普通高等教育“十一五”国家级规划教材
PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUOJIAJI GUIHUA JIAOCAI

GUOLU YUANLI

锅炉原理

樊泉桂 主 编
阎维平 闫顺林 王 军 副主编

Thermal Energy & Power

中国电力出版社
http://jc.cepp.com.cn

普通高等教育“十一五”国家级规划教材
PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUOJIAJI GUIHUA JIAOCAI

GUOLU YUANLI

锅炉原理

主　编　樊泉桂
副主编　阎维平　闫顺林　王　军
编　写　李　斌　邢德山　李永华
主　审　吕　太　袁镇福

中国电力出版社
http://jc.cepp.com.cn

内 容 提 要

本书为普通高等教育“十一五”国家级规划教材。本书是结合火力发电厂300、600、1000MW亚临界压力和超临界压力锅炉设备、系统和技术特点编写的。主要内容包括：电厂锅炉概述，锅炉设备、系统及其工作原理，燃料及其燃烧特性，锅炉机组热平衡计算和试验方法，制粉系统及设备，燃烧理论基础，燃烧设备，低NO_x和低负荷稳燃以及低反应煤的煤粉燃烧技术，过热汽温和再热汽温调节，受热面的磨损、腐蚀、积灰和回转式空气预热器的漏风及密封技术，锅炉机组热力计算，大型电站锅炉受热面布置和参数优化设计，自然循环锅炉水循环特性及计算方法，超临界压力直流锅炉的水动力与传热特性以及启动系统，锅炉给水处理和蒸汽品质控制，锅炉运行调节，锅炉动态特性等。

本书可作为高等学校热能动力专业的教科书，也可供从事锅炉设计、制造和运行工作的工程技术人员参考。

图书在版编目（CIP）数据

锅炉原理/樊泉桂主编．—北京：中国电力出版社，2008
普通高等教育“十一五”国家级规划教材
ISBN 978-7-5083-6845-0

Ⅰ．锅… Ⅱ．樊… Ⅲ．火电厂—锅炉—高等学校—教材
Ⅳ．TM621.2

中国版本图书馆CIP数据核字（2008）第036527号

中国电力出版社出版、发行
（北京三里河路6号 100044 http://jc.cepp.com.cn）
北京市同江印刷厂印刷
各地新华书店经售
*
2008年9月第一版 2008年9月北京第一次印刷
787毫米×1092毫米 16开本 21.75印张 530千字
定价**35.00**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

21世纪，中国的火力发电厂锅炉专业范围内的技术设备和理论概念发生了前所未有的巨大变化。为了使专业教学适应实际需要，本书作者力求编写出符合国内电厂的发展方向，反映国际和国内科学技术进步的新成就，具有鲜明专业特色的教科书。

本书内容在原“锅炉原理”教材的基础上进行了重大修改，主要增加了超临界和超超临界压力锅炉的内容，以及现代化大型电站锅炉系统和参数优化设计的理论与技术等内容。

本书的主要特点是：突出教学内容的先进性和实用性，突出亚临界压力和超临界压力的锅炉设备、系统及其工作原理。燃料分析和锅炉机组热平衡计算方法采用了国家新标准，介绍了双进双出、MPS、RP和HP、MBF、风扇磨煤机的主要特点和几种典型的制粉系统，增加了低NO_x燃烧技术、低负荷稳燃技术以及低反应煤燃烧技术等内容，介绍了循环流化床燃烧技术，引入了超临界压力锅炉和电站锅炉受热面布置和参数优化设计等内容，阐述了超临界压力下水和水蒸气的热物理特性对于水冷壁传热特性以及水动力特性的影响，增加了超临界压力直流锅炉启动系统和给水处理内容。章节内容与概念更加鲜明和具体，便于教学中掌握要点，适合自学。

本书由华北电力大学樊泉桂教授任主编，阎维平教授、闫顺林教授和王军副教授任副主编，李斌副教授、邢德山副教授、李永华副教授参加了本书的编写工作。樊泉桂编写第一章、第五章、第六章第一节～第八节、第十一章、第十二章、第十三章以及前言等。阎维平编写第九章、第十章、第十五章以及第六章第九节。闫顺林编写第三章、第七章、第十四章。王军编写第二章、第四章、第八章。李斌编写第十六章。

本书由吕太教授、袁镇福教授主审，在此对主审老师提出的修改意见深表谢意。

限于编者水平，书中难免有不足之处，敬请读者批评指正。

编 者

2008年6月

目录

前言
第一章 概述 …… 1
第一节 锅炉机组的工作过程 …… 1
第二节 锅炉机组的系统及组成部件 …… 1
第三节 锅炉的容量、参数及其分类 …… 2
第四节 亚临界参数锅炉的主要型式 …… 4
第五节 超临界参数锅炉的主要型式 …… 13
第二章 燃料及其燃烧特性 …… 22
第一节 电站锅炉燃料 …… 22
第二节 煤的元素分析和工业分析 …… 22
第三节 煤的成分的计算基准 …… 23
第四节 煤的发热量及相关概念 …… 24
第五节 煤灰的结渣和积灰特性判别 …… 26
第六节 煤的分类 …… 28
第七节 煤的燃烧特性 …… 31
第八节 燃油和燃气的特性 …… 32
第三章 燃料燃烧计算和锅炉机组热平衡 …… 36
第一节 燃烧过程的化学反应 …… 36
第二节 燃烧所需的空气量 …… 37
第三节 燃烧产生的烟气量 …… 39
第四节 烟气分析 …… 43
第五节 燃烧方程式 …… 45
第六节 运行中过量空气系数的确定 …… 46
第七节 空气和烟气的焓 …… 47
第八节 锅炉机组的热平衡 …… 49
第九节 锅炉机组的热平衡试验 …… 57
第四章 煤粉制备及系统 …… 60
第一节 煤粉的一般特性 …… 60
第二节 煤粉细度和煤粉颗粒分布特性 …… 61
第三节 煤的可磨性系数和磨损指数 …… 63
第四节 磨煤机 …… 64
第五节 制粉系统 …… 75
第六节 给煤机和给粉机 …… 80
第七节 煤粉分离器 …… 83

第五章　燃烧理论基础 …… 85
第一节　化学反应速度 …… 85
第二节　影响化学反应速度的主要因素 …… 87
第三节　热力着火 …… 88
第四节　链锁反应 …… 90
第五节　火焰传播 …… 90
第六节　煤粉的燃烧 …… 92
第七节　碳粒燃烧的动力区、扩散区和过渡区 …… 93
第八节　碳粒的一次反应和二次反应机理 …… 96
第六章　燃烧设备和煤粉燃烧新技术 …… 99
第一节　概述 …… 99
第二节　直流式煤粉燃烧器 …… 100
第三节　旋流式煤粉燃烧器 …… 111
第四节　煤粉炉炉膛 …… 118
第五节　煤粉气流的燃烧 …… 123
第六节　低负荷稳燃及低 NO_x 煤粉燃烧技术 …… 125
第七节　W 型火焰燃烧技术 …… 131
第八节　油燃烧器与点火器 …… 134
第九节　循环流化床燃煤锅炉 …… 137
第七章　过热器和再热器 …… 148
第一节　过热器和再热器的作用和工作特点 …… 148
第二节　过热器和再热器的结构型式 …… 149
第三节　典型过热器和再热器系统及其材料选择 …… 152
第四节　热偏差 …… 156
第五节　汽温变化的静态特性 …… 161
第六节　影响汽温变化的因素 …… 162
第七节　过热汽温和再热汽温的调节 …… 163
第八章　省煤器和空气预热器 …… 168
第一节　省煤器的作用与结构 …… 168
第二节　省煤器的主要参数和启动保护 …… 169
第三节　空气预热器的型式 …… 171
第四节　回转式空气预热器的漏风和热变形 …… 174
第五节　尾部受热面的磨损、积灰和腐蚀 …… 178
第九章　锅炉炉膛换热计算 …… 188
第一节　锅炉炉膛内传热的特点 …… 188
第二节　炉膛辐射换热的基本方程和有效辐射热计算方法 …… 190
第三节　炉内传热的相似理论计算方法 …… 192
第四节　炉膛受热面的辐射特性 …… 193
第五节　炉膛火焰黑度 …… 195

第六节　火焰中心位置修正系数 M …… 197
第七节　炉膛结构特征及其他参数 …… 198
第八节　炉膛换热计算的修正方法 …… 201
第九节　炉膛换热的其他计算方法 …… 201
第十章　对流受热面的换热计算 …… 203
第一节　概述 …… 203
第二节　对流受热面换热计算的基本方程 …… 203
第三节　受热面传热系数的计算方法 …… 205
第四节　对流受热面的污染对换热的影响 …… 212
第五节　传热温压的计算 …… 214
第六节　对流换热面积和流速的计算 …… 215
第七节　主要对流受热面的计算特点 …… 218
第八节　锅炉热力计算的程序和方法 …… 223
第十一章　电站锅炉的受热面布置和优化设计 …… 225
第一节　影响锅炉炉型结构和受热面布置的因素 …… 225
第二节　锅炉主要参数的优化设计 …… 231
第十二章　自然循环蒸发系统及安全运行 …… 236
第一节　自然循环原理与基本概念 …… 236
第二节　自然循环锅炉水冷壁的安全运行 …… 238
第三节　蒸发管内的汽液两相流型及传热 …… 239
第四节　汽液两相流体的流动参数 …… 242
第五节　汽液两相流体的流动阻力、重位压降 …… 245
第六节　简单回路的水循环计算和水循环特性曲线 …… 246
第七节　复杂回路的水循环计算 …… 249
第八节　水循环全特性曲线和循环安全性检查 …… 250
第九节　蒸发管传热恶化工况的计算 …… 250
第十节　提高循环安全性的措施 …… 252
第十一节　水冷壁的高温腐蚀 …… 254
第十三章　强制流动锅炉 …… 257
第一节　直流锅炉的主要特点和水冷壁型式 …… 257
第二节　直流锅炉的水动力特性 …… 259
第三节　亚临界压力下蒸发管的脉动性流动 …… 266
第四节　直流锅炉的热偏差 …… 269
第五节　超临界压力下水冷壁管内传热 …… 271
第六节　低倍率和复合循环锅炉 …… 274
第七节　控制循环锅炉 …… 276
第八节　直流锅炉的启动系统 …… 277
第十四章　电站锅炉蒸汽品质及其污染防治 …… 285
第一节　电站锅炉的蒸汽品质 …… 285

第二节　蒸汽污染的原因及其治理途径 …… 287
第三节　给水净化 …… 291
第四节　锅内的蒸汽净化 …… 294
第五节　超临界参数机组的水汽品质 …… 302
第十五章　电站锅炉的运行与调节 …… 306
第一节　电站锅炉的启动 …… 307
第二节　锅炉的停运 …… 315
第三节　锅炉的变负荷运行方式 …… 317
第四节　锅炉的燃烧调整与蒸汽压力调节 …… 320
第五节　锅筒锅炉的给水调节 …… 323
第六节　锅炉的汽温调节 …… 327
第七节　直流锅炉的运行调节特点 …… 327
第十六章　锅炉动态特性 …… 330
第一节　锅炉的蓄热能力 …… 330
第二节　锅筒锅炉的动态特性 …… 331
第三节　直流锅炉的动态特性 …… 336
参考文献 …… 339

第一章 概 述

第一节 锅炉机组的工作过程

火力发电厂生产的电能需要经过多次能量转换过程：即首先由锅炉将燃料燃烧释放的化学能通过受热面使给水加热、蒸发、过热，转变为蒸汽的热能；再由汽轮机将蒸汽的热能转变为高速旋转的机械能，然后由汽轮机带动发电机将机械能转变为源源不断的向外界输送的电能。因此，锅炉、汽轮机、发电机和输配电设备是火力发电厂的主要设备。燃煤锅炉的工作过程（见图 1-1）主要由以下几个过程组成：

（1）原煤破碎→原煤干燥与磨制煤粉→输送煤粉→组织燃烧；

（2）空气加热→燃料燃烧配风；

（3）锅炉给水由省煤器受热面加热升温——由蒸发受热面（水冷壁）吸热将给水转变为汽水混合物，或直接转变为蒸汽——由过热器受热面将蒸汽进一步加热达到过热状态；

（4）排渣、清灰、除灰、烟气排放。

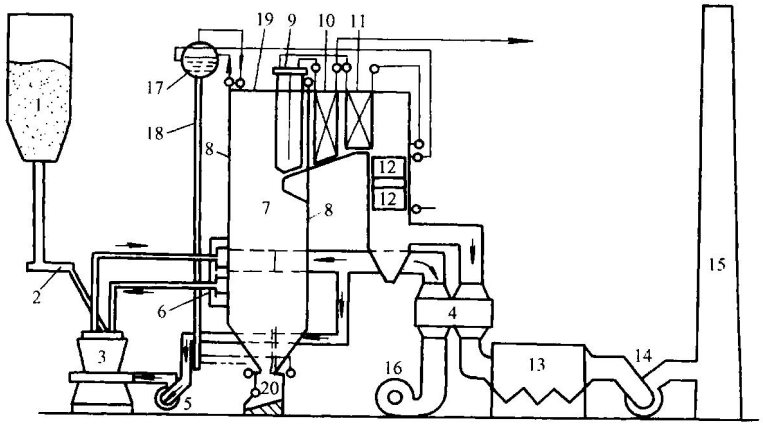


图 1-1 锅炉机组的工作过程示意

1—煤斗；2—给煤机；3—磨煤机；4—空气预热器；5—排粉风机；6—燃烧器；7—炉膛；8—水冷壁；9—屏式过热器；10—高温过热器；11—低温过热器；12—省煤器；13—除尘器；14—引风机；15—烟囱；16—送风机；17—锅筒；18—下降管；19—顶棚过热器；20—排渣室

第二节 锅炉机组的系统及组成部件

一、锅炉机组的系统

1. 制粉系统

原煤输送系统将破碎后的原煤送入原煤仓→给煤机→磨煤机→煤粉分离→合格的煤粉→由空气送入炉内燃烧。

2. 燃烧系统

燃烧所需要的空气→送风机→空气预热器→两路热风管道{→燃烧器二次风喷口→燃烧室；→制粉系统输送煤粉→燃烧器一次风喷口→燃烧室}

3. 汽水系统

给水（凝结水和少量补给水经化学水处理→低压加热器→除氧器→给水泵→高压加热器）→锅炉省煤器加热→水冷壁蒸发→过热器升温至汽轮机要求的进汽温度。高参数、大容量锅炉机组还有再热器系统，即锅炉生产的高压蒸汽在汽轮机高压缸做功后的排气→锅炉再热器二次再热→汽轮机中、低压缸。

4. 除渣、除灰和清灰系统

燃烧产生的大块熔渣（约占总灰量的10%～20%），经水冷壁冷却形成固态渣由炉底排放→经碎渣机破碎。

烟气中携带的细灰粒（约占总灰量的80%～90%），经除尘器将细灰从烟气中分离出来，由除灰系统送往灰场。

锅炉运行中沉积到受热面上的细灰由吹灰器清除进入除灰系统。

5. 烟气排放系统

燃烧产生的烟气由锅炉尾部的空气预热器出口排出后，经过除尘器，将烟气中的大部分细灰分离出来，排往除灰系统，以防止粉尘粒子对大气产生污染。

分离出来的气体经过引风机排往烟囱。为了减少SO_3、SO_2和NO_x等有害气体对大气的污染，现代锅炉还设有烟气脱硫装置。

二、锅炉机组的组成部件

锅炉机组的组成部件分为两部分，即本体设备和辅机设备，本体设备包括炉膛、燃烧器、空气预热器、省煤器、水冷壁、锅筒（汽包）或启动用汽水分离器、过热器、再热器等；辅机设备包括给煤机、磨煤机、送风机、引风机、给水泵、吹灰器、碎渣机、除尘器、灰浆泵。

