

◎ 論 文

充填層 顯熱 蓄熱槽의 性能解析에 관한 研究⁺

권순석* · 김시범** · 구분영***

(1990년 12월 11일 접수)

A Study on the Performance for the Cylindrical Packed Bed Sensible Heat Storage Unit

S. S. Kwon*, S. P. Kim** and B. Y. Koo***

Key Words : Heat Storage(축열), Packed Bed(충진층), Sensible Heat(현열), Efficiency of Heat Storage(축열효율)

Abstract

A numerical study on the cylindrical packed bed sensible heat storage unit was accomplished by finite difference method. Relation between the heat storage rate and the mechanical pumping energy and the characteristics of the heat storage were investigated for various inlet velocities and porosities.

In this study, the numerical results are as follows :

- 1) The temperature distributions of solid and fluid rapidly reached the steady state as the heat capacity ratio was increased.
- 2) The efficiency of the heat storage was increased as the heat capacity ratio was decreased. For constant heat capacity ratio, however, the efficiency of the heat storage was increased at lower porosity.
- 3) It is very profitable to design the heat storage system such that the porosity is larger for the large flow rate and smaller for small flow rate.

記 號

○ 英文字

a ; 熱傳達 表面積

C ; 比熱

D ; 지름

h ; 熱傳達係數

L ; 蓄熱槽의 軸方向 길이

M ; $ha/\rho_s C_s \epsilon$

M* ; 流體의 熱容量에 對한 熱傳達比(ML/u)

N ; $ha/\rho_s C_s (1-\epsilon)$

⁺ 1988년도 한국해양공학회 추계 학술대회 발표(1988년 12월)

* 동아대학교 기계공학과

** 정회원, 동아대학교 기계공학과

*** 정회원, 금성사 가전연구소

N^* : 固體의 熱容量에 對한 熱傳達比(NL/u)

Δp : 壓力降下

Q : 熱量

T : 溫度

t : 時間

t^* : 無次元時間($=tu/L$)

u_0 : 流體의 入口速度

u : 流體의 局部速度

x : 入口로부터의 길이

x^* : 無次元 길이($=x/L$)

○ 그리스 文字

α : $N^* \Delta t^*$

β : $M^* \Delta t^*$

ρ : 密度

ϵ : 空隙率

η : 蓄熱效率

θ : 無次元 固體溫度($(T_i - T_0)/(T_i - T_0)$)

ϕ : 無次元 流體溫度($(T_i - T_0)/(T_i - T_0)$)

○ 下添字

f : 流體

s : 固體 또는 供給

i : 入口

o : 初期

1. 緒 論

既存의 化石에너지가 枯竭되어감에 따른 에너지 危機를 克服하기 위하여 太陽에너지의 利用과 廢熱回收에 대한 관심이 높아짐에 따라 蓄熱은 중요한 研究의 對象이 되어왔다.

蓄熱槽 System은 顯熱利用型和 潛熱利用型으로 分類할 수 있으며, 熱傳達 促進을 위하여 顯熱蓄熱槽 中 直接接觸熱交換方式인 充填層 蓄熱槽가 使用되어 지고 있으며, 또 그에 따라 많은 研究가 이루어지고 있다.

蓄熱槽內에서 일어나는 熱傳達問題는 循環流體와 蓄熱物質사이의 強制對流 熱傳達問題로서 이와 같은 流體와 金屬간의 熱傳達問題는 鎔鑛爐, 코우

코스乾燥器, 석회로, 石油觸媒變換器, 그리고 一般의인 充填層熱交換器등에서 자주 發生하는 중요한 問題中的의 하나이다.

Furnas¹⁾는 流體와 固體間的 熱傳達係數를 豫測하는 過程에서 正確한 溫度測定이 容易하지 않음을 밝힌 바 있으며, Löt와 Hawley²⁾는 蓄熱材가 각각 각종 材質의 球와 자갈인 경우에 대하여 研究하였다.

Bejan³⁾은 理想化된 顯熱蓄熱槽에 대하여 可用에 너지인 解析을 試圖하였으며, Beavers⁴⁾ 등은 流動特性和 空隙率에 對한 蓄熱槽의 크기의 影響에 관하여 研究하였다.

Torab과 Beasley⁵⁾는 여러가지 變數를 考慮하여 充填層 蓄熱槽의 最適化에 관하여 數值解析하였으며, Chandra⁶⁾ 등과 Willits⁷⁾ 등은 자갈과 空氣를 利用한 蓄熱槽에서 熱傳達 特性和 壓力降下에 관하여 研究하였으며, Schumann은 固體粒子層을 均一하게 通過하는 非壓縮性 流體의 간단한 경우에 對하여 研究하였다.⁸⁾

하지만 이들 대다수의 研究는 充填層 蓄熱槽의 熱傳達解析에만 局限되어 있다. 그러나 充填層 流動에서는 流動構造상 壓力降下가 일어나며, 펌프 또는 송풍기를 利用한 強制流動으로 動力의 消費가 增加한다.

