

鍋爐機組的佈置和熱力計算

[苏联] T. X. 馬爾古洛娃 著

科技卫生出版社

內 容 提 要

本書中研討了佈置鍋爐機組的基本原則及蒸汽參數和燃料質量對佈置的影響，指出了鍋爐製造技術的發展方向。

本書以全蘇熱工研究所 (ВТИ) 及中央鍋爐透平研究所 (ЦКТИ) 的聯合標準為基礎，來闡明鍋爐機組的設計熱力計算和校核熱力計算的一般根據和方法。同樣，在本書中為了計算和安置水冷壁、半輻射和對流受熱面，而引述和分析了關於選擇傳熱系數的輔助材料。

為便於鍋爐機組的設計起見，另行編譯了“蒸汽冷却器的計算”、“管壁金屬的計算溫度”和“鍋爐機組熱力計算例題”三章，並在最後附錄最新蒸汽表，以供參考。

本書可作為動力高等學校學生的課程設計和畢業設計的教學參考書。

鍋爐機組的佈置和熱力計算 КОМПОНОВКА И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛОАГРЕГАТА

原 著 者 [苏联] Т. Х. МАРГУЛОВА

原出版者 ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

1956 年版

譯 者 張 昌 煜

科 技 卫 生 出 版 社 出 版

(上海南京西路 2004 号)

上海市書刊出版業營業許可證出 093 号

科学出版社上海印刷厂印刷 新華書店上海發行所总經售

統一書号：15 · 1033

开本 850×1168 1/32 · 印張 10 3/8 · 字數 252,000

1958 年 11 月第 1 版

1958 年 11 月第 1 次印刷 · 印數 1—2,000

定价：(10) 1.60 元

原 序

熱力計算的精確性在很大程度上決定了新建鍋爐工作的經濟性和可靠性。在進行了許多比較性的熱力計算和在它們的技術經濟分析的基礎上，來選取鍋爐機組工作的最優越條件。因此，在蘇聯的鍋爐技術中，過去和現在都非常注意到關於研究有科學根據的鍋爐機組熱力計算法的問題。

外國的鍋爐製造公司到現在為止，對於鍋爐機組的熱力計算僅利用些純然是經驗的、而且祇能應用於已被確定的具體結構上的關係值，這些關係值不能利用來分析其他條件下的鍋爐工作，並不能作為表現出某些一般規律性的基礎。許多外國科學家（繆恩齊蓋爾等）曾企圖建立熱力計算法，但是這些企圖並未成功。因為不論是理論上正確的過程系統圖、不論是相當廣泛的實驗資料、不論是鍋爐機組運行經驗的分析，都無法來證實它們。

在我國（蘇聯）的鍋爐技術中，早在本世紀初期就已非常注意到關於建立熱力計算法的問題。格利涅維茨基教授首先在許多俄國熱力技術人員的工作基礎上，建立了有規律性的鍋爐機組熱力計算系統。傑波、基爾斯及其他教授為決定出傳熱係數與它的定性參數之間的關係，提供了許多實驗性的研究。

在蘇維埃政權的頭幾年中，許多專門的科學研究所的建立，由它們積累起來的廣泛的實驗和運行的資料，以及由科學院院士基爾比巧夫所研究出的熱力模化法，使得蘇聯的鍋爐技術能首先在世界上研究出有科學根據的鍋爐機組熱力計算法——1937年中央鍋爐透平研究所（ЦКТИ）發行的“鍋爐機組熱力計算標準”。

有了這些標準後，就可以滿意地來正確計算鍋爐機組，但還有許多問題尚需要繼續研究和調查。

1945年，中央鍋爐透平研究所頒佈了新的、有更多根據的及可靠的鍋爐機組熱力計算標準。

在1952年公佈了全蘇熱工研究所(BТИ)研究的鍋爐機組熱力計算法。終於在1955年完成了建立聯合的、科學上有更完整根據的鍋爐機組熱力計算標準的工作。這些聯合標準就成為第二次出版本教材的基礎。

