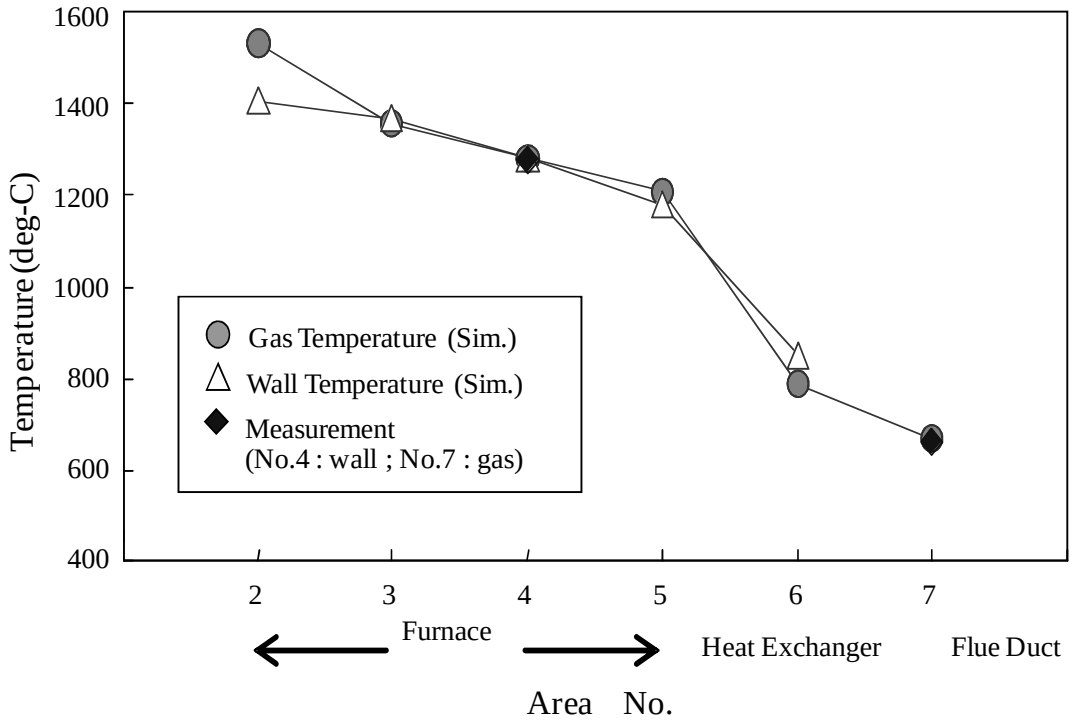


Fig. 4.15 Temperature profile in the melting furnace (RUN H1). The solid circles and open triangles denote the gas and wall temperature obtained from numerical simulation. The inclined rectangles at No.4 is the measured wall temperature on the inner surface, and the rhombus at No.7 is the measured gas temperature at center of gravity of No.7

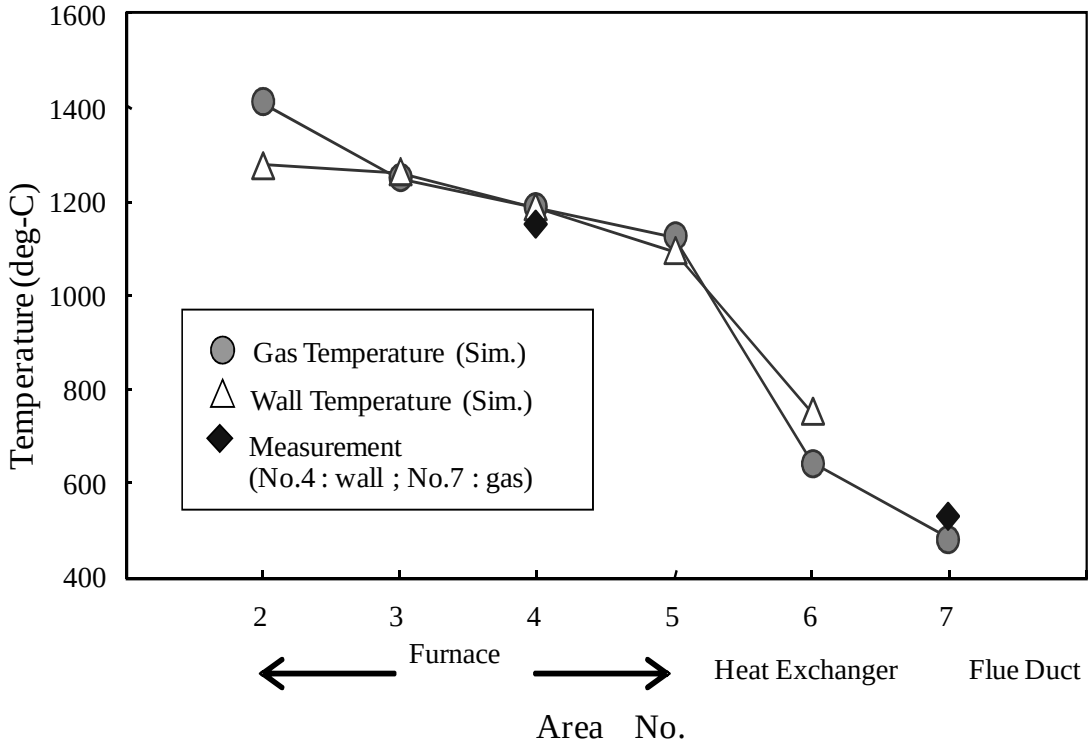


Fig. 4.16 Temperature profile in the melting furnace (RUN H2). The solid circles and open triangles denote the gas and wall temperature obtained from numerical simulation. The inclined rectangles at No.4 is the measured wall temperature on the inner surface, and the rhombus at No.7 is the measured gas temperature at center of gravity of No.7

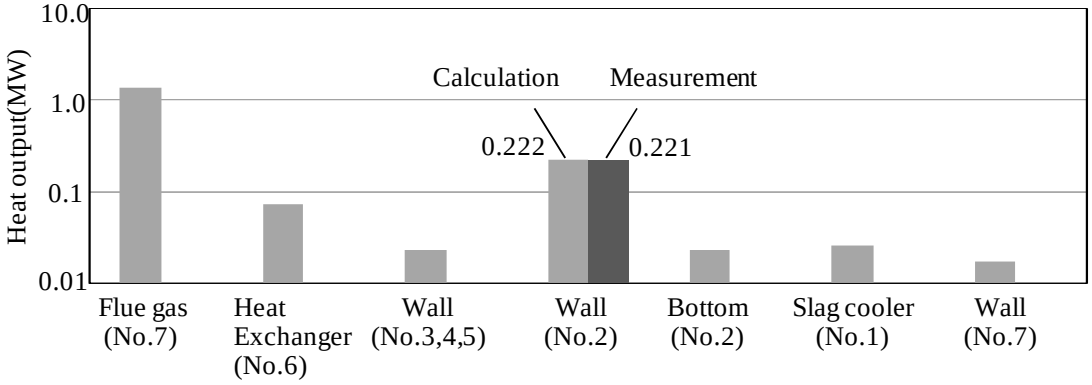


Fig. 4.17 Heat output(RUN H1)

4.6.2　スラグの安定排出とスラグ化率

実証試験におけるスラグ化率の実測値を表 4.6 に示す． RUN1 から RUN3 は 30 日程度の期間を断続的に運転したときの運転データであり，RUN4 のみ 30 日間の連続運転データである．運転期間中，ごみ質が変動した場合もスラグ化率を 90%以上という高い値に保持できた．

Table 4.6　Rate of slag recovery

Item	Unit	RUN1	RUN2	RUN3	RUN4
Waste	ton	275.6	216.7	458.4	616.7
Slag	ton	10.48	8.69	21.46	30.86
Fly ash	ton	0.86	0.54	1.53	2.33
Rate of slag recovery	%	92.4	94.1	93.3	93.0

4.7　実機の性能評価

4.7.1　溶融炉設計における制限事項

ここで，実プラントの設計では運転に運転を継続するため，いくつかの制約条件がある．まず，運転初期の状態の制約条件を示す．

（A）: 炉の最上部（セル No.5）において，溶融が可能なように灰の融点以上である必要がある．

（B）: スラグの飛散を最小とするために，排ガスの断面平均速度を 3.0m/s 以下とした．

（C）: CO の生成を減少するために，総空気比は 1.15 以上とした．

（D）: 粒子の滞留時間を延ばすため，投入する総空気量は所定の遠心力となる空気流量以上とした．滞留時間が長いとスラグ化率が向上する．

（E）: 一方，溶損時は運転初期の条件に加え，領域 2 において溶損状態でも溶融を維持するために，溶損がこれ以上進まない 1300℃以下となるようにした．

4.7.2　実機の性能予測

作成した熱収支モデルを利用して，実プラントの溶融炉の設計を実施した．対象とした実プラントはごみ処理量 200ton/日（2 系列）規模である．計算モデルは図 4.18 に示す．形状において実証機と違う点は，領域 2 から 7 までのすべての壁面が水冷されていることである．燃焼用の空気と燃料は領域 2 と領域 3 に分配され，熱分解ガスバーナからの燃焼排ガスは領域 5，領域 6 から流入するとした．また，領域 1 ではスラグが固化するのを防止する補助バーナの燃焼も考慮した．

