

元 智 大 學

化 學 工 程 與 材 料 科 學 學 系

碩 士 論 文

冷氣排水器冷凝水來源、失效原因探討與改良：

實驗與 ANSYS 可視化模擬

Sources of Condensate, Failure and Improvement of

Condensate Pump for Room Air Conditioners:

Experiments and Flow Visualization ANSYS Simulation

研 究 生：陳 峙 翔 Chih-Hsiang Chen

指 導 教 授：張 幼 珍 Dr. Yu-Chen Chang

中 華 民 國 109 年 7 月

冷氣排水器冷凝水來源、失效原因探討與改良:實驗與 ANSYS 可視化模擬

學生：陳峙翔

指導教授：張幼珍

元智大學化學材料與工程學系

摘要

市售冷氣排水器常有妥善率不佳、壽命較短的情形，拆解多個損壞品檢視故障原因後發現，主要可歸咎於馬達工作與保存皆在高溼環境下所致。為詳細探究冷氣排水器功能需求，本研究首先透過實驗佐證理論推估實驗室兩台窗型冷氣冷凝水產率、來源與各來源之佔比。理論推估是以計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD)軟體 ANSYS Fluent 進行數值模型的建立並透過實驗來驗證模型的正確性。

模擬中以冷氣出風口溫度、風速與外氣滲透率做為變數，探討其個別對室內空氣含水率之影響。其中，外氣滲透率係參考文獻經驗式計算而得，發現必須考慮包括所有門窗和牆面的滲透位置與量測外氣風速所得的外氣滲透率的模擬結果才能趨近實驗量測值。由模擬結果所知，外氣滲透率對室內水氣質量分率變化的影響最大，透過模擬以及計算冷氣運作原理下應產生的冷凝水量佐證發現，夏季間實驗室因密封性不佳導致的外氣滲透為冷氣機連續運作仍持續產生大量冷凝水之主要原因，而外氣滲透主要由堆疊壓力(stack pressure)與風壓(wind pressure)造成，當冷氣機開啟後，室內、外溫差變大，使堆疊壓力影響上升，造成更大之外氣滲透率。台灣位於高溫、高濕氣候與地震頻繁區域，雖是鋼筋水泥建築，鋁門窗容易變形產生肉眼可見之間隙，加上冷氣、排氣扇等空調設備安裝施作時也沒做好密封，室內密封性不佳使溫暖與高溼外氣易於滲透到室內，導致當冷氣機 24 小時連續運轉，冷凝水先降低後持平在仍相當可觀的產率，導致冷氣排水器運作頻繁噪音很大，商售冷氣排水器功能也備受挑戰。

本研究嘗試進行排水器改良研究，根據冷氣冷凝水產率建立一套以 Arduino 與相關電控元件建立的冷凝水自動產生與同時評估多台排水器

的自動化系統。相較市售排水器每次運轉時間 3.5 秒，每次平均排水量為 80g(即較小排水器容積)，每秒平均排水量為 22.9g，本研究改良之排水器在 2.5 秒/次運轉，平均排水量為 130g/次(需求 1.625 倍盛水容積，各邊長僅增加約 17%)，每秒平均排水量為 54g/s，運轉與噪音時間較市售排水器減少 28%，排水率增加 1.35 倍，每小時耗能節省 40%。

關鍵字:冷氣排水器、ANSYS FLUENT、冷凝水產率、外氣滲透率



Sources of Condensate, Failure and Improvement of Condensate Pump for
Room Air Conditioners: Experiments and Flow Visualization ANSYS
Simulation

Student : Chih-Hsiang Chen Advisors : Dr. Yu-Chen Chang

Submitted to Department of Chemical Engineering & Materials Science

College of Engineering

Yuan Ze University

ABSTRACT

Commercial AC condensate pumps have some existing problems such as short life span, noisy, leakage. The objectives of this study is to investigate the sources of condensate, reasons for failures of commercial condensate pump so as to find out how they can be improved. We found the failures were mostly due to motors being operated at high humid condition in these water pumps. This study is divided into two parts, the first part is involved with ANSYS simulation of condensate water sources to the lab operated with two Room Air Conditioners. Condensate water collection experiments were carries out to validate simulation results.

Simulation parameters include inlet temperature, wind speed, water mass in air, and air infiltration to the lab. Air infiltration rate from windows, door, etc., was estimate using empirical formulas from literature. From simulation results, air infiltration is the main source for condensate water when AC is operated several hours. Air infiltration driven by stack pressure and wind pressure from windows with poor sealing after installing ventilation pipes, exhaust fans and ACs is a non-negligible source of condensate water in Summer time in Taiwan. After ACs are turn on, the temperature between indoor and outdoor increases, leading to increased stack pressure and higher infiltration to indoor space. Taiwan is in subtropics climate and seismically active area.

Although most buildings are concrete constructions, but aluminum-framed windows are often observed deformed and cracked, plus AC and fan are not sealing-well when they're installed. These makes warm and humid air easy to infiltrate into indoor space, causing condensate water and hot air to infiltrate in and cause high condensate water production rate even with ACs running 24 hours long, thus creating a big challenge for AC condensate pumps.

The second part of this study is to optimize condensate pump. An automatic control system based on Arduino was designed, constructed and built to evaluate our improved condensate pump and a commercial condensate pump using simulated AC condensate production rate. We found the commercial pump removes 80g water with a 3.5sec run time due to a smaller capacity of water storage. Our optimized condensate pump runs with a 2.5sec run time and removal 130g water, which is 1.625 times capacity compared to the commercial one. By increasing the length of the water storage container by 17% on each side, the water removal rate is 54g/s, and the total run time decreases by 28% per hour operation, and the condensate water removal rate is increased by 1.35 times, with a 40% energy saving per hour.

Key Words: AC condensate pump, ANSYS FLUENT, condensate production rate, air infiltration

誌 謝

三年過去了，當初的因為有在職場的短暫磨練過，期許自己能在職場上學習到的相關硬軟實力外，也能彌補以前學生時期的貪玩。首先非常感謝 張幼珍 老師的指導，這段時間讓我接觸了許多創客相關技術如 3D 列印、Arduino 等，ANSYS Fluent 工程模擬軟體，讓我在人生第一篇論文著作上能將這些技能學以致用。也謝謝幼珍老師與同鄉台中且親切的毓思姊幫我準備了無數次便當，除了讓我不用煩惱下一餐在哪裡外，也帶我認識了素食的世界，原來素食也是可以如此美味!!!

接著也非常感謝老爸錦男在這段時間的生活費支援、老媽慧敏常帶我看電影吃飯、老哥建智時不時告訴我沒錢了可以借我。感謝光立，每次回台中總有個好兄弟可以小酌聊天，知道我快沒錢了也常常請我吃飯。

也謝謝這段時間認識的誼樺、映萱、欣瑩、嘉妤、琪芬、家豪還有彥丞，謝謝你們默默地關心與打氣，還有一起聊天互相分享。也感謝許宏在實驗室幫了不少忙，很開心有你這個小幫手兼特務。謝謝 Winson 王惟申，這段日子來的不定期地來電關心，也慷慨地分享自身研究所經驗與指點迷津。感謝林璇，謝謝妳這段日子來的陪伴，很幸運也很開心這段路上有妳在。

最後也感謝自己，雖然這三年來有太多的困難和不順遂，但也是給了自己這個變強的機會，希望下一站能夠帶著這三年所學到的實力，繼續向前邁進，完成人生自由的目標。

目錄

摘要.....	i
Abstract.....	iii
誌謝.....	v
目錄.....	vi
表目錄.....	ix
圖目錄.....	x
第一章 緒論.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 研究目的.....	2
第二章 文獻回顧.....	4
2.1 冷氣機外接排水器簡介.....	4
2.2 冷氣機原理介紹.....	5
2.2.1 蒸發器(Evaporator).....	5
2.2.2 壓縮機(Compressor).....	5
2.2.3 冷凝器(Condenser).....	6
2.2.4 膨脹閥(Expansion valve).....	6
2.2.5 冷氣機之冷凝水產生.....	7
2.3 冷凝水來源.....	9
2.3.1 影響冷凝水因素.....	10
2.3.2 冷氣風量與冷凝水.....	12
2.3.3 外氣滲透率(Air infiltration).....	13
2.3.4 堆疊壓力(Stack pressure).....	13
2.3.5 風壓(Wind pressure).....	15
2.3.6 外氣滲透率相關數據.....	16
2.4 市售冷氣排水器之優缺點.....	22
2.4.1 虹吸式排水器.....	22
2.4.2 幫浦式排水器.....	22
第三章 理論模型.....	25

3.1 簡介.....	25
3.1 統御方程式.....	27
3.1.2 動量方程式(Momentum equation)	28
3.1.3 能量方程式(Energy equation).....	28
3.1.4 相對濕度(Relative humidity).....	29
3.2 模型建構.....	29
3.3 基本假設.....	29
3.4 參數設定.....	32
3.5 求解器設定.....	33
第四章 實驗設計.....	34
4.1 冷凝水量測&設備.....	34
4.2 排水器實驗裝置建構.....	36
4.3 資料擷取與自動控制系統.....	39
4.3.1 排水控制與重量變化監測系統	39
4.3.2 資料傳輸系統.....	40
4.4 設計與 3D 列印排水零件.....	42
4.4.1 3D 列印材料-HIPS.....	42
4.4.2 3D 繪圖與設計零件.....	43
4.5 排水器性能測試.....	48
4.5.1 不同馬達之分貝測試.....	48
4.5.2 不同馬達之轉速測試.....	48
4.5.3 不同馬達之轉矩測試.....	49
第五章 結果與討論.....	51
5.1 冷凝水量測結果.....	51
5.2 冷凝水計算結果.....	55
5.3 外氣滲透率計算.....	57
5.4 模擬結果.....	60
5.4.1 冷氣出風口風速對室內空氣含水率之影響	60
5.4.2 冷氣出風口溫度對室內溫度之影響	60
5.4.3 外氣滲透率對室內空氣含水率之影響	60
5.4.4 可視化流場、溫度與含水率分布圖	62
5.4.5 模擬結果分析.....	69
5.5 改良與市售排水器測試結果.....	75

5.5.1 排水器系統數據.....	75
5.5.2 改良排水器數據與實驗數據比較	76
5.5.3 不同馬達測試數據比較.....	78
第六章 結論.....	83
參考文獻.....	86
附錄 A: 排水器自動控制系統程式碼:	90
附錄 B: 資料傳輸系統程式碼:.....	93



表目錄

表 2.1	常見材料在不同相對濕度下增加之重量之百分比	11
表 2.2	堆疊係數對照表	18
表 2.3	風係數對照表	18
表 2.4	冷氣房內無人時冷凝水變化量	21
表 2.5	冷氣房內有 9 人時冷凝水變化量	21
表 2.6	排水器種類比較表	22
表 5.1	冷凝水計算方法比較	56
表 5.2	冷凝水計算與實際量測數值比較	57
表 5.3	中壢測站資料(2019/08/10)	58
表 5.4	風速對應之風壓	59
表 5.5	量測結果與模擬結果之誤差	72
表 5.6	實驗結果與計算冷凝水比較	74
表 5.7	電磁閥 A 數據	76
表 5.8	電磁閥 B 數據	76
表 5.9	本研究改良排水器在不同運轉時間之排水數據	76
表 5.10	改良排水器實驗數據與 Arduino 計算值比較	78
表 5.11	改良排水器實驗數據(實驗 I)	79
表 5.12	不同馬達於不同電壓下轉速與分貝之關係	80
表 5.13	Nichibo 與 Nidec 馬達相同轉速下電流、扭力與分貝比較	82
表 5.14	相同轉速下 Nichibo 與 Nidec 馬達耗能比較	82

圖目錄

圖 2.1	排水器示意簡圖.....	4
圖 2.2	冷氣機元件與冷媒流動方向.....	6
圖 2.3	冷媒流動與溫度分布示意圖.....	7
圖 2.4	窗型冷氣室外軟管與剖面圖.....	8
圖 2.5	分離式冷氣透視圖.....	8
圖 2.6	分離式冷氣冷凝水管.....	8
圖 2.7	蒸發器(a)熱量預估(b)除水量預估與實際量測比較.....	12
圖 2.8	窗型冷氣預估除水率與量測比較.....	12
圖 2.9	蒸發器風扇風速與(a)溫度(b)除水率(c)相對溼度關係.....	14
圖 2.10	煙囪效應與中立壓力示意圖.....	15
圖 2.11	風速與空氣交換率的關係.....	18
圖 2.12	外氣滲透率與壓力差之關係.....	19
圖 2.13	不同建築方式之平均換氣率.....	19
圖 2.14	達卡溫度與濕度氣候.....	21
圖 2.15	冷凝水量與溫度、濕度差與時間之變化量.....	22
圖 2.16	幫浦式排水器馬達位置.....	24
圖 2.17	馬達部拆解圖&3D 分解圖.....	24
圖 2.18	蔽極式馬達排水器.....	24
圖 3.1	不同耦合情形下建築物溫度與溼氣傳導方式.....	27
圖 3.2	距離不同出風口面量測風速數值之比較.....	27
圖 3.3	冷氣室內空間模型.....	30
圖 3.4	空氣入口(Inlet)與出口(Outlet).....	31
圖 3.5	網格切割方式.....	31
圖 3.6	空間網格示意圖.....	32

圖 4.1	實驗 I 步驟	35
圖 4.2	實驗 II 步驟	35
圖 4.3	冷凝水量測設備(a)溫濕度計(b)電子秤(c)燒杯(d)馬錶	36
圖 4.4	溫濕度計位置	36
圖 4.5	排水器系統示意圖	37
圖 4.6	模擬冷氣冷凝水排水器效能評估系統	38
圖 4.7	建造排水器工作環境設備與材料	38
圖 4.8	鑽床機	39
圖 4.9	排水器主體實體圖與配件	40
圖 4.10	控制系統接線圖	41
圖 4.11	資料傳輸系統接線圖	41
圖 4.12	排水控制&資料傳輸系統	42
圖 4.13	QTS-M200 Plus 3D 列印機	44
圖 4.14	三種不同圖案連續列印之比較	45
圖 4.15	不同填實率(infill)與不同 Pattern 之比較	45
圖 4.16	固定 Pattern2 與 50%填實率，改變不同層高之比較	46
圖 4.17	葉片設計改良(a)前(b)後	47
圖 4.18	排水腔設計(a)型式 I (b)型式 II	47
圖 4.19	(a)蔽極式(b)直流沉水馬達(c)直流有刷(d)直流無刷	49
圖 4.20	(a)Arduino LM393 雷射計數模組(b)轉速碼盤	49
圖 4.21	簡易量測馬達力矩方式	50
圖 5.1	溫濕度計量測比對	51
圖 5.2	研究空間室內、外(a)溫度(b)濕度隨時間變化(實驗 I)	53
圖 5.3	研究空間室內、外(a)溫差(b)濕度差隨時間變化(實驗 I)	53
圖 5.4	日立與東元冷氣冷凝水量隨時間變化圖(實驗 I:上午)	54
圖 5.5	研究空間室內、外(a)溫度(b)濕度隨時間變化(實驗 II)	54
圖 5.6	研究空間室內、外(a)溫差(b)濕度差隨時間變化(實驗 II)	55
圖 5.7	日立與東元冷氣冷凝水量隨時間變化圖(實驗 II:下午)	55
圖 5.8	本研究之實驗空間靠窗牆面	58
圖 5.9	本研究實驗空間冷氣裝設牆面	59

圖 5.11 冷氣出風口溫度對溫度之影響.....	61
圖 5.10 冷氣出風風速對水氣質量分率影響.....	61
圖 5.12 外氣滲透率對水氣質量分率影響.....	62
圖 5.13 五分鐘流場之變化側視圖.....	63
圖 5.14 一小時流場變化側視圖.....	63
圖 5.15 五分鐘溫度變化側視圖.....	64
圖 5.16 一小時溫度變化側視圖.....	64
圖 5.17 五分鐘水氣質量分率變化側視圖.....	66
圖 5.18 一小時水氣質量分率變化側視圖.....	66
圖 5.19 五分鐘流場變化俯視圖.....	67
圖 5.20 一小時流場變化俯視圖.....	67
圖 5.21 五分鐘溫度變化俯視圖.....	68
圖 5.22 一小時溫度變化俯視圖.....	68
圖 5.23 五分鐘水氣質量分率變化俯視圖.....	69
圖 5.24 一小時水氣質量分率變化俯視圖.....	69
圖 5.25 量測結果與模擬(a)溫度(b)相對濕度與(c)水氣質量分率比較.....	71
圖 5.26 模擬結果與(a)風速計(b)溫度(c)濕度(d)換氣率誤差比較.....	72
圖 5.27 實驗系統物理模型.....	74
圖 5.28 實驗結果與計算(a)上午(b)下午冷凝水比較.....	74
圖 5.29 自動控制系統示意圖.....	76
圖 5.30 改良排水器實驗數據與 Arduino 計算值與趨勢公式.....	78
圖 5.31 比較有刷與無刷馬達不同電壓下空轉分貝數.....	81
圖 5.32 有刷與無刷馬達不同電壓下之轉速比較.....	81

第一章 緒 論

1.1 研究背景

台灣地處亞熱帶氣候，加上台灣又是海島，因此容易受到暖溼氣流與洋流的影響，同時也受到海洋型氣候影響，使得台灣一年四季各地都是高濕度環境，而常見的室內舒適度控制家電裡，窗形與分離式冷氣機就扮演著重要角色，當冷氣機運作時，冷氣內部之蒸發器因為溫度低，空氣中水氣會因露點溫度冷凝為冷凝水，同時也將空氣溫度降低吹出冷氣出風口，使室內溫度逐漸下降。在冷氣冷凝水產生過程中，因台灣的高濕環境，冷凝水產生量相對也高，當冷氣機安裝的冷凝水排水線無法直接拉至排水管時，經常需要外加一自動排水器輔助冷氣機冷凝水排送到室外，目前市售排水器常常為人詬病的問題包括噪音、馬達鏽蝕損壞與衍生的漏水與產品壽命短等問題。

冷氣機冷凝水來源與產生量是排水器的重要設計規格。當冷氣機運作時，裝置在冷氣機內部之蒸發器因為冷媒的低溫(室內空氣冷源)，因露點溫度而將冷氣吸入的室內空氣中部分水氣冷凝出來，再將乾冷空氣送入室內降溫，由冷氣機原理圖(How It Works: Air Conditioning, 2019)中可以發現，冷氣機冷凝水主要在室內的蒸發器上凝結產生。假如室內為一封閉空間下，理論上來說冷氣機冷凝水產率應該會冷氣機開啟後隨時間漸漸下降，實際上卻非如此，因此推測除了室內空氣外，還有其他的冷凝水來源。

Younes 等人(2011)在研究中提到一建築室內空間中，外氣滲透率(air infiltration)為一室內空間中重要的空氣滲透來源，此來源主要由風壓(wind pressure)與堆疊壓力(stack pressure)產生，堆疊壓力包含室內與室外之空氣溫度所造成之溫度梯度差、建築物高度等，風壓主要則是由不同風速壓、風向、地形改變、建築物之形狀等。Harrje and Born(1982)在普林斯頓大學能源與環境中心研究中心也有針對建築物內各部分之外氣滲透率百分比

做粗估計算，Kohonen(1984)將不同類型之建築物與換氣率做比較，在研究中也提到假如有將門與窗以封條封緊，可以減少 87%外氣滲透情形，由此可見一般建築中門窗沒有以封條封住之建築，外氣滲透率之高。以水泥建築方式建築之空間，平均換氣率範圍落在 2.3-5.3 次，平均換氣率為 3.5 次/小時。

而台灣又除了是在亞熱帶海島高溫高濕的氣候條件下外，也屬於地震頻繁帶，導致台灣鋼筋水泥建築物因地震影響使窗戶、門縫與牆壁等產生變形或裂縫，綜合上述使的外氣滲透加劇，導致冷氣機排水器運作更加頻繁。

目前市售排水器主要令人詬病的原因是壽命短與噪音。壽命短的原因，當排水器運作後將冷凝水排出，由於排水器作動方式仰賴內部浮球開關自動啟動與斷電，而浮球開關最低點(電路斷路點)與底部有一段高度距離，因此內部儲水區還是會殘留部分冷凝水，即便是馬達在無運轉狀況下。而台灣一般家庭常開冷氣多半為夏季至初秋季約 6-11 月份，也就是當冷氣沒有使用時，這些滯留在排水器中的冷凝水，會長時間使得內部保持一高濕環境，濕氣藉由縫隙進入馬達中導致馬達鏽蝕，使壽命下降，連帶水中黴菌孳生等問題。從網路聲量與實際訪談有安裝冷氣機排水器的許多店家調查發現，排水器使用者經常抱怨排水器容易損壞，耐用度差等問題。

1.2 研究目的

本研究使用計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD)軟體 ANSYS Fluent 進行一室內空間中模擬，以數值模型的建立並透過實驗來驗證模型的正確性，以出風口溫度、風速與外氣滲透率當作變數，找出各項變數對於冷氣機冷凝水來源的貢獻程度，藉此找出冷氣機冷凝水不斷產生大量冷凝水的來源。

找出冷凝水來源與產生量後，再嘗試進行排水器改良研究，根據冷氣冷凝水產率建立一套以 Arduino 與相關電控元件建立的冷凝水自動產生

與同時評估多台排水器的自動化系統，藉此改良冷氣機排水器，延長排水器使用時間與效率。



第二章 文獻回顧

2.1 冷氣機外接排水器簡介

冷氣機運作時因會產生冷凝水，隨著不同環境條件冷凝水產生量也會不同，當冷凝水無法順利接到排水管時，須另外加裝冷氣排水器，將冷凝水由室內排出室外。排水器主要分為幫浦式與虹吸式兩大類，虹吸式幫浦主要靠虹吸原理將水排出，使用環境限制較大，市面上還是以幫浦式排水器為主。

幫浦式排水器元件主要分三大部件，幫浦(pump)、浮球開關(float switch)與控制電路板(control board)。圖 2.1 為幫浦式排水器示意簡圖，其運作方式為冷凝水由冷氣機自 1 進入排水器內部，接著隨著排水器內部冷凝水量逐漸上升，藉由水之浮力將 2 浮球開關沿著水平面高度持續往上推高，直到達到浮球開關內部磁簧達到導通高度，此時控制電路版會將電路導通至馬達端使馬達 3 開始運作，而馬達會連接一排水葉片 4，排水葉片轉動後提高葉片腔室內之水壓，藉由提升腔內壓力後將冷凝水從 5 出口端排出排水器外部，直到液面高度降至浮球開關關閉狀態後，此時電路成短路狀態，馬達停止運轉。

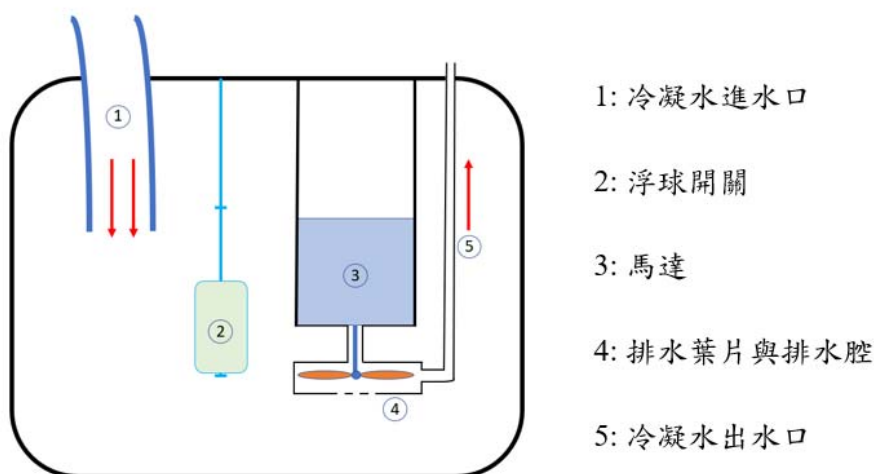


圖 2.1 排水器示意簡圖

2.2 冷氣機原理介紹

基本上冷氣主要是由四大部件所構成，蒸發器(evaporator)、壓縮機(compressor)、冷凝器(condenser)與膨脹閥(expansion valve)四個部分，其中內部封閉管路裡會填充冷媒作為製冷劑，而封閉管路考量導熱與成本等因素，主要為銅管材質。

壓縮機開始運轉後，會將冷媒壓縮為高溫高壓冷媒，冷媒流經冷凝器會以風扇強制降溫使冷媒由高溫氣態冷媒相變為高溫液態冷媒，流經膨脹閥後將冷媒降壓，使冷媒由高溫液態冷媒降溫為低壓液態冷媒，如圖 2.2 所示。

2.2.1 蒸發器(Evaporator)

蒸發器主要的功能為吸收環境中的熱量，使環境溫度下降，Parker 等人(1997)研究中提到，在傳統的分離式冷氣中，冷氣的效能需要高度依賴足夠之空氣流經蒸發器之蒸發管。

冷媒在流經蒸發器時，因通過膨脹閥降壓，此時冷媒狀態為低壓液態冷媒，降壓過程中溫度也會隨之下降，Shaw(2001)在其專利中量測蒸發器溫度約 4-6°C，此時低溫之蒸發管接觸到外界相對高溫空氣後，藉由熱傳導從銅管傳導至冷媒，此時低溫低壓冷媒溫度升高後開始漸漸氣化為氣態冷媒，此時環境中之溫度藉由低溫之冷媒蒸發時將環境熱量吸收，帶走熱量，降低環境空氣溫度。

2.2.2 壓縮機(Compressor)

壓縮機主要分為水冷式與氣冷式壓縮機，而一般家電使用的窗型或是分離式冷氣皆為氣冷式為主，而壓縮機主要的功能是将流經蒸發器之氣態冷媒，此時冷媒壓力相對冷氣之冷媒循環系統裡依舊屬於低壓狀態，流經壓縮機後之冷媒，藉由壓縮機內部電磁離合器通電後與皮帶盤接合使壓縮機運轉，將冷媒加壓，此時流經出口端之冷媒為高壓高溫之氣態冷媒。

2.2.3 冷凝器(Condenser)

冷凝器之功能與蒸發器剛好相反，主要功能是将熱量散出。Van Ballegooyen(2018)研究中提到冷凝器分為水冷式、氣冷式與蒸發式，而一般家用冷氣主要為氣冷式為主，氣冷式又分為自然通風與強制通風，自然通風依靠空氣流動使冷媒降溫，而強制通風是指加一風扇強制將空氣帶動使冷媒降溫，家用冷氣皆以強制通風為主。

冷媒流經壓縮機離開後會呈現高壓高溫之氣態冷媒，經過冷凝器時，使用風扇將高溫之氣態冷媒強制帶走冷媒熱量，此時高壓高溫氣態冷媒因溫度下降產生相變，由高壓高溫氣態冷媒轉變為高壓高溫液態冷媒，此時之溫度較接近環境溫度。

2.2.4 膨脹閥(Expansion valve)

膨脹閥功能為降壓與調節流量，藉由膨脹閥裡的感溫包感測蒸發器出口端之溫度，當蒸發器端溫度降低時，膨脹閥之出口會收縮限制冷媒流經蒸發器之流量。當蒸發器溫度升高時則反之，此方式也能夠間接保護壓縮機，因壓縮機壓縮液態冷媒會導致壓縮機故障與損壞。

冷媒經過冷凝器降溫與相變後，形成高壓與較接近環境溫度之高溫液態冷媒，此時流經膨脹閥後，經由膨脹閥降壓與調節流量後，冷媒從原本的高壓與較接近環境溫度之高溫液態冷媒轉變為低壓與低溫液態冷媒，流入蒸發器。

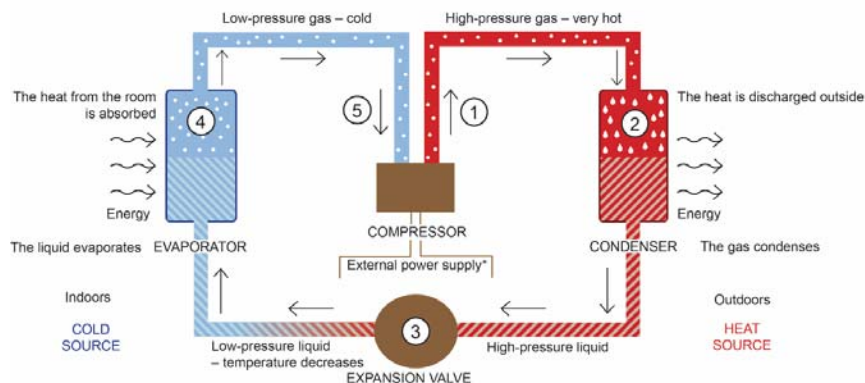


圖 2.2 冷氣機元件與冷媒流動方向(How It Works: Air Conditioning, 2019)

2.2.5 冷氣機之冷凝水產生

冷氣機產生之冷凝水大部分是由蒸發器接觸室內空氣時所產生，因室內空氣接觸到低溫之蒸發器，造成空氣中之水氣達露點溫度而凝結成水滴，此生成之水為冷氣機之冷凝水，另外也有一部分冷凝水來源為接觸室外空氣，因低溫之蒸發器會一路由室內延伸出室外之壓縮機，此蒸發管接觸至室外之空氣也有凝結為冷凝水，因此有冷氣冷凝水有兩來源，如圖 2.3。

圖 2.4 為窗型冷氣剖面圖，由圖可看出當蒸發器為多線圈式彎曲方式，主要目的是增加空氣接觸之表面積，而由室內空氣接觸至低溫蒸發器後即開始形成冷凝水，冷凝水會滴入下方之滴水盤，接著往室外方向流動，窗型冷氣滴水盤有一傾斜角度，使滴水盤之冷凝水受重力影響往室外滴水盤方向流動，而最後由室外交出一個軟管使冷凝水流出冷氣機外。

圖 2.5 為分離式冷氣半透視圖，可以觀察出組成結構與窗型冷氣大同小異，同樣也是將蒸發器以線圈彎曲方式來增加接觸空氣表面積，進而提升空氣熱交換效率，因此分離式冷氣冷凝水同樣也是於室內機之蒸發器上產生，接著冷凝水會滴入下方冷凝水水道，藉由排水管從室內機往外接出，移除冷凝水，如圖 2.6。

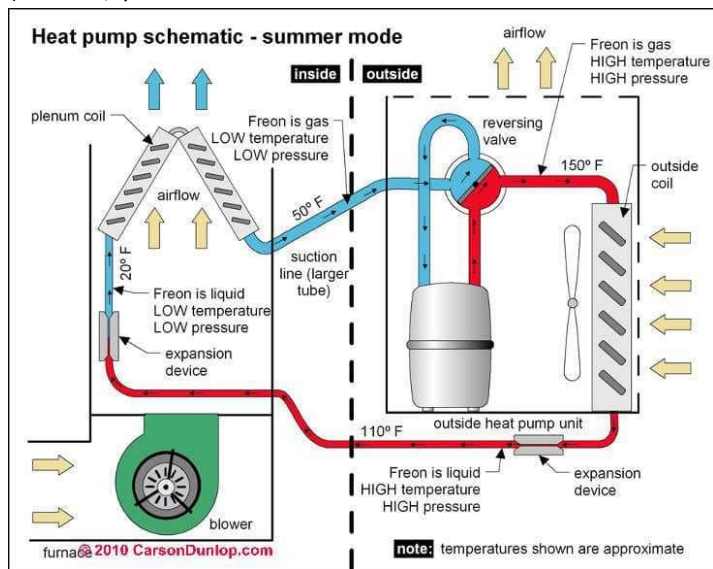


圖 2.3 冷媒流動與溫度分布示意圖(Berry, 2013)

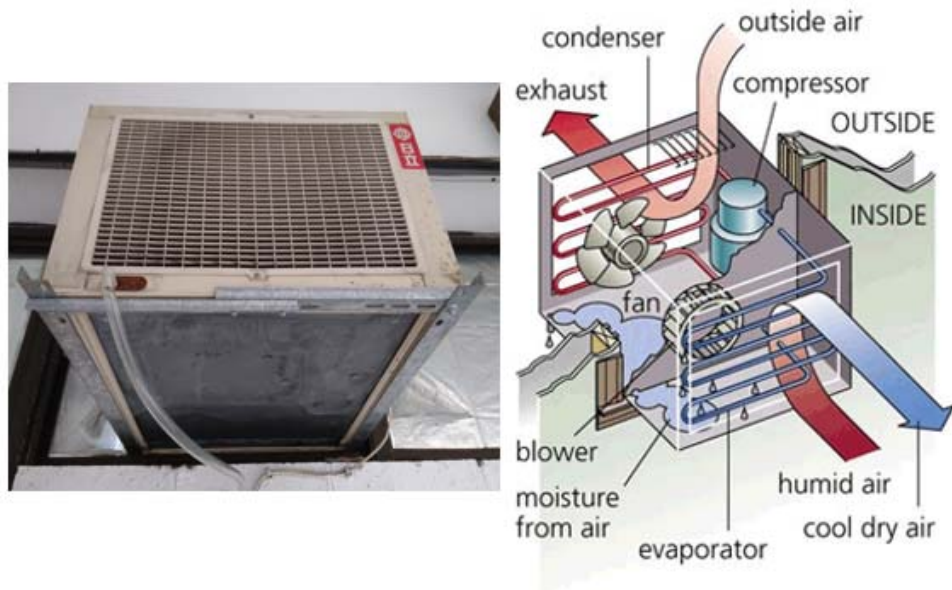


圖 2.4 窗型冷氣室外軟管與剖面圖(Sam the handyman, n.d.)

