

大型循环流化床 锅炉机组工艺设计

罗必雄 霍沛强 李 刚 万承军 罗宇东 编著



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

内 容 提 要

循环流化床锅炉燃烧技术是一种成熟的清沽燃烧技术，具有燃料适应能力广、燃烧后温室气体 NO_x 排放低、可以在炉内干法脱硫等突出优点，已成为主流的燃烧技术之一。

本书介绍了目前国内电力市场上主流循环流化床锅炉设备的技术特点，给出了锅炉主要工艺系统的设计与计算方法，研究了辅机选型原则和工艺布置方案，探讨了循环流化床锅炉的改进方向和原则。

本书可供火力发电厂或者其他行业从事燃煤循环流化床锅炉烟风物料等系统工艺设计的技术人员使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

大型循环流化床锅炉机组工艺设计/罗必雄等编著. —北京：中国电力出版社，2010.4

ISBN 978-7-5123-0269-3

I . ①大… II . ①罗… III . ①流化床—循环锅炉—锅炉运行—设计
IV . ①TK229.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 062210 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路 6 号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

北京丰源印刷厂印刷

各地新华书店经售

2010 年 4 月第一版 2010 年 4 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 9.5 印张 163 千字

印数 0001—3000 册 定价 28.00 元

敬 告 读 者

本书封面贴有防伪标签，加热后中心图案消失

本书如有印装质量问题，我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究

前 言

循环流化床 (Circulating Fluidized Bed) 锅炉燃烧技术是一种成熟的清洁燃烧技术，具有燃料适应能力广、燃烧后温室气体 NO_x 排放低、可以在炉内干法脱硫等突出优点，近 20 年内得到了迅速推广，目前已成为主流的燃烧技术之一。

流化燃烧技术最早源于化工行业，用于电站锅炉的流化床技术从鼓泡床开始，逐步发展到 CFB，并且向着大容量、高参数的方向发展。国内流化床燃烧技术起步并不晚，早期在鼓泡床技术上曾经一度达到世界先进水平，尤其在劣质煤燃烧方面颇有建树，但在随后的 CFB 技术开发和炉型大型化进展上得不到突破，与世界先进水平拉开了距离。从 20 世纪 90 年代开始，国内的电力需求迅速增长，在满足社会电力需求的同时，为了减少环境污染，国家提倡采用清洁燃烧技术。国内锅炉制造厂依托工程项目，先后两次引进国外先进的 CFB 设计制造技术，并结合自主研发，再度达到世界先进水平。国内已经能自行设计制造各种规格的 CFB 锅炉，容量最大可以达到 1024t/h 等级，主蒸汽达到亚临界参数，目前 2000t/h 等级的超临界 CFB 锅炉正在自主研发过程中，总体概念设计已经完成。

CFB 机组虽然与其他锅炉同属以煤炭作为燃料的燃烧—换热设备，但是由于锅炉设备的型式和工作原理均不相同，锅炉的配套工艺设计思路有一定的区别。笔者在工作中发现，国内针对 CFB 本体技术方面的资料和文献已经非常丰富，但大多偏重于原理论述和技术介绍，目前针对 CFB 机组系统和工艺设计方面的资料非常有限。国内电力行业设计方面最权威的 DL 5000—2000《火力发电厂设计技术规程》没有涉及专门针对 CFB 机组的技术条款，只在资料性的附录中对 CFB 的工艺设计有简单的要求，远远不能满足设计单位的应用要求。对于工程设计人员，在设计工作开展前需要尽量掌握设备与系统的资料，尤其是初次接触 CFB 机

组的设计人员。笔者编著本书的目的就是要把近 10 多年来 CFB 机组工程上的经验进行总结和提炼，全面介绍 CFB 设备以及相关系统，一方面为从事 CFB 工艺系统设计的工程技术人员提供参考，另一方面也希望起到抛砖引玉的效果，与同行们共同提高我国 CFB 发电机组的技术水平。

本书第一章至第三章，以及第十二章由罗必雄编写；第五章至第八章，以及第十一章和部分附录由霍沛强编写；第四章、第九章和部分附录由李刚编写；第五章部分内容以及第十章由万承军和罗宇东编写；全书由罗必雄主编和统稿。

限于作者水平，书中疏漏与不足之处在所难免，恳请读者指正。

主要符号说明

a_{qu}	地震影响系数	L_b^{\max}	按刚度条件加固肋的长度, mm
B	锅炉燃料消耗量, t/h	L_k	长圆筒与短圆筒的临界尺寸
B_{cf}	给煤机出力, t/h	L_s^{\max}	按强度条件加固肋的长度, mm
B_j	锅炉计算燃料消耗量, t/h	m_c	加固肋和壁板的组合质量, kg/m
B_L	锅炉每小时石灰石用量, t/h	m_{Ca}	钙硫摩尔比
c_{rc}	燃料的比热容, kJ/(kg·°C)	N_{cf}	给煤机数量
D	加固肋设计间距, mm	n_f	安全系数
D_e	管道截面当量直径, m	$n_{f,s}$	圆形管道加固肋安全系数
D_{th}	锅炉再热蒸汽流量, t/h	p_a	多年平均大气压, MPa
D_{tw}	减温水流量, t/h	P_t	壁板设计组合荷载, Pa
D_s^{\max}	按强度约束最大加固肋间距, mm	p_v	空气中水蒸气的分压力, MPa
D_b^{\max}	按挠度约束最大加固肋间距, mm	p_1	始端压力, Pa
D_0	锅炉过热蒸汽流量, t/h	p_2	末端压力, Pa
d	含湿量, g/kg	p_0	管道内压, Pa
d_c	圆形管道中心线到加固肋中性轴的直 径, mm	P_1	管道自重, Pa
d_i	圆形管道内径, mm	P_2	保温自重, Pa
d_l	锅炉排污率, %	P_3	积灰荷载, Pa
E	设计温度下钢材的弹性模量, Pa	P_4	雪荷载, Pa
A	截面面积, m ²	p_{f0}	基本雪压, Pa
F_{gz}	支吊架的工作荷载	P_5	风荷载标准值, Pa
$F_{qu,H}$	地震引起作用在支吊架上的水平力	p_{wind}	基本风压, Pa
f_s	加固肋自振频率, Hz	$[p]$	许用的工作压力, Pa
f_w	壁板自振频率, Hz	I_A	宽度面上的加固肋截面惯性矩, cm ⁴
g	重力加速度, 9.8m/s ²	I_B	高度面上的加固肋截面惯性矩, cm ⁴
G_{ash}	灰渣排放量	I_c	加固肋和壁板的组合截面惯性矩, cm ⁴
$h_{rh,c}$	冷再热蒸汽比焓, kJ/kg	I_{min}	圆形管道最小需要的壁板与加固肋 组合截面惯性矩, cm ⁴
$h_{rh,h}$	热再热蒸汽比焓, kJ/kg	h_{fw}	给水比焓, kJ/kg
h_0	过热蒸汽比焓, kJ/kg	h_s	锅炉汽包饱和水比焓, kJ/kg
H_1	始端标高, m	h_{tw}	减温水比焓, kJ/kg
H_2	末端标高, m	Q	管道内流量, m ³ /h
L	长度	Q_{B-MCR}	在 B-MCR 下计算流量, m ³ /h

Q_{TB}	风机 TB 工况下设计流量, m^3/h	\bar{A}	相对粗糙度
Q_b	锅炉输入热量	Δp_{TB}	风机 TB 工况下设计压头, Pa
Q_{lr}	低负荷下流量, m^3/h	Δh_w	流动阻力损失, Pa
Q_1	锅炉有效利用热量	Δh_f	沿程阻力损失, Pa
Q_2	锅炉排烟损失	Δh_ζ	局部阻力损失, Pa
Q_3	气体不完全燃烧损失	α	过量空气系数
Q_4	固体不完全燃烧损失	β	相邻面的刚度影响系数
Q_5	锅炉本体散热损失	β_H	高度 H 处的风振系数
Q_6	灰渣物理热损失	δ	烟风道壁板厚度, mm
Q_{ha}	锅炉助燃空气带入的热量	δ_{min}	圆形管道计算最小壁厚, mm
$Q_{net, ar}$	燃料的低位发热量	η_b	锅炉热效率, %
q_1	锅炉有效利用热量比例	λ	流动摩擦阻力系数
q_2	锅炉排烟损失系数	μ_L	石灰石纯度, %
q_3	气体不完全燃烧损失系数	μ_r	积雪分布系数
q_4	固体不完全燃烧损失系数	μ_H	风压高度变化系数
q_5	锅炉本体散热损失系数	μ_s	风载体型系数
q_6	灰渣物理热损失系数	ν	流体的运动黏度
Re	雷诺数	ν	泊松比
S	周长	ζ	管件的局部阻力系数
t_{rc}	燃料的初始温度, $^\circ\text{C}$	ρ	流体密度, kg/m^3
V	实际干空气量, m^3/kg (标况)	ρ_{steel}	钢铁的密度, $7.85\text{kg}/\text{m}^3$
V^*	实际湿空气量, m^3/kg (标况)	ρ_{ash}	飞灰堆积密度, kg/m^3
V_g	实际烟气量, m^3/kg (标况)	$[\sigma]^t$	设计温度下许用应力, Pa
V_0	理论干空气量, m^3/kg (标况)	φ	空气相对湿度, %
W_A	矩形烟风道的宽度, mm	φ	焊缝系数
W_B	矩形烟风道的高度, mm	ω	流速, m/s
W_M	石灰石中含水分的质量百分比	ω_1	始端流体流速, m/s
Z_c	加固肋和壁板的组合截面模量, cm^3	ω_2	末端流体流速, m/s
A	管子的绝对粗糙度, mm		

目 录

前言

主要符号说明

第一章	循环流化床锅炉概述	1
第一节	流化床原理概述	1
第二节	国产大型循环流化床锅炉技术简介	3
第二章	典型炉型介绍	8
第一节	哈尔滨锅炉厂典型炉型	8
第二节	东方锅炉厂典型炉型	12
第三章	循环流化床锅炉与煤粉锅炉比选	17
第一节	循环流化床锅炉相对煤粉锅炉的技术特点	17
第二节	经济投资对比	22
第三节	推荐选用循环流化床锅炉的原则	22
第四章	炉内防磨设计	24
第一节	防磨措施介绍	24
第二节	炉膛水冷壁防磨设计	26
第三节	受热面防磨设计	28
第四节	旋风分离器防磨设计	28
第五章	渣冷却设备	30
第一节	冷却方式	30
第二节	常用冷渣器设备特点	34
第三节	冷渣器选型	40
第六章	点火和助燃系统	42
第一节	床上/床下点火方式对比	42

第二节 节油措施	44
 第七章 循环流化床锅炉燃烧系统.....	46
第一节 系统概况	46
第二节 燃烧系统计算	47
第三节 烟风阻力计算	57
第四节 管道选型及优化设计.....	61
 第八章 锅炉辅机设备选型原则.....	79
第一节 空气预热器	79
第二节 风机	85
第三节 给煤机	91
第四节 石灰石输送系统.....	93
第五节 除尘器	94
第六节 给水泵	104
第七节 回料器流化风机.....	106
 第九章 炉内脱硫.....	108
第一节 炉内干法脱硫原理.....	108
第二节 脱硫后对设计的影响.....	110
 第十章 除灰渣系统.....	116
第一节 长距离输灰系统.....	116
第二节 除渣系统设计	118
 第十一章 锅炉房布置设计.....	121
第一节 给煤方式对布置的影响.....	122
第二节 煤仓间的其他布置方式设计	123
第三节 炉底设备布置	124
 第十二章 技术发展探讨.....	126
第一节 继续大型化设计方案.....	126
第二节 提高参数采用直流循环.....	128
第三节 系统设计与运行方式优化.....	130

附录 A 壁板与加固肋组合截面参数	132
附录 B 两种截面的烟风道材料用量对比	136
附录 C 脱硫前后灰渣成分变化（举例）	138
附录 D 石灰石成分换算	140
参考文献	141

第一章

循环流化床锅炉概述

第一节 流化床原理概述

主流的燃烧技术有层燃、流化燃烧、悬浮燃烧三大类型，如图 1-1 所示。链条炉、炉排炉等采用层燃方式；沸腾炉、循环流化床（CFB）锅炉采用流化燃烧方式；煤粉锅炉采用悬浮燃烧方式。三类燃烧方式有较大差异，因此应用范围也各不相同，其中流化燃烧方式介于层燃与悬浮燃烧之间，对燃料适应性更好，具有更广泛的应用范围。

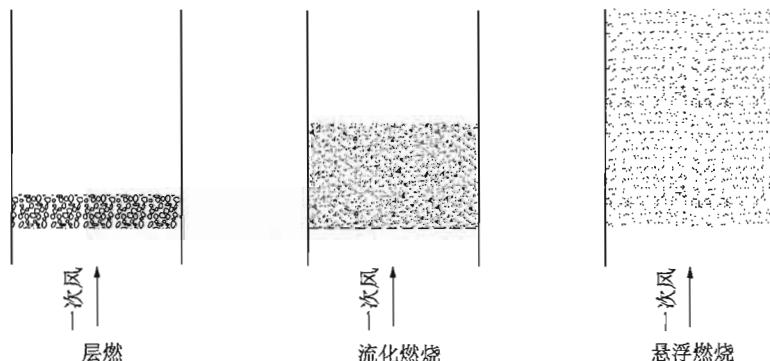


图 1-1 三种典型燃烧方式的燃料状态

流化床燃烧技术是建立在物料流化状态基础上的，燃料在流化状态中进行强烈的传热与传质，完成燃烧过程。物料要达到流化状态，需要有合适的流化速度。当气流通过随意堆放的一定颗粒范围的物料时，如果流速较低，气流对颗粒的作用力无法克服重力，颗粒静止不动，气流只能从堆放物料的间隙中流过，气流的流动阻力与流速成幂函数关系，这时的状态称为固定床。

当流速继续增加时，达到一个临界值后，流体的浮力、黏性力与固体颗粒的重力形成平衡，堆放物料的空隙率增加，固体颗粒分布不需要支撑面，并可在空间内自由运动。在宏观上，流化状态的气固混合物具有一些液体的特点，例如在空间中与空气有明显的分界、分界面总是保持水平、具有良好的流动性等。此时，物料层内任意两点的压力约等于单位截面内的颗粒重量，称之为流化态。达到流

化态的临界气体流速，称为流化速度。

达到流化速度后，继续增加气体流速，物料层先是均匀膨胀，当流速达到一定范围后，物料层就会出现气泡，随流速增加，气泡增大增多，使物料层剧烈翻腾，宏观上像液体的沸腾，因此称为鼓泡床或沸腾床。

在鼓泡床之后，如果气体流速继续增加，气泡被撕裂破坏，形成湍流床。当流速足够大时，变成快速床，物料层的界面变得弥散，需要不断补充物料，否则物料层的颗粒会被气流全部带走。CFB 锅炉的物料流化状态就属于快速床。

早期的流化燃烧技术采取沸腾炉（鼓泡床）方案，对难以着火的劣质燃料适应性能好，在小容量锅炉上得到了广泛应用。但是，由于鼓泡床锅炉截面热负荷小，不利于大型化，同时炉内脱硫效率相对较低，因此，大容量流化燃烧的锅炉均采用 CFB 技术。

CFB 设计重点之一是在各种负荷下保持炉内物料的平衡，加入 CFB 锅炉炉膛内的燃料颗粒具有宽筛分特性，细颗粒被烟气携带到稀相区继续燃烧，然后被带入旋风分离器，较粗的颗粒停留在密相区；粗颗粒在密相区燃烧过程中析出挥发分和水分，表面一部分固定碳也燃烧反应生成气体，颗粒孔隙率增加，比重降低，同时在密相区与相邻颗粒互相磨损后，颗粒变小，当颗粒的重力小于流化风的携带力时，就被带出炉膛进入旋风分离器。在旋风分离器内较大的颗粒被分离下来送到炉膛内继续循环燃烧，直到粒径减小到旋风分离器不能捕集。这些较小的颗粒随烟气排出锅炉。要提高燃烧效率，就要提高分离器的气固分离效率，因此烟气携带走的飞灰少于加入的燃料，不足以平衡炉内的物料循环，而且在运行中，负荷变动或者其他原因引起床压升高，床压升高到一定范围，会影响流化效果，最后破坏正常的流化状态，因此需要另外设置排渣系统辅助平衡炉内的物料循环。物料循环与流化风速度、稀相区的烟气速度及分离器的效率都是密切相关的，在各种负荷下保持物料循环的平衡，合理分配浓相区和稀相区的燃烧份额，是保证 CFB 设计成功的关键。炉内循环状况和燃烧份额分配确定后，CFB 的主要特征参数就得到确定，如物料循环倍率、炉膛与尾部受热面的吸热比例、燃烧效率等，锅炉的性能特点就基本确定。

CFB 锅炉独特的性能特点，令其与以往的一些燃烧方式相比，具有较明显的优势，主要表现为：

(1) CFB 锅炉炉膛内物料分为浓相区和稀相区，浓相区物料混合强烈，新加入炉内的燃料受到炉内大量高温灰的加热，有利于着火。因此，CFB 锅炉对燃料适应能力强，尤其是对于难着火的劣质燃料，着火性能与沸腾炉相当。

(2) CFB 锅炉与沸腾炉相比, 有较高的燃烧效率, 可接近煤粉锅炉的水平, 对于难燃尽的劣质燃料, CFB 的燃烧效率可高于煤粉锅炉。

(3) 稳燃效果好, 燃用劣质燃料时, 煤粉锅炉不投辅助燃料时最低稳燃负荷一般在 60%~90%; 而同样的燃料, CFB 锅炉可以达到 40%~50%, 节约价格昂贵的辅助燃料。

(4) 在炉内添加石灰石脱硫方面, CFB 锅炉的脱硫效率高于沸腾炉, 并且需要的钙硫摩尔比例较低。

(5) 低温燃烧, CFB 锅炉床面燃烧温度为 850~950℃, 燃烧产生的氮氧化物 (NO_x) 污染物较低。

由于 CFB 锅炉具有这些突出的优点, 使其在火力发电机组上得到了越来越广泛的应用。为了满足火力发电机组向高参数、大容量发展的趋势, CFB 锅炉目前也发展到亚临界参数, 容量达到 1024t/h 等级, 可以与 300MW 机组配套。超临界参数、600MW 容量的 CFB 锅炉的产品开发也得到国内外锅炉制造厂的重视, 总体概念设计已经完成, 一些关键技术正在攻关和验证中。可以预见, 与当前大型煤粉锅炉出力相当的高参数 CFB 锅炉将很快进行项目示范, 在电力行业得以推广并将充分发挥 CFB 锅炉的优点, 火力发电厂的燃料选择将更广泛, 污染物排放可控制在更低的标准。

第二节 国产大型循环流化床锅炉技术简介

国内现在已经有 4 家锅炉厂具备为 300MW 机组配套 CFB 锅炉的能力, 锅炉的蒸发量为 1024t/h。更大容量的超临界 2000t/h 等级 CFB 锅炉的示范项目正在建设中。在 670t/h 及以下容量的 CFB 锅炉技术中, 引进技术和国内自主研发多种技术流派并存; 在 1024t/h 等级的 CFB 锅炉技术中, 目前技术成熟的流派主要有引进消化 Alstom 双床面、外置床技术, 参考国外成功经验自主研发单床面技术, 引进国际最先进的 Foster Wheeler 单床面技术。

在 20 世纪末, 为了提高国内 CFB 锅炉设计制造技术, 缩小与国外先进水平的差距, 原国家计委决定以技贸结合方式引进一台 300MW 的 CFB 锅炉及其设计制造技术与系统设计技术, 并通过示范工程的建设对引进技术消化吸收创新, 形成了我国大型 CFB 锅炉自主设计制造能力。经过论证确定以白马电厂 300MW 示范工程项目作为引进大型 CFB 锅炉设计制造技术的依托工程, 并确定由国内规模和实力最强大的哈尔滨锅炉厂、上海锅炉厂、东方锅炉厂共同消化引进技术, 并

以此为基础自主开发更大容量的 CFB 锅炉机组。项目立项后，1997 年 3 月发布国际合作征询书，经过方案评审和合同谈判，确定引进法国阿尔斯通公司（Alstom）为技术及设备供应商。2003 年 4 月引进锅炉的各设计制造和系统设计技术合同生效，2003 年 5 月 15 日白马示范项目正式开工建设，2006 年 4 月 17 日通过 168h 试运，投入商业运行，主要性能指标达到或超过了设计保证值。

无锡华光锅炉厂与 Foster Wheeler 进行了多次磋商，于 2006 年 8 月签订了 200~300MW 容量 CFB 锅炉技术转让许可证协议。Foster Wheeler 对无锡华光锅炉厂技术人员进行培训。2007 年 4 月采用引进技术与沈阳金山热电有限公司签订了 2 台 200MW 容量的 CFB 锅炉。目前华光锅炉厂已经有成熟的 300MW 容量 CFB 锅炉的设计方案，但尚未有运行业绩。

为了避免日后知识产权纠纷，也为日后全面自主化开发打下基础，国内主要锅炉厂消化引进技术之后，结合国内科研、调试、运行及设计上的经验，开始向市场推广自主技术的 300MW 容量 CFB 锅炉机组。自主型 CFB 锅炉技术路线主要有两大类，其中东方锅炉厂自主研发的 CFB 锅炉采用单床面结构，配置 3 个气冷式旋风分离器；哈尔滨锅炉厂和上海锅炉厂吸取了 Alstom 技术的优点，采用双床面结构，配置 4 个绝热式旋风分离器，但是取消了较复杂的外置换热器系统。

目前，国内火力发电厂主力机组单机容量为 300~600MW，因此，以下以亚临界 300MW 机组配套 1024t/h 容量锅炉为例，介绍国内几种技术流派 CFB 锅炉的技术特点。表 1-1 列出了 300MW 亚临界 CFB 锅炉的主要技术规范。

表 1-1 300MW 亚临界 CFB 锅炉主要技术规范

序号	项 目	单 位	规 范 或 说 明	备 注
1	锅炉最大连续蒸发量	t/h	1024	按汽轮机进汽量要求
2	过热器出口蒸汽压力	MPa.g	17.4	
3	过热器出口蒸汽温度	°C	540	
4	再热蒸汽量	t/h	845	按汽轮机进汽量要求
5	冷段再热蒸汽压力	MPa	3.8	与高压缸排汽有关
6	冷段再热蒸汽温度	°C	320	与高压缸排汽有关
7	热段再热蒸汽压力	MPa	3.5	
8	热段再热蒸汽温度	°C	540	
9	给水温度	°C	282	与回热系统设计有关
10	入炉煤最大颗粒	mm	8~10	
11	密相区燃烧温度	°C	850~950	

续表

序号	项 目	单 位	规范或说明	备 注
12	脱硫 Ca/S 摩尔比例	—	1.8~2.4	随脱硫要求改变
13	旋风分离器效率	%	≥99	
14	锅炉排烟温度	℃	130	与燃煤特性有关
15	配置空气预热器类型	—	管式或回转式	
16	锅炉低位热值热效率	%	≥90	与燃煤特性有关
17	脱硫效率	%	≥90	与钙硫比、燃煤特性有关
18	NO _x 排放浓度	mg/m ³ (标况)	≤200	与燃煤特性有关

一、引进 Alstom 型的技术特点

Alstom 以德国 LURGI 为基础，整合了 STEIN 和 CE 的技术，300MW 容量的 CFB 锅炉采用单炉膛、双床面结构，炉膛下部均分为两部分，按倒置的“Y”形布置。下部炉膛分为两部分后，锅炉深度方向尺寸减少 1/2，有利于二次风穿透至锅炉中心缺氧区域，提高煤粉颗粒的燃尽率。采用绝热式旋风分离器，每台锅炉标准配置为 4 台，左右侧各布置 2 台。每台锅炉还设置 4 台外置换热器（外置床），旋风分离器排下来的循环灰一部分排入炉膛前墙，另一部分排入外置换热器。通过调整进入外置换热器和炉膛的循环灰分配比例，达到控制床温和蒸汽温度的目的。4 个外置式换热器中的 2 个布置高温再热器和低温过热器，主要作用是用来调节再热蒸汽温度；另 2 个外置式换热器内布置一级中温过热器和二级中温过热器，主要作用是用来调节床温。锅炉采用回料器给煤方式，给煤和旋风分离器回送的循环灰混合预热后再进入炉膛内。采用床上与床下联合点火方式，设置 2 台风道点火器和 8 只床上油枪。冷渣器型式为隔墙式风水联合冷渣器，一般每台锅炉配置数量为 4 台。

炉水系统采用自然循环，采用三级过热器系统，设有三级喷水减温系统，再热器为两级，高温再热器布置在外置换热器内，正常工况通过调节外置换热器的循环灰流量来控制再热蒸汽温度，事故状态下采用紧急喷水减温系统调节。

外置换热器内大量的循环灰及绝热式旋风分离器的耐磨、耐火材料能蓄留大量热量，机组紧急停机后，如果锅炉不能继续供水会引起受热面干烧，导致金属材料超温损坏寿命。为了避免这种危害，Alstom 技术推荐配置 1 台由柴油机驱动

的紧急补水泵作为事故备用。

二、引进 Foster Wheeler 型的技术特点

Foster Wheeler 整合了芬兰奥尔斯龙的 CFB 锅炉技术，与 Alstom 技术的最大区别在于炉膛和旋风分离器的结构，在 300MW 容量甚至在 460MW 容量上，仍坚持采用单床面结构，采用大动量二次风喷嘴来保证炉膛中心燃烧空气的补充。经过数值分析和模型试验，证明旋风分离器非对称布置也能保证烟气分配的大致均匀性，因此标准设计每台锅炉采用 3 台旋风分离器。分离器采用给水冷却，可以防止循环灰在分离器内自燃引起金属材料超温，同时可以显著地减小分离器内耐火材料的敷设厚度。锅炉不设外置换热器，这也是与 Alstom 技术流派明显的技术区别，由于没有外置换热器，旋风分离器的绝热材料厚度也较小，炉内蓄热量较少，紧急停炉时，可以依靠自然通风和炉内存水蒸发就可以满足冷却要求，因此不需要设置紧急补水泵。给煤方式为炉前给煤，设置气力播煤风，增加入炉燃煤抛送距离，从而提高播煤的均匀性。Foster Wheeler 常采用床下点火方式，一般设置 2~4 台风道点火器用于锅炉启动和稳燃。随着锅炉容量的增加，需要的点火能量也相应增加，单只风道点火器的容量有限，炉底布置过多的风道点火器也妨碍检修，因此在大容量 CFB 锅炉上，也设置有少量的床上点火油枪。锅炉排渣方式与常见的炉墙一侧出渣方式不同，采用炉底排渣方式，排渣管穿过风室并设有水冷套。冷渣器可以选用 Foster Wheeler 典型的选择性风水联合冷渣器或者国内目前常用的滚筒式冷渣器。

炉水循环方式为自然循环，炉水从汽包下降管引出进入炉膛水冷壁和水冷旋风分离器。过热器分为三级，设置两级喷水减温系统。设置两级再热器，再热器汽温调节方式采用 Foster Wheeler 专利技术，在低温再热器入口设置并联旁路，旁路出口的蒸汽和低温再热器出口的蒸汽混合后再进入高温再热器。通过控制低温再热器旁路的蒸汽流量来控制再热蒸汽的吸热量，实现蒸汽温度调节的目的。这种调节方式比喷水减温经济性高，反应灵敏度又高于烟气挡板调节。为了保证再热器安全，同时设置了紧急喷水减温系统作为事故状态下的调节手段。

三、自主研发型技术特点

引进吸收进口技术以后，结合国内 CFB 锅炉的实际运行经验，国内哈尔滨锅炉厂、上海锅炉厂、东方锅炉厂各自进行了技术研发工作，向市场推出了具有自主知识产权的 300MW 容量等级的 CFB 锅炉。由于各自的技术路线不同，自主型

的 CFB 锅炉也各自具有鲜明的特点。

哈尔滨锅炉厂与上海锅炉厂自主研发的方案较类似，炉膛结构借鉴了 Alstom 技术的优点，炉膛采用双床面结构，有利于二次风有效地补充入炉内，提高燃尽率。

哈尔滨锅炉厂与上海锅炉厂的设计方案均取消了外置换热器，以求简化系统。取消了外置换热器后，锅炉受热面布置与蒸汽温度调节方式受到影响最大，不能再参照原来 Alstom 的技术方案。增加竖井烟道内的对流受热面不能满足锅炉总体布置要求，因此在炉膛上方布置了一部分屏式过热器和屏式再热器。屏式受热面布置在锅炉前后墙，为了防止烟气横向冲刷管子，屏式受热面距离旋风分离器入口有一定距离，布置在烟气冲刷的死角区。锅炉竖井采用双烟道结构，一侧竖井烟道布置过热器，另一侧布置低温再热器，采用烟气挡板调节再热器蒸汽温度。

旋风分离器仍采用绝热式结构，锅炉左右侧各布置 2 台，给煤口布置在回料器上，但是炉膛到分离器的烟气接口从炉膛前后墙改为侧墙，为前后墙布置屏式受热面提供空间。其中哈尔滨锅炉厂设计的回料器采用“一分为二”的结构，每个回料器入口为 1 个，出口分为 2 个，给煤口设置在每个回料器出口处，每台锅炉共 8 个给煤口。取消外置床以后，旋风分离器的循环灰改为从锅炉侧墙进入炉膛。上海锅炉厂的设计方案与哈尔滨锅炉厂的略有不同，设置在每个回料器上的给煤口有 2 个，可以分别接受 2 台给煤机送煤，每台锅炉 4 个回料器共 8 个给煤机接口。但每个回料器到炉膛只有 1 个出口，实际回料器到炉膛的给煤口只有 4 个。为了避免单个给煤口给煤量过大，在炉膛两边侧墙水冷壁上各开 2 个给煤口，加上回料器到炉膛的给煤口，每台锅炉的给煤口一共 8 个，提高了给煤的均匀性。

锅炉点火方式采用床上和床下联合点火，与 Alstom 技术相似，设置两个风道点火器和若干床上油燃烧器。

冷渣器采用较为可靠的滚筒式冷渣器，通过调整滚筒转速来调节出渣量，因此可以取消设置在排渣口用来调节排渣量的锥形阀。国内大量机组运行经验证明，滚筒式冷渣器基本不受入炉煤粒大小的影响，故障率低，适应目前国内 CFB 锅炉运行管理的实际水平。

第二章

典型炉型介绍

在 300MW 容量 CFB 锅炉引进初期，国内尚没有大型 CFB 锅炉的设计和运行经验，首批工程项目的锅炉采用引进技术设计制造，在积累了一定经验以后，国内锅炉厂开始注重自主化技术的研发和推广，取得了良好的业绩和效益。目前，国内自主化技术的 CFB 锅炉已经占据市场的主流，本章以国内具有代表性的哈尔滨锅炉厂和东方锅炉厂为例，按照同一个项目的设计方案，对国内两种自主化 CFB 典型炉型进行对比介绍。

第一节 哈尔滨锅炉厂典型炉型

哈尔滨锅炉厂设计的亚临界 300MW 一次中间再热 CFB 锅炉，锅炉结构为单炉膛，具有双床面布风板、4 只旋风分离器、前后分隔双烟道竖井，配 1 台四分仓回转式空气预热器，给煤方式为回料器给煤。锅炉的主视图和俯视图见图 2-1 和图 2-2。

炉膛上部截面接近正方形，炉膛下部按“倒 Y 形”分为两部分，每部分都有独立的风室和布风板。采用水冷布风板、大直径钟罩式风帽，布风板的截面积小于上部燃烧室的截面积，使布风板上部的流化速度在各种负荷下都达到设计要求，布风板的设计阻力为 4.5kPa，额定工作床压设计值为 9kPa。炉膛下部分为两部分布置，每部分的深度尺寸减小，有利于二次风补充进入燃烧区，二次风喷嘴设计流速为 55~65m/s。炉膛各面墙全部采用膜式水冷壁，由光管和扁钢焊制而成，燃烧室四周上部、中部及顶部的管子节距均为 87mm，下部水冷壁管子节距为 174mm。管子使用的钢材为 SA-210C。

炉膛中、上部前墙布置 12 片水冷屏，以增加蒸发受热面积，降低炉膛高度。前后墙各布置 8 片二级过热器屏，后墙布置 12 片高温再热器屏，增加过热器系统和再热器系统的受热面面积，减少尾部竖井烟道受热面布置数量，使锅炉布置更紧凑，并可以获得一定的辐射传热特性。

采用 4 个内径约为 8.2m 的旋风分离器，布置在炉膛左右两侧墙，外壳由钢

板制成，内衬耐磨、耐火材料，分离器上部为圆筒形，下部为锥形。每个分离器下布置 1 个回料器，回料阀外壳由钢板制成，内衬绝热材料和耐磨耐火材料，采用拉钩、抓钉和支架固定。回料器出口分为 2 个进入炉膛。回料为气力输送自平衡式，回料流化风用高压风机供给。回料器“一分为二”的结构之后的出口段设有给煤口，并且设有冷二次风作为给煤口密封风，防止炉内烟气反窜入给煤机。

尾部竖井采用双烟道结构，上部用中隔墙过热器分为前、后两部分烟道，前烟道中布置有低温再热器，后烟道中布置有高温过热器及低温过热器；上部烟道由膜式包墙过热器所包覆，下部为单烟道，布置省煤器。

锅炉水循环方式采用自然循环，给水经过给水阀门操作台进入省煤器入口联箱，被分配到省煤器蛇形管，水在省煤器蛇形管中向上流动，与烟气成逆流换热。为了减小竖井烟道的高度，使锅炉布置更紧凑，省煤器采用 H 型鳍片管，管子顺列布置，省煤器管子材料为 20G，出入口联箱材料均采用 SA-106C。经过省煤器后，给水汇流到出口联箱，再经省煤器出口连接管引到炉前，并从汽包的底部分两股进入汽包。

锅炉采用单汽包，工作压力为 18.70MPa，汽包布置在炉前上部，设有汽包平台和司水小室。由汽包底部引出集中下水管，其中一部分集中下水管，向下引至水冷屏处，再通过分散下水管引向前后墙的水冷屏入口联箱；其余集中下水管与水冷壁下联箱相连接，单独向水冷壁供水，四面水冷壁的下联箱相互连通。

前、后水冷壁各有 1 个上联箱，左、右侧水冷壁有 1 个共用的上联箱（顶棚联箱），联箱材料为 SA-106C。炉水经集中下水管进入下联箱，然后经侧水冷壁至共用的上联箱，同时水经前、后水冷壁至各自的上联箱，再由汽水引出管将汽水混合物引至汽包进行汽水分离。被分离出来的水重新进入汽包水空间，并进行再循环，被分离出来的饱和蒸汽从汽包顶部饱和蒸汽连接管引出进入过热蒸汽系统。

过热蒸汽系统是由包墙过热器、过热器吊挂管、低温过热器、屏式过热器、高温过热器组成的。在低温过热器与屏式过热器、屏式过热器与高温过热器之间的管道上，分别布置有一级和二级喷水减温器。屏式过热器布置在炉膛内，受热面材料为 12Cr1MoVG 和 SA-213 T91，入口联箱采用 SA-335 P12，出口联箱采用 SA-335 P22。低温过热器和高温过热器都布置在竖井烟道后侧，其中低温过热器的材料为 15CrMoG 和 SA-210C，入口联箱采用 SA-106C，出口联箱采用 SA-335

P12, 高温过热器的材料为 12Cr1MoVG 和 SA-213 T91, 入口联箱采用 SA-335 P12, 出口联箱采用 SA-335 P91。过热蒸汽的流程为汽包→尾部烟道两侧包墙→尾部烟道前后包墙→尾部烟道中间隔墙→吊挂管→低温过热器→一级减温器→屏式过热器→二级减温器→高温过热器。

再热蒸汽系统是由低温再热器和高温再热器组成的。低温再热器布置在尾部烟道, 材料为 15CrMoG 和 12Cr1MoVG, 入口联箱采用 SA-106C, 出口联箱采用 SA-335 P12。高温再热器布置在炉膛内, 材料为 12Cr1MoVG 和 SA-213 TP347H, 入口联箱采用 SA-335 P12, 出口联箱采用 SA-335 P91。在低温再热器与高温再热器之间不设喷水减温器, 在低温再热器入口布置有事故喷水减温器。

再热蒸汽温度以尾部烟道烟气挡板作为主要调温手段, 通过调节烟气挡板的开度, 改变流经低温再热器侧的烟气量, 达到调温的目的。低温再热器至高温再热器的连接管上设置了喷水减温器作为微调。低温再热器进口管道上布置有事故喷水减温器, 用于紧急状况下控制再热器进口汽温。

采用床上和床下联合点火方式, 锅炉 0.00m 处布置 2 只风道点火器, 横向布置于锅炉两侧; 床上布置 8 只油燃烧器, 布置在锅炉两侧墙。

空气预热器采用四分仓回转式结构, 每台锅炉配置 1 台, 一次风仓布置在中间, 接口为 1 个; 二次风仓布置在两侧, 接口为 2 个。空气预热器主轴垂直布置, 烟气和空气以逆流方式换热, 换热面分为 3 段, 热段和中温段传热元件采用 Q215-A.F 材料, 冷段传热元件采用低合金耐腐蚀的 09CuPCrNi 制作。

配置 6 台冷渣器, 分两组对称布置在炉膛下方, 排渣口设置在“倒 Y 形”的内侧水冷壁上, 高度位置为炉膛底部、布风板上方, 每一侧炉膛分支设置 3 个排渣口。

锅炉框架为全钢结构, 采用支吊结合的固定方式; 空气预热器为支撑结构, 空气预热器出入口均设有补偿器。回料器为支吊结合, 在回料器的直段设有耐高温补偿器。锅炉本体其余部件为悬吊结构, 热态工况可以自由向下膨胀。

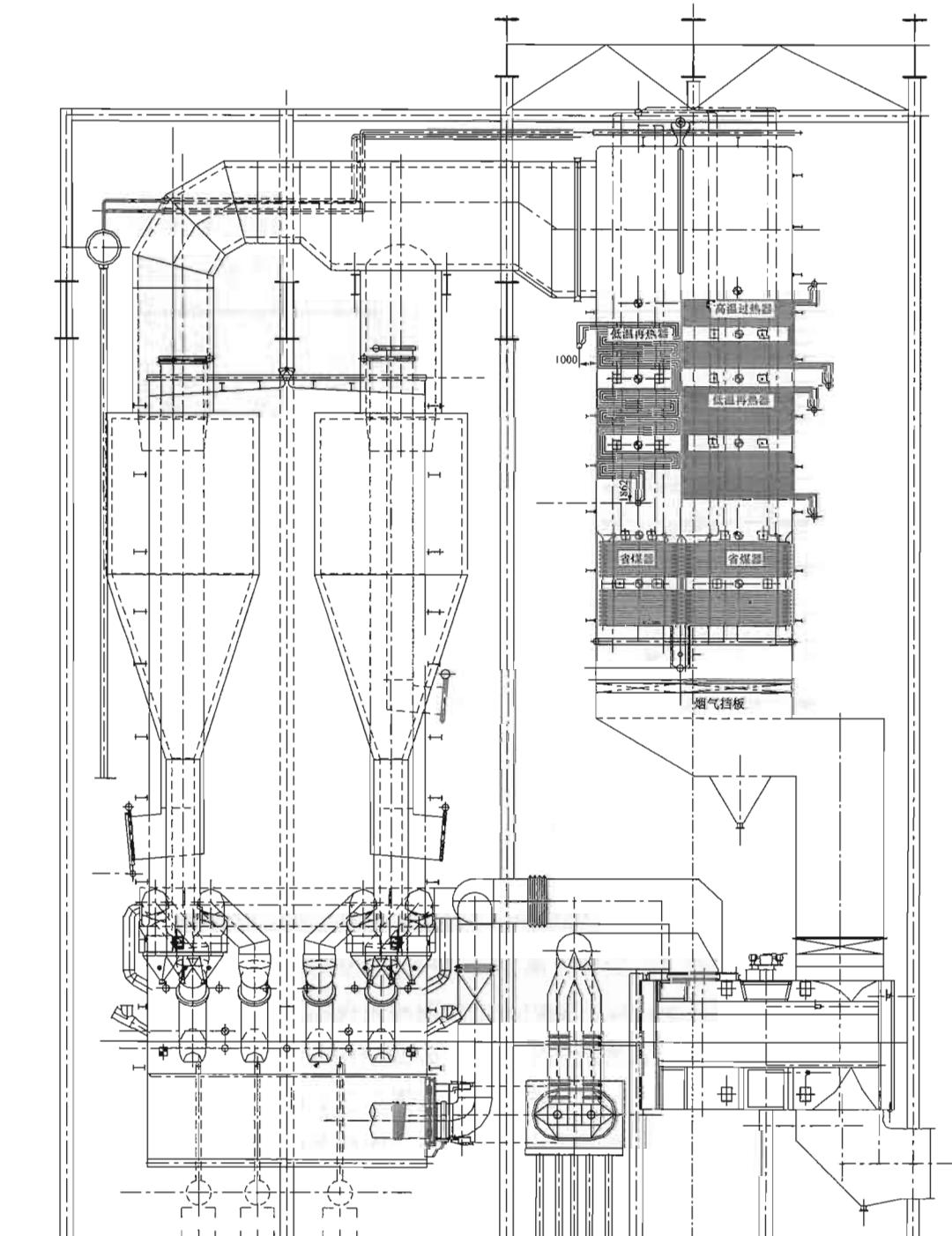


图 2-1 HG-1024/17.5/540/540 CFB 锅炉主视图

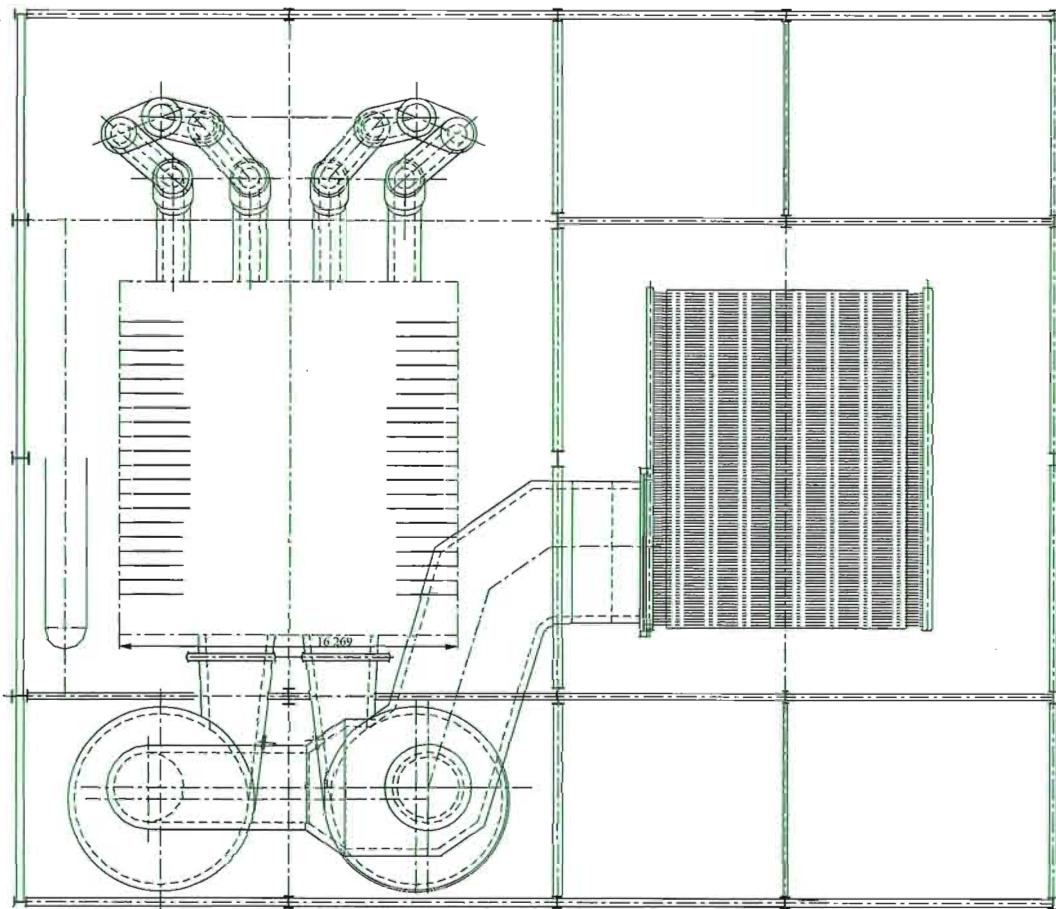


图 2-2 HG-1024/17.5/540/540 CFB 锅炉俯视图

第二节 东方锅炉厂典型炉型

东方锅炉厂设计的亚临界 300MW 一次中间再热 CFB 锅炉，锅炉结构为单炉膛、单床面结构，具有 3 只旋风分离器、前后分隔双烟道竖井，配 2 台管式空气预热器，给煤方式为炉前给煤。锅炉的主视图和俯视图见图 2-3 和图 2-4。