本 論文에서는 圓筒形 蓄熱槽의 內部에 球形의 粒子들이 채워져 있는 充填層 蓄熱槽에서 熱的인 性能解析을 통하여 蓄熱效率를 구하고, 流量과 空隙率의 變化에 따른 펌프 또는 송풍기의 單位일當 蓄熱量的의 相關關係(本 研究에서의 蓄熱比)를 考察하였다.

2. 解 析

2.1 基本假定 및 支配方程式

本 研究의 對象인 蓄熱槽의 概略圖는 Fig. 1에 나타나 있다. 直徑 D이고 길이 L인 圓筒形 蓄熱槽에 球形粒子가 空隙率 ϵ 으로 채워져 있다. 初期에 溫度 T_0 의 蓄熱槽內에 蓄熱을 위하여 溫度 T_i 의 流體가 速度 U_0 로 強制流動하여 들어온다.

이 解析에 導入된 假定은 다음과 같다.

1) 蓄熱材는 半徑方向으로 무한대의 熱傳導率을

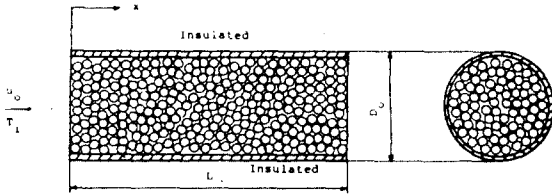


Fig. 1 Schematic diagram of geometry

갖는다.

- 2) 蓄熱材의 軸方向 熱傳導는 無視한다.
- 3) 流體의 熱傳導는 없다.
- 4) 流體와 蓄熱材의 物性值들은 溫度에 따라 變하지 않는다.
- 5) 物質傳達는 일어나지 않는다.
- 6) 外部로의 熱損失은 없다.

위와 같은 假定下에서 流體와 固體에 對해서 각 各 에너지 方程式을 세우면 다음과 같다. $T_f(t, x)$ 와 $T_s(t, x)$ 에 對하여,

$$\text{流體: } \frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial x} = M(T_s - T_f) \quad (1)$$

$$\text{固體: } \frac{\partial T_s}{\partial t} = N(T_f - T_s) \quad (2)$$

여기서 M 과 N 은 다음과 같다.

$$M = \frac{ha}{\rho_s C_s \varepsilon} \quad N = \frac{ha}{\rho_s C_s (1 - \varepsilon)}$$

$$\text{境界條件: } T_f(t, 0) = T_i \quad (3)$$

$$\text{初期條件: } T_f(0, x) = T_s(0, x) = T_0 \quad (4)$$

아래와 같은 無次元 變數들을 導入하여 위의 方程式을 無次元化시키면 式(6), (7)과 같이 나타난다.

$$\phi = \frac{T_f - T_0}{T_i - T_0} \quad \theta = \frac{T_s - T_0}{T_i - T_0}$$

$$x^* = \frac{x}{L} \quad t^* = \frac{u \cdot t}{L} \quad (5)$$

$$M^* = \frac{M \cdot L}{u} \quad N^* = \frac{N \cdot L}{u}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t^*} + \frac{\partial \phi}{\partial x^*} = M^*(\theta - \phi) \quad (6)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t^*} = N^*(\phi - \theta) \quad (7)$$

$$\text{境界條件: } \phi(t^*, 0) = 1 \quad (8)$$

$$\text{初期條件: } \phi(0, x^*) = \theta(0, x^*) = 0 \quad (9)$$

2.2 有限 差分方程式

無次元化된 式(6)과 (7)을 有限 差分方程式으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & (1 + \beta - \frac{\alpha\beta}{1 + \alpha} + \frac{\Delta t^*}{\Delta x^*}) \phi_i^{n+1} - \frac{\Delta t^*}{\Delta x^*} \phi_i^{n+1} \\ & = \frac{\beta}{1 + \alpha} \theta_i^n + \phi_i^n \quad (10) \end{aligned}$$

$$\theta_i^{n+1} = (1 + \alpha)^{-1} (\theta_i^n + \alpha \phi_i^{n+1}) \quad (11)$$

여기서 α 와 β 는 다음과 같다.

$$\alpha = N^* \cdot \Delta t^*$$

$$\beta = M^* \cdot \Delta t^*$$

有限 差分方程式으로 나타낼 때 $u \frac{\partial}{\partial x}$ 의 項은 強制流動임을 考慮하여 centered difference scheme 대신 forward difference scheme을 使用하였고 $\frac{\partial}{\partial t}$ 의 項도 forward difference scheme을 使用하였다.

2.3 數值解析

本 數值解析에 使用된 grid point는 蓄熱槽을 x 方向으로 20等分하여 모두 21個로 하였으며, 앞에서 言及한 바와 같이 本 研究의 對象은 強制流動이므로 grid point의 $i+1$ 點은 i 點에 H 의 影響을 미치지 못한다고 假定해서 $i-1$ 과 i 두 點을 利用한 forward difference scheme을 使用하였다.

Program에서는 먼저 式(10)으로 ϕ_i^{n+1} 를 구한 다음 이를 式(11)에 代入하여 θ_i^{n+1} 를 구하도록 하였다.

