

▶ 論 文 ◀

充填層內에서 蓄熱에 따른 熱傳達

崔 耕 震\* · 盧 承 卓\*

Heat Storage in a packed Bed

Kyung Jin Choi and Sung Tack Ro

Abstract

An experiment has been performed to find a temperature distribution of the circulating fluid in a packed bed thermal storage system when the inlet fluid temperature is constant. The thermal storage system is a specific-heat type in which the circulating fluid, hot air, exchanges heat directly with the heat storage materials, glass balls, in a heat storage bin. An empirical equation which includes two dimensionless variables  $t^*$  and  $T_f^*$ , is obtained. Also, heat storage efficiency and heat storage capacity are calculated from this equation. The heat transfer coefficient calculated by the suggested equation was compared with the value determined by the existing empirical equation.

〈記號說明〉

$A$ : 熱傳達面積,  $m^2$   
 $a$ :  $hA/(ec_p V)_f$ , 1/s  
 $b$ :  $hA/(ec_b V)_m$ , 1/s  
 $c_p$ : 定壓比熱,  $J/kg^\circ C$   
 $D$ : 蓄熱槽 內徑, m  
 $d$ : 유리구슬의 直徑, m  
 $h$ : 熱傳達係數,  $J/s m^2^\circ C$   
 $k$ : 熱傳導率,  $J/s m^\circ C$   
 $l$ : 蓄熱槽의 높이, m  
 $Q$ : 熱量, J  
 $q$ :  $t^* - \int_0^{t^*} T_f^* dt^*$   
 $T$ : 溫度,  $^\circ C$   
 $T^*$ : 無次元溫度,  $(T - T_0)/(T_{fi} - T_0)$   
 $t$ : 時間, s

$t^*$ : 無次元時間,  $U_m t/x$   
 $U$ : 充填層 사이의 流體速度, m/s  
 $U_m$ :  $T_0$ 에서의 平均流速, m/s  
 $V$ : 體積,  $m^3$   
 $x$ : 入口로부터의 거리, m  
 $\alpha$ : 熱擴散率,  $m^2/s$   
 $\rho$ : 密度,  $kg/m^3$   
 $\eta$ : 蓄熱效率  
 添字  
 $*$ : 無次元값  
 $f$ : 循環流體  
 $i$ : 入口條件  
 $m$ : 蓄熱物質  
 $o$ : 初期條件

\* 서울대학교 大學院, 現在 美國 Brooklyn Polytechnic Institute.  
 \*\* 正會員, 서울대학교 工科大学

## 1. 序 論

石油나 石炭과 같은 化石燃料의 費用이 점점 비싸지고 있는 오늘날 太陽熱은 매우 유망한 에너지源으로서 많은 사람들의 관심과 研究의 대상이 되고 있다. 그러나 건물이나 가옥의 暖房에 이 太陽熱을 利用하는 데에는 밤과 구름낀 날과 같이 태양으로부터 熱을 얻을 수 없는 때를 대비하여 낮이나 맑은 날에 얻은 餘分의 太陽에너지를 저장할 必要性이 생긴다.

따라서 蓄熱槽의 設計는 太陽熱을 利用할 때 반드시 解決해야 할 重要한 問題인데 經濟的 면에서 이의 初期建設費用과 效率性이 在來式 暖房 장치의 費用과 얼마만큼 比較되는가에 달려있다고 하겠다. 그러므로 蓄熱槽는 建物の 빈 空間에 허실됨이 없이 짜임새 있게 設置하여야 한다. 現在 집全體體積의 수가 되도록 設計하고 있다.

蓄熱시스템은 顯熱利用形과 潛熱利用形으로 分類할 수 있으며 顯熱利用形은 다시 循環流體와 蓄熱媒質과의 接觸方式에 따라 直接接觸 熱交換方式과 間接接觸 熱交換方式으로 나눌 수 있다.

