

温度成層型蓄熱槽の蓄放熱性状の
CFD 解析とその簡易予測手法
に関する研究

2016 年 9 月

岩田 剛

目次

第1章 序論	1
1.1 本研究の背景	1
1.2 蓄熱式空調システムの概要	2
1.2.1 蓄熱システムのメリット、デメリット	5
1.3 本研究の目的	9
1.4 従来の水蓄熱槽の蓄熱性能予測手法に関する研究	12
1.5 本論文の構成	15
第2章 鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の蓄放熱実験	17
2.1 はじめに	17
2.2 実験の概要	17
2.2.1 実験の目的	17
2.2.2 実験装置概要	18
2.2.3 流入ディフューザ概要	20
2.2.4 実験方法と計測	22
2.3 ディフューザの流入特性についての実験及び考察	27
2.3.1 流入口に挿入物がない場合	27
2.3.2 流入口に挿入物がある場合	31
2.3.3 流入口の設置位置による影響	34
2.4 蓄熱槽内温度性状（蓄熱性状）を把握する実験と考察	37
2.4.1 挿入物による影響	37
2.4.2 流入口の形状による影響	41
2.4.3 流入口の設置位置による影響	45
2.4.4 流入出温度差の影響	49
2.4.5 実際の蓄熱システムと同様な流入出温度差での実験結果	50
2.5 第2章のまとめ	51
第3章 鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の蓄放熱性状のCFD解析	53
3.1 はじめに	53
3.2 CFD解析の概要	53
3.2.1 CFD解析の目的	53
3.2.2 CFD解析空間	55
3.2.3 CFD解析条件	57
3.2.4 パンチングメタル設定条件	61
3.3 実験とCFD解析による槽内温度分布の比較	63

3.3.1	非等温解析における鉛直断面温度コンターの比較	63
3.3.2	層流モデルと乱流モデルでの槽内温度分布の比較	78
3.3.3	層流から乱流への遷移域の検討	86
3.4	第3章のまとめ	87
第4章	CFD解析による温度成層型蓄熱槽の蓄放熱特性の検討	88
4.1	はじめに	88
4.2	吐出面均等流入流速の場合のCFD解析	88
4.2.1	解析手法と計算条件	88
4.2.2	吐出面の乱流エネルギーとエネルギー消散率の境界条件の検討	93
4.3	吐出面に流入流速分布がある場合のCFD解析	96
4.4	第4章のまとめ	101
第5章	温度成層型蓄熱槽の蓄放熱特性の簡易予測モデルとそのモデルパラメータ	102
5.1	はじめに	102
5.2	簡易予測モデル	102
5.2.1	簡易予測モデルの概要	102
5.2.2	簡易予測モデル式の解法	107
5.3	モデルパラメータ(初期完全混合域深さ)の同定	108
5.3.1	パラメータ同定概要	108
5.3.2	同定方法	108
5.4	モデルパラメータと入口アルキメデス数の関係	109
5.4.1	CFD解析結果と簡易予測モデル計算結果の温度分布比較	109
5.4.2	無次元完全混合域深さと入口アルキメデス数の関係	110
5.4.3	l_0/d_{in} と入口アルキメデス数の関係に設置水深を導入	113
5.4.4	吐出面に流入流速分布のある場合の同定結果	117
5.5	第5章のまとめ	118
第6章	温度成層型蓄熱槽の蓄放熱性能限界の理論的検討	119
6.1	はじめに	119
6.2	水面レベルでのアルキメデス数	119
6.3	水面レベルに流入水が到達したときの流速の理論的検討	120
6.4	水面レベルに流入水が到達したときの水温の検討	122
6.5	支配方程式の無次元化	123
6.6	水面アルキメデス数の算定方法	124
6.7	水面アルキメデス数と無次元完全混合域深さの関係	125
6.8	第6章のまとめ	127
第7章	温度成層型蓄熱槽の性能評価と設計手法	128
7.1	はじめに	128

7.2 簡易予測モデルのパラメータと蓄熱性能	128
7.2.1 蓄熱槽効率の計算法.....	132
7.3 ディフューザの最適設計への展開	133
7.3.1 ディフューザの最適設計手順.....	134
7.3.2 $Kl0$ と $R0$ の関係.....	137
7.4 ディフューザ最適設計の例	138
7.5 最適設計例のCFDによる検証	139
7.6 第7章のまとめ	142
第8章 結論	143
記号	147
参考文献	149
関連発表論文	156
謝辞	160

第1章 序論

1.1 本研究の背景

2011年3月11日に発生した東日本大震災により、日本中が非常に大きな被害を受けた。中でも福島では原子力発電所が地震と津波の影響により被災し、福島第一原子力発電所事故に繋がった。東京電力では、福島第一及び第二原子力発電所をはじめ、火力発電所、水力発電所及び変電所、送電設備に大きな被害が発生し、電力不足に対応するため、2011年3月14日から輪番停電を実施した。関東・東北以外の地域でも社会的に原子力発電所の稼働が抑制されたために、当事者の東京電力だけでなく、他の電力会社でも電力需給が逼迫することになり、震災による直接被害のなかった地域においても電力需要のピークを低減する必要性が生じ、全国的な電力不足となった。こうしたさらなる省エネルギーの必要性の高まりを背景に、日中の電力需要を夜間に移行することにより電力負荷を平準化することが可能な蓄熱式空調システムが再び注目されている。

電力負荷の平準化には種々の方法が考えられるが、建築の空調に用いられるエネルギーは熱エネルギーであり、これは電力(電気エネルギー)と比して、技術的、コスト的には比較的容易に大容量の貯蔵が可能であるとされている。熱エネルギーを貯蔵するいわゆる“蓄熱方式”には、水蓄熱をはじめ、潜熱を利用できる氷蓄熱やPCM蓄熱、コンクリートスラブ等を利用する躯体蓄熱、地盤を媒体とする地盤蓄熱など様々な種類があり、幅広い目的・用途で利用されている。

本研究では、これら種々の蓄熱システムの中で比較的容易かつ安価に利用できる水蓄熱システムを対象とするが、以下では、先ずこれらの蓄熱システムの種類、特徴について述べる。

1.2 蓄熱式空調システムの概要

蓄熱式空調システムでは、様々な媒体に熱エネルギーを蓄えその需給を調整することが可能である。したがって、間欠性の大きい自然エネルギーの有効利用や不安定な廃熱の回収利用、深夜電力の利用などが可能となる。蓄熱方式には、水蓄熱をはじめ、潜熱を利用できる氷蓄熱やPCM蓄熱、コンクリートスラブ等を利用する躯体蓄熱、地盤を媒体とする地中蓄熱など様々な種類がある。蓄熱材は大きく分けて、物質の顕熱（相変化を伴わない、物質の温度を変える熱）を利用するものと物質の潜熱（物質の相変化のための熱）を利用するものがある。図 1.1 に蓄熱媒体による分類を示す。これらのうち、最も普及しているのが水・氷蓄熱で、その他のものとしては理論的に可能であるが、実用例は極めて少ない。なお、図中枠で囲んだ部分が、本研究の対象蓄熱槽である。

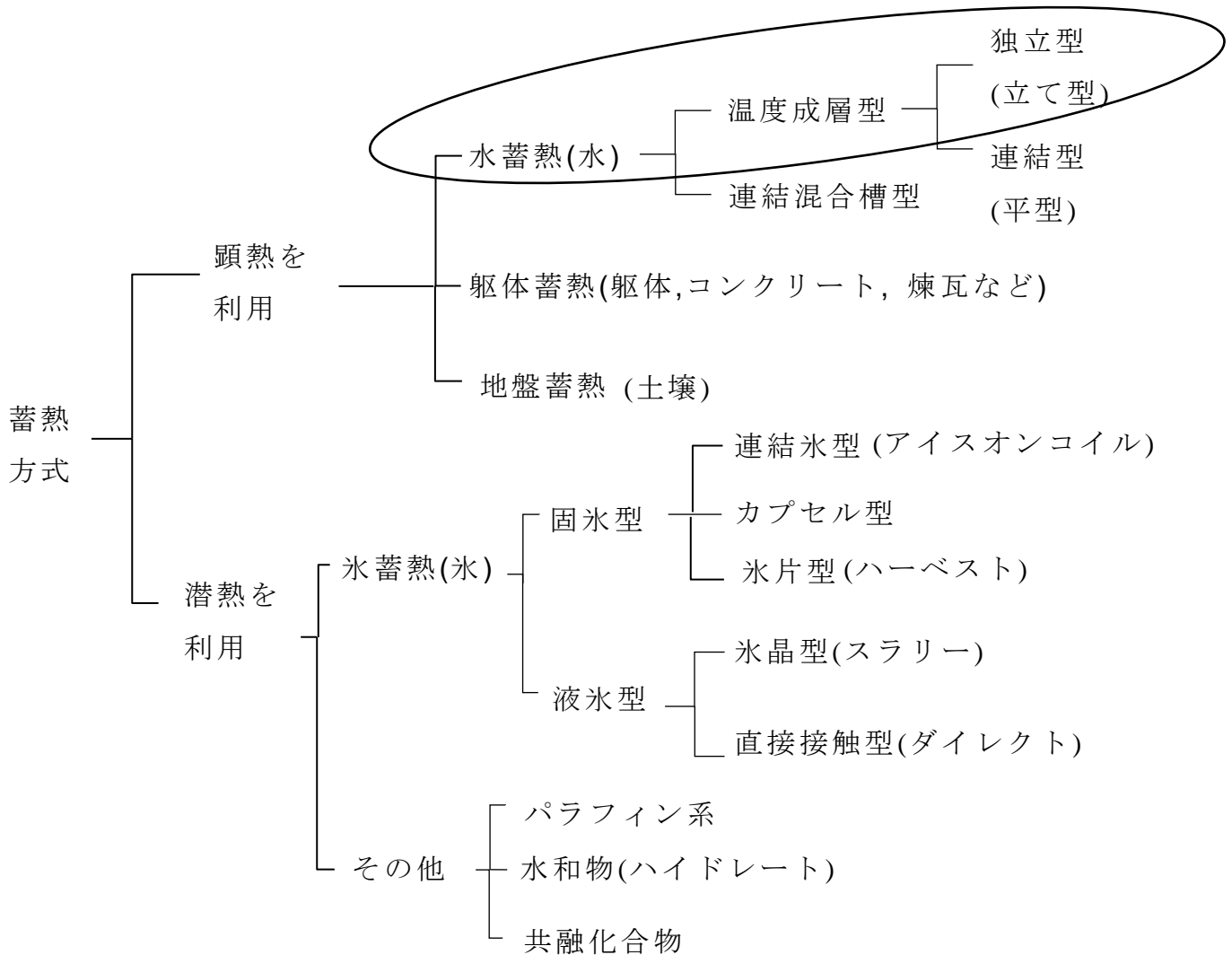


図 1.1 蓄熱媒体による分類

1980年頃からは、氷蓄熱が紹介され始め、潜熱蓄熱による槽容量の低減をメリットとして中小規模の建物に普及した。氷蓄熱の研究としては、アイスオンコイル型氷蓄熱槽について簡易な解氷モデルから単位蓄熱槽効率に関する経験式を得た山羽[1]の報告や流下液膜式氷蓄熱システムの簡易なモデル化を行った藤田ら[2]の報告、球カプセル氷蓄熱材単体の蓄・放熱特性を高い精度で予測できるモデルを提案した神谷ら[3][4]の報告がある。また、スラッシュアイスに孔を開けて直接空気を流して冷却する蓄熱冷房装置の基本的な特性を検討した飯嶋ら[5]の報告やユニット式氷蓄熱空調システムの経済性に与える影響を分析した狩野ら[6]の報告、円筒立て型温水・氷同時蓄熱槽の実証試験を行った馬場ら[7]の報告、小林ら[8]は、氷水を冷水同様に往復二管で搬送するシステムについての適用事例を報告している。氷蓄熱・PCM蓄熱のような潜熱を利用するものは、他の蓄熱方式に比べ装置規模が同じ場合の蓄熱量が多く高性能であるものの、冷凍機のCOP低下の問題や蓄熱材自身のコストの問題などで必ずしも一般に普及しているとはいえない。やはり水蓄熱が、経済性、安定性、安全性に優れており、経験も長いことから今後も蓄熱技術の中で主役の座を守り続けていると考えられている。

水蓄熱とは、蓄熱媒体として水を使用する方式である。水は使用可能な熱媒体の中で、比較的比熱の大きな物質で経済性・信頼性・安全性や操作性にも優れ、従来より蓄熱媒体として広く使用されてきた。冷暖房用の熱を搬送する媒体として利用されることも多い。蓄熱媒体としての冷水や温水は大量に必要で、通常は建築躯体の地中梁内などの空間を利用して設けられることが多いが、最近では、水槽の深度を大きくした温度成層型の蓄熱タンクを建物から独立して設ける場合もある。

蓄熱式空調システムは、熱の生産と消費の時間的ずれに対し、蓄熱装置で熱を蓄え、その装置を介して、熱を必要な時に取り出して空調機に供給し、エネルギーを有効に利用することを特徴としている。蓄熱式空調システム（図 1.2 参照）の場合、空調に適切な温度帯（冷房時 5～7℃、暖房時は 40～50℃）で蓄熱槽に熱を貯めて必要な時に必要な場所へ水の形のままで熱を搬送することができる。水蓄熱槽には冷水槽、温水槽、冷温水切替槽がある。通常、夜間の蓄熱（熱の生産）と日中の放熱（熱の消費）を1日単位で繰り返す。水蓄熱槽のメリットとデメリットを以下に述べる。

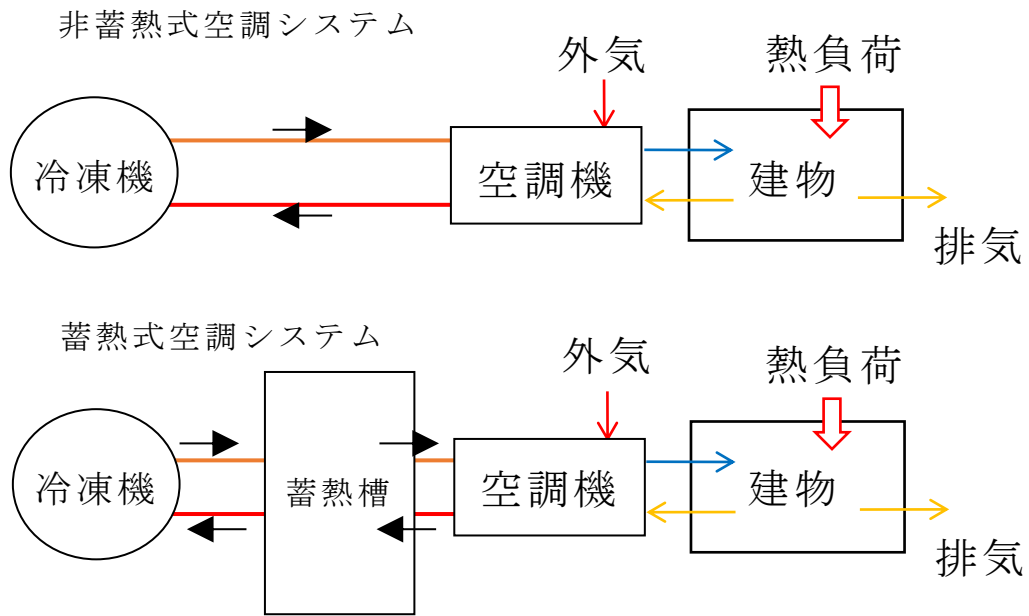


図 1.2 非蓄熱式と蓄熱式空調システム

1.2.1 蓄熱システムのメリット・デメリット

1) メリット

① 深夜電力の利用とピークシフト(図 1.3 参照)

夜間に熱源機器の運転を行うことで、通常料金より単価の安い夜間電力を利用でき、コストを軽減することができる。また、電力需要の少ない深夜に蓄熱し、ピークである日中の空調に利用するため、電力需要の平準化をすることができる。

② 設備容量の低減(図 1.3 参照)

蓄熱装置を利用しない場合、ピーク負荷時でも熱を供給できる大容量熱源機器が必要になるが、蓄熱装置を利用すると、空調時間帯よりも長時間熱源機器を運転して蓄熱するので、熱源機器の設備容量を小さくでき、設備費用の低減・契約電力の低減が可能である。

③ 熱源機器の高効率運転

熱源機器を空調負荷変動に応じて絞り運転することなく、常に定格運転を行うことができ効率的であり、また機器の耐久性向上にもつながる。熱源機器の定格運転や冷房時に外気温度の低い夜間運転を行うことで省エネルギー性に優れる。

④ 熱回収

建物内部で発生する熱を回収するシステムでは、発生した熱を直接利用せず、一旦蓄えてから、必要なときに利用するため、熱の発生と需要の量的、時間的ずれを調整することができ、発生した熱を効果的に回収、利用することができる。

⑤ 災害時の予備水(雑用水等)

水を蓄熱体とした水蓄熱槽は、災害時に予備水として、その水を利用できる。

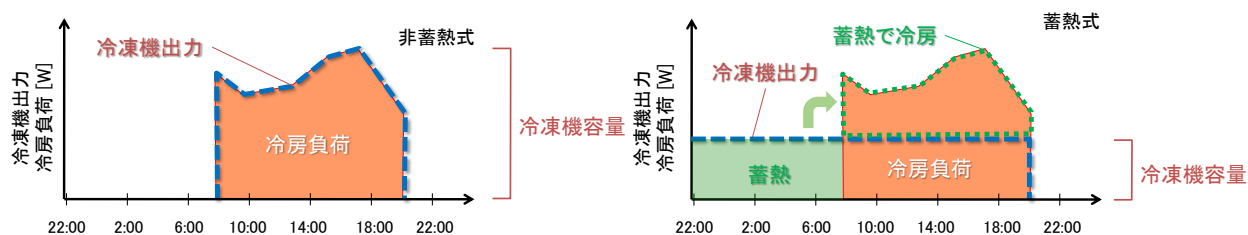


図 1.3 非蓄熱式と蓄熱式の熱源容量と空調負荷の関係

2) デメリット

① 蓄熱槽の構築

水蓄熱では、比較的大容量の蓄熱槽が必要となる。スペースの有効利用と構築費の負担を避けるといった経済的理由から、建物の最下部の二重スラブを転用して蓄熱槽として利用することが一般的に行われるが、断熱・防水などのコスト増は避けられない。

② 熱損失

如何に断熱を施しても、外界温度と異なる熱媒体が蓄熱槽内に存在する限り、熱損失は避けられない。構造体からの熱損失以外に、季節の変わり目に起こる冷房と暖房の切り替え時の冷水と温水の切り替えに付随した混合熱損失(冷温水が相互に温度レベルを下げ合う使えない熱量)もある。

③ ポテンシャルの低下

槽内の温水・冷水境界の混合熱損失がある。水蓄熱式空調システムでは、水蓄熱槽に異なる温度の水を貯める。水の温度差が大きいほど、より多くの熱を貯めることができる。温度差は5℃から10℃差とする場合が多い。水蓄熱槽の熱損失を少なくするための基本的考え方として、異なる温度の水が極力混合しないことが重要である。

④ 水質管理

開放式システムの水蓄熱槽では、空気中の酸素が水に溶解するので、配管系の防食対策に留意する必要がある。また、有機物などが原因となる菌の繁殖を防止するために、水処理が必要となる場合がある。

なお、蓄熱槽が普及するとともに、前述したメリットに関して想定通りの結果となっていない等の蓄熱槽の実態調査の結果に基づいた設計、施工、運用、運転制御上の不具合が問題となり、中井[9][10][11]らは、蓄熱式空調システムの運転診断に関する検討を行っている。

水蓄熱式空調システムの蓄熱槽に望まれる基本的な特性の一つとして、極力温度の異なる水が混合しないことがあげられる。この目的に対して、水蓄熱方式には大きく二つの方法に分けられる。連結完全混合槽型と温度成層型である。地下二重スラブ間の有効活用が可能な連結型蓄熱槽が今でももっとも実績が多い水蓄熱槽となっているが、蓄熱性能が高いことから温度成層型が注目されている。

1) 連結完全混合槽型水蓄熱槽

図 1.4 に連結完全混合槽型水蓄熱槽の概念図を示す。連結完全混合槽型水蓄熱槽は小規模の水蓄熱槽を多数連結して構成される。各水槽内では水が完全混合するが、水蓄熱槽全体として水の混合が抑制される。一つ一つの槽の容量が小さく、多数の槽が連結するほど混合は抑制され、効率よく蓄熱することができる。15 槽程度以上の小規模水槽の連結が標準的である。連結完全混合槽型水蓄熱槽は建物の地下二重スラブ空間を水蓄熱槽として有効に利用でき、また各小水槽間は連通管で連結する単純構造なため、比較的安価に構築できる。しかし連通管の設置場所により、蓄放熱に関与しない死水域が槽内に発生してしまうなど、改善しなければならない問題点もあり、蓄熱性能は一般に温度成層型水蓄熱槽に比べて低くなる。

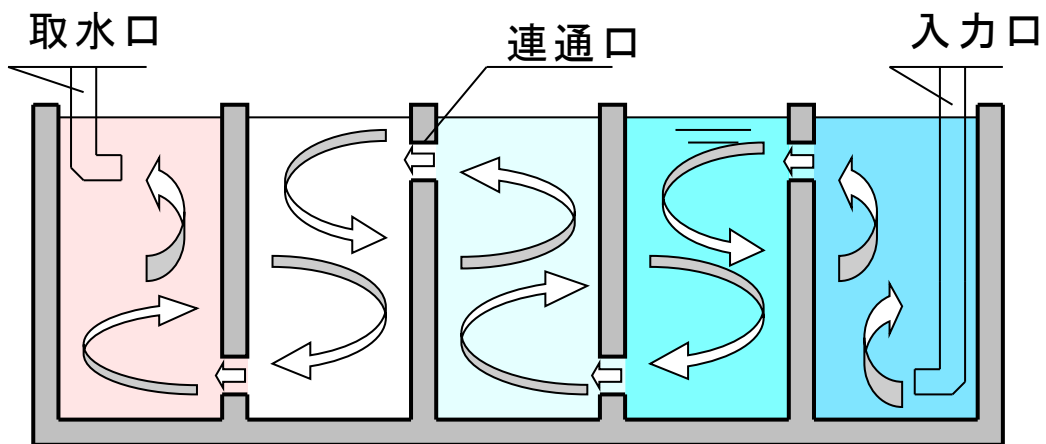


図 1.4 連結完全混合槽型水蓄熱槽の概念図

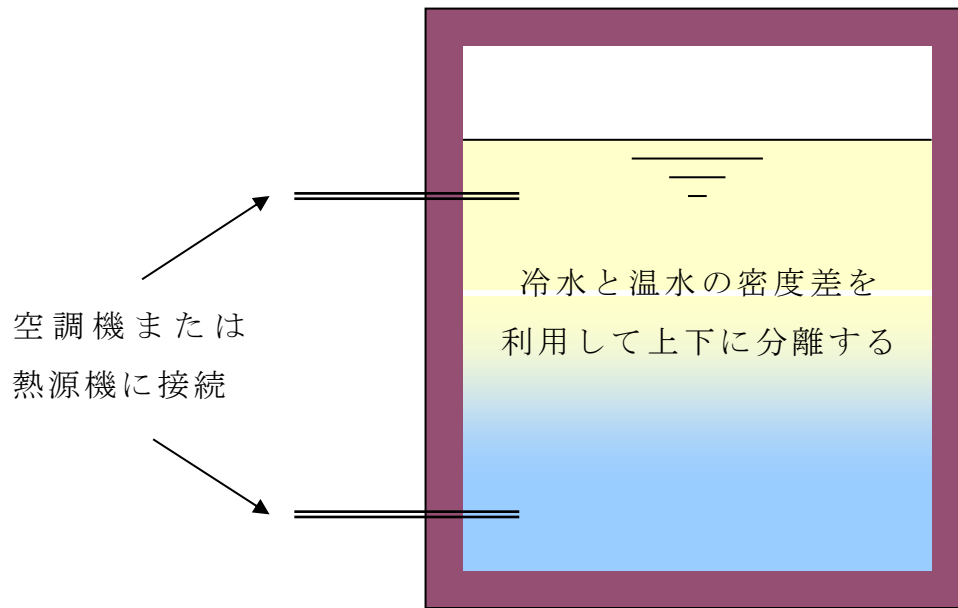


図 1.5 温度成層型水蓄熱槽の概念図



写真 1.1 平型の連結型水蓄熱槽

2) 温度成層型水蓄熱槽

図 1.5 に温度成層型水蓄熱槽の概念図を示す。温度成層型水蓄熱槽は温度の違いによる水の密度差を利用して温度が高く密度の小さい水と温度が低く密度の大きい水を極力混合させずに蓄える水蓄熱槽である。そのため連結完全混合槽型水蓄熱槽と異なり、温度成層型水蓄熱槽では槽内で水の混合を抑えるように配慮されている。冷房負荷の場合、夜間にヒートポンプにより生産された低温冷水は

水蓄熱槽の底部に近い部分に設置された流入口から槽内に流入し、同時に空調に使用された高温冷水は上部に近い部分に設置された流出口から槽外に流出される。このようにして夜間に蓄熱された低温冷水を、日中に空調用に利用する。低温冷水と高温冷水の境界部を温度成層といい、温度成層型水蓄熱槽は温度成層部で鉛直方向の温度差があるが、水平方向の温度差はない。また槽のある高さで急激に温度が変化すること、つまり温度成層の幅が狭いことが、低温冷水と高温冷水が混合せず効率よく蓄熱できることを示しており、温度成層型水蓄熱槽の性能として望ましい。

温度成層型水蓄熱槽には平型と立て型がある。平型とは原則として地下二重スラブ空間を水蓄熱槽として用いるもので、地中梁で区切られた水蓄熱槽である。(写真 1.1 参照)立て型は筒状にした水蓄熱槽で、建築構造体から独立した鋼板製のものや、階段室や設備シャフトに隣接し建築壁体を利用したものなどがある。本論文では、この立て型の温度成層型水蓄熱槽を研究対象とする。

1.3 本研究の目的

水を蓄熱媒体とし、高い蓄熱性能が期待できる温度成層型水蓄熱槽において、低温冷水と高温冷水の間の温度が混じり合っている部分を温度成層部といい、この領域の体積を水蓄熱槽全体の体積に対して小さくすればするほど蓄熱できる熱量が多くなる。したがって、連結完全混合槽型に比べ、高い蓄熱性能が期待できる反面、温度成層型水蓄熱槽は建物形状を考慮して可能な限り水深を取ることと、温度の異なる水が混じり合わないように入水・流出口として設けられるディフューザを設計することが重要となる。

ディフューザの流入口の代表的な形状[12]を図 1.6 に示す。図 1.7 では、横軸の入口アルキメデス数を入力条件の指標とした種々多様な実験を行い槽内混合性状への影響を実験式により表しているが、流入口の形状によってその特性が異なるため、個々の流入口形状に対応した実験式を得る必要があり、水平円管型流入口、せき・スロット型流入口および円盤型流入口については、すでにモデルに適用する実験式[13]が同定されている。しかし水平流入口と比較して高性能であると考えられる鉛直流入ディフューザについては詳細な検討が行われていないのが現状である。本研究が対象としている鉛直流入ディフューザは、従来の水平流入口が基本的には水平方向に吹き出すために比較的広い範囲での周辺水との混

合が避けられないのに対して、水面に向かって鉛直に吹き出す場合には水面直下で緩やかに周辺に拡がる流れとなり、周辺水との混合が抑制されると考えられる。また、水平流入口では、さらに蓄熱性能を高めようと流入流速を抑える場合には、口径を大きくするか口数を増やす必要がありコストの増加を招くのに対して、鉛直流入ディフューザは比較的安価で容易に流入面積を大きくすることができるメリットがある。

本研究は、水平流入方式の場合と同様に鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽のモデルパラメータを同定し、簡易かつ精度よく蓄熱性能を予測することができるモデルの開発が最終目的である。そこで本研究では、先ず第一番目に、鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の蓄放熱性状を幾つかのCFD(computational fluid dynamics)により解析し、実験結果との比較からその再現性の検討を行うと共に、各種条件毎に用いるべき最適な CFD モデルを明らかにする。鉛直流入ディフューザの形状が単純ではなく、流入上面の面積や鉛直方向の設置位置など入力条件が多岐にわたり、このような入力条件を網羅する実験を実施することは莫大な労力とコストが必要となることから、鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の蓄放熱性状が CFD 解析によって再現可能であれば、これらが実験の代用となり、コストおよび実験よりさらに広範囲の条件を網羅できると言える。また次に、検証された CFD モデルを用いて種々の鉛直流入型ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の蓄放熱性状の数値計算を実施し、その特性を定量的に明らかにする。そして最終的に、一連の結果を用いて温度成層型蓄熱槽の蓄放熱特性を簡易に予測するモデル（簡易予測モデル）に必要なパラメータを決定する性能曲線を示し、鉛直流入ディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽の簡易最適設計手法を提案する。

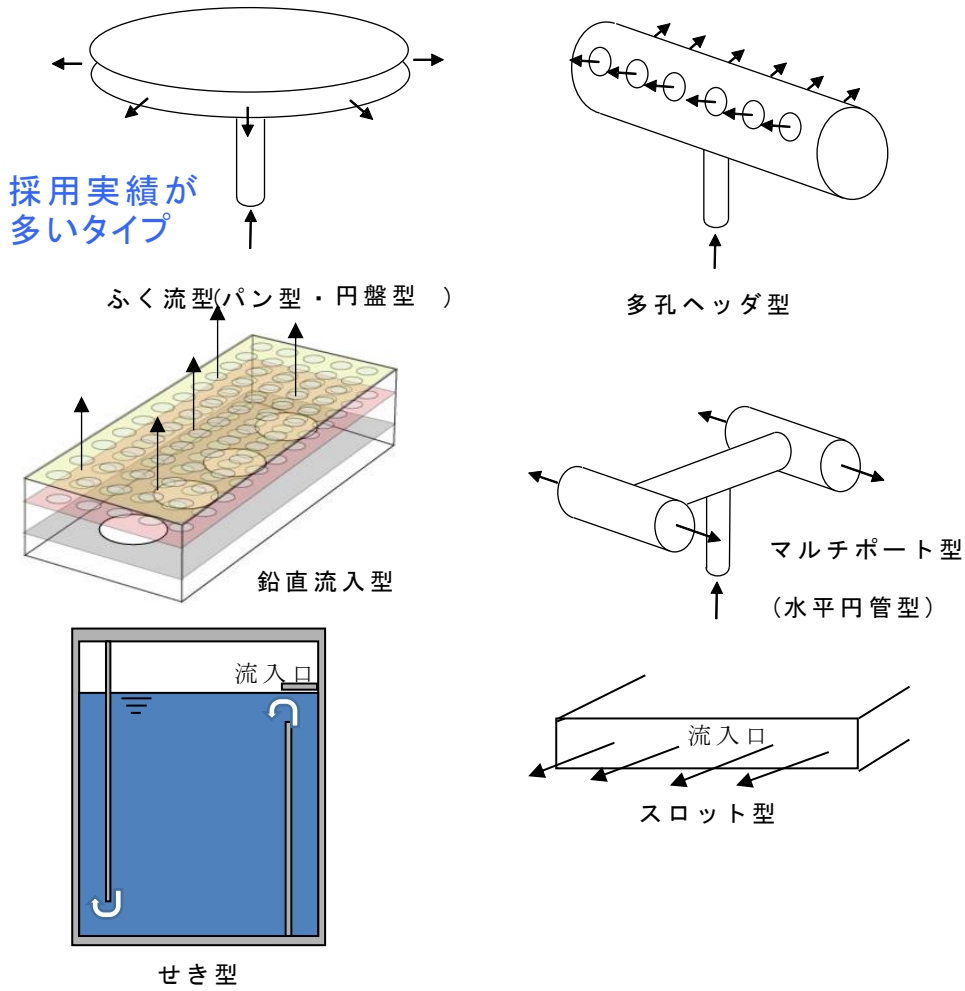


図 1.6 流入流速を小さくするための各種分配器

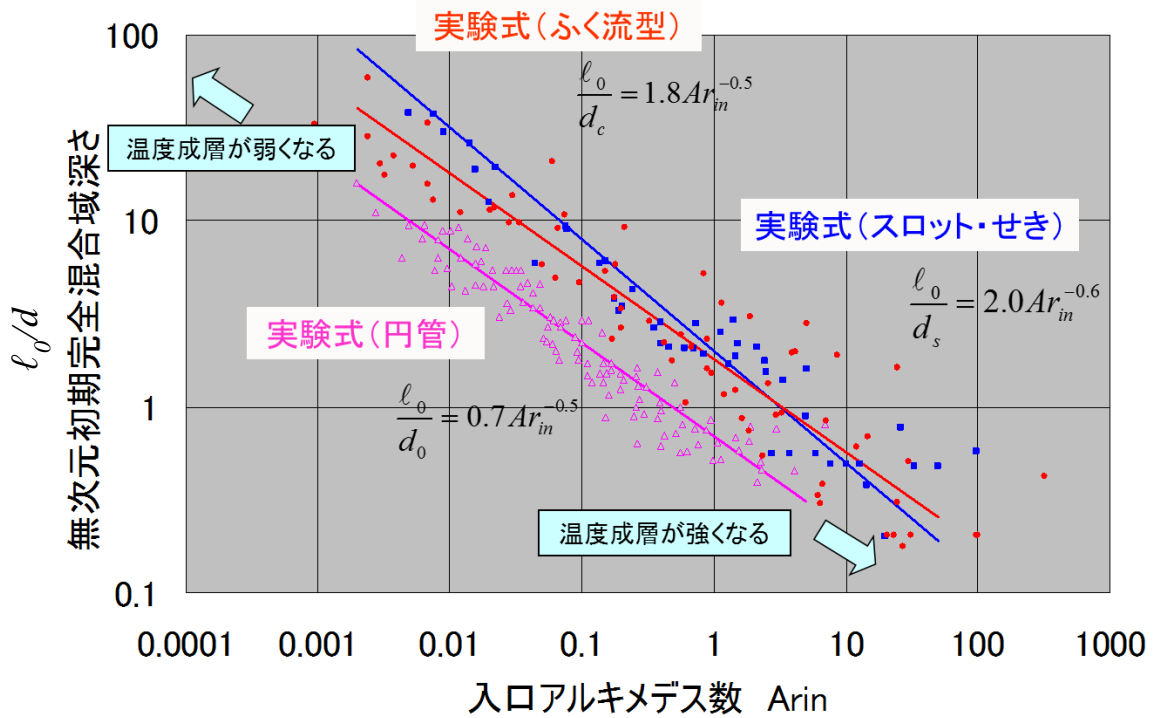


図 1.7 無次元初期完全混合域深さと入口アルキメデス数の関係図

1.4 従来の水蓄熱槽の蓄熱性能予測手法に関する研究

日本では、1938年に東京の東日会館[14]に夜間蓄熱式の蓄熱槽が初めて設置され、戦後一般に普及したとされている。アメリカでは、1930年代に集中的に冷房が必要な教会や劇場などに氷蓄熱が使用され始め、当時高価であった冷凍機の容量を小さくできるメリットを利用して、コストダウンを図ることが目的であった。このように当初は、熱源機器容量を低減することを目的に用いられたが、1973年の石油ショックを契機に蓄熱槽の省エネルギー性やエネルギーの有効利用を可能とする蓄熱技術が注目され、近年では電力需要の平準化に向けて多くの蓄熱槽が設置され現在に至っている。

水蓄熱槽に関する最初の研究報告としては、前田[15]の「蓄熱法の解析」があるが、水蓄熱槽の槽内混合特性について触れておらず、槽内が完全混合を前提とした熱源機器出力を求める方法について述べている。その後、1970年に入ると、建物の地下二重スラブ空間を水蓄熱槽として有効に利用できる連結完全混合槽型水蓄熱槽が、各小水槽間を連通口で連結する単純構造なため、比較的安価に構築できることから、日本で最も普及した水蓄熱槽となっていく。このころの主な研究としては、中島[16][17]の「蓄熱槽の熱的重みに関する研究」と「蓄熱槽」や松平[18]らの「蓄熱水そうの蓄熱量の解析」等があり、中原[19]らは、完全混合を仮定したシミュレーションに基づいた蓄熱槽効率の推定表としてまとめた。いずれも槽内混合特性に触れておらず、槽内を完全混合として表すことができるとして水蓄熱槽の出口水温応答を得る熱的動特性を扱っている。また、特定の連通口配置に限られた模型実験による有効容積率の簡易算定式[20]も提案されている。これらは、種々の設計条件から槽内の混合特性を予測することができず、その適用範囲に限界があった。そして、1975年頃には、冷房用電力デマンドのピークが問題視され、負荷平準化に蓄熱式空調システムが有効であることを認識した電力会社が夜間とピーク時間における電力料金の割引制度を導入した。このような社会情勢の中、中原・辻本・相良ら[21][22][23]は実験及び数値シミュレーションを利用し、連結完全混合槽型水蓄熱槽よりも性能が良いとされる温度成層型水蓄熱槽の槽内混合機構に関する検討を行った。そして、温度成層型水蓄熱槽を用いた蓄熱システムの流入口設計や性能予測を可能とするための槽内混合モデルを提案した。さらに、相良・前田ら[24]や宮武ら[25],[26]の研究により、槽の幾何学的条件、変流量・変温度入力及び流入口形状の槽内混合機構への影響が明らかにされた。

一方、海外で温度成層型水蓄熱槽の槽内混合モデルとしては、家庭用太陽熱温水器の貯湯槽用が一般的で、Kleinbach[27]は流入水と槽内水の混合を考慮しない簡易モデルを提案し、TRNSYS[28]の貯湯槽モデルとして組み込まれている。

加藤[29]や北野ら[30][31][32]は変動入力条件に対応した槽内混合モデルの開発を目的とし、槽内混合モデルが提案され、槽内温度分布の推移をシミュレートできる温度成層型水蓄熱槽の基本的な蓄熱性能が予想可能となり、最適水蓄熱槽の設計法はほぼ確立されてきている。

その後、相良・北野・岩田ら[33-38]により、浮力の影響が大きい連結型水蓄熱槽の槽内温度分布を予測するための槽内混合モデルが示された。また、並列連結式とすることで、低水深の多槽並列式温度成層型水蓄熱槽が試みられ、槽間の蓄熱バランスを検討した報告[39][40]、水深 1.7m の 7 槽並列蓄熱槽に関する高橋、龍らの報告[41][42]、水深 3.2m の 28 槽連結蓄熱槽に関する日和佐らの報告[43]がある。

これまでに、温度成層型水蓄熱槽に設けられるディフューザとして様々なものが提案されてきた。柳田[44]らは、“もぐりせき(堰)方式”による温度成層型水蓄熱槽にステップ状の入力を与えた場合の出口温度の応答についてアルキメデス数をパラメータとして、蓄熱槽効率とアルキメデス数の関係を求めた。2008 ASHRAE Handbook[45]には、二環式八角形のスロット・パイプ型ディフューザとふく流型ディフューザが紹介されており、ふく流型は日本でもポピュラーなディフューザである。間宮ら[46][47]も、ふく流型ディフューザの改良型を提案し、実験による流入性状のモデル化の検討を行っている。また、Jae ら[48]はH 梁型ディフューザを提案しているが、これらはいずれも水平流入方式である。

鉛直流入方式としては、岩田美成[49][50][51]らによる円管流入口を鉛直方向に流入するように設置した場合の蓄熱特性の検討があるが、槽内混合モデルについては、従来の水平円管のモデルで代用している。また、晴海アイランド地区熱供給施設の温度成層型水蓄熱槽のディフューザがあり、これは高効率な水蓄熱槽を実現するため新たに開発した鉛直流入方式の開口板及びパンチングプレート付の箱型ディフューザ[52]である。鉛直流入ディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽に関するこれまでの研究報告としては、蓄熱性能を評価するために CFD 解析

の精度を検討した Yu らの報告[53][54][55]やディフューザ吐出部のモデル化を検討した樋口[56]や鉛直流入ディフューザの設置水深を変えてその影響を示した森下[57][58]、Taichi HINOTSU ら[59]の報告があるが、容易に槽内温度分布を予測することができる槽内混合モデルについては報告されていない。また、このタイプのディフューザは、その設置水深や鉛直に流入することによる浮力の影響などを予測することが困難であるのが現状である。したがって、このような鉛直流入型のディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽の鉛直温度分布の推移や蓄熱性能の予測が可能な槽内混合モデルの開発が重要であると考えられる。

CFD 解析を利用した水蓄熱槽の検討としては、連通管混合型蓄熱槽における動的有効蓄熱率について、その挙動を模型実験、CFD 解析によりとらえた中島ら[60]の報告や CFD モデル(層流、乱流)によって温度成層の形成に影響を及ぼすことを示した A. Musser[61]らの報告がある。また、CFD 解析の精度を貯湯槽(蓄熱槽)の実測結果と比較検討した Yaici[62]らの報告がある。なお、V. Panthaloookaran[63][64][65]らは、CFD 解析で用いられる標準 $k-\varepsilon$ 乱流モデルに対して、散逸項の係数を校正することによって乱流散逸率に浮力場の効果を導入した RNG $k-\varepsilon$ 乱流モデルを提案し、実験結果と比較することで成層する条件でよく一致することを示した。

温度成層型水蓄熱槽の熱的応答特性に関して、辻本・相良・中原[21][22][23]は、槽内の鉛直温度分布を予測するモデルを提案している。このモデルは温度ステップ入力を前提条件としており、水蓄熱槽内を流入口側から鉛直方向に流入水が周囲の水と完全に混合する完全混合域と拡散と移流を考慮した一次元拡散域とに分けてモデル化している。ただし、図 1.7 に示したように、水平円管型流入口、せき・スロット型流入口およびふく流型流入口などの水平流入方式については、すでにモデルに適用する実験式[13]が同定されている。

本研究では、水平流入口と比較して高性能[49]が期待されながらも経験的に設計されてきた鉛直流入ディフューザについても、基本的な性能を実験的に把握し、その実験により精度検証された多くの流入条件での CFD 解析を行い、鉛直流入ディフューザのモデルパラメータを同定し、槽内温度分布が予測できる槽内混合モデルを発展させ、最適な設計手法を提案する。

1.5 本論文の構成

本論文の構成を図 1.8 に示す。本論文は 8 章で構成されており、以下に各章の概略を記す。

第 1 章：本研究の背景・目的、既往の研究、本論文の構成について述べる。

第 2 章：実験による鉛直流入ディフューザの基本的な性能について検討する。

第 3 章：鉛直流入ディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽の CFD 解析を行い、第 2 章の実験結果と比較し、CFD による槽内温度分布の予測精度の妥当性を検証するとともに最適な CFD モデルを明らかにする。

第 4 章：温度成層型水蓄熱槽模型を想定し、様々な流量・設置水深で温度場を考慮した CFD 解析を行う。

第 5 章：第 4 章の CFD 解析の結果を基に、鉛直流入ディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽の簡易予測モデルに必要なパラメータ値を同定する。そして同定したパラメータ値と入口アルキメデス数との関係を求める。

第 6 章：第 5 章で得られたアルキメデス数と無次元完全混合域深さの関係図から性能向上の限界について理論的に検討する。

第 7 章：第 6 章で得られた性能向上の限界から鉛直流入ディフューザの最適設計への展開を検討する。

第 8 章：各章で得られた結論についてまとめる。

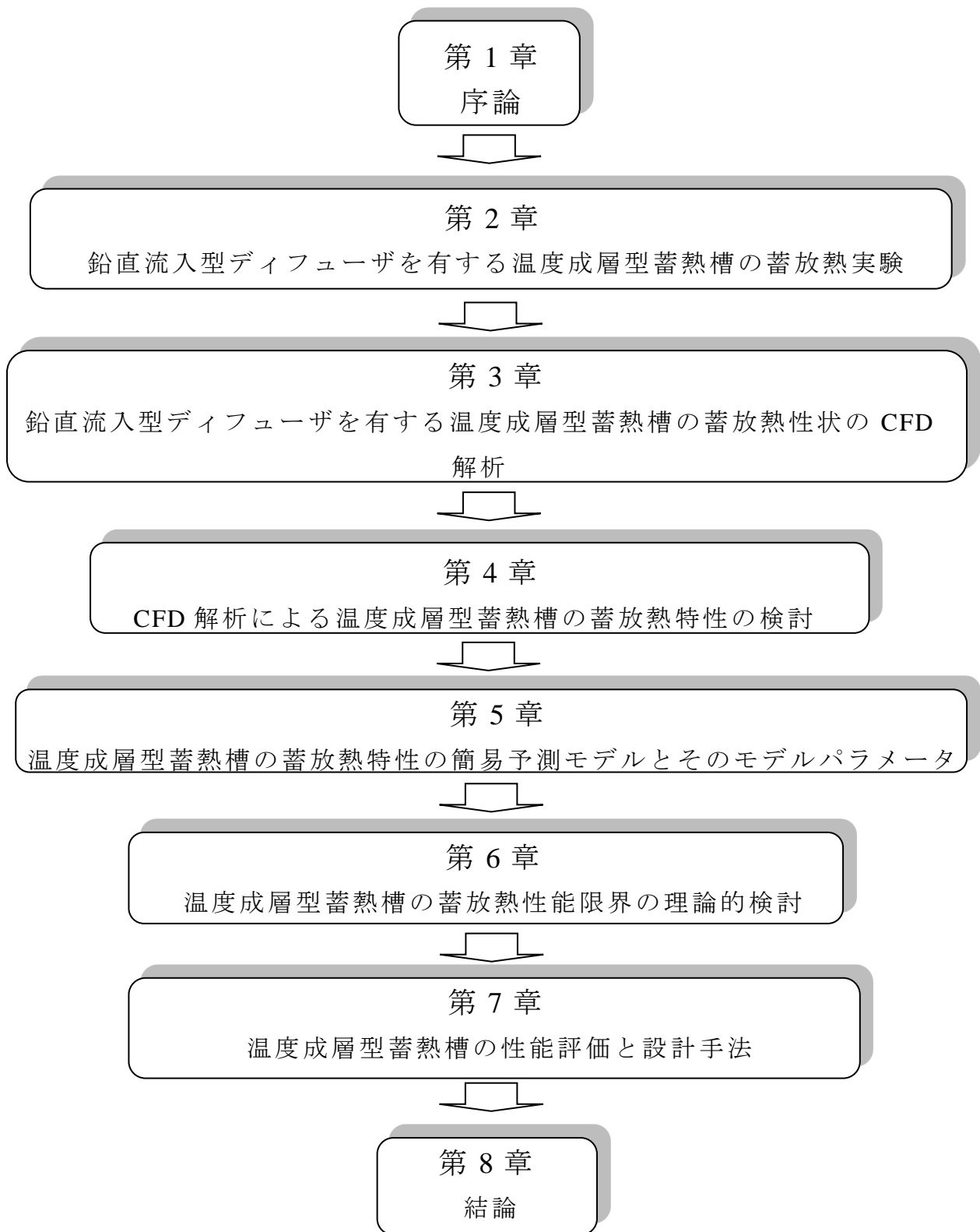


図 1.8 本論文の構成

第2章 鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の蓄放熱実験

2.1 はじめに

水を蓄熱媒体とし、高い蓄熱性能が期待できる温度成層型蓄熱槽の設計において、槽内水と流入水の混合を抑えることが重要であり水平方向に吹き出す流入口より水面に向かって吹き出す流入口の方が性能的に有利であると考えられるが、現状では、あまり検討されていない。

第2章では鉛直ディフューザ(流入口)の流入特性を把握し、ディフューザの性能設計を可能とすることで容易に高性能蓄熱システムの設計(モデル化)が可能となることを目的とし、鉛直ディフューザの基本的な流入特性を把握するために実験を行う。

2.2 実験の概要

2.2.1 実験の目的

実験は、3つのタイプ(可視化実験、槽内温度分布の実験、検証実験)に分けて実験を行った。まず、可視化実験は、鉛直ディフューザの流速分布が蓄放熱性能に影響を与える可能性があり、後の章で行う CFD では鉛直ディフューザでの流速を境界条件として与える必要があるのでその流れや流速分布を把握するために水槽内特定箇所の二次元流速の測定が可能な電磁流速計を用いて鉛直ディフューザ周辺の流速測定を行うとともに流入水に染料を注入して鉛直ディフューザからの流入直後の流入水の流れの可視化を行った。

また、槽内温度分布の実験では、流入条件(流入口の形状、流入口の設置位置、流入温度差域)を変えて槽内温度分布を測定し、流量や流入温度差域の違いによる槽内温度分布の推移について検討するために行った。

なお、検証実験では、第3章で CFD の解析手法における蓄熱性能の再現性について検証するために、実際の蓄熱システムを想定した水の密度差が比較的小さい温度域で、ステップ入力を基本とした実験を行い、槽内鉛直温度分布について CFD 解析結果と比較するための実験を行った。

2.2.2 実験装置概要

実験に用いた実験槽の概要を図 2.1～図 2.4 に示す。実験槽の内寸法は 6,175×3,110×1,980 mm で、水位を 850 mm（可視化実験）として実験を行った。流入口の吐出面は、可視化実験が水面から 80mm と 200 mm、槽内温度分布測定実験は水面から 50、125、200mm の所に設置した。なお実験は流入口から温水を流入させた。

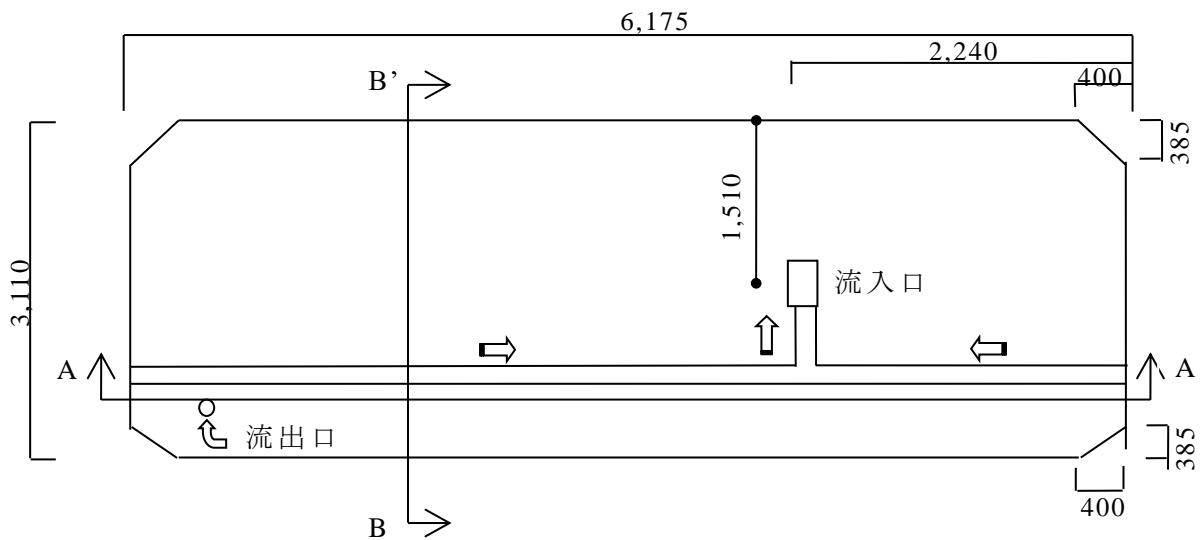


図 2.1 蓄熱槽平面図

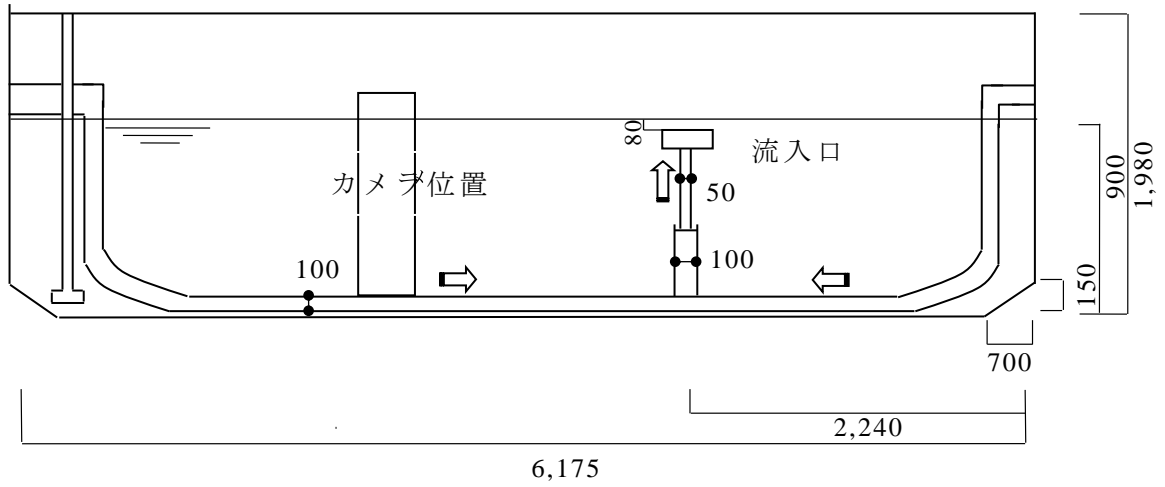


図 2.2 A-A' 断面図

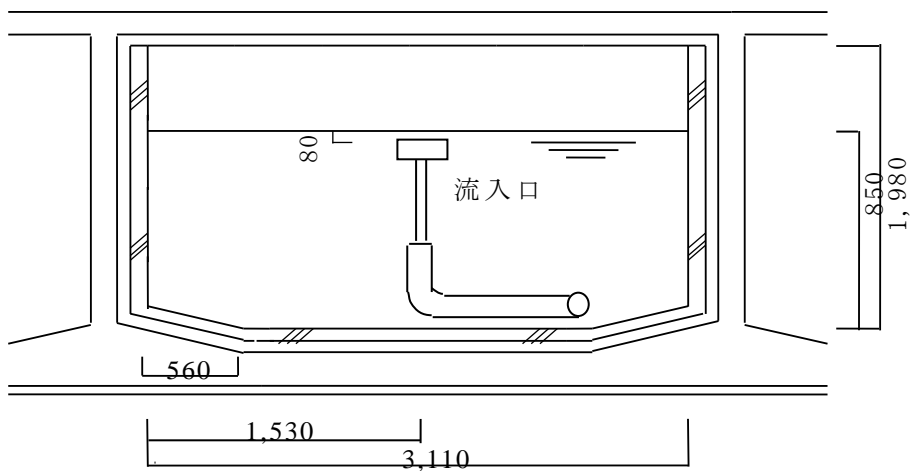


図 2.3 B-B' 断面図

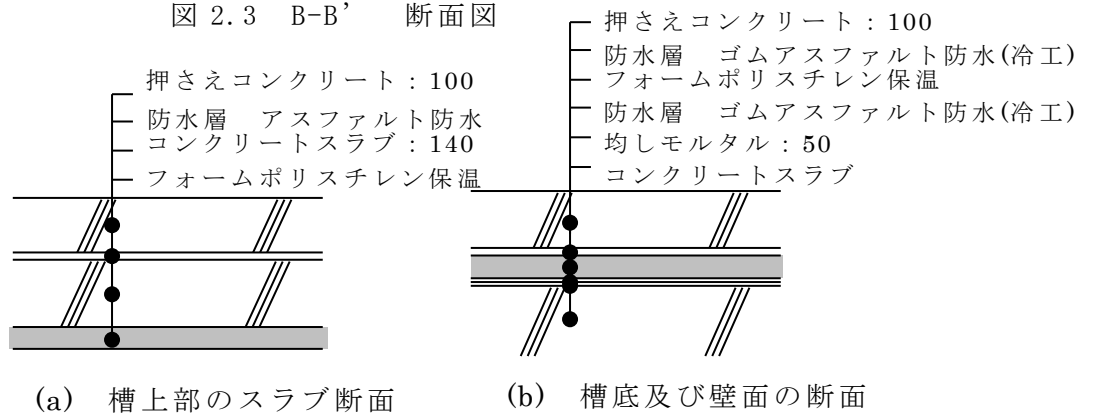


図 2.4 実験槽の断面構成

2.2.3 流入ディフューザ概要

可視化実験は、写真 2.1 のハーフパイプ型流入口を用いて行った。

槽内温度分布の実験は半割されたハーフパイプの両端を閉じ吐出面(長辺 250 mm、短辺 100 mm)に図 2.5 で示したパンチングメタル(穴の直径=1 mm、間隔=2 mm、厚み=1 mm、60° チドリ配置、開口率 22.7%)を取付けたハーフパイプ型流入口と通常の直管型流入口(直径(D)=200 mm)の 2 つの形状の鉛直流入口について行った。なお、ハーフパイプ型流入口については、流入口からの吐出流速を均等化する目的で内部に多孔質抵抗体(ステンレスたわし)を入れた場合と内部に何も挿入しない場合の 2 種類とし、通常の直管流入口とを併せて合計 3 つの流入口を対象に実験を行った。(写真 2.1~写真 2.4)