第三节 锅炉的容量、参数及其分类

一、电站锅炉的蒸汽参数及容量

20世纪70年代以前，中国的火电机组单机容量在100MW以下，蒸汽参数以10MPa/540℃为主；20世纪80年代初期，自行设计和制造了单机容量为200MW的火电机组，配置主蒸汽参数为超高压，并具有中间再热系统的14MPa/540℃/540℃的锅炉机组。

20世纪80年代以后，我国的火电机组以引进技术国产化为主，建设了一批亚临界与超临界参数大容量发电机组。各种技术类型的300、500、600、800MW级亚临界与超临界参数锅炉机组相继投入运行。表1-1～表1-3是中国电站锅炉的蒸汽参数及容量。

二、锅炉的分类

(1) 按锅炉用途分类。分为电站锅炉（发电）、工业锅炉（工业生产工艺用汽或供暖）、热水锅炉（民用采暖或供热）。

（2）按锅炉容量分类。随时代和技术进步，锅炉机组容量按大、中、小的排序和分类在不断演变，目前300MW以上的机组配置的锅炉为大容量锅炉。

表1-1 中国电站锅炉的蒸汽参数及容量

蒸汽压力（MPa）	蒸汽温度（℃）	给水温度（℃）	MCR*（t/h）	发电功率（MW）
9.9	540	205～225	220，410	50，100
13.8	540/540	220～250	420，670	125，200
16.8～18.6	540/540	250～280	1025～2008	300，600
25.0～27.6	545/545～605/603	267～302	1900～3033	600，1000
25.0	545/545	267～277	1650～2650	500，800

* 最大连续蒸发量。

表1-2 亚临界压力自然循环及控制循环锅炉的容量和参数

机组功率（MW）	300	300	300	600	600
循环方式	自然循环	控制循环	自然循环	自然循环	控制循环
过热蒸汽流量MCR	1025	1025	1025	2026.8	2008
再热蒸汽流量（t/h）	860	834.8	823.8	1704.2	1634
过热蒸汽压力（MPa）	18.2	18.3	18.3	18.19	18.22
再热蒸汽压力（MPa）	4.00/3.79	3.83/3.62	3.82/3.66	4.176/4.3	3.49/3.31
过热蒸汽温度（℃）	540	541	540	540.6	540.6
再热蒸汽温度（℃）	330/540	322/541	316/540	313.0/540.6	313.3/540.6
给水温度（℃）	276	281	278	276	278.33
燃煤量（t/h）	136.61	139.89	122.6	264.4	269.9
燃烧方式	四角燃烧	四角燃烧	对冲燃烧	对冲燃烧	四角燃烧

表1-3 超临界和超超临界参数锅炉的容量和参数

机组功率（MW）	500	600	600	800	1000	1000
蒸汽流量MCR（t/h）	1650	1900	1900	2650	2953	3033
过热蒸汽压力（MPa）	25.0	25.4	25.4	25.0	27.56	26.25
过热蒸汽温度（℃）	545	571	543	545	605	605
再热蒸汽流量（t/h）	1481	1607.6	1640.3	2151.5	2457	2469.7
再热蒸汽进口压力（MPa）	4.15	4.71	4.61	3.86	6.0	4.99
再热蒸汽出口压力（MPa）	3.92	4.52	4.42	3.62	5.8	4.79
再热蒸汽进口温度（℃）	295	322	297	283	359	356.3
再热蒸汽出口温度（℃）	545	569	569	545	603	603
给水温度（℃）267	284	283	277	296	302.4	
燃烧方式	对冲燃烧	对冲燃烧	对冲燃烧	对冲燃烧	双四角燃烧	对冲燃烧
水冷壁型式	多次上升垂直管屏	螺旋管圈＋垂直管屏	螺旋管圈＋垂直管屏	多次上升垂直管屏	一次上升垂直管屏	螺旋管圈＋垂直管屏
水冷壁管型	光管	内螺纹管	内螺纹管	光管	内螺纹管	内螺纹管

表 1-4 国外超临界参数机组的发展方向

主蒸汽压力（bar*）	290	305	335	400
主蒸汽温度（℃）	582	582	610	700
再热蒸汽压力（bar）	80	74	93	112
再热蒸汽温度（℃）	580	600	630	720
循环热效率（%）	47	49	>50	52～55

* 1bar=0.1MPa。

（3）按蒸汽压力分类。分为低压（$p<2.5$MPa）、中压（$p\approx3.9$MPa）、高压（$p\approx10.8$MPa）、超高压（$p\approx14.7$MPa）、亚临界压力（$p\approx16.8\sim18.6$MPa）、超临界及超超临界压力（$p\approx25\sim40$MPa）。

（4）按燃烧方式分类。分为火床炉、煤粉炉（四角燃烧、对冲燃烧、W 火焰燃烧）、旋风炉、流化床锅炉。

（5）按蒸发受热面循环方式分类。分为自然循环锅炉、控制循环锅炉、直流锅炉、低倍率复合循环锅炉，工作原理如图 1-2、图 1-3 所示。

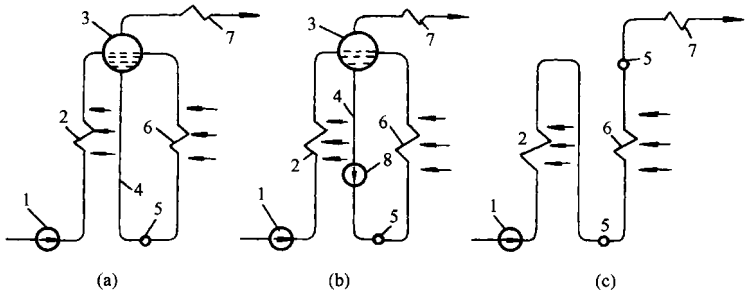


图 1-2 蒸汽锅炉蒸发部分的几种类型

（a）自然循环；（b）控制循环；（c）直流式

1—给水泵；2—省煤器；3—锅筒；4—下降管；5—联箱；6—蒸发管；7—过热器；8—强制循环泵

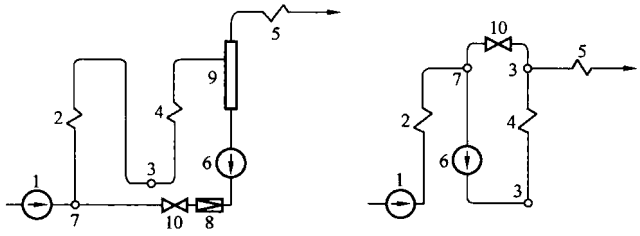


图 1-3 低倍率复合循环系统

1—给水泵；2—省煤器；3—联箱；4—蒸发管；5—过热器；
6—强制循环泵；7—混合器；8—止回阀；9—汽水分离器；10—调节阀

第四节 亚临界参数锅炉的主要型式

一、采用对冲燃烧方式的 300MW 自然循环锅炉

图 1-4 是北京巴威公司采用 B&W 技术设计制造的亚临界压力 300MW 锅炉。采用双调

风旋流式燃烧器对冲燃烧、自然循环、烟气挡板调温方式，炉膛由膜式水冷壁组成，炉膛的宽度、深度、高度（前后墙水冷壁下联箱到顶棚管中心线的距离）分别为 13.350m、12.300m、46.400m，燃用山西晋中贫煤，在炉膛的前后墙各布置 3 层双调风旋流式燃烧器，每层 4 只，共 24 只。燃烧器射出的煤粉气流对冲燃烧，形成双“L”形火焰。

炉膛上部布置屏式过热器，折焰角上部布置高温过热器。水平烟道末端布置高温再热器，尾部竖井由分隔墙分成前后两个烟道，前部布置低温再热器，后部布置低温过热器和省煤器。在两个分烟道底部设置烟气挡板，两个烟道在挡板后部又合并在一起，经两个烟道引

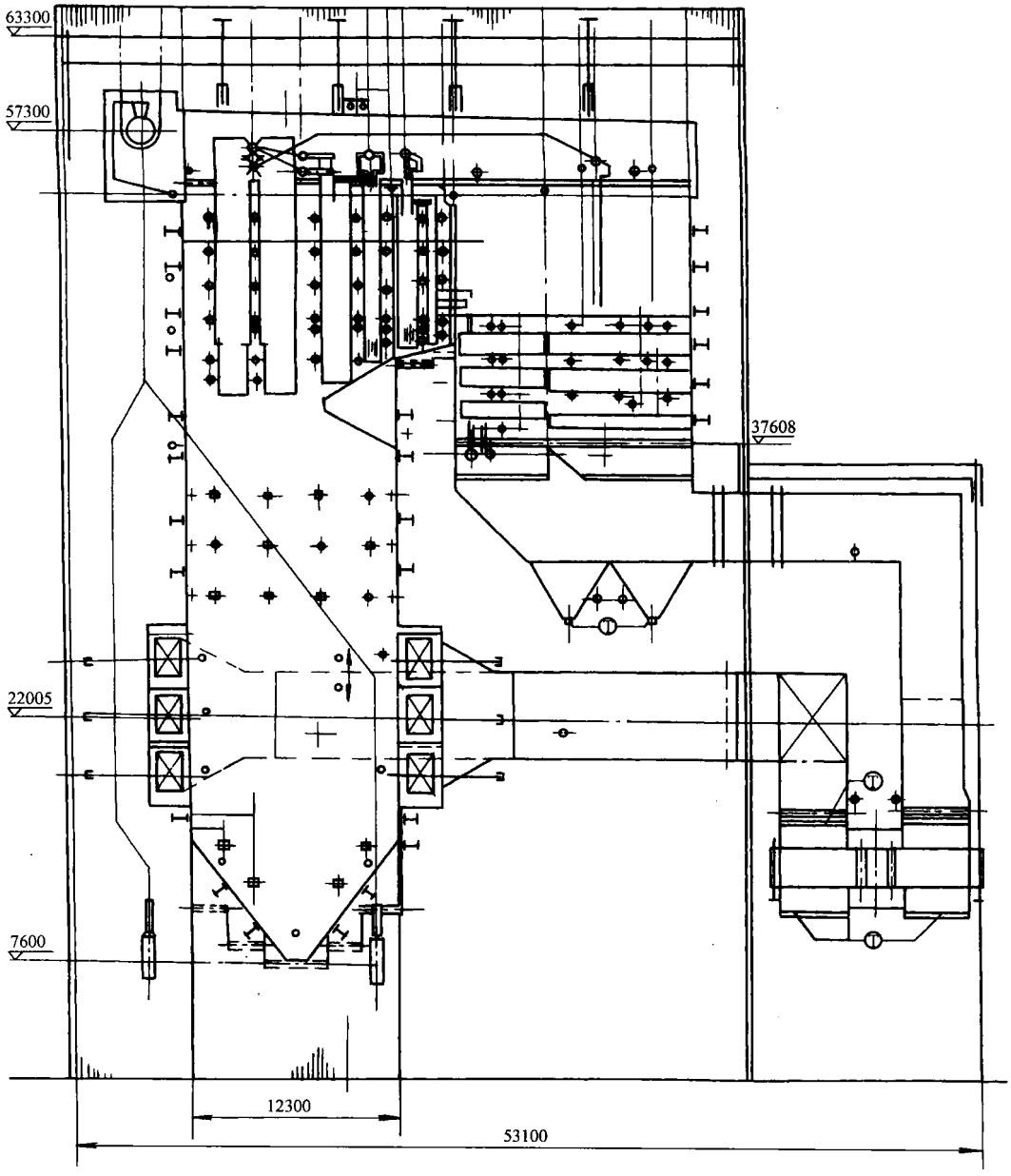


图 1-4 采用对冲燃烧的 300MW 锅炉

入两台回转式空气预热器。

二、采用四角燃烧方式的 300MW 自然循环锅炉

图 1-5 是东方锅炉厂根据 CE 技术设计制造的亚临界压力 300MW 锅炉，采用四角切圆燃烧、自然循环、摆动式燃烧器调温方式。炉膛的宽、深、高分别为 13.335m、12.829m、54.300m，燃用西山贫煤和洗中煤的混煤。在炉膛四角布置 4 只摆动式直流燃烧器，燃烧器有 6 层一次风喷口，4 层油喷口，6 层二次风喷口，气流射出喷口后，在炉膛中央形成 ϕ700 和 ϕ1000 的两个切圆。