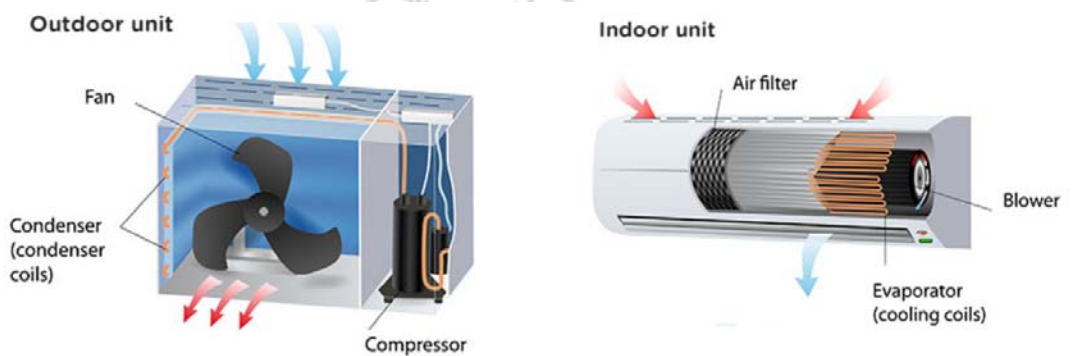


圖 2.5 分離式冷氣透視圖(21 celsius Air conditioning-Mechanical Services – Electrical, n.d.)



圖 2.6 分離式冷氣冷凝水管(Akram 等人, 2018)

2.3 冷凝水來源

對於環境舒適度的條件中，將環境控制在適合人居住的條件下，不單單只是由冷氣機將室內溫度降低而已，早在 90 年代就已經有許多的資料與文獻指出空氣中相對濕度的重要性，美國 ASHRAE(2007)組織提出相對溼度建議控制在 65%以下，通風的必要性除了人體舒適度外，也考量到空間換氣與濕度控制的重要性。常見的室內舒適度控制家電裡，冷氣機就扮演著重要角色。

一般在日常生活中所呼吸到之空氣為溼空氣，而溼空氣之組成為乾空氣與混和氣體加上水蒸汽之總稱，在大氣環境下，水蒸氣能夠占空氣體積之比率約為 0-4%，剩下的組成即為乾空氣，因此通常在介紹空氣中的氣體組成比例如氧氣占空氣體積為 20.942%、氮氣為 78.084%等，主要是指乾空氣組成部分。

而有一定比率水蒸氣會存在於空氣中主要的原因與水蒸氣壓力有關，水蒸氣壓力指的是水在氣相與非氣相時所達到動態平衡時的壓力，此動態平衡也會隨著環境溫度、壓力等因素改變。Andrade and Bullard(1999)在研究中提到濕氣會存在紙張、木材、衣服等物質中。Meier(2009)研究不同物質在不同之相對濕度環境中，所增加之重量百分比，而濕氣存在於不同物質裡，如表 2.1 與空氣中水蒸氣壓力有直接關聯，可由 Clausius Clapeyron relation 得：

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T\Delta V} \quad (1)$$

，其中 dP/dT 為壓力隨溫度之變化率， L 為相變焓(潛熱)， T 為相平衡之溫度， ΔV 為相變化過程中之比容變化。式(1)可計算濕空氣之水蒸氣壓力外，也說明蒸氣壓力會隨著環境溫度改變而改變，而此變化率也與潛熱與比容變化率呈正相關，說明蒸氣壓變化率也與熱傳導有關。

相對溼度(Relative humidity, RH)係指在相同之大氣壓力與溫度下，空氣中水蒸氣壓與飽和蒸汽壓之比值，當空氣中的相對溼度達到 100%時，

此時的溫度稱為露點溫度。絕對溼度(Absolute humidity)是指單位空氣體積下所含的水分，通常以 g/m^3 或 g/kg 來表示。

2.3.1 影響冷凝水因素

影響冷氣產生冷凝水的因素從設備來探討主要是冷氣蒸發器與蒸發器風扇兩大部分，而從環境來看則是室內溫濕度、室內人員數量、室內房屋結構、室外溫濕度、室外風壓大小與太陽輻射熱等幾個面向出發。

Kirby 等人(1997)在研究中冷凝水之預測實驗總誤差為 1.5 磅/小時，或是 25%平均移除冷凝水水量，造成此誤差主因為冷凝水的產生高度依賴蒸發器之表面溫度與面積，從蒸發器熱量預估與實際量測值可觀察出這樣的計算預測會高估蒸發管溫度，進而高估冷凝水之產生量，因為此計算方式是為乾蒸發器之情形，當蒸發器表面開始產生冷凝水，蒸發器表面會從乾蒸發器轉變為濕蒸發器，此時熱傳誤差也會加大，進而影響預估結果。如圖 2.7。

Andrade and Bullard(1999)在 Kirby 等人(1998)研究後，對位於窗型冷氣蒸發器上的風扇出風量做相關研究，來驗證風量對冷凝水之產出誤差量影響之大小，重新將蒸發器之模型重新設定，與 Kirby 等人(1998)提出之預測模型比較後，總除水預測誤差量從原本的 1.55 磅/小時降低至 1.04 磅/小時。除了因為高估蒸發器溫度導致除水率高估外，另一可能原因為熱傳速率大於冷凝水的質傳速率，因此當風以 33 毫秒流經蒸發器鰭片(fin)表面時，熱傳與冷凝水質傳還無法達到平衡，如圖 2.8。

表 2.1 常見材料在不同相對濕度下增加之重量之百分比(Meier, 2009)

Industry and/or Material	Relative Humidity - %								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Baking									
Crackers	2.1	2.8	3.3	3.9	5	6.5	8.3	10.9	14.9
Flour	2.6	4.1	5.3	6.5	8	9.9	12.4	15.4	19.1
White Bread	0.5	1.7	3.1	4.5	6.2	8.5	11.1	14.5	19
Leather - Sole Oak, Tanned	5	8.5	11.2	13.6	16	18.3	20.6	24	29.2
Printing									
Paper - Comm. Ledger - 75% Rag1% Ash	3.2	4.2	5	5.6	6.2	6.9	8.1	10.3	13.9
Paper M.F. Newsprint - 24% Ash	2.1	3.2	4	4.7	6.1	7.2	8.7	10.6	
Paper White Bond Rag - 1% Ash	2.4	3.7	4.7	5.5	6.5	7.5	8.8	10.8	13.2
Paper Writing - 3% Ash	3	4.2	5.2	6.2	7.2	8.3	9.9	11.9	14.2
Textile									
Cotton - Absorbent	4.8	9	12.5	15.7	18.5	20.8	22.8	24.3	25.8
Cotton - American-cloth	2.6	3.7	4.4	5.2	5.9	6.8	8.1	10	14.3
Cotton - Sea Isle-roving	2.5	3.7	4.6	5.6	6.6	7.9	9.5	11.5	14.1
Hemp - Manila and Sisal	2.7	4.7	6	7.2	8.5	9.9	11.6	13.6	15.7
Jute - Average Grade	3.1	5.2	6.9	8.5	10.2	12.2	14.4	17.1	20.2
Linen - Dried Spun - Yarn	3.6	5.4	6.5	7.3	8.1	8.9	9.8	11.2	13.8
Rayon - Cellulose - Acetate - Fibre	0.8	1.1	1.4	1.9	2.4	3	3.6	4.3	5.3
Rayon - Cupramonium - Average Skein	4	5.7	6.8	7.9	9.2	10.8	12.4	14.2	10
Rayon - Viscose Nitrocel	4	5.7	6.8	7.9	9.2	10.8	12.4	14.2	16
Silk - Raw Chevennes-Skein	3.2	5.5	6.9	8	8.9	10.2	11.9	14.3	18.8
Wool - Australian-Marino-Skein	4.7	7	8.9	10.8	12.8	14.9	17.2	19.9	23.4
Tobacco - Cigarette	5.4	8.6	11	13.3	16	19.5	25	33.5	50
Wood									
Timber - Average	3	4.4	5.9	7.6	9.3	11.3	14	17.5	22
Glue - Hide	3.4	4.8	5.8	6.6	7.6	9	10.7	11.8	12.5
Miscellaneous									
Charcoal-Steam Activated	7.1	14.3	22.8	26.2	28.3	29.2	30	31.1	32.7
Gelatin	0.7	1.6	2.8	3.8	4.9	6.1	7.6	9.3	11.4
Silica Gel	5.7	9.8	12.7	15.2	17.2	18.6	20.2	21.5	22.6
Soap	1.9	3.8	5.7	7.6	10	12.9	16.1	19.8	23.8
Starch	2.2	3.8	5.2	6.4	7.4	8.3	9.2	10.6	12.7

NOTE: Moisture content expressed in per cent of dry weight of the substance at various relative humidities - Temperature 75°F (22°C)

冷凝水會產生於蒸發管與鰭片上，導致蒸發管與鰭片處於潮濕情況，因此在空氣與蒸發器之熱傳導中，就會有顯熱(sensible heat)與潛熱(latent heat)兩種。在蒸發器處於乾的狀態下，計算空氣中與蒸發器之熱量傳遞，空氣溫度與蒸發器表面溫度會呈現線性改變，屬於顯熱部分。而假如將潮濕蒸發器之條件考量進熱傳導中，濕度變化與溫度變化比較時，會呈現非線性曲線，屬於潛熱部分，另外蒸發器之風扇風量大小也是影響之其中原因。

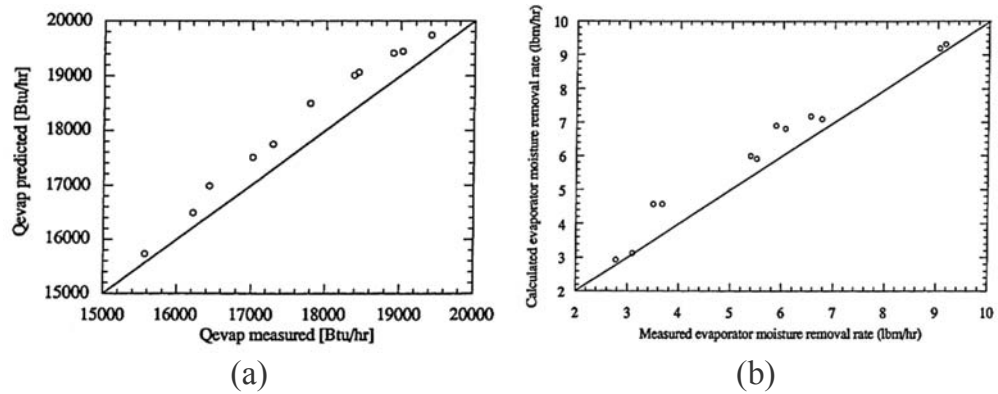


圖 2.7 蒸發器(a)熱量預估(b)除水量預估與實際量測比較(Kirby 等人, 1997)

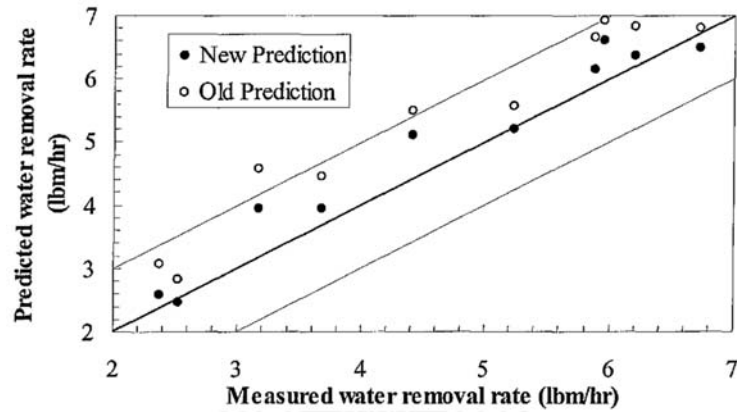


圖 2.8 窗型冷氣預估除水率與量測比較(Andrade and Bullard 1999)

2.3.2 冷氣風量與冷凝水

Andrade and Bullard(1999)將蒸發器風扇從風速 500cfm/ton 調整至 200cfm/ton，結果發現蒸發器之表面溫度會隨著風量減少而減少(約相差 5°C)，如圖 2.9(a)，隨著蒸發器表面溫度之降低，在蒸發器表面達到露點溫度而冷凝出的冷凝水增加，空氣之絕對溼度也隨之降低，然後由於風量降低，通過蒸發器之空氣也會相對減少。整體來說，將風量從 500cfm/ton 降低至 200cfm/ton，對於移除空氣中水分之除水率整體降低 9%，如圖 2.9(b)。接著將室內相對濕度之變化與風速做比對，可以觀察到不論是哪一個風速條件下，經過一段時間後，相對濕度皆會呈現平穩，如圖 2.9(c)，

其中 Beta 是壓縮機的運轉速度，該速度是從出廠資料(compressor map)得出。

2.3.3 外氣滲透率(Air infiltration)

Andrade and Bullard(1999)提到空氣之滲透是最主要之潛熱負載來源，這也說明了室內空氣溼度會隨著外氣滲透進入室內空氣中，進而將戶外之水分帶到室內中。Younes 等人(2011)在研究中也提到空氣之滲透最主要有兩個來源，風壓(wind pressure)與堆疊壓力(stack pressure)，堆疊壓力主要包含室內與室外之空氣溫度所造成之溫度梯度差、建築物高度等，風壓主要則是由不同風速壓、風向、地形改變、建築物之形狀等。

2.3.4 堆疊壓力(Stack pressure)

Sherwin and Horsley(1996)研究提到堆疊壓力主要建立在溫度差上，由理想氣體方程式推導，得公式(2):

$$PV = nRT \quad (2)$$

移項後得:

$$\frac{P}{RT} = \rho \quad (3)$$

，其中 P 是空氣壓力(Pa)， R 表示理想氣體常數， T 表示溫度($^{\circ}\text{C}$)， ρ 表示空氣密度(kg/m^3)。由公式(3)可以看出溫度與密度有相對關係(呈反比)，而從理論推導出，當有開冷氣之房間內之溫度與室外溫度會形成溫度差時，也表示室內外空氣也會因溫度不同而有密度差。

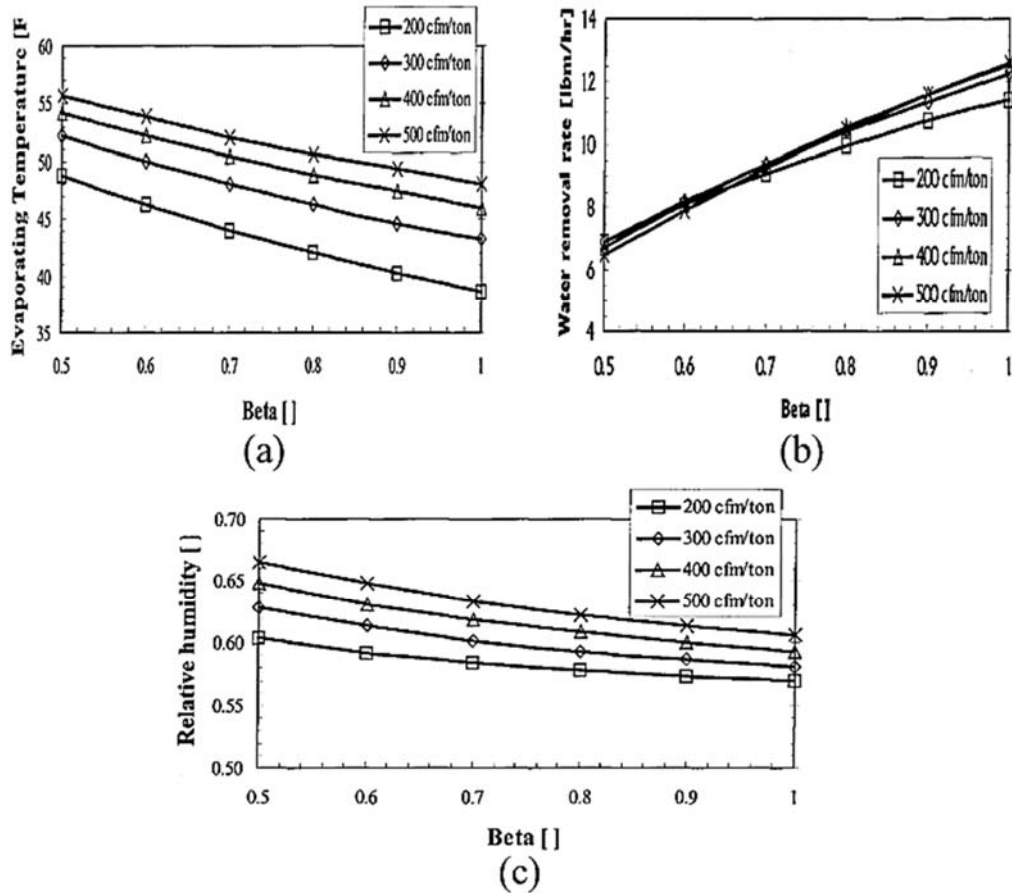


圖 2.9 蒸發器風扇風速與(a)溫度(b)除水率(c)相對溼度關係(ASHRAE, 2007)

如此一來室內外之空氣密度差將會形成一個壓力梯度(pressure gradient)差，此壓力差將會使空氣從建築外殼(building envelope)中(窗戶縫隙、門縫隙、牆面、天花板，地板等)滲透，此滲透方式也稱為煙囪效應(stack effect)，此外也能從流體壓力公式導出隨空氣所在之高度不同，也會有不同之壓力：

$$P = \rho gh \quad (4)$$

，其中 g 是重力加速度常數(m/s^2)， h 表示空氣所在之高度， ρ 是空氣密度(kg/m^3)。Deru and Burns(2003)提出室內外之空氣流動如圖 2.10 所示。當室內與室外某一高度上，室內外之壓力相等時，此高度點稱為中立壓力 y_{npl}

(neutral pressure level)，假設室內外空氣已經均勻混和後，接著室內外之兩邊空氣壓力可由下列公式計算：

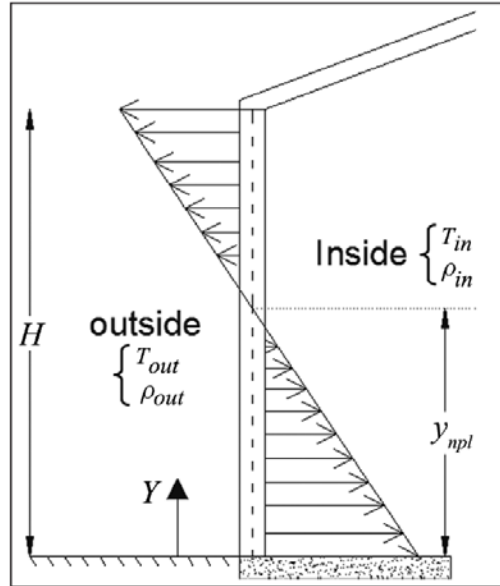


圖 2.10 煙囪效應與中立壓力示意圖(Deru and Burns, 2003)

$$P_{in}(y) = P_{in} - \rho_{in}gy \quad (5)$$

$$P_{out}(y) = P_{out} - \rho_{out}gy \quad (6)$$

，其中 P_{in} 是室內壁面上之基準點壓力(Pa)， P_{out} 是室外壁面上之基準點壓力(Pa)， y 是壁面底部到計算高度之距離(m)， ρ_{in} 是室內空氣之密度(kg/m^3)， ρ_{out} 是室外空氣之密度(kg/m^3)， g 是重力加速度之常數。

2.3.5 風壓(Wind pressure)

風壓之強度與形成由空氣密度(air density)、風速(wind speed)與建築物之形狀結構等決定，因此不同建築物與環境皆會影響風壓的不同與改變，其中風壓之常數表示為 C_p ，一般表示風壓強度以公式(7)表示之：

$$P_w = \frac{1}{2} \rho_{air} C_p v^2$$

(7)

，其中 P_w 表示風壓強度(Pa)， ρ_{air} 表示戶外空氣之密度(kg/m³)， v 表示空氣之速度(m/s)， C_p 為一無因次常數項，通常此數值需要通過實驗測試、風管測試(wind tunnel)等，針對不同建築物之形狀與高度測試後得之。

2.3.6 外氣滲透率相關數據

Liddamenty(1986)研究中已經提到外氣滲透的程度，取決於該建築物的氣密程度(tightness)，而環境影響主要有兩個，戶外風速與空氣溫度，而建築所在的地勢環境、氣候等也會有影響。當室內外沒有溫度差時，室內空氣交換率會隨著室外風速大小而成正比影響，但假使室內外存在溫度差，即使外界風速非常低，對室內空氣交換率還是存在一定程度之影響，如圖 2.11。

Harrje and Born(1982)在普林斯頓大學能源與環境中心研究中心也有針對建築物內各部分之外氣滲透率百分比做粗估計算，如下：

1. 牆壁:18%-50%，平均 35%。
2. 天花板:3%-30%，平均 18%。此部分之空氣洩漏程度會隨著天花板與隔樓、房屋密合隔離程度所影響。
3. 排風扇或冷氣相關設備:3%-28%，平均 18%。隨著排風出口或是冷氣相關設備之管路所影響。
4. 窗戶與門:6%-22%，平均 15%。窗戶種類影響洩漏佔重要角色，另外此數據僅針對窗戶與門縫間空氣之洩漏，並不包含開關門所引進之空氣。

Chiras(2002) 在其著作中提到窗戶部分之外氣滲透率數據低於 0.3cfm/ft²，此數據可參考做為後續模擬計算窗戶外氣滲透率之參考。在

ASHRAE(2013)回顧中提出當室內空間中出現洩漏區域時，此時該區域會因外界風速與條件等影響外氣滲透量，計算公式如下：

$$Q = L(A\Delta T + BV^2)^{0.5} * 10^{-3} \quad (8)$$

，其中 Q 是空氣流量(m³/s)， L 是洩漏處之面積(cm²)， A 是堆疊係數(stack coefficient)， ΔT 是室內外溫度差(°C)， B 是風力係數(wind coefficient)， V 是平均外界風速(m/s)，堆疊係數與風係數參考下表 2.2、2.3。

Arasteh 等人(1989)提到 70%熱流能夠從雙層玻璃窗傳輸，進而影響外氣滲透現象。Buchanan(1998)在研究中提到，熱傳導在外氣滲透中有著重要的影響。隨著越來越多人對外氣滲透之研究，有許多研究中已經提到外氣滲透與熱傳有關，也可驗證前述提及之潛熱負載來源與外氣滲透有強烈之關係。

Caluwaerts and Nusgens (1983)將不同建築模型之外氣滲透率與室內外壓差做一圖表來表示其關係，可以觀察出室內外壓差越大，外氣滲透率呈現指數增長，如圖 2.12。Kohonen(1984)將不同類型之建築物與換氣率做比較，在研究中也提到假如有將門與窗以封條封緊，可以減少 87%外氣滲透情形，由此可見一般建築中門窗沒有以封條封住之建築，外氣滲透率之高。以水泥建築方式建築之空間，平均換氣率範圍落在 2.3-5.3 次，平均換氣率為 3.5 次/小時，如圖 2.13。

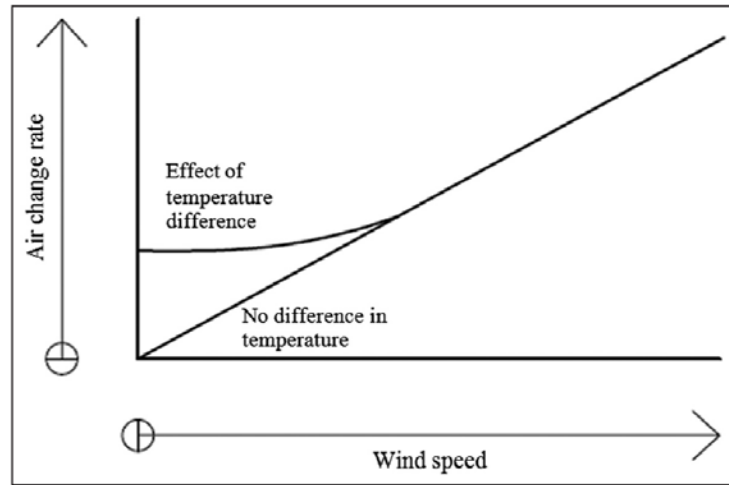


圖 2.11 風速與空氣交換率的關係(Liddamenty, 1986)

表 2.2 堆疊係數對照表(ASHRAE, 2013)

Stack Coefficient a_s	Number of Stories		
	One	Two	Three
Stack coefficient a_s , (ft ³ /min) ² /(in. ⁴ ·°F)	0.0150	0.0299	0.0449
Stack coefficient a_s , (L/s) ² /(cm ⁴ ·K)	0.000145	0.000290	0.000435

表 2.3 風係數對照表(ASHRAE, 2013)

Shielding Class	Description	Wind Coefficient a_{wr} (L/s) ² /(cm ⁴ ·(m/s) ²)			Wind Coefficient a_{wr} (ft ³ /min) ² /(in. ⁴ ·(mph) ²)		
		Number of Stories			Number of Stories		
		One	Two	Three	One	Two	Three
1	No obstructions or local shielding	0.000319	0.000420	0.000494	0.0119	0.0157	0.0184
2	Light local shielding; few obstructions, a few trees or small shed	0.000246	0.000325	0.000382	0.0092	0.0121	0.0143
3	Moderate local shielding; some obstructions within two house heights, thick hedge, solid fence, or one neighboring house	0.000174	0.000231	0.000271	0.0065	0.0086	0.0101
4	Heavy shielding; obstructions around most of perimeter, buildings, or trees within 10 m in most directions; typical suburban shielding	0.000104	0.000137	0.000161	0.0039	0.0051	0.0060
5	Very heavy shielding; large obstructions surrounding perimeter within two house heights; typical downtown shielding	0.000032	0.000042	0.000049	0.0012	0.0016	0.0018

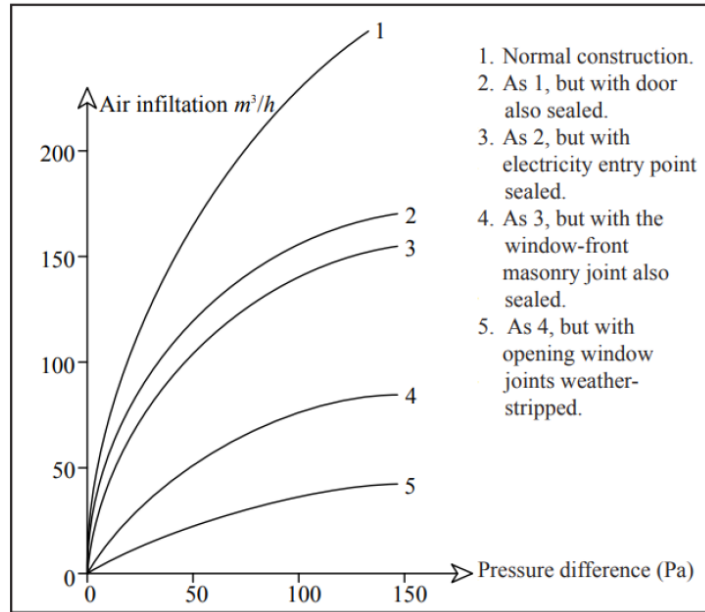


圖 2.12 外氣滲透率與壓力差之關係(Caluwaerts and Nusgens, 1983)

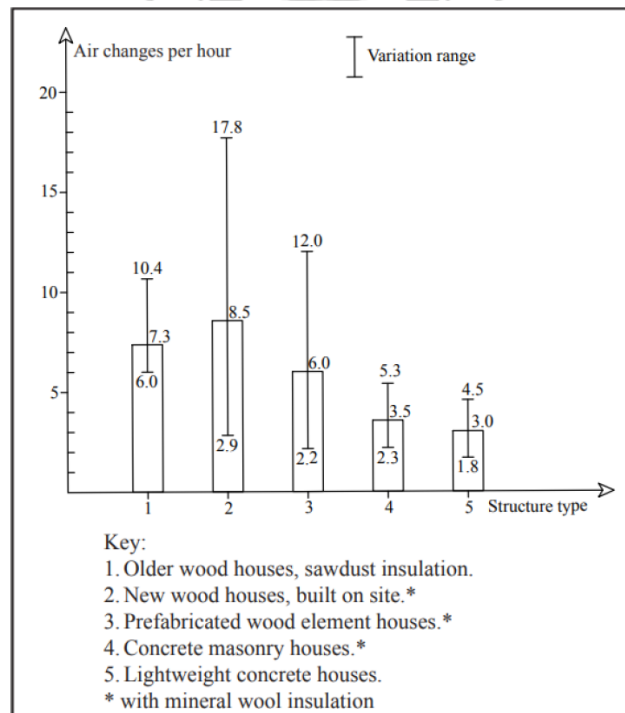


圖 2.13 不同建築方式之平均換氣率(Kohonen 等人, 1984)

