

第十三篇

蒸汽發生設備

目 錄

頁

第一章 鍋爐設計

1.1	引言	13— 1
1.2	蒸汽的產生與鍋爐循環	13— 1
1.3	鍋爐熱平衡及內部熱量分佈	13— 7
1.4	過熱器與再熱器	13—17
1.5	蒸汽溫度之控制與調節	13—21

第二章 鍋爐種類及選擇

2.1	鍋爐構造概要	13—25
2.2	鍋爐種類	13—25
2.3	鍋爐之選擇	13—40

第三章 鍋爐附屬設備

3.1	省煤器	13—45
3.2	空氣加熱器	13—46
3.3	爐篦式加煤機	13—47
3.4	粉煤燃燒	13—49
3.5	燃燒器	13—52
3.6	旋風爐	13—54
3.7	渦氏燃燒	13—55
3.8	各式燃燒之未燃損失	13—56
3.9	壓力式或平衡通風	13—57
3.10	機械通風設備	13—58
3.11	鍋爐飼水泵	13—59
3.12	吹灰器及彈子除灰裝置	13—61

3.13	集塵設備	13—61
第四章 爐		
4.1	爐之設計	13—63
4.2	爐牆構造	13—68
第五章 鍋爐用水之處理		
5.1	生水之成份與分析	13—72
5.2	水處理	13—75
5.3	鍋爐水內部處理	13—79
第六章 現代大型鍋爐		
6.1	強制循環鍋爐	13—82
6.2	控制再循環鍋爐	13—82
6.3	貫通式鍋爐	13—85
6.4	聯合循環鍋爐	13—88

第十三篇

蒸汽發生設備

葉 聖 鐸

第一章 鍋 爐 設 計

1.1 引 言

鍋爐設計爲一富於實驗性的工程，各製造廠均有其憑以運用之經驗公式及實驗曲線，因爲影響設計的因素甚爲複雜，今日高壓高溫之鍋爐設計，常須借助電子計算機。基本科學，尤其與鍋爐有關之熱力學、熱傳遞、冶金學等之研究發展，及鍋爐壓力、溫度與容量之不斷提高，與控制之自動化，時時導引設計工作進入新領域。但任一新構想，最後仍須以實驗效果爲取捨的標準。

一切設計均以適用與經濟爲目標，前者包括運轉之安全可靠，並適合燃料荷載等情況之變化。後者指提高鍋爐效率，節約製造及裝機成本而言。本章所介紹者爲設計鍋爐時所需考慮的一些基本原則。

1.2 蒸汽的產生與鍋爐循環

a. 鍋爐容量的規定 通常係以在額定之壓力及溫度下，每小時之連續蒸發量爲準，因蒸發量隨壓力溫度及飼水溫度而變。欲作準確的比較，則須說明每小時之總吸熱量。過去在蒸汽機時代所定之「鍋爐馬力」，在今日已失却意義。

在附有過熱及再熱設備之近代鍋爐，其額定容量係指在過熱器出口壓力及溫度下，每小時所生之連續最大過熱蒸汽量 (continuous max. output)，並另指明每小時再熱蒸汽量及其進出口之壓力及溫度。

b. 沸騰形式 沸騰有二種形式，水與爐管之接觸爲沸水者謂之樣式沸騰

(nucleate boiling)，其接觸面為汽膜所遮蔽者謂之膜式沸騰 (film boiling)。熱量傳遞時，爐管內外須有溫度差 (ΔT)，其大小視沸騰形式而定。在核式沸騰範圍內， ΔT 增加時，熱導之增大甚為均勻。惟沸騰自核式至膜式轉變時，熱導則大為減小。

沸騰形式為下列各項因素所決定：質流 (mass flow)，壓力，熱吸收率，汽水比 (steam quality)。而以汽水比與質流為主要因素。圖 1.1 表示沸騰形式隨汽水比而變及相應之爐管溫度情況。

