

目 錄

	頁次
壹 計畫概述	1
貳 研究方法及進行步驟	3
參 空調系統耗能效率 PACS 指標	4
一、PACS 指標之定義與簡算法	4
二、特殊節能系統對 PACS 計算之修正	6
三、儲冷系統能源使用效率解析	7
四、儲冷系統分類與特分析	10
五、計算全年儲冷式空調系統全負荷相當運轉時間 (EFH')	21
六、儲冷式空調系統之能源使用效率 (α_2)	24
肆 典型建築之實際耗能分析與追蹤考核	25
一、台北信義計劃之國貿大樓	25
二、台電總管理處大樓 (台北)	28
三、台電高雄營業區處大樓 (高雄)	30
四、小結	32
伍、儲冰系統效益之特性實驗與印證	33
陸、結論	43

壹、計畫概述

建築物之節約能源工作可大分為兩個階段；其一為節約能源之設計，其二為節約能源之運轉。二者環環相扣，缺一不可，一般較優秀之設計師，或許於設計階段即已成功的融入諸多有效的建築省能設計手法；然而，系統於實際運轉時，是否果真具有如預期般的節約能源效益，卻極少有實際加以追蹤考核評估者。因此，空有高能源利用率的系統設備，卻長期運轉於不良效率狀況之情形極為普遍。

內政部建築研究所籌備處為有效落實建築節約能源推廣工作，於民國八十年度提出「建築物節約能源設計評審獎勵及推廣」計畫，辦理「建築節約能源設計優良作品徵選活動」。針對既有建築物具有節約能源成效者，予以評估，並徵選決定二十幢優良設計作品。本（八十一）年度擬繼續針對獲獎作品中擇優選擇數幢具代表性建築物，據其實際耗能記錄，以追蹤考核其運轉效益。並據以做為未來評估各種空調設備使用運轉情形，與修改空調系統耗能效率 PACS 指標之依據。

目前國內典型建築物之空調系統等，大抵皆作為純粹之商業運轉（亦即提供冷、暖房）使用。而其於不同氣象條件，不同負載因素下之長期實際運轉與耗能情形，缺乏一套整體性之追蹤考核 (Auditting) 與效益分析 (Evaluation) 工作。本計畫之主要動機，即在於自 81 年度設計優良作品中，選取其運轉耗能數據完整之數棟典型建築物，從此項實際印證。此等待選取評估之建築物，包括：

1. 國貿大樓（密閉冰盤管式儲冰式空調系統）
2. 中興大業大樓（儲冰水槽空調系統）

3. 台電大樓（節約能源管理制度）
4. 工研院64館（節約能源管理制度）
5. 台電高雄營業處（冰盤管式儲冷系統）
6. 靜宜圖書館（傳統冰水主機中央空調系統）
7. 中研院原分所（蕊心冰球式儲冰系統）
8. 松山區行政中心（優態鹽儲冰系統）
9. 中山大學理工大樓（優態鹽儲冰系統）
10. 台南師範學院學生宿舍（太陽鹽儲冰系統）
11. 工研院24館（全凍結式CALMAC儲冰系統，儲冰系統評估軟體）

本計劃目標之一，即為經由實際運轉耗能記錄分析，來克服上項缺點，而以80年度建築省能設計之優良作品中選取數棟，作為研究、分析對象。

本計劃之另一目標，則為因應日益增多之儲冰式空調系統案例，作各類儲冰系統之特性比較分析。同時，選取國立中山大學之優態鹽儲冷式空調系統之研究對象，予以安裝個別量測儀錶。以實測數據作為印證PACS指標所須之儲冷系統係數分析。

後續計劃將逐步印證PACS計算所須之其他項係數，包含VAV系統，全熱交換器等，使得以完備。

貳、研究方法及進行步驟

本計畫包含兩大工作項目，其進行方式為：

一. 上述典型建築之實際耗能分析與追蹤考核

於本項目，可再大分為兩類：一為傳統式空調系統，則其用電量記錄，作為評估節約能源效益之用途。另一為儲冷式空調系統，其用電量記錄則為轉移電力尖峰負載之效益分析。事實上，此兩類空調系統之效益訴求重點不同，功能互異，因此選取五至六棟典型建築分別予以分析。用電量數據將請台電公司惠予協助取得。

二. PACS指標所須之儲冷係數實驗，與修正依據

本項目將於中山大學理工實驗大樓之優態鹽儲冷系統，依據PACS指標所須之數據再予以分項；裝設所須之流量、搬運機器(Fans and Pumps)電錶，及配合之訊號傳送器與記錄器。由於此大樓兼具研究與商業運轉雙重效能，同時已具相當完備之溫度量測記錄等，因此，為目前已知儲冷系統中，最具有配合量測彈性者。

同時，完成目前台灣地區空調工程界所廣為採用之各類儲冷式空調系統之儲冰率、耗電率，所佔空間大小及諸項運轉特性分析，及PACS計算所須要之 α_2 係數分析。

參、空調系統耗能效率PACS指標

一、PACS 指標之定義與簡算法

所謂「空調系統耗能效率」是為了使室內居室環境長期維持健康、衛生、舒適的空調條件，其空調設備系統為了消除此建築的全年空調負荷量所耗費的能源比例，其英文名稱為PACS，即 Performance of Air Conditioning System 的簡稱。在此可知 PACS為一表示效率的無單位數值，為全年空調系統耗能量與全年空調負荷的比值，象徵此空調系統在設備量、搬運路徑、運轉效率上的綜合設計評估值。

PACS 只針對實施空調運轉的建築來計算，並不適用於住宅建築。一般採用空調系統的大樓之 PACS，採 (3-1) ~ (3-3) 諸式來計算。假若像我國許多大樓的空調只設有冷房而無暖房系統，則只要將 (3-2a) 和 (3-3a) 式中有關暖房諸式消除掉即可，亦即如 (3-2b) 和 (3-3b) 來計算即可。

$$\text{PACS} = \frac{\text{全年空調系統耗能量 } S_a}{\text{全年空調負荷 } S_b}$$
$$= \frac{\Sigma \text{機器功率} \times \text{運轉時間} \times \text{特殊系統節能效率}}{\text{外殼耗能} + \Sigma \text{內部負荷} + \Sigma \text{外氣負荷}} \dots\dots\dots (3-1)$$

$$S_a = (\text{SHC} \times A_c \times R_c + \Sigma \text{HH} \times A_h \times R_h) + (\Sigma \text{TCF} \times B_c + \Sigma \text{THF} \times B_h \times R_f) \\ \text{(冷熱源)} \quad \quad \quad \text{(暖熱源)} \quad \quad \quad \text{(冷房送風)} \quad \text{(暖房送風)} \\ + (\Sigma \text{TCP} \times B_c + \Sigma \text{THP} \times B_h) \times R_p \dots\dots\dots (3-2a) \\ \text{(冷房幫浦)} \quad \text{(暖房幫浦)}$$

$$S_b = \text{ENVLOAD} \times \text{AFp} + Q_g + (Q_{ac} + Q_{ah})$$

(外殼耗能)(內部負荷)(外氣負荷)

假如只計冷房系統時，則上兩式可刪除暖房儲項而改用下二式計之

$$S_a = \Sigma hC \times A_c \times R_c + \Sigma TCF \times R_f + \Sigma TCP \times \Sigma TCP \times B_c \times R_p \dots\dots (3-2b)$$

(冷熱源) (冷房送風) (冷房幫浦)

$$S_b = \text{ENVLOAD} \times \text{AFp} + Q_{ac}$$

(外殼耗能) (內部負荷) (外氣負荷)

其中

HC : 冷房熱源機器輸入功率能源換算值[W]

HH : 暖房熱源機器輸入功率能源換算值[W]

TCF : 冷房送風機輸入功率能源換算值[W]

THF : 冷房送風機輸入功率能源換算值[W]

TCP : 冷房幫浦輸入功率能源換算值[W]

THP : 冷房幫浦輸入功率能源換算值[W]

Ac : 暖房熱源全負荷相當運轉時間[H/yr]

Ah : 暖房熱源全負荷相當運轉時間[H/yr]

Bc : 冷房運轉時間[H/yr]

Bh : 暖房運轉時間[H/yr]