また、検証実験では、写真 2.5 に示したように、ハーフパイプ型流入口とボックス型流入口のそれぞれ上部にパンチングメタルのみを取付けた 2 タイプを用いて行った。



写真 2.1 ハーフパイプ型流入口流入面



ステンレス
たわし

写真 2.2 ハーフパイプ型流入口側面



写真 2.3 挿入したステンレス
たわし



写真 2.4 直管型流入口流入面



図 2.5 パンチングメタル詳細図



(a) ハーフパイプ型ディフューザー
L 0.25m×W 0.1m×H 0.05m



(b) ボックス型ディフューザー
L 1.0m×W 0.15m×H 0.15m

写真 2.5 検証実験で用いたディフューザ

2.2.4 実験方法と計測

実験条件を表 2.1、2.2 及び表 2.3 に示す。槽水深は 900mm とし、流量を 10、15、20、30、60、90L/min の 6 パターンで行った。表 2.1 の可視化実験は、可視化実験とディフューザ周辺の流速測定のみを測定した。表 2.1 の槽内温度分布の実験は、比較的高温域の実験であるが、実験 37~42 については、実際の蓄熱システムが 7-15℃の温度域で蓄放熱を行う場合の放熱過程を想定して、水の密度変化が比較的小さい温度域での実験を行った。なお初期水温は 5℃前後が実現できたが、実験装置の制約で流量、流入温度が比較的高めの条件となっている。なお、表 2.3 の検証実験は、設置水深(水面から流入口上面までの距離)を変えた 2 種類について実験を行い、若干装置を改良して、流入温度が比較的低めの条件を実現した。計測時間は流量ごとに槽内の水を 1 回換水する時間(換水回数 1)を計算し、換水回数が 0.6 になるまで計測を行なった。

図 2.6 に可視化実験と流速測定の概要を示す。流入口上部の流速分布は、水平方向(X軸)、垂直方向(Y軸)の流速を計測できる 2次元の流速計で測定した。流速の測定位置は、実験 1~6 が吹き出し口上部 50mm、実験 7~9 は吹き出し口上部 170 mmの位置に設置し、昇降機(横にして設置)を用いて 20mm の間隔で 15 点計測した。可視化実験は流入水を黒く着色し、真横から撮影した。写真 2-6 は計測に使用した流速計 KENEK VM801L(写真 2.6 右)と自動昇降装置 KENEK EP508RS(写真 2.6 左)、計測位置を示す。

また、槽内温度分布測定実験では、2.2.2 で示した約 6m×3mの単槽蓄熱槽を間仕切り壁(スタイロフォーム)で独立した図 2.7 のような実験槽として改良し、実験開始から 10 秒毎の垂直温度分布を槽底面から 50 mm間隔で 19 点、流入口、流出口温度を各 3 点、および流入流出流量を、データロガーを用いたパソコンにより換水回数 0.8 になるまで自動計測を行なった。

表 2.1 可視化実験条件の一覧

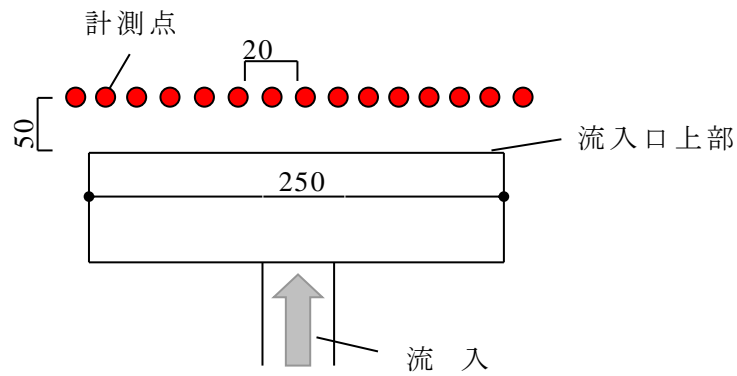
実験番号	流入口タイプ	挿入物の有無	設置水深 [mm]	初期温度 [°C]	流入温度 [°C]	流量 [l/min]
実験1	ハーフパイプ	無	80	21.9	40.9	30.3
実験2	ハーフパイプ	無	80	22.6	31.6	56.1
実験3	ハーフパイプ	無	80	23.5	29.6	90.4
実験4	ハーフパイプ	有	80	20.1	38.6	30.1
実験5	ハーフパイプ	有	80	21.7	29.1	65.9
実験6	ハーフパイプ	有	80	22	27.2	90.9
実験7	ハーフパイプ	有	200	19.6	37.6	30.3
実験8	ハーフパイプ	有	200	21.9	29.2	60.7
実験9	ハーフパイプ	有	200	22.3	27.3	91.4

表 2.2 槽内温度分布の実験条件の一覧

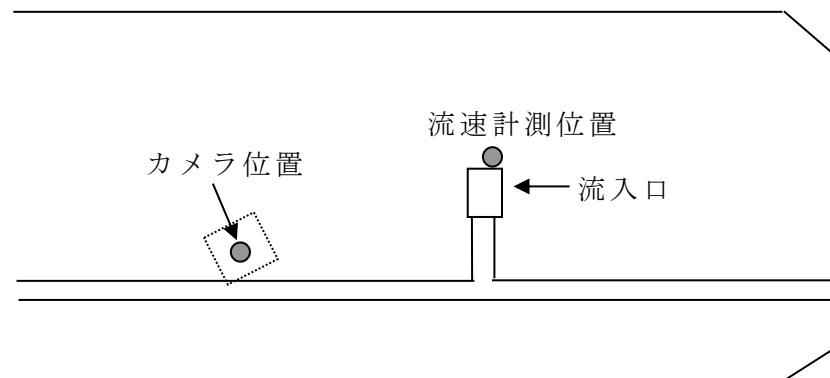
実験番号	流入口タイプ	挿入物の有無	設置水深 [mm]	初期温度 [°C]	流入温度	流量
					[°C]	[l/min]
実験10	ハーフパイプ	無	200	17.7	37.6	30
実験11	ハーフパイプ	無	200	22.3	32.2	59.6
実験12	ハーフパイプ	無	200	17.3	23.9	89.4
実験13	ハーフパイプ	有	200	17.2	37.1	30.2
実験14	ハーフパイプ	有	200	22.2	31.9	59.7
実験15	ハーフパイプ	有	200	22.9	29.3	94.6
実験16	ハーフパイプ	無	125	17	38	29.2
実験17	ハーフパイプ	無	125	16.8	26.8	59.7
実験18	ハーフパイプ	無	125	24.2	31	90
実験19	ハーフパイプ	有	125	16.6	36.7	29.8
実験20	ハーフパイプ	有	125	21.5	31.6	59
実験21	ハーフパイプ	有	125	23.5	29.7	89.8
実験22	ハーフパイプ	無	50	17.9	38.8	29.3
実験23	ハーフパイプ	無	50	22	32.2	59.4
実験24	ハーフパイプ	無	50	23.9	30.4	89.8
実験25	ハーフパイプ	有	50	19	40.4	28.5
実験26	ハーフパイプ	有	50	23	33.2	58.9
実験27	ハーフパイプ	有	50	24.7	31.4	90.1
実験28	円菅	無	200	12.2	34	28.6
実験29	円菅	無	200	17.3	27.4	60
実験30	円菅	無	200	17	23.4	90.4
実験31	円菅	無	125	14	33.9	31
実験32	円菅	無	125	18.5	28.4	59.5
実験33	円菅	無	125	20.7	27.1	90.4
実験34	円菅	無	50	13.3	32.7	28.9
実験35	円菅	無	50	17.7	27.5	59.9
実験36	円菅	無	50	20.1	26.5	90.4
実験37	ハーフパイプ	無	50	6.7	26.6	28.8
実験38	ハーフパイプ	無	50	6	16.3	60.3
実験39	ハーフパイプ	無	50	6.2	12.5	91.4
実験40	ハーフパイプ	無	200	5.8	26	30
実験41	ハーフパイプ	無	200	4.6	14	61.7
実験42	ハーフパイプ	無	200	5.3	11.5	89.1

表 2.3 検証実験条件の一覧

実験 番号	初期 温度 [°C]	流入 温度 [°C]	流量 [ℓ/min]	設置 水深 [mm]	ディフューザー 形状	
実験43	7.2	19.6	9.9	50	ハーフパイプ型 ディフューザー (250mm×100mm ×50mm)	
実験44	7.1	18.4	14.9	50		
実験45	7.4	16.5	20.1	50		
実験46	8.3	19.9	9.7	200		
実験47	7.4	19.0	14.9	200		
実験48	7.9	18.0	20.2	200		
実験49	7.0	19.1	29.9	50		
実験50	7.3	19.5	30.0	200		
実験51	7.3	18.3	9.8	50		ボックス型 ディフューザー (1000mm×150mm ×150mm)
実験52	7.2	18.2	14.9	50		
実験53	6.8	18.4	19.9	50		
実験54	7.7	19.4	10.0	200		
実験55	7.3	19.4	14.8	200		
実験56	7.3	18.8	20.1	200		



(a) 流入口付近の流速の計測点 (実験 1~6) [mm]



(b) 流速計測位置

図 2.6 計測の概要

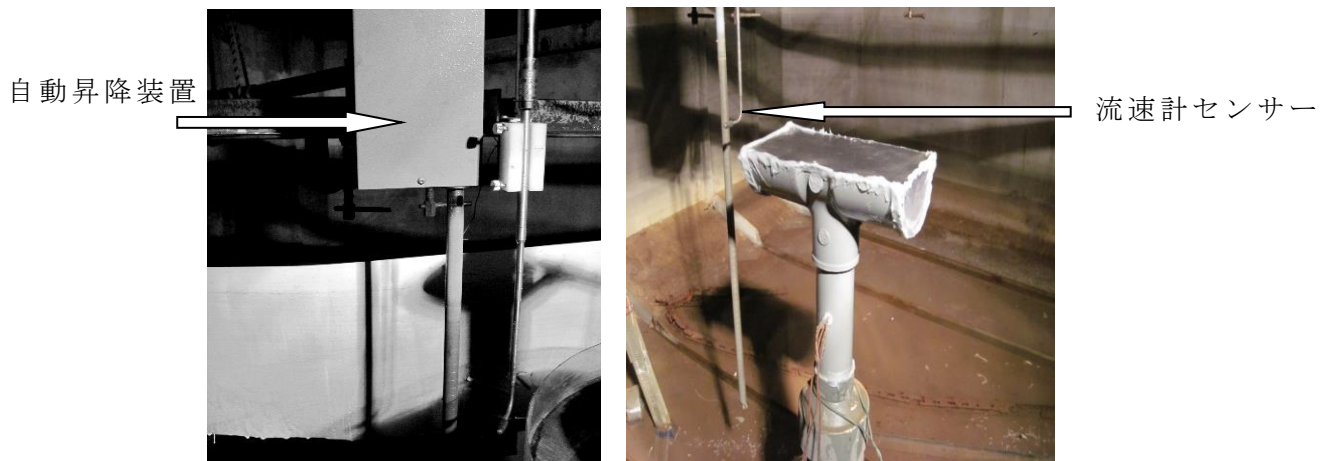
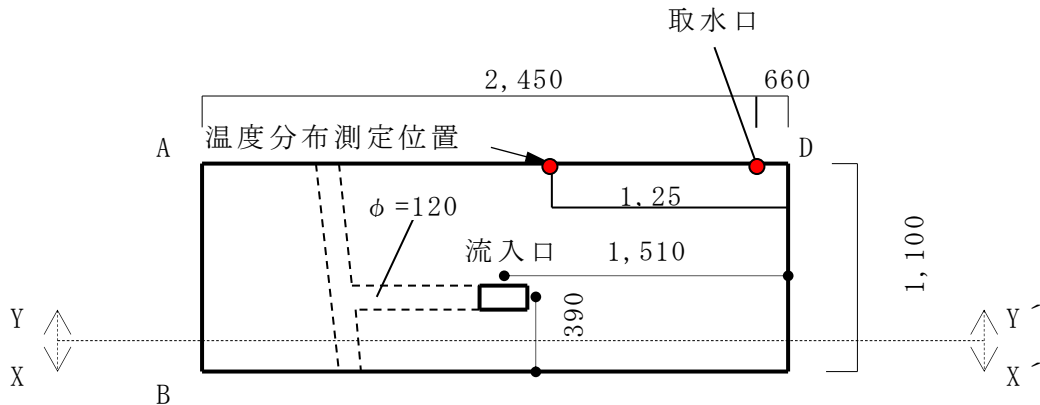
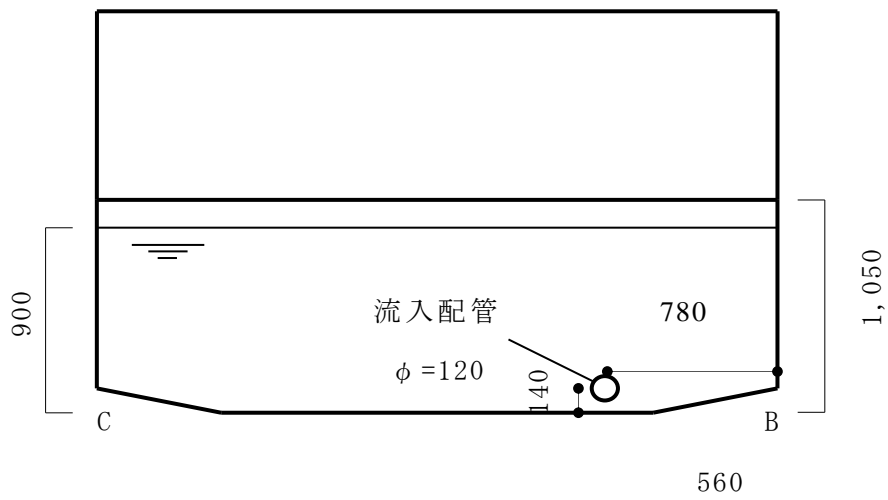


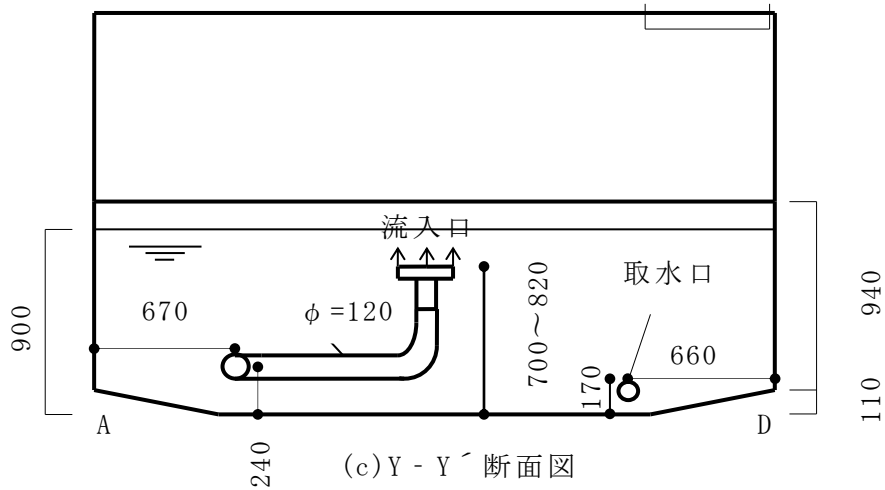
写真 2.6 流速計・自動昇降装置



(a) 水槽内平面図詳細



(b) X - X' 断面図



(c) Y - Y' 断面図

図 2.7 実験槽の概要

2.3 ディフューザの流入特性についての実験及び考察

図 2.8 のような流入口の場合、流入口上面（パンチングメタル）から均等に流入させることは、流速を抑えることができるため重要である。パンチングメタルは、その効果を期待して利用されることが多い材料であるが、さらに流入口内部に挿入物を充てんしてその効果を検討した。

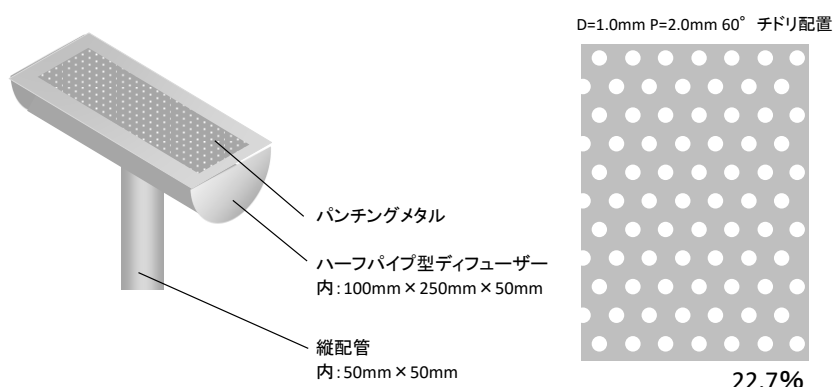


図 2.8 ディフューザとパンチングメタル

2.3.1 流入口に挿入物がない場合

表 2.1 の実験条件中、実験 1~3 は挿入物は用いず、吹き出し口から水面までの距離は同じで流量だけ約 30、60、90 $\text{l}/\text{分}$ と 3 パターンで行なったものである。写真 2.7(a) は実験 1 の流入の様子を示したものである。流入水は主に流入口の中央部に流れていることが確認できた。図 2.9 の流速測定結果をみると計測箇所の平均流速は $36.2(\text{mm}/\text{s})$ 、最大流速は $120.0(\text{mm}/\text{s})$ 、最小流速は $5.0(\text{mm}/\text{s})$ となり最大流速は最小流速の約 24 倍も違う結果になった。これは写真 2.7(a) で分かるように流入水が中央部に偏って流れているためである。写真 2.7(b) は実験結果 2 の流入の様子を示したものである。実験 1 と比べて流入口全体から流入水が流れていることが確認できる。図 2.10 の計測箇所の平均流速は $62.2(\text{mm}/\text{s})$ 、最大流速は $121.7(\text{mm}/\text{s})$ 、最小流速は $14.6(\text{mm}/\text{s})$ となり、最大流速は最小流速の約 8.3 倍の速度になった。写真 2.7(c) は実験 3 の流入の様子を示したものである。図 2.11 の計測箇所の平均流速は $89.2(\text{mm}/\text{s})$ 、最大流速は $259.7(\text{mm}/\text{s})$ 、最小流速は $15.0(\text{mm}/\text{s})$ となり、最大流速は最小流速の約 17.3 倍となった。流入口から均等に流入水が流れていると仮定した時に想定される流速(流量/流入口面積)は実験 1 は $20(\text{mm}/\text{s})$ 、実験 2 は $40(\text{mm}/\text{s})$ 、実験 3 は $60(\text{mm}/\text{s})$ となり、どの実験結果も想定を上回

る結果となった。これは、図 2.9～図 2.11 に示したように各実験で流入口から均等に流入水が流れていないためと考えられる。

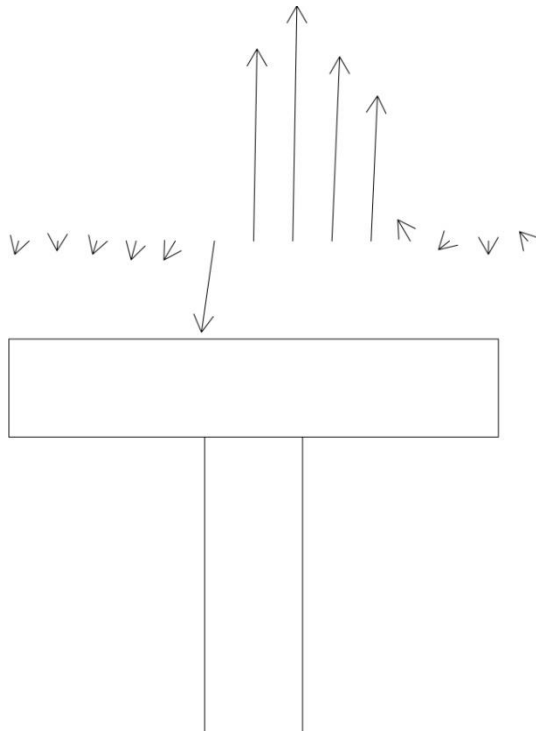


(a) 実験 1

(b) 実験 2

(c) 実験 3

写真 2.7 可視化実験結果



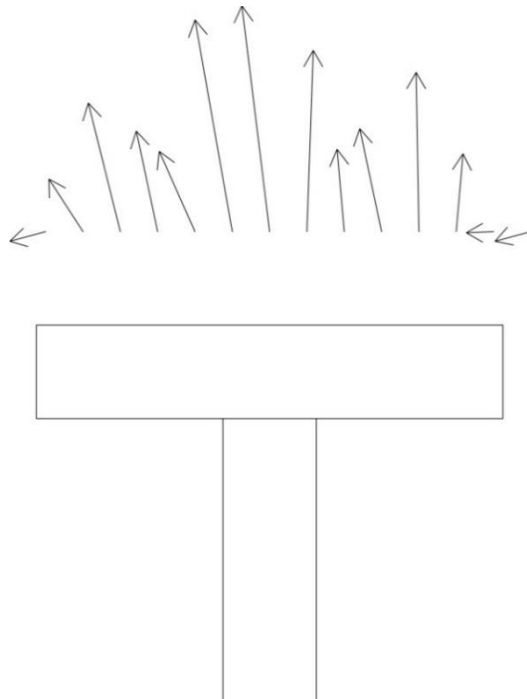
初期温度	21.9℃
流入温度	40.9℃
流速 右から	6.4(mm/s)
	6.8
	7.1
	12.6
	74.1
	94.1
	120.0
	98.0
	47.0
	11.3
	9.9
	7.1
	5.0
	7.1

実験 1 流量 30.3(ℓ/分)

吹き出し口から水面まで 80 mm

挿入物 無

図 2.9 測定した流速分布の結果



初期温度	22.6℃
流入温度	31.6℃
流速 右から	19.9(mm/s)
	14.6
	41.0
	85.2
	56.3
	44.2
	97.0
	121.7
	115.0
	47.0
	55.0
	70.9
	33.5
	69.0

実験 2 流量 56.1(ℓ/分)

吹き出し口から水面まで 80 mm

挿入物 無

図 2.10 測定した流速分布の結果

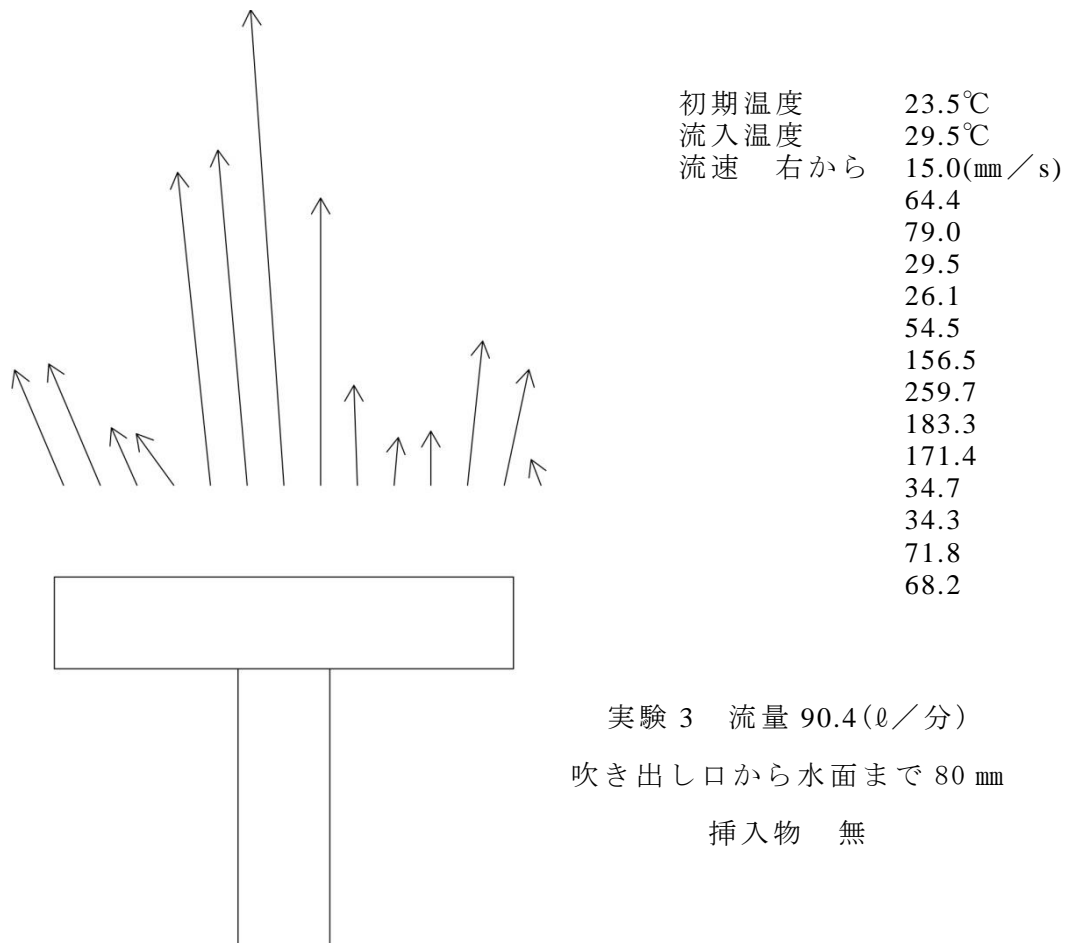
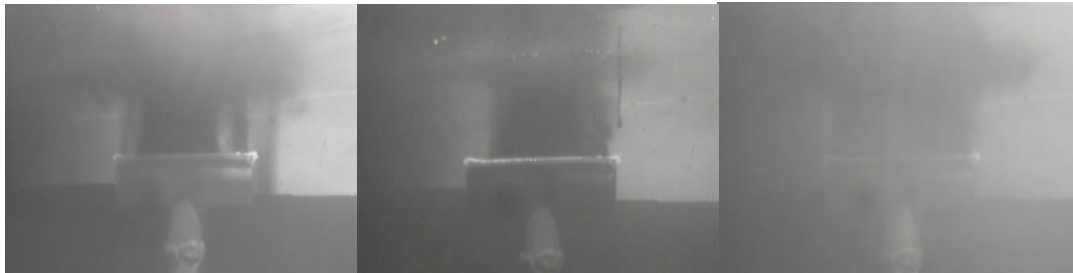


図 2.11 測定した流速分布の結果

2.3.2 流入口に挿入物がある場合

表 2.1 の実験条件中、実験 1～3 の結果では、流入口から均等に流入水が流れなかったため、実験 4～6 は実験 1～3 と同じ流入口であるが、パンチング下部の流入口内部に挿入物(水平吹き出しの流入口で流入水を均等に流す効果があった)を挿入し、同様な条件で実験を行った。

写真 2.8(a)は実験 4 の流入の様子を示したものである。実験 1 と比べると流入水は流入口の全体から流れていることが確認できる。図 2.12 の流速測定結果をみると計測箇所の平均流速は $42.6(\text{mm}/\text{s})$ 、最大流速は $69.0(\text{mm}/\text{s})$ 、最小流速は $5.6(\text{mm}/\text{s})$ となり最大流速は最小流速の約 12.3 倍の速度になった。写真 2.8(b)は実験結果 5 の流入の様子を示したものである。図 2.13 の計測箇所の平均流速は $52.7(\text{mm}/\text{s})$ 、最大流速は $85.7(\text{mm}/\text{s})$ 、最小流速は $11.3(\text{mm}/\text{s})$ となり、最大流速は最小流速の約 7.6 倍の速度になった。写真 2.8(c)は実験 6 の流入の様子を示したものである。図 2.14 の計測箇所の平均流速は $86.5(\text{mm}/\text{s})$ 、最大流速は $130.7(\text{mm}/\text{s})$ 、最小流速は $10.4(\text{mm}/\text{s})$ となり、最大流速は最小流速の約 12.6 倍となった。挿入物を挿入することで各実験共に最大流速が平均流速にかなり近づく結果となり、実験 4～6 の各実験で挿入物によって流入水が吹き出し口から比較的均等に流れる効果が確認できた。

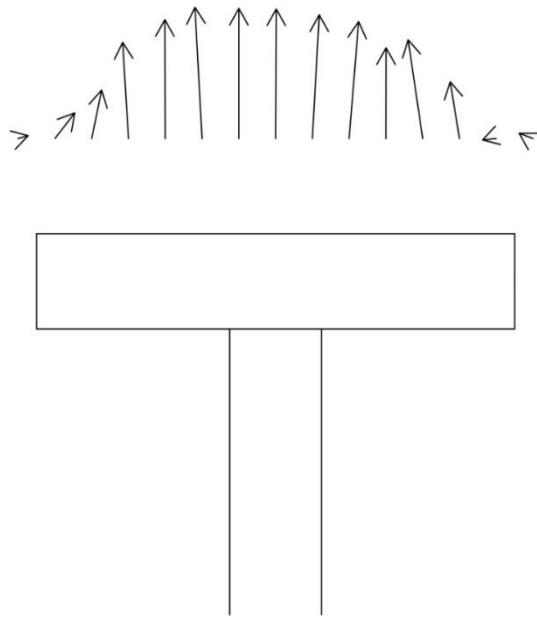


(a) 実験 4

(b) 実験 5

(c) 実験 6

写真 2.8 可視化実験結果



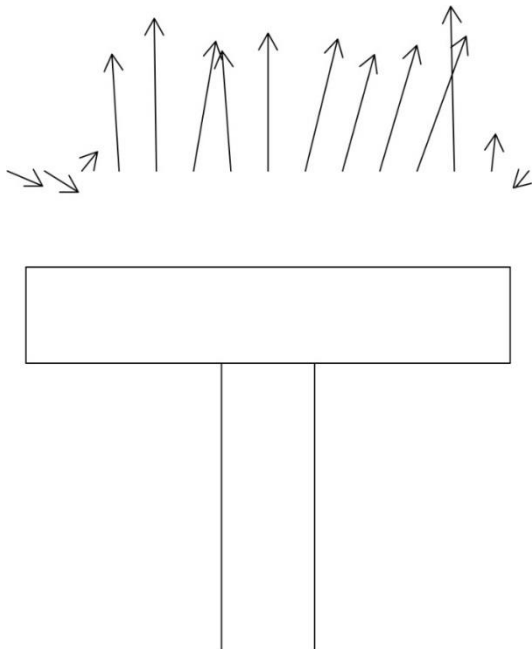
初期温度 20.1℃
 流入温度 38.6℃
 流速 右から 8.0(mm/s)
 7.5
 30.2
 52.4
 47.6
 61.6
 65.0
 68.0
 68.3
 69.0
 62.4
 50.6
 25.9
 17.2
 5.6

実験4 流量 30.1(ℓ/分)

吹き出し口から水面まで 80 mm

挿入物 有

図 2.12 測定した流速分布の結果



初期温度 21.7℃
 流入温度 29.1℃
 流速 右から 11.3(mm/s)
 19.3
 85.7
 74.9
 68.3
 62.9
 70.8
 71.7
 62.6
 68.5
 79.4
 61.0
 13.1
 21.2
 20.5

実験5 流量 65.9(ℓ/分)

吹き出し口から水面まで 80 mm

挿入物 有

図 2.13 測定した流速分布の結果

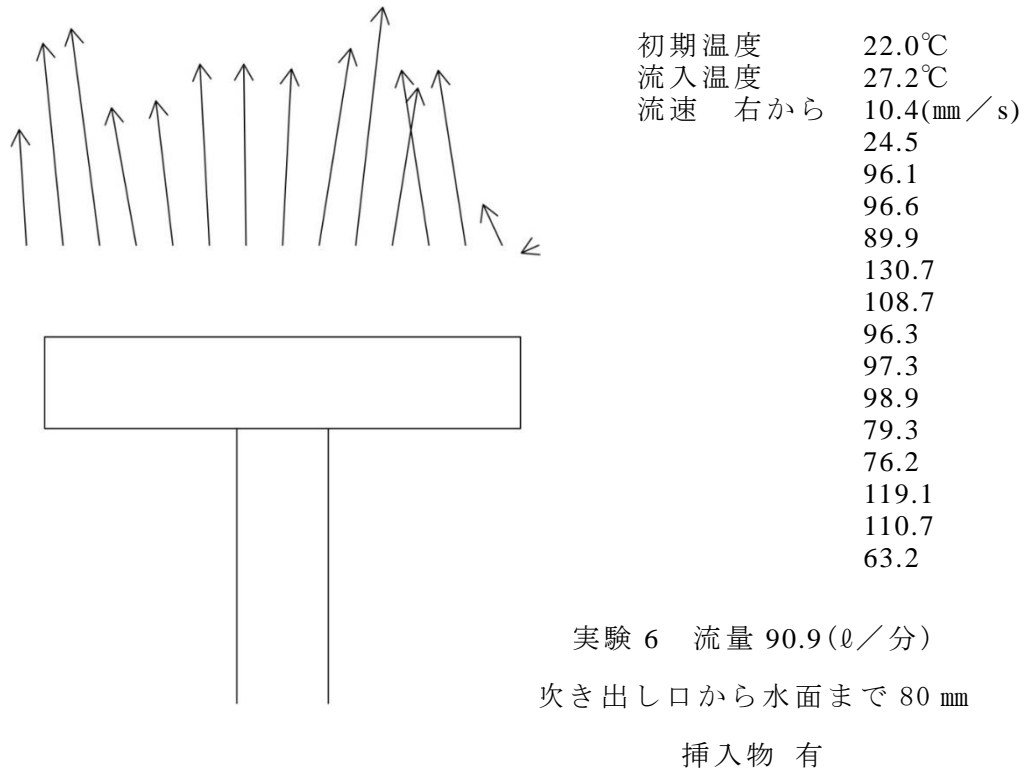


図 2.14 測定した流速分布の結果

2.3.3 流入口の設置位置による影響

表 2.1 の実験条件中、流入口の設置位置による流速分布の影響を調べるために 実験 7~9 は流速測定位置は変えずに実験 4~6 の吹き出し口から水面までの距離をさらに大きくし、流量約 30、60、90 l/分の 3 パターンで実験を行なった。

写真 2.9(a)は実験 7 の流入の様子を示したものである。図 2.15 の流速測定結果では計測箇所の平均流速は $67.6(\text{mm}/\text{s})$ 、最大流速は $110.1(\text{mm}/\text{s})$ 、最小流速は $2.4(\text{mm}/\text{s})$ となり最大流速は最小流速の約 45.9 倍の速度になった。写真 2.9(b)は実験結果 8 の流入の様子を示したものである。図 2.16 の計測箇所の平均流速は $82.2(\text{mm}/\text{s})$ 、最大流速は $138.7(\text{mm}/\text{s})$ 、最小流速は $24.0(\text{mm}/\text{s})$ となり、最大流速は最小流速の約 5.8 倍の速度になった。写真 2.9(c)は実験 9 の流入の様子を示したものである。図 2.17 の計測箇所の平均流速は $106.2(\text{mm}/\text{s})$ 、最大流速は $137.2(\text{mm}/\text{s})$ 、最小流速は $47.9(\text{mm}/\text{s})$ となり、最大流速は最小流速の約 2.9 倍となった。

流入口から水面までの設置位置を大きくした実験であるが、流入した水は鉛直に水面までまっすぐ上昇し、拡がったり中央に偏るような現象は見られなかった。



(a) 実験 7



(b) 実験 8



(c) 実験 9

写真 2.9 可視化実験結果

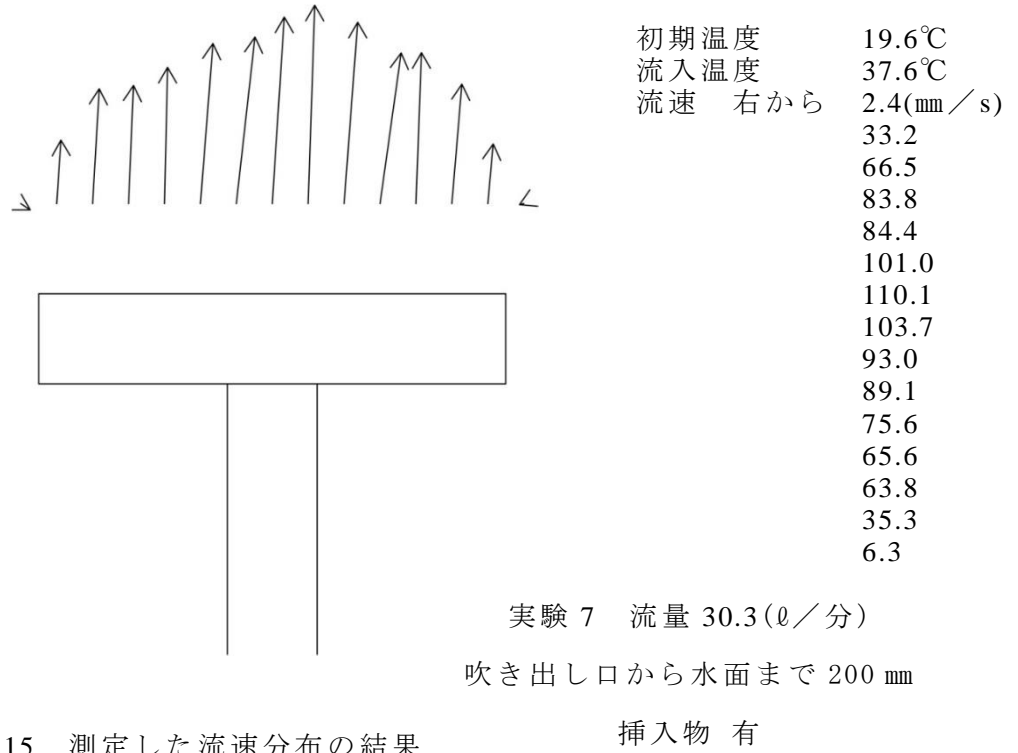


図 2.15 測定した流速分布の結果

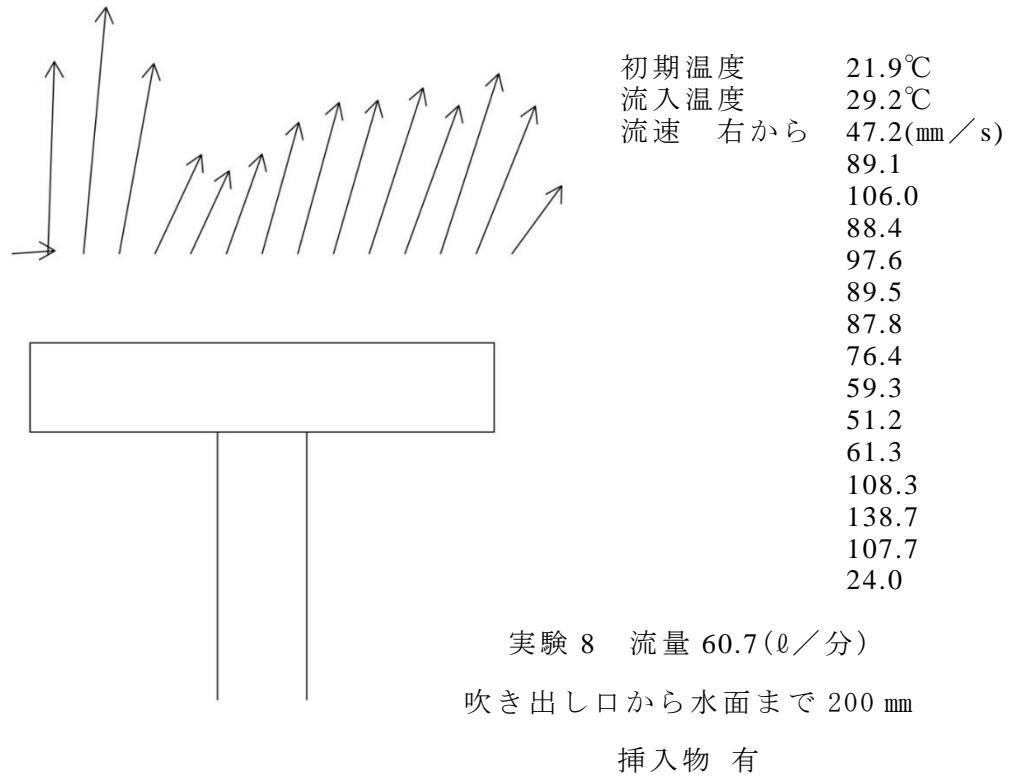


図 2.16 測定した流速分布の結果

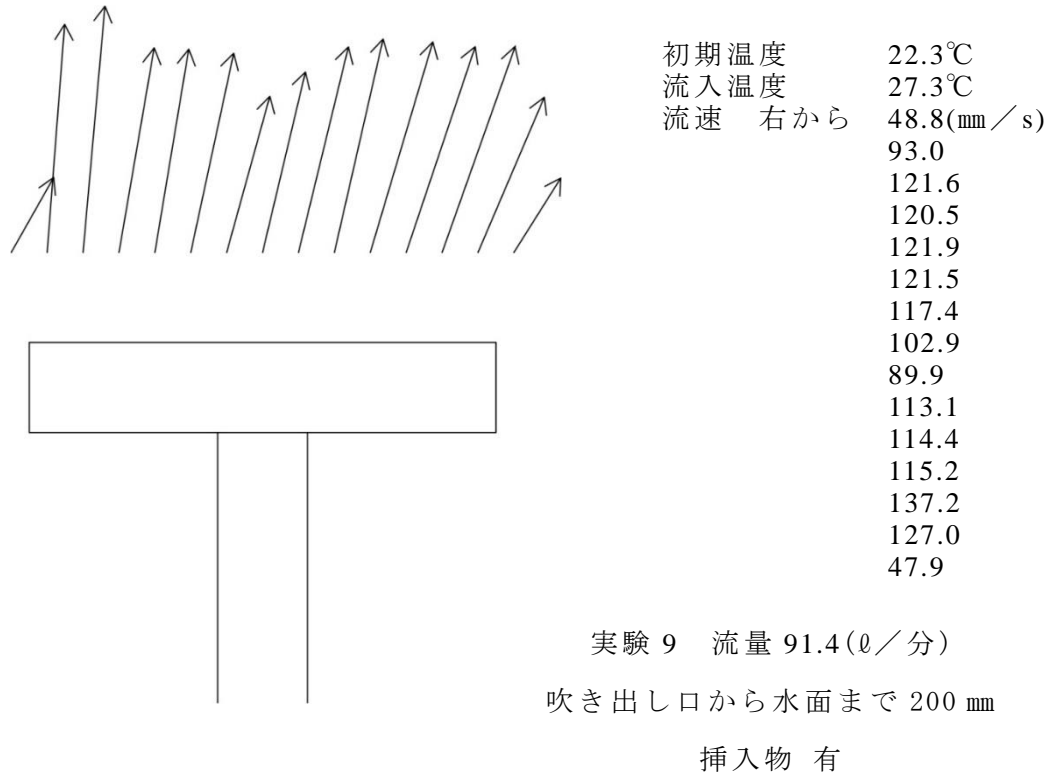


図 2.17 測定した流速分布の結果

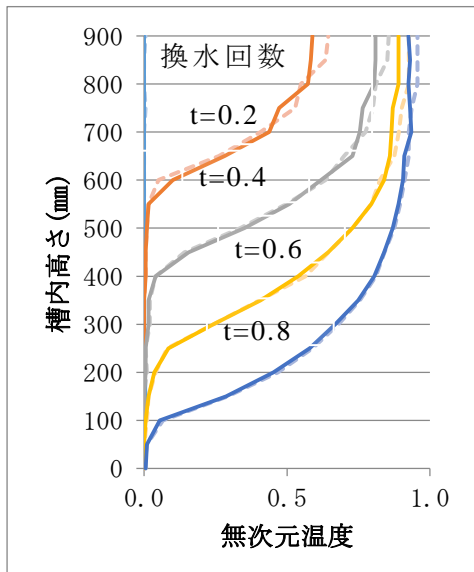
2.4 蓄熱槽内温度性状(蓄熱性状)を把握する実験と考察

2.4.1 挿入物による影響

挿入物による槽内温度分布の影響を検討するためにハーフパイプ型流入口に挿入物がない場合とある場合の、槽内の温度分布の推移を換水回数 0.2 毎に図 2.18～図 2.26 に示し、その中でふく流型(円盤型)による温度分布の推移を図 2.27 に示す。

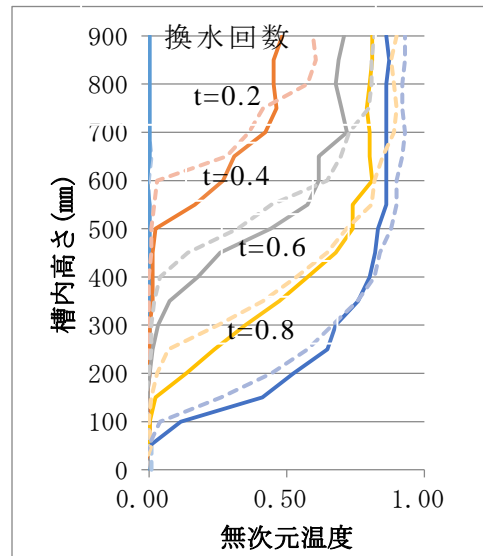
性能評価については、換水回数 0.4 の時の温度成層部の傾きで評価することにした。温度成層部の傾きが水平に近いほど槽内水と流入水の混合が抑えられ性能が良い。図 2.18、図 2.21、図 2.24 の流量が少ない実験結果の比較では挿入物の有無による槽内温度分布の影響がほとんど見られない。図 2.19、図 2.20 は多少温度分布にずれがあるものの成層域の傾きで見ると大きな差が見られない。傾きの差が一番大きく見えるのは図 2.26 の実験 24 と実験 27 の比較である。この結果に対して間宮が平成 20 年度修士論文で実験を行った水平吹き出しの円盤型流入口の挿入物の有無による温度分布の推移を図 2.27 に示す。実験条件が違うため単純に比較をすることはできないが、図 2.27 の換水回数 0.4 の時の温度分布を見ると挿入物の有無で温度分布のできかたが大きく違うのが分かる。これは垂直方向に吹き出す流入口では流入水が一度水面に当たってから水平方向に流入するのに対して、水平吹き出しの流入口では最初から水平に流入するため挿入物の有無による流速分布の違いが槽内温度分布に大きく影響していると考えられる。

----- 挿入物無 ————— 挿入物有



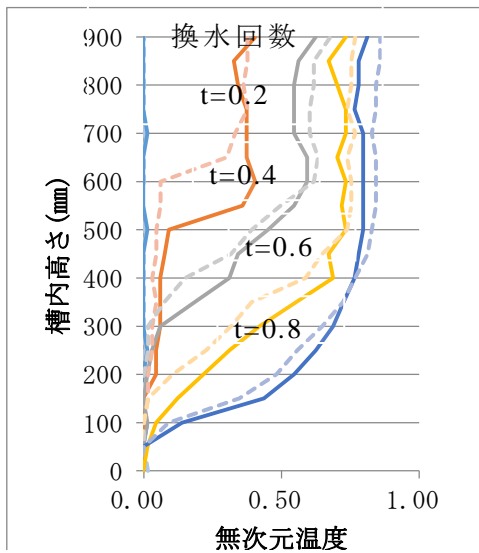
実験 10 と実験 13
流量 30.0 と 30.2 (ℓ/分)
吹き出し口から水面まで 200 mm

図 2.18 挿入物の有無による
槽内温度分布の比較



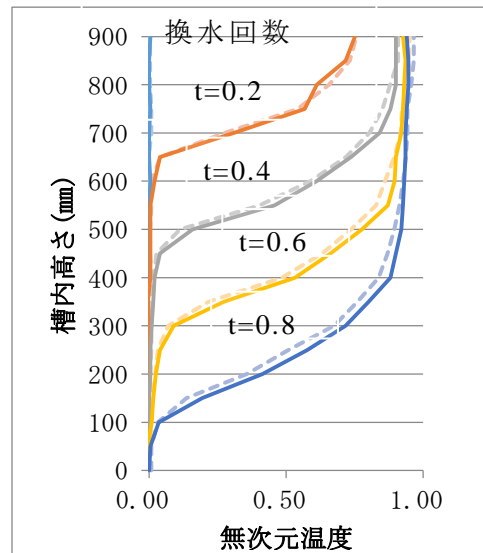
実験 11 と実験 14
流量 59.6 と 59.7 (ℓ/分)
吹き出し口から水面まで 200 mm

図 2.19 挿入物の有無による
槽内温度分布の比較



実験 12 と実験 15
流量 89.4 と 94.6 (ℓ/分)
吹き出し口から水面まで 200 mm

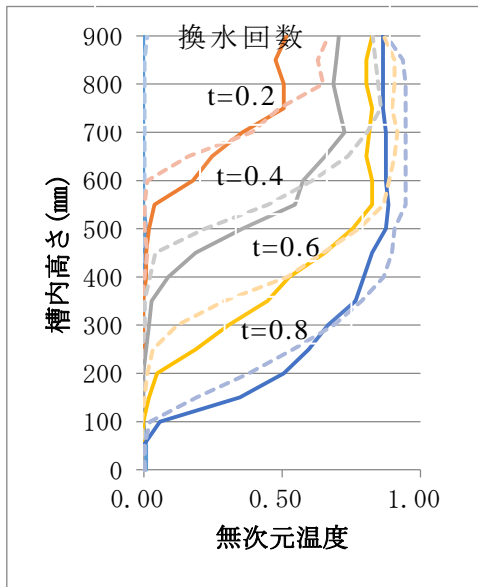
図 2.20 挿入物の有無による
槽内温度分布の比較



実験 16 と実験 19
流量 29.2 と 29.8 (ℓ/分)
吹き出し口から水面まで 125 mm

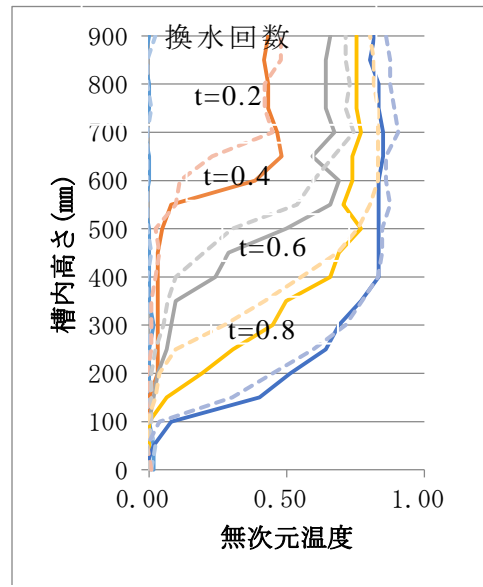
図 2.21 挿入物の有無による
槽内温度分布の比較

----- 挿入物無 ————— 挿入物有



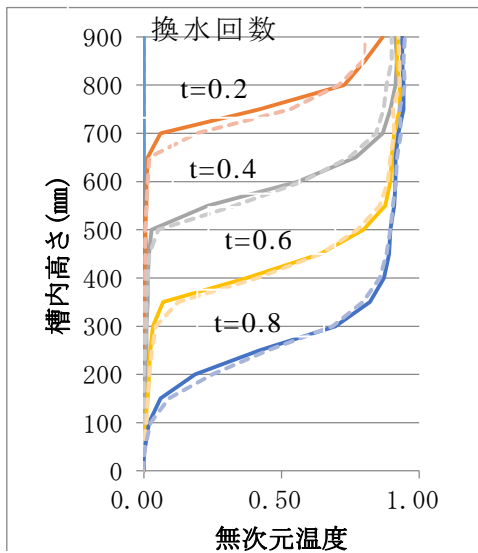
実験 17 と実験 20
 流量 59.7 と 59.0 (ℓ/分)
 吹き出し口から水面まで 125 mm

図 2.22 挿入物の有無による
 槽内温度分布の比較



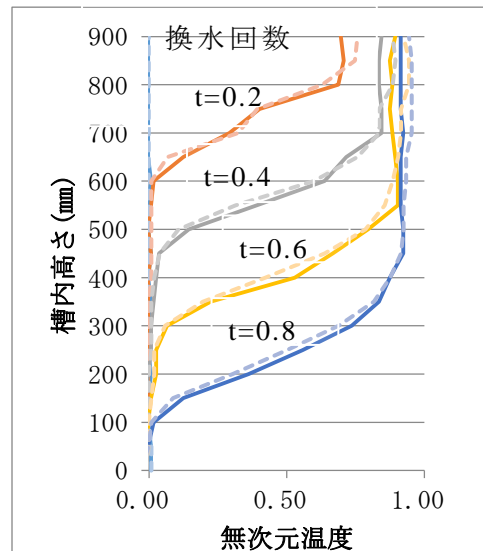
実験 18 と実験 21
 流量 90.0 と 89.8 (ℓ/分)
 吹き出し口から水面まで 125 mm