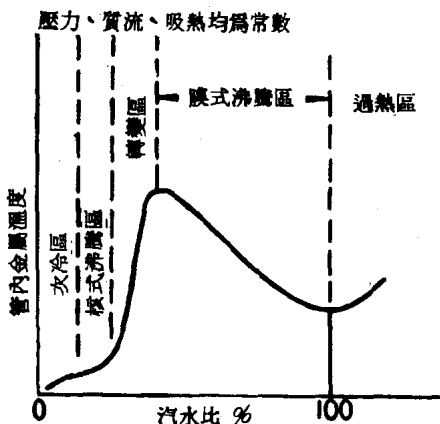


圖 1.1 汽水比影響沸騰形式

c. 鍋爐循環：

1. 自然循環 水之循環力量係依賴下水管 (down comer) 與回升管 (riser) 之水之密度差所生之重力作用。自然循環之鍋爐適於 140 kg/cm^2 以下，有些鍋爐會達 170 kg/cm^2 ，而以 190 kg/cm^2 為極限。

2. 強迫循環 當鍋爐壓力提高之後，前述之自然循環力量 (水之密度差) 逐漸消失，(圖 1.2)，循環力量須來自外方。在汽鼓式鍋爐，常於下水管裝置循環水泵，謂之控制循環 (controlled circulation)。在直通式 (once-through) 鍋爐，其循環之動力則來自鍋爐飼水泵。控制循環之鍋爐因受汽水分離能力的限制，其工作壓力以 205 kg/cm^2 為限。直通式鍋爐多用於次臨界及超臨界壓力。

d. 自然循環設計時之限制因素：

1. 最高汽水比 可以容積為準 (%SBV) 或重量為準 (%SBW) 二

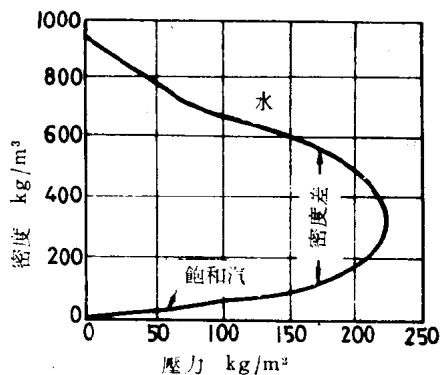


圖 1.2 汽與水之密度

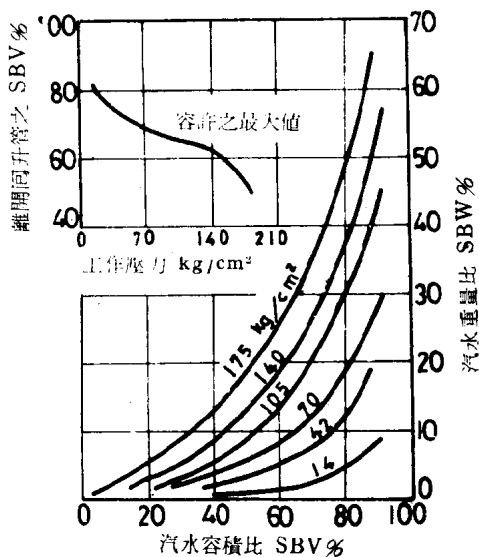


圖 1.3 SBV 與 SBW 之對照及設計之最大 SBV % 之容許值

者之關係如圖 1.3 所示。回升管頂部最高容許 SBV % 之容許值，隨壓力而降低。

2. 最低流速 爲免爐管過熱及水中固體雜質沉澱計，水之流速不可太低，其值依吸熱率、汽水比、加熱方式及爐管排列而定。概言之，垂直管約 1.5

FPS，水平而微有傾斜之管約 5-10 FPS。

3. 最低之飽和水頭 (saturated water head % SWH) %SWH 即回升管總水頭與下水管重力水頭之比，此值若太低時則諸並列回升管中之水有互為倒流的可能，尤其於鍋爐起動或低負荷時，易發生此種現象。故設計時 %SWH 應在最低值之上。

以上三項限制，各有其相當之最低流量。設計之流量除滿足此等要求外，尚須加適當之安全值。

e. 自然循環之計算 (圖 1-4)

1. 設 r_d = 下水管之平均比重 kg/m^3
 r_r = 回升管之平均比重 kg/m^3
 z = 汽鼓水位與下管箱位置之差 m
 h_d = 下水管之管路阻力 m (水柱)
 h_r = 回升管之管路阻力，包括汽鼓內分離器損失 m (水柱)

