熱泵熱水系統
節能技術手冊

經濟部能源署　指導

財團法人台灣綠色生產力基金會　編印

中華民國113年10月

目錄

第一章　前言

目前世界各地的建築物（例如家庭、辦公室、學校和工廠）供暖的許多方式仍然很大程度上依賴化石燃料，特別是天然氣。很明顯地這將導致大量溫室氣體排放，而當前全球正面臨能源轉型與氣候變遷等嚴峻問題，迫切需要採用更經濟、更可靠、更清潔的建築與產業之供暖與製熱方式。

熱泵是利用電力提供高效冷卻和加熱的商用產品。由於其效率高並且使用越來越清潔的電力而不是基於化石燃料的加熱和電阻加熱，因此即使增加冷媒的使用，也會大大降低溫室氣體排放。熱泵對減少供暖和製冷領域的碳排放方面可發揮關鍵作用，尤其是對建築部門。與化石燃料鍋爐相比，其具有更高的效率和更低的碳排放，因此熱泵正成為世界各國脫碳轉型的關鍵技術。此外，熱泵的廣泛使用亦可以有助於能源安全，同時減少化石燃料價格突然波動對國家社會的影響。

2021 年 IEA 公布全球 2050 淨零碳排路徑[1]，擘劃加速提升各能源部門淨零排放的做法與路線，包括取代化石燃料、和建築達成淨零等等之時程，其中明確規劃在 2045 年時能以熱泵取代 50%之供熱需求，而在 2023 年更公布修正路徑，加速以熱泵取代化石燃料鍋爐之腳步。

在美國方面，其為世界上空調使用率最高的國家之一，依其能源資訊管理局(U.S. Energy Information Administration, EIA)在 2023 年公布的統計資料顯示[2]，美國每年暖通空調用電約 392 太瓦時(TWh)，幾乎相當於加州和紐約州的用電量總和，該報告亦預測指出，2050 年其空調用電預計是能源使用增幅最大的終端用途。而熱泵之應用將可緩和排碳之成長。圖 1-1 提供了熱泵在美國採用情況的一個有前景的概況，顯示其具有市場潛力。

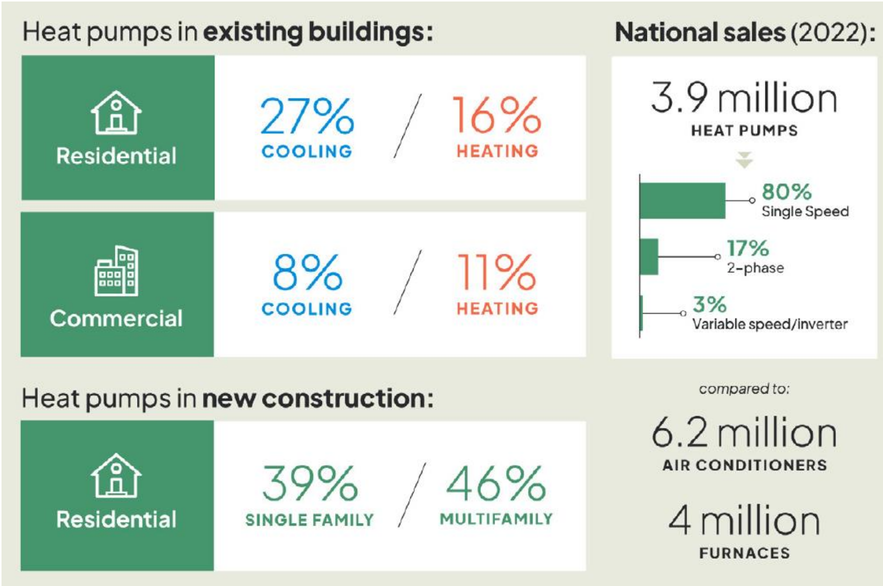


圖 1-1 美國目前熱泵的採用情況[3]

圖 1-1 可看出美國新建築中熱泵的採用率顯著提高，在現有住宅建築中，熱泵佔了中央空調的 27%和暖氣系統的 16%。這種較高的熱泵採用，反映了通用組件、設計和安裝熱泵系統的共同需求。

雖然幫助消費者和企業選擇高效、氣候友善的冷暖用途系統對於溫室氣體減排至關重要，但在寒冷氣候區熱泵性能提升技術、低全球暖化潛值(GWP) 冷媒、和電網供應能力等領域的技術雖具挑戰，但其技術研發投資將帶來額外的好處。

根據 Energy Solution 等研究報告[3]，改用高效電熱泵取代住宅中（單戶和中層公寓）及商業建築（中型辦公大樓和購物中心）中的獨立鍋爐和空調，每年將可減少約 8,000 萬噸溫室氣體排放。若能透過額外的建築措施、轉用清潔電網、和先進的冷媒，其減少的排放將可以增加到每年 1.8 億噸，相當於德州的用電排放量。此外，當考慮到熱泵取代電加熱器以及擴展到其他商業建築時，減排量將可能更大。

歐盟委員會(European Commission)在 2022 年啟動了 REPowerEU 計畫，祈使歐洲在 2030 年之前擺脫俄羅斯化石燃料的依賴。作為燃氣和燃油鍋爐的天然替代品，熱泵在實現這一目標方面發揮核心作用[4]。

該計畫預計在 2030 年之前安裝 3,000 萬台熱泵，其中大部分是熱水循環熱泵，從而促進歐洲供暖和製冷行業的重大轉型。該分析著眼於大規模安裝住宅熱泵的影響。有關此轉變在各方面之影響，包括安裝熱泵的各種類型建築的潛力、對電網的影響和熱泵製造商的競爭力，以及缺乏熟練安裝人員、供應鏈限制等障礙、環保冷媒的可用性以及對弱勢家庭產生負面影響的風險。

該計畫呼籲採取多項行動，包括加速安裝熱泵以取代化石燃料供暖，以及加強歐洲熱泵技術及其組件的供應鏈。

歐盟建築物能源績效指令(Energy Performance of Buildings Directive, EPBD)正在進行的修訂希，望能在 2050 年實現高能源效率和脫碳建築群，其中包括幾項可能影響熱泵市場的條款：

(1) 為現有建築引入最低能源績效標準（MEPS），目的是對表現最差的建築進行翻修。該政策可以促使家庭更換化石燃料鍋爐。同時，改善性能最差建築物的性能，將大大增加熱泵有效工作的建築物數量。

(2) 支持逐步淘汰用於建築物供暖的化石燃料。要求成員國制定政策和措施，以實現到 2040 年，在建築物中完全淘汰化石燃料的使用。

(3) 在技術上可行的情況下，所有新建建築到 2030 年應 100% 使用再生能源，公共建築更早於 2027 年採用再生能源。

以熱泵取代燃氣鍋爐可顯著減少二氧化碳排放。根據電力系統配置，若能以空氣-水熱泵取代燃氣鍋爐，將有可能減少二氧化碳排放量減少高達 96%。當考慮更大範圍的住宅數量時，估計若更換 3,000 萬個使用燃油和天然氣的鍋爐，將減少 59 公噸二氧化碳排放。這減少量約相當於目前既有住宅採用燃油和天然氣產生之總排放量的 28%。由於目前發電仍主要依賴化石燃料，因此進一步減少碳排量的機會很大。

採用熱泵取代化石燃料鍋爐，不僅可以帶來顯著的氣候效益，還有助於提高能源安全。依歐盟統計，若能在 2030 年更換 3,000 萬個油氣鍋爐（約佔燃氣和燃油鍋爐

的 35%)，將使這些建築物的燃氣和石油消耗量減少 36%，二氧化碳排放量減少 28% 排放量，而根據國際能源總署(International Energy Agency, IEA)報導，在 2030 年熱泵有潛力將全球二氧化碳排放量減少至少 5 億噸[5]，而總體所實現的二氧化碳減排量，亦可隨著電力系統逐步脫碳而可更加提高。

在中國方面，隨著其居住環境的改善和人民生活品質的提高，公共建築和住宅的供熱和空調已成為普遍的需求，造成建築能耗佔全社會總能耗的比例加大，且持續增長。2021 年中國第七十六屆聯合國大會一般性辯論上指示，中國將力爭 2030 年前實現碳達峰，並於 2060 年前實現碳中和，因此推出了實現碳達峰與碳中和的雙碳目標的政策體系文件。陸續發布了包括能源綠色轉型行動、城鄉建設領域等碳達峰實施方案，尤其著重在建築領域。該規劃認定建築領域消耗大量的熱量，而熱泵是電力轉化為熱量的最佳途徑，也契合終端用能電氣化發展需求。熱泵技術作為綠色低碳的熱能供應方案，是建築領域供熱取代化石能源，並實現碳中和的必然路徑。中國節能協會熱泵專業委員會與相關單位，因此共同研發並發表「中國熱泵發展路線圖-建築領域」(以下簡稱「路線圖」) [6]，以綠色低碳發展為引領，依據城市更新行動和鄉村建設行動，統籌設計熱泵產業在建築領域的應用發展路線，積極穩健推動碳達峰與碳中和。該「路線圖」規劃在 2030 年前城鄉建設領域碳排放達到高峰，力爭到 2060 年前城鄉建設方式全面實現綠色低碳轉型的階段目標。因地制宜，區分城市、鄉村、不同氣候區、不同用熱需求，確定建築領域熱泵發展路線，以創新引領加強核心技術，健全熱泵產業，完善相關技術標準體系，並充分發揮政府主導和市場機製作用，形成有效的熱泵發展激勵約束機制。該內容分情景預測了雙碳目標下，熱泵在中國市場的潛在規模，針對熱泵產業在政策、市場與技術方面存在的發展障礙，並提出對應發展建議，期能推動中國熱泵產業發展，助力城鄉建設領域碳達峰碳中和工作，提升建築終端電氣化水準。

然而，目前熱泵在應用推廣方面，全世界皆面臨以下幾個問題：

(1) 大量推廣之策略問題：熱泵價格、社會貧富(費用負擔)、銷售與安裝...等。

(2) 由燃燒燃料轉為用電之電網負荷問題：瞬間需量與用電量提高，造成電廠與電網等電力系統負荷。

(3) 寒帶地區技術問題：熱泵結霜與性能降低等。

(4) 冷媒問題：短期內需導入低 GWP 冷媒。

其中有關問題(1)之大量推廣等策略問題，由於牽涉層面廣泛，且非關研發與技術之推動，因此並非本技術手技之範疇。本手冊僅就技術層面問題予以回顧與討論。

熱泵供暖電氣化將增加電力供應需求和系統逐時尖峰時需量動態，進而影響電力系統，例如市場價格和發電結構。透過採取熱泵智慧運作、系統靈活性和需求反應等對策，可以減輕這些影響。分析顯示，熱泵電力需求於冬季明顯增加，但熱泵對年逐時尖峰需量的影響較大，如果大部分熱泵可被設定為關閉或在夜間降低溫度，則尖峰需求風險會更高，因早上可能有熱水供應尖峰，瞬間啟動或加載將增加發電供應需求，推高價格和基於化石燃料的發電，從而對電網構成挑戰。

大規模安裝熱泵的另一個挑戰與冷媒有關。目前，大多數熱泵使用氫氟碳化合物(HFC)作為冷媒，這是一種高潛勢的溫室氣體。 HFC 有天然替代品，例如丙烷和二氧化碳，由於歐盟含氟氣體法規和國際條約之推動，將減少冷媒的暖化效應達數百到數千倍。如果實施目前商定的全球含氟氣體措施，則可以避免全球暖化氣溫再上升 0.5 度。最近的一份出版物表明，包括熱泵在內的小型分離式空調領域，從 R410A(全球傳統技術)過渡到丙烷冷媒，將可避免約 0.1 度的升溫[7]。目前爭論的焦點是氫氟碳化合物應以多快的速度被取代。

短期內，逐步淘汰含氟氣體可能對工業界構成挑戰。雖然此類熱泵及其組件目前已可用，但仍需要進一步擴大規模並建立生產能力。從中期來看，朝向使用天然冷媒過渡，可能是該行業在非歐盟競爭對手中脫穎而出，並減少對非歐盟供應商依賴的機會[8]。此外，此類行動避免使用高 GWP 冷媒建造大量設備，從而在幾十年內減少了

大量的直接排放。因此，快速更換這些冷媒是工業轉向真正綠色技術的機會。

含氟氣體法規的修訂緊縮了現有的氫氟碳化物配額制度，逐步限制每年投放到歐盟市場的高 GWP 冷媒。儘管如此，一些行業參與者希望放慢速度並繼續使用傳統技術。在這種情況下，考慮到熱泵的使用壽命約為 15 年，在舊設備中冷媒洩漏往往變得更加重要，因此存在未能充分解決熱泵中 HFC 冷媒問題的風險，在相當長的時間內可能形成直接排放。此為技術層面和政策面必須嚴肅考慮並解決的問題。

第二章　熱泵導論與組件

熱泵是從一個熱源提取熱量並將其轉移到較高溫度的設備，如圖 2-1 所示。依此定義，所有的製冷設備，包括具有製冷循環的空調和冰水機組，都是熱泵範疇。然而，在工程應用中，熱泵這術語通常專指為加熱目的設備，而不是指用於製冷的設備。雙模式熱泵可以交替提供加熱或冷卻。熱回收熱泵只提供加熱，或同時提供加熱和冷卻。熱泵系統需要具備專業領域工程知識以適應特定應用，這與製造商設計的統一產品不同。熱泵的應用主要用於建築物的供暖和製冷，但其在家庭和服務用水加熱、泳池加熱和工業製程加熱方面也越來越受歡迎。

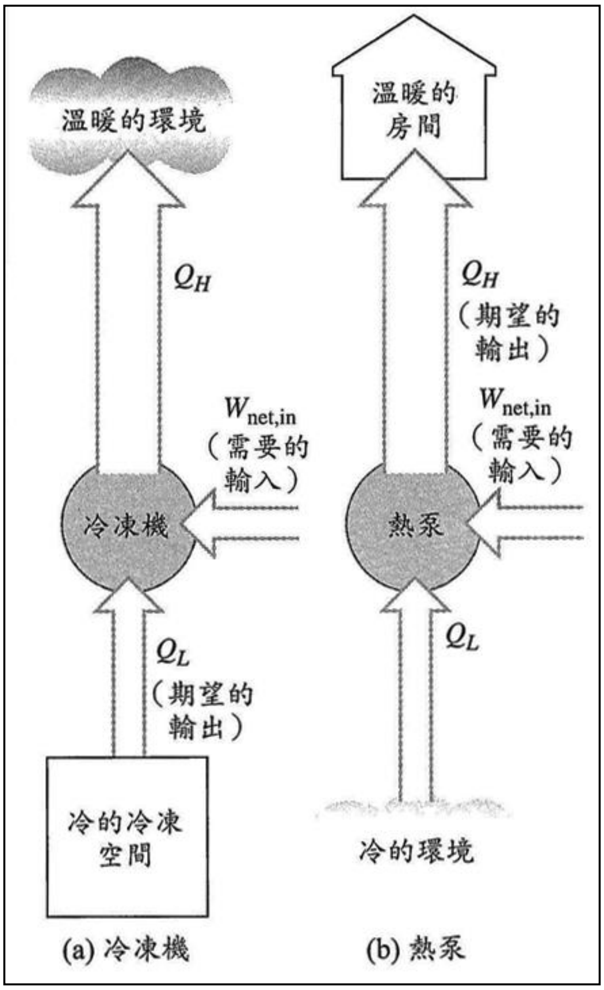


圖 2-1 冷凍機與熱泵之功能

熱泵的加熱容量範圍從 7 kW 到 44 MW，一些設備能夠提供高達 95°C 的出水溫度和高達 400 kPa（錶壓）的蒸汽壓力。大型系統中使用的壓縮機類型，包括一個或多個往復或螺旋類型到分級離心類型。通常使用單一或集中加熱系統，但在某些情況下，可使用多個熱泵系統，便於分區加熱。熱源包括土壤、井水、地表水、汙水、太陽能、空氣和內部建築熱量。壓縮可以是單級或多級的。通常，同時向不同區域提供加熱和冷卻。

水源熱泵分散系統很常見，使用多個連接到公共循環水冷的水源熱泵。這些系統還可以包括地源耦合、散熱器（冷卻水塔和空氣乾燥器）、輔助加熱器（鍋爐和蒸汽熱交換器）、循環回收熱泵、太陽能收集裝置和熱存儲。初始成本相對較低，並且在建築重新配置和個別空間溫度控制都很容易。社區和區域供熱和製冷系統可以基於集中式和分散式熱泵系統。

2-1 熱泵循環

熱泵有幾種類型（包括開放式和封閉式）可供使用；一些熱泵可以逆轉其循環在 HVAC 系統中提供加熱和冷卻，其他則僅用於 HVAC 和工業製程應用中的加熱。以下是四種基本類型的熱泵循環：

(A) 封閉蒸汽壓縮循環（圖 2-2）：這是 HVAC 和工業過程中最常見的類型。它使用傳統的、獨立的製冷循環，可能是單級、複合、多級或級聯的。

(B) 含熱交換器的機械蒸汽再壓縮（MVR）循環（圖 2-3）：將過程蒸汽壓縮到製程足以直接再利用的溫度和壓力，其能量消耗最小，因為其為該製程使用的最佳溫度。典型應用包括蒸發器和蒸餾塔。

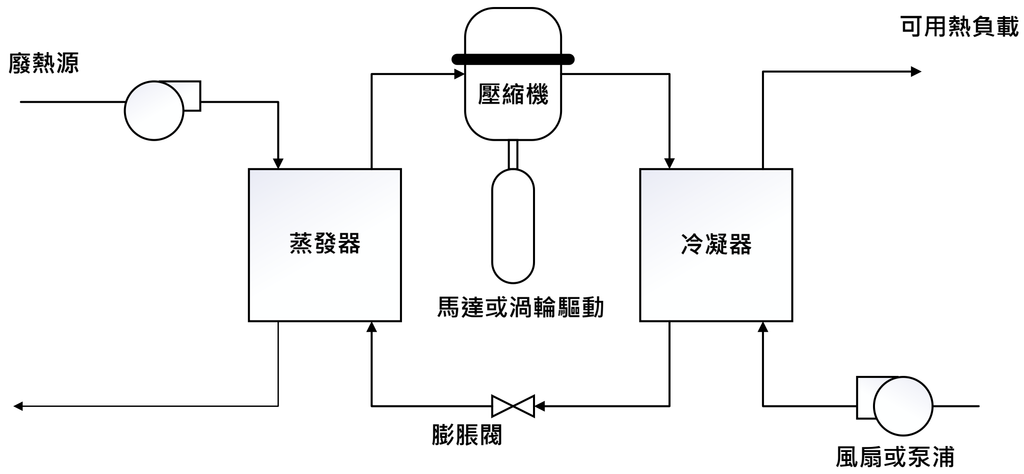


圖 2-2 閉式蒸氣壓縮循環圖[9]

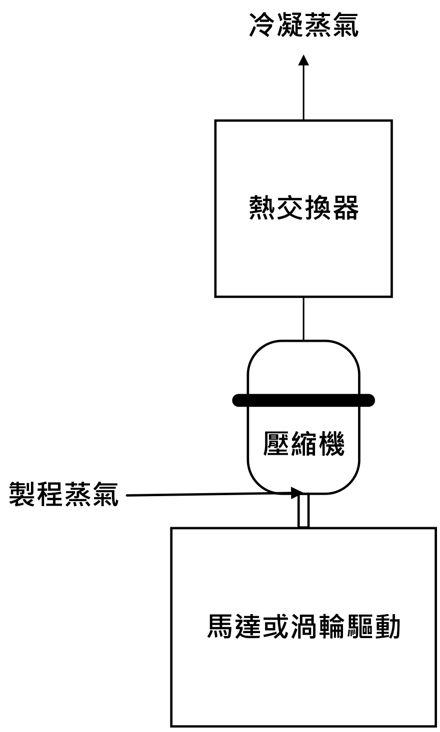


圖 2-3 有熱交換器機械蒸汽再壓縮循環[9]

(C) 開放蒸汽再壓縮循環（圖 2-4）：典型應用是在具有一系列蒸汽壓力和低於所需壓力的過剩蒸汽的工業廠房中，利用壓縮低壓蒸汽將熱量泵送到更高的壓力。

(D) 熱驅動朗肯循環(圖 2-5):在大量熱量被浪費且能源成本高的情況下很有用。循環的熱泵部分可以是開放式或封閉式,但朗肯循環通常是封閉式。

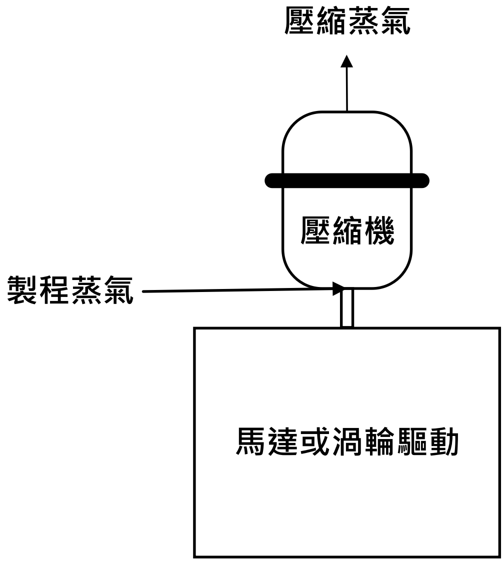


圖 2-4 開放式蒸氣再壓縮循環[9]

