

太陽熱貯藏을 위한 平板形潛熱蓄熱裝置의 性能分析

Performance Analysis of a Panel Type Latent Heat Storage Equipment for Solar Thermal Storage

金榮福* 朱恩選** 尹汝斗*** 羅又禎*
Y. B. KIM, E. S. JU, Y.D.YUN, W. J. LA

Summary

For the efficient utilization of the solar thermal energy to overcome the time gap between to supply and demand, an efficient heat storage technique, especially high density - latent - heat storage system, is necessary. In this study, the performance of a panel type latent heat storage equipment during heat discharging process was analyzed theoretically and experimentally.

In order to find out the performance of the system, computer simulation programs were developed by finite difference method. The governing equations were constructed by two dimensional heat conduction model with moving boundary.

The results of the experimental and the theoretical analysis were reasonably well agreed. The efficiencies of the double pipe type and the panel type latent heat storage equipment were compared.

1. 緒 論

문명의 발달과 더불어 에너지需要는 급격히 증가하고 있으며, 반면 재래의 주요 에너지원인 화석에너지는 점차 감소하고 있다. 이에 따라 에너지의 效率的 利用이나 新·再生에너지의 開發을 위한 노력이 크게 요청되고 있다.

太陽에너지는 그 에너지원이 量的으로 풍부하고 환경오염을 유발시키지 않으므로 그에 관한 研究가 활발히 進行되어 왔다. 그러나 太陽에너지는 에너지 密度가 낮고 기상 및 지리적條件에 따라 민감하며 불안정하다. 따라서 이를 效率的

으로 利用하기 위해서는 에너지密度를 높이기 위해 集熱裝置가 必要하며 供給과 需要의 時間的 間격을 극복하기 위해 蓄熱裝置가 必要하게 된다. 특히 蓄熱裝置는 日別로는 주야간, 季節別로는 夏節期和 冬節期간의 太陽熱의 供給과 需要의 時間的 間격을 극복하게 해준다. 太陽熱을 利用하여 農産物을 乾燥하거나 실내의 冷난방을 할 경우 蓄熱裝置는 특히 必要하며 施設農業에서의 環境制御, 産業에서의 廢熱回收 등에서도 必要하다.

熱貯藏에는 顯熱蓄熱과 潛熱蓄熱 등의 方法이 있으나 相變化 物質을 利用한 潛熱蓄熱方法이

+ 本 研究는 1990年 韓國科學財團의 研究費支援으로 遂行되었음

* 慶尙大學校 農大 農業機械工學科

** 慶尙大學校 工大 機械工學科

*** 國際綜合機械(주)

관행의 顯熱蓄熱에 비해 相變化 溫度수준에서 高密度의 蓄熱이 가능하며 蓄熱裝置의 크기를 줄일 수 있는 장점이 있으므로 최근 研究노력이 집중하고 있는 실정이다.

潛熱蓄熱裝置의 형태는 여러가지가 있으나 平板形潛熱蓄熱裝置의 경우 蓄熱裝置의 제작상의 용이함이나 蓄熱材의 충전량에 따른 蓄熱能力, 그리고 관리상의 편리함에 있어서 유리하다.

太陽熱貯藏을 위한 潛熱蓄熱裝置에 관련된 研究는 크게 두 분야로 대별할 수가 있으며 그것은 潛熱蓄熱材의 熱物理的인 特性을 개량하는 研究와 다른 하나는 潛熱蓄熱裝置의 最適設計와 效率的인 作動을 위한 傳熱 및 性能 分析에 관한 研究로 구별할 수가 있다. 본 研究에서는 平板形 潛熱蓄熱裝置의 性能을 分析하는 것으로서 이에 相關한 國內의 研究動向을 살펴보면 다음과 같다.

