



目錄

前 言	2
一、火力發電概論	4
1. 發電原理	4
2. 火力發電廠之分類	4
3. 火力發電廠設備	5
二、發電效率與最佳化操作	9
1. 發電效率	10
2. 最佳化操作	10
3. 效率有關名詞	12
4. 慣常汽輪機發電效率之提升	13
5. 最佳化操作案例：某電廠一~四號機	18
三、火力發電能源查核事項	18
四、火力發電節能方法及節能案列分析	23
1. 停用或減用功能相同或類同設備	25
2. 運轉模式改變	27
3. 採用高效率或加裝省能設備	28
4. 冷凝水泵增設變頻器或變轉速設備，降低解聯停機時之用電量	28
5. 鍋爐排放水回收至原水槽及回收熱能	29
6. 回收鍋爐沖放水廢熱	30



五、參考資料.....	30
附錄 能源查核制度申報表範例.....	31



前言

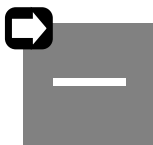


電是重要民生必需品，是經濟發展、社會繁榮的主要原動力之一，人類為了生存與永續發展必須努力開發電源，唯水力發電受地理環境及氣候、地震、大自然之限制開拓不易，風力亦因季節與地理位置之關係，不能穩定連續大量發電，故電力系統之主力在火力發電，依台灣100年電力結構火力發電約佔80%。

台灣極度欠缺自產能源，幾乎全賴進口，最近幾年燃料價格飆漲，火力發電成本依隨燃料價格而大幅上漲，又火力發電是CO₂主要製造源，也是溫室效應禍首。

緩和地球暖化是現階段全世界共同努力目標，我們不能置之度外。在兼顧發展經濟、繁榮社會，降低成本與延緩地球暖化之大前提下，火力發電應積極努力提昇發電效率，並注意運轉安全，減少事故及減少不必要之用電以減少石化燃料使用量，進而抑低二氧化碳排放量。





火力發電概論



1. 發電原理

電是由導體與磁力線之相互位移(導體割切磁力線)而產生，由下式表示

$$e=BLV$$

e：電動勢

B：磁通密度

L：與磁通直交之導體有效長度

V：位移速度

大型發電機具有導體(定子線圈)與磁力線(轉子線圈通直流電而產生旋轉磁場)。要發電機發電，這兩大部分須有所相互位移，所以一定要有原動機來帶動發電機，使導體與磁力線發生相互位移，導體切割磁力線產生電動勢，才能發電。

2. 火力發電廠之分類

發電方式依推動發電機之動能來源可分為核能發電、水力發電、風力發電與火力發電。

火力發電依其原動機之不同又分為：慣常汽輪發電機組(或稱汽力機組)、氣渦輪發電機組、柴油發電機組(內燃機組)、兼具氣渦輪機組與汽力機組之發電機組則稱複循環發電機組。

慣常汽輪發電機組依其燃料別又可分為：燃煤火力發電機組、燃油火力發電機組、燃氣(LNG)火力發電機組。

慣常汽輪發電機組依鍋爐運轉壓力高或低於臨界壓力又分為



a.亞臨界機組：鍋爐運轉壓力 < 臨界壓力 $225.65\text{Kg}/\text{cm}^2$ ； 3203.6Psi

英文:Sub - Critical Pressure Boiler

b.超臨界機組：鍋爐運轉壓力 > 臨界壓力 $225.65\text{Kg}/\text{cm}^2$ ； 3203.6Psi

英文:Super - Critical Pressure Boiler

超臨界機組因可提供較亞臨界機組更高壓與更高溫之蒸汽條件，故機組可獲取更高效率，其效率差值依蒸汽壓力與溫度差值而定，差值愈大則差距愈大。

燃煤機組成本相對其他火力發電便宜，唯二氧化碳排放強度相對其他火力發電高，為有效用煤與抑低二氧化碳排放強度，超臨界燃煤機組因具效率效率高之優勢，已為時下主流發電方式之一且蒸汽壓力與溫度愈來愈高之趨勢，目前已有蒸汽壓力 $300\text{ kg}/\text{cm}^2$ ，蒸汽溫度 600°C 之超-超臨界鍋爐運轉實績。

3. 火力發電廠設備，

慣常汽輪機發電廠與各部門流程如圖一所示。





經冷熱風門依粉煤機出口設定之溫度，提升至需求溫度後進入磨煤機，使煤粉容易於爐內著火燃燒，煤中灰分在爐內燃燒後約15%~20%結成渣掉到爐底(稱底灰斗)為底灰，微細者跟著燃氣通路，在集塵器(EP)被吸附者稱飛灰。底灰、飛灰個別由出灰設備排出爐外。

- ② 重油：由儲油槽儲油，再由輸油轉送泵打到比較小容量之日用油槽。發電中之油燃料連續由日用槽經重油泵加壓送經重油加熱器加溫後由油槍噴入爐內燃燒，其油灰在集塵器(EP)收集後排出爐外。
- ③ 天然氣：由管線入廠後經調壓計量後送入爐內燃燒，天然氣沒有灰，所以燃氣鍋爐沒有集塵器(EP)。

b. 空氣、燃氣及其環保處理系統：

燃燒用之空氣由送風機從廠房四週吸入(屋內式鍋爐則由爐頂吸入)，經空氣預熱器(AH)，作熱交換，空氣預熱器有兩個通道，個別通過吸入之冷空氣，與省煤器出口將排放之熱煙氣，在此作熱量轉移，利用由煙囪排放之煙氣餘熱，提升燃燒空氣溫度，送入爐內助燃效果更好，且可減少煙氣排放熱損失。這些加溫過的空氣和燃料同時噴入爐內燃燒就成為燃氣。

高溫燃氣經爐膛爐水牆管、過熱器、再熱器、省煤器、完成把水加熱成過熱蒸汽，進入脫硝裝置，去除煙氣中部份氮氧化物(NO_x)。而後經空氣預熱器，餘熱與空氣混合作熱交換。而煙氣再經集塵器將煙氣中微細粒狀物吸下，經引風機進入脫硫裝置，去除部份硫氧化物(SO_x)，煙氣於符合環保管控條件之前提下由煙囪排放。

c. 補水系統：

補水系統是供給鍋爐起動用水及補給運轉中消耗之水量。在爐管內高壓高溫之嚴格條件下，須使用良質生水經純水處理系統(水廠)後稱為除礦水，再送入除礦水槽儲存備用。補充水由除礦水槽依需求量送入冷凝器下方之熱井(Hot Well)後進入汽水系統循環。

