

國立臺灣師範大學工業教育學系

碩士論文

應用吸溼速乾纖維提升 R410A 窗型空調
機性能研究

An Application of Using Different Moisture-Absorbing and
Quick-Drying Fabrics for Performance Improvement of
R410A Room Air Conditioner



指導教授：莫懷恩 博士

研究生：葉承翰

中華民國 103 年 7 月

摘要

論文名稱： 應用吸溼速乾纖維提升 R410A 窗型空調機性能研究 頁數： 106

校所別： 國立臺灣師範大學工業教育所能源應用組

畢業時間： 一百零二學年度第二學期 學位： 碩士

研究生： 葉承翰 指導教授： 莫懷恩

關鍵字： 窗型空調機、吸溼速乾纖維、性能係數、可用能性能係數

近數十年來隨著全球經濟的蓬勃發展，能源的過度開採及使用，已造成自然資源供不應求，環境嚴重汙染及生態結構改變等問題；其中，對於能源自產有限的臺灣而言，節省能源更是不容忽視的重要課題。

根據統計，冷凍空調設備佔全球能源使用量的 30%，為消耗能源之大宗。因此，本研究旨在應用吸溼速乾纖維，藉由蒸發冷卻效果增進壓縮機外殼散熱，以降低其產生熵、藉此提升空調機性能，達成節能之目的。

本實驗方法包含吸濕速乾性能評估及空調機性能實驗。吸濕速乾性能評估，以 8 種不同的纖維材質，進行滴下法、擴散面積、蕊吸高度和殘餘水分率等四種測試方式，得出最佳的吸濕速乾纖維，以做為後續空調機性能實驗之包覆材質；空調機性能實驗係以室外溫度 30°C、35°C、40°C 及冷房負載 1200W、1600W、2000W 狀況下，測試 R410A 窗型空調機性能。

實驗結果發現，以異型斷面纖維做為混紡材質，其吸濕速乾效果為最佳；壓縮機包覆異型斷面纖維後之空調機，其壓縮機衰退率降低 40%，性能係數提升 20.7%、系統可用能性能係數提升 11.06%。上述實驗結果顯示：壓縮機包覆纖維後，藉由纖維之吸溼速乾功能，可提升壓縮機散熱效果，並確實改善系統整體性能，進而達到節能的效益。

Abstract

Title : An Application of Using Different Moisture-Absorbing and Quick-Drying Fabrics for Performance Improvement of R410A Room Air Conditioner

Pages : 106

School : National Taiwan Normal University

Department: Industrial Education(Energy Applications)

Time : July 2014 Degree : Master

Researcher : Cheng-Han Yeh Advisor : Huai-En Mo

Keywords: Room Air Conditioner, Moisture-absorbing and quick-drying fabrics, Coefficient of performance (COP), Exergetic performance coefficient (EPC)

In recent decades, as the global economic development, natural resources increasingly in short supply, mining and excessive use of energy has caused serious environmental pollution and ecological structural change and other issues; wherein, for energy production limited in Taiwan, save energy's consumption and abuse is an important issue which cannot be ignored.

According to statistics, refrigeration and air conditioning equipment accounted for 30% of global energy use which was the largest part of energy consumption. Therefore, this study aimed to apply moisture-absorbing and quick-drying fabrics, which improving performance and energy saving in the system is due to removing heat and reducing entropy generation in the compression process,

Experimental method includes fabrics' evaluation and room air-conditioner performance testing. Fabrics' evaluation used 8 different fabrics for dropping, moisture diffusion capacity, wicking method, and moisture drying rate to derive the

best fabrics, which passed the evaluation of moisture-absorbing and quick-drying as the coating material of compressor. Room air-conditioner performance testing was mainly tested with the performance of R410A air conditioner for different ambient temperatures (30°C, 35°C and 40°C) and indoor loads (1200W, 1600W, 2000W).

According to the result, it showed that using the profiled fabrics as blended material has better effect in moisture-absorbing and quick-drying. In the room air-conditioner performance testing, the compressor irreversible rate reduced 40%, COP improved about 20.7%, and EPC improved about 11.06% in the new air conditioner. The above results showed that with the coated fabrics could enhance cooling effect of compressor, and truly improved the performance of the overall system, and thus achieved energy saving efficiency.



謝誌

誠如我的恩師-莫懷恩博士所述，完成研究所的學業，不過是另一個開始，在校所學及工作所用，截然不同；然而，對我來說，從大學畢業、服役、準備研究所考試、以降至請莫老師擔任我的指導老師，在這期間掙扎於重返校園及踏出社會，我是充滿了感恩的心去面對一切，因為若不曾吃苦，對於選擇未來的決定便會充斥著對自我的疑慮。而在莫老師同意擔任我的指導老師直至此篇論文的誕生，更能代表了我當初的選擇是實在、且正確的決定。

莫老師在擔任我的論文指導期間，舉凡課業、研究、計畫，甚至是生活所需、人生規劃、未來抉擇，莫老師無一不包，宛如小時候依稀留存記憶的影集「馬蓋先」般，擁有無所不能的技藝與獨樹一格的解決之道；因此，無論是否能夠從莫老師身上學得一招半式，都希望自己在未來能夠謹記莫老師的教誨，也希望研究室的學弟、學妹們務必珍惜此刻，能夠成為莫老師的研究生之一，可說是非常幸福且快活的。

而在論文研究期間，鄧敦平博士也是另一位對於我在時間規劃、實驗研究以及解決問題的方式等產生莫大影響的恩師。鄧老師認為，研究生與大學生的最大不同，便是要具有獨立思考及自行判斷、解決問題的能力，因此，鄧老師鼓勵學生應多嘗試、不怕失敗，對於自我的挑戰與嚴謹的態度，便能夠事半功倍。

論文之所以能夠順利誕生，還要感謝不辭辛勞、協助我修改論文的口試委員：卓清松博士、鄧敦平博士、莫懷恩博士；支持我完成學業、雖距離遙遠但無時無刻在背後陪伴我的父、母親，以及研究室的許多夥伴：已畢業的朝傑學長，林立、學瑄、明甫等同學，以及政育、嘉勇、培皓等學弟、妹。大夥兒的專業各自不同，但都能互助互勵、互相扶持，在我打工及學業兩頭燒、無法經常回家探望而沮喪

時，身邊的人都是我能夠堅持下去、完成學業的動力。

我由衷的認為，短短的研究所兩年，令我感到十分充實且無憾，能夠接受莫老師的指導，我所經歷且學習到的種種，絕非僅止於短短兩年所能道盡；即便對於冷凍空調工程這門專業，仍僅接觸到了皮毛，但在放眼未來後，我發現自己已不具有當初大學畢業時的茫然與無助，而是能夠更為堅定意志的朝目標前進。雖然未如初願成為一名老師，但在結果如此豐碩的鳳凰花季，能夠以師大作為另一個起點，我感謝上帝的安排，並堅信當初的選擇與決定，且未曾後悔過。

目錄

摘要.....	1
謝誌.....	4
目錄.....	6
表目錄.....	9
圖目錄.....	11
符號表.....	13
第一章 前言.....	17
1.1. 研究背景與動機.....	17
1.2. 文獻回顧.....	19
1.2.1 機能纖維之吸濕排汗原理與研究.....	19
1.2.2 蒸氣壓縮冷凍系統之性能分析.....	21
1.3. 研究假設.....	24
1.4. 研究目的.....	25
1.5. 研究方法.....	26
1.6. 論文架構.....	27
第二章 理論基礎與背景.....	29
2.1 CNS 規範.....	29
2.2 理想蒸氣壓縮冷凍系統.....	32
2.3 實際蒸氣壓縮冷凍循環.....	34
2.4 熱力學第一定律分析.....	36
2.5 熱力學第二定律分析.....	38

第三章	實驗設計與實驗程序.....	43
3.1.	實驗系統.....	43
3.2.	量測方法.....	45
3.2.1	吸濕速乾性能評估.....	45
3.2.2	空調機性能實驗.....	48
3.3.	實驗架構.....	52
3.3.1	實驗變項.....	54
3.4.	系統測試環境.....	55
3.5.	實驗方法與步驟.....	57
3.5.1	吸濕速乾性能評估.....	57
3.5.2	空調機性能實驗.....	60
3.5.3	實驗量測狀態點.....	61
3.5.4	實驗數據計算與分析.....	63
第四章	結果與討論.....	67
4.1	吸濕速乾性能評估.....	68
4.1.1	滴下法.....	69
4.1.2	Byreck 法.....	70
4.1.3	擴散能力實驗.....	71
4.1.4	蒸散速率實驗.....	72
4.1.5	吸濕速乾性能評估結果分析.....	73
4.2	空調機性能實驗.....	76
4.2.1	冷凝與蒸發溫度比較.....	76
4.2.2	COP 比較.....	79

4.2.3	壓縮機殼溫與衰退率比較.....	82
4.2.4	壓縮機及系統之衰退率比較.....	86
4.2.5	壓縮機殼溫、衰退率與可用性能係數間之比較.....	89
4.2.6	系統實際消耗電量比較.....	96
第五章	結論及建議.....	97
5.1	結論與建議.....	97
5.2	未來展望.....	100
參考文獻	101
略傳	106

表目錄

表 1.1 異型斷面纖維製造商與斷面形狀.....	20
表 2.1 吸溼速乾性能評估標準.....	31
表 3.1 R410A 單體式冷氣規格.....	44
表 3.2 電子天秤規格.....	46
表 3.3 微量滴管規格.....	46
表 3.4 數位型水份計規格.....	47
表 3.5 熱電偶線規格.....	48
表 3.6 功率諧波分析儀規格.....	49
表 3.7 多點式紀錄儀規格.....	49
表 3.8 溫溼度自動探測器規格.....	50
表 3.9 恆溫水槽規格.....	50
表 3.10 手提式電暖器規格.....	51
表 3.11 各點量測位置說明.....	62
表 4.1 纖維種類.....	68
表 4.2 纖維吸濕速乾性能評估表.....	68
表 4.3 纖維吸水速率比較.....	69
表 4.4 纖維蕊吸高度比較.....	70
表 4.5 纖維擴散面積比較.....	71
表 4.6 纖維殘餘水份率比較.....	72
表 4.7 吸濕速乾性能評估結果表.....	73
表 4.8 各模式下之 COP 比較.....	81

表 4.9 壓縮機殼溫.....	83
表 4.10 壓縮機衰退率.....	83
表 4.11 系統總衰退率.....	88
表 4.12 環境溫度 30°C、室內負載 1600W 之原機參數	91
表 4.13 環境溫度 35°C、室內負載 1600W 之原機參數	91
表 4.14 環境溫度 40°C、室內負載 1600W 之原機參數	91
表 4.15 壓縮機可用性能係數.....	92
表 4.16 系統總可用性能係數.....	92
表 4.17 系統總消耗電量表.....	96

圖目錄

圖 2.1 Byreck 法之實驗裝置.....	31
圖 2.2 蒸氣壓縮冷凍系統循環圖.....	33
圖 2.3 蒸氣壓縮冷凍系統溫熵圖.....	33
圖 2.4 蒸氣壓縮冷凍系統壓焓圖.....	34
圖 2.5 實際蒸氣壓縮冷凍系統壓焓圖.....	35
圖 3.1 研究流程架構.....	53
圖 3.2 系統測試環境.....	56
圖 3.3 蕊吸法實驗裝置.....	58
圖 3.4 實際實驗量測狀態點.....	61
圖 3.5 實驗設備量測位置分布圖.....	62
圖 3.6 實驗設備量測位置實體圖.....	63
圖 4.1 不同環境溫度及室內負載下之冷凝溫度比較.....	77
圖 4.2 不同環境溫度及室內負載下之蒸發溫度比較.....	78
圖 4.3 不同環境溫度及室內負載下之 COP 比較.....	81
圖 4.4 原機之壓縮機衰退率與殼溫比較.....	84
圖 4.5 原機包覆纖維 h 後之壓縮機衰退率與殼溫比較.....	84
圖 4.6 原機包覆纖維 g 後之壓縮機衰退率與殼溫比較.....	85
圖 4.7 不同環境溫度及室內負載下之壓縮機衰退率比較.....	88
圖 4.8 原機之壓縮機殼溫及 EPC 比較.....	93
圖 4.9 原機包覆纖維 h 後之壓縮機殼溫及 EPC 比較.....	93
圖 4.10 原機包覆纖維 g 後之壓縮機殼溫及 EPC 比較.....	94

圖 4.11 環境溫度 30°C 之壓縮機衰退率及系統 EPC 比較	94
圖 4.12 環境溫度 35°C 之壓縮機衰退率及系統 EPC 比較	95
圖 4.13 環境溫度 40°C 之壓縮機衰退率及系統 EPC 比較	95

符號表

上標

RWR	殘餘水分率(%)
m	質量(kg)
LMTD	對數平均溫度(°C)
T_{sup}	過熱度(°C)
T_{sub}	過冷度(°C)
$T_{sat, gas}$	壓縮機入口壓力對應之飽和氣體溫度(°C)
$T_{sat, liquid}$	冷凝器冷媒壓力對應的飽和液體溫度(°C)
T_c	冷媒凝結溫度(°C)
T_e	冷媒蒸發溫度(°C)
T_i	冷卻流體入口溫度(°C)
T_o	冷卻流體出口溫度(°C)
h	焓(kJ/kg)
s	熵(kJ/kg · K)
S_{gen}	熵增加量(kJ/kg · K)
\dot{W}	功率 (kW) (W)
η	效率(%)
\dot{m}	冷媒質量流率(kg/s)
CR	壓縮比
$P_{H,abs}$	高壓側絕對壓力(MPa, abs)

$P_{L,abs}$	低壓側絕對壓力(MPa, abs)
Q_e	冷凍能力(kJ)
\dot{Q}_{cond}	冷凝器熱傳遞率(kW)(W)
\dot{Q}_{evap}	蒸發熱傳遞率(kW)(W)
COP_R	冷凍機性能係數
EER	能源效率比
U	內能(kJ)
W_{rev}	可逆功(kJ)
W_u	有用功(kJ)
P	壓力(kPa)
V	體積(m ³)
Ψ	可用能(kJ)
ψ	單位質量可用能(kJ/kg)
I	衰退能(kJ)
\dot{i}	衰退率(kW)(W)
ε	可用能效率
EPC	可用能性能係數

下標

cond	冷凝器
evap	蒸發器
comp	壓縮機
exp	膨脹閥
fan	風扇
total	總和
elec	供電側
mech	機械側
sys	系統
surr	環境
0	靜止狀態
initial	初始狀態
final	末狀態
in	輸入
i	入口
o	出口
cs	冷卻空間
component	元件
air	空氣
ref	冷媒
rev	可逆

u 可用

第一章 前言

1.1 研究背景與動機

近數十年來，能源的使用，雖使得國家的發展迅速，也連帶提高了人民的生活水準，但也使得地球上可用能源越來越稀少，以及產生部分嚴重問題；其中，石油來源的枯竭尤為嚴重。石油的開採量在 2015 年將達到高峰，此後便會以不可逆的情勢迅速下滑，而在 2050 年，石油將完全消耗殆盡[1]。故石油產量的供不應求，連帶使得國際原油價格不斷飆漲；因此，在未來的數十年內，極有可能造成全球的經濟危機。

另一方面，能源的開採及過度使用，也造成空氣汙染、環境破壞、生態結構改變...等重大問題，皆是由於對能源使用的高依賴度與能源開發之高密度度所造成。而我國能源自產有限，逾 99%之能源皆仰賴於自國外進口，因此，積極發展自主化之能源產業，減少對進口能源之需求，實為當務之急，對於能源短缺的台灣，更應節省能源的消耗與使用；其中，根據統計，冷凍空調設備佔據全球能源使用量的 30%，是為能源消耗之大宗[2]。

根據經濟部統計處資料，臺灣在2011年冷氣機銷售量已達1,106,161台，普及率為88.75%[3]，起因於台灣夏季炎熱潮濕，空調設備的需求量較高，亦為造成夏季用電量增加的主因。而由於環境的鉅變，全球年平均溫度呈現持續增加趨勢，而夏季溫度每增加1^oC，則空調尖峰需求將增加3.8%，能源效率比（Energy Efficiency Ratio, EER）每提升0.1，冷凍空調設備平均能省下4%的電量；因此，如何有效提昇冷凍空調設備的EER，實為當前急需解決的問題[4]。

本研究著眼於壓縮機之性能提升，研究者認為，由於壓縮機為蒸氣壓縮冷凍

系統中衰退率最高之元件，若能利用系統所排出的冷凝及蒸發廢水將壓縮機外殼降溫，則可降低壓縮機之不可逆性，也因此能顯著地提升系統性能；因此，研究者將包覆於壓縮機外殼之防震、防噪音材質改用坊間常見之一般纖維替換，使布料吸收冷凝及蒸發水，藉著水分狀態變化降低壓縮機外殼溫度，以達提升設備效能之目的。

1.2 文獻回顧

1.2.1 機能纖維之吸濕排汗原理與研究

紡織業歷史悠久，可說是工業演進的基石，且在經歷了時代的浪潮後仍屹立不搖，靠的便是人體-衣著-環境間的相互關係[5]。而隨著世界各國紡織業的興起，人造纖維市場的演進，台灣紡織工業也成為早期台灣產業推進的其中一項重要成就；由於科技與時代的進步，紡織業越來越要求服飾的舒適性，舒適性之其中一項重點便是吸濕排汗性，其原理為使人體表面產生之汗水經由布料內層(傳導層)之蕊吸作用帶離皮膚，再由布料外層(吸水層)吸濕後蒸發以帶走熱量[6]。

最早期之機能性服飾(Functional clothing)源自於 70 至 80 年代，而日本及美國是為吸濕排汗織物的發展先驅，至今發展出諸如以不同編織方式、混紡、牽伸條件、纖維斷面等所構成之吸濕排汗織物[7,8]。大部分用來製作衣物的纖維，皆重點強調其舒適性，而舒適性的差別，則與布料的吸濕排汗、散熱、及與人體接觸之柔滑度具高度相關性[9]。目前市面上強調舒適及具備高度吸汗散熱性之纖維百家爭鳴，諸如英威達 Coolmax[®]、南亞 Delight[®]、中興 Coolplus[®]、華隆 Coolon[®]、遠東 Topcool[®]、新光 Cooltech[®] 等，如表 1.1 所示，皆為吸汗散熱織物素材的最佳選擇[10,11]。

表 1.1 異型斷面纖維製造商與斷面形狀[10,11]

商品名	廠商	纖維斷面	素材
CoolPlus	中興	十字形	PET、NYLON
Delight	南亞	十字形	PET
CoolTech	新光	十字形	PET
Topcool	遠東	十字形	PET
Coolon	華隆	十字形	PET
CoolBest	力麗	十字形	PET
SecoTec	力鵬	十字形	NYLON
HyPore	化工所/新光	中空微多孔	PET

台灣目前市面上所標榜之機能性織物，並沒有針對吸濕排汗性能做一較為統一之規範，不同國家、研究機構等，其規範及定義便不一定完全相同。廣義來說，纖維之機能性測試指標包含了吸水性、蕊吸高度、擴散性及殘餘水份率[12,13]。

一般吸溼排汗纖維之測定原則及方法於國內外皆有不同標準，且牽涉到如牽伸力、紡織方式、纖維斷面、纖維粗細...等，皆會影響纖維之吸溼排汗性能；一般普遍認為天然及人工纖維之混紡布料可同時兼具兩者之優點。研究顯示，以約 80%之異型斷面聚酯纖維及約 20%之棉纖維之混紡條件可達到較佳之吸溼散熱性[9,14-15]。

黃世鑫[16]在對於不同防彈衣外襯套材質之吸濕排汗性及舒適性比較中，其吸濕排汗性測試包含了蕊吸高度、擴散面積、乾燥時間，並以紅外線影像分析在靜態及動態下穿著防彈衣之人體內散熱情形，外襯套之材質則有尼龍及棉混紡纖維、Coolmax、Sofidry 等三種；測試結果發現 Coolmax 及 Sofidry 皆比混紡纖維

具備較優良之吸濕排汗性，而 Coolmax 又較 Sofidry 為佳；人體在動態下穿著不同外觀材質之防彈衣時，機能性纖維外觀則較混紡纖維外觀平均減少 0.88°C，在人體最高溫部位則減少 1.5°C。

李銘軒[17]以不同吸濕排汗布料與普通棉織物比較其舒適性，分別在靜態及動態下測試人體的心率差異、體溫等，研究結果發現由交感及副交感神經狀況之比較，得知一般情形下，吸濕排汗布料較一般棉織物有較高的舒適性；有助劑加工之機能性織物則較無助劑之機能性織物舒適性為佳；在靜態下，十字型斷面則與混和型斷面纖維具相等舒適性，在動態時混合型斷面則較十字型斷面纖維為佳；而雙層組織之十字型斷面機能性纖維其舒適性則較單層為佳。

1.2.2 蒸氣壓縮冷凍系統之性能分析

冷凍空調對於國內外工業、商業之製熱、製冷及食品保鮮等存在大量且重要的應用方式；冷凍空調設備可說是最為主要的能源消耗系統，因此，隨著科技的進步，經濟發展越為成熟的國家，其能源消耗的幅度便越大，對於冷凍空調系統的依賴性也越高，冷凍空調之能源消耗量，佔了總能源消耗的 30%；然而，由於能源的消耗、石油的枯竭、環境保護的成本等議題受到了世界各國的高度關注，因此，各地的專家學者們皆在找尋可再生的替代能源，以減輕目前能源消耗過於快速的問題[18]。

