

## 大型垃圾焚化廠汽電共生系統設計原理與構造

張乃斌\* 鄭憶謙\*\*

### 摘要

垃圾焚化廠如果以資源回收角度來設計，除了在前處理或灰渣冷卻單元可以用磁選及篩選等設備回收有用物質外，尚可以用廢熱回收鍋爐搭配汽輪發電機之方式產生蒸汽及電力，達到能源回收之效果，台灣地區經濟成長快速，耗能產業眾多，新的電廠設置不易，垃圾焚化廠設置汽電共生系統，不論從整體能源政策及垃圾焚化廠持續穩定的操作要求來考慮，均屬可行之方案。本文先行介紹世界各國垃圾焚化廠汽電共生系統設置之趨勢，然後介紹熱循環系統之設計觀念，進行系統工程規劃，期能提供國內工程師做一參考。

#### 【關鍵字】

1. 汽電共生 (co-generation)
2. 焚化 (incineration)
3. 能源回收 (energy recovery)
4. 固體廢棄物處理 (solid waste management)

\* 國立成功大學環境工程研究所副教授

\*\* 慧能工程顧問公司總顧問

## 一、前　　言

在過去十年間，台灣由於經濟快速發展及人口持續增加，垃圾之產量及熱值增幅很大。各都會區普遍以興建大型垃圾焚化廠來解決垃圾處理之問題。自能源危機後，焚化所產生之廢熱再利用普遍受到重視。垃圾焚化所產生之廢熱可以很多種再利用方式，如表1所示。整體而言，垃圾焚化廠所產生之蒸汽有若干利用之方式，包括了廠內之發電以供自用或出售，或者直接供應廠外之蒸汽需求，圖1表達了廢熱再利用之架構。一個現代化之垃圾焚化廠汽電共生之系統流程如圖2所示。國內地處亞熱帶，故多採汽電共生發電方式為主。近年來在垃圾焚化廠內，設置汽電共生系統已成為必然之趨勢，在初期規劃及設計之19座大型垃圾焚化廠，均有設置汽電共生設備。其設置汽電共生系統之原因可歸納如下<sup>(2,3)</sup>：

### 1. 維持較高之垃圾處理之可靠度

汽電共生系統中因設有鍋爐來冷卻高溫廢氣，並有燃燒控制，因此廢氣之量與質均較為穩定，另一方面藉著使用蒸汽式空氣預熱器時，可提高廢熱回收效率，避免腐蝕，故各項設備故障率降低，從而提高全廠運轉率，增加有效處理垃圾量。

### 2. 提高全廠運轉安全性

因設汽電共生系統，平常全廠運轉可使用自發電力，外部電力降為備用。若採噴水冷卻法，一遇區域性停電，不僅減低全廠運轉率及有效垃圾處理量下降，亦將影響全廠之操作安全。

### 3. 符合國家能源政策

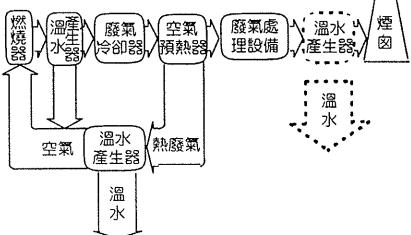
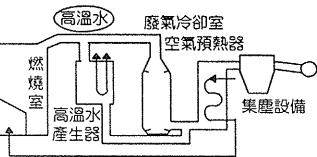
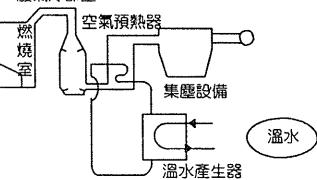
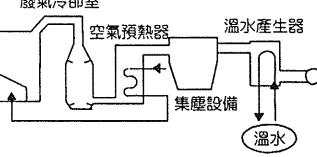
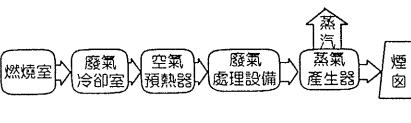
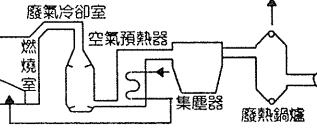
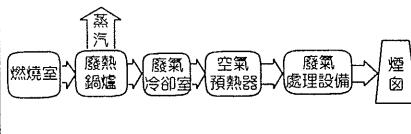
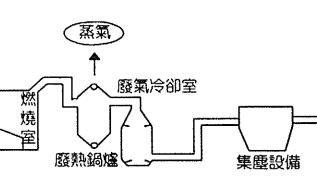
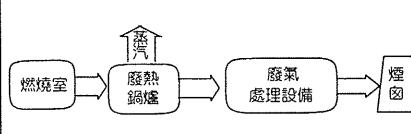
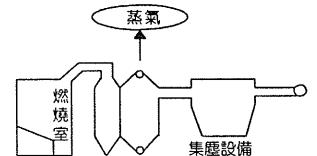
設置汽電共生系統可回收大量熱能供廠內使用及發電，廠內所需電力一般僅需總發電量之20%~25%，可自給自足，且剩餘電力可售予電力公司，可降低營運成本，並符合國家能源政策。因此民國七十七年政府公告之「汽電共生推廣辦法」，其中已明訂了鼓勵專業處理廢棄物廠設置汽電共生系統之條文。

### 4. 符合國際上資源回收趨勢

自能源危機發生以後，世界各國政府均明訂電力公司要儘量收購合格汽電共生系統之電力，更促使所有中大型垃圾焚化廠幾乎均設置了汽電共生系統。

汽電共生系統之規劃與設計，因涉及熱力學中熱循環系統之原理，必須由熱力學第一及第二定律著手，藉著各種熱傳及之發電系統工程之應用知識，完成系統功能之配置。本文將由熱力學之原理開始介紹，並說明系統常態配置之情況，文末並以台北縣八里/新店廠之汽電共生系統設計為例，加以詳細說明。

表1 垃圾焚化廠廢熱利用方式<sup>(1)</sup>

種類	廢熱回收流程	方式	廢熱利用設備配置圖	廢熱回收形態
水冷卻型		A方式(高溫水)		溫水及高溫水
		B方式(溫水)		
		C方式(溫水)		
半廢熱回收型		D方式		低壓蒸汽
		E方式		高壓蒸汽
全廢熱回收型		F方式		高壓蒸汽

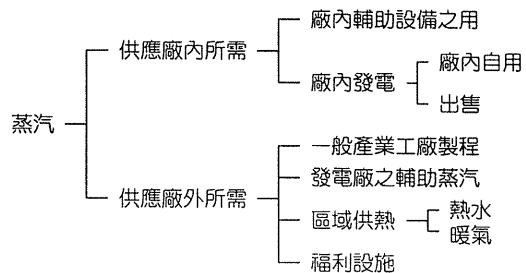


圖1 垃圾焚化廠產生蒸汽之利用方式

## 二、世界各地應用汽電共生系統於垃圾焚化廠之情況

### 2.1 能源回收之發展<sup>(2,3)</sup>

垃圾焚化的觀念始於歐洲，其次為日本，此後各地陸續有垃圾焚化廠興建，但初期因處理成本太高及技術不純熟，使得當時大部份的焚化廠並未達預期效果而導致關閉，雖然如此，焚化技術仍持續發展，一直到二次世界大戰以後，在先進國家中由於對生活品質之要求提升，垃圾產量劇增及環保意識抬頭等因素，垃圾焚化法逐成為垃圾處理的主要技術，以下分別介紹各地之發展情況。

#### 1. 歐洲地區

歐洲在焚化技術發展初期即注意到燃燒時產生的熱能再利用問題。世界第一座利用回收之熱能產生蒸汽來發電的垃圾焚化廠是在1886年設立於英國的Oldham，在1903年，由一家英國公司更進一步在丹麥的Fred-eriksberg建造了一座具多元化能源回收利用的垃圾焚化廠，所產生蒸汽可用來發電，並同時供應附近醫院、學校澡堂的熱水需求。在1906年時，德國的kiel垃圾焚化廠利用蒸汽來乾燥下水道污泥。因後來混燒式焚化技術逐漸發展成熟，歐洲垃圾焚化廠自1960年後才大量成長，其中歐與西歐國家在1978年時已經建造了300餘座(約595爐)現代化的垃圾焚化廠，總設廠容量達115,000噸/日，其中約有180座規模較大的廠(處理量佔了76%)均設有廢熱回收鍋爐(waste heat boiler)所產生之蒸汽用來的發電、取暖(district Heating)以及供應鄰近工廠的製程所需之蒸汽等。