为了使二次风能补充到燃烧区中心，单床面结构的炉膛断面为扁长的矩形，宽度尺寸大，深度尺寸小，二次风喷嘴布置在锅炉前后两面墙上，喷嘴出口设计流速为 $75\sim80\text{m/s}$ 。炉膛下部截面比上部稍小，底部是由水冷壁管弯制围成的水冷风室，风帽采用钟罩式，布风板的设计阻力为 5.5kPa ，额定工作床压设计值为 8kPa 。炉膛采用膜式水冷壁结构，管子节距为 87mm ，材料主要为 SA-210C，少量管子使用 20G。

炉膛后墙布置有 2 片水冷屏，增加蒸发受热面的面积，水冷屏的回路与水冷

壁的回路并联。炉膛上部前墙布置屏式过热器和屏式再热器，根据方案不同，前墙布置的屏式过热器有两个方案，一个方案是炉内只布置二级过热器，末级过热器布置在尾部竖井高烟温区域内；另一个方案把末级过热器也布置在炉膛内，可以减小竖井烟道的尺寸，有利于烟气下游低温受热面和空气预热器的布置。

锅炉采用前墙分布式多点给煤方式，给煤口为8~10个，每个给煤口配置1台给煤机控制锅炉燃煤输入量。燃煤直接进入炉膛，不与循环灰混合。为了提高给煤的均匀性，给煤口采用气力播煤，用高压风作为播煤介质，使进入炉膛的煤粒在播煤风的作用下可以抛洒得更远，加大散布面积，提高了均匀性。按照原来的设计，播煤的高压风从一次风来，经过增压风机升压再送到落煤管。在实际运行中，一次风机的压头已经可以满足要求，停运增压风机直接用一次风播煤，运行中也未发现明显的不均匀现象。

旋风分离器布置在锅炉后墙，每台锅炉布置3只，半径约为8.5m。旋风分离器采用汽冷结构，旋风分离器由10片管屏组成，由汽包出口的蒸汽进行冷却。汽冷式旋风分离器吸收一部分热量，因此也作为受热面的一部分，可以减少一部分布置在炉膛内或者布置在尾部竖井内的过热器面积，有利于锅炉的整体布置设计。旋风分离器内衬较薄的耐磨、耐火材料，用较密的销钉固定。由于炉膛宽度尺寸较大，回料器采用“一分为二”的结构，循环灰从旋风分离器下部通过回料器从炉膛后墙送入炉内。回料器设有紧急放灰管道，放出的灰排至冷渣器，用于迅速控制床压。

尾部竖井为双烟道结构，上部空间以膜式包墙过热器包覆，用中隔墙过热器把尾部竖井分为前烟道和后烟道，前烟道布置低温再热器，后烟道布置低温过热器；下部为单烟道，自上而下依次布置省煤器及管式空气预热器。

炉水循环方式为自然循环，给水经给水阀门操作台后进入尾部烟道省煤器入口联箱左侧，逆流向上经过水平布置的省煤器管组进入省煤器出口联箱，通过省煤器引出管从汽包左右两侧封头进入汽包。省煤器采用H型鳍片管，顺列布置，管材为SA-210C，联箱采用的材料为SA-106C。

锅炉设置1只汽包，汽包设计压力为19.82MPa，布置在炉前上部汽包平台上。给水引入汽包水空间，并通过集中下降管和下水连接管进入水冷壁和水冷蒸发屏进口联箱。给水在向上流经炉膛水冷壁和水冷蒸发屏的过程中，吸收炉内热量，一部分给水汽化形成汽水混合物，由上部出口联箱通过引出管引入汽包进行汽水分离。被分离出来的水重新进入汽包水空间，再参加水循环，被分离出来的饱和蒸汽从汽包顶部的蒸汽连接管引出，首先进入旋风分离器入口烟道和旋风分离器的汽冷管屏，再送到各级过热器。

从汽包到各级过热器的蒸汽流程为：汽包→分离器入口烟道→旋风分离器→尾部烟道两侧包墙→尾部烟道前、后包墙→尾部烟道中隔墙→低温过热器→一级减温器→二级过热器→二级减温器→末级过热器。二级过热器和末级过热器都布置在炉膛内，二级过热器管子的材料为 12Cr1MoVG，出入口联箱采用的材料也是 12Cr1MoVG，末级过热器管子的材料为 12Cr1MoVG 和 SA-213 T91，入口联箱材料为 12Cr1MoVG，出口联箱材料为 SA-335 P91。低温过热器布置在尾部烟道的后烟道内，管子的材料为 15CrMoG 和 SA-210C，出入口联箱材料均为 12Cr1MoVG。过热器系统采取喷水减温装置作为汽温调节和保护各级受热面管子的手段，整个过热器系统共布置有二级喷水减温器。一级减温器布置在低温过热器出口的连接管道上作为粗略调温手段；二级减温器布置在二级过热器至末级过热器进口的连接管道上，作为精确调温手段。

在炉膛内布置屏式再热器，管子材料为 12Cr1MoVG 和 SA-213 T91，入口联箱材料为 12Cr1MoVG，出口联箱材料为 SA-335 P91。低温再热器布置在尾部竖井烟道内，管子材料包括 20G、15CrMoG 和 12Cr1MoVG，入口联箱材料为 SA-106C，出口联箱材料为 12Cr1MoVG。屏式再热器布置在炉膛内，具有辐射换热特性，与具有对流换热特性的低温再热器一起组成再热器系统，相对于纯对流吸热特性的再热器系统，在较大的锅炉负荷范围变化内，再热汽温的变化基本保持稳定。再热蒸汽流程为：汽轮机高压缸排汽→低温再热器→微调喷水减温器→屏式再热器→汽轮机中压缸。再热蒸汽调温同样采用烟气挡板粗调、喷水减温精调的方式。

点火方式为床上床下联合点火，在锅炉底层 0.00m 处布置 2 只风道点火器，纵向布置于锅炉两边外侧，每只点火器内设置 2 只油燃烧器。床上设置 6 只油燃烧器，用于加快锅炉启动升温速度。

空气预热器采用卧式管箱式结构，一次风隔仓与二次风隔仓并列布置，空气侧的流程通过管子内侧，为多回程布置，尾部烟气竖井左右两侧均设有空气侧的接口，与 2 台风机的布置相匹配。烟气流程通过管子外侧，自上向下流动与空气形成逆流换热效果。空气预热器高、中温段的管子采用钢 20 和 Q215A；为了防止低温腐蚀，冷段管子采用高耐候钢 Q345GNHL。

每台锅炉配置 4~6 台冷渣器，由于给煤口设置在炉前，炉侧两边为布风板风室入口，因此锅炉排渣口布置在后墙，冷渣器布置在旋风分离器下方。这种布置方式带来的额外好处是旋风分离器下方的回料器需要紧急放灰时，可以直接接入冷渣器冷却，避免了直接放灰到地面污染现场环境。

采用钢结构框架，锅炉本体采用悬吊结构，热态运行时向下膨胀。由于采用

了汽冷式结构，旋风分离器与炉膛的膨胀量相差较少，对补偿器补偿要求降低，有利于延长补偿器的使用寿命。

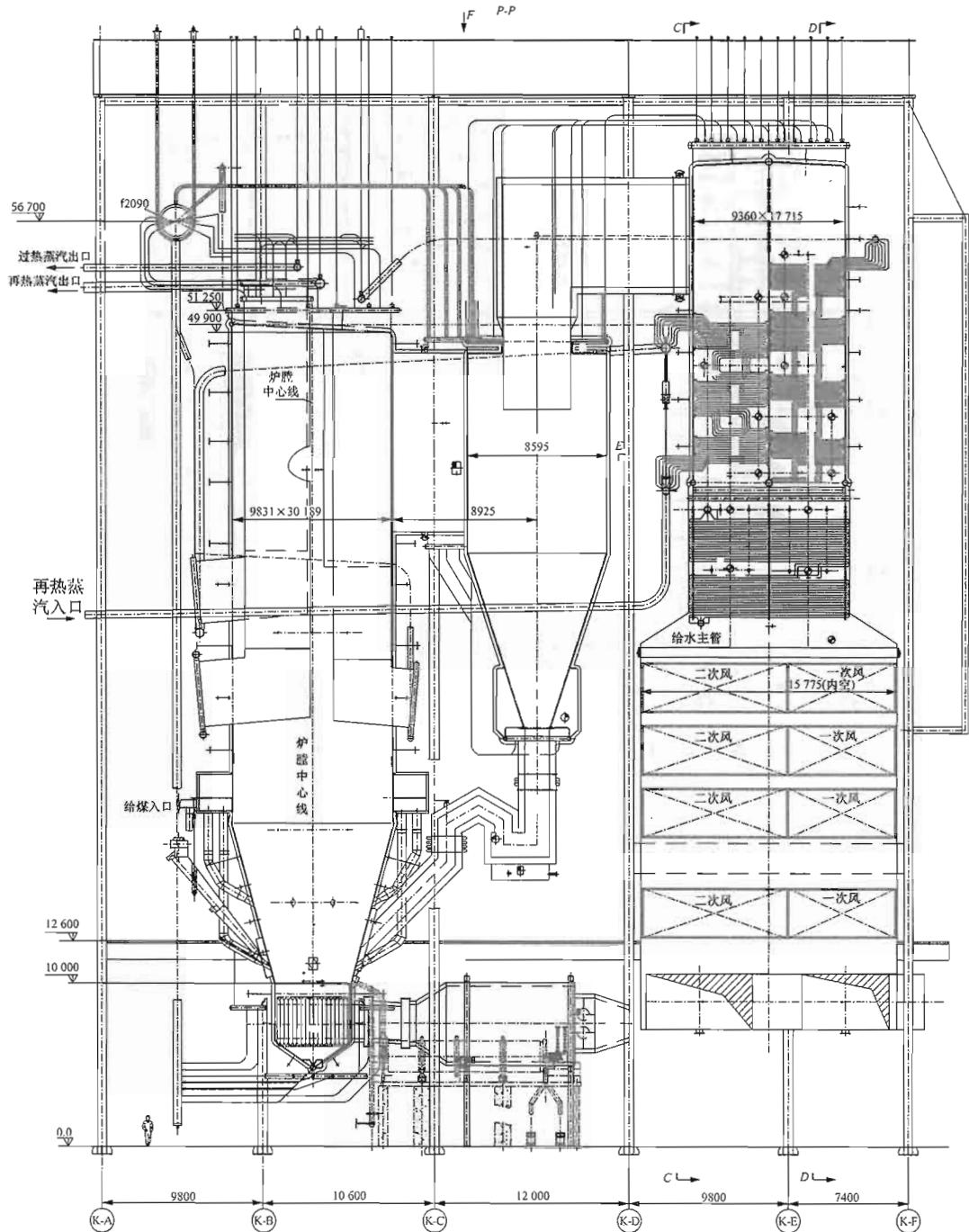


图 2-3 DG-1024/17.5/540/540 CFB 锅炉主视图

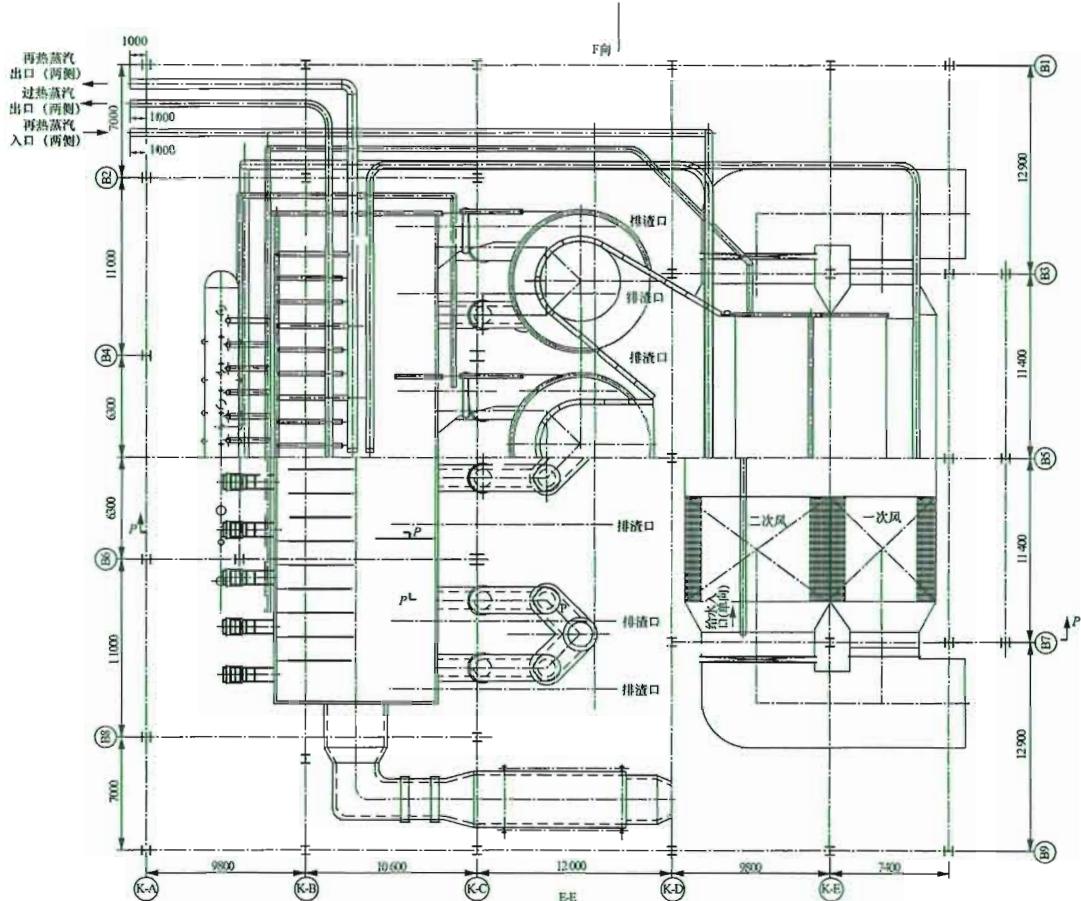


图 2-4 DG-1024/17.5/540/540 CFB 锅炉俯视图

第三章

循环流化床锅炉与煤粉锅炉比选

相比鼓泡床锅炉，循环流化床（CFB）锅炉采用浓相和淡相分级燃烧方式，并且配置高效旋风分离器捕集未燃尽的飞灰，送入炉膛多次燃烧，燃烧效率较高；但是与煤粉锅炉相比，CFB 锅炉燃烧效率高主要表现在难着火的劣质燃料上。煤粉锅炉配置的制粉系统可以把燃煤破碎碾磨成很细的颗粒，并且在炉膛内以更高的温度燃烧，燃烧反应完全，燃用优质煤种时，效率比 CFB 锅炉要高一些。另外，虽然 CFB 锅炉也能燃用优质烟煤，但是如果设计或者运行不合理，未燃尽的颗粒在旋风分离器内二次燃烧，会引起高温结焦导致锅炉停运，国内以前已经有个别项目出现过这类问题。

从锅炉厂商提供的性能保证值及一些实际运行情况来对比，燃用优质燃煤时，CFB 锅炉燃烧效率略低于煤粉锅炉；而且锅炉辅机电耗也高于煤粉锅炉，因此运行经济性稍低。同等容量下，CFB 锅炉的造价高于煤粉锅炉，若燃烧效率低、辅机电耗高，则选用 CFB 锅炉就不合理。为了充分发挥 CFB 锅炉燃用劣质煤的优点，需要根据煤质情况，对两种炉型进行对比分析，选取最合理的设备，以提高发电厂的经济效益。

第一节 循环流化床锅炉相对煤粉锅炉的技术特点

CFB 锅炉和煤粉锅炉燃烧技术属于两种完全不同的燃烧方式，也是目前世界上两大主流燃煤技术，具有不同的技术特点。在已知燃料特性后，对比不同燃烧方式的优劣主要从燃料适应性、锅炉效率、辅助设备电耗等几个主要方面进行分析，如果对布置场地有限制，还要考虑设备尺寸问题，最后在满足最主要约束条件的前提下，选择最合适的设备。

一、燃料适应性

燃料适应性主要指两个方面，一个方面是锅炉设计选型所能涵盖不同燃料的范围，代表了一种燃烧技术在着火和燃尽方面的技术特点；另一个方面是已经定

型的设备，对燃料品质的适应能力，代表了设备的燃烧调控手段的灵活性。

煤粉锅炉是靠炉膛内的高温环境加热煤粉的，但煤粉在炉内停留时间短，如果煤粉着火时间长，未燃烧完全就被带出炉膛，会降低锅炉效率，影响经济性。提高炉内温度，可以加强着火，但是过高的温度会使炉膛结焦，炉膛设计温度受限于燃煤的灰熔点温度。加强高温烟气与煤粉气流的混合，也能改善着火条件，但是受炉内空气动力场约束，混合强度有限。对于挥发分很低的燃料，煤粉锅炉的着火稳定性和燃烧效率都理想，因此建议挥发分 V_{daf} 不小于 8% 的燃煤选用煤粉锅炉， V_{daf} 在 5%~8% 之间的宜采用 W 型火焰锅炉，更低挥发分的燃煤不适合采用煤粉锅炉。

进入 CFB 锅炉炉膛内的燃煤是依靠密相区的高温物料加热的，入炉的燃煤只占炉内循环物料的 3% 左右，进入炉膛内的燃煤与几十倍高温物料混合，并发生强烈的传热，燃煤短时间内升温达到着火温度。理论和实际运行效果都表明：在适用煤种范围方面，CFB 锅炉比煤粉锅炉具有更突出的优良性能，基本上煤粉锅炉可以燃用的煤种，CFB 锅炉都能燃用，一些劣质无烟煤或者煤矸石无法在煤粉锅炉中使用，但在 CFB 锅炉中仍然可以燃烧得很好。除了燃煤以外，CFB 锅炉还可以燃用石油焦、生活垃圾、淤泥、生物质燃料等各种常规技术无法使用的燃料。

对于定型的锅炉，煤粉锅炉和 CFB 锅炉都不能无限制地适应煤质变化，但是两者所能接受的煤质波动范围也明显不同。煤质的水分、灰分、硫分、挥发分、灰熔点等特性变化都会对锅炉运行造成影响。

水分的变化，会引起锅炉烟气量的变化；水分在蒸发过程中要吸收大量的汽化潜热，会降低炉内温度。如果燃煤水分增加较多，要吸收更多热量才能使煤粉达到着火温度，会影响煤粉锅炉燃烧的稳定性，尤其是锅炉在低负荷运行时，此种影响更为严重。CFB 锅炉用几十倍的高温循环物料加热新进入炉内的燃煤，即使水分增加较多，仍可以保证稳定着火。水分增加还会使锅炉烟气量增加，影响低温受热面的换热，最后使锅炉排烟损失增加，这是煤粉锅炉和 CFB 锅炉都无法通过调整来改变的。

灰分的变化会影响锅炉换热，同时会使受热面磨损速度增加。煤粉锅炉可以通过锅炉汽温调节措施来适应变化，CFB 锅炉可以通过调整循环倍率来维持物料平衡和热量平衡；但是两种锅炉都无法避免灰分大量增加引起受热面磨损问题。灰分增加较多引起 CFB 锅炉排渣设备不畅，最终会引起降出力运行或者停机。

硫分的增加，主要会引起高温腐蚀和低温腐蚀。煤粉锅炉一般会设置贴壁风使水冷壁壁面附近形成氧化性气氛来减轻高温腐蚀，但是对低温腐蚀，没有有效的措施。CFB 锅炉炉内含硫量增加，同样面临高温腐蚀和低温腐蚀问题，但是按

照现行环保标准，对于 CFB 锅炉，都要向炉内添加石灰石脱硫。如果燃煤含硫量增加，石灰石输入系统出力还有裕量，可以通过增加石灰石投入量，提高炉内脱硫效率来减轻腐蚀问题。一些使用高硫煤的电厂，如果使用煤粉锅炉，可能会使受热面寿命缩短，最终导致锅炉提前报废；使用 CFB 锅炉，则可以通过调整石灰石输入量控制烟气中 SO_2 的浓度，达到同时减轻高温腐蚀和低温腐蚀的目的。

国内一般用挥发分含量的大小来对燃煤着火性能进行粗略判断，挥发分含量高的煤较易着火，挥发分含量低的煤较难着火。对于煤粉锅炉，挥发分含量的高低对燃煤初期着火具有较大影响，需调整燃烧器的一次风和二次风的配风比例，在一定范围内适应煤质挥发分的变化。但是如果挥发分变化范围较大，煤粉锅炉则难以通过调整来适应煤质的变化，挥发分过高，着火提前，易引起燃烧器喷嘴烧坏；挥发分过低，影响锅炉的稳燃和燃尽。CFB 锅炉对挥发分变化适应能力较强，挥发分的变化不会对燃煤的着火和稳燃产生明显影响。但是挥发分过高时，CFB 锅炉的床温就可能超高，同时密相区和稀相区的燃烧份额发生变化，各个受热面吸热比例改变，对蒸汽温度产生影响；挥发分过低时，飞灰含碳量增加，锅炉效率也会明显降低，经济性不好。

灰熔点是判断燃煤结焦特性的一个指标，灰熔点高则不易结焦；灰熔点低，燃煤的飞灰容易在水冷壁和高温受热面区域结焦，致使受热面的换热系数降低，引起下游受热面超温，同时大块焦块的脱落会砸坏锅炉底部水冷壁管子造成停炉事故。燃煤锅炉定型后，改烧灰熔点高的煤不会产生不利影响，但是改烧灰熔点低的煤，就要对炉膛热负荷及高温区烟气温度进行核算，如果热负荷较高很可能引起受热面结焦。CFB 锅炉采用低温燃烧方式，如果燃煤床面温度范围为 850~900℃，这个温度低于燃煤的灰熔点温度，正常运行时，不会引起结焦。

从以上对比可以看出，CFB 锅炉在燃料适应性方面比煤粉锅炉强，能使用更劣质的燃料，而且可调节范围更宽。

二、锅炉效率

燃用同样燃料的两种炉型，影响锅炉效率的因素有燃烧效率、排烟热损失、散热损失三项，其中影响较大的是燃烧效率和排烟热损失。

燃烧效率的高低，受气体未完全燃烧和固体未完全燃烧两项燃烧损失的影响。煤粉锅炉的气体未完全燃烧损失较低，理论上可以忽略不计；固体未完全燃烧损失主要受煤质燃尽特性的影响，其他因素如炉膛温度、炉膛高度、过量空气系数等也会对其产生一定的影响。CFB 锅炉的气体未完全燃烧损失比煤粉锅炉稍

高，固体未完全燃烧损失除了煤质因素以外，旋风分离器的效率、床面燃烧温度等因素也会对其产生较明显的影响。当煤质较易燃尽时，采用煤粉锅炉的燃烧效率较高，燃尽率可以达到 99%~99.5%，甚至更高；但是当煤质较难着火时，不仅燃尽率低，而且燃烧也不稳定。CFB 锅炉燃用较优质的燃煤时，受到旋风分离器性能的影响，燃尽率一般比煤粉锅炉低；但是燃用劣质燃料时，物料在炉内多次循环燃烧，燃尽率比煤粉锅炉高很多。

排烟损失可以通过排烟温度来判断，排烟温度越高，排烟热损失越大，锅炉的效率就越低。另外，锅炉运行中的过量空气系数也会影响排烟热损失，过量空气系数越大，同样温度下排烟热损失也会增加。排烟温度的设计值主要考虑烟气低温腐蚀因素，烟气中 SO₂ 含量高，烟气露点温度就越高，水分越容易凝结形成酸液对设备产生腐蚀。同样燃料燃烧后，理论上烟气成分是相同的，因此排烟温度只取决于燃料中硫分的含量。但是在实际运行中，CFB 锅炉可以添加石灰石炉内脱硫，烟气中大部分 SO₂ 被固化在灰渣中，烟气的腐蚀性下降，可以采用更低的排烟温度。另外，空气预热器的性能也是影响排烟温度的一个因素，CFB 锅炉往往使用管式空气预热器，设计排烟温度高于煤粉锅炉使用的回转式空气预热器。

同样的保温设计条件下，散热损失主要与锅炉的表面积有关，实际上锅炉的散热量很难精确测量，散热损失大小目前根据设计经验值来评估。CFB 锅炉设置旋风分离器，在设计上认为散热损失比煤粉锅炉稍大，但对锅炉效率不构成主要影响因素，两种锅炉的散热损失设计值只相差 0.02%~0.03%。

总体而言，煤质越差时，因 CFB 锅炉在劣质煤燃烧效率上的优势，锅炉总效率高于煤粉锅炉；煤质越好时，煤粉锅炉的总效率略高于 CFB 锅炉；中等煤质的情况下，两者锅炉效率大致相等。

三、辅助设备电耗

煤粉锅炉配置的主要辅助设备包括给水泵、给煤机、磨煤机、一次风机、密封风机、送风机、除尘器、引风机。CFB 锅炉配置的主要辅助设备包括给水泵、冷渣器、给煤机、一次风机、二次风机、回料器高压流化风机、除尘器、引风机，如果采用气力播煤方式，还设置有播煤增压风机。

当锅炉容量相同时，其中给水泵电耗与锅炉给水流量及锅炉汽水侧阻力有关，同容量的煤粉锅炉与 CFB 锅炉的给水流量相等，但是汽水阻力稍有差别，当计算精度要求不是很高时，可以近似认为两种炉型的给水泵功耗相等。

两种炉型配置的给煤机台数不同，即使同容量的 CFB 锅炉，也会因为给煤口

布置方式不同，设置的给煤机数量以及单台给煤机的功率也不同。相同煤种同容量锅炉的给煤量是接近的，只是给煤的距离有一定差别，而且给煤机的功率相比其他大型辅机小很多，一般产生的影响不到 0.1%，粗略比较方案时，可以忽略给煤机功率的差异。

除尘器电耗与烟气流量及烟气中粉尘特性有关，同样煤种、不同锅炉燃烧后的烟气成分差别不大，也可以近似认为除尘器的电耗相等。需要补充说明的一点是，CFB 锅炉炉内添加石灰石脱硫后会增加烟气的粉尘收尘难度，会增加静电式除尘器的电耗，具体与增加的石灰石量有关。为了对比条件一致，暂不考虑 CFB 锅炉炉内添加石灰石脱硫的工况。

各个风机和磨煤机的能耗占了锅炉辅机电耗的绝大部分，因此比较方案时，要重点在这部分大型辅机的能耗上进行对比分析。影响这些辅机设备的能耗，除了煤种因素以外，设计选型上考虑的裕量系数也会造成一定影响。煤粉锅炉与 CFB 锅炉各个辅机工作条件不同，需要设置的裕量系数也有一定差异，辅机在额定工况下运行效率下降程度不同。

以某项目 300MW 容量机组为例，燃用中等燃尽指数的烟煤，煤粉锅炉和 CFB 锅炉配置的主要辅电机容量计算对比如表 3-1 所示，其中煤粉锅炉假定设置了 50% 效率的 SCR 烟气脱硝装置。表中的数据仅是一个示例，并不代表所有条件下两种炉型的辅机配置均相同。

表 3-1 锅炉主要辅机电耗对比 kW

辅机设备名称	煤粉锅炉		CFB 锅炉	
	B-MCR	THA	B-MCR	THA
给水泵	基准		基准	
给煤机	基准		基准	
磨煤机	273×4=1092	254×4=1016	无	
一次风机	733×2=1466	536×2=1072	1600×2=3200	1230×2=2460
密封风机	95	95	无	
送（二次）风机	543×2=1086	384×2=768	1080×2=2160	813×2=1626
除尘器	基准		基准	
引风机	1743×2=3486	1053×2=2106	1362×2=2724	915×2=1830
高压流化风机	无		211×2=422	147×2=294
锅炉辅机电耗	基准	基准	基准+1281	基准+1153

从粗略的电耗对比可以看出，CFB 锅炉的一次风机和二次风机电耗较大，是引起锅炉总电耗增加的主要原因。如果 CFB 锅炉添加石灰石脱硫，烟气量会增加，引风机功率也会增加，与煤粉锅炉的电耗相差更大。但是以上未计入煤粉锅炉脱硫所需要的电耗，如果采用石灰石—石膏湿法脱硫，把脱硫增压风机和浆液循环泵等电耗一起计入，则煤粉锅炉与 CFB 锅炉的辅机总电耗比较接近，在工程项目前期研究一般认为两种炉型的辅机电耗是近似相等的。

第二节 经济投资对比

CFB 锅炉与煤粉锅炉的制造成本不同，根据《火电工程限额设计参考造价指标（2008 年水平）》中的 2×300MW 机组模块造价对比，以 2 台机组为一个单元，煤粉锅炉机组（含汽轮发电机组及主要辅机的价格）的造价合计 70 269 万元，同样参数及配置的 CFB 锅炉机组造价合计 83 780 万元。如果按照同样的环保标准，煤粉锅炉机组还要配置脱硫和脱硝设备，设备的综合造价对比如表 3-2 所示。

表 3-2 煤粉锅炉与 CFB 锅炉造价对比 万元

方 案	煤粉锅炉	CFB 锅炉	备 注
主、辅设备综合造价	70 269	83 780	含汽机房、除氧间、煤仓间设备及建筑造价，锅炉及其辅机造价，工艺管道材料
SCR 脱硝设备	7299	0	按脱硝效率 80% 计算
湿法脱硫主体	8121	0	不含 GGH
合计	85 689	83 780	

从工程造价上比较，煤粉锅炉的本体造价低于 CFB 锅炉，但是当达到同样环保排放条件时，煤粉锅炉还要配置脱硫和脱硝设备，则两种炉型技术方案的综合投资造价基本相当，当脱硫与脱硝技术要求较高时，煤粉锅炉方案的造价稍高，在环保要求较低的地区，脱硫和脱硝设备技术要求较低时，则煤粉锅炉的综合造价稍低。

第三节 推荐选用循环流化床锅炉的原则

从以上对比可以看出，煤粉锅炉与 CFB 锅炉各具不同的技术优势，经济投资上相差不大，两种技术不能相互替代，只有针对工程煤种情况进行设计优选，才

能充分发挥设备优点，提高发电经济效益。根据工程确定的煤质资料，锅炉炉型选型原则一般如下：

- (1) 煤矸石等劣质燃料，无法采用煤粉锅炉，只能使用 CFB 锅炉。
- (2) 对于挥发分 $V_{daf} \leq 5\%$ 的无烟煤，煤粉锅炉的低负荷稳燃难以满足运行要求，应使用 CFB 锅炉；对于挥发分 $V_{daf} > 5\%$ 的无烟煤或者贫煤，可以选用煤粉锅炉，但是应结合当地环保政策考虑烟气脱硫、脱硝等成本，对比煤粉锅炉和 CFB 锅炉的经济性，择优选择。
- (3) 优质动力烟煤，应尽量采用煤粉锅炉，并且尽量采用大容量、高参数，以提高发电厂全厂热效率。
- (4) 结焦性强的煤种，如果液态排渣方式的煤粉锅炉不能满足当地环保要求，则可选择 CFB 锅炉。
- (5) 高硫分的燃煤，为了保护锅炉寿命，应采用 CFB 锅炉。
- (6) 高水分的褐煤也可以采用 CFB 锅炉。

随着技术的不断进步，如果高效旋风分离器的研发及低床压运行方式成功，可在进一步提高锅炉效率的同时降低锅炉一次风机、二次风机的电耗，CFB 锅炉的应用范围将会越来越广。

第四章

炉内防磨设计

流化床燃烧方式从鼓泡床发展到快速床，如何减轻受热面磨损问题一直是设计和运行中的重点，减轻受热面磨损对提高锅炉设备可用率和降低检修维护工作量有重要意义。CFB 锅炉的磨损基本是由冲刷磨损和冲击磨损组成的，冲刷磨损的机理是固体颗粒以较小的夹角撞击受热面的金属表面，在切向和法向两个速度分量的综合作用下，如果固体颗粒的硬度高于金属表面硬度，就会产生切削效果，长期效果下导致金属材料损耗；冲击磨损是固体颗粒以接近垂直角度撞击受热面的金属表面，当速度较大时，固体表面产生塑性变形，连续冲击下产生疲劳破坏，最后表面材料整片脱落。CFB 锅炉受热面采取的防磨措施，主要是防止或者减轻以上两种磨损机理的效应。

第一节 防磨措施介绍

防止磨损的常规措施主要有降低烟气流速减轻磨损速度、采用合理结构减轻冲刷效果、增加受热面管子的壁厚延长被磨穿的时间、浇筑耐磨材料或者喷涂耐磨涂层增强受热面抗磨损能力等。各种防止磨损的措施各有特点，在锅炉设计时，应根据炉内各部分的工况采取其中一种或者多种措施。

一、降低烟气流速

烟气中粉尘速度越大，对受热面的磨损越大，理论分析表明，磨损量至少与粉尘速度的 3 次方成正比，对于一些高流速、流动状态复杂的工况，磨损量与粉尘速度的 n 次方($n>3$)成正比，即磨损更严重。降低烟气流速，相当于减少粉尘的动能，虽然不能从根本上防止磨损，但是能减轻磨损的程度。降低烟气流速有一个合理的范围，当烟气流速降低太多时，烟气侧的对流换热系数下降，需要增加较多的受热面来满足锅炉吸热需求，从设备制造成本上考虑，如果增加受热面较多，并不合理；而不改变烟气流速，直接增加管子壁厚，即增加磨损的裕量，经济上更合理。

二、避免不规则外形

炉膛内一些不规则的结构最容易受到磨损，凸出的结构会受到更强烈的冲刷，这与日常实践经验是吻合的。但是在 CFB 锅炉炉膛内，一些引起烟气产生旋流的结构，同样会受到粉尘的强烈冲刷，这尤其要引起设计上的注意。为了避免结构不合理引起的磨损，首先在设计上应尽量减少炉膛上的不规格形状，如果一些特殊要求的部位无法避免，则应对这些位置加强防护。

三、增加金属壁厚

在易磨损处增加壁厚是一种比较消极的防磨措施，但是比较容易实现，一般用于磨损不是非常剧烈并且磨损速度和磨损规律已知的区域。以预测的磨损速度乘以设计寿命年限，就可以得到理论上需要增加的壁厚裕量，在选择管材时，管子壁厚不小于设计管子壁厚与磨损壁厚裕量的总和。

四、设置防磨材料

在磨损剧烈的区域，即使管子壁厚有裕量，也会很快磨损，普通的金属材质已经不能满足这些区域的防磨要求，需要在金属材质表面覆盖能承受强烈磨损的材料，同时用于炉内的耐磨材料还要满足高温使用条件。浇筑耐磨材料和喷涂耐磨涂层是常用的成熟技术，在实际应用中也能证明其具有较好的防磨效果。

浇筑一定厚度的高温耐磨材料，将烟气和金属材质隔离，烟气只能冲刷耐磨材料，从而保护了金属受热面。耐磨材料价格相对低廉，而且敷设的厚度较厚，可以承受长时间的磨损；但是大面积浇筑耐火材料会降低受热面传热效果，因此不可能全部受热面都浇筑耐火材料，只能在磨损最严重的区域浇筑。

喷涂耐磨涂层的原理是通过电弧或者高温火焰把喷涂基材熔化，然后喷涂在受热面表面，形成一层致密而坚硬的薄层。涂层的硬度远高于受热面金属材料的硬度，即使厚度较薄也能承受较长时间的冲刷。当喷涂层磨薄后，可以利用机组停机检修时间对磨损区进行再次喷涂，可以有效地保护金属受热面。

五、加强管理

加强施工质量监督，保证耐磨材料的敷设质量，也是提高 CFB 锅炉抗磨损性能的一项重要措施。尤其是厚度较大的浇筑料施工和烘干养护，要严格按照材料

的使用说明，进行各道工序，才能最大程度地发挥材料的性能。在 20 世纪 90 年代，国内一批 135MW 容量的 CFB 锅炉在耐火材料使用上积累的经验不够丰富，追求施工速度而忽视耐磨材料的养护质量，在短时间运行后便大量破碎脱落，无法对金属壁面形成有效保护，最后返工重做，造成巨大的不必要损失。其后的 CFB 锅炉机组吸取教训，注重耐磨材料的施工方案和养护质量，耐磨材料的使用寿命大幅度延长。

在运行中加强管理也是延长 CFB 锅炉磨损周期的有效办法，减少机组的启停次数、控制机组升降负荷的速率、避免耐火材料受到热冲击产生内应力，是减少耐火材料开裂剥落的有效办法。运行中注意入炉煤的颗粒控制，限制粗颗粒入炉，并且控制入炉煤的灰分和热值，也可以明显地降低炉内磨损的速度。在机组停机检修时，认真检查磨损情况，及时进行修补和维护，可以防止局部磨损处的扩大和恶化，也能提高锅炉总体耐磨周期。

第二节 炉膛水冷壁防磨设计

降低烟气速度是一种有效减轻受热面磨损的措施，烟气速度下降以后，粉尘对受热面的撞击动能减少，可以明显降低磨损速度。降低炉膛内烟气速度对减小磨损有一定的效果，但是 CFB 锅炉要保持物料循环和热量平衡，需要烟气携带炉内一部分物料进入旋风分离器，而且要保持床料的流化，也要求一次风的速度在任何运行负荷下都要高于最小流化风速。此外，水冷壁上部的磨损并不是上升烟气携带的固体颗粒冲刷造成的，而是贴近水冷壁表面沉降的颗粒造成的，所以水冷壁的防磨不能仅仅依靠降低烟气流速来实现。

水冷壁的防磨区域可以分为上、下两部分，水冷壁下部固体颗粒浓度高，磨损剧烈，因此采用浇筑耐磨材料的措施。由于 CFB 锅炉没有类似鼓泡床锅炉的埋管受热面，密相区的防磨可靠性更高。一般在水冷壁下部浇筑一定厚度的耐火材料就可以达到防磨的目的，为了防止延展性很差的耐火材料在温度循环变化中拉裂脱落，要设置足够的销钉来承托耐火材料。实践也表明，施工质量会影响耐磨材料的使用效果，在使用中要按照材料的技术要求进行施工，注意耐火材料的施工工艺和养护要求。

水冷壁上部固体颗粒浓度相对较低，防磨设计一般采用增加磨损裕量的方法，同时上部水冷壁尽量避免不规则的结构。炉膛内布置的屏式受热面穿出水冷壁处的弯头和水平管，可以在迎风面前几排管子处局部敷设耐火浇注料。一些产

生涡流的区域，还可以喷涂耐磨涂层。喷涂前要先进行除锈处理，并且表面要达到一定的粗糙度，然后采用超音速电弧喷涂或者火焰喷涂，在需要保护的金属表面形成多层厚度很薄的防磨层。进行喷涂工艺要注意涂层要光滑，不能存在凸台，并且与周围的结构平滑过渡。

烟气携带的一部分固体颗粒会在贴近水冷壁表面形成下降的颗粒流，从上至下颗粒流的浓度和速度逐渐增加，磨损越来越强。在水冷壁下部耐火材料浇注区顶部和水冷壁上部之间的过渡区域的防磨是设计的难点，此处区域经常发生磨损爆管事故。最早的设计采用逐渐减薄耐火材料层厚度的平滑过渡方式，见图 4-1 (a)，但这种结构并没有减轻磨损情况，主要原因是贴近壁面的烟气流速很低，沿壁面从上向下回流的固体颗粒流不断汇聚并在重力作用下速度增加，在过渡区与上升的烟气形成涡流，在稍高于过渡区的区域形成强烈的磨损。后来提出了一种承灰台结构，见图 4-1 (b)，希望避免涡流区的磨损，承灰台有一定的宽度，运行的一些积灰堆积在上面，对向下的颗粒流起到缓冲作用。实际运行表明，承灰台对减轻轻过渡区磨损有一定作用，但是还不能完全解决磨损问题，虽然在积灰处避免了磨损，但是积灰处稍高的区域仍然有明显的磨损情况发生。经过长期实践总结，设计出了一种防磨性能较好的让管结构，见图 4-1 (c)，在磨损严重的过渡区上部水冷壁管道向外凹，避开了回流的固体颗粒流冲刷，水冷壁下部的耐磨材料一直浇筑到让管区域，并且与水冷壁平齐。国内多台机组运行实践表明，让管结构可以有效地减轻轻过渡区的磨损，长期运行之后，水冷壁管子壁厚只有较少的减薄，而且磨损均匀，不会发生局部强烈磨损现象。

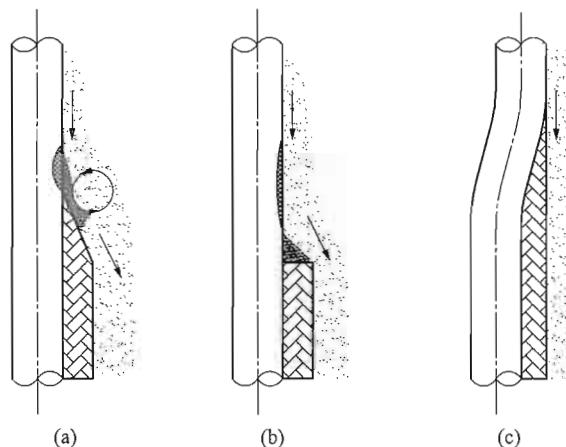


图 4-1 水冷壁耐磨材料过渡区的防磨结构

(a) 平滑过渡；(b) 承灰台结构；(c) 让管结构

第三节 受热面防磨设计

受热面布置的位置有两个区域：一个区域是炉膛内部，位于稀相区，但是烟气未经过旋风分离器，携带的固体颗粒浓度较高，具有较强的磨损性；另一个区域是锅炉的尾部竖井烟道，此处的粉尘浓度较低，采取较简单的措施就可达到较好的防磨效果。

炉膛布置的受热面一般布置在炉膛上方，采用立管结构，烟气纵向掠过管子，固体颗粒运动方向与管子平行，可以减轻磨损。在管子转向为水平穿出炉墙处，烟气横向掠过管子，要敷设高温耐磨材料，避免水平管子和弯头的严重磨损。

降低烟速的方法不能在炉膛内采用，但是可以用于锅炉尾部竖井受热面的设计。更主要的是，锅炉尾部竖井上游设置有高效率的旋风分离器，大部分冲刷力强的粗颗粒粉尘已经被分离出来，进入锅炉尾部竖井后烟气携带的粉尘量可能比煤粉锅炉还少。此部分受热面采用的防磨措施与煤粉锅炉比较相近，合理地降低烟气流速，并且在受热面设计一定的磨损裕量就可以得到很好的防磨效果。按照国内 300MW 容量 CFB 锅炉的招投标经验，锅炉尾部的低温过热器和低温再热器处的烟气流速一般控制在 10~12m/s。

但是，降低烟气流速也会降低烟气侧的对流换热系数，为了保证受热面的吸热量，就要增加换热面积。对于一些没有在炉膛内大量布置受热面的锅炉而言，尾部竖井布置的受热面要增加较多，引起锅炉本体结构设计困难加大。一些项目为了满足尾部竖井紧凑布置要求，未采取降低烟气流速的方法，而是通过加厚管道壁厚或者增加防磨板厚度来满足长期运行要求，烟气流速按照 13~14m/s 设计。

第四节 旋风分离器防磨设计

旋风分离器是通过离心力和惯性力来实现烟气中的气/固分离的，烟气在旋风分离器中转向形成冲刷，磨损非常严重。为了保证分离效果，旋风分离器的直径尺寸有一定限制，因此也不能通过降低烟气流速来减轻磨损。旋风分离器有两大类：一种是绝热式，旋风分离器内没有工质冷却烟气，并且敷设很厚的保温隔热层避免热量散失；另一种是冷却式，旋风分离器由受热面管子制成，运行时管内通入蒸汽或者锅炉给水冷却烟气，只需要敷设较薄的保温层。