Anand與Tyagi[19]在蒸氣壓縮冷凍系統的可用能分析及實驗研究中，以 2TR(冷凍噸)的窗型冷氣作為主要實驗設備，並使用COP及熱力學第二定律之可用能公式分析在不同R-22 冷媒的充填量情形下之性能變化，實驗結果顯示，在不同充填量下，相對於系統其他元件，壓縮機的可用能損耗較為明顯，冷凝器則最不明顯。

Padmanabhan與Palanisamy[20]在比較R22、R134a、R290、R407C之可用能及不可逆性以取代R22 空調系統之議題中，對於空調系統的可用能效率(exergy efficiency, EE)、不可逆性及性能係數(COP)在冷凍循環中各元件之過程皆做了比較探討。其研究結果發現，在冷凍室-18°C、33 °C之環境溫度及42%相對濕度環境下，R290 之不可逆性最低、可用能效率最高，但其可燃性質具高度安全疑慮，因此，建議使用效果次佳之R407C替代R22。

Yumrutas et al. [21]於蒸氣壓縮冷凍系統的可用能分析中，基於熱力學第二定律，以一模型探討有關蒸發及冷凝溫度對於壓損、可用能損失、第二定律效率及性能係數之影響；其結果發現，蒸發及冷凝溫度高度的影響了系統中的可用能損失、第二定律效率及性能係數，但對於壓縮機及毛細管之可用能損失影響較小。蒸發器與室內空間、冷凝器及室外空氣間之溫度差異越小，第二定律效率及性能係數隨之提高，總可用能損失也跟著減少。其結果可應用於實際冷凍空調之系統週期，並根據實際狀況改善後可有效提升系統之可用能效率。

Ahamed et al. [22]在於蒸氣壓縮冷凍系統可用能分析的文獻回顧中，使用可用能分析定律，對於理論之蒸氣壓縮系統、系統內各元件之分析、不同冷媒、蒸發溫度、冷凝溫度、死態、潤滑油、添加劑等對於可用能分析的影響、系統之最佳化步驟皆有詳述說明，並根據參考文獻之綜合實驗結果得知較佳之可用能分析結果之操作環境及相關條件。

Ercan[23]在氨水吸收式冷卻系統的不可逆性比較研究中，藉由第二定律無因次分析各元件之可用能損失、可用能效率、性能係數，及比較各元件溫度。他們認為，氨水吸收式冷卻系統需使用一整流器以控制系統內部之高濃度氨，但其有可能導致系統中額外的可用能損失；除此之外，他們經由觀察得知氨水吸收式系統之可用能損失較高部位為蒸發器。

Vincent 與 Heun[24]在對於國內冷凍系統的熱經濟分析及設計中，他們的實驗結果發現，壓縮機對於總可用能的損耗有巨大影響，相對於冷凝器或其他元件，壓縮過程所損失的可用能是最大的。

Kalaiselvam 與 Saravanan[25]在以第二定律分析以 R22、R407 及 R717 為冷媒之冷暖空調系統中，根據實驗結果，他們認為冷凝溫度越高或蒸發溫度越低的情形下，可用能損失越高，而為了得出最佳第二定律效率及最低的可用能損失，蒸發溫度需操作在 4°C、冷凝溫度則需操作在 35-40°C 之間。

1.3 研究假設

為了順利且清楚瞭解系統中第一定律之性能、可用能效率及損耗情形，本研究設定以下研究假設：

1. 系統中所有元件皆在穩態條件下進行實驗測試。
2. 忽略系統管路內之摩擦損失、壓降損失。
3. 系統之最佳冷凍能力為 2.2 kW。
4. 膨脹閥進行等焓節流過程。
5. 原機之壓縮機對外界無熱傳。
6. 系統內部之化學能、動能及位能變化忽略不計。

1.4 研究目的

近代之紡織技術已漸趨成熟，近十幾年來所發展之「吸濕排汗」機能性纖維，其主軸之一為「異型斷面」纖維；另外，因聚酯纖維較為便宜，廣受成衣業者青睞，因此，「異型斷面聚酯纖維」之吸濕排汗性便成為世界各地專家學者研究對象之一。

目前市面上之窗型冷氣主要使用變頻以提升設備的 EER，並具備恆溫技術，使室內更為舒適，同時能降低壓縮機及風扇的電力耗損；然而變頻技術雖使設備兼具節能及省電效果，但系統造價比起一般無變頻設備昂貴許多。因此，研究者希望藉由機能性纖維「吸濕排汗」的概念，將纖維包覆於壓縮機外殼，利用纖維吸收機內蒸發及冷凝水後直接對壓縮機進行蒸發冷卻，以提高系統效能。

本實驗以 R-410A 窗型冷氣機運轉時所產生的冷凝水，結合纖維的吸濕散熱功能，達成高市場接受度、有效利用水資源及提升性能的重重目的。

1.5 研究方法

本論文主要以實驗研究方式，以第一及第二定律分析 R410a 空調機之性能，藉由纖維幫助壓縮機散熱以提高設備整體性能，其研究步驟分述如下：

1. 吸濕速乾性能評估

將市面上易取得之纖維布料，依據 CNS 標準測試環境，進行吸水性、擴散性、蒸散性、蕊吸高度等之性能測試，並根據 CNS 標準進行吸濕速乾性能評估，從中選取通過性能測試之纖維進行後續實驗。

2. 設計纖維包覆方式

設計纖維包覆於壓縮機外殼之形狀，考量其三角形底座與排水渠道位置，適當延伸纖維長度以使纖維能長時間浸泡於水中。

3. 設計空調機內阻水道

以保麗龍黏貼於設備內部，調整冷凝水流向，便於纖維吸收水分。

4. 設備性能測試

依據 CNS 環境標準進行原機及包覆纖維後之性能測試，測試環境分為室內及室外側，並於室內側使用電熱器作為負載條件，系統啟動前後之一小時不記錄數據，以取得最佳穩定數據，每次紀錄時間為一小時。

5. 不同負載條件下設備性能測試

更改室內側之負載條件，共區分為三種不同負載進行測試。

6. 不同環境溫度下設備性能測試

更改室外側之環境溫度條件，共區分為三種不同溫度進行測試。

7. 數據分析及討論

根據系統及壓縮機效能之變化，以第一及第二定律進行測試結果分析，

並與原機、包覆纖維後、不同環境條件及穩定測試之數據進行比較。

1.6 論文架構

本論文之架構共分為五個章節，其內容分述如下：

第一章 前言

介紹本研究之背景，說明實驗動機、目的，相關文獻之回顧，研究使用方法。

第二章 理論基礎與背景

依據 CNS 國家標準及文獻回顧，說明纖維量測之規範與方式、蒸氣壓縮冷凍系統之理論與計算方式，以及第一、二定律理論基礎與數據分析方式。

第三章 實驗設計與實驗程序

介紹實驗設備、量測系統、實驗架構、變項、流程、方法及步驟。

第四章 結果與討論

本章節依據實驗結果進行數據分析，再根據理論分述分析結果，並進行比較及討論。

第五章 結論與未來展望

對於實驗結果之重點進行說明歸納，總結其重要性，並提出相關改善方法與建議，以及未來之實驗方向。

第二章 理論基礎與背景

2.1 CNS 規範

1. 根據 CNS15140 紡織品試驗之家庭洗滌及乾燥程序，纖維試樣洗程至少洗滌 5 次，或依利害關係人要求之方法和次數(5 次以上)進行洗滌，洗後試樣在不超過 60°C 的溫度下乾燥或自然晾乾。

2. 根據 CNS5611 紡織品物理試驗法通則，試驗條件之環境標準狀態為溫度 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ ，相對溼度為 $65\pm 4\%$ 之實驗室或裝置內。

3. 滴下法：

根據 CNS13905 纖維製品吸水性試驗法，自纖維試樣採取約 $200\times 200\text{mm}$ 之試片 5 片，保持試片與定量滴管之距離為 10mm 之高度，根據 CNS9179 化學分析法通則，水份溫度應為 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ ，自定量滴管滴入 1 滴水後，以碼表測定自水滴達到試片之表面起，直到不再呈現鏡面反射所需之時間。

4. 擴散能力測試：

根據 CNS15659-1 紡織品吸濕速乾性能評估—第 1 部：組合試驗法，將纖維試樣之吸水層布面向上平放，以定量滴管在高於試樣表面 1cm 處滴下 0.2mL 的水滴，使用顯微攝影機或可獲得同等結果之其他物品記錄分析第 20 秒之擴散面積。

5. 蒸散速率測試：

根據 CNS15659-1 紡織品吸濕速乾性能評估—第 1 部：組合試驗法，先將微量天平歸零，將一平底培養皿置於微量天平(精度 0.001g 以上)上，再次進行歸零。在培養皿正中間以定量滴管滴下 0.2mL 的水滴，秤取並記錄水份

質量 $m_0(g)$ ，然後將 5cm×5cm 之正方形纖維試樣正面向上(接觸皮膚面向下)覆蓋於水滴上，並立即紀錄試樣加水之質量 $m_i(g)$ ，設定試驗時間為 40 分鐘，測試期間不可移動培養皿及試樣，於 40 分鐘後再次記錄試樣加水之質量 $m_{40}(g)$ 。以第 40 分鐘之殘餘水分率作為評級標準，依公式 2.1 計算 5 個試樣於第 40 分鐘時之個別殘餘水分率(remained water ratio, RWR)，並取其平均值作為最終結果。

$$\text{第 40 分鐘之殘餘水分率(\%)} = 100 - \frac{m_i - m_{40}}{m_0} \times 100 \quad (2.1)$$

m_{40} ：第 40 分鐘之試樣及殘餘水質量(g)；

m_0 ：初始時水分質量(g)；

m_i ：初始時試樣加水之質量(g)。

6. 蕊吸法(Byreck 法)：

如圖 2.1 組成之裝置，根據 CNS13905 纖維製品吸水性試驗法，自試樣中依經項與緯向分別採取 200×25mm 之試樣，將試樣固定於圖中之水平棒上，調整試樣使其下端浸泡於水中 10 分鐘，經過 10 分鐘後測定水因毛細管現象所上升之高度，至 1mm 之單位。根據 CNS9179 化學分析法通則，水份溫度應為 20±2°C；而因上升水跡不易讀出時，可使用少量水溶性染料之水溶液代替水。

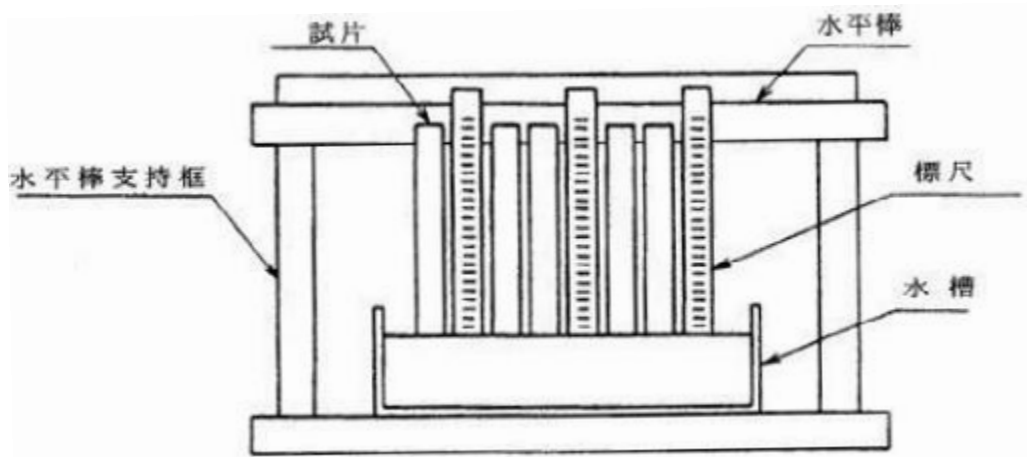


圖 2.1 Byreck 法之試驗裝置[36]

7. 纖維吸濕散熱性能評級標準：

吸濕速乾性能依據 CNS15659-1 紡織品吸濕速乾性能評估—第 1 部：組合試驗法進行評估。如表 2.1 所示：

表 2.1 吸溼速乾性能評估標準[38]

組合等級	擴散面積 (mm^2)	殘餘水分率(%)	吸水速率— 滴下法	吸水速率— 蕊吸法(mm)
優	1500 以上	13 以下	通過	130 以上
良	900 以上	35 以下	通過	90 以上

針織物「不再特別反射時間」之平均值 ≤ 2 秒或梭織物之平均值 ≤ 5 秒者，均符合具有吸濕速乾紡織品之吸濕能力要求。

8. 空調機性能測試標準：

本實驗所使用之 R410A 空調機適用於 T1 氣候型態條件，而根據 CNS14464 無風管空氣調節機與熱泵之試驗法及性能等級，T1 氣候型態之一般冷氣能力試驗條件於室內側進風溫度為 $27 \pm 1^\circ\text{C}$ ，室外側乾球溫度為 $35 \pm 1^\circ\text{C}$ 、濕球溫度為 $24 \pm 0.5^\circ\text{C}$ 。

2.2 理想蒸氣壓縮冷凍系統

蒸氣壓縮冷凍系統(vapor compression refrigeration system, VCRS)中，包含了四個主要元件：蒸發器、壓縮機、冷凝器及節流裝置；電能供應至壓縮機、蒸發器吸收室內熱量、冷凝器將熱量排至室外，如圖 2.2 所示。

圖 2.3-2.4 為一標準之蒸氣壓縮冷凍循環所包含之四個過程：可逆絕熱壓縮、等壓過熱冷卻、等焓絕熱膨脹、等壓蒸發。循環各過程分述如下[26-30]：

1. 絕熱壓縮(1-2)

低溫、低壓之冷媒蒸氣進入壓縮機，經由壓縮機之絕熱壓縮過程，形成高溫、高壓之過熱冷媒蒸氣。

2. 等壓過熱冷卻(2-3)

高溫、高壓之過熱冷媒蒸氣進入冷凝器，經由空氣或水冷卻後，形成常溫、高壓之液態冷媒。

3. 等焓絕熱膨脹(3-4)

常溫、高壓之液態冷媒進入膨脹閥，經由膨脹閥之絕熱膨脹過程，形成低溫、低壓之液氣混和冷媒。

4. 等壓蒸發(4-1)

低溫、低壓之液氣混和冷媒進入蒸發器，藉由吸入之室內空氣對冷媒加熱，冷媒蒸發形成低溫、低壓之氣態冷媒，使室內溫度下降。

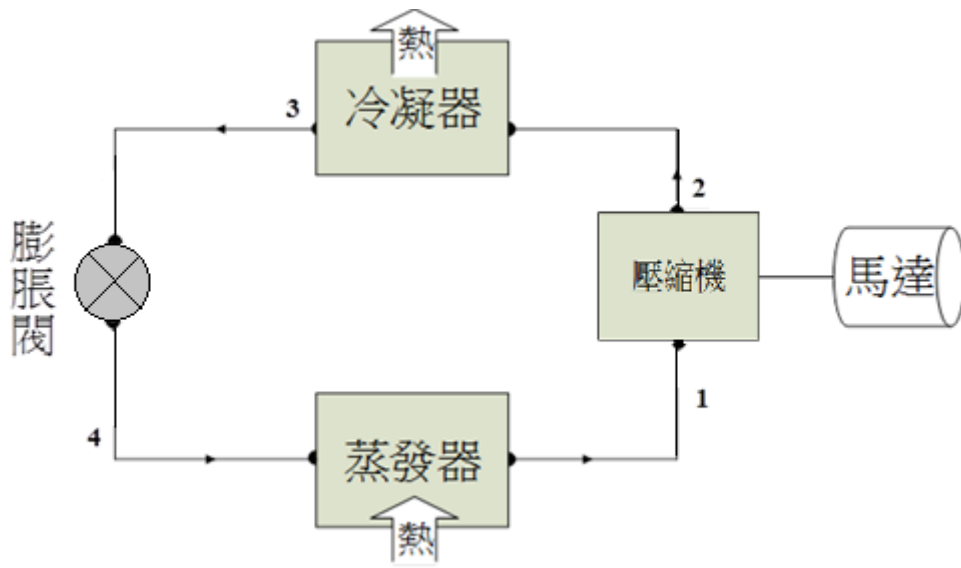


圖 2.2 蒸氣壓縮冷凍系統循環圖

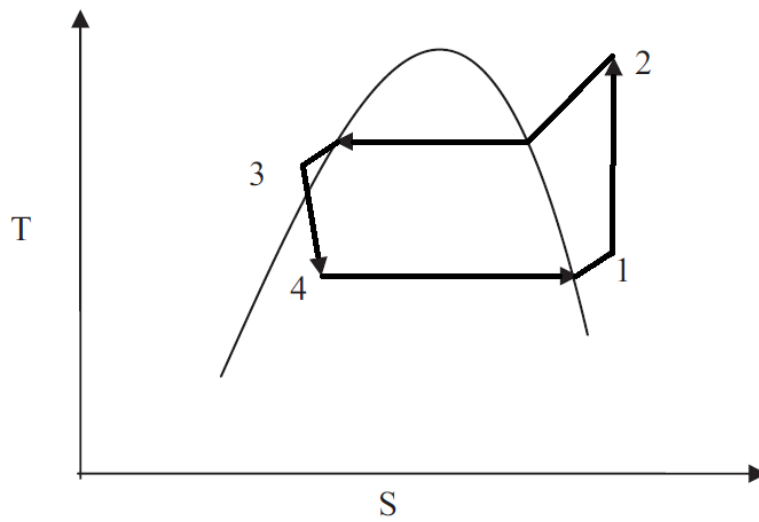


圖 2.3 蒸氣壓縮冷凍系統溫熵圖

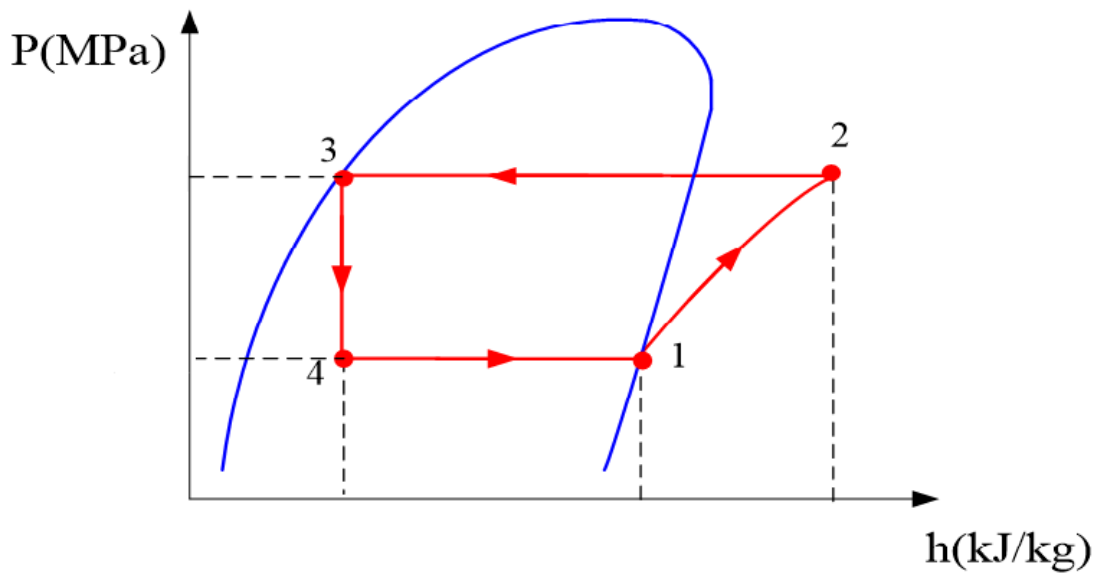


圖 2.4 蒸氣壓縮冷凍系統壓焓圖

2.3 實際蒸氣壓縮冷凍循環

圖 2.5 為一實際蒸氣壓縮冷凍循環之壓焓圖，其與理想蒸氣壓縮冷凍循環之各過程差異分述如下：

1. 等壓蒸發(4-1)、絕熱壓縮(1-2)

在實際之系統循環中，經由蒸發器之液態冷媒在未蒸發完全的情況下，將會在壓縮機形成液壓縮，從而減低壓縮機壽命；因此，一般在系統設計時會將蒸發器出口端之液態冷媒控制在過熱的狀態，以保持冷媒處於完全蒸發狀態。

2. 絕熱壓縮(1-2)

在實際壓縮過程中，並非理想狀態之等熵壓縮，起因於系統內部之熱傳及管路內之摩擦，而造成熵增加的現象。

3. 等壓過熱冷卻(2-3)、等壓蒸發(4-1)

在實際之系統循環中，由於管路內之摩擦，造成系統的壓降產生，從而使冷媒在離開冷凝器及蒸發器的壓力將會略低於進入時的壓力。

4. 等焓絕熱膨脹(3-4)