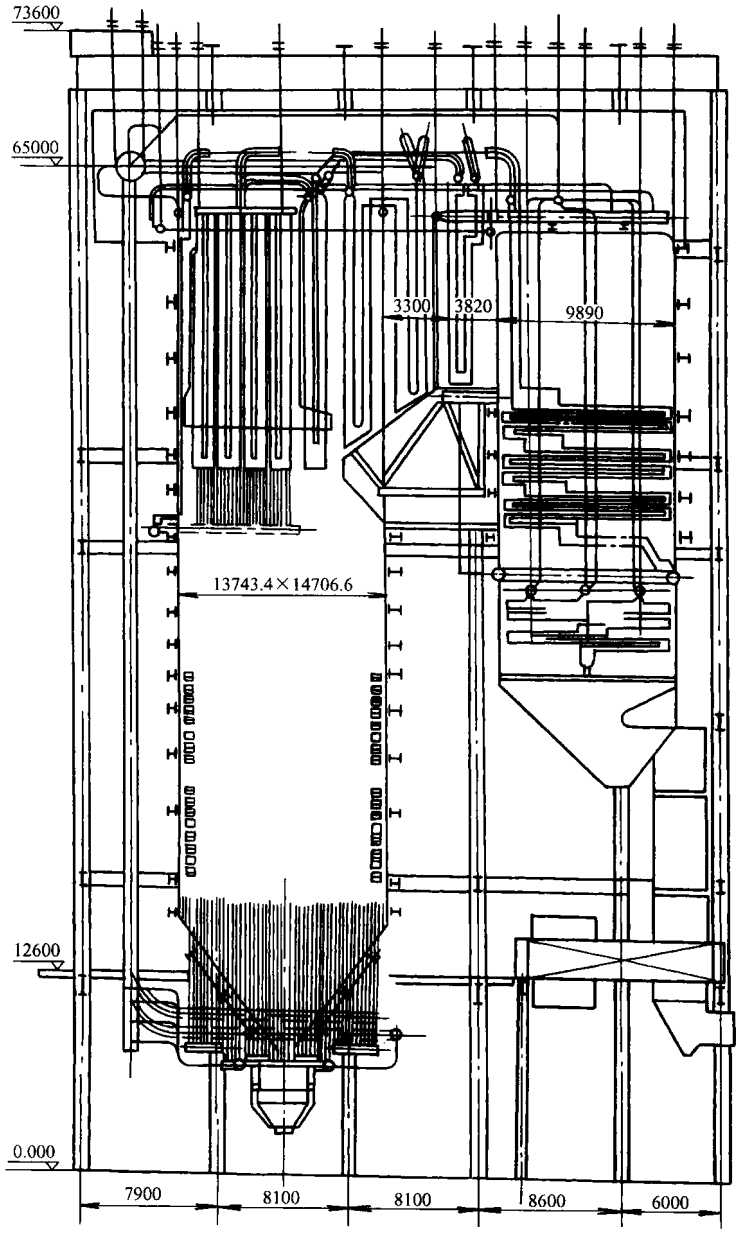


图 1-5 采用四角燃烧的 300MW 自然循环锅炉

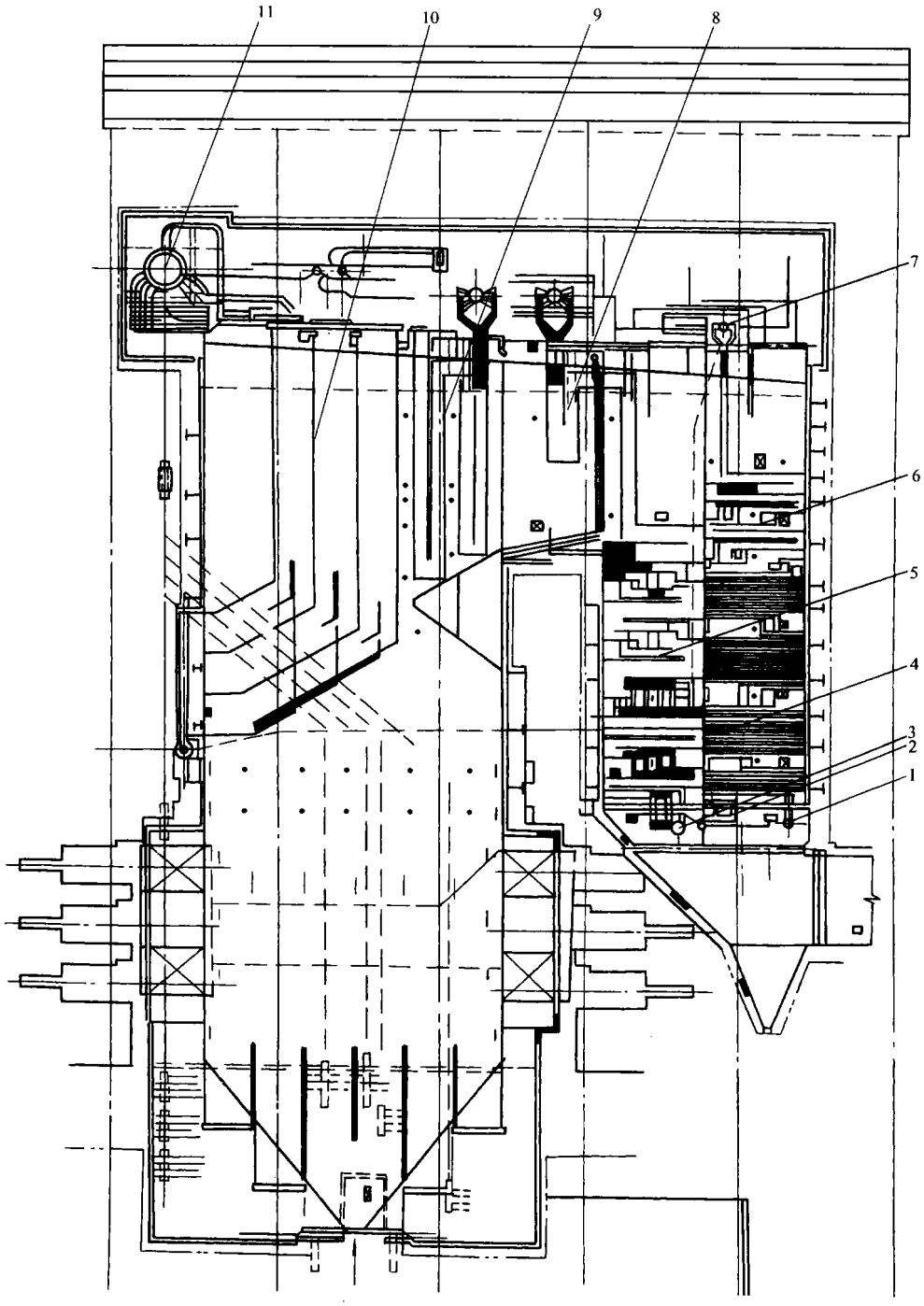


图 1-6 亚临界压力 600MW 自然循环锅炉

1—省煤器入口集箱；2—低温过热器入口集箱；3—再热器入口集箱；4—省煤器；5—再热器低温段；6—低温过热器；7—低温过热器出口集箱；8—再热器高温段；9—末级过热器；10—分隔屏；11—锅筒

炉膛四壁由膜式水冷壁组成，水冷壁管由内螺纹管和光管组成。在炉膛上部的前墙和部分两侧墙水冷壁的向火面上紧贴壁式再热器，炉膛上部空间悬吊着大屏过热器和后屏过热器，折焰角上部的水平烟道中布置中温再热器，高温再热器布置在中温再热器之后的水平烟道中，高温过热器位于水平烟道的末端，锅炉尾部竖井烟道中布置低温过热器，省煤器布置在低温过热器之后，锅炉配置两台三分仓空气预热器。

三、FW 亚临界压力 600MW 自然循环锅炉

FW 亚临界压力 600MW 自然循环锅炉的最大蒸发量为 2020t/h，采用 24 只低 NO_x 旋流式燃烧器对冲燃烧方式，配置 6 台双进双出磨煤机直吹式制粉系统，两台三分仓空气预热器，两台离心式一次风机，两台动叶可调轴流式二次风机，两台动叶可调轴流式引风机。再热汽温调节采用烟气挡板，过热汽温调节以喷水减温为主。

炉膛四壁由膜式水冷壁组成，水冷壁管由内螺纹管和光管组成，炉膛的宽、深、高分别为 21882、16955、50960mm，燃用山东兖州矿区济宁 2 号烟煤。炉膛上部布置屏式过热器，折焰角上部布置末级过热器（高温过热器）。水平烟道末端布置高温再热器，尾部竖井由分割墙分成前后两个烟道，前部布置低温再热器，后部布置低温过热器（一级过热器）和省煤器。在两个分烟道底部设置烟气挡板，两个烟道在挡板后部合并在一起，又经两个烟道引入两台回转式空气预热器，见图 1-6。

四、FW660MW 级和 300MW 级 W 型火焰锅炉

FW660MW 级 W 型火焰锅炉是亚临界参数自然循环锅炉，燃用 50%无烟煤和 50%贫煤的混合燃料，锅炉整体布置见图 1-7。水冷壁由鳍片管或光管组成，前后墙水冷壁向内弯曲形成炉拱。前后拱各布置 18 只双旋风筒燃烧器。炉拱下部为燃烧室，为了保证低反应煤的稳定燃烧，燃烧室内部分区域的水冷壁上敷设了卫燃带。

拱下炉膛宽度为 34.48m，深度为 15.631m，拱上炉膛深度为 9.525m，炉膛总高度约为 50.8m，拱下炉膛高度约为 19.633m。

沿烟气流程在炉膛上方布置屏式过热器，水平烟道进口处顺列布置高温过热器，水平烟道出口处顺列布置高温再热器，尾部竖井为两个平行的烟道，竖井前部顺列布置水平低温再热器，竖井后部布置低温过热器，在竖井前、后部的末端共布置两组省煤器，尾部烟道末端布置两台三分仓受热面回转式空气预热器。

FW300MW 级 W 型火焰锅炉是我国东方锅炉厂采用引进技术生产制造的亚临界压力自然循环锅炉，其整体布置方式类似于 FW660MW 级 W 型火焰锅炉。

五、B&W360MW 级 W 型火焰锅炉

B&W360MW 级 W 型火焰锅炉是引进的亚临界压力自然循环锅炉，燃用 50%无烟煤和 50%贫煤的混合燃料，锅炉整体布置如图 1-8 所示。沿烟气流程布置屏式过热器、高温过热器，水平烟道中布置高、低温再热器（即再热器为单级布置），尾部竖井烟道中布置低温过热器和省煤器。过热汽温调节采用两级喷水减温，再热汽温调节采用炉底供热风的方式。炉底注入热风还可以使冷灰斗区域的炉渣凝聚体积减小，以利于排渣和减轻受热面的磨损。

六、600MW 控制循环锅炉

图 1-9 表示了哈尔滨锅炉厂设计制造的 600MW 亚临界压力控制循环锅炉的整体布置。其受热面布置与自然循环锅炉大致相同，不同的是水循环系统中增加了循环泵，水冷壁管径减小且入口装有节流圈。

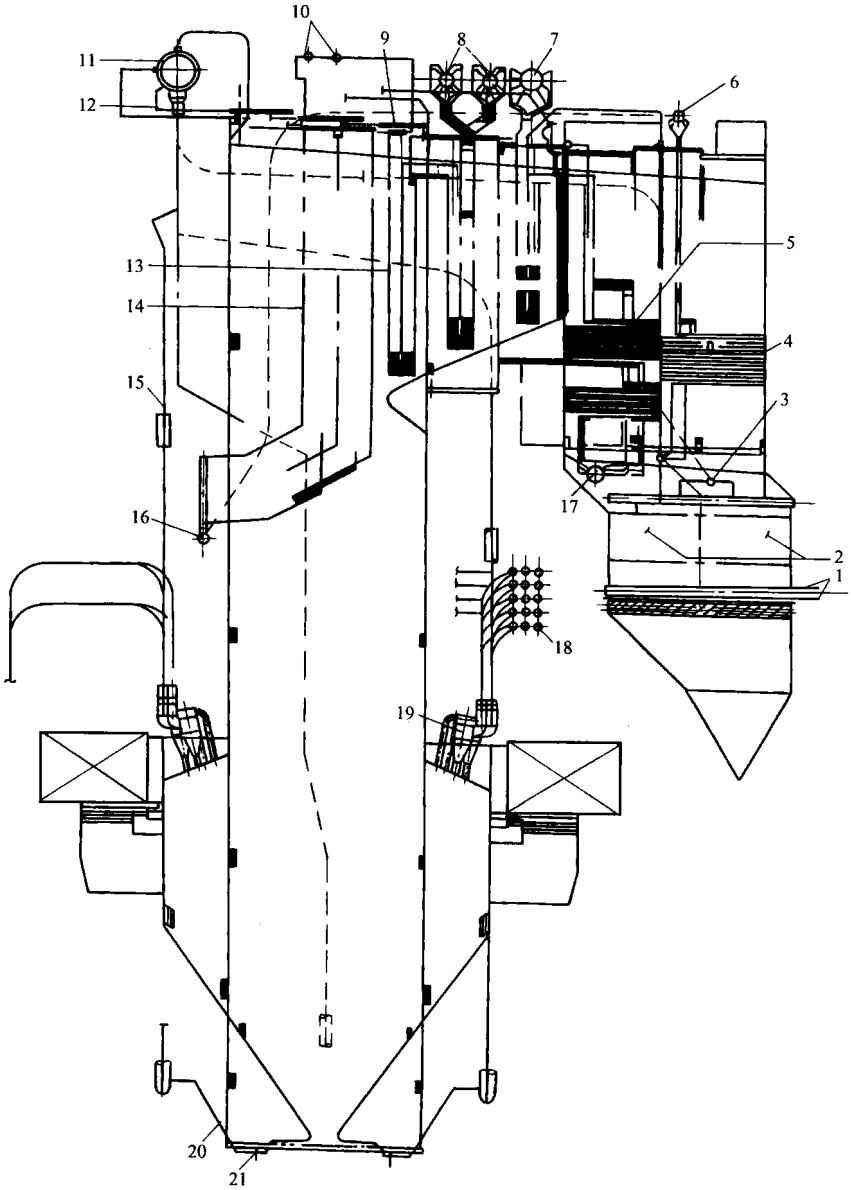


图 1-7 FW660MW 级 W 型火焰锅炉

1—省煤器入口联箱；2—省煤器；3—省煤器出口联箱；4—一级过热器；5—水平再热器；6—一级过热器出口联箱；7—垂直再热器出口联箱；8—末级过热器出口联箱；9—后屏过热器联箱；10—减温器；11—锅筒；12—给水导管；13—后屏过热器；14—辐射式再热器；15—下降管；16—混合联箱；17—水平再热器入口联箱；18—煤粉管道；19—煤粉浓缩器；20—分配水管；21—水冷壁下联箱

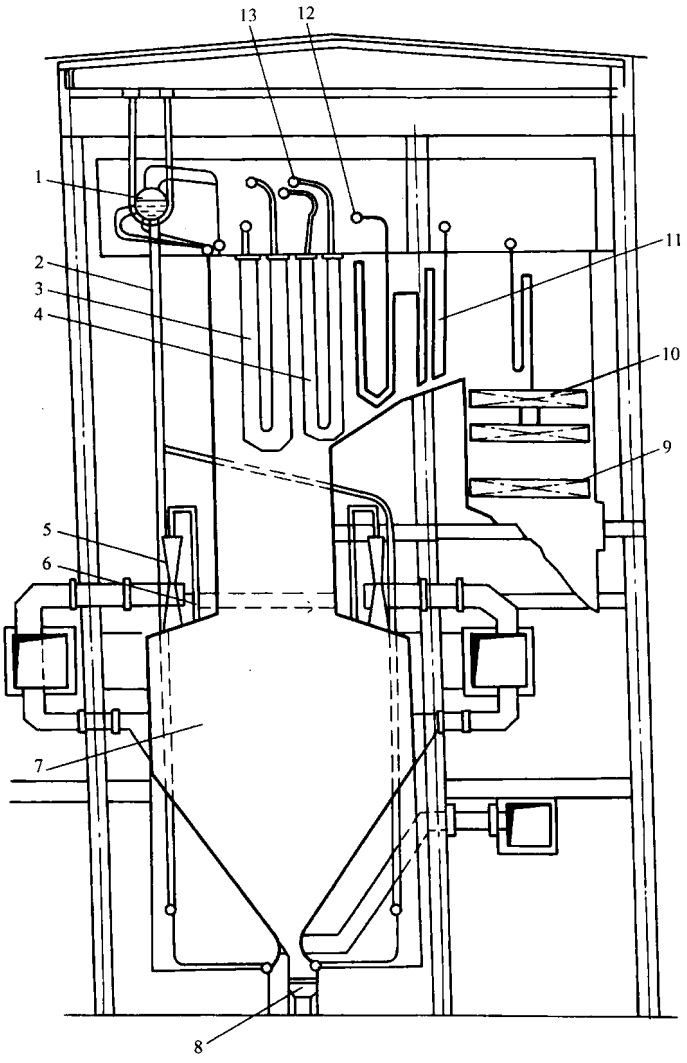


图 1-8 B&W360MW 级 W 型火焰锅炉

1—锅筒；2—集中下降管；3—前屏过热器；4—高温过热器；5——次风主燃烧器；6—通风燃烧器；7—下部着火炉膛；8—排渣装置；9—省煤器；10—低温过热器；11—再热器；12—再热器出口联箱；13—过热器出口联箱

目前，世界上已有不少国家具有制造循环泵的能力。德国的 KSB 公司、英国的海伍德—泰勒公司、日本的三菱公司、美国的 CE - KSB 公司、中国沈阳水泵厂和哈尔滨电机厂引进了设计与制造技术，国产引进型循环泵已经投入运行。

图 1 - 10（a）为德国 KSB 泵的剖视图，图 1 - 10（b）为英国 Tyier 泵的剖视图。

循环泵结构的主要特点是将泵的叶轮和电动机转子装在同一主轴上，置于相互连通的密封压力壳体内，使泵与电动机结合成一体，避免了泵的泄漏问题。电动机运行中产生的热量由高压冷却水带走，因此，泵体内的电动机必须配有冷却水系统。从图 1 - 10 中