太陽열난방시스템의 性能에 대한 潛熱蓄熱裝置의 影響을 分析한 D.J.Morrison⁽³⁾ 등의 研究는 潛熱蓄熱裝置가 顯熱蓄熱에 비해서 그 크기면에서 약 1/4로 줄일 수 있을 정도로 유리하다는 것을 나타내고 있으며, D.Delaunay⁽²⁾는 사각용기내 파라핀에의 蓄熱에 관한 研究에서 그 放熱效率를 分析한 바 있다. 한편 N.W.Hale⁽⁴⁾ 등은 사각용기내 相變化物質의 溶해과정에서 相變化境界端을 순수傳導모델에 의해 理論解析하였으나 對流의 影響으로 인해 實驗결과와 상당한 차이가 있음을 확인하였다. 따라서 溶해과정에서는 對流의 影響을 고려한 解析이 이루어져야 할 것이며 이러한 현상은 R.Viskanta⁽⁶⁾의 研究와 R.H. Marshall⁽⁵⁾의 研究에서도 명백하다.

그러나 지금까지의 研究에서는 蓄熱裝置의 蓄熱量, 蓄熱效率, 열전달 유체의 溫度變化 등 蓄熱裝置의 最適設計와 效率的인 作動을 위한 分析자료는 부족한 실정이었으며, 이러한 관점에서 본 研究에서는 그 分析 프로그램을 開發하고자 한다.

2. 理論解析

가. 支配方程式

1) 座標系

本 研究에서 解析하고자 하는 平板形潛熱蓄熱裝置의 형상은 그림1에서 나타난 바와 같이 Rectangular coordinate system을 갖게 되며 물이나 공기와 같은 유체가 傳熱저항이 적은 傳熱表面을 통하여 潛熱蓄熱材에 열을 蓄熱 또는 放熱하게 된다.

蓄熱과정에서는 連續方程式, 에너지方程式, 運動量方程式에 대한 解를 구해야 하며, 이는 다음에 기술하고, 본 稿에서는 放熱과정에 국한하기로 한다.

相變化物質을 利用한 高密度 潛熱蓄熱裝置의 放熱과정에서의 放熱特性을 分析하기 위해서는 相變化物質의 溫度, 移動境界端의 位置, 相變化率, 放熱量을 구하여야 한다.

理論分析을 위한 가정은 다음과 같다.

- i) 相變化物質의 熱物理的인 特性은 安定되어 있다.
- ii) 모서리효과(end effect)는 고려하지 않는다.
- iii) 溫度에 따른 體積變化는 고려하지 않는다.

理論解析은 支配方程式과 境界條件의 정립, 그 數值解析을 위한 컴퓨터프로그램의 開發, 그리고 性能의 척도를 계산하는 순서로 수행되었으며 支配方程式은 다음과 같다.

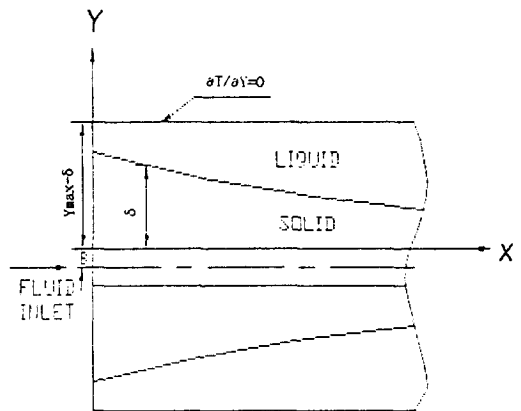


Fig 1. Coordinate system

2) 채널내 流體溫度變化를 支配하는 方程式

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = -U \cdot \frac{\partial T_i}{\partial X} + \alpha_i \cdot \frac{\partial^2 T_i}{\partial X^2} + \frac{H_c}{\rho_i \cdot c_i \cdot B} \cdot (T_1 - T_i) \quad (1)$$

3) 潛熱蓄熱材側의 溫度變化를 支配하는 方程式

平板形潛熱蓄熱裝置의 放熱과정은 直交座標系를 갖는 非定常 2次元 熱傳導過程이 된다. 즉 蓄熱과정에서는 對流가 支配的인 현상이므로 對流方程式에 의해 解析하게 되지만 放熱과정에서는 傳導가 支配的이므로 相變化物質의 固相과 液相에서의 熱物理的 特性을 고려하면 다음과 같은 支配方程式이 된다.

$$\text{SOLID} : \frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha \cdot \nabla T_s$$

$$\text{LIQUID} : \frac{\partial T_l}{\partial t} = \alpha \cdot \nabla T_l \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\text{단 } \nabla = \frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2}$$

나. 初期條件 및 境界條件

相變化物質의 固相영역과 液相영역을 각각의 계로 하여 境界條件과 潛熱蓄熱裝置의 初期상태를 수식화하면 다음과 같다.

