

## 축열조 성능에 미치는 디퓨저 형상의 영향

정재동<sup>†</sup>, 박주혁, 조성환<sup>\*</sup>

세종대학교 기계공학과/세종·일진 자동차부품연구소, \*한국에너지기술연구원

### Effect of Diffuser Shape on the Performance of Water-Chilled Heat Storage

Jae Dong Chung<sup>†</sup>, Joohyuk Park, Sung-Hwan Cho<sup>\*</sup>

Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 143-747, Korea

\*Korea Institute of Energy Research, Taejon 305-343, Korea

(Received February 4, 2004; revision received March 4, 2004)

**ABSTRACT:** Diffuser design is crucial for water-chilled heat storage. Its impact on the system performance is more significant for the underground tank due to inherent limit on the aspect ratio and tank shape. The effect of diffuser shape on the performance of the water-chilled heat storage is numerically investigated. Three dimensional simulation has been conducted for fully incorporating the complex diffuser shape and the non-symmetric tank shape. Mixing at the inlet of the diffuser depends on the inlet Reynolds number, Froude number and the diffuser shape. Three types of the diffuser shape and the broad range of Reynolds number ( $Re=400, 800, 1200$ ) and Froude number ( $Fr=0.5, 1.0, 2.0$ ) are examined. The performance of the heat storage tank is evaluated by the thermocline thickness which is reverse to the degree of stratification. The radial regulated plate diffuser, which is the suggested diffuser shape in this study, shows the lowest thermocline thickness in the condition considered.

**Key words:** Diffuser(디퓨저), Water-chilled heat storage(수축열), Stratification(성층), Thermocline thickness(온도경계층 두께)

#### 기 호 설 명

$d$  : 디퓨저 직경

$Fr$  : Froude 수

$g$  : 중력가속도 또는 형상계수

$Gr$  : Grashof 수

$H$  : 온도경계층 두께

$h$  : 디퓨저 간격

$p$  : 압력

$Re$  : Reynolds 수

$Ri$  : Richardson 수

$S$  : 생성항

$T$  : 온도

$t$  : 시간 또는 유동저항체 두께

$u$  : 속도

$x, y, z$  : 좌표

#### 그리스 문자

$\Psi$  : 성층도

$\theta$  : 무차원온도 또는 유동저항체 각도

$\mu$  : 점성계수

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3776; fax: +82-2-3408-3333

E-mail address: jdchung@sejong.ac.kr

$\rho$  : 밀도  
 $\tau$  : 응력

**하첨자**

$C$  : 저온  
 $H$  : 고온  
 $i$  : 초기값

**1. 서 론**

급격한 산업화의 확산으로 에너지 자원의 고갈 및 기후변화 등 심각한 환경변화에 대응하기 위해서는 1차 에너지의 사용을 최대한 줄이면서 환경친화적인 산업구조의 형태를 갖는 에너지 이용 기술 및 도입이 필요하다. 이를 위하여 대도시 지역이나 공업단지에서 현재 발생되고 있는 다양한 유형의 미활용 에너지를 회수하여 재활용하는 것은 에너지 절약뿐만 아니라 환경개선을 위하여 시급히 필요한 분야이다. 특히 도시지역은 인구 및 산업이 밀집된 곳으로 에너지 사용밀도가 매우 높고 환경오염이 심각한 지역으로 미활용되는 각종 에너지를 회수하여 냉·난방 및 급탕용 열원으로 사용하는 것은 경제성이 매우 높을 것이다.<sup>(1)</sup>

미활용 에너지 시스템의 열수송 계통을 살펴보면, 온도레벨이 낮은 미활용 에너지를 열펌프로 이용하고자 하는 온도로 변환한 후 축열조에 저장함으로써 수요와 공급의 시간적 불일치를 해소하고, 수요자로의 공급을 위한 열수송과 이의 네트워크로 이루어진다. 미활용 에너지는 도시지역에 대량으로 부존하고 있지만 일반적으로 온도레벨이 낮고, 수요와 공급에 시간적 차이가 있고, 수요자와의 거리가 멀다는 등의 공통적 특징을 가지고 있다. 따라서 미사용 열원을 저장한 후 유효하게 이용할 수 있기 위한 열저장 기술이 필연적으로 요구된다.

