

熱管熱交換器之製造與性能測試

陳育堂¹ 康尚文² 王承緯³

¹宏國德霖科技大學，機械系副教授

²淡江大學，機械與機電工程學系教授

³淡江大學，機械與機電工程學系學生

摘要

本研究提出氣對液熱管熱交換器之製造與測試，並探討熱管熱交換器的熱性能表現。實驗裝置共裝設 19 支不鏽鋼-水熱管，規格為外徑 6.2 mm、壁厚 0.5 mm、長 300 mm，於蒸發端流經入口溫度 150~250 °C 與質量流率 0.114~0.270 kg/min 之熱氣體，冷凝端則流經恆定入口溫度 30 °C 與質量流率 0.940 kg/min 之冷卻水，實驗結果顯示最大傳熱量為 445.5 W，最大有效度為 0.609。

關鍵詞：熱管熱交換器、熱管、熱性能

Fabrication and Thermal Performance Testing of Heat Pipe Heat Exchanger

Yu-Tang Chen¹ Shung-Wen Kang² Cheng-Wei Wang³

¹Associate Professor, Hungkou Delin University of Technology, Department of Mechanical Engineering

²Professor, Tamkang University, Department of Mechanical and Electro-Mechanical Engineering

³Student, Tamkang University, Department of Mechanical and Electro-Mechanical Engineering

Abstract

In this study, the gas-to-liquid heat pipe heat exchanger was fabricated and tested, and thermal performance of heat pipe heat exchangers were investigated. The device consist 19 stainless steel-water heat pipes with an outside diameter of 6.2 mm, a wall thickness of 0.5 mm and a length of 300 mm. The experiment was conducted at conditions for which hot gas and cooling waters enter at temperatures of 150~250 °C and 30 °C, respectively. The flow rate of gas through the evaporator is at the range of 0.114~0.270 kg/min, while the flow rate of water through the condenser is 0.940 kg/min. The results showed that the maximum heat transfer rate was 445.5 W, and the maximum effectiveness was 0.609.

Keywords: Heat Pipe Heat Exchanger, Heat Pipe, Thermal performance

壹、前言

隨著工業發展與科技進步，使得人類過度的開發及消耗能源，尤其非再生能源的利用不斷增加，導致環境污染與能源危機，進而衍生出全球暖化及各種環保議題，因此如何更有效率的利用與節約能源是目前急需正視的全球性課題，尤其對於在超過97%的能源必須仰賴進口的台灣來說，提升能源使用效率與增加再生能源利用是當前必須積極開發的技術，對於節能減碳及永續發展亦會有明顯幫助。

現今許多工業製造或加工過程中，需要大量的能源將原料進行加熱，如石化業、鋼鐵業、水泥業等，截至2015年止，我國目前能源消耗量已達到115百萬公秉油當量，如圖1所示[1]，而能源的使用大多以熱的形式來取得所需的能量，在使用後有近半數的能量以廢熱(Waste Heat)的形式排放在大氣中，形成能源浪費與環境破壞，若能有效回收並利用其低溫熱能，勢必能提高節能減碳成效，且可幫助工業用戶降低燃料成本。

在廢熱回收方法方面，台灣業界經常採用之作法如：裝設汽電共生系統、蒸氣蓄熱器、低壓蒸汽再壓縮、吸收式熱泵與熱交換器等，其中熱交換器使用上以板式熱交換器與殼管式熱交換器較常見。但板式及殼管式兩者流道狹小，當有過多沉積物或破損洩漏時，清潔與維修上較為困難，且殼管式熱交換器其體積龐大，不易安裝於現有設備。此外，現行的熱交換器大多無法在酸露點溫度範圍內運作，若降低排氣溫度，雖然熱損失減少，但會造成露點腐蝕的問題，而縮短熱交換器使用壽命也降低效率。熱管熱交換器則是另一種回收方法的選擇，熱管在現今綠色節能、高效傳熱、廢熱回收等科技領域中已扮演不容忽視的角色，將熱管運用於熱交換器，使其具有高導熱效率、耐腐蝕、易拆裝維修與重量輕等優點，且廢氣與冷卻流體間不易有交叉洩漏之問題，針對一般熱交換器與熱管熱交換器之比較如表1所示。礙於相關研究發展，目前市面上熱管熱交換器產品以空調冷卻系統之應用為多數，實際運用於工業廢熱回收則屬缺乏，本研究提出熱管熱交換器之實驗量測與相關理論探討，分析其熱回收能力與熱性能表現，期望藉此提升能源回收再利用的價值與前景，共同為地球保護盡一份心力。

2009年Aliabadi等[2]，根據 ϵ -NTU方法進行實驗及理論研究空氣對水熱虹吸管熱交換器之熱性能。實驗共使用90支銅-水熱虹吸管，冷凝端以恆定流率7 L/min與入口溫度17 °C的冷卻水流經熱虹吸管，蒸發端以質量流率0.14-0.60 kg/s及入口溫度125- 225 °C進行實驗。結果於圖2及圖3 顯示，隨著熱含量比 C_c/C_h 的比例上升，有效度隨之下降，而傳熱量隨之上升；隨著熱流體的溫度上升，有效度保持恆定，但傳熱量增加。實驗結果同時與理論計算進行比對，發現兩者間具有良好一致性。

2014年Ramos等[3]，使用文獻中的相關性，研究氣對液熱虹吸管熱交換器的性能，並實驗驗證一用於預測測試元件性能的設計方法。實驗裝置由6根鋼-水熱虹吸管組成，管之外徑、管壁厚與總長分別為28 mm、2.5 mm及2 m，蒸發端的入口熱空氣(50-300 °C)一次流經六支熱虹吸管並由風扇控制流量(0.05-0.20 kg/s)，冷凝端則設計一U型路徑(如圖4)，入口溫度維持10 °C恆溫並以球閥控制冷水流率(7.16-10-2 m³/s)。實驗結果顯示熱交換器的傳熱量隨熱空氣流量的增加而上升，有效度則呈現下降，分析判斷因熱空氣無足夠時間將熱量傳遞至熱虹吸管，如圖5所示。

2019年Sakil Hossen等[4]，將HPHE建置在冷熱流體的管道之間，以大氣為冷流體，熱流體的溫度在56-66°C之間變化。並透過傳熱速率、傳熱係數和效率等分析評估HPHE的性能。其結果顯示在 45% 的熱管填充率下HPHE的性能表現最佳，且HPHE的性能隨著熱空氣流量的增加而增加。

