

airiti

迴流效應於熱傳與質傳操作裝置效率提升之應用

何啟東 涂志偉

淡江大學化學工程與材料工程學系

摘要

本研究中主要探討迴流效應對於多種熱傳與質傳操作裝置效率提升的影響，包括(1)熱傳操作裝置：熱交換器系統、太陽能集熱器系統與儲冰釋冷系統；(2)質傳操作裝置：質量交換器系統與熱擴散系統。文中設計多種不同的迴流型式應用於上述的系統當中，並配合多行程或多通道的設計，期望能得到較高的熱傳或質傳效率，以降低操作成本與能源消耗。在各個迴流型的熱傳與質傳操作裝置中，透過理論模型的建立與解析解的取得，模擬出各系統的熱傳或質傳效率，並分別對其所對應的傳統裝置比較。結果顯示，迴流效應不論是對於熱傳操作系統或是質傳操作系統，皆能有效地提升其熱傳或是質傳效率，且預期能廣泛地應用於其他不同的熱傳與質傳操作裝置。

一、前言

在化工程序中常包含許多種熱傳與質傳操作系統，如何有效地增進熱傳或質傳效率，以降低操作成本，是所有工程師努力的目標。常見的增進熱傳或質傳效率的方式有減小流體通道尺寸⁽¹⁻³⁾或分割單一通道為多通道⁽⁴⁻⁷⁾等。上述兩種方式，主要是利用增加工作流體在通道中的流速，進而提升工作流體的對流熱傳係數或對流質傳係數，

以達到較佳的熱質傳速率與裝置性能表現。此外，迴流操作於化工裝置中的應用，除了有上述的效果外，更可預先混合工作流體，達到預熱或預混效果，並使工作流體於管道中的物理性質較均一。

在傳統的化學工程操作裝置中已有許多利用迴流效應增進裝置效率的例子，例如：於熱擴散塔(thermal-diffusion column)⁽⁸⁾中，加入迴流可減低塔內的濃度梯度，減少自然擴散的效應，並增加熱擴散塔的分離效果；蒸餾塔(distillation tower)⁽⁹⁾中加入迴流裝置，則可控制塔中溫度並提昇產物之純度；另外於環狀反應器(loop reactors)⁽¹⁰⁻¹¹⁾、空氣上揚反應器(air-lift reactors)⁽¹²⁻¹⁴⁾中加入迴流裝置則可使反應器中之溫度或濃度均勻。迴流操作主要可以分為內部迴流(internal recycle)與外部迴流(external recycle)兩類。內部迴流主要是利用裝置內工作流體的密度差所形成的自然對流，使工作流體於裝置中產生迴流的現象，例如於空氣上揚反應器中，如圖(1)所示，乃是利用一內管將反應器分為：上升區(riser)與下降區(downcomer)兩個部分，而空氣經由分散器打入內管中的上升區，造成內管上升區中流體的整體密度降低，使得上升區的流體向上流動並由上升區上方流入下降區，而下降區的流體則由上升區底部注入上升區，形成一內部循環流動，使反應器內

的氣液兩相能充分混合，此類因流體密度差而形成的迴流即歸類為內部迴流。另一方面，外部迴流則是利用外力強制將流出裝置的工作流體依一定體積比例迴流至裝置中，例如蒸餾塔中所利用的迴流操作，即是將出料溶液的一部份依比例提出，再將其注回蒸餾塔當中，如圖(2)所示，此類的迴流形式稱為外部迴流。但不論內部迴流或是外部迴流操作，在化工裝置上的應用，都能有效地提高裝置效率。

本研究中主要是將迴流效應的概念擴展應用至其他各式的化學工程操作裝置中，並設計有效的迴流設計，並搭配多通道裝置設計，進一步提升熱傳或質傳效率。研究的系統主要分為兩類：(一)熱傳操作裝置：熱交換

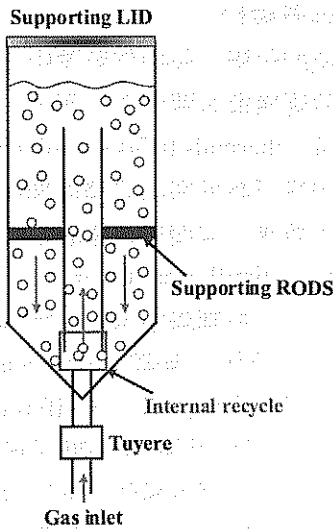
器系統、太陽能集熱器系統與儲冰釋冷系統等；(二)質傳操作裝置：質量交換器系統與熱擴散系統等。

二、迴流型式

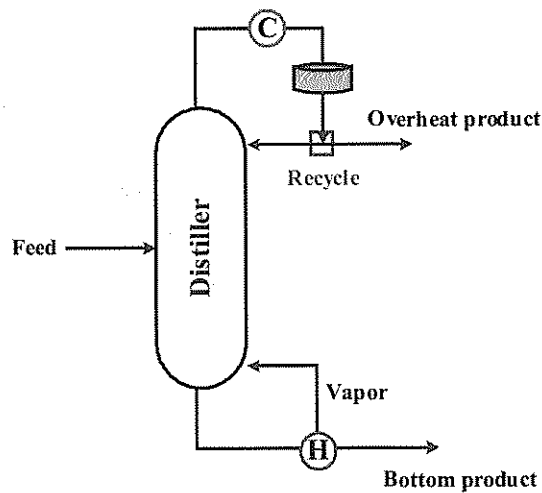
在討論迴流操作於化學工程操作裝置之應用之前，首先介紹各種不同的迴流型式。在本文中主要以外部迴流操作型式的設計為主，且針對的裝置類型有：(1)單通道裝置、(2)雙通道裝置與(3)二行程裝置。

2.1 單通道裝置

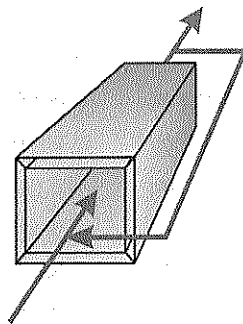
單通道裝置的迴流型式如圖(3)所示，主要是將裝置出口的工作流體依一定體積流率比例迴流至裝置入口處，並與入口工作流體充分混合後，再行進入裝置。



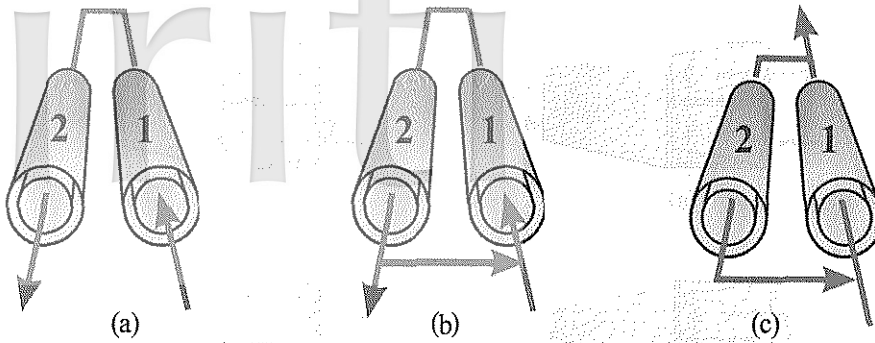
圖(1) 空氣上揚反應器圖



圖(2) 蒸餾塔



圖(3) 單通道裝置迴流型式



圖(4) 雙通道裝置迴流型式

2.2 雙通道裝置

雙通道裝置的迴流型式如圖(4)所示。圖(4a)為最簡單的迴流型式，工作流體先進入第1通道，並於工作流體流出第1通道後，再將全部工作流體從末端導入第2通道中，此類型的迴流類似於串聯型的流動。圖(4b)的迴流型式則是圖(4a)迴流型的延伸，主要差別在於當工作流體流出第2通道後，利用幫浦將其中一部份的出口工作流體依比例迴流至第1通道的入口端，與入口工作流體均勻混合後，再行進入第1通道中。圖(4c)的迴流型式乃是將第1通道出口端的工作流體依照比例導入第2通道的末端中，並將第2通道出口的所有工作流體導入第1通道的入口端，並與入口工作流體混合後進入第1通道。

2.3 二行程裝置

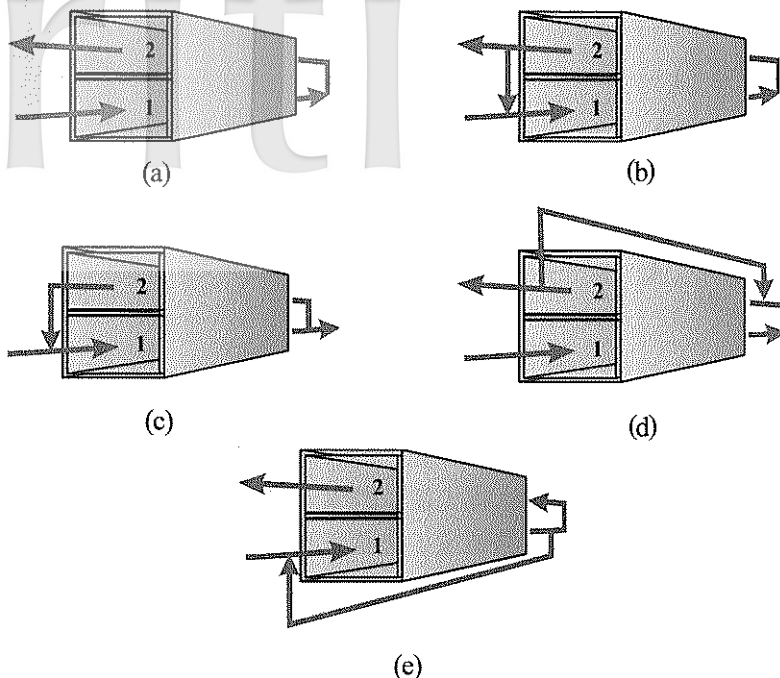
二行程裝置的迴流型式約可分為5種，如圖(5)所示。此處所謂的二行程乃是指在原本的通道中加入隔板，使得原本的單一行程通道變為二行程的通道。在圖(5)中，圖(5a)、(5b)與(5c)的迴流型式設計原理與雙通道中的圖(4a)、(4b)與(4c)相同，故不贅述。而圖(5d)的迴流型式主要是將工作流體先進入第1行程，並於裝置末端將全數工作流體導入第2行程中，而在第2行程出口的工作流體則依比例迴流至第2行程的入口端，與第1行程的出口流體混合後進入第2行程。圖(5e)的迴流型式與

圖(5d)的迴流型式不同處在於圖(5e)乃是依照比例將第1行程末端的一部份工作流體導入第2行程，而另一部份則迴流至第1通道的入口端，與第1通道入口的流體混合後進入第1通道。

三、迴流操作於熱傳操作裝置之應用

3.1 熱交換器系統

在化工程序中常利用熱量交換器來進行冷卻、加熱或廢熱回收的程序，其尺寸大至化學工廠中所使用的熱交換器，小至電子元件中用以冷卻的微型熱交換器(micro heat exchanger)⁽¹⁵⁻¹⁸⁾。由此可知，熱交換器的應用非常廣泛，因此若能設計出高效率的熱交換器型式，必能有效地降低操作及裝置成本，提高產品的經濟價值。熱交換器的型式一般可分為平板型⁽¹⁹⁻²⁰⁾或管型⁽²¹⁻²³⁾兩類，而加熱的型式又可分為固定熱通量⁽²⁴⁻²⁷⁾、變動熱通量⁽²⁸⁻³⁰⁾、固定管壁溫度⁽³¹⁻³³⁾、變動管壁溫度⁽³⁴⁻³⁵⁾與非對稱加熱系統⁽³⁶⁻³⁹⁾等。在不同的熱交換器應用當中，所考慮的效率考量也有所不同，例如在電子元件中所使用的微型熱交換器，主要是利用工作流體來移除電子元件在作用時產生的熱量，並使電子元件溫度下降，維持電子元件的效能，因此微型熱交換器的設計目標的重點在於如何有效地使微型熱交換器的溫度下降，而非提高微型熱交換器中工作流體的溫度；然而，在一般化學工廠中所用來加熱物料的熱交換



