

集網形 蓄熱材의 熱傳達 特性에 關한 研究

朴 喜 鎔* · 朴 熊 基**

Study on Heat Transfer Characteristics of Screen Type Heat Storage Materials

Hi Yong Pak* and Woong Ki Park**

要 約

非定常方法을 使用하여 스테인레스鋼과 黃銅으로 만들어진 여러가지의 集網形 蓄熱材의 對流熱 傳達에 대한 實驗結果를 구하였다. 熱傳達係數에 대한 材質, 메시의 크기, 및 網의 영향은 찾아 볼 수 없었다.

레이놀즈數가 60에서 1000까지의 범위에서 集網形 蓄熱材로부터의 對流熱傳達을 나타내는 無次元의 實驗式을 구하였다.

Abstract

Experimental results for convective heat transfer from a number of screen type heat storage materials, made of stainless steel and brass, were obtained by the use of the transient technique. The effects of the material, the size of mesh, and the number of screens on the heat transfer coefficient could not be detectable.

A dimensionless correlation describing the convective heat transfer from the screen type heat storage materials is given in the range of Reynolds number between 60 and 1000.

記 號

A : 熱傳達 表面積 (m^2)

Bi : Biot 數 ($h(V/A)/K$)

C_{pw} : 蓄熱材의 比熱 ($J/kg\ ^\circ C$)

d : 金網素線의 直徑 (mm)

d_h : 水力 直徑

h : 熱傳達 係數 ($W/m^2\ ^\circ C$)

k : 熱傳導 係數 ($W/m\ ^\circ C$)

M : 蓄熱材의 質量 (kg)

Nu : Nusselt 數

ΔP : 壓力降下 (kg/m^2)

P : 피치 (pitch)

Re : Reynolds 數

* 正會員, 漢陽大學校 工科大學

** 弘益大學校 大學院

1. 緒 論

에너지節約의 重要性이 날로 高潮됨에 따라 보다더 效率인 熱交換裝置를 만들기 위한 많은 努力이 새로운 熱交換器 開發에 기여되고 있다. 이들 가운데 蓄熱材가 週期的으로 加熱과 冷却을 反復하는 이른바 蓄熱式 熱交換器는 오래전부터 용광로나 보일러등에서 空氣의 豫熱器로서 쓰여져 왔다. 이러한 蓄熱式 熱交換器는 다른 熱交換器에 비해 一定한 熱傳達量에 對하여 熱交換器의 體積을 작게 해줄 수가 있다. 이와같은 특징때문에 차량용등 小形 가스터어빈 기관의 排氣熱回收에 小形의 蓄熱式 熱交換器가 利用되기 시작하고 化學工業에도 널리 利用되고 있다. 蓄熱材의 材料로서는 金屬, 유리, 세라믹 등이 있고 形狀에는 集球形 (sphere matrices), 集板形 (plate matrices), 集網形 (screen matrices), 集棒形 (cross-rod matrices), 및 集管形 (pipe matrices) 등이 쓰여지고 있다.

集球形을 蓄熱材로 使用하였을 경우의 研究는 化學工業에서 널리 利用되고 있으며 오래전부터 研究가 行하여져 充分한 data가 나와있다.⁽¹⁾ 集板形 蓄熱材에 관한 研究는 gas turbine이나 Rankine cycle 自動推進 蒸氣原動機에서 이러한 種類의 蓄熱材가 使用되어왔기 때문에 Liang⁽²⁾ 泉亮太郎⁽³⁾ 등이 研究하였으나 實驗結果는 학자에 따라 매우 다르다. 集網形의 熱傳達係數를 구하는 研究는 다른 蓄熱材에 대한 研究에 비해 그리 흔하지 않고 Johson⁽⁴⁾, Howard⁽⁵⁾, 森康夫⁽⁶⁾ 등의 것이 알려져 있다. 集棒形의 경

우는 London⁽⁷⁾의 것이 알려져 있고 集管形의 경우는 森康夫의 것이 알려져 있다.

本 研究에서는 여러가지 形態의 蓄熱材 가운데서 實用性이 크다고 認定되고 또한 data가 充分치 못한 集網形에 대한 熱特性에 관하여 研究하였다.

