

## ☆ Ver1.1 における初期バージョンからの修正点

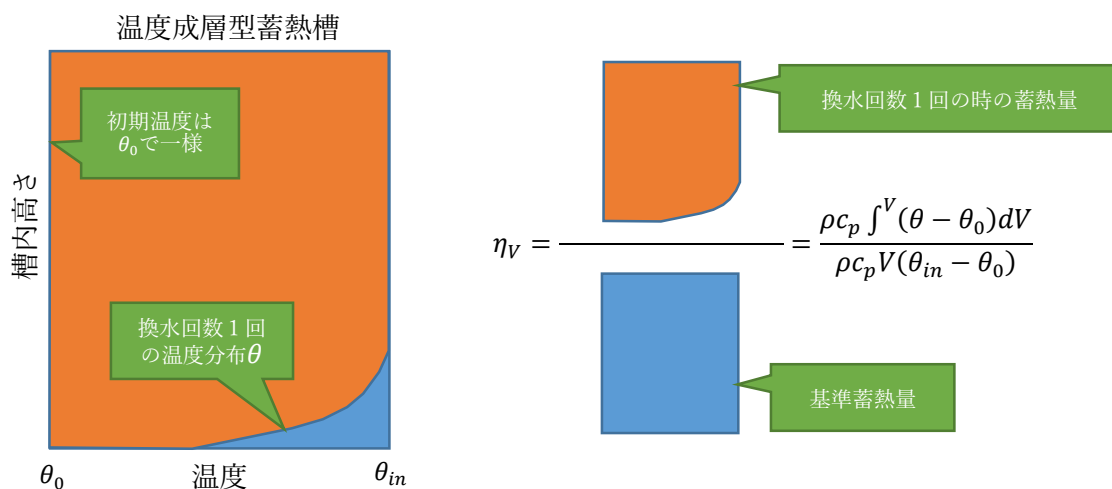
鉛直流入方式のディフューザを用いた場合の蓄熱性能を表すモデルパラメータを求める予測式をより予測精度が高いものに変更しました。詳細は、p.11～14 の「4 鉛直流入方式」を参照してください。

温度成層型蓄熱槽で設置される種々のディフューザ（ディストリビュータ、分配器、流入口などと同義。以下、ディフューザ）について、その蓄熱性能への影響を予測し、適切なディフューザを設計するための目安を提供するエクセルベースの設計ツール「各種ディフューザの蓄熱性能評価 Ver1.1.xlsm」の使い方、および、背景となる関連研究成果などを解説する。

なお、ご質問等がございましたら「sagara@arch.eng.osaka-u.ac.jp」までご連絡いただければ幸いです。

## 1. 蓄熱性能の評価方法について

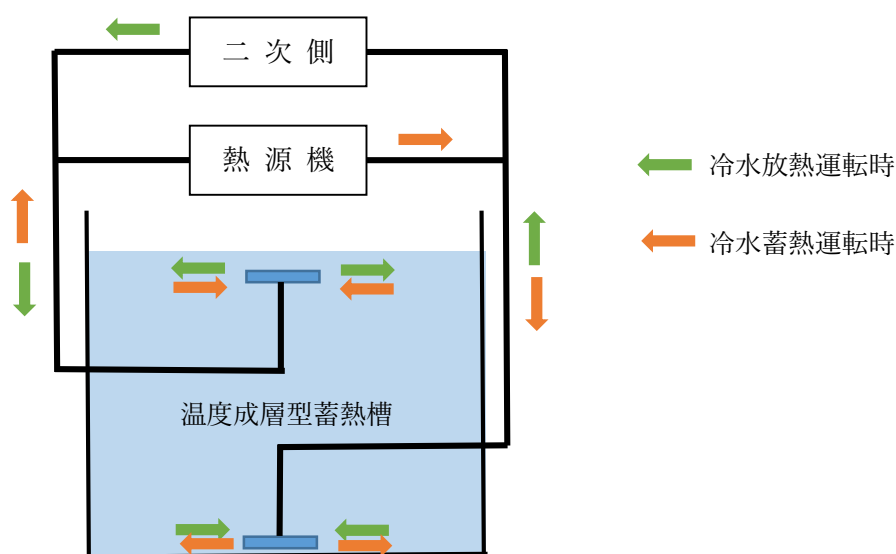
想定した蓄熱槽規模やディフューザサイズなどの条件から温度成層型蓄熱槽の槽内混合モデルのモデルパラメータを算出し、Excel VBA を用いた槽内混合モデルのシミュレーションにより槽内鉛直温度分布の推移を予測して、蓄熱性能の指標として「蓄熱槽効率」を予測する。ただし、ここでの「蓄熱槽効率」は、冷水槽の冷房時放熱運転モードを想定し、蓄熱温度（例えば 7℃）で一様の槽内に二次側からの還水が槽上部のディフューザから一定流量・一定温度（例えば 15℃）で流入があり、槽内がちょうど 1 回換水した時の槽内蓄熱量／基準蓄熱量で定義される蓄熱槽効率である。冷水槽の冷房時放熱運転モードを想定している理由は、水温が高くなるほど水の体膨張率が大きくなり、温度成層型蓄熱槽では冷房時蓄熱運転や温水蓄熱の場合の方が蓄熱性能が高くなることから、ここでは、最も蓄熱性能が低くなり安全側設計となると考えられる冷水槽の冷房時放熱運転モードを想定してシミュレーションを行っている。



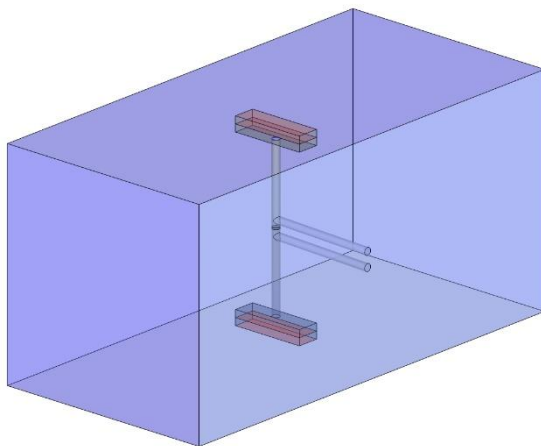
槽内温度分布と「定流量・定温度入力での冷水放熱モード槽 1 回換水時の蓄熱槽効率  $\eta_v$ 」

## 2. 蓄熱システムの構成

熱源機（一次側）から蓄熱槽に送水する配管と蓄熱槽から二次側（空調機）に送水する配管は途中で接続され、それらの流量差だけがディフューザから蓄熱槽に流入するものとする。基本的には、冷房時の冷水利用の場合には、蓄熱時（蓄冷時）には熱源機からの冷水は蓄熱槽内下部に設置されたディフューザから槽へ流入して上部に設置されたディフューザから取水され、逆に、放熱時（放冷時）には二次側空調機からの還水は蓄熱槽内上部に設置されたディフューザから槽に流入して下部に設置されたディフューザから取水されるとする。また、温度成層型蓄熱槽であるため、常に、高温水は上部ディフューザから流入し、低温水は下部ディフューザから流入するように構成されているものとする。



蓄熱システム全体のイメージ



蓄熱槽と鉛直流入方式のディフューザのイメージ

### 3. Excel ツールの使い方と解説

#### 使い方の概要

Excel ツール（各種ディフューザの蓄熱性能評価 Ver1.1.xlsm）を立ち上げて、「①蓄熱槽の設計条件」と「②ディフューザの設計条件」を入力した後に、「③計算実行」をクリックすると、槽内混合モデルを数値計算することにより槽内鉛直温度分布の推移を計算して槽換水回数 0.2 毎の温度分布を出力し、それを図示するとともに蓄熱性能の目安としての「蓄熱槽効率」を算出して表示する。

