

行政院及所屬各機關出國報告
(出國類別：研習)

(裝訂線)

大型超臨界機組關鍵技術研習

出國人 服務機關：台灣電力公司 林口發電廠

職 稱：儀電工程師

姓 名：黎昌貴

派赴國家：奧地利

出國期間：96年6月30日至96年7月14日

報告日期：96年9月12日

QP-08-00 F04

行政院及所屬各機關出國報告提要

出國報告名稱：大型超臨界機組關鍵技術研習

出國計畫主辦機關/聯絡人/電話： 頁數 48 含附件：是否
 台灣電力公司/人事處/陳德隆/02-23667685

出國人員姓名/服務機關/單位/職稱/電話：

 黎昌貴/台灣電力公司/林口發電廠/儀電工程師/黎昌貴/02-26062221#233

出國類別：1 考察2 進修3 研究4 實習5 其他

出國期間：96.06.30~96.07.14 出國地區：奧地利

報告日期：96.09.12

分類號/目：

關鍵詞：超臨界機組、超臨界鍋爐

內容摘要：(二百至三百字)

Alstom Power 集團在全球所建置發電廠裝置容量達 650GW 遍佈 100 個國家。目前建置中電廠超過 25 廠，裝置容量達 18GW。據點遍佈 70 個國家，員工高達 65,000 人。其中汽機之製造經驗已超過 100 年歷史，100MW 以上汽機之製造數已超過 1,300 座，總裝置容量高達 500GW。其高壓汽機之內蓋創新使用冷縮環壓縮固定，結構輕巧熱量分布均勻，可大幅縮短啟動及升載所需時間，並可長期維持高效率運轉。汽機轉子創新使用多段焊接組合設計，可彈性的依據汽機不同溫度區域採用最適合之材質，無熱應力腐蝕及龜裂之敏感度，特別適合超高蒸汽溫度之條件，可承受快速的啟動及升降負載，停機在 8 小時內之暖機啟動至滿載(1,200MW)僅需半小時。各汽機汽缸間及與發電機間之軸承，創新使用單軸承設計，使汽機及發電機聯軸長度顯著減短，可顯著減少裝置所需空間；對心簡易，可顯著減少聯軸所需時間；對轉子動力具有極佳的承受能力。蒸汽參數之提升可增加機組效率，但蒸汽溫度之提升比壓力之提升影響較大。二次再熱具有若干優點但其總體經濟性並不十分明顯，本公司目前採用一次再熱較為合適。

本文電子檔已傳至公務出國報告資訊網 (<http://open.nat.gov.tw/reportwork>)

目 次

壹、目的	
一、出國緣起	1
二、出國計劃任務	2
貳、過程	
一、研習日期	3
二、出國行程	3
參、研習心得	
一、Alstom Power 集團簡介	4
二、認識超臨界鍋爐	6
三、超臨界鍋爐設計原理及運轉理念	8
四、超臨界鍋爐爐體之佈局	9
1. 塔式或單通路式爐體	9
2. 雙通路式爐體	9
3. 橫臥式爐體	10
五、超臨界鍋爐爐牆管之佈局	11
1. 垂直平滑水牆管	11
2. 蝸旋環繞平滑水牆管	11
3. 垂直膛線水牆管	13
4. 蝸旋環繞膛線水牆管	14
六、超臨界鍋爐起動及低載循環系統	15
1. 鍋爐飼水泵循環	15
2. 鍋爐循環泵循環	16
3. 超臨界鍋爐起動循環系統之運作	17
七、變壓運轉	18
八、超臨界機組汽輪機旁通系統	19
1. 單級旁通系統	21
2. 兩級旁通系統	22
3. 三級旁通系統	23
4. 三用閥旁通系統	23
5. 汽輪機旁通系統型式選擇	24
6. 汽輪機旁通容量選擇	25

九、超臨界汽輪機設計及製造技術.....	25
1. 汽輪機內殼縮環設計.....	25
2. 汽輪機焊接組合轉軸設計.....	33
3. 汽輪機軸線單軸承設計.....	39
十、超臨界機組效率之提升.....	40
十一、超臨界機組自動控制技術.....	42
1. 飼水流量控制.....	43
2. 機組協調控制.....	44
肆、具體建議.....	47
伍、誌謝.....	48

大型超臨界機組關鍵技術研習

壹、目的

一、出國緣起：

自全球電力工業之結構分析觀之，少數國家如法國和北歐若干國家之核能發電、水力發電為該國電力工業之主體，而火力發電仍是全球電力工業主要之結構。近三十年來，全球超臨界火力發電技術之發展已達相當之水平，積累了可觀的經驗，而且經統計顯示，其可靠性與亞臨界火力發電機組相當或更佳。目前全球已超過500座超臨界火力發電機組在運轉中，與同容量之亞臨界機組比較，其煤耗量較低，機組效率較高，營運成本較低，且對環境汙染程度較低，故600MW以上之大型超臨界火力發電機組已成為世界已開發國家電力設備之主流。

中國已引進超臨界火力發電技術十餘年，目前運轉中超臨界火力發電機組數量已超過20部，累計裝置容量已達11.4GW，而我國火力發電技術除台塑集團已引進7部600MW超臨界火力發電機組並於1997年起商轉外，執國內工業樞紐之台灣電力公司仍停留在亞臨界火力發電階段，雖然目前已計劃在林口、深澳、彰濱、大林興建800MW超臨界火力發電機組，但大多數火力電廠員工對超臨界火力發電機組之技術因尚未接觸而陌生。林口電廠計劃在未來興建3部800MW超臨界火力發電機組，預定分別於民國102、103及108年商轉，目前新機組之規範正在審查之中，為配合公司未來興建超臨界火力發電機組計劃，須赴國外超臨界製造廠家蒐集、研究及掌握超臨界機組之關鍵技術及專業知識領域，依照「經濟部臺德、臺法、臺奧及臺俄技術合作人員訓練計畫」提升我國產業競爭力，促進產業升級或未來國家經濟發展所需技術及專業知識領域目標，承蒙本公司推薦參加「經濟部96年派員赴德國、法國、奧地利或俄羅斯技術研習」，獲大部96.03.20「經國處字第09603080760號」函同意，出國前往澳地利Alstom Power公司研習，以強化本公司超臨界機組之運轉維護技術。

二、出國計劃任務：

赴 Alstom Power 公司研習下列超臨界機組相關技術：

- 超臨界機組旁通系統配置及選項
- 超臨界汽輪機、發電機及主要輔機設計及製造技術
- 超臨界鍋爐運轉技術
- 超臨界機組自動控制技術

貳、過程：

一、研習日期：96年06月30日 ~ 07月14日，共計15日

二、出國行程：

訓練進修日期及時間 (Visiting Time)	訓練進修地點 (Location)	實際訓練進修機構及訪談對象 (Institutions & Persons to be visited)	訓練進修目的及討論主題 (Topics for discussion)
6/30, 2007	Taipei-Vienna 台北—維也納	行程	
7/1-7/12, 2007	Vienna (Wien) 維也納	ALSTOM Power Austria GmbH (奧地利艾斯敦股份有限公司) Mr. Wolfgang Koelliker Mr. Joseph Tam Mr. Max-Robin Drott (Clemens-Holzmeister-Str.4, A-1109 Wien, Austria)	<ol style="list-style-type: none"> 1. Introduction of Alstom Group Alstom 集團簡介 2. Presentation of Alstom supercritical steam generator technology Alstom 超臨界機組技術簡介 3. Alstom Plant Integrator Concept, standard products, and technique of operation of super-critical steam generators. 電廠整合技術概觀、標準產品及超臨界機組運轉技術 4. The configuration and options of turbine bypass systems 超臨界機組旁通系統配置及選項 5. The design of thermodynamics system optimization 超臨界機組熱力系統最適化設計 6. The design and production technologies for Alstom turbine, generator, and main auxiliaries. Alstom 汽輪機、發電機及主要輔機設計及製造技術 7. Advanced technologies for supercritical boilers operation 超臨界鍋爐運轉技術 8. The automatic control for supercritical steam generator 超臨界機組自動控制技術
7/13-7/14 2007	Vienna-Taipei 維也納—台北	行程	

參、研習心得：

一、Alstom 集團簡介

Alstom集團具有電力及運輸二大事業，其中電力事業具有電力系統及電力服務二大部門，運輸事業則主要為鐵路運輸部門，其技術及規模堪稱是全球發電及軌道運輸基礎建設之領航者。

電力系統涵蓋燃氣、燃煤、水電、核電、風力五大領域，包括蒸汽鍋爐、渦輪機、汽輪機、水輪機、發電機、空氣污染防治設備、控制系統等發電相關主體設備之開發研製，及整廠統包建置、機組現代化、維護與運轉支援。截至目前為止，Alstom集團在全球之40~1,200MW汽輪機及發電機組裝置數已超過1,300部，其中核能電廠汽輪機計175部，且其中4部單機容量高達1,550MW，為全球之冠。燃煤電廠整廠統包工程已超過100件，裝置發電容量已超過430GW，其在全球各地所裝置之發電主體設備目前佔全球總裝機容量之25%，在電力設施之裝機容量及市場佔有率均為全球第一。

電力服務涵蓋機組大修、設備建造安裝、機組設備試運轉及監督管理等工地服務；技術支援、機組設備狀況評估、教育訓練、監視與錯誤診斷、性能分析等諮詢及支援服務；機組升級、升速、現代化、最佳化、延壽等效率提升、運轉維護及經營管理等；提升資金流動、降低支出、提升機組出力及效率、降低燃料消耗量、改善運轉彈性等電廠整合(Plant Integration)方案。

Alstom集團鍋爐部份之前身為在1921於德國紐倫堡(Nuremberg)所成立之KSG (Kohlen Scheidungs-Gesellschaft) GmbH，其後整合EVT (Energie und Verfahrenstechnik GmbH)、MAN、C-E (Combustion Engineering)、ABB (Asea Brown Boveri) 成為今日之Alstom Power Boiler GmbH。其鍋爐以單通及雙通切線燃燒懸吊系統及大型循環流化床 (Circulating Fluidized Bed, CFB) 鍋爐見長。

Alstom集團所持有之汽輪機技術主要來自ASEA (Allmänna Svenska Elektriska Aktieföretaget)、STAL (Svenska Turbin AB Ljungström)、BBC (Brown-Boveri AG，前三者後來整合為ABB)、GEC (General Electric Company)及Alstom 等歐洲知名汽輪機廠家。其汽輪機以高壓汽輪機內殼縮環、汽輪機轉軸分段製造焊接組合、汽輪機軸線單軸承等設計見長。

軌道運輸涵蓋全球車速最快的574.8 km/h超高速鐵路車(TGV)、輕軌電車、自動化地鐵等，在全球軌道運輸市場擁有18%的佔有率，Alstom集團還建造了世界上最大的豪華郵輪瑪麗皇后二號。

Alstom集團在此三大部門中，提供先進的產品及系統整合、終生維護服務，其所開發出之創新、環保領先技術已成為全球發電和軌道交通行業之基準。該集團員工總數高達65,000人，遍佈全球70餘國，在2006年會計年度之銷售額達142億歐元，定單達190億歐元，營收達9,570億歐元，淨利達4,480億歐元，而截至2007年3月底，進行中工程金額累計達323億歐元。燃煤火力電廠發電機組訂單已排至2012年，目前進行中發電機組及整廠統包工程略舉如下：

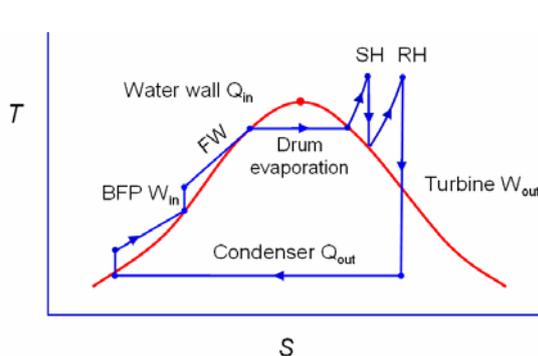
COD	電廠名稱	事業主	機組容量	蒸汽參數	燃料	施工範圍
2012	RDK 8, Karlsruhe	德國ENBW	912MW	275 bar 600°C/ 620°C	無煙煤	整廠統包
2011	Westfalen	德國RWE	6 x 820 MW	285 bar 600°C/ 610°C	無煙煤	鍋爐
2010	Belchatow	波蘭 Elektrownia Belchatow	833 MW	266 bar 554°C/ 582°C	褐煤	整廠統包
2010	BOA 2 (Neurath)	德國RWE Power	2 x 1100MW	272 bar 600°C/ 605°C	褐煤	鍋爐及 汽輪機
2010	IATAN 2	美國Kansas City Light & Power (USA)	850 MW	261 bar 585°C/ 585°C	亞煙煤	鍋爐
2009	Lagisza	波蘭 Poludniowy Koncern Ernefetyczyn S.A.	460 MW	275 bar 560°C/ 580°C	無煙煤	汽輪機
2009	Comanche 3	美國Excel Energy	750 MW	262 bar 568°C/ 596°C	亞煙煤	鍋爐
2007	Patnow	波蘭SNC Lavalin	460 MW	266 bar 540°C/ 565°C	褐煤	鍋爐及 汽輪機

COD=商轉日期

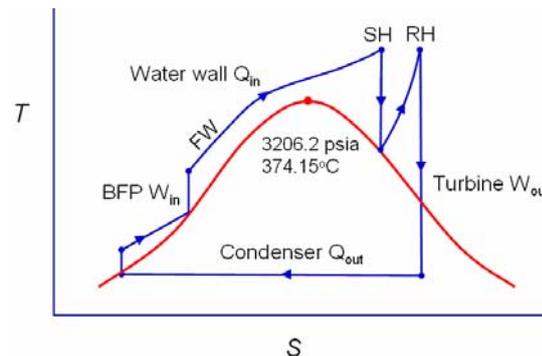
值得注意的是，該集團目前正致力於研發主要溫室氣體二氧化碳低價捕捉技術，並已具有初步的成果，此對於全球電力需求不斷成長，溫室氣體不斷增加之不利情況下，提供環境保護的重大解決方案。

二、認識超臨界鍋爐

傳統亞臨界汽水鼓鍋爐(Subcritical Drum Type Boiler)運轉於臨界點之下，在汽水鼓中同時存在定量之液相及汽相，且液相密度大於汽相密度，液相於此定壓下汽化時，雖然對其進行加熱，但液相的溫度並不升高，除非增加其壓力，否則液相和汽相始終保持相應於液面壓力下之飽和溫度，其熱力循環如圖一所示。當系統壓力增加到達22.064MPa (3,200psia)，及溫度達到373.99°C時，液汽兩相密度趨於相同之0.32195g/cm³，兩相合併為一均勻相，不再具有液汽二相共存之情況，飽和水和飽和蒸汽之間的差異已完全消失，此一特定點即定義為水之臨界點，所對應的溫度及壓力則分別定義為臨界溫度及臨界壓力。若壓力或溫度超過此點時，無論壓力如何增加皆無法使之液化，液相在定壓下被加熱到臨界溫度時就立即全部汽化，不再經過二相共存之飽和蒸汽區，且溫度持續升高，並無定溫潛熱變化的蒸發遷移過程，可大幅減少蒸發所需之時間，顯著提升鍋爐負載變化率，減少鍋爐起動及升降負載所需時間，其熱力循環如圖二所示。

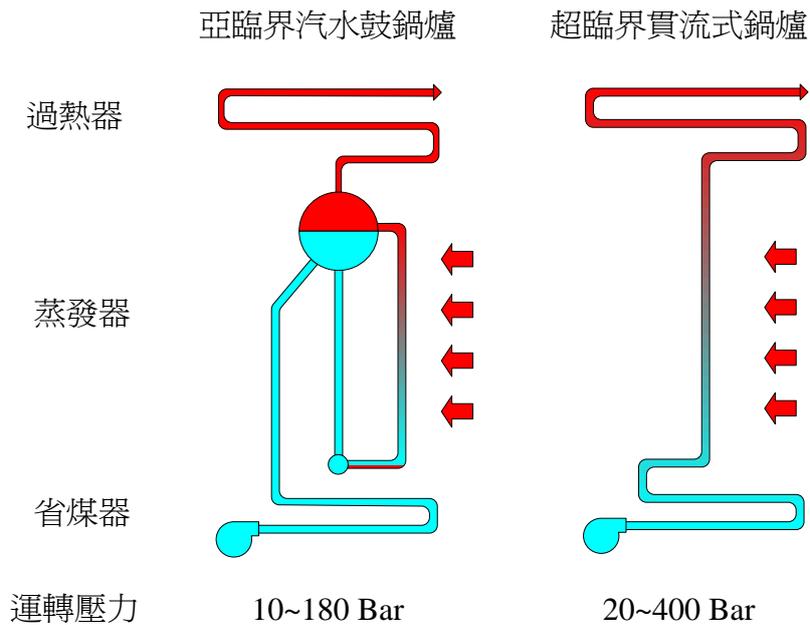


圖一 亞臨界機組熱力循環



圖二 超臨界機組熱力循環

運轉於超臨界壓力之鍋爐，稱為超臨界鍋爐(Supercritical Boiler)，由前述亞臨界與超臨界機組熱力循環比較可知，超臨界機組之效率顯著高於亞臨界機組。傳統亞臨界汽水鼓鍋爐之結構僅適合於亞臨界壓力下運轉，而不適用於超臨界狀況之操作。超臨界壓力鍋爐之設計架構均採用貫流(Once-Through)方式，即以水牆管作為為汽化器，其加熱、蒸發及過熱過程皆在單一管子內完成，進行單相相變化，所以不需裝設汽水鼓，另改以數個較小之汽水分離器取代，可將蒸汽中微量的水分加以分離排放，如圖三所示。由於貫流之概念為捷克人Mark Benson於1922年所創，故貫流式鍋爐亦稱為Benson鍋爐，此一鍋爐結構可在亞臨界及超臨界下運轉，因此貫流式鍋爐不一定是超臨界鍋爐，但超臨界鍋爐必然是貫流式鍋爐。



圖三 亞臨界汽水鼓鍋爐與超臨界貫流式鍋爐

亞臨界汽水鼓鍋爐與超臨界貫流式鍋爐之差異可簡略比較如下表所示：

比 較	亞臨界汽水鼓鍋爐	超臨界貫流式鍋爐
蒸汽壓力	<22.06Mpa	>22.06Mpa
淨熱耗率	基準	較小
熱效率	~36%	38~43(50)%
再熱次數	一次	一次或二次
循環系統	自然或強制循環	貫流或強制循環
水牆管尺寸	基準	較小
飼水泵動力	基準	較大
儲水儲能	基準	較小
旁路系統	無	鍋爐及汽機旁路
燃料	燃煤/重油/天然氣	消耗量較少
SH溫度控制方式	噴水	燃料/飼水流量比，噴水
環境汙染	基準	較少
爐水排放	有(汽鼓式)	無
水質要求	基準	較嚴格
啓動升載速度	基準	快速
負荷變化率	3~5%	10~15%
運轉彈性	基準	較大
水牆管流量	基準	較大

