

應用於建築物通風且配置肋條之太陽熱能吸收板模擬分析

黃柏齊¹ 張克勤^{2*}

摘要

本文探討自然通風系統中吸收板表面構型對於管道內部流場以及溫度場的影響。相較一般傳統的平板構型，本研究針對吸收板表面加裝了不同型式的肋條，並利用數值模擬計算來求解肋條周圍的速度以及溫度變化，分析不同位置的肋條以及周圍區域在熱傳分布上的趨勢。而在自然對流的條件下，肋條的表面形狀對於熱傳以及管道內部流阻影響很大，因此先討論不同截面形狀的肋條在相同擺放間距以及肋條高度下的流場差異，再探討特定構型的肋條高度以及擺放間距對於出口流量的影響。從結果觀察到增加過多的肋條表面積會消耗掉過多管內流體動能，且造成流場阻塞現象；因此對於肋條管道而言，並非增加肋條數量以及表面積就能達到提升出口流量的成效，需要考慮到肋條之間流場的相互影響。本研究在固定管道高度為50 mm的條件下，結果顯示出肋條高度比($c/H = 0.1$)以及擺放間距($p/c = 3$)的V形肋條可提供較高的出口流量。

關鍵詞：太陽通風、人工粗糙度、自然對流、數值熱傳

1. 建築物通風發展近況

1.1 建築物通風簡介

近年來石化能源逐漸匱乏以及地球環境日益惡化，節能減碳再度成為當前最重要的課題之一。從經濟部能源局的資料指出，臺灣年度所消耗的能源，將近98%仰賴進口，因此節約能源成為人人都不可避免的責任。根據聯合國環境規劃署(UNEP)的估計，建築物是最大的能源消耗者之一，其所消耗占全世界能源總消耗量的40%左右。因此各國政府開始將建築節能納入重點推行工作之一，期望藉由相關節能技術的推行，達到減少二氧化碳排放及降低建築能源消耗的目的(郭家彭、張克勤，2014)。

臺灣地理位置處於亞熱帶地區，年平均的日射量充足，當建築物屋頂全天受到太陽的照射，吸收了大量的太陽輻射熱後，使得建築物頂部的表面溫度上升。在晴朗的夏天，屋頂表面的溫度通常可以達到40-50°C之間；而在豔陽高照的中午時刻，甚至會超過60°C以上。從浮力效應所產生的自然對流觀點來看，屋頂受熱面和室內空氣產生的溫度差，的確提供了一個很好的條件來發展建築物自然通風系統。建築物利用自然通風不僅可以從室外引入新鮮空氣達到循環的目的，還能降低居住空間的溫度以及相對濕度，減少了因為環境潮濕給皮膚帶來的不舒服感。研究指出在自然通風的條件下，當室外空氣溫度高於26°C時，室內溫度只要低於30-31°C，人體仍然會感覺到舒適，主要是

¹成功大學能源研究中心 研究助理

²成功大學航空太空工程學系 教授

*通訊作者, 電話: 06-2757575分機63679, E-mail: kcchang@mail.ncku.edu.tw

收到日期: 2014年12月02日

修正日期: 2015年03月10日

接受日期: 2015年03月16日

因為空氣的持續流動帶走了皮膚表面的熱氣及所排出的汗水；而處在空調空間中，則空調設定溫度必須在 26°C 以下，人體才會感覺到舒適(經濟部能源局 / 財團法人臺灣綠色生產力基金會, 2012)，主要是因為密閉空間空氣流動大幅降低(約 0.2 m/s)，使得皮膚表面無法有效散熱排汗。上述研究結果表明居室利用自然通風可以提高空調的設定溫度，而且使人體獲得更好的熱舒適度，減少了空調的開啟時間，也就能降低建築物的空調耗能，如此一來就能達到低耗能建築的目的。然而從低耗能建築的觀點來看，一般建築所用大型抽風機械或是風扇等裝置不僅相當耗電而且機械維護成本也高。長久使用下來並不能達到節能的目的，因此越來越多研究將重點放在太陽能煙囪與建物屋頂的結合，利用屋頂夾縫內熱空氣的驅動力來循環室內空氣。優點是整個系統不需要消耗任何電能且設備維護成本低，也少了因為機械運轉所帶來的噪音問題。在日射量充足的地區，若能將太陽能吸收板與儲能系統結合，即使在夜晚也能達到通風的效果。

有關於太陽能煙囪直接應用在室內通風的文獻近些年來發表不少。針對不同國家的緯度以及空氣溼度等條件，都有不同的煙囪設計，例如Khedari *et al.* (1997)將太陽能吸收板與歐式建築的屋頂設計做結合來整合室內通風系統，探討吸收板的長度以及擺放傾斜角對通風效能的影響。實驗結果顯示吸收板長度為一公尺以及傾斜角度為 30° 時，平均板面收集到的能量約在 $150\text{--}350\text{ W/m}^2$ ；固定屋頂夾縫通道高度 14公分 ，出口的空氣流量可達到 $0.08\text{--}0.15\text{ m}^3/\text{sec}$ 。Hirunlabh *et al.* (2001)的實驗指出當增加吸收板面的長度以及面積時，單位面積下煙囪能導引出的空氣流量會減少。因此建議設計吸收板尺寸時，板面長度設定在約 $1\text{--}2\text{公尺}$ 的範圍內，也就是說分段式的煙囪設計其效能比起單一大尺寸的長型煙囪來得佳。Chungloo和Limmechokchai (2009)針對泰國當地緯度以及氣候條件，將建築屋頂設計為傾斜角 45° 、屋

頂內夾縫大小為 12公分 、總長度為 1.55公尺 的太陽能煙囪，並且估算整體建築的通風性能，將不同的溫度量測元件裝置在室內以及屋頂夾縫的不同高度位置。實驗結果顯示屋頂夾縫內溫度最高的區域位於屋頂的中上端，並非在煙囪的頂端。造成如此溫度分布是因為在頂端的熱散失顯著以及出口受到風場的干擾，在出口流量的部分比較起來未加裝太陽能吸收板也增加了 12% ，室內溫度降低了約 $0.5\text{--}0.7^{\circ}\text{C}$ 左右。