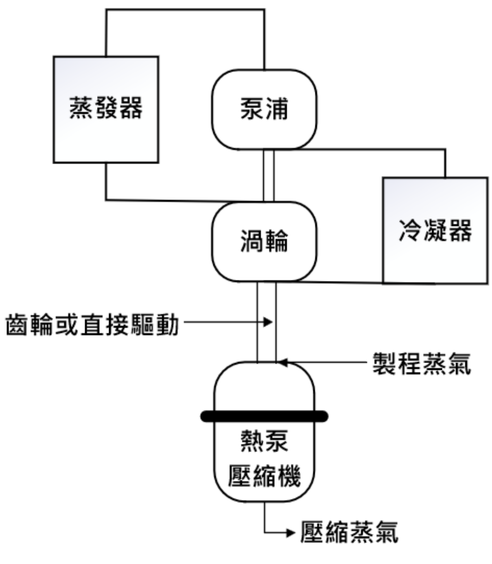


圖 2-5 熱驅動朗肯循環[9]

2-2 熱源(heat source)和熱匯(heat sink)

表 2-1 顯示作為熱源和熱匯的主要介質。主要受到地理位置、氣候、初始成本、可用性和結構類型的影響。表 2-1 列出了對每種介質需考慮的各種因素。

表 2-1 熱泵的來源和熱匯：空氣

	介質	**空氣**	
	來源	室外	排氣
	舉例	周圍空氣	大樓通風
適當性	熱源	好的，但在製冷模式下，隨著室外空氣溫度的升高，效率和容量會下降	優秀
	熱匯	好的，但在製冷模式下，隨著室外空氣溫度的升高，效率和容量會下降	一般
可用性	應用場所	普遍	優秀，如果計劃用於設計建築物
	與需求一致	持續	優秀
成本	安裝	低	低~中
	運作與維修	中	低，除非排氣充滿污垢或油
溫度	程度	多變	優秀
	變化	極端	非常低
常見做法	實用性	最常見的，許多標準產品	適用於節能減碳措施
	侷限性	除霜和額外供熱通常需要熱量	對典型負載不足

2-2.1 空氣

戶外空氣是熱泵普遍的熱源和熱匯介質，在住宅和輕型商業系統中廣泛使用。利用強制對流的熱交換盤管，在空氣和冷媒之間進行熱量傳遞。通常，室外盤管的表面積比室內盤管大 50%~100%。戶外空氣處理量與室內空氣處理量也是大約相同比例。在加熱過程中，蒸發冷媒的溫度通常比戶外空氣溫度低 6 到 11 K。

選擇或設計氣源熱泵時，必須考慮兩個因素：

(A) 當地戶外空氣溫度。

(B) 霜的形成。

當戶外溫度降低時，氣源熱泵的加熱能力會降低。這使得在設計暖房室外溫度時選擇氣源熱泵設備比燃料驅動設備更為關鍵。熱泵設備必須按照實際可行的最低平衡點進行尺寸設計，以在冬季加熱時不會出現過多和不必要的製冷能力。一般而言，建築物熱平衡點(balance point)被定義為熱泵容量與加熱需求相匹配的戶外溫度。

當戶外空氣盤管的表面溫度為 0°C 或以下，且相應的戶外空氣乾球溫度高出 2 至 5.5 K 時，可能會在盤管表面形成結霜。如果讓霜積累，會抑制熱傳遞，因此需要定期對戶外盤管進行除霜。除霜次數受到氣候、空氣盤管設計和運轉時間的影響。經驗表明，當戶外空氣條件高於-8°C 且相對濕度 60%以下時，通常很少需要除霜。然而，在非常潮濕的條件下，當空氣中存在小的懸浮水滴時，霜的沉積速度可能比理論預測速度快約三倍，熱泵可能在運轉僅 20 分鐘後就需要除霜。設計氣源熱泵時應考慮因結霜導致可用加熱能力的損失。

根據早期設計的氣源熱泵商用案例，鰭片間距達到 5 到 6 毫米，理論上可以最小化除霜頻率。然而，經驗表明，有效的熱氣除霜需使用更緊密的鰭片間距，可減小系統的尺寸和體積。在當前案例中，更多使用 1.3 到 2.5 毫米的鰭片間距。

在許多機構和商業建築中，一些空氣必須全年不間斷地排出。這些排氣可以用作為熱源，儘管需要補充熱量。例如：室內游泳池的高濕度空氣會在天花板結構構件、牆壁、窗戶和地板上造成冷凝現象，為使用者帶來不適。傳統上，使用鍋爐加熱泳池水，亦一併供熱給再熱戶外空氣和除濕盤管。這對於空氣對空氣和空氣對水的熱泵來說是理想的，因為可以降低能源成本。必須選擇適當的材料，以確保熱泵部件能抵抗游泳池處理化學品和高濕度的腐蝕。

2-2.2 水

如表 2-2，水可以作為一個滿意的熱源，但需考慮表 1-1 中列出的因素。由於成本和市政限制，城市用水很少使用。地下水（井水）因其相對較高且幾乎恆定的溫度而特別具有吸引力。水溫取決於來源深度和氣候，但在美國，通常水溫範圍從北部地區的 5°C 到南部地區的 21°C。通常，有足夠的水可從井中抽取（可以將水重新注入含水層）。這種使用是非消耗性的，並且在適當設計的情況下，只有水溫發生變化。應對水質進行分析，並考慮結垢和腐蝕的可能性。在某些情況下，可能需要利用額外的熱交換器將井液與設備分離。還需特別考慮特定液體的過濾和沉澱池。其他考慮因素包括鑽井、盤管、泵送的成本以及使用水的處理方法。

熱交換器也可以浸沒在開放的池塘、湖泊或溪流中。當使用地表水或溪水作為熱源時，冬季蒸發器的溫度降可能需要限制，以防止凍結。

在工業應用中，廢水（例如洗衣房中的溫水、工廠排放物、溫暖的冷凝器水）可能是熱泵運轉的熱源。

污水，其溫度通常高於地表水或地下水，可能是可接受的熱源。二次出水（處理過的污水）通常為首選，但未處理的污水也可成功使用，需適當設計熱交換器。

在冷卻過程中，水的使用遵循水冷凝器的一般做法。

水對冷媒的熱交換器通常是直膨式或滿液式，通常是殼圈式或殼管式的。也可使用銅焊式板式熱交換器。

表 2-2 熱泵的來源和熱匯：水

	介質	**水**					
	來源	井水	地面	自來水	冷凝	封閉循環	廢水
	案例	地下水很好也可能提供飲用水源	湖泊、河、海洋	都市供應水	冷卻水塔、冷藏系統	大樓水循環熱泵系統	原始或使用過的污水、髒水

適當性	熱源	優秀	優秀對於大容積或高流率	優秀	優秀	好，循環可能需要補充熱	一般~優秀
	熱匯	優秀	優秀對於大容積或高流率	優秀	差~好	有利，可能需要循環熱處理	一般，根據來源變化
可用性	應用場所	差~優秀，實際深度隨地點而變化	有限，依距離而定	優秀	多變	優秀	多變
	與需求一致	持續	通常持續	持續	依冷凝負荷而變	依需求	多變，或許適用
成本	安裝	低，如果現有使用狀況良好	依距離及水質而定	低	通常低	低	依距離而定，原始汙水-高
	運作與維修	低，需要定期維護	依距離及水質而定	低能耗，但水處理成本可能高	中	低~中	多變，原始汙水可能變高
溫度	程度	一般優秀，依地點而變	通常足夠	優秀	作為熱源有利	依設計	優秀
	變化	極為穩定	依來源而定	通常非常低	依來源而定	依設計	通常低
常見做法	實用性	常見	可用，特別對於淡水	因為規定使用量正在減少	可用	十分常見	不常見，僅適用於大系統
	侷限性	水處理和需求可能受限；需	經常受到監管或禁止；可	使用或處置可能受	僅適用於加熱需求	最適合中型或大型建築物	通常受到監管；可能會阻

		雙井交替；可能違反規範	能會堵塞、結垢或結垢	到監管或禁止；可能會腐蝕或結垢	與排熱同時發生時		塞、結垢、結垢或腐蝕

2-2.3 地表(ground)

如表 2-3，地表廣泛用作熱源和熱匯，利用埋入的盤管進行熱傳遞。土壤成分從濕黏土到沙土變化很大，對熱性能和預期的整體性能有顯著影響。土壤中的熱傳遞過程取決於瞬態熱流。熱擴散率是影響因素，但是在沒有當地土壤數據的情況下不易確定熱擴散率。熱擴散率是熱導率與密度和比熱乘積的比值。土壤的含水量影響其熱導率。

地源熱泵主要有三種類型：

(A) 地下水型，已在前一節中討論過。

(B) 直接膨脹型，將地表傳熱到冷媒的熱交換器埋在地下。

(C) 地面耦合型，使用鹵水的二次迴路連結地表面-水和水-冷媒的熱交換器（見表 2-4）。

地面迴路可以水平或垂直放置。水平系統由單根或多根彎曲的熱交換管組成，埋在水平面下 1 至 2 米的深度，盤管相距 1 至 2 米。盤管可以埋得更深，但需考慮挖掘成本和溫度。水平系統也可以使用稱為波紋管的盤管。垂直系統使用同心管或 U 形管熱交換器。

2-2.4 太陽能

如表 2-3，太陽能可以用作主要熱源，也可以與其他熱源結合使用。空氣、地表水、淺層地下水和淺層地源系統都間接使用太陽能。直接使用太陽能的主要優點是，提供的熱量比間接熱源的溫度更高，從而提高了加熱性能係數。與不使用熱泵的太陽能加熱相比，整合熱泵的集熱器效率和容量因所需的集熱器溫度較

低而增加。

直接系統將製蒸發器盤管置於太陽能集熱器中，通常是平板型。沒有玻璃罩板的集熱器也可以從戶外空氣中提取熱量。相同的集熱表面可以用作冷凝器，在冷卻時使用戶外空氣作為熱匯。

間接系統利用太陽能集熱器循環水或空氣。當使用空氣時，集熱器可用以下方式控制：

(A) 集熱器可以作為戶外空氣預熱器。

(B) 可以封閉戶外空氣迴路，使所有源熱量來自太陽。

(C) 可以將集熱器與作為熱源或熱匯的戶外空氣斷開。

表 2-3 熱泵的來源和熱匯：太陽能、工業製程

	介質	太陽能	工業製程
	來源	直接或 加熱水	冷凝
	舉例	太陽集熱器或面板	冷卻水塔、冷藏系統
適當性	熱源	一般	優秀
	熱匯	差，一般不適用	差~好
可用性	應用場所	普遍	多變
	與需求一致	高度間歇性；夜間使用需要儲存	依冷凝負荷而變
成本	安裝	極高	通常低
	運作與維修	中~高	中
溫度	程度	多變	作為熱源有利
	變化	極端	依來源而定
常見做法	實用性	很有限	可用
	侷限性	需要補充源或存儲	僅適用於加熱需求與排熱同時發生時

2-3 熱泵類型

熱泵根據以下分類：

(A) 熱源和熱匯。

(B) 加熱和冷卻的分配介質。

(C) 熱力循環。

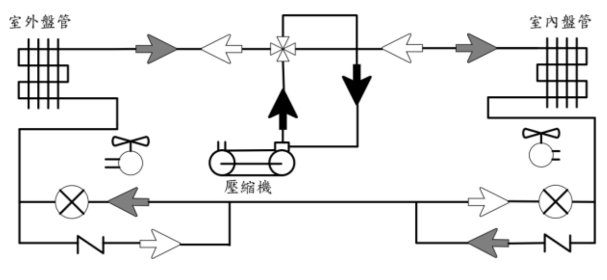
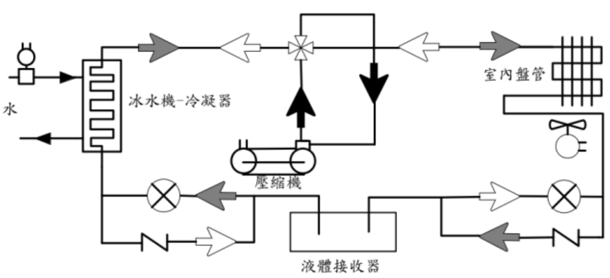
(D) 建築結構。

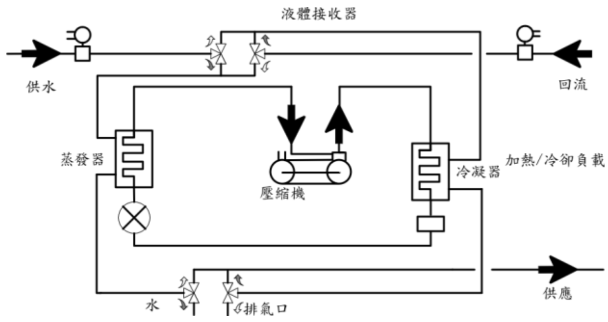
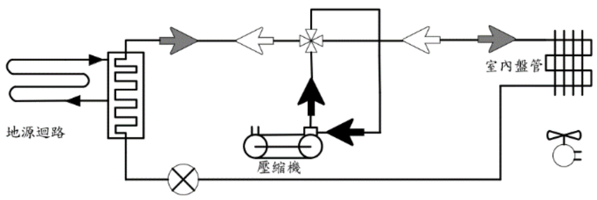
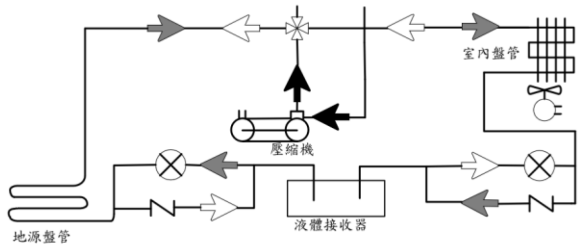
(E) 尺寸和配置。

(F) 熱源和熱匯的限制。

表 2-4 顯示更常見的封閉蒸汽壓縮循環熱泵類型，應用於加熱和冷卻。

表 2-4 熱泵種類

熱源和熱匯	**流體**	**熱循環**	**圖表** 加熱 冷卻 加熱和冷卻
空氣	**空氣**	**冷媒循環**	
水	**空氣**	**冷媒循環**	

水	**水**	**水循環**	
地耦合（或閉環地源）	**空氣**	**冷媒循環**	
地耦合（或閉環地源）	**空氣**	**冷媒循環**	

空氣對空氣熱泵：

這種熱泵最常見，特別適合工廠製程的整體式熱泵。廣泛用於住宅和商業應用。表 2-4 中的第一個圖是典型的冷媒迴路。

在空氣對空氣熱泵系統中，空氣迴路可以使用電動或手動操作的風門互換，以獲得供應空間的加熱或冷卻空氣。在這個系統中，其中一個熱交換器盤管始終是蒸發器，另一個始終是冷凝器。在冷卻循環期間，調節空氣經過蒸發器，室外空氣經過冷凝器。透過風門位置的切換，對於負載進行加熱與冷卻。

水對空氣熱泵：這些熱泵依靠水作為熱源和熱匯，使用空氣來傳遞熱量到調節空間或從調節空間提取熱量。（見表 2-4 中的第二個圖），其包括以下類型：

(A) 地下水熱泵：使用井中的地下水作為熱源和/或熱匯。它們可以直接汲取水源的水並循環到熱泵，也可以在封閉迴路中使用中間流體，類似於地面耦合熱泵。

(B) 地表水熱泵：使用湖泊、池塘或溪流的地表水作為熱源或熱匯。與地面耦合和地下水熱泵一樣，這些系統可以直接將源水循環到熱泵，也可以使用中間流體在封閉迴路中。

(C) 內部源熱泵：使用現代建築內部產生的熱量，直接利用或儲存後再進行使用。包括水循環熱泵。

(D) 太陽能輔助熱泵：依賴太陽能作為熱源。太陽能熱泵可能類似於水對空氣或其他類型，取決於太陽能集熱器的形式、加熱與冷卻分配系統的類型。

(E) 廢水源熱泵：使用生活廢熱或洗衣廢熱作為熱源。廢液在過濾後，根據應用情況，可直接引入熱泵蒸發器，也可從儲罐中取出，也可使用中間迴路在蒸發器和廢熱源之間進行熱交換。

水對水熱泵：

這些熱泵使用水作為冷卻和加熱的熱源和熱匯。加熱/冷卻的切換可以在冷媒迴路中進行，但通常更方便在水迴路中進行，如表 2-4 中的第三個圖所示。雖然圖中顯示的是直接向蒸發器引入水源，但在某些情況下，可能需要利用熱交換器間接應用水源，以避免封閉冷水系統的污染。另一種方法是使用閉路冷凝水系統。

地源耦合熱泵：

這些熱泵使用土壤作為熱源和熱匯。熱泵可能有冷媒對水的熱交換器，或是直接膨脹（DX）。這兩種類型在表 2-4 中都有顯示。在使用冷媒對水熱交換器的系統中，水或防凍液流經埋在地表、垂直或盤管輸送。直接膨脹地面耦合熱泵使用冷媒直接膨脹、浸沒或再循環蒸發器迴路中進行地表盤管的熱交換。

地源類型的熱泵，土壤的含水量、成分、密度和與周圍場地區域的均勻性影響熱交換的效率。對於某些盤管材料，盤管的材料和當地土壤及地下水的腐蝕性可能影響熱傳遞和使用壽命。在這個循環中，蒸發器的全部或部分熱量加上壓縮熱量轉移到水冷冷凝器。這些冷凝器的熱量可用於加熱空氣或家庭用水。

混合地面耦合熱泵是一種變體，使用冷卻塔或空氣冷凝器來減少地面耦合的全年總熱量排放。

其他熱泵類型包括：

空氣對水熱泵無換向：這些熱泵使用來自自然來源（例如熱帶氣候）的空氣或需要除濕和冷卻的室內空氣中的顯熱和潛熱。它們通常被稱為熱泵熱水器。熱泵產生的熱量用於加熱家庭和/或服務用水。

複疊式冷媒對水熱泵：此種熱泵利用複疊原理(cascade)冷凝冷媒以製熱。冷媒系統複疊將熱量泵送到更高的溫度，而後將其釋放到水或其他液體中。這種類型的熱泵也可以用作冷凝裝置來冷卻幾乎任何流體或製程。可以使用多個熱源來彌補主要熱源不足的狀況。

第三章　熱泵系統設計與應用

3-1 熱泵組件

熱泵系統中的大多數組件和運作原理與冰水機相似。本節概述了主要組件，並討論了適用於房間加熱和空調應用或高溫工業應用的特性或特殊考慮。

壓縮機：應用於熱泵系統中的主要壓縮機類型在本節中進行了簡要描述。

(1) 離心式壓縮機：大多數離心應用限於大型水對水或冷媒對水的熱泵系統、熱傳遞系統、儲存系統和水力級聯(cascade)系統。在這些應用中，離心壓縮機允許熱泵用於工業廠房以及大型多層建築；許多安裝有雙管冷凝器。傳遞循環允許低壓比，許多單級和雙級機組與各種冷媒一起運轉，具有高性能係數（COP）。離心壓縮機特性通常不一定滿足空氣源熱泵的需求，低負載條件下的低氣體體積相關的高壓比或高升壓會導致離心壓縮機出現喘振。

(2) 螺旋式壓縮機：螺旋式壓縮機在低至高容量下提供高壓比。容量控制通常由可變端口或滑動葉片提供。通常需要大型油分離器，因為許多壓縮機使用油注入。螺旋式壓縮機不易受到液體溢流損壞，且部件比往復壓縮機少。它們也簡化了容量調節。

(3) 迴轉式壓縮機：這些壓縮機可用於多級工廠的低級階段；它們具有高容量，但通常僅限於較低的壓比。它們的容量減少手段也有限。

3-1.1 壓縮機

往復式壓縮機：這種壓縮機是 1.8 kW 至 350 kW 的壓縮機中最普遍的。

渦卷式壓縮機：這是一種類型的軌道運動正位移壓縮機。它們在熱泵系統中的應用越來越多。渦卷式壓縮機的容量可以利用改變驅動速度或壓縮機排量來控制。渦卷式壓縮機具有低噪音和低振動水準。

壓縮機選擇：壓縮機通常具有中等間隙容積比（壓縮後留在氣缸內的氣體體積與總掃掠體積的比率）。對於空氣源熱泵而言，具有較小間隙容積比的壓縮機更適合低溫操作，並在較低的蒸發溫度下提供更大的製冷能力。然而，這種壓縮機在最大冷卻負荷下比中等間隙的壓縮機需要更多的功率。

在低室外溫度下，可以利用增大壓縮機的尺寸來獲得更大的加熱能力，此種設計可以在較高室外溫度下，利用多速或變速驅動、氣缸切斷或其他方法進行卸載。不過，缺點是壓縮機吸氣溫度較高，此時壓縮機處於卸載狀態、與通常會降低壓縮效率並增加運轉成本。加大壓縮機尺寸的額外初始成本，必須以增加的供熱能力，作整體經濟的考量。

