

排氣熱回收用軸流回轉形顯熱交換器의最適設計에 관한研究

A Study on the Optimum Design of Axial Rotary Sensible Heat Exchanger for the Heat Recovery of Exhaust Gas

崔英惇,* 朴相東,** 禹正善,** 太春燮**
 Y. D. Choi, S. D. Park, J. S. Woo, C. S. Tae

ABSTRACT

A method of optimum design of an axial rotary sensible heat exchanger for the heat recovery of exhaust gas from the air conditioning space was developed in consideration of economics of investment cost and profit according to the installation of heat exchangers.

Leakage rate of exhaust gas was calculated and the correlation for the pressure drop due to leakage of exhaust gas was proposed. Heat transfer between the matrix and exhaust and intake gas was analysed to calculate the effectiveness of heat exchanger, which was used for the optimum design of rotary heat exchanger.

The results show that optimum rotational speed increases as the length of rotor increases and there exists optimum NTU which maximizes the gain of total cost according to the installation of rotary heat exchanger.

記號說明

A_c : 低溫流體의 流動斷面積, m^2	C_{min} : C_c 와 C_h 중 最小值, $W/^\circ C$
A_{fr} : 回轉體의 前面面積, m^2	C_{pa} : 空氣의 定壓比熱, $J/(kg\ ^\circ C)$
A_h : 高溫流體의 流動斷面積, m^2	C_{pc} : 低溫流體의 定壓比熱, $J/(kg\ ^\circ C)$
B_m : 單位時間當, 에너지費用 利得率, 원/sec	C_{pf} : 流體의 定壓比熱, $J/(kg\ ^\circ C)$
B_{mz} : 熱交換器 설치에 따른 費用利得, 원	C_{ph} : 高溫流體의 定壓比熱, $J/(kg\ ^\circ C)$
C : 流體의 熱容量率, $W/^\circ C$	C_v : 熱交換器 回轉體의 生産價格係數, 원/sec
C_c : 低溫流體의 熱容量率, $W/^\circ C$	D_h : 水力直徑, m
C_h : 高溫流體의 熱容量率, $W/^\circ C$	f : 摩擦係數
C_i : 熱交換器의 價格, 원	f_e : 等價摩擦係數
C_{i0} : 熱交換器의 生産價格常數, 원	g_c : 重力常數
	h : 熱傳達係數, $W/m^2\ ^\circ C$
	L : 回轉體의 길이, m

* 高麗大學校 機械工學科

** 韓國動力資源研究所 建物研究室

NTU: 熱傳達單位的 數

P : 壓力, Pa

펌프動力, W

p : 매트릭스의 多空率, m^3/m^3

ΔP : 流體의 壓力降下, Pa

ΔP_1 : 摩擦에 의한 壓力降下, Pa

ΔP_2 : 漏泄에 의한 壓力降下, Pa

P_c : 低溫流體에서의 펌프動力, W

P_h : 高溫流體에서의 펌프動力, W

\dot{Q} : 單位時間當의 熱에너지利得率, W/sec

Q_c : 低溫流體의 流量, m^3/sec

Q_h : 高溫流體의 流量, m^3/sec

Q_l : 漏泄流量, m^3/sec

R : 回轉體의 半徑, m

Re : 레이놀즈數

r_h : 水力半徑, m

T : 溫度, $^{\circ}C$

t : 時間, sec

T_{ci} : 低溫空氣의 熱交換器 入口溫度, $^{\circ}C$

T_{co} : 低溫空氣의 熱交換器 出口溫度, $^{\circ}C$

T_f : 流體의 溫度, $^{\circ}C$

T_{hi} : 高溫空氣의 熱交換器 入口溫度, $^{\circ}C$

T_{ho} : 高溫空氣의 熱交換器 入出口溫度, $^{\circ}C$

T_m : 매트릭스 溫度, $^{\circ}C$

V_c : 低溫流體의 速度, m/sec

V_h : 高溫流體의 速度, m/sec

U_f : 流體의 速度, m/sec

x : 回轉體의 軸方向 座標, m

<그리스文字>

α : 漏泄率, $\left(\equiv \frac{\omega L}{\theta V_h}\right)$

β : 熱交換器 傳熱面의 面積密度, m^2/m^3

ε : 熱交換器의 有效係數

ε_0 : 熱交換器의 겉보기 有效係數

ε_l : 漏泄이 고려된 實際 有效係數

ξ : 漏泄率, $\left(\equiv \frac{\omega L}{(2-\theta)V_c}\right)$

θ : 高溫側 流路斷面의 角度, radian

γ : 電氣에너지와 熱에너지의 價格比

ζ : 單位에너지의 價格, 원/J

ρ_c : 低溫流體의 密度, kg/m^3

ρ_f : 流體의 密度, kg/m^3

ρ_h : 高溫流體의 密度, kg/m^3

ρ_m : 매트릭스의 密度, kg/m^3

τ : 年數, 年

τ_0 : 年間 熱交換器 使用時間, sec/年

τ_r : 投資費 回收期間, 年

τ_{ro} : 投資費 回收期間의 限界值, 年

τ_u : 熱交換器 使用年數, 年

ω : 回轉體의 角速度, radian/sec

<下添字>

c : 低溫流體

f : 流體

h : 高溫流體

i : 入口

l : 漏泄

m : 매트릭스

1. 序 論

事務所用 空間이나 商業用 空間 등의 換氣를 위해서는 많은 量의 外氣가 導入되고 또 既存의 空氣가 排出된다. 그러나 많은 경우 排氣熱이 回收되지 않은 狀態에서 空間 外部로 배출되므로써 많은 에너지損失이 초래되고 있다. 大型空調用 空間에는 排氣熱을 回收하기 위한 熱交換器가 설치되어 있는 곳이 많으나 茶房, 銀行, 食堂 등의 中·小形 空調用 空間 등에는 排氣熱回收 熱交換器가 설치되어 있는 곳이 드물어서 많은 排氣에너지가 損失되고 있는 情形이다.

