

## 四流道旋轉式熱交換器流體夾帶現象之探討

李志良

德霖技術學院機械工程系

### 摘要

本研究在探討四流道旋轉式熱交換器熱效率與流體夾帶現象的影響，研究中將導入夾帶現象影響參數，此參數之定義為在不同流體夾帶率下與所對應提升熱效率的比值，其中流體夾帶率則是流體熱容流率與最小熱容流率的比值。基於各物理現象之假設，建立數學模式之統御方程式，將統御方程式無因次化後，以有限差分法撰寫數值計算之電腦程式，應用 Gauss-Seidel 疊代數值方法進行運算，當達到數值收斂條件，則可計算出各流道流體之進出口溫度，以及四流道旋轉式熱交換器之熱效率，再以數值模擬方式進行各項熱性能分析。

關鍵字：旋轉式熱交換器、四流道、夾帶現象影響參數、流體夾帶率

## The Study for the Effect of Fluid Carryover in Rotary Heat Exchanger with Four Channels

Chi-Liang Lee

Department of Mechanical Engineering, De-Lin Institute of Technology

### Abstract

This study investigates a rotary heat exchanger with four channels as a way of recovering some waste heat from exhaust air. Considering the effect of fluid carryover on rotary heat exchanger performance with four channels is necessary. The parameter carryover effect is introduced. It is defined as the increase in rotary heat exchanger effectiveness resulting from fluid carryover divided by the carryover ratio, which is the ratio of the thermal capacity rates of fluid carryover and the fluid stream with minimum thermal capacity rate. The mathematical model equations and assumptions regarding rotary heat exchangers are initially established. The governing differential equations for simultaneous heat transfer in the rotary heat exchanger are obtained according to these 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 the Gauss-Seidel iterative procedures scheme. If the convergence conditions and error criteria are satisfied, then the fluid temperatures and heat efficiency of a rotary heat exchanger can be solved for.

**Keywords :** Rotary Heat Exchanger, Four Channels, Parameter Carryover Effect, Carryover Ratio

## 一、前言

旋轉式熱交換器有一常被詬病的問題，即是所謂的「流體夾帶(carryover)現象」，當一側流體由入口進入，流經旋轉的滾輪基體至出口時，在最邊界的流體已轉至另一側流體的入口端，而被混合夾帶至另一側流體，此部分流體不但沒有進行熱交換且常有提升熱交換效率的「假效果」。下圖1.為傳統二流道的旋轉式熱交換器，而圖2.則為本研究所要探討的四流道旋轉式熱交換器。由圖示中可明顯看出，將傳統的二流道改為四流道，其流體夾帶(carryover)現象同時也將增加一倍，然而在先前研究沒有考量夾帶現象的數值模擬下，其熱交換效率是有明顯的提升，但是針對「流體夾帶(carryover)現象」對熱交換效率的影響有多大尚未探討。