提高低溫下加熱輸出的其中一種方法是使用分級壓縮。例如，一個壓縮機可以從 -35°C 飽和吸氣溫度(SST)壓縮到 5°C **飽和**排氣溫度(SDT)，而第二個壓縮機則從 5°CSST 壓縮到 50°CSDT。在這種配置下，兩個壓縮機可以並聯連接，兩者都從約 7°CSST 壓縮到 50°CSDT 進行冷卻。而後在某個預定的室外溫度下進行加熱時，它們重新串聯連接，並在兩個連續階段進行壓縮。

圖 3-1 顯示了一對壓縮機在中等和低間隙容積單位中的性能。在低吸氣溫度下，串聯重新連接增加了一些容量。然而，**儘管**低階壓縮機在加熱條件下的功率需求大大減少，仍必須在夏季運轉的最大負荷條件下設計選擇馬達。

壓縮機回油保護：可以使用類似圖 3-2 所示的吸氣管分離器，結合液氣熱交換器，來最大限度地減少遷移和有害的液體回油到壓縮機。電磁閥應在壓縮機運轉時打開，手動閥應調整到提供適當的排放速率到吸氣管。

3-1.2 熱傳遞元件

冷媒-空氣和冷媒-水熱交換器類似於空調製冷系統中使用的熱交換器。

除霜空氣源盤管:當室外空氣溫度低於約 5°C 時，霜會大量積聚在室外空氣源盤管上，但隨著室外溫度和濕度的同時下降，霜的積聚會有所減少。大多數系統利用反向循環進行除霜。另一種除霜方法是在室外盤管上噴灑加熱水。水可以利用冷媒或輔助設備加熱。

熱源和熱匯盤管之冷媒引流(drainage)：直接膨脹的室內和室外傳熱表面同時用作冷凝器和蒸發器。因此，這兩個表面必須有適當的冷媒**分配**集管來作為蒸發器使用，並在作為冷凝器使用時有適當的液體冷媒引流。滿液系統使用常規的浮控來維持所需的液體冷媒液位。

液體過冷盤管:可以將一個冷媒過冷盤管裝置到熱泵循環中（見圖 3-3），在加熱過程中預熱通風空氣，同時降低液體冷媒的溫度。根據冷媒循環速率、通風空氣的量和溫度，加熱容量可以增加多達 15 至 20%，如圖 3-4 所示。

3-1.3 冷凍組件

熱泵中的冷媒管路、接收器、膨脹裝置和冷凍配件，通常與其他類型的冷凍和空調系統中的組件相同。

換向閥將系統從冷卻模式切換到加熱模式。這種切換需要在冷媒迴路中使用閥門，**除非**變化發生在冷媒迴路外的流體迴路中。換向閥通常由電磁閥操作，該電磁閥利用壓縮機揚程和吸氣壓力來操控閥門，從而移動操作元件。

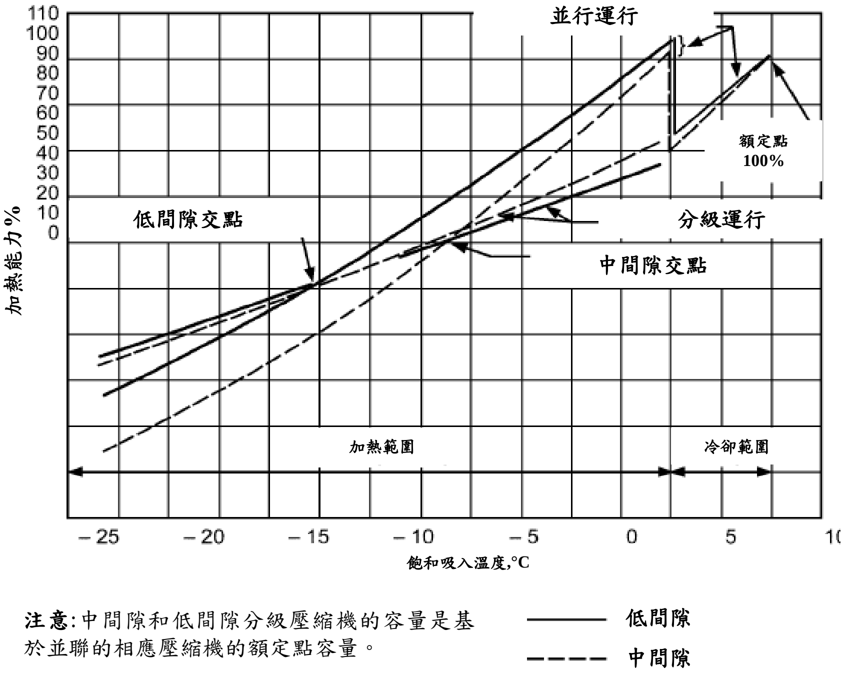


圖 3-1 並行和分級運轉於空氣熱泵比較[9]

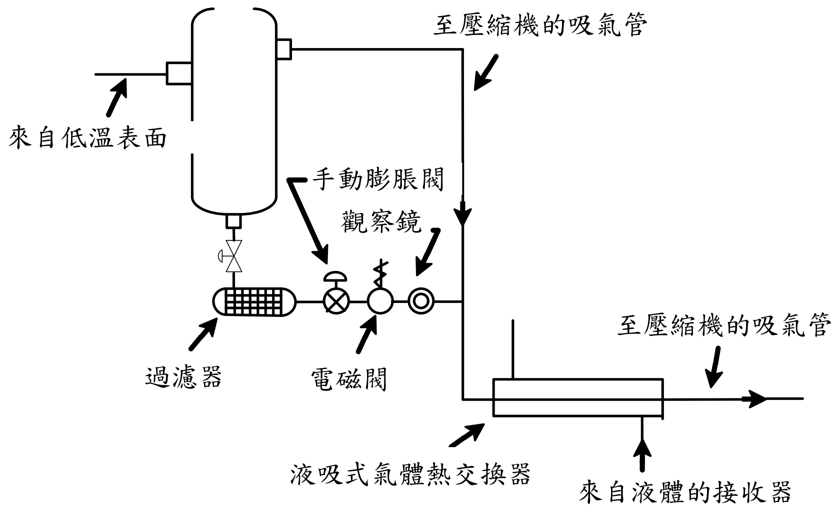


圖 3-2 於防止液體倒流的吸氣管分離器

控制冷媒流動的膨脹裝置通常是一個恆溫膨脹閥。控制燈泡必須小心放置。如果電路設置得使得放置控制燈泡的冷媒管線可能成為壓縮機排氣管，則閥門動力元件中產生的壓力可能過大，需要特殊的控制電荷或壓力限制元件。當恆溫膨脹閥應用於室外空氣盤管時，一個特殊的交叉充電以限制低溫下的過熱，可以更好地利用盤管。在其溫度感測元件中，交叉充電的恆溫膨脹閥使用不同於冷媒的液體或液體混合物。電子膨脹閥提高了冷媒流動的控制能力。

毛細管（作為空氣源熱泵的計量裝置，在廣泛的蒸發溫度範圍內操作）可能在低回壓下以過高的速率傳遞冷媒，導致液體回流至壓縮機。為了減少這種現象，有時會添加吸氣管積液器或充液控制裝置。吸氣管積液器還可以防止遷移到蒸發器的液態冷媒在啟動時進入壓縮機。

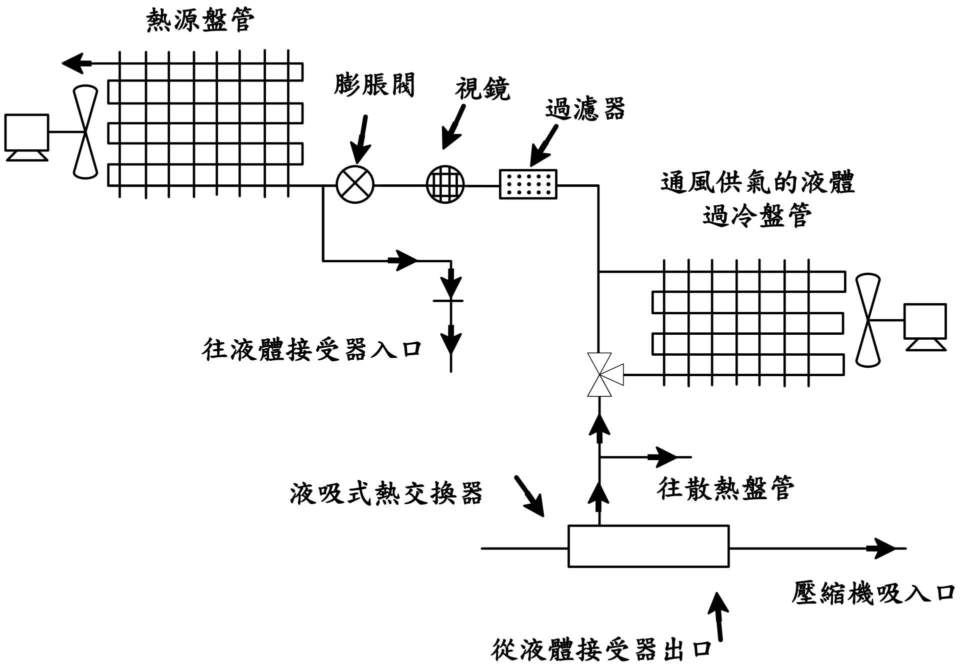


圖 3-3 在通風空氣供應中的液體冷卻盤管以增加供暖效果和供暖 COP

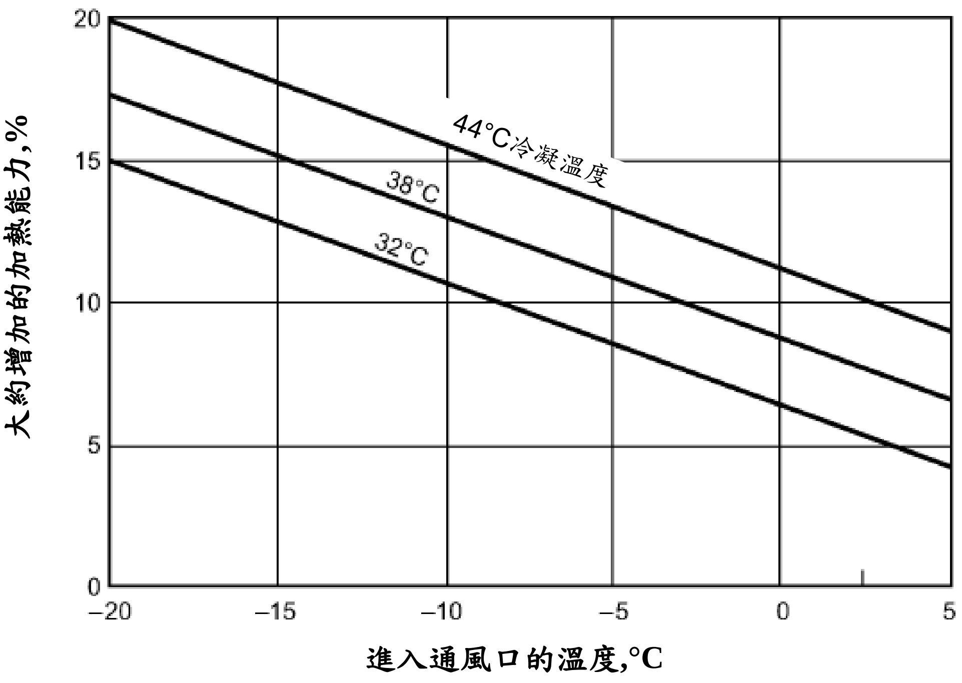


圖 3-4 使用液體過冷盤管提高供暖容量的典型效果[9]

當兩個熱交換器使用單獨的節流裝置時,單向閥允許冷媒繞過作為冷凝器的熱交換器的節流裝置。

冷媒接收器通常用於儲存液態冷媒，在熱泵中特別有用，以應對加熱和冷卻所需冷媒量的不平衡。對於僅用於加熱的熱泵，通常不需要接收器。

3-1.4 控制系統

除霜控制：有多種除霜控制方案可以感知對空氣源熱泵的除霜需求並啟動（和終止）除霜週期。通常，該週期是根據需求而不是計時器來啟動的，雖然終止可能由計時器控制。

除霜也可以由控制感知到盤管壓力或測量室外盤管中液態冷媒溫度的恒溫器來終止。當室外盤管中液體的溫度（或對應的飽和壓力）升至約 21°C 時，確保除霜已完成。

一種廣泛使用的按需啟動除霜週期的方法是使用壓力控制器，該控制器對盤管的氣壓降做出反應。當積霜時，空氣流量減少，並且在盤管上增加的壓力降導致啟動除霜週期。這種方法僅適用於乾淨的室外環境，不預期室外盤管的空氣側會被污染。

另一種依照感知霜形成並啟動除霜的方法，涉及溫度差控制和兩個溫度感測元件。一個元件對室外空氣溫度感測，另一個對盤管中的冷媒溫度感測。隨著霜的積聚，室外空氣和冷媒之間的溫度差增加，啟動除霜。當盤管中的冷媒溫度達到指定溫度時，表明除霜已完成，系統恢復運轉。當室外空氣溫度下降時，由於熱泵容量減少，室外空氣溫度與冷媒溫度之間的差異減小。因此，除非提供補償，否則除霜週期不會在積霜量增加之前啟動。

以下控制器可用於從加熱切換到冷卻：

(A) 住宅和小型商業應用中的調節**空間恆溫器**。

(B) 在大型裝置中的**室外空氣恆溫器**（具有手動覆蓋變化的太陽和內部負荷條件）可用於難以找到代表整個建築物的調節空間位置。

(C) 在室內恆溫器上使用**手動切換**，有熱/關閉/冷卻位置。每個熱泵單元使用一個恆溫器。

(D) **感應設備**用於同時加熱和冷卻系統，對較大的負載需求（加熱或冷卻）做出響應。

(E) **專用微電腦**用於自動切換和執行所有其他所需的控制功能，同時監控系統的性能。這可以是一個獨立的設備，也可以作為較大建築自動化系統的一部分。

在熱泵系統中，確保空間恆溫器與通風閥門互鎖是很重要的，這樣它們都在同一循環中操作。在加熱循環期間，室外空氣閥門應設定為最低所需的通風空氣量，只有當調節空間變得過熱時，空間恆溫器才會要求增加通風空氣。通常提供風扇和/或泵的互鎖，以防止熱泵系統在未互鎖的情況下操作。

在熱泵系統中，空間恆溫器需要與通風調節閥聯鎖操作，確保兩者在同一週期內操作。在加熱循環期間，室外空氣調節閥應設置為最低所需的通風空氣量，只有當空調空間變得過熱時，空間恆溫器才會要求增加通風空氣量。通常提供風扇和泵的聯鎖，以防止在附屬設備不可用時熱泵系統運轉。在商業和工業裝置中，當戶外空氣溫度低於 15°C 時，需要在冷凝器上進行某種形式的壓力控制。

3-1.5 輔助加熱

當加熱需求可能超過為冷卻負荷選定的設備所能提供的加熱能力時，特別是當室外空氣被用作熱源時，應考慮補充加熱或額外的壓縮機容量。這些額外的壓縮機容量或補充加熱通常僅在最嚴酷的冬季天氣中使用，因此其使用率較低。必須對這兩種可能性進行評估，以確定最實惠的選擇。

當使用補充加熱器時，加熱元件應始終位於熱泵冷凝器下游的空氣或水迴路中。這樣可以使系統在較低的冷凝溫度下運轉，增加加熱能力並提高 COP（性能係數）。控制系統應按順序啟動加熱器，確保在所有熱泵壓縮機完全負載後才啟動加熱器。建議使用室外恆溫器以限制或防止在不需要的溫和天氣中啟動加熱元件。在緊急操作中提供 100%補充加熱的情況下，可能需要在壓縮機運轉時將一個或多個加熱階段鎖定。利用這種方式，可以限制最大同時需求來降低建築物的

電力服務成本。應使用流量開關以防止在沒有空氣或水流動時操作加熱元件和熱泵。

3-2 應用熱回收系統

3-2.1 廢熱回收之應用

在許多大型建築物中，由於內部熱量增加，需要全年運轉冷水機組。冷水機組的冷凝水熱量通常以冷卻塔浪費掉。一種越來越常見的利用這些廢熱的方法是，在冷水系統中添加水對水熱泵，以提高這些廢熱的質量來製造熱水。這種設置利用了原本會被浪費掉的熱量，來提供以下一個或多個所需的較高溫度：

(A) 生活用水加熱。

(B) 末端再熱。

(C) 戶外空氣加熱。

(D) 除濕。

(E) 空間加熱。

(F) 製程加熱。

本節概述了工程師在將熱回收熱泵添加到新建或改造項目中之前應考慮的事項。

實用熱泵和熱回收系統：現有冷水系統的改造以抵消效率較低的熱生產方式。

請注意，為了確保熱回收熱泵（HRHP）的正確應用，在將熱回收熱泵應用於廢熱流之前，應使用適當的第二定律、夾點或其他熱力學分析方法。此外，在任何熱交換過程中，應始終首先考慮在使用熱泵之前進行熱交換的可能性。例如，如果唯一考慮的區域是鍋爐產生的熱水，則可能更經濟地在冷卻塔迴路中調查熱交換器以預熱給水，而不是用完整的機械系統來替代整個鍋爐操作。本節使用「熱回收熱泵（HRHP）」一詞來指定至少其預期用途之一是提供可用熱水的冷水機組。在任何初步設計、改造或更換現有冷水機組時，都應考慮用於廢熱回收的熱回收熱泵。決定使用熱回收冷水機組的具體原因各不相同，但通常基於以下一個或多

個經濟理由：

(A) 化石燃料成本、冷卻塔運轉和維護（O&M）等的節省。

(B) 減少現場排放。

(C) 符合法規和標準。

其他可能考慮的好處包括：

(A) 減少能源使用。

(B) 減小供暖設備規模。

(C) 提高設備利用率。

(D) 改善負荷平衡。

雖然將熱回收熱泵應用於大多數熱水需求是可能的，但必須充分了解熱水的具體溫度要求，因為這會影響整個系統的效率、適用設備的可用性以及熱回收熱泵的運轉條件。

生活用水加熱（41 至 50°C）生活熱水使用量和模式取決於建築類型，但廢熱回收的應用非常適合於用於舒適冷卻的冷水機組的溫度和負荷因數需求。現有的熱回收熱泵可以輕鬆滿足生活熱水的相對低溫需求；例如需要更高溫度的生活熱水，如衛生洗碗和洗衣服務（最高 82°C），則需要更專業的熱回收熱泵設計。對於生活熱水，一個重要注意事項是可能需要單獨的或雙壁熱交換器將冷水機組迴路與生活用水迴路分開，以減少飲用水污染的可能性。這種應用的需求因數取決於熱回收系統提供的生活用水加熱量和建築類型：例如，醫院的需求因數會比辦公樓的典型衛生間負荷高得多。

末端再熱（38 至 50°C）當一個空氣處理器服務於多個區域類型或混合的外圍和內部區域時，可變風量（VAV）冷卻系統通常需要對末端區域進行再熱。然而，必須考慮再熱能量的最大允許量。此外，當使用節能器時，如果供應空氣超過所需的冷卻負荷，則可能需要加熱室外空氣以保持舒適條件。由於末端再熱熱水的使用具有很大的靈活性，這種應用的需求因數可以非常高。

除濕（27 至 43°C）如果為了濕度控制過度冷卻了空間供應空氣，可以使用熱水盤管加熱空氣以保持舒適。這種應用的需求因數取決於建築的空間濕度控制方案。

空間加熱（35 至 71°C）同時需要為外圍和內部區域提供加熱和冷卻的建築物，可以成為廢熱回收的理想應用，因為自然需求負荷平衡。這種應用的需求因數可以與整個供暖季節一樣大，取決於空間供暖負荷。

製程加熱（溫度範圍取決於製程）雖然通常保留給工業過程使用，但廢熱回收可以有效地應用於共享或分佈式能源系統。然而，這種應用的需求因數可以高達 100%。

3-2.2 替代熱源

在冷水機組產生的熱量不足以提供熱回收系統所需的熱量時（例如，當減載節能器減少冷水機組的運轉，但仍然有外圍加熱負荷時），可以考慮替代的“免費”熱源。這些熱源的例子包括：

(A) 排風熱回收。

(B) 地熱交換器及其他地面熱源。

(C) 湖泊、海洋、水井或其他天然水源。

(D) 廢水流。

(E) 來自周圍建築的廢熱源。

3-2.3 設計熱回收熱泵

圖 3-5 顯示了在簡化冷卻器迴路中熱回收熱泵 (HRHP) 的潛在位置。請注意，這些位置僅供說明之用；此圖並未顯示實際佈局中可能需要的任何旁通閥、泵、控制點或輔助熱交換器。

平行應用（圖 3-5 中的位置 1）：這通常是一個高溫度揚程冷卻器，因為它必須從冷卻水範圍提供溫度提升到可用的熱水溫度。然而，在新設計中，此位置可以提供最高的整體系統節能。該設備可以是工廠中唯一的冷卻器，均衡百分比負