貳、研究方法與實驗設置

本研究之氣對液熱管熱交換器使用 19 支不鏽鋼-水熱管進行實驗探討，在蒸發端分別輸入不同入口溫度與質量流率之熱氣體，冷凝端則固定入口溫度與質量流率之冷卻水，並量測紀錄熱氣體與冷卻水分別進出熱管熱交換器之溫度變化，將其實驗結果進一步整理與計算，分析熱管熱交換器在不同操作參數下之熱性能表現。

2.1 實驗架設與平台

本研究提出氣對液熱管熱交換器進行量測，在實驗的流體部分，底部蒸發端輸入環境空氣加熱後之熱氣體，頂部冷凝端則輸入冷卻水。裝置蒸發端為長 200 mm、寬 150 mm、高 260 mm 之不鏽鋼長方體，冷凝端為外徑 115 mm、高 140 mm 之不鏽鋼圓柱體，兩端壁厚皆為 4 mm，中央分隔板厚度為 4 mm，熱管熱交換器之示意圖如圖 6 所示。而內部之熱管最多可裝設 19 支，並以等邊三角形交錯排列成六角形狀，總排數為 5 排，其排列分布及間距如圖 7 所示。測試平台包含鼓風機、熱風機、風速計、熱管熱交換器、溫度擷取系統、流量計及恆溫水槽等。環境空氣經由鼓風機吹入內徑為 83.5 mm 的不鏽鋼導管再流進熱風機，並藉由熱風機加熱成熱氣體，接著進入熱管熱交換器蒸發端，而冷凝端使用恆溫的冷水循環降溫排熱，並以流量計控制水流量，風速計則用於量測導管內之空氣流速，如圖 8 所示。實驗過程中透過熱電偶線連接溫度量測模組讀取流體溫度變化，並記錄於溫度擷取系統，主要溫度量測點分別位於熱氣體與冷卻水進出熱交換器之位置，同時在熱管熱交換器外圍包覆隔熱棉，以避免熱損失與空氣對流干擾。

2.2 熱交換器性能評估

熱交換器一般透過熱力學第一定律與第二定律作為評估，也就是能量守恆以及過程不可逆性，此二定律說明能量不可憑空產生或消滅，且熱量必須是由高溫物質傳遞至低溫物質。要計算或預測熱交換器之性能，可使用有效度 - NTU 方法 (Effectiveness - Number of Transfer Units) 進行分析。有效度 ε 定義為熱交換器的實際傳熱量與最大可能的理想傳熱量之比，為一無因次參數 ($0 \leq \varepsilon \leq 1$)，其定義如下：

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{max}} \quad (2.1)$$

當有效度越高表示熱交換效率越好。實際傳熱量 q (W) 為熱流體放熱量 q_h 或冷流體吸熱量 q_c ，計算式如下：

$$q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.2)$$

$$q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.3)$$

而最大可能的理想傳熱量 q_{max} (W) 之計算式如下：

$$q_{max} = C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.4)$$

式中 C_{min} 為熱流體熱含量 C_h 及冷流體熱含量 C_c 兩者間的較小值，熱含量 C 定義為流體質量流率 \dot{m} 與流體比熱 C_p 之乘積。因此從(2.3)、(2.4)與(2.5)式中，有效度可再整理如下：

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2.5)$$

若 $C_h > C_c$
或

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2.6)$$

若 $C_c > C_h$

此外，對於各式熱交換器，有效度同時可表示如下[5]:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (2.7)$$

式中 C_{min}/C_{max} 為冷熱流體之熱含量比 C_r (即 C_c/C_h 或 C_h/C_c)，而 NTU 是被廣泛運用於分析熱交換器的無因次參數，其定義如下:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.8)$$

整體熱傳係數 U 在忽略污垢因子(Fouling Factors)的條件下，計算式可表示如下:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{(\bar{h}A)_h} + R_w + \frac{1}{(\bar{h}A)_c} \quad (2.9)$$

2.3 實驗誤差分析

在進行實驗測試時，往往因量測儀器的精準度或人為因素，而導致實驗結果有誤差，因此必須進行不確定性分析(Uncertainty analysis)。本研究造成實驗誤差之因素包含流體質量流率與溫度，這些實驗誤差皆會造成傳熱量與有效度在計算上產生誤差，而有效度不確定性由下式計算出[6]:

$$w_\varepsilon = \left[\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \dot{m}_h} w_{\dot{m}_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \dot{m}_c} w_{\dot{m}_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \Delta T_{in}} w_{\Delta T_{in}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \Delta T_c} w_{\Delta T_c} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.1)$$

本研究假設有效度為一個函數 ε ，而函數 ε 值含有數個變數 (\dot{m}_h 、 \dot{m}_c 、 ΔT_{in} 、 ΔT_c)，同時這些變數皆具有一個不確定值 ($w_{\dot{m}_h}$ 、 $w_{\dot{m}_c}$ 、 $w_{\Delta T_{in}}$ 、 $w_{\Delta T_c}$)，而該不確定值即為實驗誤差。經實驗之不確定性分析，本實驗的量測誤差分別為熱氣體質量流率 $\pm 2\%$ 、冷卻水質量流率 $\pm 1\%$ 、進出口溫度 $\pm 1^\circ\text{C}$

2.4 實驗參數及步驟

本研究實驗步驟如下

1. 架設測試平台:首先將鼓風機、導管、風速計、熱風機及熱管熱交換器蒸發端連接安裝，並確保各連結處於操作時無氣體洩漏。
2. 安裝熱管:將熱管安裝於熱管熱交換器內，並且確認熱管蒸發端與冷凝端長度，以及中央隔板無洩漏之問題，接著蓋上熱交換器冷凝端之圓柱蓋。
3. 裝設冷水循環:利用內徑為9 mm之透明水管連結恆溫水槽與熱管熱交換器冷凝端，同時安裝束環於水管兩端以避免漏水，接著開啟恆溫水槽確保流動時水管內無空氣殘留。
4. 裝設熱電偶線:將熱電偶線裝設於溫度量測點，並與溫度量測模組連接，接著開啟各設備電源，確認操作及溫度之穩定。
5. 輸入實驗參數:於操控面板開始輸入所設定測試之參數，並觀察與紀錄實驗過程溫之變化，其實驗參數如表2所示。首先設定其一鼓風機轉速，以固定熱氣體質量流率，接著設定熱風機出口溫度 150°C ，待流體溫度皆達穩態後再進行 $175-250^\circ\text{C}$ ，以此類推。本研究溫度穩態定義為整體溫度變化已不再爬升或下降，並且變動幅度於 $\pm 1^\circ\text{C}$ 內。
6. 整理數據:整理每組參數所記錄到的穩態實驗數據，並繪製數據圖加以分析與評估其性能表現。