則 $\frac{z r_d}{1000}$ = 下水管之重力水頭 m (水柱)

$\frac{z r_r}{1000}$ = 回升管之重力水頭 m (水柱)

$$\frac{z r_d}{1000} - \frac{z r_r}{1000} = h_d + h_r$$

亦即 (循環水頭) = (系統阻力)

2. 鍋爐回升管係由衆多之管路並列而成，欲求其總流量，須先求每一支管 a, b, c, 等之流量，而後相加而成。支管之流量 w_a, w_b, w_c ，(如圖 1-5) 則係依照最大 % SBV 或最低流速或最低 % SWH 計算，以三者中最大值為準。

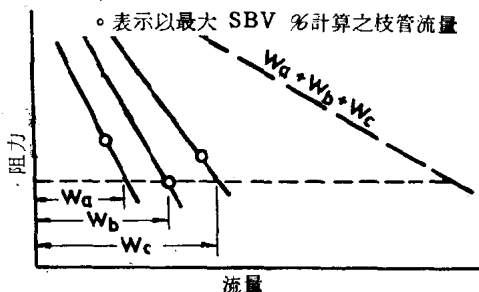


圖 1-5 衆並列管之流量和

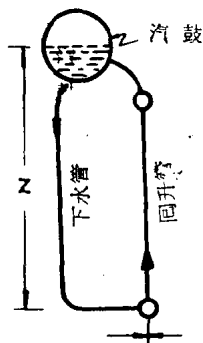


圖 1-4 自然循環之說明

實際計算頗為複雜，此處僅說明其大概而已。

f. 各式循環之比較

1. 循環比 在同一鍋爐中，循環之水量與蒸汽發生量之比，謂之循環比(R)。R 值與% SBV 有關，例如壓力為 140 kg/cm^2 之自然循環鍋爐，

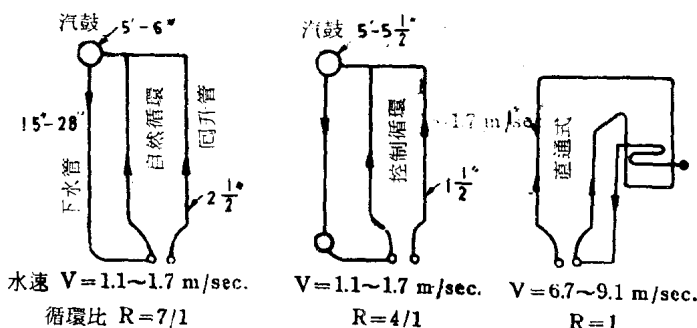


圖 1.6 各式循環之比較

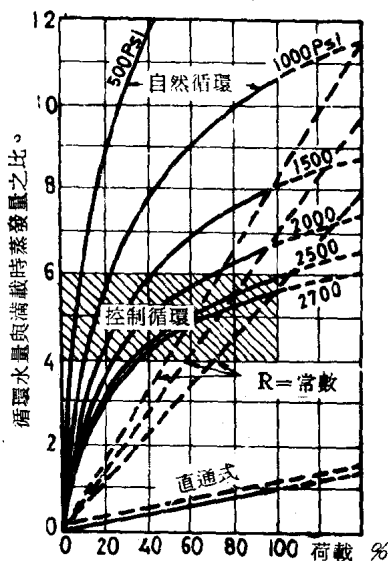
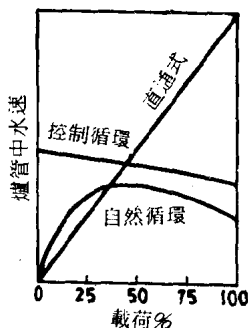


圖 1.7 循環水量與荷載的關係

設計之最大% SBV 爲 63% (圖 1.3), 即相當於% SBW = 18%, 則 R 值爲 $1 \div 0.18 = 5.5$ 。圖 1.6 爲各式循環鍋爐在 $140 \sim 170 \text{ kg/cm}^2$ 的概況。控制循環之 R 值較自然循環者爲小, 乃欲降低水泵之動力之故。直通式鍋爐一端進水, 他端發生蒸汽, 故 R 值爲 1。圖 1.7 所示, 爲各式鍋爐之循環水量隨荷載之變化情形。