三、超臨界鍋爐設計原理及運轉理念

超臨界鍋爐具又下列特點：

1. 在可承受範圍下，蒸汽壓力不受限制，可在亞臨界及超臨界壓力下運轉。
2. 對變壓 (Sliding Pressure) 運轉具有良好的適應性，新一代超臨界機組均以變壓模式運轉，以降低節流損失。
3. 不具龐大厚重的汽水鼓結構及其管材，鍋爐體積較相同容量的汽水鼓鍋爐小且輕，故可降低爐體建置費用。
4. 由於不具汽水鼓，故爐體熱慣性小，相對之總熱含量較小，升溫及升壓之速度限制較小，鍋爐可快速起動及停機。
5. 鍋爐起動及爐水再循環系統停用時，飼水量即等於蒸汽流量，燃料供給量與飼水流量為主要控制機組出力之主要參數。飼水量決定主蒸汽壓力，水燃比 (Feedwater Flow/Firing Rate) 控制主蒸汽溫度。
6. 停機後爐體冷卻時間較短，可提早進入爐內工作，縮短停機檢修時間。
7. 起動及昇載速度快，併聯到滿載所需時間短，適合快速停機起動及快速升降負載的運轉方式。
8. 鍋爐與汽機之出力具有較快之反應速度，相對的蒸汽溫度及壓力變化速度較快且變化幅度較大，因此控制系統對蒸汽參數之駕馭能力具有關鍵之地位。

超臨界貫流式鍋爐之運轉具有下列必需注意之事項：

一、飼水泵消耗動力較大

爐管口徑小，飼水流量高，故流體於爐管內的流動壓力損失大，飼水泵之揚程隨蒸汽壓力之提高而增加，故飼水泵消耗動力亦增大。

二、鍋爐儲存能量較低

因無汽水鼓之設置，鍋爐儲水部分少，相對儲存能量低，故停機後冷卻速度快，封爐之操作亦難維持爐體溫度。對於容量較低之鍋爐，於夜晚停機後，翌日起動時，爐體幾乎已在冷爐狀態，因此停機及起動之操作熱量損失大。

三、鍋爐起動及低負載時應確保足夠飼水循環

飼水流量與負載成正比關係，但當鍋爐於起動過程中或負載低於25%或30%MCR

時，為確保鍋爐水牆管仍能維持最小及平均流量需求，必須於蒸汽進入汽機前在爐體內建立足夠之飼水循環，以避免爐管過熱破損。

四、水質要求較為嚴格

超臨界鍋爐因不具汽水鼓用以分離汽水及不純物質，亦無法沖放不良爐水，故水質要求較為嚴格，冷凝水必須100%淨化處理，以達極低導電度；另因爐管口徑較小，及飼水流量較高，為避免爐管內壁受水流沖蝕致破管，Alstom及歐系鍋爐廠家主張在除氧器下游加氧，使爐管內壁產生一層硬化保護層，以延長爐管壽命。

五、控制系統之效能要求較高

超臨界鍋爐負荷變動較快，相對蒸汽溫度及壓力變化快及幅度變化大，致蒸汽壓力及溫度控制不易，控制系統控制策略之設計必須能迅速有效的維持蒸汽壓力及溫度於各種負載及負載變動期間之穩定，故控制系統對蒸汽參數之駕馭能力要求較高。

四、超臨界鍋爐爐體之佈局

超臨界鍋爐依其爐體佈局方式可分為塔式爐體 (Tower Type Furnace) 或單通路式爐體 (One Pass Furnace)、雙通路式 (Two Pass Furnace) 及橫臥式爐體 (Horizontal Furnace) 三種型式。

1. 塔式或單通路式爐體

塔式爐體如圖四所示，廣為Alstom Power及其他歐洲知名鍋爐廠家如Siemens等所採用，該設計之特點為將省煤器、過熱器及再熱器等對流受熱元件全部集中佈置於單一爐體內，且所有受熱元件均以水平佈置，易於排水，可減輕停爐後因蒸汽凝結所造成管路內壁之腐蝕，並且能夠避免鍋爐於起動期間之水流阻塞。塔式爐體占地面積較小，故所需建地較少；塔式爐體較高，其煙氣向上流動的過程中因距離及時間較長，較大顆粒的飛灰易於受重力之影響而下墜，故煙氣中所含較大顆粒灰量可望降低，又因煙氣滯留時間較長，故特別適合褐煤。塔式爐體的缺點是爐體高大，受熱面支撐複雜，所需飼水、蒸汽管路及煙道較長，安裝及運轉維修費用較高；又因體型高大，較適用於地震頻率低或弱震地區。

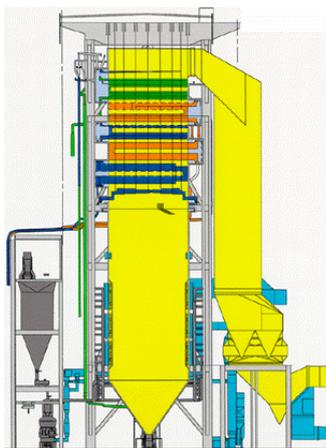
2. 雙通路式爐體

雙通路式爐體設計如圖五所示，廣為Alstom Power及美國、英國及日本各知名鍋

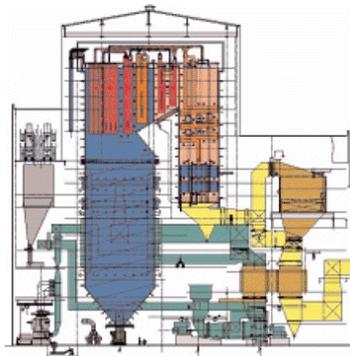
爐廠家所採用，亦與本公司目前所運轉的所有燃煤鍋爐相同。與塔式爐體相較之下，雙通路式爐體的對流受熱元件大多佈置於爐體向下彎折之後部通路；且鍋爐因爐體結構及對流受熱元件佈置之改變，致支撐用吊架、鋼構等結構得以簡化，並降低單位面積之重量，鍋爐之基礎設計也較為簡單，爐體高度約為塔式爐體之2/3，故所需飼水、蒸汽管路及煙道較短。雙通路式爐體因其較為曲折的煙氣流路，使煙氣流速較為適當，從而降低爐體內壁磨損，適合中低灰份燃煤。不過卻因此於一些部位如鼻部 (Arch) 及喉部轉角處，易於造成局部飛灰濃過高度，致積灰及結渣情況加劇。另外，過熱器與再熱器以垂直方式佈置，致部份凝結水不易排出等，是雙通路式爐體設計較為顯著之缺點。

3. 橫臥式爐體

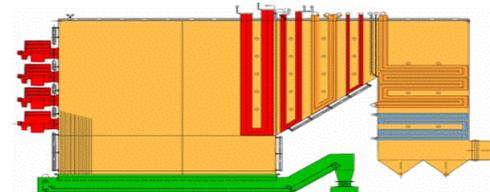
橫臥式爐體設計如圖六所示，為Siemens、Babcock Lentjes Kraftwerkstechnik及Steinmüller所共同研發，其爐牆管、過熱器、再熱器及省煤器等所有對流受熱面之佈置方式與雙通路式爐體類似，但降低爐體高度，且爐體向爐後延伸，其爐體高度僅為塔式爐體之1/3，採用前牆 Vortex 燃燒器，設計參數為350bar/700°C/720°C。由於其低爐體高度，故鋼構建造量需求較低，受熱面支撐簡單，所需飼水、蒸汽管路及煙道較短，爐體較低，安裝及運轉維修費相對降低，其造價為三種爐體中最低。其缺點為煙氣滯留時間較長，僅適合低灰份燃煤，又爐體橫向延伸，故需較大建地。



圖四 塔式爐體



圖五 雙通路式爐體



圖六 橫臥式爐體

綜合前述討論，塔式爐體結構一般主要為歐洲地區選用，考量台灣本島處於地震帶及颱風發生頻繁的地區，再加上各火力電廠均緊臨海岸，終年強勁海風吹拂，

是故其廠址條件較不利於需較深基礎及複雜巨大的塔式爐體結構。另外以國際市場供貨能力考量；若不計OEM 及授權生產之廠家，目前僅有Alstom Power 可同時供應兩種爐體結構，其餘廠家均以雙通路式為主要產品。橫臥式爐體則極具經濟競爭力，唯全球實績不多，其整體成效尙待觀察，另僅有Siemens具供貨能力。在綜合考慮廠址條件、過去對燃煤鍋爐的操作經驗及市場供貨能力下，本公司以採用雙通路式爐體為宜。

五、超臨界鍋爐爐牆管之佈局

超臨界鍋爐貫流循環採用水牆管為蒸發器，其管徑必須限制在一定尺寸以下，以免高壓造成破管，或管壁太厚致熱傳導不佳；飼水流量必須維持在最小流量以上，使飼水能在此區域完成單相相變化，並具有足夠流速將熱量帶走，以冷卻爐膛燃燒區之熱釋放，並避免產生膜沸騰現象而造成爐管過熱破損。超臨界鍋爐依水牆管之佈置方式，可區分為垂直水牆管及蝸旋環繞水牆管；爐管內壁依其幾何結構可分為平滑水牆管及膛線水牆管。

1. 垂直平滑水牆管

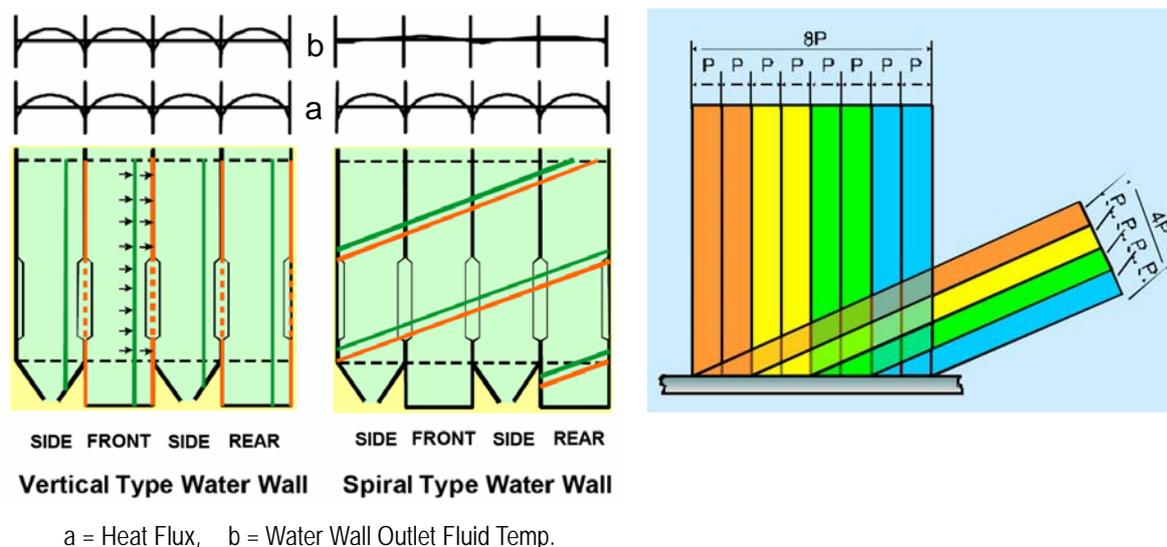
傳統亞臨界汽水鼓鍋爐之爐膛水牆管大多使用平滑管並採用垂直布局，除提供飼水加熱外，一般還負起機構上之懸吊支撐爐體功能，但由於爐膛中央及角落處部位水牆管之熱負荷高低不同，因此熱力偏差較大，而在超臨界鍋爐於變壓(Sliding Pressure)貫流運轉時，水牆管內因汽液雙相共存產生的多值性流動，將產生流動不穩定之問題。此一結果將造成因水牆管受熱不平均，易於產生額外的熱應力或劇烈的交變應力，進而造成管壁金屬疲勞、強度降低，進而造成如破管等情事發生，而使機組被迫停機搶修。

2. 蝸旋環繞平滑水牆管

針對垂直平滑水牆管之缺失，在1960年代中期，Alstom及歐洲系統鍋爐製造廠家個別開發出與水平呈若干角度圍繞爐體上升之各種蝸旋環繞式(Spiral-wound Furnace)水牆管設計，其中以連續盤旋上升的型式最具代表性。蝸旋環繞爐管部局使各爐管同時均有相同機會通過受熱量較高的爐膛四面中央部位，及受熱量較低的爐膛四個轉角處，可均勻的吸收熱量，因此熱力偏差較小，有效大幅降低因汽液雙相共存所生多值性流動而引發受熱不平均現象的發生，如圖七所示。此一設計之初期運用於貫流鍋爐或歐洲廠家製作的Sulzer鍋爐上，但目前該設計已廣

為全球各超臨界鍋爐廠家所採用。蝸旋環繞水牆管僅止於輻射區部份，在爐膛上部之對留區域仍然為垂直之直立管安排。其典型的流體流程為飼水自省煤器出口，先進入爐底環狀集管，再經由內含流孔板之管接進入蝸旋環繞水牆管，然後在板式過熱器附近通過分配管集或分叉管，轉換至上部垂直管排水牆管，上部水牆管引出之流體則進入汽水分離器。於低負載時汽水分離器分離下來的爐水經由鍋爐飼水泵或鍋爐循環泵，泵入省煤器進行再循環；蒸汽則進入爐頂過熱器，送至汽輪機，高負載時汽水分離器通過的是微過熱的蒸汽，而無水份。

蝸旋環繞水牆管一般常用的傾斜角度平均約為 20° 左右，其大小與鍋爐設計容量成正比。典型的爐管外徑平均約為 $33\text{mm}\phi$ 左右，管間相連鰭片寬度平均約為 12mm 左右。由於蝸旋管排各根管子長度大致相同，故水力偏差較小。蝸繞式水牆管單通管總數較少，相對應之單通管總長較直管排列之單通管為長，爐水流速較高、落差較大，故鍋爐飼水泵之動力將增大，如圖八所示。



圖七 直立及蝸旋水牆管流體溫度之概觀

圖八 蝸旋水牆管管數較直立式者少

基於上述之設計原理可知，蝸旋環繞水牆管具有以下特點：

1. 在不變更爐管間距情形下，爐管數量減少，因此增加管中流體之流速，可避免發生膜沸騰情形。
2. 每根爐管均四面環繞整個爐體盤旋而上，同時均有相同機會通過受熱量較高的爐膛四面中央部位及受熱量較低的爐膛四個轉角處，可減少爐管間吸熱不均之情形，因此熱力偏差較小，尤其是在低負載下具較佳穩定性。

3. 單通水牆管長度較長，使飼水之液汽轉換區在水牆管內隨負載高低變化具有更大發生範圍，在不考慮低負載飼水旁通循環系統下更能符合變壓操作之負載調整的機動性、低負載之穩定性與最低負載設計。

然而，蝸旋環繞水牆管在設計原理及機構上面臨了一些缺點：

1. 管數減少又管線加長，故壓力降較垂直水牆管為高，飼水泵動力需求較高。
2. 蝸旋式水牆管無法肩負起支撐爐體本身重量，須另外設計爐膛支撐系統，且其吊架問題要比傳統鍋爐之垂直管排複雜得多，管排所受的應力情況要比垂直管排惡劣得多。
3. 蝸旋式水牆管製造上較複雜，尤其是必須在製造廠預先完成，運送費用較高。
4. 螺旋式水牆管因構造較為複雜，燃燒器開口及其他開口較不易處理，不論是在預製及吊裝焊接，其難度及花費均較垂直管式為高，其造價較全垂式水牆管的造價高約1~3%。
5. 爐膛內之蝸旋環繞管較垂直管壁更容易造成結渣與積灰，間接影響燃料適用性之選擇與燃燒系統之設計。

以上之缺點將造成建廠成本之提高及水牆管換管維修之困難度。

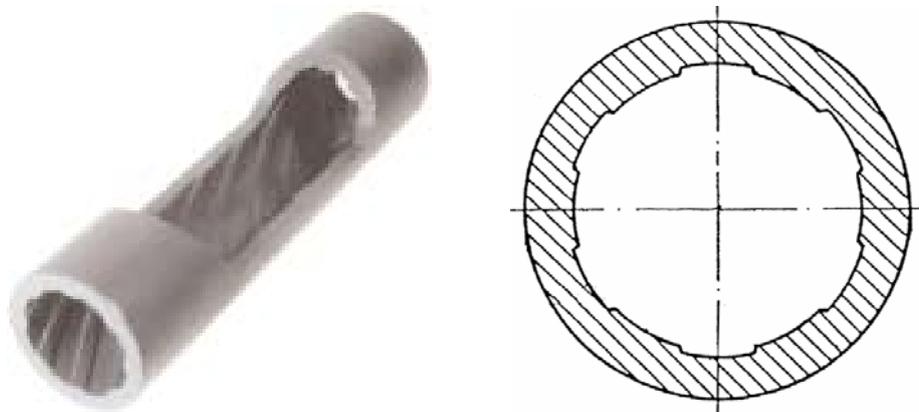
3. 垂直膛線水牆管

基於前述蝸旋環繞平滑水牆管之若干問題，許多鍋爐廠家不斷的嘗試研究改善，同時部分鍋爐廠家亦主張將超臨界貫流鍋爐蝸旋環繞的設計重新走向垂直水牆管的結構，但傳統垂直平滑水牆管存在著水流動力不穩定及受熱不均勻的問題，為能有效地實施貫流變壓運轉，針對垂直平滑水牆管的缺點則以各種方法改善，如：以小口徑爐管提高質量流率、強制循環、設置中段混合管集及水牆管入口管集出口增設流孔，依各爐管的受熱程度之不同調節各爐管的質量流率等，使其水力特性能夠與蝸旋環繞平滑水牆管相當，飼水泵之動力可減少約12.5%。其中最重要的改良設計是在爐管內增設膛線(Rifle)，利用增強管內流場的紊流強度增加對流熱傳效果，以防止在超臨界壓力時所產生之膜態沸騰現象，但水牆管入口管集的出口流孔板可能存在結垢堵塞的問題，造成飼水流量不均勻致造成水流動力不穩定的問題，所以部分鍋爐製造廠家仍選擇使用蝸旋環繞平滑水牆管之設計。然而，在採用切線火燄燃燒系統之超臨界貫流鍋爐，因蝸旋環繞水牆管亦通過該區