參、實驗結果

本研究之氣對液熱管熱交換器使用19支不鏽鋼-水熱管進行實驗探討，在蒸發端分別輸入不同入口溫度與質量流率之熱氣體，冷凝端則固定入口溫度與質量流率之冷卻水，並量測紀錄熱氣體與冷卻水分別進出熱管熱交換器之溫度變化，將其實驗結果進一步整理與計算，分析熱管熱交換器在不同操作參數下之熱性能表現。

3.1 冷熱流體之溫度變化

實驗進行時，熱管熱交換器蒸發端之熱氣體在不同的質量流率 0.114、0.192 和 0.270 kg/min 下，分別輸入 150、175、200、225 及 250 °C 之入口溫度進行實驗，冷凝端則維持輸入 30 °C 入口溫度與 0.940 kg/min 質量流率之冷卻水，並利用 4 個熱電偶線量測其流體溫度變化，以及擷取穩態後之溫度數據，以分析流體之溫度變化。

圖 9 至圖 11 分別為熱氣體於固定其一質量流率及冷卻水恆定入口溫度與質量流率下，流體溫度隨時間的變化，實驗結果顯示熱氣體與冷卻水的出口溫度皆隨著熱氣體入口溫度的上升而逐漸增加。圖 12 至圖 16 顯示熱氣體入口溫度為 150-250 °C 時，流體溫度分佈與質量流率的關係圖，結果發現當熱氣體質量流率增加時，熱氣體入口溫度($T_{h,in}$)與出口溫度($T_{h,out}$)之溫差(ΔT_h)皆縮小；而冷卻水在皆恆定的 30 °C 入口溫度($T_{c,in}$)下，出口溫度($T_{c,out}$)則越高。從流體溫度變化結果得知，當熱氣體質量流率增加時，熱對流係數(U_h)隨之提升，使熱管傳熱量增加，進而導致冷卻水出口溫度上升；然而熱氣體溫差下降原因為質量流率上升比率大於傳熱量增加的比率，而致使雖傳熱量上升，但溫差仍縮小。

3.2 熱傳量

將冷凝端進出口溫度數據帶入(2.3)式計算，以求出各個實驗參數下的實際傳熱量。圖 17 為熱氣體質量流率變化對實際傳熱量的影響，結果顯示，實際傳熱量皆隨著熱氣體入口溫度或質量流率的提升而增加，在質量流率 0.270 kg/min 與入口溫度 250 °C 時，可得最大傳熱量 445.5 W，最小傳熱量 145 W 則發生在質量流率 0.114 kg/min 與入口溫度 150 °C 時。此外，從傳熱量曲線可發現，當質量流率越趨增加，傳熱量的增加則有趨緩的趨勢，可推斷傳熱量有其最大值。

3.3 有效度

有效度為判斷熱交換器傳熱效率的重要依據，透過上述所得出之實際傳熱量，帶入(2.1)式計算，求出各個實驗參數下的有效度。圖18為熱氣體質量流率變化對有效度的影響，實驗結果發現，隨著熱氣體質量流率的增加，有效度皆呈現下降趨勢，在質量流率為0.114 kg/min與入口溫度150 °C時，可得最大有效度0.609，最小有效度則發生在質量流率0.270 kg/min與入口溫度225 °C時，其值為0.410。而有效度的不確定性分析如圖19所示，結果顯示有效度的誤差百分比隨熱氣體質量流率上升而下降，其中在較低的溫度下，產生的不確定性較高，當溫度越高，不確定性會逐漸下降。

從上述傳熱量與有效度的結果得知，當質量流率增加，導致熱對流係數提升，而使得傳熱量隨之增加，並且越高的入口溫度所產生的傳熱量越高；而有效度的變化則是由於熱氣體於熱交換器裡的時間長短所導致，當質量流率較低時，流體速度相對較慢，熱氣體可與熱管進行熱交換的時間較多於高質量流率，因而可得較高的有效度。

肆、結論

本研究採用外徑6.2 mm、長300 mm之不鏽鋼-水熱管裝設於氣對液熱管熱交換器，蒸發端分別設定熱氣體入口溫度150-250 °C與質量流率0.114-0.270 kg/min，冷凝端設定恆定入口溫度30 °C與質量流率0.940 kg/min，在熱管交叉排列的配置下，將每組參數進行實驗量測，其熱熱性能表現，研究結論如下：

1. 在冷卻水恆定入口溫度與質量流率下，當熱氣體質量流率增加，熱氣體與冷卻水之出口溫度同時皆會隨之增加。
2. 隨著熱氣體質量流率的增加，導致熱對流係數提升，而使得傳熱量隨之增加，並且越高的熱氣體入口溫度所產生的傳熱量越高，實驗結果最大傳熱量為445.5 W，最小傳熱量為145 W。
3. 當熱氣體質量流率增加時，流體速度隨之提高，導致流體與熱管熱交換時間較短，致使有效度隨著質量流率的增加而下降，實驗結果最大有效度為0.609，最小有效度為0.410。此外，在較低的熱氣體入口溫度與質量流率下，易產生較高的有效度不確定性。

參考文獻

- [1] 經濟部能源局，中華民國 104 年能源統計手冊，2016 年 5 月。
- [2] H.Z. Aliabadi, H. Ateshi, S. H. Noei, M. Khoram, An experimental and theoretical investigation on thermal performance of a gas-liquid thermosyphon heat pipe heat exchanger in a semi-industrial plant, *Iranian Journal of Chemical Engineering* Vol. 6, No. 3 (Summer), 2009
- [3] J.B. Ramos, A. Chong, C. Tan, J. Matthews, M.A. Boocock, H. Jouhara, Experimental analysis of gas to water two phase closed thermosyphon based heat exchanger, *Int. Conf. on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Jul 2014.
- [4] S. Hossen , AKM M. Morshed1 , A. Tikadar , A. S. Salman , T. C. Paul, Experimental Investigation of Heat Pipe Heat Exchanger (HPHE) for Waste Heat Recovery Application, 4th Thermal and Fluids Engineering Conference, April 2019.
- [5] F. Incropera, D. Dewitt, T. Bergman, A. Lavine, *Principles of Heat And Mass Transfer*, 7th Ed, John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [6] J.P. Holman, *Experimental Methods for Engineers*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989.