本 論文에서는 顯熱利用形으로 直接接觸 熱交換方式을 使用한 蓄熱槽를 取扱하였다. 이는 요즘 循環流體로서 물 대신 空氣를 많이 使用하고 있는바 空氣가 지닌 熱量을 蓄熱媒質로 傳達시키는 데 자갈과 같은 充填層과 直接 接觸方法에 의해서 可能하기 때문이다. 실제 물보다 空氣를 循環流體로 使用할 때 겨울에도 凍結의 염려나 장치내의 부식의 염려가 없는 利點이 있다.<sup>(1, 2)</sup>

蓄熱槽內에서 일어나는 熱傳達問題는 循環流體와 蓄熱媒質사이의 強制對流熱傳達問題로서 工學問題에서 종종 發生하는 重要한 問題 中の 하나이다. 일찌기 Nusselt, Hausen, Schumann<sup>(3)</sup> 등은 이미 1920년대 말기 기체와 固體壁面사이에서 일어나는 非定常 強制對流熱傳達問題를 취급하였는데 그 중 Schumann<sup>(3)</sup>에 의해 提示된 한 類型을 充填層에 적용시킴으로 가장 近似的인 解를 구할 수 있다. 그러나 Schumann 모델의 偏微分方程式을 푸는 일이 결코 용이한 일이 아닐 뿐

아니라 方程式에 포함되어야 하는 파라미터의 數가 너무 많아 實用上 대단히 복잡하거나 표시가 불가능하다. 따라서 여기서는 蓄熱槽設計를 위하여 必要한 流體의 溫度를 구하는 간단한 實驗式을 구하는 일과 蓄熱量 및 蓄熱效率를 구하는데 목적을 두었다. 한편 本 實驗에 使用한 유리구슬의 循環流體와의 熱傳熱係數를 實驗的으로 검증함으로써 이미 알려진 結果와 比較하였다. 비록 本 實驗에 의해 提示된 實驗式이 蓄熱媒質의 材料가 유리인 경우에만 적용되었으나 유리와 비슷한 物性을 가지는 자갈로서 蓄熱槽를 設計하는데 必要한 條件을 提示해 줄 수 있을 것이다.

## 2. 解析의 理論的인 背景

여기서 取扱한 蓄熱槽의 개략도가 Fig.1에 있다. 太陽熱集熱器로부터 더워진 循環流體가 蓄熱槽內의 유리구슬을 지나는 동안 熱은 流體로부터 구슬로 傳達된다. 이 때의 熱傳達는 非定常問題로 되고 蓄熱槽 出入口의 流體溫度를 알므로써 蓄熱量을 알 수 있다.

問題를 單純化하기 위해서 流體의 速度, 溫度는 蓄熱槽 斷面全體를 통해 均一하게 維持된다고 가정한다. 蓄熱槽로부터 外部로 전달되는 熱도 없다고 가정한다.

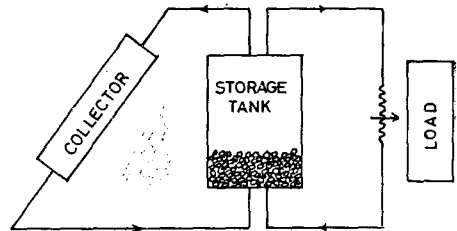


Fig. 1. Schematic diagram of storage system

初期狀態에서 流體와 媒質은 系全體를 통해  $T_0$ 의 溫度로 熱의 平衡狀態에 놓여 있다가 蓄熱槽 入口로부터 들어오는 流體가 溫度  $T_1$ 를 維持할 때 系 內部에서 일어나는 溫度變化는 다음과 같이 기술된다.<sup>(3)</sup>

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + U \frac{\partial T_f}{\partial x} = -a(T_f - T_m) \quad (1)$$

여기서  $T_f, T_m$ 은 각각 流體 및 蓄熱物質의 溫度를 나타내고

$$a = \frac{hA}{(ec_p V)_f}$$

이다.