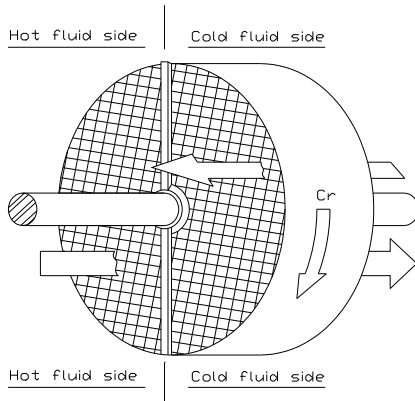


圖1. 一流道旋轉式熱交換器

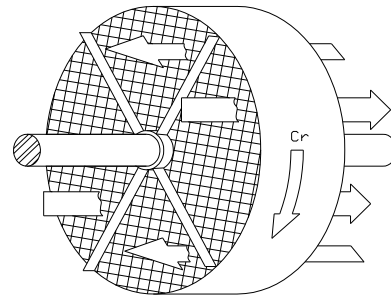


圖2. 四流道旋轉式熱交換器

有關旋轉式熱交換器的相關研究可以參考Kay and London [1]所著的” Compact Heat Exchangers” 一書，還有許多不同的研究學者針對旋轉式熱交換器之研究發表了不少的著述 [2-5]，而其中以Lamberston [3]，及Bahnke and Howard [5]提出較完整的數值解，以有限差分法來解旋轉式熱交換器於有限轉速及有限縱向熱傳導的穩態操作情形。又Holmbert [6,7]則再利用Gauss-Seidel的疊代方法來解旋轉式熱交換器於滾輪基體覆著除濕劑與沒有覆著除濕劑的熱與質傳問題，並將其結果應用於固體除濕冷卻空調系統之中。而Van Leersum and Ambrose [8]以及Lai, Shih and Chuah [9]更將其熱與質傳問題做出實驗數據與有限差分的數值解做比較，來相互驗證研究結果的正確性。至於其他的相關研究亦有Li [10]的研究來解熱交換器中流體與滾輪基體的溫度分佈情形，以及Skeipko [11]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的影響。另Attia and D’ Silva’ s [12]更將滾輪基體圓周向的熱傳導加入數學模式中，但是仍僅止於二維的研究，故Hong [13]提出了一完整的三維分析研究，包括了滾輪基體縱向、圓周向及徑向三個方向的熱傳導性，同時亦將三維的溫度分佈場繪出，而滾輪的幾何形狀對熱效率的影響亦在研究之中。

針對旋轉式熱交換器有關「流體夾帶(carryover)現象」的研究並不多，Banks[14]則提出夾帶現象影響參數來探討，此參數之定義為在不同流體夾帶率下與所對應提升熱效率的比值，其中流體夾帶率則是流體熱容流率與最小熱容流率的比值。本研究便是參考其提出之夾帶現象影響參數，應用其探討四流道旋轉式熱交換器「流體夾帶(carryover)現象」對熱交換效率的影響，以釐清四流道旋轉式熱交換器熱效率提升與流體夾帶現象的關係。

## 二、研究內容

一般旋轉式熱交換器在運轉時，兩側流體會有相互洩漏的情形發生，依洩漏的型式可區分成「直

接型洩漏」與「夾帶型(Carryover) 洩漏」兩種。對於旋轉式熱交換器而言，洩漏問題經常會影響熱交換效率的結果，通常洩漏量是以重量百分比表示洩漏量，一般洩漏量的控制約在 5%~15%。直接型洩漏是由於兩側流體的壓力差所造成的，旋轉式熱交換器的轉子在不斷的旋轉運行中，其轉動元件與靜止元件之間必須留有間隙，由於流體的壓力差所造成的流體流動，便沿著這些間隙洩漏。

本研究所要探討的洩漏問題為夾帶型洩漏，這是空氣側的冷空氣氣流，在流經熱元件時，還未送到空氣側出口時，即被旋轉的熱元件帶入燃氣側內而造成洩漏損失。這種洩漏問題，與空氣預熱器的轉子的體積以及旋轉速度成正比。洩漏會造成送風機的動力徒增消耗，因為洩漏發生時，部分的空氣是直接排至風管內，並未輸送至另一側流體進行熱交換。此外洩漏問題也會影響旋轉式熱交換器的熱交換效益。下圖圖 3 為傳統二流道夾帶型洩漏示意圖。

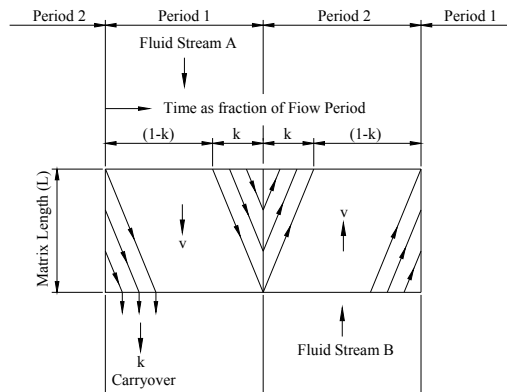


圖3. 二流道夾帶型洩漏示意圖

圖 3 中箭頭掃過區域為夾帶洩漏，然而若改為四流道的運轉模式，其示意圖圖 4 如下所示。圖 3 中的  $k$  值與圖 4 中的  $k'$  為夾帶參數，在相同的滾輪轉速下，二流道的  $k$  值為四流道  $k'$  值的兩倍，經箭頭掃過區域面積估算，二流道夾帶洩漏區域比四流道大得多，所以四流道旋轉式熱交換器「流體夾帶(carryover)現象」對熱交換效率的影響反而比二流道旋轉式熱交換器來得小。接下來以數值運算加以探討，統御方程式依循 Lee[15]訂定各項假設，以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) 假設旋轉式全熱交換器為絕熱，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。
- (10) 考慮流體夾帶(carryover)現象。