绝热式分离器考虑耐磨的同时，还要考虑绝热，防止分离器金属筒体过热，

烟气侧敷设耐磨材料，耐磨材料和金属筒体之间敷设耐火保温材料，因此总的敷设厚度较大，一般采用耐磨砖和耐火砖砌造，并且设置承托和固定结构防止耐磨砖和耐火砖脱落。在分离器顶部及外形复杂的区域不适合砌砖，要敷设耐磨或耐火浇筑料。因耐磨层和耐火层总厚度较厚，在运行中容易开裂和脱落，要设计足够的销钉固定。耐火材料的膨胀系数与钢材不同，而且属于脆性材料，延展性差，在施工中要留置合理的膨胀缝，避免运行过程中材料胀坏引起脱落。从一些项目运行情况来看，不采用砖形耐磨材料而改为可塑耐磨材料，只要设置足够密度的销钉固定，也取得了较好的防磨效果，耐磨材料基本没有大块脱落。

冷却式分离器有工质通过并冷却，需要敷设的耐火材料厚度比绝热式的薄，固定效果稍好，但是也应设置销钉固定。一般烟气侧设置耐磨浇筑料，靠分离器壁面侧设置耐火材料或者保温材料。

除了旋风分离器内要敷设耐磨材料外，分离器入口附近烟气有回流，并且横向冲刷炉墙管，也要敷设一定厚度的耐磨材料。

第五章

渣冷却设备

CFB 锅炉在炉膛底部设置排渣口，当床压较高时，通过连续排渣或者间断排渣来恢复床压。炉膛内排出的渣接近炉内的燃烧温度，可看见暗红的火焰。以往一些小机组渣量较少，可以人工直接运走；机组容量加大后，一方面人工运渣劳动强度非常大，另一方面有可能造成人身事故。因此，大容量 CFB 锅炉要考虑冷渣设备，对排出的高温炉渣进行冷却，使其温度降到适合机械输送或者气力输送的范围，一般要求温度不超过 200℃。冷渣设备往往还作为渣的第一级输送设备，把炉渣从排渣口送到灰渣输送设备的入口。

现在的冷渣器设计仍设置事故（人工）排渣口，但是机组容量增加后，从事事故排渣口排出的渣量很大，只能作为临时应急措施，不可能长期连续运行。冷渣器已经从可有可无的次要设备变成大容量 CFB 锅炉必不可少的重要辅机，对冷渣器的可靠性提出越来越严格的要求，要求冷渣器在高温的恶劣工作条件下具备冷却可靠、输送顺畅、出力稳定、对工况适应能力好的特点，否则不仅冷渣器自身损坏，还会影响 CFB 锅炉的正常运行。

第一节 冷却方式

一、简单冷却方式

简单冷却方式一般用带水冷的冷渣设备冷却高温炉渣并完成炉渣的第一级输送，常用的设备有水冷套管、水冷螺旋、滚筒冷渣器等。渣在水冷设备输送的过程中，把热量传递给金属壁面；水冷设备夹层中的工业水把热量带走，工业水从冷渣设备出来后直接排走，热量不回收。这种只把渣的热量带走，不再进行任何热量综合利用的系统称为简单冷却方式。为控制工业水的温升，可以通过增加流量来实现。

这种简单冷却方式的优点是系统简单，冷渣设备冷却效果好，对 CFB 锅炉的燃烧无任何影响。但是缺点也是明显的，炉膛排出的高温热渣热量得不到任何回

收，降低了锅炉的效率，相当于增加了发电煤耗。不仅如此，高温的废水处理也是一个问题，直接排放虽然处理简单，但是要得到环保的许可，目前的可能性不大。设置冷却设备把水冷却了再排放或者循环再用，则要增加工程的投资以及运行维护费用。

因为简单冷却方式不经济、不环保，除了早期一些小容量机组采用外，大中型机组基本不采用这种系统，或者仅仅作为事故备用冷却系统。

二、水冷却热量回收方式

为了回收热量，提高发电厂热经济性，在简单冷却方式上改进的水冷却热量回收方式在中大型 CFB 锅炉上得到了应用。在回收热量和利用的方式上，有几种方案可供选择。

1. 外置省煤器方案

外置省煤器方案是采用给水来作为冷渣器的冷却介质，经过回热系统的给水的一部分（或全部）先进入冷渣器冷却高温炉渣，再进入锅炉的省煤器，从系统上看，可以近似理解为在冷渣器内增加了一级省煤器。

给水吸收了高温炉渣的热量以后，锅炉出力保持不变，即锅炉的总有效利用热量不变，从热量平衡方面计算，锅炉投入的燃煤的化学能要减少，理论上给水吸收的热量全部被锅炉利用，可以节省发热量与给水吸收热量等额的燃煤。实际上，由于省煤器入口给水温度提高后，与烟气的平均换热温差减小，吸热量减少后，进入空气预热器的烟气温度稍微升高，由于空气和烟气的换热效率不高，锅炉最后排烟温度会有一些提高，排烟损失增加，会抵消一部分给水在冷渣器内吸取的热量。即使这样，采用外置省煤器方案对吸收的炉渣热量利用率还是很高的。

采用外置省煤器方案，虽然给水压力比工业水高很多，但是水侧的小口径管道壁厚稍微增加一些就能承受很高的压力，在给水温度下还可以采用碳钢，因此，相对简单冷却系统，投资并不会增加太多。但是进入冷渣器的给水管道流速要降低，弯头尽量要少，同时要控制冷渣器水侧的阻力，否则给水经过冷渣器后压力不足，不能再汇流到给水主管路上。如果出现这种问题，则需要在两路给水管道汇流前设置一个节流阀，提高主管路的阻力，使两路给水管道压力平衡。

采用外置省煤器的方案也存在一些缺点：一方面，发电厂的汽轮机都配置回热系统提高热循环效率，给水经过回热系统后温度已经很高，低参数的小机组给水温度已经达到 200℃以上，亚临界参数的 300MW 机组给水温度达到 270℃左右，热量只会从高温端传向低温段，因此炉渣冷却后的温度不会低于给水温度，例如

亚临界机组如果采用外置省煤器方案，冷渣器出口炉渣温度可能会达到 300℃，炉渣的热量回收率较低。另一方面，经过给水冷却后炉渣的温度仍旧很高，冷渣器出口的炉渣采用机械输送困难还是很大的。另外，在运行上也存在一定安全隐患，由于冷渣器内磨损严重，一旦产生泄漏，给水的品质就会受到影响，杂质一旦进入炉水内，对锅炉的安全运行会造成影响。

当锅炉负荷降低时，给水流量也减少，如果采用间断排渣方式，渣量并不一定随着负荷降低而减少，经过冷渣器以后给水温度升高，要校核省煤器入口欠焓是否满足水动力安全要求，避免省煤器沸腾工况发生。

2. 回热至除氧器方案

为了提高热量回收效率，降低排渣温度，可以采用温度较低的凝结水作为冷却介质。为了不影响轴封蒸汽的正常工作条件，冷渣器冷却水从轴封加热器之后引出，此处凝结水的温度约为 40℃，远远低于给水温度，可以取得较好的炉渣冷却效果。轴封加热器之后的凝结水抽出一部分经过冷渣器之后，相对主回路要经过 4 级低压加热器，一般还有较高的剩余压头，可以靠自身压力回到除氧器。

去冷渣器的凝结水不经过汽轮机回热系统，相当于减少了汽轮机各级低压加热器的回热抽汽，但是冷渣器出口的温度一般比除氧器内的水温要低，相当于要增加除氧这一级的抽汽。按照 300MW 亚临界汽轮机的热平衡图，除氧器抽汽为四段抽汽，即中压缸排气，冷渣器冷却水回到除氧器以后，与额定工况（不带冷渣器运行工况）相比，要增加四段抽汽的汽量，则低压缸进汽量减少，降低了汽轮机的轴功率。一部分凝结水去了冷渣器，主凝结水管路流量减少，与额定工况相比，则低压缸相应的第五~第八段抽汽相应的抽汽量也减少，在汽轮机内做功的蒸汽量增加，增加了汽轮机的轴功率。四段抽汽的增加和第五~第八段抽汽量的增加，互为抵消后，汽轮机总的轴功率有可能略为增加，增加这部分轴功率就是冷渣器热量回收所得到的实际效益。

3. 回热至低压加热器方案

在回热至除氧器方案上进一步变化，可得到新的方案，同样冷渣器的冷却水从轴封加热器之后引出，经过冷渣器换热后，不进入除氧器，而是按照冷渣器冷却水的温度，按温度接近原则接入回热系统某一级低压加热器的入口。一般这种系统的冷渣器冷却水出口温度为 60~80℃，按照热平衡图，冷渣器的冷却水一般接入 7 号低压加热器（入口凝结水温度约为 57℃）或者 6 号低压加热器入口（入口凝结水温度约为 84℃）。

回热至低压加热器的方案相比回热到除氧器的方案，冷却水的水温与回热系

统加热器入口前的温度接近，对汽轮机高一级抽汽量的影响很小，同样会减少汽轮机低压抽汽量，使低压缸部分叶片做功增加，从而增加汽轮机的轴功率。以冷渣器冷却水接入 6 号低压加热器为例，部分凝结水不经过 7 号和 8 号低压加热器，与额定工况相比，减少了第七、第八段抽汽量。因为冷渣器冷却水出口温度与 6 号低压加热器入口接近，第六段抽汽量基本不变。相比回热至除氧器方案，虽然只减少了第七、第八段抽汽量，但是不会增加第四段抽汽量，汽轮机的轴功率会增加，而且增加的功率有可能比回热到除氧器方案的要高。

但是回热到低压加热器的方案，有可能因为冷渣器的阻力偏高，使冷却水不够压力送入回热系统，要设置增压泵，增压泵的电耗可能会抵消一部分汽轮机轴功率增加所带来发电量增加的效益。

三、空气冷却方式

冷渣器作为高温炉渣的第一级输送和冷却设备，如果采用机械输送方式，即使设置了水冷系统，但仍不能彻底解决材料的磨损问题。为了解决机械磨损问题，出现了空气冷渣设备，采用冷空气作为冷却介质，高温炉渣在冷却过程中同时完成输送。

采用空气冷却方式的冷渣器，冷空气有专门的风机提供，冷空气和炉渣换热后，送入锅炉助燃。空气吸收的热量全部作为锅炉输入热量的一部分，可以全部得到利用，冷渣器排出的热空气送入炉膛，不会对各级受热面的吸热产生影响。

空气冷却方式也有局限性，空气的比热容较小、渣量较大时，如果空气量不够，则冷却效果不佳，回收热量少，而且渣冷却效果不好；如果增加风量太多，又会影响锅炉燃烧配风的设计。因此，空气冷却方式虽然有突出的优点，但是一般只能用于渣量较少、回收热量不大的 CFB 机组。

四、风水联合冷却方式

风水联合冷却方式采用冷空气和冷却水两种介质冷却高温炉渣，其中冷空气还作为高温炉渣在冷渣器内的输送介质。气力输送方式相比机械输送方式可靠性更高，同时冷渣器内设置水冷的埋管，提高了冷渣器的换热能力，降低了排渣温度。风水联合冷却方式的空气和冷却水吸收的热量全部回收，空气从风机出口温度 40℃ 经过冷渣器后加热达到 400~500℃，送到炉内参加燃烧；冷却水吸热后温度提升约 50℃，送到回热系统回收热量。风水联合冷却方式同时具有水冷却方式和空气冷却方式的优点，换热效率高，因此，单个冷渣器的出力比其他单一冷却

介质的冷渣器要大。

在热量回收效率方面，风水联合冷却方式高于空气冷却方式，与水冷却方式接近。在回收热量利用效率方面，因为一部分热量由空气吸收，送入炉膛全部利用；另一部分热量由冷却水吸收，送入回热系统增加汽轮机的轴功率，因此，其热量利用效率介于空气冷却方式和回热到低压加热器的水冷却方式之间。

风水联合冷却方式具有冷渣能力大、冷渣效果好的优点，因此在大容量 CFB 锅炉上得到了广泛应用；但是风水联合冷却冷渣器相当于一个小型的鼓泡床，对渣颗粒度有一定的敏感性，大渣进入后会影响流化效果，最终引起排渣不畅。

第二节 常用冷渣器设备特点

小型流化床采用的冷渣器比较简陋，最简单的是水冷套管，在排渣管上敷设冷却水管对高温炉渣进行冷却。但是这些简单的冷渣器能回收的热量很少，不适合大容量 CFB 锅炉使用。满足大型 CFB 锅炉使用的冷渣器主要有水冷螺旋、风水联合冷渣器和滚筒式冷渣器等。

一、水冷螺旋

水冷螺旋也称为水冷绞龙，见图 5-1，主要部件包括带螺旋叶片的转子、壳体、水冷套、驱动电机等。工作原理是转子带动螺旋叶片旋转，炉渣在螺旋叶片推动下排出，炉渣与螺旋叶片接触，把热量传给叶片，叶片通过冷却水冷却。通过调节水冷螺旋的转速，可以调节炉渣的输送量。水冷螺旋具有结构紧凑、占用空间较小的优点。

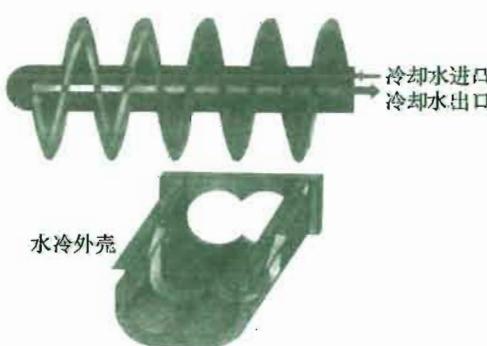


图 5-1 水冷螺旋

寿命较短，需要经常检修维护。

单个螺旋的出力不大，机组容量增加后，要设置多台水冷螺旋才能满足要求。如果依靠提高转速来增加出力，一方面，炉渣在水冷螺旋内停留时间较短，得

渣量较少时，水冷螺旋有较好的冷却效果，出口炉渣温度一般可以达到 100℃。当炉渣较多时，炉渣与水冷螺旋的叶片接触面积较小，而且只有部分炉渣接触，因此水冷螺旋的冷却效果不强。在运行中螺旋叶片的磨损，使水冷螺旋的连续运行寿

不到有效冷却；另一方面，提高转速也加速了螺旋叶片的磨损，进一步缩短使用寿命。

水冷螺旋虽然在 CFB 锅炉发展早期得到了较多的应用，但是寿命短的缺点无法彻底解决，很快被其他型式的冷渣器替代。

二、隔墙式风水联合冷渣器

为了适应 CFB 大型化的发展要求，风水联合冷渣器得到了推广应用。风水联合冷渣器有多种结构，隔墙式结构（见图 5-2）是其中的一种，较有代表性的是 Alstom 技术流派设计的方案。冷渣器分为多个室（一般为 3 个），每个室用隔墙分隔，隔墙高度比冷渣器各个室高度稍低，即冷渣器上部空间是相通的。第一个室是风冷仓，不布置水冷管道，后面各个室是风水联合冷却仓，里面设有水冷管道，冷却水采用凝结水或者除盐水。风水联合冷渣器相当于一个小型鼓泡床，各个仓底部设置布风板和风帽，炉渣在仓内流化，冷渣器的设计流化速度较低，较低的流化速度一方面可以减少磨损，另一方面可以降低流化风的电耗。

炉膛的高温炉渣首先进入第一个风冷仓，由于没有敷设水冷管道，风冷仓的温度较高，同时冷渣器的流化空气提供助燃需要的氧量，炉渣内的未燃尽碳在风冷仓内可以继续燃烧。流化态的炉渣充满第一个室以后，以溢流的方式“翻”过隔墙进入第二个室，在第二个室也是成鼓泡床状态流化。第二个室是风水联合冷却仓，水冷管道埋在流化态的炉渣内，在鼓泡床状态下换热强烈，对炉渣进行充分冷却。第三个室也是风水联合冷却仓，第二个室的炉渣同样以流化态溢流方式进入第三个室，炉渣在第三个室内进一步冷却，最后由排渣口排出。各个室的冷渣器流化风吸收了炉渣热量后，从最后一个室上部的回风管进入炉膛。

由于各个室之间设置了隔墙，只有较细的炉渣才能溢流到下一个室，大颗粒的炉渣都沉积在底部，因此各个室下部设置了大渣排放管。

冷渣器的出力靠锅炉排渣口的锥形阀和冷渣器出口的旋转给料阀联合控制，CFB 锅炉床压高时，锥形阀开度加大，排出更多的炉渣到冷渣器，同时冷渣器出口的旋转给料阀转速增加，加快冷渣器的排渣量。

风水联合冷渣器换热效果好，排渣口排出的炉渣温度可以低于 150℃，而且单台出力大，满足大容量 CFB 锅炉的配套要求。国外很多 200~300MW 容量的 CFB 锅炉都采用风水联合冷渣器。隔墙式风水联合冷渣器随着 Alstom 的流化床技术引进到国内，但是在实际运行中，发现这种冷渣器也存在一些问题，影响冷渣器的正常工作，在运行中需要注意。

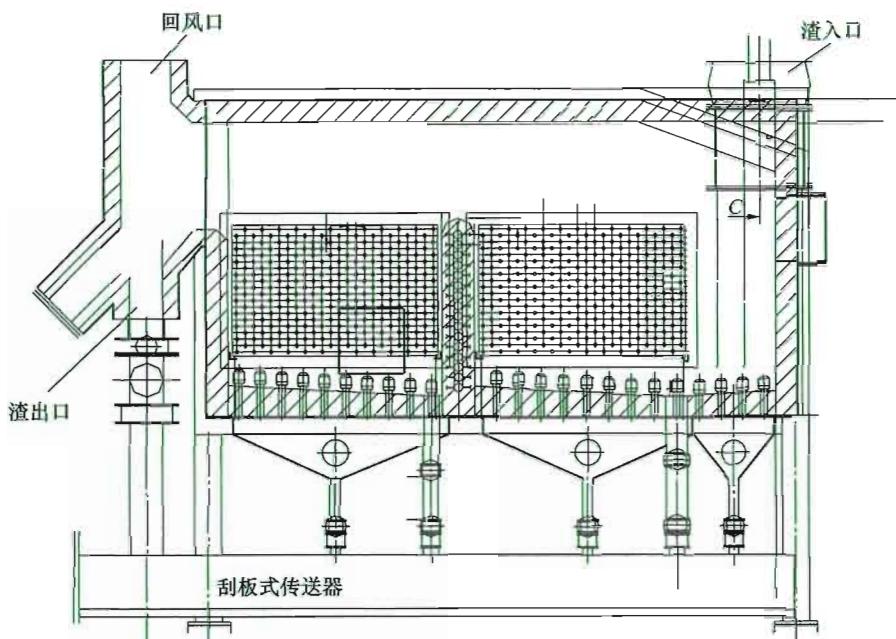


图 5-2 隔墙式风水联合冷渣器

1. 冷渣器结渣

在运行初期，隔墙式风水联合冷渣器运行正常，但是长期运行之后，经常发生冷渣器内形成大块的渣无法正常排出，尤其是第一室结渣严重，最大的渣球可以达到拳头大小。这些渣球并不像高温烧结的渣球那样坚固，而是一种输送的结构，受到较小的外力敲击或挤压就会破碎。

从渣的特性可以判断，这些结渣现象不是炉渣熔融状态下形成的，而且 CFB 锅炉燃烧温度低于灰熔点温度较多，不存在灰渣熔融的条件。分析原因，推测可能是炉渣在冷渣器内流化状态不佳，炉渣在一定温度下互相黏连形成大颗粒，沉积在底部进一步恶化流化状态，同时黏聚更多的炉渣，最后形成较大的渣球。流化状态恶化和大颗粒形成互相影响并造成恶性循环。

要保证冷渣器工作正常，需要定期打开冷渣器的大渣排放管，及时排出大颗粒。炉膛的流化不好也会形成大颗粒排到冷渣器，因此，炉膛的流化状态和冷渣器的流化状态都要正常。要减少大渣的形成，在运行中，一方面要控制入炉的燃煤颗粒，避免大量的大颗粒进入炉内；另一方面要避免局部高温，避免少量低熔点的成分烧结形成大颗粒。

2. 隔墙高度设计不合理

在一些工程项目运行中，发现冷渣器隔墙设计高度较高，导致大量的渣无法溢流到下一个室，最后引起挂渣不畅以及冷渣器流化状态恶化。

出现这种问题也与炉渣偏大有一定关系，因为同样比重下，直径大的颗粒临界流速更高。按照理论分析，临界流量与颗粒直径的平方成正比，即直径增加到2倍，则临界流速增加到4倍。大颗粒流化不好，甚至沉积在底部形成固定床，大小颗粒上下分层，最后只有少量小颗粒可以溢流过隔墙。

要解决这个问题，同样也要严格控制入炉燃煤颗粒大小。如果在运行中，受二级破碎机性能的限制，已经无法改变入炉燃煤颗粒的大小，则可以对冷渣器隔墙进行改造，降低隔墙高度，使炉渣更容易溢流到下一个室。但要注意隔墙高度不能无限降低或者取消，否则床料层太低，会使炉渣很快“吹空”，也形成不了流化状态。

三、定向选择性风水联合冷渣器

定向选择性风水联合冷渣器（见图5-3）采用另一种结构实现渣的输送和冷却，具有代表性的是采用Foster Wheeler技术设计的冷渣器。

典型设计的冷渣器分为4个仓，其中中间2个仓设有换热管，为风水联合冷却方式，第一个仓和最后一个仓为空气冷却方式。每个仓设置隔墙，在隔墙底部的一侧与下一个仓设置一个连通口，连通口开孔的位置要与上一个仓的连通口相反（举例来说，如果上一个仓与本仓的连通口设置在隔墙的左下方，则本仓与下一个仓的连通口要设置在隔墙的右下方）。这样设置的目的是让炉渣在冷渣器内的行程为“Z”字形，延长炉渣在冷渣器内停留时间，加强冷却效果。

冷渣器下部设置布风板，布风板上安装“7”字形定向风帽，风帽的喷嘴向着隔墙连通口方向，在定向风帽的推动下，炉渣一边流化，一边向定向分风帽指向的方向移动。定向选择性风水联合冷渣器内炉渣也是鼓泡床的流化状态，因此也有很强的换热效果，设计上炉渣排出口的温度可以控制到不高于150℃。

冷渣器的入口管采用水平倾斜布

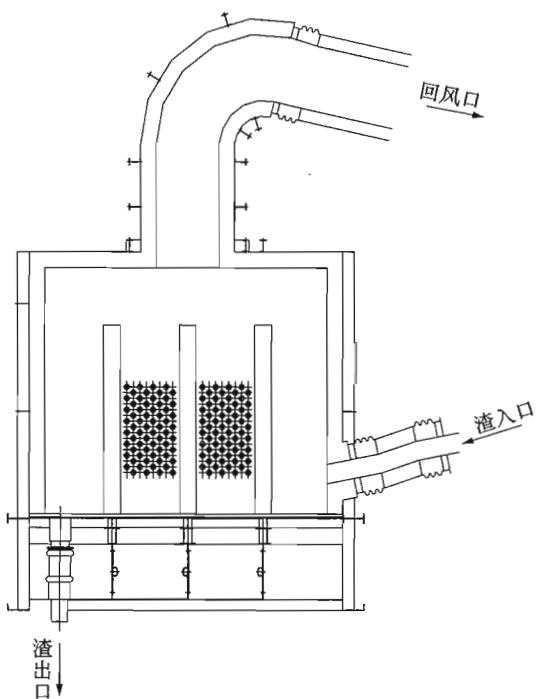


图 5-3 定向选择性风水联合冷渣器

置，内设有风管，风管可以辅助炉渣顺利流入冷渣器，而且调整风管的风量还可以控制 CFB 锅炉的排渣量。高温炉渣从冷渣器入口进入第一个仓时，炉渣在仓内流化并向下一个仓的连通口流动，但是较细的灰渣在风的携带下从回风管再进入炉膛燃烧。第一个仓把细灰渣分离出来，并由流化风带回炉膛，这个功能就称为“选择性”。定向风帽和第一个仓的选择性回收细灰渣，是定向选择性风水联合冷渣器的两个典型特点。

定向选择性风水联合冷渣器的冷却介质与其他风水联合冷渣器相同，风冷部分采用冷空气作为介质，与炉渣换热后送入炉膛；水冷部分采用除盐水或者凝结水，回收的热量送入汽轮机回热系统。

定向选择性风水联合冷渣器内流化态的炉渣不需要翻越隔墙，同时在定向风帽的推动下，一些稍大的颗粒可以顺利地进入下一个仓。但是如果灰渣中颗粒很大，也会因无法流化造成堵渣，因此，定向选择性风水联合冷渣器在运行中也要注意控制炉渣大颗粒的形成。

定向风帽虽然能协助炉渣移动，但是风帽的安装方向有很严格的要求，在一些工程项目中，曾经因为定向安装角度不合理，上游的风帽指向下游的风帽，运行中把炉渣吹向下游风帽，造成下游风帽磨穿，最后只能停炉更换风帽。

定向风帽还有一个令运行非常麻烦的缺点：当机组停运时，炉渣停止流化落到布风板上，由于定向风帽的喷嘴是接近水平的，很容易被炉渣堵塞。如果停机时间较长，炉渣吸潮后黏结在喷嘴处，下一次启动时，风帽就无法工作，造成局部区域没有流化风，最终影响流化效果。为了防止喷嘴堵塞，运行前要先对定向风帽进行清理，需要很大的工作量。

四、滚筒式冷渣器

滚筒式冷渣器（见图 5-4）最早用在一些小容量 CFB 锅炉上，结构较为简单，筒体设置有水冷套管。由于筒内炉渣填充率低，采用接触换热机理，传热系数小，而且在小机组上应用显得体积巨大。为了适应 CFB 锅炉大型化的要求，对滚筒式冷渣器进行了技术革新，采用新结构，强化换热能力，提高了渣冷却的能力。

新式滚筒冷渣器由内筒、外筒、承重轮、驱动电机及减速机、进出口密封等部件组成。内筒和外筒之间为水冷腔，内套筒焊接有螺旋状叶片，一方面螺旋叶片强化了换热能力，另一方面螺旋叶片随筒体一起缓慢旋转时，把炉渣推向出口。炉渣的运动方向与冷却水在水冷腔内的运动方向相反，逆流换热，换热效果高。为了防止筒体内正压引起粉尘泄漏，滚筒冷渣器的前端均设置抽气管道，管道

接至除尘器入口，利用烟道的负压抽吸筒内含尘气体，并经过除尘器除尘后排放到烟囱。滚筒冷渣器的冷却水接口采用旋转接头，因此，水侧承受的压力有限，一般只能承受凝结水侧的压力（约 3.5MPa），而不能承受给水侧的压力，因此，冷却水只能采用凝结水，回收的热量只能送至汽轮机回热系统。

滚筒式冷渣器属于机械输送方式，靠内筒的叶片推动炉渣运动，因此对炉渣的颗粒度不敏感，即使炉渣内含有大块的焦，都能轻易通过筒体排出。改变筒体的直径和筒体的长度可以增加冷渣器的出力，适合大型化要求，300MW 容量 CFB 锅炉一般配 4 台，3 台运行，1 台备用，就可以满足灰分较大的劣质燃料排渣要求。采用强化换热措施以后，冷渣器冷却效果良好，设计冷渣器出口排渣温度不高于 100℃，实际某项目实际运行时，排渣温度只有 50~70℃，而且性能稳定，完全满足炉渣二级机械输送要求。

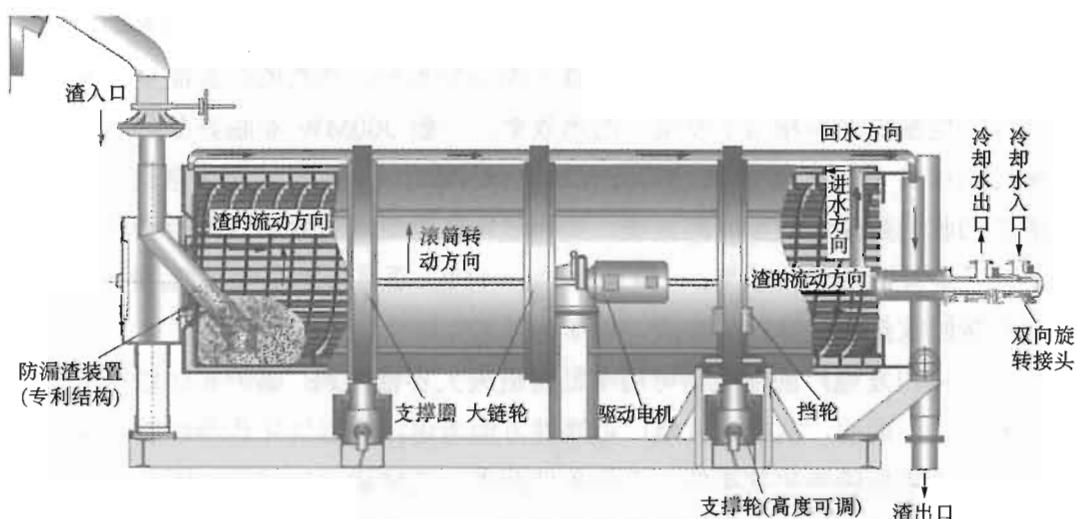


图 5-4 滚筒式冷渣器

滚筒冷渣器长期运行出现的故障主要有内筒叶片磨损、冷却水旋转接头漏水、抽气管道被堵塞等问题。从制造成本和制造工艺考虑，内筒的叶片一般采用碳钢或者低合金钢，在长期运行中会受到炉渣的冲刷而磨损。减少磨损的有效措施是降低滚筒转速，但是降低转速以后，冷渣器的出力会减少，因此研究低转速下加强换热措施，提高冷渣出力，是以后滚筒冷渣器的一个研究方向。冷却水旋转接头漏水，可以通过改进结构和材料来解决。抽气管道堵塞是由于管内流速过高，携带出来的粉尘浓度较高，在管道弯头处被分离出来堵塞通流部分而造成的，解决办法可以加大管径，同时在靠近管道末端设置节流元件限制管内流速，减少粉尘携带量。某工程项目的实际运行经验表明，减少抽气管道的关断门开度，可

以明显地减少抽气管道携带的粉尘量。

第三节 冷渣器选型

从设计思路上考虑，冷渣器选型有两种思路：第一种是按照系统设计要求，选择合适的冷渣器设备；另一种思路是根据成熟的设备，拟定或修改系统设计。两种设计思路的选择是基于设备制造上的能力和技术上的可选择范围。如果设备技术成熟，并且型式多样化，则可以采用第一种方法，可以充分地提高发电厂的性能指标。如果设备选择范围有限，可用率不高，则为了提高发电厂的可靠性，应优先采用性能相对稳定的设备，根据设备的配合要求，适当调整或修改系统设计方案。

从提高效率方面考虑，系统设计上希望冷渣器的热量直接回收到锅炉，既可以把热量回收到燃烧侧，又可以把热量回收到给水侧，回收的热量能全部利用，转化为发电量的效率相当于发电厂的热效率，一般 300MW 亚临界参数的机组热效率可以达到 40% 以上，即冷渣器回收的热量 40% 以上可以转化为电量。如果把冷渣器回收的热量送回至回热系统，则热量转化为电量的效率只相当于汽轮机低压缸后几级叶片的绝对效率，一般只有 8%~15%，而且回水温度越低，效率越低，相比直接回收热量到锅炉的方式，效率相差加大。

由于国内发电厂的冷渣器可用率低是造成大容量 CFB 锅炉非计划停机的重要因素之一，因此，从提高发电厂可靠性方面考虑，应当优先选择性能可靠的冷渣器。水冷螺旋的换热效率低，工作条件恶劣，连续运行时间短，因此现在不再使用这种冷渣设备。风水联合冷渣器虽然出力大，换热效率高，但是对炉渣的大颗粒较敏感，对运行操作水平要求也很高，要从压力变化中判断是否流化状态变差，及时采取措施才能保证工作良好。受煤炭市场供求关系的影响，国内很多发电厂燃煤的煤质波动很大，在一定程度上影响锅炉的稳定运行；而且国内使用风水联合冷渣器时间不长，经验欠缺，很难从压力变化中判断冷渣器的工作状况的变化，因此两者结构的风水联合冷渣器运行效果也不佳。滚筒式冷渣器对大颗粒渣有很强的适应能力，内筒设置叶片强化换热措施，通过调整转速调整排渣量，控制方式简单可靠，不需要在锅炉排渣口设置锥形阀，有利于进一步提高排渣的可靠性。

300MW 机组在国内虽然属于中等容量机组，但如果事故停机，对电网也有一定的冲击，同时紧急停机对设备也是一种损耗，因此，即使 300MW 容量在电

网中不算大型机组，也应该尽量避免事故停机。为了提高机组可靠性，分析各种冷渣器的利弊，结合目前国内电厂的来煤情况和运行管理水平，推荐性能较可靠的滚筒式冷渣器。当日后经验逐步积累，运行水平逐渐提高后，再考虑选用经济性较好的风水联合冷渣器。

第六章

点火和助燃系统

虽然 CFB 锅炉具有很好的稳燃特性，但是在机组启动阶段，床料温度低，不能把燃煤点燃，需要设置点火设备来对锅炉加热，直到炉膛及床料温度达到投煤要求。在 CFB 锅炉低负荷运行时，床面散失的热量大于加入的燃料量产生的热量，为了维持燃烧，需要投入助燃燃料稳定燃烧。因此，CFB 锅炉与其他燃煤锅炉一样，要设置点火和助燃系统。

早期小型的 CFB 锅炉点火完全是人工操作，点火材料包括木柴、木炭、用柴油浸渍过的烟煤等。点火过程全部靠人工经验判断，点火成功率低，操作安全性不够。大型 CFB 锅炉采用自动化程控点火，可以通过电子计算机操作台监控点火过程中的各项参数，及时调整燃烧参数，具有完善的连锁保护措施，保证点火的成功率和安全性。

国内大部分发电厂点火和助燃燃料都采用轻柴油，具有系统简单可靠、工作环境干净、燃料便于市场采购等优点。按点火油燃烧器的布置位置，可以分为床上点火、床下点火（风道点火）、床上床下联合点火等方式，一般点火燃烧器同时作为助燃用燃烧器，以简化系统，降低投资。

第一节 床上/床下点火方式对比

床上点火方式是在 CFB 锅炉布风板以上设置油燃烧器，一般在炉墙水冷壁上开孔，油燃烧器略微向下倾斜布置，使油火焰的射流尽量与下部高浓度的床料混合。这种点火方式的最大缺点是热量利用率低，大部分热量被带出炉外，只有一部分被床料和受热面吸收，因此点火时间长，启动过程燃油消耗量大。但是这种方案油燃烧器的结构简单，占用空间少，投资相对较少，设计布置比较容易。

床下点火方式设置 2~4 个风道点火器，风道点火器内布置油燃烧器，风道点火器采用碳钢板制作，为了避免被高温的油火焰烧毁，风道点火器内壁敷设有耐火材料。当锅炉需要点火或者投油助燃时，油燃烧器先在风道点火器内充分燃烧，生成高温烟气，并从布风板下方进入炉膛加热床料。热烟气与床料充分接触

和混合，大部分热量被床料吸收，具有点火效率高的优点。风道点火器的燃烧空气来自一次风，对于难着火的劣质燃料，需要增加点火能量时，为了风道点火器有足够的冷却，要送入更多的冷却风，但是点火风道是连通布风板的，布风板和床料的阻力限制了点火风道的热烟气流通能力。如果要加大出力，有可能要设置点火增压风机，点火用的一次风通过点火风机增压后，提高通流能力，油燃烧器的出力可以做得更大。风道点火器布置在锅炉 0m 处，要占用一定空间，加上炉底同时要布置冷渣器、回料器流化风机等设备，炉底检修维护空间较小。

为了克服以上两种点火方式的缺点，可以采用床上床下联合点火方式，这种设计方案的油系统总容量不变，床上和床上油燃烧器的出力各占一部分，其中床上点火燃烧器不受通流能力的限制，出力大于总出力的 $1/2$ ，床下点火燃烧器的出力比例稍低于总出力的 $1/2$ 。当锅炉启动时，先投入床下点火燃烧器，高效地加热床料，等锅炉负荷上升到一定程度时，再投入床上点火燃烧器，提高锅炉负荷。在 CFB 锅炉仅需要稳燃时，可以只投床上的油燃烧器，燃油的用量也只有其他点火方式的 $1/2$ ，运行经济性较好。而且床下点火燃烧器出力较小，不需要点火增压风机也能满足通流能力。

在大容量的 CFB 锅炉上采用床上床下联合点火方式还便于风道燃烧器的布置，例如 300MW 的 CFB 锅炉如果仅采用其中一种点火方式，既要增加油燃烧器的数量，又要增加单只油燃烧器的出力，特别是床下点火方式，可能要布置 4 只床下风道点火器，炉底检修维护空间较拥挤。如果采用联合点火方式，床上和床下的点火能量各占一部分，则床下风道点火燃烧器只需要设置 2 只。

设计点火燃烧器要注意一些细节问题，风道点火燃烧器都要敷设耐火材料，防止外壳烧毁。但以前某些机组设计耐火材料时，只注意到油火焰冲刷的地方设置耐火材料，但是实际运行时发现，接近 1200°C 的油火焰辐射传热量也很大，在油燃烧器背部一次风入口处的钢板也产生过热损坏，后来在现场补设了耐火材料。

床上点火燃烧器也曾有工程出现过问题，当时为了提高床料加热效率，在设计时降低了床上油燃烧器的位置，使燃油火焰更靠近密相区。在实际运行中发现密相区的压力大，床料浓度高，即使设置了油燃烧器的冷却风，但是还经常发生油喷嘴被床料堵塞、磨损剧烈的问题。后来把油燃烧的位置抬高，虽然牺牲了一些加热效率，但是油燃烧器的可靠性更高。

第二节 节油措施

随着燃油价格的上涨，国内有时会发生柴油供应紧缺现象，发电厂作为燃油消耗大户，一方面，如果采购不到足够燃油，影响运行安全性，在供应紧缺时，一些电厂甚至被迫停机；另一方面，储存燃油相当于大量资金积压无法流通，按照2台300MW机组考虑，厂内建 2×1000^3 储油罐，最多可以存1600t燃油，按柴油价格为5000元/t计算，相当于积压资金800万元。因此，在电厂中推广节油技术，运行节省下的燃油就可以直接转化为经济效益，在一定程度上对供应紧缺也有一定缓解作用。

与煤粉锅炉不同，CFB锅炉没有煤粉燃烧器，不能采用等离子点火或者微油点火等技术，只能根据CFB锅炉自身的技术特点采取节油措施。

首先，在运行上，应尽量避免冷水冷炉启动，在启动前通过邻炉蒸汽加热提高炉水的温度，在启动时就能明显减少燃油的用量，而邻炉加热蒸汽采用汽轮机做了部分功后抽出的低参数蒸汽，成本较低廉。

其次，应优先采用床下点火方式，尽量不采用单独的床上点火方式。如果床下点火功率不够，点火启动时间较长，也会消耗较多的燃油和燃煤，应设置床上点火油燃烧器，采用床上床下联合点火启动方式。先用风道点火燃烧器先加热床料，充分利用燃油热量，待床温升高后，投入床上点火燃烧器，加快机组启动速度，当负荷升高，床温满足稳定燃烧要求后，及时切除油燃烧器。

在运行中，还可以摸索锅炉的着火规律，在床温适合时尽早投煤。锅炉厂提供的参考曲线一般是偏于安全考虑的，一般要求床温很高才投煤，在实际运行中可以根据现场煤质情况，试投少量燃煤，探索最低投煤温度，越早投煤，节油越多。但是要注意控制风险，一次投煤不能太多，采用间断投煤方式，投煤后要监控床温和氧量的变化，观察一段时间再做下一步的判断，避免一下子投煤过量引起爆燃，床温无法控制烧坏布风板。

在冷炉启动前添加的惰性床料中掺少量易着火的烟煤也是加快锅炉启动的节油措施，惰性床料均匀掺入烟煤后，因为烟煤的着火温度较低，在床料加热过程中未到投煤温度就会开始燃烧并放出热量，加热炉内的惰性床料，减少了床料加热时间，同时减少燃油的输入量。但是这种方法同样要经过仔细摸索，在没有经验前不能加入太多的烟煤，否则同样会发生爆燃事故，在运行中无法控制床温，加入烟煤量过大时，烟煤受热析出的挥发分属于可燃气体，与空气混合后在一定

浓度下有爆炸的危险。另外，一些低灰熔点的烟煤容易结焦，在选择烟煤品种时，要加以注意。建议在启动床料掺烟煤前，先对烧同类煤质的 CFB 锅炉进行调研考察，再逐步试验摸索，逐步掌握掺煤启动技术。

一些中小型 CFB 锅炉运行的经验表明，以上几种节油措施同时采用，节油率可以达到 80% 以上，经济效益非常明显，300MW 等级 CFB 锅炉的节油运行经验较少，节油措施还在摸索阶段，从安全性考虑，可以先采用邻炉加热启动和床下点火两项措施，其他节油措施可以在运行过程中逐渐摸索，在确保设备安全的原则下，逐步提高节油水平。

第七章

循环流化床锅炉燃烧系统

第一节 系统概况

循环流化床（CFB）锅炉的主要系统包括给料系统、炉内物料循环系统、底渣输送系统、烟风系统、锅炉本体汽水系统等，这些系统有机地形成了物料和工质的工艺流程。

堆取料设备把原煤送上输煤系统，输煤系统上设有二级破碎机，原煤经过初级破碎和二级破碎后达到设计要求的粒径，并送至炉前煤斗。

给料系统是由一级或者多级给煤机组成的，其中的一级给煤机设有称重计量功能。给煤机设置的级数与锅炉给料位置有关，其中前墙给煤方式，由于煤仓间正好直接与锅炉给煤点相对，因此给料系统采用一级计量给煤机就可以满足要求；侧墙给煤或者回料器给煤方式，由于给煤点的位置在锅炉两侧或者后侧，因此需要两级以上给煤机转换方向和分配燃料。根据锅炉负荷信号，调节给煤机转速达到负荷调节的目的。

燃煤由给料系统送入炉膛后，立即与炉内大量的高温物料混合并换热，较小的颗粒被一次风携带到炉膛出口，进入旋风分离器，在惯性力的作用下，未燃尽的较大颗粒从烟气中分离下来，落到旋风分离器底部，并从回料器返回炉膛继续燃烧。经过多次循环后，较细的飞灰随烟气进入炉后尾部竖井，较粗的底渣从炉膛底部的排渣口排出。从炉内排出的热渣在冷渣器内换热降温，达到合适的温度后由底渣输送系统送走。

燃煤燃烧需要的氧气是由一次风和二次风提供的，同时一次风作为炉内物料颗粒的流化风。冷一次风机从大气中吸取冷空气后将其升压送到空气预热器与烟气换热，从空气预热器出来的热风进入炉膛底部的布风板，由风帽分配后作为炉内物料颗粒的流化介质，同时提供着火所需要的空气。对于采用床下点火的 CFB 锅炉，一次风在进入布风板前先经过风道点火器。在锅炉启动时，在风道点火器内投入燃油点火，燃油燃烧产生的高温烟气与热一次风进入炉内加热物料，直到物料开始着火并稳定燃烧后切除油枪，此时风道

