

성층축열조의 성능에 대한 설계인자의 영향

정재동[†], 박주혁^{*}, 조성환^{*}

세종대학교 기계공학과, *한국에너지기술연구원

Effect of Design Factors on the Performance of Stratified Thermal Storage Tank

Jae Dong Chung[†], Joohyuk Park^{*}, Sung-Hwan Cho^{*}

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

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

(Received July 7, 2004; revision received September 24, 2004)

ABSTRACT: This study is to systematically analyze the effect of various kinds of design factors on the performance of stratified thermal storage tank. Taguchi method, known as a very reasonable tool in the parametric study, is employed in the present work. Three dimensional unsteady numerical experiment is conducted for 4 design parameters of stratified thermal storage tank: inlet Reynolds number, Froude number, diffuser size d with 3 levels ($Re=400, 800, 1200, Fr=0.5, 1.0, 2.0$ and $d=150\text{ mm}, 200\text{ mm}, 300\text{ mm}$) and diffuser shape with 2 levels. Orthogonal array $L_{18}(2 \times 3^7)$ is adopted for the analysis of variance. The result gives quantitative estimation of the various design parameters affecting the performance and helps to select the main factors for the optimum design of stratified thermal storage tank. Reynolds number is found to be the most dominant parameter and the diffuser shape plays significant role on the performance of stratified thermal storage tank. Based on this finding, the prior questions on the contribution of the diffuser shape proposed by the authors become clear. The optimum condition for the performance is a set of $d=300\text{ mm}, Re=800$, and radial regulated plate diffuser. Conformation test shows the repeatability in the analysis and 1.3% difference between the estimated thermocline thickness and that of numerical result.

Key words: Taguchi method(다구치방법), ANOVA(분산분석), Stratified thermal storage tank(성층축열조), Thermocline thickness(온도경계층 두께)

기 호 설 명

d : 디퓨저 직경 [mm]

Fr : Froude 수, $Fr = V/\sqrt{gh\Delta\rho/\rho}$

g : 중력가속도 [m/s^2]

Gr : Grashof 수

h : 디퓨저 간격 [mm]

Re : Reynolds 수, $Re = \rho Vh/\mu$

Ri : Richardson 수, $Ri = Gr/Re^2$

T : 온도 [$^{\circ}C$]

t : 시간 [s], 유동 저항체 두께 [mm]

V : 디퓨저 출구속도 [m/s]

[†] Corresponding author

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

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

그리스 문자

- θ : 무차원온도
 μ : 점성계수 [$N \cdot s/m^2$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- C : 저온
H : 고온

1. 서 론

급격한 산업화의 확산으로 에너지자원의 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 개도시 지역이나 공업단지에서 현재 발생되고 있는 다양한 유형의 미활용에너지를 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.⁽¹⁾ 이를 위해서는 미사용 열원을 저장한 후 유효하게 이용할 수 있기 위한 열저장 기술이 필연적으로 요구된다.

열저장 목적으로 사용되는 많은 방법들 중에서 특히 수축열방법은 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)방식을 택하고 있다.⁽²⁾ 이 경우 열성층은 축열시스템의 성능에 직접적인 영향을 미치며, 시스템의 성능향상을 위해서는 운전과정 동안 열성층을 최대한 잘 유지시키는 것이 중요하다. 기존의 연구에서 열성층의 파괴인자는 입구 부근에서의 유체혼합, 불완전한 단열에 의한 열손실, 용기벽면을 통한 열전도, 유체 내의 열확산 등으로 알려져 있다.⁽²⁻⁸⁾ 그중에서 입구에서의 유체혼합은 가장 주

요한 성층 파괴인자로 알려져 있어 전체 성능향상을 위해서는 디퓨저의 설계가 중요한 과제이다.

