

國立臺灣大學工學院機械工程學研究所

碩士論文

Department of Mechanical Engineering


College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis

全凍結式儲冰槽溶冰熱傳性能研究

Study of Total-Freeze-Up Ice Storage Tank



許君嘉

CHUN-CHIA, HSU

指導教授：馬小康 博士

Advisor: Hsiao-Kang Ma, Ph.D.

中華民國九十九年六月

June, 2010

國立臺灣大學碩士學位論文
口試委員會審定書

全凍結式儲冰槽溶冰熱傳性能研究

Study of Total-Freeze-Up Ice Storage Tank

本論文係許君嘉君（學號 R93522321）在國立臺灣大學
機械工程學系完成之碩士學位論文，於民國 99 年 6 月 3 日
承下列考試委員審查通過及口試及格，特此證明

口試委員：

馬小康

（簽名）

（指導教授）

顏溪成

潘希立

系主任

張新銘

（簽名）

全凍結式儲冰槽溶冰熱傳性能研究

摘要

本研究建立內溶冰型圓型槽體水平盤繞式「儲冰槽擬穩態模擬程式」，並以此作為分析工具，探討儲冰槽溶冰熱傳與「儲冰槽溶冰熱交換有效性(ε)」關係、「溶冰盤管總熱傳係數(UA_c)」之組成參數分析、儲冰槽參數的變化，其中包含「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」、「儲冰槽盤管層數(N)」、「盤管材料熱傳導係數(K_m)」對儲冰槽溶冰熱傳性能影響。

本研究進一步藉模擬工具分析目前常用儲冰槽規範瑕疵，並提出以「儲冰槽溶冰熱交換有效性(ε)」概念制定一新的儲冰槽規範；此儲冰槽規範最大優點為改善了以往儲冰系統測試可行性問題；另以此規範檢驗總負荷相同之「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」3種類型負荷，模擬結果顯示儲冰槽槽體需分別加大1.18倍、1.32倍和不需加大；本研究希望藉由對儲冰槽熱傳性能之分析，及改善目前儲冰系統規範之盲點，期能使相關領域人員更加了解儲冰槽特性，以利於儲冰系統推廣使用。

關鍵字：儲冰系統、擬穩態模擬程式、熱傳性能、熱交換有效性、測試可行性

Study of Total-Freeze-Up Ice Storage Tank

Abstract

The study builds a numerical model of a round- type horizontal- twined total-freeze-up Ice Storage Tank (IST). This model tool can be use to analysis the relationship of the IST's discharge heat transfer characteristic and heat exchange effectiveness (ε), the combined parameter of total discharge heat coefficient(UA_c), the discharge heat transfer characteristic effective of changing IST's parameters which include IST's brine flow rate(\dot{V}_b), total number of coils inside the tank (N) and thermal conductivity of coil's material (K_m) .

The numerical model can be further analysis of the imperfect of present IST's standard and proposing a conception of using the discharge heat exchange effectiveness (ε) to build a new IST's approach. The major contribution of this IST's approach could solve the existing problem of testing feasibility. Further more, the study use the new IST's approach to examine 「 the fixed load 」 , 「 the progressively increasing load 」 and 「 the progressively decreasing load 」 . These three type of load have the same total load. The numerical result shows that IST's capacity have to increase 1.18 times, 1.32 times and unchanged separately.

The study can use as a design information to help personnel in the air conditioning field to understand the IST's characteristic for HVAC system.

Key word :

Ice Storage Tank (IST), numerical model, heat transfer characteristic, discharge heat exchange effectiveness, testing feasibility

目錄

中文摘要.....	I
英文摘要.....	II
目錄.....	III
章節目錄.....	III
圖目錄.....	VII
表目錄.....	X I
符號表.....	X III

章節目錄

第一章 研究背景.....	1
1.1 儲冰空調簡介.....	1
1.2 儲冰槽溶冰性能分析相關文獻回顧.....	4
1.3 本文研究目的及架構.....	5
1.3.1 本文研究目的.....	5
1.3.2 本文研究架構.....	5
第二章 儲冰槽溶冰熱傳理論說明.....	7
2.1 溶冰熱平衡.....	8
2.2 儲冰槽溶冰時期槽內冰層及水層變化情形.....	9
2.3 溶冰水環未相交期熱傳模式分析.....	10
2.3.1 盤管內滷水帶走熱量速率 (\dot{Q}_C).....	10
2.3.2 盤管外溶解水環水溫變化熱量速率 (\dot{Q}_W).....	12
2.3.3 盤管外冰層溶解熱量速率 (\dot{Q}_{HT}).....	13

2.3.4 槽體與大氣接觸熱失熱量速率 (\dot{Q}_T)	13
2.4 溶冰水環相交期熱傳模式分析.....	15
2.4.1 盤管內滷水帶走熱量速率 (\dot{Q}_C)	15
2.4.1.1 「相交角度 (θ) 外」盤管內滷水帶走熱量速率 (\dot{Q}_{C1})	15
2.4.1.2 「相交角度 (θ) 內」盤管內滷水帶走熱量速率 (\dot{Q}_{C2})	16
2.4.2 盤管外溶解水環水溫變化熱量速率 (\dot{Q}_W)	17
2.4.2.1 「相交角度 (θ) 外」盤管外溶解水環水溫變化熱量速率 (\dot{Q}_{W1})	17
2.4.2.2 「相交角度 (θ) 內」盤管外溶解水環水溫變化熱量速率 (\dot{Q}_{W2})	18
2.4.3 盤管外冰層溶解熱量速率 (\dot{Q}_{HT})	18
2.4.4 槽體與大氣接觸熱失熱量速率 (\dot{Q}_T)	18
2.5 熱對流關係式.....	19
2.5.1 管內滷水流動熱對流係數 (H_{TB})	19
2.5.2 盤管外儲冰槽水自然對流係數 (H_{WBA})	20
2.6 儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε) 定義及公式推導	21
2.6.1 溶冰熱交換有效性 (ε) 定義	21
2.6.2 溶冰熱交換有效性 (ε) 公式推導.....	21
第三章 儲冰槽溶冰熱傳系統模型之建立	23
3.1 設定控制體積.....	23
3.2 判斷盤管間溶冰水環是否相交及角度計算式.....	24
3.3 擬穩態數值模型模擬流程	25

3.4 擬穩態數值模型輸出結果	26
第四章 儲冰槽溶冰熱傳特性分析.....	27
4.1 「儲冰槽溶冰熱交換有效性(ε)」與「儲冰槽滷水盤管進水溫($T_{b,in}$)」及「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」之關係.....	28
4.1.1 輸出結果討論.....	29
4.1.2 熱交換有效性(ε)、釋冷速率(\dot{Q}_c)、總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$)、滷水盤管出水溫($T_{b,out}$)與時間(t)及化冰率(Xd)關係圖表.....	30
4.2 「溶冰盤管總熱傳係數(UA_c)」參數分析	32
4.2.1 UA_c 組成及影響因素	32
4.2.2 模型輸出及結果討論	32
4.3 改變「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」對儲冰槽輸出影響	34
4.3.1 輸出結果討論.....	35
4.3.2 熱交換有效性(ε)、釋冷速率(\dot{Q}_c)、總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$)、滷水盤管出水溫($T_{b,out}$)與時間(t)及化冰率(Xd)關係圖表.....	36
4.4 改變「盤管層數(N)」探討對「溶冰水環相交期」發生之影響	38
4.4.1 「溶冰水環相交期」之發生與儲冰槽內部幾何形狀關係討論	38
4.5 「 R_{tube} 變化(盤管材料熱傳導係數 K_m 變化)」對儲冰槽輸出影響	40
4.5.1 輸出結果討論.....	40
4.5.2 熱交換有效性(ε)、釋冷速率(\dot{Q}_c)、總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$)、滷水盤管出水溫($T_{b,out}$)與時間(t)及化冰率(Xd)關係圖表.....	42
第五章 結果與討論.....	44

5.1 假設「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」三 CASE 案例	45
5.1.1 「負荷固定」案例釋冷特性分析	46
5.1.2 「負荷遞增」案例釋冷特性分析	48
5.1.3 「負荷遞減」案例釋冷特性分析	50
5.1.4 合併 CASE_1 至 CASE_3 各時段(t) 儲冰槽各項輸出情形	52
5.1.5 合併 CASE_1 至 CASE_3 各化冰率(Xd) 儲冰槽各項輸出情形	53
5.2 現行儲冰槽規範瑕疵探討	54
5.2.1 規範「儲冰槽最大潛熱量(最大結冰量)」及「儲冰槽內滷水盤管熱交換面積」瑕疵	54
5.2.2 規範「離開儲冰槽某一出水溫($T_{b,out}$)下之總釋冷量」瑕疵	56
5.3 導入儲冰槽溶冰熱交換有效性(ε) 規範討論	61
5.3.1 「儲冰槽溶冰熱交換有效性(ε)」規範內容	61
5.3.2 「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷固定」案例影響	62
5.3.3 「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷遞增」案例影響	66
5.3.4 「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷遞減」案例影響	70
5.3.5 導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」影響及優點	73
第六章 結論與建議	76
6.1 結論	76
6.2 建議	77
參考文獻	78

圖目錄

圖 1- 1 台灣夏季用電規律圖	1
圖 1- 2 傳統中央空調系統架構	2
圖 1- 3 全量儲冰式中央空調系統架構	2
圖 1- 4 冰盤管示意圖	3
圖 1- 5 內溶冰示意圖	3
圖 2- 1 儲冰槽構造圖	7
圖 2- 2 儲冰槽斷面圖	7
圖 2- 3 溶冰熱平衡組成	8
圖 2- 4 溶冰時期儲冰槽內滷水盤管、冰層及水環層分佈圖	9
圖 2- 5 溶冰水環未相交期示意圖	9
圖 2- 6 溶冰水環相交期示意圖	10
圖 2- 7 $\dot{Q}_C = UA_C \times (T_b - 0^\circ\text{C})$ 熱傳機制示意圖 ($UA_C = 1/(R_{in} + R_{tube} + R_{wi})$)	11
圖 2- 8 ΔM_w 、 M_{w_n} 、 M_{w_o} 示意圖 ($\Delta M_w = M_{w_n} - M_{w_o}$)	12
圖 2- 9 $\dot{Q}_T = UA_T \times (T_{amb} - T_{bulk_n})$ 熱傳機制示意圖 ($UA_T = 1/(R_{air} + R_{tank} + R_{wo})$)	14
圖 2- 10 滷水盤管與相鄰盤管間水環相交角度 θ 示意圖	15
圖 2- 11 儲冰槽盤管彎曲形狀圖	19
圖 3- 1 分割每一滷水盤管為數個控制體積線段示意圖	23
圖 3- 2 控制體積大小示意圖	23

圖 3-3 滷水盤管與相鄰盤管間水環相交角度 θ 示意圖	24
圖 3-4 擬穩態數值模型模擬流程圖	25
圖 3-5 擬穩態數值模型輸出結果	26
圖 4-1 「表 4-1 輸入」 RT 與 t 變化圖	28
圖 4-2 「表 4-1 輸入」 ε 與 X_d 變化圖	29
圖 4-3 「表 4-1 輸入」 ε 、 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 t 、 X_d 變化關係圖	31
圖 4-4 「表 3-1 參數輸入」 R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 三熱組佔比 (%) 與 X_d 變化圖	33
圖 4-5 「表 4-4 輸入」 ε 與 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 變化圖	34
圖 4-6 「表 4-4 輸入」 \dot{Q}_C 與 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 變化圖	34
圖 4-7 「表 4-4 輸入」 ε 與 X_d 變化圖	35
圖 4-8 「表 4-4 輸入」 \dot{Q}_C 與 X_d 變化圖	35
圖 4-9 「表 4-6 輸入」 ε 與 X_d 變化圖	40
圖 4-10 「表 4-6 輸入」 \dot{Q}_C 與 X_d 變化圖	40
圖 4-11 「表 4-6 輸入」 t 、 X_d 、 ε 、 RT 變化關係 6 圖表	43
圖 5-1 「負荷固定案例」各時段供冷速率(\dot{Q}_C)條件	46
圖 5-2 「負荷固定案例」各時段釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出	47
圖 5-3 「負荷固定案例」各化冰率(X_d) 釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出	47

圖 5-4 「負荷遞增案例」各時段供冷速率(\dot{Q}_C)條件.....	48
圖 5-5 「負荷遞增案例」各時段(t)釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出	49
圖 5-6 「負荷遞增案例」各化冰率(Xd)釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出	49
圖 5-7 「負荷遞減案例」各時段供冷速率(\dot{Q}_C)條件.....	50
圖 5-8 「負荷遞減案例」各時段釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出	51
圖 5-9 「負荷遞減案例」各化冰率(Xd)釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出	51
圖 5-10 各時段 CASE_1 至 CASE_3 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 \dot{V}_b 、 ϵ 、Xd 六項輸出	52
圖 5-11 各化冰率(Xd) CASE_1 至 CASE_3 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 \dot{V}_b 、 ϵ 、Xd 六項輸出	53
圖 5-12 CASE_1 至 CASE_3 各時段及各化冰率(Xd) \dot{V}_b 輸出	54
圖 5-13 CASE_1 至 CASE_3 各化冰率(Xd) $T_{b,out}$ 輸出	56
圖 5-14 「表 5-4 輸入」之 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 \dot{V}_b 對 t 及 Xd 模型輸出.....	58
圖 5-15 「負荷固定案例」釋冷速率(\dot{Q}_C)為 52.7 kW 及 35.2 kW， $T_{b,out}$ 為 5°C 下之「有效化冰率」輸出情形.....	59
圖 5-16 導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷固定」案例分析.....	64

圖 5-17 「負荷固定」案例儲冰槽盤管層數改為 66 層（原 56 層）輸出情形	65
圖 5-18 導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷遞增」案例分析	68
圖 5-19 「負荷遞增」案例儲冰槽盤管層數改為 74 層（原 56 層）輸出情形	69
圖 5-20 導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷遞減」案例分析	72



表目錄

表 3-1 儲冰槽參數設定案例.....	26
表 4-1 六組 $T_{b,in}$ 及 \dot{V}_b 輸入值	28
表 4-2 溶冰過程影響 R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 三熱組因素.....	32
表 4-3 「表 3-1 參數輸入」 R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 三熱組佔比 (%) 與 Xd 變化表	33
表 4-4 四組 \dot{V}_b 輸入值.....	34
表 4-5 四組盤管層數輸入值.....	38
表 4-6 四組 K_m 輸入值.....	40
表 4-7 ε 在不同盤管材質(K_m)及化冰率(Xd)下之值	41
表 4-8 釋冷速率(\dot{Q}_C)在不同盤管材質(K_m)及化冰率(Xd)下之值.....	41
表 5-1 第五章 CASE_1 至 CASE_3 儲冰槽最大總釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$) 分析	45
表 5-2 「圖 5-13」 $T_{b,out}=5^{\circ}\text{C}$ 限定下 CASE_1 至 CASE_3 有效化冰率 (Xd) 輸出情形	57
表 5-3 CASE_1 至 CASE_3 釋冷速率(\dot{Q}_C)與「有效化冰率」關係比較表.....	57
表 5-4 總釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$) 相同之 2 組「負荷固定」輸入案例.....	57
表 5-5 「圖 5-15」 「有效化冰率」輸出情形.....	59
表 5-6 「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」三案例之儲冰槽溶冰釋冷有效性規範差異及測試點輸入及輸出需求	73

表 5-7 「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」三案例在「儲冰槽溶冰釋冷有效 性規範」下需增大儲冰槽容量	73
---	----



符號表

符號名稱	符號說明	單位 (SI 制)	單位 (英制)
θ	「溶冰水環相交期」滷水盤管與相鄰盤管間水環相交角度	Rad	Rad
ε	儲冰槽溶冰熱交換有效性	--	--
$\Sigma Q_c \Delta t$	溶冰總熱傳量	1kW*Hr= 3,600 kJ	1RT-HR= 12,000 Btu
ΔM_w	時間 t_o 至 t_n ，新產生水環質量	Kg	Lbm
ΔM_{w1}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」 時間 t_o 至 t_n ，新產生水環質量	Kg	Lbm
ΔM_i	時間 t_o 至 t_n 時，溶解冰質量	Kg	Lbm
ΔM_{i1}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」 時間 t_o 至 t_n 時，溶解冰質量	Kg	Lbm
Δt	設定時間間隔 (= 時間 t_o 至 t_n)	min	min
\dot{m}_b	每層盤管滷水質量流率	Kg/hr	Lbm/hr
\dot{m}_f	滷水盤管外儲冰槽儲能介質質量流率	Kg/hr	Lbm/hr
\dot{Q}_c	盤管內滷水帶走熱量速率；亦為釋冷至負荷端速率，簡稱「儲冰槽釋冷速率」	W	Btu/hr
\dot{Q}_w	盤管外溶解水環水溫變化熱量速率	W	Btu/hr
\dot{Q}_{HT}	盤管外冰層溶解熱量速率	W	Btu/hr

\dot{Q}_T	儲冰槽槽體與大氣接觸熱損失速率	W	Btu/hr
\dot{Q}_{c1}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」 盤管內滷水帶走熱量速率	W	Btu/hr
\dot{Q}_{c2}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」 盤管內滷水帶走熱量速率	W	Btu/hr
\dot{Q}_{w1}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」 盤管外溶解水環水溫變化熱量速率	W	Btu/hr
\dot{Q}_{w2}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」 盤管外溶解水環水溫變化熱量速率	W	Btu/hr
\dot{V}_b	儲冰槽滷水流量	m ³ /sec	gal/min
A_T	槽壁面積	m ²	ft ²
c_b	滷水比熱	J/(Kg/°C)	Btu/(lbm × °F)
c_f	儲能介質比熱	J/(Kg/°C)	Btu/(lbm × °F)
CPW	水之比熱	J/(Kg/°C)	$\frac{1}{\text{Btu/(lbm} \times \text{°F)}}$
D_o	盤管外徑	m	ft
Di	盤管內徑	m	ft
D_{wat}	融化水環半徑	m	ft
D_{wat_n}	時間 $t = t_n$ 時，水環直徑	m	ft
D_{wat_o}	時間 $t = t_o$ 時，水環直徑	m	ft

Des_i	冰密度	Kg/m^3	57.5 lbm/ft^3
Des_w	水密度	Kg/m^3	約 62.4 lbm/ft^3
H_{TB}	管內滷水流動熱對流係數	$\text{W/(m}^2 \times ^\circ\text{C)}$	$\text{Btu/hr/ft}^2/^\circ\text{F}$
HF	水之溶解熱	kW/kg	約 143.4 Btu/lbm
K_m	盤管材料熱傳導係數	約 $0.31 \text{ W/(m} \times ^\circ\text{C)}$	$\text{Btu/hr/ft/}^\circ\text{F}$
K_w	水熱傳導係數	$\text{W/(m}^2 \times ^\circ\text{C)}$	$\text{Btu/hr/ft/}^\circ\text{F}$
L	每層盤管長度	m	ft
L_{seg}	分割管段盤管長度（定義詳 3.1 節）	m	ft
M_{w_n}	時間 $t = t_n$ 時，水環質量	kg	lbm
M_{w_o}	時間 $t = t_o$ 時，水環質量	kg	lbm
M_{w_n1}	「溶冰水環相交期相交角度（ θ ）外」 時間 $t = t_o$ 時，水環質量	kg	lbm
M_{w_o1}	「溶冰水環相交期相交角度（ θ ）外」 時間 $t = t_o$ 時，水環質量	kg	lbm
N	儲冰槽滷水盤管層數	--	--
P	盤管間徑向間距	m	ft
PL	盤管間軸向間距	m	ft

R_{air}	儲冰槽槽壁周圍大氣對流熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{in}	管內滷水側對流熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{in1}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」 管內滷水側對流熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{in2}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」 管內滷水側對流熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
$R_{tan k}$	儲冰槽槽壁傳導熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{tube}	管壁傳導熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{tube1}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」 管壁傳導熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{tube2}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」 管壁傳導熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{wi}	管外水環傳導熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{wi1}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」 管外水環傳導熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{wi2}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」 管外水環傳導熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
R_{WO}	儲冰槽槽壁內水環對流熱阻	$^{\circ}\text{C} / \text{W}$	$\text{hr} \times ^{\circ}\text{F} / \text{Btu}$
T_{amb}	槽體與大氣接觸溫度	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
T_b	管內滷水水溫	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$

$T_{b,in}$	儲冰槽滷水盤管進水溫	°C	°F
$T_{b,out}$	儲冰槽滷水盤管出水溫	°C	°F
T_{bulk_n}	時間 $t = t_n$ 時，溶解水環平均溫度	°C	°F
T_{bulk_o}	時間 $t = t_o$ 時，溶解水環平均溫度	°C	°F
UA_c	溶冰盤管總熱傳係數	W/°C	Btu/hr/°F
UA_{c1}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」 溶冰盤管熱傳總熱傳係數	W/°C	Btu/hr/°F
UA_{c2}	「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」 溶冰盤管熱傳總熱傳係數	W/°C	Btu/hr/°F
UA_T	溶冰槽體總熱傳係數	W/°C	Btu/hr/°F
W	乙二醇濃度	%	%
Xd	化冰率 ($0 \leq Xd \leq 1$, 0: 槽內完全結冰; 1: 槽內完全化冰)	--	--

第一章 研究背景

1.1 儲冰空調簡介

提高能源使用效率，對能源有效管理較開發各項節能措施更具潛在價值；其中「儲冰式空調系統」即是對能源有效管理重要工具之一。

台灣夏季用電情形如（圖 1-1）所示，夏季尖峰用電時電力公司啟動發電機組供應電力負載需求，但離峰時無法停機，機組運轉於低效率，使能源使用效率大打折扣。

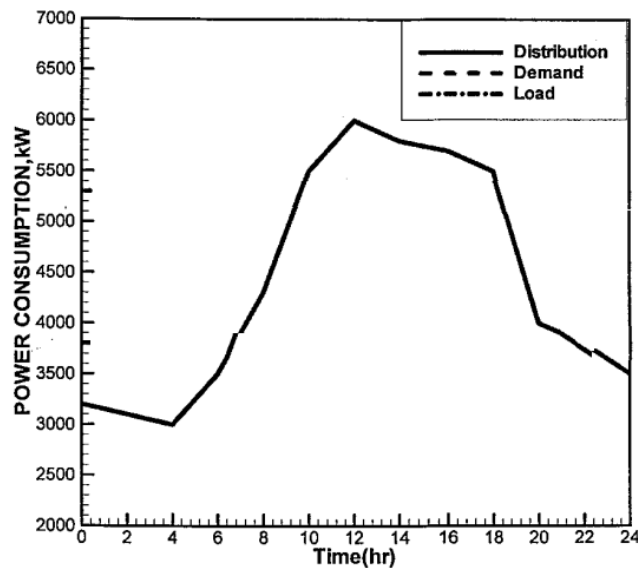


圖 1-1 台灣夏季用電規律圖

台灣夏日尖峰用電，空調用電佔 30% 以上；儲冰式空調，恰能於用電離峰時段儲存冷能於儲冰槽中，再於尖峰時段釋出冷能，因此應用儲冰空調功用「能轉移尖峰負載空調用電量至離峰時段」，故電力公司可因此提高發電機組運轉效率，電力用戶亦可賺取電價優惠，獲得設置經濟效益。

「傳統中央空調系統」及「全量儲冰式中央空調系統」組成架構分別如（圖 1-2）及（圖 1-3）所示，儲冰式空調較傳統空調多出了儲冰槽及熱交換器等 2 個熱傳組件。

儲冰空調之系統運作主要為離峰時段啟動冰水主機，並將冷能儲存於儲冰槽中，再於日間尖峰時將冷能取出。由於冰水主機耗電量佔整體空調系統用電量 70% 以上，因此儲冰量愈高，愈能減少日間尖峰空調用電量。

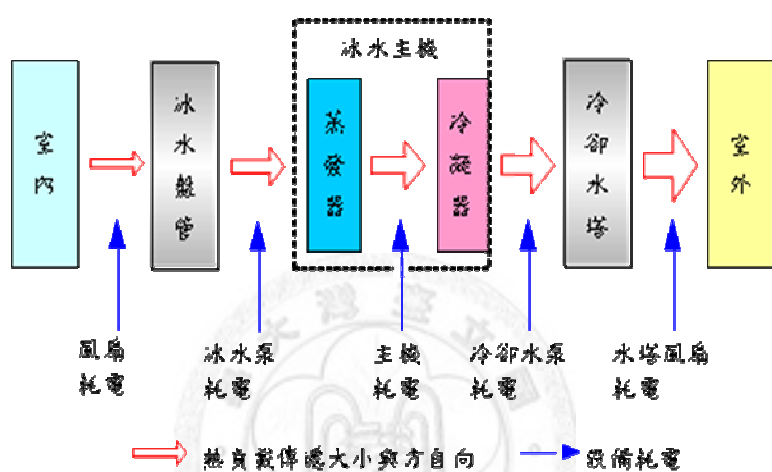


圖 1-2 傳統中央空調系統架構

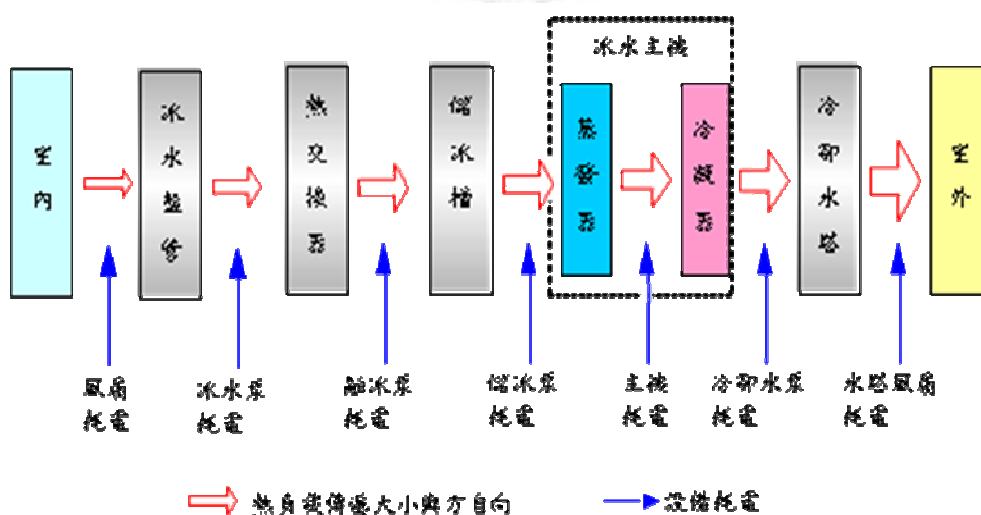


圖 1-3 全量儲冰式中央空調系統架構

儲冰空調之名詞定義如下：

1. 冰盤管 (Ice-on-Coil)：儲冰設備由浸在水槽中的盤管或其他熱交換器所組成。
在儲冰模式，低溫二次冷媒循環流過盤管，使盤管外表結冰，如（圖 1-4）所示。