#### 計算条件の設定

##### ①蓄熱槽の設計条件

- ・槽水深[m]：温度成層型蓄熱槽の水深
  - ・槽容量[m3]：ディフューザ 1 基（上部と下部のディフューザ 1 組）当たりの槽容量
  - ・流量[m3/h]：ディフューザ 1 基当たりの流量（熱源側もしくは二次側の大きい方の流量で良い）
  - ・蓄熱温度[℃]：一般には、熱源出口温度（シミュレーションでは、この温度を槽内一様の初期温度に設定している） 計算結果として近似式で求めた密度が右の欄に表示される。
  - ・還り温度[℃]：一般には、二次側からの還り温度（戻り温度、空調機コイル出口温度） 計算結果として近似式で求めた密度が右の欄に表示される。
- なお、シミュレーションでは、この温度を、上部ディフューザから槽への一定入力温度に設定している。

【並列連結槽がある場合】（並列連結槽がない場合でもそれぞれダミーの数値を入力してください）

- ・連通口流量[m3/h]：並列に連結された隣槽がある場合に、隣槽との蓄熱バランスを保つために隣槽隔壁に連通口が設けられる。この連通口の最低限のサイズを決めるために、連通口を通過する流量を設計条件として与える。これにより隣槽相互の温度成層部をほぼ同じ高さに保つことが出来る。一般には、具体的な連通口流量としてどのような数値を設定すればよいのか不明なことが多いと思われるが、先に与えた「流量（ディフューザ 1 基当たりの流量）」が、隣槽のディフューザの「流量（ディフューザ 1 基当たりの流量）」と、10%程度の差異に収めることが出来るとすれば、連通口を介してその半分の流量が隣槽と行き来きすることで、温度成層の高さを揃えることが可能となる。したがって、この場合、先に与えた「流量（ディフューザ 1 基当たりの流量）」の 5%を「連通口流量」として設定すればよい。
- なお、並列連結槽がない場合でも、ダミーの数値を入力してください。
- ・許容想定蓄熱バランス[%]：上記の連通口サイズの決定において、隣槽の温度成層部の高さとの許容可能な差異と槽水深のとの比であり、通常、1 %程度未満が推奨される。
- なお、並列連結槽がない場合でも、ダミーの数値を入力してください。
- ・連通口个数：槽の上部（水面付近）と下部（槽底付近）に複数の連通口を設ける場合に、それぞれの設置个数（上部と下部で同数の場合）を与える。
- なお、並列連結槽がない場合でも、ダミーの数値を入力してください。

【補足 1】ディフューザ 1 基（上部と下部のディフューザ 1 組）当たりの意味について

温度成層型蓄熱槽においては、単一槽の場合でも複数槽並列の場合でも、大きい槽では、一つの槽に複数のディフューザが設置されることが多く、お互いが干渉しないように配置されていれば温度成層型蓄熱槽では水

平方向には温度分布がほとんどないことから、ディフューザ 1 基ごとに独立した温度成層型蓄熱槽とみなせるため、ここでは、ディフューザ 1 基についてのシミュレーションを行っている。

#### 【補足 2】 温度範囲の制限について

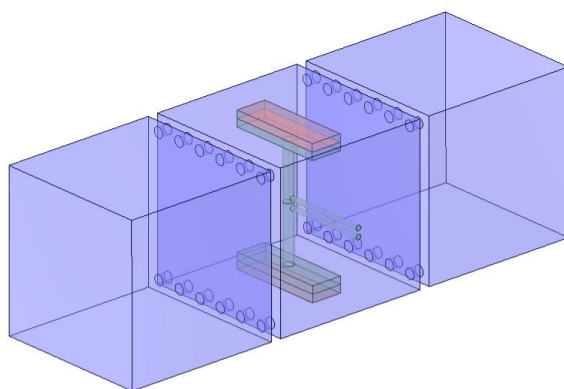
シミュレーションを行うための Excel VBA プログラムでは、水温から水の密度を算出する簡単な近似式を用いており、この近似式が 5～15℃の温度-密度から求められているため、上記の温度条件については、5～15℃の温度範囲とする必要がある。

#### 【補足 3】 蓄熱槽が並列に連結された複数槽から構成されている場合の蓄熱性能について

同一槽に複数のディフューザが設置されている場合にはそれぞれの流量に若干差異があっても蓄熱性能への影響は小さいが、並列複数槽でそれぞれのディフューザの流量に差異がある場合や並列複数槽それぞれの容積が異なる場合に、蓄放熱時に各槽での温度成層部の高さが異なることになり影響が大きい。それは、それらの槽から同時に取水したときに、取水が温度成層部にかかると温度成層部の高さが異なるために合流した後の取水温度が徐々に変化することになり、結果的に蓄熱槽全体としての温度成層が緩やかに形成されている（温度成層型蓄熱槽としては蓄熱性能が低いことを意味する）ことと同じことになるためである。

一般には、種々の理由で、異なる容量の並列複数槽から温度成層型蓄熱槽が構成される場合や配管方法によっては各ディフューザから流入する流量に差異が生じてしまう場合が多いと思われるが、隣り合う槽の隔壁の水面近くと槽底近くに適切なサイズ・個数の連通口を設けることで各槽の蓄熱バランスを担保する（各槽の容量やディフューザ流量が異なっても温度成層部の高さをほぼ同一にそろえる）ことが可能であり（参考文献 1、2）、ここでは、設計条件として、連通口流量[m<sup>3</sup>/h]、許容蓄熱バランス比[%]および連通口個数を設計条件として与える。

場合によっては、下図のように隣槽にディフューザを設置しないで、当該槽に設置したディフューザの流量を隣槽への流量と合わせた「流量（ディフューザ 1 基当たりの流量）」として設定することで、結果的に、適切な連通口を設けることでディフューザ設置台数を少なくできるということもありうる（参考文献 1、2）。その場合には、連通口流量として、「流量（ディフューザ 1 基当たりの流量）」の 50%（すなわち、隣槽にも同じディフューザを設置するとした場合のディフューザ 1 基当たりの流量）を「連通口流量」として設定することになる。

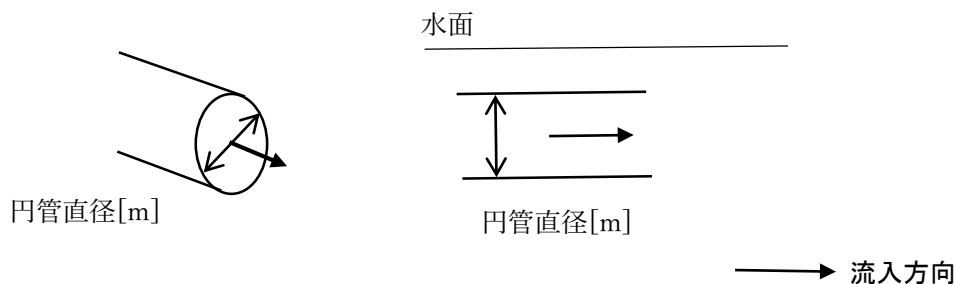


## ②ディフューザの設計条件

- ・ディフューザ流入方式：本ツールでは「1 円管方式」、「2 スロット・せき方式」、「3 円盤方式」、「4 鉛直流入方式」の4種類の流入方式から一つ選択し、その番号を入力