域，無論在製造及安裝均頗為困難，故其他鍋爐製造廠家較偏好採用垂直膛線水牆管之結構。

垂直膛線水牆管暴露在爐膛高熱輻射區域中在低飼水流量下，仍能有效的發揮水牆管冷卻效果的關鍵在於管內膛線的幾何結構。單膛線管結構增強了顯著的管內飼水亂流並對於防止膜沸騰具有極佳的效果，但因增加了可觀的阻力產生較高的壓降，致必須增大飼水泵動力，且單膛線管結構必須以機械加工的方式產製，致價格高昂。另一種多膛線管可顯著降低管內阻力而減少壓降，飼水泵動力可獲降低，且多膛線管結構可抽拉成形，製作費用較低，但卻無法產生足夠的管內飼水亂流，致在低飼水流量下尤其是自然循環的場合防止膜沸騰之效果較差。

爲了改善前述單膛線管及多膛線管的缺點，最適化多膛線管技術應運而起。最適化多膛線管乃在多膛線管的基礎上改善而成，包括膛線數、膛線深度、膛線寬度及膛線傾斜角度的最適化。最適化多膛線管在不產生過高的管內阻力下仍可產生足夠的管內飼水亂流，並對於防止膜沸騰仍可維持極佳的效果，且其結構可亦抽拉成形，製作費用與多膛線管相同。各鍋爐製造廠家對最適化多膛線管之關鍵技術不斷的研究測試，其結果值得觀察，典型膛線管之軸向及徑向剖面如圖九所示。



圖九 典型膛線管之軸向及徑向剖面圖

4. 蝸旋環繞膛線水牆管

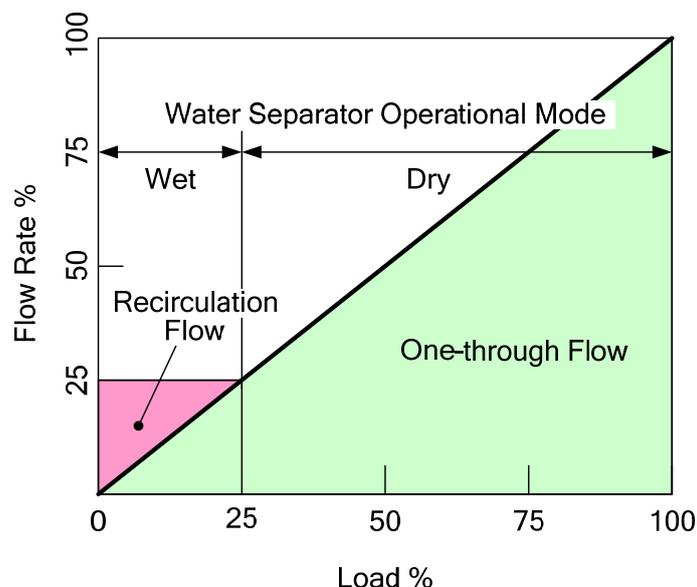
雖然蝸旋環繞平滑水牆管之每根爐管均四面環繞整個爐體盤旋而上，同時均有相同機會通過熱負荷較高的爐膛中間部位及熱負荷較低的爐膛角落處，可減少爐管間吸熱不均之情形，因此熱力偏差較小，但大容量鍋爐在低負載情況下，爐體部分區域溫度較高，具有爐管過熱之風險，故蝸旋環繞水牆管在部分高溫區域亦可裝設膛線水牆管，以確保大型超臨界貫流鍋爐之可用率。

綜合前述討論，膛線水牆管之特點如下：

1. 一般使用於直立管牆，以改善蝸旋管牆之缺點。
2. 由於離心力及流體擾動，在較低飼水/蒸汽質通量下仍具良好之熱傳導。
3. 在高蒸汽品質 (0.9) 仍可維持原有之熱傳導。
4. 膛線幾何之最適化可進一步提升熱傳導。
5. 蝸旋環繞水牆管在部分高溫區域亦可裝設膛線水牆管，以確保大型超臨界貫流鍋爐之可用率。
6. 與平滑管相較，膛線管製做較費時昂貴。

六、超臨界鍋爐起動及低載循環系統

超臨界貫流鍋爐的啓動特點是在鍋爐點火前就必須不間斷的向鍋爐進水，建立足夠的起動流量，以保證給水連續不斷的強制流經受熱面，使其得到冷卻。如圖十所示，超臨界鍋爐在正常運轉狀態下，飼水流量與負載成正比關係，但當鍋爐於起動過程中或負載低於25%或30%MCR時，為確保鍋爐水牆管仍能維持最小及平均流量需求，避免爐管過熱破損，必須於蒸汽進入汽機前在爐體內建立定量之飼水循環，稱為鍋爐起動及低載循環系統。鍋爐起動及低載循環系統依循環泵之設置可分為鍋爐飼水泵循環及低載循環泵循環兩種型式。

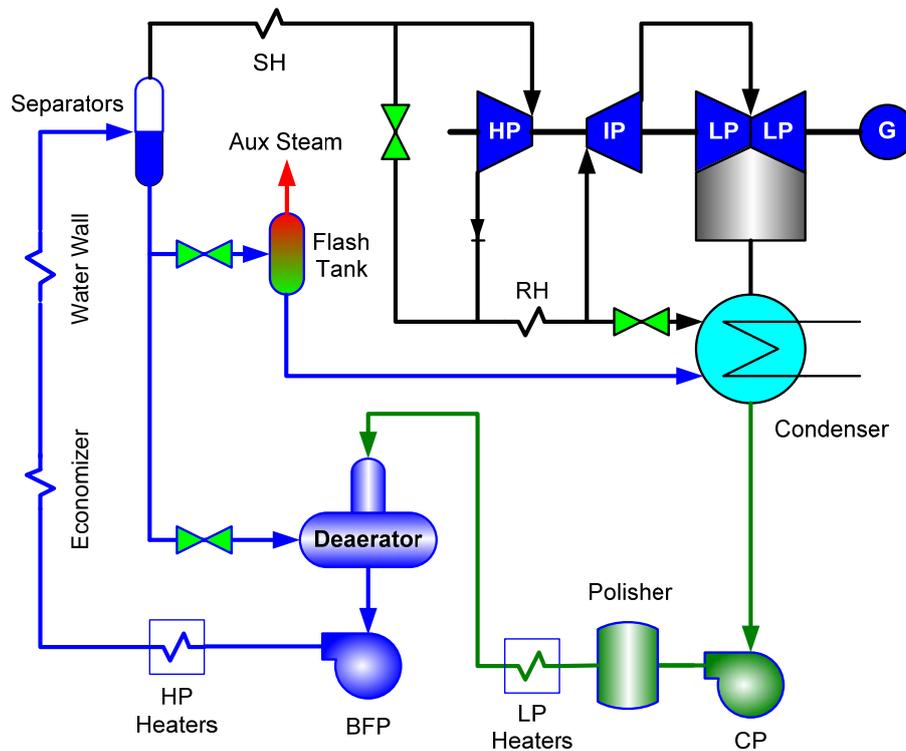


圖十 鍋爐循環水、飼水流量與負載之關係

1. 鍋爐飼水泵循環

對於基載運轉機組，升載速率及長時間之低負載操作並非主要考慮之因素，故鍋爐起動及低載循環系統之設計主要以熱回收率作為關鍵因素。此作法通常是將分離器分離出之凝結水排回除氧器內，由鍋爐飼水泵經高壓加熱器進一步加熱後送至省煤器，再經水牆管至分離器完成循環，以鍋爐飼水泵兼做循環泵使用。

分離器至除氧器之排水閥維持分離器之水位，避免分離器之水位過高，當分離器之凝結水超出除氧氣之容量時，則將凝結水經由閃化槽排入冷凝器內，以避免分離器內之水位過高。另在鍋爐點火前，或起動期間在水質不良時，可藉由前述途徑，將分離器內之凝結水引入冷凝器，經由冷凝水淨化器淨化爐水，如圖十一所示。此種方式乃利用現有鍋爐飼水泵循環爐水，構造簡單，可維持最小負載在28~35%間。

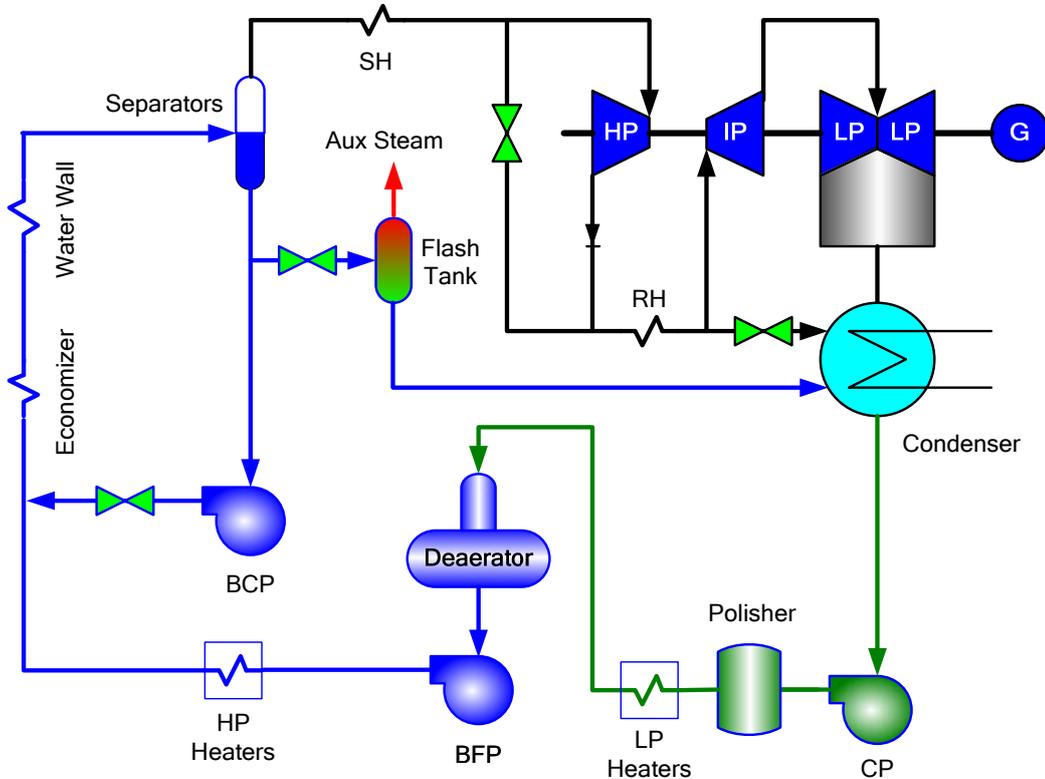


圖十一 鍋爐起動循環系統鍋爐飼水泵循環

2. 鍋爐循環泵循環

對於長時間低載及每日起停運轉之機組，降低起動最小流量界限是主要考量因素，採用設置鍋爐循環泵(BCP, Boiler Circulation Pump)可達成此一目的。其循環迴路為將分離器分離出之凝結水經由鍋爐循環泵打入省煤器，再經水牆管至分離器完成循環。同樣的，當分離器之凝結水位過高時，可將凝結水經由閃化槽排入冷凝器內，

避免分離器之水位過高。如圖十二所示。此一方式可減少起動系統之容量，可維持最小負載於15%，也可降低流體熱能的損失，其熱回收率較前種方式為佳，但額外設置鍋爐循環泵等相關設備，初期裝置費用及日後維護費用較高。



圖十二 鍋爐起動循環系統鍋爐循環泵循環

前述兩種鍋爐起動循環系統各有其特點，部份鍋爐製造廠家之設計觀點認為，若鍋爐每日運轉負荷低於10%~15%的時間超過8小時，設置再循環泵之綜合經濟性較佳；否則以鍋爐飼水泵兼任再循環泵之綜合經濟性較佳。Alstom Power之設計觀點則認為，若機組運轉模式為調度運轉或需時常起動停機時，則以設置鍋爐循環泵較能滿足性能要求；反之若採長時間基載運轉（即負載變動不大）或以建造初期及日後操作維修成本考量，則採鍋爐飼水泵兼做鍋爐循環泵之汽水循環運轉較具經濟性。對於大部份的超臨界鍋爐，其最低貫流運轉負荷一般在25%~40%之間。

3. 超臨界鍋爐起動循環系統之運作

鍋爐補水完成後即開始進行爐水循環，並維持一最小流量，約15~30%。鍋爐點火後，隨著燃料及加熱時間的增加，蒸氣量逐漸增加，爐水循環逐漸減少，不足的飼

水再由BFP補充，並維持最小流量，此時因爐水循環流量固定，由燃料量決定主蒸汽壓力，以噴水來控制主蒸汽溫度。若燃料及加熱時間繼續增加，俟負載達35~40%MCR時，全部循環爐水幾乎都變成蒸汽，此時爐水循環系統停用，以飼水量決定主蒸汽壓力，水燃比 (Feedwater Flow/Firing Rate) 控制主蒸汽溫度。

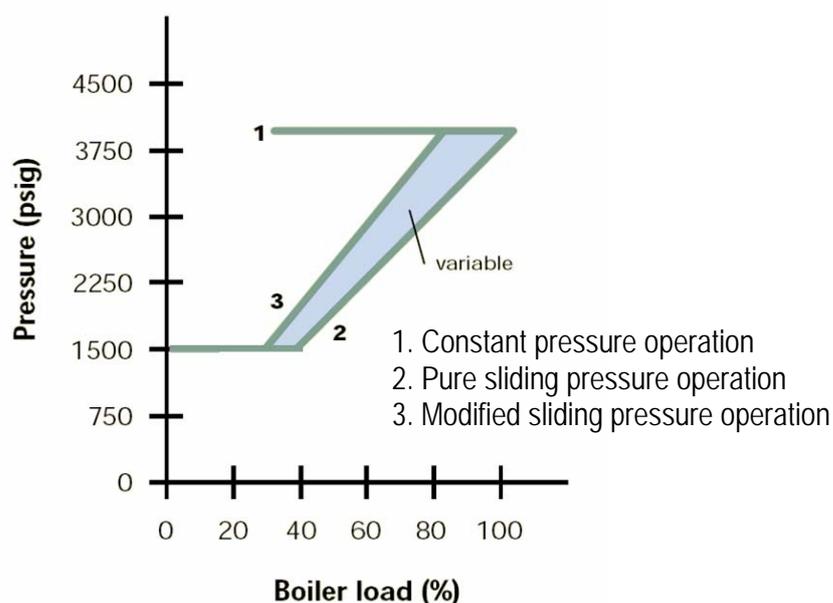
七、變壓運轉 (Sliding Pressure Operation)

超臨界機組可採用定壓 (Constant Pressure) 及變壓 (Sliding Pressure) 運轉兩種方式。早期超臨界機組均採用定壓運轉，所謂定壓運轉即在0~100%負載範圍內，維持鍋爐主蒸氣壓力於定值，藉由調節汽輪機進汽閥之開度以調節蒸汽流量，即調節發電量。此一運轉方式之優點為機組不在滿載時，具有額外儲存能量，於0~100%負載範圍內，藉由汽輪機進汽閥之調節，即可快速變更蒸汽流量，不需要鍋爐立即的升減壓，即可快速升降負載；但因蒸汽的節流造成可觀節流損失，整體機組效率較低，尤其在起動及低負載時為甚。又因由汽輪機進汽閥之節流膨脹降溫，易使汽機首級的溫差變化大，造成熱應力之上升，致易於引起汽機承受高溫高壓部份材料及高壓段元件的金屬疲勞及脆化破裂。

為改善定壓運轉之各項缺失，於是各國紛紛研究採用變壓運轉方式來改善此一缺點。初期採用變壓運轉的機組，其汽機節流閥保持全開，機組負荷完全由改變鍋爐燃燒率、飼水流量及蒸汽壓力來控制，使蒸汽壓力的變化與負載同步。此一運轉方式之優點為減免節流損失，及減小汽輪機機首級的溫差，尤其在起動及低負載時更為明顯；但因鍋爐未儲存額外能量，若欲提高發電量，則必須提升汽輪機入口蒸汽壓力，亦即提升鍋爐出口蒸汽壓力，但鍋爐對於燃料增加之蒸汽升壓反應能力較慢，無法即時供應足夠的蒸汽流量，致影響機組升載速度，此一運轉方式稱為純變壓運轉 (Pure Sliding Pressure Operation)。

為改善純變壓運轉之缺點，鍋爐製造廠家在純變壓運轉的基礎上做了修正，開發了複合變壓運轉 (Modified Sliding Pressure Operation) 技術。此一運轉方式為在0~85%左右負載範圍內，維持汽輪機進汽閥於90%左右不變，以維持主蒸汽的適當節流，以儲存鍋爐的適當額外能量，其節流程度與機組負載成正比，在85%左右負載以上則成為定壓運轉。此一運轉方式雖犧牲小部分節流損失，但卻可提供緩衝時間，讓鍋爐及時產生足夠的蒸氣流量，不僅改善機組於部份負載時的效率，同時也改善的機組升載速率。複合變壓運轉的設計廣為各國超臨界機組所採用，故目前所謂之變

