

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

50kW 有機朗肯循環系統分析

Analysis of a 50 kW Organic Rankine Cycle System

研究生：張凱涵

指導教授：王啟川 博士

中華民國一百年七月

50kW 有機朗肯循環系統分析

Analysis of a 50 kW Organic Rankine Cycle System

研究生：張凱涵 Student：Kai-Han Chang

指導教授：王啟川 Advisor：Chi-Chuan Wang



A Thesis

Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in Partial Fulfillment of The Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Mechanical Engineering

July 2011

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一百年七月

50kW 有機朗肯循環系統分析

學生:張凱涵

指導教授:王啟川

國立交通大學機械工程學系碩士班

摘要

有機朗肯循環系統使用有機流體來擷取低溫廢熱並將其熱能轉為電能輸出，以達到節能減碳效果。本文利用熱力學定律分析一 50kW 有機朗肯循環系統，比較 R123、R134a、R236fa、R245fa、R600、n-Pentane 及 HFE7000 七種工作流體對系統的性能，並提出一得以判斷工作流體熱效率大小的優值 (FOM)，此優值結合了傑寇數、蒸發溫度及冷凝溫度；由 18 種工作流體在不同條件下分析結果指出，熱效率越高其優值就越低，且與現有文獻數據比較亦符合此趨勢。

本研究使用的冷凝器與蒸發器分別為殼管式熱交換器與板式熱交換器，在熱阻抗分析結果指出冷凝器熱阻皆集中在殼側，可以使用熱傳增強管來改善熱阻值差異；在蒸發器中熱阻集中在工作流體側，尤其是在預熱區中阻抗值差異幅度明顯大於蒸發區，較好的做法為使預熱區與蒸發區分離成兩獨立熱交換器，再降低預熱區中工作流體的熱阻抗。

關鍵字：有機朗肯循環、熱效率、熱阻抗

Analysis of a 50 kW Organic Rankine Cycle system

Student: Kai-Han Chang

Advisor: Prof. Chi-Chuan Wang

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

Abstract

This study analyzes the system performance of a 50kW ORC system subject to influence of various working fluids. This study proposes a dimensionless “figure of merit” which combines the Jakob number, condensing temperature, and evaporation temperature that is quite helpful for screening of working fluid as far as thermal efficiency is concerned. The thermal efficiency normally decreases with the rise of figure of merit, and the proposed figure of merit is not only applicable for the present eighteen working fluids but is also in line with some existing literatures. Analysis of the typical ORC heat exchangers indicates that the dominant thermal resistance in the shell-and-tube condenser is on the shell side. Similarly, the dominant resistance is also on the refrigerant side for the plate evaporator. However, there is a huge difference of thermal resistance in the preheating zone whereas only minor difference in the evaporation region. A better way to resolve the extremely uneven resistance distribution is to use a separate preheater incorporating significant augmentation in the working fluid side and connected it to a much smaller plate heat exchanger.

Keywords: Organic Rankine cycle, Thermal efficiency, Thermal resistance.

誌謝

很高興能夠就讀國立交通大學機械研究所，讓我可以享用很多資源；研究所兩年過程中，在因緣際會下成為熱流實驗室的一員，首先要感謝我的指導老師王啟川教授，每當我論文遇到問題時，教授總是不厭其煩的耐心教導，使我在這兩年來受益良多。由於我的論文為工研院計畫案，非常感謝工研院郭啟榮博士與徐菘蔚博士的指導，讓我能夠順利完成碩士論文，並且學習到許多知識。

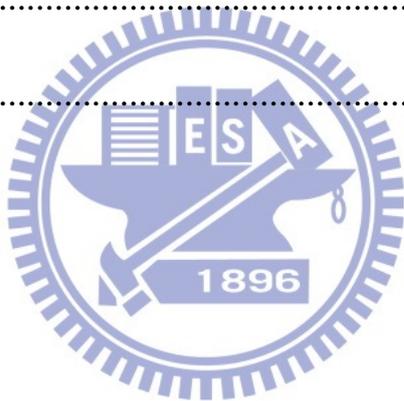
我們實驗室除了實驗設備齊全、資源充足之外，另一個特色就是成員也很多，感謝雲科大東榮、嘉浚、岳峻，元智大學育傑、亮鈞、昭宇，逢甲大學智鈞，高應大泓凱一年來的照顧，並且感謝交大博班懷保及碩一坤穎、楷翔、冠宇、信傑、彥慶對實驗室活動協助及雜事上的幫忙，讓我可以更專心於實驗研究上；由於大家所做的研究都不相同，不管是專業領域上還是待人處事都可以學習到很多東西；也要感謝交大同學文良在碩班修課時的互相幫忙。

最後，更要感謝一路支持我的家人對於我的養育之恩和辛苦的栽培，以及時常給予我很多的鼓勵和支持的女友，使我可以順利完成碩士學位；感謝在這段期間內給予我幫助的人，在此獻上最大的敬意和謝意。

目錄

中文摘要.....	i
英文摘要.....	ii
誌謝.....	iii
目錄.....	iv
表目錄.....	vi
圖目錄.....	vii
符號說明.....	x
第一章 緒論.....	1
第二章 分析原理及方法.....	7
2-1 工作流體特性研究與篩選.....	7
2-1-1 工作流體性質影響.....	7
2-1-2 熱效率.....	8
2-1-3 蒸汽膨脹比.....	10
2-2 取熱端與排熱端設置.....	10
2-2-1 系統排熱端設置.....	10
2-2-2 系統取熱端設置.....	11
2-3 熱交換器特性分析.....	13

2-3-1 殼管式熱交換器	14
2-3-2 板式熱交換器	17
第三章 結果與討論	36
3-1 工作流體特性	36
3-2 優值(Figure of Merit)推導	39
3-3 冷凝器熱阻抗	40
3-4 蒸發器熱阻抗	41
第四章 結論	59
參考文獻	61



表目錄

表 2-1 工作流體基本性質表[25].....	20
表 2-2 廢氣成分.....	20
表 2-3 冷凝器相關尺寸	21
表 3-1 R245fa於超臨界狀態下分析結果	43



圖目錄

圖 1-1 朗肯循環系統示意圖	5
圖 1-2 朗肯循環裝設重熱器示意圖	6
圖 2-1 工作流體的分類	21
圖 2-2 工作流體熱力與傳輸性質	23
圖 2-3 工作流體比容性質	24
圖 2-4 渦輪機入口條件設定示意圖	25
圖 2-5 乾度求法流程圖	25
圖 2-6 冷卻系統示意圖	26
圖 2-7 冷卻水塔[39].....	26
圖 2-8 廢熱回收型式示意圖	27
圖 2-9 鍋爐回收裝置示意圖	27
圖 2-10 熱交換器回收裝置示意圖	28
圖 2-11 熱交換器次要面積[39].....	28
圖 2-12 熱交換器潛熱流動型式設計	29
圖 2-13 殼管式熱交換器各部位代號[39].....	30
圖 2-14 熱傳管安排型式	30
圖 2-15 冷凝器流動型式	31

圖 2-16 冷凝器計算熱阻抗流程圖	32
圖 2-17 板片紋路類型[39].....	33
圖 2-18 板式熱交換器尺寸	34
圖 2-19 板片相關定義.....	34
圖 2-20 預熱區示意圖.....	35
圖 3-1 各流體蒸發溫度與質量流率關係圖(渦輪機入口為飽和蒸汽)	44
圖 3-2 各流體蒸發溫度與熱效率關係圖(渦輪機入口為飽和蒸汽)	44
圖 3-3 各流體蒸發溫度與蒸汽膨脹比關係圖(渦輪機入口為飽和蒸汽)	45
圖 3-4 各流體蒸發溫度與質量流率關係圖(渦輪機入口為兩相區)	45
圖 3-5 各流體蒸發溫度與熱效率關係圖(渦輪機入口為兩相區)	46
圖 3-6 各流體蒸發溫度與蒸汽膨脹比關係圖(渦輪機入口為兩相區)	46
圖 3-7 各流體蒸發溫度與乾度值關係圖(渦輪機入口為兩相區)	47
圖 3-8 R245fa T-s圖	47
圖 3-9 各流體臨界溫度與熱效率關係圖	48
圖 3-10 各流體沸點溫度與熱效率關係圖	48
圖 3-11 各流體潛熱值與熱效率關係圖.....	49
圖 3-12 各流體分子量與熱效率關係	49
圖 3-13 各流體比熱值與熱效率關係圖	50
圖 3-14 各流體傑寇數與熱效率關係圖	50

圖 3-15 不同冷凝溫度下各流體的傑寇數與熱效率關係圖	51
圖 3-16 不同蒸發溫度下各流體的傑寇數與熱效率關係圖	51
圖 3-17 不同蒸發溫度及冷凝溫度下各流體的優值與熱效率關係圖	52
圖 3-18 FOM與文獻數據[6]關係圖	52
圖 3-19 FOM與文獻數據[8]關係圖	53
圖 3-20 臨界溫度與文獻數據[6]關係圖	53
圖 3-21 臨界溫度與文獻數據[8]關係圖	54
圖 3-22 沸點與文獻數據[6]關係圖	54
圖 3-23 沸點與文獻數據[8]關係圖	55
圖 3-24 冷凝器管排數排列方式	55
圖 3-25 冷凝器熱阻抗分佈圖	56
圖 3-26 增強殼側熱傳係數效果圖	56
圖 3-27 蒸發器熱阻抗分佈圖(渦輪機入口為飽和蒸汽).....	57
圖 3-28 蒸發器熱阻抗分佈圖(渦輪機入口為兩相狀態).....	58

符號說明

A	熱傳面積 (m^2)
A_{i1}	熱傳管截面積 (m^2)
b	山型紋振幅 (m)
Bo	沸騰係數
C_p	等壓比熱 ($J/kg \cdot K$)
d	傳熱管直徑 (m)
D_h	水力直徑 (m)
f	摩擦因子
G	質量通率 ($kg/m^2 \cdot s$)
Ge	板式熱交換經驗式參數
\tilde{F}	有速度下的冷凝參數
g	重力加速度 (m/s^2)
h	熱傳係數 ($W/m^2 \cdot K$)
h_{sh}	有速度效應下管外冷凝熱傳係數 ($W/m^2 \cdot K$)
i	焓 (J/kg)
Ja	傑寇數
k	熱傳導係數 ($W/m \cdot K$)
L	傳熱管長度 (m)
L_w	板片寬度 (m)
$LMTD$	對數平均溫差 (K)

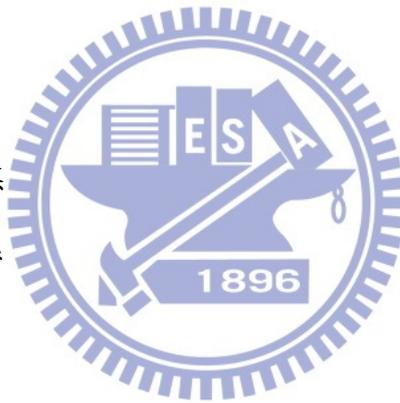
\dot{m}	質量流率 (kg/s)
Nu	紐森數
P	壓力 (kPa)
Pr	普朗特數
P_{co}	山型紋間距 (m)
\dot{Q}	熱傳量 (W)
q	熱通量 (W/m^2)
Re	雷諾數
s	熵 ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)
T	溫度 ($^{\circ}\text{C}$) ; 板片厚度 (m)
U	流速 (m/s) ; 總熱傳係數 ($W/m^2\cdot\text{K}$)
v	比容 (m^3/kg)
\dot{W}	輸出功率 (W)
x	乾度

希臘符號

η	效率
η_{th}	系統熱效率
ρ	密度 (kg/m^3)
μ	黏滯係數 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
ϕ	板片展開面積與投影面積比值
β	板片傾斜角 (radian)
ΔT	冷凝溫度與蒸發溫度差值 ($^{\circ}\text{C}$)

下標

<i>cd</i>	冷凝
<i>ev</i>	蒸發
<i>p</i>	泵
<i>t</i>	渦輪機(膨脹器)
1,2,3,4	系統狀態點
<i>sat</i>	飽和狀態
<i>f</i>	液態
<i>g</i>	汽態
<i>H</i>	取熱端
<i>L</i>	排熱端
<i>o</i>	外徑
<i>i</i>	內徑
<i>wf</i>	工作冷媒
<i>id</i>	理想狀態
<i>fg</i>	潛熱值
<i>w</i>	冷卻水
<i>a</i>	入口與出口平均值
<i>wall</i>	管壁
<i>N</i>	管排數
<i>pl</i>	板片
<i>out</i>	出口端
<i>in</i>	入口端
<i>Eq</i>	等效



第一章 緒論

1-1 前言

近年來地球氣候異常，許多國家積極投入預算發展綠能產業，以提高再生能源的使用性；台灣工業發展蓬勃，許多工廠都設有煙囪，工廠產生的廢熱都經由這些煙囪排放至大氣中，如能將這些廢熱回收轉換電能輸出，將會是一個具有經濟性且環保的作法。有機朗肯循環(ORC)系統可將低階溫差的熱能轉換成電能，不但可節能減碳，又能節省電力成本；系統主要由泵、蒸發器、渦輪機(膨脹器)以及冷凝器等元件所組成，基本上有機朗肯循環的原理及元件與一般朗肯循環系統相同，因工作流體性質的關係，有機流體具有經濟優勢；其應用的領域有工業廢熱發電、地熱發電、太陽能發電、生質能發電、海洋溫差發電及液化天然氣冷能回收等。

朗肯循環的過程如下：

工作流體藉由泵從狀態 1 升壓至狀態 2 後進入蒸發器，在蒸發器中被高溫熱源汽化加熱至狀態 3，此時高溫高壓的飽和蒸汽有機流體推動渦輪機(膨脹器)作功產生能量且膨脹至狀態 4，此時為低壓狀態的工作流體進入冷凝器向低溫熱源凝結放熱成液態流體，再送回泵往復循環(如圖 1-1)。

有機朗肯循環系統熱效率取決的因素有很多，其中最重要的因素為工作流體的篩選及系統操作點的設計；廢氣熱源溫度可分高溫廢熱(大於 650°C)、中溫廢熱(約 230°C~650°C 間)、低溫廢熱(小於 230°C)，本研究主要以符合工研院需求分析一回收工業低溫廢熱的 50kW 有機朗肯循環系統為主。

1-2 文獻回顧

有機朗肯循環與朗肯循環最大差別即在有機朗肯循環的工作流體為有機流體且應用於低溫熱源，而朗肯循環的工作流體為水且工作溫度常處於 400°C 以上；如果使用水當系統工作流體回收低溫熱源的話，將不符合經濟利益，因在膨脹過程中水的焓差值比有機流體大，需使用多級蒸汽渦輪機，而造成設備成本的增加[1]。有機流體可依照飽和蒸汽線斜率分為等熵流體、乾流體及濕流體，如使用濕流體其渦輪機出口狀態會落在兩相區，其液滴會腐蝕葉片造成設備壽命減損，所以濕流體並不適合當工作流體[2]，等熵流體和乾流體可避免這些問題，較適合當有機朗肯循環的工作流體；而水、氨等流體屬於濕流體，故不適合當有機朗肯循環的工作流體。Yamamoto et al.[3]指出在渦輪機入口與出口壓力比相同下，R123 的熱效率會比水高，且熱效率會隨著壓力比增加而增加。

工作流體的特性與系統操作條件都會影響到整體系統效率，Hung et al.[4]指出在篩選工作流體時，比熱值、潛熱值及飽和蒸汽線的斜率是三個較重要的參數；Maizza et al.[5]認為應該選擇潛熱值高且液態比熱值較小的工作流體，避免增加預熱區的負擔。Saleh et al.[6]將操作溫度設在 100°C 及 30°C 之間且最大操作壓力設在 20 bar，將 31 種工作流體分為乾流體及濕流體並分析其熱效率，乾流體的臨界溫度幾乎都比濕流體大，系統熱效率也比較大。可從 T-S 圖得知當在冷凝溫度固定下，當系統蒸發溫度增加時，循環路徑所包圍的面積會增加，所以系統熱效率也會跟著增加；相同的，在固定蒸發溫度下，冷凝溫度下降也會使系統熱效率上升[7]。如果系統所使用的冷凝器型式為氣冷式冷凝器的話，環境溫度就顯得相當重要，Tchanche et al.[8]建議如使用氣冷式冷凝器，周圍溫度與冷凝溫度應相差在 $5\sim 15^{\circ}\text{C}$ 範圍內最佳；並且指出渦輪機出口體積流率會影響系統成本，當渦輪機出口體積流率太大時，渦輪機尺寸也需增大。

由於工作流體在蒸發器中由單相純液體轉為氣體，在這過程分為預熱區(preheater)和蒸發區(evaporator)，所以在設計系統熱傳時需考慮 pinch point 對系統的影響，Hung[9]認為系統的最佳操作點應在效率曲線與可用率(availability ratio)的交點所對應狀態點。Rayegan et al.[10]分析許多工作流體並指出碳氫化合物(hydrocarbons)的系統熱效率通常會比冷媒類來的高，因此所輸出的能量也較多，但其危險性也較高。如果渦輪機出口狀態落在過熱區的話，則會增加冷凝器負擔，可設置一重熱器(regenerator)來改善此問題(如圖 1-2)，但須另設置一熱交換器，將渦輪機出口部分熱量傳給預熱區中的工作流體，此種方法可增加熱效率[6]。如果系統使用的工作流體為乾流體，渦輪機入口的操作條件應設為飽和狀態下，當此點狀態升至過熱狀態其系統熱效率不會提升反而會下降，但如果為濕流體則會因提升至過熱狀態而使熱效率些微上升[6,11]。

近年來關於有機朗肯循環的文獻資料非常多，其探討內容大致為工作流體的篩選、如何增加系統熱效率及降低不可逆性以及系統最佳化設計，許多文獻作者分析各工作流體的質量流率、體積流率、輸出功、熱效率和不可逆性等特性[12-20]；另一方面，雖然將有機流體操作在超臨界區可能會發生化學分解，但仍有學者分析有機流體處於超臨界區時的特性[6,21,22]。

1-3 研究動機及目的

近年來各國天災不斷，讓我們見識到大自然反撲的力量，使得不得不重視氣候變遷的嚴重性，如何降低對環境的破壞是大家共同的課題。1989年「蒙特婁合約」生效，避免工業產品中的氟氯化合物繼續對地球臭氧層造成破壞；2005年「京都議定書」生效，限制全球二氧化碳排放以抑制全球暖化；2011年日本發生了規模 9.0 大地震，引發了巨大海嘯以及自車諾比核電廠災變以來最嚴重的核災，此事件震驚全球；而在核災過後世界各

地也紛紛出現反核運動，更凸顯了能源再利用的重要性，所以台灣更應積極倡導節能減碳來降低對環境的破壞。本研究分析一 50kW 有機朗肯循環系統回收工業排放的廢熱，如此一來可減少熱污染，降低環境的破壞。

在環保意識的抬頭之下，綠能產業迅速竄起，儘管近幾年來關於有機朗肯循環相關文獻比以往增加許多，但這些文獻大多在討論工作流體的篩選及分析系統最佳化設計，鮮少探討熱交換器部分，對系統性能來說，熱交換器扮演著很重要的角色，所以本研究將探討熱交換器的參數變化對該系統影響，並且提出一無因次化參數來迅速判斷工作流體熱效率的大小，以利初步篩選工作流體。本研究屬於低溫廢熱(溫度約為 160~180°C)，使用 EES(Engineering Equation Solver)分析工作流體的性質，計算在不同狀態下的熱效率，並篩選出良好的工作流體。



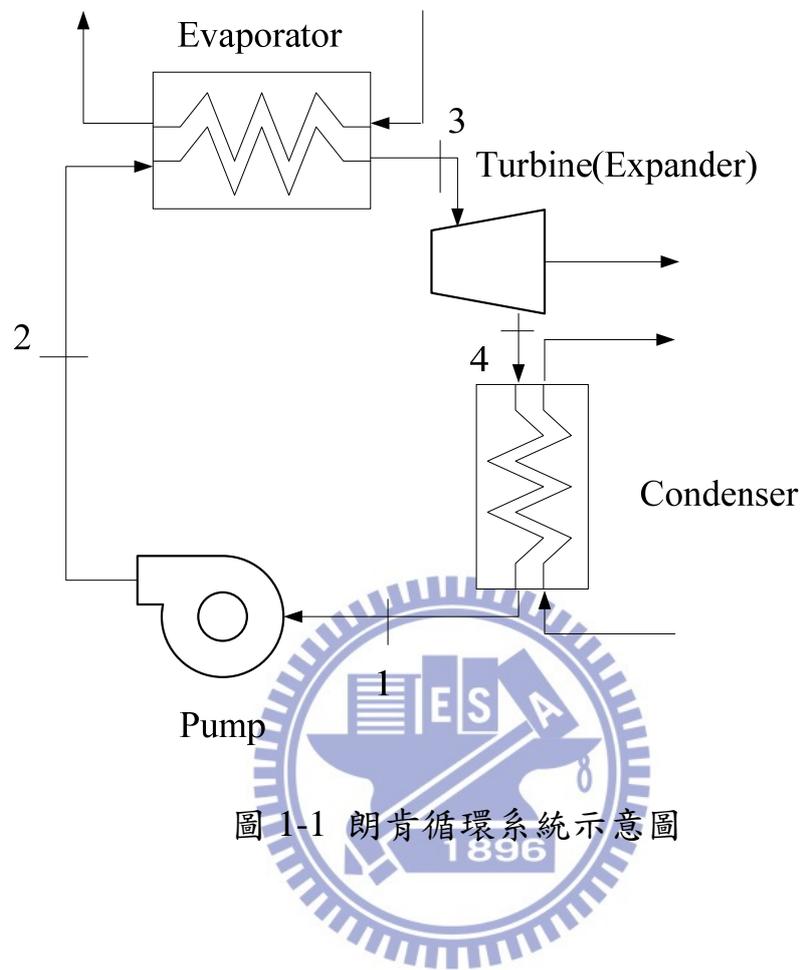


圖 1-1 朗肯循環系統示意圖

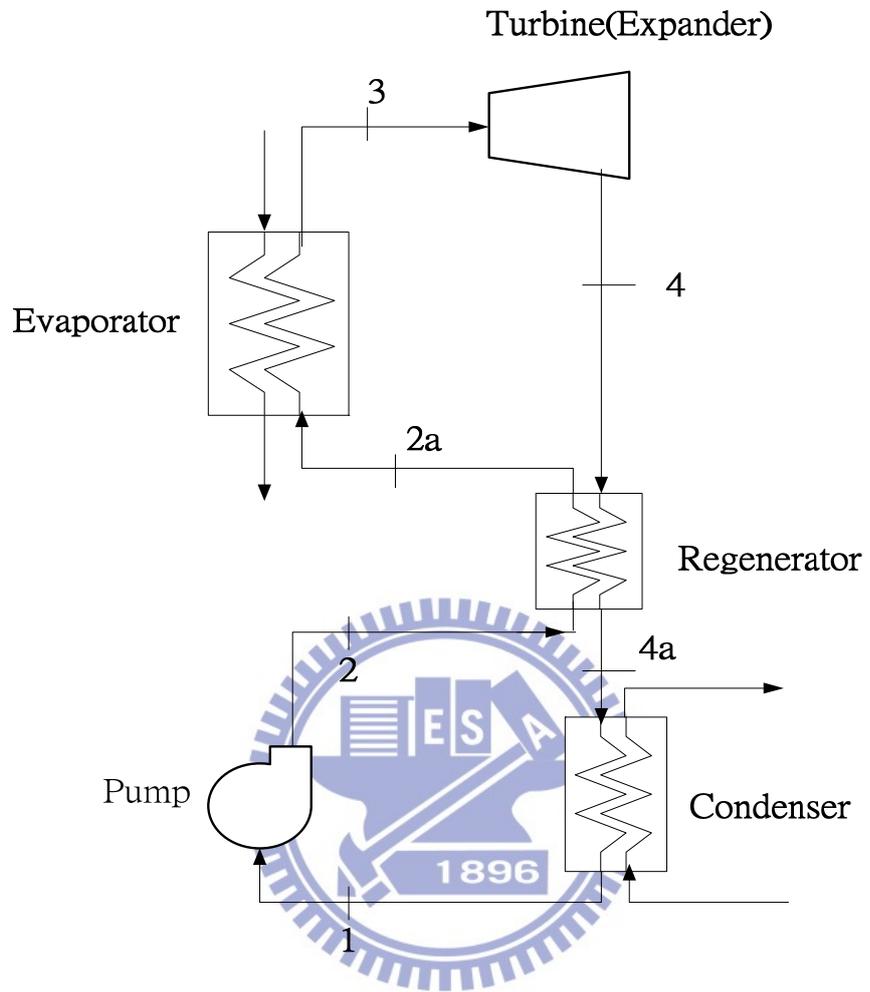


圖 1-2 朗肯循環裝設重熱器示意圖

第二章 分析原理及方法

2-1 工作流體特性研究與篩選

2-1-1 工作流體性質影響

一個良好系統其工作流體的篩選以及循環系統的條件設定是非常重要的，本研究利用熱力學定律來分析 R134a、R123、R236fa、R245fa、R600、HFE7000 及 n-Pentane 七種工作流體在系統循環下的熱效率、質量流率和蒸汽膨脹比等性質，篩選出合適的有機工作流體以利系統最佳化。