初期條件 : $t=0$

$0 < Y < Y_{max} : T = T_i$

$Y = Y_{max} : \partial T / \partial Y = 0$

$X = X_{max} : \partial T / \partial X = 0$

$X = 0 : T_i = T_{in}$

境界條件 : $t=t$

$$Y=0 : h \cdot \text{Area} \cdot (T_s - T_l) = k \cdot \text{Area} \cdot (\partial T / \partial Y) \quad \dots\dots\dots(3)$$

$Y = Y_{max} : \partial T / \partial Y = 0$

$X = X_{max} : \partial T / \partial X = 0$

$X = 0 : T_l = T_{in}$

$Y = Y_m : T = T_m$

$$K_1 \cdot A_1 X \cdot \frac{\partial T_1}{\partial X} + K_1 \cdot A_1 Y \cdot \frac{\partial T_1}{\partial Y} - K_2 \cdot$$

$$\begin{aligned} ASX \cdot \frac{\partial T_s}{\partial X} - K_3 \cdot ASY \cdot \frac{\partial T_s}{\partial Y} \\ = \rho \cdot H_f \cdot (dV_0 / dt) \quad \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

위의 境界條件에서 式(4)는 固相과 液相의 移動境界端에서의 에너지平衡方程式으로서 高溫部에서 低溫部로 傳熱된 量을 제한하면 移動境界端의 潛熱變化量이 된다. 즉 移動速度가 결정된다.

다. 無次元化

潛熱蓄熱裝置의 最適設計과 效率인 作動을 위해서는 그 설계 및 作動인자의 影響을 分析하는 것이 必要하며 이러한 목적에서 다음과 같은 無次元量을 利用하여 基本方程式들을 無次元化하였다. 이러한 無次元化는 규준화의 의미와 함께 結果를 보다 쉽게 파악하도록 해준다.

無次元變數

길이 : $X = X_{real} / L_{min}, Y = Y_{real} / L_{min}$,

L_{min} = 기준길이

溫度 : $\theta = (T - T_{min}) / (T_{max} - T_{min})$,

$\theta_i = (T_i - T_{min}) / (T_{max} - T_{min})$,

$\theta_l = (T_l - T_{min}) / (T_{max} - T_{min})$,

時間 : $\tau = \alpha \cdot t / (L_{min})^2$

$$\text{Ste} = \frac{K_m \cdot (T_{max} - T_{min})}{H_f \cdot \rho_m \cdot \alpha}$$

1) 채널내 支配方程式의 無次元方程式

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta_i}{\partial \tau} = \frac{-Nu \cdot \alpha_i \cdot B}{ST \cdot \alpha_s \cdot X_{max}} \cdot \frac{\partial \theta_i}{\partial Z} + \frac{\alpha_i \cdot B^2}{\alpha_s \cdot (X_{max})^2} \\ \cdot \frac{\partial^2 \theta_i}{\partial Z^2} + \frac{\alpha_s}{\alpha_s} \cdot Nu \cdot (\theta_l - \theta_i) \quad \dots\dots\dots(5) \end{aligned}$$

2) 潛熱蓄熱材側의 支配方程式

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = B^2 \cdot \nabla \theta \quad \dots\dots\dots(6)$$

마. 放熱量, 放熱效率 및 相變化率

初期溫度가 潛熱蓄熱材의 融점보다 높은 溫度

상태에 있을 경우 放熱效率은 放熱가능한 최대 열량에 대해 시간에 따라 放熱되는 顯熱量과 潛熱량의 합을 비율을 나타낸다. 이를 수식화하면 다음과 같다.