이 計算에 使用된 Computer는 IBM-PC이며 無次元時間 t^* 의 間隔은 100으로 하였으며, 平均計算時間은 약 15分이다.

3. 結果 및 考察

3.1 溫度分布

本 解析에서는 充填層 蓄熱槽에 使用할 수 있는 여러가지 材質(예를 들면 蓄熱材는 구리, 철, 알루미늄 등, 流體는 물, 空氣 등)들을 考慮하여 M^* 와 N^* 의 範圍를 設定하여 M^* 를 각각 0.1, 0.5, 1, 5, 20, N^* 를 각각 0.0001, 0.0005, 0.001, 0.013로 하여 모두 25가지 경우를 計算하였으며, 그중 몇가지 경우를 本 論文에 나타내었다.

여기서 M^* 와 N^* 의 分子項은 傳達熱量이며, 分母項은 각각 流體와 固體의 熱容量을 나타내고 있다.

Fig. 2에서 Fig. 7까지는 N^* 가 각각 0.0005, 0.001 일때 M^* 가 각각 0.5, 1, 5인 경우 時間 t^* 에 따른 固體 및 流體의 溫度分布를 나타내고 있다.

時間에 따라 全體적으로 溫度가 上昇되어 가는 過程을 보이고 있으며, 熱容量比($\rho_f C_f / \rho_s C_s$)가 클수

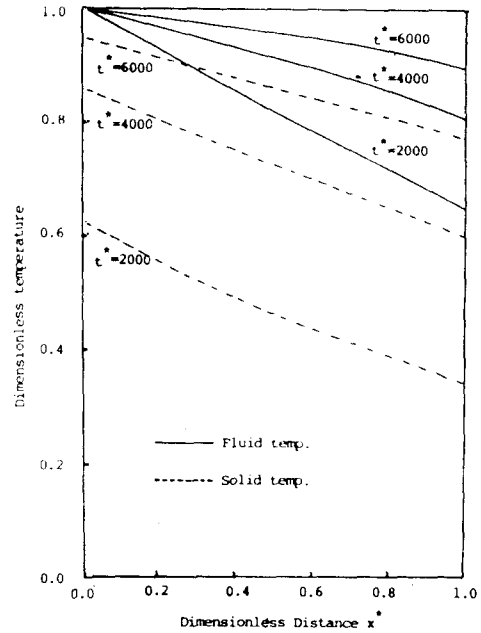


Fig. 3 Dimensionless fluid temperature and solid temperature at $N^*=0.0005$, $M^*=1$

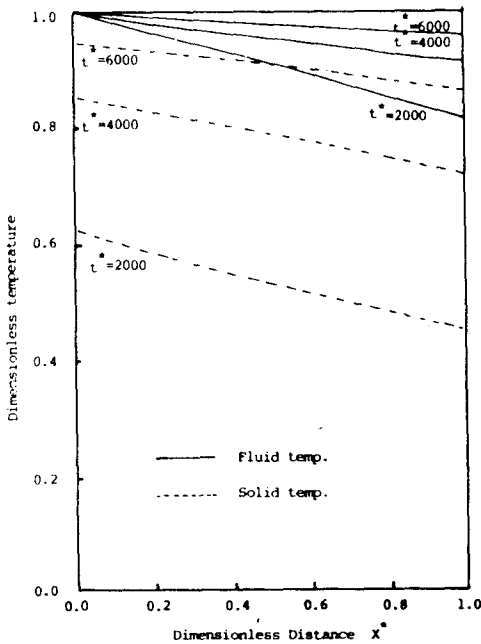


Fig. 2 Dimensionless fluid temperature and solid temperature at $N^*=0.0005$, $M^*=0.5$

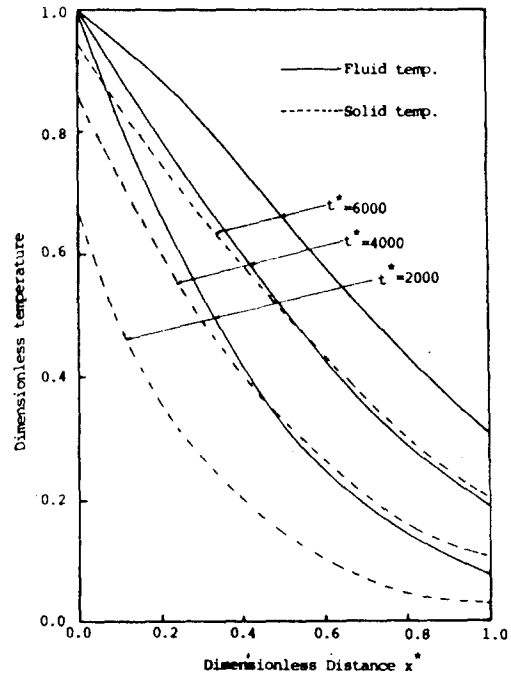


Fig. 4 Dimensionless fluid temperature and solid temperature at $N^*=0.0005$, $M^*=5$