在實際之系統循環中，冷媒離開冷凝器時為過冷液體，冷媒流體溫度低於飽和溫度，以過冷狀態進入膨脹閥後，便能減少冷媒在降壓時閃氣的發生。

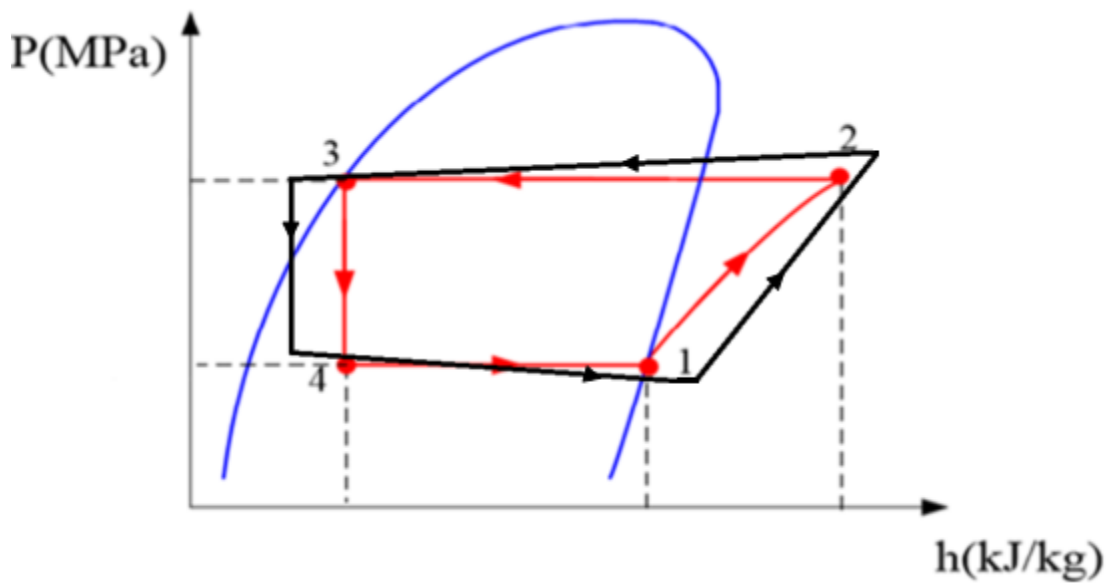


圖 2.5 實際蒸氣壓縮冷凍系統壓焓圖

2.4 熱力學第一定律分析

本實驗使用熱力學第一定律之能量守恆定律，分析系統中各元件之熱傳遞方向，以了解系統之性能，理論公式分述如下：

1 對數平均溫差為：

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{c,e}-T_i)-(T_{c,e}-T_o)}{\ln[(T_{c,e}-T_i)/(T_{c,e}-T_o)]} \quad (2.2)$$

$T_{c,e}$ ：冷媒凝結/蒸發溫度； T_i ：冷卻流體入口溫度； T_o ：冷卻流體出口溫度

2 關於壓縮機：

壓縮功率為：

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

\dot{m} ：冷媒質量流率

壓縮比為：

$$\text{CR} = \frac{P_{H,abs}}{P_{L,abs}} \quad (2.4)$$

$P_{H,abs}$ ：高壓側絕對壓力(MPa, abs)； $P_{L,abs}$ ：低壓側絕對壓力(MPa, abs)。

所輸入之電功率為：

$$\dot{W}_{elec} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{mech} \times \eta_{elec}} \quad (2.5)$$

η_{mech} ：壓縮機之機械側效率； η_{elec} ：供應之電能效率

根據引用文獻，機械側及供電效率可分別假設為 90%[31]。

3 關於冷凝器：

冷凝器熱傳遞率為：

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.6)$$

4 關於膨脹閥：

節流過程之熱傳遞率為：

$$\dot{Q}_{exp} = \dot{m}(h_4 - h_3) = 0 \quad (2.7)$$

節流過程為等焓過程，故 $h_4 = h_3$ 。

5 關於蒸發器

蒸發器熱傳遞率為：

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.8)$$

6 性能係數：

性能係數為一判斷蒸氣壓縮冷凍系統性能高低的重要指標，其定義為：

$$COP_R = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

7 能源效率比：

能源效率比為另一判斷蒸氣壓縮冷凍系統性能高低的重要指標，其定義為每消耗一度電，則可自室內排出的熱量：

$$EER = \frac{h_1 - h_4}{w_{elec}} = 3.412COP_R \quad (2.10)$$

2.5 熱力學第二定律分析

本實驗使用熱力學第二定律之可用能定量分析，以了解系統能量傳遞方向與各元件及系統之性能[21,22,32]。

1. 已知熵增原理為系統與環境之熵增加量總和：

$$S_{gen} = (\Delta S)_{sys} + (\Delta S)_{surr} \geq 0 \quad (2.11)$$

S_{gen} 定義為系統之熵增加量 $(\Delta S)_{sys}$ 及環境之熵增加量 $(\Delta S)_{surr}$ 之和。

2. 而在封閉(無質量進出)且僅與單一環境(T_o)做熱交換之系統中：

$$\begin{aligned} (\Delta S)_{sys} &= (S_2 - S_1)_{sys} \\ (\Delta S)_{surr} &= \frac{-Q}{T_{surr}} \\ \rightarrow S_{gen} &= S_2 - S_1 + \frac{-Q}{T_{surr}} \\ \rightarrow Q &= T_{surr}(S_2 - S_1) - T_{surr}S_{gen} \end{aligned} \quad (2.12)$$

下標 1(2) 為系統初狀態(末狀態)之值； T_{surr} ：環境溫度。

3. 將上式代入以下熱力學第一定律分析式：

$$Q - W = \Delta U \quad (2.13)$$

可得到系統中之功與熵之關係為：

$$W = (U_1 - U_2) - T_{surr}(S_1 - S_2) - T_{surr}S_{gen} \quad (2.14)$$

4. 已知系統之可逆功(W_{rev})定義為有用功(W_u)無熵增加量($S_{gen} = 0$)情況下之性質量：

$$\begin{aligned} W_u &= W - P(V_2 - V_1) \\ W_{rev} &= W_u |_{S_{gen}=0} \\ \rightarrow W_{rev} &= (U_1 - U_2) + P(V_1 - V_2) - T_{surr}(S_1 - S_2) \end{aligned} \quad (2.15)$$

5. 已知系統之可用能(Ψ)定義為可逆功(W_{rev})於末狀態為靜止狀態之性質量：

$$\begin{aligned}\Psi &= W_{rev}|_{final\ state=dead\ state} \\ \rightarrow \Psi &= (U - U_0) + P(V - V_0) - T_{surr}(S - S_0) \\ \rightarrow \Psi &= (H - H_0) - T_{surr}(S - S_0)\end{aligned}\quad (2.16)$$

下標 0 為末狀態呈現靜止狀態之狀態點。

6. 因此，在蒸氣壓縮冷凍系統中，對於任何狀態下之單位質量可用能(ψ)為 [25,31,33]：

$$\psi = (h - h_0) - T_{surr}(s - s_0)\quad (2.17)$$

7. 而可用能(Ψ)為：

$$\Psi = \dot{m}\psi\quad (2.18)$$

8. 衰退率

衰退率之定義為：

$$\dot{i} = T_0\dot{S}_{gen}\quad (2.19)$$

根據衰退率之定義計算系統中各元件及系統之衰退率：

(1) 蒸發器之衰退率為：

$$\begin{aligned}\dot{i}_{evap} &= \dot{\Psi}_4 + \dot{\Psi}_{\dot{Q}_{evap}} - \dot{\Psi}_1 \\ &= \dot{m}(\psi_4 - \psi_1) + \dot{Q}_{evap}\left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \\ &= \dot{m}[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)] + \dot{Q}_{evap}\left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right)\end{aligned}\quad (2.20)$$

(2) 壓縮機之衰退率為：

$$\begin{aligned}\dot{i}_{comp} &= \dot{\Psi}_1 + \dot{W}_{elec,in} - \dot{\Psi}_2 \\ &= \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{elec} \\ &= \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] + \dot{W}_{elec}\end{aligned}\quad (2.21)$$

(3) 冷凝器之衰退率為：

$$\begin{aligned}
 \dot{I}_{cond} &= \dot{\Psi}_2 - \dot{\Psi}_3 - \dot{\Psi} \dot{Q}_{cond} \\
 &= \dot{m}(\psi_2 - \psi_3) + \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \\
 &= \dot{m}[(h_2 - h_4) - T_0(s_2 - s_3)] + \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \quad (2.22)
 \end{aligned}$$

(4) 膨脹閥之衰退率為：

$$\begin{aligned}
 \dot{I}_{exp} &= \dot{\Psi}_4 - \dot{\Psi}_3 \\
 &= \dot{m}(\psi_4 - \psi_3) = \dot{m}T_0(s_3 - s_4) \quad (2.23)
 \end{aligned}$$

(5) 系統之總衰退率為：

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{cond} + \dot{I}_{exp} + \dot{I}_{comp} + \dot{I}_{evap} = \dot{W}_{elec,in} + \dot{\Psi} \dot{Q}_{evap} \quad (2.24)$$

9. 可用能效率(ε)

蒸氣壓縮系統之可用能效率(ε)定義為：

$$\varepsilon = \frac{\Psi_{final}}{\Psi_{initial}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{\Psi} \dot{Q}_{evap}} \quad (2.25)$$

$\Psi_{initial}$ ：初狀態之可用能； Ψ_{final} ：末狀態之可用能。

對於蒸氣壓縮冷凍系統，系統初狀態之可用率與系統輸入之電功率相等：

$$\dot{\Psi}_{initial} = \dot{W}_{elec,in} \quad (2.26)$$

而系統末狀態之可用率為蒸發器從室內冷卻空間(T_{cs})移出的熱傳遞率(\dot{Q}_{evap})：

$$\dot{\Psi}_{final} = \dot{\Psi} \dot{Q}_{evap} = \left| \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cs}}\right) \right| \quad (2.27)$$

因此，可用能效率(ε)為：

$$\varepsilon = \frac{\left| \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cs}}\right) \right|}{\dot{W}_{elec,in}} = \text{COP} \left| \left(1 - \frac{T_0}{T_{cs}}\right) \right| \quad (2.28)$$

10. 可用性能係數(EPC)

可用性能係數(EPC)定義為：

$$\begin{aligned}
 EPC &= \frac{\dot{\Psi}_{final}}{T_o \dot{S}_{gen}} = \frac{\dot{\Psi}_{final}}{\dot{I}_{total}} = \frac{\dot{\Psi}_{initial}}{\dot{I}_{total}} - 1 \\
 &= \frac{\dot{\Psi}_{\dot{Q}_{evap}}}{\dot{I}_{total}} = \frac{\dot{\Psi}_{\dot{Q}_{evap}}}{\dot{W}_{elec,in} + \dot{\Psi}_{\dot{Q}_{evap}}} = \frac{|\dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_o}{T_{cs}}\right)|}{\dot{W}_{elec,in} + |\dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_o}{T_{cs}}\right)|} \\
 &= \frac{\varepsilon \dot{W}_{elec,in}}{\dot{W}_{elec,in} + \varepsilon \dot{W}_{elec,in}} = \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon}
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

系統中各元件之可用性能係數(EPC)定義為：

$$EPC = \frac{\dot{\Psi}_{final}}{\dot{I}_{component}} = \frac{\dot{\Psi}_{final}}{\dot{I}_{total}} = \frac{\dot{\Psi}_{initial}}{\dot{I}_{total}} - 1 \tag{2.30}$$

根據可用性能係數之定義計算系統中各元件及系統之 EPC：

(1) 壓縮機之 EPC 為：

$$EPC_{comp} = \frac{\dot{\Psi}_2}{\dot{\Psi}_1 + \dot{W}_{elec,in} - \dot{\Psi}_2} \tag{2.31}$$

(2) 冷凝器之 EPC 為：

$$EPC_{cond} = \frac{\dot{\Psi}_3}{\dot{\Psi}_2 - \dot{\Psi}_3 - \dot{\Psi}_{\dot{Q}_{cond}}} \tag{2.32}$$

(3) 膨脹閥之 EPC 為：

$$EPC_{exp} = \frac{\dot{\Psi}_4}{\dot{\Psi}_3 - \dot{\Psi}_4} \tag{2.33}$$

(4) 蒸發器之 EPC 為：

$$EPC_{evap} = \frac{\dot{\Psi}_1}{\dot{\Psi}_4 + \dot{\Psi}_{\dot{Q}_{evap}} - \dot{\Psi}_1} \tag{2.34}$$

第三章 實驗設計與實驗程序

本實驗使用於一般布料行購買之不同成份纖維包覆壓縮機外殼，利用纖維吸水後之蒸散功能降低壓縮機熱量，藉此提昇 R-410A 窗型冷氣機的性能。實驗共分為兩大流程，包含吸濕速乾性能評估及空調機性能實驗。吸濕速乾性能評估之實驗結果根據 CNS 標準進行吸濕速乾性能評估，從中選取通過 CNS 標準之纖維進行空調機性能實驗，替換原包覆於壓縮機外之吸音、防震材質，接著使用熱力學第一、第二定律進行空調機性能分析，並根據不同纖維之空調機性能、不同外氣溫度、不同負載情形下，對比包覆吸音、防震材質之原機，藉此了解各種不同變項影響系統性能變動之差異性，從而決定提升系統性能之最佳纖維，達到實際節能減碳、水資源回收再利用之目的。

3.1 實驗系統

本實驗將市面上容易取得之 8 種纖維布料委託財團法人紡織產業綜合研究所(TTRI)進行布料材質測試，布料材質測試方法根據 CNS2339 纖維混用率試驗法進行測試；而研究者自行將所有纖維於環境控制室測試其蕊吸高度、擴散速率、吸水性及蒸散速率，並與紡織產業綜合研究所之試驗結果進行比對，從中選取通過 CNS 標準之纖維進行後續空調機性能實驗。

實驗系統使用之空調機為台灣三洋公司之 R410A 單體式冷氣除濕專用型空氣調節機，其設備規格如表 3.1 所示：

表 3.1 R410A 單體式冷氣規格

額定冷氣能力	能源效率比值	額定冷氣消耗電功率	防電擊等級	外觀尺寸	冷媒量 (R410A)
2.2kW	3.40	647W	第 1 類電器	50×34×64cm	510g
製品重量 (約)	額定電壓頻率	適用氣候型態	冷氣運轉電流	啟動電流	製造年份
33kg	單相 220V、60Hz	T1 條件	3.2A	16A	102 年
防水等級			最大操作壓力		
室內側：IPX0 室外側：IPX4			P_H 2.6MPa P_L 1.5MPa		

3.2 量測方法

所有實驗量測皆於環境控制室進行，主要量測方法分別為吸濕速乾性能評估及空調機性能實驗，主要設備分述如下：

3.2.1 吸濕速乾性能評估

吸濕速乾性能評估測試所使用之 CNS 標準包含：

1. CNS15140 紡織品試驗之家庭洗滌及乾燥程序。
2. CNS5611 紡織品物理試驗法通則。
3. CNS13905 纖維製品吸水性試驗法。
4. CNS9179 化學分析法通則。
5. CNS15659-1 紡織品吸濕速乾性能評估—第 1 部：組合試驗法。

吸濕速乾性能評估共包含滴下法、蕊吸法、蒸散速率與擴散速率試驗，其主要設備分述如下：

(1) 纖維吸水速率試驗—滴下法：

滴下法主要測試試樣吸水速率，其設備為電子天秤、培養皿、微量滴管、紅墨水、碼表。

a. 電子天秤規格如表 3.2 所示：

表 3.2 電子天秤規格

廠牌	最大重量	最小重量	精度
Precisa XS 1220M	1220g	0.02g	0.001g

b. 微量滴管規格如表 3.3 所示：

表 3.3 微量滴管規格

廠牌	型號	顏色	最小容積	最大容積
HTL	DV1000	Blue	100ul±1.6%	1000ul±0.6

(2) 纖維吸水速率實驗—蕊吸 (Byreck) 法：

蕊吸法主要測試試樣吸水高度，其設備包含蕊吸實驗裝置、電子天秤、培養皿、水槽、紅墨水、碼表。

(3) 纖維蒸散速率實驗：

蒸散速率實驗主要測試試樣吸水後經過一段固定時間所殘餘之水份率，其設備為電子天秤、數位型水份計(表 3.4)、滾輪式水份測棒、培養皿、微量滴管、紅墨水、碼表。

a. 數位型水份計規格如表 3.4 所示：

表 3.4 數位型水份計規格

型號	水分量測範圍 (WME%)	精確度(25°C)	解析度
M-700	5.5~99.9%	±1%	0.1%
使用溫度範圍	可設定材質係數		採樣率
-10~+50°C	8 種		約 1 秒

(4) 纖維擴散速率實驗：

擴散速率實驗主要測試試樣吸水後經過一段固定時間所擴散之面積，其設備為電子天秤、培養皿、微量滴管、紅墨水、碼表。

3.2.2 空調機性能實驗

空調機性能實驗包含環境控制室、保溫櫃、筆記型電腦、熱電偶線、電子天秤、恆溫水槽、功率諧波分析儀、多點式紀錄儀、溫溼度自動探測器、超音波加濕器、手提式電暖器等。所有實驗皆於環境控制室中進行；功率諧波分析儀作為空調機與電熱器之電力分析紀錄儀器；恆溫水槽提供環境加濕及加熱功能；保溫櫃提供一穩定溫度之室內空間；多點式紀錄儀則可量測、顯示並記錄空調機內各量測點溫度；而在各量測點部分，實驗主要使用 K-type 熱電偶線連接多點式紀錄儀進行測量。

1. **環境控制室**：環境控制室在環境控制上採用空調機及熱泵、加濕器等提供測試環境穩定溫度及濕度。
2. **熱電偶線**：規格如表 3.5 所示。實驗使用 K-type 熱電偶線焊接於各量測點，並在焊接處纏繞鋁膠帶，避免溫度量測時空調機內部氣流擾動或水分接觸產生誤差。

表 3.5 熱電偶線規格

型號	材質	量測溫度範圍	精度	誤差
K-type	正極：鎳鉻合金 負極：鎳鋁合金	-200~1200°C	±0.1°C	-40~375°C : 1.5°C 375~1000°C : 0.004× T(°C)

3. 功率諧波分析儀：規格如表 3.6 所示。功率諧波分析儀用於量測 R410A 空調機與電熱器之電壓及電流情形。

表 3.6 功率諧波分析儀規格

廠牌	耗電量	操作濕度
PROVA 6830A	約 0.14A	<85%相對濕度
電流範圍	操作溫度	電力系統種類
0.1mA~3000A	-10~50°C	3P4W, 3P3W, 1P3W, 1P2W

4. 多點式紀錄儀：規格如表 3.7 所示。將熱電偶線連接於多點式紀錄儀可量測依實驗需求之各量測點溫度情形。

表 3.7 多點式紀錄儀規格

廠牌	量測通道數	可供量測 熱電偶種類
TOHO TRM20	12	K, E, J, T, C, N, PL II, U, L, R, S, B, PR40-20, AU-Fe
熱阻抗	直流電流	直流電壓
Pt100, JPt100	4~20mA	-10~10mV 0~20mV 0~50mV
精確度	紀錄週期	-0.2~0.2V
±0.1%	1s~60min	-1~1V -10~10V 0~5V

5. 溫溼度自動探測器：規格如表 3.8 所示。溫濕度自動探測器具備多點平均功能，於本實驗中主要用於量測環境之溫度、濕度、風速等。

表 3.8 溫溼度自動探測器規格

廠牌	溫度量測範圍	濕度量測範圍	濕度解析度
Testo 400	-200~800°C	0~100.0 %RH	±0.1%RH
流速量測範圍	溫度解析度		溫度精度
0~60m/s	±0.1°C (-200.0~ -100.0°C) ±0.01°C (-99.9~300.0°C) ±0.1°C (300.1~800.0°C)		±1.0°C(-200~ -100°C) ±0.4°C(-99.9~ -50.0 °C) ±-0.1°C(-49.9~99.9°C) ±0.4°C(100~199.9°C) ±1.0°C(200~800°C)

6. 恆溫水槽：規格如表 3.9 所示。恆溫水槽提供環境控制室內穩定溫度及濕度的提升。

表 3.9 恆溫水槽規格

型號	溫度範圍	電壓	電流
P-30	-16~100°C	220V	18A

7. 手提式電暖器：規格如表 4.0 所示。手提式電暖氣提供室內空間一持續且穩定負載。

表 3.10 手提式電暖器規格

型號	額定電壓	製品尺寸	淨重	消耗功率
HR-1639	110V/60Hz	38×15×38cm	1.9kg	400W/800W

空調機性能實驗所引用之環境標準為 CNS14464 無風管空氣調節機與熱泵之試驗法及性能等級，本實驗所使用之 R410A 空調機適用於 T1 氣候型態條件，根據其標準之表 1：冷氣能力試驗條件，以控制量測系統之環境溫度。

3.3 實驗架構

本實驗共分為吸濕速乾性能評估及空調機性能實驗等兩種實驗方法。實驗之流程如圖 3.1 所示，分述如下：

1. 根據 CNS 標準檢驗四種測試方法之吸濕速乾性能評估結果，選擇通過性能評估之纖維作為包覆壓縮機外殼之材質。
2. 設計纖維之包覆方式，以利水份吸收蒸散。
3. 設計空調機內引水渠道，適當積聚冷凝水於壓縮機下方。
4. 以 T1 標準氣候之環境溫度 35°C、室內負載 800W-2000W 進行室內負載範圍測試。
5. 選定室內負載測試範圍為 1200W、1600W、2000W。
6. 以環境溫度 30°C、35°C、40°C 與室內負載 1200W、1600W、2000W 進行原機及包覆纖維後之設備性能實驗。
7. 利用第一、第二定律分析性能實驗結果。