Ali(2018)將室內溫溼度與室外溫溼度變化，觀察冷凝水變化情形，而該研究量測地點為孟加拉首都達卡(Dhaka)，平均氣候屬於高溫高濕環境(溫度介在 15-33°C，濕度介於 50-90%)，此氣候環境與台灣相似，如圖 2.14。其量測冷凝水方式為以 30 分鐘為單位，並以溫度差與濕度差與冷凝水量做比較，如圖 2.15，其中可以看出溫度相對來說處於平穩狀態，而相對濕度是一個上下波動趨勢，冷凝水產量也並沒有隨著冷氣開啟後平穩的產生，也是呈現上下波動趨勢，雖然相對濕度差之趨勢看起來與冷凝水量有相關，但仍有許多誤差在。

Khan(2013)對冷凝水的計算有提出一公式(8)，如下，主要是利用空氣進入冷氣機蒸發器之狀態與冷氣出風口處降溫之空氣狀態來做計算。

$$W = V\rho(W_{li} - W_{lo})$$

(8)

，其中 W 是冷凝水水量(l/hr)， V 為空氣流量(m^3/sec)， ρ 為空氣密度(kg/m^3)， W_{li} 為室內冷氣進風含水率(kg/kg)， W_{lo} 為室內冷氣出風含水率(kg/kg)。

Ali(2018)在研究考量 Khan(2013)計算冷凝水公式需要量測冷氣風速、入口溫度、出口溫度等條件，而改良該計算公式僅需室內外溫濕度差，即可計算，但主要是適用高溫高濕氣候之環境，如下列公式(9)。

$$W = 30.5T + 5H - 0.35t$$

(9)

，其中 W 為每噸冷氣每半小時所產生之冷凝水量(ml)， T 為室內外溫度差($^{\circ}C$)， H 為室內外濕度差(%)， t 為冷氣機運作開始時間(min，例如要計算 30 分鐘後時間， t 為 30，計算 30-60 分鐘之冷凝水量時， $t=60$)。

表 2.4 冷氣房內無人時冷凝水變化量(Galindo, 2011)

No. of Occupants: 0					Condensate liters/hr
Run	Outside Conditions		Inside Conditions		
		°C	% RH	°C	% RH
1	24.4	86.7	22.8	77	0.56
2	24.4	89.9	21.9	71.4	0.57
3	24.9	85.4	21.3	70.7	0.45
Average Amount					0.53

表 2.5 冷氣房內有 9 人時冷凝水變化量(Galindo, 2011)

No. of Occupants: 9 persons					Condensate Liters/hr
Run	Outside Conditions		Inside Conditions		
		°C	% RH	°C	% RH
1	31.5	68	24.9	54	1.31
2	31.0	73	23.9	55	1.34
3	30.3	77	23.5	56	1.08
Average Amount					1.24

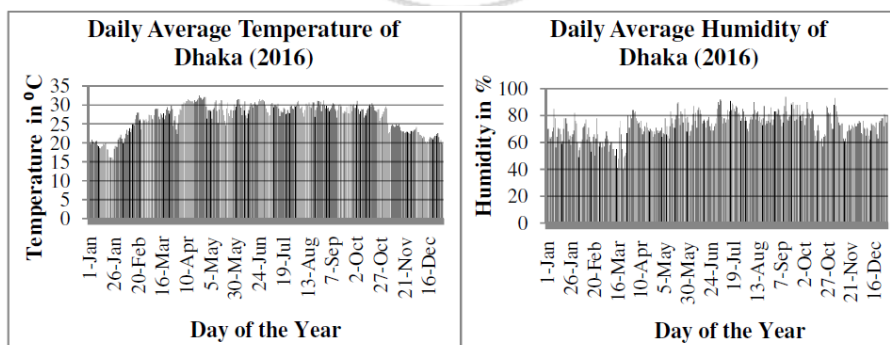


圖 2.14 達卡溫度與濕度氣候(Berry, 2013)

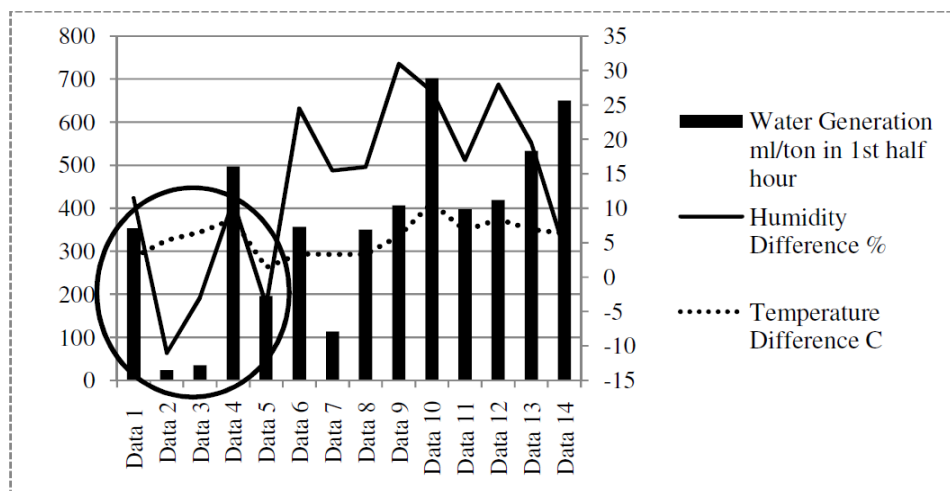


圖 2.15 冷凝水量與溫度、濕度差與時間之變化量(Berry, 2013)

2.4 市售冷氣排水器之優缺點

目前台灣市售冷氣排水器主要以幫浦式排水器為大宗，因虹吸式原理排水器使用環境限制較多，而幫浦式則能克服較多環境限制，兩種排水器之優缺點如表 2.6 所列。

2.4.1 虹吸式排水器

虹吸式排水器因使用虹吸原理，使排水器在拉水線之排水管時有一定限制性，例如安裝需裝設低於排水器高度。而現今大部分台灣安裝環境多半都不適合安裝虹吸式，因此市場上是以幫浦式排水器為主。

2.4.2 幫浦式排水器

幫浦式排水器雖然能夠利用馬達以機械方式強制將水排出，但以台灣市售排水器之設計，皆將馬達裝設於排水器內部，如圖 2.16，而排水器

表 2.6 排水器種類比較表

排水器種類	優點	缺點
虹吸式	維護成本低	1. 環境限制大 2. 市面上較少使用
幫浦式	環境限制小	1. 維護成本高 2. 有噪音問題 3. 損壞時需全機替換

內部環境因冷凝水流入，屬於高溼度環境，加上以排水器之設計方式，冷凝水須達到某一高度馬達才會運作並抽出冷凝水，當水位達到關閉點時，此時浮球開關之最低點距離底部還有幾公分之距離，這也表示當排水器裝上並開始運轉後，即便是之後沒有使用冷氣之情況下，排水器內部還是存在一定體積之水量，這也讓排水器內部形成常保高溼度甚至泡在冷凝水之情形發生。

由圖 2.17 指示馬達位置能觀察出排水器馬達位置建置於較低位置，排水器內部因長時間處於浸泡冷凝水之情形，使馬達雖然有塑膠外殼密封並封膠保護，但軸心連接排水葉片處屬於水氣或水能直接滲入之位置，導致馬達在此工作環境下容易鏽蝕並造成短路等，使馬達損壞，箭頭處指出馬達與馬達軸心與水接觸點。這樣的馬達設計除了讓排水器容易損壞外，也會使當馬達短路或故障時，需要將整台排水器一併更換，讓排水器之產品生命週期也下降而且浪費。

另外也有將馬達改成耐用性相對較好的蔽極式馬達，如圖 2.18(圖 2.17 為直流有刷馬達)，但實際拆解後也發現同樣有鏽蝕問題，而此兩種馬達主要成分皆為矽鋼片，雖然蔽極式馬達之設計高度比起第一款並不會泡在冷凝水中，且蔽極式馬達構造簡單，鐵心雖然會生鏽但不會導致馬達停止運作，而軸心整體為不銹鋼，目測也並無生鏽狀況，會導致此馬達運作可能極可能在銅線繞組的地方，因空氣溼度相當高導致水氣附著在銅線繞阻上，電流通過時即發生短路狀況使馬達損壞，也使此款排水氣雖然使用蔽極式馬達，但產品壽命上並沒有比使用直流有刷馬達排水器來的顯著上升，因此初步判斷不論何種馬達，假如沒有做好適當且完善之防水處理，都不適合在這樣子的工作環境下長時間運作。

此外也有許多使用者反應排水器聲音過大或是吵雜問題，主要可能性為一般排水器安裝在臥室或客廳等室內環境，而這些環境常常伴隨著人們長時間之久留，而當休息睡眠時常常聽到排水器內部馬達運轉之聲音，還是會形成一種噪音，另外一可能為目前設計之排水器內部應須加裝

馬達、浮球開關等空間，壓縮冷凝水儲蓄空間，因此當冷氣開始運作後，冷凝水產生時，排水器內部因儲水空間不多而使馬達運作頻率提升，使運作吵雜程度提高。

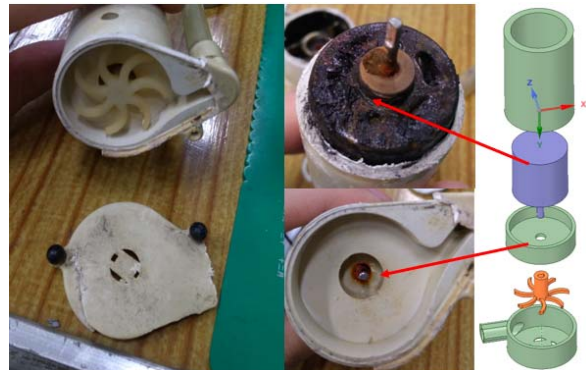
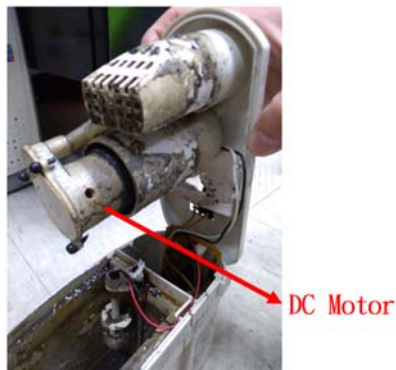


圖 2.16 幫浦式排水器馬達位置

圖 2.17 馬達部拆解圖&3D 分解圖

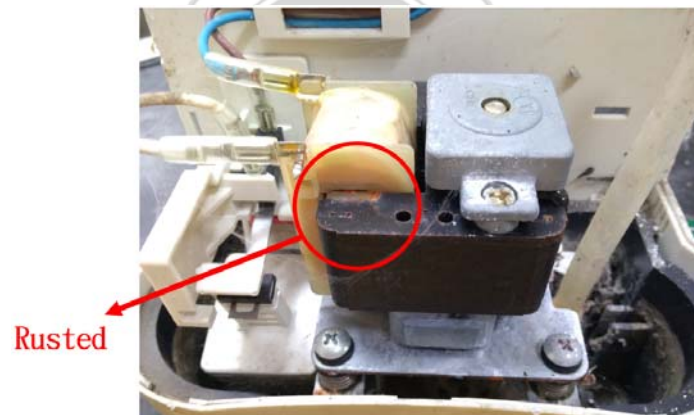


圖 2.18 蔽極式馬達排水器

第三章 理論模型

3.1 簡介

ANSYS 為美國一知名工程模擬軟體公司，創辦於 1970 年，該公司致力開發各種工程仿真相關之數值模擬軟體，種類也非常廣泛，除了擁有幾何模型建模工具、各種網格處理工具，物理模型也涵蓋多重物理分析、結構分析與老化測試、泛用熱流計算、化學燃燒反應、電磁場計算等各領域，其中 Fluent 除了是 ANSYS 公司主要產品之一外，也是在計算流體力學 (computational fluid dynamics, CFD) 領域中知名的主流工程模擬軟體之一。

整個模擬流程主要分為三大部分，第一部分是建立模型，將準備模擬的標的物建立 2D 或是 3D 模型，利用內建的快速繪圖軟體 SpaceClaim 可以完成幾何模型的建立與修改。第二部分則是切網格，此步驟是將繪圖出的模型切成細部網格，因 ANSYS Fluent 是以數值方法有限體積法 (finite volume) 來做運算，主要依賴統御方程式中之三大方程包含連續方程、能量方程與動量方程，切網格後可分別獨立計算每個單元 (cell)，藉此來模擬物理化學等現象。

第三部分則是參數設定，當前兩步驟皆完成後，依模擬條件的不同做細部相關設定，例如判斷模擬流體是否會有對流現象，如果是則須將能量方程 (energy equation) 與重力 (gravity) 開啟，判斷是否為層流 (laminar flow) 計算或紊流計算 (turbulent flow)，而紊流裡又再細分不同數學模型等，這些設定完成後接著設定邊界條件 (boundary condition) 來設定進流口 (inlet) 種類、流速、溫度等不同條件，接著將不同邊界條件名稱設定完成後，模擬結果中能以可視化方式來呈現平常無法輕易觀察到的物理現象例如微粒運動、渦流等，再藉由驗證正確模型後，可最佳化模型物性條件與改良等後續處理與研究探討。

在此研究中主要在模擬冷氣房室內空間中空氣溫度、溼度與水氣質量分率隨時間的變化，與戶外之外氣滲透率之影響與貢獻，屬於流體模擬

領域，因此選擇以 ANSYS Fluent 來做為模擬工具。

Trechsel(2001)其著作中提到，溫溼度(hygrothermal)對於建築物外殼(building envelop)與外部氣候環境條件下之輸送現象，已經有許多的相關研究，並且有不少數學模型已經建立。Karagiozis and Salonvaara(2001)提到空間中水蒸氣的擴散控制與隔離，對於溫濕度有非常重要之影響，對於一高溫潮濕氣候建築中，就算有將內部水蒸氣擴散控制住，還是很難有效將內部建築物濕度降下來，也暗示外界溼氣是一潛在來源。

Künzel 等人(2005)在研究中提到，在室內外環境與建築物結構材質都會影響室內溫溼度變化，其中也有許多問題需要解決，例如有多少空氣對流(air ventilation)且多少熱量由外界進入室內?假設室內又是一具有濕度的環境呢?等複雜的耦合問題，如圖 3.1。本研究則僅考慮空氣溫溼度與外氣滲透對室內空間水氣質量分率的變化與影響，太陽熱輻射則不考慮。

Wang 等人(2013)在學校教室中之建築物模擬文獻裡，室內牆壁熱傳導係數設定為 $0.128\text{W/m}^2\text{K}$ ，其他牆面熱傳導係數為 $4.357\text{W/m}^2\text{K}$ ，此設定值也用來做為模擬時邊界條件下牆壁面之熱傳導係數數值。

Ramadan et al. (2014)研究中對潮濕的空氣與熱力傳播做模擬，與本研究較種類相似，研究中使用 SIMPLE 演算法，此方法也為 ANSYS 內建預設之演算方式，能量方程(energy equation)用來求解熱傳與空氣對流與浮力(buoyancy force)之相關動量方程式，另外紊流模型使用 $\mathbf{k}\text{-}\epsilon$ 紊流模型做為模擬條件，可做為模擬設定參考。

Goubran 等人(2016)利用數值模擬方式模擬建築物門口之外氣滲透情形，研究中也是採用標準 $\mathbf{k}\text{-}\epsilon$ 紊流模型。

另外在量測冷氣出風口風速時，Whyte 等人(2010)在研究利用風速計量測具有濾紙過濾之空調時，針對不同出風口距離測量，其中也發現到隨測量點距離出風口越遠，風速也快速下降，如圖 3.2。研究中也以潔淨室規範裡的 ISO14644-3(2005)提到建議量測距離為 15cm(細線)與 30cm 去做

比對，發現量測距離 15cm 時，最接近不同距離之最大值與最小值最後之平均值範圍，因此建議量測風速時以 15cm 為最佳處。

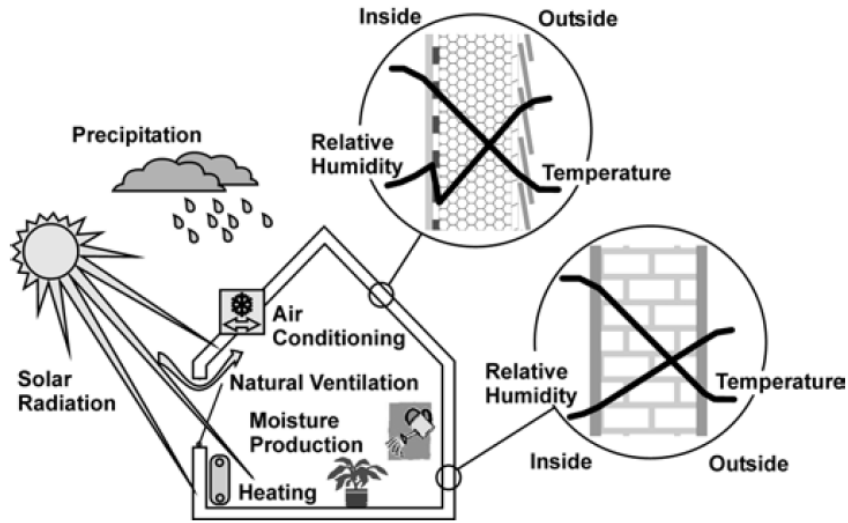


圖 3.1 不同耦合情形下建築物溫度與溼氣傳導方式 (Künzel 等人, 2005)

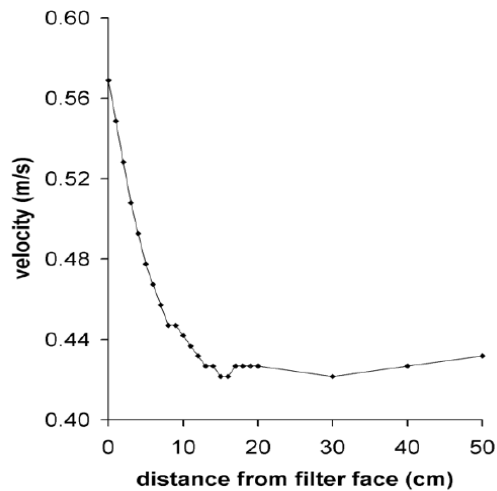


圖 3.2 距離不同出風口面量測風速數值之比較(Whyte 等人, 2010)

3.1 統御方程式

3.1.1 連續方程式(Continuity equation)

根據笛卡爾座標系統之連續方程式，參考 ANSYS FLUENT Theory guide 連續方程式，公式(3.1):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left(v_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + v_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + v_z \frac{\partial \rho}{\partial z} \right) + \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = S_m \quad (3.1)$$

式(3.1)也可替換為式(3.2):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = S_m \quad (3.2)$$

，其中 ρ 為物質密度， S_m 為源項(source term)，此連續方程式為偏微分之連續方程式，也是保守場(conservation form)形式，保守場將對較於非保守場(non-conservation form)能看出控制體積(control volume)之時間與空間變化量，非總量之變化。此模擬用到此連續方程主要是遵守質量守恆。

3.1.2 動量方程式(Momentum equation)

在不可壓縮液體裡，笛卡爾座標之動量方程式，參考 Bird et al. (2002) 連續方程式，如公式(3.3)-(3.5):

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \left(\frac{\partial \tilde{\tau}_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{zx}}{\partial z} \right) + \rho g_x \quad (3.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \left(\frac{\partial \tilde{\tau}_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{zy}}{\partial z} \right) + \rho g_y \quad (3.4)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \left(\frac{\partial \tilde{\tau}_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tilde{\tau}_{zz}}{\partial z} \right) + \rho g_z \quad (3.5)$$

，其中式 3.3 至 3.5 為 xyz 三個方向上之動量方程式(momentum equation)，其中 ρ 為物質密度， P 為壓力， $\tilde{\tau}$ 為剪應力， g 為重力。

3.1.3 能量方程式(Energy equation)

能量方程式參考 Li 等人(2015)使用 ANSYS 模擬傳統冷氣系統熱傳導現象，參考能量方程式如公式(3.6):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) \nabla \cdot (\rho \vec{v} H) = \nabla \cdot (k \nabla \cdot T) + S \quad (3.6)$$

，其中 H 是焓， k 是熱傳導率， S 是源項，源項通常包括輻射熱、其它體積所造成的熱。 H 的計算方式如公式(3.7):

$$H = h + H \quad (3.7)$$

，其中 h 為可感熱焓(sensible enthalpy)。

3.1.4 相對濕度(Relative humidity)

相對溼度(RH)參考 Hardy(1998)公式，如下(3.7)

$$RH = \frac{e}{e_s} \quad (3.7)$$

，其中 e 是該溫度下空氣中之水蒸氣壓， e_s 為相同溫度下飽和水蒸氣壓。

3.2 模型建構

模型分四部分，第一部分為冷氣室內空間之結構，包含桌子、棧板等結構。第二部分為東元冷氣位置，包含出風口與進風口。第三部分為日立冷氣位置，包含出風口與進風口。第四部份為門口與玻璃牆面，該兩處作為主要外氣滲透處，如圖 3.3、3.4。

切網格時有使用內建切網格方法四面體切法(tetrahedron method)，網格數量為 317,787 個，接著將兩台冷氣進風口與出風口各四面，加上前後門口門縫進出風口位置，使用細部切網格方法 face sizing 選擇更小的尺寸將這幾個部分切更細緻，主要是因為這些地方流體變化較大，需要切更細小網格，避免太大網格因流體變化大而造成計算誤差，如圖 3.5，考量到三維計算時間較長，且計算項目為混和空氣中包含空氣的水氣質量分率等，因此將整體空間切為兩等分，一為兩台冷氣吹出位置與外氣滲透進風口處主要空氣流經處，第二部分為空間較無空氣混合區域，屬於流體變化較小區域，第二部分使用六面體切法(hexahedral method)，減少網格數量提升計算速度，此時網格數量為 129597 個，如圖 3.6。

3.3 基本假設

因為本研究是針對空氣中之水氣做模擬計算，因此在預設上為單相流，包含空氣中之氣體與水氣等，須設定為 species transport，如公式(3.8):

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i c) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(D \frac{\partial c}{\partial x_i}\right) + S \quad (3.8)$$

，其中 c 為設定之化學物質， u_i 為速度， D 為擴散係數， S 為源項(source term)。 $\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i c)$ 此項為對流項，此項表示物質由於流體之流速所形成之對

流方向。 $\frac{\partial}{\partial x_i} \left(D \frac{\partial c}{\partial x_i} \right)$ 為擴散項，此項表示物質對濃度梯度改變所擴散方式。
S 為源項，此項表示任何因化學反應創造或破壞之化學物質或其他物理現象使用者要加入之項目。

兩台冷氣之出風口都設為 mass flow rate inlet，冷氣進風口則設為 pressure outlet 端，gauge pressure 為 0。而外氣滲透進來室內空間的門與主要玻璃牆面則也設為 mass flow inlet 端，風速量測用 KIMO 風速計(型號 VT 100)量測，風速精度為讀值 $\pm 3\%$ 。

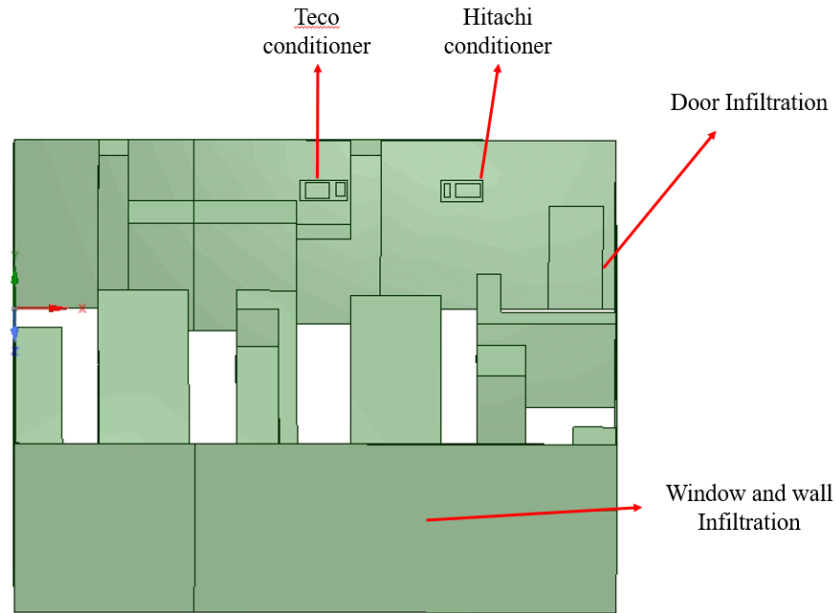


圖 3.3 冷氣室內空間模型

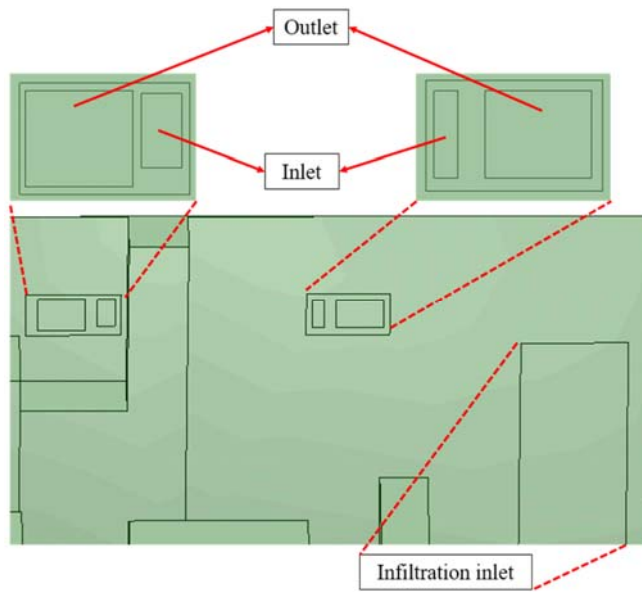


圖 3.4 空氣入口(Inlet)與出口(Outlet)

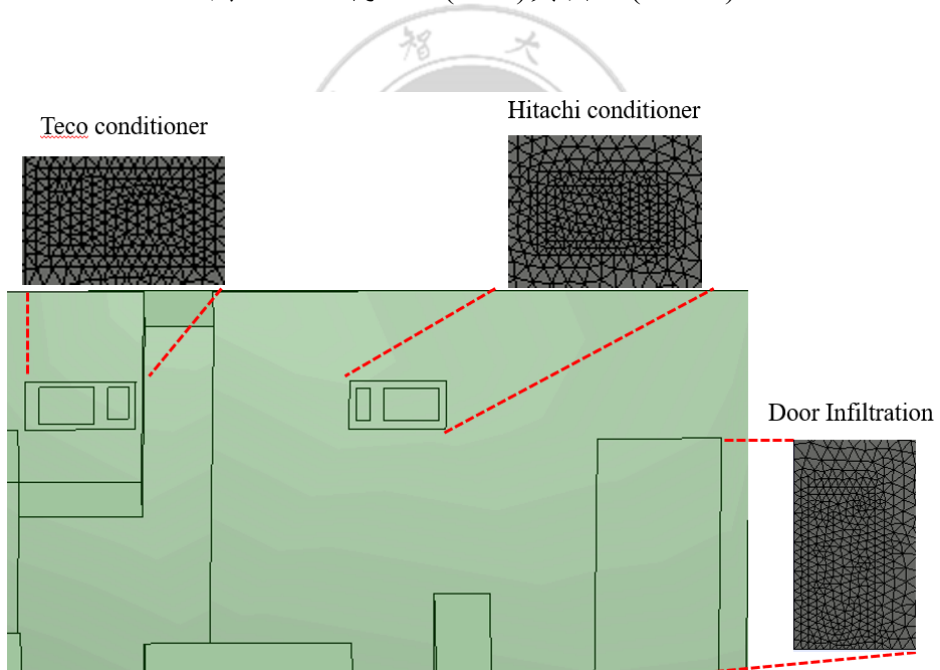


圖 3.5 網格切割方式

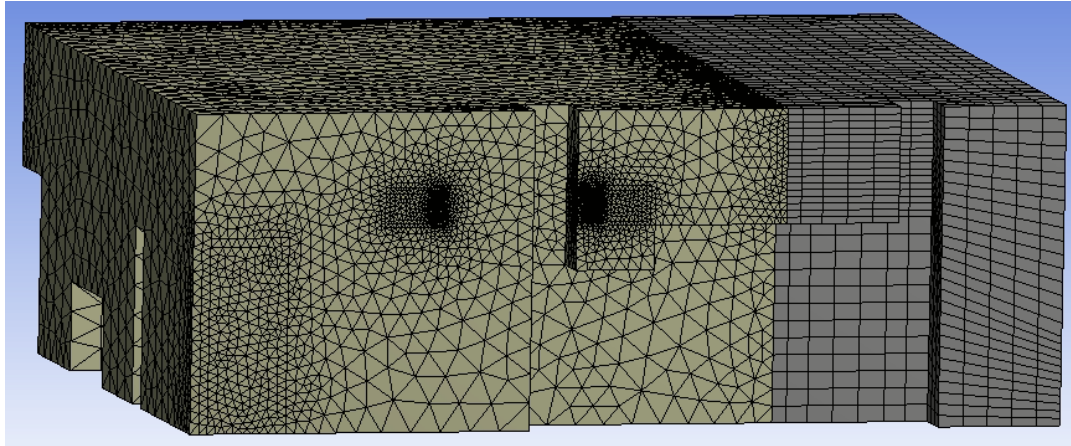


圖 3.6 空間網格示意圖

3.4 參數設定

將切完網格之檔案以 ANSYS Fluent 讀取，讀取成功後開始下列設定：

1. 一般設定(General): 設定為壓力基準(pressure based)計算，速度公式(velocity formulation)設定為 absolute，時間因為是要觀察流體隨時間變化，因此設定為暫態(transient)。重力設定以座標 Y 軸設定為 -9.8g/m^2 。
2. 模型設定(Models): 本研究空間涉及流力、熱傳與質傳三種輸送現象，流力部分在流體黏度模型(viscous model)選取標準紊流模型 κ - ϵ (standard κ - ϵ model)，熱傳部分需選取能量計算(energy equation)，因模擬空氣中水氣輸送，需選取多成分傳輸模型(species model)，設定 species transport。
3. 材料種類(Materials): 材料選擇混合物模板(mixture-template)，混合物包括氮氣、氧氣與水氣。
4. 邊界條件(Boundary conditions):
 - (a). 日立(Hitachi)與東元(Teco)冷氣入口端(inlet)設定為 mass flow rate，質量流率分別為 0.15kg/s 與 0.16kg/s ，模擬中溫度設定值皆為冷氣出風口實測值: 9.4°C (Hitachi)與 11.4°C (Teco)，水

氣值為 0.0065kg/kg 與 0.0083kg/kg，風向 $x=0$ 、 $y=0$ 、 $z=1$ 與 $x=0$ 、 $y=0$ 、 $z=1$ 。

(b).門與玻璃牆面進風口(infiltration inlet)設定為 mass flow rate，質量流率為 0.11kg/s 與 0.118kg/s，空氣溫度為 32.6°C，水氣值為 0.0222。