圖(5) 二行程裝置迴流型式

器，則是注重在相同的熱交換器裝置溫度下，提高工作流體的出口溫度，以達到加熱的效果。

因此，在熱交換器的設計中，主要是針對化工程中較常用的管式熱交換器做研究，所考慮的系統分為固定管壁溫度與固定管壁熱通量兩個部分。在此一新型的設計中主要利用了兩個概念：一為多通道的裝置設計；一為迴流效應的應用。首先，先針對一單行程管式熱交換器，如圖(6a)所示，加入一可忽略熱阻的圓管使其成為一二行程的套管型熱交換器，並將上一節所設計的迴流型式套用至二行程熱交換器中，如圖(6b)所示。

二行程迴流型熱交換器的強制對流熱傳問題乃是屬於共軛格拉茲問題 (conjugated Graetz problem) ⁽⁴⁰⁻⁴⁵⁾，本研究利用能量平衡關係式導出熱傳統制方程式，其中固定管壁溫度二行程迴流型熱交換器⁽⁴⁶⁾的統制方程式如下：

$$\frac{v_a(\eta)r_s^2}{\alpha L} \frac{\partial \psi_a(\eta, \xi)}{\partial \xi} = \frac{1}{\eta} \left[\frac{\partial}{\partial \eta} \left(\eta \frac{\partial \psi_a(\eta, \xi)}{\partial \eta} \right) \right] \quad (1)$$

$$\frac{v_b(\eta)r_s^2}{\alpha L} \frac{\partial \psi_b(\eta, \xi)}{\partial \xi} = \frac{1}{\eta} \left[\frac{\partial}{\partial \eta} \left(\eta \frac{\partial \psi_b(\eta, \xi)}{\partial \eta} \right) \right] \quad (2)$$

式中 v_a 與 v_b 各別為內通道與外通道的流體速度分佈， α 為流體熱傳擴散係數。其所相對應的邊界條件為

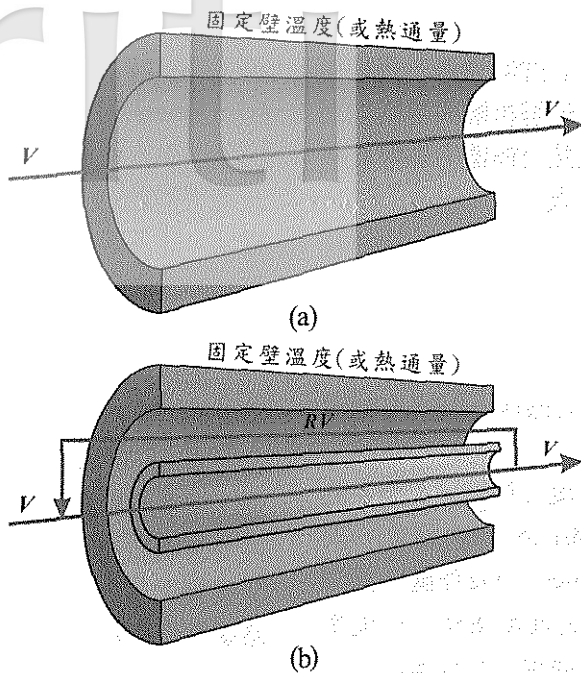
$$\frac{\partial \psi_a(0, \xi)}{\partial \eta} = 0 \quad (3)$$

$$\psi_b(1, \xi) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial \psi_a(\kappa, \xi)}{\partial \eta} = \frac{\partial \psi_b(\kappa, \xi)}{\partial \eta} \quad (5)$$

$$\psi_a(\kappa, \xi) = \psi_b(\kappa, \xi) \quad (6)$$

其中的無因次群定義為



圖(6) 固定管壁溫度(或熱通量)管式熱交換器:(a)單行程型;(b)二行程迴流型

$$\eta = \frac{r}{r_s}, \quad \xi = \frac{z}{L}, \quad \kappa = \frac{r_i}{r_s},$$

$$\psi_a = \frac{T_a - T_w}{T_i - T_w}, \quad \psi_b = \frac{T_b - T_w}{T_i - T_w} \quad (7)$$

式中 r_s 為熱交換器外管內徑, r_i 為熱交換器內管內徑, L 為熱交換器長度, T_a 為內管通道的流體溫度, T_b 為外管通道的流體溫度, T_i 為進料流體溫度, T_w 為管壁溫度。搭配分離變數法:

$$\psi_i = S_{i,m} F_{i,m}(\eta) G_m(\xi) \quad (8)$$

與正交展開法(orthogonal expansion techniques) 求出其二維解析解及平均出口溫度如下:

$$\Psi_F = \frac{8}{Gz(R+1)} \sum \frac{S_{a,m}}{\lambda_m} \cdot \kappa \cdot F'_{a,m}(\kappa) \quad (9)$$

式中 Gz 為圓管型加熱器的格拉茲數, 定義為

$$Gz = \frac{4V}{\alpha\pi L} \quad (10)$$

式中為流體體積流率, α 為流體熱傳擴散係數, L 為熱交換器長度。在強制對流熱傳系統當中, 通常會以平均納賽數(Nusselt number) 來表示系統的熱傳速率, 其定義如下:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D_e}{k} = \frac{1}{4} Gz(1 - \Psi_F) \quad (11)$$

其中 \bar{h} 為流體平均熱傳係數, D_e 為相當直徑。

相同地, 對於固定管壁熱通量二行程迴流型熱交換器⁽⁴⁷⁾ 而言, 其無因次統制方程式型式與固定管壁溫度二行程迴流型熱交換器相同, 而不同處在於其無因次溫度的表示式:

$$\psi_a = \frac{k(T_a - T_i)}{q''r_s}, \quad \psi_b = \frac{k(T_b - T_i)}{q''r_s} \quad (12)$$

式中 k 為熱傳導係數, q'' 為管壁熱通量。此外, 邊界條件式(4)也必須換為

$$\frac{\partial \psi_a(1, \xi)}{\partial \eta} = 1 \quad (13)$$

依循固定管壁溫度二行程迴流型熱交換器的求解模式，可解得固定管壁熱通量二行程迴流型熱交換器的溫度分佈解析解與平均納賽數。對於二行程迴流型熱交換器的熱傳效率提升百分比 I_h 則可定義為

$$I_h (\%) = \frac{\overline{Nu} - \overline{Nu}_0}{\overline{Nu}_0} \times 100 \% \quad (4)$$

其中 \overline{Nu}_0 為單行程無迴流操作下的平均納賽數。

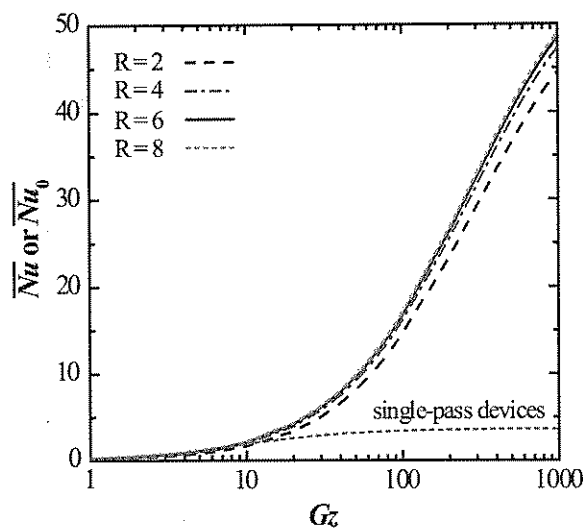
圖(7)為固定管壁溫度二行程迴流型熱交換器以迴流比 R 為參數的平均納賽數 \overline{Nu} 對格拉茲數 (Graetz numbers) Gz 作圖。圖(7)中迴流比 R 的定義為迴流流量與出口流量的比值。由圖(7)中可以發現二行程迴流型熱交換器的平均納賽數與格拉茲數 Gz 及迴流比 R 成正比，且圖(7)中二行程迴流型熱交換器與單行程熱交換器平均納賽數的差值，也隨著格拉茲數 Gz 及迴流比 R 增加而增加。此外，表(1)為固定管壁溫度二行程迴流型熱交換器的熱傳效率提升率，由表(1)中更可以看出當系統操作在高格拉茲數或迴流比

時，與傳統單行程熱交換器相比，二行程迴流型熱交換器的熱傳效率提升率越高。由圖(8)及表(2)中則可看出固定管壁熱通量二行程迴流型熱交換器的平均納賽數與熱傳效率提升率與格拉茲數 Gz 及迴流比 R 的關係。同樣地，無論是固定管壁熱通量二行程迴流型熱交換器的平均納賽數或熱傳效率提升率皆與格拉茲數 Gz 及迴流比 R 成正比。

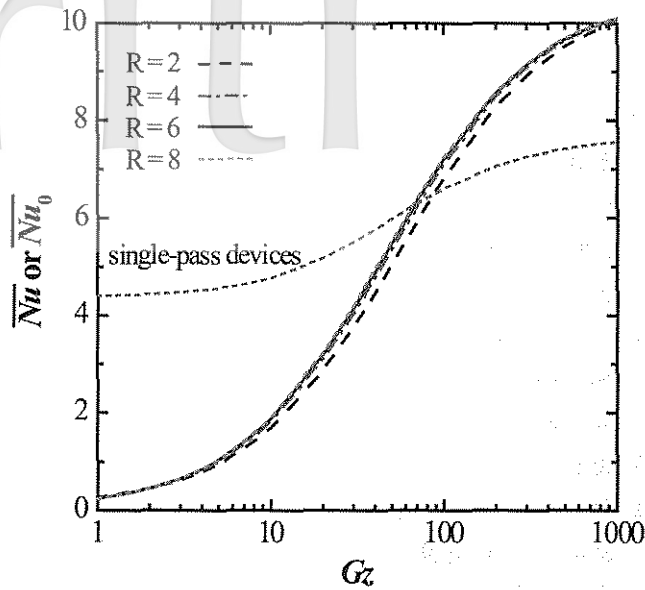
由以上的結果可以發現，無論是對於固定管壁溫度或是固定管壁熱通量條件下的熱交換器，二行程設計與迴流操作確實能提升熱交換器的熱傳效率。而這樣的結果也可延伸至其他類型的熱交換器，例如：平板式熱交換器⁽⁴⁸⁻⁵⁰⁾、週期性管壁溫度熱交換器、週期性管壁熱通量熱交換器、非對稱管壁溫度熱交換器和非對稱管壁熱通量熱交換器等。

3.2 太陽能集熱器系統

目前世界各國對於能源的需求因生活及工業的發展大幅增加，如何找到潔淨的替代能源乃是各國致力的目標，其中太陽能由於具有永不耗竭且豐富、清潔又不受任何國家所壟斷等的優點，因此是目前替



圖(7) 固定管壁溫度二行程迴流型熱交換器之平均納賽數對格拉茲數作圖



圖(8) 固定管壁熱通量二行程迴流型熱交換器之平均納賽數對格拉茲數作圖

表(1) 固定管壁溫度二行程迴流型熱交換器的熱傳效率提升率

I_h (%)	$R = 2$	$R = 4$	$R = 6$	$R = 8$
$G_z = 1$	- 33.33	- 20.00	- 14.28	- 11.11
10	- 13.24	4.06	11.28	15.08
100	324.23	373.24	391.10	400.31
1000	1127.75	1204.22	1235.21	1251.96

表(2) 固定管壁熱通量二行程迴流型熱交換器熱傳效率提升率

I_h (%)	$R = 2$	$R = 4$	$R = 6$	$R = 8$
$G_z = 1$	- 94.07	- 94.56	- 94.64	- 94.65
10	- 64.51	- 61.77	- 60.57	- 59.90
100	3.35	7.70	9.25	10.05
1000	32.55	33.37	33.64	33.78