図 2.23 挿入物の有無による
 槽内温度分布の比較



実験 22 と実験 25
 流量 29.3 と 28.5 (ℓ/分)
 吹き出し口から水面まで 50 mm

図 2.24 挿入物の有無による
 槽内温度分布の比較



実験 23 と実験 26
 流量 59.4 と 58.9 (ℓ/分)
 吹き出し口から水面まで 50 mm

図 2.25 挿入物の有無による
 槽内温度分布の比較

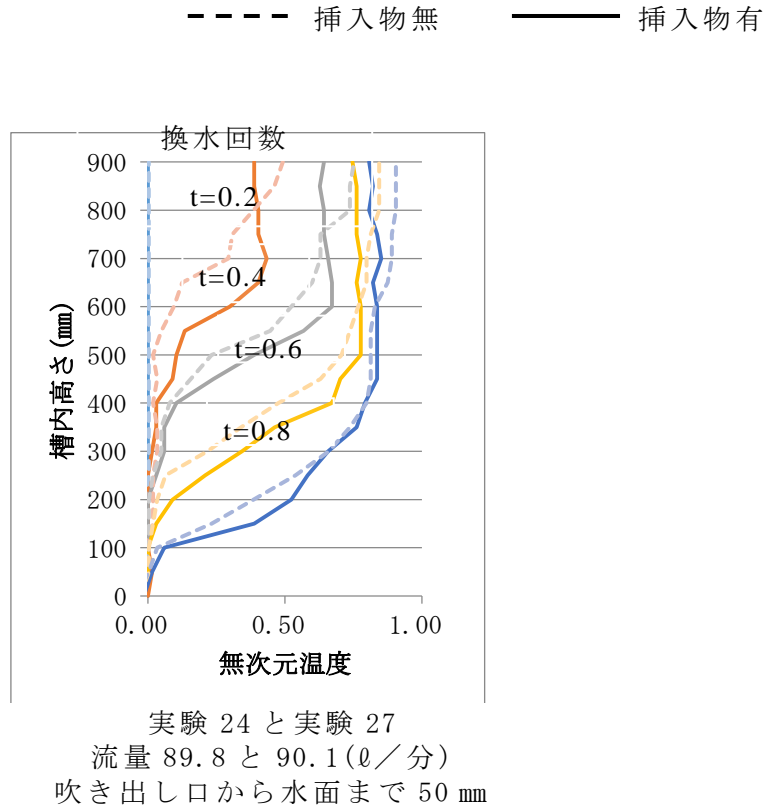


図 2.26 挿入物の有無による槽内温度分布の比較

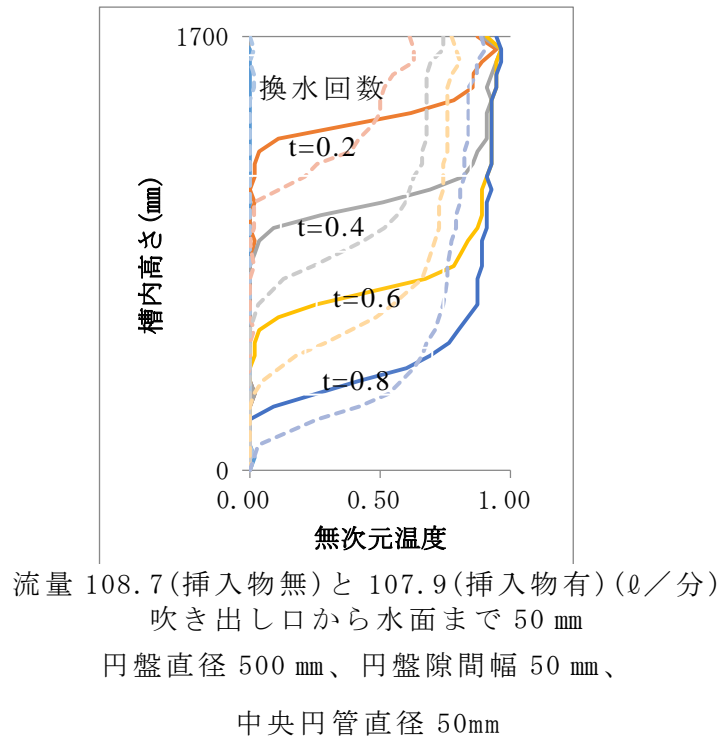


図 2.27 円盤型流入口の挿入物の有無による槽内温度分布の推移

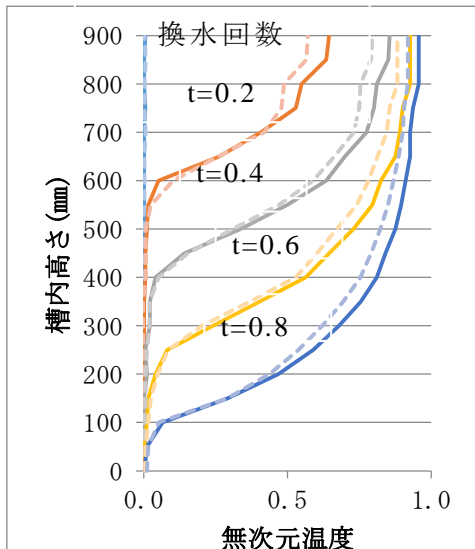
2.4.2 流入口の形状による影響

流入口の形状による影響を見るためにハーフパイプ型流入口と同じ吹き出し面積の直管型流入口で槽内温度分布の比較を行った。流入口の形状による槽内温度分布の影響を検討するために図 2.28～図 2.36 に挿入物無しのハーフパイプ型流入口と直管型流入口の槽内の温度分布の推移を換水回数 0.2 毎に示した。温度成層がきれいにできているかを換水回数 0.4 の時の温度成層部の傾きで評価することにした。また 2.4.1 の結果から挿入物による影響が小さかったためハーフパイプ型流入口は挿入物無しのデータのみで比較することにした。

流量約 30 と 60 (ℓ/分) の比較の図 2.28、図 2.29、図 2.31、図 2.32、図 2.34、図 2.35 は温度分布に微妙なずれはあるが換水回数 0.4 の時の温度成層部の傾きは図 2.27 のような大きな性能の違いはないと言える。流量約 90 (ℓ/分) の比較の図 2.30、図 2.33、図 2.36 も換水回数 0.4 の時の温度分布を見ると流量が少ない実験よりは若干差異がある結果となった。全体的に見ると今回の流入口の形状による影響では性能に微妙な違いはあるものの槽内温度分布に大きな差異はない結果となった。これは挿入物による影響がでにくいと言う結果と同じように垂直方向に流入水を吹き出すため流入水が水面にあたってから横方向(水平)に流れが変化することから流入直後の形状による流速分布の差異が直接槽内水との混合に影響しないため、流入口形状の違いによる影響がでにくい可能性があると考えられる。

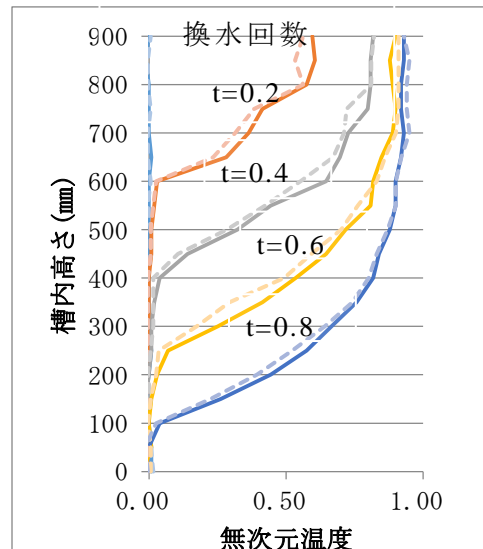
----- 直管

————— ハーフパイプ



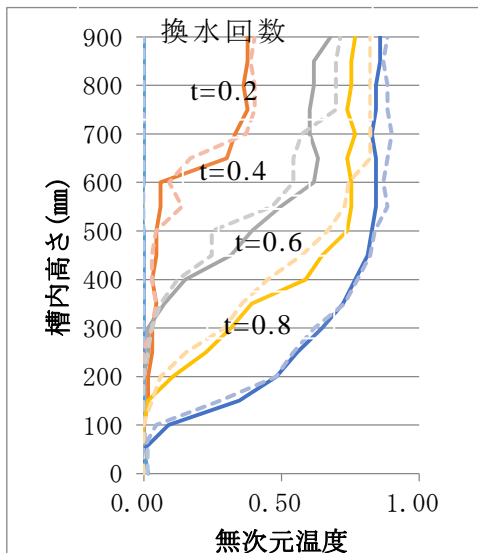
実験 10 と実験 28
流量 30.0 と 28.6 (ℓ/分)
吹き出し口から水面まで 200 mm

図 2.28 流入口の形状による
槽内温度分布の比較



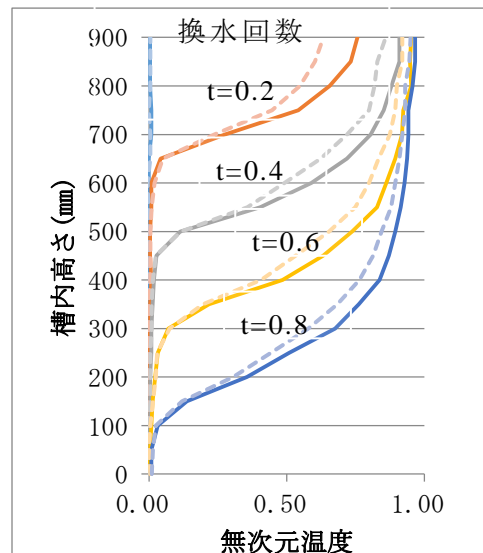
実験 11 と実験 29
流量 59.6 と 60.0 (ℓ/分)
吹き出し口から水面まで 200 mm

図 2.29 流入口の形状による
槽内温度分布の比較



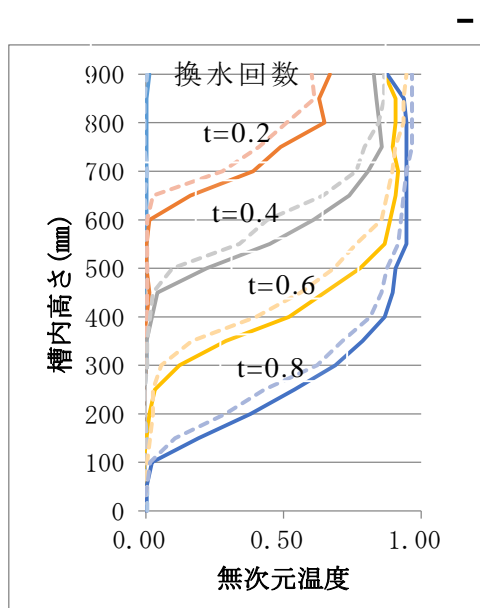
実験 12 と実験 30
流量 89.4 と 90.4 (ℓ/分)
吹き出し口から水面まで 200 mm

図 2.30 流入口の形状による
槽内温度分布の比較



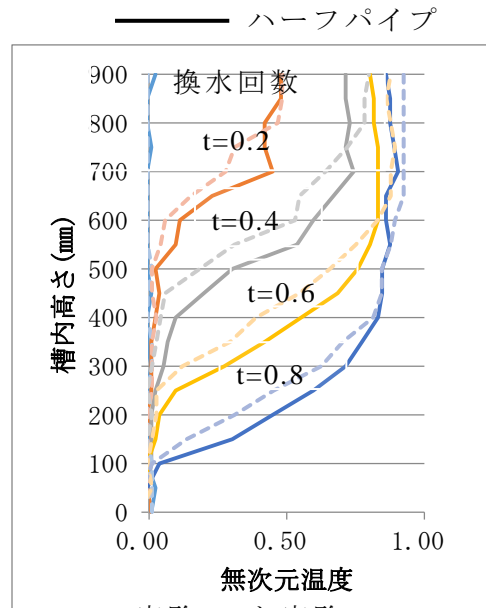
実験 16 と実験 31
流量 29.2 と 31.0 (ℓ/分)
吹き出し口から水面まで 125 mm

図 2.31 流入口の形状による
槽内温度分布の比較



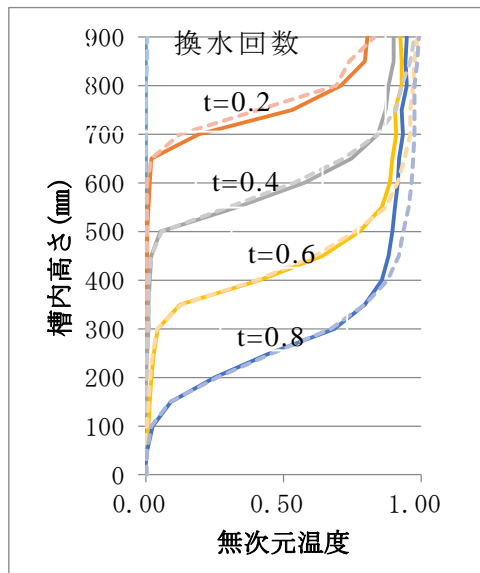
実験 17 と実験 32
 流量 59.7 と 59.5 (ℓ/分)
 吹き出し口から水面まで 125 mm

図 2.32 流入口の形状による
 槽内温度分布の比較



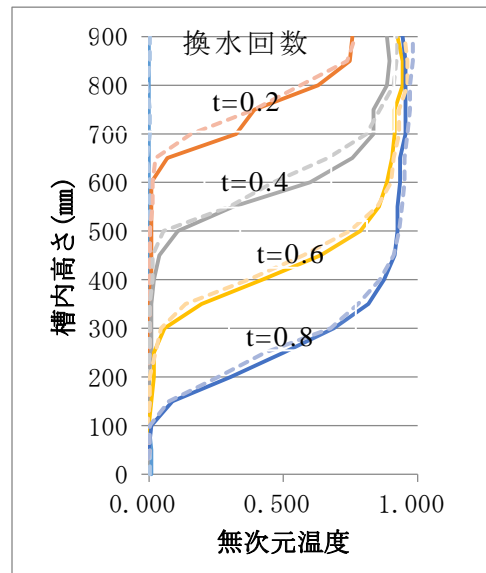
実験 18 と実験 33
 流量 90.0 と 90.4 (ℓ/分)
 吹き出し口から水面まで 125 mm

図 2.33 流入口の形状による
 槽内温度分布の比較



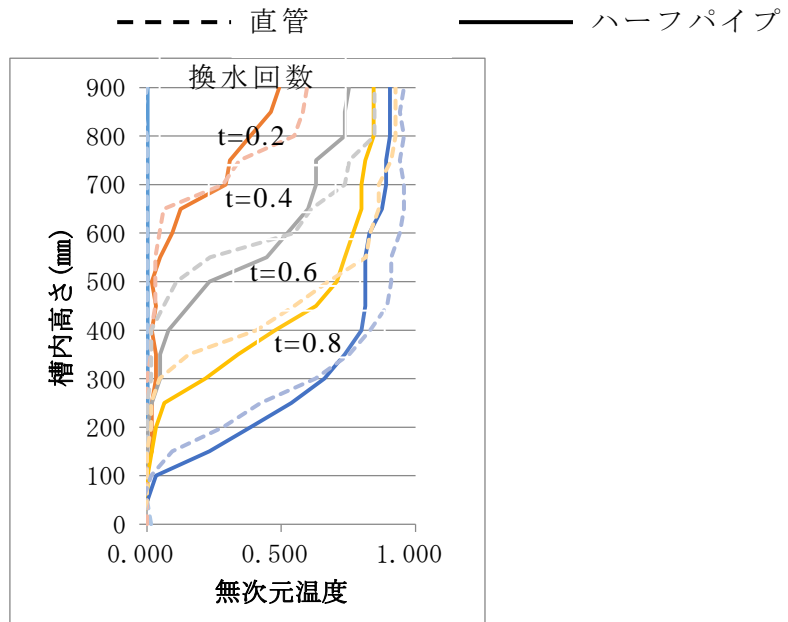
実験 22 と実験 34
 流量 29.3 と 28.9 (ℓ/分)
 吹き出し口から水面まで 50 mm

図 2.34 流入口の形状による
 槽内温度分布の比較



実験 23 と実験 35
 流量 59.4 と 59.9 (ℓ/分)
 吹き出し口から水面まで 50 mm

図 2.35 流入口の形状による
 槽内温度分布の比較



実験 24 と実験 36
 流量 89.8 と 90.4 (ℓ/分)
 吹き出し口から水面まで 50 mm

図 2.36 流入口の形状による
 槽内温度分布の比較

2.4.3 流入口の設置位置による影響

流入口の設置位置による影響を検討するために図 2.37～図 2.48 に挿入物無しのハーフパイプ型流入口と直管型流入口の槽内の温度分布の推移を流入口設置位置別に換水回数 0.2 毎に示した。これまでと同様に換水回数 0.4 の時の温度成層部の傾きで評価する。また 2.4.1 の結果から挿入物による影響が小さかったためハーフパイプ型流入口は挿入物無しのデータのみで比較することにした。吹き出し口から水面まで 50 mm と 200 mm の結果を比較している流量が少ない図 2.37、図 2.40 では、流入口が水面に近いほうが換水回数 0.4 の時の槽内最上部の温度が高く、温度成層部も水平に近い結果となった。吹き出し口から水面まで 125 mm と 200 mm での比較を行った図 2.43、図 2.45 と比べても吹き出し口から水面まで 50 mm と 200 mm の比較のほうが温度分布に差が見られた。つまり、流入口を水面近くに設置した方が槽内水と流入水の混合が抑えられ性能が良くなる結果となった。今回の実験結果から蓄熱槽の性能を良くするためには流入口を設計する際に、できるだけ吹き出し口が水面に近い位置に設置でき、流速を抑えることができる流入口を開発する必要があることが分かる。

--- 吹き出し口から水面まで 50 mm

— 吹き出し口から水面まで 200 mm

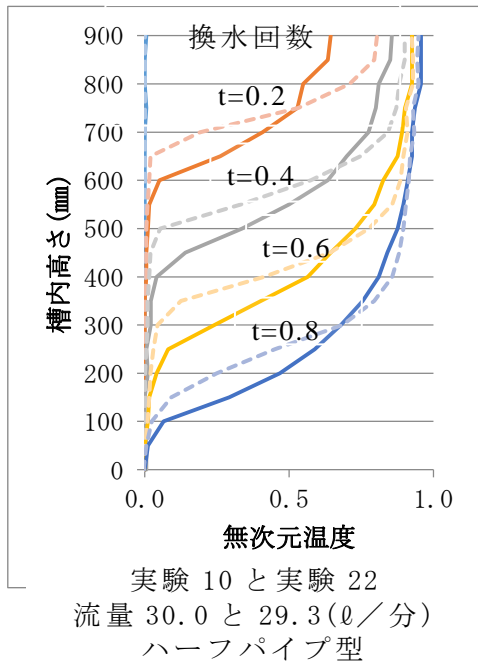


図 2.37 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

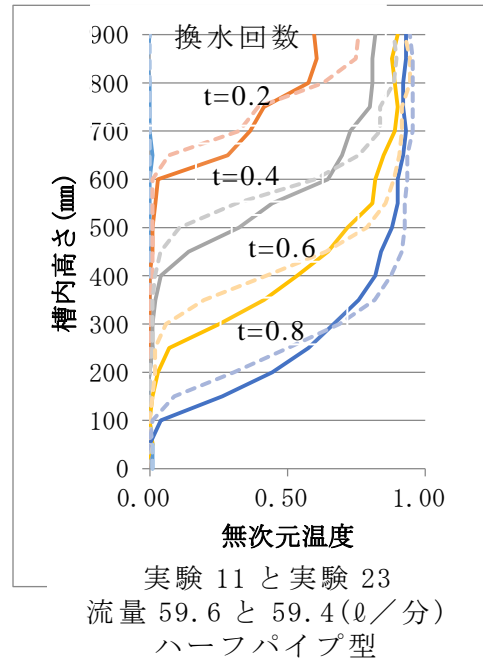


図 2.38 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

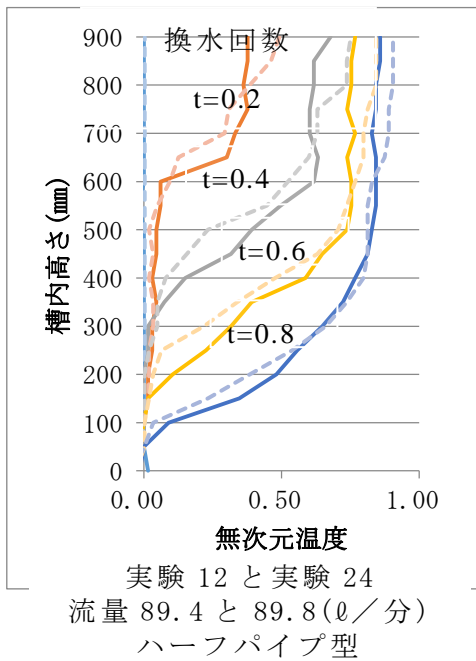


図 2.39 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

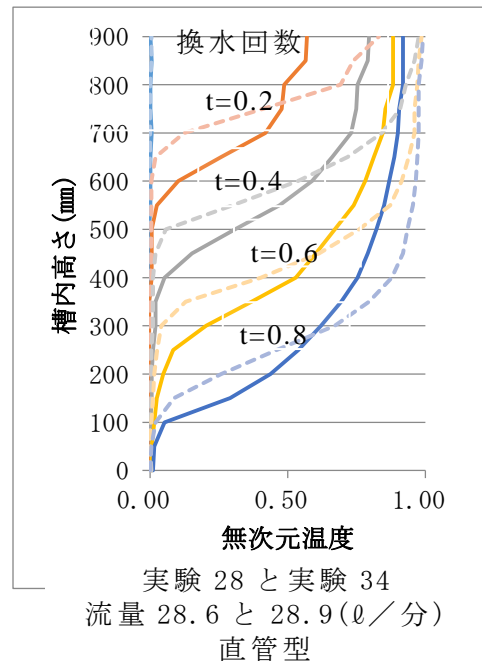
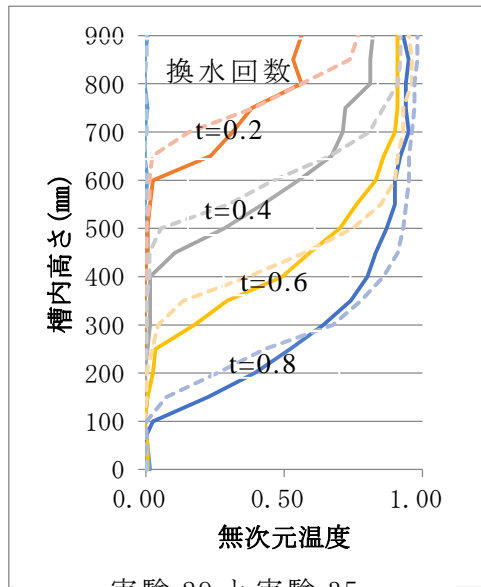


図 2.40 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

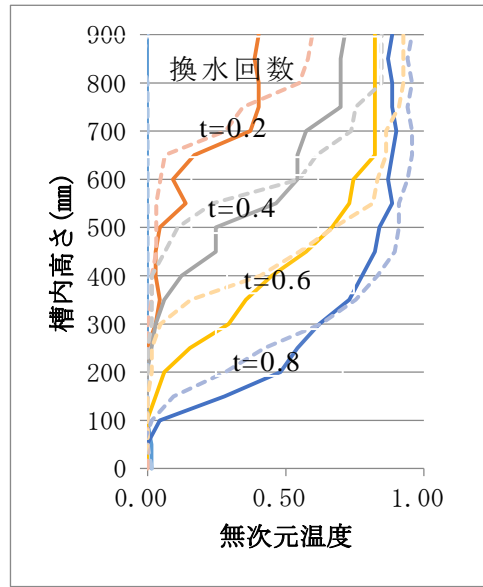
----- 吹き出し口から水面まで 50 mm



実験 29 と実験 35
流量 60.0 と 59.9 (ℓ/分)
直管型

図 2.41 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

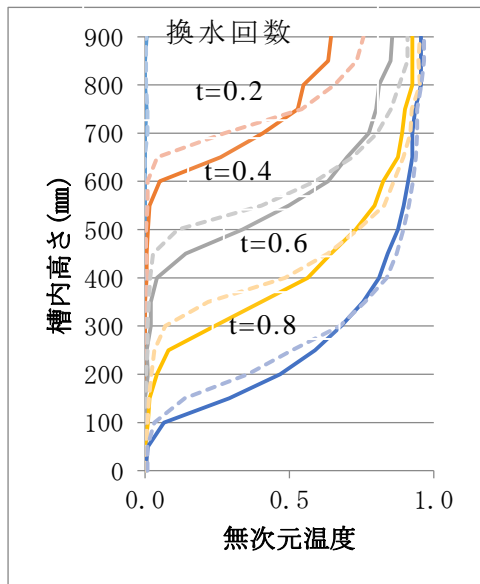
————— 吹き出し口から水面まで 200 mm



実験 30 と実験 36
流量 90.4 と 90.4 (ℓ/分)
直管型

図 2.42 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

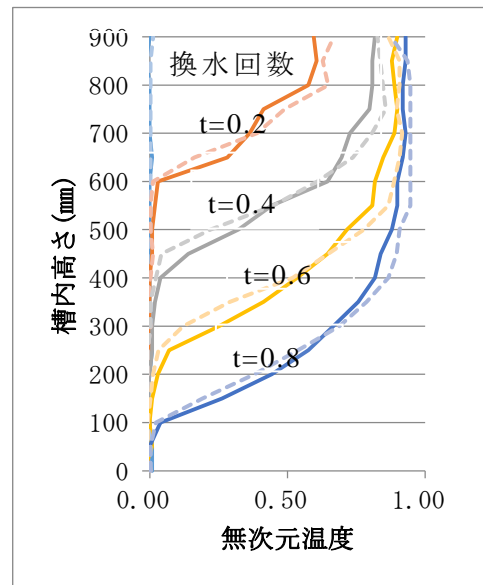
----- 吹き出し口から水面まで 125 mm



実験 10 と実験 16
流量 30.0 と 29.2 (ℓ/分)
ハーフパイプ型

図 2.43 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

————— 吹き出し口から水面まで 200 mm

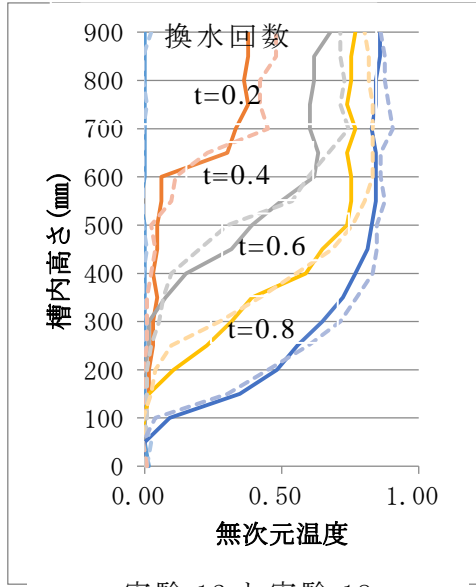


実験 11 と実験 17
流量 59.6 と 59.7 (ℓ/分)
ハーフパイプ型

図 2.44 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

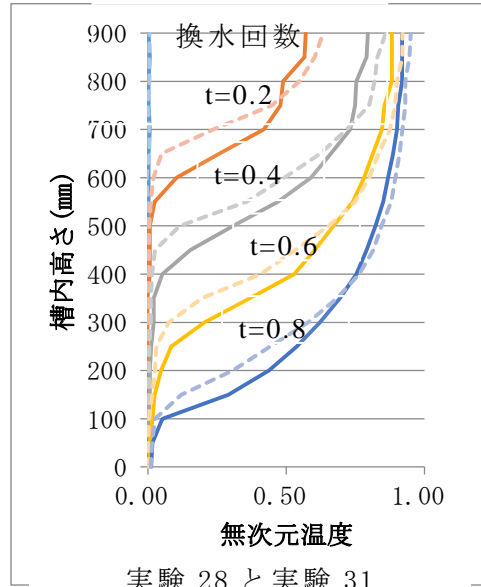
--- 吹き出し口から水面まで 125 mm

— 吹き出し口から水面まで 200 mm



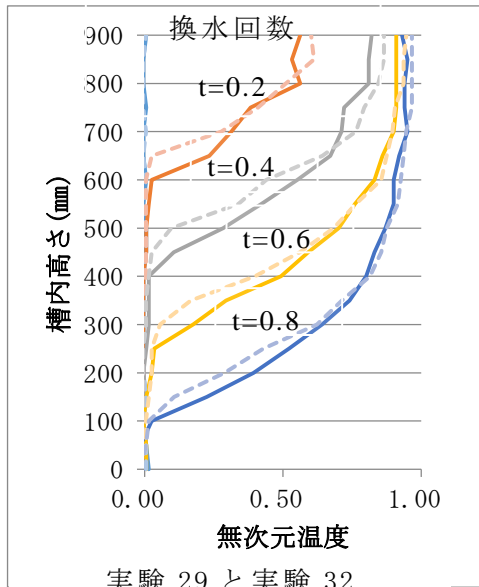
実験 12 と実験 18
流量 89.4 と 90.0 (ℓ/分)
ハーフパイプ型

図 2.45 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較



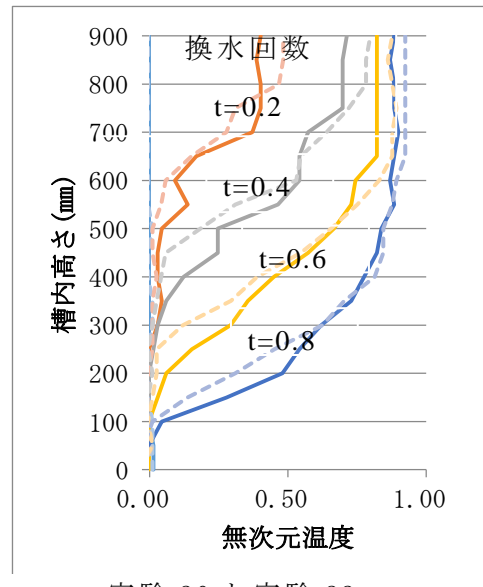
実験 28 と実験 31
流量 28.6 と 31.0 (ℓ/分)
直管型

図 2.46 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較



実験 29 と実験 32
流量 60.0 と 59.5 (ℓ/分)
直管型

図 2.47 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

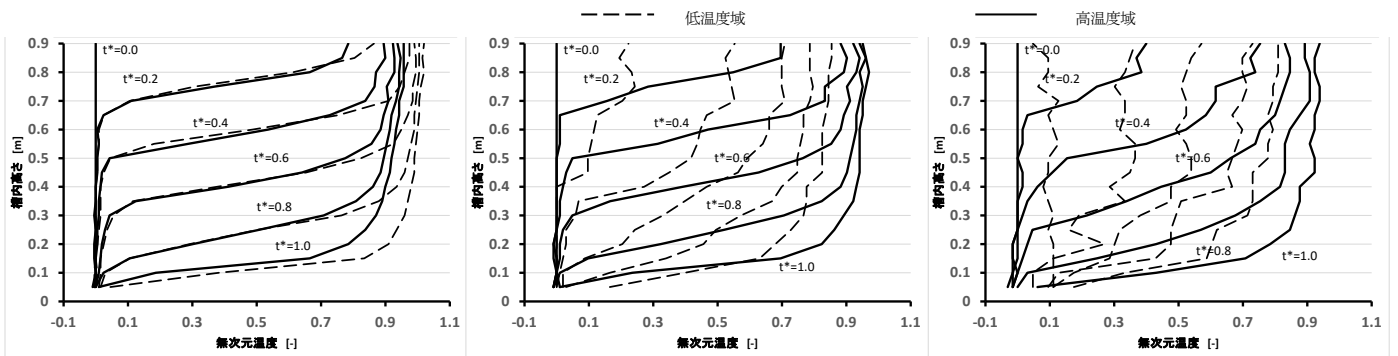


実験 30 と実験 33
流量 90.4 と 90.4 (ℓ/分)
直管型

図 2.48 流入口の設置位置による
槽内温度分布の比較

2.4.4 流入出温度差の影響

図 2.49～図 2.50 にほぼ同じ温度差、流量における低温度域(水の密度変化が小さい温度域：4.6℃~26.6℃)と高温度域(水の密度変化が比較的大きい温度域：17.3℃~38.8℃)でのそれぞれの実験結果の比較を示した。両図中(1)の温度成層が強くなる条件では、比較的差異が小さいが、(2)(3)のような温度成層が弱くなる条件では、同じ温度差でも密度差の変化量が小さい低温度域では、温度成層ができにくくなる状況が顕著に表れている。

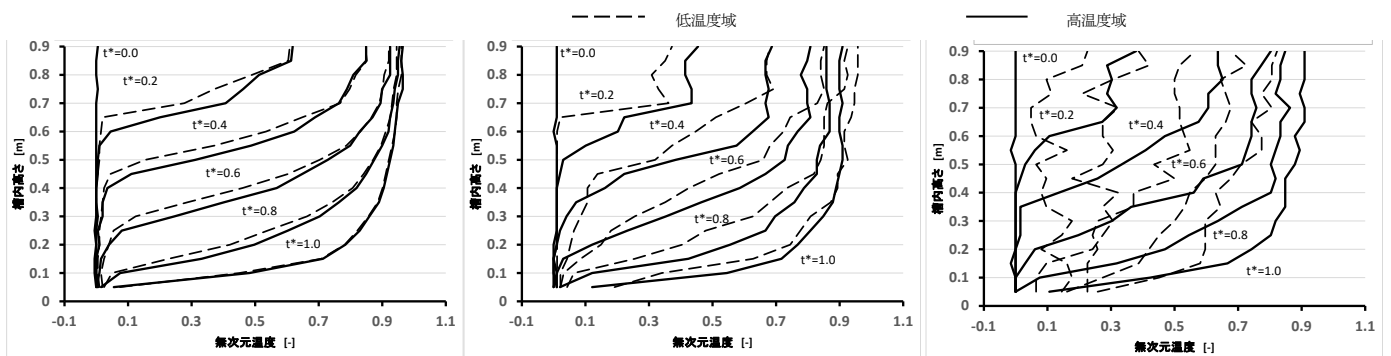


(1)実験 37 と実験 22

(2)実験 38 と実験 23

(3)実験 39 と実験 24

図 2.49 低温度域実験と高温度域実験の槽内温度分布の時間推移(設置水深：50mm)



(1)実験 40 と実験 10

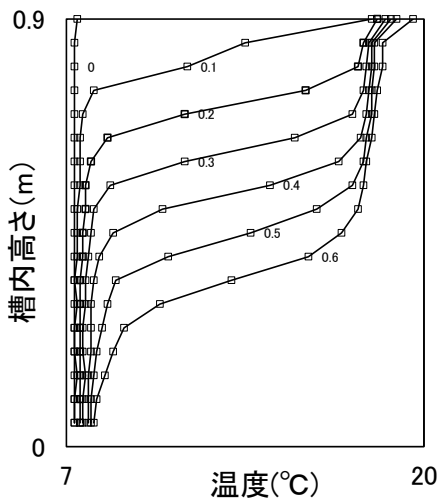
(2)実験 41 と実験 11

(3)実験 42 と実験 12

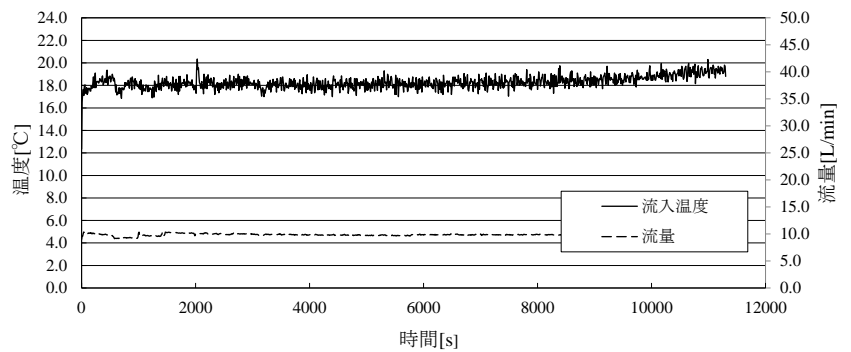
図 2.50 低温度域実験と高温度域実験の槽内温度分布の時間推移(設置水深：200mm)

2.4.5 実際の蓄熱システムと同様な流入出温度差での実験結果

図 2.51～図 2.52 に実際の蓄熱システムと同様な冷房時の流入温度差(7.3－19.5℃)での実験結果の一例を示した。図 2.51 は、検証実験中最も有利な性能となる流入条件(流入流速が小さく、設置水深が小さい)での実験結果となり、逆に図 2.52 は、検証実験中最も不利な性能となる流入条件での実験結果となる。両図中 a)のそれぞれの槽内温度分布は、かなり温度成層部に差異ができています。両図中 b)の流入温度と流量は、ほぼステップ入力を実現できており、検証実験として十分利用可能な実験となっている。

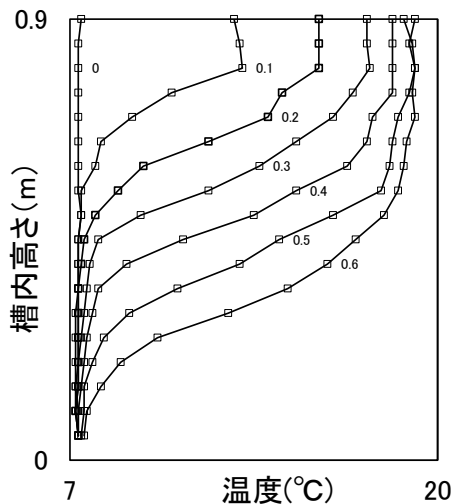


a) 槽内温度分布の時間推移

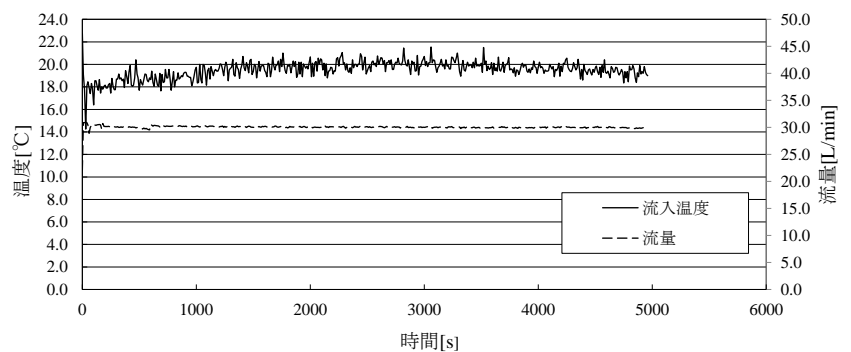


b) 流入温度と流量の時間推移

図 2.51 検証実験における実験結果の一例 (実験 51:設置水深 : 50mm)



a) 槽内温度分布の時間推移



b) 流入温度と流量の時間推移

図 2.52 検証実験における実験結果の一例 (実験 50:設置水深 : 200mm)

2.5 第2章のまとめ

本章では既往の研究で水平方向に吹き出す流入口の流入特性は明らかにされているが、流入水が水面にあたってから流入するため槽内水との混合が抑えられ性能が良いと考えられる鉛直流入口の流入特性が明らかにされていないので、流入の様子を可視化、流速分布を測定し、槽内温度分布の推移から挿入物の有無や流入口の形状、設置位置を変えて流入特性を把握する実験を行なった。その結果以下のことが分かった。

- ・ 流入口に挿入物を挿入すると、吹き出し口から比較的均等に流入し、流速を抑えられる。
- ・ 可視化実験より流入口からの流入水は、ほぼ鉛直に水面まで上昇することが明らかとなった。
- ・ 本実験条件では鉛直流入口の挿入物の有無による流速分布の違いでは槽内温度分布への影響は小さい結果となった。つまり、垂直流入口では流入水が一度水面にあたってから流入するため、吐出面での流速分布の差異が水面付近で小さくなることが原因であると考えられ、本実験の流速範囲ではパンチングメタルを設置すれば十分であることが分かった。
- ・ 本実験条件では吹き出し面積が同じであれば、流入口の形状による流速分布の違いが槽内温度分布に及ぼす影響は小さい結果となった。
- ・ 流入口の設置位置は水面に近いほうが性能が良くなり、流量が小さいほど性能が良くなる傾向が見られた。
- ・ 槽内温度が5℃前後の温度を含む低温度域の槽内温度分布形成においては密度差の変化量が小さいので温度成層部が形成されにくいことを示した。

以上の結果から、既往の研究で明らかとなった水平流入口のモデルでは、蓄熱性能に影響する大きな要因として流入水と槽内水の温度差、流入流速、流入口代表長さがあり、さらに流入口の形状によってそれぞれの流入特性を考慮したモデル式を検討する必要があったのに対して、今回行った鉛直流入口の実験では、流入方向が上向きであるため、流入口形状による流入特性に大きな差が表れなかったのではないかと考えられ、鉛直流入口のモデル化については、さきに示した3つの要因（流入水と槽内水の温度差、流入流速、水面から流入口までの距離、流

入口代表長さ) を考慮するだけで、比較的簡易にまとめる事ができる可能性があると考えられる。

第3章 鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の蓄放熱性状の CFD 解析

3.1 はじめに

本章では、第2章で示した鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の模型実験槽を用いた実際の蓄熱システムを想定した水の密度差が比較的小さい温度域で、ステップ入力を基本とした検証実験と同条件下で非定常 CFD 解析を行い、槽内鉛直温度分布について CFD 解析結果と実験結果を比較することで非定常 CFD 解析の再現性を検討する。

3.2 CFD 解析の概要

3.2.1 CFD 解析の目的

本章では温度場を含めた非定常解析として CFD 解析ソフトである STREAM を用いて鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の蓄放熱性状を幾つかの CFD (computational fluid dynamics) により解析し、鉛直温度分布の実験結果との比較からその再現性の検討を行うと共に、各種条件毎に用いるべき最適な CFD モデルを明らかにする。

温度成層型蓄熱槽は、水の密度差を利用して高温域と低温域に分けることが非常に重要となっており、乱流モデルとしても浮力の効果を十分に考慮できるモデルを使用する必要がある。V. Panthaloookaran[63][64][65]らは、CFD 解析で用いられる標準 $k-\epsilon$ 乱流モデルに対して、散逸項の係数を校正することによって乱流散逸率に浮力場の効果を導入した RNG $k-\epsilon$ 乱流モデルを提案し、実験結果と比較することで成層する条件でよく一致することを示した。また、蓄熱性能を評価するために CFD 解析の精度を検討した Yu らの報告[53][54][55]では、RNG $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いて比較的流量が大きい場合には、槽内鉛直温度分布がよく一致することを示している。このように本章の解析には、比較の実績のある RNG $k-\epsilon$ 乱流モデルを適用した。また、実際の蓄熱槽では相対的に流速が遅く、比較的レイノルズ数が小さい場合もあるので層流モデルでも解析する。

本章では、この2つのモデルにより、三重大学で行われた水槽実験の非定常解

析を行い、実験で得られた蓄熱性能の再現性について検証する。これにより蓄熱性能の再現性に優れた、水蓄熱槽の CFD 解析の妥当性を検証することを目的とする。

3.2.2 CFD 解析空間

三重大学で行われた実験の実験槽を再現し CFD 解析を行った。図 3.1 に実験で用いた実験槽を再現するための解析空間(ハーフパイプ型)の一例を示す。温度成層型水蓄熱槽模型(幅 1100mm×奥行き 3110mm×水深 900mm)を対象水蓄熱槽とした。流入口は前章で検討したパンチングメタル付のハーフパイプ型ディフューザとパンチングメタル付のボックス型ディフューザを対象とする。なお、本章の全ての CFD 解析では、ディフューザは 1 個のみ、水蓄熱槽の平面上の中心に位置することにした。そして、ディフューザから水面までの距離を設置水深と定義して複数の条件で検討した。また、計算負荷を軽減するため、対称性を利用して全槽の 1/4 を CFD 解析モデルとしている。

以下にパンチングメタル付ボックス型ディフューザの詳細を記す。第 2 章で用いたパンチングメタル付ハーフパイプ型ディフューザを単純化し、四角いボックス型の形状とした。横幅 1000mm、奥行き 150mm、高さ 150mm の両端に蓋を設置した細長いボックス型ディフューザを想定する。ディフューザ上面には開口面と同じ大きさのパンチングメタルでできた吐出面を設けた。ディフューザに繋がる一本の縦配管を直径 50mm の円柱とし、円柱下部を流入境界条件として流入流量から求めた平均流速を与えた。温度成層型水蓄熱槽の放熱過程で、温度の高い水が縦配管の下部から流れ込み、ボックス型ディフューザの吐出面に取り付けられたパンチングメタルを経て、上向き鉛直方向に吹き出される。

図 3.2 に温度成層型水蓄熱槽の模型実験の検討に用いた CFD 解析空間のメッシュレイアウトを示す。ディフューザ付近のメッシュのサイズは 5mm を基本とした。水蓄熱槽全体の縦方向メッシュのサイズは 10mm を均一とした。

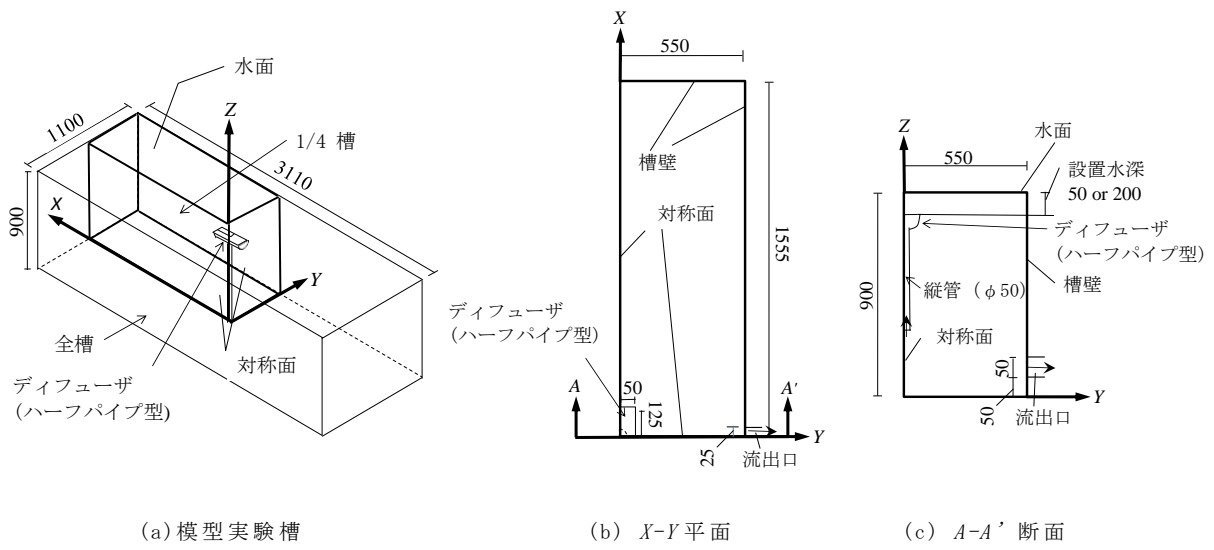


図 3.1 CFD 解析空間 (単位: mm)

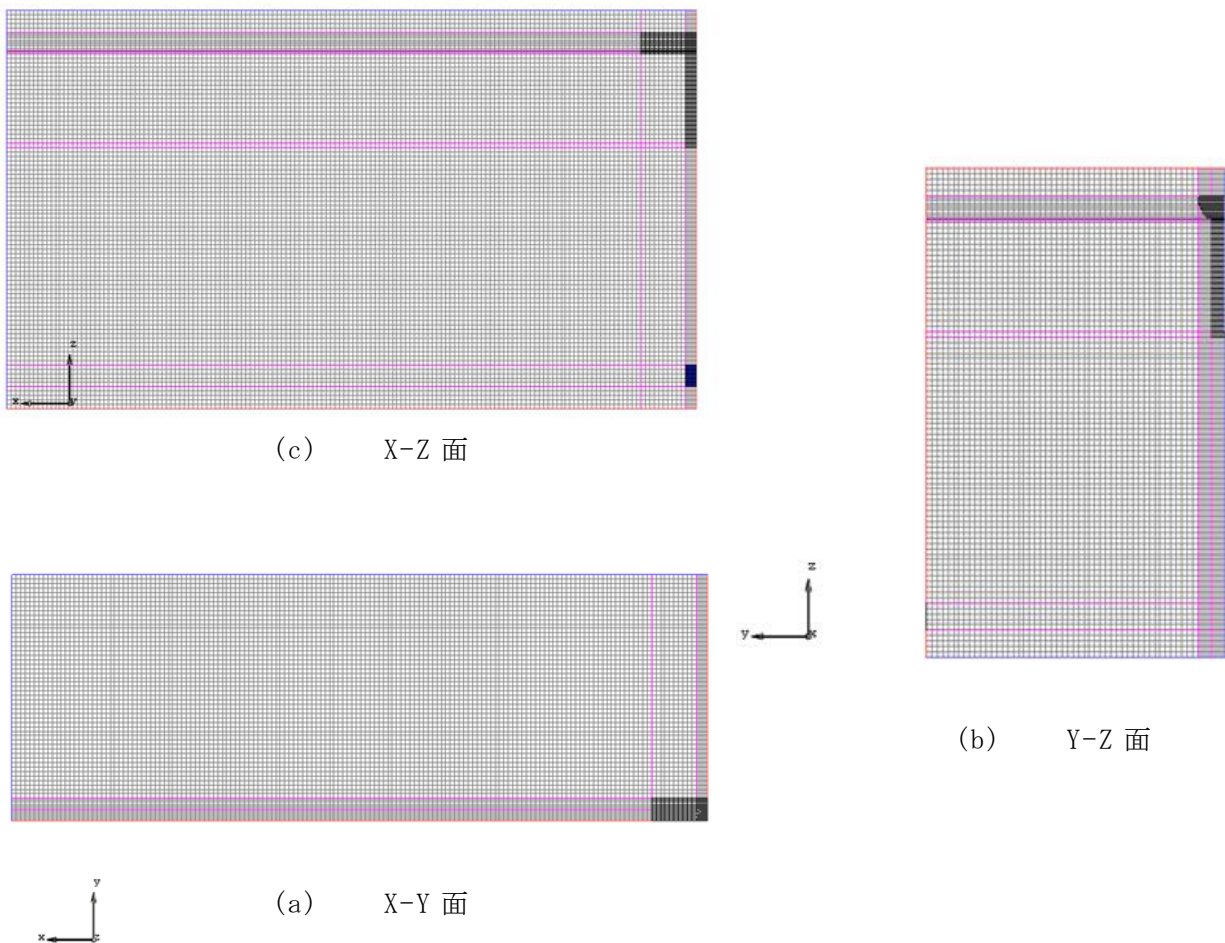


図 3.2 メッシュレイアウト (ハーフパイプ型)

3.2.3 CFD 解析条件

CFD 解析における設置条件と水蓄熱槽の入力条件などの諸条件はすべて実験に合わせた。計算の手順としては、はじめに定常計算で槽内の流れ場のみの計算を行い、計算を収束させた後、温度場を含めて非定常計算を行った。

本章では、放熱過程での性能評価を行うことを想定しているため、CFD 解析を行う際には初期条件として槽内初期温度は実験時の平均温度で均一とし、槽上部のディフューザから 15℃前後の水が流入し、流出口から均等に流出すると近似している。CFD 解析は、第2章の表 2.3 で示した実験と同様に基本の流入流量が 10、15、20ℓ/min の3条件をディフューザ設置水深 50mm、200mm のそれぞれ2条件ずつ、計6条件行った。ただし、ハーフパイプ型の実験については流量が 30ℓ/min となる2実験を追加している。表 3.1 に CFD の解析手法と解析条件の一覧を示した。CFD 解析では実験を行った 14 ケースそれぞれについて、層流と乱流の2つのモデルで実験のシミュレーションを行った。

流入流量は、実験開始から槽換水回数(t^*)が $t^*=0.8$ (実験 49 と 50)または $t^*=0.6$ (実験 43~48 と 51~56)となるまでの間全体の平均値を算出して、一定値の流入流量を縦管下部で流速として与えた。

計算メッシュサイズと計算時間間隔については、経験的におよそ 100 万メッシュで計算時間間隔を 0.5s となる条件を基準として、より大きいメッシュサイズ(2倍)とした場合、より小さい計算時間間隔(0.2s)とした場合に、設定したメッシュサイズと計算時間間隔の場合の槽内鉛直温度分布の推移を基準とした場合と比較検討したが、設定したメッシュ間隔、計算時間間隔では、温度分布の推移にはほとんど差異は認められないといってよい結果となった。

また、流速が最大となるディフューザ吐出面付近においてクーラン数が最大となると考えられる。第2章の検証実験では、30 ℓ/min の実験が最大となると考えられ、その時のクーラン数が約 1 であるが、実質的には問題はないと考えられる。これは、温度成層部の温度勾配の緩急を支配しているのはディフューザ吐出面から水面付近の流れ(ここでのクーラン数が最も大きくなると考えられる)ではなく、水平流入方式の流入口の場合と同様、ディフューザから吐出した流れが水面に到達した後、水面に沿って進行した流れが槽周壁に衝突したときの性状が温度成層部の温度勾配の緩急を支配していると考えられるからである。

