

汽電共生廠旋轉式空氣預熱器之數值模擬分析

李志良

德霖技術學院機械工程系

摘 要

本研究針對汽電共生廠中旋轉式空氣預熱器，從事數值模擬分析。研究中是以有限差分法，模擬空氣預熱器與兩交叉流體間(煙道氣與助燃空氣)能量之傳遞現象，以求解其溫度之分佈情形，並計算出空氣預熱器的熱效率。研究首先，在建立旋轉式空氣預熱器的數學模型及其各項運轉假設條件，以推導出統御方程式及其邊界條件。再來將統御方程式做無因次化，以便數值方法的運算。數值方法係使用有限差分法推導其有限差分方程式，電腦模擬程式則以 Gauss-Seidel 的疊代法撰寫，因為整個系統最後是呈週期性的穩態操作，經過循環的運算後直到兩熱交換流體之出口溫度以及熱平衡誤差達到收斂條件為止。計算兩側流體之平均出口溫度後，進而求得旋轉式空氣預熱器的熱效率。本研究的最終目的則是想根據電腦模擬程式找出旋轉式空氣預熱器之最佳化運轉操作條件，並進而提升鍋爐燃燒效率以節省燃料成本。

關鍵字：汽電共生廠、旋轉式空氣預熱器、數值模擬、有限差分法

Computer Simulation of Rotary Gas Air Heater(GAH) in Co-generation System

Chi-Liang Lee

Department of Mechanical Engineering, De-Lin Institute of Technology

Abstract

The objective of this study is the computer simulation in rotary GAH at co-generation system. A numerical finite difference method is used to simulate the heat energy transfer between the rotor matrix and two fluid streams in cross-flow. Then the temperature distributions and heat efficiency of the rotary GAH can be calculated. The mathematical model equations and assumptions of rotary GAH are established at the first. Herewith, the governing differential equations for the simultaneous heat transfer in rotary GAH will be obtained with the assumptions. The equations are non-dimensionalized by dimensionless variables and parameters. The computer program developed to solve the governing differential equations is based on the finite difference method, represented by Gauss-Seidel iterative procedures scheme. If the convergence conditions and error criteria are satisfied, the fluid temperature and heat efficiency of rotary GAH can be solved. At final purpose, to possess an optimal operation conditions for rotary GAH. Then the boiler efficiency can be increased and the fuel cost is saved.

Keywords : Co-generation System, Rotary Gas Air Heater (GAH), Simulation

一、前言

新政府上任後國家能源政策著重於非核家園，在提升再生能源與綠能的使用未達需求比例前，能提高現有發電系統的效率也是相對重要的工作。下圖圖1為汽電共生廠中空氣預熱器的外形示意圖，其功能係利用燃燒後之廢煙道氣在排出大氣前，將其所剩下之熱能利用來加熱助燃的新鮮空氣，故空氣預熱器為一熱回收與節能的設備。一般運轉中煙道氣的溫度約在600至800 °F，經熱交換則被冷卻到僅275至350 °F左右。而助燃空氣則是由強制送風機送至空氣預熱器加熱，由大氣溫度加熱到500至600 °F，有時甚至更高。預熱的助燃空氣可以節省燃料之消耗量，燃料節省的比率與助燃空氣在預熱器內的溫升成正比，對於200 °F的空氣溫升其燃料節省約4%，而500 °F的空氣溫升其燃料節省則約11%。助燃空氣的溫升除了可以節省燃料外，燃煤機組爐內的粉煤機之操作亦需要熱空氣，300至600 °F的空氣有利於粉煤的乾燥以便於空氣輸送及燃燒。在汽電共生廠中鍋爐為最重要的設備之一，助燃空氣溫度的提高對鍋爐效率的提升具有很大的幫助，而旋轉式空氣預熱器則是目前最常用來加熱助燃空氣的熱交換器。所以說旋轉式空氣預熱器在能源回收觀念如此受重視的今日，是一個相當有發展潛力的裝置，兩流體藉由它可達到很好的能量儲存與釋放的動作，在週期性的操作下得到能源回收再利用的好處。設計一個旋轉式空氣預熱器需要考量的參數很多，例如滾輪的外形尺寸及其旋轉的速度，兩熱交換流體的質量與其熱容流率，還有滾輪基體在各方向的熱傳導性的影響等，都直接影響到空氣預熱器的熱效率。