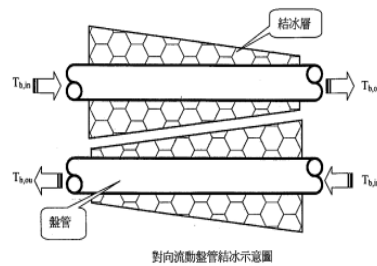


圖 1-4 冰盤管示意圖

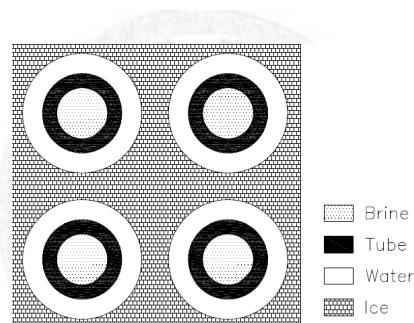


圖 1-5 內溶冰示意圖

2. 內溶冰：在溶冰模式，高溫二次冷媒流過盤管，從冰的內部開始藉由溶化盤管的冰來冷卻，如（圖 1-5）所示。

3. 單位 RT-Hr:

儲冰空調熱當量單位（累積釋冷量單位），本文以 kW*Hr 表示， $1\text{RT-Hr}=3.516$

$\text{kW*Hr}=3,024 \text{ kcal}$

1 RT-Hr 相當於 0.041m^3 (0.345m)³，0°C 冰溶化成 0°C 水所釋出熱量。

4. 單位 RT:

空調熱速率單位，本文以 kW 表示， $1\text{RT}=3.516 \text{ kW}=3,024 \text{ kcal/Hr}$ 。

1.2 儲冰槽溶冰性能分析相關文獻回顧

內容冰儲冰槽數值模型分析已有很多發表，國外文獻有 Jekel (1993) 等人利用熱傳分析內容冰儲冰槽的儲冰與溶冰時熱傳特性、Strand (1994) 等人將儲冰槽視為熱交換器作熱傳分析、Neto (1997) 等人利用擬穩態的方法發展數值模式，模擬儲冰及溶冰情況，計算儲冰及溶冰時因冰層或水層的重合而產生的重疊現象；國內文獻有吳澄堂(2001) 及楊百經(2001)分別開發直立管束內融冰儲冰槽溶冰及儲冰模型之研究。

在上述文獻中，對本文影響深入者為 Jekel (1993) 及 Neto (1997) 二篇文獻，茲整理二篇文獻內容大綱如下：

1. Jekel. 等人(1993)以理論模式研究水平管束內容冰式圓型儲冰槽儲溶冰模型，該文獻特點如下：

- (1) 此模型導入基本熱傳遞（傳導及對流理論）及熱力學（能量平衡）原理分析儲冰槽儲/溶冰時，從管內滷水到管外儲能介質（水）的熱傳速率變化。
- (2) Jekel. 等人並以熱交換器之有效性觀念代入儲冰槽熱傳分析中，分析儲冰槽儲/溶冰行為與有效性關係。
- (3) 此模型最大限制處為將盤管視為單一線段，此假設導致由管內滷水到管外儲能介質（水）之總熱傳係數在某一分析時刻保持固定；另外亦無法準確分析儲冰時相鄰盤管間冰環或溶冰時相鄰盤管間水環角度相交問題，簡化角度相交問題發生在一半盤管間距位置處。

2. Neto 及 Krarti(1997)以理論模式研究水平管束內容冰式圓型儲冰槽儲溶冰模型，該文獻突破了 Jekel. 將盤管視為一個線段方式所產生的限制問題，替代為切割單一盤管為數個較小線段；此模型特點如下：

- (1) 由於切割單一盤管為數個較小線段，故此模型可精準分析儲冰時相鄰盤管間冰環或溶冰時相鄰盤管間水環角度相交問題。

- (2) 由於切割單一盤管為數個較小線段，每個較小線段之滷水入水溫為前一個較小線段滷水出水溫，影響了每個較小線段盤管外冰層厚度變化及水層溫度變化之計算方式；此模型已相當接近實際儲冰槽運作型態。
- (3) 此文獻並對於滷水盤管外水自然熱對流係數及滷水盤管內滷水流動熱對流係數作一分析及調查，並決定上述熱對流係數之採用公式。
- (4) 此模型發展了一滷水流經盤管產生壓損值之計算方式，但與實驗數據比較有相當誤差。

除上述文獻外，Zhu 等人 (2001) 考量冰/水之密度差引起之浮力作用，使內溶冰水平盤繞式儲冰槽在溶冰時盤管外溶冰水環呈現一非同心圓 (eccentric) 形狀，並探討此浮力作用將造成水環破冰，及破冰後冰之浮動將導致溶冰熱傳速率增加。

1.3 本文研究目的及架構

1.3.1 本文研究目的

儲冰槽為儲冰空調系統之核心；儲冰槽性能對「儲冰空調系統」功能具關鍵影響，能否掌握儲/溶冰時儲冰槽性能（儲/溶冰速率及量），將影響儲冰空調系統之優劣及設置效益，甚至影響空調系統成敗。

本研究希望藉由對儲冰槽熱傳性能之分析，及改善目前儲冰系統規範之盲點，期能使相關領域人員更加了解儲冰槽特性，以利於儲冰系統推廣使用。

1.3.2 本文研究架構

1. 本文第一步欲先了解「內溶冰型圓型槽體水平盤繞式儲冰槽」各項熱傳機制；並以此發展出內溶冰型圓型槽體水平盤繞式「儲冰槽擬穩態模擬程式」，並以此作為以後各章分析工具。（詳本文第二、三章）
2. 本文第二步分析「儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε)」概念與儲冰槽溶冰熱傳問題分析、「溶冰盤管總熱傳係數 (UA_c)」之組成參數分析；另探討改變「儲冰槽

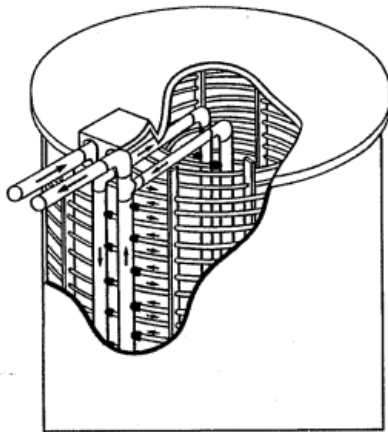
滷水流量 (\dot{V}_b)」、「儲冰槽盤管層數 (N)」、「盤管材料熱傳導係數 (K_m)」，對儲冰槽溶冰熱傳性能影響。（詳本文第四章）

3. 本文第三步探討目前工程上常用的儲冰槽規範，藉模擬工具分析是否存有瑕疵。（詳本文第五章 5.1 及 5.2 節）
4. 本文第四步藉「儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε)」概念，制訂一儲冰槽規範，並分析此規範是否能克服設計及檢驗時困難；另最後探討此規範實行上之步驟，包含檢驗方式，最後歸納出此為目前最適用儲冰工程規範方式。（詳本文第五章 5.3 節）

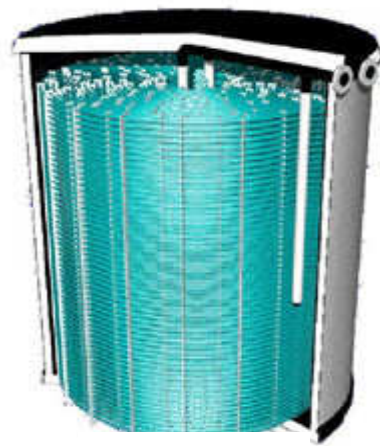


第二章 儲冰槽溶冰熱傳理論說明

本章研究之「圓型槽體水平盤繞式冰盤管 (Ice-on-Coil) 內容冰型儲冰槽」儲冰槽構造圖及實體圖如 (圖 2-1) 所示，儲冰槽斷面圖如 (圖 2-2) 所示。

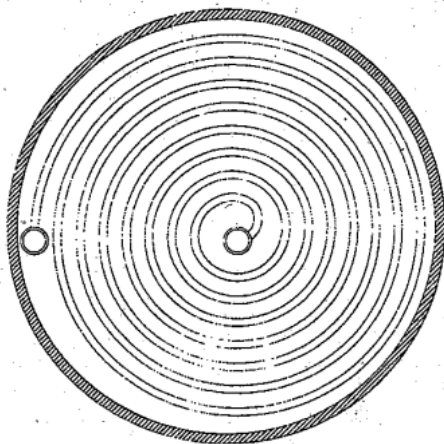


儲冰槽構造圖

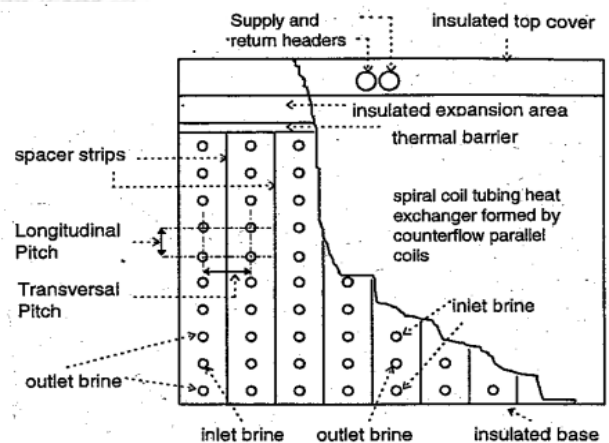


儲冰槽實體圖

圖 2-1 儲冰槽構造圖



儲冰槽斷面圖_俯視圖



儲冰槽斷面圖_前視圖

圖 2-2 儲冰槽斷面圖

2.1 溶冰熱平衡

儲冰槽溶冰熱平衡組成如（圖 2-3）所示，由盤管內滷水帶走熱量速率（ \dot{Q}_C ）、盤管外溶解水環水溫變化熱量速率（ \dot{Q}_W ）、盤管外冰層溶解熱量速率（ \dot{Q}_{HT} ）、儲冰槽槽體與大氣接觸熱失熱量速率（ \dot{Q}_T ）組成，上述四項之平衡等式如下：

$$\dot{Q}_C + \dot{Q}_W = \dot{Q}_{HT} + \dot{Q}_T \quad (2-1)$$

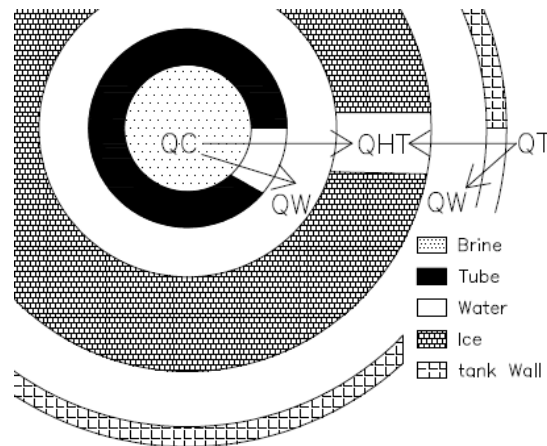


圖 2-3 溶冰熱平衡組成

\dot{Q}_C 亦為釋冷至負荷端速率（儲冰槽釋冷速率），簡稱「釋冷速率」。

2.2 儲冰槽溶冰時期槽內冰層及水層變化情形

溶冰時期儲冰槽內滷水盤管、冰層及水環層分佈圖如（圖 2-4）所示：

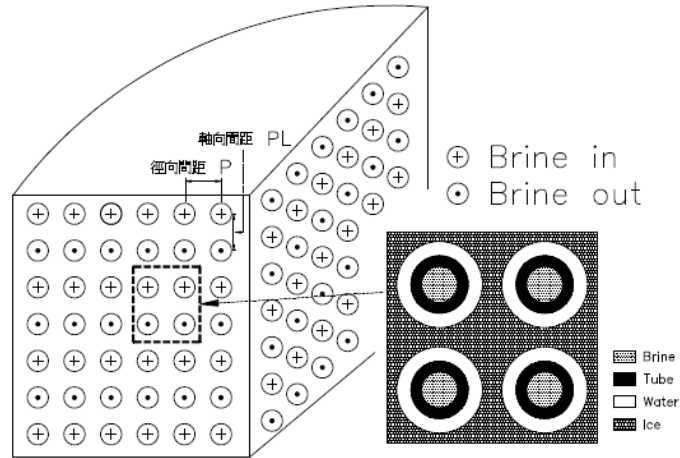


圖 2-4 溶冰時期儲冰槽內滷水盤管、冰層及水環層分佈圖

盤管外水環幾何形狀對溶冰時期熱傳影響可分為 2 期，分別為溶冰水環未相交期（詳圖 2-5）及溶冰水環相交期（詳圖 2-6），本章接下來 2.3 節及 2.4 節將分別探討此 2 期之 \dot{Q}_C 、 \dot{Q}_W 、 \dot{Q}_{HT} 、 \dot{Q}_T 熱傳構成。

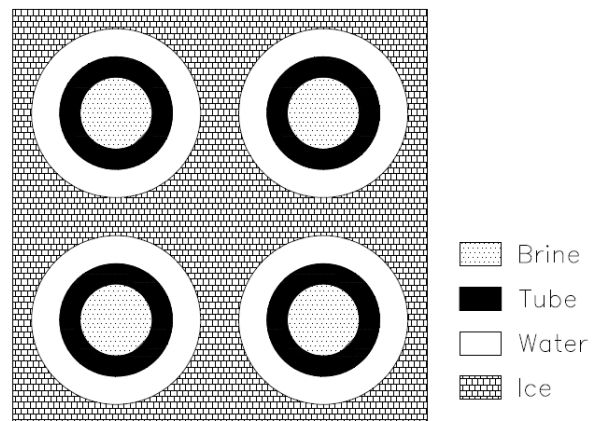


圖 2-5 溶冰水環未相交期示意圖

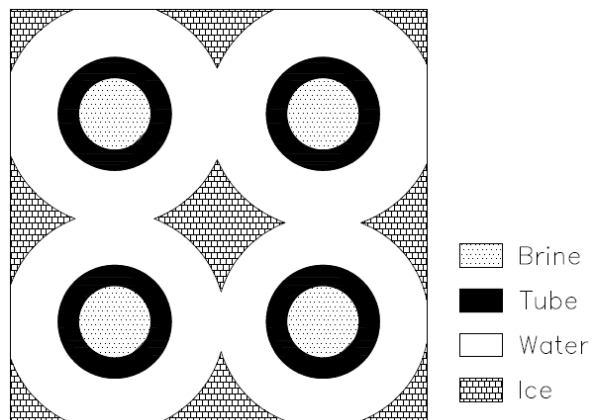


圖 2-6 溶冰水環相交期示意圖

2.3 溶冰水環未相交期熱傳模式分析

2.3.1 盤管內滷水帶走熱量速率 (\dot{Q}_c)

\dot{Q}_c 為盤管內滷水帶走熱量速率， \dot{Q}_c 之等式如下：

$$\dot{Q}_c = UA_c \times (T_b - 0^\circ\text{C}) \quad (2-2)$$

(式 2-2) 中溶冰盤管總熱傳係數 (UA_c) 之等式如下：

$$UA_c = 1/(R_{in} + R_{tube} + R_{wi}) \quad (2-3)$$

經由 (圖 2-7) 可對 (式 2-2) 及 (式 2-3) 加以了解：

1. \dot{Q}_c 之熱傳驅動力為管內滷水水溫 (T_b) 與管外冰層 (溫度為 0°C) 之溫差。
2. UA_c 之組成為管內滷水側對流熱阻 (R_{in})、管壁傳導熱阻 (R_{tube})、管外水環傳導熱阻 (R_{wi})。

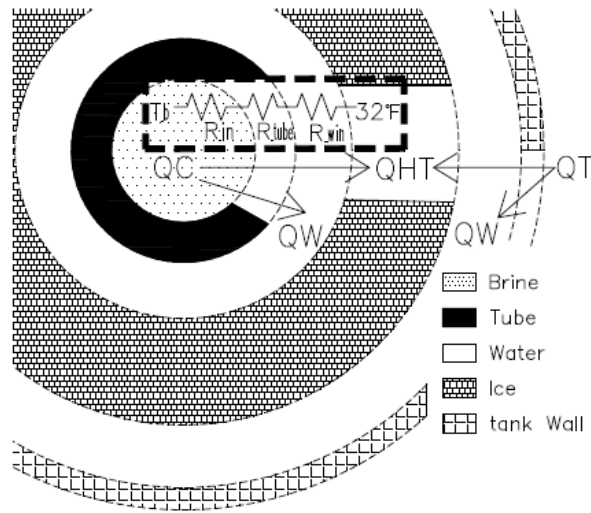


圖 2-7 $\dot{Q}_C = UA_C \times (T_b - 0^\circ\text{C})$ 熱傳機制示意圖 ($UA_C = 1/(R_{in} + R_{tube} + R_{wi})$)

R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 等 3 項熱組之等式如下：

$$1. R_{in} = 1/(\pi \times Di \times Lseg \times H_{TB}) \quad (2-4)$$

式中

Di ：盤管內徑

$Lseg$ ：分割管段盤管長度（定義詳 3.1 節）

H_{TB} ：管內滷水流動熱對流係數（定義詳 2.5 節）

$$2. R_{tube} = \ln((D_o / D_i)) / (2\pi \times K_m \times Lseg) \quad (2-5)$$

式中

D_o ：盤管外徑

K_m ：管壁材料熱傳導係數（約 $0.31 \text{ W}/(m \times k)$ ）

$$3. R_{wi} = \ln((D_{wat}/D_o)) / (2\pi \times K_w \times Lseg) \quad (2-6)$$

式中

D_{wat} ：溶化水環半徑

K_w ：水熱傳導係數（約 $0.558 \text{ W}/(m \times k)$ ）

2.3.2 盤管外溶解水環水溫變化熱速率 (\dot{Q}_w)

\dot{Q}_w 為盤管外溶解水環水溫變化熱速率， \dot{Q}_w 之等式如下：

$$\dot{Q}_w = (M_{w_o} + \Delta M_w) / \Delta t \times CPW \times (T_{bulk_n} - 0^\circ\text{C}) - (M_{w_o} + \Delta M_w) / \Delta t \times CPW \times (T_{bulk_o} - 0^\circ\text{C}) \quad (2-7)$$

(式 2-7) 中 ΔM_w 、 M_{w_n} 、 M_{w_o} 之關係可藉由 (圖 2-8) 加以理解：

時間 t_o 至 t_n 新產生水環質量 (ΔM_w) 為時間 $t = t_n$ 時水環質量 (M_{w_n}) 減去時間 $t = t_o$ 時水環質量 (M_{w_o}) 所產生，即

$$\Delta M_w = M_{w_n} - M_{w_o} \quad (2-8)$$

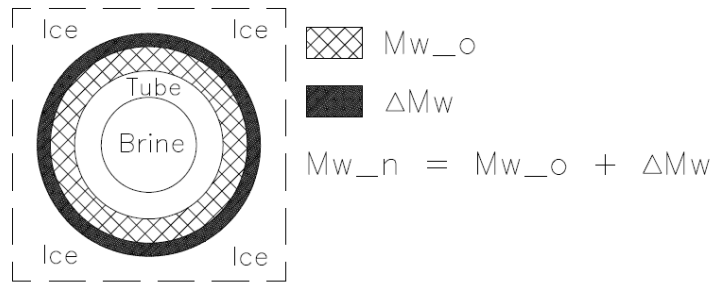


圖 2-8 ΔM_w 、 M_{w_n} 、 M_{w_o} 示意圖 ($\Delta M_w = M_{w_n} - M_{w_o}$)

(式 2-7) 其它各項說明如下：

$$\Delta t = t_n - t_o$$

CPW ：水之比熱； $4.186 \text{ kW} / (\text{kg} \times ^\circ\text{C})$

T_{bulk_n} ：時間 $t = t_n$ 時，溶解水環平均溫度 ($^\circ\text{C}$)

T_{bulk_o} ：時間 $t = t_o$ 時，溶解水環平均溫度 ($^\circ\text{C}$)

2.3.3 盤管外冰層溶解熱速率 (\dot{Q}_{HT})

\dot{Q}_{HT} 為盤管外冰層溶解熱速率， \dot{Q}_{HT} 之等式如下：

$$\dot{Q}_{HT} = \Delta Mi \times HF \quad (2-9)$$

式(2-9)各項說明如下：

HF ：水之溶解熱；334 kW/kg

ΔMi ：時間 t_o 至 t_n 時，溶解冰質量 (kg)

$$\Delta Mi = Des_i \times \pi/4 \times (D_{wat_n}^2 - D_{wat_o}^2) \times Lseg$$

式中

Des_i ：冰密度；922 kg/m³

D_{wat_n} ：時間 $t = t_n$ 時，水環直徑 (m)

D_{wat_o} ：時間 $t = t_o$ 時，水環直徑 (m)

2.3.4 槽體與大氣接觸熱失熱速率 (\dot{Q}_T)

\dot{Q}_T 為儲冰槽槽體與大氣接觸熱失熱速率， \dot{Q}_T 之等式如下：

$$\dot{Q}_T = UA_T \times (T_{amb} - T_{bulk_n}) \quad (2-10)$$

(式 2-10) 中溶冰槽體總熱傳係數 (UA_T) 之等式如下：

$$UA_T = 1/(R_{air} + R_{tan k} + R_{wo}) \quad (2-11)$$

經由 (圖 2-9) 可對 (式 2-10) 及 (式 2-11) 加以了解：

1. \dot{Q}_T 之熱傳驅動力為槽體與大氣接觸溫度 (T_{amb}) 與時間 $t = t_n$ 時溶解水環平均溫度 (T_{bulk_n}) 之溫差。
2. UA_T 之組成為儲冰槽槽壁周圍大氣對流熱阻 (R_{air})、儲冰槽槽壁傳導熱阻 ($R_{tan k}$)、儲冰槽槽壁內水環對流熱阻 (R_{wo})

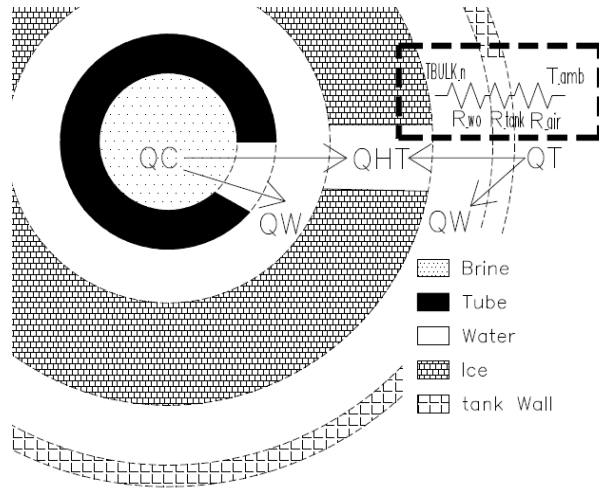


圖 2-9 $\dot{Q}_T = UA_T \times (T_{amb} - T_{bulk_n})$ 熱傳機制示意圖 ($UA_T = 1/(R_{air} + R_{tank} + R_{wo})$)



2.4 溶冰水環相交期熱傳模式分析

溶冰水環相交係指相鄰滷水盤管間之溶冰水環有角度相交情形發生（如圖 2-10）所示，定義 θ 為水環相交總角度（ θ 將於 3.2 節進一步介紹）。

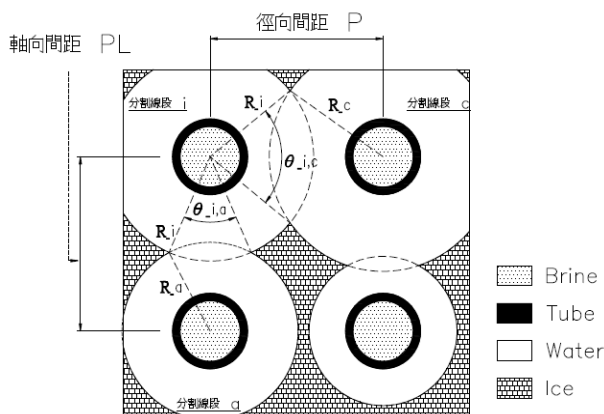


圖 2-10 滷水盤管與相鄰盤管間水環相交角度 θ 示意圖

2.4.1 盤管內滷水帶走熱量速率（ \dot{Q}_c ）

因受相鄰滷水盤管間有溶冰水環角度相交， \dot{Q}_c 需修正如下：

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{c1} + \dot{Q}_{c2} \quad (2-12)$$

式中

\dot{Q}_{c1} ：「溶冰水環相交期相交角度（ θ ）外」盤管內滷水帶走熱量速率

\dot{Q}_{c2} ：「溶冰水環相交期相交角度（ θ ）內」盤管內滷水帶走熱量速率

2.4.1.1 「相交角度（ θ ）外」盤管內滷水帶走熱量速率（ \dot{Q}_{c1} ）

\dot{Q}_{c1} 為「溶冰水環相交期相交角度（ θ ）外」盤管內滷水帶走熱量速率， \dot{Q}_{c1}

之等式如下：

$$\dot{Q}_{c1} = UA_{c1} \times (T_b - 0^\circ\text{C}) \quad (2-13)$$

(式 2-13) 中「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」溶冰盤管熱傳總熱傳係數 (UA_{C1}) 之等式如下：

$$UA_{C1} = 1/(R_{in1} + R_{tube1} + R_{wi1}) \quad (2-14)$$

(式 2-14) UA_{C1} 之組成為「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」管內滷水側對流熱阻 (R_{in1})、「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」管壁傳導熱阻 (R_{tube1})、「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」管外水環傳導熱阻 (R_{wi1})

R_{in1} 、 R_{tube1} 、 R_{wi1} 等 3 項熱組之等式如下：

$$1. R_{in1} = 1/[(2\pi - \theta)/2 \times Di \times Lseg \times H_{TB}] \quad (2-15)$$

$$2. R_{tube1} = \ln[(D_o/D_i)/((2\pi - \theta) \times K_m \times Lseg)] \quad (2-16)$$

$$3. R_{wi1} = \ln[(D_{wat}/D_o)/((2\pi - \theta) \times K_w \times Lseg)] \quad (2-17)$$

2.4.1.2 「相交角度 (θ) 內」盤管內滷水帶走熱量速率 (\dot{Q}_{C2})

\dot{Q}_{C2} 為「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」盤管內滷水帶走熱量速率， \dot{Q}_{C2} 之等式如下：

$$\dot{Q}_{C2} = UA_{C2} \times (T_b - T_{bulk_o}) \quad (2-18)$$

(式 2-18) 中溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」溶冰盤管熱傳總熱傳係數 (UA_{C2}) 之等式如下：

$$UA_{C2} = 1/(R_{in2} + R_{tube2} + R_{wi2}) \quad (2-19)$$

(式 2-19) UA_{C2} 之組成為「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」管內滷水側對流熱阻 (R_{in2})、「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」管壁傳導熱阻 (R_{tube2})、「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」管外水環傳導熱阻 (R_{wi2})

R_{in1} 、 R_{tube1} 、 R_{wi1} 等 3 項熱組之等式如下：

$$1. R_{in2} = 1/[\theta/2 \times Di \times Lseg \times H_{TB}] \quad (2-20)$$

$$2. R_{tube2} = \ln[(D_o / D_i) / (\theta \times K_m \times Lseg)] \quad (2-21)$$

$$3. R_{wi2} = 1/[\theta/2 \times D_o \times Lseg \times H_{WBA}] \quad (2-22)$$

2.4.2 盤管外溶解水環水溫變化熱量速率 (\dot{Q}_w)