열저장 목적으로 사용되는 많은 방법들 중에서 특히 수축열 방법은 낮은 초기 설치비와 유지비, 높은 효율, 환경친화적인 장점 등으로 널리 사용되고 있다. 예를 들어 1998년 미국 전체 열저장 시스템의 34%가 수축열 방법을 사용하며, 그중 60%는 축열물질의 온도에 따른 밀도변화를 이용하는 성층축열(Stratified Thermal Storage) 방식

을 택하고 있다.<sup>(2)</sup> 이 경우 열성층은 축열 시스템의 성능에 직접적인 영향을 미치며, 시스템의 성능향상을 위해서는 운전과정 동안 열성층을 최대한 잘 유지시키는 것이 중요하다. 기존의 연구에서 열성층의 파괴인자는 입구 부근에서의 축열조 높이 방향으로의 유체혼합, 불완전한 단열에 의한 열손실, 용기 벽면을 통한 열전도, 유체 내의 열확산 등으로 알려져 있다.<sup>(2-10)</sup> 그중에서 입구에서의 유체혼합은 가장 주요한 성층 파괴인자로 알려져 있어 전체 성능향상을 위해서는 디퓨저의 설계가 중요한 과제이다. 특히 본 과제의 주관심 사항인 미활용 에너지의 활용을 위해서는 도심지 공간과 환경의 제한으로 축열조는 지하 구조물이 될 것이며 이에 따라 종횡비에 대한 제한이 있으므로 축열조 성능은 디퓨저에 매우 민감한 특성이 예상된다. 또한 축열조 형상도 사각형으로 일반적으로 연구·적용되어 온 원통형 축열조와는 상이하다. 본 연구에서는 수치해석을 통하여 축열조 성능에 미치는 디퓨저 형상의 영향을 살펴보고자 한다. 수치해석결과는 한국에너지기술연구원에서 수행한 실험<sup>(11)</sup>과 비교하여 검증하고, 디퓨저 형상을 결정하는 인자해석을 통해 보다 우수한 성능의 축열조 설계에 도움을 주고자 한다.

플러그 유동(plug flow)으로 가정된 1차원 해석은 출구조건,<sup>(12)</sup> 완전혼합영역,<sup>(13)</sup> 변온유입<sup>(14)</sup> 등을 고려하면서 발전된 해석해를 제공하고 있으나 본 연구에서와 같이 디퓨저의 형상이 미치는 영향을 해석하기 위해서는 3차원 수치해석이 필연적이다. 실험적 접근방법<sup>(11)</sup>도 디퓨저 형상을 결정하는 인자의 개수와 단열, 입구온도 조절 등의 어려움으로 디퓨저 형상의 영향을 살펴보기에는 한계를 가진다.

**2. 해 석**

실험과 비교하기 위해 실험에서 사용된 축열조의 크기(600 mm×900 mm×900 mm)로 하여 해석하였으며 이에 대한 형상과 격자계를 Fig. 1에 나타내었다(총 격자수 146,475개). 유동특성상 높이 방향에 가장 민감한 결과를 보이므로 높이방향으로 많은 격자를 배치하였으며, 입구에서의 유동혼합을 정확히 예측하기 위하여 디퓨저 입·출구에 집중된 격자를 형성하였다. 격자실험 결과로부터 격자 의존성이 없는 가로( $z$ )×세로( $y$ )×높이( $x$ )

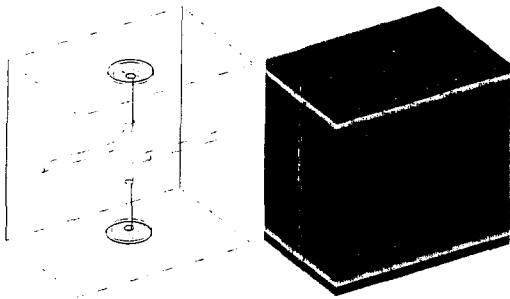


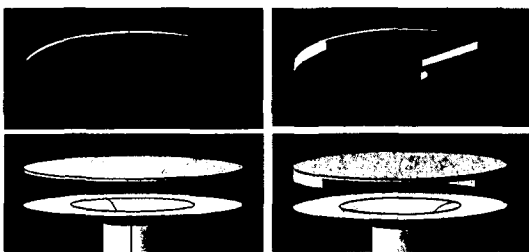
Fig. 1 Schematic diagram of heat storage tank and grid system.

=35×45×93으로 하여 모든 계산을 수행하였다. 최초로 온도  $T_0$ (=45℃)인 유체(=물)가 균일한 상태로 채워져 있다가 충전이 시작되면 온도  $T_i$ (=60℃)인 고온유체가 상부 디퓨저로 유입되고 동시에 하부 디퓨저로 저온유체(=45℃)가 유출된다. 유입유량 및 온도는 일정하며 축열조는 완전 단열되어 외부로의 열손실은 없다고 가정한다. 보다 고온이 필요한 경우 2차 열펌프를 사용하여 승온하는 경우도 있으나 미활용 에너지 회수 측면에서 보면 60℃ 정도가 일반적이며, 미활용 에너지 이용이 가장 활발한 일본의 사례를 검

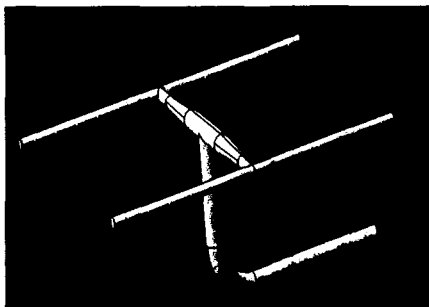
토한 결과 고려하는 온도를 결정하였다.