### 「1 円管方式」

- ・円管直径[m]：流入口（吐出面）の直径

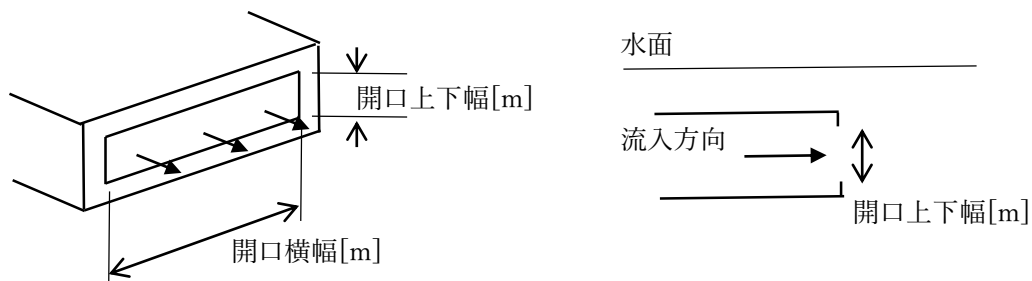


円管流入方式の外観・断面図と各部サイズ

開口部水深については、円管直径の2倍程度であれば影響は少ないが、槽水深の10%程度以上となれば性能低下となることが分かっているが、詳細な検討は行っていない。参考文献3）参照。

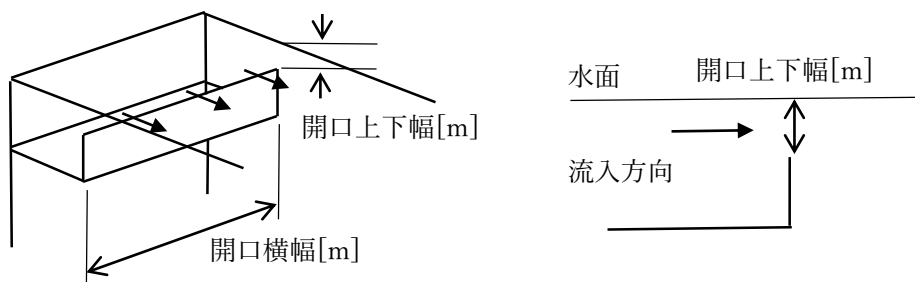
### 「2 スロット・せき方式」

- ・開口上下幅[m]：開口部（吐出面）の上下方向の幅
- ・開口横幅[m]：開口部（吐出面）の水平方向の幅



スロット流入方式の外観・断面図と各部サイズ

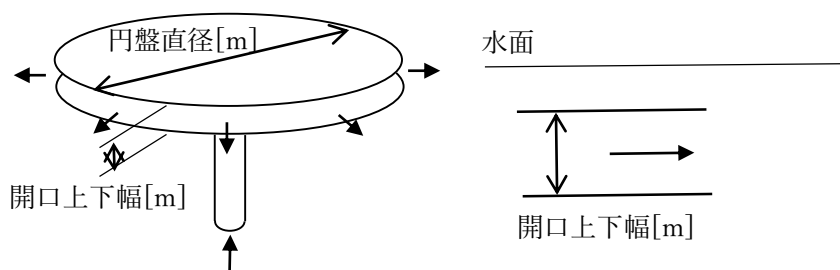
開口部水深については、開口上下幅の2倍程度であれば影響は少ないが、槽水深の10%程度以上となれば性能低下となることが分かっているが、詳細な検討は行っていない。参考文献3）参照。



せき流入方式の外観・断面図と各部サイズ

### 「3 円盤方式」

- ・ 開口上下幅[m]：開口部（吐出面）の上下方向の幅
- ・ 円盤直径[m]：円盤の直径

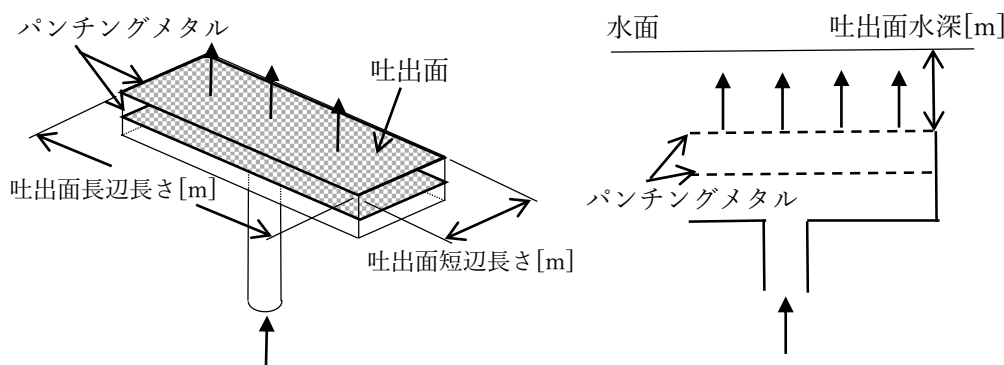


円盤流入方式の外観・断面図と各部サイズ

開口部水深については、開口上下幅の2倍程度であれば影響は少ないが、槽水深の10%程度以上となれば性能低下となることが分かっているが、詳細な検討は行っていない。参考文献4）参照。

### 「4 鉛直流入方式」

- ・ 吐出面短辺長さ[m]：ディフューザ上部開口部（吐出面）の短辺の長さ
- ・ 吐出面長辺長さ[m]：ディフューザ上部開口部（吐出面）の長辺の長さ
- ・ 吐出面水深[m]：水面からの上部ディフューザ吐出面の設置水深



鉛直流入方式の外観・断面図と各部サイズ

ディフューザ吐出面から均等に流入させるために、ディフューザ吐出面にパンチングメタル（開口率22.7%～40%程度：小さいほど良い）を設置することとしているが、吐出面だけではなく、ディフューザ中央にも二重にパンチングメタルを設置することが推奨される。

なお、ディフューザ吐出面から上向きに流入した高温水は、水面に到達するまでの間に浮力のために加速されることから、基本的には「吐出面水深[m]」は水面に近く浅い方が蓄熱性能は良くなることが分かっている（参考文献7、9）。しかし、運転モードが変わって上部ディフューザが取水側になったときに、吐出面（取水面）が水面に近過ぎると空気が混入する可能性があり注意すべきである。これ以上水面に近いと空気が混入する限界水深、もしくは、これ以上多いと空気が混入する限界流量については後述する。

### ③計算実行

「③計算実行」をクリックすることで、「①蓄熱槽の設計条件」と「②ディフューザの設計条件」で入力した蓄熱槽の規模、流量・温度条件、ディフューザの方式とサイズを与条件として、冷水放熱モードの槽内温度分布を計算するためのモデルパラメータの算出とシミュレーションを行う。

計算には、数分程度の時間が掛かる。

モデルの詳細や計算式などについては、後述解説を参照のこと。

### ④計算結果

槽内温度分布のシミュレーションで計算されるモデル式のパラメータ $R_0$ と $Pe_{tank}$ 、そして、蓄熱性能評価に用いる無次元パラメータである入口アルキメデス数 $Ar_{in}$ 、ディフューザ吐出面から流入する平均流速 $u_{in}$ を、①と②の蓄熱槽とディフューザの設計条件から計算して結果を表示する。

また、最終的に蓄熱性能の目安として、シミュレーションにより予測された槽内温度分布から算出された「蓄熱槽効率」を表示する。ただし、ここで算出される蓄熱槽効率は、「冷房時の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ついて、槽への一定流量・入力温度における換水回数1回( $t^*=1$ )での蓄熱槽効率」であり、熱源機や負荷の状況に応じて流量・温度条件が逐一変化する実際の運転状況をシミュレートした結果としての蓄放熱サイクルでの蓄熱槽効率ではない。また、取水は下部ディフューザの設置高さにかかわらず槽底部からとしており、あくまでも蓄熱性能の目安と考えるべきである。