因受相鄰滷水盤管間有溶冰水環角度相交， \dot{Q}_w 需修正如下：

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{w1} + \dot{Q}_{w2} \quad (2-23)$$

式中

\dot{Q}_{w1} ：「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」盤管外溶解水環水溫變化熱量

\dot{Q}_{w2} ：「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」盤管外溶解水環水溫變化熱量

2.4.2.1 「相交角度 (θ) 外」盤管外溶解水環水溫變化熱量速率 (\dot{Q}_{w1})

\dot{Q}_{w1} 為「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」盤管外溶解水環水溫變化熱量

速率， \dot{Q}_{w1} 之等式如下：

$$\dot{Q}_{w1} = (M_{w_o1} + \Delta M_{w1}) / \Delta t \times CPW \times (T_{bulk_n} - 32) - (M_{w_o1} + \Delta M_{w1}) / \Delta t \times CPW \times (T_{bulk_o} - 32) \quad (2-24)$$

式中

M_{w_n1} ：「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」時間 $t = t_n$ 時，水環質量

M_{w_o1} ：「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」時間 $t = t_o$ 時，水環質量

$\Delta M_{w1} = M_{w_n1} - M_{w_o1}$ ；「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」時間 t_o 至 t_n ，新產生水環質量

2.4.2.2 「相交角度 (θ) 內」盤管外溶解水環水溫變化熱量速率 (\dot{Q}_{W2})

\dot{Q}_{W2} 為「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 內」盤管外溶解水環水溫變化熱量速率， \dot{Q}_{W2} 等式如下：

$$\dot{Q}_{W2} = \dot{Q}_{C2} \quad (2-25)$$

2.4.3 盤管外冰層溶解熱量速率 (\dot{Q}_{HT})

因受相鄰滷水盤管間有溶冰水環角度相交， \dot{Q}_{HT} 需修正如下：

$$\dot{Q}_{HT} = \Delta M_{il} \times HF \quad (2-26)$$

式中

ΔM_{il} ：「溶冰水環相交期相交角度 (θ) 外」時間 t_o 至 t_n 時，溶解冰質量

$$\Delta M_{il} = Des_i \times (\pi - \theta/2) / 4 \times (D_{wat_n}^2 - D_{wat_o}^2) \times Lseg \quad (2-27)$$

2.4.4 槽體與大氣接觸熱失熱量速率 (\dot{Q}_T)

雖有相鄰滷水盤管間有溶冰水環角度相交，但 \dot{Q}_T 不需修正，計算方式仍同 2.3.4 節。

2.5 熱對流關係式

熱對流無因次參數關係式

$$N_u = \frac{h_b D}{k_b}, \quad R_e = \frac{\rho_b V D}{\mu_b}, \quad P_r = \frac{C_b \mu_b}{k_b} \quad (2-28)$$

其中 k_b : 滷水之熱傳導係數
 h_b : 滷水之熱對流係數
 μ_b : 滷水之黏滯係數
 C_b : 滷水之比熱

2.5.1 管內滷水流動熱對流係數 (H_{TB})

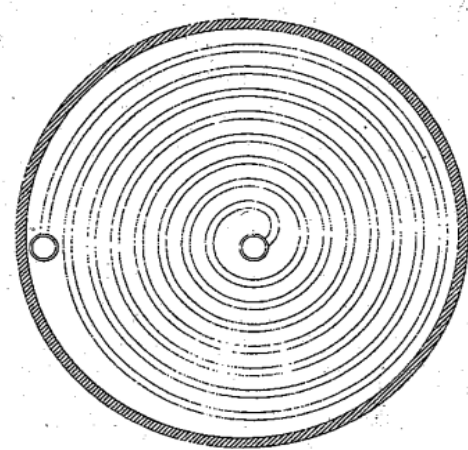


圖 2-11 儲冰槽盤管彎曲形狀圖

1. 彎曲盤管(curved pipe)管內流體流動特性：

管內流體流動時受離心力作用影響，使流動特性較直管有較高的壓損及熱對流係數；相較於直管可增加約 500 % 之 Nu 值。

2. Seban and McLaughlin (1962) 對於彎曲盤管(curved pipe) 熱對流關係式：

(1) Re_{cr} : 臨界雷諾數；判定流動屬於層流或紊流

$$(2) \quad Re_{cr} = 2 \times 10^4 \times (D_i / D_h)^{0.32} \quad (2-29)$$

式中

D_i ：盤管內徑

D_h ：平均渦線(spiral)直徑

Ex：23 圈渦線組成一盤管，最內圈直徑 1.12(Ft)，最外圈直徑 13.2 (Ft)，
 $D_i = 0.04175$ (Ft)

平均渦線直徑 D_h ： $D_h = (13.2 + 1.12) = 7.16$ (Ft)

臨界雷諾數 Re_{cr} ： $Re_{cr} = 2 \times 10^4 \times (D_i / D_h)^{0.32} = 3855.3$

3. 儲冰盤管流動雷諾數均遠低於 5,000 (約為 1,500 至 3,500 間)，屬層流流動範圍。
4. Seban and McLaughlin (1962) 彎曲盤管層流流動之 Nusselt number (Nu) 計算方式：

$$f_x = \frac{64}{Re_e} \quad (2-30)$$

$$\frac{f}{f_x} = \left[1 - \left(1 - \left(\frac{11.6}{Re_e \times (D_i / D_h)^{0.5}} \right)^{0.45} \right)^{2.22} \right]^{-1} \quad (2-31)$$

$$Nu_u \times P_r^{-1/3} = 0.13 \times \left(\frac{f}{8} \times Re_e^2 \right)^{1/3} \quad (2-32)$$

2.5.2 盤管外儲冰槽水自然對流係數 (H_{WBA})

Churchil and Chu (1975) 對於管外自然熱對流關係式：

$$Nu_u^{0.5} = 0.6 + 0.387 \times \frac{Gr \times P_r}{\left(1 + \frac{0.559}{P_r} \times \frac{16}{19} \right) \times \frac{9}{16}} \times \frac{1}{6} \quad (2-33)$$

2.6 儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε) 定義及公式推導

2.6.1 溶冰熱交換有效性 (ε) 定義

熱交換有效性 (ε)：為熱交換器實際熱傳率與最大可能熱傳效率比值

若將儲冰槽視為一熱交換器，則 ε 可表示如下：

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_b c_b \times (T_{b,in} - T_{b,out})}{(\dot{m}c)_{\min} \times (T_{b,in} - 0^\circ\text{C})} \quad (2-34)$$

式中

$\dot{m}_b c_b$ ： \dot{m}_b 滷水盤管質量流量； c_b 滷水比熱

$T_{b,in}$ ：儲冰槽滷水盤管進水溫

$T_{b,out}$ ：儲冰槽滷水盤管出水溫

$(\dot{m}c)_{\min} = \langle \dot{m}_b c_b, \dot{m}_f c_f \rangle_{\min}$

$\dot{m}_f c_f$ ： \dot{m}_f 滷水盤管外儲冰槽儲能介質流量； c_f 儲能介質比熱

2.6.2 溶冰熱交換有效性 (ε) 公式推導

1. 在儲冰槽熱交換中， c_f 代表儲能介質比熱；儲冰槽儲能介質為水， c_f 代表冰溶解成水溶解潛熱

$$\because c_f \gg c_b$$

$$\therefore (\dot{m}c)_{\min} = \langle \dot{m}_b c_b, \dot{m}_f c_f \rangle_{\min} = \dot{m}_b c_b$$

\therefore 本章 (式 2-27) 可簡化如下：

$$\varepsilon = \frac{(T_{b,in} - T_{b,out})}{(T_{b,in} - 0^\circ\text{C})} \quad (2-35)$$

2. 另儲冰槽類似冷凝器或蒸發器，此類熱交換器一端為潛熱變化，另一端為顯熱變化

(1) 冷凝器或蒸發器有效性公式如下：

$$\varepsilon = 1 - e^{\frac{-UA}{(\dot{m}c)_{\min}}} \quad (2-36)$$

(2) 將 $UA = UA_C$ 及 $(\dot{m}c)_{\min} = \dot{m}_b c_b$ 代入 (式 2-36)，可得儲冰槽另一有效性公式如下：

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{UA_C}{\dot{m}_b c_b}} \quad (2-37)$$

3. 結合 (式 2-35) 及 (式 2-37) 公式：

$$\varepsilon = \frac{(T_{b,in} - T_{b,out})}{(T_{b,in} - 0^\circ\text{C})} = 1 - e^{-\frac{UA_C}{\dot{m}_b c_b}} \quad (2-38)$$

4. 由 (式 2-38) 可推論：

ε 僅與 UA_C 及 $\dot{m}_b c_b$ 有關；固定 UA_C 及 $\dot{m}_b c_b$ ， ε 與 $T_{b,in}$ 無關

第三章 儲冰槽溶冰熱傳系統模型之建立

3.1 分割渦線盤管為數個控制體積線段 (Lseg) 及控制體積(V)大小：

1. 分割渦線盤管為數個控制體積線段 (Lseg)：

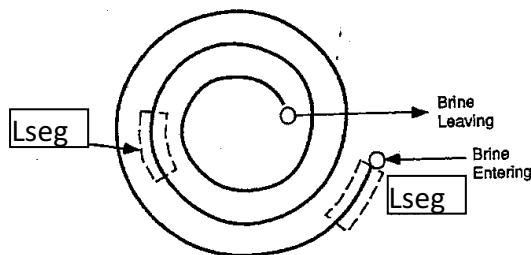


圖 3-1 分割每一滴水盤管為數個控制體積線段示意圖

2. 控制體積(V)大小：

目的：訂定各盤管分割線段 (Lseg) 主控之冰(或水)體積，以保持儲冰槽內質量守恒，利於程式執行設計時不致有過大誤差情形。

$$V = P * PL * Lseg$$

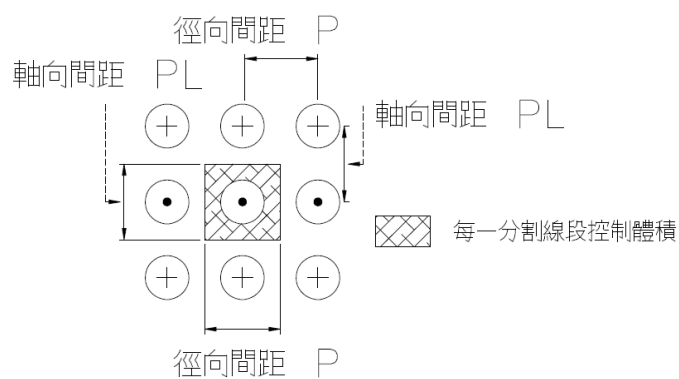


圖 3-2 控制體積(V) 大小示意圖

3.2 判斷盤管間溶冰水環是否相交及角度計算式

由第二章討論可知：滷水盤管間溶冰水環相交前採用 2.3 節方式計算熱傳性能，相交後則需採用 2.4 節方式計算；故需設計一方式判斷各分割盤管線段溶化水環是否與相鄰分割盤管線段間有溶冰水環相交情形；若有，則需計算相交角度（ θ ），並提供給 2.4 節 \dot{Q}_C 、 \dot{Q}_W 、 \dot{Q}_{HT} 、 \dot{Q}_T 各熱傳速率項計算使用。

1. 軸向水環相交判斷式及相交角度計算：

- (1) 如（圖 3-3）， $R_i + R_a > PL$ ，即分割線段 i 軸向與相鄰分割線段有水層相交情形。

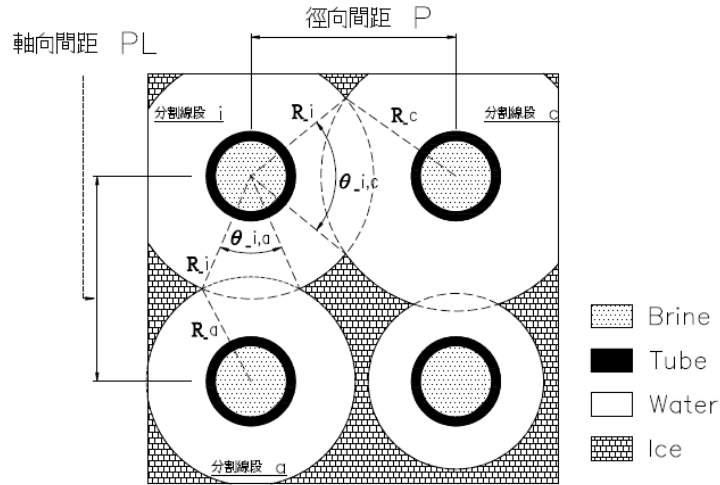


圖 3-3 滷水盤管與相鄰盤管間水環相交角度 θ 示意圖

- (2) 軸向相交角度計算式： $\angle\theta_{i,a} = 2 \times \cos^{-1} \left\{ (R_i^2 - R_a^2 + PL^2) / (2 \times PL \times R_i) \right\}$ (3-1)

2. 徑向水環相交判斷式及相交角度計算：

- (1) 如（圖 3-3）， $R_i + R_c > P$ ，即分割線段 i 徑向與相鄰分割線段有水層相交情形。

- (2) 徑向相交角度計算式： $\angle\theta_{i,c} = 2 \times \cos^{-1} \left\{ (R_i^2 - R_c^2 + P^2) / (2 \times P \times R_i) \right\}$ (3-2)

3.3 擬穩態數值模型模擬流程

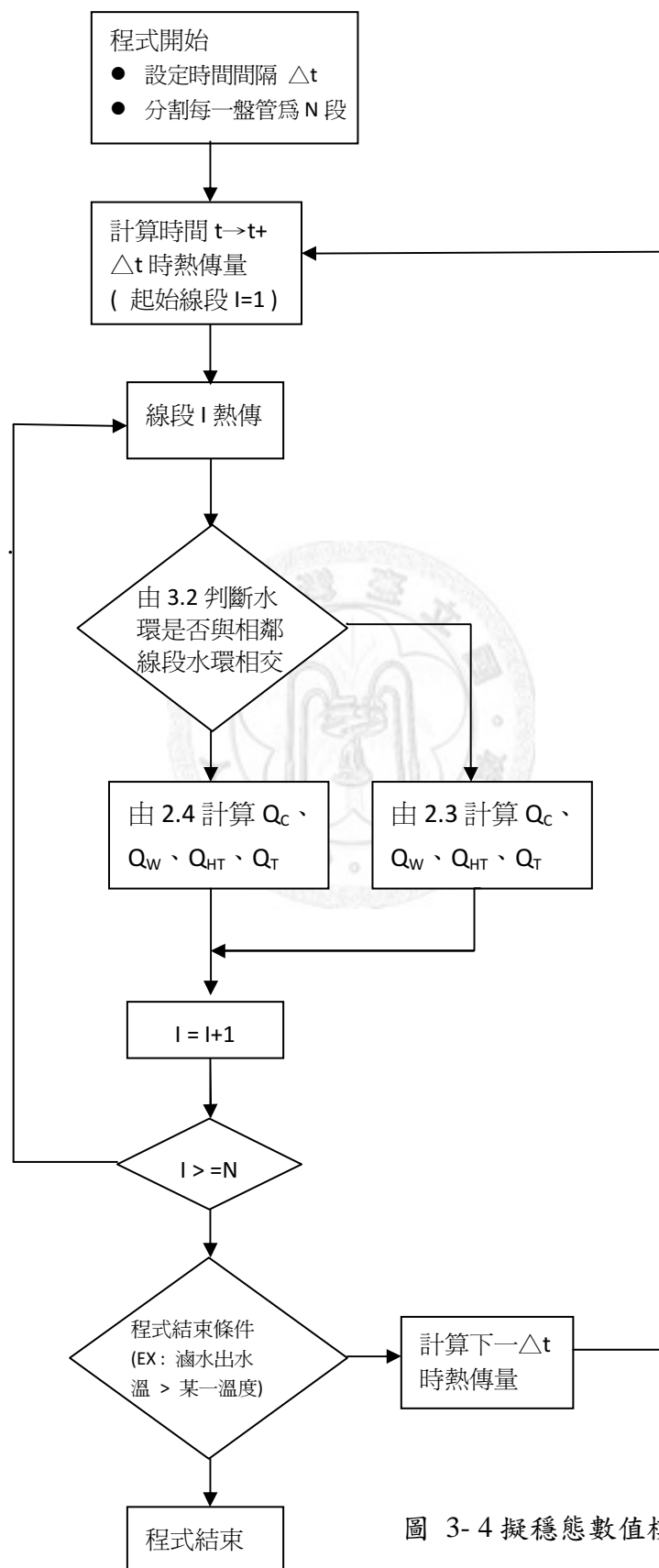


圖 3-4 擬穩態數值模型模擬流程圖

3.4 擬穩態數值模型輸出結果

1. 計算案例參數設定：

表 3-1 儲冰槽參數設定案例

一.	設定時間間隔	$\Delta t =$	10	Min
二.	儲冰槽滷水盤管層數	N =	56 層	(28 組對向流)
三.	滷水盤管性質		SI 制	英制
	盤管材料熱傳導係數	$K_m =$	0.31 W/(m*k)	0.18 Btu/(ft*h*F)
	盤管外徑	$D_o =$	0.0159 m	0.05208 ft
	盤管內徑	$D_i =$	0.0127 m	0.04175 ft
	每層盤管長度	L =	76 m	250 ft
	盤管間徑向間距	P =	0.0423 m	0.13870 ft
	盤管間軸向間距	PL =	0.0387 m	0.12700 ft
四.	滷水性質			
	乙二醇濃度	W =	30 %	
	乙二醇比重 (0°C)	$\rho =$	1051.8 Kg/m ³	65.66 lb/ft ³
	滷水盤管進水溫	$T_{b,in} =$	12.8 °C	55 °F
五.	儲冰槽滷水流量	$\dot{V}_b =$	227 LPM	60 GPM
六.	每層盤管滷水質量流率	$\dot{m}_b =$	255.9 kg/h	563 lbs/h
七.	槽體與大氣接觸溫度	$T_{amb} =$	68. °F	20 °C

2. 輸出結果：

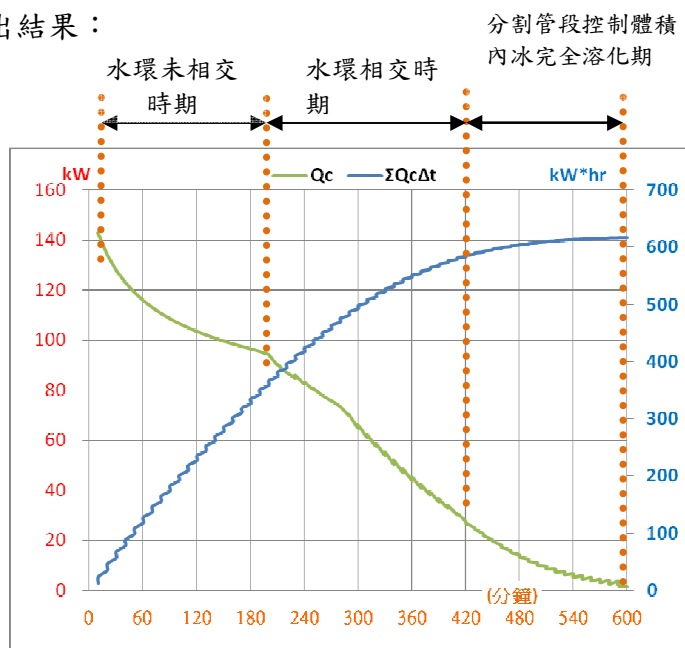


圖 3-5 擬穩態數值模型輸出結果

第四章 儲冰槽溶冰熱傳特性分析

本章分析之儲冰槽範例之槽體幾何形狀及參數設定詳 3.4 節「(表 3-1) 儲冰槽參數設定案例」，本章以下將藉第二章及第三章理論結合後之「儲冰槽擬穩態數值模型」為工具，分析下列情形之「儲冰槽溶冰熱傳特性」：

1. 「儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε)」與「儲冰槽滷水盤管進水溫($T_{b,in}$)」及「儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」之關係
2. 「溶冰盤管總熱傳係數 (UA_c)」參數分析
3. 改變「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」對儲冰槽輸出影響
4. 改變「儲冰槽盤管層數 (N)」(但儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)固定)對儲冰槽輸出影響
5. 「 R_{tube} 變化 (盤管材料熱傳導係數 K_m 變化)」對儲冰槽輸出影響



4.1 「儲冰槽溶冰熱交換有效性(ε)」與「儲冰槽滷水盤管進水溫($T_{b,in}$)」 及「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」之關係

一固定型式之儲冰槽在使用時能控制之輸入變數有二：一儲冰槽滷水盤管進水溫($T_{b,in}$)，另一為「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」。

將 3.4 節「(表 3-1) 儲冰槽參數設定案例」中「儲冰槽滷水盤管進水溫($T_{b,in}$)」、
「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」變化，改採下列六組數值：

表 4-1 六組 $T_{b,in}$ 及 \dot{V}_b 輸入值

序號	滷水盤管進水溫 ($T_{b,in}$)	滷水流量 (\dot{V}_b)
1.	12.8°C	227 LPM
2.	12.8°C	454 LPM
3.	12.8°C	341 LPM
4.	10 °C	227 LPM
5.	7.2°C	454 LPM
6.	7.2°C	341 LPM

將上列各組數值代入數值模型中，並將橫座標以時間(t)表示，縱座標以釋冷速率(\dot{Q}_C)表示，可得圖形如(圖 4-1)所示：

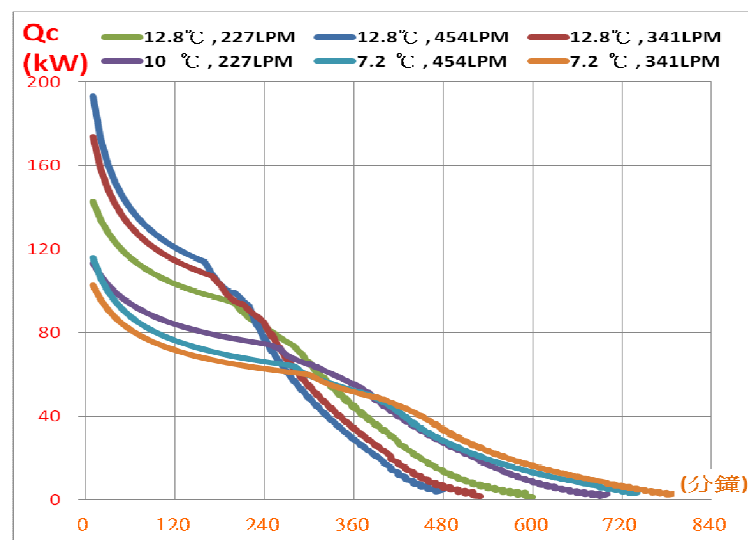


圖 4-1 「表 4-1 輸入」 \dot{Q}_C 與 t 變化圖

(圖 4-1)顯示六種「儲冰槽滷水盤管進水溫($T_{b,in}$)」與「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」組合情形，將得到六種釋冷速率(\dot{Q}_c)隨時間(t)輸出曲線。

若將橫座標改以化冰量(X_d ; 0 代表槽內完全結冰，1 代表槽內完全化冰)、縱座標改以溶冰熱交換有效性(ε)表示，可得圖形(圖 4-2)所示：

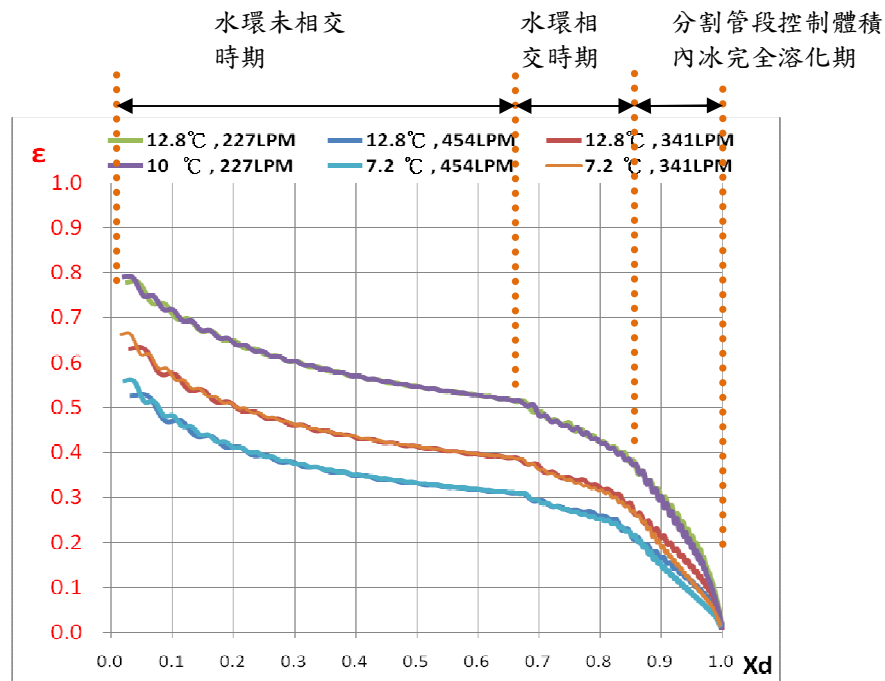


圖 4-2 「表 4-1 輸入」 ε 與 X_d 變化圖

4.1.1 輸出結果討論

1. 雖有 6 種「儲冰槽滷水盤管進水溫($T_{b,in}$)」及「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」參數組合情形，但(圖 4-2)顯示「【12.8°C,227LPM】及【10°C,227LPM】」屬同一條曲線，「【12.8°C,454LPM】及【7.2°C,454LPM】」及「【12.8°C,341LPM】及【7.2°C,341LPM】」亦為同一條曲線，故同一儲冰槽槽體在相同的「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」釋冷條件下，釋冷曲線在「溶冰熱交換有效性(ε)」及「化冰率(X_d)」圖表中會重合。

2. 上述釋冷曲線重合現象與本文 2.6 節「 ε 僅與 UA_c 及 $\dot{m}_b c_b$ 有關；固定 UA_c 及

$\dot{m}_b c_b$ ， ε 與 $T_{b,in}$ 無關」結論一致，茲說明如下：

在本節表 4-1 六組 $T_{b,in}$ 及 \dot{V}_b 輸入下之六組溶冰過程中：相同化冰率 (Xd) 下， UA_C 可視為相同，另在相同 \dot{V}_b 輸入下， $\dot{m}_b c_b$ 可視為相同；故 (圖 4-2) 之顯示結果與本文 2.6 節結論「固定 UA_C 及 $\dot{m}_b c_b$ ， ε 與 $T_{b,in}$ 無關」為一致，更明確的說「固定 UA_C 及 $\dot{m}_b c_b$ ， ε 與 $T_{b,in}$ 無關， ε 僅與 \dot{V}_b 有關」。(UA_C 詳定義請參閱 2.3 節 (式 2-3)，另 ε 公式推導請參閱 2.6 節)

3. 上述結論可應用於下述推論：

在空調系統竣工性能測試中，由於測試環境限制，無法準確控制「儲冰槽滷水盤管進水溫 ($T_{b,in}$)」，但只要控制好泵浦及水路元件，則「儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」極易控制，故導入「儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε)」概念將可提供一測試便利性 & 可行性極高之性能驗證方式。(驗證規範將於本文 5.3 節詳細說明)