圖表彙整

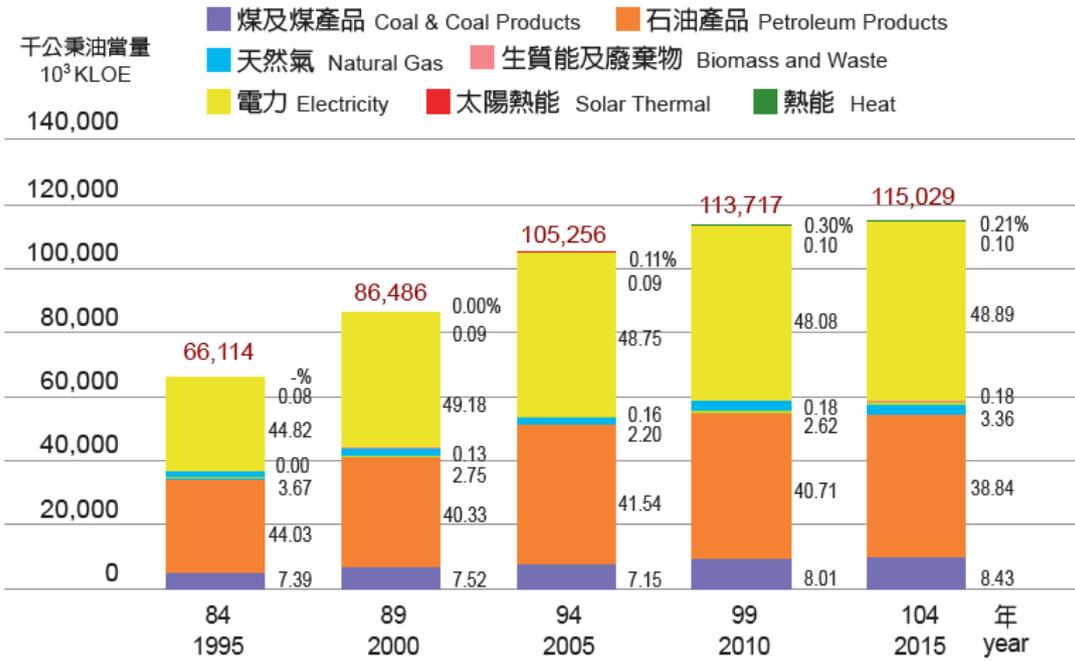


圖1、台灣個別能源消耗量分布

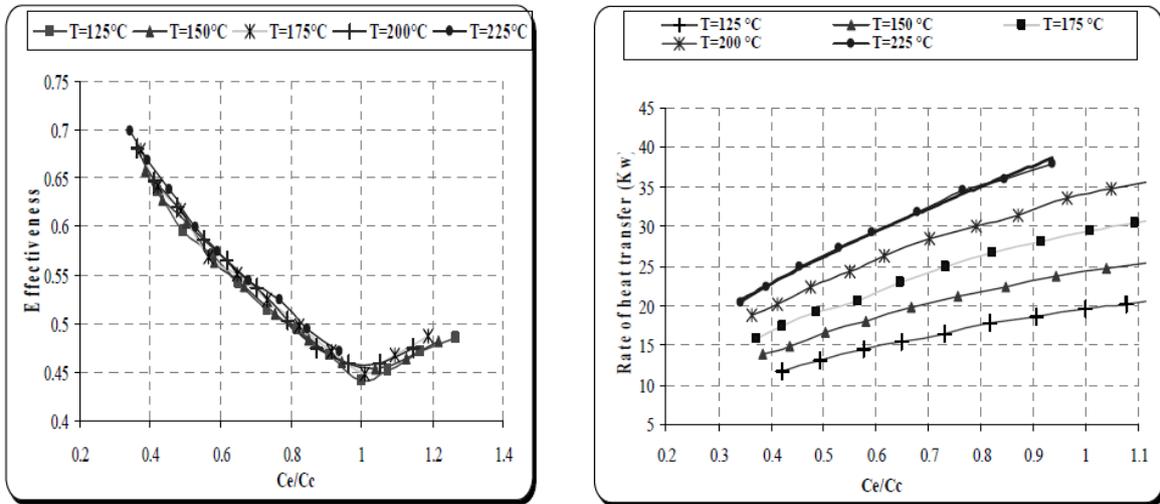


圖2、熱含量比的變化對有效度與傳熱量的影響[2]

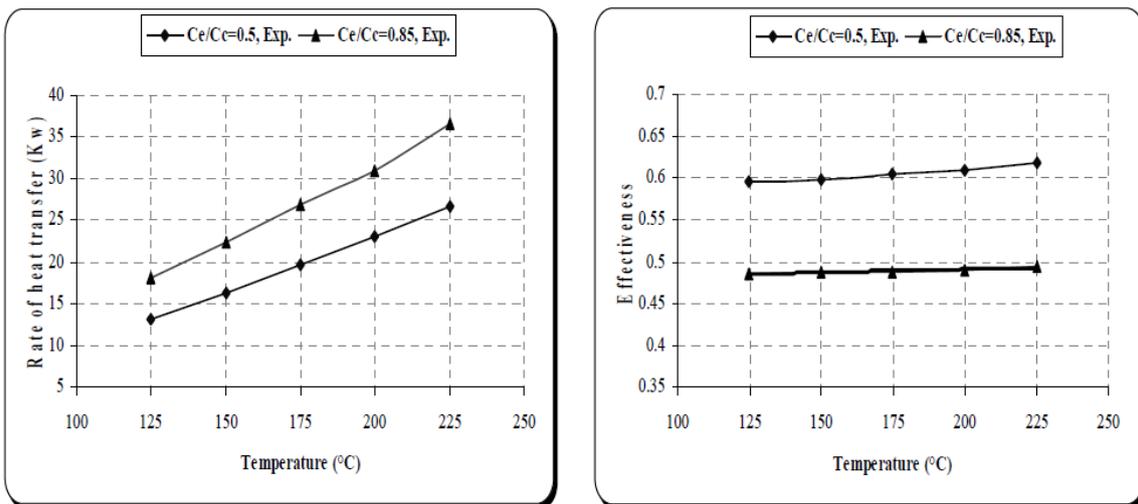


圖3、熱空氣入口溫度對有效度與傳熱量的影響[2]