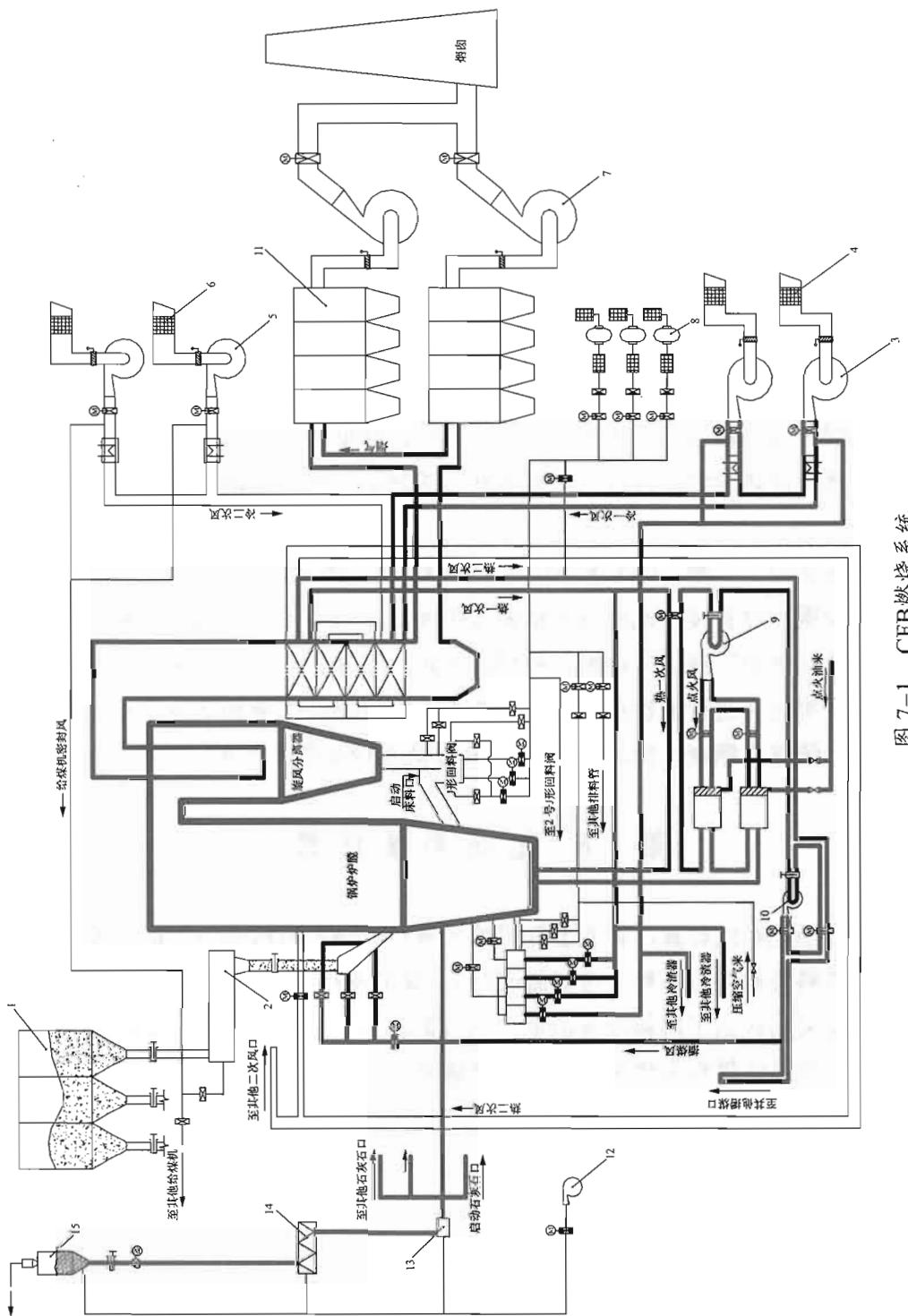


图 7-1 CFB 燃烧系统
 1—原煤仓；2—称重式给煤机；3—离心式送风机；4—消音器；5—二次风机；6—沉降室；7—消音器；8—引风机；9—点火风机制；
 10—增压风机；11—除尘器；12—灰石输送风机；13—风粉混合器；14—计量式给料机；15—计重式给料机

点火器仅作为热一次风的通道。如果采用床上点火的 CFB 锅炉，则没有风道点火器。

二次风从炉膛中间送入，提供燃煤燃尽需要的空气。由于一次风和二次风在燃烧过程中分级送入，燃料在燃烧温度较高的区域处于氧量不足的状态，可以有效地减小 NO_x 的生成，在燃尽区再把二次风送入，提高锅炉的燃烧效率。二次风除了作为助燃空气以外，还作为锅炉给料口的密封空气以及油燃烧器的冷却风。

CFB 锅炉的汽水系统与煤粉锅炉相似，锅炉给水经过省煤器进入汽包后，由下降管分配到下联箱，进入水冷壁吸热蒸发。汽水混合物在汽包内清洗、分离后，饱和水再次进入下降管进行水回路的循环，饱和蒸汽进入各级过热器加热，经过喷水减温器调节到额定的汽温后进入汽轮机高压缸做功。从高压缸出来的冷再热蒸汽进入锅炉再热器加热，再进入汽轮机中压缸和低压缸做功。汽轮机低压缸排汽在凝汽器中放热凝结，经过多级回热和一级除氧，成为锅炉给水，完成汽回路的循环。

按照国内分工习惯，CFB 锅炉本体的物料循环和汽水循环由锅炉厂设计，设计分界线为锅炉设备接口或者锅炉框架外 1.00m 处，设计分界线外的系统有设计院承担设计，锅炉厂提供接口配合资料。因此，CFB 锅炉的给料系统、烟风系统等由设计院拟定并进行辅机选型。设计的重点在于物料平衡和烟风平衡，在设计上把这部分统称为燃烧系统。典型的 CFB 燃烧系统如图 7-1 所示。

第二节 燃烧系统计算

要进行燃烧系统计算，首先要获得输入资料。输入资料至少包括气象环境条件、煤质资料及石灰石资料（考虑脱硫时）、锅炉及相关辅机的主要性能参数等。输出计算结果则包括了燃料及灰渣量、烟风量及烟气组分、热经济指标等，同时燃烧系统的计算结果作为辅机选型和管道选型的设计输入参数。

一、输入资料

1. 气象环境资料

燃烧系统设计计算所需要的气象环境资料包括以下项目：

(1) 多年平均温度 (t_a)。

设计时，用作环境温度，如果缺少此项资料，国内一般按照 20℃ 考虑。

(2) 多年平均大气压 (p_a)。

作为气体常态计算的压力基准，除高海拔的地区外，一般工程设计也可以按照标准大气压考虑，即 101 315Pa。

(3) 多年平均(相对)湿度 (φ)。

燃烧系统计算是以干空气为对象进行物质平衡的，其中氧气含量按 21%、氮气含量按 79% 考虑，这样在氧量平衡时计算较为简便。在辅机设备选型时，由于设备内的工作介质实际是湿空气，因此要把干空气换算为湿空气。

采用相对湿度进行换算时，计算过程比较烦琐，在工程应用中，采用含湿量 (d) 来进行换算较为方便。含湿量的概念相当于湿空气中水分与干空气的质量比，单位是“g(水分)/kg(干空气)”。

相对湿度可以换算为含湿量，首先按照环境温度查对应的水蒸气饱和压力 p_s ，再按式(7-1)和式(7-2)计算出环境大气中水蒸气的分压力 p_v 。

$$d = \frac{18.02 \times p_v \times 1000}{28.96 \times (p_a - p_v)} \quad (7-1)$$

$$p_v = p_s \times \varphi \quad (7-2)$$

2. 煤质资料及石灰石资料

因为国内的燃烧系统计算是基于元素化学平衡式的，所以作为燃烧系统计算输入，需要获得煤质的元素资料。一般工程项目获得的煤质分析资料有可能基于不同的成分基准，在进行计算前都要换算到收到基。国内工程中常用的煤质分析基准主要有以下四种：

(1) 收到基(旧称为应用基)。

下角标符号为 ar，以燃料收到状态为基准，计算中一般以收到基作为入炉状态。

(2) 空气干燥基(旧称为分析基)。

下角标符号为 ad，以燃料与空气湿度达到平衡状态为基准，有些工业分析只提供燃料空气干燥基的成分构成。

(3) 干燥基(旧称为干基)。

下角标符号为 d，以假想燃料完全干燥、去掉外在水分和内在水分的状态下作为基准。

(4) 干燥无灰基(旧称为可燃基)。

下角标符号为 daf，以假想燃料去掉水分和灰分后的状态作为基准。在设计上可以用来判断可燃成分的构成。

除了以上基准以外，国外还常用的基准有干燥无矿物基（dmmf）、恒湿无灰基（maf）、恒湿无矿物基等（mmf），但是在国内较少采用。

无论收到哪一种基准的分析资料，都要换算到收到基才能进行燃烧系统计算，换算至少要得到收到基水分 M_{ar} 、空气干燥基水分 M_{ad} 、收到基灰分 A_{ar} 之后才能进行四种基准的换算。相互换算的系数见表 7-1。

表 7-1 煤的基换算系数

换算为 已知	收到基 (ar)	空气干燥基 (ad)	干燥基 (d)	干燥无灰基 (daf)
收到基 (ar)	1	$\frac{100 - M_{ad}}{100 - M_{ar}}$	$\frac{100}{100 - M_{ar}}$	$\frac{100}{100 - M_{ar} - A_{ar}}$
空气干燥基 (ad)	$\frac{100 - M_{ar}}{100 - M_{ad}}$	1	$\frac{100}{100 - M_{ad}}$	$\frac{100}{100 - M_{ad} - A_{ad}}$
干燥基 (d)	$\frac{100 - M_{ar}}{100}$	$\frac{100 - M_{ad}}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A_d}$
干燥无灰基 (daf)	$\frac{100 - M_{ar} - A_{ar}}{100}$	$\frac{100 - M_{ad} - A_{ad}}{100}$	$\frac{100 - A_d}{100}$	1

脱硫用的石灰石成分分析，进行计算前一般也要求得到元素成分分析资料。但是有时只能得到石灰石的简单分析资料，只包含石灰石中碳酸钙 (CaCO_3) 的重量比例、样品的烧失量（经过高温灼烧失去的质量）、酸性不溶盐等。由于大部分石灰石主要成分是碳酸钙、少量碳酸镁 (MgCO_3) 和微量的其他杂质，也可以进行简单的换算，进行燃烧计算也能满足工程要求。

3. 锅炉及辅机资料

在设计中，还需要获得锅炉及主要辅机设备的参数和性能，用以计算工艺流程各个分支的参数。其中锅炉设备的性能参数由锅炉厂计算，包括锅炉效率、未燃尽碳损失、排烟温度等。辅机参数一般是根据工艺计算结果，反向推导辅机应达到的性能，在设备招标时向制造厂提出，最终签订技术协议后再根据制造厂提供的配合资料进行计算结果修正。

二、燃烧系统计算方法及过程

燃烧系统计算遵循化学平衡和能量平衡的原理，通过已知量联立方程式求得未知量，并经过单位换算，最后得到所需要的全部计算结果。

1. 锅炉燃煤量计算

按照热量平衡原则，锅炉的输入热量等于锅炉输出热量及各项损失之和。输出的热量被工质吸收并输出的热量叫做锅炉有效利用热。损失的热量包括了排烟损失、不完全燃烧损失、散热损失、灰渣物理热损失等。锅炉输入和输出热平衡关系为

$$Q_b = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (7-3)$$

式中 Q_b —— 锅炉输入热量；

Q_1 —— 锅炉有效利用热量；

Q_2 —— 锅炉排烟损失；

Q_3 —— 气体不完全燃烧损失；

Q_4 —— 固体不完全燃烧损失；

Q_5 —— 锅炉本体散热损失；

Q_6 —— 灰渣物理热损失。

工程上有时采用百分比来表示锅炉热平衡，这样可以更直观地看出式(7-3)各项的相对大小，输出热量和各项损失总和为100%，则有

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100 \quad (7-4)$$

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_b} \times 100$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_b} \times 100$$

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_b} \times 100$$

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_b} \times 100$$

$$q_5 = \frac{Q_5}{Q_b} \times 100$$

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_b} \times 100$$

式中 q_1 —— 锅炉有效利用热量比例，%；

q_2 —— 锅炉排烟损失系数，%；

q_3 —— 气体不完全燃烧损失系数，%；

q_4 —— 固体不完全燃烧损失系数，%；

q_5 ——锅炉本体散热损失系数, %;

q_6 ——灰渣物理热损失系数, %。

其中, 锅炉有效利用热与锅炉输入热量的比值为锅炉热效率, 其计算式为

$$\eta_b = \frac{Q_1}{Q_b} \times 100\% \quad (7-5)$$

式中 η_b ——锅炉热效率。

燃煤机组的锅炉输入热量包括燃料的化学热量和物理热量, 以及锅炉助燃空气带入的物理热量。其计算式为

$$Q_b = (Q_{net, ar} + c_{rc} t_{rc}) B + Q_{ha} \quad (7-6)$$

式中 $Q_{net, ar}$ ——燃料的低位发热量;

c_{rc} ——燃料的比热容;

t_{rc} ——燃料的初始温度;

Q_{ha} ——锅炉助燃空气带入的热量, 空气状态的计算分界线在空气预热器入口侧, 空气预热器出口空气吸取的是锅炉烟气的一部分热量, 属于内部热量传递, 不属于输入热量;

B ——锅炉燃料消耗量。

在设计中, 一般是已知锅炉效率和燃煤资料, 求锅炉燃料消耗量。因此根据式 (7-5) 和式 (7-6) 可得计算工况下燃煤量的计算式, 即

$$B = \frac{100 \frac{Q_1}{\eta_b} - Q_{ha}}{Q_{net, ar} + c_{rc} t_{rc}} \quad (7-7)$$

在实际工程应用中, 额定工况一般不需要对助燃空气进行外部加热, 即 $Q_{ha}=0$ 。另外, 燃料的物理热占的份额非常小, 除非在严格的设备性能考核时, 约定要考虑燃料的物理热对效率的影响, 否则在工程设计中可以进行忽略, 以简化计算工作, 式 (7-7) 可以变换为

$$B \approx \frac{100 Q_1}{\eta_b Q_{net, ar}} \quad (7-8)$$

式 (7-8) 中 B 为待求量, $Q_{net, ar}$ 和 η_b 可以根据已知资料求得, 只有锅炉有效利用热量 Q_1 为未知量。锅炉有效利用热量是汽水工质在炉内获得的热量, 入口工质状态的计算分界线为省煤器给水接口, 出口工质状态的计算分界线为过热蒸汽出口。300MW 容量的 CFB 锅炉都带有再热系统, 锅炉有效利用热量还包括了再热部分的蒸汽在再热器内获得的热量。

$$Q_1 = D_0(h_0 - h_{fw}) + D_{rh}(h_{rh,h} - h_{rh,c}) + D_{tw}(h_0 - h_{tw}) + D_0 \times d_i / 100 \times (h_s - h_{fw}) \quad (7-9)$$

式中 D_0 —— 锅炉过热蒸汽流量；

h_0 —— 过热蒸汽比焓；

h_{fw} —— 给水比焓；

D_{rh} —— 锅炉再热蒸汽流量；

$h_{rh,h}$ —— 热再热（再热器出口）蒸汽比焓；

$h_{rh,c}$ —— 冷再热（再热器入口）蒸汽比焓；

D_{tw} —— 减温水流量；

h_{tw} —— 减温水比焓；

d_i —— 锅炉排污率；

h_s —— 锅炉汽包饱和水比焓。

把式(7-9)代入式(7-8)，就可以计算出锅炉燃煤消耗量，计算结果作为给料系统的辅机选型输入数据。但是在锅炉实际运行时，总有一部分未完全燃烧损失，实际参加燃烧反应的燃煤量总是少于锅炉实际燃煤量。因为只有参加燃烧的燃煤才会经过化学反应生成烟气，所以用锅炉燃煤量作为烟风量计算的输入会导致误差产生，尤其是未完全燃烧损失较大时。例如对于某些无烟煤，未完全燃烧损失可以达到3%甚至更大，这个误差就不能忽视了。

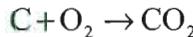
对于煤粉锅炉，气体未完全燃烧损失一般忽略不计。对于大型CFB锅炉，由于炉膛内稀相区高度较高，如果配风合理，气体燃烧过程中得到较好的氧量补充，燃烧比较充分，也可以忽略气体未完全燃烧损失，只考虑固体未完全燃烧损失。根据锅炉的设计配合资料提供的未完全燃烧损失系数，在烟风系统计算输入时对燃煤量进行修正，修正后用于计算燃烧化学反应结果的燃煤量称为计算燃煤量 B_j 。其计算式为

$$B_j = B \times (1 - q_4 / 100) \quad (7-10)$$

2. 燃烧空气量及燃烧产物计算

炉内燃烧过程就是燃煤中的可燃成分与空气中的氧气进行氧化的反应，燃煤中可燃烧的成分包括碳(C)、氢(H)、硫(S)中可燃部分，不可燃的成分为水分(M)、氧(O)、氮(N)、灰分(A)。为了应用方便及便于对比，在进行化学反应平衡计算时，习惯上都是以1kg燃煤作为分析对象，在完成燃烧空气量以及燃烧产物计算后，再结合计算燃煤量 B_j 算出锅炉实际的空气和烟气量。

燃煤中的碳与空气中氧气的化学反应平衡式为



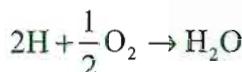
1kg 煤中的收到基碳燃烧需要的理论干空气（标态）体积为

$$V_{0, \text{ C}} = \frac{1.867 C_{\text{ar}}}{21} \quad (7-11)$$

1kg 煤中的收到基碳燃烧产生的理论烟气量（标态）体积为

$$V_{g, \text{ C}} = \frac{1.867 C_{\text{ar}}}{100} \quad (7-12)$$

燃煤中的氢与空气中氧气的化学反应平衡式为



1kg 煤中的收到基氢燃烧需要的理论干空气（标态）体积为

$$V_{0, \text{ H}} = \frac{5.556 H_{\text{ar}}}{21} \quad (7-13)$$

1kg 煤中的收到基氢燃烧产生的水蒸气（标态）体积为

$$V_{g, \text{ H}} = \frac{11.11 H_{\text{ar}}}{100} \quad (7-14)$$

燃煤中的可燃硫与空气中氧气的化学反应平衡式为



1kg 煤中的收到基可燃硫燃烧需要的理论干空气（标态）体积为

$$V_{0, \text{ S}} = \frac{0.7 S_{\text{ar}}}{21} \quad (7-15)$$

1kg 煤中的收到基可燃硫燃烧产生的水蒸气（标态）体积为

$$V_{g, \text{ S}} = \frac{0.7 S_{\text{ar}}}{100} \quad (7-16)$$

燃煤含有氧元素，在氧化燃烧时，这部分氧元素看成已经和可燃元素形成化合物，不再需要环境提供氧气。因此，可燃元素需氧量总和还需要减去燃煤中氧元素所占的份额，才是燃烧所需要的理论空气量，即

$$V_0 = \frac{1.867 C_{\text{ar}} + 5.556 H_{\text{ar}} + 0.7 S_{\text{ar}} - 0.7 O_{\text{ar}}}{21} \quad (7-17)$$

燃烧需要足够的空气才能化学反应完全，在锅炉燃烧过程中，由于空气的分配和氧量的扩散不可能达到理想状态，为了提高燃烧效率，一般向炉内供给多于化学反应需要的空气量。实际送入炉内的空气量与化学反应所需要的理论空气量

的比值，称为过量空气系数，即

$$V = \alpha V_0 \quad (7-18)$$

式中 V ——实际干空气量；

α ——过量空气系数；

V_0 ——理论干空气量。

根据式(7-18)计算得到的是干空气的体积，在实际使用中还要根据需要换算成实际空气体积。如果已经知道空气中的含湿量，则换算方法为

$$V^a = V \times \left(1 + \frac{1.293d}{804}\right) \quad (7-19)$$

式中 V^a ——实际湿空气量；

d ——干空气含湿量。

工程计算时，如果没有获得气象资料，国内设计通常取 $d=10\text{g/kg}$ ，此时式(7-19)可以简化为

$$V^a = 1.0161V \quad (7-20)$$

计算出燃烧需要的空气量和燃烧的产物后，就可以继续进行烟气量的计算。烟气中除了燃烧生成的产物外，燃料中不可燃的成分及空气中的不助燃成分（主要是氮气和水蒸气）也是烟气组成的一部分。

1kg 煤中收到基的氮以及空气中的氮气转化为烟气的体积为

$$V_{g, N} = \frac{0.8N_{ar}}{100} + 0.79V_0 \quad (7-21)$$

1kg 煤中的收到基的水分以及理论空气中的水蒸气转化为烟气的体积为

$$V_{g, v} = \frac{1.244M_{ar}}{100 - q_4} + V_0 \frac{1.293d}{804} \quad (7-22)$$

需要说明的是，以往一般工程计算中，都忽略式(7-22)中的 $(100 - q_4)$ ，对于含水量较低的燃料以及固体未完全燃烧损失 q_4 较小的煤种，计算结果是足够精确的。但是对于高水分、难燃尽的燃料，就会产生较大的烟气量偏差，同时计算出来的烟气组成成分中的水分会偏小。

在计算污染物含量时，一般以干烟气作为基准。燃烧生成的理论干烟气量由燃烧产物以及空气中的氮气组成，即由二氧化碳 ($V_{g, C}$)、二氧化硫 ($V_{g, S}$) 和氮气 ($V_{g, N}$) 组成。

$$V_g^d = \frac{1.867C_{ar} + 0.7S_{ar} + 0.8N_{ar}}{100} + 0.79V_0 \quad (7-23)$$

实际烟气量中，除了干烟气成分以外，还含有燃烧生成的水蒸气以及过量空气中未参与助燃的空气。

$$V_g = V_{g,v}^d + \frac{11.1H_{ar}}{100} + (\alpha - 1) \times V_0 \times \left(1 + \frac{1.293d}{804} \right) \quad (7-24)$$

如果要计算烟气中各种成分的份额，可以按以下方法计算，即

$$r_{C,v} = \frac{1.867C_{ar}}{V_g} \quad (7-25)$$

$$r_{S,v} = \frac{0.7S_{ar}}{V_g} \quad (7-26)$$

$$r_{N,v} = \frac{0.8N_{ar} + 79V_0\alpha}{V_g} \quad (7-27)$$

$$r_{O,v} = \frac{21(\alpha - 1)V_0}{V_g} \quad (7-28)$$

$$r_{v,v} = \frac{V_{g,v} + \frac{11.1H_{ar}}{100} + (\alpha - 1)V_0 \frac{1.293d}{804}}{V_g} \times 100 \quad (7-29)$$

式中 $r_{C,v}$ —— 烟气中二氧化碳百分比份额；

$r_{S,v}$ —— 烟气中二氧化硫百分比份额；

$r_{N,v}$ —— 烟气中氮气百分比份额；

$r_{O,v}$ —— 烟气中氧气百分比份额；

$r_{v,v}$ —— 烟气中水蒸气百分比份额；

V_g —— 实际烟气量。

3. 烟气中飞灰和底渣量计算

燃煤中的灰分不参加化学反应，在锅炉内燃烧后形成固态排放物，其中颗粒较小、比重较轻的能被烟气携带走的，称为飞灰；不能被烟气带走，从炉膛底部靠重力或者机械力量排走的，称为底渣。飞灰和底渣统称为灰渣，其中飞灰是燃煤锅炉排放到大气环境的一项污染物，底渣是燃烧后产生的废弃物，都不能随便排放到环境以避免污染。在工程设计中，要对这两种排放物进行计算，以选择合适的处理工艺，同时也作为环境评价的一项数据。

设计计算把灰渣分成两部分：一部分是燃煤中不可燃烧的矿物质组成，可以由燃煤量和收到基灰分计算出来；另一部分是燃煤中固体未完全燃烧损失构成，可以根据固体未完全燃烧损失系数近似算出。1kg 煤燃烧产生的灰渣总量的计算

式为

$$G_{\text{ash}} = \frac{A_{\text{ar}}}{100} + \frac{q_4 \times Q_{\text{net, ar}}}{33913} \quad (7-30)$$

式中 G_{ash} ——灰渣排放量；

33 913——灰渣中碳的近似发热值，kJ/kg。

计算到这里，已经基本计算出单位质量燃料燃烧反应所需要的空气量和生成的烟气量，可作为下一步计算的输入量。以上计算的结果是对应 CFB 锅炉不投入石灰石脱硫时的工况的，如果投石灰石到炉内进行脱硫，会生成一些副产品，烟气和灰渣量计算要进行一些修正，具体修正方法见第九章第二节的论述。

第三节 烟风阻力计算

烟风阻力计算也称为空气动力计算，是系统设计的一个重要部分，计算结果主要用于系统管道及辅机的选型。CFB 锅炉机组烟风系统的阻力构成包括设备和管道的沿程阻力、局部阻力、自生通风阻力、床层阻力（床压）等，烟气侧和空气侧的阻力构成项目见表 7-2 和表 7-3。属于管道阻力类的，可以按照沿程阻力和局部阻力计算；属于设备阻力类的，需要进行区分，一些结构比较简单的设备，可以参照管道的阻力计算方法；一些结构比较复杂，或者运行中温度场变化较大的设备，由于其阻力构成的因素复杂，一般只能按照厂家提供的配合资料计算。

表 7-2 空气侧阻力构成

序号	阻力构成	阻力特性
PA1	一次风机入口消音器	设备阻力，可按局部阻力计算
PA2	一次风冷风管道	管道阻力，包括管线沿程阻力和管件局部阻力
PA3	空气预热器	设备阻力，可按局部阻力计算
PA4	一次风热风管道	管道阻力，包括管线沿程阻力和管件局部阻力
PA5	热一次风自生通风力	介质密度差引起，流向向下时构成阻力
PA6	点火风道（如设置床下点火）	设备阻力，包括沿程阻力和局部阻力
PA7	分床调节门（单床面无此项）	设备阻力，运行调节要求
PA8	风室及布风板、风帽	设备阻力，可按局部阻力计算
PA9	床层阻力	设备阻力，在一定机组负荷范围内基本不变
SA1	二次风机入口消音器	设备阻力，可按局部阻力计算
SA2	二次风冷风管道	管道阻力，包括管线沿程阻力和管件局部阻力

续表

序号	阻力构成	阻 力 特 性
SA3	空气预热器	设备阻力, 可按局部阻力计算
SA4	二次风热风管道	管道阻力, 包括管线沿程阻力和管件局部阻力
SA5	热二次风自生通风力	介质密度差引起, 流向向下时构成阻力
SA6	二次风喷嘴	设备阻力, 可按局部阻力计算, 随二次风量变化
SA7	炉膛内正压	设备阻力
SA8	床压变化引起二次风压变化	运行调节要求

表 7-3 烟气侧阻力构成

序号	阻力构成	阻 力 特 性
FG1	锅炉本体	设备阻力, 阻力构成因素较复杂, 按厂家资料
FG2	空气预热器	设备阻力, 可按局部阻力计算
FG3	锅炉本体烟道	管道阻力, 包括管线沿程阻力和管件局部阻力
FG4	除尘器	设备阻力, 可按局部阻力计算
FG5	设备间的连接烟道	管道阻力, 包括管线沿程阻力和管件局部阻力
FG6	锅炉及烟道自生通风力	介质密度差引起, 流向向下时构成阻力
FG7	烟囱	由沿程阻力、局部阻力和自生通风力组成

按照伯努利方程, 理想流体做定常流动时, 任意两个截面的流体状态满足的平衡式为

$$p_1 + \rho g H_1 + \frac{\rho \omega_1^2}{2} = p_2 + \rho g H_2 + \frac{\rho \omega_2^2}{2}$$

空气或者烟气在烟风道流动时, 一般始端和末端压力相差不大, 可以近似认为密度变化不大, 或者在计算中可以取始端和末端的平均密度。但是由于空气和烟气是黏性流体, 在流动中会有摩擦阻力损失, 因此烟风道内流体状态方程为

$$p_1 + \rho g H_1 + \frac{\rho \omega_1^2}{2} = p_2 + \rho g H_2 + \frac{\rho \omega_2^2}{2} + \Delta h_w \quad (7-31)$$

式中 p_1 —— 始端压力;

p_2 —— 末端压力;

ρ —— 流体密度;

g —— 重力加速度, 常量, 可以取 $9.8\text{m}^2/\text{s}$;

H_1 —— 始端标高;

H_2 ——末端标高；
 ω_1 ——始端流体流速；
 ω_2 ——末端流体流速；
 Δh_w ——流动阻力损失。

其中流动阻力损失由两部分组成：第一种是流体在管道内流动过程中黏性摩擦引起的损失，称为沿程阻力损失；第二种是流体在管道的变方向或者变截面管件流动时，紊流或涡流等引起的损失，称为局部阻力损失。

沿程阻力损失计算式为

$$\Delta h_f = \lambda \times \frac{L}{D_e} \times \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (7-32)$$

式中 Δh_f ——沿程阻力损失；
 λ ——流动摩擦阻力系数；
 L ——管道计算长度，包括管道直段长度和管件的展开长度；
 D_e ——管道截面当量直径。

对于圆形截面管道，管道截面当量直径等于管道的内径；对于其他形状的界面，其计算式为

$$D_e = \frac{4A}{S}$$

式中 A ——管道内壁截面面积；
 S ——管道内壁周长。

局部阻力损失计算式为

$$\Delta h_\zeta = \zeta \times \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (7-33)$$

式中 Δh_ζ ——局部阻力损失；
 ζ ——管件的局部阻力系数，与管道截面及形状有关。

在进行烟风道的空气动力计算时，管道的长度和截面外形是已知的或者由设计者自行确定，流体的密度可以根据气体状态参数进行计算，流速可以根据流体的体积流量和截面积计算得出。流动摩擦系数与雷诺数和管子相对粗糙度有关，可以查描述这三者关系的莫迪图（见图 7-2）得到。局部阻力系数与管件的形状密切相关，简单的管件可以通过理论推导求出，但是大部分管件的局部阻力系数很难从理论上进行计算，或者计算过程非常繁琐。因此，局部阻力系数计算一般都按实验结果或工程经验进行选取。

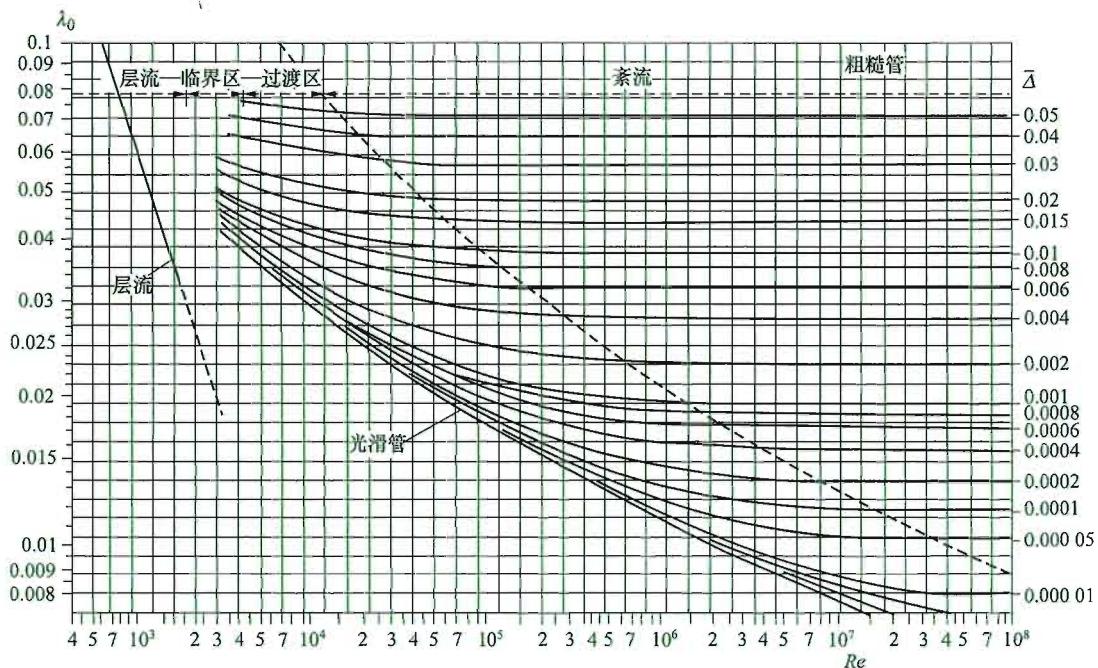


图 7-2 管道流动摩擦阻力系数计算图

图中的雷诺数 (Re) 和相对粗糙度 (\bar{D}) 在进行查图计算前要另行进行计算，根据计算出来的坐标查出流动摩擦阻力系数。

流体流动雷诺数的计算式为

$$Re = \frac{w \times D_e}{\nu} \quad (7-34)$$

式中 ν —— 流体的运动黏度。

管子相对粗糙度的计算式为

$$\bar{D} = \frac{D}{D_e} \quad (7-35)$$

式中 D —— 管子的绝对粗糙度。

烟气或者空气在换热设备中流动的同时发生换热，温度发生变化引起流动速度变化，引起压力增益或者压力损失。当换热设备进出口静压相差不大时，可以近似认为介质的密度不变，按照式 (7-31) 可得

$$\Delta h_t = \frac{\rho \times (\omega_{t_1}^2 - \omega_{t_2}^2)}{2} \quad (7-36)$$

而 $\omega_2 = \omega_1 \times \frac{273+t_2}{273+t_1}$

因此，式 (7-36) 可以改写为

$$\Delta h_t = \frac{\rho \times \omega_{t1}^2 \times \left(1 - \frac{273+t_2}{273+t_1}\right)^2}{2} \quad (7-37)$$

如果进出口温差不大于 100℃，一般 Δh_t 占动压头的份额不超过 7.5%，占总阻力损失的份额更小，因此有时简化计算时也不考虑 Δh_t 。

第四节 管道选型及优化设计

一、管道设计基本原则

管道用于连接各个设备以及输送工作介质，以形成完整的工艺流程。管道的选型设计要根据输送的介质特点，并且考虑经济性问题，选择合适的材料，拟定合适的流速，确定管道的规格。

不同的钢材能承受的温度不同，管道材料选型一般根据介质的运行温度，并且考虑磨损和腐蚀的问题。炉外烟风系统一般设计温度不超过 400℃，因此材料可以采用碳钢或者低合金钢，常用的材料为 Q235 和 Q345。

管道流速的设计，主要是考虑经济性问题，管子截面大，使用的材料多，但是运行阻力低，厂用电耗量较低。如何平衡材料一次投资和运行电耗成本，最终反映在材料成本和燃料成本的比较上，即“钢煤价格比”的平衡。当钢材价格相对较高时，管道截面就选择较小，降低建造成本；当燃料价格相对较高时，管道截面就选择较大，降低流速以节约运行成本。但是在实际设计中，由于燃料和钢材的价格是不断变动的，一般不会对每一项工程都进行精确计算，而是根据长期统计经验选取合适的流速。按照 DL/T 5121—2000《火力发电厂烟风煤粉管道设计技术规程》的推荐，CFB 锅炉烟风系统中的主要管道流速设计范围按表 7-4 所示选取。

表 7-4 烟风系统主要管道流速选择

管道名称	接设备	推荐流速 (m/s)
冷一次风道	冷空气到风机、风机到空气预热器	10~12
冷二次风道	冷空气到风机、风机到空气预热器	10~12
密封风管道	冷风道到需密封的设备	13~25
热一次风道	空气预热器出口到锅炉布风板	15~25
热二次风道	空气预热器出口到锅炉二次风箱	15~25
热风再循环管道	空气预热器出口到风机入口	25~35
烟道	锅炉到烟囱	10~15

通过燃烧系统计算，已知烟风流量以后，可以按照推荐流速初选管道截面尺寸。计算出初步的管道截面面积后，根据布置要求确定管道的外形尺寸，再进行尺寸圆整。

$$A = \frac{Q}{\omega} \quad (7-38)$$

式中 A —— 烟风道截面积；

Q —— 管道内烟风流量；

ω —— 管道内烟风流速。

二、管道承受荷载计算

管道在安装运行期间，除了要承受自身重量以外，还要承受管道内输送介质的内压以及管道外各种结构荷载。内部静压是垂直作用于壁面的，而外部荷载具有方向性，在叠加计算时要采用矢量加减方法。一般定义管道型心作为坐标原点，建立极坐标系，与极坐标的径向同向的荷载为正值，与极坐标的径向相反的荷载为负值。矩形截面正压管道和负压管道的荷载组合如表 7-5 所示。

表 7-5 管道承受荷载及组合

管道	正压管道			负压管道		
	顶面	侧面	底面	顶面	侧面	底面
内压 p_0	$+p_0$	$+p_0$	$+p_0$	$-p_0$	$-p_0$	$-p_0$
管道自重 P_1	$-P_1$	0	$+P_1$	$-P_1$	0	$+P_1$
保温自重 P_2	$-P_2$	0	$+P_2$	$-P_2$	0	$+P_2$
积灰荷载 P_3	0	0	$+P_3$	0	0	$+P_3$
雪荷载 P_4	$-P_4$	0	0	$-P_4$	0	0
风荷载 P_5	$+P_5$	$+P_5$	$+P_5$	$+P_5$	$-P_5$	$+P_5$
组合荷载 P_t	$p_0 - P_1 - P_2 - P_4 + P_5$	$p_0 + P_5$	$p_0 + P_1 + P_2 + P_3 + P_5$	$-p_0 - P_1 - P_2 - P_4 + P_5$	$-p_0 - P_5$	$-p_0 + P_1 + P_2 + P_3 + P_5$
当量荷载 P_e	$-P_1 - P_2 - P_4 + P_5$	$+P_5$	$P_1 + P_2 + P_3 + P_5$	$-P_1 - P_2 - P_4 + P_5$	$-P_5$	$P_1 + P_2 + P_3 + P_5$
验算工况	$p_0 - P_1 - P_2 + P_5$ 或 $-P_1 - P_2 - P_4$	—	—	$-p_0 - P_1 - P_2 - P_4$	—	$-p_0 + P_1 + P_2$ 或 $P_1 + P_2 + P_3 + P_5$

1. 管道内压 (p_0)

内压是管道运行中，介质的静压作用在管道壁面上。内压有两种：一种情况是介质的内压大于管道外大气压力，称为正压；另一种情况是介质的内压小于管

道外大气压力，称为负压。内压在管道运行期间持续存在，并且有可能随运行工况变化而变化；设计中一般按运行的内压最大值或者按最不利工况取值。

2. 管道自重 (P_1)

管道材料在重力作用下产生的结构荷载就是管道自重，管道自重在安装运行期间总是存在的，而且恒定不变。有时需要考虑材料制造偏差引起的荷载变化，但是很多情况下材料的偏差远小于其他荷载，因此可以不考虑偏差的存在。

3. 保温自重 (P_2)

高温的管道要进行保温，以减少散热或者防止烫伤。保温层以及保护层在重力作用下产生的结构荷载就是保温自重。保温自重和管道自重类似，在管道安装运行期间总是存在的，而且恒定不变，保温层也会因材料不均匀产生各处的荷载偏差，如果不均匀产生的偏差较小，也可以忽略不计。

4. 积灰荷载 (P_3)

在输送含粉尘气体时，由于流速降低或者流动过程中惯性分离作用，较大颗粒的粉尘从气流中分离出来，在管道内沉积，对管道底部产生重力荷载。积灰荷载随粉尘沉积量变化而变化，设计上一般按粉尘的最大可能沉积量考虑。

对于燃煤机组，可能积灰的管道有除尘器前烟道、除尘器后烟道及回转空气预热器出口联络风道。除尘器前烟道按照最小携带流速计算积灰量，按照锅炉允许经常运行的低负荷下的烟气量，计算流速为 8m/s 时，烟气占有的空间以外都认为是积灰空间。对于高效除尘器后烟道，积灰按照经验取积灰面积为 1/6 截面。回转空气预热器出口联络风道的积灰，按照经验取积灰高度为 0.3m。

除尘器前矩形烟道单位（底）面积积灰荷载计算式为

$$P_{3, \text{ 前烟道}} = \rho_{\text{ash}} g \times \left(1 - \frac{Q_{lr}}{3600 \times 8}\right) \times W_B \quad (7-39)$$

式中 P_3 ——单位（底）面积积灰荷载；

ρ_{ash} ——飞灰堆积密度；

Q_{lr} ——低负荷下流量；

W_B ——矩形烟道的高度尺寸。

除尘器后矩形烟道单位（底）面积积灰荷载计算式为

$$P_{3, \text{ 后烟道}} = \frac{1}{6} \rho_{\text{ash}} g W_B \quad (7-40)$$

5. 雪荷载 (P_4)

在寒冷地区，冬季积雪在室外管道顶部产生的荷载，称为雪荷载。积雪落在

倾斜面上，有可能自然滑落一部分或全部，倾角大于 50° 就认为不存在积雪了，因此计算中还要根据建构筑物的外形，采用荷载分布系数对积雪荷载进行修正。参照GB 50009—2001《建筑结构荷载规范》的规定，按50年一遇的标准，积雪荷载按式(7-41)计算。在实际应用中，由于管道的结构比建构筑物简单很多，因此积雪分布系数在参考GB 50009—2001的基础上做了适当简化，只考虑矩形管道和圆管道两种情况，矩形管道的积雪分布系数取1.0，只考虑顶板有积雪荷载；圆管道的积雪分布系数取0.4，积雪荷载只存在于管道上半部。

$$P_4 = \mu_r \times p_{f0} \quad (7-41)$$

式中 P_4 ——单位面积积雪荷载；

μ_r ——积雪分布系数；

p_{f0} ——基本雪压。

6. 风荷载(P_5)

布置在室外的管道，当风掠过管道时，会对管道迎风面以及非迎风面产生压力荷载，而且随着管道的高度不同，风速也不同，风荷载也随之变化。参照《建筑结构荷载规范》(GB 50009—2001)的规定，风荷载的计算是根据50年一遇的基本风压，按照建构筑物的高度和外形进行系数修正的，得到垂直于迎风面的风荷载标准值，计算式为

$$P_5 = \beta_H \times \mu_s \times \mu_H \times p_{wind} \quad (7-42)$$

式中 P_5 ——单位面积风荷载标准值；

β_H ——高度 H 处的风振系数；

μ_s ——风载体型系数；

μ_H ——风压高度变化系数；

p_{wind} ——基本风压，最小值不得小于0.3kPa。

式(7-42)中的 p_{wind} 可以根据气象观测资料中的风速记录进行换算，国内的风速记录大多数是根据风压板的观测结果，按照统一的空气密度 1.25kg/m^3 换算成风速，当需要把风速重新换算成风压时，按照式(7-43)进行计算。当计算结果小于0.3kPa时，直接按0.3kPa设计。

$$p_{wind} = \frac{\omega_{wind}}{1600} \quad (7-43)$$

式中 ω_{wind} ——50年一遇，离地10m高，自记10min平均年最大风速。

按照GB 50009—2001规定，风振系数 β_H 是考虑“高度大于30m且高宽比大于1.5的房屋和基本自振周期大于0.25s的各种高耸结构以及大跨度屋盖结构”由

风引起的结构振动，低矮型建构筑物原则上也应该考虑风振系数，但分析表明，这类情况风振并不大，可以忽略。烟风管道大部分是水平布置，只有少量垂直布置的管道属于“高耸”结构，但这些管道基本布置在结构框架内，作为建构筑物中的一个部分，都有支吊架约束，并把水平荷载传递到结构框架上，所以可以近似的取 $\beta_H=1$ ，以简化计算。

风掠过物体时，会在各个表面产生不同的静压分布，静压值的大小和分布规律与物体的外形、尺寸及周围的环境都有关。复杂的外形很难通过理论计算静压的分布，一般要进行模型模拟分析，一些简单的外形可以按经验数据选取风载体型系数。常见的管道风载系数可按表 7-6 选取。

表 7-6

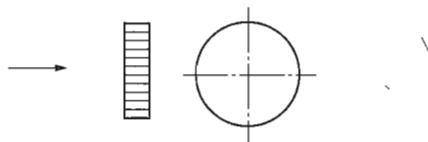
风载体型系数

	$H/d \geq 25$	$H/d=7$	$H/d=1$
0°	+1.0	+1.0	+1.0
15°	+0.8	+0.8	+0.8
30°	+0.1	+0.1	+0.1
45°	-0.9	-0.8	-0.7
60°	-1.9	-1.7	-1.2
75°	-2.5	-2.2	-1.5
90°	-2.6	-2.2	-1.7
105°	-1.9	-1.7	-1.2
120°	-0.9	-0.8	-0.7
135°	-0.7	-0.6	-0.5
150°	-0.6	-0.5	-0.4
165°	-0.6	-0.5	-0.4
180°	-0.6	-0.5	-0.4

圆截面构筑物
(包括烟囱、塔
桅等)

注：表中数值适用于 $\mu_H w_0 d^2 \geq 0.015$ 的表面光滑情况，其中 w_0 以 kN/m^2 计， d 以 m 计。

整体计算时的体型系数 μ_s



$\mu_H w_0 d^2$	表面情况	$H/d \geq 25$	$H/d=7$	$H/d=1$
≥ 0.015	$\Delta \approx 0$	0.6	0.5	0.5
	$\Delta = 0.02d$	0.9	0.8	0.7
	$\Delta = 0.08d$	1.2	1.0	0.8
≤ 0.002		1.2	0.8	0.7

注：中间值按插值法计算； Δ 为表面凸出高度。

续表

	下图适用于 $\mu_H w_0 d^2 \geq 0.015$ 的情况。							
	(a) 上下双管							
	s/d	≤ 0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	≥ 3.0
	μ_s	+1.2	+0.9	+0.75	+0.7	+0.65	+0.63	+0.6
架空管道	(b) 前后双管							
	s/d	≤ 0.25	0.5	1.5	3.0	4.0	6.0	≥ 10.0
	μ_s	+0.68	+0.86	+0.94	+0.99	+1.08	+1.11	+1.14
	注: 表列 μ_s 值为前后两管之和, 其中前管为 0.6。							
	(c) 密排多管							
	注: μ_s 值为各管之总和。							
封闭式房屋和 构筑物	(a) 正多边形 (包括矩形) 平面							
	(b) Y 形平面							