2. 循環所需之動力消耗 自然循環無須額外之動力, 控制循環則另須對鍋爐出力之 0.5%, 直通式則需約 0.6% 作爲循環動力之用。

3. 循環水速 各式循環之水速隨荷載之變化情形如圖 1.8 所示。鍋爐起動之前, 爐管中即有相當之水流, 而支路中之水流分配, 得以節流板 (orifice plate) 調節, 此爲控制循環之一大優點。又強迫循環因易於控制水速, 故所用爐管較自然循環者小。(見圖 1.6)



g. 汽與水之分離 在汽鼓式鍋爐, 汽鼓 (圖 1.8) 爐管中水速之比較爲汽與水分離之處。在直通式鍋爐, 其壓力低於臨界者, 則裝有分離器 (separator) 以司其職。其壓力超過臨界者, 則汽與水已無區別。本節僅就汽鼓式鍋爐而論。

影響汽水分離之設計因素：①工作壓力、②蒸汽發生量、③循環比、④下水管與回升管之排列、⑤汽鼓大小。其他涉及運轉之因素：①鍋爐水質、②荷載變化、③汽鼓水位。

由 Stokes 定律知：汽與水分離時，汽內水質點之速度限制及分離時可用之重力，均與汽與水之密度差有關。當鍋爐壓力增加時，密度差漸小 (圖 1.9)。故近代鍋爐不能依賴水本身之重力作用，必須用機械分離，例如應用迴旋分離器

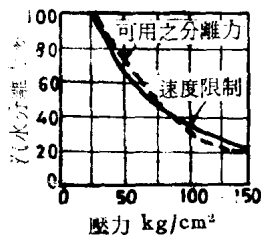


圖 1.9 汽水分離與壓力之關係

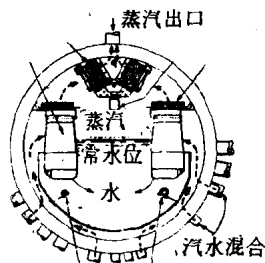


圖 1.10 汽鼓內迴旋分離器

cyclone separator) 及濾洗器 (scrubber) 可獲得小於 1.0 PPM 雜質之蒸汽純度 (見圖 1.10)。

1.3 鍋爐熱平衡及內部熱量分佈

a. 鍋爐各傳熱面之設計步驟：

1. 由所需蒸汽條件，出力及燃料品質決定鍋爐形式。
2. 計算熱平衡並求各荷載下之煙氣重量。
3. 由燃料特性研究爐管結渣之可能性，並決定進入對流面之容許煙氣溫度。
4. 在各荷載下，核對爐膛出口煙氣所含之熱量是否已足敷過熱面及再熱面之需要。
5. 從爐膛出口之最大容許溫度 (以免結渣) 及最小所需溫度 (以過熱蒸汽) 之關係，決定爐膛形式，過熱器之設計，蒸汽溫度之控制方法，計算燃燒器處之可用熱量 (available heat)，設計爐管面積，以獲得預定之爐膛出口溫度。
6. 估計所需之過熱器、再熱器、省煤器、空氣加熱器等之面積。
7. 分析鍋爐內部各傳熱面之溫度分佈，並校核所需之傳熱面是否適當。
8. 在其他荷載下，計算鍋爐內部之能量分佈，以確定過熱蒸汽溫度之控制特性。

b. 熱平衡之計算 依熱平衡原理，鍋爐入力 (input) 應等於鍋爐出力 (output) 與熱損失 (heat loss) 之和。熱效率則為出力與入力之比。有關鍋爐損失及熱效率的計算步驟，最好以實例說明，茲以出力達廿萬瓩之本省深澳三