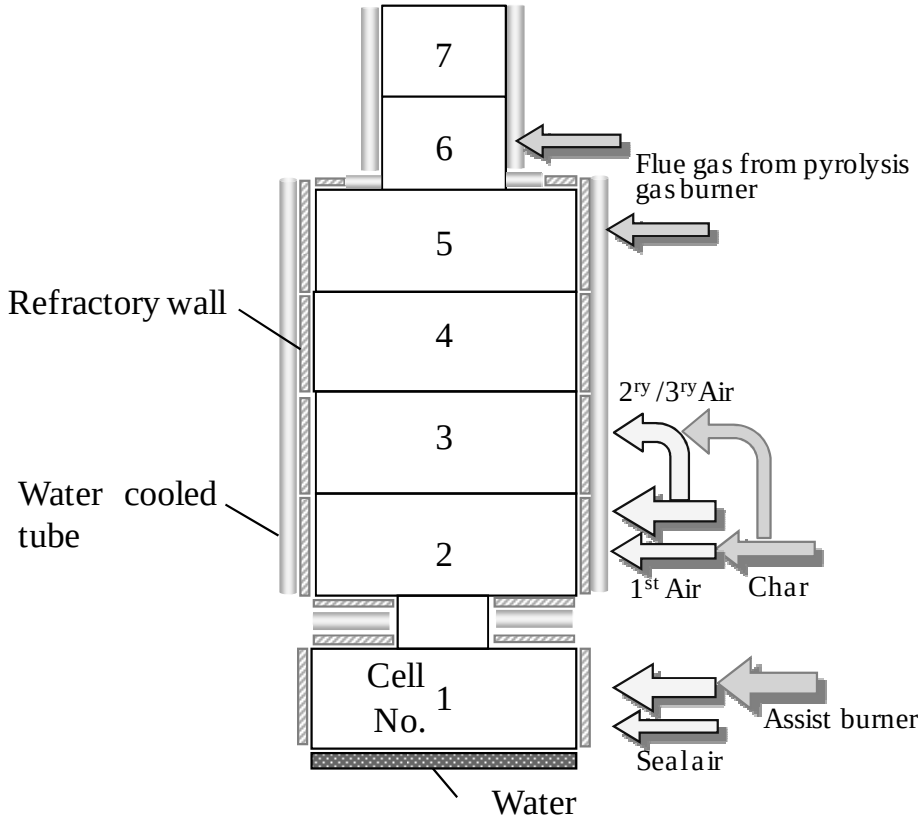


Fig. 4.18 Shape of computational domain for actual plant

図 4.19 に運転初期の状態における運転可能範囲を示す．図中の破線で囲まれた領域が制約条件を満たして，安定に運転できる範囲である．破線に付いたアルファベットは制約条件の内容と対応する．この範囲はごみの組成をパラメー

タとして，多数回の熱収支計算を繰り返して求めた．一例として，平均的な発熱量をもつごみに対して実施した熱収支計算の入力値と解析結果を表 4.7 に示す．総空気量を変えて 4 ケース（M0～M3）計算した．合わせて図 4.19 に，本計算対象の運転条件を丸印で示した．表 4.7 に示したように M0，M1，M2 は関連する制約条件をすべて満たしているが，M3 は領域 5 の側壁の表面温度が，表 4.1 で示したように，灰の融点と同程度かそれ以下となっているため，運転できない範囲として A の線の境界となっている．また，M0～M3 まで空気比を変えると，主燃焼領域である領域 2 のガス温度を約 100℃変化できる．実際のチャーは，その可燃分量が同じでも，灰の組成が変わって，灰の融点が変化することがある．そのため，このような空気比の運転調整ができれば，実プラントの運転でも，灰の融点の変化に対応可能となる．図には，実際の運転データを点で示した．各点は 1 時間の平均値である．運転初期は概ね制約の範囲で運転できた．

図 4.20 に最大溶損時における運転可能範囲を示す．図のように，壁温の制約から運転範囲が狭まっている．溶損すると放熱量が増えるため，運転初期に比べ，空気比を低めにするか，燃料の量を多くして炉内の温度を上げて運用する必要性がある．実際の運転データを点で示す．各点は 1 時間の平均値であり，運転開始から数カ月後のデータである．尚，これ以上の時間，運転を継続してもデータは大きく変わらなかった. これは, スラグが壁面にコーティングして，壁面への放熱が減り，壁面の溶損速度を減少する現象が起きることによる．

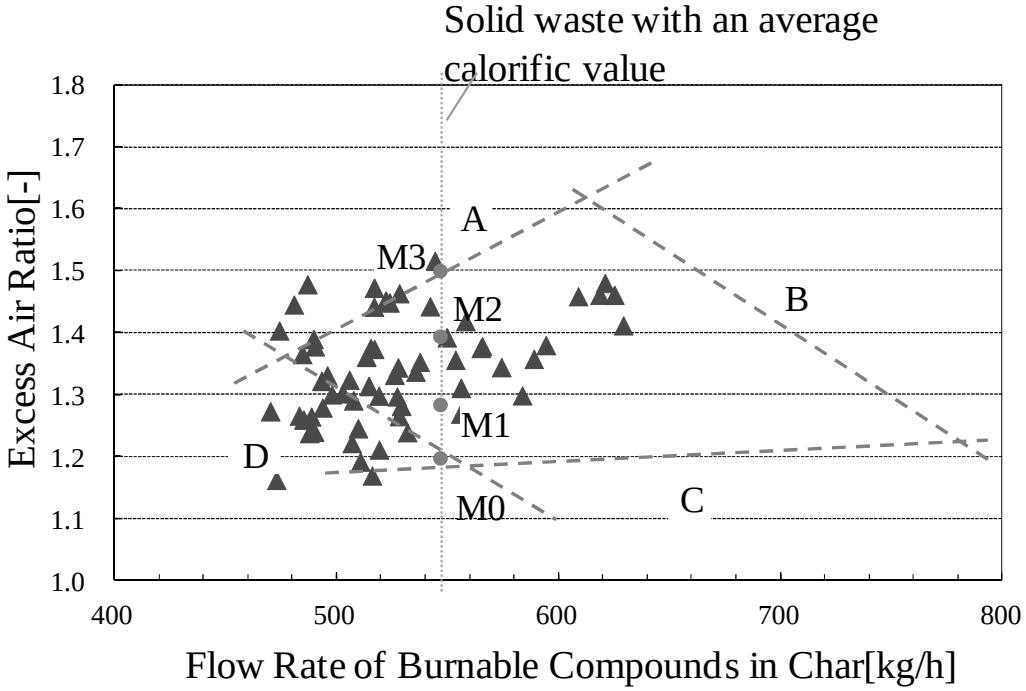


Fig. 4.19　Stable operating conditions in early stages of operation

Table 4.7　Calculation conditions

	項目			unit	基準ごみ			
	ケースNo.	領域	関連条件		M0	M1	M2	M3
入力条件	可燃物供給量	−	−	kg/h	545	545	545	545
	総空気流量/基準空気量	−	D	-	1.08	1.15	1.28	1.38
	空気比	−	C	-	1.20	1.28	1.40	1.50
	空塔速度	領域5	B	m/s	0.12	2.09	0.12	0.11
解析結果	ガス温度	領域7	−	℃	383	389	398	405
		領域6			649	651	654	656
		領域5			1268	1250	1218	1195
		領域4			1366	1343	1304	1275
		領域3			1455	1426	1376	1342
		領域2			1714	1682	1640	1601
		領域1			1100	1086	1067	1052
	側壁表面温度	領域5	A	℃	1181	1161	1127	1102

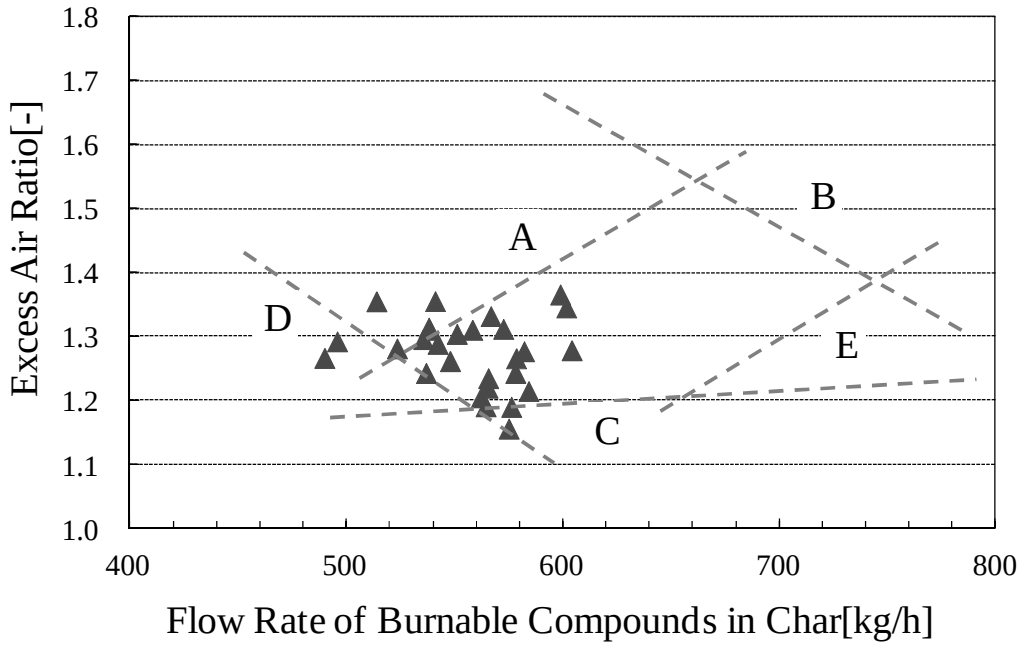


Fig. 4.20 Stable operating conditions when the refractory lining becomes thin

4.8　結言

本章では，溶融炉として，多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉を開発した．炉本体は円筒形であり，形状が単純であるため耐火材の補修期間が短くなる特徴を有する．本溶融炉の設計のために，一次元の熱収支計算ツールを開発し，多数のパラメータサーベイを可能とした．このとき，炉内の空気量配分は，常温流れ試験で決定した．試験には 2 種類の装置を用い，大きさが違うときも同様の流動様式となることを確認した．炉内の空気の配分は，3 次空気流量比の調整によって決定できた．実証設備設計を対象に本ツールを検証し，溶融炉内の温度実測値を誤差 40℃で予測した．また，当初の熱設計計画通り，炉内がチャー中の灰の融点以上となった．次に，スラグの排出構造の設計手法を開発した．実証プラントにおいて，スラグを固化せずに排出するためには，スラグの融点を 1150℃と仮定すれば，スラグホール厚みを 0.12m 以下とすべきことが分かった．

また，本熱収計算ツールを実機の設計に用いて，運転を継続するための制約条件を満たす運転範囲を予め求めた．ごみの組成をパラメータとして，多数回の熱収支計算を繰り返し，運転範囲を求めた．溶融炉において，溶損が起きた時でも安定に運転できることがわかった．溶融炉の熱収支を実用的方法により予測可能であることが実証された．

以上から，高スラグ化率と，低エミッションを両立した旋回溶融炉と，その設計手法が確立された．

第 4 章で用いた記号

A ： 面積(m^2)

C ：スラグの比熱 (J/kg/K)

d ：出滓口の厚み （m）

G_{slag} ：スラグ流量(kg/s)

k ： ガスの吸収係数（1/m）

l ： 長さ（m）

Nu ： ヌッセルト数 (-)

Pr ： プラントル数 (-)

Q ：熱量(W)

Qs ：スラグへの熱輸送量（W）

Rs ：スラグ流下部の半径（m）

r ：半径方向の距離（m）

r_0 ：炉半径（m）

Re ： レイノルズ数 (-)

T ： 温度（K）

t_s ：スラグ流下時間（sec）

U_m ：スラグの平均流下速度(m/s)

W ：スラグ流下時の厚さ(m)

y ：壁面からの距離（m）

α ： 熱伝達係数 (-)

ΔT ：スラグの温度低下幅（K）

ε ： 放射率 (-)

λ ： 熱伝導率 (W/m/K)

ρ ：スラグの密度（kg/m^3）

σ ： ステファンボルツマン定数 ($W/m^2/K^4$)

Subscripts

ab : 吸収

cnd : 熱伝導

emi : 自己射出

g : ガス

in : 入射

ref : 反射

rw : 壁面からの射出

t : 到達

w : 壁面

第 4 章の参考文献

(35) 大塚英史，吉崎弘師，境卓郎，福地克縦，加藤龍夫，“環境負荷を低減する次世代ごみ処理システムーガス化溶融システムおよびストーカ焼却システムー”，日立評論, Vol. 84, No.7,（2002）,pp.465-470.