(2) 動力產生設備：汽機系統

a. 蒸汽系統：

水在鍋爐水牆管吸收燃料燃燒所釋放的熱量，蒸發變成飽和蒸汽，進入

汽水鼓，進行汽水分離，飽和蒸汽離開汽水鼓後進入過熱器(超臨界壓力鍋爐無汽水鼓，水於水牆管將飽和水直接變成飽和蒸汽，未經汽化過程，亦即無汽化潛熱)在過熱器再被加熱而由飽和蒸汽變成過熱蒸汽送入高壓汽機作功，再回到鍋爐再熱器吸熱升溫，提高能量成高溫再熱蒸汽，進入中壓汽機作功後進入低壓汽機繼續作功，被驅動之汽輪機則帶動同軸之發電機發電。

為更有效利用蒸汽之熱能，在汽機部分段抽出部分蒸汽供給飼水加熱器用來加熱將回鍋爐之飼水。飼水加熱器按其壓力和溫度高低串成一路，一般含除氧器共設八個。以除氧器為分界，在除氧器之後者稱為高壓加熱器；之前者稱為低壓加熱器。抽汽亦依其壓力溫度之高低順序分別引入各給水加熱器，這種設有再熱器與抽汽加溫鍋爐飼水之汽水循環稱為再生再熱式循環。

b.凝結水系統：

高壓高溫的蒸汽在高、中壓與低壓汽機作功膨脹降溫而成低壓低溫蒸汽排放到冷凝器，此些蒸汽於冷凝器釋出其潛熱後變成液態水後進入冷凝器底部之熱井，這些凝集在冷凝器底部熱井的水稱為冷凝水。

冷凝水藉由冷凝水泵(Condensate pump)從熱井打出，經低壓加熱器，再入除氧器，除氧器除具去除水中溶氧與不凝結氣體功能外並將水加熱，稱開放式加熱器。

鍋爐飼水泵(Boiler Feedwater Pump)將除氧器儲水槽之給水(Feedwater)提升壓力後經高壓加熱器再升溫後進入鍋爐省煤器再進入鍋爐汽水鼓(Drum)繼續進行汽化循環。

在汽水循環系統中壓力最高點在鍋爐飼水泵出口。

c.冷卻水系統：

冷凝器需大量的冷卻水來冷卻在汽機作完功後所排放之飽和蒸汽，一般都使用海水冷卻。

海水經泵室(稱Pump House)進水口固定攔污柵、迴轉攔污柵等攔污設備阻除朔膠袋等雜物後，由循環水泵(CWP)泵送入冷凝器，通過細長管束，在此作完冷卻任務後再排回海中。若是無法取得大量冷卻水的電廠就得設置冷卻水塔替代海水冷卻方式。

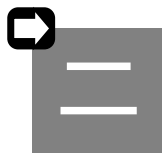


(3)電力產生設備：發電機系統

一個電廠就有好幾部發電機，共同加入電力系統，所以發電機一定是同步機，否則就不能聯結成系統。同步發電機有兩大部份，為定子和轉子。

轉子由整塊鐵構成，在轉子上層溝槽安置線圈。此轉子線圈是磁力線產生之用。另有激磁機或稱為勵磁機，係激磁用的直流發電機。由激磁機送出直流電通過轉子線圈，產生磁力線形成正、負磁極於轉子上。當發電機由原動機帶動，而轉子之正、負極建立後就可發電。主蒸汽進入汽機的量多，發電量就多。發電機因機內絕緣空間的限制其電壓在11KV~24KV之間，發出來的電經變壓器升高電壓後經由輸電線加入電力系統。





發電效率與最佳化操作



1. 發電效率

發電效率高直接影響發電成本、競爭力、CO₂排放量；發電效率高，代表相同發電量可減少燃料、減少CO₂排放量、可延緩地球之暖化，所以提高發電效率是發電廠首要任務之一。

影響發電效率之因素非常多，可分為可控制因素與非可控制因素。

茲就可控制因素敘述如下：包括低壓汽機排汽背壓(或稱冷凝器真空度)、主蒸汽壓力、溫度、再熱蒸汽溫度、廠內用電佔比、飼水加熱器的性能、鍋爐沖放水量、空氣預熱器的洩漏、鍋爐排煙溫度、過剩空氣量、設備適當維修、不良配件更換等。電廠同仁共同努力修正運轉與設計間之偏離值，一定可以達到佳境。