載或優先負載。然而，這種應用不允許在沒有可變蒸發器流量的情況下控制熱水出口溫度。

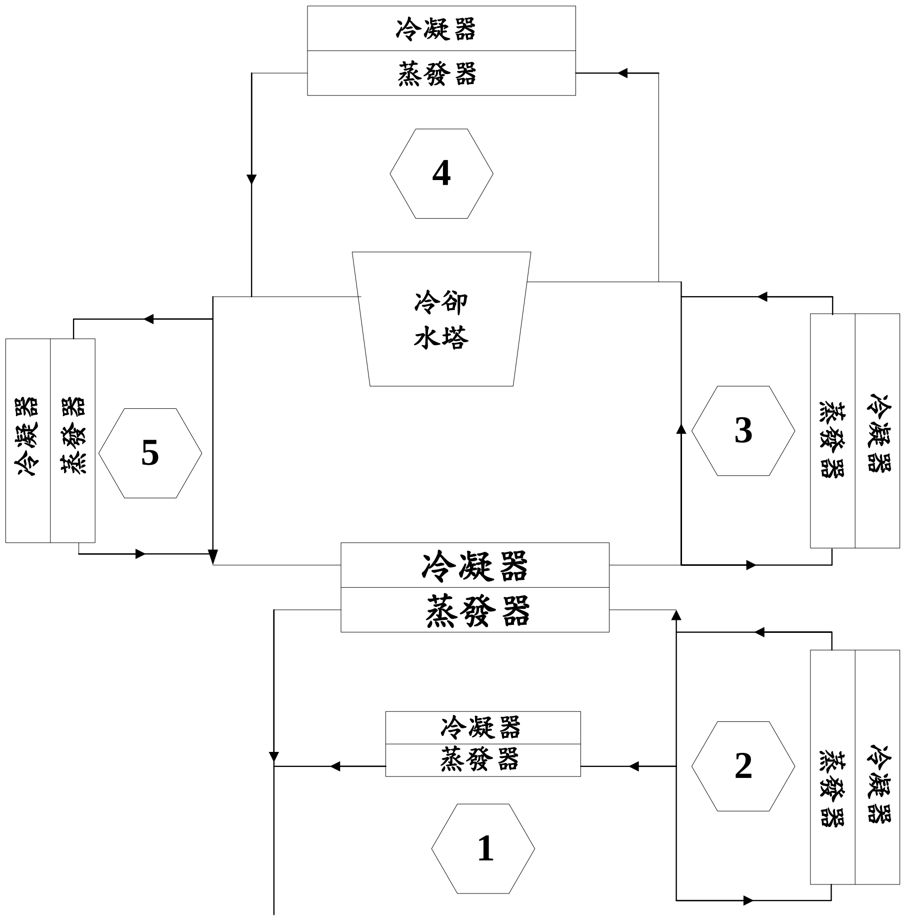


圖 3-5 熱回收熱泵可能的位置

側流應用（圖 3-5 中的位置 2），這通常是控制順序最簡單的高揚程機器。該位置通常在冷凝器出水溫度恆定的情況下運轉，並允許一部分冰水回水流過該裝置，因此該裝置可用於補充現有冰水主機容量並減少冷卻水塔容量（Campbell 等，2012），這種應用還可以用於串聯配置，以提供更高的揚程，所以無需特定的高揚程設備，此位置的一般選擇方法通常是根據冰水管路的損失來選擇設備，以便冰水主機達到規定的設計溫差（例如：5.5°C），或當冷負荷大於熱負荷時則可以根據熱負荷來選擇。

並聯應用#1（圖 3-5 中的位置 3），在此位置時，冰水主機的冷凝水會流入熱回收熱泵的蒸發器，此方式很容易應用於改造情況，並且只提供加熱，而位置 1 和 2 可以提供冰水和熱水，然而在不使用「高揚程」條件的情況下也可以達到更高的水溫，因為「高揚程」的條件反而會導致熱回收熱泵的效率相對較差。由於冷卻水迴路用於位置 3，因此必須特別考慮結垢問題，當一般冰水主水機用作熱回收熱泵時，離開蒸發器的水溫可能無法超過 18°C，因為大多數壓縮機馬達都是吸氣冷卻的，而開放式驅動系統則存在不同的問題和考慮因素。如果熱回收熱泵滿足全部或大部分的冷卻水塔負載，則必須注意冬天時需對冷卻水塔進行防凍並提供旁路盤管，雖然在位置 3 使用熱回收熱泵時可能會提供最低揚程以及最高的 COP，並減少冷卻水塔風扇的能耗，所以它可能是對冰水主機效率或能源使用的影響最低/提高冰水主機的效率或能源使用率。

並聯應用#2(圖 3-5 中的位置 4），與位置 3 相同，熱回收熱泵可以用來補充冷卻水塔的容量（例如，在冷卻塔容量不足時），與位置 3 相同，需要考慮相同的事項像是特別注意維持冷卻水塔的流量、冷卻水塔迴路的潛在過度冷卻以及增加的控制複雜性。

並聯應用#3（圖 3-5 中的位置 5）。與位置 3 和 4 相似，此處需要更高的揚程來滿足熱回收熱泵，但對主要冰水主機的揚程需求較低。位置 5 可能是在冷凝器側回收應用中，使用吸氣氣冷式壓縮機的冰水主機最適合的位置。

3-2.4 冷凝器側熱回收的具體考量

在冰水系統中冷凝器側使用熱回收熱泵（位置 3、4 和 5）可能會使系統揚程更小或更低。然而，需要考慮整體對建築系統的影響，以及其中的特定優點和挑戰。

冷卻水塔迴路的好處包括能夠設計旁路盤管以及在熱回收熱泵中能夠吸收的冷凝器迴路的全部的熱排放後，再旁通冷卻水塔，在熱回收熱泵系統的整體經濟分析中，考慮到這種降低冷卻水塔負載和相應運轉時間的情況，在低溫加熱需

求的情況下，利用提高現有冰水主機的運轉壓力比，可以實現冷凝器側的熱量回收，從而在只進行小幅改動的情況下繼續使用現有的冰水主機。

應用冷凝器側熱回收所面臨的挑戰包括熱回收依賴於主要的冰水主機運轉，如果負載不重疊，則熱回收系統在主要冰水主機系統沒運轉時而導致無法運轉，這可能會對熱回收熱泵的經濟產生重大影響，此外，在使用冷凝器迴路時必須考慮到熱回收熱泵的積垢情況，並且可能需要隔離流體。

此外，考慮熱回收系統對冷凝器迴路溫度的影響，以確保它不會對現有冰水主機系統的運轉能力產生負面影響，儘管旁路冷卻水塔的潛力可能是一個好方法，但在整個系統的控制方面，它也可能是一個挑戰，並且需要冷卻水塔旁路或者能夠適當降低熱回收熱泵的負載的方法以保持進入現有冰水主機的冷凝器迴路溫度，然而，這增加了冷凝側的容量可能會提高現有冷凝機的運轉效率。

3-2.5 蒸發器側熱量回收的具體考量

正如冷凝側回收有很多好處及挑戰，蒸發器側熱回收（位置 1 和 2）也有類似的好處和挑戰，這些必須在整體運轉方法和對整個系統的影響加以考慮。

蒸發側熱回收的明顯好處包括能夠優先加載熱回收熱泵並在卸載系統中其他的冰水主機時能提供最大量的回收熱，此外，使用蒸發側熱回收可以達到相同程度的冷卻水塔節省，因為回收的熱量未經過冷卻水塔迴路所以對積垢的問題也被消除了，在需要擴展冰水主機容量的應用中，應該先分析蒸發器側熱回收，如果有存在可利用回收熱的有益散熱源，例如在廢熱回收應用中列出的應用場景等。

與蒸發側熱回收相關的挑戰包括其對整個冰水主機的影響，由於考慮到回收熱量的多寡，熱回收熱泵必須具有最大運轉時間，因此需要考慮系統中其他冰水主機的調節能力，此外，進入熱回收熱泵的低溫水源可能需要高揚程或多級熱回收熱泵系統以提供所需的散熱溫度，但這將導致冰水主機效率受影響，所以必須在熱回收熱泵系統的經濟評估中予以考慮。

3-2.6 雙束式熱回收的特殊考量

雙束（或雙冷凝器）系統提供了蒸發側和冷凝側熱回收的混合應用，具有兩種應用類型的好處，能夠將熱量排放到冷卻水塔迴路或熱回收迴路中，使熱回收熱泵系統的應用具有靈活性，儘管仍然抱有上述挑戰，但雙冷凝器應用並未在本章節中特別涵蓋。

3-2.7 選擇壓縮機類型

選擇用於能量回收能力的機器類型以及該能力對整個系統和設備效率的影響是非常重要的，無論是氣動式壓縮機（或渦輪機械）還是容積式壓縮機，都必須加以考慮，並且要詳細記錄它們的影響，所以在選擇系統和壓縮機時，需要考慮以下幾點：

(A) 各壓縮機類型的調節能力和調節比。

(B) 在操作範圍內的效率影響。

(C) 各壓縮機類型的可用提升能力。

(D) 達到所需提升所需的級數。

(E) 對現有冰水主機系統的影響。

(F) 避免喘震的問題。

(G) 運轉維修維需求和設施能力。

(H) 冷媒的使用選擇。

任何壓縮機都不應該進入機器的喘震區域，但對於熱回收熱泵而言，應該檢查系統是否能夠在預期的冷凝器條件下卸載。

3-2.8 泵選用之考慮因素

對於冷卻水流量的控制點，目前有幾個選擇，包括可變流量或定流量，同樣，冰水流量也有多種選擇，包括一次側/二次側可變流量（圖 3-6）或可變一次側（圖 3-20）方案，這些流量條件將大大影響熱回收熱泵系統的運轉以及其達到所需加熱條件的能力。

對於熱回收熱泵的冷卻水流量，了解熱回收熱泵系統的調節和卸載特性非常

重要，定流量的冷凝器系統可以根據恆定的出水溫度或恆定的進水溫度來控制，每種控制方式對熱回收熱泵的卸載都有獨特的影響。

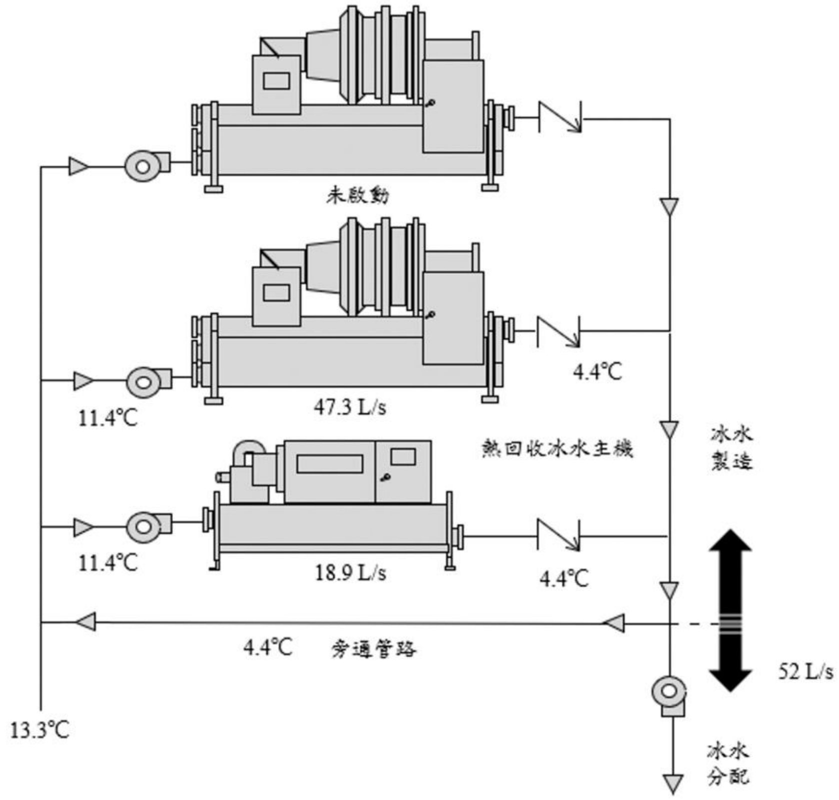


圖 3-6 一次側/二次側，負載分配

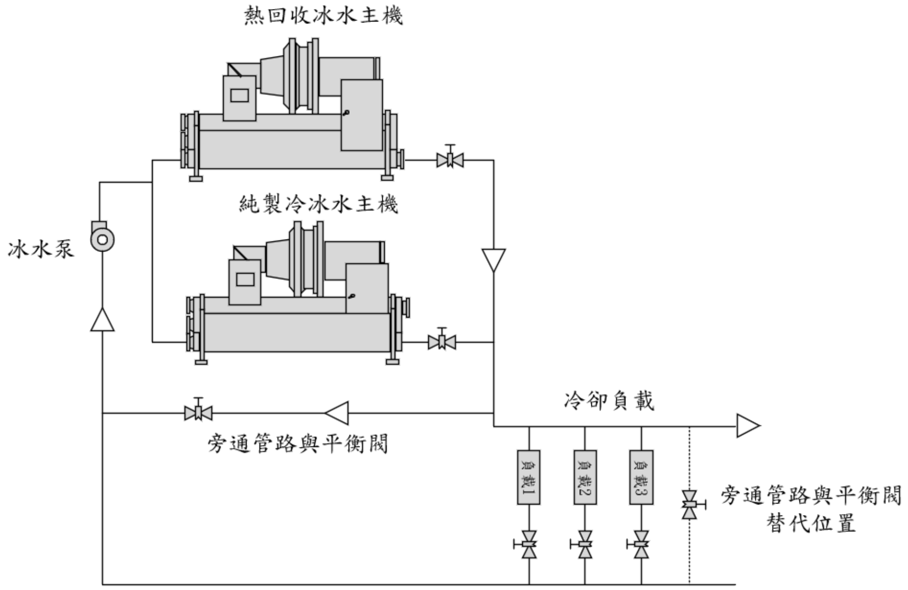


圖 3-7 一次側變流量

3-2.9 熱回收熱泵選擇

一旦確定了潛在的用途及其相關的溫度需求,就可以採取步驟來評估系統的熱回收潛力，較高的出水溫度可能會降低空氣端設備的成本，但熱回收熱泵所需的高揚程將帶來相關的設備和運轉成本影響。因此,必須從系統規模上進行分析,無論在應用熱回收熱泵之前還是之後，以確保符合最佳的資本和運轉成本平衡。請注意，進行熱交換而不是實用熱泵系統總是更有益的，因此，在確定熱回收熱泵的大小之前,請尋找利用熱交換換來回收熱量的機會，而不是使用熱泵移動熱量。

熱回收熱泵必須能夠在任何時候排放其冷凝器熱量,因此必須能夠始終排放其負載的 100%，或者具有適當的調節能力，因此，有必要對年度的能源和熱源負載進行全面分析，以確保單元不會過度尺寸化。

在確定熱回收熱泵的尺寸之前,應該收集年度每小時的負載清單,其中包括:

(A) 建築外部區域的供暖和冷卻負載。

(B) 建築內部區域的供暖和冷卻負載。

(C) 佔用和非佔用時間表。

(D) 熱源/熱源溫度和流量。

(E) 過程負載。

(F) 生活熱水（DHW）負載。

應用熱回收熱泵的規劃設計可用圖 3-8 所示之四個步驟進行：

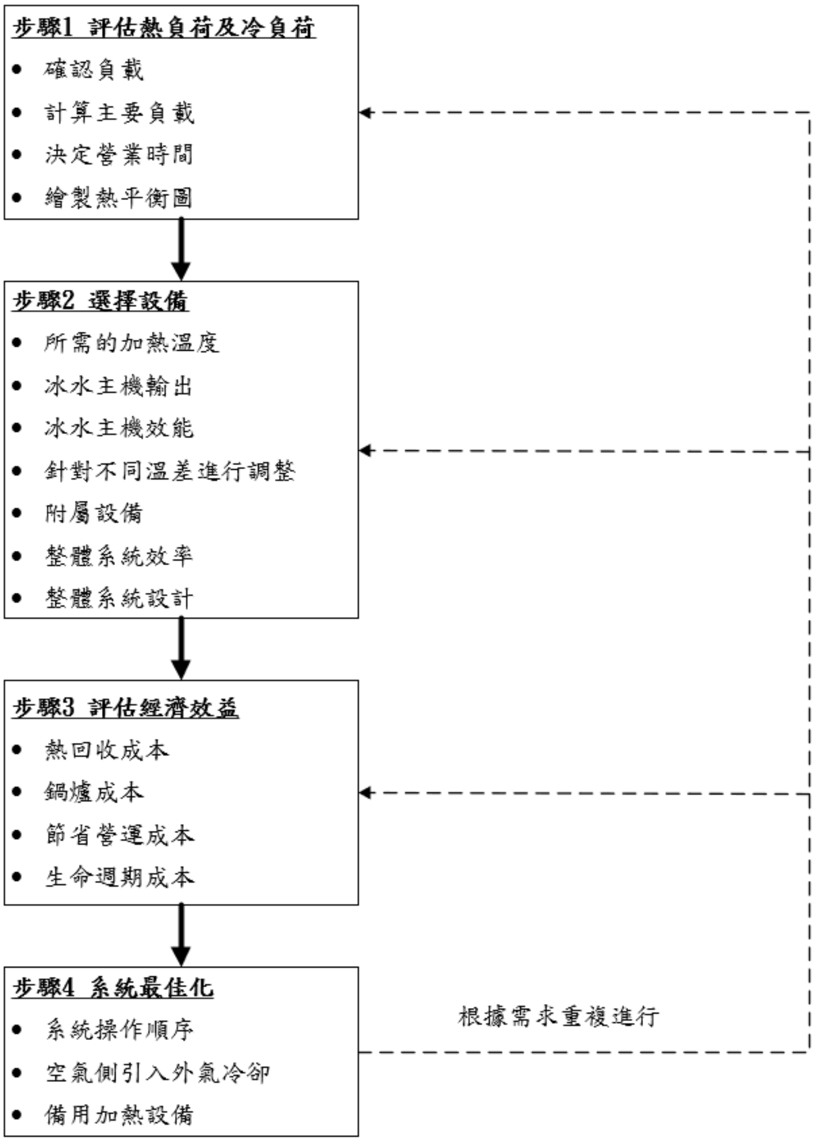


圖 3-8 熱回收熱泵應用流程圖

步驟 1，評估供暖和冷卻負載，包括清單中確定的所有負載。建議使用多種方法來評估建築負載，包括 Bin 和完整的逐時分析，然而這些負載應該用於創建類似於圖 3-9 和圖 3-10 的熱平衡圖，圖 3-9 顯示了一座建築在使用和非使用時期之間有顯著差異以及負載不平衡的情況，這需要進行更深入的分析，以確保熱回收熱泵的尺寸適當。圖 3-10 顯示了一種更平衡的負載狀況以及熱回收熱泵排放其所產生的所有熱的點。

在可用的熱源超過熱負荷的情況下，熱回收熱泵可以按照峰值加熱負荷來設計，只要熱回收熱泵的調節能力能夠匹配加熱負荷的變化，然而，在同時需要加

熱和冷卻的情況下，理想的目標是在冬季關閉冰水主機，夏季關閉鍋爐，如圖 3-11 所示，請注意，在圖 3-11 中，當熱回收熱泵（或此處的水對水熱泵）無法提供所需的容量時，還需要輔助的冷卻及加熱，這種情況假設熱回收熱泵優先連接在冷卻水迴路上，同時利用冷凝器提供熱回收效益，而在低溫條件下，隨著加熱負荷的增加，剩餘的熱負荷必須由輔助熱源來補充，這種情況適用於任何熱回收熱泵系統。

