



國立台灣大學工學院機械工程學研究所

碩士論文

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis

利用空氣冷卻的加濕除濕（HDH）海水淡化系統的實
驗與模擬研究

Experiment and Simulation Study of Air Cooling
Humidification Dehumidification (HDH) Desalination
System

陳彥平

Yan-Ping Chen

指導教授：許麗 博士

Advisor: Dr. Li Xu

中華民國 108 年 07 月

July, 2018



國立臺灣大學碩士學位論文
口試委員會審定書

利用空氣冷卻的加濕除濕 (HDH) 海水淡化系統的實驗與模擬
研究

Experiment and Simulation Study of Air Cooling Humidification
Dehumidification (HDH) Desalination System

本論文係陳彥平君 (R05522117) 在國立臺灣大學機械工程學系
完成之碩士學位論文，於民國108年7月22日承下列考試委員審查通
過及口試及格，特此證明

口試委員：

許麗

(簽名)

(指導教授)

黃秉鈞

張嘉揚

系主任

黃菱瑋

(簽名)




中文摘要

加濕除濕 (Humidification Dehumidification, HDH) 系統是可用於進行海水淡化的系統之一。藉由模仿自然界降雨的方式，利用露點溫度差的方法來產出純水。本論文將呈現利用空氣冷卻的 HDH 系統的實驗與模擬研究。傳統的 HDH 系統利用水進行冷卻，其弊端是冷凝器的成本較高、換熱面積小，同時還有鏽蝕的問題。在 HDH 系統中將空氣作為冷卻流體為一個新穎的概念。雖然空氣相對於水，熱容較小，但所需要的冷凝器結構簡單，且可以克服水冷的諸多弊端。因此如何設計良好冷卻能力的空氣冷卻 HDH 系統，為此研究的動機。

本研究的實驗設計主要有兩個特點。一是使用水簾片作為加濕器主體，水簾片是一種交錯結構的纖維板材料，其在單位體積上具有大量的表面積，促使熱水與空氣能夠達到有效的質傳與熱傳；另一個則是採用堆疊中空的聚碳酸酯 (Polycarbonate, PC) 板作為除濕器主體，透過密集的堆疊，使除濕器在單位體積中也具有大量的表面積，促使冷卻空氣與高溫濕空氣達到有效的熱傳。

本論文闡述了對此 HDH 系統的實驗和模擬的研究。整個系統在熱水水量與熱水溫度越高的情況下，無論是產量或者 GOR 都有較佳的表現。實驗和模擬都表明除濕器的冷卻能力對於 HDH 系統的效能至關重要，若冷卻能力偏低，純水產量以及 GOR 將大幅降低。在實驗上，為了提高除濕器的冷卻能力，我們在濕空氣的風道出口添加擋風板，使得濕空氣流量降低。在冷卻空氣的流量不變下，相對的冷卻能力上升，促使整體產水量與 GOR 皆上升了約兩倍。與傳統水冷的 HDH 系統進行比較，性能更為優異。透過實驗得到本系統在 15 °C 的環境溫度與 50 °C 的熱水溫度下，最高產水量約為每天 129 公升，同時 GOR (Gained output ratio) 約為 0.54。



另外，此系統未來將配合光伏熱系統 (Photovoltaic thermal, PVT) 所產生的廢熱去進行海水淡化，因此本論文也探討了關於電子元件最佳化以及環境溫度的影響。兩個部分同時指出冷卻能力對於 HDH 系統非常重要，也就是冷卻風扇的功率不能太低，以及冷卻空氣的溫度，也就是環境溫度對冷卻能力的影響很大，當環境溫度較低時，能產生較多的純水，同時也能得到較佳的 GOR 與 COP。

本論文在模擬的部分分為兩大系統進行研究，分別為水封閉循環-空氣開放循環 (Closed-water open-air, CWOA) 以及水封閉循環-空氣封閉循環 (Closed-water closed-air, CWCA) 系統。兩者主要差異在於用於乘載蒸氣的空氣是否為封閉循環。由熱力學分析的模擬結果，封閉循環的產水量和 GOR 都能夠得到提升。

本研究後續也進行了上述的實驗驗證。實驗數據表明 CWCA 系統與 CWOA 系統相比，確實有較佳的表現。源自於濕熱空氣不會被排放到大氣中，而是回到了加濕器的入口處，減少了整個系統的熱損失；同時，加濕器入口空氣溫度與濕度的提高也導致加濕器空氣出口溫度與濕度的提高，亦即攜帶了更多的水蒸氣進入到除濕器中，從而得到了更多的純水產量和更高的 GOR。

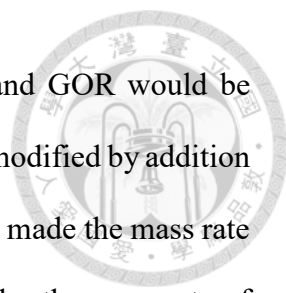
Abstract



Humidification Dehumidification (HDH) is a method of desalination system. It produces fresh water according to using concept of dew point, which is the method of raining in the nature. This paper present experimental and simulative research in HDH air-cooling system. The tradition HDH desalination system commonly used water as the cooling fluid in the condenser, there are many bad effect such as higher cost of system design, lower heat transfer area and problem of corrosion. It is a novel concept by using air as cooling fluid. Even though its heat capability is not better than water-cooling, but its structure of condenser is relatively simple, and it can eliminate some bad effect that occurred in water-cooling system. Hence, the motivation of this research was how to design an air-cooling system that can provide comparable or even better cooling capability than water-cooling system.

There are two major points in the experimental design of this research. First, we used the cellulose pad as the majority of the humidifier. The cellulose pad is complex structure and fiber material, which has large surface area per volume which makes mass transfer and heat transfer more efficient between hot water and air. Second, we used closely packed hollow polycarbonate (PC) boards as of the majority of the dehumidifier. By efficient stacking the PC boards, it also has large surface area per volume to make heat transfer efficient between hot humid air and cooling air, and solve the problem of pipe corrosion from salted water and reduce cost of system at the same time.

This paper presented experimental and simulative result of the HDH system. It was found that the performance of the system was better in productivity and GOR as the HDH had higher mass rate or higher temperature of hot water. Experimental result and simulation all showed that the cooling capability was very important for the system



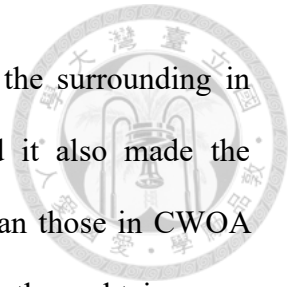
performance. If the cooling capability was poor, the productivity and GOR would be significantly decreased. In the experiment the cooling capability was modified by addition of wind guard at the exhaust exit of the dehumidifier. The wind guard made the mass rate of air lower, and the cooling capability was relatively improved under the mass rate of cooling air unchanged, and eventually the productivity and GOR increased about two times. Hence, this air-cooling HDH system could provide better performance than water-cooling system by using the wind guard and efficient stacking of PC boards. In our experiments the maximum productivity was as high as 129 kg/day, operating at hot temperature of 50 °C and ambient temperature of 15 °C, and GOR was 0.54 at the same time.

The HDH system will be combined with photovoltaic thermal (PVT) system to achieve waste recovery for desalination, so we also studied how to maximize coefficient of performance (COP) by tuning power of electricity device and the effect of ambient temperature. Two parts also found that the cooling capability was very important for HDH system. The power of the cooling fan should be high for higher mass rate of cooling air, and ambient temperature have to be lower for the better cooling capability because the temperature of cooling air was ambient temperature, then the HDH system can produced much more distilled water under lower ambient temperature, and obtained better GOR and COP.

In the simulation part, the work was also divided into two systems, one was closed-water and opened air (CWOA), and the other was closed-water and closed-air (CWCA). The main difference between the two systems is whether the air is closed or not. By the thermodynamic analysis, productivity and GOR of CWCA all got improved.

We also assessed CWCA system and made comparison between CWCA and CWOA after the simulation. The experimental data showed that the performance of CWCA was

really better than CWOA, because there was no exhausted air to the surrounding in CWCA system, which reduced the heat loss of the system, and it also made the temperature and humidity at the outlet of humidifier was higher than those in CWOA system, caused more water vapor entered the dehumidifier, and then obtain more productivity and higher GOR

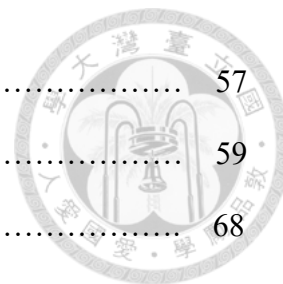


目錄



口試委員審定書	i
中文摘要	ii
英文摘要	iv
Chapter 1 前言	1
1.1 文獻回顧	2
1.2 研究動機	4
Chapter 2 利用空氣冷卻的 HDH 系統的實驗	5
2.1 實驗配置	5
2.2 用於系統評估的參數介紹	12
2.3 利用空氣冷卻的 HDH 系統的實驗結果與討論	17
2.3.1 熱水溫度與熱水流量的影響	17
2.3.2 環境溫度的影響	24
2.4 模擬 HDH-PVT 複合系統的實驗結果與討論	25
2.5 與水冷系統的論文進行比較	28
2.6 小結	29
Chapter 3 利用空氣冷卻的 HDH 系統的模擬	30
3.1 統御方程式	32
3.2 運用實驗參數的模擬結果與討論	36
3.3 固定效率的 CWOA 與 CWCA 的模擬結果與討論	40
3.3.1 CWOA 的模擬結果與討論	40
3.3.2 CWCA 的模擬結果與討論	47
3.3.3 比較 CWOA 與 CWCA 的模擬結果	53
Chapter 4 空氣封閉循環系統的實驗結果	56

4.1 實驗配置	57
4.2 結果與討論	59
Chapter 5 結論與未來展望	68
5.1 結論	68
5.2 未來展望	70
參考文獻	73



圖目錄



Chapter 2 利用空氣冷卻的 HDH 系統的實驗

圖 2-01、HDH 系統概念圖	5
圖 2-02、HDH 系統實際照片	6
圖 2-03、加濕器與除濕器材料、結構與大小	7
圖 2-04、冷卻空氣流動型態	8
圖 2-05、加濕器熱散失防範手段	9
圖 2-06、擋風板位置與結構	9
圖 2-07、HDH 系統所使用的電子元件	10
圖 2-08、HDH 系統的測量工具	11
圖 2-09、各項變數位置示意圖	12
圖 2-10、在不同熱水溫度下，產量隨 MR 的變化	18
圖 2-11、在不同熱水溫度下，加濕器出口空氣濕度隨 MR 的變化	18
圖 2-12、在不同熱水溫度下，GOR 隨 MR 的變化	19
圖 2-13、在不同熱水溫度下，加濕器出口空氣溫度隨 MR 的變化	20
圖 2-14、在不同熱水溫度下，RR 隨 MR 的變化	21
圖 2-15、在不同熱水溫度下，加濕器效率隨 MR 的變化	22
圖 2-16、在不同熱水溫度下，除濕器效率隨 MR 的變化	23
圖 2-17、GOR 隨環境溫度的變化	24
圖 2-18、分別降低風扇與送風機功率後，COP 的變化曲線	26
圖 2-19、COP 隨環境溫度的變化	27

Chapter 3 利用空氣冷卻的 HDH 系統的模擬

圖 3-01、CWOA 系統示意圖	32
-------------------------	----



圖 3-02、CWCA 系統示意圖	32
圖 3-03、在不同熱水溫度下，CWOA 的產量隨 MR 的變化	37
圖 3-04、在不同熱水溫度下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化	38
圖 3-05、在不同熱水溫度下，CWOA 的 RR 隨 MR 的變化	38
圖 3-06、在不同熱水溫度下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化	41
圖 3-07、在不同加濕器效率下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化	42
圖 3-08、在不同除濕器效率下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化	43
圖 3-09、在不同冷卻風量下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化	45
圖 3-10、在不同環境溫度下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化	46
圖 3-11、在不同熱水溫度下，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化	47
圖 3-12、在不同加濕器效率下，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化	48
圖 3-13、在不同除濕器效率下，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化	49
圖 3-14、在不同除濕器效率下，CWCA 的產量隨 MR 的變化	50
圖 3-15、在不同冷卻風量下，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化	51
圖 3-16、在不同環境溫度下，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化	52
圖 3-17、CWCA 與 CWOA 的 GOR 比較	54
圖 3-18、CWCA 與 CWOA 的產量比較	54
圖 3-19、CWCA 與 CWOA 的輸入熱比較	55

Chapter 4 空氣封閉循環系統的實驗與比較

圖 4-01、空氣封閉循環(CWCA)的實際照片	57
圖 4-02、加濕器入口漸擴管道的實際照片與熱散失的防範措施	58
圖 4-03、CWCA 系統實驗所配置的電子元件	58
圖 4-04、CWCA 與 CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化	60
圖 4-05、CWCA 與 CWOA 的產量隨 MR 的變化	60



圖 4-06、CWCA 與 CWOA 的輸入熱隨 MR 的變化 61

圖 4-07、CWCA 與 CWOA 的加濕器出口空氣溫度隨 MR 的變化 62

圖 4-08、CWCA 與 CWOA 的加濕器出口空氣濕度隨 MR 的變化 62

圖 4-09、CWCA 與 CWOA 的加濕器出口空氣濕度差隨 MR 的變化 64

圖 4-10、CWCA 與 CWOA 的加濕器出口空氣溫度差隨 MR 的變化 64

圖 4-11、CWCA 與 CWOA 的加濕器效率隨 MR 的變化 66

圖 4-12、CWCA 與 CWOA 的除濕器效率隨 MR 的變化 66

圖 4-13、CWCA 與 CWOA 的 COP 隨 MR 的變化 67

Chapter 5 結論與未來展望

圖 5-01、HDH、熱泵、PVT 複合系統的示意圖 71

圖 5-02、HDH、熱泵、PVT 複合系統的模擬結果 71

表目錄



表 1、系統參數的意義與單位	12
表 2、CWOA 固定的實驗參數誤差	17
表 3、在加濕器出口溫度不同的情況下，蒸發潛熱與輸入熱的比值	20
表 4、與水冷系統的論文進行比較	28
表 5、CWOA 模擬的初始條件，在此節各參數來自第二章實驗的經驗	36
表 6、在固定效率下，CWOA 與 CWCA 模擬的初始條件	40
表 7、在固定效率下，蒸發潛熱與輸入熱(Q_{in})的比值	50
表 8、CWCA 與 CWOA 的固定的實驗參數誤差	59



Chapter 1 前言

對於人類文明來說，無論是在工業發展、農業發展或者是一般生活中，純水都是不可或缺的一部分。然而在這世界上，許多國家以及地區卻面臨著相當重大的缺水問題，特別是在中東以及非洲地區。根據聯合國估計，2100 年，全球人口將可能到達 96 億和 123 億人口之間^[1]，但是可用的純水資源卻不會增加，甚至可能減少，故在未來缺水問題可能不僅僅是在乾旱地區，也可能成為所有人類的重大問題。因此許多學者著手研究著如何解決這個問題，其中之一就是增加可用的水資源，即海水淡化。

海水淡化是一個從海水抽出可用水的一項技術。最早直接煮沸蒸發，取出蒸餾水也是一種海水淡化的方式，但這樣的行為必須付出極大的能源消耗。因此，逐漸衍生出能夠降低能源消耗且提高效率的技術，如 MSF、RO、MO 以及 HDH^[2]，此篇研究則將著重在 HDH 技術上。

相較於其他系統而言，HDH 是一個需要較低技術與成本的海水淡化系統，是一個模仿自然界降水的技術。一開始熱水與空氣進行直接的接觸，使他們進行能量以及質量的傳遞，提升空氣溫度與所攜帶的蒸氣量；此高溫濕空氣再透過降溫的方式，達到露點溫度，使水氣再次被凝結而出，達到產水的目的。與前述直接煮沸蒸餾的方式相比，差異在於 HDH 系統藉由一種在單位體積上具有大量表面積的材料，使得空氣與熱水能夠更加有效的接觸，達到更好的質量與熱量的交換。同時透過此有效的接觸，也使得熱水溫度不再需要達到沸點狀態。



1.1 文獻回顧

在 HDH 系統中，有許多的變數可以影響整個系統的表現，主要能透過四種方式來進行分類。

1. 採用的加濕器(Humidifier)、除濕器(Dehumidifier)的結構與材料。
2. 使用的能源-太陽能、地熱、廢熱如 PVT 等。
3. 開放與封閉循環-開放或封閉水循環、開放或封閉空氣循環
4. 加熱目標-對載體空氣加熱，或對提供蒸氣的熱水加熱。

這項系統同時也會受到流體性質，如比熱、溫度、流量等影響，過去則有許多的學者對於這些差異提出一些見解，並發表學術論文，以下舉數個例子：

Ghazi et al. [3] 實驗為一開放空氣-封閉水循環系統，主要討論載體空氣流量與冷卻水的溫度對 HDH 系統的影響，此篇研究顯示純水的產量將隨空氣流量的增加而增加，且隨冷卻水溫度的降低而提升。

Chang et al. [4] 採用多級循環，運用多孔球於加濕器中，以提升接觸面積。他們表示多級循環能夠有效地將他們的系統進行最佳化。

Abdelrahman et al. [5] 透過實驗得到，HDH 系統的產量會極度受到熱水流量以及熱水溫度的影響，呈現熱水溫度與流量的上升，皆能造成產量上升的結果；並且得到在該系統中，熱水流量與溫度的最佳值。

Hossam A.Ahmed et al. [6] 使用一個鋁製的材料當作加濕器的主題，且利用絕對溼度與焓值來定義他們系統的效率，比較空氣溫度與熱水溫度對系統影響的差異，且實驗結果顯示熱水溫度與流量的上升可以使得整體系統的表現更加優異。

Dahiru U. Lawal et al. [7] 使用一種抽取(Extraction)的概念進行實驗，主要透過抽取加濕器或除濕器的流體，達到流體分布更加均勻，實現最佳化。結果呈現這樣的方式，能夠使系統表現更加優異。

A.E. Kabeel et al. [8] 則呈現 HDH 系統與其他系統的整合，在他們的實驗中，則是

將自乾燥室抽出的水氣用於加濕空氣。

E.H. Amer et al. [9] 利用理論以及實驗的方式去探討不同材料用於加濕器的結果，並找出在各種材料的最佳產量，並比較互相的差異。

G. Prakash Narayan. [10] 使用熱力學的概念，推導在 HDH 的統御方程式，透過模擬軟體，直接進行系統的最佳化計算，同時討論不同循環狀況與條件的 HDH 表現。





1.2 研究動機

HDH 系統主要透過兩個步驟，加濕與除濕。在降溫除濕的過程中，考量到空氣在比熱以及熱傳係數上都不如水來得優異，過去的研究多使用冷水來當作除濕器的降溫載體，如上節的論文回顧中，全數均使用冷水來進行降溫。然而，使用水所需付出的成本會比空氣來的高，且海水的雜質與水分也會容易造成管路堵塞與鏽蝕。因此，為了解決上述問題，我們選擇使用 PC(Polycarbonate)中空版的堆疊，來構成除濕器的主體，並進行空氣降溫的研究，同時進行優化與討論，設法將空氣冷卻的 HDH 系統的表現能夠與水冷系統相媲美，甚至有所超越。

另一方面，未來的研究工作將包括進行 PVT-HDH 的整合實驗，而由於 PVT(Photovoltaic thermal)光伏熱屬於廢熱，故也將定義另外的參數，去探討不考量輸入熱的情況下，HDH 系統的表現將會如何。在這個實驗中，將以系統的電子元件的電耗降低，以及環境溫度對系統性能的影響作為研究目標。

整篇研究將著重在 HDH 空氣冷卻海水淡化系統的實驗與模擬，先建構 HDH 空氣冷卻系統的實驗，而後透過基於熱力學分析的計算模擬的方式，討論在實驗上無法輕易改變的一些參數。最後也將進行系統微調後的比較，在於用來乘載蒸氣的空氣為開放或封閉循環。



Chapter 2 HDH 空氣冷卻系統的實驗

2.1 實驗配置

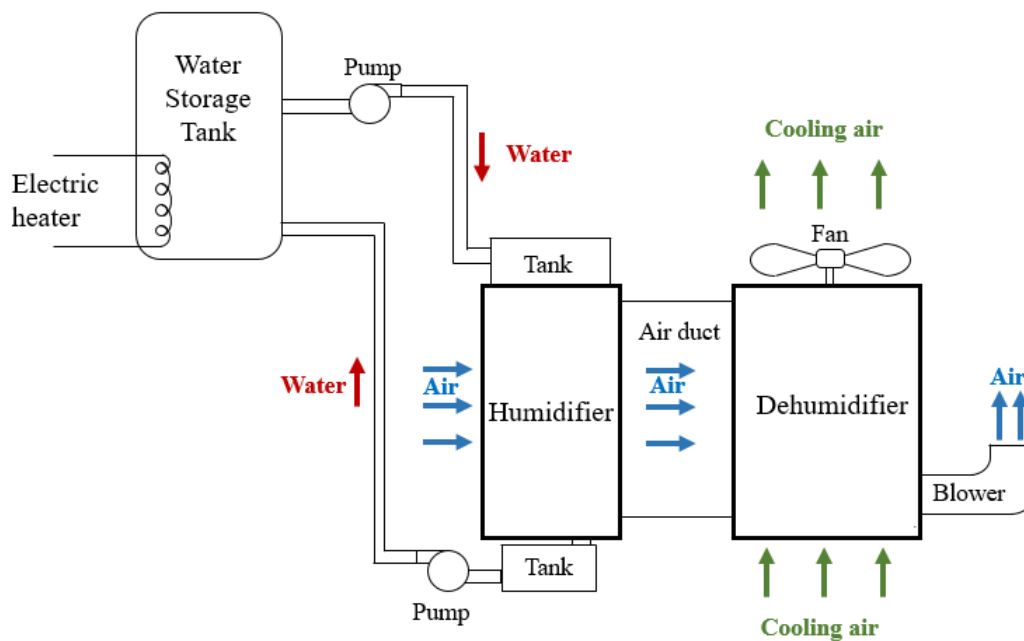


圖 2-01、HDH 系統概念圖。

本研究第一個要進行的是利用空氣冷卻的 HDH 系統的實驗，且為水封閉-空氣開放(Closed-water open-air, CWOA) 系統，實驗示意圖如圖 2-01 所示。起初透過電加熱棒(Electric heater) 加熱在儲水槽(Storage tank)中的熱水，熱水經由水泵引流至加濕器(Humidifier)上方的水槽(Tank)，並透過閥件進行水量的控制，熱水隨著重力作用從水槽自然流入加濕器中。在加濕器中，熱水與空氣進行質量與能量的交換，殘餘的熱水則被收集於加濕器下方的水槽中，並經由另一個水泵導回儲水槽中，形成一個封閉循環，故為水封閉循環。另外儲水槽還配有補水裝置，以補充在加濕器