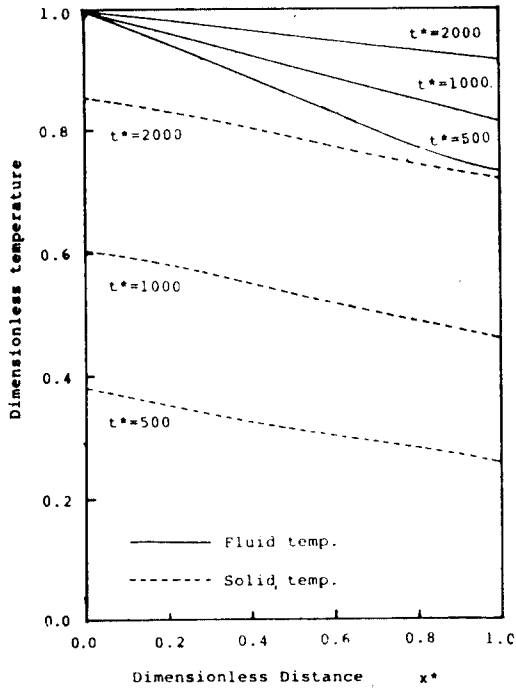


Fig. 5 Dimensionless fluid temperature and solid temperature at $N^*=0.001$, $M^*=0.5$

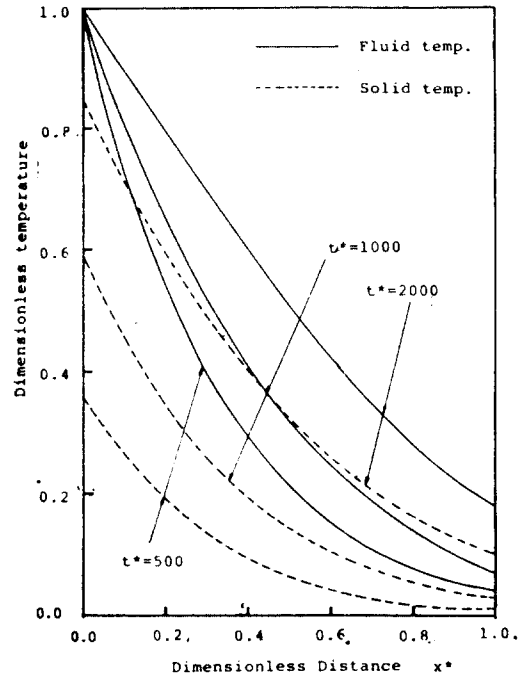


Fig. 7 Dimensionless fluid temperature and solid temperature at $N^*=0.0005$, $M^*=5$

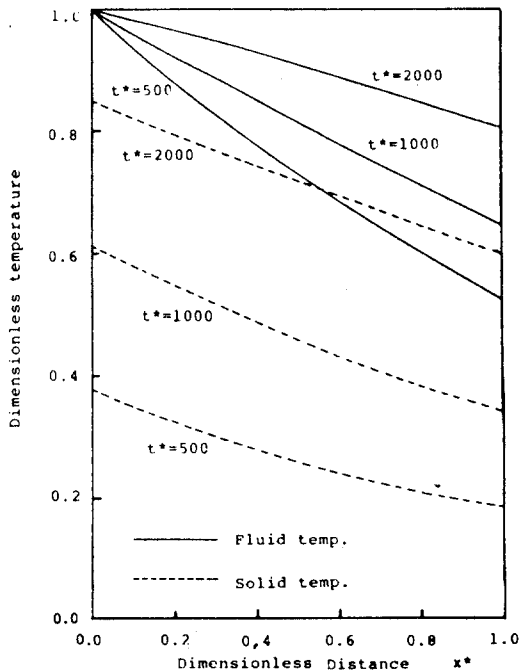


Fig. 6 Dimensionless fluid temperature and solid temperature at $N^*=0.0005$, $M^*=1$

록 粒子의 溫度가 流入되는 流體의 溫度 T_f 에 빨리 接近되며, 즉 빨리 蓄熱이 完了된다. 또, 熱容量比가 작아질수록 固體와 流體의 溫度가 같다는 局所 熱平衡에 近似的으로 接近함을 알 수 있다.

3.2 蓄熱效率

蓄熱槽의 性能을 評價하기 위하여 다음과 같은 蓄熱效率을 定義한다.

$$\eta = \frac{Q(t)}{Q_s(t)} \dots\dots\dots (12)$$

여기서 $Q(t)$ 는 時間 t 까지 蓄熱된 熱量이며, $Q_s(t)$ 는 時間 t 까지 供給된 熱量이다.

Fig. 8에서 Fig. 10까지는 M^* 가 각각 0.1, 0.5, 1인 경우에 N^* 를 媒介變數로 하여 時間에 따른 蓄熱效率의 變化를 나타내고 있다. 여기서 $N^*/M^* = \rho_f C_f \epsilon / \rho_s C_s (1 - \epsilon)$ 이므로 각 그림에서 보는 것처럼 空隙率 ϵ 이 一定한 경우에는 熱容量比 $(\rho_f C_f / \rho_s C_s)$ 가 작아질수록 蓄熱效率 η 는 커지며, 또 熱容量比가

一定한 경우에는 $\varepsilon/(1-\varepsilon)$ 이 작아질수록 즉 空隙率 이 작아질수록 蓄熱效率은 커지는데, $M^*=0.1$ 일 때 熱容量比가 1/10로 줄어들면 $t^*=3000$ 일 때 蓄熱效率은 2.6배 가량 增加하며 M^* 가 增加할수록 그 增加率은 완만한 減少를 보였다.