선행연구⁽⁸⁾를 통해 동 연구그룹에서 제안한 원형조절평판형 디퓨저의 우수함이 제안되었으나 디퓨저 형상이 축열조 성능에 미치는 영향의 의미 있는 정도의 개선인가라는 측면과, 의미 있다면 전체 축열조 성능개선에 미치는 기여도는 어느 정도인가에 대한 질문을 접하게 되었다. 또한 축열조 성능에 중요한 영향을 미치는 것으로 알려져 있는 몇 가지 설계인자, 예를 들면 Reynolds 수와 Froude 수(또는 Richardson 수) 등이 제한된 범위에서 수행된 결과는 아닐까 하는 의구심이 제기되었다. 이러한 불확실성은 3차원 비정상해석이라는 현실적인 제약 때문에 다양한 경우에 대한 수치실험을 실행하기에는 한계가 있었기 때문이었다. 따라서 본 논문에서는 실험계획법으로 각종 설계변수들의 영향도 분석에 매우 적절한 도구로 알려진 다구치법(Taguchi method)⁽⁹⁾을 도입하여 보다 체계적인 해석을 수행하였다. 축열조 성능에 영향을 미치는 설계인자로는 디퓨저 형상과 함께 Re 수, Fr 수, 디퓨저 크기 d 를 선택하였다. 이를 통해 단지 구상안(案)에 대한 성능의 비교 우위를 판정하거나 부분적인 설계의 변동을 이용한 성능의 평가를 판정하는 것은 지양하고 설계변수들의 영향도를 파악하여 설계에 응용할 수 있는 자료를 제공하고자 한다.

2. 해 석

선행연구⁽⁸⁾에서와 같이 축열조의 크기와 형상

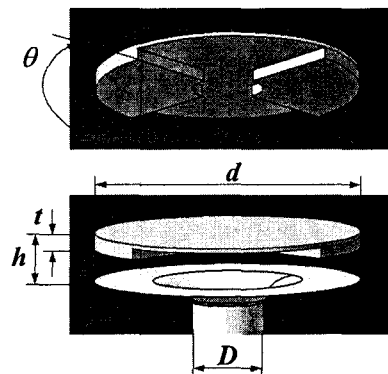


Fig. 1 Shape parameters of regulated circular plate diffuser.

은 고정시키고(600 mm×900 mm×900 mm, 직사각형 축열조), 그 성능에 영향을 미치는 설계인자로서 식(1)과 식(2)에서 정의된 Re 수와 Fr 수, Fig. 1에서 정의된 디퓨저의 크기(d)와 디퓨저의 형상을 선택하여 그 영향을 살펴보았다.

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

$$Fr = \frac{1}{\sqrt{Ri}} = \frac{Re}{\sqrt{Gr}} = \frac{V}{\sqrt{gh\Delta\rho/\rho}} \quad (2)$$

해석순서는 우선 각 디퓨저 형상에 대해 CATIA로 도면을 작성하고 ICEM-CFD로 격자를 구성한 후 상용 소프트웨어인 STAR-CD로 해석을 수행하였다. 난류의 영향은 선행연구에서 살펴본 바와 같이 무시하고 해석하였다. 지배방정식은 다음과 같이 표현된다.

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

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

온도차에 의한 부력의 영향은 온도의 함수로 주어진 결과⁽²⁾를 보정식으로 만들어 사용하였다. 또한 고려하고자 하는 온도범위 내에서 점성계수⁽²⁾도 온도의 함수로 보정된 식을 사용하였다. 구체적인 수치해석 방법과 도입된 가정은 선행연구⁽⁸⁾에서 기술하였으므로 반복을 피하기 위해 생략하기로 한다.

적절히 선택된 조건에서 gravity current가 형성되면 물의 혼합을 최대한 억제하여 좋은 온도성층화를 이룰 수 있는 것으로 알려져 있으며 문헌⁽³⁾과 동그룹에서 수행된 실험⁽¹⁰⁾을 참고로 하여 기준조건에서의 각 설계인자값은 $Re=800$, $Fr=1.0$, 디퓨저의 형상은 원형 평판형으로 크기 $d=200$ mm와 같이 정하였다. 위와 같은 4가지 설계인자가 축열조 성능에 미치는 영향을 평가하기 위하여 인자의 수준(level)은 $Re=400, 800, 1200$ 으로 3수준이며, $Fr=0.5, 1.0, 2.0$ 으로 3수준, 디퓨저 크기 $d=150$ mm, 200 mm, 300 mm으로 3수준, 디퓨저의 형상은 원형 평판형과 선행연구⁽⁸⁾에