此外，Macias *et al.* (2009)以日照遭建物遮蔽之陰影區域規劃通風入口，並相對以建物之向陽面設置太陽能煙囪，藉由一定面積之遮蔭，以減少建物因西曬而吸熱、儲熱之情況，不但可降低室內溫度，亦因太陽能煙囪加速室內空氣置換，獲得較佳之室內熱舒適度及空氣流率。西班牙馬德里低價之平民住宅即依此概念規劃，經實際監控發現除可達到通風目的外，搭配太陽能熱水系統等設計將可獲得良好之節能效益。Maerefat和Haghighi (2010)另利用水塔作為蒸氣冷卻系統與RSC太陽能煙囪整合之設計作為室內空調裝置，依模擬計算結果顯示，此種設計於日照僅 200 W/m^2 、戶外溫度達 40°C 時，仍可提供良好之熱舒適環境；Raman *et al.* (2001)以計算及實驗方法設計及測試被動式太陽能空調屋，運用太陽能煙囪、蒸發冷卻裝置、絕熱牆及屋頂冷卻管網等裝置，可維持夏季室溫於 28°C 、冬季室溫 17°C 。我國林憲德教授於成功大學之孫運璿綠色科技大樓規劃之初將太陽能煙囪等設計整合於建物設計，達到室內整體通風與節能之實質效益，此為國內運用太陽熱能通風技術於建物整合之最佳案例之一。

1.2 太陽能煙囪的運作理論

太陽能煙囪導引出空氣流量的機制是於當管道內的吸收板面接收到熱量後，會開始加熱鄰近板面的空氣使得氣體溫度上升，此時板面周圍空氣密度變小而產生一個局部低壓區，因而引入管口附近的低溫空氣，讓管道內產生一

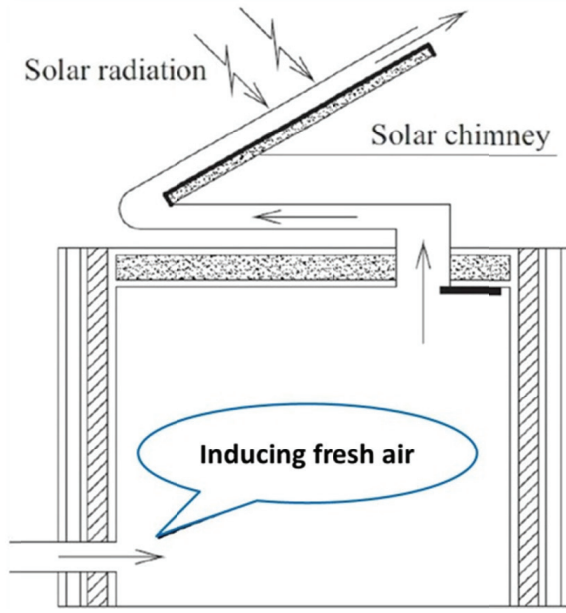


圖1 太陽熱能煙囪系統示意圖
(Raman *et al.*, 2001)

股上升氣流(圖1)。將此機制應用於建築物的屋頂夾縫通道，經由不斷的空气流動來達到室內空氣的交換。

有關於太陽能煙囪內部吸收板與空氣的熱交換關係，利用Ong (2003)所提出的太陽能煙囪理論模式(圖2)來說明管道內部的能量守恆性，後續本文的研究都在此理論模式的基礎上進行。

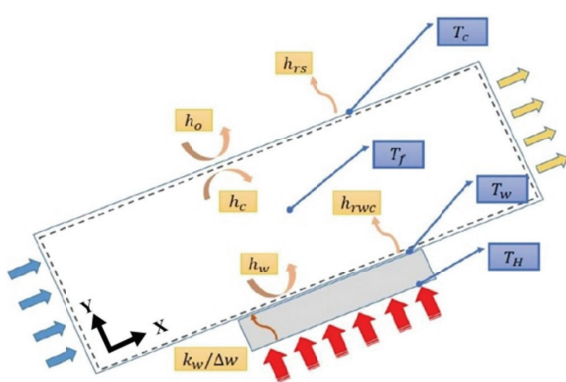


圖2 煙囪內部熱交換示意圖(本研究繪製)

2. 物理模式與數值方法

本研究中所討論的建築物通風系統主要是針對一般屋頂中的夾層管道，利用管道間的空間裝設具有金屬肋條的板型來吸收太陽熱能，

並且加熱夾層中的空氣，使得管道內部空氣受熱之後產生低壓區，進而導引室內空間較高溫空氣，並且經由管道排出屋外，產生屋內的空氣循環。為了考慮到一般屋頂夾層的實際厚度，本研究將尺寸固定為50 mm來進行模擬分析，然而一般咸認為通風管道空間之深/高比為影響通風氣流流量重要因素之一，此部分之研究留待日後進行。

2.1 物理模式

當管道內的吸收板接收到熱量後，開始加熱板面鄰近空氣溫度，使周圍空氣密度變小而產生一個局部低壓區，因而引入管口附近的低溫空氣，讓管道內產生一股上升氣流如圖2所示，將此機制應用於建築物，經由不斷的空气流動來達到室內空氣的交換。由於流速低且溫差不大(瑞里數， $Ra < 4 \times 10^{12}$ ，參見Bejan, 2004)，管道內之流體屬於層流狀態，考慮一個三維、穩態的直角坐標(圖3)，其統御方程式整理於下：

連續方程式：

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

動量方程式：

x - direction :

$$\begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \\ & + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ & + g\beta \sin \theta (T - T_\infty) \end{aligned} \quad (2)$$

y - direction :

$$\begin{aligned} u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} \\ & + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ & + g\beta \cos \theta (T - T_\infty) \end{aligned} \quad (3)$$

z - direction :

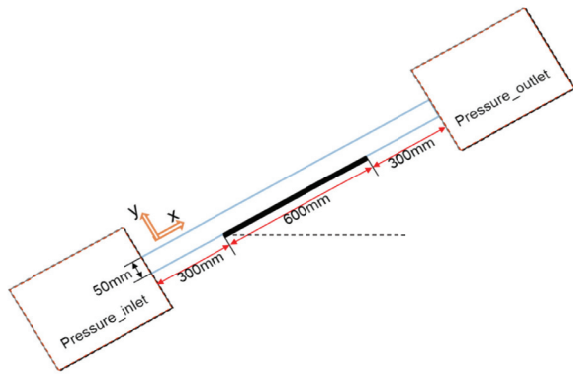


圖3 管道內部流場坐標定義(本研究繪製)