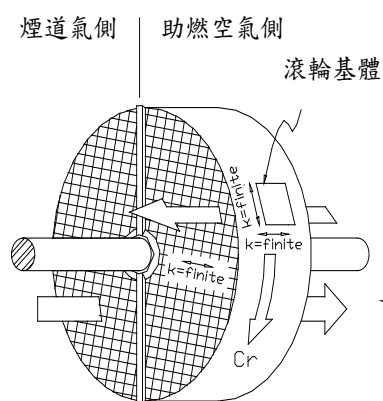


圖 1.旋轉式空氣預熱器示意圖

有關旋轉式空氣預熱器的許多重要研究資料可以由Kays and London [1]所著的"Compact Heat Exchangers"一書中找到。旋轉式空氣預熱器又有稱再生式熱交換器，而許多研究學者對其應用於Gas Turbine - regenerator之研究，發表了不少的著述 [2 - 7]，而其中又以Lamberston [3], Bahnke and Howard [5], 及Mondt [6]曾提出較完整的數值解法，以有限差分法來求解其於有限轉速及有限縱向熱傳導的穩態操作情形。又Holmbert [8, 9]則再利用Gauss - Seidel的疊代方法來解其熱質傳問題，並將結果應用於固體除濕冷卻空調系統之中。而Van Leersum and Ambrose [10]以及Lai, Shih and Chuah [11]則將熱質傳問題做出實驗數據與有限差分的數值解做比較。至於其他的相關研究亦有Li [12]求解熱交換器中流體與滾輪基體的溫度分佈情形，以及Skeipko [13]利用分離變數法來解能量方程式，以求得滾輪基體在考慮縱向熱傳導所造成的影響。爾後Attia and D'Silva's [14]更將滾輪基體圓周向的熱傳導加入數學模式中，但是這仍僅止於二維的研究。而本研究則是將考慮完整的三維分析，其中包括了滾輪基體縱向、圓周向以及徑向三個方向的熱傳導性，同時亦將流體與滾輪三維的溫度場分佈以數值方法模擬計算出來。本數值模擬程式的完成，可提供汽電共生廠中空氣預熱器最佳化操作條件的參考。

二、統御方程式與無因次化

為方便數學模式的建立，圖 2 為旋轉式空氣預熱器座標系統之圖示。

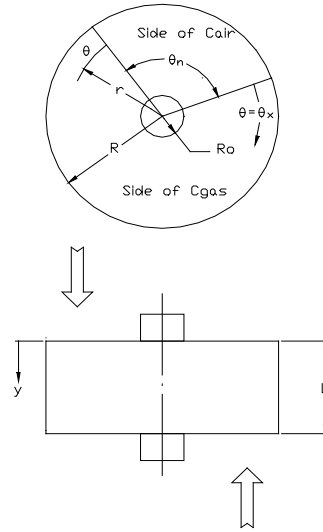


圖 2. 座標系統示意圖

而統御方程式乃基於以下各點假設，模擬其熱傳遞的現象。假設如下：

- (1) 兩熱交換流體為交叉流形式。
- (2) 滾輪基體於縱向、圓周向及徑向等三方向的熱傳導係數為有限值。
- (3) 兩熱交換流體及滾輪基體之各熱力性質為定值，且不隨溫度與時間改變。
- (4) 兩熱交換流體於運轉當中，不考慮因滾輪旋轉所造成的夾帶現象或其他洩漏情形，即儘量視同在低轉速中進行操作。
- (5) 流體與滾輪基體之間的熱對流係數為定值。
- (6) 流體之進口截面溫度為均勻分佈的定值。
- (7) 流體進出口截面處不考慮熱對流的熱傳量。
- (8) 假設旋轉式空氣預熱器為絕熱，即其與環境間沒有熱交換的現象。
- (9) 為非常規律且週期性的穩態操作。