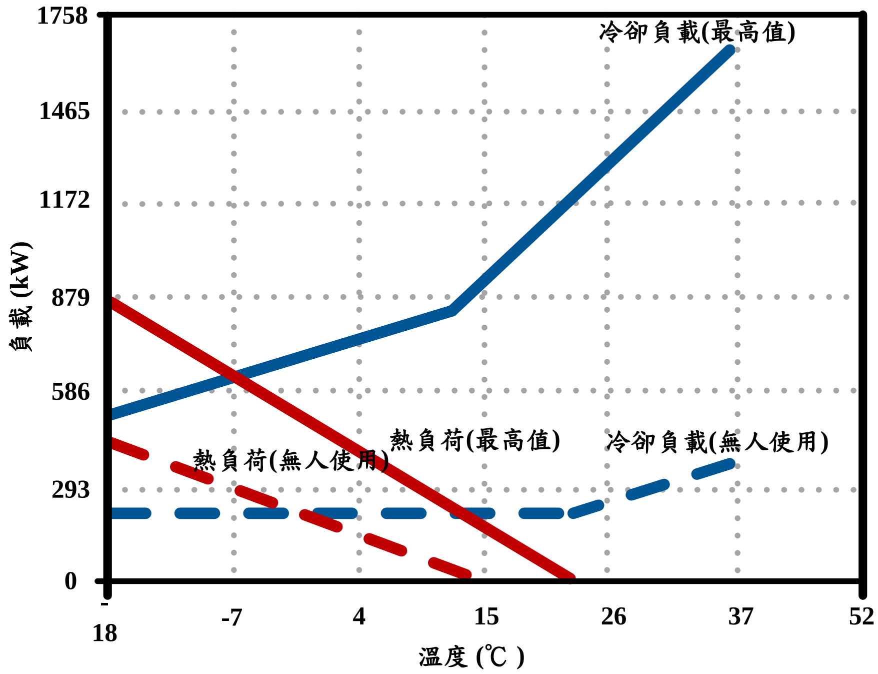


圖 3-9 熱平衡圖

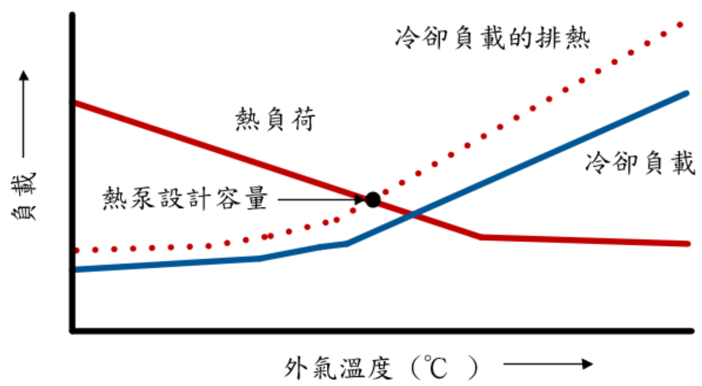


圖 3-10 同時加熱和冷卻的熱回收熱泵選擇

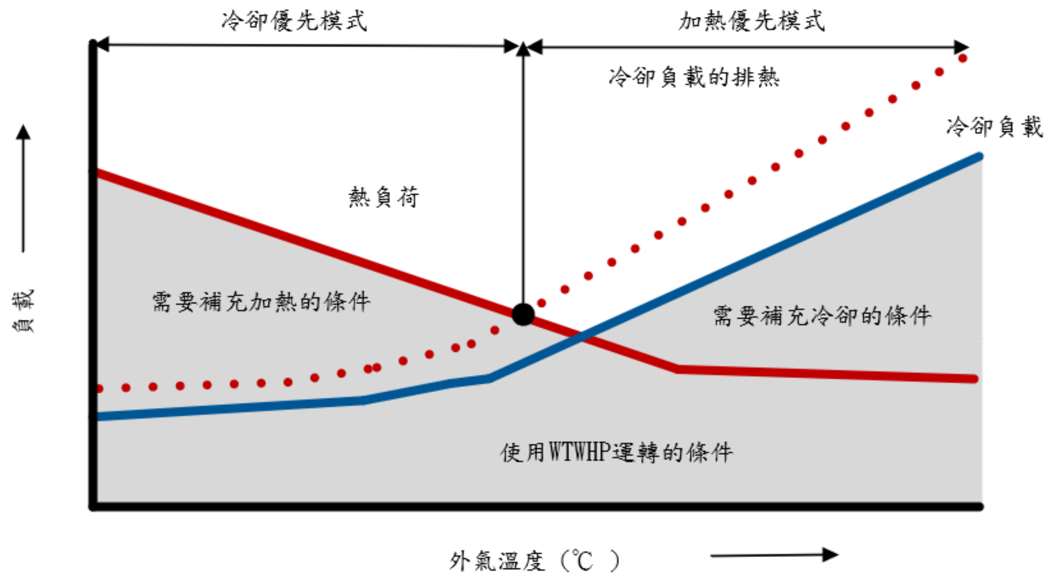


圖 3-11 同時使用熱回收熱泵的操作區域

步驟 2，一旦了解了所需的負載，包括熱回收迴路的溫度要求和可回收的可用熱量，就可以選擇系統類型，特別要注意壓縮機類型和調節能力，也許最重要的是要注意熱回收熱泵系統的修正容量和效率對熱回收熱泵和系統中其他冰水主機的影響，冷凝器和蒸發器側的溫度變化會影響系統中所有冰水主機的容量，必須知道它們對整體效率的影響，並進行經濟分析。

一旦選擇了熱回收熱泵系統，就應該選擇合適的輔助熱源，或者在全年任何時候都需要輔助加熱時對其進行分析，如果現有的設計中沒有加熱系統，則應選擇一個適當考慮容量和進水溫度的系統，若對於現有的工廠則應分析現有的加熱源，以確保其適用於改進後的系統，包括調節能力、進水溫度、運轉時間等因素的分析。

步驟 3 和 4，這些步驟通常是反覆進行的，包括根據熱回收熱泵對整體冷水機組系統的影響以及業主的經濟要求，來分析最佳的熱回收熱泵規，熱回收熱泵系統的經濟分析必須作為整個工廠效率的分析來完成並分析應包括整體能源增減的情況，例如：

(A) 泵送能耗。

(B) 燃料消耗（化石燃料和電力）。

(C) 現有冰水主機能耗（根據應用和佈局，可能大於或小於基本情況）。

(D) 冷卻水塔成本（風扇、水泵、水、化學品、維護等）。

(E) 如果熱回收熱泵同時產生冷水和熱水，則可以節省冷水和熱水。

(F) 由於冷卻水塔所需的補水量減少而節省用水。

回收期分析應根據業主的要求來計算，考慮可用資本、環境影響、特定場地的公用事業成本、折扣率、可用的稅收優惠或回扣等，然而，這些信息中的大部分應該在選擇過程的開始就已經了解，以便決定應追求多少熱回收，最後步驟應包括確定系統的最終布局和控制順序定義。

3-3 水循環式熱泵系統

水循環式熱泵（水環式熱泵）系統結合了負載轉移特性和多個水對空氣熱泵單元（如圖 3-12 所示），每個區域或空間都有一個或多個水對空氣熱泵。建築核心和外圍區域的單元利用一個共用的兩管系統進行水力連接，然而，如果設計能夠利用系統佈局的簡化，單管的方法也被證明是非常有效的，每個單元利用其內置冷凝器將去除的熱量排放到兩管系統中，從而常規地進行冷卻，並向各個區域供應空氣，兩管系統收集的多餘熱量利用一個共用的熱排放裝置排出，該裝置通常包括帶有內置噴水泵的閉路蒸發式冷卻水塔。如果某些區域（特別是建築物的北側）需要加熱，個別單元會利用切換冷媒閥進入加熱循環。這些單元從兩管水循環中提取熱量，這是一個相對高溫的熱源，完全或部分由其他區域提供冷卻的單元排出的熱量維持。在只需要加熱時，所有單元都處於加熱循環中，因此需要向水循環引入外部熱量來維持環路溫度。傳統上，水循環溫度維持在 16°C 至 32°C 範圍內，因此很少需要保溫，然而，擴展範圍的水循環熱泵變得越來越普遍，因為它們在更廣的操作範圍內提供高效率，擴展的操作範圍（7 至 43°C）降低了鍋爐和冷卻水塔的運轉成本，因為較低的運轉溫度所以需要對主要送水和回水盤管

進行保溫，這些單元通常配備有熱交換器、流量保護裝置和熱膨脹閥，而不是傳統的毛細管膨脹裝置。

這樣的系統中可以安裝任意數量的水對空氣熱泵，水通過閉環系統循環到每個單元，水路系統可以包括兩個循環泵（其中一個泵是 100%的備用）或使用變速驅動或一種向迴路增加熱量或從迴路排出熱量的方法，每個熱泵可以加熱或冷卻以維持每個區域不同的舒適度。

而處於加熱模式的單元可以從循環水中提取熱量，而處於冷卻模式的單元則將熱量排放到水中，因此，系統在需要的地方回收並重新分配熱量，與空氣源熱泵不同地方是，此系統的加熱輸出不會依賴於室外溫度，水循環只負責傳輸及釋放熱量，但通常還會配備一個次級熱源（通常是一個鍋爐）。

另一種水環路熱泵系統的版本使用埋在地下的盤管作為熱源和散熱器，這種地耦合系統通常不需要像傳統的水環路熱泵系統那樣，使用鍋爐和冷卻水塔來保持循環水在可接受的溫度範圍內，然而，地耦合熱泵可能會在較低的進水（或不凍液）溫度下運轉，一些應用可能需要能夠適應進水溫度在 –4°C 至 43°C 範圍內的熱泵，在以空調為主的氣候下，有時會將冷卻塔與地耦合系統結合，以降低總體安裝成本。

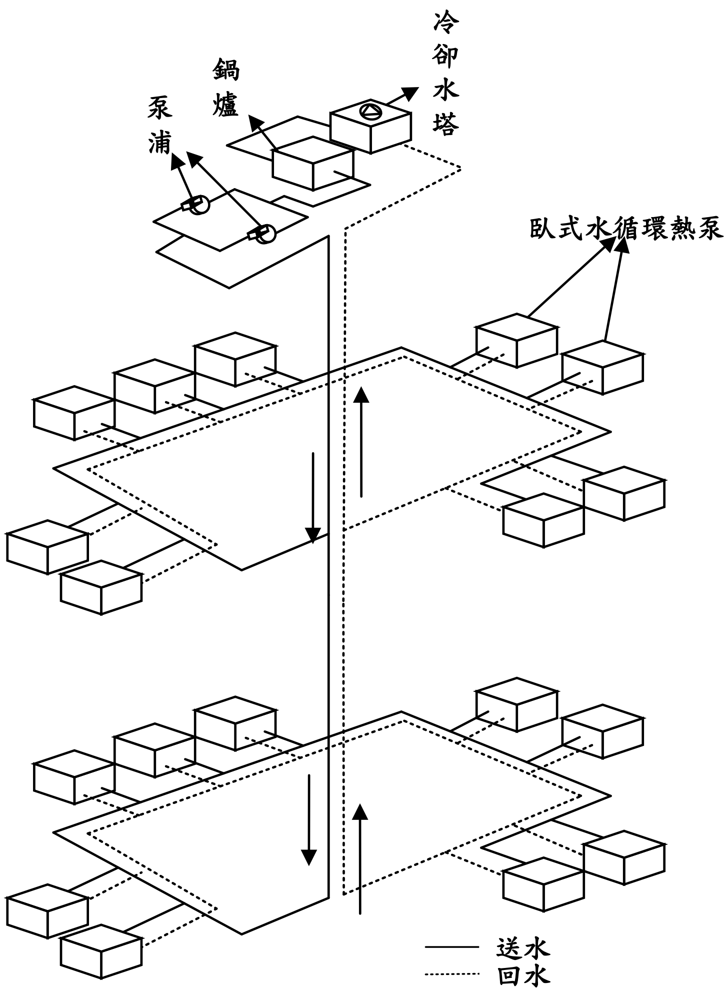


圖 3-12 密閉系統中使用空氣對水熱泵熱回收系統

圖 3-13 顯示了一個包含儲存罐和太陽能集熱器的系統，冷凝器迴路中的儲存罐可以在有人使用的時段儲存多餘的熱量，並在無人使用的時段向循環提供熱量，在此過程中，太陽能熱量也可以在冷凝器系統的溫度限制範圍內加入，使太陽能集熱器能達到更高的效能。

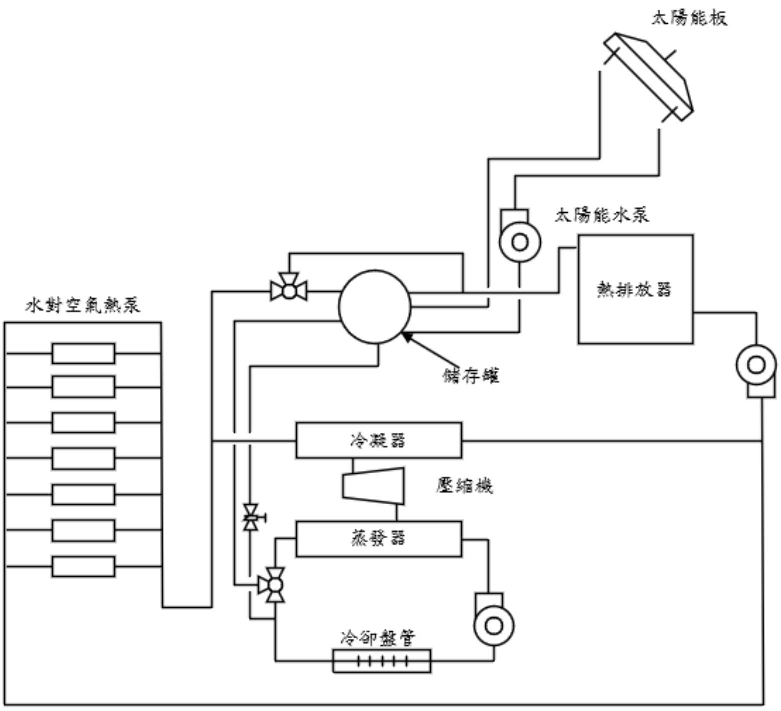


圖 3-13 在閉迴路熱泵系統中加入熱能儲存和太陽能輔助集熱器

為了進一步回收熱量,可以在熱排放裝置之前的閉循環水路中加入一個水對水熱泵,這個熱泵可以提供生活熱水或是提高儲存罐中環路水的溫度,從而在需要時將熱水加入至熱循環中並回流到循環中,圖 3-14 顯示了這樣的系統。

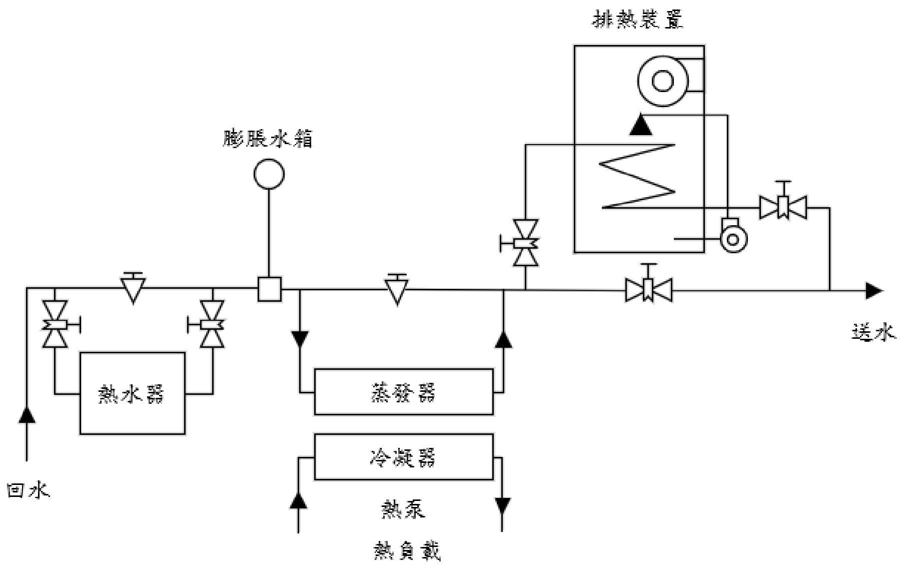


圖 3-14 水源熱泵系統的二次熱回收

許多設備需要大量的冷卻負荷（例如，內部區域、照明、人員、商用設備、電腦、配電設備和生產設備），這導致全年或大部分時間，特別是在有人使用的時段內循環熱量的高排放，這種廢熱排放通常發生在設施內的其他加熱負荷（例如，空氣通風、再加熱、生活熱水）使用外部購買能源來供熱的同時，利用一個次要的水對水熱泵（如圖 3-14 所示），可以經濟地實現額外的平衡熱量回收，次要熱泵可以有效地回收這些本來會被排放掉的熱量，並提升溫度後，用於滿足其他加熱負荷，從而大幅度減少購買能源的使用。

在另一種水循環熱泵系統中，建築灑水系統也被用於水循環分配系統的一部分。

3-3.1 設計考量

水循環熱泵（水環式熱泵）系統被用於許多類型的多房間建築中，其中一個常見的應用是辦公大樓，室內區域的熱量增加可以在冬季重新分配到外圍，而其他應用包括酒店和汽車旅館、學校、公寓樓、養老院、製造產業和醫院等等，這些系統的運轉成本在同時需要供熱和供冷的應用中最有利。

為了模擬和預測水循環熱泵（水環式熱泵）的能源使用和電力需求，需要準確的設計工具，ASHRAE 的研究項目 RP-620 評估了水循環熱泵系統的電腦模型，並將測試模型的準確性與具有類似系統的建築物實際監測數據進行了比較，雖然計算時間只有 12 個月內，但電腦模型對整個建築物的能源使用預測與實際測得的總能源使用量相比，兩者只相差 1%至 15%，但在暖通空調系統和組件層級會有更大的變異。

有關模型的準確性可用下方式改進：

(A) 建模每個熱泵，而不是將所有熱泵在一個區域中的性能特性加總起來。

(B) 假設水對空氣源熱泵進行開啟或關閉來滿足負荷但這將會增加能源的消耗，而不是假設它們像冰水主機一樣卸載。

(C) 能夠對增加水迴路中的熱儲存和來自迴路中的供水預熱進行建模。

分區功能-水循環熱泵系統提供了出色的分區能力，由於設備可以放置在各個區域內，因此未來對隔板的重新定位可以最小的盤管更改來進行調整，一些系統使用熱泵來供應外圍區域和樓頂層，而供應內部區域的是僅有冷卻的單元，並將所有單元都連接到同一個水循環系統中。

熱回收和熱儲存-水循環熱泵非常適合進行熱儲存，例如像在學校可以安排在冬季大部分時間進行冷卻並在夜間加熱的場合，以達到非常好的利用熱儲存，水可以在鍋爐前的閉循環迴路中利用一個大型儲罐中儲存，在這種應用中，白天允許循環迴路溫度上升到 32°C，並利用存儲的 32°C 的水在非工作時間內用於維持建築物內的熱量，循環路溫度則允許最低降至 16°C，直到循環路溫度下降到 16°C 以下後，熱水器（或鍋爐）才會啟動，儲存罐可以像是一個飛輪來延長操作期間，而過程中不需要熱量的補充也不需要熱量的排放。

隱蔽式設備-安裝在天花板空間中的設備必須具有維護和服務過濾器、控制面板、壓縮機等的通道以及必須提供足夠的冷凝水排放空間。

通風-通風用的室外空氣可以利用以下兩種方式之一進行處理：

(A) 從通風供應系統風管輸送到各個設備。

(B) 利用阻尼器直接吸入到各個單元，但為了正常運轉，進入水源熱泵的空氣應該高於 16°C，而在寒冷的氣候中，通風空氣必須先進行預熱，直接以各個單元進入的通風空氣量可能會因煙囪效應、風及平衡的困難而有大幅變化。

次要熱源-補充熱量的次要熱源可以是電力、天然氣、石油、地熱、太陽能或廢熱，較常見的則是使用熱水器或鍋爐，然而，也可以在各個熱泵中使用電熱加熱方式，並搭配合適的控制裝置，控制裝置可以是設定為當環路水溫接近最低 16°C 時，從熱泵切換到電熱加熱器的水溫控制器。

然而，在定義次要熱源的控制序列時需要格外小心，在設計完成後，任何設置點的變更都可能對系統性能產生負面影響，例如鍋爐的啟動溫度被提高，產生

的過量熱量可能會導致過度的加熱地面，降低啟動溫度則會降低水循環熱泵系統的效率，高溫水進入地源循環迴路時也可能會導致高密度聚乙烯（HDPE）盤管故障。

電鍋爐易於控制，可以直接在循環迴路中提供 16°C 的出水，而對於燃氣或燃油鍋爐來說可以使用熱交換器將熱量轉移到環路中，或者根據所使用的鍋爐類型經由調節後將來自鍋爐的熱水混合到循環迴路中。

太陽能或地熱能可以提供部分或全部的次要熱源，利用集熱器循環的水或防凍液可以直接或利用次要熱交換器間接的向系統添加熱量。

具有夜間回溫設置的建築物可能需要一個補充的加熱鍋爐，其容量應根據已安裝的熱泵總容量來定，而不是根據建築物的熱損失來定，這是因為早晨回暖循環可能需要每個熱泵以最大加熱容量運轉，直到建築物達到所需的溫度，在這種情況下，基於典型的水源熱泵加熱 COP 為 4.0，鍋爐的容量應設計為建築物中所有水源熱泵總加熱容量的約 75%。

實用熱泵和熱回收系統排熱器選擇-閉環迴路需要一個散熱器，該散熱器可以是熱交換器（迴路水到冷卻水塔）、閉路蒸發冷卻器或接地盤管。根據製造商的選擇曲線，使用以下參數來選擇散熱器：

(A) **水流量**。製造商對每千瓦已安裝冷卻能力的水流量的建議在 40 至 50 毫升之間變化。在夏季室外設計濕球溫度相對較低的地區，通常優選較低的流量。在較潮濕的氣候中，較高的流量允許從散熱器向熱泵供應較高的水溫，而離開熱泵的溫度不會相應增加。因此，冷卻水塔或蒸發冷卻器的尺寸和成本被最小化，而不會影響熱泵的性能。

(B) **水溫範圍**。範圍（散熱器的出水溫度和進水溫度之間的差異）受到熱泵冷卻效率、水流量和多樣性的影響。通常在 5 到 8K 之間。

(C) **方法**。方法是離開冷卻器的水溫與室外空氣的濕球溫度之間的差異。迴路供水中預期的最高水溫是設計濕球溫度的函數。

(D) **多樣性**。多樣性是建築物的最大瞬時冷卻負荷除以已安裝的冷卻能力：

$$D = Q_m/Q_i \tag{3.1}$$

其中

D=多樣性

Q_m=最大瞬時冷卻負載(kW)