이와 같이 中·小型 空調空間에 排氣熱回收 熱交換器의 設置가 이루어지고 있지 않은 原因은 熱交換器 設置에 따른 경제성 문제가 명확히 규명되지 않은 것과 效率이 큰 小形 密集型 熱交換器의 개발이 이루어지지 않는데 있다고 하겠다. 따라서 中·小形 空調空間에 設置하기 적합한 低廉하고 小形인 密集型 熱交換器를 개발하기 위해서는 이러한 熱交換器의 熱交換理論의 確立이 必要하며 또 이 理論에 바탕하여 熱交換器를 最適設計하는 理論이 개발되어야 한다.

中·小形 空調空間에서 排氣熱을 回收하는데 가장 적합한 密集型 熱交換器로는 平板-圓形

熱交換器와 回轉式 熱交換器가 있다. 崔 등¹⁾은 平板-圓形 顯熱交換器의 最適設計 理論을 연구한 바 있으나 回轉形 熱交換器에 대한 理論은 없다.

回轉形 熱交換器에는 그 流動方向에 따라 半徑流形과 軸流形이 있고 潛熱의 回收 여부에 따라 顯熱交換器와 全熱換器가 있다. 本 研究에서는 현재 널리 사용되고 있는 軸流熱換器에서 顯熱만을 회수하는 顯熱交換器의 摩擦特性, 熱傳達特性을 考察하였으며 이 특성에 根據하여 軸流 回轉形 顯熱交換器의 性能把握 및 最適設計 理論을 제안하였다.^{2,3)}

2. 軸流 回轉形 熱交換器의 流動特性 解析

2.1 摩擦에 의한 壓力降下 解析

回轉形 熱交換器의 回轉體가 Fig.1과 같이 半徑이 R 이고 長이가 L 인 圓筒形으로 되어 있으며 高溫의 氣體가 흐르는 斷面積과 低溫의 氣體가 흐르는 斷面積이 서로 달라서 高溫側이 차지하는 流路斷面의 角도가 θ radian 이고 低溫側이 $(2\pi-\theta)$ radian을 차지하고 있다고 가정하고, 回轉體는 ω radian/sec로 회전하고 있다고 가정한다.

回轉體에서 氣體의 壓力降下는 氣體와 傳熱面 사이의 摩擦에 의한 壓力降下와 回轉體의 回轉에 의한 漏泄氣體의 方向變化에 따른 壓力降下가 있다. 前者의 壓力降下를 ΔP_1 이라 하면 漏泄이 없는 경우 高溫側의 壓力降下는 式(1)과 같다.

$$(\Delta P_1)_h = f_h \rho_h \frac{L}{D_h} \frac{V_h^2}{2} \dots\dots\dots (1)$$

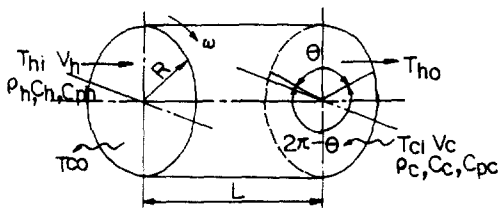


Fig.1 Schematic diagram of the rotor of axial rotary heat exchanger

여기에서 ρ_h 는 $1/2(T_{hi}+T_{ho})$ 에서의 密度이다. 低溫側의 壓力降下는 式(2)와 같다.

$$(\Delta P_1)_c = f_c \rho_c \frac{L}{D_h} \frac{V_c^2}{2} \dots\dots\dots (2)$$

여기에서 ρ_c 는 $1/2(T_{ci}+T_{co})$ 에서의 密度이다.

回轉體가 ω 의 角速度로 回轉할 때에 理論적인 漏泄流量 Q_l 은 式(3)과 같다.

$$Q_l = \frac{1}{2} p \omega R^2 L \dots\dots\dots (3)$$

여기서 p 는 回轉體 매트릭스의 多孔率(porosity)이다. 漏泄이 없는 경우 高溫側 氣體의 유량은 式(4)와 같고 低溫側 유량은 式(5)와 같다.

$$A_h V_h p = \frac{1}{2} \theta R^2 V_h p \dots\dots\dots (4)$$

$$A_c V_c p = \frac{1}{2} (2\pi-\theta) R^2 V_c p \dots\dots\dots (5)$$

여기서는 일단 $A_h V_h < A_c V_c$, $C_h < C_c$ 를 가정한다. 漏泄이 있는 경우 실제 흐르는 高溫 流體의 유량은 式(6)과 같다.

$$Q_h = \frac{1}{2} \theta R^2 V_h p - \frac{1}{2} p R^2 \omega L \dots\dots\dots (6)$$

여기서 漏泄率 α 를 式(7)과 같이 정의하면 Q_h 는 式(8)과 같다.

$$\frac{\frac{1}{2} p R^2 \omega L}{\frac{1}{2} \theta R^2 V_h p} = \frac{\omega L}{\theta V_h} \equiv \alpha \dots\dots\dots (7)$$

$$Q_h = \frac{1}{2} \theta R^2 V_h p (1-\alpha) \dots\dots\dots (8)$$

漏泄이 있는 경우 高溫 氣體에서의 摩擦에 의한 壓力降下는 式(1)에서 漏泄에 의한 氣體의 密度變化를 고려하면 式(9)와 같다.

$$(\Delta P_1)_h = f_h [\rho_h (1-\alpha) + \alpha \rho_c] \frac{L}{D_h} \frac{V_h^2}{2} \dots\dots (9)$$

低溫側의 기체에 대해서도 같은 方法을 사용하고 漏泄率 ξ 를 式(10)으로 정의하면 Q_c 는 式(11)과 같고 壓力降下는 式(12)와 같다.