由於工作流體的選取對系統效率影響非常大，所以在選擇工作流體時需考慮許多因素：

- (1) 循環中的最高操作溫度應小於工作流體的臨界溫度，且最大壓力也必須小於臨界壓力，以避免工作流體因轉變為超臨界流而產生化學分解及惡化，而對系統造成不良影響[23]；表 2-1 為工作流體的基本性質表。
- (2) 有機流體在 T-s 圖中的飽和蒸汽曲線斜率對系統運作有非常大的影響，可區分為三種類型：(a) 等熵流體(如圖 2-1a)，飽和蒸汽曲線斜率 $\rightarrow \infty$ (如 R134a 等)；(b) 乾流體(如圖 2-1b)，飽和蒸汽曲線斜率 $(\frac{dT}{ds}) > 0$ ，此種流體通常有較大的分子量(如 R113、苯等)；(c) 濕流體(如圖 2-1c)，飽和蒸汽曲線斜率 < 0 ，此種流體通常有較小的分子量(如水、氨等)；而濕流體因會造成液滴腐蝕葉片的關係，所以不適合當有機朗肯循環的工作流體；而乾流體或等熵流體可避免上述缺點，膨脹後無須設置過熱器。
- (3) 應選擇具有良好熱力性質與傳輸性質的工作流體，如較低的液態黏滯係數、較高的蒸發潛熱值、較高的液態熱傳導係數(如圖 2-2)，因為可以增

加熱傳效果。而液態比容和汽態比容(圖 2-3)應選擇較小者，汽態比容越大的工作流體導致體積流率也跟著變大，如此一來渦輪機尺寸和成本也就會增加[8]；液態比容越小者，系統泵所需輸入功也就越小。圖 2-2 及圖 2-3 中某些工作流體因已快達到臨界點的關係，所以熱力及傳輸性質變化較不穩定。

- (4) 設計系統操作條件時需將工作溫度及壓力設定在穩定範圍內，當操作在高溫高壓時會產生分解，可能會對材料產生侵蝕，甚至會燃燒或爆炸；所以循環系統操作壓力太高或太低會對熱交換器都會造成影響進而增加成本，應該設在 0.1~2.5MPa 最為合適[24]。
- (5) 應選擇毒性、腐蝕性、可燃性及成本較低、燃點較高的工作流體，以防止工作流體萬一發生洩漏時，因毒性問題造成人員的受傷；高腐蝕性流體會增加系統的破壞程度；當操作在高溫時高燃點的工作流體較能夠避免其燃燒可能性。
- (6) 由於 CFC 系列冷媒會嚴重破壞臭氧層，故在蒙特婁合約中已將其限制使用，在篩選工作流體時應以對環境產生負面影響最低者為優先。

2-1-2 熱效率

本研究將系統操作點分為兩大類(如圖 2-4)，第一類為膨脹器入口狀態點設為兩相區，出口為飽和汽態；第二類為渦輪機(膨脹器)入口狀態點設為飽和汽態。本研究所設定的操作條件為：冷凝溫度(T_{cd})及蒸發溫度(T_{ev})分別為 45°C、100°C、泵效率(η_p)為 65%、膨脹器效率(η_t)為 70%、發電機效率(η_{gen})為 90%以及輸出電功為 50kW；在計算過程中忽略蒸發器與冷凝器的壓降損失，以下為計算流程：

渦輪機入口為飽和汽態:

(1) 可分別從冷凝溫度及蒸發溫度得到狀態點 1 及狀態點 2 的性質。

$$P_1 = P_{sat@Tcd} \text{ 、 } i_1 = i_{f@Tcd} \text{ 、 } s_1 = s_{f@Tcd} \text{ 、 } v_1 = v_{f@Tcd} \quad (2-1)$$

$$P_2 = P_{sat@Tev} \text{ 、 } i_2 = i_{@P_2,h_2} \text{ 、 } s_2 = s_{@P_2,h_2} \text{ 、 } v_2 = v_{@P_2,h_2} \quad (2-2)$$

泵輸入功:

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf} v_1 (P_2 - P_1) / \eta_p \quad (2-3)$$

(2) 狀態點 3 為飽和汽態，並可算出熱源端輸入熱量。

$$P_3 = P_2 \text{ 、 } i_3 = i_{g@P_3} \text{ 、 } s_3 = s_{g@P_3} \text{ 、 } T_3 = T_{ev} \quad (2-4)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{wf} (i_3 - i_2) \quad (2-5)$$

(3) 推出狀態點 4 性質，並可算出輸出功及冷凝端輸出熱源。

$$P_4 = P_{sat@Tcd} \text{ 、 } s_{4,id} = s_3 \text{ 、 } i_{4,id} = i_{@s_3,P_4} \text{ 、 } T_4 = T_{@i_4,P_4} \quad (2-6)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf} (i_3 - i_{4,id}) \eta_t \quad (2-7)$$

$$\eta_t = \frac{W_t}{W_{id}} = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_{4,id}} \quad (2-8)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{wf} (i_4 - i_1) \quad (2-9)$$

(4) 熱效率為輸出功、輸出功以及熱源總熱量關係式。

$$\eta_{th} = \frac{W_t - W_p}{Q_H} \quad (2-10)$$

膨脹器入口為兩相區：

計算方法及過程與入口為飽和汽態大致相同，只有狀態點 3 不同；由於狀態點 3 的乾度未知，在條件不足下需使用迭代來求得乾度(如圖 2-5)，此乾度與工作流體性質和操作條件有關，不同的操作點和工作流體皆有不同乾度。

$$i_{4,id} = i_{@s_3, Tcd}、i_4 = i_{g@Tcd}、s_3 = s_{@Tev, x_3}、i_3 = i_{@Tev, x_3} \quad (2-11)$$

需猜狀態點 3 的乾度(x_3)使膨脹器效率等於 0.7。

2-1-3 蒸汽膨脹比

為渦輪機(膨脹器)出口體積流率與入口體積流率的比值，該值越大的工作流體表示膨脹器的尺寸也相對的變大，增加設備成本。

2-2 取熱端與排熱端設置

本研究的有機朗肯循環系統熱源來自工業廢熱，排熱的部分是利用冷卻水塔(Water Cooling Tower)來冷凝工作流體。

2-2-1 系統排熱端設置

從渦輪機(膨脹器)出口流出的工作流體的狀態為低壓汽態，在冷凝器與水做熱交換後冷凝成為低壓液態後再進入泵升壓。冷卻水塔提供冷卻水進入冷凝器進行系統排熱，被加熱的冷卻水再進入冷卻水塔與空氣直接散熱(如圖 2-6)。由於水具有高蒸發潛熱，並且很容易取得，空氣又具有吸濕能力，所以冷卻水塔是很好的散熱設備。

冷卻水塔是很普遍的直接接觸式熱交換器，在空調系統中是很常見的散熱冷卻系統，其結構如圖 2-7 所示，由風扇、擋水板、灑水器、填充材、進出水口等元件所組成，冷卻水進入水塔後由抽水馬達送至灑水器中流出，經過填充材後再由排水口排出，過程中與空氣直接做熱交換，以達散熱目的。

設置填充材的目的為希望水變成水滴或水膜，使空氣與水的接觸時間變長，以及同時增加有效的接觸面積，可提升散熱量；填充材大致可分為濺灑式(splash type)和水膜式(film splash)，濺灑式較不受入口水量或空氣分布不均勻所影響。

2-2-2 系統取熱端設置

工廠中經由煙道所排放的廢氣約為 $200^{\circ}\text{C}\sim 300^{\circ}\text{C}$ ，本研究預計不完全取出全部的廢熱，系統發電效率約 6-7%，依據發電量 50kW 的需求，從廢熱中需汲取的熱流量約為 790kW。

以下為中鋼所提供的廢氣資訊以及廢氣成分如表 2-2:

廢氣溫度: $160\sim 180$ ($^{\circ}\text{C}$)。

廢氣流量: $160000\sim 200000$ (Nm^3/h)。

廢氣酸露點溫度: $100\sim 110$ ($^{\circ}\text{C}$)。

廢氣流道內側幾何尺寸: $8.5(\text{W})\times 2.8(\text{H})\times 2.7(\text{L})$ (m^3)。

廢氣流道的型式為鐵殼結構外壁加保溫棉與鋁皮，流道上游為空氣預熱器，下游廢氣流道分成兩半，各導入引風機在抽至煙囪匯合。因為廢氣成分含有少許的硫，如在取熱過程中廢氣溫度低於酸露點溫度的話，廢氣中的硫會與水蒸汽凝結成硫酸，將造成設備材質腐蝕的問題，所以在設計時廢氣溫度應高於酸露點溫度以避免腐蝕現象。

廢熱回收方法可分為直接取熱與間接取熱(如圖 2-8):直接取熱為廢氣直接通往熱交換器(蒸發器)與工作流體做熱交換,使工作流體產生沸騰;而間接取熱中廢氣熱源與系統工作流體並無直接熱量傳遞,熱源透過各種型式的熱交換器傳遞熱量給熱載體(例如:水),然後熱載體被加熱後再進入系統的蒸發器與工作流體做熱交換。

直接取熱主要優缺點:

直接取熱不需額外設置一熱交換器,所以設備成本相較下會較低,因熱源直接進入系統蒸發器加熱流體,故其效率較高。但如果熱源流體中含有雜質或較骯髒的流體,可能會對熱交換器產生負面影響,所以清洗問題與熱交換器型式就顯得相當重要。

間接取熱主要優缺點為:

間接取熱中熱源與系統並無直接接觸,所以對系統而言比較具有保護性作用;但須另增設一熱交換器,故設備成本相較下會較高,效率較低。

本研究提出三種方式來回收廢熱:

(1)鍋爐:須先導入水與廢氣做熱交換,使水升至飽和蒸汽或高溫水再進入蒸發器中與工作流體做熱交換(如圖 2-9 所示)。

(2)熱管式熱交換器:熱管為在密閉空間內,填充某種工作流體(最常見為水),且一熱管分為冷凝段與蒸發段,在蒸發段中流體因加熱汽化沿容器方向流動到冷凝段,再由冷凝段排熱冷凝恢復到液體,再沿管壁流回蒸發段反覆循環。在熱回收應用中,熱管式熱交換器很常見,通常以重力型熱管為主,蒸發段須設計在較低的位置,故熱管常以傾斜擺放。使用熱管有許多優點:(a)無須電源;(b)為封閉管,無須添加工作流體;(c)為潛熱變化,故傳遞熱量很大;(d)溫度分布較均勻等。但在此應用中蒸發端熱源為廢氣,冷凝端熱

沉為工作流體，兩端須區隔開來，此部分製作上較為困難，會增加製造成本，且須考慮工作流體洩漏問題。

(3)氣冷式熱交換器：抽水馬達將水槽內的水送至熱交換器中，並與廢熱做熱交換之後再導入蒸發器中(如圖 2-10 所示)。在此應用中工作流體導入管內，管外側為廢氣，由於空氣的熱傳性能很差，所以氣冷式熱交換器常須要較大的次要面積來增加熱傳量(如圖 2-11)。與其他型式熱交換器相較下，氣冷式熱交換器較為簡單、較易清洗，且價格較低。

在熱量傳遞的型式可分為顯熱和潛熱兩種，潛熱型式主要的優缺點如下：由於在相變化過程的潛熱值會比顯熱值來的大許多，可增加傳遞熱量；假設系統熱回收部分採用間接取熱且熱載體為水的話，使用潛熱型式傳遞熱量將會降低所需要的水量；但同時也須考慮系統的流體機械是否可承受兩相流體，另外一因素為水的汽相與液相密度差異非常大(在 120°C 約 840 倍)，所以在相變化過程中兩相流動摩擦壓降會非常大，故可變更氣冷式熱交換器中的水側流動型式設計(如圖 2-12)，透過增加管支數的方式來降低流動壓降。

2-3 熱交換器特性分析

本研究蒸發器與冷凝器所使用的熱交換器分別為板式熱交換器與殼管式熱交換器，本章節將對兩種熱交換器做基本的介紹以及說明計算阻抗的方法等。

2-3-1 殼管式熱交換器

冷凝器所使用的熱交換器為殼管式熱交換器(Shell and Tube Heat Exchanger)，殼管式熱交換器基本由三個部分所組成，即頭部(front end)、殼部(shell)、尾部(rear end)；TEMA(Tubular Exchanger Manufacturers Association INC.)[26]制訂了這三個元件的標準代號(如圖 2-13)，可依據需求組合各個元件。殼管式與套管式最大的差異就在殼管式熱交換器內有檔板，其檔板功用為固定傳熱管以避免震動，並且還具有導流功用。

傳熱管常見的排列方式有 30° 、 45° 、 60° 及 90° (如圖 2-14)，其中以 30° 的熱傳與壓降的比值最好，其次為 60° 和 45° ；如要考慮使用機械式清理，則可能必須使用 45° 或 90° 的型式。

本研究所建立的殼管式熱交換器相關尺寸如表 2-3 所示，所採用的外殼型式近似於 TEMA 所制訂的"G"型式，設有 4 個迴路，工作流體由殼側上方分成兩邊進入，與冷卻水做熱交換後從殼側下方出去；而冷卻水從側邊下方進入，經過 4 個迴路後從側邊上方出去(如圖 2-15)。通常噴嘴的速度很快，可能造成工作流體入口的傳熱管發生震動及侵蝕效應，冷凝器在進口處設有緩衝板以達保護熱傳管的功效。

由於流動型的關係，在計算時需分成 4 段，第一段和第四段管支數為 74 支，第二段及第三段為 76 支(如圖 2-15)。而每一排的出口溫度皆不一樣，故得分別計算各排的阻抗值；本研究設定冷卻水進入冷凝器的溫度為 30°C 、質量流率為 16.47 kg/s ；在計算熱阻抗時須套用合適的經驗式，其求解流程如圖 2-16；在求解過程中將會需要下列參數公式：

(1) 水的流速:

$$u_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_a A_{ti}} \quad (2-12)$$

ρ_a 為進出口密度平均值、 A_{ti} 為熱傳管截面積

(2) 雷諾數:

$$Re = \frac{\rho_a u_w d}{\mu} \quad (2-13)$$

(3) 紐森數:

由於管內為冷卻水單相變化，所以管內熱阻抗可使用 Gnielinski[27]

經驗式來計算熱阻抗:

$$Nu = \frac{\frac{f}{2} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{2} (Pr^3 - 1)}} \quad (2-14)$$

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (2-15)$$

而管外為工作流體兩相變化，故必須尋找適合於冷凝狀態下以及管排型式為交錯式排列(staggered) 的方程式；若在管外工作流體蒸汽速度很小的情況下，可使用 Nusselt[28]所提出的熱傳方程式(式 2-16)；但在許多應用中，工作流體進入熱交換器時都具有相當的速度，所以熱傳係數會較大，此時可使用 Butterworth[29]所整理的方程式(式 2-17~19)。

$$h_{cd} = 0.655 \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_g) g i_{fg} k_f^3}{\mu_f q d_o} \right]^{1/3} \quad (2-16)$$

$$\frac{Nu_{cd}}{Re_G^{1/2}} = 0.416 \left[1 + (1 + 9.47\tilde{F})^{0.5} \right]^{0.5} \quad (2-17)$$

$$\tilde{F} = \frac{gd_o\mu_f i_{fg}}{u_g^2 k_f (T_{sat} - T_{wall})} \quad (2-18)$$

$$Re_G = \frac{\rho_f u_g d_o}{\mu_f} \quad (2-19)$$

本研究所使用的冷凝器管陣為交錯式排列，可使用 Eissenberg[30]所測試的經驗式：

$$\frac{h_N}{h_c} = 0.6 + 0.42N^{-\frac{1}{4}} \quad (2-20)$$

如果要同時考慮管群與速度的效應，則可使用 Butterworth[29]所整理的方程式：

$$h_N = \left[\frac{1}{2} h_{sh}^2 + \left(\frac{1}{4} h_{sh}^4 + h_c^4 \right)^{0.5} \right]^{0.5} \times (N^{5/6} - (N-1)^{5/6}) \quad (2-21)$$

$$h_{sh} = 0.59 \frac{k_f}{d_o} Re_G^{1/2} \quad (2-22)$$

N 為管排數。

(4)總熱傳係數

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{wf} A_{wf}} + \frac{1}{h_w A_w} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_{wall} L} \quad (2-23)$$

A 為參考面積，通常為管外面積，在計算阻抗時不考慮流體分布不均勻的問題。

(5)總熱傳量

$$Q = UALMTD \quad (2-24)$$

2-3-2 板式熱交換器

蒸發器所使用的熱交換器為板式熱交換器(Plate Heat Exchanger)，係由不銹鋼板所組成，其工作原理為冷熱流體分別在積數與偶數的板片間流動做熱交換；板式熱交換器有硬焊式與組合式，組合式具有加裝或拆卸優點。板片是由不銹鋼板所組成，常見的板片紋路類型有(a)洗衣板式(washboard)、(b)Z字型(zig-zag)、(c)山型紋(chevron or herringbone)、(d)突出及凹入式(protrusions and depressions)、(e)二次起伏之洗衣板式(washboard with second corrugation)、(f)傾斜式洗衣板式(oblique washboard)如圖 2-17，在公開文獻中其中以山型紋最常見。

本研究所使用的板式熱交換器外型尺寸如圖 2-18 所示，兩側流體的流動型式為逆向流，逆向流的特色為低溫流體的出口溫度可能比高溫流體出口溫度高；而板片數目為 100 片、板片厚度為 0.4mm、板片材料為 Alloy 316、總熱傳面積為 29.3m^2 (投影面積)、板片紋路為山型板紋路、山型紋間距(P_{co})為 5.2mm、板片紋振幅(b)為 2.5mm、面積增大係數(ϕ)為 1.17 以及板片傾斜角(β)為 60° ，相關定義如圖 2-19。在蒸發器中高溫流體設定為熱水，其過程為單相變化，其流動方向為由上往下；而工作流體狀態從壓縮液升至飽和汽體或兩相區，其流動方向為由下往上，所以這部份將分成預熱區及蒸發區來計算，如圖 2-20 所示紅色面積為預熱區面積，如果工作流體升至過熱區，那麼就應該分成預熱區、蒸發區及過熱區計。

由於板式熱交換器中公開文獻的公式及經驗式以單相變化居多，兩相流的經驗式較少[30-35]，且大多的經驗式都是使用 R134a 及 R410A，本研究使用這些經驗式來計算阻抗；在求解過程中將會需要下列參數公式：

(1) 水力直徑定義：

$$D_h = 2 \left[\frac{b \cdot L_w}{b + \phi L_w} \right] \quad (2-25)$$

b 為山型紋振幅， L_w 為板片寬度

(2) 熱傳係數(紐森數)經驗式

由於在預熱區中兩側流體均為單相變化，須選擇適用於單相變化的經驗式，本文使用 Kim[36]所提出的經驗式計算熱阻抗：

$$Nu = 0.295 Re^{0.64} Pr^{0.32} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.09} \quad (2-26)$$

在蒸發區中高溫側流體(水)仍為單相流體，所以仍可以使用上述的經驗式；但低溫側流體(工作冷媒)為沸騰相變化，所以需找適用於兩相的經驗式，本文使用 Han et al.[37]所提出的經驗式：

$$Nu = Ge_1 Re_{Eq}^{Ge_2} Bo_{Eq}^{0.3} Pr^{0.4} \quad (2-27)$$

$$Ge_1 = 2.81 \left(\frac{P_{co}}{D_h} \right)^{-0.041} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-2.83} \quad (2-28)$$

$$Ge_2 = 0.746 \left(\frac{P_{co}}{D_h} \right)^{-0.082} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.61} \quad (2-29)$$

$$Re_{Eq} = \frac{G_{Eq} D_h}{\mu_f} \quad (2-30)$$

$$Bo_{Eq} = \frac{q}{G_{Eq} i_{fg}} \quad (2-31)$$

$$G_{Eq} = G \left[1 - x + x \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/2} \right] \quad (2-32)$$

(3) 總熱傳係數

$$\frac{1}{U} = \left[\frac{1}{h_{wf}} + \frac{1}{h_w} + \frac{t_{pl}}{k_{pl}} \right] \quad (2-33)$$

h_{wf} 為工作流體熱傳係數， h_w 為熱水熱傳係數， t_{pl} 為板片厚度， k_{pl} 為板片的熱傳導係數。



表 2-1 工作流體基本性質表[25]

Working Fluid	R123	R134a	R236fa	R245fa	R600	n-Pentane	HFE7000
Fluid Type	Dry fluid	Isentropic fluid	Dry fluid				
Critical Temperature (°C)	183.68	101.06	124.92	154.01	151.98	196.55	165
Critical Pressure (kPa)	3661.8	4059.3	3200	3651	3796	3370	2478
Normal Boiling Temperature (°C)	27.823	-26.074	-1.44	15.14	-0.49	36.06	34
Molecular Weight (kg/kmol)	152.93	102.03	152.04	134.05	58.122	72.149	200
ODP	0.02	0	0	0	0	0	0
GWP	77	1430	9810	1030	~20	~20	370

表 2-2 廢氣成分

CO ₂	25%
N ₂	67%
O ₂	3%
H ₂ O	5%

表 2-3 冷凝器相關尺寸

Tube Length (mm)	2300
Shell Diameter (mm)	558
Tube Diameter (mm)	19.05
Number of Tubes	300
Number of Rows	16
Wall Thickness (mm)	1.07
Thermal Conductivity of Tube (W/m-K)	390
Water Pass	4

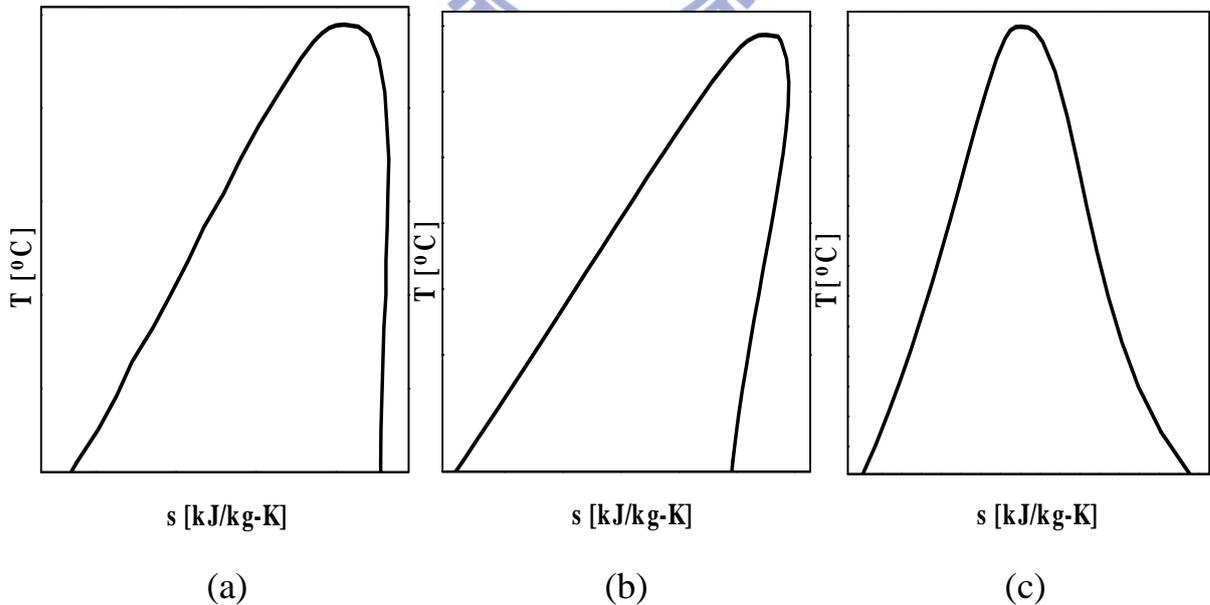
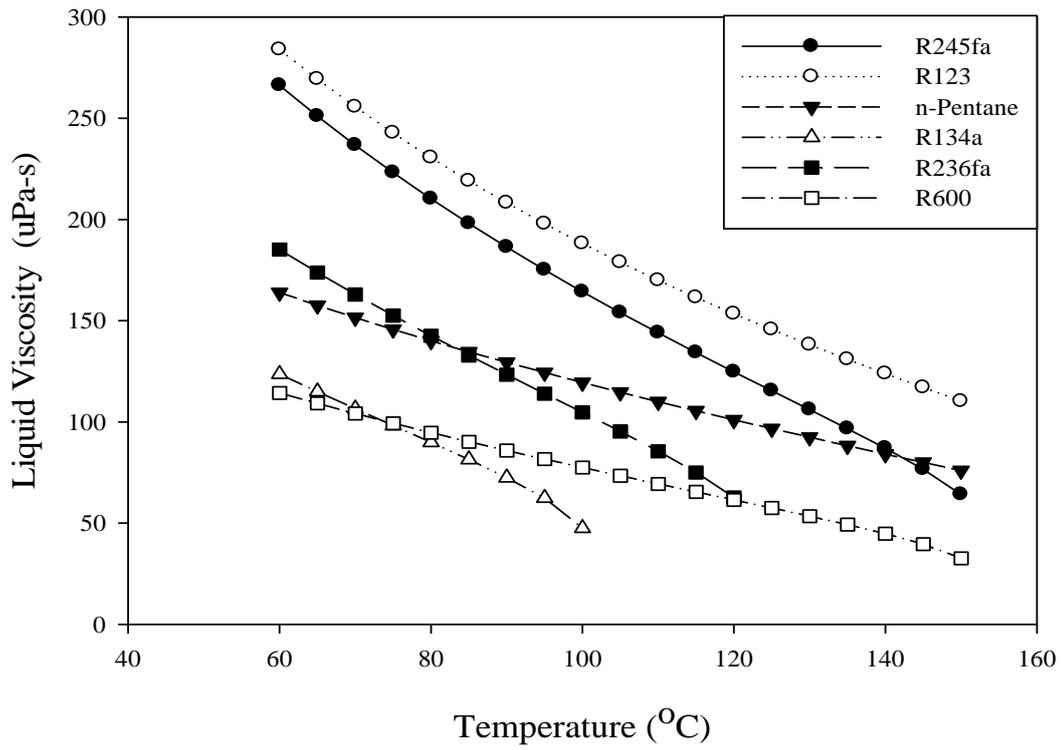
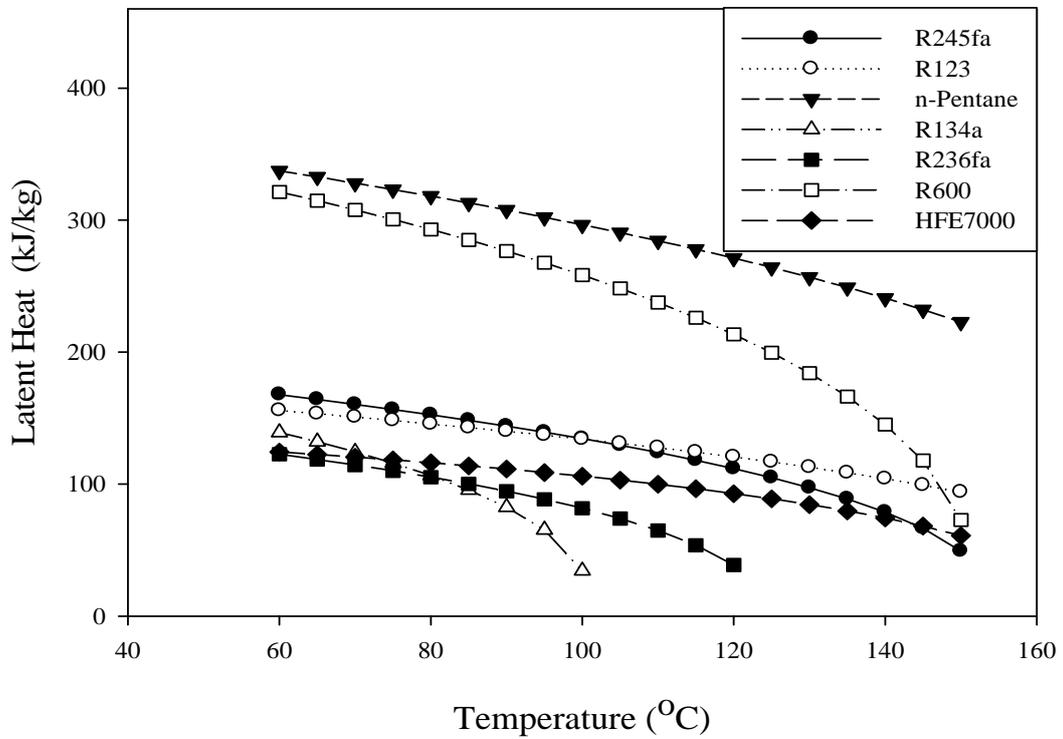