熱傳達係數를 구하는데 있어서는 定常法과 非定常法으로 分類할 수 있다. 定常法은 熱을 계속적으로 蓄熱材에 供給하기 위해 一定한 熱源을 使用한다. Newton의 冷却法則에 따라 平均 熱傳達係數는 平均表面溫度와 流體溫度의 差를 對流熱 flux로 나눔으로써 얻어진다. 그러나 平均表面溫度를 測定하는 것은 상당히 精密한 實驗이 要求되고 또한 水力直徑에 대한 蓄熱材의 全體길이의 比率이 큰 試片에 適用할때 일어나는 連續的인 誤差때문에 적절치 못하다. 따라서 본 研究는 集中熱容量法 즉 非定常法을 使用하여 集網形 蓄熱材의 溫度를 一定하게 加熱한뒤 入口溫度가 一定한 空氣가 蓄熱材를 通하여 흐를때 蓄熱材의 溫度와 空氣의 出口溫度가 時間에 따라 變化하는 것으로 부터 熱傳達係數를 求하였고 集網形 蓄熱材의 枚數, 素線의 直徑과 피치와의 比 및 mesh를 變化시켜 實驗을 行하여 이들이 熱傳達係數에 미치는 影響을 살펴 보았다.

2. 理論的 考察

解析을 하기 위한 蓄熱材의 모형은 Fig. 1

T_a : 空氣의 溫度 (°C)

\bar{T}_a : 空氣의 平均溫度 (°C)

$T_{a,i}$: 空氣의 入口溫度 (°C)

$T_{a,o}$: 空氣의 出口溫度 (°C)

T_w : 蓄熱材의 溫度 (°C)

V : 蓄熱材 體積 (m^3)

U_c : 시험모형안에서 空氣의 速度 (m/s)

s : 蓄熱材의 特性길이 (mm)

X : 蓄熱材의 公극을

l : 시험모형의 길이 (m)

ρ : 蓄熱材의 밀도 (kg/m^3)

ρ_w : 시험모형의 入口에서 空氣의 밀도 (kg/m^3)

ρ_f : 막은도에서 공기의 밀도 (kg/m^3)

ν : 空氣의 動粘性 係數 (m^2/s)

τ : 시간 (s)

과 같다.

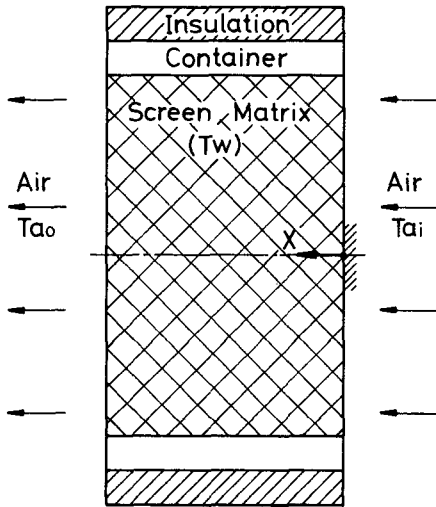


Fig. 1. Heat transfer model of screen matrix

蓄熱材와 空氣 사이의 熱傳達係數를 測定하기 위하여 非定常法을 使用하기로 한다. 이 方法을 使用하기 위한 假定은 다음과 같다.

① 蓄熱材를 通過하기 前의 空氣의 速度는 均一하고 實驗을 修行하는 동안 이 값들은 一定하다.

② 實驗을 修行하는 동안 임의 순간의 蓄熱材 內부의 溫度는 均一하다. 즉 蓄熱材 內부에서의 溫度 구배는 없고 따라서 蓄熱材 內부에서의 傳導熱傳達는 無視한다.

③ 空氣가 蓄熱材를 通過하는 동안 蓄熱材와 空氣사이의 熱傳達는 一定하고 따라서 空氣의 溫度는 x 방향으로 線形的으로 增加한다.

$$\text{즉 } dT_a/dx = \text{const}$$

④ 蓄熱材의 軸방향 길이는 비교적 작기 때문에 蓄熱材를 通過하는 空氣의 暖間溫度는 空氣의 入口溫度와 出口溫度의 平均值와 같다.

위의 假定을 基礎로 하여 에너지 平衡을 고려하면 蓄熱材가 잃은 內부에너지는 空氣가 蓄熱材를 通過하는 동안 蓄熱材로부터 얻은 熱

量과 같고 이를 式으로 나타내면 다음과 같다.

$$MC_{pw} dT_w/d\tau = hA (\bar{T}_a - T_w) \dots \dots \dots (1)$$

式(1)로 부터 어느 순간에 熱傳達係數는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$h = \frac{MC_{pw}}{A} \cdot \frac{dT_w/d\tau}{T_w - \bar{T}_a} \dots \dots \dots (2)$$

여기서 $\bar{T}_a = (T_{ai} + T_{ao})/2$ 이다.

