

回轉型 蓄熱式 熱交換器에서의 溫度效率에 관한 研究

A Study on the Temperature Effectiveness of the Rotary Type Regenerative Heat Exchanger

金 光 洙*
Kwang Soo Kim

ABSTRACT

This paper treats the temperature effectiveness of the two-fluid counterflow regenerator in a rotary type.

To avoid continual interpolation and to obtain the simple result in calculating that, it obtained the particular solution for the direct-transfer-type counterflow heat exchanger by the graphical procedures.

Also, it introduced the empirical formula for the influence of the ratio of rotor matrix to minimum working fluid heat capacity rate with the particular solution induced.

Particularly, substituting the published results of temperature effectiveness into the program, it obtained the simple and convenient equation which can applicate in the counterflow regenerator in a rotary type.

To compare and discuss the results induced, selecting the regenerative air preheater and applying the their running datum and specifications to the related results, it shows that the above results are agree with the published results within absolute relative error, 3.0%.

記 號 說 明

A : 高溫 및 低溫側에서의 傳熱面積(m^2)

Ah^* : 熱抵抗比($Ah^* = \frac{(Ah)_c}{(Ah)_h}$)

C : 比 熱($KJ/kg \cdot ^\circ C$)

h : 對流熱傳達係數($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

L : 熱交換器 全流動길이(m)

m : 質 量(kg)

m_e : 平行線기울기

m_o : 作動線기울기(式 12)

N : 로우터 回轉速度(RPH)

NTU : 熱移動單位數($NTU = \frac{AU}{Q_{min}}$)

NTU_o : 總括 熱移動單位數(式 17)

Q : 熱容量率($Q = WC$)($W/^\circ C$)

Q_r : 로우터 매트릭스 熱容量率($Q_r = m_r C_r N$)($W/^\circ C$)

* 正會員, 서울産業大學

- q : 熱傳達率(W)
 T : 溫度(°C)
 U : 總括 熱傳達係數(式 16b)(W/m²·°C)
 W : 流體 質量流動率(kg/s)
 Y : 流動길이(m)
 y : 로우터 매트릭스길이($y = \frac{Y}{L}$)

〈그리스文字〉

- ϵ : 溫度效率
 ϵ_o : 對向流 直接形 熱交換器에서의 溫度效率
 ρ : 密度(kg/m³)
 τ : 時間(S)

〈下添字〉

- C : 低溫側
 h : 高溫側
 i : 入口
 o : 出口
 max : 最大
 min : 最小
 r : 로우터 매트릭스

1. 序 論

熱交換器는 作動流體 사이의 溫度差로써 所要 熱交換을 目的으로 하는 傳熱裝置의 總稱이다.

이와같은 熱交換 裝置 中에는 로우터 매트릭스를 週期的으로 回轉시켜 作動流體로부터 에너지를 蓄熱 혹은 放熱하는 回轉型 蓄熱式 熱交換器가 있다.

이러한 熱交換器에 대해, Hausen¹⁾은 數值解法으로 作動流體에 대한 熱容量率比($\frac{Q_{min}}{Q_{max}}$)와 蓄熱體의 크기를 나타내는 熱抵抗比(Ah^*)가 각각 1이며, 로우터 매트릭스와 作動流體에 대한 熱容量率比($\frac{Q_r}{Q_{min}}$)가 無限大일 때, 이들 變數와 總括 熱移動單位數(NTU_o)에 대한 溫度效率를 提示하였다.

Iliffe²⁾는 Hausen과 同一方法으로 $Ah^* = 0.33, 0.5, 1$ 일 때, Saunders와 Smoleniec³⁾

은 數值弛緩法으로 $\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 1, Ah^* = 1, \frac{Q_r}{Q_{min}} = 1, 2, \infty$ 일 때, 이에 대한 結果를 각각 나타내었다.

Coppage와 London⁴⁾은 위의 結果¹⁻³⁾들을 比較 分析하였으며, Lambertson⁵⁾, Bahnke와 Howard⁶⁾는 有限差分法으로 $\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 0.1 \sim 1.0, \frac{Q_r}{Q_{min}} = 1 \sim \infty, Ah^* = 0.25 \sim 1.0, NTU_o = 1.0 \sim 10$ 일 때, 溫度效率에 대한 結果를 發表하였다.