中被帶走的水分。空氣的流動則是透過除濕器(Dehumidifier)後方的風扇，或稱為送風機(Blower)來進行導流。

來自加濕器且攜帶大量蒸汽的高溫濕空氣在送風機的作用下，通過風道進入到除濕器，與來自環境的冷空氣進行熱交換，此冷空氣我們稱其為冷卻空氣(Cooling air)。冷卻空氣是經由除濕器上方的風扇(Fan)，引流至除濕器中，對高溫濕空氣進行降溫。這裡特別指出，冷空氣與濕熱空氣並無直接接觸，而是通過密集排列的 PC 板進行熱交換。當高溫的濕空氣冷卻到露點溫度後，將在 PC 板的表面凝結出小水滴，並且在重力作用下匯集到下方的集水槽，成為產出的純水。最後，冷卻後的濕空氣則排入環境中，形成空氣的開放循環，故為空氣開放循環。系統的實際照片如圖 2-02 所示。

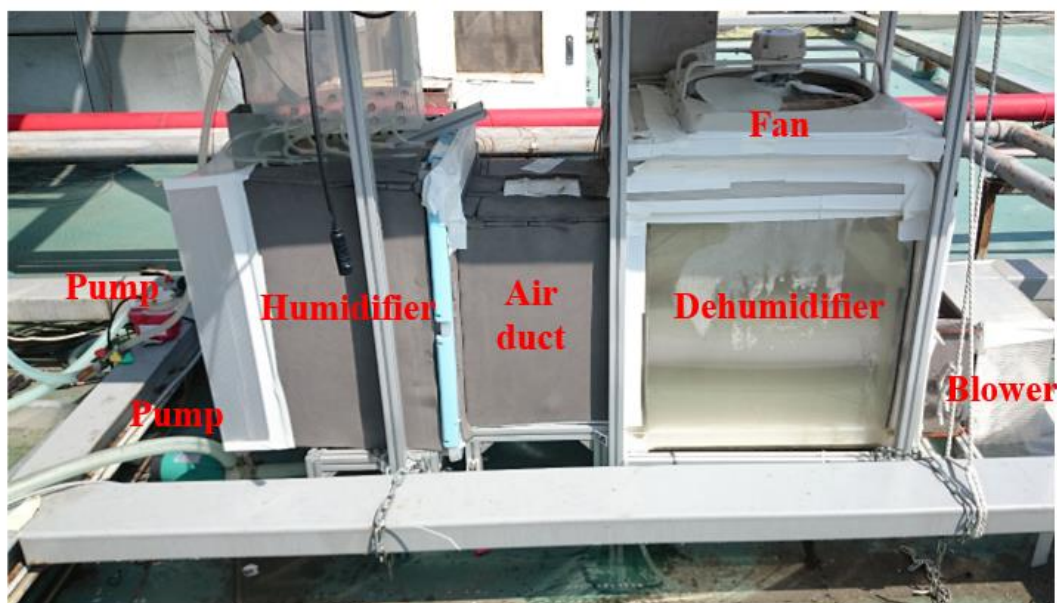


圖 2-02、HDH 系統實際照片。

加濕器主要由水簾片堆疊而成，如圖 2-03(a)所示，水簾片的材料特性是在單位體積中具有極大的表面積，能讓熱水與空氣達到更加有效的接觸，在同樣的時間



內進行更好的質能交換，接受來自熱水的蒸氣與熱量。整個加濕器的高度為 50 公分、寬度為 35 公分、長度則為 30 公分。

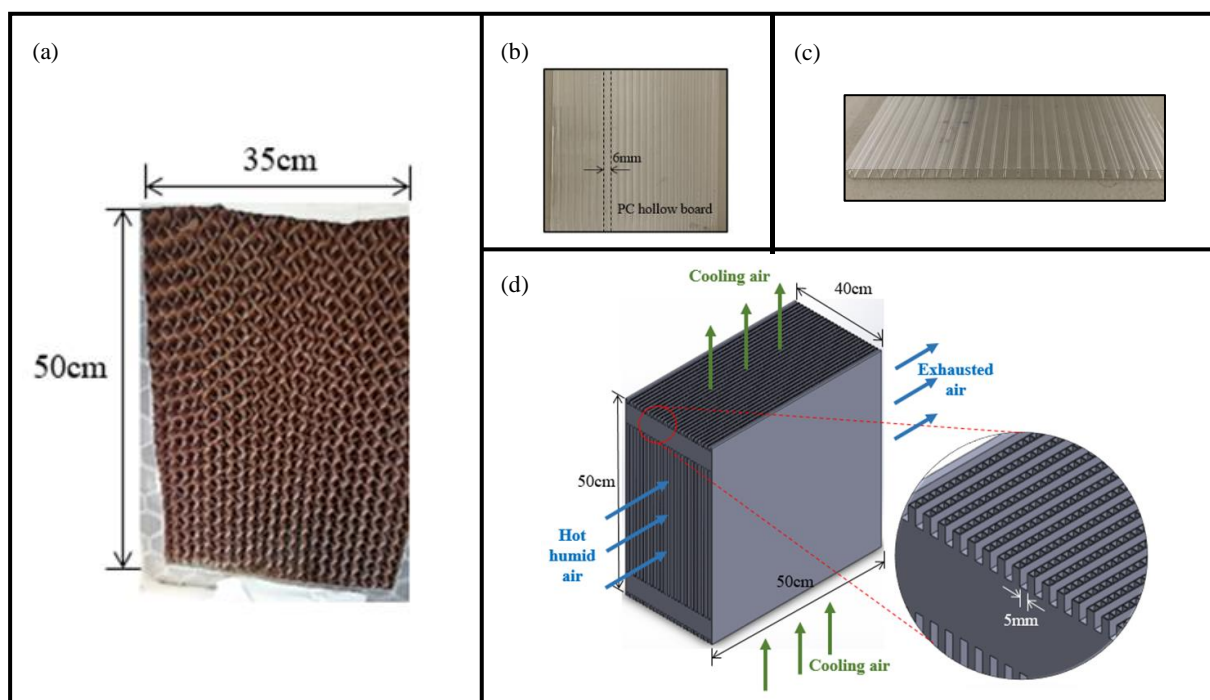


圖 2-03、(a)加濕器的水簾片結構與大小。(b)PC 中空版上視圖。(c)PC 中空版側視圖。(d)除濕器結構與大小以及兩空氣流向。

除濕器的結構則由 PC (Polycarbonate) 中空板堆疊構成，PC 中空版如圖 2-03(b)(c)所示，空洞截面約為 0.6 公分 X 0.6 公分，極密的空洞使其具有極大的表面積，達到有效的熱傳。整個除濕器高度為 50 公分，長度為 50 公分，寬度則為 40 公分，如圖 2-03(d)所示，每一塊中空 PC 板之間由細長的壓克力板隔開，相隔距離約為 0.5 公分，高溫濕空氣流過此隔開的空間；而冷空氣則是經由除濕器上方的風扇導流，由下而上通過 PC 中空板內部的微小通道，如圖 2-04 所示。在此過程中，高溫的濕空氣與冷卻空氣並無直接的接觸，純粹透過溫度差進行熱交換。當高溫濕空氣被降溫至露點溫度，將產生純水，並隨著重力作用自然流入下方的集水槽。



因 PC 板的板壁厚度相當薄，故即便 PC 為塑膠材質，也能夠有效地進行熱傳遞。

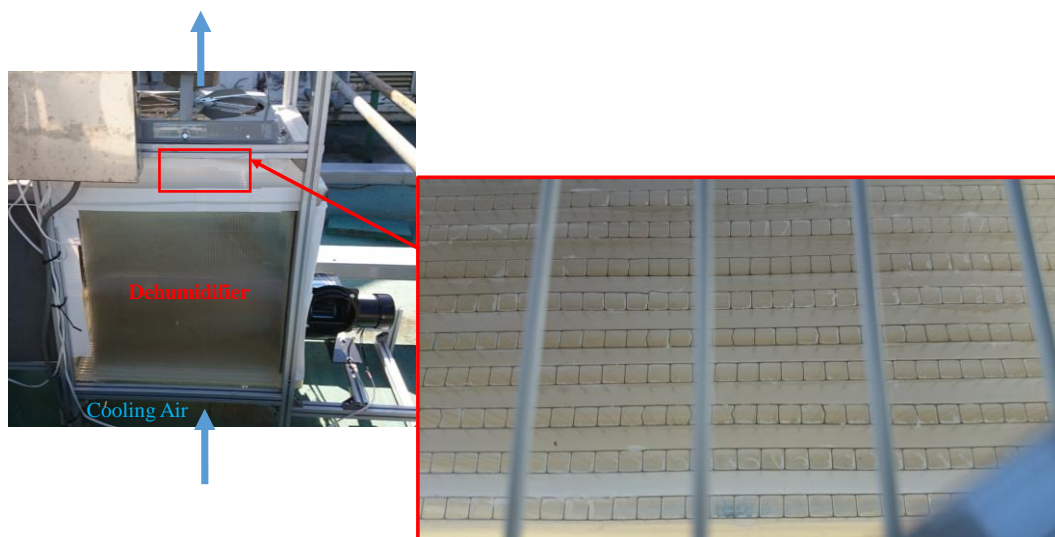


圖 2-04、冷卻空氣由上圖紅框內部的空洞流過，兩空氣流向可參考圖 2-3(d)。

另一方面，在加濕器外部與風道(Air duct)的外部均貼上一層緊密的絕熱層，防止熱散失，如圖 2-05(a)所示；同時，加濕器入口也做了短距離的引流風道來降低蒸氣的散失，如圖 2-05(b)所示。且除濕器後方有設置多層擋風板，如圖 2-06 所示，以增加風阻，降低空氣流通速度，使其冷卻空氣與空氣的比例大上許多，同時也能夠增加濕熱空氣的與擋風板的正向撞擊並產生水滴，使產水量大幅增加。



圖 2-05、加濕器熱散失防範措施。(a)絕熱層(灰色的部分)。(b)加濕器的風道。

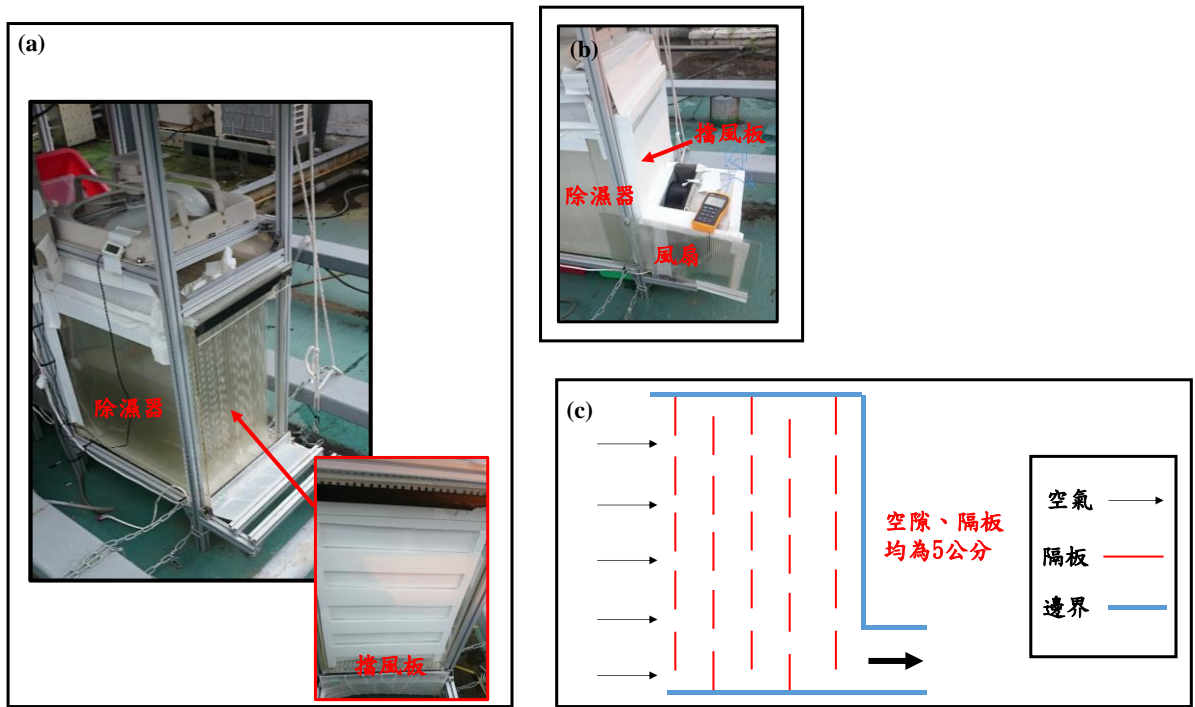


圖 2-06、(a)擋風板位置示意圖。(b)擋風板安裝後示意圖。(c)擋風板結構。

實驗所用的水泵、風扇、送風機如圖 2-07 所示，其中圖 2-07(a)的部分是用於 HDH 系統的實驗，為了更加提升冷卻能力與降低蒸氣散失的情形，而選擇高功率的風扇與送風機；圖 2-07(b)則是模擬 HDH-PVT 複合系統的實驗所用，由於未來此實驗裝置將與光伏廢熱 (PVT) 系統整合進行測試。在利用光伏廢熱的情況下，輸入熱可視為零。因此通過調整電子元件的耗電功率，尋找到最佳的效能係數 (COP) 為此研究的另一個目標。







	Pump	Fan	Blower
(a)	<p>55W</p> 	<p>200W</p> 	<p>200W</p> 
(b)	<p>20W</p> 	<p>45W</p> 	<p>45W</p> 

圖 2-07、本章節所使用的水泵(Pump)、風扇(Fan)、送風機(Blower)。

實驗中的乾濕球溫度與水溫都經由 T-type 熱電偶測得，使用數據紀錄器記錄起來，數據紀錄器如圖 2-08(a)所示，而後進行數據整理平均所得。水量由量杯測得，經由多次測量，並取平均決定；風量則由風速計測得，如圖 2-08(b)所示，將風道分成多個區域，進行多次量測後取平均，並透過產量的質量守恆進行再校正。

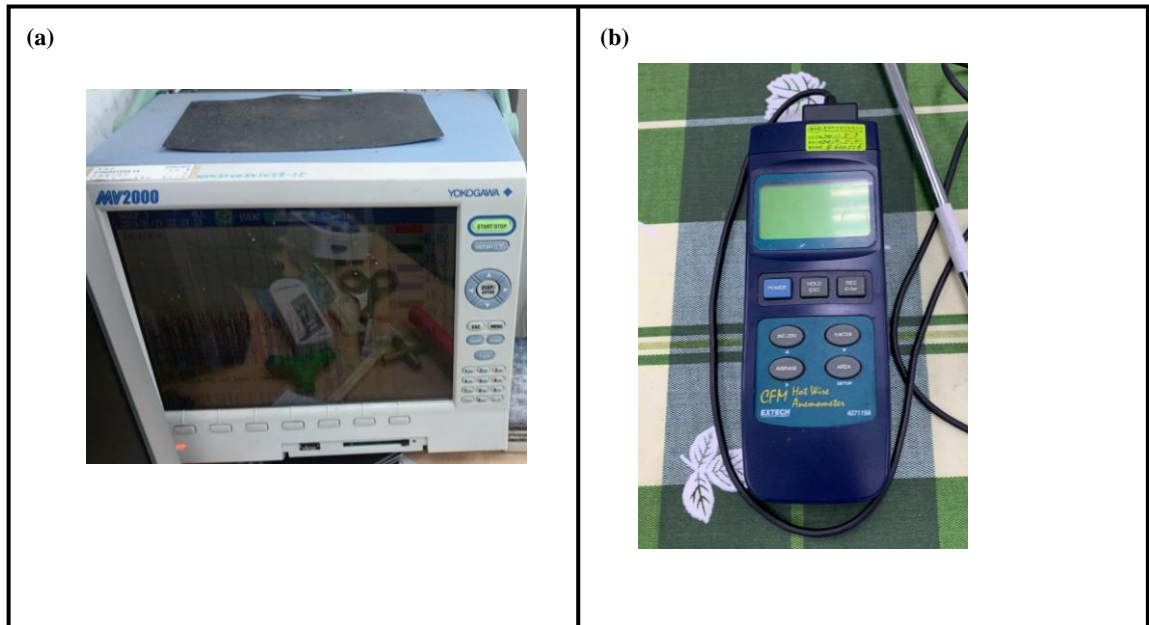


圖 2-08、HDH 系統的測量工具(a)數據紀錄器(YOKOGAWA-MV2000)。(b)風速計。

由於此系統會受到環境溫度的影響，且實驗系統設置在室外，故實驗數據選擇在環境溫度較穩定的冬季進行。本章的實驗數據將分為兩部分討論。2-3 主要呈現獨立的 HDH 系統來進行討論。2-4 則呈現模擬 HDH-PVT 複合系統的實驗，進行最佳化的操作，因應未來實驗室將進行整合 PVT-HDH 的實驗，所採用的為太陽能的廢熱，輸入熱為零，故若能減少電子元件不必要的浪費，系統的表現將會更加優異；另外，由於此系統不論是用來攜帶蒸氣的載體空氣，或者是用於降溫的冷卻空氣，皆來自於環境空氣，故與過去的論文相比，環境溫度對本研究的影響甚大，將討論環境溫度對兩系統的影響。

用來攜帶蒸氣的載體空氣後續將簡稱為空氣，用於冷卻的冷空氣，則稱為冷卻空氣。



2.2 用於系統評估的參數介紹

為了能夠有效評估此系統的表現，在這個章節將定義一些參數，用以評估此 HDH 海水淡化系統的表現，系統各實驗參數如圖 2-09 以及表 1 所示。

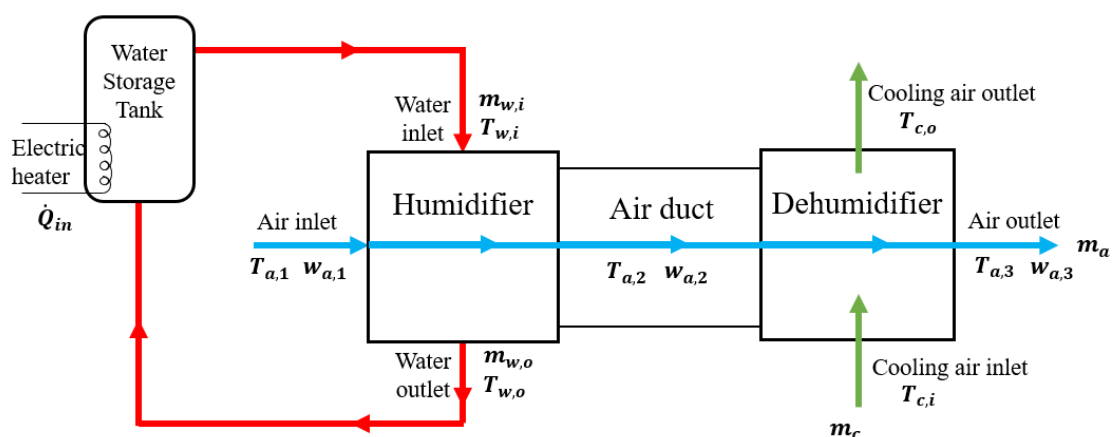


圖 2-09、各項變數所在位置示意圖。

表 1、系統參數的意義與單位

Symbol	Physical quantity	Unit
$h_{a,1}$	Enthalpy of air at inlet of humidifier	kJ/kg
$h_{a,2}$	Enthalpy of air at outlet of humidifier	kJ/kg
$h_{a,3}$	Enthalpy of air at outlet of dehumidifier	kJ/kg
$h_{c,i}$	Enthalpy of cooling air at inlet of dehumidifier	kJ/kg
$h_{c,o}$	Enthalpy of cooling air at outlet of dehumidifier	kJ/kg
$h_{f,0}$	Enthalpy of water at ambient temperature	kJ/kg

$h_{f,d}$	Enthalpy of distilled water	kJ/kg
h_{fg}	Latent heat of water in vapor(liquid)	kJ/kg
$h_{w,i}$	Enthalpy of water at inlet of humidifier	kJ/kg
$h_{w,o}$	Enthalpy of water at outlet of humidifier	kJ/kg
$h_{x,ideal}$	Enthalpy of any stream(x) in ideal state	kJ/kg
m_a	Mass rate of air	kg/s
m_c	Mass rate of cooling air	kg/s
m_d	Produced fresh water rate	L/hr
m_e	Evaporation rate in humidifier	kg/s
$m_{w,i}$	Mass rate of hot water at inlet of humidifier	kg/s
$m_{w,o}$	Mass rate of water at outlet of humidifier	kg/s
Q_{in}	Heat input to heat the water	kW
T_0	Ambient temperature	°C
$T_{a,1}$	Air temperature at inlet of humidifier	°C
$T_{a,2}$	Air temperature in the air duct	°C
$T_{w,i}$	Water temperature at inlet of humidifier	°C
$T_{w,o}$	Water temperature at outlet of humidifier	°C
$w_{a,1}$	Absolute humidity at inlet of the humidifier	$\frac{\text{kg} - \text{water}}{\text{kg} - \text{dry air}}$
$w_{a,2}$	Absolute humidity in the air duct	$\frac{\text{kg} - \text{water}}{\text{kg} - \text{dry air}}$
W_{in}	Total power consumption of the system excluding heaters	kW
ε_h	Humidifier effectiveness	
ε_d	Dehumidifier effectiveness	



MR (Mass Ratio) 定義為熱水入口流量與空氣流量的比值，如下所示：

$$MR = \frac{m_{w,i}}{m_a} \quad (2.1)$$

此為一個無因次參數，常用於 HDH 系統評估的變數；其中 $m_{w,i}$ 為熱水入口流量， m_a 為空氣流量。

GOR (Gained-output ratio) 是一個普遍用於評估 HDH 系統表現的參數，定義為產量乘上潛熱值，再除以系統輸入功。對於一個標準 HDH 系統而言，相較於輸入熱來說，基本電子元件如風扇、水泵等，其所耗功率小上許多，且會因為來源不同而有所不同，故在此輸入功的部分僅考量輸入熱，因此 GOR 表示式如下：

$$GOR = \frac{m_d h_{fg}}{Q_{in}} \quad (2.2)$$

其中 m_d 為純水產量， h_{fg} 為潛熱值， Q_{in} 為輸入熱，由於上下單位均為功率，故 GOR 為一無因次參數。輸入熱則是取自儲水槽的能量守恆，表示式如下：

$$Q_{in} = m_{w,i} h_{w,i} - (m_{w,o} h_{w,o} + m_e h_{f,0}) \quad (2.3)$$

其中 $m_{w,o}$ 為加濕器出口水量， $h_{w,i}$ 和 $h_{w,o}$ 分別為加濕器入出口比焓， $h_{f,0}$ 為環境溫度下的飽和液態水比焓， m_e 為蒸發量。

RR (Recovery Ratio) 為產量除以在蒸發器所產生的蒸氣量，其定義如下：

$$RR = \frac{m_d}{m_e} \quad (2.4)$$



其中 m_a 為純水產量。值得一提的是，如果系統是一個理想的封閉空氣循環，在穩定狀態下，RR 的值將會等於 1。另外由於蒸發量在實驗中難以測得，故此參數是經由加濕器入出口所測得的乾溼球溫度，求得加濕器入出口的絕對溼度，配合空氣流量求得，所用關係式如下：

$$m_e = m_a(w_{a,2} - w_{a,1}) \quad (2.5)$$

其中 m_a 為空氣流量， $w_{a,2}$ 為加濕器出口的絕對溼度， $w_{a,1}$ 為加濕器入口的絕對溼度。

COP (Coefficient of Performance) 是一個常用於冷卻系統的性能係數，用於比較一系統在單位輸入下所能產生的效益，如熱泵、冷機等等。由於此系統的效益是產水量，故在此系統的 COP 定義如下：

$$COP = \frac{m_a h_{fg}}{W_{in}} \quad (2.6)$$

其中 W_{in} 是除了輸入熱之外系統所使用的任何電功率之總和，因應此系統未來將配合 PVT 系統去研究，輸入熱可視為 0，故如何降低水泵、風扇所使用功率，來達到系統最佳化，得到更高的 COP，也成為其中一個研究目標。