(c).牆面(wall)部分，牆面溫度設定為 26°C，熱傳導係數為 4.357W/m²K。

(d).日立與東元冷氣出口端(outlet)設定為 pressure outlet。

5. 起始操作條件(Solution initialization):起始空間壓力為 101325 帕(Pa)，起始空氣溫度 27.4°C，水氣值 0.0174kg/kg。

3.5 求解器設定

求解器方法設定以預設之 SIMPLE 方法求解，空間離散化(spatial discretization)以預設值 least square cell based 計算梯度(gradient)，壓力部分以預設二階(second order)計算，二階上風法(second order Upwind)計算動量(momentum)，一階上風法(first order Upwind)計算紊流動能 κ (turbulent kinetic energy)與紊流發散率 ϵ (turbulent dissipation rate)，另外二階上風法也用來計算空氣中之水氣(H₂O)與氧氣(O₂)與能量(energy)。

第四章 實驗設計

4.1 冷凝水量測&設備

在前述文獻回顧中關於 Ali(2018)在孟加拉首都達卡對冷凝水量測的研究中，該環境條件與台灣夏季非常接近，皆屬高溫高濕環境(溫度介在 15-33°C，濕度介於 50-90%)，其中量測冷氣為一台，量測冷凝水時間從 8:10am-12:10pm，10:30am-14:30pm 分不同兩天測量，每次取樣間隔為 30 分鐘。

本次量測實驗為了提高冷凝水量測結果比對，因此選擇具備兩台冷氣之空間，取樣時間從文獻提到的 30 分鐘降為 10 分鐘，此量測實驗分為兩部分，實驗 I 為模擬一般冷氣運作之情形，室內空間與戶外自然通風條件下，關閉門窗並開啟冷氣。實驗 II 為模擬冷氣連續運轉下(24 小時)冷凝水產生情形。實驗 I 與實驗 II 冷氣開啟後都將溫度調整至最低，本研究兩台窗型冷氣為 18°C，此目的主要是為了確保冷氣機壓縮機能夠持續運轉，因一般冷氣機到達設定溫度後，壓縮機即會停止運作，導致冷凝水收集不準確。實驗場所為元智大學化材系超微粉實驗室，室內空間大小約 15 坪，兩台冷氣(1.8 噸日立與 1.5 噸東元冷氣)，有一主要開啟出入口與多扇透明玻璃窗。

實驗 I，將兩台冷氣關閉並將室內窗戶全數打開，並在室內約中心位置放置一溫濕度計，如圖 4.4。接著在室外走廊也放置一溫濕度計，觀察室內與室外溫溼度變化，待室內與室外溫溼度數值皆穩定後(約一小時)，將門窗關閉並開啟兩台冷氣，接著將兩個 500ml 燒杯分別置於兩台冷凝水管出口處，以計時器計時 10 分鐘，時間到時將兩燒杯取下並以電子秤量測得到之重量並記錄室內與室外兩溫濕度計數值，過程中為了避免燒杯取下時會有冷凝水遺失誤差，因此需另外多準備兩個 500ml 燒杯，在取

下收集完冷凝水燒杯時及時補上，減少量測到冷凝水之誤差，量測時間為台灣夏季時間，9:00am 至 12:24pm，如圖 4.1。

實驗 II，將兩台冷氣開啟並連續 24 小時運轉，在室內約中心位置放置一個溫濕度計，接著在室外走廊也放置一溫濕度計，觀察室內與室外溫溼度變化，待室內與室外溫溼度數值皆穩定後(約一小時)，接著將兩個 500ml 燒杯分別置於兩台冷凝水管出口處，以計時器計時 10 分鐘，時間到時將兩燒杯取下並以電子秤量測得到之重量並記錄室內與室外兩溫濕度計數值，過程中為了避免燒杯取下時會有冷凝水遺失誤差，因此需另外多準備兩個 500ml 燒杯，在取下收集完冷凝水燒杯時及時補上，減少量測到冷凝水之誤差，量測時間為台灣夏季時間，13:37pm 至 17:00pm，如圖 4.2。

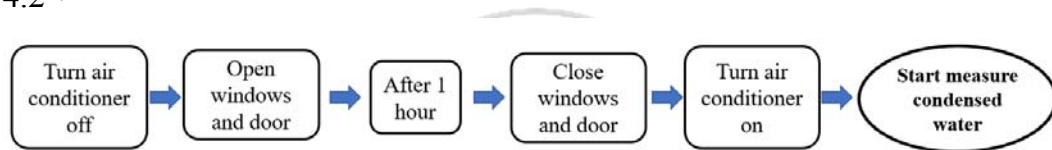


圖 4.1 實驗 I 步驟

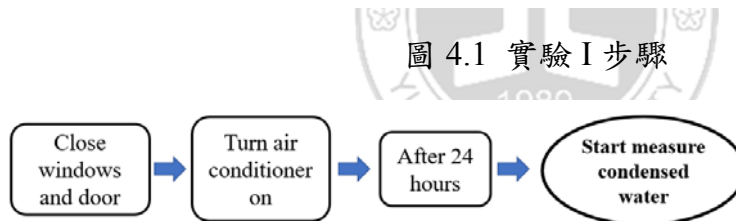


圖 4.2 實驗 II 步驟

冷凝水量測使用設備：

- 戶內、外各使用一個溫濕度計，溫濕度計 A(聖岡，型號 GM-108A)，溫度誤差值為 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ，相對濕度 RH 誤差值為 $\pm 5\%$ 。溫濕度計 B(三馬，型號 SH-121)，溫度誤差值為 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ，濕度誤差值為 $\pm 5\%$ 。
- 電子秤(BHL, 型號 ND3000) ，最小量測至 0.1g。
- 500ml 燒杯。
- 計時器(Amber，型號 GP-6) 如圖 4.3。

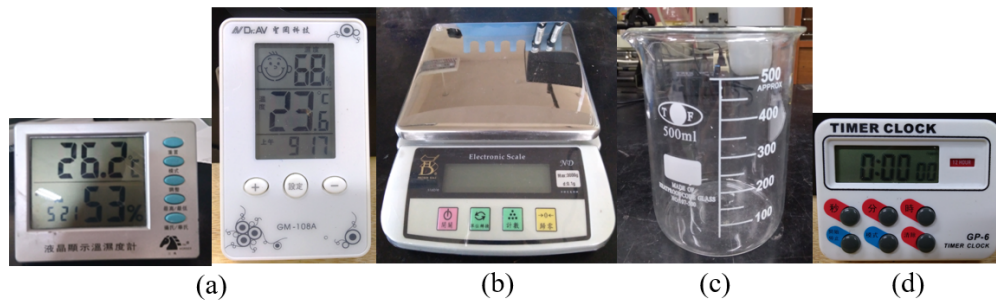


圖 4.3 冷凝水量測設備(a)溫濕度計(b)電子秤(c)燒杯(d)馬錶

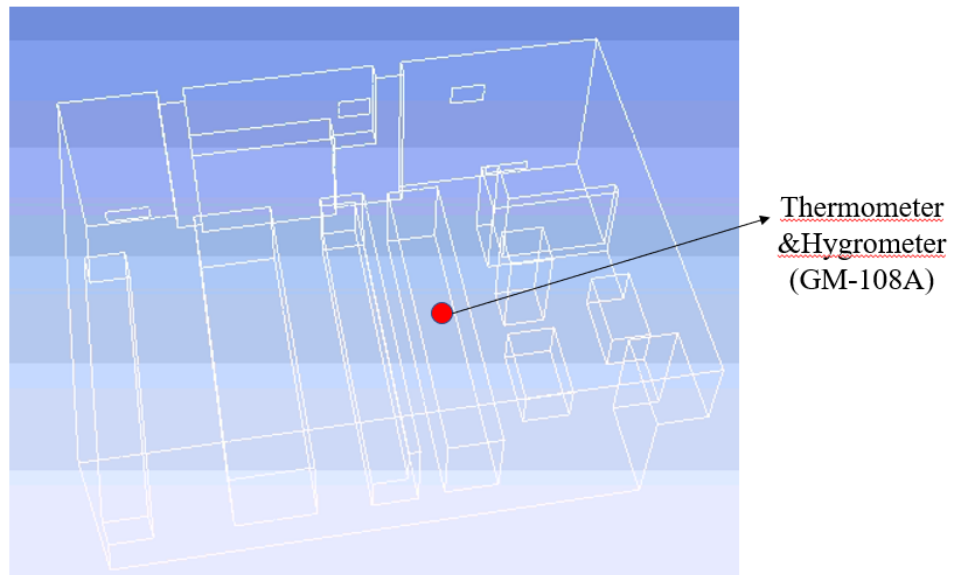


圖 4.4 溫濕度計位置

4.2 排水器實驗裝置建構

利用一個 5 公升容積的儲水空桶做為模擬冷氣冷凝水來源之水箱，以透明 PP 軟管連接到 3/4 吋透明硬質水平放置的 PP 管，利用鑽床機以兩分鑽頭鑽孔，接著利用螺絲攻搭配兩分尺寸螺絲板對 PP 硬管鑽孔處做出兩分內牙之螺紋，即可以兩分外牙立布將電磁閥連接到 PP 硬管，此處需要將兩分立布纏繞止洩帶避免漏水，最後以兩分牙轉兩分公頭之同心異徑接頭連接上排水器部分。材料與相關器材如圖 4.7 所示。

排水器實驗系統如圖 4.5 所示，排水器部分以一透明塑膠容器做為排水器外殼，便於實驗觀察液位變化，將撰寫好的 Arduino 程式上傳 Arduino

UNO 開發板，透過浮球自動控制電磁閥(solenoid valve)開關，透過程式自動控制放置高處的水箱流入排水器盛水容器的水流來模擬冷氣冷凝水，排水器內的小型浮球開關的功能是控制排水馬達的開和關，當浮球達高點造成導通的電路會啟動排水馬達，使得馬達轉軸連接的排水葉片在排水腔體內開始轉動，葉片轉動產生的低壓(低於 1 大氣壓)，吸引腔體下方的液體(表面壓力為 1 大氣壓)從設計的導流孔進入排水腔並沿排水管線送回水箱中，此排水系統效能評估系統除可以進行排水器效能評估，還可以進行老化與失效測試(failure analysis)。

排水器建構使用設備包括：

1. 鑽床機(金錢牌，CDS-13B)，1/4 馬力，如圖 4.8
2. 儲水空桶(5L)
3. PP 硬質管(3/4 吋規格)
4. 電磁閥(120VAC, Normally Closed, 逆滲透純水系統專用)
5. 浮球開關
6. 螺絲攻牙與螺絲板
7. 立布和同心異徑接頭
8. 排水器系統實體(圖 4.6)

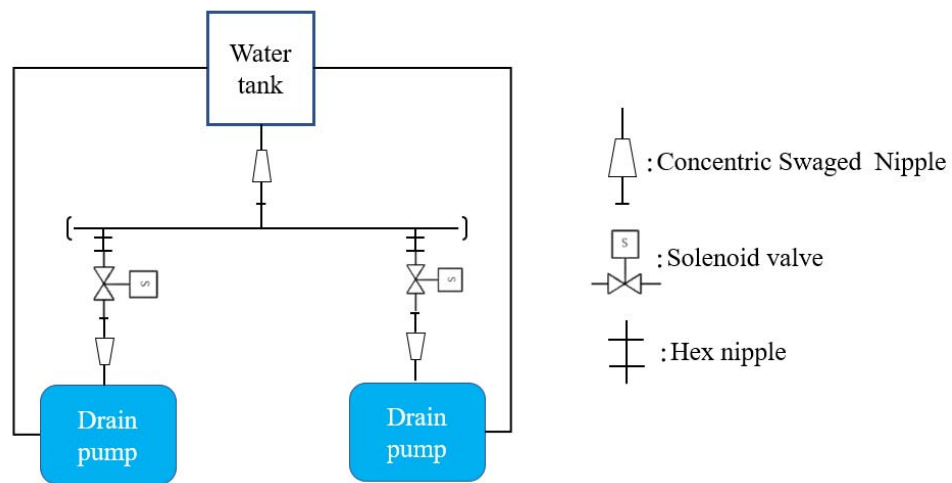


圖 4.5 排水器系統示意圖

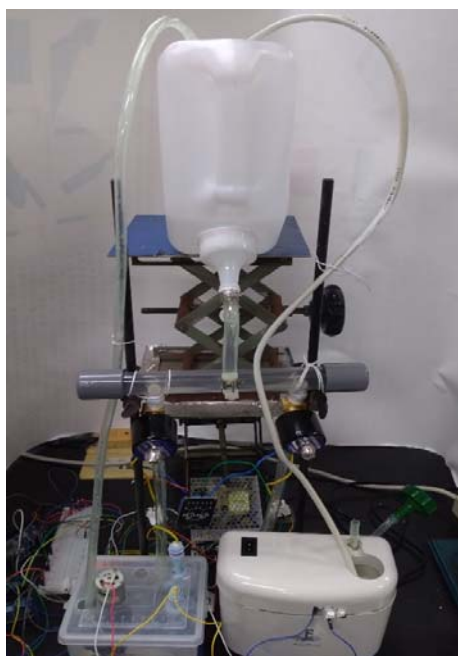


圖 4.6 模擬冷氣冷凝水排水器效能評估系統

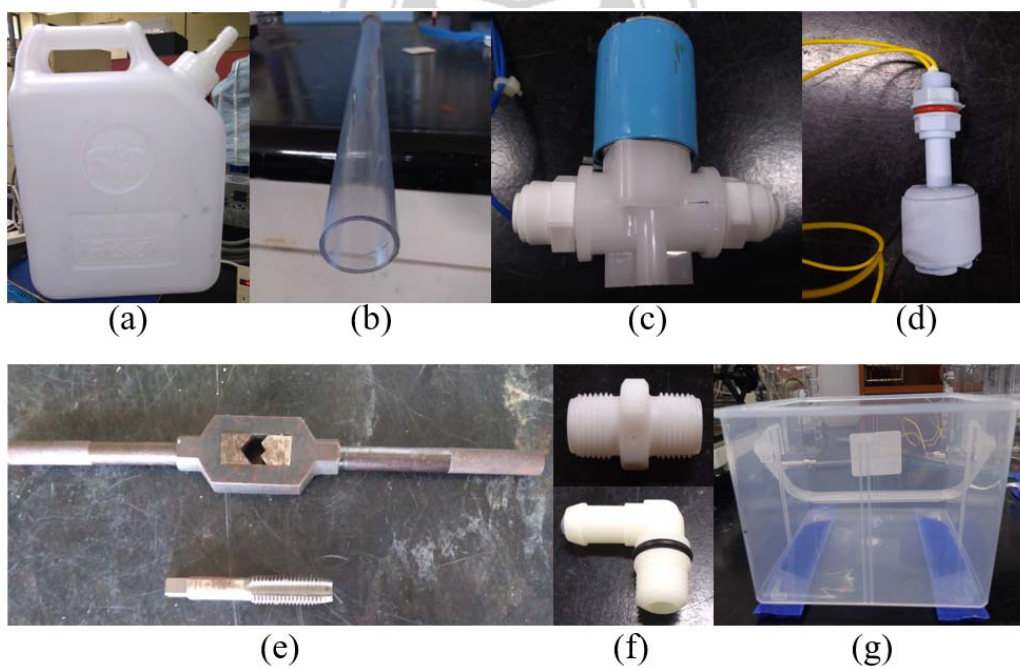


圖 4.7 建造排水器工作環境設備與材料



圖 4.8 鑽床機

4.3 資料擷取與自動控制系統

4.3.1 排水控制與重量變化監測系統

以 Arduino UNO 開發板並編寫 Arduino 程式，利用繼電器(relay)串接電磁閥，透過 Arduino 程式自動控制繼電器(relay)開關時間，進而控制電磁閥開關的時間。當電磁閥開啟後，水因重力作用從高處水箱流入低處排水器容器，透過 Arduino UNO 控制繼電器開關時間，並量測兩個電磁閥個別在單位時間流出水量，可推算某段繼電器開關時間區間內流出的總水量。此外，也可利用 Arduino UNO 控制改良排水器的排水時間，量測單位時間移除水量，可得到不同排水時間的總排水量等排水器效能數據。

研究中使用的電磁閥為 12VDC 輸入電壓，其開關控制是透過繼電器以小電壓訊號來控制大電流電器的開關。繼電器原理為利用 5VDC 電壓控制電磁鐵之開關閉合，一般繼電器接線有兩種選擇：常開(normally open, NO)或常閉(normally closed, NC)電路，讓電路一開始即是導通或斷路，透過 Arduino 程式和接線控制該訊號，使繼電器外接電磁閥的電路為斷路或導通。

本研究建構的改良排水器使用 12V 直流有刷馬達，規格與某些市售排水器相當。馬達需要的 12V 輸入電壓，Arduino UNO 控制電路板最高輸出電壓為 5V，因此需搭配一外接 12V 電源，做為馬達端穩定電力提供來源，馬達控制則是透過馬達控制模組 L298n，與浮球開關與繼電器搭配，待水位升高至浮球開關電路導通時會啟動馬達，目的是以市售排水器相同之馬達開關方式來進行效能測試，改良排水器系統如圖 4.9 所示，電控系統接線如圖 4.10。

4.3.2 資料傳輸系統

為免馬達、電磁閥運轉產生磁場干擾排水器起訖時間量測，研究中另以一 Arduino UNO 做相關數據收集，接線圖如圖 4.11，圖中兩個電流量測模組(ACS712)串接本研究之改良排水器與某市售排水器之電源端，程式主要在記錄兩個排水器每次排水操作的總時間，當 ACS712 感測到電流上升至一設定閾值時，即在 Arduino IDE 序列埠監控視窗上輸出，顯示該排水器開啟，並以一名為 termterm 的軟體，可以將 Arduino 收集之資料儲存至電腦中，接線圖 4.11。此系統因為有紀錄起始時間，因此能得知排水器開啟時間、開啟時間長度與關閉時間，甚至也能藉長時間操作的開關時間來研判量測過程是否出現任何錯誤，控制系統與資料傳輸系統如圖 4.12。

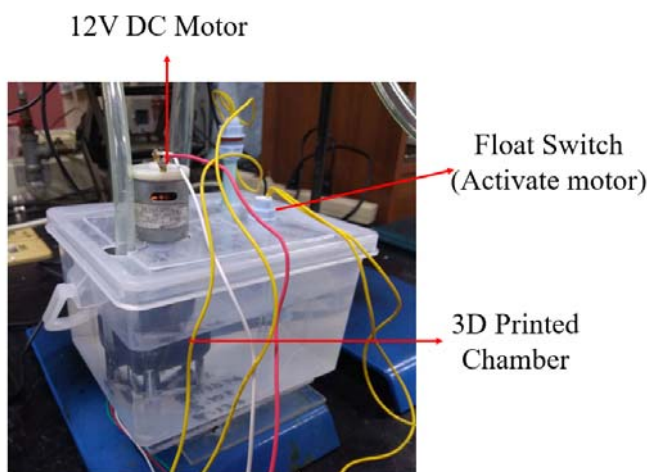


圖 4.9 排水器主體實體圖與配件

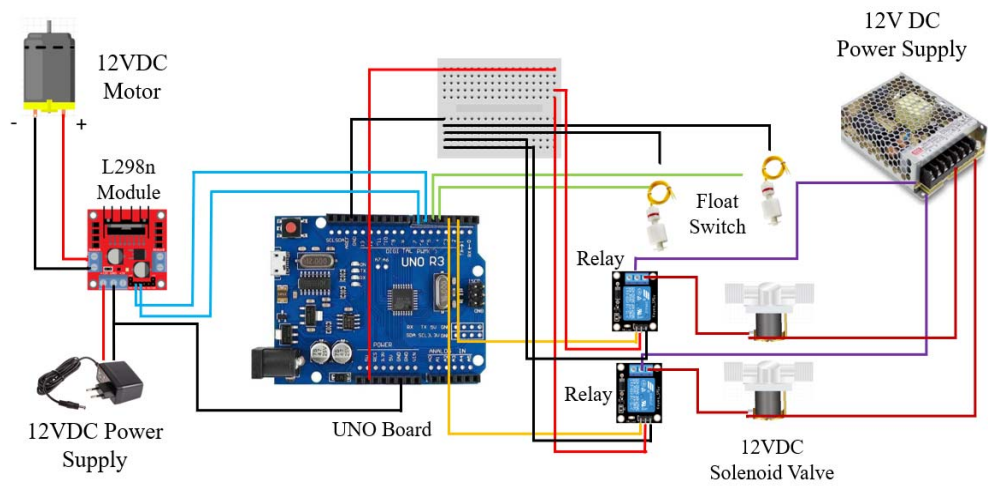


圖 4.10 控制系統接線圖

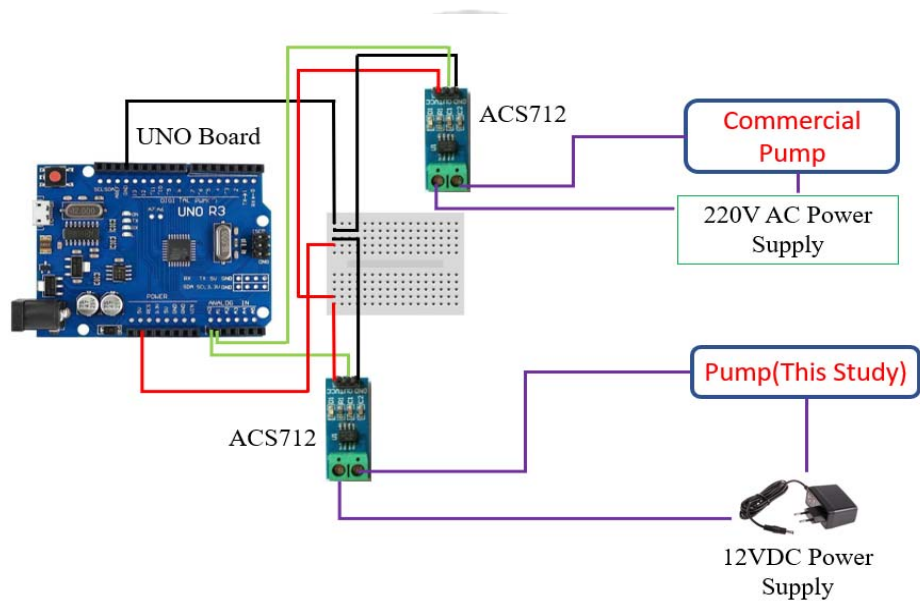


圖 4.11 資料傳輸系統接線圖

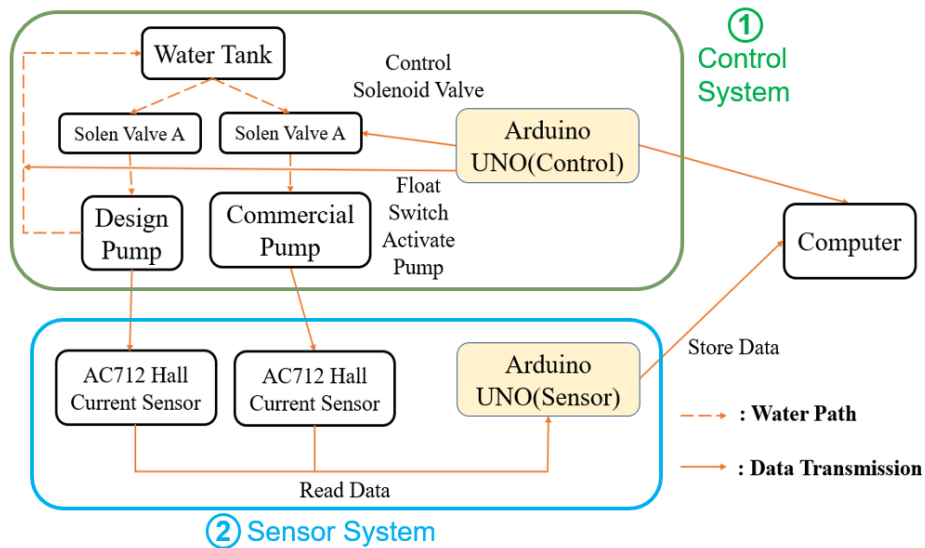


圖 4.12 排水控制&資料傳輸系統

4.4 設計與 3D 列印排水零件

4.4.1 3D 列印材料-HIPS

改良排水器的排水葉片、排水葉片腔體與馬達軸心連桿，需要具有一定的機械強度，需要具有一定的機械強度，是以 ANSYS SpaceClaim 3D 繪圖再 3D 列印來製備。3D 列印材料有很多種，常見的如聚乳酸(Poly Lactic Acid, PLA)、丙烯腈-丁二烯-苯乙烯 ABS(Acrylonitrile Butadiene Styrene)樹脂、耐衝擊聚苯乙烯(High Impact Poly Styrene, HIPS)等。考量材料價格、後端加工與適用性，PLA 易脆，HIPS 具有熱塑性、耐衝擊等物理特性與價格便宜的優勢，也成為最廣泛運用的加工材料之一，其機械強度接近 ABS 樹脂且相當耐磨，不易捲翹且熱穩定性高，常被用來取代 ABS。因此，本研究選用 HIPS 做為設計與排水器元件的 3D 列印材料。

聚苯乙烯(polystyrene)簡稱 PS，由單體苯乙烯(styrene)聚合而成，聚苯乙烯是一種無色透明的熱塑性工程塑膠，加熱後能塑形，發泡後的聚苯乙烯(俗稱保麗龍)具有吸音、隔音隔熱效果，常作為建築隔音材料，化學方面不耐酸鹼，能以丙酮、乙酸乙酯等有機溶劑溶解，質地硬脆，外觀無色透明，可與其他染料混合產生不同顏色。將聚丁基橡膠(Butyl rubber)顆

粒加入聚苯乙烯後可生成抗衝擊性之聚苯乙烯材料，丁基橡膠為一種合成橡膠，是異丁烯(Isobutylene)與少量異戊二烯(2-甲基-1,3-丁二烯)共聚物。丁基橡膠具有良好之化學穩定性與熱穩定性，也因屬橡膠因此具備良好延伸性，常用於製作各種球類、面具手套、輪胎等產品。

4.4.2 3D 繪圖與設計零件

如前所述，排水葉片、排水腔體與馬達連桿等等元件是以 ANSYS CFD 內建 3D 繪圖軟體 SpaceClaim 繪製，再以圖 4.13 的 3D 列印機台 (QTS，型號 M200 Plus) 列印。

每一台 3D 列印機都會有廠商設定的參數或精確度，例如噴嘴加熱精度、移動精度、平台穩定性、環境溫濕度等，這些參數都會影響列印品質。3D 列印線材方面，不同廠商製作的材料也有差異，機器本身的精度也都會影響列印品質，因此 3D 列印元件會隨尺寸大小、幾何形狀等影響列印品質，必須針對排水葉片等元件進行列印參數測試，找到最佳列印參數。

本研究中選定三個 3D 列印參數進行測試，包括列印圖案(pattern)、填實率(infill)與層高(layer thickness)。首先 3D 繪圖設計出實驗欲使用之馬達軸心直徑的圓筒元件，再透過 3D 列印軟體提供的 3 種列印圖案 Pattern0 至 Pattern2 做連續兩次列印，觀察連續列印之品質，發現連續列印的品質相當接近，表示 3D 列印機台列印此元件的穩定度高，比較不同圖案的列印元件，Pattern0 圖案會產生表面較粗糙的元件，而 Pattern1 與 Pattern2 的結果相近(圖 4.14)。

接著以三種不同填實率 10%、50%與 100%與三種圖案來列印元件，發現填實率由 10%升至 100%，元件表面緻密程度則會隨填實率升高而降低，如圖 4.15。表面緻密程度與列印圖案有關，Pattern1 與 Pattern2 較 Pattern0 緻密，設定 100%填實率(填滿)會導致無法選擇圖案，表面緻密度不佳，考慮元件需要較佳的緻密性來提供較佳的機械強度，因此實驗中所有元件以列印品質最緻密的 Pattern 2 圖案與 50%填實率預設值來列印。

再固定 Pattern2 與 50%填實率後，再進行層高為變數的列印測試，以四種層高(0.09、0.14、0.19 與 0.29mm)列印同一元件，結果如圖 4.16 所示。圖中可明顯觀察到，隨著層高升高，表面緻密度越來越好，層高為 0.19mm 和 0.29mm 時，幾乎已經看不到表面缺陷，層高 0.19mm 與 0.29mm 已接近理想品質，因此決定以較低層高 0.19mm 作為列印參數。綜合以上，本研究中排水器所有元件之 3D 列印參數設定為 Pattern2、50%填實率(預設)與 0.19mm 層高。



圖 4.13 QTS-M200 Plus 3D 列印機

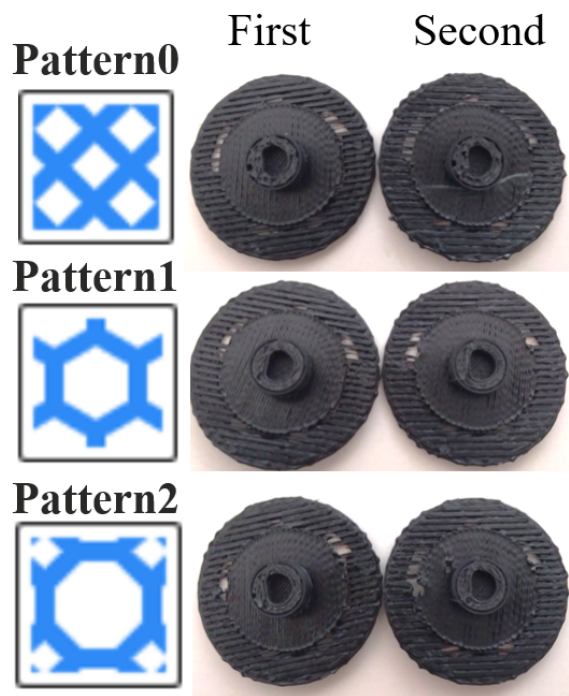


圖 4.14 三種不同圖案連續列印之比較

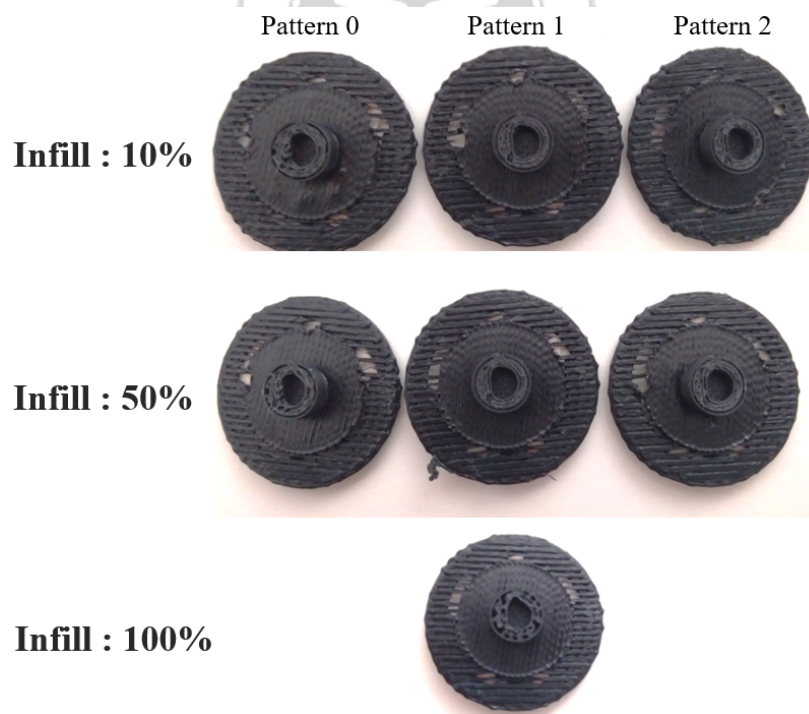


圖 4.15 不同填實率(infill)與不同 Pattern 之比較

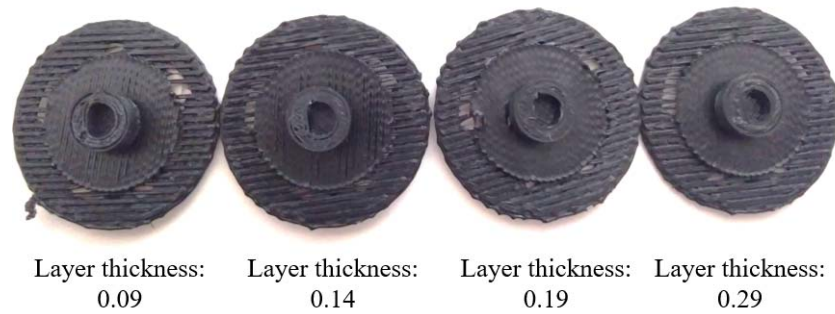


圖 4.16 固定 Pattern2 與 50%填實率，改變不同層高之比較

排水器葉片設計方面，在使用 SpaceClaim 軟體繪製葉片 3D 圖時，為更接近市售排水器規格以便比較效能，因此每個葉片厚度與長度，均與本研究拆解過的市售排水器葉片相同，然而在葉片數量上，參考國外葉片相關研究之文獻進行改良設計。因馬達為 D 型軸，因此軸心插梢凹槽也參考馬達 D 型軸規格尺寸繪製後印出。