ENVLOAD : 外周區空調樓地板面積[m²]

AFP : 外周區空調樓地板面積[m²]

Qg : 內部區負荷[WH/yr]

Qac : 全年新鮮外氣冷房負荷[WH/yr]

Qah : 全年新鮮外氣暖房負荷[WH/yr]

Rc : 特殊冷熱源節能效率

Rh : 特殊暖熱源節能效率

Rf : 特殊送風系統節能效率

Rp : 特殊幫浦系統節能效率

(3-1)式中HC、HH、TCF、TCP、THF、THP諸項，表示熱源、搬運等設備量換算成一次能源的換算值之所以換算成一次能源是考慮使用電力、，瓦斯、重油等不同種類能源之效率下的共同比較基準。

二、特殊節能系統對PACS計算之修正

在空調系統設計中，目前較可能被採用來節約空調耗能量的設備系統有如表3-1所示。這些系統有些對熱源系統，有些對送風機及幫浦等搬運系統產生節約能源的效果，其相對關係亦如表3-1所示。這節能效率對熱源、送風機、幫浦之綜合節能效率反應在PACS計算中之Rc、Rh、Rf之上，其計算如下：

$$R_c = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 \dots\dots\dots (3-8)$$

$$R_h = 1 - \alpha_1' - \alpha_2' - \alpha_4' - \alpha_5' - \alpha_6' \dots\dots\dots (3-9)$$

$$R_f = 1 - \alpha_7 \dots\dots\dots (3-10)$$

$$R_p = 1 - \alpha_8 \dots\dots\dots (3-11)$$

表3-1中預留未來可能發展之節能系統，其節能效率 α_9 視其影響至熱源、送風機或幫浦之對象，可適當選在Rc、Rh、Rp、Rf之項目上相減而應用之。

表 3-1 特殊節能設備系統之節能效率關係

特殊節能設備系統	節能對象	節能效率代號	
		冷房	暖房
熱源台數控制系統	熱源	a_1	a_1'
儲冰、冰水、熱水槽系統	熱源	a_2	a_2'
全熱交換器系統	熱源	a_3	a_3'
CO2濃度外氣量控制系統	熱源	a_4	a_4'
外氣冷房系統	熱源	a_5	a_5'
變風量系統(VAV)	熱源	a_6	a_6'
	送風系統	a_7	a_7' ($a_7=a_7'$)
變流量系統(UVU)	送水系統	a_8	a_8' ($a_8=a_8'$)
其他系統	未定	a_9	a_9'

三、儲冷系統能源使用效率解析

傳統空調主機的容量在設計之初，通常以該地區最嚴荷的氣候條件為計算依據，以應付可能發生的尖峰空調負荷。然而一年

中會出現尖峰負荷的時間很少，因此設計的主機容量經常會超出平常日的空調負荷量很多，造成主機容量閒置及長時間處於低效率運轉的情況，反而浪費能源。

有鑑於此，「儲冷空調」放棄了傳統空調設計觀念，改採熱源主機在夜間作儲存冷能的運轉，以備日間負擔部份的空調負荷；日間則視負荷情形，彈性開動主機，來補充不足的空調負荷，如此，熱源主機以幾近全天候的運轉，提高了利用率，使主機在設計之初，可以選擇容量較少的機型，減少設備投資費。另外熱源主機選擇用電尖峰的時間停止空調運轉，僅靠釋放夜間儲存的冷能來進行空調，幫助電力公司疏解尖峰用電，防止限電危機。此外，儲冷運轉以時間電價夜間離峰的費率來計算，又節省空調用電戶的支出。以台灣目前建造電廠遭遇的強大阻力，以及用電量不斷成長造成的限電危機而言，「儲冷系統」若以總體經濟觀點而言，不失為一個節約能源的良方。

然而，儲冷系統主機在儲冷行程之中的蒸發溫度必須比日間製冰水的蒸發溫度低，使主機的運轉效率降低，更消耗電力，並且夜間儲冷至日間再使用久過程中，造成熱能損失，亦使儲冷效率下降。就「能源絕對量」的觀點，是浪費能源。

有關儲冷式空調系統之優缺點，本研究整理出下面一張表來說明。

經由上面的說明後，本研究希望首先以純能源的角度，藉著儲冷理論配合平均氣象年資料的解析，來了解儲冷式空調系統之能源使用效率，並且應用在 ENVLOQD-PACS 空調評估指標之中，而後再加入適當的經濟評估，按目前的尖離峰電價比與離峰時間長短，以尋得儲冷式空調系統之能源使用效率。

圖3-1為儲冷式空調系統基本的系統流程圖，儲冷機組的構成完全是儲冷觀念具體化的結果。它與一般傳統式空調系統最大的不同，只是多了一組儲冷設備、附屬的熱能輸送（搬運）機械與控制箱，其餘則是大同小異。

表3-2 儲冷空調系統之優缺點

利	主機設備量減小，節省購置成本及受電容量設備。
	降低尖峰負載用電量，平衡尖、離峰電力負載。
	享受離峰電價之優惠，節省電費支出。
	主機處於全負荷運轉，電力供應較平穩。
	主機容量較小，機械室面積減少。
不	增加儲冷設備的裝置費用。
	必須額外尋找空間以容納龐大的儲冷設備。
	儲冷運轉，蒸發溫度降低，主機製冷能力較低，增加單位耗電量。
利	儲冷設備之熱能損失。
	系統較為複雜。

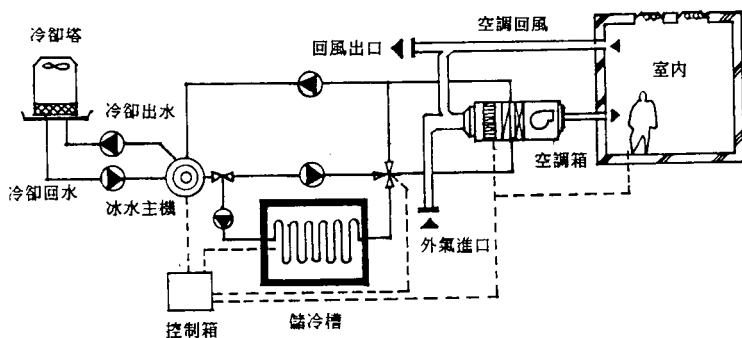


圖 3-1 . 儲冷系統流程圖

四、儲冷系統分類與特分析

1、冰盤管式 (Ice-on-Coil)

顧名思義，此種方式係將冰直接結在冷媒盤管上。換言之，冷凍系統的蒸發器盤管伸入儲冰槽內構成結冰時候的主幹管，而溶冰時則使空調系統之回水 (Return Water) 直接沖蝕桶內之冰而溶釋出冷凍能力，因此，為外溶冰之方式。其典型之構造示如圖 3-2。

當盤管往外側直徑方向結冰時，隨著結冰厚度的增加，由於冰層造成之熱傳阻抗隨之大增，因而使所須運轉的冷媒蒸發溫度 T_c 愈形降低。結冰厚度的增加，是系統耗電增加的一大主要原因。

儲冰桶內結冰的均勻度是另一重要的考慮因素。結冰密度若不均勻，則釋冰階段也必然產生死角，空調回水自然從抵抗最小而易溶化的地方溶冰。因此，儲冰桶內須設置攪拌器 (Agitator) 或空氣泵 (Air Pump) 以便使桶內水溫均勻，結冰時自然均勻。

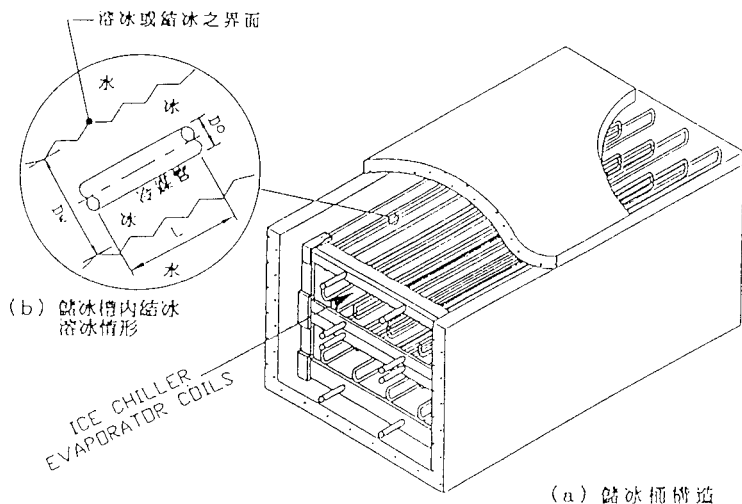


圖3-2 冰盤管式儲冷槽構造與結冰，溶水情形

2、完全凍結式(Total-Freeze-Up)