空气是黏性流体, 在贴近地面处风速接近为 0, 随着高度的增加, 速度逐渐

增加，在离地面为300~500m以上高度时，风速不再受到地形的影响，这个高度称为梯度风高度。在梯度风高度以下，风速沿高度的梯度分布，与地表粗糙度有关。地面粗糙度分为A、B、C、D四类，各类地面粗糙度类别的风压高度变化系数见图7-3，其中四类地面粗糙度的划分标准为：A类指近海海面和海岛、海岸、湖岸及沙漠地区；B类指田野、乡村、丛林、丘陵以及房屋比较稀疏的乡镇和城市郊区；C类指有密集建筑群的城市市区；D类指有密集建筑群且房屋较高的城市市区。

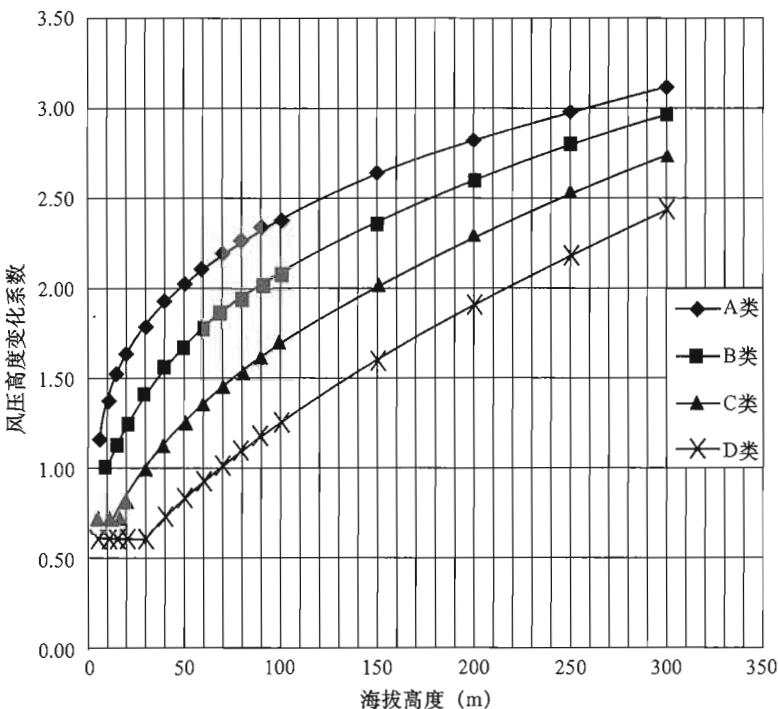


图 7-3 风压高度变化系数

7. 地震荷载

地震引起的加速度有水平加速度和垂直加速度两个分量，一般在设计时只考虑具有较大破坏力的水平加速度，而且只有在地震烈度8度及以上时才考虑地震力的影响。地震水平加速度引起对支吊架的水平力的计算式为

$$F_{qu, H} = a_{qu} \times F_{gz} \quad (7-44)$$

式中 $F_{qu, H}$ —— 地震引起作用在支吊架上的水平力；

a_{qu} —— 地震影响系数，见表7-7；

F_{gz} —— 支吊架的工作荷载。

表 7-7 抗震设防烈度与地震影响系数

抗震设防烈度	设计基本地震加速度值	地震影响系数
6	0.05g	0.04
7	0.10g	0.08
7	0.15g	0.12
8	0.20g	0.16
8	0.30g	0.24
9	0.40g	0.32

注 表中 g 为重力加速度。

三、管道结构计算

管道的结构计算要核算壁板以及加固肋的强度和刚度，并计算管道的自振频率是否避开共振区。开始计算时，首先根据管道的工作温度选定材料，并且按照温度查取材料在工作状态下的强度、刚度等关键参数。烟风道常用材料在不同温度下的主要性能参数如表 7-8 和表 7-9 所示。使用中应注意，表 7-8 中对应钢板厚度不大于 16mm 的前提条件，烟风道的壁厚一般也不超过这个厚度范围，当特殊原因钢板厚度大于 16mm 时，厚钢板的许用强度比表 7-8 中的稍低。

表 7-8 常用钢材许用应力

钢 号		Q235A	Q235B	Q235C	Q235D	20	Q345	15MnV
常温强度 指标	σ_b	375	375	375	375	400	510	550
	σ_s	235	235	235	235	245	345	390
设计温度下 许用应力 (MPa)	20	113	113	125	125	133	170	177
	100	113	113	125	125	133	170	177
	150	113	113	125	125	132	170	177
	200	105	105	116	116	123	170	177
	250	94	94	104	104	110	156	177
	300	86	86	95	95	101	144	172
	350	77	77	86	86	92	134	159
	400			79	79	86	125	147
	425					83	93	
	450					61	66	
	475					41	43	

表 7-9

常用钢材弹性模量

钢号	Q235	20	Q345
设计温度下 弹性模量 (GPa)	20	206	198
	100	200	183
	200	192	175
	250	188	171
	260	187	170
	280	186	168
	300	184	166
	320		165
	340		163
	350	170	162
	360		161
	380		159
	400	160	158
	410		155
	420		153
	430		151
	440		148
	450		146
	460		144
	470		141
	480		129

矩形截面和圆形截面的烟风道受力特点不同，理论模型和结构计算方法差异也很大。但是设计思路仍有共同之处，都是用能满足强度要求较薄的钢板做管道本体，再采用加固肋进行刚度加强，保证管道整体的稳定性。需要指出的是，为了计算方便，往往在理论上进行简化或近似出力，一些较理想的情况是与实际情况有一定差异的。例如在矩形管道加固肋计算中，无论是把管道角部简化为刚性固定还是铰接，都有可能与实际材料存在微小变形的实际情况存在差别。如果要精确计算，一般要采用有限元分析软件建模来进行分析。虽然简化计算的精度不如有限元分析软件，但是其容易掌握，计算工作量少，只要适当考虑安全裕量，还是能满足工程实际使用要求的。

1. 矩形管道结构计算

矩形管道计算用结构尺寸如图 7-4 所示。选定管道通流面积和宽、高外形尺寸后，矩形截面烟风道可以先选定壁板的厚度，然后进行结构计算，确定加固肋的间距和加固肋的规格。壁板按照沿四周固定的薄板大挠度变形理论进行计算，壁板的挠度不大于 1/120，但横向加固肋的挠度按 1/400 设计。

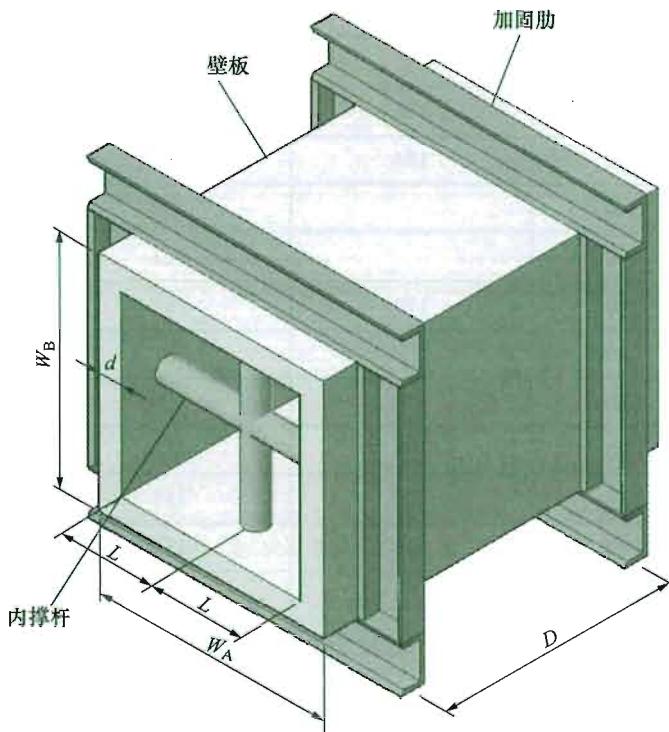


图 7-4 矩形管道结构简图

首先计算壁板的强度，在已知壁厚和材料性能条件下，沿管道轴向壁板允许的最大跨度，确定加固肋的间距。

$$D_s^{\max} = 2\delta \times \sqrt{\frac{1.5[\sigma]^t}{n_f \times P_t}} \quad (7-45)$$

式中 D_s^{\max} ——按强度约束最大允许加固肋间距；

δ ——烟风道壁板厚度；

$[\sigma]^t$ ——设计温度下许用应力；

n_f ——安全系数，取 $n_f=2$ ；

P_t ——壁板设计组合荷载。

满足壁板强度条件后，还要对壁板的刚度进行校核，验算选定的壁板规格能

满足挠度不大于 1/120 的要求，如果不能满足，则要增加壁板厚度或者减小加固肋间距。

$$D_b^{\max} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 384}{120P_t} \times \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)}} \quad (7-46)$$

式中 D_b^{\max} ——按挠度约束最大允许加固肋间距；

E ——设计温度下钢材的弹性模量；

ν ——泊松比，对于钢材，取 0.3。

烟风道内介质流动过程中的脉动会引起壁板共振，因此还要校核面板的自振频率是否避开共振区。一般常规设计的烟风道要求满足自振频率 $f_w \geq 20\text{Hz}$ ，流速高于 25m/s 或者离心式风机的出口段烟风道按振动设计，要求满足自振频率 $f_w \geq 40\text{Hz}$ 。

$$f_w = 0.76 \times \left(\frac{1}{D^2} + \frac{1}{W_A^2} \right) \times 1000 \times \delta \times \sqrt{\frac{E}{\rho_{\text{steel}}}} \quad (7-47)$$

式中 f_w ——壁板自振频率，常规设计 $f_w \geq 20\text{Hz}$ ，振动设计 $f_w \geq 40\text{Hz}$ ；

D ——加固肋设计间距， $D \leq D_s^{\max}$ 并且 $D \leq D_b^{\max}$ ；

W_A ——矩形烟风道的宽度，当计算侧面时为 W_B ；

ρ_{steel} ——钢铁的密度，近似取 $7.85 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ 。

按式 (7-45) 和式 (7-46) 验算烟风道壁板厚度和加固肋间距满足强度和刚度要求后，再对加固肋间距进行圆整，再按式 (7-47) 验算自振频率满足要求后，壁板的厚度以及加固肋设计间距就可以确定下来，然后开始进行加固肋的计算和验算。

烟风道四个壁面加固肋的连接有两种类型：一种是四面的加固肋焊接在一起，形成箍状，角部理论上不能变形，并能承受弯矩，这种结构称为刚性连接；另一种是四个面的加固肋只焊接在壁板上，加固肋相互间不焊接，加固肋两端只承受垂直于壁板的荷载，不能承受弯矩，这种结构称为铰接。两种类型的加固肋结构示意见图 7-5。

首先进行加固肋的强度计算，刚性连接的加固肋简化为两端刚性固定的梁，强度计算按式 (7-48) 进行；铰接的加固肋简化为简支梁，强度计算按式 (7-49) 进行。

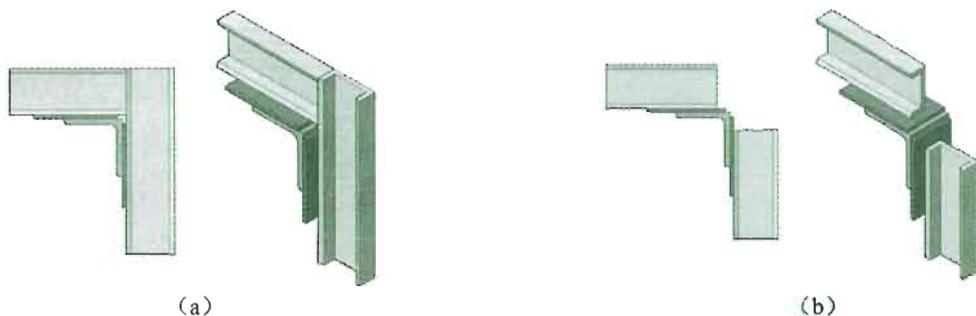


图 7-5 加固肋

(a) 刚性连接; (b) 铰接

$$L_s^{\max} = \sqrt{\frac{12 \times Z_c \times [\sigma]^t}{(\beta \times p_0 + p_e) \times D}} \quad (7-48)$$

$$L_s^{\max} = \sqrt{\frac{8 \times Z_c \times [\sigma]^t}{P_t \times D}} \quad (7-49)$$

式中 L_s^{\max} ——按强度条件计算允许加固肋的横向长度, 如图 7-5 所示, 当没有内撑杆时, $L=W$;

Z_c ——加固肋和壁板的组合截面模量;

β ——刚性连接的加固肋, 计算面与相邻面的刚度影响系数。

采用刚性连接形式的加固肋, 理论上角部不能变形, 因此相邻两个壁面间的弯矩会互相影响, 除了正方形的管道, 其他矩形截面管道的两个壁面宽度或者加固肋的截面惯性矩不同, 相邻两个壁面的弯矩不能相互抵消, 在计算时要考虑影响系数, 即

$$\beta = \left[1 + \left(\frac{I_A \times W_B}{I_B \times W_A} \right)^3 \right] / \left(1 + \frac{I_A \times W_B}{I_B \times W_A} \right) \quad (7-50)$$

式中 I_A ——计算面 (假定为 A 面) 的加固肋截面惯性矩;

W_A ——计算面 (假定为 A 面) 的宽度;

I_B ——相邻面的加固肋截面惯性矩;

W_B ——相邻面的宽度。

在设计中为了简化, 往往烟风道四面均采用相同规格的型钢, 因此 $I_A=I_B$, 则式 (7-50) 可以简化为

$$\beta = \left[1 + \left(\frac{W_B}{W_A} \right)^3 \right] / \left(1 + \frac{W_B}{W_A} \right) \quad (7-51)$$

加固肋的刚度计算仍是把两种加固肋形式简化为刚性固定梁和简支梁，刚性连接的加固肋刚度按式（7-52）计算，铰接的加固肋刚度按式（7-53）计算。

$$L_b^{\max} = 1565.9 \times \sqrt[3]{\frac{E \times I_c}{P_t \times D}} \quad (7-52)$$

$$L_b^{\max} = 1242.8 \times \sqrt[3]{\frac{E \times I_c}{P_t \times D}} \quad (7-53)$$

式中 L_b^{\max} ——按刚度条件计算允许加固肋的横向长度；

I_c ——加固肋和壁板的组合截面惯性矩。

按照强度条件和刚度条件分别计算出允许的最大加固肋跨距后，对计算结果的尾数进行舍去圆整，并与实际的管道外形尺寸进行核对，如果管道壁板的实际宽度（或高度）不大于允许的最大加固肋跨距，则管道加固肋的设计满足要求。如果管道壁板的实际宽度大于允许的最大加固肋跨距，则至少要采取以下措施中的一项或多项来进行调整，直到计算满足要求为止：

(1) 设置内撑杆，减小加固肋的计算长度 L ，设置 n 根内撑杆并等距布置，则加固肋的计算长度就相当于原来 $1/(n+1)$ 。

(2) 采用更大规格的型钢作为加固肋，提高加固肋与壁板的组合截面模量和组合截面惯性矩，相当于提高加固肋的强度和刚度。

(3) 减少加固肋间距 D ，使每根加固肋承受的荷载减少。

负压管道的内撑杆的设置，除了满足强度要求以外，还要满足压杆稳定性的要求，如果不能满足，则要采用更大一号的内撑杆。

加固肋满足强度和刚度要求后，同样要进行自振频率校核。刚性连接的加固肋自振频率按式（7-54）计算，铰接的加固肋自振频率按式（7-55）计算。常规设计的烟风道加固肋要求满足自振频率 $f_s \geq 20\text{Hz}$ ，流速高于 25m/s 或者离心式风机的出口段烟风道加固肋按振动设计，要求满足自振频率 $f_s \geq 40\text{Hz}$ 。

$$f_s = \frac{1.857}{L^2} \times \sqrt{\frac{E \times I_c}{m_c}} \quad (7-54)$$

$$f_s = \frac{\pi}{2 \times L^2} \times \sqrt{\frac{E \times I_c}{m_c}} \quad (7-55)$$

式中 f_s ——加固肋自振频率，常规设计 $f_s \geq 20\text{Hz}$ ，振动设计 $f_s \geq 40\text{Hz}$ ；

L ——加固肋实际长度， $L \leq L_s^{\max}$ 并且 $L \leq L_b^{\max}$ ；

m_c ——加固肋和壁板的组合单位长度质量。

2. 圆形管道结构计算

圆形管道的结构及计算用的尺寸定义如图 7-6 所示。圆形管道按承受的总荷载分为两种：一种管道内的压力高于外部压力，称为内压管道或者正压管道；另一种管道内的压力低于外部压力，称为外压管道或负压管道。同样绝对值的设计压力下，圆形管道截面上的环向荷载作用应力相等，但是方向相反。正压管道截面上的材料承受的是拉力，承载能力由材料强度条件限制。负压管道承受的是压力，存在失稳的可能，因此承载能力受限于材料的刚度和稳定性。

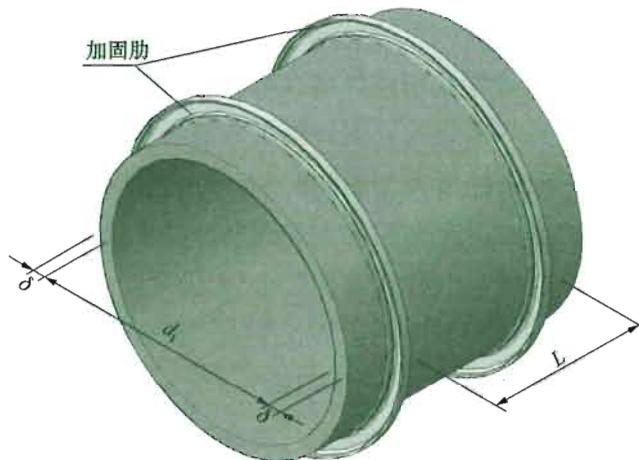


图 7-6 圆形管道结构图

承受正压的圆形管道一般不设置加固肋，一些承受正压薄壁管道设置加固肋主要是防止零件制作后吊装过程中变形，因此管道内压全部由壁板承受。已知通流面积可以计算出管道的内径，管道的最小壁厚按强度条件进行计算。

$$\delta_{\min} = \frac{p_0 \times d_i}{2 \times [\sigma]^t \times \varphi - p_0} \quad (7-56)$$

式中 δ_{\min} —— 管道计算最小壁厚；

d_i —— 管道内径；

φ —— 焊缝系数。

其中焊缝系数与焊接工艺以及检验方式有关，双面焊全焊透接头并且 100% 无损探伤检测，取 $\varphi=1.00$ ，局部无损探伤取 $\varphi=0.85$ ；单面焊接头并且 100% 无损探伤检测，取 $\varphi=0.90$ ，局部无损探伤取 $\varphi=0.80$ ；一般手工焊接取 $\varphi=0.70$ 。

当管径和壁厚已经确定时，也可以由式 (7-56) 推导出许用压力，即

$$[p] = \frac{2 \times [\sigma]^t \times \delta \times \varphi}{d_i + \delta} \quad (7-57)$$

承受负压的管道存在三种情况，第一种为壁厚与直径之比 (δ/d_i) 较大，同时长度与直径 (L/d_i) 之比较小的管道，在负压工作条件下只受强度条件限制，不会产生失稳问题，这种管道结构称为刚性圆筒，壁厚与正压管道一样，按式(7-56)计算，并且不需要设置加固肋。

第二种负压圆管道情况正好相反，直径较大的管道选用了较薄的壁板，同时没有足够刚度的环向加固肋，到达一定临界压力后，管道突然变形，在管壁上产生较大的弯曲应力，管道会失稳破坏，截面由圆形变成多波（波数大于等于 2）的花瓣形，如图 7-7 所示。这种负压管道结构称为长圆筒，局部的缺陷如椭圆度、材料不均匀、荷载不对称等会使失稳未到临界压力而提前发生。长圆筒的设计一般是先假定管道壁厚，然后计算许用压力，再与设计压力对比，如果许用压力小于设计压力，则需要增加管道壁厚或者调整管道的结构。许用压力按式 (7-58) 计算。

$$[p] = 2.2 \times \frac{E}{n_f} \times \left(\frac{\delta}{d_i} \right)^3 \quad (7-58)$$

式中 $[p]$ ——许用的工作压力；

n_f ——安全系数，此处按压力容器标准取 $n_f=3$ 。

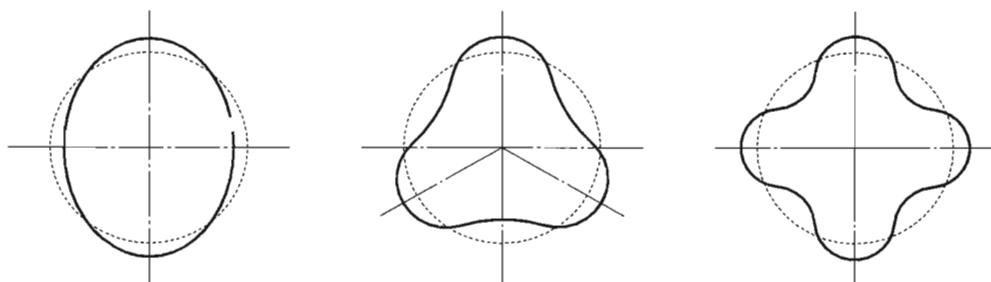


图 7-7 圆形管道失稳 (2 波、3 波、4 波)

刚性圆筒不存在稳定性校核的问题，只受强度条件约束，但是要消耗大量钢材，制作成本较高。长圆筒壁板薄虽然结构轻巧，但是承压能力差。因此，一般烟风道设计采用第三种情况，管道上设置一定间距的加固肋，壁板和加固肋同时承受压力，这种结构称为短圆筒。在设计上，首先要判断管道是否满足短圆筒结构要求，与管道的 δ/d_i 与 L/d_i 有关。短圆筒与长圆筒的临界长度 L_k 的判断条件为

$$L_k = 1.18 \times d_i \times \sqrt{\frac{d_i}{\delta}} \quad (7-59)$$

式中 L_k ——长圆筒与短圆筒的临界分界尺寸， $L \leq L_k$ 则属于短圆筒。

L_k 不是指管道的总长度，而是指管道的计算段长度，一般按以下原则定义：

(1) 任意两圈加固肋之间的距离。

(2) 管道两端有法兰时，取法兰距离（法兰中间无加固肋时）或者加固肋与法兰的距离。

根据 L_k 的计算结果，选定加固肋间距 L ，使 $L \leq L_k$ ，然后按式 (7-60) 计算管道的许用压力，即

$$[p] = 2.59 \times \frac{E \times \delta^2}{n_f \times L \times d_i} \times \sqrt{\frac{\delta}{d_i}} \quad (7-60)$$

计算出许用压力后，要求满足 $p_0 \leq [p]$ ，然后进行加固肋计算，按式 (7-61) 计算需要的组合截面惯性矩。因为管道壁厚已经确定，可以根据附录 A 选定加固肋的规格。

$$I_{\min} = \frac{p_0 \times L \times d_c \times n_{f,s} \times 110\%}{24E} \quad (7-61)$$

式中 I_{\min} ——计算最小需要的壁板与加固肋组合截面惯性矩；

d_c ——管道中心线到加固肋中性轴的直径；

$n_{f,s}$ ——圆形管道加固肋安全系数；

110% ——组合截面惯性矩考虑 10% 的裕量。

管道中心线到加固肋中性轴的直径 d_c 需要确定加固肋型钢后才能确定，在计算过程中需要迭代，计算过程比较麻烦。因为加固肋用的型钢一般高度较小，如工字钢 I20a 的高度为 200mm，用在直径为 3000~5000mm 的管道上，型钢高度相对较小，为了简化计算，可以用管道中心线到型钢中心线的直径近似替代 d_c ，即

$$d_c \approx d_i + 2\delta + h_{\text{型钢}} \quad (7-62)$$

3. 组合截面参数

在加固肋计算中使用的参数组合截面模量 Z_c 、组合截面惯性矩 I_c 以及组合单位长度质量 m_c 是指平行于管道轴线方向，壁板和加固肋的垂直截面的力学参数，见图 7-8，图中 C-C 轴是壁板和加固肋组合截面的质心中心线， 15δ 指 15 倍壁板厚度的范围内属于组合截面计算的有效范围。常用的壁板板厚与型钢加固肋的组合参数见附录 A。

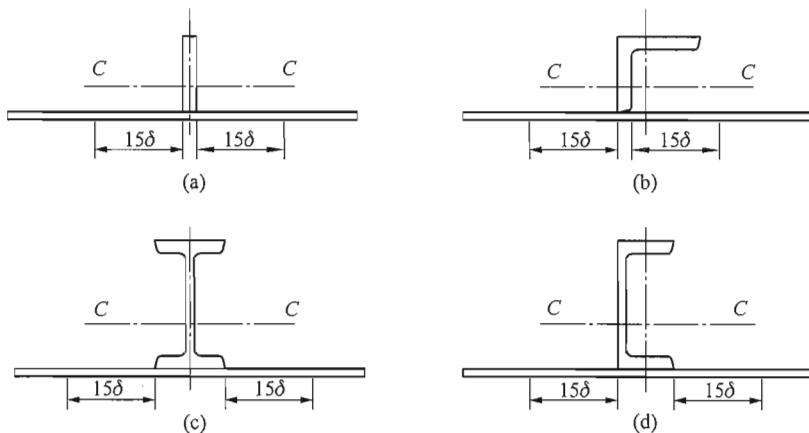


图 7-8 壁板与型钢加固肋

(a) 扁钢加固肋; (b) 角钢加固肋; (c) 工字钢加固肋; (d) 槽钢加固肋

四、管道截面形式比选

除了特殊原因设计的异形件以外，烟风道的截面基本可以分成圆形和矩形两种。按照传统习惯，小型机组一般选用圆形截面，以节省材料；大型机组一般选用矩形截面，以方便布置。但是随着三维设计技术的发展，设计配合水平的提高，大型机组也可以采用圆形截面。尤其是烟道，布置在锅炉框架外，基本不会受到空间的限制，可以根据需要选择合适的截面。

管道截面比选的目的是保证满足通流能力的前提下，尽量降低管道材料消耗量以降低工程造价。烟风管道属于低压力参数的管道，而且截面较大，因此一般用钢板加工。烟风管道的材料用量包括钢板（管壁板）和型钢（加固肋和支持）两类。

1. 壁板表面积比较

对于矩形截面管道，截面积为 A 时单位长度壁板表面积为

$$S_R = 2 \times (W_A + W_B) \quad (7-63)$$

式中 S_R —— 矩形截面管道单位长度壁板表面积；

W_A —— 矩形截面管道宽度；

W_B —— 矩形截面管道高度。

当矩形截面四边相等，即截面为正方形时，单位长度壁板表面积为

$$S_S = 4W_S = 4\sqrt{A} \quad (7-64)$$

式中 S_S —— 正方形截面管道单位长度壁板表面积；

W_s ——正方形截面管道边长。

从不等式 $(W_A + W_B) \geq 2\sqrt{W_A \times W_B}$ 以及等式 $A = W_A \times W_B$ 可以得出 $S_R \geq S_S$ ，即矩形截面中正方形截面表面积最小，相同壁厚时正方形截面材料用量最少。矩形截面中的长度和宽度相同时，就是正方形，此时有 $S_{R, A=B} = S_S$ 。当矩形截面中的长度和宽度相差很大时，材料用量远远超过正方形，理论上可以达到无限大。

对于圆形截面的管道，截面积为 A 时单位长度壁板表面积为

$$S_C = 2 \times \sqrt{\pi \times A} \quad (7-65)$$

因为 $4 > 2\sqrt{\pi}$ ，所以 $S_S \geq S_C$ ，即圆形截面比正方形截面表面积更小。通过对比可以得出结论，在面板的表面积比较上，圆形截面最小，正方形截面次之，比圆形截面表面积多 12.8%；矩形表面积最大，而且长度和宽度两条边相差越大，截面越“扁长”，壁板表面积越大。但是不能肯定圆形截面用的材料量一定是最小，因为圆形截面的管道为了考虑制造加工精度以及自身刚度要求，会考虑最小壁厚的问题，如果壁厚大于矩形截面管道，则不一定节省材料。

2. 加固肋及内撑材料用量比较

加固肋设置的数量和型钢的号码与管道承受的内外荷载大小有关，与管道的尺寸也有密切关系。内压为正值的管道，矩形管道的加固肋承受的是弯矩，压力荷载越大或者跨度越大，加固肋的间距越小，加固肋采用的型钢越大。圆形管道承受的是拉应力，而且主要是由壁板来承受，原则上并不需要加固肋，设置加固肋只是为了防止在安装过程中变形以及停运时承受外部荷载，因此加固肋的间距很大，并且型钢也较小。因此，内压为正值的管道采用圆形截面能节省大量材料，尤其是承受高压力的大截面尺寸的管道。

内压为负值的管道，矩形管道的加固肋承受的也是弯矩，但是方向与正压管道的相反。虽然弯矩的绝对值大小相等，但是加固肋位于外侧的翼缘承受压力，在跨度较大时要考虑加固肋的稳定性，要采用更大的型钢，因此承受负压的大截面管道，加固肋使用的材料可能多于正压管道。负压运行的圆形管道承受压应力，在强度上与正压圆形管道一样，但是存在整体稳定性问题，需要设置较密的加固肋加强刚度。因此，负压管道上需要进行对比才能判断采用圆形截面合理还是矩形截面合理。

在实际过程设计中，设计习惯及圆整尺寸时选取的裕量也会影响材料的用量。附录 B 以某工程 300MW CFB 机组为例，对比两种截面的优劣，作为对照示例。

第八章

锅炉辅机设备选型原则

锅炉是提供燃烧空间并进行热量交换的设备，其辅机是保证锅炉正常运行、调节负荷必不可少的设备，对锅炉稳定连续运行以及提高锅炉可用率有重要意义。锅炉的辅机一般是指满足锅炉启动、停机、运行过程中必须配置的设备，一般包括空气预热器、一次风机、二次风机、引风机、回料器流化风机、给煤机、石灰石输送（入炉）系统、除尘器、给水泵等。辅机的出力和调节性能会制约锅炉的运行，因此从另一方面来说，辅机选型要尽量满足锅炉运行调节要求。

第一节 空气预热器

除了小容量的层燃锅炉以外，其他型式的燃煤锅炉为了燃料的稳定着火，要求助燃空气有尽量高的温度，需要设置换热设备加热空气。同时也可降低排烟温度，回收烟气余热，以提高锅炉效率。因为汽轮机设置了回热系统，省煤器入口的给水温度都在 200°C 以上，所以省煤器后的烟气不可能比给水温度更低，也需要另外再设置换热装置尽量降低排烟温度。采用空气预热器可以同时满足以上两个要求，通过烟气和空气换热提高了空气的温度，同时冷空气的温度较低，可以有效地吸收烟气热量从而显著地降低烟气排烟温度。因此，空气预热器是大型锅炉不可缺少的重要配套设备，具有提高助燃空气温度稳定燃烧、回收烟气热量提高锅炉热效率的功能。

CFB 机组没有制粉系统，不存在煤粉干燥的工艺流程，因此空气预热器的出口风温只需要考虑回收烟气中的热量并满足床温和炉膛温度控制要求，热风温度比煤粉锅炉的要低一些，一般为 $250\sim300^{\circ}\text{C}$ 。

空气预热器在选型上首先应考虑锅炉设备的运行要求和总体热效率的保证，然后才考虑空气预热器本身的造价。除了少部分项目以外，空气预热器一般由锅炉厂成套供货，但是在设计优化上，应综合考虑建设条件和技术经济因素，对空气预热器提出必要的技术规范，以满足工程总体优化要求。

一、空气预热器类型

按照结构型式划分，发电厂燃煤锅炉配套的空气预热器可以分为管式、再生式和热管换热器三种。

管式空气预热器由多列平行布置的管子以及中间隔板、管箱等部件构成，冷热两种介质分别从管内和管箱（管外）通过，通过介质对管壁的对流换热和管壁的导热，实现管内和管外两种介质的热量交换。管式空气预热器有两种结构：一种是立式布置的，管子垂直布置在管箱内，烟气从上向下穿过管子，空气在管外流动，为了增加空气仓的行程，一般设有水平隔板；另一种结构型式是卧式布置，管子水平布置，空气水平进出管内，烟气从上向下横向流过管外。管子按不同的水平高度分组，空气依次通过各组，完成多个行程。

回转式空气预热器属于再生式换热设备，小尺寸的回转式空气预热器的中心轴可以水平布置，也可以垂直布置，大直径的回转式空气预热器由于自重较大，中心轴不能承受巨大的弯矩，而且受热元件随转子旋转过程中容易松动或者滑移，因此只能垂直布置。按照回转式空气预热器的结构型式不同，也可以分为两种。一种是风罩旋转，受热面静止，上下风罩与管道的动静结合部位设有密封环，风罩对称布置，每旋转一次受热面进行两次吸热和放热的过程，这种结构的回转式空气预热器在国内电站锅炉使用较少。另一种结构是国内较常见的受热面旋转结构，这种空气预热器转子为圆形，按环向均分为多个隔舱，每个隔舱布置了传热元件。传热元件用薄钢板压制成波形板，根据换热要求和烟气特性，可以采用不同形状的波形，以平衡换热效率和防止积灰两方面要求。转子的驱动方式有两种，一种是中心驱动，另一种是周向（围带）驱动，两种驱动在国内都有较多的应用业绩。转子每旋转一周，分别经过空气侧和烟气侧一次，完成一个放热和吸热的循环。

热管式换热器是近代发明的一种高效率的换热设备，换热单元是每一只热管。世界上最早的一项热管专利于 1944 年在美国发明，并以“换热元件”的名称获得专利，这项专利首次提出相变传热的机理，但未获得广泛使用。在 1963 年，美国再次发明改进后的新型结构的热管，正式以“热管”的命名获得专利，引起了工业界的广泛兴趣，并首先用于太空，20 世纪 70 年代以后逐步在其他行业得到了推广应用。热管通常采用圆管形结构，但也可以采用其他几何外形的结构，内部具有一定真空间度，并存有一定量的工作介质。吸热端吸收热量后，工作介质汽化并高速向放热端流动，向外放出热量并凝结成液态，在重力或者毛细吸附力作用下回到吸热端，完成一次工作循环。根据需要，在吸热端和放热端之间可设置一

段绝热段来传输工质。热管依靠内部工质的相变进行热量传输，因此具有很高的传热效率，而且平均壁温较高，有利于减轻低温腐蚀。

三种空气预热器的结构和性能特点各不相同，需要根据具体情况选择合适的设备，以保证锅炉安全、稳定、经济运行。对于 300MW 等级的 CFB 机组，目前可以选用管式和回转式空气预热器，热管式空气预热器在国内 100MW 等级的机组上有应用的业绩，在空气预热器的工作温度下，一般使用经济性较好的“碳钢—水”热管，但是热管壳体和工质（水）的相容性还没有得到彻底解决，热管的寿命一般为 5~6 年。另外，锅炉制造厂本身不生产热管，国内的热管制造厂还没有给大型锅炉配套的经验，在大型机组上较少使用。因此，300MW 等级的 CFB 机组的空气预热器主要是考虑管式和回转式两种型式的对比。

二、管式空气预热器特点

管式空气预热器有立式和卧式两种结构，这两种结构的区分主要在于空气预热器管子的布置方向，立式结构的管子是垂直布置的，卧式结构的管子是水平布置的。

立式布置，烟气从管内流过，只要管径大小合适，一般不会堵管。但是烟气入口处的管子与管板一旦磨损，则整根管子就不能进行换热，而且一旦发生磨损，通常是多根管子一起出现，整个空气预热器基本上就不能使用了。随着机组容量的增加，立式布置的空气预热器的管板的面积也在增加，烟气入口段的上管板由于处于高温工况下，得不到冷空气的有效冷却，容易产生过热和翘曲。

卧式布置，烟气从管外流过，由于水平布置的管子有一定的面积能承灰，管子节距小了，灰容易搭桥，因此这种空气预热器更容易堵灰。为了避免堵灰，要加大管子间的节距，并且配置吹灰器。卧式布置的管式空气预热器也存在烟气中粉尘磨损的问题，但是实际运行经验表明，卧式布置的管式空气预热器，如果管子按照顺列排列，一般磨损只发生在前几排的管子上，只要在这几排管子上设置防磨板，就会比较好地减轻磨损情况，因此卧式布置的总体防磨性能较好。采用卧式布置还有一个较突出的优点就是，在同样的烟气和空气温度下，由于烟气横向冲刷管子，放热系数比立式结构的高，所以管子有更高的金属壁温，减少烟气结露发生的情况，有利于减轻烟气侧的低温腐蚀，这个特点对于烧高硫劣质燃料的 CFB 机组尤为重要。由于卧式空气预热器可以通过设置合理的吹灰装置避免积灰，结构上具有较多优点，因此，目前国内大型 CFB 机组如果选用管式空气预热器，都倾向于采用卧式结构。

300MW 等级的 CFB 机组配置 2 台管式空气预热器，分别布置在锅炉尾部左右烟道竖井内，结构为卧式、顺列，空气侧为多回程布置方式。一次风和二次风各自设置隔舱，并列布置。烟气从上至下流过，空气以多回程转折向上流过，形成近似的逆流换热。管子采用光管或者鳍片管，为了减轻低温腐蚀，空气预热器的冷端（空气入口端）的一组管子采用具有一定耐酸性能的 09CuPCrNi（CORTEN STEEL）材料。

三、回转式空气预热器特点

随着机组的大型化，锅炉尾部竖井要布置更多的对流受热面，占用较多的竖井高度，再布置管式空气预热器空间上就比较紧张，而回转式空气预热器结构紧凑，并且需要的高度较低，大型机组采用这种设备有利于锅炉本体布置上的设计。

波形板是换热元件的单元，一组波形板布置在隔仓内形成一个扇区，多个扇区形成回转式空气预热器的转子。根据烟气特性，综合考虑换热效率和吹灰性能而选择波形板的形状。因为一般在空气预热器空气热口端部分位置容易发生低温腐蚀，为了减少换热元件更换量，同时为了方便检修更换，在垂直方向（轴向）按高度把换热元件分为热段、冷段，有时还有中间段。

回转式空气预热器的转子按需要分为几个区间，包括烟气仓和空气仓。如果空气仓不分隔，整个转子只有烟气仓和空气仓两部分，则称为“两分仓”；如果空气仓根据一次风和二次风的分配要求分隔为两部分，则称为“三分仓”。CFB 机组一次风和二次风压力相差较大，需要把空气侧分隔为一次风区和二次风区。但是如果采用传统的“三分仓”结构，由于 CFB 机组一次风以及二次风压力都很高，一次风和二次风向烟气侧的漏风很大，尤其是一次风的压力，使一次风机、二次风机和引起风都因漏风增加不必要的电耗，严重影响运行经济性。为了减少漏风，一方面需要改进密封结构，把单密封改为多密封，另一方面，空气预热器的结构也要适当调整。针对 CFB 机组一次风压力特别高的情况，把“三分仓”的结构改为“四分仓”，即空气侧的分隔由原来两个仓改为三个仓，一次布置在中间，二次风在外侧包围着一次风。这样虽然不能减少二次风到烟气侧的漏风量，但是向烟气侧漏风量最大的一次风不再漏向烟气侧，而是全部漏向二次风侧，总体上减少了空气侧向烟气侧的漏风量，而二次风的风压高于烟气侧，也能在一定程度上减轻一次风的漏风。此外，在同样的密封间隙下，空气预热器的直径越大，相对漏风率越小，因此还可以通过增加空气预热器的直径来减少漏风，把一台机组配置 2 台空气预热器的方案改为一台机组配置 1 台空气预热器，增加单台空气预热器

的直径，减少相对漏风率。

国内制造的回转式空气预热器一般采用受热面旋转式结构，通过减速机把电动机的转矩传递到转子，并且把电动机的转速转换为空气预热器合适的转速。按驱动方式不同分为中心驱动和围带驱动两种，只要设计及制造工艺合理，两种驱动方式都是可用的。为了保证空气预热器在事故状态下的安全，一般空气预热器配置双驱动电机，一用一备，并且辅电机接保安电源，两个电动机通过离合器切换。

四、两种空气预热器技术对比

空气预热器的技术性能对比主要体现在烟风侧阻力、防磨损、防堵灰、减少漏风等方面，换热效率可以通过调整换热面积来实现，技术上可以做到接近的水平，最终只是影响设备造价应该在经济比较上考虑。按照同样的技术条件，以某台 300MW 等级 CFB 机组空气预热器的配置方案为例，两种型式的空气预热器技术对比见表 8-1。

表 8-1 空气预热器方案技术对比

序号	对比项	单位	管式空气预热器	回转式空气预热器
1	结构形式	—	卧式、顺列、多回程	中心驱动
2	每台机组配置数量	台	2	1
3	烟气侧阻力	kPa	0.72	1.5
4	一次风侧阻力	kPa	2.2	1.35
5	二次风侧阻力	kPa	2.2	1.35
6	烟气侧漏风率	%	3	8
7	一次风侧漏风率	%	3.6	18
8	二次风侧漏风率	%	3.7	16.7
9	受热元件磨损	—	前几排管子较严重	较轻
10	转动部件	—	无	中心轴及减速机
11	工作可靠性	—	可靠	一般，变形后易卡
12	金属消耗量	t	2×540	1×520
13	检修技术要求	—	低	较高

从表 8-1 中可以看出，管式空气预热器具有漏风量少、烟气侧阻力低、没有转动部件、运行可靠、检修技术要求较低的优点，但是也存在空气侧流动回程多

引起阻力高、前几排管子的磨损较严重、金属消耗量多的缺点。四分仓回转式空气预热器具有结构紧凑、重量轻、空气侧阻力较低的优点，但是漏风量较大、转子受热不均产生变形容易卡涩。300MW 等级 CFB 机组为了控制漏风量，只配置 1 台空气预热器，一旦产生卡涩，将引起停炉的严重事故，因此对制造、安装和运行的水平提出了很高的技术要求。

五、经济性对比

经济性对比包括设备的一次投资和长期运行费用的比较，一次投资包括空气预热器本体及其配套部件、承重梁等，运行费用主要是空气预热器的阻力以及漏风量引起风机的运行电耗不同而产生不同的生产成本。因为空气预热器的重量相对锅炉总重量并不是很大，两个方案引起锅炉钢结构的变化差距主要是承重梁的大小，对锅炉总体造价的影响并不是决定性的，而且受锅炉框架结构复杂性的影响，很难区分哪些影响是由空气预热器引起的，因此忽略承重梁上的投资差异。两个方案的经济性对比见表 8-2。

表 8-2 空气预热器方案经济性对比

序号	对比项	单位	管式空气预热器	回转式空气预热器
1	空气预热器本体价格	万元	975	700
2	烟气侧运行电耗	kW	415.23	907.06
3	一次风侧运行电耗	kW	367.78	257.05
4	二次风侧运行电耗	kW	380.86	263.01
5	驱动电机功率	kW	0	1
6	厂用电燃料成本	元/(kW·h)	0.20	0.20
7	年利用小时数	h	5500	5500
8	运行成本费用	万元/年	128.03	157.09
9	运行差价	万元/年	-29.06	基准
10	静态回收年限	年	-9.46	基准
11	动态回收年限 (假定收益率为 8%)	年	19.4	基准

从经济上分析，采用管式空气预热器节省电耗的效益并不明显，将近 20 年才能回收增加的投资。这还是在煤价较高地区得到的比较结果，如果在煤价较低的地区，电价也较低，基本不可能收回投资。

六、空气预热器选型意见

回转式空气预热器结构紧凑，在大中型锅炉上使用有利于锅炉的布置设计，而且工作中金属壁温高，对于燃用高硫煤的机组有利于防止低温腐蚀；但是漏风量较大，尤其是风压较高的 CFB 机组。在可靠性方面，回转式空气预热器也不如管式空气预热器，尤其每台锅炉只配置 1 台回转式空气预热器时。

管式空气预热器结构简单，制造、维护的工作量较小，技术要求也相对较低，没有转动机械，因此工作可靠，漏风率低。虽然管式空气预热体积较大，但在 300MW 容量上还能满足布置要求，然而机组容量如果进一步增加，布置上就比较困难。

从目前国内情况来看，300MW 机组一般都要承担调峰任务，尤其是低负荷稳燃效果较好的 CFB 锅炉。在机组升降负荷过程中，烟温的变化容易引起回转式空气预热器不均匀变形而导致卡涩，因此从运行方面考虑，管式空气预热器比回转式空气预热器可靠。