또한 Kays와 London⁷⁾은 위의 結果⁵⁻⁶⁾들을 體系的으로 分析 整理하였으며, 上記 變數範圍를 擴張시켜 이에대한 綜合的인 資料를 記述하였다.

하지만 위의 研究들은 관련 變數範圍에 대한 溫度效率 結果로서, 관련 資料로부터 補向法을 適用하는 번거로움이 있었다.

本 研究에서는 溫度效率를 簡單히 算定하기 위해 $\frac{Q_r}{Q_{min}} = \infty$ 에서 圖式解法으로 特殊解를 誘導하였다.

또한 適用 變數範圍인 $\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 0.85 \sim 1.0, \frac{Q_r}{Q_{min}} = 3 \sim \infty, Ah^* = 0.5 \sim 2.0, NTU_o = 2.0 \sim 7.0$ 에 대한 結果⁷⁾로부터 電算處理에 의해 溫度效率 算定式을 구하였다.

위에서 얻은 溫度效率에 대해, 上記 熱交換器 形式인 空氣豫熱器를 選定하여 이에 대한 諸元 및 實驗值로써 特殊解를 利用한 實驗式⁷⁾, 溫度效率 算定式에 의한 結果와 相關 變數에 대한 結果⁷⁾를 각각 比較하였다.

특히 로우터 回轉速度(RPH) 變化에 따라 最高의 溫度效率로써 運轉되는 經濟的인 RPH를 算定하였다.

2. 理論解析

2.1 支配方程式

Fig.1은 로우터 매트릭스 斷面 및 高·低溫流體(兩流體) 流動狀態를 나타낸 것이다.

熱交換器 全流動길이(L)와 直角方向의 길이를 매트릭스 單位두께로 하고 한 週期流(로우터 매트릭스 單位回轉)에 대한 傳熱現象을 考慮하면, 매트릭스 單位두께당 兩流體 流動에

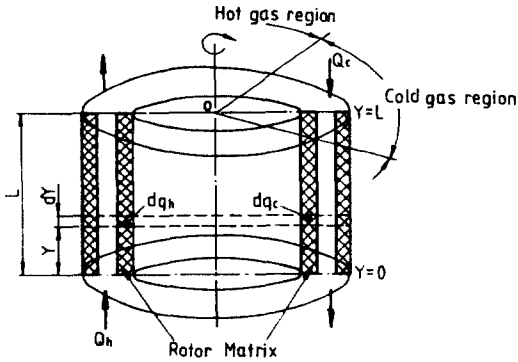


Fig. 1 The flow passage and associated flow matrix

서의 熱平衡方程式⁴⁾은 다음과 같다.

高溫流體側으로부터의 매트릭스 微小길이 dY 에 대한 微小 熱傳達率 dq_h 는

$$\frac{dq_h}{dY} = -\left(Q_h \frac{\partial T_h}{\partial Y} + \rho_h C_h A_h \frac{\partial T_h}{\partial \tau}\right) \dots\dots (1)$$

이며, 受熱側인 매트릭스에 대하여는

$$\frac{dq_h}{dY} = \frac{m_r C_r}{L} \frac{\partial T_r}{\partial \tau} \dots\dots (2)$$

이다. 이 때 熱傳達方程式은

$$\frac{dq_h}{dY} = \frac{A_h h_h}{L} (T_h - T_r) \dots\dots (3)$$

이 된다. 따라서 式(1)~(3)으로부터 高溫側의 支配方程式은

$$Q_h \frac{\partial T_h}{\partial Y} + \rho_h C_h A_h \frac{\partial T_h}{\partial \tau} = -\frac{m_r C_r}{L} \frac{\partial T_r}{\partial \tau} = -\frac{A_h h_h}{L} (T_h - T_r) \dots\dots (4)$$

이 되며, 同一方法으로 低溫側은

$$Q_c \frac{\partial T_c}{\partial Y} + \rho_c C_c A_c \frac{\partial T_c}{\partial \tau} = \frac{m_r C_r}{L} \frac{\partial T_r}{\partial \tau} = \frac{A_c h_c}{L} (T_c - T_r) \dots\dots (5)$$

으로 나타낼 수 있다.