4.1.2 熱交換有效性 (ε)、釋冷速率 (\dot{Q}_C)、總釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)、滷水盤管出水溫 ($T_{b,out}$) 與時間 (t) 及化冰率 (Xd) 關係圖表

下面 10 個圖表縱座標分別為熱交換有效性 (ε)、釋冷速率 (\dot{Q}_C)、總釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)、滷水盤管出水溫 ($T_{b,out}$)、化冰率 (Xd)，橫座標分別為時間 (t) 及化冰率 (Xd)；茲提供如下，可利用了解【 ε 、 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、t、Xd】6 個變數在不同「滷水盤管進水溫 ($T_{b,in}$)」及「儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」組合情形下相互關係。

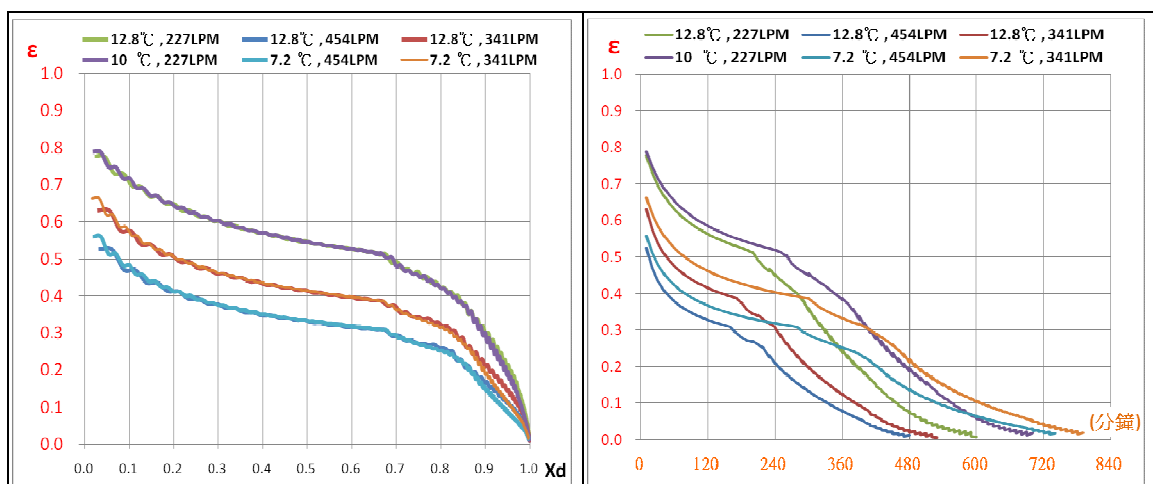




圖 4-3 「表 4-1 輸入」 ε 、 \dot{Q}_c 、 $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 t 、 X_d 變化關係圖

4.2 「溶冰盤管總熱傳係數 (UA_C)」參數分析

4.2.1 UA_C 組成及影響因素

由 2.3 節 (式 2-2), $\dot{Q}_C = UA_C \times (T_b - 0^\circ\text{C})$

其中 UA_C 定義請參閱 2.3 節 (式 2-3) ; $UA_C = 1/(R_{in} + R_{tube} + R_{wi})$, R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 分別為; 管內滷水側對流熱阻 (R_{in})、管壁傳導熱阻 (R_{tube})、管外水環傳導熱阻 (R_{wi}); R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 之公式定義請參閱 2.3 節 (式 2-4)、(式 2-5)、(式 2-6)

在溶冰過程, 影響 R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 三熱組之因素整理如 (下表 4-2)。

表 4-2 溶冰過程影響 R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 三熱組因素

R_{in}	H_{TB} : 受滷水盤管內流速影響
R_{tube}	K_m : 受滷水盤管材質影響; 為定值
R_{wi}	隨化冰時滷水盤管外水環厚度增加及環相交, 逐漸增大。

4.2.2 模型輸出及結果討論

將 3.4 節「(表 3-1) 儲冰槽參數設定案例」代入數值模型中, 並將橫座標以化冰率 (X_d ; 0 代表槽內完全結冰, 1 代表槽內完全化冰) 表示, 縱座標以佔比 (%) 表示, 可得 R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 三熱組隨化冰率 (X_d) 佔比 (%) 變化情形如 (圖 4-4) 及 (表 4-3):

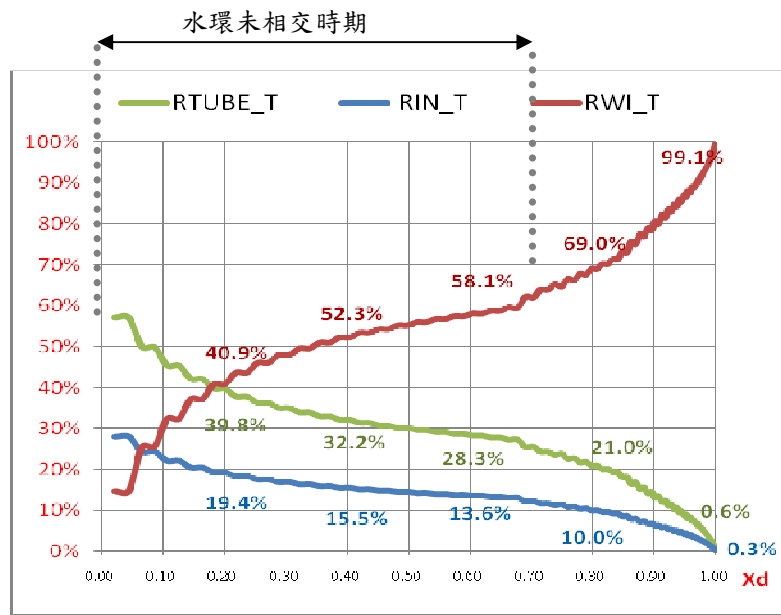


圖 4-4 「表 3-1 參數輸入」 R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 三熱組佔比 (%) 與 X_d 變化圖

表 4-3 「表 3-1 參數輸入」 R_{in} 、 R_{tube} 、 R_{wi} 三熱組佔比 (%) 與 X_d 變化表

化冰量	R_{in}	R_{tube}	R_{wi}	總合	R_{tube}/R_{in}
X_d	%	%	%	%	
0.2	19.4%	39.8%	40.9%	100 %	2.06
0.4	15.6%	32.2%	52.3%	100 %	2.07
0.6	13.6%	28.3%	58.1%	100 %	2.08
0.8	10.0%	21.0%	69.0%	100 %	2.10
1	0.3%	0.6%	99.1%	100 %	2.16

輸出結果討論：

1. R_{in} 熱阻：因本案例為固定流量之溶冰案例，故 R_{in} 在溶冰全程中可視為定值。
2. R_{tube} 熱阻：因滷水盤管管厚為固定，故 R_{tube} 在溶冰全程中可視為定值。
3. 由以上分析，可得出 R_{tube}/R_{in} 在過程中為定值之假設；由(表 4-3)整理出 R_{tube}/R_{in} 之模型輸出結果，顯示與假設結果相符。
4. R_{wi} 熱阻：隨化冰時滷水盤管管外水環厚度增加及水環相交， R_{wi} 佔比逐漸增大，由(圖 4-4)顯示，在水環相交後 (X_d 約為 0.7 以上時)，增加幅度更加明顯增大。

4.3 改變「儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)」對儲冰槽輸出影響

將 3.4 節「(表 3-1) 儲冰槽參數設定案例」中「儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」變化，改採下列四組數值：

表 4-4 四組 \dot{V}_b 輸入值

序號	儲冰槽滷水流量 \dot{V}_b (LPM)	每層盤管滷水質量 流率 \dot{m}_b (kg/h)
1.	114	128
2.	228	256
3.	342	384
4.	456	512

將上列各組數值代入數值模型中，橫座標採用溶冰總熱傳量 ($\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$)，縱座標分別採用儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε) 及釋冷速率 (\dot{Q}_c)，可得到下列四圖表：

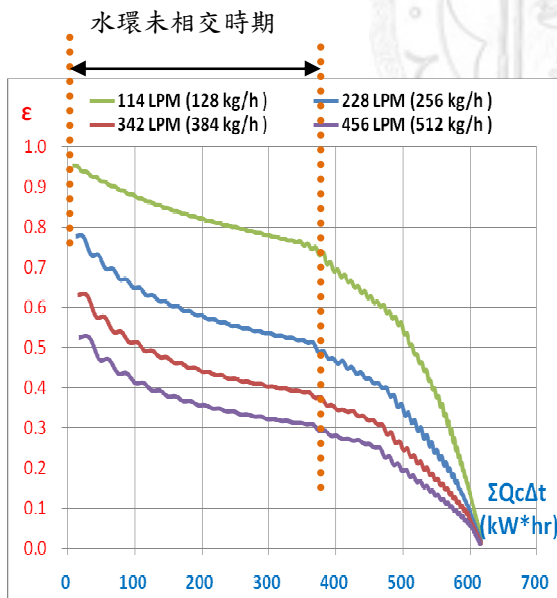


圖 4-5 「表 4-4 輸入」 ε 與 $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ 變化圖

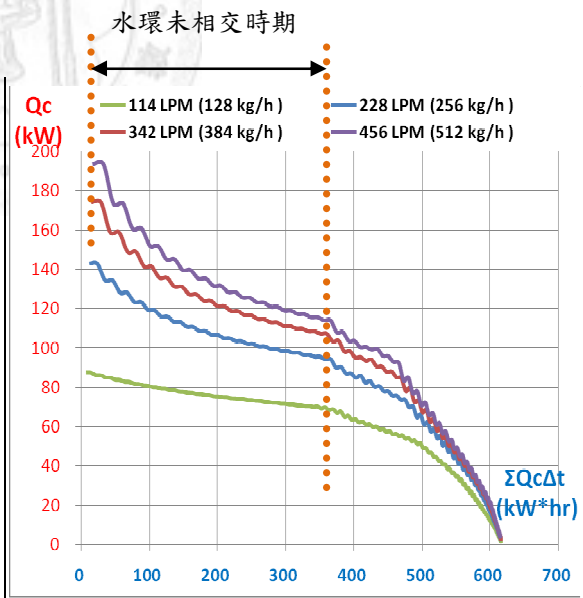


圖 4-6 「表 4-4 輸入」 \dot{Q}_c 與 $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ 變化圖

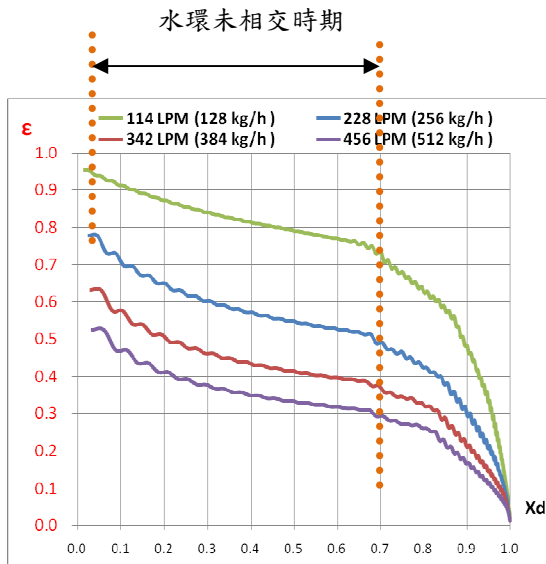


圖 4-7 「表 4-4 輸入」 ϵ 與 X_d 變化圖

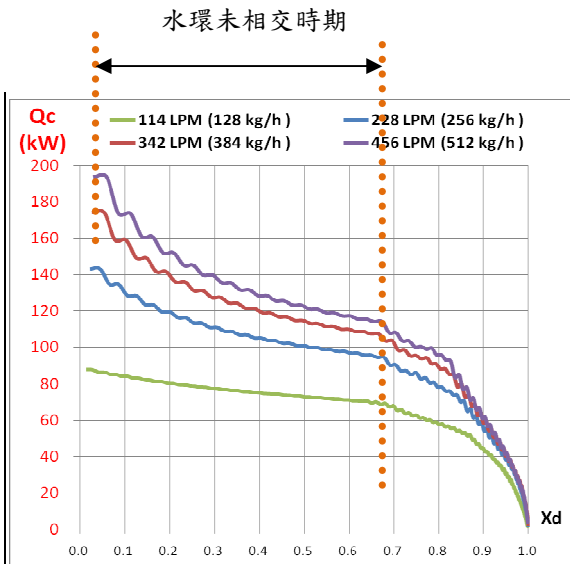


圖 4-8 「表 4-4 輸入」 \dot{Q}_c 與 X_d 變化圖

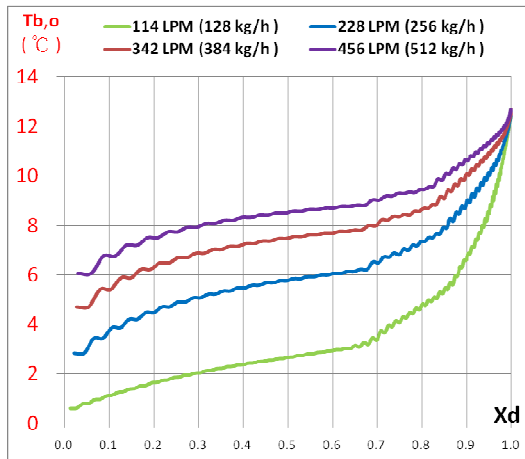


圖 4-9 「表 4-4 輸入」 $T_{b,out}$ 與 X_d 變化圖

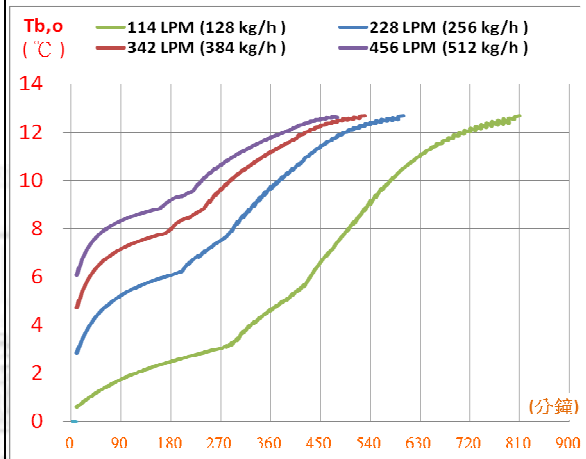


圖 4-10 「表 4-4 輸入」 $T_{b,out}$ 與 t 變化圖

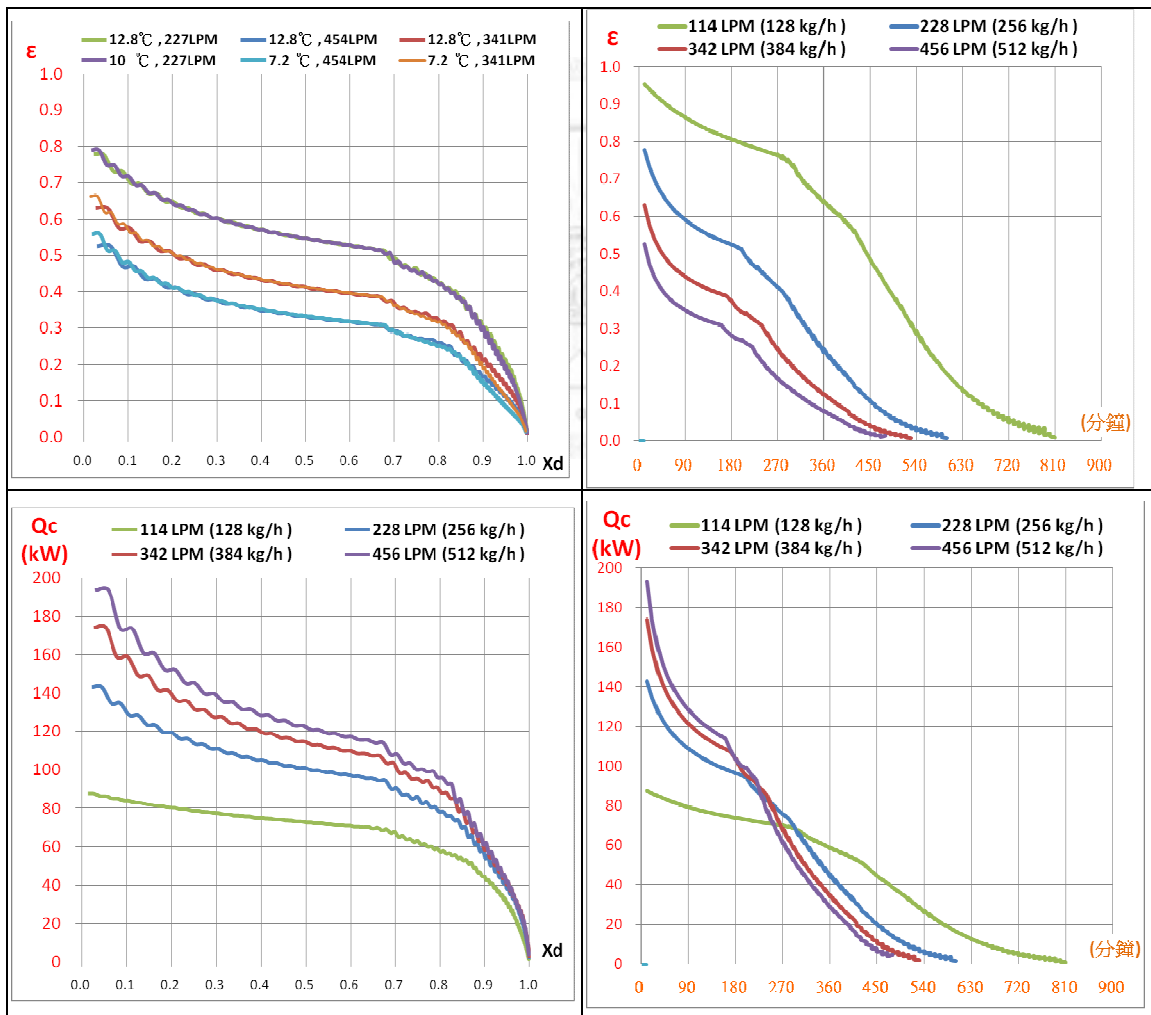
4.3.1 輸出結果討論

1. 本案例分析儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b) 分別為 114 (LPM)、228 (LPM)、342 (LPM)、456 (LPM) 對儲冰槽輸出影響；因儲冰槽為同一型槽體，故本案例事實上為改變每層盤管滷水質量流率 (\dot{m}_b)，分別為 128 (kg/h)、256 (kg/h)、384 (kg/h)、512 (kg/h)。
2. 在 (圖 4-5) 至 (圖 4-8) 中可了解：在不同儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b) 情況下「水環相交期」開始均為化冰率 (X_d) 為 0.7 左右，故改變儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b) 並不會對「水環相交期」之發生產生變化影響。
3. 由 (圖 4-6) 及 (圖 4-8)： \dot{V}_b 愈大，儲冰槽釋冷速率 (\dot{Q}_c) 愈大，符合流速愈快，熱傳效果愈佳之熱傳現象。

4. 由（圖 4-5）及（圖 4-7）： \dot{V}_b 愈大，溶冰熱交換有效性(ϵ)愈小，即滷水盤管出水溫 ($T_{b,out}$) 愈高，代表溫度為 0°C 冰層熱交換至 $T_{b,out}$ 的效果差，詳（圖 4-9）及（圖 4-10）所示。

4.3.2 熱交換有效性 (ϵ)、釋冷速率(\dot{Q}_C)、總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)、滷水盤管出水溫($T_{b,out}$)與時間(t)及化冰率(Xd)關係圖表

下面 10 個圖表縱座標分別為熱交換有效性 (ϵ)、釋冷速率(\dot{Q}_C)、總釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)、滷水盤管出水溫($T_{b,out}$)、化冰率(Xd)，橫座標分別為時間(t)及化冰率 (Xd)；茲提供如下，可利用了解【 ϵ 、 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、t、Xd】6 個變數在不同「進儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」情形下相互關係。



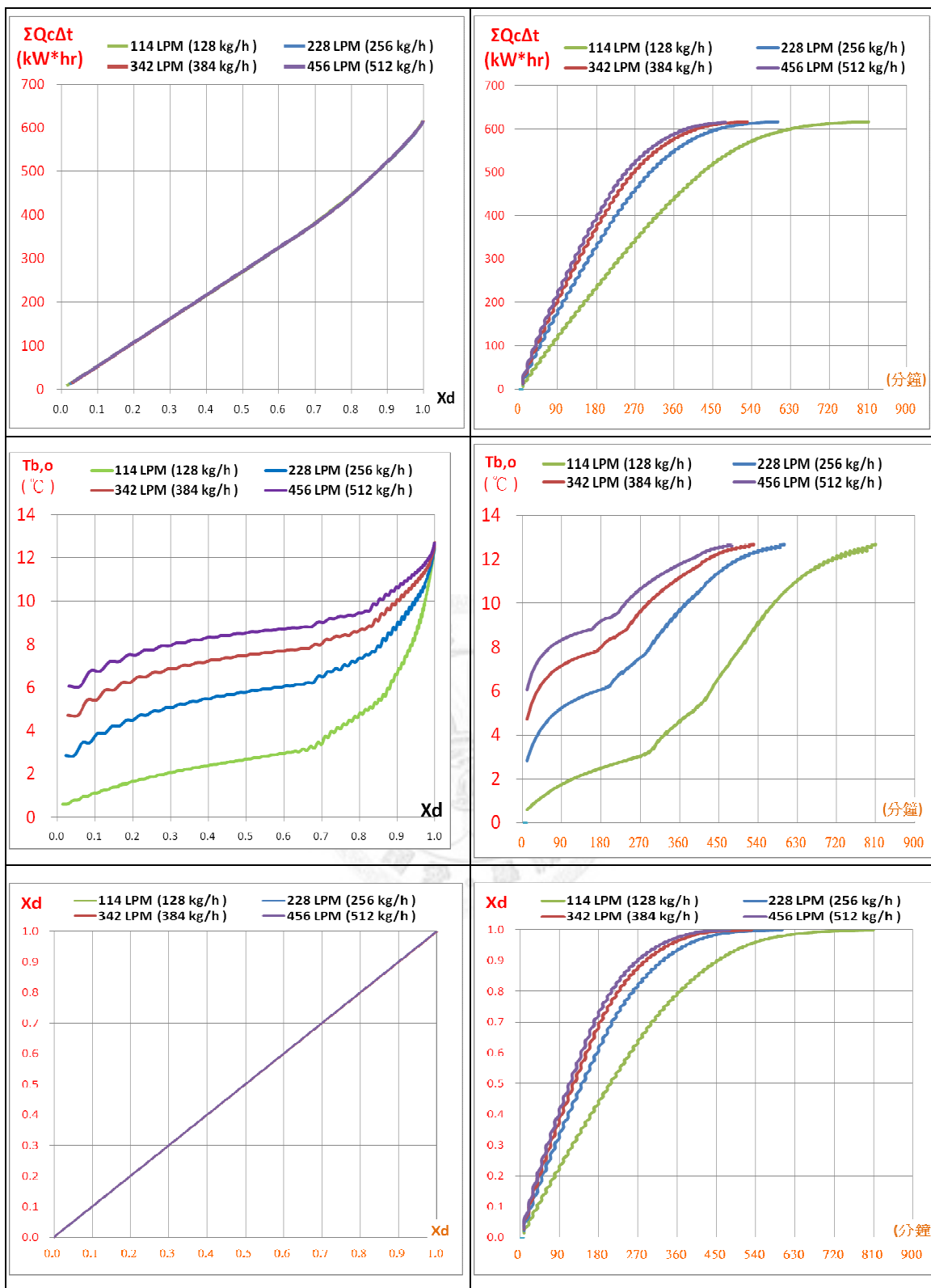


圖 4- 11 「表 4-4 輸入」 ε 、 \dot{Q}_c 、 $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 t 、 X_d 變化關係圖

4.4 改變「盤管層數 (N)」探討對「溶冰水環相交期」發生之影響

將 3.4 節「(表 3-1) 儲冰槽參數設定案例」中「儲冰槽滷水盤管層數 (N)」變化，改採下列四組數值：

表 4-5 四組盤管層數輸入值

序號	儲冰槽滷水流量 \dot{V}_b (LPM)	儲冰槽滷水盤管層數 (N)	每層盤管滷水質量 流率 \dot{m}_b (kg/h)	儲冰槽量體
1.	227	42 迴路	192	1
2.	227	56 迴路	256	1.33 倍「42 迴路」
3.	227	70 迴路	320	1.67 倍「42 迴路」
4.	227	84 迴路	384	2 倍「42 迴路」

4.4.1 「溶冰水環相交期」之發生與儲冰槽內部幾何形狀關係討論

1. 在本參數案例中，遵守各層滷水盤管軸向間距 (PL) 不變原則，故儲冰槽量體與「滷水盤管層數 (N)」增加倍數成正比，各組增加倍數詳 (表 4-5)。
2. 將 (表 4-5) 各組數值代入數值模型中，縱座標分別為熱交換有效性 (ϵ)、釋冷速率 (\dot{Q}_c)、總釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$)，橫座標分別為時間 (t) 及化冰率 (Xd)，可得到 (圖 4-12) 之圖形輸出：由輸出結果，雖然改變「盤管層數 (N)」參數，但各組之滷水盤管軸向間距 (PL) 保持不變，則各組輸出之「水環相交期」開始不變均為化冰率 (Xd) 0.7 左右。
3. 故可得結論：儲冰槽盤管軸向間距 (PL) 不變情形下，儲冰槽增大對溶冰「水環相交期」之開始不發生影響。