由以上各點之假設，基於能量守恆的原則推導旋轉式空氣預熱器的統御方程式，以及各邊界條件。在此分為煙道氣(GAS)及助燃空氣(AIR)兩側來表示，而各側又包含流體和滾輪的能量方程式分別表示如下，首先是煙道氣側流體之能量方程式：

$$C_{gas} \frac{\partial T_x}{\partial y} = -\frac{(hA)_x}{L} (T_x - T_r) \quad (1)$$

其中 C_{gas} 是煙道氣之熱容流率，為比熱乘以質量流率而來； T_x 為煙道氣溫度； $(hA)_x$ 為煙道氣之熱對流係數與熱傳面積之積； L 為滾輪的厚度；而 T_r 則是滾輪基體溫度。

又煙道氣側滾輪之能量方程式表示如下：

$$2\pi \frac{C_r}{A_{fr} L} \frac{\partial T_r}{\partial \theta} = \frac{(hA)_x}{A_{fr,x} L} (T_x - T_r) + k_y \frac{\partial^2 T_r}{\partial y^2} + k_\theta \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_r}{\partial \theta^2} + k_r \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_r}{\partial r} \right) \quad (2)$$

其中 C_r 為滾輪基體之熱容流率，為滾輪基體之比熱乘以其滾輪質量以及轉速而來； A_{fr} 為滾輪橫

向截面的面積； $A_{fr,x}$ 則為煙道氣於滾輪橫向截面的面積；而 k_y , k_θ 及 k_r 則分別為滾輪三方向之熱傳導係數。以下重複出現之符號不再說明。在煙道氣側的另一邊則是助燃空氣側，而其流體之能量方程式為：

$$C_{air} \frac{\partial T_n}{\partial y} = -\frac{(hA)_n}{L}(T_n - T_r) \quad (3)$$

其中 C_{air} 是助燃空氣之熱容流率； T_n 為助燃空氣之溫度； $(hA)_n$ 為助燃空氣之熱對流係數與熱傳面積之積。又助燃空氣側滾輪之能量方程式表示如下：

$$2\pi \frac{C_r}{A_{fr} L} \frac{\partial T_r}{\partial \theta} = \frac{(hA)_n}{A_{fr,n} L} (T_n - T_r) + k_y \frac{\partial^2 T_r}{\partial y^2} + k_\theta \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_r}{\partial \theta^2} + k_r \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_r}{\partial r} \right) \quad (4)$$

其中 $A_{fr,n}$ 則為助燃空氣於滾輪橫向截面的面積；由於兩側流體之進口溫度分佈為均勻，故其邊界條件可表示為：

$$T_x|_{inlet} = T_{x,i} = \text{constant} \quad T_n|_{inlet} = T_{n,i} = \text{constant} \quad (5)$$

由假設旋轉式空氣預熱器為絕熱之情形，故其邊界條件在 y 方向可表示為：

$$\left. \frac{\partial T_r}{\partial y} \right|_{y=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial T_r}{\partial y} \right|_{y=L} = 0 \quad (6)$$

另外在 r 方向的邊界條件則為

$$\left. \frac{\partial T_r}{\partial r} \right|_{r=R_0} = 0, \quad \left. \frac{\partial T_r}{\partial r} \right|_{r=R} = 0 \quad (7)$$