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

能量方程式：

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

方程式(1) - (5)中的相關符號說明見表1。

真實情況中，集熱板組件會有熱散逸的情況，且太陽瞬時日照量亦不可能維持恆定。但考量本研究重點著重在建立模式，用以模擬通風管道內部的流場和熱傳量變化，因此先行採用簡化之邊界進行示範說明。計算域邊界以及

表1 相關符號說明(本研究整理製作)

u, v, w	Velocity components along x,y,z directions, m s^{-1}
T_{∞}	Ambient temperature, K
α	Thermal diffusivity, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
β	Coefficient of thermal expansion, K^{-1}
ρ	Density of air, kg m^{-3}
μ	Molecular viscosity of air, $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
ν	Kinematic viscosity of air, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
k	Thermal conductivity of air, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
θ	Tilt angle of duct, degree
L_1	Inlet length of duct, mm
L_2	Test length of duct, mm
L_3	Outlet length of duct, mm
H	Duct height, mm
P_s	Static pressure, Pa
q_s''	Wall heat flux, W m^{-2}

幾何尺寸參見圖3，給定邊界條件的設定如下：

- (1) 管道進口與出口部分延伸段以及上方遮蔽面設為絕熱壁面且無流體滑動條件。

$$(0 \leq x \leq L_1, L_2 \leq x \leq L_3, y = 0)$$

$$(0 \leq x \leq L_3, y = H)$$

$$u = v = w = 0, \partial T / \partial y = 0$$

- (2) 加熱面邊界無流體滑動，因此各方向速度為零，壁面給定一恆定熱通量。

$$(L_1 \leq x \leq L_2, y = 0)$$

$$u = v = w = 0, -k(\partial T / \partial y) = q_s''$$

- (3) 在純屬自然對流場中，出口邊界不能設定在有迴流產生處，因此將壓力進出口條件設定在外部延伸邊界，而邊界流體溫度設為室溫，總壓差以及靜壓為零。

$$T = T_{\infty}, P_s = 0$$

本研究針對吸收板面加裝不同截面形狀肋條以及肋條擺放間距等參數做數值分析，詳細參數示於圖4。

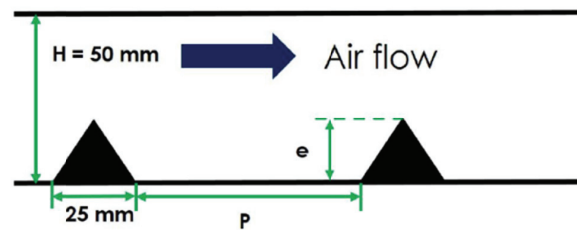


圖4 管道內部肋條擺置示意圖(本研究繪製)

加裝肋條於板面的動機乃基於以下因素：增加固體與流體的接觸面積，也就是增加了熱交換的面積；除此之外，當流體流經板面突出部分時，能量的傳遞方向會因為區域流動的方向改變而不同。相對於管道內主流向的對流能量傳遞，流經肋條會產生一縱向的能量傳遞，將鄰近板面的高溫空氣帶往管道中央區域，因此使管道內部受熱空氣比例提高，強化了內部空氣的驅動力，讓管道內部平均流速提升、出口流量變大。

2.2 數值方法

本研究所選用通風管道尺寸為長1,200 mm、寬150 mm且高50 mm的長方形管；底部吸收板尺寸固定為長600 mm且寬150 mm，在計算上選用套裝軟體Fluent 13.0 (Fluent User's Guide, 2010)求解上述方程式(式1-5)。此軟體在計算上使用的是有限體積法，是近年來發展非常迅速的一種離散化方法，其特點是計算效率高，目前在計算流體力學(CFD)領域獲得廣泛的應用。

另外在壓力速度求解方案中選定SIMPLEC演算法(Van Doormaal & Raithby, 1984)；對於動量方程式以及能量方程式在計算上使用QUICK格式離散(Hayase *et al.*, 1992)，而壓力項的部分則是使用PRESTO格式(Peyret, 1996)，因使用PRESTO格式需要網格具有良好的正交性，因此本研究在網格的建立上採用正交性良好的結構式網格。

建立格點系統採用ICEM (ICEM User's Guide, 2010)前處理器，考慮到在計算模型中，鄰近肋條的區域也是流場速度、溫度變化最大的區域，因此在網格的建構上會將周圍區域設定較為密集；由於流場在z方向(寬)上的變化較小，因此z方向格點數目固定均勻配置之50點。計算之初採用不同的網格密度來驗證其格點獨立性，發現N5 (400 × 70 × 50)網格已可以獲得接近格點獨立結果如圖5所示，網格系統詳細資訊參見於表2，並將使用N5網格所得的數值結果與Tanda (1997)的實驗結果比對如圖6所示，顯示模擬所得結果已能相當吻合實驗結果。

3. 結果與討論

以下以肋條形狀、肋條高度以及肋條擺放間距三個參數來探討太陽熱能通風管道之通風性能

3.1 肋條表面形狀的影響

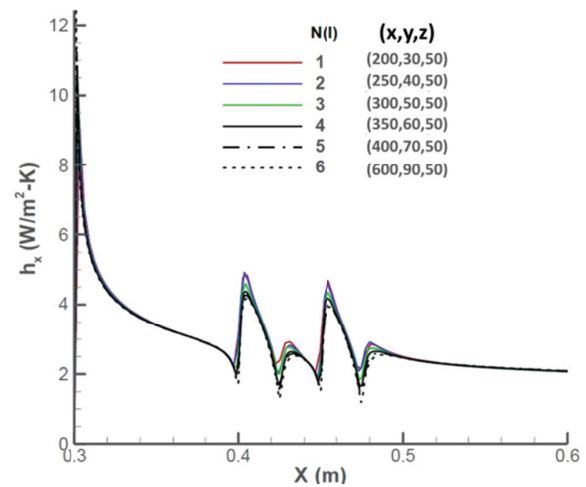


圖5 不同網格密度下的計算結果比較(本研究繪製)

表2 網格配置(本研究整理製作)

	Nodes/肋條 間距(mm)	水平最密網格 (interval/L)	垂直最密網格 (interval/L)
N1	16.6	5×10^{-3}	2.76×10^{-3}
N2	20.8	4×10^{-3}	2.08×10^{-3}
N3	25	3.33×10^{-3}	1.66×10^{-3}
N4	29.1	2.83×10^{-3}	1.38×10^{-3}
N5	33.3	2.5×10^{-3}	1.18×10^{-3}
N6	50	1.66×10^{-3}	9.1×10^{-3}