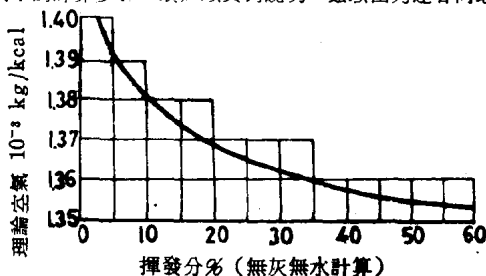


圖 1.11 煤 1000 kcal 所需之空氣

號機鍋爐為例，以熱量法計算之。該機工作概況及所用煤質之分析如下表（表 1 與表 2）

1. 計算所需空氣量 因揮發分佔 $35.4 \div (35.4 + 35.95) = 49.6\%$ 由圖 1-11 知每 1000 kcal 熱值之煤需 1.3608 kg 理論空氣。惟其中需減去未燃物所需之空氣，未燃物相當於碳，每 1000 kcal 碳須 1.476 kg 之空氣，而未燃

表 1-1 深澳三號機鍋爐滿載時工作概況

過熱蒸汽流量	ton/hr.	657,720
過熱器出口溫度	°C	540
過熱器出口壓力	kg/cm ²	133.6
再熱器流量	ton/hr.	594,216
再熱器進口壓力	kg/cm ²	37.3
再熱器進口溫度	°C	368
再熱器出口壓力	kg/cm ²	36
再熱器出口溫度	°C	540.6
飼水溫度 (145.2 kg/cm ²)	°C	246
煙氣出口溫度 (空氣加熱器出口)	°C	132
空氣進口溫度 (假定)	°C	26.7
過量空氣	%	20
未燃損失 (假定)	%	0.3

表 1-2 所用煤質分析

工 業 分 析			化 學 分 析		
水	份	11.25	水	分	11.35
揮	發	35.40	H		4.00
	分	35.95	C		54.25
	碳	17.40	S		1.80
	灰		N		1.11
			O		10.09
			灰		17.40
		100.00			100.00
高 熱 值 kcal/kg			5446.56.		

損失為 0.3%，其所需空氣為 $1.476 \times 0.003 = 0.0044$ kg，故所需理論空氣為 $(1.3608 + 0.0044) = 1.3564$ kg/1000 kcal，又過量空氣為 20%，則實際所需之乾空氣為 $(1.3564 \times 1.2) = 1.6277$ kg/1000 kcal。在溫度 20°C ，相對濕度 60% 之下，（此為計算鍋爐效率之標準狀態）空氣內之水分為 0.0147 kg/(kg 空氣) 則水分為：

$1.6277 \times 0.0147 = 0.0239$ kg/1000 kcal，故助燃空氣總量為 $1.6277 + 0.0239 = 1.6516$ kg/1000 kcal。

表 1-3 每 1000 kcal 熱值燃料所需空氣及形成水份

	理論空氣	燃料	水分
重油	1.345	0.098	0.092
天然氣	1.294	0.089	0.167
煤	(參見圖 1-11)		

2. 煙氣量之計算 煤之熱值為 9726 kcal/kg，每 1000 kcal 熱值需煤 $\frac{1000}{9726} = 0.1028$ kg/1000 kcal，欲計算煤燃燒後所生之煙氣量，須減去灰分及未燃物：灰分占 17.4%，即 $0.1028 \times 0.174 = 0.0179$ kg/1000 kcal，而未燃物（碳）每 1000 kcal 有 $(1,000 \div 3679.2) = 0.2718$ kg，0.3% 損失為 $0.2718 \times 0.003 = 0.0008$ kg/1000 kcal，故含水之煙氣量為 $(0.1028 + 1.6516) - (0.0179 + 0.0008) = 1.7357$ kg/1000 kcal。

煙氣內所含水分除來自空氣外 0.0239 kg/1000 kcal，尚來自煤內之水分及 H 之氧化而成之水量即：

$$0.1028(9\text{H}_2 + \text{H}_2\text{O}) = 0.1028(9 \times 0.04 + 0.1125) = 0.0486 \text{ kg/1000 kcal}$$

$$\text{故乾的煙氣量} = 1.7357 - (0.0239 + 0.0486) = 1.6632 \text{ kg/1000 kcal}$$

3. 鍋爐損失計算

乾煙氣損失 $w \times 0.24(t_g - t_a) = \frac{1.6632 \times 0.24(135 - 20)}{10}$	4.59%
燃料內之 H 及 H_2O 損失： $(0.0486 \times 1040) \div 10 = 5.05$ $\frac{0.0486 \times 0.48 \times (135 - 20)}{10} = 0.27$	5.32