在滾輪於兩側流體交界處需滿足連續之條件，所以可以表示如下：

$$T_r|_{\theta} = T_r|_{\theta+2\pi} \quad (8)$$

以上便是模擬旋轉式空氣預熱器之數學模型，其中包含統御方程式與其邊界條件。然而為方便數值模擬的計算，故將統御方程式與其邊界條件無因次化，而其中各無因次參數的定義分別表示如下：

$$\bar{y} = \frac{y}{L}, \quad \bar{\theta} = \frac{\theta}{2\pi}, \quad \bar{r} = \frac{r}{R}, \quad \bar{T}_x = \frac{T_x - T_{n,i}}{T_{x,i} - T_{n,i}}, \quad \bar{T}_n = \frac{T_n - T_{n,i}}{T_{x,i} - T_{n,i}}, \quad \bar{T}_r = \frac{T_r - T_{n,i}}{T_{x,i} - T_{n,i}},$$

$$NTU_0 = \left[\frac{1}{\frac{1}{(hA)_x} + \frac{1}{(hA)_n}} \right] \frac{1}{C_{air}}, \quad \lambda = \frac{kA_{fr}}{LC_{air}}, \quad \lambda_y = \left[\frac{k_y}{k} \right] \lambda, \quad \lambda_\theta = \left[\frac{k_\theta}{k} \right] \frac{1}{(2\pi R/L)^2} \lambda,$$

$$\lambda_r = \left[\frac{k_r}{k} \right] \frac{1}{(R/L)^2} \lambda, \quad (hA)^* = \frac{(hA)_n}{(hA)_x}, \quad A_{fr}^* = \frac{A_{fr,n}}{A_{fr,x}} \quad (9)$$

由於無因次參數的導入，煙道氣側流體無因次化之能量方程式可推導如下：

$$\frac{C_{gas}}{C_{air}} \frac{\partial \bar{T}_x}{\partial y} = -NTU_0 \left(1 + \frac{1}{(hA)^*} \right) (\bar{T}_x - \bar{T}_r) \quad (10)$$

又煙道氣側滾輪無因次化之能量方程式表示如下：

$$\frac{C_r}{C_{air}} \frac{\partial \bar{T}_r}{\partial \theta} = NTU_0 \left(1 + \frac{1}{(hA)^*} \right) \left(1 + A_{fr}^* \right) (\bar{T}_x - \bar{T}_r) + \lambda_y \frac{\partial^2 \bar{T}_r}{\partial y^2} + \lambda_\theta \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \bar{T}_r}{\partial \theta^2} + \lambda_r \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \bar{T}_r}{\partial r} \right) \quad (11)$$

而助燃空氣側流體無因次化之能量方程式改為：

$$\frac{\partial \bar{T}_n}{\partial y} = -NTU_0 \left(1 + (hA)^* \right) (\bar{T}_n - \bar{T}_r) \quad (12)$$

助燃空氣側滾輪無因次化之能量方程式為：

$$\frac{C_r}{C_{air}} \frac{\partial \bar{T}_r}{\partial \theta} = NTU_0 \left(1 + (hA)^* \right) \left(1 + \frac{1}{A_{fr}^*} \right) (\bar{T}_n - \bar{T}_r) + \lambda_y \frac{\partial^2 \bar{T}_r}{\partial y^2} + \lambda_\theta \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \bar{T}_r}{\partial \theta^2} + \lambda_r \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \bar{T}_r}{\partial r} \right) \quad (13)$$

而兩熱交換流體之進口無因次溫度則介於 0 與 1 之間，溫度高的煙道氣為 1，而低溫的助燃空氣為 0，其表示式如下：

$$\bar{T}_x \Big|_{inlet} = 1 \quad \bar{T}_n \Big|_{inlet} = 0 \quad (14)$$

且滾輪 y 方向無因次的絕熱邊界條件改寫為：

$$\frac{\partial \bar{T}_r}{\partial y} \Big|_{\bar{y}=0} = 0, \quad \frac{\partial \bar{T}_r}{\partial y} \Big|_{\bar{y}=1} = 0 \quad (15)$$