壓運轉即是複合變壓運轉。前述三種運轉方式之比較如圖十三所示。



圖十三 鍋爐出口之各種壓力運轉模式

採用變壓運轉的優點為：

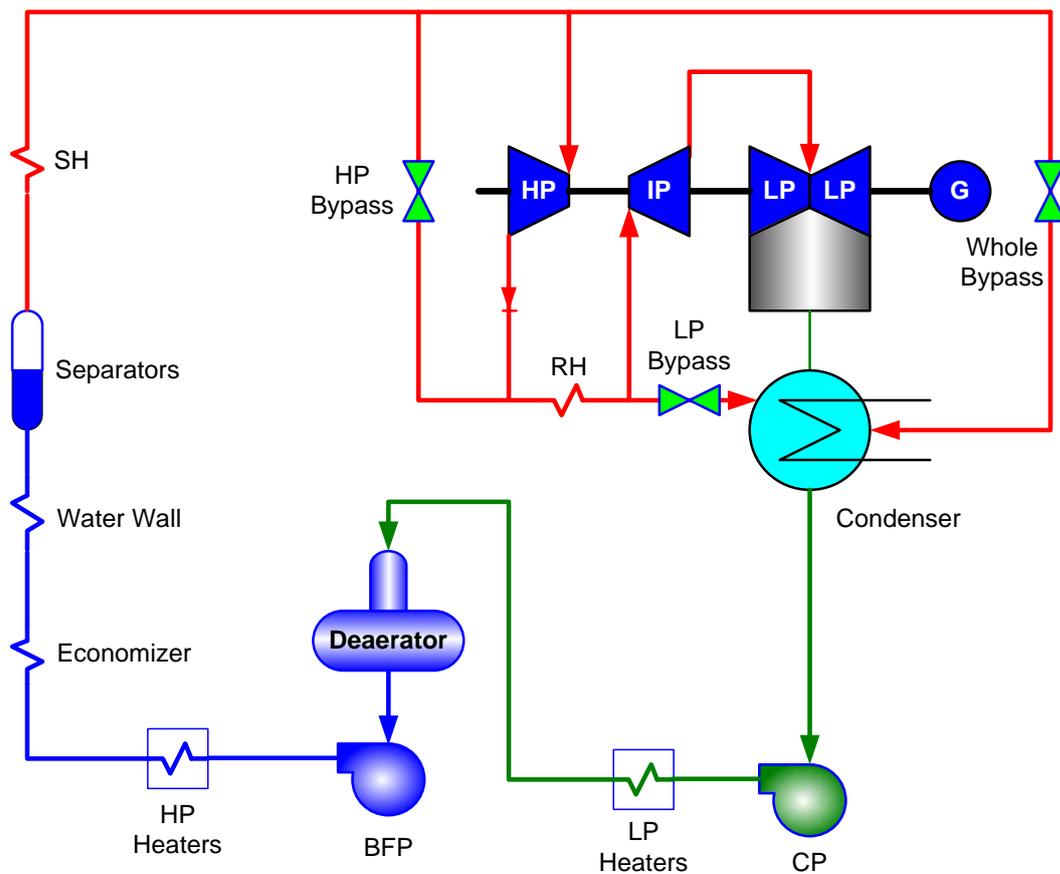
1. 在低載及起動期間，蒸汽壓力較低，故所引起之熱應力相對降低，有助於機組壽命之延長。
2. 採用較低蒸汽壓力運轉，故鍋爐、汽機及各輔機用電量可減少。
3. 蒸汽節流損失小，機組之熱耗率得以降低。
4. 主蒸汽節流程度小，膨脹降溫效應低，使主蒸汽溫度可於相當大的負載範圍內保持恒定，主蒸汽在汽輪機機首級的溫差較小，可降低高壓汽輪機之交變熱應力。
5. 主蒸汽節流程度小，膨脹降溫效應低，可提高汽輪機高壓段於低負載時之出口溫，因此再熱蒸汽溫度可以於相當大的負載範圍內保持定值，可降低中、低壓汽輪機之交變熱應力。

八、超臨界機組汽輪機旁通系統

超臨界壓力機組之蒸汽系統主要色括主蒸汽系統、再熱蒸汽系統、輔助蒸汽系統及蒸汽旁通系統，其主要功能在提供不同壓力等級之汽輪機動力來源、提供加熱用蒸汽、不同機組間低壓蒸汽系統之相互支援、負載異常情況下之設備保護、改善機組起動或低負載時之負載提升速度及爐管超壓之保安等，其中蒸汽旁通系統

依其設置之目的可分為鍋爐旁通系統及汽輪機旁通系統。鍋爐旁通系統即為前述之鍋爐起動及低載循環系統，而汽輪機旁通系統可分為高壓旁通系統、低壓(或中低壓)旁通系統及整體旁通系統，為與汽輪機並聯的蒸汽減溫減壓系統，其主要作用是機組停機起動時協調鍋爐出口和汽輪機進口蒸汽溫度的匹配，改善機組低負載或起動時之負載提升速度，機組停機起動或發生事故時保護再熱器及回收熱能等。

高壓旁通系統為將鍋爐過熱器出口之主蒸汽旁通且不經過高壓汽輪機，並施以噴水減溫及減壓後連接至高壓汽輪機出口排汽管線，並引入鍋爐再熱器；低壓旁通為將鍋爐再熱器出口之再熱蒸汽旁通且不經過中壓及低壓汽輪機，並施以噴水減溫及減壓後排放至冷凝器內；整體旁通系統為將鍋爐過熱器出口之主蒸汽旁通高、中、低壓汽輪機，並施以噴水減溫及減壓後直接排放至冷凝器內。三種旁通系統整合如圖十四所示。



圖十四 超臨界機組汽輪機旁通系統

汽輪機旁通系統之主要作用為改善機組起動和增載的特性，若蒸汽溫度與汽輪機金屬溫度匹配不當，將產生不適當之熱應力，影響汽輪機的壽命。機組起動期間鍋爐出口蒸汽參數未達汽輪機進口蒸汽條件前，汽輪機旁通系統可將蒸汽不經過汽輪機而直接旁通送入冷凝器，因此汽輪機旁路系統可以提高鍋爐燃燒效率與流量，將鍋爐出口蒸汽溫度迅速提升至與汽輪機金屬溫度相匹配之程度，縮短機組自起動至與系統併聯所需時間。高壓汽輪機未運轉時，利用高壓旁通系統，將蒸汽導入再熱器，可使再熱器蒸汽溫度容易控制，避免再熱器管過熱受損。中壓汽輪機所需之操作壓力及溫度較低，Alstom Power及部分歐洲廠商，在設計上藉由汽輪機旁通系統之設置及操作，可直接利用中壓汽輪機起動併聯運轉，不僅可縮短機組自起動至與系統併聯之時間，亦可因蒸汽流量增加，提高鍋爐燃燒效率及主蒸汽溫度上升速度。

汽輪機旁通系統除具有上述功能外，系統及相關設備之設計容量亦須考慮在汽輪機突然跳機之情況下，可利用此一旁通系統維持鍋爐的正常運轉；俟汽輪機回復正常運轉時，鍋爐可立即供給蒸汽，迅速恢復與系統併聯，避免汽輪機跳脫後，鍋爐必須跟隨停機再重新起動，費時費力，影響系統供電。但此一設計方式將大幅增加初期投資成本及運轉維護費用，包括管路系統及其配件、冷凝器之設計容量加大以及控制系統之配合等。

汽輪機旁通系統是機組的重要輔助系統，其配置的優劣直接影響機組運轉的安全性和經濟性。而汽輪機旁通系統型式及容量的合理選擇，與機組在電力系統中承擔的負載性質、機組起動方式、機組運轉模式以及自動控制要求等有關。

高壓、低壓及整體旁通系統依其不同組合可分為單級、兩級及三級旁通系統三種型式：

1. 單級旁通系統

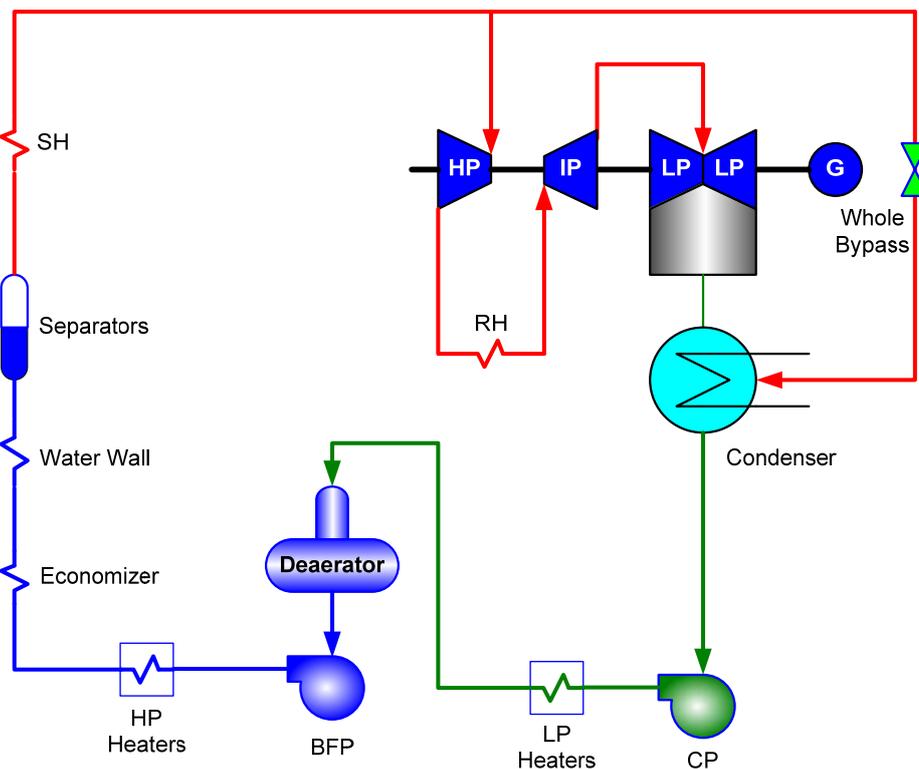
僅設整體旁通而無高壓及低壓旁通者稱為單級旁通系統，如圖十五所示。其優點是系統簡單、操作方便、適用於再熱器不需保護的機組。此種旁通系統運作時，主蒸汽經減壓減溫後直接排入冷凝器。單級旁通系統之優點如下：

1. 系統結構簡單，控制複雜度低，初期裝置費用較少，日後維護費用亦較低。
2. 操作方便，可滿足機組停機起動過程中熱能之回收，並可滿足機組加速起動之要求。

其缺點是：

1. 在機組起動期間因再熱管路並無蒸汽流通冷卻，故必須嚴格控制鍋爐的燃燒，再熱管路的升溫受到限制，對機組的熱機起動不利。
2. 在機組起動期間因蒸汽未流經再熱器系統，使鍋爐再熱系統的材質、佈置及再熱器區的煙氣溫度受到限制，對再熱器不能達到保護作用。
3. 由於再熱蒸汽溫度和中壓汽輪機缸壁溫度不匹配，因而將損耗中壓缸的壽命。
4. 因系統結構簡略，運轉中旁通系統調節靈活性不高，負載適應性較差，不能完全達到旁通系統應有的功能。

綜上所述，單級旁通系統只適合基載運轉，不適合於經常起動或升降負載頻繁之機組。



圖十五 單級旁通系統

2. 兩級旁通系統

設有高壓和低壓旁通但無整體旁通系統者，稱為兩級旁通系統，如圖十六所示。此種旁通系統運作時，高壓旁通系統將鍋爐過熱器出口之蒸汽經過減壓噴水降溫後，不經過高壓汽輪機而直接導入鍋爐再熱器入口之低溫再熱蒸汽管路；低壓旁

通系統則將鍋爐再熱器出口經過噴水降溫後之蒸汽，不經過中壓及低壓汽輪機而直接排入冷凝器。兩級旁通系統較單級旁通系統複雜，但具有多項優點：

1. 在機組起動期間因再熱器內具有蒸汽流動冷卻，對佈置在煙氣溫度較高區域之再熱器具有保護作用，可防止其過熱破管。
2. 在冷態、溫態和熱態時，旁路系統能實現機組的最佳起動和停機，按汽輪機停機起動曲線要求，滿足自動和手動兩種運行方式，配合鍋爐建立與汽機相適應的蒸汽溫度，縮短機組起動時間。
3. 能夠滿足機組熱起動時蒸汽溫度與汽缸金屬壁溫的匹配要求，縮短機組在冷機、暖機和熱機起動各種條件之起動時間，並能有效回收蒸汽熱能。
4. 在機組負荷變化時，若鍋爐所提供之蒸汽量超出汽輪機所需，則旁通系統可過多壓力，以避免安全閥動作，提高鍋爐的運轉穩定性。
5. 在汽輪機跳脫之緊急情況下，藉由旁通系統的快速全開，提供蒸汽的備用通路，故鍋爐仍可持續運轉不必熄火，減免鍋爐之停機啓動損失。

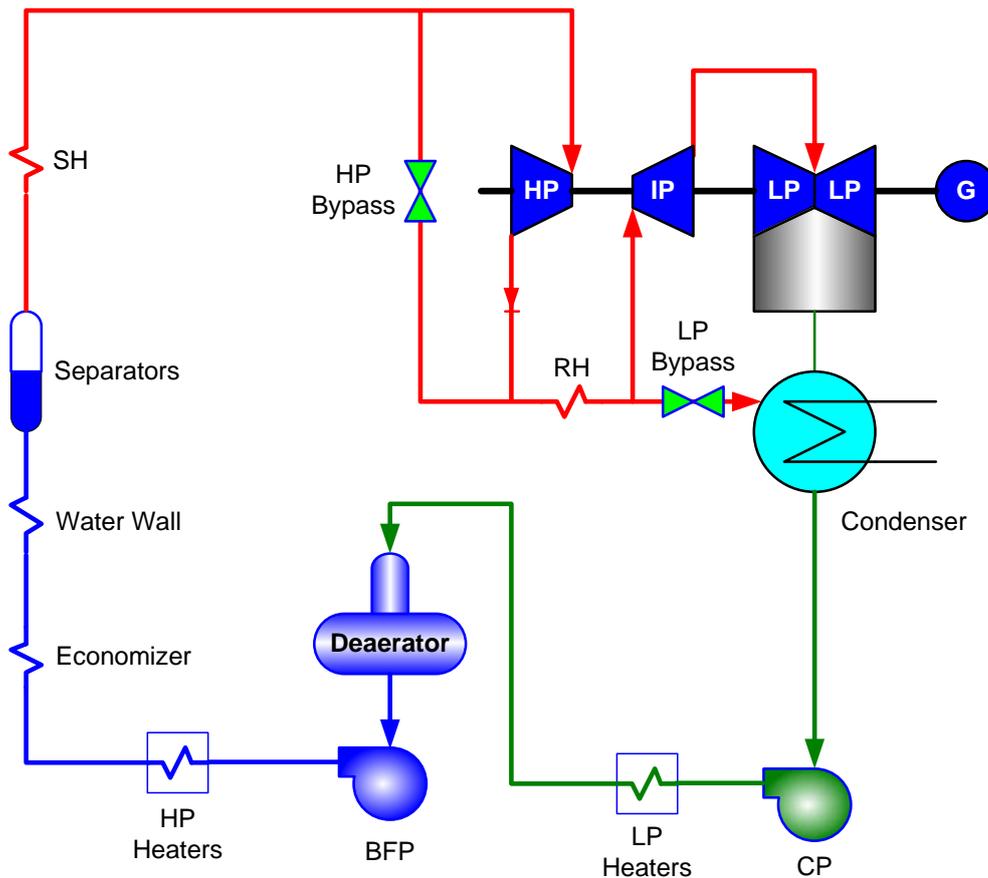
兩級旁通系統之適應性較強，能滿足機組中間負載運轉及系統調度之需要，是目前大容量燃煤火力發電機組普遍採用之旁通系統型式。

3. 三級旁通系統

同時設有整體、高壓和低壓旁通系統者稱為三級旁通系統，如圖十四所示，此系統兼具單級和兩級旁通系統的優點，在運轉中旁通系統調節靈活性較高，負載適應性較強，有利於機組適應負載變化之要求，可滿足機組的各種運轉情況，但起動系統複雜，管材消耗量大，近年來新建機組未見採用。

4. 三用閥旁通系統

汽輪機旁通系旁通閥之設計，可分為起動調節閥、減溫減壓閥和安全閥三種功能，若汽輪機旁通閥兼具前述三功能者，稱為三用閥旁通系統。三用閥系統亦是由高、低壓旁通組成之兩級旁通系統，但其容量配置較大，一般推薦採用100%容量的高壓旁通，60%~70%容量的低壓旁通，並設置附控制功能的再熱器安全閥。三用閥為可調節式設計，能提供超壓保護，省去了鍋爐過熱器安全閥。但由於三用閥具有多種功能，對熱控和調節系統等方面的要求較高，液壓控制難度較大，電力消耗較高，且全容量旁通系統的管路尺寸增加，其投資較為昂貴。



圖十六 兩級旁通系統

5. 汽輪機旁通系統型式選擇

選擇旁通系統型式時應考慮機組在電網中承擔的負載性質、機組起動方式、運轉模式、事故處理方式和再熱器的位置佈置等因素。基載負荷機組運轉穩定，起停次數少，可選用系統簡單的旁通系統，如單級旁通系統。對於參與電網調度機組，負載變化幅度較大起停頻繁，尤其是每日起停運轉的機組，每天需要熱機起動，應選用起停損失小，便於調節的旁通系統，如兩級旁通系統。對於電網在機組跳機時，要求停機不停爐、汽輪機空轉或廠內用電運轉，則應選擇汽水能回收，又同時能保護鍋爐等各部分的旁通系統，如三用閥旁通系統。

綜合前述各種旁通系統的特點，並考慮未來大容量燃煤發電機組佔國內總發電量比例增多，超臨界機組勢必參與電網調度，因此超臨界機組在運轉上應具有高度靈活性和安全性。目前國際上超臨界機組的可靠性已達到相當高的水準，在歐洲和日本得到廣泛運用，根據國際上成熟先進的超臨界汽輪機設計、製造技術和運轉管理經驗，以設置二級串聯旁通系統為主，其旁通系統容量設計一般為30-40% MCR。部分歐洲及韓國發電機組之汽輪機旁通採全容量設計，系統及相關設備之

設計容量須考慮汽輪機在突然跳脫之情況下，可利用此旁通系統以維持鍋爐的正常運轉；俟汽輪機回復正常運轉時，鍋爐可立即供給蒸汽，迅速恢復與系統併聯，避免因汽輪機跳機，鍋爐必須跟隨停機再重新起動，費時費力，影響系統供電。但此一設計方式將大幅增加初期投資成本及運轉維護費用，包括管路系統及其配件、冷凝器之設計容量加大以及控制系統之配合等。