空氣內水分損失： $\frac{0.0239 \times 0.48(135-20)}{10}$	0.13
未燃損失（假定）	0.3
輻射損失（見圖 12）	0.20
計算外損失（unaccounted for loss）（假定）	1.50
合 計	12.04

4. 鍋爐出力計算

過熱器出口之焓 ($134.6 \text{ kg/cm}^2, 540^\circ\text{C}$) $h_1 = 821.08$

省煤器入口之焓 ($246^\circ\text{C}, 146.2 \text{ kg/cm}^2$) $h_2 = 254.81$

過熱蒸汽流量 $= 6.577 \times 10^5 \text{ ton/hr}$ ，故蒸發面及過熱面吸收之熱量為
 $(821.08 - 254.81) \times 6.577 \times 10^5 = 3.7245 \times 10^{11} \text{ kcal/hr.}$

再熱器出口之焓 ($36.86 \text{ kg/cm}^2, 540^\circ\text{C}$) $h_3 = 845.56$

再熱器入口之焓 ($38.26 \text{ kg/cm}^2, 368^\circ\text{C}$) $h_4 = 751.11$

再熱器流量 $= 5.94 \times 10^5 \text{ ton/hr.}$

再熱器吸收之熱量 $(845.56 - 751.11) \times 5.94 \times 10^5 = 5.6124 \times 10^{10} \text{ kcal/hr.}$

故鍋爐輸出能量為 $(3.7245 + 0.56124) \times 10^{11} = 4.28574 \times 10^{11} \text{ kcal/hr.}$

5. 計算結果

鍋爐效率 $= (100 - 12.04) \div 100$	87.96 %
熱量輸入 $= \text{出力} \div \text{效率} = 4.28574 \times 10^{11} \div 0.8796$	$4.87237 \times 10^{11} \text{ kcal/hr.}$
所需燃料 $= \frac{487,237,000,000}{1,000} \times 0.1028$	$5.0088 \times 10^7 \text{ kg/hr.}$
煙氣量 $= \frac{487,237,000,000}{1,000} \times 1.7357$	$8.45697 \times 10^8 \text{ kg/hr.}$
空氣量 $= \frac{487,237,000,000}{1,000} \times 1.6516$	$7.99766 \times 10^{11} \text{ kg/hr.}$

c. 傳熱面積，煙氣溫度差，及通風損失 (draft loss)

1. 設計鍋爐 重要課題之一，是如何使此三項因素獲得最佳關係。傳熱面之排列方式固無窮，惟由經驗知，較佳之爐管排列及間距，也只有狹窄範圍可資選擇。因此可採取如下步驟：①先假定傳熱面之排列，用下列公式，以嘗試法求出傳熱面積及所希望之煙氣溫度落差。②求出壓力損失是否在容許值之內。

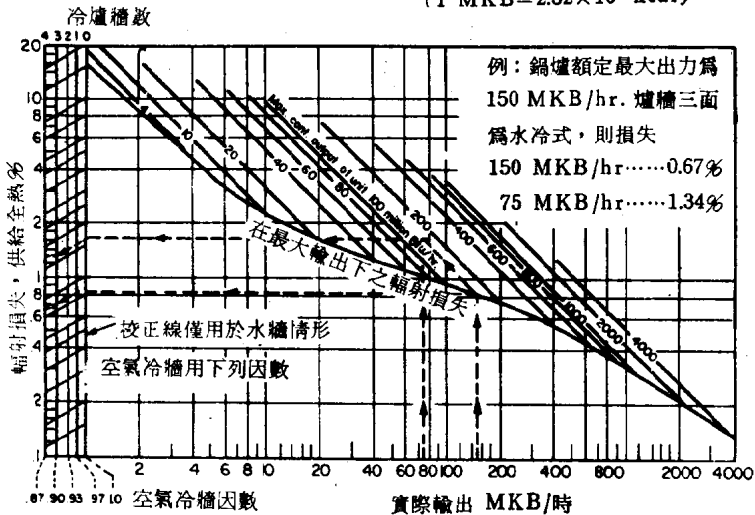
(1 MKB=2.52×10⁶ kcal)