如果將結冰之盤管改以一般之PVC管同樣伸入儲冰桶內，管內通以冷鹵水（即通稱之二次冷媒），則當然使儲冰桶內之水「整桶結起來」，因而稱之。

溶冰釋冷之時，從空調區間之回流溫鹵水 (Return Brine)通過結冰盤管之內部，使最接近管壁之冰層先行融化釋冷，此即「內溶冰」之方式。

由於採用間接冷凍方式，其冷凍主機之冷媒理論運轉溫度 T_e 須更低。然而，卻因為採用內容冰之方式，因而釋冰後裸管向外

結冰之熱阻反而較小。是以結冰時，主機之 T_e 溫度與冰盤管式者比較，卻不一定更低。然而，其釋冷時所須反應時間則較長，理由

此型結冰盤管由於長期沒入水面以下，因而皆採:PVC塑膠材料雖然熱傳效果稍減，但可把須保養之部份減至最少。

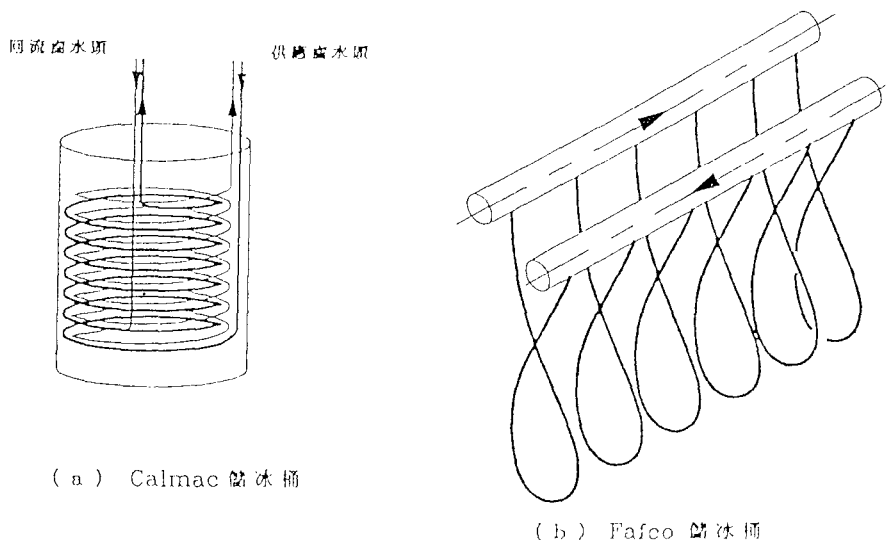


圖3-3 典型完全凍結式儲冰桶構造圖

3、製冰滑落式(Dynamic Ice-maker)

結冰厚度既然主控主機的冷媒蒸發運轉溫度 T_e ，那麼，使結冰在變厚以前，隨即收成(Harvest)，結冰便得以重新在裸板(Bare Plate)上進行。如此可兼顧到有較高的 T_e ，及大的結冰量。換言之

，以每次少量但快速的製冰方式，維持高的週轉率，因此又稱為動態製冰機 (Dynamic Ice-harvester)。

「收成」，有如一般常用之熱氣除霜 (Hot Gas Defrost) 原理。

本系統的設計考慮重點，在於製冰滑落儲冰槽以後的處理方式

- (1) 儲冰槽須有足夠的高度。
- (2) 儲槽本身須有適當的深度，且最好附設幫助落冰均勻分佈的機構 (Mechanism)。
- (3) 須考慮溶冰釋冷時之路設計。

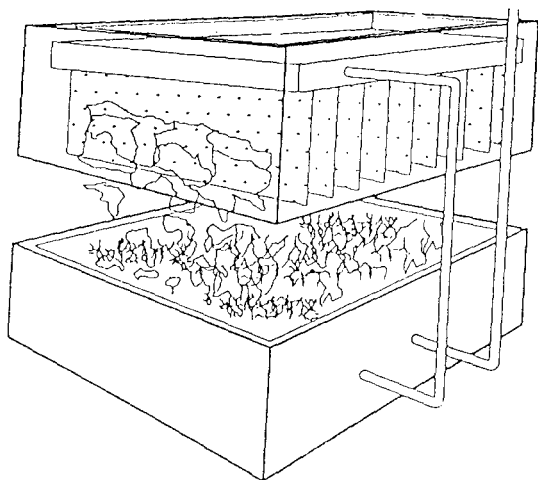


圖 3-4 製冰滑落式儲冷槽構造圖

4、冰球式 (Ice Ball)

如果將水注入外徑3英吋之HDPE硬質塑膠球(CRISTOPIA)或外徑4英吋之軟質塑膠球內(CRYOGEL)，並預留一個凹陷膨脹空間，那麼球內之水豈不是一樣可以從事結凍儲冷，解凍釋冷的工作？此即冰球式的基本發明動機。

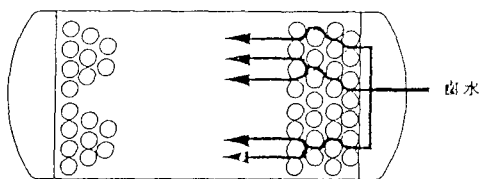
本系統之使用成功實例，大抵皆將冰球塞於密閉容器之中，成為一個壓力容器(Pressure Vessel)，示如圖3-5(b)。這是很重要的一個設計考慮，因為本系統：

1. 如果採取開放式系統設計，例如，將之任意安置於建築底層筏基(Raft)之中，則當冰球結凍之時，是否會如「煮湯圓」一般浮現水面？是一考慮重點。若會浮現，則鹵水流經儲能槽之時，即會從自由水面(Free surface)，亦即鹵水位與空氣接觸之面及冰球下方之空水位兩處流動阻力最小的地方旁通(By-pass)而過。如此，不論結凍(Charging)或釋冷(Discharging)過程皆容易因而失敗。
2. 當此類儲槽數量多之時，各槽體間之連絡水路設計(Hydraulics)極為重要。

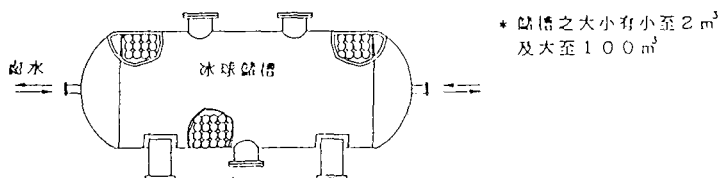
5、冰晶或冰泥 (Crystal Ice 或 Ice Slurry)

冰晶的形成過程頗類似於雪花，自結晶核以三度空間之方式向外生長而成。也由於此種特性，成長後極為鬆軟類似雪花冰，而可經由泵浦泵送至遠方。且由於冰晶直徑約為100微米，因此總熱交換表面積極大，溶化釋冷速度極快，此為與前述各類其他系統所不同之處。

當運轉開始時，儲冷槽充滿了約5%濃度之鹵水溶液，隨即產



(a) 鹵水通過冰球外面使之結凍儲冷



(b) 冰球儲槽之壓力容器密閉式系統設計

圖3-5 封閉式冰球儲冰桶，鹵水通過之情形

生冰晶，由主機與儲槽之間連續循環，直至整桶結滿為止，此即為其「儲冷模式」。而須釋冷時，鹵水直接被泵送至空調區間之FCU。而回鹵水則自儲槽頂端噴灑而下，將冰晶溶化釋冷後，再回FCU完成一循環，此即為「釋冷模式」。

此種儲冷方式冰晶之生成較均勻，不易如其他結冰桶方式而形成冰橋(Bridging)及死角。其主要原因即在於其真正「製冰」過程是在主機處，而不在儲存桶內，而整個儲冷過程遂隨時在流動著，因而形成「搖搖冰」。但此種優點也隨帶來先天上的限制，亦即製冷能力偏小型，目前只產製至50RT左右之機型。