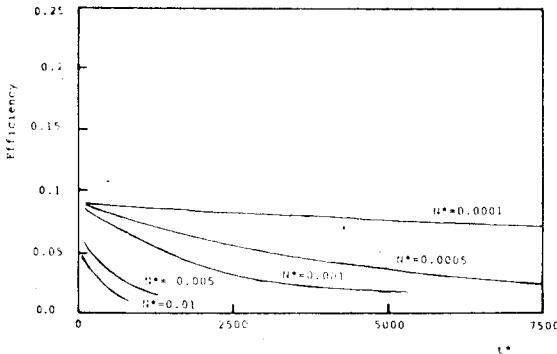


Fig. 8 Dimensionless time versus efficiency of accumulation($M^*=0.1$)

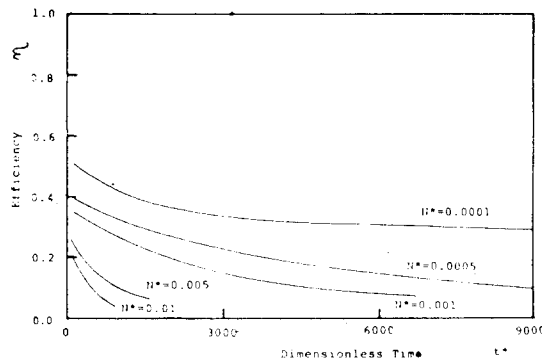


Fig. 9 Dimensionless time versus efficiency of accumulation($M^*=0.5$)

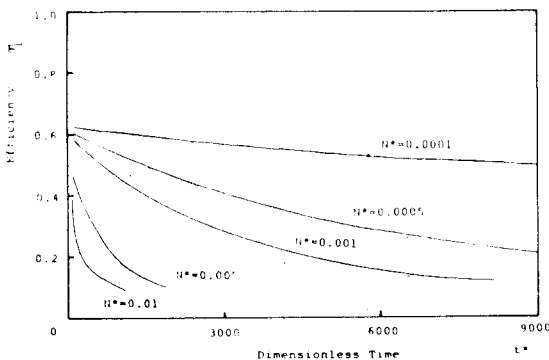


Fig. 10 Dimensionless time versus efficiency of accumulation($M^*=1$)

3.3 蓄熱比

充填層 流動은 強制流動을 해야 一定한 流速을 유지하며 蓄熱槽를 通過할 수 있으므로 펌프 또는 송풍기의 動力損失이 다른 顯熱蓄熱方法에 比하여 크다. 그러나 앞에서 言及한 蓄熱效率은 이러한 機械的 에너지 形態로서의 에너지 損失을 考慮하지 않은 熱傳達解析에만 局限된 것이다. 따라서 動力損失을 考慮한 蓄熱槽의 熱貯藏 性能評價를 爲하여 다음과 같이 蓄熱比 SR을 定義한다.

$$SR = \frac{Q(t)}{W(t)} \dots\dots\dots (13)$$

$$W(t) = q \cdot \Delta p \cdot t \dots\dots\dots (14)$$

여기서 $W(t)$ 는 時間 t 까지의 強制流動에 必要한 機械的 功이며 $Q(t)$ 는 時間 t 까지 蓄熱된 熱量이며, q 는 流量이다. $W(t)$ 의 計算을 爲하여 다음과 같은 壓力降下 Δp 의 式을 導入하였다.^{6, 7)}

$$\frac{\Delta p \rho D_s^3}{\mu^2} = \varepsilon^{-2.6} \left(185 \left(\frac{\rho u_0 D_s}{\mu} \right) + 1.7 \left(\frac{\rho u_0 D_s}{\mu} \right)^2 \right) \dots\dots\dots (15)$$

$$0.33 < \varepsilon < 0.46, \quad 1 < \frac{\rho u_0 D_s}{\mu} < 1000$$

本計算을 爲하여 蓄熱槽의 形象을 $D_0=1.29m$, $L=1.83m$ ⁹⁾로, 流入되는 流體의 溫度 T_1 를 $100^\circ C$, 初期溫度를 $20^\circ C$ 로 선정하였다. 入口流速 u_0 및 空隙率 ε 을 變數로 하여 이의 變化에 따른 SR의 變化를 計算하였다.

Fig. 11에서 Fig. 14까지는 空隙率이 0.37, 0.40, 0.43, 0.46일 때 u_0 를 媒介變數로 하여 이의 變化에 따른 SR의 分布를 나타내었다.