1) 顯熱放熱量 :

$$Q_s = \int_0^{\gamma_{max}} \int_0^{\alpha_{max}} [\rho_s \cdot C_{ps} \cdot (T_m - T) + \rho_l \cdot C_{pl} \cdot (T_i - T_m)] \cdot dA \cdot dX + \int_0^{\gamma_{max}} \int_0^{\alpha_{max}} \rho_l \cdot C_{pl} \cdot (T_i - T) \cdot dA \cdot dX \dots\dots\dots (7)$$

2) 潛熱放熱量 :

$$Q_l = \int_0^{\gamma} \int_0^{\alpha_{max}} \rho_m \cdot H_f \cdot dA \cdot dX \dots\dots\dots (8)$$

3) 최대放熱가능량 :

$$Q_{max} = [\rho_s \cdot C_{ps} \cdot (T_m - T_{in}) + \rho_l \cdot C_{pl} \cdot (T_i - T_m)] \cdot V_{max} + W_l \cdot H_f \dots\dots\dots (9)$$

4) 放熱效率 :

$$\sigma = (Q_s + Q_l) / Q_{max} \dots\dots\dots (10)$$

5) 相變化率

相變化率 = 相變化體積 * 潛熱材의 固相密度 / 潛熱材의 총무게

사. 數值解析

相變化物質을 利用한 潛熱蓄熱裝置의 性能分析과 같은 移動境界端문제에서는 그 支配方程式과 境界條件이 복잡하고 非線形的이기 때문에 극히 제한된 경우를 제외하고는 엄밀해를 얻기 힘들다. 따라서 컴퓨터의 발달과 더불어 數值解法에 의한 移動境界端 문제의 解析이 많이 이루어지게 되었다.

數值解析의 方法으로는 有限差分法과 有限要素法이 있으며 解析해야 할 문제의 特性에 따라 채택된다. 本 研究에서는 方程式의 계수매트릭스구조가 比較的 간단한 有限差分法에 의해 數值解析하였다.

1) 數值解析을 위한 차분화

無次元화된 支配방정식은 有限差分法으로 차분근사하였다. 그 方法은 交互方向法(Alternate direction method)에 의해 方程式을 구성하였다. 이 方法은 2차원 數值解析에서 精密度를 떨어뜨리지 않고 계수매트릭스의 복잡성도 피할 수 있는 장점이 있다.

즉 t=t 에서 X방향 Implicit, Y方向 Explicit, t = t + Δt에서 X方向 Explicit, Y方向 Implicit를 반복하여 취하므로써 그 계수매트릭스는 Tri-diagonal matrix의 형태로 나타난다. 이 연립方程式은 Gauss elimination method로 해를 구하여 溫度變化를 구하였다.

2) 컴퓨터프로그램의 開發

潛熱蓄熱裝置의 放熱特性을 分析하기 위해 앞에서 정립한 기본方程式과 初期條件, 境界條件을 有限差分法(Finite difference method)에 의해 차분화하여 數值解析하였다. 컴퓨터프로그램 언어는 FORTRAN 80, 프로그램구조는 MAIN과 FOUR SUBROUTINES으로 구성된다. 有限差分技法은 DUFORT-FRANKEL SCHEME과 ADI SCHEME에 의하였으며, 컴퓨터프로그램의 주요계산과정은 傳熱管表面溫度의 계산, 移動境界端의 位置계산, 蓄熱物質의 溫度계산, 必要한 效率계산의 과정으로 진행하였다.

3. 實驗裝置 및 方法

가. 實驗裝置

理論解析모델의 타당성을 검증하고 潛熱蓄熱裝置의 실제 作動과정에서의 제현상을 分析하기 위하여 實驗裝置를 구성, 實驗하였다. 實驗裝置의 구성시스템은 그림2과 같으며 實驗에 사용된 相變化物質인 C₆Cl₂ · 6H₂O의 熱物理的인 特性은 표1과 같다.