이 때 兩流體 流動에 대한 境界條件은

$$\text{高溫側 } Y=0 \text{에서 } T_{hi} = \text{一定} \dots\dots (6a)$$

$$\text{低溫側 } Y=L \text{에서 } T_{ci} = \text{一定} \dots\dots (6b)$$

이다.

2.2 對向流 直接形 熱交換器에서의 溫度 効率 (ϵ_o)

ϵ_o 에 관한 式⁵⁾은

$$\epsilon_o = \frac{q}{q_{max}} \dots\dots (7)$$

이며, 式(7)에서 q 는 실제 熱傳達率로서

$$\text{高溫側 } q = Q_h (T_{hi} - T_{ho}) \dots\dots (8a)$$

$$\text{低溫側 } q = Q_c (T_{co} - T_{ci}) \dots\dots (8b)$$

이다. 또한 可能한 最大 熱傳達率 q_{max} 은

$$q_{max} = Q_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \dots\dots (9)$$

이므로 $Q_h > Q_c$ 일 때 $Q_{min} = Q_c$

$$Q_h < Q_c \text{일 때 } Q_{min} = Q_h$$

가 된다. 따라서 $Q_h > Q_c$ 인 경우

$$\epsilon_o = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \dots\dots (10a)$$

이며 $Q_h < Q_c$ 인 경우

$$\epsilon_o = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \dots\dots (10b)$$

이다.

2.3 ϵ_o 에 대한 圖式解法 特殊解

熱傳達 支配方程式과 境界條件에 관한 式(4)~(6)에 대한 正確解는 구할 수가 없다.

하지만 로우터 回轉速度가 高速인 無限週期 流일 때 ($N = \infty$), 즉 $\frac{Q_r}{Q_{min}} = \infty$ 인 경우에 한 해 ϵ_o 을 얻을 수 있다.

Fig. 2는 對向流 熱交換器에서의 溫度分布를 나타낸 것으로, 이 때 兩流體 入·出口側 溫度差는 대부분 $dT_h > dT_c$ 이므로 $T_{hi} - T_{ho} >$

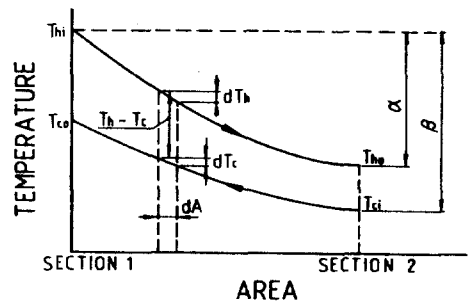


Fig. 2 The temperature distribution in the counterflow

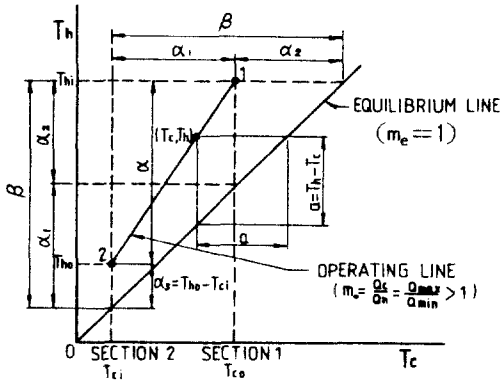


Fig. 3 The operating line and the equilibrium line representation

$T_{co} - T_{ci}$ 이다. 따라서 식(8)에 의해 $Q_h < Q_c$ 이며 이 때 $Q_c = Q_{max}$, $Q_h = Q_{min}$ 이 된다. 이와 같은 온도條件을 Fig. 3에 圖示하였다.

Fig. 2로부터 熱交換器 微小 傳熱面積 dA 에 대한 dq 는

$$dq = -Q_h dT_h = -Q_c dT_c \dots\dots\dots (11)$$

이며 Fig. 3의 作動線 기울기(m_o)는

$$m_o = \frac{dT_h}{dT_c} = \frac{Q_c}{Q_h} = \frac{Q_{max}}{Q_{min}} > 1 \dots\dots\dots (12)$$

이다. 또한 平衡線 기울기(m_e)는 $m_e = 1$ 이므로, 이 線上의 兩流體 溫度는 $T_h = T_c$ 가 된다.