Q_i=總裝置冷卻容量(kW)

多樣性乘以熱泵的平均範圍就是整個系統的應用範圍（以所有單元的上升和散熱器的下降）。無論負載如何泵補都保持恆定速率。

$$R_S = DR_P \tag{3.2}$$

其中

Rs=系統範圍

Rp=熱泵的平均範圍

對於每個泵都配備了電磁閥以根據壓縮機的運轉啟動和停止水流通的可變泵送速率系統。

$$R_S \approx R_P \tag{3.3}$$

熱泵的平均出水溫度是散熱器的進水溫度。散熱器的出水溫度就是熱泵的進水溫度。

冬季防凍-對於具有一定全年潛在冷卻需求的建築（例如，辦公大樓），迴路水可能會持續地泵送通過散熱器。這種控制程序可降低結霜的危險。然而，冬季防凍散熱器以減少熱損失是非常重要的。

在北方氣候下，蒸發冷卻器最重要的防凍步驟是安裝帶有強制關閉、機動、防冰阻尼器的排氣靜壓室。容納管束和排放室的整個外殼可以是隔熱的。如果污水坑位於加熱空間之外，則應配備電加熱器。熱泵設備製造商的說明將有助於選擇和控制散熱器。

如果水迴路的某些部分將暴露在冰凍溫度下，請考慮添加防凍液。在沒有可以完全隔離各個組件的自動閥的蛇形盤管迴路中，防凍液解決方案可防止盤管爆裂，同時對系統性能的影響最小。

獨立熱交換器的開放式冷卻水塔是封閉式水冷卻器的實用替代方案（圖 3-15）。需要額外的泵浦來使塔水循環通過熱交換器。在這種安裝中，沒有盤管暴露在大氣中，因此可能不需要在塔上提供防凍保護。集水坑可以在室內，或者如果在室外，可以加熱以防止水結冰。這種佈置允許使用小型、偏遠的塔。塔運作所需的溫度控制由水環系統中的感測器控制，控制塔風扇的運作。

將開放式冷卻塔、熱交換器和冷卻塔泵組合在一起的成本通常比蒸發冷卻器低。此外，由於在冬季沒有從迴路中損失熱量，且通常冷卻塔風扇所需的功率較少，因此運轉成本更低。

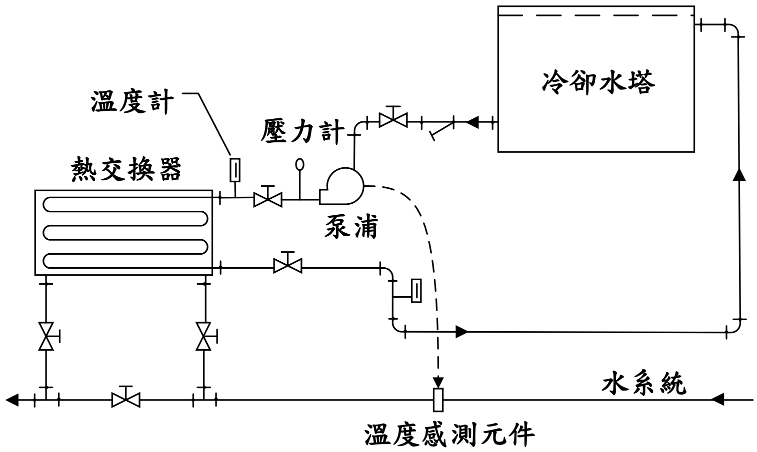


圖 3-15 熱交換器的冷卻塔

風管系統設計-通常，水源熱泵系統具有天花板隱藏式裝置，天花板區域用作回風室。凹槽燈具是將空氣送回天花板靜壓室的一種流行方式。

熱泵的空氣供應應設計為安靜運轉。連接到風管系統的熱泵必須能夠克服外部靜壓。應參考熱泵製造商的建議，以了解每台設備允許的最大和最小外部靜壓。但請注意，為了最大限度地提高效率，通常最好使用較小的設備和較少的風管系統。

盤管設計-水源熱泵系統應盡可能使用反向回流盤管，特別是當所有裝置具有基本相同的容量時。然後，除了每個系統分支之外，平衡被最小化。如果使用直接回流盤管，則每個熱泵都需要平衡水流。整個系統流可以循環通過串聯的鍋爐和散熱器。補水應在整個水迴路的恆壓點。盤管系統設計類似空氣和水系統的二次配水。

水源熱泵系統的泵送成本可能很高。由於系統負載變化很大，因此應考慮使用變速泵。這需要在每個熱泵上安裝一個自動閥，僅在壓縮機運轉期間允許水流過熱泵盤管。

清潔的盤管對於水源熱泵系統的成功運作至關重要。盤管在安裝時應該是乾淨的，在施工期間保持清潔，在施工完成後應進行徹底的清潔和沖洗。在大型、廣泛的系統中，應該在系統旁路（泵排到吸入）啟動水過濾器。

控制-水源熱泵系統的控制比完全中央系統更簡單。每個熱泵由該區域的恆溫器控制。只有兩個集中的溫度控制點：一個是在水溫接近預定的較低溫度（7至 16°C）時添加熱量，另一個是在水溫接近預定的較高溫度（通常約 32 至 38°C）時拒絕熱量。

應檢查鍋爐控制器，以確保出口水被控制在 16°C，因為通常鍋爐配備的控制器範圍要高得多。

應根據離開冷卻器的迴路水溫增加或減少排熱能力來控制蒸發冷卻器。當循環儲存的熱量不太可能被使用時，在較低水溫下運轉系統的重置計劃（以利用較低的室外濕球溫度）可以節省能源。

異常情況警報通常會按以下方式操作：

(A) 當迴路溫度降至 10°C 時，啟動警報。在 7°C 時開啟熱泵控制電路。

(B) 當迴路溫度升至 40°C 時，啟動警報。在 43°C 時開啟熱泵控制電路。

(C) 當偵測到系統水流量不足時，流量開關會發出警報並開啟熱泵控制電路。

應提供室外環境控制，以防止冷卻水塔污水泵在冰凍溫度下運作。可選的系

統控制安排包括以下內容：

(A) 夜間降溫控制。

(B) 自動單元啟動/停止，租戶可選擇在辦公時間後重新啟動。

(C) 預熱循環。

(D) 泵交換控制。

3-3.2 水源熱泵系統的優點

(A) 提供了節能的機會，從室內區域和/或廢熱中回收熱量，並存儲白天冷卻時的多餘熱量供夜間或其他供暖用途使用。

(B) 允許在太陽能收集器效率可能更高的相對低流體溫度下回收太陽能。

(C) 建築物不需要壁穿孔來提供空氣冷卻的冷凝器排熱。

(D) 提供環境控制，在夜間或週末的散佈的佔用區域中，無需啟動大型中央製冷機。

(E) 單元不暴露於室外天氣，可安裝在沿海和其他有腐蝕性的氣氛中。

(F) 單元的使用壽命比空氣冷卻熱泵更長。2019 年 ASHRAE 手冊—HVAC 應用的第 38 章中的表 3 和表 4 列出了設備類型的使用壽命。

(G) 噪音水準可能低於空氣冷卻設備，因為消除了冷凝器風扇並且壓縮比較低。

(H) 兩管式鍋爐/冷凝器系統可能可以轉換為此系統。

(I) 當某個單元發生故障時，整個系統不會關閉。然而，泵送能力的損失、排熱或二次加熱可能會影響整個系統。

(J) 可以計量每個租戶的熱泵能源使用。然而，這種計量不包括中央泵浦、散熱器或鍋爐消耗的能量。

(K) 在考慮安裝成本、營運成本和系統壽命時，此系統的總生命週期成本通常優於中央系統。

(L) 可以在租用或佔用空間的情況下安裝裝置。

3-3.3 水源熱泵系統的侷限性

(A) 鍋爐、熱交換器、泵浦和散熱器都需要空間。

(B) 初始成本可能高於使用多個單一 HVAC 設備的系統。

(C) 對於一些更基本的水源熱泵設備，氣流減少可能會導致熱泵過熱並關閉。因此，定期對過濾器進行維護是勢在必行的。

(D) 盤管迴路必須保持清潔。

3-4 平衡熱回收系統

平衡熱回收系統之定義為，在理想的熱回收系統中，所有組件全年運作，以回收所有內部熱量，然後再添加外部熱量。任何多餘的熱量都要被儲存起來，或是被拒絕。這樣一個理想化的目標被稱為平衡熱回收系統。請注意，“平衡”是指熱回收系統的運作；負載很少會全年完美匹配。

當室外溫度顯著下降，或者當建築物關閉時（例如，夜間和週末），內部熱量可能不足以滿足空間加熱需求。這時，一個平衡的系統會從儲存或外部來源提供熱量。當再次產生內部熱量時，外部熱量會自動減少以保持空間中的適當溫度。在達到平衡之前會有一段時間延遲。在包含儲存的平衡系統中，設備和外部熱源的大小可以減小。無論系統如何，熱平衡分析都確立了在各種室外溫度下平衡熱回收的優點。

低於 13 至 18°C 的室外空氣可用於透過空氣節能器循環冷卻建築空間。在考慮這種冷卻方法時，必須權衡風管、空氣軸和風扇所需的空間，以及去除污染物所增加的過濾要求以及風門和盤管可能凍結的危險，並與使用深冷卻等替代方案進行權衡。與空氣節能器相比，熱泵原理的創新使用可以節省大量能源並提供更令人滿意的人體舒適度。無論如何，不應混合熱空氣和冷空氣（如果可以避免）來控制區域溫度，因為這會浪費能源。

熱量重新分配-許多建築物，尤其是那些擁有計算機或大型室內空間的建築，一年中的大部分時間都會產生比所需更多的熱量。當系統在達到臨界室外溫度時從淨供暖轉變為淨製冷時，運營成本被最小化，此時建築物的熱損失等於內部熱負載。如果熱量被不必要地拒絕或添加到空間中，則轉換溫度將不同於自然的臨界溫度，並且運營成本將增加。如果將多餘的熱量儲存以供以後分配，則可以降低或消除供暖成本。

3-4.1 熱平衡概念

在整個建築項目或單一空間中理想熱平衡的概念要求在需求時進行以下其中一項操作：

(A) 必須移除熱量。

(B) 必須加入熱量。

(C) 回收的熱量必須與所需的熱量完全平衡，在這種情況下，不應該加入或移除熱量。

在僅服務於一個空間的小型空調項目中，冷卻或加熱可以滿足恆溫器的需求。如果不需要控制濕度，操作會很簡單。假設加熱和冷卻功能均可用，則自動控制會根據恆溫器的指示提供其中一種功能。系統不應同時對同一空間進行加熱和冷卻。

多房間建築通常需要在某些房間進行加熱，而在其他房間進行冷卻。最佳設計會考慮整個建築，並在需要時將多餘的內部熱量從一個區域轉移到另一個區域，而不引入需要同時處理廢熱的外部熱量。當這種情況發生時，熱平衡的概念便被破壞了。

濕度控制也必須考慮在內。任何系統應只加入或移除足夠的熱量來維持所需的溫度並控制濕度。高濕球溫度的大量室外空氣，以及某些類型的濕度控制，可能需要重新加熱，這可能會打破理想的平衡。通常，可以在不打破平衡的情況下進行濕度控制。當重新加熱不可避免時，應始終在使用外部熱源（如鍋爐）之前，

盡可能利用來自熱回收的內部轉移熱量。然而，必須分析加入的重新加熱的影響，因為它會影響熱平衡，可能需要將其視為可變的內部負荷來處理。

當建築物需要加熱且冷凍設備未使用時，通常不需要除濕，而且室外空氣乾燥，足以補償任何內部的濕氣增加。每個設計都應仔細檢查這一點。

3-4.2 熱平衡研究

以下範例說明了在非回收和不平衡熱回收情況下可能發生的情況。圖 3-16 顯示了組成建築物總空調負荷的主要組成部分。零線以上的數值是冷卻負荷，零線以下的數值是加熱負荷。就個別而言，通風和導熱負荷穿過零線，這表明這些負荷可以是加熱負荷或冷卻負荷，具體取決於室外溫度。太陽能負荷和內部負荷總是冷卻負荷，因此位於零線以上。

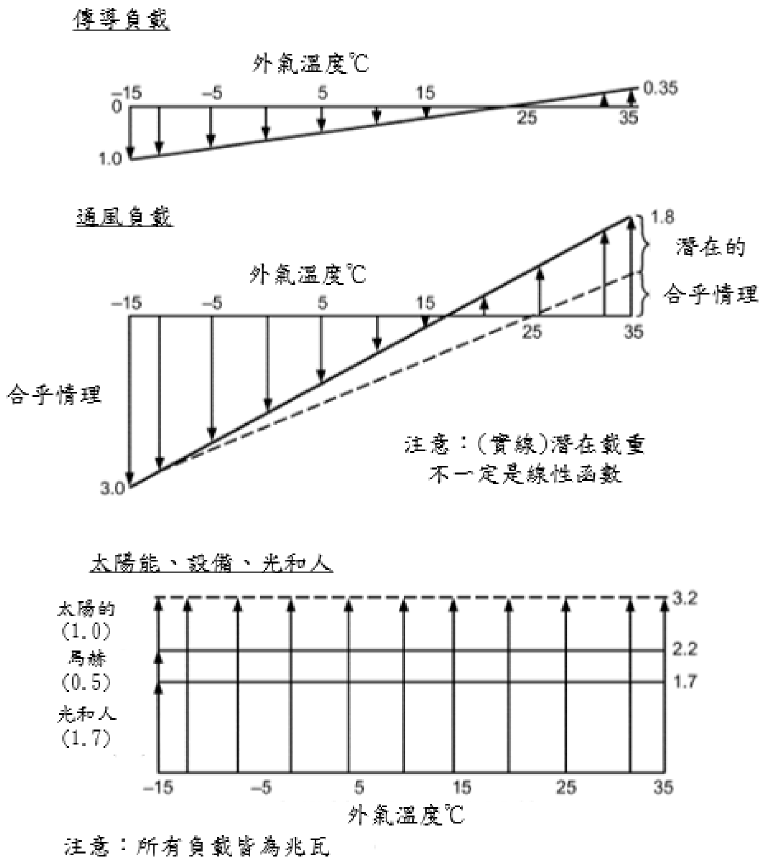


圖 3-16 主要負載部件

圖 3-17 將圖 3-16 中顯示的所有負荷進行了綜合。該圖表是以繪製建築物在不同室外溫度下的導熱負荷，然後在每個溫度點加上或減去其他負荷而得出的。項目負荷線在有太陽效應和無太陽效應的情況下，分別在-9°C 和-1°C 穿過零線。這些是繪製條件下的室外溫度，當自然產生的內部負荷與損失完全平衡時的情況。

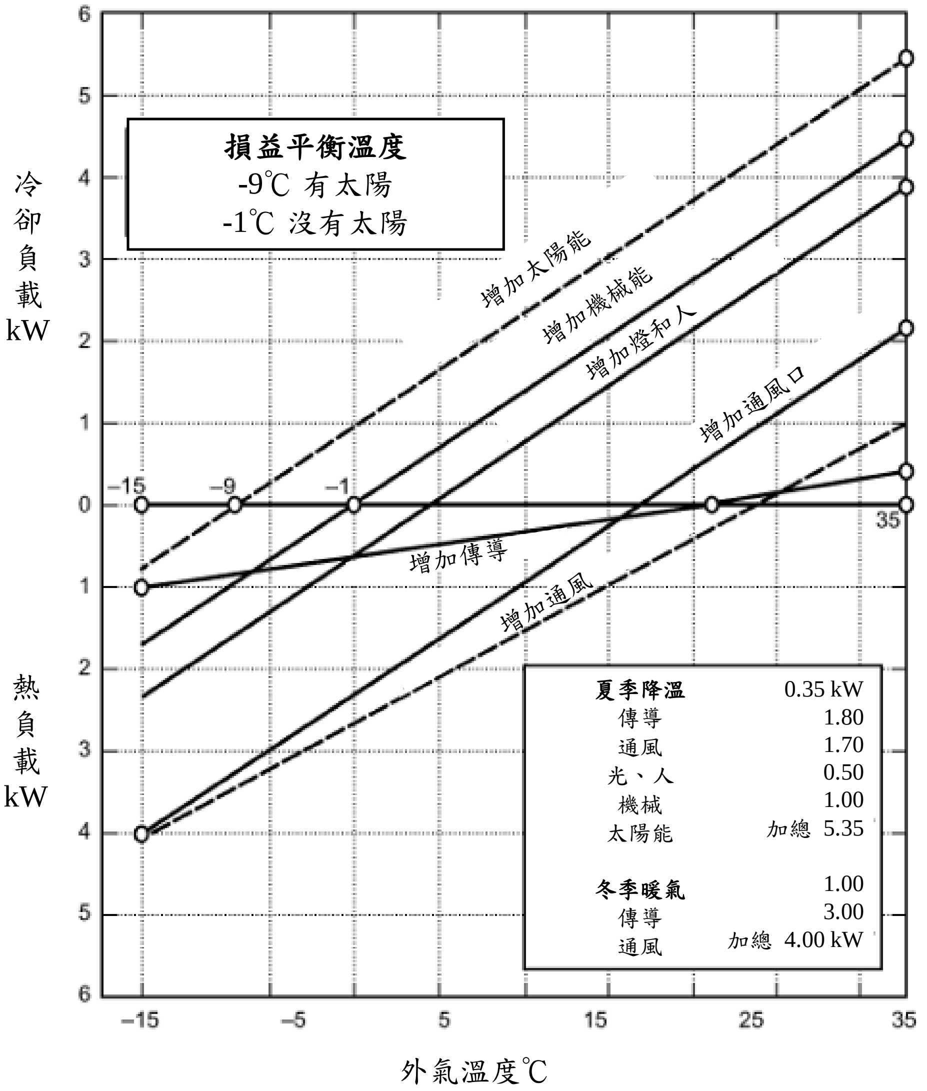


圖 3-17 為圖 3-16 中的負載複合圖（根據內部馬達熱量進行調整）

圖 3-18 顯示了不使用熱回收時的情況。假設在 21°C 的溫度下，從外部來源添加熱量以平衡建築外殼的導熱，並隨著室外溫度的降低而增加，直至最低室外溫度的冬季設計條件。圖 3-18 還添加了室外空氣進氣所需的熱量。組成部分或全部供應空氣的室外空氣必須從室外溫度加熱到室內溫度。

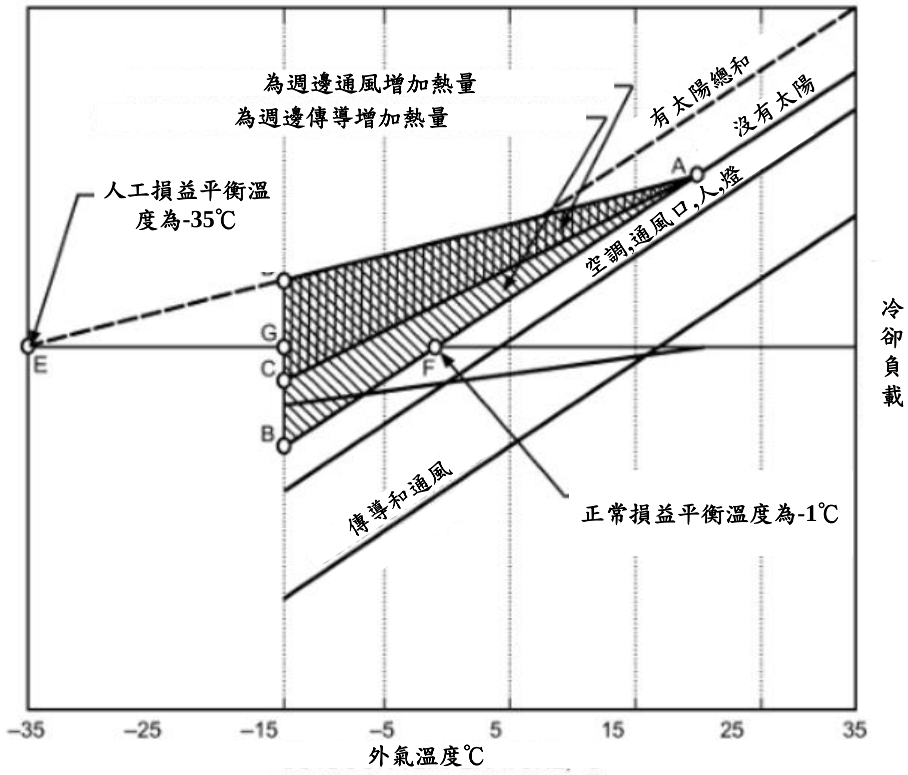


圖 3-18 非熱回收系統

只有高於室內溫度的溫度範圍對加熱有效，才能平衡外圍導熱損失。

這些負荷在最低室外冬季設計溫度下繪製，形成一條通過 A、D 和 E 點的新線。這條線在-35°C 處穿過零線，這成為不考慮太陽效應時的人工平衡溫度，而不是-1°C。當陽光照射時，最低設計溫度下增加的太陽熱量會進一步降低-35°C 的平衡溫度。這樣的設計會添加超出整個項目所需的熱量，並且沒有使用平衡熱回收來利用可用的內部熱量。這個問題在沒有設計成全年充分利用內部產生的熱量的系統中，尤其在溫和天氣期間最為明顯。