$$\frac{\frac{1}{2} \rho R^2 \omega L}{\frac{1}{2} \rho V_c R^2 (2\pi - \theta)} = \frac{\omega L}{V_c (2\pi - \theta)} \equiv \xi \dots \dots (10)$$

$$Q_c = \frac{1}{2} \rho V_c R^2 (2\pi - \theta) (1 - \xi) \dots \dots (11)$$

$$(\Delta P_1)_c = f_c [\rho_c (1 - \xi) + \xi \rho_h] \frac{L V_c^2}{D_h^2} \dots (12)$$

2.2 漏泄에 의한 壓力降下 解析

回轉體가 회전하여 高溫側에서 低溫側으로 혹은 低溫側에서 高溫側으로 流路가 變하게 되면 매트릭스 내부에 있던 유체는 상대쪽으로 漏泄되며 流動方向을 轉換하게 된다. 그 漏泄率은 回轉體의 回轉速度에 따라 증가하여 式(3)으로 주어진다. 누설유체가 方向을 전환하기 위해서는 動力이 必要하고 이것은 추가의 壓力降下로 나타난다. 漏泄率이 회전체의 回轉速度에 따라 증가하므로 壓力降下도 그에 따라 증가할 것이다.

漏泄에 의한 壓力降下를 ΔP_2 라 하고 매트릭스를 각도 $d\theta$ 길이 L 인 미소체적으로 나누어 線形運動量法則을 적용하면 高溫側의 壓力降下는 式(13)과 같고 低溫側의 壓力降下는 式(14)와 같다.

$$(\Delta P_2)_h = \frac{\rho_c \omega L (V_h + V_c)}{\theta} \dots \dots (13)$$

$$(\Delta P_2)_c = \frac{\rho_h \omega L (V_h + V_c)}{2\pi - \theta} \dots \dots (14)$$

따라서 高溫側流體의 總壓力降下는 式(9)와 式(13)을 합하면 式(15), (16)과 같아진다.

$$\begin{aligned} \Delta P_h &= (\Delta P_1)_h + (\Delta P_2)_h \\ &= f_h [\rho_h (1 - \alpha) + \alpha \rho_c] \frac{L V_h^2}{D_h^2} \\ &\quad + \frac{2\rho_c \omega L (V_c + V_h)}{\theta V_h^2} \frac{V_h^2}{2} \dots \dots (15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= \left[f_h \rho_h (1 - \alpha) + f_h \alpha \rho_c \right. \\ &\quad \left. + 2\rho_c \alpha \left(1 + \frac{V_c}{V_h} \right) \frac{D_h}{L} \right] \frac{L V_h^2}{D_h^2} \dots \dots (16) \end{aligned}$$

3. 軸流 回轉型 顯熱交換器의 熱傳達 解析

3.1 有效係數의 解析

熱交換器의 性能은 有效係數로 나타내진다. 有效係數는 어떤 熱交換器에서 최대로 可能한 熱交換量에 대한 실제 熱交換量의 比로 式(17)과 같이 나타내진다.

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} \dots \dots (17)$$

여기서 C_{min} 은 C_h 와 C_c 중 작은 쪽을 나타낸다. 漏泄이 없는 경우 C_h 는 式(18)과 같지만 漏泄이 있는 경우는 式(19)와 같다.

$$C_h = \frac{1}{2} \rho R^2 \rho_h C_{ph} \theta V_h \dots \dots (18)$$

$$\begin{aligned} C_h &= \frac{1}{2} \rho R^2 \rho_h C_{ph} \theta V_h \\ &\quad - \frac{1}{2} \rho R^2 \omega L \rho_h C_{ph} \dots \dots (19) \end{aligned}$$

漏泄이 있는 경우의 有效係數를 ε_l , 없는 경우의 有效係數를 ε_0 라 하면 ε_l 과 ε_0 의 관계는 다음과 같다.²⁾

$$\varepsilon_l = \frac{\left(\frac{1}{2} \rho R^2 \rho_h C_{ph} \theta V_h - \frac{1}{2} \rho R^2 \omega L \rho_h C_{ph} \right) (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} \dots \dots (20)$$

$$= \frac{\frac{1}{2} \rho R^2 \rho_h C_{ph} \theta V_h (1 - \alpha) (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} \dots (21)$$

$$= \varepsilon_0 (1 - \alpha) \dots \dots (22)$$

여기서 ε_0 는 실제 열교환기에서 測定되는 有效係數로서 겉보기 有效係數에 해당된다. 熱交換器 회전체의 回轉速度가 增加하여 α 가 1

에 가까워지면 T_{ho} 가 T_{ci} 에 가까워지므로 ϵ_0 는 1에 가까워진다. 그러나 이것은 漏泄에 의한 결보기 有效係數의 증가이지 實際有效係數 ϵ_1 은 오히려 감소하게 된다. Fig. 2는 α 의 변화에 따른 ϵ_0 와 ϵ_1 의 변화 豫想曲線을 나타낸다.

3.2 결보기 有效係數의 解析

회전형 熱交換器에서 결보기 有效係數 ϵ_0 를 알기 위해서는 유체와 매트릭스 사이의 熱傳達을 해석하여야 한다.

Fig. 3에서와 같이 각도 $d\theta$ 에 길이 dx 인 미소검사체적에 대한 에너지방정식을 세워본다.

問題를 간단히 하기 위해서 매트릭스에서 x, θ, r 方向의 熱傳導는 없다고 가정하고 熱傳達은 단지 유체와 매트릭스 사이에만 발생된다고 가정한다. 검사체적이 回轉體와 같은 각속도로 회전한다고 가정하면 Fig. 3에서와 같이 단면이 $d\theta$ 이고 길이 L 인 流路에서는 入出口條件이 주기적으로 變할 것이다. 이 流路中 길이 dx 되는 검사체적에서 유체에 대한 에너지방정식을 세워보면 다음과 같다.