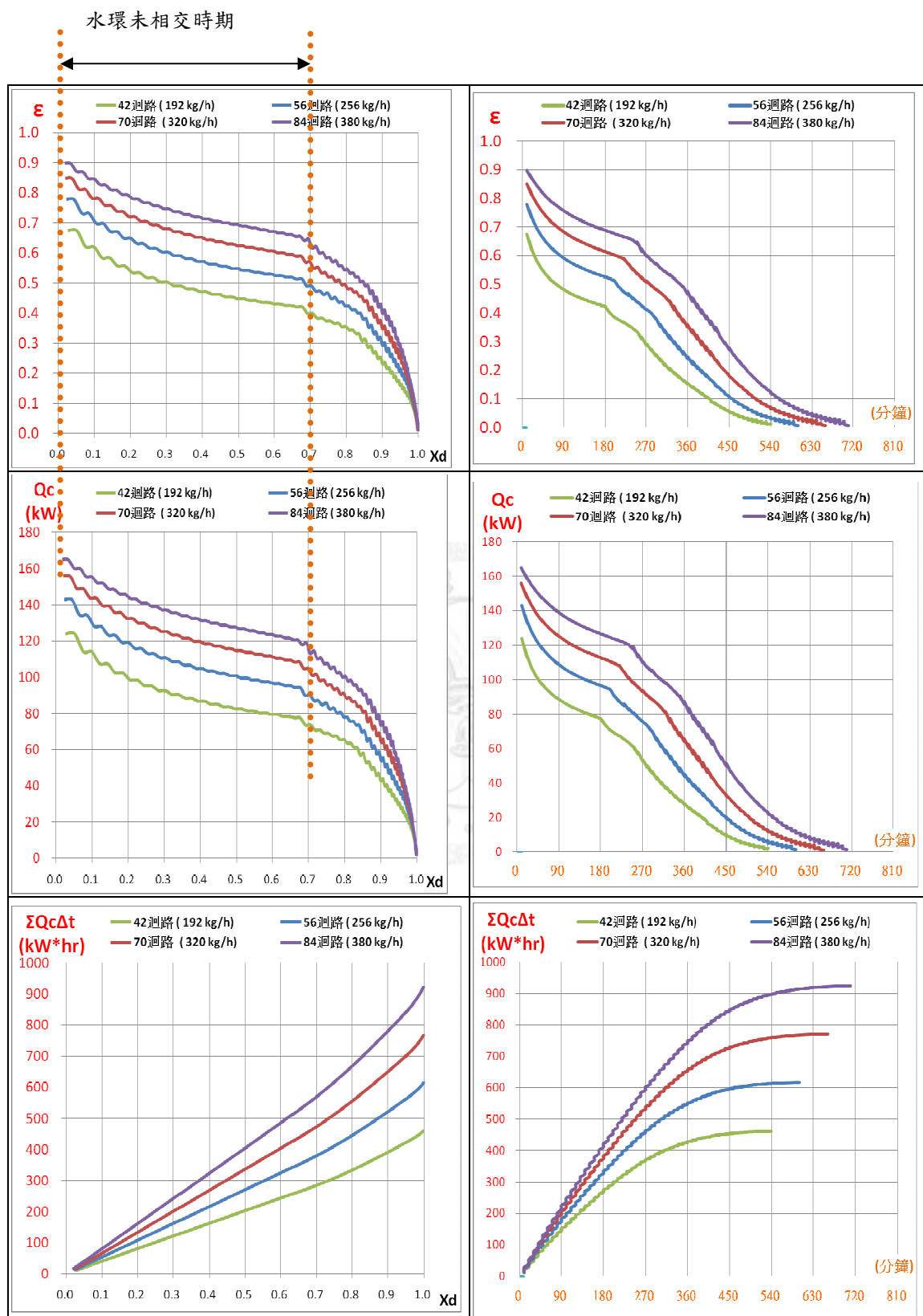


圖 4-12 「表 4-5 輸入」 ϵ 、 \dot{Q}_c 、 $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ 、 t 、 X_d 變化關係圖

4.5 「 R_{tube} 變化（盤管材料熱傳導係數 K_m 變化）」對儲冰槽輸出影響

將 3.4 節「(表 3-1) 儲冰槽參數設定案例」中「盤管材料熱傳導係數(K_m)」變化，改採下列四組數值：

表 4-6 四組 K_m 輸入值

序號	盤管材料熱傳導係數 K_m 【W/(m×°C)】	備註
1.	386	銅管
2.	1	--
3.	0.5	--
4.	0.31	PE 管

將上列各組數值代入數值模型中，橫座標採用化冰率(Xd)，縱座標分別採用溶冰熱交換有效性 (ϵ) 及釋冷速率(\dot{Q}_C)，可得到下列 (圖 4-13) 及 (圖 4-14)：

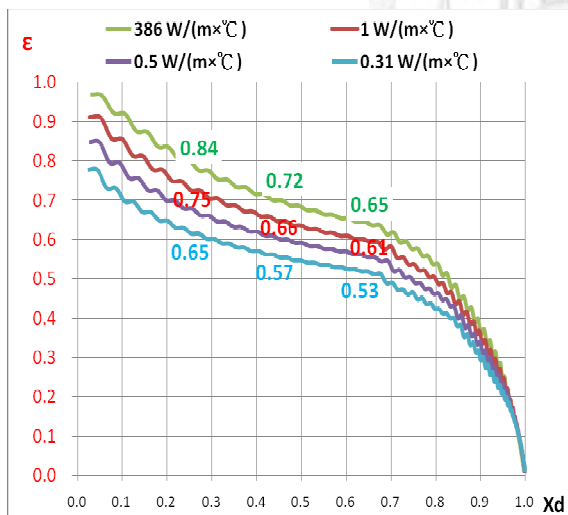


圖 4-9 「表 4-6 輸入」 ϵ 與 Xd 變化圖

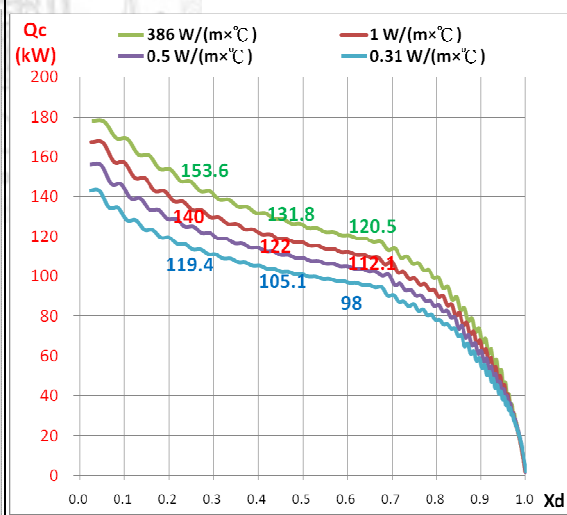


圖 4-10 「表 4-6 輸入」 \dot{Q}_C 與 Xd 變化圖

4.5.1 輸出結果討論

- 由 (圖 4-13)：取 Xd 分為 0.2、0.4、0.6 時，銅管 ($K_m=386$)、X 管 ($K_m=1$)、PE 管 ($K_m=0.31$) 之溶冰熱交換有效性 (ϵ) 值整理如下表：

表 4-7 ε 在不同盤管材質(K_m)及化冰率(Xd)下之值

化冰率	盤管材料熱傳導係數 K_m W/(m×°C)			銅管 /X 管	X 管 /PE 管	銅管 /PE 管
	386 (銅管)	1 (X 管)	0.31 (PE 管)			
Xd						
0.2	0.84	0.72	0.65	1.17	1.11	1.29
0.4	0.75	0.66	0.61	1.14	1.08	1.23
0.6	0.65	0.57	0.53	1.14	1.08	1.23

另可由(圖 4-14):取 Xd 分為 0.2、0.4、0.6 時,銅管($K_m=386$)、X 管($K_m=1$)、PE 管($K_m=0.31$)之釋冷速率(\dot{Q}_C)值整理如下表:

表 4-8 釋冷速率(\dot{Q}_C)在不同盤管材質(K_m)及化冰率(Xd)下之值

化冰量	盤管材料熱傳導係數 K_m W/(m×°C)			銅管 /X 管	X 管 /PE 管	銅管 /PE 管
	386 (銅管)	1 (X 管)	0.31 (PE 管)			
Xd						
0.2	153	131	120	1.17	1.09	1.28
0.4	140	122	112	1.15	1.09	1.25
0.6	119	105	98	1.13	1.07	1.21

由(表 4-7)及(表 4-8):將 PE 管改變為銅管增加之 ε 及 \dot{Q}_C 效益,在化冰量(Xd)小於 0.6 時,約為 1.21 至 1.28 間,但由 PE 管變換至銅管所增加之材料費用極為可觀。

2. 為何由 PE 管改變為銅管所增加之 ε 及 \dot{Q}_C 效益並不明顯:

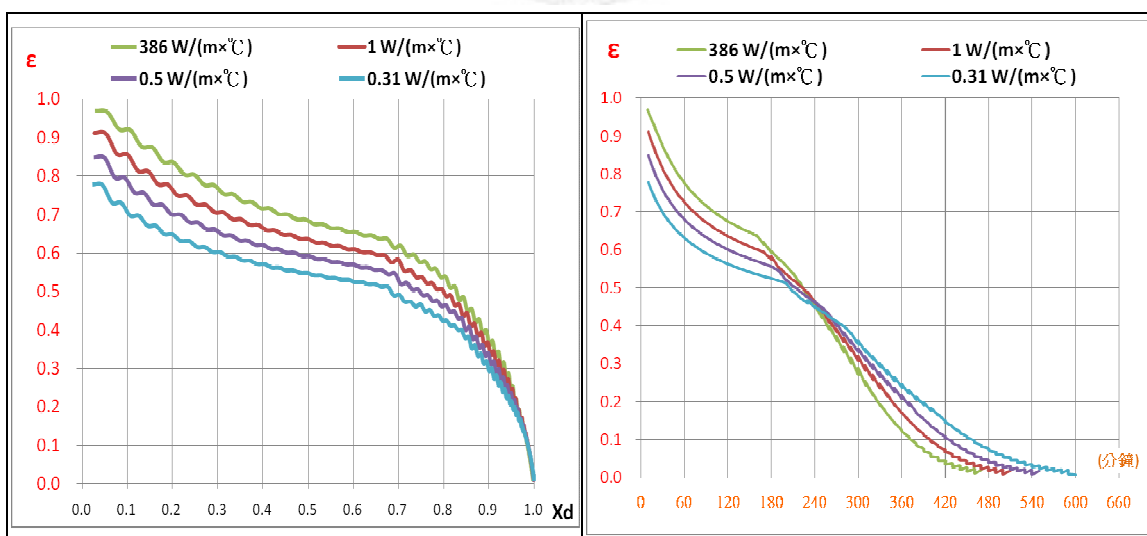
由 4.2 節(表 4-3),在溶冰盤管總熱傳係數(UA_C)中, R_{tube} 所佔比重僅佔 40% 至 0% 間,故可解釋為何銅管較 PE 管僅能增加 ε 及 \dot{Q}_C 效益為 1.21 至 1.28。

化冰量	R_{in}	R_{tube}	R_{wi}	總合	R_{tube}/R_{in}
Xd	%	%	%	%	
0.2	19.4%	39.8%	40.9%	100 %	2.06
0.4	15.6%	32.2%	52.3%	100 %	2.07
0.6	13.6%	28.3%	58.1%	100 %	2.08
0.8	10.0%	21.0%	69.0%	100 %	2.10
1	0.3%	0.6%	99.1%	100 %	2.16

3. 將滷水盤管材質改變，所增加之熱傳效益與付出之材料成本，經評估並不符合經濟效益。

4.5.2 熱交換有效性 (ϵ)、釋冷速率(\dot{Q}_C)、總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)、滷水盤管出水溫($T_{b,out}$)與時間(t)及化冰率(Xd)關係圖表

下面 10 個圖表縱座標分別為熱交換有效性 (ϵ)、釋冷速率(\dot{Q}_C)、總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)、滷水盤管出水溫($T_{b,out}$)、化冰率(Xd)，橫座標分別為時間(t)及化冰率(Xd)；茲提供如下，可利用了解【 ϵ 、 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、t、Xd】6 個變數在不同「盤管材料熱傳導係數 (K_m)」情形下相互關係。



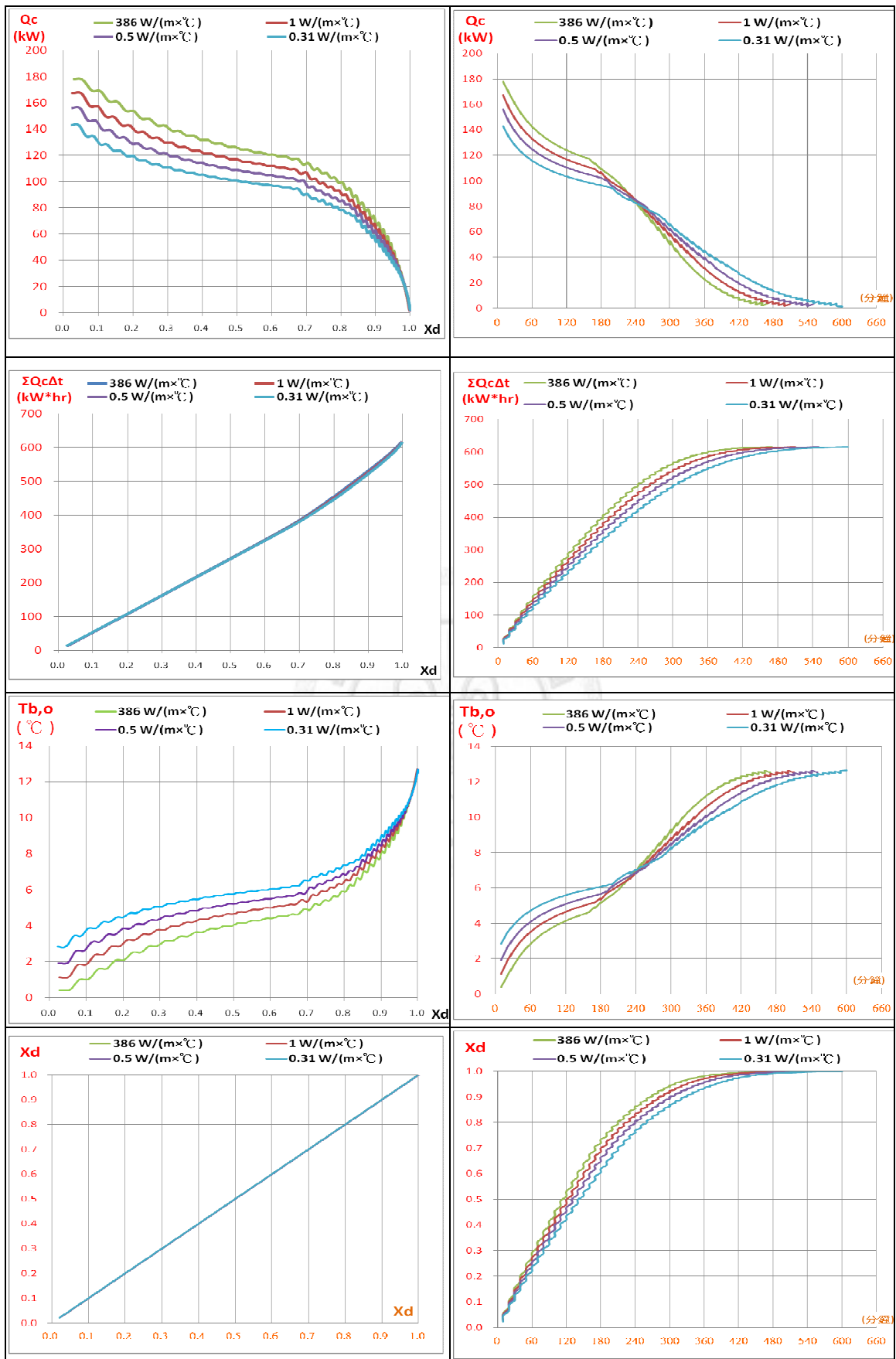


圖 4-11 「表 4-6 輸入」 t 、 X_d 、 ε 、 \dot{Q}_c 變化關係 6 圖表

第五章 結果與討論

在本文第一章 1.3.1 本文研究目的提及：儲冰槽為儲冰空調系統之核心；儲冰槽性能對「儲冰空調系統」功能具關鍵影響，能否掌握儲/溶冰時儲冰槽性能（儲/溶冰速率及量），將影響儲冰空調系統之優劣及設置效益，甚至影響空調系統成敗。

但不幸地「儲冰槽屬性能變動熱交換性設備」，性能掌控實已超出空調設計者能力範圍，且未有一套令業主肯定之性能驗證方式，令儲冰系統推廣設置遭受阻礙。

本章欲深入討論下列目前選用所選用儲冰槽規範是否存有瑕疵、及是否足以能規範儲冰槽溶冰時各時段所需之釋冷速率（ \dot{Q}_c ），所討論規範分別如下：

1. 規範「儲冰槽最大潛熱量（最大結冰量）」。
2. 規範「儲冰槽內滷水盤管熱交換面積」。
3. 規範「儲冰槽測試時，離開儲冰槽某一出水溫($T_{b,out}$)下之總釋冷量」。

另本章最後將提出一「導入儲冰槽溶冰熱交換有效性（ ε ）」規範，探討此規範能否克服上述規範瑕疵問題。

5.1 假設「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」三 CASE 案例

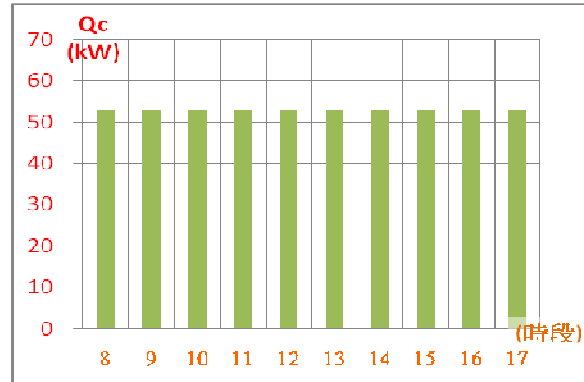
本節分析使用之「儲冰槽參數設定」詳 3.4 節「表 3-1 儲冰槽參數設定案例」，該槽槽內最大結冰量經計算為 6.22 m^3 ，對應總潛熱量（結冰全化為水所釋出熱量）為 $530.2 \text{ kW}\cdot\text{Hr}$ ，假設自儲滿（槽內結冰率 100%； $X_d = 0$ ）狀態開始釋冷。另本章 CASE_1 至 CASE_3「滷水盤管進水溫（ $T_{b,in}$ ）」改設定為 10°C ，（表 5-1）為最大總釋冷量（ $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ ）分析。

表 5-1 第五章 CASE_1 至 CASE_3 儲冰槽最大總釋冷量（ $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ ）分析

槽內總冰量	滷水入水溫	總潛熱量	總顯熱量	最大總釋冷量
m^3	10°C	$\text{kW}\cdot\text{Hr}$	$\text{kW}\cdot\text{Hr}$	$\text{kW}\cdot\text{Hr}$
A	B	C	D	E=C+D
6.22	10	530.2	72	602.2
註 1. 儲冰槽最大總釋冷量(E) = 總潛熱量(C) + 總顯熱量(D) 註 2. 總潛熱量(C) = 槽內總冰量(A)*冰比重*冰溶解熱 註 3. 總顯熱量(D) = 槽內總冰量(A) * 水比重*水比熱* ($10^\circ\text{C}-0^\circ\text{C}$)				

5.1.1 「負荷固定」案例釋冷特性分析

假設 CASE_1 為一總負荷為 527 kW*Hr；負荷固定案例，各時段所需釋冷速率（ \dot{Q}_C ）如（圖 5-1）所示：



時段	8	9	10	11	12
kW	52.7	52.7	52.7	52.7	52.7
時段	13	14	15	16	17
kW	52.7	52.7	52.7	52.7	52.7

圖 5-1 「負荷固定案例」各時段供冷速率(\dot{Q}_C)條件

1. 釋冷控制條件如下：

- (1) 「滷水盤管進水溫（ $T_{b,in}$ ）」10°C.
- (2) 「進儲冰槽滷水流量（ \dot{V}_b ）」可變化.
- (3) 「滷水盤管出水溫（ $T_{b,out}$ ）」可變化.

2. 數值模型輸出：

- (1) 各時段釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出顯示於（圖 5-2）
- (2) 各化冰率(Xd)釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出顯示於（圖 5-3）

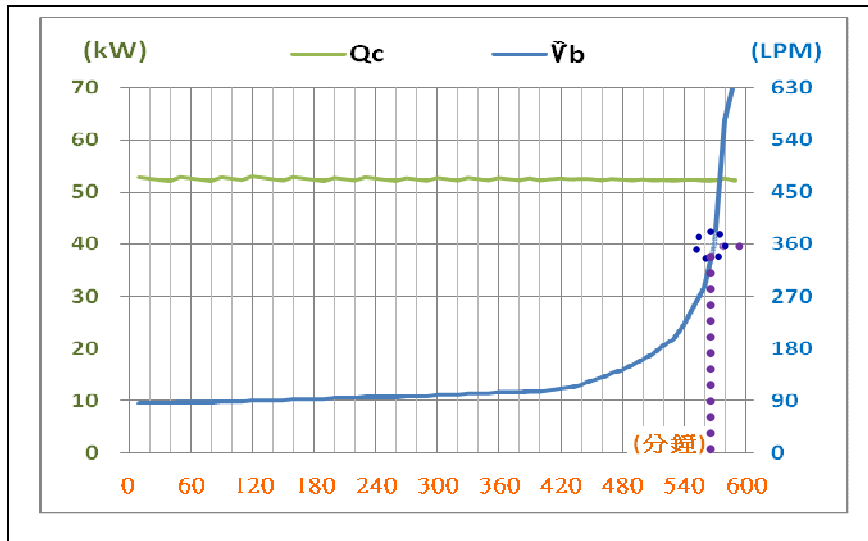


圖 5-2 「負荷固定案例」各時段釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水
流量(\dot{V}_b)之輸出

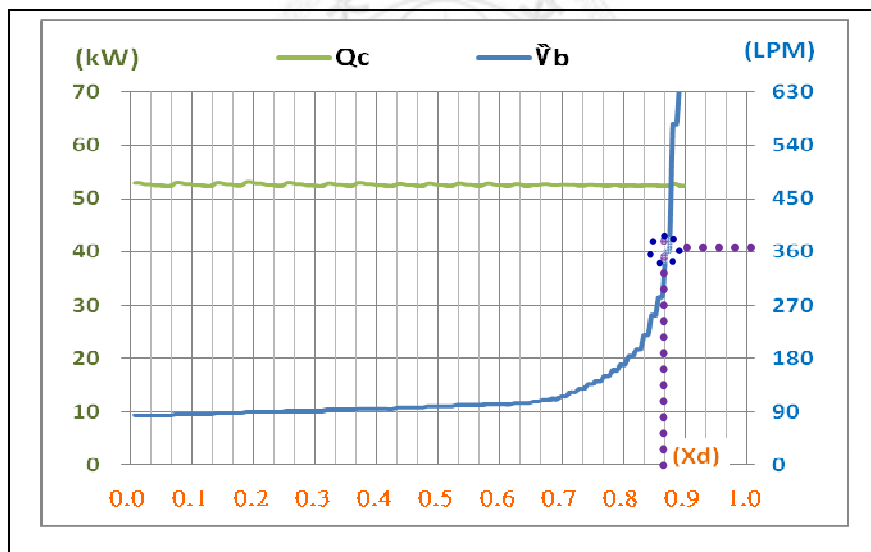


圖 5-3 「負荷固定案例」各化冰率(Xd) 釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲
冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出

3. 輸出結果討論：

- (1) (圖 5-2) 及 (圖 5-3) 顯示：欲達成全程釋冷速率 (\dot{Q}_C) 為 52.7 kW，儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)在釋冷過程中將呈增加趨勢，尤其在釋冷末期需藉超大流量以維持釋冷速率 (\dot{Q}_C) 52.7 kW 之輸出。(實際上因泵浦供應能力及盤管耐壓能力，大流量為無法供給情況)

- (2) 若限定最大流量供給為 360 LPM，由（圖 5-3）橫座標為化冰率(Xd)，則輸出情形顯示冰事實上並未化完，無效冰量為 13 %；由（圖 5-2）顯示此殘冰量無法供應最後約 30 分鐘（570 至 600 分鐘）負荷所需。

5.1.2 「負荷遞增」案例釋冷特性分析

假設 CASE_2 為一總負荷為 527 kW*Hr；負荷遞增案例，各時段所需釋冷速率（ \dot{Q}_C ）如（圖 5-4）所示：

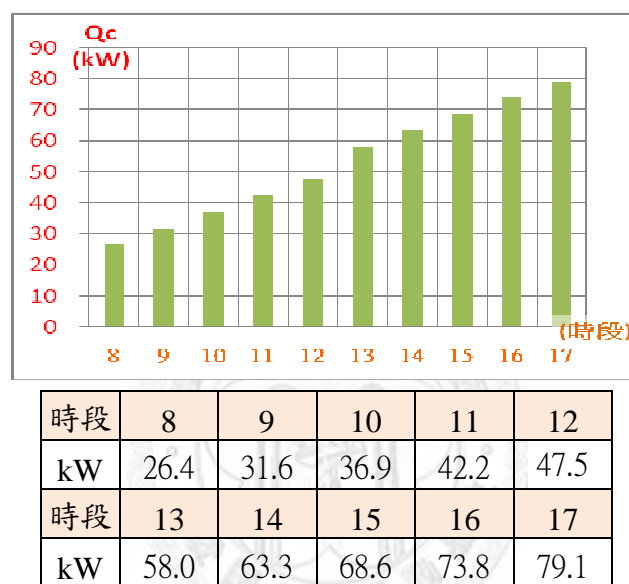


圖 5-4 「負荷遞增案例」各時段供冷速率(\dot{Q}_C)條件

1. 控制條件如下：

- (1) 「滷水盤管進水溫（ $T_{b,in}$ ）」 10°C
- (2) 「進儲冰槽滷水流量（ \dot{V}_b ）」可變化.
- (3) 「滷水盤管出水溫（ $T_{b,out}$ ）」可變化.