また、また STREAM では温度成層に対する重要な要素であると考えられる水密

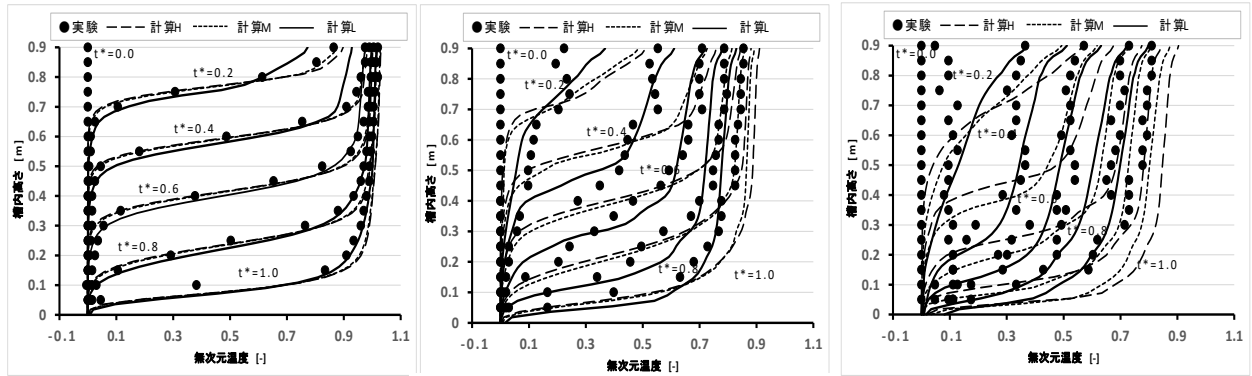
度は、温度による密度変化を体膨張率として固定的に与える必要があるため、密度を温度の関数として 4 次式[65]で近似したものをもとにして、温度で微分したものにその密度で除した値をその温度の体膨張率とした。本章では入力温度、初期温度、その平均温度での体膨張率を固定的に与えた 3 ケースの CFD を行い、体膨張率の与え方の違いによる再現性を検討した。

図 3.3～図 3.4 に設置水深が 50mm の場合と 200mm の場合で、入力温度(計算 H)、初期温度(計算 L)、その平均温度(計算 M)の 3 ケースの体積膨張率における槽内温度分布の計算結果と実験結果を比較した。両図において、体膨張率を初期温度(計算 L)として計算した結果が比較的实验結果と一致する結果となった。これは流入初期に流入口周辺で混合することで流入水が初期温度に近い温度となり、その後の温度成層形成に支配的な影響を与えるためだと考えている。ただし図 3.4 の実験 41 は初期温度が 4℃ 近くであるため極端に体膨張率が小さくなってしまい、結果的に浮力の影響も小さくなってしまうため実験と計算結果に差異が生じている。また両図とも 60ℓ/min 以上の流量の実験結果は垂直温度分布に乱れが生じているが、実験槽のスケールに対して流量が大きすぎるのが原因ではないかと考えられる。

なお、計算に用いた流入温度は実験時の状態を再現するために実験データを適当な時間で分割して、その区間毎に経過時間の多項式として流入温度の近似式を作成した。そして作成した近似式を導入し、流入境界条件の関数として温度を変化させて解析を行った。図 3.5 に実験 15 での近似式による近似曲線と実験結果の一例を示す。

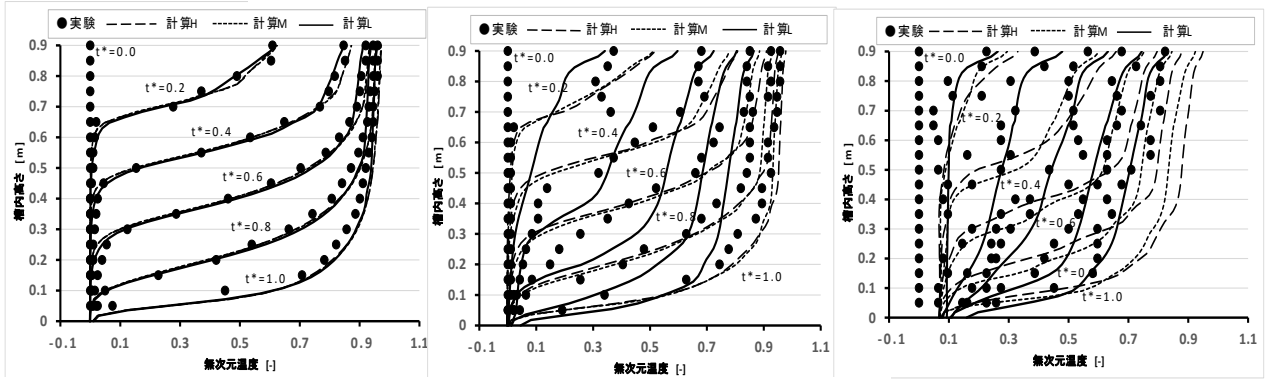
表 3.1 CFD の解析手法と条件

解析ソフト	STREAM Ver. 9		
計算モデル	RNG k-ε モデル/層流モデル		
移流項離散化スキーム	QUICK		
計算アルゴリズム	SIMPLEC法		
計算時間間隔	0.5s (流量10, 15, 20L/min)		
	0.2s (流量30L/min)		
体膨張率	温度条件に応じた数値		
メッシュ数	1, 075, 200	配管	水平方向:4mm間隔、鉛直方向:10mm間隔
		ディフューザー	水平方向:5mm間隔、鉛直方向:10mm間隔
		その他	全方向:10mm間隔
	流入口		流速規程
			乱流エネルギー $k = \frac{u^2}{100}$
境界条件	u : 流入流速 [m/s] D=0.05 : 流入口サイズ [m]		粘性消散率 $\varepsilon = \frac{0.09^{\frac{3}{4}} k^{\frac{3}{2}}}{0.07D}$
	流出口		流速規程
	槽壁		一般化対数則、断熱
	水面		free slip
パンチングメタル	圧力損失モデル (整流効果有り)		



(a) 実験 37 流量 28.80/min (b) 実験 38 流量 60.30/min (c) 実験 39 流量 91.40/min

図 3.3 槽内温度分布の時間推移 (設置水深:50mm)



(a) 実験 40 流量 30.00/min (b) 実験 41 流量 61.650/min (c) 実験 42 流量 89.10/min

図 3.4 槽内温度分布の時間推移 (設置水深:200mm)

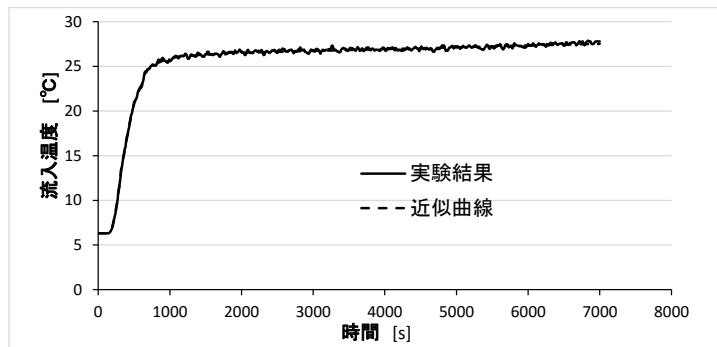


図 3.5 流入温度の実験結果と近似曲線の一例(実験 37)

3.2.4 パンチングメタル設定条件

図 3.6 に、パンチングメタル付のボックス型ディフューザ近傍、並びに水面付近における吹出流の流速分布の可視化実験の結果と同条件における CFD による流速分布のコンター図を示し、図 3.7 に流速ベクトル図を示した。

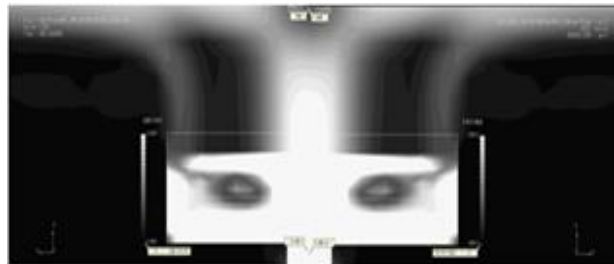
パンチングメタルの境界条件に関しては、式(3.1)による圧力損失モデル[66]を用いた。

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho C_f v^n \quad \dots\dots(3.1)$$

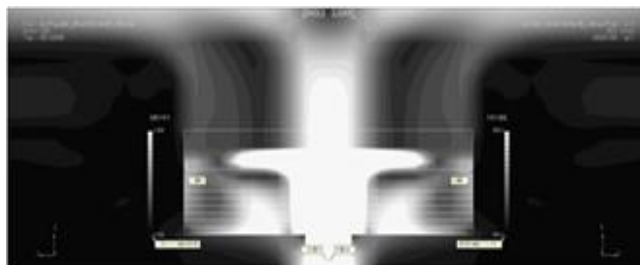
なお圧力損失部については、圧力損失条件を与えた面に垂直なパネルが仮想的に挿入され、整流効果が得られる「整流効果有り」[66]に設定し、吐出面に垂直な流れとなるようにして、第2章の可視化実験結果に近い吐出流速分布とした。



a)可視化実験の結果

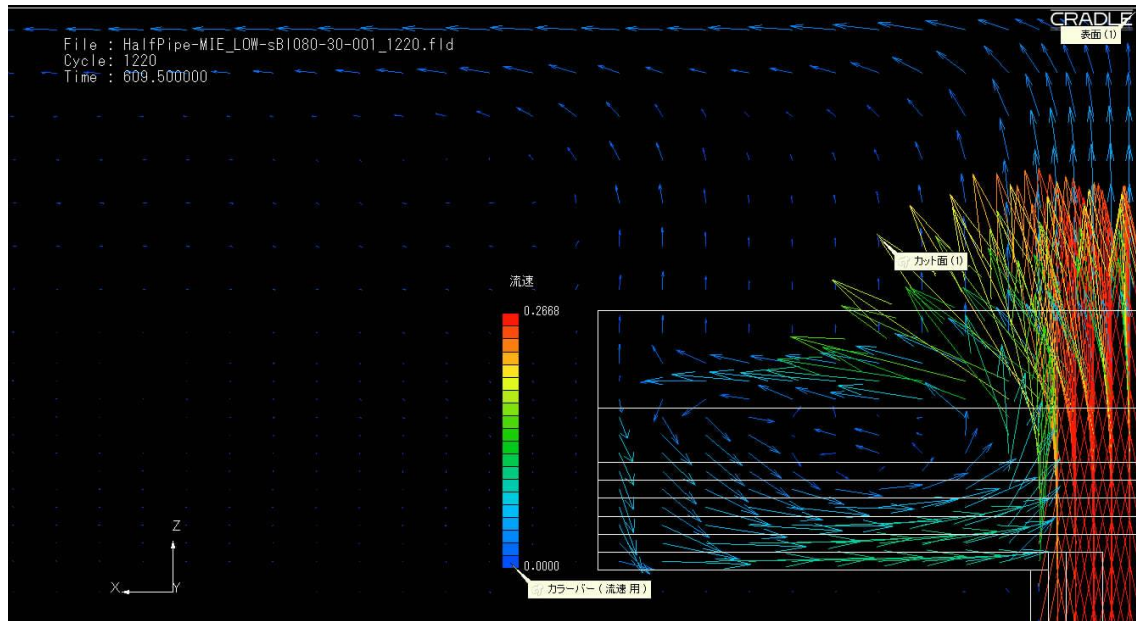


b)CFD による流速分布(層流)

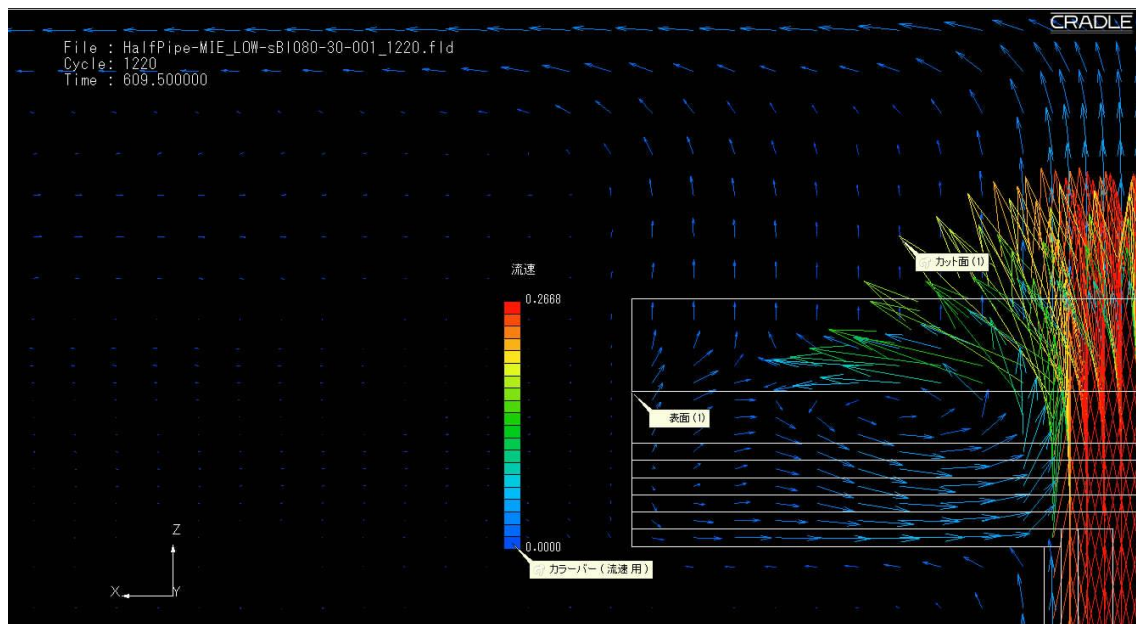


c)CFD による流速分布(乱流)

図 3.6 ディフューザからの流れ



a) 層流モデルによる流速ベクトル図 (流量 30ℓ/min、設置水深 8cm)



b) 乱流モデルによる流速ベクトル図 (流量 30ℓ/min、設置水深 8cm)

図 3.7 モデルによる流速ベクトル図

3.3 実験とCFD解析による槽内温度分布の比較

3.3.1 非等温解析における鉛直断面温度コンターの比較

実験ごとのそれぞれの槽中央断面における槽内温度分布のコンター図を図 3.8～図 3.21 に示す。図中右上の矩形部分が 1/2 のディフューザを表し、そのディフューザを中心に半分の槽内鉛直温度分布を示している。実験ごとの図は、換水回数 0.2 回（無次元時間 $t^*=0.2$ ）、換水回数 0.4 回（無次元時間 $t^*=0.4$ ）、換水回数 0.6 回（無次元時間 $t^*=0.6$ ）での温度コンターを示し、層流モデルと乱流モデルで比較した。色分けされた温度帯がほぼ水平（温度は水平方向に一様）であることから、槽内鉛直温度分布は、槽の平面上のどの位置でも差異がないことを表している。色分けされた温度帯の幅が小さい場合は、鉛直方向で急激な温度変化があることを表し、強い温度成層を形成しており蓄熱性能が良いと考えられる。

これらの鉛直断面温度コンター図からパンチングメタルを通りディフューザから上方へ流出した高温水は噴流となり、周辺の低温水と混じり合いながら上昇して水面に達し、その後噴流は横向きに広がり、蓄熱槽周囲の壁面に衝突し下向きに方向が変化した流れは、浮力の影響を受けて水平方向にほぼ等温になってから下方に高温領域が拡大していくのが分かる。このように鉛直に流出した流れは、水面に衝突して横向きの流れに転じることから、水平吹き出しにおける温度成層型蓄熱槽の場合とよく似た流れ場となっていると考えられる。

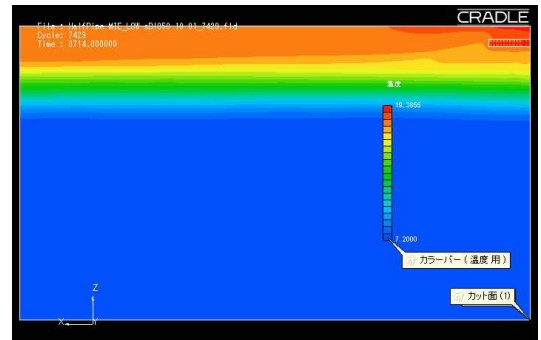
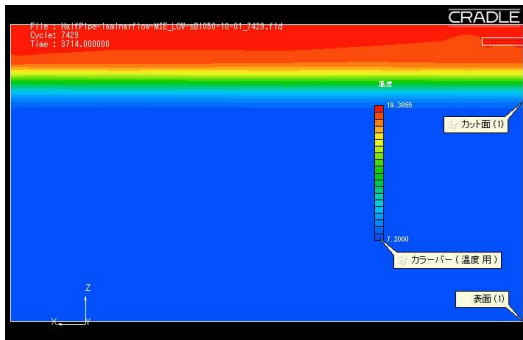
また、全ての比較において、層流と乱流の比較では、乱流モデルで計算した結果の方が鉛直方向で色分けされた温度帯の幅が大きくなるとともに槽上部の温度が低くなる傾向にあり、若干蓄熱性能が悪く見積もられる結果となった。

また、流量が大きい場合や設置水深が大きい場合は、鉛直方向で色分けされた温度帯の幅が大きくなるとともに槽上部の温度が低くなるのが分かる。以上のことから、強い温度成層を形成させ、温度成層型水蓄熱槽の蓄熱性能を向上させるために、設置水深を考慮した上で、適切な入力流量も決定しなければならないと考えられる。なお、ディフューザの設置水深、水蓄熱槽の入力流量などの要素は互いに影響しながら、蓄熱性能に総合的な影響を与えていると予想できる。

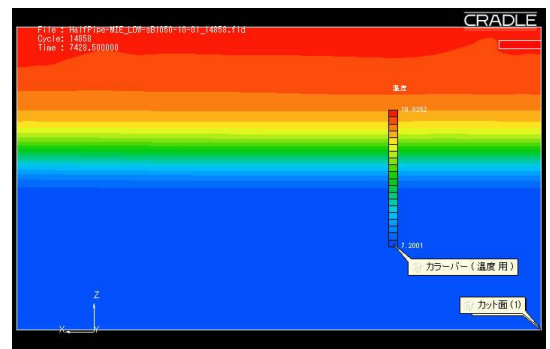
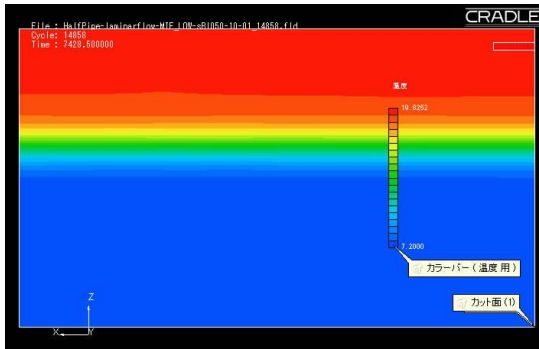
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

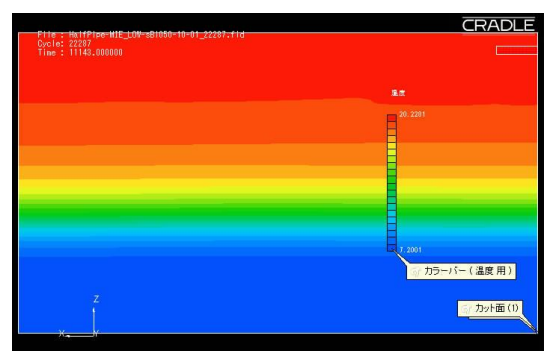
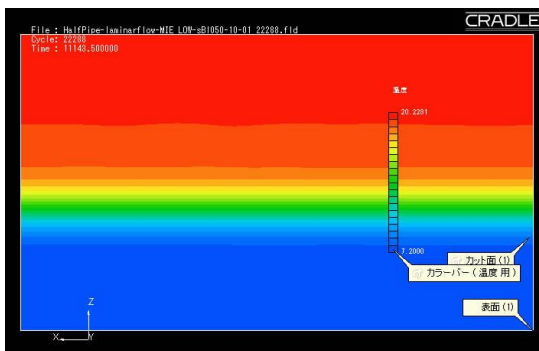
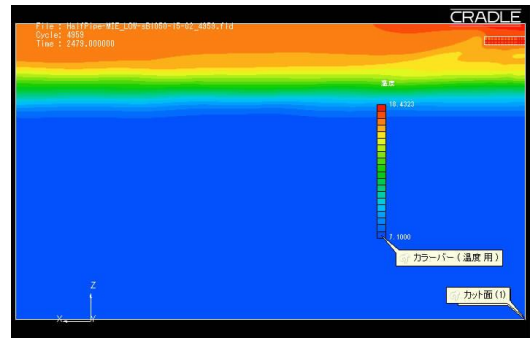
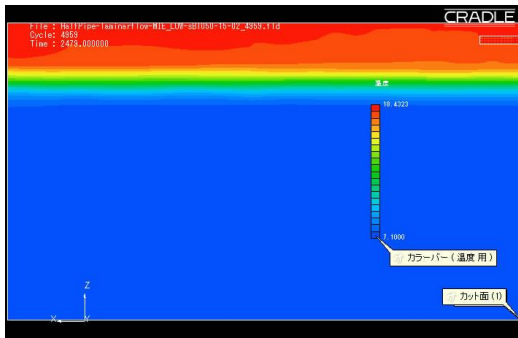


図 3.8 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 43、設置水深 50mm、流量 $10\ell / \text{min}$)

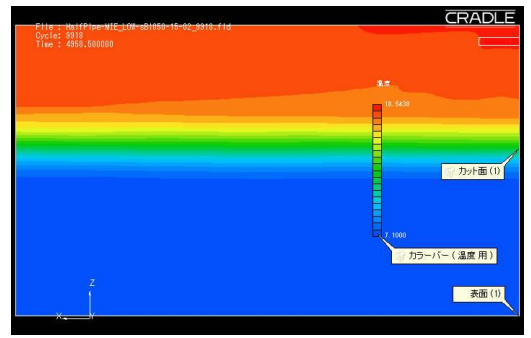
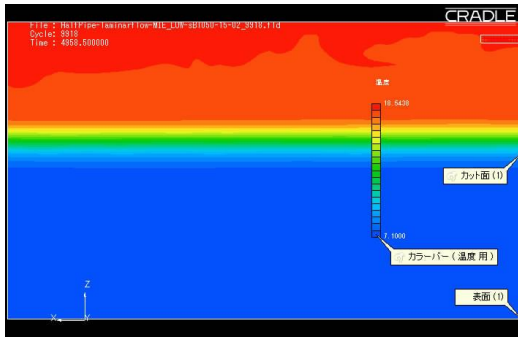
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

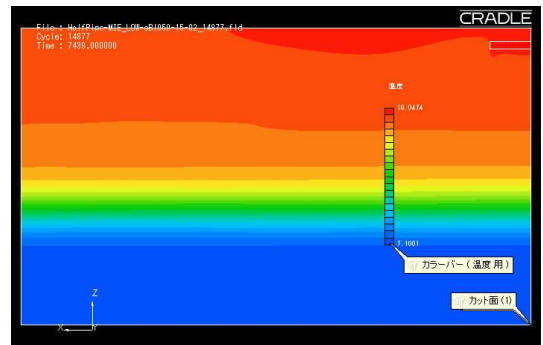
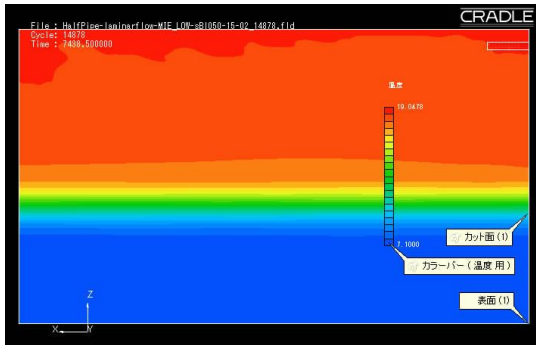
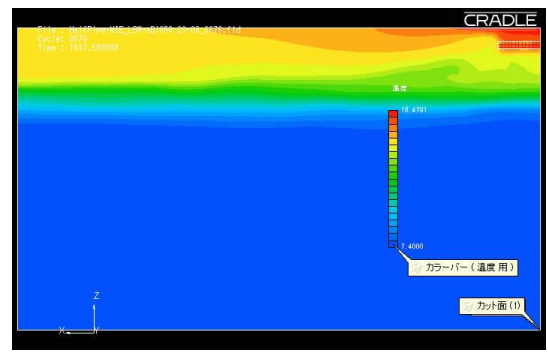
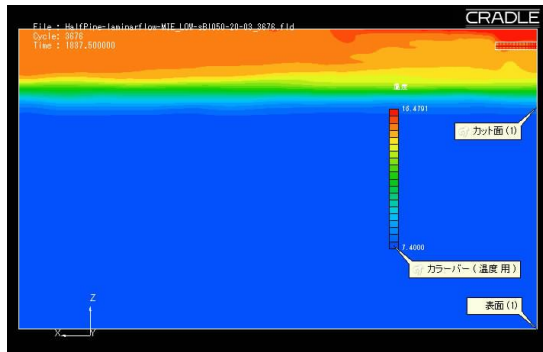


図 3.9 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 44、設置水深 50mm、流量 15ℓ /min)

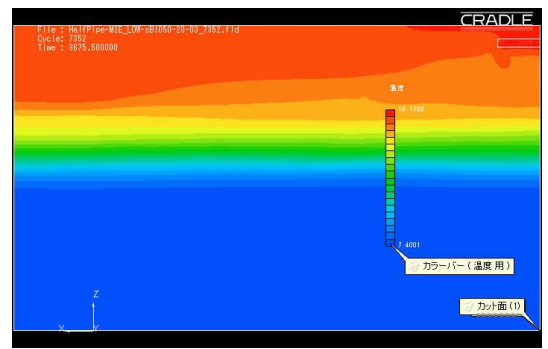
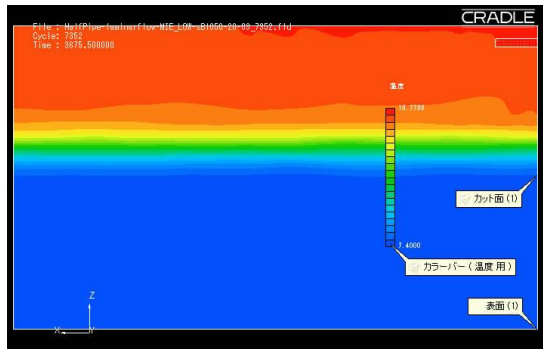
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

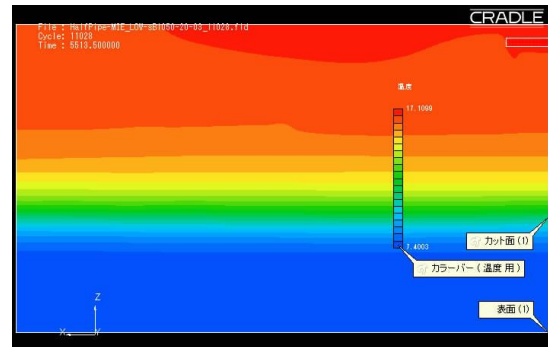
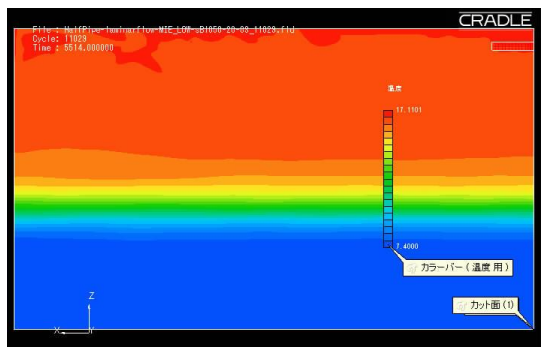
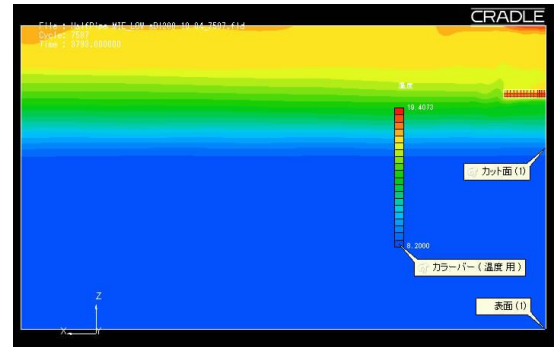
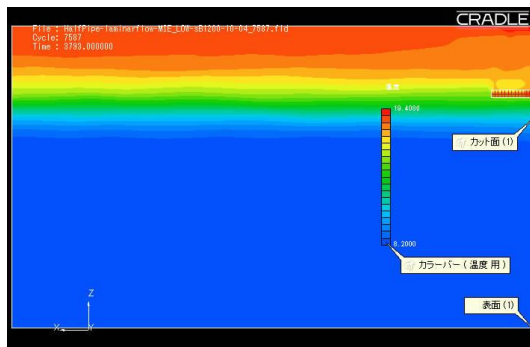


図 3.10 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 45、設置水深 50mm、流量 20ℓ /min)

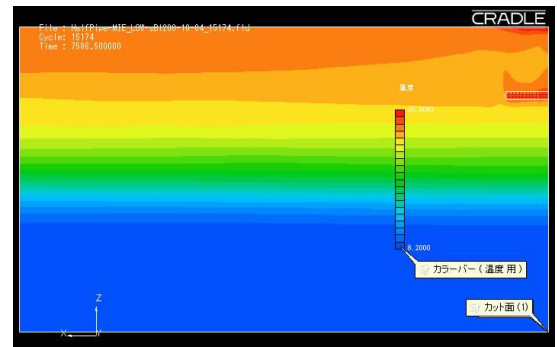
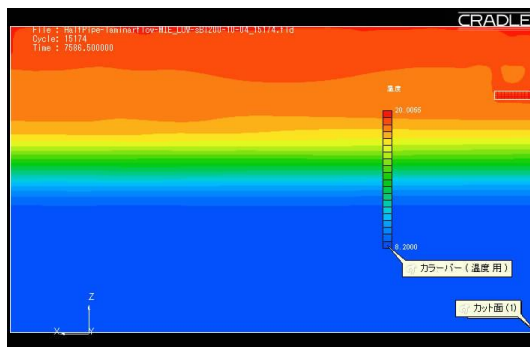
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

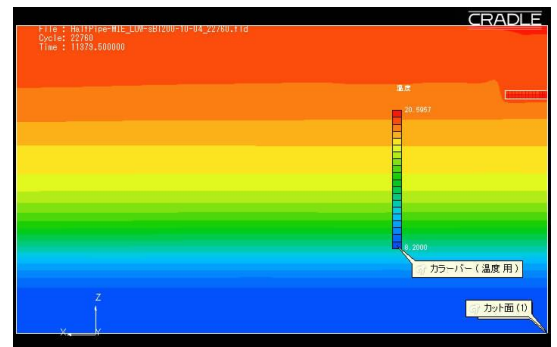
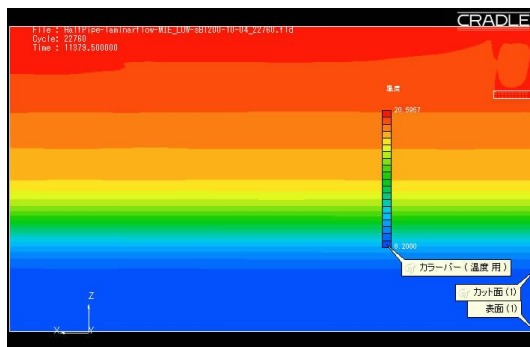
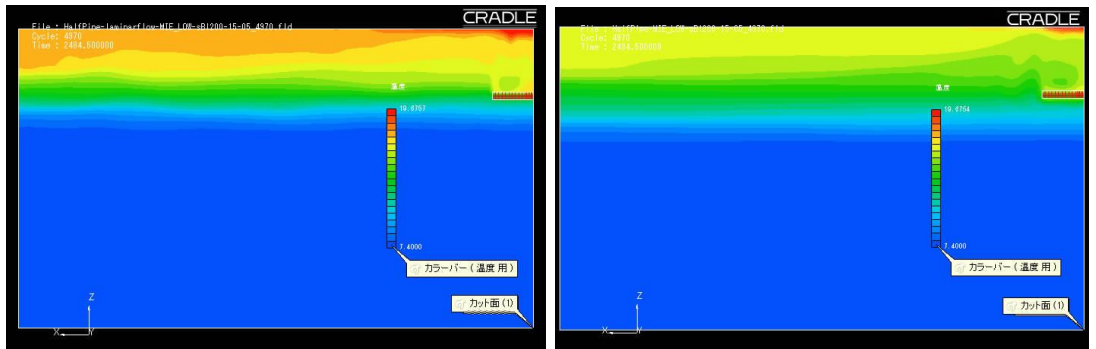


図 3.11 コンター図による槽内温度分布図比較（実験 46、設置水深 200mm、流量 $10\ell / \text{min}$ ）

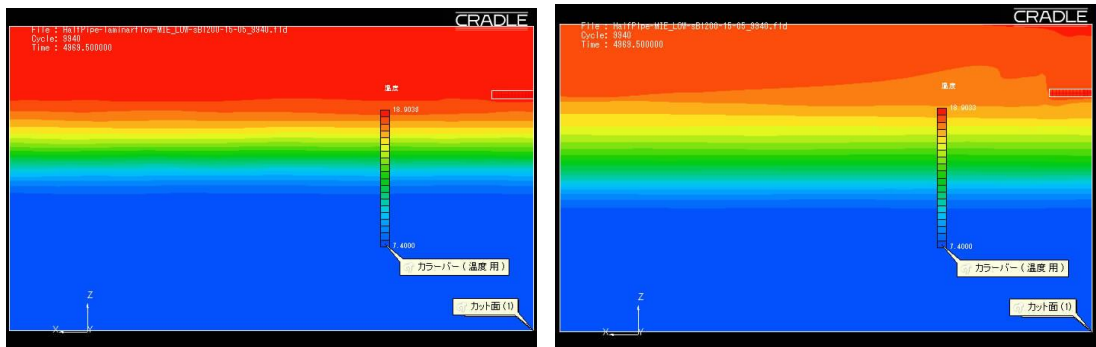
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

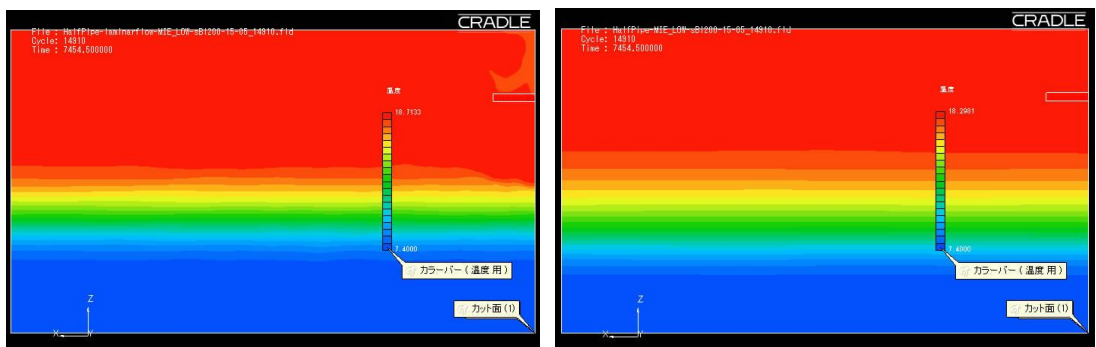
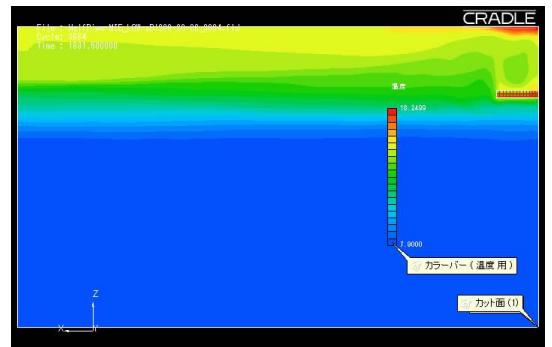
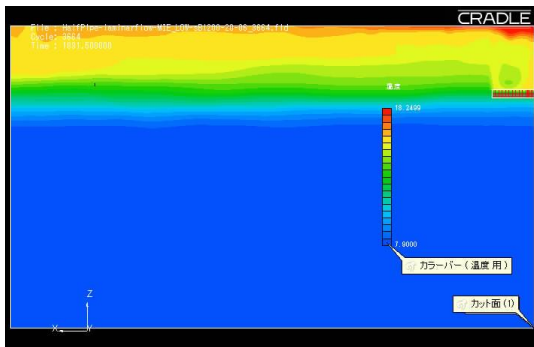


図 3.12 コンター図による槽内温度分布図比較（実験 47、設置水深 200mm、流量 15ℓ /min）

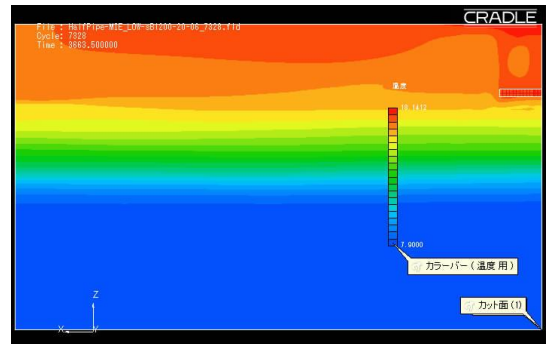
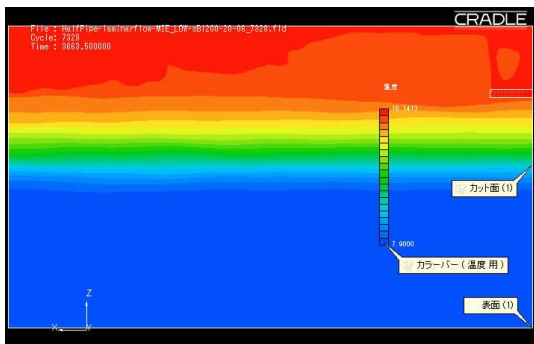
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

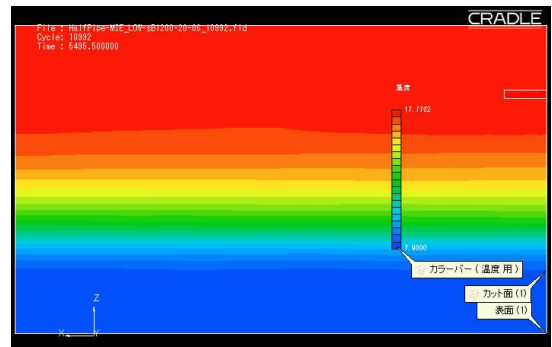
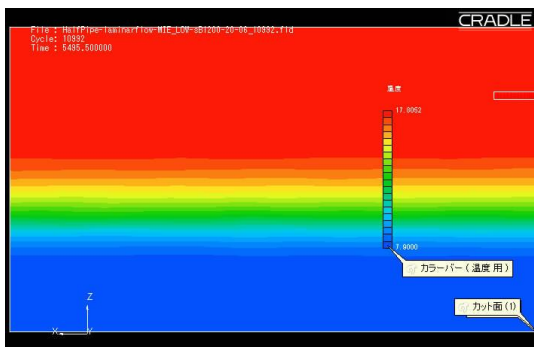
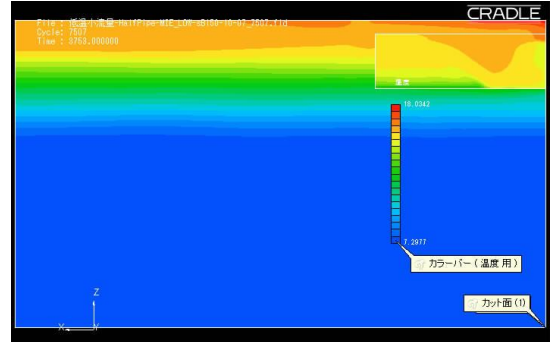
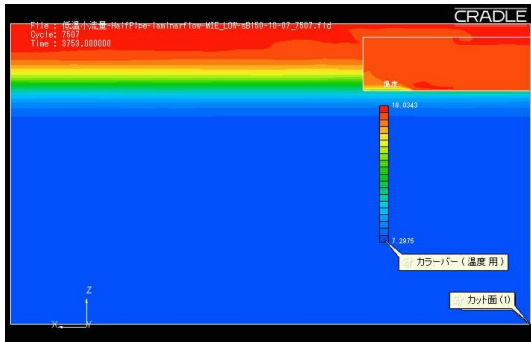


図 3.13 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 48、設置水深 200mm、流量 $20\ell / \text{min}$)

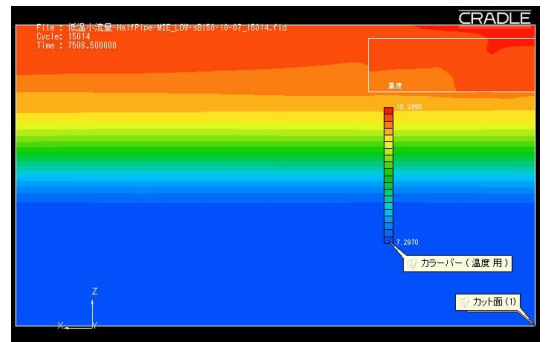
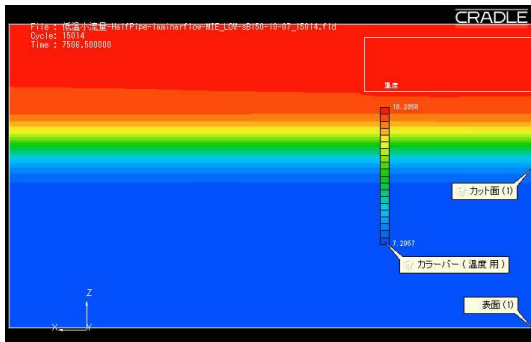
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

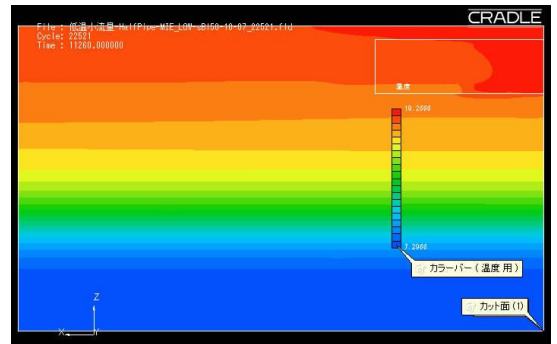
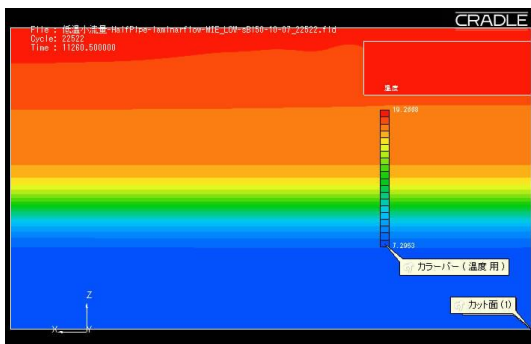
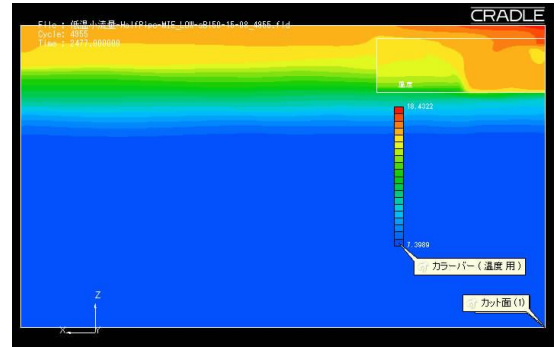
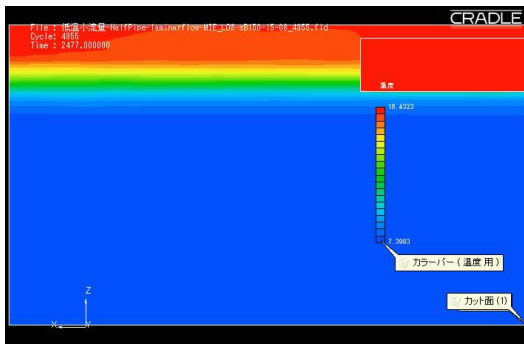


図 3.14 コンター図による槽内温度分布図比較（実験 51、設置水深 50mm、流量 $10\ell / \text{min}$ ）

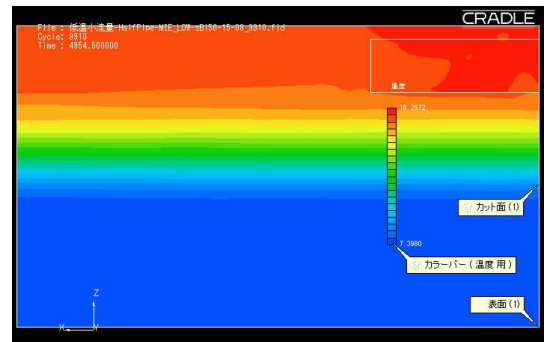
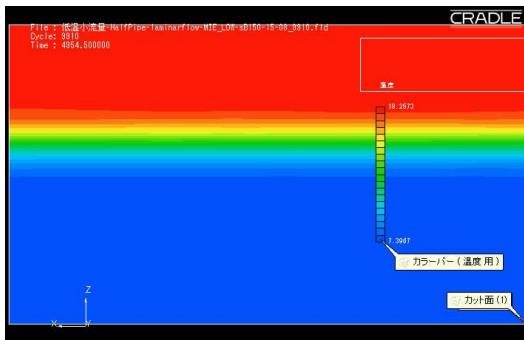
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

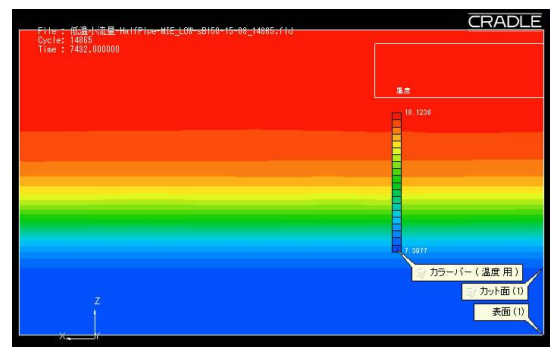
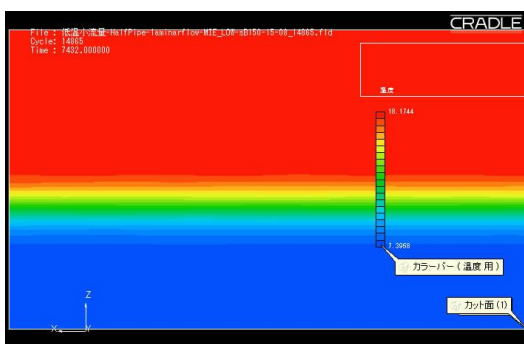
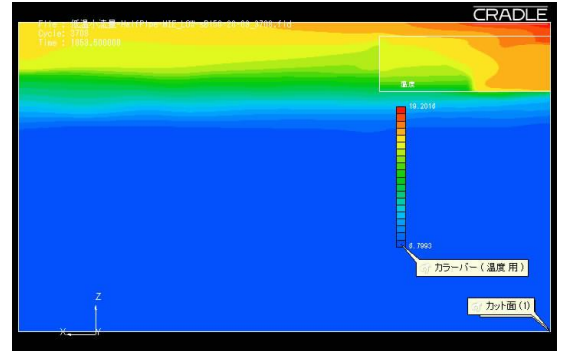
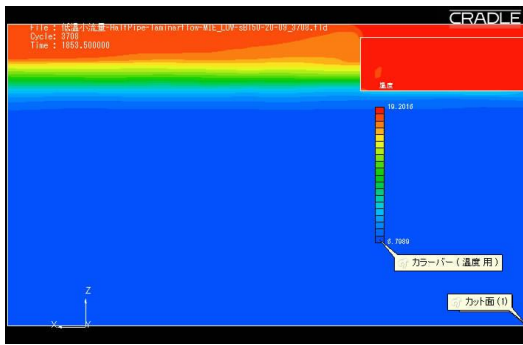


図 3.15 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 52、設置水深 50mm、流量 15/l min)

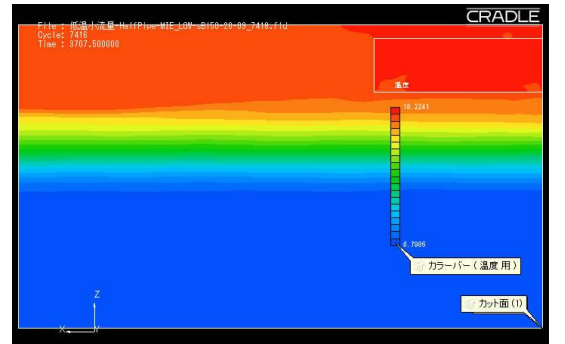
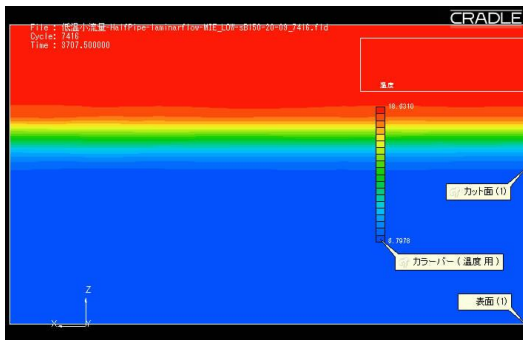
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

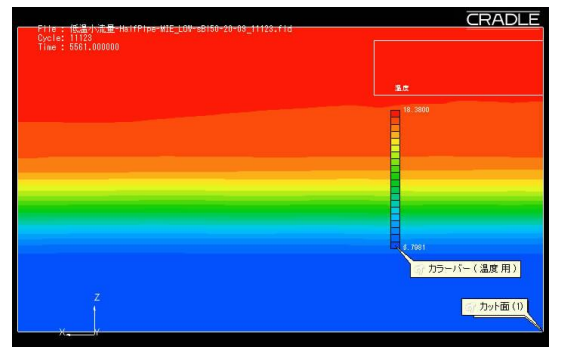
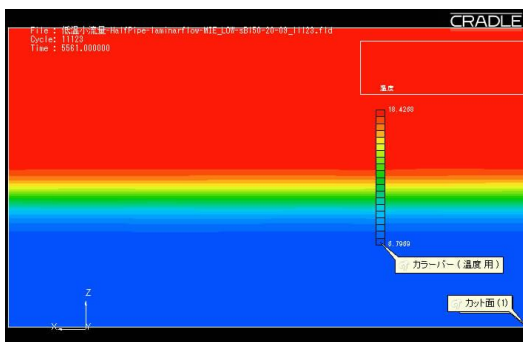
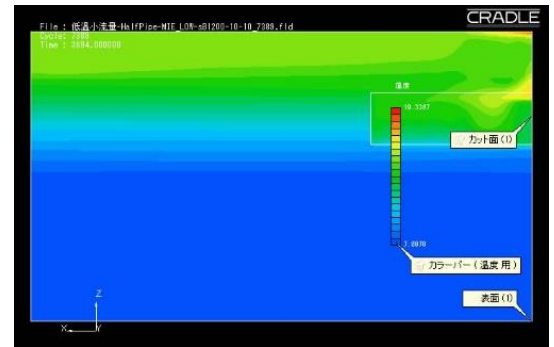
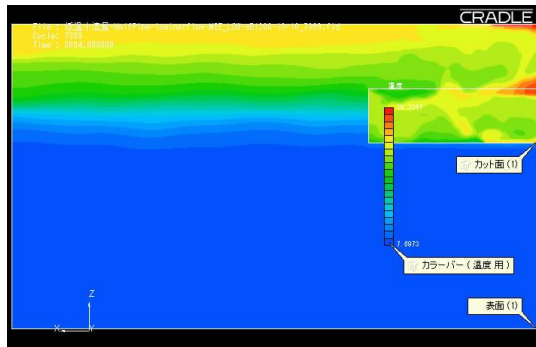


図 3.16 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 53、設置水深 50mm、流量 20ℓ /min)

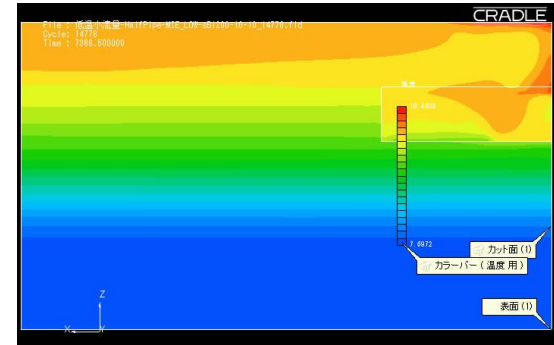
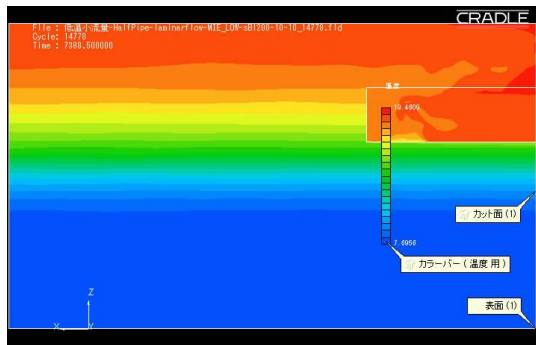
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

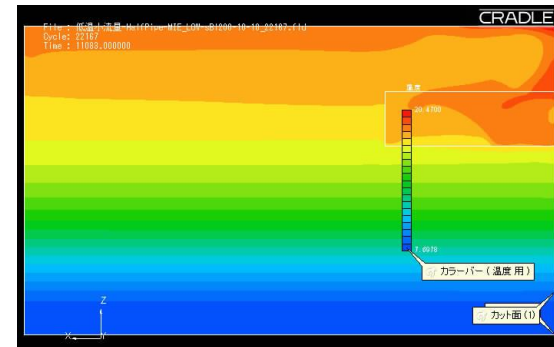
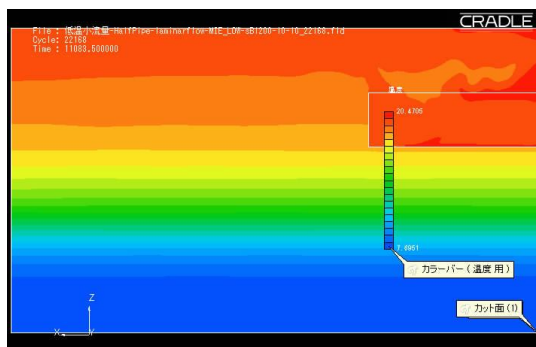
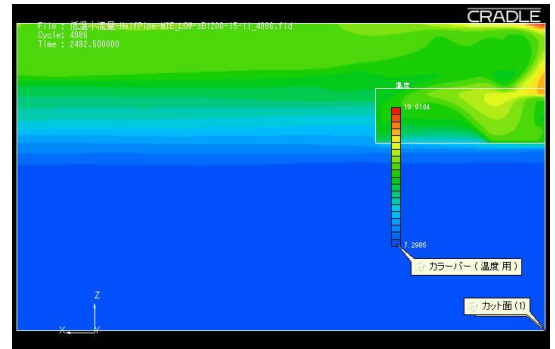
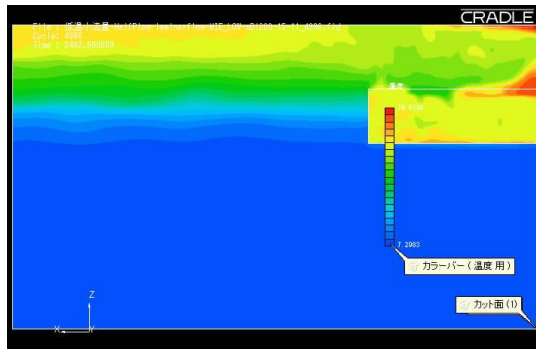