从各方面因素对比来看，300MW 等级 CFB 机组采用管式空气预热器技术优势更大，虽然钢材耗量较大，成本较高，但是只要布置上允许，应优先选用。如果布置空间有限，选择回转式空气预热器，宜按照一台锅炉配置 1 台空气预热器考虑以减少漏风，空气预热器采用双重或多重密封，进一步减少漏风量。

第二节 风机

只设置引风机的负压烟风系统解决了以往小锅炉密封性差、烟气泄漏的问题，但是烟气的容积流量大，引风机电耗较高。只设置送风机的正压烟风系统虽然电耗低，但是锅炉大型化以后烟风阻力增加，风机需要的压头增加，高温烟气和煤粉容易泄漏，炉膛也要承受更大的荷载，对结构不利。综合利弊，大型燃煤锅炉都采用密封性良好的膜式水冷壁，烟风系统为平衡通风方式，由送风机和引风机联合克服烟风系统的阻力，压力为 0 的平衡点一般设置在炉膛出口附近。采用平衡通风系统，一部分压力由输送冷空气的送风机承担，风机的总电耗低于只有引风机的负压系统，锅炉承压又低于只有送风机的正压系统。CFB 锅炉平衡通风系统包括一次风机、送风机和引风机，统称为三大风机。

按照国内习惯做法，风机选型先计算风机在设计工况点（B-MCR）下风

机的流量和压头，然后乘上裕量系数，得出风机的 TB (Test Block) 点出力，风机制造厂再按 TB 点选择风机的型号。《火力发电厂设计技术规程》(DL 5000—2000) 推荐使用这种计算方法，优点是简便实用、便于同类工程相对比、通过实践来检验或修正裕量系数。裕量系数的选取有赖于以往的参考工程，否则当设备特性或者边界条件有变化时，还选取同样的系数未免有些盲目。目前国内设计制造的 300MW 容量的 CFB 机组还没有长期运行的经验，首批机组的风机设计裕量偏大，使风机长期处于非高效率区工作，影响了机组的运行经济性。

风机的流量裕量要综合考虑煤质变化、设备漏风、温升、燃烧工况调整等因素，因为整个工艺流程的主线是质量守恒的，所以流量裕量还是按统一系数考虑。当运行经验不是很丰富、风机的压头裕量系数较难主观选取时，可以考虑把阻力分类，有把握的阻力分项选取较小的合理裕量，无法控制的阻力分项选取较保守的裕量，然后累加得到风机的 TB 工况点，这样计算得到的结果比裕量系数法精确，一些已经有把握的阻力分项可以避免增加不必要的富裕量。分项计算法的缺点是计算过程较复杂，要分多段进行计算并累加。

一、一次风机

一次风机提供床料流化用的空气，同时作为燃料初步着火需要的助燃空气。一次风机要克服的阻力如表 7-2 所示。按照 CFB 的设计经验，一次风机的流量裕量取 120%，TB 点的流量为

$$Q_{\text{TB}} = Q_{\text{B-MCR}} \times 120\% \quad (8-1)$$

式中 Q_{TB} —— 风机 TB 工况下的设计流量；

$Q_{\text{B-MCR}}$ —— 在 B-MCR 下的计算流量，应包含漏风。

压头与流量的平方成正比，当流量裕量系数为 120% 时，风机的压头为取 144% 的裕量系数。

$$\Delta P_{\text{TB}} = (PA1 + PA2 + \dots + PA9) \times 144\% \quad (8-2)$$

式中 ΔP_{TB} —— 风机 TB 工况下设计压头；

$PA1, PA2, \dots, PA9$ —— 在 B-MCR 下一次风机设备和管道的各项阻力，见表 7-2。

实际已经投运的 CFB 机组，一次风机的调节挡板开度都比较小，说明风机的选型裕度较大，因此风机的裕量系数还有待于进一步的优化。

如果采用分项计算法，流量裕量可以按照式（8-1）计算，在设计煤种和校核煤种差别较小时，还可以适当降低流量裕量系数。压头计算则按照各项阻力的特点，计算前先对各项阻力进行分析，分别选取不同的裕量系数。

1. 与流量裕量相关的阻力分项

管道或设备确定形式、规格、运行参数之后，沿程阻力和局部阻力系数便为定值，阻力只受流体动压头的影响，即与实际运行的气体密度和流速相关。这些阻力项目包括一次风机入口消音器、一次风冷风管道、空气预热器、一次风热风管道、点火风道、风室及布风板、风帽的沿程阻力和局部阻力。当考虑了流量裕量后，按照式（7-32）和式（7-33）计算，这些设备和管道的阻力随流量以2次方关系增加。

2. 不受流量影响的阻力分项

有一些阻力分项与流量无相关性，如热一次风自生通风力只与热风的密度有关，直接受运行温度和压力的影响。分床调节门与运行调整情况有关，当两侧分床压力有差异时，压力小的一侧就要关小调节门，避免一次风分配不均匀。床层阻力在设计上是一个定值，与设计考虑的床层厚度有关，燃料变动或者风量变动，床层阻力并不随着调整。这些阻力分项在设计上已经按照最大可能的参数进行选取，在计算中可以取定值。

根据以上分类，与流量裕量相关的阻力分项因流量裕量为20%，则阻力裕量应为44%，风机TB点压头的计算式为

$$\Delta P_{TB} = (PA1 + PA2 + PA3 + PA4 + PA6 + PA8) \times 144\% + (PA5 + PA7 + PA9) \quad (8-3)$$

目前国内锅炉合同一般允许锅炉厂提供的烟风侧阻力有10%的误差，如果在设计中采取保守策略，把烟风侧阻力的误差作为正偏差也考虑在风机选型中，则式（8-3）可改写为

$$\Delta P_{TB} = (PA1 + PA2 + PA3 + PA4 + PA6 + PA8) \times 144\% + (PA5 + PA7 + PA9) \times 110\% \quad (8-4)$$

在选取同样的富裕系数下，式（8-3）和式（8-4）计算的结果比式（8-2）要小一些，因为设备的阻力一般要作为性能保证值，有经验的制造厂商一般都能控制实际运行阻力不超过性能保证值，因此风机选型设计上不需要重复计算裕量，推荐用式（8-4）进行风机选型计算。以某300MW单床面燃劣质煤的CFB机组为例，三种计算方法得到的风机选型参数见表8-3，如果是双床面带外置换热器的CFB机组，也能得出同样的结论，但是因总阻力的基数不同，最后计算结果与

表 8-3 稍有差别。

表 8-3 一次风机按三种方法压头计算结果对比 kPa

序号	阻力项目	式(8-2)		式(8-3)		式(8-4)	
		设计值	系数	设计值	系数	设计值	系数
PA1	一次风机入口消音器	0.20	1.44	0.20	1.44	0.20	1.44
PA2	一次风冷风管道	0.35	1.44	0.35	1.44	0.35	1.44
PA3	空气预热器	2.20	1.44	2.2	1.44	2.2	1.44
PA4	一次风热风管道	0.55	1.44	0.55	1.44	0.55	1.44
PA5	热一次风自生通风力	忽略		忽略		忽略	
PA6	点火风道	1.10	1.44	1.10	1.44	1.10	1.44
PA7	分床调节门(无此项)	0	1.44	0	1.00	0	1.10
PA8	风室及布风板、风帽	5.00	1.44	5.00	1.44	5.00	1.44
PA9	床层阻力	8.00	1.44	8.00	1.00	8.00	1.10
计算阻力总和		17.4		17.4		17.4	
风机 TB 选型压头		25.06		21.54		22.34	
相对计算值的裕量		44%		24%		28%	

按照一次风机的 TB 参数, 风机的比转速较低 ($n_s=8\sim10$), 即风机的压头高、流量小, 一般只能选用离心式风机。小容量机组的离心式风机为了简化结构, 节约成本, 只在电机驱动轴处设置一个轴承, 风机转子与电机轴刚性连接, 为悬臂结构, 称为单支撑结构。300MW 的 CFB 机组配置的离心式风机转子较重, 采用单支撑结构, 轴的振动很难控制, 为了保证可靠性, 风机采用双支撑结构, 即电机驱动轴以及风机机壳另一侧各设置一个轴承, 风机转子为简支结构。

二、二次风机

一次风只是提供燃料着火阶段的助燃空气, 不能提供燃烧所需要的全部空气; 满足燃料助燃和燃尽需要, 并且从一次风系统以外送入的空气称为二次风, 输送这部分空气的风机称为送风机, 用于 CFB 机组上的送风机习惯称为二次风机。二次风机的流量裕量按式(8-1)计算时, 压头裕量同样有三种计算方法, 三种计算方法的计算结果对比见表 8-4, 与一次风机的选型一样, 推荐按式(8-7)计算。

$$\Delta P_{TB} = (SA1 + SA2 + \dots + SA7) \times 144\% \quad (8-5)$$

$$\Delta P_{TB} = (SA_1 + SA_2 + SA_3 + SA_4 + SA_6) \times 144\% + (SA_5 + SA_7) \quad (8-6)$$

$$\Delta P_{TB} = (SA_1 + SA_2 + SA_3 + SA_4 + SA_6) \times 144\% + (SA_5 + SA_7) \times 110\% \quad (8-7)$$

表 8-4 二次风机按三种方法压头计算结果对比 kPa

序号	阻力项目	式(8-5)		式(8-6)		式(8-7)	
		设计值	系数	设计值	系数	设计值	系数
SA1	二次风机入口消音器	0.20	1.44	0.20	1.44	0.20	1.44
SA2	二次风冷风管道	0.50	1.44	0.50	1.44	0.50	1.44
SA3	空气预热器	2.20	1.44	2.20	1.44	2.20	1.44
SA4	二次风热风管道	2.00	1.44	2.00	1.44	2.00	1.44
SA5	热二次风自生通风力	忽略		忽略		忽略	
SA6	二次风喷嘴	1.60	1.44	1.60	1.44	1.60	1.44
SA7	炉膛内正压	6.50	1.44	6.50	1.00	6.50	1.10
SA8	床压变化引起风压变化	1.00	1.44	1.00	1.00	1.00	1.10
	计算阻力总和	14		14		14	
	风机 TB 选型压头	20.16		16.86		17.61	
	相对计算值的裕量	44%		20%		26%	

除了一些较特殊的煤种外，一般 CFB 机组的一次风和二次风比例接近 50%:50%，二次风机的流量和一次风机相差不大，压头比一次风机低一些。即使这样，二次风机还是属于低比转速的风机 ($n_s=9\sim 10$)，因此也选择离心式风机，大容量机组配置的二次风机同样推荐采用双支撑结构。

三、引风机

CFB 机组配置的引风机工作条件与煤粉锅炉配置的引风机差不多，因此引风机的选型可以借鉴国内大量煤粉锅炉引风机的经验，直接用裕量系数法确定引风机的 TB 工况参数。按照国内的经验，引风机的流量裕量系数取 110%，另外再考虑排烟温度升高 10℃对容积流量的影响，压头裕量系数取 120%。

与比转速较低的一次风机及二次风机不同，300MW 等级的锅炉引风机既可以选择离心式，也可以选择轴流式。离心式风机通过轴向吸入口吸风，通过叶轮旋转，气流加速获得压升，并沿径向流道排出。离心式风机的特点是结构简单、维护方便、价格便宜。其等效率曲线近似椭圆，而且其短轴几乎与阻力特性曲线平行，在向低负荷调节时效率降低而且下降较快。

动叶调节轴流式风机从风箱吸风后，气流折向沿轴向进入，获得加速后在风机出口扩压段把大部分动压转换成静压。动叶调节轴流式风机叶轮上的叶片可以通过液压系统改变角度，从而改变风机的特性曲线，因此调节灵敏，变负荷运行时效率较高，但是结构较复杂，加工制造要求精度较高。风机的特点是等效率曲线近似椭圆形的长轴几乎与阻力特性曲线平行，在向低负荷调节时效率缓慢下降。

静叶调节轴流式风机叶轮上的叶片是焊接在轮毂上的，不能改变角度，通过调整叶轮前的静导叶角度改变风机曲线，等效率曲线近似椭圆形的长轴与阻力特性曲线呈一个角度，在向低负荷调节时，效率下降比动叶调节轴流式风机快，但结构相对简单。

三种风机的等效率曲线见图 8-1。引风机选择离心式还是轴流式，需要结合发电厂的运行模式以及风机的性能特点进行选择。如果发电厂的任务是带基本负荷的，引风机在较长时间内都在较高负荷下运行，三种风机的效率都是接近的，可以选用结构简单、维护方便、价格较低的离心式引风机。如果发电厂需要经常参加电网调峰，引风机低负荷运行时间较多，运行效率下降引起厂用电增加明显，选择效率较高的轴流式风机，一次投资虽然高一些，但是长时间低负荷下运行效率高于离心式风机较多，节省下来的电费可以几年内补偿一次投资增加的部分，所以调峰机组建议选择轴流式引风机。调峰机组还可以考虑采用离心式引风机加上变频调节器，低负荷运行时变频调速的效率比轴流稍高，但是变频器的一次投资较大，资金回收年限要更长一些。

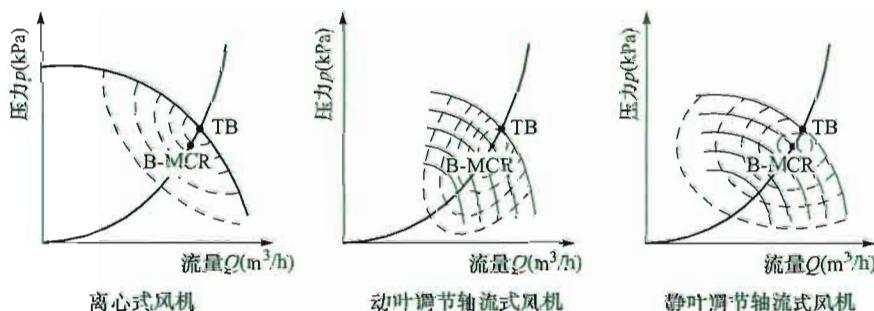


图 8-1 三种风机等效率曲线

300MW 等级的燃煤机组不推荐采用动叶调节轴流式引风机，因为 300MW 机组的烟气流量较小，在低负荷下运行，动叶调节轴流式风机容易发生喘振。如果选用轴流式风机，推荐静叶调节轴流式，虽然低负荷下效率略低于动叶调节轴流式，但是一次投资也相应较低，综合性价比较好。

第三节 给 煤 机

一、给煤机型式

给煤机是连接炉前煤斗和锅炉落煤口的设备，具备原煤输送和计量两大功能。CFB 机组常用的给煤机型式有埋刮板给煤机和电子称重皮带给煤机，从控制上来看，两种给煤机都能实现输送和计量的功能，但是由于设备的结构和工作原理不同，性能上有一定的差别。

埋刮板给煤机主要是由壳体、刮板及驱动链条、托轨、驱动电机及减速机等部件组成的。工作时，电机通过减速机驱动链条，带动刮板运行，刮板把煤层由给煤机入口推到出口，完成输送的过程。通过变频调速调整电机转速，实现给煤量的控制和调节。刮板式给煤机只能实现容积计量，通过设定的原煤比重换算为重量，实际使用中因煤质的变化，煤的比重不可能是定值，因此由容积转换为重量有一定的换算误差。埋刮板给煤机可以设计成一个入口多个出口，通过出口煤闸门调节各个出口的给煤量。

电子称重皮带给煤机主要是由壳体、驱动辊、从动辊、张力辊、称重辊以及称重传感器、皮带、驱动电机及减速机等部件组成的。皮带施加一定的张紧力，在驱动辊带动下皮带把原煤从入口输送到出口，称重辊以及称重传感器在皮带的中部，皮带通过称重段时，高精度的承重传感器把重力信号转换为电信号，实现原煤的计量和累加。通过变频电机调整皮带输送速度可以调整给煤机的出力。正常工作时，给煤机由高精度的称重传感器计量，计量精度可以达到 0.25%~0.5%。当称重传感器故障时，可以切换到容积计量模式，通过测量皮带速度计算出容积，再以前几个小时自动记录的原煤比重换算成重量，保证给煤机连续工作。

二、CFB 给煤方式

多台给煤机并联工作，把原煤从煤斗直接输送到 CFB 给煤口的给煤方式，称为单级给煤；一个给煤通道由 2 台及以上给煤机串联工作的给煤方式，称为多级给煤。采用单级给煤或者是多级给煤，取决于 CFB 的给煤口布置方式，而且配置的给煤机型式也不同。

1. 前墙给煤

前墙给煤方式把给煤口全部布置在锅炉的前墙，采用单级给煤，给煤机直接

连接煤斗和锅炉给煤口。300MW容量的CFB锅炉采用前墙给煤方式时给煤口一般为6~8个，每个给煤口配置1台给煤机。因为CFB锅炉主要是通过配风来快速响应负荷变化的，不像煤粉锅炉那样由给煤量响应负荷，所以从运行上考虑，给煤机的计量精度不需要很高，埋刮板给煤机就可以满足要求。但是从管理上考虑，大型发电厂都需要核算燃料成本，对入炉煤的计量还是要有较高精度，所以一般配置电子称重皮带给煤机。

2. 侧墙给煤

给煤口布置在锅炉的两侧墙，如果煤斗出口与锅炉落煤口的直线距离间允许布置给煤机，一般采用单级给煤。一般锅炉炉膛的横截面是宽度尺寸较大，侧墙方向的深度尺寸较小，侧墙给煤只能一侧墙布置1个给煤口，不可能满足锅炉给煤要求，只能作为辅助给煤口，与其他给煤方式配合使用。

3. 回料器给煤

前墙给煤和侧墙给煤的落煤口都是在水冷壁上开口，回料器给煤的落煤口不在水冷壁上开口，而是在回料器上开口。因为回料器在炉膛后面，给煤机不能转弯，一级给煤不能连接到落煤口上，需要采用两级给煤。第一级给煤机把原煤输送到炉膛后，再通过第二级给煤机把原煤送到回料器斜管上。回料器给煤第一级给煤机采用电子称重皮带式，锅炉的两侧各布置1台。第二级给煤机布置在炉膛后侧，因需要把一级给煤机输送来的原煤分配到多个落煤口，皮带式给煤机无法实现，所以要采用可以在中间设置出料口的埋刮板给煤机。

CFB锅炉给煤方式的选择，主要考虑入炉煤的均匀分布要求，另外锅炉制造厂的设计习惯也对给煤方式有较大影响。目前300MW容量的CFB锅炉单独采用炉前给煤或者回料器给煤都能满足设计要求，并且有实际运行业绩。国外一些设计方案为了使给煤更均匀，也有设计方案采用炉前和回料器联合给煤方式的。

三、给煤机出力计算

最初国内引进100~125MW等级CFB技术时，示范项目是采用回料器二级给煤方式，为了保证一侧给煤机故障时，不影响锅炉负荷，要求停一路给煤机的出力还能满足锅炉满负荷运行要求。《火力发电厂设计技术规程》(DL 5000—2000)根据示范项目给出推荐的给煤机的出力裕量系数为200%，这个系数对于回料器给煤方式是合适的。但是前墙给煤方式、前墙与回料器联合给煤方式也是国内的主流技术，要求给煤机的裕量系数仍是200%就不合适了，尤其是大型CFB锅炉，给煤机台数多，造成设备出力的闲置就非常明显。

考虑故障的概率，并联运行的给煤机出现2台或更多的给煤机同时发生故障的可能性很低，一般只有1台给煤机故障。如果是单级给煤系统，1台给煤机故障只影响一个落煤口的运行；如果是多级给煤系统，将影响下游一个或多个给煤口的运行。分析CFB机组的给煤方式，单级给煤系统停运1台给煤机，要保证锅炉负荷不下降，其他给煤机的出力要满足锅炉给煤量的要求。多级给煤系统无论一级给煤机或者二级给煤机任意1台给煤机故障，与故障给煤机串联运行的给煤机同样要停运。因此无论是单级给煤还是多级给煤，只要按照一级给煤机的数量进行计算，满足其中1台一级给煤机停运，其他的一级给煤机还能保证锅炉满负荷运行，二级给煤机的容量应与一级给煤机匹配，则单台给煤机的出力为

$$B_{cf} = \frac{B}{N_{cf} - 1} \quad (8-8)$$

式中 B_{cf} ——每台给煤机出力；

N_{cf} ——给煤机数量，多级给煤时指一级给煤机数量。

第四节 石灰石输送系统

考虑炉内脱硫的CFB机组要配置一套石灰石输送系统，按照石灰石输送设备划分，可以分为机械输送和气力输送；按照输送流程划分，可以分为单级输送系统和二级输送系统。机械输送方式磨损大，出力小，已经不能满足大型CFB机组运行的要求，因此发电厂一般多采用气力输送。

单级输送系统直接输送石灰石到锅炉内，单级输送系统的设备主要包括石灰石仓、仓泵、旋转计量器、空气压缩机等。单级输送系统通过变频电机调节旋转计量器的转速控制石灰石的给料量，计量器同时具备锁气功能。距离较短时，输送空气可以用罗茨风机提供，但是单级输送系统一般布置在锅炉房外，输送距离较远，而且有较大的垂直提升高度，罗茨风机提供的压力无法满足，因此输送的介质为除油除水后的压缩空气。

二级输送系统首先利用气力输送系统把石灰石输送到炉前的日用石灰石仓，再用压力风输送到炉内，主要设备包括日用石灰石仓、螺旋计量给料器、旋转给料阀、风粉混合器、罗茨风机等，石灰石给料量也是通过调节螺旋计量给料器的转速实现的。炉前日用仓距离锅炉比较近，输送的空气可以用罗茨风机提供。

技术上两种输送系统都能把石灰石输送到炉内，从投资上比较，仅仅对比二级输送系统设备和单级输送系统，则二级输送系统价格较低，但是二级输送系统

只包含日用仓至石灰石注入口之间的范围，石灰石从厂用仓输送到日用仓的气力输送系统划归除灰专业的系统，不包含在二级输送系统内，如果把这部分系统的费用一起计入，实际二级输送系统的价格不会低于单级输送系统。

在实际运行效果上，二级输送系统在小容量 CFB 机组上有大量的业绩，运行效果还可以接受，但是在大型 CFB 机组上使用，运行效果不理想，主要问题在于螺旋计量给料器、旋转给料阀卡涩、堵塞，或者是磨损后不能起到锁气作用，使高压的输送风反灌入石灰石仓，引起下料不畅。这些问题的原因比较复杂，一方面可能是设备出力放大后结构不合理，另一方面可能是输送石灰石量增加了，罗茨风机的压头不能满足要求。单级输送系统与仓泵气力输送的原理接近，可以满足大容量、长距离的气固混合物输送，因此在大型 CFB 机组上运行效果尚可，但国内现在运行业绩不是很多，可靠性还要进一步考察。以往担心一次输送系统类似仓泵输送系统，只能间隔运行，不能连续向锅炉给粉，影响脱硫效果和燃烧工况；实际上，现有成熟的单级输送系统已解决了这个问题，能实现仓泵一边出料一边进料，只是采用高灰气比，石灰石可能不是非常均匀地分布在气相中，但这样并不影响 CFB 机组运行，因为加入 CFB 锅炉内的燃料和石灰石都只占炉内很少一部分份额，石灰石在炉内也要被旋风分离器多次捕集在炉内循环使用。只要宏观上做到连续给料，并能随负荷调整出力，微观上的气固两相不均匀并不会对脱硫效果和燃烧工况产生明显的影响。

在石灰石输送系统选型上，300MW 容量 CFB 机组推荐使用单级输送系统，也可以选用二级输送系统；但二级输送系统的允许出力不能太高。设备制造厂必须清楚石灰石输送的特点并有解决方案，能处理石灰石比重大、易吸潮、输送过程透气性差、对空气亲和不佳的特点。CFB 机组的石灰石输送接口可以设置在炉前、回料器、热二次风喷嘴等位置，但具体位置一般由设备制造厂综合考虑，要满足分布均匀并且不能影响床温控制。

第五节 除 尘 器

除尘器通过物理方式把大部分粉尘从烟气中分离出来，减少烟气中的粉尘浓度，达到以下几个目的：

- (1) 减小除尘器下游的设备磨损。
- (2) 减小排放烟气的含尘量，达到环保目的。
- (3) 捕集粉尘并回收进行综合利用。

在燃煤电厂中，减小下游设备（主要是引风机）的磨损和达到当地环保排放要求是设置除尘器的主要目的。随着环保要求的不断提高，要求除尘器出口粉尘浓度已经远远低于 20 年前的要求，一般粉尘浓度在 $150\text{mg}/\text{m}^3$ 以下就不会对下游的引风机以及烟道产生大的磨损，因此满足环保要求的除尘设备，下游设备和管道的磨损问题已经不存在，目前除尘器的选型主要是为了满足环保要求。

除尘的机理包括重力分离、离心力惯性分离、碰撞惯性分离、接触阻留、静电力驱动、凝聚等几类，不同的粉尘特性适用于不同的除尘机理，除尘设备主要利用一种或者多种除尘机理进行除尘，以提高效果。

除尘器的类型按照结构类型区分主要有惯性式、水膜式、静电式、过滤式等几大类型。几种类型的除尘器主要特点见表 8-5。

表 8-5 除尘设备主要类型和技术特点

类型	惯性式	水膜式	静电式	过滤式
工作原理	根据粉尘和气体的动量不同，利用重力或离心力等产生惯性进行分离	采用惯性分离大颗粒粉尘，细颗粒粉尘与水膜碰撞并被吸附，综合作用提高除尘效率	高压直流电使空气电离产生电荷，令粉尘荷电，在静电场的作用下粉尘向极板运动并被极板吸附	采用孔径比粉尘小的滤料，使烟气通过而粉尘碰撞滤料的纤维被拦截或者吸附
主要优点	结构简单，维护少	结构相对简单，维护少	效率高，大型化容易，而且能耐一定高温，烟气侧流通阻力较小	效率高，粉尘适应性好，性能较稳定
主要缺点	效率低，只适合分离粗颗粒粉尘	效率低，除尘后烟气含水分较高，容易对下游设备产生腐蚀	耗钢材量较大，造价较高，结构复杂，部分比电阻特殊的粉尘不适合使用	结构较复杂，维护工作较大，滤袋不能承受高温，流通阻力较大
适用范围	适用于工艺流程中原料的初步分选	对排放要求不高的地区适用，电力行业已淘汰	适合大型化、排放要求高的火力发电厂，但少部分粉尘收尘效果不理想	适合大型化、排放要求高的火力发电厂，基本不受粉尘特性影响
除尘效率	50%~90%	85%~95%	90%~99.9%	$\geq 99.9\%$

一、环保要求及除尘器类型

随着国家经济实力的增长和技术水平的提高，我国国家与地方的环保标准经过多次修订，已经逐步提高，目前一些经济发达地区的环保标准已经与国际先进

国家的标准接近，可以看出，我国在经济发展的同时，越来越重视环保，环保政策已经逐步与国际接轨。目前国内环保标准主要遵照《火电厂大气污染物排放标准》(GB 13223—2003)，对粉尘的排放要求见表 8-6。同时一些经济发达的地区制订了更加严格的地方标准，例如广东省地区的新标准于 2009 年 8 月 1 日执行，其要求就高于国家标准，见表 8-7。

表 8-6 GB 13223—2003 各时段锅炉烟尘最高允许排放浓度

时 段	烟尘最高允许排放浓度 (mg/m ³)					烟气黑度 (林格曼黑度, 级)
	第 1 时段		第 2 时段		第 3 时段	
实施时间	2005 年 1 月 1 日	2010 年 1 月 1 日	2005 年 1 月 1 日	2010 年 1 月 1 日	2004 年 1 月 1 日	
燃煤锅炉	300 [*] 600 ^{**}	200	200 [*] 500 ^{**}	50 100 ^{***} 200 ^{****}	50 100 ^{***} 200 ^{****}	1.0
燃油锅炉	200	100	100	50	50	

* 县级及县级以上城市建成区及规划区内的火力发电锅炉执行该限值。

** 县级及县级以上城市建成区及规划区以外的火力发电锅炉执行该限值。

*** 在标准实施前，环境影响报告书已经批复的脱硫机组，以及位于西部非两控区的燃用特低硫煤（入炉燃煤收到基硫分小于 0.5%）的坑口电厂锅炉执行该限值。

**** 以煤矸石等为主要燃料（入炉收到基低位发热量小于 12 550kJ/kg）的资源综合利用火力发电厂锅炉执行该限值。

表 8-7 广东省各时段锅炉烟尘最高允许排放浓度

时 段	烟尘最高允许排放浓度 (mg/m ³)			烟气黑度 (林格曼黑度, 级)
	第 1 时段	第 2 时段	第 3 时段	
实施时间	2010 年 1 月 1 日	2010 年 1 月 1 日	2009 年 8 月 1 日	2009 年 8 月 1 日
燃煤锅炉	200	50 100 [*]	30 100 [*]	1
燃油锅炉	100	50	30	
燃气轮机组	—	30	10	

注 1. 第 1 时段——1996 年 12 月 31 日前建成投产或通过建设项目环境影响报告书（表）审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目。

2. 第 2 时段——1997 年 1 月 1 起至本标准实施之日前通过建设项目环境影响报告书（表）审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目。

3. 第 3 时段——标准实施之日起（2009 年 8 月 1 号）起通过建设项目环境影响报告书（表）审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目〔含在第 2 时段中通过环境影响报告书（表）审批的新建、扩建、改建火电厂建设项目，自批准之日起满 5 年，在本标准实施前尚未开工建设的火电厂建设项目〕。

* 以煤矸石为主要燃料（入炉燃料收到基低位发热量小于等于 12 550kJ/kg）的资源综合利用火力发电锅炉执行该限值。

一般火力发电厂燃用的动力用煤，灰分一般都在 5%~35%（收到基）范围内，要满足 GB 13223—2003 的要求，除尘效率要达到 99%以上，目前只有静电式除尘器和滤袋式除尘器能满足这样的技术要求。四电场的静电式除尘器理论效率可以达到 99.6%~99.8%，五电场的静电式除尘器理论效率可以达到 99.9%~99.96%，但是受飞灰的特性影响，对于有些难荷电或者导电性太高的粉尘，静电除尘的效率会远低于理论值。滤袋式除尘器的除尘效率很高，理论上只受滤料性能的限制，除尘器出口可以达到极低浓度。

二、主流除尘器技术特点

对于 300MW 等级的燃煤机组，应用较为成熟的除尘设备类型有静电式除尘器、滤袋式除尘器、电—袋复合除尘器三种，三种类型的除尘设备技术上各有特点，投资也有一定差距。在设计上需要根据工程具体条件选用合适的设备，保证技术先进并且兼顾设备投资以及日后的生产维护成本。

（一）静电式除尘器

静电式除尘器的除尘原理是通过施加电极高压直流电，使气体电离并产生电荷，电荷与粉尘碰撞并使粉尘荷上电荷，受到电场力作用向电极移动，被集尘极捕获并收集。在静电式除尘器壳体内设有很多组阴极线和与之对应的阳极板，给阴阳极施加高压直流电，阴极（放电极）附近气体被电离，形成电晕。电晕区的范围较小，正离子很快流向放电极，电子则扩散到电晕外区域。烟气流过电极区间时，大部分粉尘带上负极性，在电场力的作用下向阳极板（收尘极）移动，与阳极板接触后放出电荷，通过振打落入灰斗。

静电除尘器是国内燃煤机组广泛使用的一种除尘设备，技术成熟，最大容量可以为 1000MW 容量机组配套。对于燃煤电厂，影响静电式除尘器收尘效率的主要因素有以下几种：

1. 烟气流速

粉尘向垂直于烟气流动方向的极板运动，需要保证粉尘在电场中有足够的时间荷电并且到达极板，因此较低的烟气流速有利于粉尘的捕集，而且还能减少二次扬尘。但是烟气流速又不能取得太低，否则静电式除尘器的横截面非常大，材料消耗太多，经济上不合理。一般除尘器内烟气的设计流速范围是 0.8~1.3m/s。

2. 比集尘面积

比集尘面积的概念是指单位烟气流量下所对应的集尘极板面积，比集尘面积的大小是影响静电式除尘器效率的重要参数，也是反映静电式除尘器成本的重要

指标。同样条件下，比集尘面积越大，除尘效率越高，反之则除尘效率较低。

设计上选取比集尘面积主要受到飞灰的特性、除尘效率要求、粉尘在电场内的驱进速度等参数的影响。以往采用飞灰的比电阻来评价粉尘的荷电和捕集的难易，但是飞灰比电阻的测定方法不同，测定的环境湿度不同，往往影响测定的准确性，而且在工程前期设计阶段，有时不一定能获得详尽的煤质和灰渣资料。因此，近年在静电式除尘器的选型上一般只把飞灰比电阻作为参考资料用，大多是依据飞灰的成分进行判断收尘的难易程度。四电场静电式除尘器的比集尘面积一般为 $75 \sim 115 \text{m}^2/(\text{m}^3/\text{s})$ ，五电场静电式除尘器的比集尘面积一般为 $110 \sim 130 \text{m}^2/(\text{m}^3/\text{s})$ 。

3. 电场参数自动控制水平

在防止击穿的情况下，电场电压尽量高，粉尘荷电效果更好，目前直流电压一般达到 $60 \sim 72 \text{kV}$ 。除尘器内烟气总存在扰动和变化，击穿电压是波动的，相应反映出电流总是有一定变化，要求动态调节来提高除尘效率和低能耗。人工操作调节肯定不能满足运行要求，近年来广泛采用先进的工业用 16 位单片微处理器。通过微机控制软件瞬时分析电场二次电压、电流变化，对各种大、中、小火花的准确检测，在火花控制中实现无冲击不关断软控制，保持稳定的电压电流输出特性，可较大幅度地提高平均电压和平均电流，稳定地提高除尘效率。

4. 粉尘特性

粉尘特性主要指粉尘的颗粒度和比电阻等固有物理特征，是不可改变的，只能通过调节静电式除尘器的设计参数来适应。一般较适合静电式除尘器的粉尘比电阻范围为 $10^4 \sim 10^{11} \Omega \cdot \text{cm}$ 。

当比电阻低于 $10^4 \Omega \cdot \text{cm}$ 时，粉尘导电效果较好，荷电容易，释放电荷也快，黏附极板力太弱，收尘极不易收集。粉尘反复荷电放电，最后被气流带出电场。

当比电阻达到 $10^{12} \Omega \cdot \text{cm}$ 或者更高时，粉尘荷电慢，需要更高的电场电压。高比电阻的粉尘黏附在极板上，电荷释放时间长，静电力大，不易振打下来，粉尘间隙的空气在高电压下会被部分击穿，并且产生正负电荷，极性与电场方向相反，即形成“反电晕”，影响除尘器正常工作。

对于高比电阻的粉尘，一般采取的措施是加大电极间距，提高电场电压，同时采取脉冲供电方式，降低击穿的可能。同时采用有效的振打方式，提高极板清洁度，减轻反电晕的产生。但对于极高比电阻的粉尘，这种方式的效果有限，一般要设置烟气调质系统，在烟气中添加少量的调质剂，改变粉尘表面导电性能，

提高荷电效率来实现降低收尘难度的目的。

对于极高比电阻、黏性大的工况，旋转移动电极也是一种较理想的结构。如图 8-2 所示，阳极板在不断旋转，在底部用电刷清除极板上的粉尘，清灰彻底，几乎不产生二次扬尘，极板较为清洁，可以提高除尘效率。

(二) 滤袋式除尘器

滤袋式除尘器是一种干式的高效除尘器，它利用纤维织物的过滤作用进行除尘，效率高达 99% 以上，而且效率基本不受粉尘特性的影响。滤袋式除尘器收尘原理主要有以下三种：

- (1) 筛滤。颗粒较大的粉尘无法通过滤袋的网眼，被滤袋阻挡下来。
- (2) 碰撞惯性分离。粉尘随气流流动，经过滤袋纤维时，气流转向而通过，粉尘惯性较大容易与纤维碰撞而被拦截下来。
- (3) 接触。比滤料网眼细的粉尘在分子热运动中有机会与滤袋纤维碰撞，与滤料接触并黏附在纤维上。

滤袋式除尘器的除尘效率是变化的，新滤袋由于网眼较大，在运行初期除尘效率不是最高，随着滤袋上的粉尘层增加，粉尘填充了一部分网眼间隙，除尘效率逐步提高。当粉尘积累到一定厚度时，滤袋的空隙太小，气流通过时阻力迅速上升，气流通过空隙时流速增加，会带走一部分粉尘，此时应对滤袋进行清灰，以降低阻力和保证除尘效率。

滤袋式除尘器对粉尘适应性广，但还是要采取一定措施避免以下某些特殊工况，以保护滤袋的性能和寿命：

(1) 高温。滤袋的承受温度与材料有关，一般化纤织物长期使用温度是 80~200℃。锅炉排烟温度一般为 120~140℃，因此要根据锅炉的排烟温度选择合适的材料。烟气中不能带未燃尽的颗粒，否则会烧坏滤袋。为了避免锅炉事故时超过滤袋式除尘器的最高允许温度，可以设置喷水减温装置或者设置烟气旁路。

(2) 结露。烟气中水分达到饱和后，在易散热的区域容易结露。结露的液体虽然不会直接破坏滤袋，但是粉尘吸潮后不易清灰。燃煤机组在设计锅炉时就要

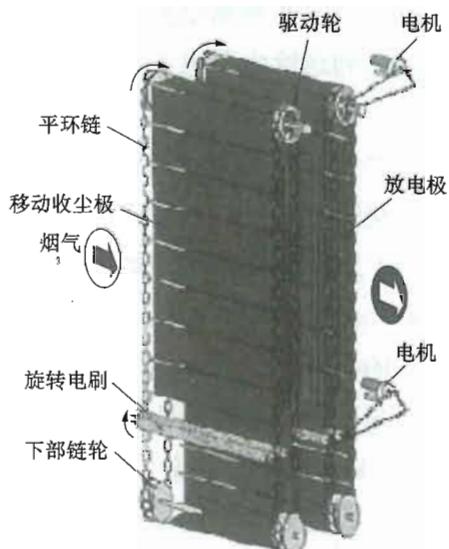


图 8-2 移动式电极结构

考虑防止空气预热器结露腐蚀问题，因此只要保温和防漏风措施效果好，一般情况下烟气到达除尘后也不会结露。

(3) 燃油未燃尽。机组启动阶段，如果油燃烧器雾化效果不好，燃油燃尽较差时会产生轻而且黏的炭黑，粘在滤袋上无法清除。如果机组长时间投油运行，并且燃烧效果不好，则要考虑设置除尘器旁路。

(4) 避免滤袋损坏。烟气粉尘冲刷和吹扫不合理，都会造成滤袋磨损破裂，导致除尘效率下降。因此，在设计上要从结构上避免高速烟气直接冲刷滤袋，吹扫装置的压缩气流分配均匀，不会直接吹扫滤袋。在运行上要控制合理的清灰周期，尽量减少不必要的吹扫。

(三) 电—袋复合除尘器

电—袋复合除尘器是把静电式除尘器和滤袋式除尘器结合起来，前面的电场采用静电式除尘器，后面的电场采用滤袋式除尘器，结构上结合了两种收尘技术的优点，又能弥补原来单一收尘方式的缺陷。

电—袋复合除尘器前面电场采用静电方式收尘，把大部分(85%~95%)粗颗粒粉尘先清除下来，剩下较细的粉尘用滤袋收尘，既能保证整体收尘效率高于传统静电式除尘器，又能减小粗颗粒粉尘对滤袋的磨损。经过荷电的粉尘在滤袋上排列有序，滤袋透气性较高，烟气侧阻力低于单纯的滤袋式除尘器，清灰周期较长，有利于提高滤袋的使用寿命。

电—袋复合除尘器按结构区分有两种类型，一种是“整体式”，另一种是“分体式”。整体式的结构是前面两个电场后设置1~2个滤袋除尘室，静电除尘和滤袋除尘布置在一个整体的壳体内。整体式布置结构紧凑，占地面积较小，但是设计时要充分考虑气流分布，在有限的空间内设置有效的导流措施，保证各区域的滤袋承受的负荷接近。

分体式是完全独立的两个除尘设备，通过烟道串联起来。由于两部分除尘器是独立设计的，滤袋式除尘器的设计较容易。但是静电式除尘器和滤袋式除尘器进出口都要布置烟气扩散口，占地面积较大。

只要气力分布设计合理，两种结构的电—袋复合除尘器都能良好工作，区别只在于设备占地和初投资。一般来说，分体式的支撑钢架较多，并且前后两级除尘器都设置扩散口，材料用量较多，成本会稍微高一点。

由于结合了静电式除尘器和滤袋式除尘器两种类型的优点，两种收尘技术综合使用在一定程度上又弥补了单一除尘技术的不足，因此是一种值得推广的新设备。而且电—袋复合除尘器烟侧阻力介于两种除尘器之间，滤袋的清灰周期长，

寿命明显提高，减轻了检修维护工作量，适合于比电阻特殊的煤种或者对排放要求很高的工程。

三、配套 CFB 除尘器技术特点

因燃烧方式和工艺流程不同，CFB 机组的工况与煤粉锅炉有一定的差别，在除尘器设计选型时应该考虑这些差别，对设备制造提出合理的技术要求，保证烟气粉尘排放满足环保要求。CFB 机组排放的烟气特性与煤粉锅炉的差别主要有以下几种情况：

1. 含尘浓度高

CFB 机组一般燃用劣质煤，灰分较大，即使 CFB 机组的飞灰占灰渣总量的份额较少（40%~70%），但是总灰渣量大，尤其添加石灰石炉内脱硫后，飞灰浓度更高。CFB 机组排放的烟气中粉尘浓度主要取决于旋风分离器的效率。烟气中飞灰浓度高，对于静电式除尘器，会引起第一电场电晕闭塞，电晕电流接近为 0，大量粉尘无法荷电，除尘效率降低。对于滤袋式除尘器，虽然不会影响除尘效率，但是增加滤袋差压，吹扫周期增加，减短滤袋的寿命。

提高静电式除尘器的工作电压是减轻电晕闭塞的有效办法，但是受到击穿电压的限制，工作电压也不能无限提高，如果粉尘浓度太高，一般可以设置一级惯性式除尘器进行预除尘。如果采用滤袋式除尘器，只能通过选用耐机械疲劳寿命更高、耐磨性能更好的滤料来解决除尘器入口含尘浓度高的问题。

2. 烟温偏高

目前国内运行的 CFB 机组，很多存在锅炉排烟温度偏高的问题，排烟温度可达到 160℃甚至更高。引起锅炉排烟温度高的因素很多，有可能由低温受热面积灰引起，也有可能由设计经验不足受热面面积分配不合理引起，煤质变化较大同样会引起排烟温度高于设计值。一般大中型锅炉的排烟温度为 125~140℃，烟气含硫量较高时，为了减轻低温腐蚀，在设计上也会采用较高的排烟温度。

一般煤灰在 150~180℃之间，比电阻最高，可能会比 120℃时高出一个数量级。如果比电阻过高，静电式除尘器的效率就会明显降低。要保证静电式除尘器的效率，一种方法是可以降低烟气流速，延长烟气在除尘器内的停留时间，或者增加有效收尘面积，并且要采用力度更大的振打；还有一种方法则是在除尘器入口设置换热器，降低烟温到 90℃。设置除尘器入口换热器，一方面降低了飞灰比电阻，另一方面降低了烟气容积流速，都有利于静电式除尘器更

有效的工作，同时从烟气中回收的余热可以进行综合利用，补偿设置换热器所增加的投资。

滤袋式除尘器的除尘效率不受粉尘比电阻的影响，烟气温度升高引起容积流量增加，在一定程度上也不会降低除尘效率。但是滤袋纤维的耐温度能力有限，烟气温度高于 160℃长期运行，要选用耐温性能更高的材料以满足运行要求。

3. 烟气含硫量低以及含钙量高

如果 CFB 机组添加石灰石进行炉内脱硫，一方面降低了烟气中的二氧化硫 (SO_2) 的含量，另一方面改变了灰渣中的成分比例，氧化钙 (CaO) 的含量大幅度增加。烟气中的 SO_2 含量少，降低粉尘的表面荷电能力，类似比电阻提高，增加了收尘的难度。另外，CaO 黏性较大，附着在极板上很难振打下来，在低温时还会吸潮板结在极板上。针对高钙飞灰的特点，静电式除尘器的振打力度要加强。

滤袋式除尘器对烟气成分和粉尘特性不敏感，基本不受烟气中 SO_2 含量或者粉尘中成分的影响，因此，不需要制订特别的技术措施，但在运行中应防止漏风引起局部低温结露造成“糊袋”。