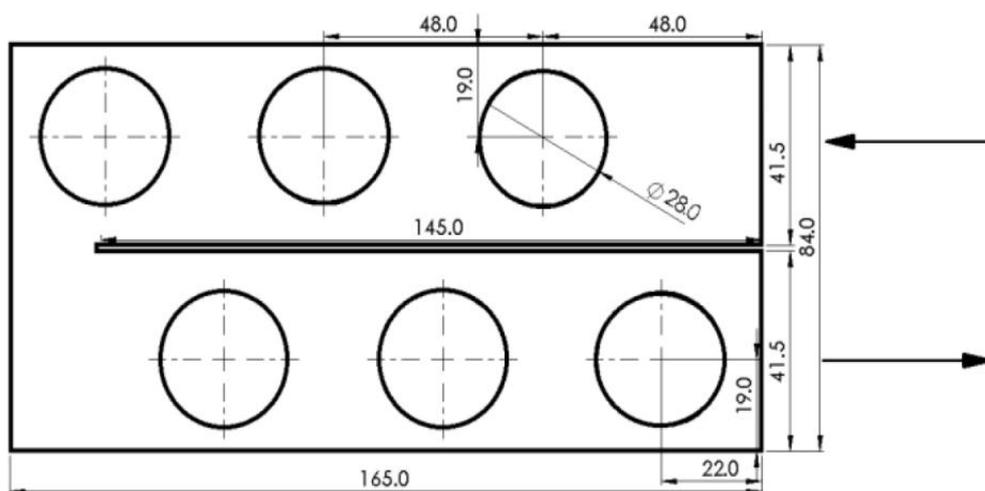


圖4、氣對液熱虹吸管熱交換器冷凝端部分之橫截面(單位mm)[3]

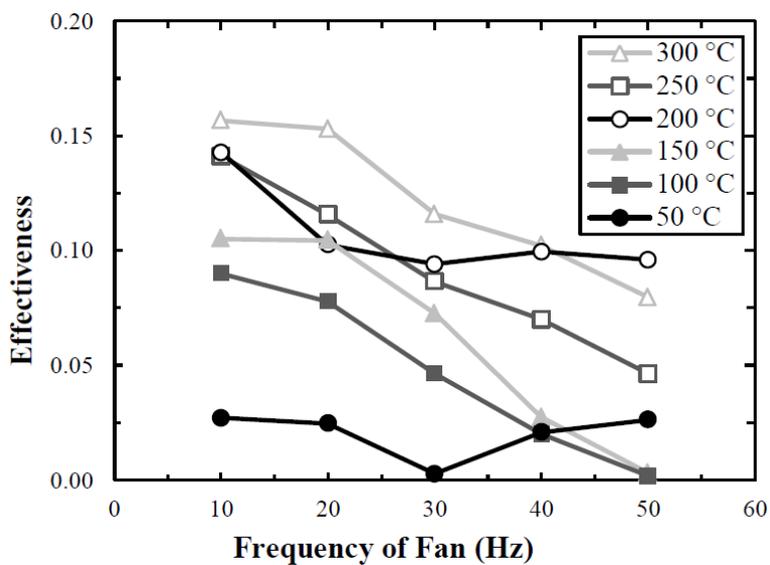


圖5、根據不同的風扇頻率與溫度下，熱交換器的有效度變化[3]

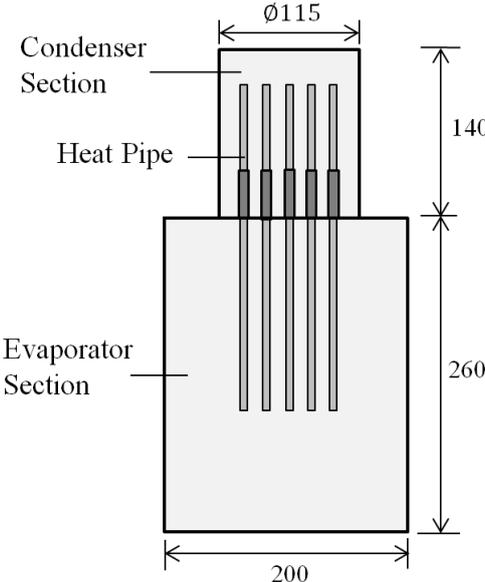


圖6、熱管熱交換器示意圖(單位:mm)

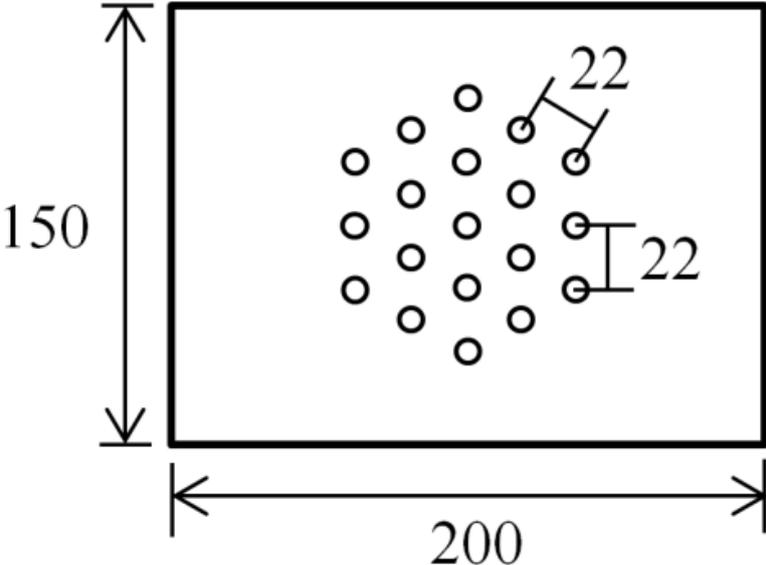


圖7、熱管排列分布示意圖(單位:mm)