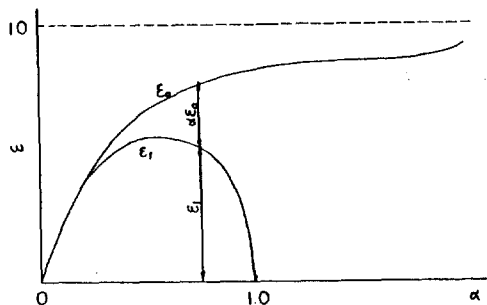


Fig. 2 Expected variation of effectiveness of heat exchanger with respect to α

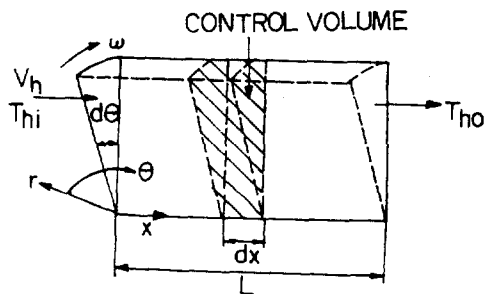


Fig. 3 Differential control volume for matrix

$$\begin{aligned} \rho_f C_{pf} b \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + U_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) \frac{R^2 d\theta}{2} dx \\ = \beta h (T_m - T_f) \frac{R^2 d\theta}{2} dx \dots\dots\dots (23) \end{aligned}$$

여기서 β 는全體 熱交換器 傳熱體積當의 傳熱面積의 比를 나타내고 b, r_h 와의 관계는 式(24)로 나타내진다.⁴⁾

$$\beta = \frac{b}{r_h} \dots\dots\dots (24)$$

式(23)에 式(24)를 대입하면 式(25)와 같다.

$$\rho_f C_{pf} r_h \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + U_f \frac{\partial T_f}{\partial x} \right) = h (T_m - T_f) \dots\dots (25)$$

한편 매트릭스에 대해 에너지방정식을 세우면 式(26)과 같다.

$$\begin{aligned} \rho_m C_{pm} (1-p) \frac{\partial T_m}{\partial t} \frac{R^2 d\theta}{2} dx \\ = \beta h (T_f - T_m) \frac{R^2 d\theta}{2} dx \dots\dots\dots (26) \end{aligned}$$

式(27)에 式(25)를 대입하여 정리하면 式(27)과 같다.

$$\rho_m C_{pm} \left(\frac{1-p}{\beta} \right) r_h \frac{\partial T_m}{\partial t} = h (T_f - T_m) \dots\dots (27)$$

式(25), 式(27)을 연립하여 $x=0$ 에서 $x=L$ 까지 積分하면 T_{ho} 의 순시치를 계산할 수 있고 이를 한주기에 대하여 平均하면 T_{ho} 의 平均값을 계산할 수 있다.

式(25), 式(27)을 풀기 위한 境界조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{\omega} 2n \leq t \leq \frac{\pi}{\omega} 2n + \frac{\theta}{\omega} \\ n = 0, 1, 2, 3, \dots\dots \text{이고,} \\ x = 0 \text{에서 } T_f = T_{hi} \\ \rho_f = \rho_{hi} \dots\dots\dots (28) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 0 \leq x \leq L \text{에서 } U_f = V_h \\ h = h_h \end{aligned}$$

$$\frac{1}{\omega} (2n\pi + \theta) \leq t \leq \frac{\pi}{\omega} (2n+2)$$

$$n = 0, 1, 2, 3, \dots \text{이고,}$$

$$x = L \text{에서 } T_f = T_{ci}$$

$$\rho_f = \rho_{ci} \dots \dots \dots (29)$$

$$0 \leq x \leq L \text{에서 } U_f = -V_c$$

$$h = h_c$$

式(23)의 적분으로 $T_f(x, t)$ 가 계산되면 T_{ho} 의 평균값은 式(30)으로 계산한다.

$$T_{ho} = \frac{\omega}{\theta} \int_{2n\pi/\omega}^{2n\pi/\omega + \theta/\omega} T_f(L, t) dt \dots \dots \dots (30)$$

4. 回轉形 熱交換器의 最適設計法

4.1 最適設計法

崔 등¹⁾은 平板-回轉形 熱交換器의 最適設計理論을 제시한 바 있다. 本 研究에서는 崔 등의 理論을 回轉形 熱交換器 設計에 擴張하였다. 回轉形 熱交換器에서는 漏泄의 問題가 수반되기 때문에 平板-回轉形 熱交換器보다 變數가 많다. 특히 주어진 형상에 대하여 最適回轉數를 찾는 것이 중요한 문제가 되고 있다.

平板-回轉形 熱交換器의 最適設計理論에 의하면 熱交換器의 設置에 따른 에너지 費用利得率 B_m 은 다음과 같이 계산된다.

$$B_m = [\dot{Q} - \gamma P] \zeta \dots \dots \dots (31)$$

熱交換器를 설치하기 위한 初期投資額은 일반적으로 傳熱體積 부피에 比例하는 부분과 부피에 무관한 부분의 합으로 나타낼 수 있으므로 式(32)와 같다.

$$C_i = C_v A_{fr} L + C_{i0} \dots \dots \dots (32)$$

이 式에서 A_{fr} 은 熱交換器의 前面面積으로 회전형인 경우 πR^2 이 될 것이다. 그리고 L 은 熱交換器 傳熱體積의 流動方向 길이이다. 熱交換器를 설치한 후 τ 년이 경과한 후 總費用利得率은 式(33)이 된다.

$$B_{mr} = -(C_v \pi R^2 L + C_{i0}) + [\zeta \dot{Q} - \gamma \zeta P] \tau \tau_0 \dots \dots \dots (33)$$

여기에서 τ_0 는 年間 열교환기 사용시간 數이다.