式(2)에서 A 는 축열재와 空氣의 接觸面積이다. 集網形 蓄熱材의 경우 $A = (\text{素線斷面의 둘레}) \times (\text{素線의 길이})$ 이고 素線의 길이는 金網의 體積을 素線의 斷面으로 나눈것과 같기 때문에 이들을 式으로 나타내고 간략화 하면 다음과 같다.

$$A = 4M/P_d \dots \dots \dots (3)$$

本 研究에서는 蓄熱材內의 溫度가 均一하다고 假定하고 集中熱容量法을 使用하고자 하는데 이와같은 假定은 蓄熱材表面과 空氣사이의 對流로 인한 熱抵抗이 蓄熱材內부의 傳導로 인한 熱抵抗에 比해서 대단히 크다는 것을 意味한다. Kreith⁽⁸⁾에 의하면 加熱物體의 Bi 數가 0.1 보다 작은 경우 集中熱容量法을 使用하여 생기는 誤差는 5% 미만이다.

$$\text{즉 } Bi = hs/k < 0.1$$

위 식에서 s 는 蓄熱材의 特性길이로서 全體 蓄熱材 두께의 반으로 잡으면, 例를들어 Stainlen steel, 30 mesh, 60枚인 경우 s 는 15mm 정도이고 熱傳達係數 h 를 비교적 큰 값이 $200 \text{ w/hr}^\circ\text{C}$ 로 잡더라도 $Bi \approx 0.02$ 이기 때문에 集中熱容量法을 쓰더라도 거의 오차가 생기지 않음이 확실하다.

3. 實 驗

3-1 實驗裝置

아음속 풍동으로 된 실험장치를 Fig. 2에

나타내었다. 실험장치는 加熱回路와 冷却回路로 나누어진다.

加熱回路는 熱傳達實驗을 하기전에 蓄熱材를 一定한 溫度로 加熱하는 部分이다. 加熱回路는 크게 heater 와 혼합통의 두 부분으로 나눌 수 있는데 먼저 송풍기에서 보내져온 공기는 heater 로 加熱되어지고, 加熱된 空氣는 혼합통으로 들어가 혼합통에서 一定한 高溫空氣로 充分히 混合되어 지며 混合된 高溫空氣는 出口 duct 를 통과하는 동안 整流된 後에 出口에 設置된 蓄熱材를 加熱한다. 여기서 실험에 사용한 송풍기는 機電社 製品으로 容量 0.75 kw 의 turbo fan type 이다. 공기의 가열에는 Duct 內에 一定하게 設置된 220 V, 500 W 의 니크롬선 6 개를 각 니크롬선마다 석영관을 씌워 電氣的인 絶緣을 하여 使用하였고 可變電流 變壓器로 Heater 의 入力電壓을 조절하여 공기의 溫度를 조절하였으며, 縮熱材의 溫度를 最大 90 °C 까지 加熱할 수 있었다. 혼합통은 지름

이 300 mm 이고 길이가 400 mm 로써 內部에는 모양이 各各 다른, 구멍을 뚫은 3 개의 bakelite 로된 隙板(baffle) 을 設置하였다. 出口에서 공기의 均一한 速度를 얻기 위하여 혼합통과 시험모형 사이에 혼합통의 斷面積과 出口斷面積의 比가 9:1 이 되도록 확산기(diffuser) 를 달아 주었는데 이때 혼합통과 확산기 사이에는 Schubauer⁽⁹⁾의 이론에 따라 50 mesh 5 개와 200 mesh 5 개의 金網을 겹쳐서 삽입하였다. 加熱 duct 의 外부에 두께 50 mm 의 glass wool 을 감아서 보온에 유의하였다.

冷却回路는 加熱回路에서 一定한 溫度로 加熱한 蓄熱材를 冷却을 시키면서 蓄熱材온도와 공기 溫度의 時間에 따른 變化를 측정하여 熱傳達係數를 求하는 본 실험장치이다. 冷却回路는 流量測定用 오리피스와 정류통(확산기포함) 및 시험모형의 세部分으로 나누어진다. 공기의 流量조절은 valve 와 오리피스를 이용하여 조절하였다. 오리피스는 British Standard 1042⁽¹⁰⁾