為了能夠評估我們系統的性能表現，將定義此系統的效率。由於在熱交換器或質熱交換器中，所使用的效率相當多元化^[11]。考量系統本身極度受到流體性質的影響，包含溫度以及濕度，故選擇採用實際焓變化與理想焓變化的比值，其定義如下 [10]：

$$\varepsilon = \frac{\Delta H}{\Delta H_{max}} \quad (2.7)$$



最大值呈現在任一流體達到另一流體的入口狀態，以加濕器為例，空氣出口的理想狀態為相對濕度 100%，且溫度為熱水入口溫度；熱水出口的理想狀態則為空氣的入口溫度。根據我們系統的參數，在加濕器中，上式可改寫為：

$$\varepsilon_h = \max \left\{ \frac{m_a(h_{a,2} - h_{a,1})}{m_a(h_{a,2,ideal} - h_{a,1})}, \frac{m_{w,i}h_{w,i} - m_{w,o}h_{w,o}}{m_{w,i}h_{w,i} - m_{w,o}h_{w,o,ideal}} \right\} \quad (2.8)$$

其中 $h_{a,2}$ 為加濕器出口的空气比焓， $h_{a,1}$ 為加濕器入口的空气比焓， $h_{x,ideal}$ 表示為流體 x 的理想狀態，如 $h_{a,2,ideal}$ 為加濕器出口空气的理想比焓，而取兩流體之間的最大值是為了滿足熱力學第二定律，舉例來說，若熱水流量甚小於空氣流量，將不會有足夠的熱水來達到空气的理想狀態，意即空气達到理想狀態的過程將不可能發生；而分子在能量守恆的條件下將會相等。同理在除濕器中，除濕器效率可以表示為：

$$\varepsilon_d = \max \left\{ \frac{m_a(h_{a,2} - h_{a,3}) - m_d h_{f,d}}{m_a(h_{a,2} - h_{a,3,ideal}) - (m_d h_{f,d})_{ideal}}, \frac{m_c(h_{c,o} - h_{c,i})}{m_c(h_{c,o,ideal} - h_{c,i})} \right\} \quad (2.9)$$

其中 $h_{a,3}$ 為除濕器出口的空气比焓， $h_{f,d}$ 為產出純水的飽和液態比焓，其溫度假設為 $\frac{T_{a,2} + T_{a,3}}{2}$ ，理想狀態即為出口廢氣達到環境溫度的條件； m_c 為冷卻空氣流量， $h_{c,i}$ 為冷卻空氣出口比焓， $h_{c,o}$ 為冷卻空氣入口比焓。

之後結果與討論將分為兩節進行。2-3 節為單獨討論 HDH 系統的表現。2-4 節則討論 HDH 系統配合 PVT 系統的結果，因此固定熱水溫度與流量，調整兩風扇的功率，尋找最佳 COP。



2.3 利用空氣冷卻的 HDH 系統的實驗結果與討論

2.3.1 熱水溫度與熱水流量的影響

此研究所具有的變數為 6 個，分別為環境溫度、環境濕度、熱水溫度、熱水流量、空氣流量與冷卻空氣流量。由於盛冬條件下，台北是一個多雨且潮濕的環境，環境的影響甚小，故忽略環境所帶來的影響，並且風扇與送風機的功率也被固定，故也忽略空氣流量與冷卻空氣流量的變化，此節所進行的實驗誤差如表 2 所示，將著重於熱水溫度以及熱水流量對系統的影響。

表 2、利用空氣冷卻的 HDH 系統的實驗誤差

名稱	數量	單位
環境溫度	15.4 ± 0.7	°C
環境濕度	85 ± 7	%
熱水溫度	40.6 ± 0.5 50.2 ± 0.7	°C
空氣流量	0.04 ± 0.003	kg/s

對於海水淡化系統而言，產量為最重要的指標之一，直接影響了整個系統的表現，以及其它用於探討系統表現的參數。由圖 2-10 所示，產量隨著 MR 值的增加而增加。由於我們固定了空氣流量，故主要源自於當熱水流量增加，水簾片含水的部分將會增加，造成空氣與熱水接觸面積的增加，大量的接觸面積能夠使空氣獲得更高的溫度與濕度，進而使產水量增加。另一方面，熱水溫度的提升也同樣造成產量的上升，源自於熱水溫度的上升，將蒸發速率的加速，使加濕器出口空氣的溫度

與濕度增加，進而使產水量增加。如圖 2-11 所示，當熱水溫度或者熱水流量增加的時候，加濕器出口空氣的絕對溼度也增加了，在冷卻能力足夠強的情況下，空氣含水量與溫度的增加，將直接促使產水量的增加，因此造就了圖 2-10 的結果。

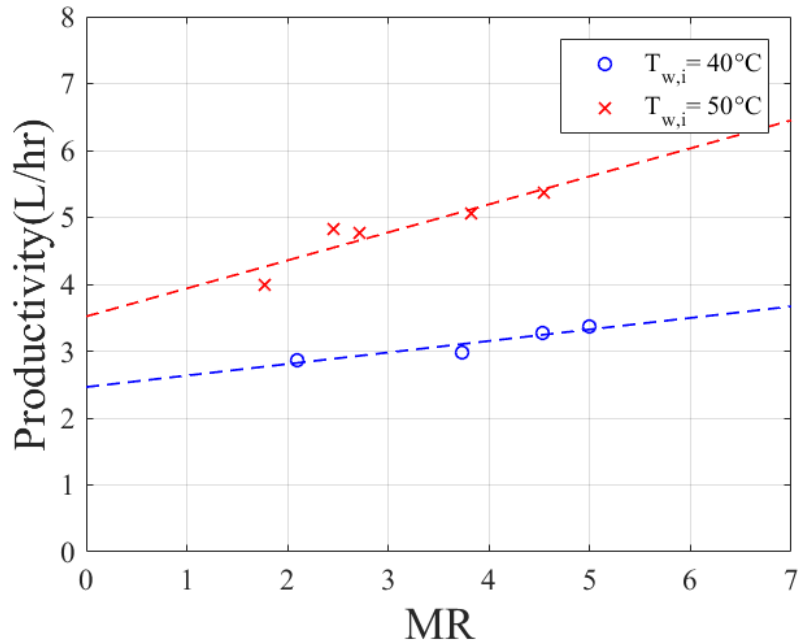


圖 2-10、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，產量(Productivity)隨 MR 的變化。

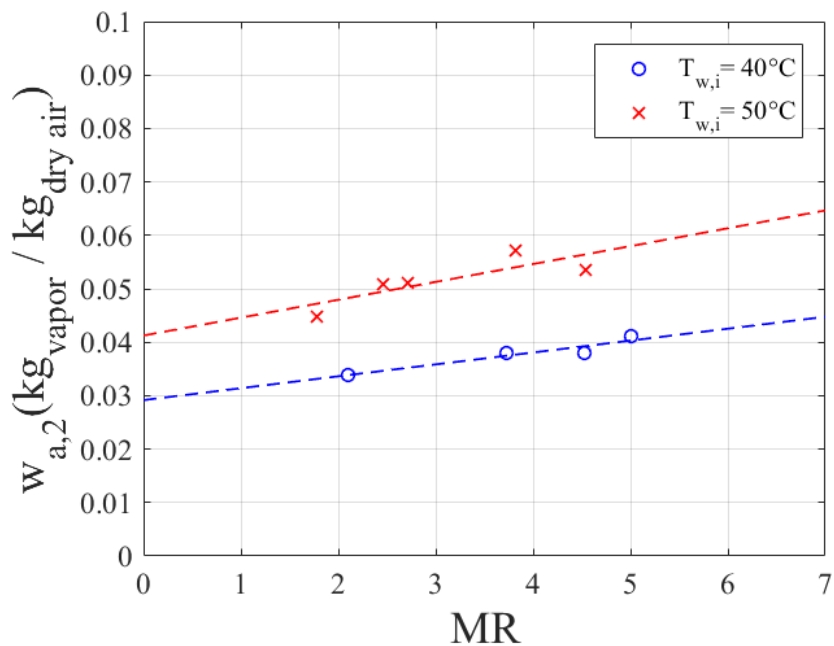


圖 2-11、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，加濕器出口空氣的絕對溼度($w_{a,2}$)隨 MR 的變化。



對於任意系統而言，當所需成本降低，卻能夠產生相同效益的話，代表此系統的表現更為優異，而在 HDH 系統中，常使用 GOR 來描述這一件事情。實驗結果如圖 2-12 所示。

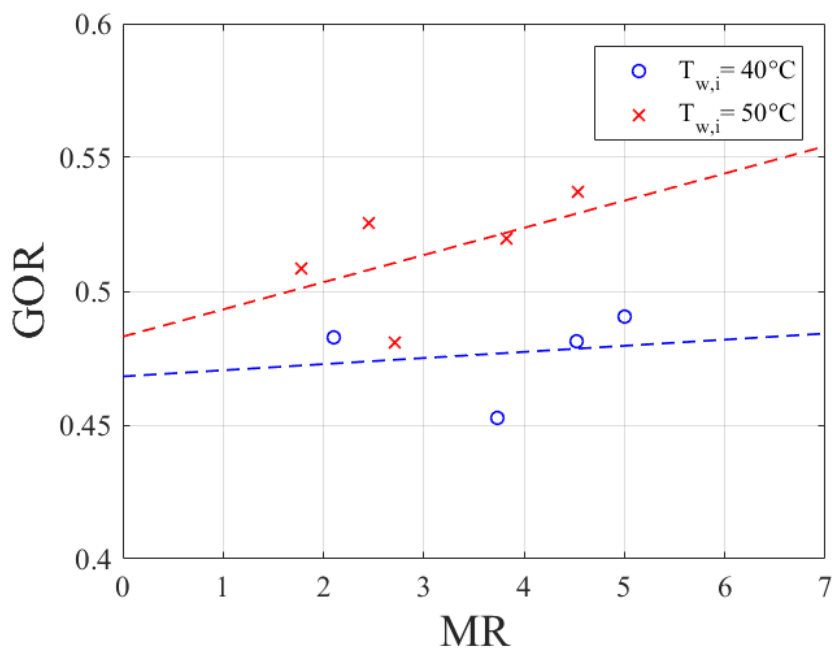


圖 2-12、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，GOR 隨 MR 的變化。

無論是 MR 的增加還是熱水溫度的增加，GOR 都呈現上升的趨勢，這樣的結果可以藉由圖 2-10 的產量增加來解釋 GOR 的增加。然而事實上，輸入熱也會增加，因此由 GOR 的定義可得：

$$GOR = \frac{m_d h_{fg}}{Q_{in}} \approx \frac{RR * m_e h_{fg}}{Q_{in}}$$

即產水量等於蒸發量乘以 RR 值。由於輸入熱為蒸發潛熱以及空氣隨溫度增加的焓變化總和，當空氣溫度越高，如圖 2-13 所示，且加濕器出口的相對濕度都呈現近



乎飽和(95%±5%)，在相對濕度近乎常數的情況下，空氣所能乘載的蒸氣量隨溫度增加而變多，故蒸發潛熱佔整個輸入熱的比值上升，如表 3 所示。且如圖 2-14 所示。當熱水流量或熱水溫度的提升，都能夠造成 RR 值上升。

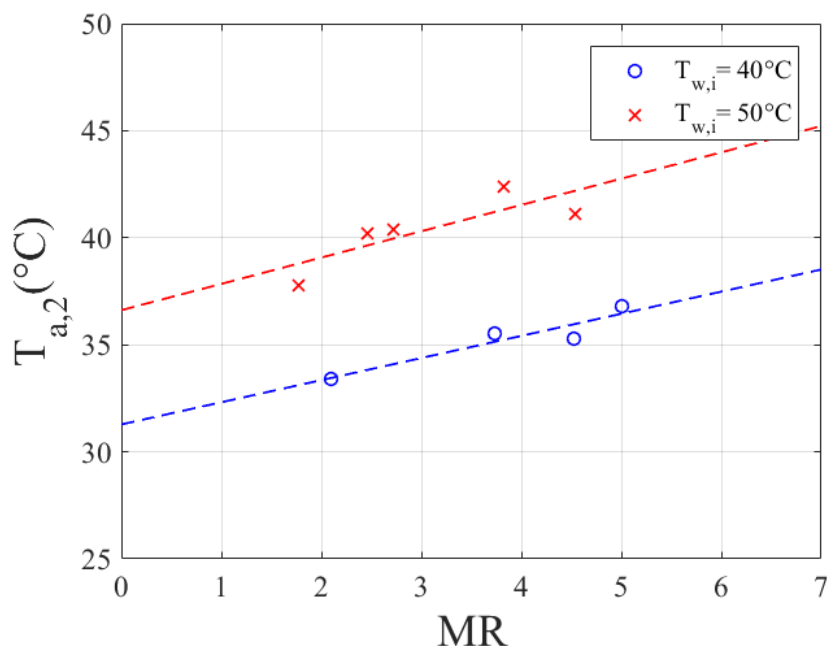


圖 2-13、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，風道(Air duct)中空氣溫度($T_{a,2}$)隨 MR 的變化。

表 3、在加濕器入口溫度($T_{a,1}$)相同、加濕器出口溫度($T_{a,2}$)不同的情況下，蒸發潛熱($m_e h_{fg}$)與輸入熱(Q_{in})的比值。

	$T_{a,1} \rightarrow T_{a,2}$	$\frac{m_e h_{fg}}{Q_{in}}$
(1)	15°C → 35°C	0.747
(2)	15°C → 45°C	0.797

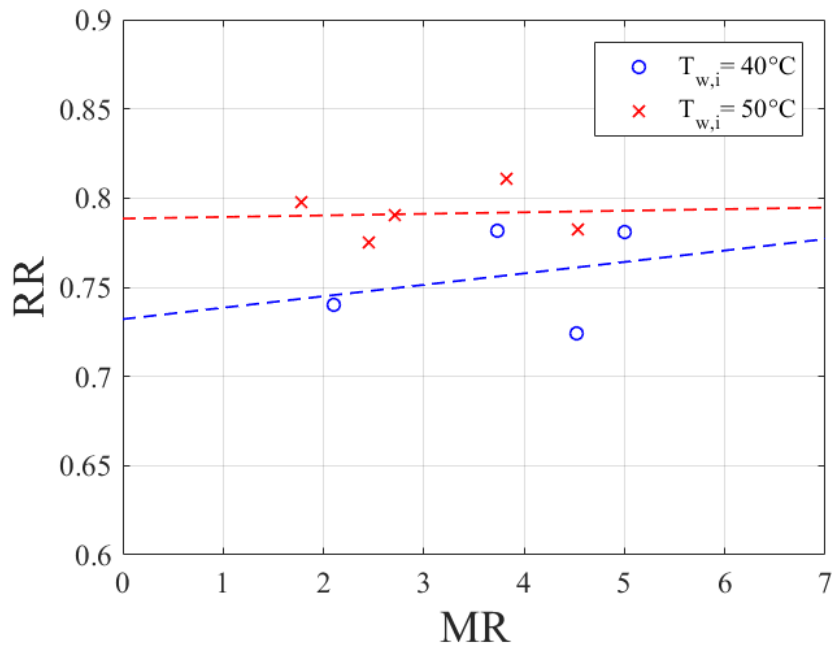


圖 2-14、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，RR 隨 MR 的變化。

因此在加濕器入口溫度($T_{a,1}$)為環境溫度且不變的條件下，倘若加濕器出口溫度越高($T_{a,2}$)，則蒸發潛熱與輸入熱的比值將會增大，且伴隨著 RR 的增加，故造成如圖 2-12 所示，熱水水量與溫度的上升都有助於 GOR 的上升。

為了更加定性描述系統表現，而個別討論加濕器與除濕器的效率，在目前的實驗範圍內，加濕器的效率為：

$$\varepsilon_h = \max \left\{ \frac{m_a(h_{a,2} - h_{a,1})}{m_a(h_{a,2,ideal} - h_{a,1})}, \frac{m_{w,i}h_{w,i} - m_{w,o}h_{w,o}}{m_{w,i}h_{w,i} - m_{w,o}h_{w,o,ideal}} \right\}$$

$$= \frac{m_a(h_{a,2} - h_{a,1})}{m_a(h_{a,2,ideal} - h_{a,1})}$$

故將以空氣的角度去探討加濕器的效率。由圖 2-15 所示，加濕器效率隨著 MR 增

加而增加，MR 增加代表熱水流量增加，將造成加濕器出口的空气濕度以及溫度將會增大，促使其效率更大。然而，在熱水溫度增加的條件下，效率卻有些微的下降，由圖 2-14 所示，在熱水溫度增加 10 度的條件下，加濕器出口空氣溫度卻只增加了約 5 度，意即 ε_h 分母的溫度上升了 10 度，但分子的溫度卻只增加了 5 度，因此當熱水溫度上升，出現了加濕器效率下降的趨勢。

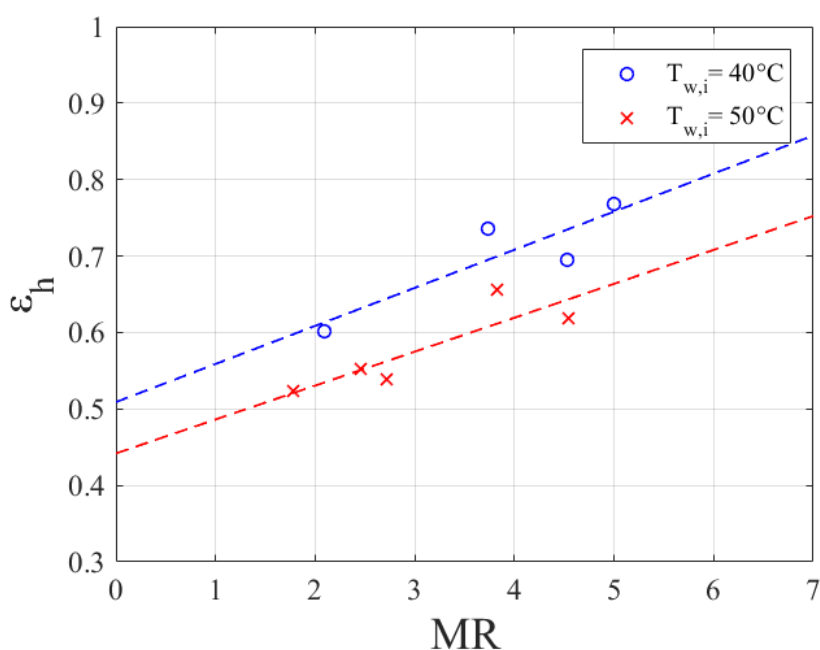


圖 2-15、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，加濕器效率(ε_h)隨 MR 的變化。

最後要探討的是除濕器效率的變化，在目前的實驗範圍內，由於冷卻空氣流量相對大上許多，故除濕器效率為：

$$\varepsilon_d = \max \left\{ \frac{m_a(h_{a,2} - h_{a,3}) - m_d h_f}{m_a(h_{a,2} - h_{a,3,ideal}) - (m_d h_f)_{ideal}}, \frac{m_c(h_{c,o} - h_{c,i})}{m_c(h_{c,o,ideal} - h_{c,i})} \right\}$$

$$= \frac{m_a(h_{a,2} - h_{a,3}) - m_d h_f}{m_a(h_{a,2} - h_{a,3,ideal}) - (m_d h_f)_{ideal}}$$



如圖 2-16 所示，可以發現到無論是熱水流量的增加還是熱水溫度的提升，均不會造成除濕器效率明顯的變化。推論是因為在目前的實驗中，冷卻空氣比空氣的質量大上許多，冷卻能力相當強，因此無論熱水溫度或熱水流量的增加，出口廢氣的溫度都能達到相當靠近環境溫度的條件，故造成除濕器效率不會隨著熱水溫度以及熱水流量的改變而變動的現象。

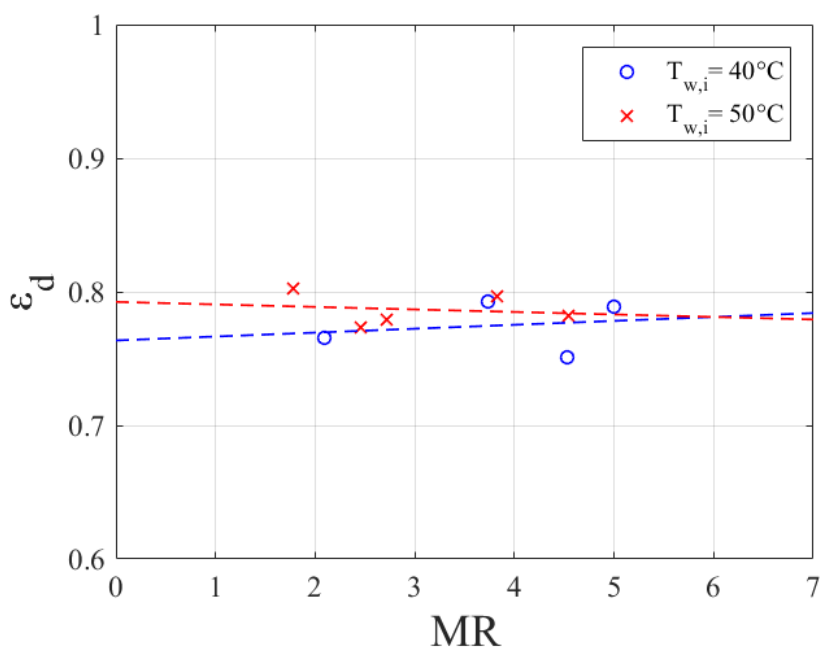


圖 2-16、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，除濕器效率(ϵ_d)隨與 MR 的變化。

2.3.2 環境溫度的影響

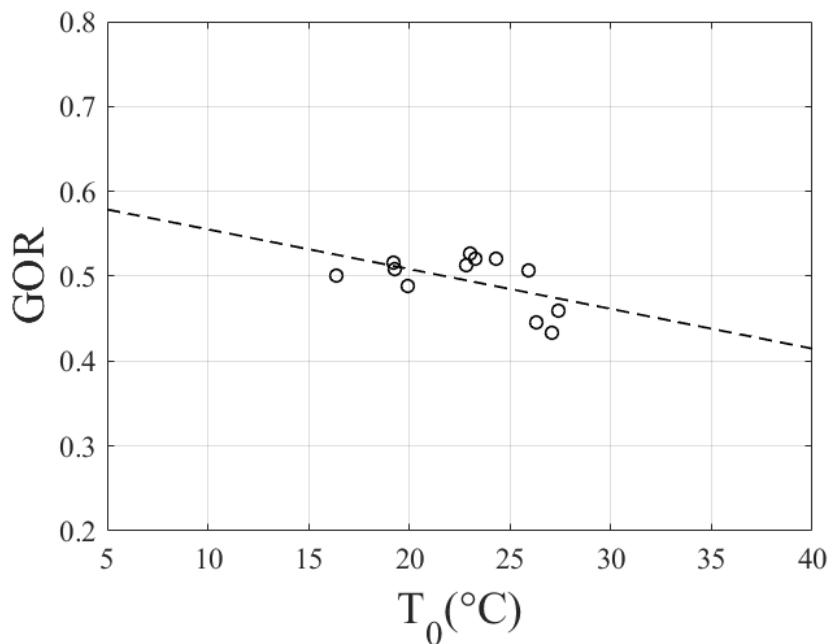


圖 2-17、GOR 隨環境溫度(T_0)的變化。

由於本研究是利用空氣冷卻的 HDH 系統，環境溫度會影響兩個方面，第一是空氣在加濕器出口的狀態，當環境溫度越高，空氣在加濕器出口的溫度與濕度也將提升。另一方面則是冷卻能力，隨著環境溫度升高，除濕器內部的溫度梯度降低，冷卻空氣的冷卻能力下降，造成熱傳速率的降低，使得產水量的下降。