以及滾輪 r 方向無因次絕熱邊界條件為：

$$\frac{\partial \bar{T}_r}{\partial r} \Big|_{\bar{r}=\frac{R_0}{R}} = 0, \quad \frac{\partial \bar{T}_r}{\partial r} \Big|_{\bar{r}=1} = 0 \quad (16)$$

還有滾輪於兩側流體交界處之連續條件如下：

$$\bar{T}_r \Big|_{\bar{\theta}} = \bar{T}_r \Big|_{\bar{\theta}+1} \quad (17)$$

三、數值計算方法

在此本研究以有限差分法，以及利用 Gauss-Seidel 的疊代法則進行數值運算，如此可以算出滾輪基體之溫度分佈，以及兩流體經過空氣預熱器後之出口溫度分佈情形。而滾輪基體及流體各平面之差分格點如下圖圖 3 所示之交錯排列形式。至於差分式的推導，在滾輪基體上之各方向熱傳導項是以中央差分法來推導，而滾輪基體與流體間之熱對流項則是以上風 (upwind) 差分法推導。因為整個系統最後是呈週期性之穩態操作，所以在電腦程式運算前先假設一組滾

輪基體溫度做為起始值，將其代入經有限差分法處理過後的統御差分式，經過週期性的運算後，直到兩側流體之出口溫度以及熱平衡誤差達到收斂條件，全部小於 5×10^{-5} 為止，此時便可求得兩側流體之平均出口溫度，進而計算出旋轉式空氣預熱器之熱效率。