따라서 作動線上의 任意 作動點(T_c, T_h)에서 平衡線까지의 垂直 또는 水平길이(a)는 $a = T_h - T_c$ 이다.

Fig. 2로부터 圖式的으로 식(10 b)를 나타내면

$$\epsilon_o = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{\alpha}{\beta} \dots\dots\dots (13)$$

이며 微小 熱傳達率 dq 는

$$dq = U(T_h - T_c) dA \dots\dots\dots (14)$$

이다. 또한 식(11)로부터

$$dT_h - dT_c = -\frac{1}{Q_h} \left(1 - \frac{Q_h}{Q_c}\right) dq \dots\dots (15a)$$

이며 이미 언급한 바와같이 $Q_c = Q_{max}$, $Q_h = Q_{min}$ 이므로 식(15a)는

$$d(T_h - T_c) = -\frac{1}{Q_{min}} \left(1 - \frac{Q_{min}}{Q_{max}}\right) dq \dots\dots (15b)$$

로 表記할 수 있다. 식(14)를 식(15b)에 代入하고 Fig. 2의 斷面 1에서 斷面 2까지 積分하면

$$\ln \frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}} = -\frac{AU}{Q_{min}} \left(1 - \frac{Q_{min}}{Q_{max}}\right) \dots\dots(16a)$$

이 되며 週期流에서 AU 에 관한 項⁷⁾은

$$\frac{1}{AU} = \left[\frac{1}{(Ah)_c} + \frac{1}{(Ah)_h} \right] \dots\dots\dots (16b)$$

이다. 이 때 無限週期流에서 壁體 傳熱抵抗을 無視할 수 있는 對向流 直接形 熱交換器에서의 總括 熱移動單位數⁴⁾ (NTU_o)를 利用하면

$$NTU_o = \frac{1}{Q_{min}} \left[\frac{1}{1/(Ah)_c} + \frac{1}{1/(Ah)_h} \right] \\ = \frac{(Ah)_c}{Q_{min}} \left(\frac{1}{1 + Ah^*} \right) = NTU_c \left(\frac{1}{1 + Ah^*} \right) \dots\dots\dots (17)$$

이므로 식(16a)는

$$\frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}} = \exp \left[-NTU_o \left(1 - \frac{Q_{min}}{Q_{max}}\right) \right] \dots\dots (16c)$$

이 된다.

식(16c)의 左邊項을 圖式的으로 表現하고 식(12)~(13)을 代入하면

$$\frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}} = \frac{\alpha_2}{\alpha_2} = \frac{\beta - \alpha}{\beta - \alpha_1} = \frac{1 - \alpha/\beta}{1 - \alpha/\beta m_o} \\ = \frac{1 - \epsilon_o}{1 - \epsilon_o (Q_{min}/Q_{max})} \dots\dots\dots (18)$$

를 얻을 수 있다.

따라서 식(18)을 식(16c)에 代入한 후, ϵ_o 에 대한 結果를 整理하면 다음과 같다.

$$\epsilon_o = \frac{1 - \exp[-NTU_o(1 - Q_{min}/Q_{max})]}{1 - Q_{min}/Q_{max} \exp[-NTU_o(1 - Q_{min}/Q_{max})]} \dots\dots\dots (19a)$$

특히 식(19a)에서 L'Hospital의 定理를 利用하면

$$\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 1 \text{ 일 때 } \epsilon_o = \frac{NTU_o}{1 + NTU_o} \dots\dots (19b)$$

$$\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 0 \text{ 일 때 } \epsilon_o = 1 - \exp(-NTU_o) \dots\dots (19c)$$

이다.

여기서 식(19a)는 理論解法으로 구한 特殊解와 同一함을 알 수 있다.

2.4 溫度效率 (ϵ)

無限週期流 뿐만 아니라 週期流의 로우터 回轉速度 變化까지 考慮한 ϵ 에 대한 實驗式⁷⁾은

$$\epsilon \approx \epsilon_0 \left(1 - \frac{1}{9(Q_r/Q_{min})^{1.93}} \right) \quad (\epsilon \leq 0.90) \quad (20)$$

이다. 式(20)에서 ϵ_0 는 對向流 直接形 熱交換器에서의 理論的인 結果이다.