3D 列印可選擇在底部加熱平台預設一棧板(raft)，此棧板功能主要是將列印材能順利黏接在列印平台上，增加列印成功率。列印完成後再將棧板拆出，取下列印成品，但在將葉片從棧板移除過程，觀察到葉片因厚度太薄(2mm)而容易斷裂，如圖 4.17(a)，也發現軸心支撐處太脆弱。因此，將葉片厚度增加至 4mm，軸心厚度從 0.8mm 增加至 2mm 後得到適當機械強度的元件。此外，為將馬達轉軸準確密合插入葉片，軸心插槽處設計簡化為半圓形設計，主要因 3D 列印熱熔噴嘴為 0.4mm，微調葉片插槽皆小於 0.4mm，因此列印出的插槽構造上會出現填補過多或過少的情形，造成列印成品與 3D 構圖細節上有較大落差，以單純半圓形填滿設計作為微調構圖基礎，最後才成功列印出能密合的排水葉片，如圖 4.17(b)所示。

成功列印出排水葉片後，繼續設計排水腔體，市售排水腔體是一體成形的，由於研究中要更換葉片，因此腔體設計須作可拆卸設計，本研究將腔體設計為包含排水腔體(water chamber)與及一個上蓋(cover)這兩個元件，如圖 4.18(a)所示。列印後發現，腔體壁面厚度並不需要跟葉片一樣厚，上蓋需要增加卡榫設計來與腔體更緊密結合，經測試後發現卡榫容易

斷裂，因此改以溝槽設計取代卡榫，將上、下排水腔壁面厚度削薄，排水腔與上蓋連接處增加一溝槽方便開啟上蓋。最後，考量排水腔體需固定在排水器中，再加上三根圓柱腳作為支撐架，為使排水腔更穩固安置於排水器底部，排水腔下三根圓柱腳底部再加一平面底座，如圖 4.18(b)所示。

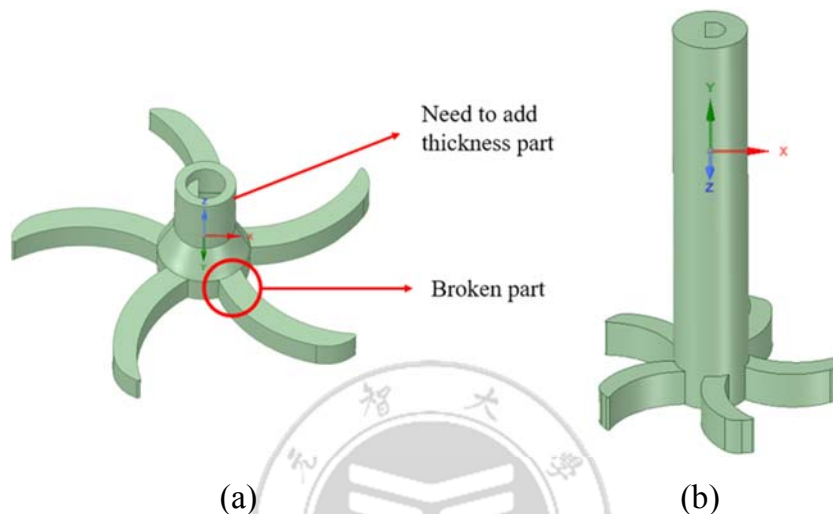


圖 4.17 葉片設計改良(a)前(b)後

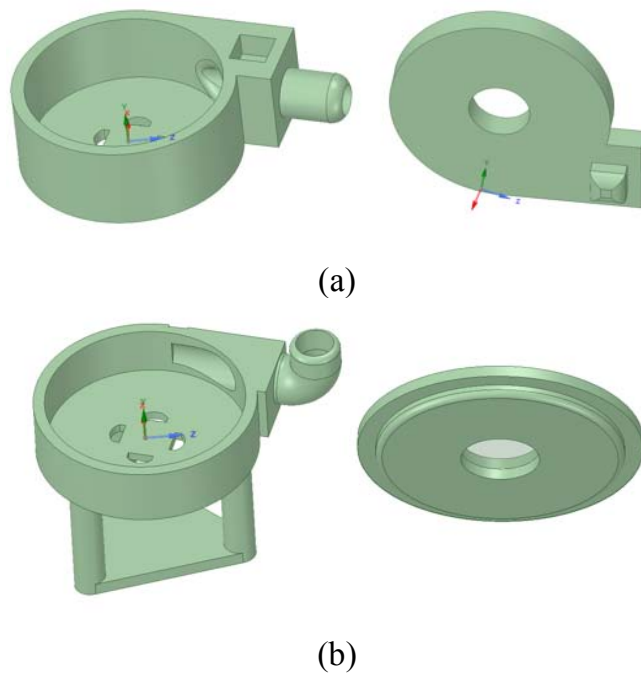


圖 4.18 排水腔設計(a)型式 I (b)型式 II

4.5 排水器性能測試

4.5.1 不同馬達之分貝測試

市售排水器主要皆以馬達來做為排水動力來源，因此購買數種品牌的不同馬達來進行測試，分別有 4.19(a)220V 蔽極式馬達(Daikin、unknown)、4.19(b)12V 沉水馬達(JT-180A)、4.19(c)12V 直流有刷馬達(Nichibo、Mabuchi)與 4.19(d)12V 直流無刷馬達(Nidec、Jia)，如圖 4.19。

測試方式為使用手機 Android 系統中 play 商店中下載一名為聲級計的應用程式，來做噪音量測。該應用程式具備量測平均值與手動校正功能，每次量測時間為 30 秒鐘，量測方式都是馬達空轉進行分貝量測，量測時馬達皆以固定夾固定，再將手機固定放置在固定夾旁量測。另外兩顆蔽極式馬達與沉水馬達因無法調整電壓，因此都只能在其額定電壓下進行量測，其他馬達則可以可調式變壓器進行不同電壓下操作，量測其產生之噪音分貝。

每次測試前先量測實驗室背景值，量測前先將冷氣與周遭會產生噪音之設備如 3D 列印機等都關閉，再將手機放置於固定夾旁，再開聲級計，30 秒過後量測得本研究實驗室背景值約為 19 分貝(偏差 1 分貝)，接著啟動馬達，30 秒過後，確認量測期間沒有突發之噪音或聲響干擾後，紀錄 30 秒平均分貝，將馬達關閉，再次量測室內背景值，30 秒過後確認量測期間沒有突發噪音或聲響干擾後，確認平均分貝是否都維持在 19 分貝(偏差 1 分貝)，確認無誤後繼續下一個測試。

4.5.2 不同馬達之轉速測試

馬達轉速測試部分，是使用 Arduino 元件中 LM393 紅外線測速模組，搭配測速碼盤做轉速測試，如圖 4.20 所示。其中圖 4.20(b)轉速碼盤因需固定尺寸插槽，而每一馬達軸心尺寸與形狀皆不相同，利用 3D 列印印出符合不同馬達軸心之插槽，再轉接至轉速碼盤中，使其能順利量測。然因大金蔽極式馬達(Daikin)、沉水馬達(JT-180A)軸心皆為封閉式，無法進行

此項測試，因此僅對 220V 蔽極式馬達(品牌不明)、12V 直流有刷馬達、12V 直流無刷馬達進行此項轉速測試。

4.5.3 不同馬達之轉矩測試

馬達轉矩(torque)測試部分，因大金蔽極式馬達(Daikin)、沉水馬達(JT-180A)軸心皆為封閉式，無法進行此項測試，因此轉矩測試也是僅針對 220V 蔽極式馬達(品牌不明)、12V 直流有刷馬達、12V 直流無刷馬達來進行。

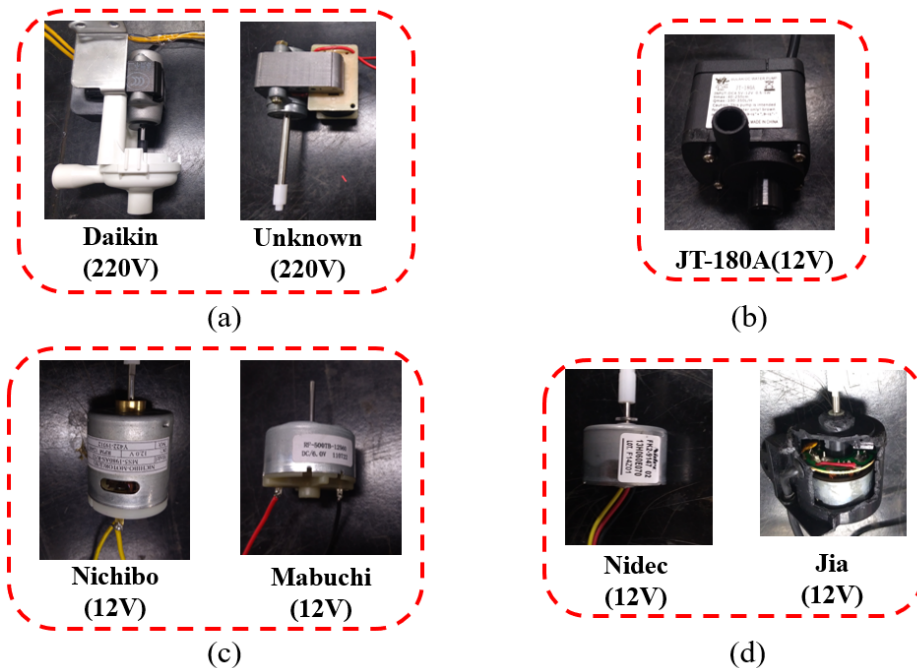


圖 4.19 (a)蔽極式(b)直流沉水馬達(c)直流有刷(d)直流無刷

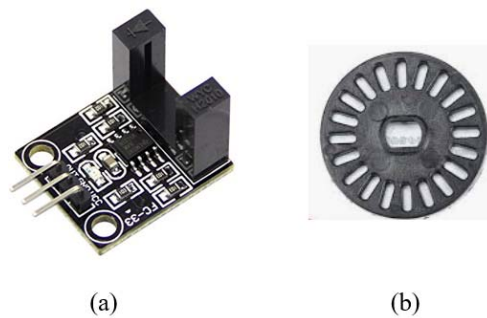


圖 4.20 (a)Arduino LM393 雷射計數模組(b)轉速碼盤

轉矩測試方法如圖 4.21 所示，首先以 3D 列印印出一直角力矩臂(白色)，再將馬達固定，將其軸心套入直角力矩臂，將力矩臂另端垂直固定在電子秤(BHL, ND3000)平台上，啟動馬達時，電子秤得一重量值 M，透過公式(4.1)，M 乘以元件力臂 D 即可計算出馬達簡易力矩 L。

$$L = F(gw) \times D(cm) \quad (4.1)$$



圖 4.21 簡易量測馬達力矩方式

第五章 結果與討論

5.1 冷凝水量測結果

實驗首先量測比較室內、室外兩個溫濕度計的誤差。圖 5.1 為兩個溫濕度計量測溫度範圍約 5-35°C 四點所得之溫溼度數值，可從右方圖表中發現溫度誤差範圍在 1°C 內，而濕度誤差範圍介於 6-11%，而溫濕度計原廠規格書誤差皆是溫度誤差 $\pm 1^\circ\text{C}$ ，濕度誤差為 $\pm 5\%$ ，由此發現溫度量測較為可靠，濕度誤差則較大。

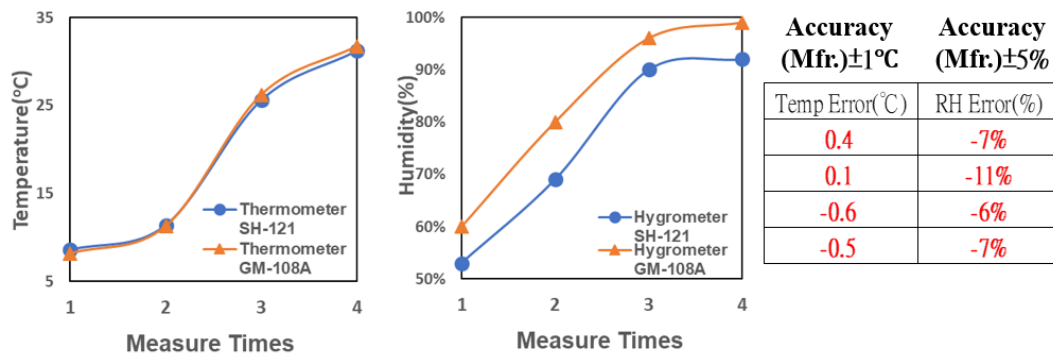


圖 5.1 溫濕度計量測比對

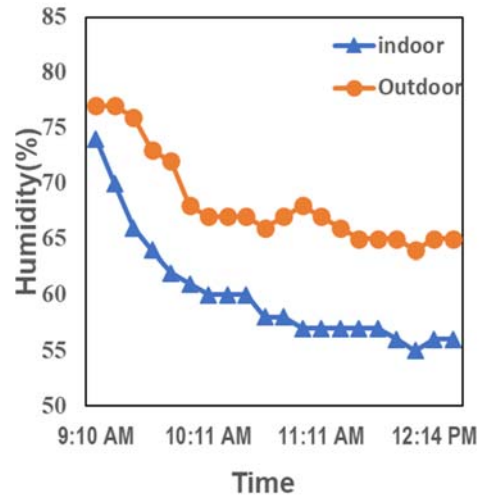
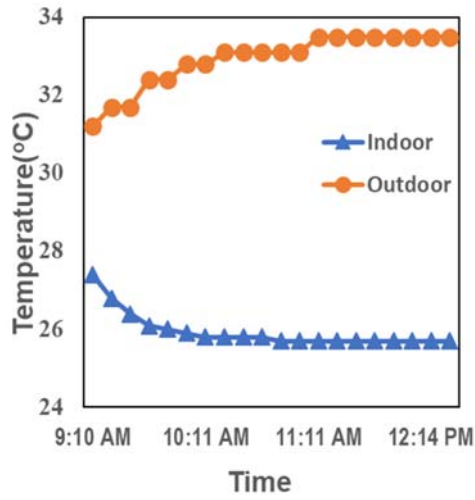
圖 5.2 實驗 I (上午) 所量測到之溫溼度變化，可觀察出室內溫度從量測開始時，從 27.5°C 開始下降，冷氣開啟約 40 分鐘後，溫度逐漸達 25.8°C 的穩定值。室內溼度從冷氣開啟後，原本與室外濕度差約 3%，一路開始下降，溫度經過 40 分鐘後逐漸達穩定，濕度則是約 90 分鐘後才逐漸達穩定，但仍有緩慢下降的趨勢，表示冷氣機運作後，溫度達穩定需要的時間比濕度達穩定的時間短。

實驗 I 量測開始前，室內外溫度差約 4°C，冷氣開啟後，室內外溫度差值快速上升，室內溫度約 40 分鐘後趨於穩定，可看出溫度差逐漸至 60 分鐘後才趨於穩定，約到第 2 小時後室內外溫度差又上升約 1°C，主要是

因為從早上接近中午時，室外溫度也逐漸升高原因所導致，如圖 5.3 所示。而室內外濕度差主要因為冷氣機運作後，會將室內空氣水分冷凝出冷凝水，使室內溼度下降，待室內溼度趨於穩定後，因室外空氣溼度變化大導致室內外溼度差也有跳動現象，這部分符合第二章文獻提到溼度變化有潛熱影響，為非線性跳動。

圖 5.4 可發現日立(Hitachi)冷凝水剛開始都沒收集到，主要原因是兩台冷氣的滴水盤構造不同，容量也不同，以日立來說，目測滴水盤比東元大，使日立冷氣需一小段時間才能累積到冷凝水可以從滴水盤流出。接著觀察到日立與東元冷氣的冷凝水量先快速上升至一高峰，日立顯著高於東元，平均而言是 1.5~2 倍關係，顯示日立冷氣蒸發器的冷凝效果較佳，高峰之後開始隨時間緩慢下降，東元冷氣冷凝水量呈現一忽高忽低現象，與前述文獻 Ali(2018)研究高溫高濕地區窗型冷氣機隨時間冷凝水量測的上下波動趨勢相近。

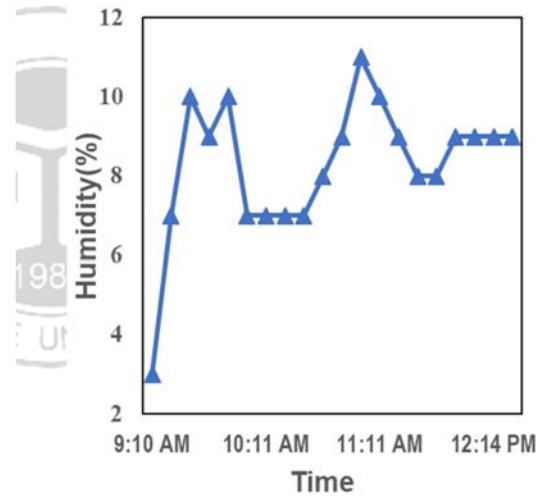
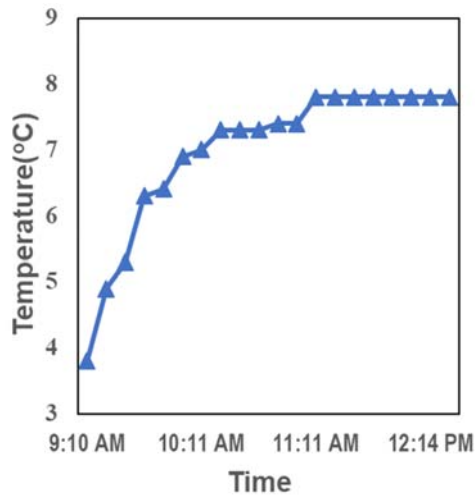
實驗 I 日立冷氣機(1.8 噸日立)冷凝水一開始出現冷凝水量的高峰，主要是因室內溫溼度一開始較接近戶外溫濕度，冷氣開啟後蒸發器溫度下降至約 4-6°C，此時室內空氣大部分空氣皆達露點溫度，因此易於凝結成水滴，隨著室內溫度逐漸下降，空氣含水量也是逐漸下降，蒸發器也處於潮濕狀態下，綜合這些因素，冷凝水產量隨冷氣開啟後逐漸降低。然而，當室內溫溼度持平後，日立冷氣冷凝水量仍高達近 400g，由於每個數據點都是 10 分鐘累積量，即此日立冷氣機冷凝水產率為 40g/min，或 22g/min.噸。東元冷氣機則是 200g，20g/min 和 13.3g/min.噸。室內空氣溫濕度不再變化，即冷氣機室內循環部分不再產生冷凝水，推測此時冷凝水的來源，只剩下因冷氣機外循環空間裡，冷凝器的散熱風扇由戶外帶進的潮濕外氣，在溫度低的壓縮機與冷媒傳輸管壁面冷凝下來的水。日立和東元的外循環冷凝水的水量前者高於後者兩倍。



(a)

(b)

圖 5.2 研究空間室內、外(a)溫度(b)濕度隨時間變化(實驗 I)



(a)

(b)

圖 5.3 研究空間室內、外(a)溫差(b)濕度差隨時間變化(實驗 I)

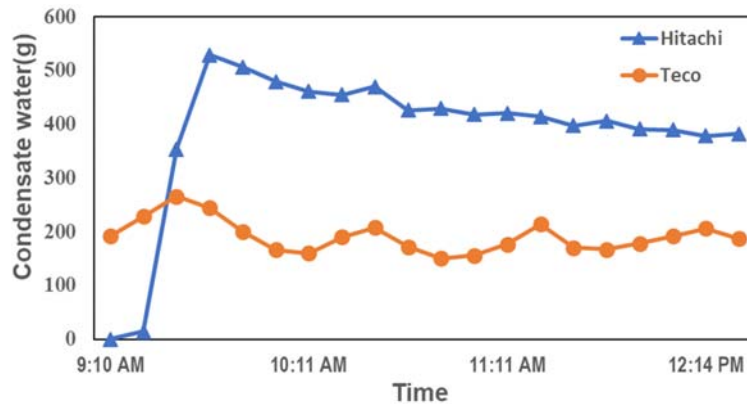


圖 5.4 日立與東元冷氣冷凝水量隨時間變化圖(實驗 I:上午)

圖 5.5 為實驗 II(下午)所量測之室內外溫溼度變化，由圖可知，量測過程中，室內溫溼度維持穩定狀態，溼度介於 55-60%，室內溫度亦趨穩定約 26°C。圖 5.6(a)顯示溫差是室外溫度變化所致，與實驗 I 狀況類似，而此時因時間為下午時段，因此室外溫度處於一天當中最高溫階段(~2 pm)，因此整體室內外溫度差也來到將近 6°C。圖 5.7 為實驗 II 量測到之冷凝水量，可觀察出雖然兩台冷氣因噸數不同所產出之冷凝水量也不同，但兩台上下震盪趨勢是相似的，將收集到的冷凝水分別除以該噸數後，所得每噸產生的冷凝水量誤差在 20-50g 之間。

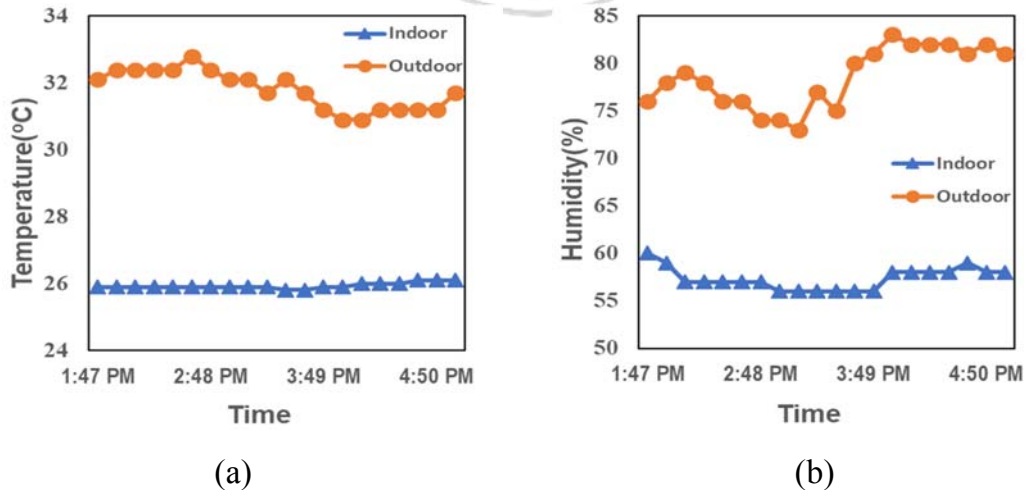


圖 5.5 研究空間室內、外(a)溫度(b)濕度隨時間變化(實驗 II)

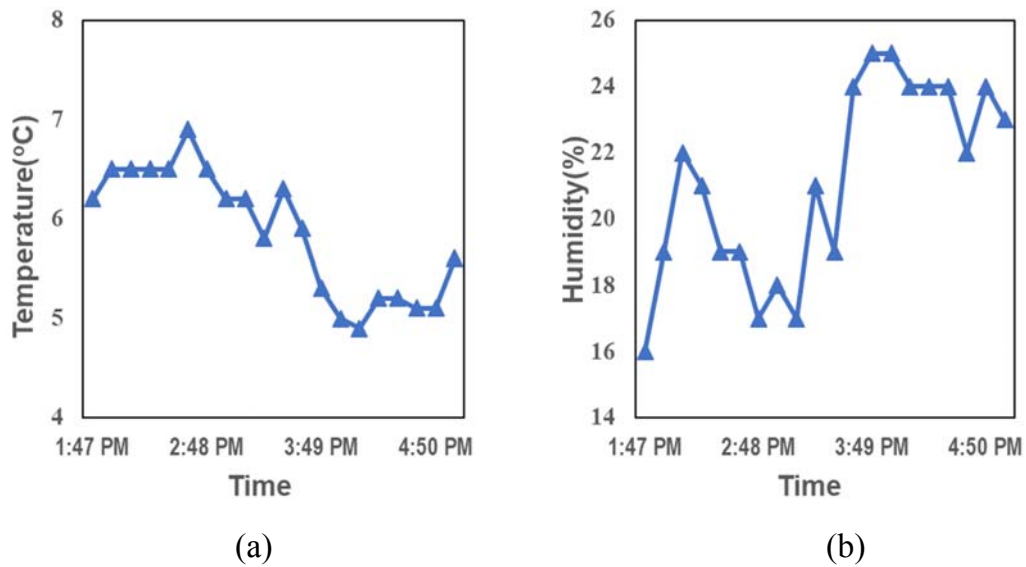


圖 5.6 研究空間室內、外(a)溫差(b)濕度差隨時間變化(實驗 II)

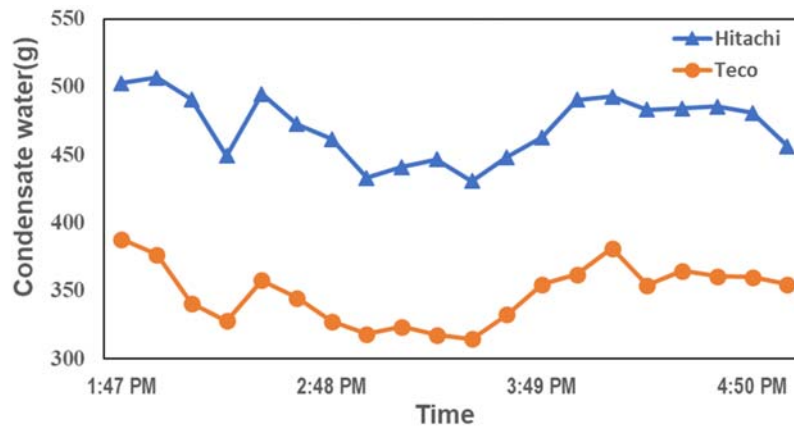


圖 5.7 日立與東元冷氣冷凝水量隨時間變化圖(實驗 II:下午)

5.2 冷凝水計算結果

表 5.1 為冷凝水計算公式優缺點比較表，其中 Khan(2013)計算之冷凝水公式，主要是根據冷氣機結構中是由室內之蒸發器為主要產生冷凝水之來源，進而藉由冷氣進風口空氣條件包含含水率、空氣密度與空氣體積與冷氣出風口之空氣條件來比對，利用扣除的空氣含水率來計算冷凝水量，此方法主要可以用在 HVAC 系統或是分離式冷氣，如要用在窗型冷氣上會有誤差，因為窗型冷氣之蒸發器銅管會有少部分暴露在室外機與

戶外空氣接觸產生冷凝水，因此該計算公式套用在窗型冷氣上會造成較大之誤差。

Ali(2018)研究中提出在高溫高濕氣候環境條件下，可用該經驗公式來計算冷氣冷凝水量，因該公式已經考量到室外環境之條件，因此實際套用公式時結果會比 Khan(2013)的公式來的更準確。其優點是僅須利用室內外溫濕度差即可做冷凝水計算，不需要風速相關之量測與計算，不過也因考量之變數較少導致還是存在一定程度誤差。

表 5.2 為利用兩公式分別計算與本研究 5.1 實驗量測結果所量測到之冷凝水做比對，可以觀察出根據 Khan 之公式計算之冷凝水量誤差在 34.5-43.5%之間，而 Ali 的公式平均計算誤差為 9.7%，比起 Khan 僅考量室內產生冷凝水之情形接近實際量測結果。

表 5.1 冷凝水計算方法比較

項目	冷凝水計算方法比較	
	Khan(2013)計算公式	Ali(2018)計算公式
公式	$W = V\rho(W_{ii} - W_{io})$	$W = 30.5T + 5H - 0.35t$
優點	室內空氣進入冷氣機後與出風口空氣條件比對計算，符合物理計算	僅需室內外溫濕度數據，即可計算冷凝水量
缺點	未考量室內空氣條件變化	適用環境較侷限，誤差大

W:計算冷凝水量(ml)、V:空氣流量(m^3/min)、 ρ :空氣密度(kg/m^3)、 W_{ii} :室內冷氣進風含水率(g/m^3)、 W_{io} :室內冷氣出風含水率(g/m^3)、T:室內外溫度差($^{\circ}C$)、H:室內外濕度差(%)、t:計算冷凝水量時間(min)

表 5.2 冷凝水計算與實際量測數值比較

Khan ^a	誤差(%) ^b	Ali ^c	誤差(%)	實驗值
311	38.1	478	4.9	502.7
301	40.7	515	1.7	506.8
280	43.0	536	9.2	490.8
280	37.8	521	15.9	449.3
280	43.5	496	0.3	494.7
280	40.8	512	8.4	472.5
280	39.4	466	0.9	461.5
269	37.9	452	4.4	433.1
269	39.0	437	1.0	440.9
269	39.8	444	0.5	446.8
266	38.3	448	3.9	430.9
266	40.7	464	3.6	448.3
269	41.9	434	6.2	463
290	40.9	411	16.2	490.6
293	40.5	391	20.8	492.8
293	39.3	401	17.1	483.3
293	39.4	394	18.6	484.2
307	36.7	365	24.9	485.4
297	38.3	376	21.7	480.8
297	34.9	388	14.9	456.2
平均	39.5		9.7	

^a:公式(8) ^b:為絕對值(公式計算值-實驗值)/實驗值*100 ^c:公式(9)

5.3 外氣滲透率計算

圖 5.8 為本研究之實驗空間，標示 1 處為一外氣洩漏面積，該面直接與戶外空氣相連通，標示 2 為牆壁面，此處為一般水泥建築建構，可觀察出該牆面也包含大量窗戶面積，標示 3 為外氣藉由窗戶滲透進來之縫隙。由文獻回顧中公式(8)可計算標示 1 之面積，公式中推疊係數(stack coefficient)可查表 2.2 對應樓層三樓得 0.000435，風係數(wind coefficient)可查表 2.3 對應樓層三樓與 class 3 得 0.000271，室內外溫度差則以室內量測之溫度與附近中壢測站值上午 9 時做比較，戶外風速部分也以測站值量測到之平均小時風速為基準點，主要是考量該研究地點為 3 層樓高，附近沒有高樓阻擋之原因，如表 5.3。計算後得外氣滲透量為 79 m³/hr。

標示 2 牆面計算利用查表 5.3 當日 9 時之風速 3.2m/s，在對應風速對應之風壓，如表 5.4，換算風速壓力後，將該壓力對應圖 2.12 壓力所對應之外氣滲透率，對應第一種一般建築(normal construction)得換氣量約 70m³/hr。標示 3 窗戶之面積由 Daniel 提到單位窗戶面積外氣滲透率 0.3cfm/ft² 數值來推估，計算後得質量流率為 85.8 m³/hr。再由 Harje and Born(1982)估算的各區域貢獻百分比推算，平均窗戶滲透為 15%，而排風扇與冷氣平均滲透量為 18%，計算後得冷氣與排風扇外氣滲透量為 103 m³/hr。圖 5.9 標示 4 為冷氣外氣滲透處。

圖 5.9 標示 5 門口之外氣滲透量，因實驗 I 進行時每 10 分鐘會開門 1 次，每次開門時間約 20 秒，實驗 I 早上 9 點至 10 點共開 6 次為 120 秒鐘，再以中壢測站量測之戶外平均風速與門口面積計算，最後得門口外氣滲透量 308 m³/hr。將可能之外氣滲透處全數計算完後得換氣率為 2.24 次/小時，對應圖 2.13 不同建築之平均換氣率，本研究建築為一般水泥建築材料，所對應之值範圍為 2.3-5.3 次/小時，趨近於下限值。

表 5.3 中壢測站資料(2019/08/10)(行政院環境保護署)

時間	6	7	8	9	10	11	12
溫度(°C)	30.4	30.7	31.2	32.6	34	34.3	34.3
濕度(%)	77	77	74	70	64	63	63

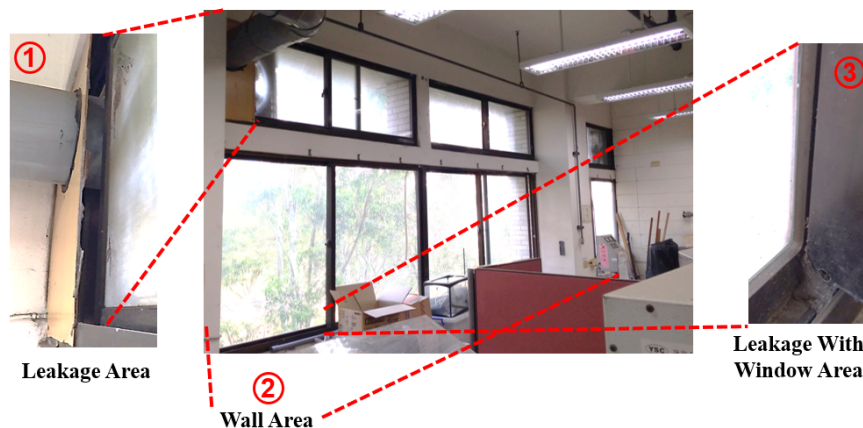


圖 5.8 本研究之實驗空間靠窗牆面



圖 5.9 本研究實驗空間冷氣裝設牆面

表 5.4 風速對應之風壓(Wen's Phoenixx, n.d.)