한편 蓄熱物質에 對하여도 유사하게

$$\frac{\partial T_m}{\partial t} = \alpha_m \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} + b(T_f - T_m) \quad (2)$$

이 所立된다. 여기서

$$\alpha_m = k \left( \frac{k}{ec_p} \right)_m, \quad b = \frac{hA}{(ec_p V)_m}$$

이다. 위에 표시된 式(1)과 (2)의 初期條件과 境界條件은 다음과 같다.

$$T_f(x, 0) = T_m(x, 0) = T_0 \quad (3a)$$

$$T_f(0, t) = T_{fi} \quad (3b)$$

$$\frac{\partial T_m(0, t)}{\partial x} = \frac{\partial T_m(l, t)}{\partial x} = 0 \quad (3c)$$

만약 Schumann모델의 가정에서의 같이 流體의 流動方向과 같은 軸方向으로 蓄熱物質의 熱傳導에 의한 영향이 아주 적다면 式(2)에서  $\alpha_m \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2}$ 의 項이 없어서 方程式이 간단해진다. 그러나 실제 많은 문제에서는 熱傳導의 영향을 무시할 수 없으므로<sup>(4)</sup> 式(1), (2)와 境界條件(3)을 만족하는 해를 구해야한다. 여기서는 이 解, 특히 流體溫度  $T_f$ 를 實驗에 의해 近似解를 구하였다.

### 3. 實驗裝置 및 方法

#### 3.1 實驗材料와 裝置

本實驗에서는 蓄熱槽의 物質로서 一般的으로 使用하는 자갈대신 解析上的 편의를 위하여 球形인 유리 구슬을 使用하였다. 특히 자갈과 유리구슬의 物理的 性質은 Table 1에 표시한 바와 같이 상호 비슷하므로 本實驗에서 구한 자료는 자갈을 使用하는 蓄熱槽를 解析하는데 적용할 수 있을 것이다.

한편 實驗에는 直徑 2.4cm와 1.7cm의 2가지 구슬을 使用하였다. 使用된 구슬의 數와 體積, 空間比는 Table 2와 같다.

Table 1. Properties of glass and pebble

	density (kg/m <sup>3</sup> )	specific heat (J/kg K)	thermal conductivity (J/smK)	thermal diffusivity (m <sup>2</sup> /s)
glass	2700	0.8×10 <sup>3</sup>	1.17	5×10 <sup>-7</sup>
pebble	2400-2700	0.8×10 <sup>3</sup>	0.8-1.0	4×10 <sup>-7</sup>

Table 2. Physical conditions of glass balls

	diameter (m)	number	total surface area (m <sup>2</sup> )	total volume (m <sup>3</sup> )	void fraction
ball 1	2.4×10 <sup>-2</sup>	610	1.1	4.4×10 <sup>-3</sup>	0.37
ball 2	1.7×10 <sup>-2</sup>	1650	1.5	4.3×10 <sup>-3</sup>	0.37

몸체는 直徑 15.6cm, 높이 100cm의 크기 PV C 圓形管을 使用하였고 外部로의 熱損失을 막기 위하여 圓形管 內側에 두께 3cm의 스티로폴을 附着하였다. 실제 集熱器로부터 공급되는 러운 循環流體대신 蓄熱槽 入口에 電熱器를 두어 空氣를 加熱 使用한다. 空氣의 溫度를 조절할 수 있도록 可變變壓器를 설치하여 44~75°C의 러운 空氣를 공급하였다. 加熱된 循環流體가 구슬을 통과하여 出口로 나가기까지 時間에 따른 流體溫