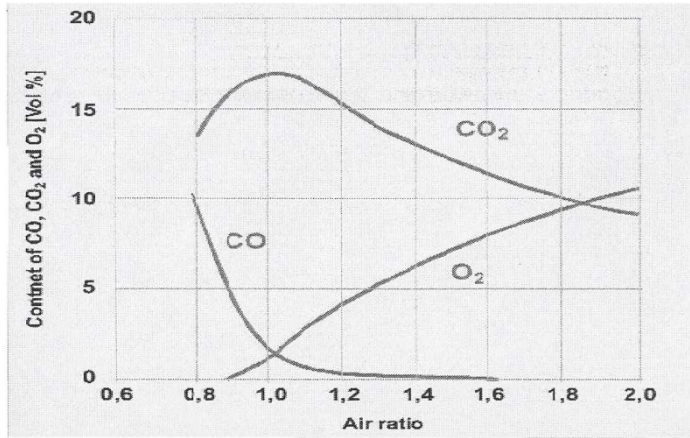
2. 最佳化操作

理論上按照設計值運轉就是最佳化操作，唯實際運轉仍有諸多探討空間。

若無法達到設計值運轉時，於設備安全承受範圍內與不超環保大前提下，讓機組於高淨廠效率運轉就是最佳化操作。

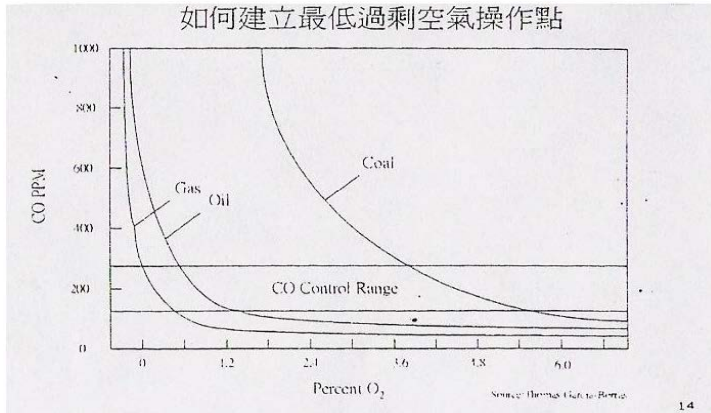
以燃氣中O₂含量(代表過剩空氣量)為例，O₂含量愈低，過剩空氣愈少，由煙囪排出去的熱損就愈少，但O₂含量過低，可能衍生燃燒不完全，CO增加(代表未燃損失增加)之另一方面之熱損。

最佳化操作就是依『兩害相權取其輕』原則，尋求煙囪排放熱損失與燃料未燃損失兩者間最低總損失值，並不代表煙氣O₂含量值越低越好，亦非愈高愈好。由圖二曲線可知：燃油之最佳O₂含量在0.6~4.8%是適當值，燃煤之最佳O₂含量應操作在4.2~4.8%之間。

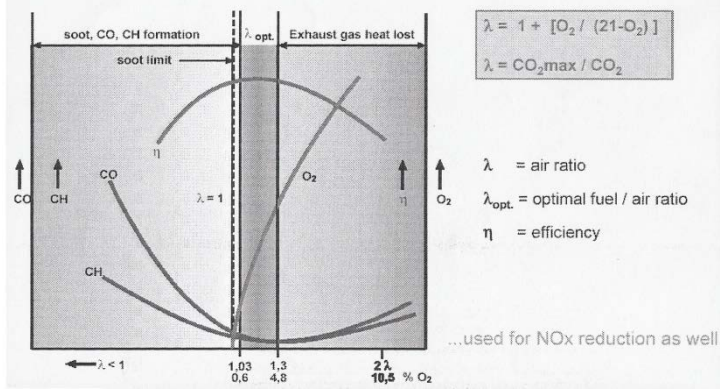


最適量過剩空氣

如何建立最低過剩空氣操作點



Application: Combustion Optimization



圖二 煙氣分佈關係圖

3. 效率有關名詞

發電量：發電機所發出的電量(KWH)

廠內用電：機組發電廠內設備耗用之電量(KWH)

供電量：發電量扣除廠內用電後送到電力系統之電量(KWH)

毛熱耗率(Gross Heat Rate)：

$$\text{每發一度電所需之熱量(Kcal/KWH)} = \frac{\text{鍋爐輸入總熱能(Kcal)}}{\text{發電量(KWH)}}$$

淨熱耗率(Net Heat Rate)：

$$\text{每供一度電所需之熱量(Kcal/KWH)} = \frac{\text{鍋爐輸入總熱能(Kcal)}}{\text{發電量(KWH)} - \text{廠內用電(KWH)}}$$

毛廠效率(Gross Efficiency)：

$$\text{鍋爐輸入熱能轉換為電能的比例以(\%)表示} = \frac{860(\text{Kcal/KWH}) \times \text{發電量(KWH)}}{\text{鍋爐輸入總熱能(Kcal)}} \times 100\%$$

註：1 KWH=860Kcal

淨廠效率(Net Station Efficiency)：

鍋爐輸入之熱能實際轉換為輸入電力系統電能的比例以(\%)表示

$$= \frac{860(\text{Kcal/KWH}) \times (\text{發電量KWH} - \text{廠內用電量KWH})}{\text{鍋爐輸入總熱能(Kcal)}} \times 100\%$$

鍋爐輸入總熱能：(以油煤混燒為例)

其總輸入熱能計算如下式：

$$\begin{aligned} \text{總輸入熱能} &= \text{重油耗量(L)} \times \text{比重(kg/L)} \times \text{重油熱值(Kcal/kg)} \\ &+ \text{輕油耗量(L)} \times \text{比重(kg/L)} \times \text{輕油熱值(Kcal/kg)} \\ &+ \text{煤耗量(kg)} \times [1 - \text{表面水份}\%] \times \text{煤氣乾基熱值(Kcal/kg)} \\ \text{淨廠效率(\%)} &= \frac{860(\text{Kcal/KWH})}{\text{淨熱耗率(Kcal/KWH)}} \times 100\% \end{aligned}$$



4. 慣常汽輪機發電效率之提升

(1)鍋爐效率，汽機效率；廠內用電與淨廠效率之關係：

某一550MW燃煤機組其鍋爐效率，汽機效率，廠內用電佔比與淨廠效率，設計值一覽表

項 目	機組出力 MW	VWO	MCR100%	MCR75%
		582	550	412
鍋 爐 效 率 (%)		89.77	89.83	90.35
汽 機 效 率 (%)		44.65	43.88	42.85
廠 用 電 佔 比 (%)		4.46	4.57	4.94
淨 廠 效 率 (%)		38.29	37.6	36.8

註：VWO：Valve Wide Open (指汽機進口控制閥全開)

MCR：Maximum Continuous Rate

各項目間之關係如下：

淨廠效率(%)=鍋爐效率(%)×汽機效率(%)×[1-廠內用電佔比(%)]

由上式可知提高淨廠效率，應提高鍋爐效率，提高汽機效率和降低廠內用電著手。

(2)提高機組效率具體方法：

a. 降低熱能損失：

- ① 管控鍋爐過剩空氣量：過剩空氣高，燃燒較完全，但經由煙囪排放之乾煙氣量相對增多，同時煙氣離開空氣預熱器之溫度上升，兩者將致鍋爐乾煙氣熱損失增加，過剩空氣量可依Flue gas中O₂含量加以計算。

反之若過剩空氣不足時，燃氣中CO濃度及灰中未燃碳會增加，代表燃料未燃損失增加，所以應在燃燒穩定，蒸汽溫度達額定值，調整過剩空氣量值

未燃損失和乾煙氣損失間總和最小。

乾煙氣帶走熱損失計算公式如下

$$Lg(\%) = W \times G_{pg} \times (Tg - Ta) / \text{Fuel HHV (AR)} \quad (\text{Kcal/kg}) \text{ 式中}$$