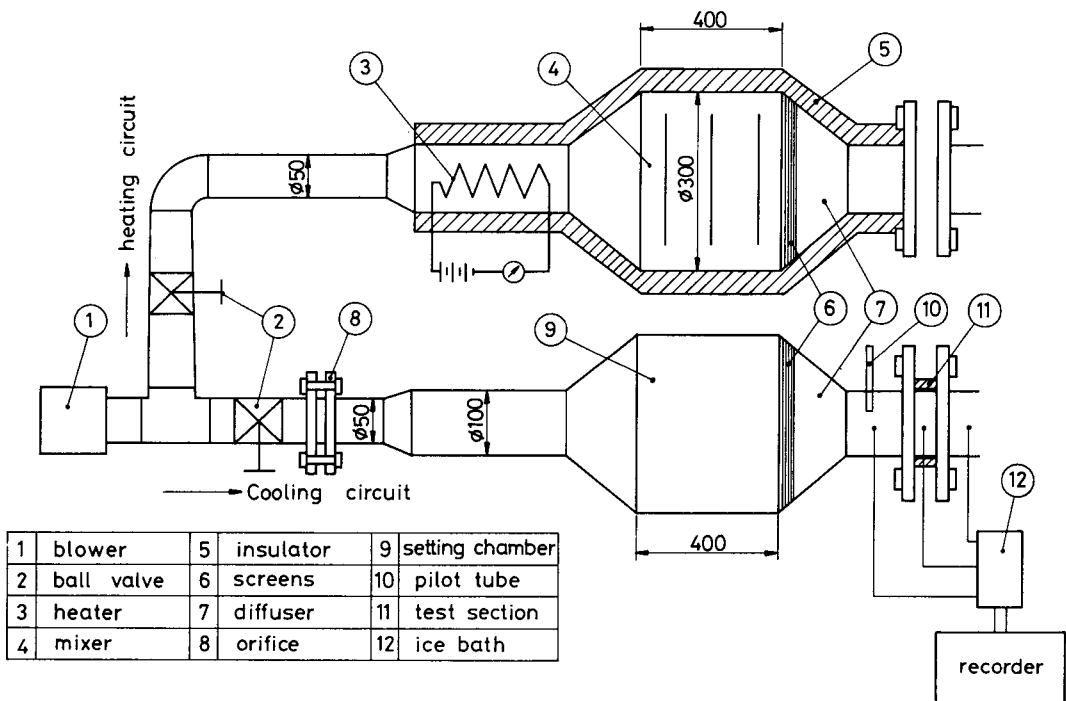


Fig. 2. Schematic diagram of test apparatus

에 따라 pipe 의 內徑과 오리피스 plate 內徑과 의 比는 0.67 로 製作하였다. 확산기의 出口 즉 試驗部入口에서의 공기흐름의 均一性을 확인하기 위하여 試驗部 直前 80 mm 떨어진 斷面에서 5 mm 간격으로 수평 및 수직 方向의 速度변화를 測定해본 결과 극히 낮은 境界층 厚를 제외하고는 平均値로 부터의 변동은 불과 1% 만 이었다.

실험에 사용한 金網의 재질은 brass 와 stainless steel 이었고, 金網의 規格은 Table 1과 같다. 金網은 直徑 100 mm의 圓형으로 잘라 실험하고자 하는 板數를 서로 겹쳐서 金網과 같은 재질의 철사로 묶어서 直徑이 100 mm이고 길이가 50 mm인 연강 pipe 로 된 容器안에 삽입하여 實驗하였으며 Table 1에서 熱傳達表面積 A 는 式(3)에 의하여 計算하였다.

Table 1. Gemetric properties of test core

mesh	d (mm)	M (kg)	A(m ²)	material
10	0.40	8.0 × 10 ⁻³	0.4094	stainless steel
24	0.25	7.23 × 10 ⁻³	0.5430	brass
24	0.20	4.62 × 10 ⁻³	0.4339	brass
24	0.15	2.34 × 10 ⁻³	0.2922	brass
30	0.15	6.5 × 10 ⁻³	0.8872	stainless steel

공기가 網을 통과할때는 流動抵抗이 크기 때문에 공기의 흐름은 金網의 容器로 사용한 管의 벽쪽으로 흐르는 傾向이 생기고 이런 現象을 channel ring 이라 하는데 channel ring 現象을 방지하기 위해 실험전에 網과 管壁 사이에 구조토로 메꾸어서 channel ring 現象을 방지하였다. 蓄熱材가 冷却되는 동안 熱은 蓄熱材를 통하여 흐르는 공기로만 손실되도록 하기 위하여 容器의 外벽은 40 mm 두께의 glass wool 을 감아서 絶緣시켰다. 실험에 사용한 熱電對는 直徑 0.1 mm의 銅 constantan 線이었고 蓄熱材 材質의 溫度를 測定할 경우에는 Omega Engineering 會社의 copper oxide cement 를 使

用하여 熱電對의 hot junction 을 蓄熱材의 表面에 부착하였다.