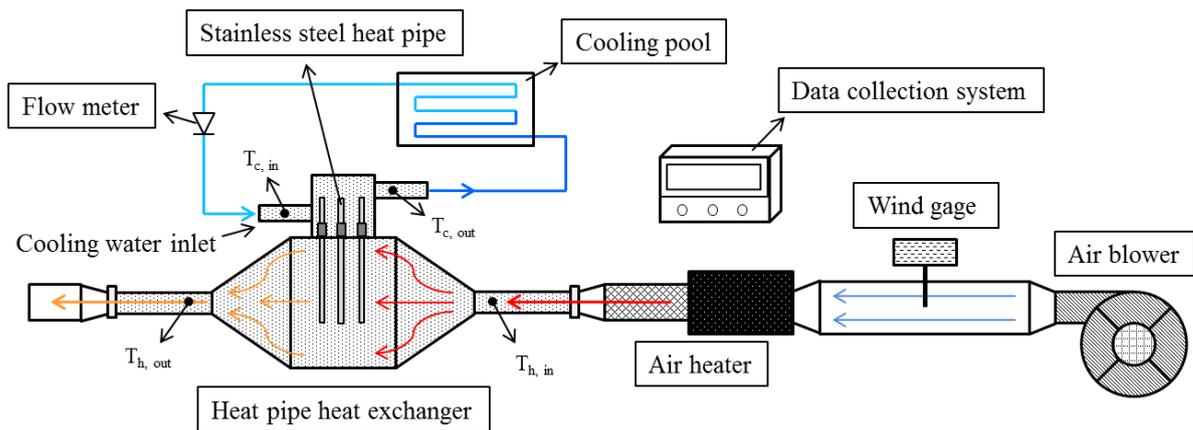


圖8、測試平台示意圖

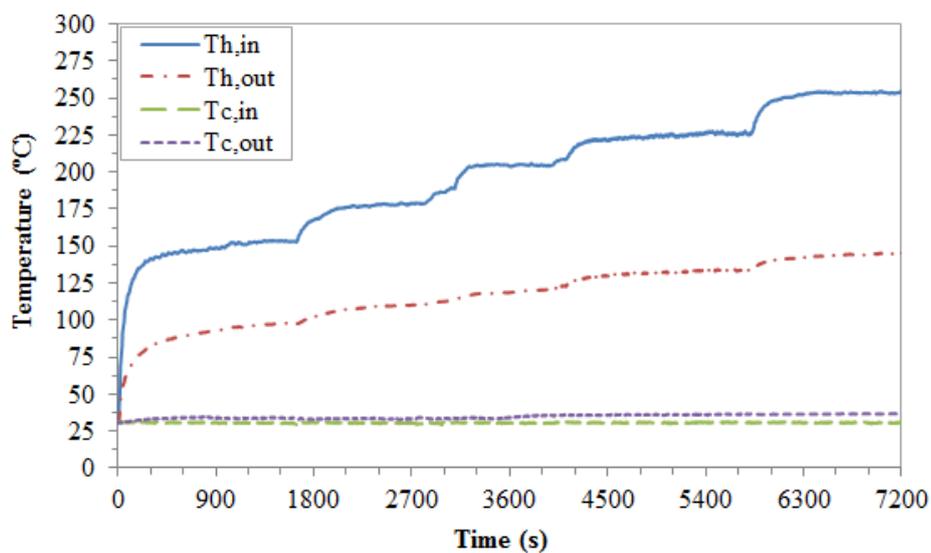


圖9、熱氣體質量流率為0.270 kg/min時，流體溫度隨時間的變化

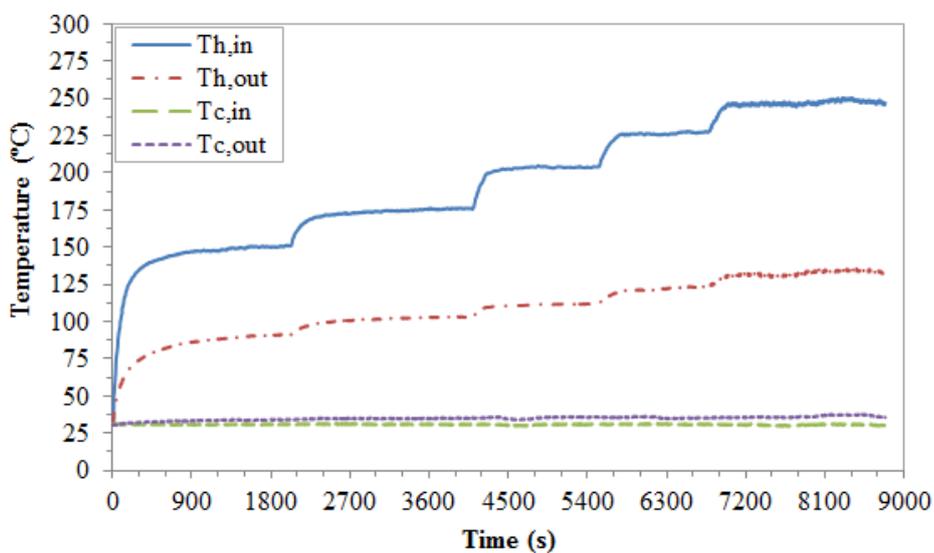


圖10、熱氣體質量流率為0.192 kg/min時，流體溫度隨時間的變化

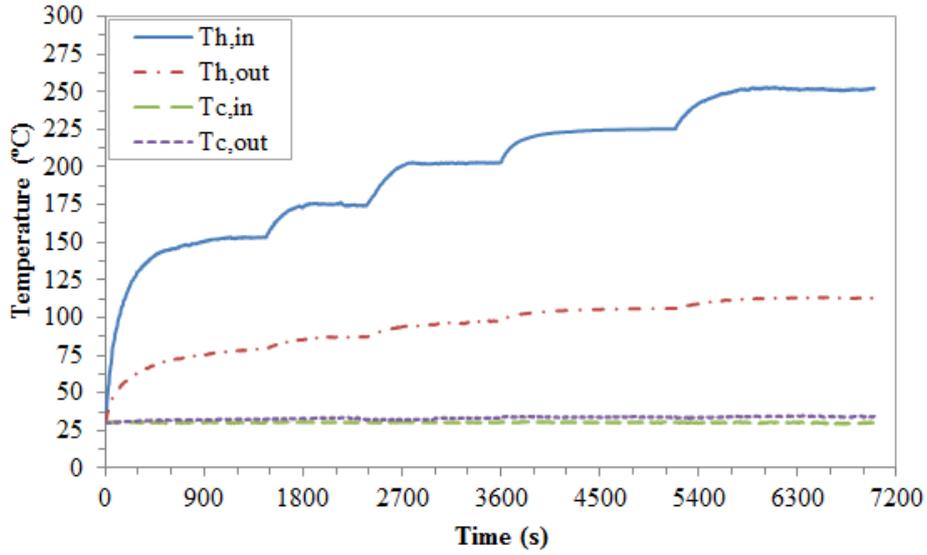


圖11、熱氣體質量流率為0.114 kg/min時，流體溫度隨時間的變化

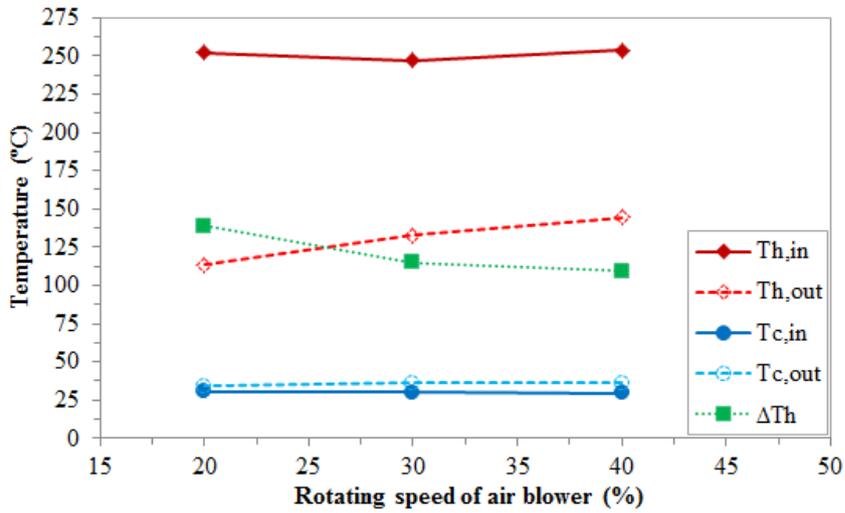


圖12、熱氣體入口溫度分別在250°C時，流體溫度分佈隨質量流率的變化

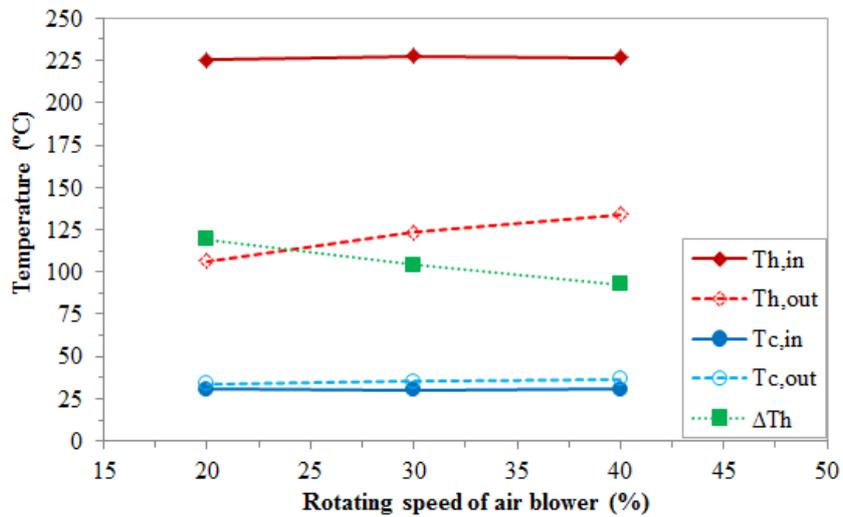