以德國為例，因其垃圾性質與美國相近，又因能源取得不易，因此將垃圾視為極具價值的燃料，對任何可由垃圾中回收能源的方法均極為重視，故德國大部份之

垃圾皆採焚化處理垃圾，大部份垃圾焚化廠不僅處理一般家庭垃圾，也處理與家庭垃圾性質相近的一般事業廢棄物、脫水污泥、堆肥殘渣等，而且大多有配置有能源回收設備。在服務地區範圍內提供了相當程度的電力或熱源，特別是與附近火力發電廠結合，提供發電所需蒸汽，故垃圾焚化廠在德國被稱為垃圾發電廠或動力廠 (power plant)。綜合而言，德國垃圾焚化廠的能源利用以蒸汽供應鄰近發電廠或本身在廠內自行裝設發電系統最為普遍，其次為地區供熱、污泥乾燥及工業製程等。

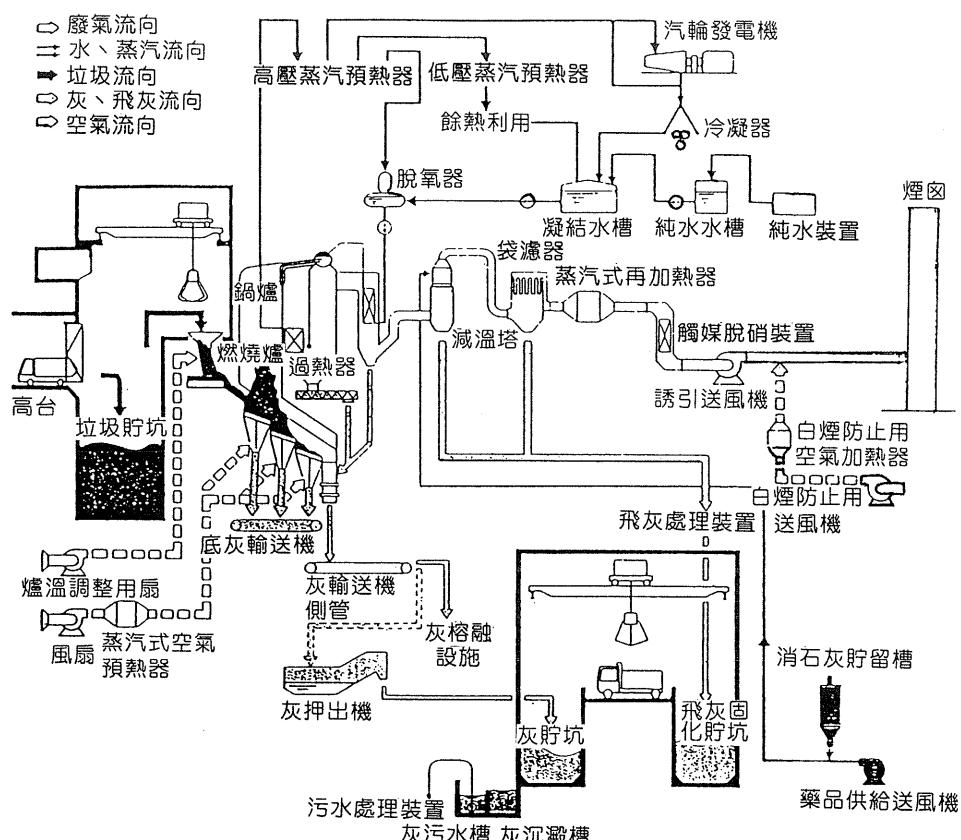


圖2 大型垃圾焚化廠汽電共生系統流程<sup>(1)</sup>

## 2. 美國地區

在1898年時，美國紐約市蓋了全美第一座具廢熱回收鍋爐的垃圾焚化廠，其後並利用廢熱來烘乾垃圾，並產生蒸汽供廠內使用；在1905年，紐約市的Delaney Street垃圾焚化廠利用熱能所產生10大氣壓的蒸汽來推動廠內附設的發電機，供應Williamsburgh Bridge的照明之用；1930年後，在Atlanta、Chicago、Miami

mi及Lousiville各地的垃圾焚化廠已普遍將所產生蒸汽供應給附近工業製程及寒帶地區取暖使用。在1946到1965年之間統計資料顯示，約274座垃圾焚化廠已開始規劃、設計、建造、操作。由於當時能源供應充足且價格便宜，故其中只有43座廠具有廢熱回收設備，並且熱回收效率不高，利用的範圍也很有限。在1970年後，因歐洲的混燒式焚化技術在此時已發展成熟，並因能源危機之衝擊，故美國在此時開始引進歐洲技術，此外美國垃圾焚化廠普遍由民間公司營運管理，能源回收的觀念更加受到重視，1973年的St. Joseph's Hospital (hot spring, akansas)的焚化廠興建計畫可算是美國開始致力於從垃圾焚化中回收能源的開端，較大規模的Sangus垃圾焚化廠也在此時間開始籌建，其處理量為1500噸/日，蒸汽可提供給美國奇異公司(general electric)發電。

根據1994年美國資源回收年鑑的調查顯示，在統計資料中<sup>(5)</sup>，若依回收能源形式方式來區別，以電力回收者約佔一半(49.1%)，只產生蒸汽者約佔四分一(24%)，汽電共生者約五分之一(19.1%)。而造成大部份新設立之垃圾焚化廠將僅考慮出售電力之原因係因為蒸汽條件不易掌握，市場不穩定，常面臨買主終止購買合約或削減購買蒸汽；另一方面，售電因市場日趨穩定，在許多州甚至有立法保障收購價格，同時電力容易地輸送至當地供電系統，無形降低投資者之財務風險。到1994年為止，美國現有垃圾焚化廠的總發電量約2,964MW，規劃中的焚化廠廢電容量約797MW，若全部完工，屆時合計約3,759MW，其中平均約80%淨電力可出售，平均每噸垃圾可發電量約516kW.h，淨輸出電力485kW.h。

綜合而言，美國垃圾焚化廠主要的能源回收利用方式相當廣泛，包括有發電、取暖、供應製程蒸汽、海水淡化、烘乾下水道污泥等。基於垃圾發熱量較高，而且電力設備之操作管理便利，故普設發電裝置於廠內，並且採用發電量較高的凝結式汽輪發電機，或與一般發電廠聯合，供應發電所需蒸汽。

### 3.亞洲地區

亞洲地區最早由日本開始發展垃圾焚化廠，日本約在1960年左右開始大量引進歐洲的混燒式焚化技術，亦普遍設置能源回收設備，但因垃圾熱值較歐美低及「以處理垃圾為主」的經營觀念，又因日本電力公司對垃圾焚化廠

電力的收購意願不高，故使得垃圾焚化廠多採低度之能源回收設計。僅中型以上垃圾焚化廠(設廠容量約在300噸/日以上)方設置廢熱回收鍋爐，所產生之蒸汽僅部份用以推動發電效率較低之背壓式汽輪發電機，發電量僅供廠內自用，小部

份蒸汽則供應社區休閒設施(例如溫水游泳池、溫室花房、公共浴室等)使用，其餘大部份之蒸汽則由凝結器凝結後再循環至鍋爐。但在能源危機發生之後，日本電力公司購買垃圾焚化廠電力的意願提高，新設之垃圾焚化廠均採用發電效率較高之凝結式汽輪機以增加發電量。

目前日本全國共約有二千餘座垃圾焚化廠，在早期設廠容量在300噸/日以上者皆設有廢熱回收鍋爐設備，根據其過去的運轉經驗，蒸汽溫若超過300°C以上，鍋爐過熱器的管壁會發生急劇的高溫腐蝕，影響整廠的正常操作，故日本焚化廠設計蒸汽條件時多採保守的低溫低壓設計( $15\sim25\text{kg/cm}^2$ ,  $200\sim250^\circ\text{C}$ )，雖發電效率較低，惟可確保垃圾處理之可靠度。近年來由於日本垃圾產生量以3%遽增，以及紙類、塑膠類含量的增加，低位發熱量平均已達 $3,000\text{kcal/kg}$ 以上。根據全國性之統計資料顯示，日本每年產生之垃圾共含有 $7.7 \times 10^{13}\text{kcal}$ 能量，若以焚化處理及60%能源回收效率計，約可抵日本八天原油消耗量<sup>(5)</sup>。因此在大於150噸/日垃圾化廠普遍開始設置發電設備外，並且採用較高之蒸汽條件來設計廢熱收鍋爐，以提高熱回收效率。