(36) 寺澤良則，佐藤淳，白井利昌，寺部保典，保田静生，“低ライフサイクルコストを指向する一塔式熱分解ガス化溶融ごみ処理システム”，三菱重工技法, Vol.44, No.1,（2007）,pp.27-30.

(37) 岡崎輝幸，小林啓信，山本研二，荒戸利明，柴田強，谷口正行，森原淳，宇津野英明，燃焼溶融炉と燃焼溶融方法及び廃熱利用発電システム，日本国特許第 3557912 号(2004).

(38) 岡崎輝幸，小林啓信，川部隆平，荒戸利明，池内壽昭，溶融炉，日本国特許第 3516136 号(2003).

(39) 岡崎輝幸，小林啓信，柴田強，溶融炉，溶融炉の冷却方法及び発電システム，特開 2008-25852 (2008) .

(40) 井上里志，廃棄物焼却溶融システムの開発に関する研究（灰中未燃分の積極活用を志向した直結型焼却溶融システムの実用化），早稲田大学大学院環境・エネルギー研究科博士論文（2007）.

(41)Koyama, S. , Moritomo, T. , Ueda, A. and Matsuoka, H., “A microscopic study of ash deposits in a two-stage entrained-bed coal gasifier” , *Fuel*, Vol.75, No.4 (1996),pp.459-465.

(42) 水谷幸夫，燃焼工学，第 3 版，(2004) ，p.221，森北出版.

(43) 岡崎輝幸，小林啓信，川部隆平，荒戸利明，柴田強，久保田昌良，宇津野英明，廃棄物処理装置，日本国特許第 3461457 号(2003).

(44) 森原淳，小山俊太郎，野北舜介，“旋回流型気流層での粒子滞留時間”，化学工学論文集　Vol.12, No.4, (1985) ,pp.427-432.

(45)西川兼康：理工学社：伝熱工学：p258（1990）.

(46) Smith, F., Shen, Z.F., “Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray

Gases Model", *The 20th Joint ASME/AIChE National Heat Transfer Conference*, (1982),pp.1-9.

第 5 章　多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉の流動状態の分析

5.1　緒言

多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉において，炉内の流動状態をより正確に把握できれば，ごみ処理量やごみ質が違うプラントに対しても，設計の信頼度を上げられる．従って，炉内の流動に関して不明であった以下の点を明らかにする必要がある．(1) 炉底方向に下降する空気の流動メカニズム (2) 3 次空気流量比を増加すると，炉下部への下降流量が急に増加する現象が起きるときの詳細な流動メカニズム，(3) 本開発の溶融炉はスラグ化率が高いので，燃料粒子を長い時間，炉内に留めていると考えられるが，この粒子の滞留メカニズム，(4) 熱収支計算での空気の分配の仮定の正しさ．

ここで，設計すべきプラント毎に流動実験を繰り返すと，費用や開発期間の点から不利であるため，数値解析による流動状態の評価が必要である．このとき，3 次元の流動解析を実施するが，本溶融炉のようなサイクロン内の流れに類似した旋回流を，Reynolds 平均量（時間平均量）の支配方程式を解析する手法（RANS モデル : Reynolds Averaged Navier-Stokes model）で予測することは難しい[47] [48]．そのため，旋回流でも高精度に予測可能な Large Eddy Simulation（LES）を用いた非定常な旋回乱流の解析が有効である．

そこで本章では，4 章で示した流動試験装置と同等な装置を計算対象とし，炉内の流動を LES によって解析し，実験結果と比較することで，流動状態の予測精度を評価した．さらに，その解析結果を分析することで，上述の炉内流動に関する不明点を明らかにする．

5.2　ラージエディーシミュレーションによる流動解析

5.2.1　計算モデル

流動の数値解析には，文部科学省 IT プログラム「革新的基盤ソフトウェアの研究開発」成果をもとに北海道大学が改良開発した有限体積法ベースの流体解析コード「FrontFlow/red ver3.1」を使用した．

前述のように，本溶融炉は強い旋回流なので， LES を用いて，非定常な旋回乱流を解析した．LES では空間フィルタのみを施した空間的な平均量に対する支配方程式を解く．これにより，乱流場を特徴付ける大規模乱流変動に対して時系列を追った直接的な解析が可能となる．一方，空間フィルタリングによる平均操作によって消失する小スケールの変動成分の影響については，SGS（Sub-Grid Scale）乱流モデルを用いて表現する．LES の概念図を図 5.1 に示す．このように，LES では時間平均操作によるモデリングをしないため，乱流モデルが現象の時間的な変化に忠実な解析が可能であり，非定常乱流現象の解析に適している．[49]

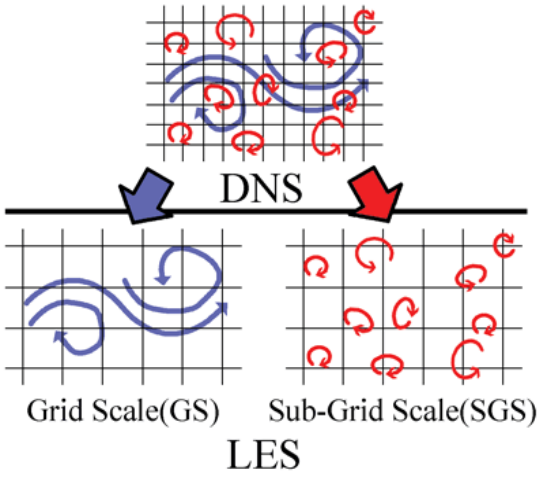


Fig. 5.1　Concept of LES

基礎方程式には，将来燃焼計算への展開も考慮し，低 Mach 数近似を適用した圧縮性流体の支配方程式に空間フィルタを施した．本解析では Favre 平均（荷重密度平均）を用いる．上式において物理量 ϕ に対して空間フィルタを施した値を $\bar{\phi}$，密度荷重空間フィルタ（Favre filter）を施した値を $\tilde{\phi} = \overline{\rho\phi}/\bar{\rho}$ という記号でそれぞれ表す．LES の基礎方程式を以下に示す．質量の保存式は式 (5.1)，運動量の保存式（5.2）となる

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t}+\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{u}_i}{\partial x_i}=0 \tag{5.1}$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{u}_i}{\partial t}+\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{u}_j}{\partial x_i}=\frac{\partial \bar{p}}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i}\right)-\tau_{ij}^{SGS}\right] \tag{5.2}$$

SGS 乱流モデルには, SGS 運動エネルギーの生成と散逸がほぼ等しいとする局所平衡状態を仮定して得られる標準 Smagorinsky モデル[50]を用いた．SGS 応力は，式（5.3）のように表される．

$$\tau_{ij}^{SGS}=-2\mu^{SGS}\tilde{S}_{ij},\ \mu^{SGS}=\bar{\rho}(Cs\Delta)^2\sqrt{2\tilde{S}_{ij}\tilde{S}_{ij}},\ \tilde{S}_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{5.3}$$

Cs は Smagorinsky 定数，*Δ* は空間フィルタ幅（解析格子幅），S_{ij} は歪率テンソルである．本解析では定数 *Cs* の値は 0.1 とした．

5.2.2　解析体系

常温旋回流れ試験装置の計算体系を図 5.2 に示す．この試験装置の炉本体は第 4 章で示した大型の流動試験装置と基本的に同じものであるが，図 5.3 に示すように，炉底部にはスラグタップを模擬した突起した構造物を設置している点と，炉から出た空気はエルボ配管から直径 2000mm の風洞を通り，排出される点と，空気投入ノズルの径が異なる．計算において，排出される試験形状を極力模擬した理由は，旋回流に伴う圧力分布によって，出口から逆流が起きると，計算が不安定になるため，これを回避するためである．図 5.4 に示すように，空気投入ノズルの先端は，1 次と 3 次は直径 131mm から 105mm に，2 次は直径 131mm から 80mm に絞っている．尚，装置は水平横置きであるが，実機は鉛直方向に立てられているため，流れの下流側を炉上部，その反対方向を

炉下部（炉底部）と呼ぶ.