現代鍋爐技術的特殊趨向是：增加蒸汽的參數，提高機組的單個功率，提高工作的經濟性，降低鍋爐機組的金屬量及提高鍋爐工作的可靠性。

要同時實現所有這些要求會造成一系列的困難。如，要提高經濟性，就需要降低排烟溫度，它在提高鍋爐參數（增加給水溫度）的條件下，就變得很困難。要減小鍋爐機組的金屬量，就需要增加爐子出口處的煙氣溫度和增加在對流煙道中的煙氣速度，但是不能損害鍋爐運行的可靠性；這就需要防止結渣和對流受熱面的磨損等。儘管有這些困難和其他與它們相類似的困難，所有上述的要求也能在解決了合理和先進的結構及佈置的基礎上都得到實現；根據鍋爐機組的參數和功率以及在其中所燃燒的燃料性質，來創造性地採取這些解決措施。因此，在本教材中有兩個專門章來研討許多關於鍋爐機組的總體佈置問題：它與蒸汽參數和燃料性質間的關係；鍋爐機組的工況對其經濟性的影響；從保證鍋爐機組工作可靠性的觀點，來選擇一系列的主要數值（速度，溫度）。但是所有這些問題祇是在這種程度上涉及到，即能使學生在完成鍋爐機組的課程設計或是畢業設計時，注意到鍋爐機組的運行，瞭解到鍋爐技術的發展方向，瞭解到選擇對計算所必需的這些或那些數值與他所設計的設備之具體條件間的關係，以及瞭解到作為計算數值的標準而推薦出的許多在計算中所利用到的數值之條件性和

時間性，而能自鍋爐機組運行的經濟性和可靠性的觀點上，來鑒定他所進行的計算結果。

鍋爐機組的熱力計算可以是設計的（草案設計的）或是校核的。

完成鍋爐機組的設計（草案設計）熱力計算（在它的基礎上設計整個鍋爐）是僅對鍋爐的額定蒸汽產量^①和對所給出的燃料成分而言。假若在任務內，沒有給出爐子設備的類型和排烟溫度時，則根據燃料的特性及鍋爐的功率，按照第一章及第二章的指示，來選擇它們。對於設計的熱力計算應該是給出鍋爐機組的類型、它的蒸汽量及過熱蒸汽和給水的參數。

在進行設計的熱力計算時，要規定出經過鍋爐機組烟道的烟氣速度和烟氣溫度、以及空氣、水和蒸汽的溫度與速度、受熱面的數值及鍋爐機組各個部件的熱負荷。有了這些數據後，就能判斷出鍋爐機組運行的可靠性（防止汽水混合物的分層、受熱面的結渣和灰粒磨損等）。此外，這些數據對選擇受熱面的金屬和完成吸風和鼓風、水循環、強度和其他的計算都為必需的。

鍋爐機組的校核熱力計算是對已知的鍋爐機組構造及其爐子設備和所給出的燃料成分而言。

校核熱力計算的任務是確定鍋爐的經濟性；校核工作的可靠性（防止受熱面的結渣和它們被飛灰的磨損）；確定過熱蒸汽的溫度或在蒸汽冷卻器內帶走的熱量。重新改裝的鍋爐，例如，為了提高它的產量或經濟性，也同樣需要校核熱力計算。

現有鍋爐結構的校核熱力計算，不僅是對額定的負荷而言，並且也是對為進行水循環計算所必需的、而也常常是為了明瞭在某些運行參數變化時的鍋爐機組特性所必需的部分負荷而言。

重新設計的部分負荷的鍋爐熱力計算也同樣是校核計算。

① 由國家標準 ГОСТ 3619—47 所引用的鍋爐機組額定蒸汽產量是在保持着標準參數下的長期運行中，鍋爐應保證的最大蒸汽產量。

目 錄

原 序

第一章 佈置動力鍋爐機組的基本原則..... 1

- | | |
|---|---------------------------|
| 第一節 在鍋爐機組內各個受熱、
面的相互排列和總的佈
置..... 1 | 蒸汽產量對佈置鍋爐機
組的影響..... 8 |
| 第二節 蒸汽參數和鍋爐機組的 | 第三節 佈置直流鍋爐的特點.....14 |