代能源研究發展的主要目標。但是太陽能能量的密度低(約 1 kw/m^2) 收集不易, 因此如何有效地收集、儲存及應用太陽能可說是相當重要。太陽能的應用主要有電能⁽⁵¹⁻⁵³⁾、熱能⁽⁵⁴⁻⁵⁸⁾及複合式應用⁽⁵⁹⁻⁶³⁾三種, 其中又以熱能的應用佔大多數。太陽

能集熱器主要分為太陽能空氣加熱器⁽⁶⁴⁻⁶⁷⁾與太陽能熱水器⁽⁶⁸⁻⁷¹⁾兩類, 影響太陽能加熱器效率之變因有很多, 大致可歸納為氣候因素、設計因素及操作因素三類, 其中氣候因素並非人為可以控制之因素, 所以設計因素與操作因素便成為太陽能集熱器

型式，或是於集熱器裝置中加裝外部迴流裝置⁽⁷⁷⁻⁷⁸⁾，用以提高熱傳效率。

在此處乃各別針對二行程太陽能空氣加熱器與管板式太陽能熱水器兩種太陽能集熱器，討論迴流效應對於太陽能集熱器效率提升的影響。圖(9a)為傳統之朝下型太陽能空氣加熱器，圖(9b)則為加入迴流操作後之二行程迴流型太陽能空氣加熱器⁽⁷⁹⁾。此外，圖(10a)為傳統式並聯型管板式太陽能熱水器，而圖(10b)則為迴流型管板式太陽能熱水器⁽⁸⁰⁾。迴流型太陽能集熱器的熱傳模式推導是以能量結算方式，分別針對吸收板、玻璃面蓋、底板及流體做能量結算，以二行程迴流型太陽能空氣加熱器為例，其統制方程式為：

吸收板的能量結算：

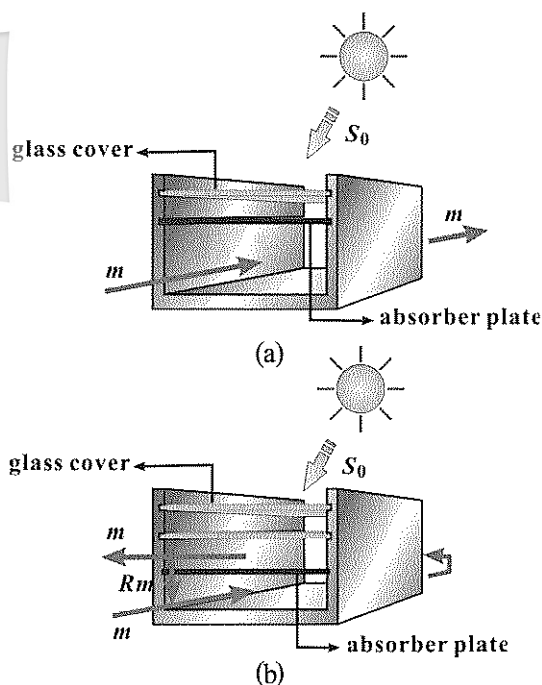
$$S_0 \alpha_p \tau_g^2 - U_T (T_p - T_s) - U_B (T_p - T_s) - h_1 (T_p - T_b(z)) - h_2 (T_p - T_a(z)) = 0 \quad (15)$$

式中 S_0 為太陽光入射能量， α_p 為吸收板吸收率， τ_g 玻璃穿透度， U_T 為吸收板至外界之熱損失係數， U_B 為吸收板底部至外界之熱損失係數， h_1 為吸收板與上通道流體間之對流熱傳係數， h_2 為吸收板與下通道流體間之對流熱傳係數， T_a 為集熱器中上通道空氣溫度， T_b 為集熱器中下通道空氣溫度， T_p 為吸收板溫度， T_s 為大氣溫度。

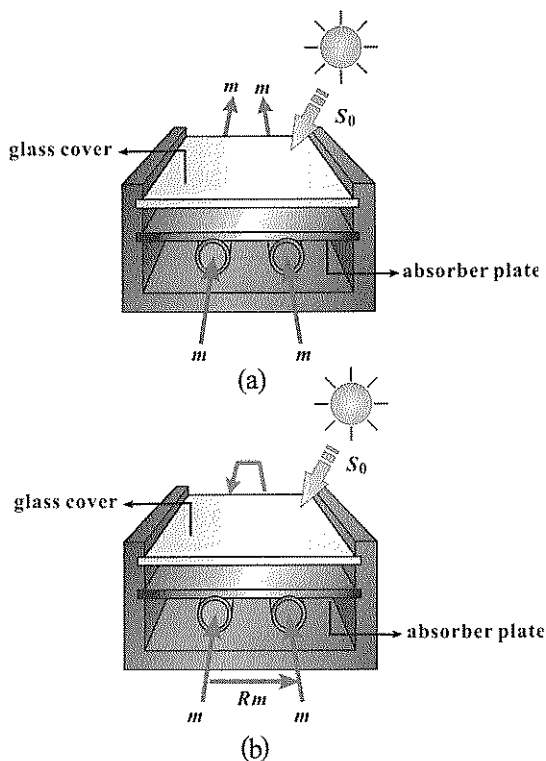
玻璃面蓋能量結算：

$$h_{r,p-c_1} (T_p - T_{C_1}) + h_1 (T_b(z) - T_{C_1}) = U_{C_1-s} (T_{C_1} - T_s) \quad (16)$$

式中 $h_{r,p-c_1}$ 為吸收板與面蓋1間之輻射熱傳係數， T_{C_1} 為上層玻璃面蓋平均溫度， U_{C_1-s} 集熱器之上層玻璃面蓋至外界之熱損失係



圖(9) 太陽能空氣加熱器：(a)朝下型；(b)二行程迴流型



圖(10) 管板式太陽能熱水器：(a)並聯型；(b)迴流型

數， h_1' 為上層玻璃面蓋與上通道流體間之對流熱傳係數。

底板能量結算：

$$h_2'(T_a(z) - T_R) + h_{r,P-R}(T_p - T_R) = U_{B-s}(T_p - T_s) \quad (17)$$

h_2' 為底板與流體間之對流熱傳係數， $h_{r,P-R}$ 為吸收板與底板間之輻射熱傳係數， U_{B-s} 為集熱器之底部至外界空氣之熱損失係數， T_B 為底板溫度。

通道中流體的能量結算：

上通道流體之能量結算：

$$\left[\frac{-(m(1+R)C_p)}{W} \right] \frac{dT_b(z)}{dz} = h_1(T_p - T_b(z)) - h_1'(T_b(z) - T_{c1}) \quad (18)$$

式中 C_p 為常壓下空氣之比熱， R 為迴流比， W 為通道寬度， m 為空氣之質量流率。

下通道流體之能量結算：

$$\left[\frac{(m(1+R)C_p)}{W} \right] \frac{dT_a(z)}{dz} = h_2(T_p - T_a(z)) - h_2'(T_a(z) - T_R) \quad (19)$$

式(18)與式(19)所相對應的邊界條件為

$$\xi = 1, T_a(1) = T_{a,L}, T_b(1) = T_{b,L}, \text{ 和 } T_{b,L} = T_{a,L} \quad (20)$$

$$\xi = 0, T_a(0) = \frac{T_1 + RT_b(0)}{1 + R} \quad (21)$$

利用流體能量結算所得之微分方程組，配合吸收板、玻璃面蓋及底板的能量結算式，聯立解出流體在加熱器內之溫度分佈，並求得流體之出口溫度與出口流體獲得的能量。

此外，針對迴流型管板式太陽能熱水器的能量結算可寫為：

吸收板能量結算：

$$\frac{d^2 T_p(x)}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} (T_p(x) - T_s - \frac{S_0}{U_L}) \quad (22)$$

式中為 k 吸收板的熱傳導係數， δ 為吸收板的厚度， U_L 為總熱損失係數，邊界條件為

$$\left. \frac{dT_p(x)}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (23)$$

$$T_p(x) \Big|_{x=(W-D)/2} = T_{\text{tube}} \quad (24)$$

式中 W 為兩圓管之間距， D 為圓管外徑， T_{tube} 為管之管壁溫度。

通道中流體的能量結算：

$$m(1+R)C_p \frac{dT_{f1}(z)}{dz} - WF'[S_0 - U_L(T_{f1}(z) - T_s)] = 0 \quad (25)$$

$$-m(1+R)C_p \frac{dT_{f2}(z)}{dz} - WF'[S_0 - U_L(T_{f2}(z) - T_s)] = 0 \quad (26)$$

式中 T_f 為流體溫度於圓管通道之溫度， F' 為集熱器效率因子， m 為空氣之質量流率。式(25)與(26)的邊界條件如下

$$z = 0, T_{f1}(0) = T_{1,0}, T_{f2}(0) = T_{2,0} = T_{f,\text{out}} \quad (27)$$

$$z = L, T_{f1}(L) = T_{1,L} = T_{f2}(L) = T_{2,L} \quad (28)$$

其中 $T_{1,0} = (T_{f,0} + RT_{2,0}) / (R + 1)$ 。同樣地，利用數值方法聯立求解吸收板與通道中流體能量結算的微分方程組，即可得到流體於迴流型管板式太陽能熱水器的溫度分佈與出口流體獲得的能量。太陽能集熱器的集熱效率 η 可以定義為

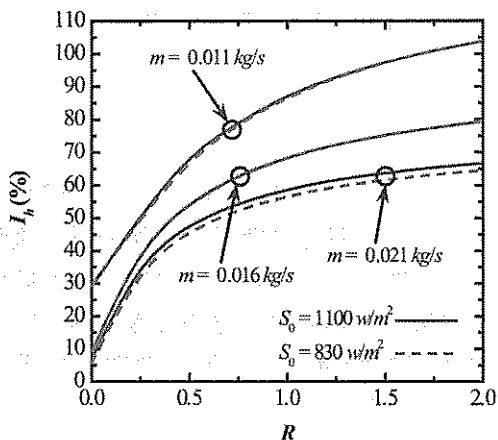
$$\eta = \frac{Q_u/A_c}{S_0} \quad (29)$$

式中 Q_0 為工作流體流經太陽能集熱器所能獲得的能量， A_c 為太陽能集熱器總面積。而迴流型太陽能集熱器的集熱效率提升百分率 I_h (%) 的定義則為

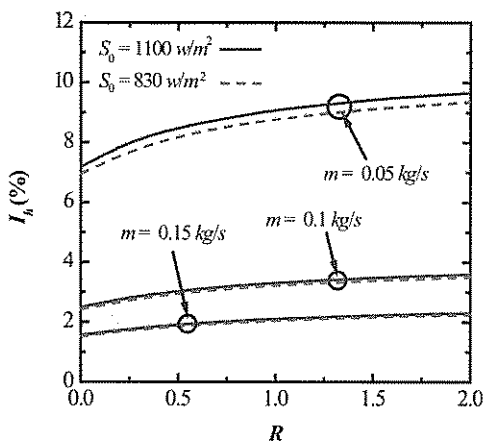
$$I_h (\%) = \frac{\eta - \eta_0}{\eta_0} \times 100 \% \quad (30)$$

式(30)中 η_0 為傳統型太陽能集熱器之集熱效率。

圖(11)與圖(12)各別為二行程迴流型太陽能空氣加熱器與迴流型管板式太陽能熱水器的集熱效率提升率。圖(11)與圖(12)中的兩個太陽入射量數值， $S_0 = 1100$ 與 830 w/m^2 ，各別代表晴天與陰天時的平均太陽入射量，由圖(11)及圖(12)中可發現當太陽入射量越高時，熱傳提升率越佳。此外，如圖(11)與圖(12)所示，迴流型太陽能集熱器的熱傳效率則與工作流體的進料流率 (m) 成反比。同時，迴流比 (R) 與迴流型太陽能集熱器的熱傳效率的關係亦可由圖(11)與圖(12)看出，當迴流比越高時，熱傳效率提升的越多。而圖(11)與圖(12)中， $R = 0$ 的數值各別代表圖(5a)與圖(4a)的迴流型式，由圖(11)與圖(12)中也可得知此兩種迴流型式相較於傳統型的太陽能集熱器也有相當的熱傳效率提升效果。