GOR 隨環境溫度的變化如圖 2-17 所示，GOR 隨著環境溫度的提高而下降，由前面所述，環境溫度的增加會使得冷卻空氣的溫度上升，因此冷卻能力下降比加濕器出口空氣溫度的上升更加重要，也就是產水量下降的幅度更多。故如圖所示，GOR 隨著環境溫度增加而下降，也代表冷卻能力對於 HDH 系統而言相當重要。

由上所述，如果系統的絕熱效果與冷卻能力足夠，當熱水溫度越高以及熱水流量越大，都能夠造成更好的表現。但由於實驗配置(6 kW 的加熱能力)的限制，以及 PVT 系統的溫度極限，本研究目前只進行 50 度以下為主的實驗。

2.4 模擬 HDH-PVT 複合系統的實驗結果與討論



由於此 HDH 系統未來將與光伏廢熱收集 (PVT) 系統所產生的熱水進行整合操作以及實驗，而 PVT 所產生的熱水主要來自於降溫太陽能板所產生的廢熱，輸入熱可近似為零，故只需要探討的是除了輸入熱之外，其餘電子元件的功率。因此，在這一節我們將進行的是電子元件的最佳化調整，意即降低電子元件功率，並透過 COP 討論此 HDH 系統的表現。

另一方面，由於冷卻空氣與空氣都直接來源於環境，環境溫度將會直接影響整個 HDH 的表現，故在此節也將探討環境溫度對於 HDH-PVT 複合系統的影響，同樣以 COP 去進行討論。

在直接性降低各風扇與水泵的功率之後，如圖 2-7(a)到(b)，由於水泵已經選用相當低功率的直流馬達，僅僅 20W，且更動將使其水量大幅改變，但擋風板的添加，促使送風機功率的改變並沒有影響太多的空氣流量。因此主要討論的是再降低風扇與送風機功率來進行最佳化過程。圖 2-18 所示為分別調整風扇與送風機來探討最佳化的過程。第一固定送風機功率，如圖 2-1 的 Blower；而除濕器的風扇功率調高，如圖 2-1 的 Fan。由圖 2-18 所示，隨著風扇的功率增大，COP 大幅度的上升，主要由於 HDH 系統的產量極度受到冷卻空氣的能力影響，倘若冷卻能力過低，會造成產量大幅度的縮減，使 COP 大幅下降。另一方面則是風扇功率的固定，調整送風機的功率，由結果所示，隨著送風機的功率上升，COP 卻下降了。主要是源自於送風機的功率變化，在有擋風板的情況下，風量幾乎不變，蒸氣承載量不變，因此在產量不變，而輸入功的增加的情況下，造成了 COP 的下降。

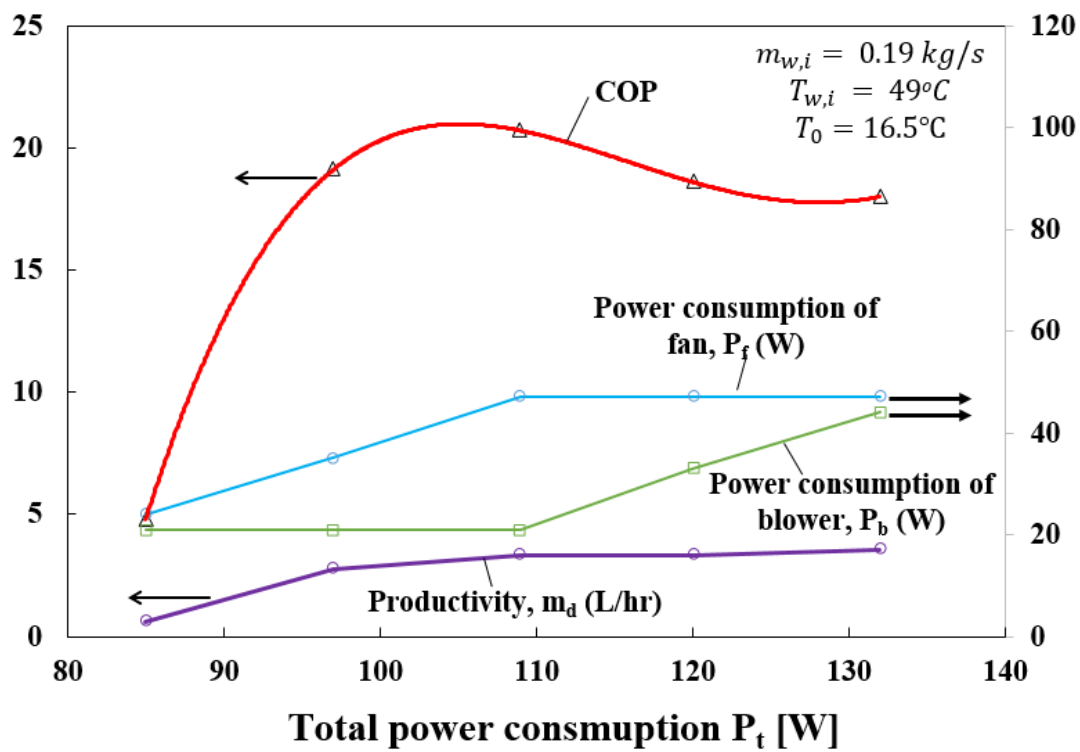


圖 2-18、固定空氣流量、熱水流量與溫度，調整風扇(Fan)與送風機(Blower)的功率，以找尋最佳 COP 值。其中熱水溫度($T_{w,i}$)為 49°C 、環境溫度(T_0)為 16.5°C 、熱水流量($m_{w,i}$)為 0.19kg/s 。

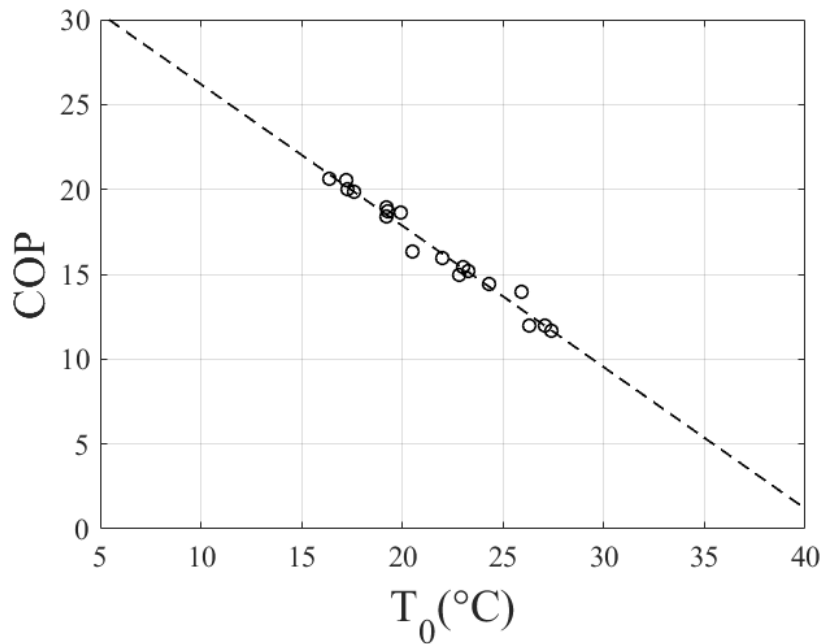
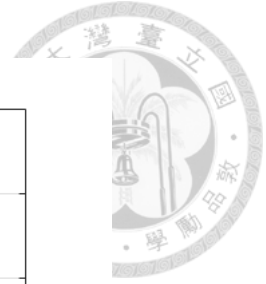


圖 2-19、COP 隨環境溫度(T_0)的變化。

圖 2-19 所顯示的則是 COP 隨著環境溫度的變化。當環境溫度升高，COP 呈現下降的趨勢。如同 2.3.2 節所提到的，冷卻能力會隨著環境溫度升高而下降，促使產量下滑，故 COP 呈現下降的趨勢。

因此，未來若將此 HDH 系統配合 PVT 去進行海水淡化，將傾向於在較低溫的環境中進行，如冬天或晚上，使產量和 COP 同時提升。



2.5 與水冷系統的論文進行比較

在這一節，選取論文[6]同樣為封閉水循環且開放空氣循環的 HDH 系統進行比較，如表 4 所示。該論文的加濕器為鋁製且相似於水簾片的結構，除濕器則為銅管加上散熱片的水冷結構。

表 4、與水冷系統的論文進行比較

	MR	熱水溫度 (°C)	GOR	冷卻溫度 (°C)
(1) 參考文獻	3	~50	~0.4	28.5
(2) 實驗結果	3	50	0.51	~15.4

在 MR 以及熱水溫度相同的情況下，該篇論文所得到的 GOR 約略為 0.4，而本研究的結果則是 0.51，但由於兩者之間的冷卻溫度並不相同，故需要藉由 2.3.2 節，環境溫度對 GOR 的結果進行微調，如圖 2-17 所示，當環境溫度從 15.4 °C 到 28.5 °C，GOR 下降了約 0.06，故在 MR、熱水溫度以及冷卻流體溫度相同的情況下，本實驗的結果約為 0.45。因此，代表了本研究的空氣冷卻系統可以與傳統水冷系統進行比較，甚至更加優化。此結果主要源自於 PC 中空版的優良堆疊結構，以及擋風板的添加，致使此系統表現優異。

2.6 小結



1. 當熱水溫度與熱水流量越高時，產量以及 GOR 都顯示 HDH 系統表現更加優異。
2. 對 HDH 或 HDH-PVT 系統而言，冷卻能力非常重要，因此環境溫度越低越好。且後者顯示電子元件的功率最佳化能減少不必要的浪費，並且獲得更高的 COP。
3. 利用空氣冷卻的 HDH 系統是能夠與傳統的水冷進行比較，甚至更加優化，只要能夠在單位體積中得到良好的表面積，以及擋風板的添加。



Chapter 3 利用空氣冷卻的 HDH 系統的模擬

在前一章所討論的是利用空氣冷卻的 HDH-CWOA(Closed-water, open-air)系統的實驗。由於實驗中有些參數難以變動，因此我們藉由模擬的方式，通過設定這些變數的變化而了解該參數對系統的影響，期望能夠提高實驗性能。

計算模擬的另一動機是減少能源的浪費。前一章的實驗配置為一個空氣開放循環(CWOA)，即空氣在經過 HDH 的過程後被直接排放至大氣。被排出的空氣相對於環境空氣具有較高的溫度與飽和濕度，從而造成了一部分能源的浪費。因此，為了消去此一部分的浪費，將整個系統最佳化，而在此章將額外進行空氣封閉循環的 HDH 系統，即 CWCA(Closed-water, closed-air)系統的模擬，期望系統可以達到更好的表現。

在這一章，將使用 MATLAB 進行模擬，透過質量與能量的守恆，配合實驗數據和，進行各項變數的討論。另一方面也將透過固定兩效率的情況進行模擬，主要與前一章比較起來，特別的在於討論冷卻風量變化的情況，以及比較 CWOA 以及 CWCA 的差異。

在進行模擬之前，為了能夠有效以及方便的進行模擬，必須先決定整個系統所需之假設。在此 HDH 系統的假設如下：

1. 穩流系統-系統狀態不隨時間改變。
2. 均勻流-單通道的狀態不隨位置改變。
3. 加濕器出口與除濕器出口的相對濕度為 99.9%。
4. 產出純水的溫度為除濕器入口與出口溫度的平均值。
5. 忽略熱損失。
6. 忽略動位能變化。
7. 忽略所需使用的水泵以及風扇功。

在決定各項假設之後，再來需要決定的是此系統所使用的統御方程式。





3.1 統御方程式

在此研究中，主要是透過熱力學的質量守恆與能量守恆來完成，整節各系統變數的意義均與第二章相同，可參考 2.2 節以及表 1。考量一個利用空氣冷卻的 HDH-CWOA 系統，如圖 3-01 所示。

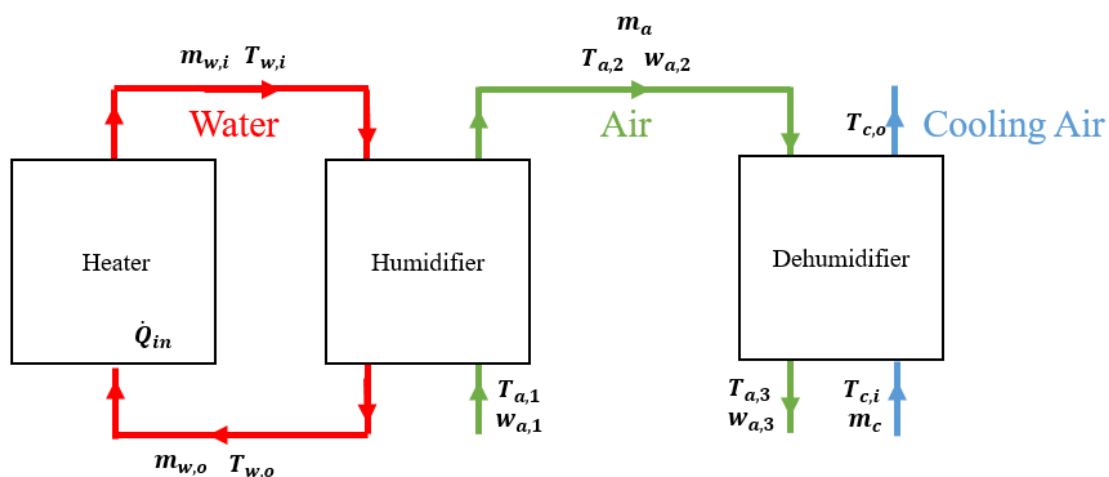


圖 3-01、CWOA 系統示意圖。

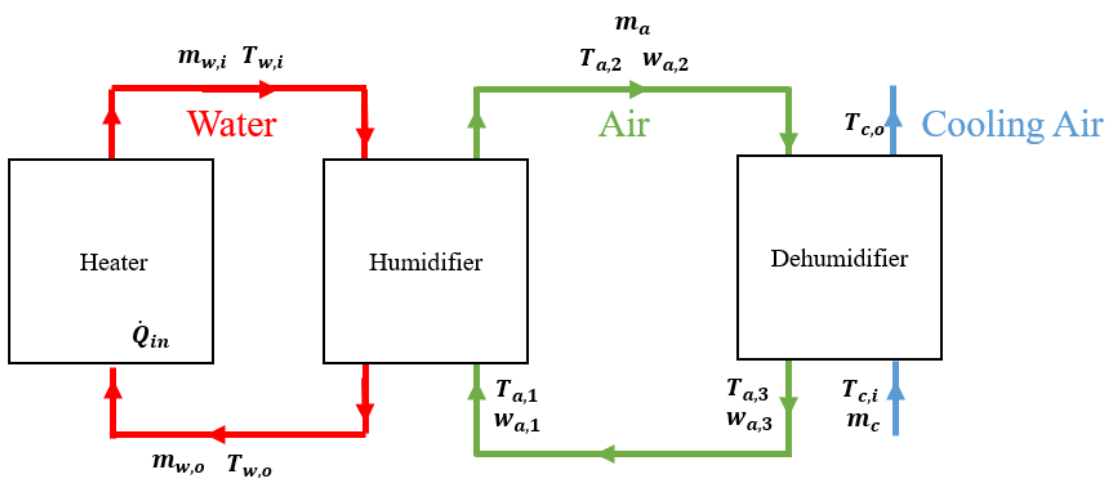


圖 3-02、CWCA 系統示意圖



由熱力學的質量守恆以及能量守恆可得加濕器的統御方程式為：

$$m_e = m_a(w_2 - w_1) \quad (3.1)$$

$$m_{w,o} = m_{w,i} - m_e \quad (3.2)$$

$$m_a(h_{a,2} - h_{a,1}) = m_{w,i}h_{w,i} - m_{w,o}h_{w,o} \quad (3.3)$$

其中前兩式為質量守恆，蒸氣量等於加濕器入出口絕對溼度差乘以空氣流量，水在加濕器出口質量流率等於入口質量流率減去所產生的蒸氣量；第三式則為能量守恆，其中空氣焓為蒸氣與乾空氣的和。

同理在除濕器中，由質量守恆以及能量守恆可得：

$$m_d = m_a(w_2 - w_3) \quad (3.4)$$

$$m_a(h_{a,2} - h_{a,3}) - m_d h_{f,d} = m_c(h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (3.5)$$

其中第一式為質量守恆，產水量等於除濕器入出口的絕對溼度差乘以空氣流量；第二式為能量守恆， $h_{f,d}$ 為產水的飽和液態焓，並非潛熱。

在加熱器(Heater)中，由能量守恆可得：

$$Q_{in} = m_{w,i}h_{w,i} - (m_{w,o}h_{w,o} + m_e h_{f,0}) \quad (3.6)$$

其中 m_e 為蒸發量，為系統所需補給水量； $h_{f,0}$ 為大氣環境的飽和液態焓。

由於方程式不足以解所有變數，故在此需要利用效率的定義來滿足不足夠的方程式，兩效率的定義跟實驗章節的一樣，如下所示：

$$\varepsilon_h = \max \left\{ \frac{m_a(h_{a,2} - h_{a,1})}{m_a(h_{a,2,ideal} - h_{a,1})}, \frac{m_{w,i}h_{w,i} - m_{w,o}h_{w,o}}{m_{w,i}h_{w,i} - m_{w,o}h_{w,o,ideal}} \right\} \quad (3.7)$$

$$\varepsilon_d = \max \left\{ \frac{m_a(h_{a,2} - h_{a,3}) - m_d h_{f,d}}{m_a(h_{a,2} - h_{a,3,ideal}) - (m_d h_{f,d})_{ideal}}, \frac{m_c(h_{c,o} - h_{c,i})}{m_c(h_{c,o,ideal} - h_{c,i})} \right\} \quad (3.8)$$

空氣封閉循環 CWCA 系統的統御方程式跟 CWOA 一致，唯一差異是將出口廢氣狀態等於加濕器入口空氣狀態來進行迴圈校正，如下所示：

$$T_{a,1} = T_{a,3} \quad (3.9)$$

$$W_{a,1} = W_{a,3} \quad (3.10)$$

透過計算軟體的迴圈，循環多次後達到穩態狀態，此狀態即為系統表現，在此設定循環次數為 100 次，實際上經過多次測試，100 次以內即可穩定，詳細 CWCA 示意圖如圖 3-02 所示。

此研究所使用的計算模擬工具為 MATLAB，是先將所有統御方程式編碼，配合熱力學性質表，採用上下逼近的方式來進行，舉例來說，每一流場高溫流由最高溫向下逼近、低溫流則由最低溫向上逼近，以加濕器來說，加濕器出口空氣溫度初始設定為熱水入口溫度，出口熱水溫度初始設定為入口空氣溫度，即：

$$T_{a,2} = T_{w,i} \quad (3.11)$$

$$T_{w,o} = T_{a,1} \quad (3.12)$$

之後透過多次迴圈的溫度的校正，向另一流體逼近，每一次溫度的逼近設定在 10^{-3} ，直到滿足能量守恆：



$$m_a(h_{a,2} - h_{a,1}) = m_{w,i}h_{w,i} - m_{w,o}h_{w,o} - \text{Error} \quad (3.13)$$

上式的誤差(Error)同樣設定在 10^{-3} ，經過測試，誤差設定在 10^{-4} 和 10^{-3} 並無明顯差異，除濕器同理可得：

$$m_c(h_{c,o} - h_{c,i}) = m_a(h_{a,2} - h_{a,3}) - m_d h_f - \text{Error} \quad (3.14)$$

後續將探討為配合實驗結果所進行 CWOA 的模擬，也就是使用在 2.3 節所得到的兩效率關係式，其中加濕器效率為線性關係、除濕器效率假設為常數，去進行模擬。另外，也將探討為固定兩效率進行 CWOA 和 CWCA 的模擬，並且討論結果與比較兩者間的差異，與前一章額外的差異是在此章也會討論改變冷卻風量所造成的影響。



3.2 運用實驗參數的 CWOA 模擬結果與討論

這一節將使用 2.3.1 的實驗結果為參考，使用參數如表 5 所示，其中加濕器效率為圖 2-15 的虛線關係式；由於除濕器效率近乎常數，故假設為 0.8，空氣風量與冷卻空氣風量也同樣參考 2.3.1 的實驗數據。

表 5、CWOA 模擬的初始條件，在此節各參數來自第二章實驗的數據。

名稱	數量	單位
環境溫度	15	°C
環境濕度	80	%
空氣流量	0.04	kg/s
冷卻空氣流量	0.4	kg/s
加濕器效率	$\epsilon_h = 0.88 * (MR - 3.84) + 0.70$ (40°C) $\epsilon_h = 0.87 * (MR - 3.06) + 0.58$ (50°C)	
除濕器效率	0.8	

由圖 3-03 可得產量隨著熱水流量增加而增加，如同實驗章節提到的，熱水水量增加，造成熱水與空氣的接觸面積的增加，致使熱水蒸發量上升，加濕器出口的空氣濕度與溫度提高，使得產水量上升；而熱水溫度的增加也能促使產量上升，源自於蒸發速率的增大，造成產水量的增加。另一方面，折點的發生源自於效率的變換，由於效率本身是取最大值，當兩流體的質量比到達特定值時，將會使得效率的計算改變，而發生折點。

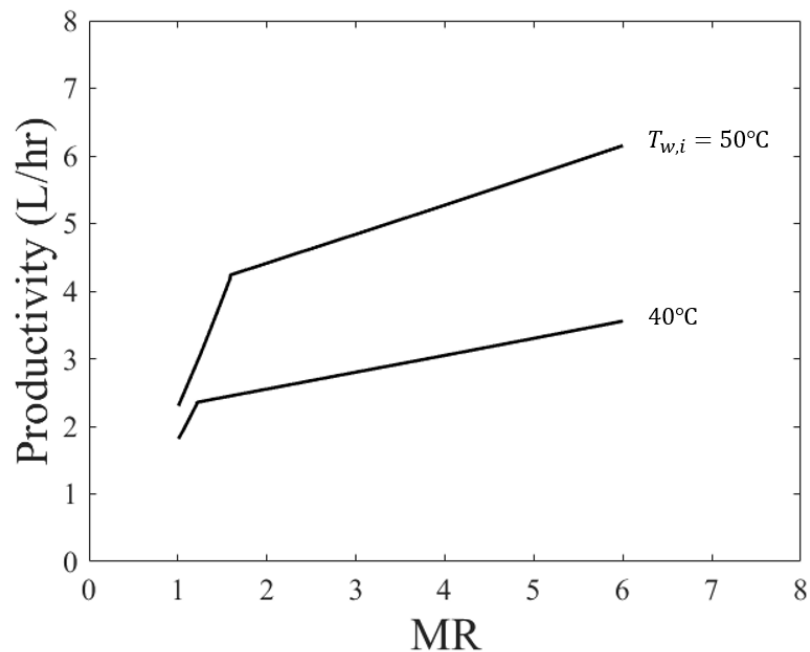


圖 3-03、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，CWOA 的產量隨 MR 的變化，其餘參數如表 5 所示。