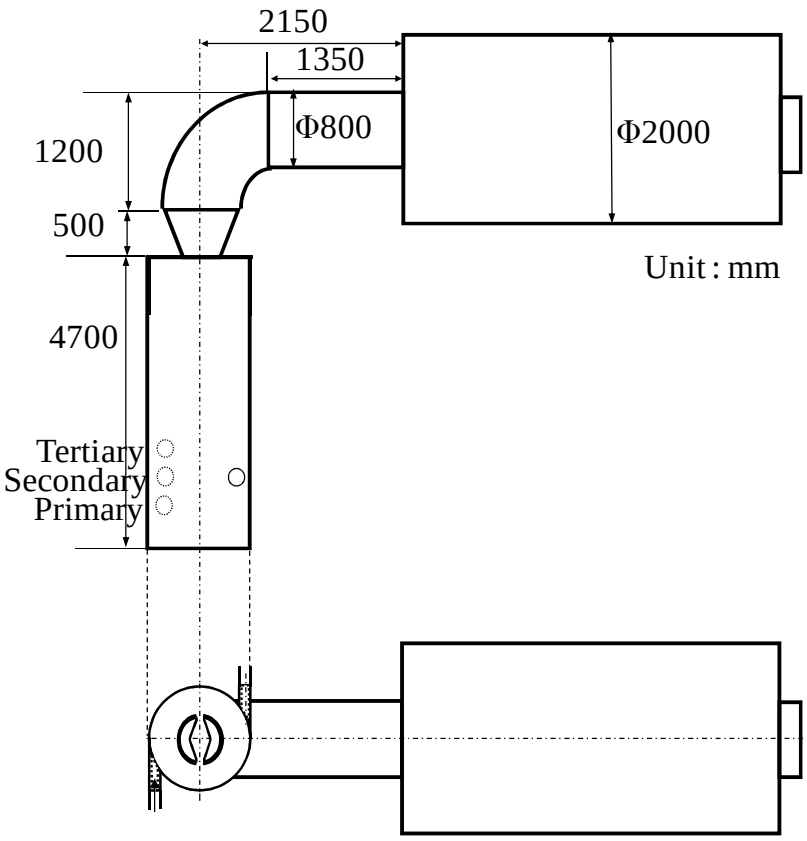


Fig. 5.2　Flow test apparatus

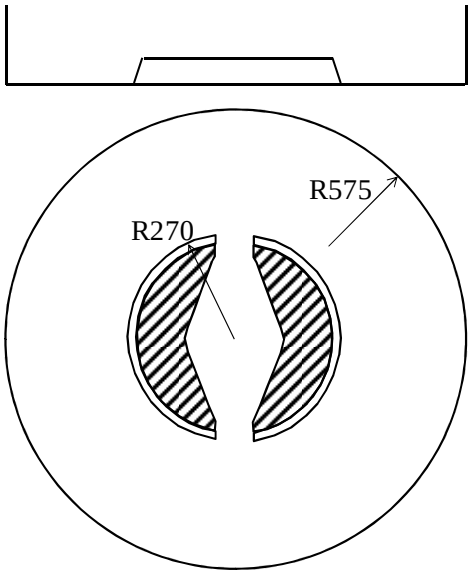


Fig. 5.3　Bottom of flow test apparatus

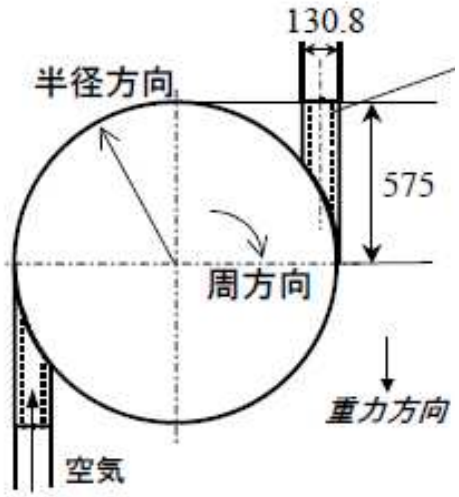


Fig. 5.4　Cross section of flow test apparatus

5.2.3　解析条件

炉本体部分の解析格子を図 5.5 に示す．計算格子構成はヘキサ形状とし，セル数は約 600 万である．解析の入口境界条件を表 5.1 にまとめた．空気の流入条件として, 3 次空気流量比をパラメータとして, その値が 0.4 から 0.9 まで 0.1 刻みで計算した．投入した流量はすべてのケースで同じで 4000m^3N/h とし，空気の温度は 20℃とした．1 次ノズルは 1 本，2 次ノズルは 2 本，3 次ノズルは 1 本から空気が流入する条件で計算した．このノズル構成は実証試験と同じである．1 次ノズルと 2 次ノズルの 1 つが同じ位相で空気を投入し，その 180°対向した位置から 3 次空気と残りの 2 次空気を投入した．各ノズルの入口境界の速度分布は断面に均一とし, 出口は自由流出境界とした. 解析ではまず一定時間, 速度の対流項を一次風上差分で計算し，その後，一次風上を 5%付加した二次中心差分に切り替えて計算した．本体系のような旋回流の場合，流れの構造に起因する不安定が生じやすいため，計算が安定しないことがある．そのため，初期に一次風上差分で計算することで安定した流れ場を形成することは，有効な手段である．計算の時間刻みは 5.0×10^{-4}sec で，準定常状態となったところで平均化処理を実施した．

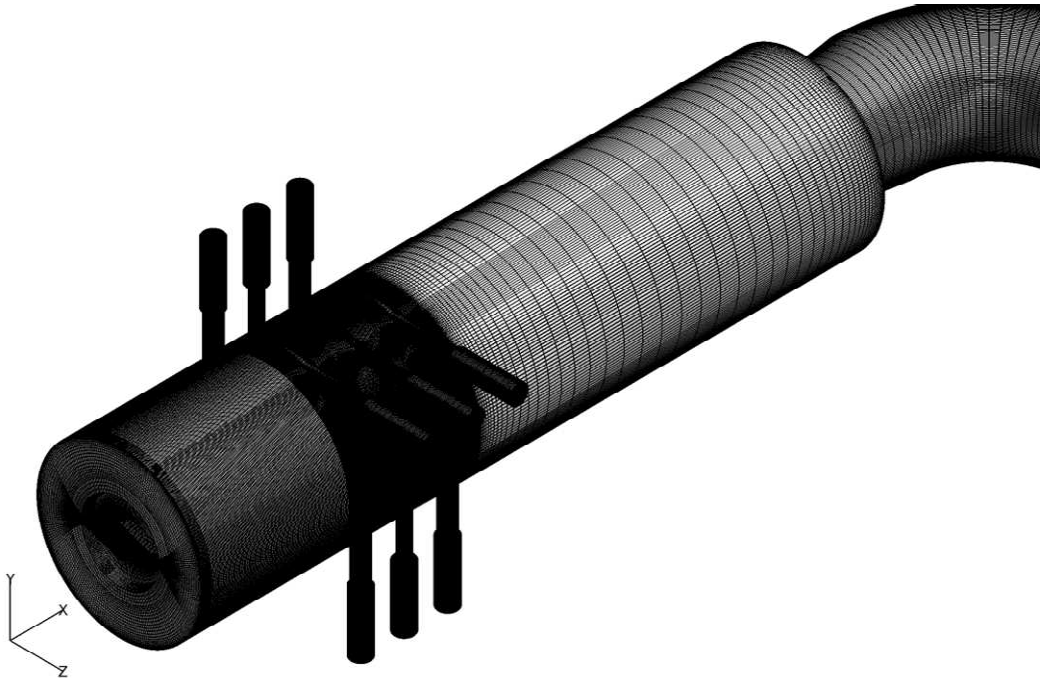


Fig. 5.5 Computational mesh

Table 5.1 Calculation conditions

CASE No.	Flow rate of tertiary air /Total flow rate	Inlet velocity of each nozzle(m/s)		
		Primary	Secondary	Tertiary
1	0.4	9.9	57.8	51.3
2	0.5	9.9	46.8	64.2
3	0.6	9.9	35.7	77.0
4	0.7	9.9	24.7	89.8
5	0.8	9.9	13.6	102.7
6	0.9	9.9	2.6	115.5

5.3　旋回速度分布の比較

炉底から 260mm の位置の旋回速度分布の実験値との比較結果を図 5.6 に示す. 実験結果は 4 章で示した常温流れ試験の結果であり, 図 4.5 と同じものである. また，図の横軸は半径方向の距離であり，図の右側（r = 0.575m）が炉の側壁面の位置となる．実験結果は点で，解析結果は実線で表した．尚，実験と解析では，投入した総空気流量と流速がそれぞれ違うため，速度の絶対値の議論はしない.

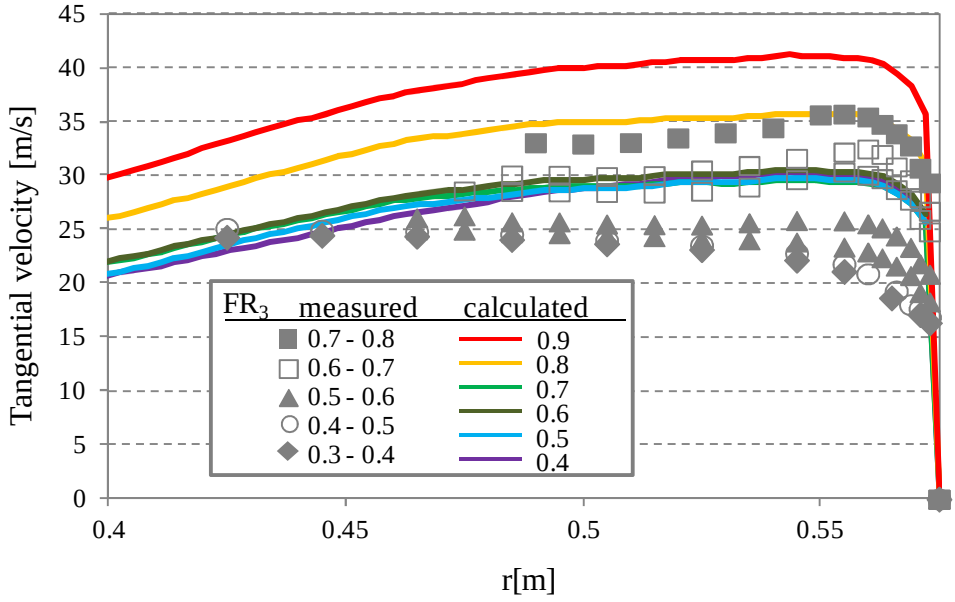


Fig. 5.6　Comparison of measured tangential velocity and calculated tangential velocity

図から分かるように，3 次空気流量比が増加すると，実験と同じように旋回速度が上昇する結果を得た．実験結果では，急に旋回速度が大きくなる 3 次空気流量比は 0.6 程度であったが, 計算結果は 0.8 以上となると旋回速度が急に上昇した．従って計算の方が，3 次空気流量比を大きくしなければ，この現象を再現できなかった.