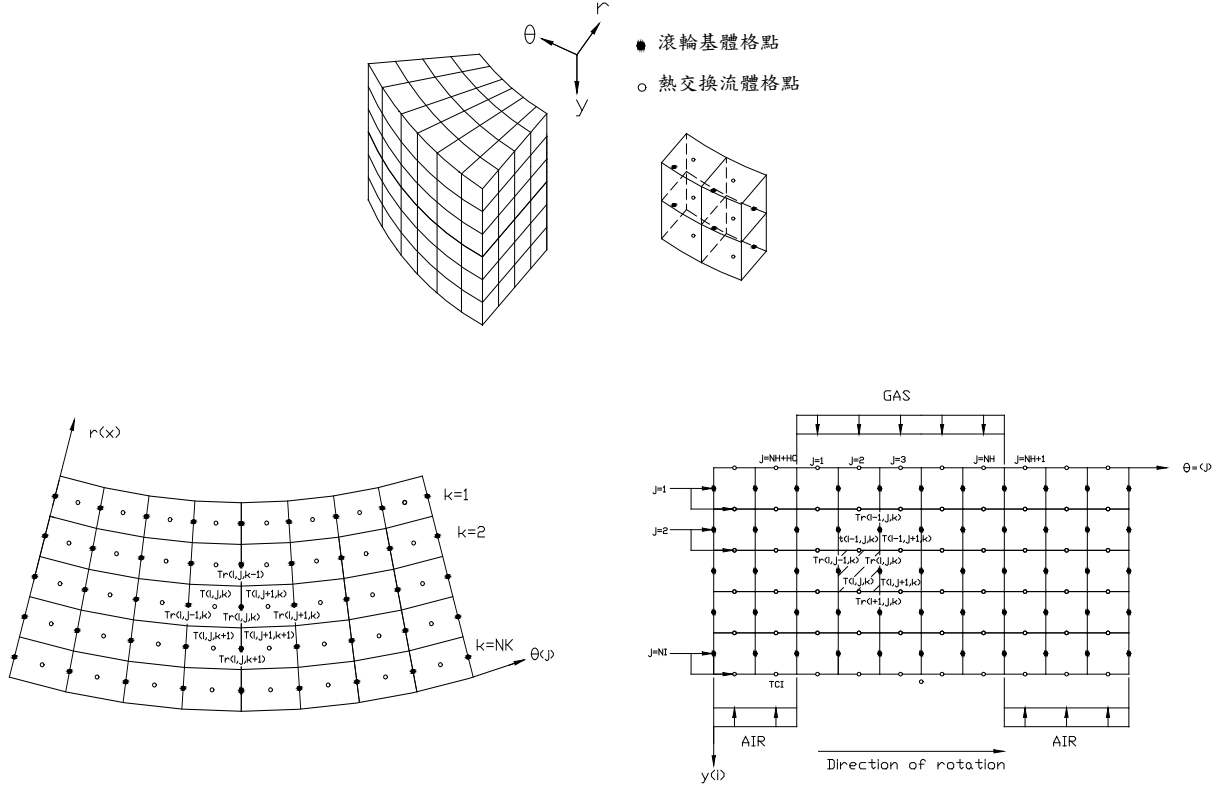


圖 3. 各平面之差分格點示意圖

以下為差分式的推導結果：

煙道氣側流體：

$$A_{xP} \bar{T}^{i,j,k} = A_{x1} \bar{T}^{i-1,j,k} + A_{x2} (\bar{T}_r^{i,j,k} + \bar{T}_r^{i,j-1,k}) \quad (18)$$

煙道氣側滾輪：

$$\begin{aligned} A_p \bar{T}_r^{i,j,k} = & S_{xP} (\bar{T}^{i-1,j,k} + \bar{T}^{i,j,k}) + A_S \bar{T}_r^{i-1,j,k} + A_N \bar{T}_r^{i+1,j,k} + A_W \bar{T}_r^{i,j-1,k} \\ & + A_E \bar{T}_r^{i,j+1,k} + A_B \bar{T}_r^{i,j,k-1} + A_F \bar{T}_r^{i,j,k+1} \end{aligned} \quad (19)$$

其中各參數分別表示如下：

$$\begin{aligned} \Delta y = 1/I, \quad \Delta \theta = 1/(J_x + J_n), \quad \Delta r = (R - R_0)/K, \quad r_k = \Delta r \cdot \left(k \frac{1}{2}\right), \\ A_{x1} = \frac{1}{\Delta y} - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{(hA)^*}\right) NTU_0 \frac{C_{air}}{C_{gas}}, \quad A_{x2} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{(hA)^*}\right) NTU_0 \frac{C_{air}}{C_{gas}}, \\ A_{xP} = A_{x1} + 2A_{x2}, \quad S_{xP} = \frac{1}{2} NTU_0 \left(1 + \frac{1}{(hA)^*}\right) (1 + A_{fr}^*), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_S &= \frac{\lambda_y}{(\Delta y)^2} & A_N &= A_S, & A_W &= \frac{\lambda_\theta}{(r_k \Delta \theta)^2} + \frac{C_r}{C_{air}} \frac{1}{\Delta \theta} - S_{xp}, \\
 A_E &= \frac{\lambda_\theta}{(r_k \Delta \theta)^2}, & A_B &= \frac{\lambda_r}{(\Delta r)^2} \frac{r_k - \Delta r/2}{r_k}, & A_F &= \frac{\lambda_r}{(\Delta r)^2} \frac{r_k + \Delta r/2}{r_k}, \\
 A_p &= 2S_{xp} + A_S + A_N + A_W + A_E + A_B + A_F
 \end{aligned} \tag{20}$$

助燃空氣側流體：

$$A_{np} \bar{T}^{i,j,k} = A_{n1} \bar{T}^{i+1,j,k} + A_{n2} \left(\bar{T}_r^{i,j,k} + \bar{T}_r^{i,j-1,k} \right) \tag{21}$$