式(33)에서 Q 와 P 는 열교환기 회전체의 반경 R , 길이 L 뿐만 아니라 回轉速度 ω 와 傳熱面 形狀의 影響을 받는 함수이다.

이 4가지 변수를 모두 변환시키며 最適設計하는 것은 대단히 時間이 많이 소요되므로 적합한 傳熱面 形狀을 몇가지 정하고 그 傳熱面에 대하여 R, L, ω 를 변화시킨 후 각 경우의 最適設計值를 다시 비교하여 그중 가장 적합한 傳熱面 形狀을 고르면 된다. R, L, ω 를 변화시키며 최적값을 찾는 방법은 一般的으로 Steepest Descent Method^{5, 6)}가 널리 사용된다. 이 方法에 의한 프로그램 작성도 역시 장시간의 研究期間이 必要하므로 本 研究에서는 R, ω 를 어느 값으로 고정시키고 最適의 L 을 찾는 方法과 R, L 을 고정시키고 最適의 ω 를 찾는 데 대한 考察로 연구를 한정지웠으며 이와 같은 계산을 傳熱面을 변화시키며 수행하였다.

式(33)에서 P 는 高溫側 空氣를 運送시키는데 所要되는 動力과 低溫側 空氣를 運送시키는데 드는 動力의 합이다.

$$P = P_h + P_c \dots \dots \dots (34)$$

高溫側 空氣를 運送시키는데 所要되는 動力 P_h 는 式(16)을 사용하면 다음과 같이 나타내질 수 있다.^{7, 8)}

$$P_h = \frac{1}{2} \frac{\mu_h^2}{g_c \rho_h} \frac{\beta}{D_h^3} (f_e)_h (R_e)_h^3 (A_{fr})_h L \dots (35)$$

低溫側 空氣를 運送시키는데 所要되는 動力 P_c 도 P_h 와 같은 方法으로 나타내면,

$$P_c = \frac{1}{2} \frac{\mu_c^2}{g_c \rho_c} \frac{\beta}{D_h^3} (f_e)_c (R_e)_c^3 (A_{fr})_c L \dots (36)$$

이 된다. 式(35), (36)에서 $(f_e)_h, (f_e)_c$ 는 高溫側과 低溫側 流路의 等價摩擦係數로 流路摩擦과 漏泄에 의한 壓力降下를 함께 나타내는 摩擦係數로 式(16) 우변에 나타내져 있는 바와 같은 形態를 갖는다.

式(33)에서 \dot{Q} 는 앞절에서 설명한 바와 같이 空氣와 매트릭스 사이의 熱交換過程을 해석하여 高溫側 空氣의 熱交換器 出口 平均溫度를 계산하고 이 값을 式(21)에 대입하여 열교환기의 有效係數가 계산되면 다음의 式으로 계

산한다.

$$\dot{Q} = \epsilon_i C_{\min}(T_{hi} - T_{ci}) \dots\dots\dots (37)$$

회전형 열교환기의 傳熱面形狀 및 길이, 회전속도를 最適化하는 方法은 式(34), (37)을 式(33)에 대입하여 얻어진 式에서 R, L, ω 및 傳熱面形狀을 변화시키며 式(38), (39)의 條件을 만족하는 회전체의 형상과 크기, 전열면의 형상을 결정하면 된다. 이 式에서 τ_r 은 初期投資費用의 回收期間으로 $B_{mr} = 0$ 인 條件에서 계산하면 式(40)으로 나타내어진다.

$$\tau_r \leq \tau_{r0} \dots\dots\dots (38)$$

$$\tau = \tau_u \text{에서 } B_{mr} \text{를 최대로 하는 條件} \dots\dots\dots (39)$$

$$\tau_r = \frac{C_v \pi R^2 L + C_{ho}}{(\zeta \dot{Q} - \gamma \zeta P) \tau_0} \dots\dots\dots (40)$$

위의 最適設計值 계산에서는 初期投資費와 回收金額 등에 대한 利率은 고려하지 않고 계산하였다.

4.2 回轉形 熱交換器 最適設計를 위한 시뮬레이션

回轉形 熱交換器의 最適設計를 위하여 개발한 프로그램을 이용하여 最適設計하는 과정을 설명하기로 한다.

理解를 돕기 위하여 “환기량이 1,000 CMH인 商業用 공간에서의 排氣와 給氣 사이에 열교환기를 설치하여 排熱을 回收하기 위한 回轉形 密集形 熱交換器의 길이와 回轉速度를 最適化하여야 하며 室內溫度는 25°C, 外氣溫度는 0°C이다” 라는 경우에 대하여 설명하기로 한다.

熱交換器를 最適設計하는 데에는 그 관점이

많은나 本 研究에서는 회전체의 반경을 고정하였을 때 排熱을 回收함에 따른 燃料費 節減額과 運轉費用 간의 利得을 최대로 하는 傳熱體積의 길이와 回轉速度를 選擇하는 最適設計를 하였다. 傳熱面의 種類는 Table 1과 같이 2가지를 선정하여⁴⁾ 하였으며 傳熱面 變更에 따른 最適設計는 수행하지 않았다.

이러한 最適設計를 위해서는 熱에너지價格 ζ , 熱에너지 價格에 대한 전기에너지 價格의 비 γ , 年間 열교환기 사용시간 τ_0 , 열교환기 使用年數 τ_u 등이 결정되어야 한다. 이러한 값들의 결정은 열교환기를 사용하는 공간에서의 煖房用 燃料의 種類, 이 장소의 공간적 조건 등에 따라 달라질 수 있으므로 一律的으로 정할 수 없으나 여기에서는 이러한 값들을 적당한 값으로 가정하여 계산하였다. 따라서 뒤에 제시되는 여러 계산치들은 定量的으로 의미있는 값이 아니므로 定性的인 면에서 그 特性을 考察하여야 할 것이다.