서 제안된 원형 조절평판형의 2수준으로 설정하였다. 원형 조절평판형 디퓨저의 개략적인 형상과 디퓨저 관련변수는 Fig. 1을 참조한다. 전술한 바와 같이 본 논문의 동기가 선행연구⁽⁸⁾에서 제안된 원형 조절평판형 디퓨저 형상이 축열조 성능에 미치는 영향, 기여도를 확인하고자 함이기 때문에 원형 평판형과 더불어 가장 널리 사용되고 있는 H형 디퓨저도 함께 고려함이 타당하나 여타의 설계인자, 즉 Re 수, Fr 수, 디퓨저 크기 d 를 H형 디퓨저에서 동등하게 정의하기에 어려움이 있어서 본 논문에서는 디퓨저 형상을 2가지로 제한하기로 한다.

축열조의 성능은 동일한 축열조에 대해 상이한 디퓨저의 영향을 평가하기에 적합한 온도경계층 두께(thermocline thickness)를 비교함으로써 이루어졌다. 온도경계층 두께는 식(5)로 정의된 무차원온도가 0.1에서 0.9 사이의 값을 가지는 높이차로 정의하였다.⁽⁶⁾

$$\theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C} \quad (5)$$

실험을 대체하는 수치실험은 비록 실험으로 얻을 수 없는 간편함과 적은 비용, 시간을 제공하지만 많은 수의 인자의 영향을 모두 살펴보기에는 역시 제한적일 수밖에 없다. 예를 들면 3수준의 3인자와 2수준의 1인자를 고려하기 위해서는 총 $2 \times 33 = 54$ 의 수치실험이 필요하게 된다. 3차원 비정상 해석이라는 특성상 매 수치실험당 2.4 GHz Pentium 4 PC에서 약 48시간이 소요되므로 모든 경우를 고려하기에는 어려움이 따른다. 더구나 고려하는 설계인자가 늘어날 경우 비록 수치적 접근일지라도 보다 합리적인 실험계획법에 근거한 체계적인 접근이 필요할 것이다. 실험계획법은 해결하고자 하는 문제에 대하여 실험을 어떻게 행하고 데이터를 어떻게 취하며 어떠한 통계적 방법으로 데이터를 분석하면 최소의 실험횟수에서 최대의 정보를 얻을 수 있는가를 계획하는 것으로 분산분석(analysis of variance)을 통하여 유의한 인자를 찾아내고 최적조건을 구하게 된다. 분산분석이란 특성치의 산포를 제곱합(또는 변동)으로 나타내고 이 제곱합을 각 인자의 제곱합으로 분해하여 오차에 비해 큰 영향을 주는 요인이 무엇인가를 찾아내는 방법이다. 각 요인의

제곱합을 그 요인의 자유도로 나누면 그 요인의 제곱 평균이 되며 오차분산에 비하여 얼마나 큰가를 F검정을 통하여 알아내게 된다.⁽⁹⁾

본 연구에서는 주효과만을 가장 효율적으로 배치하여 최소한의 실험횟수로 최대한의 인자를 배치할 수 있는 $L_{18}(2 \times 3^7)$ 의 직교배열표를 사용하여 해석을 수행하였다. 특성치로는 앞에서 언급한 온도경계층 두께를 사용하였으며 그 값이 작을수록 축열조의 성능이 우수한 망소특성이 적용된다.