圖(11) 二行程迴流型太陽能空氣加熱器的集熱效率提升百分率



圖(12) 迴流型管板式太陽能熱水器的集熱效率提升百分率

3.3 儲冰釋冷系統

隨著時代不斷地進步，相對地對能源的需求也相對地提高，致使各地區在尖峰時段的使用電量不斷地增加，造成供電系統無法負荷。如何更有效的利用與節約能源成為迫切的需求。冷度能量儲存 (CTES, cool thermal energy storage) 乃是一套可以用來調節尖峰與離峰用電量的系統，其冷度儲存的方式可分為冷卻水 (chilled water) 系統與製冰 (ice-making) 系統兩種，其中由於製冰系統的冷度儲存的能力約為冷卻水系統的 4-6 倍⁽⁸¹⁾，因此目前的冷度能量儲存系統大多為製冰系統。依照製冰方式的不同，儲冰釋冷系統可以分為動態⁽⁸²⁻⁸³⁾、靜態⁽⁸⁴⁻⁸⁵⁾及雪泥式⁽⁸⁶⁻⁸⁷⁾儲冰系統，其中尤以靜態式儲冰系統最為常用。儲冰釋冷系統，其原理乃是利用電費較低廉的用電離峰時間製冰，並於電費較高的用電尖峰時間，利用熱空氣通過儲冰系統吸收熱量來製造冷空氣的一套系統，如此的系統，雖然無法降低用電量，但卻可以有效地降低用電操作成本，並調節尖峰與離峰時間的空調系統用電量，因此儲冰釋冷系統乃是目前綠建築設計中常見的節能空調系統。

儲冰釋冷系統在釋冷階段可以分為三種型式：固定釋冷熱通量⁽⁸⁸⁻⁸⁹⁾、固定進口空

氣流率⁽⁹⁰⁻⁹¹⁾與固定冷空氣出口溫度⁽⁹²⁻⁹³⁾。在本文中以固定冷空氣出口溫度的模式做模擬，探討迴流效應對於儲冰釋冷系統效能改善的影響。此外，由於當外界熱空氣進入儲冰釋冷系統後，冰層吸收熱空氣的熱量並逐漸融化成水層，而此水層會阻礙空氣與冰層之間的熱傳導，因此在此模擬系統中，乃是將釋冷過程中的融化水移除，以增進系統的熱傳速率。圖(13a)為傳統之無迴流型儲冰釋冷系統，而圖(13b)為迴流型儲冰釋冷系統⁽⁹⁴⁾，其乃是將出口的冷空氣依一定的空氣流率比例(R)迴流至進口，與熱空氣混合後再行進入系統中。儲冰釋冷系統的熱傳問題是屬於移動邊界層(moving boundary)問題，在解析過程中可以分為融冰前及融冰後兩階段。首先，融冰之前的冰層熱傳統制方程式與邊界條件為

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} = \alpha_i \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} \quad 0 \leq x \leq \delta(t) \quad (31)$$

$$\delta(0) = 0 \quad (32)$$

$$-k_i \left(\frac{\partial \psi(0,t)}{\partial x} \right) = \bar{h} (\bar{\Psi}_f - \psi) \quad (33)$$

$$\psi(\delta,t) = \Psi_\infty \quad (34)$$

$$\frac{\partial \psi(\delta,t)}{\partial x} = 0 \quad (35)$$

式中 ψ 為冰層溫度， $\bar{\Psi}_f$ 為熱空氣平均溫度， Ψ_∞ 為冰層初始溫度， k_i 為冰層熱傳導係數， \bar{h} 為空氣熱對流係數， α_i 為冰層之熱傳擴散係數， δ 為冰層溫度之穿透厚度。當儲冰釋冷系統的冰層達到融點後，便開始融化，融冰之後的冰層熱傳統制方程式與邊界條件則為

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} = \alpha_i \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} \quad X(t) \leq x \leq \delta(t) \quad (36)$$

$$X(t_i) = 0 \quad (37)$$

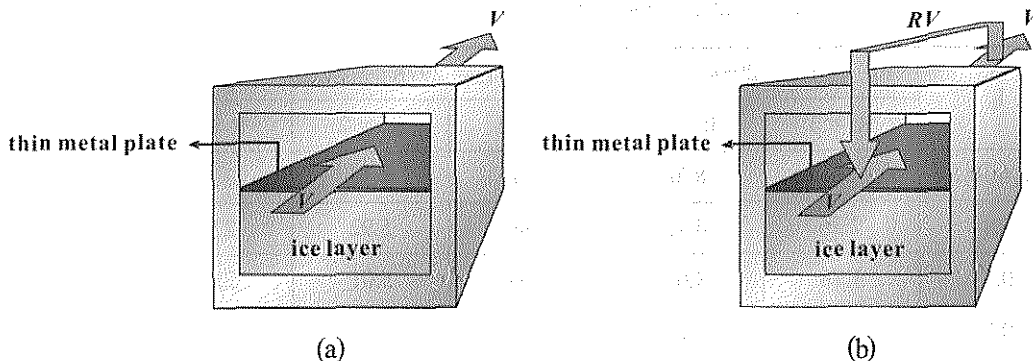
$$\psi(X,t) = 0 \quad (38)$$

$$\bar{h} \cdot \bar{\Psi}_f = \rho_i Q_m \frac{dX}{dt} + \left[-k_i \left(\frac{\partial \psi(X,t)}{\partial x} \right) \right] \quad (39)$$

$$\psi(\delta,t) = \Psi_\infty \quad (40)$$

$$\frac{\partial \psi(\delta,t)}{\partial x} = 0 \quad (41)$$

式中 X 為融冰水移除之高度， ρ_i 為冰層之密度， Q_m 為冰層之融化熱。以上的熱傳理論模型可以利用近似解及積分邊界解析(integral boundary-layer analysis)解出冰層的溫度分佈以及冷空氣的平均出口溫度。而此類儲冰釋冷系統的平均納賽數的表示式為



圖(13) 儲冰釋冷系統：(a)無迴流型；(b)迴流型

$$\overline{Nu} = \frac{hD_e}{k_f} = \frac{V\rho_f c_f (1/BL)(\Psi_{f,i} - \Psi_{f,o})D_e}{k_f[\Psi_f - \Psi(0,t)]} \quad (42)$$

式中 $\Psi_{f,i}$ 為空氣進口溫度， $\Psi_{f,o}$ 為空氣出口溫度， $\Psi(0,t)$ 為冰層表面溫度， c_f 為空氣之比熱， k_f 為空氣之熱傳導係數， L 為通道長度， B 為通道寬度， D_e 為通道之相當直徑。

此外，迴流型儲冰釋冷系統的熱傳效率提升率，乃是以相對於無迴流型系統的平均納賽數提升率做計算，其公式如下：

$$I_h = \frac{\overline{Nu} - \overline{Nu}_0}{\overline{Nu}_0} \quad (43)$$

表(3)乃是表示在固定進口溫度為 $T_{f,i}$ 為305 K下，三種不同要求的冷空氣出口溫度($T_{f,o}$)條件下，利用迴流型儲冰釋冷系統製造冷空氣的熱傳效率提升率。表(3)中 t_0 為總釋冷操作時間， t 為釋冷操作時間。由表(3)中可以發現，當出口冷空氣的要求溫度較高時，迴流型儲冰釋冷系統的熱傳效率提升率較高，並且隨著迴流比(R)越高，其熱傳效率提升率更有明顯的提升。再者，當操作時間越長，則迴流型儲冰釋冷系統的熱傳效率提升率會慢慢降低。由表(3)的結果可以知道，迴流操作不但在熱交換器或是太陽能集熱器等加熱流體裝置中，可以有效地增加熱傳效率，而且在冷卻流體的儲冰釋冷系統

中也展現了很好的效率提升表現。

四、迴流於質傳操作裝置之應用

4.1 質量交換器系統

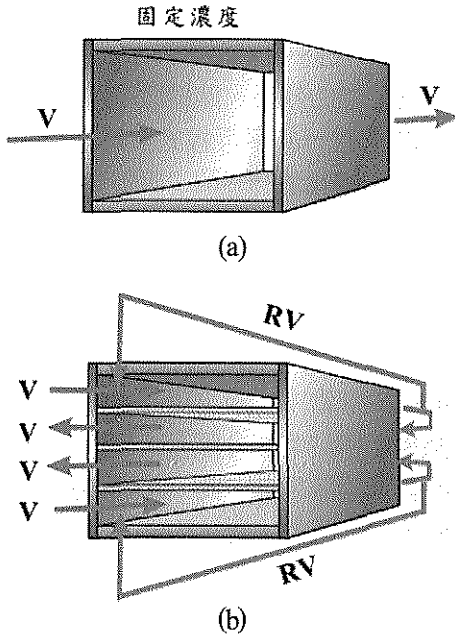
質量交換器在化工程序中常用於純化、濃縮或分離物質，常見的質量交換器有氣體吸收器⁽⁹⁵⁻⁹⁶⁾、液液萃取器⁽⁹⁷⁻⁹⁸⁾以及各式的觸媒反應器⁽⁹⁹⁻¹⁰⁰⁾等。近年來，由於薄膜技術的蓬勃發展，使得許多傳統的純化分離技術漸漸地被興起的薄膜分離技術所取代，例如：薄膜氣體吸收器⁽¹⁰¹⁻¹⁰³⁾、薄膜萃取器⁽¹⁰⁴⁻¹⁰⁶⁾、薄膜透析器⁽¹⁰⁷⁻¹⁰⁹⁾、薄膜蒸餾器⁽¹¹⁰⁻¹¹²⁾與薄膜反應器⁽¹¹³⁻¹¹⁵⁾等，這些薄膜裝置通稱為薄膜分離器，是屬於新興的質量交換器。在這些的質量交換器當中，若依照邊界條件的不同，可類比於熱交換器系統，將其分類為固定質量通量⁽¹¹⁶⁻¹¹⁷⁾、變動質量通量、固定管壁濃度⁽¹¹⁸⁻¹²¹⁾、變動管壁濃度與非對稱管壁濃度系統等。此外，由於在物質質量交換過程中有時會產生化學反應，以加速質傳速率，因此質量交換器可以再分為具反應質傳系統與不具反應質傳系統兩類。

類比於熱交換器系統，在質量交換器所考慮的系統為固定管壁質量通量系統，不同的是，在這裡是以平板型的質量交換器為主做討論。先針對一單行程平板型質量交換器，如圖(14a)所示，在其中平行鑲入三個

表(3) 迴流型儲冰釋冷系統的熱傳效率提升率

I_h	$T_{f,o} = 298K$		$T_{f,o} = 297K$		$T_{f,o} = 296K$	
	$R = 1$	$R = 2$	$R = 1$	$R = 2$	$R = 1$	$R = 2$
$t/t_0 = 0.1$	4.05	8.38	3.68	8.33	3.16	8.29
0.3	2.36	4.73	2.99	5.92	2.91	6.03
0.5	1.78	3.65	2.59	5.01	2.60	5.12
0.7	1.54	3.20	2.05	4.03	2.37	4.60
0.9	1.41	2.96	1.75	3.48	2.20	4.24

可滲透之薄膜，將通道一分為四，形成一四行程平板型質量交換器⁽¹²²⁾，並加入迴流操作使之成為如圖(14b)所示的四行程迴流型平板式質量交換器。與熱交換器相同，四行程迴流型質量交換器的強制對流質傳問題乃是屬於共軛質傳格拉茲問題。針對固定壁濃度的四行程迴流型質量交換器，其所相對應的統制方程式與邊界條件如下：