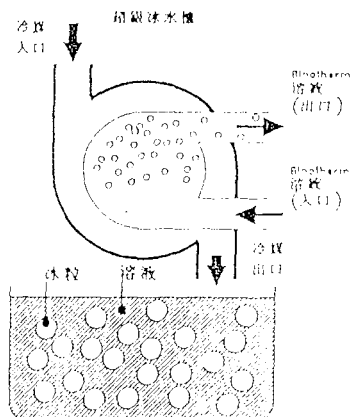


圖3-6 冰晶式系統儲冰槽

6、優態鹽 (Eutectic Salt)

優態鹽一般係指水、無機鹽類及添加劑等不同配方所組成之混合物。目前廣用之商用品有 42°F 及 47°F 進行相變化（固化）兩種。由於是較高之溫度結凍，因此比儲「冰」式系統之主機效率高，接近一般傳統式之冰水主機效率。也因此相同之理由，同時適用於由傳統式冰水系統改建為儲冷式系統之情形 (Retrofit)，可使用離心式，往復式及螺旋式壓縮機等。

一般而言，本系統有如下之特點：

- 可直接使用一般標準的冰水主機系統，不須修改。儲冷槽本身即有如乾電池一般，吸放電能而不影響原系統。
- 冰水側採取一般傳統式冰水系統設計即可，與有既有傳統式空調系統極易耦合。

- 不須設計冷凍（零下）管線，且系統壓力降極低。
- 儲槽內無「動件」，且儲槽可埋藏於地下。
- 一般而言，不須額外之水處理。但長時間運轉，則須添加「去藻劑」，保養容易。
- 設計各類之運轉模式彈性較大，包括同時儲冷與同時空調行。典型之優態鹽儲冷式空調系統運轉模式，可示如圖 3-7。其中，以「儲冷槽優先」(Tank Priority)，亦即將優態鹽儲冷槽作為「預冷」(Precooling)效果為極佳之方式。

本系統之主要設計考慮因素有三：

1. 須設計自動切換控制閥之線路，以確保正確的運轉模式。
2. 仔細設計系統工作溫度，尤其注意在高除濕要求下之盤管選取。
3. 槽冷槽與冰水主機之間的水路系統須設置穩壓閥與安全閥等設備。

7、儲冰水方式 (Chilled Water Storage)

儲冰水系統實即傳統式系統再加上冰水儲冷槽所組成，因此係以冰水之顯熱能力蓄冷。而其所利用的溫度範圍，即為一般之空調冰水溫度例如 45°F，至水之結凍溫度以上，一般取 38°F。因此，為了維持空調回水溫度約 60°F 與供應冰水溫度（以 45°F 為例）之溫度分層 (Temperature Stratification) 現象，如何防止此二股水互相混合成為半溫不冷的水，成為最重要的考慮要素。

優態鹽之技術規範

技術規範 -- Transphase 47	
相變化點	47°F
溶解潛熱	41 Btu/lb
液体比熱	0.4 Btu/lb/°F
固体比熱	0.3 Btu/lb/°F
密度	93 lbs/ft ³
容器	高密度聚乙烯
每個容器的尺寸	24吋×8吋×1.7吋
全部重量	12.5 lbs/每個容器
優態鹽淨重	11.4 lbs/每個容器
佔用空間	1.1加侖/ 每個容器

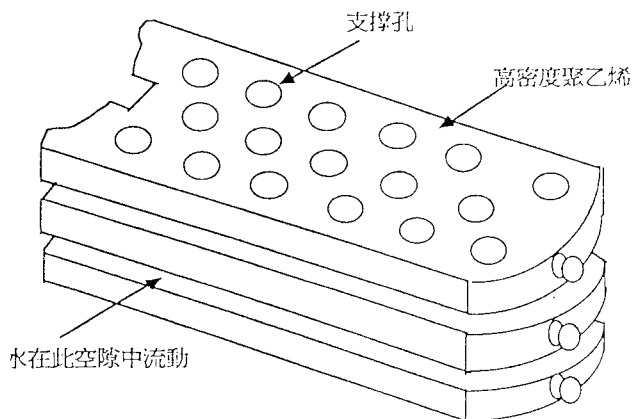
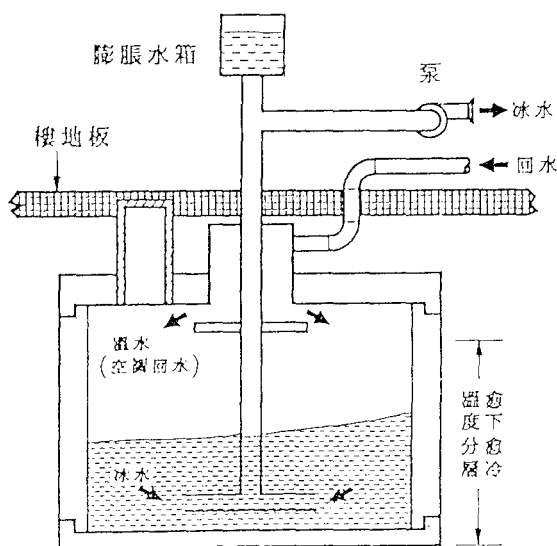


圖3-7 盛裝優態鹽之容器

將儲冰水槽之入水口，以噴灑而下以減少直接注入 (Inject) 之方式，為常用的維持桶上方為高溫回水，桶底則為低溫供應水的方法。或者，以一種可移動的膜片 (Membrane) 橫隔開溫冷兩水域，也是可行的辦法。示如圖 3-8 (a) (b)。亦有特別設置緩衝儲槽 (Buffle Storage) 方式之設計，亦即靠著空桶的輪替，使溫度分層得以保存，圖 3-8 (c)。



(a) 典型之儲冰桶維持溫度分層情形

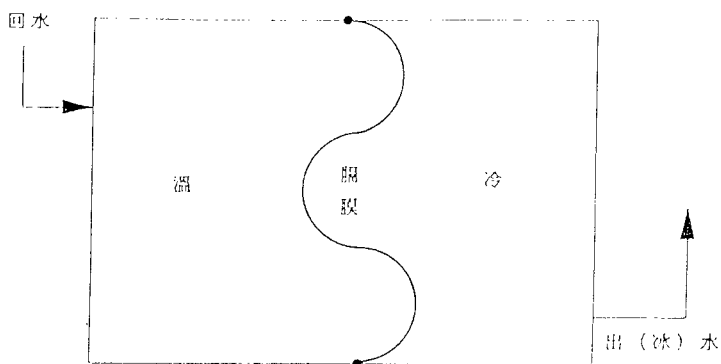


圖 (b) 以隔膜之儲冰水溫度分層

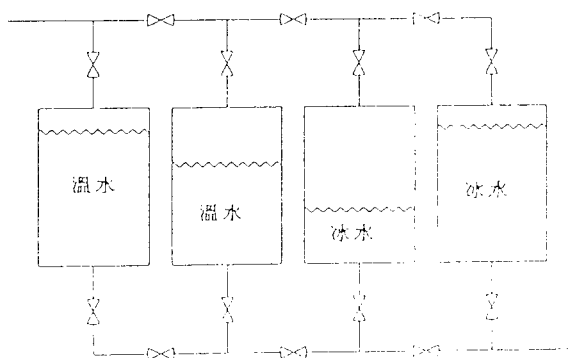


圖 (c) 以多桶輪替之儲冰水方式

圖3-8 各類儲冰水槽設計大要

2、計算全年儲冷式空調系統全負荷相當運轉時間(EFH')

儲冷空調系統不同於傳統空調的地方，在於「負荷平移」的特性，故儲冷系統的自動控制部門必須事先預測隔日的外氣溫度變化，計算全日空調負荷量，以便分配給前一天晚上的儲冷運轉與白天的輔助運轉時間上。主機不需依外氣溫度來考慮全開、半開或2/3開，而以全負荷運轉來供應冷能，故儲冷運轉主機全年運轉時間就是「全負荷相當運轉時間」(EFH')。此外由於儲冷運轉的製冷係數 Capice較低，也就是說製造同量的冷能，儲冷系統必須花更多的時間；另外，為彌補儲冷槽體的熱損失，要額外多儲存冷能，等於又拉長了運轉時間。所以本研究對儲冷系統節能效率的解析，即為探討儲冷系統全負荷相當運轉時間比傳統式拉長多少。