3. 결과 및 고찰

수치실험의 타당성은 선행연구⁽⁸⁾를 참조하기 바라며 여기서는 전형적인 경우로 $Re=400, 800, 1200$ 에서의 원형 평판형과 원형 조절평판형 디퓨저에 대한 결과로 Fig. 2를 살펴본다. 축열조의 성능을 평가하기 위해서는 시간에 대해 평균적인 의미로 온도경계층 두께가 작아야 하지만 모든 시간에서의 경우를 확인할 수는 없으므로 기준조건인 $Re=800, Fr=1.0$ 에서 가장 온도경계층 두께가 두꺼운 $t=1500$ s에서의 값을 특성치로 하여 해석하였다. 또한 $t=990$ s에서의 값을 해석하여 그 차이를 살펴보았다. Re 수가 다른 경우에는 $t=1500$ s에서 $Re=800$ 에 대응하는 속도로 온수

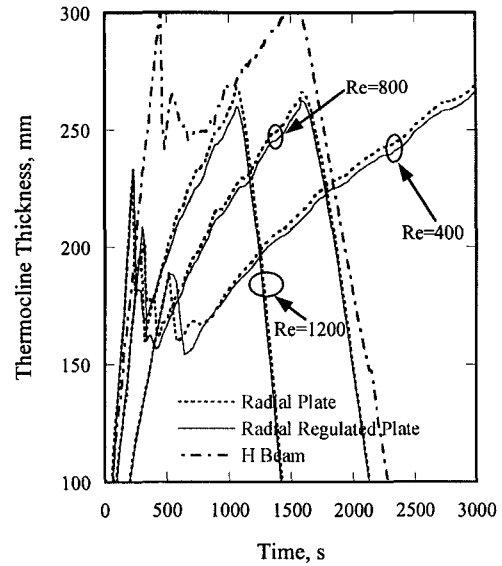


Fig. 2 Time-wise thermocline thickness of three different diffusers for $Re=400, Re=800,$ and $Re=1200$. Fixed $Fr=1.0$ for all cases.

가 축열조에 공급되어 채워진 양과 동일한 온도가 공급되는 시점으로 통일하였다. 예를 들면 $Re=400$ 의 경우에는 $Re=800$ 의 경우보다 공급되는 유량이 적으므로 $t=1500$ s보다 긴 시간(하지만

Table 1 Experimental results of orthogonal array $L_{18}(2 \times 3^7)$

No.	Shape	Fr	d	Re	e	e	e	e	Exp.
	1	2	3	4	5	6	7	8	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	296.14
2	1	1	2	2	2	2	2	2	253.08
3	1	1	3	3	3	3	3	3	257.05
4	1	2	1	1	2	2	3	3	298.81
5	1	2	2	2	3	3	1	1	257.69
6	1	2	3	3	1	1	2	2	264.75
7	1	3	1	2	1	3	2	3	262.61
8	1	3	2	3	2	1	3	1	262.81
9	1	3	3	1	3	2	1	2	264.93
10	2	1	1	3	3	2	2	1	247.09
11	2	1	2	1	1	3	3	2	261.25
12	2	1	3	2	2	1	1	3	249.86
13	2	2	1	2	3	1	3	2	254.90
14	2	2	2	3	1	2	1	3	251.91
15	2	2	3	1	2	3	2	1	256.08
16	2	3	1	3	2	3	1	2	258.72
17	2	3	2	1	3	1	2	3	267.52
18	2	3	3	2	1	2	3	1	260.32

Table 2 ANOVA analysis

	Shape	Fr	d	Re	e	e	e	e		
Sum of squares	674.91	33	464.47	1210.78	194.79	151.32	165.56	81.79	280.25	←interaction
Degree of freedom	1	2	2	2	2	2	2	2	12	←fe
Mean square	674.91	16.5	232.23	605.39	97.39	75.66	82.78	40.9	75.56	←Ve
Pool check		33			194.79	151.32	165.56	81.79	626.46	
F_0	8.93		3.07	8.01						
$F(\phi_i, \phi_E; \alpha=0.05\%)$	4.75*		3.81	3.81*						
$F(\phi_i, \phi_E; \alpha=0.01\%)$	9.33		6.93	6.93*						
Contribution ratio	20.7		14.3	37.2					19.2	←error

Re=800의 경우와 공급된 총 유량은 같은 시점에서 온도경계층 두께를 비교하게 된다. t=990 s에서의 값을 해석할 때도 동일하게 처리한다.