第二章 燃料及其對鍋爐機組的工作和佈置的影響.....17

- | | |
|------------------|-----------------|
| 第一節 燃料的特性.....17 | 工作和佈置的影響.....30 |
| 第二節 燃料成分對鍋爐機組的 | |

第三章 空氣和燃燒產物的體積及焓的計算.....41

- | | |
|-----------------------------|--|
| 第一節 空氣和燃燒產物的體積
計算.....41 | 體積和焓的計算特點.....53 |
| 第二節 空氣和燃燒產物的焓的
計算.....49 | 第四節 在有烟氣再循環時，固
體燃料的空氣和燃燒產
物的體積及焓的計算特
點.....56 |
| 第三節 在燃燒燃料的混合物
時，空氣和燃燒產物的 | |

第四章 鍋爐機組的熱平衡.....57

- | | |
|------------------------------------|-------------------------------|
| 第一節 熱平衡的基本方程式.....57 | 第五節 鍋爐機組的其他熱損失
和效率.....66 |
| 第二節 爐中過剩空氣係數.....60 | 第六節 有效利用熱和燃料消耗
量的確定.....72 |
| 第三節 機械未完全燃燒和化學
未完全燃燒的熱損失.....61 | |
| 第四節 排烟的熱損失.....66 | |

第五章 爐子的熱力計算.....75

- | | |
|--------------------------------|------------------------------|
| 第一節 燃燒方法的選擇和爐膛
容積的構成.....75 | 第二節 在設計計算下的爐中散
熱計算.....89 |
|--------------------------------|------------------------------|

第三節 爐膛中水冷壁受熱面的 安置..... 101	第四節 在校核計算下的爐中散 熱計算..... 106
第六章 對流受熱面的設計熱力計算..... 109	
第一節 總則..... 109	第四節 肋片式、肋片—齒形式 和鱗片式受熱面的傳熱 係數..... 138
第二節 溫壓..... 110	
第三節 管式和板式受熱面的傳 熱係數..... 115	
第七章 各個對流受熱面的計算方法..... 145	
第一節 半輻射受熱面..... 145	第六節 第二鍋爐管束和放置在 對流烟道中的輻射受熱 面..... 174
第二節 第一鍋爐管束..... 152	第七節 直流鍋爐的過渡區..... 176
第三節 對流過熱器..... 153	
第四節 空氣預熱器..... 162	
第五節 省煤器..... 167	
第八章 鍋爐機組的校核熱力計算..... 178	
第一節 主要原理..... 178	第三節 МЭН 法..... 181
第二節 БТН-ЦКМ 法..... 179	
第九章 蒸汽冷却器的計算..... 187	
第一節 面式蒸汽冷却器..... 187	第二節 噴水式蒸汽冷却器..... 194
第十章 管壁金屬的計算溫度的確定..... 195	
第十一章 鍋爐機組熱力計算例題..... 210	
第一節 設計任務..... 215	第三節 計算部分..... 229
第二節 鍋爐機組的計算特性... 218	
附錄一、蒸汽和水的焓及比容..... 269	
表 1 國家標準 ГОСТ 3619— 47 所規定的、低壓和中壓 的蒸汽和水之焓和比容... 269	表 3 在乾飽和蒸汽和飽和線上 的水..... 271
表 2 超過參數鍋爐第二蒸汽過 熱器參數的過熱蒸汽焓及 比容..... 271	表 4 水..... 275
	表 5 過熱蒸汽..... 281
	表 6 在超臨界壓力下熱焓和體 積..... 302