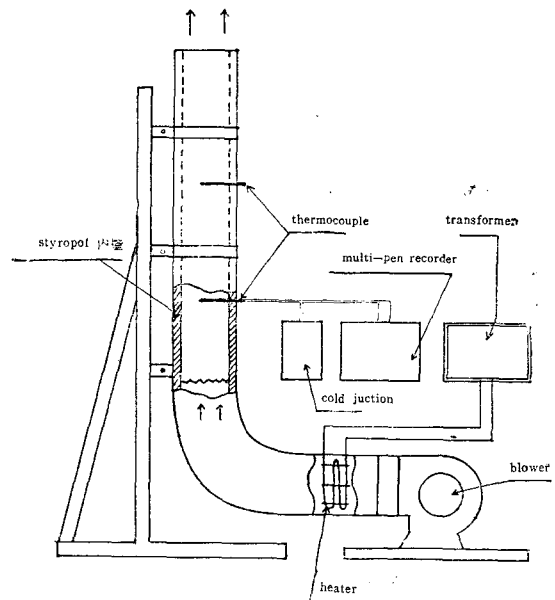


Fig. 2. Schematic diagram of experimental set-up

도를 측정하기 위하여 蓄熱槽 入口로부터 0m, 0.1m, 0.3m, 0.5m, 0.7m, 0.9m, 1m되는 위치에 Iron-constantan熱電對를 삽입하여 10-pen 기록기로 측정하였다. 한편 流量은 아네모미터로 蓄熱槽 出口部에 25點을 잡아 流速을 測定하여 計算하였다. 實驗裝置의 개략도를 Fig.2에 표시하였다.

### 3.2. 實驗方法

먼저 蓄熱槽에 구슬을 채우고 入口로부터 流入되는 空氣의 溫度를 처음부터  $T_{fi}$ 로 一定한 값이 되도록 加熱器만 1分가량 미리 加熱시키고 送風機와 함께 記錄計를 作動시킨다. 곧 구슬이 加熱되기 시작하여 60~70分이 지나면 循環流體의 出口部の 溫度差가 入口에서의 溫度差의 90%로 된다. 아네모미터로 出口部の 流速을 測定한다. 同一한 과정으로 入口의 空氣溫度  $T_{fi}$ 를 變化하여 반복시험한다.

## 4. 實驗結果 및 考察

### 4.1. 流體의 溫度曲線

多點記錄計에 의해 測定된 熱電對의 起電力을 溫度로 환산한 그림이 Fig.3과 Fig.4에 표시되었다. Fig.3은 큰 구슬( $d=2.4\text{cm}$ )에 대해 入口의 流體溫度  $T_{fi}$ 가  $58.8^\circ\text{C}$ , 初期溫度  $T_0$ 가  $24.3^\circ\text{C}$ 일 때와  $T_{fi}$ ,  $T_0$ 가 각각  $44.4^\circ\text{C}$   $25.0^\circ\text{C}$ 일 때 入口로부터 0.3m, 0.5m, 0.7m, 1.0m되는 곳에서의 時間에 따른 流體溫度를 표시한다. Fig.4는 작은 구슬( $d=1.7\text{cm}$ )에 대해 入口의 流體溫度  $T_{fi}$ 가 각각  $74.0^\circ\text{C}$ 와  $56.0^\circ\text{C}$ 일 때의 溫度曲線을 나타낸다. 實驗結果의 표시는 方程式(1) 및 (2)를 무차원화하여 표시가 가능하나 式중 포함된 熱傳達係數  $h$ 의 理論 또는 實驗式에 의한 값이 잘 알려져 있지 않으므로 無次元方程式의 解를 數值的으로 구하더라도 實用的 가치가 적은 것으로 생각된다. 따라서 流體를 空氣로 하여 球形媒質과 熱交換하는 경우에 국한한 實驗式을 도

출하기 위하여

$$T_f^* = \frac{T_f - T_0}{T_{fi} - T_0} \quad (4)$$

에 의하여 流體의 無次元溫度를 定義한다. 한편 流體의 溫度는 平均流速, 위치, 時間의 函數로 표시될 것이므로 기준시간으로 거리와 平均流速의 比  $x/U_m$ 을 택하여 無次元時間으로

$$t_* = \frac{U_m t}{x} \quad (5)$$

을 택한다. 여기서  $U_m$ 은 流體가 初期溫度  $T_0$ 에 있을 때 斷面全體에 걸친 平均流速이다. 이 項은 Jacob<sup>(3)</sup>에 의해 설명된

$$T^* \sim f\left(\frac{U_m c_{pf} t}{c_{pml}}\right)$$

와도 부합되는 양이다. 測定, 計算된  $T_f^*$ 를 式(5)로 定義한 無次元時間  $t^*$ 에 대하여 표시할 수 있다. Fig. 5에  $x=0.5\text{m}$ 인 경우에 대하여, Fig.6에  $x=0.9\text{m}$ 인 경우에 대하여 이를 표시하였다. 그림중의 4가지 경우는 Fig.3 및 Fig.4의