3-2. 實驗方法

송풍기로 부터 보내진 空氣는 流量測定用 orifice 를 지나서 整流筒을 거쳐 시험모형으로 들어간다. 流量을 35 kg/h 에서 240 kg/h 까지 변화시켜 가면서 實驗을 하였다. 여기서 orifice 는 B·S 의 較整表⁽¹⁰⁾를 使用하여, 작동하였다. 그리고 流速은 시험모형의 前方 80 mm 위치에서 外徑 3.22 mm의 pitot tube 를 設置하여 높이 0.01 mm까지 입을 수 있는 마노메타에 연결하여 測定하였고 B·S 較整表⁽¹¹⁾를 使用하여 측정치를 수정하였다. 시험부안에서의 공기의 速度는 質量保存의 法則에 따라 다음과 같이 計算할 수 있다.

$$U_c = \frac{\rho_\infty U_\infty}{\rho_{T_f} X} \dots\dots\dots (4)$$

여기서 ρ_∞ 와 U_∞ 는 시험모형에 들어가기 직전에 공기의 밀도 및 속도이고 X는 蓄熱材의 公극율이며 ρ_{T_f} 는 시험부內에서 막온도에서의 공기의 밀도이다.

Reynolds 數는 蓄熱材안에서의 速度 U_c 에 對해 다음과 같이 定義한다.

$$Re_d = \frac{U_c d_h}{\nu_{T_f}} \dots\dots\dots (5)$$

여기서 d_h 는 수력직경이고 金網의 pitch에서 素線의 直徑을 뺀 값. 즉 $d_h = (p - d)$ 라 할 수 있다. 시험부 前後의 空氣溫度의 측정은 ϕ 0.1 mm의 銅 - constantan 熱電對로 測定하였다. 하나의 熱電對는 pitot tube 에 잡아매어 시험부 入口의 空氣溫度를 測定하고 다른 하나는 시험부를 통과한 직후의 空氣온도를 測定하였다. 실험에 사용한 열전대에 대하여 calibration한 결과를 ASME E 220⁽¹²⁾에 의해 주어진 curve 와 비교하여 사용하였다. 蓄熱材 溫度와 시험부의 入口 및 出口에서의 空氣 溫度는 RIKADE-

KI KOKYO 會社의 B-381S electronic recorder 를 사용하여 기록하였고, 기록지의 속도는 600 mm/min 으로 하였다. 實驗에서 蓄熱材의 初期溫度는 30°C, 50°C 및 70°C로 하였고 各 溫度에서 空氣의 速度를 變化시키면서 反復的으로 實驗을 行하였다. 한 實驗이 끝난 뒤 다음 實驗을 하기전에 축열재를 充分히 均一한 溫度分布로 가열하기 위하여 소요된 시간은 약 5~10 分간 이었다. 모든 實驗은 data의 再現性을 보증하기 위하여 동일조건에서 2회를 반복하였다.

4. 結果 및 考察

모든 實驗模型에 대하여 初期溫度가 $T_w = 30^\circ\text{C}$, 및 70°C 에서 實驗을 行하였고 試驗部에 들어오기 직전 duct 안에서 의 空氣速度는 1 m/s 에서 7 m/s 사이에서 1 m/s 의 간격으로 變化시켰다. Fig.3은 Strainless steel, 10mesh (피치, $P = 2.14\text{ mm}$, 素線의 直径, $d = 0.40\text{ mm}$ 公극을, $X = 0.709$)의 集網形蓄熱材에 對하여 蓄熱材의 初期溫度, $T_w = 50^\circ\text{C}$ duct內의 流速, $U_\infty = 6\text{ m/s}$ 때 축열재의 溫度와 시험부 出口에서 的 空氣의 溫度를 記錄紙速度 600 mm/min 로 기록한 結果의 한 例이다. 이때 蓄熱材를 통

과하기 직전 的 空氣의 溫度는 14.5°C 였다. 다른 모든 實驗에 대해서도 이와같은 記錄紙를 얻었다.

이제 Fig 3에서 $\tau = 2$ 초일때 Nu_d 와 Re_d 를 계산하는 과정을 살펴보자. $\tau = 2$ 초때 $T_w = 39.8^\circ\text{C}$, $T_{a0} = 29.5^\circ\text{C}$ 이므로 앞서 設明한 바와같이 蓄熱材를 통과하는 空氣의 平均溫度 \bar{T}_a 는 $(T_{a_i} + T_{a0})/2 = 22.0^\circ\text{C}$ 이고 Reynolds 數와 Nusselt 數를 계산할때 물성치를 구하기 위하여 使用되는 平均溫度 (막온도)는 $(T_w + \bar{T}_a)/2 = 30.9^\circ\text{C}$ 이다. 이 온도에서 空氣의 성질을 구하여 式(4)와 (5)에 대입하면 蓄熱材를 통과하는 동안의 空氣의 平均속도와 Reynolds 數를 계산할 수 있다.

$$U_c = \frac{\rho_\infty U_\infty}{\rho_{Tf} x} = 9.034\text{ m/s}$$

$$Re_d = \frac{U_c \cdot dh}{\nu_{Tf}} = \frac{U_c \cdot (p-d)}{\nu_{Tf}} = 1154.89$$