潛熱蓄熱裝置의 크기는 폭 * 깊이 * 높이 = 200 * 50 * 100 으로서 열전달表面은 0.3mm의 구리 판을 사용하므로써 傳熱저항을 최대한으로 줄이도록 하였다. 다른부분의 구성재료는 5mm두께의 아크릴판을 사용하였으며 이는 아크릴의 열傳導率이 相變化物質인 C₆Cl₂ · 6H₂O 과 비슷하

Table 1. Thermo-physical properties of heat storage material(C₆Cl₂ · 6H₂O)

Thermo-physical property	Value	Unit
Melting point	28	°C
Latent heat	200	kJ/Kg
Density	Solid : 1680 Liquid : 1415	kg/m ³
Thermal conductivity	Solid : 0.626 Liquid : 0.454	w/m.°C
Specpic heat	Solid : 1.25 Liquid : 2.13	kJ/kg.°C
Coefficient of viscosity	2.25 * 10 ⁻²	Pa · S

Table 2. Specifications of the experimental apparatus

Item	Type, Model	Material, Dimensions, Capacity
Flow meter	1. Natural disc type 2. Hersey 430, USA	1. Capacity : 110-4500 Liters/Hr 2. Error : ± 0.2 %
Pump	Hanil-PDB20	Capacity : 450 Liters/Hr At 0.5 Height
Thermostat	On-Off Type	Thermostat : HANSAENG CO. Range : 0-300°C Error : ± 1°C Heater : Pole type 500 watt, 2 elements Sensor : Pt 100 Ω
Thermometer		Thermocouple : CRC,E type Error : ± 1°C Channels : 10 Channels

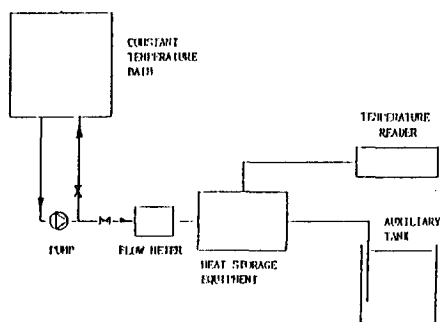


Fig.2 Experimental system for the analysis of the heat discharging process

기 때문에 end effect를 줄일 수 있는 장점이 있다.

潛熱蓄熱裝置는 스티로폼과 실리콘고무를 이용하여 단열하였으며 溫度變化를 측정하기 위해 열전대를 설치하였다.

나. 實驗方法

潛熱蓄熱材의 初期溫度는 34°C로서 蓄熱材를 가열한후 裝置용기에 부어 넣었으며 각부에서 均일溫度가 됨을 확인한 후 7°C의 냉각수를 傳熱表面에 供給하였다.

放熱이 시작되면서부터 5분간격으로 각부의 溫度를 측정하였다.

4. 結果 및 考察

가. 數值解析모델의 檢證

그림 3은 X=40, Y=10mm 位置에서의 理論解析溫度變化와 實驗測定溫度變化를 나타내고 있다. 그림을 살펴보면 전체적으로 잘 일치함을

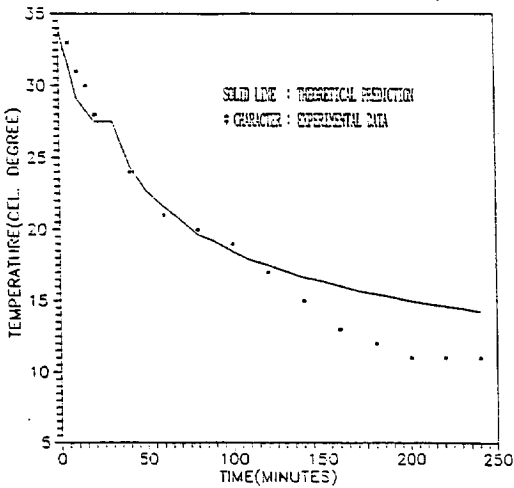


Fig.3 Temperature history of PCM as function of time (at X=40, Y= 10 mm)

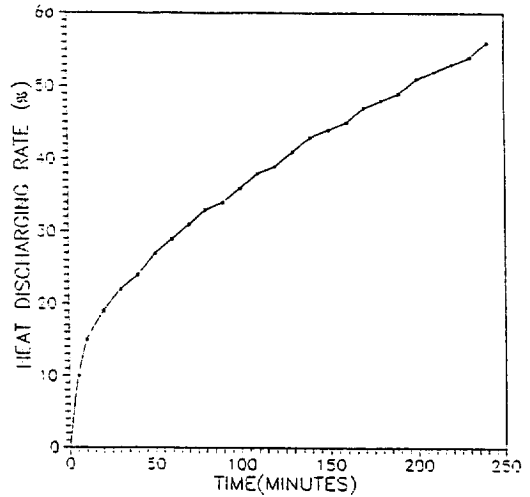


Fig.4 Heat discharging rate as function of time (Experiment)