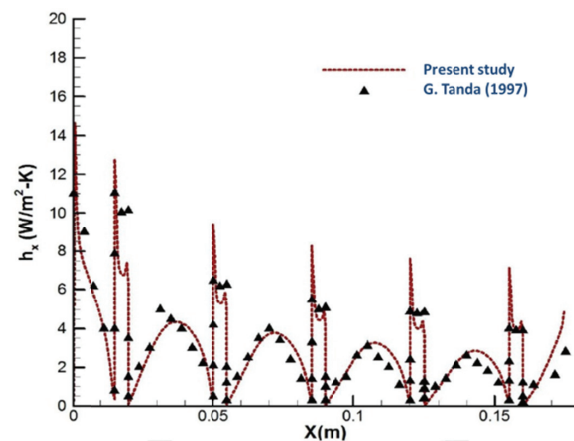


圖6 數值與實驗結果的比較(本研究繪製)

自然對流相對於強制對流的機制較為複雜，在自然對流場中，當流體經過加熱表面受熱膨脹形成一個局部低壓區，使得管道內外存在著一壓差，也就形成流體運動的驅動力來源。因此在流場中若能有效增加熱傳面積來加

熱流體，讓管內外空氣溫差變大以至於形成較大的壓差，預期可以得到較大的驅動力。但在流場中增加過多的熱交換面積也會讓流場的阻力變大，流阻不僅拖慢流體運動造成淨驅動力變小，也讓熱邊界層快速增長使得熱傳效果變差，所以如何保持流場內部的順暢也是影響出口流量的一大關鍵。

本研究選用三組不同構型的肋條，以及一組未加裝任何肋條的平板作為對照組，其截面構型為矩形、弓形以及V形，如圖7。比較未加裝任何肋條之平板，三組不同構型的肋條所增加的熱交換面積依序為矩形(增加40%)、弓形(增加10.3%)以及V形(增加7%)。由於此部分先探討表面形狀對於流場的差異，所以先固定其他板面配置條件。其中肋條高度比(e/H)固定為1以及肋條擺放間距(p/e)固定為5，給定底板熱通量條件為 $100-500 \text{ W/m}^2$ 之間。

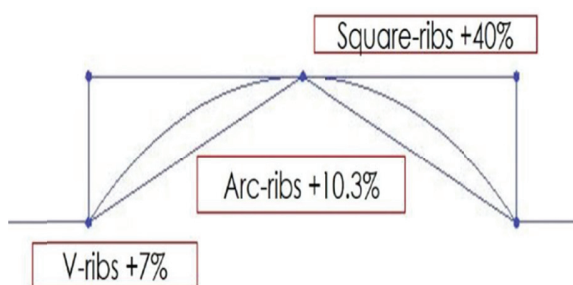


圖7 不同肋條形狀示意圖(本研究繪製)

對於肋條之間的熱傳問題分析，先可以從流場中的速度分布圖去觀察並且分析流場中的行為。在矩形肋條的流場中，可以明顯觀察到當流體經過肋條會在其兩端形成兩個停滯區。這是由於矩形肋條的熱交換面積部分(側壁表面)是與管道內部主流向垂直，因此流體衝擊肋條側表面時會將動能轉換成壓力，使得肋條前端形成一個局部高壓且流速趨近於零的停滯區；當流體繞過肋條前半段部分，由於肋條上表面的壁面剪應力消耗過多的流體動能，使得流體在流經後半段時，其動能已無法有效轉變成壓力，以補充流體進入肋條的後半端。因此流體在經過肋條後端時，會產生另一個局部低

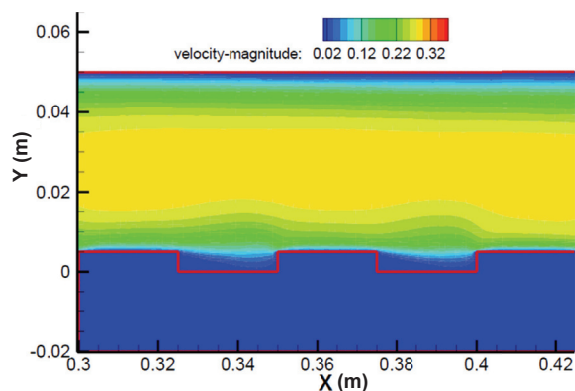


圖8 矩形肋條速度分布圖(本研究繪製)

壓且流速趨近於零的停滯區如圖8所示。

接續進一步去觀察此流場下肋條周圍的溫度分布如圖9。上述提到在矩形肋條前後兩端所形成的停滯區，因為流體無法有效進入此區域進行對流運動，使得過多的熱量累積在壁面附近，讓此區域的熱邊界層增厚，熱交換的效果較差。這主要是因為流體與壁面沒有明顯的對流運動，造成此區域的能量擴散僅能經由流體分子間的熱傳導，其結果可以從各組不同形狀肋條的熱對流係數來說明如圖10。

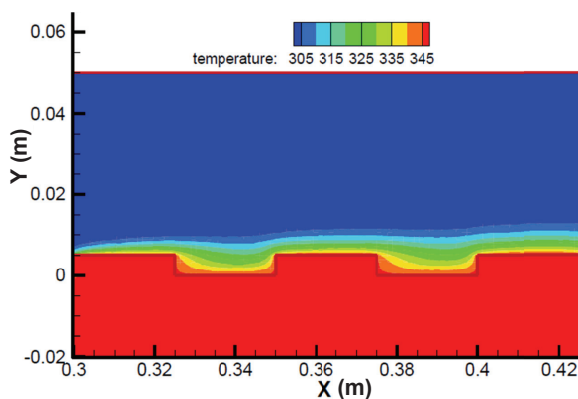


圖9 矩形肋條溫度分布圖(本研究繪製)

橫坐標為加熱板面的長度，縱坐標為加熱板面的熱對流係數，從觀察不同位置的熱對流係數可以發現不同肋條略有差異。首先比較弓形以及V形肋條兩者之間的差異。肋條在管道當中猶如一個障礙物，在肋條的正中央處是管道截面積最小的區域，而在肋條間的區域則是截面積最大的區域。因此當流體經過佈滿肋條的板面就像是經過連續不斷的漸縮漸擴管