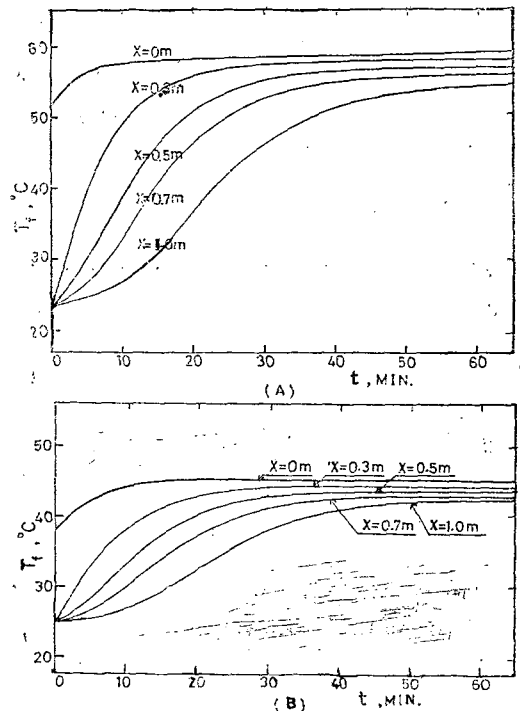


Fig.3. Temperature of fluid for the balls (1) (A)  $T_{fi}=58.8^\circ\text{C}$ ,  $T_0=24.3^\circ\text{C}$ , B;  $T_{fi}=44.4^\circ\text{C}$ ,  $T_0=25.0^\circ\text{C}$ )

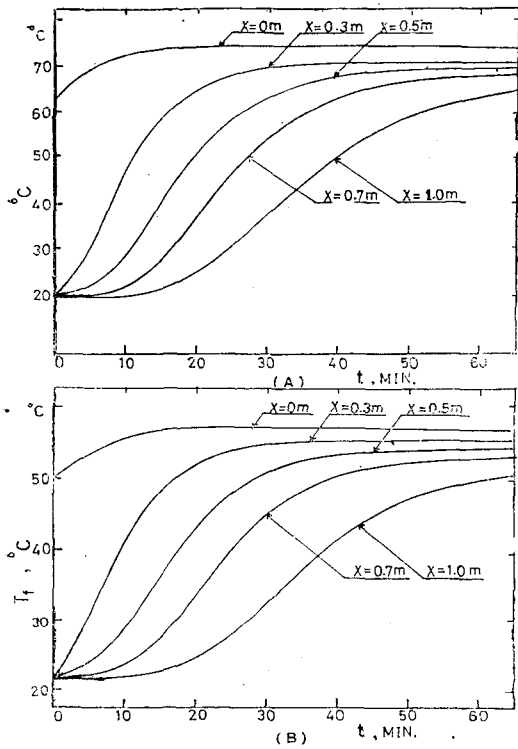


Fig. 4. Temperature of fluid for the balls(2) (A;  $T_{fi}=74.0^\circ C$ ,  $T_0=20.0^\circ C$ , B;  $T_{fi}=56.0^\circ C$ ,  $T_0=21.0^\circ C$ )

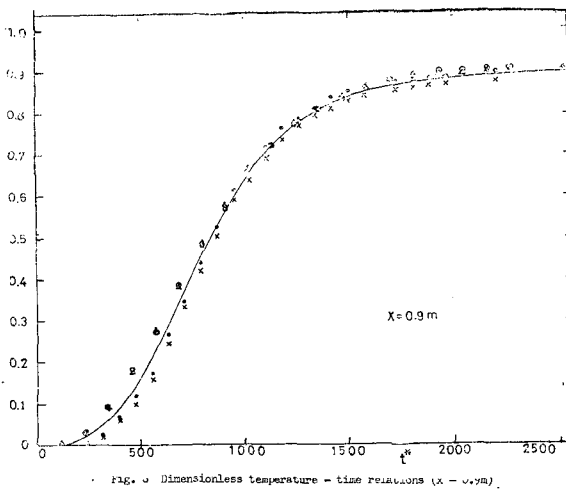


Fig. 5. Dimensionless temperature -time relations ( $x=0.5m$ )