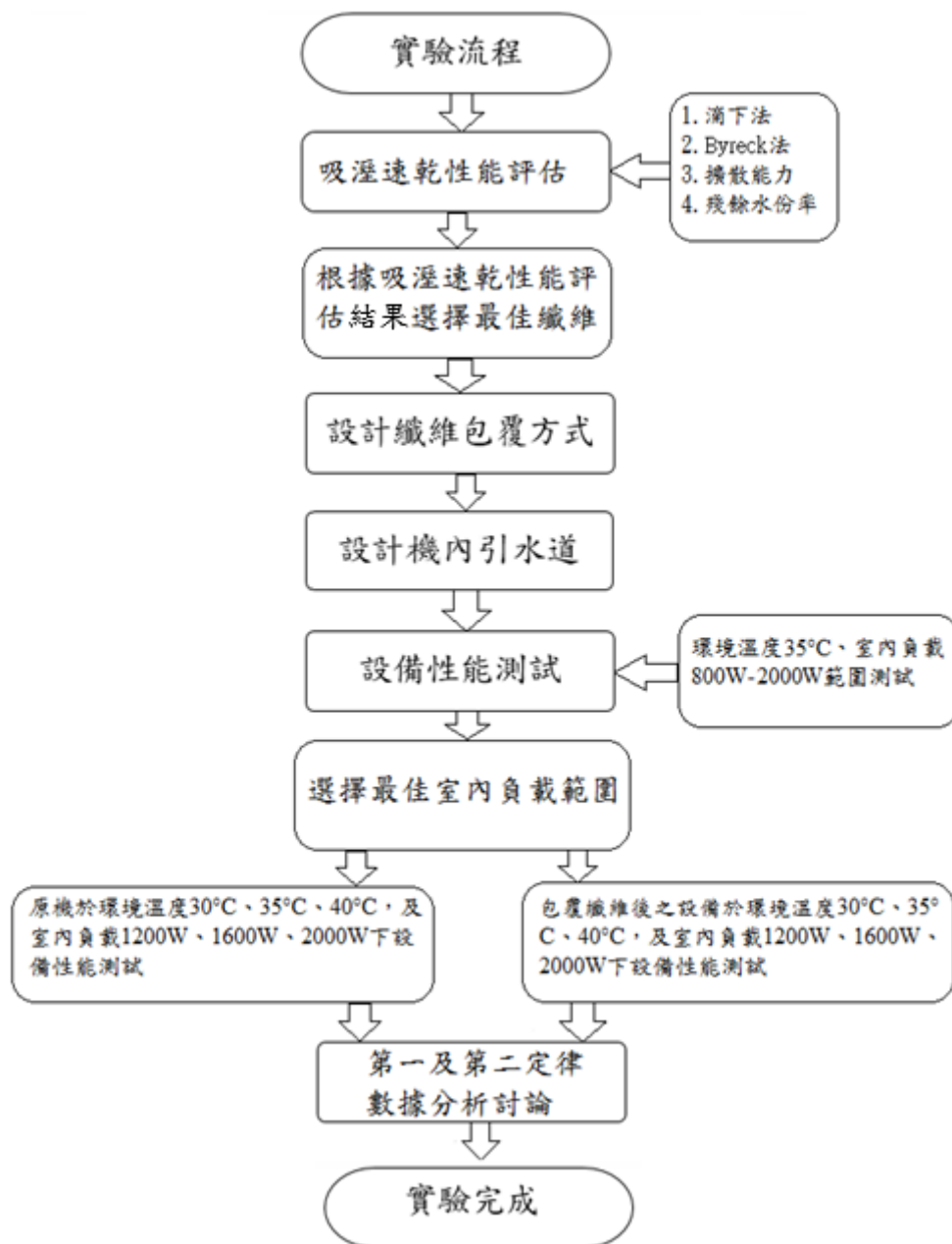


圖 3.1 研究流程架構

3.3.1 實驗變項

1. 吸濕速乾性能評估：

各測試纖維成分比例分別為：

- a. 100%純棉。
- b. 100% 聚酯纖維。
- c. 100%棉麻。
- d. 71.7% 聚酯纖維、28.3% 尼龍纖維。
- e. 62.1% 聚酯纖維、37.9% 螺縲。
- f. 66.3% 聚酯纖維、33.7% 棉。
- g. 64% 尼龍纖維、24% 聚酯纖維、12% 彈性纖維。
- h. 88% 異型斷面聚酯纖維、12% 彈性纖維。

2. 空調機性能實驗：

- (1) 根據吸濕速乾性能評估之結果，選取性能通過 CNS 標準之纖維進行空調機性能實驗，替換原包覆於壓縮機外之吸音、防震材質進行實驗，以不同纖維所進行之空調機性能實驗與未拆除包覆材質之原機性能結果做一比較分析。
- (2) 根據 CNS 標準 T1 氣候型態，除標準室外側環境溫度 $35\pm 1^{\circ}\text{C}$ ，另於 $40\pm 1^{\circ}\text{C}$ 及 $30\pm 1^{\circ}\text{C}$ 之室外側環境溫度下進行量測及比較，並與包覆不同纖維材質之情況下進行交叉比對。
- (3) 室內側之負載以 400W 為單位，包含 800W、1200W、1600W、2000W 等不同負載值，根據第一定律分析不同負載下之冷氣效能數值，以使壓縮機於適當負載下不中斷運轉。

3.4 系統測試環境

所有實驗皆於環境控制室內進行，環境控制室提供一穩定溫、濕度之測試空間。吸濕速乾性能評估根據 CNS5611 紡織品物理試驗法通則，環境條件控制於溫度 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ 、相對溼度為 $65\pm 4\%$ ；而本實驗所使用之 R410A 空調機根據 CNS14464 無風管空氣調節機與熱泵之試驗法及性能等級，適用於 T1 氣候型態，其一般冷氣能力試驗條件於室內側進風溫度為 $27\pm 1^{\circ}\text{C}$ ，室外側乾球溫度為 $35\pm 1^{\circ}\text{C}$ 、濕球溫度為 $24\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ；本實驗以 400W 為單位，提供室內空間 $\geq 1200\text{W}$ 之負載，以確保壓縮機不中斷運轉；環境控制室之溫度變動為原設定值之 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 、相對濕度為 $\pm 2.5\%$ 。環境控制室之設備配置如圖 3.2 所示。

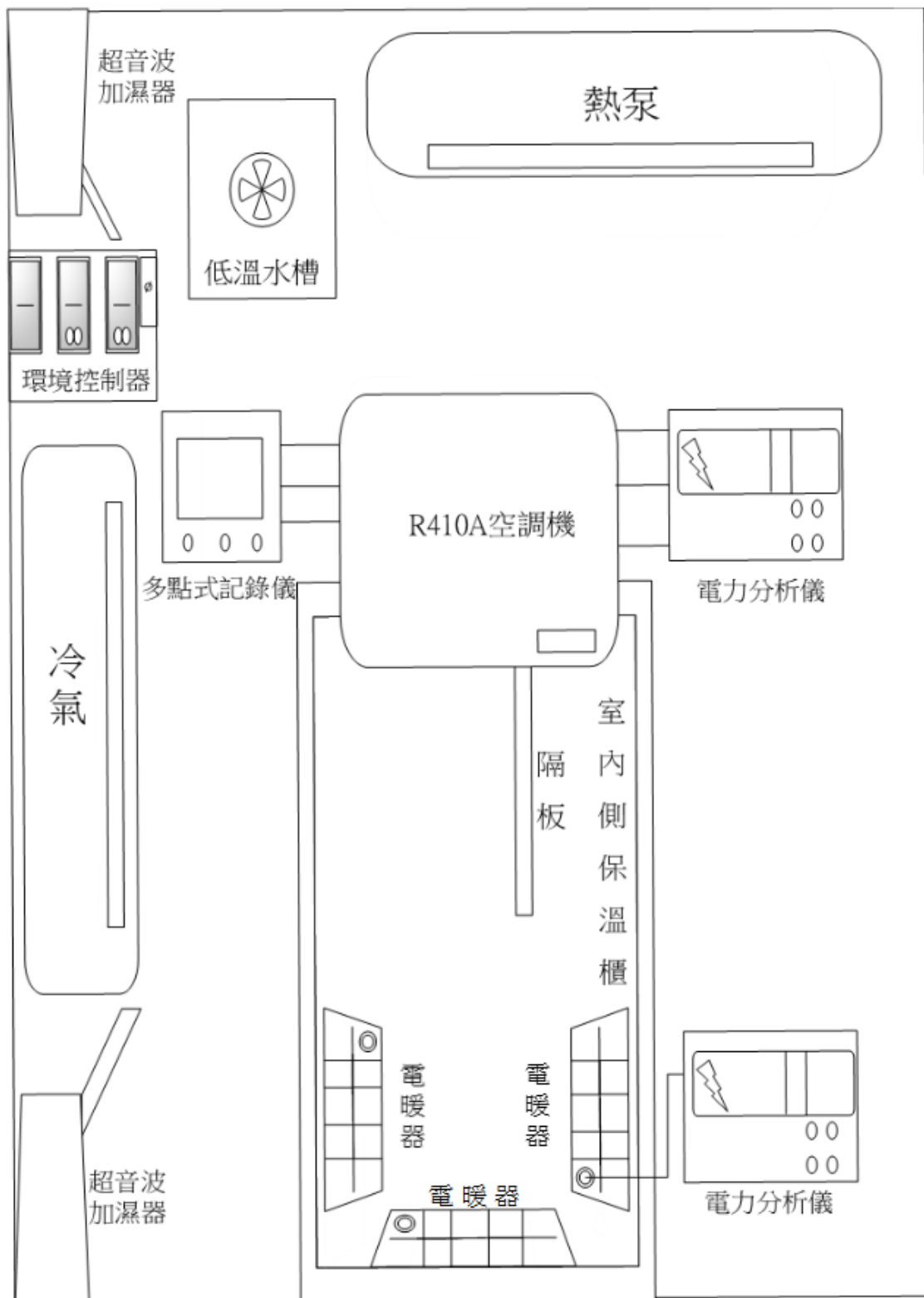


圖 3.2 系統測試環境

3.5 實驗方法與步驟

本實驗之主要量測方法分別為吸濕速乾性能評估及空調機性能實驗，以下分別就兩種實驗之方法與步驟進行說明。

3.5.1 吸濕速乾性能評估

1. 纖維吸水速率實驗—滴下法：

- (1) 環境溫度須為 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ 、相對溼度為 $65\pm 4\%$ 。
- (2) 於每次量測將培養皿置於電子天秤上，秤得培養皿重量後歸零，共進行三次測試，每次量測六種纖維。
- (3) 將 $100\times 100\text{mm}$ 之布片置於培養皿中，內側吸水面向上，秤得纖維重量後歸零。
- (4) 保持試片與定量滴管之距離為 10mm 之高度，以定量滴管取得 0.2ml 的紅色水溶液，水溶液依據 CNS-9179 標準，溫度須為 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ ，並可使用少量水溶性染料之水溶液代替水。
- (5) 滴入纖維中一滴水溶液，以碼表開始計時，至 0.5 秒之單位；此時培養皿應保持在光源與觀察者之間，直至纖維不再呈現鏡面反射後，將碼表暫停。
- (6) 所測得之秒數即為纖維吸水速率，之後測試重新回到 b 步驟。

2. 纖維吸水速率實驗—蕊吸 (Byreck) 法：(圖 3.3)

- (1) 環境溫度須為 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ 、相對溼度為 $65\pm 4\%$ 。
- (2) 裁剪 $200\times 25\text{mm}$ 之長纖維共六片，於電子天秤中測量其重量，盡量維持等重。
- (3) 將纖維固定於裝置之水平棒上，纖維旁應有量尺與其平行。
- (4) 將裝置置於水槽中並開始計時，並放置 10 分鐘，共進行三次測試，每次量測六種纖維。
- (5) 10 分鐘後，觀察水溶液上升高度，並做紀錄，之後測試將原測試纖維依 CNS15140 洗淨晾乾後重複使用，並重新回到 b 步驟。



圖 3.3 蕊吸法實驗裝置

3. 纖維蒸散速率實驗：

- (1) 環境溫度須為 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ 、相對溼度為 $65\pm 4\%$ 。
- (2) 將培養皿置於電子天秤中並歸零。
- (3) 以定量滴管取得 0.2ml 的紅色水溶液，滴於培養皿的正中間處，秤得並記錄水滴質量；水溶液依據 CNS-9179 標準，溫度須為 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ ，並可使用少量水溶性染料之水溶液代替水。
- (4) 將 $5\times 5\text{cm}$ 之纖維覆蓋於水滴上，並立即記錄水份及纖維質量。
- (5) 實驗共進行 40 分鐘，測試期間不可移動培養皿及纖維，於 40 分鐘後再次紀錄水份及纖維質量，以第 40 分鐘之纖維殘餘水份率作為評級標準。
- (6) 共進行三次測試，每次量測六種纖維，之後測試重新回到 b 步驟。

4. 纖維擴散速率實驗：

- (1) 環境溫度須為 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ 、相對溼度為 $65\pm 4\%$ 。
- (2) 於每次量測將培養皿置於電子天秤上，秤得培養皿重量後歸零，共進行三次測試，每次量測六種纖維。
- (3) 將 $100\times 100\text{mm}$ 之布片置於培養皿中，內側吸水面向上，以定量滴管取得 0.2ml 的紅色水溶液，水溶液依據 CNS-9179 標準，溫度須為 $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ ，並可使用少量水溶性染料之水溶液代替水。
- (4) 保持試片與定量滴管之距離為 10mm 之高度，以定量滴管滴入纖維中約 0.2ml 的水溶液，滴入後立即以碼表開始計時。
- (5) 於第 20 秒時立即將透明方格紙覆蓋於纖維上，取得第 20 秒的擴散面積(mm^2)並做紀錄，之後測試重新回到 b 步驟。

3.5.2 空調機性能實驗

為求測試數據穩定，空調機性能實驗進行時，於開機後及關機前 1 小時不進行測量，其實驗步驟如下：

1. 設備架設完成後，將無更動構造之原機根據 CNS14464 之 T1 氣候條件，測試室內負載範圍。
2. 在室內側環境置放範圍內之不同負載，依據實驗變項 2-b 於不同室外環境溫度下測量原機之性能。
3. 設計纖維包覆方式及形狀，令其可浸泡於空調廢水中。
4. 設計空調機內引水道，調整冷凝水流向，適當積聚於纖維吸水處。
5. 將不同纖維包覆於壓縮機外殼，依據 a 步驟之實驗結果於 T1 氣候條件進行測試。
6. 將包覆不同纖維之空調機，依據實驗變項 2-b 於不同室外環境溫度下測量其性能。
7. 將包覆不同纖維之空調機，依據實驗變項 2-C 於不同室內負載下測量其性能。
8. 統計數據並做第一及第二定律分析後、進行交叉比較。
9. 依據第一、第二定律分析 h 步驟之數據、檢討結果及提出改進建議後，將所有實驗結果作一結論。

3.5.3 實驗量測狀態點

圖 3.4 為本研究之溫熵圖量測狀態點；空調機之溫度數據記錄方式使用多點式紀錄儀(TRM-20,TOHO)，以熱電偶線(thermal couple)連接於空調機各量測點進行溫度量測，如圖 3.5-3.6 所示；表 3.11 則說明了圖 3.4-3.6 之各狀態點；蒸發器及冷凝器出、回風口溫度則以 Testo 400 溫濕度自動探測器以多點平均方式進行測量。

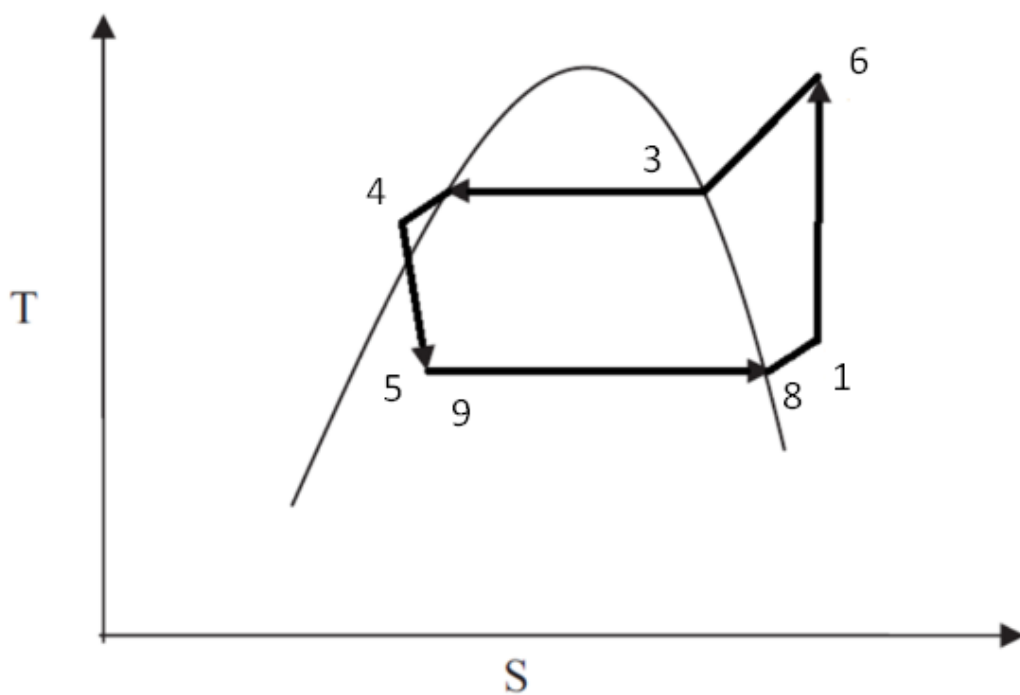


圖 3.4 實際實驗量測狀態點

表 3.11 各點量測位置說明

量測設備	壓縮機			冷凝器			膨脹閥	蒸發器		機內	
	入口	出口	外殼	入口	出口	回風	出口	入口	出口	乾球	濕球
代號	T1	T6	T2	T3	T4	T11	T5	T9	T8	T7	T10

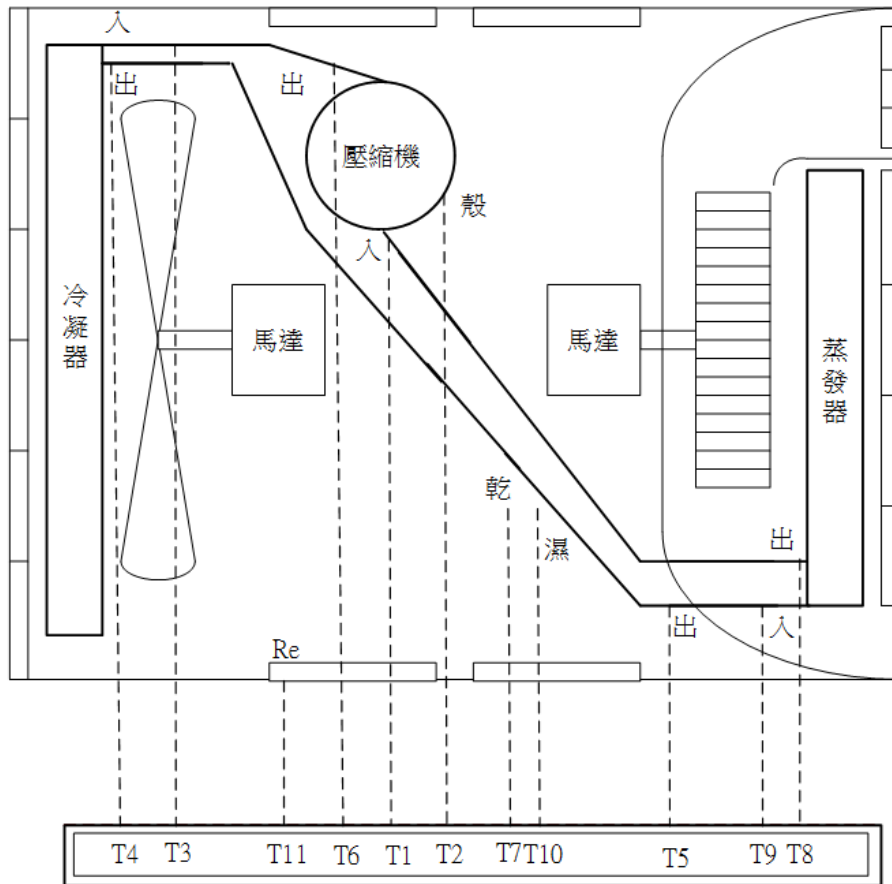


圖 3.5 實驗設備量測位置分布圖

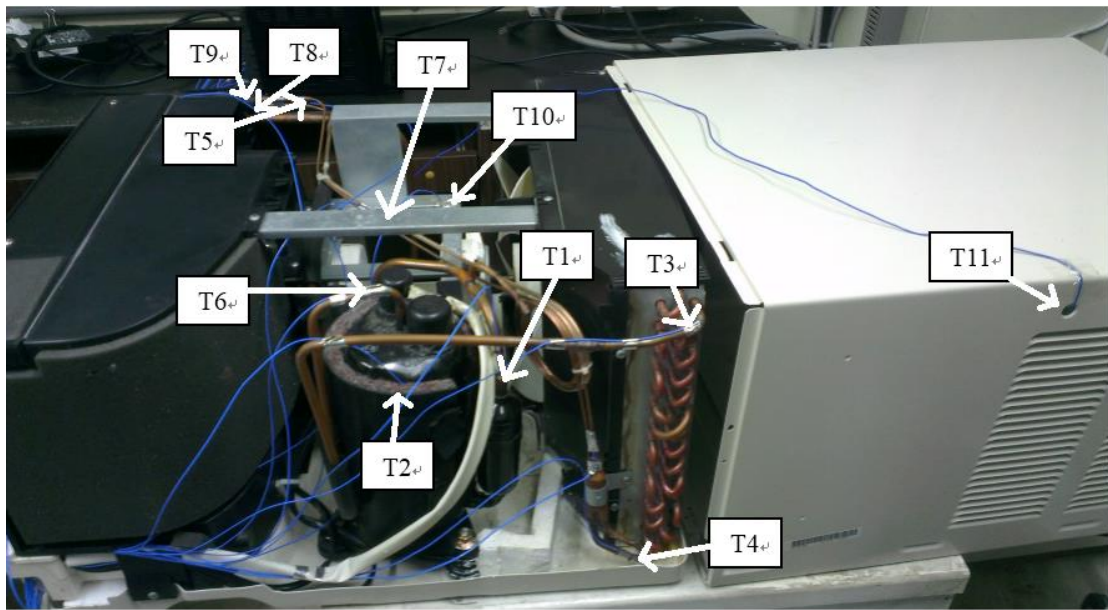


圖 3.6 實驗設備量測位置實體圖

3.5.4 實驗數據計算與分析

I. 吸濕速乾性能評估

吸濕速乾性能評估中，蒸散速率測試需根據 CNS15659-1 紡織品吸濕速乾性能評估—第 1 部：組合試驗法，計算第 40 分鐘之殘餘水分率作為評級標準。計算方式如下：

$$\text{第 40 分鐘之殘餘水分率(\%)} = 100 - \frac{m_i - m_{40}}{m_0} \times 100 \quad (3.1)$$