圖13、熱氣體入口溫度分別在225°C時，流體溫度分佈隨質量流率的變化

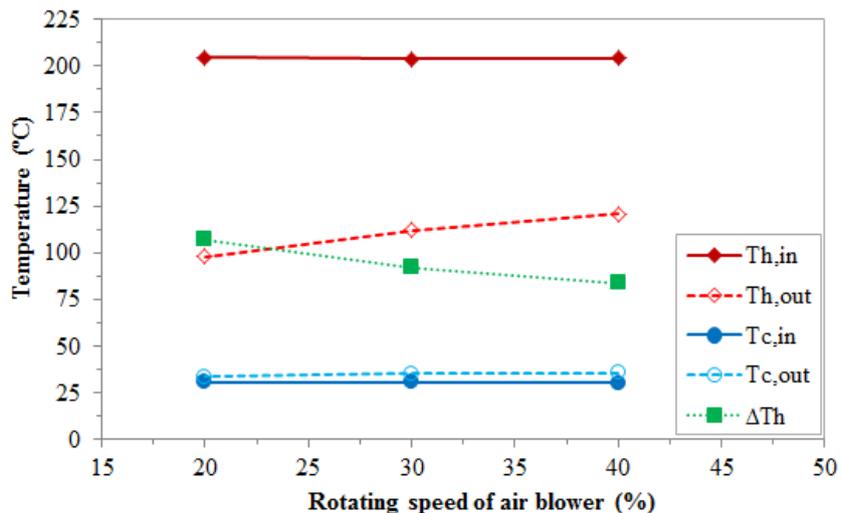


圖14、熱氣體入口溫度分別在200°C時，流體溫度分佈隨質量流率的變化

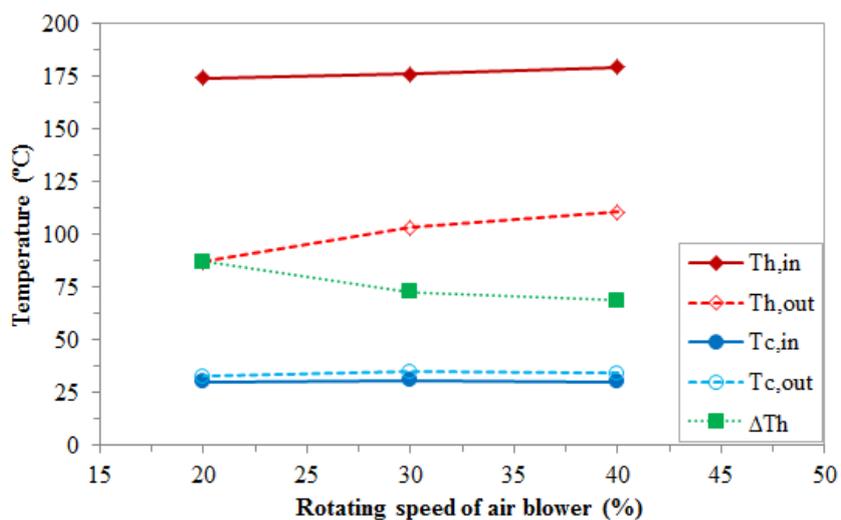


圖15、熱氣體入口溫度分別在175°C時，流體溫度分佈隨質量流率的變化

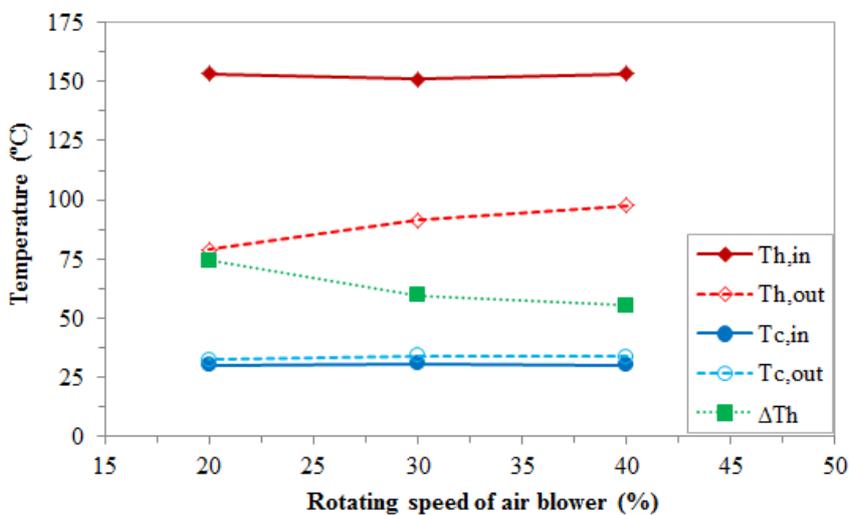


圖16、熱氣體入口溫度分別在150°C時，流體溫度分佈隨質量流率的變化

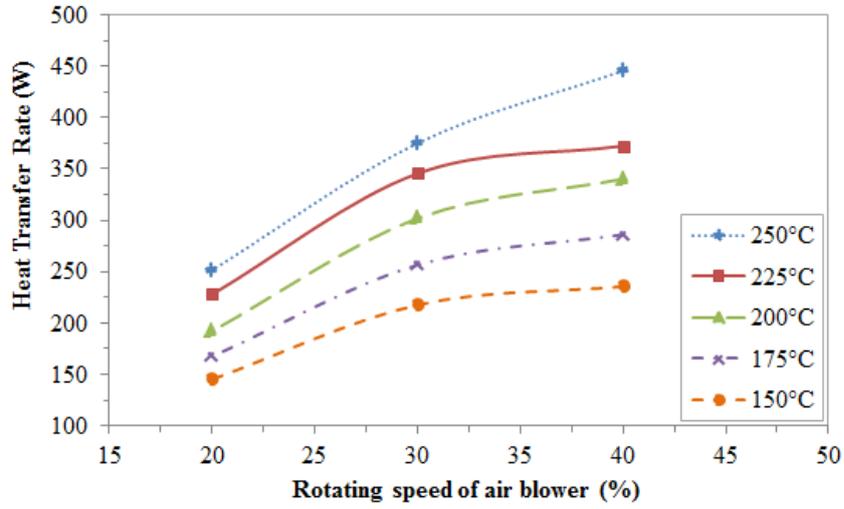


圖 17、熱氣體質量流率對傳熱量的影響

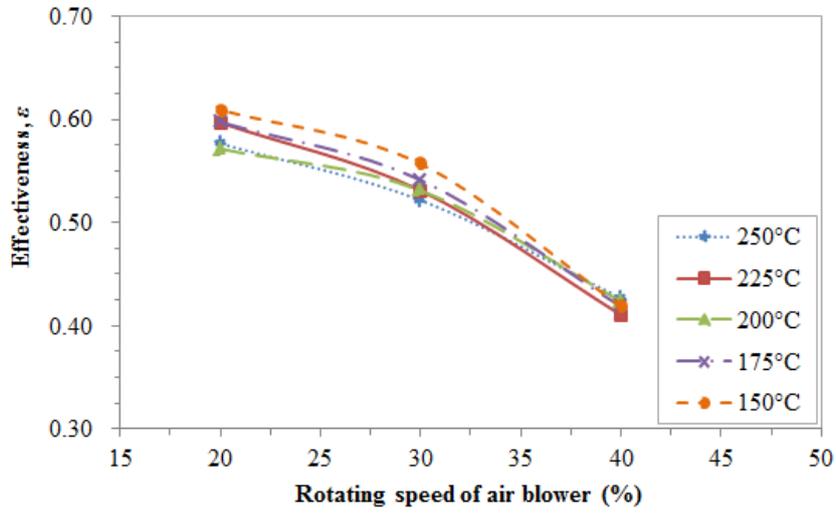


圖 18、熱氣體質量流率對有效度的影響

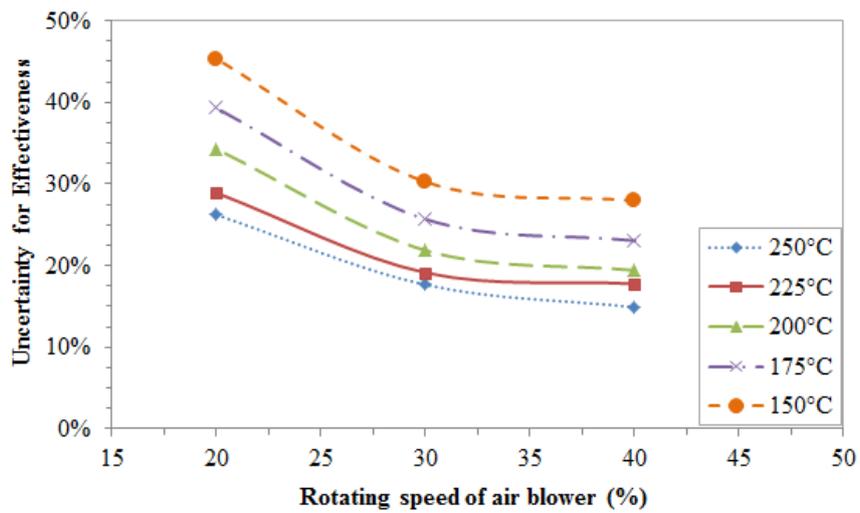


圖 19、有效度的不確定性分析

表1、一般熱交換器與熱管熱交換器之比較[1]

熱交換器 型式	800~ 200 °C	200~ 80 °C	80~ 20 °C	防堵灰	管破損忍 受度	設備體積
殼管式	○		○	★★	★★	大
板式			○	★	★	小
熱管式	○	○	○	★★★★★	★★★★★ ★★	中

表2、實驗參數

控制參數	
熱管規格(mm)	材質:不鏽鋼 316L 外徑 6.2、壁厚 0.5、總長 300
熱管工作流體	水
熱管蒸發端與冷凝端長度(mm)	蒸發端:196 冷凝端:100
熱管數量(支)	19
冷卻水入口溫度(°C)	30
冷卻水質量流率(kg/min)	0.940
變動參數	
熱氣體入口溫度(°C)	150、175、200、225、250
熱氣體質量流率(kg/min) (鼓風機轉速設定)	0.114 (20%)、 0.192 (30%)、 0.270 (40%)