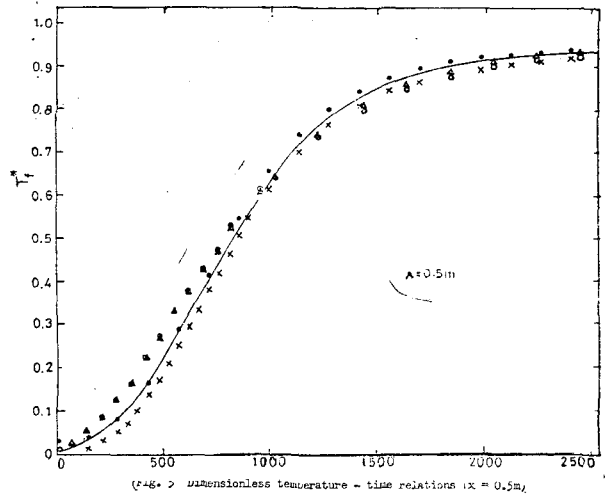


Fig. 6. Dimensionless temperature -time relations ( $x=0.9m$ )

과 유사한  $x=0.5m, 0.7m, 0.9m, 1.0m$ 의 모든 경우를 동시에 표시한 것으로 流體의 無次元溫度  $T_f^*$ 가 無次元時間  $U_m t/x$ 의 函數로 표시될 수 있음을 보여주고 있다.

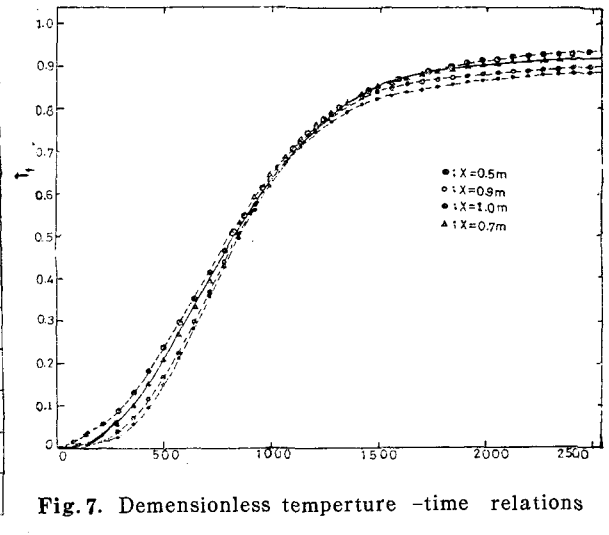


Fig. 7. Dimensionless temperature -time relations

#### 4.2. 無次元 流體溫度 $T_f^*$ 의 實驗式

無次元으로 표시된 溫度의 計算式의를 위하여

각각의 경우를 표시한다. Fig. 7은 Fig. 5 및 6

Fig.7에 표시된 값들 중 위치  $x=1.0m$ 에서의 값을 제외한 나머지 값들을 취하여 最小自乘法으로  $T_f^*$ 를  $t^*$ 의 式으로 표시한다. 여기서  $x=1.0m$ , 즉 出口에서의 流體溫度는 外氣의 영향을 많이 받게되므로 計算에서 제외시켰다.  $T_f^*$ 를 5차의 다항식으로 표시하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_f^* = \sum_{i=0}^5 A_i (t^*)^i, \quad 100 < t^* < 2400 \quad (6)$$

- 여기서  $A_0 = 1.78 \times 10^{-2}$
- $A_1 = -4.45 \times 10^{-4}$
- $A_2 = 2.62 \times 10^{-6}$
- $A_3 = -2.20 \times 10^{-9}$
- $A_4 = 7.29 \times 10^{-13}$
- $A_5 = -8.65 \times 10^{-17}$

이다. 본 實驗式을 Fig.7의 實線으로 표시하였으며 이 값은 實驗値와 비교할 때 표준편차  $0.6^\circ C$ , 최대오차  $3^\circ C$ 범위로 실험오차의 범위에 속한다.