附錄二、水和水蒸汽的動粘度係數、熱傳導系數和柏拉特脫

立數 (Прандтль) 314

表 7 水及水蒸汽的動力黏度
係數, $\mu \times 10^6$ [公斤·秒/
公尺] 314

數, $\lambda \cdot 10^2$, [大卡·公尺·
小時·度] 318

表 8 水及水蒸汽的熱傳導系

表 9 水及水蒸汽的柏拉特脫立
物理特性準則數, Pr 320

附錄三、在 760 公厘水銀柱高下的空氣和煙氣的動粘度系

數、熱傳導系數和柏拉特脫立數。 322

第一章 佈置動力鍋爐機組的基本原則

第一節 在鍋爐機組內各個受熱面的相互排列和總的佈置

現代鍋爐機組的受熱面就是許多平行接連管系，它們靠着輻射和對流，吸收來自烟氣中的熱量。在爐膛中自烟氣到受熱面的散熱，差不多都是靠着輻射。

佈置在爐膛後的烟道中有很大部分的熱量是靠對流來傳給受熱面的。

設計師在選取爐子出口處的烟氣溫度或對流受熱面進口處的烟氣溫度的同時，還給出了鍋爐機組中輻射吸熱量和對流吸熱量的比例，但在運行時，隨着鍋爐負荷的變化，這比例也有些改變。在煤粉爐中，負荷是在額定負荷的 60~100% 中變動，在重油爐和煤氣爐中變動的範圍更大。

在爐中放出的熱量與負荷成正比地增加，這時就增加了所有受熱面的吸熱量。

但是，這種增加的程度對輻射和對流受熱面說來，是不相同的：輻射吸熱的升高遠遠小於負荷的增加，也遠遠小於因負荷增加而引起的爐中放熱量的增加。因此，爐中借輻射所吸收的熱量百分比常是隨負荷的升高而減小。而由對流受熱面所吸收的熱量百分比常是隨負荷的升高而增加。結果，在輻射受熱面區域內工質焓的增量減小，而在對流受熱面區域內——增加。將某一受熱面，例如過熱器，作成二個串聯連接部分（輻射及對流）後，就可得出工質焓與負荷間非常微小的關係，也即，例如可得到不隨鍋爐負荷而

變的、差不多是固定不變的過熱蒸汽溫度。

現代動力鍋爐機組的總布置是採取“II”型的布置。自爐中到過熱器的烟氣流通道要盡可能地使其平滑、而無急劇明顯的轉彎。在烟氣轉彎的區域內不應放置任何受熱面，因為不然的話，轉彎有很大的阻力系數，而且在有很大的速度時，就大大地增加了在轉彎時的阻力。不應當在轉彎的烟道中放置任何受熱面，同樣也是因為受熱面不能完全被烟氣冲刷到，因而就不能充分地利用它。

“II”型布置鍋爐機組有一個主要優點：即這時能直接在地基上安裝那些會產生很大動載負的吸風機^①和鼓風機。當將這些機件放置在建築物的天花板上時，就會使建築物非常複雜，而費用也就增大。同樣，“II”型布置與美國所採取的單烟道塔式布置相比較時，可使鍋爐構架的高度和鍋爐房建築物的高度減小，就使建築物價廉。

鍋爐機組的烟道寬度一般是作成與爐子相同的寬度。後者的寬度應當根據是否可能佈置必要數目的燃料燃燒設備來校核之。同時也根據過熱器管中的蒸汽速度是否適當來校核之。過熱器的管子數是取決於連接烟道的寬度。為能使檢修人員正常工作起見，水平連接烟道的高度不應小於2公尺。連接烟道的高度與爐子的烟“窗”高度和後烟井的進深度應配合成這樣：保證所有的受熱面能更充分地被冲刷到。

建造所有的烟道時，既要考慮到運行時的操作方便，也要考慮到在檢修時的操作方便，以及要考慮到在內外部觀察的方便。過熱器各個管段的進深度，為使它們能較好地吹灰起見，不大於1.2公尺，各管段間的距離不小於600公厘。放置省煤器及空氣預熱器受熱面的分檔距離不小於800公厘。省煤器各個管段的高度作成1.2~1.5公尺，在各個部分間的距離不小於600公厘。在各管段之間安有人孔。