助燃空氣側滾輪：

$$\begin{aligned}
 A_p \bar{T}_r^{i,j,k} &= S_{np} \left(\bar{T}^{i+1,j,k} + \bar{T}^{i,j,k} \right) + A_S \bar{T}_r^{i+1,j,k} + A_N \bar{T}_r^{i-1,j,k} + A_W \bar{T}_r^{i,j-1,k} \\
 &+ A_E \bar{T}_r^{i,j+1,k} + A_B \bar{T}_r^{i,j,k-1} + A_F \bar{T}_r^{i,j,k+1}
 \end{aligned} \tag{22}$$

其中各參數分別表示如下：

$$A_{n1} = \frac{1}{\Delta y} - \frac{1}{2} [1 + (hA)^*] NTU_0, \quad A_{n2} = \frac{1}{2} [1 + (hA)^*] NTU_0, \quad A_{np} = A_{n1} + 2A_{n2},$$

$$S_{np} = \frac{1}{2} NTU_0 [1 + (hA)^*] \left(1 + \frac{1}{A_{fr}^*} \right), \quad A_W = \frac{\lambda_\theta}{(r_k \Delta \theta)^2} + \frac{C_r}{C_{air}} \frac{1}{\Delta \theta} - S_{np},$$

$$A_S, A_N, A_E, A_B, A_F \text{ 同上}, \quad A_p = 2S_{np} + A_S + A_N + A_W + A_E + A_B + A_F \tag{23}$$

兩側流體之均勻入口溫度的邊界條件，以差分式格點形式表示則為：

$$\bar{T}^{l,j,k} = 0, \quad \bar{T}^{0,j,k} = 1 \tag{24}$$

又 y 方向絕熱之邊界條件為：

$$\bar{T}_r^{0,j,k} = \bar{T}_r^{1,j,k}, \quad \bar{T}_r^{l,j,k} = \bar{T}_r^{l+\frac{1}{2},j,k} \tag{25}$$

而 r 方向為：

$$\bar{T}_r^{i,j,0} = \bar{T}_r^{i,j,1}, \quad \bar{T}_r^{i,j,K} = \bar{T}_r^{i,j,K+\frac{1}{2}} \tag{26}$$

滾輪基體在兩流體交界處滿足連續週期運轉之條件為：

$$\bar{T}_r^{i,0,k} = \bar{T}_r^{i,J_x+J_n,k}, \quad \bar{T}_r^{i,J_x+J_n+1,k} = \bar{T}_r^{i,1,k} \tag{27}$$

數學推導至此便可撰寫電腦運算程式，以進行兩熱交換流體以及滾輪基體的溫度分佈情形，再依據旋轉式空氣預熱器熱效率之定義計算其熱效率。旋轉式空氣預熱器之熱效率即是將實際熱交換之熱傳量除以最大可能之熱傳量，其式子如下：

$$E = \frac{C_{gas}(T_{x,e} - T_{x,i})}{C_{air}(T_{x,i} - T_{n,i})} \quad (28)$$

其中 $T_{x,e}$ 為煙道氣之平均出口溫度。

為驗證本研究推導之數學模型，以及電腦程式的模擬能力，故將本研究與參考文獻[5]中熱效率計算的結果作比較。運算時以相同的網格點數 ($I=J_x=J_n=K=16$) 進行計算，而收斂條件均訂為誤差小於 5×10^{-5} 時收斂。結果顯示本數值模擬程式所計算之熱效率值與參考文獻[5]之結果非常的接近，表 1 為熱效率結果比較，其中運算時各相關參數設定如下： $C_{gas}/C_{air}=1.0$, $C_r/C_{air}=1.0$, $\lambda_y=\lambda_0=\lambda_r=0$, 以及 $(hA)^*=A_{fr}^*=1.0$ 。