3. 比較 및 檢討

3.1 溫度效率 (ϵ)

Fig. 4는 特殊解인 式(19a)~(19b)로써 실제 適用 變數範圍에 대한 ϵ_0 를 나타낸 것이다.

Fig. 5는 式(20)의 右邊 中括弧項에 대한 溫度效率로서, $\epsilon_{R.P.H}$ 로 表記한 것은 로우터 回轉速度(RPH)에 따른 영향이기 때문이다.

특히 式(20)은 變數範圍에 대한 制限이 없고, 다만 $\epsilon \leq 0.90$ 에서 適用되는 式이다. 따라서

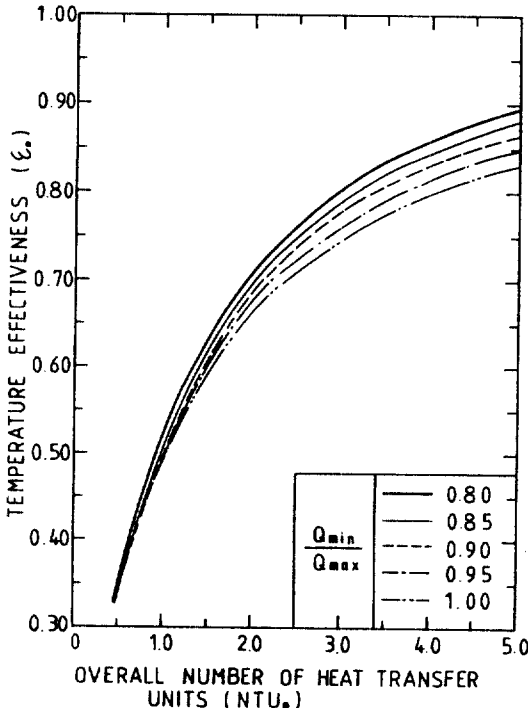


Fig. 4 The temperature effectiveness in the counterflow direct type heat exchanger

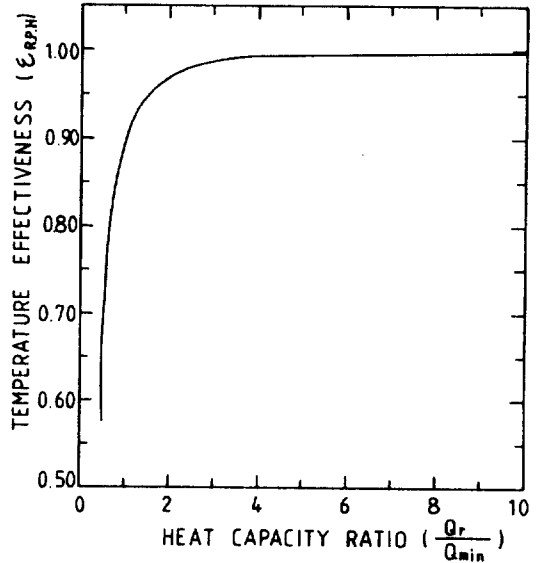


Fig. 5 The temperature effectiveness versus heat capacity rate ratio

Fig. 4와 Fig. 5로부터 각각의 溫度效率 結果와의 積으로써 簡單히 ϵ 을 얻을 수 있다.

誤差에 대해 式(20)으로부터 얻은 結果와 綜合結果⁷⁾인 Table 1을 基準으로 比較할 때 絕對誤差는 0.005, 絕對 相對誤差는 0.8% 以內로 接近하였다.

3.2 溫度效率 算定式 (ϵ)

溫度效率은 Table 1과 같은 資料로써 수차의 補向法에 의해 算定되므로, 이러한 問題點을 除去하기 위해 Table 1의 結果를 電算處理하여 다음式을 구하였다.

$$\epsilon \approx \frac{NTU_0}{1 + 0.978 NTU_0} \quad (21)$$

式(21)의 有用性을 알아보기 위해 Table 1에 式(21)의 結果를 併記하였다.