上式中， m_{40} ：第 40 分鐘之試樣及殘餘水質量(g)；

m_0 ：初始時水分質量(g)；

m_i ：初始時試樣加水之質量(g)。

II. 空調機性能實驗

空調機性能實驗於各量測點溫度測量結束後，分別根據熱力學第一及第二定律按照下述步驟計算：

1. 計算蒸發溫度及冷凝溫度

對數平均溫差為：

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{c,e}-T_{air,i})-(T_{c,e}-T_{air,o})}{\ln[(T_{c,e}-T_{air,i})/(T_{c,e}-T_{air,o})]} = \frac{(T_{ref,i}-T_{air,i})-(T_{ref,t}-T_{air,o})}{\ln[(T_{ref,i}-T_{air,i})/(T_{ref,o}-T_{air,o})]} \quad (3.2)$$

$T_{c,e}$ ：冷媒凝結/蒸發溫度； $T_{air,i,o}$ ：空氣入/出口溫度； $T_{ref,i,o}$ ：冷媒入/出口溫度

依據上述對數平均溫差決定冷媒凝結及蒸發溫度，配合 NIST-REFPROP 8.0 查詢各狀態點性質及以 NIST-CYCLE D 模擬輔助，即可得知各狀態點之參數。

2. 計算過熱及過冷度

過熱度(T_{sup})為：

$$T_{sup} = T_1 - T_{sat,gas} \quad (3.3)$$

$T_{sat,gas}$ ：壓縮機入口壓力對應之飽和溫度(°C)

過冷度 T_{sub} 為：

$$T_{sub} = T_{sat,liquid} - T_4 \quad (3.4)$$

$T_{sat,liquid}$ ：冷凝器冷媒壓力對應的飽和液體溫度(°C)

3. 計算電功率(\dot{W}_{elec})

根據功率諧波分析儀可得知全機消耗功率(\dot{W}_{elec})及風扇消耗功率(\dot{W}_{fan})，再代入下式，求得壓縮機輸入之壓縮功率(\dot{W}_{comp})為：

$$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{elec} \times \eta_{mech} \times \eta_{elec} - \dot{W}_{fan} \quad (3.5)$$

η_{mech} ：壓縮機之機械側效率； η_{elec} ：供應之電能效率

根據引用文獻，機械側及供電效率可分別假設為 90% [18]。

4. 計算性能係數(COP_R)

已知冷氣冷凍能力為 2.2 kW，根據功率諧波分析儀所測得之冷氣功率及風扇功率，可計算其性能係數(COP_R)為

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan}} = \eta_{mech} \times \eta_{elec} \times \frac{(h_8 - h_9)}{h_6 - h_1} \quad (3.6)$$

\dot{Q}_e ：冷氣冷凍能力；h：該量測點 T 之焓值

5. 計算冷媒質量流率(\dot{m})

冷媒質量流率(\dot{m})為：

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{elec} \times \eta_{mech} \times \eta_{elec}}{(h_6 - h_1)} \quad (3.7)$$

h_6 ：量測點 T6 之焓值； h_1 ：量測點 T1 之焓值

6. 計算壓縮功率(\dot{W}_{comp})

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_6 - h_1) \quad (3.8)$$

h_6 ：量測點 T6 之焓值； h_1 ：量測點 T1 之焓值

7. 計算蒸發器吸入熱量(\dot{Q}_{evap})

蒸發器吸入熱量(\dot{Q}_{evap})為：

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_8 - h_9) \quad (3.9)$$

h_8 ：量測點 T8 之焓值； h_9 ：量測點 T9 之焓值

8. 計算系統中各狀態點之可用能(Ψ)

依據下述公式計算各狀態點之可用能(Ψ)：

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.10)$$

T_0 ：室外側環境溫度；下標 0 為該狀態點為靜止狀態之參數。

9. 計算各系統元件之衰退率

(1)蒸發器之衰退率為：

$$\dot{I}_{evap} = \dot{m}(\psi_9 - \psi_8) + \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}} \right)$$

$$= \dot{m}[(h_9 - h_8) - T_0(s_9 - s_8)] + \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \quad (3.11)$$

(2) 壓縮機之衰退率為：

$$\begin{aligned} \dot{I}_{comp} &= \dot{m}(\psi_6 - \psi_1) + \dot{W}_{elec} \\ &= \dot{m}[(h_6 - h_1) - T_0(s_6 - s_1)] + \dot{W}_{elec} \end{aligned} \quad (3.12)$$

(3) 冷凝器之衰退率為：

$$\begin{aligned} \dot{I}_{cond} &= \dot{m}(\psi_3 - \psi_4) + \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \\ &= \dot{m}[(h_2 - h_4) - T_0(s_2 - s_3)] + \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \end{aligned} \quad (3.13)$$

(4) 膨脹閥之衰退率為：

$$\dot{I}_{exp} = \dot{m}(\psi_5 - \psi_4) = \dot{m}T_0(s_5 - s_4) \quad (3.14)$$

10. 計算系統之總衰退率

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{cond} + \dot{I}_{exp} + \dot{I}_{comp} + \dot{I}_{evap} \quad (3.15)$$

11. 計算各元件及系統之可用能效率(ε)

$$\varepsilon = \text{COP} \times \left|1 - \frac{T_0}{T_{cs}}\right| \quad (3.16)$$

T_0 ：室外側環境溫度； T_{cs} ：冷卻空間溫度

12. 計算各元件及系統之可用性能係數(EPC)

$$\text{EPC} = \frac{\text{COP} \times \left|1 - \frac{T_0}{T_{cs}}\right|}{1 + \text{COP} \times \left|1 - \frac{T_0}{T_{cs}}\right|} = \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} \quad (3.17)$$

T_0 ：室外側環境溫度； T_{cs} ：冷卻空間溫度

第四章 結果與討論

研究者於本實驗中嘗試使用吸濕散熱纖維包覆於壓縮機外殼，藉由壓縮機外殼之高溫蒸散效果吸附冷凝水散熱，觀察空調機是否能夠藉此方式提升整體設備性能。本實驗以市面上較易取得之八種纖維材質(表 4.1)委託財團法人紡織產業綜合研究所(TTRI)進行布料材質測試，與研究者自行測試之數據進行比對後，挑選符合CNS15659-1 紡織品吸濕速乾性能評估—第1部:組合試驗法之等級(表 4.2)，以進行後續空調機性能測試。

本研究之空調機性能實驗則著眼於改善壓縮機性能為主，由於一般蒸氣壓縮冷凍系統之壓縮機常為影響整體系統性能之關鍵，故研究者除了以第一定律分析比較系統COP與冷凝、蒸發溫度、室內負載及環境溫度間的關係之外，並使用第二定律針對壓縮機之實驗結果進行殼溫、衰退率、可用性能係數等之比較；另外，壓縮機之耗電量常為影響空調機耗電量主因之一，故研究者針對不同模式下之實驗模組進行耗電量比較，分析對於壓縮機包覆纖維前後之耗電量，以實際了解性能改善情形。

4.1 吸濕速乾性能評估

本實驗之吸濕速乾性能評估根據 CNS15659-1 紡織品吸濕速乾性能評估—第 1 部：組合試驗法，共包含四種測試方式：擴散能力實驗、乾燥速率實驗、滴下法實驗及蕊吸法實驗。表 4.1 為進行吸濕速乾性能評估之八種不同材質纖維；表 4.2 為依據 CNS15659-1 紡織品吸濕速乾性能評估—第 1 部：組合試驗法之吸溼速乾評估標準。本節將對吸濕速乾性能評估之各試驗結果分述如後。

表 4.1 纖維種類

a	b	c	d
100% 棉	100% 聚酯纖維	100% 棉麻	71.7% 聚酯纖維 28.3% 尼龍纖維
e	f	g	h
62.1% 聚酯纖維 37.9% 螺縲	66.3% 聚酯纖維 33.7% 棉	64% 尼龍纖維 24% 聚酯纖維 12% 彈性纖維	88% 異型斷面聚酯纖維 12% 彈性纖維

表 4.2 纖維吸濕速乾性能評估表

組合等級	擴散面積 (mm^2)	殘餘水分率(%)	吸水速率— 滴下法	吸水速率— 蕊吸法(mm)
優	1500 以上	13 以下	通過	130 以上
良	900 以上	35 以下	通過	90 以上
針織物「不再特別反射時間」之平均值 ≤ 2 秒或梭織物之平均值 ≤ 5 秒者，均符合具有吸濕速乾紡織品之吸濕能力要求。				

4.1.1 滴下法

根據 CNS-13905 纖維製品吸水性試驗法標準，滴下法之時間應以碼表測定自水滴達到試片之表面起，直到不再呈現鏡面反射所需之時間；而根據表 4.2 所提供之數據，針織物不再呈現鏡面反射所需時間之平均值應 ≤ 2 秒，表 4.3 顯示，本實驗所使用之八種針織物，其符合具有吸濕速乾紡織品之吸濕能力要求者為 g、h 兩種針織物，分別為 $1.1 \leq 2$ 、 $1.067 \leq 2$ (秒)，其餘六種纖維則未通過標準。

表 4.3 纖維吸水速率比較

纖維種類 實驗方法/次數		a	b	c	d	e	f	g	h
		1	2.8	4.4	2.3	5.5	3.0	3.2	0.8
滴下法(s)	2	2.2	4.3	2.5	5.6	3.6	3.4	1.1	0.9
	3	2.5	4.9	2.6	6.3	3.1	3.1	1.4	1.1
	平均	2.5	4.53	2.467	5.8	3.23	3.23	1.1	1.067

4.1.2 Byreck 法

吸濕速乾性能評估之蕊吸高度測試應以 10 分鐘後測定水因毛細管現象所上升之高度為標準，根據表 4.2 所提供之數據，蕊吸高度為 9cm 以上為良、13cm 以上為優；由表 4.4 可得知，本實驗所使用之八種針織物，其符合具有吸濕速乾紡織品之吸濕能力要求者為 g、h 兩種針織物，分別為 $13.33 \geq 13$ 、 $14.167 \geq 13$ (公分)，等級皆為「優」，其餘六種纖維則未通過標準。

表 4.4 纖維蕊吸高度比較

纖維種類 實驗方法/次數		a	b	c	d	e	f	g	h
		1	2.0	4.3	1.8	3.0	5.5	4.5	13.9
蕊吸高度(cm)	2	1.2	4.1	2.1	3.5	5.0	4.5	12.7	14.5
	3	2.0	4.5	2.2	3.0	5.3	4.3	13.4	14.2
	平均	1.733	4.3	2.033	3.167	5.267	4.433	13.33	14.167

4.1.3 擴散能力實驗

根據表 4.2 可知，水分擴散面積於 900mm² 以上者為良，1500 mm² 以上者為優；表 4.5 之實驗結果顯示，纖維 a、c、f 之水分擴散能力皆為良，b、d、e、g、h 之水分擴散能力皆為優，其中最佳及次佳之纖維為 g、h，擴散面積分別為 1953 mm² 及 1942 mm²，所有纖維皆具備等級「良」以上之水分擴散能力。

表 4.5 纖維擴散面積比較

纖維種類 擴散面積/次數		a	b	c	d	e	f	g	h
		1	918	1698	1122	1712	1530	1436	1924
擴散面積(mm ²)	2	1073	1662	1062	1753	1551	1465	1958	1944
	3	969	1692	1018	1748	1577	1509	1977	1987
	平均	986.67	1684	1067.3	1737.7	1552.7	1470	1953	1942

4.1.4 蒸散速率實驗

纖維蒸散速率實驗主要依據第 40 分鐘後纖維之殘餘水份率(RWR)做為評定標準，根據表 4.2 所述， $RWR \leq 13\%$ 為優、 $RWR \leq 35\%$ 為良。由表 4.6 實驗結果顯示，b、d、e 為良，分別為 $20.7 \leq 35$ 、 $18.2 \leq 35$ 、 $33 \leq 35(\%)$ ；g、h 為優，分別為 $12.1 \leq 35\%$ 、 $8.64 \leq 35\%$ ；a、c、f 則未通過標準。

表 4.6 纖維殘餘水份率比較

纖維種類 實驗數據/次數		a	b	c	d	e	f	g	h	
		蒸散法	1	$m_0(g)$	0.199	0.198	0.198	0.195	0.194	0.195
$m_i(g)$	0.543			0.532	0.441	0.396	0.492	0.482	0.453	0.455
$m_{40}(g)$	0.438			0.374	0.34	0.238	0.362	0.285	0.276	0.273
RWR(%)	47.236			21.212	48.99	18.974	32.99	41.026	12.38	9.45
2	$m_0(g)$		0.198	0.194	0.196	0.202	0.201	0.199	0.196	0.202
	$m_i(g)$		0.552	0.527	0.437	0.403	0.505	0.488	0.454	0.457
	$m_{40}(g)$		0.459	0.369	0.338	0.241	0.374	0.371	0.279	0.271
	RWR(%)		53.03	18.557	49.49	19.802	34.826	41.206	10.714	7.921
3	$m_0(g)$		0.195	0.197	0.194	0.196	0.202	0.199	0.197	0.199
	$m_i(g)$		0.548	0.535	0.438	0.401	0.509	0.490	0.453	0.459
	$m_{40}(g)$		0.461	0.384	0.334	0.236	0.37	0.387	0.282	0.277
	RWR(%)		55.385	23.35	46.392	15.816	31.188	48.241	13.2	8.54
平均殘餘水份率(%)			51.88	20.7	48.29	18.2	33	43.49	12.1	8.64

4.1.5 吸濕速乾性能評估結果分析

根據上述實驗結果得知，通過滴下法測試之纖維為 g、h，通過 Byreck 法測試之纖維為 g、h，通過擴散能力測試之纖維為 a、b、c、d、e、f、g、h，通過蒸散速率測試之纖維為 b、d、e、g、h。因此，通過整體吸溼速乾性能表現之纖維為 g、h，故以 g、h 做為後續空調機性能試驗中壓縮機之包覆纖維。表 4.7 即為吸濕速乾性能評估之結果。

表 4.7 吸濕速乾性能評估結果表

a	b	c	d
100% 棉	100% 聚酯纖維	100% 棉麻	71.7% 聚酯纖維 28.3% 尼龍纖維
未通過	未通過	未通過	未通過
e	f	g	h
62.1% 聚酯纖維 37.9% 螺縲纖維	66.3% 聚酯纖維 33.7% 棉	64% 尼龍纖維 24% 異型斷面聚酯纖維 12% 彈性纖維	88% 異型斷面聚酯纖維 12% 彈性纖維
未通過	未通過	優	優

根據表 4.7 之結果，分別對於各纖維做下述討論：

1. 纖維 a：

纖維 a 之材質為 100% 棉，由於棉之吸水性佳，但其纖維與纖維間之傳導性及蒸散性較差，故可藉由以上實驗結果發現其蕊吸高度及 RWR 皆表現不佳。

2. 纖維 b：

纖維 b 之材質為 100% 聚酯纖維，聚酯纖維在纖維與纖維間之傳導性及蒸散性較佳，但其吸水速率極差，故可藉由以上實驗結果發現其擴散面積、蕊吸高度、RWR 皆較其他纖維表現佳，但其吸水性則不佳。

3. 纖維 c：

纖維 c 之材質為 100% 棉麻，無論棉或麻布皆具備較佳之吸水性，但其纖維與纖維間之傳導性及蒸散性較差，故可藉由以上實驗結果發現其實驗結果與纖維 a 較為類似。

4. 纖維 d：

纖維 d 之材質為 71.7% 聚酯纖維及 28.3% 尼龍纖維，尼龍纖維之材質較為接近一般聚酯纖維，因此可得知其纖維與纖維間之傳導性及蒸散性較佳，但其吸水速率極差，故其實驗結果與纖維 b 較為類似。

5. 纖維 e：

纖維 e 之材質為 62.1% 聚酯纖維及 37.9% 嫘縈纖維，其中，嫘縈纖維因纖維與纖維之間隙，具有良好的水份傳導性及蒸散性，與聚酯纖維較為類似，故可藉由實驗結果發現其擴散面積、蕊吸高度、RWR 皆有較佳表現，但嫘縈纖維之吸水性雖較聚酯纖維佳，在纖維 e 中其混紡比例較低，故纖維 e 之吸水速率仍較差。

6. 纖維 f：

纖維 f 之材質為 66.3% 聚酯纖維及 33.7% 棉，因此纖維 f 同時具備了兩種纖維之優缺點，在纖維 a-f 中有較為平均的數值，但由於其混紡棉比例過高，影響其 RWR 及擴散面積表現。

7. 纖維 g：

纖維 g 之材質為 64% 尼龍纖維、24% 異型斷面聚酯纖維及 12% 彈性纖維，同時具備了混紡尼龍及異型斷面聚酯纖維，彈性纖維則應為求布料舒適度而混紡，由於其混紡效果及異型斷面聚酯纖維為常見之吸溼排汗纖維之基本材質，故其在吸濕速乾性能評估中各方面皆表現優異。

8. 纖維 h：

纖維 h 之材質為 88% 異型斷面聚酯纖維及 12% 彈性纖維，因此於吸溼速乾性能評估之實驗結果應與纖維 g 類似，但纖維 g 之混紡效果則較纖維 h 為佳。

9. 結論：

根據表 4.7 吸濕速乾性能評估及上述分析之結果，本研究使用纖維 g、h 作為後續空調機性能實驗之主要壓縮機包覆纖維。

4.2 空調機性能實驗

空調機性能實驗主要測試 R410A 窗型機在包覆不同纖維後，於不同室內負載及環境溫度下之性能變化，實驗之環境溫度控制為 $30\pm 1^{\circ}\text{C}$ 、 $35\pm 1^{\circ}\text{C}$ 、 $40\pm 1^{\circ}\text{C}$ ；室內側之負載範圍經測試後，以 1200W、1600W 及 2000W 等三種負載較佳，低於 1200W 則可能造成停機；空調系統內部並未更動及修改任何元件，將原機與包覆不同纖維材質之各參數依熱力學第一、第二定律進行系統及各元件性能分析，並根據實驗結果交叉比對分析結果。

4.2.1 冷凝與蒸發溫度比較

空調機性能實驗之冷凝與蒸發溫度主要藉由對數平均溫度計算，圖 4.1 和圖 4.2 主要顯示對於包覆前後之空調機在不同室內負載及環境溫度下之冷凝與蒸發溫度趨勢，以下就蒸發與冷凝溫度之趨勢及關係分別進行討論：

1. 冷凝溫度

圖 4.1 說明了由於室外環境溫度及室內負載的提升，使得冷凝溫度隨之提高；而由於包覆了吸溼散熱纖維，可看出無論是在任何一種不同操作條件下，空調機包覆纖維後之冷凝溫度皆比原機來得低；而在相同室內負載或相同環境溫度下，原機之冷凝溫度皆比包覆纖維後高出許多；另外，冷凝溫度對於纖維 g 之包覆效果則較纖維 h 有些微提升。

2. 蒸發溫度

圖 4.2 說明了由於室外環境溫度及室內負載的提升，使得蒸發溫度隨之提高，且室內負載對於蒸發溫度的影響遠大於環境溫度，但在室內負載介於 1200W 至 1600W 之間變動較小，室內負載超過 1600W 後則有較大改變；對於環境溫度固定的情形下，原機對比包覆了吸溼散熱纖維後之蒸發溫度間差值極小，約 $\pm 0.35^{\circ}\text{C}$ ，由此可看出壓縮機包覆了纖維後對於蒸發溫度之影響較小，主要影響蒸發溫度變動之因素仍為室內負載的高低。