圖 2-1 工作流體的分類(a)等熵流體；(b)乾流體；(c)濕流體



(a)



(b)

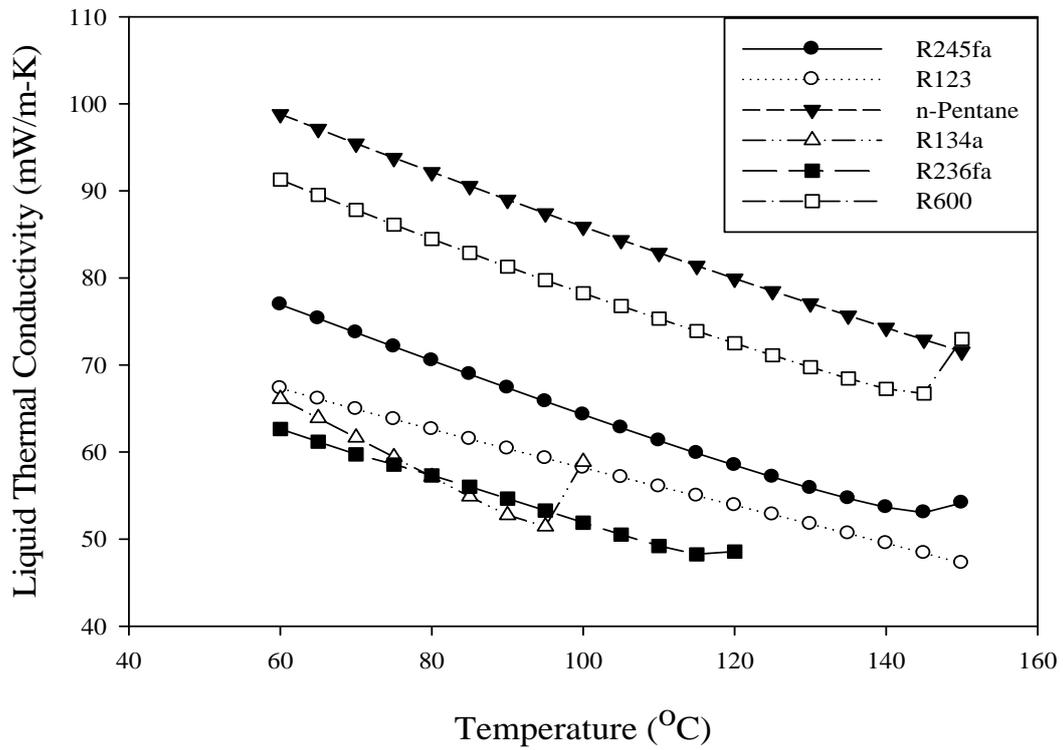
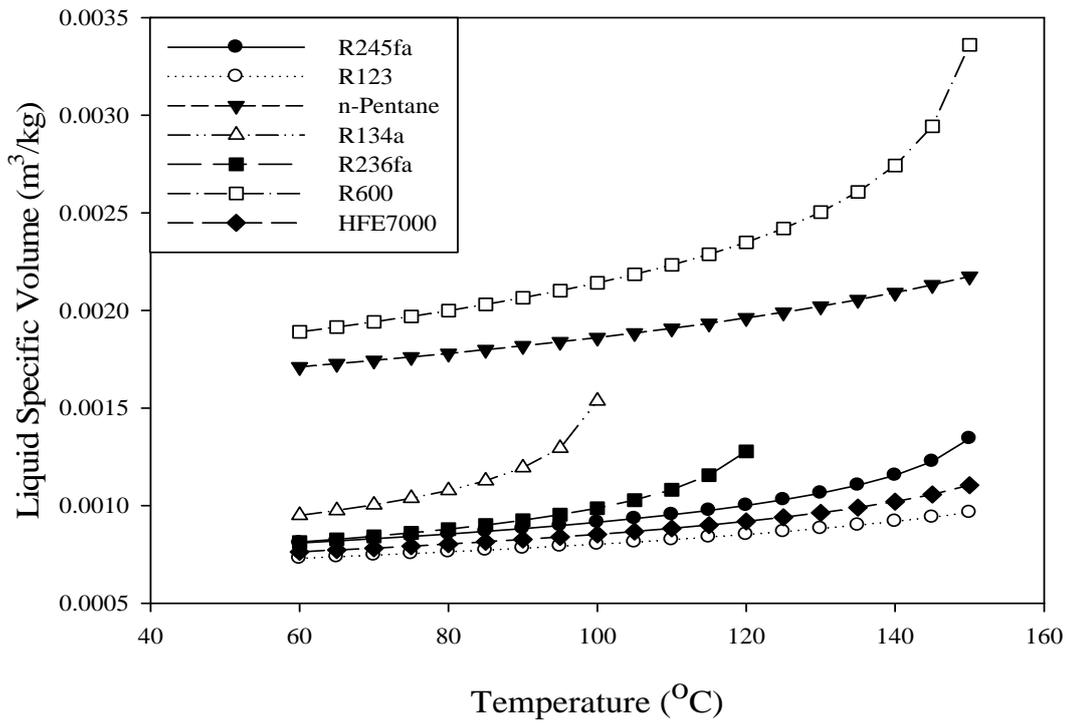
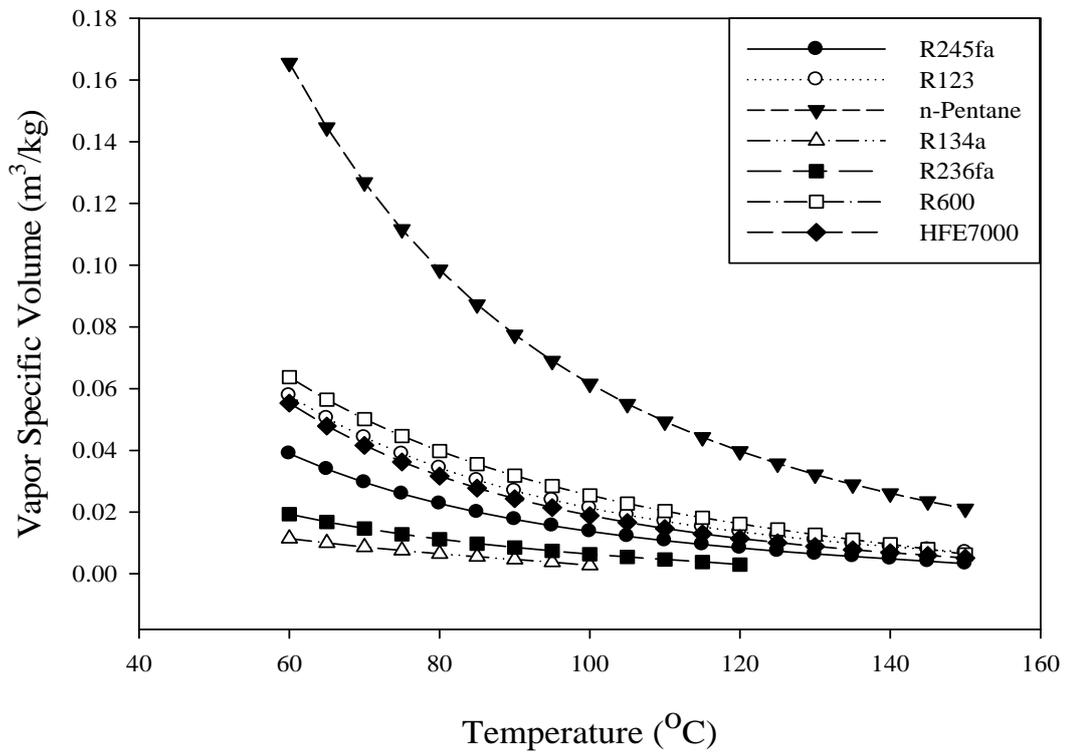


圖 2-2 工作流體熱力與傳輸性質 (a) 不同溫度所對應的飽和液態黏滯係數；
 (b) 不同溫度所對應的潛熱值；(c) 不同溫度所對應的飽和液態熱傳導係數



(a)



(b)

圖 2-3 工作流體比容性質

(a) 不同溫度所對應的飽和液態比容；(b)不同溫度所對應的飽和汽態比容

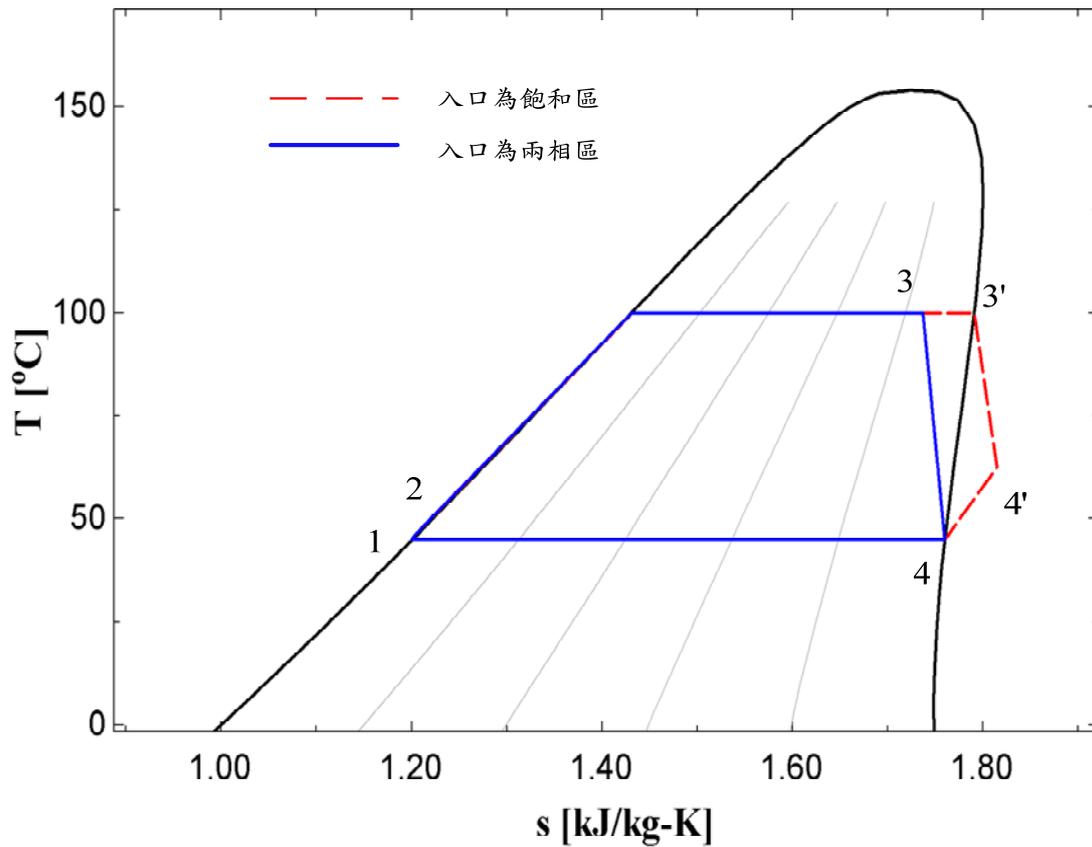


圖 2-4 渦輪機入口條件設定示意圖

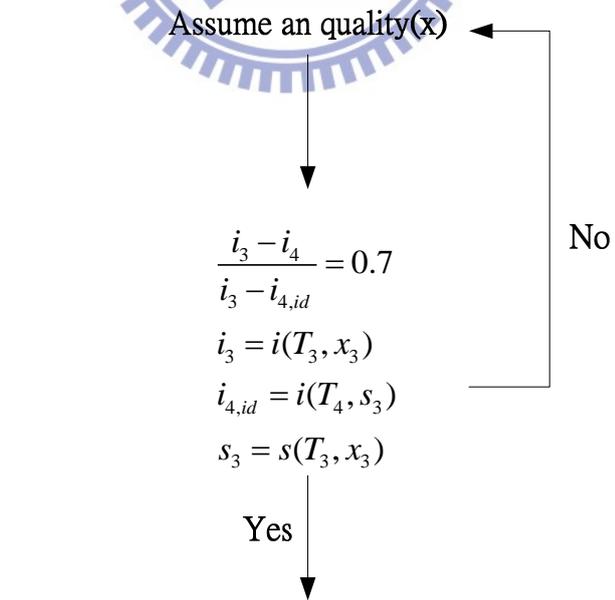


Figure out the properties of the state 3

圖 2-5 乾度求法流程圖

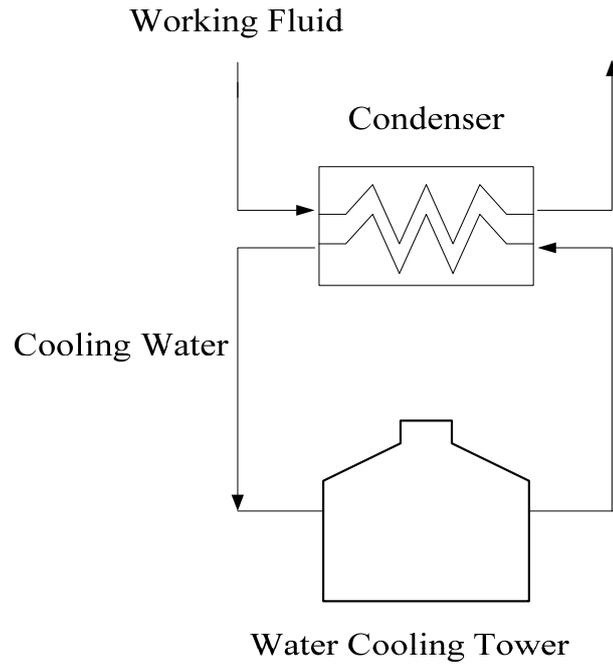


圖 2-6 冷卻系統示意圖

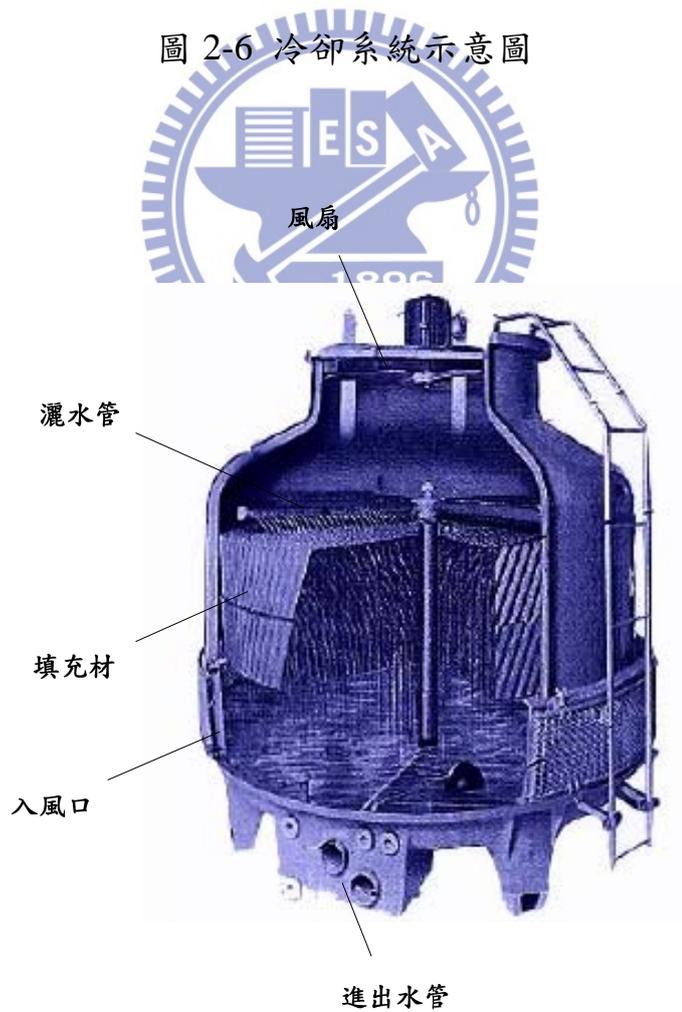


圖 2-7 冷卻水塔[39]

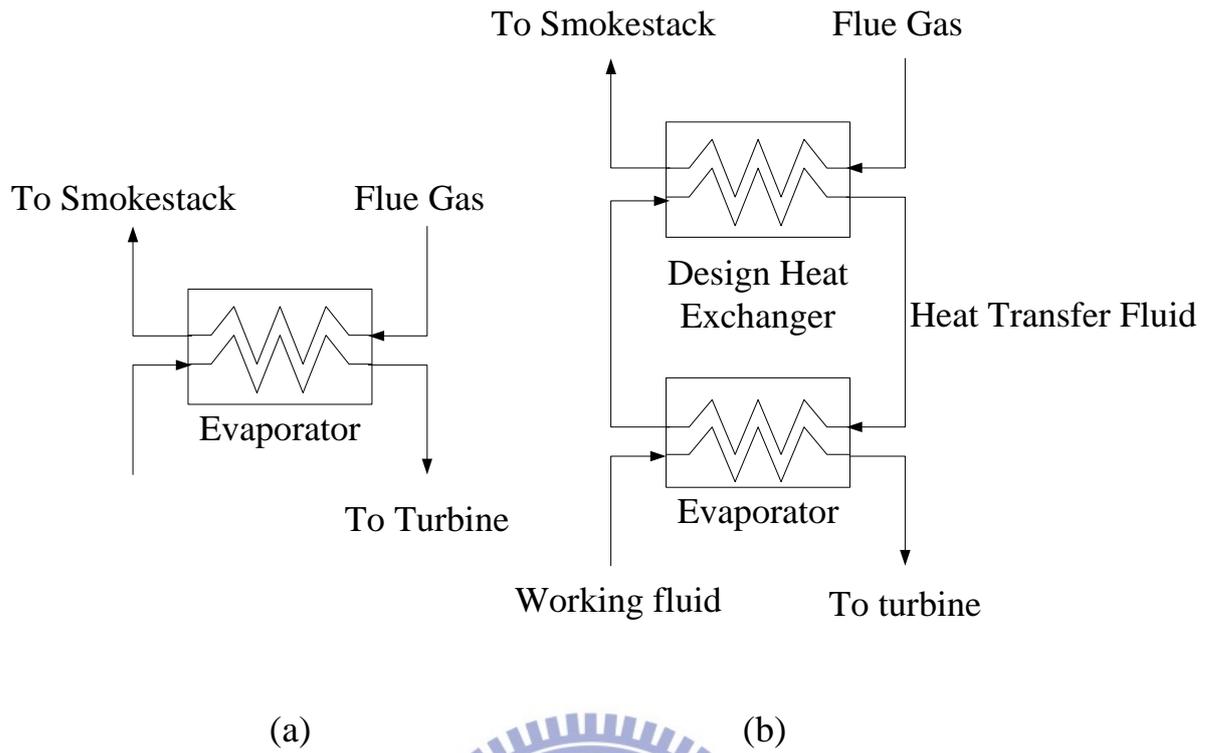


圖 2-8 廢熱回收型式示意圖 (a)直接取熱；(b)間接取熱

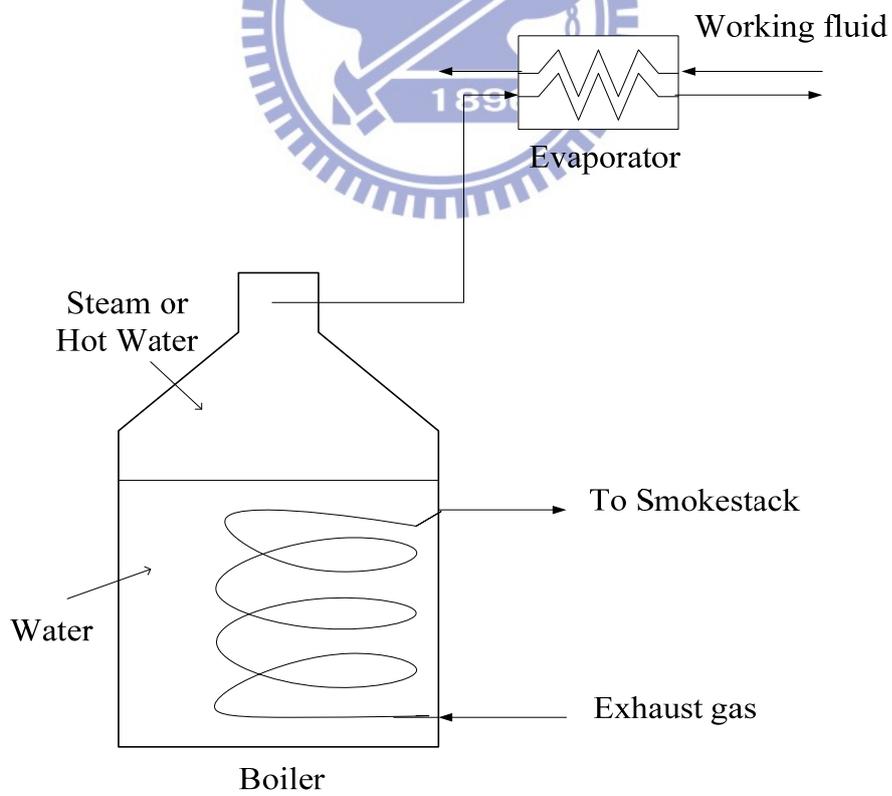


圖 2-9 鍋爐回收裝置示意圖

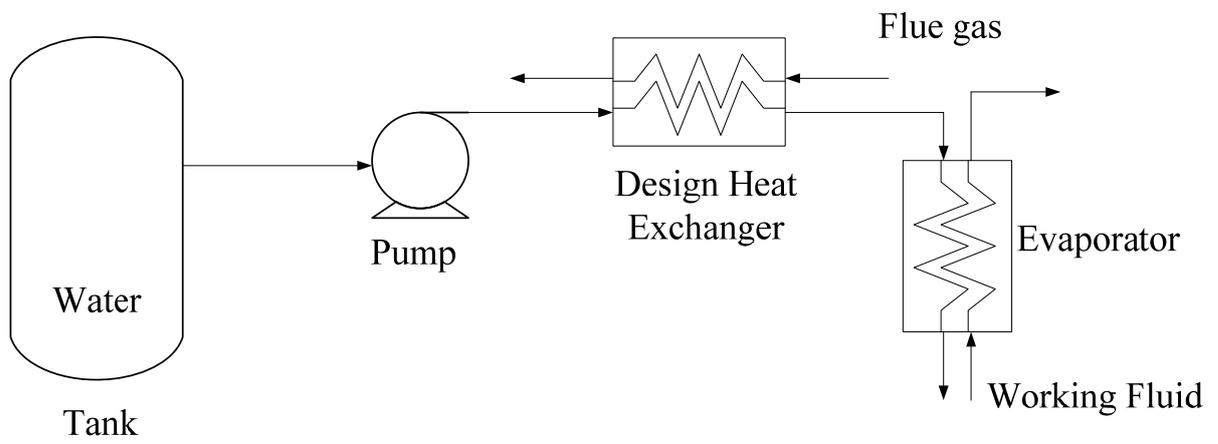


圖 2-10 熱交換器回收裝置示意圖

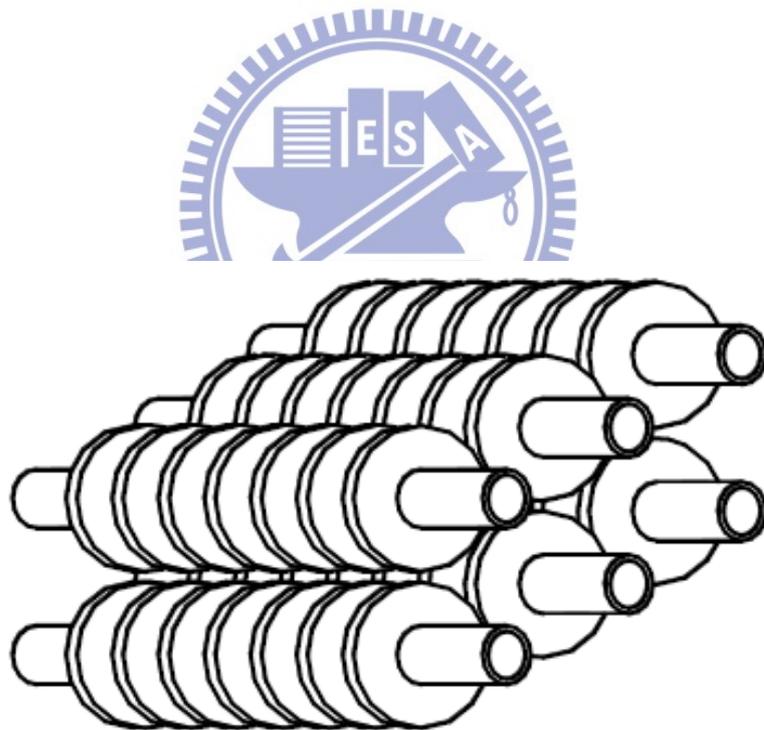


圖 2-11 熱交換器次要面積[39]