알 수 있으며 理論解析모델의 타당성을 확인할 수 있었다. 약 120분이 지나면서부터 實驗値와 理論値의 간격이 벌어지는 것은 단열의 불완전함에 기인하는 것으로 판단되나 相變化物質 물성치의 적용에도 원인이 있을 수가 있다. 그것은 相變化物質의 比熱, 密度 등이 溫度에 따라 各 상에서 比較的 完滿하게 변하고 있는 바, 본 研究에서 사용된 $Ca \cdot Cl_2 \cdot 6H_2O$ 가 99.9%의 시약수준이었으므로 고체부와 액체부의 물성치는 각각의 相에서 일정한 것으로 하였다.

그림4는 實驗에서의 放熱率을 나타내고 있으며 4시간이 경과하면 약 55%의 放熱이 되는 바 初期에는 溫度差가 크기 때문에 比較적 빠른 속도로 放熱되다가 시간이 지남에 따라 比較的 完滿하게 放熱됨을 알 수 있다.

나. 二重管形潛熱蓄熱裝置와의 效率 比較

潛熱蓄熱裝置의 합리적인 선택을 위해 潛熱蓄熱裝置의 형태에 따른 性能을 比較하기 위하여

二重管形潛熱蓄熱裝置와 본 研究에서의 平板形潛熱蓄熱裝置의 性能을 比較分析하였다. 二重管形은 수직형으로서⁽¹⁾ 내부관의 직경 10mm, 외부직경 100mm, 길이 300mm이다.

比較의 條件은 표3에 나타나 있는 바대로 동일한 潛熱蓄熱材 容器體積을 가지며 그 初期條件과 境界條件은 같다. 그림5는 條件 A, E, G타입에 대한 比較로서 그 결과를 살펴보면 A와 G의 放熱率이 비슷하며 시간이 지날수록 G의 效率가 A보다 증가함을 예견할 수 있으며 이는 二重管形의 경우 固相과 液相의 移動境界端이 시간이 지남에 따라 커지게 되고 따라서 接觸面에서의 傳熱면적이 넓어지는 효과를 가져오기 때문으로 사료된다. 이와같은 현상은 潛熱蓄熱裝置의 선택에 좋은 참고가 될 것으로 판단된다.

Table 3. Type of latent heat storage equipment

타입	T_i	T_B	裝置규격(mm)	傳熱면적(cm^2)	裝置형태
A	37	7	300 * 80 * 85.45	257.55	平板形
E	37	7	300 * 160 * 42.93	128.79	平板形
G	37	7	300 * 10 * 100	94.25	二重管形

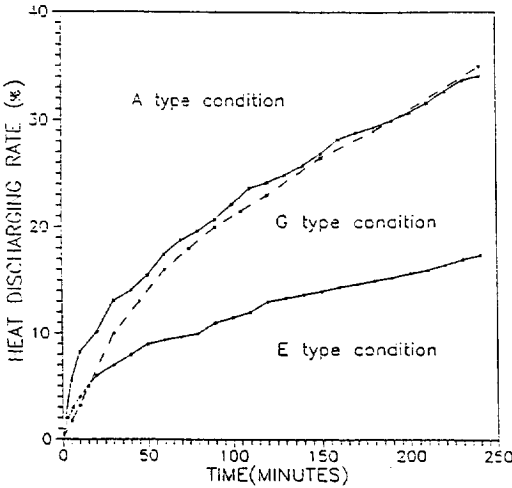


Fig.5 Comparison of heat discharging rate as function of time (Condition A, E and G type)

5. 結論 및 要約

본 研究는 열에너지의 高密度貯藏과 效率의인 利用을 위하여 平板形潛熱蓄熱裝置의 放熱性能을 규명하는 것으로서 理論式을 證立하고, 性能 分析을 위한 시뮬레이션프로그램을 開發하였으며 其 具體的 研究결과를 정리, 요약하면 다음과 같다.

가. 平板形 潛熱蓄熱裝置의 放熱과정에서의 傳熱特性을 규명하였다.