Table 1은 $L_{18}(2 \times 3^7)$ 의 직교배열표에 18회의 수치실험 결과를 정리한 것이며, Table 2는 설계인자들의 영향을 살펴보기 위한 분산분석의 결과이다. 여기서 실험값은 수치해석 결과이며 온도경계층 두께(mm)를 의미한다. Table 2의 각 열은 Table 1의 열에 각각 대응한다. 제곱합(ST)은 식(6)과 같이 정의되며 자유도(f)는 해당 인자의 수준-1로서 정의된다. 분산은 ST/f 로 얻을 수 있다. 분산비(F_0)는 고려하는 인자의 분산(V_i)을 오차분산(V_e)으로 나눈 값으로 정의된다.

$$ST = \sum x_{ij}^2 - (T^2/N) \quad (6)$$

No. 5~8에 해당하는 열은 오차로 해석된다(e로 표시). 추후 관심 있는 몇 가지 설계인자, 예를 들면 Fig. 1의 디퓨저 형상을 결정하는 t, a 등을 여기에 배치할 수 있을 것이다. 인자의 분산을 오차분산과 비교한 분산비 F_0 가 작은 값이면 인자효과를 인정할 수 없고(즉 오차의 수준), 큰 값이면 인자효과를 인정해야 한다는 것이 F분포를 이용한 검정방식이다. 이 판단의 기준값이 $F(f_i, f_e, \alpha)$ 로서 인자 i의 자유도 f_i 와 오차의 자유도 f_e , 유의수준 α 로 하여 값이 주어진다. F값은 문헌 (9)의 F분포표를 사용하였다.

분산분석 결과로부터 Fr 수의 영향은 무시할 수 있음을 알 수 있다. 따라서 오차의 신뢰도를 높이고 이로써 인자의 검출력이 높아지기 위해 이를 pooling하여 새롭게 정리한다. Pooling에 의해

오차의 자유도가 높아지면 다른 인자를 검정하는데 정밀도를 높이는 효과가 있다. 이로부터 Re 수는 유의수준 0.01과 0.05에서 모두 유의하고 디퓨저의 형상은 유의수준 0.05에서 유의한 결과를 얻었다. 흥미로운 사실은 많은 문헌에서 매우 중요한 설계인자로 제시된 Fr 수의 영향이 작게 평가된 결과이다. 0.5~2.0의 Fr 수 범위에서 축열조 성능에 미치는 Fr 수의 영향은 오차범위 내에서 무시할 수 있음을 보인다. 이는 고려된 Fr 수의 범위가 0.5~2.0으로 최적의 상태로 알려져 있는 Fr=1.0에서 크게 벗어나지 않았기 때문으로 생각된다. 분산분석의 결과로부터 알 수 있듯이 Re 수의 영향이 기여도 37.2%로 가장 크며 논란의 여지가 있었던 디퓨저 형상의 영향은 기여도 20.7%의 유의한 수준으로 축열조 성능에 영향을 미친다. 이러한 결과는 동 연구그룹이 선형연구(8)에서 제안한 원형 조절평판형 디퓨저가 직사각형 축열조에서 의미 있는 효율개선을 이룰 수 있음을 의미한다. 이러한 성능향상은 본 과제에 주 관심사항인 미활용에너지의 활용에 있어서 도심지 공간과 환경의 제한으로 축열조는 지하 구조물이 되어야 하므로 이에 따라 중횡비에 대한 제한이 있는 경우 특히 유용할 것이다.

원형 축열조와는 달리 직사각형 축열조에서 원형 조절평판형 디퓨저가 성능향상을 보이는 이유는 축열조 길이에 따라 차등화된 유·출입 속도를 조절할 수 있는 유동 저항체를 붙여 조절함으로써 축열조 상의 같은 높이에 대해 동일하게 충전되는 효과가 결과적으로 축열조의 성능향상에 도움이 주는 것으로 생각된다.