4. 灰渣比波动

煤粉锅炉的灰渣比一般是飞灰份额为 85%~90%，即使有波动，范围也很小。CFB 机组的灰渣比一般为飞灰份额 40%~70%，煤质变化以及运行过程中，一次风率的调整都有可能引起灰渣比有较大的波动，因此除尘器入口粉尘浓度有可能有较大的变化。

在一定范围内，静电式除尘器入口粉尘浓度增加，如果电场电压和电流还没有达到最大值，可以调整运行参数提高除尘效率，使除尘器出口浓度还保持在设计值范围内，但静电式除尘器对入口粉尘浓度还是比较敏感的。滤袋式除尘器基本不受入口粉尘浓度的影响，浓度有较大的变化时，出口浓度还能保持稳定，只是滤袋的差压有可能增加，并且滤袋吹灰的间隔周期要缩短，吹扫的频率要增加。

四、除尘器选型推荐意见

可用在 300MW 等级 CFB 机组上的除尘器类型有静电式除尘器、滤袋式除尘器、电—袋复合除尘器。这三种结构的除尘器均能国产化，并且已经有类似项目的应用业绩，三种除尘器的技术横向对比见表 8-8。

表 8-8 除尘器技术性能对比

序号	项 目	静电式	滤袋式	电—袋复合
1	理论除尘效率 (%)	99.9	99.99	99.99
2	除尘效率稳定性	不稳定	稳定	稳定
3	受煤质变化影响	大	小	小
4	出口含尘≤30mg/m ³ (标态)	可实现	易保证	易保证
5	可承受短时烟气温度 (℃)	≤300	≤180	≤180
6	烟气侧平均阻力 (Pa)	200~300	1200~1500	800~1200
7	除尘器本体运行电耗	高	低	较低
8	维护工作量	一般	多	较多
9	检修技术要求	较高	一般	较高
10	清灰方式	振打	反吹	电场室振打, 滤袋室反吹
11	设备成本	难收尘时价格高	高, 有可能降低	较高
12	运行维护成本	中等	高	较高

静电式除尘器运行阻力低, 能抵抗非正常工况下的高温冲击, 可靠性较高。如果采用四电场或者五电场静电式除尘器能满足环保要求, 一般优先考虑这种类型。如果煤种的飞灰难以荷电收尘, 则应选用其他类型的除尘器或者配置烟气调质系统。

滤袋式除尘器对煤质变化不敏感, 除尘效率比较稳定, 但是如果滤袋选型或运行不当, 会导致寿命较短, 后期维护成本非常高昂。当环保对粉尘排放限制非常严格, 或者发电厂实际使用的煤种多、煤质波动较大时, 可以采用滤袋式除尘器。

电—袋复合除尘器的除尘效率可达到滤袋除尘器的水平, 综合性能较优, 具有运行能耗较低等优点。目前电—袋复合除尘器在国内发展迅速, 逐渐成为一种主流的除尘器结构类型。推荐在煤质变化复杂, 或者排放要求很严格时, 可以考虑电—袋复合除尘器。电—袋复合除尘器兼有静电式除尘器和滤袋式除尘器的特点, 在具体工程设计上, 可以结合项目的具体条件, 与滤袋式除尘器进行综合对比, 选择性价比最合适的设备。

大型机组一般每台锅炉配置 2 组静电式除尘器, 任何一组都可以单侧运行, 保证其中一组故障时, 另一组还可以满足锅炉带 50%以上负荷运行, 不需要全厂停机, 提高了整个系统的可用率。而滤袋式除尘器或者电—袋复合除尘器, 因为

需要在线对破损滤袋堵漏或者更换，因此一般一台机组配置 4 个或以上通道，每个通道出入口都有隔绝门，可以切除任意一个通道进行检修，锅炉还可以带额定负荷运行。

第六节 给 水 泵

给水泵被比喻为锅炉的“心脏”，向锅炉输送除氧合格的给水和减温水，保证锅炉蒸发量和进水量的平衡，大型锅炉的给水压力很高，只有采用多级离心泵才能满足要求。经过除氧后的给水是饱和状态，给水泵入口要考虑汽蚀问题，虽然除氧器布置的位置较高，有一定的倒灌扬程，但是还不能满足主给水泵的必需汽蚀余量要求，要在主给水泵前设置一台抗汽蚀性能好的单级前置泵，串联运行组成给水泵组，有时候称“给水泵”即指给水泵组，包括前置泵和主给水泵。

一、给水泵驱动方式

按照驱动方式不同，给水泵可分为汽动给水泵（工业汽轮机驱动）和电动给水泵（电动机驱动）两种，300MW 机组两种驱动方式的给水泵都有采用。汽动给水泵采用发电厂自身产的蒸汽作为动力源，蒸汽一般取自汽轮机的高压缸排汽或者中压缸抽汽。电动给水泵采用 6kV 中压电动机驱动，为了满足给水流量调节要求以及避免启动过程中电动机过载，配置液力耦合器进行调速。

采用汽动给水泵方案，相当于一部分蒸汽从抽汽之后进入给水泵汽轮机做功驱动给水泵，如果采用电动给水泵相当于这部分蒸汽在主汽轮机抽汽口后的各级内继续做功，转化为电能驱动给水泵。从效率方面对比，汽动给水泵的总效率等于给水泵汽轮机热循环效率和机械传动效率的乘积，能量转换环节较少，转换过程中的损耗较低；电动给水泵的总效率等于主汽轮机抽汽口后各级的热循环效率、发电机效率、变压器效率、电动机效率以及机械传动效率的乘积，能量转换环节多，转换过程中的损耗较多。如果给水泵汽轮机的效率较高，则采用汽动给水泵能耗较低；如果给水泵汽轮机效率较低，即使转换环节少，但是给水泵汽轮机的缸效率低，则可能总效率还不如电动给水泵高。一般机组容量越大，给水泵汽轮机的容量也增加，缸效率有一定的提高，采用汽动给水泵能耗较低；反之，小容量机组配套的给水泵汽轮机流量低，缸效率较低，则电动给水泵能耗更低。200~300MW 机组，汽动给水泵与电动给水泵的差别很小；600MW 以及更大容量的机组，汽动给水泵效率较高；而 200MW 以下的中小型机组，汽动给水泵效率不如电动给水泵。

因此，大型机组都配置汽动给水泵，中小容量的机组基本配置电动给水泵。

从商业运行利益方面考虑，汽动给水泵用蒸汽驱动，汽轮机进汽量增加，但厂用电量减少，在发电机端同样功率下，采用汽动给水泵相对电动给水泵可以有更多电量上网。因此，一些电厂针对目前的调度政策，为了增加上网电量，把电动给水泵改造为汽动给水泵。

二、给水泵配置数量

世界上各国设备制造能力、设备可靠性、运行习惯等因素不同，对给水泵的配置方式也各不相同，给水泵的配置方式主要有：

- (1) 1台 100%容量汽动给水泵，不设备用泵。
- (2) 1台 100%容量汽动给水泵、1台 30%~50%备用电动给水泵。
- (3) 2台 50%汽动给水泵，不设备用泵。
- (4) 2台 50%汽动给水泵、1台 30%~50%备用电动给水泵。
- (5) 3台 50%电动给水泵、2台运行 1台备用。

国内 300MW 及以上机组一般考虑配置 2 台 50%汽动给水泵、1 台 30%~50%备用电动给水泵的方案，有一些供热机组也配置 3 台 50%电动给水泵。这两种配置可以满足当 1 台给水泵因事故解列后，理论上锅炉还可以保证给水而不停炉，如果能及时投入备用泵，机组还能维持较高负荷运行。但要在运行中实现，需要锅炉及其他辅机相配合，当 1 台给水泵解列后，燃烧系统能及时调整燃料供给，使煤水比调整到正常的范围内，保证锅炉受热面不超温，备用泵要及时启动并泵，保持汽包水位稳定。

随着给水泵技术水平和制造工艺的进步，设备的可用率越来越高，备用泵的闲置率很高，近年来，一些发电厂开始尝试只配置 2 台 50%汽动给水泵，不设备用泵，一方面节省工程项目建造成本，另一方面也减轻了检修维护的工作量，这种方案已经逐步得到了行业内的认可。

三、事故给水泵

除了与其他类型燃煤发电厂一样配置给水泵以及备用泵以外，300MW 容量等级的 CFB 机组还要考虑特殊的事故给水泵的配置问题。与煤粉锅炉和小容量的 CFB 锅炉不同，300MW 等级的 CFB 锅炉炉内床料量大，炉内敷设的耐火材料多，一旦事故停炉，巨大的蓄热量不能通过通风来迅速放散，炉内高温的床料和耐火材料还会向受热面放热，如果受热面内的工质没有足够的流量，受热面就得不到

有效的冷却，会产生超温，会降低材料寿命甚至造成超温爆管等事故。一般事故停炉，如果发电厂内厂用电系统还能正常工作，则启动备用电动给水泵继续向锅炉提供给水，直到锅炉内温度下降到安全范围内。但是如果事故发生后连厂用系统电都同时崩溃，则备用电动给水泵也不能开启，在这种情况下，如果 CFB 锅炉又必须保证给水，则需要考虑设置事故给水泵的问题。如果设置事故给水泵，其流量约为锅炉 B-MCR 的 7%，交流和直流保安电源容量都不能满足其用电需求，只能采用柴油机驱动。

但是，并不是所有 300MW 容量的 CFB 锅炉必须设置事故给水泵，如果通过校核计算，确认工况最恶劣部位有介质冷却不会超温，锅炉内水容积足够维持紧急停炉下的蒸发时间，则可以取消使用概率很小的柴油机事故给水泵，节省下来的投资可能近千万元。

使用外置床换热器并且旋风分离器为绝热式的 CFB 机组，锅炉总蓄热量较大，同时设计上要求受热面或包墙必须强制循环工质才能产生冷却效果，这种特点的锅炉就应设置柴油机事故给水泵，保证机组事故停炉锅炉的安全。如果 CFB 机组采用汽冷或者水冷旋风分离器，耐火材料敷设较薄，而且事故停炉工质还能自然循环，则不一定配置事故给水泵，以简化系统，节省投资。

四、给水泵选型推荐意见

结合国内实际情况，推荐采用 2 台 50% 汽动给水泵、1 台 30%~50% 备用电动给水泵方案，经过技术经济比较后，也可以采用 3 台 50% 电动给水泵。对炉水容积以及可能超温的部位进行核算，再决定是否配置事故给水泵。

第七节 回料器流化风机

回料器流化风机是 CFB 锅炉机组特有的设备，向 CFB 锅炉回料器提供循环灰流化的空气以及送回炉膛的动力。虽然回料风机容量远小于三大风机，但是回料风机是保证锅炉物料循环正常的重要设备，在设计上也应重点关注。

回料风机的出力主要与分离器下部循环灰料位有关，并不仅仅受控于锅炉负荷。当分离器下部料位高报警时，要尽快加大回料风机出力，使更多的灰排入炉膛，防止料位过高风机压头不够堵死回料器。当分离器下部料位低报警时，要减小回料风机出力，防止输灰量大于分离器进灰量，导致分离器无料位，炉膛高压烟气反串入分离器后使旋风分离器内的流场破坏，不能有效分离烟气中的飞灰，

破坏物料平衡。

一、风机类型

回料器流化风机的工作压力很高，300MW 机组的 CFB 锅炉回料器流化风机压头可以达到 50~60kPa，一般结构的风机已经不能满足要求。可以选择的风机有罗茨风机和多级离心式风机。

以往小机组的回料器风量较少，即使多级离心式风机都很难选型，因此一般选用罗茨风机。罗茨风机属于容积式风机，分为两叶式和多叶式，转子之间没有直接接触，靠转子旋转改变气腔空间来压缩气体。需要调节风量时，容积式风机不能采用节流调节，一般采用分流旁路调节，在回料器流化风母管上设置一路调节旁路到二次风，通过调节到二次风的流量控制母管到回料器的流量。

随着机组容量的增加，回料器的流量也增加，在 300MW 机组上选择多级离心风机作为回料器流化风机已经成为可能。多级离心式风机的特点是运行比较平稳、噪声相对低、流量可以通过风机入口调节门来调节。

二、风机配置数量

国外设计习惯是配置 2 台回料器流化风机，1 台运行 1 台备用。国内一般习惯选择 3~5 台，其中 1 台备用。从运行可靠性来看，似乎运行风机的数量大于 1 台，当其中 1 台风机跳闸后，其他风机还能提供流化风使回料器继续工作。但实际上 1 台风机跳闸后，能提供的流化风数量减少，输送的循环灰将少于旋风分离器落下的灰，除非风机裕量较大，少 1 台风机其他风机可以提高风量供给。按照国外配置方式，回料器流化风机，1 台运行 1 台备用，当 1 台风机跳闸后，回料器没有流化风使循环灰暂停回料，但是其中备用的风机制能在十几秒内启动，旋风分离器的料位不会上升太多，备用风机重新启动后，可以增加风量提高排灰速度已降低旋风分离器的料位。因此，按照国外配置方式，只设 2 台流化风机也是可行的。

选择罗茨风机或者多级离心式风机都可以满足要求，300MW 的 CFB 机组，如果采用罗茨风机，运行的风机数量一般多于 3 台，避免数量太少单台罗茨风机流量太大不好选型；如果采用多级离心式风机，则一般运行的数量不多于 2 台，再设 1 台备用风机。

第九章

炉内脱硫

按照国内环保要求，燃煤机组都要进行脱硫，烟囱出口 SO_2 排放浓度要同时满足《火电厂大气污染物排放标准》(GB 13223—2003) 以及当地环保的要求。按照脱硫的工艺方式，可以分为湿法脱硫和干法/半干法脱硫；按照脱硫反应在烟风系统中的位置，又可以分为炉内脱硫和烟气脱硫。CFB 机组的脱硫方式属于炉内干法脱硫，优点是只需要设置一套石灰石输送系统，脱硫设备投资省；脱硫后生成的固态产品，可以与灰渣一起处理，没有废水处理要求；脱硫剂和脱硫生成物都是固态物，输送电耗少，脱硫反应在炉内完成，不需要其他能耗，因此脱硫运行费用低。但是炉内脱硫最高效率还是稍低于湿法脱硫，在 SO_2 排放控制非常严格的地区，要满足环保要求，要对入炉燃料的含硫量进行控制，或者再配置一套小容量的烟气脱硫设备。

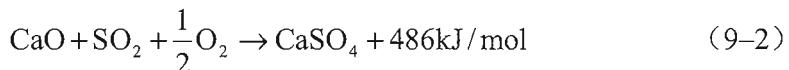
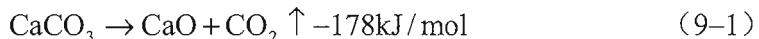
早期有些观点认为 CFB 锅炉与鼓泡床锅炉的脱硫原理相似，或者比照煤粉炉炉内喷钙脱硫的效率，认为 CFB 锅炉脱硫效率不会高于 80%，在 SO_2 排放严格控制区还应该配置烟气脱硫系统。从国内已经投运的一些 300MW 容量的 CFB 机组性能测试结果来看，CFB 锅炉的脱硫效率远不止 80%，可以达到更高的效率。虽然 CFB 锅炉的脱硫工艺与鼓泡床锅炉的工艺类似，但是控制和运行参数不同，导致两者的脱硫效率有很大差距。鼓泡床锅炉炉内添加的石灰石颗粒度较大，以避免石灰石加入炉内后未得到充分混合就带出炉膛；但是颗粒度大的石灰石相对表面积就小，脱硫反应在石灰石表面生成一层硫酸盐后，烟气很难渗入到颗粒内部继续反应，因此鼓泡床石灰石消耗量大，脱硫效率低，一般只有 60%~70%。CFB 锅炉配置旋风分离器，可以捕集较细的颗粒，石灰石在炉内多次循环利用。添加入炉内的石灰石颗粒可以小一些，一般在 1mm 以下，相对比表面积大，而且运行床温控制在 850~870°C 之间，是石灰石与 SO_2 进行化学反应的最佳温度。实际上 CFB 锅炉的脱硫效率可以达到 90%~95%，远高于同样是炉内脱硫的鼓泡床锅炉，可以满足大部分地区的环保要求。

第一节 炉内干法脱硫原理

炉内干法脱硫的脱硫剂是石灰石，石灰石的成分一般包括 CaCO_3 、 MgCO_3 、微量的水分和其他一些矿物质。在成分分析中，要对试样进行灼烧，一些盐会分

解成氧化物和气体（例如 CO₂），因此测试报告一般提供的是 CaO、MgO、SiO₂、酸性不溶盐和烧失量等质量成分。

石灰石中脱硫的有效成分是 CaCO₃，首先 CaCO₃ 在炉内煅烧分解，生成的 CaO 与烟气中的 SO₂ 反应生成 CaSO₄，反应方程式为



MgCO₃ 基本不与 SO₂ 反应，但有报告说 MgCO₃ 可以与 SO₃ 发生反应，但烟气中 SO₃ 含量很少，在计算时近似认为 MgCO₃ 不进行脱硫反应。在实际运行中，烟气中的 SO₂ 并不全部参加反应生成 CaSO₄，总有一部分随烟气排出锅炉外。燃煤中可燃硫生成 SO₂ 并与 CaO 反应并生成 CaSO₄ 的质量份额，与可燃硫的总量之比就是脱硫效率，钙硫摩尔比、石灰石活性、反应温度、石灰石颗粒大小等因素都会影响 CFB 脱硫效率。

1. 钙硫摩尔比

在炉内并不是所有石灰石都能参加反应，需要过量的石灰石才能达到一定的脱硫率，加入炉内的石灰石的摩尔量与燃料中可燃硫的摩尔量之比，叫做钙硫摩尔比，钙硫摩尔比越高，加入炉内过量的石灰石越高，SO₂ 反应生成 CaSO₄ 的比例越高，即脱硫效率越高。当钙硫摩尔比在 2.5 以下时，脱硫效率随钙硫摩尔比增加而明显提高；但是超过 2.5 以后，再增加石灰石脱硫效率就不再有明显变化，只会增加烟气量和灰渣量。CFB 机组运行较经济的钙硫摩尔比为 1.8~2.2，此时脱硫效率约 90%。

2. 石灰石活性

除了钙硫摩尔比影响脱硫效率以外，石灰石的活性也是影响脱硫效率的一个因素。各个产地的石灰石添加入炉后与 SO₂ 反应的比例是不同的，同样的钙硫摩尔比，有些品种能达到更高的脱硫效率，有些脱硫效率则很低。从微观上分析，石灰石颗粒的孔隙率、CaO 硫酸盐化程度都会影响石灰石的活性。测试石灰石活性一般采用热重分析法（TGA），对于纯度较高的石灰石，热重分析法可以反映石灰石的活性，但是如果石灰石纯度较低，一些杂质在高温下会对分析结果产生影响。

3. 反应温度

床温也会影响 CFB 的脱硫效率，当反应温度低于 800℃ 时，SO₂ 的反应速率很低，脱硫效果很差。随着温度的升高，反应速率增加，脱硫效率提高。当温度高于 920℃ 时，虽然反应速率提高，但是石灰石颗粒的孔隙过早堵塞，造成石灰

石利用率低，而且在高温下，已经生成的 CaSO_4 又会重新分解释放出 SO_2 。为了得到较高的脱硫效率，提高石灰石利用率，CFB 机组设计上一般控制床温为 850~870℃，对于难着火的劣质燃料，床温一般也不超过 900℃。

4. 石灰石入炉粒径

入炉石灰石的粒径越小，相对比表面积就越大，脱硫效率就越高，但是粒径太小，石灰石颗粒很快被烟气携带出炉膛，并且难以被旋风分离器捕集，不能循环利用。如果粒径大，颗粒的外表面反应成 CaSO_4 后，内核的 CaO 不能参加反应，石灰石利用率低。合适的粒径要根据 CFB 锅炉的设计特点优化确定，每一个技术流派的最优石灰石粒径并不完全相同，但一般希望大部分颗粒的粒径在 0.1~1mm 范围内，大颗粒和小颗粒尽量少。

5. 循环倍率

循环倍率高，则石灰石在炉内停留时间长，可以更充分地反应，一方面提高了石灰石的利用率，另一方面对提高脱硫效率也有一定帮助。但是循环倍率在 CFB 设计阶段就已经确定了一个合适的范围，在运行中一般不会大幅度调整，而且循环倍率还受到分离器分离效率的影响。

第二节 脱硫后对设计的影响

一、石灰石在炉内的反应及产物

在炉内添加石灰石脱硫，对 CFB 锅炉及相关系统有一定的影响，对此设计上不能忽略考虑。石灰石加入炉内后，石灰石的主要成分 CaCO_3 被煅烧分解，反应方程式如式（9-1）所示，其中一部分 CaO 与 SO_2 反应，反应方程式如式（9-2）所示，另一部分成为锅炉灰渣的一部分，产物中的 CO_2 成为烟气中的一部分。除了主要成分的 CaCO_3 反应外，石灰石中的 MgCO_3 在炉内高温下也会分解。其化学反应式为



由于烟气中 SO_3 较少，忽略 MgO 与 SO_3 的反应，认为分解的生成物 MgO 成为灰渣的一部分， CO_2 成为烟气的一部分。石灰石还含有少量水分，受热后水分蒸发为水蒸气。石灰石还含有其他不溶于酸的杂质，不同矿区的石灰石组成并不相同，有时检测也不分析其具体成分，入炉之后当成灰渣考虑。

以下计算是基于经过样品测试，已经获得石灰石中的 CaCO_3 、 MgCO_3 、水分、不溶于酸的杂质等成分的质量比例的。如果样品测试只提供 CaO 、 MgO 、水分和

其他氧化物成分，则需要把 CaO 和 MgO 的成分比例换算成 CaCO₃ 与 MgCO₃ 的成分比例，具体换算方法参见附录 D。

石灰石的用量与钙硫摩尔比有关，如果已知钙硫摩尔比、燃煤中的可燃硫份额以及锅炉的燃煤量，则可计算出石灰石的用量，即

$$B_L = 3.122 \times \frac{S_{ar} \times m_{Ca} \times B}{\mu_L} \quad (9-4)$$

式中 B_L ——锅炉每小时石灰石用量；

m_{Ca} ——钙硫摩尔比；

μ_L ——石灰石纯度，即 CaCO₃ 的质量百分比。

添加石灰石脱硫后，灰渣量会增加，增加的灰渣量成分有石灰石煅烧生成的 CaO，石灰石中 MgCO₃ 生成的 MgO 和酸性不溶盐等。灰渣增加量的计算式为

$$G_L = \left[0.56 \times \left(1 - \frac{\eta_{ds}}{100 \times m_{Ca}} \right) \times \frac{\mu_L}{100} + 1 - \frac{\mu_L}{100} - 0.522 \times \frac{W_{MgCO_3}}{100} - \frac{W_M}{100} \right] \times B_L \quad (9-5)$$

$$\left. + 1.36 \times \frac{\eta_{ds}}{100 \times m_{Ca}} \times \frac{\mu_L}{100} \right]$$

式中 G_L ——添加石灰石脱硫后，每小时多排放的灰渣量；

η_{ds} ——脱硫效率，百分率。

石灰石中的碳酸盐(CaCO₃和MgCO₃)在炉内会分解出CO₂，反应式见式(9-1)和式(9-2)，这些CO₂变成烟气中的一部分，计算方法见式(9-6)。另外，石灰石中含有少量的水，在炉内蒸发为水蒸气，也成为烟气一部分，计算方法见式(9-7)。当添加石灰石较多时，这些增加的烟气量在计算中不能忽略。

$$V_{L, CD} = 0.509 \times \left(0.44 \frac{\mu_L}{100} + 1.09 \frac{W_{MgO}}{100} \right) \times B_L \quad (9-6)$$

$$V_{L, v} = 1.244 \times \frac{W_M}{100} \times B_L \quad (9-7)$$

式中 $V_{L, CD}$ ——加石灰石脱硫后，每小时多排放的 CO₂ 体积；

W_{MgO} ——石灰石中 MgO 的质量百分比；

$V_{L, v}$ ——加石灰石脱硫后，每小时多排放的水蒸气体积；

W_M ——石灰石中含水分的质量百分比。

二、灰渣量与成分的变化

加入炉内的石灰石是过量的，未参加脱硫反应的石灰石，在炉内煅烧后生成 CaO 并成为灰渣的一部分；另外参与脱硫的 CaO 反应后生成 CaSO₄，还有石灰石中的一

些固体杂质也成为灰渣一部分。脱硫后增加的灰渣量可以按照式(9-5)计算,但是对灰渣组成成分的改变,还需要进一步进行加权计算。加权计算式为

$$W^u = W^A \times \frac{G_{ash}}{G_{ash} + G_L} + W^L \times \frac{G_L}{G_{ash} + G_L} \quad (9-8)$$

式中 W^u ——石灰石成分质量份额;

W^A ——灰渣成分质量份额。

应注意的是,式(9-8)计算的是灰渣总的组成成分,实际在锅炉内,灰渣组成的元素并不会均匀地分布在飞灰和底渣中,这与是否添加石灰石无关,各种元素在飞灰和底渣中的分布规律,目前还难以从理论上定量计算。

为了直观地反映添加石灰石以后灰渣组成成分的变化,附录C以某工程的煤种为例,按式(9-8)计算脱硫前和脱硫后灰渣成分的变化。从成分中可以看出,脱硫以后灰渣中的CaO和SO₃含量明显增加,脱硫前燃煤灰渣的其他成分比例略有下降。

三、对CFB锅炉燃烧的影响

1. 对锅炉热量平衡的影响

加入炉内的石灰石的数量与燃煤中的含硫量以及需要的脱硫效率有关,对于中等含硫量(S_{ar} 为1%~2%) 的燃煤,加入炉内的石灰石一般相当于燃煤量的6%~16%。从式(9-1)和式(9-2)可以看出,石灰石主要成分CaCO₃煅烧分解时要吸取热量,煅烧后的产物CaO与SO₂反应时又放出热量。假设脱硫效率为90%时,可以推算出钙硫摩尔比不超过2.4,石灰石在炉内反应的化学反应热对锅炉输入热量来说是正收益,即脱硫产生的热量大于石灰石煅烧吸收的热量,而且在同样的脱硫效率下,钙硫摩尔比越低,煅烧吸收的热量相对越少,脱硫产生的热量越多,锅炉额外获得热量也越多。但是考虑到石灰石煅烧以及与烟气的SO₂反应后,锅炉增加了灰渣量,灰渣物理损失增加,会抵消一部分由脱硫反应获得的热量。在工程实际应用中,除了高硫煤、钙硫摩尔比很高的情况,石灰石入炉后的一系列反应产生的热量相对锅炉总的输入热量而言是比较小的,而且在CaCO₃煅烧吸热分解和CaO与SO₂放热反应两个阶段又互相抵消一部分热量,对锅炉输入热量的影响进一步减小,因此,在一般工程前期计算中可以忽略石灰石对锅炉输入热量的影响。如果要精确计算,可以把热量折算为锅炉输入热量考虑。石灰石煅烧时吸取热量,假想为燃烧损失,折算锅炉输入热量计算式为

$$Q_{l, L} = 1778.4 \times \frac{\mu_L}{100} \times B_L \quad (9-9)$$

B_L 按式(9-4)代入,得到式(9-10),即

$$Q_{7, L} = 55.52 \times S_{ar} \times m_{Ca} \times B \quad (9-10)$$

CaO 与 SO₂ 反应时放出热量，折算到锅炉输入热量按式 (9-11) 计算，由于在反应中锅炉是获得热量，因此符号与其他失去热量的损失相反，为负值。

$$Q_{8, L} = -4855.6 \times \frac{\mu_L}{100} \times \frac{\eta_{ds}}{100 \times m_{Ca}} \times B_L \quad (9-11)$$

把式 (9-4) 代入，得到式 (9-12)，即

$$Q_{8, L} = -1.516 \times S_{ar} \times B \times \eta_{ds} \quad (9-12)$$

添加石灰石脱硫后，锅炉效率修正为

$$\eta_b = \frac{Q_1 - Q_{7, L} - Q_{8, L}}{Q_b} \times 100\% \quad (9-13)$$

2. 对空气量的影响

按照反应式 (9-2)，添加石灰石脱硫时，需要消耗一定量的氧气，相当于锅炉要多送空气入炉膛，才能保持原来的过量空气系数不变。需要增加的空气量为

$$V_{L, 0} = \frac{0.349}{0.21} \times \frac{S_{ar}}{100} \times \frac{\eta_{ds}}{100} \times B_j \quad (9-14)$$

3. 对烟气量的影响

脱硫后会减少原来烟气量中含有的 SO₂ 气体，相当于减少烟气的容积流量，按式 (9-15) 计算，即

$$V_{L, SD} = -0.7 \times \frac{S_{ar}}{100} \times \frac{\eta_{ds}}{100} \times B_j \quad (9-15)$$

脱硫所增加的空气中含有的 N₂ 和水蒸气并不参加燃烧，这些气体与式(9-6)、式 (9-7)、式 (9-15) 所计算的气体一起构成锅炉总烟气的增加量，脱硫增加的烟气总量为

$$V_{L, g} = V_{L, CD} + V_{L, v} + V_{L, SD} + \left[0.79 + (\alpha - 1) \times \left(1 + \frac{1.293d}{804} \right) \right] \times V_{L, 0} \quad (9-16)$$

4. 对燃煤自固硫的影响

燃煤灰渣中含有碱金属及 CaO，不管采用哪种燃烧方式，在锅炉内灰渣的碱性成分会与烟气中的 SO₂ 反应生成硫酸盐，使锅炉排放的 SO₂ 少于理论计算值，燃煤这种特性成为自固硫能力。CFB 锅炉添加石灰石脱硫后，一些研究表明，除了个别 CaO 含量非常高的煤种，燃煤灰渣的自固硫能力与石灰石脱硫效率并不产生叠加，在设计上不应考虑自固硫能力。

5. 对 NO_x 排放的影响

还有一些实验和运行情况表明，CFB 锅炉添加石灰石后，有可能使炉内的

NO_x 生成量增加。虽然 CFB 锅炉燃烧产生的 NO_x 浓度很低，添加石灰石以后只有少量升高，基本还能满足环保要求，但是 NO_x 作为目前环保重点控制的污染物之一并要收取排污费用，添加石灰石后使锅炉烟气中 NO_x 升高的情况，在设计上还要给予关注。

四、对烟风系统设备的影响

烟风系统中，流量的变化以及介质成分的变化，都有可能影响设备选型参数。添加石灰石炉内脱硫后，烟风系统受到影响的设备有二次风机、引风机、静电式除尘器以及烟囱。以下分别对各个设备进行分析，讨论受到影响的因素，判断在设计中是否可以忽略以及采取相应措施。

1. 炉内脱硫对送风机的影响

为了燃料的燃尽，送入炉膛的空气会多于实际反应所需要的空气，即锅炉要保证在一定的过量空气系数下运行。实际运行中并不能精确测量空气的流量，燃料的成分和热值也只能抽检，不可能真正通过测量空气量和燃料量来控制过量空气系数，而是控制炉膛出口后的氧量，经过换算得到过量空气系数的大小。送风机的出力与炉膛出口含氧量连锁，通过炉膛后的含氧量信号，调整送风机的出力，保证锅炉燃烧所需要的过量空气系数。

添加石灰石脱硫以后，从式(9-2)可以看出，脱硫要消耗一定的空气，燃料中含硫量越高或者脱硫效率越高，脱硫需要的空气越多。以某工程为例，该发电厂燃用含硫量为 0.76%~1.04%、低位热值为 19.9~12.1 MJ/kg 的劣质无烟煤，燃用设计煤种时，脱硫需要增加空气量 0.2%；燃用含硫量较高的校核煤种时，脱硫需要增加空气量 0.5%，增加的空气由送风机提供，相当于送风机的出力要增加 0.4%~1%。从该工程可以看出，燃用低硫煤时，炉内脱硫对送风机的选型影响很小；燃用高硫煤时，对送风机出力有一定影响。现在国家并不鼓励使用高硫煤，尤其是靠近城市的地区，所以大部分工程都可以不考虑送风机选型参数的变化。

2. 炉内脱硫对引风机的影响

假如引风机不进行调节，当烟气量增加时，炉膛压力平衡点的压力会升高，当烟气量减少时，压力平衡点的压力会降低。压力升高会引起烟气泄漏，压力降低会引起燃烧不稳定以及受热面超温，无论压力升高或者降低超过安全值，锅炉的结构都会受到永久性破坏。引风机根据炉膛内的压力调整流量出力，保证燃烧的稳定和锅炉的安全。

按照式(9-16)，添加石灰石会产生额外的烟气量，即引风机的出力要增加。

引风机出力增加的程度，主要与石灰石加入的量有关，式（9-16）中其他各项引起的烟气量变化相对较小。但如果不是燃用高硫煤，钙硫摩尔比不是特别高，引风机出力增加一般在1%以下，一般工程计算即使忽略，误差也不会很大。

3. 炉内脱硫对静电式除尘器的影响

静电式除尘器的性能受到烟气流量以及粉尘特性的影响，前面已经分析，炉内脱硫后烟气量并没有大幅度增加，静电式除尘器内部流速增加不会太明显，烟气容积流量的少量增加不会明显影响除尘器的性能。

静电式除尘器在100℃以下主要靠表面荷电，200℃以上靠体积荷电，在100~200℃之间表面荷电与体积荷电同时发生作用。炉内脱硫后烟气中的SO₂大幅度减少，烟气中酸露点升高，烟气中的SO₂在粉尘微观孔隙上结露的能力减弱，粉尘表面干燥不易荷电，表面比电阻升高，在一定程度上影响静电式除尘器的效率。要保证静电式除尘器的效率，确保在炉内脱硫后排放不超标，在设备结构设计上就要采取一定措施，类似于高比电阻的粉尘，提高收尘电压和采用宽极间距等措施能有效地处理高飞灰比电阻的粉尘。

脱硫后粉尘中CaO大幅度增加后，因CaO具有比重轻、黏度大的特点，沉积在极板上不容易下来，振打下来以后又容易造成二次扬尘。针对CFB锅炉炉内脱硫后灰渣的特点，应合理选择极板的振打力度，比集尘面积应有一定裕量，收集振打引起的二次扬尘。

4. 炉内脱硫对烟囱的影响

原来的观念认为烟囱应该属于构筑物，随着机组容量的增加，烟囱的重要性越来越高，大型机组的烟囱应该作为设备来考虑。如果采用砖内筒钢筋混凝土烟囱，要考虑进入烟囱的烟气是否存在正压问题。如果存在正压，则烟气会渗入烟囱内的微观缝隙中，温度降低后在缝隙内凝结出酸液，对烟囱产生腐蚀。

一般烟囱内流速越高，阻力越大，则烟囱内的正压越高。在设计上对烟囱的正压有一定的限制，按DL/T 5121—2000《火力发电厂烟风煤粉管道设计技术规程》的规定，砖烟囱排放强腐蚀性烟气时，内筒不应该出现正压；排放中等腐蚀性烟气时，内筒最大正压不应该超过49Pa；排放弱腐蚀性烟气时，内筒最大正压不应该超过98Pa。

炉内脱硫后烟气量有少量增加，但是对烟囱内筒的正压影响很小，烟气内的SO₂被脱硫剂吸收，而且粉尘中含有大量碱性的CaO，都可以减轻烟囱的酸性腐蚀，因此，炉内脱硫有利于烟囱的安全运行。

第十章

除灰渣系统

除灰渣系统是燃煤锅炉必配辅助系统，CFB 锅炉与煤粉锅炉的燃烧方式不同，除灰渣系统的设计在技术上也有一定的区别。CFB 机组的除灰渣系统经常面临以下问题：

(1) 输灰距离远。

CFB 机组很多为坑口电站，灰渣的输送距离较远，尤其是当气力输灰系统的输送距离超过 1000m 时，如何正确选择输送系统，并保证其能长期、安全、稳定运行，成为除灰渣技术研究的关键。

(2) 底渣运输量大。

由于锅炉的自身特点，CFB 锅炉的底渣占灰渣的比例在 50%~60% 之间，如果依靠汽车频繁地出入锅炉房区域，将会给厂区环境带来较严重的污染。

为了解决以上问题，在设计上结合工程项目的具体实际工况，进行理论论证和设备调研，总结出了 CFB 锅炉除灰渣系统技术关键，并已经应用于工程实践。

第一节 长距离输灰系统

气力输灰系统现已经在燃煤发电厂中得到了广泛采用，除尘器收集下的飞灰均采用气力输送系统输送至厂内的灰库储存、外运。随着电厂粉煤灰综合利用率的要求不断提高，尤其 CFB 锅炉的飞灰具有较好的活性，利用价值高，很多工程项目要求将飞灰输送至厂外的灰渣综合利用场所或者码头灰库，输送距离超过 1000m 以上，大大超出了以往工程的设计运行经验。

例如某项目需要将飞灰输送至厂外砖厂的灰库，其每台锅炉的输灰系统出力为 100t/h，输送距离为 1406m，由于砖厂灰库地势高于电厂厂区平面，系统的垂直提升高度为 75m。如此长距离且大提升高度的大出力气力输灰系统超过了以往工程输送距离以及高度的要求，国内都无先例，世界上也未闻同类实例。

针对长距离、大出力的特点，经过理论分析和对比论证，最后选择双套管正压浓相输送方案（见图 10-1）。双套管的结构为大管套小管，在普通管道上部装

设有一直径较小的内管，内管每隔一定的间距开设有一特定的开口。双套管的原理建立在以下两个基础上：

(1) 对于水平输送管道，由于重力影响，气固混合物在管道内形成管道上部气多固少、管道下部固多气少的状态。

(2) 对于水平输送管道，当发生堵管现象时，粉料首先在管道下壁开始堆积，逐渐向上堆积到管道上壁，最终将管道完全堵死。



图 10-1 双套管输送原理图

把双套管作为输灰管道应用于气力输送的水平管道，可以有效防止灰管堵塞，其防堵的机理就在于双套管的特殊结构。当灰气混合物在管道内流动时，经常会由于种种原因导致干灰在管道内部逐渐沉积导致堵管。当管道内的干灰开始沉积将要堵管时，压缩空气会通过小管流过，经过小管开孔和节流孔板的作用，对堵塞的部分进行扰动，将沉积的干灰逐渐吹动，从而避免将输送管道堵死。

输送气源的供气量，要从小到大进行调节，尽量使用小气量输送，气量过大，就会使管道内的流速过高，管道内的磨损程度与介质的流速和管道内的粗糙度的³次方成正比，管道流速越高，磨损也就越大。调试过程中，在进气管调节阀开度30%以控制进气量，用来调整系统运行气固比的大小，保证系统在经济流速下运行。输送罐上加压与雾化喷嘴进气阀门开度调整原则为：近压缩空气管道进口的输送压力罐的加压与雾化喷嘴两阀门的开度最大，接近同一单元出口阀附近的输送压力罐的加压与雾化喷嘴两阀门的开度最小，直至在全关状态下即可满足系统输送运行要求。试运过程中雾化喷嘴及加压管阀门全关，能确保系统正常运行。

输灰结束压力定值作为粉煤灰气力输送系统中的一个重要参数，直接影响系统的出力、耗气量、运行状况等。例如：当输灰结束压力定值偏高时，输灰管道内还有干灰时就停止吹灰，致使下次输灰时输灰压力升高，甚至造成堵管；当输灰压力定值偏低时，输灰管道内在没有干灰时仍持续吹扫，不仅造成气源浪费；

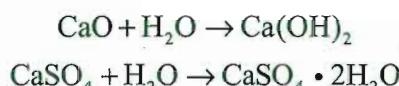
而且使输灰时间加长，降低系统出力，管道磨损加剧。

相对单管输灰而言，双套管输灰的结束压力定值可设定得稍高一点，试运过程中此设定值取为 150kPa。这是因为即使管道内还有一部分残留干灰，也不会影响双套管的正常输灰。双套管内密相灰介质就是在管内堵与破堵两种现象相互交替出现过程中将灰输送出去的。因此，双套管输灰可以节省吹扫时间，提高系统的出力，这是双套管输灰技术的一个显著优点。

经过实践运行证明，输灰系统选型恰当，出力达到设计要求，运行参数与设计参数比较吻合，长距离大容量输灰系统的成功设计与应用，为大型 CFB 机组灰渣综合利用提供了基础条件。

第二节 除渣系统设计

CFB 锅炉由于掺烧石灰石，因此灰渣量较同容量常规锅炉大；且炉底渣含有大量的 CaO 和 CaSO₄，当向底渣加水时会发生如下的水合反应：



上述反应均为放热反应，反应放热将引起灰渣本身的热膨胀。同时在反应过程中生成的硫酸盐通常含有结晶水，使灰渣整体表现为体积进一步增大。底渣具有遇水发热、膨胀、变硬、碱性的特点，因此不能采用水力除渣。目前国内 CFB 机组除渣系统主要采用机械除渣系统以及气力除渣系统。

机械除渣系统的流程为：底渣经锅炉冷渣器将渣温度降低（≤150℃）后，通过密封式给料机连续给入埋刮板输渣机中，随后通过斗链提升机将底渣提升至渣仓储存外运。

气力除渣系统的流程为：底渣经锅炉冷渣器将渣温度降低（≤230℃）后，通过仓泵输送至渣仓储存外运。

两者的技术比较见表 10-1。

表 10-1 除渣系统对比

序号	比较项目	机械除渣	气力除渣
1	系统复杂程度	系统简单	系统复杂，需配置空气压缩机站
2	运行维护工作量	仅需维护机械设备	需维护空气压缩机站设备；仓泵的阀门易磨损，输送管道易磨损
3	受渣温度	≤150℃	≤230℃

续表

序号	比较项目	机械除渣	气力除渣
4	设备布置情况	布置占地较大，影响锅炉房内通道；斗式提升机需负开挖	锅炉房内占地小，无需负开挖；渣仓可不布置在锅炉房附近
5	渣量适应性	可承受渣量较大变化	渣量变化对系统运行影响极大，冷渣器出口需设置碎渣机

CFB 机组的排渣量较大，而且渣内往往含有大颗粒，机械除渣系统对渣量的变化适应性较强，在 CFB 机组上应优先考虑采用。另外，冷渣器的可靠性也对除渣系统运行造成影响，国内以往采用风水联合冷渣器，因冷渣器堵渣引起除渣系统无法正常运行，改为滚筒式冷渣器以后，除渣系统的可靠性得到很大提高。

除渣系统把底渣输送到渣仓，一般考虑采用汽车外运。但是 CFB 机组底渣量大，汽车运输班次较密，为了避免运渣车辆频繁出入厂区内部，可以考虑采用管带输渣机将底渣输送至发电厂外的终端渣仓。

管状带式输送机尾部受料段后胶带由平行向槽形、深槽形逐渐过渡，而后物料被包裹起来卷成圆管状：在成型段，胶带被呈六边形布置的辊子强行裹成圆管，输送物料被密封在圆管内随胶带稳定运行。当到达头部时胶带逐步过渡，由圆管形状变成深槽形、槽形，最后到头部滚筒展开卸料。胶带回程段与运行段相同。管状带式输送机主要技术特点如下：

- (1) 选用耐高温的皮带 ($\leq 120^{\circ}\text{C}$)，保证系统的安全可靠。
- (2) 采用螺旋式给料机均匀给料，保证管带式输送机在运行过程中平稳运行，不发生绕管现象。
- (3) 采用了管带式输送机，减少了普通皮带机所需要的中间转运环节。
- (4) 结合管带机转弯半径大的特点，合理地进行设备布置。
- (5) 采用了管带输渣机后，可使终端渣仓布置在厂区的边缘，降低锅炉房周边的交通压力，避免了由于在锅炉房旁直接用汽车运渣而导致的环境污染，环境效益明显。

为了防止管状带式输送机跑偏、扭曲，提高运行可靠性，同时为了控制物料充满度，在设计方面还做了如下考虑：

- (1) 在系统总体布置设计上，尽量加大水平转弯半径，减少转弯角度，同时对称布置水平转弯弧段，保证总体上管带左右两侧的张力基本相等。
- (2) 对于特殊复杂地形，上述条件不能满足时，尽量使大转弯角度的水平转弯弧段远离头部，尽量使大转弯角度的水平转弯弧段为单一弧段。

- (3) 布置复合转弯弧段时，使凸弧段包含在水平转弯弧段中，凹弧段可不受限制。
- (4) 在复杂地形布置情况下，尽量在接近头部位置采用一段凹弧段，以利于胶带的稳定并纠正扭曲。
- (5) 水平转弯弧段，布置平底和尖底组合的六边形托辊组。
- (6) 在水平转弯弧段，布置挡边专用辊子。
- (7) 在长距离、大运量管带机胶带、功率选型时，以尽量选用高强度、低横向刚度胶带为宜。
- (8) 管带机头尾部设置可调整托辊组协助纠正跑偏，并可采用普通皮带机的纠偏方法在头尾部纠偏。
- (9) 限制给料量，采用定量给料设备，并在本机导料槽末端设置限料装置可控制物料充满度。