6. 汽輪機旁通容量選擇

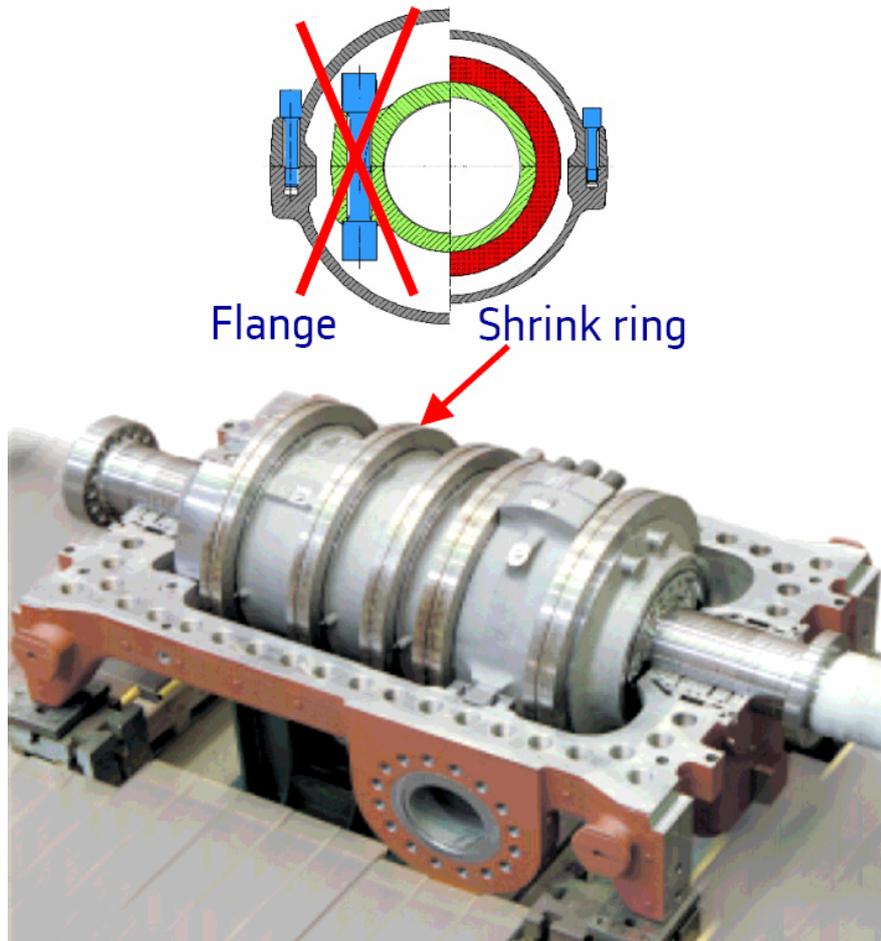
汽輪機依旁通系統設置之目的決定其容量，若旁通系統設置之目的僅為令主蒸汽快速達到與汽輪機金屬溫度匹配之目的，則旁通系統之容量可選定於15%MCR，此容量之旁通系統可節省機組起動時間約半小時。若旁通系統設置之目的在系統不穩定或暫態情況，能處理鍋爐所產生之蒸汽大於汽輪機所消耗之蒸汽流量，則旁通系統之容量可選定於大於或等於40%MCR。若旁通系統設置之目的在滿載運轉之汽輪機跳脫時，鍋爐仍可滿載運轉且不開啓安全閥，則旁通系統之容量必須選定於100%MCR再加上若干安全因素。運用前述規則，以林口發電廠為例，新建機組汽輪機旁通系統設置之主要功能，在於保護設備及改善機組起動或低負載時之負載提升速度，屬於第二種情況，故應設置40%容量旁通系統。但若機組定位為基載且最低出力選定於30% MCR，則為能有效提高機組之升載能力，且在不增加冷凝器設備費用的情況下，高壓旁通系統設置容量可選定於30%容量，低壓旁通系統容量則以高壓旁通容量+高壓旁通噴水量為最小設計容量。

九、超臨界汽輪機設計及製造技術

1. 汽輪機內殼縮環 (Shrink Ring) :

高壓汽輪機、中壓汽輪機或高中壓汽輪機因承受較高的蒸汽壓力及溫度，故其外殼必須具有適當之強度，通常具有內外雙殼設計，以降低外殼內外壓差，並可減少外殼厚度。內外殼間具有排汽流動，用以冷卻內殼，以降低內外溫差。傳統汽輪機內外殼之上下殼均採用凸緣接合，使用大量之螺栓，致凸緣厚重，產生過大之熱應力，易導致機殼變形及龜裂。在超臨界機組的場合，其問題更加嚴重，為解決此一問題，各汽輪機製造廠家發展出若干對策，其中GE公司之設計使用熱室(Heat Chamber Barrier) 結構來防止機殼變形及龜裂的潛在問題。此熱室被合併於內外機殼之間，含有蒸汽之熱室可減少機殼截面之溫度與壓力梯度，而降低機殼之熱應力，但仍存在接合凸緣厚重之問題。Alstom Power則發展出內殼以縮環接

合取代凸緣接合之設計：汽輪機內殼由上下兩片半圓形圓柱外殼組合而成，內殼之外由若干縮環冷縮接合，適用於汽輪機承受高壓之場合，特別是超臨界機組，其結構如圖十七所示。

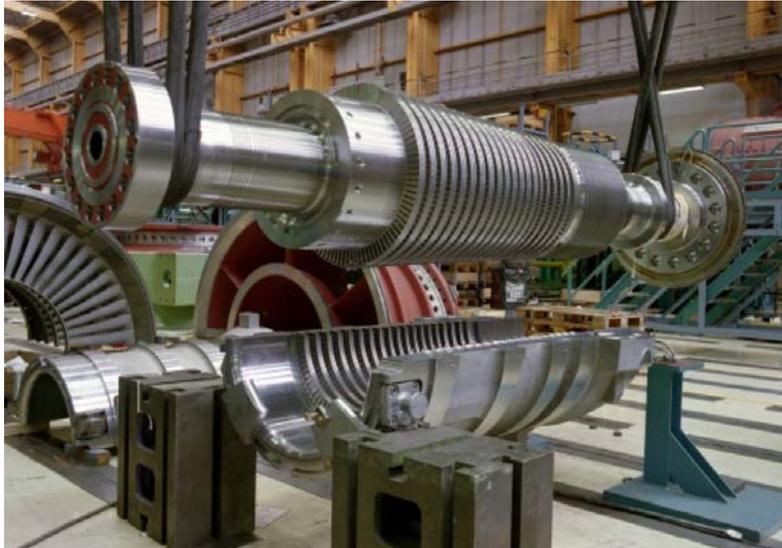


圖十七 高中壓汽輪機內殼縮環設計

汽輪機內殼縮環設計適用於汽輪機葉片通道錐度較小之汽輪機，如高壓汽輪機，中壓汽輪機，或共構之高中壓汽輪機。其內殼縮環安裝步驟及方式如下：

1. 汽輪機轉子吊入內殼下部，蓋上上部內殼，如圖十八所示。
2. 內殼縮環以環狀瓦斯加熱器加溫使之膨脹，逐一套上縮環，冷縮接合內殼，如圖十九所示。
3. 內殼及轉子吊入汽輪機外殼下半部，蓋上外殼上半部，如圖二十所示。

若為檢修轉子，則拆解步驟及方式如前所述，反次序實施即可。



圖十八 汽輪機轉子吊入內殼下半部情形



圖十九 汽輪機內殼縮環以環狀瓦斯加熱器加熱膨脹

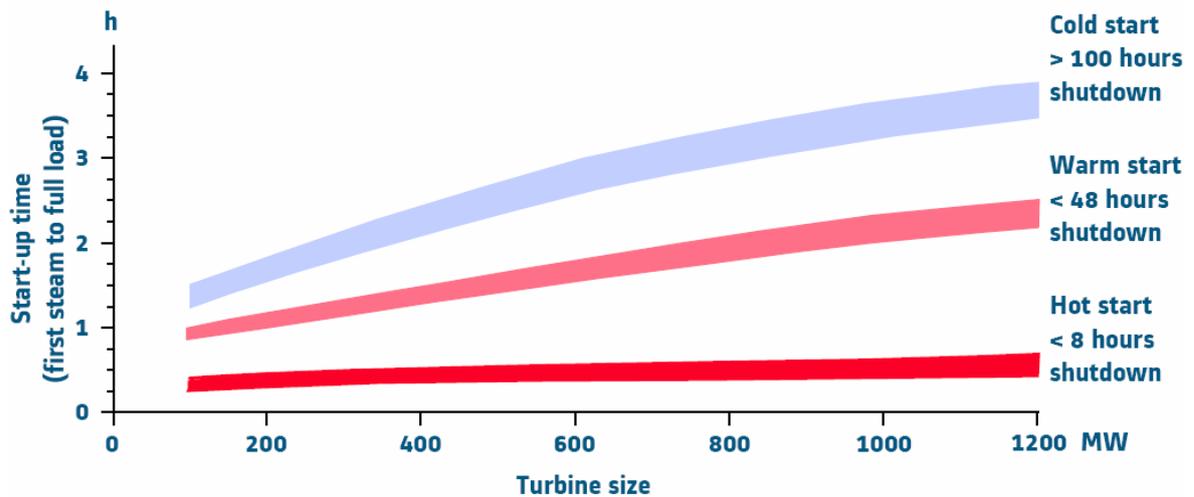


圖二十 內殼及轉子吊入汽輪機外殼下半部情形

汽輪機內殼縮環設計具有下列優點：

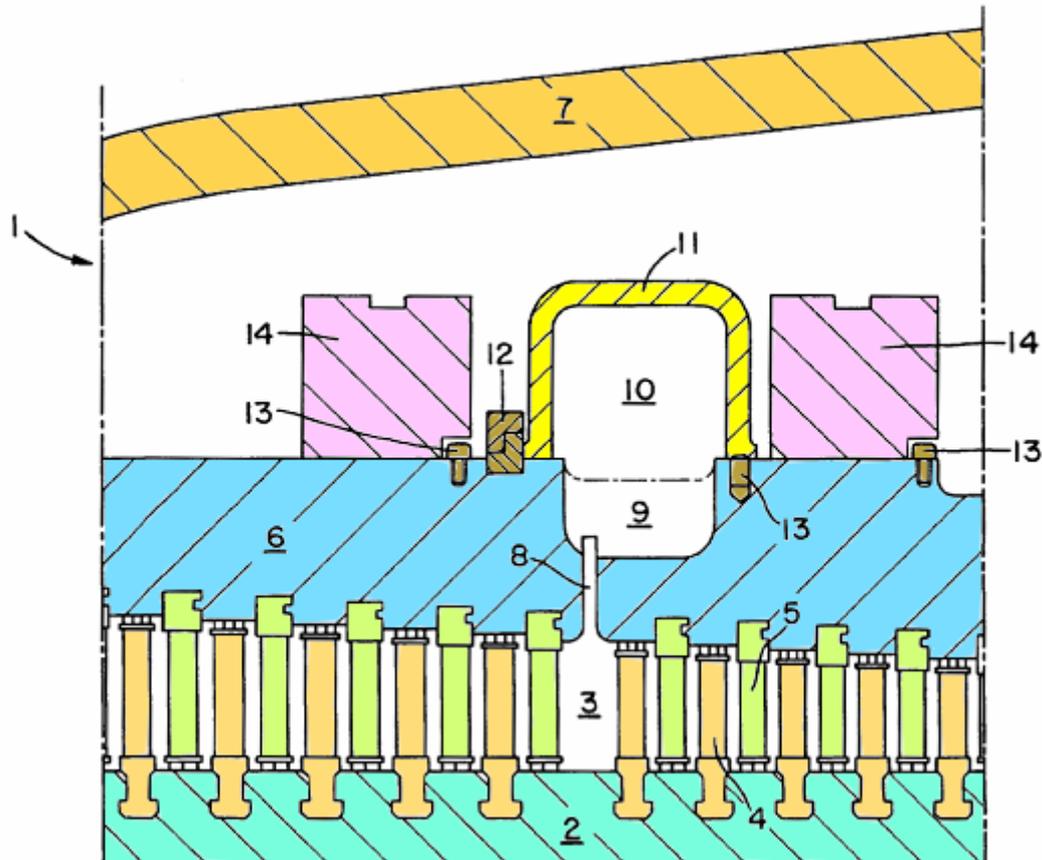
- 汽輪機內殼厚度小，質量輕，材料省，熱量分布均勻。
- 結構簡單，產製較為容易快速，製造費用較低。
- 優異的熱應力抗拒能力，並可維持長久之效能。
- 緊湊及可靠的設計，運轉時數達100,000小時以上方需打開內蓋檢查。
- 內殼無變形龜裂之虞，可長久的保持動葉片與內殼間隙於不變而維持汽輪機效率。
- 簡易快捷的內殼拆卸及組裝程序。
- 提供快速的起動及升載能力，特別適用於超臨界鍋爐的快速反應。

下列數據及圖表可具體說明汽輪機內殼縮環設計所提供快速的起動及升載能力：以1,200MW設計容量之汽輪機為例，汽輪機停機8時以內之暖機起動至滿載所需時間僅需約30分鐘，停機2天(48小時)以內之暖機起動至滿載所需時間僅需約2小時30分鐘，停機4天(100小時)以內之冷機起動至滿載所需時間不到4小時，如圖廿一所示。



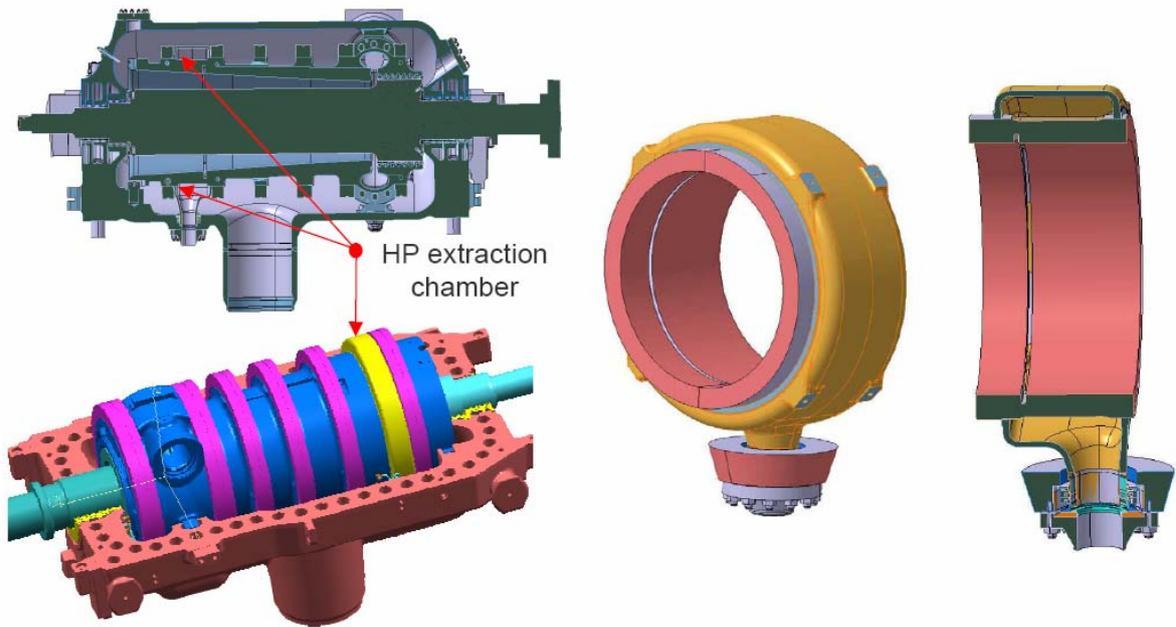
圖圖廿一 汽輪機內殼縮環設計提供快速的起動及升載能力

至於汽輪機抽汽，以內殼縮環設計之汽輪機內殼使用抽汽環。抽汽環具有抽汽環與內蓋縮環分離及抽汽環與內蓋縮環整合二種設計，前者簡稱抽汽環，僅提供抽汽之用，不具緊縮內殼作用；後者簡稱抽汽縮環，兼具抽汽及緊縮內殼二種功能。抽汽環與汽輪機內殼抽汽之結構如圖廿二及圖廿三所示。汽輪機內殼6之內側具有抽汽槽8，環繞汽輪機內殼全周，並以平均分布於內殼外側周圍之數片抽汽槽肋板9，連接抽汽槽二側內殼。抽汽環11覆蓋於抽汽槽肋板之外，以冷縮或其他方式固定達汽密程度，並另以固定環12固定，以防止抽汽環沿軸向滑動，再以數只止滑彈簧螺栓13固定，以防止抽汽環沿圓周滑動。抽汽環底部挖孔，以接頭連接抽汽管穿越汽輪機外殼7。葉片通道3之蒸汽自抽汽槽8引導至抽汽環11之環狀導汽通道10，經由底部抽汽管送出。抽汽管設計於機殼底部較之其他方向，具有穿越外殼之接合較為簡易之優點；同時若有水汽凝結，亦可自然排出。為防止抽汽環11變形致漏汽，其二側必須裝置內殼縮環14以固定汽輪機內殼，故在抽汽槽區域，須有1只抽汽環及2只內殼縮環。內殼縮環亦以數只止滑彈簧螺栓13固定，以防止抽汽環沿圓周滑動。



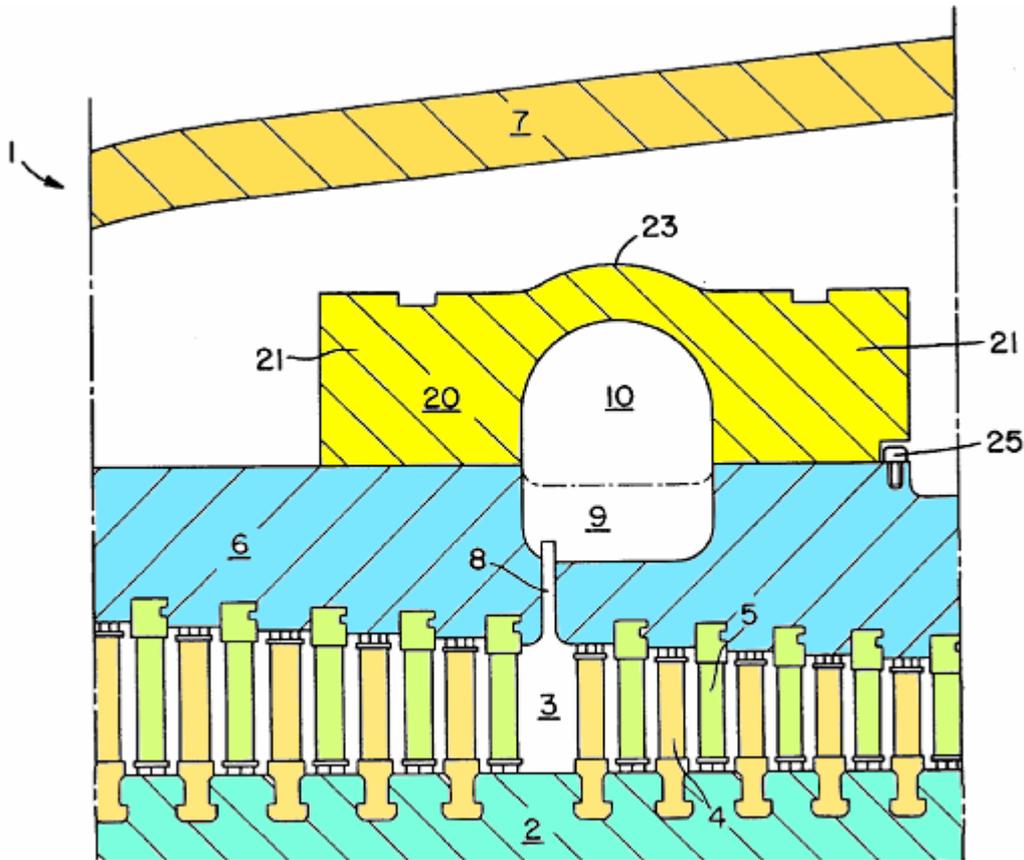
- | | |
|----------------|-----------|
| 1 高壓、中壓或高中壓汽輪機 | 8 抽汽槽 |
| 2 汽輪機轉軸 | 9 抽汽槽肋板 |
| 3 葉片通道 | 10 環狀導汽通道 |
| 4 動葉片 | 11 抽汽環 |
| 5 靜葉片 | 12 固定環 |
| 6 汽輪機內殼 | 13 止滑彈簧螺栓 |
| 7 汽輪機外殼 | 14 內蓋縮環 |