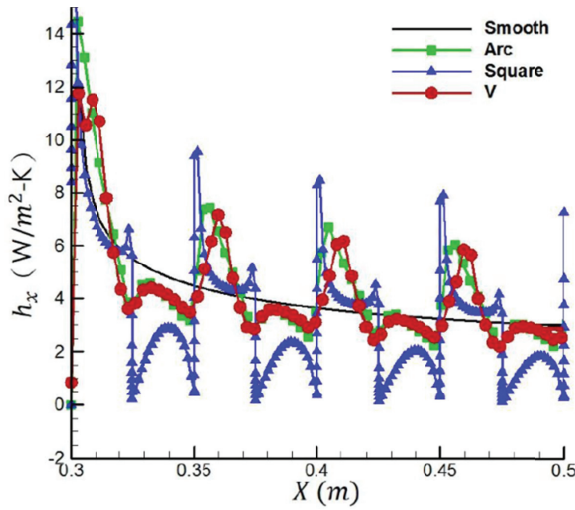


圖10 不同板面位置的熱對流係數(本研究繪製)

道，在管道截面積小的區域，流體必會加速通過以滿足連續方程式。在此以第一組肋條區域說明，當流體在經過弓形以及V形肋條時的變化，在 $x = 0.3 \text{ m}$ 到 $x = 0.325 \text{ m}$ 之間為流體加速段，而在 $x = 0.325 \text{ m}$ 到 $x = 0.35 \text{ m}$ 之間為流體減速段。從熱對流係數分布圖中可以看到加速段的區域中，兩種類型的肋條隨著 x 軸位置增加，其對應位置的熱對流係數也隨之增加；當接近肋條中央位置時其熱對流係數達到最大值，原因為此處流速最大，所以對流運動最旺盛。而後的減速段區域，則因流速減緩使得熱對流係數遞減，因此可以看到連續擺置的肋條其表面的熱對流係數有著類似週期性的遞增遞減現象。而兩種肋條在熱對流係數分布上雖然趨勢相同，但仍有些差異。圖10中可以觀察到在先前所提到加速段的區域中，弓形肋條比V形肋條提前約一個 e (肋條高度)的位置達到最大值。這是因為V形肋條在加速段區域，達到最大流速的位置發生在肋條頂端附近，而弓形肋條其頂端相對較於平坦，因此形成流速最大的位置會提前發生。

而矩形肋條比較上述兩組結果略顯不同。三組結果中發現矩形肋條在肋條上表面的前端有最大值，造成此現象是因為上游較冷的流體經過前一組肋條後，因其肋條之間的停滯區較大，使得氣流下一次接觸到板面的位置發生在

肋條的前端；而其他兩組(弓形以及V形)的氣流下一次接觸的位置發生在肋條之間的區域，因此比較起矩形肋條，其熱邊界層在發展到同一個位置時相較來說比較厚，所以最大熱對流係數會低於矩形肋條的最大值。而從另一個觀點來看，矩形肋條就如同把一段長平板分割成數段短平板。分段式的熱交換面積也阻斷了熱邊界層的增長，使得矩形肋條的前端熱傳效果都比較好。另外肋條間距內的停滯區大小也影響到板面的熱傳效果。圖10中可以明顯看到弓形以及V形組在肋條間距(板面相對低滯區)的區域，其熱對流係數較大值發生的位置比起矩形來得前面。這是因為滯留區較小，上游的冷空氣可以順利到達此區域進行熱交換，所以整體板面的平均熱傳會比矩形大。比較結果顯示熱傳效果最差的是矩形組，甚至比平板組還低了15.7%-20.5%，雖然矩形肋條增加的表面積最多(+40%)，但是因為停滯區的擴大犧牲了過多的熱交換面積，造成平均值降低；而弓形肋條的熱傳效果最好，比起平板組增加了8.6% - 22.7%。

在自然流場當中，增加有效的熱交換面積可以提升流場內部的驅動力，但也要考量到由於自然對流場屬於低速流場，因此氣流對於肋條所造成的阻力很敏感。關於流場內的阻力可以分成兩個部分，一個部分是壁面與流體之間的黏滯力，另一部分則是壓力對於壁面所施加的阻力，如下列式：

$$(Drag)_{total} = (Drag)_{pressure} + (Drag)_{viscous} \quad (6)$$

$$(Drag)_{pressure} = \oint P \vec{n} \cdot \vec{e}_d dS \quad (7)$$

$$(Drag)_{viscous} = \oint \tau_w \vec{t} \cdot \vec{e}_d dS \quad (8)$$

上述式(7)中的 \vec{e}_d 為平行於主流向的單位向量，而 \vec{n} 則是垂直於壁面的單位向量；式(8)中的 \vec{t} 是平行於壁面的單位向量；兩式皆對壁面長度 S 積分，結果顯示平板無加裝任何肋條時，所產生的流場阻力主要是壁面黏滯力所造成

的。而其他三組肋條當中，矩形肋條所造成的總流阻最大，主要原因是矩形肋條的側表面與主流向垂直，因此在積分的結果中，增加了壁面因為壓力所產生的阻力項。

本研究為一個自然通風系統的管道，最主要的目標是探討不同肋條板面對管道出口流量的影響。然而通風流量的多寡和管內外空氣溫差有關聯，當管內空氣受熱加劇，提高了高溫空氣的比例，就能增強自然對流場的驅動力。圖11以及圖12分別為不同肋條板在位置 $x = 1$ m的溫度以及速度分布，橫軸為管道高度(固定為50 mm)，而從平板的結果當中可以觀察到流體溫度從壁面往管道中央區遞減($y = 0 - 0.02$ m)；相較於平板流場，弓形以及V形肋條在流場中增加了垂直於主流向的能量傳遞，因此可以看到溫度沿著管道高度分布的範圍較廣($y = 0 - 0.028$ m)。

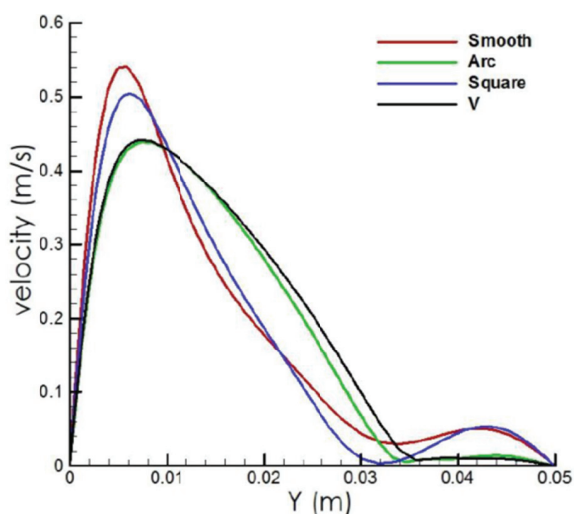


圖11 不同肋條板在同位置的速度分布(本研究繪製)