중형비의 제한이 있는 지하 축열조에서는 디퓨저의 형상이 전체 축열조의 성능과 관련하여 매우 중요한 주제이므로 전체적인 축열조의 형상은 고정하고 다양한 디퓨저를 선택하여 그 성능을 비교하였다. 고려하고자 하는 디퓨저의 형상을 Fig. 2에 개략적으로 보였다. Fig. 2(a)는 원형 평판형 디퓨저로서 원통형 축열조에서 일반적으로 적용되어 온 형태이나, 본 연구에서와 같은 직사각형의 축열조에서도 우수한 성능을 보일지는 의문이다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 2(b)의 원형 조절 평판형 디퓨저를 제안한다. 이는 직사각형 지하 축열조에서 축열조 길이에 따라 차등화된 유·출입 속도를 조절할 수 있는 유동 저항체를 붙인 것으로 이 유동저항체를 조절함으로써 보다 우수한 성능을 얻고자 고안되었다. 방향에 따라 속도가 다르게 조절되어 축열조 상의 같은 높이에 대해 동일하게 충전되는 효과가 결과적으로 축열조의 성능향상에 도움이 될 것으로 기대된다. Fig. 2(c)는 원형 평판형과 더불어 가장 널리 사용되고 있는 H형 디퓨저이다. 이상 3개의 디퓨저 형태에 대해 디퓨저 입구에서 유동혼합이 축열 시스템의 성능에 미치는 영향을 고려하였다. 특히 본 연구에서 제안된 원형 조절평판형 디퓨저에 관심을 집중하여 Fig. 3과 같이 여러 가지 디퓨저 형상과 관련된 인자들의 영향을 아울러 살펴보았다( $D=40$  mm,  $d=200$  mm,  $t=h/2$ 로 고정하고  $h$ 와  $\theta$ 만을 변화시켰다).

디퓨저의 형상과 함께 유동특성을 결정하는 무차원수는 다음과 같이 정의되는 Reynolds 수와



(a) Radial plate (b) Radial regulated plate



(c) H beam type

Fig. 2 Diffuser shapes considered.

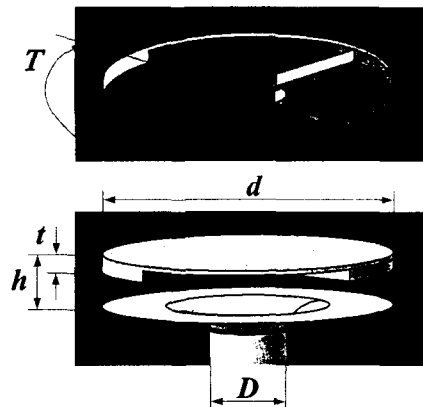


Fig. 3 Shape parameters of considered diffuser.

Froude 수(또는 Richardson 수)가 있다.

$$Re = \frac{\rho q}{\mu} \quad (1)$$

$$Fr = \frac{1}{\sqrt{Ri}} = \frac{Re}{\sqrt{Gr}} = \frac{q}{\sqrt{gh^3(\rho - \rho_i)/\rho}} \quad (2)$$

여기서  $q$ 는 디퓨저의 원주방향의 단위길이당 유량을 나타낸다. 고려하고자 하는 디퓨저의 형상이 원형이 아니므로 수력 직경을 특성길이로 한  $Re$ ,  $Fr$ 를 정의하는 것이 합리적일 수 있으나 특성속도 또한 디퓨저의 형상에 따라 달라지므로 유량을 기준으로 한 정의에 따르기로 한다.

적절히 선택된 조건에서 관성력과 부력을 조절하여 gravity current가 형성되면 물의 혼합을 최대한 억제하여 좋은 온도 성층화를 이룰 수 있는 것으로 알려져 있으므로<sup>(3)</sup> 본 연구에서는 Table 1에서 제시한 바와 같이  $Re=400, 800, 1200$ ,  $Fr=0.5, 1.0, 2.0$ 에 대해 서로 다른 3가지 디퓨저 형상의 성능을 비교·평가한다.

해석순서는 우선 각 디퓨저 형상에 대해 CATIA로 도면을 작성하고 ICEM-CFD로 격자를 구성한 후 상용 소프트웨어인 STAR-CD로 해석을 수행하였다. 난류모델은  $k-\epsilon$  모델을 적용하였다. 지배방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = S_m \quad (3)$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i \quad (4)$$

Table 1 The range of Reynolds number and Froude number considered in present study

Fr \ Re	400	800	1200
0.5	$Q=7.11$	$Q=14.2$	$Q=21.31$
	$h=12.7$	$h=20.1$	$h=26.4$
1	$Q=7.11$	$Q=14.2$	$Q=21.31$
	$h=7.95$	$h=12.67$	$h=16.6$
2	$Q=7.11$	$Q=14.2$	$Q=21.31$
	$h=5.03$	$h=7.97$	$h=10.5$

온도차에 의한 부력의 영향은 온도의 함수로 주어진 결과<sup>(2)</sup>를 보정식으로 만들어 사용하였다. 또한 고려하고자 하는 온도범위 내에서 점성계수<sup>(2)</sup>도 온도의 함수로 보정된 식을 사용하였다. 기존의 연구에서처럼 축대칭으로 가정한 2차원 해석은 본 연구의 목적에는 타당하지 않다. 이는 지하 축열조의 특성상 지상의 축열조와는 달리 직육면체의 형상을 가지므로 2차원 축대칭이 이루어지지 않고, 본 연구에서 제안된 원형 조절평판형 디퓨저의 경우도 3차원 해석이 필연적이기 때문이다.