依據調查結果<sup>(1)</sup>，至1995年為止，日本全國共有181座垃圾焚化廠(含建造中)設置了發電設備，總發電量達769,642kW，其中發電量高10,000kW以上廠21座，每噸垃圾發電量為200~720kW.h，幅度變化很大。由表2~4中可以看出，從日本與歐美各國高效率垃圾發電設施之比較顯示，發電效率方面仍以歐美地區之焚化廠較高。

台灣地區新建之大型混燒式垃圾焚化廠之歷史，係由民國76年第一座內湖垃圾焚化廠完成機電設備統包發包程序開始，一直到國建六年計畫中一舉規劃了二十一座左右之焚化廠，才正式得以發展。表2中詳列了其中十九座焚化廠汽電共生系統之資料。綜合而言，大部份焚化廠均採用發電量較高之凝結式汽輪機，其中十九座廠合計發電量達4,016,000kW，若以設廠總容量196,500公噸/日來計算，平均每噸垃圾之發電量，約為490kW.h，範圍值為139~656kW.h/噸。

新加坡在德國之協助下，亦於1979年完成首座Ulu. Pandan垃圾焚化廠，採用背壓式汽輪機，1986年完成之Tuas廠及1996年完成之Senoko廠，均採用凝結式汽輪發電機。此外，澳門之焚化廠亦採用凝結式汽輪發電機。中國大陸從1993年開始規劃深圳之中型焚化廠，目前亦有運轉實績。

表2 國內垃圾焚化廠氣電共生系統發展情況<sup>(2)</sup>

序號	廠名	容量 (t/d)	設計熱值 (kcal/kg)	蒸汽壓力 (kg/cm <sup>2</sup> A)	蒸汽溫度 (°C)	汽渦輪機 型式	發電量 (kW)	單位垃圾 發電量 (kW*h/t)	發電效率 (%)
1	台北市內湖廠	900	1,350	25	280	背壓式	5,200	139	8.8
2	台北市木柵廠	1,500	1,600	25	280	凝結式	12,000	192	10.3
3	台北市北投廠	1,800	2,400	40	400	凝結式	15,000	600	10.3
4	台中市	900	1,500	40	400	凝結式	13,000	347	21.5
5	嘉義市	300	1,350	25	280	背壓式	2,300	184	19.9
6	高雄市仁武廠	1,350	2,300	40	400	凝結式	31,000	551	11.7
7	彰化縣溪洲廠	900	2,300	40	400	凝結式	21,000	560	20.6
8	新竹縣新豐	600	2,300	40	400	凝結式	11,500	460	20.9
9	高雄市南區	1,800	2,500	40	400	凝結式	49,000	653	17.2
10	台中縣后里廠	900	2,300	40	400	凝結式	22,000	587	22.5
11	宜蘭縣利澤	600	2,300	40	400	凝結式	14,700	587	21.9
12	台北縣新店廠	900	1,550	40	400	凝結式	15,000	400	22.2
13	台北縣樹林廠	1,350	1,550	40	400	凝結式	22,800	405	22.5
14	台北縣八里廠	1,350	2,300	40	400	凝結式	31,300	555	20.8
15	新竹市	900	2,300	40	400	凝結式	20,800	555	20.7
16	基隆市	900	2,200	40	400	凝結式	22,500	600	23.5
17	屏東縣崁頂	900	2,200	40	400	凝結式	22,500	600	23.5
18	高雄市中區	900	2,400	40	400	凝結式	24,600	656	23.5
19	臺南市	900	1,600	40	400	凝結式	15,400	410	22.1

### 三、汽電共生系統之設計原理

汽電共生系統之設計原理係以熱力學第一及第二定律為基礎，依照熱循環中之朗肯循環(rankine cycle)為主體，進行演算，其原理將由以下各小節循序介紹之。

#### 3.1 汽電共生系統之熱循環原理

##### 3.1.1 卡諾循環(Carnot Cycle)<sup>(7, 8)</sup>

汽電共生系統(steam turbine cycle)通常包括圖3中之各項單元，包括鍋爐，汽輪機、冷凝器及飼水泵等。鍋爐單元中可進一步包含過熱器及節熱器。若由最基本之

卡諾循環原理來說明(如圖3)，可分為四個階段：

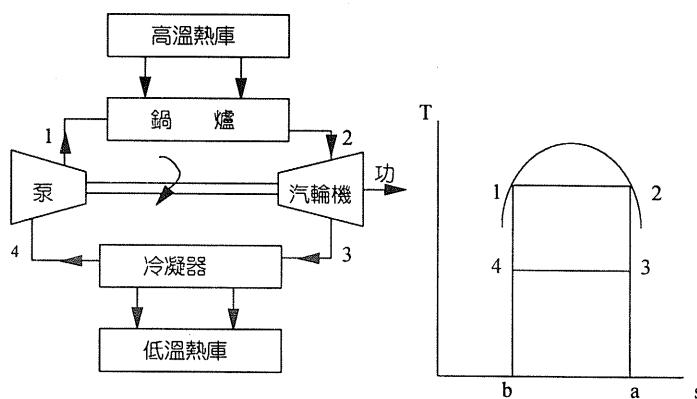


圖3 使用飽和蒸汽當工作流體之卡諾熱循環圖

- 1.由1→2為可逆(reversible)和等溫(isothermal)過程，熱量由高溫熱庫傳入系統。
- 2.由2→3為可逆及絕熱(adiabatic)過程，工作流體膨脹並釋出功後，本身之溫度降到與低溫熱庫相同。
- 3.由3→4為可逆及等溫過程，熱量由系統傳到低溫熱庫。
- 4.由4→1為可逆及絕熱過程，工作流體受到壓縮並由外吸熱，使高度提升到高溫熱庫。

卡諾循環之熱機效率可定義如下：

令 $T_h = T_1 = T_2$ (如圖3(b)中)

$T_1 = T_3 = T_4$ (如圖3(b)中)

$$h_t = \frac{\text{系統對外界所做之功}}{\text{外界對系統輸入之熱量}} = \frac{T_h - T_i}{T_h} = \frac{Q_h - Q_i}{Q_h}$$

在圖3(b)之溫度-熵曲線說明了上述四個階段之熱力學狀態之演變，然而在真實系統中永遠不可能達到如此理想之熱循環，所有在理論上之可逆過程在自然界中均須考慮不可逆現象之修正，今以汽輪機、飼水泵及熱交換器分別來討論如下：

- 汽輪機(turbine process)

若在定常狀態，汽輪機之熱力學第一定律為：

$$\Delta m_i h_i - \Delta m_e h_e = \Delta W_{cv}$$

而輸出之功  $W_t = h_i - h_e$

$h_i$ 為蒸汽進入汽輪機入口時之焓， $h_e$ 為蒸汽離開汽輪機出口之焓，一般可由蒸汽表(steam table)或莫力圖(mollier diagram)中查出。

若已知  $h_i$ ，要求出  $h_e$ ，則必須先知道汽輪機之內部效率(internal efficiency)，而內部效率可定義如下：

$$\eta_t = \frac{h_i - h_e}{h_i - h_{es}}$$

內部效率之產生係由於蒸汽膨脹過程並非等熵過程，必須考慮其不可逆之現象，故實際上之膨脹過程可由圖4之莫力圖中虛線  $i \rightarrow e$  來表示。

#### • 飼水泵

飼水泵之加壓過程可由圖5之溫度-熵曲線中之  $i \rightarrow e$  虛線表示，由於不可逆之壓縮現象，使得真實系統中之幫浦壓縮過程均為非等熵過程。

其效率為：

$$\eta_t = \frac{T_i - T_{es}}{T_i - T_e}$$

所須之功為：

$$W_p = - \int_i^e v d_p = v_i (P_e - P_i)$$

其中為蒸汽之比體積。

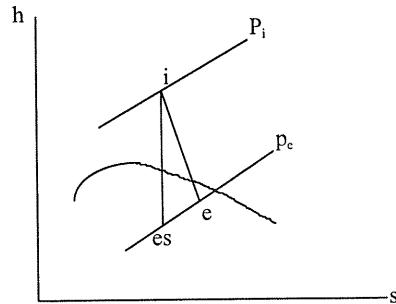


圖4 汽輪機中蒸汽之等熵及非等熵膨脹過程

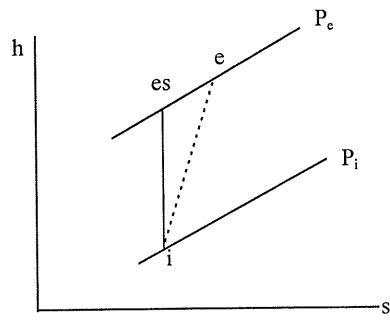


圖5 泵加壓飼水之等熵及非等熵過程

• 冷凝器或鍋爐

冷凝器和鍋爐均為熱交換器(heat exchanger)，根據圖6之水冷式冷凝器構造，若系統中動能及位能可忽略不計，其熱力學第一定律可表達如下，

$$\Delta m_h h_{hi} + \Delta m_c h_{ci} = \Delta m_h h_{he} + \Delta m_c h_{ce}$$