圖廿二 汽輪機抽汽環與內蓋縮環分離設計



圖廿三 高壓汽輪機內蓋抽汽環及縮環

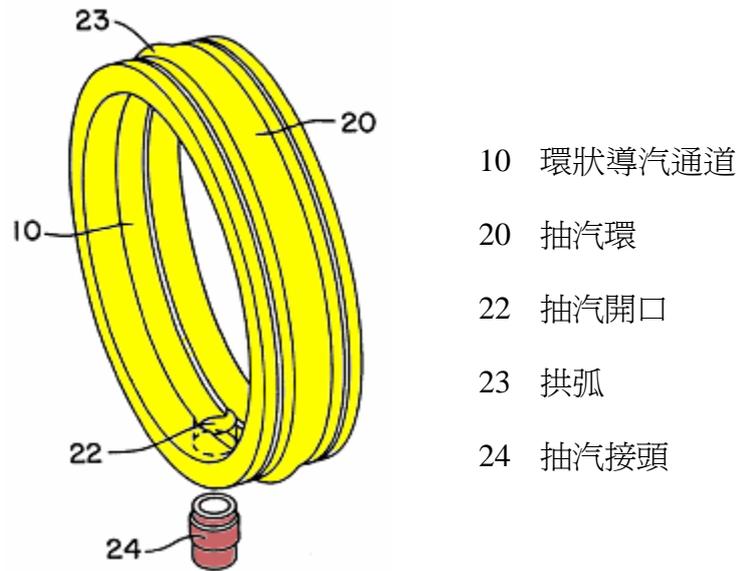
抽汽縮環為抽汽環與內蓋縮環整合之設計，即將前述抽汽槽區域抽汽環及其二側之內殼縮環整合成1只抽汽縮環，如圖廿四所示。抽汽縮環具有較大之寬度，使之具有足夠之扁平部21，以產生收縮固定內殼之功能。抽汽縮環中央部份設計為拱型環狀導汽通道，具有向外之拱弧23，因此具有較佳之彈性，對於汽輪機內殼之熱膨脹，具有較佳之配合度，但產製過程較為複雜。抽汽縮環中央部份亦可設計為扁平狀，即無向外之拱弧，產製過程較為簡易，但彈性較為遜色。



- | | |
|----------------|------------|
| 1 高壓、中壓或高中壓汽輪機 | 8 抽汽槽 |
| 2 汽輪機轉軸 | 9 抽汽槽肋骨 |
| 3 葉片通道 | 10 環狀導汽通道 |
| 4 動葉片 | 20 抽汽縮環 |
| 5 靜葉片 | 21 抽汽縮環扁平部 |
| 6 汽輪機內殼 | 23 拱弧 |
| 7 汽輪機外殼 | 25 止滑彈簧螺栓 |

圖廿四 汽輪機抽汽環與內蓋縮環整合設計

至於抽汽送至機殼外部之結構與前述相同，即如圖廿五所示，抽汽縮環20底部挖孔22，以接頭24連接抽汽管穿越汽輪機外殼。葉片通道之蒸汽自抽汽槽引導至抽汽縮環之環狀導汽通道10，經由底部抽汽管送出。抽汽管與接頭24可以電焊熔接，以免除漏汽之患，但汽輪機開內殼大修時，抽汽管必須切割分離。另一種作法為抽汽管與接頭24以螺牙或凸緣接合，雖便利於拆卸及連接，但在汽輪機在多年才需開內殼大修一次，在此期間其連接處具有漏汽之風險。



圖廿五 汽輪機內蓋抽汽縮環

汽輪機抽汽環與內蓋縮環整合設計較之分離設計具有產製過程及拆卸組合施工較為簡易及省時之優勢，且可減免固定環及減少止滑彈簧螺栓數量等優點。汽輪機內蓋縮環應用在各種亞臨界及超臨界機組下，其卓越之性能實績為各界所讚賞，無疑是使用者睿智的抉擇。

2. 汽輪機焊接組合轉軸 (Welded Rotor) :

超臨界機組中之汽輪機本身之設計，必須可承受較亞臨界機組更高之蒸汽溫度與壓力及其快速的變化條件。在其轉軸部分，必須使用合乎前述條件之金屬材料，方可維持可靠之運轉，但汽輪機蒸汽進口溫度較高，而汽輪機蒸汽出口溫度較低，若使用傳統整體鍛造轉子，則整支轉軸之金屬材料必須以最高溫度設計，致造價高昂。隨著所要求超臨界機組出力容量之增加，汽輪機轉軸的體積日益龐大，生產製造的困難度與日俱增。為降低造價，同時不影響其可靠性條件下，近代汽輪機鼓型轉子 (Drum Rotor) 生產技術使用焊接組合設計，即轉子分成若干片段，依照其在汽輪機內部不同區域之不同溫度條件下，使用適合之金屬材料個別製造，然後焊接組合成形，較能切合實際狀況，此一技術廣為Alstom Power所使用，如圖廿六所示。



圖廿六 汽輪機轉軸分段製造焊接組合設計

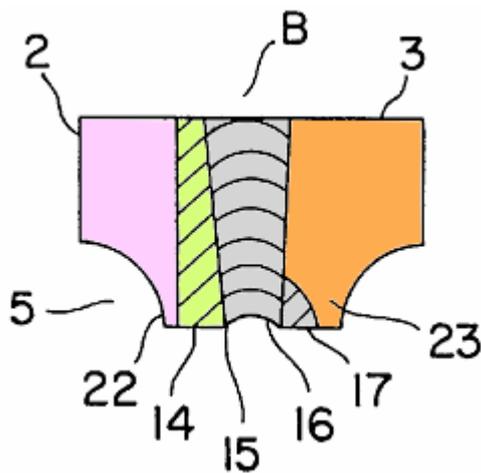
焊接組合轉軸所使用典型之金屬材料，在高溫區域為具有良好的高溫應力承受能力之高鉻合金12Cr鋼，低溫區域則使用具有充份韌性之低鉻合金3.5 NiCrMoV鋼，經由此種材料之組合，整個轉軸之可靠度得以提升。

焊接組合轉軸具有下列優點：

- 針對較小體積鍛件個別或同時生產製造，其過程較容易，且速度較快。
- 不同鍛件依據其使用溫度條件，選用適合之金屬材料，除可抑低造價外，亦可發揮其特定金屬材料之最大效用。
- 轉軸對高熱應力之腐蝕、高溫潛變及龜裂具有極佳之承受度。
- 在汽輪機起動過程中可降低轉軸之熱應力，提供快速的起動及升載能力。

焊接組合轉軸在其設計生產製造過程中之若干技術，影響其品質，值得關注。如圖廿七所示，汽輪機轉軸分為四段製造，依其使用溫度條件選用適合之金屬材料：鍛件1為高溫側軸承部，使用2-1/4 CrMoV鋼；鍛件2為高溫部，使用抗高溫金屬12Cr鋼；鍛件3為低溫部，使用3.5 NiCrMoV鋼；鍛件4為低溫側軸承部，使用材料與低溫部鍛件3相同。高溫側軸承部鍛件1、高溫部鍛件2、低溫部鍛件3及低溫側軸承部分別以焊口A、B、C焊接。

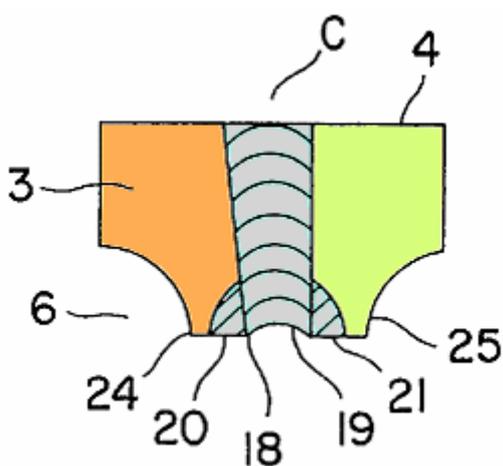
高溫部鍛件2與低溫部鍛件3之焊口B處，具有向內凸出之凸緣22及23設計，以分散及減小內側焊口之應力強度。如前所述，在高溫部鍛件2側使用9Cr鋼包覆焊接金屬14，以避12Cr鋼在焊接處因熱處理而軟化；在低溫部鍛件3之焊口內側16與凸緣23之連接處17加焊金屬材料2-1/4 CrMoV，可避免低溫部鍛件3之焊口因溫度交變所可能引起之龜裂，如圖廿九所示。



- 2 高溫部鍛件
- 3 低溫部鍛件
- 14 包覆焊接金屬
- 15 高溫部鍛件與低溫部鍛件焊口溝槽
- 16 高溫部與低溫部鍛件焊道
- 17 低溫部鍛件內側強化焊道
- 22 高溫部鍛件凸緣
- 23 低溫部鍛件凸緣
- B 高溫部與低溫部鍛件焊口

圖廿九 汽輪機轉軸高溫部與低溫部鍛件焊口設計

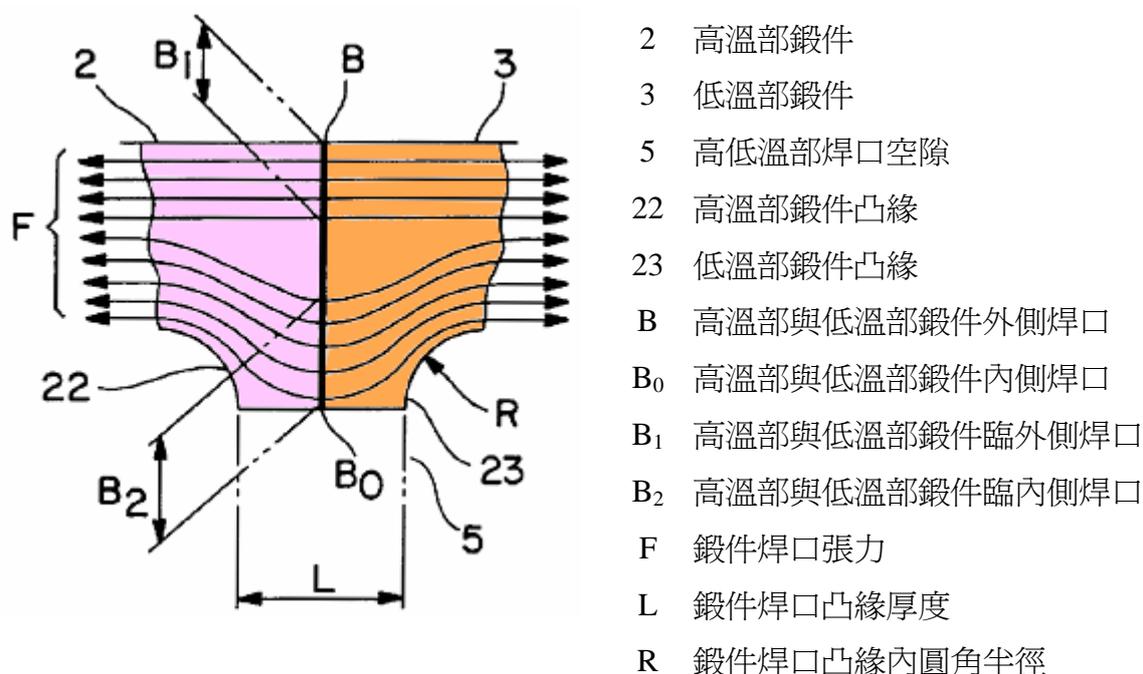
低溫部鍛件3與低溫側軸承部4之焊口C處，具有向內凸出之凸緣24及25設計，以分散及減小內側焊口之應力強度。在低溫部鍛件3之焊口內側19與凸緣24之連接處20，及低溫側軸承部4之焊口內側19與凸緣25之連接處21加焊金屬材料2-1/4 CrMoV，可避免低溫部鍛件3及低溫側軸承部4之焊口因溫度交變所可能引起之龜裂，如圖三十所示。



- 3 低溫部鍛件
- 4 低溫側軸承部
- 18 低溫部鍛件與低溫側軸承部焊口溝槽
- 19 低溫部鍛件與低溫側軸承部焊道
- 20 低溫部鍛件內側強化焊道
- 21 低溫側軸承部內側強化焊道
- 24 低溫部鍛件凸緣
- 25 低溫側軸承部凸緣
- C 低溫部鍛件與低溫側軸承部焊口

圖三十 汽輪機轉軸低溫部鍛件與低溫側軸承部焊口設計

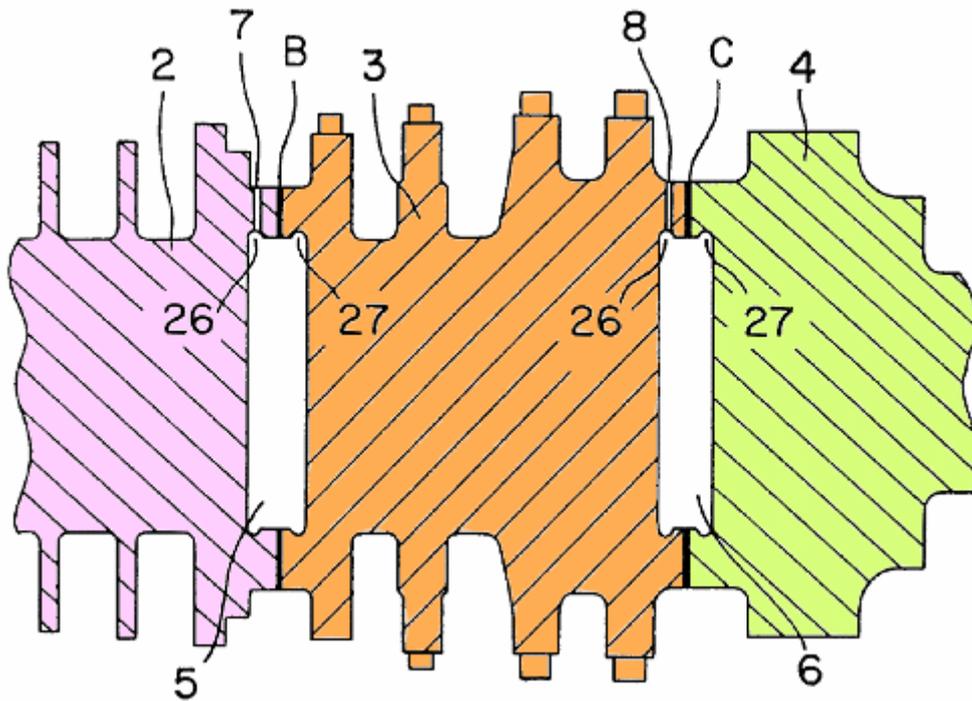
前述所有焊道個別實施熱處理以消除焊道應力後，整個轉軸必須施以二次熱處理，以去除低鉻合金部分之焊接應力。此一階段之熱處理，必須將整支轉軸直立，以免彎曲變形。前述高溫部鍛件2與低溫部鍛件3之焊口B處，具有向內凸出之凸緣22及23設計，其目的在於分散及減小內側焊口之應力強度。如圖卅一所示，焊口B因熱膨脹產生張力F，其中接近外側焊口B1處之張力強度為線性分布，但接近內側焊口B0處因具有凸緣22及23之設計，其張力強度因分散於凸緣面而減弱，因此內側焊口B0處可避免因張力所可能引起之龜裂。其中選取適當之鍛件焊口凸緣厚度L與鍛件焊口凸緣內圓角半徑R之比，可將張應力強度分散減弱至最低，而確保疲勞強度。



圖卅一 汽輪機轉軸高溫部與低溫部鍛件焊口張力分布

各鍛件焊接後，為檢查其內側焊口，可在外側焊口附近加鑽1或數個焊道檢查孔7，以纖維鏡 (Fiberscope) 自檢查孔伸入至內部焊口空隙5，以檢查焊口B之內側焊道。由於高溫部鍛件2使用高鉻材料，具有較低之熱膨脹係數，而低溫部鍛件3鉻含量較低，熱膨脹係數較高，為降低熱應力之影響，檢查孔7宜選在高溫部鍛件2處，以避免龜裂。至於低溫部鍛件3與低溫側軸承部4之材質相同，故其焊口C之內側檢查孔8位置可任意決定。如圖卅二所示，焊口C之內側檢查孔8設計於低溫部鍛件3處，雖然低溫部鍛件3與低溫側軸承部4之材質相同，但低溫部鍛件3所承受之平均溫度究竟高於低溫側軸承部4，因此個人認為焊口C之內側檢查孔8設計

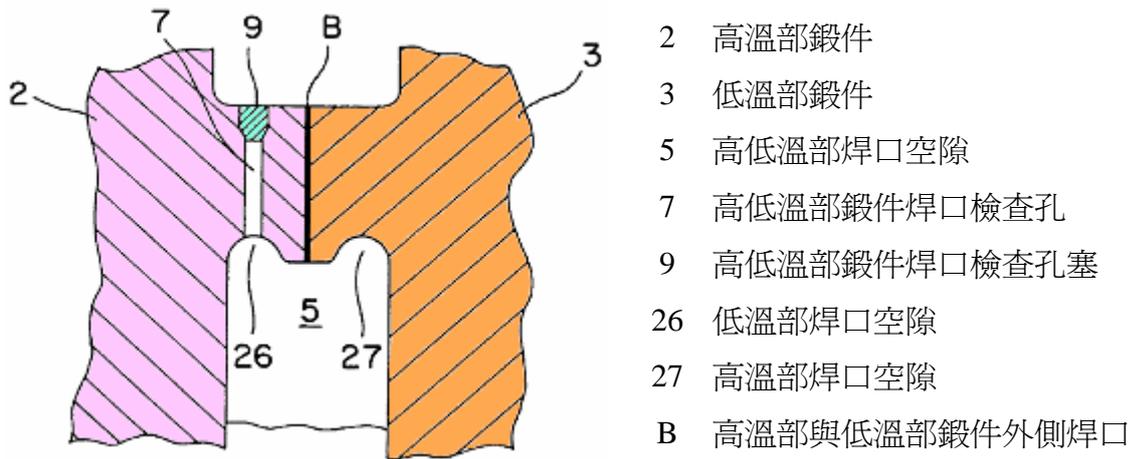
於低溫側軸承部4為較佳之選擇。



- | | |
|--------------------|---------------------|
| 2 高溫部鍛件 | 8 低溫部鍛件與低溫側軸承部焊口檢查孔 |
| 3 低溫部鍛件 | B 高低溫部鍛件焊口 |
| 4 低溫側軸承部 | C 低溫部鍛件與低溫側軸承部焊口 |
| 5 高低溫部焊口空隙 | 26 鍛件連接處預留凹口 |
| 6 低溫部鍛件與低溫側軸承部焊口空隙 | 27 鍛件連接處預留凹口 |
| 7 高低溫部鍛件焊口檢查孔 | |