図 3.17 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 54、設置水深 200mm、流量 10ℓ /min)

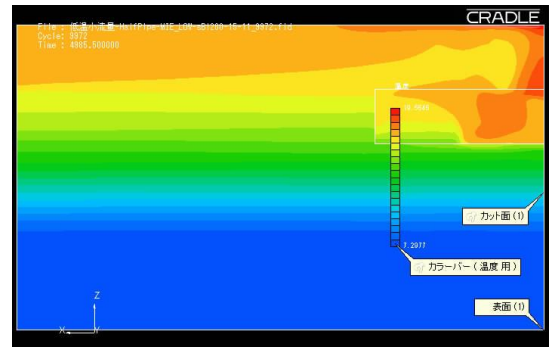
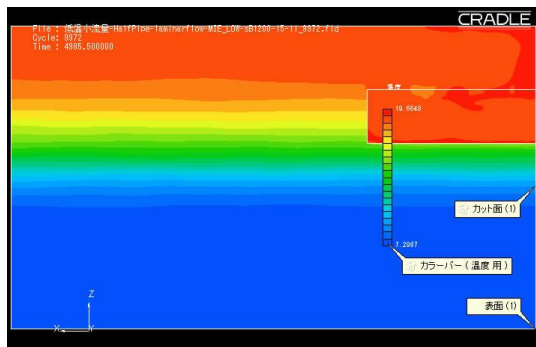
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

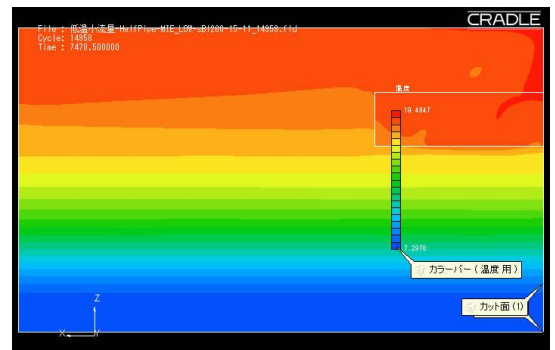
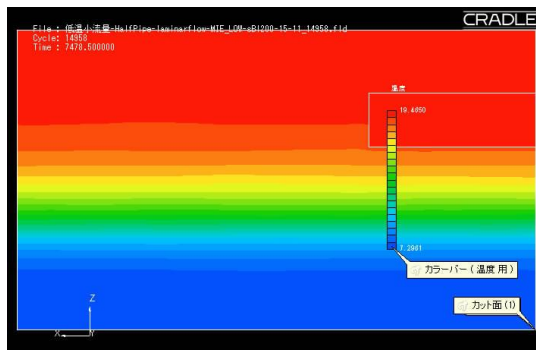
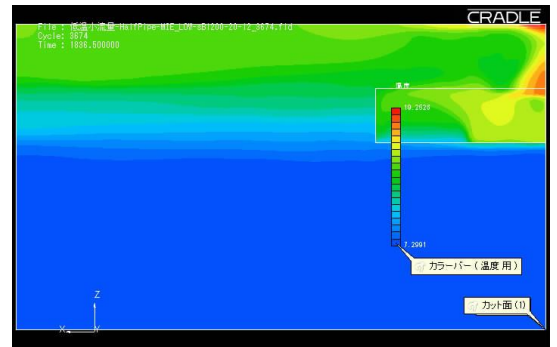
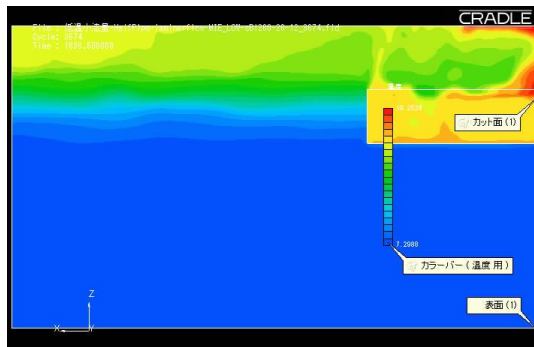


図 3.18 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 55、設置水深 200mm、流量 15ℓ /min)

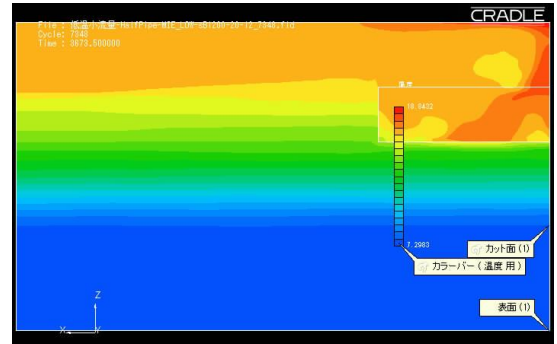
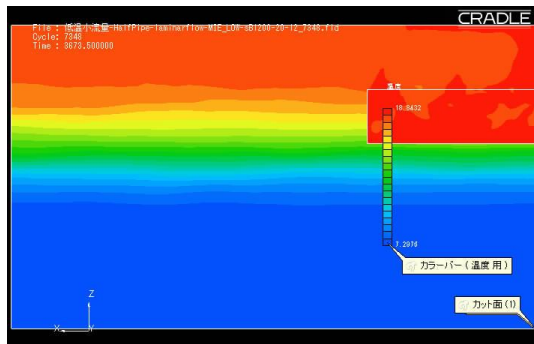
層流

乱流

$t^*=0.2$



$t^*=0.4$



$t^*=0.6$

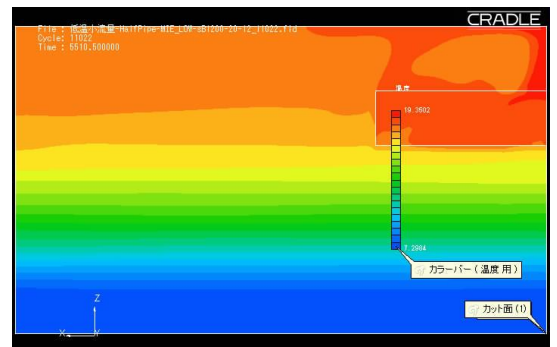
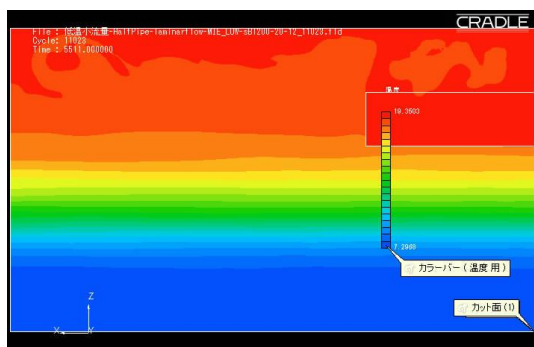


図 3.19 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 56、設置水深 200mm、流量 20ℓ /min)

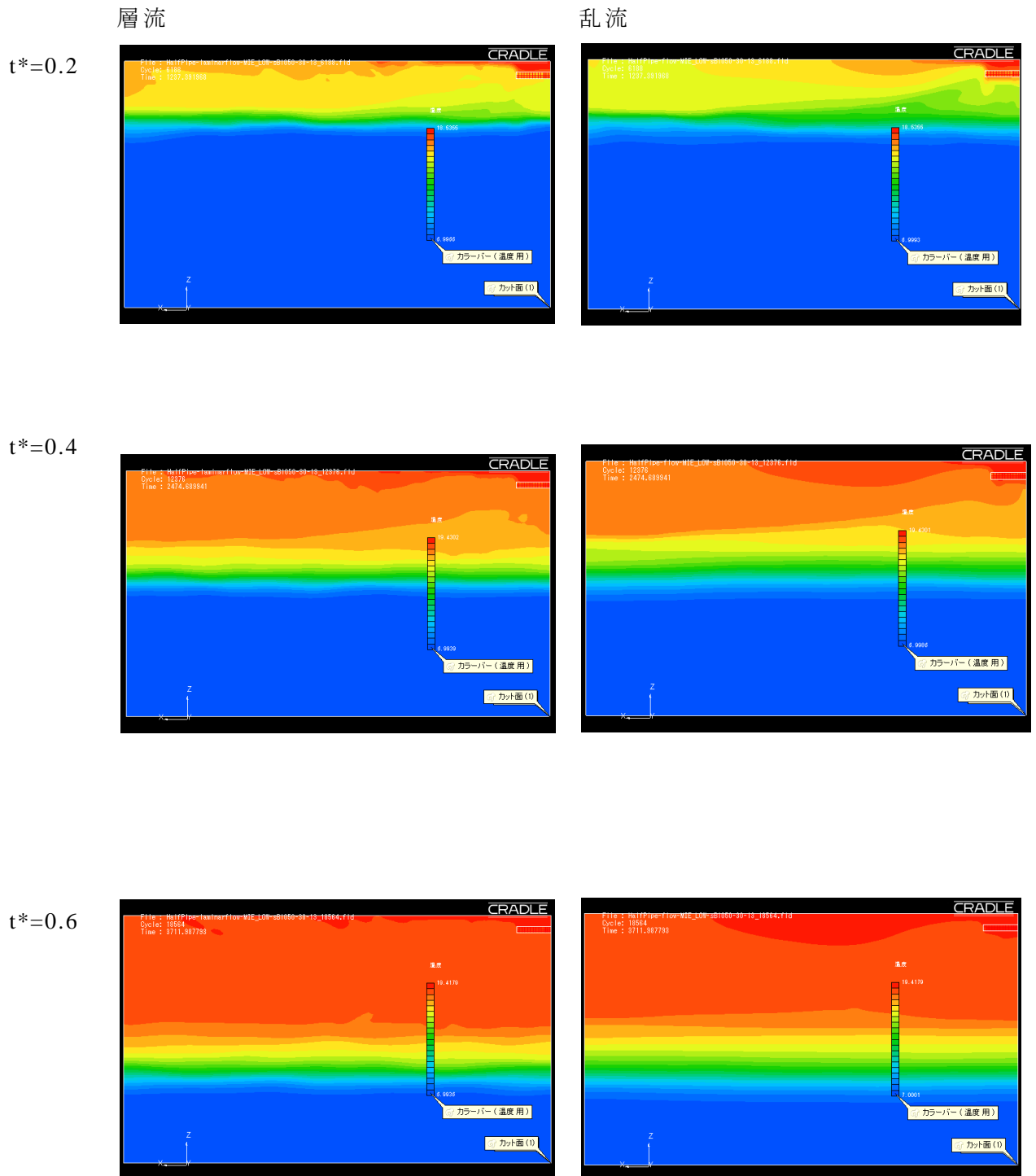


図 3.20 コンター図による槽内温度分布図比較 (実験 49、設置水深 50mm、流量 30ℓ /min)

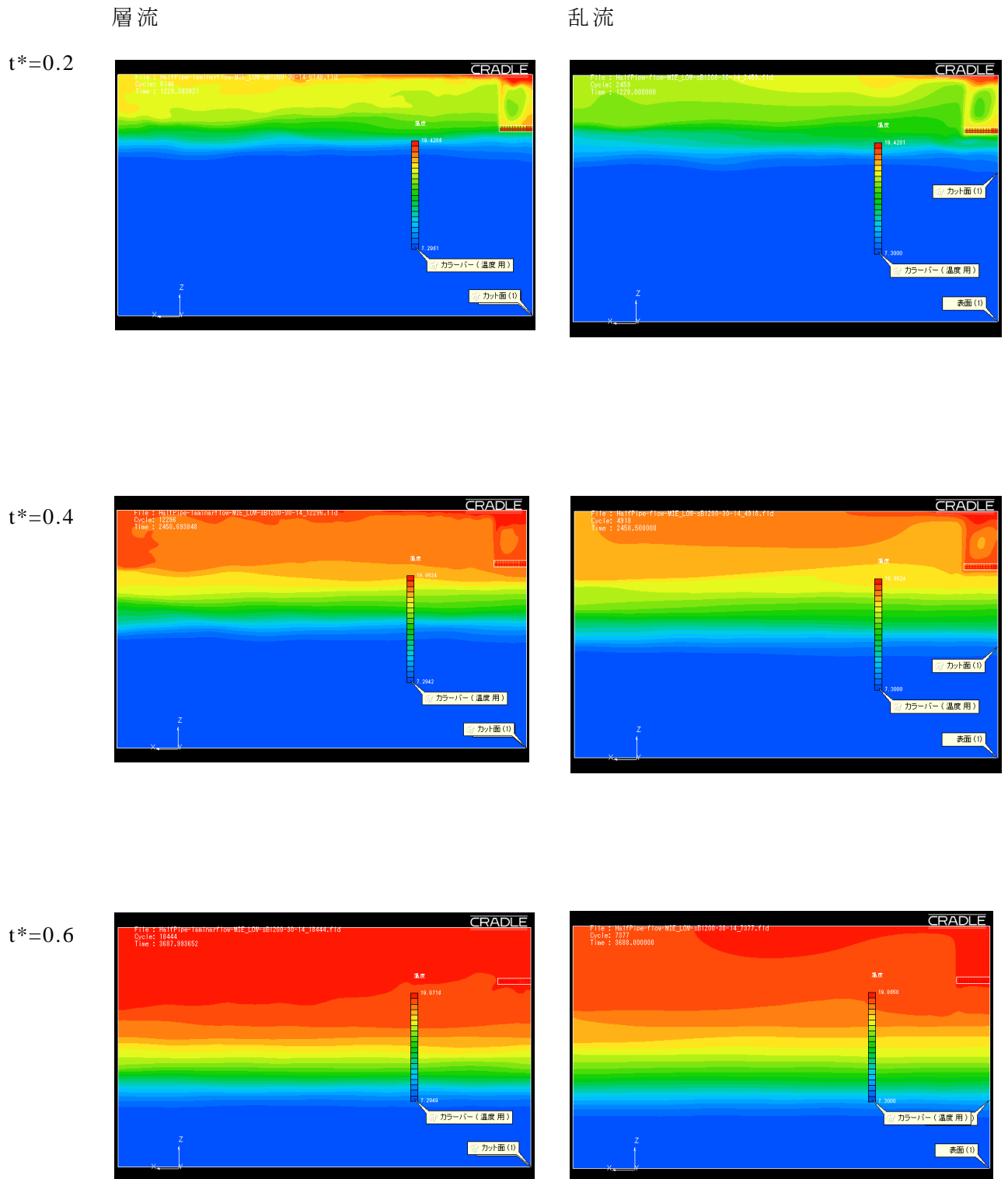


図 3.21 コンター図による槽内温度分布図比較（実験 50、設置水深 200mm、流量 30/ℓ min）

3.3.2 層流モデルと乱流モデルでの槽内温度分布の比較

CFD解析の妥当性を評価するため、CFD解析結果と実験結果の槽内鉛直温度分布を比較する。温度分布では、高温水と低温水の境界である温度成層部の温度勾配を重視して評価する。

図 3.22～図 3.35 に層流モデルと乱流モデル（RNG $k-\varepsilon$ モデル）のそれぞれで計算した槽内温度分布の時間推移の計算結果と実験結果を示す。吐出面での流速が比較的速い図 3.24、図 3.27、図 3.34、図 3.35 の結果は、乱流モデルと層流モデルの計算結果に大きな差異はないが、どちらかと言えば、乱流モデルの方が実験結果の温度勾配に近い結果となった。それら以外の図では、層流モデルが実験結果とよく一致する結果となった。ボックス型はハーフパイプ型よりも吐出面積が大きくなるので流入流速が小さくなり、特に設置水深が深い場合の図 3.28～図 3.33 中の乱流モデルの計算結果では、温度勾配が緩やかになり、実験で得られた温度成層を再現できていないことがわかる。

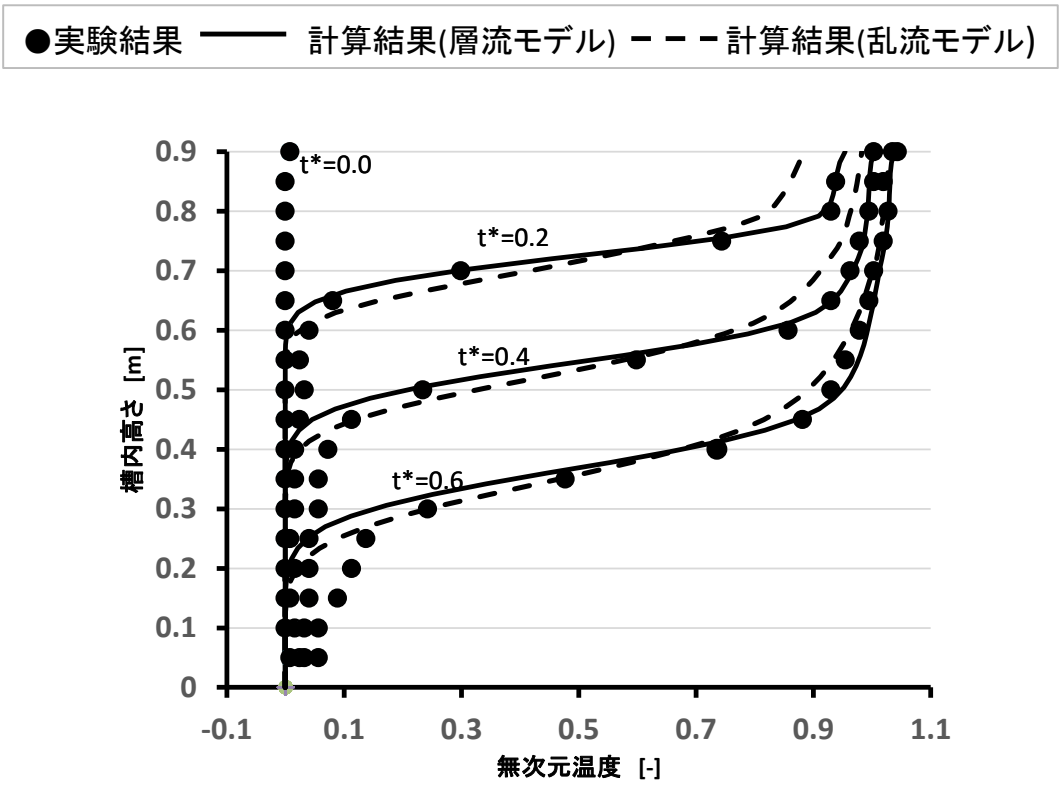


図 3.22 ハーフパイプ型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深:50mm)

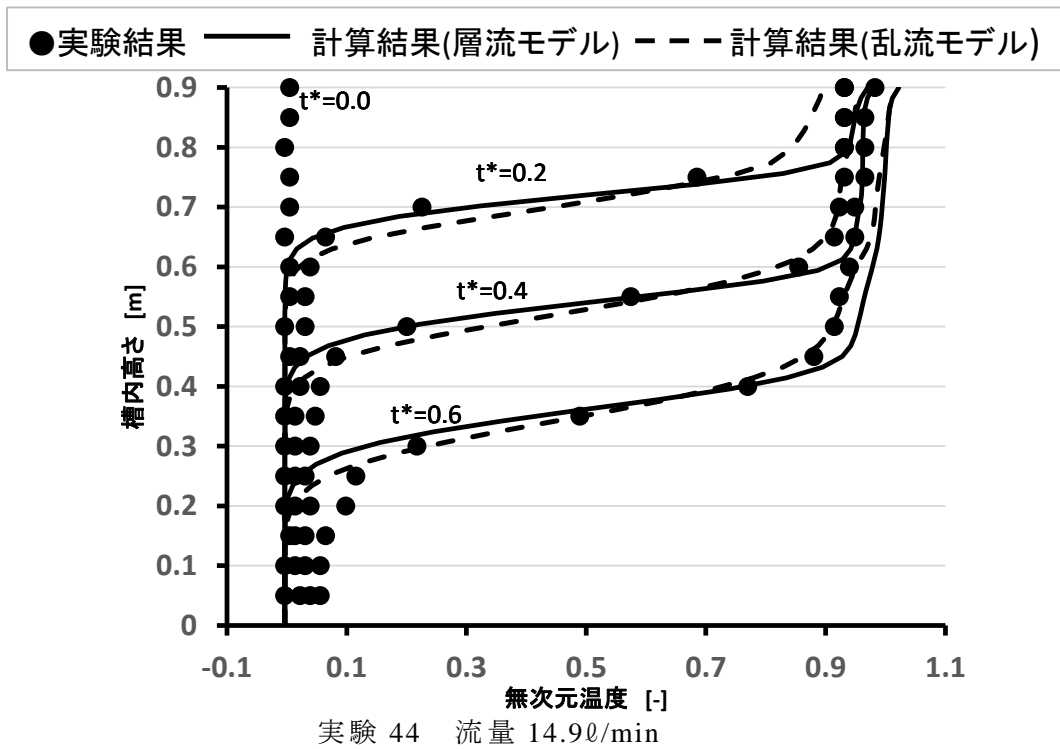


図 3.23 ハーフパイプ型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深:50mm)

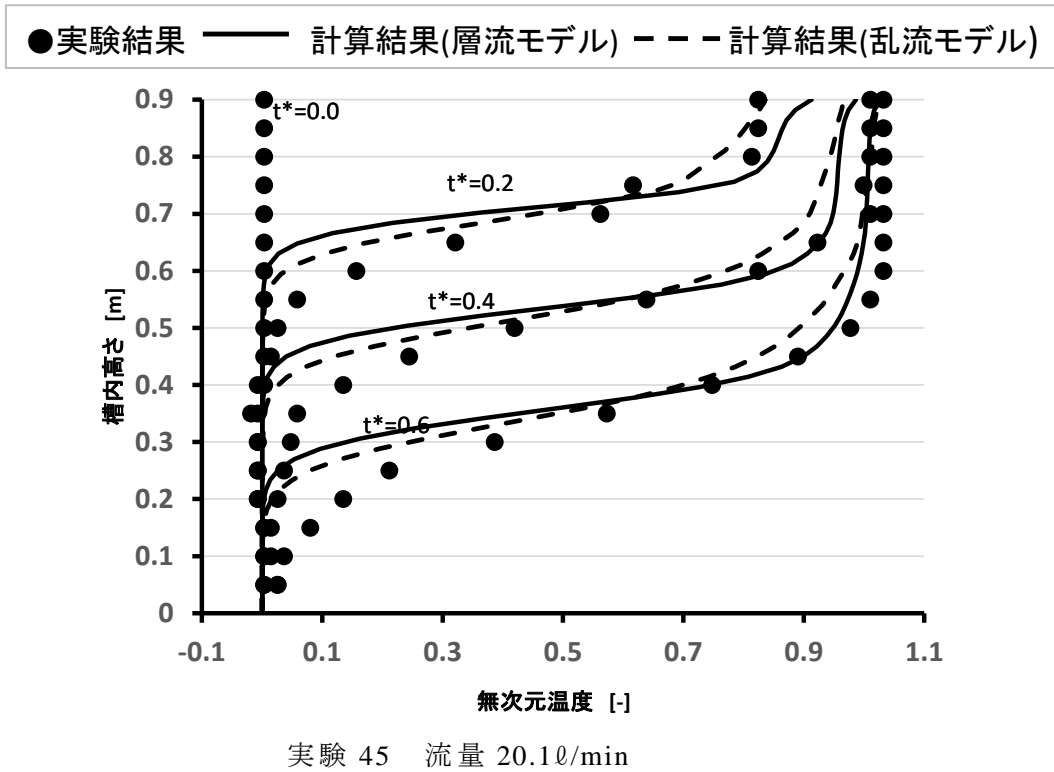


図 3.24 ハーフパイプ型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深: 50mm)

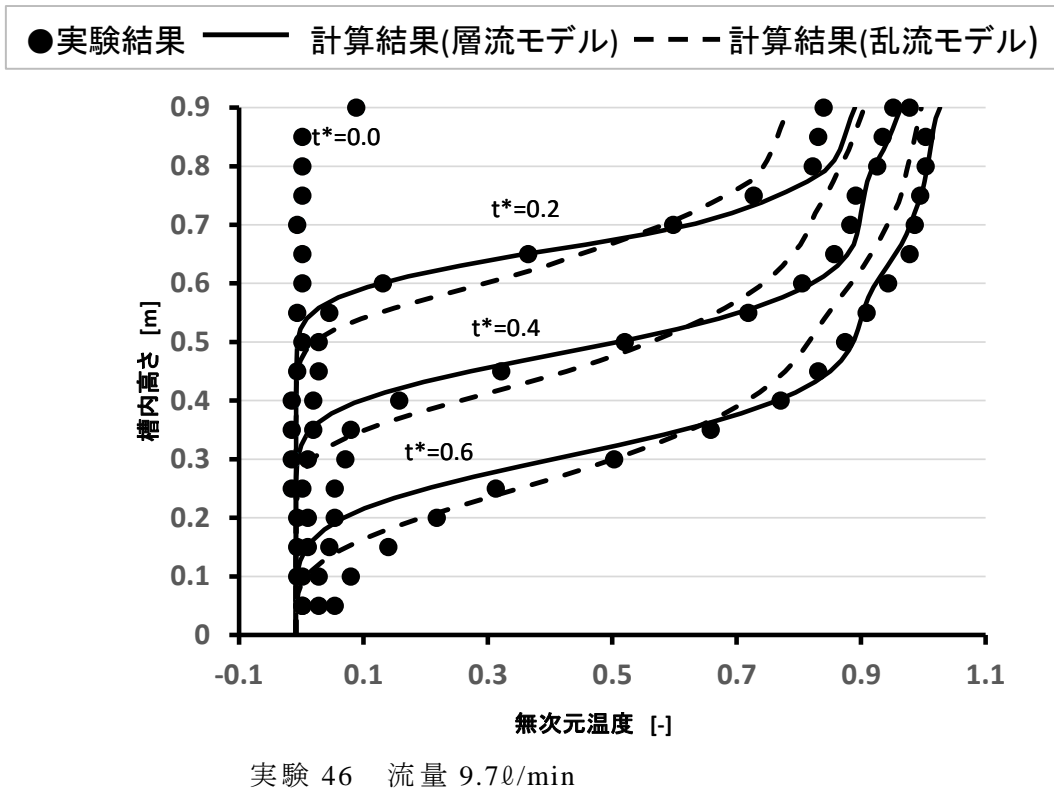


図 3.25 ハーフパイプ型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深: 200mm)

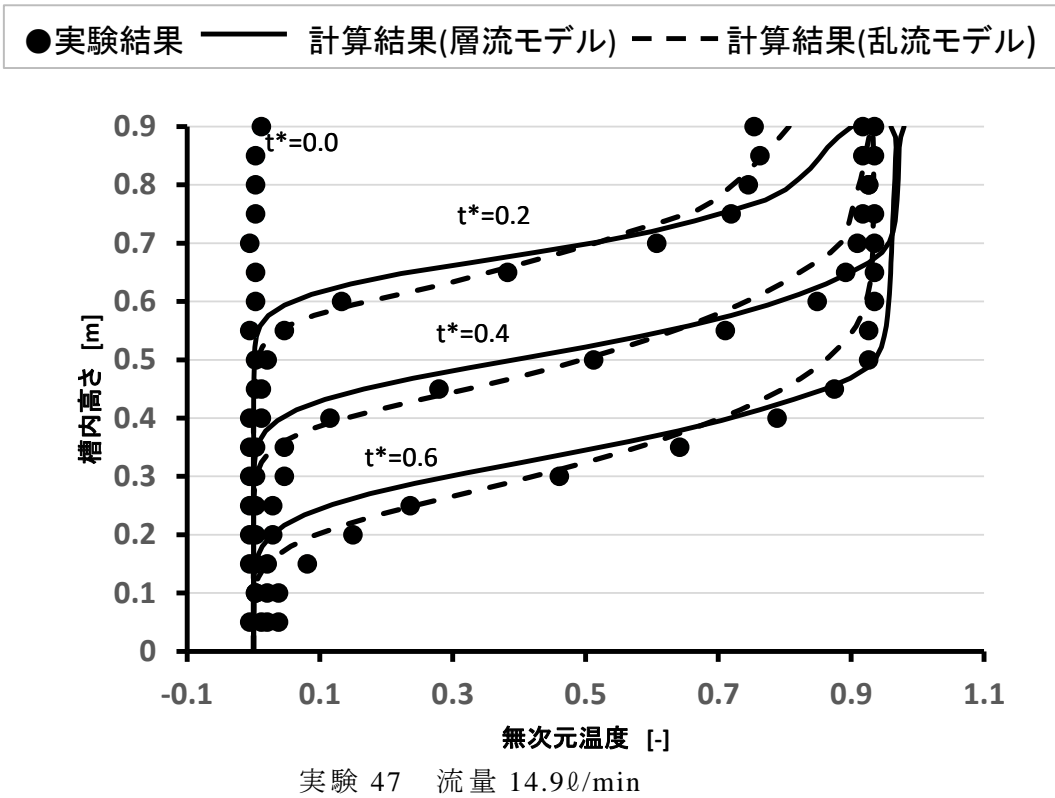


図 3.26 ハーフパイプ型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深: 200mm)

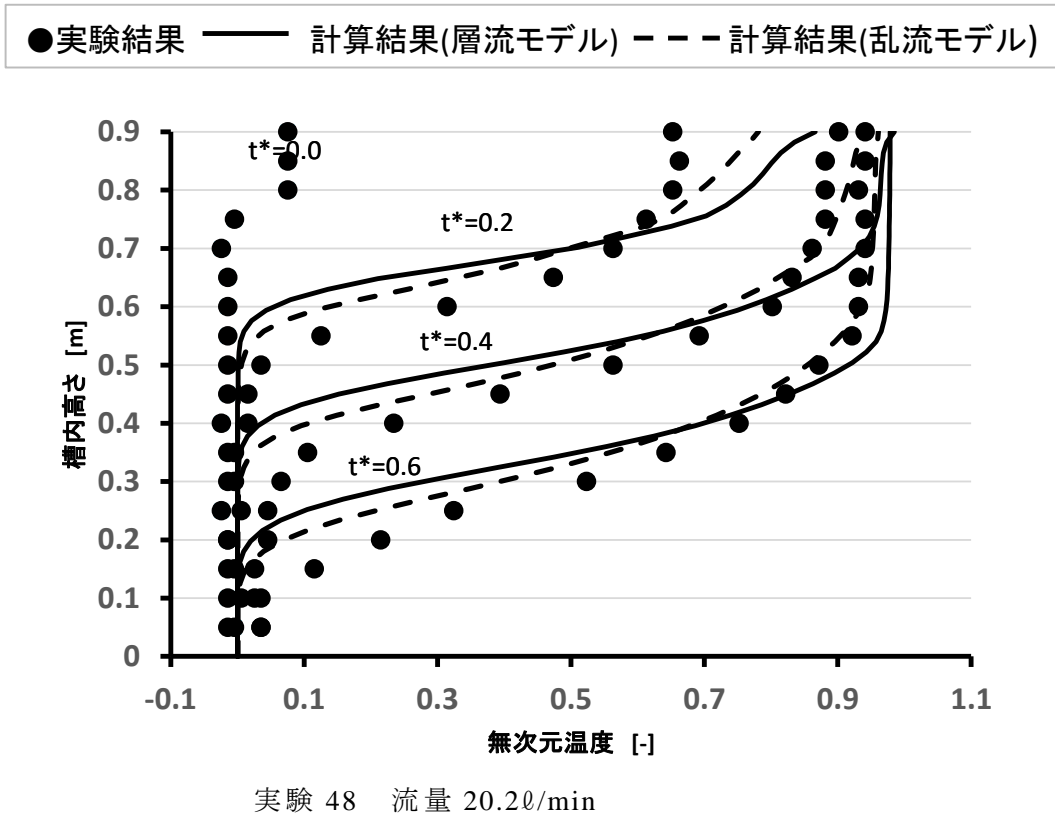


図 3.27 ハーフパイプ型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深: 200mm)

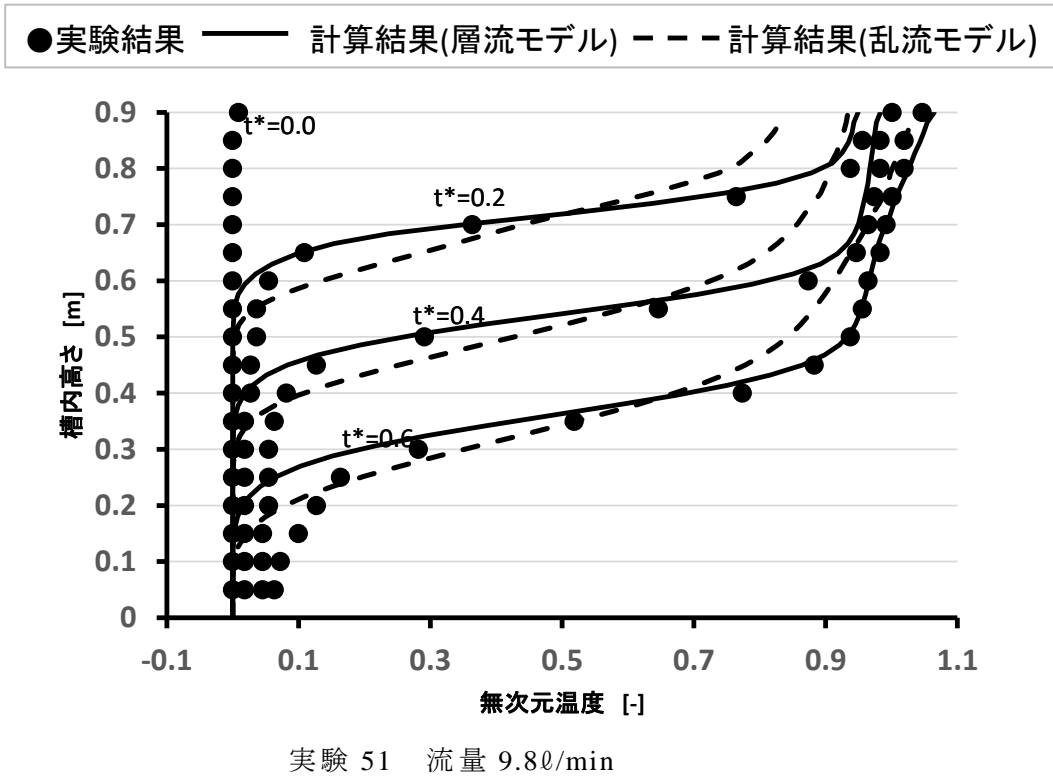


図 3.28 ボックス型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深 : 50mm)

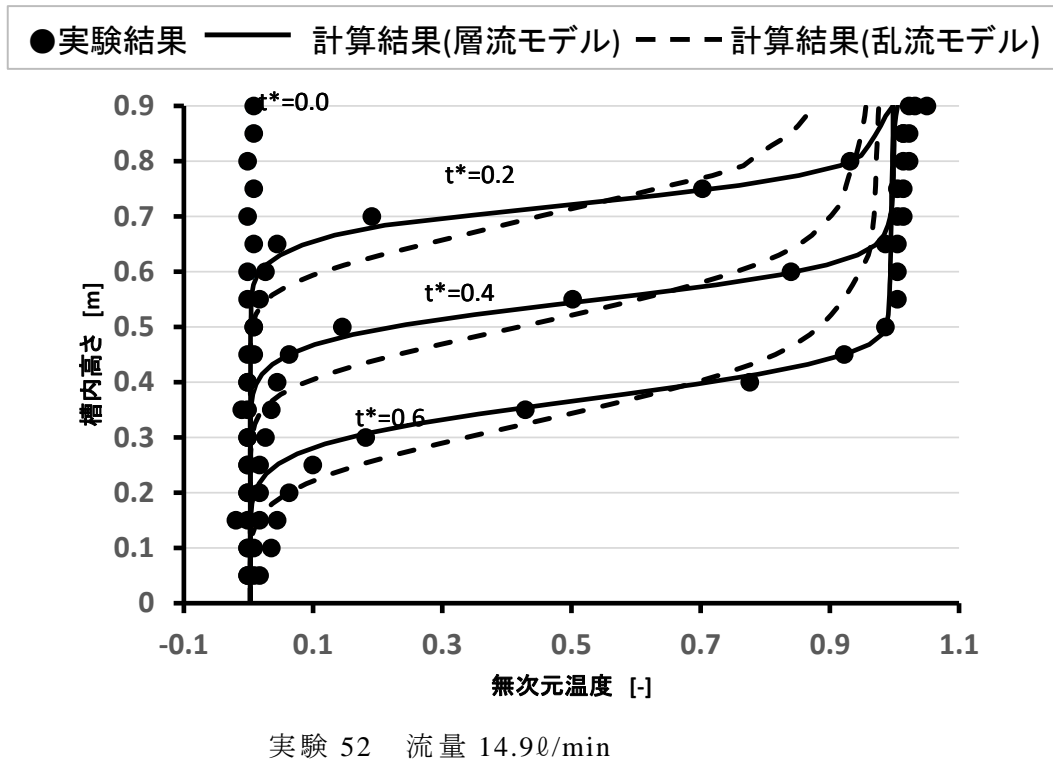


図 3.29 ボックス型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深 : 50mm)

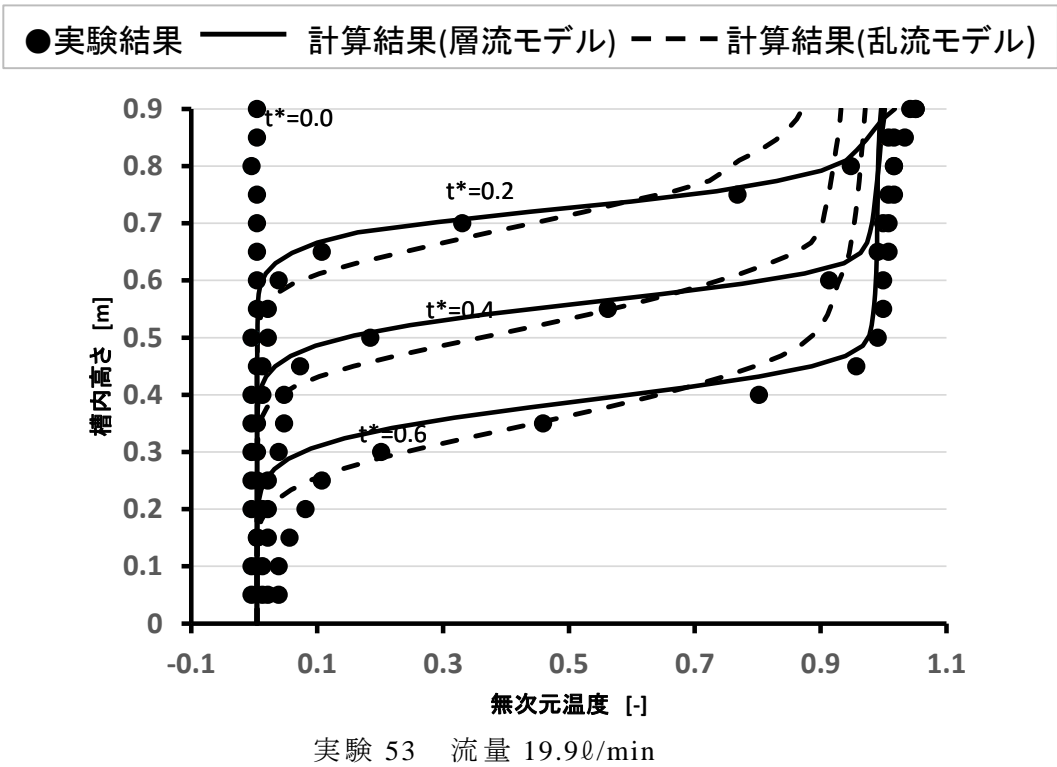


図 3.30 ボックス型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深 : 50mm)

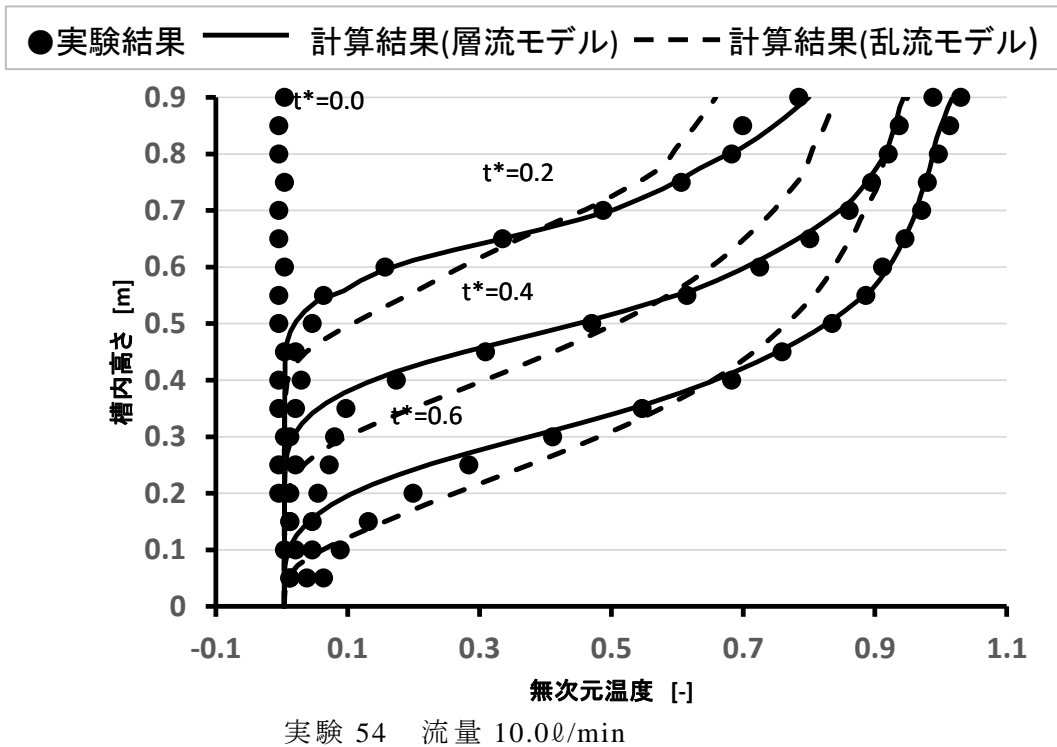


図 3.31 ボックス型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深 : 200mm)

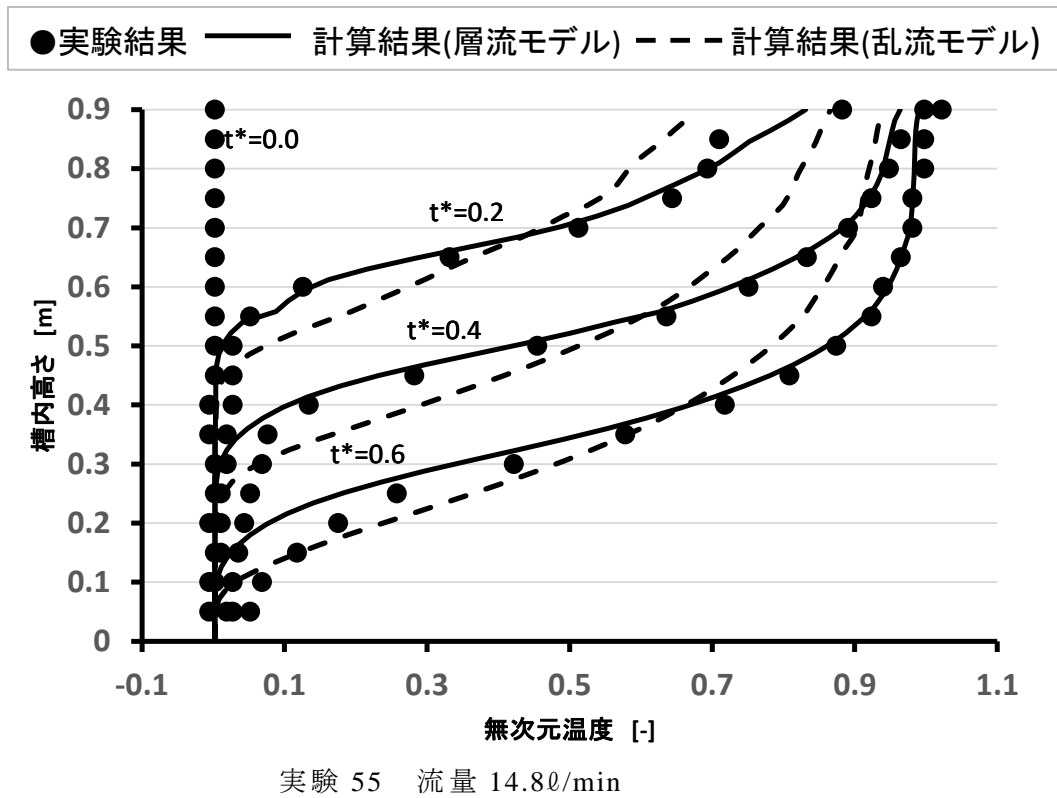


図 3.32 ボックス型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深：200mm)

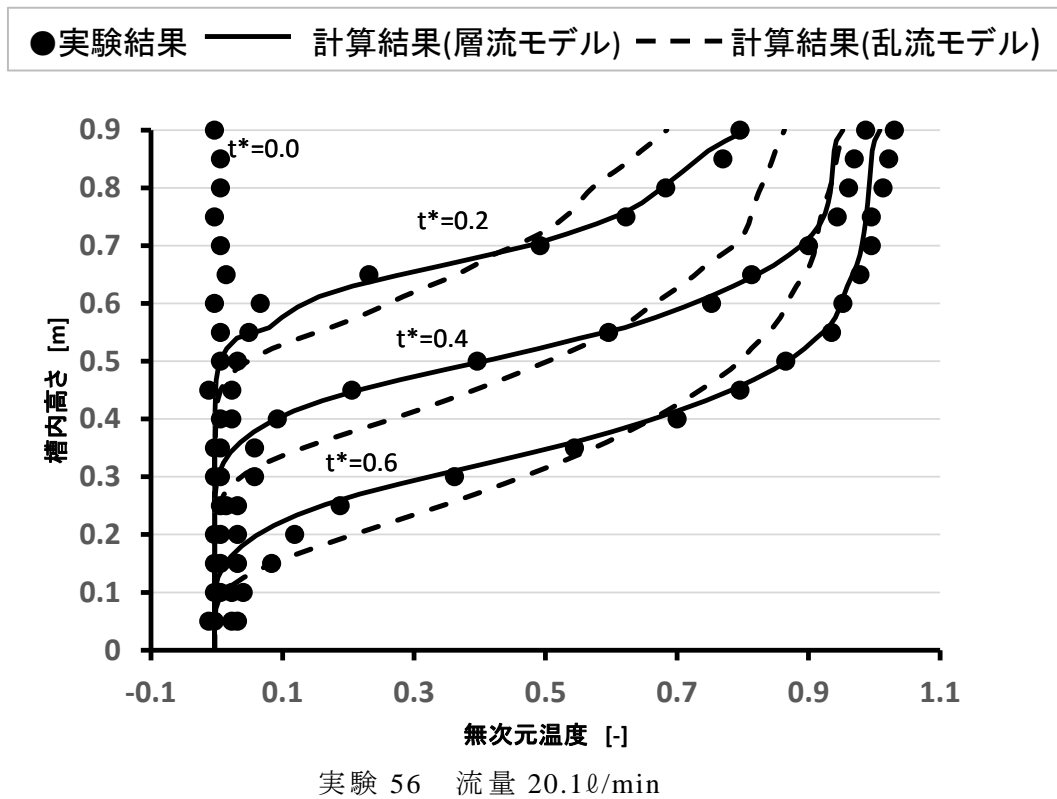
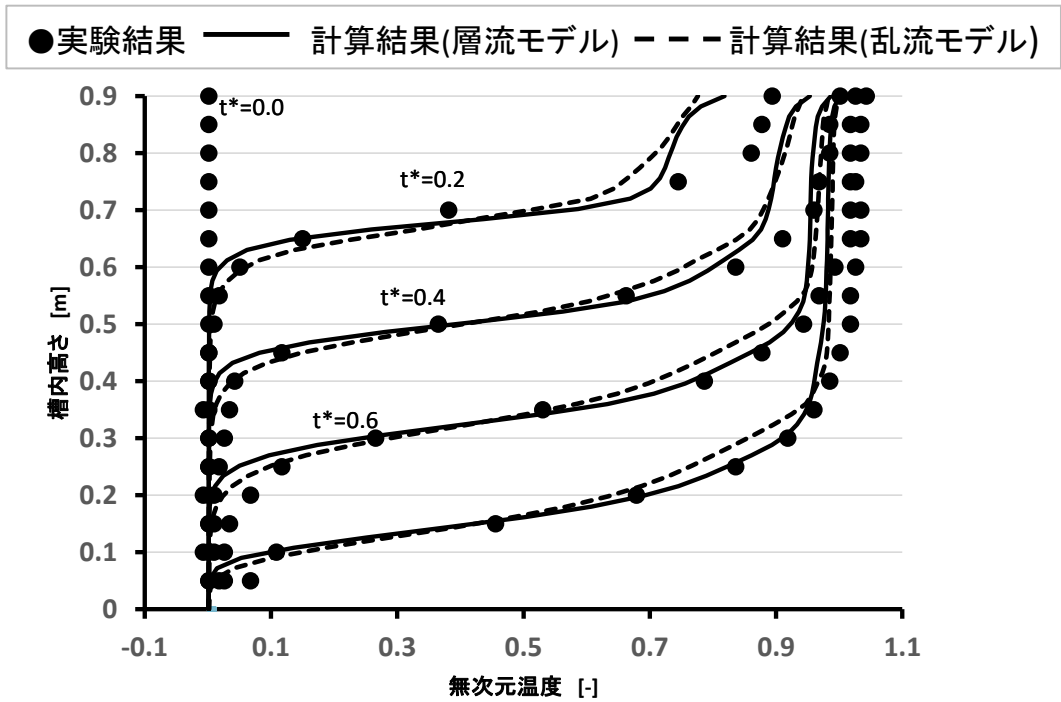
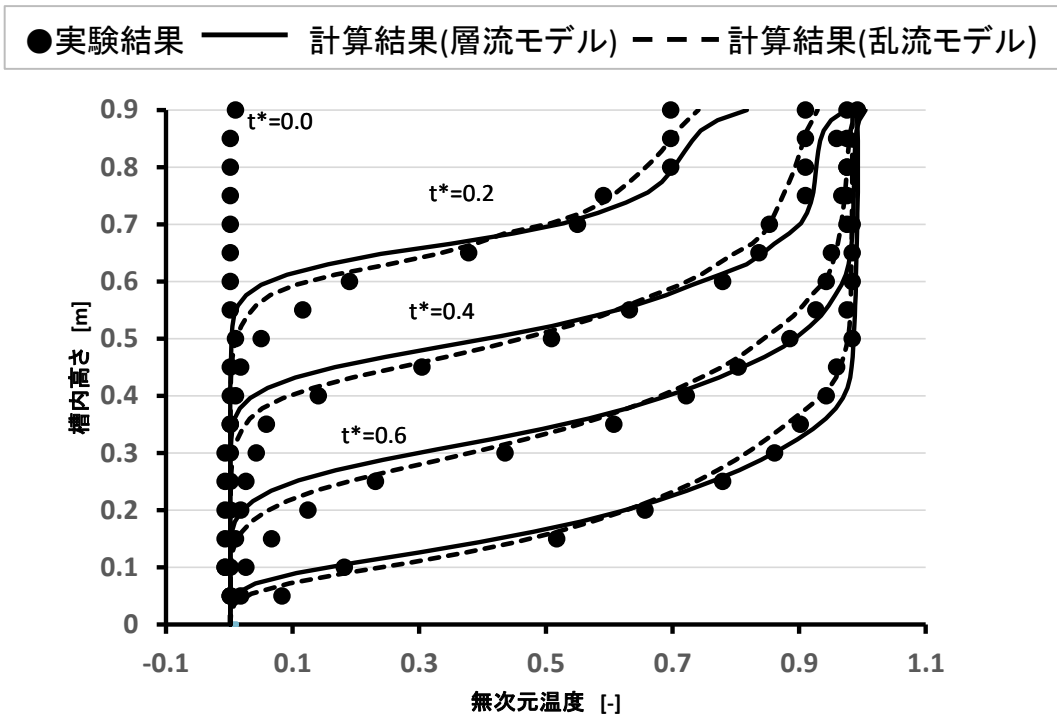


図 3.33 ボックス型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深：200mm)



実験 49 流量 29.90/min

図 3.34 ハーフパイプ型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深: 50mm)



実験 50 流量 30.00/min

図 3.35 ハーフパイプ型流入口での槽内温度分布の時間推移(設置水深: 200mm)

3.3.3 層流から乱流への遷移域の検討

流入流速が比較的小さい場合の蓄熱槽内温度分布の時間推移を予測する際に、乱流モデルと層流モデルのどちらを適用するほうがより良いかについての判断方法(基準)として、ディフューザ吐出面での見かけのレイノルズ数について検討を行った。ここで、代表速度はディフューザ吐出面の平均流速、代表長さはディフューザ吐出面の等価直径(吐出面面積が同じ面積となる円盤の直径)とし、次式より見かけの Re 数を算出した (表 3.2)。

$$Re = \frac{\rho V_a d_{in}}{\mu} \quad \dots\dots(3.2)$$

全 14 実験のレイノルズ数を表 3.2 に示す。表 3.2 に示すように、流入流速が比較的大きく層流モデルよりも乱流モデルの方が若干実験結果の再現性が高い実験 45,48,49,50 のレイノルズ数は 2000 以上となった。したがって、層流から乱流への遷移域としてはディフューザ吐出面の見かけのレイノルズ数で概ね判断可能であると考えられ、その値は 2000 以上程度とすれば良いものと推察される。

表 3.2. 吐出面での Re 数

	吐出面見かけの平均流速	等価直径 (m)	吐出面 Re
実験43	0.00660	0.178	1170
実験44	0.00993	0.178	1770
実験45	0.0134	0.178	2380
実験46	0.00647	0.178	1150
実験47	0.00993	0.178	1770
実験48	0.0135	0.178	2390
実験49	0.0199	0.178	3540
実験50	0.0200	0.178	3560
実験51	0.00109	0.437	474
実験52	0.00166	0.437	721
実験53	0.00221	0.437	963
実験54	0.00111	0.437	484
実験55	0.00164	0.437	716
実験56	0.00223	0.437	973