或

$$\Delta m_h (h_{hi} - h_{he}) = \Delta m_c (h_{ce} - h_{ci})$$

從蒸汽中移走之熱量為：

$$\Delta Q = \Delta m_h (h_{hi} - h_{he})$$

冷卻水所得到之熱量為：

$$\Delta Q = \Delta m_c (h_{ce} - h_{ci})$$

$$= \Delta m_c C_{pc} (T_{ce} - T_{ci})$$

其中  $C_{pc}$  為冷卻水之比熱

同理，鍋爐為將高溫熱庫之熱量與飼水產生熱交換之單元，若已知鍋爐效率為  $\eta_b$  則熱力學第一定律方程可表達為：

$$\Delta Q_f = \frac{\Delta Q_s}{\eta_b}$$

其中

$\Delta Q_f$  = 由燃料釋放出之熱。

$\Delta Q_s$  = 由蒸汽吸收之熱。

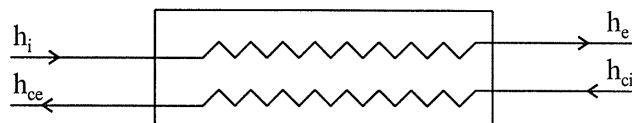


圖6 冷凝器之熱交換示意圖

### 3.1.2 朗肯循環(Rankine Cycle)<sup>(7,8)</sup>

由於真實世界之汽電共生系統永遠無法達到卡諾循環之效率，故朗肯循環修正了卡諾循環之缺點，成為早期之汽電共生系統之標準熱力學模型。如圖7所示。

圖7與圖3最大之不同點在於飼水泵必須抽送完全凝結之水，如果在圖3中或圖7中之第4點狀態操作，則須使用汽、液兩相泵，很昂貴且沒有效率，因此圖7中之

4-1壓縮過程產生過飽和之冷凝水，而由1-a為飼水在鍋爐中之吸熱之過程，整體而言，朗肯循環所做之功為1-a-2-3-4-1所圍之面積，而卡諾循環所做之功為1-b-2-3-4-1所圍之面積。

近年來在汽電共生系統在工程上有一些措施可以進一步提升朗肯循環之效率分別討論如下。

### 1.降低冷凝器之壓力：

如圖8所示，在溫度-熵曲線上，3與3'代表兩種不同之冷凝器壓力狀態，前者之功可由1-2-3-4-1所圍之面積來代，後者可由1'-2-3'-4'-1'所圍之面積代表。毫無疑問地，降低冷凝器之壓力可增加朗肯循環之效率。但是此種措施會增加汽輪機出口處水汽含量，間接減少了渦輪機內部效率，甚至損及葉片，同時也須採用較大之冷凝設備。

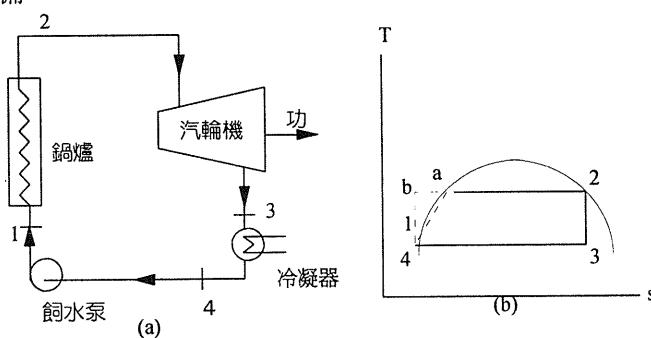


圖7 使用飽和蒸汽當工作流體之朗肯循環

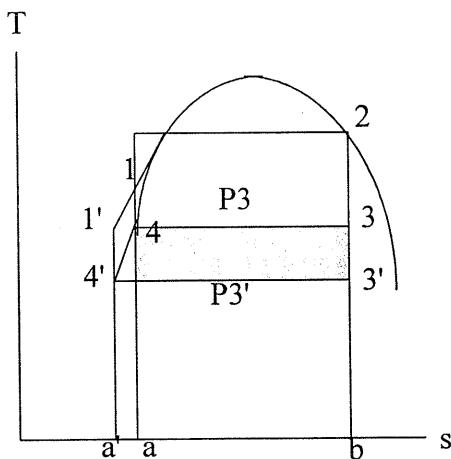


圖8 降低冷凝器壓力對朗肯循環效率之影響

## 2. 提高汽輪機入口之蒸汽溫度

採用過熱器來提高汽輪機入口之蒸汽溫度可提高朗肯循環之效率，如圖9所示。所增加之效率可由 $2-2'-3'-3-2$ 所圍之面積來表示。因為所增加之功比由高溫熱庫所增加輸入之熱量為大，因此熱機循環之淨效率獲得增加。提高蒸汽溫度受制於鍋爐管材，此乃必須改量管子製造，價格及潛變強度(creeps + strength)等因素，故一般大型火力電廠至蒸汽溫度均在 $540\sim 565^{\circ}\text{C}$  ( $1000\sim 1050^{\circ}\text{F}$ )。

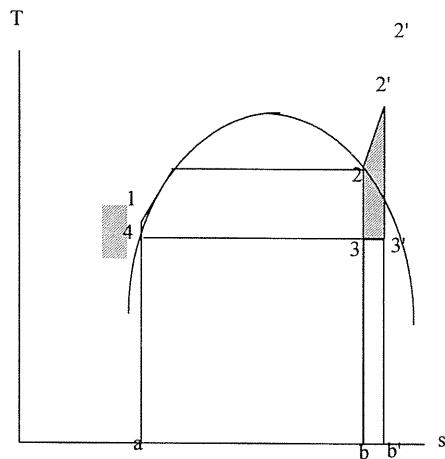


圖9 採用過熱器對效率之影響

## 3. 增加鍋爐之蒸汽壓力

由圖10中可知，由於增加鍋爐之蒸汽壓，使朗肯循環之熱力學變化由 $4-1-2-3$ 變為 $4-1'-2'-3'$ 。雖然由兩塊面此積比較，可知輸出之功幾乎不變，但是熱損失減少了 $3'-3-\text{b}-\text{b}'$ 之面積，故整體熱機循環效率得到提升。但亦必須了解提高蒸汽壓力伴隨而來乃是增加飼水泵的電力消耗，且亦造成排氣蒸汽乾度(dryness)的降低此乃其缺點。

## 4. 採用再生(regenerative)式朗肯循環

朗肯循環之效率令比卡諾循環低的原因之一為進入鍋爐之飼水溫度始終低於高溫熱庫(或燃燒室)之溫度，因此適當地提高飼水溫度將有助於提升整體效率。從理論上，可將飼水泵所泵送之飼水經由汽輪機表面，以吸收蒸汽在膨脹過程中所耗散之熱來完成，如圖11所示。但實際上此舉不僅工程上不易做到，即使實施，亦將使汽輪機內蒸汽提早凝結，增加水汽含量而損及葉片。因此工程上多採用從