流速 u_0 가 0.05, 0.1, 0.3 및 $0.5m/s$ 로 增加할수록 SR값이 큰폭으로 減少함을 알수 있다. 이는 u_0 가 增加할수록 ε 에 關係없이 SR計算式의 分子인 蓄熱量이 熱傳達 係數에 關係되는데 強制流動에서 h 는 速度의 1乘以下에 比例하므로 速度가 增加하여도 蓄熱量은 크게 增加되지 않지만 分母인 機械的 功의 壓力降下는 流速의 제곱정도에 比例하기 때문이다.

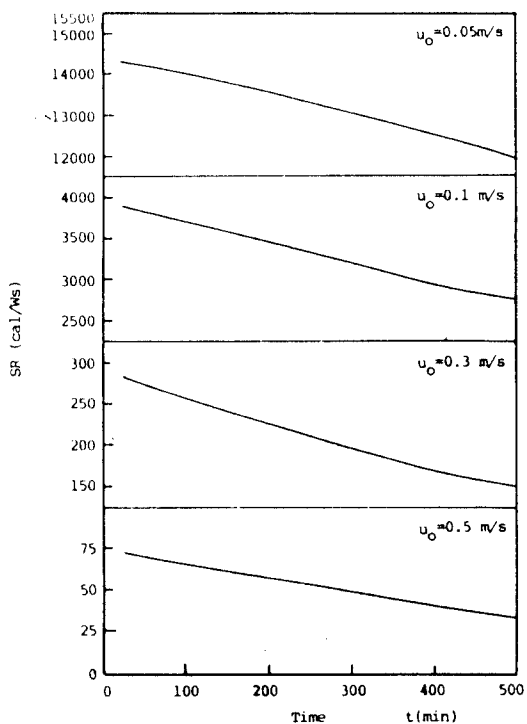


Fig. 11 Distribution of SR versus time at $\epsilon=0.37$

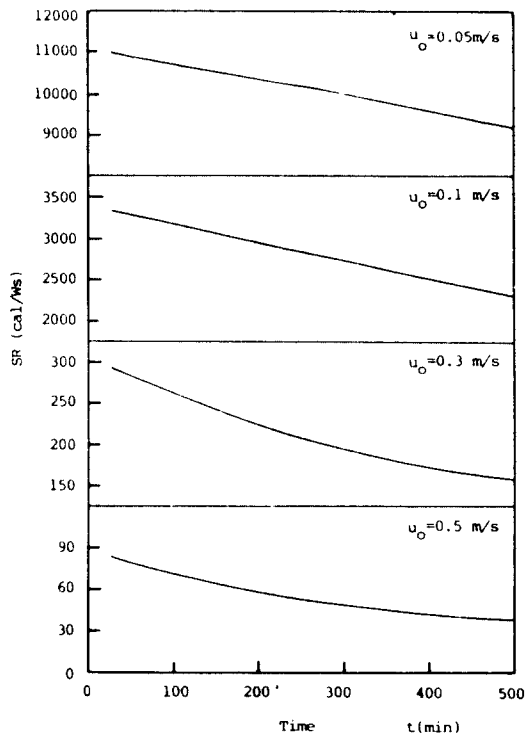


Fig. 13 Distribution of SR versus time at $\epsilon=0.43$

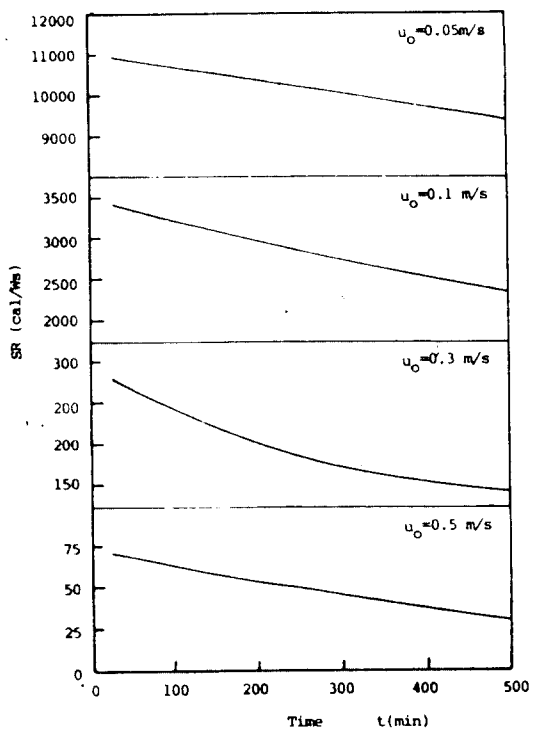


Fig. 12 Distribution of SR versus time at $\epsilon=0.40$

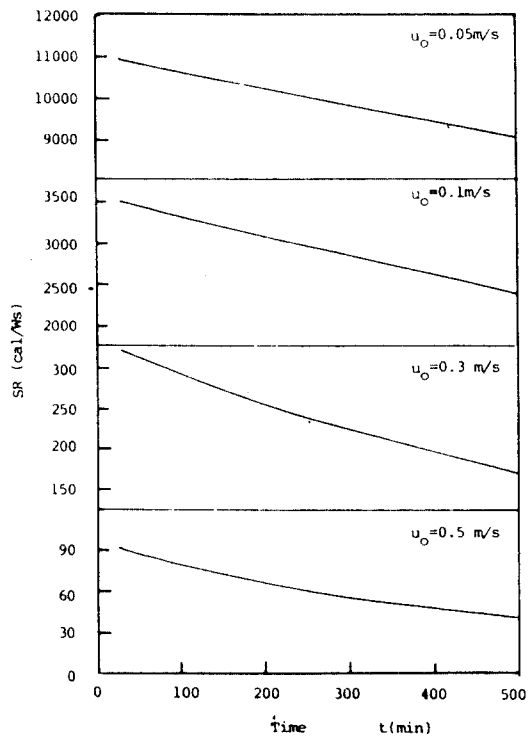


Fig. 14 Distribution of SR versus time at $\epsilon=0.46$

Fig. 15에서 Fig. 18까지는 u_0 가 0.05, 0.1, 0.3 및 $0.5m/s$ 인 경우 ϵ 을 媒介變數로 하여 SR값의 分布를 나타내었다.

Fig. 15에 나타난 것처럼 流速이 $0.05m/s$ 로 비교적 느린 경우에는 空隙率이 작을수록 SR값이 커진다. 이는 流速이 느리기 때문에 壓力降下가 空隙率보다는, 流速의 支配를 받으므로 熱傳達 表面積의 增加로 인한 傳熱量의 增加가 豫想되기 때문이다.

한편 流速이 점점 빨라질수록 空隙率이 큰 경우에 SR값이 커진다.

Fig. 16에서는 이 0.46일때의 SR값이 2번째로 크게 나타났으며, Fig. 17과 Fig. 18에서는 空隙率이 0.46일때 SR값이 가장 높게 나타났으며, 空隙率이 각각 0.43, 0.37, 0.40일 때의 順序로 SR값이 減少했다.

이는 流速의 增加에 따라 壓力降下는 流速의 1乘과 2乘사이에 比例增加하므로 空隙率이 크면 壓力降下가 작아지기 때문이다. Fig. 17과 Fig. 18에