なお、「4. 槽内混合モデルとモデルパラメータ」で解説しているように、ある程度以上 $Ar_{in}$ が大きくなっても蓄熱性能が向上しないことが明らかにされており、ここでは、それぞれの「ディフューザ流入方式」ごとに $Ar_{in}$ の上限値を設定しているのので、設計条件を変化させても結果としての蓄熱槽効率に変化が見られない場合には、設計条件から算出された $Ar_{in}$ の値が上限値となっていないか確認してください

### ⑤鉛直温度分布の推移

計算された槽内温度分布が、槽水深の100分割点の無次元温度として、槽換水回数0.2毎に表示される。また、横軸に無次元温度、縦軸に無次元高さで表した槽内鉛直温度分布の推移が換水回数0.2毎に図に示される。

### ⑥鉛直流入方式の場合のディフューザ限界設置水深など

鉛直流入方式においては、槽内上部に設置されるディフューザ吐出面が水面に近い場合、このディフューザが取水口となる運転モードになったときに、水面から空気を吸い込むリスクがある。鉛直流入方式の場合には、吐出面が水面に近い方が蓄熱性能は高くなる傾向があるが、取水口となったときの空気混入リスクを避けるために、流量を設計条件に固定した場合の吐出面限界設置水深、および、設置水深を設計条件に固定した場合の取水限界流量を算出する。

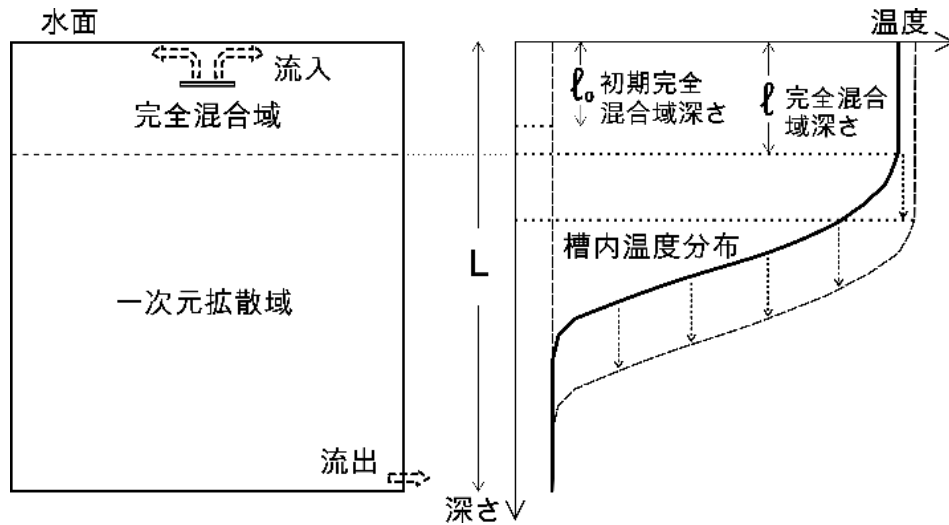
また、槽内下部に設置されるディフューザについては、空気混入リスクに配慮する必要はないが、槽底に近づき過ぎると吐出面と槽底面との間の吐出面周長全体から水平方向に高速で流入することになり、周辺槽内水との混合が促進されることでかえって蓄熱性能が低下すると考えられる。そのため、ここでは蓄熱性能がおおよそ最高となる最適設置高さを求めている。あらためて、「②ディフューザの設計条件」の「4:鉛直流入方式」の「吐出面水深[m]（吐出面高さ）」にここで示された「最適吐出面設置高さ」を吐出面水深として入力し再計算することでその蓄熱性能を確認することができる。

#### ⑦並列連結槽がある場合の隔壁連通口面積

温度成層型蓄熱槽の場合、槽容量を確保するために複数槽を並列に連結して利用することが多い。これらの連結される槽は、水深は同一であっても水平断面積が異なることが多く、また、配管の都合でそれぞれの槽への流入流量が思い通りにはならないことが多いと考えられる。このような状況で適正な蓄熱を行うためには、槽内に形成される温度成層部の高さを揃えることが必要であるが、並列槽の隔壁の水面付近と槽底付近に連通口を設けることによってこれが可能となる。ここでは、温度成層部の高さを揃えるために必要であると想定される連通口流量と、隣槽との温度成層部の許容できる高さの差異と槽水深の比（許容蓄熱バランス比）を条件として、必要な連通口面積を求めることとしている。これにより、水面付近と槽底付近にそれぞれ必要連通口面積以上となるように連通口を設置することで、想定した差異以内に温度成層部の高さを揃えることが出来る。一般には、上部と下部それぞれに複数の連通口を設けて、上部と下部のそれぞれで合計面積が必要連通口面積以上となるようにすればよい。また、ここでは連通口の個数（上部と下部で同数とする）を与えることにより、連通口必要直径も算出している。なお、可能であればそれぞれ水面と槽底に近いところに設置するのが望ましいが、必ずしも水面、槽底直近でなくても、できるだけ長時間、温度成層部が上部と下部の連通口の間位置するように配慮すれば大きい問題はない。



#### 4. 槽内混合モデルとモデルパラメータ（参考文献5， 6， 7）



槽内混合モデルの概要

上図に槽内混合モデルの概要を示す。円管方式、スロット・せき方式、円盤方式の水平流入方式の場合には、上部ディフューザから流入した高温水は水面に沿って流れ、ディフューザ周辺の槽内水と混合して、その後は全体的に下向きに緩やかに下降して出口から流出すると考えられる。鉛直流入方式の場合でも、上部流入口から鉛直上向きに槽内に入力された高温水は、浮力の影響を受けながら上昇して水面に達した後、流れは水平方向となり、その後は水平流入方式と同様な流れになると考えられる。そこで、高温水が上部から入力される場合を想定し、流入水が槽内の水と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行く一次元拡散域に槽内が分けられるとする。そして、二つの領域の温度は、それぞれ以下の式で与えられるとする。ただし、槽からの流出は槽底部からとしており、槽内下部に設置されたディフューザから取水・流出するモデルとはなっていない。槽内混合モデルに取水口サブモデルを追加することで、より実際の槽内温度分布や取水温度の推移を予測できる手法（参考文献10）も提案しているが、本ツールではまだ考慮できていない。

・ 流入口側の完全混合域の温度

$$VR \frac{d\theta}{dt} = F(\theta_{in} - \theta) \quad (1)$$

・ 流出口側の一次元拡散域の温度

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

ここで、式(1)の  $R$  は次式で与えられるとする。

$$R = \frac{\ell}{L} = R_0 + 0.4t^* = \frac{\ell_0}{L} + 0.4t^* \quad t^* = \frac{Ft}{V} \quad (3)$$

このモデルでは未知数は  $\ell_0$  であり、水平流入方式の場合には予測式（参考文献6）が得られている。なお、これらの予測式は、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たものである。

ここでは、距離、時間、温度の無次元変数

$$z^* = \frac{z}{L}, \quad t^* = \frac{Ft}{V}, \quad \theta^* = \frac{\theta - \theta_0}{\theta_{in} - \theta_0} \quad (4)$$