한편 熱傳達係數는 式(2)에 依하여 계산될 수 있고 여기에서 熱傳達表面積A는 式(3)에서 구할 수 있다. 즉

$$A = \frac{4M}{\rho d} = \frac{4 \times 0.32}{7817 \times 0.4 \times 10^{-3}} = 0.4094\text{ m}^2$$

또한 $-\frac{dT_w}{d\tau}$ 의 값은 Fig 3에서 $\tau = 1$ 초와 $\tau = 3$ 초사이의 짧은시간 동안 온도가 線形的으로 變한다고 보아 계산하면 6이 된다. 이상의 값들을 式(2) 代入하면 $h = 130.71\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ 이고 Reynolds 數를 계산할때 使用한 특성 길이인 水力直径을 Nusselt 數에서도 특성 길이로 잡아주고 계산하면 Nu_d 는 10.53 이 된다. 즉 Re_d 1154.89에서 $Nu_d = 10.53$ 의 結果가 나온다.

同一 規格의 金網에 對하여 金網의 枚數에 따라 열전달계수가 어떻게 달라지는지를 살펴보기 위하여 stainless steel, 30mesh, 集網形 蓄熱材의 枚數를 20, 40, 60 枚로 變化시키면서 實驗을 수행하였고 이 結果를 Fig 4에 도시하였다. 그림에서 보는바와 같이 金網의 枚數에 따라서는 熱傳達係數가 變化하지 않는다는 사실

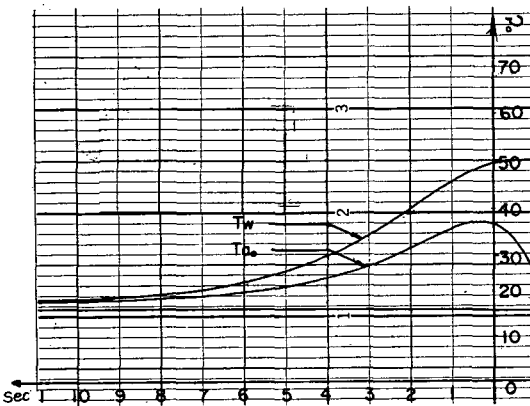


Fig. 3. Typical graph showing the matrix and air temperatures Vs. time

을 확인 하였다.