傳統式空調主機依外氣溫度的變動，調整主機的輸出功率，主機在非尖峰負荷時是處於部份負荷運轉狀態此點與儲冷系統以全負荷運轉的條件不同。因此計算儲冷全負荷相當運轉時間時，必須先將機器部份負荷轉換為全負荷。轉換的因子為「參差係數」(Diversity Factor, df)，所謂「參差係數」是指：某天空調負荷量與主機100%效率運轉相同時間所產生的負荷量相比的比值。以圖3-9表示為網狀部份面積(STH')與長方形外框面積之比。參差係數越高代表當天越「炎熱」，空調需求越大；反之則越小。全年以尖峰負荷日的參差係數最大。

$$df = \frac{STH'}{C \times Hi} \quad (3-3)$$

$$STH' = df \times C \times Hi \quad (3-4)$$

其中

STH' : 以「度時」(Degree-hour) 計算之每一天空調負荷量
[°C-Hr]

df : 每一天參差係數

C : 傳統主機容量[RT]

Hi : 某類建築物使用時間[Hr]

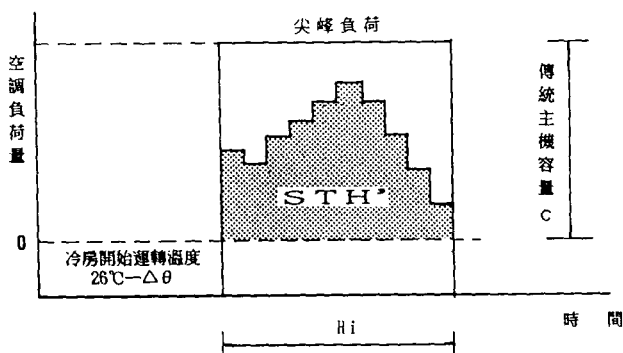


圖3-9 參差係數計算法

不論採何種型式的主機，它們在任一天所產生的能量都是為了應付該天的空調負荷，因此基本上都是相等的，所以由空調負荷量相等的關係可探知如下的結果：

由式(3-4)

$$STH' = df \times C \times Hi$$

儲冷空調儲存能量

$$STH' = N \times \text{Capice} \times (H_n + H_d)$$

$$\text{故 } df \times C \times H_i = N \times \text{Capice} \times (H_n + H_d) \quad (3-5)$$

$$H_n + H_d = \frac{df \times C \times H_i}{N \times \text{Capice}}$$

$$\text{令 } r = \frac{C}{N \times \text{Capice}}$$

$$\text{則 } H_n + H_d = r \times r \times df \times H_i$$

$$EFH' = \sum_1^d (H_n + H_d) = \sum_1^d (r \times df \times H_i) \quad (3-6)$$

其中

H_n : 任一天儲冷主機夜間運轉時間 [Hr]

H_d : 任一天儲冷主機白天輔助運轉時間 [Hr]

r : 主機輸出能力比

d : 建築物全年使用天數 [day]

EFH' : 儲冷系統全負荷相當運轉時間 [Hr]

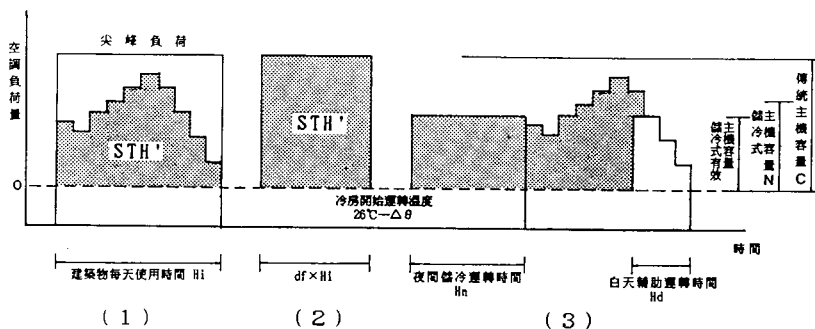


圖 3-3 儲冷系統全負荷相當運轉時間計算圖解

六、儲冷式空調系統之能源使用效率(α_2)

儲冷空調系統之能源使用效率 α_2 如下圖所示，為全負荷相當運轉時間增加的比例。

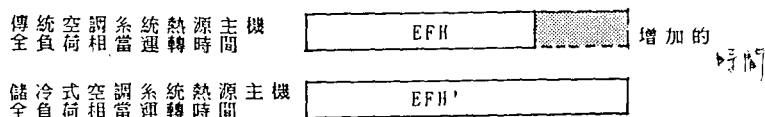


圖 3-10 儲冷系統能源使用效率

$$\alpha_2 = 1 - \frac{EFH'}{EFH} \quad (3-7)$$

其中 α_2 ：能源使用效率。

EFH' ：儲冷式空調系統全負相當運轉時間。[Hr]

EFH ：未裝置節約能源系統之全負荷相當運轉時間。[Hr]

肆、典型建築之實際耗能分析與追蹤考核

前述典型建築之實際耗能分析與追蹤考核經向台電公司商請調閱上述11樓得獎建築實際耗電之電腦記錄資料，作一系統化之整理，有如下之結果：

一、台北信義計劃之國貿大樓

本大樓係採用密閉冰盤管式儲冰空調系統總樓板面積為 $111,800\text{m}^2$ ，儲冷率為0.35，儲冷時間為晚上儲冷12小時（係數162）經由台電公司之實際用電記錄經整理，示如表4-1熱源系統的年耗電量為3336.183MWH/yr，耗電轉換為一次能源

$$3336.18 \times 2.85 = 9508.122 \text{ (MWH/yr)} \quad (4-1)$$

根據前述第三章的儲冷系統使用效率解析，計算得該系統的使用效率(α_2)為

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 1 - [(162 \times 12 + 61 \times 12) \times (1 - 0.35) / 969] \\ &= -.079 \end{aligned} \quad (4-2)$$

$$\text{PACS之Sa計算值} = 10954.083 \text{ (MWH/yr)}$$

$$\text{PACS之Sa計算值 / 分析值：(熱源系統)}$$

$$10954.083 / 9508.122 = 1.15 \quad (4-3)$$

經計算二者之PACS值，若只採用其熱源機器作比較則二者誤差在15%以內。

然而，由於國貿大樓為國內第一棟採用大型冰盤管式儲冰空調系統之個案，因此其實際之轉移尖峰負載效益須進一步詳細評

估。經計算其儲冷係數 α_2 之結果顯示其儲冷式系統設計容量可能過大，同時，由於採取冰盤管儲冰方式，冷凍主機運轉於相當低溫之結果，耗電量大增。因此，轉移電力尖峰負載之效益固然顯著，具有貢獻，然而能源之耗用亦顯著增加。簡言之，本案之追蹤考核結果可歸納如下述：

- (1)由於採用儲冰系統，空調之主機容量由2600RT減至1576RT，電力契約容量(Demand)減少近40%，效果顯著，此為設計最佳成果之一。
- (2)此儲冰系統成功的轉移大量之尖峰空調用電至離峰時段，節省大量流動電費，效果顯著。
- (3)能源節約之效果不顯著，甚至導致能源耗用量增大，此於 α_2 為負值可得知。而本系統之負值甚大，主要原因為採用冰盤管式儲冰系統，主機運轉溫度偏低所致。同時，主機及儲冷槽皆有設計系統，主機運轉溫度偏低所致。同時，主機及儲冷槽皆有設計容量過大之嫌。因此，目前之狀態下，可能不需每天運轉22小時，即可提供所有空調負載能量。
- (4)目前之台電耗電記錄為總錶及空調用錶之分別而已，並無再細分為「熱源設備」（主機等），「搬運設備」（如水管系統，風管系統等）。因此，其分項實際耗電情形無法得知並予以計算，此亦為所有個案之實際耗能追蹤考核之困難點。本案又由於地下停車場排風與總用電量含在一起，更無法分辨出空調搬運系統之實際耗電量。因此實測值之PACS計算不容易準確，在20%以內之不準確度視為工程允許範圍內。