① 也有稱吸烟機或排烟機者(即 Дымосос)——譯者

非正壓運行的鍋爐機組的所有烟道，都應在負壓之下工作。爲防止鍋爐烟道中可能的壓力升高，在水平連接烟道上部，亦即在過熱器前面及後面處，應當安裝不少於 2~3 個防爆門；對於容量小於 60 噸/小時的鍋爐，每一防爆門的面積爲 0.2 平方公尺，而對於較大容量的鍋爐則爲 0.3 平方公尺。

在過熱器後面，合理的是放置省煤器，而不是汽化受熱面。這時應盡可能地在省煤器中將水加熱到沸騰，這樣，省煤器在溫壓方面的優點就可得到最充分的利用，鍋爐機組的總受熱面就最小。但是，在某些情況下放置汽化受熱面也是合理的，並不引起過多的金屬消耗量。直流鍋爐，假若將部分過熱器受熱面從對流烟道中轉移到爐中去時，就是這些情況之一。另一個例子就是沸騰式省煤器的汽化部分。在這兩種情況下，汽化部分有着混合物的強迫流動，因而它的結構特性和布置特性與省煤器同樣地有利（水平放置蛇形管、小管徑）。當放置在過熱器後面的汽化受熱面是第二鍋爐管束時，也即是有自然水循環的部件時，情況就不對了。祇有當假如放置在爐子中的水冷壁受熱面和第一鍋爐管束尚不足以完成汽化過程時，和假如允許下降管受熱時，才適宜採用這種受熱面；因爲第二鍋爐管束完全是、或者本身的很大部分是自然循環鍋爐中的下降管系統。這個問題的解決取決於鍋爐的參數。參數的影響在下面研討。

在計算對流受熱面時，要選擇的最重要數值之一是烟氣的速度。根據全蘇熱工研究所(BТИ)的資料，在烟氣速度爲 2.5~3 公尺/秒時，就發生對流管束被灰粒阻塞，這些灰粒，在以後速度增加時，例如在負荷上升時，也不能去掉。因此根據在鍋爐最小負荷下的烟氣流速不允許小於 2.5 公尺/秒的特性，推薦下列額定負荷下的最小許可烟氣速度：

對於無烟煤屑(AIII)和愛沙尼亞的油頁岩 6.5 公尺/秒

對於其他的油頁岩和切割泥煤 5.5 公尺/秒

對於其餘的固體燃料 6.0 公尺/秒

烟氣速度的增加就導致對流散熱系數的升高和受熱面金屬消耗量的減少。

但是，與此同時，提高烟氣速度就引起烟氣阻力和用於克服阻力的電耗量的增加，同時，增加了灰粒磨損受熱面的危險。因此，對流烟道中的烟氣速度在用固體燃料時，應當小於表(1—1)中的、根據防止磨損條件的極限許可值。

提高排烟溫度就降低了鍋爐機組的經濟性，增加了燃料的消耗量。但與此同時，也減少了受熱面的數量，也即減少了金屬的消耗量。最優越的排烟溫度是相對於一噸蒸汽的最小價格而言，並取決於金屬價格與燃料價格的比例以及鍋爐機組的運行小時數。在同一金屬的價格下，對於高發熱量、價格貴的燃料和運行小時數大的鍋爐機組說來，最優越的排烟溫度就較低。

表 1—1 在乾排渣①大室爐中燃燒固體燃料時在後烟井對流受熱面進口處的極限許可烟氣速度

燃 料	磨 煤 機 的 類 型	極限許可烟氣速度 公尺/秒
無烟煤屑	筒 式 球 磨 機	10.5
頓巴斯貧煤	筒 式 球 磨 機	14.0
基在洛夫斯克型烟煤	筒 式 球 磨 機	9.5
千略賓斯克型褐煤	筒 式 球 磨 機	10.0
莫斯科近郊褐煤	筒 式 球 磨 機	10.0
莫斯科近郊褐煤	豎 井 式 磨 煤 機	9.0

在排烟溫度接近於最優越值的區域內時，一噸蒸汽的價格和排烟溫度的關係是一傾斜的曲綫。因此，宜將排烟溫度提高到略高於最優越的溫度，因為差不多同樣的蒸汽價格下，鍋爐機組上的最初投資可減少。