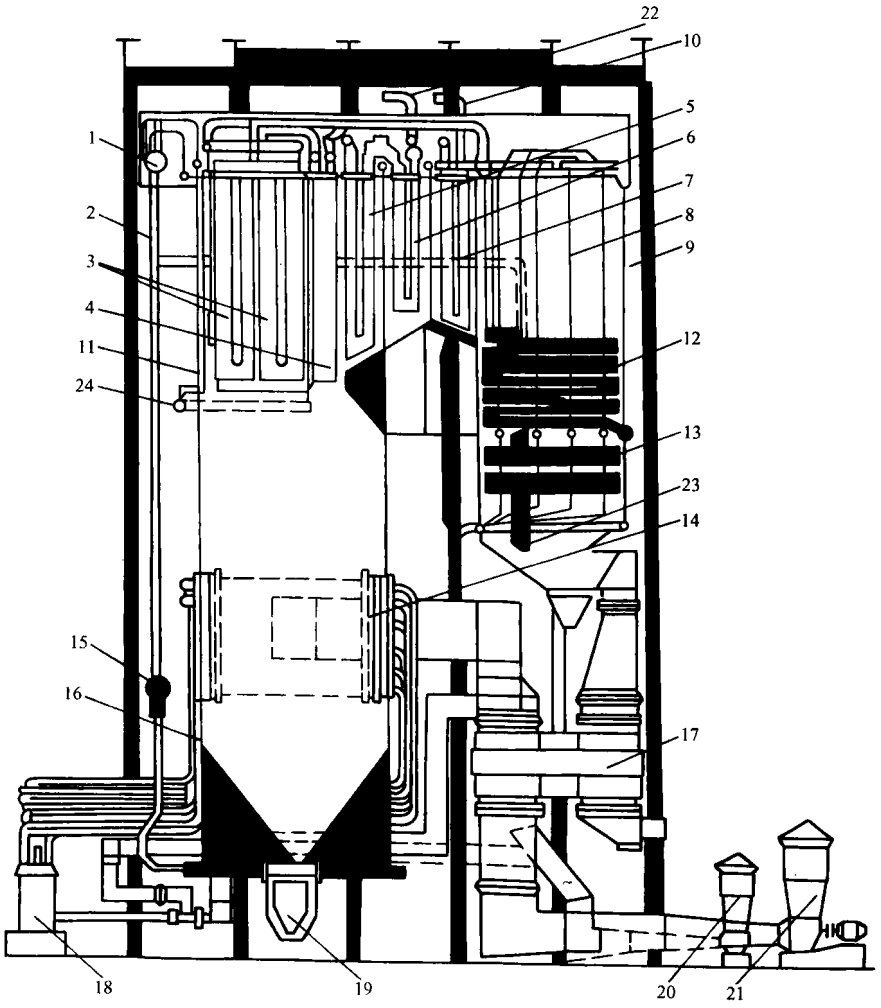


图 1-9 600MW 亚临界压力控制循环锅炉

1—锅筒；2—下降管；3—分隔屏过热器；4—后屏过热器；5—屏式再热器；6—末级再热器；7—末级过热器；8—悬吊管；9—包覆管；10—过热蒸汽出口；11—墙式辐射再热器；12—低温过热器；13—省煤器；14—燃烧器；15—循环泵；16—水冷壁；17—空气预热器；18—磨煤机；19—除渣装置；20—一次风机；21—二次风机；22—再热蒸汽出口；23—给水进口；24—再热蒸汽入口

可以看出，两种泵的出口管结构不相同，KSB 型泵出口管两侧沿径向对称布置，泵壳为球体，球体内腔大，与叶轮流向不吻合，结构比较笨重。但泵壳体壁薄，热应力较小；Tyier 型泵出口管两侧切向布置，泵壳体内腔与叶轮流向紧密吻合，结构比较紧凑。

上海锅炉厂制造的 300MW 控制循环锅炉的布置形式基本类似于 600MW 控制循环锅炉。

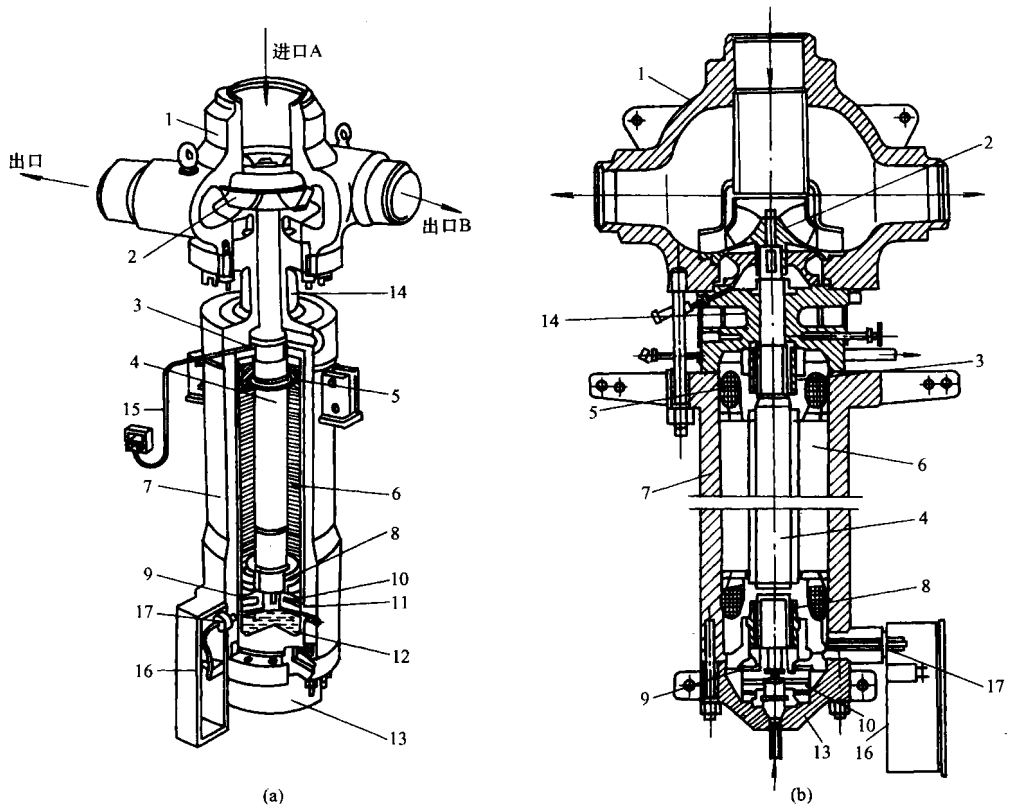


图 1-10 泵的剖视图

(a) KSB泵；(b) Tyier泵

1—泵壳；2—叶轮；3—上端轴承；4—主轴；5—定子线圈端部；6—定子线圈断面；7—电动机外壳；8—下端轴承；9—推力轴承推力块；10—辅助叶轮；11—推力盘；12—滤网；13—电动机下座盖；14—隔热体；15—温度报警指示器；16—接线盒；17—引线密封

七、低倍率循环锅炉

图 1-11 是 500MW 亚临界参数低倍率循环半塔型锅炉。炉膛宽度为 19.44m，炉膛深度为 15.3m，锅炉总高度为 114m。在炉膛出口以上的烟道中沿烟气流程方向依次水平布置三级过热器、四级过热器、二级再热器、二级过热器、一级再热器、省煤器。悬吊管和所有的壁式过热器作为一级过热器。

水循环系统采用低倍率循环方式，汽水流程设置为两个独立的流路，每个汽水流路配置 3 台循环泵和一组汽水分离器。水冷壁采用光管结构，入口装有不同孔径的节流圈。

塔型布置锅炉的主要特点是：

(1) 过热器和再热器水平布置，易于疏水，可减轻停炉后因蒸汽凝结导致的管子内壁腐蚀，并且在启动过程中不会造成水塞。

(2) 烟气向上流动过程中，大颗粒的飞灰受重力作用，灰粒速度低于气流速度，而且避免了因烟气流动折向，导致飞灰浓度局部提高所引起的局部磨损加剧，因此塔型布置可减轻受热面磨损。

(3) 占地面积小，但锅炉高度提高，安装、运行、检修费用将提高。

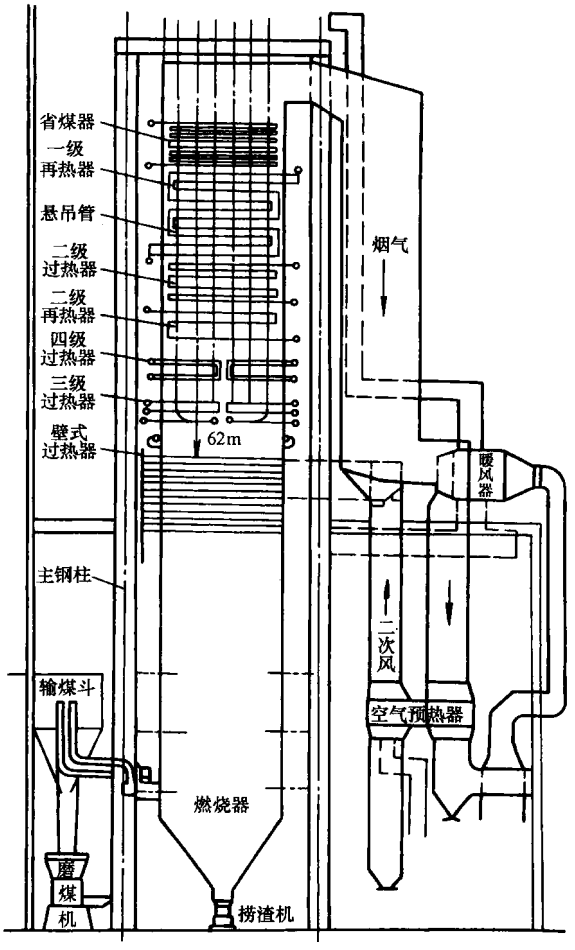


图 1-11 500MW 低倍率循环半塔型锅炉

第五节 超临界参数锅炉的主要型式

一、600MW 超临界参数锅炉

某电厂 600MW 超临界参数锅炉总体布置见图 1-12，炉膛由膜式水冷壁构成，炉膛上部为垂直管屏，炉膛下部为螺旋管圈。炉膛出口处布置屏式过热器，折焰角上方布置有中间过热器和末级过热器。在水平烟道处布置了垂直高温再热器。水平烟道和尾部竖井也由膜式壁包覆，尾部竖井分隔成前后平行的两个烟道：前部烟道布置水平再热器，后部烟道布置一级过热器和省煤器。在分烟道底部设置了烟气调节挡板装置，用来分流烟气量，以调节再热蒸汽出口温度。烟气通过调节挡板后又汇集在一起，经两个尾部烟道引入两台回转式空气预热器。

锅炉采用 36 只 B&W 新型的超低 NO_x 双调风旋流 DRB-4Z™燃烧器，前后墙各三层对冲布置，在燃烧器上方配置 16 只 OFA 喷口。制粉系统采用中速磨冷一次风机正压直吹系统，六台磨煤机，每台磨煤机供同墙同层的六只燃烧器，满负荷工况运行时有一台磨煤机备用。

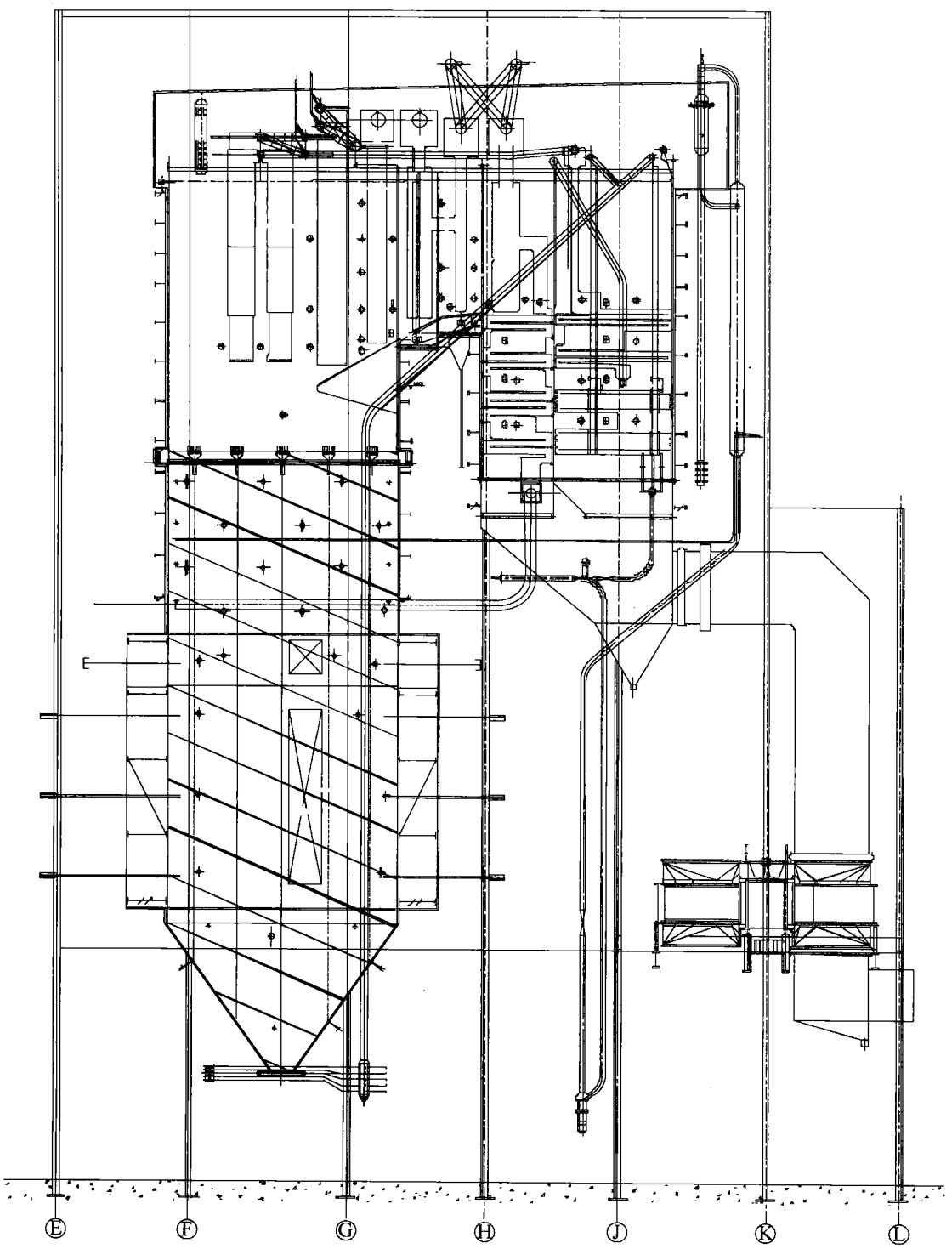


图 1-12 某电厂 600MW 超临界压力锅炉

给水进入省煤器入口集箱，经过省煤器水平管组和垂直悬吊管进入省煤器出口集箱。水从省煤器出口集箱经一根外部下降管被引入位于炉膛下部的水冷壁下集箱，然后沿炉膛向上依次经过冷灰斗和下部螺旋管圈进入位于炉膛中部的中间过渡集箱。从中间过渡集箱出来的汽水混合物再进入炉膛上部垂直管，汽水混合物或蒸汽由水冷壁出口集箱经连接管进入出口混合集箱，经充分混合后进入炉膛顶棚管，然后由炉膛顶棚管出口集箱进入位于锅炉后部的汽水分离器。

当锅炉负荷在本生点以下时，被汽水分离器分离出的水经储水箱和循环泵后又回到省煤器入口集箱。被分离出的饱和蒸汽则被引入过热器系统，最后由主汽管道引出。当锅炉负荷在本生点以上时，锅炉处于直流状态，此时进出汽水分离器的工质全部是蒸汽，不再有水被分离出来，循环泵处于热备用。

汽机高压缸的排汽经低温再热器水平管组进入高温再热器出口管组，最后经连接管道进入汽机中压缸。两级再热器之间设有减温器，必要时可用它来控制再热汽温，但正常情况下再热汽温是由尾部烟气调节挡板来控制以提高电厂的经济性。