나. 放熱과정解析은 2차원傳導모델에 기초하였으며, 비정상상태에서 移動境界端을 포함하게 된다.

다. 支配方程式은 無次元化과정을 거쳐 有限 差分法에 의해 차분화한 다음, 初期條件과 境界 條件을 적용하므로써 必要한 結果를 얻도록 하였다.

라. 數值解析에서의 차분화는 精密性과 安定 性을 고려하여 高차방향법(ADI)에 의한 음적차 분근사(IMPLICIT SCHEME)를 사용하였다.

마. 시뮬레이션프로그램을 통하여 蓄熱裝置 内の 溫度分布, 相變化率 및 放熱效率을 구할 수

있도록 하였다.

바. 理論解析의 타당성을 검증하고 실제 潛熱 蓄熱裝置의 作動과정에서의 制限상을 分析하기 위해 蓄熱裝置를 제작하여 實驗分析하였으며, 시간에 따른 相變化物質의 溫度變化를 比較한 바 實驗결과와 理論分析 結果는 잘 일치하였다.

사. 平板形과 二重管形潛熱蓄熱裝置와의 性能을 比較하였던 바 比較의 條件은 동일한 潛熱 蓄熱材 용기體積, 初期條件과 境界條件으로 하였다. 두 裝置의 放熱率은 비슷하였으며 시간이 지날수록 二重管形의 效率이 平板形보다 증가함 을 豫見할 수 있었다. 이는 二重管形의 경우 固 相과 液相의 移動境界端이 시간이 지남에 따라 커지게 되고 따라서 溶점에서의 傳熱면적이 넓 어지는 효과를 가져오기 때문으로 사료된다. 이 와같은 현상은 潛熱蓄熱裝置의 선택에 좋은 참 고가 될 것으로 판단된다.

<NOMENCLATURE>

1. ENGLISH

- Alx,Aly,Asx,Asy : 移動境界端 Control Volume의 좌표방향 단면적
- B : 채널중앙부와 傳熱面 사이의 거리
- Cp : 比熱
- Hf : 潛熱量
- Hc : 對流傳熱계수
- K : 熱傳導率
- Lmin : 기준길이
- Nu : Nusselt number = Hc · B/Kf
- Qs : 顯熱量
- Qf : 潛熱量
- ST : Stanton number = Hc/(ρf · Cf · U)
- Ste : Stefannumber = Cp(Ti - Tfin)/Hf
- t : 시간
- T : 溫度
- Tmax : 溫度
- Tmin : 溫度
- X : 蓄熱裝置의 길이방향 좌표
- Xmax : 蓄熱裝置의 길이
- Y : 蓄熱裝置의 상하방향 좌표

Ymax: 蓄熱裝置의 높이

2. GREEK LETTERS

- α : 열확산계수
- δ : 境界端 位置
- θ : 無次元溫度
- ρ : 密度

3. SUBSCRIPT

- f : fluid
- fin : fluid initial
- i : initial
- l : liquid
- m : melting
- real : real dimension
- s : solid
- t : surface

참고문헌

1. D.J.Morrison, et al, Effects of phase change energy storage on the performance of air-based and liquid-based solar heating systems, Solar Energy, Vol.20, pp.57-67, 1978
2. D.Delaunay, et al, Experimental study and natural model for a phase change thermal energy storage unit, Proceedings of the International Heat Transfer Conference, Vol. 6, 1982
3. N.W.Hale and R.Viskanta, Photographic observation of the solid-liquid interface motion during melting of a solid heated from an isothermal vertical wall, Letters in heat and Mass Transfer, Vol.5, pp.329-337, 1978
4. R.Viskanta, Phase change heat transfer, Solar Heat Storage, Vol.1, CRC-Press, PP.153-222
5. R.H.Marshall, Natural convection effect in rectangular enclosures containing a phase change material, Thermal storage and heat transfer in solar energy systems, Winter Annual Meeting of JSME, PP.61-69, 1978
6. 金榮福, 宋鉉甲, 二重管形潛熱蓄熱裝置의 傳熱特性에 대한 實驗的 分析, 韓國農業機械學會誌, 14(1), PP.24-32, 1989