圖卅二 汽輪機轉軸高低溫部鍛件與低溫側軸承部焊口設計

內側焊口檢查孔7之外側孔口必須塞封，以避免呼吸作用而產生熱應力集中效應。焊口檢查孔之孔口可攻牙，以螺紋塞頭 (Screwed Plug) 9封閉，以利拆裝，如圖卅三所示。在此必須考慮的是：在汽輪機轉子3,600rpm高速旋轉之情況下，轉子質量必須對轉動中心對稱，以避免產生振動，因此前述焊口檢查孔不宜僅設一孔，否則違反對稱原則而將產生不必要之振動，且孔數不宜過多，以免增加熱應力劣化機會及降低轉子強度。

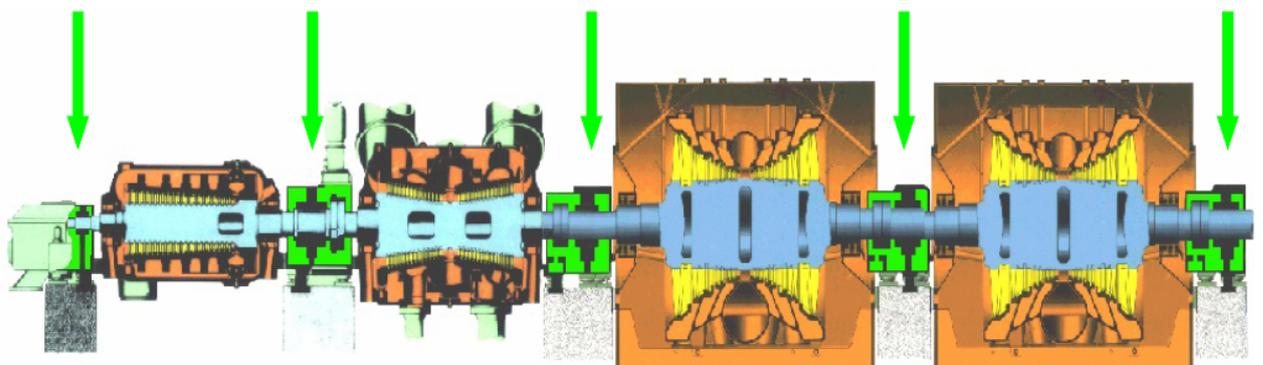


圖卅三 汽輪機轉軸焊口檢查孔設計

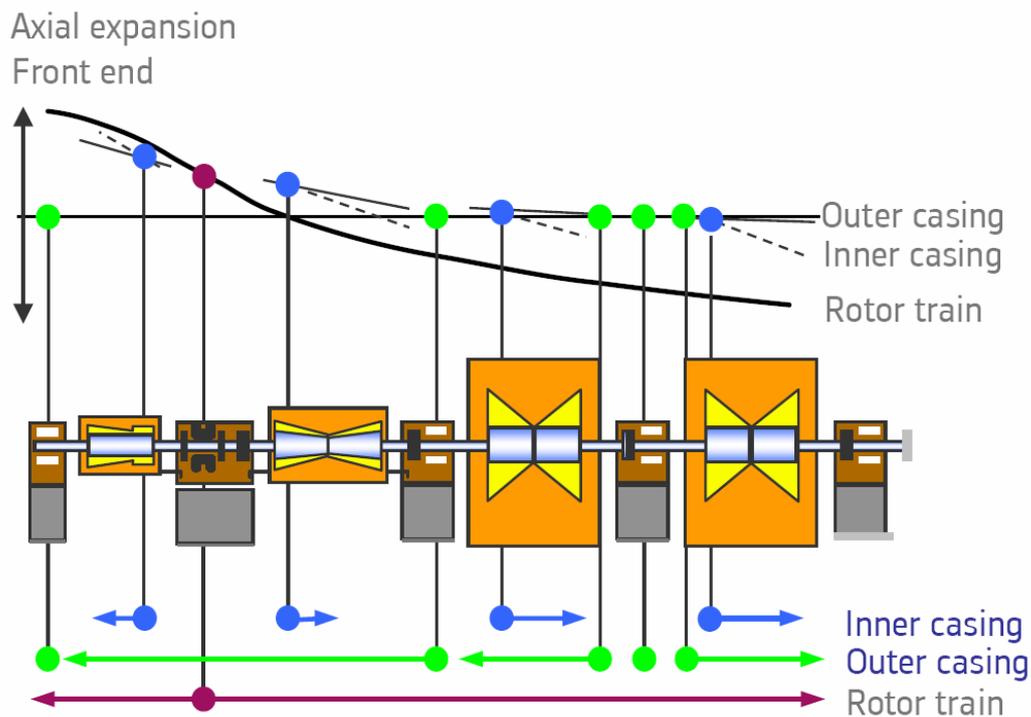
3. 汽輪機軸線單軸承設計

傳統汽輪機汽缸、發電機與勵磁機兩端各具有一軸承，若高壓汽輪機×1、中壓汽輪機×1、低壓汽輪機×2、發電機×1及勵磁機×1兩端各具有一軸承，則共計12個軸承。若汽輪機軸線以串聯接合 (Tandem Compound) 成單軸設計，則其總長甚為可觀，需要狹長之裝置空間與費用。若整合各相鄰二軸承成單一軸承設計，則只需7個軸承，可減免5個軸承，如圖卅四所示；其汽輪機內外殼及軸之相對軸向位移分佈設計如圖卅五所示。汽輪機軸線單軸承設計之優點如下：

1. 可大幅縮減汽輪機及其相關設備總長，降低裝置空間及費用。
2. 各相鄰軸間對心較容易，可減少組裝時間。
3. 對於軸動力具有極佳的承受度，可提高可靠度。



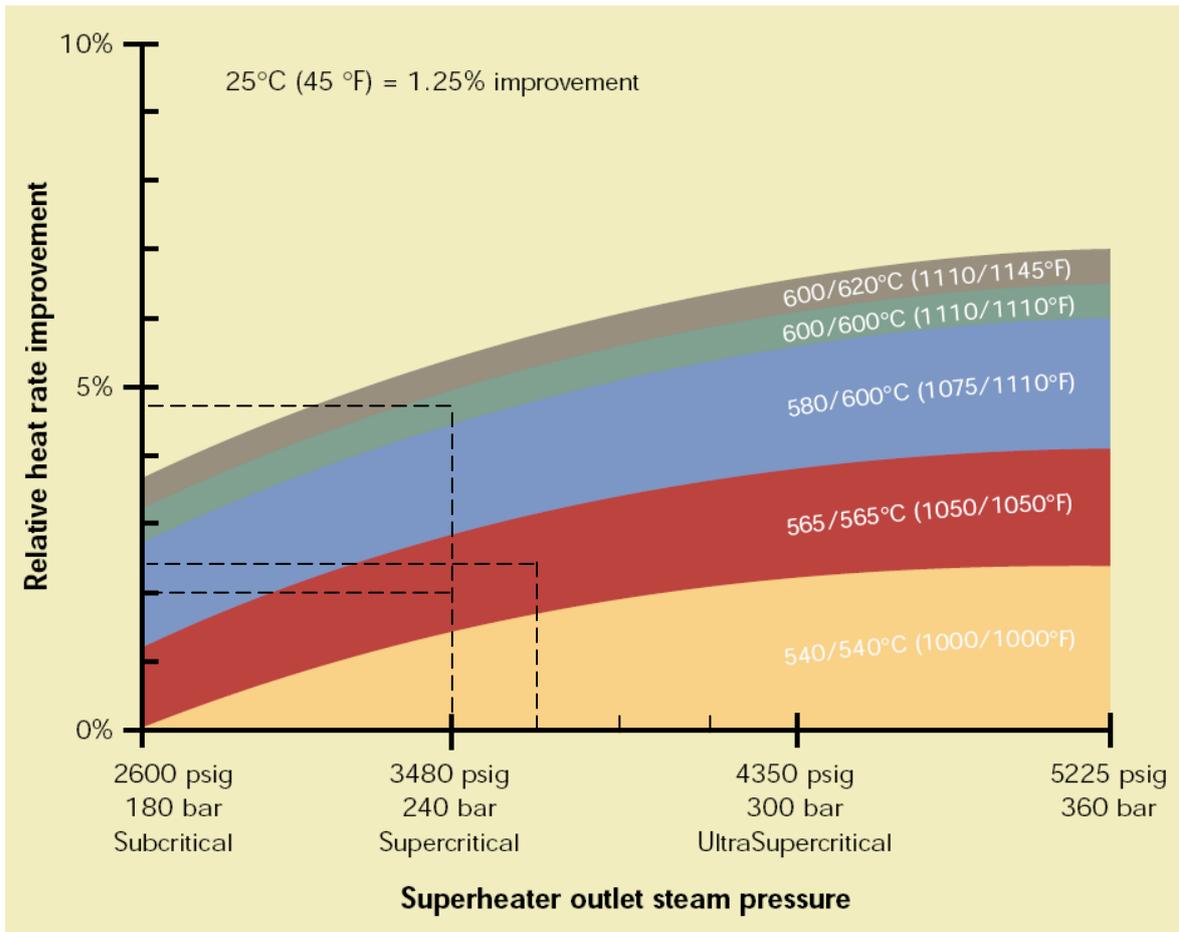
圖卅四 汽輪機軸線單軸承設計



圖卅五 汽輪機軸線單軸承設計之軸位移情形

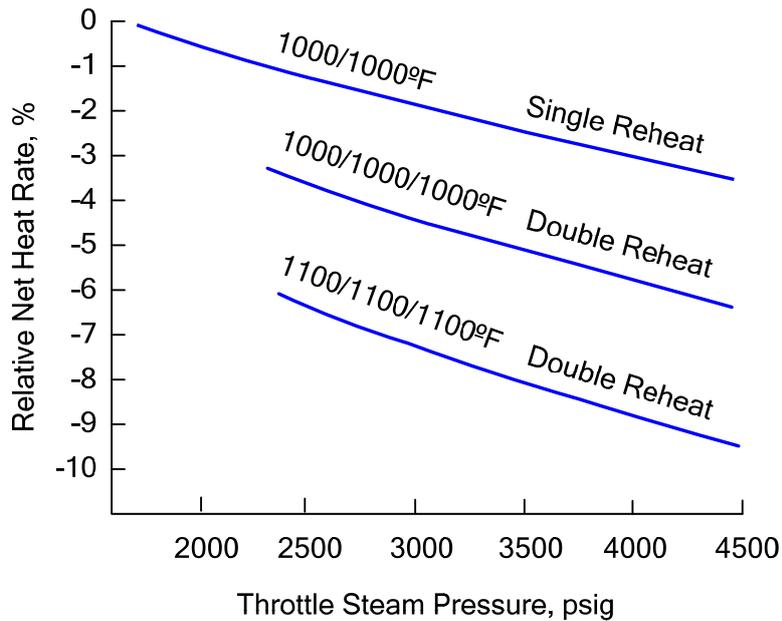
十、超臨界機組效率之提升

蒸汽條件之改變可改善機組熱耗率，如圖卅六所示，以一次再熱系統為例，主蒸汽及再熱蒸汽溫度自 565°C 提升至 600°C （壓力不變），即蒸汽溫度提升 $(600-565)/565=6.2\%$ ，則機組熱耗率可獲得 $4.8-2=2.8\%$ 之改善；但若主蒸汽壓力自 240Bar 提升至 255Bar （溫度不變），即主蒸汽壓力提升相同百分比 $(255-240)/240=6.2\%$ ，則機組熱耗率僅可獲得 $2.5-2=0.5\%$ 之改善。相同百分比之蒸汽溫度與壓力個別之提升，所獲得熱耗率之改善相差 $2.8/0.5=5.6$ 倍之多，故欲改善機組熱耗率，提升蒸汽溫度比提升蒸汽壓力較為顯著有效。平均而言，Alstom Power認為蒸汽溫度每提升 25°C ，可獲得 1.25% 熱耗率之改善。以投資效益觀之，提升主蒸汽壓力雖可略增機組效率，但鍋爐及汽輪機之設計壓力亦需相對提高，此將大幅增加投資成本及日後維護費用，抵銷機組所提高之效率。對於主蒸汽及再熱蒸汽溫度提升，則僅需變更部分爐管及汽輪機相關材料，略增初期成本，相對的機組效率提升之效益較為顯著。由於再熱蒸汽之壓力較主蒸汽壓力為低，故以提升再熱蒸汽溫度為優先考量。歐洲30年來超臨界機組之主蒸汽及再熱蒸汽設計溫度自 530°C 逐年提升至 600°C ，而再熱蒸汽溫自 540°C 逐年提升至 605°C ，未來更朝向 $700/720^{\circ}\text{C}$ 邁進。



圖卅六 機組熱耗率之改善與蒸汽條件之關係

使用二次再熱系統可進一步改善機組熱耗率，以1,000°F蒸汽溫度為例，在不增加蒸汽溫度及壓力條件下，二次再熱系統較之一次再熱系統可獲得約熱耗率2.5%之改善，如圖卅七所示。使用二次再熱系統雖然可獲得機組若干熱耗率之改善，但此將增加機組結構的複雜度，且系統之控制方式將更為複雜，機組運轉之穩定性亦相對降低，初期投資及日後維護費用增加，抵銷了熱耗率改善之效益，故各國超臨界機組採用二次再熱循環系統者並不多見。就技術上及經濟上而言，超臨界壓力機組採用二次再熱蒸汽系統之優點並不具有關鍵性的影響。此外，若考慮循環負載運轉(Cycling Operation)之需求，具一次再熱蒸汽系統之超臨界壓力機組將具有較佳之操作靈活性。一般而言，除非燃料成本過高，否則仍以一次再熱為優先考量。就經濟觀點、運轉模式與經驗，以及技術成熟性等方面來考量，本公司初期超臨界機組之擴建，以採用一次再熱式蒸汽系統為宜。



圖卅七 一次及二次再熱系統對機組熱耗率之影響

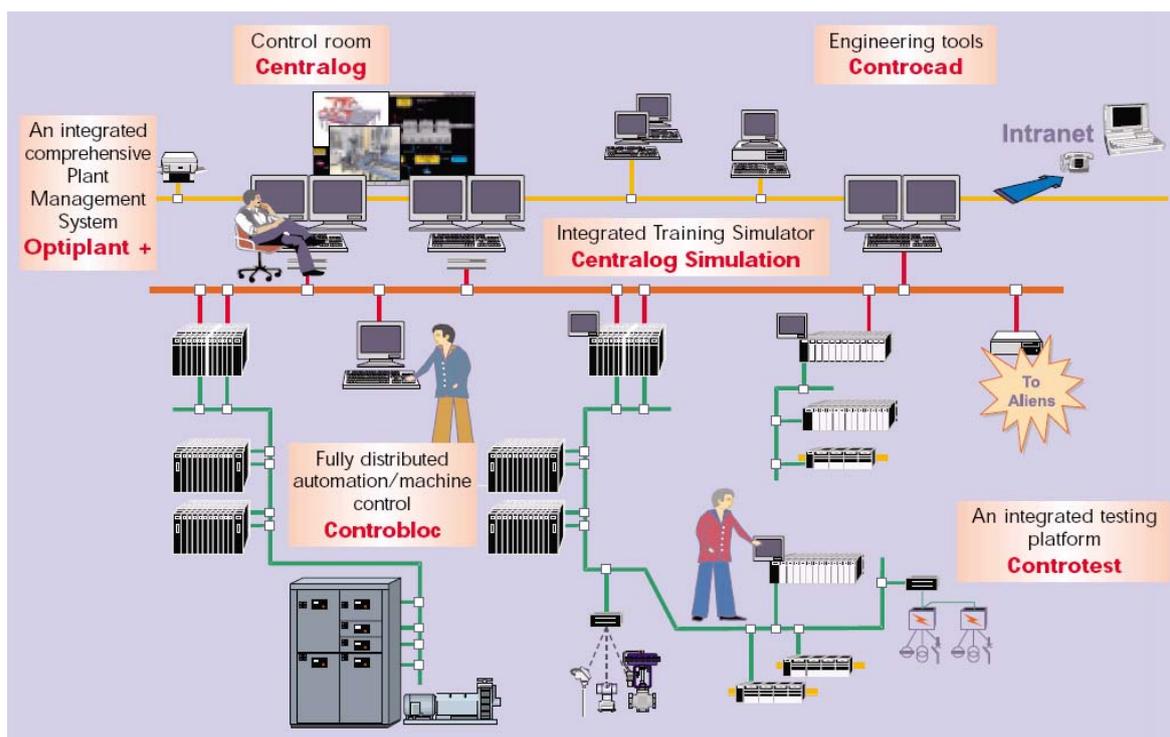
另外，在相同燃料之基礎下，機組容量越大，則整廠投資成本有降低的趨勢。當機組容量為800MW，發電成本降低了3.7%；而當機組容量達1,000MW時，其總投資成本僅為500MW之91.87%，故若容量機組容量越大，發電成本越低。對於本公司現階段超臨界機組容量之選擇，由於大容量汽輪機主要以縱列複缸為發展主流，而本公司也累積了逾60年的縱列複缸汽輪機的運轉維護經驗，但1,000MW級機組縱列複缸的技術成熟度尚有待加強，基於邀標採購及運轉操作考量，本公司以採用800MW作為現階段超臨界火力機組之單機容量為宜。

十一、超臨界機組自動控制技術

超臨界機組自動控制設備之軟硬體設施在整體而言與傳統亞臨界發電機組相較並無本質的上之區別，但由於超臨界機組之貫流運轉方式、起動系統、旁通系統、大範圍的變壓控制，蒸汽溫度及壓力的快速及大幅度變化等使超臨界機組具有其特殊的控制特點及技術，尤其在燃燒控制不佳時，過熱器入口之蒸汽溫度變化幅度較大，造成負載難以控制，故控制系統對蒸汽參數之駕馭能力要求較高。