以下是熱平衡研究中可以展示的兩個情況範例：

(A) 隨著室外空氣濕球溫度的下降，空氣的總熱量也隨之減少。如果在夏季將室外和循環空氣的混合物冷卻至 13°C，而在冬季使用經濟循環系統提供相同的乾球溫度來冷卻室內空間，結果將完全不同。當室外濕球溫度降到 13°C 以下時，每單位體積的引入空氣會進行更多的冷卻。更複

雜的是，這種增加的冷卻是潛熱冷卻，需要增加潛熱以防止相對濕度過低，但這些空氣的目的仍是進行冷卻。當在-18°C 的室外溫度下進行熱平衡分析時，可以看出這種為實現免費冷卻而增加的外部熱量是非常大的。

圖 3-18 是許多當前無熱回收系統的典型情況。即使在最低設計溫度下，也可能需要冷卻，但可以利用可用的內部熱量來消除添加外部熱量以進行加濕的需求。當這一資源被浪費並且添加了外部熱量時，操作會變得低效。

一些系統從排氣中回收熱量以加熱進來的空氣。當系統在其自然平衡溫度 t_{be}（如圖 3-13 所示的-1°C 或-9°C）以下運轉時，從排氣中回收的熱量是有用且有益的。這假設僅使用可用的內部熱量，並且在 t_{be} 或 t_{be} 以上不添加補充熱量。高於 t_{be} 時，內部熱量已足夠，任何回收的熱量將成為過多的熱量，需要以更多的室外空氣或製冷來去除。

如果向中央系統添加熱量以創造一個-35°C 的人工平衡溫度（如圖 3-18 所示），那麼在-35°C 以上回收的任何熱量都需要在其他地方去除等量的熱量。如果項目位於最低設計溫度為-18°C 的地區，根據圖 3-17 所述的條件，從排氣中回收的熱量在任何時候都可能成為一種負擔。這並不意味著應該忽視從排氣中回收熱量的價值。重點應該放在從排氣中回收熱量，而不是添加外部熱量。強調熱回收的重要性，意味著設計應該優先考慮如何有效利用排氣中的熱量來平衡系統內部的熱需求，而不是依賴於外部熱源來達到平衡。這樣可以提高能效，減少不必要的能量消耗，從而使系統運轉更加經濟和環保。

(B) 熱平衡顯示，隔熱材料、雙層玻璃等在某些項目中可能非常有價值。然而，在某些地區的供暖季節，這些做法可能是不可取的，因為通常需要從大型建築物中移除多餘的熱量。例如，當最低冬季設計溫度約為 2 至

4°C 時，大型辦公樓的內部核心部分不太可能達到其平衡溫度。對於夜間和週末等停機期間的溫度滯後，最低設計條件下的雙層玻璃的額外成本無法經濟地合理化。因此，雙層玻璃只是需要在其他地方移除節省下來的熱量。這意味著在某些氣候條件和設計參數下，過度的隔熱和雙層玻璃可能會導致內部熱量過多，需要額外的冷卻來平衡系統。因此，在設計建築物時，應根據具體情況考慮隔熱和玻璃選擇，以確保系統的總體能效和經濟性。

3-4.3 一般應用

一個正確應用的熱回收系統會自動響應以實現平衡的熱回收。例如，一個具有熱氣旁通閥的往復式冰水機組，配備水冷和氣冷冷凝器。壓縮機的熱氣被排放到水冷冷凝器。這種熱水只要需要就提供內部熱量。在預定的溫度下，熱氣會被轉移到氣冷冷凝器，從整個建築系統中排放多餘的熱量。大型項目中使用的離心式壓縮機則配備雙冷凝器冷水機組，這些機組由許多製造商提供。對於典型建築物，冰水機組通常提供 41 至 43°C 的熱水來進行空間加熱。這樣的系統能夠根據需求自動調整，確保在需要加熱時利用內部熱源，並在熱量過剩時利用氣冷冷凝器排放多餘熱量，從而維持系統的能量平衡和高效運轉。這不僅提高了能效，還降低了運轉成本。許多全年或大部分時間運轉冰水機組的建築會回收部分冷凝器熱量來提供生活熱水。

設計師應該包括一個外部熱源作為備用。控制系統應確保在所有內部熱量都被使用完之前不注入備用熱量。例如，如果電力備用熱源盤管與來自熱水儲存罐的熱水盤管串聯，當建築物溫度降至夜間低限設置後系統重新啟動時，它們可能會自動啟動。控制電路中的可調時間延遲使儲存的熱水有時間在啟動電熱之前加熱建築物。

這種類型的熱回收系統很容易適應使用往復式冰水機組的小型項目，這些項目配備許多空氣終端單元或共用的多區域空氣處理機組。多區域空氣處理機組應該有單獨的區域風管加熱盤管和控制裝置，以防止在同一區域內同時加熱和冷卻。

正確應用的熱回收系統不僅能滿足所有空間加熱需求，還能提供淋浴、餐飲設施所需的熱水，以及與除濕循環相關的再加熱。

熱回收冰水機組或熱泵不應與具有調節閥經濟運轉控制的空氣處理系統一起使用。這種自然冷卻可能導致比帶有熱回收冰水機組的最小新風系統更高的年度運轉成本。仔細研究表明，經濟運轉循環是否違反了熱平衡的概念。

熱回收冰水機組或熱泵有多種尺寸和配置可供選擇。組合包括：

(A) 離心式、往復式和螺桿式壓縮機。

(B) 單束和雙束冷凝器。

(C) 適用於更高溫度（最高可達 105°C）的階梯式設計。

(D) 空氣冷卻、水冷卻或兩者兼備。

實用熱泵和熱回收系統-設計師在進行加熱和冷卻負荷計算以及初步經濟分析後，並了解建築物、流程、運轉模式和可用能源來源的情況下，才能做出最佳選擇。

ASHRAE 研究項目 RP-620（Cane 等，1993）評估了熱回收冰水機組的計算機模型。整個建築物的能耗預測與評估中使用的一棟建築的實際監測數據相差 5%到 15%。在同一建築中，熱回收冰水機組的估算值與實測值相差在 10%到 15%之間。

熱回收冰水機組或熱泵的應用範圍從具有少數控制模式的簡單系統到具有多種控制模式並包含雙管或四管循環系統的複雜系統。一些使用雙束和單束冷凝器與外部閉路冷卻器相結合的系統已獲得專利。潛在的專利侵權問題應在規劃階段的早期進行檢查。

成功的熱回收設計取決於整個系統的性能，而不僅僅是冰水機組或熱泵。仔細、全面的分析通常需要大量時間，比非回收系統需要更多的設計時間。平衡熱回收的概念應指導規劃和設計的各個階段，並應研究經濟妥協的影響。在初期（安裝）成本方面，熱回收系統和非回收系統之間的差異可能很小，尤其是在大型項

目中。此外，考慮到能源成本，使用平衡熱回收的生命週期分析通常顯示出顯著的節省效果。

多棟建築物-多棟建築的綜合體特別適合進行熱回收。由於占用率和功能的變化，提供了大量的熱源和用途。將平衡熱回收概念應用於大型多建築綜合體可以節省大量能源。每棟建築以交換來捕獲其自身的總熱量。一棟建築排放的熱量可以用來加熱相鄰的建築。

熱泵熱水系統設計原則-有關應用一般棟建築使用之供熱方面，其參考設計原則如下：

系統設計

(A) 避免過多功能或複雜之控制。最成功的系統通常是最簡單的系統。

(B) 取熱源應盡量靠近主機端，避免過長之管線輸送。

(C) 熱泵熱水器之壓縮機、熱交換器等重要元件需要定期維護保養，保固期應比照空調主機設備

(D) 空氣熱源於 10℃以下運轉時，須有除霜功能。

(E) 大型熱泵熱水器之場所必須有足夠的用電契約容量。

(F) 主機會產生與一般空調機相似的運轉噪音。

(G) 需要水質處理以提升熱交換器效率，減少維護頻率與成本。

(H) 大型系統規劃、設計、選擇規格、控制策略與施工需要專業技師與工程人員來進行，才能確保系統的成功運作與節能(費)效益。

熱泵主機容量設計

(A) 不宜做大幅卸載運轉(效率較差)：為提高運轉效率，壓縮機通常是以較高載運轉，達到設定溫度後，壓縮機停機休息

(B) 初置成本：主機能力大之初置成本高，主機運轉時間短；主機能力小則成本低，主機運轉時間長

(C) 熱泵熱水器之熱水入口溫度應盡量為系統最低溫，可提高主機效率。

(D) 熱水溫度設定

(E) 採用 HFC-134a、HFC-410A 等冷媒之熱泵熱水系統之最佳效率之出水溫度在 50~55℃，適合沐浴或洗滌用途。

(F) 65～90 度之高溫熱水需求可採用二氧化碳為冷媒(R744)之機型，COP 可有 3.0 以上的水準。

儲熱水槽設計

(A) 我國位處亞熱帶，中大型熱水用戶之主要用途是工業製程、醫院、旅館等營業用，而非舒適性空調之暖氣用途，因此熱水系統必須相當穩健可靠。其中儲熱水槽扮演相當重要的角色。

(B) 熱泵熱水系統的心臟為壓縮機，其起停不能過於頻繁(例如螺旋式壓縮機每小時不得超過 6 次)，因此儲熱水槽之大小需能滿足壓縮機停機時之熱量供應。

(C) 多槽設計比單槽更具水溫控制與設置彈性優點。

(D) 儲水桶及熱水管路須加以保溫以確保熱水使用效率。

(E) 若熱水槽之位置可提供足夠水壓，則可使用開放式水槽，其成本低。反之，則需使用密閉式水槽，其造價較高。

(F) 熱水槽設置空間與樓板承載能力問題需納入考慮。

3-5 區域供熱和製冷系統中的熱泵

區域供熱（DH）和區域供冷（DC）系統將來自中央源的熱能分配給住宅、商業和/或工業消費者，用於空間加熱和冷卻、生活熱水加熱、製程熱、烹飪、燃氣輪機進氣冷卻和加濕。熱量通常以熱水或蒸汽的形式進行區域供熱，以冷水進行區域供冷。

本討論僅限於使用熱泵在中央工廠生成加熱和/或冷卻的系統，這類系統通常是區域供熱（DH）和區域供冷（DC）的經典實現方式及其變體。不涉及更寬泛定義的 DH 或 DC 系統（例如，使用空氣冷卻或水冷卻冰水機組的常規區域供

冷工廠可以被視為一種熱泵系統，該系統在生產低於環境溫度的冷水時提取熱量，並在高於環境溫度下排放熱量）。

區域供熱和供冷（DHC）系統提供了利用加熱和冷卻來源的機會，這些來源在單獨建築物的工廠基礎上是不可行或不經濟的。這一點在向 DHC 系統添加熱泵時尤其如此，因為熱泵允許使用熱源/匯，這些熱源/匯的溫度過低/高，無法直接使用。DHC 系統還提供了利用需求多樣性的能力，在某些配置中，能夠使用排放的熱量（例如，將冷卻過程中的廢熱作為加熱過程的熱源）。潛在的熱源和熱匯包括：

(A) 海水（加熱或冷卻）。

(B) 污水，經處理或未處理的（加熱或冷卻）。

(C) 深湖或海洋水（冷卻）。

(D) 工業廢熱流（加熱或冷卻）。

(E) 低溫地熱資源（加熱）。

(F) 常溫地熱（加熱或冷卻）。

圍繞這些熱源/熱匯構建的區域供熱和供冷（DHC）系統的例子中，在某些情況下，這些潛在熱源和熱匯的溫度足夠高（低），可以直接用於空間加熱（冷卻）、作物乾燥、水產養殖等應用。然而，它們通常必須作為熱泵系統的熱源或熱匯，才能進一步滿足加熱或冷卻需求，目前已有高達 120 MW 的區域級熱泵系統在使用。

使用中央站熱泵的區域級熱泵系統可以利用同一熱泵單元同時產生有用的加熱和冷卻效果。這類系統基本上是大型熱回收熱泵（HRHP），可以提供非常有利的整體系統性能係數（COP）。其中一些系統結合了常溫地熱作為儲能裝置。例如，Luster[10]描述了一個使用多個大型地熱鑽孔場的校園區域供熱和供冷系統。該系統的配置類似於任何區域供熱和/或供冷系統，不同之處在於其熱源/熱匯是基於熱泵/冷水機組的系統，而地熱鑽孔場用於滿足不平衡的同時加熱/冷卻需求。

然而，使用熱泵作為熱源的系統的熱供應溫度會低於北歐以外的許多區域供熱系統（Li et al. [11]）。

其他基於熱泵的區域供熱和供冷（DHC）系統採用不同的方法，即將熱泵分佈在系統中，而不是集中在中央工廠。Perry 和 Ren[12]描述了一個使用處理過的污水排放物作為熱源/熱匯的系統：該系統利用村莊的配水系統以 10 至 18°C 的溫度向熱泵系統供水，並且有一個以天然氣為燃料的中央工廠作為備用熱源。

在區域供冷系統中，實現供回水之間的高溫差（ΔT）始終是設計目標[13]。然而，許多系統未能達到這一目標，以至於在業界中，這一問題被稱為低 ΔT 綜合症。根據 Phetteplace 等人[13]的描述，問題來源於建築內部的設備，如果在建築內未採用適當的區域供冷設計，往往很難糾正這一問題。雖然這不是解決造成低 ΔT 的根本問題的方法，但區域供冷系統可以利用在建築內使用熱泵來提高其 ΔT，這些熱泵會將熱量排放到回水管線中，進一步提高回水溫度。這些熱泵可以用於已經以傳統方式使用區域供冷系統的建築物中，或者僅連接到區域供冷系統回水管線的建築物中。

雖然基本上使用兩台串聯的冰水機組/熱泵來進行空間冷卻似乎效率不高，但建築內的熱泵會以非常高的性能係數（COP）運轉，因為其熱排放的匯，即區域供冷回水，對於熱泵排放熱量來說具有非常有利的溫度。此外，在區域供冷系統的中央冰水機組工廠中，冰水機組可能是效率更高的水冷型，並且在冰水機組輸入溫度（來自區域分配系統的冰水回水）的增量熱移除比在冰水機組總體運轉的供回水平均溫度下的熱移除更有效。當建築內的熱泵處於加熱模式並從區域冰水回水管線中移除熱量時，這部分熱量不需要在冰水機組工廠中移除。

3-6 熱泵使用冷媒之環境議題與應用趨勢

在碳排放方面，依據 ISO 14064-1:2018，熱泵在使用上之碳排放為類別一（直接溫室氣體排放和移除）之使用冷媒直接排放、和類別二（輸入能源的間接溫室氣體排放）之使用電力間接碳排放。依國際之應用現況統計，熱泵在類別一方面由於目前仍使用較高全球暖化潛勢 (GWP)之冷媒，而有推廣上之疑慮與劣勢，但是在類別二之輸入能源間接排放部分，無論是取代化石燃料製熱、或是新設供熱之使用案例中，其在碳排放上皆具有優勢，二者加總後之碳排放量將比既有供熱技術更具競爭力，對全球淨零碳排有著正面之貢獻。以下將針對熱泵使用之冷媒層面有關淨零碳排之發展趨勢予以詳細說明。

人們依靠基於冷媒的設備和系統來保持食物低溫並使室內空氣舒適。傳統冷凍系統使用氫氟碳化物(HFC) 等人造冷媒化學品，組成為氫氯氟碳化物(HCFC)和氯氟碳化物(CFC) 等上一代冷媒的主要替代品，而這些冷媒因其破壞臭氧影響而在《蒙特利爾議定書》（1987 年）中被逐步淘汰。 CFC 的全球暖化潛勢 (GWP)也高於 HFC，其逐步減少有助於減輕冷媒對全球暖化的影響。然而，儘管氫氟碳化合物對臭氧的影響較小，溫室氣體排放的影響也相對改善，但氫氟碳化合物仍是具有高全球升溫潛能值的強效溫室氣體。據估計，氫氟碳化合物的全球升溫潛能值比二氧化碳高 1,000 至 9,000 倍，在美國這已成為成長最快的排放源（紐約州環境保護部，2022 年）。這些化學物質的影響值得關注，因為所有暖氣、通風、空調、冷氣 (HVAC) 使用冷媒的系統在設備使用壽命期間極有可能發生洩漏，將這些強效溫室氣體直接釋放到大氣中。 由於大多數冷媒沒有顏色或氣味，因此很難識別和修復洩漏。一般的市場方法是忽略洩漏，直到出現重大問題。

熱泵需要冷媒才能運作。熱泵透過吸收環境熱量並壓縮冷媒（從而提高其溫度）並將其釋放到建築物中來傳輸能量。目前使用的大多數熱泵均採用氫氟碳化合物作為冷媒，這是一組氟化氣體（F 氣體），因其高全球暖化潛值而被廣泛認可。使用（碳強度較低的）氫氟烯烴（HFO）或（低碳）天然冷媒的熱泵的市場

份額正在快速增長。該行業面臨著一個挑戰，因為當迫切需要大規模擴大生產時，熱泵中使用的冷媒必須進行徹底檢修。

目前的兩項立法程序將決定未來在熱泵中使用 HFC 和 HFO，考慮到過快的淘汰可能會阻礙熱泵製造規模的擴大，而淘汰過慢則可能會導致排放量在數十年之內被鎖定。

含氟氣體法規採用 HFC 配額制度，逐步限制每年投放到歐盟市場的高 GWP 冷媒。歐盟委員會提出的一項面向未來的法規提案增加了配額制度的雄心（與 2015 年相比，到 2050 年減少約 98%），並增加了三項熱泵相關禁令，限制了不同熱泵系統中使用的含氟氣體的 GWP。

在一項關注某些化學物質對環境危害的提案中，德國、丹麥、荷蘭、挪威和瑞典的國家當局提議限制和逐步淘汰全氟烷基物質和多氟烷基物質 (PFAS) 的使用，影響許多氟化冷媒，包括 HFO 和 HFO 的混合物。立法進程仍處於早期階段，但如果按照目前的情況實施，天然冷媒將成為熱泵製造商的唯一選擇。

F 氣體約佔 2.5%(69)佔歐盟溫室氣體排放總量的比重，從 1990 年到 2014 年翻了一番，而其他部門和氣體的排放量卻在下降。 F 氣體是強效溫室氣體，其全球暖化效應比二氧化碳高 25 000 倍。傳統且最常見的 HFC 冷媒的 GWP 約為 2 000(表 3-1)。歐盟含氟氣體法規和國際條約旨在透過逐步淘汰含氟氣體(包括氫氟碳化合物）來顯著減少冷媒的暖化效應。如果實施商定的全球措施，則可以避免全球暖化 0.5 度，潛力巨大。例如，最近的出版物表明，在小型分離式空調（包括熱泵）領域，從 R410a（全球常規技術）過渡到丙烷將避免全球暖化約 0.1 度。

表 3-1 冷媒及其 GWP

冷媒冷媒類型	全球暖化 潛勢 GWP	臭氧消耗潛勢 ODP	ASHRAE 冷媒 安全組分類	HFC / CFC / HCFC / HC
二氧化碳	1	0	A1	無機化合物
R-290	3	0	A3	HC
R-152a	0	124	A2	氫氟碳化合物
R-454A	240	0	A2L	氫氟碳化合物
R-454B	475	0	A2L	氫氟碳化合物
R-32	675	0	A2L	氫氟碳化合物
R-22	1,810	.055	A1	氟氯烴
R-410A	2,090	0	A1	氫氟碳化合物
R-11	4,750	1	A1	氟氯化碳
R-12	10,900	1.0	A1	氟氯化碳
R-23	14,800	0	A1	氫氟碳化合物

熱泵的安裝和含氟氣體的逐步減少都減少了排放。歐盟需要平衡含氟氣體直接排放的減少，並按照 REpowerEU 的設想，為擴大熱泵規模創造有利的環境。考慮到這一點，提案中的配額制度旨在為此推廣提供足夠的時間，同時快速逐步淘汰含氟氣體的使用。鑑於熱泵的使用壽命約為 15 年，而且舊系統中的洩漏往往會變得更加嚴重，因此如果無法充分解決熱泵中的 HFC 問題，就有可能在相當長的時間內鎖定含氟氣體排放。

產業協會 EHPA、EPEE、AREA 和 APPLiA 認為，比現行含氟氣體法規更快的逐步淘汰將限制熱泵的成長潛力（例如，請參閱 EHPA，2022）。一些個別製造商持不同觀點，認為使用天然冷媒（尤其是丙烷）的熱泵是一項成熟且安全的