圖 1-12 輻射損失與出力及爐牆情況之關係

2. 計算傳熱面之基本公式爲

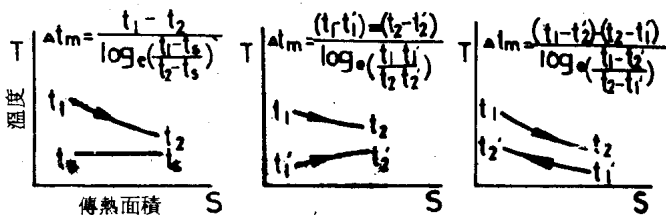
$$US \Delta t_m = wc(t_1 - t_2) = w'c'(t_2' - t_1')$$

式中

U = 總導熱 (combined conductance) kcal/m²·hr·°CS = 傳熱面積 m² Δt_m = 對數平均溫度差 °C (見圖 1-13)

w, w' = 熱 (冷) 流體之流量 kg/hr

c, c' = 熱 (冷) 流體之平均比熱 kcal/kg·°C

圖 1-13 熱流體 (煙氣) 與冷流體 (水汽) 之 Δt_m

$(t_1 - t_2), (t_2' - t_1')$ = 熱 (冷) 流體之溫度差 $^{\circ}\text{C}$

當計算總熱導時，爐管之金屬傳導及水膜傳導，要比煙氣膜、蒸汽膜或空氣膜之傳導大得多，因此可略而不計。各傳熱面總熱導之公式及其常見之吸熱率如表 1.4 所示。

表中 u_g = 煙氣膜熱導

u_s = 蒸汽膜熱導

u_a = 空氣膜熱導

煙氣膜之熱導為輻射 (u_{rg}) 及對流 (u_{cg}) 熱導之和。前者主要與 Δt_m 有關，後者主要與煙氣質流有關。各製造廠均有複雜之公式或曲線以資計算，此處不能詳述。

表 1.4 各傳熱面之吸熱率比較

部 位	總 熱 導 公 式	吸熱率 kcal/cm ² -hr
水 牆		122,000~217,000
蒸 發 面 (boiler)	$u = u_g$	5426~ 13,565
過 熱 器	$u = \frac{u_g \times u_s}{u_s + u_g}$	21,700~ 32,556
省 煤 器	$u = u_g$	8139~ 12,200
空 氣 加 熱 器	$u = \frac{u_g \times u_a}{u_g + u_a}$	1357~ 1900

3. 通風損失可以下列各式求之：

$\Delta p = fNH_v$...煙氣方向與管排成直角時 (cross flow)

$\Delta p = KH_v$...彎頭損失 (turn loss)

$\Delta p = f' \left(\frac{L}{D} \right) H_v$...煙氣方向與管排成平行時

式中 Δp = 通風損失 (cm, 水柱)

H_v = 速度水頭 = $0.00059 \left[\left(\frac{G}{1000} \right)^2 / r \right]$... (cm, 水柱)

G = 煙氣質流... (kg/m²·hr)

r = 煙氣密度... (kg/m³)

N = 管排數目

L = 管長 (m)

D = 管徑 (m)

$$f = \text{磨擦係數} = \begin{cases} 0.24 & (\text{同線排列 In line}) \\ 0.36 & (\text{交錯排列 staggered line}) \end{cases}$$

$K = 1.5$

$f' = 0.02$

d. 爐膛 (furnace) 設計概述

1. 一般考慮之因素 爐膛構造，因鍋爐型式及容量而異。又依燃燒器與爐管之排列，及穹牆 (arch) 與灰斗 (hopper) 之配置而變。火焰之形狀及長度亦影響爐膛幾何形狀。

燃料種類與特性之變化及其影響，於設計爐膛之初，應首先考慮，且須預測灰渣凝結爐管後吸熱率之變動。例如某一鍋爐清淨時之吸熱率高於 $475,000 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{hr}$ ，但當灰渣凝結達平衡狀態時，吸熱率可能降至 $135,000 \text{ kcal/m}^2\cdot\text{hr}$ 以下，相差三倍有餘。