Ta : Air Heater Air Inlet Temp

Tg : AH Gas Outlet Temp

G_{pg} : Gas Specific Heat 0.25Kcal/kg °C

W : Dry Gas Flow

依式中降低乾煙氣量與降低煙氣溫度兩者皆可減少乾煙氣熱損失量

唯若設置SCR脫硝設備機組，應加考量因SCR注氨所衍生成下游空氣預熱器硫酸銨與硫酸氫氨堵塞致廠內用電增加之負面損失，乃因高過剩空氣量則熱態氮氧化物(Thermal NO_x)生成量大幅增加，將致注氨量增加而加速空氣預熱器堵塞週期，最後結果為廠內用電大幅增加，甚至機組降載運轉執行空氣預熱器水洗工程。

② **控制適當排煙溫度**：在爐內穩定良好燃燒下，保持爐牆管、過熱器、再熱器、省煤器、空氣預熱器表面乾淨，不積灰、不結渣，考慮排氣中 SO_3 濃度與露點關係，不造成低溫腐蝕的情況下，儘量降低排放煙氣溫度減少損失。

* 註：煙道氣酸露點與 SO_3 含量關係：

* 燃料中硫份燃燒後所產生之 SO_2 ，部分經催化轉化成 SO_3 。 SO_3 易吸收煙氣中水份形成硫酸或酸霧，這些酸或霧在露點下就會造成煙道及設備的嚴重腐蝕，這就是所謂的低溫腐蝕。下表是 SO_3 濃度與露點關係：

依F.H.Verhofs公式→

SO_3 (ppm)	10	100	1000
露點(°C)	137	162	189



③ 降低灰中未燃碳與煙氣中CO含量之：

燃料若未完全燃燒則底灰和飛灰中LOI (Loss On Ignition) 值及煙氣中CO濃度分析儀指示將會顯現，CO含量與未燃碳量成正比，兩者指示愈高表示燃料未完全燃燒情況愈嚴重；燃煤機組欲燃料完全燃燒並非易事，過度追求低未完全燃燒值，將致得不償失之結果。

未燃碳與CO上昇原因與處理：

以燃煤鍋爐為例：

- i) 煤粉細度不夠：調整磨煤機分煤器，設有動態分煤器者則調高轉速。
- ii) 煤之可磨性指數低：增加一台磨煤機
- iii) 過剩空氣不足：增加適量燃燒空氣以調降CO含量。
- iv) 二次空氣在燃燒器出口處速度過快；適度調整風門開度降低風箱壓力。
- v) 依煤中揮發份佔比適度提高粉煤機出口溫度。
- vi) 減少高燃料比煤源用量或置下排燃燒器。

④ 減少空氣預熱器洩漏量：空氣預熱器洩漏量大，將致送風機及引風機馬達耗用電力增加。空氣預熱器洩漏率可由空氣預熱器前後Flue Gas O₂量(%)或CO₂量算出，依O₂量計算公式如下：

$$\text{AH Leakage \%} = \frac{\text{AH後O}_2\text{含量}(\%) - \text{AH前O}_2\text{含量}(\%)}{21(\%) - \text{AH後O}_2\text{含量}(\%)} \times 100$$

例：AH後煙氣中 O₂含量為4.15%

AH前煙氣中O₂含量為3.19%

$$\text{AH洩漏率} = \frac{4.15 - 3.19}{21 - 4.15(\%)} \times 100\% = 5.69\%$$

若空氣預熱器洩漏量大，設有自動間隙調整設備(AH Sector Plate)者，應予檢查找出Sector Plate不能達到最佳位置之原因。如未設自動調整設備者則利用停機或大修期間調整氣封片位置；空氣預熱器洩漏率，一般機組以 <

6%為目標，愈低愈好。

⑤ 蒸汽熱水之洩漏：隨時修復止漏。

b.維持和提高與蒸汽循環有關的熱效率：

① 保持最佳效率的冷凝器真空度：冷凝器真空度影響廠效率頗大，維持冷凝器真空度，其注意事項如下：

i) 循環水泵前攔污設備維持正常功能，以免垃圾或朔膠袋等雜物經循環水泵打入冷凝器造成冷凝器內管或端板堵塞，致海水量減少而影響冷卻效果。

ii) 冷凝器鈦管孳生海生物致堵塞嚴重時應安排降載，輪流停用冷凝器水箱清洗。

iii) 冷凝器之循環水係以虹吸作用排出冷凝器，若有空氣洩漏入將降低虹吸作用，影響冷卻水量，若發生應以抽氣器抽除空氣。

iv) 冷凝器循環水進口閥應全開，出口閥依循環水泵運轉台數調整開度，儘量開大以增加水量，但以不致造成其他使用海水設備斷水為原則。

v) 若冷凝器真空度較正常值低且系統水溶氧偏高，表示負壓系統洩漏，應即展開查漏。可能漏入空氣的地方，是真空部分的管閥、管路、卻水器或汽封壓力不足

vi) 真空泵性能亦為直接影響冷凝器真空度之重要因素，運轉時應予監控，真空泵冷卻水溫為影響真空泵性能最大關鍵因素，運轉時應多加監視冷卻器性能是否正常。

② 主蒸汽之壓力，溫度；再熱蒸汽之溫度應維持在設計值：

蒸汽溫度，壓力愈高則熱循環效率愈高，唯機組設計有其高限值，運轉時應避免超過設計值致設備受損，唯應設法維持於設計值，以維持應有效率。

維持主蒸汽壓力於運轉上只要操作人員設定正確，藉由自動控制功能並非難事，唯在此特別提出，若機組須於中低載運轉時，必須考慮汽機控

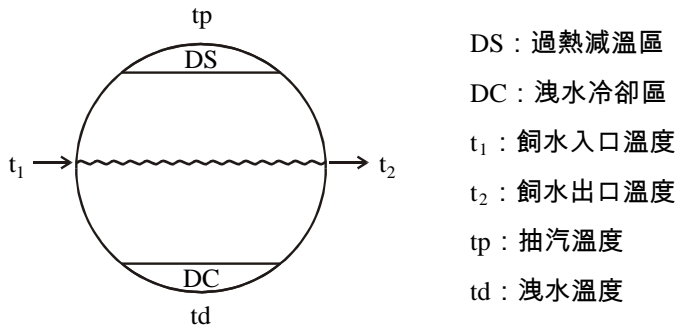


制閥小開度運轉所造成之節流損失，故機組皆設有『滑壓運轉曲線(Sliding Pressure Curve)』，於中低負載運轉時，維持汽機控制閥於較大開度而藉由改變主蒸汽之壓力來改變機組出力。