圖(14) 固定管壁濃度平板式質量交換器：(a) 單行程型；(b)四行程迴流型

$$\frac{\partial^2 \psi_i(\eta_i, \xi)}{\partial \eta_i^2} = \left[\frac{W_i^2 v_i(\eta_i)}{LD} \right] \frac{\partial \psi_i(\eta_i, \xi)}{\partial \xi} \quad (44)$$

$$0 \leq \xi \leq 1 \quad i = a, b, c, d$$

$$\Psi_a(0, \xi) = 0 \quad (45)$$

$$\frac{\partial \psi_a(1, \xi)}{\partial \eta_a} = -\frac{W_a}{W_b} \frac{\partial \psi_b(1, \xi)}{\partial \eta_b} \quad (46)$$

$$\frac{\partial \psi_a(1, \xi)}{\partial \eta_a} = -\frac{\gamma W_a}{W} [\Psi_a(1, \xi) - \Psi_b(1, \xi)] \quad (47)$$

$$\frac{\partial \psi_b(0, \xi)}{\partial \eta_b} = -\frac{W_b}{W_c} \frac{\partial \psi_c(0, \xi)}{\partial \eta_c} \quad (48)$$

$$\frac{\partial \psi_b(0, \xi)}{\partial \eta_b} = -\frac{\gamma W_b}{W} [\Psi_b(0, \xi) - \Psi_c(0, \xi)] \quad (49)$$

$$\frac{\partial \psi_c(1, \xi)}{\partial \eta_c} = -\frac{W_c}{W_d} \frac{\partial \psi_d(1, \xi)}{\partial \eta_d} \quad (50)$$

$$\frac{\partial \psi_c(1, \xi)}{\partial \eta_c} = -\frac{\gamma W_c}{W} [\Psi_c(1, \xi) - \Psi_d(1, \xi)] \quad (51)$$

$$\Psi_d(0, \xi) = 0 \quad (52)$$

式中的無因次群為

$$\eta_i = \frac{x_i}{W_i}, \quad \xi = \frac{z}{L}, \quad \Psi_i = \frac{C_i - C_w}{C_i - C_w}$$

$$\gamma = \varepsilon(W/\delta), \quad i = a, b, c, d \quad (53)$$

其中 W_i 為各通道的高度， L 為質量交換器的長度， C_w 為管壁濃度， C_i 為進料濃度， ε 為鑲入薄膜之空隙度， δ 為鑲入薄膜之厚度，下標 a、b、c 與 d 各為由上而下的四個通道編號。利用質量平衡關係式搭配分離變數法及正交展開法，可求出平均出口濃度 Ψ_F 為

$$\Psi_F = 1 - \frac{1}{Gz_m} \left[\sum_{m=0}^{\infty} S_{a,m} F'_{a,m}(0) \frac{(1 - e^{-\lambda_m}) W}{\lambda_m W_a} + \sum_{m=0}^{\infty} S_{d,m} F'_{d,m}(0) \frac{(1 - e^{-\lambda_m}) W}{\lambda_m W_d} \right] \quad (53)$$

在強制對流質傳系統當中，通常會以平均謝瑪數來表示系統的質傳速率，其定義如下：

$$\overline{Sh} = \frac{\bar{k}_m D_e}{D} = 0.5 Gz_m (1 - \Psi_F) \quad (54)$$

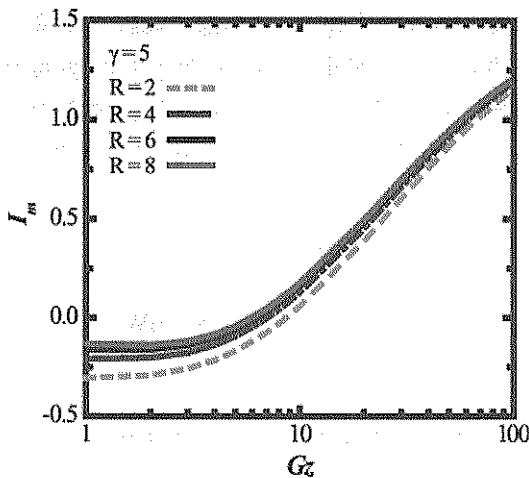
式中 \bar{k}_m 為流體平均質傳係數， D_e 為相當直徑， D 為擴散係數 Gz_m 為平板型質量交換器的質傳格拉茲數，其定義如下：

$$Gz_m = \frac{2VW}{DBL} \quad (55)$$

式中 W 為質量交換器的高度， B 為質量交換器的寬度， V 為流體之體積流率。四行程迴流型平板式質量交換器的質傳效率提升率 I_m 則定義為

$$I_m = \frac{\overline{Sh} - \overline{Sh}_0}{\overline{Sh}_0} \quad (56)$$

其中 \overline{Sh}_0 為單行程無迴流操作下的平均謝瑪數。圖(15)即為四行程迴流型平板式質量交換器的質傳效率提升率對迴流比作圖。由圖(15)得結果可以看出當系統操作在低質傳格拉茲數時，單行程無迴流質量交換器有較好的效率表現，因此 I_m 為負值，但是當質傳格拉茲數增高時，可以發現四行程迴流型平板式質量交換器的質傳效率提升百分比也會隨之增高。此外，由圖(15)中亦可看出 I_m 會隨著迴流比值增加而增加。



圖(15) 四行程迴流型平板式質量交換器的質傳效率提升百分比

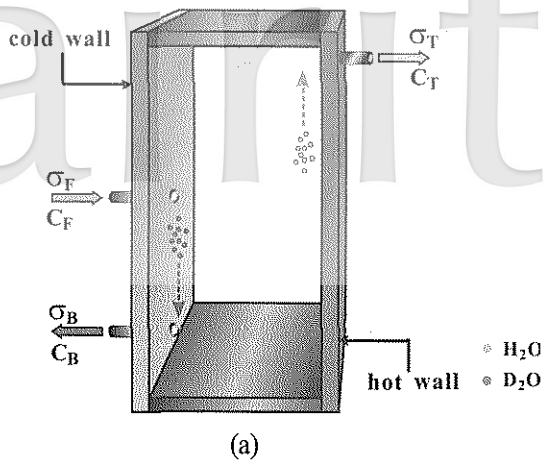
總結以上的結果，可以確認迴流操作確實能提升固定管壁濃度質量交換器的質傳效率，特別是當質傳系統操作在高質傳格拉茲數時。如此的結果，預期也能適用於其他類型的質量交換器，例如管式質量交換器或是不同邊界條件的質量交換器，如固定質量通量、變動質量通量、變動管壁濃度、非對稱

管壁濃度或具反應質傳系統等。

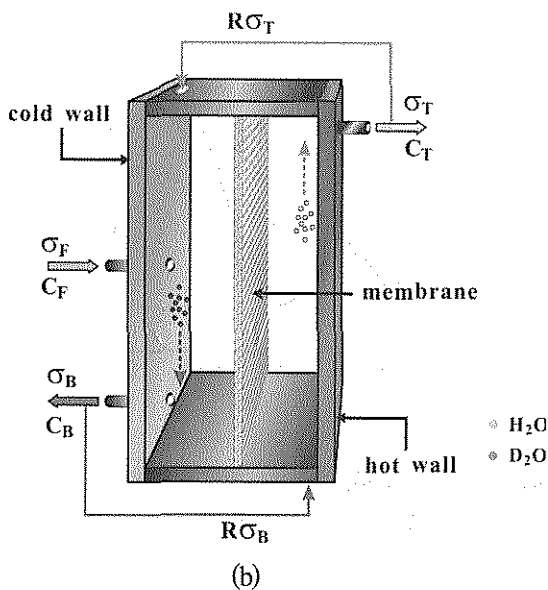
4.2 熱擴散系統

1911年 Enskog 氏⁽¹²³⁾發現若對一濃度均勻之混合氣體施以一溫度差，會在瞬間產生一濃度梯度，使得混合氣體產生擴散現象，此種現象即稱之為熱擴散（thermal diffusion）。熱擴散系統即是利用此概念將裝置施以一溫度梯度，使得欲分離之混合溶液於溫度梯度方向產生一熱擴散現象，將溶液中一部分帶往熱壁，而另外一部份帶往冷壁，達到分離的效果。熱擴散系統的種類可以分為許多種，如平行板式熱擴散塔⁽¹²⁴⁾、熱重力式熱擴散塔⁽¹²⁵⁻¹²⁷⁾、平板傾斜式熱擴散塔⁽¹²⁸⁻¹²⁹⁾、網線套管式熱擴散塔⁽¹³⁰⁻¹³¹⁾、旋轉型網線式熱擴散塔⁽¹³²⁻¹³³⁾、填料式熱擴散塔⁽¹³⁴⁻¹³⁵⁾、串聯型熱擴散塔⁽¹³⁶⁻¹³⁷⁾與具側流型熱擴散塔⁽¹³⁸⁾等，在這些不同種類的熱擴散塔設計當中，最重要的目的乃是要抑制在熱擴散塔中溶液分離後，因溶液濃度差造成的普通擴散現象，此一普通擴散現象會使得原本已分離的物質，因濃度差而再混合恢復成原始的混合狀態，抑制了熱擴散分離效果，因此若能有效地降低普通擴散所形成的再混合效應（remixing effect），即可提高熱擴散分離效果。熱擴散塔分離之技術主要應用於分離物理、化學性質相似的混合氣體和液體系統，此類混合系統大多難以利用傳統的蒸餾、萃取、電解等方法來加以分離，常見的分離物質有：(1)生物物質，(2)一般的同位素，(3)氫的同位素等三大類。

重水是一種重要的國防工業及核能工業原料，目前主要應用於天然鈾反應爐的緩速劑，由於天然水中重水的比例僅約含 1/7000，且其分子量及物化性質與一般的水相似，因此不易分離純化。本文中即是針對以熱擴散塔分離重水的系統為設計，期望能得到高效的重水分離效率。圖(16a)為傳統的熱重力式熱擴散塔，於其中鑲入一可滲透之薄膜並加入迴流操作，可得如圖(16b)所



(a)



(b)

圖16 熱重力式熱擴散塔：(a)傳統型；(b)鑲入薄膜迴流型

示的鑲入薄膜迴流型熱擴散塔⁽¹³⁹⁾，且於左右兩壁間施以一溫度差，使其產生熱擴散效應。此改良型熱擴散塔主要是利用薄膜及迴流調整自然對流強度，降低再混合效應，獲得較高的重水分離度，圖16中 σ_F 為進料流體的質量流率、 σ_B 為熱擴散塔底的出料質量流率、 σ_T 則為熱擴散塔頂的出料質量流率， C_F 為熱擴散塔進料的重水濃度， C_B 為熱擴散塔底的重水濃度， C_T 為熱擴散塔頂的重水濃度。在重水熱擴散系統中，重水 (D_2O , $MW = 20g/mol$) 由於分子量較純水 (H_2O ,

$MW = 18g/mol$) 重，所以重水會向冷壁端下方移動，而純水則會往熱壁端上方移動，因此重水的分離度 (Δ) 可以熱擴散塔頂部與底部的濃度差來表示：

$$\Delta = C_B - C_T \quad (57)$$

類似於蒸餾塔的解析，熱擴散塔內的濃度分佈可以分為進料點以上的提取段 (stripping section) 與進料點以下的增濃段 (enriching section) 作分析，其中增濃段的質量平衡係式與邊界條件為

$$\frac{\partial^2 C_{ae}}{\partial \eta_a^2} = \frac{W_a^2 v_{az}}{LD} \frac{\partial C_{ae}}{\partial \xi} \quad (58)$$

$$\frac{\partial^2 C_{be}}{\partial \eta_b^2} = \frac{W_b^2 v_{bz}}{LD} \frac{\partial C_{be}}{\partial \xi} \quad (59)$$

$$-\frac{\partial C_a(\xi, 0)}{\partial \eta_a} + \theta h_1 W_a = 0 \quad (60)$$

$$\frac{\partial C_b(\xi, 0)}{\partial \eta_b} + \theta h_1 W_b = 0 \quad (61)$$

$$-\frac{\partial C_{ac}(\xi, 1)}{\partial \eta_a} + \theta h_1 W_a = W_a \frac{\partial C_{bc}(\xi, 1)}{\partial \eta_b} + \alpha \theta h_2 = 0 \quad (62)$$