汽輪機適當位置抽汽方式，將蒸汽導入接觸式熱交換器(contact heater)或表面熱傳式熱交換器(surface heater)來加熱飼水，如圖12所示。

在圖11中所代表的熱力學過程係一個可逆之熱傳過程，在飼水預熱之過程中所接觸之蒸汽均比飼水溫度稍微高一些，飼水經預熱後，在進入鍋爐前已達飽和溫度 $T_1$ ，另一方面，蒸汽在輪機中之膨脹過程為非等熵過程，即為圖11(b)中之2-3曲線，所有膨脹過程所減少之亂度均轉移到飼水之中，如此一來，整體系統之效率與卡諾循環1-2-3'-4'-1完全相同。在工程上，因無法做到如此之配置，故多採圖12之直接接觸或間接接觸熱交換方式達成飼水之預熱，圖12(b)代表了在設置一個飼水預熱器情況下之熱力學變化特性曲線，圖中之3-4-5-6-7-8曲線即代表飼水預熱所增加之效率。目前大型火力電廠的飼水加熱過程均採7至10級的飼水加熱器。圖13為多級飼水預熱器之配置圖。

在圖12中之飼水預熱之熱交換器稱為接觸式熱交換器，但在圖13中所採用之熱交換器並非接觸式熱交換器，而是表面式熱交換器。而表面式熱交換器一般可分為兩型(如圖14)，一為熱交換完畢後將冷凝液泵送入預熱之飼水而與其匯流，如圖14(a)所示。另一為利用高溫高壓蒸汽進行熱交換完畢後將冷凝水送到其他之預熱單元，最終返送回冷凝水貯槽，如圖14(b)所示，圖13即為此種配置之一實例。

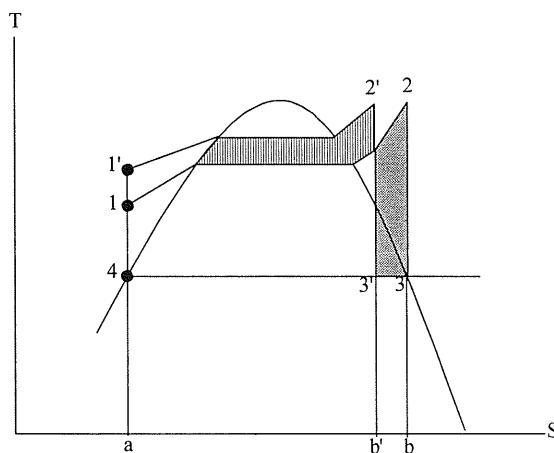


圖10 增加鍋爐蒸汽壓力對效率之影響

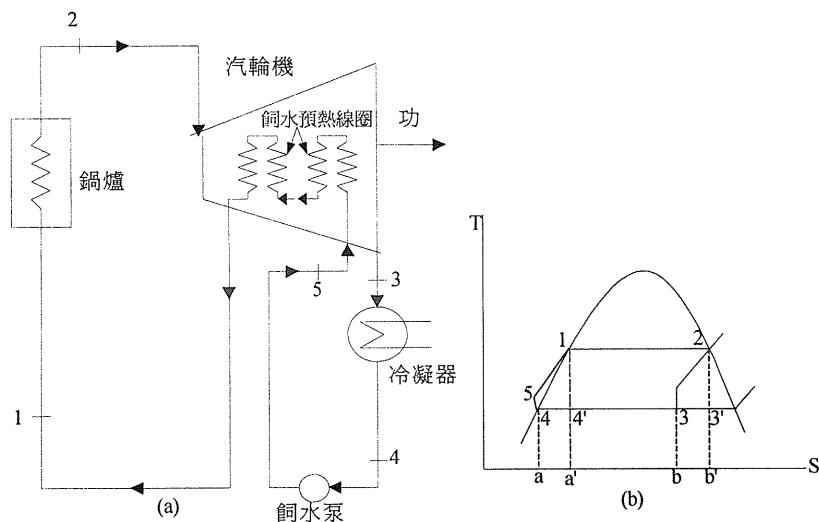


圖11 理想之再生式朗肯循環

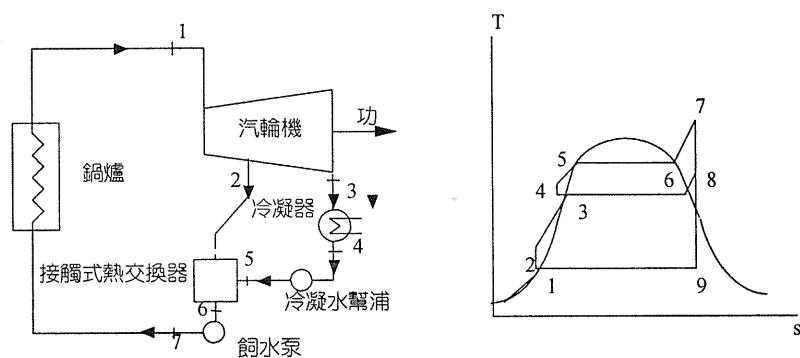


圖12 單一接觸之再生式朗肯循環

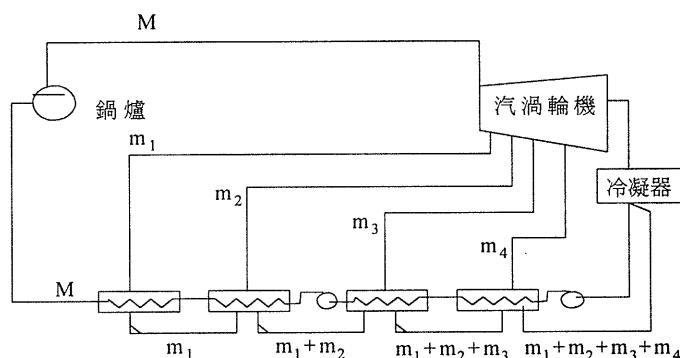


圖13 多級飼水預熱器之配置圖

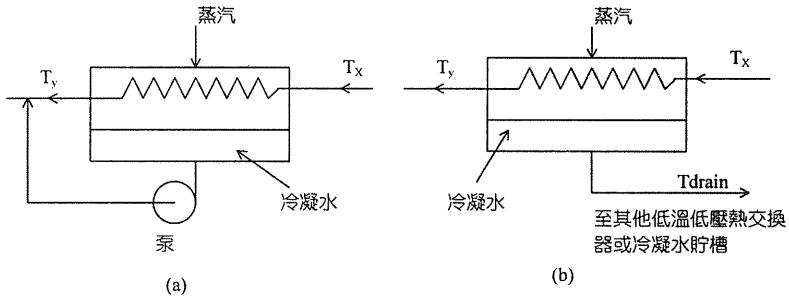


圖14 表面式熱交換器之配置

在設計工作上，兩個參數常被用於設計此類之熱交換器，一為終端溫差參數(terminal temperature difference, TTD)，另一為冷凝液法則參數(drain cooler approach, DCA)。

並有下列二式之定義：

$$TTD = T_{sat} - T_y$$

$$DCA = T_{\text{drain}} - T_x$$

其中 $T_{sat}$ 為飼水預熱用蒸汽之飽和溫度， $T_{drain}$ 為離開熱交換器冷凝水之溫度。 $T_x$ 及 $T_y$ 為熱交換器入口及出口之飼水溫度。對一般大型發電機組而言，TTD均設在介於 $-1.7^{\circ}\text{C}$ 到 $2.8^{\circ}\text{C}$ 之間，而DCA則採 $5^{\circ}\text{C}$ 。

#### 5. 採用再熱循環(reheat cycle)

再熱循環係將部份已膨脹之蒸汽由汽輪機中抽到鍋爐內再熱器加溫後返送到汽輪機。如圖15所示。在圖15(b)中，3-4之曲線即為再熱器所產生之效率。再熱器雖然只可能增加一點效率，但是它對於減少汽輪機內之水汽有很大之幫助，因此可以增加汽輪機之內部效率。再熱器在火力電廠中較常見，一般並未用於大型垃圾焚化廠。

#### 四、大型垃圾焚化廠汽電共生系統之構造<sup>(10, 11)</sup>

汽電共生系統的汽輪機可分為背壓式(back pressure type)與凝結式(condensing type)兩種，背壓式系統所產生之蒸汽多供應附近工廠使用，其汽輪機出口之蒸汽壓力及溫度較高，凝結式汽輪機出口排汽壓力一般均低於大氣壓力，約為  $0.5 \sim 0.3\text{kg/cm}^2\text{A}$ ，因此蒸汽產生之功較大，發電量較高，但汽輪機構造卻較複雜。其系