再來探討 GOR 隨著熱水流量和熱水溫度的變化，如圖 3-04 所示，GOR 隨著熱水流量增加而增加，同時也隨著熱水溫度上升而增加，主要源自於產量的增加，或者是來自於加濕器出口溫度的提升，如同實驗章節所探討的，隨著加濕器出口空氣溫度的上升，蒸發潛熱所占的比例將會增大，造成 GOR 上升。值得一提的是實驗點的 GOR 值較低，主要源自即使添加了絕熱層，系統仍然會存在部分的熱散失，造成輸入熱上升，GOR 下降。另一方面我們必須瞭解一下 RR 值的變化量，由圖 3-05 所示，RR 隨著 MR 值的增加而增加，也隨著熱水溫度的增加而增加，由於空氣隨著溫度增加所能乘載的水氣變多，因此在足夠強的冷卻能力下，使得產水量與蒸發量能夠呈現些微的上升，促使 RR 值上升。

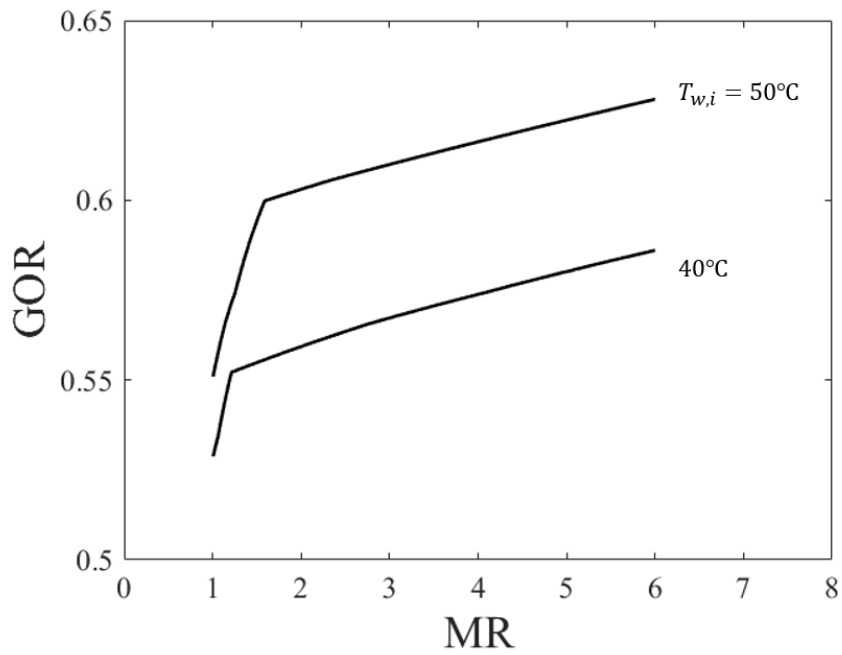


圖 3-04、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 5 所示。

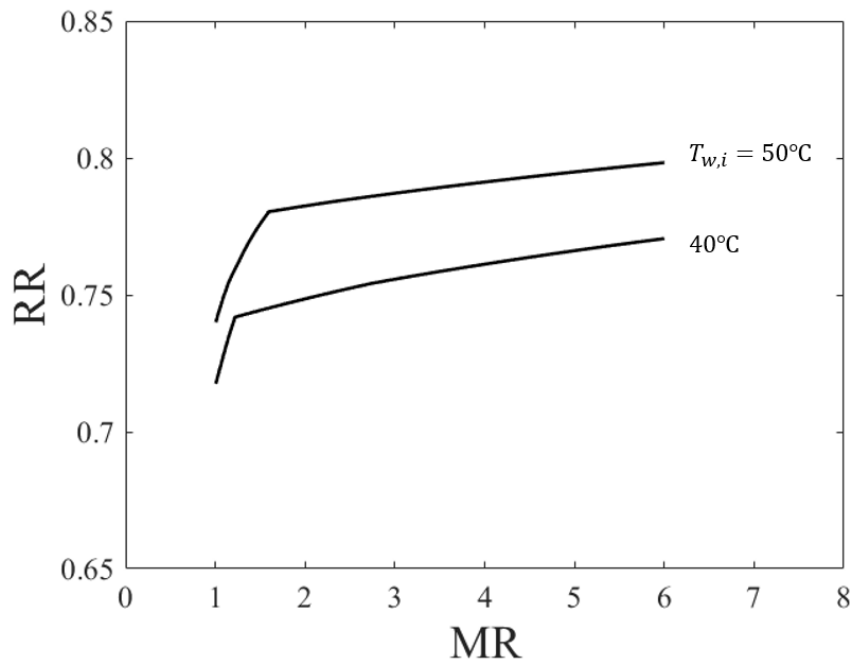



圖 3-05、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，CWOA 的 RR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 5 所示。



由上可得計算模擬的結果；在實驗誤差的範圍內，間接驗證了實驗結果的正確性和可靠性。另一方面冷卻能力的足夠，是這項設計能夠呈現足夠良好 GOR 的必要條件。在添加擋風板之前，所做實驗的 GOR 值約略在 0.25 左右，而擋風板的添加導致了空氣的流量下降，空氣在冷凝器內的停留時間增長，提升了冷卻效果，才能夠造成產量的大幅提升與 GOR 上升的情況。冷卻風量的變化可能會造成除濕器效率的些微變化，經由測試，在兩個不同冷卻風扇下所進行的實驗，產生的除濕器效率僅以平移表現，如圖 2-16 的熱水溫度 50 度與 4-12 的 CWOA 所呈現。雖然兩圖之間存在環境溫度的差異(冬季與夏季的實驗)，但分別都是以固定環境溫度所呈現，因此推斷在冷卻風扇的更改下，均不會造成除濕器效率隨著熱水流量的改變而有明顯變化；另外當環境溫度降低，冷卻能力將會上升，促使空氣在除濕器出口的溫度降低，使得除濕器效率上升，故推斷圖 4-12 所呈現的效率將會些微上升，與圖 2-16 相近。

故下一節將透過固定加濕器效率與除濕器效率討論冷卻空氣的影響；同時也會進行其它參數的討論，驗證實驗的結果，並另外進行系統的優化，比較空氣封閉循環與空氣開放循環的模擬結果。



3.3 固定效率的 CWOA 與 CWCA 模擬結果與討論

3.3.1 CWOA 的模擬結果與討論

這一節要探討 CWOA 固定兩效率之後的模擬結果，初始條件如表 6 所示。下面將分別針對熱水溫度、熱水流量、兩效率、冷卻能力和環境溫度的影響去做討論。

表 6、在固定效率下，CWOA 與 CWCA 模擬的初始條件。

名稱	數量	單位
環境溫度	15	°C
環境濕度	80	%
熱水溫度	50	°C
空氣流量	0.02	kg/s
冷卻空氣流量	0.4	kg/s
加濕器效率	0.8	
除濕器效率	0.8	

首先討論的是 CWOA 的模擬結果，由圖 3-06 可得，即便是在加濕器效率固定的條件下，GOR 仍然會隨著熱水流量以及熱水溫度的上升而增加，此現象如同實驗章節所解釋的一樣，源自於空氣溫度的上升促使蒸發潛熱($m_e h_{fg}$)與輸入熱的比值上升，進而導致 GOR 上升。

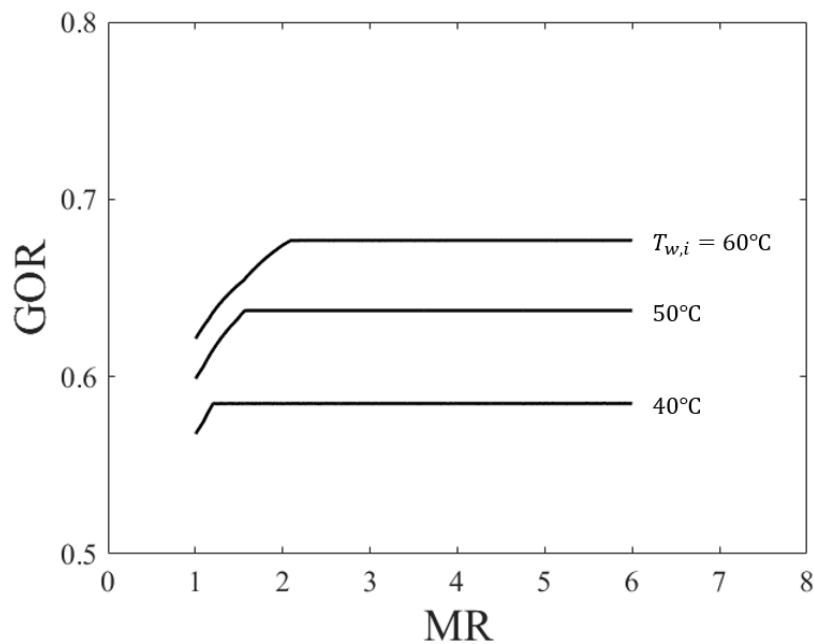


圖 3-06、在不同熱水溫度($T_{w,i}$)下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

圖 3-07 呈現在不同加濕器效率下，GOR 的變化，在實驗上此效率主要是透過更改加濕器結構與材料或者大幅度的更動兩流體質量比而去改變。由圖 3-07 可得，加濕器的效率提升，能夠造成 GOR 上升。當加濕器效率越高，加濕器出口空氣狀態越接近熱水入口溫度且飽和，也就是加濕器出口空氣帶有的水氣以及溫度越高，進而導致產出的水量增大；或者說蒸發潛熱($m_e h_{fg}$)所占整體的比例上升，使 GOR 上升。

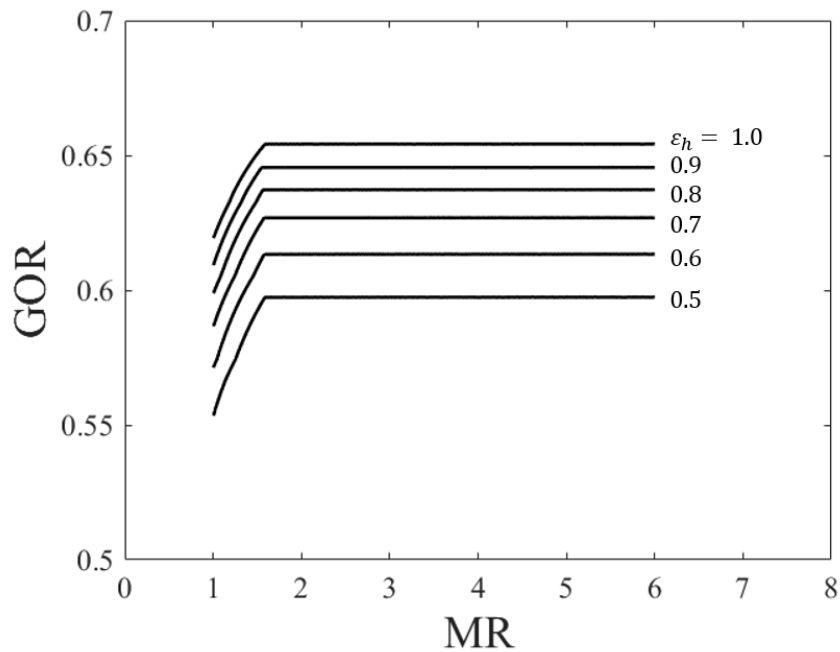
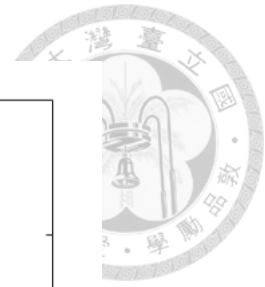


圖 3-07、在不同加濕器效率(ϵ_h)下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

另一方面可由圖 3-08 得到除濕器效率對 GOR 的影響，在實驗上同樣是透過更改除濕器結構與材料或大幅度更動兩流體質量比而去改變。由圖 3-8 的結果顯示，當除濕器的效率提升，GOR 上升。源自於除濕器效率上升時，高溫濕空氣所被降溫的比例增多，相對而言代表著冷卻能力上升。因此在同樣的輸入下，能夠產生更多的純水，使得 GOR 上升。

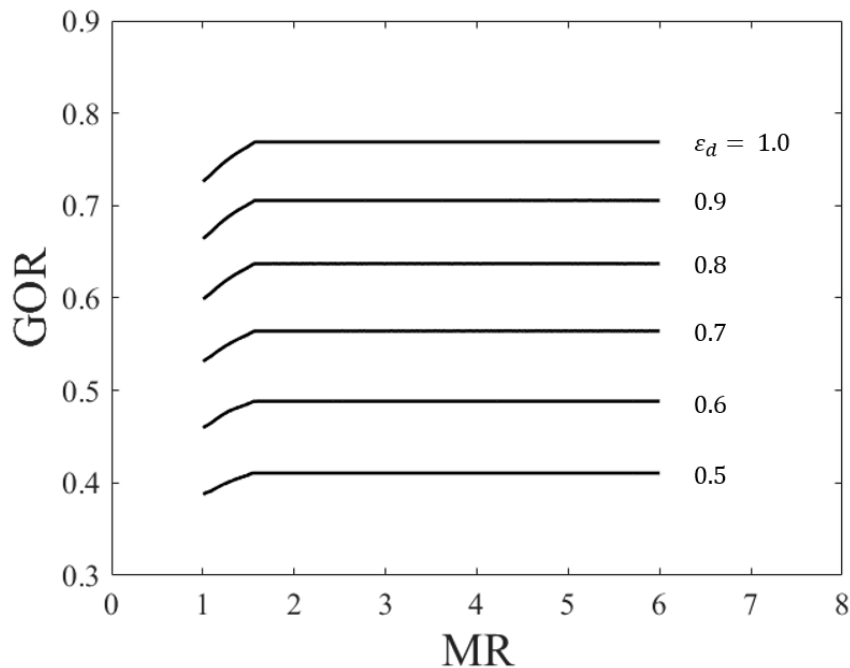
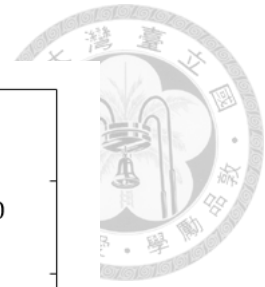



圖 3-08、在不同除濕器效率(ϵ_d)下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

透過觀察圖 3-07 和圖 3-08 可以發現，同樣效率從 0.5 到 1.0，但除濕器效率所造成 GOR 的增幅卻相對明顯許多。對於一個 HDH 系統而言，產水量為最大需求，若蒸發能力相當強，但冷卻能力不夠，將會造成相當大的浪費。即便 HDH 系統的特色是透過單位體積內具有大面積的材料去產生大量蒸氣，致使 HDH 系統能夠在單位時間內產生更多蒸氣，而不同於一般的蒸餾過程，但要能把所產生的蒸氣都凝結下來，裁示是一個更為重要的事情。簡單來說，對於利用空氣冷卻的 HDH 系統而言，代表除濕器效率的冷卻能力比起代表加濕器效率的蒸發能力還要來的重要。為了達到這個目的，在實驗上大部分的學者都是採用銅管加上鰭片結構，配合冷水來進行冷卻，以達到極度優良的冷卻表現。然而，這樣的選擇會使得成本提升以及鏽蝕問題的發生；反觀我們所使用的是 PC 中空版配合冷空氣來進行冷卻，在無上述問題的情況下，也產生了相當良好的成果，主要是透過擋風板的增加。

在實驗的過程中，由於我們的設計在 PC 中空板之間添加了壓克力間隔板以產



生分隔空間，故除濕器的產水蒐集區大致可分為前後兩段。在一開始的設計中，發現除濕器出口所排放的空氣含有大量水滴，因此為了增加產水量，而在除濕器的尾段添加了數層擋風板，原先期望是能夠讓高溫濕空氣，因正向撞擊而留下小水滴。然而，觀察之後卻發現到，整個除濕器的前段的產水量也增加了。雖然後半段的產水量相較於前半段，較大比例的提升產水量，但是明明是在後方增加的擋風板，前半段的產水量卻也增加許多，超出原先預期的結果。考量擋風板的設置，會造成風阻的增加，使得整個空氣的風速下降、風量降低，故認為可能是這項原因造成了產水量大幅的提升，使得 GOR 大幅的上升。

為了探討這個問題，在模擬上透過改動冷卻風量來進行研究。為了方便討論，在此定義一個新的參數：

$$MR_C = \frac{m_{ca}}{m_a}$$

當 MR_C 增加，代表冷卻空氣的質量(m_{ca})與載體空氣的質量(m_a)相比的比例增加，意即冷卻能力的上升。由圖 3-09 可得，當 MR_C 增加，表示冷卻空氣的質量增加，GOR 上升的相當快速，直到 MR_C 約為 6 以後不再變化。在先前的效率討論中，我們可以明白，對這 HDH 系統而言，除濕器的效率相當重要，也就代表冷卻能力極度重要，倘若沒有足夠的冷卻能力將所產生的高溫濕空氣凝結，將會造成大量的浪費，使得 GOR 大幅下降。因此實驗在設置擋風板之後，空氣的流量下降，促使冷卻能力相對的提升，進而能夠產生更多的純水，致使 GOR 上升約兩倍。在 2.3.1 節呈現的實驗數據中， MR_C 約為 10 左右，故與水冷系統比較，依舊能夠產生不錯的結果^[6]。值得一提的是在 2.4 節的結果中，當冷卻風扇的功率下降到最低的情況時，GOR 僅僅約 0.06。因此，擋風板的增加，使得我們的系統表現良好，不只在於可以攔截空氣中的水滴，也是由於風阻增加，載體空氣的質量下降，進而使得冷卻能力相對提高。另一方面，觀察圖型可得，在 $MR_C = 5$ 之前與 $MR_C = 6$ 有著相當不



同的趨勢，此源自於在 $MR_c = 6$ 之前，冷卻能力還不足夠，致使輸入更多的熱水也無法產下相對更多的純水，因此當熱水流量上升時，GOR 出現下降的趨勢。

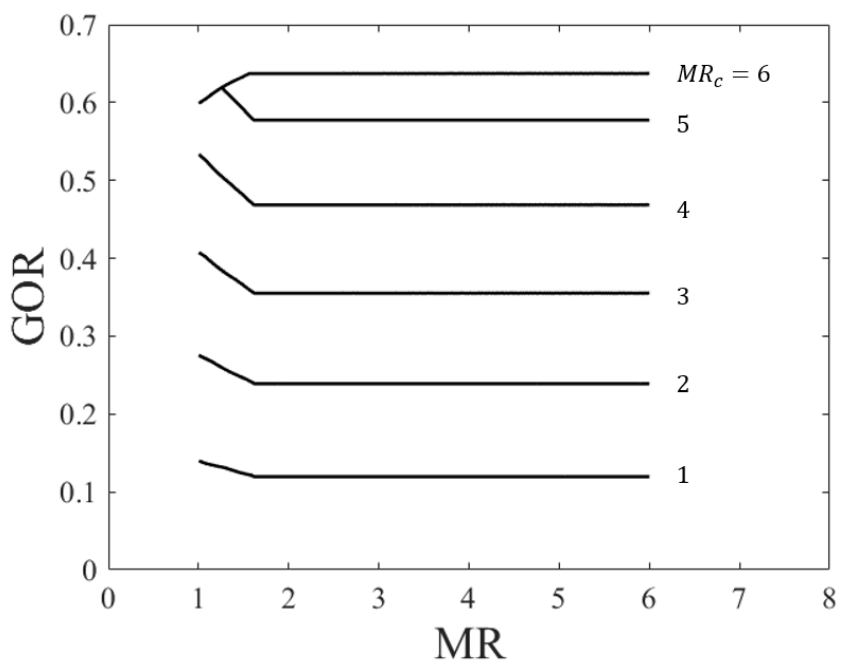


圖 3-09、在不同 MR_c 下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。



最後要討論環境溫度對此系統的影響，如同前一章所提到的，環境溫度將對系統造成兩種效應，第一是環境溫度越高會造成加濕器出口空氣溫度與濕度越高，第二則是環境溫度越高會造成冷卻能力的下降。由圖 3-10 所示，環境溫度越低會使得 GOR 越高，此走勢與前面的實驗章節匹配，故對 HDH 系統而言，冷卻能力的足夠，才能夠使得系統表現優異，也就是冷卻能力比起蒸發能力更為重要。

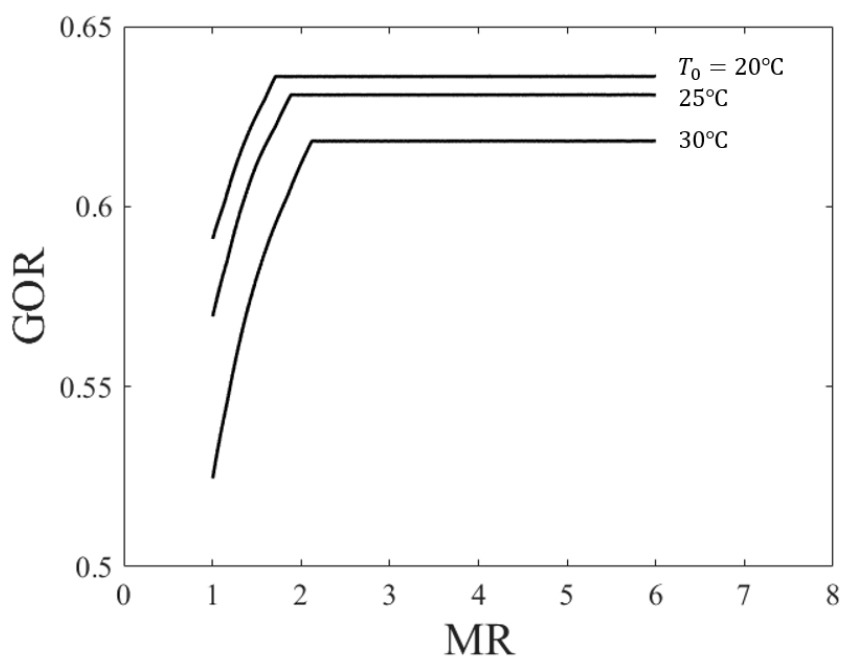


圖 3-10、在不同環境溫度(T_0)下，CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。



3.3.2 CWCA 的模擬結果與討論

在這一節要探討的是 CWCA 的模擬結果，CWCA 系統主要與 CWOA 系統的差異在於用來乘載蒸氣的空氣為封閉循環，因此形成無廢氣排放，浪費能量的問題。所使用的初始條件與前一節相同，如表 6 所示，以方便下一節的討論，即比較 CWCA 與 CWOA 的模擬結果。