而溫度分布的範圍對於自然對流場的影響相當大，因為從浮力的觀點來說，溫差是驅動力的關鍵。而平板流場中的溫度分布窄，相對高溫流體都累積在壁面區，熱量無法有效往管道中央傳遞，因此在流場中主要的驅動流體所占比例較小；然後在對應 $y = 0.02$ m的位置，V形肋條的速度量值大約為0.3 m/s，但是可以看到平板組的速度量值已經降到0.18 m/s，這是因

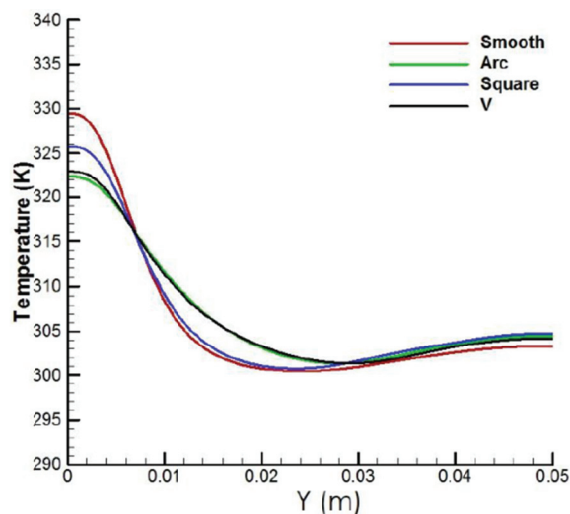


圖12 不同肋條板在同位置的溫度分布(本研究繪製)

為V形肋條流場在 $y = 0.02$ m前後的位置屬於具有溫差的區域。但是平板流場在 $y = 0.02$ m以後的區域趨近於沒有溫差，因此這個區域的流體屬於被拖動的，對於增強驅動力的觀點來說其貢獻是相當小。

最後從估算管道出口的平均流速可以得到整個截面的空氣流量，圖13可以看到效果最佳的是加裝V形肋條的管道，效果最差的是無加裝任何肋條的管道(平板對照組)。另圖13結果顯示在較高熱通量(大於 $300 \text{ W/m}^2\text{-K}$)時通風流量(縱坐標)相對於熱通量(橫坐標)之斜率漸平

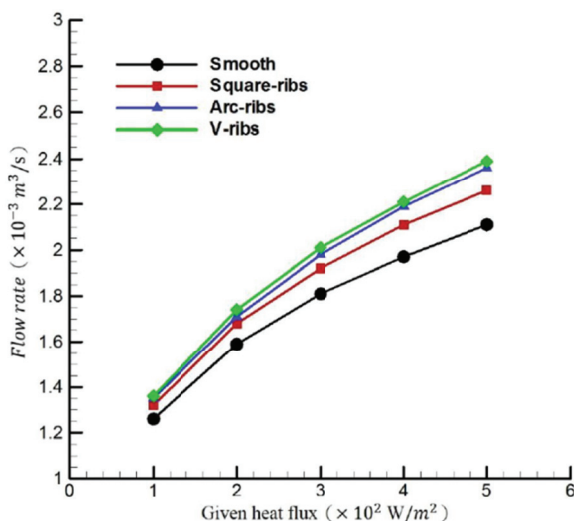


圖13 不同肋條管道出口流量比較(本研究繪製)

緩，即再加熱通量對加強空氣流量效果並不佳；這個現象顯示當壁面熱通量增高至一定程度(於本研究為大於 $300 \text{ W/m}^2\text{-K}$)時，再加熱通量或可引發更高的自然對流量，但較大的通道近壁面流速同時引發較大的壁面流阻，導致整體通風量提升量隨熱通量之增加趨勢驅緩。加裝V形肋條增加了8.7%-12.7%的空氣流量；加裝弓形肋條增加了7.1%-11.3%的空氣流量；加裝矩形肋條增加了5.1%-6.6%的空氣流量；從上述結果可以得知加裝V形肋條以及弓形肋條所增加的出口流量相當接近，但是弓形肋條增加了10.3%的表面積，而V形肋條只增加了7%的表面積；這也意味著從成本考量來看，使用V形肋條不僅能節省材料，還能達到相同甚至更好的結果，因此下一段將探討V形肋條的擺放疏密程度以及肋條高度對於流場的影響。

3.2 肋條高度與擺放間距的影響

上節的結果說明不同表面構型的肋條放置於流場中，並非每種形式的肋條對於板面的整體熱傳效果有所幫助。因此如何有效的利用額外的表面積來增加熱傳相當重要，同時須考慮到過多的肋條體積會對流場造成一定的阻礙。接著將探討V形肋條的高度以及肋條之間的擺放距離對於流場的影響，比較肋條高度比(e/H)為0.06-0.2以及肋條間距(p/e)比為1 - 7的板面配置。

圖14為不同肋條高度比下的平均熱對流係數變化，由於固定肋條間距使得結果有相同的週期分布；而增加肋條高度相對也提高了肋條頂端的熱對流係數，但在肋條間距的熱傳效果也降低不少，主要也是上述提及流場中滯留區的擴大而造成此結果。研究結果顯示肋條高度比為0.1時，其平均熱對流係數達到 $2.72 \text{ (W/m}^2\text{-K)}$ ，相對於平板的 $2.46 \text{ (W/m}^2\text{-K)}$ ，裝設肋條後增加了10.5%的熱傳效果。而當高度比提高時，平均熱傳效果開始變差，主要是肋條板面在中後段區域停滯區的影響逐漸增大，這造成熱對流係數的平均值偏低。