解析における旋回速度分布は，いずれの場合も，側壁側が最も速度が早くな

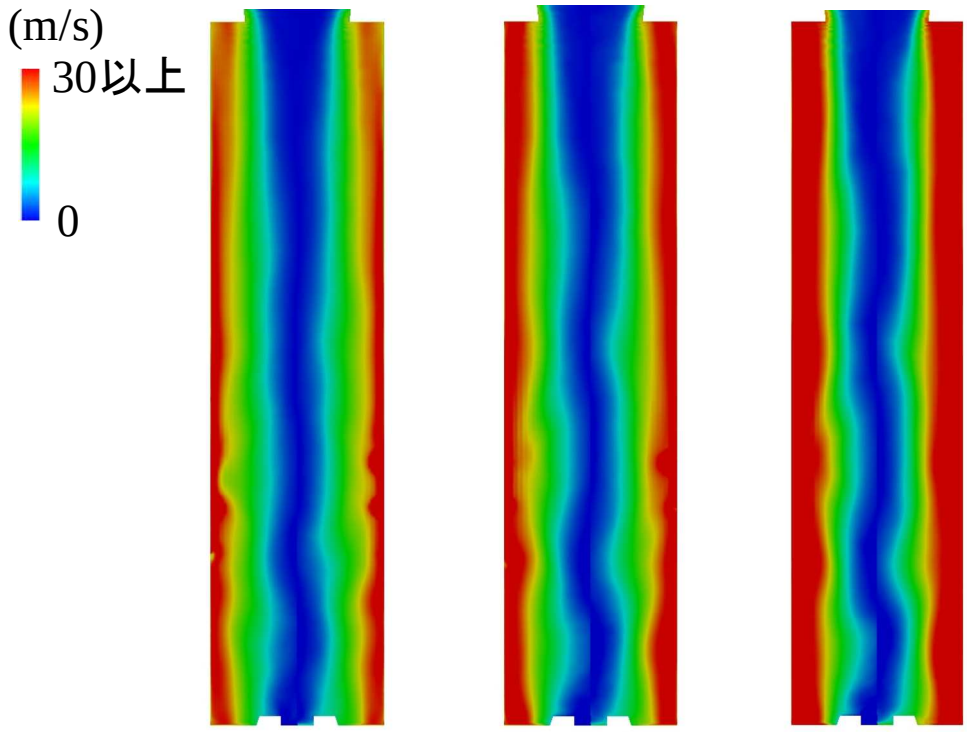
る剛体渦のような分布となった．実験では 3 次空気流量比が小さいと，側壁面から中心に向けて少し旋回速度が速くなる傾向があるが，解析はこれを再現できなかった．実験と解析で，投入した総空気流量と流速が違うことで，旋回速度分布の形状の変化の仕方が異なっている可能性がある．

ただし，側壁面近傍の境界層の速度分布形状や，実験における 3 次空気流量比 0.5 から 0.8 の範囲の速度分布形状は, 解析の分布形状と良好に一致している．よって，LES を用いた流動解析を用いて，炉内の流動状態を議論できると考えた．

5.4　下降する空気の流動メカニズム

次に，燃焼を安定にするために重要な，下降する空気の流動メカニズムについて調べた．

まず，図 5.7 に CASE 1，CASE 4，CASE 6 における中心軸を含む断面の旋回速度の分布を示す．結果を見やすくするため，最大値を 30m/s で区切って表示した．いずれのケースでも，旋回速度は壁面近傍で高く，炉底部から炉上部までほぼ同程度の大きさの 2 次元的な分布になっている．また，炉の中心軸側には，旋回速度の小さな領域が存在（図の青い領域）し，その領域の半径方向の大きさは，いずれのケースでも同等である．一方，側壁側の旋回速度が大きい領域（図の赤い領域）は，CASE 1，CASE 4，CASE 6 の順で大きくなっている．

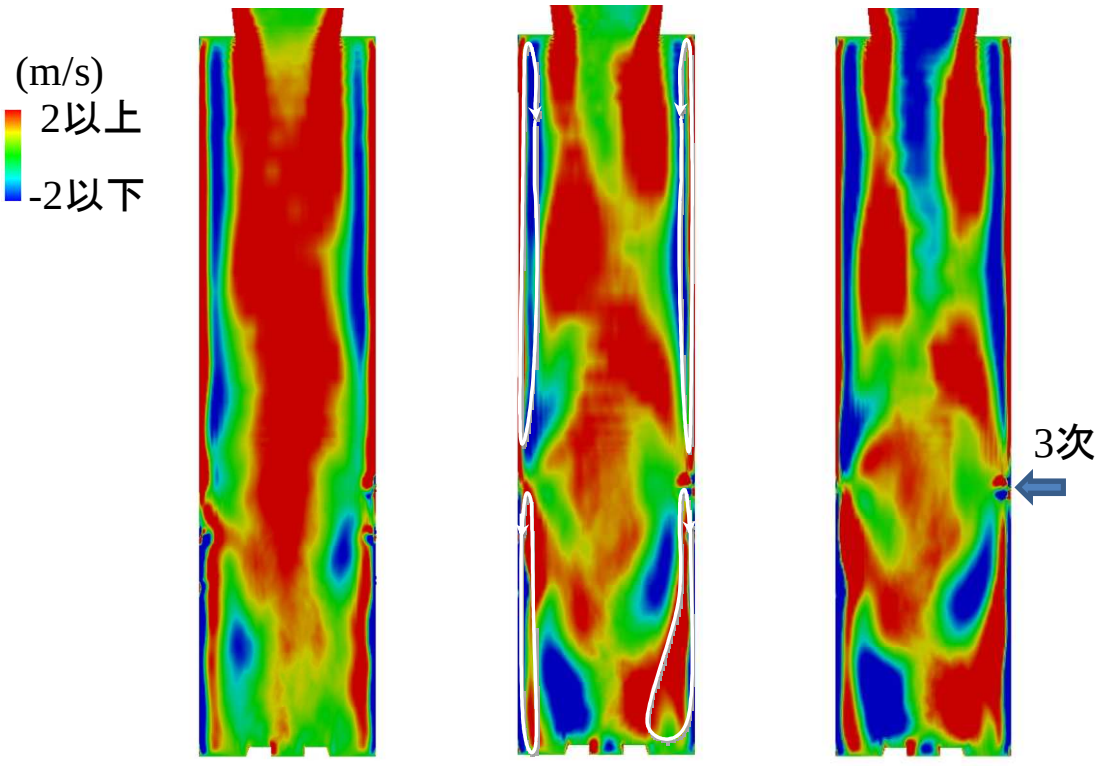


(a)CASE1　　(b)CASE4　　(c)CASE6

Fig. 5.7　Tangential velocity contour

ここで，旋回速度のみの流れ方に着目すると，半径方向の側壁側の狭い領域だけに流体が流れているように考えられる．すなわち，中心軸側は流体の旋回速度が遅いので，この部分を円筒状の構造物のようにみなせば，あたかも本溶融炉の空気流動は，矩形断面形状をもつ曲がりダクト内の流れや，内筒が回転する同心二重円筒管内の流れに類似している．特に本溶融炉の流動は，内筒が低速で回転している，同心二重円筒管内のディーン流れに近い．このような，矩形断面形状をもつ曲がりダクト内の流れや，内筒や外筒が回転する同心二重円筒管内の流れの研究は数多いが，このような流れになる場合，管の曲がりに伴う遠心力の作用によって，進行方向とは垂直方向に 2 次渦が生成することが知られている[51]．この 2 次渦は，流路の形状や流れの Re 数，内筒の回転数などで，複雑に渦の形態が変化することや，安定な状態や不安定な状態があるため，その予測は難しいことが報告されている．

そのため, 本溶融炉においても, このような 2 次渦が生じているかを調べた. 図 5.8 に CASE 1，CASE 4，CASE 6 における 2 次渦の形成位置と軸方向（上下方向）の速度を示した．図中のコンターは軸方向の速度を示し，結果を見やすくするため最大値 2m/s，最小値-2m/s で区切って表示した．速度の値が正である時，図の上向きの速度であることを示す．また，白い線が 2 次渦を表し，代表として CASE 4 のみに示した．3 次ノズルの上下で，側壁側の狭い領域に，大きな 2 次渦が発生していることが分かる．炉下部の 2 次渦は側壁面近傍を下降し，炉底付近まで達すると上昇する．一方，炉上部の 2 次渦は側壁面近傍を上昇し，炉の出口の絞り位置まで達すると下降する流れとなる．これらの 2 次渦は時間に寄らず，ほぼ安定的にこの位置にできること，炉下部の側壁面近傍を下降する流れは全周で下降していることを解析で確認した.



(a)CASE1　　(b)CASE4　　(c)CASE6

Fig. 5.8　Secondary flow pattern

5.5　下降流量比が急増する時の流動状態の分析

炉下部の側壁面近傍を下降する流速分布から，式（4.3）に従って下降流量を求めた．3 次空気流量比を 0.4 から，0.9 まで 0.1 刻みで変化させたときの下降流量比の解析結果を図 5.9 に示す．ここで，下降流量は炉底から 260mm の位置の値で，周方向に 12 か所の速度分布の平均値から求めた．

解析において，3 次空気流量比を増加すると，図 4.4 の試験結果と同様に，急に下降流量比が増加する現象が発生した．しかしながら，流動試験では 3 次空気流量比が 0.6 程度で下降流量比はピークをとるが，解析では 0.9 で最大となった．試験と解析でピーク位置がずれた理由は，前述のように空気の旋回速度を正しく計算できていないために，2 次渦の循環する速度が正しく計算できていないためである．

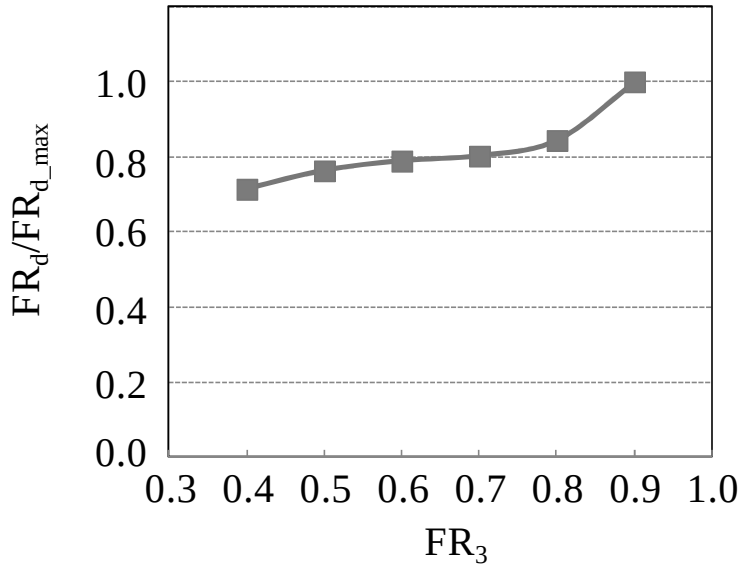


Fig. 5.9　Calculation result of downward flow rate as a function of flow rate of tertiary air