Table 1의 結果를 基準으로 할 때, 式(21) 結果와의 絕對 相對誤差는 Table 1의 變數範圍 내에서 3.6%,

특히 $\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 0.95, \frac{Q_r}{Q_{min}} \geq 3.0$ 에서 1.3%,

$\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 0.95, \frac{Q_r}{Q_{min}} \geq 5.0$ 에서 0.4% 以

Table 1. The comparison of the results versus temperature effectiveness by F. D. M and Eq. (21)

description $\frac{Q_{min}}{Q_{max}}$ $\frac{Q_r}{Q_{min}}$ NTU _o	result obtained by F. D. M ²⁾												value obtained by Eq. 21)
	1.00			0.95			0.90			0.85			
	3.0	5.0	≥10.0	3.0	5.0	≥10.0	3.0	5.0	≥10.0	3.0	5.0	≥10.0	
2.0	0.659	0.664	0.666	0.669	0.675	0.677	0.680	0.686	0.688	0.691	0.697	0.699	0.676
2.5	0.705	0.711	0.713	0.717	0.723	0.726	0.729	0.736	0.739	0.741	0.748	0.751	0.725
3.0	0.740	0.746	0.749	0.753	0.760	0.763	0.766	0.774	0.777	0.779	0.787	0.790	0.762
3.5	0.767	0.774	0.777	0.781	0.789	0.792	0.795	0.803	0.806	0.809	0.817	0.820	0.791
4.0	0.789	0.796	0.799	0.804	0.811	0.815	0.819	0.826	0.830	0.833	0.841	0.844	0.814
4.5	0.807	0.814	0.817	0.822	0.830	0.833	0.838	0.846	0.849	0.852	0.860	0.864	0.833
5.0	0.822	0.829	0.832	0.838	0.846	0.849	0.853	0.862	0.865	0.868	0.877	0.880	0.848
5.5	0.834	0.842	0.845	0.851	0.859	0.862	0.867	0.875	0.879	0.881	0.890	0.894	0.862
6.0	0.845	0.853	0.856	0.862	0.870	0.874	0.878	0.887	0.890	0.893	0.901	0.905	0.873
6.5	0.855	0.862	0.865	0.872	0.880	0.884	0.888	0.896	0.900	0.903	0.911	0.915	0.883
7.0	0.863	0.870	0.874	0.881	0.889	0.892	0.897	0.905	0.909	0.911	0.919	0.923	0.892

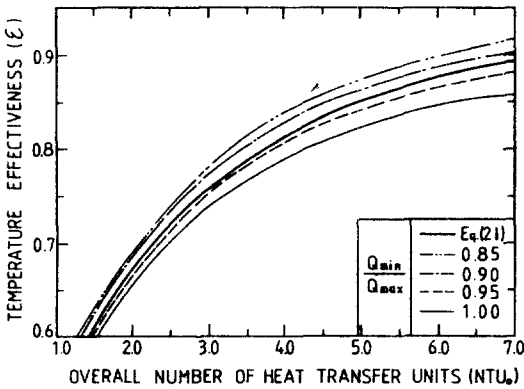


Fig. 6 The comparison of temperature effectiveness versus NTU_o. ($\frac{Q_r}{Q_{min}} \geq 5.0$)

내로 각각 나타냈다.

특히 Fig. 6은 $\frac{Q_r}{Q_{min}} \geq 5.0$ 일 때, 식(21) 및 Table 1의 ε 결과를 $\frac{Q_{min}}{Q_{max}}$ 에 따라 圖示한 것이다.

이로부터 식(21)은 適用 可能한 溫度效率 算定式이다. 이 때 適用 變數範圍는 $\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 0.85 \sim 1.0$, $\frac{Q_r}{Q_{min}} \geq 3.0$, $NTU_o = 2.0 \sim 7.0$, At^{*5-7} 0.5 ~ 2.0 이다.

3.3 溫度效率(ε) 및 로우터 回轉速度 (RPH)

이미 앞절에서 考察한 式(21), 式(19a)와 (20)을 본 熱交換器 形式인 空氣豫熱器에 適用시켜 이에대한 結果와 이들 相關 變數에 대한 Table 1의 結果를 각각 比較하고자 한다.