を導入することにより槽内混合モデルの式(1)～(3)は以下のように無次元化される。

・ 流入口側の完全混合域の無次元温度

$$R \frac{d\theta^*}{dt^*} = 1 - \theta^* \quad (5)$$

$$R = R_0 + 0.4t^* \quad (6)$$

・ 流出口側の一次元拡散域の無次元温度

$$\frac{\partial \theta^*}{\partial t^*} = \frac{1}{Pe_{tank}} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial z^{*2}} - \frac{\partial \theta^*}{\partial z^*} \quad (7)$$

$$Pe_{tank} = \frac{UL}{\kappa} \quad (8)$$

式(5)～(8)から二つの微分方程式は二つのモデルパラメータ ( $R_0$ ,  $Pe_{tank}$ ) が同じ値であれば、同じ初期条件・境界条件の下で同じ解となることが分かる。そして、これらの二つの微分方程式からなる槽内混合モデルの式を何らかの数値計算で解くことにより、槽内鉛直温度分布の推移が予測できる。先に述べたように、無次元化する前のモデルでは未知数は  $\ell_0$  であるが、無次元化した後には未知数は  $R_0$  となる。「②ディフューザの設計条件」で設定した各流入方式のディフューザについて数多くの実験や CFD により下記のような予測式が得られており、ここでもこれら予測式を用いて  $R_0$  を算出している。なお、これらの予測式は、槽内一様初期温度の蓄熱槽への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たものである。

モデルパラメータ  $R_0$  (無次元初期完全混合域深さ[-])

「1 円管方式」

$$R_0 = \frac{d_{in}}{L} \cdot 0.7 Ar_{in}^{-0.5}$$

$$Ar_{in} = \frac{d_{in} g (\Delta \rho / \rho_0)}{u_{in}^2}, \quad \text{ただし、} Ar_{in} > 2 \text{ では } Ar_{in} = 2$$

$$u_{in} = \frac{4F}{\pi d_{in}^2}$$

$d_{in}$  : 円管直径[m] (「1 円管方式」の場合の代表長さ)

ある程度以上  $Ar_{in}$  が大きくなっても、ディフューザ吐出面（流入口出口部分）で浮力の影響のため吐出面内で逆流が生じるため、蓄熱性能が向上しないことが明らかにされており（参考文献3、8）、ここでは、 $Ar_{in} >$

2 で  $Ar_{in} = 2$  としている。この限界値 ( $Ar_{in} = 2$ ) は Excel VBA 内で変更することが可能である。

## 「2 スロット・せき方式」

$$R_0 = \frac{d_{in}}{L} \cdot 2.0 Ar_{in}^{-0.6}$$

$$Ar_{in} = \frac{d_{in} g(\Delta\rho/\rho_0)}{u_{in}^2}, \quad \text{ただし、} Ar_{in} > 3 \text{ では } Ar_{in} = 3$$

$$u_{in} = \frac{F}{d_{in} W}$$

$d_{in}$ ：開口上下幅[m]（「2 スロット・せき方式」の場合の代表長さ）

$W$ ：開口横幅[m]：開口部（吐出面）の水平方向の幅

ある程度以上 $Ar_{in}$ が大きくなっても、ディフューザ吐出面（流入口出口部分）で浮力の影響のため吐出面内で逆流が生じるため、蓄熱性能が向上しないことが明らかにされており（参考文献3、8）、ここでは、 $Ar_{in} > 3$  で  $Ar_{in} = 3$  としている。この限界値（ $Ar_{in} = 3$ ）は Excel VBA 内で変更することが可能である。

## 「3 円盤方式」

$$R_0 = \frac{d_{in}}{L} \cdot 1.8 Ar_{in}^{-0.5}$$

$$Ar_{in} = \frac{d_{in} g(\Delta\rho/\rho_0)}{u_{in}^2}, \quad \text{ただし、} Ar_{in} > 3 \text{ では } Ar_{in} = 3$$

$$u_{in} = \frac{F}{d_{in} \pi D}$$

$d_{in}$ ：開口上下幅[m]（「3 円盤方式」の場合の代表長さ）

ある程度以上 $Ar_{in}$ が大きくなっても、円盤外周吐出面（円盤外周出口部分）で浮力の影響のため吐出面内で逆流が生じるため、蓄熱性能が向上しないことが明らかにされており（参考文献4、8）、ここでは、 $Ar_{in} > 3$  で  $Ar_{in} = 3$  としている。この限界値（ $Ar_{in} = 3$ ）は Excel VBA 内で変更することが可能である。

## 「4 鉛直流入方式」（Ver1.1 での変更箇所）

$$R_0^* = 10^b Ar_{in}^{*a}$$

$$a = -0.327$$

$$b = -0.806$$

$$Ar_{in}^* = Ar_{in} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^2, \quad \text{ただし、} Ar_{in}^* > 1.4 \text{ では } Ar_{in}^* = 1.4$$

$$R_0^* = R_0 \cdot \left(\frac{x_s}{L}\right)^{-0.333} \cdot \left(\frac{D_{tank}}{L}\right)^{-0.5}$$

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

$$u_{in} = \frac{F}{S_{in}} , \quad S_{in} = l_x \times l_y = \frac{\pi d_{in}^2}{4} , \quad d_{in} = \sqrt{\frac{4S_{in}}{\pi}}$$

$$R_0 = R_0^* \cdot \frac{d_{in}}{L} \cdot \left( \frac{x_s}{d_{in}} \right)^{0.8}$$

$l_x$  : デイフューザ吐出面短辺寸法[m]

$l_y$  : デイフューザ吐出面長辺寸法[m]

$d_{in}$  : 吐出面等価直径[m] (「4 鉛直流入方式」の場合の代表長さ)

$x_s$  : デイフューザ設置水深 (吐出面設置水深) [m]

ある程度以上  $Ar_{in}$  ( $Ar_{in}^*$ ) が大きくなっても、鉛直上向き吐出面から流入した高温水は浮力の影響により加速されて水面付近に到達するため、蓄熱性能が向上しないことが明らかにされており (参考文献 7、9)、ここでは、 $Ar_{in}^* > 1.4$  で  $Ar_{in}^* = 1.4$  としている。この限界値 ( $Ar_{in}^* = 1.4$ ) は Excel VBA 内で変更することが可能である。

なお、Ver1.1 で用いている近似式は、初期バージョンで用いている近似式と比較して、若干安全側で蓄熱性能を低めに評価するようにしている。

初期バージョンでは、

$$R_0^* = 10^b Ar_{in}^{*a}$$

$$a = -0.38809$$

$$b = 0.13516$$

$$Ar_{in}^* = Ar_{in} \cdot \left( \frac{x_s}{d_{in}} \right)^2 , \quad \text{ただし、} Ar_{in}^* > 4 \text{ では } Ar_{in}^* = 4$$

$$R_0^* = R_0 \cdot \frac{L}{d_{in}} \cdot \left( \frac{x_s}{d_{in}} \right)^{-0.8}$$

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

としていたが、今回のバージョンアップでより予測精度の高い近似式を使うこととして、上記のように初期バージョンを修正している。

## Ver1.1 におけるバージョンアップ修正点の詳細

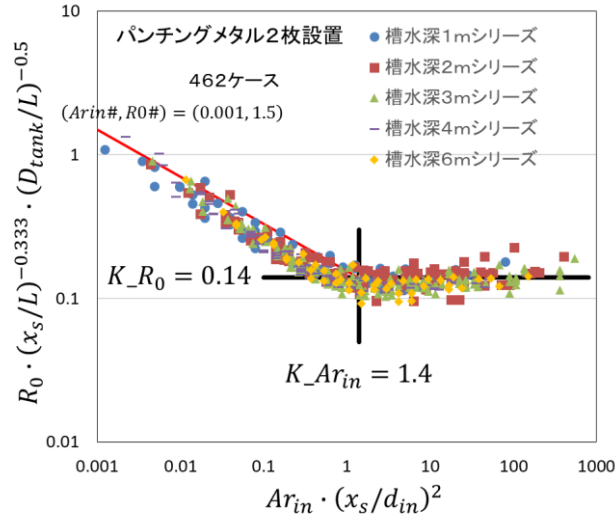
蓄熱性能を表すモデルパラメータである $R_0$ とディフューザや蓄熱槽の設計条件の関係を見直すことにより、下図のようなプロット図（参考文献 1 4）が得られており、横軸値がそれ以上大きくなっても蓄熱性能が一定となりそれ以上蓄熱性能が向上しない条件

$$Ar_{in}^{\#} = Ar_{in} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^2 = K_{Ar} (= 1.4)$$