ここで，3 次空気流量比を増やしたときに，下降流量比が急に増加する理由について以下に考察した．

図 5.10 に炉底から 260mm の位置の壁面近傍の下降流速の解析結果を示す．図の横軸は半径方向の距離であり，図の右側（r = 0.575m）が炉の側壁面の位置である．速度の値が負である時，炉底向きの速度であることを示す．図に示すように，CASE 6 の側壁面近傍の下降速度が，他のケースより特異に早くなっている．また，図 5.6 に示すように，3 次空気流量比が 0.8 と 0.9 の CASE 5 と CASE 6 が，他のケースより旋回速度が特異に早くなっている．

本解析では，CASE 6 のみが下降流量が急に多くなっていることから，旋回速度がある程度強まることで，2 次渦の安定にできる位置が変化し，それによって下降速度が変化したと考えた．この現象が，3 次空気流量比がある程度増加すると，急に下降流量が増加する原因である． よって，試験においても，解析と同様に 2 次渦の安定にできる位置が変化の状態が起きて，下降流量が変化したと考える．

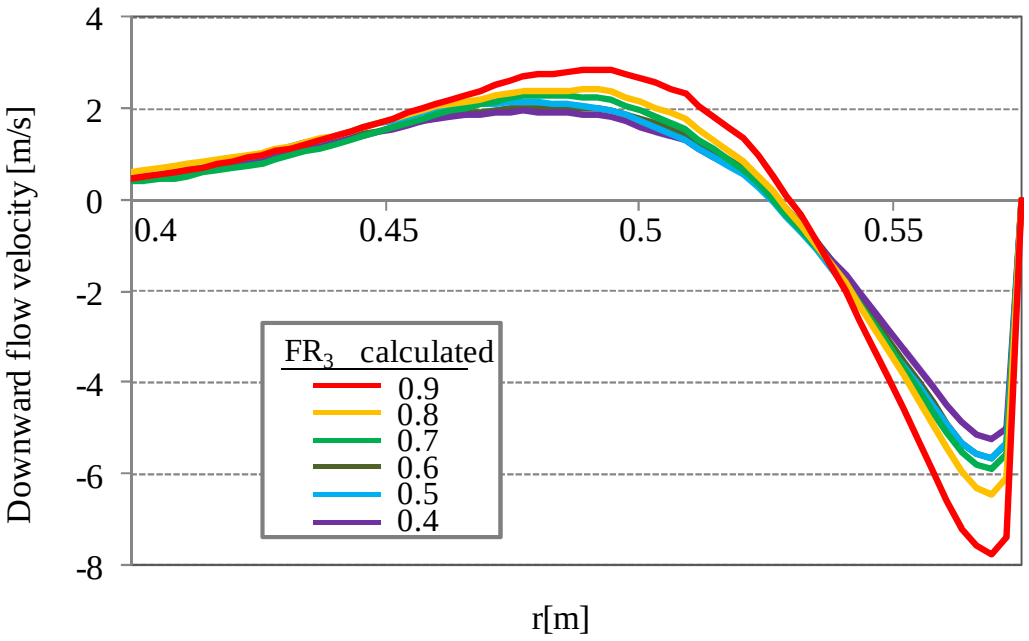


Fig. 5.10　Downward flow near a side wall

5.6　炉内で粒子が滞留するためのメカニズム

本開発の溶融炉の特徴として，スラグ化率が高いことがある．その理由は，旋回流中を流れる燃料粒子を長い時間炉内に留めて，燃焼率を向上させているためである．この時，粒子を長時間滞留させるには，粒子を遠心分離する能力が高くなければならない．従って，常温での流動状態を分析して，粒子の分離メカニズムを調べた．

溶融炉内での粒子の分離性能は，以下のようにして求めた．局所における流に働く遠心力とストークスの粘性支配域での抗力が釣り合いを考えれば，その場所でどの程度の粒径の粒子を遠心分離できるかわかる．従って，力の釣りあいは式（5.4）を解いて，釣り合う粒径（分離限界粒子径）を求めた．式（5.4）の左辺は遠心力を表し，右辺は流体から受ける抗力を表す．

$$\frac{\pi}{6}\cdot D_p^3\cdot\left(\rho_p-\rho\right)\cdot\frac{W^2}{R}=3\cdot\pi\cdot\mu\cdot D_p\cdot V_r \qquad (5.4)$$

ここで，粒子の密度 ρ_p(kg/m^3)は，空気の密度 ρ (kg/m^3)に比べて非常に大きいことを考慮すると，式（5.4）から，分離限界粒子径 D_p(m)は式（5.5）となる．

$$D_p=\sqrt{\frac{18\mu V_r R}{\rho_P W^2}} \qquad (5.5)$$

CASE 4 における分離限界粒子径の計算結果を図 5.11 に示す．図は炉底から 300mm 毎の断面を示し，図中赤い領域は分離粒子径が 50μm 以上で，遠心分離の効果が小さい領域を示し，青い領域は分離性能が高く，小粒径の粒子も分離できることを意味する．この分布から，中心軸上に分離性能の低い領域があり，側壁側の分離性能は高いことが分かる．側壁側から投入された燃料粒子は，分離性能の高いこの領域に滞留すると考えられ，これによって滞留時間が長くな

る．

また，各断面において分離粒径にむらが生じているが，この理由を以下に示す．図 5.12 に CASE 4 の半径方向速度および旋回速度を分離粒径の分布と同じ位置で示す．半径方向速度の値が正である時は，炉の中心から側壁向きの速度であることを示す．図に示したように，旋回速度は 2 次元的な分布となっているため，各断面における分離粒径のむらは，空気の半径方向速度に起因している．尚，この分布形状は他のケースでもほぼ同じである．

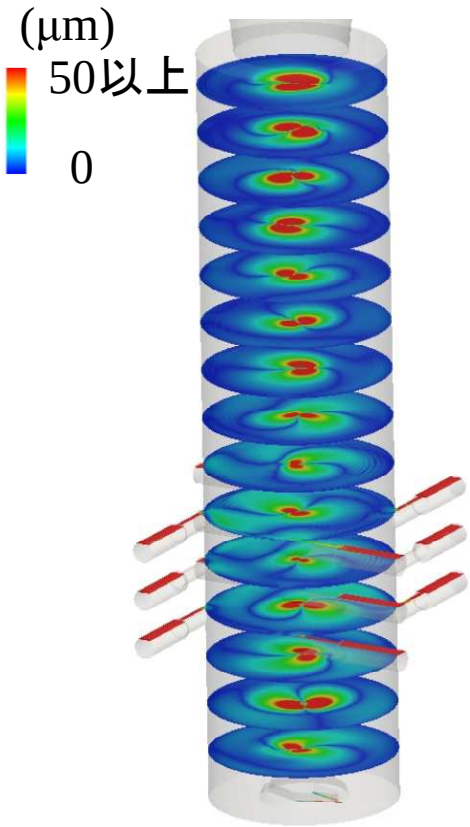
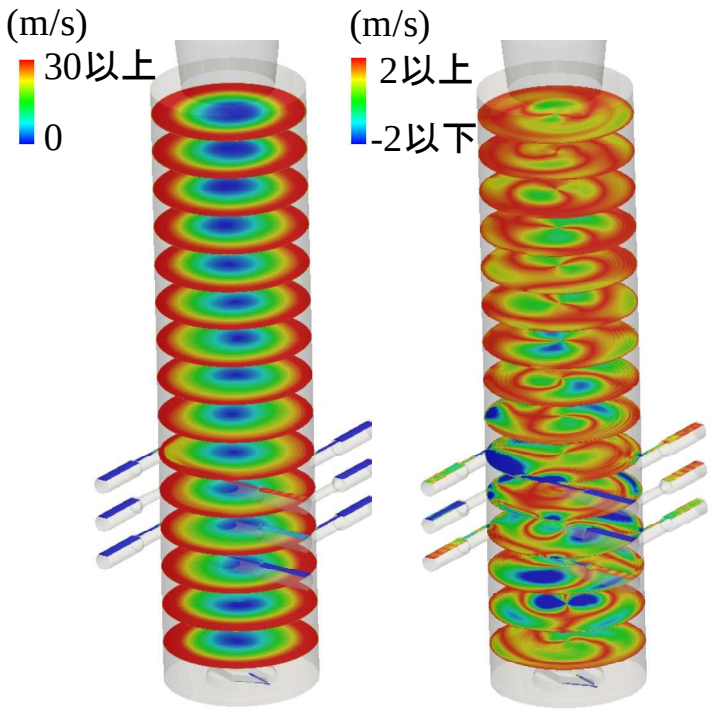


Fig. 5.11　Separation particle diameter



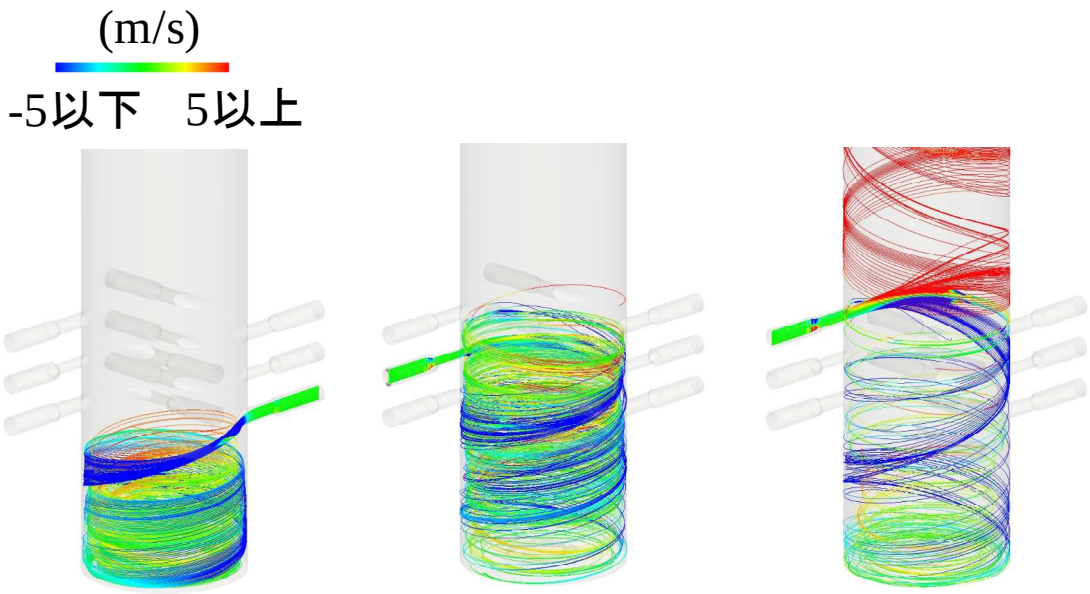
(a)Tangential velocity　　(b)Radial velocity