2. 數值模型輸出：

- (1) 各時段釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出顯示於（圖 5-5）
- (2) 各化冰率(Xd)釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出顯示於（圖 5-6）

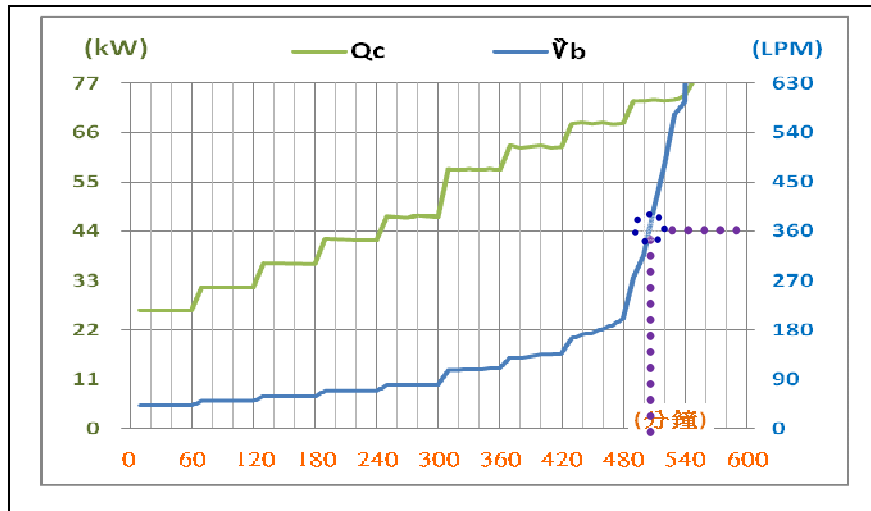


圖 5-5 「負荷遞增案例」各時段(t)釋冷速率(\dot{Q}_c)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出

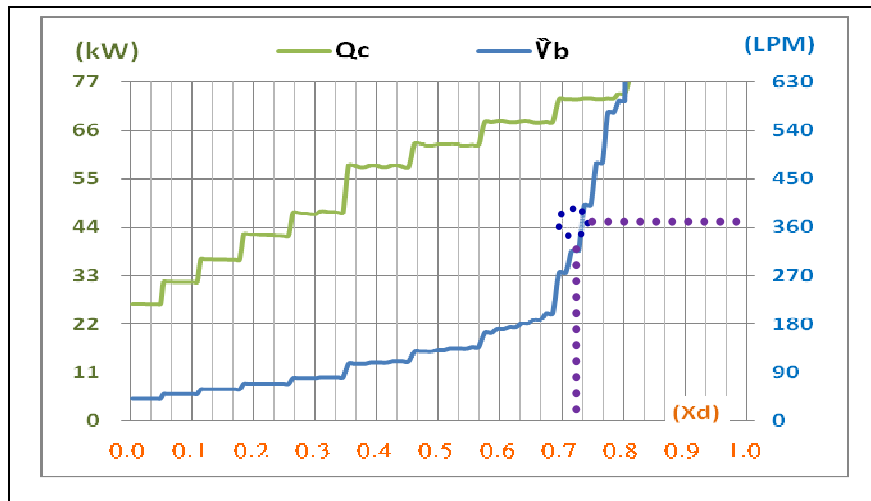


圖 5-6 「負荷遞增案例」各化冰率(Xd)釋冷速率(\dot{Q}_c)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出

3. 輸出結果討論：

- (1) (圖 5-5) 及 (圖 5-2) 可比較出「負荷遞增案例 (CASE 2)」較「負荷固定案例 (CASE 1)」為更嚴苛負荷條件，雖然 CASE 2 與 CASE 1 所需溶冰總熱傳量 ($\sum Q_c \Delta t$) 均為 527 kW*Hr，但若限定最大流量供給為 360 LPM，由 (圖 5-5) 顯示 CASE 2 在 510 分鐘後已無法供應系統釋冷速率 (\dot{Q}_c) 所需 (流量於 510 分鐘超過限定值 360 LPM，較 CASE 1 於 570 分鐘時超過提早了 60 分鐘)

(2) (圖 5-6) 橫座標為化冰率(Xd)，與 CASE 1 相同限定最大流量供給為 360 LPM，則在 CASE 2 負荷條件下無效冰量為 27 %，此殘冰量無法供應 CASE 2 最後約 90 分鐘負荷所需。在 CASE 2 負荷條件下需重新選擇較大一型儲冰槽，否則 510 分鐘至 600 分鐘供應之釋冷速率(\dot{Q}_C)將嚴重不足。

5.1.3 「負荷遞減」案例釋冷特性分析

假設 CASE_3 為一總負荷為 527 kW*Hr；負荷遞減案例，各時段所需釋冷速率(\dot{Q}_C)如(圖 5-7)所示：

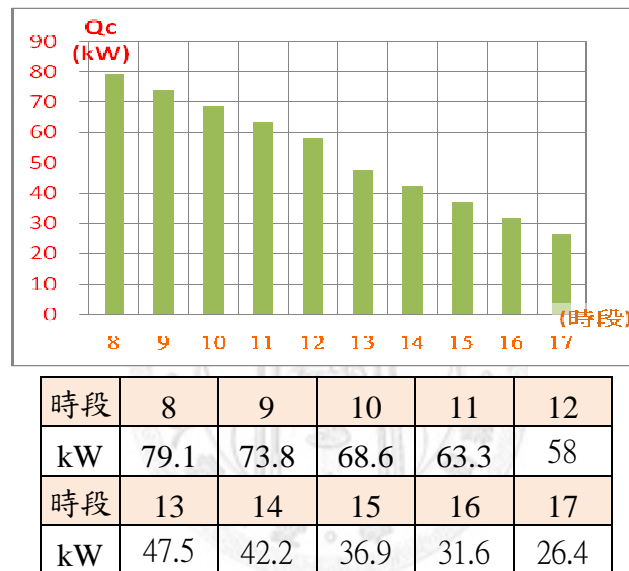


圖 5-7 「負荷遞減案例」各時段供冷速率(\dot{Q}_C)條件

1. 控制條件如下：

- (1) 「滷水盤管進水溫 ($T_{b,in}$)」10°C
- (2) 「進儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」可變化
- (3) 「滷水盤管出水溫 ($T_{b,out}$)」可變化

2. 數值模型輸出：

- (1) 各時段釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出顯示於(圖 5-8)
- (2) 各化冰率(Xd)釋冷速率(\dot{Q}_C)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出顯示於(圖 5-9)

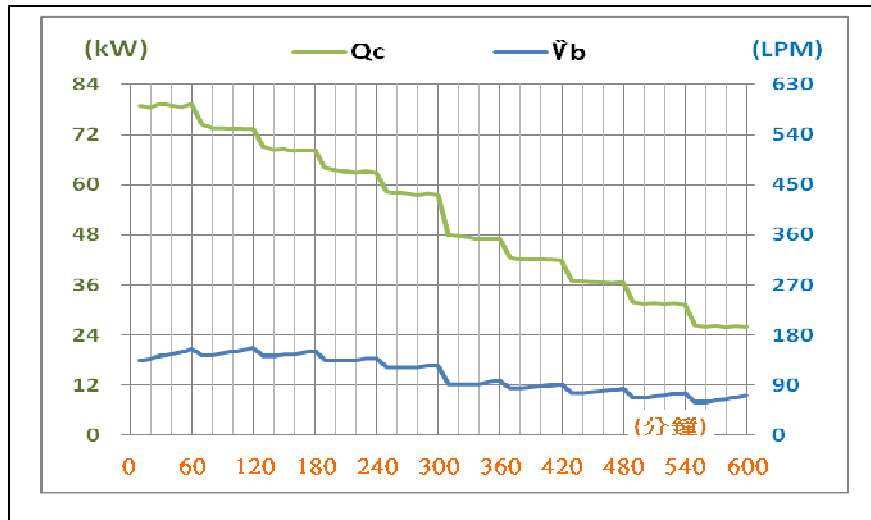


圖 5-8 「負荷遞減案例」各時段釋冷速率(\dot{Q}_c)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出

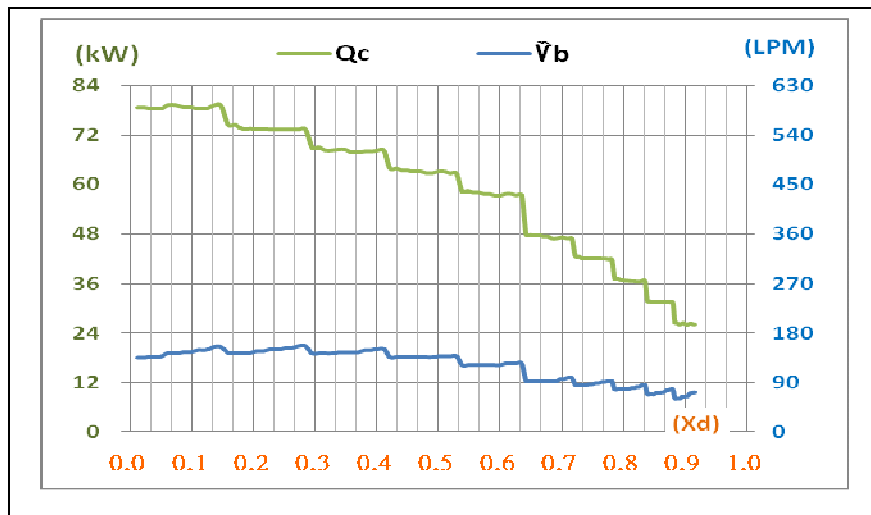


圖 5-9 「負荷遞減案例」各化冰率(Xd)釋冷速率(\dot{Q}_c)及儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)之輸出

3. 輸出結果討論：

- (1) 比較 (圖 5-8)、(圖 5-5) 及 (圖 5-2) 顯示：CASE 3 「負荷遞減」為儲冰槽之最有利使用情況；雖然 CASE 1 至 3 總釋冷量均為 527 kW*Hr，但只有 CASE 3 釋冷情形下，釋冷全程滷水流量(\dot{V}_b)始終保持 180 LPM 以下。
- (2) (圖 5-9) 顯示剩餘冰量仍有 8 % 左右：故在 CASE 3 負荷條件下反而可縮小儲冰槽容量，節省設置成本。

5.1.4 合併 CASE_1 至 CASE_3 各時段儲冰槽各項輸出情形

各時段 CASE_1 至 CASE_3 儲冰槽釋冷速率(\dot{Q}_C)、溶冰總熱傳量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)、滴水盤管出水溫($T_{b,out}$)、儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)、溶冰熱交換有效性(ϵ)、化冰率(Xd)等 6 項輸出如 (圖 5-10) 所示：

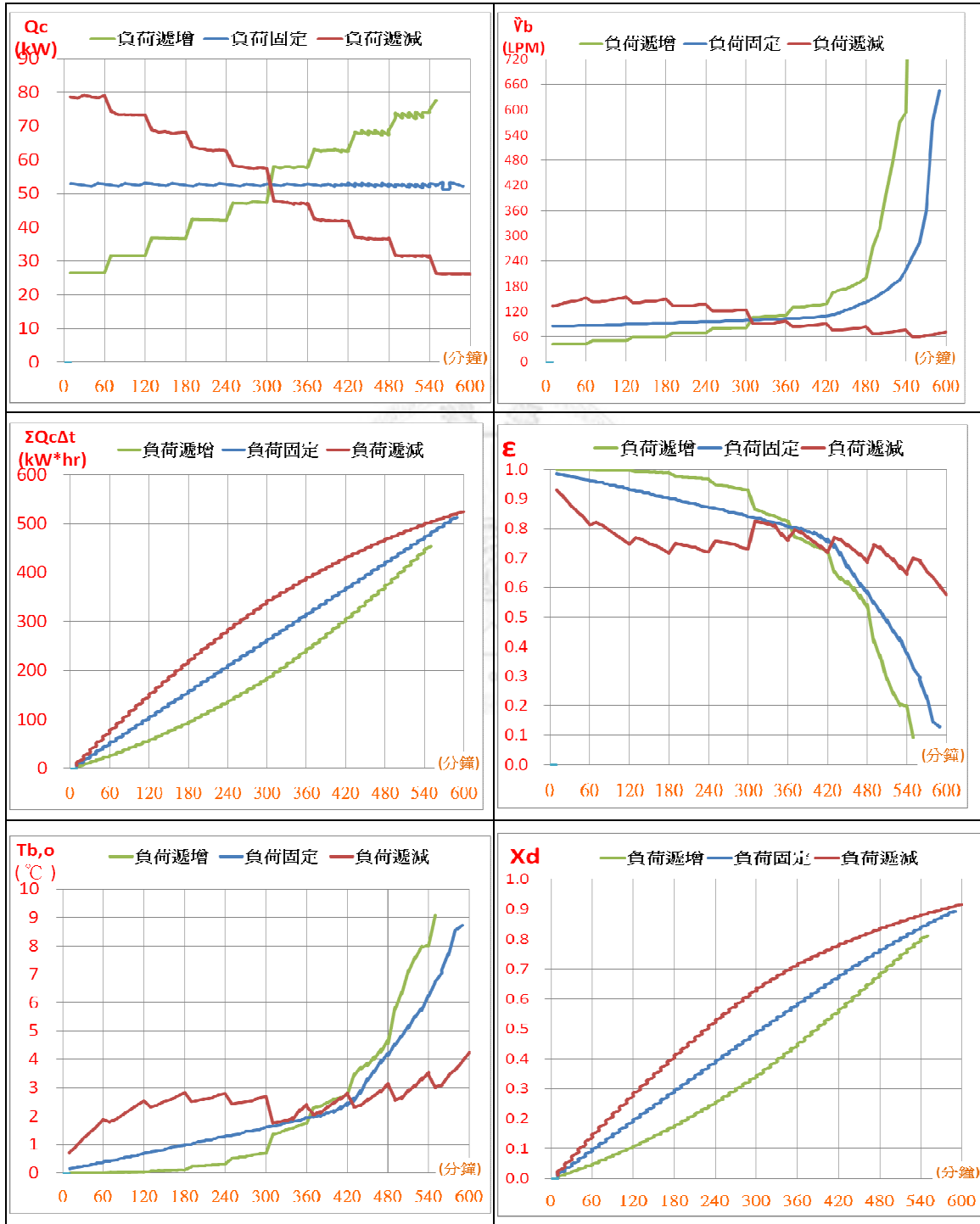


圖 5-10 各時段 CASE_1 至 CASE_3 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 \dot{V}_b 、 ϵ 、Xd 六項輸出

5.1.5 合併 CASE_1 至 CASE_3 各化冰率(X_d) 儲冰槽各項輸出情形

各化冰率(X_d) CASE_1 至 CASE_3 儲冰槽釋冷速率(\dot{Q}_C)、溶冰總熱傳量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)、滷水盤管出水溫($T_{b,out}$)、儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)、溶冰熱交換有效性(ϵ)、化冰率(X_d) 等 6 項輸出如 (圖 5-11) 所示：

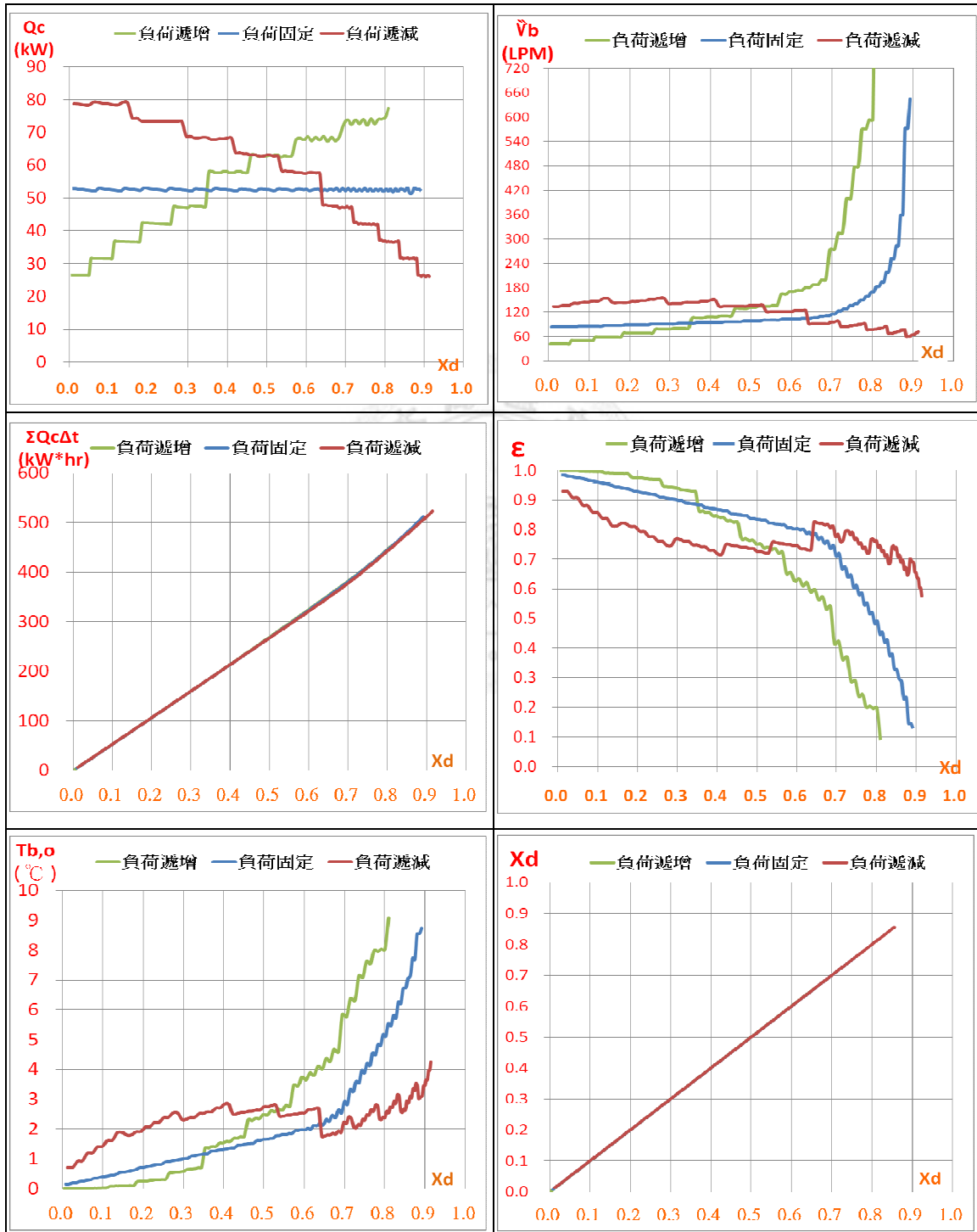


圖 5-11 各化冰率(X_d) CASE_1 至 CASE_3 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 \dot{V}_b 、 ϵ 、 X_d 六項輸出

5.2 現行儲冰槽規範瑕疵探討

5.2.1 規範「儲冰槽最大潛熱量（最大結冰量）」及「儲冰槽內滷水盤管熱交換面積」瑕疵

1. 取（圖 5-10）及（圖 5-11）中，CASE_1 至 CASE_3 各時段及各化冰率(X_d) 儲冰槽滷水流量(\dot{V}_b)輸出，並限定儲冰槽限定流量條件為 360 LPM（因大流量已超過泵浦供應能力及儲冰槽盤管耐壓能力，為不可能達成）。

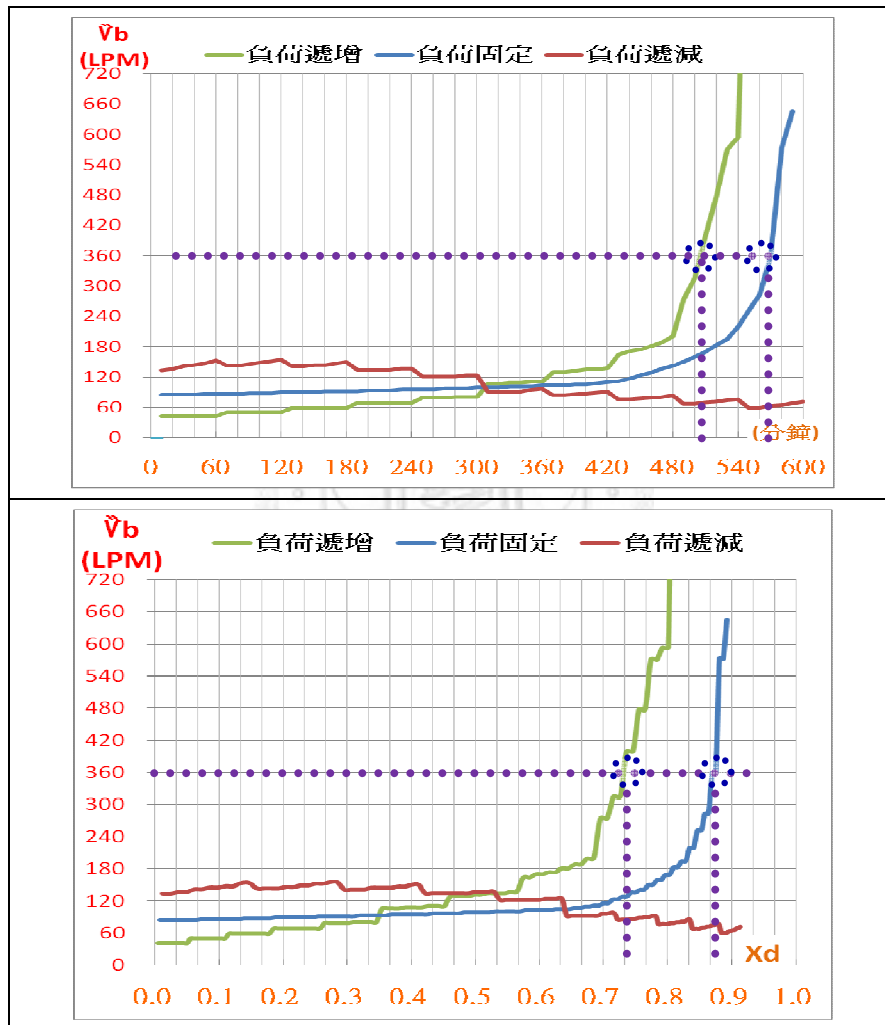


圖 5- 12 CASE_1 至 CASE_3 各時段及各化冰率(X_d) \dot{V}_b 輸出

由（圖 5-12），CASE_1 至 CASE_3 在限定滷水流量(\dot{V}_b)360 LPM 條件以下之供冷能力情形整理如下：

- (1) 在「負荷固定」案例顯示滷水流量(\dot{V}_b)在 570 分鐘將超過限定流量 360 LPM 條件，故即使仍有 13% 以上剩餘冰量，但已無法供應最後約 30 分鐘(570 至 600 分鐘)負荷所需。
- (2) 在「負荷遞增」案例滷水流量(\dot{V}_b)在 510 分鐘將超過限定流量 360 LPM 條件，故即使仍有 27% 以上剩餘冰量，但已無法供應最後約 90 分鐘(510 至 600 分鐘)負荷所需。
- (3) 在「負荷遞減」案例滷水流量(\dot{V}_b)釋冷全程皆在 180 LPM 以下，且剩餘冰量仍有 8 % 左右：故在 CASE 3 負荷條件下反而可縮小儲冰槽容量，節省設置成本。

2. 規範「儲冰槽最大潛熱量(最大結冰量)」瑕疵

CASE_1 至 CASE_3 三個案例使用儲冰槽雖均符合總潛熱量 527 kW*Hr 規範，但由(圖 5-12)，此規範僅有 CASE_3「負荷遞減」案例符合釋冷全程滷水流量(\dot{V}_b)在 360 LPM 以下，故此規範無法確保儲冰槽釋冷性能符合 CASE_1「負荷固定」及 CASE_2「負荷遞增」案例之需求。

3. 規範「儲冰槽內滷水盤管熱交換面積」瑕疵

(1) 熱交換面積規範方式：

以本章 CASE_1 至 CASE_3 總負荷均為 527 kW*Hr，所選用之儲冰槽盤管總熱傳面積為 213.3 m²，故此三案例每 kW*Hr 負荷之盤管熱交換面積為：

$$\begin{aligned}
 & \text{盤管熱傳面積 (m}^2\text{)} \quad / \quad \text{總負荷(kW*Hr)} \\
 & = 213.3 \text{ m}^2 / 527 \text{ kW*Hr} \\
 & = 0.404 \text{ m}^2 / \text{kW*Hr}
 \end{aligned}$$

- (2) 此規劃設想出發點為認為儲冰槽既為一熱交換器，熱交換器之熱交換面積愈大，熱傳效果愈佳；此規劃方式雖然限定了儲冰槽每 kW*Hr 負荷之熱交換面積 m²，但由(圖 5-12)可知，三個案例雖均符合 0.404 m² / kW*Hr 規範，但此規範亦無法確保儲冰槽釋冷性能符合「負荷固定」及「負荷遞增」案例之需求。

- (3) 以熱傳觀點 $\dot{Q}_C = UA_C \times (T_b - 0^\circ\text{C})$ ，熱傳面積為「溶冰盤管總熱傳係數 (UA_C)」項性能條件主導者，但儲冰槽為一「性能變動」熱交換設備， UA_C 項在釋冷期間受滷水盤管溶冰水環相互間「水環增厚」及「水環相交」影響，非為恒定，故無法以「熱傳面積」規範來確保儲冰槽性能。

5.2.2 規範「釋冷過程中離開儲冰槽某一出水溫($T_{b,out}$)下之總釋冷量」瑕疵

此規範先定義「釋冷過程中離開儲冰槽某一出水溫($T_{b,out}$)下之總釋冷量」為「有效化冰量」；若以化冰率(Xd) 觀點，「有效化冰量」即「有效化冰率」，以下說明此規範存在瑕疵問題：

1. CASE_1 至 CASE_3 三種負荷類型下「有效化冰率」差異：

- (1) 取 (圖 5-11) 中，CASE_1 至 CASE_3 各化冰率(Xd) 滷水盤管出水溫($T_{b,out}$) 輸出如 (圖 5-13)：

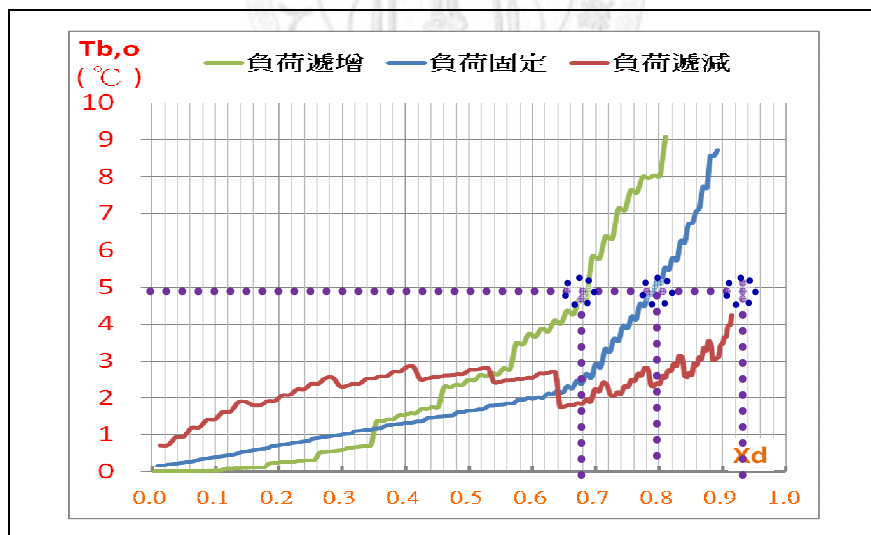


圖 5-13 CASE_1 至 CASE_3 各化冰率(Xd) $T_{b,out}$ 輸出

- (2) 由(圖 5-13)，若規範離開儲冰槽之滷水盤管出水溫($T_{b,out}$)為 5°C 溫度下之化冰率(Xd)為「有效化冰率」，則三案例「有效化冰率」如下表：

表 5-2 「圖 5-13」 $T_{b,out}=5^{\circ}\text{C}$ 限定下 CASE_1 至 CASE_3 有效化冰率 (Xd) 輸出情

	有效化冰率
負荷遞增	0.69
負荷固定	0.80
負荷遞減	> 0.92

- (3) 將(圖 5-13)及(表 5-2)CASE_1 至 CASE_3 三種負荷類型釋冷速率(\dot{Q}_C)與「有效化冰率」關係整理於(表 5-3)。在「負荷遞增案例」 \dot{Q}_C 愈末期愈大，此例「有效化冰率」最小，殘冰量最大；在「負荷遞減案例」 \dot{Q}_C 愈末期愈小，此例「有效化冰率」最大，殘冰量最小。上述顯示雖總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)相同，但因負荷特性不同，以「離開儲冰槽某一出水溫($T_{b,out}$)」下之化冰率(Xd)視之為「有效化冰率」，在 CASE_1 至 CASE_3 三種負荷類型下會有 0.92 至 0.69 之差異量。

表 5-3 CASE_1 至 CASE_3 釋冷速率(\dot{Q}_C)與「有效化冰率」關係比較表

	釋冷速率(\dot{Q}_C) 特性	有效化冰率	
負荷遞增	末期最大	最小	
負荷固定	恒定	次大	
負荷遞減	初期最大	最大	

2. 「負荷固定案例」將釋冷速率(\dot{Q}_C)改變，但總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)維持相同，「有效化冰率」差異：

表 5-4 總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)相同之 2 組「負荷固定」輸入案例

釋冷速率(\dot{Q}_C)	總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)	總釋冷時間
52.7 kW	527 kW*Hr	600 分鐘
35.2 kW	527 kW*Hr	900 分鐘