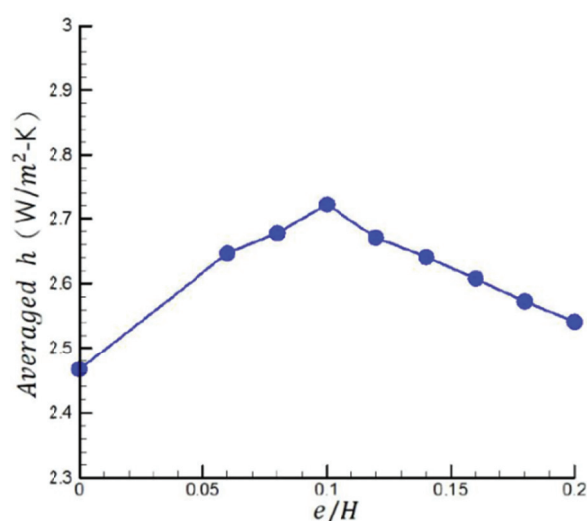


圖14 不同肋條高度比的平均熱對流係數變化(本研究繪製)

圖15為不同肋條高度比下所產生的流阻變化，當肋條高度增加時，垂直於主流向的表面積變大。從式(7)中 $\oint P\vec{n} \cdot \vec{e}_d dS$ 可以了解到壓力與壁面所產生的阻力和兩單位向量的內積夾角有關，因此當增加肋條高度使得側壁面越陡峭，內積出來的量值就會增大，所以必須考量到多餘的肋條體積會造成流場的不順暢。

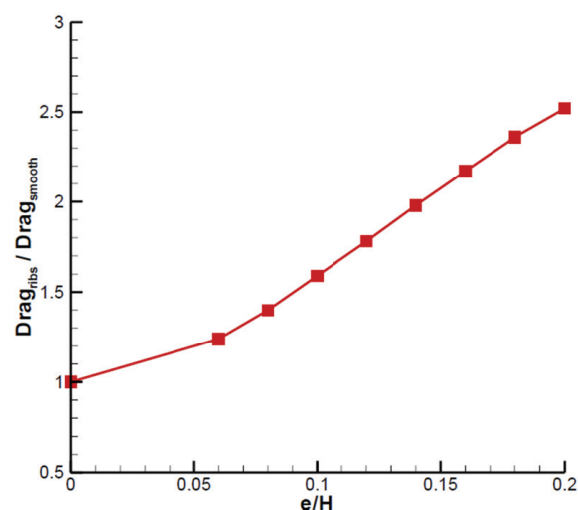


圖15 不同高度比下的板面流阻變化(本研究繪製)

總結這一節的討論，不同肋條高度比條件下管道的出口流量變化如圖16所示，可以觀察到高度比為0.1的肋條管道增加最多空氣流量，比起平板提升了7.9%；相對於高度比為0.2的

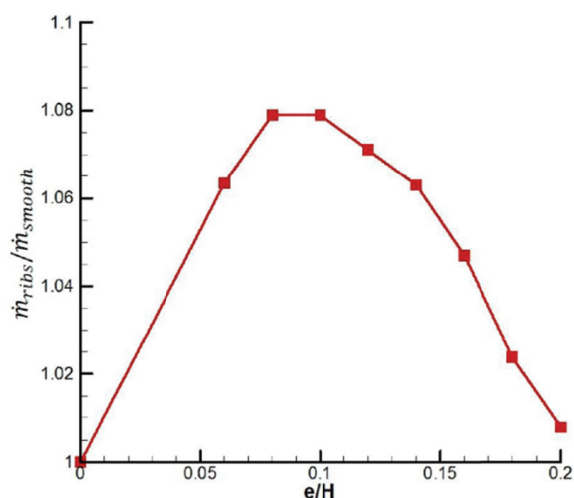


圖16 不同高度比下的出口流量變化(本研究繪製)

肋條管道，出口流量僅僅提升0.9%，也就是說增加了最多的熱交換面積，但其效果卻是最小的。這也說明了肋條的幾何形狀以及尺寸對於慢速流場的影響甚大，所以選用適當的肋條參數可以達到增加出口流量的目標，也節省不必要的材料浪費。

接續討論選定高度比為0.1的肋條，並針對肋條之間的擺置距離作相關分析，探討改變間距 p/e 為1-7的不同管道對於流場的影響。圖17為不同位置的肋條擺設之熱對流係數分布。當氣流經過第一組肋條後，因放置第二組肋條的距離不同，在這個間距區域所造成的熱傳效果略有差異。可以觀察到間距 p/e 為7的分布曲線

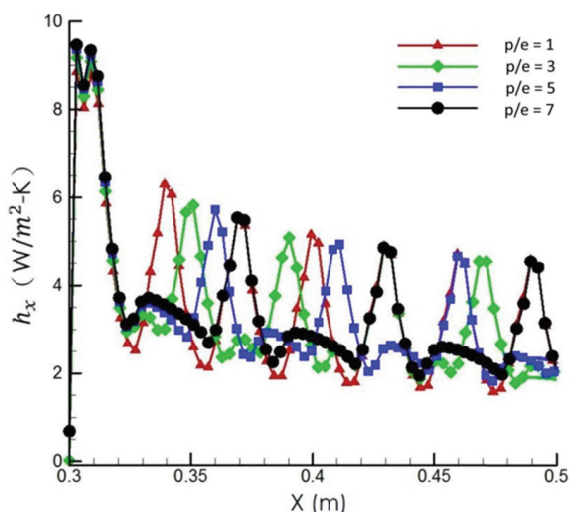


圖17 不同間距下的熱對流係數分布(本研究繪製)

中第二條肋條的熱對流係數略小於其他組，這是因為 p/e 為7的前段距離較長，熱邊界層有足夠的距離去增長，因此造成下一組肋條的熱對流係數略小。從平均熱對流係數來看，間距 p/e 為1時有最大值 $2.72 \text{ (W/m}^2\text{-K)}$ ；間距 p/e 為3時有最小值 $2.51 \text{ (W/m}^2\text{-K)}$ ；整體而言各組平均值還是略高於無加裝任何平板的 $2.46 \text{ (W/m}^2\text{-K)}$ 。

而在流阻的部分，相同板面長度下加裝肋條，肋條的數目多寡也影響板面上的流阻。密集的肋條擺置使得表面積大幅增加，因此主流向作用於壁面的區域增大，結果消耗掉流體的動能，使得管道內流體平均速度下降，出口流量提升的結果不佳。圖18為幾組不同肋條間距下的出口空氣流量變化，各組之間結果差距不大，但都大於平板對照組的 $1.26 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。當間距 p/e 為1時，出口空氣流量增加了8%；當間距 p/e 為3時，出口空氣流量增加了8.8%；最後當間距 p/e 為7時，出口空氣流量增加了7.8%。從另一觀點來看，當間距比為1時使用了20組肋條，然而間距比為3的板面只使用了15組肋條，卻得到相同甚至更好的結果。因此在材料成本考量上，適當距離的擺置不僅能將額外的表面積做更有效的發揮，更能減少多餘的材料浪費。