統之佈局，常會因為預熱空氣及飼水之不同，而產生不同之設備組合佈局。例如圖16中為八里垃圾焚化廠之能源回收系統，可詳細說明如下<sup>(9, 10)</sup>：

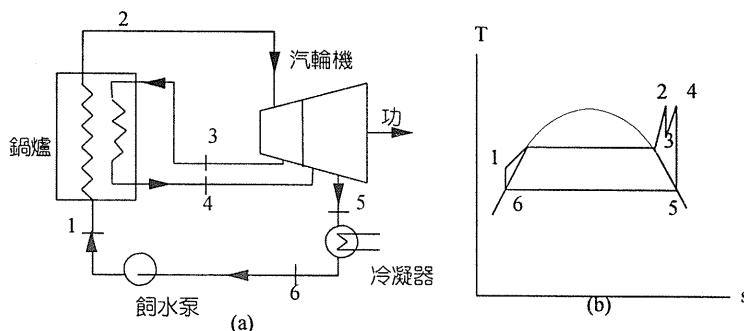
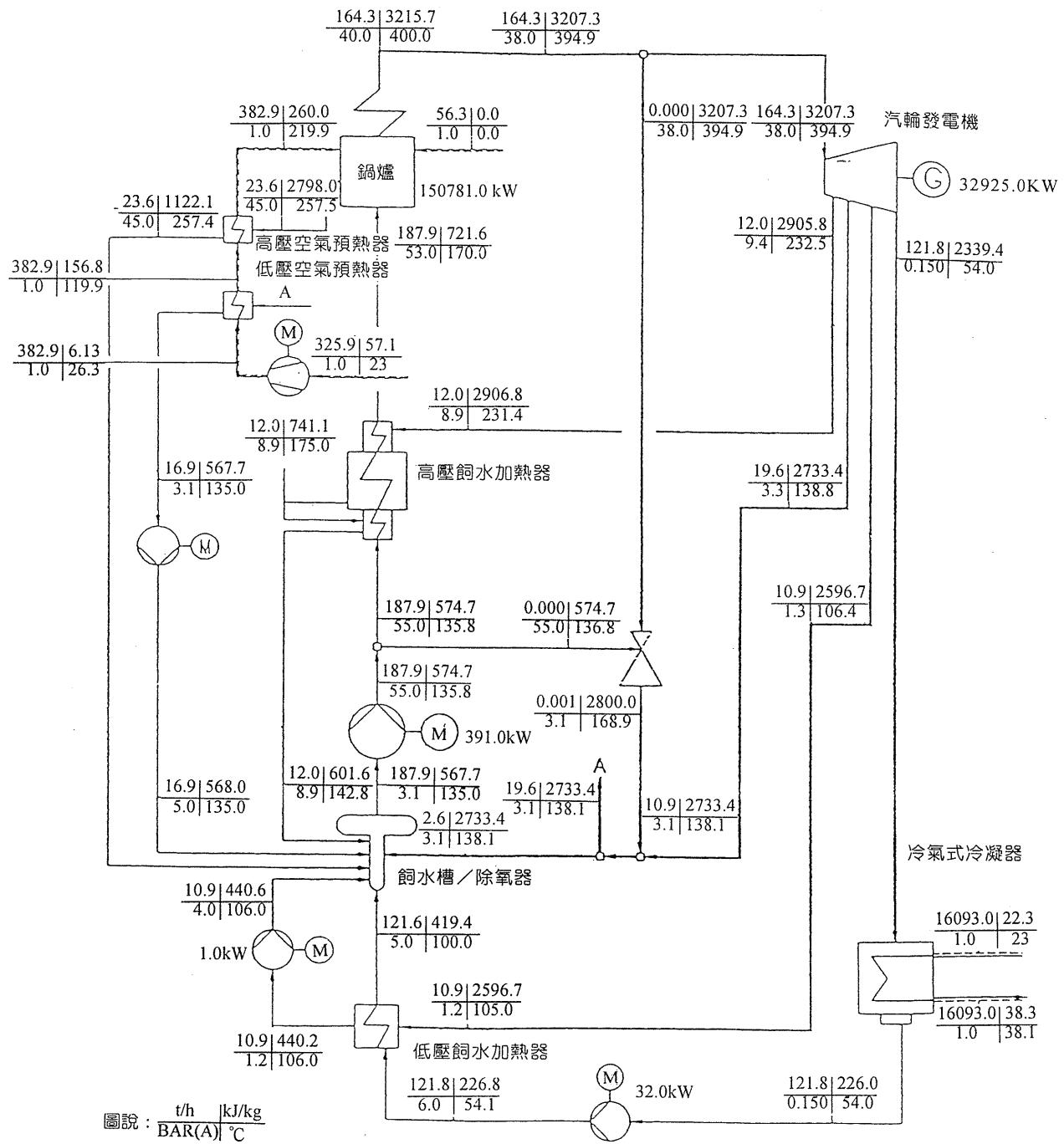


圖15 具有再熱器之朗肯循環

### 1. 焚化爐/鍋爐系統

焚化爐/鍋爐的設計，必須使垃圾燃燒溫度保持在850°C以上，並以有2秒以上的滯留時間，以確保垃圾中有機物質能完全分解並加以焚化。儘量降低灰燼中未燃碳(unburned carbon)之比例，其焚化灼熱減量必須在5%以下。若垃圾本身熱值過低，除了輔助之柴油燃燒器必須能自動點燃外，以維持爐床溫度保持在850°C以上，適當的輔助燃燒空氣供給可以達成最佳的燃燒條件，降低污染物的生成。為確保垃圾完全燃燒，燃燒空氣的供給分為一次空氣與二次空氣。一次空氣由垃圾貯坑上方抽取，可以防止垃圾貯坑臭味的外洩，並經預熱後由爐床底部空氣室注入爐床，以提高爐床的燃燒效率；二次空氣至少佔總空氣量的40%以上，由爐床上方注入，使廢氣能達到完全燃燒。二次空氣可由鍋爐房內抽取，除可回收部份輻射熱之外，亦可增進鍋爐房內的通風效果。燃燒空氣先經由汽輪機的抽氣加熱，再由汽鼓抽出飽和蒸汽加熱至220°C，以提高鍋爐的熱效率。爐體的設計必須能降低NOx的生成及避免懸浮微粒由廢氣排出，且儘量使廢氣成分均勻化，避免有燃燒室層流化現象的產生。

垃圾的物理性質及化學成份均隨時在變化，並不像一般均質的(homogeneous)石化燃料。焚化爐/鍋爐的設計，必須能維達到操作上的最大彈性，以應付垃圾性質的變化。故其設計必須在70~115%的最大額定出力(maximum continuous rating; MCR)時，能完全自動操作。並要求在兩次大修間能維持連續運轉8,000小時，爐床壽命必須達到20,000小時以上，而不必更換爐



設施規模 = 1350t/d (18.75t/h)

設計熱值 : 9.65MJ/kg

發電機負載 : 115% MCR

圖16 八里焚化廠汽電共生系統熱平衡圖

條。至於垃圾貯坑的滲出水(leachate)，因其成份為高濃度有機廢水，必須再噴入爐體內加以焚化，以減低其廢水處理系統的複雜性。

鍋爐與焚化爐均採室內設計，以降低其附屬設備的噪音，並預防天候腐蝕與侵蝕。鍋爐採自然循環(natural circulation)設計，利用水與蒸汽密度的不同，而造成爐管內的循環，以減少輔助電力的使用。其發電最佳化的蒸汽條件為40 bar(A)、400°C，以避免廢氣對爐管產生高溫腐蝕，燃燒後的廢氣(flue gas)由輻射區進入對流區時，其溫度亦必須控制在600°C以下，以避免過熱區的積垢(fouling)；且廢氣在離開節熱器(economizer)時，其溫度亦降低至220~200°C，以提高鍋爐的效率；但廢氣離開節熱器的溫度亦不可低於200°C。以避免廢氣中有各種酸性的氣體凝結，造成節熱器爐管低溫腐蝕。鍋爐本身有良好的保溫設計、充份的照明及通風設施(鍋爐房特別設計有通風扇)。為配合維修空間的考慮，設計有良好的進出通路。對於鍋爐的過熱器及節熱器，均預留將來擴建空間，對於未來垃圾性質的變化，保有擴充的彈性。