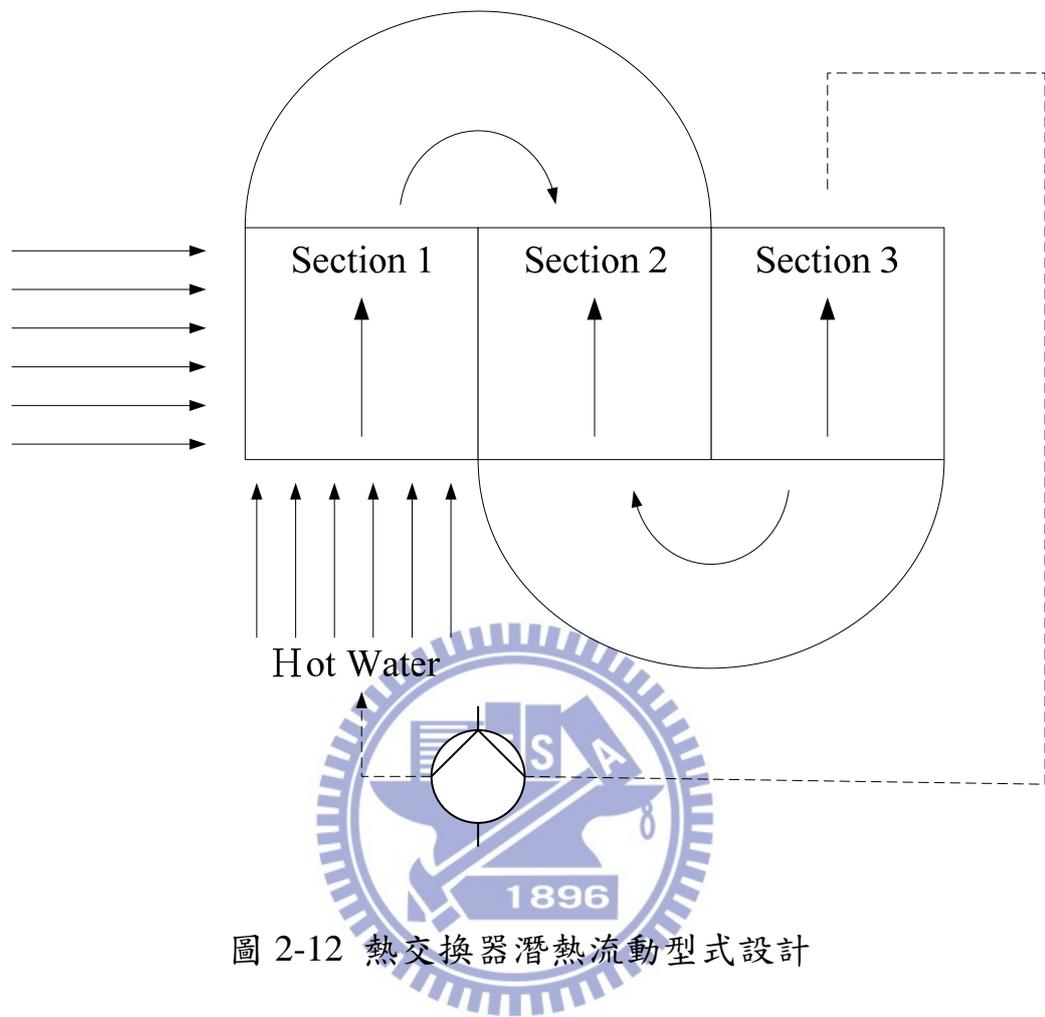


圖 2-12 熱交換器潛熱流動型式設計

頭部型式 Stationary head types	外殼型式	尾部型式 Head types
A Channel and removable cover	E One pass shell	L FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B BONNET (integral cover)	F Two pass shell with longitudinal baffle	M FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C Removable Tube Bundle Only Channel integral with tube-sheet and removable cover	G Split flow	N Fixed tubesheet like "N" stationary head
D Special high pressure closure	H Double split flow	P Outside packed floating head
	J Divided flow	S Floating head with backing device
	K Kettle type reboiler	T Pull through floating head
	X Cross flow	U U-tube bundle
		W Externally sealed floating tubesheet

圖 2-13 殼管式熱交換器各部位代號[39]

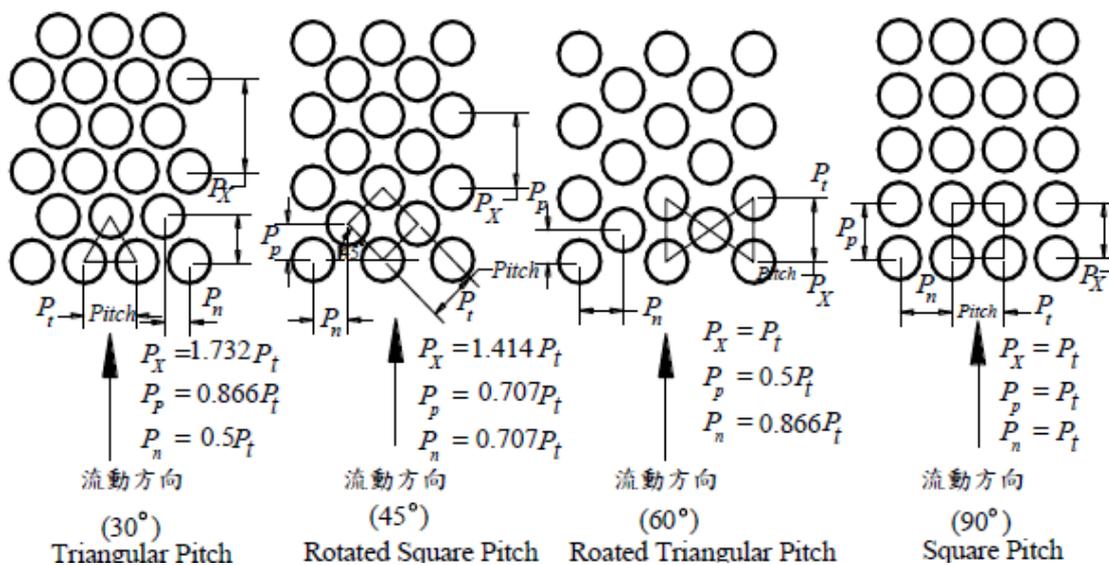


圖 2-14 熱傳管安排型式

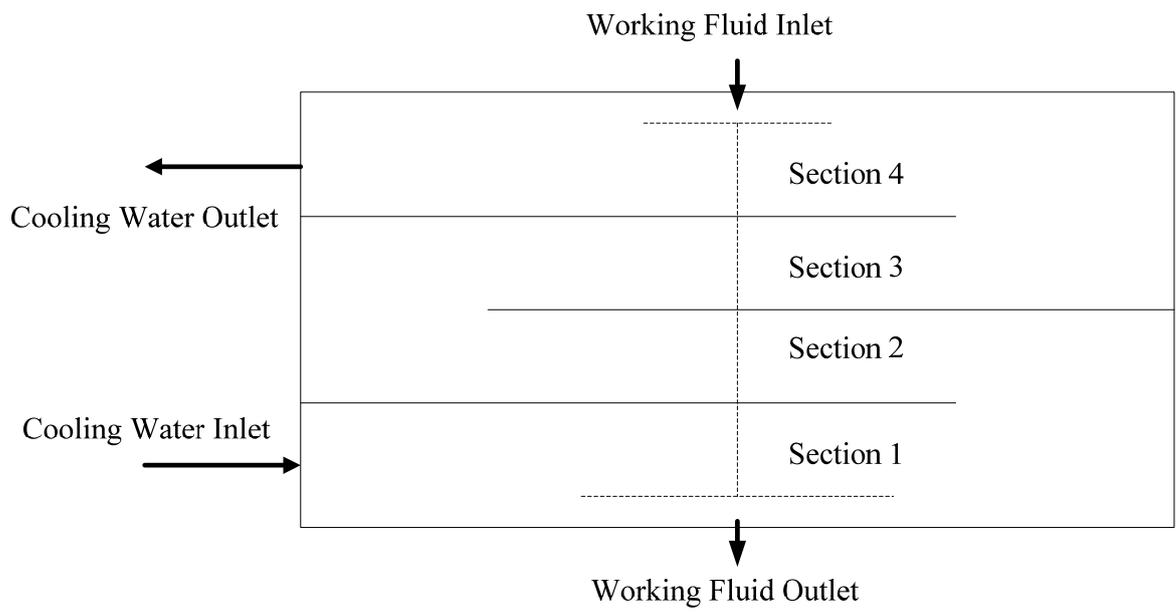


圖 2-15 冷凝器流動型式



Assume an outlet temperature of cooling water

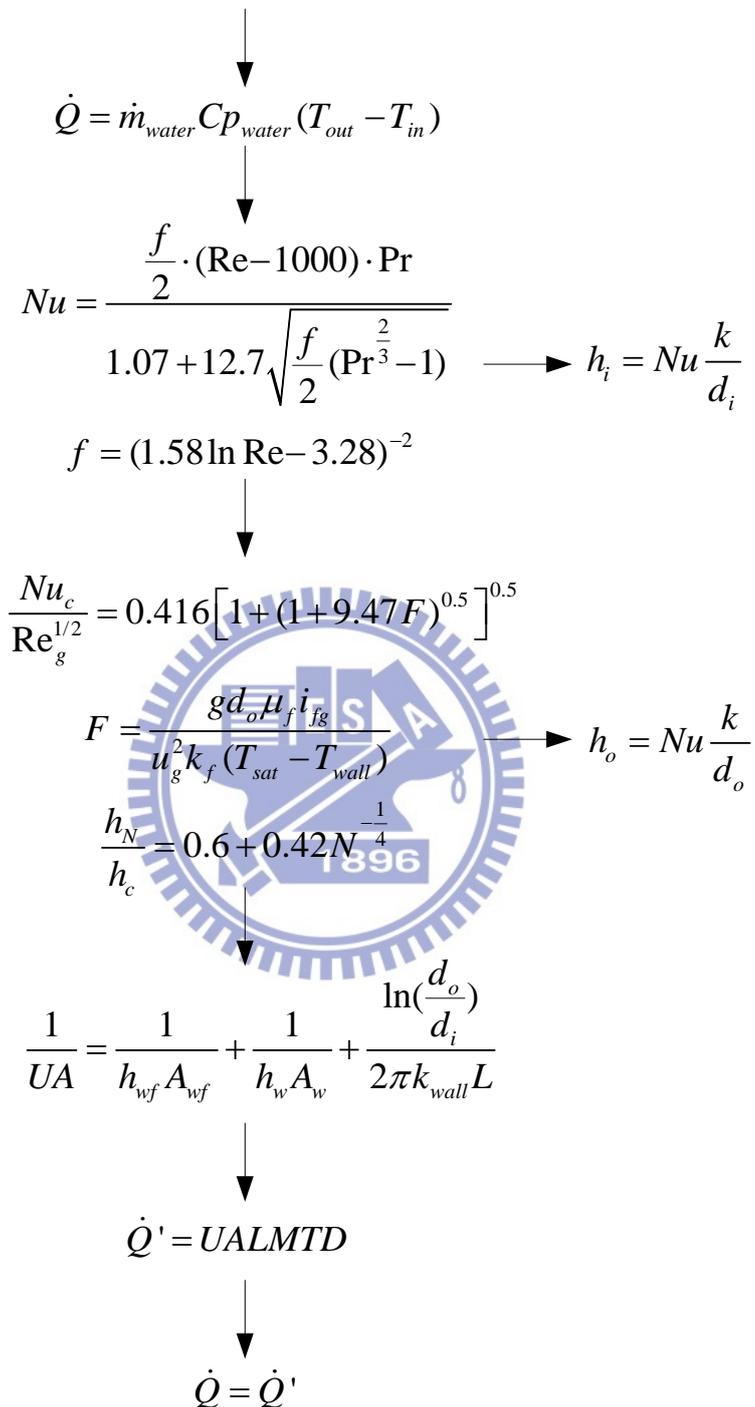


圖 2-16 冷凝器計算熱阻抗流程圖

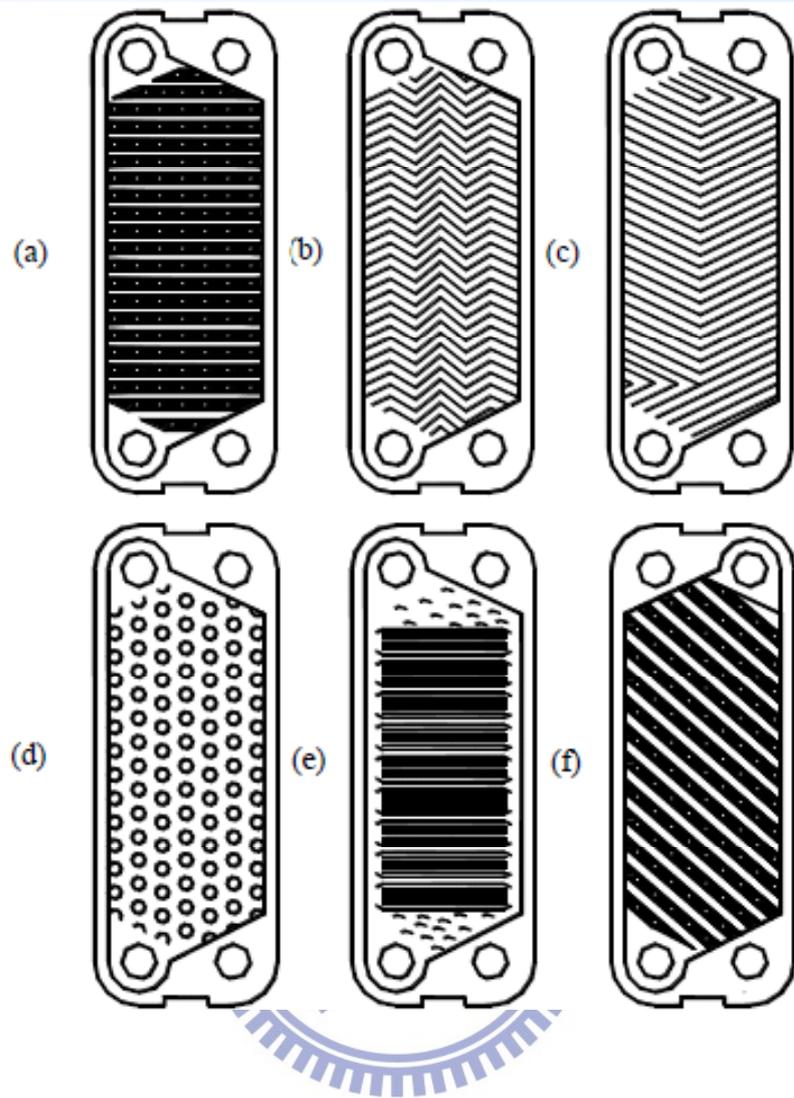


圖 2-17 板片紋路類型[39]

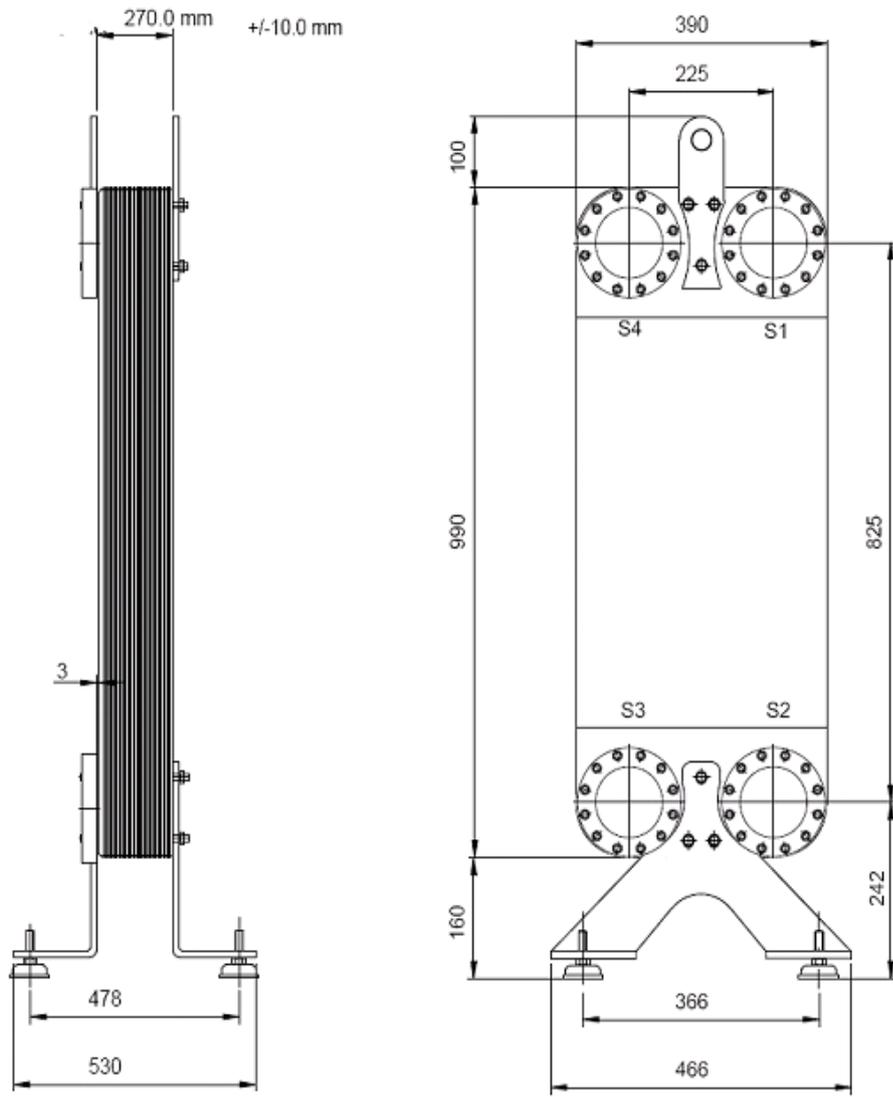


圖 2-18 板式熱交換器尺寸

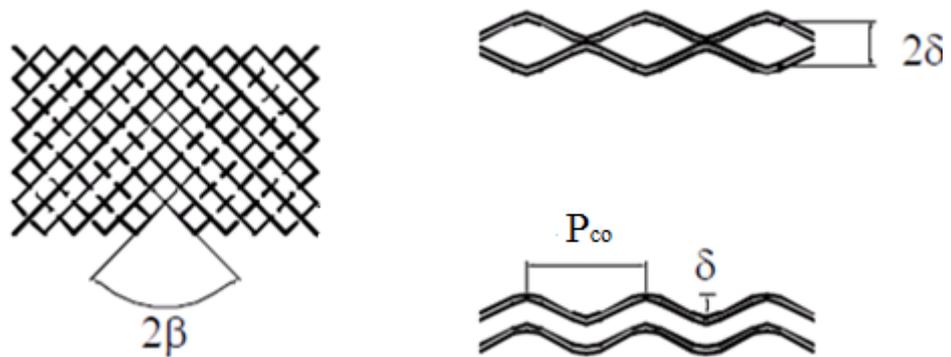


圖 2-19 板片相關定義

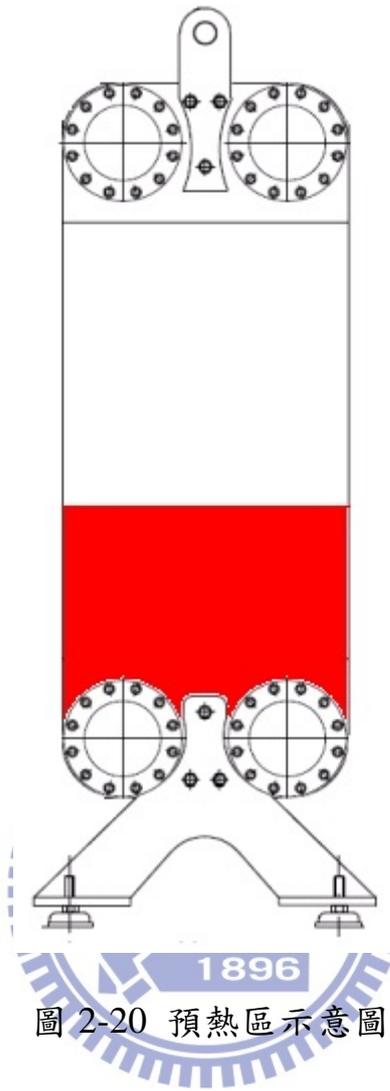


圖 2-20 預熱區示意圖

第三章 結果與討論

本文利用第二章所介紹的方法求出各工作流體的熱效率、所需的質量流率及體積膨脹比等性質，並且比較渦輪機入口為飽和蒸汽狀態與入口為兩相區狀態下的差異，可依據這些結果來篩選合適的工作流體；除此之外，本文也推導一無因次化參數以期待能夠快速粗估工作流體的熱效率，以利初步選出熱效率較高的工作流體。對熱交換器性能而言，熱阻抗是一重要的影響參數，此參數可判別此熱交換器是否為一良好設計，所以本文套用現有的經驗式去分析各個工作流體的熱阻；而在熱效率分析中，本文亦探討將有機流體操作在跨臨界區時的熱效率變化，並且改變壓力及溫度參數，以期待尋找出最佳化設計。

3-1 工作流體特性

本文主要分析 R134a、R123、R236fa、R245fa、R600、n-Pentane、HFE7000 七種工作流體，以篩選出合適的工作流體；在工作流體特性分析中，本文大致分為兩類：一為渦輪機入口為飽和蒸汽狀態，另一類為渦輪機入口為兩相區。

渦輪機入口為飽和蒸汽狀態：

圖 3-1 為各工作流體在 50kW 下所需的質量流率，當蒸發溫度(渦輪機入口溫度)升高，所需要的工作流體質量流率會降低；HFE7000 及 R236fa 所需要的質量流率是最大的，其次為 R134a、R123、R245fa，最少的為 R600 及 n-Pentane；由圖中可明顯得知在蒸發溫度 60~100°C 時變化比較劇烈，由於此時的系統溫度差很低，需要較多的質量流率以達到設定的輸出功率，且 $W_{t,id}$ 值較小導致質量流率增加；R134a 在蒸發溫度 80~100°C 區間質量流率下降減緩是因為已快到達臨界點，流體性質較不穩定所致。圖 3-2 為各工

作流體在 50kW 下的系統熱效率，效率會隨著蒸發溫度的增加而升高；由此圖可得知系統效率最高為 R123、其次為 n-Pentane、R245fa、R600、HFE7000、R236fa，最低者為 R134a，當蒸發溫度靠近臨界溫度時，其系統熱效率上升幅度會變較為趨緩。圖 3-3 為 50kW 下各工作流體的蒸汽膨脹比，蒸汽膨脹比越大所需要的渦輪機尺寸就越大，造成成本負擔，由分析結果可得蒸汽膨脹比值最大的為 R134a 及 R236fa、其次為 HFE7000、R245fa、R123 和 n-Pentane，最低的為 R600。