於主蒸汽與再熱蒸汽溫度控制，則受諸多運轉條件所影響，以燃煤鍋爐為例，如機組出力、各爐管面清潔度、燃燒器位置、煤源燃料比、蒸汽溫度控制功能、過剩空氣比、吹灰週期等等因素影響，常發生過熱蒸汽須賴噴水減溫而再熱蒸汽溫度卻無法達到額定值之熱無法有效分配致過與不及現象。

在此特別強調燃煤鍋爐若煤源並不穩定，則應設置燃氣流量控制風門，俾主蒸汽與再熱蒸汽溫度間具彈性調整空間，將來新設置燃煤鍋爐應特別留意。

③ 飼水加熱器之運轉操作要正確使其發揮正常功能



i) 控制加熱器洩水水位於適當值。太高影響熱傳導，太低則加熱蒸汽未經充分熱交換即由出口洩水管路排出，致洩水出口溫度(t_d)偏高，加熱器效率降低，甚至引起加熱器內部管震動破管。

ii) 飼水加熱器逸氣閥開度要適度，足以排放有礙熱傳導的氣體(如空氣、 CO_2 等)，若開度太大則加熱器效率降低。

)洩水溫度(t_d)與飼水入口溫度(t_1)差稱為DCA (Drain Cooler Approach) ，DCA值要在設計值之內($10^\circ F$) ，愈低表示效率愈佳。

$$DCA = t_d - t_1 < 10^\circ F$$



)抽汽壓力之飽和溫度與飼水出口溫度差稱為端溫差

(TTD : Terminal Temp. Difference) 愈低表示效率愈佳。

c. 輔機用電之管理：

① 降載或冬季氣溫低，應制定輔機運轉台數規程(如CWP以海水溫度、發電量為參數的標準)供運轉人員遵循。某電廠550MW燃煤機組的運轉案例如下：

i) 磨煤機(共六台)：負載550MW~400MW時使用五台

負載400MW~300MW時使用四台

負載300MW以下使用三台

ii) 冷凝水泵(共三台)：550MW~250MW使用二台，250MW以下使用一台。

iii) 循環水泵(共三台)：發電量低於70%或海水溫度低於21°C時運轉二台。

發電量高於70%或海水溫度高於21°C時運轉三台。

iv) 低壓加熱器洩水泵：發電量低於75% 停止運轉。

② 適時起動汽輪機鍋爐飼水泵(BFPT)替代馬達鍋爐飼水泵(BFPM)約可節省20%能源，依經驗亦可直接以BFPT啟動機組或解聯機組。

③ 照明和通風設備適當管理。

i) 分區以自動點滅器，來管控照明燈。

ii) 採光佳或經常沒有工作人員的區域有必要時以手動開燈。

iii) 儘快將傳統式日光燈汰換為T5、T8省電燈管。

iv) 建物之通風良好或無需強迫通風處，建議停用風扇。

5. 最佳化操作案例：某電廠一~四號機

(1)現象：



因設計的缺陷，自開始運轉爐膛出口燃氣溫度偏高；爐管金屬溫度亦偏高。

(2)原因分析：

- a. 粉煤細度不夠，顆粒較粗，造成燃燒時間長，熱能無法被中下層水牆管充分吸收，甚至爐膛出口處仍有火焰。
- b. 爐膛高度不足且燃燒器裝置位置較高。
- c. 新完成De-NO_x工程，燃燒無法一次完成，延後燃燒造成爐膛出口燃氣溫度偏高，相對爐管金屬溫度亦升高。
- d. 燃氣偏流：兩側煙氣量不均，造成一側再熱器過熱破管。

解決方案：(a)採取配煤策略，將高燃料比高(燃燒性不佳)煤源置下層燃燒器燃用並維持應有粉煤細度水準；燃料比低(燃燒性佳)煤源置中上層燃燒器燃用，如此可有效縮短火焰長度，避免延後燃燒(After Burning)。

(b)降低或停供上層燃燒器燒煤量(共六台粉煤機，滿載運轉五台一台備用，優先選上排備用)

(c)粉煤機之一次風流量/煤流量之比由1.79調降為1.60，以縮短燃料由燃燒器噴出之速度，進而縮短燃燒距離。

經上述最佳化調整，所述問題得以解決。



火力發電能源查核事項





1. 查核前火力發電廠需按表格提供資料如表一、表二。
2. 將有關提高機組效率之項目列為能源查核事項。
 - (1) 過熱蒸汽溫度、壓力、再熱蒸汽溫度，是否維持在設計值：
 - a. 過熱蒸汽溫度偏離 $1^{\circ}\text{F}(5/9^{\circ}\text{C})$ ，熱耗率變化0.016%。
 - b. 過熱蒸汽壓力偏離1%，熱耗率變化0.06%。
 - c. 再熱蒸汽溫度偏離 $1^{\circ}\text{F}(5/9^{\circ}\text{C})$ ，熱耗率變化0.014%。
 - (2) 鍋爐過剩空氣量是否適當：燃氣含氧量是過剩空氣量之指標，可藉查核省煤器後Flue Gas(燃氣)含 O_2 量與設計值是否偏離加以判斷。
 - Flue gas含 O_2 量偏離1%，熱耗率變化0.24%。
 - (3) 燃氣排放溫度是否偏離：
 - 燃氣排放溫度偏離 $10^{\circ}\text{F}(5/9^{\circ}\text{C})$ ，鍋爐效率變化0.25%。
 - (4) 冷凝器真空度是否適當：除了天候變化是不能管控因素外，有許多可控項目，如冷卻水量、冷凝器清潔度等。
 - 冷凝器真空度變化0.5英吋汞柱，汽機熱耗率變化1.5%。
 - (5) 高、中壓汽機效率是否偏離設計值：
 - 高壓汽機、中壓汽機效率變化1%，熱耗率變化0.2%，而運轉中無法改善者，大修時應做適當調整。
 - (6) 底灰、飛灰中未燃碳如高於4%，表示燃燒不完全。
 - (7) 廠內用電是否偏高：