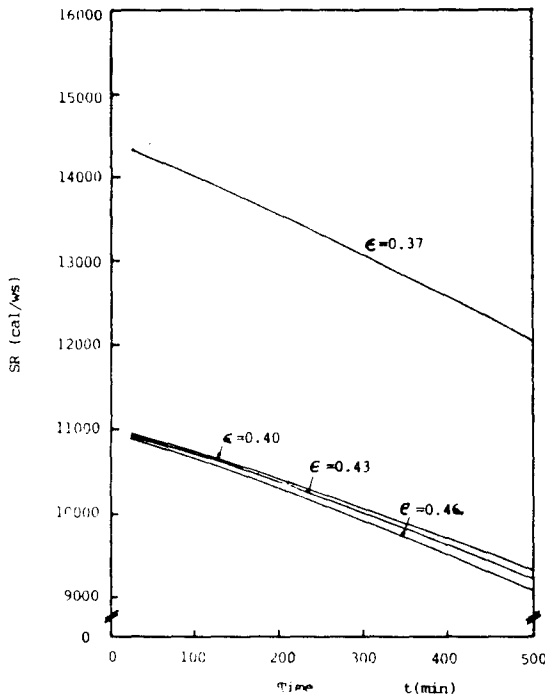


Fig. 15 Distribution of SR versus time at $u_0=0.05$ m/s

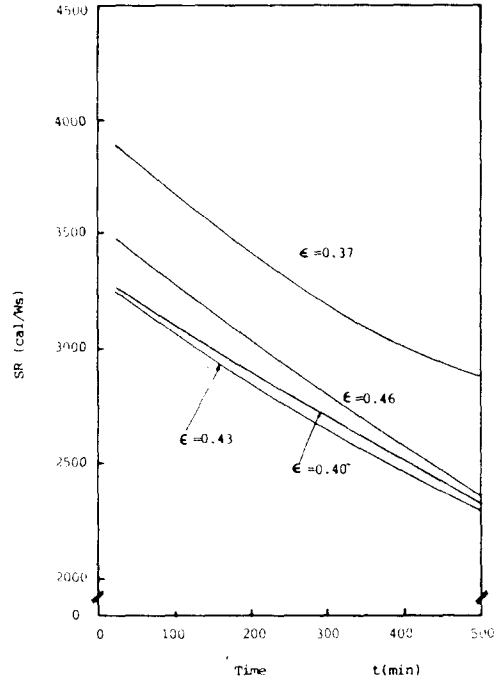


Fig. 16 Distribution of SR versus time at $u_0=0.1$ m/s

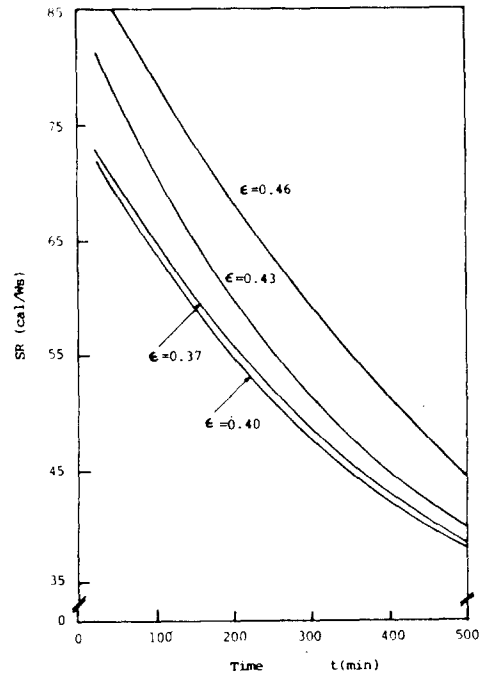


Fig. 17 Distribution of SR versus time at $u_0=0.3$ m/s

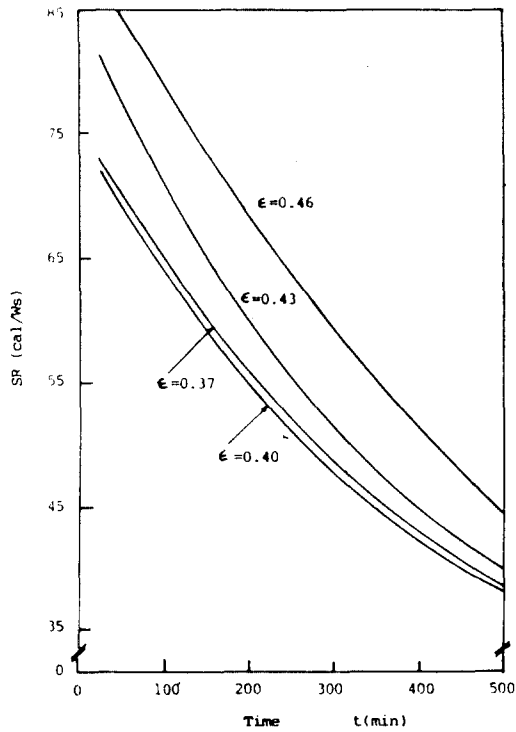


Fig. 18 Distribution of SR versus time at $u_0=0.5$ m/s

서 $\epsilon=0.37$ 인 경우가 $\epsilon=0.40$ 인 경우보다 SR값이 높게 나타난 理由는 아직도 傳熱面積의 大小에 影響을 받고 있기 때문이다.

따라서 펌프 또는 송풍기의 單位일 當蓄熱量이라는 觀點에서 볼때 運轉條件이 大流量인 경우 空隙率 ϵ 이 許容하는 範圍內에서 커지도록, 또 運轉條件이 小流量인 경우 空隙率이 작아지도록 設計하는 것이 바람직하다.

4. 結 論

球形 粒子로 채워진 圓筒形 充填層 顯熱蓄熱槽에 對해서 蓄熱槽內의 溫度分布와 蓄熱特性에 關하여, 考察한 結果, 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 局所熱平衡으로 假定하지 않고 數值計算에 의해서 流體와 固體의 溫度分布를 구하였으며, 熱容量比가 클수록 빨리 蓄熱이 完了되었다.

2) 一定한 熱容量比에 對해서는 空隙率이 작을수록 蓄熱效率이 커짐을 알 수 있었다.

3) 流速이 비교적 느릴 경우에는 空隙率이 작을수록 SR값이 커지며, 流速이 비교적 빠를 경우에는 空隙率이 클수록 SR값이 커졌다.

4) 運轉條件이 大流量인 경우 空隙率이 커지도록, 小流量인 경우에는 空隙率이 작아지도록 設計하는 것이 바람직하다.

參考文獻

- 1) Furnas, C. C., Trans. Am. Inst. Chem. Engrs., 24, 142, 1938