3.4 第3章のまとめ

本章では、鉛直流入ディフューザとしてパンチングメタル付のハーフパイプ型とボックス型ディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽模型を用いて、実際の蓄熱システムを想定した水の密度差が比較的小さい温度域で、ステップ入力を基本として行った実験と同条件下で非定常 CFD 解析(乱流モデルと層流モデル)を行い、槽内鉛直温度分布について CFD 解析結果と実験結果を比較することで妥当性を検討した。その結果を以下のようにまとめた。

- ・パンチングメタルの境界条件に関しては、第2章の可視化実験で見られた鉛直方向の流速が大きく、特に中央付近が顕著に現れている現象に対して、CFD 解析結果でも吐出面に垂直な流れを考慮するようにして同様な流速分布性状となっており、実現象に即したモデル化であることを確認した。
- ・流入流速が速い場合、層流モデルでは、実験より温度勾配が急になり、実験で得られた温度成層を再現できないが、乱流モデルでは、実験と同程度の蓄熱性能を再現できる。また、流入流速が遅い場合、層流モデルでは、実験と同程度の蓄熱性能を再現できるが、乱流モデルでは、実験より温度勾配が緩やかになり、実験で得られた温度成層を再現できない。CFD 解析では、正確に蓄熱性能の評価をする場合には層流モデルと乱流モデルの選択が必要になることを示した。
- ・CFD 解析モデルの層流から乱流への遷移域については、ディフューザの吐出面からの平均流速とその面積に基づいた等価直径で定義したレイノルズ数がおおよそ 2000 以上程度であることが明らかとなった。

以上より、温度成層型蓄熱槽の CFD 解析は、層流モデルと乱流モデルの選択を必要とするが、吹出流速性状、蓄熱性能の再現に優れた手法であることが明らかとなった。

第4章 CFD解析による温度成層型蓄熱槽の蓄放熱特性の検討

4.1 はじめに

本章では、第3章で鉛直流入ディフューザの温度成層型蓄熱性能の蓄放熱性状がCFD解析によって再現可能であることが検証できたので、コスト等の問題で実験が不可能なさらに広範囲の条件(槽の規模、槽水深、ディフューザの形状とサイズ、ディフューザの設置水深、流入流量、槽内温度と流入温度などが様々に変化した場合)でのCFD解析(吐出面均等流入流速の場合と吐出面に流入流速分布がある場合)を実施する。

4.2 吐出面均等流入流速の場合のCFD解析

鉛直流入方式のディフューザを用いた場合の蓄熱槽の性能評価に際して、基本流入条件として、ディフューザ吐出面から均一流速・均一温度で流入する条件について検討を行った。これは、実際の蓄熱槽の設計時に得られる流入条件が吐出面での平均流入流量や平均流入温度等の理想的な平均量で設定されるからである。なお、槽の規模・水深、ディフューザの形状とサイズ、ディフューザの設置水深、流入流量(流入流速)を変化させた条件を設定して、換水回数1.0までの非定常計算を行い、計算結果から換水回数0.2毎の垂直温度分布を抽出した。

4.2.1 解析手法と計算条件

CFD解析手法と条件を表4.1に、解析蓄熱槽の概要を図4.1に示す。解析条件数は342ケースである。

ここでは、ディフューザ吐出面から均等に流入すると仮定した理想条件について検討するため、図4.1中のディフューザは吐出面のみモデル化している。また、第3章では「乱流モデル(RNG $k-\epsilon$ モデル)」の計算結果が、 Re 数によっては実験結果より温度勾配が緩やかになることを示したが、最終的に設計資料を得ることを目指しているので、ディフューザ吐出面から均等に流入すると仮定した理想条件についてのCFD解析は、若干安全側となる「乱流モデル(RNG $k-\epsilon$ モデル)」を用いた。

表 4.1 CFD 解析手法と条件

解析ソフト	STREAM Ver. 9	
乱流モデル	RNG $k-\epsilon$	
計算アルゴリズム	QUICK、SIMPLEC法	
体膨張率	0.00022544 (固定値)	
初期温度	5~7°C	
流入温度	15°C	
メッシュ間隔	0.01~0.02m	
計算時間間隔	0.15~2.0 s	
境界条件	流入口	流速規定 乱流強度 10% 乱流長さスケール 0.05m
	流出口	流速規定
	槽壁	一般化対数則
	水面	Free slip
	対称面	Free slip (解析は1/4の槽)

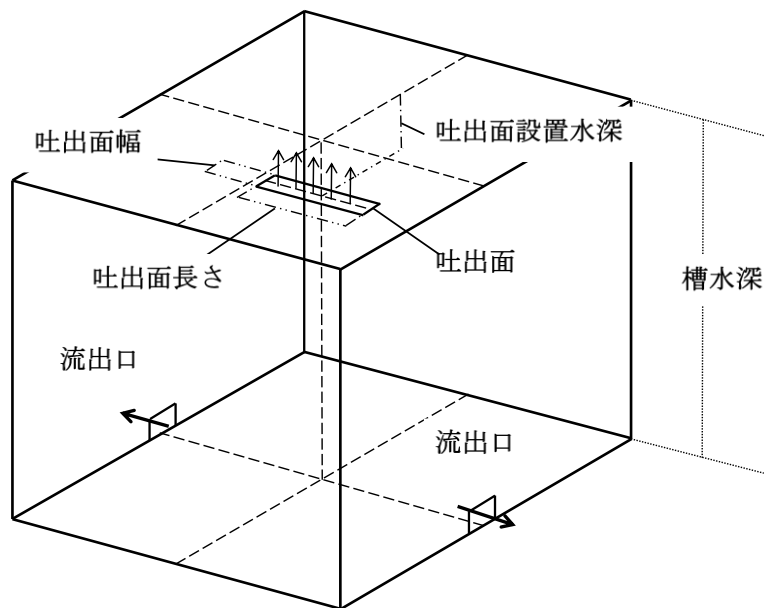


図 4.1 解析蓄熱槽の概要

1) 槽の規模と槽水深

ここでは、実際に蓄熱槽として使われる可能性がある水深1mから、実用的と考えられる4m程度の規模まで、下記の3段階の規模を設定している。

水深1mの場合：3m×1m×水深1m・槽容量3m³

水深2mの場合：3m×1.5m×水深2m・槽容量9m³

水深4mの場合：3m×3m×水深4m・槽容量36m³

2) 入力流量

水深1mの場合：0.3m³/h（換水時間10h）、0.6m³/h、1.2m³/h、2.4m³/h

ディフューザ 0.10m×0.40m のケースのみ設置水深 0.05m、0.1m、0.2m 毎に 4.8m³/h、9.6m³/h、19.2m³/h の流量を追加

水深2mの場合：0.9m³/h（換水時間10h）、1.8m³/h、3.6m³/h、7.2m³/h

水深4mの場合：3.6m³/h（換水時間10h）、7.2m³/h、14.4m³/h、28.8m³/h

3) ディフューザの形状とサイズ

水深1mの場合：0.10m×0.10m、0.10m×0.20m、0.10m×0.40m

0.05m×0.05m、0.05m×0.20m、0.05m×0.40m

0.15m×0.15m、0.15m×0.45m、0.15m×0.90m

水深2mの場合：0.15m×0.15m、0.15m×0.45m、0.15m×0.90m

0.10m×0.10m、0.10m×0.45m、0.10m×0.90m

0.20m×0.20m、0.20m×0.80m、0.20m×2.00m

水深4mの場合：0.20m×0.20m、0.20m×0.80m、0.20m×2.00m

0.15m×0.15m、0.15m×0.80m、0.15m×2.00m

0.30m×0.30m、0.30m×0.80m、0.30m×2.00m

4) ディフューザの設置水深

設置水深は、ここでは、吐出面から水面までの水深とし、蓄熱槽の規模（水深）にかかわらず同条件としている。

水深1mの場合：0.05m、0.1m、0.2m

水深 2 m の場合 : 0.05m、0.1m、0.2m

水深 4 m の場合 : 0.05m、0.1m、0.2m

5) メッシュ分割サイズ

メッシュ分割サイズは、温度成層部分の計算精度と計算時間を考慮して、以下のように設定している。

水深 1 m の場合 : 水平方向 0.015m、鉛直方向 0.010m、総メッシュ数 : 約 340,000

水深 2 m の場合 : 水平方向 0.020m、鉛直方向 0.015m、総メッシュ数 : 約 390,000

水深 4 m の場合 : 水平方向 0.020m、鉛直方向 0.015m、総メッシュ数 : 約 1,500,000

6) 計算時間間隔

計算時間間隔は、温度成層部分の計算精度と計算時間を考慮して、全ての条件で、換水回数 1.0 までの計算を行うものとし、計算回数 30,000 となるように以下のように設定している。

水深 1 m の場合 : 1.2s (0.3m³/h)、0.6s (0.6m³/h)、0.3s (1.2m³/h)、0.15s (2.4m³/h)

水深 1 m の場合 : 1.2s (0.3m³/h)、0.6s (0.6m³/h)、0.3s (1.2m³/h)、0.15s (2.4m³/h)

水深 4 m の場合 : 1.2s (3.6m³/h)、0.6s (7.2m³/h)、0.3s (14.4m³/h)、0.15s (28.8m³/h)

7) その他の設定条件

水の体膨張率は、全ての条件で、 $\beta = 2.2544E-4$ (20°Cでの体膨張率、Stream のデフォルト) としているが、蓄熱性能に影響する温度成層部の温度勾配に直接関係するのは、体膨張率と温度差の積を核に定義されるアルキメデス数であり、ここでは槽内温度とは無関係に、Stream のデフォルト設定条件である 20°Cでの体膨張率をそのまま使うこととした。なお、槽内初期温度 : 5°C、入力温度 : 15°C としている。流出口の位置は、温度成層部に影響がない槽底部側壁に 2カ所設けている。

標準的なメッシュサイズとしては、

水深 1 m の場合 : 水平方向 0.015m、鉛直方向 0.010m、総メッシュ数 : 約 340,000

水深 2 m の場合 : 水平方向 0.020m、鉛直方向 0.015m、総メッシュ数 : 約 390,000

水深 4 m の場合 : 水平方向 0.020m、鉛直方向 0.015m、総メッシュ数 : 約 1,500,000

としており、計算時間間隔としては、全ての条件で、換水回数 1.0 で計算回数

30,000 となるように、

水深 1 m の場合：1.2s (0.3m³/h)、0.6s (0.6m³/h)、0.3s (1.2m³/h)、0.15s (2.4m³/h)

水深 1 m の場合：1.2s (0.3m³/h)、0.6s (0.6m³/h)、0.3s (1.2m³/h)、0.15s (2.4m³/h)

水深 4 m の場合：1.2s (3.6m³/h)、0.6s (7.2m³/h)、0.3s (14.4m³/h)、0.15s (28.8m³/h)

とした。

8) メッシュサイズと計算時間間隔の検討

ここでは、より大きいメッシュサイズ(1.5倍と2倍)とした場合、より大きい計算時間間隔(2倍と4倍)とした場合に、定義したメッシュサイズと計算時間間隔の場合の温度分布の推移を標準の場合と比較検討したが、メッシュ間隔に関しては、定義したメッシュ間隔の2倍程度では、温度分布の推移にはほとんど差異は認められないといってよい結果となった。

また、計算時間間隔に関しては、定義した計算時間間隔の2倍程度では、温度分布の推移にはほとんど差異は認められないが、4倍ではかなり温度勾配が緩くなった。流量が多い場合には、2倍、4倍ではほとんど差異はなく、流量によって影響度合いが異なる結果となった。結果的には、ディフューザ設置水深などの条件によって異なっているが、1回換水時間に対して30000回程度の計算回数であれば、十分であると考えられる。

9) クーラン数について

クーラン数は、数値流体解析の非定常計算の際に使用される無次元数であり、次式で定義される。

$$C = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad \dots\dots(4.1)$$

ここで、 C ：クーラン数、 u ：流速 [m/s]、 t ：計算時間間隔 [s]、 x ：メッシュ間隔 [m]

時間解法が陽解法の場合には、クーラン数が1以上になることが許されないが、時間解法が陰解法の場合には、クーラン数が1以上になることが許されるので、クーラン数は計算の妥当性・安定性を確認する指標の1つとして使用されている。

水深 4 m、吐出面サイズ 0.3*0.3m、設置水深 0.05m、流量 3.6m³/h の場合
吐出面流速 $u = 0.01111111$ [m/s]

計算時間間隔 $\Delta t = 1.2$: [s]

メッシュ間隔 $\Delta x = 0.015$: [m]

$$C = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} = 0.889$$

水深 4 m、吐出面サイズ 0.15*0.15m、設置水深 0.05m、流量 3.6m³/h の場合
(最大のクーラン数となる条件)

吐出面流速 $u = 0.0444$ [m/s]

計算時間間隔 $\Delta t = 1.2$: [s]

メッシュ間隔 $\Delta x = 0.01$: [m]

$$C = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} = 5.333$$

ここでの CFD では、メッシュ分割を等間隔としているので、流速が最大となるディフューザ吐出面から水面付近においてクーラン数が最大となると考えられるが、8)のメッシュサイズと計算時間間隔の検討結果から、槽内温度分布の推移に対する影響としては、定義したメッシュ間隔と計算時間間隔で計算する場合には、クーラン数が1を超えていても実質的には問題はないと考えられる。

これは、温度成層部の温度勾配の緩急を支配しているのはディフューザ吐出面から水面付近の流れではなく、水平流入方式の流入口の場合と同様、ディフューザから吐出した流れが水面に到達した後、水面に沿って進行した流れが槽周壁に衝突したときの性状が温度成層部の温度勾配の緩急を支配していると考えて良いことを示していると考えている。

4.2.2 吐出面の乱流エネルギーとエネルギー消散率の境界条件の検討

均一流入条件の鉛直方向流入方式の CFD とするために、ディフューザは、厚さ 10mm 程度で、槽規模や水深に比して無視できる程度の厚さの板状の流入部を設定し、その上面を吐出面として設定しており、吐出面の流入境界条件を以下のように入っている。

流入流速：流入流量を吐出面面積で除した流速を吐出面全体に均一に与える。

流入温度：流入温度を与える。

乱流諸量：円管からの流入を想定して、管内流量の乱流エネルギーとエネルギー消散率の以下の経験式を用いた。

$$k = \frac{U^2}{100} \quad \dots\dots(4.2)$$

$$\epsilon = 0.09^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{0.07D} \quad \dots\dots(4.3)$$

U ：流入速度（ここでは、吐出面流入流速）

D ：管径（ここでは、導入管を想定した 0.05m）

ただし、吐出面から直接流入することを前提としているここでの検討においては、乱流諸量に関しては、吐出面での境界条件が不明であり、円管からの流入に関する経験式で与えることの是非を検討する必要がある。

ここでは、乱流諸量の吐出面境界条件が大きく変わった場合に、槽内温度分布推移などにどの程度の影響があるのか確認するための CFD 解析を行った。（表 4.2）

・計算条件

水深 1 m 吐出面 10 cm × 40 cm 設置水深 200 mm 流量 0.3 m³/h

KE1～KE6 の 6 条件

表 4.2 境界条件のケース一覧

ケース 名称	乱流エネルギー m ² /s ²	粘性消散率 m ² /s ³	備考
KE1	8.42E-07	1.81E-06	経験式（パンチングメタルの穴相当の配管）
KE2	4.34E-08	9.41E-11	経験式（吐出面相当の配管）
KE3	4.34E-06	9.41E-09	KE2 × 100
KE4	4.34E-10	9.41E-13	KE2 / 100
KE5	4.34E-06	9.41E-13	KE2 の k × 100 ε / 100
KE6	4.34E-10	9.41E-09	KE2 の k / 100 ε × 100

図 4.2 に乱流諸量の吐出面境界条件の違いによる槽内温度分布推移の比較を示した。槽上部に若干の差異は認められるものの、結果的には、温度分布の推移の差はないといえる。

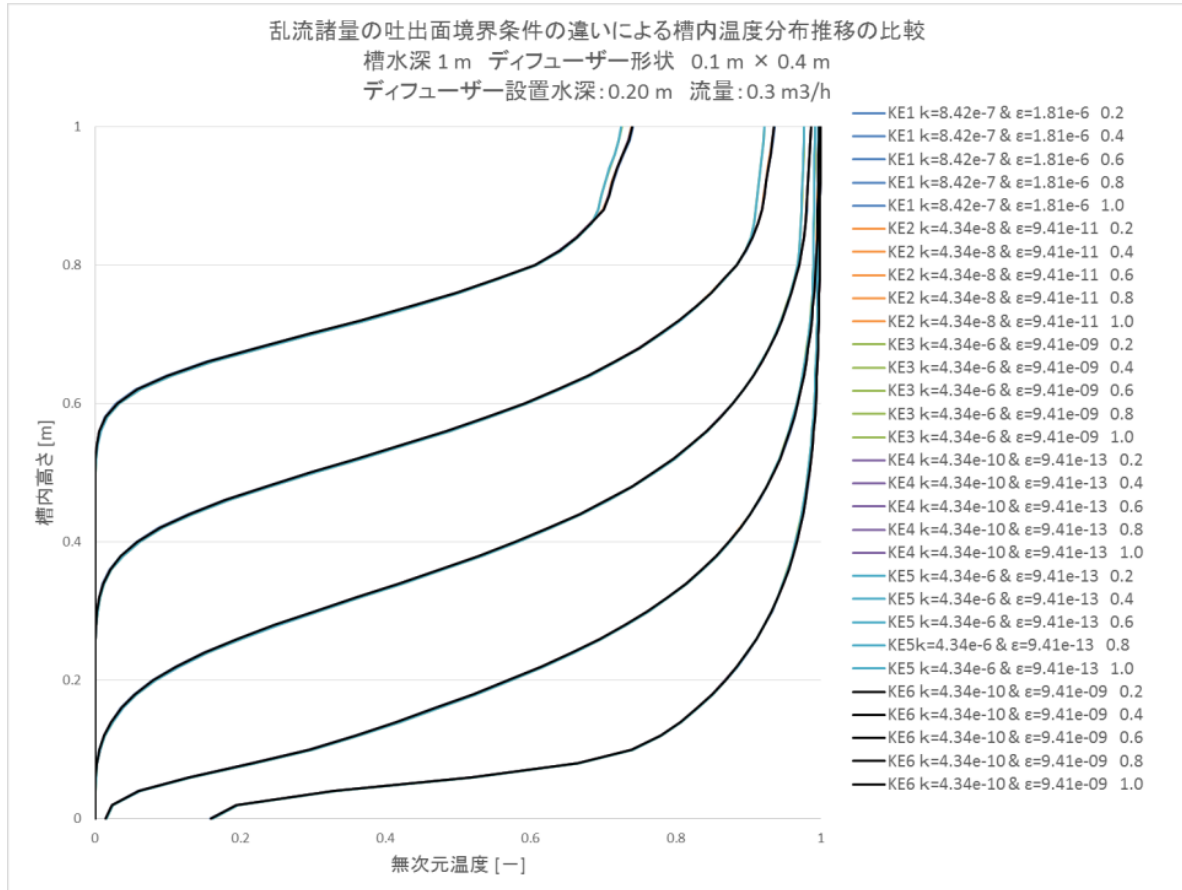


図 4.2 乱流諸量の吐出面境界条件の違いによる槽内温度分布推移の比較

4.3 吐出面に流入流速分布がある場合の CFD 解析

4.2 節では、鉛直流入方式のディフューザを用いた場合の蓄熱槽の性能評価に際して、基本流入条件として、ディフューザ吐出面から均一流速・均一温度で流入すると仮定した理想条件について、CFD 解析を行った。

ここでは、実験と同様に縦管を介してディフューザ本体に流入させることで、吐出面で流入流速分布がある場合の CFD 解析を行った。CFD 解析条件は表 4.1 に準ずるが、吐出面でのレイノルズ数に応じて層流モデルも用いた。解析対象蓄熱槽の条件については表 4.3 に、解析蓄熱槽の概要を図 4.3 に示す。解析条件数は 159 ケースである。流入境界条件は、ディフューザ下部の縦管流入部に平均流速として設定し、ディフューザも詳細にモデル化しているため、均等流入流速を仮定した場合の CFD 解析に比べて、モデルが複雑になり計算負荷が増大する。

表 4.3 解析蓄熱槽の条件(吐出面に流速分布がある場合)

槽規模	吐出面サイズ[m]		吐出面設置水深[m]	流入流量 [m ³ /h]
	幅	長さ		
水深1m			0.05	0.05,
水平断面1m×1m		0.8	0.10	0.1(10h換水),
槽容量1m ³			0.15	0.2, 0.4
水深2m	0.1		0.05, 0.15,	0.4,
水平断面2m×2m	0.2		0.25, 0.35,	0.8(10h換水),
槽容量8 m ³	0.3	1.0	0.5	1.6, 3.2, 6.4
水深3m			0.15, 0.3,	1.35,
水平断面3m×3m			0.45, 0.6	2.7(10h換水),
槽容量27m ³				5.4, 10.8

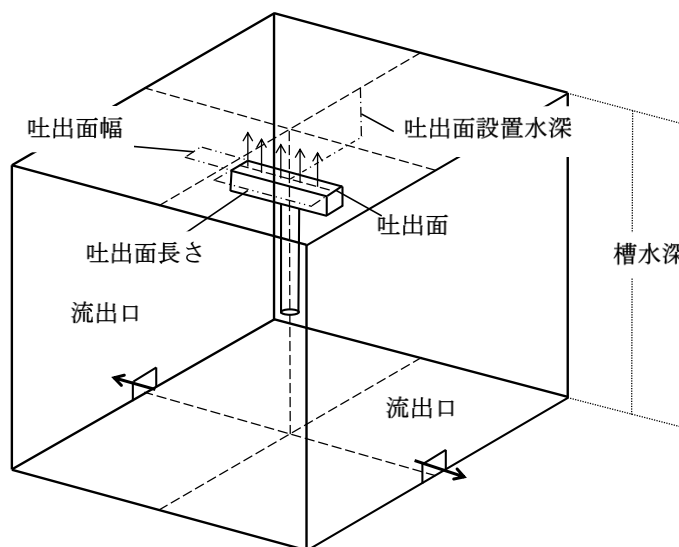


図 4.3 解析蓄熱槽の概要

1) 100万メッシュを基準とし、メッシュの大きさ(x×y×z)が20×20×20(mm)の38万メッシュ・15×15×10(mm)の109万メッシュ・10×10×10(mm)の220万メッシュの3種類を比較した。ただし、全てのメッシュ数において、導入管部分の水平方向のメッシュの大きさ(x×y)を5×5(mm)、ディフューザ部分の垂直方向のメッシュの大きさ(z)を10(mm)とした。

それぞれのメッシュ数で計算を行い、比較したグラフを図4.4に示す。

図4.4より、3種類のメッシュ数での計算結果にほとんど差がないことがわかる。どのメッシュ数で計算を行っても問題はないと考えられるため、一般的な109万メッシュで計算を行うこととした。

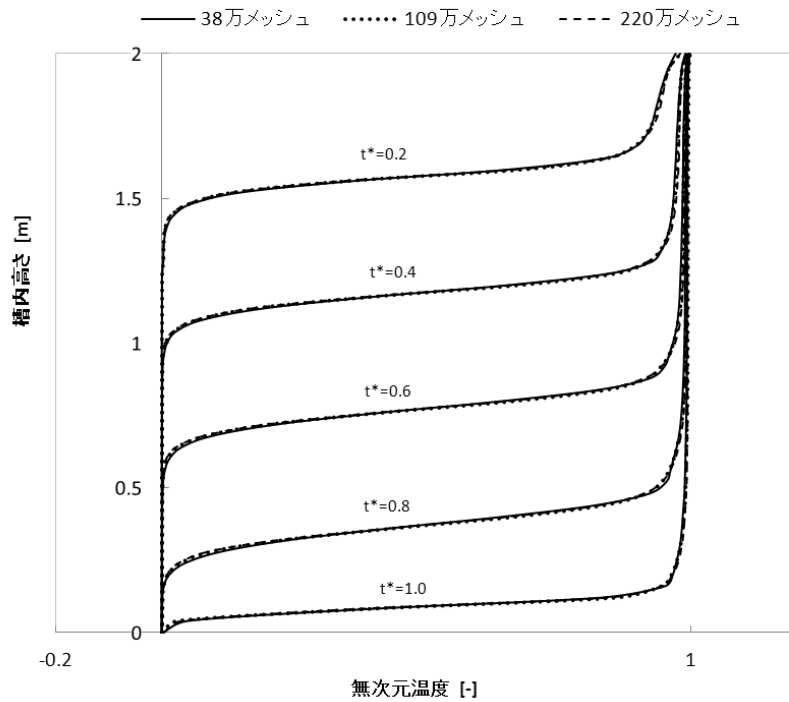


図 4.4 メッシュ数の比較
 (槽形状 2×2×2 m, ディフューザ形状 1.0 m×0.1 m,
 ディフューザ設置水深 0.05 m, 流量 0.4 m³/h,)

2) 計算時間間隔が 0.2 秒・0.5 秒・1.0 秒の 3 種類で計算を行い比較した。ただし、メッシュ数は 1) で決定した 109 万メッシュとした。計算結果を比較したグラフを図 4.5 に示す。

図 4.5 から、どの計算時間間隔で行った計算もほとんど差がないことがわかる。ここでは 0.5 秒間隔で計算を行うこととした。

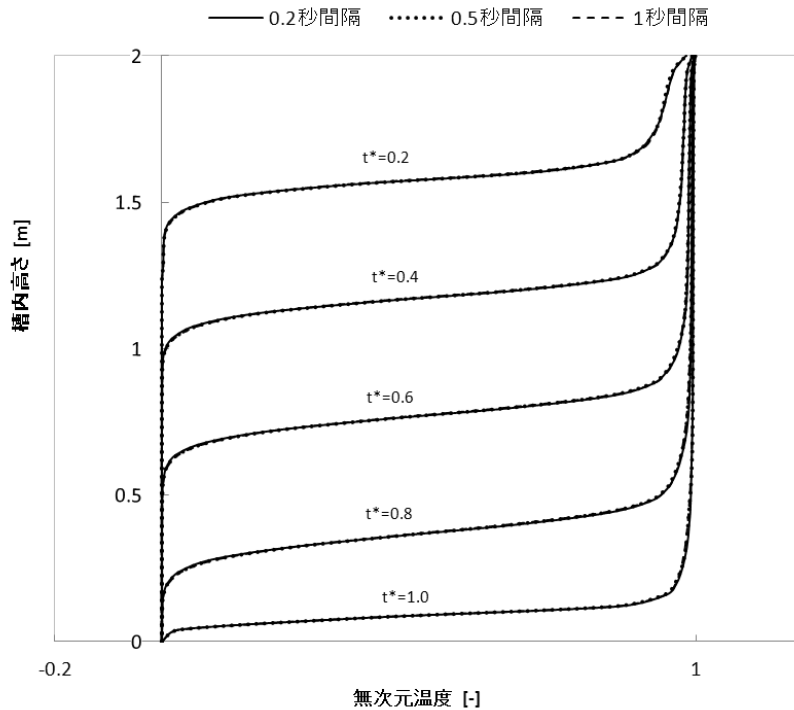


図 4.5 計算時間間隔の比較
 (槽形状 $2 \times 2 \times 2$ m, ディフューザ形状 $1.0 \text{ m} \times 0.1 \text{ m}$,
 ディフューザ設置水深 0.05 m , 流量 $0.4 \text{ m}^3/\text{h}$,)

3) ここまでで検討したそれぞれの条件について、クーラン数を検討する。
 1) から 2) で計算を行ったシミュレーションのそれぞれのクーラン数を表 4.4 に示す。

表 4.4 検討したケースでのクーラン数

		最大	槽内平均 (X, Y, Z 成分)
38万メッシュ	0.2秒間隔	3.26E+00	1.5474E-02, 1.5235E-02, 2.6481E-02
109万メッシュ	0.2秒間隔	4.87E+00	1.3115E-02, 1.3722E-02, 2.7640E-02
	0.5秒間隔	1.22E+01	3.0016E-02, 3.2808E-02, 6.8386E-02
220万メッシュ	0.5秒間隔	2.44E+01	6.2941E-02, 6.4330E-02, 1.2858E-01
	1秒間隔	4.87E+00	1.6598E-02, 1.7495E-02, 2.2013E-02

表 4.4 から平均のクーラン数はいずれも 1 より小さい値となっている。最大のクーラン数はいずれも 1 以上となっているが、この値が計測されたのはディフューザに入る前の導入管内であると思われる。そのため、水槽内の温度分布にはあまり影響がないと考えている。

4) 図 4.6～図 4.9 に、計算を行った槽内温度分布の推移の計算結果の一例を示す。縦軸を槽の高さ、横軸を無次元温度として、換水回数 0.2 回ごとに示した。

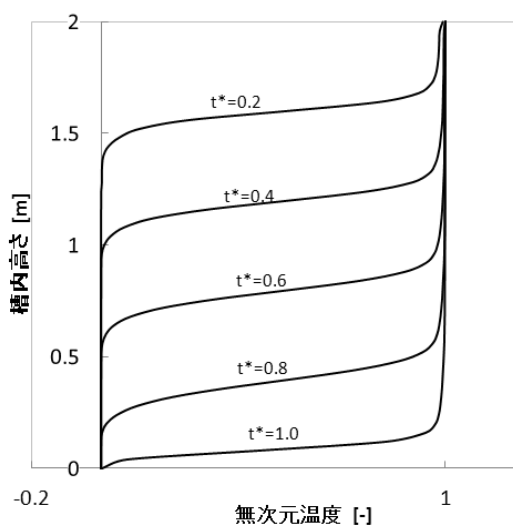


図 4.6 槽内温度分布の時間推移
(槽形状 $2 \times 2 \times 2$ m, 流量 $1.6 \text{ m}^3/\text{h}$,
ディフューザ形状 $1.0 \text{ m} \times 0.3 \text{ m}$,
ディフューザ設置水深 0.05 m ,)

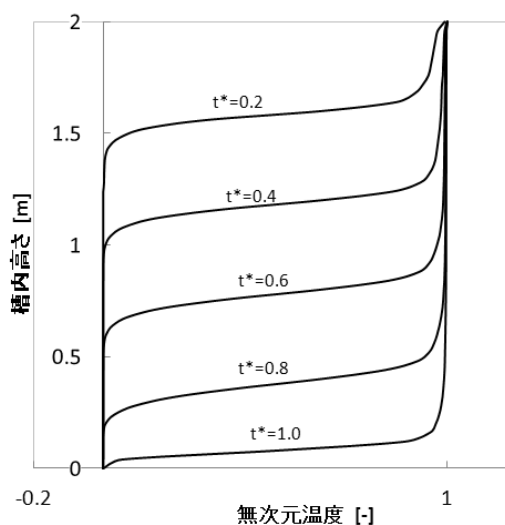


図 4.7 槽内温度分布の時間推移
(槽形状 $2 \times 2 \times 2$ m, 流量 $3.2 \text{ m}^3/\text{h}$,
ディフューザ形状 $1.0 \text{ m} \times 0.3 \text{ m}$,
ディフューザ設置水深 0.05 m ,)

図 4.6～図 4.9 に示したように、CFD で解析した流入条件は、非常に温度成層が急なものから緩くなる条件を含んだものになっている。

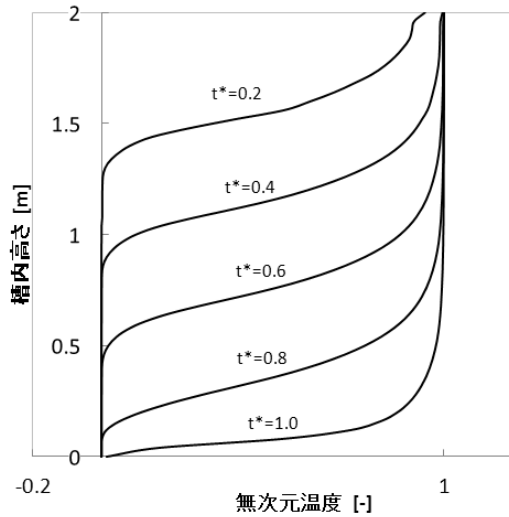


図 4.8 槽内温度分布の時間推移
(槽形状 $2 \times 2 \times 2$ m, 流量 $1.6 \text{ m}^3/\text{h}$,
ディフューザ形状 $1.0 \text{ m} \times 0.3 \text{ m}$,
ディフューザ設置水深 0.25 m ,)

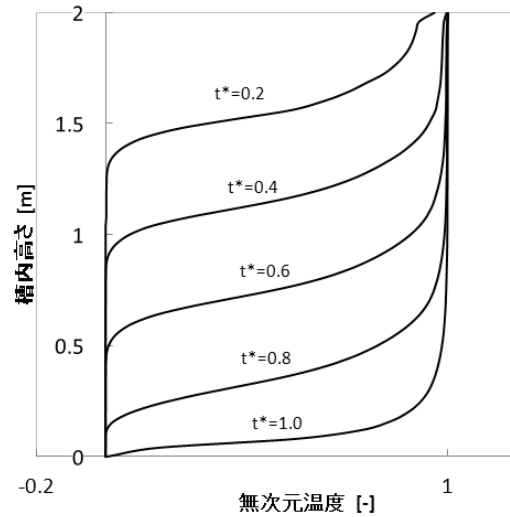


図 4.9 槽内温度分布の時間推移
(槽形状 $2 \times 2 \times 2$ m, 流量 $3.2 \text{ m}^3/\text{h}$,
ディフューザ形状 $1.0 \text{ m} \times 0.3 \text{ m}$,
ディフューザ設置水深 0.25 m ,)

4.4 第4章のまとめ

本章では、槽の規模、槽水深、ディフューザの形状とサイズ、ディフューザの設置水深、流入流量、槽内温度と流入温度などが様々に変化した場合の蓄熱特性を定量的に明らかにするために、主にディフューザ吐出面から均等に流入すると仮定した理想条件についてCFD解析を行うとともに、均等流入流速を仮定した場合のCFD解析に比べて、モデルが複雑になり計算負荷が増大する吐出面で流入流速分布がある場合についてもCFD解析を行った。

その結果、以下のような知見を得た。

- 1) 計算の妥当性・安定性を確認する指標の1つとして使用されているクーラ
ン数がディフューザ吐出面からの流れにおいて、1.0を超えている場合があるが、槽内の平均では1.0をはるかにしたまわる結果となった。
- 2) 1)の結果は、温度成層部の温度勾配の緩急を支配しているのは水平流入方式の流入口の場合と同様、水面に到達した後、水面に沿って進行した流れが槽周壁に衝突したときの性状が温度成層部の温度勾配の緩急を支配していると考え実質的には問題はないと考えられる。
- 3) 乱流エネルギーとエネルギー消散率については、CFDソフトに設定されているデフォルトの経験式を用いたが、吐出面境界条件が大きく変わった場合でも槽内温度分布の推移などにほとんど影響がないことを確認した。

第5章 温度成層型蓄熱槽の蓄放熱特性の簡易予測モデルとそのモデルパラメータ

5.1 はじめに

本章で用いる簡易予測モデル(槽内混合モデル)とは、温度成層型水蓄熱槽の槽内を2領域に分割し、分割した各領域の温度を求める数式モデルである。簡易予測モデルによる計算結果と第4章で行ったCFD解析による鉛直温度分布を比較し、簡易予測モデルにおいて各領域の温度分布を計算するために必要なパラメータである初期完全混合域深さ l_0 を同定する。

5.2 簡易予測モデル

5.2.1 簡易予測モデルの概要

第3章の3.4節で述べたように、鉛直流入ディフューザからの流入水は、結果的に水平吹き出しにおける温度成層型蓄熱槽の場合とよく似た流れ場となったことから、この定性的な考察を踏まえて、上部から入力された高温水が槽内初期温度の水と完全に混合する完全混合域と、下向きに高温領域が押し出されていく一次拡散域とに槽内を2分割する簡易予測モデル[21][22]を、鉛直流入ディフューザによる温度成層型蓄熱槽の場合まで適用できるものとする。(図5.1)

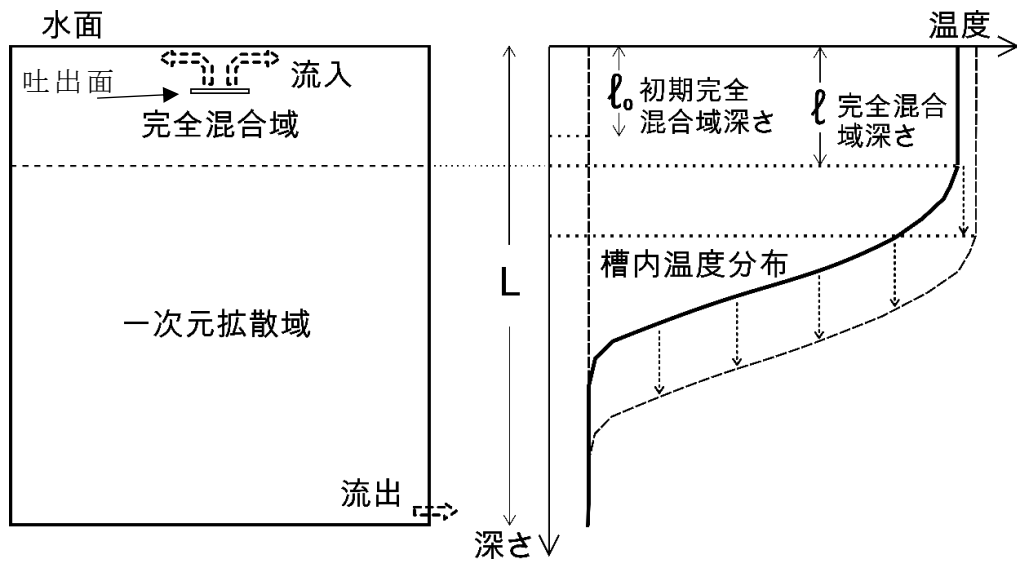


図 5.1 簡易予測モデルの概要

この簡易予測モデルにおけるそれぞれの領域の水温は以下のように求められる。

一次元拡散域：流入口の影響を受ける部分を除いて、水平方向に水温はほぼ等しい。このことから、槽内の熱拡散を深さ方向への一次元拡散で近似できると考え、式(5.1)で一次元拡散域の温度を表すことができる。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \kappa \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} - U \frac{\partial \theta}{\partial z} \quad \dots\dots(5.1)$$

完全混合域：完全混合域深さ ℓ は、入力条件から定まる初期完全混合域深さ ℓ_0 と、入力開始時から経過した無次元時間 t^* と共に式(5.3)に従って増大するものとする。

$$R = \frac{\ell}{L} = R_0 + R_k t^* = \frac{\ell_0}{L} + R_k t^* \quad \dots\dots(5.2)$$

$$t^* = \frac{Ft}{V} \quad \dots\dots(5.3)$$

既往研究で水平流入方式の実験結果から求めた係数 $R_k = 0.4$ は、 R_k の値と入口アルキメデス数 Ar_{in} の値とに相関は認められず、また、計算結果に対して l_0 の値ほど大きな影響を与えないので、本研究ではその値を鉛直流入ディフューザによる温度成層型蓄熱槽の場合まで適用できるものとする。

完全混合域の温度は式(5.4)で求めることができる。

$$VR \frac{d\theta}{dt} = F(\theta_{in} - \theta) \quad \dots\dots(5.4)$$

左辺は完全混合域の容積に温度変化を乗じた値で単位時間当たりの増加蓄熱量を示す。右辺は正味の流入熱量を表す。

この簡易予測モデルでは、未知数は l_0 であり、水平入力方式の場合には数多くの実験から式(5.5)～式(5.9)のような実験式が得られている。(図 5.2) これらの実験式は、槽内温度が一様である状態から入力温度がステップ的に変化し、それ以降は定流量・定温度が保たれている入力条件に対応している。

- ・ 円管入力

$$\frac{\ell_0}{d_{in}} = 0.7Ar_{in}^{-0.5} \quad \dots\dots(5.5)$$

ここで、 d_{in} は、円管流入口直径である。

$$Ar_{in} = \frac{d_{in}g(\rho_0 - \rho_{in})/\rho_0}{u_{in}^2} \quad \dots\dots(5.6)$$

$$u_{in} = \frac{4F}{\pi d_{in}^2} \quad \dots\dots(5.7)$$

- ・ スロット・せき入力方式

$$\frac{\ell_0}{d_{in}} = 2.0Ar_{in}^{-0.6} \quad \dots\dots(5.8)$$

ここで、 d_{in} は、スロット・せき流入口の上下幅である。

- ・ ふく流型入力方式

$$\frac{\ell_0}{d_{in}} = 1.8Ar_{in}^{-0.5} \quad \dots\dots(5.9)$$

ここで、 d_{in} は、ふく流型流入口上下幅である。

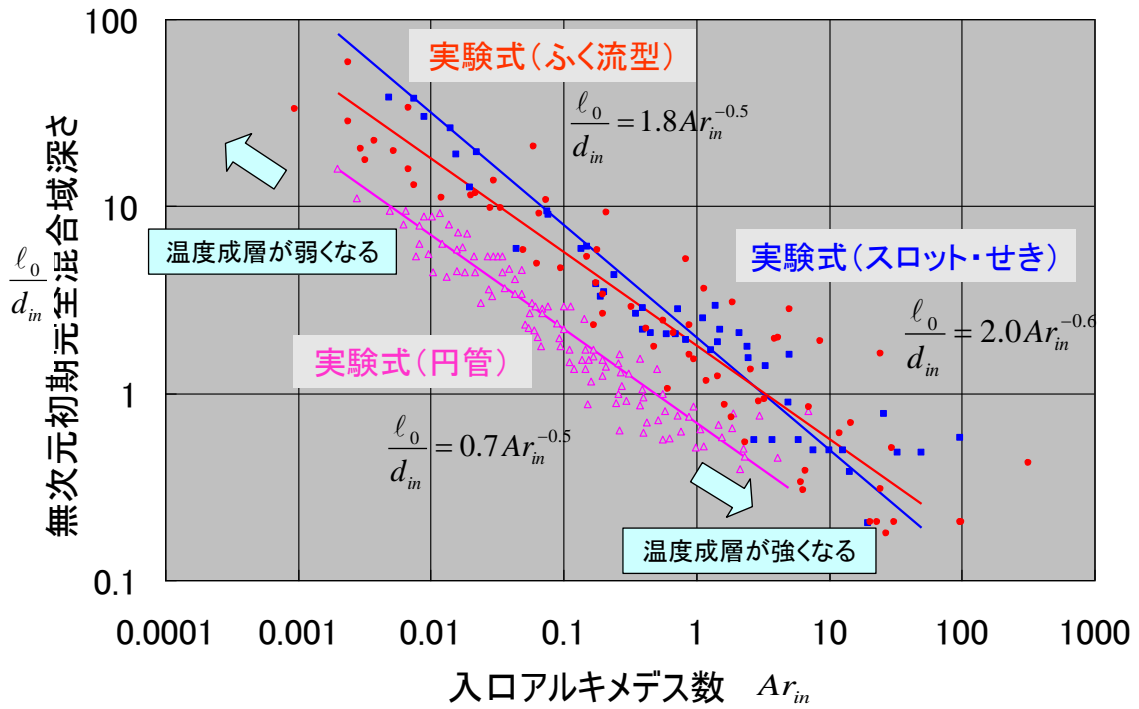


図 5.2 水平入力方式の場合の無次元初期完全混合域深さ ℓ_0/d_{in} と
入口アルキメデス数 Ar_{in} の関係

(d_{in} は代表長さで、円管の場合は d_{in} = 円管流入口直径、スロット・せきの場合は d_{in} = スロット・せき流入口上下幅、ふく流型の場合は d_{in} = 円盤型流入口上下幅)

5.2.2 簡易予測モデル式の解法

前進差分法を用いて式(5.1)と式(5.4)の数値解析を行った。差分法、あるいは有限差分法とは、偏微分方程式の数値解法の一つである。微分方程式をその差分近似である差分方程式で置換する差分近似が基本原理である。得られた差分方程式は代数方程式として解くことができる。つまり、差分法とは、未知関数の導関数を対応する差分商で置き換え差分方程式に帰着させ、この差分方程式を代数方程式としてコンピューターを用いて数値的に解く方法である。差分法を用いて、偏微分方程式を単なる四則演算を含む代数方程式に変換し計算する最大のメリットは、コンピューター演算が可能になることである。本研究ではプログラミング言語にC++を用いて次元拡散域の温度を式(5.1)で差分法の一つである高精度計算のための時空間多点前進差分[67] (MAB法: Mult-point Adams-Bashforth)を用いて解を求めた。

一次導関数の差分近似は式(5.12)のようになる。

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial z} \right|_i = \frac{\theta_{i-2} - 8\theta_{i-1} + 8\theta_{i+1} - \theta_{i+2}}{12\Delta z} \quad \dots\dots(5.10)$$

二次導関数の差分近似は以下のようなになる。

$$\left. \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right|_i = \frac{-\theta_{i-2} + 16\theta_{i-1} - 30\theta_i + 16\theta_{i+1} - \theta_{i+2}}{12(\Delta z)^2} \quad \dots\dots(5.11)$$

ここで、

$$f^j = \kappa \left. \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right|_i^j - U \left. \frac{\partial \theta}{\partial z} \right|_i^j \quad \dots\dots(5.12)$$

とすると、時間的には前進差分として以下のようなになる。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\theta_i^{j+1} - \theta_i^j}{\Delta t} = 1.5f^j - 0.5f^{j-1} \quad \dots\dots(5.13)$$

計算安定範囲は、拡散項のみの場合、

$$0 < \frac{\Delta t}{(\Delta z)^2} \leq \frac{3}{16} = 0.1875 \quad \dots\dots(5.14)$$

である。

断熱境界条件は、

$$\begin{aligned} \theta_{i+1}^j &= \theta_{i-1}^j \\ \theta_{i+2}^j &= \theta_{i-2}^j \end{aligned} \quad \dots\dots(5.15)$$

温度境界条件は、

$$\theta_{i-1}^j = 2\theta_i^j - \theta_{i+1}^j \quad \dots\dots(5.16)$$

である。

5.3 モデルパラメータ(初期完全混合域深さ)の同定

5.3.1 パラメータ同定概要

簡易予測モデルの中で、初期完全混合域深さ l_0 が未知のパラメータなので、種々の入力条件下での実験から初期完全混合域深さ l_0 を求めておく必要がある。ここでは、実験の代用となる第4章のCFD解析でのデータを基に初期完全混合域深さ l_0 を同定した。

5.3.2 同定方法

CFD解析結果と簡易予測モデルの計算結果について、無次元時間 $t^*=0.4$ と 0.6 の時点での鉛直温度分布を比較し、CFD解析結果と簡易予測モデルでの計算結果の温度成層部での温度勾配誤差が最小となるように、モデルパラメータである初期完全混合域深さ l_0 を同定した。このとき、槽上部の温度が安定して推移する槽内鉛直温度分布となる無次元換水時間 $t^*=0.4$ と 0.6 の時点における無次元温度 0.1 と 0.9 での温度勾配の誤差のみ評価した。

本同定においてCFD解析結果と簡易予測モデル計算結果と誤差が最小となる l_0 を求めるために、修正パウエル法を用いた。修正パウエル法とは最小値(最大値)を探索する手法の一つである。

5.4 モデルパラメータと入口アルキメデス数の関係

水平流入方式の場合とは異なり、上部流入口高温水入力時には、流入口から流入水が鉛直上方に吹出すことになるが、水面まで到達した後は、流れの方向は水平方向となり、その後の流入水の挙動は、水平流入方式の流入口の場合と同じ状況となると考えられる。したがって、水平流入方式の場合と同様に、モデルパラメータの実験式を求めることができれば、容易に蓄熱性能の予測が可能となる。

ここでは、第4章の4.2で計算した342ケースの全ての条件で換水回数0.4と0.6における簡易予測モデルにより算出された槽内温度分布と吐出面均等流入流速の場合のCFDによる槽内温度分布について、温度成層部の温度勾配が最も一致するように初期完全混合域深さ l_0 を同定した。

5.4.1 CFD解析結果と簡易予測モデル計算結果の温度分布比較

一例として図5.3に、同定した初期完全混合域深さ l_0 を用いた簡易予測モデルで計算した槽内温度分布をCFD解析による温度分布と比較した。

温度成層型水蓄熱槽において、図5.3のようにCFD解析結果と簡易予測モデル計算結果の誤差が非常に小さく、良い一致を示すことが分かった。

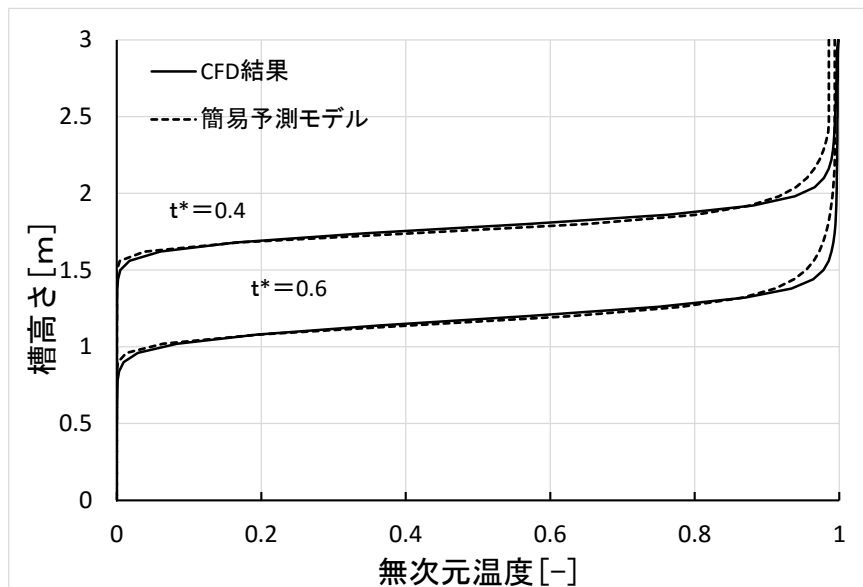


図 5.3 温度成層型蓄熱槽の CFD 結果による初期完全混合域深さの同定の例
 (槽水深 3 m, ディフューザ形状 0.1 m×1.0 m,
 ディフューザ設置水深 0.15 m, 流量 2.7 m³/h, $Ar_{in} = 22.85$, $l_0 = 0.102$ m)

5.4.2 無次元完全混合域深さと入口アルキメデス数の関係

ディフューザ形状は、比較的吐出面積を自由に設計でき、実際に製作するコストの関係から矩形の吐出面となることが一般的になると考えられる。本研究では、ディフューザ代表長さとして、矩形のディフューザ面積と同一の吐出面面積となる円管直径(吐出面等価直径)を採用し、ディフューザ代表長さを吐出面等価直径とした場合の無次元完全混合域深さと入口アルキメデス数の関係について検討した結果を示す。それぞれのパラメータは以下のように定義される。

- ・代表長さ

$$d_{in} = \text{吐出面等価直径}$$

- ・無次元初期完全混合域深さ

$$R_0 = \frac{\ell_0}{d_{in}} \quad \dots\dots(5.17)$$

- ・入口アルキメデス数

$$Ar_{in} = \frac{d_{in}g\beta(\theta_{in} - \theta_0)}{u_{in}^2} \quad \dots\dots(5.18)$$

- ・吐出面流入流速

$$u_{in} = \frac{4F}{\pi d_{in}^2} \quad \dots\dots(5.19)$$

水深 1 m、水深 2 m、水深 4 m の全データについて、縦軸に ℓ_0/d_{in} をとり、横軸に Ar_{in} をとって両対数グラフとしてプロットしたものが図 5.4 である。

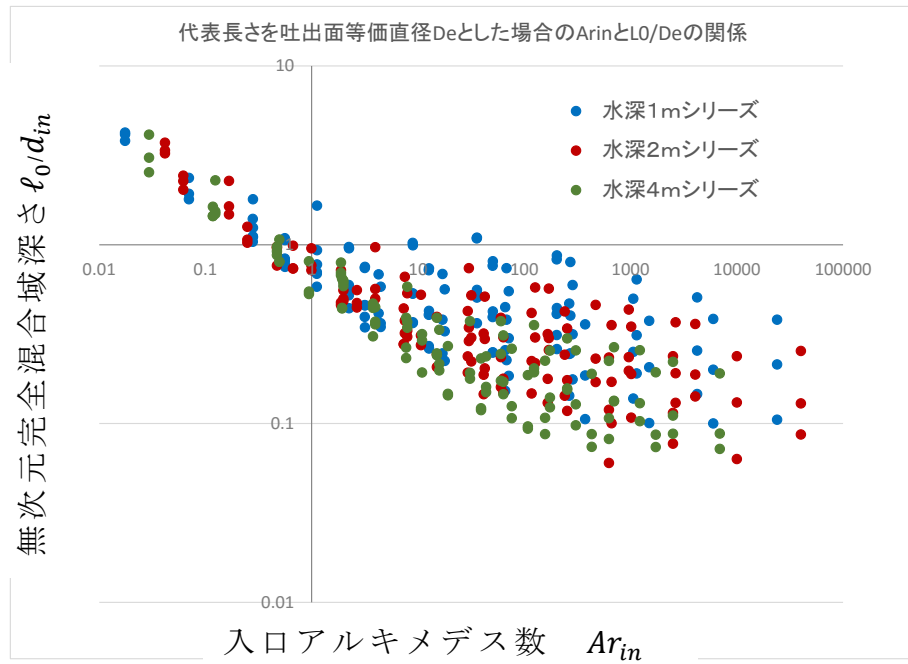


図 5.4 代表長さをディフューザ等価直径とした場合の無次元完全混合域深さと入口アルキメデス数の関係
(水深 1 m ・ 水深 2 m ・ 水深 4 m の全データ)

図 5.4 中の Ar_{in} が 10 を超えたあたりから設置水深の影響によって、ばらつきが大きくなる。このように、全ての解析条件についての関係をプロットすると関係がよく分からなくなることから、ここでは、図 5.4 中に示したデータの一部である下記の条件での結果を抽出し、図 5.4 と同様に、結果を l_0/d_{in} と Ar_{in} の関係としてプロットし、同じ設置水深の結果をグループ化して図 5.5 に示した。

表 5.1 CFD 計算条件

槽形状	3 m×1 m×水深1 m (槽容量=3.0 m ³)
ディフューザ形状	0.1 m×0.4 m
ディフューザ設置水深	0.05m, 0.10m, 0.20m (吐出面と水面の距離)
流入流量	0.3m ³ /h, 0.6m ³ /h, 1.2m ³ /h, 2.4m ³ /h, 4.8m ³ /h, 9.6m ³ /h, 19.2m ³ /h