圖 3-11 所示為熱水流量與熱水溫度的影響，GOR 會隨著熱水流量以及熱水溫度的增加而增加，此走勢相同於 CWOA 的結果，源自於蒸發潛熱($m_e h_{fg}$)在加濕器出口溫度較高的情況下，與輸入熱的比值增加。

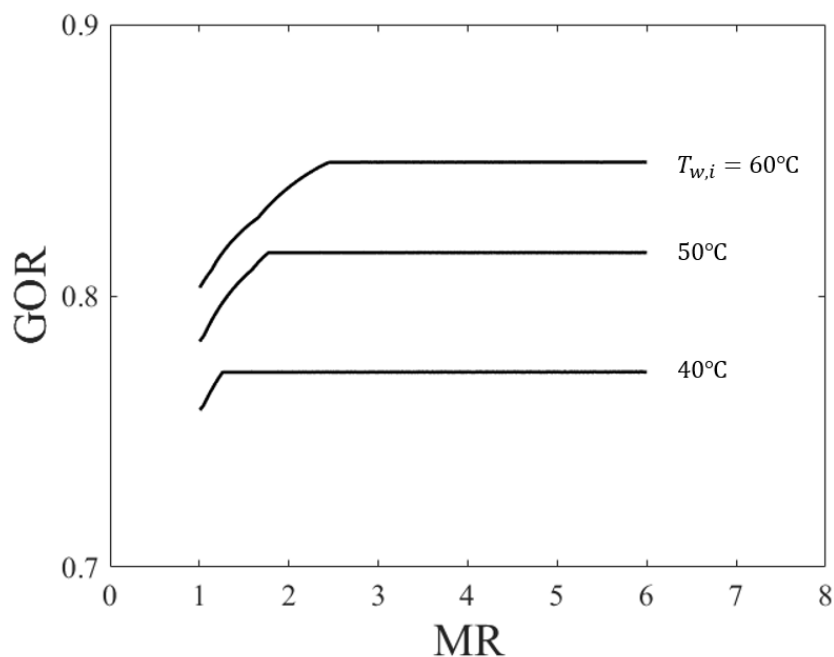


圖 3-11、在不同的熱水溫度($T_{w,i}$)下，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。



圖 3-12 所示為加濕器效率對 GOR 的影響，隨著加濕器效率的上升，GOR 上升，即效率上升，使 HDH 表現更加優異，如同前面 CWOA 所呈現的結果。當加濕器效率越高隨即代表著熱水能夠在加濕器中給予空氣更多的質量與能量，隨即加濕器出口空氣的溫度與濕度較高，致使 GOR 上升。

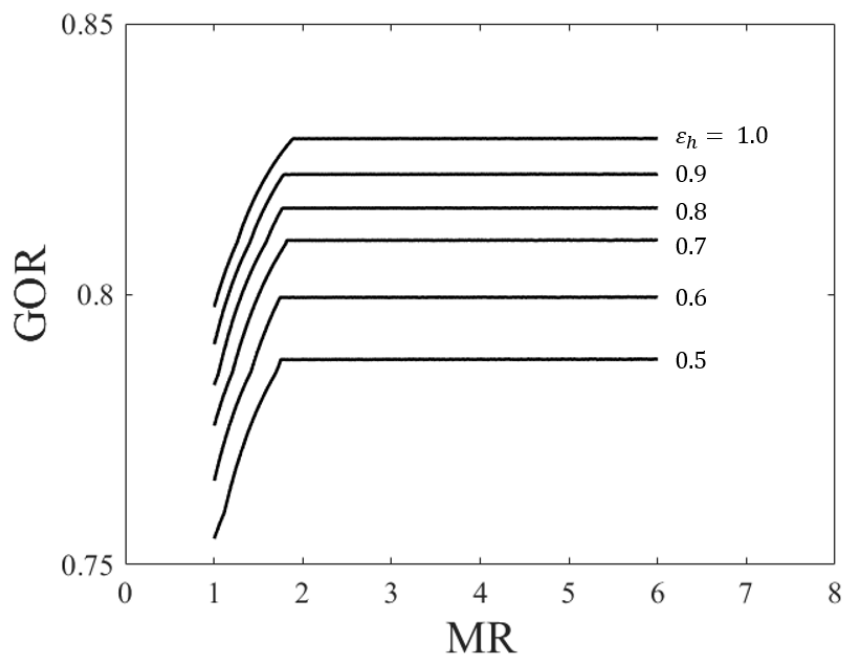


圖 3-12、在不同的加濕器效率(ϵ_h)下，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

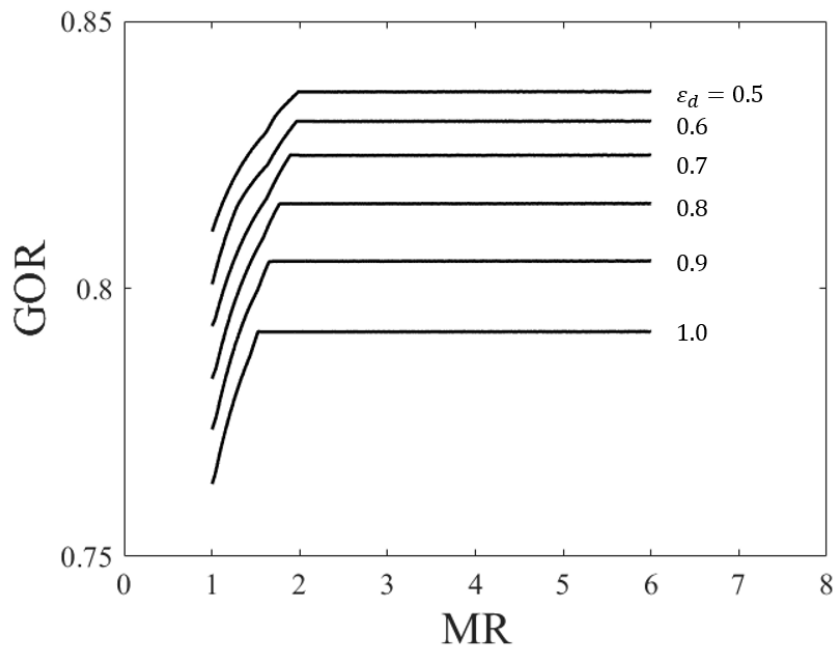


圖 3-13、在不同的除濕器效率(ϵ_d)，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

然而，除濕器效率卻並非如同 CWOA 系統顯示的結果一樣，從圖 3-13 可得，當除濕器效率上升，GOR 卻下降了。這一部分可透過 GOR 的定義來解釋，由於在 CWCA 中，GOR 可表示為：

$$GOR = \frac{m_d h_{fg}}{Q_{in}} \approx \frac{RR * m_e h_{fg}}{Q_{in}} = \frac{m_e h_{fg}}{Q_{in}}$$

上式主要與實驗章節推導的相似，不同的點在於 CWCA 是空氣封閉循環，故理論上 RR 等於 1。由於除濕器效率越高，加濕器兩端溫度差越大，蒸發潛熱所占比值越低，如表 7 所示分別為效率 0.5 與 1.0 的結果，由表 7 所示，在加濕器出口溫度近乎相同的條件下，當除濕器效率較高，加濕器入口溫度將會越低，由於蒸發量會隨著空氣溫度的上升而上升，故在空氣較低溫的時候，會使得蒸發潛熱與輸入熱的比值降低，因此造成 GOR 下降，而產生較差的結果。然而，對於一個 HDH 系統



而言，產量也至關重要。如圖 3-14 所示，當除濕器效率從 1 下降到 0.5，產量下降快兩倍。故在考量產量的需求下，除濕器效率還是越高越好。

表 7、在固定效率下，CWCA 模擬結果，在 $\epsilon_d=0.5$ 或 1.0 的情況下，蒸發潛熱($m_e h_{fg}$)與輸入熱(Q_{in})的比值。

	$T_{a,1} \rightarrow T_{a,2}$	$\frac{m_e h_{fg}}{Q_{in}}$ $\approx GOR$	ϵ_d
(1)	15°C → 46°C	0.802	1.0
(2)	37°C → 48°C	0.874	0.5

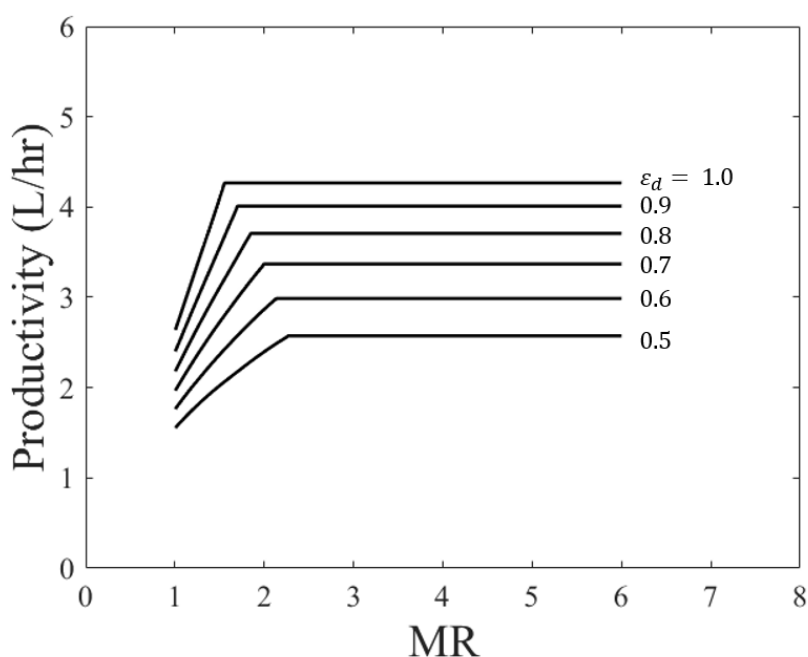


圖 3-14、在不同的除濕器效率(ϵ_d)下，CWCA 的產量(Productivity)隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

在除濕器效率所產生的結果，同樣也會發生在冷卻空氣質量多寡上，由圖 3-15 可得，當冷卻空氣流量越低，GOR 越高，源自於加濕器入口溫度的上升，促使



其呈現與圖 3-14 相似的情況。

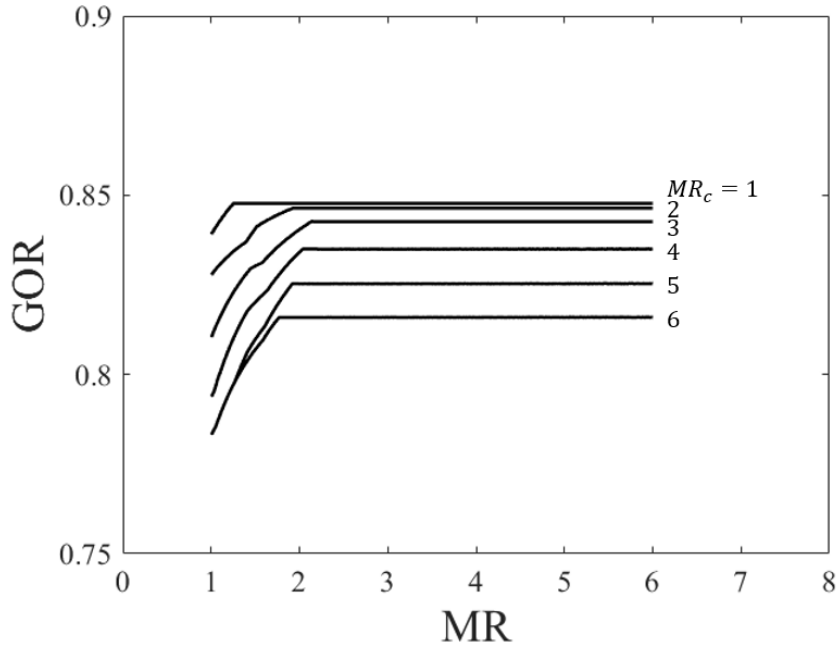


圖 3-15、在不同的 MR_c 下，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

最後，環境溫度也受此限制，如圖 3-16 所示，當環境溫度越低，GOR 卻越低，就如同先前所描述的一樣，降溫能力的增加，促使空氣溫度的下降，進而造成 GOR 呈現下降的趨勢。

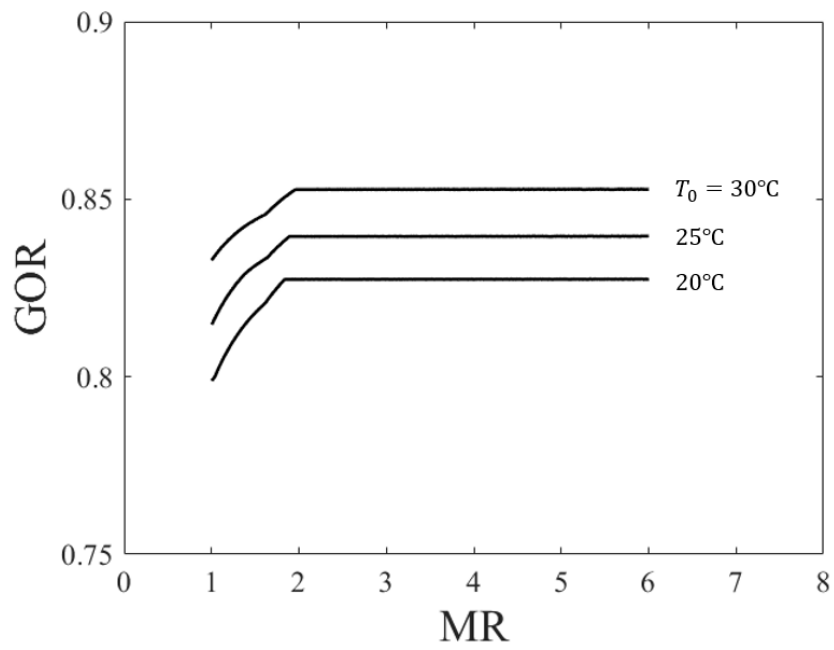


圖 3-16、在不同的環境溫度(T_0)下，CWCA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

3.3.3 比較 CWOA 與 CWCA 的模擬結果



在這一節的要比較兩者之間的差異，圖 3-17 所示為兩系統在所有初始條件相同的情況下，GOR 隨 MR 的變化。由圖可得，在各條件相同的情況下，CWCA 在 GOR 的表現比 CWOA 的表現更為優異，此結果可分別從 GOR 分子的產量與分母的輸入熱分別進行討論。

由圖 3-18 可得 CWCA 在產量上較為優異，主要是因為當 CWCA 無排放相對於環境較高溫度的空氣時，致使加濕器入口空氣的溫度上升，進而造成加濕器出口溫度與濕度的提升，因此在同樣冷卻能力的情況下，所能產出的水量隨即增加。

另一方面，由圖 3-19 所示為輸入熱的結果，呈現 CWCA 輸入熱較低的現象。這一現象同樣是由於 CWCA 沒有排放較高溫度的空氣造成，使得加濕器入口溫度與濕度相對較高，在溫度與濃度梯度較小的情況下，熱水所會傳遞的熱量隨即減少，而造成輸入熱在 CWCA 系統中較低的現象。因此，在 CWCA 的情況中，同時具備產量較高與輸入熱較低的情形，直接造就了 GOR 較高的情況發生，如圖 3-17 的結果。另一方面，倘若除濕器效率較低，CWOA 的 GOR 將呈現上升的情況，而 CWOA 卻呈現下降的情況，故在除濕器效率更低的情況下，兩者之間的差距將會更加明顯。

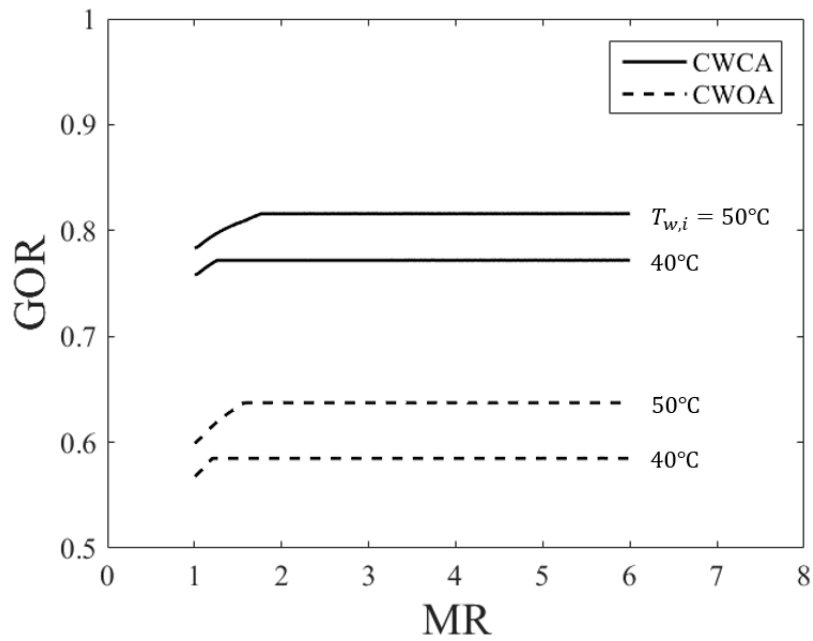


圖 3-17、在不同的熱水溫度下，CWCA 與 CWOA 的 GOR 隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

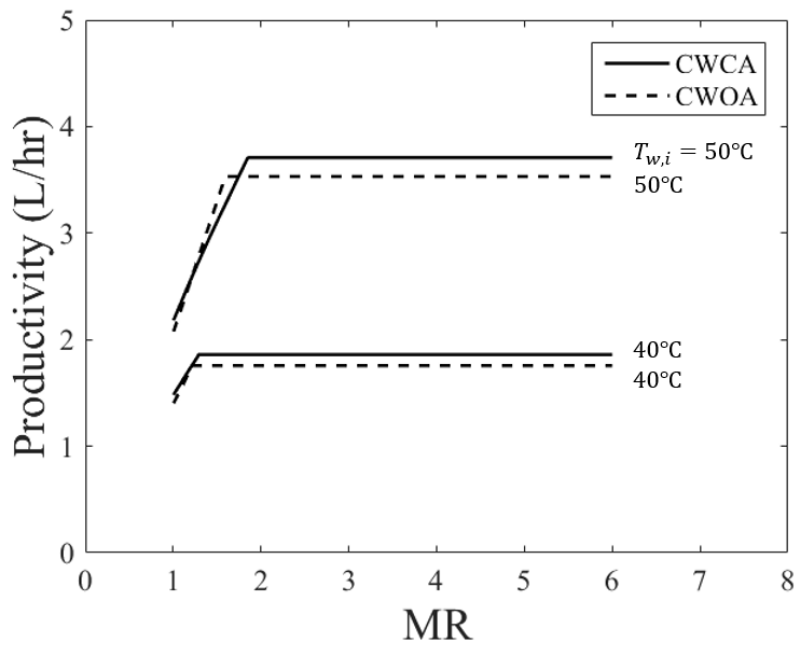


圖 3-18、在不同的熱水溫度下，CWCA 與 CWOA 的產量(Productivity)隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

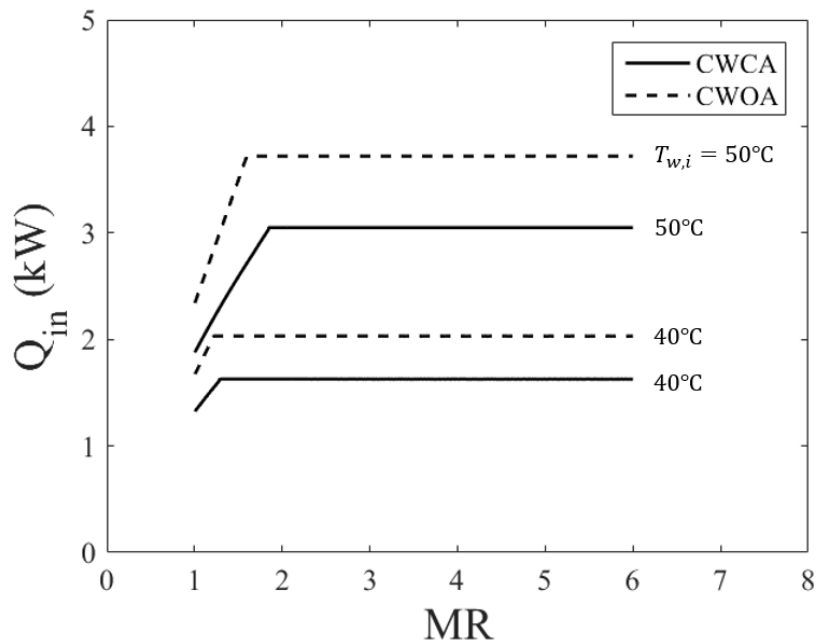


圖 3-19、在不同的熱水溫度下，CWCA 與 CWOA 的輸入熱(Q_{in})隨 MR 的變化，其餘參數如表 6 所示。

由上述結果可得，不論是在產量還是 GOR 的考量下，CWCA 的結果比 CWOA 優異。然而模擬的結果僅能作為定性的結果，因此下一章將透過把除濕器出口與加濕器入口街上，將第二章所呈現的實驗裝置改造成 CWCA 的情形，討論 CWCA 的實驗結果，並且在相同條件下重新進行 CWOA 的實驗，與 CWCA 進行比較。

Chapter 4 空氣封閉循環的實驗結果



由 3.3.3 節的模擬結果可以得到 CWCA 在 GOR 呈現較好的結果，源自於輸入熱的降低以及產量的增加。在 CWCA 系統中，除濕器出口的空气不是排放至大氣，而是導回加濕器中。相較於開放系統，此時加濕器入口的空气溫度與濕度提高，從能量的角度考慮，空氣和水的溫差降低，將會使得所需的輸入熱降低；另一方面，由於加濕器入口溫度較高，造成加濕器出口呈現較高溫度與濕度，因此在除濕器中的溫差擴大以及承載水氣的較多的情況下，產生了更多的能量交換，造成產量的增加。

為了確認模擬所預測的結果是否正確，以及 CWCA 系統與 CWOA 系統相比，是否在此系統中真的具有較佳的優勢，而進行本章的 CWCA 空氣封閉循環的實驗與比較。另外，由於環境溫度是此 HDH 系統的變數之一，會影響整個系統的表現，無論是在產量還是 GOR 上，都會產生變化。故在同樣的季節中，取相似的氣候條件，重新進行 CWOA 的實驗來進行比較，以確定空氣封閉循環(CWCA)是否真的優於空氣開放循環(CWOA)。



4.1 實驗設置

HDH-CWCA 的整體實驗配置大致與第二章節的相同，可直接參考 2-1 節的內容，差別僅僅在於透過管道連接除濕器出口與加濕器入口，以達成 CWCA 的形式，如圖 4-01 所示。由於此項實驗的目的主要是要比較 CWCA 與 CWOA 之間的差異，並且證明 CWCA 的效果優於 CWOA，考量到成本以及可能在彎道部分會造成的不均勻，故選擇低成本且較軟的鋁製通道進行連接，並且在外部貼上絕熱層，防止 CWCA 在管道中被降溫，產生多餘的純水，造成實驗誤差。另一方面也在加濕器入口部分建造了漸擴的通道，以減少管徑劇烈變化而發生的渦流現象，如圖 4-02(a) 所示，並且在漸擴管道的外部也同樣貼上絕熱層以降低熱散失的情況，如圖 4-02(b) 所示。