Wind level	Wind speed (meters per second)	Wind pressure (kg/m ²)
0	0. to 0.2	0
1	0.3 to 1.5	less than 1
2	1.6 to 3.3	1
3	3.4 to 5.4	1 to 3
4	5.5 to 7.9	3 to 7
5	8.0 to 10.7	7 to 14
6	10.8 to 13.8	14 to 23
7	13.9 to 17.1	23 to 35
8	17.2 to 20.7	35 to 52
9	20.8 to 24.4	52 to 72
10	24.5 to 28.4	72 to 97
11	28.5 to 32.6	97 to 128
12	32.7 to 36.9	128 to 164
13	37.0 to 41.4	164 to 206
14	41.5 to 46.1	206 to 256
15	46.2 to 50.9	256 to 312
16	51.0 to 56.0	312 to 377
17	56.1 to 61.2	377 to 449
Greater than 17	Greater than 61.2	Greater than 449

5.4 模擬結果

5.4.1 冷氣出風口風速對室內空氣含水率之影響

圖 5.10 為模擬冷氣出風口不同風速下對空氣中水氣質量分率之影響，出風口風速單位為質量流率(kg/s)，兩台冷氣出風口實際量測之風速在 0.15 與 0.18 之間，模擬結果中可觀察，模擬預測值低估實驗值約 23%，到當冷氣出風口風速越大時，空氣中水氣質量分率越低，主要原因為因冷氣出風口含水量低，當風速越大，室內空氣流場速度越快、混和區域也越大，水氣質量分率也越低。風速越低時則相反，室內空氣流速越慢、混和區域越局部越慢，水氣質量分率降低速度越慢。模型中設定低於實驗量測值 50% 到的風速 0.08 與 0.09 時，可發現空氣中水氣質量分率仍舊低估實驗值約 8%，由於這是測試冷氣出風口風速對水氣質量分率的變化敏感度，8% 雖是一般實驗可接受的誤差，但因是不合理風速，因此可判斷冷氣出風量對整體室內空氣水氣質量分率並非影響最大的因素，仍有其他因素導致約 20% 的誤差值。

5.4.2 冷氣出風口溫度對室內溫度之影響

圖 5.11 為冷氣出風口溫度對室內溫度之影響，單位皆為 $^{\circ}\text{C}$ ，兩台冷氣實際量測溫度約為 10°C 和 12°C ，模擬預測值低估空氣溫度約 23%，在未知出風口溫度對室內空氣變化的敏感度下，嘗試將模型中出風口溫度往上調整至 14°C 與 16°C 來觀察冷氣出風口溫度對室內溫度之影響，所得空氣溫度還是與實驗溫度結果依舊誤差很大(低估 20%)，考慮在 $5-35^{\circ}\text{C}$ 間溫度計本身誤差皆在 1°C 內，由此可知冷氣出風口溫度對空間溫度影響有限，同時也暗示模型中仍有其他參數尚未正確設定。

5.4.3 外氣滲透率對室內空氣含水率之影響

圖 5.12 為外氣滲透率對室內水氣質量分率之影響，以空間換氣率 ACH 來表示，單位皆為次/小時，由圖可發現當外氣滲透換氣率從 0.58 增加至 1.55 次/小時，空間中水氣質量分率明顯提升，而再將 1.55 增加至

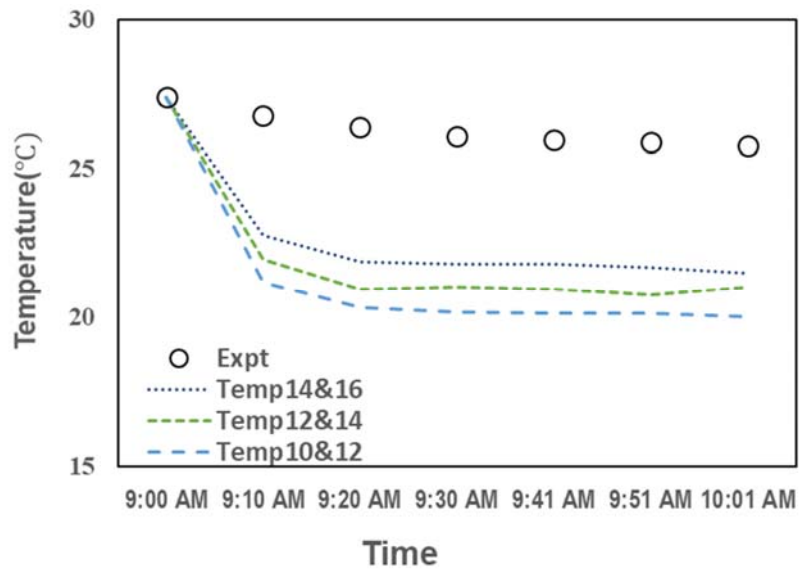


圖 5.10 冷氣出風口溫度對溫度之影響

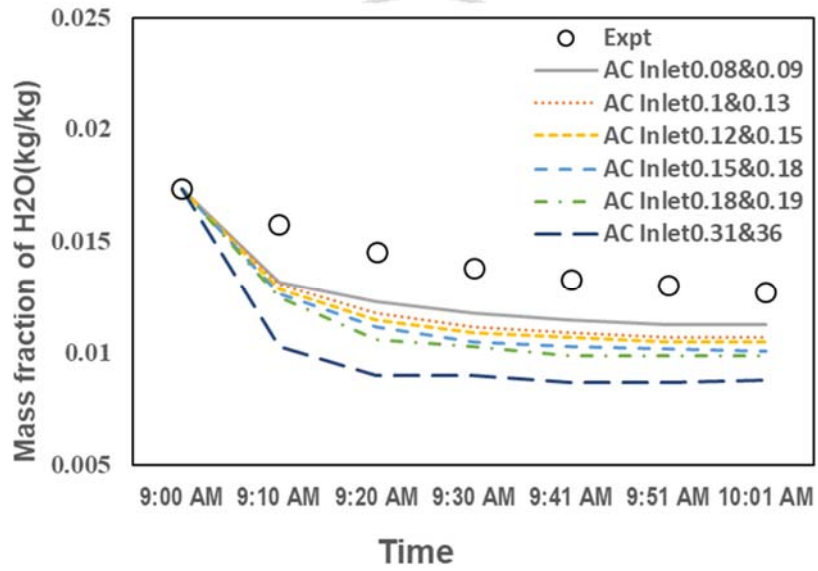


圖 5.11 冷氣出風風速對水氣質量分率影響

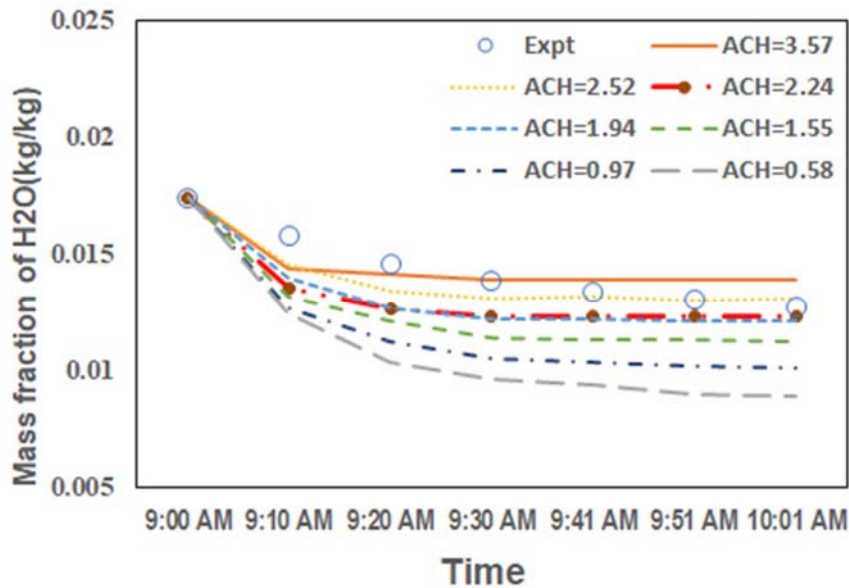


圖 5.12 外氣滲透率對水氣質量分率影響

2.24 次/小時，空間中水氣質量分率已經接近實驗量測值，整體誤差約在 5%以內。再將外氣滲透換氣率增加至 2.52 次/小時，整體誤差也大約在 5%以內。由於外氣滲透換氣率亦是一經驗式所得的估計值，因此，透過模擬也可以反推與實驗值相近的外氣滲透換氣率。以上結果，暗示以實驗量測的出風口風速與出風口溫度進行模擬，得到較實驗值低 23% 的理論預測值，低估了外氣滲透換氣率的影響，參考文獻外氣滲透值 2.52 次/小時代入模型計算後，得到整體誤差在 5%以內的理論預測值。

5.4.4 可視化流場、溫度與含水率分布圖

由前面的模擬結果，逐步了解檢討各參數的影響後，發現冷氣溫度與風速個別對含水率或溫度的影響都較外氣滲透率小，因此後續模擬主要回到滲透率計算的重要文獻，更正確的計算本實驗室的滲透率範圍，得到的外氣滲透率換氣率為 2.24 次/小時。再針對外氣滲透率最高的牆面進行設定並模擬。圖 5.13、5.14 由流場流線發現，冷氣出風口排出冷空氣後，流速降低後下沉，碰上壁面後再沿著壁面上升，最後形成一環繞型流場。

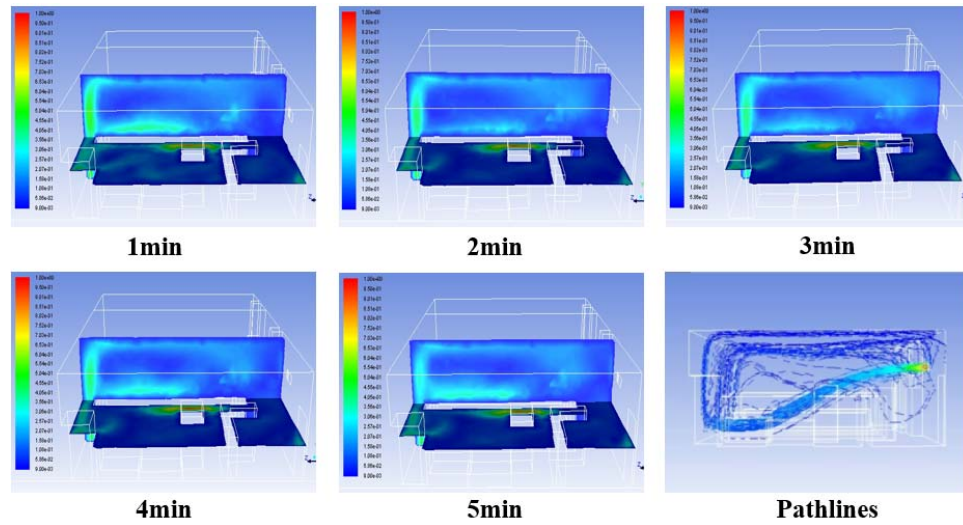


圖 5.13 五分鐘流場之變化側視圖

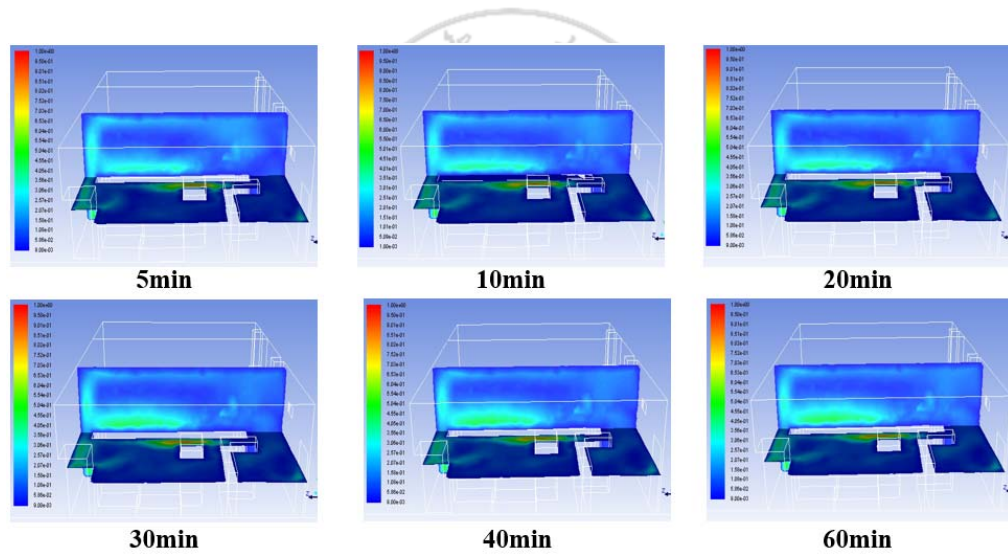


圖 5.14 一小時流場變化側視圖

可以發現 5 分鐘內流場還有些微之改變，經過 10 分鐘後室內流場已經趨於穩定，一直到 1 小時都沒有太大之變化。

圖 5.15 和 5.16 中可觀察到溫度在 5 分鐘內還是持續有變化，主要改變部分為冷空氣流經區域在 1 分鐘內時呈現在低溫，隨著時間室內空氣混和漸漸均勻，溫度也開始達到平衡後，整體室內溫度皆有所下降之趨勢，

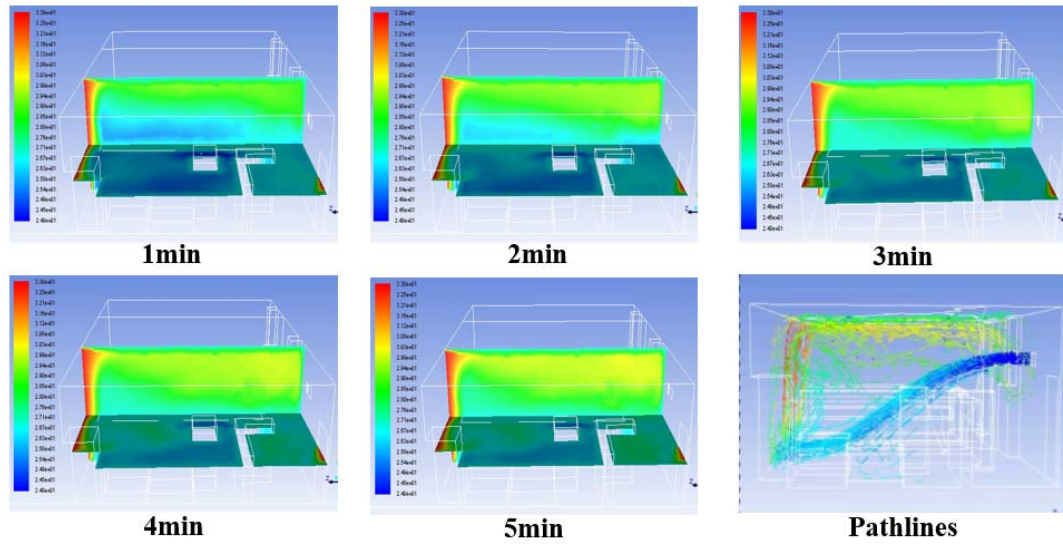


圖 5.15 五分鐘溫度變化側視圖

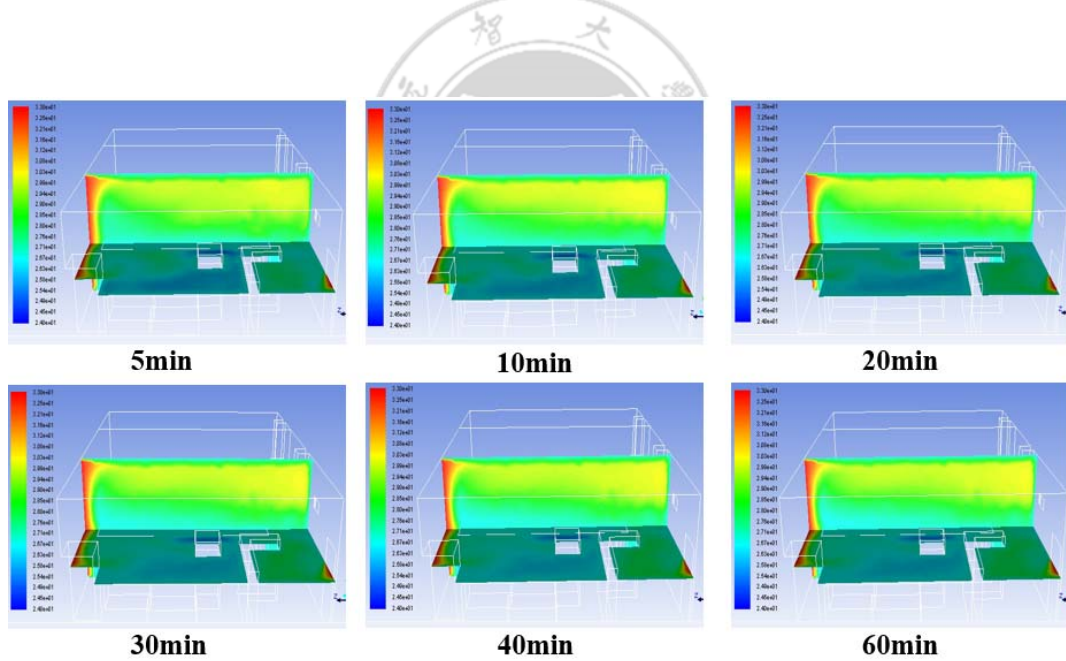


圖 5.16 一小時溫度變化側視圖

經過 10 分鐘後也發現溫度已經達到穩定狀態，一直到 1 小時都沒有顯著變化情形。而接近天花板區域因熱空氣上升關係導致較溫暖之外氣滲透空氣會往上抬升。壁面的部份溫度較高原因為該牆面為設定之外氣滲透處，因此溫暖熱空氣進入系統後也會隨流場方向被向上流動。

圖 5.17 和 5.18 中可觀察水氣質量分率在 5 分鐘內持續有變化，冷氣機吹出之冷空氣因為已經有將空氣中水氣凝結出水分，因此水氣含量較室內水氣含量低，且質量傳送速度相對於熱量傳送速度慢，因此也發現到 5 分鐘內水氣含量變化並沒有看到冷氣出風口之軌跡，而是區域性的慢慢改變濃度，一直到冷氣開啟後 30 分鐘過後才逐漸達到穩定狀態。

圖 5.19 和 5.20 中流場俯視圖可觀察到整體區域速度較高處除了冷氣出風口外，最高流速區域會再走道的地方，主要原因為走道的空間較小，原本冷氣出風口流經室內開放空間流體，流到較狹窄之區域後流速就相對上升，形成冷氣流經區域速度較高的地方，另外牆壁窗戶面與門口處也因為設定為外氣滲透處，因此觀察到有流速進入空間之情形，另外俯視圖也發現流場在整體空間來說 3-5 分鐘後就沒有顯著改變。

圖 5.21 和 5.22 中溫度俯視圖可觀察到整體空間溫度隨冷氣流經區域呈現較低溫情形，空間整體的右半邊因為是冷氣主要流經區域，溫度明顯比空間左半邊來的低溫，隨時間經過空氣與溫度也慢慢混和均勻與達到平衡，空間右半邊原本較低溫也發現溫度也逐漸升高，溫度比較低的最右邊因為流場較少流經，因此溫度顯得較低，走道處也因為為冷氣主要流經區域，因此溫度也較低，整體空間溫度過 5 分鐘後也達到穩定，一直到 1 小時後都沒有顯著改變。

圖 5.23 和 5.24 中水氣質量分率俯視圖可觀察到水氣分布 5 分鐘內右半邊水氣質量分率較低，主要原因是冷氣出風口水氣含量低，而兩台冷氣出風流經區域又以空間右半部為主，因此水氣質量分率較空間左半邊低，隨時間經過約 30 分鐘過後整體區域之水氣質量分率趨於穩定狀態，也可得出水氣質量分率相對溫度平衡速率較慢。