- a. CWP是否可減少運轉台數：輕載或海水溫度低時應考慮。
- b. 燃煤機組Mill運轉台數普遍偏多：滿載發電時應有一台Mill備用。
- c. 具有高低兩速馬達帶動之設備，儘可能以低速運轉。
- d. 備用變壓器不要經常加壓：無載變壓器之鐵損是額定容量之0.125~0.25%，其冷卻設備更不要運轉。
- e. 是否適時啟用汽輪機鍋爐飼水泵(BFPT)替代馬達鍋爐飼水泵(BFPM)：以BFPT取代BFPM運轉可節省20%能源。
- f. 日光燈全面改用T5或T8燈管，可節省電能。

表一 整廠運轉資料表

1. 機組編號		一號機	二號機	
2. 機組類型		複循環	複循環	
3. 機組啟用年份		88	89	
4. 機組額定容量	MW	450MW gross	450MW gross	
5. 機組實際最大容量	MW	480MW net	480MW net	
6. 使用燃料種類		天然氣	天然氣	
7. 機組運轉模式		每天啟停	每天啟停	
8. 電廠負載特性及其使用率				
100%負載或MCR下之運轉時間	h			
80%~100%負載下之運轉時間	h			
60%~80%負載下之運轉時間	h			
60%負載以下之運轉時間	h			
總運轉時間	h	6,782	8,729	
可靠度	%	97.15	99.05	

表一 整廠運轉資料表(續)

年運轉時間	h /年	6,782	8,729	
等同於全負載之年運轉時間	h /年	5,183	7,078	
廠因子	%	76.42	81.09	
廠淨耗熱率	Kcal/KWH	1,836.6	1,842.9	
在MCR下之總熱輸入	Btu/ h			
9. 年停機次數		215	198	
10. 停機管理				
計畫性停機時間	h /年	4,604	4,604	
跳機時間	h /年	40.99	20.05	
停機時間	h /年	4,070.1	4,177.4	
兩次跳機之間隔時間總和	h /年			
總年運轉時間	h			
預期剩餘之使用壽命	h	> 21	> 21	
11. 廢氣排放情形				
懸浮微粒排放濃度	Ppm ?	1.76	1.76	35
SO _x 排放濃度	ppm	12.42	12.26	
NO _x 排放濃度	ppm	21.44	25.17	40

說明：1. 請依機組別，將各機組編號之資料，分別填寫於各欄中

2. 第7項機組運轉模式乃指其為基載、中載或尖載模式。
3. MCR乃指在無蒸汽供應廠外使用且保證最大電力輸出之情形，
4. 廠因子乃指等同於全負載之運轉時間占年運轉時間之百分比。
5. 廠淨耗熱率及各廢氣排放濃度請填寫年實際平均運轉值，其設計值則請填入最右一欄。



表二 鍋爐資料表

1. 鍋爐編號		HRSG21	HRSG22	
2. 製造商		AE&E	AE&E	
3. 類型		廢熱回收	廢熱回收	
4. 啟用年份		2000	2000	
5. 點火型式		無點火	無點火	
6. 過熱蒸汽壓力	Kg/cm ²	101.1	101.3	114.1
7. 過熱蒸汽溫度	°C	566	547	570.2
8. 再熱蒸汽壓力	Kg/cm ²			
9. 再熱蒸汽溫度	°C			
10. 再熱蒸汽量	ton/H	212.8	222.8	242.9
11. 飼水溫度	°C	63	63	60
12. 鍋爐效率	%			
13. 鍋爐連續沖放量	m ³ /day			
14. 鍋爐連續沖放水溫度	°C	60	60	60
15. 在MCR下，燃料使用量				
煤	ton/H	0	0	0
天燃氣	Nm ³ /H	0	0	0
燃料油	ton/H	0	0	0
16. 省煤器之後flue gas含氧量	%			
17. 煙囪之前flue gas含氧量	%	13.57	13.50	
18. 鍋爐之燃燒系統		無	無	無
使用燃料				
系統型式				
製造商				
燃燒器數目				
燃燒器之排列方式				



表二 鍋爐資料表(續)

在MCR下，各燃燒器之燃料流通量	kg/H			
(如有使用其他種類燃料，才填下面幾行)				
使用燃料				
系統型式				
製造商				
燃燒器數目	個			
燃燒器之排列方式				
在MCR下，各燃燒器之燃料流通量	kg/H			

說明：1.第6到17項中，請填寫年實際平均運轉值，其設計值則請填入最右一欄中。

2.MCR乃指在無蒸汽供應廠外使用且保證最大電力輸出之情形，

3.請附上貴廠鍋爐循環水水質檢測實測資料，並說明各檢測項目之水質控制上限。



四

火力發電節能方法及節能



案例分析

1. 停用或減用功能相同或類同設備

➤ 案例：

(1) 某電廠550MW燃煤機組吹灰空氣壓縮機

每兩部機組共用三台吹灰空氣壓縮機(SBAC)，每台SBAC由3500HP馬達帶動(9200 SCFM)。正常運轉兩台，一台備用提供兩機組鍋爐吹灰之用。

經分析運轉數據：各鍋爐每運轉8小時吹灰一次即可保持受熱面於最佳狀況運轉，二台SBAC兩部機組，可以隨時吹灰，若只運轉一台SBAC，兩部機組同時吹灰時容量不夠，所以初期運轉二台SBAC確保兩機組鍋爐吹灰順利。

進一步探討，每運轉8小時吹灰一次約3.5小時可完成，表面上每運轉8小時每部機組之SBAC可停用4.5小時來節電。但3500HP之高壓大馬達起動電流大且起動到定速時間長，所產生的熱量潛含在馬達深處冷卻不易，所以不能一日起停三次。