5) α_2 值於本案之能源追蹤考核過程中，彰顯出具相當的物理意義與特性，值得進一步發展研究。例如，若 $\alpha_2 = -0.20$ 則表示採用儲冰系統，空調耗電增加了 20%，但由於主機容量已先縮減了 40%，因此整體評估仍可接受。但本案計算結果 α_2 低，則顯現出其他設備容量之問題，須進一步探討。此亦為 α_2 值之另一項指標作用。

表 4-1 國貿大樓提供之空調熱源系統用電量分析：

名 稱：國貿大樓

樓地板面積：111800m²

月份	熱源消耗電量(MWH)
1月	185.526
2月	169.892
3月	220.7
4月	234.673
5月	339.306
6月	335.826
7月	409.771
8月	389.119
9月	341.308
10月	264.739
11月	231.621
11月	213.702
合計	336.183 (分析值)

二、台電總管理處大樓（台北）

本案採用傳統式空調系統，因此其省能效益之考核主要為依據PACS之計算。其評細實測結果，示如表4-2。

實測耗電量轉換為一次能源：

$$2647.1 \times 2.85 = 7544.235 \text{ (MHW/yr)} \quad (4-3)$$

實測單位樓地板面積耗能量：

$$7544.235/63744=0.14(\text{MHW/m}^2\text{yr}) \quad (4-4)$$

計算值單位樓地板面積耗能量：

$$11742.797/85101=0.14(\text{MHW/m}^2\text{yr}) \quad (4-5)$$

PACS 之Sa計算值 / 實測值：

$$0.14/0.12=1.16 \quad (4-6)$$

其比較結果，PACS 值誤差約在16%左右，相當令人滿意。

本案之計算於樓地板面積之計算上曾遭過較大之困難。因本大樓分為主樓及副樓共兩棟，施工期不同，而於電錶記錄上則混合在一起，無法分辨。因此其單位樓地板面積之空調耗電量起伏甚大。

另外，與上例同樣的情形為電錶只記載總用電量、空調系統轉電量本身亦無分項處理，間或出現空調用電量居然大於總用電

量之不合理記錄情形，在在皆使實證與計算使之比對出現較大的誤差。

表 4-2 民國78年台電用電量統計：

名 稱：台電大樓

電 號：00842710117

電表樓地板面積：63744m²（主樓）

計算樓地板面積：85101m²（包括主副樓）

月份	熱源消耗電量(MWH)
1月	85.8
2月	73.7
3月	79.1
4月	170.6
5月	231.1
6月	303.7
7月	386.2
8月	421.1
9月	360.8
10月	249.3
11月	170.6(原4月)
12月	97.1(原3月)
合計	2647.1

三、台電高雄營業區處大樓（高雄）

本案採用國產之冰盤管式儲冰系統，因此除了PACS計算外，重點仍在評核其轉移負載效益。本系統採用分量儲冰

儲冷率：0.54（台電公司資料）

儲冷時間23小時：

晚上儲冷14小時，係數：191.6

白天儲冷9小時，係數：62

$$a2 = 1 - [(191.6 \times 14 + 62 \times 9) \times (1 - 0.54) / 1297]$$

$$= -0.14 \quad (4-7)$$

實測耗電量轉換為一次能源：

$$326.82 \times 2.85 = 931.437 \text{ (MWH/yr)} \quad (4-8)$$

PACS之 Sa計算值=1192.733(MWH/yr

PACS之 Sa計算值 / 實測值：

$$1192.733 / 931.437 = 1.28 \quad (4-9)$$

其理論與實測之PACS值計算結果比較之下，誤差程度在28%左右，勉強可以接受。

表4-3 民國79年台電用電量統計：

名 稱：台電高雄區處業務大樓

樓地板面積：85101m²（包括主副樓）

月份	熱源消耗電量(MWH)
1月	10.8
2月	(假設為3,4月之1/2)
3月	21.6
4月	
5月	42.0
6月	50.64
7月	56.04
8月	55.08
9月	40.56
10月	28.68
11月	14.28
12月	7.14
	(假設為11月之1/2)
合計	326.82

四、小結

表 4-4是三棟大樓PACS計算與實測值之比較與分析；表中並考慮了時間電價下，儲冷系統的電價優惠之值。

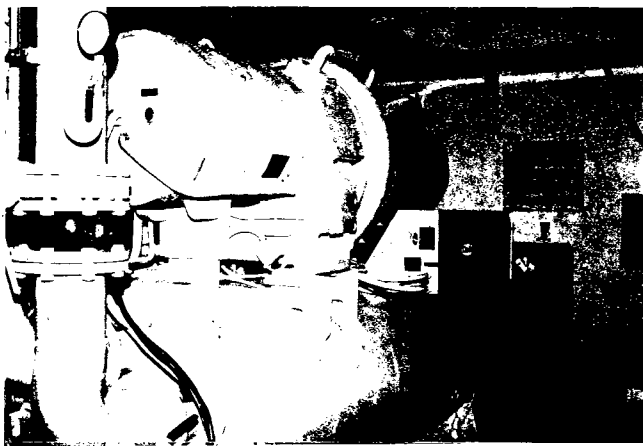
表 4-4 PACS 計算值與實測值之比較分析表

	台電大樓	國貿大樓	台電高雄營業處
空調系統耗能量計算值	$0.14\text{MHW}/\text{m}^2\text{yr}$	$10954\text{MHW}/\text{yr}$	$1192\text{MHW}/\text{yr}$
空調系統耗能量實測值	$0.12\text{MHW}/\text{m}^2\text{yr}$	$9508\text{MHW}/\text{yr}$	$931\text{MHW}/\text{yr}$
比值（計算值 / 實測值）	1.16	1.15	1.28
PACS值	1.98	0.92	1.57
儲冰分量		0.35	0.54
α_2 修正值		-0.79	-0.14
電價優惠 α_2		0.15	0.26

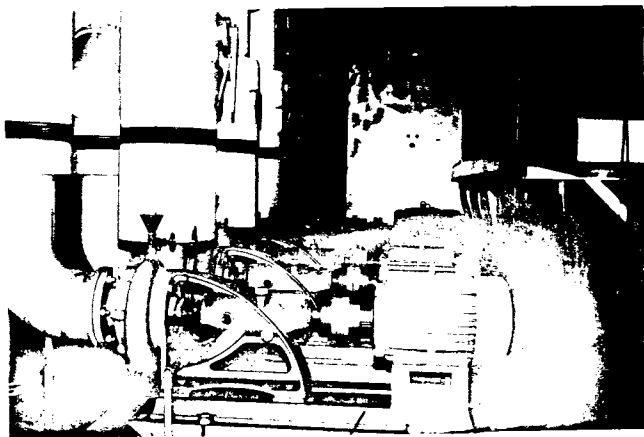
伍、儲冰系統效益之特性實驗與印證

自前述冰案例中，可發現儲冰系統之效益及特性分析不但隨系統之類別而異，且須將空調主機，搬運系統及儲冰槽等之冷凍能力與耗電量分別記錄。因此，本計劃之另一步驟為利用中山大學理工實驗大樓之既設優態鹽儲冷式空調系統，再加以進一步分組安裝冰水流量計與耗電量計算，利用儀器作全天候之自動計測，以作為此種儲冰系統效益之特性實驗與印證之須。