本 解析에서 가정한 $\zeta, \gamma, \tau_0, \tau_u$ 는 다음과 같다.

- $\zeta : 5.91 \times 10^{-6}$ (원/Joule)
- $\gamma : 4.0$
- $\tau_0 : 4.32 \times 10^6$ (sec/year)
- $\tau_u : 6$ (year)

傳熱面의 種類는 대단히 많은나 本 研究에서는 Kays와 London이 저술한 Compact Heat Exchanger⁴⁾에 特性이 명시된 傳熱面 중에서 2가지를 골라서 試驗하였다.

5. 結果 및 考察

5.1 NTU의 變更

회전체의 길이 L 을 變更시킴에 따른 ϵ_0 ,

Table 1 Properties of tested surface

Characteristics number of surface	Fin pitch (1/m)	Plate spacing (m)	Hydraulic diameter D_h (m)	Surface density β (m ² /m ³)	Cost of surface C_v (won/m ³)	Cost of surface C_{i0} (won)
14.77	582	0.00838	0.00259	1,378	4,700,000	300,000
5.3	208.7	0.01194	0.006147	616.8	2,380,000	300,000

* : estimated values.

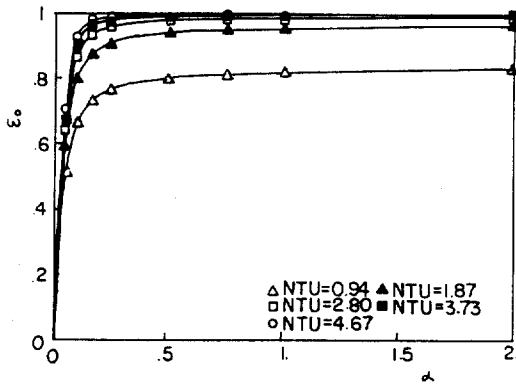


Fig. 4 Variation of virtual effectiveness with respect to leakage rate and NTU

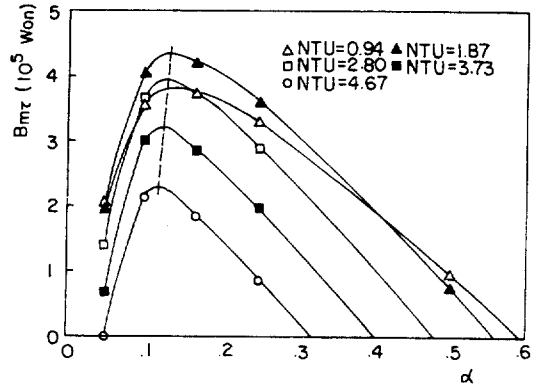


Fig. 7 Variation of net gain with respect to the leakage rate and NTU

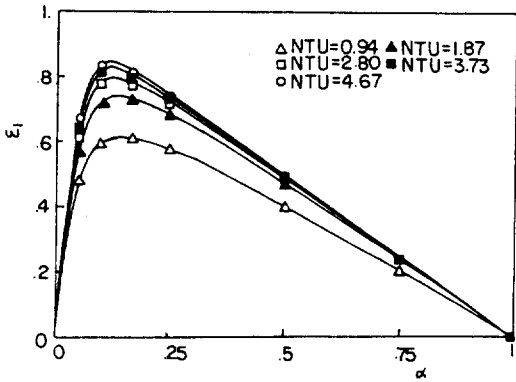


Fig. 5 Variation of real effectiveness with respect to leakage rate and NTU

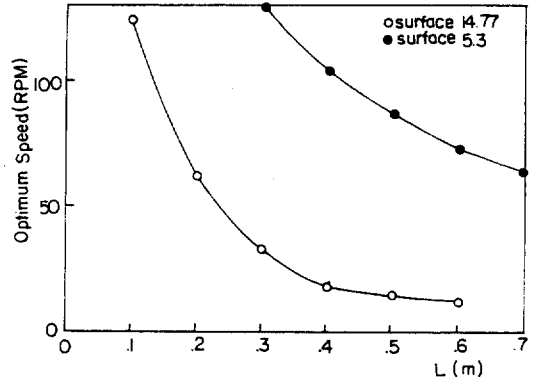


Fig. 8 Variation of optimum rotational speed or rotor with respect to the length of rotor

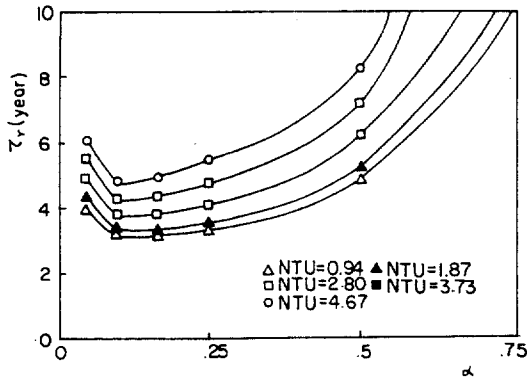


Fig. 6 Variation of recovery year with respect to leakage rate and NTU

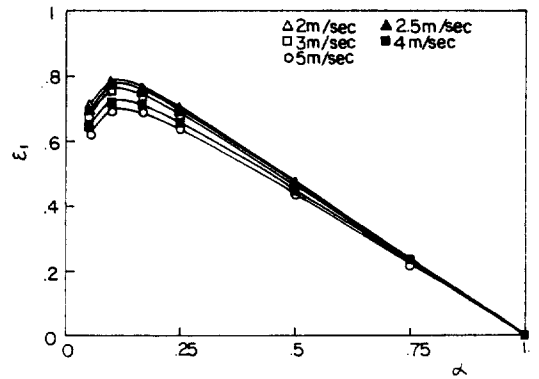


Fig. 9 Variation of real effectiveness with respect to the leakage rate and frontal velocity of fluid

ϵ_i , τ_r , B_{mr} 의 변화를 14.77表面에 대해 알아 보았다. 회전체의 반경은 0.282m로 일정하게 고정하였고 高溫側과 低溫側의 流動斷面積을 같게 하여 계산하였다.