若將兩組鍋爐吹灰時間錯開，則可停用一台SBAC，兩機組共用一台。

效益評估：SBAC運轉電壓6.9KV、電流250A

$$6.9KV \times 250A \times \sqrt{3} \times 0.85 \times 24H / \text{日} = 60,878KWH / \text{日}$$

因停轉一台SBAC每日可節省6萬度電。

- (2) 某電廠之廠用壓縮空氣系統，每兩部機組設有兩台廠用壓縮空壓機350HP 1300SCFM，正常運轉一台供給兩部機組廠用壓縮空氣系統使用，並經減壓閥連通到儀用壓縮空氣系統作其後備之用。

正常運轉時，廠用壓縮空氣使用量不多，每台SBAC容量9200 SCFM供給消耗量最大之長程吹灰器所需之5835SCFM尚有很大裕度。初期先停用一組廠用壓縮空壓機，改由吹灰空氣系統經減壓閥連通轉供，結果兩系統均可正常運作，沒有任何問題。經一段實際運轉，証實吹灰壓縮空氣系統與廠用壓縮空氣系統用減壓閥連結可正常運作後，全部廠用空氣壓縮機都停用。

效益評估：廠用空壓機電壓6.9KV，空載電流19A

$$6.9KV \times 19A \times \sqrt{3} \times 0.85 \times 24H / \text{日} = 4,632.2KWH / \text{日}$$

停用一台廠用空壓機，每天可節省4,632.2度電。

- (3) 某發電廠循環水泵減轉一台，由於海水循環水泵容量都很大，若能少用一台，其效益相當可觀。某電廠在海水溫度低時，實際試停一台CWP數據如下：

海水溫度	CWP台數	冷凝器壓力	淨廠效率	供電量/hr
20.8°C	3	36 mmHg	36.59%	477,823.6 KWH
	2	43 mmHg	36.62%	478,480.3 KWH
22.5°C	3	40 mmHg	35.93%	475,774.9 KWH
	2	46 mmHg	35.52%	473,454.1 KWH

結論：海水溫度低於21°C時，發電量滿載CWP只運轉二台比運轉三台每小時多供656度電。

- (4) 某電廠600MW燃煤機組FGD海水泵減少一台運轉：FGD海水泵和CWP設計之裕度很大，冬季CWP只運轉二台中之一台就可滿載發電，當運轉一台CWP時，若發生故障，恐引起機組跳機，所以決定FGD之海水泵運轉模式，由二台運轉改為經年運轉1台。FGD是排煙脫硫設備，雖然海水泵少了一台運轉，其SO_x排放量仍在環保標準值內。



效益評估：海水泵馬達容量2,470KW，少運轉一台 $2,470\text{KW} \times 24\text{H}/\text{日} = 59,280\text{KWH}/\text{日}$
每日可節省近六萬度電

額外收穫：海水泵少運轉一台，所以送入FGD系統之海水量減少，致使排回大海之海水PH值由5.5提高到6.5，減少處理回水費用。

2. 運轉模式改變

➤ 案例：

- (1) 某電廠600MW燃煤機組停機解聯後兩台CWP全停用，當A機組解聯停機，因廠內用水(Service Water)尚需被冷卻，故CWP只能停一台，另一台繼續運轉，經過檢討後，結果可由B機組之CWP系統支援，解決了需量雖少，但CWP不能全停的困難，因為A機組停機解聯由B機組支援少量CWP之循環水，即可將二台各200KW之CWP全都停止運轉。

效益：2,000KWH/hr

每小時可省2,000度電

- (2) 某電廠一~四號機組非夏月引風機(IDF)以低速運轉：

IDF雙速馬達：高速713rpm，4,000HP，323A

低速594rpm，2,500HP，229A

原運轉模式是以進口風門開度控制IDF之出力，進口風門則以爐心風壓為信號。故當負載愈高燃氣量愈多時，進口風門開度愈大，以維持爐心風壓於恆定。當IDF風門開度達60%以上時，由低速自動切換為高速，使進口風門關小，當進口風門開度降至20%以下時，則馬達自動由高速切回低速，進口風門得以開大，以維持IDF風門於最有效範圍運轉。然在同負載下IDF出力相同，高速運轉電流比低速運轉電流大，發電滿載時高速運轉電流為220A，低速運轉時為200A，相差20A(10%)，此時滿載550MW發電量如以低速運轉，IDF風門開度達85~90%，理應切換成高速，唯燃煤機組係基載機組，負載變動小且穩定，仍能應付鍋爐需求。為了節能非夏月IDF應以低速運轉，風門開大。

效益： $6.9\text{KV} \times 20\text{A} \times \sqrt{3} \times 0.85 \times 24\text{H}/\text{日} = 4,875\text{KWH}/\text{日}$

每台IDF改低速運轉，風門開大每天可省4,875度電。

3. 採用高效率或加裝省能設備

- (1) 某廠#12鍋爐引風機加裝液壓聯軸器，在相同風量下，開大風門降低引風機之轉速以達節能效果。

節能原理(適用於FAN、Pump)

吐油量與轉速成正比 $Q_2/Q_1 \propto N_2/N_1$

壓力與轉速成平方比 $P_2/P_1 \propto (N_2/N_1)^2$

馬力與轉速成立方比 $HP_2/HP_1 \propto (N_2/N_1)^3$

增設液壓聯軸器前後運轉數據：

日期	鍋爐蒸汽量	風扇速度	風門開度	馬達電流電壓	IDF入口壓力
改善前 8/31~10/7	372 T/h	1,180rpm	40%	150A/11KV	-1,000mmag
改善後 11/21~12/7	369 T/h	815rpm	65%	83A/11KV	-348mmag

效益： $11KV \times (150 - 83)A \times \sqrt{3} \times 0.85 \times 24H/日 = 26,040KWH/日$

投資執行費用新台幣650萬元。

4. 冷凝水泵增設變頻器或變轉速設備，降低解聯停機時之用電量

- (1)現況說明：

冷凝水泵馬達為500hp×2台，為維持冷凝器真空條件，機組解聯後運轉壹台，雖然流量減少，但500hp之馬達為廠內第二大馬力之設備，於解聯停機時之用電量仍相當可觀。