난류의 영향은 아직 논란의 여지가 있다. 연구자에 따라 난류의 영향을 포함한 경우도,<sup>(8,9)</sup> 이를 무시한 경우<sup>(6,7,10)</sup>도 함께 발견된다. 일반적으로 유입된 유체가 디퓨저 상부 평판을 치면서 생기는 제트유동이 난류이기에<sup>(15)</sup> 유체혼합은 난류로 특성지워질 것이라는 생각은 합리적일 수 있다. 하지만  $Re/Ri$ 가 500이 넘지 않으면 난류를 무시할 수 있다고 보고되고 있으며,<sup>(16)</sup> 이러한 조건은 대부분의 축열조에서 만족되는 조건이다. 본 연구에서도 난류를 포함한 경우를 비교해 본 결과 거의 그 차이가 나타나지 않았으므로 이후의 모든 경우에서 층류로 해석을 수행하였다. 간접적으로 난류효과를 확인할 수 있는 다른 방법은 실험과 비교된 수치해석 결과에서 온도경계층 두께(thermocline thickness)를 비교해 보아 수치해석 결과가 작다면 난류확산이 포함되지 않은 이유도 그 원인 중의 하나로 해석할 수 있을 것이다. 하지만 3절에서 보이는 바와 같이 이러한 난류효과는 발견되지 않는다.

### 3. 결과 및 고찰

실험과의 비교를 통해 수치해석의 타당성을 검증하기 위해 한국에너지기술연구원에서 수행한 실험<sup>(11)</sup>과 기존의 해석해<sup>(12,13)</sup>를 함께 비교한 결과를 Fig.4와 Fig.5에 나타내었다. 해석하는 많은 가정이 도입되어 실제 거동과의 직접적인 비교는 어려우나 이상적인 경우에 도달 가능한 최대 열성층을 나타내므로 하나의 기준이 되기에 함께 도시하였다. 실험에서 보고된 유체유입에 따른 유동혼합을 이상화하여 일정 깊이에 걸쳐 온도가 균일한 완전혼합영역을 고려함으로써 보다 실제와 가까운 예측이 가능한 해석해<sup>(13)</sup>는 혼합 깊이를 실험값에서 보정하여 얻어야 하나 여기서는

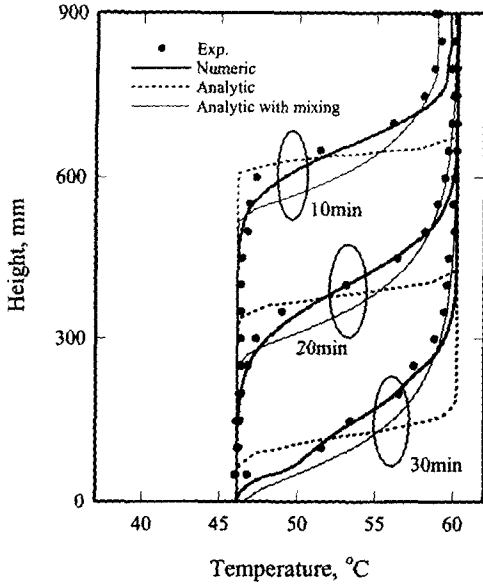


Fig. 4 Comparison of the predicted temperature profile with experiment and analytic results for the diffuser shape of radial regulated plate.

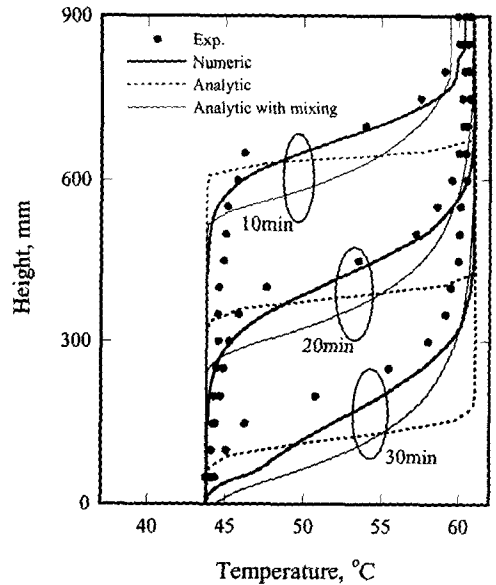


Fig. 5 Comparison of the predicted temperature profile with experiment and analytic results for the diffuser shape of radial plate.