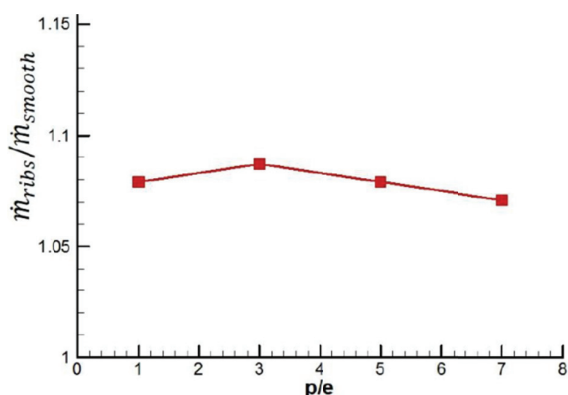


圖18 不同間距比的出口流量變化(本研究繪製)

4. 結 論

本文探討加裝肋條的吸收板是否能有效提

升整體通風性能，因此針對了肋條表面形狀、肋條高度以及肋條之間的擺置間距以理論模擬方式做相關參數分析。從上述討論到的管道內部現象可以得知，熱量經由空氣從板面往管道核心區域傳遞的能力有限，因此屋頂夾縫大小不宜過大。本文將管道高度固定為50 mm的條件下，結果顯示在吸收板表面加裝金屬肋條後，吸收板面的熱傳效果受到肋條外型的影響很大，因此選用合適的肋條形狀才能使單位熱交換面積的功效發揮到最大。而在通風流量的部分，肋條高度比(e/H)為0.1以及間距比(p/e)為3的V形肋條板比起對照組增加了15.2%的流量，亦比本研究中其他構型肋條以及板面配置所產生的流量都有較大的增益。

而肋條形狀以及擺放方式還存在許多種不同設計，本研究為了簡化問題，把重點著重在肋條周圍的流場以及溫度場變化，因此將底板設為固定熱通量。但實際上太陽的位置以及日照量並非固定不變的，且粗糙表面對於太陽光也有反射以及散射等問題需要討論，所以在未來工作的部分，可以加入太陽輻射模組來模擬出真實太陽與板面之間能量傳遞；而外界環境的風場對於管道流量也有一定影響，有待日後進一步的研究。

致 謝

本文承蒙經濟部能源局委辦之經費(計畫編號103-D0303)支持，在此特於致謝。

參考文獻

- 郭家鈺、張克勤，2014。節能減碳新契機，科學發展，第503期，68-71頁。
- 經濟部能源局 / 財團法人臺灣綠色生產力基金會，2012。建築節能應用手冊。
- ANSYS Inc., 2010, Fluent's User Guide, 13th edition.
- ANSYS Inc., 2010, ICEM's User Guide, 13th

edition.

- Bejan, A., 2004, Convective Heat Transfer, 3rd edition, Chap. 5, John, Wiley.
- Chungloo, S. and Limmeechokchai, B., 2009, Utilization of cool ceiling with roof solar chimney in Thailand, Renewable Energy, 34(3): 623-633.
- Hayase, T., Humphrey, J.A.C., Grief, R., 1992, A consistently formulated QUICK scheme for fast and stable convergence using finite-volume iterative calculation procedures, Journal of Computational Physics, 98: 108-118.
- Hirunlabh, J., Wachirapuwadon, S., Pratinthong, N., Khedari, J., 2001, New configurations of solar collector maximizing natural ventilation, Building Environment, 36(3): 383-391.
- Khedari, J., Hirunlabh, J., Bunnag, T., 1997, Experimental study of a roof collector towards the natural ventilation of new house, Energy Building, 26(2): 159-164.
- Macias, M., Gaona, J.A., Luxan, J.M., and Gomez, G., 2009, Low cost passive cooling system for social housing in dry hot climate, Energy Building, 41(9): 915-921.
- Maerefat, M. and Haghighi, A.P., 2010, Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney, Renewable Energy, 35(10): 2316-2324.
- Ong, K.S., 2003, A mathematical model of solar chimney, Renewable Energy, 28: 1047-1060.
- Peyret, R., 1996. Handbook of Computational Fluid Mechanics. Academic Press Limited, USA.
- Raman, P., Mande, S., Kishore, V.V.N., 2001, A passive solar system for thermal comfort conditioning of buildings in composite climates, Solar Energy, 70(4): 319-329.
- Tanda, G., 1997, Natural convection heat transfer

- in vertical channels with and without transverse square ribs, International Journal of Heat and Mass Transfer, 40: 2173-2185.
- Van Doormaal, J.P. and Raithby, G.D., 1984, Enhancement of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows, Numerical Heat Transfer, 7: 147-163.

Numerical Simulation of Ribbed Solar Absorbing Plates for Building Ventilation

Po-Chit Huang¹ Keh-Chin Chang^{2*}

ABSTRACT

A numerical study for the effects of the roughened surface structure of the solar absorbing plates in ventilation duct on the natural ventilation rate is conducted. Various shapes, including the rectangular, arc, and equilateral triangular configurations, of ribs are investigated, while the conventional flat - plate configuration is used as the baseline case. Two factors of high heat transfer rate and low drag force play important roles in determination of the ventilated air flow rate. It is found that the equilateral triangular ribs yield the best heat transfer augmentation than the others. The ventilated air flow rate in the solar absorbing plate equipped with the equilateral triangular ribs associated with relative height (e/H) of 0.1 and relative roughness height (p/e) of 3 is the highest among the all investigated cases.

Keywords: solar ventilation, artificial roughness, natural convection, numerical heat transfer

¹ Research Assistant, Energy Research Center, National Cheng Kung University

² Professor, Department of Aeronautics and Astronautics, National Cheng Kung University

* Corresponding Author, Phone: 886-6-2757575 ext. 63679, E-mail: kcchang@mail.ncku.edu.tw

Received Date: December 2, 2014

Revised Date: March 10, 2015

Accepted Date: March 16, 2015