燃燒後的灰燼(底灰)經出灰器排出，再由輸送帶送到灰燼貯坑(ash pit)。而鍋爐節熱器與集塵器底部所收集的飛灰則獨自送至飛灰貯倉。因為飛灰及反應生成物含有較高的重金屬，故與灰燼(底灰)必須分開收集，以避免底灰受重金屬的污染。飛灰與反應生成物若能通過毒性濃度萃取程序(TCLP)，則以一般廢棄物加以掩埋，否則必須以有害事業廢棄物加以處理。

## 2.汽輪機/發電機系統

汽輪機循環發電系統，主要設備包括有汽輪機、發電機、氣冷式冷凝器、冷凝水泵、低壓飼水加熱器、高壓飼水加熱器、低壓洩水泵、除氧器及飼水貯水槽等組成，如圖17所示。建造焚化廠主要的目的在於焚化垃圾，回收廢熱發電為附帶效益；且汽輪機/發電機的可靠性及可用性均遠高於焚化爐/鍋爐，因此一般均由兩組或三組焚化爐/鍋爐，配備一組汽渦輪發電機組，為增加其全廠之可靠性與可用性，汽輪機設計有旁通系統(by-pass station)；即由鍋爐產生的蒸汽，經適當的降溫及降壓措施，可不經過汽輪機，而由旁通閥直接排入冷凝器，這種設計上之安排可使當汽輪機/發電機停機時，焚化爐亦能正常運轉，而不致於造成焚化廠的全廠停機。

汽輪機循環系統(turbine cycle)採三段抽汽式，汽輪機一般採凝結式

(condensing type)設計；汽輪機關斷閥(stop valve)前主蒸汽條件為38bar(A)、400°C。三段抽汽式乃利用熱力學上的再生循環(regenerative cycle)，以增進其效率。汽輪機抽汽系統的壓力，乃由自動化之質量與熱能平衡決定，非一般工業用定壓抽取式(automatic extraction type)，由控制閥抽出一定壓力的蒸汽。依38 bar(A)、400°C的主蒸汽條件中，採用三段飼水加熱系統，可以獲取最高的效率，而又合乎經濟的原則。第一級抽汽為過熱蒸汽(superheated steam)，故高壓飼水加熱器設計成具有過熱降溫區(desuperheating zone)、冷凝區(condensing zone)及洩水冷卻區(drain cooler approach)三加熱區之完整熱傳過程，以達到最佳熱傳效果。

第二級抽汽作為除氧器及助燃空氣的加熱之用。除氧器用以去除冷凝水中的氧，故均採水、汽直接接觸加熱(direct contact heating)式，而不採用高壓、低壓飼水之殼管式(shell-tube)加熱器(即表面接觸式加熱器)。為達成除氧或除去各種無法冷凝的其他氣體，除氧器及飼水貯水槽均保持在飽和條件之下，即由飼水貯水槽所排出的飼水均維持在飽和(saturated)狀態；但汽輪機的抽汽壓力是隨負載而變化，在低於某一限度負載之下，第二級抽汽壓力會低於3.1bar(A)，為維持飼水泵進口飼水溫度在135°C，此時必須能由主蒸汽自動切換支援(back-up)，維持在3.1 bar(A)的壓力，起機時亦可避免空氣中的氧氣溶入飼水中。第二級的抽汽亦用作燃燒空氣的加熱，將由垃圾貯存坑上方所抽取的空氣加熱至120°C；再由鍋爐汽鼓所抽取的飽和蒸汽，將其溫度由120°C加熱至220°C，再由爐床底部注入爐床燃燒，以提高鍋爐的燃燒效率。

第三級抽汽則作為低壓飼水加熱器的熱源，因為第三級所抽取的蒸汽為稍微過熱但也接近飽和的蒸汽，故在經濟觀點而言，低壓飼水加熱器則不具過熱降溫區，而只設計有冷凝區及洩水冷卻區等兩加熱區。但系統中設計有低壓加熱器洩水泵，在冷凝水進入除氧器之前，將加熱器的洩水(drain)直接泵回冷凝水系統(condensate system)，其目的在回收更多的熱能，增進熱效率，因為其洩水的溫度與冷凝器出口的冷凝水溫度幾乎相差有60°C。三級抽汽的總量約佔節流量(throttle flow)的26%。

為防止汽輪機不當的進水(water induction)，各級抽汽系統均必須設計有自動關斷閥與逆止閥，在功能必須具備與飼水加熱器水位高低及加熱器洩水系統有連

鎖作用。一般飼水加熱器的洩水系統，均採階梯式(cascade)設計，在正當運轉時，壓力高一級的飼水器洩水，均排放在至次一級壓力的加熱器，但在緊急情況時，飼水加熱的洩水均裝置有替代洩水系統(alternative drain)，將洩水直接排放在真空條件的冷凝器，以避免在汽輪機由抽汽系統不當的進水，而造成損害。其設計準則均依據ANSI/ASME TDP-1-1985的相關要求。

另外，為防止汽輪機中蒸汽的外洩或防止空氣進入汽輪機的真空區，汽輪機必須有軸封系統(sealing steam system)的設計，一般均採迷宮式(labyrinth-type)軸封。起機時，由外來蒸汽提供軸封所需的蒸汽，當汽輪機到達某一特定負載，汽輪機則由本身內部的蒸汽來提供軸封所需的蒸汽。而用於軸封的蒸汽及部份的空氣，則由軸封蒸汽排出器(steam packing exhauster)將其冷凝，再回收至冷凝水系統。在起機時，冷凝器的抽真空工作則由起機用空氣排出器(ejector)或真空泵達成驅離之效果，一般要求20分鐘可以達到500mbar(A)的壓力。正常運轉時，由空氣排出器或真空泵維持冷凝器的真空度。空氣排出器的驅動力則由主蒸汽來提供。

汽輪機/發電機的控制系統採最先進電子油壓控制(EHC)或數位油壓控制(DHC)系統。一般燃煤火力電廠扣除廠內用電的淨熱率(heat rate)或消耗比約為9,570kJ/kW.h，即熱效率為37.6%；而核能電廠的淨熱率約為10,020kJ/kW.h，即熱效率35.9%；而燃天然氣的複循環機組(combined cycle)其淨熱率可降至7,922kJ/kW.h，即熱效率可高達45.5%。而焚化廠的發電系統若採三級抽汽式設計，最終飼水溫度為170°C，其廠內的淨熱率約為14,755 kJ/kW.h，即熱效率為24.40%；但若採兩級抽汽式而不使用高壓飼水加熱器，其最終飼水溫度只有151°C，其淨熱率降為17,487kJ/kW.h，即熱效率為19.52%。

### 3. 氣冷式冷凝器

冷凝器在將汽輪機作完功的蒸汽，加以冷卻成冷凝水，以供循環系統的重複使用。其冷卻方法可用水冷式或空氣冷卻式。目前發電廠均採用海水冷卻方式，以達較低的絕對壓力，其冷凝器的壓力為2.2吋Hg(A)(7.45Kpa)，可以增加汽輪機的出力。

由過去各國興建焚化廠顯示，均採氣冷式冷凝器設計，主要著眼於具有較低的投資費用、操作與維修費用，以及具有較高的可靠性與可用性，因水冷式必須

有較高的投資費用，故國內一般垃圾焚化廠均採氣冷式冷凝器。但冷凝器的壓力只能到達 0.15bar(A)(15kPa)，汽輪機的出力亦會稍微降低。對於 400°C、40bar(A) 的主蒸汽條件，採用氣冷式冷凝器(15KPa)與水冷式冷凝器(7.45KPa)設計，以等熵(isentropic)變化之下，其可用焓(enthalpy)相差約 7%，亦即汽輪機出力相差 7%。一般氣冷式冷凝器會佔用較大的空間，故均將其裝置在汽輪機房之屋頂，以節省用地。由於操作的需要，冷凝器的空氣送風機均採軸流式設計，驅動馬達為高低轉速兩段設計，以降低在低載(partial load)時電力的消耗。

經冷卻後的冷凝水，則由冷凝水泵(condensate pump)送至除氧器，其間流經蒸汽抽氣器(steam ejector)、軸封蒸汽排出器、低壓飼水加熱器再進入除氧器。因為冷凝器排出的冷凝水為飽和水，且冷凝器的壓力只有 0.15bar(A)，故必須特別注意冷凝水泵的設計，以避免空蝕(cavitation)發生在冷凝水泵。