釋冷速率(\dot{Q}_C)由 52.7 kW 減小為 35.2 kW，總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)仍維持為 527 kW*Hr，上述 2 組之 \dot{Q}_C 、 $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 \dot{V}_b 對 t 及 Xd 模型輸出於(圖 5-14)：

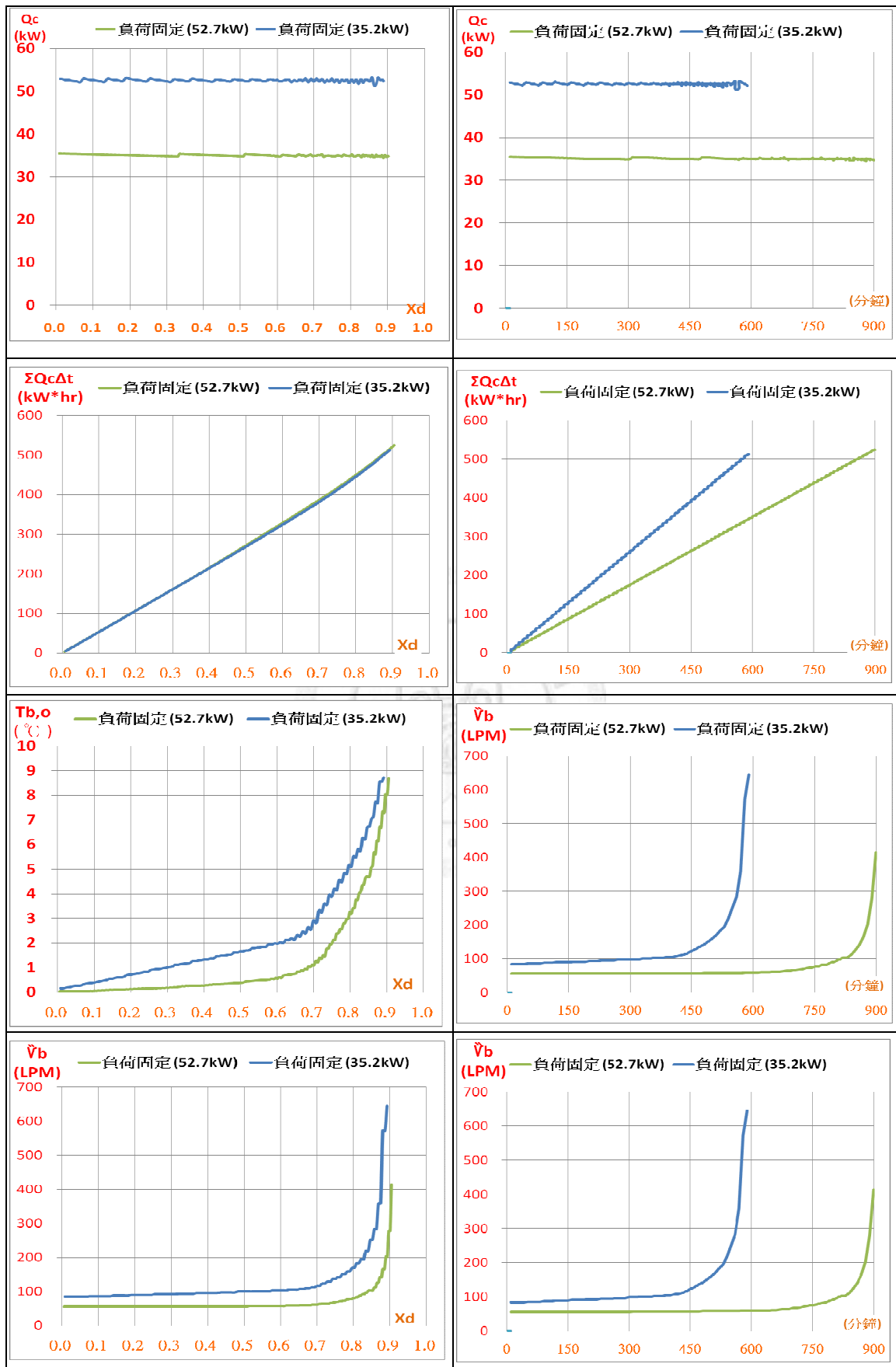


圖 5-14 「表 5-4 輸入」之 \dot{Q}_c 、 $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ 、 $T_{b,out}$ 、 \dot{V}_b 對 t 及 X_d 模型輸出

- (1) 將(圖 5-14)中之 $T_{b,out}$ 對 X_d 之輸出圖顯示於(圖 5-15)，另以離開儲冰槽滷水盤管出水溫($T_{b,out}$) 5°C 下之化冰率(X_d)視為「有效化冰率」，則釋冷速率(\dot{Q}_C)分別為 52.7 kW 及 35.2 kW 2 組「有效化冰率」整理於(表 5-5)：

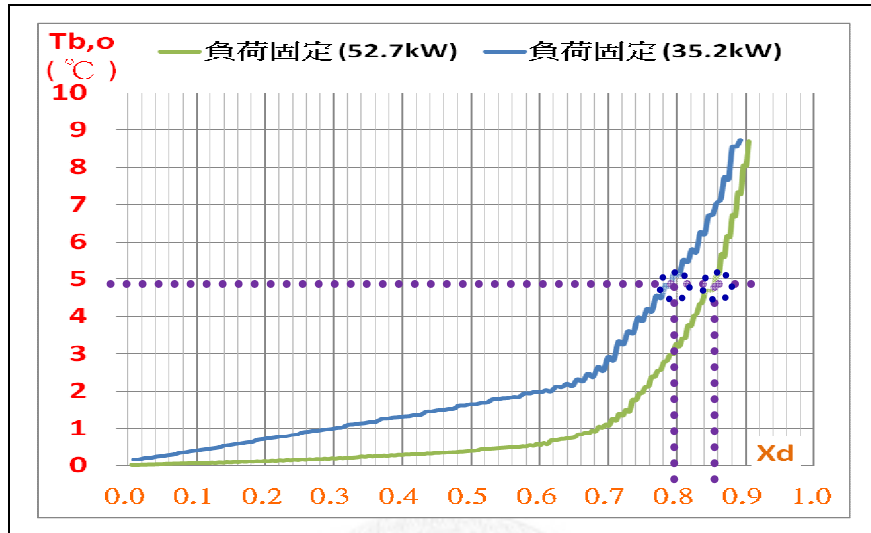


圖 5-15「負荷固定案例」釋冷速率(\dot{Q}_C)為 52.7 kW 及 35.2 kW， $T_{b,out}$ 為 5°C 下之「有效化冰率」輸出情形

表 5-5 「圖 5-15」 「有效化冰率」輸出情形

「負荷固定」之 \dot{Q}_C	有效化冰率
52.7 kW	0.80
35.2 kW	0.86

- (2) (圖 5-15) 及 (表 5-3) 顯示將負荷調小 2/3 下，「有效化冰量」會有 0.86 至 0.80 之差異量。

3. 規範「離開儲冰槽某一出水溫($T_{b,out}$)下之總釋冷量」瑕疵

- (1) 由於規劃設計之負荷為規劃設計者預估系統最大負荷情況，系統「完工測試時」不可能有與「規劃設計時模擬」相同的負荷情形，故此測試僅可在實驗室中進行，但實驗室需模擬「規劃設計時模擬負荷情形」，由於國內外實驗室測試經費十分昂貴，且受限實驗室設備能提供之「最大釋冷速率

($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)受限制」，實際情況幾乎沒有儲冰系統案例於實驗室中測試，僅於安裝完成後於現場實地測試。

(2) 規範「儲冰槽測試時，離開儲冰槽某一滷水溫度($T_{b,out}$)下之總釋冷量」，於現場實地測試，測試結果之「有效化冰率」與「規劃設計時模擬負荷情形所需有效化冰率」會產生下列誤差問題：

- a. 有時恰巧於冬天完工，因負荷不足，「測試結果有效化冰量」較「規劃要求有效化冰量」大甚多。
- b. 即使為夏天測試，但因建築物尚未啟用，人員、燈具等負荷未反應，同樣會因負荷不足，造成「測試結果有效化冰率」較「規劃要求有效化冰率」有一定差異量。
- c. 若以儲冰槽設備商立場，會儘可能安排於冬天或負荷較輕情況下測試，如此可獲得最大「測試結果有效化冰率」，而節省儲冰槽設置量。

(3) 故測試時幾為負荷不足情形，在負荷較小情況「有效化冰率」增加；此規範在檢驗上有執行盲點，無法確實驗證儲冰槽性能。

5.3 導入儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε) 規範討論

5.3.1 「儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε)」規範內容

「儲冰槽輸出一累積釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$) 後，此時在指定儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b) 下，測得之 ε 值需大於指定之「釋冷有效性需求 ε_o 值」。」

此規範說明如下：

1. 吾人在規範中指定一累積釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)、 ε_o 及 \dot{V}_b 值用意有二：

(1) 一為指定在該時還能供應之釋冷速率 (\dot{Q}_C)：即「儲冰槽輸出一累積釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)」後，在某一指定儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b) 下，還需保有之 ε_o 即代表在該時還能供應之釋冷速率 (\dot{Q}_C)。

說明：
$$\dot{Q}_C = \dot{m}_b c_b \times (T_{b,in} - T_{b,out}) \quad (5-1)$$

a. \dot{V}_b ：

$$\dot{V}_b = \dot{m}_b \div \text{滷水密度} \Rightarrow \text{指定 } \dot{V}_b \text{ 值即指定 } \dot{m}_b \text{ 值}$$

b. ε_o ：

$$\text{若系統規劃 } T_{b,in} = 10^\circ\text{C}、T_{b,out} = 5^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_o = \frac{(T_{b,in} - T_{b,out})}{(T_{b,in} - 0^\circ\text{C})} = \frac{(10 - 5)}{(10 - 0)} = 0.5$$

$$\Rightarrow \text{指定 } \varepsilon_o \text{ 值即代表指定需求之 } T_{b,in}、T_{b,out} \text{ 值}$$

故指定 ε_o 及 \dot{V}_b 值，儲冰槽釋冷速率 $\dot{Q}_C = \dot{m}_b c_b \times (T_{b,in} - T_{b,out})$ 即被指定

(2) 另一為解決儲冰系統測試可行性問題：

由本文 4.1.1.2：「相同化冰率（Xd）下， UA_c 可視為相同，另在相同 \dot{V}_b 輸入下， $\dot{m}_b c_b$ 可視為相同」及「固定 UA_c 及 $\dot{m}_b c_b$ ， ε 與 $T_{b,in}$ 無關， ε 僅與 \dot{V}_b 有關」，故同一款儲冰槽在累積釋冷一釋冷量（ $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ ）後， ε_o 及 \dot{V}_b 值在測試時為一對一關係；由於在測試環境中 \dot{V}_b 易控制，可解決儲冰系統於本文 5.2.2.3 所發生測試可行性問題。

2. ε_o 設定值探討：

在空調系統中一般規劃冰水以 7°C 出水溫度供應系統冷能，而以 12°C 由系統回水再至製冷設備降溫，如此周而復始地循環運轉。

在儲冰系統中因滷水與冰水中間隔一板式熱交換器，在考量熱交換器之設置效益，冰水及滷水間溫差以 2°C 為設置標準，故進出滷冰槽之滷水溫度 $T_{b,in}$ 及 $T_{b,out}$ 規劃為 10°C 及 5°C 為合理設計值。

$$\text{故 } \varepsilon_o \text{ 可設定： } \varepsilon_o = \frac{(T_{b,in} - T_{b,out})}{(T_{b,in} - 0^\circ\text{C})} = \frac{(10 - 5)}{(10 - 0)} = 0.5$$

5.3.2 「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷固定」案例影響

「負荷固定」案例之負荷條件如前文（圖 5-1）所示。

1. 導入本章 5.3.1 節「儲冰槽溶冰熱交換有效性（ ε ）」概念制定儲冰槽規範，規範可制定如下：

「儲冰槽輸出 527 kW*Hr 後，在指定流量 $\dot{V}_b = 167.3$ (LPM) 情形下，測得之 ε 值需大於指定之「釋冷有效性需求 $\varepsilon_o = 0.5$ 」。」

上述規範中 527 kW*Hr 為（圖 5-1）負荷情形所需總釋冷量，另滷水流量（ \dot{V}_b ）=167.3 (LPM)說明如下：

$$(1) \text{ 釋冷有效性需求 } \varepsilon_o = 0.5 \Rightarrow T_{b,in} = 10^\circ\text{C}、T_{b,out} = 5^\circ\text{C}$$

$$(2) \quad \dot{m}_b = \dot{Q}_C \div (c_b \times (T_{b,in} - T_{b,out}))$$

(圖 5-1) 顯示儲冰槽在輸出 527 kW*Hr 時，釋冷速率(\dot{Q}_C) 需求為 52.7 kW，另取 $c_b=3.6$ (kJ/kg/°C)

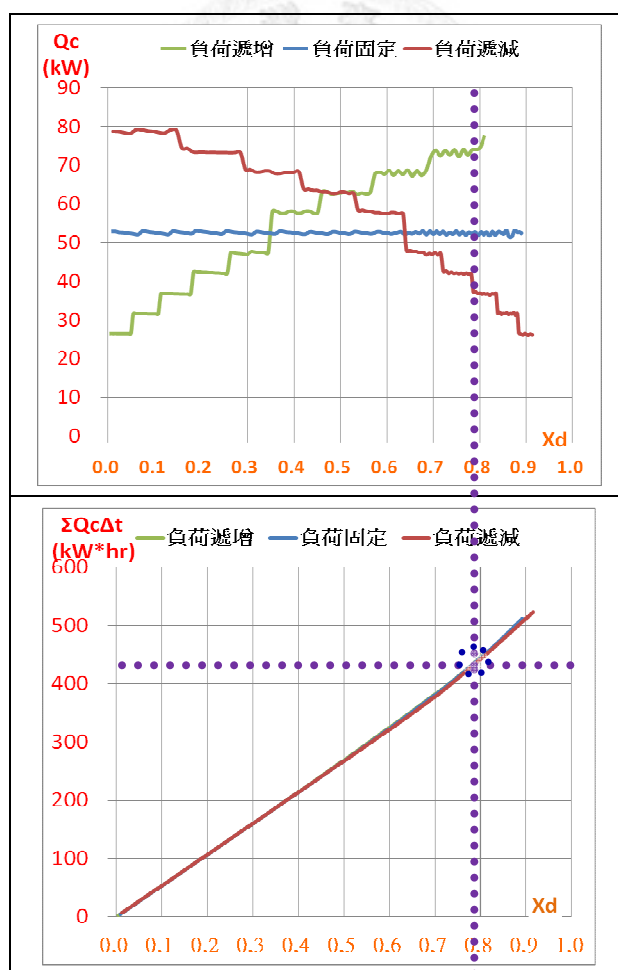
$$\Rightarrow \dot{m}_b = (52.7) \div (3.6 \times (10 - 5)) \times 60$$

$$\Rightarrow \dot{m}_b = 175.67 \text{ (kg / min)}$$

$$(3) \quad \dot{V}_b \text{ (LPM)} = \dot{m}_b \text{ (kg / min)} \div 1050 \text{ (kg / m}^3\text{)} \times 1000 \text{ (L / m}^3\text{)}$$

$$\Rightarrow \dot{V}_b = 167.3 \text{ (LPM)}$$

2. 在 $\dot{V}_b = 167.3$ (LPM) 情況下，觀察 (圖 5-11) 輸出變化，並整理如下圖 (圖 5-15)：



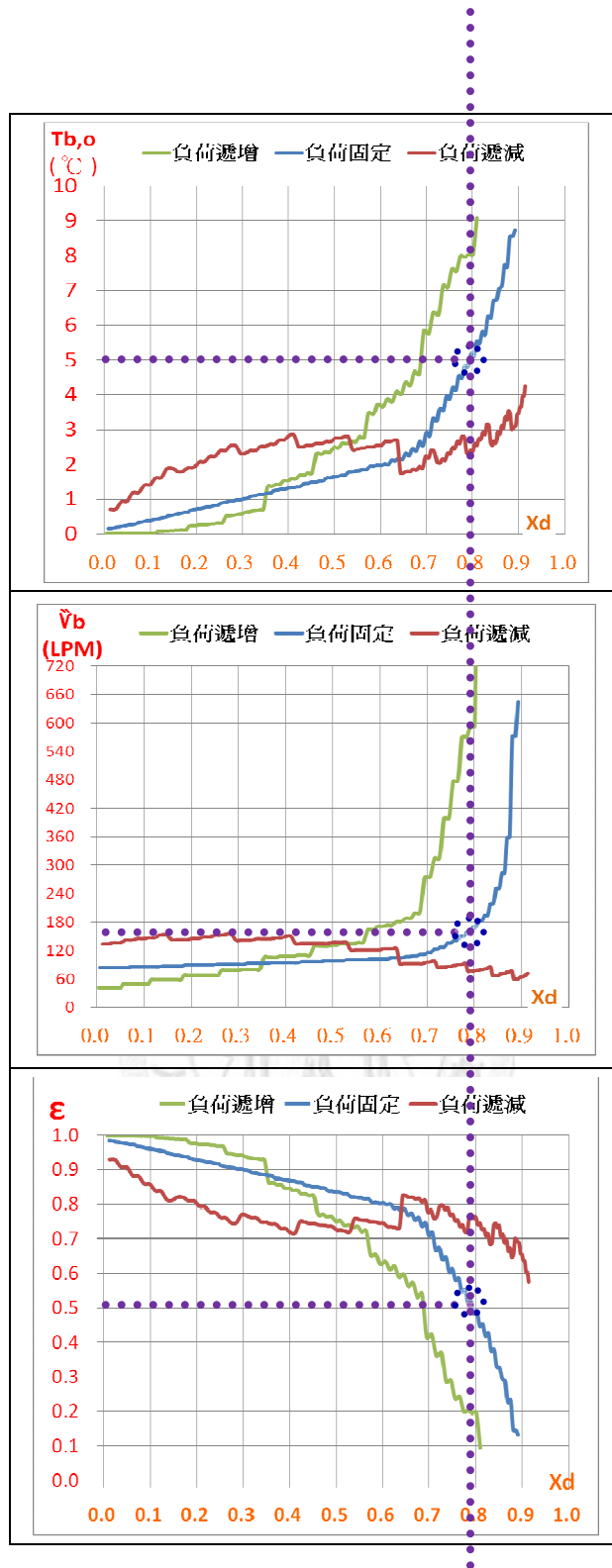


圖 5-16 導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷固定」案例分析

3. (圖 5-16) 輸出結果討論：

(1) 由 (圖 5-16) $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 與 X_d 圖中：

在規範條件下，溶冰總熱傳量($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)僅能有 435 kW*Hr 輸出，故儲冰槽需加大 $527/435=1.21$ 倍容量。

- (2) 儲冰槽加大為 1.21 倍；即原來儲冰槽中滷水盤管層數(N)為 56 層，在盤管間距不改變情形下，需增加至 $56 * 1.21 = 68$ 層盤管（34 組對向流盤管）；儲冰槽高度即較原來 H 高度高 $1.2 * H$
- (3) 上述需增加至 68 層盤管為依線性關係求得；但在規範條件下儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b) 並未變化，盤管數增加，將使單一盤管流量較低，會提升單一盤管熱交換量有效性，故實際上盤管數會較線性計算結果較低一些；代入數值模型發現：66 層盤管即可達成規範「儲冰槽輸出 527 kW*Hr 後，在指定流量 $\dot{V}_b = 167.3$ (LPM) 情形下，測得之 ε 值需大於指定之『釋冷有效性需求 $\varepsilon_o = 0.5$ 』。」要求。

下圖（圖 5-17）為 66 層盤管在「負荷固定」案例下輸出情形：

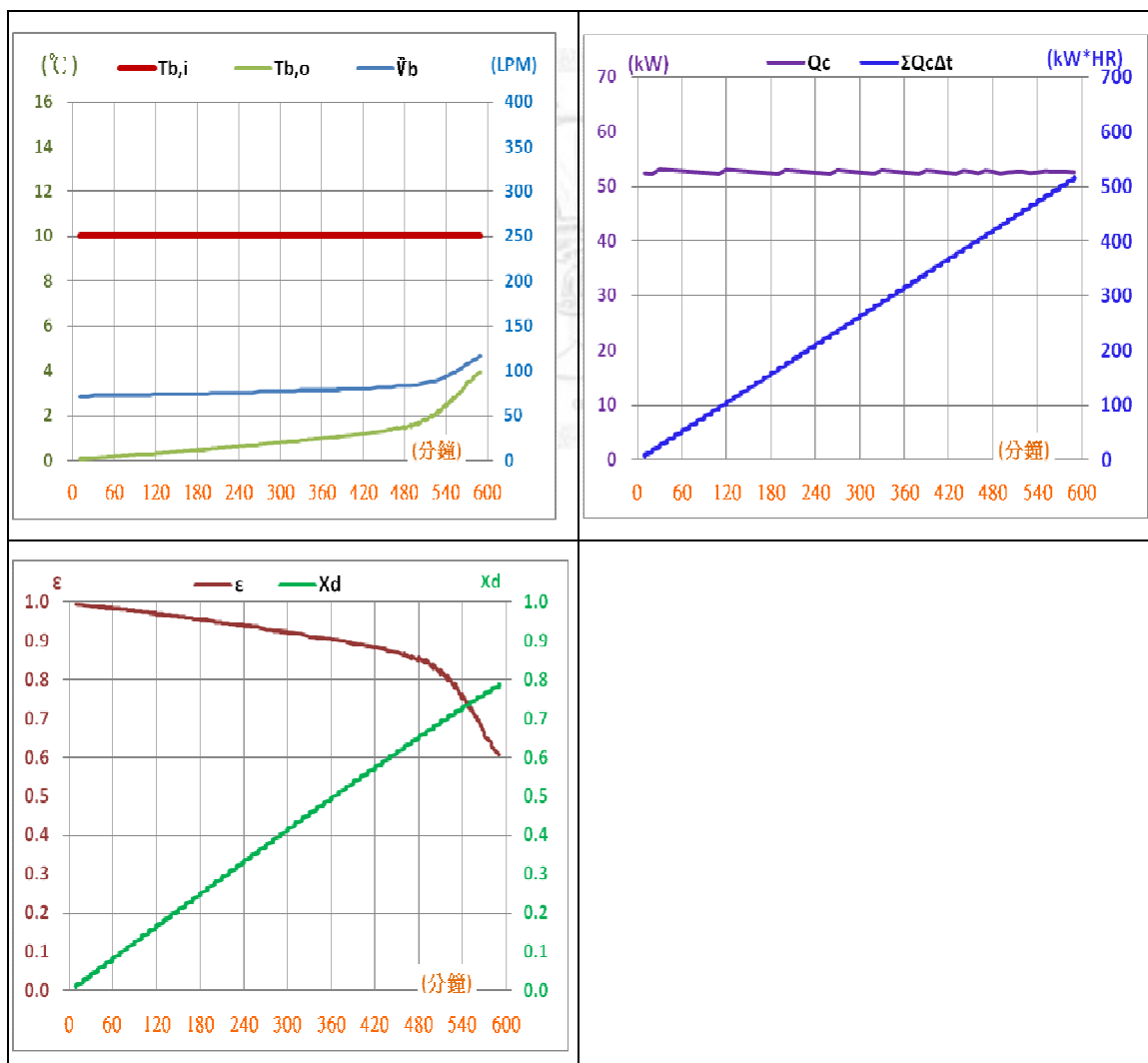


圖 5-17 「負荷固定」案例儲冰槽盤管層數改為 66 層（原 56 層）輸出情形

5.3.3 「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷遞增」案例影響

「負荷遞增」案例之負荷條件如前文（圖 5-6）所示。

1. 導入本章 5.3.1 節「儲冰槽溶冰熱交換有效性（ ε ）」概念制定儲冰槽規範，規範可制定如下：

「儲冰槽輸出 527 kW*Hr 後，在指定流量 $\dot{V}_b = 251.1$ (LPM) 情形下，測得之 ε 值需大於指定之「釋冷有效性需求 $\varepsilon_o = 0.5$ 」。」

上述規範中 527 kW*Hr 為（圖 5-4）負荷情形所需總釋冷量，另滷水流量（ \dot{V}_b ）=251.1 (LPM)說明如下：

(1) 釋冷有效性需求 $\varepsilon_o = 0.5 \Rightarrow T_{b,in} = 10^\circ\text{C}$ 、 $T_{b,out} = 5^\circ\text{C}$

(2) $\dot{m}_b = \dot{Q}_C \div (c_b \times (T_{b,in} - T_{b,out}))$

（圖 5-1）顯示儲冰槽在輸出 527 kW*Hr 時，釋冷速率（ \dot{Q}_C ）需求為 79.1 kW，另取 $c_b = 3.6$ (kJ/kg/°C)