来自送风机的二次风被送入三分仓式空气预热器，加热后经风道进入设置在锅炉炉膛四周的开式环形大风箱，通过燃烧器和 OFA 喷口送入炉膛。来自一次风机的气流被分为两部分，一部分经空气预热器加热后成为热一次风，另一部分作为调温风与热一次风混合后进入磨煤机，调温风用于控制磨煤机的出口温度。从磨煤机出来的风粉混合气流经煤粉管道和燃烧器进入炉膛，燃烧后形成的热烟气经炉膛后依次流经屏式过热器和布置在水平烟道内的高温过热器和高温再热器。然后向下流动进入尾部竖井两平行烟道，分别流经低温再热器和一级过热器与省煤器，最后流经空气预热器进入除尘器。

过热器由对流烟道包墙管、一级过热器、屏式过热器、中间过热器和末级过热器构成，设三级减温器实现对过热汽温的精确控制。

在螺旋炉膛四周布置垂直绑带，垂直绑带承担螺旋炉膛垂直方向的荷载。垂直绑带的顶端再与传力板焊接，传力板再通过支撑板与炉膛上部垂直水冷壁管焊接，这样螺旋水冷壁的重量就通过垂直绑带传递给垂直水冷壁，再由垂直水冷壁通过顶部吊挂装置传递到顶部钢梁上。传力板、支撑板和绑带结构详图见图 1 - 13。

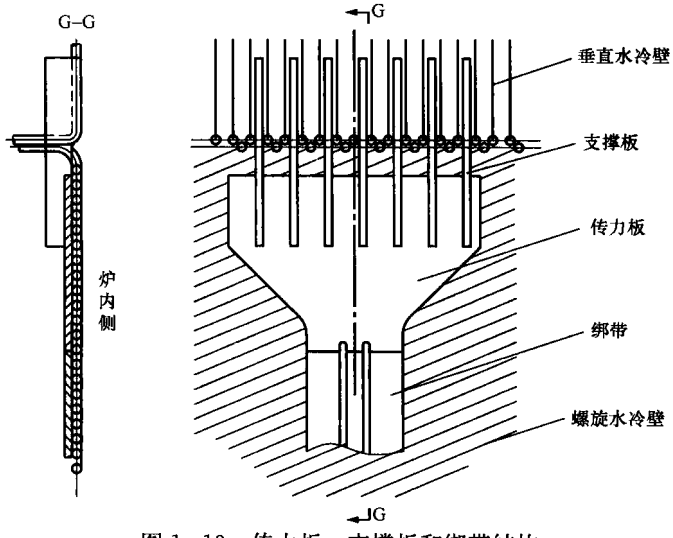


图 1 - 13 传力板、支撑板和绑带结构

1. 过热器系统

(1) 一级过热器

一级过热器布置在尾部分隔烟道的后部，由水平管组和出口垂直管组构成。水平管组由 ϕ51×7.5 的 15CrMoG 和 12Cr1MoVG 钢管组成，S_1=112.5mm，四管圈并绕，逆流顺列布置，沿炉宽方向共有 194 片，由省煤器悬吊管悬挂。垂直管组由 ϕ51×7.5 的 12Cr1MoVG 钢管组成，S_1=225mm，沿炉宽方向共有 97 片。一级过热器进口集箱置于烟气流中，出口集箱置于顶棚管上部。

(2) 屏式过热器

屏式过热器位于炉膛上部，由 ϕ51×(6.5～8.5) 的 12Cr1MoVG 和 SA213T91 钢管组成S_1=1350mm，32 管圈并绕，沿炉宽方向共有 14 片，屏式过热器被设计成独特的发卡式结构，以减小同屏水力偏差。

(3) 中间过热器

中间过热器位于折焰角上方，顺流顺列布置，由 ϕ51×(6.5～7.5) 的 12Cr1MoVG 和 SA213T91 钢管组成，S_1=600mm，16 管圈并绕，沿炉宽方向共有 36 片。

(4) 末级过热器

末级过热器也位于折焰角上方，顺列布置，由 ϕ42×(6～7) 的 SA213T91 钢管组成，S_1=300mm，10 管圈并绕，分前后两部分，把出口段管束夹在中间，以保护出口段管束，末级过热器沿炉宽方向共布置 72 片。

(5) 对流烟道包墙管

对流烟道包墙管为膜式壁结构。包墙管采用 ϕ42×6.5 和 15CrMoG 钢管，节距为 112.5mm。尾部烟道前包墙上部烟道由前包墙管拉稀而成，以便烟气可以由炉膛经水平烟道进入尾部烟道，由 ϕ42×10 的 12Cr1MoVG 钢管组成。

用分隔墙将烟道分为前后两部分，分隔墙下部也采用膜式壁结构，由 ϕ57×8.5 的 15CrMoG 钢管组成。上部采用拉稀管结构以使烟气进入竖井后部烟道，由 ϕ42×10 的 12Cr1MoVG 钢管组成。

尾部烟道包墙管和分隔墙管中通过过热蒸汽，其流程如图 1-14 所示。

工质在整个过热器系统的流程如下：分离器分离出的蒸汽→包墙管过热器→低温过热器进口集箱→低温过热器→低温过热器出口集箱→一级喷水减温器→屏式过热器进口集箱→屏式过热器→屏式过热器出口集箱→二级喷水减温器→中间过热器→三级喷水减温器→高温过热器进口集箱→高温过热器→过热器出口集箱→汽轮机高压缸。

2. 再热器系统

(1) 低温再热器

低温再热器由进口水平管组和出口垂直管组组成，逆流顺列布置。水平管组由 ϕ60×4.5 的 20G 和 15Cr1MoVG 钢管组成，S_1=112.5mm，6 管圈并绕，沿炉宽方向共有 194 片。出口垂直管组由 ϕ60×4.5 的 12Cr1MoVG 钢管组成，S_1=225mm，12 管圈并绕，沿炉宽方向共有 97 片。

(2) 高温再热器

高温再热器两个垂直管组组成，逆流顺列布置。进口部位的垂直管组由 ϕ51×4.5 的 12Cr1MoVG 和 ϕ51×4 的 SA213T91 钢管组成，S_1=225mm，12 管圈并绕，沿炉宽方向共

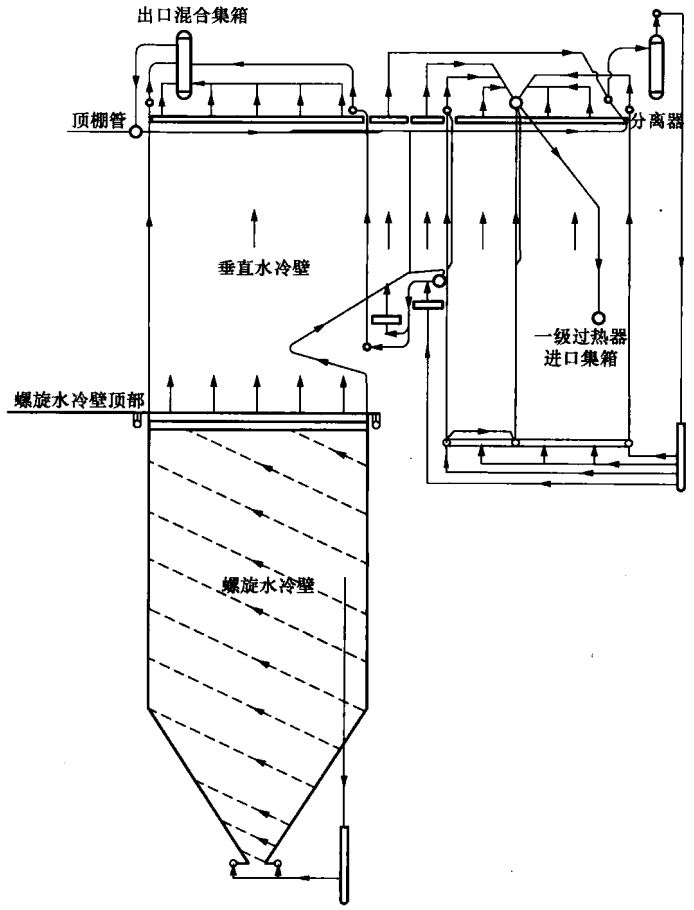


图 1-14 包墙管及水冷壁流程

有 97 片。出口部位的垂直管组由 ϕ51×4 的 TP347H 和 SA213T91 钢管组成，S_1=225mm，沿炉宽方向共有 97 片，12 管圈并绕，分前后两部分，把出口段管束夹在中间，以保护出口段管束。

3. 省煤器

省煤器位于一级水平过热器下方的低温烟道内，由逆流布置的水平管组和悬吊管组成。水平管组由 ϕ51×7 的 SA210C 钢管组成，S_1=112.5mm，两管圈并绕，顺列布置，沿炉宽方向共有 194 片，水平管延伸成两排悬吊管，即悬吊一级过热器管组也悬吊省煤器水平管组，悬吊管由 ϕ60×9 的 15CrMoG 钢管组成，S_1=225mm，沿炉宽方向共有 97 片。

给水单侧引入省煤器进口集箱，经省煤器进入省煤器出口集箱。锅炉启动初期，省煤器的排气由省煤器出口集箱的排气管送入汽水分离器，排气管上设置电动截止阀。

二、HBC-1000MW 超超临界参数机组锅炉炉型

图 1-15 为哈尔滨锅炉有限公司（HBC）与三菱公司（MHI）合作生产的 1000MW 超超临界参数机组锅炉。该型锅炉在国内的首次用户为浙江玉环电厂。锅炉采用 Π 型布置，单炉膛反向双切圆燃烧方式，PM 型燃烧器＋MACT 配风技术。采用烟气挡板作为调节再

热汽温的主要手段，摆动式燃烧器辅助调节，并配合喷水调节。锅炉配置带有循环泵和扩容器的启动系统。制粉系统为配 6 台中速磨的直吹式系统。

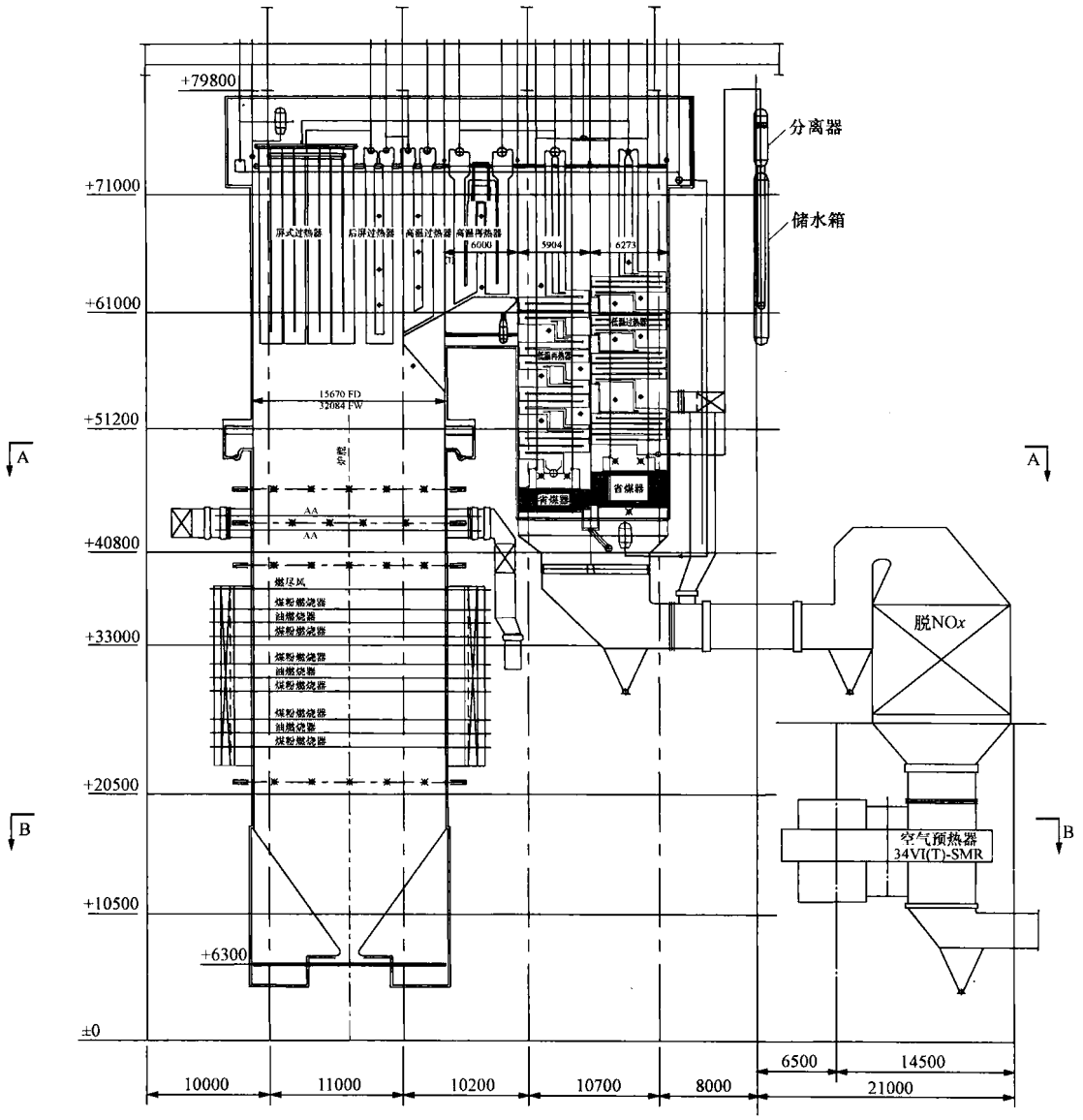


图 1-15 HBC-1000MW 超超临界压力锅炉

在标高为 17.5m 的冷灰斗上沿至标高为 49.0m 处的炉膛下辐射区布置一次上升内螺纹管垂直管屏水冷壁，上辐射区为光管垂直管屏水冷壁。在一次上升垂直水冷壁的基础上，加装了带有混合器和分配器的水冷壁中间集箱，以降低水冷壁出口的工质温度偏差。水冷壁下集箱出口的水冷壁管内装有节流圈，以便于调试或更换节流圈。同时增加了装节流圈的管段直径，提高了流量调节的幅度。

图 1-16 为 HBC-1000MW 超超临界压力锅炉水冷壁的汽水分配器。

炉膛宽度为32084mm，深度为15670mm，水冷壁下联箱至炉顶管的高度为65000mm。

分离器和储水箱由低铬钢SA387－11制成，配2台汽水分离器和1只分离器储水箱。由分离器储水箱底部引出的3根疏水总管通往冷凝器，通过调节阀和节流孔板控制流量，调节储水箱水位。在启动初期、汽水膨胀和热态清洗期间只要水质合格，就将这些疏水减压后全部送往冷凝器回收。若水质不合格，则通过另外3根疏水支管上的分离器疏水调节阀将工质全部送往大气式疏水扩容器。在启动过程中再循环泵的最大实际流量为20%。给水泵的最小流量为5% BMCR，启动过程中水冷壁系统始终保持25% BMCR的流量。由于装设了大直径疏水调节阀和1只大气式疏水扩容器，当再循环泵事故解列时，锅炉也能完成启动。

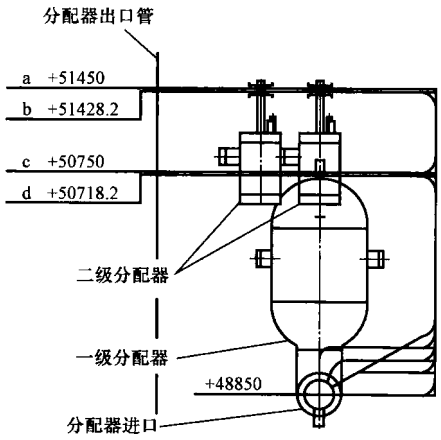


图1－16 HBC－1000MW超超临界压力锅炉水冷壁分配器

1. 过热器

过热器由四级组成，沿蒸汽流程依次为水平与立式低温过热器、分隔屏过热器、后屏过热器和高温过热器。过热器系统共有三级喷水减温，每级左右两点喷水量为过热蒸汽流量的7%。再热器分为低温再热器和高温再热器，两级再热器之间设计有事故喷水减温器。