膨脹器入口為兩相狀態：

在計算熱效率之前需先知道工作流體在該蒸發溫度下膨脹器入口的乾度值，R134a 在此條件下(膨脹器入口為兩相區)無法達到膨脹器效率 0.7，如果要固定膨脹器效率，則膨脹器入口得操作在過熱區；由膨脹器入口為飽和蒸汽狀態下所得到的結果顯示，R134a 效果不是很好，所以本文並無分析膨脹器入口為兩相狀態下 R134a 的特性。

圖 3-4 為各工作流體在 50kW 下所需的質量流率，當蒸發溫度升高，所需要的工作流體質量流率會降低，同樣的，在蒸發溫度 60~100°C 時變化比較劇烈，那亦是因為受到工作流體焓差值所影響；其結果指出 HFE7000 及 R236fa 所需要的質量流率是最大的，其次為 R123、R245fa，最少的為 n-Pentane 和 R600。圖 3-5 為工作流體在輸出電功 50kW 下的系統熱效率，熱效率會隨著蒸發溫度的上升而增加；由分析結果可得知系統效率最高為 R123、其次為 n-Pentane、R245fa、R600、HFE7000，最低為 R236fa。圖 3-6 為 50kW 輸出電功下各工作流體的蒸汽膨脹比，其中以 HFE7000 的蒸汽膨脹比最大，其次為 R236fa、R245fa、n-Pentane，最低者為 R123 和 R600；HFE7000 在 120°C 之後明顯比其他工作流體來的高出許多，原因為液態比容與氣態比容差異非常大，而 HFE7000 在蒸發溫度越高時其乾度會越低(圖 3-7)，所以導致在 120°C 後蒸汽膨脹比明顯增加。圖 3-7 為 50kW 輸入電功下各工作流體膨脹器入口的乾度，乾度值會隨著蒸發溫度升高而降低，蒸

發溫度越高潛熱區就越小；可由圖中得知，R123 乾度最大，其次為 R245fa、R600、n-Pentane、R236fa，最低的為 HFE7000。

由上述分析結果指出七種工作流體中以 R134a、HFE7000 及 R236fa 效果較差，所以較不適合當有機朗肯循環的工作流體；R134a 由於臨界點較低，所以較不適合應用在熱源太高的系統上，且其全球暖化潛勢值(GWP)偏高，未來可能會被 R1234yf 取代。比較渦輪機入口為飽和蒸汽狀態與入口為兩相區狀態下工作流體的特性可得知，入口為飽和蒸汽狀態下系統熱效率會較高，而所需的質量流率及蒸汽膨脹比較低，所以應將系統渦輪機入口設定在飽和蒸汽狀態下較為合理。

熱效率會隨著蒸發溫度上升而增加，如將系統操作在跨臨界區，其趨勢大致相同；跨臨界朗肯循環因在加熱過程並無明顯兩相變化，因此降低循環不可逆性[21]，但將系統操作在跨臨界區，有機流體可能會有化學分解和腐蝕的問題。本文將 R245fa(臨界溫度為 154.01°C)操作至跨臨界區並且與次臨界區比較，表 3-1 為分析結果，從表中可得知在某些條件下跨臨界區的系統熱效率會比次臨界高 5~10%，尤其溫度越高其系統熱效率越大，但系統蒸發壓力會影響到熱效率；當操作溫度設在臨界點附近時，壓力越大則熱效率越小，這是因為當壓力越大時，T-s 圖的循環曲線會形成一類似三角形的封閉曲線，而隨著壓力增加其封閉曲線面積會變小，所以熱效率變小；圖 3-8 為 R245fa 的 T-s 圖，如將溫度固定在 156°C，而壓力從 3700kPa 升至 3900kPa 時，循環曲線面積縮小導致熱效率明顯下降；相較下，當渦輪機入口溫度升至 180°C 時，循環曲線變化已較為趨緩，所以熱效率隨著壓力上升些微增加。

3-2 優值(Figure of Merit)推導

工作流體的性質是影響系統的熱效率其中一重要因素，但卻無法由單一性質決定出工作流體熱效率的大小；Hung et al.[4]指出潛熱值較高的工作流體通常會有較高的熱效率，但仍有例外出現，例如 R152a 有很高的潛熱值，但其熱效率並沒有很高。在現有文獻中，有許多學者仍建議可用工作流體的性質來判別系統熱效率，如潛熱值[4]、比熱值[5]、臨界溫度[6]、流體沸點[8]及分子量[38]；本文使用 18 種工作流體的性質來推導一無因次化參數，使能夠快速且精確判別各工作流體的系統熱效率，且與其他文獻所提出的數據做比對；在分析過程中，本文將冷凝溫度設為 45°C，而蒸發溫度為 80°C 及 130°C，圖 3-9 為冷凝溫度為 18 種工作流體的臨界溫度與系統熱效率關係圖，由此圖可得知當工作流體的臨界溫度越高，其系統熱效率也就越高；圖 3-10 為各工作流體的沸點與系統熱效率關係圖，可得知當工作流體的沸點越高，其系統熱效率也就越高；雖然可從臨界溫度及沸點分析結果得到的一趨勢，但某些工作流體排列上仍有些偏移，無法精確判別熱效率大小；圖 3-11 各工作流體的潛熱值與系統熱效率關係圖，圖 3-12 為各工作流體的分子量與系統熱效率關係圖，圖 3-13 為各工作流體的比熱值與系統熱效率關係圖；由分析結果可得知，幾乎無法從工作流體的潛熱值、分子量及比熱值判斷出系統熱效率的大小。

在典型的有機朗肯循環系統中，蒸發器的熱量型態可分為顯熱型式與潛熱型式，其顯熱熱量與潛熱熱量比值為傑寇數(Jacob Number)，其定義為：

$$Ja = \frac{C_p \Delta T}{i_{fg}} \quad (3-1)$$

其中 C_p 為蒸發溫度與冷凝溫度的平均比熱值， ΔT 為蒸發溫度與冷凝溫度的相差值， i_{fg} 為蒸發潛熱值。本文在相同冷凝溫度及蒸發溫度下分析 18 種工作流體，利用傑寇數來判斷各工作流體熱效率的大小。圖 3-14 為當冷

凝溫度為 45°C，蒸發溫度分別為 80°C 及 130°C 下各工作流體 Ja 與系統熱效率的關係圖，由圖中可得 Ja 會隨著系統熱效率增加下降，且其工作流體間起伏幅度也較小。圖 3-15 及圖 3-16 指出在不同冷凝溫度下和不同蒸發溫度下會有明顯的分層，且其趨勢都是系統熱效率會隨著 Ja 上升而降低，所以 Ja 值是一個判斷熱效率的重要參數。如果將不同冷凝溫度及不同蒸發溫度的數值放在一起，則無法看出規則趨勢，且對同一工作流體而言，在不同蒸發溫度或冷凝溫度時其結果將不符合上述的趨勢，為了要滿足這些缺點，本研究修正了無因化參數如下式：

$$\text{Figure of Merit (FOM)} = Ja^{0.1} \left(\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \right)^{0.8} \quad (3-2)$$

圖 3-17 為結合不同蒸發溫度及不同冷凝溫度下優值(FOM)與熱效率的關係圖，熱效率越大其優值越小；在同一冷凝溫度下，蒸發溫度越高者效率越高，所以此時優值較小，隨著蒸發溫度下降，其優值會逐漸上升且會形成一曲線，少數工作流體其分析結果可能會偏離此曲線，但此優值仍可快速判斷不同工作流體熱效率的大小。本文使用現有文獻數據來驗證此優值確實可以判斷熱效率大小，圖 3-18 及圖 3-19 分別為文獻數據[6,8]與優值的關係圖，其結果與上述提及趨勢符合，熱效率會隨著優值增加而降低；圖 3-20 至 3-23 分別為文獻數據[6,8]與臨界溫度及沸點溫度的關係圖，由這些圖中可說明雖然從臨界溫度與沸點溫度上也可以得到一趨勢，但本文所提出的無因次化參數仍有較好的效果。

3-3 冷凝器熱阻抗

因流動型式的關係需分成 4 個區域計算，將冷卻水入口溫度設為 30°C 且質量流率為 16.47kg/s；最上排定義成第一排，最底排為第十六排，每排

的管數皆不一樣(如圖 3-24)，利用第二章所介紹公式可算出熱阻抗值，由圖 3-25 可發現殼側的熱阻抗約為管側的 3~4 倍，越往下排的傳熱管因冷凝膜越厚，所以熱阻抗會增大。由結果可知 n-Pentane 的熱阻抗值最小，其次為 R600、R134a、R245fa 及 R123，最大的為 R236fa 及 HFE7000，R123 及 R245fa 的熱阻抗幾乎相同，而管側的熱阻抗幾乎沒甚麼變化，所以只需改善殼側方面阻抗值，其改善方法可以使用熱傳增強管來達到目的。圖 3-26 為在相同操作條件下增加 R245fa 的熱傳係數後對面積的影響，因熱傳量及對數平均溫差固定，所以當熱傳係數增加，總熱傳係數也會增加，此時熱傳面積就會降低；本文傳熱管為平滑管時，管外的熱傳面積為 0.1376m^2 ，如把傳熱管熱傳係數提升 100% 會使熱傳面積降至 0.0867m^2 ，可將熱傳面積縮小約 35%。

3-4 蒸發器熱阻抗



由上一章節所提及蒸發器分為預熱區以及蒸發區，圖 3-25 及圖 3-26 分別為渦輪機入口為飽和蒸汽狀態與兩相狀態下各工作流體的熱阻抗值；圖 3-25a 及圖 3-26a 為預熱區的熱阻值，圖 3-25b 及圖 3-26b 為蒸發區的熱阻值；由圖中可明顯得知預熱區中所有工作流體的熱阻抗都落於工作流體側，其中以 R123 為最大，R134a 及 R236fa 最小；由圖 3-25b 顯示除了 R134a 之外，其他工作流體熱阻值仍落於工作流體側，而 R134a 則是熱水側熱阻較大，這是因為 R134a 即將到達臨界點，所以熱力性質變化較不穩定，在總熱傳係數上升和蒸發區熱量下降的情況下，計算所得的熱傳面積會變小，造成 R134a 熱水側熱阻較大。在蒸發區中除了 R134a 之外，其餘工作流體的兩側熱阻相差值差異並不大，但在預熱區有很明顯的差異，由結果可得知此設計並不是一個好的設計，應該要設法改善預熱區中工作流體側的熱傳性能，以降低其熱阻抗；但由於礙於板式熱交換器的板片型式，其常見的改善方法效果有限，故本文認為應將預熱區與蒸發區獨立分隔開，

此時再設法降低冷媒側熱阻抗值，然後再連接預熱器與蒸發器，如此一來可較有效改善熱阻值差異。

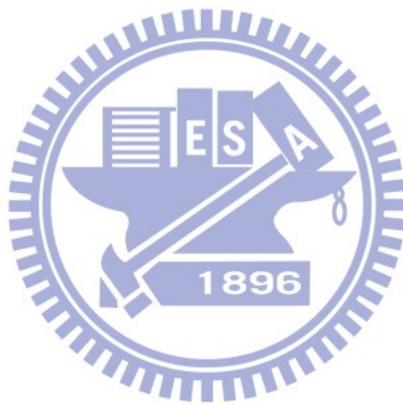


表 3-1 R245fa 於超臨界狀態下分析結果

T_3	P_3	h_2	h_3	h_4	W_{net}	Q_H	η
156	3700	263.5	484.5	455.5	24.9	221	11.27
	3900	263.7	447.2	424.7	18.14	183.5	9.89
	4100	264	442	420.3	17.11	178.1	9.61
	4300	264.2	439.4	418.1	16.53	175.2	9.44
160	3700	263.5	500.9	469.3	27.6	237.5	11.62
	3900	263.7	488.2	458.3	25.6	224.5	11.4
	4100	264	463.4	437.8	21.04	199.4	10.55
	4300	264.2	452.8	429	19	188.6	10.07
180	3700	263.5	541.4	503.9	33.4	277.9	12.02
	3900	263.7	537.7	500.2	33.2	274	12.11
	4100	264	533.7	496.3	32.87	269.8	12.18
	4300	264.2	529.3	492.1	32.41	265.1	12.22

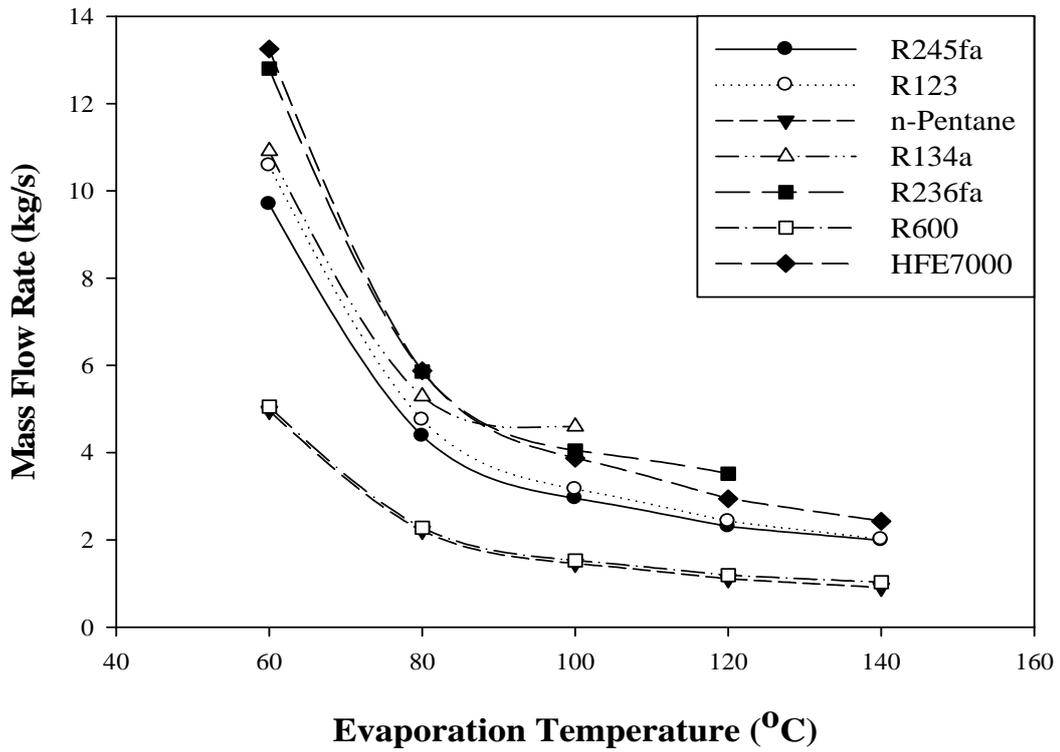


圖 3-1 各流體蒸發溫度與質量流率關係圖(渦輪機入口為飽和蒸汽)

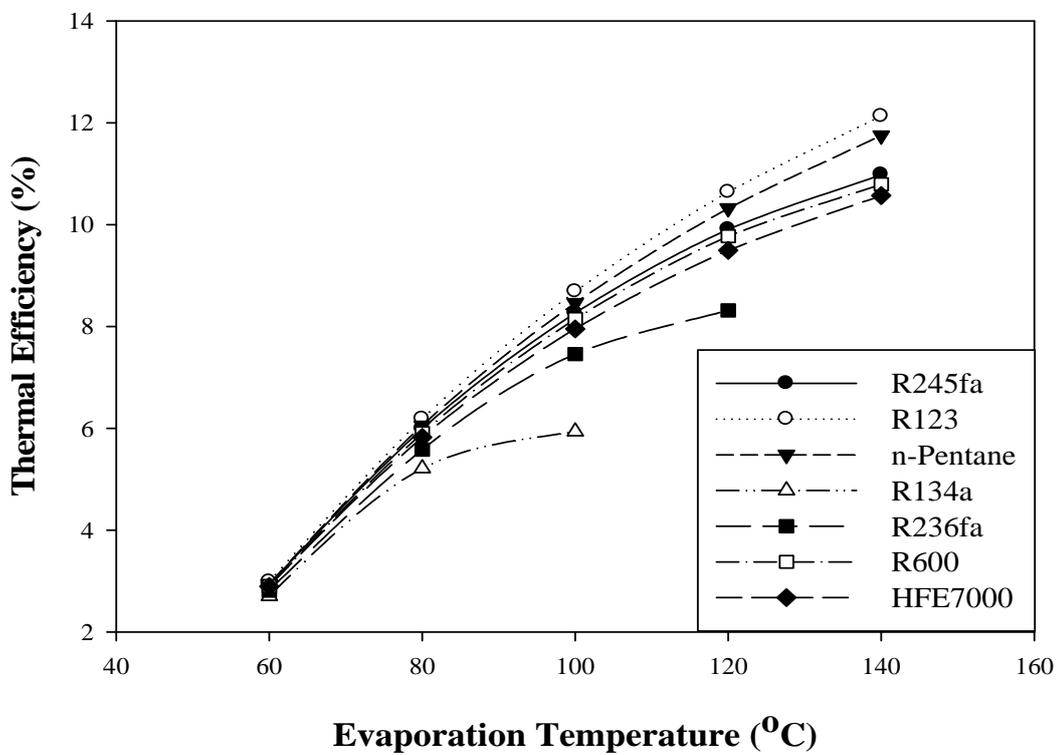


圖 3-2 各流體蒸發溫度與熱效率關係圖(渦輪機入口為飽和蒸汽)

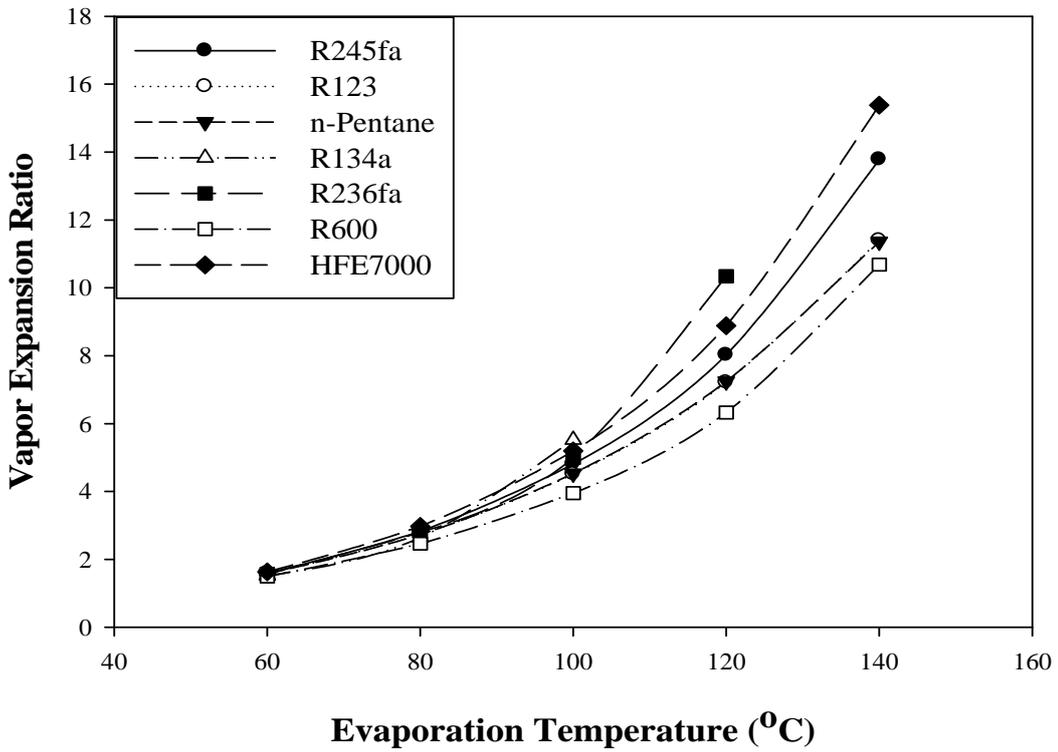


圖 3-3 各流體蒸發溫度與蒸汽膨脹比關係圖(渦輪機入口為飽和蒸汽)

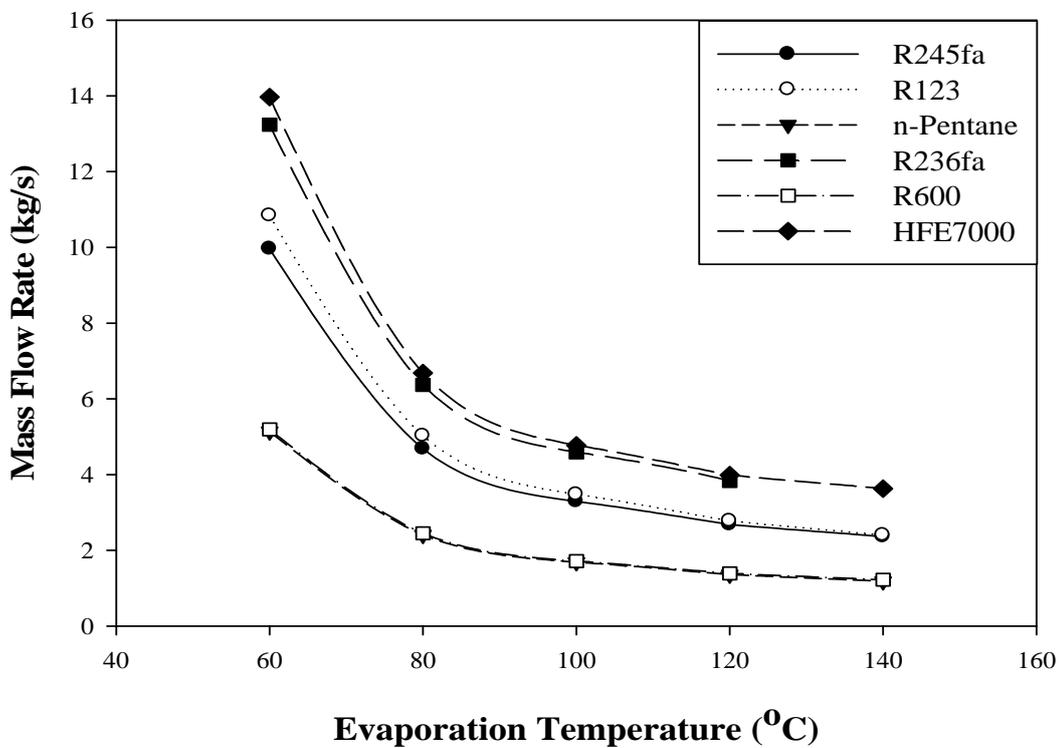


圖 3-4 各流體蒸發溫度與質量流率關係圖(渦輪機入口為兩相區)

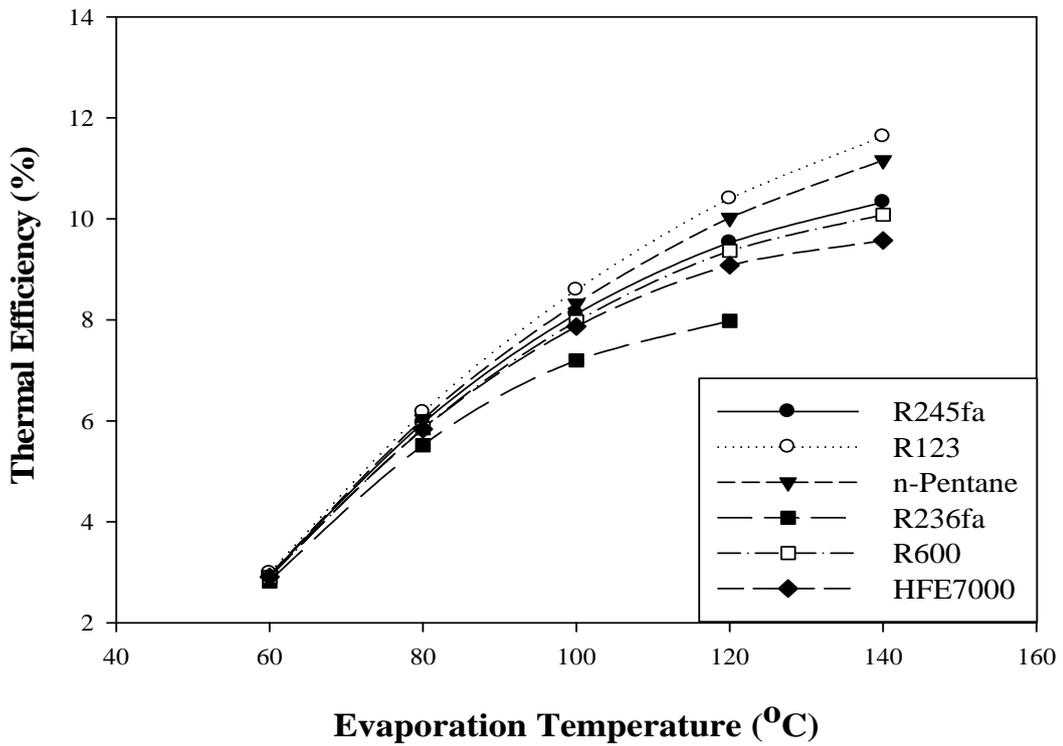


圖 3-5 各流體蒸發溫度與熱效率關係圖(渦輪機入口為兩相區)