앞에서 설명한 방법으로 전산해석한 α 와 NTU에 따른 熱交換器의 결보기 有效係數를 圖示하면 Fig.4와 같다. 결보기 有效係數는 α 가 증가함에 따라 증가하여 α 가 1 이상에서는 어느 일정한 값으로 接近해 감을 알 수 있다. 그러나 α 가 증가함에 따라 ϵ_0 가 증가하는 것은 실제로 熱交換이 잘되어서만 발생하는 것이 아니고 漏泄效果가 複合되어 일어나는 것이다. α 가 1 이상이 되면 漏泄이 100%가 되기 때문에 實際有效係數 ϵ_i 은 0이 된다. α 를 10정도까지 증가시켜 顯熱熱交換器를 해석해 보면 NTU와는 무관하게 ϵ_0 이 1에 接近하는 것을 알 수 있다. 따라서 Fig.4에서 α 가 1보다 클 경우 ϵ_0 가 어느 값에 수렴하는 것이 아니고 작은 구배로 상승하고 있는 것이며 α 가 10 부근에서 갑자기 상승하여 1에 가까워지게 된다.

앞의 漏泄에 대한 理論的인 研究에서는 α 가 1에 가까워지면 ϵ_0 가 1에 接近한다고 하였는데 실제 계산결과인 Fig.4에서는 $\alpha=1$ 에서의 ϵ_0 값이 1이 되지 않는다. 이것은 高溫空氣나 低溫空氣가 漏泄될 때 매트릭스와 熱交換을 하게 되므로 低溫空氣와 高溫空氣가 間接的으로 열교환을 하여 漏泄空氣의 溫度가 유입공기의 溫도와 달라진 狀態에서 누설되기 때문이다. 그러나 α 가 1보다 커지면 이 間接的인 열교환은 점차 감소되고 α 가 10 부근에서는 이러한 間接的인 熱交換 效果가 거의 무시되어 ϵ_0 가 1에 接近하게 된다.

Fig.4에 나타나 있는 결보기 有效係數 ϵ_0 에 $(1-\alpha)$ 를 곱하여 계산한 漏泄을 고려한 實際有效係數 ϵ_i 을 α 와 NTU를 변화시키며 나타내면 Fig.5와 같다. ϵ_i 은 α 가 증가하면 증가했다가 다시 감소하여 α 가 1이 되면 0이 된다. NTU가 증가하면 ϵ_i 도 증가하지만 그 증가구배가 점차 감소하여 NTU가 크게 증가하면 ϵ_i 이 NTU와 무관하게 일정해진다. NTU가 증가한다는 것은 같은 傳熱面에서 傳熱體積이 증가한다는 것을 의미하므로 傳熱面

價格이 상승하게 된다. 따라서 열교환기 설치에 따른 費用利得을 최대로 하는 NTU 값이 존재한다는 것을 이 그림은 나타내주고 있다.

열교환기 설치에 따른 費用利得은 α 와 NTU에 따라 계산하여 圖示하면 Fig.7과 같다. B_{mr} 가 최대로 되는 α 값은 投資費 回收期間이 최소값이 있는 0.1에서 0.17 사이임을 알 수 있다. NTU가 증가함에 따라 B_{mr} 도 증가하여 NTU가 1.87에서 최대값을 나타내다가 다시 감소하는 傾向을 보여주고 있다. 한편 NTU別로 B_{mr} 를 최대로 하는 점을 점선으로 연결한 결과 B_{mr} 를 최대로 하는 α 값은 B_{mr} 가 적을수록 약간씩 감소하고 있음을 알 수 있다.

B_{mr} 를 최대로 하는 α 로부터 계산한 열교환기 회전체 길이에 따른 最適의 回轉數를 계산하여 도시하면 Fig.8과 같다. 회전체의 最適 回轉數는 회전체 길이 L 이 증가함에 따라 감소하는 것을 알 수 있다. 따라서 회전형 열교환기를 설계할 경우 회전체의 길이가 길어지면 회전체의 회전속도를 느리게 하고 길이가 짧은 경우에는 회전속도를 빠르게 해야 熱交換 性能이 向上되는 것을 알 수 있다. 또한 面積密度가 큰 14.77表面이 5.3表面보다 最適回轉數가 더 적음을 알 수 있다.

5.2 前面風速의 變化

동일한 傳熱面일지라도 前面風速에 따라 性能의 차이가 있다. 여기에서는 단순평판面 14.77에 대해 前面風速을 1m/sec로부터 5m/sec까지 변화시키며 시뮬레이션을 수행하였다.

각 前面風速에 대해 實際有效係數 ϵ_i 의 변화를 α 값에 따라 계산하여 나타내면 Fig.9와 같은데 이 曲線들은 α 값이 증가함에 따라 ϵ_i 이 증가하여 α 값이 0.1~0.17 사이에서 최대치를 나타낸 후 ϵ_i 이 감소하여 α 가 1인 경우 0을 나타내고 있다. 각 前面風速別로 비교해 보면 前面風速이 클수록 ϵ_i 이 작은 것을 알 수 있다.