이를위해 麗水, 西海, 平澤 火力發電所에 設置되어 稼動중인 3個所의 용그스트럼형 空氣豫熱器를 選定하여 相關 諸元 및 運轉現況에 대한 測定值를 Table 2에 나타내었다.

또한 Table 2로써 ε算定을 위한 相關 結果值를 Table 3에 表記하였다.

이로부터 Table 1의 結果를 基準으로 할때, ε에 대한 絕對誤差는 式(20)에서 0.002, 式(21)에서 0.023,

이 때 絕對 相對誤差는 0.3%, 3.0% 以內로 나타냈다.

아울러 Table 2와 3의 空氣豫熱器로부터, RPH 變化가 ε에 미치는 影響을 살펴보기 위해 式(20)에 의한 結果를 Table 4와 Fig. 7에 각각 나타내었다.

Table 4로부터 最高의 ε로써 運轉하기 위

Table 2. The specification and data of the air preheater

description		air preheater		
		Y. S. #1	S. H. #1	P. T. #1
rotor matrix	height (m)	2.360	1.575	1.850
	diameter (m)	7.300	7.814	9.490
	speed (RPH)	90.0	88.2	78.0
	mass (kg)	75.000	79.260	162.234
hot fluid (gas side)	flow rate (kg/h)	730,600	865,863	1,169,800
	inlet temp. (°C)	385	393	343
	outlet temp. (°C)	134	164	148
cold fluid (air side)	flow rate (kg/h)	675,590	845,320	1,157,100
	inlet temp. (°C)	65	61	72
	outlet temp. (°C)	330	328	301
heat transfer area (m ²)		46.400	44,280	82.720
air leakage ratio (%)		6.5	8.0	7.7

Table 3. The calculated value of the air preheater

description air preheater	Q_{min} (W/°C)	Q_r (W/°C)	$\frac{Q_{min}}{Q_{max}}$	$\frac{Q_r}{Q_{min}}$	Ah^*	NTU_c	NTU_o	ϵ		
								Eq.(20)	Eq.(21)	result(7)
Y. S. #1	178.554	942.188	0.95	5.28	0.85	4.53	2.45	0.720	0.721	0.718
S. H. #1	219.828	975.790	0.86	4.44	0.80	3.57	1.98	0.691	0.674	0.689
P. T. #1	301.889	1,766.323	0.85	5.85	0.84	4.93	2.68	0.764	0.740	0.763

Table 4. The temperature effectiveness versus rotor speed in the air preheater

RPH		description air preheater										
		30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
Y. S. #1	Q_r (W/°C)	314.063	418.750	523.438	628.125	732.813	837.500	942.188	1,046.875	1,151.563	1,256.250	1,360.938
	Q_r/Q_{min}	1.76	2.35	2.93	3.52	4.10	4.69	5.28	5.86	6.45	7.04	7.62
	ϵ	0.696	0.707	0.713	0.716	0.717	0.719	0.719	0.720	0.721	0.721	0.721
S. H. #1	Q_r (W/°C)	331.901	442.535	553.169	663.803	774.436	885.070	995.704	1,106.338	1,216.971	1,327.605	1,438.239
	Q_r/Q_{min}	1.51	2.01	2.52	3.02	3.52	4.03	4.53	5.03	5.54	6.04	6.54
	ϵ	0.660	0.675	0.682	0.686	0.688	0.690	0.691	0.692	0.692	0.693	0.693
P. T. #1	Q_r (W/°C)	679.355	905.807	1,132.258	1,358.710	1,585.161	1,811.613	2,038.065	2,264.516	2,490.968	2,717.420	2,943.871
	Q_r/Q_{min}	2.25	3.00	3.75	4.50	5.25	6.00	6.75	7.50	8.25	9.00	9.75
	ϵ	0.750	0.757	0.761	0.763	0.764	0.765	0.765	0.766	0.766	0.766	0.766

한 經濟的인 RPH는 100~120 程度로 算定 되었다.

이 結果를 Table 2 에서 실제 運轉의 RPH 와 比較하면,

運轉의 RPH는 經濟的인 RPH보다 다소 적은 것을 알 수 있다.