素線直徑에 對한 pitch 의 比率에 따른 열전

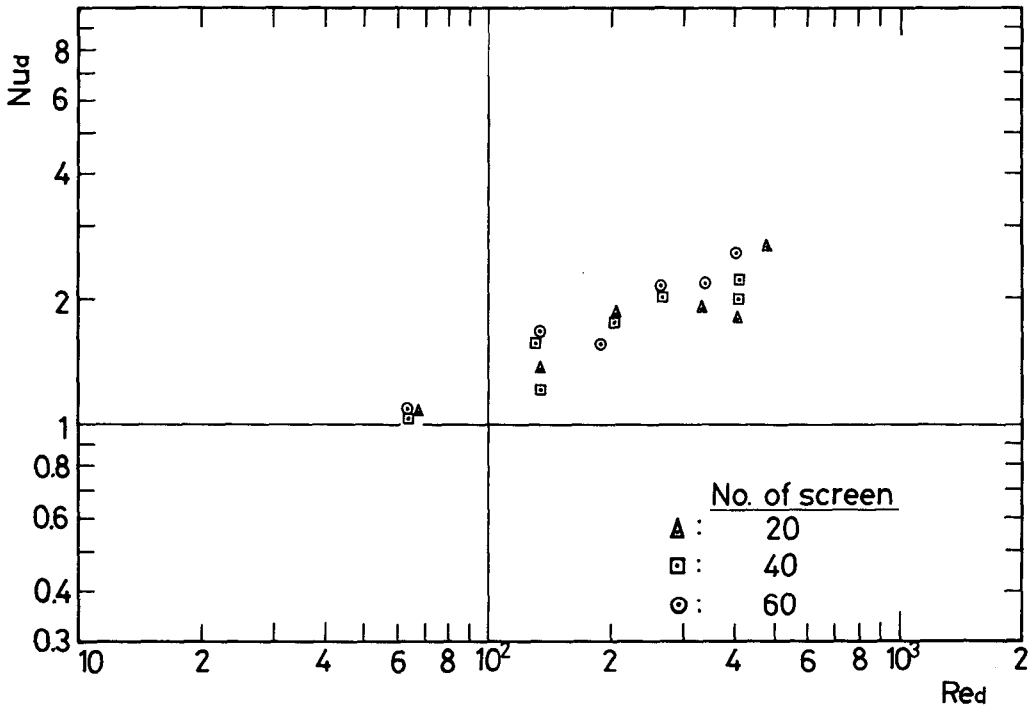


Fig. 4. Experimental results for 30 mesh stainless steel screen matrices

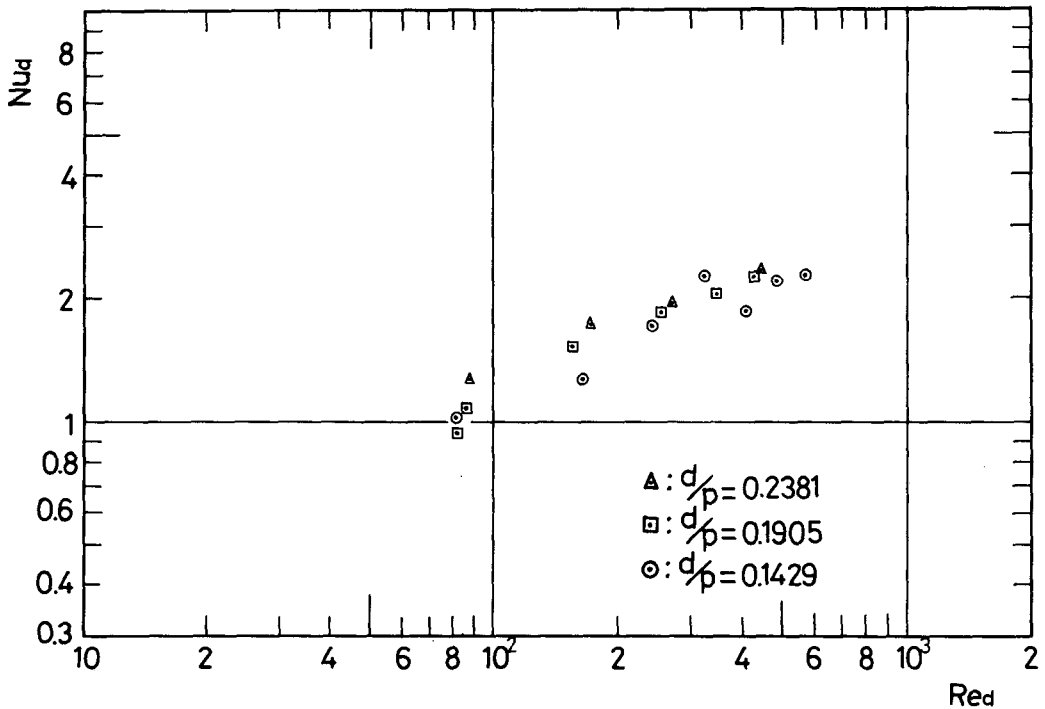


Fig. 5. Experimental results for 24 mesh drass screen matrices

달계수의 변화를 살펴보기 위하여 24 mesh 의 brass 網에 대하여 p/d 를 0.24, 0.19, 및 0.14 로 변화시키면서 實驗을 수행한 결과를 Fig 5 에 나타내었다.

이때에도 그림에서 알 수 있는 바와같이 p/d 의 변화는 熱傳達係數의 영향을 끼치지 않는다. Fig 6 은 本 研究에서 集網形 蓄熱材에 對하여 수행한 모든 실험결과를 도시한것이다. 그림에서 보는바와같이 集網形蓄熱材에 대해서는 金網의 材質이나 mesh 枚數, 素線直徑에 대한 피치의 비율은 열전달계수에 뚜렷한 영향이 나타나지 않음을 알 수 있다. 本 연구에서 구한 모든 da-

의 범위는 60 에서 1000 이었다. 本 實驗에서 求한 결과를 以前의 연구와 比較하기 위하여 다음과 같은 式으로 나타낸 森康夫⁽⁶⁾의 結果式을 Fig. 6 에 同時에 나타내 보았다.

$$Nu_d = 0.09 + 0.490 Re_d^{0.5}$$

그림에서 보는 바와같이 本 實驗의 結果는 森康夫의 결과보다 작게 나타났다. 그 이유를 규명하기 위하여 森康夫의 論文을 檢討한 結果 森康夫는 무차원 시간과 無次元거리를 나타내는 公式을 구하는 過程에서 Johnson⁽⁴⁾ 이 理論의 假定한 熱傳達係數 값을 利用하기 때문이다.