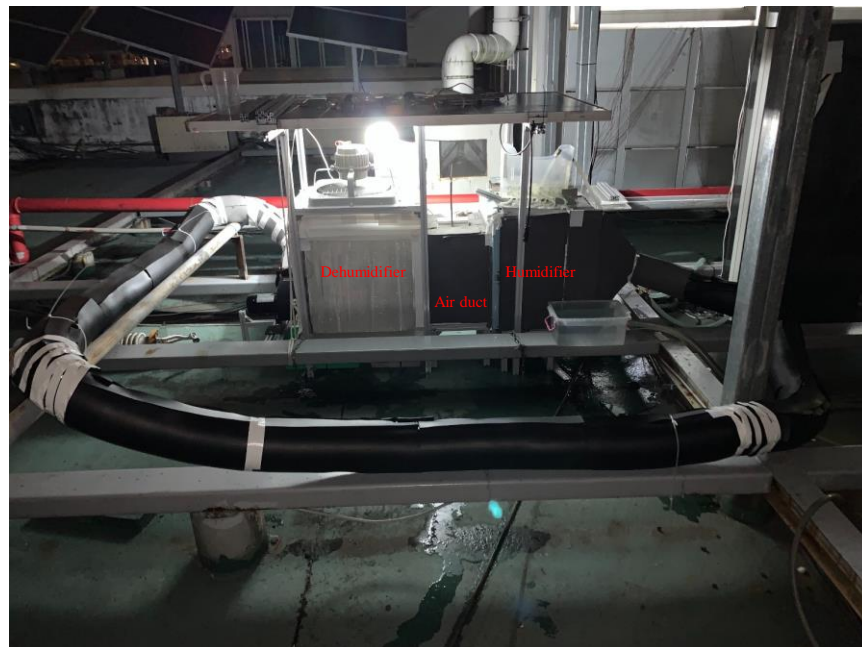


圖 4-01、HDH-CWCA 系統的實際照片，概念圖如圖 3-02 所示。

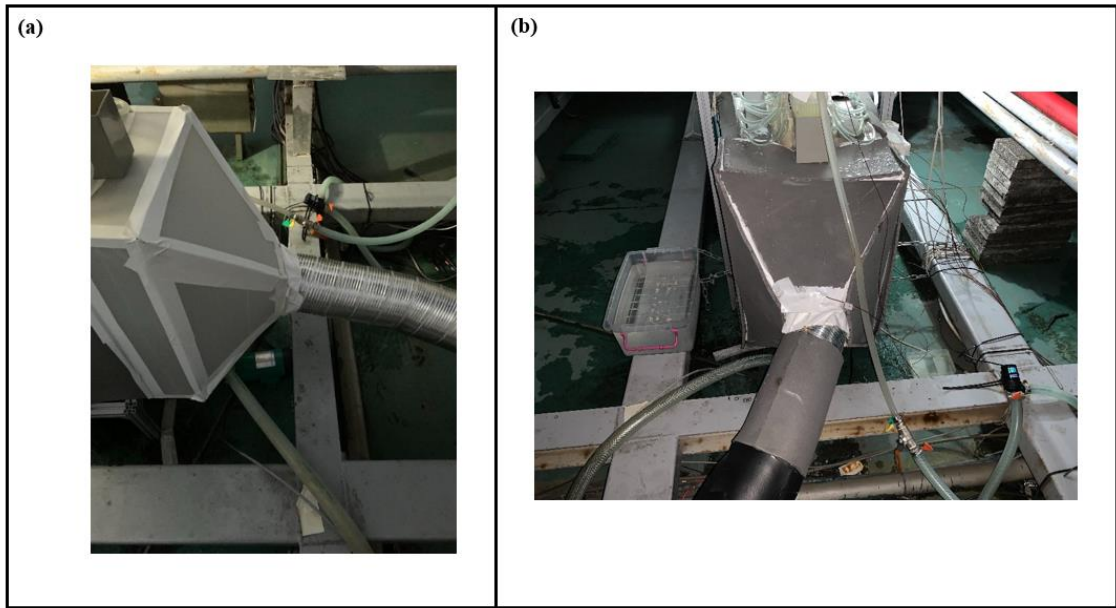


圖 4-02、(a)加濕器入口的漸擴管道以及加濕器與鋁管的連接情形。(b)增加絕熱層之後的漸擴管道。

CWOA 的部分則是將加濕器入口的管道摘除，而選擇不拆除除濕器出口與風道的連接，降低不同風阻下會造成不同風量的誤差。

整套實驗所採用的電子元件如圖 4-03 所示，在這選擇使用與 2.3.1 節不同，較低功率的冷卻風扇，是期望能夠在冷卻能力下降的情況下，兩者出現較明顯的差異，方便觀察與討論，另一方面兩水泵雖然功率不同，但所能打出的水量相同。




	Pump	Fan	Blower
	<p>20W</p> 	<p>45W</p> 	<p>200W</p> 

圖 4-03、CWCA 系統所配置的電子元件，用於比較的與 CWOA 系統也使用相同電子元件。

4.2 結果與討論



在這一節將呈現 CWCA 的實驗結果並且直接與 CWOA 的結果比較，實驗誤差值如表 8 所示。由圖 4-04 可得，在熱水溫度相同的情況下兩系統在 MR 不同情況下，GOR 的變化趨勢。結果顯示 CWCA 的 GOR 比起 CWOA 的 GOR 呈現較高的趨勢，與前一章節的模擬相符，代表 CWCA 系統的表現與 CWOA 相比確實呈現較佳的趨勢，此結果主要源自於 CWCA 的產量比 CWOA 高，如圖 4-05 所示，在熱水溫度相同且任意 MR 條件下，CWCA 的產量均高於 CWOA。然而，在輸入熱的方面，卻呈現了不同於模擬的結果，如圖 4-06 所示，在熱水溫度相同且任意 MR 的條件下，CWCA 的輸入熱比 CWOA 的輸入熱高上一些，與原先預期的大為不同。

表 8、CWCA 與 CWOA 的固定的實驗參數誤差

名稱	數量	單位
環境溫度	25.1 ± 2.3	°C
環境濕度	88 ± 6	%
熱水溫度	49.9 ± 0.4	°C
空氣質量流率	0.023 ± 0.003	kg/s

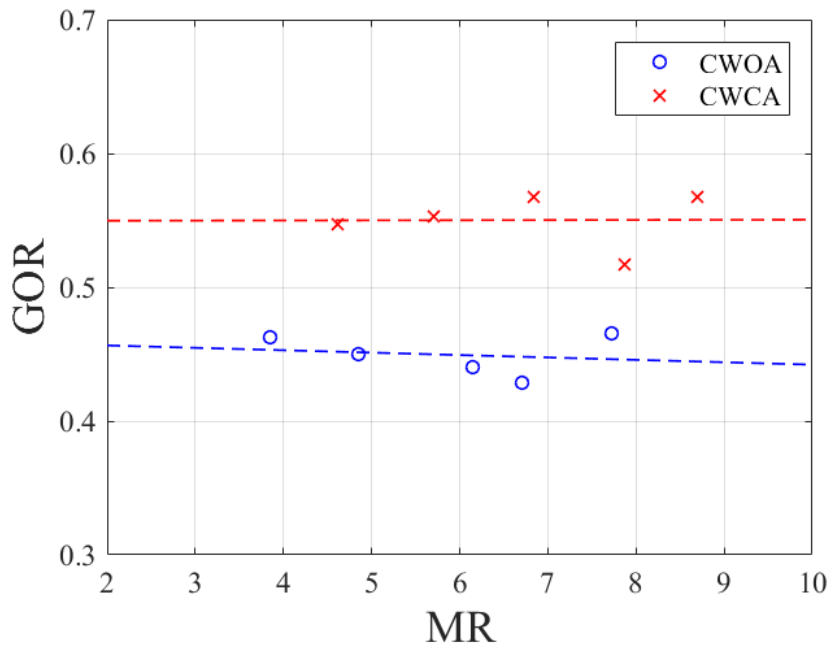
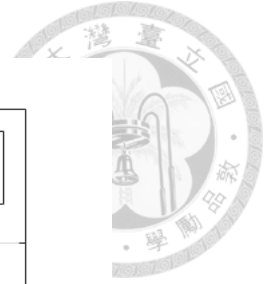


圖 4-04、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，GOR 隨 MR 的變化。

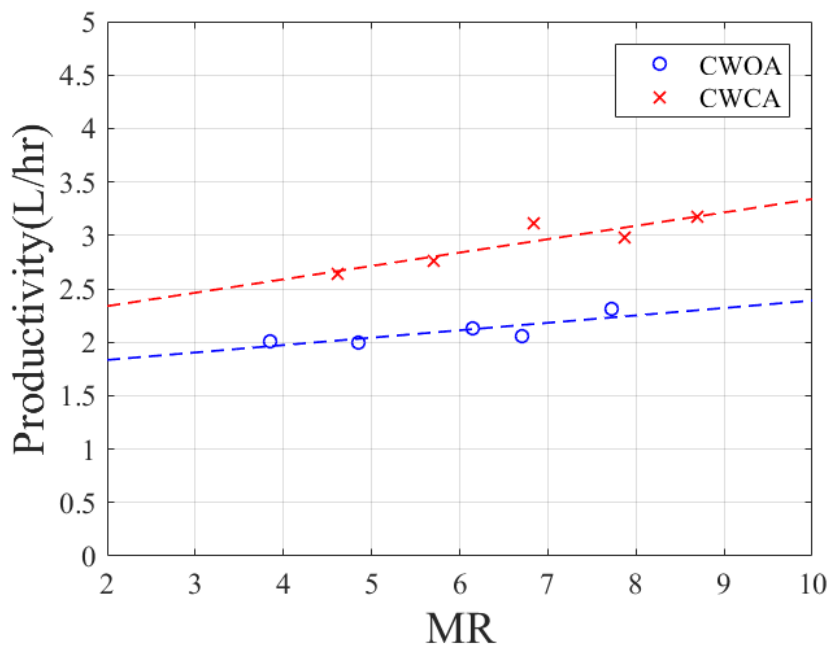


圖 4-05、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，產量(Productivity)隨 MR 的變化。

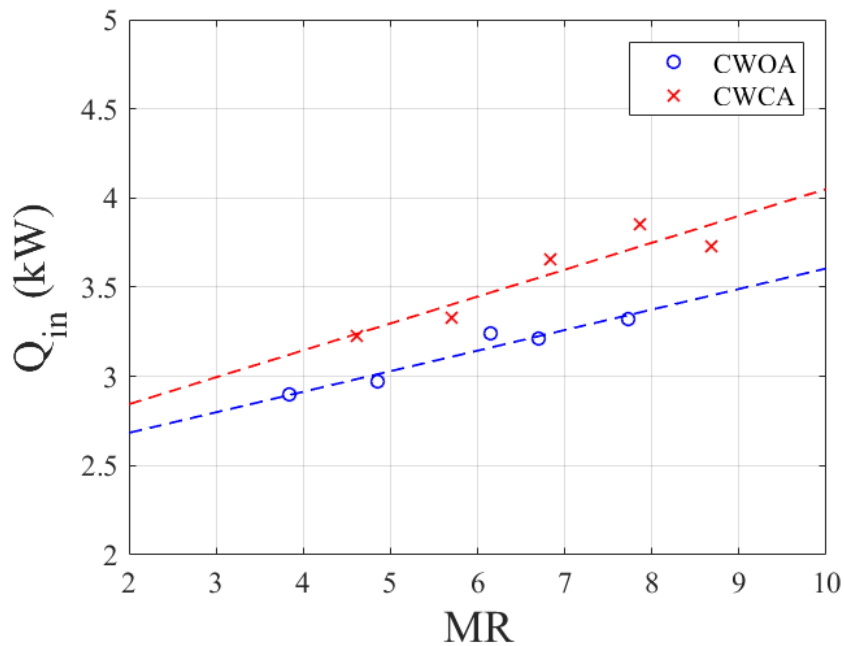


圖 4-06、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，輸入熱(Q_{in})隨 MR 的變化。

為了瞭解輸入熱不同於模擬的原因，必須探討得到這些輸入熱的空氣狀態。由圖 4-07 可得，CWCA 在加濕器出口的溫度比 CWOA 來得高，這樣的結果是與原先預期的結果相同，由於 CWCA 在加濕器入口的溫度較高，因此能夠形成出口溫度較高的情況。另一方面由圖 4-08 可得，CWCA 在加濕器出口的絕對溼度也比 CWOA 來得更高，也就是在 CWCA 系統中空氣在加濕器出口乘載的水氣較多，也如同原先預期的結果，原本在加濕器入口的濕度較高，隨即會造成在加濕器出口的濕度上升。

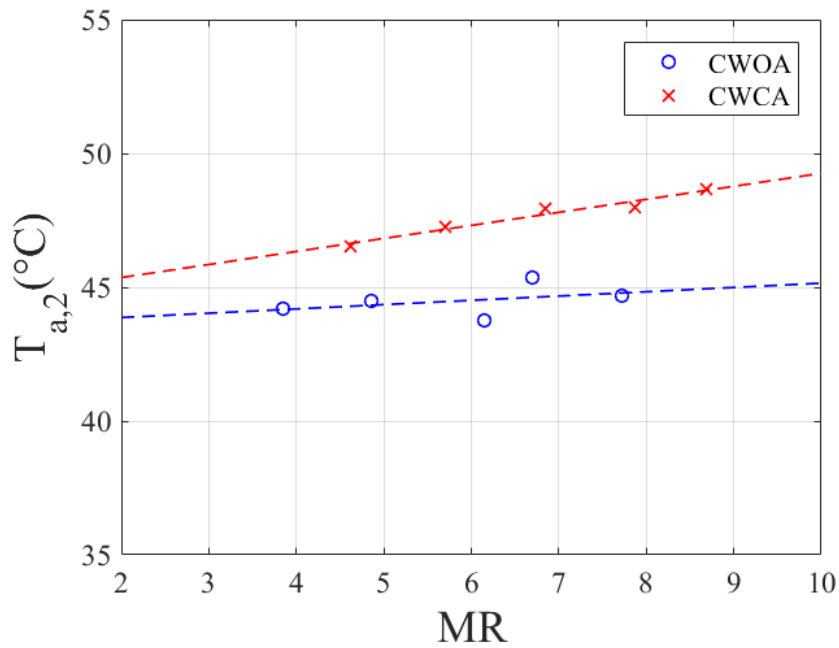
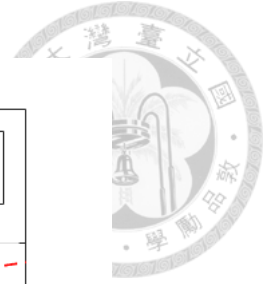


圖 4-07、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，加濕器出口空氣溫度($T_{a,2}$)隨 MR 的變化。

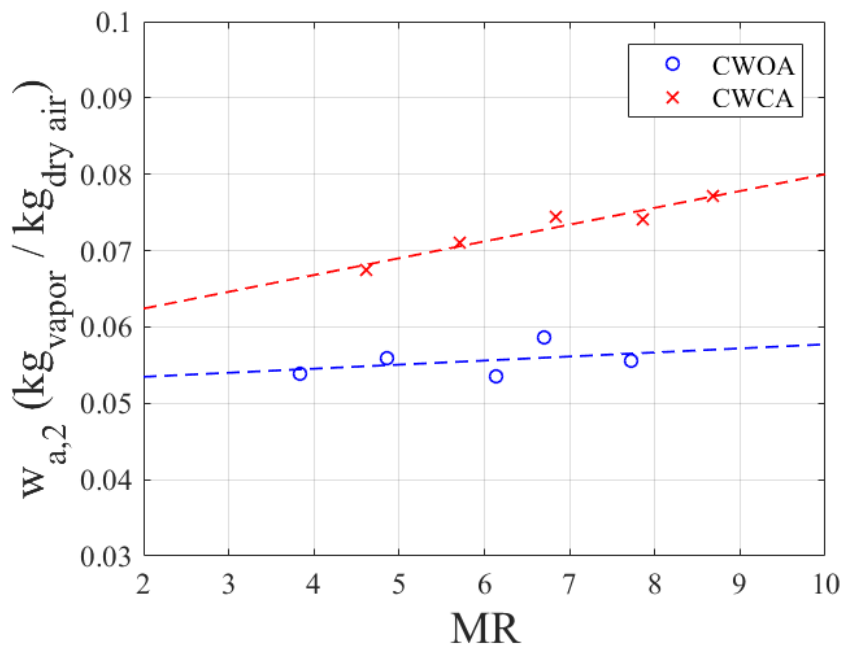


圖 4-08、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，加濕器出口空氣絕對溼度($w_{a,2}$)隨 MR 的變化。



然而這樣的結果，依然無法解釋 CWCA 的輸入熱比 CWOA 還要來的高。故需要更進一步去討論加濕器入口的溫度差與絕對溼度差。圖 4-09 所示為兩系統在加濕器入口的濕度差，結果顯示 CWCA 在加濕器所獲得的蒸氣比 CWOA 多。由於空氣在溫度越高的情況下，可以承載的水分越多，而 CWCA 在加濕器出口溫度較高，如圖 4-07 所示，在空氣達到更高溫度之後，而後吸收了更多的水分。且由於蒸發熱在整個輸入熱中占了相當大的部分，如同表 3 所示，所占比例可達約八成，因此吸收較多水量的 CWCA 在輸入熱的方面呈現較高的趨勢。故即便 CWCA 所增加的溫度比起 CWOA 較少，如圖 4-10 所示，但與蒸發的潛熱相比，流體因溫度增加而產生的焓變化相對小上許多，最終導致 CWCA 系統的輸入熱與 CWOA 近乎相同，甚至更高一些。

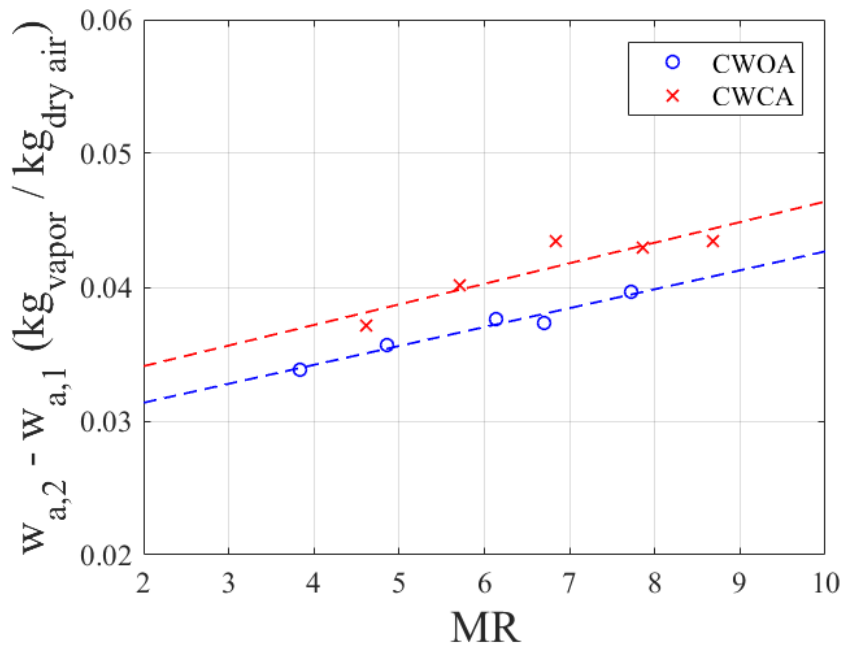
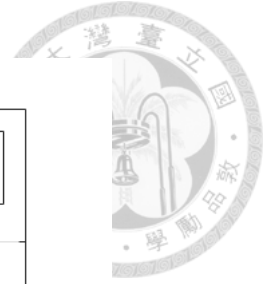


圖 4-09、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，加濕器兩端空氣絕對溼度差($w_{a,2} - w_{a,1}$)隨 MR 的變化。

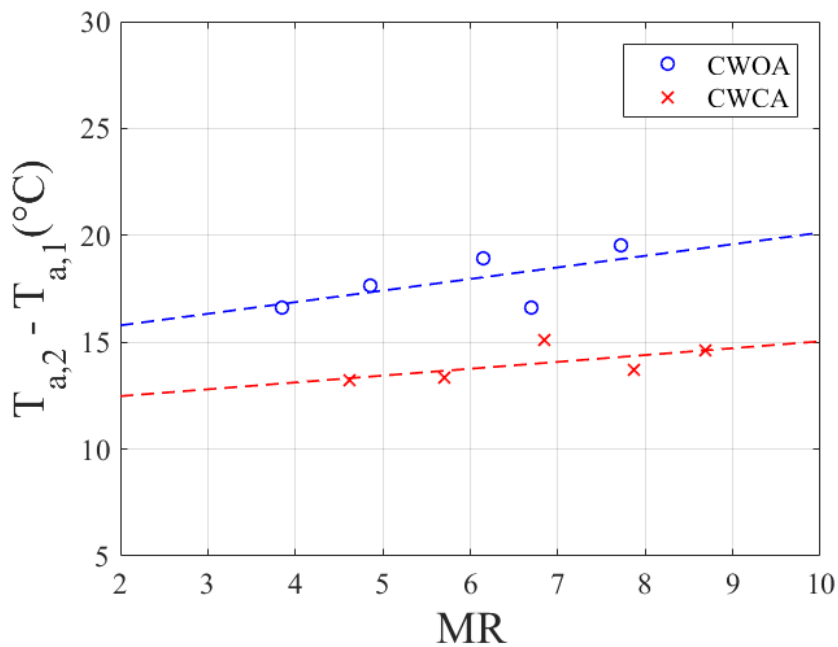


圖 4-10、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，加濕器兩端空氣溫度差($T_{a,2} - T_{a,1}$)隨 MR 的變化。



圖 4-11 所示為兩系統的加濕器效率隨熱水流量的變化。由前面所敘述的，輸入熱在 CWCA 系統中呈現較高的趨勢，因此在以能量為觀點所定義的加濕器效率中，CWCA 所呈現的數值也就越高。另一方面，兩系統的加濕器效率都隨著熱水質量的增加而上升，此現象與 2.3.1 的結果，也就是圖 2-15 相同，同樣是由於接觸面積的增加，使得空氣與水交換能量的總量變多，而形成了此一結果；且由於空氣封閉循環主要是除濕器出口與加濕器入口的連接，故並不影響加濕器效率與熱水流量的關係。

再來要討論除濕器的效率在此兩系統的表現與差異，如圖 4-12 所示，除濕器效率在兩系統間並無明顯差異，源自於冷卻能力仍然足夠的原因。雖然在此冷卻風扇的功率下降，但由於將除濕器出口與加濕器入口進行連接，該風道造成整體風阻擴大，使得整個空氣流量再度降低，致使冷卻空氣的質量相對提高。因此，冷卻能力仍然呈現相當充足的情況，使得兩系統的除濕器效率不隨熱水質量產生明顯變化，更進一步也使得兩系統之間在冷卻能力方面並無明顯差異。