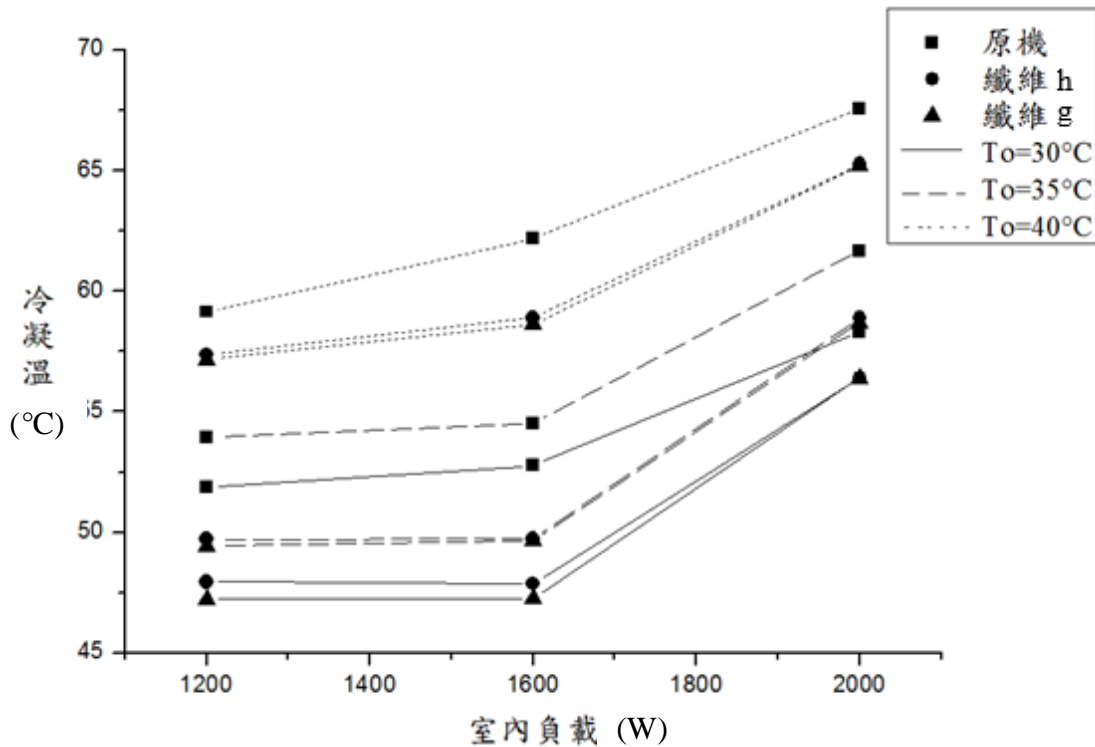


圖 4.1 不同環境溫度及室內負載下之冷凝溫度比較

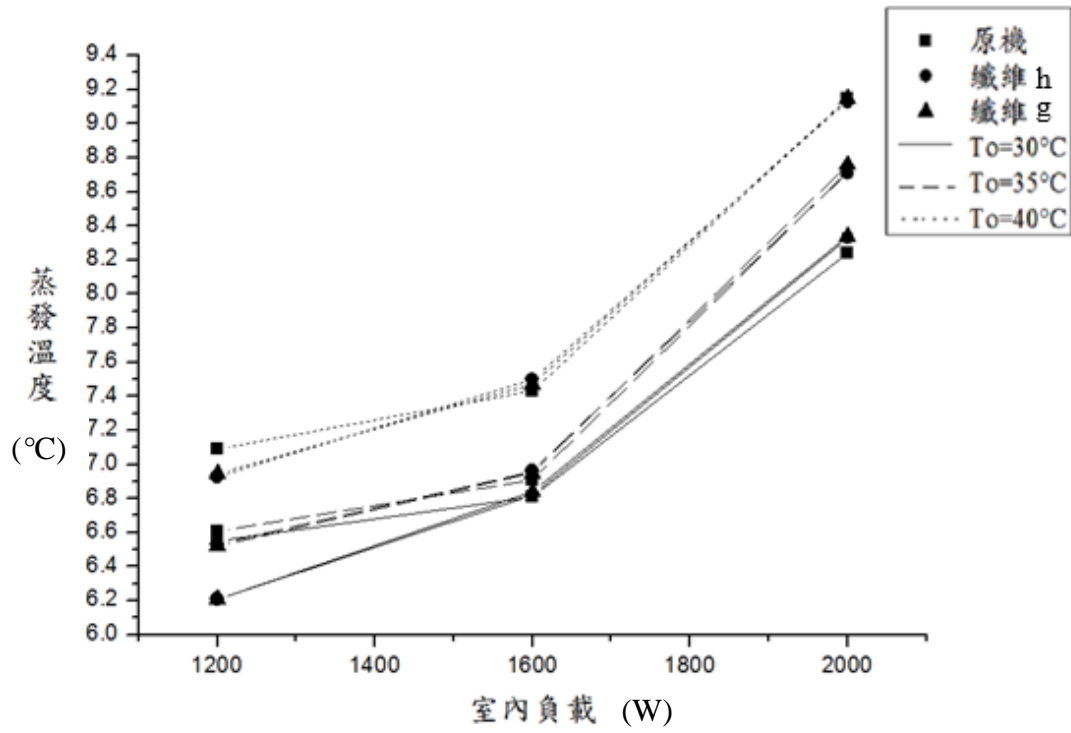


圖 4.2 不同環境溫度及室內負載下之蒸發溫度比較

4.2.2 COP 比較

由熱力學第一定律所計算出之 COP 如表 4.8 及圖 4.3 所示，根據其中數據之趨勢進行下述討論：

1. 由表 4.8 及圖 4.3 中原機之 COP 可發現，隨著環境溫度的提升或室內負載的增加，COP 有逐漸下降的趨勢，在室內負載介於 1200W 至 1600W 時較不明顯，室內負載超過 1600W 後至 2000W 之 COP 則大幅下降，由此可知，在室內負載介於 1200W 至 1600W 時，影響原機 COP 之主要因素為室外環境溫度，其降低了冷凝器散熱效果，使得冷氣效能降低。固定環境溫度及室內負載後，相較於包覆纖維後之 COP 值，原機之 COP 則較低。
2. 由表 4.8 及圖 4.3 中包覆纖維 h 後之 COP 可發現，隨著環境溫度的提升或室內負載的增加，COP 有逐漸下降的趨勢，在室內負載介於 1200W 至 1600W 時較不明顯，室內負載超過 1600W 後至 2000W 之 COP 則大幅下降。相較於原機之 COP 值，在固定環境溫度及室內負載後，包覆纖維 h 之 COP 則高出許多，最高 COP 改善率發生於環境溫度 30°C、室內負載 1600W 之情形下，COP 約提升了 18.1%。

3. 由表 4.8 及圖 4.3 中包覆纖維 g 後之 COP 可發現，隨著環境溫度的提升或室內負載的增加，COP 有逐漸下降的趨勢，在室內負載介於 1200W 至 1600W 時較不明顯，室內負載超過 1600W 後至 2000W 之 COP 則大幅下降。相較於原機之 COP 值，在固定環境溫度及室內負載後，包覆纖維 g 之 COP 則高出許多，最高 COP 改善率發生於環境溫度 $^{\circ}\text{C}$ 、室內負載 1600W 之情形下，COP 約提升了 20.7%。
4. 整體而言，壓縮機在包覆纖維 g 之情形下較包覆纖維 h 之空調機性能略佳，COP 最高值發生於環境溫度 30°C 、室內負載 1600W 之情形下，可達 3.96，根據實驗結果顯示，本實驗之 R410A 之空調機在各種實驗變項中，以環境溫度 30°C 、室內負載 1600W 之情形下效能為最佳；此外，無論實驗變項為何，隨著環境溫度的提升或室內負載的增加，COP 有逐漸下降的趨勢，但在環境溫度 30°C 、 35°C ，室內負載 1200W 至 1600W，包覆纖維 h、g 之情形下，COP 則略為提升，最大差值約為 0.089，研究者認為，此情形可能起因於壓縮機包覆了纖維以及室外環境溫度較低的情況下，使得冷凝器散熱良好，而由於室內負載的上升，使得蒸發溫度上升，在室內仍能維持低溫的情形下，使得系統整體 COP 略為提升；但冷凝溫度仍為影響冷氣性能主因之一，因此，室外環境溫度的增加仍使得整體系統性能降低。
5. 實驗結果顯示，無論環境溫度的高低，COP 最大值介於室內負載 1200W 至 1600W 間，而 COP 最小值則發生於室內負載 2000W 之情形下，研究者認為，此情形起因於室內負載的增加，造成壓縮機需做更多的功，使得壓縮機效率降低、冷凝器散熱不良，造成整體系統性能下降。

表 4.8 各模式下之 COP 比較

To(°C)	30			35			40		
室內負載(kW)	1200	1600	2000	1200	1600	2000	1200	1600	2000
原機 COP	3.353	3.281	2.847	3.139	3.107	2.579	2.681	2.448	2.131
包覆纖維 h 之 COP	3.786	3.875	3.043	3.603	3.652	2.832	2.828	2.735	2.309
包覆纖維 g 之 COP	3.882	3.96	3.045	3.635	3.66	2.853	2.851	2.756	2.316

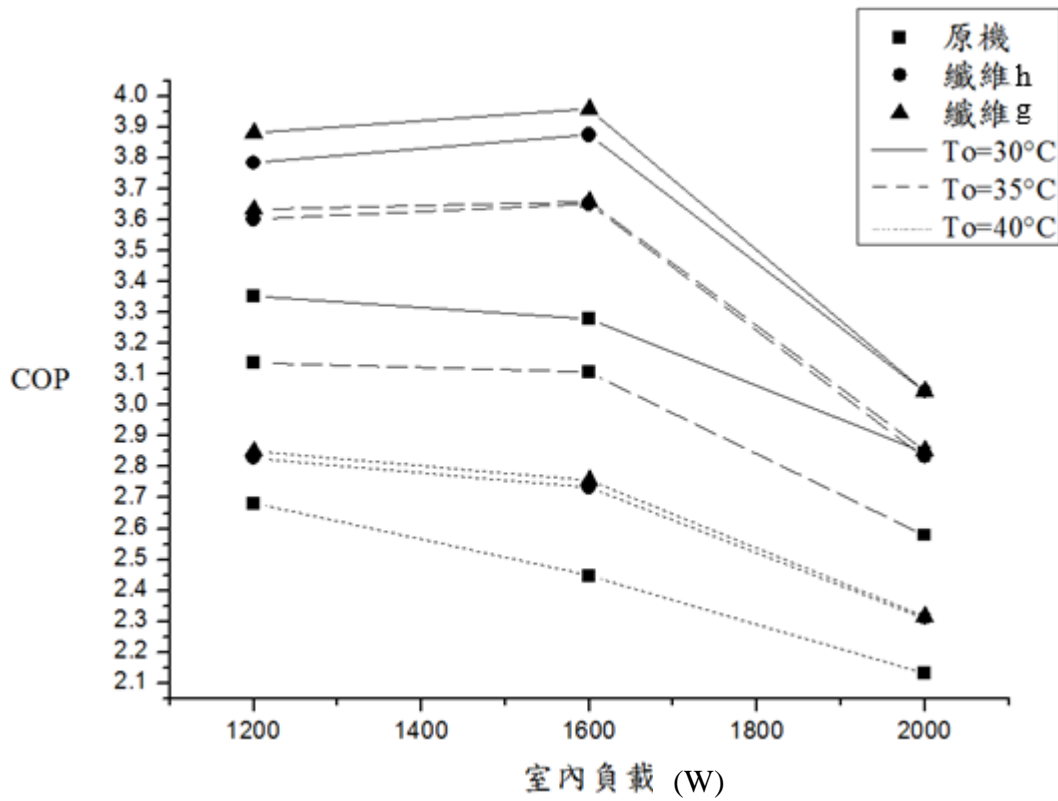


圖 4.3 不同環境溫度及室內負載下之 COP 比較

4.2.3 壓縮機殼溫與衰退率比較

本節根據表 4.9-4.10、圖 4.4-4.6 之實驗結果，對於壓縮機殼溫及衰退率對於環境溫度及室內負載之關係及趨勢進行下述討論：

1. 由表 4.9-4.10、圖 4.4-4.6 中可發現，隨著環境溫度的提升或室內負載的增加，壓縮機殼溫逐漸增加，壓縮機衰退率也隨之增加；在室內負載介於 1200W 至 1600W 時，壓縮機衰退率改變幅度較不明顯，室內負載超過 1600W 後至 2000W 之衰退率則大幅提高，但壓縮機殼溫則緩慢上升，由此可知，壓縮機殼溫雖然仍會隨著室外溫度的提升或室內負載的增加而增加，但衰退率上升幅度變化差異仍較大，於圖 4.4-4.6 中可發現並非完全呈直線，因此，在壓縮機衰退率討論中仍須考慮系統整體影響情形。
2. 由表 4.9-4.10、圖 4.4-4.6 中包覆纖維 g、h 後之壓縮機殼溫及衰退率可發現，包覆纖維後皆較原機之殼溫與衰退率大幅下降，同時可了解到纖維 g 之包覆效果對於殼溫及衰退率改善略較纖維 h 為佳。
3. 實驗結果顯示，無論環境溫度的高低，殼溫與衰退率最小值介於室內負載 1200W 至 1600W 間、最大值則發生於室內負載 2000W 之情形下；而無論室內負載高低，壓縮機殼溫同樣隨著室外環境溫度上升而上升。研究者認為，上述情形起因於環境溫度與室內負載的增加，造成壓縮機需做更多的功，而環境溫度的上升使得冷凝器散熱不良、壓縮機效率降低，造成壓縮機殼溫及衰退率的增加。

表 4.9 壓縮機殼溫

To(°C)	30			35			40		
室內負載 (kW)	1200	1600	2000	1200	1600	2000	1200	1600	2000
原機殼溫 (°C)	70	74	78	76	80	86	82	86	90
包覆纖維 h 殼溫(°C)	61	63	67	65	71	76	83	85	90
包覆纖維 g 殼溫(°C)	60	62	66	64	70	75	72	74	78

表 4.10 壓縮機衰退率

To(°C)	30			35			40		
室內負載 (kW)	1200	1600	2000	1200	1600	2000	1200	1600	2000
原機 i(kW)	0.2526	0.2621	0.2942	0.2627	0.2654	0.3208	0.3043	0.3276	0.3506
包覆纖維 h i(kW)	0.167	0.168	0.2754	0.171	0.1723	0.292	0.2888	0.3009	0.3378
包覆纖維 g i(kW)	0.165	0.158	0.2722	0.17	0.173	0.29	0.2874	0.301	0.3359

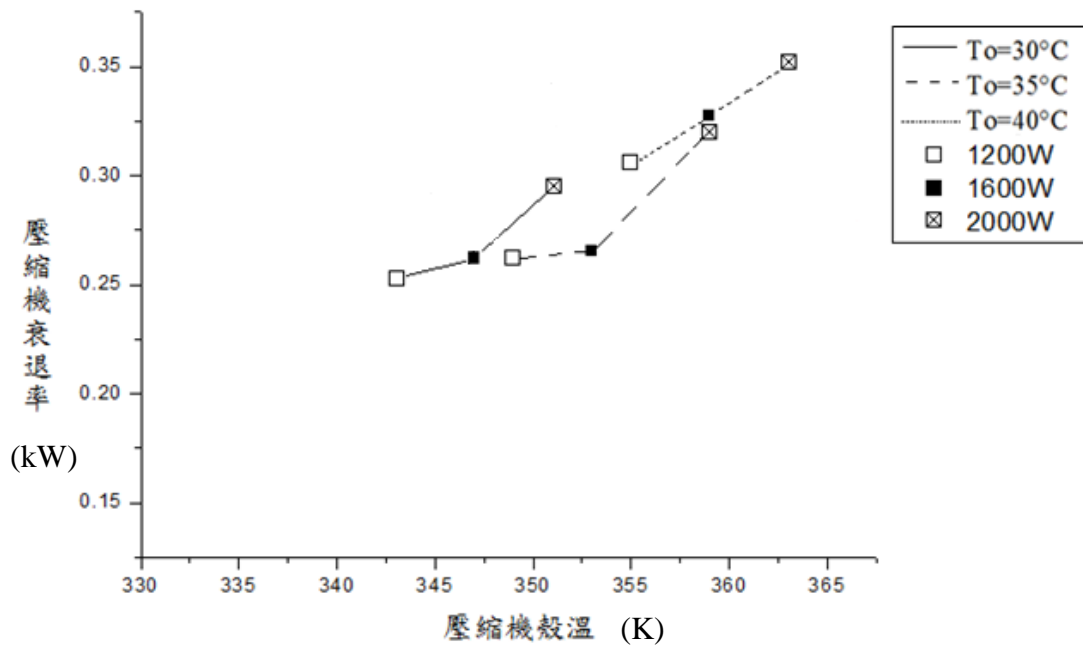


圖 4.4 原機之壓縮機衰退率與殼溫比較

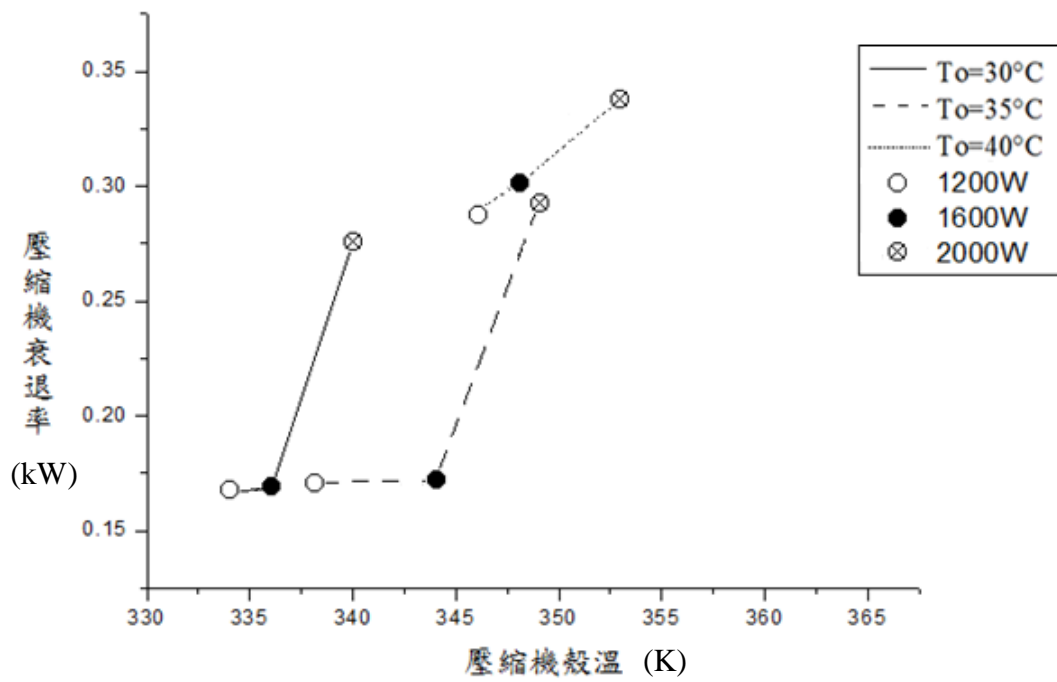


圖 4.5 原機包覆纖維 h 後之壓縮機衰退率與殼溫比較

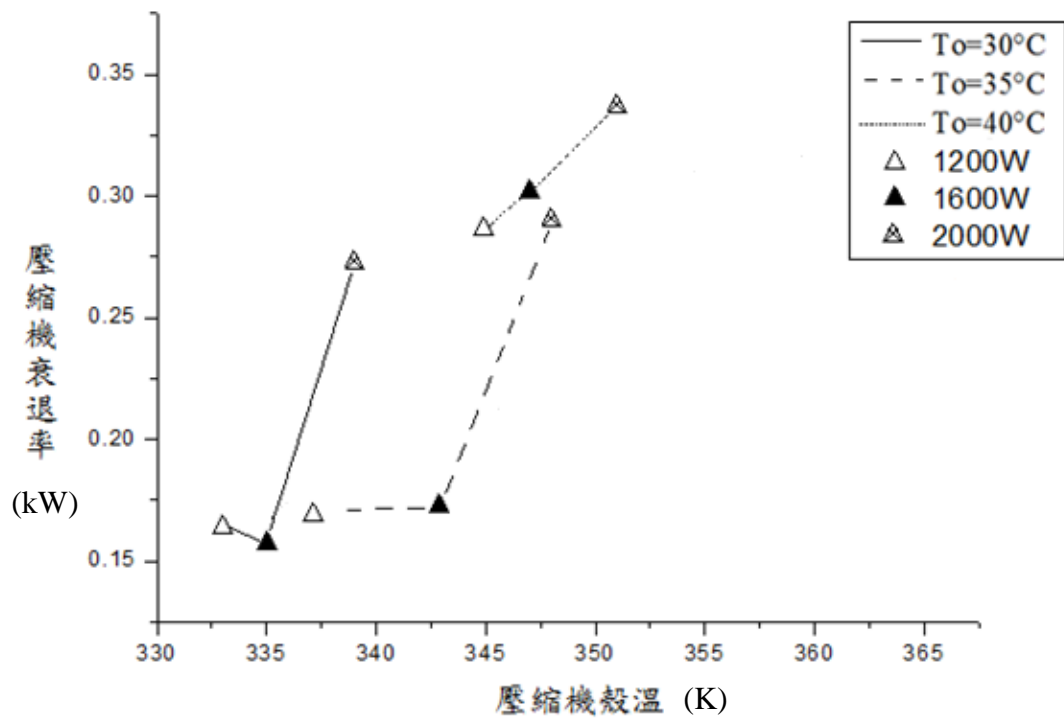


圖 4.6 原機包覆纖維 g 後之壓縮機衰退率與殼溫比較

4.2.4 壓縮機及系統之衰退率比較

本節根據表 4.10-4.11、圖 4.7 之實驗結果，對於壓縮機衰退率、系統總衰退率對於環境溫度及室內負載之關係及趨勢進行下述討論：

1. 由表 4.10-4.11、圖 4.7 中壓縮機及系統之衰退率可發現，由於系統衰退率受到壓縮機衰退率較大影響，因此，隨著環境溫度的提升或室內負載的增加，壓縮機衰退率逐漸增加，系統衰退率也隨之增加；在室內負載介於 1200W 至 1600W 時幅度較不明顯，室內負載超過 1600W 後至 2000W 之衰退率則大幅提高，由此可知，在室內負載介於 1200W 至 1600W 時，影響壓縮機衰退率之主要因素為室外環境溫度，其降低了冷凝器散熱效果，使得冷氣效能降低。固定環境溫度及室內負載後，相較於包覆纖維後之壓縮機衰退率，原機之衰退率則較高。
2. 由表 4.10-4.11、圖 4.7 中包覆纖維 h 後之衰退率可發現，整體來說，包覆纖維 h 後皆較原機之衰退率大幅下降。最高壓縮機衰退率改善發生於環境溫度 30°C、室內負載 1600W 之情形下，相較於原機，衰退率約下降了 36%；最高系統衰退率改善同樣發生於環境溫度 30°C、室內負載 1600W 之情形下，相較於原機，衰退率約下降了 25.14%。
3. 由表 4.10-4.11、圖 4.7 中包覆纖維 g 後之衰退率可發現，整體來說，包覆纖維 g 後皆較原機之衰退率大幅下降，同時可了解到纖維 g 之包覆效果對於衰退率之改善較纖維 h 略佳。最高壓縮機衰退率改善發生於環境溫度 30°C、室內負載 1600W 之情形下，相較於原機，衰退率約下降了