および、そのときの蓄熱性能を表す

$$R_0^{\#} = R_0 \cdot \left(\frac{x_s}{L}\right)^{-0.333} \cdot \left(\frac{D_{tank}}{L}\right)^{-0.5} (= 0.14)$$

が得られているとする。



ディフューザのサイズ（吐出面の短辺長さと長辺長さ）を想定して、蓄熱性能（ $R_0$ ）を推定する場合、横軸値は設計条件から計算できるが、縦軸値はプロット図の近似式に横軸値を代入して算出する必要がある。近似式としては、「上の図」を参照して、安全側で若干性能が低くなるような近似式を作成することとする。性能一定の範囲（横軸値 $\geq K_{Ar}$ ）の近似式 2 は  $y = \text{LOG10}(K_{Ar})$  とするが、性能が低い範囲（横軸値 $< K_{Ar}$ ）の近似式 1 では、対数座標（ $Ar_{in}^{\#0}$ ,  $R_0^{\#0}$ ）（「上の図」では、 $Ar_{in}^{\#} = 0.001, R_0^{\#} = 1.5$ ）と（ $\text{LOG10}(K_{Ar})$ ,  $\text{LOG10}(K_{R0})$ ）を結ぶ直線  $y = ax + b$  とする。

近似式 1 は、対数座標（ $Ar_{in}^{\#0}$ ,  $R_0^{\#0}$ ）と（ $\text{LOG10}(K_{Ar})$ ,  $\text{LOG10}(K_{R0})$ ）を結ぶ直線

$$y = ax + b$$

$$a = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{\text{LOG10}(K_{R0}) - \text{LOG10}(R_0^{\#0})}{\text{LOG10}(K_{Ar}) - \text{LOG10}(Ar_{in}^{\#0})}$$

$$b = y_1 - ax_1 = \text{LOG10}(R_0^{\#0}) - a \cdot \text{LOG10}(Ar_{in}^{\#0})$$

となる。

ただし、

$$x = \text{LOG10}(Ar_{in}^{\#})$$

$$y = \text{LOG10}(R_0^{\#})$$

である。

そして、設計条件から、横軸値

$$Ar_{in}^{\#} = Ar_{in} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^2$$

を算出し、横軸値  $Ar_{in}^{\#} < K_{Ar}$  の場合に、近似式 1 の  $y = ax + b$  を用いて下のように縦軸値を算出することになる。

縦軸値は、

$$\text{LOG10}(R_0^{\#}) = \text{LOG10}\left(R_0 \cdot \left(\frac{x_s}{L}\right)^{-0.333} \cdot \left(\frac{D_{tank}}{L}\right)^{-0.5}\right) = a * \text{LOG10}(Ar_{in}^{\#}) + b$$

となることから、両辺の対数を指数の形に変形して、

$$R_0^{\#} = R_0 \cdot \left(\frac{x_s}{L}\right)^{-0.333} \cdot \left(\frac{D_{tank}}{L}\right)^{-0.5} = 10^{a * \text{LOG10}(Ar_{in}^{\#}) + b}$$

であり、最終的に、無次元パラメータ  $R_0$  が以下のように算出できることになる。

$$R_0 = 10^{a * \text{LOG10}(Ar_{in}^{\#}) + b} \cdot \left(\frac{x_s}{L}\right)^{0.333} \cdot \left(\frac{D_{tank}}{L}\right)^{0.5}$$

横軸値

$$Ar_{in}^{\#} = Ar_{in} \cdot \left(\frac{x_s}{d_{in}}\right)^2$$

を算出し、横軸値  $Ar_{in}^{\#} \geq K_{Ar}$  の場合には、近似式 2 の

$$y = \text{LOG10}(K_{Ar})$$

により、設計条件から算出される  $Ar_{in}^{\#} = Ar_{in} \cdot (x_s/d_{in})^2$  の値にかかわらず、 $K_{Ar}$  から以下のように算出される。

$$R_0 = 10^{a * \text{LOG10}(K_{Ar}) + b} \cdot \left(\frac{x_s}{L}\right)^{0.333} \cdot \left(\frac{D_{tank}}{L}\right)^{0.5}$$

---

モデルパラメータ  $Pe_{tank}$  (槽ペクレ数[-])

槽ペクレ数は、ディフューザ流入方式にかかわらず、①蓄熱槽の設計条件から下記のように直接計算できる。

$$Pe_{tank} = \frac{UL}{\kappa} = \frac{FL^2}{\kappa V}$$

## 5. 蓄熱性能と蓄熱槽効率

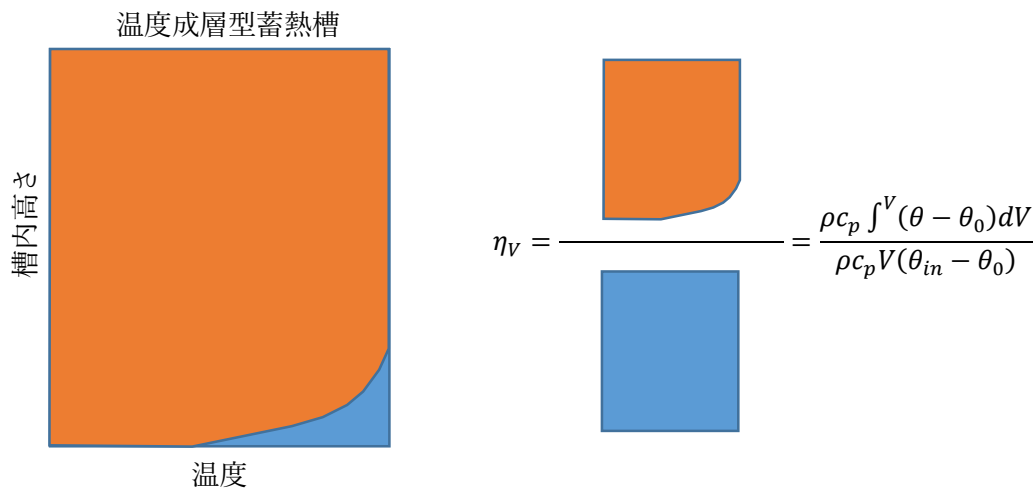
「蓄熱槽効率」は、蓄熱槽の容量効率の指標として用いられるが、いくつかの定義があり、ここではもっとも単純で、実際の運転時にも計測可能な蓄熱槽効率として、一様初期温度でスタートして槽 1 回換水時に槽内に存在する蓄熱量を基準蓄熱量で除したものを、ここでの「蓄熱槽効率」としている。

ここでは、蓄熱性能と支配パラメータ ( $R_0$ ,  $Pe_{tank}$ ) 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モード槽 1 回換水時の蓄熱槽効率  $\eta_V$ 」を定義する。これは、冷水放熱モードを想定し、均一な低温水（例えば 7°C）の槽内に上部ディフューザから高温水（例えば 15°C）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、次式に示すように槽 1 回換水時の無次元槽内平均温度に等しい。

$$\eta_V = \frac{\rho c_p \int^V (\theta - \theta_0) dV}{\rho c_p V (\theta_{in} - \theta_0)} = \frac{1}{V} \int^V \theta^* dV = \bar{\theta}^* \quad (9)$$