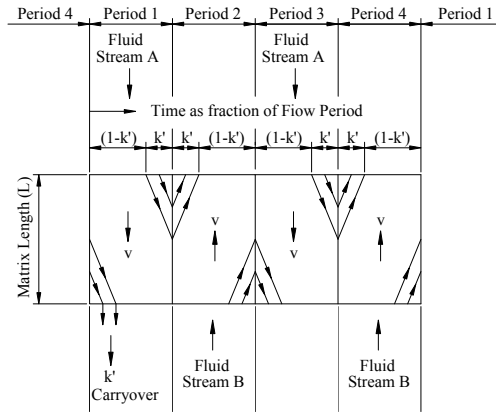


圖4. 四流道夾帶型洩漏示意圖

由以上各點之假設，基於能量守恆的原則推導旋轉式顯熱交換器的統御方程式，以及各邊界條件。在此分為熱側空氣及冷側空氣來表示，而各側又包含流體和滾輪的能量方程式分別表示如下，首先是熱側空氣流體之能量方程式：

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

其中  $C_{hot}$  是熱側空氣之熱容流率，為比熱乘以質量流率而來； $T_x$  為熱側空氣溫度； $(hA)_x$  為熱側空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。

又熱側空氣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； $A_{fr,x}$  則為熱側空氣於滾輪橫向截面的面積；而  $k_y$ ， $k_\theta$  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。

在熱側空氣的另一邊則是冷側空氣，而其流體之能量方程式為：

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

其中  $C_{cold}$  是冷側空氣之熱容流率； $T_n$  為冷側空氣之溫度； $(hA)_n$  為冷側空氣之熱對流係數與熱傳面積之積。

又冷側空氣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  $A_{fr,n}$  則為冷側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：

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

由假設旋轉式顯熱交換器為絕熱之情形，故其邊界條件在  $y$  方向可表示為：

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

另外在  $r$  方向的邊界條件則為

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

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顯熱交換器之數學模型，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：

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

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

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

由於無因次參數的導入，熱側空氣流體無因次化之能量方程式可推導如下：

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

又熱側空氣滾輪無因次化之能量方程式表示如下：

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

而冷側空氣流體無因次化之能量方程式改為：

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

冷側空氣滾輪無因次化之能量方程式為：

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

而兩熱交換流體之進口無因次溫度則介於 0 與 1 之間，溫度高的熱側空氣為 1，而低溫的冷側空氣為 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，以計算出滾輪基體之溫度分佈，以及兩流體經過旋轉式顯熱交換器後之出口溫度分佈情形。而滾輪基體及流體之格點示意圖如圖 5 所示之交錯排列形式。