① 在液態排渣時極限許可速度值增大 $\sqrt[3]{\frac{a_{yn}^c}{a_{yn}^k}}$ 倍，式中 a_{yn}^c 和 a_{yn}^k 一順次為在乾

排渣及液態排渣時帶入到對流烟道中去的飛灰百分比，用類似的方法，能計算出在火床燃燒時的極限許可烟氣流速。

最近幾年內推薦的排烟溫度值一直在減小。這個趨勢隨着金屬產量的升高程度，還將在今後繼續下去。在目前的金屬價格與燃料價格的比例下，推薦的排烟溫度值列在表 1—2 及表 1—3 中。

表 1—2 對於蒸汽產量 > 12 噸/小時的鍋爐，在燃用含硫很少的燃料時（折算硫分 $S_{n+p}^{0+k} \leq 0.2\%$ ）排烟溫度的推薦值

燃 料	空氣預熱器前的空氣溫度 °C	排 烟 溫 度, °C	
		中壓鍋爐	高壓鍋爐
水分很少的燃料 折算水分 $W_{n+p} \leq 2\%$	30	110~120	120~130
濕燃料 折算水分 $W_{n+p} = 5 \sim 20\%$	45~55	120~130	140~150
水分很多的燃料 折算水分 $W_{n+p} > 25\%$	60~65	130~140	160~170 ^①

表 1—3 對於小型蒸汽產量 ($D \leq 12$ 噸/小時) 鍋爐的排烟溫度推薦值

燃 料	排 烟 溫 度, °C
有折算水分 $W_{n+p} \leq 6\%$ 的煤	160~180
有折算水分 $W_{n+p} = 6 \sim 16\%$ 的煤	180~200
重油和天然煤氣	160~180
泥煤	190~210

對於大容量和給水溫度較低的鍋爐，應用較低的排烟溫度值 t_{yx} 。

對於含硫很多的燃料來說，要超過露點溫度時，排烟溫度就高到不容許的數值。因此，對於這些燃料一般雖然仍需利用表 1—2 和表 1—3 的指示，但是要將最常遭到腐蝕的受熱面作成易於調換的部件，或是採用鑄鐵部件。

外國鍋爐製造公司對於帶有高峯負荷的鍋爐是採用較高的排烟溫度。但是，在外國，對於利用小時數較多的鍋爐常採用小於表 1—2 和表 1—3 中所指出的排烟溫度，當然，這只有對於價格昂貴的煤類而言才是正確的。而我們一般在蒸汽鍋爐的爐子中是不燃燒這種煤類的。

表 1—2 和表 1—3 的數據不應當在用排烟來乾燥燃料的開式

① 折算水分原文為 Приведенная влажность，也可譯成引用水分—譯者

② 此值已按最新聯合標準修改。原文為 150~160°C—譯者

煤粉製備系統的情況下應用。

在爐子出口處的烟氣溫度有其最優越的數值。它只能用於氣體和液體燃料，因為這數值大大地超過了所有固體燃料的灰粒凝結溫度，而為了防止對流受熱面的結渣，必須要使爐子出口處的烟氣溫度小於灰粒的凝結溫度。所推薦的在對流受熱面進口處的烟氣溫度值列於表 1—4 中。對於在表中沒有提到的燃料，烟氣溫度可採取為灰粒的開始變形溫度，但是它不應大於 1150°C 。

表 1—4 在以部分對流受熱面作成防渣管①時的對流受熱面（未將 $S_1 > 4d$ 和 $S_2 > 8d$ 的防渣管和半輻射受熱面計算在內）之進口處的許可烟氣溫度值。在以該部分對流受熱面作成的防渣管中烟氣溫度約下降 50°C （比在表中所指出者②）