由两只汽水分离器顶部引出的蒸汽进入水平低温过热器入口集箱，流经水平低温过热器管组，水平低温过热器管组共有240片，每片由5根管子组成，管径为ϕ50.8，节距为133.5mm，壁厚为8.1～8.4mm，材质为SA213T12，由水平低温过热器的出口管组拉稀成立式低温过热器，立式低温过热器的节距为267mm。蒸汽由立式低温过热器出口集箱经第一级喷水减温器，进入分隔屏入口集箱。分隔屏共有12大片屏，每个大屏又由4个小屏组成，每大屏各有60根ϕ54的管子，分别采用SA213－T22（壁厚为9.9～13mm）和SA213－TP347H（壁厚为7.2～9.3mm）材料。分隔屏出口集箱至屏式过热器的连接管上装有两只第二级喷水减温器，蒸汽进入后屏过热器入口集箱，后屏共有56片，每片屏由13根管组成，横向节距为534mm，管子材质为SA213T22，Code case 2328（18Cr钢）以及HR3C（SA213TP301HCbN），管径为ϕ50.8～63.5，由屏过出口集箱至高温过热器的连接管上装有两只第三级喷水减温器。高温过热器共有92屏，每屏由16根管组成，管径为ϕ57.1/48.6，材质为Code case 2328和SA213TP310HCbN，横向节距为333.8mm，由高温过热器出口集箱引出二根主汽导管送往汽轮机高压缸，主蒸汽导管为ϕ610×129，材质为SA335P91。

2. 再热器

再热器由低温再热器和高温再热器组成。

低温再热器布置于尾部竖井中，用两根ϕ762×25（A672 B70 CL32）的蒸汽导管将汽轮机高压缸排出的蒸汽送入水平低温再热器入口集箱，水平低温再热器共240片，每片6根管子，节距为133.5mm，管子规格为ϕ63.5，材质依次为SA209－T1、SA213T12及SA213－T22，壁厚为3.5～4.1mm。水平低温再热器出口段向上拉稀成立式低温再热器，

立式低温再热器共有 120 片，节距为 267mm，管径为 63.5mm，材质为 SA213T91，壁厚为 3.5mm，由立式低温再热器出口蒸汽进入高温再热器入口集箱。高温再热器管共 120 片，每片 9 根管，横向节距为 267mm，其材质为 Code case 2328 和 SA213TP301HCbN，由高温再热器出口集箱引出的 2 根再热蒸汽导管将再热蒸汽送往汽机中压缸，热段再热蒸汽导管采用ϕ813×45，材质为 A691GrP91。

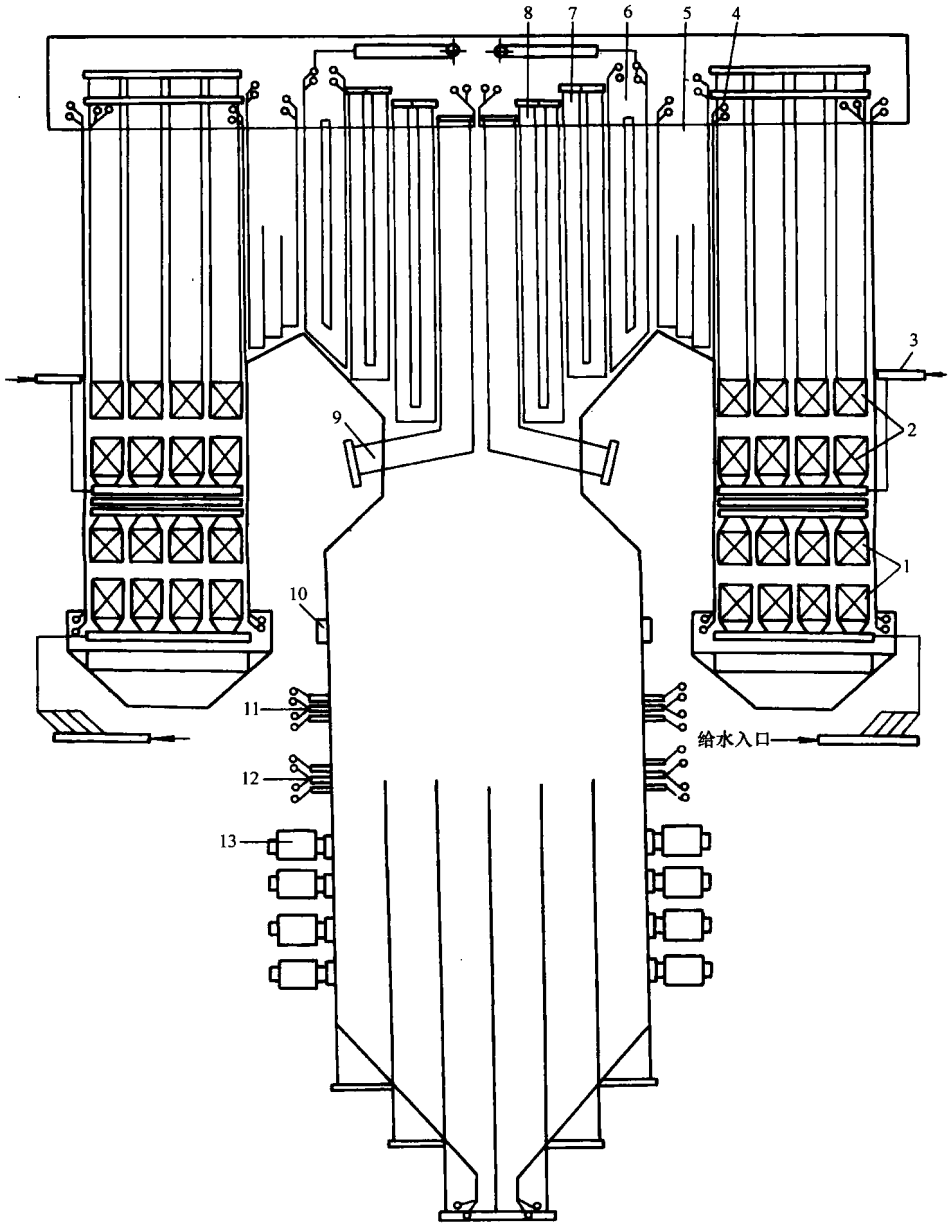


图 1-17 800MW 超临界压力锅炉整体布置

1—省煤器；2—冷段再热器；3—冷段再热器入口；4—费斯顿管；5—热段再热器；6—对流过热器；7、8—屏式过热器；9—腿管；10—终测点再循环喷嘴；11—上辐射区联箱；12—下辐射区联箱；13—燃烧器

3. 省煤器

省煤器为光管式，顺列布置，每级省煤器各有 354 片，采用 ϕ45×6.6 管子，横向节距为 90mm，材质为 SA210C。前后级省煤器向上各形成吊挂管，悬挂前后竖井中所有对流受热面，悬挂管节距为 267mm。由省煤器出口集箱引出 2 根 ϕ457×62 的连接管将省煤器出口水向下引到水冷壁入口集箱。

4. 空气预热器

每台锅炉配有两台三分仓容克式空气预热器，预热器型号为 34－VI（T）－1800－SMR，转子直径为 ϕ16400，传热元件总高度为 1800mm。

三、800MW 超临界压力锅炉

800MW 超临界压力锅炉为 T 型布置，全悬吊结构。炉膛宽度为 30.986m，炉膛深度为 15.472m，炉膛为膜式水冷壁气密结构。在炉膛的两侧墙上布置四层双蜗壳旋流式燃烧器，形成对冲燃烧方式，燃用烟煤。

800MW 超临界参数机组锅炉整体布置如图 1-17 所示。炉膛内水冷壁分为下辐射区和上辐射区。为使水冷壁能自由膨胀，并形成气密式结构，上、下辐射区的水冷壁中间留出 200～300mm 的膨胀间隙，从而使上辐射区水冷壁自由向下膨胀，下辐射区水冷壁自由向上膨胀。

位于炉膛出口部位的腰管是由水冷壁管拉大间距而形成的。腰管之后是屏式过热器、对流过热器、垂直再热器，两侧对流竖井布置水平再热器和省煤器。一台锅炉配置三台空气预热器，其中一台是一次风空气预热器，两台是二次风空气预热器。

第二章 燃料及其燃烧特性

第一节 电站锅炉燃料

通过燃烧释放热能的可燃物质称为燃料。燃料的种类和特性对锅炉的安全经济运行、锅炉设计和燃烧器形式等有重要的影响。根据燃料在自然界所处的状态可将燃料分为固体燃料、液体燃料和气体燃料。固体燃料主要以煤为主，液体燃料以原油、重油和渣油为主，气体燃料以煤气和天然气为主。

根据获得燃料的方法，可将直接从自然界取得未经工艺加工的燃料称为天然燃料，如原煤、原油及天然气。而经过工艺加工后获得的木炭、焦炭和石油制品则称为人工燃料。

根据用途将用于炼焦、锻造和化工的焦结性好、含杂质少的燃料称为工艺燃料，对不适于做工艺燃料的锅炉燃用燃料称为动力燃料。

煤是由多种有机物质和无机物质混合组成的复杂的固体碳氢燃料。它是远古植物遗体随地壳的变动被埋入地下，长期处在地下温度、压力较高的环境中，植物中的纤维素、木质素经脱水腐蚀，含氧量不断减少，碳质不断增加，逐渐形成化学稳定性强、含碳量高的固体化合物。由于埋入地下的深度和时间不同，地质作用的强弱不同，就会形成不同的煤种，即分为褐煤、烟煤和无烟煤三大类。

第二节 煤的元素分析和工业分析

一、元素分析

全面测定煤中所含全部化学成分的分析叫元素分析。煤中所含元素达几十种，一般将不可燃物质都归入灰分。这样，煤的元素分析成分包括碳、氢、氧、氮、硫、灰分和水分，各化学元素成分用质量百分数表示，即

$$C+H+O+N+S+A+M=100\%$$

碳是煤中含量最多的可燃元素，发热量较大。每千克纯碳的发热量为 32.7×10^3kJ/kg。煤中的碳一部分与氢、氧、氮和硫结合成挥发性有机化合物，其燃点较低。而其余呈单质状态的为固定碳，其燃点较高，不容易着火和燃尽。

氢是煤中发热量最高的物质，但煤中氢的含量较少，一般为3%～6%。完全燃烧时纯氢的发热量为 120×10^3kJ/kg，氢的燃点低，容易着火。

煤中的氧和氮是不可燃物质，但其含量也较少。煤中的氮在高温条件下易生成污染大气的 NO_x，被视为有害元素。

硫虽然在燃烧时也放出热量，但其燃烧产物 SO_2 和 SO_3 会造成锅炉金属的腐蚀并污染大气。煤中的硫常以三种形式存在，即有机硫、硫化铁硫、硫酸盐硫，前两种可燃，称为可燃硫，后一种归入灰分称为固定硫，一般在计算空气量时可近似用全硫分来代替可燃硫。

煤中的灰分和水分均为不可燃物质。灰分的存在不仅使单位燃料量的发热量减少，而且

影响燃料的着火和燃尽，也是造成锅炉受热面积灰、结渣、磨损的主要因素。

水分增加会使炉内温度下降，影响燃料的着火，并增大排烟热损失，也会加剧尾部受热面的腐蚀和堵灰。煤中的水分在自然干燥条件下失去的部分称为外部水分 M_f，而剩余部分称为内部水分 M_{ad}，两部分之和称为全水分，也就是收到基水分 M_{ar}。

二、工业分析

在一定的实验室条件下的煤样，通过分析得出水分、挥发分、固定碳和灰分这四种成分的质量百分数称为工业分析。

将自然干燥后的煤粉样取 1g 左右放入预先加热至（145±5)℃的干燥箱中干燥 1h 后，试样质量减轻的量占原质量的百分数即为空气干燥基水分。

将失去水分的煤样在隔绝空气的条件下放入 920℃电炉中加热 7min 后，放入干燥器内冷却至室温后称重，可得出空气干燥基挥发分，即

$$V_{ad}=\frac{G-G_1}{G}\times 100-M_{ad} \tag{2-1}$$

式中　G——原煤样质量，g；

G_1——加热以后剩余质量，g；

M_{ad}——空气干燥基水分，%。

挥发分是煤在加热过程中有机质分解而析出的气体物质。它主要是由各种碳氢化合物、氢、一氧化碳、硫化氢等可燃气体组成，还有少量的氧、二氧化碳、氮等不可燃气体。

随着煤的碳化程度的不同，挥发分的析出温度不相同，挥发分的成分及含量也不同。由于挥发分燃点低，容易着火燃烧，对锅炉的工作影响较大，是煤的重要特性，其含量的多少常作为煤的分类的重要依据。

煤在失去水分和挥发分后剩余部分即为焦炭，它包括固定碳和灰分。将煤粉样放在高温炉中，按规定方法升温至（815±10)℃，并加热 1h，冷却至室温后称重，剩余质量占原煤样质量的质量百分数即为空气干燥基灰分的含量。将原煤粉样中水分、灰分、挥发分扣除后即为空气干燥基固定碳的质量百分数。

第三节　煤的成分的计算基准

由于煤中灰分和水分的含量容易受外界条件的影响而发生变化，单位质量的煤中其他可燃物质的质量百分数将随之而变化，即使是同一种煤的质量百分数也会因上述原因发生变化。因此，根据煤存在的条件或根据需要而规定的“成分组合”称为基准，常用下列四种基准：

1. 收到基（原应用基）

以收到状态的煤为基准计算煤中全部成分的组合称为收到基，其中包括全部水分，收到基以下角标 ar 表示。

$$C_{ar}+H_{ar}+O_{ar}+N_{ar}+S_{ar}+A_{ar}+M_{ar}=100\% \tag{2-2}$$

2. 空气干燥基（原分析基）

煤样在实验室规定的温度下自然干燥失去外部水分后，其余的成分组合便是空气干燥基，并以下角标 ad 表示。

$$C_{ad}+H_{ad}+O_{ad}+N_{ad}+S_{ad}+A_{ad}+M_{ad}=100\% \tag{2-3}$$

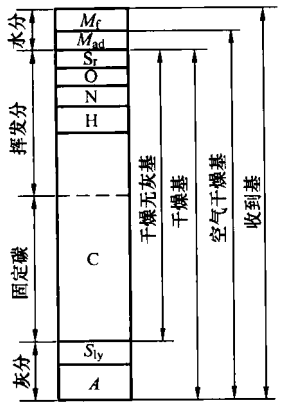


图 2-1 煤的基准划分

M_f—外部水分；M_{ad}—内部水分；S_r—可燃硫或称全硫；S_{ly}—硫酸盐硫，已归入灰分

3. 干燥基

以假想无水状态煤为基准，以下角标 d 表示。由于已不受水分的影响，灰分含量百分数相比较稳定，可用于比较两种煤的含灰量。

$$C_d+H_d+O_d+N_d+S_d+A_d=100\% \qquad (2-4)$$

4. 干燥无灰基（原可燃基）

以假想无水、无灰状态的煤为基准，以下角标 daf 表示。由于不受水分、灰分的影响，常用于比较两种煤中的碳、氢、氧、氮、硫成分含量的多少。

$$C_{daf}+H_{daf}+O_{daf}+N_{daf}+S_{daf}=100\% \qquad (2-5)$$

四种基准同样也可以用于煤的工业分析，元素分析成分和工业分析成分的关系如图 2-1 所示。

对同一种煤，各基准间可进行换算，其换算系数 K 如表 2-1 所示，换算公式为

$$x = Kx_0 \qquad (2-6)$$

表 2-1　　不同基准的换算系数 K

x_0 \ x	收到基	空气干燥基	干燥基	干燥无灰基
收到基	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	$\frac{100-M_{ar}}{100-M_{ad}}$	1	$\frac{100}{100-M_{ad}}$	$\frac{100}{100-M_{ad}-A_{ad}}$
干燥基	$\frac{100-M_{ar}}{100}$	$\frac{100-M_{ad}}{100}$	1	$\frac{100}{100-A_d}$
干燥无灰基	$\frac{100-M_{ar}-A_{ar}}{100}$	$\frac{100-M_{ad}-A_{ad}}{100}$	$\frac{100-A_d}{100}$	1