문헌<sup>(13)</sup>에서 사용된 값을 사용하였다. 원형 조절 평판형 디퓨저(Fig. 4)의 경우 실험과 매우 일치하는 결과를 보여주나 원형 평판형 디퓨저(Fig. 5)는 실험값과 다소 이격되어 있다. 원형 평판형 디퓨저의 경우 초기온도가 균일한 상태에서 실험이 이루어지지 않은 것이 하나의 이유일 수 있다. 또한 유량이 균일하게 유입되지 않은 것도 중요한 이유일 것이다. 시간이 지남에 따라 해석

해 또는 수치해석 결과에 비해 온도장이 축열조 상부에 머물고 있음이 이를 설명한다. Fig. 4와 Fig. 5 모두에서 수치해석 결과는 이상적인 결과인 해석해를 중심으로 온도경계층이 확산된 형태로 유사한 결과를 보이며 이는 수치해석의 간접적인 검증으로 생각된다.

Fig. 6은  $t=1200$  s에서 원형 조절평판형 디퓨저에 대한 전형적인 온도장을 보여준다. 서로 다른

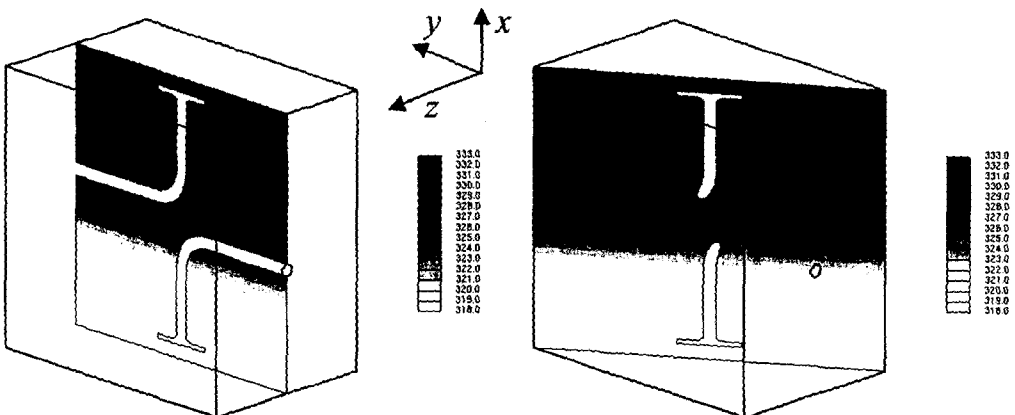


Fig. 6 Section plots of temperature profiles along height of the heat storage tank at  $t=1200$  s.

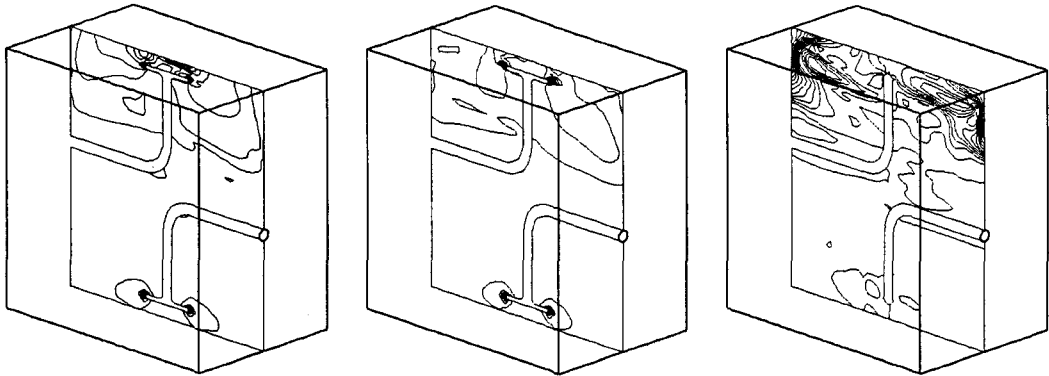


Fig. 7 Section plots of velocity magnitude,  $\sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}$  along height of the heat storage tank at  $t=1200$  s for the diffusers of radial plate, radial regulated plate and H beam.

두 단면에서의 온도를 살펴보면  $y-z$  평면의 각 위치에서 동일한 온도를 가지며 잘 성층화된 온도분포를 보이고 있다. 디퓨저 형상에 따라 상부 디퓨저 출구에서의 유체혼합 정도를 살펴보기 위해  $t=1200$  s에서 각 디퓨저 형상에 대해 속도 크기 분포를 Fig. 7에 나타내었다. H형 디퓨저의 경우 가장 활발하게 유체혼합이 이루어지고, 원형 조절평판형 디퓨저의 경우 가장 유체혼합이 약하다는 것을 알 수 있다. 이는 제한된 원형 조절평판형 디퓨저가 열성층에 유리하다는 일례이다.