#### 4.除氧器/飼水貯水槽及飼水加熱

除氧器為直接接觸加熱式設計，利用汽輪機的第二級抽汽與冷凝水直接混合接觸，以達成加溫與除氧的效果。除氧器直接座落在飼水貯水槽的上方，兩設備直接建造在一起，並安裝在汽輪機房屋頂，以提供足夠的“系統可用的淨正水頭”(net positive suction head available, NPSHA)。因為飼水貯水槽所流出的飼水為飽和狀態，必須有足夠的淨正水頭，以避免飼水泵發生空蝕(cavitation)，而損傷泵的葉片。除氧器亦接受高壓飼水加熱器的洩水(drain)及空氣預熱器的洩水，以提高廠內的熱效率。

飼水加熱器依工程慣例分為高壓與低壓，對於汽輪機循環系統，加熱器位在除氧器之前，稱為低壓飼水加熱器；位在除氧器之後，稱為高壓飼水加熱器。猶如在此循環系統對“水”之稱呼，冷凝水在冷凝器出口至進入除氧器之前均稱為冷凝水(condensate)；而經飼水貯水槽至節熱器以至鍋爐汽鼓，其間之“水”均稱為飼水(feedwater)；冷凝水與飼水之性質均相同，但溫度、壓力稍有差異而已。飼水加熱器為封閉殼管式(closed shell tube type)設計，其中蒸汽與飼水並不直接接觸，飼水在管子內部(tube side)流動，加熱蒸汽在管子外部(shell side)。為節省加熱器所佔用的空間，焚化廠飼水加熱器採用直立式(vertical)設計。

高壓飼水加熱器設計有三熱傳區，過熱降溫區的加熱是利用過熱蒸汽的顯熱(sensible heat)為加熱源；冷凝區是利用飽和蒸汽相變化的潛熱(latent heat)為加熱

源；洩水冷卻區是在多回收些洩水(drain)中的熱源，以提升飼水的溫度。飼水在高壓飼水加熱器的流程，是先經過洩水冷卻區加熱，再經冷凝區加熱，最後經過熱蒸汽降溫區加熱，才離開加熱器而進入鍋爐的節熱器。低壓飼水加熱器只有冷凝區與洩水冷卻區，而不具過熱蒸汽降溫區，因為相對應的汽輪機抽汽的過熱度較小所致；但它的洩水溫度為 $105^{\circ}\text{C}$ ，故用低壓洩水泵將洩水泵回冷凝水系統，以達到最佳的熱能回收。

### 5.鍋爐飼水泵及其驅動設施

在焚化廠廢熱發電的汽輪機循環系統，設計有兩台大型(100% MCR)及一台小型(50% MCR)鍋爐飼水泵；其中一台大型鍋爐飼水泵由汽輪機驅動，而蒸汽來源是由主蒸汽提供，驅動汽輪機的排汽亦排至氣冷式冷凝器。另外的一大一小飼水泵，則由馬達驅動，與發電廠的設計稍有不同，發電廠正常運轉時，均利用兩台大型汽輪機驅動的大型飼水泵，而只有在起停機階段，才會利用馬達驅動的小型飼水泵。焚化廠正常的運轉乃利用馬達所驅動的一大一小鍋爐飼水泵打水，汽渦輪驅動的飼水泵為備用機組。汽輪機驅動飼水泵其設計上的主要準則為：

- (1)當系統之馬達驅動之飼水泵無法正常運轉時，能立刻將由主蒸汽驅動之大型飼水泵併入系統運轉；
- (2)或無任何外來電力時，能消耗焚化爐/鍋爐的殘餘熱能。

飼水泵及驅動裝置的設計要求，必須在冷機未運轉的條件下，能安全而迅速地啟動，自動地併聯至系統並加載到系統上所要求的負載，而不必有任何的預熱措施(prewarming devices)。飼水泵為離心式，故必須有最小流量(minimum flow devices)保護措施，以保護泵壽命；最小流量保護措施經適當地降壓，再引回其吸入端(suction side)的飼水貯水槽。一般飼水幫浦均由數級的葉片組合而成，若葉片為對稱反向裝置，則不會產生不平衡的軸向推力；若葉片為同向裝置，則會產生不平衡的軸向推力，必須藉助於平衡鼓(balancing drum)的設計加以平衡其軸向推力，其所排出的飼水可引回到吸入端(saction side)或飼水貯水槽。

飼水貯水槽所排出的水均為飽和狀態，為避免飼水泵空蝕所產生的噪音、振動及葉片損傷，飼水泵所需的淨正吸入水頭(NPSHR)必須小於系統可用的淨正吸入水頭(NPSHA)1m以上，以確保飼水泵良好穩定的運轉。另外，焚化廠的飼水泵並無加壓泵(boosting pump)的設計，均將飼水貯水槽設計在汽輪機房的屋頂，而將飼水泵設計在地面層，以確保系統有足夠的淨水頭。

## 6.控制系統

若要垃圾焚化廠之能源回收完全發揮其設計功能，必須藉由全廠自動化控制系統達成，亦可降低操作人事費用與維修費用。其控制系統採用最新式之數字顯示監控系統，操作人員在任何時間均能充份掌握全廠的作業情況；對於重要設備的操作均採遙控方式；所有運轉資訊均登錄並列表以供運轉人員參考；並能確保所有溫度、壓力、流量等操作條件均能符合設計值，使機組能維持在最佳狀況下運轉。雖採完全自動連續運轉，若有需要，操作人員亦可在任何時間介入採手動操作，緊急情況時則必須指示運轉人員作安全操作程序之指引。在運轉中若有設備停機時，會依時間順序記錄之，有助於運轉人員了解分析判斷其停機原因，並進行維修。使在全廠經濟壽命年限內，能達成最經濟、最安全的操作運轉。

## 7.其他輔助系統

為達成廢熱回收作發電用，除上述之主要設備外，例如鍋爐補充水處理系統、出灰系統、輔助燃料油系統、吹灰系統、化學加藥系統、壓縮空氣系統、廠區冷卻水系統及水與蒸汽監測系統等亦必須在規劃設計時作總體考量，方能達成全廠預期設計的功能。

## 五、結語

本文僅就汽電共生系統之熱循環進行系統工程之設計與分析，在充分運用熱力學第1及第2定理以及基本之熱傳理論下，系統設計之困難度已大幅降低。系統之配置在最優安排下已可以將循環效率進行相當程度之提升。此系統設計之結果，可提供給下一階段之各元件細部設計之依據。然而為維持全系統之效率，仍須一些輔助性之工程思考及方法，詳細之內容可參考相關文獻。<sup>(12, 13)</sup>

## 參考文獻

- 1.石川禎昭：電氣事業法改正與高效率化垃圾發電，環境設施，No.61，pp.1-26，1995.
- 2.黃聖賢，垃圾資源回收廠之汽電共生系統，經濟部專業人員訓練中心課程講義，民國八十五年七月。

- 3.經濟部能源委員會，垃圾焚化廠汽電共生系統之規劃與潛力研究報告，民國七十八年六月。
- 4.ISWA, Energy from Waste Plants, Copenhagen, Denmark, 1994.
- 5.Bernyi, E. B. and Gould, R. N., 1993-1994 Resource Recovery Yearbook, Governmental Advisory Associates, Inc., New York, 1993.
- 6.厚生省水道環境部整備課，垃圾焚化設施廢熱有效利用相關檢討報告，都市廢棄物，Vol.22, No.1, pp.49-54, 1992.
- 7.Khalie, E. E., Power Plant Design, Gordon & Breach Science Publishers, Switzerland, 1990.
- 8.Li, K. W. and Priddy, A.P., Power Plant System Design, Prentice-Hall, 1985.
- 9.Sorensen, H. A., Energy Conversion System, John Wiley & Sons, New York, 1983.
- 10.行政院環保署，新竹/八里資源回收廠工程規劃報告書，民國八十二年十二月。
- 11.鄭憶誠，廢棄物焚化廠發電系統工程設計，經濟部專業人員訓練中心課程講義，民國八十四年七月。
- 12.Seelinger, R. W. and Phillips, W. J., The Power of Waste-to-Energy, Solid Waste & Power, pp.20-27, Dec.1990.
- 13.Schlotthauer, D. J. and Becker, R. R., Maximizing Power at Waste-to-Energy Plant, Solid Waste & Power, pp.28-33, Oct.,1992.