### 4.3. 蓄熱效率과 蓄熱量

式(6)에 의하여 蓄熱槽의 성능을 다음과 같이 표시할 수 있다.

蓄熱效率  $\eta$ 를 時間  $t$ 동안 蓄熱槽에 저장된 熱量  $Q_s$ 와 그 동안 供給해 준 熱量  $Q_i$ 와의 比로 定義하면

$$\eta = \frac{Q_s}{Q_i} = 1 - \frac{Q_0}{Q_i} \quad (7)$$

로 된다. 여기서  $Q_0$ 는 出口로 流出된 熱量이다. 한편 斷面積  $\frac{\pi}{4} D^2$ 을 통하여 時間  $t$ 동안 流入된 熱量  $Q_i$ 는

$$\begin{aligned} Q_i &= U_m \frac{\pi}{4} D^2 (ec_p)_f \int_0^t (T_{fi} - T_0) dt \\ &= \frac{\pi}{4} D^2 (ec_p)_f x (T_{fi} - T_0) t^* \end{aligned} \quad (8)$$

이고 流出된 熱量은

$$\begin{aligned} Q_0 &= U_m \frac{\pi}{4} D^2 (ec_p)_f \int_0^t (T_f - T_0) dt \\ &= \frac{\pi}{4} D^2 (ec_p)_f x (T_{fi} - T_0) \int_0^{t^*} T_f^* dt^* \end{aligned} \quad (9)$$

로 된다. 따라서 蓄熱量  $Q_s$ 는

$$Q_s = \frac{\pi}{4} D^2 (ec_p)_f x (T_{fi} - T_0) q \quad (10)$$

가 된다. 여기서

$$q = t^* - \int_0^{t^*} T_f^* dt^* \quad (10a)$$

이고 이는 無次元蓄熱量으로 생각할 수 있다. 式(6)을 式(10a)에 代入하여 計算한 結果  $q$ 가 Fig. 8중 도시되어 있다. 蓄熱量  $Q_s$ 는 式(10)에 의하여 計算될 수 있다.

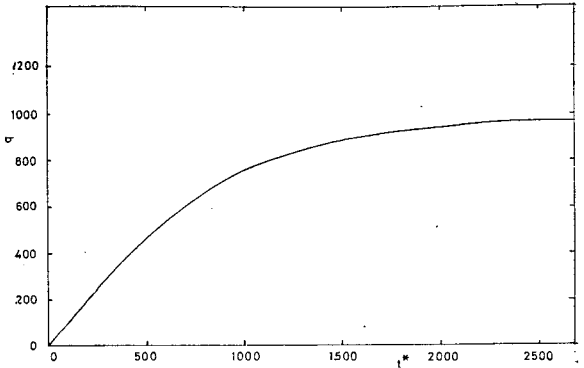


Fig.8. Dimensionless heat of storage v.s. time

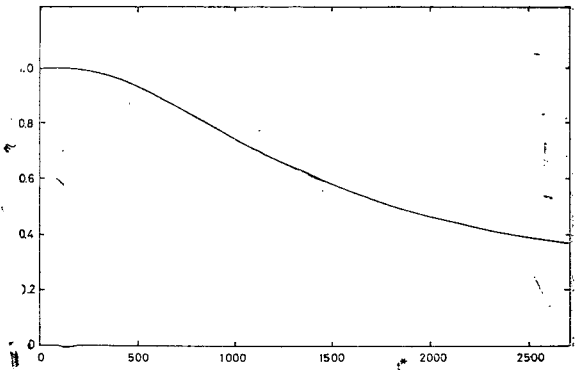


Fig.8. Storage efficiency v.s. time

蓄熱量  $Q_s$ 는 時間  $t$ 가 클 수록, 流速이 크고 入口의 流體溫度와 初期溫度와의 差가 클 수록 많아 지나 蓄熱槽의 높이  $x$ 에 따른 蓄熱量變化는 簡單하지가 않다. 즉  $x$ 가 작을수록  $t^*$ 가 커서  $q$  값은 증가하나 式(10)에서와 같이 높이  $x$ 를 곱한 값이  $Q_s$ 이므로 길이 증가에 대한만큼 蓄熱量의 증가는 없다. Figure 8에 의하면  $q$ 가 거의 線形

의으로 變換 영역에서는 蓄熱量이 높이  $x$ 에 비례하여 증가하나 그 이후는 증가율이 감소됨을 알 수 있다.