粉煤燃燒之鍋爐有乾灰式 (dry ash) 及濕灰式 (slag-tap) 兩種。其吸熱率範圍如圖 1.14 所示。

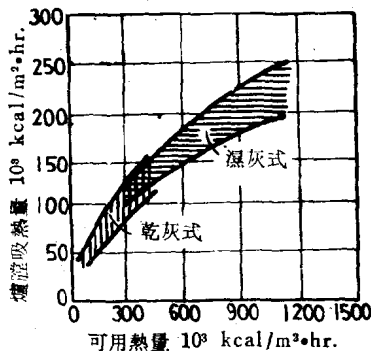


圖 1.14 乾灰式與濕灰式之吸熱量

2. 爐膛釋熱率 爐膛容積，依在單位時間內所需之熱量及容許之釋熱率而定。釋熱率則與爐膛構造，灰熔點，燃燒方法，火焰長度，過量空氣及爐內之擾動有關，其容許之釋熱率如表 1.5 所示。粉煤燃燒爐之容積，常較燃燒他種燃料為大。亦即其釋熱率較低。又在同一情況下，小型鍋爐之釋熱率較大型者為高，因其爐牆面積與其容積之比為大之故。

3. 爐膛出口溫度之估計 爐膛出口溫度須準確估計，因其影響其他傳熱面之設計頗大。此溫度常與荷載、過量空氣、燃燒器之調節等各項因素有關。

爐膛出口溫度不能專賴理論上的計算。普通仍用同型鍋爐的試驗，並加上熱傳遞原理及燃料與灰渣分析的判斷而得。圖 1·15 示此溫度之概略數值。

表 1·5 容許之平均釋熱率 kcal/hr.

燃燒設備	工作情況	耐火牆		水冷牆	
		連續運轉	尖峰運轉	連續運轉	尖峰運轉
鏈篋式加煤機		133,500	222,500	267,000	400,500
火下式加煤機		222,500	356,000	267,000	400,500
播散式加煤機		267,000	356,000	311,500	400,500
粉煤燃燒		133,500	178,000	222,500	311,500
油燃燒		178,000	356,000	267,000	534,000
氣體燃燒		178,000	356,000	267,000	534,000

e. 鍋爐內部熱量之分佈 鍋爐吸收之總熱量係分佈於各傳熱面，各部份吸熱之大小視傳熱面積及其在煙氣流程中所處之區域而定，可自各部分之煙氣溫度落差算得。茲以輻射型鍋爐（圖 1·16）為例，說明熱量分佈之計算步驟如下：設 $Q_A, Q_B, Q_C, \dots$ 表煙氣在 A, B, C, ……各點所含之熱量，此可從各點煙氣溫度及其相應之焓求得。假定不計及空洞輻射（cavity radiation）之影響。

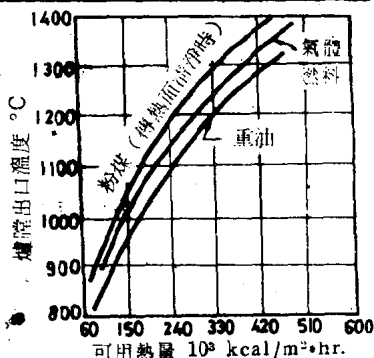


圖 1·15 爐膛出口溫度之估計

1. 計算可用之熱量 (heat available) Q_A

$$Q_A = (\text{燃料燃燒之熱量}) + (\text{預熱空氣之熱量}) - Q_L$$

式中 $Q_L = (\text{未燃物損失}) + \frac{(\text{輻射損失}) + (\text{計算外損失})}{2}$

2. 爐膛 (furnace) 吸熱量 $= (Q_A - Q_B - Q_R)$

式中 $Q_R = \text{過熱器所受之爐膛輻射熱}$

3. 煙氣在過熱器進口之熱量 $Q'_B = \left[Q_B - \frac{(\text{輻射損失}) + (\text{計算外損失})}{2} \right]$

4. 過熱器末段 (S. SH.) 吸熱量 $= (Q'_B - Q_C)$