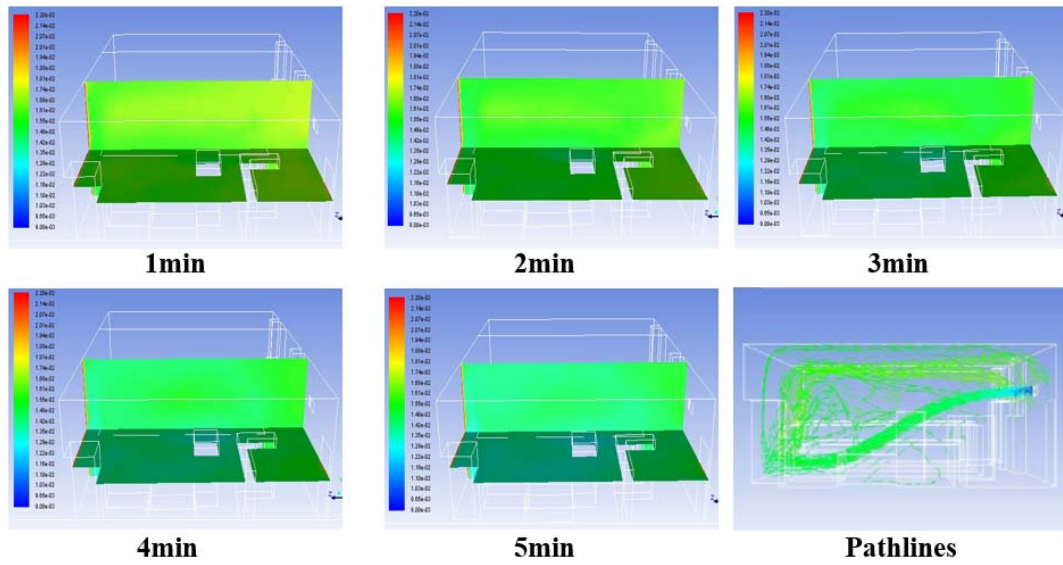


圖 5.17 五分鐘水氣質量分率變化側視圖

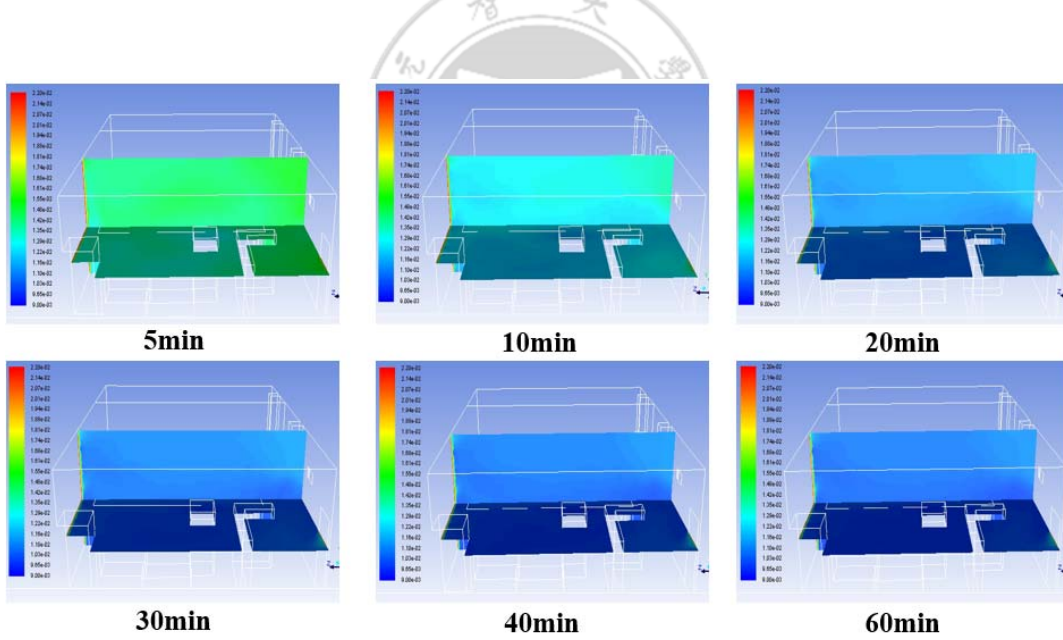


圖 5.18 一小時水氣質量分率變化側視圖

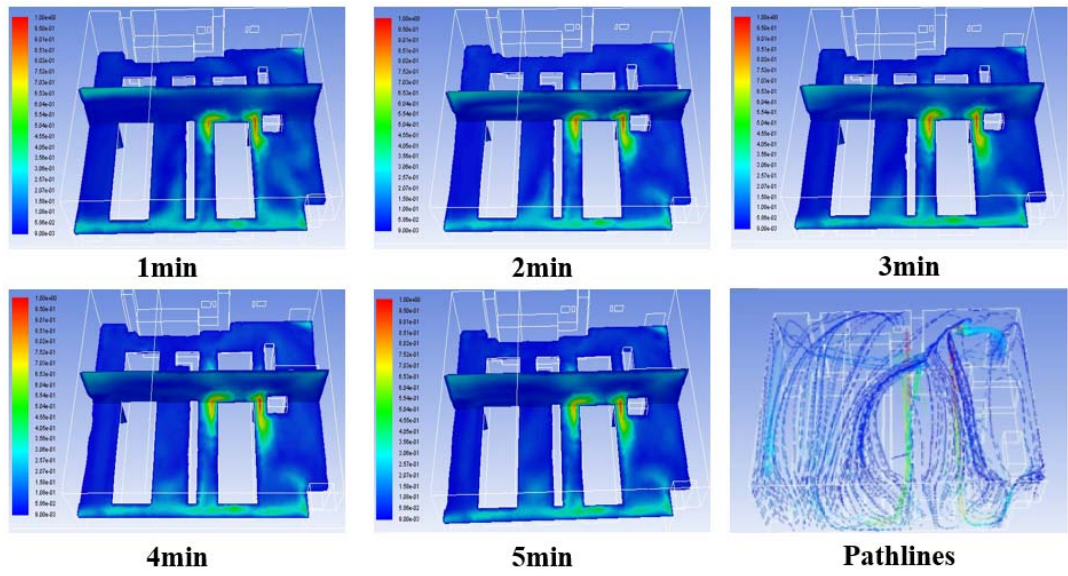


圖 5.19 五分鐘流場變化俯視圖

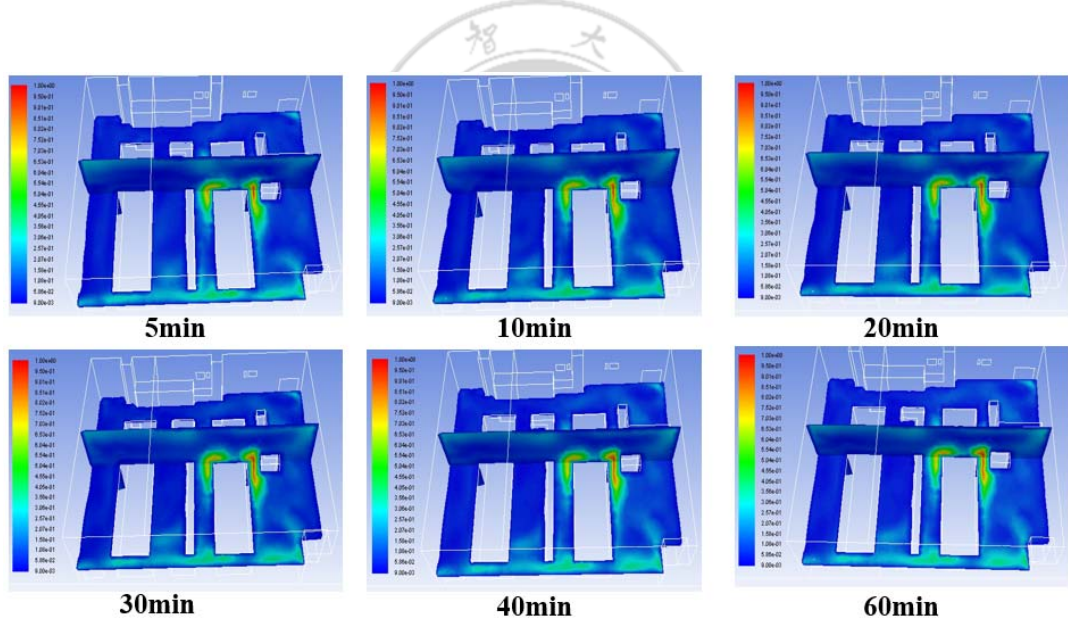


圖 5.20 一小時流場變化俯視圖

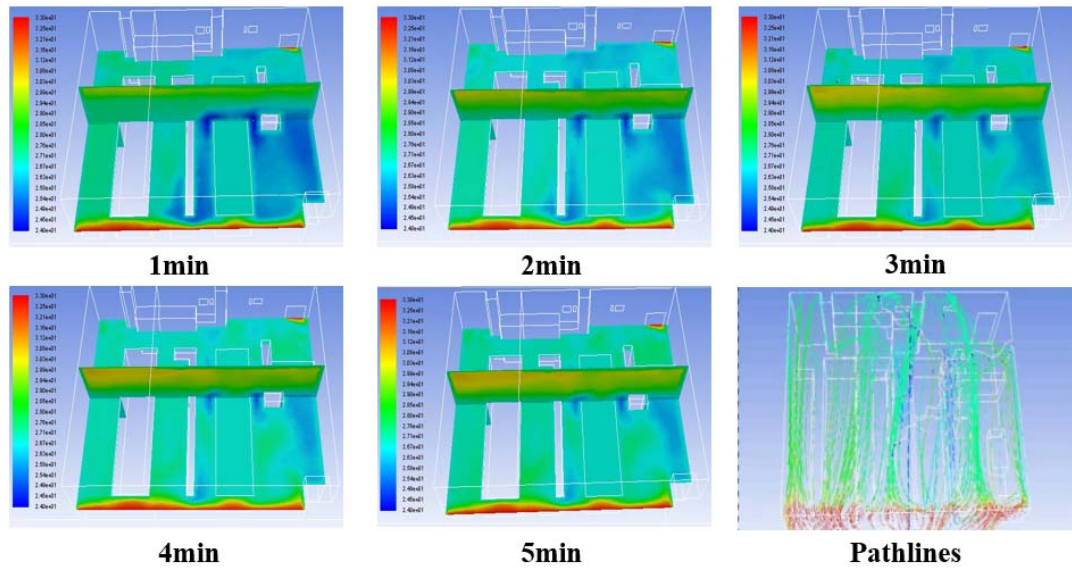


圖 5.21 五分鐘溫度變化俯視圖

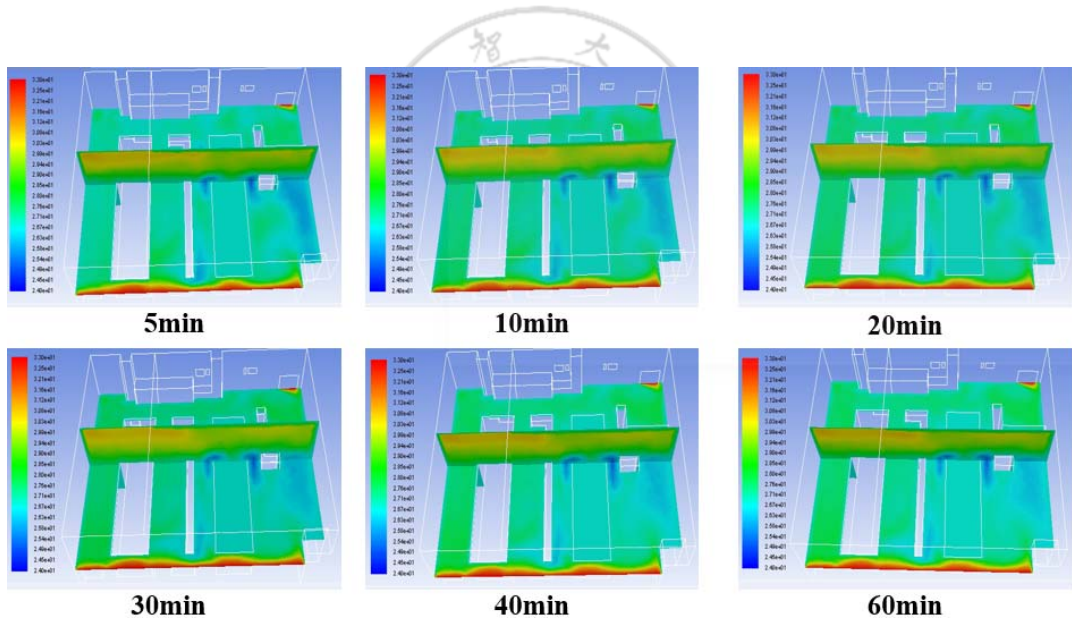


圖 5.22 一小時溫度變化俯視圖

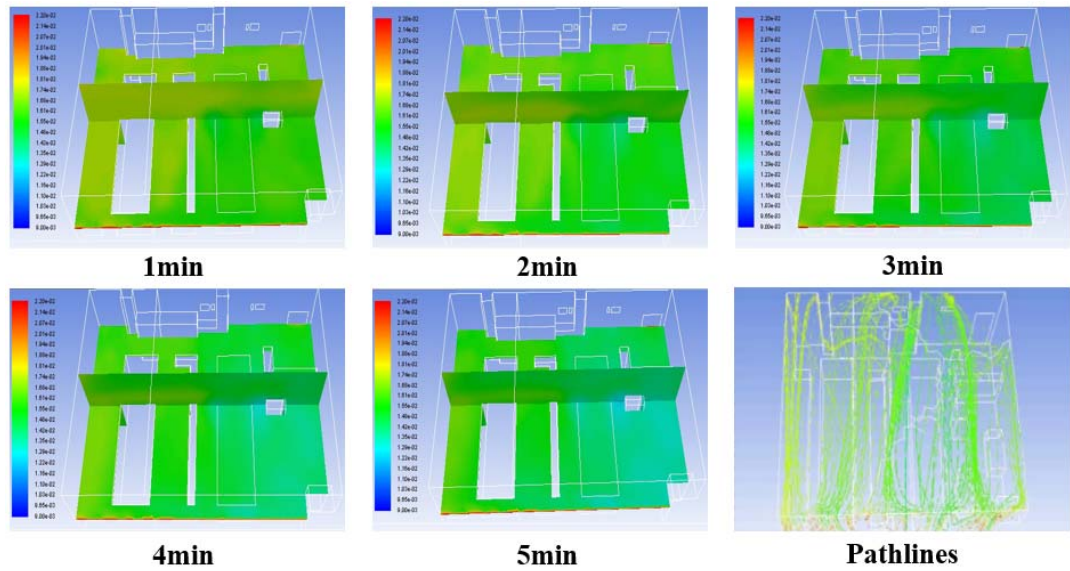


圖 5.23 五分鐘水氣質量分率變化俯視圖

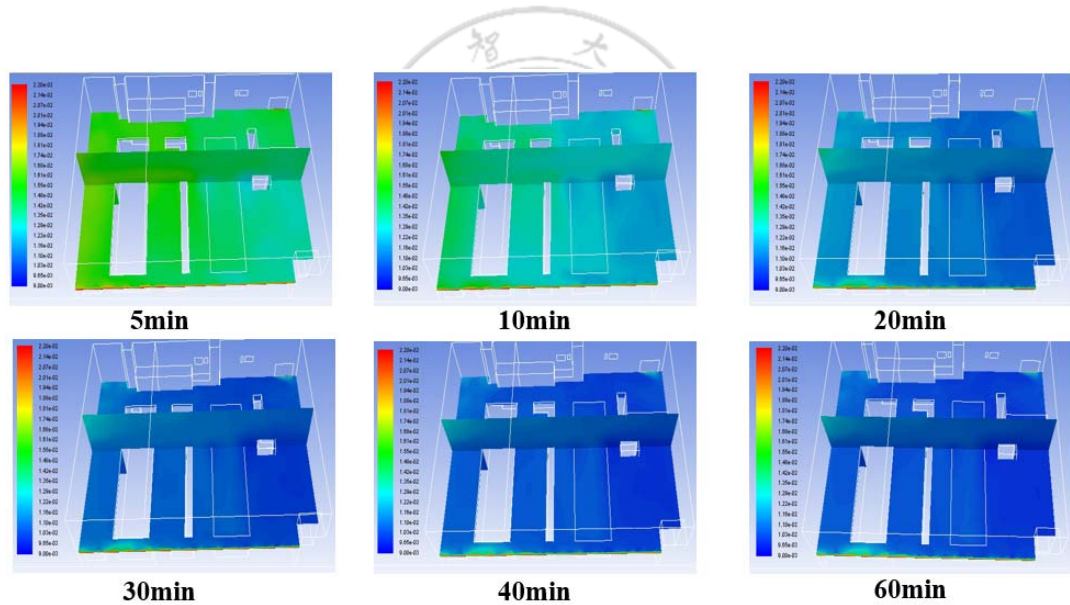


圖 5.24 一小時水氣質量分率變化俯視圖

5.4.5 模擬結果分析

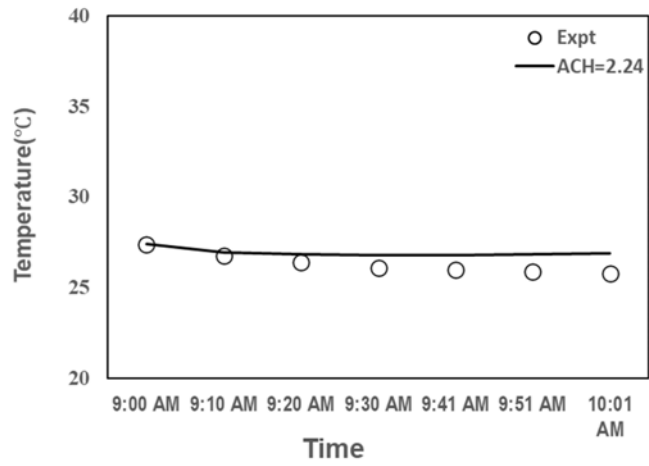
模擬結果主要以三個參數，分別為水氣質量分率、溫度與相對濕度來比較，由圖 5.25(a)發現模擬結果中，在 10 分鐘內，水氣質量分率與實驗結果相差較多，推測原因是當冷氣機開啟後，內部低溫蒸發器並不會快速下降至模擬設定之 8.4°C 與 11.4°C ，而模擬時是直接將出風口溫度設為已

經穩定之出風口溫度，因此推估此為模擬與實驗上前 10 分鐘誤差較大之原因，誤差範圍在 15% 內，隨時間而下降。圖 5.25(b) 為溫度模擬值與實驗值相差在 1°C 以內，誤差在 5% 內，模擬結果較實驗值稍高，推估此誤差可能來自溫度計誤差(溫度為 $\pm 1^\circ\text{C}$)。圖 5.25(c) 為水氣質量分率與實驗值的比較，實驗值是以 RH 量測值再參考溫度壓力計算而得，在前 10 分鐘冷氣機蒸發器尚未達到穩定低溫時，由於無法得知蒸發器確實溫度，因此預期會又較大誤差，模擬與實驗值誤差在 15% 內(表 5.5)，且隨時間增加(蒸發器溫度達到穩定低溫)而下降。

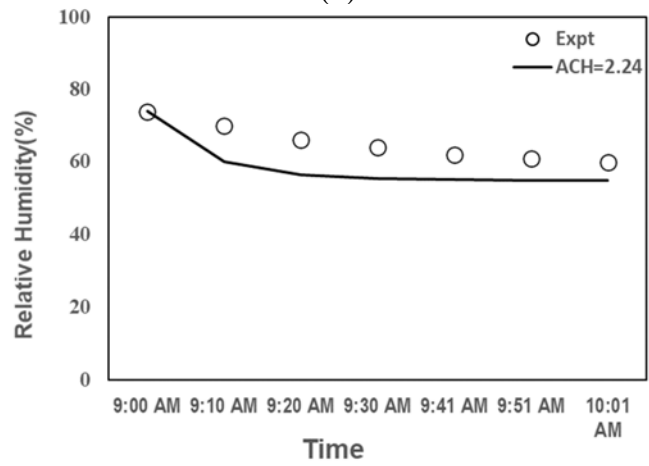
圖 5.26 為模擬結果與風速計、溫度計、溼度計與換氣率各項之不同誤差對水氣質量分率做模擬實驗，風速計誤差為 3%，由圖 5.26(a) 為風速計之誤差可發現，將量測冷氣出風口風速誤差考量後作模擬實驗，實驗結果對空氣中水氣質量分率影響非常小。圖 5.26(b) 為溫度 $\pm 1^\circ\text{C}$ 之誤差對水氣質量分率之影響，結果與風速計誤差接近，對空氣中水氣質量分率沒有顯著影響。圖 5.26(c) 為濕度部分因為溼度計誤差為 $\pm 5\%$ ，而水氣質量分率與相對濕度是呈現正相關，因此可由圖發現溼度計之誤差對水氣質量分率影響較大。

圖 5.26(d) 為換氣率誤差對水氣質量分率之影響，此誤差主要是由文獻中圖 2-13 中之誤差去計算，因本研究計算出 2.24 次/小時，接近該區間之換氣率下限(換氣率 2.3-5.3 次/小時)，因此考量文獻中之上限 5.3 次/小時與本研究落差太大，因此換氣率誤差取中間值為 $(2.3+5.3)/2$ 為 3.8 次/小時為誤差上限，觀察發現該結果明顯影響空氣中水氣質量分率，也與實際量測值更接近，因此推測模擬中外氣滲透率設定值確實有低估的可能。

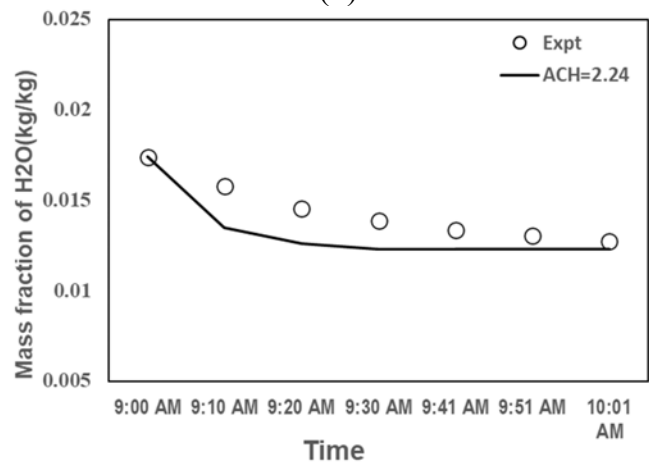
圖 5.27 為本系統的物理模型，其中 E_0 為空間內部原有能量， m_0 為空間內部原有水氣質量分率， $\Delta m_{0,AC}$ 為空間冷氣產生之冷凝水，等於原有水量減去隨時間變化之空間水氣質量。 E_{AinF} 為外氣滲透所帶進系統之能量， m_{AinF} 為外氣滲透所帶進系統之水氣， Δm_{AinF} 為外氣滲透乘以外氣滲透體積與空氣密度與戶外水氣質量分率與室內水氣之量之差。 V_{AinF} 為外氣滲



(a)



(b)



(c)

圖 5.25 量測結果與模擬(a)溫度(b)相對濕度與(c)水氣質量分率比較

表 5.5 量測結果與模擬結果之誤差

	時間	量測值	ACH=2.24	誤差(%)
水氣質量	0	0.0174	0.0174	0.0
	10	0.0158	0.0135	14.6
	20	0.0146	0.0126	13.4
	30	0.0139	0.0123	11.2
	40	0.0133	0.0123	7.8
	50	0.0131	0.01229	5.8
	60	0.0128	0.0123	3.5
溫度	0	27.4	27.4	0.0
	10	26.8	26.9	-0.5
	20	26.4	26.84	-1.7
	30	26.1	26.81	-2.7
	40	26	26.82	-3.2
	50	25.9	26.85	-3.7
	60	25.8	26.89	-4.2
濕度	0	74	74	0.0
	10	70	59.96	14.3
	20	66	56.43	14.5
	30	64	55.32	13.6
	40	62	55.15	11.0
	50	61	54.95	9.9
	60	60	54.94	8.4

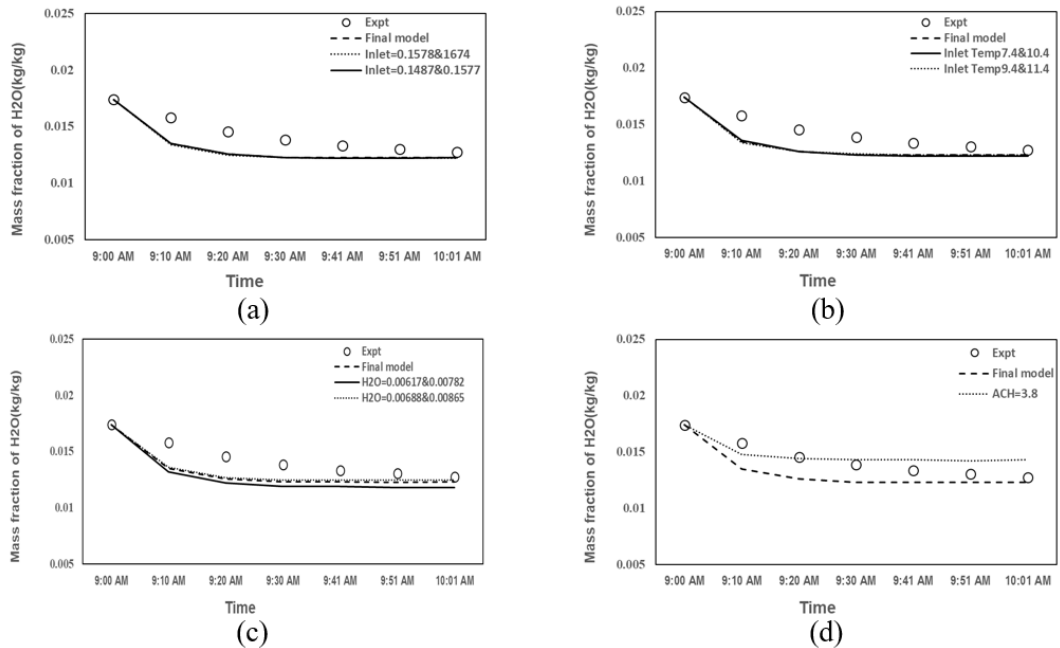


圖 5.26 模擬結果與(a)風速計(b)溫度(c)濕度(d)換氣率誤差比較

透進入空間之空氣體積。 ρ_{air} 為空氣密度。 W_{AinF} 為外氣滲透水氣質量分率。 $\Delta W_{0,AC}$ 為室內空氣隨時間改變之水氣質量。 $m_{c,\text{total}}$ 為 Δm_{AinF} 加上 Δm_{AinF} 所得到總冷凝水水量。

圖 5.28 為利用模擬所得到之數據，搭配物理模型去計算預估冷凝水量與實際量測值比較，可以發現圖 5.28(a) 為實驗 I 冷氣開啟後因為溫度開始下降，室內空氣水氣質量分率也因為冷氣除水關係開始越來越低，因此看到 $\Delta m_{0,AC}$ 有越來越低的趨勢。另外 m_{AinF} 有較高之趨勢，主要原因是冷氣機會有一滴水盤設計，該滴水盤尚未裝滿時冷凝水並不會流出，此為計算值一開始與量測值誤差較大原因，可以發現總計算冷凝水 $m_{c,\text{total}}$ 隨時間也與量測值越接近，整體誤差值約 5%。

圖 5.28(b) 為實驗 II 量測值(符號)與計算值(實線)比較，發現冷氣因運轉 24 小時後，室內空氣已經趨於穩定狀態，因此可推估因室內外溫濕度差異所產生之冷凝水 $\Delta m_{0,AC}$ 已經趨近 0，殘餘的冷凝水皆是外氣滲透帶進的溫濕水氣所貢獻，可知 $m_{c,\text{total}}$ 與量測值接近，證明外氣滲透是造成冷凝水產率持平不降的原因，而此來源也是排水器頻繁運作的主因。

表 5.6 可以觀察到將外氣滲透考量並加入物理模型後，從一開始的誤差 -176% 經過一小時後下降至 -26%，主要原因是學理計算上並不會考慮到一開始冷凝水在窗型冷氣中會有滴水盤結構，須等到滴水盤滿盈後才會與計算值逐漸接近，計算冷凝水約過 40 分鐘後趨於穩定之誤差。假如觀察實驗 II 之結果，因冷氣機已經運轉 24 小時已達到一動態平衡，因此在計算冷凝水上平均誤差為 10%。

像台灣這樣高溫高濕的氣候環境，假如建築物之密封性做得不夠好時，就會導致外氣滲透，不只使室內溫度上升，也會使濕度增加，冷氣機需要不斷運轉，排水器也是不斷運轉，造成多餘能源的耗損。

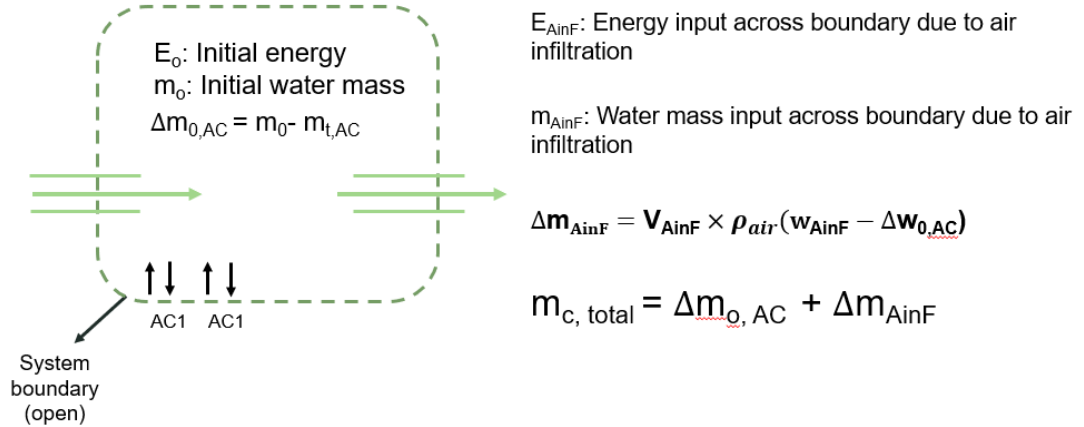


圖 5.27 實驗系統物理模型

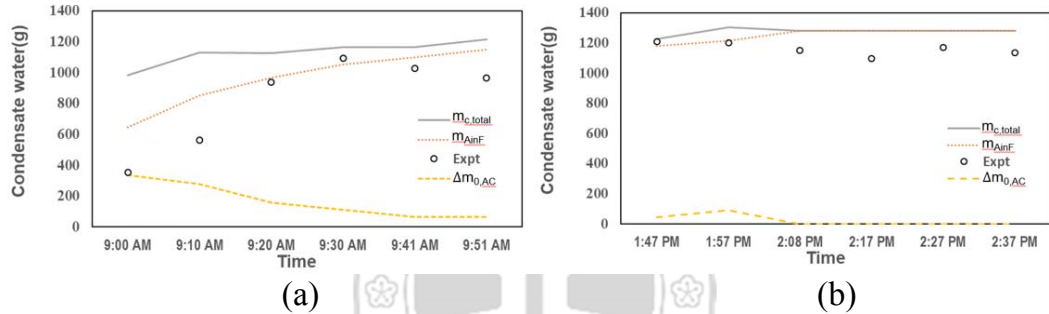


圖 5.28 實驗結果與計算(a)上午(b)下午冷凝水比較

表 5.6 實驗結果與計算冷凝水比較

實驗I					
量測時間	總量測冷凝水量(g)	冷氣計算總量(g)	外氣滲透計算冷凝水(g)	外氣滲透+冷氣總量(g)	實驗誤差(%)
09:10 AM	351.9	337	646	983	-179
09:20 AM	563.4	279	852	1132	-101
09:30 AM	939.6	157	968	1126	-20
09:41 AM	1093.4	113	1052	1164	-6
09:51 AM	1026.9	66	1100	1166	-14
10:01 AM	966.1	65	1149	1214	-26
實驗II					
量測時間	總量測冷凝水量(g)	冷氣計算總量(g)	外氣滲透計算冷凝水(g)	外氣滲透+冷氣總量(g)	實驗誤差(%)
01:47 PM	1211	46	1180	1226	-1
01:57 PM	1204	92	1214	1306	-9
02:08 PM	1152	0	1282	1282	-11
02:17 PM	1097	0	1282	1282	-17
02:27 PM	1172	0	1282	1282	-9
02:37 PM	1137	0	1282	1282	-13

5.5 改良與市售排水器測試結果

5.5.1 排水器系統數據

在量測排水器相關數據前，需要先確認建構之自動控制系統之相關數據，表 5.7、表 5.8 為電磁閥 A 與電磁閥 B 開啟時，不同秒數時間所計算之平均出水體積，圖 5.29 為自動控制系統電磁閥標示示意圖。由表 5.7 與表 5.8 得知電磁閥 A 與電磁閥 B 平均每秒出水體積分別為 3.4g 與 5.7g，會造成兩電磁閥誤差主要原因在自動控制系統中鑽螺紋孔徑時，做出的螺牙有差異，再電磁閥立布接上螺牙孔時，為防止水滲漏，纏止洩帶後度也不同，因此個別立布鑽進螺牙孔深度不同，造成電磁閥 A 與 B 出水體積差異。

接著量測本研究設計之排水器與市售排水器排水數據，表 5.9 為本研究設計之改良排水器在不同運轉時間下所移除之水量，而市售排水器因無法調整運轉時間因此直接量測該排水時間與排水量，得到市售排水器每次運轉時間為 3.5 秒，每次平均排水量為 80g，每秒平均排水量為 22.9g，耗能為 18W。

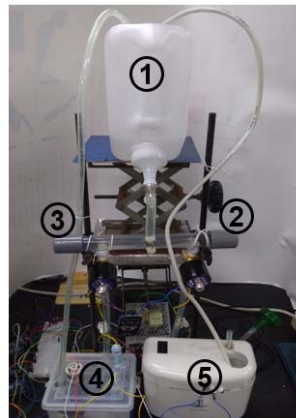
由表 5.9 可發現在不同運轉時間下，平均每秒排水量也都不盡相同，隨著運轉時間增加，每秒排水量也會增加，直到運轉時間為 3 秒鐘時每秒排水量反而相對於 2.5 秒時下降了一些。每秒排水量會隨時間上升而增加，主要因運轉時間過短時，排水葉片從停止到轉動，將排水腔壓力提升後，再將水排入排水管道，流經出口後量測，此排水水路尚未穩定，因此排水量較低。表 5.9 可觀察到運轉時間 2 秒左右時，水路已經達到穩定，平均每秒排水體積約 52g/s，而此排水器最佳運轉時間為 2.5 秒，平均每秒排水體積為 54g/s。運轉時間 3 秒鐘時，會發現每秒排水體積反而下降至 53g，主要原因是本研究設計之排水器體積，再運轉時間 3 秒鐘時，已經幾乎將排水腔能移除的水都移除掉，因此運轉時間 3 秒鐘會抽到些微空氣，導致排水體積下降的現象。

表 5.7 電磁閥 A 數據

Time(sec)	1st	2nd	3rd	4th	5th	Avg(g)	Avg(g/s)
5	16.4	16.3	16.5	17.1	16.8	17	3.3
10	34.8	34.8	34.8	34.4	34.5	35	3.5
15	52.3	52.3	52.0	52.0	51.9	52	3.5
20	68.7	68.2	67.8	67.5	67.5	68	3.4

表 5.8 電磁閥 B 數據

Time(sec)	1st	2nd	3rd	4th	5th	Avg(g)	Avg(g/s)
5	27.9	28.4	28.3	28.4	28.5	28	5.7
10	57.2	57.5	57.5	57.4	57.5	57	5.7
15	85.9	86.0	85.9	85.9	85.9	86	5.7
20	109.8	114.9	113.8	114.8	113.6	113	5.7



- ① : Water Tank
- ② : Solenoid Valve A
- ③ : Solenoid Valve B
- ④ : Condensate Pump (This Study)
- ⑤ : Commercial Condensate Pump

圖 5.29 自動控制系統示意圖

表 5.9 本研究改良排水器在不同運轉時間之排水數據

Time(sec)	1st	2nd	3rd	4th	5th	Avg(g)	Avg(g/s)	Stdev
1.0	41.3	40.6	41.3	41.6	40.7	41	41	0.43
1.5	72.4	72.9	72.5	73.1	72.4	73	48	0.32
2.0	104.7	102.5	102.8	103.5	103.1	103	52	0.86
2.5	134.6	134.8	136.0	136.0	136.0	135	54	0.72
3.0	159.0	157.0	159.2	159.0	159.5	159	53	0.99

5.5.2 改良排水器數據與實驗數據比較

自動控制系統包含控制與資料傳輸功能，在第四章中提到，在前述排水器系統數據中已知電磁閥 A 與電磁閥 B 之平均每秒出水體積，再從資料傳輸系統中，利用 ACS712 量測電流模組監控排水器啟動時間、運作時間與關閉時間，藉由 Arduino 序列埠視窗，監控每次運轉間隔時間，接著

由電磁閥每秒流出之體積，計算出排水器移除水體積與排水器運作是否正常等。

表 5.10 為本研究改良排水器實驗中以電子秤量測到的數據與透過 Arduino 馬達啟動與關閉時間與單位時間排水量計算值之比較，可以觀察到計算值比實驗值略低，誤差值大約 5% 以內。推測原因為當排水器運作時，電流量測模組量測到電流改變，將資料傳到 Arduino 後，又需要再列印(print)出到監控視窗上，此過程中會造成一些時間延遲。由表 5.10 可觀察到從運轉時間 1 秒至 3 秒鐘，實測值與 Arduino 計算值誤差落在 4-4.6% 範圍內，圖 5.30 為實際量測值與 Arduino 計算之比較與線性趨勢公式，R square 值為 0.9974，未來可直接利用此公式計算此排水器在不同運作時間下移除之水量。

將實際量測數據與實驗 I 冷凝水量測得到的數據做計算，實驗 I 每小時平均冷凝水量為 1145g，本研究之排水器運作時功率為 18.5W。將平均每小時冷凝水量除以不同運轉時間所移除之水量，即可得到每小時總運轉次數 T1，接著由總運轉次數乘以每次運轉的時間，可得到總運轉時間 T2，將總運轉時間乘以功率 18.5W 得表格之耗能項，耗能項除以每小時平均冷凝水量，得到移除每克冷凝水所消耗之能量 ECG (energy consumption per gram)，各項數據如表 5.11 所列。