式(7)에 의한 蓄熱效率  $\eta$ 를 구하면

$$\eta = 1 - \frac{\int_0^{t^*} T_f^* dt^*}{t^*} \quad (11)$$

로 되고 이를 그림으로 표시한 것이 Fig.9이다. Fig. 9에 의하면 蓄熱時間이 짧을 수록 效率  $\eta$ 는 증가한다. 그러나 效率만을 높이기 위해 蓄熱時間을 작게하면 蓄熱量이 작게되어 본래 蓄熱의 의미가 없어진다. 따라서 蓄熱槽의 設計는 Fig.8과 Fig.9로부터 蓄熱量, 效率를 동시에 감안하여 이루어져야 할 것이다.

#### 4.4. 熱傳達係數의 比較

循環流體와 蓄熱媒質사이의 熱傳達係數를 實驗結果로부터 도출 비교하기 위하여 式(6)을 式(1) 및 (2)에 代入하면

$$B_1 \frac{U_m}{x} - B_2 \frac{U}{x} + B_3 a = \alpha_m (B_4 \frac{1}{x^2} - B_5 \frac{U}{U_m x^2} + B_6 \frac{a}{U_m x}) - B_3 b (1 - \frac{Ut^*}{U_m}) \quad (12)$$

으로 표시된다. 여기서  $B_i$ 는 式(6)의 微分으로 표시되는 量이고  $U$ 는 充填層사이에서의 速度이다. Fig. 6에서 式(6)은  $900 < t^* < 1100$  사이에서 가장 오차가 작으므로 이 구간에서 작은 구슬 ( $d=1.7\text{cm}$ )의 경우에 대하여 熱傳達係數를 구하면  $h=2.8\sim 5 \text{ J/sm}^2\text{K}$ 가 된다. 이는 층진층 사이의 유동에 대한 式<sup>(5)</sup>

$$Nu = \frac{hd}{k} = 2 + 0.21 Re^{0.606}$$

에서 計算한 값  $3.5 \text{ J/sm}^2\text{K}$ 와 近似的으로 一致

됨을 알 수 있다.

#### 5. 結 論

充填層內에서의 蓄熱問題인 流體溫度에 영향을 미치는 初期溫度, 入口溫度, 時間, 位置, 流速간의 關係를 無次元溫度와 時間의 項으로 표시하여 流體가 空氣, 媒質이 유리인 경우에 流體溫度를 구할 수 있는 實驗을 행하였다. 이로부터 자갈을 蓄熱材로 쓰는 경우에 蓄熱槽의 設計에 필요로 하는 蓄熱量, 蓄熱效率를 線圖로 표시, 最適條件이 있음을 표시하였다. 한편 측정치로부터 熱傳達係數를 구하여 문헌상의 값과 근사적으로 일치함을 보였다.

#### 參 考 文 獻

1. Löf, G.O.G.; Hawley, R.W., Unsteady State: Heat Transfer Between Air and Loose Solids, Ind. and Engr.Chem., Vol.40 1948, pp.1061.
2. Hughes, P.J., Klein, S.A., Close, D.J., Packed Bed Thermal Storage Models for Solar Air Heating and Cooling Systems, Trans. ASME, Series C, Journal of Heat Transfer. Vol. 98 May 1976, pp. 336-338.
3. Jakob, Max, Heat Transfer Volume II, Wiley, 1957, Chapter 35.
4. Kim, S.K., The Transient Temperature Distribution in a Fluid-to-Solid System, Master Thesis, Seoul National University (1977).
5. E.R.G.Eckert, Robert M. Drake, Jr, Analysis of Heat and Mass Transfer, New York, pp. 413-416.