- 2) Löf, C. O. G. and R. W. Hawley, "Unsteady State Heat Transfer Between Air and Loose Solids", Ind. and Engr. Chem., Vol. 48, 1948
- 3) Bejan, A., "Entropy Generation through Heat and Fluid Flow", pp. 158~165, John Wiley & Sons, 1982
- 4) Beavers, G. S., E. M. Sparrow, and D. E. Rodenz, "Influence of Bed Size on the Flow Characteristics and Porosity of Randomly Packed Beds of Spheres", ASME Journal, Appl. MECH., Vol. 40, pp. 655, 1973
- 5) Beasley, D. E., H. Torab, "Optimization of a Packed Bed Thermal Energy Storage Unit", ASME Journal, Vol. 109, pp. 170, 1987
- 6) Chandra, P., L. D. Albright, and G. E. Willson, "Pressure Drop of unidirectional Air Flow through Rockbeds", Trans. ASME in Press, 1981
- 7) Chandra, P. and D. H. Willits, "Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Air-Rock Bed Thermal Storage System" Solar Energy Journal, Vol. 27, No. 6, pp. 547~553, 1981
- 8) 이상일, "다공성 물질내의 축열특성", 서울대학교 석사학위논문, 1984
- 9) Carnahan, B., H. A. Luther, and J. O. Wilkes, "Applied Numerical Methods", Wiley, New York, 1969