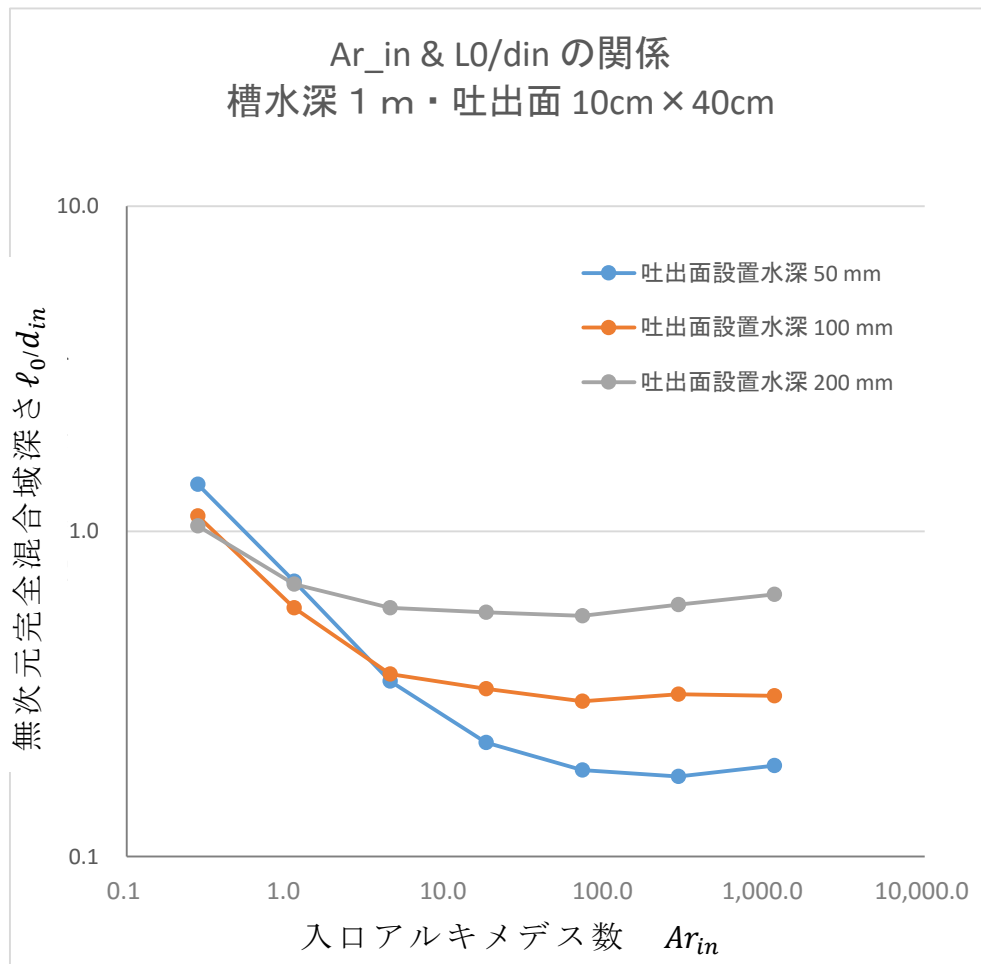


図 5.5 代表長さをディフューザ等価直径とした場合の無次元完全混合域深さと入口アルキメデス数の関係
(水深 1 m・吐出面 0.10m×0.40m シリーズ)

基本的には、入口アルキメデス数が大きくなるほど ℓ_0/d_{in} が小さく、蓄熱性能が向上する傾向があることが分かるが、入口アルキメデス数がある程度以上となると設置水深ごとに蓄熱性能に差異が生じるとともにその性能に変化がなくなることが明らかとなった。

5.4.3 ℓ_0/d_{in} と入口アルキメデス数の関係に設置水深を導入

1) 無次元吐出面設置水深 x_s/d_{in} による ℓ_0/d_{in} の修正

図 5.5 に示した無次元完全混合域深さ ℓ_0/d_{in} と入口アルキメデス数の関係から、ある程度以上の入口アルキメデス数では、 ℓ_0/d_{in} がほぼ一定値となることから、 ℓ_0/d_{in} に、設置水深 x_s とディフューザ代表長さ d_{in} の指数関数を乗じた修正 ℓ_0/d_{in} の導入を検討する。ここでは、まず、水深 1 m の全ケースの中から、入口アルキメデス数が変化しても ℓ_0/d_{in} がほぼ一定値となる 89 ケースを抽出して、修正 Powell 法を用いて 0.7 との誤差が最少となるように $\ell_0/d_{in} \cdot x_s^A \cdot d_{in}^B$ の指数を同定した。これを図示したものが図 5.6 である。

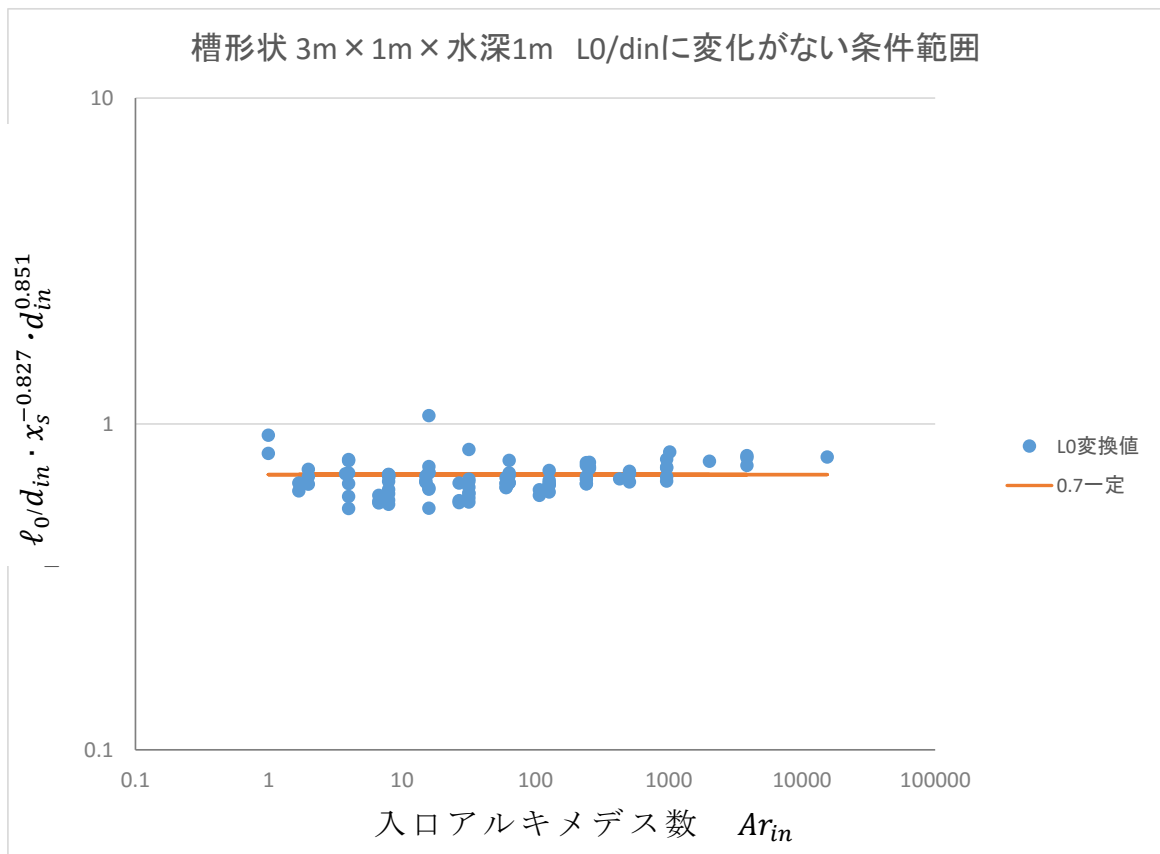


図 5.6 修正 Powell 法による同定結果
(一定値 0.7 に一致するように指数を同定)

図 5.5 で求めた結果を修正した ℓ_0/d_{in} で縦軸にして表したものが図 5.7 である。ただし、図 5.6 中、縦軸の同定した指数 A、B は、有効数字一桁として $K1=-0.8$ としている。

$$\frac{\ell_0}{d_{in}} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^{-0.8} = f(Ar_{in}) \quad \dots\dots(5.20)$$

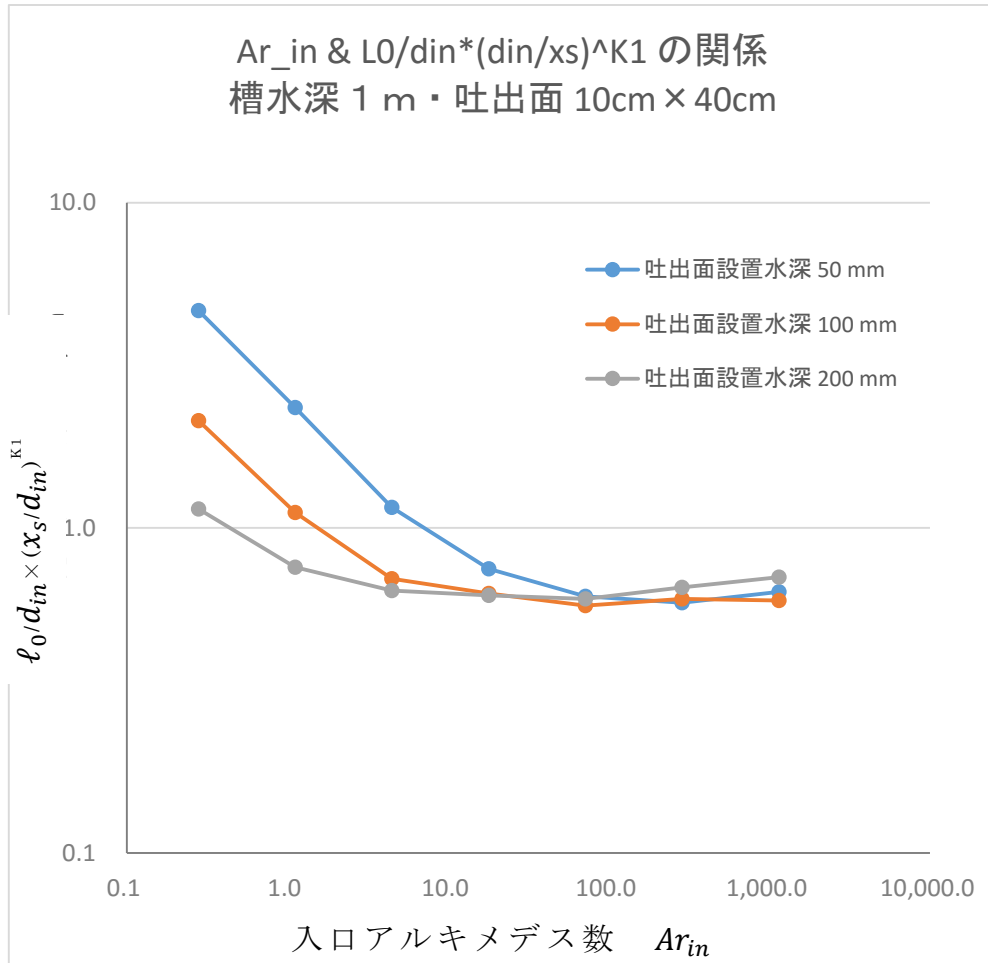


図 5.7 無次元吐出面設置水深 x_s/d_{in} による修正 ℓ_0/d_{in} の導入

2) 無次元吐出面設置水深 x_s/d_{in} による Ar_{in} の修正

さらに、入口アルキメデス数の修正を試み、同様に、設置水深 x_s と入口代表長さ d_{in} の関数を乗じることで次式の関係を導出した。

$$\frac{\ell_0}{d_{in}} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^{-0.8} = f\left(Ar_{in} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^2\right) \quad \dots\dots(5.21)$$

この関係を図示したものが図 5.8 である。

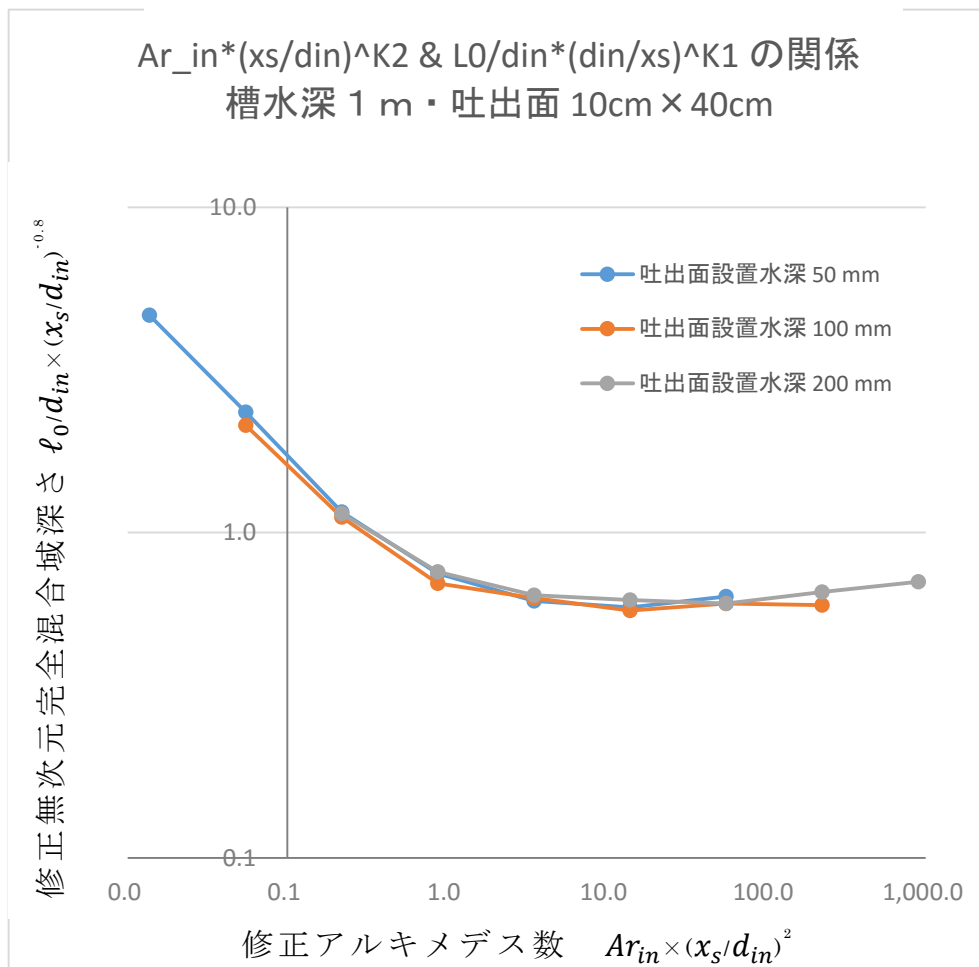


図 5.8 無次元吐出面設置水深 x_s/d_{in} による修正 ℓ_0/d_{in} と修正 Ar_{in} の導入

おおよそ1本のラインに乗ることが分かったので、この関係を第4章の4.4で計算した水深1mシリーズ、水深2mシリーズ、水深4mシリーズの342ケースの全ての結果を修正入口アルキメデス数 $Ar_{in}(x_s/d_{in})^2$ を横軸に、修正初期完全混合域深さ $l_0/d_{in} (x_s/d_{in})^{-0.8}$ 縦軸にとった両対数グラフにプロットしたものを図5.9に示す。図5.9中の同定結果は、ほぼ一つの曲線上に乗っていることが分かる。また、修正入口アルキメデス数がある程度以上大きくなっても修正初期完全混合域深さがほぼ一定値となり、大きく蓄熱性能は向上しないことが分かる。

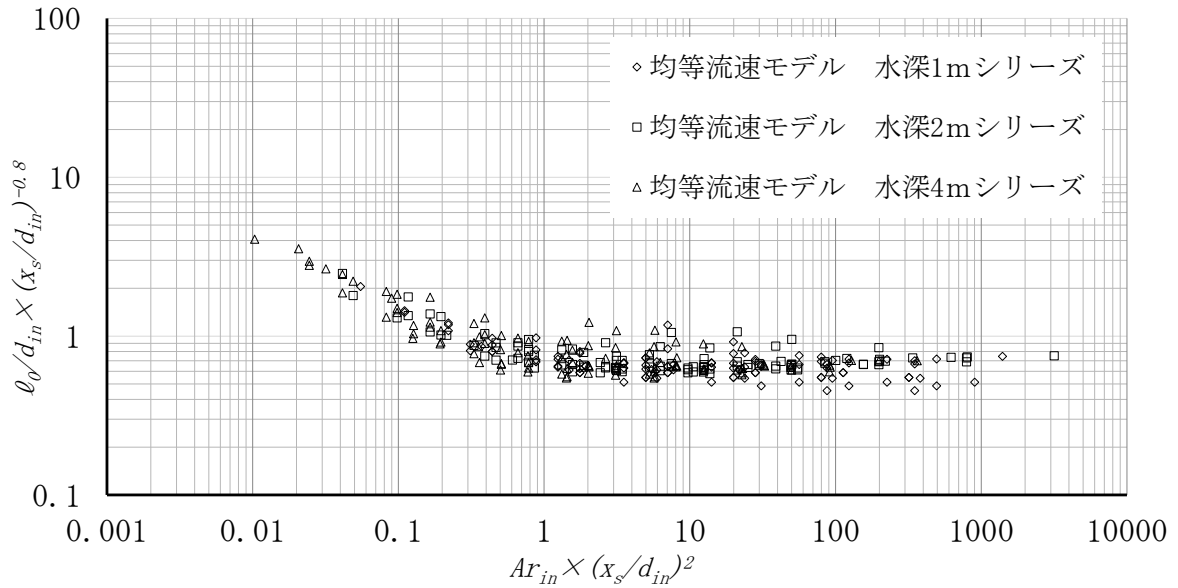


図 5.9 吐出面設置水深で修正した入口アルキメデス数と無次元初期完全混合域深さの関係

5.4.4 吐出面に流入流速分布のある場合の同定結果

5.4.3の図5.9に示した吐出面で均等流入流速を仮定した場合(均等流速モデル)のパラメータ同定結果と比較するため、図5.10に吐出面に流入流速分布のある第4章の4.3で計算した159ケースすべてのCFD解析結果(流速分布モデル)による同定結果を重ねてプロットしているが、ほぼ一つの曲線上に乗っており均等流入流速の場合の結果とほとんど差異がない結果となった。また、図5.10に示した関係から水平流入方式の場合(実験式)と同様に修正 $Ar_{in}=1.0$ が交点となった2本の簡易予測モデルに必要なパラメータを推定する近似式を求め、式(5.22)と式(5.23)に示す。なお、修正 $Ar_{in} \geq 1.0$ 場合は性能が変化しないことから修正 $\ell_0/d_{in}=0.63$ 一定となる。この二つの近似式から入力条件を表す修正 Ar_{in} が決まれば簡易予測モデルに必要な修正 ℓ_0/d_{in} が求められるので槽内温度分布が計算できることになる。

$$\frac{\ell_0}{d_{in}} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^{-0.8} = 0.63 \left(Ar_{in} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^2 \right)^{-0.4} \quad (\text{修正 } Ar_{in} < 1.0) \quad \dots\dots(5.22)$$

$$\frac{\ell_0}{d_{in}} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^{-0.8} = 0.63 \quad (\text{修正 } Ar_{in} \geq 1.0) \quad \dots\dots(5.23)$$

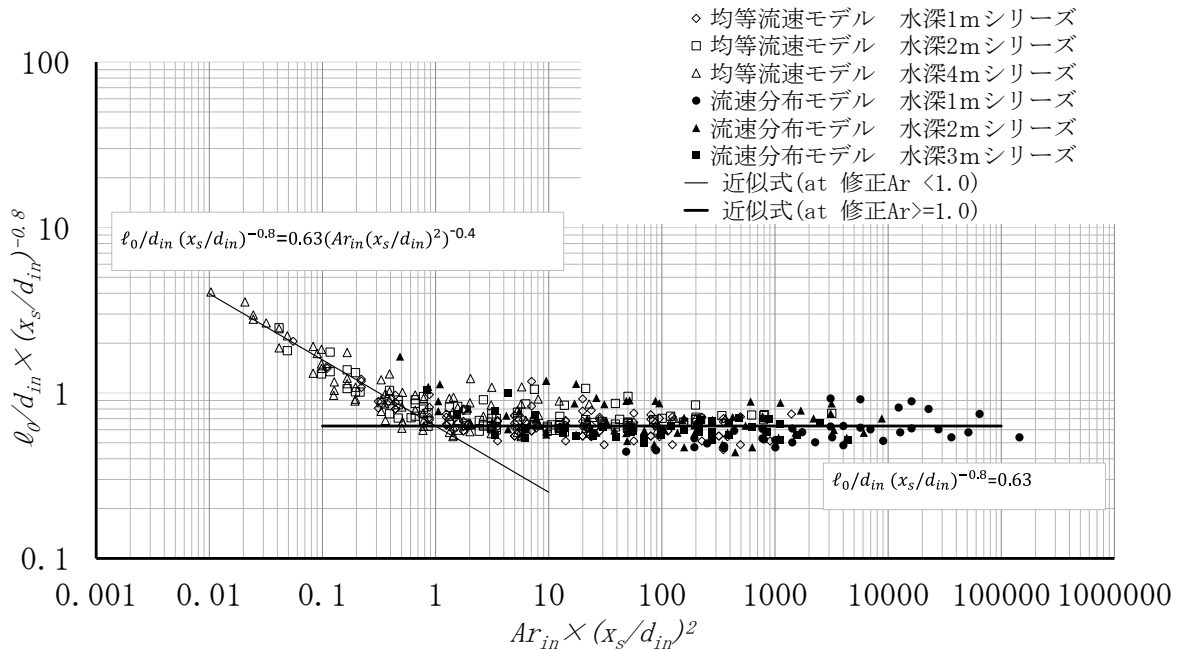


図 5.10 吐出面設置水深で修正した入口アルキメデス数と無次元初期完全混合域深さの関係（均等流速モデルと流速分布モデルを混合して図示）

5.5 第5章のまとめ

本章では、第4章のディフューザ吐出面から均等に流入すると仮定した理想条件について CFD 解析の結果から簡易予測モデルに必要な初期完全混合域深さ ℓ_0 を同定し、同定した初期完全混合域深さ ℓ_0 と入口アルキメデス数 Ar_{in} との関係を示した。さらにディフューザを詳細にモデル化し、実際の流入状態に近い吐出面で流入流速分布がある場合の CFD 解析による槽内温度分布から簡易予測モデルのパラメータ同定も行った。また、 ℓ_0/d_{in} と Ar_{in} を無次元設置水深で補正した修正入口アルキメデス数 $Ar_{in}(x_s/d_{in})^2$ と修正初期完全混合域深さ $\ell_0/d_{in} (x_s/d_{in})^{-0.8}$ との関係を示した。その結果、以下のような知見を得た。

- 1) 流入口の吐出面で均等流入流速を仮定した場合(均等流速モデル)のパラメータ同定結果と吐出面に流入流速分布のある CFD 解析結果(流速分布モデル)によるパラメータ同定結果を比較したが、今回想定した流入条件での吐出面における流速分布は、同定結果にあまり影響を与えないことが分かった。
- 2) ディフューザの吐出口における修正入口アルキメデス数と修正初期完全混合域深さとの間には一定の関係性が見られ、修正 ℓ_0/d_{in} を修正 Ar_{in} の関数で近似できることを示した。
- 3) 修正入口アルキメデス数が 1.0 より大きくなっても修正初期完全混合域深さがほぼ一定値となる、すなわち、温度成層部の温度勾配は強くならず、蓄熱性能は向上しないこと(性能の限界)が明らかとなった。
- 4) 吐出面設置水深で修正した入口アルキメデス数と無次元初期完全混合域深さの関係から簡易予測モデルに必要なパラメータを推定する近似式を求めた。これにより入力条件を表す修正 Ar_{in} が決まれば簡易予測モデルに必要なパラメータである修正 ℓ_0/d_{in} が近似式から求められ、槽内温度分布が計算できることになる。

第6章 温度成層型蓄熱槽の蓄放熱性能限界の理論的検討

6.1 はじめに

鉛直吹き出しディフューザの吐出部で定義される入口アルキメデス数 Ar_{in} と簡易予測モデルにおける無次元完全混合域深さ l_0/d_{in} の関係は、ディフューザの設置水深に大きい影響を受けるために単純な対数線形関係とはなっていない。そこで、ディフューザ設置水深の影響を加味したアルキメデス数を定義することとし、ここでは槽上部の水面付近に設置されたディフューザの吐出部から鉛直上方に吹き出された高温上昇流入水が周辺水よりも高温であることが原因で浮力によって加速されることに配慮して、上昇流入水が水面に到達したときの流速を用いて水面レベルにおけるアルキメデス数を定義することとする。ディフューザ吐出部から上方に流入した高温水は、浮力によって加速される以外に、周辺水との流速の違いによって抵抗を受けること、拡散などにより温度が低下すること、などを考慮することとする。

6.2 水面レベルでのアルキメデス数

ディフューザ吐出口からそのまま垂直に水面に吹き出し流が達したときの流速と水温(密度)から水面アルキメデス数 Ar_s を定義することとし、流速については、吐出口から流入したときの流速から浮力により加速されて増大するものとして水面に到達したときの流速を理論的に求め、水温については、流入水が上昇するに従ってディフューザ上部の槽内水と混合することにより低下するものとして水面に到達したときの水温を 6.4 で示す単純な仮定の下に求めることとした。

蓄熱性能向上に限界が存在する理由を探るために、ここでは槽上部の水面付近に設置されたディフューザの吐出部から鉛直上方に吹き出された高温上昇流入水が周辺水よりも高温であることが原因で浮力によって加速されることに配慮して、上昇流入水が水面に到達したときの流速 u_s 、温度 θ_s 、代表長さ d_s を用いて次式の水面アルキメデス数 Ar_s を定義することとする。

$$Ar_s = \frac{d_s g \beta (\theta_s - \theta_0)}{u_s^2} \quad \dots\dots (6.1)$$

6.3 水面レベルに流入水が到達したときの流速の理論的検討

鉛直上方に流入した流れは、静止流体中において単独の水塊が上昇すると仮定し、その水塊に浮力、重力、抵抗が働いているとする。水面での流速 u_s を求めるために、吐出面から上方に吹き出された周囲よりも高温の水塊の流速変化について検討するとし、以下を仮定する。

- 1) 水塊は吐出面の等価直径と同じ直径の球形状とする。
- 2) 周辺流速との相対速度差による抵抗を考慮する。
- 3) 抵抗係数 C_d は、一定値（乱流）とする。
- 4) 周辺流速は、吐出面での吹出流速と同じ流速とする。
- 5) 水塊の体積と水平断面積は、変化せず一定とする。
- 6) 水塊温度は、拡散などにより変化するものとする。

流速 u_{in} で上昇している密度 ρ_0 の周囲上昇流中に独立して存在する直径 d_{in} 、密度 ρ の球状の高温水塊を考えると、この水塊には、重力 W と浮力 B とともに、周囲水から抵抗 F_d の3つの力が作用していることになる。この高温水塊の作用する上向きの正味の力 F は次式で表される。

$$F = B - (W + F_d) \quad \dots\dots(6.2)$$

$$W = \rho g \frac{\pi d_{in}^3}{6} \quad \dots\dots(6.3)$$

$$B = \rho_0 g \frac{\pi d_{in}^3}{6} \quad \dots\dots(6.4)$$

$$F_d = C_d A \frac{\rho u_d^2}{2} \quad \dots\dots(6.5)$$

$$u_d = u - u_{in} \quad \dots\dots(6.6)$$

ここでは、水塊の形状を球形としており、水塊に働く抵抗は周囲水との流速差 u_d

の関数である。ここで、抵抗に関する投影面積 A は次式のように変化しないとす
る。

$$A = \frac{\pi d_{in}^2}{4} \quad \dots\dots(6.7)$$

従って、

$$F_d = C_d A \frac{\rho u_d^2}{2} = C_d \frac{\pi d_{in}^2}{4} \frac{\rho u_d^2}{2} \quad \dots\dots(6.8)$$

ここで、球の体積： $\frac{\pi d_{in}^3}{6}$ 、球の代表面積（投影面積）： $\frac{\pi d_{in}^2}{4}$ である。
したがって、高温水塊に作用する上向きの正味の力 F は次式となる。

$$\begin{aligned} F &= \rho_0 g \frac{\pi d_{in}^3}{6} - \left[\rho g \frac{\pi d_{in}^3}{6} + C_d \frac{\pi d_{in}^2}{4} \frac{\rho u_d^2}{2} \right] \\ &= \frac{(\rho_0 - \rho) g \pi d_{in}^3}{6} - C_d \frac{\pi d_{in}^2}{4} \frac{\rho u_d^2}{2} \end{aligned} \quad \dots\dots(6.9)$$

一方で、

$$F = ma \quad \dots\dots(6.10)$$

から、質量 m は、

$$m = \rho \frac{\pi d_{in}^3}{6} \quad \dots\dots(6.11)$$

であるから、加速度 a は次式で表される。

$$a = \frac{g(\rho_0 - \rho)}{\rho} - \frac{3C_d u_d^2}{4d_{in}} \quad \dots\dots(6.12)$$

ここで、

$$a = \frac{du_d}{dt} \quad \dots\dots(6.13)$$

であるから、水面での流速 u_s を求めるために、吐出面から上方に吹き出された周囲よりも高温の球形水塊に働く重力、浮力、周囲水からの抵抗の3つの力の釣り合いを想定すると、次式の加速流速 u_d に関する常微分方程式が得られる。

$$\frac{du_d}{dt} = \frac{g(\rho_0 - \rho)}{\rho} - \frac{3C_d u_d^2}{4d_{in}} \quad \dots\dots(6.14)$$

6.4 水面レベルに流入水が到達したときの水温の検討

拡散などによる温度変化を考慮するために、時間の経過とともに周囲水との温度差（密度差）が変化すると仮定し、次式の関係を用いることにする。

$$\frac{\theta - \theta_0}{\theta_{in} - \theta_0} = \exp(-Kt) \quad \dots\dots(6.15)$$

ここで、 K は係数である。 $t = 0$ のとき $\exp(-Kt) = 1$ だから

$$\frac{\theta - \theta_0}{\theta_{in} - \theta_0} = 1 \quad \dots\dots(6.16)$$

または、

$$\theta = \theta_{in} \quad \dots\dots(6.17)$$

また、 $t \rightarrow \infty$ のとき $\exp(-Kt) \rightarrow 0$ だから

$$\frac{\theta - \theta_0}{\theta_{in} - \theta_0} = 0 \quad \dots\dots(6.18)$$

または、

$$\theta = \theta_0 \quad \dots\dots(6.19)$$

6.5 支配方程式の無次元化

水面での流速を支配する式(6.14)の加速流速 u_d に関する常微分方程式に式(6.20)の体膨張率 β と水温変化の式を導入して、解くべき式として式(6.21)が得られる。

$$g\beta(\theta - \theta_0) = \frac{g(\rho_0 - \rho)}{\rho} \quad \dots\dots(6.20)$$

$$\frac{du_d}{dt} = g\beta(\theta - \theta_0) - \frac{3C_d u_d^2}{4d_{in}} \quad \dots\dots(6.21)$$

となり、水温の変化の式は

$$\theta - \theta_0 = (\theta_{in} - \theta_0)\exp(-Kt) \quad \dots\dots(6.22)$$

であるから、これを代入して

$$\frac{du_d}{dt} = g\beta(\theta_{in} - \theta_0)\exp(-Kt) - \frac{3C_d u_d^2}{4d_{in}} \quad \dots\dots(6.23)$$

となる。

前進差分法を用いて、時々刻々の水塊の流速、温度、到達距離を算出し、ディフューザ吐出面から流出した水塊が水面に到達したときの流速 u_s 、温度 θ_s を求めた。図 6.1 に、吐出面から流出し水面に至る水塊の流速変化の計算例を示す。ある程度以上は、流量が小さくなっても、浮力による加速のために水面に到達したときの流速は流入流速が大きい場合と変わらないことが分かる。

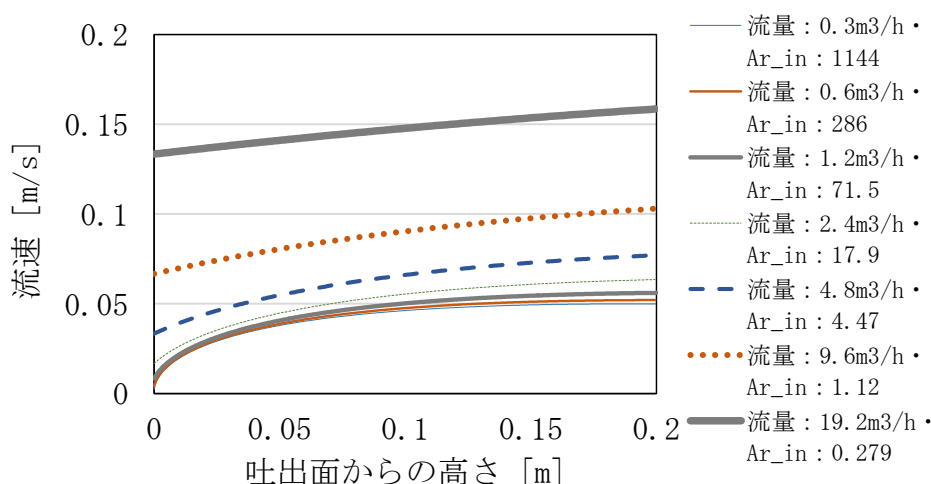


図 6.1 水塊の流速変化（槽水深 1m, ディフューザ形状:0.1m×0.4m, ディフューザ設置水深 0.2m, $K = 0.2$ ）

6.6 水面アルキメデス数の算定方法

水面でのアルキメデス数（水面アルキメデス数）を求めるためには、水面での流速が必要となり、6.5 節で導出した流入上昇流の流速の支配方程式を解く必要があるが、ここでは、理論解や近似式を使わないで、差分法により、各入力条件での水面レベルでの流速（水面での代表速度）を求めることとする。

流速の微分方程式である式(6.23)を差分による数値計算で解くことにより、各入力条件での水面代表流速 u_s を求める。

式(6.22)から水面代表温度 θ_s を算出する。

$$\theta_s = (\theta_{in} - \theta_0) \exp(-Kt_s) + \theta_0 \quad \dots\dots(6.24)$$

水面アルキメデス数 Ar_s を定義するための代表長さ d_s については、以下のよう
に仮定する。ディフューザ吐出面から流入した吐出面形状・サイズのまま水面
まで到達し、ディフューザ吐出面面積 S_{in} と同じ形状と大きさと水面に衝突し、水
平方向に変化した流れは、到達水塊の周長 L_s × 水面からの深さ d_s の面積 A_s から流
出すると仮定し、この「水面からの深さ d_s 」を代表長さとし、次式のように、 $A_s =$
 $S_{in} = \pi d_{in}^2 / 4$ 、 $L_s = L_{in}$ と仮定する。

$$d_s = \frac{A_s}{L_s} = \frac{S_{in}}{L_{in}} \quad \dots\dots(6.25)$$

水面到達流速 u_s 、水面代表温度 θ_s 、水面代表長さ d_s から式(6.1)の定義式から水面アルキメデス数 Ar_s を算定できることとなる。

6.7 水面アルキメデス数と無次元完全混合域深さの関係

ディフューザ吐出面から流出した水塊が水面に到達したときの流速 u_s 、温度 θ_s を求め、水面での代表長さ d_s を使って水面アルキメデス数 Ar_s を算出し、図 6.2 に入口アルキメデス数と理論的に得られた水面アルキメデス数の関係を示したが、入口アルキメデス数を大きく(流速を小さくする)しても水面アルキメデス数は、1 を若干超える程度で変化しない結果となった。

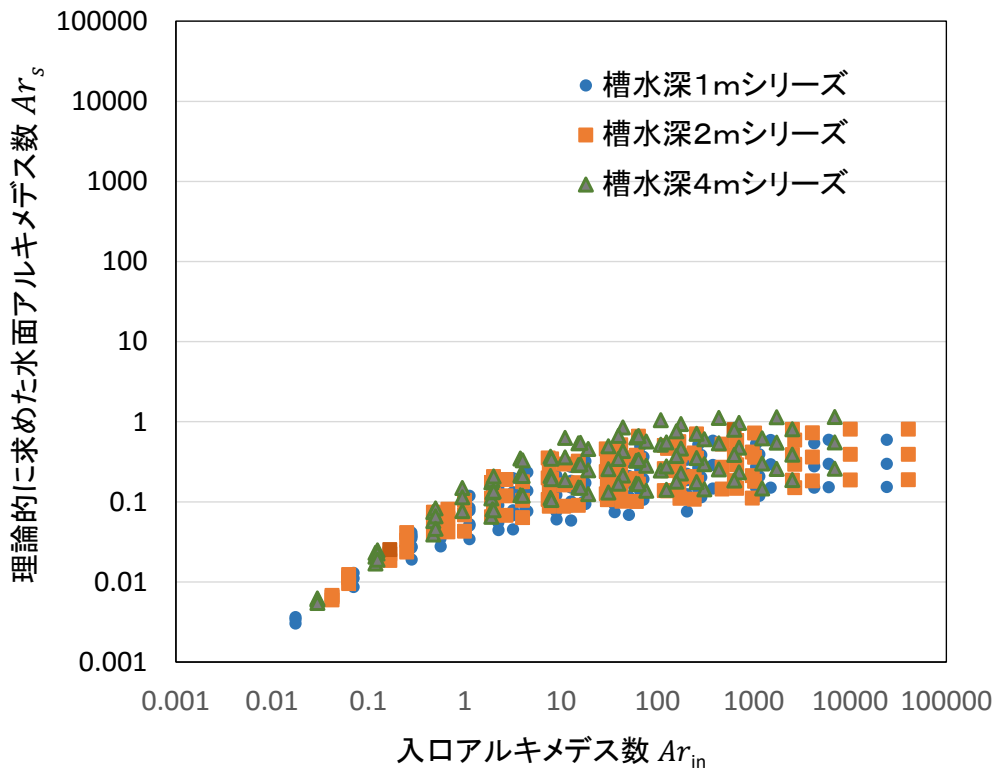


図 6.2 理論的に求めた水面アルキメデス数と入口アルキメデス数の関係 ($K = 0.2$)

また、式(6.24)の水温の係数 K を変化させて検討したが、水温変化の影響はそれほど大きくないようで、浮力による流入流速の加速の影響が圧倒的に大きいということが明らかであった。

図 6.3 にモデルパラメータと理論的に得られた水面アルキメデス数の関係を示したが、ほぼ線形関係(相関係数: -0.960)となっていることが分かる。結果的に、非常に高い相関関係が得られており、入口アルキメデス数がある程度大きくなっても水面に到達したときに流速が大きくなることで、温度成層に影響が大きい水面の水平方向の流れについてはアルキメデス数が大きくなならない(一定)ので、実質的には蓄熱性能向上には限界があることが示唆されている。これらの理論的検討から、浮力による加速と拡散による温度低下のため、ディフューザからの流入速度が小さくなくても、水面レベルでのアルキメデス数は大きくなり、蓄熱性能は向上しないということが明らかとなった。

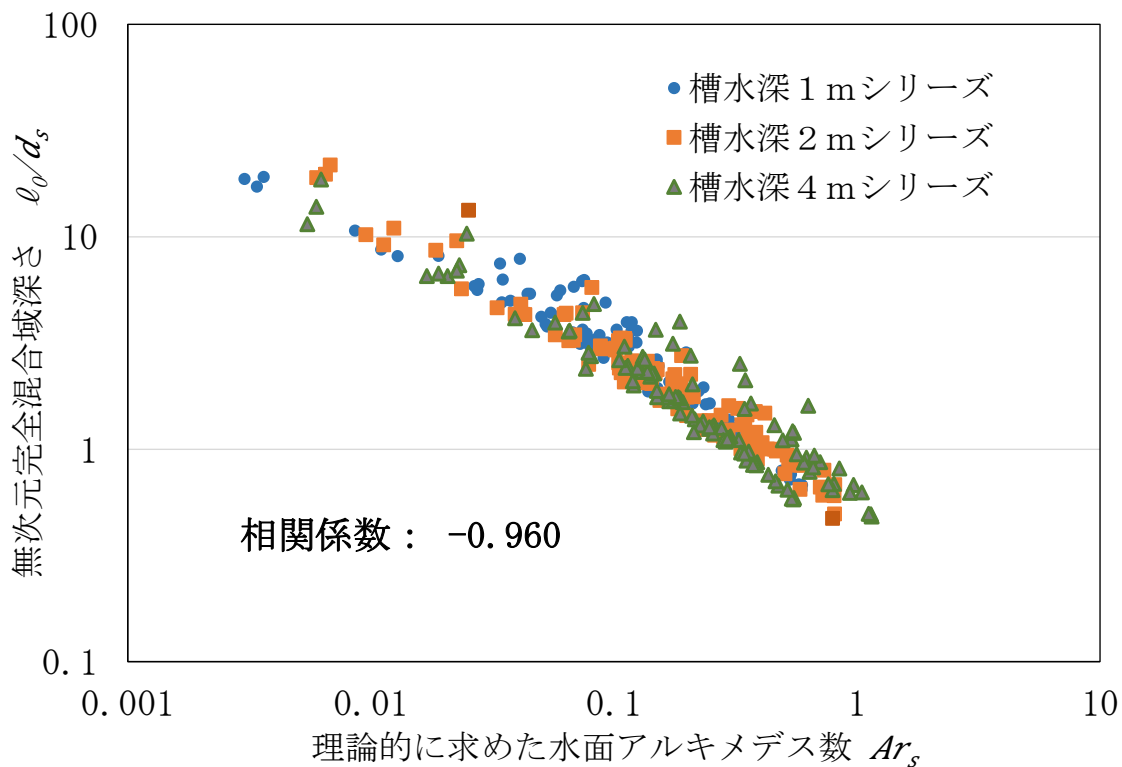


図 6.3 理論的に求めた水面アルキメデス数と無次元初期完全混合域深さの関係 ($K = 0.2$)

6.8 第6章のまとめ

第6章では槽上部の水面付近に設置されたディフューザの吐出部から鉛直上方に吹き出された高温上昇流入水が周辺水よりも高温であることが原因で浮力によって加速されることに配慮して、上昇流入水が水面に到達したときの流速を用いて水面レベルにおけるアルキメデス数を定義し、入口アルキメデス数がある程度以上大きくなっても蓄熱性能は向上しないことを理論的に検討した。

その結果、以下のような知見を得た。

- ・入口アルキメデス数がある程度以上大きくなり、吐出面からの流入流速が小さくなっても浮力により加速されることが原因で蓄熱性能は向上しないことを理論的に明らかにした。

第7章 温度成層型蓄熱槽の性能評価と設計手法

7.1 はじめに

蓄熱式空調システムは、安い夜間電力が活用できるというだけでなく、ピーク電力負荷の低減やBCP（事業継続計画）にも有効であることから、今後ますます普及促進が図られるべきと考えているが、そのためには低コスト化が重要である。第5章では、鉛直流入方式について、CFD解析の結果を用いて、水平流入方式の場合と同様にモデルパラメータの同定を行い、その近似式を求め、鉛直流入方式において、性能向上に限界が存在することを示した。

本章では、これまでに得られた結果を活用して、鉛直流入方式のディフューザについて、最小のサイズで限界となる蓄熱性能が得られるコスト的な最適設計を可能とする方法を示す。

7.2 簡易予測モデルのパラメータと蓄熱性能

ここでは、蓄熱性能の支配パラメータの集約をはかるために、次式のような距離、時間、温度の無次元変数の導入により簡易予測モデル式全体(式(5.1)～式(5.4))を無次元化し、蓄熱性能評価指標を導く。

ここで、無次元時間（換水回数）と無次元温度を

$$t^* = \frac{Ft}{V} \quad \dots\dots(7.1)$$

$$\theta^* = \frac{\theta - \theta_0}{\theta_{in} - \theta_0} \quad \dots\dots(7.2)$$

で定義すると、

$$t = \frac{V}{F} t^* \quad \dots\dots(7.3)$$

$$\theta = \theta^*(\theta_{in} - \theta_0) + \theta_0 \quad \dots\dots(7.4)$$

となるから、これを式(5.4)の微分方程式に代入すると、

$$VR \frac{F(\theta_{in} - \theta_0)}{V} \frac{d\theta^*}{dt^*} = F(\theta_{in} - \theta_0)(1 - \theta^*) \quad \dots\dots(7.5)$$

最終的に無次元のRがパラメータとなる次式が得られる。

$$R \frac{d\theta^*}{dt^*} = 1 - \theta^* \quad \dots\dots(7.6)$$

流出口側の一次元拡散域の温度は、同様に、無次元距離を

$$z^* = \frac{z}{L} \quad \dots\dots(7.7)$$

で定義すると、

$$z = Lz^* \quad \dots\dots(7.8)$$

となるから、これを式(5.1)の微分方程式に代入すると、

$$\frac{F(\theta_{in} - \theta_0)}{V} \frac{d\theta^*}{dt^*} = \alpha \frac{(\theta_{in} - \theta_0)}{L^2} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial z^{*2}} - U \frac{(\theta_{in} - \theta_0)}{L} \frac{\partial \theta^*}{\partial z^*} \quad \dots\dots(7.9)$$

簡単にすると、

$$\frac{F d\theta^*}{V dt^*} = \frac{\alpha \partial^2 \theta^*}{L^2 \partial z^{*2}} - \frac{U \partial \theta^*}{L \partial z^*} \quad \dots\dots(7.10)$$

槽水平断面積が

$$A_t = \frac{V}{L} \quad \dots\dots(7.11)$$

なので、流量と水平断面流速の関係は

$$F = \frac{VU}{L} \quad \dots\dots(7.12)$$

であり、これを代入して、

$$\frac{1}{V} \frac{VU}{L} \frac{d\theta^*}{dt^*} = \frac{\alpha}{L^2} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial z^{*2}} - \frac{U}{L} \frac{\partial \theta^*}{\partial z^*} \quad \dots\dots(7.13)$$

$$\frac{\partial \theta^*}{\partial t^*} = \frac{\alpha}{UL} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial z^{*2}} - \frac{\partial \theta^*}{\partial z^*} \quad \dots\dots(7.14)$$

最終的に無次元の Pe_{tank} がパラメータとなる次式が得られる。

$$\frac{\partial \theta^*}{\partial t^*} = \frac{1}{Pe_{tank}} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial z^{*2}} - \frac{\partial \theta^*}{\partial z^*} \quad \dots\dots(7.15)$$

$$Pe_{tank} = \frac{UL}{\alpha} \quad \dots\dots(7.16)$$

ここで、 Pe_{tank} は槽ペクレ数である。これらの無次元化により、無次元温度 θ^* (0.0-1.0) は、独立変数である無次元時間 (槽換水回数)、無次元距離 (槽水深基準) についての支配方程式と、 Re と Pe_{tank} の二つの支配パラメータにより決定されることが分かる。

$$Pe_{tank} = \frac{UL}{\alpha} = \frac{ULv}{v\alpha} = Re_{tank} Pr \quad \dots\dots(7.17)$$

Re_{tank} は、槽レイノルズ数、

$$Re_{tank} = \frac{UL}{v} \quad \dots\dots(7.18)$$

Pr は、プラントル数

$$Pr = \frac{v}{\alpha} \quad \dots\dots(7.19)$$

である。

以上をまとめると支配方程式は、式(7.6)、式(7.15)、式(7.16)となる。

ここで、無次元温度 (0.0-1.0) は、独立変数である無次元時間 (槽換水回数)、無次元距離 (槽水深基準) についての支配方程式と、 Pe_{tank} と R_0 の二つのパラメータにより決定されることになる。

1 回換水時間を基準に考えると、式(7.1)、式(7.12)から、1 回換水時には、 $t^* = 1$ なので、

$$t_{t^*=1} = \frac{V}{F} = \frac{VL}{VU} = \frac{L}{U} \quad \dots\dots(7.20)$$

$$U = \frac{L}{t_{t^*=1}} \quad \dots\dots(7.21)$$

これをペクレ数に代入すると、

$$Pe_{tank} = \frac{UL}{\alpha} = \frac{L}{t_{t^*=1}} \frac{L}{\alpha} = \frac{L^2}{t_{t^*=1}} \cdot \frac{1}{\alpha} \quad \dots\dots(7.22)$$

となり、槽ペクレ数 Pe_{tank} は、槽換水時間を設定すれば、水深の 2 乗で決まることになる。

例えば、水の熱拡散率 (10°C) $\alpha = 0.0005[\text{m}^2/\text{h}]$ とすれば、槽換水時間が 10h の場合

$$Pe_{tank} = \frac{L^2}{t_{t^*=1}} \cdot \frac{1}{\alpha} = \frac{L^2}{10 \times 3600} \cdot \frac{3600}{0.0005} = \frac{L^2}{0.005} = 200L^2$$

槽換水時間が 5h の場合

$$Pe_{tank} = \frac{L^2}{t_{t^*=1}} \cdot \frac{1}{\alpha} = \frac{L^2}{5 \times 3600} \cdot \frac{3600}{0.0005} = \frac{L^2}{0.0025} = 400L^2$$

槽換水時間が 2h の場合

$$Pe_{tank} = \frac{L^2}{t_{t^*=1}} \cdot \frac{1}{\alpha} = \frac{L^2}{2 \times 3600} \cdot \frac{3600}{0.0005} = \frac{L^2}{0.001} = 1000L^2$$

7.2.1 蓄熱槽効率の計算法

蓄熱性能と支配パラメータの関係を見るために、蓄熱性能の指標として、「定流量・定温度入力での冷水放熱時槽1回換水時の蓄熱槽効率 η_V 」を定義する。これは、冷水放熱時を想定し、均一な低温水の槽内に上部ディフューザから高温水の入力がある場合に、槽1回換水時の槽内熱量の基準熱量に対する比として定義するが、式(7.23)に示すように槽1回換水時の槽内平均温度に等しい関係が得られ、蓄熱槽効率 η_V は槽1回換水時の無次元槽内平均温度 $\bar{\theta}^*$ と等しくなる。したがって、槽1回換水時の槽内鉛直温度分布から無次元槽内平均温度を算出することによって、蓄熱槽効率を求めることができる。

$$\eta_V = \frac{\rho c_p \int^V (\theta - \theta_0) dV}{\rho c_p V (\theta_{in} - \theta_0)} = \frac{1}{V} \int^V \frac{\theta - \theta_0}{\theta_{in} - \theta_0} dV = \frac{1}{V} \int^V \theta^* dV = \bar{\theta}^* \quad \dots\dots(7.23)$$

ここで定義した蓄熱槽効率と二つの支配パラメータとの関係を見るために、式(7.6)と式(7.15)について差分法により数値計算を行い、槽換水回数が1.0となったときの槽内鉛直温度分布から槽内平均温度を算出し、それを蓄熱槽効率とした結果を図7.1に示した

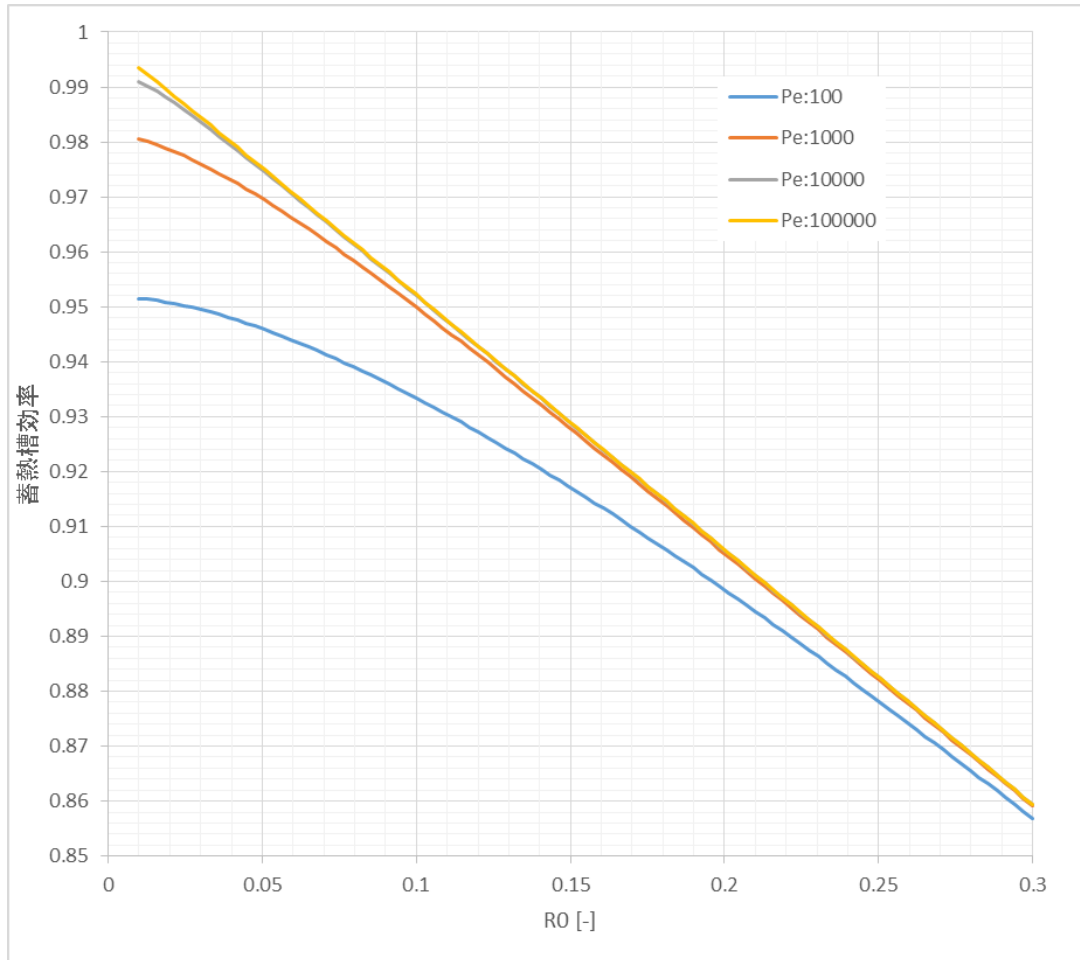


図 7.1 ペクレ数による R_0 と η_V の関係

図 7.1 から、槽ペクレ数 Pe_{tank} が 1,000 程度以上であれば、ほとんど蓄熱性能には差が見られず、例えば、槽換水時間が 10h の場合

$$Pe_{tank} = \frac{L^2}{t_{t^*=1}} \cdot \frac{1}{\alpha} = \frac{L^2}{10 \times 3600} \cdot \frac{3600}{0.0005} = \frac{L^2}{0.005} = 200L^2$$