각 前面風速에 대해 열교환기 설치에 따른 費用利得 B_{mr} 를 α 값에 따라 계산하면 Fig.10과 같아진다. α 값이 증가함에 따라 B_{mr}

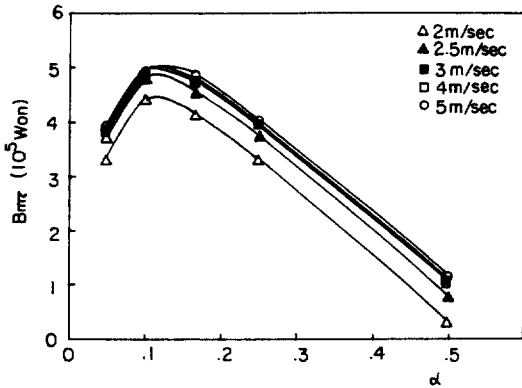


Fig. 10 Variation of net gain with respect to the leakage rate and frontal velocity of fluid

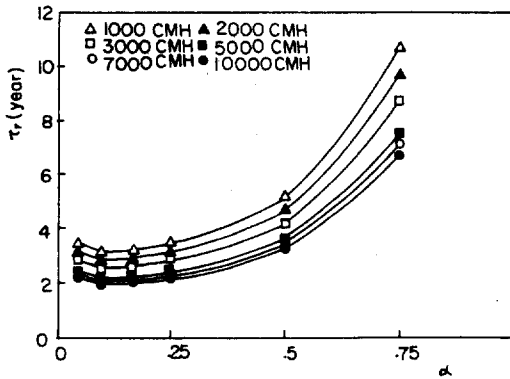


Fig. 11 Variation of recovery year with respect to the leakage rate and flowrate of fluid

가 증가하여 α 값이 0.1~0.17 사이에서 최대치를 나타낸 후 B_{mr} 가 점차 감소하는 경향을 나타내고 있다. 前面風速이 4m/sec가 될 때까지는 風速이 빠른 경우의 B_{mr} 가 큰 것으로 나타나 있으며 이 前面風速을 정점으로 하여 風速이 빠를수록 B_{mr} 가 감소하고 있음을 알 수 있다. 그러므로 이 傳熱面의 最適 前面風速은 4m/sec임을 알 수 있다. 또한 前面風速이 커질수록 B_{mr} 의 최대치를 나타내는 α 값이 약간씩 증가하고 있는 것을 알 수 있다.

5.3 風量의 變化

단순평판換表面 14.77에 대해서 風量을 변화시키면서 α 값에 따른 投資費 回收期間 τ_r

의 變化를 알아보기 위해서 1,000 CMH, 2,000 CMH, 3,000 CMH, 5,000 CMH, 7,000 CMH, 10,000 CMH의 風量에 대해서 시뮬레이션을 하였다. 모든 風量에 대해 傳熱體積의 길이 L 은 0.2m, 前面風速은 2.5m/sec가 되도록 반경 R 을 계산하여 入力하였다. 각 風量別로 α 값에 따른 投資費 回收期間 τ_r 을 계산하여 도시하면 Fig. 11과 같다. 이 그림을 보면 τ_r 이 최소치인 α 값을 0.1~0.17 사이이며 또한 風量이 커질수록 τ_r 이 작아지는 것을 알 수 있다.

6. 結 論

軸流 回轉形 顯熱交換器 性能을 전산 해석하여 열교환기 설치에 따른 費用利得을 최대화하는 열교환기의 最適길이와 最適回轉數를 계산하였다. 그 解析結果를 考察하므로써 다음과 같은 結論을 도출하였다.

(1) 回轉形 顯熱交換器에서 回轉體의 반경과 길이가 고정되어 있을 때 열교환기의 길보기 有效係數는 회전수가 증가함에 따라 증가하여 큰 회전수에서 1에 接近한다.

(2) 顯熱交換器의 길보기 有效係數는 NTU가 증가하면 증가한다.

(3) 回轉形 熱交換器에서 回轉數가 증가하면 漏泄量도 증가하여 漏泄率 α 가 1이 되면 100% 漏泄이 일어난다.

(4) 回轉形 顯熱交換器에 열교환기 설치에 따른 費用利得이 최대가 되는 α 값은 α 값이 0.1~0.17 부근이다.

(5) 回轉形 熱交換器에서 實際有效係數는 α 가 증가하면 증가했다가 다시 감소하여 α 가 1 이상이 되면 0이 된다.

(6) 回轉形 熱交換器에서 回轉體의 길이가 길어지면 最適回轉數는 감소한다.

참 고 문 헌

1. 최영돈, 박상동, '우정선, 태춘섭, 1990, "배기열회수용 평판-회전형 밀집형 현열 열교환기의 최적설계에 관한 연구", 공기조화·냉동공학 논문집, 제2권, 제2호, pp. 85~98.

2. 우정선, 박상동, 태춘섭, 최영돈, 1989.
“에너지 절약형 공조설비시스템 개발연구 (III)”, 한국동력자원연구소 연구보고서, KE-89-8.
3. 최영돈, 박상동, 우정선, 태춘섭, 1990.
“축류회전형 열교환기의 최적설계”, 제5회 에너지절약기술 워킹논문집, 한국동력자원연구소, pp. II.54~II.83.
4. W.M. Kays and A.L. London, 1964,
Compact Heat Exchanger, 2nd ed., McGraw-Hill, N.Y.
5. G.R. Walsh, 1975, Methods of Optimization, Wiley, New York.
6. R.L. Fox, 1971, Optimization Methods for Engineering Design, Addison Wesley, Reading, Mass.
7. R.K. Shah, 1983, “Compact heat exchanger surface selection, optimization and computer aided thermal design”, Low Reynolds Number Flow Heat Exchanger, Ed. by Kakac et al., Spring-Verlag, pp. 845-874.
8. R.K. Shah and A.C. Mueller, 1985, “Heat Exchanger”, Handbook of Heat Transfer Application, 2nd ed., Rohsenow et al. ed., McGraw-Hill.