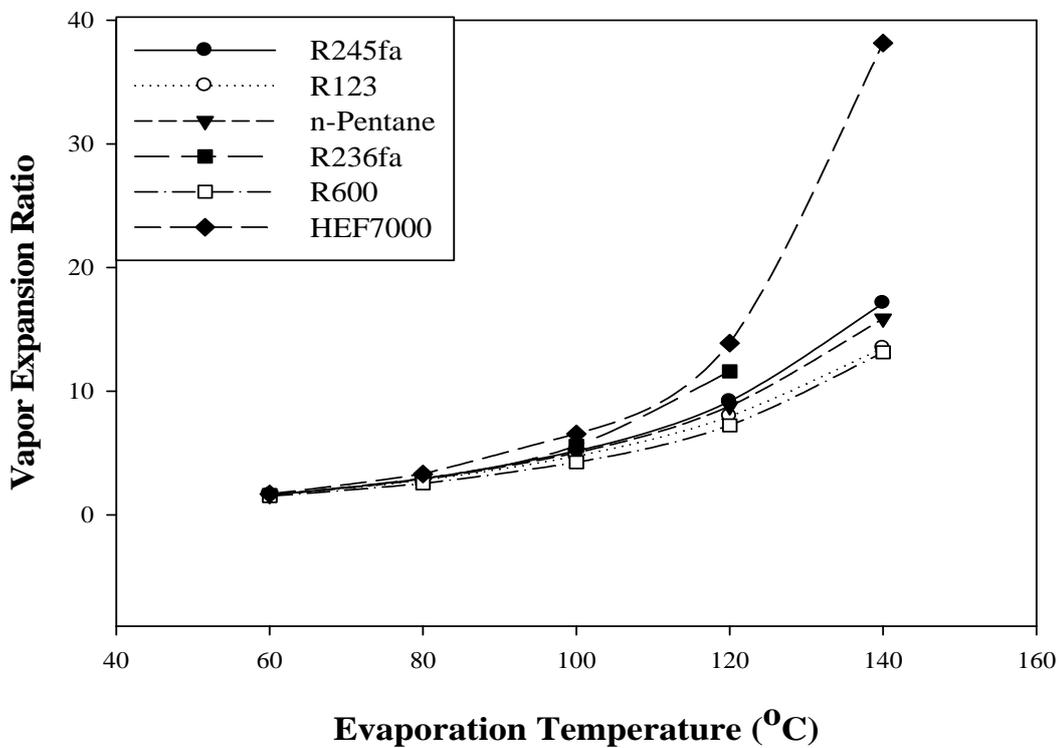


圖 3-6 各流體蒸發溫度與蒸汽膨脹比關係圖(渦輪機入口為兩相區)

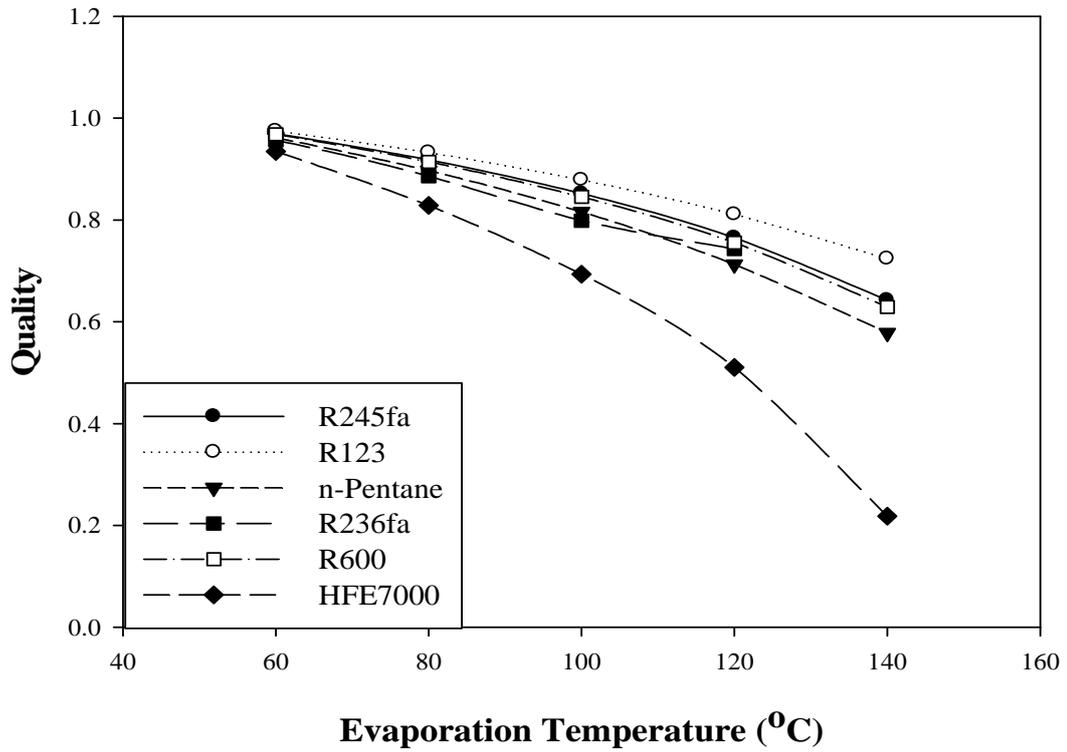


圖 3-7 各流體蒸發溫度與乾度值關係圖(渦輪機入口為兩相區)