40%；最高系統衰退率改善同樣發生於環境溫度 30°C、室內負載 1600W 之情形下，相較於原機，衰退率約下降了 26.85%。

4. 整體而言，壓縮機在包覆纖維 g 之情形下較包覆纖維 h 之空調機性能略佳，壓縮機衰退率最低值發生於環境溫度 30°C、室內負載 1600W 之情形下，可達 0.158；根據實驗結果顯示，本實驗之 R410A 之空調機在各種實驗變項中，以環境溫度 30°C、室內負載 1600W 之情形下效能為最佳；此外，無論實驗變項為何，隨著環境溫度的提升或室內負載的增加，衰退率有逐漸上升的趨勢，但在環境溫度 30°C、35°C，室內負載 1200W 至 1600W，包覆纖維 g、h 之情形下，衰退率則略為下降，關於此時之壓縮機衰退率略為提升，系統衰退率卻下降的情形，研究者認為，可能起因於壓縮機包覆了纖維以及室外環境溫度較低的情況下，使得冷凝器散熱良好，而由於室內負載的上升，使得蒸發溫度上升，在室內仍能維持低溫的情形下，使得系統整體衰退率下降；但冷凝溫度仍為影響冷氣性能主因之一，因此，室外環境溫度的增加仍使得壓縮機及系統衰退率增加。
5. 實驗結果顯示，無論環境溫度的高低，衰退率最小值介於室內負載 1200W 至 1600W 間，而衰退率最大值則發生於室內負載 2000W 之情形下，研究者認為，此情形起因於室內負載的增加，造成壓縮機需做更多的功，使得壓縮機效率降低、冷凝器散熱不良，造成衰退率的增加。

表 4.11 系統總衰退率

To(°C)	30			35			40		
室內負載 (kW)	1200	1600	2000	1200	1600	2000	1200	1600	2000
原機 i(kW)	0.5656	0.5851	0.6572	0.6237	0.6224	0.7488	0.7423	0.7796	0.8416
包覆纖維 h i(kW)	0.467	0.438	0.6154	0.527	0.4873	0.699	0.7238	0.7379	0.8108
包覆纖維 g i(kW)	0.45	0.428	0.5952	0.53	0.478	0.707	0.7114	0.728	0.8019

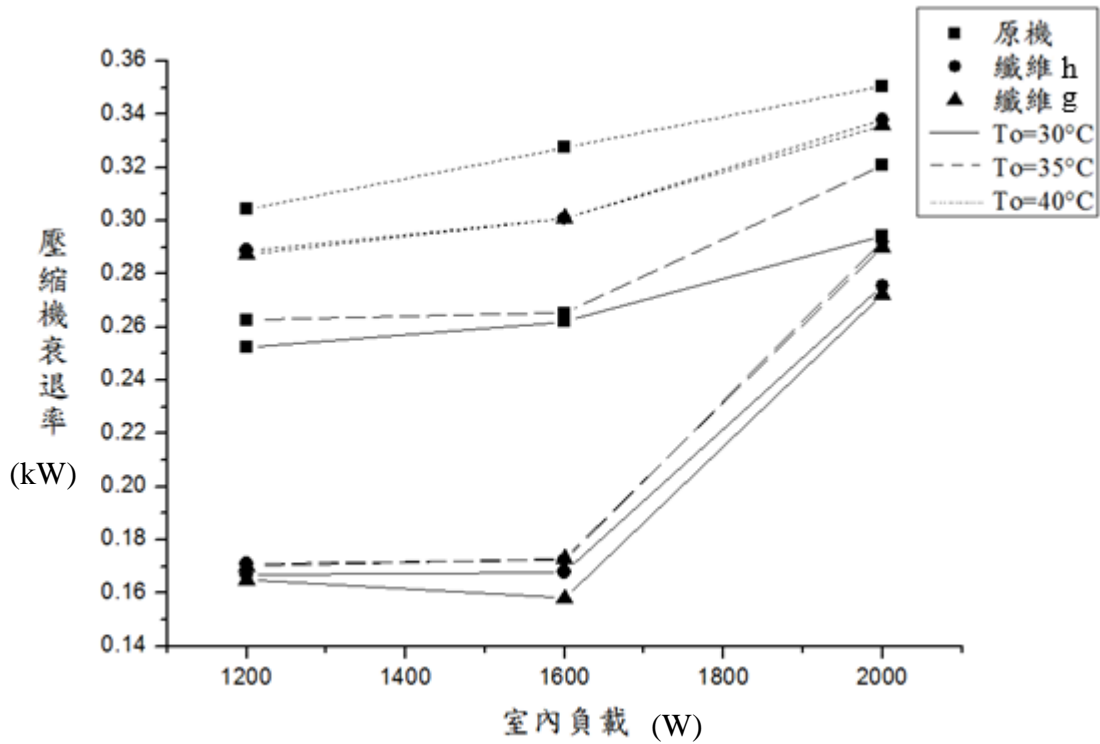


圖 4.7 不同環境溫度及室內負載下之壓縮機衰退率比較

4.2.5 壓縮機殼溫、衰退率與可用性能係數間之比較

本節根據表 4.12-4.16、圖 4.8-4.13 之實驗結果，對於壓縮機殼溫、衰退率與可用能係數對於環境溫度及室內負載之關係及趨勢進行下述討論：

1. 表 4.12-4.14 中，研究者列舉了在室內固定 1600W 負載之情形下，原機於使用第二定律分析之各項參數，做為其他實驗模式比較基礎。根據實驗結果可發現在衰退率所占系統的比例中，壓縮機為最高、其次為冷凝器、膨脹閥、蒸發器；而隨著室外環境溫度的上升，壓縮機及冷凝器之衰退率皆大幅上升，此時壓縮機在衰退率所占系統的比例中則些微下降，起因於冷凝器增加了在系統中之所占比例。
2. 表 4.12-4.14 中，以可用效率所計算出之可用性能係數以壓縮機為最高、最低為系統，而隨著室外環境溫度的上升，壓縮機及冷凝器之衰退率皆大幅上升的情形下，壓縮機、冷凝器及系統之可用性能係數皆下降。
3. 表 4.15-4.16 分別為壓縮機及系統之可用性能係數表，根據其結果可得知，壓縮機及系統之可用性能係數隨著環境溫度與室內負載的上升而上升，但在室外溫度為 30°C、35°C，室內負載介於 1200W 至 1600W 時幅度較不明顯，而室內負載超過 1600W 後至 2000W 之可用性能係數則大幅下降，由此可知，在室內負載介於 1200W 至 1600W 時，影響壓縮機衰退率之主要因素為室外環境溫度，其降低了冷凝器散熱效果，使得壓縮機與設備可用性能係數降低。固定環境溫度及室內負載後，相較於包覆纖維後壓縮機與系統之可用性能係數，原機之可用性能係數則明顯較低。

4. 圖 4.8-4.10 說明在不同負載及環境溫度下之壓縮機可用性能係數與殼溫的比較。隨著環境溫度的提升或室內負載的增加，壓縮機殼溫增加，壓縮機 EPC 則減少；在室內負載介於 1200W 至 1600W 時上升或下降幅度較不明顯，室內負載超過 1600W 後至 2000W 則 EPC 大幅下降，由此可知，室內負載介於 1200W 至 1600W 時，影響壓縮機 EPC 之主要因素為室外環境溫度，其使得壓縮機殼溫上升、減弱冷凝器散熱效果、造成系統效能降低。固定環境溫度及室內負載後，相較於包覆纖維後之壓縮機 EPC，原機之 EPC 則較低。此外，無論實驗變項為何，隨著環境溫度的提升或室內負載的增加，殼溫有逐漸上升的趨勢，但在環境溫度 30°C、35°C，室內負載 1200W 至 1600W，包覆纖維 g、h 之情形下，EPC 卻有提高的趨勢，研究者認為，由於 EPC 代表該元件之可用能效率比例，此情形可能起因於壓縮機包覆了纖維以及室外環境溫度較低的情況下，使得冷凝器散熱良好、壓縮機做功減少，壓縮機效率即使在殼溫上升的情況下，仍能夠提升，使得壓縮機 EPC 上升，同時使得系統 EPC 上升。
5. 圖 4.11-4.13 說明在不同負載及環境溫度下之壓縮機衰退率與系統 EPC 比較。從圖中之整體趨勢可看出，隨著環境溫度或室內負載的提升，壓縮機衰退率增加，系統 EPC 則減少；介於圖中右下角之五條斜線皆屬於壓縮機衰退率高、系統 EPC 低的模組，可觀察出此四種實驗模組皆為環境溫度較高或室內負載較高，且環境溫度較高之模組則較室內負載高之模組更為偏往圖之右下角，此五種實驗環境影響了系統整體 EPC，即使在壓縮機包覆了纖維、提升整體 EPC 後，與其他環境溫度及室內負載低之模組，系統 EPC 仍有段差距。

表 4.12 環境溫度 30°C、室內負載 1600W 之原機參數

元件 / 系統	\dot{i} (kW)	I(%)	ε	EPC
壓縮機	0.2621	44.8	0.416	0.2938
冷凝器	0.155	26.49	0.229	0.1863
膨脹閥	0.118	20.17	0.17	0.15
蒸發器	0.05	8.55	0.272	0.214
系統	0.5851	100	0.152	0.132

表 4.13 環境溫度 35°C、室內負載 1600W 之原機參數

元件 / 系統	\dot{i} (kW)	I(%)	ε	EPC
壓縮機	0.2654	42.78	0.396	0.2837
冷凝器	0.187	30.14	0.185	0.1561
膨脹閥	0.118	19.02	0.17	0.15
蒸發器	0.05	8.06	0.281	0.22
系統	0.6204	100	0.15	0.1304

表 4.14 環境溫度 40°C、室內負載 1600W 之原機參數

元件 / 系統	\dot{i} (kW)	I(%)	ε	EPC
壓縮機	0.3276	42.02	0.3137	0.2388
冷凝器	0.25	32.07	0.162	0.1394
膨脹閥	0.142	18.21	0.1581	0.1365
蒸發器	0.06	7.7	0.2843	0.2214
系統	0.7796	100	0.145	0.1266

表 4.15 壓縮機可用性能係數

To(°C)	30			35			40		
室內負載(kW)	1200	1600	2000	1200	1600	2000	1200	1600	2000
原機 EPC	0.2914	0.2938	0.2752	0.2864	0.2837	0.2664	0.2677	0.2388	0.2262
h 纖維 EPC	0.2988	0.3011	0.2831	0.2928	0.2936	0.2742	0.2735	0.2687	0.2361
g 纖維 EPC	0.3024	0.3105	0.2828	0.293	0.2937	0.2747	0.2746	0.2691	0.2367

表 4.16 系統總可用性能係數

To(°C)	30			35			40		
室內負載(kW)	1200	1600	2000	1200	1600	2000	1200	1600	2000
原機 EPC	0.135	0.132	0.124	0.1328	0.1304	0.12	0.1211	0.1154	0.1082
h 纖維 EPC	0.141	0.1425	0.1267	0.1361	0.1369	0.1232	0.1229	0.1218	0.1104
g 纖維 EPC	0.1434	0.1466	0.1265	0.1362	0.1370	0.1235	0.1234	0.122	0.1107