表 2-1 中换算系数 K 不仅可以用于各基准间百分数的换算，也可以用于各基准的发热量之间的换算。但是，不能用于水分间的换算。水分之间换算可用下式，即

$$M_{ar}=M_f+M_{ad}\frac{100-M_f}{100} \qquad (2-7)$$

式中　M_f——外部水分，%。

第四节　煤的发热量及相关概念

一、煤的发热量

煤的发热量是指单位质量的煤在完全燃烧时放出的全部热量。在实际应用中煤的发热量有高位发热量和低位发热量之分，发热量的单位为 kJ/kg。

当发热量中包括煤燃烧后所产生的水蒸气凝结放出的汽化潜热时，称为高位发热量，用 Q_{gr} 表示。

当发热量中不包括水蒸气凝结放出的汽化潜热时，称为低位发热量，用 Q_{net} 表示。

现代大容量锅炉为防止尾部受热面低温腐蚀，排烟温度一般均在120℃以上，烟气中的水蒸气在常压下不会凝结，汽化潜热未被利用。因此，我国在锅炉的有关计算中采用低位发热量。

高位发热量与低位发热量之间的关系为

$$Q_{ar,net} = Q_{ar,gr} - 206H_{ar} - 23M_{ar} \quad (2-8)$$

二、发热量的测量

煤的高位发热量可由氧弹式量热仪先测得弹筒发热量 $Q_{ad,b}$，再由下式换算为高位发热量

$$Q_{ad,gr} = Q_{ad,b} - (95S_{ad,b} + \alpha Q_{ad,b}) \quad (2-9)$$

式中　$Q_{ad,gr}$——空气干燥基高位发热量，kJ/kg；

$Q_{ad,b}$——空气干燥基弹筒发热量，kJ/kg；

$S_{ad,b}$——弹筒洗液中测得的含硫量，%；

α——硝酸生成热的比例系数。

由式（2-9）得到的空气干燥基高位发热量可根据表2-1的换算系数换算成收到基高位发热量，即

$$Q_{ar,gr} = Q_{ad,gr}\frac{100 - M_{ar}}{100 - M_{ad}} \quad (2-10)$$

氧弹式量热计如图2-2所示，它是取1g左右的煤样放在氧弹中，氧弹中充满氧气后点火燃烧，当燃烧产物冷却至原始温度后，测得的单位质量的煤放出的热量即弹筒发热量。由于过剩氧的作用会生成 SO_3 和 NO_x，并溶解在氧弹中的水中形成硫酸和硝酸，而酸的反应会放出热量。因此弹筒发热量比锅炉实际燃烧放出的热量要高，须经式（2-9）换算成高位发热量后才能使用。

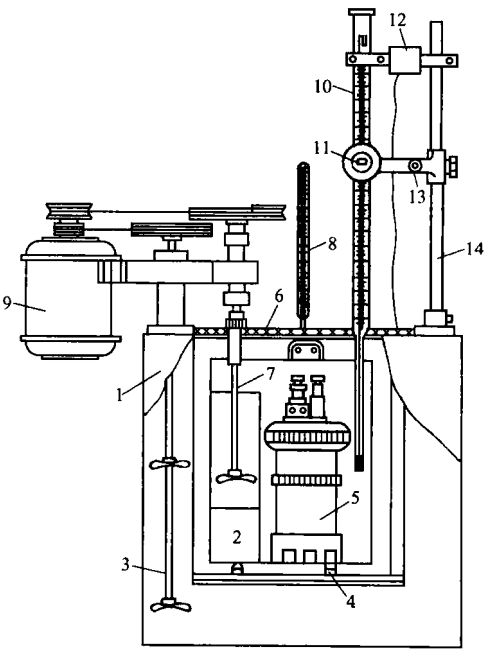


图2-2　氧弹式量热计

1—外筒；2—内筒；3—外筒搅拌器；4—绝缘支柱；5—氧弹；6—盖子；7—内筒搅拌器；8—普通温度计；9—电动机；10—贝克曼温度计；11—放大镜；12—振动器；13—计时指示灯；14—导杆

三、煤的折算成分

为了更准确地比较煤中硫分、水分、灰分的大小，可用折算成分表示硫分、水分、灰分的含量。

折算水分为

$$M_{ar,zs} = \frac{M_{ar}}{Q_{ar,net}} \times 4187 \quad \% \quad (2-11)$$

折算灰分为

$$A_{ar,zs} = \frac{A_{ar}}{Q_{ar,net}} \times 4187 \quad \% \quad (2-12)$$

折算硫分为

$$S_{ar,zs} = \frac{S_{ar}}{Q_{ar,net}} \times 4187 \quad \% \quad (2-13)$$

当煤中的 $M_{ar,zs}>8\%$ 时称为高水分煤，当 $A_{ar,zs}>4\%$ 时称为高灰分煤，当 $S_{ar,zs}>0.2\%$ 时，称为高硫分煤。

四、标准煤

采用统一的标准煤指标，便于对燃用不同煤种的机组或电厂进行标准煤耗分析。按照规定，收到基发热量为 29270kJ/kg 的煤为标准煤。

第五节 煤灰的结渣和积灰特性判别

一、煤灰的熔融特性

煤在燃烧后残存的灰分是由各种矿物成分组成的混合物，它没有固定的由固相转为液相的熔融温度，因此，煤灰的熔融过程需要经历一个较宽的温度区间。煤灰在高温灼烧时，某些低熔点组分开始熔融，并与另外一些组分发生反应形成复合晶体，此时它们的熔融温度将更低。在一定温度下，这些组分还会形成熔融温度更低的某种共熔体。这种共熔体有进一步溶解灰中其他高熔融温度物质的能力，从而改变煤灰的成分及其熔融特性。一些氧化物单质、复合物及其共熔体的熔融温度如表 2-2 所示。

表 2-2　　一些氧化物单质、复合物、共熔体的熔融温度

名　称		熔点（℃）	名　称		熔点（℃）
氧化物单质	SiO_2	1728	低熔点共熔体	$Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 + 2FeO \cdot SiO_2 - SiO_2$	1000～1100
	Al_2O_3	2050		$2FeO \cdot SiO_2 + FeO$	1175
	CaO	2570		$2FeO \cdot SiO_2 + SiO_2$	1180
	MgO	2800		$CaO \cdot FeO + CaO \cdot Al_2O_3$	1200
	Fe_3O_4	1540		$CaO \cdot FeO \cdot SiO_2 + CaSiO_3$	1093
	Fe_2O_3	1550		$CaO \cdot Al_2O_3 + SiO_2 + CaSiO_3 \cdot SiO_2$	1170
	FeO	1420			
硅、铝、镁、钙氧化物的复合物	多铝红柱石 $3Al_2O_3 \cdot 2SiO_2$	1850			
	铝酸钙 $CaO \cdot Al_2O_3$	1500			
	硅酸钙 $CaO \cdot SiO_2$	1540			
	钙铁橄榄石 $CaO \cdot FeO \cdot SiO_2$	1100			
	铁橄榄石 $2FeO \cdot SiO_2$	1065			

目前普遍采用的煤灰熔融温度测定方法主要为角锥法和柱体法两种，国内采用角锥法。将煤灰制作成底边长为 7mm 的等边三角形，高为 20mm 的角锥。将锥体放入半还原性气体的灰熔点测定仪中，以规定的速度升温，观测灰锥在熔融过程中的三个特征温度，来表示煤灰的熔融特性。灰锥变形的三个特征温度如图 2-3 所示。

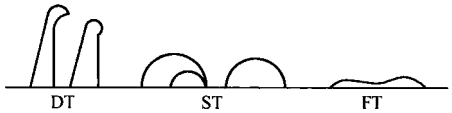


图 2-3　灰锥的变形和表示熔融性的三个特征温度

DT—变形温度，灰锥顶端开始变圆或弯曲时的温度；ST—软化温度，锥顶变至锥底或变成球形或高度等于或小于底长时对应的温度；FT—流动温度，锥体熔化成液体或厚度在 1.5mm 以下时对应的温度

由于煤灰中含有多种成分，没有固定的熔点，故 DT、ST、FT 是液相和固相共存的三个温度，而不是固相向液相转化的界限温度，仅表示煤灰形态变化过程中的温度间隔。这个温度间隔对锅炉结渣程度有较大的影响，当温度间隔值在 200～400℃时，意味着固相和液相共存的温度区间较宽，煤灰的黏度随温度变化慢，冷却时可在较长时间保持一定的黏度，在炉膛中易于结渣，这样的灰渣称为长渣，适用于液态排渣炉。当温度间隔值在 100～200℃时为短渣，此灰渣黏度随温度急剧变化，凝固快，适用于固态排渣炉。

煤灰的熔融特性是判断锅炉运行中是否会结渣的主要因素之一。实际上，影响灰熔融性的因素是多方面的。首先是煤的化学组成，通常用各种氧化物的百分含量表示，并分酸性氧化物，如 SiO_2、Al_2O_3 和 TiO_2 等，及碱性氧化物 Fe_2O_3、CaO、MgO、Na_2O 和 K_2O 等。这些物质在纯净状态下熔点大都较高。但煤灰是多种复合化合物的混合物，燃烧时将结合为熔点更低的共晶体。

二、煤灰的结渣和积灰特性

在煤粉锅炉的燃烧过程中，炉内灰的沉积一般可以分为结渣和沾污两种类型。结渣是指炉内软化或熔化的灰粒碰撞并黏附在水冷壁和主要受热面上生成的渣层；沾污则指煤灰中挥发物质在受热面表面凝结并黏结灰粒形成的沉积灰层。结渣和沾污虽然形成机理不同，但它们之间是互相影响的。当沾污层厚度达到一定程度时，灰污层外表面温度上升，并逐步转化为液态渣层。由于炉内受热面的吸热量下降，炉膛出口的烟气温度上升，使过热器和再热器沾污加重。因此，利用煤灰的常规分析，如灰的化学成分、烧结、熔融和黏度特性构成煤灰的结渣和沾污的判别准则是非常重要的。但是，目前还没有统一的判别准则。这主要是因为煤灰的成分太复杂，各种试验方法得到的判别准则仅适用于少数国家自己的煤种，现介绍几种判别方法如下。

1. 煤灰结渣性的常规判别准则

国内有的科研单位用弱还原性气氛下的软化温度 ST 作为煤种结渣性判别指标，即 ST＞1390℃为轻微结渣煤；ST＝1260～1390℃为中等结渣煤；ST＝1260℃为严重结渣煤。

用煤灰成分比例也可以进行煤种结渣性的辅助判别。

（1）碱酸比（B/A）

$$\frac{B}{A}=\frac{Fe_2O_3+CaO+MgO+Na_2O+K_2O}{SiO_2+Al_2O_3+TiO_2} \tag{2-14}$$

B/A＜0.5 为低结渣倾向；B/A＝0.5～1.0 为中等结渣倾向；B/A＞1.0～1.75 为严重结渣倾向。

（2）硅铝比（SiO_2/Al_2O_3）

SiO_2/Al_2O_3＜1.87 为轻微结渣煤；SiO_2/Al_2O_3＝2.65～1.87 为中等结渣煤；SiO_2/Al_2O_3＞2.65 为严重结渣煤。

（3）硅比（G）

$$G=\frac{SiO_2}{SiO_2+Fe_2O_3+CaO+MgO}\times 100 \tag{2-15}$$

其中当量 $Fe_2O_3=Fe_2O_3+1.11FeO+1.43Fe$（当量值）

G＞72 时，不易发生结渣。G＜65 时，可能发生严重结渣。

（4）铁钙比（Fe_2O_3/CaO）

Fe_2O_3/CaO＜0.3 为不结渣煤；Fe_2O_3/CaO＝0.3～3.0 为中等或严重结渣煤；Fe_2O_3/CaO＞3.0 为结渣煤。

2. 煤灰沾污性的常规判别准则

（1）煤灰成分沾污指数

炉内沾污的形成及严重程度，与煤灰的成分组成有关。一般煤灰中的钠和钙的影响较大，硅和铁也有一定的影响，而铝通常是减轻沾污的。煤灰对高温受热面的沾污可以用沾污

指数 F_y 和 F'_y表示，即

$$F_y = \frac{B}{A} \cdot Na_2O \tag{2-16}$$

$$F'_y = \frac{B}{A} \times (Na_2O)_{ws} \tag{2-17}$$

式中 Na_2O——煤灰中 Na_2O 成分的干燥基重量百分数，%；

$(Na_2O)_{ws}$——煤灰中水溶性钠的含量，%。

煤灰成分沾污指数的分级界限如表 2-3 所示，此表适用于烟煤型灰，表中的 F'_y 可以用于褐煤。

表 2-3　　煤灰成分沾污指数 F_y 和 F'_y的分级界限

F_y	<0.2	0.2～0.5	0.5～1.0	>1.0
F'_y	<0.1	0.1～0.25	0.25～0.7	>0.7
锅炉沾污程度	低	中	高	严重

(2) 煤灰和飞灰烧结强度

煤灰和飞灰烧结强度是直观的沾污判别指数，西安热工研究院研究了国内典型煤种的试验数据，回归分析得出煤灰烧结强度为

对高铁型灰，当煤灰中 $Fe_2O_3 > (CaO+MgO+Na_2O+K_2O)$ 时，烧结强度为

$$\sigma_a = 90365F_y^{2.811}，\ kg/cm^2 \tag{2-18}$$

对高钙型灰，当煤灰中 $Fe_2O_3 < (CaO+MgO+Na_2O+K_2O)$ 时，烧结强度为

$$\sigma_a = 2.78\times10^{2.541Na_2O}，\ kg/cm^2 \tag{2-19}$$

第六节 煤 的 分 类

一、我国煤的分类

我国煤的分类方法是采用表征煤化程度的干燥无灰基挥发分 V_{daf}作为分类指标，并将煤分为褐煤、烟煤和无烟煤。一般 $V_{daf} \leqslant 10\%$的煤为无烟煤，$V_{daf} \geqslant 37\%$的煤为褐煤，在它们之间的煤为贫煤和烟煤。

无烟煤可再用干燥无灰基 V_{daf}和 H_{daf}分为三小类，划分方法见表 2-4。

表 2-4　　无 烟 煤 的 分 类

类 别	符 号	分 类 指 标	
		V_{daf} (%)	H_{daf} (%)
无烟煤 1 号	WY_1	0～3.5	0～2.0
无烟煤 2 号	WY_2	3.5～6.5	2.0～3.0
无烟煤 3 号	WY_3	6.5～10.0	3.0