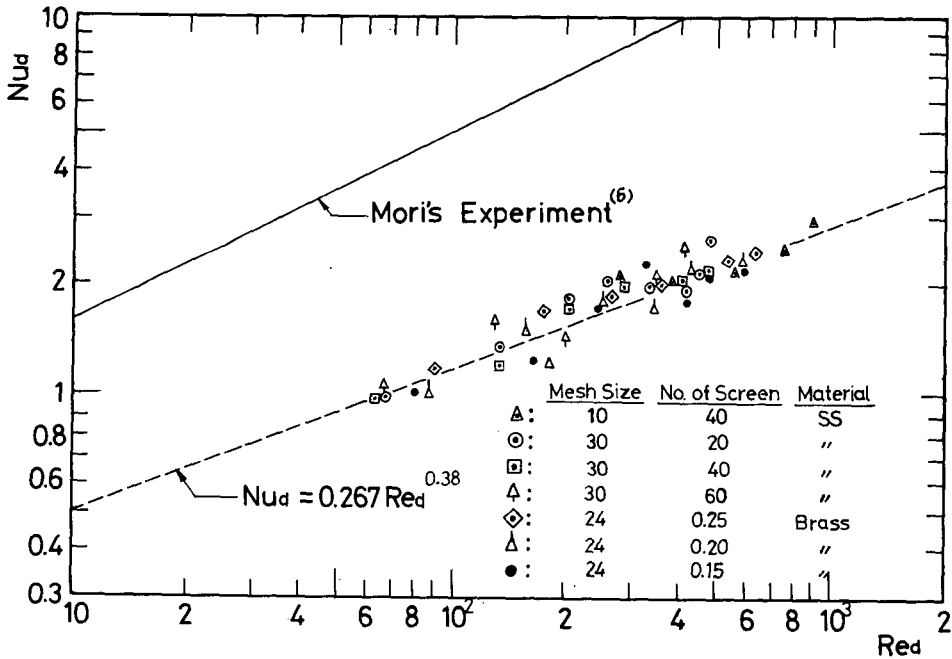


Fig. 6. Graphical comparison of data with the correlation given in equation (6)

ta 를 組合하여 나타낼 수 있는 열전달 관계식을 $Nu_d = C Re_d^n$ 의 형태로 假定하고, 전자계산기를 이용하여 구한 결과는 오차범위 ±10%이내에서 다음과같이 나타낼 수 있다.

$$Nu_d = 0.267 Re_d^{0.38} \dots \dots \dots (6)$$

式 (6)을 구하는 데에 使用된 데이터의 Re_d

5. 結 論

本 研究에서 얻은 結論은 다음과 같다.

1. 比較的 길이가 짧은 蓄熱材의 熱傳達 實驗에서는 集中熱容量法을 使用할 수 있다.
2. 集網形蓄熱材의 경우 金網의 材質, 規格, 枚數, 素線直徑에 對한 피치의 比率등은 熱傳

達係數에 영향을 미치지 않는다.

3. 金網形蓄熱材의 경우 피치에서 素線直徑을 뺀 길이를 特性길이로 나타냈을때 $60 \leq Re_d \leq 1000$ 범위에서 Nu_d 는 다음과 같은 式으로 타낼 수 있다.

$$Nu_d = 0.267 Re_d^{0.38}$$

참 고 문 헌

- (1) 泉亮太郎, 児山, 新井博之, 蓄熱式 熱交換器의 研究, 日本 機械學會 論文集 第 55 卷 第 276 號 pp. 1723~1731 1969
- (2) C.Y.Liang and Wen Jei Yang, Heat transfer and friction loss performance of perforated heat exchanger surface, Trans. ASME, Series C, J. of Heat Transfer, vol. 97, pp. 9-15, 1975
- (3) 泉亮太郎, 児山, 新井博之, 蓄熱式 熱交換器의 研究. 日本 機械學會 論文集 第 36 卷 第 289 號 pp. 1543~1556. 1970.
- (4) J.E. Johnson, Regenerator heat exchangers for gas turbine, R & M No. 2630 London Her Majesty's Stationary office, 1952
- (5) C.P.Howard and P.E.Pucci, The single blow transient testing technique for compact heat exchanger surfaces, Trans. ASME, Series C, J. of Heat Transfer, vol. 91, pp. 29-40, 1967
- (6) 森康夫, 蓄熱材의 流動 抵抗 및 傳熱傳性 日本 機械學會 論文集 第 33 卷 第 250 號 1967.
- (7) A.L. London, Compact heat exchangers, Macraw Hill, 1964
- (8) F. Kreith, Principles of Heat Transfer, International Textbook Co., 1958
- (9) G.B. Schubauer and W.G. Spangenberg, Effect of screens wide-angle diffusers, NACA Report 947, 1949.
- (10) B.S. 1042. part 2, Orifice plate with D and D/2 tappings, 1964.
- (11) B.S. 1042, part 24, Pito tube, 1973.
- (12) A.S.M.E. E 220-72, Standard method for calibration of thermocouples by comparison techniques, 1979
- (13) J.P. Holman, Heat transfer, 4th International student edition, 1976.