- (2)改善方案：

- a. 建議評估停機後所需之冷凝水量，並於冷凝水泵(500HP)加裝變頻器、改為變極馬達或增設小台水泵供應，節省離峰期間廠內用電。(轉速減少時，供水壓力亦會下降，但不發電情況下應影響不大)



b. 初步若以降低20%轉速為目標，降低後所需用電量為： $500\text{hp} \times 0.746\text{kW}/\text{hp} \times (80/100)^3 \times 1.1 = 210\text{kW}$ (考慮降頻後綜合效率降低約10%)

c. 節約用電需量= $500\text{hp} \times 0.746\text{kW}/\text{hp} - 210\text{kW} = 163\text{kW}$

(3)預計效益：

a. 預期省能直(間)接效益：

節約用電量= $163\text{kW} \times 330\text{天} \times 8\text{hr}/\text{天} = 430,320\text{kWh}/\text{年}$

節約用電費用= $430,320\text{kWh}/\text{年} \times 1.7\text{元}/\text{度} = 73.2\text{萬元}$

b. 投資費用：300萬

c. 回收年限：4.1年

5. 鍋爐排放水回收至原水槽及回收熱能

(1)現況說明：

a. 目前電廠鍋爐水排放量 $46.8\text{M}^3/\text{天}$ ，全部排放未回收再利用，水溫 149°C ，可考慮回收再利用，使排放溫度降至 55°C 左右。

b. 天然氣(NG2)熱值以 $9900\text{kcal}/\text{M}^3$ ，單價以9.724元計算，電廠全年運轉以330天計。

(2)改善方案：

鍋爐水排放後可與原水混合，經 $5.0/1.0\mu$ 精密過濾器、R.O主機、 0.2μ 精密過濾器、CDI連續式電離子膜、再經純水等處理流程，製造出來之純水(導電度可降到 $0.5\mu\text{S}/\text{cm}$ ，電阻率可達 $18\text{M}\Omega\text{-cm}$)可直接加入系統水再使用，並可回收部份熱能。

回收熱能量 $Q = 46.8\text{M}^3/\text{天} \times 1000\text{L} \times (149^\circ\text{C} - 55^\circ\text{C}) \times 1\text{kcal}/\text{L} = 4399.2\text{Mcal}/\text{天}$ 。

節約天然氣用量= $4399.2\text{Mcal}/\text{天} \div 9900\text{kcal}/\text{M}^3 = 444.4\text{M}^3/\text{天}$ ($146,652\text{M}^3/\text{年}$)

(3)預計效益：

a. 預期省能直(間)接效益：

①經回收設備處理後之產水可直接用為系統補給水，其價格約25元/M³，若與原水比較，其價差應有15元/M³，回收效益=15元/M³×46.8M³/天×330天/年=23.2萬元。

②節省天然氣=146,652M³/年×9.724元/M³=142.6萬元/年

b. 投資費用：80萬元(熱回收熱交換器)

c. 回收年限：0.48年

6. 回收鍋爐沖放水廢熱

(1)現況說明：

- a. 目前鍋爐每日運轉11小時，沖放水量約180噸/日，平均16.3噸/小時。
- b. 以自來水混合降溫後，送至冷卻水塔回收利用，未回收利用沖放水之廢熱，且增加冷卻水塔負荷。
- c. 冷凝水泵浦出口水溫48°C。
- d. 鍋爐排放水經過閃沸槽後，先以自來水降溫，再以泵浦打至冷卻水塔處理，多用2台泵浦，浪費動力。
- e. 使用天然氣熱值為9,918kkcal /Nm³，價格以10元/Nm³計算。
- f. 自來水泵浦18.5kW, 480V，運轉電流5至6A，每日運轉時數11小時，每年運轉350天。

(2)改善方案：

- a. 建議增設小型熱交換器，加熱冷凝水泵浦出口部份給水，以回收沖放水廢熱。
- b. 估計沖放水溫度在熱交換器入口溫度95°C，出口溫度為60°C。
- c. 回收熱量

$$180\text{m}^3/\text{日} \times (95^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C}) \times 10^3 = 6,300\text{kkcal}/\text{日}$$



- d. 建議直接以閃沸槽出口配管至冷卻水塔，利用閃沸槽之壓力即可將排放水由加熱器後端送至冷卻水塔，毋須再使用泵浦。
- e. 利用原有沖放水至冷卻水塔管線，毋須重新配管，僅作部份修改即可使用，可節省電力及泵浦維修費用。

(3)預計效益：

a. 預期省能直(間)接效益：

① 每年節省燃料量：

$$6,300\text{kcal}/\text{日} \times 350\text{日}/\text{年} \div 9,918\text{kcal}/\text{Nm}^3 = 222,323\text{ Nm}^3/\text{年}$$

$$10\text{元}/\text{Nm}^3 \times 222,323\text{ Nm}^3/\text{年} = 222\text{萬元}/\text{年}$$

② 自來水泵浦節省電力

$$\sqrt{3} V I \cos\theta X \eta = \sqrt{3} \times 480 \times 5 \times 0.85 \times 0.8 = 2.83\text{kW}$$

③ 至冷卻水泵浦

$$\sqrt{3} V I \cos\theta X \eta = \sqrt{3} \times 480 \times 5 \times 0.85 \times 0.8 = 2.83\text{kW}$$

每年可節省電能：

$$2.83\text{kW} \times 2 = 5.66\text{ kW}$$

$$\text{每年節約} 5.66\text{ kW} \times 11\text{hr}/\text{日} \times 350\text{日}/\text{年} \times 2.4\text{元}/\text{度} = 5.2\text{萬元}$$

b. 投資費用：

預估購買熱交換器及配管一組約需新台幣120萬元，節水配管修改費用約需5萬元。

c. 回收年限：

$$125\text{萬元} \div 227\text{萬元}/\text{年} = 0.55\text{年}$$



五

參考資料





1. 電廠能源效率指標-電廠能源查核暨節約能源研討會(能資所)
2. 台電發電通訊
3. 台電台中電廠降低廠內用電之研究與改善實績
4. 台電提高火力發電廠能源使用效率之研究
5. 火力發電大全(許金和)
6. 火力發電廠運轉效率(張萬賜)
7. 火力發電(盧象時、孫常漢、邱遠揚)
8. 中鋼節能改善