技術，能夠取代所有住宅熱泵類型。歐盟委員會的提案旨在平衡這兩方面，允許所需的熱泵成長，同時防止冷媒直接排放的增加。禁止日期的目的是為了讓製造業有足夠的時間來適應，儘管行業協會認為，向更易燃物質的過渡在合規性和建築規範的變化方面帶來了顯著的額外複雜性。此外，擬議的含氟氣體法規還包括一些豁免，包括在需要時遵守安全標準。

在國際上，來自 170 個國家的官員在盧安達談判了《蒙特利爾議定書》修正案（2016 年），提議在全球範圍內逐步淘汰 HFC，並製定到 2050 年消除 85% HFC 排放量的時間表。劑具有較低的 GWP，並且一些超低 GWP 冷媒對環境的影響可以忽略不計，可用於大多數商業和工業應用。儘管其他國家接受了這項"基加利修正案"，但美國在放棄氫氟碳化合物方面進展緩慢，儘管這些冷媒對氣候構成了嚴重的溫室氣體威脅。表 3-2 顯示了業界為減少環境影響和權衡而開發的冷媒選項。

儘管《蒙特利爾議定書》基加利修正案於 2019 年生效，但在《蒙特利爾議定書》締約方於 2016 年通過後，美國啟動了相關立法，即 2020 年《美國創新與製造(AIM) 法案》，以與《蒙特利爾議定書》保持一致。 AIM 法案指示 EPA 透過三種方式解決約 20 種 HFC 問題：(1) 逐步減少所列 HFC 的生產和消費；(2) 管理氫氟碳化合物及其替代品； (3) 促進向先進的下一代技術的過渡。

美國環保署估計，從 2022 年到 2050 年，該規則將減少相當於 47 億噸二氧化碳的排放量—大約相當於美國電力產業三年的污染量。美國主要設備和冷媒製造商支持基加利修正案背後的原則，並正在努力加速向既經濟又節能的環保冷媒過渡。 AIM 法案不涉及或要求任何與向危害較小的冷媒過渡相結合的效率改進。

值得注意的是，聯邦和州 HFC 逐步淘汰要求均未涉及數十萬個現有 HVACR 系統。既沒有要求也沒有激勵措施要求最終用戶停止使用現有冷媒。現有設備可能會洩漏高 GWP 冷媒，導致大量溫室氣體排放。現有系統——由於其

老化、磨損和延遲維護——也往往比新系統消耗更多的電力。單一冷凍系統或組裝屋頂機組的預期壽命長達 30 年。 HVACR 系統替代率緩慢的部分原因是該技術的性質以及已經存在成熟技術的新技術的採用率普遍較低。

需注意的是,雖然天然和合成的低 GWP 冷媒已在大型冷凍系統和冷水機組中投入使用，但分離式 HVAC 低 GWP 冷媒領域歷來處於落後狀態。技術和市場挑戰將在障礙部分進行討論。最近技術和安全標準的進步為 HVAC 市場開闢了低 GWP 冷媒選擇,總體目標 GWP 等於或低於 750。比目前根據美國製造創新(AIM) 法案提出的聯邦法規更為激進。美國冷媒製造商正在積極開發無毒、不易燃（根據 ASHRAE 分類為 A1）的化學混合物，可滿足 750 GWP 限制。

從中期來看,向更多使用天然冷媒過渡可能是該行業在非歐盟競爭對手中脫穎而出並減少對非歐盟供應商依賴的一個機會。歐盟熱泵產業在全球範圍內已十分成熟且具有高度創新性。它處於有利地位，可以從「面向未來」的先進熱泵的持續安裝中受益。因此，天然冷媒在價格趨勢和價格穩定性方面可能具有優勢，而且並沒有專利需迴避。

第四章　熱泵熱水器試驗標準與應用實例

4-1 試驗標準

熱泵熱水器之操作環境與熱水溫度太過多元化，不易規範出統一的標準條件。國際相關熱泵熱水器標準之加熱能力分類如下表 4-1 所示：

表 4-1 國際熱泵熱水器標準之加熱能力分類

	CNS 15466-2011	**JRA 4050(日本)**	**ASHRAE 118 (美國)**	**AHRI 551/591 (美國)**
適用範圍	入力< 12 kW	製熱能力：冷媒 CO_2 ＜11.58KW 冷媒 HFC ＜19.3KW	118.1： 入力> 6 kW 118.2： 入力< 6 kW	不限能力
熱源	空氣	空氣	空氣	空氣、水
目的	家用/商用	家用	家用/商用	不限

	CSA 745-03(加拿大)	**GB/T 21362(中國)**	**GB/T 23137 (中國)**	**CSA 745-03 (加拿大)**
適用範圍	入力電流 ＜ 24 安培	製熱能力 ＞3 kW	不適用於工業用熱泵熱水器	入力電流 ＜ 24 安培
熱源	空氣	空氣、水	空氣、水	空氣
目的	家用及類似用途	商業或工業用及類似用途	家用及類似用途	家用及類似用途

在我國有關熱泵熱水器之標準試驗方法僅針對「空氣源式」之型式制定試驗標準-「CNS 15466 空氣源式熱泵熱水器之性能試驗法(民國 100 年)」[15]，有關「水源式」之熱泵熱水器並無相關試驗標準，因此部分業界在性能試驗上於取熱之水源側乃採用與 CNS12575 冰水主機試驗法之相同冰水運轉條件。

在 CNS 15466 標準中，氣源式熱泵熱水器標準試驗條件如表 4-2 所示，各項目於試驗時之熱水出水終止溫度皆為 55℃。

表 4-1 CNS 15466 標準之試驗條件

試驗項目	蒸發器入口 空氣乾球溫度 (°C)	蒸發器入口 空氣濕球溫度 (°C)	初始熱水溫度 (°C)
額定條件	20 ± 0.3	15 ± 0.2	15 ± 0.5
冬季條件	7 ± 0.3	6 ± 0.2	9 ± 0.5
過負載試驗	43 ± 1.0	26 ± 0.5	29 ± 0.5
除霜試驗	2 ± 1.0	1 ± 0.5	5 ± 0.5
低溫啟動試驗	-20 ± 1.0	—	5 ± 0.5

國內使用之氣源式熱泵熱水器皆須以 CNS 15466 試驗標準進行測試後，所獲得之性能係數 COP 才是在標準試驗條件下之試驗結果，依此結果各熱泵廠牌標示之 COP 方具參考價值，並能據以評估其性能之優劣。

4-2 熱泵實際安裝應用實例

4-2.1 案例一

本案為國立成功大學醫學院附設醫院斗六分院附設護理之家的熱泵熱水系成功案例，護理之家原設置有 8kW 電熱水器 1 台，以提供淋浴熱水使用。改善前設備耗能情形如下：

改善前：

(A) 使用電熱水器年用電量：82,997kWh/年。

(B) 年平均用電單價：2.63 元/年。

(C) 使用電熱水器年用電費用：218,396 元/年。

以護理之家床 90 床，每床用水量 55 公升進行規劃設計，將原先之電熱水器汰換為氣源式熱泵機組 5RT(17.5KW)製熱能力，取代傳統電熱器加熱功能，並提供穩定熱源並可節省整體用電量降低電力使用量。改善後設備耗能情形如下：

改善後：

(A) 使用熱泵機組年用電量：21,245kWh/年。

(B) 年平均用電單價：2.63 元/年。

(C) 使用熱泵機組年用電費用：55,904 元/年。

該系統於建置完成後，每年約可節省用電度數 61,752 kWh，年節省電費 162,492 元，設備建置費用 262,000 元，回收年限約 1.6 年，設備節能率 74%。熱泵機組實際安裝照片如下所示：

圖 4-1 護理之家 5RT 氣源式熱泵機組實際安裝照片

4-2.2 案例二

本案為台北圓山大飯店的熱泵熱水系成功案例，圓山大飯店主大樓鍋爐房設有貫流式蒸氣鍋爐 1,990 kg/h×2 台，採 1 用 1 備設計，開機時間為 24 小時，供應主大樓 404 間客房熱水、洗衣房與廚房蒸氣使用。改善前熱水系統耗能計算如下表改善前設備耗能情形如下：

改善前：

(A) 使用鍋爐系統年瓦斯用量：78,996m³/年。

(B) 年平均瓦斯單價：14.66/年。

(C) 使用鍋爐系統年瓦斯費用：1,158,081 元/年。

以主大樓客房數約 404 間，平均住房率約 70%，以年運轉 365 天進行規劃設計，增設 1 台 249,480kcal/h 水對水式熱泵主機，取代部分貫流式鍋爐供應之客房熱水，考量鍋爐房空間有限，僅能新設 1 座 10 噸儲熱水槽，熱泵系統約取代 90% 需求熱水，此外，產生冰水之部分可送回原空調系統使用，藉此降低空調用電。改善後熱泵系統耗能量計算如下：

改善後：

(A) 使用水對水式熱泵主機年用電量：307,597 kWh/年。

(B) 節省空調年用電量：129,940 kWh/年

(C) 年平均用電單價：2.65 元/年。

(D) 使用水對水式熱泵主機年用電費用(已扣除節省空調之用電量)：470,792 元/年。

該系統於建置完成後，每年約可節省節省能源費用 687,296 元，設備建置費用 5,300,000 元，回收年限約 7.7 年，設備節能率 78.5%。水對水式熱泵系統實際安裝照片如下所示：

圖 4-2 圓山大飯店水對水式熱泵主機實際安裝照片

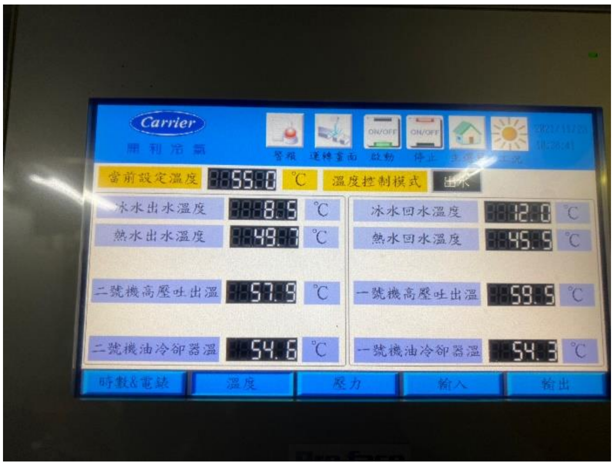


圖 4-2 圓山大飯店水對水式熱泵主機實際運轉情形

第五章　結語

熱泵因其作為商業化技術的廣泛適用性和相對產品成熟度而被確定為首選技術解決方案，並且與傳統天然氣技術相比可顯著減少排放並節省能源。

以熱泵取代化石燃料鍋爐不僅可以帶來顯著的氣候效益，而且還有助於提高歐盟的能源安全。到 2030 年更換 3,000 萬個石油和天然氣鍋爐（約佔其中的 35%）將使這些建築物的天然氣和石油消耗量減少 36%，二氧化碳排放量減少 28%排放量。相關的 CO_2 隨著電力系統的脫碳，減排量將會增加。在瑞典、芬蘭、法國和盧森堡等採用低碳能源結構的國家，熱泵的運作接近碳中和。

當安裝在隔熱良好的建築物中時，熱泵的工作效率更高，儘管它們通常可以在效率較低的建築物中運轉，儘管效率水準較低。歐盟境內的建築物大多很舊且效率相當低。根據我們的假設，目前由燃氣或燃油鍋爐供暖的建築物中約 60% 應該進行升級，以確保熱泵的高效運作。理想情況下，這些將是深度翻新。然而，對分散式暖氣系統進行部分改造和/或調整也將提高其效率。此外，高溫熱泵或混合熱泵可以成為性能等級較低的建築物的過渡解決方案。

直到 2022 年，瓦斯鍋爐的年安裝量超過了熱泵。在現有庫存中添加新的燃氣鍋爐會帶來更大的挑戰，並在可預見的未來鎖定投資和對天然氣的依賴。假設所有鍋爐都替換為熱泵，到 2030 年僅用熱泵替換 3000 萬個燃氣和燃油鍋爐就需要將化石燃料鍋爐的更換率提高至 5.5%。必須加快熱泵的安裝和舊鍋爐的更換，以免日後面臨不可行的挑戰，這也假設系統中新化石燃料鍋爐的數量最小化。然而，現有建築群中熱泵的安裝率還不夠。儘管熱泵最近在舊建築中變得越來越流行，但很大一部分安裝是在新建築中。在大多數現有建築物中，熱泵為化石燃料鍋爐提供了一種經濟高效的替代方案。此外，歐盟已著手改造大部分現有建築，進一步提高這些建築中熱泵的成本效益。

用熱泵代替化石燃料鍋爐可以顯著減少大多數家庭的公用事業費用。根據分析，每年可節省能源成本 20%至 60%。然而，實際節省量取決於天然氣和電力價格以及所實現的節能水準等因素。對於效率較低的建築物，投資回收期較長，因為這些建築物需要翻新;通常需要補貼來刺激投資決策。此外，在大多數市場中，較高的稅收和費用對電力的影響大於對天然氣的影響，以及化石燃料熱源的碳成本內部化有限，對熱泵的成本效益產生負面影響。

在技術發展上，採用低 GWP 之變轉速熱泵系統為發展趨勢，為國內達成 2050 淨零碳排提供重要之技術應用，應列入國內技術發展與應用推廣之重點項目。

電力和天然氣之間的價格比仍然是一個挑戰。此比率對於決定熱泵運作成本的競爭力起著至關重要的作用。當價格比超過熱泵的季節性性能係數（SPF）時，熱泵的燃料成本就會高於燃氣鍋爐。假設 SPF 為 3，只要電價不超過天然氣或石油價格的三倍，運轉熱泵仍具有成本效益。 2021 年，19 個成員國的電燃氣比超過 3，而 2023 年上半年只有 6 個成員國的電燃氣比達到 3。相比，效率優勢並確保其經濟可行性。

如果不採取需量反應(demand response)方面的對策，熱泵加熱電氣化將透過增加供應需求來影響電力市場動態。分析表明，對於整個歐盟來說，到 2030 年安裝的熱泵將達到 5,210 萬台，熱泵電力需求達到 11%的寒冷冬日期間的總電網需求。如果大部分熱泵在夜間使用設定溫度，則尖峰需求可能會高出幾個百分點。分析表明，需求增加對電網造成的額外壓力將相對溫和。然而，主要的擔憂是，需求的增加與交通和工業等其他部門用電量的增加同時發生。此外，在普遍使用直接電散熱器的國家，如果也更換為熱泵，對電網的整體影響會更低。

需量反應靈活性策略可以減輕熱泵安裝對電網造成的很大一部分壓力。一項研究表明，每個熱泵機組和負載轉移循環的熱泵電轉移潛力範圍在 0.18 至 10.68 kWh 之間。靈活性潛力取決於建築物的隔熱性能、季節（冬季用電量較多，潛力更高）以及所使用的靈活性策略。

歐洲公司仍然主導歐盟熱泵市場。值得注意的是，進口熱泵最大幅度的激增發生在 2022 年，其中中國成為主要貢獻者。包括中國和美國在內的其他大型市場也積極尋求擴大熱泵安裝的策略，這可能會導致競爭加劇。歐盟公司仍保持強勢地位，投資於創新和採用天然冷媒等新技術。歐盟熱泵行動計畫的目標之一可能是支持該產業繼續投資於研發，以確保歐盟公司保持其全球領先地位。

文獻研究可能影響熱泵擴大採用規模的幾個挑戰如下所示，包括供應鏈短缺、缺乏熟練的安裝人員、家庭高昂的前期成本以及逐步淘汰在傳統熱泵中用作冷媒的含氟氣體。以下分別說明：

(A) 熱泵的加速發展需要整個價值鏈上更多的熟練專業人員。當然，需要更多具有熱泵專業知識的安裝人員。還需要能源專家為家庭提供正確的指導，提供有關熱泵選擇、尺寸、與現有系統整合以及與其他能源升級的可能組合的見解。　雖然鍋爐安裝人員擁有與熱泵安裝相關的某些能力，但他們需要接受再培訓才能滿足熱泵的獨特要求。這包括獲取有關建築物風管系統尺寸的知識，以及系統中使用的冷媒的處理知識。應該指出的是，成員國之間的安裝人員數量及其技能水準存在很大差異。

(B) 高昂的前期成本是一個真正的障礙。考慮到與設備和安裝相關的費用，空氣-水熱泵所需的初始投資通常超過 10,000 歐元。在大多數情況下，空氣-水熱泵的前期成本可能是安裝新燃氣鍋爐成本的兩倍以上。此外，許多建築物需要對其供熱分配系統進行改造並投資能源改造，這進一步增加了安裝空氣-水熱泵的整體成本。與空氣-水熱泵相比，空氣-空氣熱泵的前期成本顯著降低。然而，它們通常不用於為整個建築物供暖。儘管如此，它們還是減少燃氣鍋爐或直接電散熱器等現有暖氣系統能耗的絕佳機會。透過將空氣-空氣熱泵與這些系統結合使用，可以顯著節省成本。考慮到成本、效率和氣候影響，財政支援計畫應降低投資熱泵的障礙，並有利於特定建築物最有效的系統。

(C) 短期內，逐步淘汰含氟氣體可能對工業界構成挑戰。雖然此類熱泵及其組件如今已可用，但進一步升級和創建我們做了一個簡單的假設，即所有配備熱泵的房屋都會在早上的同一時間提高恆溫器的溫度。因此，這個電力需求高峰實際上可能會被平滑。此外，對於隔離效果較差的房屋，建議在夜間和白天保持大致恆定的溫度。

(D) 需要生產能力。從中期來看，向更多使用天然冷媒過渡可能是該行業在非歐盟競爭對手中脫穎而出並減少對非歐盟供應商依賴的機會。此外，此類行動避免了使用高全球升溫潛能值冷媒創建大量設備，從而在幾十年內減少了大量的直接排放。因此，快速更換這些冷媒是業界轉向真正綠色技術的機會。需要簡化和精簡對天然冷媒使用的管理要求，以支持該行業的這項轉型。

(E) 目前零件不存在重大短缺或進口依賴。全球半導體短缺在短期內構成了障礙。然而，熱泵中常用的那些技術並不高度專業化或先進，這意味著它們有時可以從鄰近的製造部門購買或重新利用。

(F) 熱泵和建築物能源效率是解決能源貧窮的長期解決方案，因為更高的效率使公用事業費用更便宜。近三分之一的歐洲人無法應付意外開支。因此，熱泵高昂的前期成本有可能將弱勢家庭排除在清潔能源轉型之外。應針對這些群體提供特殊支持，以確保熱泵在全社會成功推廣。

參考文獻

[1] Net Zero by 2050-A Roadmap for the Global Energy Sector, IEA – International Energy Agency, 2021.

[2] Annual Energy Outlook 2023, U.S. Energy Information Administration (EIA).

[3] Energy Solutions, VEIC and ARUP, *Cooling Down the U.S. with Maximum Heat Pump Adoption*, 2022.

[4] Toleikyte, A., Roca Reina, J. C., Volt, J., Carlsson, J., Lyons, L., Gasparella, A., Koolen, D., De Felice, M., Tarvydas, D., Czako, V., Koukoufikis, G., Kuokkanen, A., Letout, S., *The Heat Pump Wave Opportunities and Challenges*, JRC Science for Policy Report, 2023.

[5] *The Future of Heat Pumps*, World Energy Outlook Special Report, International Energy Agency, 2022.

[6] 中國熱泵發展路線圖，中國節能協會，2023。

[7] Purohit, European Chemical Agency (ECHA) Registry of restriction intentions until outcome, 2022.

[8] Lyons, L., Georgakaki, A., Kuokkanen, A., Letout, S., Mountraki, A., Ince, E., Grabowska, M. (2022). Clean Energy Technology Observatory: Heat Pumps in the European Union - 2022 Status Report on Technology Development, Trends, Value Chains and Markets. Luxembourg: Publications Office of the European Union. doi:10.2760/372872

[9] ASHRAE Handbook: Ch.9, System and Equipment, 2020.

[10] Luster, M., Geothermal: The new big man on campus. HPAC Engineering (April):20-24. hpac.com/archive/geothermal-new-big-man -campus-0, 2012.

[11] Li, H., S. Svendsen, A.D. Rosa, S. Werner, U. Persson, K. Ruehling, C.

Felsmann, M. Crane, R. Burzynski, R. Wiltshire, and C. Bevilacqua, Toward 4th generation district heating: Experience and potential of low temperature district heating. Proceedings of the 14th International Symposium on District Heating and Cooling, Stockholm. Paper 1.2. Available from www.svenskfjarrvarme.se/In-English/District-Heating-in Sweden/The-14th-International-Symposium-on-District-Heating-and -Cooling-/Proceedings/, 2014.

[12] Phetteplace, G.E., and H.T. Ueda, Primary effluent as a heat source for heat pumps. ASHRAE Transactions 95(1):141-146, 1989.

[13] Phetteplace, G., S. Abdullah, J. Andrepont, D. Bahnfleth, A. Ghani, V. Meyer, and S. Tredinnick, District cooling guide. ASHRAE,2013.

[14] ISO 14064-1, Greenhouse gases. Part 1: Specification with guidance at the organization level for quantification and reporting of greenhouse gas emissions and removals, 2018.

[15] 中華民國國家標準 CNS 15466-空氣源式熱泵熱水器之性能試驗法，民國 100 年。