工程实际运行效果较好，除渣系统运行基本正常，只是管带式输送机在运行初期偶尔出现管带扭管情况，原因在于给料机未能正常工作，给料不均匀，从而导致管带受力不均。

第十一章

锅炉房布置设计

厂房及设备的布置是设计中的一项重要工作，布置设计是否合理，不仅会影响工程项目的一次投资，而且会影响发电厂日后运行维护的方便。300MW 容量的 CFB 机组的汽机房布置可以类似煤粉炉的布置，只是工艺管道在厂房外的接口位置不同，因此在此不再详细论述。仅以国产单布风板锅炉为例，对锅炉房布置方式进行简单介绍，双布风板锅炉旋风分离器的布置不是在炉后，而是在锅炉左右两侧，具体布置细节有所区别，但总体布置思路还是可以互相参照的。

一般发电厂的成熟布置方式为汽机房、除氧间、煤仓间、锅炉房及炉后顺列布置，布置的横断面简图见图 11-1 所示。汽机房布置汽轮机以及主给水泵；除氧间布置除氧器（露天布置）以及回热加热器；在除氧间之后是煤仓间，布置输煤皮带层和给煤机层，煤仓间面对锅炉房，给煤机直接向锅炉输送燃煤，输煤皮带一般从炉后送上煤仓间的一端，再通过输煤皮带分配燃煤到每一台机组的炉前煤斗中。为了防止输煤系统的粉尘污染汽机房的设备，煤仓间与除氧间之间设有隔墙。锅炉后面烟道接炉后区，炉后布置烟气除尘设备、脱硝和脱硫设备（如果有）以及烟囱。采用煤粉锅炉的 300MW 机组一般希望锅炉房的运转层和汽机房的运转层标高对齐，方便巡检和参观。CFB 机组受到锅炉落煤口的限制，给煤机层的标高远高于汽机房运转层，为了布置上的便利，不再考虑汽机房和锅炉房平台的运转层水平对齐，各层垂直交通上通过布置适当的扶梯来解决。

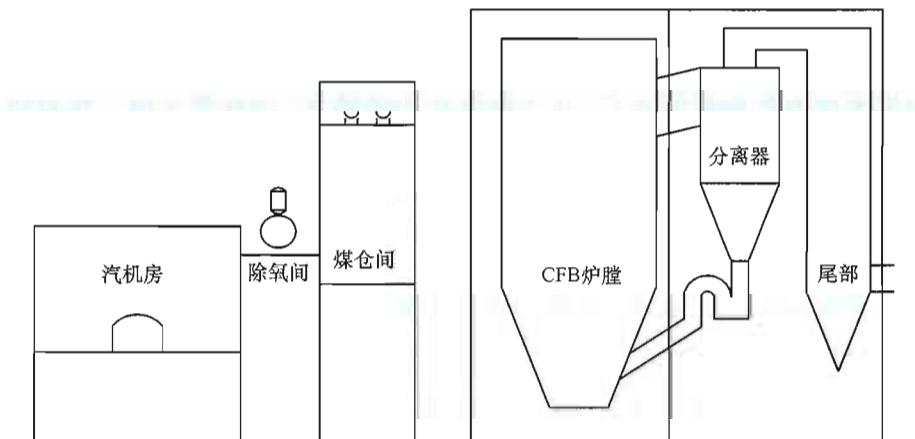


图 11-1 主厂房布置横断面简图

这种布置方式在大中型机组上已经应用了多年，方案成熟可靠，扩建方便、功能分区清晰，工艺流程连接简洁，虽然有很多项目对布置进行了优化，但是大格局还是与顺列布置有不少相同点。

第一节 给煤方式对布置的影响

锅炉给煤方式只影响给煤机的布置，不影响厂房的格局。当锅炉为炉前给煤方式时，采用单级给煤方式，给煤机直接连接原煤斗和锅炉落煤口，煤仓间设置多个煤斗，每个煤斗下安装1台给煤机。为了降低煤仓位的高度，节省土建费用，可以充分利用给煤机具有小角度爬坡的功能，将给煤机做成倾斜的，一般煤仓位的高度可以降低约1~1.5m，如图11-2所示。需要注意的是，为了保证称重精度，给煤机的称重段最后是水平布置，在称重段之后才设置仰角。

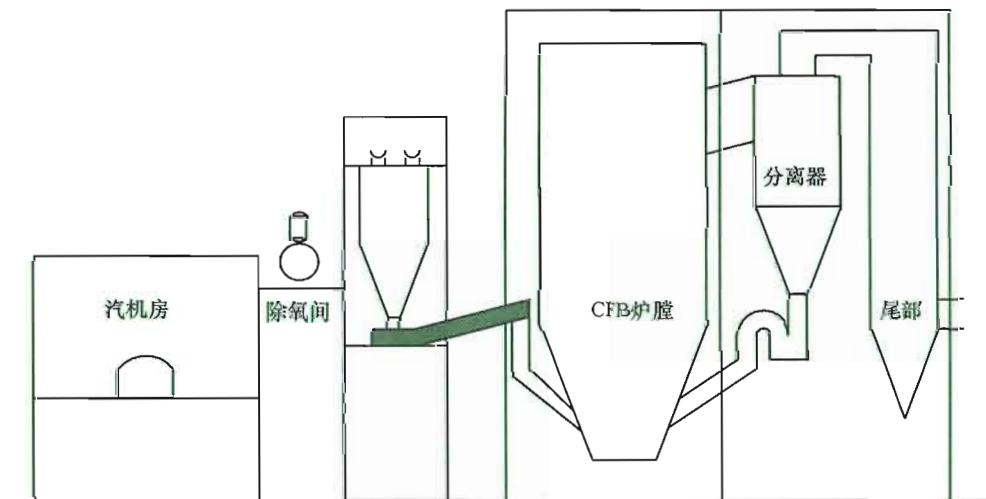


图 11-2 炉前给煤方式

如果采用回料器给煤方式，由于给煤机不能转弯，因此要采用二级给煤方式。煤仓位只设置2个煤斗，每个煤斗安装1台一级给煤机，一级给煤机把燃煤输送至回料器上方的二级给煤机，再通过二级给煤机分配燃煤到各个落煤口。由于二级给煤方式只能设置2个煤斗，因此每个煤斗的容积要大于单级给煤的煤斗，为了保证煤斗落煤顺畅，增加煤斗容量的途径是提高煤斗高度，因此这种布置方式的煤仓位高度较高。如果旋风分离器布置在炉膛的后墙，回料器给煤方式的布置图见图11-3。同样为了降低煤仓位高度，给煤机也采用倾斜布置。有些大容量CFB锅炉的分离器布置在锅炉的侧墙，仍可按图11-3布置，只是给煤机的长度稍短。

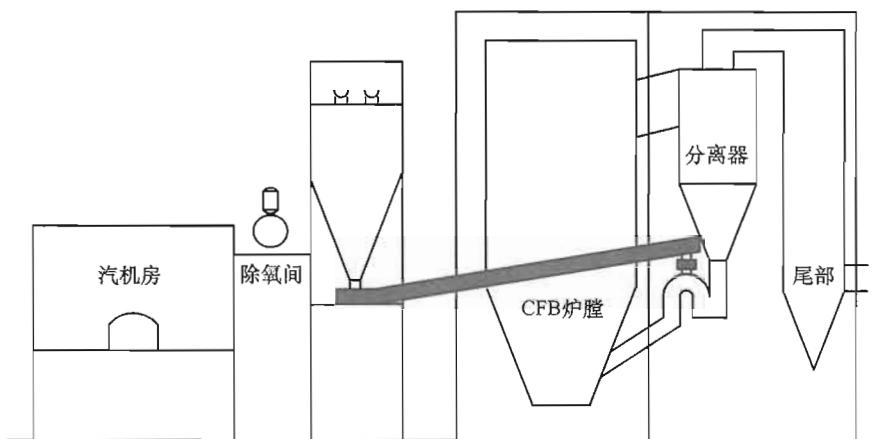


图 11-3 回料器给煤方式（二级给煤）

随着机组容量的增加，为了给煤更均匀，有些锅炉厂按照前墙和回料器联合给煤方式，相当于按照图 11-2 和图 11-3 两个布置方案的叠加。采取联合给煤方式，煤斗数量最多，因此煤仓位的高度与图 11-2 的方案接近。

第二节 煤仓位的其他布置方式设计

对于前墙给煤方式，传统的“煤仓位—锅炉”顺列布置方式无疑是最合理的。但是对于回料器给煤方式，煤仓位的布置可以根据场地条件进行优化。把煤仓位布置在其他合适的地方，锅炉直接面对除氧间，相当于汽轮机和锅炉之间的距离减少，可以节约可观的高温高压管材，如果布置得当，可以显著地减少工程投资。

一种煤仓位的布置方式是考虑侧煤仓位方案，煤仓位布置在两台锅炉中间，从锅炉的一侧给煤。但回料器和炉膛后墙的间距很小，只能布置 1 列二级给煤机，相当于单列给煤机向锅炉给煤，给煤可靠性降低。即使拉开旋风分离器与后墙的距离，可以布置 2 列二级给煤机，但煤仓位只能有 1 个煤斗正对二级给煤机，因此另一只煤斗还要设置一级给煤机，采用至少三级给煤才能供煤至回料器。

另一种方案是炉后煤仓位方案，见图 11-4。因为 CFB 机组的给煤机层较高，使锅炉烟道从给煤机下方通过成为可能。把煤仓位布置在炉后，一方面从煤场到煤仓位的输煤栈桥短了，可以降低一部分造价，也能稍微降低输煤电耗；另一方面锅炉到汽轮机的距离缩短了，主蒸汽、再热蒸汽、主给水等管道长度缩短，节省了大量价格昂贵的高温高压管材。虽然这种煤仓位布置方式，锅炉至除尘器间的烟道长了，但是烟道采用廉价的碳钢板制作，对工程造价不会有太大的影响。炉后煤仓位方案成立的一个关键条件是煤场到煤仓位距离足够远，否则受限于输

煤皮带的爬坡能力，不一定能实现此方案。

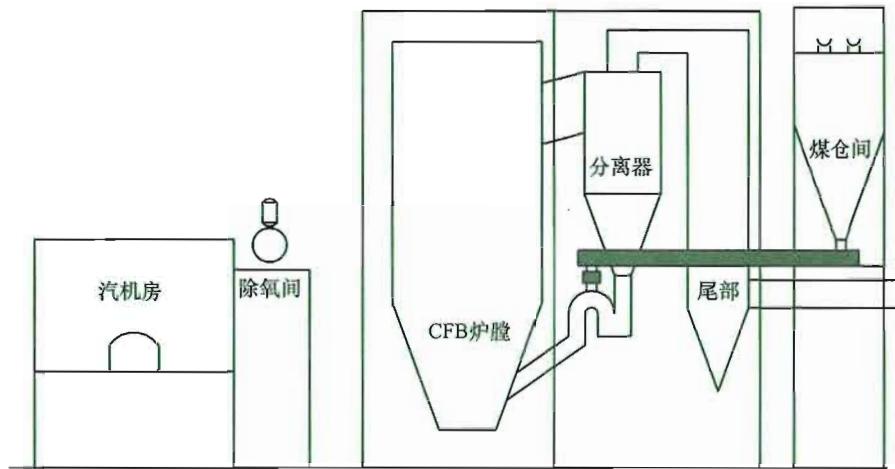


图 11-4 炉后给煤机方案

把煤仓间单独布置，要考虑地区适应性的问题：在地震烈度低的地区，不需要采取特别的技术措施；在地震烈度高的地区，地震水平加速度大，煤仓间这种“头重脚轻”的结构，加之主厂房横向方向只有两列柱，整体刚度不足，对抗震非常不利。技术上，只有加大煤仓间的梁柱截面增加刚度，但是如果还是不能满足抗震设计要求，则还应采用图 11-3 的方案，除氧间和煤仓间合并起来，主厂房横向方向一共有三列柱，具有较好的刚度以抵抗地震水平力。

第三节 炉底设备布置

锅炉底层 0m 处一般布置的设备有冷渣器、底渣输送设备、回料器流化风机，如果采用床下点火方式，还要布置风道点火器。另外，一次风机和二次风机也尽量靠近锅炉空气预热器入口布置，缩短风道长度，节省材料并降低阻力。

一、冷渣器及底渣输送设备布置

按照冷渣器的布置位置，可以分为前墙、后墙、炉侧布置三种。冷渣器的布置位置是与锅炉排渣口相关的，炉内的底渣靠重力下落，为了落渣顺畅，冷渣器的入口就靠近锅炉排渣口。排渣口的位置与给煤方式有一定关系，为了尽量延长炉内物料循环时间，一般不希望燃煤从落煤口进入炉膛后很快从排渣口排出，因此排渣口的位置都是尽量远离落煤口的。

前墙给煤方式，落煤口一般布置在炉的侧部或者后墙，因此冷渣器宜采用后

墙或者炉侧布置。回料器给煤方式，煤和循环灰从后墙进入炉膛，冷渣器一般布置在前墙或者炉侧。如果是炉前炉后联合给煤方式，冷渣器可以布置在炉侧。如果一次风入口设在炉侧部，则冷渣器只能布置在前墙或后墙。

中小型机组的冷渣器一般不少于 2 台，一台故障时另一台还能保证锅炉排渣；大型机组的冷渣器数量为 4~6 台，占用空间较大，尤其采用 6 台冷渣器时，在同一侧墙处布置会比较拥挤，一般在前墙或者后墙布置一部分冷渣器，锅炉侧部也对称布置 2 台。

冷渣器的出口接底渣输送设备，目前可选用的有机械输送和气力输送两种，冷渣器的出口位置要兼顾底渣输送设备的布置，因为大部分机械输送设备并不能转向，即使采用气力输送，输渣管道对弯曲半径也有一定的要求，在设计上要结合通道、检修空间统筹考虑。

二、回料器流化风机布置

回料器流化风机体积较小，但是机组容量增加后，如果选用容积类的风机如罗茨风机，受单机出力的影响，可能要设置多台，则占用的空间会比较大；选用多级离心式风机，每台锅炉设 2~3 台风机，则相对占用空间较小。如果空间比较拥挤，不方便布置，可以考虑在锅炉框架外侧设置流化风机房，通过母管输送高压风。这种布置的优点是风机布置不受炉底空间约束，可以布置很多台风机，而且风机集中布置在一处，可以设计一个简易风机房，采用隔音措施，降低风机发出的噪声。这种布置也有缺点，由于风机布置离锅炉稍远，风机的运行电耗要稍微增加一些。

三、风道点火器及其他设备布置

如果锅炉采用床下点火方式，就要在炉底布置风道点火器，为了管道连接简洁，风道点火器入口朝向空气预热器出口，风道点火器的出口直接与布风板的接口连接。

有些锅炉厂还要求设置点火风机或者播煤增压风机，这些设备的布置也要遵循连接简洁、满足巡检维护要求的原则。

一次风机和二次风机的机壳尺寸较大，受锅炉钢构架垂直斜撑的影响，不一定能布置在锅炉底部，可以在靠近锅炉后侧布置，使风机出口到空气预热器入口距离尽量短。

第十二章

技术发展探讨

虽然 CFB 锅炉燃烧技术已经是成熟的燃烧技术，但是技术上的发展一直没有停止，制造工艺和关键部件的技术改进也一直受到行业内的重视。为了获得更高的热效率，同时降低单位发电功率的造价，发电厂向着大容量、高参数的方向发展。CFB 技术要在未来的技术竞争中占据技术优势，就要满足电力行业的需求，向用户提供容量更大、蒸汽温度和压力更高的设备，这是近几年 CFB 技术发展的重点。

国内已经成功掌握了 300MW 容量 CFB 机组的设计制造技术，为了适应电力行业发展要求，目前已经开始研发 600MW 容量等级的 CFB 机组。

第一节 继续大型化设计方案

锅炉容量越来越大，已经很难通过搭建 1:1 等比例实物模型来进行技术验证了，一方面研发成本难以承受，另一方面研发周期也很长。数值模拟虽然具有计算精度高、仿真度好的优点，但是数值模拟计算成果的正确性有赖于输入条件和边界条件的正确性。因此现在大型锅炉的研发都是通过缩小模型试验与数值模拟结合的方式，并且借鉴成功项目的经验，进行炉型放大设计。

从 300MW 容量到 600MW 容量，CFB 解决大型化的关键技术在于炉膛尺寸放大设计，空气动力特性及传热特性的相似原则与几何相似原则完全不同，几何尺寸增加后，还要从传热、燃烧等方面进行考虑，对放大设计模型进行修正。

炉膛尺寸增加后，布风板的面积同时增大，布风的均匀性需要认真考虑。布风板面积增加后，容易出现局部流化不均匀现象，尤其是负荷较低时。流量小的局部区域，因为没有足够空气冷却，在还原性气氛下容易结焦，结焦后局部区域阻力增加会加剧布风不均匀。流量大的区域，如果把床料“吹空”，也会破坏整体流化工况。增加布风板阻力是解决流化不均匀的一项手段，布风板的阻力足够大，流化风速高的区域使布风板阻力增加，抑制流量的进一步增加；但是布风板阻力太大，一次风机的电耗会增加，影响运行经济性。避免布风不均

匀的另一个方法是采用成熟的布风板断面，根据容量放大要求采用多个布风板组合而成。目前 300MW 容量 CFB 锅炉的单布风板方案已经成熟，600MW 容量的 CFB 锅炉可以采用双布风板方案，相当于每侧布风板的面积对应容量为 300MW。为了减少技术风险，国内锅炉制造厂商的 600MW 容量 CFB 锅炉采用了双布风板结构。

按照几何放大原则，炉膛容积增加是一维尺寸的 3 次方，而炉膛受热面的增加是一维尺寸的 2 次方，锅炉容量越大，炉膛四面的受热面相对越小。为了增加水冷壁面积，一个方案是增加锅炉高度，炉膛为细高形状，但这样会使锅炉高度增加很多，导致成本上升；另一个成熟的方案是在炉膛内设置水冷壁，增加水冷壁的总面积，可以有效地降低锅炉高度。设置炉内水冷壁需要考虑的是防磨措施，尤其是水冷壁上为平衡床压的开孔时。目前，135MW 和 300MW 容量的 CFB 锅炉炉内水冷壁已经有了一定的运行经验，对重点部位防磨已经有了较好的技术处理措施。

旋风分离器是 CFB 锅炉的重要部件，根据国外经验，直径为 $\sim 10m$ 以上的旋风分离器已经较难保证对细颗粒的捕捉效率了。目前 300MW 容量 CFB 锅炉配置的旋风分离器直径已经达到 $8m$ 以上，因此不能再随容量增加对旋风分离器尺寸进行几何放大。国外制造厂商已经对各种新式紧凑型分离器结构进行了研究，但目前技术上成熟的仍然是旋风分离器。增加旋风分离器的数量是一种解决办法，但是旋风分离器增加太多，会影响锅炉总体布置以及造价成本，而且各个分离器入口烟气流量偏差也有可能增加，最终影响分离器的效率，增加锅炉固体未完全燃烧损失。300MW 容量的 CFB 锅炉最少配置 3 只旋风分离器，容量增加到 600MW 后，锅炉最少要配置 6 只旋风分离器。

锅炉容量增加，尾部竖井要布置更多的对流受热面，采用管式空气预热器已经很难满足布置设计要求了，因此 600MW 容量 CFB 锅炉应配置回转式空气预热器，为了减小空气预热器漏风，空气预热器的结构采用四分仓，并采用多重密封结构，减小漏风率。

炉膛结构的改变以及旋风分离器数量的增加，对锅炉本体布置影响较大。如果还采用前墙给煤方式，全部旋风分离器布置在后墙，则锅炉宽度尺寸很大，对锅炉框架的设计造成困难，也难以与汽机房匹配布置。600MW 容量 CFB 锅炉参照 300MW 容量 CFB 锅炉双布风板的布置经验，把旋风分离器分为两组对称布置在锅炉左右两侧，采用回料器给煤方式，解决了锅炉宽度尺寸较大的问题。布置示意如图 12-1 所示。

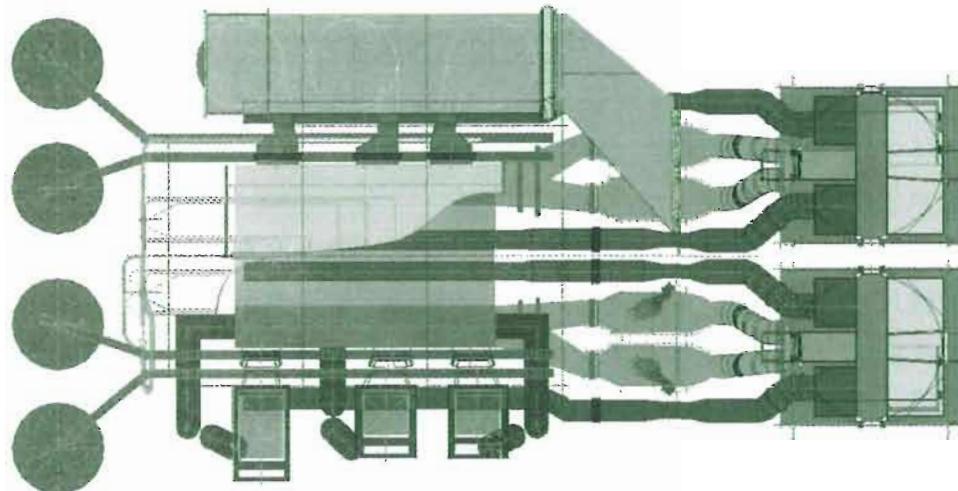


图 12-1 600MW 容量 CFB 锅炉布置示意

在容量放大设计中，大量采用成熟方案进行组合，可以降低技术风险，CFB 锅炉容量从 300MW 提高到 600MW 已经不存在技术瓶颈，目前国内示范 600MW 容量 CFB 锅炉项目已经完成方案设计，工程正在建设之中。

第二节 提高参数采用直流循环

容量增加主要是为了降低单位发电功率的造价，对提高发电厂热效率帮助不大，只有提高机组参数，从理论上提高热循环效率，才能明显地提高热能转换为机械能的效率。原来的 CFB 机组采用临界以下参数，锅炉为自然循环方式，循环倍率较高，水冷壁内流动的主要水，因此采用垂直管水冷壁，即使管道阻力不均匀，炉膛烟温偏差，在一定范围内水介质的流动阻力特性可以自动平衡每根管的流量，保证水冷壁得到充分冷却，而且温度偏差不会很大，可以满足水动力安全要求。如果机组要采用超临界参数，锅炉只能采用直流循环，介质一次通过水冷壁，为了减少给水泵功耗，变压运行的方式使其工作条件变得更为复杂，从额定负荷至最低直流负荷，锅炉运行压力变化范围包括超临界、亚临界和高压三个压力区域，水冷壁的设计主要面临传热恶化、水动力稳定性、防止水冷壁管间流量和温度偏差几个主要问题。

对于传热恶化，首先要考虑水冷壁管道有足够的质量流速，保证管道有足够的冷却，因此，超临界和超超临界的最小直流负荷一般在 25%~35% 之间。在亚临界压力运行时，要防止高热负荷区域（主要是炉膛下半部燃烧器区域）出现膜

态沸腾的发生，采取高质量流速是抑止发生膜态沸腾的主要手段，采用内螺纹管道，加强水冷壁内流体扰动，也是破坏膜态沸腾的有效手段。

在亚临界压力下，在汽水两相蒸发区内，管组的水动力特性呈三次方曲线。同一片管组的各管子在相同的压差下运行，管组中的管子结构和受热情况均相同，不同管子内的介质流量的大小和流动方向可能表现出很大的差异，在同一压差下会出现3种不同的流量，并联蒸发管发生多值性流动时，部分流量小的管子出口工质温度过高而引起管壁超温。防止水动力多值性的一个措施是适当减小水冷壁入口工质欠焓，加大质量流速，尽量减小汽水两相蒸发区，保持水动力呈单值性；另外一个措施是可以额外增加水冷壁的阻力，减小各管道之间的流体密度差。加大质量流速和额外增加水冷壁的阻力还能比较明显地消除水冷壁管内的流动脉动产生。

仅仅流量偏差不会危害水冷壁安全，往往是流量偏差引起水冷壁管间温度偏差大，才会导致发生事故。防止或减小水冷壁流量和温度偏差，首先要求炉膛热负荷分布比较均匀，目前采用双切圆或者前后墙对冲两种燃烧器布置方式的锅炉炉膛火焰充满度都比较理想，除角部位少量区域外，热负荷分布都比较均匀。为了减小流量和温度偏差，还可以设置中间联箱，平衡各管道间的工质流量和温度。对于热负荷偏差较大的管道，可以人为调整其阻力，改变管内介质流量，使管道温度与相邻管道温度接近。

提高水冷管内质量流速是解决以上直流锅炉水冷壁设计难题的最直接的手段，尤其是在锅炉低负荷工况下，在最低流速下仍能保证满足要求。要改变水冷壁的管道质量流速，一种方法可以通过改变垂直管道间距来实现，但是受水冷壁金属材料的限制，管道间距离不能太大，否则管道间的水冷壁膜片得不到有效冷却；另外一种办法可以通过改变水冷壁倾角来实现，在同样的间距下，倾角越小（越接近水平角度）可以布置的管道越少，在设计中调整水冷壁的倾角，不改变管道间距就可以设计出不同的管道数量，很容易满足质量流速要求，因此螺旋管圈水冷壁在直流锅炉上得到了广泛应用。

CFB锅炉炉膛结构较为复杂，尤其是采用双布风板结构，难以实现螺旋管圈水冷壁方案，只能采用垂直管屏。如果锅炉容量不大，水冷壁管内的质量流速达不到最低要求，常规使用的光管和内螺纹管无法解决水动力安全问题；水冷壁管子采用多次上升的流程可以提高管内流速，但是又无法满足变压运行要求，因此，在机组容量为135~300MW时，较长时间内无法提高CFB机组的参数。

随着低质量流速优化内螺纹管的开发与应用，为CFB机组采用超临界参数成

为技术可行的方案。低质量流速优化内螺纹管冷却效果好，需要的最小安全质量流速低，水侧阻力小，具有较好的自补偿特性，可以允许较大的热量偏差，使中型容量锅炉采用超临界参数成为现实。

提高参数锅炉后，相对于亚临界参数，超临界参数锅炉的高温受热面材料要承受更高的温度，对材料的高温持久强度、抗氧化性等提出了更高的要求。但是现在煤粉锅炉已经大量采用了超临界参数和更高的超超临界参数，材料的选用已经具备了工程经验，不存在技术难点。

解决了水动力问题和高温材料选用问题，CFB 机组已经可以采用超临界参数，把 600MW 超临界 CFB 机组的成功经验应用到 300MW 容量上，可以预见，CFB 机组采用超临界参数日后将会成为技术主流。

第三节 系统设计与运行方式优化

虽然技术在不断进步，但是 CFB 锅炉与煤粉锅炉相比，仍然存在可用率稍低、辅机电耗大的不足。实践经验表明，CFB 机组仍然具有较大的优化空间，可以进一步提高设备可靠性和运行效益。

目前，CFB 机组可靠性主要受到炉内受热面管子磨损与爆管、燃烧运行工况调节失误、石灰石输送系统工作不稳定等因素的影响，需要设计人员和运行人员继续总结归纳，积累实践经验。

经过多年运行经验积累，炉内受热面磨损特点已经基本掌握，设计上可以针对磨损严重区域进行特殊设计，但是耐磨材料的寿命还有待提高，需要开发耐磨性能更好的新材料，提高抗磨性，延长检修维护周期。

随着 CFB 机组容量的增加，锅炉系统开始变得复杂，尤其采用双床面结构后，两侧床压如果存在差别而运行上不及时处理，床压低的一侧密相区床料迅速减少被“吹空”，床压高的一次物料不断增加无法正常流化被“压死”，最后变成一侧有床料另一侧无床料的“翻床”事故。另外，设置外置床的 CFB 机组，通过改变灰循环量来调节床温和汽温有一定的延时性，也使锅炉运行控制困难，经验不足时容易发生误操作。为了提高可靠性，一方面，设计上要设置必要的控制系统，编制合理的保护连锁逻辑；另一方面，要求运行人员积累经验，熟悉设备特点，提高运行水平。

为了满足日益严格的环保标准，提高石灰石输送系统的投用率，设计上要选用性能更可靠的气力输送方式，并且针对石灰石比重大、易吸潮、易堵塞的特点

优化设备选型，关注其他行业的新设备、新工艺，条件适宜时可以进行借鉴和参考。

降低 CFB 辅机电耗的关键在于合理设计，现在 CFB 机组配置的风机基本上裕量偏大，在实际运行中偏离风机高效区，使本来电耗已经偏高的 CFB 锅炉与煤粉锅炉差距更大。经过一些项目的回访调研，发现风机设备运行的工况与设计值有一定偏离，出力裕量较大，在系统设计时为了保守，又人为地增加了裕量，最后使风机处于低效率区运行。这主要是由设计单位和锅炉制造厂商都缺乏 CFB 设计经验造成的。因此需要设计人员深入现场加强调研，并且与制造厂商密切配合，共同做好系统拟定和辅机设备选型工作。

经过多年的努力，经验不断积累和技术不断提高，已经摆脱原来 CFB 机组可靠性低的观念，越来越多发电厂选用 CFB 机组，相信只要行业内充分重视，加强研究开发，CFB 锅炉的性能指标会逐渐接近煤粉锅炉，清洁燃烧的优点会得到更充分的发挥，实现发电行业安全可靠、节能减排的发展目标。

附录 A 壁板与加固肋组合截面参数

3mm 钢板，等边角钢加固肋

型钢号	$\angle 50 \times 5$	$\angle 56 \times 5$	$\angle 63 \times 6$	$\angle 70 \times 6$	$\angle 70 \times 7$	$\angle 75 \times 7$	$\angle 75 \times 8$
组合面积 A_c (cm^2)	7.65	8.27	10.17	10.98	12.33	13.07	14.44
组合单重 G_c (kg/m)	6.01	6.49	7.98	8.62	9.68	10.26	11.34
组合惯性矩 I_c (cm^4)	36.12	48.67	72.16	95.24	102.31	123.02	130.81
组合截面模量 Z_c (cm^3)	12.86	16.16	20.63	23.89	25.00	27.60	28.87

4mm 钢板，等边角钢加固肋

型钢号	$\angle 50 \times 5$	$\angle 56 \times 5$	$\angle 63 \times 6$	$\angle 70 \times 6$	$\angle 70 \times 7$	$\angle 75 \times 7$	$\angle 75 \times 8$
组合面积 A_c (cm^2)	9.80	10.42	12.33	13.14	14.50	15.24	16.62
组合单重 G_c (kg/m)	7.70	8.18	9.68	10.31	11.39	11.96	13.05
组合惯性矩 I_c (cm^4)	46.28	62.60	93.57	123.47	132.75	159.46	169.16
组合截面模量 Z_c (cm^3)	13.82	17.39	25.22	31.15	34.80	40.13	41.87

5mm 钢板，等边角钢加固肋

型钢号	$\angle 50 \times 5$	$\angle 56 \times 5$	$\angle 63 \times 6$	$\angle 70 \times 6$	$\angle 70 \times 7$	$\angle 75 \times 7$	$\angle 75 \times 8$
组合面积 A_c (cm^2)	12.55	13.17	15.09	15.90	17.27	18.01	19.40
组合单重 G_c (kg/m)	9.85	10.33	11.84	12.48	13.56	14.14	15.23
组合惯性矩 I_c (cm^4)	54.87	74.58	113.01	149.55	161.74	194.60	207.00
组合截面模量 Z_c (cm^3)	14.50	18.24	26.62	32.87	36.92	42.60	46.73

6mm 钢板，等边角钢加固肋

型钢号	$\angle 50 \times 5$	$\angle 56 \times 5$	$\angle 63 \times 6$	$\angle 70 \times 6$	$\angle 70 \times 7$	$\angle 75 \times 7$	$\angle 75 \times 8$
组合面积 A_c (cm^2)	15.90	16.52	18.45	19.26	20.64	21.38	22.78
组合单重 G_c (kg/m)	12.48	12.96	14.48	15.12	16.21	16.78	17.88
组合惯性矩 I_c (cm^4)	62.01	84.59	129.88	172.44	187.85	226.53	242.10
组合截面模量 Z_c (cm^3)	15.02	18.88	27.66	34.15	38.52	44.45	48.94

续表

3mm 钢板，槽钢加固肋

型钢号	[8]	[10]	[12]	[14a]	[16a]	[18a]	[20a]
组合面积 A_c (cm^2)	14.23	16.88	19.65	22.95	26.54	30.43	33.72
组合单重 G_c (kg/m)	11.17	13.25	15.43	18.02	20.83	23.89	26.47
组合惯性矩 I_c (cm^4)	150.78	281.20	473.17	746.80	1118.39	1607.76	2211.16
组合截面模量 Z_c (cm^3)	29.20	44.90	64.44	89.08	118.86	154.22	192.75

4mm 钢板，槽钢加固肋

型钢号	[8]	[10]	[12]	[14a]	[16a]	[18a]	[20a]
组合面积 A_c (cm^2)	16.76	19.46	22.28	25.63	29.27	33.21	36.55
组合单重 G_c (kg/m)	13.16	15.28	17.49	20.12	22.98	26.07	28.69
组合惯性矩 I_c (cm^4)	171.66	317.35	529.78	830.36	1235.40	1765.17	2414.04
组合截面模量 Z_c (cm^3)	30.47	46.70	66.84	92.26	122.92	159.26	198.61

5mm 钢板，槽钢加固肋

型钢号	[8]	[10]	[12]	[14a]	[16a]	[18a]	[20a]
组合面积 A_c (cm^2)	19.89	22.64	25.51	28.91	32.60	36.59	39.98
组合单重 G_c (kg/m)	15.61	17.77	20.03	22.69	25.59	28.72	31.38
组合惯性矩 I_c (cm^4)	191.24	352.06	585.24	913.92	1354.48	1927.73	2625.37
组合截面模量 Z_c (cm^3)	31.55	48.26	68.96	95.12	126.64	163.99	204.17

6mm 钢板，槽钢加固肋

型钢号	[8]	[10]	[12]	[14a]	[16a]	[18a]	[20a]
组合面积 A_c (cm^2)	23.62	26.42	29.34	32.79	36.53	40.57	44.01
组合单重 G_c (kg/m)	18.54	20.74	23.03	25.74	28.68	31.85	34.55
组合惯性矩 I_c (cm^4)	208.96	384.01	637.20	993.70	1470.17	2088.09	2835.82
组合截面模量 Z_c (cm^3)	32.47	49.59	70.79	97.62	129.96	168.25	209.24

8mm 钢板，槽钢加固肋

型钢号	[8]	[10]	[12]	[14a]	[16a]	[18a]	[20a]
组合面积 A_c (cm^2)	32.88	35.78	38.80	42.35	46.19	50.33	53.87
组合单重 G_c (kg/m)	25.81	28.09	30.46	33.24	36.26	39.51	42.29
组合惯性矩 I_c (cm^4)	239.01	438.75	727.63	1135.56	1680.28	2385.32	3231.17
组合截面模量 Z_c (cm^3)	34.00	51.76	73.75	101.70	135.42	175.37	217.82

续表

10mm 钢板，槽钢加固肋

型钢号	[8]	[10]	[12]	[14a]	[16a]	[18a]	[20a]
组合面积 A_c (cm ²)	44.54	47.54	50.66	54.31	58.25	62.49	66.13
组合单重 G_c (kg/m)	34.96	37.32	39.77	42.63	45.73	49.05	51.91
组合惯性矩 I_c (cm ⁴)	263.85	483.31	801.44	1253.01	1857.51	2641.13	3576.32
组合截面模量 Z_c (cm ³)	35.34	53.55	76.12	104.91	139.69	180.97	224.61

6mm 钢板，工字钢加固肋

型钢号	I20a	I22a	I25a	I28a	I32a	I36a	I45a
组合面积 A_c (cm ²)	52.30	59.40	66.26	73.57	85.65	95.26	121.80
组合单重 G_c (kg/m)	41.06	46.63	52.01	57.75	67.24	74.78	95.61
组合惯性矩 I_c (cm ⁴)	3580.30	4971.50	7153.90	9907.39	14 944.71	20 846.31	40 860.21
组合截面模量 Z_c (cm ³)	269.02	347.41	449.06	565.42	764.84	963.22	1559.17

8mm 钢板，工字钢加固肋

型钢号	I20a	I22a	I25a	I28a	I32a	I36a	I45a
组合面积 A_c (cm ²)	62.70	70.00	76.98	84.41	96.65	106.38	133.20
组合单重 G_c (kg/m)	49.22	54.95	60.43	66.26	75.87	83.51	104.56
组合惯性矩 I_c (cm ⁴)	4037.15	5584.82	8010.97	11 060.50	16 600.10	23 965.89	44 770.81
组合截面模量 Z_c (cm ³)	278.20	358.92	463.80	583.96	789.63	994.10	1606.76

10mm 钢板，工字钢加固肋

型钢号	I20a	I22a	I25a	I28a	I32a	I36a	I45a
组合面积 A_c (cm ²)	75.50	83.00	90.10	97.65	110.05	119.90	147.00
组合单重 G_c (kg/m)	59.27	65.16	70.73	76.66	86.39	94.12	115.40
组合惯性矩 I_c (cm ⁴)	4446.91	6147.21	8811.37	12 155.84	18 211.64	25 259.52	48 761.51
组合截面模量 Z_c (cm ³)	285.74	368.52	476.23	599.81	811.31	1021.52	1650.65

5mm 钢板，槽钢加固肋，槽钢敞口向内侧

型钢号	[8]	[10]	[12]	[14a]	[16a]	[18a]	[20a]
组合面积 A_c (cm ²)	21.74	25.24	28.86	33.01	37.45	42.19	46.33
组合单重 G_c (kg/m)	17.07	19.81	22.66	25.91	29.40	33.12	36.37
组合惯性矩 I_c (cm ⁴)	69.57	104.48	148.65	206.65	278.60	367.49	462.59
组合截面模量 Z_c (cm ³)	22.58	31.97	42.98	57.14	73.98	94.18	112.76

续表

6mm 钢板, 槽钢加固肋, 槽钢敞口向内侧

型钢号	[8]	[10]	[12]	[14a]	[16a]	[18a]	[20a]
组合面积 A_c (cm^2)	25.84	29.54	33.36	37.71	42.35	47.29	51.63
组合单重 G_c (kg/m)	20.28	23.19	26.19	29.60	33.24	37.12	40.53
组合惯性矩 I_c (cm^4)	79.19	118.97	169.22	235.40	317.52	418.98	526.52
组合截面模量 Z_c (cm^3)	23.68	33.45	44.92	59.67	77.22	98.25	117.56

8mm 钢板, 槽钢加固肋, 槽钢敞口向内侧

型钢号	[8]	[10]	[12]	[14a]	[16a]	[18a]	[20a]
组合面积 A_c (cm^2)	35.84	39.94	44.16	48.91	53.95	59.29	64.03
组合单重 G_c (kg/m)	28.13	31.35	34.67	38.39	42.35	46.54	50.26
组合惯性矩 I_c (cm^4)	96.18	144.55	205.69	286.76	387.60	512.44	643.01
组合截面模量 Z_c (cm^3)	25.54	35.90	48.05	63.71	82.36	104.69	125.15

附录 B 两种截面的烟风道材料用量对比

序号	管道名称	设计参数	单位	矩形截面	圆形截面
1	冷一次风道		mm	2600×2600×4	$\phi 2920\times 4$
	设计压力	30	kPa		
	设计温度	40	℃		
	是否设置加固肋			是	否
	是否设置内撑杆			是	否
2	管道单位质量		kg/m	470	350
	冷二次风道			2400×2600×4	$\phi 2820\times 4$
	设计压力	22	kPa		
	设计温度	40	℃		
	是否设置加固肋			是	否
3	是否设置内撑杆			是	否
	管道单位质量		kg/m	420	330
	热一次风道			2400×2600×4	$\phi 2820\times 4$
	设计压力	24	kPa		
	设计温度	300	℃		
4	是否设置加固肋			是	否
	是否设置内撑杆			是	否
	管道单位质量		kg/m	450	330
	热二次风道	18		2200×2800×4	$\phi 2820\times 4$
	设计压力	300	kPa		
5	设计温度		℃		
	是否设置加固肋			是	否
	是否设置内撑杆			是	否
	管道单位质量		kg/m	450	330
	除尘器入口烟道			2800×2800×5	$\phi 3220\times 5$
	设计压力	-6.5	kPa		
	设计温度	150	℃		

续表

序号	管道名称	设计参数	单位	矩形截面	圆形截面
5	是否设置加固肋			否	否
	是否设置内撑杆			否	否
	管道单位质量		kg/m	595	440
6	除尘器出口烟道			2800×2800×5	φ3220×5
	设计压力	-7.0	kPa		
	设计温度	150	℃		
	是否设置加固肋			是	否
	是否设置内撑杆			是	否
	管道单位质量		kg/m	590	440

附录 C 脱硫前后灰渣成分变化（举例）

以某项目 300MW 容量的 CFB 机组为例，给出脱硫前和脱硫后灰渣成分变化的比对。该项目采用的煤种为劣质无烟煤，脱硫效率按 90%设计，钙硫摩尔比为 2.4，脱硫前灰渣量为 45.15t/h，脱硫后灰渣量为 53.05t/h。脱硫后灰渣成分对比见附表 C-1，石灰石成分见附表 C-2。

附表 C-1 脱硫后灰渣成分对比

序号	灰渣成分	符号	单位	脱硫前含量	脱硫后含量
1	二氧化硅	SiO ₂	%	54.83	46.69
2	三氧化二铝	Al ₂ O ₃	%	24.70	21.02
3	二氧化钛	TiO ₂	%	—	—
4	二氧化锰	MnO ₂	%	—	—
5	三氧化二铁	Fe ₂ O ₃	%	4.00	3.47
6	氧化钾	K ₂ O	%	2.09	1.78
7	氧化钠	Na ₂ O	%	0.54	0.46
8	氧化钙	CaO	%	1.62	10.30
9	氧化镁	MgO	%	1.28	1.51
10	五氧化二磷	P ₂ O ₅	%	—	—
11	三氧化硫	SO ₃	%	0.07	5.03
12	其他	—	%	10.87	9.74

附表 C-2 石灰石成分

序号	石灰石成分	符号	单位	含量
1	含水分	<i>W_M</i>	%	0.16
2	烧失量		%	42.47
3	二氧化硅	SiO ₂	%	0.15
4	三氧化二铝	Al ₂ O ₃	%	0.03
5	三氧化二铁	Fe ₂ O ₃	%	0.37
6	氧化钙	CaO	%	50.60

续表

序号	石灰石成分	符号	单位	含量
7	氧化镁	MgO	%	2.38
8	三氧化硫	SO ₃	%	1.08
9	其他	—	%	2.77
10	石灰石纯度	μ_L	%	90.31

附录 D 石灰石成分换算

目前国内还没有详细的 CFB 工艺系统计算的标准，因此没有统一的标准规定对石灰石成分分析时应测试的项目。现在各工程业主提供的石灰石分析资料深浅不一，分析项目也不完全相同，给设计计算带来一定的麻烦，本书所使用的计算式也不一定能适用。为了方便使用本书内的计算式，以下提供几种石灰石分析成分的换算关系。与湿法脱硫（FGD）工艺不同，因炉内脱硫不产生废水污染，所以石灰石中的微量重金属元素在计算中忽略。

(1) 根据 CaO 含量求石灰石纯度 (CaCO_3 的质量百分比) 的计算式为

$$\mu_L = \frac{W_{\text{CaO}}}{0.56} \quad (\text{D-1})$$

(2) 根据 MgO 含量求 MgCO_3 含量的计算式为

$$W_{\text{MgCO}_3} = \frac{W_{\text{MgO}}}{0.478} \quad (\text{D-2})$$

(3) 已知烧失量、CaO、MgO，近似求石灰石含水量的计算式为

$$W_M = W_{\text{烧失量}} - 0.785W_{\text{CaO}} - 1.092W_{\text{MgO}} \quad (\text{D-3})$$

参 考 文 献

- [1] 钱成绪. 火力发电厂烟风煤粉管道设计技术规程配套设计计算方法. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [2] 电力规划设计总院. 火电工程限额设计参考造价指标(2008年水平). 北京: 中国电力出版社, 2009.