表 5.11 得出，此排水器在每次運轉時間為 2.5 秒時，總運轉時間是最低的，運轉時產生噪音之時間也減少 25%，耗能也是最節能。w1 為不同運作秒數時所能夠移除的水量，此項同時也代表著排水器設計之儲水體積，此儲水體積越大時，也可將排水器運作頻率減少，進而降低排水器所產生之噪音。由表中觀察到，總運轉次數(T1)雖不是最低，不過總運轉時間(T2)為最低，每小時消耗瓦數也是最低，排除每克水所需能量也是最低，相較市售排水器每次運轉時間為 3.5 秒，每次平均排水量為 80g(即較小排水器容積)，每秒平均排水量為 22.9g。改良排水器如以每次運轉時間為 2.5 秒，每次平均排水量為 130g(即需求 1.625 倍容積，各邊長增加約 17%)，

每秒平均排水量為 54g/s，運轉與噪音產生時間較市售排水器減少 28%，每秒平均排水量增加 1.35 倍，每小時耗能節省 40%，排水器容積。

5.5.3 不同馬達測試數據比較

馬達噪音也是商售冷氣排水器常受對噪音敏感的顧客所詬病的一個不可忽視的原因。透過第四章排水器性能測試提到馬達分貝與轉速測試方法進行量測，結果詳列於表 5.12。

表 5.10 改良排水器實驗數據與 Arduino 計算值比較

Pump Run Time(sec)	w1(g)	w2(g)	Error(%)	w3(g)
1.0	41	39	4.3	41.0
1.5	73	70	4.3	72.5
2.0	103	99	4.0	103.4
2.5	135	130	4.1	135.5
3.0	159	152	4.6	158.1

w1:實際量測數值(使用電子秤) w2:Arduino 監測數據計算值
w3:加入誤差之校正值

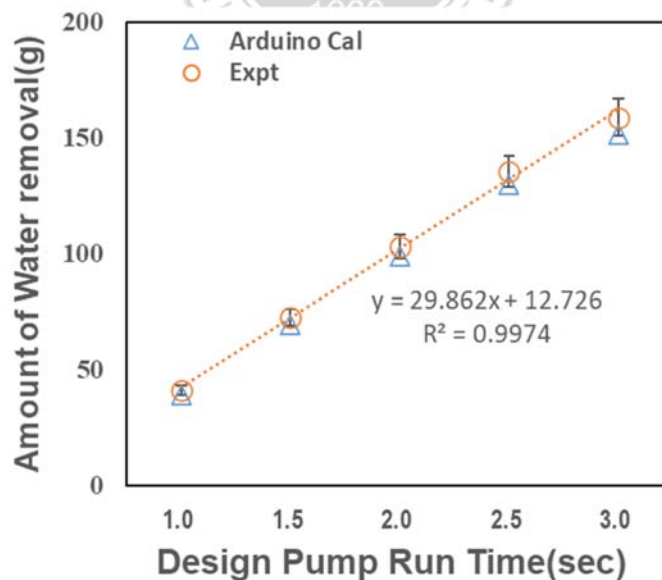


圖 5.30 改良排水器實驗數據與 Arduino 計算值與趨勢公式

表 5.11 改良排水器實驗數據(實驗 I)

	t (秒)	w1 (克)	T1 (次/小時)	T2 (秒)	耗能 (焦耳/小時)	ECG (焦耳/克)
改良排水器	1.0	41	28	28	515	0.45
	1.5	73	16	24	437	0.38
	2.0	103	11	22	410	0.36
	2.5	135	8	21	391	0.34
	3.0	159	7	22	400	0.35
市售排水器	3.5	80	14	50	901	0.79

t: 排水器運作時間 w1: 實際量測數值(電子秤) T1: 總運轉次數 T2: 總運轉時間(秒) ECG: 移除每克水量所消耗的能量(energy consumption per gram)

分貝量測是以馬達無負載下空轉進行量測，其中因 220V 蔽極式馬達(unknown)無法調整電壓，僅能測試分貝與轉速，而 220V 大金蔽極式馬達(Daikin)與沉水馬達(JT-180A)馬達軸心皆為封死外殼，僅能量測分貝數值。排水器測試時皆以 Nichibo 馬達額定電壓 12V 來測試，由表 5.12 可觀察到在 12V 電壓下，各馬達轉速由高而低依序為：Nichibo 馬達(25440 次/min)、無刷馬達 Jia(16800 次/min)，有刷馬達 Mabuchi(11280 次/min)，無刷 Nidec(8700 次/min)。分貝由高而低依序為：有刷 Mabuchi(59 dB)、有刷 Nichibo(50 dB)、無刷 Jia(42 dB)、無刷 Nidec(33 dB)。蔽極式馬達在空轉時，分貝數也都低於 50 分貝。

圖 5.31 為比較不同電壓下空轉有刷與無刷馬達之分貝數，可以發現在電壓 5-12V 間，有刷馬達 Mabuchi 皆最高，其次是有刷馬達 Nichibo、無刷馬達 Jia，最低的是無刷馬達 Nidec，由圖 5.31 發現無刷馬達較有刷馬達分貝數低，符合無刷馬達機械結構之特性。考量其他影響分貝之原因如轉速，圖 5.32 為不同電壓下有刷與無刷馬達轉速之數值，由圖可發現在 5-12VDC 下，有刷 Nichibo 馬達轉速最高，其次是無刷 Jia 馬達、有刷 Mabuchi 馬達，無刷 Nidec 馬達最低，其中 Nidec 馬達在低於 7V 時無法啟動而無數據。Nidec 是四款馬達中最安靜的，轉速也是最低的，因此必須要以相同之轉速來比較各項數據會較為客觀，由於 Nidec 無刷馬達操作

電壓範圍為 7-24VDC，因此後續 Nidec 與 Nichibo 馬達之測試是在相同條件下進行。

表 5.13 為於相同轉速下，比較 Nichibo 有刷馬達與 Nidec 無刷馬達性能，可以發現在轉速為 14580 時，Nidec 無刷馬達排水量幾乎是相同的，分貝數與電流都高於 Nichibo，僅扭力(torque)低於 Nichibo，轉速提高至 16800 時，排水量也上升，分貝數、扭力與電流也都上升。

表 5.14 為於相同轉速下，比較 Nichibo 有刷馬達與 Nidec 無刷馬達的耗能，由排除每克水葉片轉動的圈數(Rotation of the blade per gram water, RPW)觀察到提升後還是落在約 18-20 圈/克範圍，不論轉速高低，剛開始的 1-2 秒，Nidec 無刷馬達的節能表現都略優於 Nichibo 有刷馬達。將 Nidec 轉速調整為 17640 時，其排水性能與 Nichibo 轉速為 16860 時差不多，然而整體耗能還是優於 Nichibo(~10-20%)，然而在更長時間操作下何者更節能則須更多實驗數據來瞭解，此外，Nichibo 在任何轉數下之扭矩都大於 Nidec 無刷馬達，在需要負載較高的環境下，扭力大小也是必須列入整體評估項目中的。

表 5.12 不同馬達於不同電壓下轉速與分貝之關係

Unknown 蔽極式			Nichibo			Mabuchi		Jia		Nidec			Nidec		
V	RPM	dB	V	RPM	dB	RPM	dB	RPM	dB	V	RPM	dB	V	RPM	dB
220	6900	39	5	10140	40	4620	55	5280	33	7	4920	28	15	10800	28
Daikin 蔽極式			6	12360	43	5580	56	7080	35	8	5700	28	16	11580	29
V		dB	7	14580	44	6600	57	8820	40	9	6360	28	17	12300	35
220		48	8	16800	47	7500	57	10380	47	10	7200	29	18	13080	31
JT-180A			9	18720	48	8400	56	12000	43	11	7920	29	19	13860	40
V		dB	10	21060	49	9420	58	13740	49	12	8700	33	20	14580	34
12		51	11	23160	47	10440	60	15360	48	13	9300	36	21	15360	33
			12	25440	50	11280	59	16800	42	14	10140	33	22	16020	38
													23	16860	36
													24	17640	32

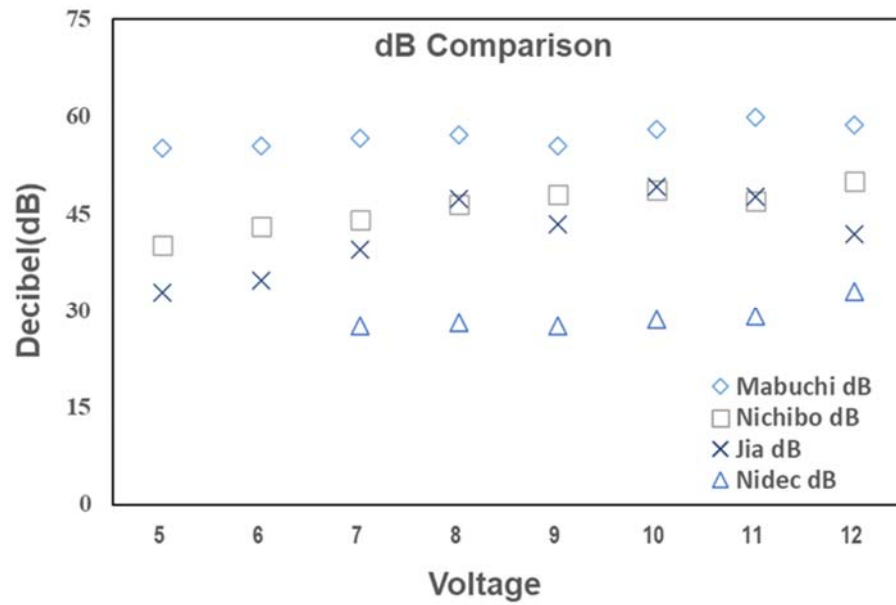


圖 5.31 比較有刷與無刷馬達不同電壓下空轉分貝數

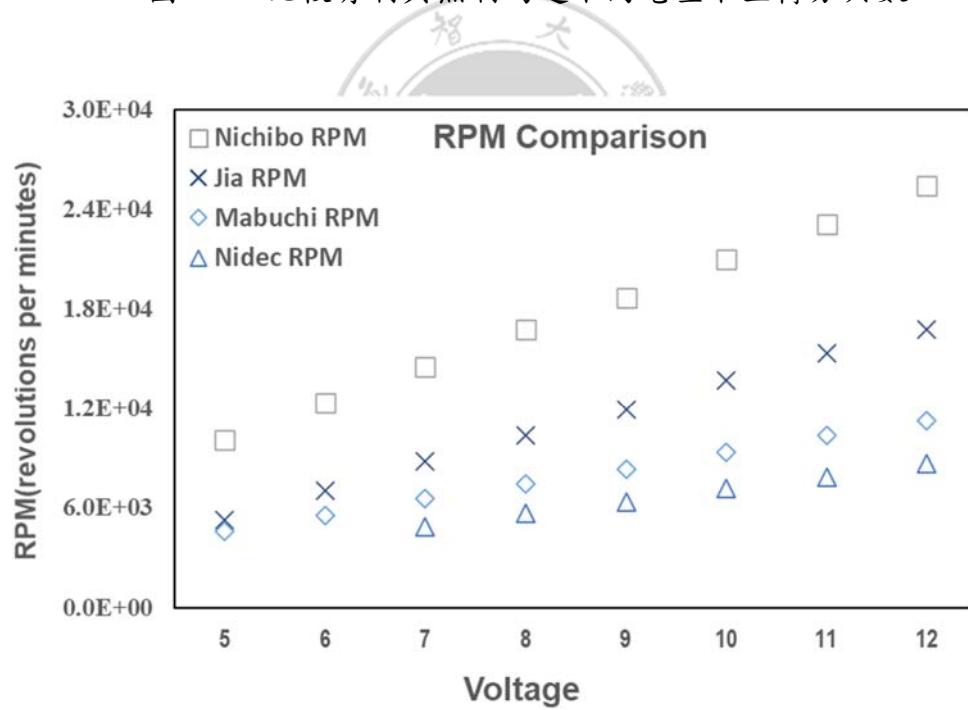


圖 5.32 有刷與無刷馬達不同電壓下之轉速比較

表 5.13 Nichibo 與 Nidec 馬達相同轉速下電流、扭力與分貝比較

	Voltage (V)	RPM	dB	Torque (gr-cm)	Current (A)	W_{1s}	$W_{1.5s}$	W_{2s}	$W_{2.5s}$
Nichibo	7	14580	44.1	186	0.8	25	29	33	34
Nidec	20	14580	33.9	138	0.23	24	29	31	33
Nichibo	8	16800	46.5	198	0.9	28	33	36	38
Nidec	23	16860	35.5	156	0.27	27	32	35	36
Nidec	24	17640	32.4	165	0.28	28	34	36	37

W_{1s} : 運轉一秒時排除水量

表 5.14 相同轉速下 Nichibo 與 Nidec 馬達耗能比較

	RPM	RPW	W_{1s}	$W_{1.5s}$	W_{2s}	$W_{2.5s}$	\dot{W}_{1s} (W/g)	$\dot{W}_{1.5s}$ (W/g)	\dot{W}_{2s} (W/g)	$\dot{W}_{2.5s}$ (W/g)
Nichibo	14580	18	251	144	95	74	0.22	0.13	0.08	0.06
Nidec	14580	18	219	121	85	64	0.19	0.11	0.07	0.06
Nichibo	16800	18	304	172	117	90	0.27	0.15	0.10	0.08
Nidec	16860	20	263	148	102	79	0.23	0.13	0.09	0.07
Nidec	17640	20	275	151	107	83	0.24	0.13	0.09	0.07

RPW: 排除每克水所需要之轉動圈數 \dot{W}_{1s} : 運轉一秒鐘時所消耗之能量(瓦) \dot{W}_{1s} : 運轉一秒時，排除每克水所消耗之能量



第六章 結論

1. 本研究透過 ANSYS Fluent 建立一窗型冷氣空調實驗空間的三維數值模型。首先透過實驗冷氣冷凝水產率隨時間變化與冷氣出風口風量、出風口溫度，逐一探討模擬預測值與實驗量測值的誤差，第三個變因-外氣滲透率-則是探討模擬預測值對室內空氣水氣質量分率的影響，找到冷凝水產生的真正原因，進而能正確預測冷氣排水器的真實需求。
2. 由冷凝水實驗量測發現，冷氣從開機起，首先會產生大量冷凝水，推測是室內空氣溫度較高與較潮濕，因此凝結出較多冷凝水，隨著時間增加，冷凝水產率會逐漸下降。冷氣機經過 24 小時連續操作後，假設實驗空間為一無質量進出的封閉系統，即外氣滲透率為零，然實驗量測到的冷凝水產率並未如理論計算預期的歸零，而是先降低後緩緩震盪並持平在一相當高的產率。當室內溫度溼度持平後，1.8 噸日立和 1.5 噸東元冷氣機仍持續以 22g/min.噸和 13.3g/min.噸的產率排出冷凝水。
3. 理論模擬發現，單純設定實驗量測到的冷氣出風口風量或出風口溫度，仍低估實驗量測值 23%。利用外氣滲透換氣率相關文獻計算實驗空間之外氣滲透換氣率得到 2.24 次/小時，大約是文獻經驗值範圍下限值(2.3-5.3 次/小時)。暗示以實驗量測的出風口風速與出風口溫度進行模擬得到較實驗值低 23%的理論預測值低估外氣滲透的影響，將參考文獻的外氣滲透值代入模型後，即得到整體誤差在 5%以內的理論預測值。由於外氣滲透換氣率亦是一經驗式所得的估計值，因此，透過模擬也可以反推與實驗值相近的外氣滲透換氣率範圍。
4. 在台灣高溫高濕氣候與地震頻繁的環境下，假如建築物之密封性做得不夠好，或地震導致門窗框變形，產生在適當風壓下易於導致濕熱外氣滲漏的間隙，冷氣空調僅能有限降低室內溫度與濕度，冷氣機也會

不斷運轉，造成不必要的能源耗損，導致大量冷凝水產率，排水器不斷運轉，妥善率不佳的問題。

5. 本研究以實驗評估商售排水器與以 12V 直流有刷馬達驅動的改良排水器，建構一模擬冷凝水與自動秤量與循環的自動控制系統用來評估比較不同排水器的性能，也能夠用於調整馬達不同運轉時間、不同電壓、監控等找出該排水器性能之最佳設計，而馬達運轉時間越長，等同於每次排水體積越多，也能看成不同儲水體積之排水器，改良排水器運作頻率、降低排水器吵雜與過於頻繁運作使其耗能問題。
6. 排水器設計之儲水體積，此儲水體積越大時，也可將排水器運作頻率減少，進而降低排水器所產生之噪音。實驗中觀察到，相較其他運轉時間長度，改良排水器每次運轉 2.5sec，每小時總運轉次數 14 次，總運轉時間(T2)最低，每小時耗能也是最低，排除每克水所需能量也是最低。
7. 相較市售排水器每次運轉時間為 3.5 秒，改良排水器以 2.5sec 運轉時間為例，每次平均排水量為 80g(即較小排水器容積)，每秒平均排水量為 22.9g。改良排水器如以每次運轉時間為 2.5 秒，每次平均排水量為 130g(即需求 1.625 倍容積，各邊長僅增加約 17%)，每秒平均排水量為 54g/s，運轉與噪音產生時間較市售排水器減少 28%，每秒平均排水量增加 1.35 倍，每小時耗能節省 40%。

未來研究工作

未來研究工作包括以下：

1. 未來研究上在模擬系統建立時，可嘗試在量測空間中放置更多溫濕度計，做為模擬點參考，另外也可以在高處位置放置溫濕度計，因結果看出較高處溫度較高，因此也可以藉由不同高度溫濕度計來做驗證，確定最後模擬模型之可靠度。
2. 而在排水器部分，因量測分貝時發現除了分貝值能當作一噪音參考來源外，其實還包含排水器運轉的高頻或低頻噪音，有發現雖然分貝數低但是當高頻噪音出現時，還是會使人感到不舒服，因此未來可針對噪音領域高頻與低頻繼續探討與改良。



參考文獻

1. Akram, M. W. Mursalin, R., Hassan, M. M., Islam, M. R., Choudhury, S. K. “In Recycling of Condensed Water from an Air Conditioning Unit”, 2018 International Conference on Computer, Communication, Chemical, Material and Electronic Engineering (IC4ME2), IEEE: **2018**, pp 1-5.
2. Ali, M. A., Saifur, S., Ali, M. A. “Quantification of Condensate Water Generated from Air Conditioning System”, Global Science and Technology Journal **2018**, 44–56.
3. Andrade, M. A., Bullard, C. W. Controlling indoor humidity using variable-speed compressors and blowers, Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. **1999**.
4. ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 14.0. ANSYS, Inc., 2011.
5. Arasteh, D., Reilly, M., Rubin, M. A versatile procedure for calculating heat transfer through windows. ASHRAE Transactions. **1989**.
6. ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 2007, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA. **2007**.
7. ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 2009, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA. **2009**.
8. ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 2013, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA. **2013**.
9. Berry, A. El. “Application of Computer Model to Estimate the Consistency of Air Conditioning Systems Engineering”, International Journal of Engineering and Technology (IJET). **2013**, 5 (2), 659-668.
10. Buchanan, C. R., Sherman, M. H. CFD Simulation of Infiltration Heat Recovery. Lawrence Berkeley National Laboratory. **1998**.
11. Caluwaerts, P. and P. Nusgens. “Overview of Research Work in Air Infiltration and Related Areas in Belgium”, Air Infiltration Review. Vol. 5 No. 1, **1983**.
12. Chiras, D. D. “The solar house: passive heating and cooling”, Chelsea Green Publishing, **2002**.

13. Deru, M., Burns, P. Infiltration and natural ventilation model for whole-building energy simulation of residential buildings, National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States). **2003**.
14. Galindo, R. M. Air Conditioning Condensate: A Potential Water Source and a Creeping Destroyer. **2011**.
15. Goubran, S., Qi, D., Saleh, W. F., Wang, L. L., Zmeureanu, R. Validation of Numerical Modeling of Air Infiltration through Building Entrance Doors. **2016**.
16. Hardy, B. ITS-90 Formulations for Vapor Pressure, Frost point Temperature, Dewpoint Temperature, and Enhancement Factors in the Range -100 to +100 C, Papers and Abstracts from the Third International Symposium on Humidity & Moisture, London, England, April 1998, Volume 1, 214-222.
17. Harrije, D., Born, G. "In Cataloguing air leakage components in houses", Proceedings of the ACEEE, **1982**.
18. Karagiozis, A., Salonvaara, M. J. B. "Environment, Hygrothermal system-performance of a whole building", **2001**, 36 (6), 779-787.
19. Khan, S., Al-Zubaidy. "Conservation of potable water using chilled water condensate from air conditioning machines in hot & humid climate", **2013**, 3 (2), 182-188.
20. Kirby, E. S., Bullard, C., Dunn, W. "Effect of airflow nonuniformity of room air conditioner performance, Air Conditioning and Refrigeration Center", College of Engineering. **1997**.
21. Kohonen, R., S. Ahvenainen and P. Saarnio. "Review of Air Infiltration Research in Finland", Air Infiltration Review vol.6, No.1, **1984**.
22. Künzle, H., Holm, A., Zirkelbach, D., Karagiozis, A. J. S. E. "Simulation of indoor temperature and humidity conditions including hygrothermal interactions with the building envelope", **2005**, 78 (4), 554-561.
23. Li, X.-Y., Zhao, Q.-Q., Qu, D.-Q. "Investigation on the dynamic characteristics of a direct contact thermal energy storage charging process for use in conventional air-conditioning systems." Applied Thermal Engineering, 91, 172-180. **2015**.
24. Liddament, M. Air Infiltration Calculation Techniques: An Applications Guide: Air Infiltration and Ventilation Centre. Coventry. **1986**.

25. Parker, D. S., Sherwin, J. R., Raustad, R. A., Shirey III. “Impact of evaporator coil airflow in residential air-conditioning systems”, **1997**, 103, 395.
26. R. B. Bird, W. E. Stewart, and E. N. Lightfoot, Transport Phenomena, 2nd edition, Wiley: NY, **2002**.
27. Ramadan, A., Hasan, R., Tudor, J. In Simulation of flow and heat transfer of humid air in spent fuel cooling ponds, Proceedings of the World Congress on Engineering, **2014**.
28. Shaw, A. Air conditioning control system for variable evaporator temperature. US Patent 6,269,650, Aug 07, **2001**.
29. Sherwin, K., Horsley, M. “Ideal gases and the ideal gas laws”, In Thermofluids, Springer, **1996**, pp 106-122.
30. Trechsel, H. R. In Moisture analysis and condensation control in building envelopes, ASTM, **2001**.
31. Van Ballegooyen, H. “Condenser Applications”, Gryphon International Engineering Services Inc.: St. Catharines, Ontario, Canada. **2018**.
32. Wang, Y., et al. “In Indoor environment of a classroom in a passive school building with displacement ventilation, Proceedings of Building Simulation, **2013**, pp 1902-1909.
33. Whyte, W., Whyte, W., Green, G. J. “The measurement of air supply volumes and velocities in cleanrooms”, **2010**, 8 (4), 325-336.
34. Younes, C., Shdid, C. A., Bitsuamlak, G. “Air Infiltration through Building Envelopes: A Review”, Journal of Building Physics, **2011**, 35 (3), 267–302.
35. Meier, W. “A Humidification Load Calculation Manual”, Condar, Ltd. **2009**.
36. 21 Celsius Air conditioning-Mechanical Services – Electrical (n.d.). Everything you need to know about HVAC systems. <http://twentyonecelsius.com.au/blog/everything-you-need-to-know-about-hvac-systems/>.
37. How It Works: Air Conditioning. (Oct 3, 2018) planete energies. <https://www.planete-energies.com/en/medias/close/how-it-works-air-conditioning>.
38. Sam the handyman. (n.d.) <https://www.sam-thehandyman.com/ac.htm>.
39. Wen's Phoenixx. (n.d.) Wind level, wind speed and wind pressure conversion table. <http://www.highpeaktent.com/en/page/Wind-Level->

Wind-Speed-and-Wind-Pressure-Conversion-Table/beaufort-scale-wind-speed-and-wind-pressure.html.

40. 行政院環境保護署-空氣品質監測網-及時值查詢,
<https://taqm.epa.gov.tw/taqm/tw/HourlyData.aspx> (2019).



附錄 A: 排水器自動控制系統程式碼:

```
#include <TimedAction.h>
#define ammeter A0

//Time System
float startTime = 0;

//Ammeter System
float val = 0.0048875855327468;
float sensitivity = 0.185;
float Zero_count;
float amp = 0;
//Safe Float System
#define SFloat 4 //define Safe Float pin

//Float Switch System
#define Float 5 //define Float pin

//Motor System
const int Motor1 = 6; //initialize the relay pin which to control the motor 1
const int Motor2 = 7; //initialize the relay pin which to control the motor 1
int M1State = LOW; //set motor state
int M2State = LOW; //set motor state
long Mtime = 1000; //define motor runtime

long interval = 0; //set a time to calculate the interval time

//Solenoid System
const int Sole1 = 2; //define Solenoid 1 relay pin 2
const int Sole2 = 3; //define Solenoid 2 relay pin 3
int S1State = LOW; //set Solenoid 1 state
int S2State = LOW; //set Solenoid 2 state

void setup() {
  Serial.begin(115200);
  pinMode(ammeter,INPUT);
  pinMode(SFloat,INPUT_PULLUP);
  pinMode(Sole1,OUTPUT);
```

```

pinMode(Sole2,OUTPUT);
pinMode(Float,INPUT_PULLUP);
pinMode(Motor1,OUTPUT);
pinMode(Motor2,OUTPUT);
}
void Ammeter(){
  startTime = millis();
  //Serial.println(analogRead(ammeter));
  Zero_count=0.0;
  for(int i = 0; i < 1500; i++) {
    Zero_count = Zero_count + (analogRead(ammeter))/1500.0;
  }
  delay(1);
  //Serial.println("zero count=" + String(Zero_count));
  float voltage = Zero_count*val;
  //Serial.println("Voltage=" + String(voltage));
  voltage -= 2.53;
  float amps = abs(voltage/sensitivity);
  //Serial.println("Amps=" + String(amps));
}
void SafeFloat(){
  if(digitalRead(SFloat) == LOW){
    S1State = HIGH;
    S2State = HIGH;
    digitalWrite(Sole1,S1State);
    digitalWrite(Sole2,S2State);
  }
  else{
    S1State = LOW;
    S2State = LOW;
    digitalWrite(Sole1,S1State);
    digitalWrite(Sole2,S2State);
  }
  return;
}
void FloatSwitch(){
  if(digitalRead(Float) == LOW){
    if(M2State == LOW){
      interval = startTime;
      M2State = HIGH;
      Serial.println("Motor On");
      Serial.println("time="+ String(startTime/1000) + "s");
      digitalWrite(Motor2,M2State);

      delay(Mtime);
      digitalWrite(Motor2,LOW);
      Serial.println("off time="+ String(startTime/1000) + "s");
    }
  }
}

```




```
else{
  M2State = LOW;
  digitalWrite(Motor2,M2State);
}
}
}
}
TimedAction ammeterAction = TimedAction(interval,Ammeter);
TimedAction sfloatAction = TimedAction(interval,SafeFloat);
TimedAction floatAction = TimedAction(interval,FloatSwitch);
void loop() {
  floatAction.check();
  sfloatAction.check();
  ammeterAction.check();
}
```



附錄 B: 資料傳輸系統程式碼:

```
#include <TimedAction.h>
//Time System
float startTime = 0;
//Ammeter System
int ammeter = A0;
int ammeter2 = A2;
float val = 0.0048875855327468;
float val2 = 0.0048875855327468;
float sensitivity = 0.185;
float sensitivity2 = 0.185;
float Zero_count;
float Zero_count2;
float amp = 0;
float amp2 = 0;
//Safe Float System
#define SFloat 4 //define Safe Float pin
//Float Switch System
#define Float 5 //define Float pin
//Motor System
const int Motor1 = 6; //initialize the relay pin which to control the motor 1
const int Motor2 = 7; //initialize the relay pin which to control the motor 1
int M1State = LOW; //set motor state
int M2State = LOW; //set motor state
long Mtime = 2000; //define motor runtime
long interval = 0; //set a time to calculate the interval time

//Solenoid System
const int Sole1 = 2; //define Solenoid 1 relay pin 2
const int Sole2 = 3; //define Solenoid 2 relay pin 3
int S1State = LOW; //set Solenoid 1 state
int S2State = LOW; //set Solenoid 2 state
void setup() {
  Serial.begin(115200);
  pinMode(A0,INPUT);
  pinMode(A2,INPUT);
  pinMode(SFloat,INPUT_PULLUP);
  pinMode(Sole1,OUTPUT);
  pinMode(Sole2,OUTPUT);
  pinMode(Float,INPUT_PULLUP);
  pinMode(Motor1,OUTPUT);
  pinMode(Motor2,OUTPUT);
}
void Ammeter(){
```

```

startTime = millis();
//Serial.println(analogRead(ammeter));
Zero_count=0.0;
Zero_count2=0.0;
for(int i = 0; i < 1500; i++) {
    Zero_count = Zero_count + (analogRead(ammeter))/1500.0;
    Zero_count2 = Zero_count2 + (analogRead(ammeter2))/1500.0;
    delay(1);
}
//Serial.println("zero count=" + String(Zero_count));
//Serial.println("zero count2=" + String(Zero_count2));
float voltage = Zero_count*val;
float voltage2 = Zero_count2*val2;
//Serial.println("Voltage=" + String(voltage));
//Serial.println("Voltage2=" + String(voltage2));
voltage -= 2.49;
voltage2 -= 2.49;
float amps = abs(voltage/sensitivity);
float amps2 = abs(voltage2/sensitivity2);
Serial.println("DIY Pump Amps =" + String(amps));
Serial.println("Drain Pump Amps =" + String(amps2));
if(amps2 > 0.03){
    Serial.println("Drain Pump ON");
}
}
void SafeFloat(){
    if(digitalRead(SFloat) == LOW){
        S1State = HIGH;
        S2State = HIGH;
        digitalWrite(Sole1,S1State);
        digitalWrite(Sole2,S2State);
    }
    else{
        S1State = LOW;
        S2State = LOW;
        digitalWrite(Sole1,S1State);
        digitalWrite(Sole2,S2State);
    }
    return;
}
void FloatSwitch(){
    if(digitalRead(Float) == LOW){
        if(M2State == LOW){
            interval = startTime;
            M2State = HIGH;
            Serial.println("Motor On");
            Serial.println("time="+ String(startTime/1000) + "s");
            digitalWrite(Motor2,M2State);

```

```

    }
    else{
        M2State = LOW;
        digitalWrite(Motor2,M2State);
    }
}
}
}

void off(){
    if(startTime - interval > Mtime){
        digitalWrite(Motor2,LOW);
        //Serial.println("off time="+ String(startTime/1000) + "s");
    }
}

TimedAction ammeterAction = TimedAction(interval,Ammeter);
TimedAction sfloatAction = TimedAction(interval,SafeFloat);
TimedAction floatAction = TimedAction(interval,FloatSwitch);
TimedAction offAction = TimedAction(interval,off);
void loop() {
    Serial.println("Time="+ String(startTime/1000) + "s");
    floatAction.check();
    sfloatAction.check();
    ammeterAction.check();
    offAction.check();
}

```