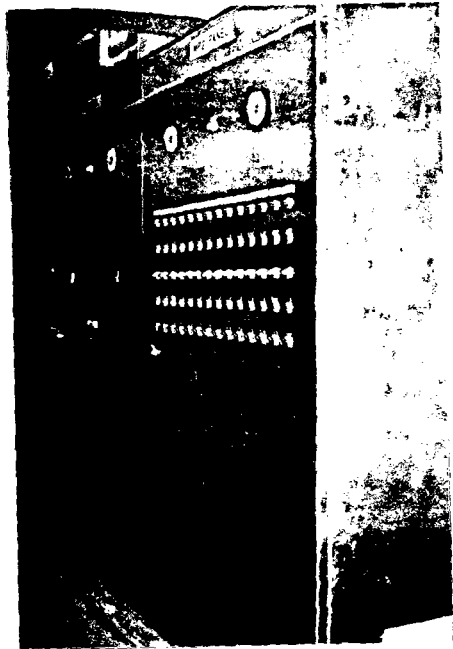
量測系統之安裝其施工情形如下述照片所示。



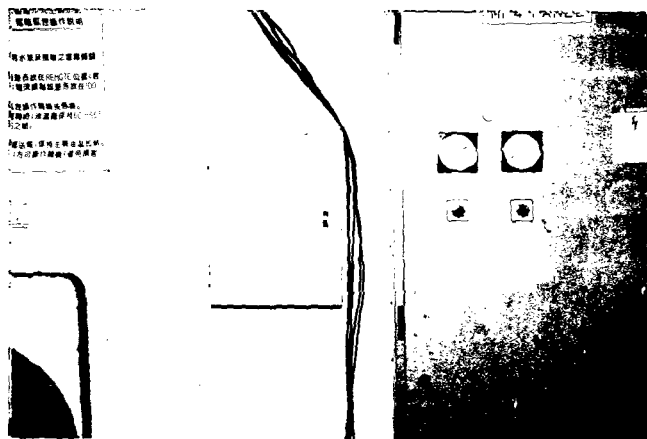
照片 5-1 中山大學優態鹽儲冷式空調系統採用 200USRT 離心式冰水主機兩名，為本研究案對於儲冷式空調系統運轉效益之追蹤考核主要研究對象，此熱源設備之耗電量已予分盤分錶記錄以便分析。



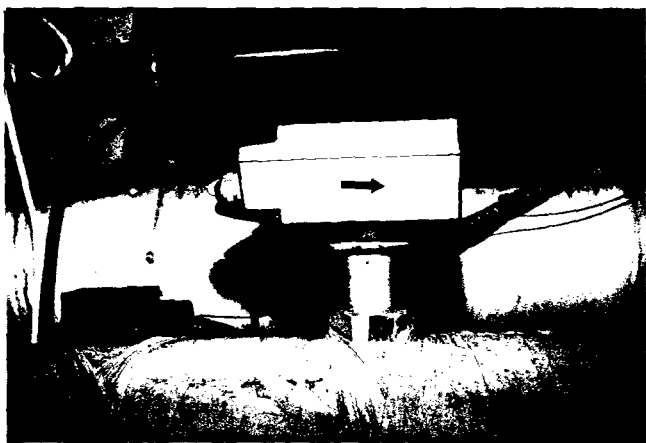
照片 5-2 搬運設備之水路系統採取分區冰水泵浦 (Zone Pump) 之設計，其耗電量亦予分盤分錶記錄以便分析。



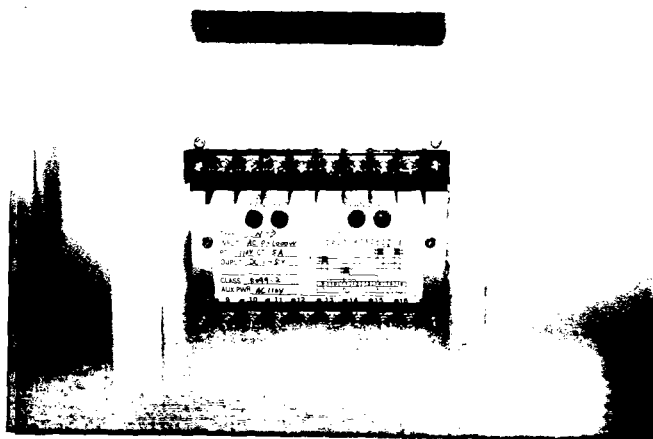
照片5-3 中山大學優態鹽儲冷式空調系統之總動力控制盤，可作總空調用電控制及記錄。



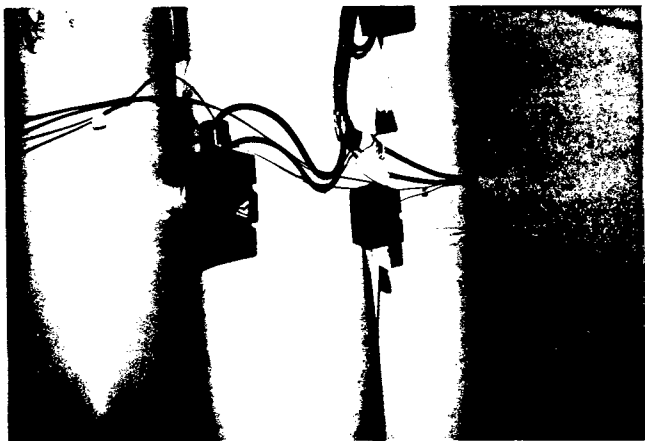
照片5-4 由於本研究案之分析，須將中山大學之原系統耗電記錄予以修改，以便從事儲冷槽特性量測。本照片示此修改系統之情形。



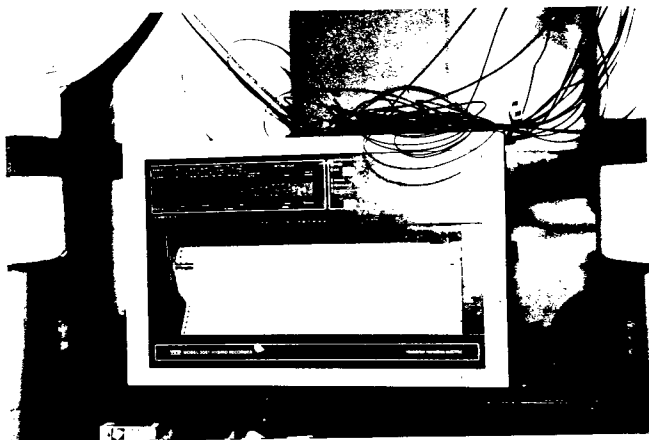
照片5-5 熱源機器與儲冷槽之冷凍能力須經由冰水流量計與溫度差之量測積算而得。



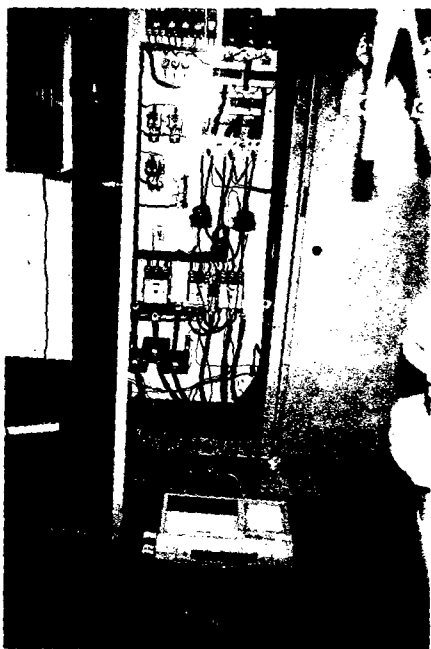
照片5-6 冰水流量訊號經由轉換器(Transducer)傳送至記錄器



照片 5-7 冰水路溫度量測



照片 5-8 溫度、流量，與耗電量三種訊號記錄與分析構成本研究之最主要儲冷槽特性量測系統。



照片5-9 利用電力分析儀對
耗電量測系統檢測



照片5-10 利用超音波流量計量測管路的流量

在量測系統安裝及完成後，本研究案隨即進行實驗測試，在5月11～15日間進行傳統式的運轉，5月18～22日間進行儲冷式的運轉，圖5-1是傳統式的耗電記錄，圖5-2是儲冷式的耗電記錄，表5-1及圖5-3是傳統式與儲冷式耗電量的統計。

表5-1 耗電量統計

	儲冷式 (KW-H)	傳統式 (KW-H)		
	熱源系統	搬運系	熱源系	搬運系
週一	1832	903	1086	388
週二	1853	901	1087	387
週三	1857	898	1084	386
週四	1842	901	1087	389
週五	1846	898	1076	389
合計	9235	4501	5420	1939

根據表5-1的實驗結果，可計算其 a_2 值

只計算熱源系的 a_2

$$\alpha_2 = 1 - \frac{9235}{5420} = 0.703 \quad (5-1)$$

熱源系及搬運系合計的

$$\alpha_2 = 1 - \frac{9235 + 4501}{5420 + 1939} = 0.867 \quad (5-2)$$

圖5-4是儲冷式與傳統式比較，轉移的用電量情形，從圖中可看出若考慮熱源系與搬送系的合計耗電，在離峰時段儲冷式耗用了相當多的電，但在尖峰時段卻只轉移了一小部分的電，甚至在午後有儲冷式較傳統式耗電的情形發生。若只考慮熱源系，雖無發生於尖峰時段儲冷式反而較傳統式耗電的情形：但是離峰時段多耗的電與日間較移的用電仍有明顯差額，其原因有二：