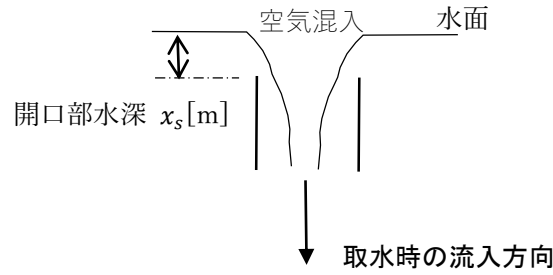
$$\theta^* = \frac{\theta - \theta_0}{\theta_{in} - \theta_0}$$

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(5)と式(7)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無次元槽内平均温度を算出し、それを蓄熱槽効率としている。



なお、槽内混合モデルに取水口サブモデルを追加することで、より実的な蓄熱性能評価指標である蓄放熱サイクルにおける蓄熱槽効率を予測できる手法（参考文献 10）を提案しており、鉛直流入方式のディフューザについてだけではあるが、同様な設計ツールとして、「鉛直流入ディフューザの蓄熱性能評価\_蓄放熱サイクル評価 Ver1.1.xlsm」を公開している。

## 6-1. 鉛直流入方式の空気混入リスクに関する吐出面限界設置水深と取水限界流量



鉛直流入方式の場合の取水時空気混入リスク

鉛直流入方式のディフューザにおいては、上部に設置されたディフューザが取水口となるモードになったときに、ディフューザ吐出面が水面に近い場合、水面から空気を吸い込むリスクがある。鉛直流入方式の場合には、基本的には、吐出面が水面に近い方が蓄熱性能は高くなるが、空気混入リスクは避けなくてはならない。

空気を吸い込むような状況において、ディフューザ吐出面に流入する流量は、吐出面周囲からディフューザ上端を越流して流れ込んで下方へ取水される流量であり、水理学における「開水路のせきの越流」の理論と同じ考え方の理論から求めることが出来る（参考文献11、12）。

ディフューザ吐出面の周長を越えてくる流量と開口部水深（吐出面設置水深）の関係は次式で与えられる。

$$F_{limit} = \frac{2}{3}CW\sqrt{2g} \cdot x_{s,limit}^{\frac{3}{2}}$$

$$W = 2(l_x + l_y)$$

ここで、設置水深を規定した場合には、 $F_{limit}$ よりも多い取水流量となったときに空気混入が発生する可能性が高く、逆に、取水流量を規定した場合には、 $x_{s,limit}$ よりも水面からの水深を浅くすると空気混入が発生する可能性が高くなることを示している。

## 6-2. 下部ディフューザ最適吐出面設置限界高さ（槽底からの高さ）

鉛直流入方式のディフューザにおいては、槽内下部に設置されたディフューザについても、浮力の影響を考えると、吐出面が槽底に近い方が蓄熱性能は高くなると考えられるが、槽底との隙間寸法が小さくなりすぎると、ディフューザ吐出面からの流速は小さくても、ディフューザ周辺部と槽底との間を水平に槽内に流入する流速が大きくなり、ディフューザ周辺での混合が促進されることになるためにかえって蓄熱性能が悪化する。したがって、蓄熱性能が最も高くなる下部ディフューザ吐出面の最適設置高さが存在することになり、下の図のように、ディフューザ吐出面周囲を水平に流出する流速を代表速度として、吐出面設置高さを代表長さとして定義される下記の水平入口アルキメデス数が、おおよそ2のときに最高の蓄熱性能となることが明らかにされている（参考文献13）。

$$Ar_{in-h} = \frac{x_s g (\rho_0 - \rho_{in}) / \rho_0}{u_h^2}$$

$$u_h = \frac{F}{2(l_x + l_y)x_s}$$



$$Ar_{in-h} = 2$$

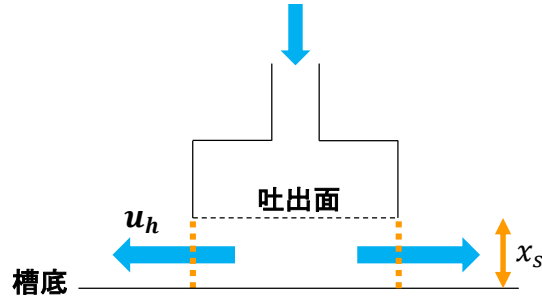
より、最適吐出面設置高さ $x_{s-opt}$ が

$$x_{s-opt} = \left[ \frac{2F^2}{4(l_x + l_y)^2 \cdot g(\rho_0 - \rho_{in})/\rho_0} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$l_x$ ：ディフューザ吐出面短辺寸法[m]

$l_y$ ：ディフューザ吐出面長辺寸法[m]

となる。



槽内下部に設置されたディフューザにおける代表流速 $u_h$ と代表長さ $x_s$

## 7. 並列連結槽がある場合の隔壁連通口必要面積

並列に連結された二つの槽が水面付近と槽底付近の隔壁連通口で接続されているときに、それぞれの温度成層部の高さに差異がある場合、両槽の鉛直温度分布のずれによる浮力の影響によって、温度成層部の高さが近付くように連通口に流れが生じる。温度成層部の高さの差異が大きいほど連通口を流れる流量が大きくなり、逆に、温度成層部の高さの差異を小さく保とうとすると連通口サイズを大きくする必要がある。

ここでは、連通口内の平均流速 $u_c$ を代表速度として、連通口直径 $d_c$ を代表長さとして定義される下記の連通口に関する無次元数である連通口アルキメデス数を導入する。

$$Ar_c = \frac{d_c g (\rho_0 - \rho_{in}) / \rho_0}{u_c^2}$$

隣り合う槽の温度成層部の高さの差異による静圧差を駆動力として連通口に流れが生じ、両槽の蓄熱バランスを示す蓄熱バランス比 $R_H$ が一定となったときにそれらの関係式として次式が得られる。

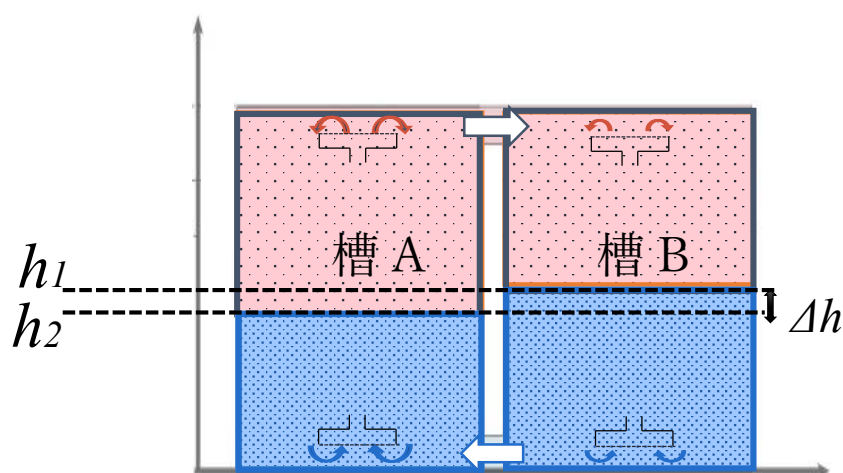
$$d_c = \alpha_c^2 R_H L A r_c$$

$$R_H = \frac{\Delta h}{L}$$

$$u_c = \frac{4F_c}{N_c \pi d_c^2}$$

そして、これらの式から、蓄熱バランス比 $R_H$ を一定に保つために必要な連通口直径を求める式として下式が得られる（参考文献 1、2）。

$$d_c = \frac{\{4F_c/(N_c\pi)\}^{\frac{1}{2}}}{\{\alpha^2 R_H L g(\rho_0 - \rho_{in})/\rho_0\}^{\frac{1}{4}}}$$



隣り合う槽の隔壁に設けられた連通口と温度成層部の高さの差異 $\Delta h$

$Ar_c$ ：連通口アルキメデス数[-]（連通口の流入特性を表す無次元パラメータ）

$d_c$ ：連通口直径[m]