실험계획법에서는 최적조건을 찾는 동시에, 실시된 실험의 결과가 재현성을 갖는지를 파악하기 위하여 확인실험을 수행한다. 확인실험은 최적조

건에 대한 추정치와 실제 수행된 실험결과를 비교하여 얼마나 일치하는가의 여부로 판단한다. 수치실험 결과로부터 최적조건은(원형 조절평판형 디퓨저, $Re=800$, $d=300$ mm)으로 평가되며 이의 추정 온도경계층 두께는 246.59 mm로서 기준조건(원형평판형 디퓨저, $Re=800$, $d=200$ mm)에 비해 12.5 mm의 이득이 예측된다. 확인실험 결과 최적조건에서의 수치실험 결과는 온도경계층 두께가 249.86 mm로 추정치와 1.3% 내에서 일치하는 것으로 나타나 재현성이 있음을 확인할 수 있다. 이러한 사실은 각 설계인자의 교호작용은 그다지 크지 않음을 의미한다. 하지만 오차의 기여도가 무시할 수 없을 정도로 크다는 사실은 교호작용에 의한 영향으로 생각되기도 하므로 각 주 인자들의 교호작용을 살펴보는 연구가 필요할 것으로 생각된다. 본 논문에서는 전체적인 수치실험의 횟수를 줄이기 위해 교호작용의 영향이 배제된 $L_{18}(2 \times 3^7)$ 의 직교배열표에 의한 해석으로 국한한다.

특정 시점($Re=800$ 기준에서 $t=1500$)에서의 온도경계층 두께를 특성치로 하여 해석을 수행하는 것이 타당한지를 비교하기 위해 수행된 $Re=800$ 기준에서 $t=990$ s에서의 해석결과는 각 인자의 기여도에 변화는 다소 있지만 전체적으로 동일한 결과를 보이며 이로부터 위의 해석결과를 전체 축열과정에 대한 결과로 보기에 무리가 없을 것으로 판단된다.

4. 결 론

성층축열방식에서 축열조 성능은 운전과정 동안 열성층을 얼마나 잘 유지시키는지에 따라 결정된다. 본 논문에서는 열성층 파괴인자와 관련하여 영향을 미치는 설계인자로서 디퓨저의 형상, 디퓨저의 크기, Re 수, Fr 수의 영향을 수치실험하였으며 실험계획법에 근거하여 체계적으로 각 설계인자의 영향을 살펴보았다. 전체적인 축열조의 형상은 고정하고 4가지 설계인자 중 디퓨저 형상에 대해서는 2수준으로, 그의 인자에 대해서는 3수준으로 하여 $L_{18}(2 \times 3^7)$ 의 직교배열표에 근거하여 해석하였다. 분산분석 결과 Re 수의 영향이 기여도 37.2%로 가장 크며 선행연구⁽⁸⁾에서 논란의 여지가 있었던 디퓨저 형상의 영향은 기여도 20.7%의 유의한 수준으로 축열조 성능에 영향

을 미치는 것으로 판단된다. 이러한 결과는 동 연구그룹이 선행연구⁽⁸⁾에서 제안한 원형 조절평판형 디퓨저가 직사각형 축열조에서 의미 있는 효율개선을 이룰 수 있음을 의미한다.

축열조 성능에 최적의 조건을 제공하는 인자의 조합은 원형 조절평판형 디퓨저에서 디퓨저 크기 $d=300$ mm, $Re=800$ 으로 확인실험 결과 추정치와 1.3% 내에서 일치하는 것으로 나타나 재현성이 있음을 확인할 수 있다. 또한, 고려된 Fr 수의 범위(0.5~2.0)에서 축열조 성능에 미치는 Fr 수의 영향은 오차범위 내에서 무시할 수 있다는 결과를 얻었다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구 개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리 기술개발 사업단의 연구비 지원(M102KP010024-04K1601-02411)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. 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.
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 per-

- formance in stratified chilled water storage tanks with radial diffusers: Part 1—Model development and validation, ASHRAE Transactions: Research, Vol. 107, pp. 22-40.
7. 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.
 8. Chung, J. D., Park, J. and Cho, S. H., 2004, Effect of diffuser shape on the performance of water-chilled heat storage, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 4, pp. 374-382.
 9. Park, S. H., 1996, Robust Design and Analysis for Quality Engineering, Chapman & Hall, London, UK.
 10. 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.