1. 校方為防止冰水溢流，將冰槽溢流口堵死，使冰槽水位上升，造成水路旁通，使冰槽功能未能發揮。
2. 該系統控制系統，有多處測點已損壞，故未能精確控制各控制閥的開度使系統不能正常運轉。

若能改善上述兩點缺失，相信必能使儲冷槽功能完全發揮，而系統的 α_2 亦會下降。

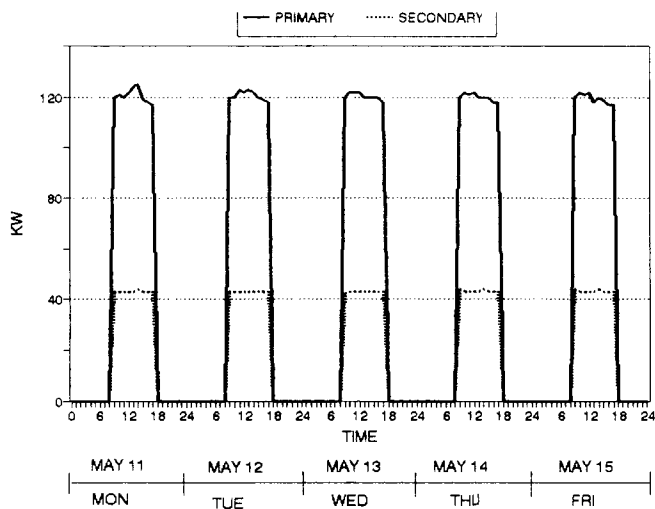


圖 5-1 傳統式耗電紀錄

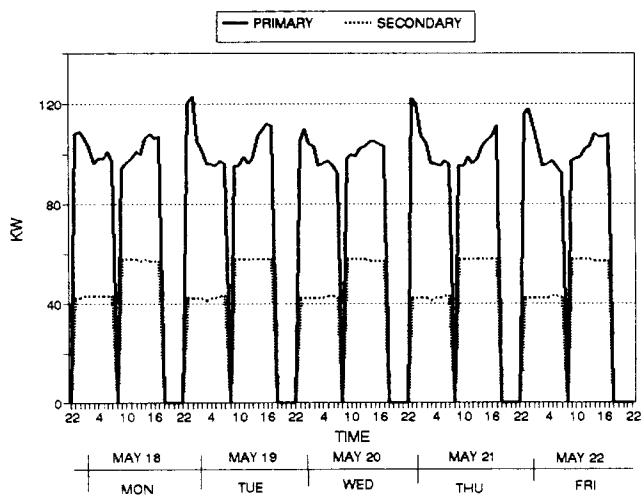


圖 5-2 儲冷式耗電紀錄

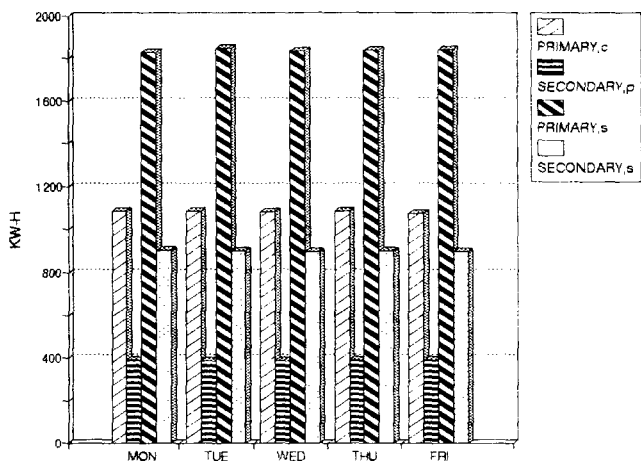


圖 5-3 耗電量統計圖

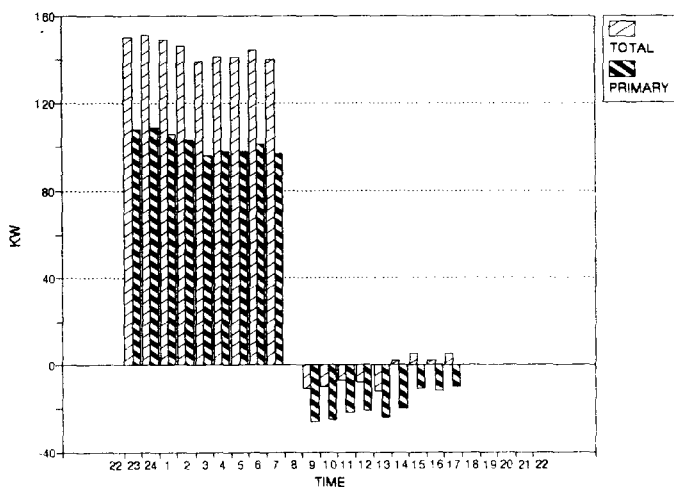


圖 5-4 儲冷式較移的耗電量

六、結 論

建築物之節約能源工作可分為兩個階段：其一為節約能源之設計，其二為節約能源之運轉。一般較優秀之設計師，或許於設計階段即已成功的溶入諸多有效的建築省能設計手法；然而，系統於實際運轉時，是否果真具有如預期般的節約能源效益，卻極少有實際加以追蹤考核評估者。因此空有高能源利用率的系統設備，卻長期運轉於不良效率狀況之情形極為普遍。

本計畫目標之一，即為經由實際運轉耗能紀錄分析來克服上項缺點，而以80年度建築省能設計之優良作品中選取數棟，作為研究、分析對象。

經實際查訪，取得上述大樓用電資料後發現，只有其中之三棟有詳細之耗能記錄可供追蹤與分析；分別是：台北信義計劃之國貿大樓，台電台北總管理處大樓，及台電高雄營業區處大樓。

經分析與實測耗電資料比較，有相當顯著與成功之結果；包含：

1. 本計劃經由台電公司的用電紀錄資料統計，算出台電大樓、國貿大樓及台電高雄區處營業處的實際PACS值與理論計算的PACS值，兩者比較，誤差都在可接受的範圍內，顯示PACS值的計算方式是值得肯定的。此結果亦可作為日後全面推廣採用PACS指標之重要依據之一。
2. 採用儲冷（冰）式空調系統之個案，有極為顯著的抑低電力契約容量效果。以國貿大樓為例，其主機容量由2600RT減至1576RT，電力契約容量減少近40%，效果顯著。於電力供應不足的今日別具意義。
3. 採用儲冷（冰）式空調系統之個案，成功的轉移大量之尖峰空調用電至離峰時段，節省大量流動電費，效果顯著。
4. 採用儲冷式空調系統，由於主機運轉於較低之蒸發溫度(Evaporation Temperature)，因此主機耗電量反而增加，因此節約能源之效果不顯著。此亦實際印證了「儲冷式空調系統，不一定是節約能源的系統，但卻是良好的轉移電力

尖峰負載之系統」，這個事實。此時，PACS內所計算之 α_2 值，更可充份的反映出此結果，亦證明其存在之必要性。

5. 儲冷係數 α_2 偏低之結果，顯示其儲冷系統設計容量可能過大。因此，目前之狀態下，可能不需每天運轉22小時，即可提供所有負載能量，此亦為 α_2 之另一指標作用，經由此次研究計劃之執行而顯現出來。

本計畫之另一目標，則為因應日益增多之儲冰式空調系統案例，作各類儲冰系統之特性比較分析。同時，選取國立中山大學之優態鹽儲冷式空調系統為研究對象，予以安裝個別量測儀。以實測數據作為印證PACS指標所須之儲冷系統係數分析。

在國立中山大學理工實驗大樓進行的實驗測試結果顯示，該儲冷系統中熱源系統的 $a_2=-0.703$ ，而全系統的 $a_2=-0.867$ 。同時實驗數據顯示，若該系統能改善， α_2 值下降是必然的。後續計畫將逐步印證PACS計算所須之其他項係數，包含VAV系統，全熱交換器等，使得以完備。