정량적으로 축열조의 성능을 평가하기 위해서 식(5)로 정의된 성층도를 비교할 수 있다. 또는 식(5)의  $\Delta H$ , 즉 온도경계층 두께를 가지고 성능을 평가할 수도 있다. 동일한 축열조에 대해 상이한 디퓨저의 영향을 평가하기 위해서는 온도경계층 두께가 적당한 지표로 알려져 있다.<sup>(6)</sup> 온도경계층 두께는 식(6)으로 정의된 무차원 온도가 0.1에서 0.9 사이의 값을 가지는 높이차로 정의한다.<sup>(6)</sup> 예비실험 결과 수평면( $y-z$  평면)의 위치에 무관하게 같은 크기의 온도경계층 두께를 얻을 수 있었으며 아래에 제시된 결과는 디퓨저와 축열조 벽 중간위치에서의 결과이다.

$$\psi = \frac{(\Delta T / \Delta H)}{(\Delta T / \Delta H)_{ref}} \quad (5)$$

$$\theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C} \quad (6)$$

식(5)에서  $(\Delta T)_{ref}$ ,  $(\Delta H)_{ref}$ 는 유입구와 유출

구 사이의 온도차와 높이차를 의미한다.

Fig. 8은  $Re$ 를 800으로 고정하고  $Fr$ 를 변경하였을 때 시간에 따른 온도경계층 두께의 거동을 보여준다. 첫번째 피크는 고온수가 유입되는 초기에는 고온수가 아직 디퓨저를 빠져나오지 않아 thermocline이 축열조 상부 벽면에서부터 무차원 온도가 0.1이 되는 높이로 온도경계층 두께를 결정하였기 때문이며 물리적으로 온도경계층 두께가 작아지는 것은 아니다. 이후 확산에 의해 온

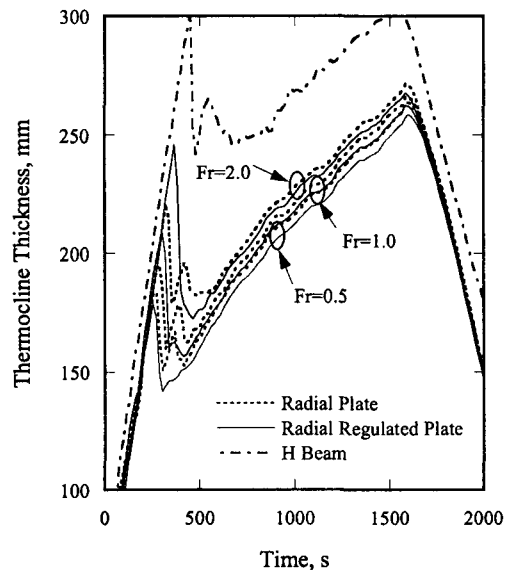


Fig. 8 Time-wise thermocline thickness of three different diffusers for  $Fr=0.5$ ,  $Fr=1.0$ , and  $Fr=2.0$ .

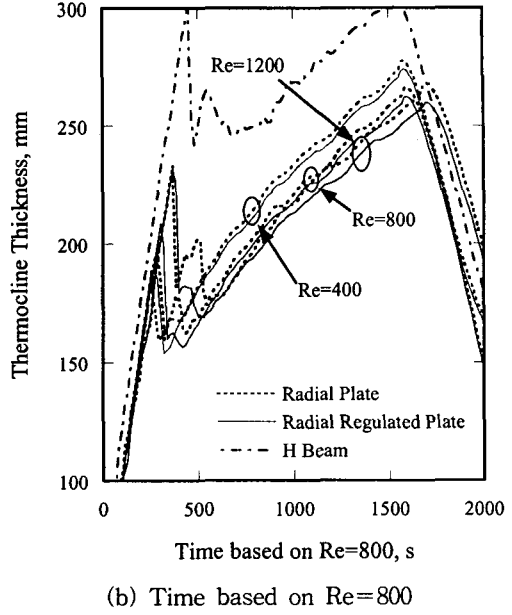
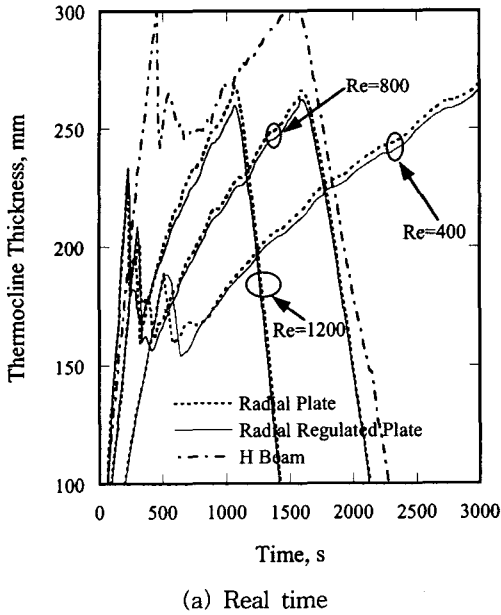


Fig. 9 Time-wise thermocline thickness of three different diffusers for Re=400, Re=800, and Re=1200.