燃 料		烟 氣 溫 度, $^{\circ}\text{C}$	
		$D < 260$ 噸/小時	$D \geq 260$ 噸/小時
無	烟 煤 屑	1150	1100
烟 煤	阿拉里欠夫斯克	1150	1100
	頓巴斯貧煤	1100	1050
	伏爾果脫斯克	1100	1050
	卡拉嘉奇斯克	1150	1100
	開美洛夫斯克	1100	1050
	基在洛夫斯克	1100	1050
礦	選 殘 煤	1100	1050
褐 煤	色告斯洛夫斯克	1150	1100
	莫斯科近郊	1100	1050
	切略賓斯克	1100	1050
油 頁 岩	愛沙尼亞及克道夫斯克	900	850
	伏爾茲斯克	950	900
切 割	泥 煤	1000	950

對於過熱溫度大於 400°C 的鍋爐，在對流過熱器前的烟氣溫度採用 $950 \sim 1100^{\circ}\text{C}$ 之間，在較低的參數下過熱器前面的烟氣溫

① 防渣管(Фесон)又稱沸水頓或垂彩管—譯者

② 若這部分受熱面未作成防渣管時，則在表中指出的烟氣溫度應減小 50°C

度可減小些,但不低於 800°C 。

因為過熱器的吸熱量總是已被規定,則選擇過熱器前的烟氣溫度,在實質上也就確定了在過熱器後的烟氣溫度。

在現代動力鍋爐中最普遍採用的是將過熱器後面的省煤器和空氣預熱器佈置成兩級式^①。

因為在空氣預熱器中,熱交換的條件在受熱面的兩方面是相同的。在熱空氣溫度為 400°C (見第二章熱空氣溫度的選擇)和碳鋼的許可溫度為 $480\sim 490^{\circ}\text{C}$ 時,第二級空氣預熱器前的烟氣溫度就應採取為不大於 550°C 。因此在過熱器與第二級空氣預熱器之間必須放置第二級省煤器,就是說,省煤器也同樣是作成兩級式的。這時,必須使自第一級省煤器出來轉到第二級省煤器中去的水,其加熱溫度總是低於沸點 40°C 以上。

第一級空氣預熱器的溫壓,在空氣預熱器的烟氣出口處,也即在排烟的區域內為最大。隨着空氣溫度的增加,溫壓就不斷地減小(見第二章)。

第一級空氣預熱器前的烟氣溫度採取成這樣:使它比這一級的熱空氣溫度高 $35\sim 40^{\circ}\text{C}$ 。這個烟氣溫度同時也就是第一級省煤器後面的烟氣溫度。這個溫度愈高,則在其他條件相同的情況下,空氣預熱器的溫壓就愈小,而省煤器的溫壓就愈大。將省煤器,也即價格較貴的受熱面處於較有利的條件下,從經濟上來看是較為合理的。因此,在第一級空氣預熱器前的烟氣溫度,或者說在第一級空氣預熱器後的空氣溫度要盡可能高些。希望這個空氣溫度比省煤器進口處的水溫高 $30\sim 50^{\circ}\text{C}$ (中壓鍋爐),和在任何情況下,高出的溫度差不小於 10°C (高壓鍋爐)。

選擇了第一級空氣預熱器前的烟氣溫度後,就解決了在兩級空氣預熱器間吸熱量分配的問題。因而也確定了在第二級空氣預

① 在兩級式的佈置下,被加熱介質溫度較低的受熱面部分稱為第一級,而被加熱介質溫度較高的——稱為第二級,也即,級的編號是按被加熱介質(空氣、水、蒸汽)的流程來分的。

熱器前後的烟氣溫度，因為第二級空氣預熱器的進口溫度在早先已取定。這樣就解決了在兩級省煤器間吸熱量分配的問題。

在空氣預熱得很高時，就必須要兩級式佈置尾部受熱面。在適度地預熱空氣時，較合理的是採用較簡單的一級式佈置的空氣預熱器和省煤器。

在設計鍋爐機組時，應力求利用逆流的原則，不僅是對整個鍋爐，而且對鍋爐的每一個受熱面也是這樣。只是在不能保證鍋爐運行的可靠性時，才放棄這原則，例如不論烟氣的流動方向如何，在省煤器中水的運動一定是向上的。在我們的鍋爐製造中，後烟井中的烟氣是往下流動的，這就既能保證水向上流動，又能保證省煤器蛇形管對於烟氣的逆流連接。如果烟氣有着向上的運動，則在省煤器中得到順流，而不是逆流。