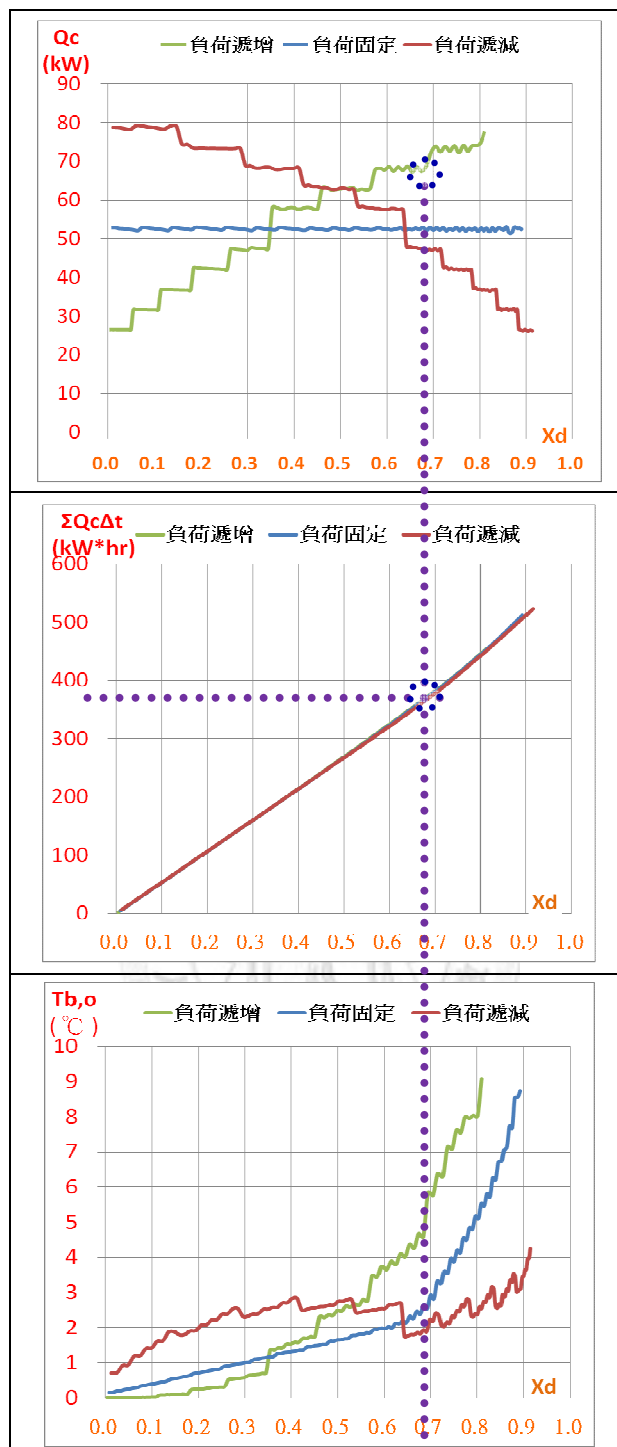
$$\Rightarrow \dot{m}_b = (79.1) \div (3.6 \times (10 - 5)) \times 60$$

$$\Rightarrow \dot{m}_b = 263.67 \text{ (kg / min)}$$

(3) $\dot{V}_b \text{ (LPM)} = \dot{m}_b \text{ (kg / min)} \div 1050 \text{ (kg/ m}^3\text{)} \times 1000 \text{ (L/ m}^3\text{)}$

$$\Rightarrow \dot{V}_b = 251.1 \text{ (LPM)}$$

2. 在 $\dot{V}_b = 251.1$ (LPM) 情況下，觀察（圖 5-11）輸出變化，並整理如下圖（圖 5-18）：



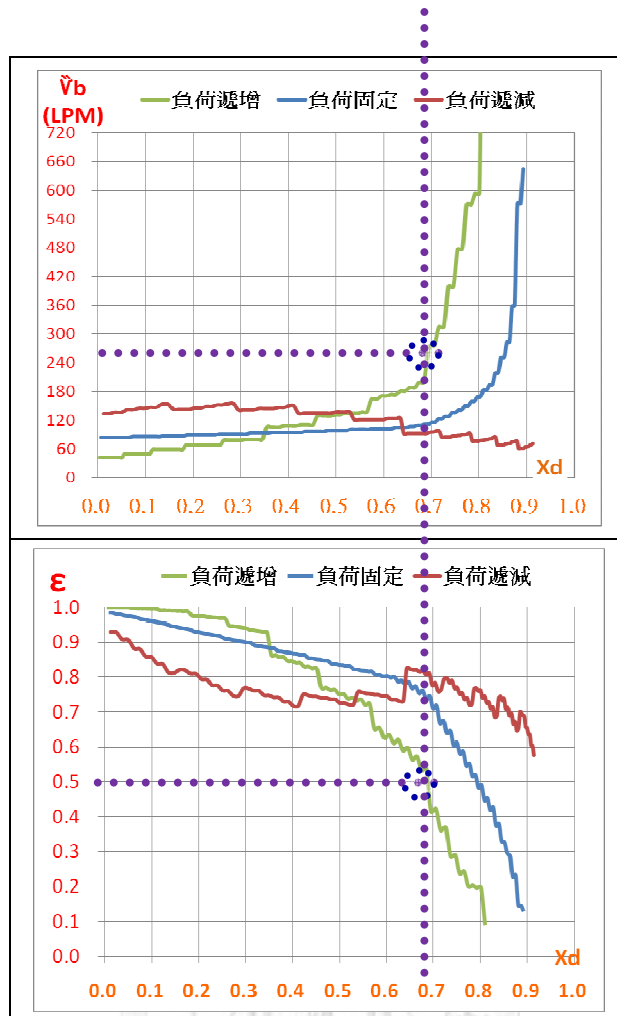


圖 5-18 導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷遞增」案例分析

3. (圖 5-18) 輸出結果討論：

(1) 由 (圖 5-18) \dot{Q}_C 與 X_d 圖中：

在規範條件下，釋冷速率 (\dot{Q}_C) 僅能有 68.6 kW，故儲冰槽需加大
 $79.1/68.6=1.15$ 倍容量。

(2) 由 (圖 5-18) $\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$ 與 X_d 圖中：

在規範條件下，溶冰總熱傳量 ($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$) 僅能有 $(375 * 1.15)=431.25$ kW*Hr
 輸出，故儲冰槽需加大 $527/431.25=1.22$ 倍容量。

(3) 由(1)、(2) 儲冰槽需加大為 $1.15 * 1.22=1.4$ 倍；即原來儲冰槽中滷水盤管 層數(N)為 56 層盤管，在盤管間距不改變情形下，需增加至 $56 * 1.4 = 78$ 層盤管 (39 組對向流盤管)；儲冰槽高度亦即較原來 H 高度高 $1.4 * H$ 。

(4) 上述需增加至 78 層盤管為依線性關係求得；但在規範條件下總流量並未變化，盤管數增加，將使單一盤管流量較低，會提升單一盤管熱交換量有效性，故實際上盤管數會較線性計算較低一些；代入數值模型發現：74 層盤管即可達成規範「儲冰槽輸出 527 kW*Hr 後，在指定流量 $\dot{V}_b = 251.1$ (LPM) 情形下，測得之 ε 值需大於指定之『釋冷有效性需求 $\varepsilon_o = 0.5$ 』。」要求。

下圖（圖 5-19）為 74 層盤管在「負荷固定」案例下輸出情形：

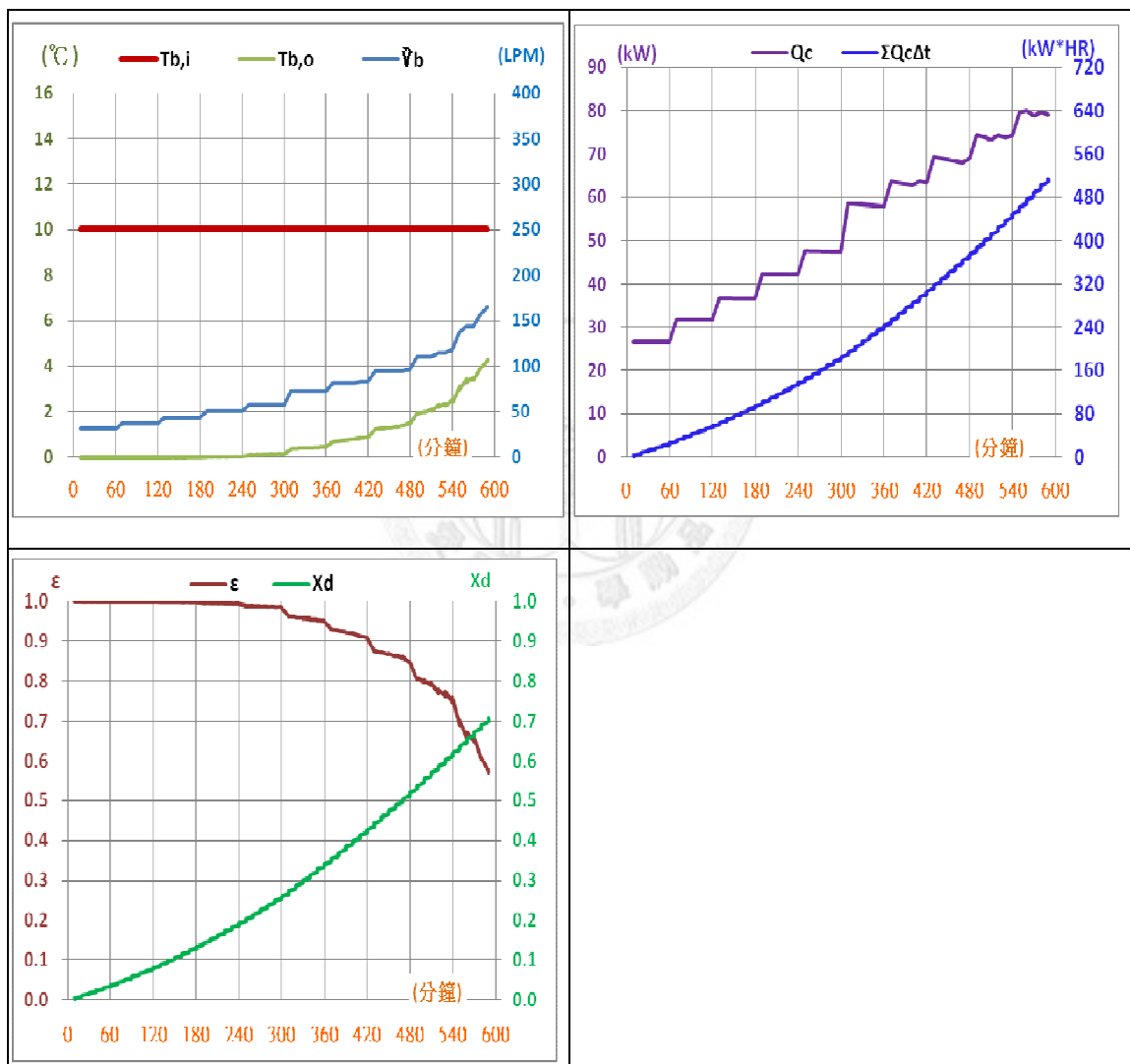


圖 5-19 「負荷遞增」案例儲冰槽盤管層數改為 74 層（原 56 層）輸出情形

5.3.4 「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷遞減」案例影響

「負荷遞減」案例之負荷條件如前文（圖 5-7）所示。

1. 導入本章 5.3.1 節「儲冰槽溶冰熱交換有效性（ ε ）」概念制定儲冰槽規範，規範可制定如下：

「儲冰槽輸出 527 kW*Hr 後，在指定流量 $\dot{V}_b = 100.6$ (LPM) 情形下，測得之 ε 值需大於指定之「釋冷有效性需求 $\varepsilon_o = 0.5$ 」。」

上述規範中 527 kW*Hr 為（圖 5-7）負荷情形所需總釋冷量，另滷水流量（ \dot{V}_b ）=100.6 (LPM)說明如下：

(1) 釋冷有效性需求 $\varepsilon_o = 0.5 \Rightarrow T_{b,in} = 10^\circ\text{C}$ 、 $T_{b,out} = 5^\circ\text{C}$

(2) $\dot{m}_b = \dot{Q}_C \div (c_b \times (T_{b,in} - T_{b,out}))$

（圖 5-7）顯示儲冰槽在輸出 527 kW*Hr 時，釋冷速率（ \dot{Q}_C ）需求為 26.4 kW，另取 $c_b = 3.6$ (kJ/kg/°C)

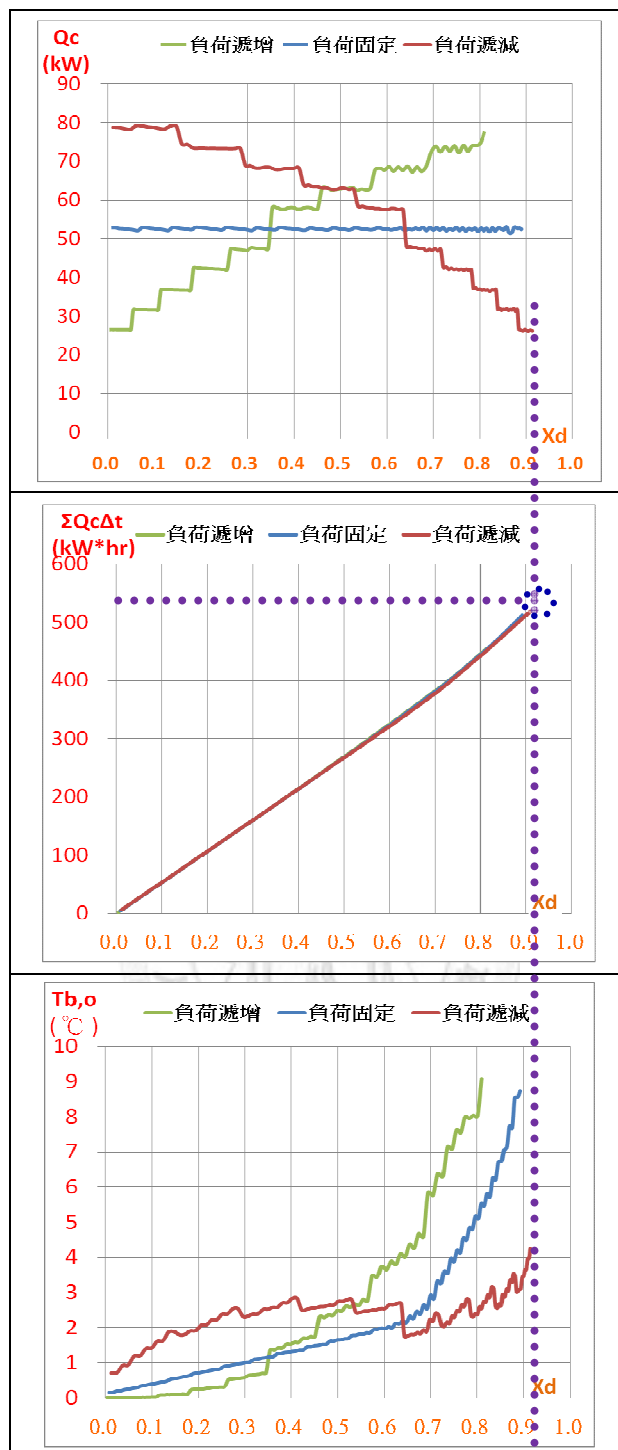
$$\Rightarrow \dot{m}_b = (26.4) \div (3.6 \times (10 - 5)) \times 60$$

$$\Rightarrow \dot{m}_b = 105.6 \text{ (kg / min)}$$

(3) $\dot{V}_b \text{ (LPM)} = \dot{m}_b \text{ (kg / min)} \div 1050 \text{ (kg / m}^3\text{)} \times 1000 \text{ (L / m}^3\text{)}$

$$\Rightarrow \dot{V}_b = 100.6 \text{ (LPM)}$$

2. 在 $\dot{V}_b = 100.6$ (LPM) 情況下，觀察（圖 5-11）輸出變化，並整理如下圖（圖 5-20）：



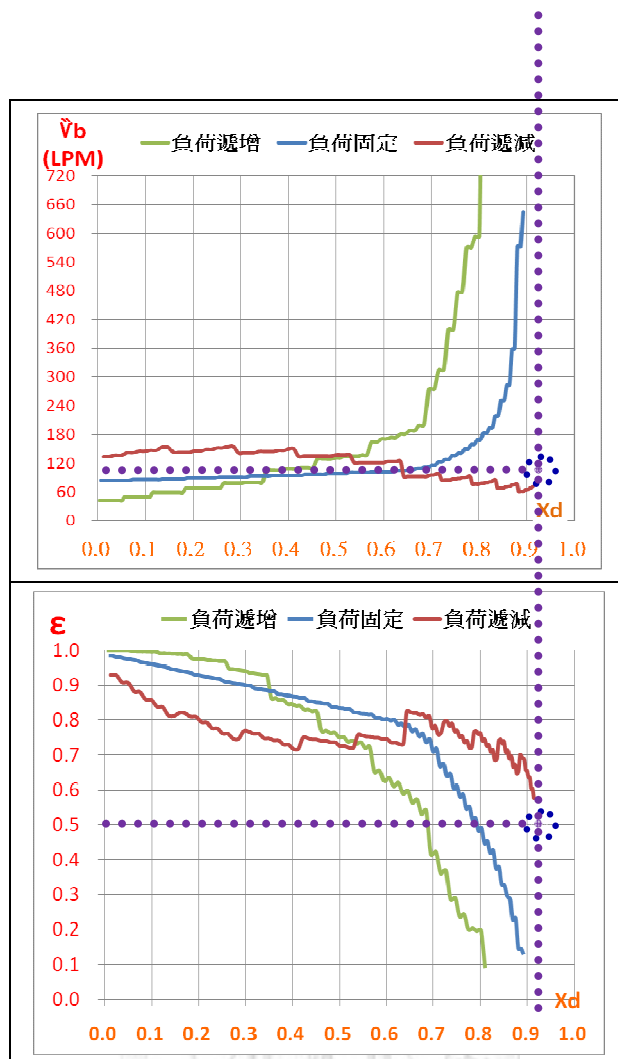


圖 5-20 導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」對「負荷遞減」案例分析

3. (圖 5-20) 輸出結果討論：

(1) 由 (圖 5-20) $\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$ 與 X_d 圖中：

儲冰槽在規範條件下，總釋冷量($\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$)能超有 527 kW*Hr 輸出，故無需增加儲冰槽容量。

5.3.5 導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」影響及優點

經由 5.3.2 至 5.3.4 節討論，「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」三案例儲冰槽規範分別為：「儲冰槽輸出 527 kW*Hr 後，在指定流量 \dot{V}_b 「負荷固定」時 167.3 (LPM)、「負荷遞增」時 251.1 (LPM)、「負荷遞減」時 100.6 (LPM) 下，『釋冷有效性需求 ε_o 值』大於 0.5 以上」。

(表 5-6) 顯示三案例之儲冰槽溶冰釋冷有效性規範差異及測試點輸入及輸出需求：

表 5-6 「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」三案例之儲冰槽溶冰釋冷有效性規範差異及測試點輸入及輸出需求

案例	輸入需求		輸出需求
	累計釋冷量	\dot{V}_b	ε_o 需求
	kW*Hr	LPM	--
負荷固定	527	167.3	0.5
負荷遞增	527	251.1	0.5
負荷遞減	527	100.6	0.5

(表 5-7) 顯示三案例在導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」之儲冰槽容量變化情形：

表 5-7 「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」三案例在「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」下需增大儲冰槽容量

案例	儲冰槽增加容量
負荷固定	66 / 56 = 1.18 倍
負荷遞增	74 / 56 = 1.32 倍
負荷遞減	無需增加

由於導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性規範」改善了儲冰系統測試驗證性問題，可產生下列優點：

1. 工程責任明確，確保業主權益：

此規範工程責任明確，若空調系統性能有問題時，系統負荷估計錯誤問題屬規劃設計者責任，儲冰槽無法滿足測試時性能要求屬儲冰槽設備商責任。

2. 對規劃設計層面的優點：

規劃設計者無需太深入儲冰槽細部性能了解，只需依不同「系統負荷類型」列出如表 5-6 之規範，交由現場竣工時執行測試，即可確保儲冰槽性能符合規劃之負荷要求。

規劃設計之儲冰槽規範簡單，此規範使規劃設計者確實掌握儲冰槽性能，而能規劃出性能符合需求之儲冰空調系統。

3. 監造檢驗層面的優點：

儲冰系統檢驗項目簡化：

(1) 總累計釋冷負荷($\Sigma \dot{Q}_C \Delta t$)檢驗：

$$\text{總釋冷負荷} = \Sigma \dot{Q}_C \Delta t \text{ (kW*Hr)}$$

$$\text{其中 } \dot{Q}_C = \dot{m}_b c_b \times (T_{b,in} - T_{b,out})$$

只需有流量計測量 \dot{V}_b (LPM) 再換算成 \dot{m}_b (kg/min)、溫度計測量 $T_{b,in}$ 及 $T_{b,out}$ 即可

(2) 釋冷有效性需求(ε_o)檢驗：

$$\varepsilon_o = \frac{(T_{b,in} - T_{b,out})}{(T_{b,in} - 0^\circ\text{C})}$$

只需有溫度計測量 $T_{b,in}$ 及 $T_{b,out}$ 即可

4. 綜上所述，導入「儲冰槽溶冰釋冷有效性(ε)」制定儲冰槽規範優點：

(1) 由本文 5.2 節所述，現行儲冰系統測試方式有諸多盲點，測試報告結果無法驗

證儲冰系統性能；測試結果所代表意義不大；本節建議規範試驗結果較能檢演出儲冰槽實際是否符合系統負荷所需性能。

(2) 對規劃設計者而言：設計之儲冰槽規範簡單，此規範並使設計者確實掌握儲冰槽性能，而能規劃出性能符合需求之儲冰空調系統。

(3) 對監造檢驗者而言：測試驗證方式及程序大幅簡化，執行方式明確。

(4) 對業主而言：

a. 工程責任明確，確保業主權益。

b. 本規範可搭配監控系統紀錄系統歷史趨勢數值，可規劃出儲冰系統效益驗證方式。

(5) 由於本規範測試驗證程序及工程責任明確，並可驗證出客觀之儲冰系統設置效益驗證方式，將利於業主及規劃設計者接受採用及儲冰系統推廣使用。



第六章 結論與建議

6.1 結論

1. 溶冰熱傳性能不斷變動為儲冰槽最重要特性之一，造成因素為其一為溶冰時因冰化成水造成溶化水環厚度不斷增加，另一為相鄰盤管間之水環相交；本研究檢視一固定滷水流量 (\dot{V}_b) 之溶冰案例，該案例中管外水環熱阻 R_{wi} (即「溶冰時因冰化成水造成水環厚度增加及與相鄰盤管間之水環相交」所造成熱阻)，佔熱阻組成比例由化冰開始時 ($X_d=0$ 時) 不到 15%，至水環開始相交時 (約 $X_d=0.7$) 已佔近 60%，並開始急遽上升，至冰完全化完時 (約 $X_d=1$) 將近佔 100%。

2. 現行儲冰槽規範瑕疵問題：

儲冰空調系統性能核心在儲冰槽，但儲冰槽釋冷性能為不斷變動，本研究對現行儲冰空調系統使用之儲冰槽規範，以總負荷相同之「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」三極端負荷案例加以探討；結果顯示「儲冰槽內滷水盤管熱交換面積」規範及「儲冰槽最大潛熱量 (最大結冰量)」規範在「負荷遞增」案例雖仍有 27% 剩餘冰量、在「負荷固定」案例雖仍有 13% 剩餘冰量，但已無法滿足該二案例系統負荷所需；另「儲冰槽測試時，離開儲冰槽某一滷水盤管出水溫 ($T_{b,out}$) 下之總釋冷量」規範探討結論為此規範存在「測試驗證」無法確實實行問題。

3. 儲冰槽測試可行性問題：

- (1) 決定儲冰槽各項輸出之輸入變數有二：一為「儲冰槽滷水盤管進水溫 ($T_{b,in}$)」，另一為「儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」；本文分析在「儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ϵ)」及「化冰率 (X_d)」關係下，溶冰熱速率輸出 (\dot{Q}_c) 僅為「儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」及「化冰率 (X_d)」關係，故可刪除「儲冰槽滷水盤管進水溫 ($T_{b,in}$)」輸入變數。
- (2) 由於在竣工測試環境中，「儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」易控制 (僅需控制好泵浦及水路元件)；故解決了「儲冰槽滷水盤管進水溫 ($T_{b,in}$)」不易控制造成測試可行

性問題，故應導入「儲冰槽溶冰熱交換有效性(ε)」概念制定一儲冰槽溶冰性能規範，以改善測試可行性問題。

4. 導入「儲冰槽溶冰熱交換有效性(ε)」規範：

本文提出以「儲冰槽溶冰熱交換有效性 (ε)」概念，制訂「儲冰槽輸出一累積釋冷量 ($\Sigma \dot{Q}_c \Delta t$) 後，此時在指定儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b) 下，測得之 ε 值需大於指定之『釋冷有效性需求 ε_o 值』」儲冰槽規範；此儲冰槽規範最大優點為改善了以往儲冰系統測試可行性問題；另以此規範檢驗總負荷相同之「負荷固定」、「負荷遞增」、「負荷遞減」三種類型負荷，模擬結果顯示儲冰槽槽體需分別加大 1.18 倍、1.32 倍和不需加大；此規範可改善現有儲冰槽規範瑕疵；另探討就業主、規劃設計層面、監造檢驗層面此規範皆存在應用上之優點。

5. 本研究另探討改變儲冰槽參數，其中包含「儲冰槽滷水流量 (\dot{V}_b)」、「儲冰槽盤管層數 (N)」、「盤管材料熱傳導係數 (K_m)」對儲冰槽溶冰熱傳性能影響；可提供相關領域人員對儲冰槽性能之參考。

6.2 建議

關於本文仍有其值得研究探討及改善之空間，於此具體建議以下幾點以供相關研究領域學者參考：

1. 國外儲冰槽設備商大多具有本身儲冰設備操作性能模擬軟體，故本文各項分析結論亦可藉由各設備商自行開發之模擬軟體分析，尤其本文 5.3 節導入「儲冰槽溶冰熱交換有效性(ε)」規範中「負荷遞增」、「負荷固定」、「負荷遞減」等分析案例，在導入該規範後需增加之儲冰槽容量可藉設備商自身模擬軟體驗證；考量此規範測試驗證可行性極高，不致再有現場無法測試情形發生，利於市場公平競爭，可加以施行。
2. 儲冰空調系統之運轉涉及儲冰槽儲冰性能、溶冰性能及製冰主機性能能否相互搭配；其中製冰主機之功用為配合儲冰槽儲冰性能，夜晚製冰於儲冰槽中；另製冰主機白天需搭配儲冰槽溶冰性能，共同負擔空調系統負荷所需，故製冰主機及儲冰槽儲/溶冰性能搭配，可為進一步研究方向。

參考文獻

- 1 Jekel, T.B., Mitchell, J.W. and Klein, S.A. "Modeling of Ice Storage Tanks ", ASHRAE Transactions, Vol.99, No.1, pp.1016-1024, 1993
- 2 Drees, K.H. and Braun, J.E. "Modeling of Area-Constrained Ice Storage Tanks ", ASHRAE, HVAC&R Reserch, Vol.1, No.2, pp.143-159, 1995
- 3 Neto, J.H.M. and Krarti, M. "Deterministic model for an internal melt ice-on-coil thermal storage tank ", ASHRAE Transactions Vol.103, No.1, pp.113-124, 1997
- 4 Neto, J.H.M. and Krarti, M. "Parametric analysis of an internal-melt ice-on coil tank ", ASHRAE Transactions Vol.103, No.1, pp.322-333, 1997
- 5 Neto, J.H.M. and Krarti, M. "Deterministic model for an indirect ice-storage tank", Ph.D. thesis, University of Colorado at Boulder, 1996
- 6 吳澄堂 "全凍結式儲冰槽內直立管束釋冷性能之研究 ", 國立台北科技大學冷凍空調工程系碩士論文, 2001
- 7 楊百經 "直立管束內溶冰式儲冰槽儲冷特性之模擬 ", 國立台北科技大學冷凍空調工程系碩士論文, 2001
- 8 翁慶岳 "儲冰系統控制策略", 國立台北科技大學冷凍及低溫科技研究所碩士論文, 2001
- 9 Seban, R.A. and McLaughlin, E.F. "Heat transfer in tube with laminar and turbulent flow", Int. Journal of Heat Mass Transfer, Vol.6, pp.387-395, 1962
- 10 陳希立 "中央空調系統節能技術", 台大上課講義, 2007
- 11 Incropera, F.P. and DeWitt, D.P. "Introduction to Heat Transfer", New York : Wiley, 1996
- 12 Incropera, F.P. and DeWitt, D.P. "Fundamentals of heat and mass transfer", New York : Wiley, 2002
- 13 陳輝俊 "儲冰空調系統最佳化設計", 國立台北科技大學電力能源研究所碩士論文, 2001
- 14 Vick, B. , Nelson, D.J. and Yu, X. "Model of an Ice-on-pipe Brine Thermal Storage Component ", ASHRAE Transactions, Vol.102, No.1, pp.45-54, 1996
- 15 Zhu, Y. and Zhang, Y. "Modeling of thermal processes for internal melt ice-on-coil tank including ice-water density difference", Energy and Buildings 33 , pp.363-370, 2001