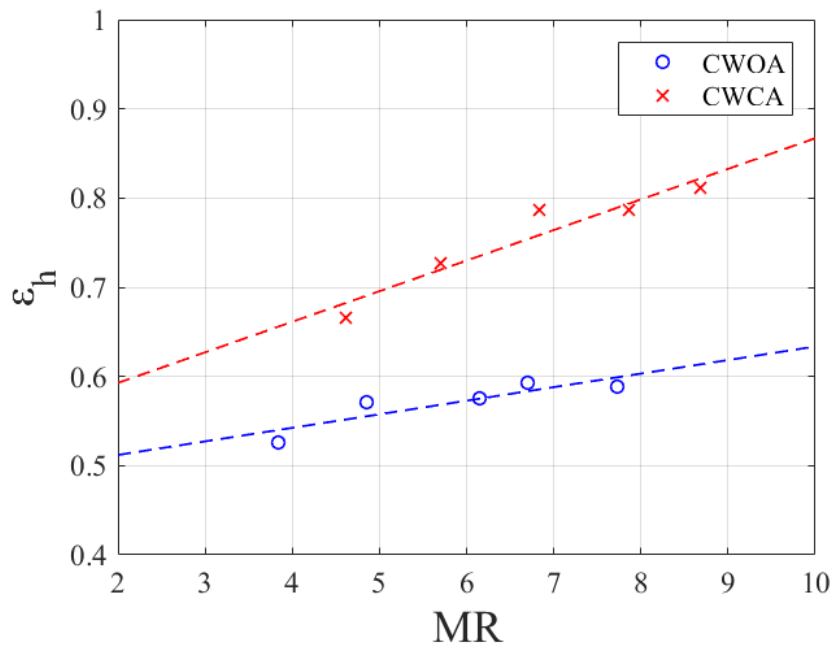
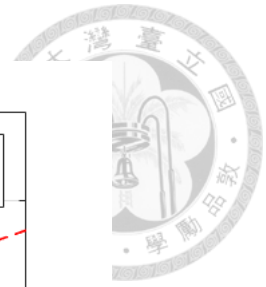


圖 4-11、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，加濕器效率(ϵ_h)隨 MR 的變化。

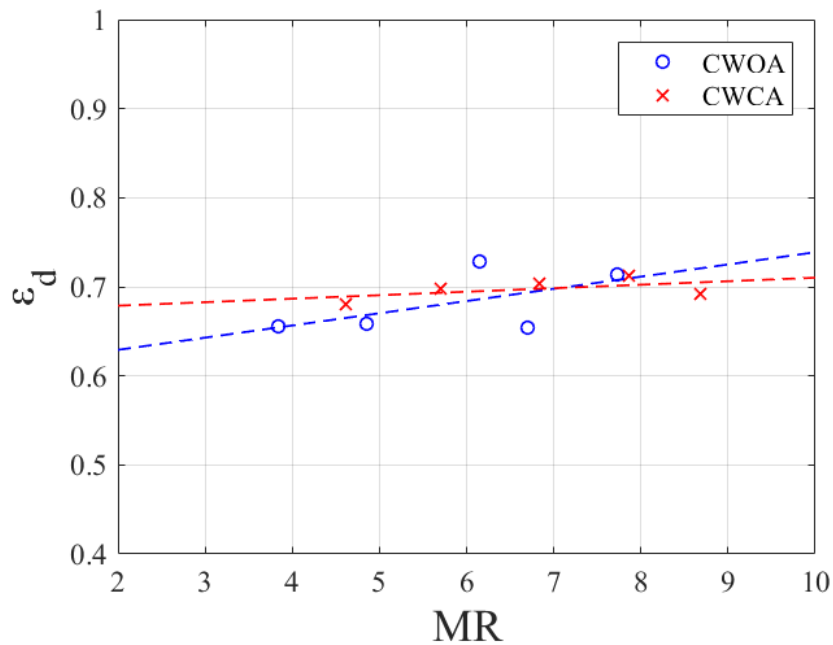


圖 4-12、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，除濕器效率(ϵ_d)隨 MR 的變化。

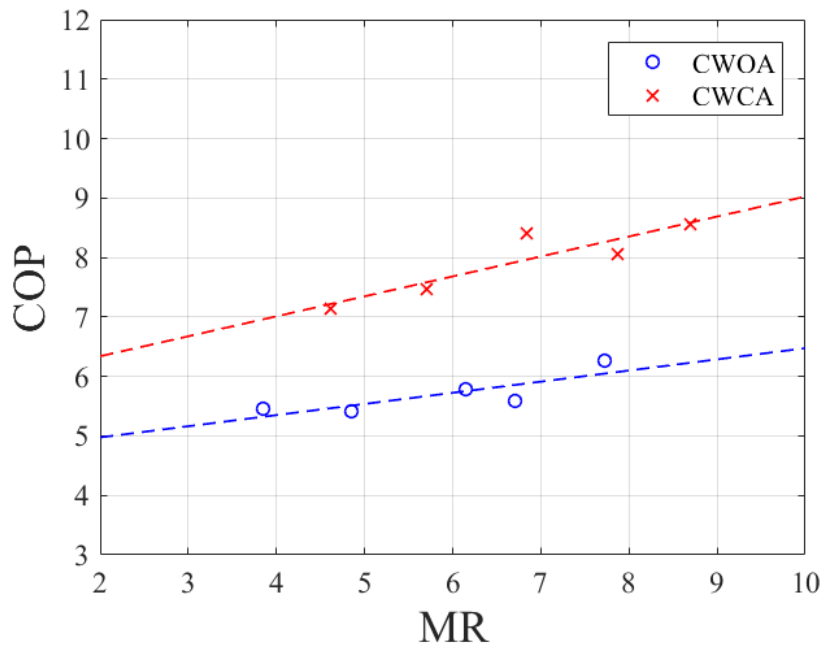
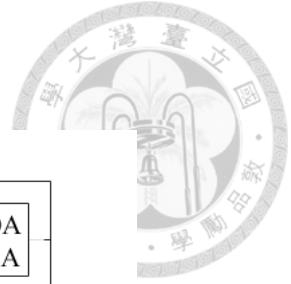


圖 4-13、CWOA 與 CWCA 在熱水溫度($T_{w,i}$)相同下，COP 隨 MR 的變化。

最後呈現的是 COP 在兩系統之間的變化，如圖 4-13 所示，由圖形可以觀察到 CWCA 的 COP 高於 CWOA 系統，源自於產量的增加。由於本實驗建構在夏天，故未進行最佳化的實驗。由圖 2-19 的結果，CWCA 系統的 COP 在環境溫度為 15°C 與相同耗電下，COP 有機會超過 30，也期望未來能夠完成此一部份的實驗。

由上所呈現的實驗數據可得，在此設計下建立空氣封閉循環的系統能夠產生較佳的結果，不論是在較低浪費以及產量與 GOR 的增加結果下，都能夠體現出空氣封閉循環系統的優勢。



Chapter 5 結論與未來展望

5.1 結論

本研究呈現了利用空氣冷卻的 HDH 系統的新穎設計，透過水簾片以及中空 PC 版的堆疊構成整個系統，並且可以達到每天最大可產出 129 公升的純水，得到相當良好的結果。雖然空氣相對於水而言，冷卻能力較為不佳，但透過其 PC 中空版良好的堆疊以及擋風板的加入，使其冷卻能力大幅度的提升，致使整體系統能夠有效的產水，同時也解決了傳統銅管加上鰭片的熱交換器所需要付出的成本與鏽蝕的可能。

在實驗測試中，得到利用空氣冷卻的 HDH 系統在熱水溫度與熱水流量增高的情形下，產量、GOR 都能夠得到提升，源自於蒸發速率與接觸面積的增加。並且在熱水流量增加的情況下，加濕器效率也能夠上升。然而，除濕器效率在熱水溫度與熱水流量的變化下並無明顯改變，推論是冷卻能力的足夠使其達到穩定的狀態。在這部分也進行了環境溫度的影響測試與模擬 HDH-PVT 系統的實驗，了得到環境溫度越低越好以及了最佳的 COP 值，兩者同時指向冷卻能力在整個 HDH 系統或 HDH-PVT 中冷卻能力的重要性，具有足夠的冷卻能力，兩系統才能產生良好的結果。

接著透過熱力學分析的計算模擬，得到與驗證了各變數的變化對系統性能的影響，也再次從熱力學上分析證明了冷卻能力的重要性。在兩效率的比較中得到冷卻能力相對於蒸發能力上更為重要。並且透過冷卻風量的變化，驗證倘若冷卻能力過小，會產生 GOR 甚低的情形，即浪費甚多的情形發生。在實驗上，此一部份透過擋風板的加入促使整體冷卻能力相對的提升，從而在產量與 GOR 的部分達到約兩倍的提升，致使利用空氣冷卻的 HDH 系統能夠與利用水冷的 HDH 系統進行比

較，甚至更加優化。另外也在模擬的章節定性的描述了 CWOA 與 CWCA 的差異，得到 CWCA 優於 CWOA 的結果。

最後更是透過實驗的驗證，得到 CWCA 系統在產量以及 GOR 的部分都優於 CWOA 系統，主要源自於空氣排出的能量浪費減少以及加濕器出口溫度與濕度的提高。

5.2 未來展望



本論文顯示利用空氣冷卻的 HDH 系統能夠與水冷系統進行比較，甚至更加優化的情況。並且得到 HDH-PVT 複合系統下所需要面對的最佳化以及環境溫度的影響。未來本系統將配合 PVT 系統，建構複合系統去進行研究，期許能夠得到與本論文相似的 COP 值，甚至更加優良的情況發生。

另外，此系統顯示，除濕器效率最高約在 0.8 左右，表示透過 PC 中空版進行堆疊並冷卻，還有進步的空間。未來可能會考量以直接接觸的方式去進行實驗嘗試，並透過改變實驗結構去進行優化。

由本研究的結果可以得到，蒸發能力和冷卻能力是 HDH 系統的重點，倘若能夠在給予輸入熱的同時，也降低冷卻流體的溫度，致使蒸發與冷卻同時強化，則會產生相當優異的結果。此一部分能夠聯想到的即為熱泵系統，透過給予熱水熱量的同時，也降低冷卻流體的溫度。此一部分在 2018 年 Dehghani [14] 的研究結果已經發表，即 HDH 系統使用熱泵的優異性，且該論文表明冷卻水的流量可以與熱水的流量不相同，即後者可以大於前者，且對系統不會有明顯變化，因此系統或許可以透過與 PVT 系統進行整合測試，如圖 5-01 所示。

並且利用與 Chapter 3 相同的方法，透過 MATLAB 的計算，最高 GOR 發生在加濕器效率與除濕器效率均為 0.9 且 COP_{HP} 為最大值 6 的時候，GOR 可達 10 以上，如圖 5-02 所示。除濕器效率大於 0.9 為水冷系統的常見效率，而加濕器效率 0.9 僅為參考所用，目前本研究所採用的水簾片加濕器效率最高約為 0.8。

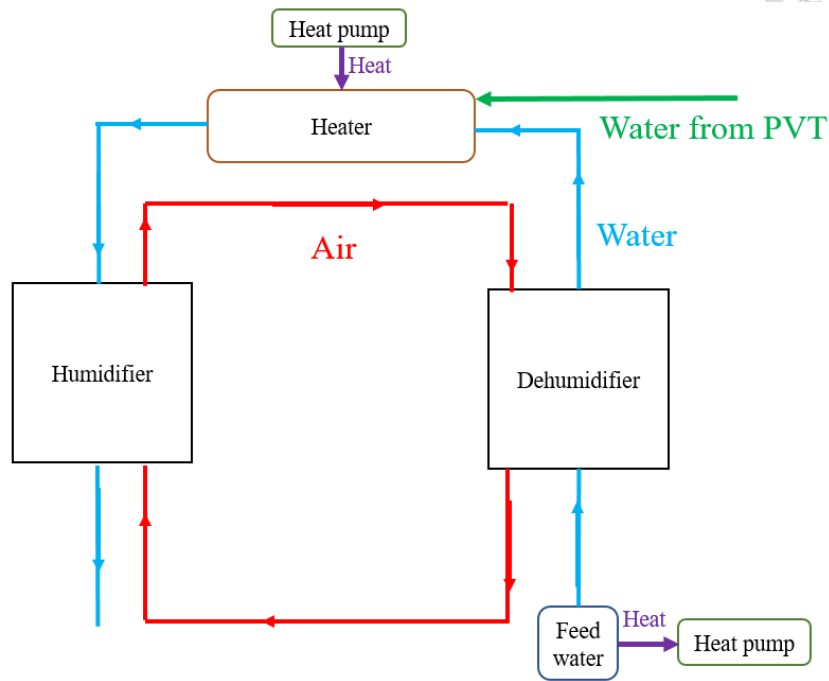


圖 5-01、HDH-CAOW、熱泵、PVT 系統的示意圖。

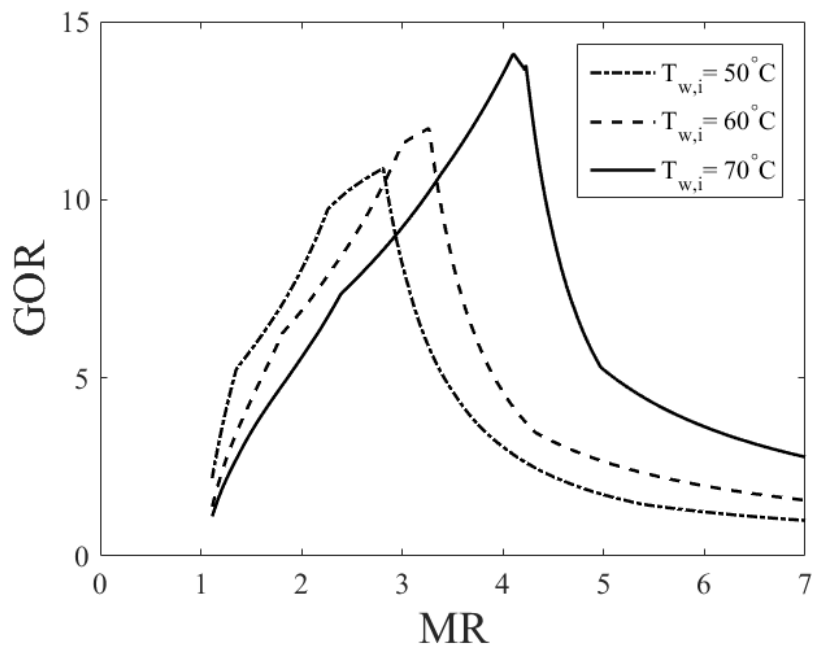



圖 5-02、HDH-CAOW、熱泵、PVT 複合系統的模擬結果。



由於此系統利用了除濕器所用於降溫的熱量，使輸入熱降低。且熱泵不僅能夠加溫熱水，同時也能夠使冷卻水更加低溫，促使系統擁有更加優良的冷卻能力，就像本研究所指出的一樣，冷卻能力對系統的影響甚大，因此這個系統才能夠產生如此優良的結果，即安裝熱泵對於 HDH 系統而言，有相當大的好處。

另外圖 5-02 也同時運用了 PVT 的廢熱，但僅取熱水溫度在 40°C 的情況。在 PVT 實驗測試中，熱水溫度可達 55°C，故在輸入熱為零的情況下，或許整個系統的 GOR 可望再提升。

因此未來除了前面所敘述的直接接觸的空氣冷卻實驗，也期望能夠將此系統打造出來，即 HDH、熱泵與 PVT 的複合系統，測試在設置下的實際 GOR 值。

參考文獻



- [1] Patrick Gerland, Adrian E. Raftery, Hana Ševčíková, Nan Li, Danna Gu, Thomas Spoorenberg, Leotine Alkema, Bailey K. Fosdick, Jennifer Chunn, Nevena Lalic, Guiomar Bay, Thomas Buettner, Gerhard K. Heilig, John Wilmoth. World population stabilization unlikely this century. *Science* (2014) 234-237.
- [2] H. Sharon, K. S. Reddy. A review of solar energy driven desalination technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2015) 1080-1118.
- [3] Ghazi Al-Enezi, Hisham Ettouney, Nagla Fawzy. Low temperature humidification dehumidification desalination process. *Energy Conversion and Management* (2006) 470-484.
- [4] Zehui Chang, Hongfei Zheng, Yingjun Yan, Yuehong Su, Zhanchun Duan. Experimental investigation of a novel multi-effect solar desalination system based on humidification–dehumidification process. *Renewable Energy* (2014) 253-259.
- [5] Abdelrahman Aburub, Mansur Aliyu, Dahiru U. Lawal, Mohammed A. Antar. Experimental investigations of a cross-flow humidification dehumidification desalination system. *International Water Technology Journal* (2017) 198-208.
- [6] Hossam A. Ahmed, I.M. Ismail, Wael F. Saleh, M.Ahmed. Experimental investigation of humidification-dehumidification desalination system with corrugated packing in the



humidifier. *Desalination* (2017) 19-29.

[7] Dahiru U. Lawal, Mohamed A. Antar, Abdelrahman Aburub, Mansur Aliyu. Performance assessment of a cross-flow packed-bed humidification–dehumidification (HDH) desalination system—the effect of mass extraction. *Desalination and Water Treatment* (2018) 28-37.

[8] A. E. Kabeel, Mohamed Abdelgaied. Experimental evaluation of a two-stage indirect solar dryer with reheating coupled with HDH desalination system for remote areas. *Desalination* (2018) 22-29.

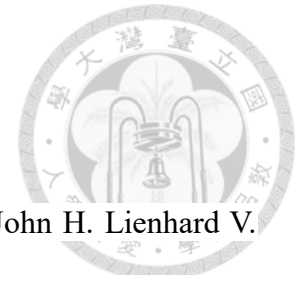
[9] E. H. Amer, H.Kotb, G. H. Mostafa, A.R. El-Ghalban. Theoretical and experimental investigation of humidification–dehumidification desalination unit. *Desalination* (2009) 949-959.

[10] G. Prakash Narayan, Mostafa H Sharqawy, John H. Lienhard, Syed M. Zubair. Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles. *Desalination and Water Treatment* (2010) 339-353.

[11] G. Prakash Narayan, Karan H. Mistry, Mostafa H. Sharqawy, Syed M. Zubair, John H. Lienhard V. Energy effectiveness of simultaneous heat and mass exchange devices. *Frontiers in Heat and Mass Transfer* (2010) 1-13.

[12] G. Prakash Narayan, John H. Lenhard V, Syed M. Zubair. Entropy generation minimization of combined heat and mass transfer devices. *International Journal of*

Thermal Sciences (2010) 2057-2066.



[13] G. Prakash Narayan, Maximus G. St. John, Syed M. Zubair, John H. Lienhard V. Thermal design of the humidification dehumidification desalination system: An experimental investigation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2013) 740-748.

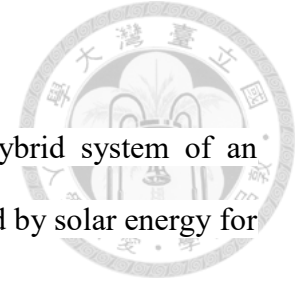
[14] Saeed Dehghani, Abhijit Date, Aliakbar Akbarzadeh. Performance analysis of a heat pump driven humidification-dehumidification desalination system. *Desalination* (2018) 95-104.

[15] Farooq R. Siddiqui, Nabil A.S. Elminshawy, Mohammad F. Addas. Design and performance improvement of a solar desalination system by using solar air heater: Experimental and theoretical approach. *Desalination* (2016) 78-87.

[16] S.S. Hu, B. J. Huang. Study of a high efficiency residential split water-cooled air conditioner. *Applied Thermal Engineering* (2005) 1599-1613.

[17] Tung-Fu Hou, Yu-Yuan Hsieh, Ting-Le Lin, Yi-Hung Chuang, Bin-Juine Huang. Cellulose-pad water cooling system with cold storage. *International Journal of Refrigeration* (2016) 383-393.

[18] Jameel-Ur-Rehman Khan, M. Yaqub, Syed M. Zubair. Performance characteristics of counter flow wet cooling towers. *Energy Conversion and Management* (2003) 2073-2091.



[19] A. E. Kabeel, Mohamed Abdelgaied, M'Barek Feddaoui. Hybrid system of an indirect evaporative air cooler and HDH desalination system assisted by solar energy for remote areas. *Desalination* (2018) 162-167.

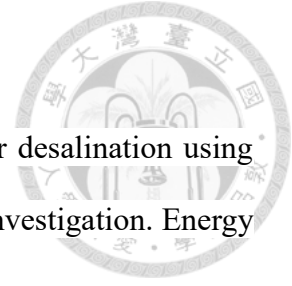
[20] M. Ifras Zubair, Fahad A. Al-Sulaiman, M.A. Antar, Salem A. Al-Dini, Nasiru I. Ibrahim. Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management* (2017) 28-39.

[21] Farooq R. Siddiqui, Nabil A.S. Elminshawy, Mohammad F. Addas. Design and performance improvement of a solar desalination system by using solar air heater: Experimental and theoretical approach. *Desalination* (2016) 78-87.

[22] Gregory P. Thiel, Jacob A. Miller, Syed M. Zubair, John H. Lienhard V. Effect of mass extractions and injections on the performance of a fixed-size humidification–dehumidification desalination system. *Desalination* (2013) 50-58.

[23] Mohammed Farid, Abdul Wahid Al-Hajaj. Solar desalination with a humidification–dehumidification cycle. *Desalination* (1996) 427-429.

[24] Guofeng Yuan, Zhifeng Wang, Hongyong Li, Xing Li. Experimental study of a solar desalination system based on humidification–dehumidification process. *Desalination* (2011) 92-98.



[25] A. S. Nafey, H.E.S Fath, S.O. El-Helaby, A.M. Soliman. Solar desalination using humidification dehumidification processes. Part I. A numerical investigation. *Energy Conversion and Management* (2004) 1243-1261.

[26] A.S. Nafey, H.E.S Fath, S.O. El-Helaby, A. Soliman. Solar desalination using humidification–dehumidification processes. Part II. An experimental investigation. *Energy Conversion and Management* (2004) 1263-1277.

[27] Said Al-Hallaj, Mohammed Mehdi Farid, Abdul Rahman Tamimi. Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit. *Desalination* (1998) 273-280.

[28] Adewale Giwa, Nawshad Akther, Amna Al Housani, Sabeera Haris, Shadi Wajih Hasan. Recent advances in humidification dehumidification (HDH) desalination processes: Improved designs and productivity. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (2016) 929-944.

[29] Cemil Yamalı, İsmail Solmus. A solar desalination system using humidification–dehumidification process: experimental study and comparison with the theoretical results. *Desalination* (2008) 538-551.

[30] Juan-Jorge Hermosillo, Camilo A. Arancibia-Bulnes, Claudio A. Estrada. Water desalination by air humidification: Mathematical model and experimental study. *Solar Energy* (2012) 1070-1076.



- [31] J. Orfi, M. Laplante, H.Marmouch, N. Galanis, B.Benhamou, S. Ben Nasrallah, C.T. Nguyen. Experimental and theoretical study of a humidification-dehumidification water desalination system using solar energy. *Desalination* (2004) 151-159
- [32] M. Zamen, S.M. Soufari, S Abbasian Vahdat, M Experimental investigation of a two-stage solar humidification–dehumidification desalination process. *Desalination* (2014) 1-6.
- [33] M. A. Younis, M. A. Darwish, F. Juwayhel. Experimental and theoretical study of a humidification-dehumidification desalting system. *Desalination* (1993) 11-24.