Fig. 5.12　Velocity contours

5.7　各ノズルの空気分配

CASE 4 における各ノズルからの流れを，流線として図 5.13 に示し，流れの状態を確かめた．各ノズルの入口境界面からそれぞれ流線を生成した．流線の色は軸方向の速度を表し，負の値が炉底方向を示す．1 次空気は，ノズルから炉本体に入った後，壁面近傍に沿って，全量が炉底へ向かう．炉底に到達した 1 次空気は 2 次渦によって上昇するが，旋回しながら長時間この領域にとどまっている．このことから，大部分の燃料粒子は 1 次ノズルからの空気流動に従って流下すると考えられるため，燃料粒子も 1 次空気と同じような軌道となると予測できる．2 次空気は，下降する量が多いものの一部は上昇している．3 次空気は，ほぼ半分が上昇し，半分が下降している．この結果から，1 次空気の全量と，2 次空気の 9 割，3 次空気の 5 割が炉底方向へ向かうと仮定すると，全空気量の 63%がノズルより下の領域に供給されることになる．この量は溶融

炉の総空気比を 1.3 とすると，その 8.2/13 となる．4 章で仮定した空気の配分比は 9/13 であったので，ほぼ同等な配分になっていることが分かった．以上から，熱収支計算において上下方向への流量の分配比の妥当性を裏付ける結果となった．



(a)Primary　(b)Secondary　(c)Tertiary

Fig. 5.13 Stream line from each nozzle

5.8　結言

本章では，開発した多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉の炉内の流動を，ラージ・エディー・シミュレーション（LES）によって解析し，（1）炉底方向に下降する空気の流動メカニズムや，（2）3 次空気流量比を増加すると，炉下部への下降流量が急に増加する現象が起きるときの流動メカニズムや，（3）燃料粒子の滞留メカニズムや，（4）熱収支計算での空気の分配の仮定の正しさを明らかにした．

不明点の検討の前に，旋回速度の解析結果と実験値を比較してプログラムを検証した．3 次空気流量比が増加すると，実験と同じように旋回速度が上昇する結果を得た．実験結果では，急に旋回速度が大きくなる 3 次空気流量比は 0.6 程度であったが，計算結果は 0.8 以上となった．解析における旋回速度分布は，いずれの場合も，剛体渦のような分布となったが，実験では 3 次空気流量比が小さいと，側壁面から中心に向けて少し旋回速度が速くなる傾向があった．ただし，側壁面近傍の境界層の速度分布形状や，実験における 3 次空気流量比 0.5 から 0.8 の範囲の速度分布形状は，解析の分布形状と良好に一致しているため，LES を用いた流動解析で，炉内の流動状態を議論できると考えた．

3 次空気流量比を 0.4 から，0.9 まで 0.1 刻みで変化させたときの計算を実施し，その解析結果を分析し，それぞれの不明点について以下の結果を得た．

まず，（1）の下降する空気の流動メカニズムについて調べた．本溶融炉の流動は，内筒が低速で回転している，同心二重円筒管内のディーン流れと同様，管の曲がりに伴う遠心力の作用によって，進行方向と垂直方向に 2 次渦が生成することが示された．

次に，（2）の流動試験で確認した 3 次空気流量比を大きくすると，急に下降流量が増加する現象を詳細に分析した．流動試験では 3 次空気流量比が 0.6 程度で下降流量比はピークをとるが，解析では 0.9 で最大となった．3 次流量を増やしたときに，下降流量比が急に増加する理由は，旋回速度がある程度強まることで，2 次渦の安定にできる位置が変化し，それによって下降速度が変化し

たためと結論づけた.

（3）に対しては，分離限界粒子径を計算で求めると，中心軸上に分離性能の低い領域があり，側壁側の分離性能は高くなった．側壁側から投入された燃料粒子は，分離性能の高いこの領域に滞留すると考えられ，これによって滞留時間が長くなることが示された.

最後に，（4）は，各ノズルからの流れを，流線で状態を確かめ，1 次空気の全量と，2 次空気の 9 割以上，3 次空気の約 5 割が炉底方向へ向かうことが分かった．この量は，総空気比を 1.3 とすると，その 8.2/13 となる．4 章で仮定した空気の配分比は 9/13 と，ほぼ同等な配分になっていることが分かった.

第 5 章で用いた記号

Cs　：Smagorinsky 定数

D　：直径(m)

R　：炉の中心からの半径方向距離(m)

S_{ij}　：歪率テンソル

t　：時間(sec)

u_i　：速度ベクトル(m/s)

Vr　：半径方向の速度(m/s)

W　：旋回速度(m/s)

x_i　：位置ベクトル(m)

ν　：動粘性係数（m^2/s）

μ　：粘性係数（Pa･s）

ρ　：密度（kg/m^3）

σ_{ij}　：粘性応力テンソル

τ_{ij}　：SGS 応力テンソル

Δ：　空間フィルタ幅(m)

Subscripts

g　：粒子

p　：ガス

第 5 章の参考文献

（47）Boysan, F., Ayers, WH and Swithenbank, J., “A fundamental mathematical modeling approach to cyclone design”, *Transaction of IChemE*, Vol. 78 (2000), pp222-230.

（48）Davidson, M.R, “Numerical calculations of flow in a hydrocyclone operationg without an air core”, *Applied Mathematical Modeling*, Vol. 12 (1988) , pp119-128.

（49）冨永卓司，“Large-Eddy Simulation を用いた予混合乱流燃焼場の実用解析に関する研究”東京大学生産技術研究所，博士論文 2006.

（50）Smagorinsky, J., Monthly Weather Review. , Vol. 91, No.3, (1963), pp.99-164.

(51) 百武徹，淺原卓也，門脇健，山本恭二，柳瀬眞一郎，“矩形曲がり管内における Tayor-Dean 流れの数値解析”，日本機械学会論文集（B 編） Vol.72, No.717, (2006) ,pp.8-16.

第 6 章　結論

6.1　本研究の結論

キルン式ガス化溶融炉における主要機器であるロータリーキルン式の乾燥炉・熱分解炉，および旋回溶融炉の設計手法の確立することを目的に，それぞれの機器の性能予測モデルを構築して，性能予測シミュレータを開発した．これにより，機器の性能を分析・把握し，プラントの運転の制御性を向上できた．

第 1 章では，循環型社会形成のため，一般廃棄物に係る処理方法として，マテリアルリサイクルやサーマルリサイクルを可能とするガス化溶融炉が有効な処理方法であることを示した．このうち，キルン式ガス化溶融炉の有益性を示したが，主要機器である乾燥炉，熱分解炉，溶融炉の設計手法の確立し，プラントの制御性を向上することが設計課題である．

第 2 章では，著者らが考案したロータリーキルン式熱分解炉と多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉を採用したガス化溶融システムは，その処理プロセスを活用することで，多くの長所を有することを示した．そして，本システムの概念が正しく実現できることを，ごみ処理規模 20ton/日のプラントで実証した．すなわち，実証プラントにおいて，ダイオキシン類の発生抑制が可能であり，その排出量は環境規制値として 0.1ng-TEQ/m^3N 以下であること，金属やスラグが安定的に回収できること，スラグ中の重金属は溶出しないこと，ごみの有するエネルギーのみで運転継続が可能であること，低空気比燃焼による空気量低減が可能であることが示された。処理の過程で生じる熱分解ガスや，チャーなどの物性も明らかにすることができた．また，ごみの質量流量に対し，スラグの質量流量は 6%となった．

第 3 章では，ロータリーキルン式の乾燥炉と熱分解炉を対象として，キルン内で起こる非一様かつ非定常な伝熱現象を考慮したシミュレータを開発した．

従来，乾燥炉のモデル化手法は，ごみの移動を考慮せずに，乾燥の工程のみを考慮したモデルや，乾燥炉内の粒子の移動を個々に追跡するモデルで，前者はごみの移動がないため予測精度が落ちること，後者は計算負荷が高いことが

課題であった．本研究では，ごみの移動は乾燥炉の軸方向 1 次元とし，浮遊ごみと滞留ごみの伝熱状態を分離して伝熱計算を実施することで，課題を解決した．さらに本モデルは，乾燥で良く用いられる回転攪拌翼型と熱風吹き付け型の 2 種類の乾燥炉の性能を予測可能とした．本モデルを実プラントで取得したデータと比較し，乾燥炉出口のごみ水分率を誤差±10%以内の範囲で予測できた．これにより，実プラントの性能評価に活用可能なことが示された．

一方，熱分解炉の性能予測計算には，ごみの移動速度を求める実験式に基づいたごみの移動モデルを導入し，実プラントの連続処理式のロータリーキルンの熱分解特性を予測した．実測データとの比較により精度を検証し，キルン内の温度を誤差±10%以内の範囲で予測できた．

第 4 章では，溶融炉として，多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉を開発した．炉本体は円筒形であり，形状が単純であるため耐火材の補修期間が短くなる特徴を有する．本溶融炉の設計のために，一次元の熱収支計算ツールを開発し，多数のパラメータサーベイを可能とした．このとき，炉内の空気量配分は，常温流れ試験で決定した．試験には 2 種類の装置を用い，大きさが違うときも同様の流動様式となることを確認した．炉内の空気の配分は，3 次空気流量比の調整によって決定できた．実証設備設計を対象に本ツールを検証し，溶融炉内の温度実測値を誤差 40℃で予測した．また，当初の熱設計計画通り，炉内がチャー中の灰の融点以上となった．次に，溶融炉のスラグ排出構造の設計手法を開発した．実証プラントにおいて，スラグを固化せずに排出するためには，スラグホール厚みを 0.12m 以下とすべきことが分かった．

また，本熱収計算ツールを実機の設計に用いて，運転を継続するための制約条件を満たす運転範囲を予め求めた．ごみの組成をパラメータとして，他数回の熱収支計算を繰り返し，運転範囲を求めた．溶融炉において，溶損が起きた時でも案手に運転できることがわかった．

以上から, 溶融炉の熱収支を実用的方法により予測可能であることが実証された．

第 5 章では, 開発した多段式空気ノズルを有する旋回溶融炉の炉内の流動を, ラージ・エディー・シミュレーション（LES）によって解析し,（1）炉底方向に下降する空気の流動メカニズムや,（2）3 次空気流量比を増加すると，炉下部への下降流量が急に増加する現象が起きるときの流動メカニズムや,（3）燃料粒子の滞留メカニズムや,（4）熱収支計算での空気の分配の仮定の正しさを明らかにした.