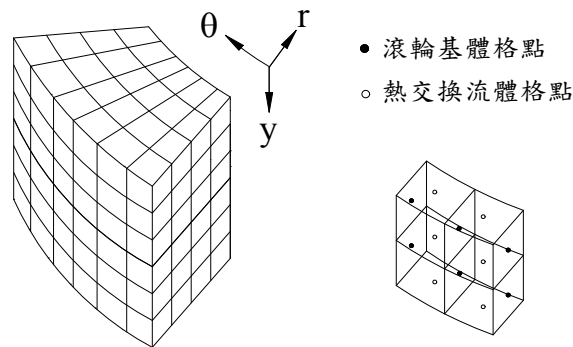


圖 5 滾輪基體及流體之格點示意圖

圖 6 與圖 7 分別為各平面之差分格點示意圖。

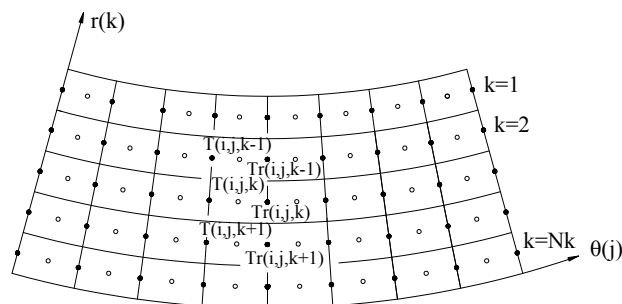


圖 6 為 r-θ 平面之差分格點示意圖

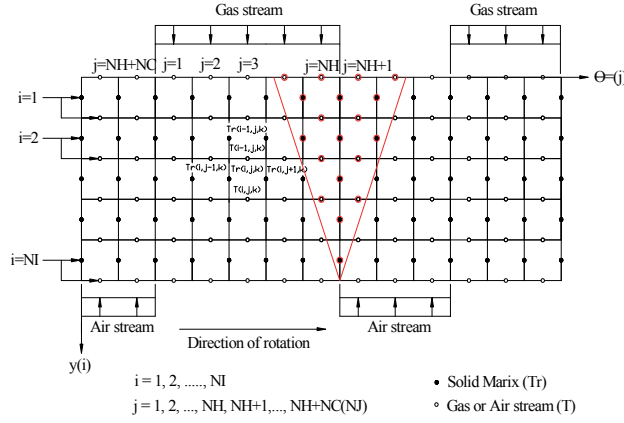


圖 7 為 y-θ 平面之差分格點示意圖

圖 7 中紅色區域格點為流體夾帶現象示意格點，運算時須進行區域內格點旋轉置換，直至收斂為止。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  $5 \times 10^{-5}$  為止，此時便可求得兩側流體之平均出口溫度，進而計算出旋轉式顯熱交換器之熱效率。以下為差分式的推導結果：

熱側空氣流體：

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

熱側空氣滾輪：

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

其中各參數分別表示如下：

$$\Delta y = 1/I, \quad \Delta \theta = 1/(J_x + J_n), \quad \Delta r = (R - R_0)/K, \quad r_k = \Delta r \cdot \left( k \frac{1}{2} \right),$$

$$A_{x1} = \frac{1}{\Delta y} - \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{1}{(hA)^*} \right) NTU_0 \frac{C_{cold}}{C_{hot}}, \quad A_{x2} = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{1}{(hA)^*} \right) NTU_0 \frac{C_{cold}}{C_{hot}},$$

$$A_{xP} = A_{x1} + 2A_{x2}, \quad S_{xP} = \frac{1}{2} NTU_0 \left( 1 + \frac{1}{(hA)^*} \right) (1 + A_{fr}^*),$$

$$A_S = \frac{\lambda_y}{(\Delta y)^2}, \quad A_N = A_S, \quad A_W = \frac{\lambda_\theta}{(r_k \Delta \theta)^2} + \frac{C_r}{C_{cold}} \frac{1}{\Delta \theta} - S_{xP},$$

$$A_E = \frac{\lambda_\theta}{(r_k \Delta \theta)^2}, \quad A_B = \frac{\lambda_r}{(\Delta r)^2} \frac{r_k - \Delta r/2}{r_k}, \quad A_F = \frac{\lambda_r}{(\Delta r)^2} \frac{r_k + \Delta r/2}{r_k},$$

$$A_p = 2S_{xP} + A_S + A_N + A_W + A_E + A_B + A_F \quad (20)$$

冷側空氣流體：

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

冷側空氣滾輪：

$$A_p \bar{T}_r^{i,j,k} = S_{nP} \left( \bar{T}^{i+1,j,k} + \bar{T}^{i,j,k} \right) + A_S \bar{T}_r^{i+1,j,k} + A_N \bar{T}_r^{i-1,j,k} + A_W \bar{T}_r^{i,j-1,k}$$

$$+ A_E \bar{T}_r^{i,j+1,k} + A_B \bar{T}_r^{i,j,k-1} + A_F \bar{T}_r^{i,j,k+1} \quad (22)$$

其中各參數分別表示如下：

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

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

$A_S, A_N, A_E, A_B, A_F$  同上

$$A_p = 2S_{nP} + A_S + A_N + A_W + A_E + A_B + A_F \quad (23)$$

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：

$$\bar{T}^{I,j,k} = 0, \quad \bar{T}^{0,j,k} = 1 \quad (24)$$

又 y 方向絕熱之邊界條件為：

$$\bar{T}_r^{0,j,k} = \bar{T}_r^{1,j,k}, \quad \bar{T}_r^{I,j,k} = \bar{T}_r^{I+\frac{1}{2},j,k} \quad (25)$$