第二種放棄逆流的情況是過熱器的受熱面。為了盡可能降低最高過熱溫度區域內的管壁溫度，就要迫使降低管子的熱負荷。而在高壓和超高壓下，還要採用順着流動路線的混合式。這樣迫使對部分過熱器受熱面放棄純逆流。

對空氣預熱器說來，各個流道成逆流連接是完全必要的，因為只有這樣才能降低排烟溫度。

第二節 蒸汽參數和鍋爐機組的蒸汽產量對 佈置鍋爐機組的影響

隨着蒸汽參數的升高，過熱蒸汽焓也增大，但是與此同時，由於再加熱的發展，給水焓也增大了。

結果，在鍋爐中傳遞的總熱量的變化比較不大，而且從低壓轉到中壓和高壓時，總的吸熱量甚至有下降（表 1—5）。參數繼續增高時，就必須有第二次的蒸汽過熱，這就引起總吸熱量的升高。因此，鍋爐整體的外廓尺寸，特別是爐膛部分，在中壓和高壓的區域內與蒸汽參數間的關係是很微小的。在實際上，中壓鍋爐 ($D =$

200 噸/小時) 的爐前寬度和高壓鍋爐 ($D = 230$ 噸/小時) 的爐前寬度是一樣的 (10 公尺)。而汽包的圓筒部分長度, 按照許可的蒸汽乾燥條件, 也能得到一樣的數值。

表 1—5 隨同參數而變的、用於將水加熱到沸點、使之汽化和蒸汽過熱時所消耗的熱量百分比

參 數			以 1 公斤蒸汽計的總吸熱量 $i_n - i_{n,s,e}$ 大卡/公升	消耗於下列各項的熱量百分比		
p_{ne} 絕對大氣壓	t_{ne} , °C	$t_{n,s}$, °C		水加熱到沸點 $i' - i_{n,s}$, % $i_{ne} - i_{n,s}$	汽 化 r , % $i_{ne} - i_{n,s}$	蒸汽過熱 $i_{ne} - i''$, % $i_{ne} - i_{n,s}$
16	375	100	654.0	15.8	70.9	13.3
39	450	150	644.6	16.3	64.0	19.7
100	510	215	591.8	19.2	53.6	27.2
140	570	225	609.5	23.3	42.5	34.2

因為從中壓轉到高壓時, 爐子的寬度是不變的, 故過熱器進口聯箱的長度也就保持不變。因此, 隨着蒸汽參數的升高, 過熱器蛇形管處的蒸汽進口速度就減小。但是, 不僅與蒸汽速度有關, 而且也與蒸汽密度有關的對流散熱系數是隨同壓力的增加上升得很多。因之, 隨同參數的升高, 就能保證較強的發散金屬熱量。

這時當鍋爐機組的總吸熱量與蒸汽參數的關係不大時 (表 1—5), 總吸熱量在各個受熱面間的分配, 隨同參數的升高, 就有很大的變化。隨同壓力的升高, 沸騰溫度下的水焓就增大 (增大的程度大大地大於給水焓的增加)。由於這個緣故, 用來將水加熱到沸騰時所消耗的熱量百分比就增大了 (圖 1—1)。因此壓力愈高, 省煤器就愈不可能沸騰。

隨同壓力的升高, 飽和蒸汽的焓就增加, 並在壓力為 25~40 絕對大氣壓的區域內達到其最大值, 而後再減小。過熱蒸汽的焓則隨同參數的升高恆常地增加。結果, 對於高壓鍋爐耗用於蒸汽過熱的熱量百分比約比中壓鍋爐大 50%。特別是在超高壓下, 由於飽和蒸汽焓的減小, 在第一過熱器後的蒸汽焓之升高和置有第二過熱器的緣故, 耗用於過熱的熱量百分比上升得特別多。結果,