超臨界機組自動控制設備軟體所應用之方法技術如專家系統、模型預測控制等方法及較先進之高等控制策略(APC, Advanced Process Control)，此類APC控制策略以模糊控制、類神經網路等人工智慧方法，或以統計分析及最佳化控制為基礎，其目的在於減少各控制程序上之相互影響而達到機組之最佳化控制。針對於亞臨界或超臨

界機組，有別於傳統DCS，Alstom Power發展了一套高階整廠管理系統ALSPA P320，其中ALSPA即ALStom Power Automation之意，其設計之目的為整合整廠控制提供經營管理及決策之參考，以降低整廠運轉維護費用，其架構包括分散式自動控制器ControBloc、人機介面及資料蒐集系統Centralog，機組最適化多功能整體管理系統OptiPlant、統系統規劃維護站ControCad、整體測試平台ControTest及整體訓練模擬器Centralog Simulation等，如圖卅八所示。

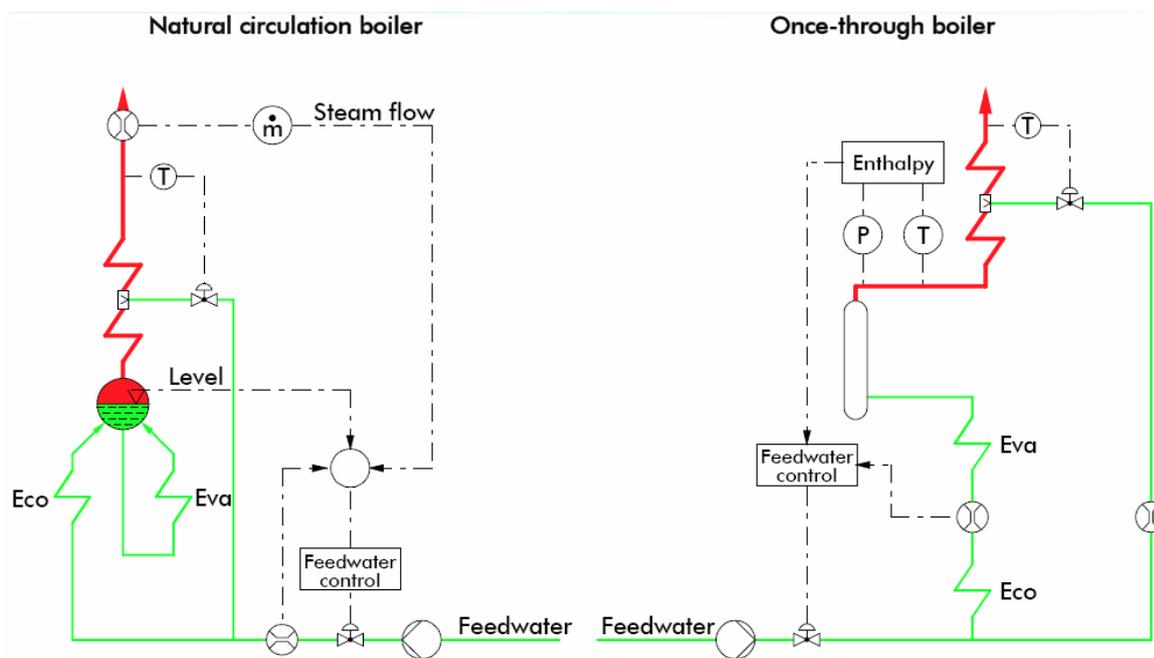


圖卅八 Alstom Power發電機組自動控制系統ALSPA P320架構

1. 飼水流量控制

亞臨界及超臨界機組依其結構之不同，部份之控制技術相異，其中較具代表性之一者為飼水流量控制。亞臨界汽水鼓鍋爐飼水流量控制之基礎為維持汽水鼓水位於定值及穩定，故以汽水鼓水位為主要控制參數，以水位控制器控制汽水鼓水位，主蒸汽流量為汽水鼓水位控制器之前饋(Feedforward)參數，此二參數經運算後產生飼水流量需求信號，送至飼水流量控制器，調節所需飼水流量。此即亞臨界汽水鼓鍋爐所常用之汽水鼓水位三元控制策略；但超臨界機組並無汽水鼓，故決定飼水流量之關鍵在於汽水分離器出口流體之焓值(Enthalpy)，以 H 為其符號。汽水分離器出口又稱中間點，由於焓為壓力與溫度之函數，即 $H_1=f_1(P,T)$ ，中間點流體壓力 P 與溫度 T 這兩個參數經過一個查表函數關係之近似方程式可計算得出其焓值，而

焓值與負載 J 具有一定的函數對應關係，如變壓運轉 $P=f(J)$ ，即 $H_2=f_2(J)$ ，故在不同負載可經由計算獲得中間點流體應有之焓值 H_2 ，經與中間點流體壓力 P 與溫度 T 所計算獲得之實際焓值 H_1 比較，若有差異，則改變飼水流量以消除此一差異，故飼水流量經由此一策略獲得適當調節，如圖卅九所示。



圖卅九 亞臨界及超臨界鍋爐之飼水流量控制

2. 機組協調控制 (Coordination Control)

超臨界機組由於其負載的快速反應特性，為維持蒸汽壓力及機組負載之穩定及同時獲得最快速的負載升降載率，必須藉助機組協調控制。鍋爐及汽輪機協調控制系統概念的引出，主要在於鍋爐和汽輪機對於機組的負荷與壓力具有完全不同的控制特性。汽輪機以控制進汽閥開度實現其對蒸汽壓力及機組負荷的調節，具有快速的調節特性，而鍋爐則利用燃料的燃燒產生的熱量變化使爐水變為蒸汽，其控制燃料的過程取決於粉煤機及風扇的運轉，對壓力、負荷的調節具有緩慢的調節特性，因此協調控制系統之目的乃以優良的控制策略實現對鍋爐及汽輪機之整合控制，以達到鍋爐及汽輪機組對負荷反應的快速性和對壓力控制的穩定性。

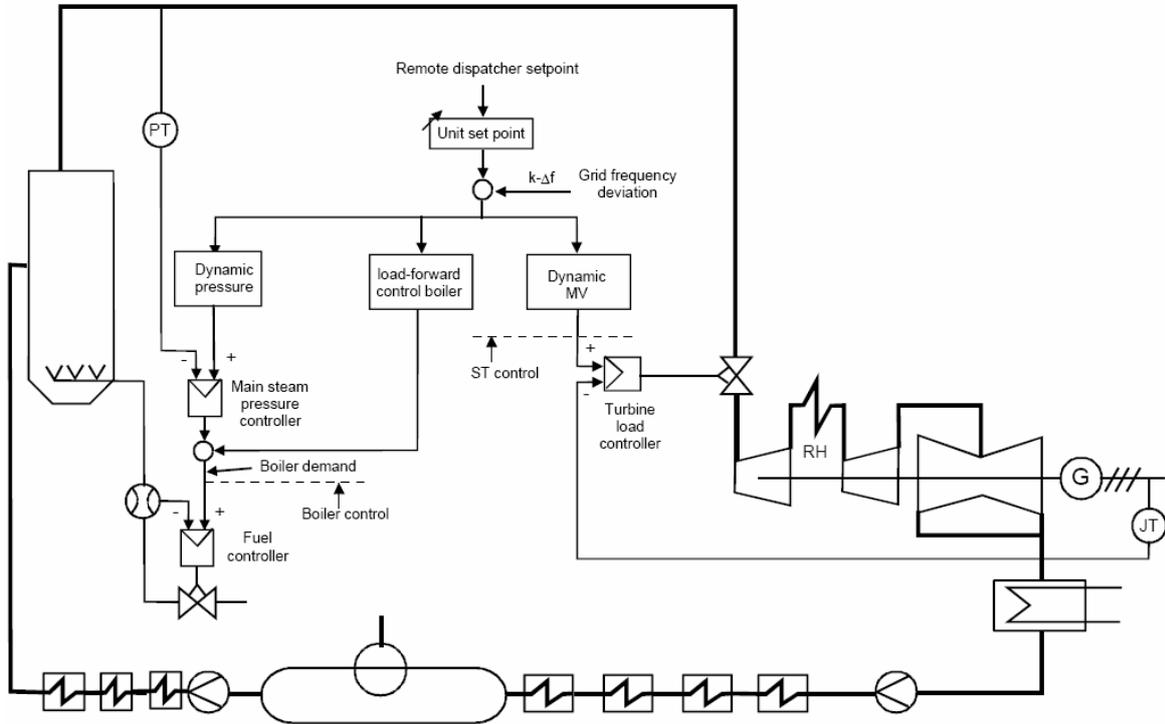
協調控制方案屬於典型的間接能量平衡原理，正常協調方式下鍋爐及汽輪機均接收負載指令信號及主汽壓力指令信號，共同完成負載和主蒸汽壓力之調節。其中汽輪機主控器(Turbine Master)以發電量調節為主，並受鍋爐主蒸汽壓力的校正和限制；鍋爐主控器(Boiler Master)則以鍋爐能量之調節為主，並受壓力和發電量的校正。鍋

爐主控器作為鍋爐能量指令的統一發令者，同時將能量指令分配至給飼水、燃料子系統，並將指令變化前饋信號分送至飼水、燃料、空氣、蒸汽溫度等各子控制系統，在完成對負載反應的同時維持鍋爐燃燒的穩定及其經濟性。

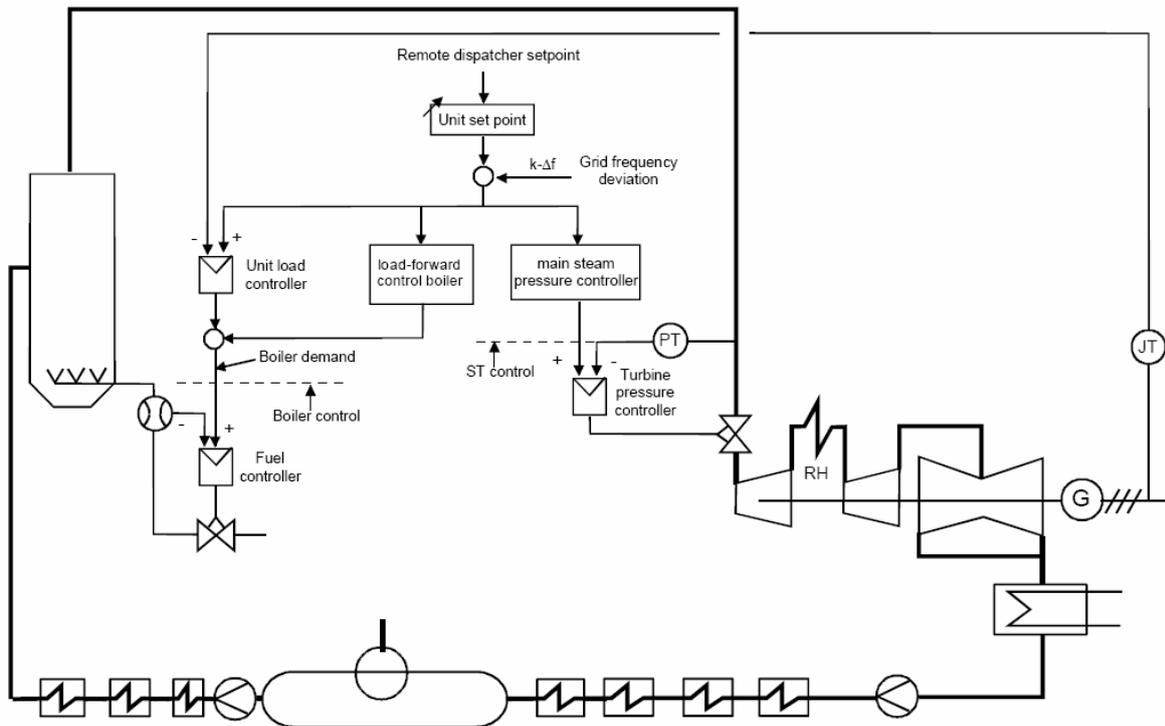
Alstom Power在協調控制系統的設計包含了兩種協調控制方式，一種是以鍋爐跟隨汽輪機為基礎的協調控制系統，即協調鍋爐追隨 (Coordinated boiler following)，這種協調控制方式是建立在汽輪機控制發電量及鍋爐控制主蒸汽壓力的基礎上。調度中心的發電量調度指令先經斜波函數處理，產生控制發電量的目標值及升降速率的斜波函數信號，作為機組的動態負載目標值，此動態負載目標信號同時送達鍋爐主控器及汽輪機主控器，作為該二主控器之設定值。在汽輪機部份，負載目標信號送至汽輪機主控器做為汽輪機的發電量設定值，經與實際發電量比較後，產生控制輸出以調節器輪機進汽量，以達所需發電量。在鍋爐部分，負載目標信號送至鍋爐主控器前，經變壓運轉函數處理，成為鍋爐主控器的主蒸汽壓力設定值，經與實際主蒸汽壓力比較後，產生輸出信號。負載目標信號同時以微分處理，產生動態補償前饋(Feed forward)信號，與鍋爐主控器的輸出信號相加後成為鍋爐燃料需求信號。燃料需求信號送至燃料控制器，作為燃料流量設定值，經與實際燃料流量比較後，調節燃料供給量，以維持不同發電量所對應之主蒸汽壓力。前述動態補償前饋信號先產生較實際所需為高 (升載時) 或低 (降載時) 的燃料需求信號，再依鍋爐動態特性以一次落後延遲逐漸恢復至實際所需燃料需求信號，可加速鍋爐對於負載需求的反應速度。協調鍋爐追隨控制模式具有汽輪機負載反應快速的優點，如圖四十所示。

另一種是以汽輪機跟隨鍋爐為基礎的協調控制系統，即協調汽機追隨 (Coordinated turbine following)，這種協調控制方式是建立在鍋爐控制發電量及汽輪機控制主蒸汽壓力的基礎上。前述動態負載目標信號亦同時送達鍋爐主控器及汽輪機主控器，作為該二主控器之設定值。在鍋爐部分，負載目標信號送至鍋爐主控器，作為發電量設定值，經與實際發電量比較後產生控制輸出信號。負載目標信號同時以微分處理，產生動態補償前饋信號，與鍋爐主控器的輸出信號相加後成為鍋爐燃料需求信號。燃料需求信號送至燃料控制器，作為燃料流量設定值，經與實際燃料流量比較後，調節燃料供給量。前述動態補償前饋信號先產生較實際所需為高 (升載時) 或低 (降載時) 的燃料需求信號，再依鍋爐動態特性以一次落後延遲逐漸恢復至實際所需燃料需求信號，可加速鍋爐對於負載需求的反應速度。在汽輪機部份，負載目標信號送至汽輪機主控器前，經變壓運轉函數處理，成為鍋爐主蒸汽壓力設定值，

經與實際主蒸汽壓力比較後，產生輸出信號，控制器輪機進汽量，以維持所需主蒸汽壓力。協調汽機追隨模式對於鍋爐壓力的動態特性具有較為穩定的效應，且當重要輔機跳脫時(Run Back)，此一模式自動選取，如圖四十一所示。



圖四十 協調鍋爐追隨 (Coordinated boiler following) 控制模式



圖四十一 協調汽機追隨 (Coordinated turbine following) 控制模式

肆、具體建議

1. 優先考慮縱列式汽輪機搭配超臨界機組，不僅能降低投資費用，也提高機組調頻能力與競爭力。
2. 綜合考慮廠址條件、本公司過去對燃煤鍋爐的操作經驗及市場供貨能力下，爐體佈局方式以採用雙通路式爐體為較佳選擇。
3. 本公司初期超臨界機組之擴建，以採用一次再熱式蒸汽系統為宜。
4. 以長期運轉及維護之考量，爐膛水牆管採用具有最適化內膛線直管式水牆管較採渦旋式水牆管為較佳選擇。
5. 藉由汽輪機旁通系統之設置及操作，可直接利用中壓汽輪機起動併聯運轉，不僅可縮短機組自起動至與系統併聯之時間，亦可因蒸汽流量增加，提高鍋爐燃燒效率及主蒸汽溫度上升速度。
6. 汽輪機之結構優先考慮內殼縮環設計、汽輪機焊接組合轉軸設計及軸線單軸承設計。
7. 基於邀標採購及運轉操作考量，本公司以採用 800MW 作為現階段超臨界火力機組之單機容量為宜。

伍、誌謝

本次出國任務的完成，首先要感謝泰興顧問工程公司於本人出國前推薦該公司專案經理及首席工程師蘇燈城先生所編著，全華科技圖書股份有限公司所出版之「能源應用與原動力廠」一書提供本人先行研讀。該書對於有關超臨界機組之知識具有深入且詳盡之介紹，使本人得以於出國之前建立有關超臨界機組的基本概念，對於出國期間進階的研習成效，具有相當之助益。

其次要感謝台灣艾斯敦股份有限公司 (Alstom Taiwan Limited) 顧客經理劉康辰先生 (Mr. Kent Liu) 在其百忙之中，花費無數精力與時間，向國外機構聯繫安排內容豐富且深入的研習項目，來往電子郵件近百封。本人在國外研習期間，劉經理尚且撥打越洋電話，詢問本人研習之狀況，其對本公司成員之重視與關心，實溢於言表。

接著要感謝 Alstom Power 各國機構成員對本人本次出國期間行程的安排、旅館的預定、往來接送及費心整理所提供內容豐富的簡報，包括在奧地利維也納 Alstom Power Austria GmbH 的 Mr. Wolfgang Koelliker、Max-Robin Drott，法國 Belford Alstom Power Centrales 的 Mr. Joseph Tam、Jacques-Laurent Wittmer、Olivier Chaix、Olivier Le-Galudec、Michel Tissot、Olivier Drenik，德國 Mannheim Alstom Power Generation AG 的 Mr. Heinrich Klotz、Thorsten Burger、Dietmer Abraham、Power Systems Plant 的 Mr. Christian Kervenec，德國 Stuttgart Alstom Power Boiler GmbH 的 Mr. Dinh-Cuong Tran、G. N. Stamatelopoulos、R. R. Daniel、Haider Mirza 及瑞士 Baden Alstom Schweiz AG 的 Mr. Alan Coucher。

再來要感謝本公司林口發電廠陳廠長金海、謝副廠長志強、王副廠長育林及儀控組邱登祥經理在本人出國前夕的勉勵與打氣，還有本人的工作夥伴周仲理工程師，在本人出國期間一肩挑起 FGD 系統儀控設備維護工作重擔。

最後要感謝經濟部國際合作處羅特先生，對於本人出國前後各項手續及文件的熱心協助辦理，其服務的熱忱，令人印象深刻。