不明点の検討の前に，旋回速度の解析結果と実験値を比較してプログラムを検証した．3 次空気流量比が増加すると，実験と同じように旋回速度が上昇する結果を得た. 実験結果では, 急に旋回速度が大きくなる 3 次空気流量比は 0.6 程度であったが, 計算結果は 0.8 以上となった. 解析における旋回速度分布は, いずれの場合も，剛体渦のような分布となったが，実験では 3 次空気流量比が小さいと，側壁面から中心に向けて少し旋回速度が速くなる傾向があった．ただし, 側壁面近傍の境界層の速度分布形状や, 実験における 3 次空気流量比 0.5 から 0.8 の範囲の速度分布形状は, 解析の分布形状と良好に一致しているため, LES を用いた流動解析で，炉内の流動状態を議論できると考えた.

3 次空気流量比を 0.4 から，0.9 まで 0.1 刻みで変化させたときの計算を実施し，その解析結果を分析し，それぞれの不明点について以下の結果を得た.

まず,（1）の下降する空気の流動メカニズムについて調べた．本溶融炉の流動は，内筒が低速で回転している，同心二重円筒管内のディーン流れと同様, 管の曲がりに伴う遠心力の作用によって，進行方向と垂直方向に 2 次渦が生成することが示された.

次に,（2）の流動試験で確認した 3 次空気流量比を大きくすると，急に下降流量が増加する現象を詳細に分析した．流動試験では 3 次空気流量比が 0.6 程度で下降流量比はピークをとるが, 解析では 0.9 で最大となった. 3 次流量を増やしたときに，下降流量比が急に増加する理由は，旋回速度がある程度強まることで，2 次渦の安定にできる位置が変化し，それによって下降速度が変化したためと結論づけた.

（3）に対しては，分離限界粒子径を計算で求めると，中心軸上に分離性能の低い領域があり，側壁側の分離性能は高くなった．側壁側から投入された燃料粒子は，分離性能の高いこの領域に滞留すると考えられ，これによって滞留時間が長くなることが示された．

最後に，（4）は，各ノズルからの流れを，流線で状態を確かめ，1 次空気の全量と，2 次空気の 9 割以上，3 次空気の約 5 割が炉底方向へ向かうことが分かった．この量は，総空気比を 1.3 とすると，その 8.2/13 となる．4 章で仮定した空気の配分比は 9/13 と，ほぼ同等な配分になっていることが分かった．

6.2　将来への展望

本研究により，ロータリーキルン式熱分解炉と多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉を採用したガス化溶融炉において，主要機器である乾燥炉・熱分解炉, および旋回溶融炉の性能予測シミュレータを開発し, 機器の性能を分析・把握を可能とした．しかしながら，本研究が設計に活用できるモデル化を目指したため，それぞれの予測において簡略化されている項目がある．

乾燥炉では，ごみを球形として扱ったが，実際のごみは不定形であるし，キルンの回転で攪拌される 3 次元的な運動は考慮されていない．従って，これらの効果を蒸発量の関数として考慮すべきである．また，溶融炉の計算においては，燃焼まで含めた LES 解析が望まれる．溶融炉の燃焼計算に当たっては，チャーの熱分解や，固定炭素の燃焼，燃料粒子からの輻射，溶融のモデル化が必要であり，すべてを同時に計算することは現状の技術を持っても難しいが，今後数値解析として取り組むべきであろう．

また，ガス化溶融炉は自己熱溶融や，灰のリサイクルなど利点が多い割に，新規の建設が少なくなっている．これは，システムの複雑さや，熱分解や溶融などの処理プロセスにおいて，技術的に難しい課題のために，プラントの稼働性が悪くなったりしていることが一因である．本研究で示したように，それぞれの機器ごとに，ごみ質の変動や機器の性能劣化など対応可能なモデルを構築しておけば，これらを連携することで，ロバストに運転が可能となる．特に，本研究で示した計算手法を用いることで，キルン式のガス化溶融炉のプラントでの設計や運用において，技術的なトラブルの解消に寄与できると考える．

本研究に関連する主要論文

（1）岡崎輝幸, 鈴木朋子, 山本研二, 仲田博幸, 藤田修, 大島伸行：「外熱式のごみ処理用ロータリーキルンの熱分解シミュレーション」, 日本機械学会誌 B 編, Vol.78, No.786, (2012), pp.338-352.

（2）岡崎輝幸，柴田強，小林啓信，池内壽昭，大島伸行：「多段式空気ノズルを有する縦型旋回溶融炉の開発」，日本機械学会誌 B 編，Vol.79, No.803, (2013), pp.1375-1390.

本研究に関連する主要特許

（1）岡崎輝幸，小林啓信，川部隆平，荒戸利明，池内壽昭，溶融炉，日本国特許第 3516136 号(2003).

（2）岡崎輝幸，小林啓信，川部隆平，荒戸利明，柴田強，久保田昌良，宇津野英明，廃棄物処理装置，日本国特許第 3461457 号(2003).

（3）岡崎輝幸，小林啓信，山本研二，荒戸利明，柴田強，谷口正行，森原淳，宇津野英明，燃焼溶融炉と燃焼溶融方法及び廃熱利用発電システム，日本国特許第 3557912 号(2004).

（4）岡崎輝幸，小林啓信，柴田強，溶融炉，溶融炉の冷却方法及び発電システム，特開 2008-25852 (2008) .

（5）岡崎輝幸，小林啓信，石賀琢也，青木好友，柴田強，石井敬二，石炭燃焼灰の溶融方法および溶融処理システム，日本国特許第 4652609 号(2010).

（6）岡崎輝幸, 小林啓信, 柴田強, 廃棄物処理プラント, 廃棄物処理プラント, 廃棄物処理プラントの運転方法, 特開 2011-252701 (2011).

（7）岡崎輝幸，小林啓信，柴田強，廃棄物処理プラント，廃棄物処理プラントの運転方法及びその制御装置，日本国特許第 4892947 号(2012).

他 13 件

本研究に関連する主な口頭発表

（1）岡崎輝幸，河野豪，山本研二，川部隆平，谷口正行：「廃棄物焼却炉の燃焼シミュレーション」，第 37 回　燃焼シンポジウム（1999）

（2）Okazaki, T. , Shibata, T. , Kobayashi, M. , and Oshima, N. : ‘‘Thermal Design Program of the Swirl Flow Melting Furnace in MSW Gasification and Melting Systems”, International Symposium on EcoTopia Science 2011, (2011).

（3）Okazaki, T. , Shibata, T. , Kusakabe, Y. and Oshima, N. : ‘‘Development of a Kiln-Type Gasification and Ash Melting Furnace in a MSW Incineration Plants by Using Numerical Simulation”, 34th International Symposium on Combustion, (2012).

（4）Okazaki, T. ，　Shibata, T. , Kobayashi, H. , Kobayashi, M. and Oshima, N. : ‘‘Designing of the Swirling-flow Melting Furnace for a Municipal Solid Waste Plant”, International Conference on Power Engineering-2013 (ICOPE-2013), (2013).

謝辞

本論文をまとめるにあたり，北海道大学大学院工学研究院機械宇宙工学部門宇宙システム工学講座　大島伸行教授には，本研究に関して多大な御指導，御助言を賜りました．大学院入学へのきっかけを与えて頂いたことや，研究の進め方を丁寧にご教授頂いたことに，心より感謝の意を表します．また，同院機械宇宙工学部門宇宙システム工学講座　藤田修教授には，論文の投稿に関して貴重な御助言を賜り，また御査読と御助言を頂きましたことに対し，厚く御礼申し上げます．さらに，同院機械宇宙工学部門宇宙システム工学講座　中村祐二准教授，同院機械宇宙工学部門宇宙システム工学講座　坪倉誠准教授にも，御査読と御助言を頂きましたことに対し，厚く御礼申し上げます．

本研究は，著者が（株）日立製作所日立研究所および同社電力・電機開発研究所（現　日立研究所）において実施したガス化溶融システムの研究開発をまとめたものであり，このような研究の機会を与えて頂きました，日立研究所　小豆畑茂元部長（現　執行役副社長　研究開発本部本部長），電力・電機開発研究所　池口隆元所長（現　日立製作所　電力システム社　火力事業部　企画本部所属），日立研究所　火力システムセンタ　小林啓信センタ長　に対し深く感謝申し上げます．

また，日立製作所　電力システム社　日立事業所　環境システム部　池内壽昭チーフプロジェクトマネージャ や同部　日下部康次部長には，実証試験や実機設計に関する情報の御提供や論文に関する御助言を頂きましたことに対し，厚く御礼申し上げます．この論文が少しでも，ごみ処理の事業へ貢献できることを願っております．

さらに本研究には，日立研究所　柴田強主任研究員，山本研二主任研究員，荒戸利昭シニア研究員，鈴木朋子主任研究員，谷口正行主任研究員をはじめ，多数の方の協力を頂きました．皆様にこの場を借りて御礼申し上げます．特に，このような形で成果をまとめられたのは，昼夜を問わず，共に研究を遂行してきた柴田強主任研究員のおかげであります．

最後に，様々な局面で協力をおしまず，いつも暖かく研究を支えてくれた妻美代に感謝の気持ちを伝えたいと思います．また，博士課程の在学期間，十分な家族サービスもできない状況を理解してくれた長男太輝，長女美秋にも感謝します．

平成 25 年 9 月