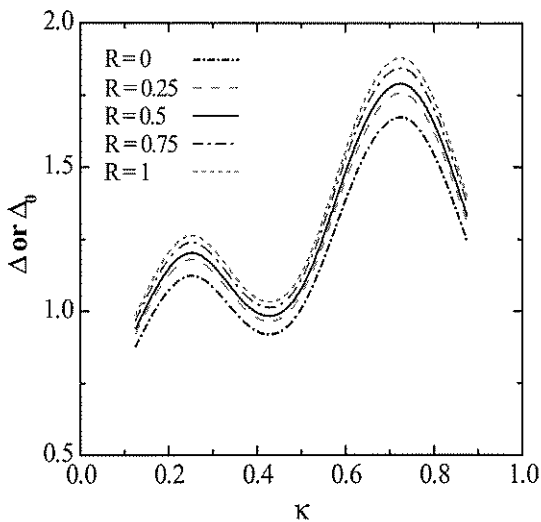
$$-\frac{\partial C_{ac}(\xi, 1)}{\partial \eta_a} + \theta h_1 W_a = \frac{W_a \varepsilon}{D \delta} [\theta h_2 W_b - C_{bc} + C_{ac} = 0 \quad (63)$$

其中 C 為流體重水濃度， V 為流體速度， D 為流體擴散係數， α 為流體熱傳擴散係數， ε 為薄膜空隙度， δ 為薄膜厚度， W 為通道寬度， L 為增濃段長度，下標 a 、 b 和 e 各別代表冷壁與薄膜構成之通道、熱壁與

薄膜構成之通道和增濃段，而 θ 、 h_1 與 h_2 為係數。再者，若將式(58)至式(63)的下標改為"s"即可得到提取段的質量平衡式。利用分離變數法、特徵函數展開法與正交性質，即可求出重水於熱擴散塔內的濃度分佈與塔頂與塔底的平均濃度，再利用式(67)求出重水分離度。相較於傳統熱重力式熱擴散塔，鑲入薄膜迴流型熱擴散塔的重水分離效率提升率($I_{\Delta}(\%)$)可以定義如下：

$$I_{\Delta}(\%) = \frac{\Delta - \Delta_0}{\Delta_0} \times 100\% \quad (64)$$

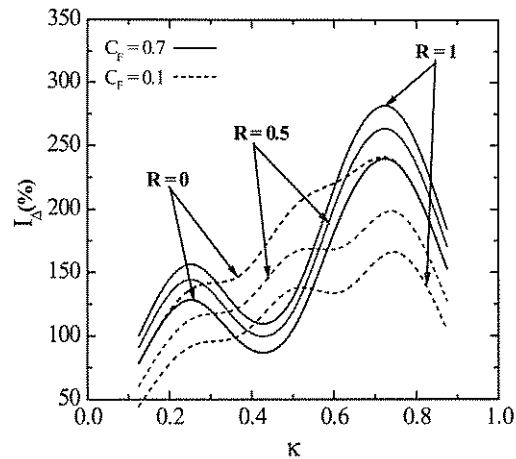
式中 Δ_0 為傳統熱重力式熱擴散塔的重水分離度。



圖(17) 鑲入薄膜迴流型熱重力式熱擴散塔重水系統之分離度

圖(17)顯示出迴流比 R 以及薄膜位置對於鑲入薄膜迴流型熱擴散塔的重水分離度的影響。當薄膜位置越大時表示薄膜越靠近熱板，而當時，薄膜則在冷熱板的中央。由圖(17)中可以發現，當移動薄膜位置時，重水分離度也會隨之變動，其中當約等於 0.75 時有最佳的重水分離度。而迴流效應對於熱擴散塔的分離效應影響，也可由圖(17)得知，重水分離度與迴流比成正比。圖(18)為鑲入薄膜迴流型熱擴散塔的重水分離效率提升率與迴

流比的關係，圖(18)中顯示，當進料濃度高時($C_F = 0.7$)， $I_{\Delta}(\%)$ 與迴流比成正比，而當進料濃度低時($C_F = 0.1$)， $I_{\Delta}(\%)$ 卻與迴流比成反比。但從圖(18)中可發現，鑲入薄膜迴流型熱擴散塔確實能提高熱擴散塔的重水分離效率。在此可預期迴流操作除了在重水分離的熱擴散塔中具有相當的效率提升外，針對其他熱擴散塔分離系統，如重氫分離、同位素物質分離等也可有相當好的效果。



圖(18) 鑲入薄膜迴流型熱擴散塔的重水分離效率提升率 $I_{\Delta}(\%)$

五、結論

在化工程序操作中，工程師致力的目標乃是增進裝置的熱傳或質傳效率，而於裝置設計與操作方式上提升熱傳或質傳效率的方式大致包括：減小裝置體積、多通道設計與迴流操作的應用等。本研究中設計了多種外部迴流型式，並將其應用至下列的熱傳與質傳操作系統：熱交換器系統、太陽能集熱器系統、儲冰釋冷系統、質量交換器系統與熱擴散系統，同時利用熱量與質量平衡式建立理論模型並求出其解析解，推導出各系統的熱傳與質傳理論效率值，且與傳統的裝置操作系統做比較，求得其熱傳或質傳效率提升率。模擬的結果顯示，不論是熱傳操作系統

或是質傳操作系統中，迴流型裝置的熱傳與質傳效率都能有效地提升。因此可預期地，文中所設計的外部迴流型式也可擴展應用至其他類型的化工熱傳與質傳操作裝置，來增進系統的效能表現。此外，若考慮到迴流效應的實際應用，則必須考量到經濟效應的觀點，因此，在設計迴流型式時，必須同時計算由於迴流操作所產生的摩擦損耗（friction losses），如此的迴流設計才能更能廣泛且實際地應用於各化工操作裝置中。

參考文獻

1. Weisberg, A., H. H. Bau and J. N. Zemel, Analysis of Microchannels for Integrated Cooling, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35, 2465(1992).
2. Peng, X. F. and G. P. Peterson, Forced Convection Heat Transfer of Single-Phase Binary Mixtures through Microchannels, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 12, 98(1996).
3. Sato, M. and M. Goto, Gas Absorption in Water with Microchannel Devices, *Sep. Sci. Technol.*, 39, 3163(2004).
4. Ho, C. D., H. M. Yeh, and W. S. Sheu, An Analytical Study of Heat and Mass Transfer through a Parallel-Plate Channel with Recycle, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41, 2589 (1998).
5. Ho, C. D., H. M. Yeh and S. C. Chiang, Mass-Transfer Enhancement in Double-Pass Mass Exchangers with External Refluxes, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 40, 5839 (2001).
6. Ho, C. D. and J. W. Tu, Analytical Study of Multipass Laminar Counterflow Mass Exchangers through a Parallel-Plate Channel, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 42, 3470(2003).
7. Ho, C. D. and W. Y. Yang, An Analytical Study of Heat Transfer in Laminar Counter-current Concentric Circular Tubes with External Refluxes, *Chem. Eng. Sci.*, 58, 1235(2003).
8. Ho, C. D., H. Chang and J. J. Guo, Effects of Inclined Angle and Aspect Ratio on Heavy Water Separation Efficiencies in Double-Flow Thermal-Diffusion Columns with External Refluxes, *Sep. Sci. Technol.*, 39(5), 975(2004).
9. McCandless, F. P., Role of Recycle in Countercurrent Recycle Distillation Cascades. I. Constant Reflux, Ideal, and Squared-Off Cascades, *Sep. Sci. Technol.*, 30, 3405(1995)
10. Marquart, R., Circulation of High-Viscosity Newtonian and Non-Newtonian Liquids in Jet Loop Reactor., *Int. Chem. Eng.*, 20, 399(1981).
11. Santacesaria, E., M. Di Serio and P. Iengo, Mass Transfer and Kinetics in Ethoxylation Spray Tower Loop Reactors, *Chem. Eng. Sci.*, 54, 1499(1999).
12. Siegel, M. H., J. C. Merchuk and K. Schugerl, Air-Lift Reactor Analysis: Interrelationships Between Riser, Downcomer, and Gas-Liquid Separator Behavior, Including Gas Recirculation Effects, *AIChE J.*, 32, 1585(1986).
13. Garcia-Calvo, E., A. Rodriguez, A. Prados and J. Klein, Fluid Dynamic Model for Three-Phase Airlift Reactors, *Chem. Eng. Sci.*, 54, 2359(1998).
14. Atenas, M., M. Clark and V. Lazarova, Holdup and Liquid Circulation Velocity in a Rectangular Air-Lift Bioreactor, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 38, 944(1999).
15. Yin, X. and H. H. Bau; Micro Heat Exchangers Consisting of Pin Arrays, *J. Electronic Packaging*, 119, 51(1997)

16. Yin, X. and H. H. Bau, Uniform Channel Micro Heat Exchangers, *J. Electronic Packaging*, 119, 89(1997).
17. Wu, S., J. Mai, Y. C. Tai and C. M. Ho, Micro Heat Exchanger by Using MEMS Impinging Jets, *Proceedings of the IEEE Micro Electro Mechanical Systems (MEMS)*, 171(1999).
18. Soodphakdee D. and M. Behnia, Simulation of Flow and Heat Transfer in Micro Heat Exchangers for Cooling of Electronic Equipment, *Symposium on Computational Fluid Science, Institute of Fluid Science, Tohoku University (SCFS 2000)*, 95(2000).
19. Guedes, R. O. C. and M. N. Ozisik, Conjugated Turbulent Heat Transfer with Axial Conduction in Wall and Convection Boundary Conditions in a Parallel-Plate Channel, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 13, 322(1992).
20. Lahjomri, J., K. Zniber, A. Oubarra and A. Alemany, Heat Transfer by Laminar Hartmann's Flow in Thermal Entrance Region with Uniform Wall Heat Flux: the Graetz Problem Extended, *Energy Convers. Manage.*, 44, 11(2003).
21. Min, T., J. Y. Yoo and H. Choi, Laminar Convection Heat Transfer of a Bingham Plastic in a Circular Pipe- I. Analytical Approach-Thermally Fully Developed Flow and Thermally Developing Flow (the Graetz Problem Extended), *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40, 3025(1997).
22. Min, T., J. Y. Yoo and H. Choi, Laminar Convection Heat Transfer of a Bingham Plastic in a Circular Pipe- II. Numerical Approach-Hydrodynamically Developing Flow and Simultaneously Developing Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40, 3689(1997).
23. Larrode, F. E., C. Housiadas and Y. Drossinos, Slip-Flow Heat Transfer in Circular Tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43, 2669(2000).
24. Min, T. and J. Y. Yoo, Laminar Convective Heat Transfer of a Bingham Plastic in a Circular Pipe with Uniform Wall Heat Flux: the Graetz Problem Extended, *Trans. ASME*, 121, 556(1999).
25. Weigand, B., M. Kanzamar and H. Beer, The Extended Graetz Problem with Piecewise Constant Wall Heat Flux for Pipe and Channel Flows, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 44, 3941(2001).
26. An, G., J. M. Li and B. X. Wang, Numerical Simulation for Laminar Flow and Heat Transfer of Gas in Rectangular Micropassages with Constant Wall Heat Flux, *Heat and Mass Transfer*, 39, 843(2003).
27. Ho, C. D., Y. J. Chuang and J. W. Tu, Double-Pass Flow Heat Transfer in a Parallel-Plate Channel for Improved Device Performance under Uniform Heat Fluxes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50, 2208(2007).
28. Barletta, A. and Rossi di Schio, E., Effects of Viscous Dissipation on Laminar Forced Convection with Axially Periodic Wall Heat Flux, *Heat and Mass Transfer*, 35, 9 (1999).
29. Choi, D. K. and D. H. Choi, Developing Mixed Convection Flow in a Horizontal Tube under Circumferentially Non-Uniform Heating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37 (13), 1899 (1994).
30. Quaresma, J. N. N. and R. M. Cotta, Exact Solutions for Thermally Developing Tube Flow with Variable Wall Heat Flux, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 21(5), 729 (1994).
31. Miyatake, O. and H. Iwashita, Laminar-