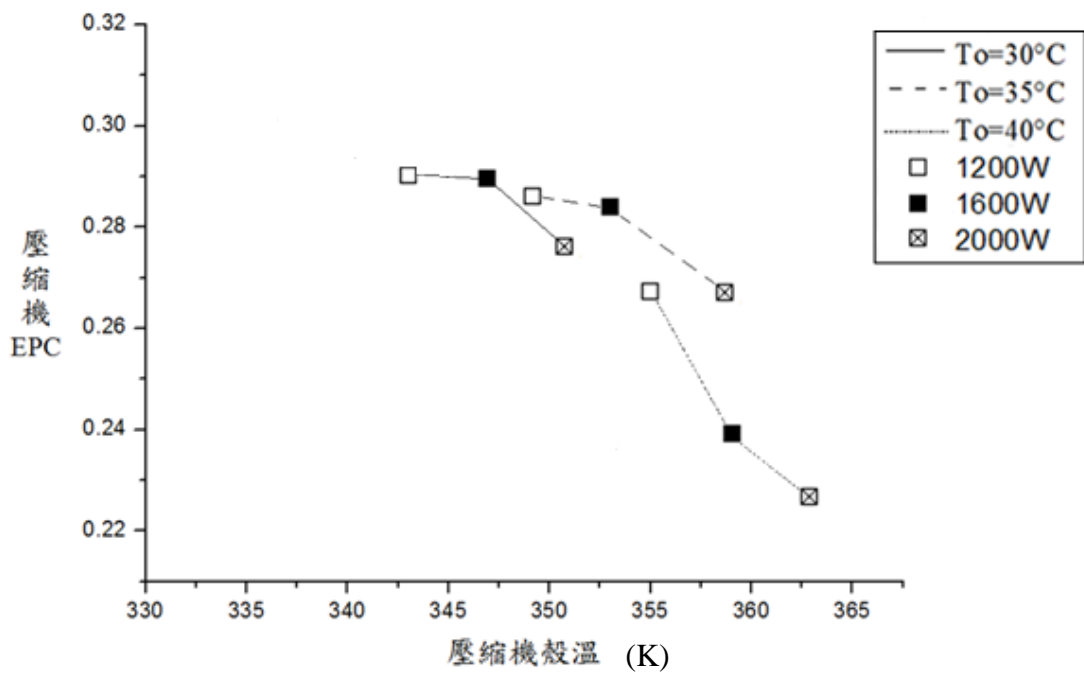


圖 4.8 原機之壓縮機殼溫及 EPC 比較

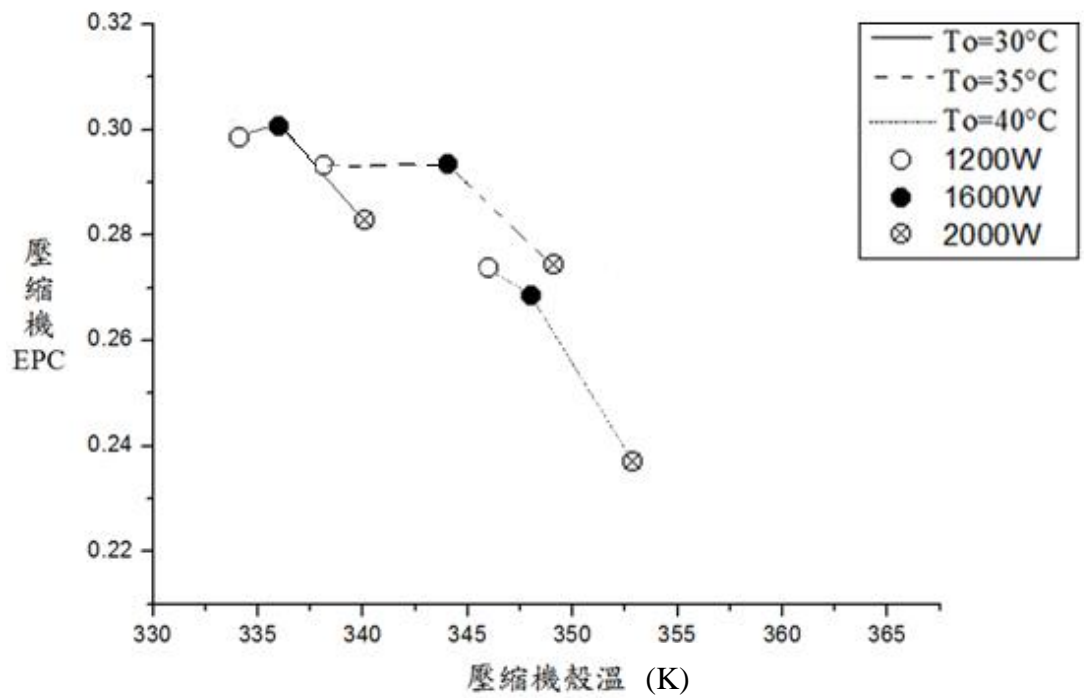


圖 4.9 原機包覆纖維 h 後之壓縮機殼溫及 EPC 比較

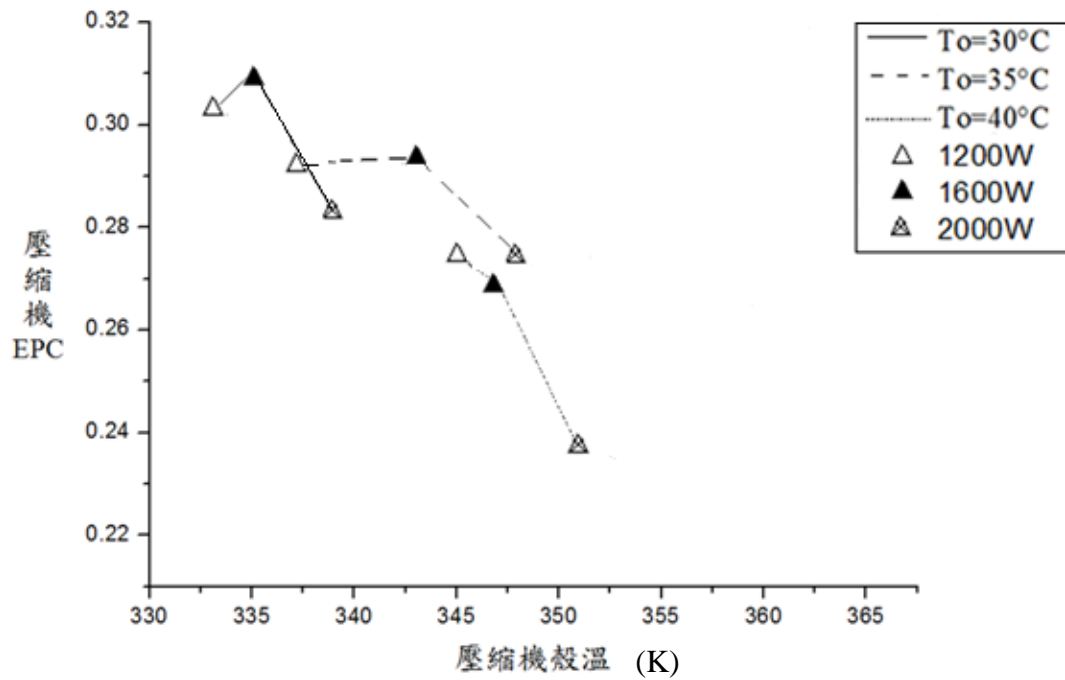


圖 4.10 原機包覆纖維 g 後之壓縮機殼溫及 EPC 比較

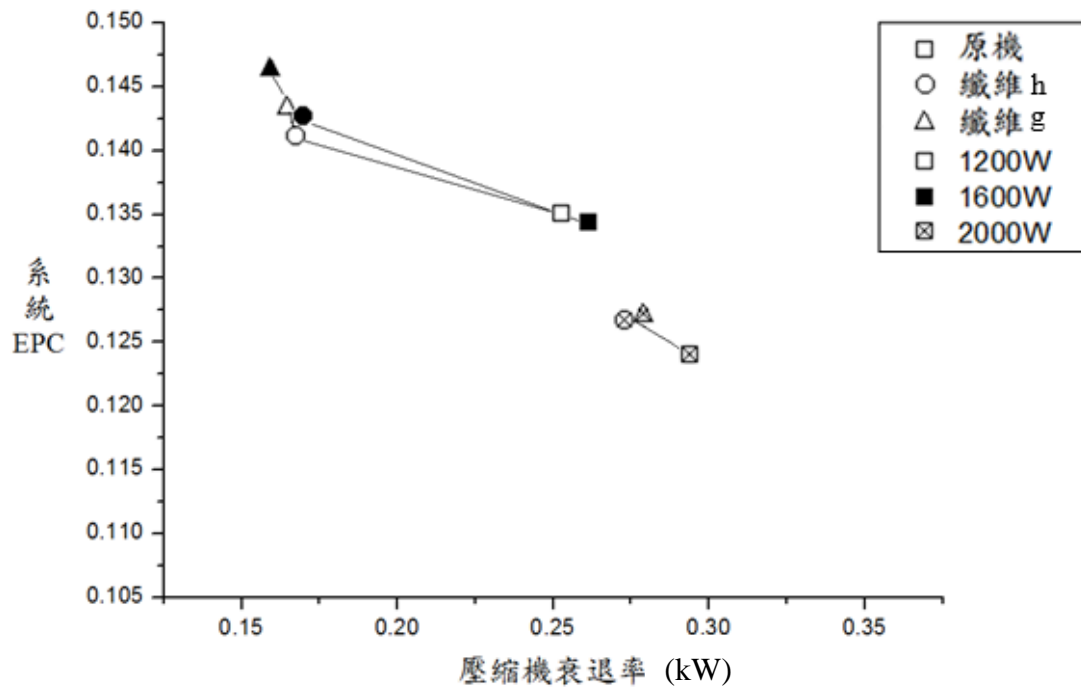


圖 4.11 環境溫度 30°C 之壓縮機衰退率及系統 EPC 比較

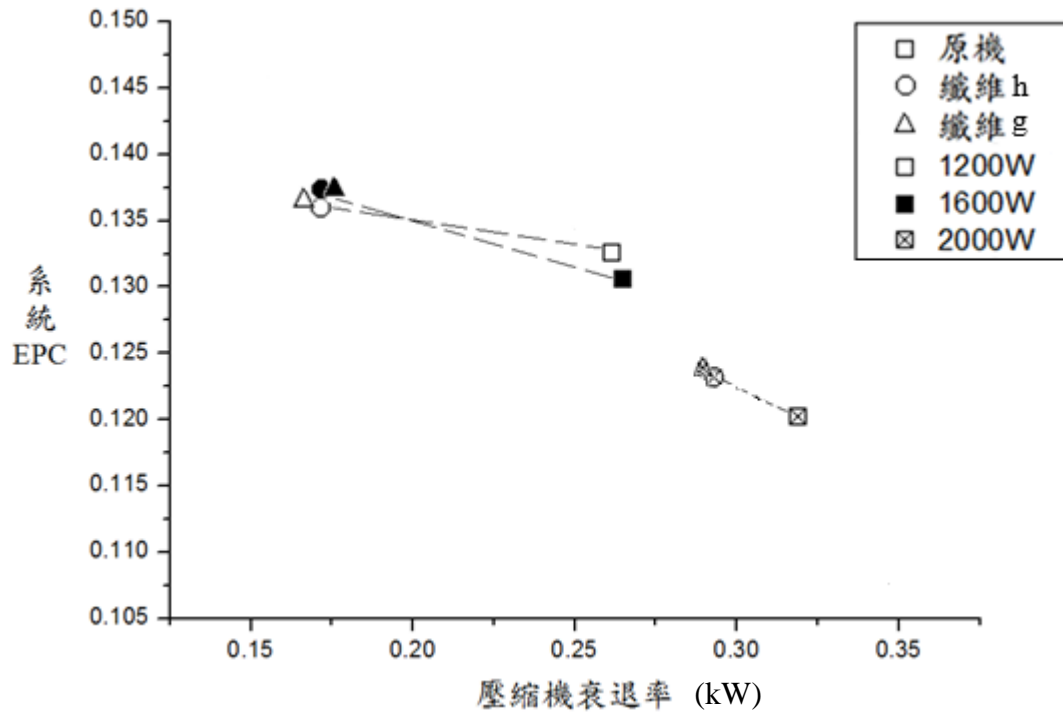


圖 4.12 環境溫度 35°C 之壓縮機衰退率及系統 EPC 比較

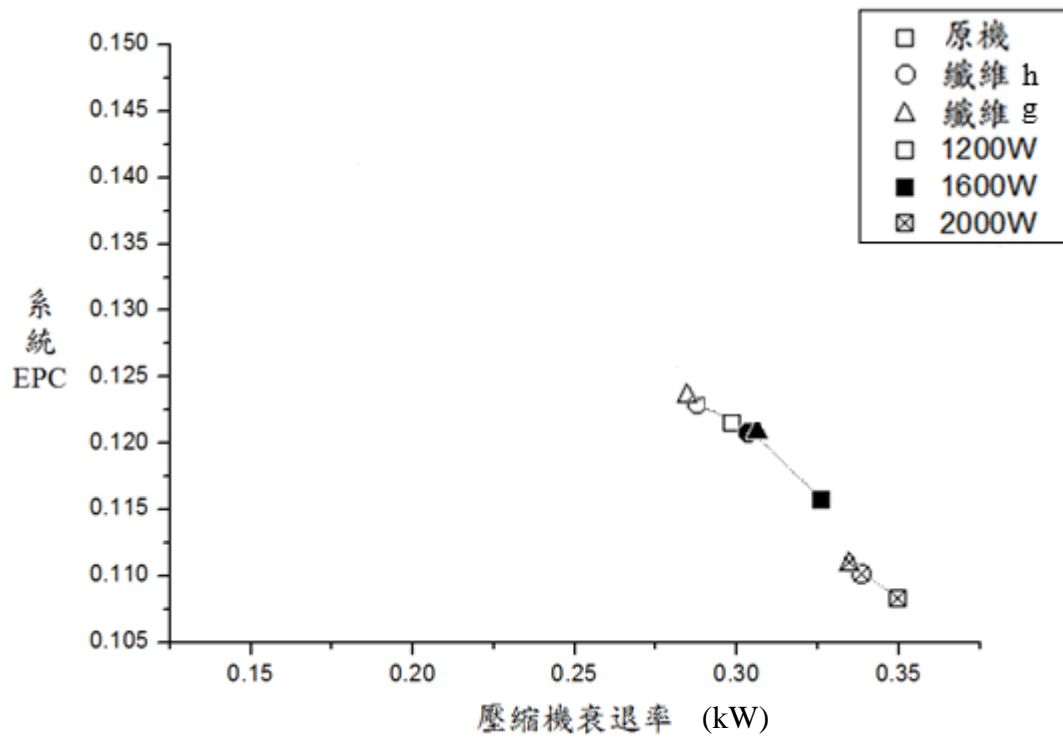


圖 4.13 環境溫度 40°C 之壓縮機衰退率及系統 EPC 比較

4.2.6 系統實際消耗電量比較

系統消耗電量包含風扇電量及壓縮機消耗功率，表 4.17 所示為功率諧波分析儀所測得之系統總消耗電量，單位為瓦小時(度)。以下則對於系統消耗電量做一討論：

1. 從表 4.17 中呈現之數據可得知，相較於原機，在包覆纖維 h 後約平均可節省 10.12% 電量；而在包覆纖維 g 後，約平均可節省 10.7% 電量。
2. 今假設電價為每度 3 元，系統在未關機、壓縮機連續運轉 24 小時，原機用電平均為 0.78 度的情況下，則一天需耗費 18.72 度電，相當於臺幣 56.16 元；若包覆 h 纖維後之原機，用電平均為 0.7 度的情況下，則一天需耗費 16.8 度電，相當於台幣 50.4 元；若包覆 g 纖維後之原機，用電平均為 0.695 度的情況下，則一天需耗費 16.68 度電，相當於台幣 50.04 元。因此，若符合上述之假設情況，則包覆纖維 h 後，每小時約可節省臺幣 0.24 元；包覆纖維 g 後，每小時約可節省臺幣 0.255 元。

表 4.17 系統總消耗電量表

To(°C)	30			35			40		
室內負載(kW)	1200	1600	2000	1200	1600	2000	1200	1600	2000
原機(kWh)	0.66	0.67	0.77	0.7	0.71	0.85	0.82	0.9	1.0
h 纖維(kWh)	0.58	0.57	0.72	0.61	0.6	0.78	0.78	0.8	0.95
g 纖維(kWh)	0.57	0.56	0.72	0.61	0.6	0.77	0.77	0.8	0.94

第五章 結論及建議

5.1 結論與建議

綜合本研究中「吸濕速乾性能評估」與「空調機性能實驗」，分別就其實驗結果，提出以下結論與改善建議：

1. 本研究所使用之八種纖維，以 h 纖維(64%尼龍纖維、24%異型斷面聚酯纖維、12%彈性纖維)與 g 纖維(88%異型斷面聚酯纖維、12%彈性纖維)通過 CNS 標準之「吸溼排汗性能評估」，由此可知異型斷面聚酯纖維可顯著提升一般布料之吸溼排汗性能，且混紡效果也較一般單一材質纖維為佳。

改善建議 1：由於布料之吸溼排汗測試標準過多，且影響纖維整體性能之因素太過廣泛，諸如牽伸力、紡織方式、纖維斷面、纖維粗細...等，因此，若能針對上述影響因素改善纖維本身之吸溼排汗效果，則必然能使纖維性能大幅提升，並更為改善本實驗之結果；而本實驗所使用之 g、h 纖維材質中包含了提升舒適度的彈性纖維，若能將彈性纖維改以其他材質進行混紡，則也許能夠提升纖維本身之吸溼排汗性能，使實驗結果更臻完善。

2. 壓縮機包覆纖維後，藉由纖維之吸溼散熱功能，大幅提升壓縮機散熱效果，根據實驗結果，可確實改善系統整體性能；於壓縮機包覆纖維 h 後，COP 最高可改善約 18.1%；於壓縮機包覆纖維 g 後，COP 最高可改善約

20.7%；同時，並對於其他元件有額外提升效果。

改善建議 2：本研究雖證明了將空調機設備中耗能最大之元件，藉由纖維之吸溼散熱效果，能夠確實提升系統效能，但空調機、壓縮機之品牌及種類眾多，並非所有設備都適用此種纖維包覆方式，且尚須考慮冷凝水流向，系統內部、機殼、設備架設方式皆須考慮在內；因此，若能夠根據機型、種類的不同，設計不同的纖維包覆、冷凝水渠道、則必然更能確實改善設備之性能。

3. 根據實驗結果發現，本研究所使用之 R410A 空調機之衰退率占整體系統比例為壓縮機最高、其次是冷凝器、膨脹閥、蒸發器；在環境溫度增加時，降低了冷凝器散熱效果，造成系統整體性能下降，但在壓縮機包覆纖維後，除了降低壓縮機衰退率，包覆纖維 h 後壓縮機之衰退率降低約 36%、包覆纖維 g 後壓縮機之衰退率降低約 40%，同時提升冷凝器之散熱效果，使系統性能提升。
4. 根據本實驗中所規範之實驗變項，空調機之最佳測試環境為室外溫度 30°C、室內負載介於 1200W 至 1600W 間，可取得較佳性能；在原機的實驗中，隨著環境溫度及室內負載的上升，壓縮機殼溫、衰退率也隨之提升、使得整體系統 EPC 降低；系統之壓縮機包覆了纖維 g、h 後，系統之衰退率最高約可改善 25.14% 及 26.85%，系統整體 EPC 最高可達 0.1466，相較於原機，改善率約為 11.06%。

改善建議 3、4：本實驗根據空調機之原廠測試結果，假設其最大冷凍能力為 2.2kW，但在實際測試過程中，可能由於環境因素的變化，造成部

分實驗誤差，其中，研究者所使用之室內負載以 400W 為單位，藉此觀察室內負載的變化對於系統性能影響情形，因此無法將負載固定為 2.2kW，且根據實驗結果，室內負載超過 2000W 後，整體性能大幅下降；因此，若能夠改善系統之測試環境，便能夠取得更為精準之衰退率測試數據。

5. 本研究之各種模式下之測試時間為三小時，為取得穩定數據，於開機後及關機前一小時不進行量測，在一小時內的測試時間中，除了原機之實驗以外，由於纖維之吸溼散熱效能，空調機皆可於測試期間達到不滴水的狀態，顯示壓縮機的外殼熱量足夠將纖維所吸取的水分蒸散，可達到水資源回收再利用與符合纖維散熱之目的。

改善建議 5：本實驗藉由電熱器提供室內一穩定負載，但未控制室內環境之溼度，僅根據 CNS 標準設定室外環境之溫、溼度，另外，CNS 並未規範空調機測試之室內空間大小，因此，研究者認為，在無法保證室內、外空氣能夠穩定換氣的情形下，此舉可能導致空調機長時間運轉後，冷凝及蒸發器之水量不足，造成壓縮機僅以環境溫度散熱，使得冷凝器散熱效果降低，將會造成系統整體性能降低、耗電量增加。故研究者認為，除了改善系統測試環境外，應於室內側測試時提供固定加濕，便能夠真正實現水資源回收再利用之目的。

6. 在電量消耗的計算方面，相較於原機，包覆纖維後可節省較多電量。在包覆纖維 h 後、約平均可節省 10.12% 電量；而在包覆纖維 g 後，約平均可節省 10.7% 電量

改善建議 6：本研究僅以三種環境溫度及三種負載進行平均節省電量計算，變項過少，計算結果可能不夠精準，建議若能減少環境溫度之間距、加大測試範圍、並對於室內空間環境條件加以控制，便能夠計算出較為精準之節省率；此外，國內之電價標準根據不同電壓、不同用電量、不同季節、平日、假日等情形，電價計算方式皆不同；且不同之環境如工廠、商店、餐廳、學校、一般住家等皆有不同之空調機使用時間，因此，建議若能根據不同之使用方式及時間，便能夠計算出較為平均之電費節省程度。

5.2 未來展望

本研究之延伸範圍極廣，除可針對各種不同之蒸氣壓縮系統之纖維包覆方式、引水渠道進行改善之外，對於纖維材質在吸溼散熱性能的研究，也有極大的探討空間；除此之外，也可針對纖維對於不同冷媒及系統性能之影響進行研究；在電量節省的研究中，針對不同種類之設備、使用時間...等，皆有相當程度的研究範圍。研究者在此列舉五種可提供參考之研究方向：

1. 不同吸溼散熱纖維材質對於冷媒溫度與空調系統性能之影響。
2. 不同種類空調設備之纖維包覆方式探討及引水渠道改善設計。
3. 不同環境條件下之壓縮機纖維包覆方式探討及對系統性能之影響。
4. 包覆吸溼散熱纖維之空調機於不同使用時間之用電量比較。
5. 吸溼散熱纖維對於使用不同冷媒之空調系統性能探討。

參考文獻

1. R. C. Duncan(2000). "The Peak of World Oil Production and the Road to the Olduvai Gorge." Retrieved from <http://www.dieoff.org/page224.htm>
2. 能源產業技術白皮書，行政院公共工程委員會，2012。
3. 經濟部統計處，能源統計年報－住宅部門指標表，頁 250-253，2013 年。
4. S. Peck, and J. Richie. "Green roofs and the urban heat island effect." Buildings, Cedar Rapids, IA 4 (2009).
5. S. C. Harlock, "Studies of Physiological Properties of Fabrics and Their Effect on Apparel Comfort", The University of Leeds, Textiles and Clothing Education and Research Development for 21th Century Taiwan-International Conference(1999)
6. G. L. Madan, A. M. Dave, T. K. Das, and T. S. Sarma, Hydrophilicity of Textile Fibers, Textile Research Journal. p662-663(1978)
7. M. Buhler, and C. Iyer, An Investigation into Opportunities for Further Developments of Functional Knitwear for the Sportswear Sector', Knitting Technique, Vol.10, No.5, p303~307(1988).
8. K. H. Umbach, Eurosport & Freizeit Mode (Eurosport and Leisurewear fashions), Feb., p288(1985).
9. 蘇清淵、方俊賢，「牽伸力應用於異型斷面聚酯與棉混紡紗最佳紡紗牽伸條件之探討」，第 27 屆高分子科技研討會，台北（2004）。
10. 徐瑜璟，雙面針織布蕊吸點組織的變化對織物吸濕排汗性能的影響，輔仁大學織品服裝研究所碩士論文，台北（2006）。

11. 王立主，吸溼排汗速乾紡織品之技術演進與趨勢分析研究，輔仁大學織品服裝研究所碩士論文，台北（2005）。
12. 染整技術顧問服務中心，「染色雜誌」，吸水、速乾試驗(清涼、舒適性)，第209期 P70~78。
13. 紡織品功能性效果評估訓練班，「紡織品功能性效果評估訓練班講義」，紡織品吸濕排汗、乾爽舒適評估測試技術，P10~P13。
14. C. I. Su, C. H. Liu and J. Y. Jiang "Drafting Force of Twin Spun Yarn." Textile Research Journal, December 16,(2002).
15. C. I. Su and K. J. Lo, "Optimum Drafting Conditions of Fine-Denier-Polyester Spun Yarn." Textile Research Journal, Vol.70, No.2, p93-97(2000).
16. 黃世鑫、李貴琪、戴旭志，不同吸濕排汗效果之外觀對防彈衣溫度舒適性之研究，華岡紡織期刊，第十二卷，第四期，第 383-391 頁（2005）。
17. 李銘軒，李貴琪，張偉瑤，周勝賢，不同吸濕排汗織物舒適性之比較，華岡紡織期刊，第 16 卷，第 23-37 頁(2009)。
18. R. Saidur, H. H. Masjuki, and M. Y. Jamaluddin. "An application of energy and exergy analysis in residential sector of Malaysia." Energy Policy 35.2 (2007): p1050-1063.
19. S. Anand, and S. K. Tyagi. "Exergy analysis and experimental study of a vapor compression refrigeration cycle." Journal of thermal analysis and calorimetry 110.2 (2012): p961-971.
20. V. M. V. Padmanabhan, and S. K. Palanisamy. "Exergy efficiency and irreversibility comparison of R22, R134a, R290 and R407C to replace R22 in an air conditioning system." Journal of Mechanical Science and Technology 27.3

- (2013): p917-926.
21. Yumrutaş, Recep, Mehmet Kunduz, and Mehmet Kanoğlu. "Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems." *Exergy, an International Journal* 2.4 (2002): p266-272.
 22. J. U. Ahamed, R. Saidur, and H. H. Masjuki. "A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15.3 (2011): p1593-1600.
 23. O. E. Ataer, Gogus, Yalcin., Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Vol.14, (1991), p86-92
 24. C. E. Vincent, M. K. Heun. Thermo economic analysis & design of domestic refrigeration systems. In: *Domestic use of energy conference*. 2006.
 25. S. Kalaiselvam, R. Saravanan. Exergy analysis of scroll compressors working with R22, R407 and R717 as refrigerant for HVAC system. *Thermal Science* 2009;13: p175-184.
 26. Nakamura, Hiroo. "Performance Improvement of R410A Room Air Conditioner by Vapor Injection Refrigeration Cycle Using Scroll Compressor." *Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers* 27 (2011): p221-232.
 27. Sarntichartsak, Pongsakorn, and S. Thepa. "Modeling and experimental study on the performance of an inverter air conditioner using R-410A with evaporatively cooled condenser." *Applied Thermal Engineering*, 51 (2012): p597-610.
 28. H. Jaehyeok, M. W. Jeong, and Y. Kim. "Effects of flash tank vapor injection on

- the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions." *International Journal of Refrigeration* 33.4 (2010): p848-855.
29. Wu, C. J., D. P. Liu, and J. Pan. "A study of the aerodynamic and acoustic performance of an indoor unit of a DC-inverter split air-conditioner." *Applied Acoustics* 73.4 (2012): p415-422.
 30. Zhao, Lei. "Model-based optimization for vapor compression refrigeration cycle." *Energy* 55 (2013): p392-402.
 31. H. C. Bayrakci, A. E. Ozgur. Energy and exergy analysis of vapor compression refrigeration system using pure hydrocarbon refrigerants. *International Journal of Energy Research* 2009;1538, doi:10.1002/er.1538.
 32. Y. Ust, A. V. Akkaya and A. Safa. "Analysis of a vapour compression refrigeration system via exergetic performance coefficient criterion." *Journal of the Energy Institute*, Vol.84, No.2, p66-72(2011). doi:10.1179/014426011X12968328625351
 33. Farshi, L. Garousi. "First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems." *International Journal of Refrigeration* (2013).
 34. 經濟部國家標準檢驗局，CNS15140 紡織品試驗之家庭洗滌及乾燥程序，2007。
 35. 經濟部國家標準檢驗局，CNS5611 紡織品物理試驗法通則，1997。
 36. 經濟部國家標準檢驗局，CNS13905 纖維製品吸水性試驗法，1997。
 37. 經濟部國家標準檢驗局，CNS9179 化學分析法通則，1995。
 38. 經濟部國家標準檢驗局，CNS15659-1 紡織品吸濕速乾性能評估—第 1 部：組合試驗法，2013。

39. 經濟部國家標準檢驗局，CNS14464 無風管空氣調節機與熱泵之試驗法及性能等級，2003。

略傳

姓名	葉承翰 (Cheng-Han Yeh)	出生地	台灣省屏東市
電話	02-77343386		
電子郵件	ntut50305@hotmail.com		
學歷	國立屏東高中 國立台北科技大學能源與冷凍空調工程系. 國立臺灣師範大學工業教育所能源應用與車輛技術組		
經歷	十二年國民基本教育實施計畫-方案 6-2「高職學校評鑑實施方案」	101 年 1 月 1 日 至 102 年 12 月 31 日	
	102 年度教育部補助師資培育之大學精緻特色發展計畫-I-5 精緻技術及職業教育師資培育發展計畫	103 年 1 月 1 日 至 103 年 7 月 31 日	
	新冷媒學習系統之教學設計與教學評估研究	102 年 8 月 1 日 至 103 年 7 月 31 日	