表 1 熱效率比較表

NTU ₀	參考文獻[5]	本研究
1.0	46.65	46.66
2.0	60.07	60.09
3.0	66.72	66.75
4.0	70.86	70.90
5.0	73.75	73.80
6.0	75.92	75.97
7.0	77.62	77.67
8.0	79.01	79.06
9.0	80.16	80.22
10.0	81.14	81.20
12.0	82.73	82.80
14.0	83.97	84.05
16.0	84.98	85.06
18.0	85.82	85.90
20.0	86.53	86.62
40.0	90.40	90.54

四、結論

本數值模擬程式的完成，可隨時改變各種情況之操作參數值，例如在不同鍋爐燃料(煤、油及天然氣)燃燒時，空氣預熱器之運轉條件均不相同，經過與參考文獻[5]之比較，證明本模擬程式之可用性。且本模擬程式可以協助旋轉式空氣預熱器之製造廠商於設計時，在滾輪幾何形狀以及操作條件上，能夠達到最佳的效能，如此可提供汽電共生廠對空氣預熱器最佳化操作條件的參考依據，以提升鍋爐燃燒效率及節省燃料之成本。

參考文獻

- [1] Kays, W.M., and London, A.L., "Compact Heat Exchangers," 3rd Edn. McGraw-Hill, New York, 1984.
- [2] Coppage, J.E., and London, A.L., "The Periodic-Flow Regenerator-A Summary of Design Theory," *ASME Transactions*, Vol.75, 1953, pp.779-787.
- [3] Lambertson, T.J., "Performance Factors of a Periodic-Flow Heat Exchanger," *ASME Transactions*, Vol.80, 1958, pp.586-592.
- [4] Schalkwijk, W.F., "A Simplified Regenerator Theory," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol.81, 1959, pp.142-150.
- [5] Bahnke, G.D., and Howard, C.P., "The Effect of Longitudinal Heat Conduction on Periodic-Flow Heat Exchanger Performance," *ASME Journal of Engineering for Power*, Series A, Vol.86, 1964, pp.105-120.
- [6] Mondt, J.R., "Vehicular Gas Turbine Periodic-Flow Heat Exchanger Solid and Fluid Temperature

- Distributions,” *ASME Journal of Engineering for Power*, Series A, Vol.86, 1964, pp.121-126.
- [7] London, A.L., Sampson, D.F., McGowan, J.G., “The Transient Response of Gas Turbine Plant Heat Exchangers—Additional Solutions for Regenerators of the Periodic-Flow and Direct-Transfer Type,” *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol.86, 1964, pp.127-135.
- [8] Holmberg, R.B., “Heat and Mass Transfer in Rotary Heat Exchangers with Non-hygroscopic Materials,” *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.99, 1977, pp.196-202.
- [9] Holmberg, R.B., “Combined Heat and Mass Transfer in Regenerators with Hygroscopic Materials,” *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.101, 1979, pp.205-210.
- [10] Van Leersum, J.G., and Ambrose, C.W., “Comparisons Between Experiments and a Theoretical Model of Heat and Mass Transfer in Rotary Regenerators with Nonsorbing Matrices,” *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.103, 1981, pp.189-195.
- [11] Lai, S.M., Shih, J.S. and Chuah, Y.K., “Computer Simulation and Performance Analysis of Rotary Desiccant Dehumidifier,” 6th National Conference on Mechanical Engineering, CSME, 1989.
- [12] Li, C.H., “A Numerical Finite Difference Method for Performance Evaluation of a Periodic-Flow Heat Exchanger,” *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.105, 1983, pp.611-617.
- [13] Skiepko, T., “The Effect of Matrix Longitudinal Heat Conduction on the Temperature Fields in the Rotary Heat Exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.31, No.11, 1987, pp.2227-2238.
- [14] Attia, M.H., and D’Silva, N.S., “On the Thermal Characteristics and Response Behavior of Residential Rotary Regenerative Heat Exchangers,” in Tabore, J., Hewitt, G.F., and Afgan, N. (ed.), *HEAT EXCHANGERS: Theory and Practice*, Hemisphere Publishing Co., Washington, 1983.