도경계층 두께는 계속 커지다가 무차원온도가 0.1 이 되는 위치가 하부 디퓨저에 도달하게 되면 두 번째 피크를 보이면서 감소하게 된다. Fr의 변화는 동일한 유량(고정된 Re)에 대해 디퓨저 높이 (Fig. 3의  $h$ )가 바뀌는 것을 의미한다. 실험결과<sup>(11)</sup>와 동일하게 원형 조절평판형 디퓨저가 고려된 조건에서 가장 좋은 성능을 보이고 H형이 가장 나쁜 성능을 보임을 알 수 있다. 비록 고려된 Fr의 범위 내에서 ( $0.5 < Fr < 2.0$ ) 열성층이 깨지지 않았으나 Fr가 작을수록 축열조 성능이 우수함을 알 수 있다. Fig. 9는 Fr=1로 고정하고 Re에 따른 결과를 보여준다. 유량이 변화함에 따라 충전되는 시간이 차이가 나므로 직접적인 비교를 위해 시간을 Re=800인 경우로 환산하여 Fig. 9(b)에 다시 제시하였다. 이 경우에도 고려된 Re의 범위 내에서 모든 경우에 대해 원형 조절평판형 디퓨저가 가장 우수한 성능을 보인다. 고온수 유입 전반부(온도경계층 두께가 두꺼워지는 부분)에서는 Re가 클수록 얇은 온도경계층을 보이거나 후반부에는 Re가 작은 경우에 비해 나쁜 성능을 보인다. 이는 유체층 사이의 열확산이 일어날 수 있는 시간은 유속에 반비례하나 유체혼합은 유속에 비례하기 때문에 이 두 효과가 상충하면서 생긴 현상으로 이해된다. 즉, Re가 작을수록 유체혼

합은 작으나 열확산은 커지고 Re가 커질수록 유체혼합은 커지나 열확산은 작아진다. 따라서 성능을 최대를 하는 적당한 Re가 존재할 것을 예

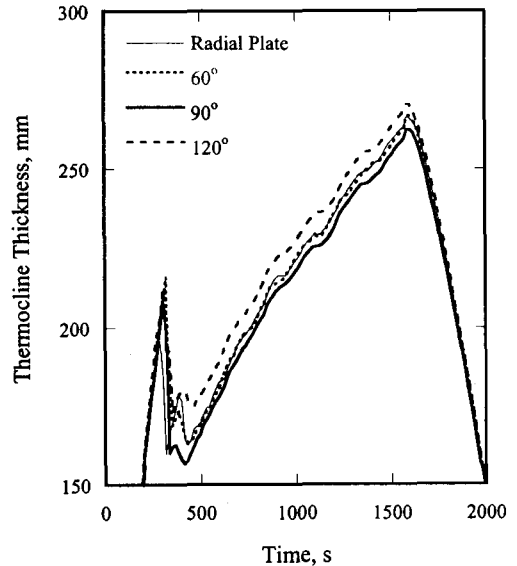


Fig. 10 Time-wise thermocline thickness of different  $\theta$  defined in Fig. 3 for Re=800 and Fr=1.0.

측할 수 있다. 해석에서 고려한 Re의 범위 내에서 전체 충전시간에서 평균적으로 가장 우수한 거동을 보이는 것은 Re=800으로 이러한 설명을 뒷받침한다.

직사각형 축열조에서 축열조 길이에 따라 차등화된 유·출입 속도를 조절할 수 있는 유동저항체를 붙인 원형 조절평판형 디퓨저가 우수한 축열조 성능을 보임을 살펴보았는데, 보다 최적화하는 측면에서 유동저항체의 크기의 영향을 살펴보는 것은 의미 있는 일이다. Fig. 3의 저항체 두께,  $t$ 와 각도,  $\theta$ 가 이에 해당한다. Fig. 10은 Re=800, Fr=1.0으로 고정된 경우 각도  $\theta$ 의 영향을 살펴본 것이다.  $\theta=120^\circ$ 를 제외하고는 큰 차이를 보이지 않는다.  $\theta=120^\circ$ 의 경우 가장 나쁜 성능을 보이는 이유는 주어진 직사각형 축열조의 y-z 평면의 모서리를 이으면  $\theta=113^\circ$ 라는 사실을 생각해 보면 이해할 수 있다. 장변 방향으로 큰 속도를 부여하여 축열조 상의 같은 높이에서 동일하게 충전되는 효과가 너무 큰  $\theta$ 로 인해 축열조 벽면에 동시에 유체가 도달하지 못한 것이 하나의 이유로 생각된다. 또한 유동저항체의 각도가 커짐에 따라 저항체가 있는 방향과 아닌 방향의 속도차가 지나치게 커져서 디퓨저 출구에서 유체혼합이 커진 것도 이유로 생각된다. 하지만 일반적인 결론을 위해서는 보다 다양한 경우에 대해  $\theta$ 의 영향을 살펴볼 필요가 있다.