$N_c$ ：連通口個数（（水面付近と槽底付近それぞれ $N_c$ 個ずつ設置））

$R_H$ ：蓄熱バランス比[-]（＝隣り合う槽の温度成層部の高さの差異／槽水深）

$u_c$ ：連通口流速[m/s]（＝連通口 1 個当たりの流量／連通口 1 個の断面積）

$\alpha_c$ ：連通口の流量係数（＝0.75）

$\Delta h$ ：隣り合う槽の温度成層部の高さの差異[m]

$F_c$ ：並列槽がある場合の隔壁連通口を通過すべき流量[m<sup>3</sup>/h]

## 記号一覧

$a$ ：予測式の係数（暫定値であり変更可能）

$Ar_c$ ：連通口アルキメデス数[-]（連通口の流入特性を表す無次元パラメータ）

$Ar_{in}$ ：入口アルキメデス数[-]（ディフューザの流入特性を表す無次元パラメータ）

$Ar_{in}^*$ ：修正入口アルキメデス数[-]（ディフューザ設置水深・高さ $x_s$ などで修正した入口アルキメデス数）

$Ar_{in-h}$ ：水平吹出し入口アルキメデス数[-]

$b$ ：予測式の係数（暫定値であり変更可能）

$C$ ：せきの流量係数（＝0.63）

$c_p$ ：水の定圧比熱[kJ/(kgK)]

$D$  : 円盤直径[m]

$d_c$  : 連通口直径[m]

$d_{in}$  : ディフューザの代表長さ

円管直径[m] (「1 円管方式」の場合)

開口上下幅[m] (「2 スロット・せき方式」の場合)

開口上下幅[m] (「3 円盤方式」の場合)

吐出面等価直径[m] (「4 鉛直流入方式」の場合)

$F$  : 流量[m<sup>3</sup>/s]

$F_c$  : 並列槽がある場合の隔壁連通口を通過すべき流量[m<sup>3</sup>/h]

$F_{limit}$  : 上部ディフューザでの取水限界流量[m<sup>3</sup>/s] (「4 鉛直流入方式」の場合)

$g$  : 重力加速度[m/s<sup>2</sup>]

$\Delta h$  : 隣り合う槽の温度成層部の高さの差異[m]

$\ell_0$  : 初期完全混合域深さ[m]

$\ell_x$  : ディフューザ吐出面短辺寸法[m] (「4 鉛直流入方式」の場合)

$\ell_y$  : ディフューザ吐出面長辺寸法[m] (「4 鉛直流入方式」の場合)

$L$  : 槽水深[m]

$N_c$  : 連通口個数 (水面付近と槽底付近それぞれ $N_c$ 個ずつ設置)

$Pe_{tank}$  : 槽ペクレ数[-] (モデルパラメータ)

$R_0$  : 無次元初期完全混合域深さ[-] (モデルパラメータ)

$R_0^*$  : 修正無次元初期完全混合域深さ[-] (ディフューザ設置水深・高さ $x_s$ などで修正した $R_0$ )

$R_H$  : 蓄熱バランス比[-] (=隣り合う槽の温度成層部の高さの差異/槽水深)

$S_{in}$  : 吐出面面積[m<sup>2</sup>]

$t$  : 時間[s]

$t^*$  : 無次元時間 (槽換水回数) [-]

$U$  : 槽水平断面流速[m/s]

$u_c$  : 連通口流速[m/s] (=連通口1個当たりの流量/連通口1個の断面積)

$u_h$  : ディフューザ周辺と槽底の間の水平吹出し速度[m/s]

$u_{in}$  : 流入流速[m/s]

$V$  : 槽容量[m<sup>3</sup>]

$W$  : 開口横幅[m] (開口部 (吐出面) の水平方向の幅) (「2 スロット・せき方式」の場合)

$W$  : 吐出面周長[m] (「4 鉛直流入方式」の場合)

$x_s$  : ディフューザ設置水深・高さ (吐出面設置水深・高さ) [m]

$x_{s,limit}$  : 上部ディフューザでの吐出面限界設置水深[m] (「4 鉛直流入方式」の場合)

$x_{s-opt}$  : 下部ディフューザ最適設置高さ (吐出面高さ) [m]

$z$  : 距離[m]

$\alpha_c$  : 連通口の流量係数 (=0.75)

$\beta$  : 体膨張率[1/K]

$\theta$  : 温度 [°C]

$\theta_0$  : 槽内初期温度 [°C]

$\theta_{in}$  : 入力温度 [°C]

$\bar{\theta}^*$  : 無次元槽内平均温度 [-]

$\kappa$  : 熱拡散率(=0.0005 m<sup>2</sup>/h) [m<sup>2</sup>/s]

$\Delta\rho = \rho_0 - \rho_{in}$  : 水の密度差[kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_{in}$  : 入力温度での水の密度[kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_0$  : 槽内初期温度での水の密度[kg/m<sup>3</sup>]

\* : 無次元変数

#### 参考文献

- 1) 河江美里・相良和伸・小林知広・山中俊夫・甲谷寿史・桃井良尚・岩田剛：並列連結式温度成層型蓄熱槽の蓄熱バランス制御のための連通口設計法、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2016.6)、pp.173-176
- 2) 北野博亮・岩田剛・相良和伸・河江美里・永井久也：並列連結式温度成層型蓄熱槽の連通口簡易設計法に関する研究、空気調和・衛生工学会論文集 (2019.8)、No.269、pp.1-10
- 3) 横井俊幸・岩田剛・相良和伸・北野博亮・永井久也：水平入力型流入口を有する温度成層型蓄熱槽における CFD 解析による検討 - 水平円管型流入口とスロット型流入口のパラメータ同定 -、日本建築学会東海支部研究報告書 55 号 (2017.2)、pp.325-328
- 4) 江崎大将・永井久也・岩田剛・北野博亮・相良和伸：円盤型流入口を有する温度成層型蓄熱槽における性能限界に関する研究、日本建築学会東海支部研究報告書 56 号 (2018.2)、pp.385-388
- 5) 相良・前田・浅野・中原：蓄熱槽に関する研究 第 4 報、空気調和・衛生工学会論文集、No.30, pp.9-19, 1986
- 6) 空気調和・衛生工学会：空気調和・衛生工学便覧 2 機器・材料編 第 9 章 蓄熱装置、2010
- 7) 相良・岩田・北野・永井・甲谷・山中・桃井・古賀・一谷・西山：温度成層型蓄熱槽における鉛直流入型ディフューザー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 第 2 巻、pp.101-104、2015
- 8) 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
- 9) 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、pp.33-40、2015.9
- 10) 山澤・相良・山中・甲谷・桃井・岩田：鉛直流入ディフューザーを持つ温度成層型蓄熱槽の槽内混合モデルによる蓄熱性能予測、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 第 2 巻、pp.237-240、2017
- 11) 多良・相良・山中・甲谷・桃井：温度成層型蓄熱槽の鉛直流入ディフューザーにおける理論限界流量の CFD による検証、日本建築学会大会学術講演梗概集 (2015.9)、pp.1397-1398
- 12) 多良・相良・山中・甲谷・桃井：温度成層型蓄熱槽の鉛直流入ディフューザにおける空気混入限界の検討、空気調和・衛生工学会論文集、No.244、pp.1-7、2017.7
- 13) 相良・山澤・岩田・山中：温度成層型蓄熱槽における鉛直流入型ディフューザ流入条件の影響、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 第 2 巻、pp.141-144、2019
- 14) 相良・山澤・岩田・山中：温度成層型蓄熱槽における鉛直流入型ディフューザの蓄熱性能予測法の検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 第 2 巻、pp. - 、2021