- Flow Heat Transfer to a Fluid Flowing Axially between Cylinders with a Uniform Surface Temperature, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33(3), 417(1990).
32. Wieigand, B., An Extract Analytical Solution for the Extended Turbulent Graetz Problem With Dirichlet Wall Boundary Conditions for Pipe and Channel Flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39, 1625(1996).
 33. Nield, D. A., A.V. Kuznetsov and M. Xiong, Thermally Developing Forced Convection in a Porous Medium: Parallel Plate Channel with Walls at Uniform Temperature, with Axial Conduction and Viscous Dissipation Effects, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46, 643 (2003).
 34. Lahjomri, J., A. Oubarra and A. Alemany, Heat Transfer by Laminar Hartmann Flow in Thermal Entrance Region with a step Change in Wall Temperatures: the Graetz Problem Extended, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45, 1127(2002).
 35. Sanchez, M., D. Rebollo. and A. Campo, Heat Exchange in a Laminar Channel Flow with Temperature Gradients at the Walls: Possibility for Heat Transfer Reversal, *Heat and Mass Transfer*, 40, 639(2004).
 36. Cess R. D. and E. C. Shaffer, Laminar Heat Transfer between Parallel Plates with an Unsymmetrically Prescribed Heat Flux at the Walls, *Appl. Sci. Res. Sec. A*, 9, 64 (1959).
 37. Cess R. D. and E. C. Shaffer, Summary of Laminar Heat Transfer Between Parallel Plates with Unsymmetrical Wall Temperatures, *J. Aero/Space Sci.*, 26, 538(1959).
 38. Nield, D. A., Forced Convection in a Parallel Plate Channel with Asymmetric Heating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, 5609(2004).
 39. Mitrovic, J., B. Maletic, and B. S. Baclic, Some Peculiarities of the Asymmetric Graetz Problem, *Int. J. Eng. Sci.*, 44, 436(2006).
 40. Perelman, T. L., On Conjugated Problems of Heat Transfer, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 3, 293(1961).
 41. Davis, E. J. and S. Venkatesh, The Solution of Conjugated Multiphase Heat and Mass Transfer Problems, *Chem. Eng. Sci.*, 34, 775(1979).
 42. Papoutsakis, E. and D. Ramkrishna, Conjugated Graetz Problems. I: General Formalism and a Class of Solid-Fluid Problems, *Chem. Eng. Sci.*, 36, 1381(1981a).
 43. Papoutsakis, E. and D. Ramkrishna, Conjugated Graetz Problems. II: Fluid-Fluid Problems, *Chem. Eng. Sci.*, 36, 1393 (1981b).
 44. Yin , X. and H. H. Bau, The Conjugate Graetz Problem with Axial Conduction, *Trans. ASME*, 118, 482(1996).
 45. Tu, J. W. and C. D. Ho, Mass Transfer Modeling of Conjugated Graetz Problem in Multi-Pass Mass Exchangers with External Recycle, *Tamkang J. Sci. Eng.*, 9, 331(2006).
 46. Ho, C. D. and W. Y. Yang, "Heat Transfer of Conjugated Graetz Problems with Laminar Counterflow in Double-Pass Concentric Circular Heat Exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48, 4474(2005).
 47. Ho, C. D. and S. C. Yeh, Improvement in Device Performance on Laminar Counterflow Concentric Circular Heat Exchangers with Uniform Wall Fluxes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 49, 2020(2006).
 48. Ho, C. D., H. M. Yeh and W. S. Sheu, The Influence of Recycle on Double-Pass Heat and Mass Transfer through a Parallel-Plate

- Device, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42, 1707(1999).
49. Yeh, H. M., C. D. Ho, and W. S. Sheu, Double-pass heat or mass transfer through a parallel-plate channel with recycle, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43, 487(2000).
 50. Ho, C. D. and Y. C. Tsai, The Influence of Recycle on Multi-Pass Laminar Counter-flow Heaters or Coolers, *Chem. Eng. Comm.*, 191(8), 1064(2004).
 51. Sharma, V. K., A. Colangelo and G. Spagna, Photovoltaic Technology: Basic Concepts, Sizing of a Stand Alone Photovoltaic System For Domestic Applications and Preliminary Economic Analysis, *Energy Convers. Mgmt*, 36(3), 16 (1995)
 52. Jones, A. D. and C. P. Underwood, A thermal Model for Photovoltaic Systems, *Solar Energy*, 70(4), 349(2001)
 53. Huang, M. J., P. C. Eames and B. Noron, Thermal Regulation of Building-integrated Photovoltaics using Phase Change Materials, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, 2715 (2004).
 54. Haraksingh, I., I. A. McDoom, and O. St. C. Hadley, Natural Convection Flat-Plate Collector Solar Cooker with Short Term Storage, *Renew. Energy*, 9, 729(1996).
 55. Yeh, H. M., C. D. Ho and K. J. Hwang, Energy and Mass Balances in Open-Type Multiple-Effect Solar Distillers with Air Flow through the Last Effect, *Energy*, 24, 103(1999).
 56. Bojic, M., S. Kalogirous, and K. Petronijevic, Simulation of a Solar Domestic Water Heating System Using a Time Marching Model, *Renew. Energy*, 27, 441 (2002).
 57. Hermann, M., J. Koschikowski, and M. Rommel, Corrosion-Free Solar Collectors for Thermally Driven Seawater Desalination, *Solar Energy*, 72, 415(2002).
 58. Chemkhi, S., F. Zagrouba, and A. Bellagi, Drying of Agricultural Crops by Solar Energy, *Desalination*, 168, 101(2004).
 59. M. A. K. Lodhi, A Hybrid System of Solar Photovoltaic, Thermal and Hydrogen: A Future Trend" *Int. J. Hydrogen Energy*; 20 (6),471(1995)
 60. H. P. Garg and R. S. Adhikari, Conventional Hybrid Photovoltaic/thermal (PV/T) Air Heating Collector: Steady-state Simulation, *Renewable Energy*, 11(3), 36 (1997).
 61. Spyridonos, A. V., A. A. Argiriou, and J. K. Nickoletatos, Thermal Storage Efficiencies of Two Solar Saltless Water Ponds, *Solar Energy*, 75, 207(2003).
 62. Chow T. T., Performance Analysis of Photovoltaic-Thermal Collector by Explicit Dynamic Model, *Solar Energy*, 75, 143(2003).
 63. Jaefarzadeh, M. R., Thermal Behavior of a Small Salinity-Gradient Solar Pond with Wall Shading Effect, *Solar Energy*, 77, 281 (2004).
 64. Wijeysondera, N. E., L. L. Ah. and L. E. Tjioe, Thermal Performance Study of Two-Pass Solar Air Heaters, *Solar Energy*, 28, 363(1982).
 65. Garg H. P., V. K. Sharma and A. K. Bhargava, Theory of Multiple-Pass Solar Air Heaters, *Energy*, 10, 589(1985).
 66. Yeh, H. M. and T. C. Lin, The Effect of Collector Aspect Ratio on the Collector Efficiency of Flat-Plate Solar Air Heaters, *Energy*; 20, 1041(1995).
 67. Yeh, H. M., C. D. Ho and C. Y. Lin, Effect of Collector Aspect Ratio on the Collector Efficiency of Upward Type Baffled Solar

- Air Heaters," *Energy Convers. Mgmt*, 41, 971(2000).
68. Yeh, H. M., C. D. Ho and C. H. Chen, "The Effect of Collector Aspect Ratio on the Collector Efficiency of Sheet-and-Tube Solar Fluid Heaters, *Tamkang J. Sci. Eng.*, 2, 61(1999).
 69. Yeh, H. M., C. D. Ho and Yeh, C. W., Effect of Aspect Ratio on the Collector Efficiency of Sheet-and-Tube Solar Water Heaters with the Consideration of Hydraulic Dissipated Energy, *Renewable Energy*, 28, 1575(2003).
 70. Morrison, G. L., I. Budihardjo and M. Behnia, Water-in-Glass Evacuated Tube Solar Water Heaters, *Solar Energy*, 76(1-3) 135 (2004).
 71. Al-Madani, H., The Performance of a Cylindrical Solar Water Heater, *Renewable Energy*, 31(11), 1751(2006).
 72. Chiou, J. P., Experimental Investigation of the Augmentation of Forced Convection Heat Transfer in a Circular Tube Using Spiral Spring Inserts, *J. Heat Transfer*, 109, 300(1987).
 73. Huq, M., A. M. A-U. Huq and M. M. Rahman, Experimental Measurements of Heat Transfer in an Internally Finned Tube, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 25, 619 (1998).
 74. Chang, S. W. and L. M. Su, Heat Transfer of Reciprocating Helical Tube Fitted with Full Circumferential Ribs, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 44, 3025(2001).
 75. Yeh, H. M., C. D. Ho and J. Z. Hou, Collector Efficiency of Double-Flow Solar Air Heaters with Fins Attached, *Energy*, 27(8), 715(2002).
 76. Zimparov, V., Prediction of Friction Factors and Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Corrugated Tubes Combined with Twisted Tape Inserts. Part 2: Heat Transfer Coefficients, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, 385(2004).
 77. Ho C. D., C. W. Yeh and S. M. Hsieh, Improvement in Device Performance of Multi-Pass Flat-Plate Solar Air Heaters with External Recycle, *Renewable Energy*, 30, 1601(2005).
 78. Ho, C. D. and T. C. Chen, The Recycle Effect on the Collector Efficiency Improvement of Double-Pass Sheet-and-Tube Solar Water Heaters with External Recycle, *Renewable Energy*, 31, 953(2006).
 79. Ho, C. D., H. M. Yeh and R. C. Wang, Heat Transfer Enhancement in Double-Pass Flat-Plate Solar Air Heaters with External Refluxes, *Energy*, 30(15), 2796(2005).
 80. 何啟東、陳宗慶，迴流效應於加翅型管板式太陽能集熱器之集熱效率改善研究，中國化學工程學會五十二週年暨國科會化學工程學門成果發表會摘要論文集，苗栗，第 120 頁(2005)。
 81. Ure, Z and M. Mashrae, Slurry Ice Based Cooling Systems, *Proc. Of IIR 20th INT. CONF.*, 5, Paper No.3 (1999).
 82. Ismail, K. A. R. and M. M. Radwan, Effect of Axial Conduction on the Ice Crystal Growth in Laminar Falling Films. *Int. J. Refrigeration*, 22(5), 389(1999).
 83. Hirata, T., K. Nagasaka and M. Ishikawa, Crystal Ice Formation of Solution and Its Removal Phenomena at Cooled Horizontal Solid Surface, Part I: Ice Removal Phenomena, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43, 333 (2000).
 84. Sasaguchi, K., K. Kusano and H. Kitagawa, Solid/Liquid Phase-Change Heat Transfer

around Two Horizontal, Vertically Spaced
Cylinders-An Experimental Study on the
Effect of Density Inversion of Water, Heat
Transfer-Japanese Research, 23(7), 645
(1994)