#### 4. 결 론

성층 축열방식에서 가장 중요한 열성층 파괴인자는 입구 부근에서의 유체혼합으로 알려져 있으며, 특히 종횡비의 제한이 있는 지하 축열조에서는 디퓨저의 형상이 전체 축열조의 성능에 미치는 영향은 지대할 것이다. 전체적인 축열조의 형상은 고정하고 3가지 디퓨저 형상(원형 평판형, 원형 조절평판형, H형)에 대해 3차원 수치해석을 수행하였다. 축열조의 유동특성을 결정하는 무차원수인 Re와 Fr의 범위는 각각 Re=400, 800, 1200)와 Fr=0.5, 1.0, 2.0으로 하여 해석하였다. 해석된 결과는 같은 연구그룹에서 수행된 실험과 비교하여 매우 일치하는 결과를 얻었다. Fr가 낮을수록 좋은 성능을 보이고, Re수는 크거나 작을 경우 성능이 떨어지고 최적의 값이 존재함을 알 수 있

다. 직사각형 지하 축열조에서 축열조 길이에 따라 차등화된 유·출입 속도를 조절할 수 있는 유동저항체를 붙임으로써 축열조 상의 같은 높이에 대해 동일하게 충전되도록 고안된 원형 조절평판형이 제안되었다. 이러한 디퓨저 형상은 고려된 모든 Re, Fr의 범위에서 가장 우수한 성능을 보였다.

#### 후 기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리 기술개발사업단의 연구비 지원(M102KP010001-03K1601-02311)으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. Park, J. T., 2003, Development of present status and prospect of unutilized energy, Proc. of the SAREK '03 Winter Annual Conference, pp. 398-403.
2. Dincer, I. and Rosen, M. A., 2002, Thermal Energy Storage, John Wiley & Sons, England.
3. Yoo, J. I., 1989, Air-conditioning with chilled-water thermal storage, Mag. Soc. Air-Cond. and Refrig. Eng. Korea, Vol. 18, No. 5, pp. 427-436.
4. Lee, S. N., Lee, Y. S., Park, S. R., Yoon, H. K., Park, J. T., Chang, K. C. and Ra, H. S., 2001, Effects on stratification due to diffuser shape in a thermal storage tank, Proc. of the SAREK '01 Winter Annual Conference, pp. 617-621.
5. Musser, A. and Bahnfleth, W. P., 1998, Evolution of temperature distributions in a full-scale stratified chilled-water storage tank with radial diffusers, ASHRAE Transactions: Research, Vol. 104, pp. 55-67.
6. Musser, A. and Bahnfleth, W. P., 2001, Parametric study of charging inlet diffuser performance in stratified chilled water storage tanks with radial diffusers: Part 1-Model development and validation, ASHRAE Trans-



- actions: Research, Vol. 107, pp. 22-40.
7. Musser, A. and Bahnfleth, W. P., 2001, Parametric study of charging inlet diffuser performance in stratified chilled water storage tanks with radial diffusers: Part 2-Dimensional analysis, parametric simulations and simplified model development, ASHRAE Transactions: Research, Vol. 107, pp. 41-58.
  8. Zurigat, Y. H., Liche, P. R. and Ghajar, A. J., 1991, Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 115-125.
  9. Cai, L., Stewart Jr., W. E. and Sohn, C. W., 1993, Turbulent buoyant flows into a two dimensional storage tank, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, pp. 4247-4256.
  10. Homan, K. O. and Soo, S. L., 1998, Laminar flow efficiency of stratified chilled-water storage tanks, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 19, pp. 69-78.
  11. Cho, S. H., Tae, C. S., Jang, C. Y., Lee, C. K., Yang S. H. and Kang, H. K., 2003, Experimental study on stratification according to diffuser shape in the rectangular thermal storage tank, Proc. of the SAREK '03 Summer Annual Conference, pp. 20-24.
  12. Yoo, H. and Pak, E. T., 1995, Analytical solutions to a one-dimensional model for stratified thermal storage tanks, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 7, No. 1, pp. 42-51.
  13. Yoo, H. and Pak, E. T., Theoretical analysis of the charging process with perfectly mixed region in stratified thermal storage tanks, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 7, No. 2, pp. 184-195.
  14. Yoo, H., 1997, Analytical approaches to the charging process of stratified thermal storage tanks with variable inlet temperature, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 9, No. 1, pp. 43-54.
  15. Blevins, R., 1984, Applied Fluid Dynamics Handbook, Von Nostrand Reinhold Company Inc.
  16. Keulegan, G., 1949, Interfacial instability and mixing in stratified flows, Fluid Research National Bureau of Standards, Vol. 43, pp. 487-500.