而 r 方向為：

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

滾輪基體在兩流體交界處滿足連續週期運轉之條件為：



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

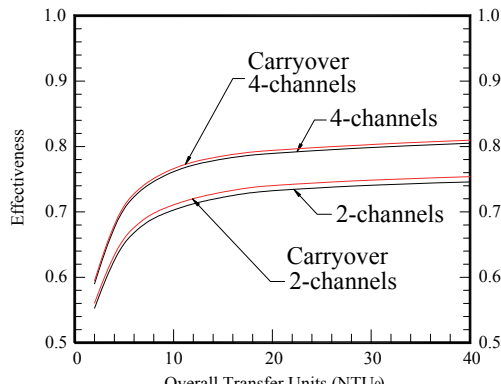
數學推導至此便可撰寫電腦運算程式，以進行兩熱交換流體以及滾輪基體的溫度分佈情形，再依據旋轉式顯熱交換器熱效率之定義計算其熱效率。旋轉式顯熱交換器之熱效率即是將實際熱交換之熱傳量除以最大可能之熱傳量，其式子如下：

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

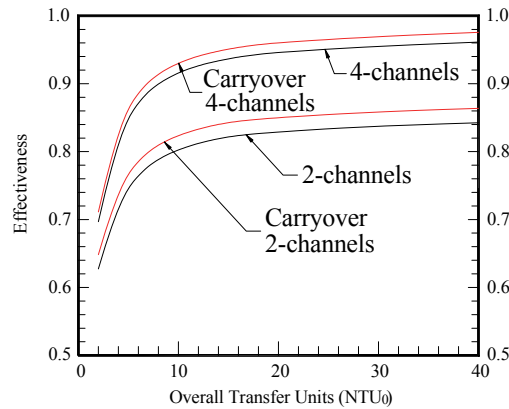
其中  $T_{x,e}$  為熱側空氣之平均出口溫度。

## 四、結果與討論

本研究在此與參考文獻[15]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  $5 \times 10^{-5}$  時收斂。圖 8 為考慮流體夾帶之熱效率結果比較，其中運算時各相關參數設定如下：(a)  $C_{gas}/C_{air}=1.0$ , (b)  $C_{gas}/C_{air}=2.0$ ,  $C_r/C_{air}=1.0$ ,  $k_y=k_\theta=k_r= k$  and  $\lambda=0.16$ ,  $(hA)^* = A_{fr}^* =1.0$ ,  $R/L=1.0$  and  $R_o/R=0.15$ 。圖中紅色曲線為考慮流體夾帶之熱效率曲線，其結果顯示因流體夾帶現象，在發生夾帶區域之熱側流體未進行完熱交換便已轉至另一側流體的風道，經熱效率計算反而使效率提高的假象，熱容流率比值愈高愈明顯。



(a)  $C_{gas}/C_{air}=1.0$



(b)  $C_{gas}/C_{air}=2.0$

## 五、結論

本研究在探討流體夾帶現象對四流道旋轉式熱交換器熱效率的影響，結果顯示流體夾帶現象在傳統二流道旋轉式熱交換器的影響比較大，所以四流道旋轉式熱交換器的熱效率較二流道來得高，且流體夾帶現象影響較小，實在是值得推廣的節能設備。

## 參考文獻

- [1] Kays, W.M., and London, A.L., "Compact Heat Exchangers," 3<sup>rd</sup> 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] 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.
- [7] Holmberg, R.B., "Combined Heat and Mass Transfer in Regenerators with Hygroscopic Materials," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.101, 1979, pp.205-210.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 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.
- [11] 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.
- [12] 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.
- [13] Hong, J.Z., "The Thermal Characteristics of Rotary Heat Exchangers," Thesis for Master of Science, Department of Mechanical Engineering, Tatung Institute of Technology, 1991.
- [14] Banks, P.J., "Effect of Fluid Carryover on Regenerator Performance," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.104, 1982, pp.215-217.
- [15] Lee, C.L., "Regenerative Air Preheaters with Four Channels in A Power Plant System", Journal of the Chinese Institute of Engineers, Vol.32, No.5, 2009, pp.703-710.