85. Hirata, T. and H. Matsui, Ice Formation and Heat Transfer with Water Flow around Isothermally Cooled Cylinders Arranged in a Line, *J. Heat Transfer*, 112, 707(1990).
86. David, H. H., DDC and Ice Thermal Storage System Provide Comfort and Energy Efficiency, *ASHRE J.*, Mach, 35(1994).
87. Dorgan, C. E. and J. S. Elleson, ASHRAE's New Design Guide for Cool Thermal Storage, *ASHRAE J.*, May, 29(1994).
88. Ho, C. D. and J. W. Tu, The Recycle Effect on Cool-Thermal Discharge Systems from Ice Melting with Producing Chilled Air under Complete Melt Removal and Specified Heat Fluxes on the Boundary, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 50, 883(2006).
89. Ho, C. D., H. M. Yeh and J. W. Tu, Chilled Air Production in Cool-Thermal Discharge Systems from Ice Melting under Constant Heat Flux and Melt Removal, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 32, 491(2005).
90. Ho, C. D. and C. K. Wang, Producing Chilled Air in Cool-Thermal Discharge Systems with Air Flowing over Ice Surface by Complete Removal of Melt, *Renewable Energy*, 27, 223(2002).
91. Ho, C. D., A Theoretical Study of the Recycle Effect on Heat Transfer Efficiency in Cool-Thermal Discharge Systems from Ice Melting with Producing Chilled Air, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 46, 277(2004).
92. Ho, C. D., H. M. Yeh, J. W. Tu and Y. S. Su, Heat Transfer Enhancement in Cool-Thermal Discharge Systems from Ice Melting with Producing Chilled Air under Time-Velocity Variations and External Recycle, *Tamkang J. Sci. Eng.*, 8, 291(2005).
93. Ho, C. D., C. L. Chang, C. K. Wang and Y. S. Su, Producing Chilled Air from Ice Melting with Air Time-Velocity Variations in Cool-Thermal Discharge Systems, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 30(5), 663 (2003).
94. Ho, C. D., K. J. Hwang, J. W. Tu and Y. S. Su, The Recycle Effect on Cool-Thermal Discharge Systems under Melt Removal and Flow Rate Variations, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 33, 1130(2006).
95. Sato, M. and M. Goto, Gas Absorption in Water with Microchannel Devices, *Sep. Sci. Technol.*, 39(13), 3163(2004).
96. Migita, H., K. Soga and Y. H. Mori, Gas Absorption in a Wetted-Wire Column, *AIChE J.*, 51(8), 2190(2005).
97. Reyes-Labarta, J. A. and I. E. Grossmann, Disjunctive Optimization Design Models for Complex Liquid-Liquid Multistage Extractors, *AIChE J.*, 47(10) 2243(2001).
98. Poirot, R. P. L., C. Gourdon, C. Diard, and J. M. Autret, Fast Batch to Continuous Solid-Liquid Extraction From Plants in Continuous Industrial Extractor, *Chem. Eng. Technol.*, 30(1), 46(2007).
99. Martin-Gullon, I., Vera, J., J. A. Conesa, J. L. Gonzalez and C. Merino, Differences between Carbon Nanofibers Produced Using Fe and Ni Catalysts in a Floating Catalyst Reactor, *Carbon*, 44(8), 1572 (2006).
100. Tailleur, R. G., Effect of Recycling the Unconverted Residue on a Hydrocracking

- Catalyst Operating in an Ebullated Bed Reactor, *Fuel Processing Technology*, 88 (8), 779(2007).
101. Kim, Y. S. and S. M. Yang, Absorption of Carbon Dioxide through Hollow Fiber Membranes Using Various Aqueous Absorbents, *Sep. Purif. Technol.*, 21, 101 (2000).
 102. Kumar, P. S., J. A. Hogendoorn, P. H. M. Feron and G. F. Versteeg, New Absorption Liquids for the Removal of CO₂ from Dilute Gas Streams Using Membrane Contactors, *Chem. Eng. Sci.*, 57, 1639(2002).
 103. Wang, W. P., S. T. Lin and C. D. Ho, An Analytical Study of Laminar Co-Current Flow Gas Absorption through a Parallel-Plate Gas-Liquid Membrane Contactor, *J. Membr. Sci.*, 278, 181(2006)
 104. Yeh, H. M. and Y. K. Chen, Effect of Multipass Arrangement on the Performance in a Membrane Extractor of Fixed Configuration, *Chem. Eng. Sci.*, 55(23), 5873(2000).
 105. Juang, R. S. and J. D. Chen, Mass Transfer Modeling of Citric and Lactic Acids in a Microporous Membrane Extractor, *J. Membr. Sci.*, 164(1-2), 67(2000).
 106. Kosaraju, P. B. and K. K. Sirkar, Novel Solvent-Resistant Hydrophilic Hollow Fiber Membranes for Efficient Membrane Solvent Back Extraction, *J. Membr. Sci.*, 288(1-2), 41(2007)
 107. Wupper, A., F. Dellanna, C. A. Baldamus and D. Woermann, Local Transport Processes in High-Flux Hollow Fiber Dialyzers, *J. Membr. Sci.* 131, 181(1997).
 108. Kannamori, T. and T. Shinbo, Mass Transfer of a Solute by Diffusion with Convection around a Single Hollow-Fiber Membrane for Hemodialysis, *Desalination*, 129 217 (2000).
 109. Tu, J. W., C. D. Ho and, H. M. Yeh, The Analytical and Experimental Studies of the Parallel-Plate Concurrent Dialysis System Coupled with Ultrafiltration, *J. Membr. Sci.*, 281, 676(2006).
 110. Peng, P., A. G. Fane, and X. Li, Desalination by Membrane Distillation Adopting a Hydrophilic Membrane, *Desalination*, 173(1), 45(2005).
 111. Curcio, E. and E. Drioli, Membrane Distillation and Related Operations - A Review, *Sep. Purif. Reviews*, 34(1), 35(2005).
 112. Gryta, M., Water Purification by Membrane Distillation Process, *Sep. Sci. Technol.*, 41(9), 1789(2006).
 113. Markatos, N. C., E. Vogiatzis, M. K. Koukou, and N. Papayannakos, Membrane Reactor Modelling: A Comparative Study to Evaluate the Role of Combined Mass and Heat Dispersion in Large-Scale Adiabatic Membrane Modules, *Chem. Eng. Research and Design*, 83(10), 1171(2005).
 114. Gumi, T., D. Paolucci-Jeanjean, M. P. Belleville, G. M. Rios, Enzymatic Membrane Reactor in Supercritical Carbon Dioxide, *Desalination*, 200(1-3), 505(2006).
 115. Chiappetta, G., G. Clarizia and E. Drioli, Improvement of Membrane Reactor Performance in Hydrogen Production, *Desalination*, 200(1-3), 695(2006).
 116. Ho, C. D., J. J. Fu and J. W. Tu, An Analytical Study of Mass Transfer Efficiency in Double-Pass Parallel-Plate Mass Exchangers under Uniform Wall Fluxes, *J. Chem. Eng. Japan*, 39, 1243(2006).
 117. Ho, C. D., Y. C. Chuang and J. W. Tu, Device Performance Improvement of Double-Pass Concentric Circular Mass Exchangers

- Under Uniform Wall Fluxes, Chem. Eng. Technol., 30(4), 431(2007).
118. Cooney, D. O., S. S., Kim and E. J. Davis, Analyses of Mass Transfer in Hemodialyzers for Laminar Blood Flow and Homogeneous Dialysate, Chem. Eng. Sci., 29, 1731(1974).
119. Ho, C. D., G. G. Lin and C. L. Ho, The Effect of Recycle on Double-Pass Laminar Counterflow Concentric Circular Mass Exchangers, J. Chem. Eng. Japan, 38(1), 12 (2005).
120. Tu, J. W. and C. D. Ho, Mass Transfer Modeling of Conjugated Graetz Problem in Multi-Pass Mass Exchangers with External Recycle, Tamkang J. Sci. Eng., 9, 331(2006).
121. Ho, C. D. and J. W. Tu, Mass Transfer Enhancement of Conjugated Graetz Problems in Multi-Pass Parallel-Plate Mass Exchangers with External Recycle, Chem. Eng. Commun., 194(1), 69(2007).
122. Ho, C. D., H. M. Yeh and J. W. Tu, Mass Transfer Flow in a Parallel-Plate Channel with Permeable Barriers Inserted for Countercurrent Multi-Pass Operations, Chem. Eng. Comm., 193(2), 246(2005).
123. Enskog, D., A Generalization of Maxwell's Second Kinetic Gas Theory, Physik. Z., 12, 56(1911).
124. Chapman, S., Thermal Diffusion of Rare Constituents in Gas Mixtures, Philosophical Magazine, 7, 1 (1929).
125. Clusius, K. and G. Dickel, Neues Verfahren zur Gasentmischung und Isotopentrennung, Naturwissenschaften, 26, 546(1938).
126. Clusius, K. and G. Dickel, The Separation-Tube Process for Liquids, Naturwissenschaften., 27, 148(1939).
127. Ho, C. D. and J. J. Guo, An Analytical Study of Separation Efficiency on the Enrichment of Heavy Water in Double-Flow Thermal-Diffusion Columns with Flow-Rate Fraction Variations, Chem. Eng. Comm., 192(4), 424(2005).
128. Washall, T. A. and F. W. Molpolder, Improving the Separation Efficiency of Liquid Thermal Diffusion Columns. IEC Proc. Dec. Dev. 1, 26 (1962).
129. Chueh, P. L. and H. M. Yeh, Thermal Diffusion in a Flat-Plate Column Inclined for Improved Performance. AIChE J., 13, 37 (1967).
130. Yeh, H. M. and H. C. Ward, The Improvement in Separation of Concentric Tube Thermal Diffusion Columns, Chem. Eng. Sci., 26, 937(1971).
131. Ramser, J. H., Theory of Thermal Diffusion under Linear Fluid Shear, Ind. Eng. Chem., 49, 155(1957).
132. Yeh, H. M. and F. K. Ho, A Study of the Separation Efficiency of Wired Thermal Diffusion Columns with Tubes Rotated in Opposite Directions, Chem. Eng. Sci., 30, 1381(1975).
133. Yeh, H. M. and C. W. Tsai, A Study of the Separation Efficiency of Rotated Concentric-Tube Thermal Diffusion Columns with Helical Plane Inserted as a Spacer in the Annulus, J. Chem. Eng. Japan., 14, 90 (1981).
134. Lorenz, M. and A. H. Jr. Emery, The Packed Thermal Diffusion Column, Chem. Eng. Sci., 11, 16(1959).
135. Yeh, H. M. and T. Y. Chu, A Study of the Separation Efficiency of Continuous-type Packed Thermal Diffusion Columns, Chem. Eng. Sci., 29, 1421(1974).

136. Ho, C. D. and Y. T. Chen, The Study of Continuous Thermal-Diffusion Columns on Modified Frazier-Scheme for the Enrichment of Heavy Water with Column Length Varied at a Constant Ratio, Sep. Sci. Technol., 38(11), 2425(2003).

137. Ho, C. D., Y. C. Su, J. J. Guo and S. H. Chen, Theoretical and Experimental Studies on the Heavy Water Enrichment by Thermal Diffusion for Improved Performance under Countercurrent-Flow Frazier Scheme and Flow-Rate Fraction Variations, Sep. Sci.

Technol., 39(10), 2299(2004).

138. Ho, C. D. and S. H. Chen, Improvement in Performance of Thermal Diffusion Columns on Heavy Water Enrichment under Sidestream Operations and Flow-Rate Fraction Variations, Sep. Sci. Technol., 39(14), 3373(2004).

139. Ho, C. D., H. M. Yeh and J. J. Guo, An Analytical Study on the Enrichment of Heavy Water in the Continuous Thermal Diffusion Column with External Refluxes, Sep. Sci. Technol., 37(13), 3129(2002).