이러한 傾向은 設備 및 維持에 따른 經濟 的인 測面에 起因하는 것으로 思料된다.

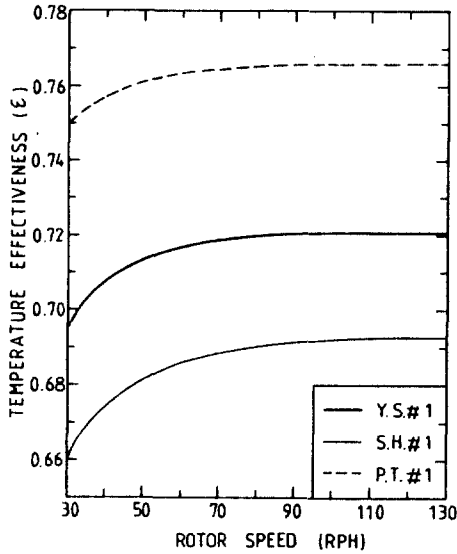


Fig. 7 The temperature effectiveness versus rotor speed

또한 $\frac{Q_r}{Q_{min}}$ 이 클수록 經濟的인 RPH는 적게 算定되었다.

4. 結 論

본 研究를 통해 얻은 結果는 다음과 같다.

(1) Table 1의 變數範圍에 대한 結果와 圖式 解法으로 구한 特殊解로서, 式(20) 結果와의 絕對誤差는 0.005, 絕對 相對誤差는 0.8% 以內로 나타났다.

(2) (1)항의 變數範圍에 대한 結果와 式(21) 結果와의 絕對 相對誤差는

Table 1의 變數範圍內에서 3.6%,

특히 $\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 0.95$, $\frac{Q_r}{Q_{min}} \geq 3.0$ 에서 1.3%,

$\frac{Q_{min}}{Q_{max}} = 0.95$, $\frac{Q_r}{Q_{min}} \geq 5.0$ 에서 0.4%以

內로 각각 나타났다.

따라서 式(21)은 Table 1의 變數範圍內에서 適用 可能한 溫度效率 算定式이다.

(3) 空氣豫熱器를 選定하여 로우터 回轉速度 (RPH) 變化에 따른 經濟的인 RPH를 얻은 結果, 100~120 程度로 算定되었으며, $\frac{Q_r}{Q_{min}}$ 이 클수록 RPH는 적게 나타났다.

參 考 文 獻

1. Hausen, H., "Accomplished Calculations of Heat Exchange in Regenerators", VDI Beiheft Verfahrenstechnik, No.2, 1942.
2. Iliffe, C.E., "Thermal Analysis of the Contra-Flow Regenerative Heat Exchanger", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.159, pp.363, 1948.
3. Saunders, O.A., and Smoleniec, S., "Heat Transfer in Regenerators", IME-ASME General Discussion on Heat Transfer, London, England, Sept., pp.443, 1951.
4. Coppage, J.E., and London, A.L., "The Periodic-Flow Regenerator-A Summary of Design Theory" Trans. ASME, Vol.1.75, pp.779-787, 1953.
5. Lambertson, T.J., "Performance Factors of a Periodic-Flow Heat Exchanger", Trans. ASME, Vol.80, pp.586-592, 1958.
6. Bahnke, G.D., and Howard, C.P., "The Effect of Longitudinal Heat Conduction on Periodic-Flow Heat Exchanger Performance", Trans. ASME, Vol.86, pp.105, 1964.
7. Kays, W.M., and London, A.L., Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, (2nd ed.), pp.27-30, 44-49, 264-266, 1964.
8. Holman, J.P., Heat Transfer, McGraw-Hill, (5th ed.), pp.454-459, 1981.
9. Spalding, D.B., Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publishing Corporation, pp.1-2-5-1-1-2-5-3, 1983.
10. 金周鉉, 空氣豫熱器-性能運轉補修管理-, 韓國電力, pp. 26~42, 1983.
11. 徐廷一, 金光洙, 李正萬, "熱交換週期가 짧은 蓄熱式 熱交換器의 傳熱解析에 관한 研究, 大韓機械學會 論文集, 第9卷, 第1號, pp. 127~134, 1985.