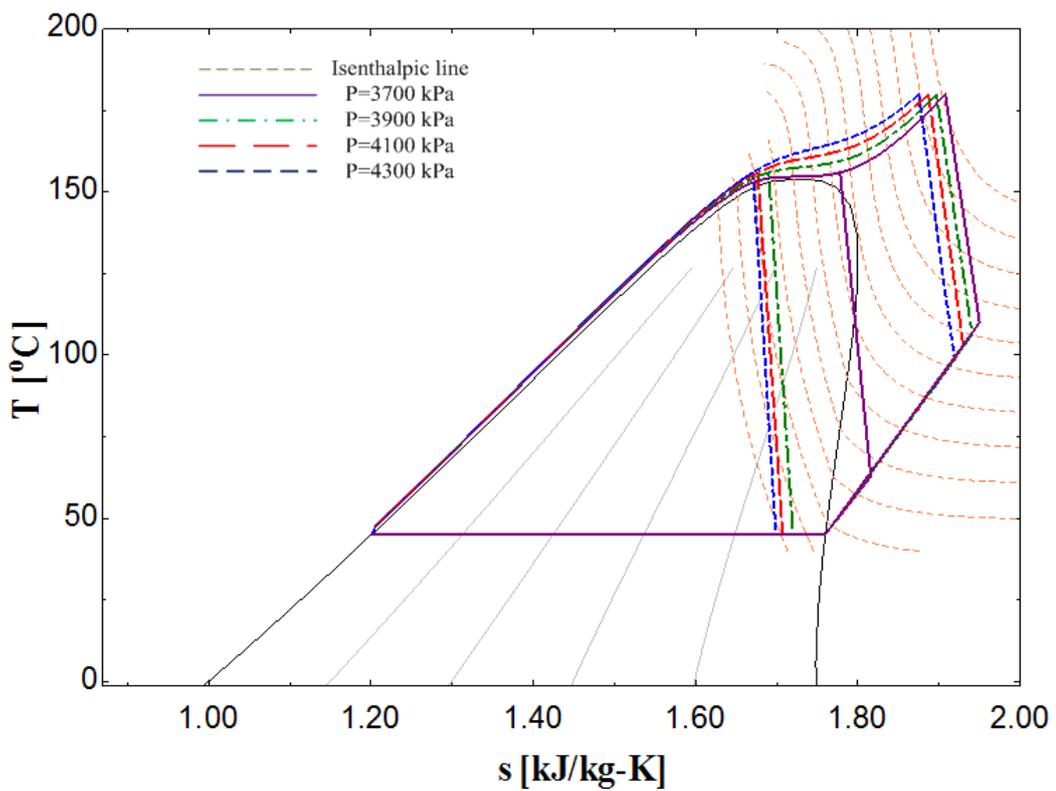


圖 3-8 R245fa T-s 圖

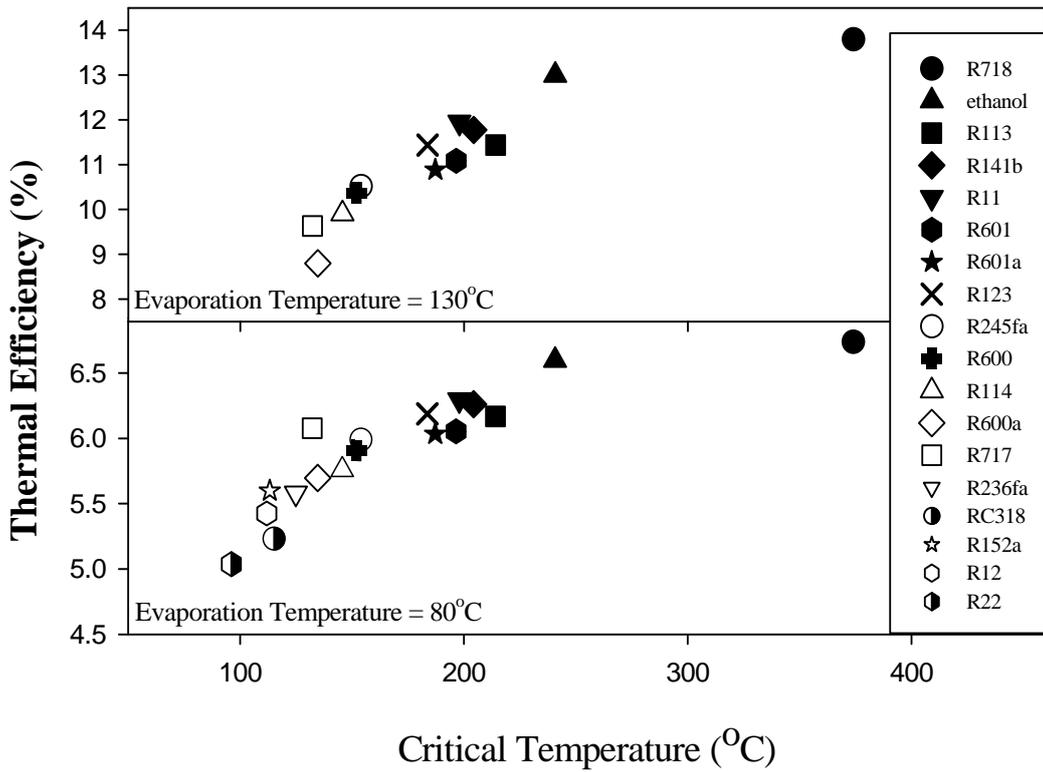


圖 3-9 各流體臨界溫度與熱效率關係圖

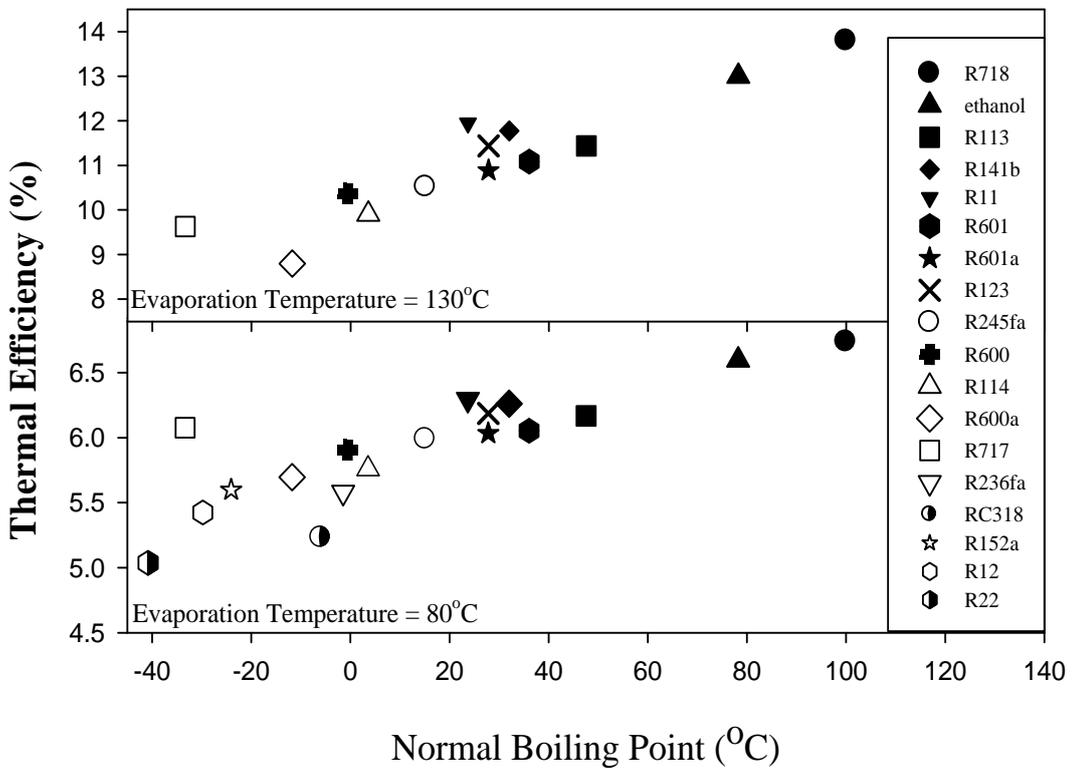


圖 3-10 各流體沸點溫度與熱效率關係圖

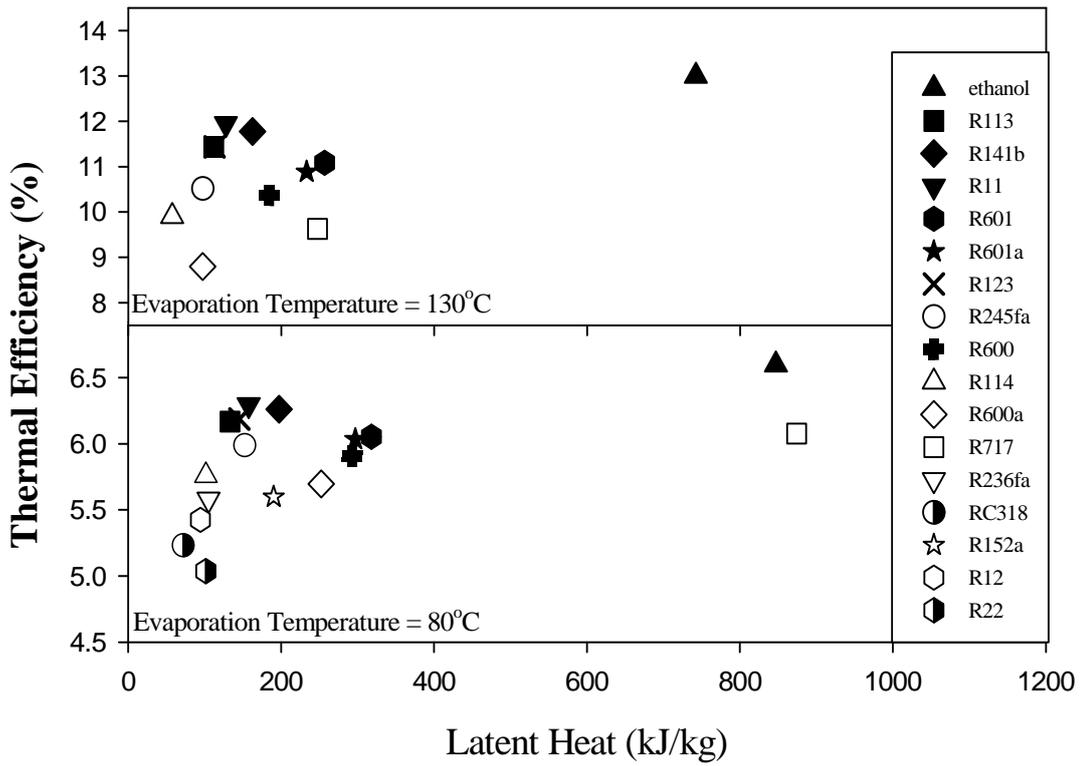


圖 3-11 各流體潛熱值與熱效率關係圖

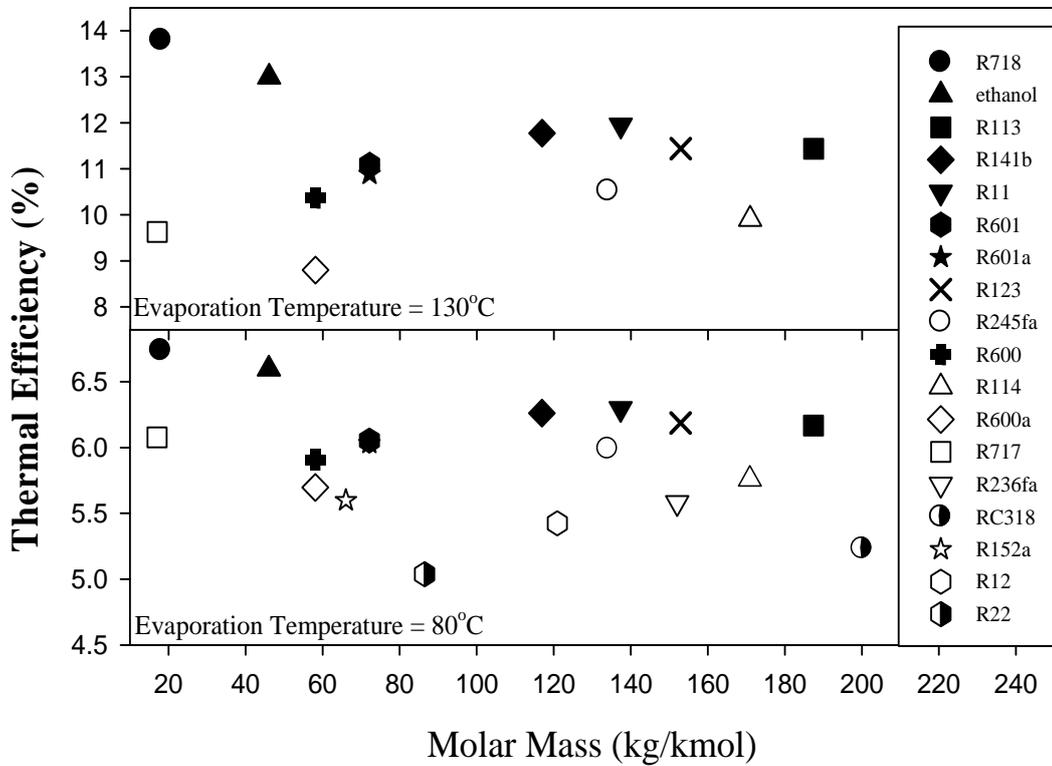


圖 3-12 各流體分子量與熱效率關係

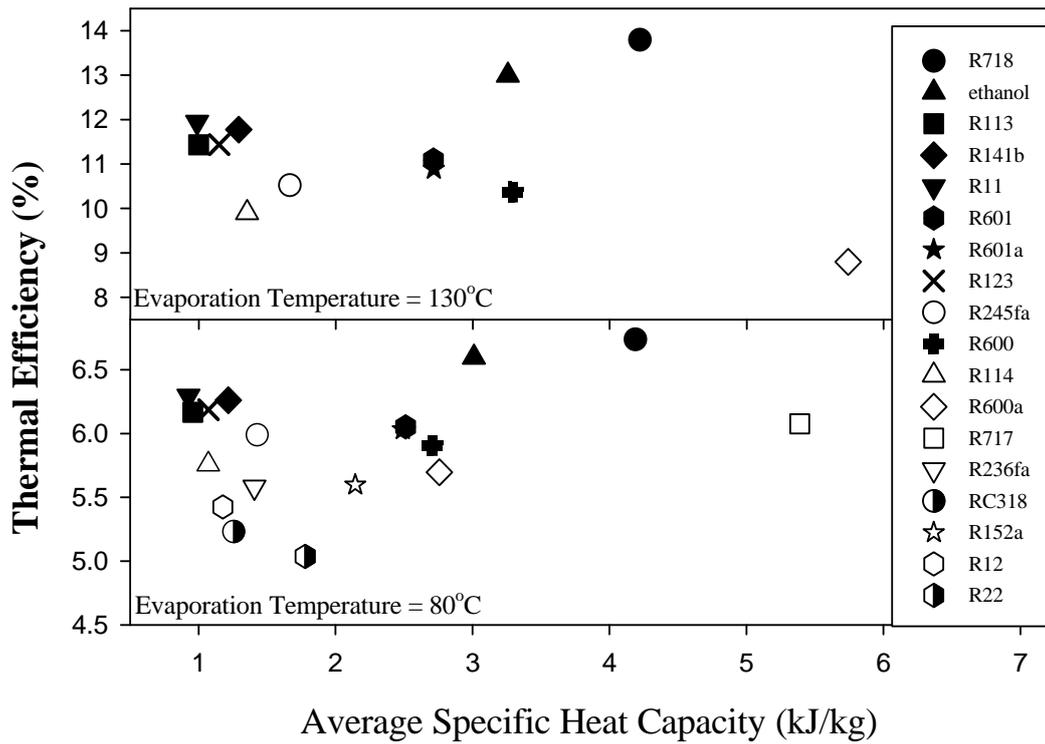


圖 3-13 各流體比熱值與熱效率關係圖

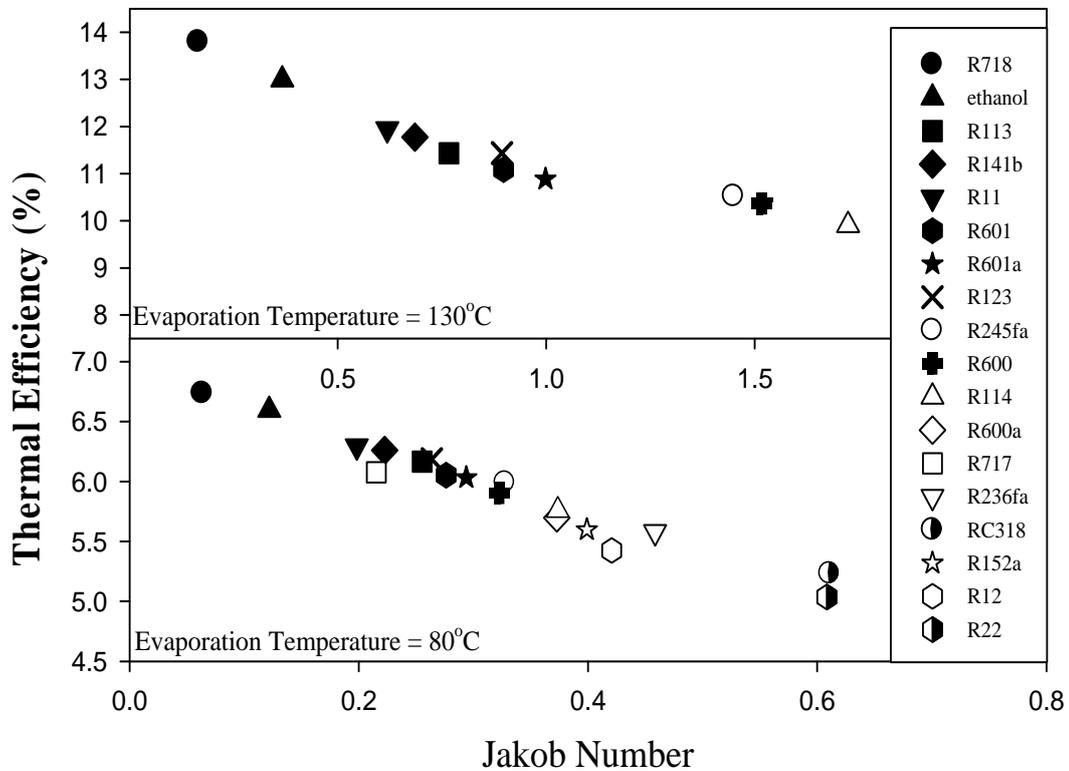


圖 3-14 各流體傑寇數與熱效率關係圖

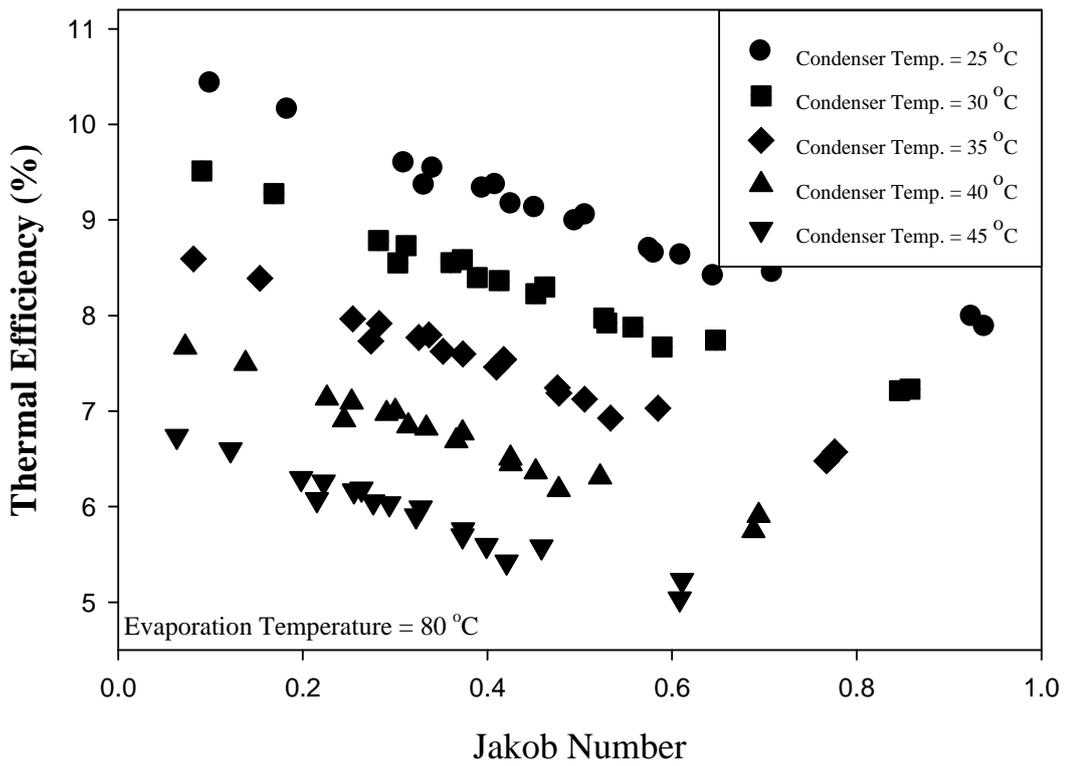


圖 3-15 不同冷凝溫度下各流體的傑寇數與熱效率關係圖

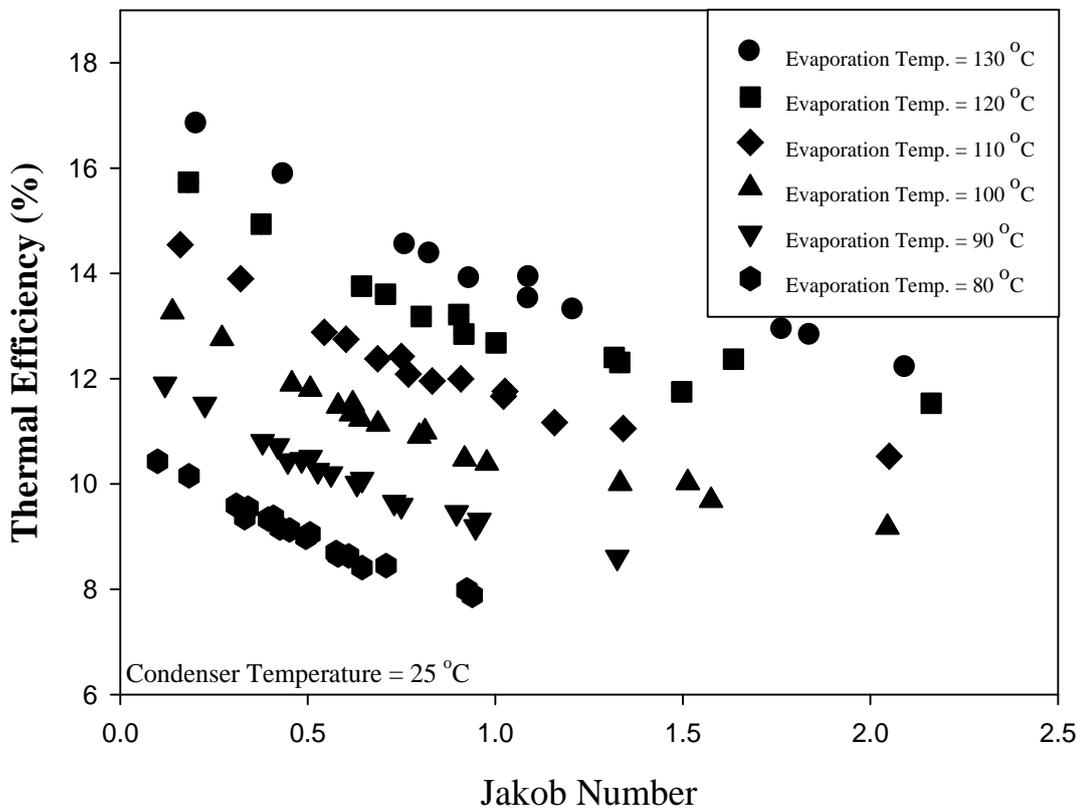


圖 3-16 不同蒸發溫度下各流體的傑寇數與熱效率關係圖

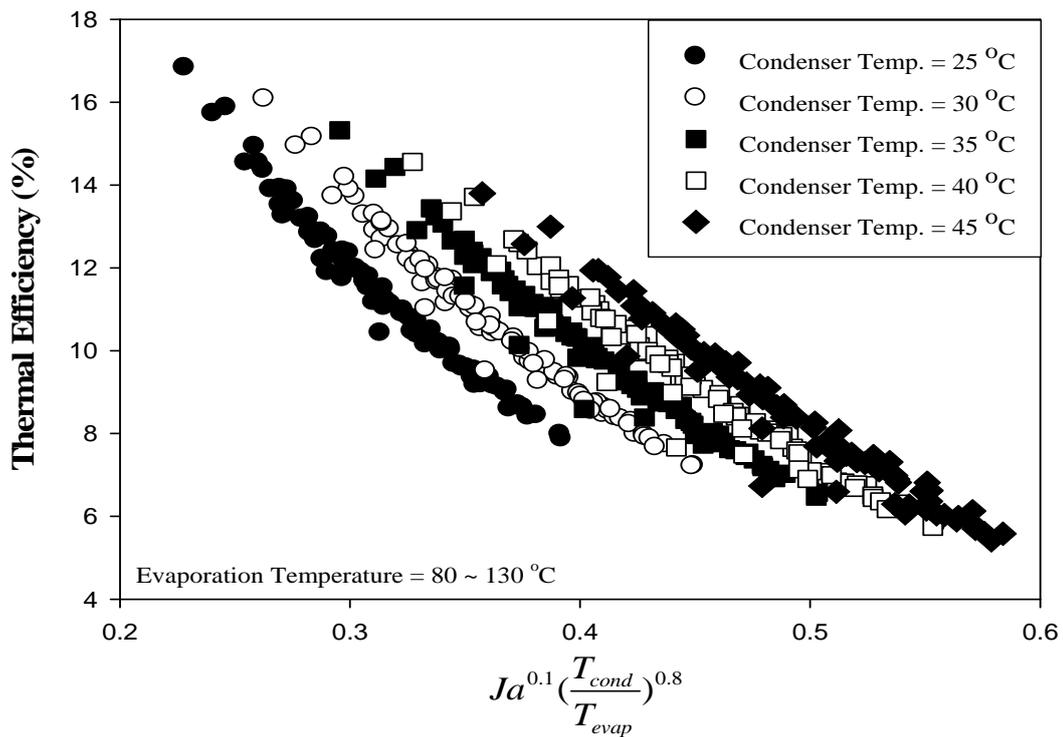


圖 3-17 不同蒸發溫度及冷凝溫度下各流體的優值與熱效率關係圖

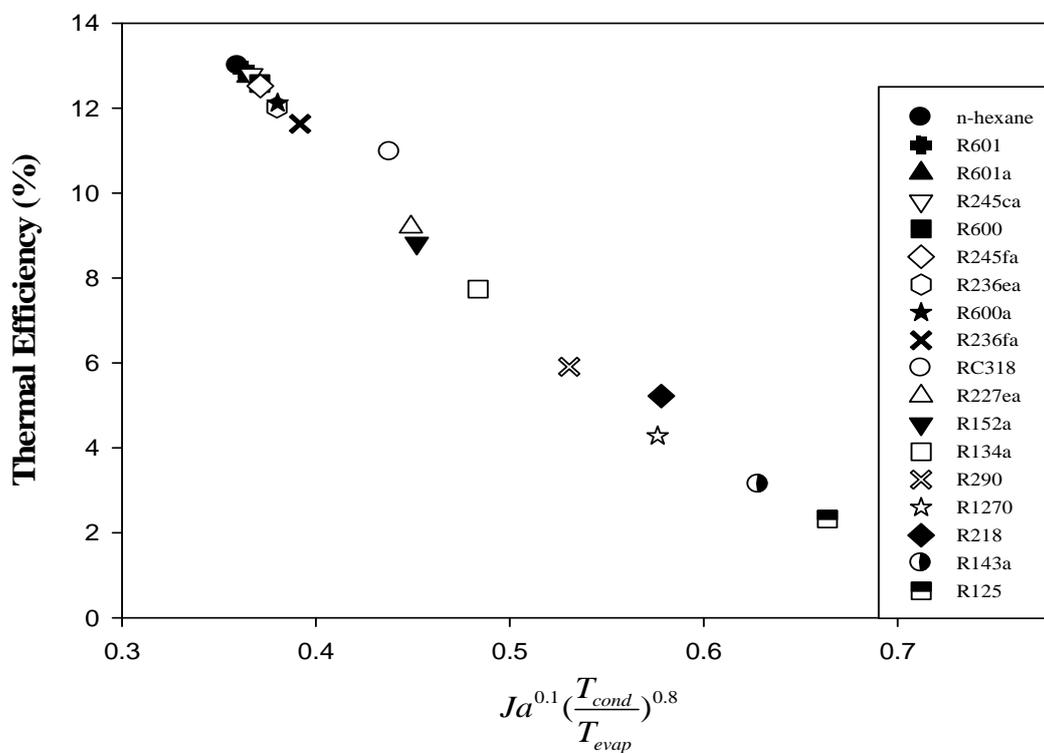


圖 3-18 FOM 與文獻數據[6]關係圖

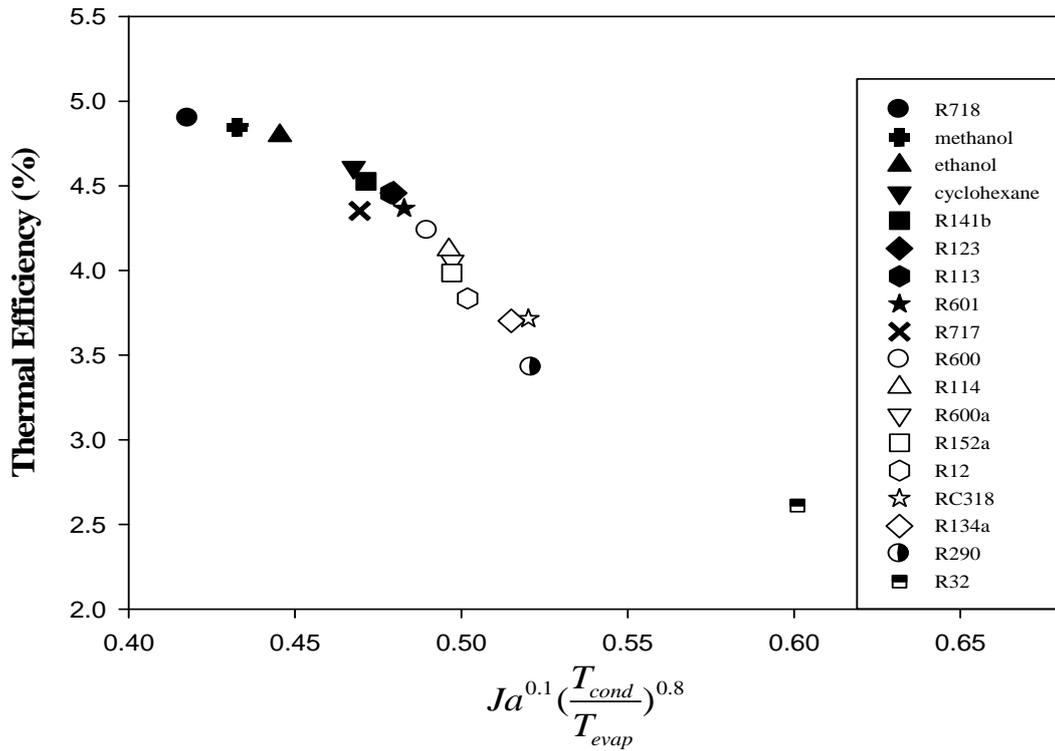


圖 3-19 FOM 與文獻數據[8]關係圖

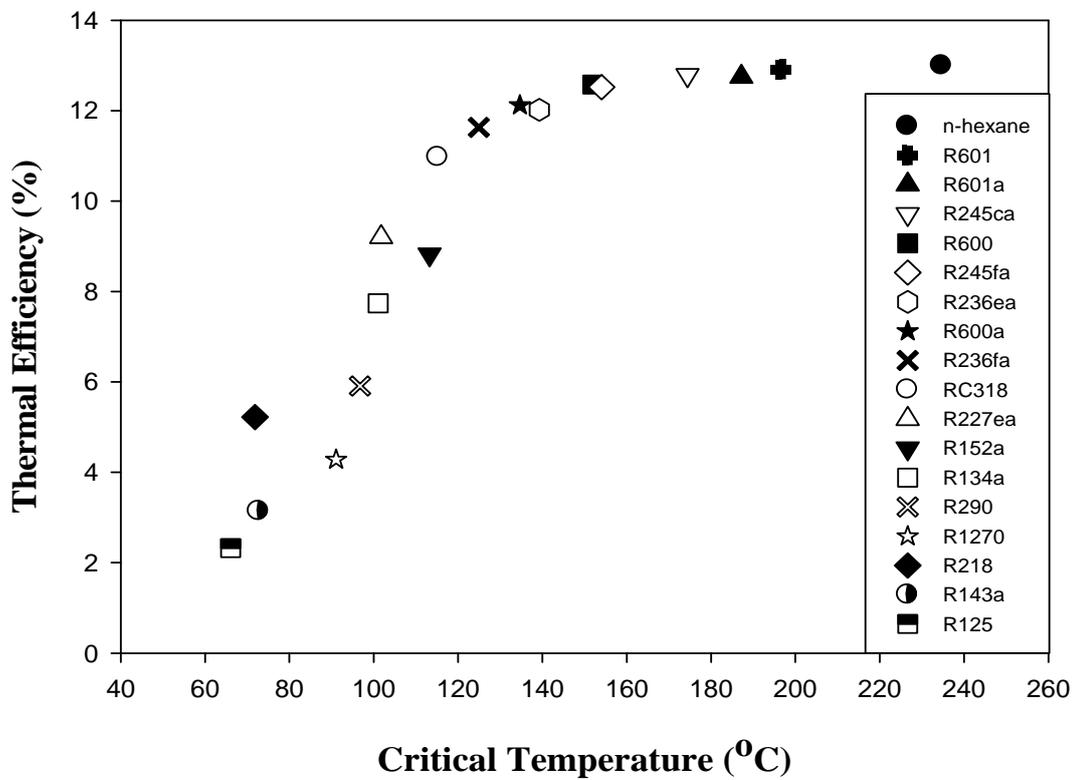


圖 3-20 臨界溫度與文獻數據[6]關係圖

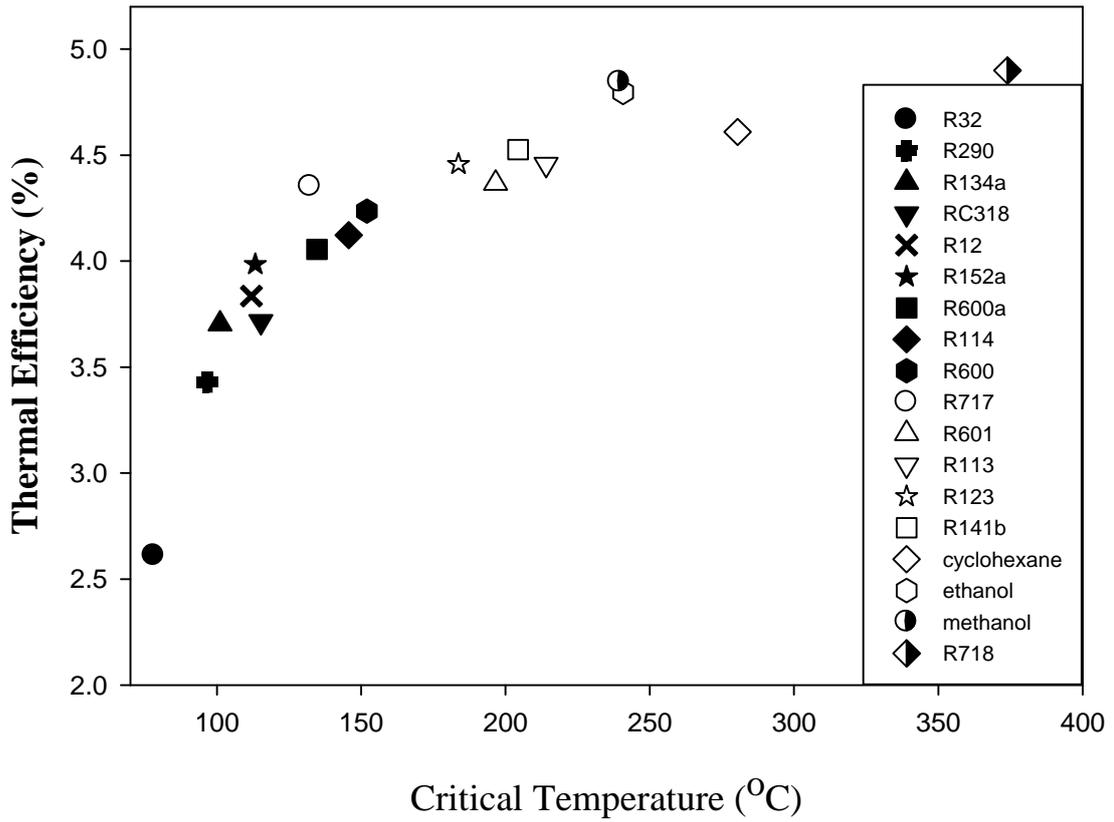


圖 3-21 臨界溫度與文獻數據[8]關係圖

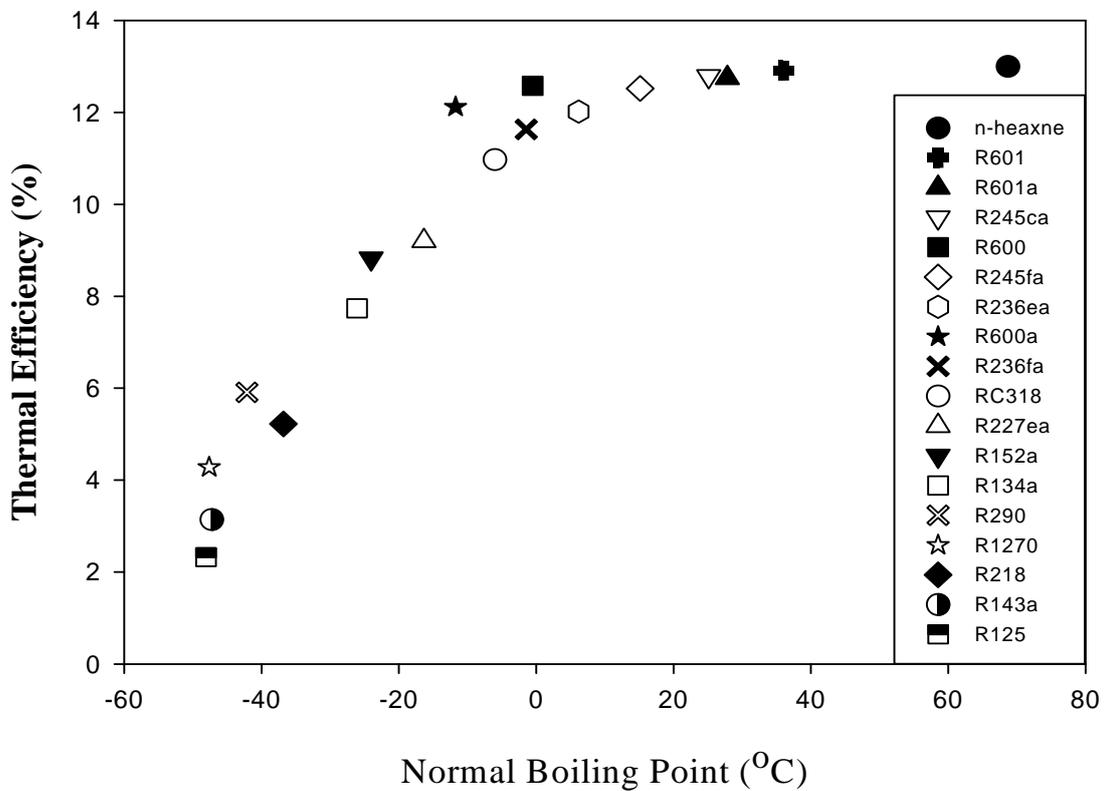


圖 3-22 沸點與文獻數據[6]關係圖

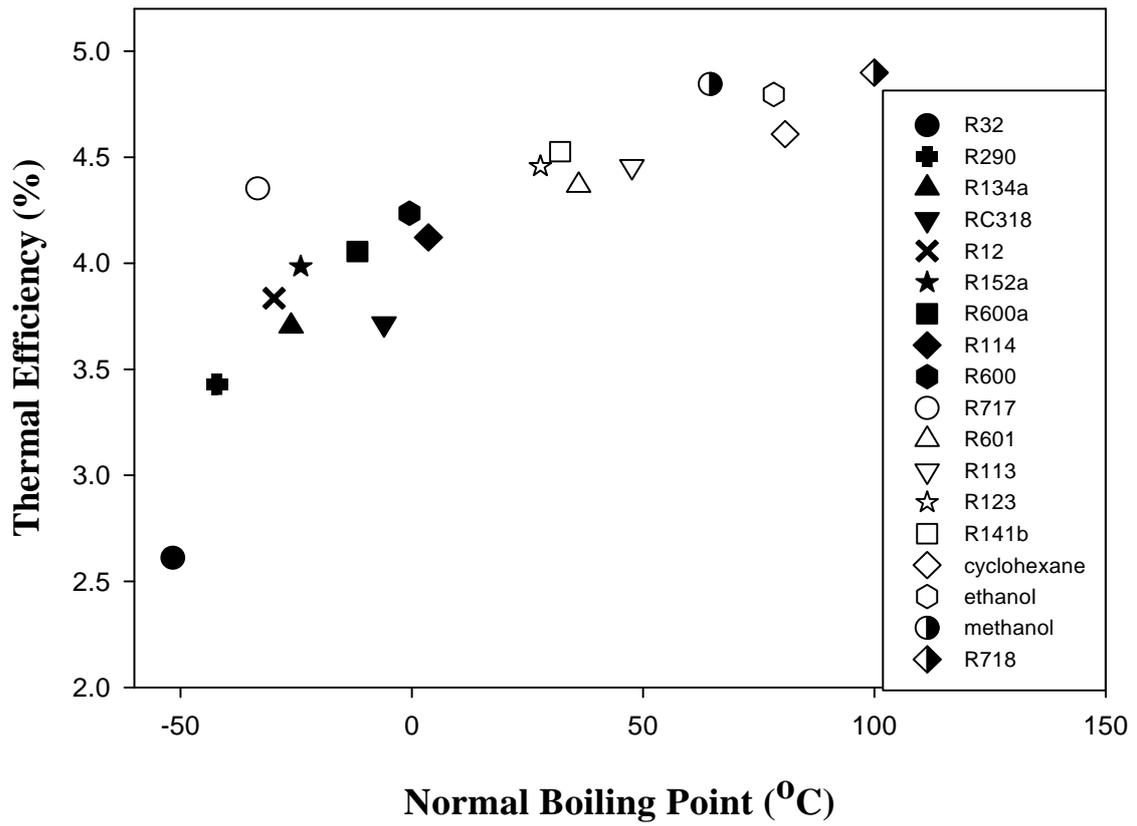


圖 3-23 沸點與文獻數據[8]關係圖

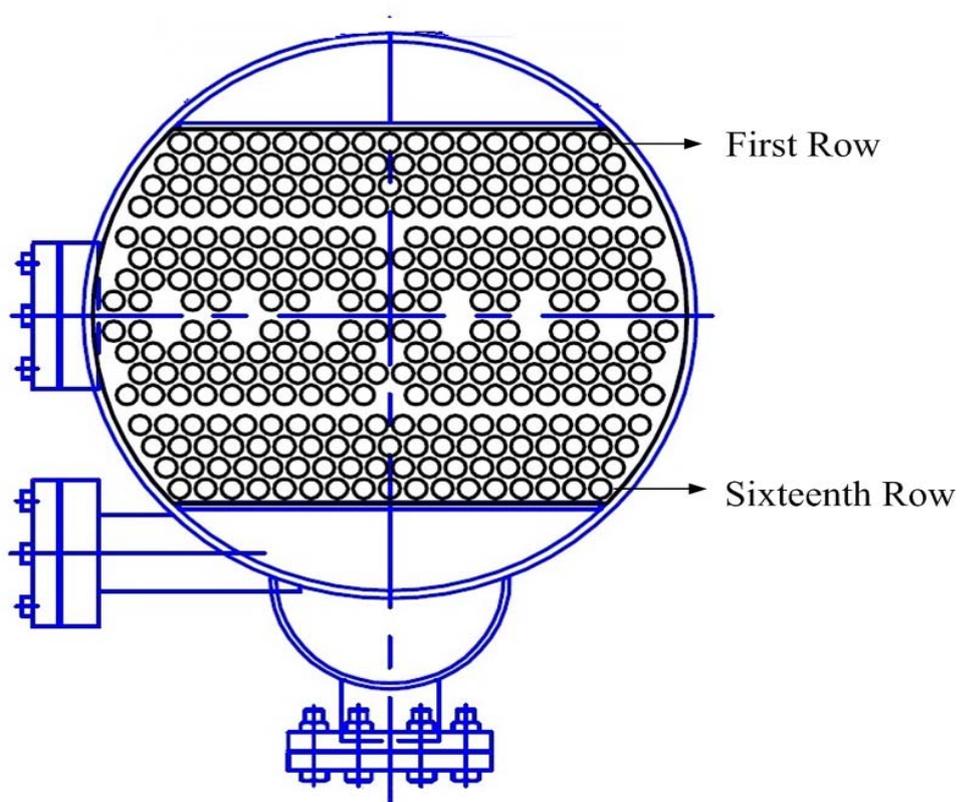


圖 3-24 冷凝器管排數排列方式

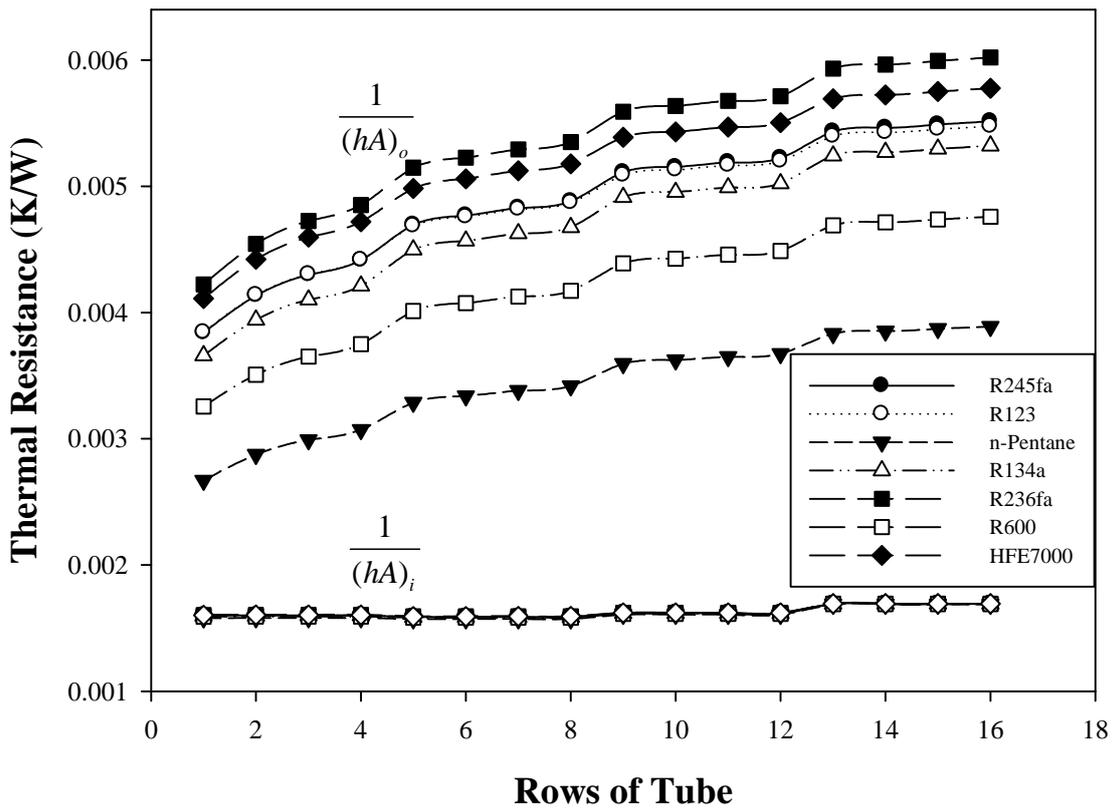


圖 3-25 冷凝器熱阻抗分佈圖

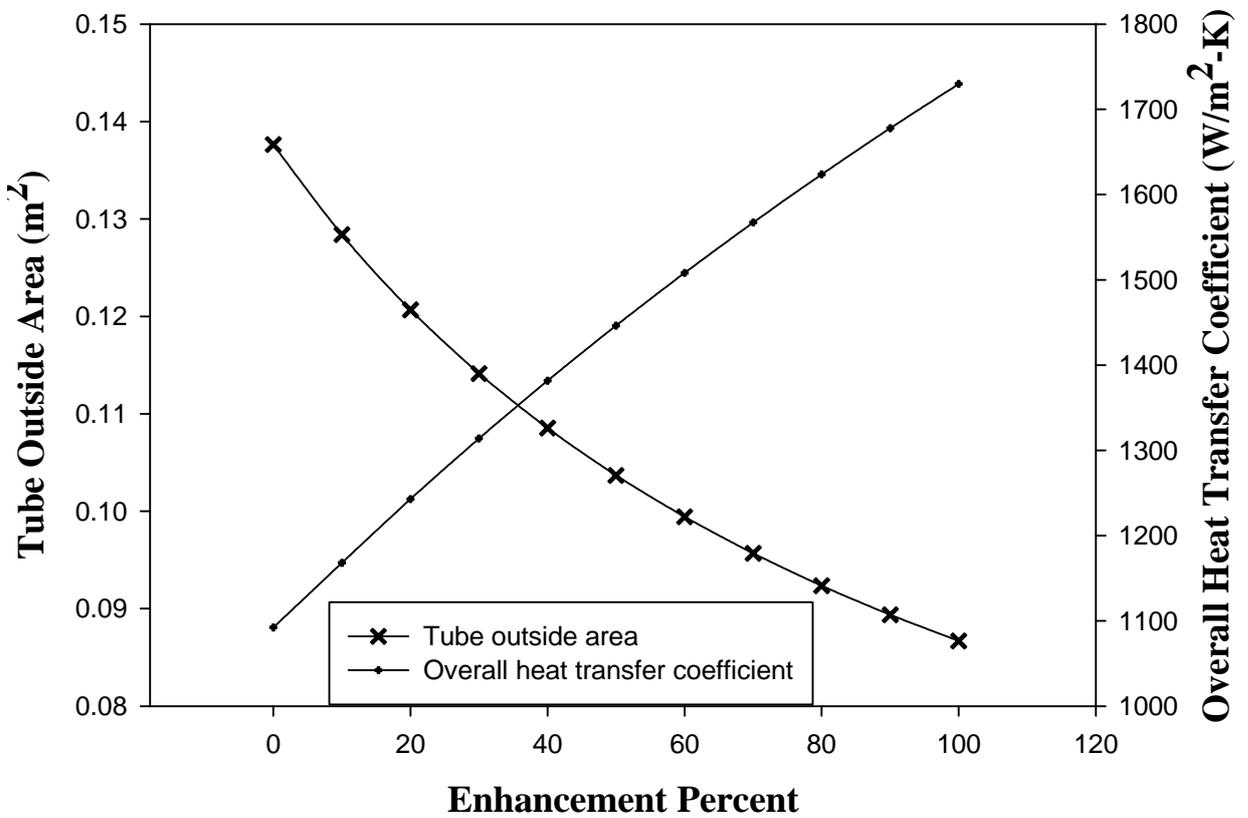


圖 3-26 增強殼側熱傳係數效果圖

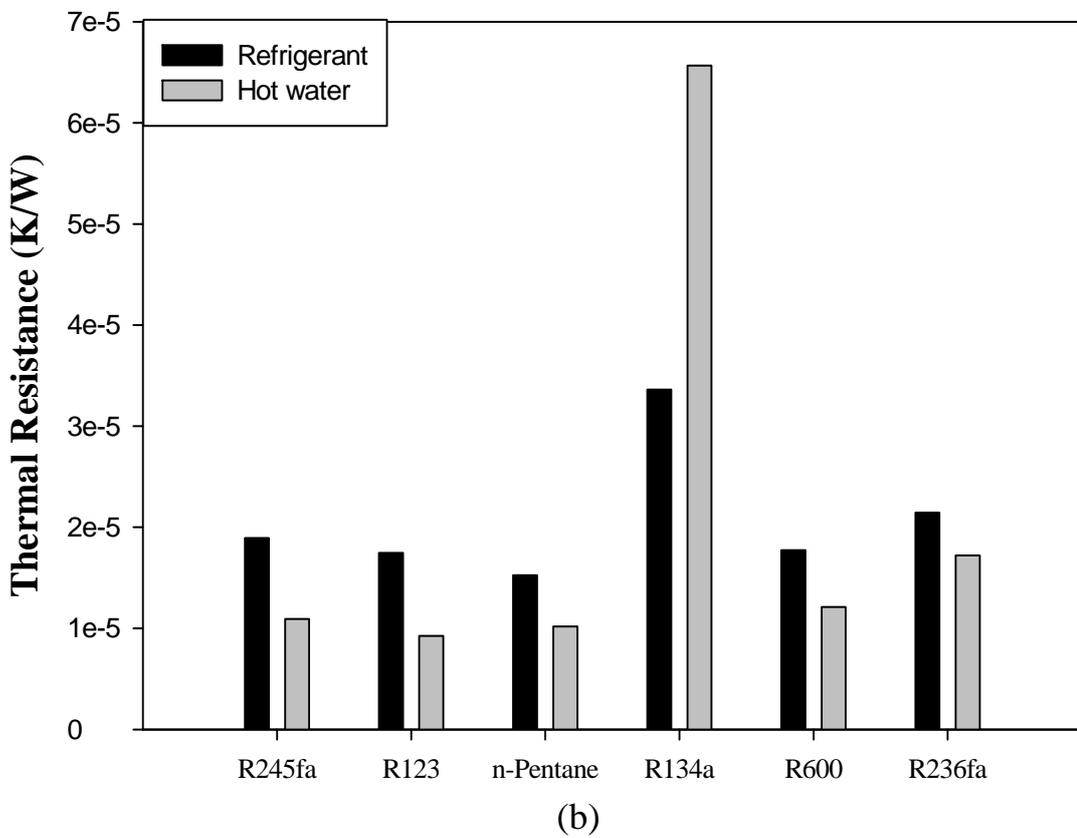
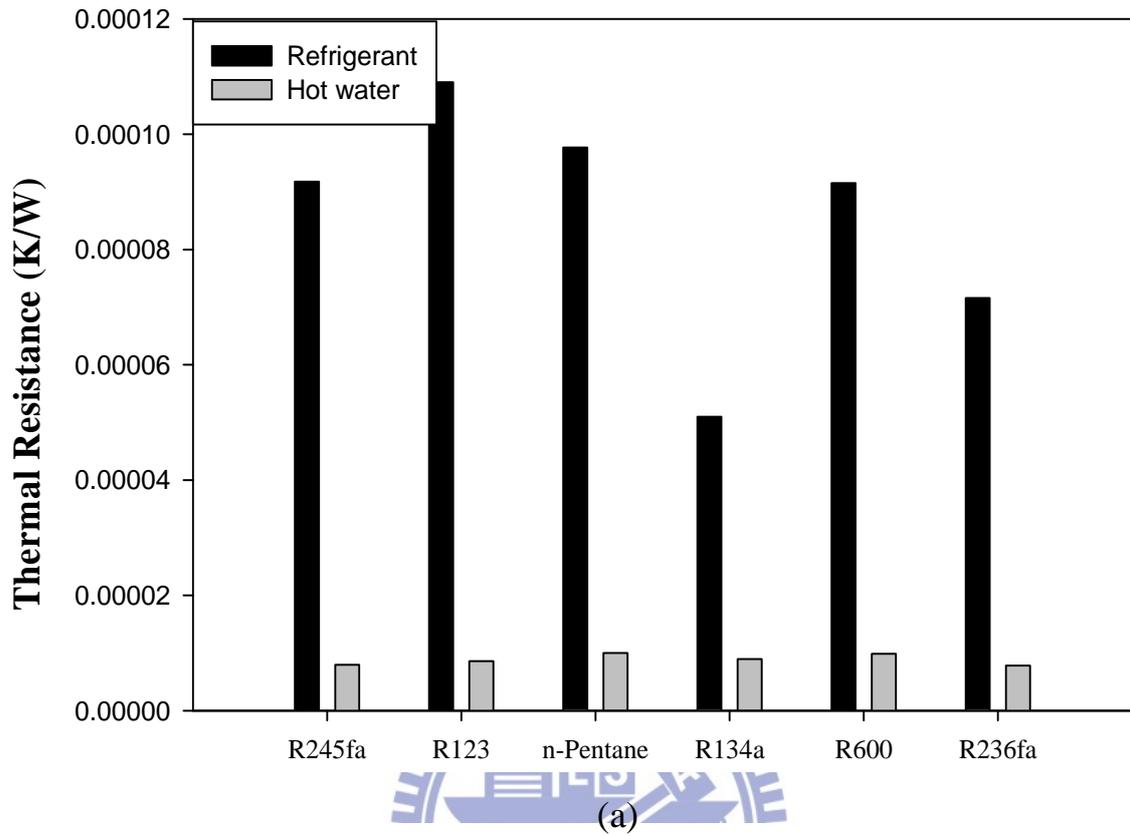
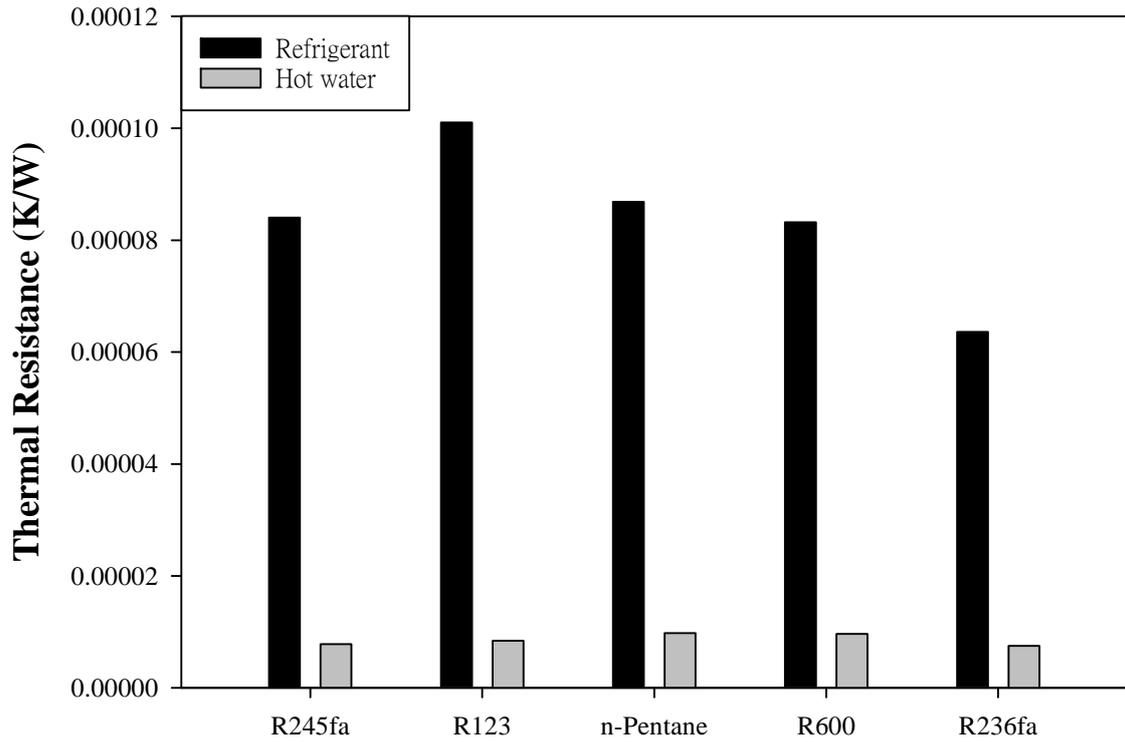
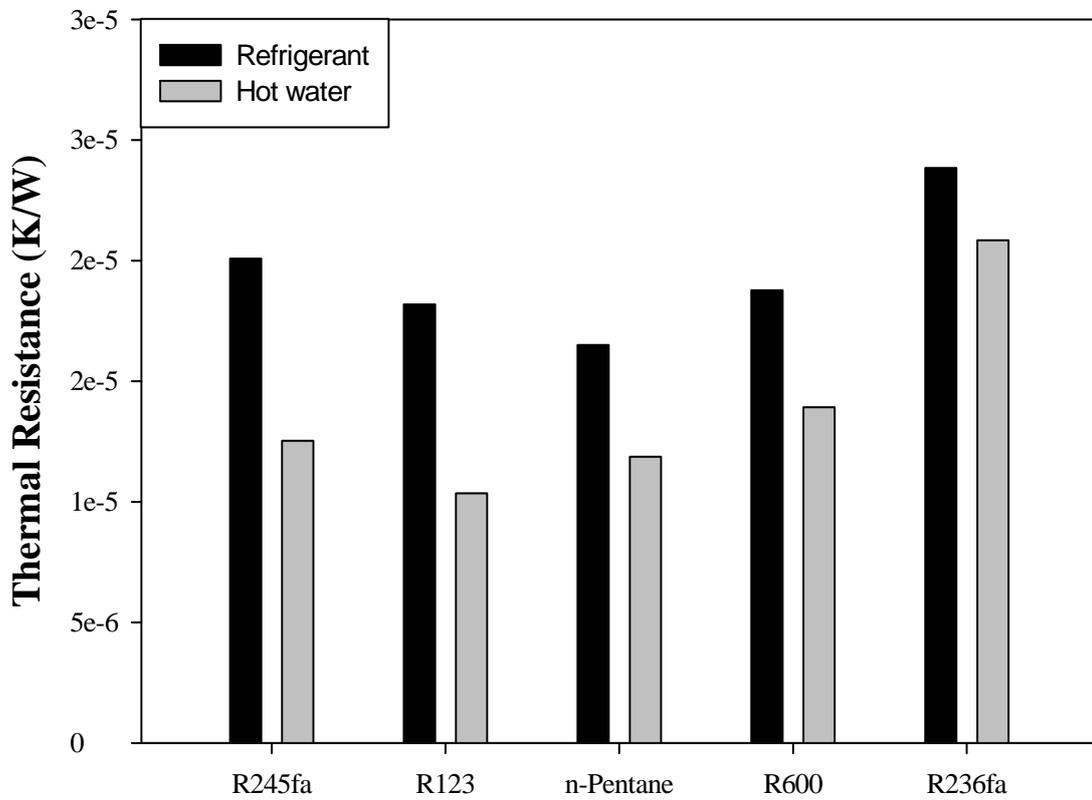


圖 3-27 蒸發器熱阻抗分佈圖(渦輪機入口為飽和蒸汽)(a)預熱區；(b)蒸發區



(a)



(b)

圖 3-28 蒸發器熱阻抗分佈圖(渦輪機入口為兩相狀態) (a)預熱區；(b)蒸發區

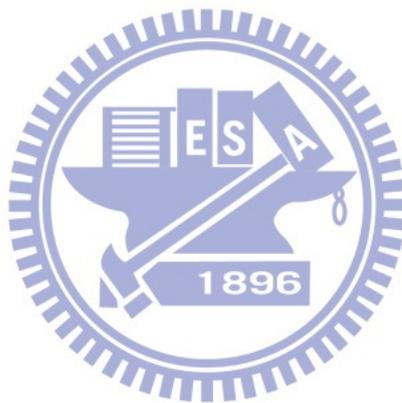
第四章 結論

本研究利用熱力學定律分析七種工作流體在 50kW 有機朗肯循環系統下的優劣性，以篩選出合適的工作流體；由分析結果指出 R134a、HFE7000 及 R236fa 效果較差，並不適合當本研究所設定條件下的工作流體；且結果顯示渦輪機入口狀態為飽和蒸汽時比入口為兩相區好，所以應將渦輪機入口條件設在飽和蒸汽狀態。有機朗肯循環系統的熱效率與工作流體的熱力性質息息相關，但卻無法從單一性質判斷出各工作流體熱效率的高低，本文認為傑寇數(Ja)能夠判別不同工作流體間的熱效率，其定義為蒸發器中顯熱與潛熱的比值，熱效率較高的工作流體其傑寇數則會較小；然而，此趨勢只有在判斷不同工作流體熱效率時成立，為了改善此缺點，本文將傑寇數與蒸發溫度及冷凝溫度結合成一判斷式，可由 18 種工作流體分析結果得知，熱效率較高的工作流體所對應的優值(FOM)會較小，與現有文獻數據比較也符合此趨勢。

如將工作流體操作至跨臨界區域，其熱效率一般會比在次臨界區域高 5~10%，尤其溫度越高則熱效率就會大；如將操作溫度設在工作流體臨界點附近，熱效率會隨著操作壓力升高而下降，原因為在臨界點附近時隨著蒸發壓力上升其循環封閉曲線面積會減少，導致熱效率下降；當操作溫度繼續升高，循環封閉曲線面積變化將逐漸平穩，其所對應的熱效率也就較穩定。

在熱交換器分析中分別計算冷凝器與蒸發器熱阻抗分佈，結果指出在殼管式冷凝器中熱阻抗皆落在殼側，其中以 R236fa 熱阻最大，而 n-Pentane 最小，所以應改善殼側部分熱阻抗，可使用熱傳增強管(如低式鰭管)來增強熱傳性能；而在板式蒸發器中可分為蒸發區與預熱區，熱阻抗皆落於冷媒側，尤其在預熱區中兩側熱阻抗差異相當明顯，所以應設法降低預熱區冷

媒側熱阻抗；然而，由於受限於板片型式的關係，其常見改善方法效果恐怕有限，並且製造成本可能相當昂貴，較好的方法為將預熱區與蒸發區分離為兩個獨立熱交換器，再改善預熱區工作流體側的熱阻值。



參考文獻

- [1] Badr O, Probert SD, O'Callaghan PW. Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine. *Applied Energy* 1985;21:1-42.
- [2] Liu BT, Chien KH, Wang CC. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy* 2004;29:1207-1217.
- [3] Yamamoto T, Furuhashi T, Arai N, Mori K. Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy* 2001;26:239-251.
- [4] Hung TC, Wang SK, Kuo CH, Pei BS, Tsai KF. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy* 2010; 35:1403-1411.
- [5] Maizza V, Maizza A. Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering* 1996;16:579-590.
- [6] Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy* 2007; 32:1210-1221.
- [7] Zyhowski GJ. HFC-245fa in Organic Rankine Cycle Applications. Honeywell Literature.
- [8] Tchanche BF, Papadakis G, Lambrinos G, Frangoudakis A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 2009;29:2468–2476.
- [9] Hung TC. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluid. *Energy Conversion and Management* 2001; 42:539-553.
- [10] Rayegan R, Tao YX. A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). *Renewable Energy*, 2010 ; 36(2):659-670.
- [11] Mago PJ, Chamra LM, Srinivasan K, Somayaji C. An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering* 2008;28:998-1007.