であるから、水深 2m で $Pe_{tank} = 800$ 、水深 4m で $Pe_{tank} = 3200$ であることを考えると、実規模の蓄熱槽であれば、おおよそ、槽ペクレ数 Pe_{tank} に関わらず R_0 のみで蓄熱性能が決まるといっても良いことが分かる。

7.3 ディフューザの最適設計への展開

第 5 章 5.4.4 で示した入口アルキメデス数とモデルパラメータとの関係により、入口アルキメデス数がある程度以上となっても性能が変化しないことから、要求される性能が限界性能となるときの修正入口アルキメデス数 K_{Ar} とそのときの

修正無次元初期完全混合領域深さ K_{ℓ_0} が設定可能であるとする。

図 7.2 中に示したように、ある程度以上入口アルキメデス数が大きくなって性能が向上しないということは、コストをかけてディフューザサイズを大きくしても効果がないということを意味している。したがって、蓄熱性能の限界値 K_{ℓ_0} において入口アルキメデス数で最少となる K_{Ar} でディフューザを設計すれば、コスト的に最小で限界となる蓄熱性能が得られる最適設計が実現できることになる。

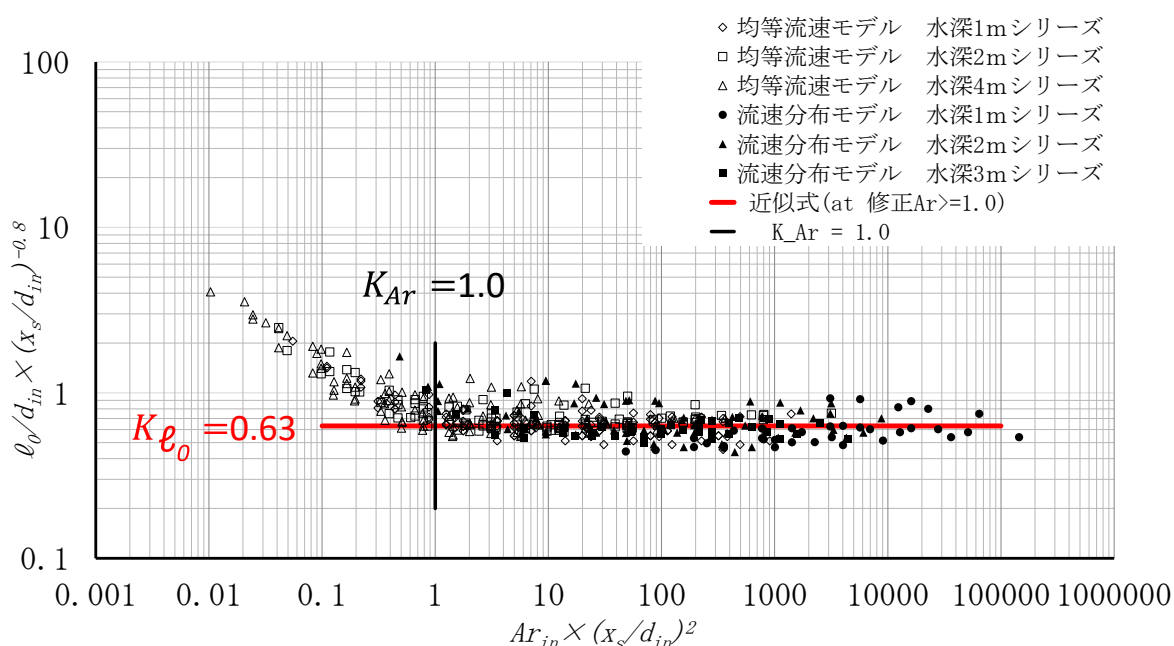


図 7.2 吐出面設置水深で修正した入口アルキメデス数と無次元初期完全混合域深さの関係

7.3.1 ディフューザの最適設計手順

(1) 蓄熱性能の限界値 $K_{\ell_0} = 0.63$ において修正入口アルキメデス数で最少となる $K_{Ar} = 1.0$ を決定

限界となる蓄熱性能の修正入口アルキメデス数の最小値を $K_{Ar} = 1.0$ とすると、次式の間係を満たせば限界蓄熱性能であるといえる。

$$Ar_{in} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^2 \geq K_{Ar} \quad \dots\dots(7.24)$$

(2) K_{ℓ_0} から蓄熱性能を確認

限界蓄熱性能の修正無次元初期完全混合領域深さ K_{ℓ_0} を適用した簡易予測モデルにより鉛直温度分布の推移の状況や蓄熱性能を予測

(3) 決定した K_{Ar} からディフューザサイズ（吐出面面積）を決定

吐出面積 S_{in} と吐出面流入流速 u_{in} は、

$$S_{in} = W_1 W_2 = \frac{\pi d_{in}^2}{4} \quad \dots\dots(7.25)$$

$$u_{in} = \frac{F_{in}}{S_{in}} = \frac{F_{in}}{W_1 W_2} = \frac{4F_{in}}{\pi d_{in}^2} \quad \dots\dots(7.26)$$

限界蓄熱性能となるときの修正入口アルキメデス数 Ar_{in} は、式(7.24) であるから、式(5.6)でこれを変形して、

$$\frac{d_{in} g(\rho_0 - \rho_{in}) / \rho_0}{u_{in}^2} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^2 \geq K_{Ar} \quad \dots\dots(7.27)$$

$$\frac{d_{in} g(\rho_0 - \rho_{in}) / \rho_0}{u_{in}^2} \cdot \frac{x_s^2}{d_{in}^2} \geq K_{Ar} \quad \dots\dots(7.28)$$

$$\frac{x_s^2 g(\rho_0 - \rho_{in}) / \rho_0}{d_{in} u_{in}^2} \geq K_{Ar} \quad \dots\dots(7.29)$$

が得られる、また、蓄熱槽容量 V と流入流速 u_{in} 、吐出面等価直径 d_{in} の関係は

$$u_{in} = \frac{4V}{\pi d_{in}^2 t_{in}} \quad \dots\dots(7.30)$$

であるから、式(7.30)を式(7.29)に代入すると、最終的に、蓄熱槽の基本条件と吐出面等価直径の関係として、

$$d_{in} \geq \left[\frac{16K_{Ar}V^2}{\pi^2 t_{in}^2 x_s^2 g(\rho_0 - \rho_{in})/\rho_0} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \dots\dots(7.31)$$

が得られる。

また、「流入流量 F_{in} [m³/s]」を用いた場合には、

$$t_{in} = \frac{V}{F_{in}} \quad \dots\dots(7.32)$$

の関係を代入して、

$$d_{in} \geq \left[\frac{16K_{Ar}F_{in}^2}{\pi^2 x_s^2 g(\rho_0 - \rho_{in})/\rho_0} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \dots\dots(7.33)$$

が得られる。

また、吐出面の面積で表すと、

$$S_{in} \geq \left[\frac{2K_{Ar}V^2}{\pi^{\frac{1}{2}} t_{in}^2 x_s^2 g(\rho_0 - \rho_{in})/\rho_0} \right]^{\frac{2}{3}} \quad \dots\dots(7.34)$$

もしくは、

$$S_{in} \geq \left[\frac{2K_{Ar}F_{in}^2}{\pi^{\frac{1}{2}} x_s^2 g(\rho_0 - \rho_{in})/\rho_0} \right]^{\frac{2}{3}} \quad \dots\dots(7.35)$$

が得られ、最適なディフューザ吐出面積、もしくは矩形吐出面サイズを算定できることになる。したがって限界蓄熱性能となる $K_{\ell_0} = 0.63$ において修正入口アルキメデス数で最少となる $K_{Ar} = 1.0$ でディフューザを設計すれば、コスト的に最小で十分な蓄熱性能が得られる最適設計が実現できることになる。

7.3.2 K_{ℓ_0} と R_0 の関係

限界蓄熱性能となる K_{ℓ_0} のときの修正無次元初期完全混合領域深さがその蓄熱性能を表すことになるので、

$$\frac{\ell_0}{d_{in}} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^{-0.8} = K_{\ell_0} \quad \dots\dots(7.36)$$

から、

$$\frac{\ell_0}{L} \cdot \frac{L}{d_{in}} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^{-0.8} = K_{\ell_0} \quad \dots\dots(7.37)$$

$$R_0 \cdot \frac{L}{d_{in}} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^{-0.8} = K_{\ell_0} \quad \dots\dots(7.38)$$

$$R_0 = \frac{\ell_0}{L} \quad \dots\dots(7.39)$$

これを変形して、簡易予測モデルの支配パラメータ R_0 に関する形で表すと次式が得られる。

$$R_0 = K_{\ell_0} \cdot \frac{d_{in}}{L} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^{0.8} \quad \dots\dots(7.40)$$

で算定が可能となる。

7.4 ディフューザ最適設計の例

下記に示した蓄熱槽を想定して、鉛直流入方式のディフューザ最適設計の例を示す。

表 7.1 想定した温度成層型蓄熱槽の設計条件

槽規模	3 m×3 m×水深3 m (V=27.0 m ³ 、L=3.0m)
蓄熱槽換水時間	5 hour (ピークカット時の最大流量を想定、t _{in} =5×3600 s)
流入流量	5.4 m ³ /h = 27 m ³ / 5 h (F _{in} =0.0015 m ³ /s)
槽内初期温度	7 °C (ρ ₀ =999.902 kg/m ³)
流入温度	15°C (ρ _{in} =999.099 kg/m ³)
密度差	ρ ₀ -ρ _{in} =0.803 kg/m ³
ディフューザ設置水深	0.1 m (x _s : 吐出面と水面の距離)
槽断面流速	0.00016667m/s=0.0015m ³ /s / 9m ²
水の温度拡散率	0.0005m ² /h (α=0.0005/3600m ² /s at 10°C)
槽ペクレ数	3600 (Pe _{tank} =UL/α)

図 7.2 中に示したようにK_{Ar} = 1 に設定すると、上記条件を式(7.33)に代入することによって吐出面等価直径d_{in}と吐出面面積として、

$$d_{in} \geq \left[\frac{16K_{Ar}F_{in}^2}{\pi^2 x_s^2 g(\rho_0 - \rho_{in})/\rho_0} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.359 \text{ [m]}$$

$$S_{in} = \frac{\pi d_{in}^2}{4} \cong 0.10 \text{ m}^2 = 0.1 \text{ m} \times 1.0 \text{ m}$$

が得られ、ここでは、サイズが 0.1m×1.0m の矩形の吐出面を持つディフューザとする。また、蓄熱性能についても、図 7.2 中に示したようにK_{R0}=0.63 に設定すると、槽ペクレ数と簡易予測モデルの支配パラメータの値として式(7.40)と式(7.17)から、

$$R_0 = K_{\ell_0} \cdot \frac{d_{in}^{0.2} x_s^{0.8}}{L} = 0.63 \cdot \frac{0.359^{0.2} 0.1^{0.8}}{3.0} = 0.0271$$

$$Pe_{tank} = UL/\alpha = 3600$$

が得られる。なお、この支配パラメータ値から式(7.6)と式(7.15)を用いて差分法による数値計算を行うと、本章で定義した放熱時蓄熱槽効率として、

$$\eta_V = 0.983$$

が得られる。このように、比較的簡単な手順で、限界性能を有する鉛直流入方式のディフューザのサイズを決定し、その蓄熱性能を評価することができることが分かる。

7.5 最適設計例の CFD による検証

図 7.3 に、CFD 解析の対象とした蓄熱槽の概要を、表 7.2 に CFD 解析条件を示す。蓄熱槽は、7.4 節で想定した条件の温度成層型蓄熱槽とし、ディフューザは、矩形吐出面サイズが $0.1 \text{ m} \times 1.0 \text{ m}$ の本体と、本体へ流入させる 1 本の縦管で構成されているとし、ディフューザへの流入、流出はこの縦管を通して行うものとした。また、槽内には水面近くの槽への流入側と槽底面近くの槽外への流出側の同一形状の 2 基のディフューザが設置されているとした。

図 7.4 に、CFD による槽内鉛直温度分布の推移の結果とともに、先に得られている $R_0 = 0.0271$ と $Petank = 3600$ の場合について簡易予測モデルで計算した槽内鉛直温度分布の推移の結果を示したが、両者はほぼ一致していることが分かる。

さらに、図 7.5 に、流入流量を $1/2$ (槽換水時間: 10h) とした場合とディフューザ吐出面積を 2 倍 (ディフューザサイズ: $0.1 \text{ m} \times 2 \text{ m}$) とした縦管も 2 本とした場合の槽内鉛直温度分布の推移の結果を最適設計例の結果と比較したものを示したが、これら 2 条件での CFD 解析結果にもほとんど差がないことが分かる。これらの結果から、ディフューザからの流入流速を遅くするために、流量を小さくしたり、ディフューザ吐出面のサイズを大きくしたりしても、温度成層の形成状況にはほとんど差異が見られず、前述の設計手順によりディフューザサイズを決定することで、十分な蓄熱性能が期待できる最適設計が可能となると考えている。

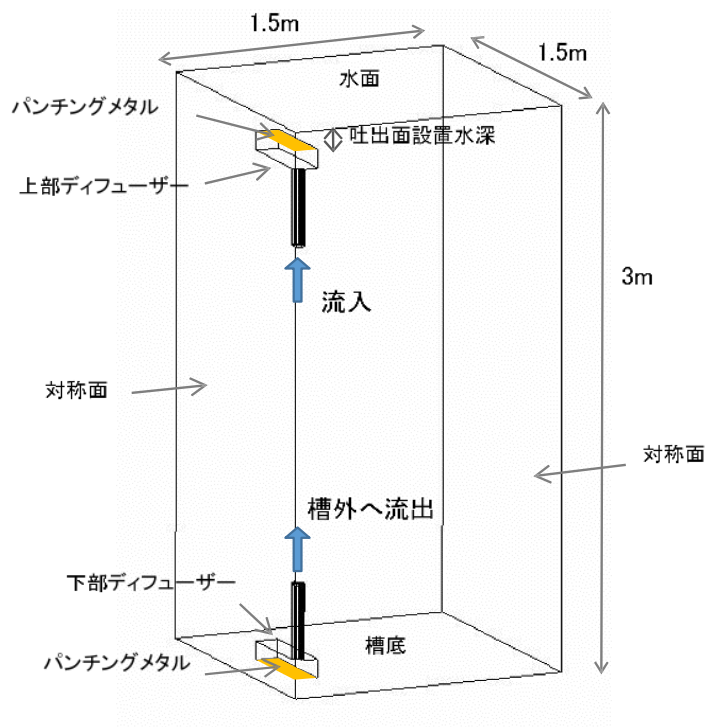


図 7.3 解析蓄熱槽の概要(全槽の 1/4)

表 7.2 CFD 解析条件

解析ソフト	STREAM Ver. 9	
乱流モデル	RNG $k-\epsilon$	
計算アルゴリズム	QUICK、SIMPLEC法	
体膨張率	0.00004593(固定値)	
初期温度	7°C	
流入温度	15°C	
メッシュ間隔	0.005~0.02m(メッシュ数:約130万)	
計算時間間隔	0.5 s	
境界条件	流入口	流速規定 乱流強度10% 乱流長さスケール0.05m
	流出口	流速規定
	槽壁	断熱、一般化対数則
	水面	断熱、Free slip
	対称面	断熱、Free slip (解析は1/4の槽)

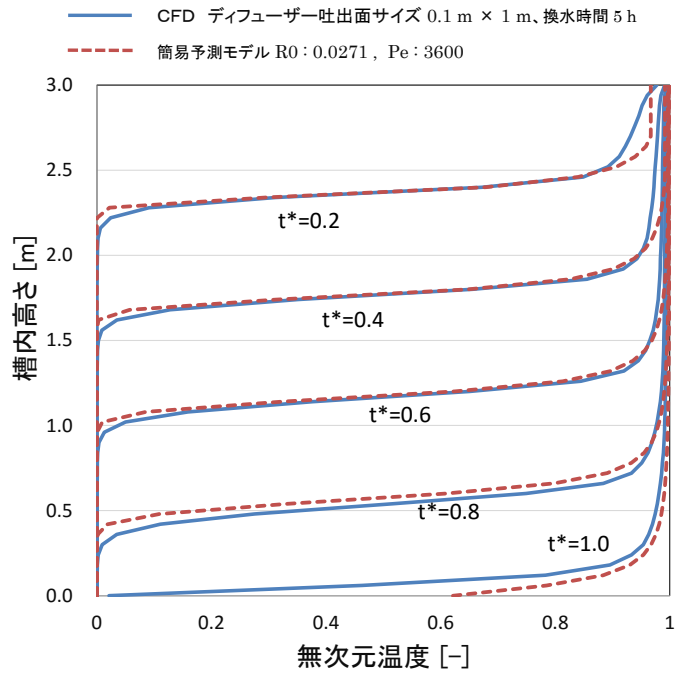


図 7.4 想定蓄熱槽の槽内鉛直温度分布の推移 (CFD 解析結果と簡易予測モデルによる結果の比較)

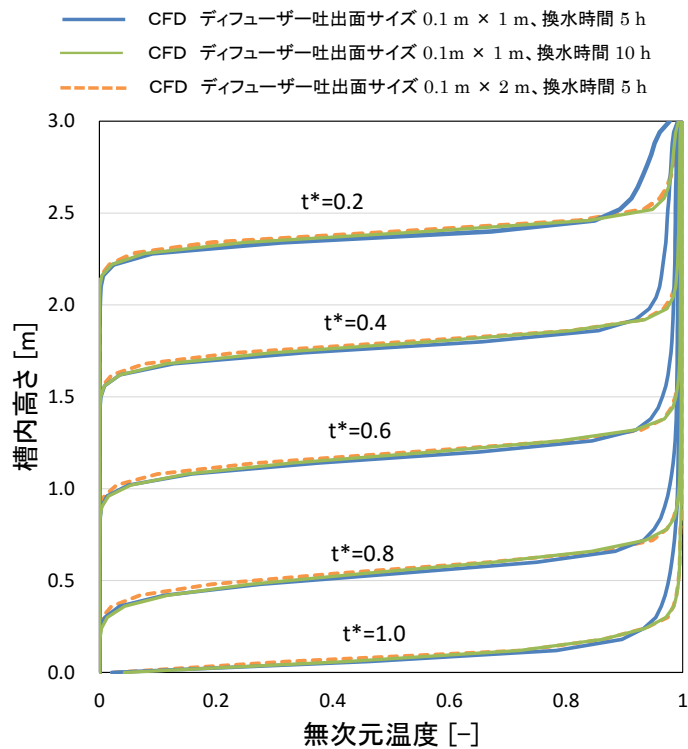


図 7.5 想定蓄熱槽の槽内鉛直温度分布の推移 (吐出面サイズが 0.1 m × 1.0 m 換水時間 10 h、0.1 m × 2.0 m 換水時間 5 h と最適設計例との比較)

7.6 第7章のまとめ

鉛直流入方式のディフューザを持つ温度成層型蓄熱槽について、吐出面で均等流速となる基本的条件の場合の CFD 解析結果から簡易予測モデルのパラメータを同定して得られた結果を活用して、鉛直流入方式のディフューザを用いた場合の蓄熱性能の簡易評価法とともに、最小のディフューザサイズで限界性能が得られるコスト的な最適設計を可能とする設計手順を示した。

その結果、以下のような知見を得た。

- ・無次元温度（0.0-1.0）は、独立変数である無次元時間（槽換水回数）、無次元距離（槽水深基準）についての支配方程式と、 Pe_{tank} と R_0 の二つの支配パラメータにより決定されることを示した。
- ・実規模の蓄熱槽であれば、おおよそ、槽ペクレ数 Pe_{tank} に関わらず R_0 のみで蓄熱性能が決まるといっても良いことが分かった。
- ・限界蓄熱性能となる修正無次元初期完全混合領域深さにおいて最少となる修正入口アルキメデス数を設定すれば、比較的簡単な手順で、限界性能を有する鉛直流入方式のディフューザのサイズを決定できることを明らかにした。

第8章 結論

蓄熱槽の最適設計のための蓄熱量の予測・評価などを目的に、鉛直流入方式のディフューザを持つ温度成層型蓄熱槽の模型実験を行い、それらの結果を幾つかの CFD により数値的に解析し、実験に代わり得る CFD モデルの検討を行った。そして、高い精度で蓄熱槽内温度分布が予測可能な CFD モデルを明らかにすると共に、これを用いて、実験では現実的には不可能な幅広い条件下での数値解析を実施し、吐出面で均等流速となる理想条件の場合と流速分布のある場合での CFD 解析結果を用いて、槽内温度分布から簡易予測モデルのパラメータを同定し、吐出面等価直径と吐出面設置水深で無次元化した値でそれぞれ修正した入口アルキメデス数と無次元初期完全混合域深さとの関係を示した。また、入口アルキメデス数がある程度以上大きくなっても蓄熱性能は向上しないことを理論的に明らかにし、簡易予測モデルを用いた槽内鉛直温度分布の簡易予測手法によるディフューザの最適設計法を提案した。

本研究をまとめると以下の通りである。

第1章では、温度成層型蓄熱槽の簡易予測手法に関する従来の研究をレビューし、本研究で提案する鉛直流入方式のディフューザを持つ温度成層型蓄熱槽の性能予測手法とそのディフューザの最適設計法の位置付けと研究の目的を述べた。また、本論文の構成も示した。

第2章では、三重大学で行われた実験に用いた装置、条件、測定項目などの実験の概要と実験結果について述べた。本章では、ディフューザ形状、流量、ディフューザ設置水深が異なることによって生じる蓄熱性能をそれぞれの実験の温度分布を比較することで明らかにした。ディフューザの設置水深と水蓄熱槽の入力条件の影響を把握し、それらの要素をまとめて蓄熱性能に及ぼす総合的影響を考察した。その結果を以下のようにまとめた。

(1) ディフューザの設置水深の蓄熱性能に及ぼす影響

ディフューザの設置水深が浅くなるほど、温度成層部の温度勾配が急になっており、蓄熱性能が良くなることが分かった。ディフューザを水面に近く設置すれば、蓄熱性能を向上させることができる。

(2) 水蓄熱槽の入力流量の蓄熱性能に及ぼす影響

入力流量を小さくするほど、温度成層部の温度勾配が急になっており蓄熱性能が向上した。吐出口での流出速度が小さくなり高温水と低温水との混合を抑えられるためと考えられる。

(3) 流入口からの流入水の流れ

流入口から流入した流入水は、槽内水と流入水の温度差による浮力の影響により、ほぼ鉛直に水面まで上昇することが明らかとなった。

(4) 流入口の吐出面での流速分布の影響

鉛直流入口内の挿入物の有無による流速分布の違いでは槽内温度分布への影響は小さい結果となった。つまり、垂流入口では流入水が一度水面にあたってから流入するため、吐出面での流速分布の差異が水面付近で小さくなることが原因であると考えられ、本実験の流速範囲ではパンチングメタルを設置すれば十分であることが分かった。

(5) 槽内利用温度域(初期温度と流入温度)の影響

槽内温度が 5℃前後の温度を含む低温度域の槽内温度分布形成においては密度差の変化量が小さいので温度成層が形成されにくいことを示した。

第3章では、鉛直流入ディフューザとしてパンチングメタル付のハーフパイプ型とボックス型ディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽模型を用いて、実際の蓄熱システムを想定した水の密度差が比較的小さい温度域で、ステップ入力を基本とした実験と同条件下で非定常 CFD 解析(乱流モデルと層流モデル)を行い、槽内鉛直温度分布について CFD 解析結果と実験結果を比較することで妥当性を検討した。その結果、パンチングメタルの境界条件に関しては、第2章の可視化実験で見られた鉛直方向の流速が大きく、特に中央付近が顕著に流れている現象に対して、CFD 解析結果でも吐出面に垂直な流れとなるように設定することで同様な流速分布性状となっており、実現象に即したモデル化であることを確認した。また、流入流速が速い場合、層流モデルでは、実験より温度勾配が急になり、実験で得られた温度成層を再現できないが、乱流モデルでは、実験と同程度の蓄熱性能を再現できる。また、流入流速が遅い場合、層流モデルでは、実験と同程度の蓄熱性能を再現できるが、乱流モデルでは、実験より温度勾配が緩やかになり、実験で得られた温度成層を再現できない。CFD 解析では、正確に蓄熱性能の評価をする場合には層流モデルと乱流モデルの選択が必要になることを示した。なお、

CFD 解析モデルの層流から乱流への遷移域については、ディフューザの吐出面からの平均流速とその面積に基づいた等価直径で定義したレイノルズ数がおおよそ 2000 以上程度であることが明らかとなった。

第 4 章では、槽の規模、槽水深、ディフューザの形状とサイズ、ディフューザの設置水深、流入流量、槽内温度と流入温度などが様々に変化した場合に対応可能なようにするために、主にディフューザ吐出面から均等に流入すると仮定した理想条件について CFD 解析を行うとともに、さらにディフューザを詳細にモデル化（計算負荷増大）し、実際の流入状態に近い吐出面で流入流速分布がある場合の CFD 解析も行った。

第 5 章では、第 4 章で行った CFD 結果から簡易予測モデルに必要な初期完全混合域深さ ℓ_0 を同定し、同定した初期完全混合域深さ ℓ_0 と入口アルキメデス数 Ar_{in} との関係を示した。また、 ℓ_0/d と Ar_{in} を無次元設置水深で修正した修正入口アルキメデス数 $Ar_{in}(x_s/d_{in})^2$ と修正初期完全混合域深さ $\ell_0/d_{in} (x_s/d_{in})^{-0.8}$ との関係として具体的に示した。その結果、流入口の吐出面で均等流入流速を仮定した場合（均等流速モデル）のパラメータ同定結果と吐出面に流入流速分布のある CFD 解析結果（流速分布モデル）によるパラメータ同定結果を比較したが、今回想定した流入条件での吐出面における流速分布は、同定結果にあまり影響を与えないことが分かった。また、ディフューザの吐出口における修正入口アルキメデス数と修正初期完全混合域深さとの間には一定の関係性が見られ、ほぼ一つの曲線上に乗っていることを示した。

第 6 章では、槽上部の水面付近に設置されたディフューザの吐出部から鉛直上方に吹き出された高温上昇流入水が周辺水よりも高温であることが原因で浮力によって加速されることに配慮して、上昇流入水が水面に到達したときの流速を用いて水面レベルにおけるアルキメデス数を定義し、入口アルキメデス数がある程度以上大きくなっても蓄熱性能は向上しないことを理論的に検討した。

その結果、入口アルキメデス数がある程度以上大きくなり、吐出面からの流入流速が小さくなっても浮力により加速されることが原因で蓄熱性能は向上しないことを理論的に明らかにした。

第 7 章では、鉛直流入方式のディフューザを持つ温度成層型蓄熱槽について、吐出面で均等流速となる理想条件の場合の CFD 解析結果から簡易予測モデルのパラメータを同定して得られた結果を活用して、鉛直流入方式のディフューザを

用いた場合の蓄熱性能の簡易評価法とともに、最小のディフューザサイズで限界性能が得られるコスト的な最適設計を可能とする設計手順を示した。その結果、実規模の蓄熱槽であれば、おおよそ、槽ペクレ数 Pe_{tank} に関わらず R_0 のみで蓄熱性能が決まるといっても良いことが分かった。また、第6章で明らかとなった限界蓄熱性能となる修正無次元初期完全混合領域深さにおいて最少となる修正入口アルキメデス数を設定すれば、比較的簡単な手順で、限界性能を有する鉛直流入方式のディフューザのサイズを決定できることを明らかにした。

最後に、最適設計例によって得られた Pe_{tank} と R_0 の二つの支配パラメータを用いて簡易予測モデルで計算した結果は、CFDによって計算した槽内鉛直温度分布とほぼ一致することを確認した。この設計手順によりディフューザサイズを決定することで、十分な蓄熱性能が期待でき、コスト的にも最適設計が可能となることを明らかにした。また、この簡易予測モデルは、モデルに必要なパラメータである修正 l_0/d_{in} の近似式を用いることで空调用として通常設計されるような条件では、汎用的に利用できる。

記号

A	:	水塊の投影面積	[m ²]
A_t	:	槽水平断面積	[m ²]
Ar_{in}	:	入口アルキメデス数	[-]
Ar_s	:	水面アルキメデス数	[-]
A_s	:	水面での流出面積	[m ²]
a	:	加速度	[m/s ²]
B	:	浮力	[N]
C_d	:	抵抗係数(=1.0)	[-]
d_{in}	:	代表長さ	[m]
d_s	:	水面での代表長さ	[m]
F	:	流量	[m ³ /s]
F_d	:	抵抗力	[N]
F_{in}	:	流入流量	[m ³ /s]
g	:	重力加速度	[m/s ²]
L	:	槽の水深	[m]
L_{in}	:	吐出面周長	[m]
L_s	:	水面での流出面の周長	[m]
ℓ	:	完全混合域深さ	[m]
ℓ_0	:	初期完全混合域深さ	[m]
m	:	質量	[kg]
R	:	完全混合域無次元深さ	[-]
R_0	:	初期完全混合域無次元深さ	[-]
S_{in}	:	吐出面面積	[m ²]
t	:	時間	[s]
t^*	:	無次元時間 (槽換水回数)	[-]
t_{in}	:	槽換水時間	[s]
t_s	:	水塊が水面に到達する時間	[s]
U	:	槽断面流速	[m/s]
u	:	流速	[m/s]

u_d	:	加速流速	[m/s]
u_{in}	:	吐出面流入流速	[m/s]
u_s	:	水面での代表流速	[m/s]
V	:	槽容量	[m ³]
W	:	重力	[N]
W_1	:	吐出面短辺長さ	[m]
W_2	:	吐出面長辺長さ	[m]
x_s	:	吐出面設置水深	[m]
z	:	距離	[m]
α	:	熱拡散率	[m ² /s]
β	:	体膨張率	[1/K]
ρ	:	流体の密度	[kg/m ³]
ρ_{in}	:	流入温度での密度	[kg/m ³]
ρ_0	:	槽内初期水温での密度	[kg/m ³]
θ	:	温度	[°C]
θ_0	:	槽内初期温度	[°C]
θ_{in}	:	流入温度	[°C]
θ_s	:	水面での代表温度	[°C]
κ	:	拡散係数(=0.0005/3600)	[m ² /s]

参考文献

- [1] 山羽基, 中原信生, 福永和広: 氷蓄熱槽の熱特性に関する研究 第1報らせん型アイスオンコイル体積配置方式氷蓄熱槽の熱的応答, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 46(1991), pp. 59 ~ 69
- [2] 藤田稔, 千葉孝男, 高橋勉: 流下液膜式氷蓄熱システム -モデルと解析-, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 53(1993), pp. 47 ~ 55
- [3] 神谷是行, 栗原茂: 球カプセル氷蓄熱材の蓄・放熱特性 第1報 凝固過程の可視化と凝固モデル, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 67(1997), pp. 67 ~ 74
- [4] 神谷是行, 栗原茂: 球カプセル氷蓄熱材の蓄・放熱特性 第2報 融解速度の測定と融解モデル, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 71(1998), pp. 43 ~ 51
- [5] 飯嶋和明, 媚山政良, 花岡裕, 井上等, 由井大輔: スラッシュアイスと空気との直接熱交換による蓄熱冷房装置に関する研究 第1報 冷却効果と除湿効果について, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 79(2000), pp. 53 ~ 59
- [6] 狩野直樹, 横山良平, 斯波敬, 伊東弘一: ユニット式氷蓄熱空調システムの設備計画における低温利用の影響分析, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 82(2001), pp. 89 ~ 99
- [7] 馬場敬之, 北村邦彦, 福島逸成, 宮武修: 円筒立て型温水・氷同時蓄熱槽の開発と実証試験, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 85(2002), pp. 11 ~ 20
- [8] 小林光, 関根賢太郎, 米田弘和, 富山靖司: 往復二管式氷水搬送空調システムの開発, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 186(2012), pp. 39 ~ 44
- [9] K.Nakai, K.shuku and K.Sagara: PERFORMANCE EVALUTION FOR COST SAVEING OPERATION OF THERMAL STORAGE AIR-CONDITIONING SYSTEMS, 7th International Conference on Thermal Energy Storage (MEGASTOCK 1997.6), Proceedings pp.389-394
- [10] 中井一夫, 祝家燕, 北野博亮, 相良和伸: 蓄熱式空調システムの熱源運転評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 74(1999.7), pp. 37-47
- [11] K.Nakai, K.shuku, H.Kitano, K.Sagara: EVALUTION AND SIMULATION OF COST SAVEING OPERATION FOR THERMAL STORAGE HVAC SYSTEM, 6th

- [12] 空気調和・衛生工学便覧 第14版, 2 機器・材料編, 第9章 蓄熱装置
9.2.2 項, pp. 280 ~ 283
- [13] 空気調和・衛生工学便覧 第14版, 2 機器・材料編, 第9章 蓄熱装置
9.2.3 項, pp. 285
- [14] 日本建築設備年譜, 空気調和・衛生工学会
- [15] 前田敏男 「蓄熱法の解析」日本建築学会論文報告集, No. 69(1961.10), pp. 165
~ 168
- [16] 中島康孝:蓄熱槽の熱的重みに関する研究(その1,その2), 日本建築学会論文
報告集, No. 199(1972.9), pp. 37 ~ 47, No. 200(1972.10), pp. 75 ~ 83
- [17] 中島康孝:蓄熱槽(2), 空気調和・衛生工学会, Vol. 54, No. 6(1980.6), pp. 71
~ 82, No. 200(1972.10), pp. 75 ~ 83
- [18] 松平秀雄, 阪倉康男, 宮部喜代二,:蓄熱水そのの蓄熱量の解析(3) , 空気調
和・衛生工学会, 47-5(1973.5) , pp. 387
- [19] 中原信生, 相良和伸, 辻本誠:蓄熱槽に関する研究 第3報 , 空気調和・衛
生工学会論文集, No. 20(1982.10), pp. 59 ~ 72
- [20] 中島康孝ほか:蓄熱槽の有効容積率に関する研究(その1~その7), 空気調和・
衛生工学会学術講演会講演論文集Ⅱ(1995), pp. 553 ~ 556, pp. 557 ~ 560,
Ⅰ(1997), pp. 249 ~ 252, pp. 253 ~ 256, Ⅱ(1998), pp. 1181 ~ 1184,
pp. 1185 ~ 1188, Ⅰ(1999), pp. 333 ~ 336
- [21] 辻本誠, 相良和伸, 中原信生:蓄熱槽に関する研究 第1報 成層型蓄熱槽
の槽内混合機構に関する実験的研究, 空気調和・衛生工学会論文集,
No. 16(1981.6), pp. 23 ~ 35
- [22] 相良和伸, 辻本誠, 中原信生:蓄熱槽に関する研究 第2報 数値シミュレ
ーションによる成層型蓄熱槽の槽内混合機構についての研究, 空気調和・衛生
工学会論文集, No. 17(1981.10), pp. 29 ~ 39
- [23] 相良和伸, 丹羽英治:大規模な温度成層型蓄熱槽における拡散の影響の検討,
日本建築学会大会学術講演梗概集(1997.9), pp. 855 ~ 856
- [24] 相良和伸, 前田茂哉, 浅野勝弘, 中原信生:蓄熱槽に関する研究 第4報 幾
何学的条件と変流量・変温度入力成層型蓄熱槽の槽内混合機構に与える影

-
- 響に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 30(1986. 2), pp. 9 ~ 19
- [25]宮武修, 永淵尚之, 須賀信明, 田中逸夫: 温度成層型蓄熱水槽の内部特性に関する研究(第1報)温水入力の場合の温度成層化過程, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 32(1986), pp. 35 ~ 43
- [26]宮武修, 永淵尚之, 田中逸夫: 温度成層型蓄熱水槽の内部特性に関する研究(第2報)温水入力の場合の熱的特性, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 33(1987), pp. 115 ~ 123
- [27]Kleinbach Em, Beckman Wa, Klein Sa, Performance study of one dimensional models for stratified thermal storage tanks, SOLAR ENERGY 50 (1993) pp155-166
- [28]TRNSYS The Transient System Simulation Program Reference manual
- [29]加藤祐一郎, 相良和伸ほか: 温度成層型蓄熱槽の任意変動入力対応モデルに関する研究(その1~その2), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集Ⅲ(1994. 10), pp. 1557 ~ 1560, Ⅱ(1995. 10), pp. 545 ~ 548
- [30]北野博亮, 松井一憲, 岩田剛, 相良和伸, 石川幸雄: 温度成層型蓄熱槽の変動入力条件に対応した槽内混合モデルに関する研究: 槽内混合モデルのパラメータの同定, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 環境工学 II(2004. 7), pp. 1417-1418
- [31]Hiroaki KITANO, Takeshi IWATA, Kazunobu SAGARA: Study on Modified Mixing Model of Temperature-stratified Thermal Storage Tank under Variable Input Condition, Futurestock'2003, 9th International Conference on thermal energy storage, Proceedings Vol. 1(September 1-4, 2003), pp.15-20, Warsaw, Poland
- [32]北野博亮, 岩田剛, 相良和伸: 温度成層型蓄熱槽の変動入力条件に対応した槽内混合モデルに関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 96(2005. 1), pp. 31-40
- [33]相良和伸, 岩田剛: 浮力の影響が大きい連結型蓄熱槽の槽内混合モデルに関する研究, 日本建築学会計画系論文集, No. 475(1995. 9), pp. 51 ~ 58
- [34]IWATA Takeshi, IWATA Yosimi, KITANO Hiroaki and SAGARA Kazunobu: Effect of Connecting Hole through Tank Partition on Storage Performance for Parallel Type of Temperature-stratified Chilled Water Thermal Storage Tank, Terrastock 2000, 8th International Conference on thermal energy storage, Proceedings Vol. 2(2000.8), pp.573-578, Germany

-
- [35]T.Iwata and H.Kitano, K.Sagara : MIXING MODEL FOR PARALLEL TYPE OF TEMPERATURE-STRATIFIED WATER THERMAL STORAGE TANK, Proceedings of the 4th International Symposium on Heating, Ventilating and Air Conditioning, (October 9-11,2003), pp.785-791, Beijing
- [36]岩田剛, 北野博亮, 石川幸雄, 相良和伸: 並列式温度成層型蓄熱槽における連通口の槽内混合特性に及ぼす効果に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 118(2007.1), pp. 1-90
- [37]北野博亮, 岩田剛, 一瀬茂弘, 相良和伸: 連結完全混合槽型蓄熱槽の浮力の効果を考慮した槽内混合モデルに関する研究 第1報 槽内混合モデルの提案とその計算例, 空気調和・衛生工学会論文集, No.160(2010.7), pp. 21-29
- [38]北野博亮, 岩田剛, 一瀬茂弘, 相良和伸: 連結完全混合槽型蓄熱槽の浮力の効果を考慮した槽内混合モデルに関する研究 第2報 槽内混合モデルの提案とその計算例, 空気調和・衛生工学会論文集, No.164(2010.11), pp. 27-37
- [39]IWATA Yosimi,SUGIYAMA Takeshi, KITANO Hiroaki, SAGARA Kazunobu : Feasibility Study on Parallel Type of Temperature-stratified Thermal Storage Tank, Terrastock 2000, 8th International Conference on thermal energy storage, Proceedings Vol. 2(2000.8), pp.583-588, Germany
- [40]岩田宜己, 杉山武, 佐藤公己, 北野博亮, 相良和伸: 低水深多槽並列式温度成層型蓄熱槽の蓄熱バランスに関する実験的研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 86(2002.7), pp. 21-30
- [41]高橋淳一, 大野茂: 大成建設九州支店ビルの複合熱源システムと温度成層型蓄熱槽, 空気調和・衛生工学, 第68巻, 第12号, (1994.12), pp. 63-75
- [42]龍有二, 西山紀光, 渡辺俊行, 赤司泰義: 中規模事務所ビルにおける電気・ガス複合熱源蓄熱空調システムに関する研究(第1報), 空気調和・衛生工学会論文集, No. 59(1995.10), pp. 163-173
- [43]日和佐章, 内田政博, 中井章一, 合田徹, 伊藤修一, 岸上護: 多槽並列型温度成層式蓄熱システムの性能評価, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集(2000), pp. 693 ~ 696
- [44]柳田耕治, 吉田崇: 温度成層流蓄熱槽の性能, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 9(1979), pp. 75 ~ 82
- [45]American Society of Heating, Refrigerating and Air ~ Conditioning Engineers,

-
- Inc., 2008. The 2008ASHRAE Handbook ~ HVAC Systems and Equipment, SI Edition, Chapter 50, 50.1 ~ 50.7
- [46]間宮健太, 岩田剛, 北野博亮, 相良和伸, 石川幸雄: 温度成層型蓄熱槽の円盤型流入口の流入特性に関する実験的研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集,(2007-9), pp. 85~88
- [47]間宮健太, 岩田剛, 北野博亮, 相良和伸, 石川幸雄: 温度成層型蓄熱槽における円盤型流入口の流入性状のモデル化に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp. 125 ~ 128, 2008. 8
- [48]Jae Dong Chung, Sung Hwan Cho, Choon Seob Tae, Hoseon Yoo, The effect of diffuser configuration on the thermal stratification in a rectangular storage tank, Renewable Energy 33 (2008) 2236 ~ 2245
- [49]岩田美成, 相良和伸, 石原式真, 杉山武: マルチポート方式を採用した温度成層型蓄熱槽の蓄熱性能に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 66(1997. 7), pp. 13 ~ 22
- [50]Y.Iwata, K.Sagara, T.Sugiyama: Development of Effective Distributor in Stratified Thermal Storage Tank, Proceedings of 1996 International Symposium of CIB W67, ENERGY and MASS FLOW in the LIFE CYCLE of BUILDINGS, (1996.8), pp.265-270
- [51]Y.Iwata, K.Sagara, T.Sugiyama: Operating Control Strategy for Thermal Storage Air-conditioning System, Proceedings of 1997 7th International Conference on Thermal Energy Storage, (1997.6), pp.575-580
- [52]社団法人 空気調和・衛生工学会: 蓄熱式空調システム 計画と設計, 平成18年初版, pp. 33 ~ 41
- [53]Yu, Y., Sagara, K., Yamanaka, T., Kotani, H., Momoi, Y., Kobayashi, T., Iwata, T., Kitora, H. and Taguchi, Y.: CFD Analysis on Thermal Storage Performance of Temperature-stratified Water TES Tank with New Type Diffuser, Proc. of SET2010 - 9th International Conference on Sustainable Energy Technologies, Shanghai, China, (2010), In CD-ROM, No.SE-049
- [54]兪一非, 岩田剛, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桜井良尚, 小林知広, 木虎久隆, 田口雄一郎: 温度成層型蓄熱槽における槽内鉛直温度分布の実験データを用いたCFD解析の精度検証, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文

集, (2010-9), pp. 907~910

- [55] 兪一非, 相良和伸, 小林知広, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桜井良尚, 木虎久隆, 田口雄一郎: 温度成層型蓄熱槽のディフューザ形状と蓄熱性能に関する CFD 解析による検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, (2010-9), pp. 1421~1422
- [56] 樋口彩子, 小林知広, 岩田剛, 相良和伸, 山中俊夫ほか: 温度成層型水蓄熱槽の CFD 解析-ディフューザ吐出部のパンチングメタルのモデル化手法の検討-, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2013. 9), pp. 149 ~ 152
- [57] 森下悟史, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚ほか: 鉛直吹き出しディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽の性能予測に関する研究- CFD 解析による槽内混合モデルのパラメータ同定 -空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2012. 9), pp. 125 ~ 128
- [58] 森下悟史, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚ほか: 鉛直吹き出しディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽の CFD 解析- 槽内混合モデルのパラメータ同定 -, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (2012. 9), pp. 1039-1040
- [59] Taichi HINOTSU, Kazunobu SAGARA, Tomohiro KOBAYASHI, Toshio YAMANAKA, Hisashi KOTANI, Yoshihisa MOMOI, Osamu KOGA, Kyouhei ICHITANI, Mitsuru NISHIYAMA : Performance Estimation of Vertical Inflow Diffuser for Temperature-stratified Type ThermalStorage Tank by CFD Analysis - Effect of Tank Water Level and Step Change of Flow Rate on Temperature Distribution -, Transactions of SHASE Japan (2014.9)
- [60] 中島康孝, 伊藤幸雄: 連通管混合型蓄熱槽における動的熱特性値の検討 第1報 模型実験、CFD 解析による動的有効蓄熱率の評価, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 81(2001. 4), pp. 45 ~ 52
- [61] Musser A, Bahnfleth WP. Parametric study of charging inlet diffuser performance in stratified chilled water storage tanks with radial diffusers: part 1-model development and validation. ASHRAE Trans 2001; 107:22-40
- [62] Yaici, W., Ghorab, M., Entchev, E. and Hayden, S.: Three-dimensional Unsteady CFD Simulations of a Thermal Storage Tank Performance for Optimum Design, Applied Thermal Engineering (2013), No. 60, pp.152-163
- [63] V. Panthaloorkaran, M. F. El-Amin, W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen:

-
- Calibrated models for simulation of stratified hot water heat stores,
INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, (2008), pp.661-676
- [64]V. Yakhot, S.A. Orszag: Renormalization group analysis of turbulence 1, Basic theory. Journal of Scientific Computing (1986), 1:3-51
- [65]V. Yakhot, S. Thangam, T.B. Gatski, S.A. Orszag, C.G. Speziale,: Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, Phys. Fluids A4(7) (1992), pp:1510-1520
- [66]STREAM ユーザーズガイド, 第 5.2 節, 圧力損失 , pp. 5-10-5-11
- [67]斎藤武雄 : 数値伝熱学、pp. 65-70、養賢堂 第 3 版、1992

関連発表論文

審査付き論文

学術論文

- ・ 岩田剛, 相良和伸, 北野博亮, 永井久也 : 鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽における CFD 解析による性能予測手法の検討, 空気調和・衛生工学会論文集, No.222 (2015-9), pp.33 ~ 40

国際会議の Proceedings

- ・ Takeshi Iwata , Kazunobu Sagara , Hiroaki Kitano and Hisaya Nagai : STUDY ON PERFORMANCE ESTIMATION OF TEMPERATURE-STRATIFIED TYPE THERMAL STORAGE TANK BY THREE-DIMENSIONAL UNSTEADY CFD, Proceedings of Energy and the Environment(2014-10), pp.301-309, Croatia

口頭発表論文

- ・ 岩田剛, 相良和伸, 北野博亮, 永井久也, 古賀 修, 一谷匡陸, 西山 満 : 温度成層型蓄熱槽における垂直接入口の流入特性に関する実験的研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, (2012-9), pp. 1033~1034
- ・ 相良和伸, 岩田 剛, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚 : 温度成層型蓄熱槽の水平入力型流入口における性能向上限界の理論的検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, (2012-9), pp. 1031~1032
- ・ 岩田剛, 相良和伸, 北野博亮, 永井久也, 古賀 修, 一谷匡陸, 西山 満 : 温度成層型蓄熱槽における垂直接入口の流入性状に関する実験的研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, (2012-9), pp. 2629~2632
- ・ 樋口彩子 (大阪大学) 小林知広 (立命館大学) 岩田剛 (三重大学) 相良和伸 (大阪大学) 山中俊夫 (大阪大学) 甲谷寿史 (大阪大学) 桃井良尚 (大阪大学) 古賀修 (関西電力) 一谷匡陸 (関西電力) 西山満 (大気社) : 鉛直吹出ディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽の CFD 解析-ディフューザ吐出面のパン

チングメタルのモデル化手法の検討-、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 第 42 回 (2013-3)

- ・ 樋口 彩子 (大阪大学) 相良 和伸 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学) 小林 知広 (立命館大学) 古賀 修 (関西電力) 一谷 匡陸 (関西電力) 西山 満 (大気社) 岩田 剛 (三重大学): CFD 解析による鉛直吹出ディフューザを有する温度成層型水蓄熱槽におけるディフューザ吐出面のパンチングメタルに関する研究, 日本建築学会近畿支部研究報告集, (2013-6)
- ・ 岩田剛, 相良和伸, 北野博亮, 永井久也: 温度成層型蓄熱槽における CFD 解析による槽内垂直温度分布の精度検証, 日本建築学会大会学術講演梗概集, (2013-8), pp. 1103~1104
- ・ 岩田 剛, 相良和伸, 北野博亮, 永井 久也: 垂直接入口を有する温度成層型蓄熱槽における CFD 解析の検証, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, (2013-9), pp. 145~148
- ・ 樋口 彩子, 小林知広, 岩田剛, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 古賀修, 一谷匡陸, 西山 満: 温度成層型水蓄熱槽の CFD 解析-ディフューザ吐出部のパンチングメタルのモデル化手法の検討-, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, (2013-9), pp. 149~152
- ・ 岩田剛 (三重大学)・相良和伸 (大阪大学)・北野博亮 (三重大学)・永井久也 (三重大学)・岩田美成 (中部電力)・一瀬茂弘 (中部電力): 鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽における CFD 解析の検証, 日本建築学会東海支部研究報告集, 第 52 号 (2014-2), pp. 445~448
- ・ 岩田剛 (三重大学), 相良和伸, 北野博亮, 永井久也, 岩田美成, 一瀬茂弘: CFD による温度成層型蓄熱槽内の熱特性予測の妥当性検証に関する研究, 空気調和・衛生工学会中部支部学術研究発表会論文集, 第 15 号 (2014-3), pp. 121~124
- ・ 岩田剛, 相良和伸, 北野博亮, 永井久也, 岩田美成, 一瀬茂弘: 温度成層型蓄熱槽における CFD 解析のモデル化方法に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, (2014-9), pp. 91~92
- ・ 相良和伸, 岩田剛, 北野博亮, 甲谷寿史, 永井久也, 古賀 修, 一谷匡陸, 西山満: 温度成層型蓄熱槽における鉛直流入型ディフューザの CFD 解析による

-
- 性能評価（その２）吐出面均等流入流速の場合のモデルパラメータの同定，日本建築学会大会学術講演梗概集，(2014-9)， pp.1447～1448
- ・ 岩田 剛，相良和伸，北野博亮，永井 久也，岩田美成，一瀬茂弘：温度成層型蓄熱槽における CFD 解析のモデル化方法の妥当性検証，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，(2014-9)， pp.105～108
 - ・ 相良和伸，岩田剛，北野博亮，甲谷寿史，永井久也，古賀 修，一谷匡陸，西山満：温度成層型蓄熱槽における鉛直流入型ディフューザの CFD 解析による性能評価－モデルパラメータの同定と性能限界に関する理論的検討－，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，(2014-9)， pp. 89～92
 - ・ 岩田剛（三重大学）・相良和伸（大阪大学）・北野博亮（三重大学）・永井久也（三重大学）：鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽における CFD 解析による性能評価-モデルパラメータの同定-，日本建築学会東海支部研究報告集，第 53 号(2015-2)， pp. 313～316
 - ・ 岩田剛(三重大学)，相良和伸，北野博亮，永井久也：CFD 解析による鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽の性能評価－モデルパラメータの同定－，空気調和・衛生工学会中部支部学術研究発表会論文集，第 16 号(2015-3)， pp. 117～120
 - ・ 岩田剛，横井 俊幸，相良和伸，北野博亮，永井久也：鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽における CFD 解析による性能評価に関する研究-その 1 モデルパラメータの同定-，日本建築学会大会学術講演梗概集，(2015-9)， pp. 1429～1430
 - ・ 横井 俊幸，岩田剛，相良和伸，北野博亮，永井久也：鉛直流入ディフューザを有する温度成層型蓄熱槽における CFD 解析による性能評価に関する研究-その 2 ディフューザの容積とその縦管の本数の影響-，日本建築学会大会学術講演梗概集，(2015-9)， pp. 1431～1432
 - ・ 相良和伸，岩田剛，北野博亮，永井久也，甲谷寿史，山中俊夫，桃井良尚，古賀修，一谷匡陸，西山 満：温度成層型蓄熱槽における鉛直流入型ディフューザの性能評価と設計手法，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，(2015-9)， pp. 101～104
 - ・ 岩田 剛，相良和伸，北野博亮，永井 久也：温度成層型蓄熱槽における CFD 解析による性能評価，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，(2015-9)，

pp. 117～120

- 横井 俊幸, 岩田剛, 相良和伸, 北野博亮, 永井久也 : 鉛直流入ディフューザーを有する温度成層型蓄熱槽における CFD 解析による性能評価に関する研究-その2 ディフューザーの容積とその縦管の本数の影響-, 日本建築学会大会学術講演梗概集, (2015-9), pp. 1431～1432
- 横井 俊幸, 岩田剛, 相良和伸, 北野博亮, 永井久也 : 水平円管型流入口を有する温度成層型蓄熱槽の CFD 解析による性能限界に関する研究, 空気調和・衛生工学会中部支部学術研究発表会論文集, 第 17 号(2016-3), pp. 95～98

謝辞

本論文は、筆者が三重大学大学院工学研究科博士後期課程に入学し、約3年の研究をまとめたものである。入学以前から長期間に渡り、元三重大学教授 相良和伸先生に直接御指導、御鞭撻を頂きました。大阪大学へ御転任後にあっても、本研究課題の設定から本論文をまとめるに至るまで、絶えず適切な御助言と御指導を頂き、心から厚く感謝の意を表します。

また、本論文をまとめるにあたって、直接御指導頂いた三重大学教授 永井久也先生には、入学時から数多くの御助言を頂き、御鞭撻なくして本研究は完遂し得なかったものであり、厚く感謝申し上げます。

三重大学准教授 北野博亮先生には、本研究の理論解析について有益な御助言を頂きました。深く感謝申し上げます。

三重大学教授 畑中重光先生、三重大学教授 菅原洋一先生には、本論文の審査の労を御執り頂き、また論文をまとめるにあたり、多数の有益な御助言と御指導を頂きました。深く感謝申し上げます。

三重大学名誉教授 水畑雅行先生、元三重大学教授 石川幸雄先生、三重大学准教授 寺島貴根先生には、研究活動を遂行する上で、様々な御指導と励ましを頂きましたこと、心より感謝申し上げます。

最後に本研究の実験と解析の整理に助力頂いた三重大学大学院生の横井俊幸氏、元卒論生 向山英雄氏、山路彩菜氏、中岡亮太氏の他、多くの方々の労に厚くお礼申し上げます。そして、五十を過ぎてからの博士課程入学を快く承諾し、応援してくれた妻に心から感謝します。

2016年8月

岩田 剛