- [12] Papadopoulos AI, Stijepovic M, Linke P. On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering* 2010;30:760-769.
- [13] Madhawa Hettiarachchi HD, Golubovic M, Worek WM, Ikegami Y. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat

sources. *Energy* 2007;32:1698-1706.

[14] Roy JP, Mishra MK, Misra A. Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source. *Applied Energy* 2011; 88:2995-3004.

[15] Aljundi IH. Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle. *Renewable Energy* 2011;36:1196-1202.

[16] Lakew AA, Bolland O. Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering* 2010;30(10):1262-1268.

[17] Nguyen TQ, Slawwhite SD and Boulama KG. Power generation from residual industrial heat. *Energy Conversion and Management* 2010;51(11):2220-2229

[18] Mago PJ, Chamra LM, Somayaji C. Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, part A: Journal of Power and Energy* 2007;221:255-263.

[19] Heberle F, Bruggemann D. Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. *Applied Thermal Engineering* 2010;30:1326-1332.

[20] Devotta S, Holland FA. Comparison of theoretical rankine power cycle performance data for 24 working fluids. *Heat Recovery System* 1985;5(6): 503-510.

[21] Schuster A, Karellas S, Aumann R. Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy* 2010;35:1033-1039.

[22] Chen H, Goswami DY, Rahman MM, Stefanakos EK. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power. *Energy* 2011; 36:549-555.

[23] Hung TC, Shai TY, Wang SK. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy* 1997;22:661-667.

[24] Maizza V, Maizza A. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering* 2001;21:381-390.

[25] Calm JM, Hourahan GC. Refrigerant data update. *Heating, Piping, and Air Conditioning Engineering* 2007;79(1):50-64.

[26] TEMA, Standard of tubular exchanger manufactures Association. 6th ed., TEMA, New York.

[27] Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th Edition). Wiley.

[28] Nusselt W. The condensation of steam on cooled surfaces. *Z. ver. Tsch. Ing.*, 60,

pp.541-546 and 569-575,1916.

- [29] Butterworth D. Developments in the design of shell and tube condenser. ASME 1977 paper 77-WA/HT-24.
- [30] Eissenberg DM. An investigation of the variable affecting steam condensation on the outside of a horizontal tube bundle. PhD Thesis, University of Tennessee, Knoxville. 1972.
- [31] Ayub ZH. Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators. Heat Transfer Engineering 2003 ; 24(5):3-16
- [32] Garcia-Cascales JR, Vera-Garcia F, Corberan-Salvador JM, Gonzalves-Macia J. Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers. International Journal of Refrigeration 2007 ; 30(6):1029–1041.
- [33] Chisholm D, Wanniarachchi AS. Plate heat exchangers:plate selection and arrangement, Presented at AIChE Meeting ,Orlando, Florida,1990.
- [34] Bogaert R, Bolcs A. Global performance of a prototype brazed plate heat exchanger in a large Reynolds number range. Experimental Heat Transfer 1995 ; 8:293-311.
- [35] Martin H. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. Chemical Engineering Process, 1996 ; 35:301-310.
- [36] Kim YS. An experimental study on evaporation heat transfer characteristics and pressure drop in plate heat exchanger, M.S. thesis, Yonsei University, 1999.
- [37] Han DH, Lee KJ, Kim YH. Experiments on characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations. Applied Thermal Engineering 2003;23:1209-1225.
- [38] Somayaji C, Mago P, Chamra LM. Second law analysis and optimization of organic Rankine cycles. in: ASME Power Conference, Paper No. PWR2006-88061, Atlanta, GA, May 2–4, 2006.
- [39] 王啟川,熱交換設計,五南圖書出版股份有限公司