烟煤除用干燥无灰基挥发分划分外，还用工艺性能的指标参数作为划分指标，如表 2-5 所示。

表 2-5 烟煤的分类

类别	符号	分类指标				
		V_{daf}（%）	黏结指数 G	胶质层最大厚度 Y（mm）	奥亚膨胀体 b（%）	透光率 P_M（%）
贫煤	PM	10.0～20.0	≤5			
贫瘦煤	PS	10.0～20.0	5～20			
瘦煤	SM	10.0～20.0	20～65			
焦煤	JM	20.0～28.0	50～65			
		10.0～28.0	>65	≤25.0	(≤150)	
肥煤	FM	10.0～37.0	(>85)	>25.0		
1/3 焦煤	1/3JM	28.0～37.0	>65	≤25.0	(≤220)	
气肥煤	QF	>37.0	(>85)	>25.0	(≤220)	
气煤	QM	28.0～37.0	50～65			
		>37.0	>35	≤25.0	(≤220)	
1/2 中黏煤	1/2ZM	20.0～37.0	30～50			
弱黏煤	RN	20.0～37.0	5～30			
不黏煤	BN	20.0～37.0	≤5			
长焰煤	CY	>37.0	≤35			>50

褐煤除用挥发分分类外，还用透光率 P_M 和含最高内在水分的无灰高位发热量 Q'_{gr} 作为区分褐煤和烟煤的指标，如表 2-6 所示。

表 2-6 褐煤的分类

类别	符号	分类指标	
		透光率 P_M（%）	Q'_{gr}(kJ/kg)
褐煤 1 号	HM_1	0～30	
褐煤 2 号	HM_2	>30～50	≤24000

二、发电厂用煤质量标准

发电厂用煤质量标准是根据对锅炉设计、运行等方面有较大影响的煤质特性制定的，包括干燥无灰基 V_{daf}、干燥基 A_d 和 S_d、收到基水分 M_{ar}、灰的软化温度 ST 作为主要分类指标，如表 2-7 所示。

表 2-7 发电煤粉锅炉用煤质量标准

分类指标	煤种名称	等级	代号	主分类指标界限值	辅助分类指标界限值
挥发分 V_{daf}	（低挥发分无烟煤）		(V_0)	V_{daf}≤6.5%	$Q_{ar,net}$>23.0MJ/kg*
	无烟煤	1 级	V_1	6.5%<V_{daf}≤9%	$Q_{ar,net}$>21.0MJ/kg
	贫 煤	2 级	V_2	9%<V_{daf}≤19%	$Q_{ar,net}$>18.5MJ/kg
	中挥发分烟煤	3 级	V_3	19%<V_{daf}≤27%	$Q_{ar,net}$>16.5MJ/kg
	中高挥发分烟煤	4 级	V_4	27%<V_{daf}≤40%	$Q_{ar,net}$>15.5MJ/kg
	高挥发分烟褐煤	5 级	V_5	V_{daf}>40%	$Q_{ar,net}$>11.5MJ/kg
灰分 A_d	常灰分煤	1 级	A_1	A_d≤24%	
	中灰分煤	2 级	A_2	24%<A_d≤34%	
	高灰分煤	3 级	A_3	34%<A_d≤46%	
	（超高灰分煤）		(A_4)	A_d>46%	

续表

分类指标	煤种名称	等级	代号	主分类指标界限值	辅助分类指标界限值
水分 M_f	常水分煤	1级	M_1	$M_f \leqslant 8\%$	$V_{daf} \leqslant 40\%$
	高水分煤	2级	M_2	$8\% < M_f \leqslant 12\%$	
水分 M_t	常水分高挥发分煤	1级	M_1	$M_t \leqslant 22\%$	$V_{daf} > 40\%$
	高水分高挥发分煤	2级	M_2	$22\% < M_t \leqslant 40\%$	
	（超高水分褐煤）		（M_3）	$M_t > 40\%$	
硫分 $S_{t,d}$	低硫煤	1级	S_1	$S_{t,d} \leqslant 1\%$	
	中高硫煤	2级	S_2	$1\% < S_{t,d} \leqslant 3\%$	
	（特高硫煤）		（S_3）	$S_{t,d} > 3\%$	
灰熔融性 ST	不易结渣煤	1级	ST_1	ST>1350℃	$Q_{ar,net} > 12.5MJ/kg$
				ST不限	$Q_{ar,net} \leqslant 12.5MJ/kg$
	（易结渣煤）		（ST_2）	ST≤1350℃	$Q_{ar,net} > 12.5MJ/kg$

注 本表根据GB7562—1987得来，但括号内的内容都是GB7562—1987标准未列入的。

* 燃煤的 $Q_{ar,net}$ 低于相应数值时，则该煤种应归入 V_{daf} 低一级的等级内。

发电厂用煤质量标准表可用于电厂建设中根据煤的来源确定煤所处的级区，作为设计部门选择电厂设备和系统的依据。当某厂用煤标号为 $V_4A_1M_1S_2ST_1$ 时，表示中高挥发分烟煤 V_4，$V_{daf}=27\%\sim40\%$；$Q_{net}>15.5MJ/kg$，常灰分 A_1，$A_d\leqslant24\%$；常水分 M_1，$M_1\leqslant8\%$；中高硫分 S_2，$S_{td}=1\%\sim3\%$；ST>1350℃，不易结渣煤 ST_1。

三、发电厂煤的分类及燃烧特性

1. 无烟煤

无烟煤是煤化程度最深的煤，它有明亮的黑色光泽，硬度高不易研磨。它的含碳量很高，杂质少而发热量较高，大致为21000～25000kJ/kg。但由于挥发分含量较低，难以点燃，燃烧特性差。为保证着火和稳燃，在锅炉设计中常需要采取一些特殊措施，对低灰熔点的无烟煤还需同时解决着火稳定性和结渣之间的矛盾。无烟煤的着火需要较高温度，燃烧时火焰较短，燃尽也较困难。但在储存时不易自燃。

2. 贫煤

它的挥发分含量稍高于无烟煤，其着火、燃尽特性优于无烟煤，但仍属于燃烧特性较差的煤种。

3. 烟煤

烟煤具有中等的煤化程度，它的挥发分含量较高，水分和灰分也较少，发热量也较高。烟煤燃点低，容易着火和燃尽。但某些含灰量较高的劣质烟煤则燃烧特性较差。对挥发分超过25%的烟煤，储存时应防止其自燃，制粉系统应考虑防爆措施。对劣质烟煤还应考虑受热面积灰、结渣和磨损问题。

4. 褐煤

褐煤外观呈褐色，少数为黑褐色甚至黑色，挥发分含量较高，有利于着火。但其灰分和水分较高，发热量较低，一般小于16750kJ/kg。含水分较高的年轻褐煤，则燃烧性能较差，而且灰熔点也较低。褐煤的化学反应性强，在空气中存放极易风化成碎块，容易发生自燃。

四、我国电厂常用煤种

表2-8所示为我国主要动力用煤的有关数据。

表 2-8 我国主要动力用煤的有关数据

煤种	元素成分（%）							发热量	空气干燥水分	干燥无灰基挥发物	可磨度		灰熔点（℃）			备注
	M_{ar}	A_{ar}	C_{ar}	H_{ar}	O_{ar}	N_{ar}	S_{ar}	$Q_{ar,net,p}$ (kJ/kg)	M_{ad} (%)	V_{daf} (%)	BTN K_{km}	哈氏 HGI	DT	ST	FT	
京西无烟煤	5.0	22.8	67.9	1.7	2.0	0.4	0.2	23040	0.8	6.0	1.1		1260	1370	1430	
阳泉无烟煤	5.0	19.0	68.9	2.9	2.4	1.0	0.8	26400	1.0	9.0	1.0		1400	1500	>1500	
焦作无烟煤	7.0	21.3	66.1	2.2	2.0	1.0	0.4	22880	1.0	7.0	1.2		1310	1370	1420	
萍乡无烟煤	7.0	25.1	60.4	3.3	2.5	1.0	0.7	22625	1.0	10.0			>1500			
金竹山无烟煤	7.0	22.3	65.4	2.3	1.8	0.6	0.6	22210	2.0	8.0	1.7		>1500			
西山贫煤	6.0	19.7	67.6	2.7	1.8	0.9	1.3	24720	1.0	15.0	1.6		1190	1340	1450	
淄博贫煤	4.3	22.6	64.8	3.1	1.6	1.0	2.6	13280	0.8	13.0	1.5		1410	1430	1440	
芙蓉贫煤	6.5	22.8	61.9	2.4	1.6	1.0	3.8	13090	0.7	13.3			1220	1300	1390	
抚顺烟煤	13.0	14.8	56.9	4.4	9.1	1.2	0.6	22415	3.5	46.0	1.4		1190	>1500		
阜新烟煤	15.0	23.0	48.3	3.3	8.6	0.8	1.0	18645	3.1	41.0	1.6		1230	1280	1340	
开滦烟煤	1.2	28.1	58.2	4.3	6.3	1.1	0.8	22825		24.0	1.46	75.37	>1500			
大同烟煤	3.0	11.7	70.8	4.5	7.1	0.7	2.2	27800		24.7	1.05	49.5	1350	1370	1400	
新汶烟煤	6.0	18.8	61.0	4.1	6.8	1.4	1.9	25140	2.0	40.0	1.4		1200	>1500		
徐州烟煤	10.0	13.5	63.0	4.1	6.7	1.5	1.2	24720	2.0	37.0	1.6		1100	1380	1450	
淮南烟煤	6.0	19.7	60.8	4.0	7.7	1.1	0.7	24300	2.3	38.0	1.3		1500	>1500		
义马烟煤	17.0	16.6	49.6	3.2	11.6	0.7	1.3	19690	10.0	41.0	1.4		1230	1250	1300	
平顶山烟煤	7.0	25.6	58.2	3.7	4.1	0.9	0.5	22625	1.4	24.6	1.5		>1500			
开滦洗中煤	8.0	35.0	46.5	3.1	5.8	0.7	0.9	17180	0.9	35.0	1.2		>1500			
龙凤洗中煤	15.0	29.8	42.9	3.4	7.5	0.9	0.5	16760	2.0	47.0			1380	1400	>1400	
鹤岗洗中煤	11.0	34.7	44.5	3.0	5.9	0.7	0.2	17390	1.6	37.0	1.3		1290	1430	1480	
元宝山褐煤	24.0	21.3	39.3	2.7	11.2	0.6	0.9	14580	10.0	44.0	1.3		1150	1300	1360	
丰广褐煤	22.0	25.7	35.2	3.2	12.6	1.1	0.2	13410	8.5	55.0	1.2		1130	1380	1420	

第七节 煤的燃烧特性

一、煤的热分解机理

当煤粒被加热到一定温度后，即进入热分解阶段，放出挥发分并形成焦碳。

煤在热分解时放出挥发分的质量和成分与热分解的条件有关，即与加热温升速度、最终温度和在此温度下的持续时间有关。当加热时温升速度大于 1×10^4℃/s 时，称为快速热分解；而当加热时温升速度小于 2℃/s 时称为慢速热分解；温升速度介于两者之间的为中速热分解。

煤的结构复杂而极不稳定，在热分解过程中的分解方式、热解产物的数量及性质均受外界因素的影响，如升温速度、加热温度、加热时间、周围气体的压力、成分和反应器的形式、煤的颗粒尺寸和流体动力条件等。

热分解的过程是使煤中的热不稳定物质不断地热解挥发，剩余部分不断地缩合增碳，形成热稳定产物。煤的热分解的发生是由于加热使温度升高，分子的振动加剧，当振动强度大于键的生成能时，分子和原子间的键断裂而引起的，同时发生一系列串联或并联的化学反应。一般情况下，在 105℃以前，主要析出水分和部分气体，直到 300℃，水分才能完全析

出。在温度上升至200～300℃时，析出的水分称为热解水，并伴有气态物质CO、CO_2及少量焦油析出。当温度达到300～500℃时，大量焦油和气体开始析出，并被称为初次挥发物，其主要成分为CH_4和同系物，以及不饱和烃和CO、CO_2等。这些物质通过煤粒孔隙或燃料层向外扩散时，还有可能再次热分解或热解形成二次挥发物。当温度达到500～700℃时，半焦开始热解，含氢较多的气体开始析出。在759～1000℃时，半焦继续热解并析出少量含氢为主的气体，半焦形成焦炭。

二、煤的热重分析

燃料特性是燃烧设备设计的主要依据，仅采用常规的方法，如元素分析和工业分析、发热量和灰熔点、灰的成分和可磨性系数等参数时，均不能完全表征煤的燃烧特性。近年来，国内外开发了许多特种分析方法，如热天平、热显微镜、着火指数炉、一维炉等方法。由于采用的仪器不同，即使采用同一种煤进行试验，不同的仪器也会得出不同的结果。

将单位时间内试样损失的质量称为失重率，用符号$d\omega/d\tau$表示。记录失重率随温度的变化曲线，称为燃烧失重曲线或挥发分热解失重曲线。

通过热重分析法测定的煤的微分热重曲线DTG也称为燃烧分布曲线，它表示煤样失重率（燃烧速度）随温度变化的规律，是对煤的着火、燃烧性能进行综合判别的依据。不同的煤种当燃烧分布曲线相似时，它们在锅炉中燃烧时的情况也基本相似。图2-4为几种煤的燃烧分布曲线。图中曲线从左到右的第一小峰B是水分析出峰，第二峰D是燃烧峰。燃烧峰所围的面积对应于煤的可燃质份额。当峰值偏向低温区而且峰值较高，说明煤的反应能力强，并容易着火燃烧。而燃烧峰的后段越陡燃尽性能越好。

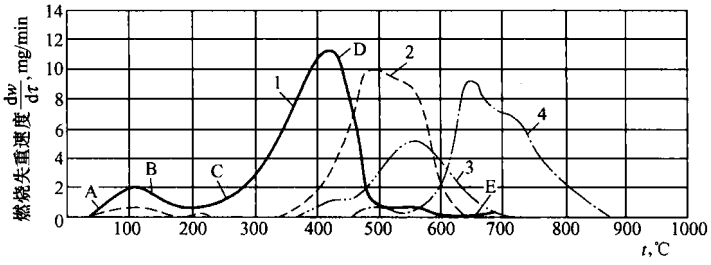


图2-4 一些煤种的燃烧分布曲线

煤种：1—褐煤；2—烟煤；3—劣质烟煤；4—无烟煤

特征点意义：A—水分开始析出；B—水分最大失重率处；C—挥发分开始析出；D—挥发分最大失重率处；E—燃尽

测定条件：升温速度—20℃/s；煤粉粒度—40目（即0.425mm以下）；煤样质量—100mg；通入空气量—280L/h

第八节 燃油和燃气的特性

一、燃料油的物理特性

锅炉所用的燃料油均为石油炼制的各种产品，重油和轻柴油常作为锅炉点火和稳燃用油。重油是由裂化重油、减压重油、常压重油等按不同比例调制而成的，根据80℃时不同的运动黏度而分为表2-9所示的质量指标。

表 2-9 锅炉燃用的重油的质量指标

质量指标	单 位	20 号	60 号	100 号	200 号
恩氏黏度不大于	$^{\circ}E_{80}$	5.0	11.0	15.5	—
恩氏黏度不大于	$^{\circ}E_{100}$	—	—	—	5.5～9.5
闪点（开口）不低于	℃	80	100	120	130
凝固点不高于	℃	15	20	25	36
灰分不大于	%	0.3	0.3	0.3	0.3
水分不大于	%	1.0	1.5	2.0	2.0
含硫不大于	%	1.0	1.5	2.0	3.0
机械杂质不大于	%	1.5	2.0	2.5	2.5

而石油炼制过程中排出的残余物不经处理而直接作为燃料油时称为渣油。重油和渣油的共同特点是黏度大，需加热到一定温度方可保证顺利运输和良好雾化。我国部分燃油的特性如表 2-10 所示。但它们较轻柴油闪点低，不易挥发，安全性稍好。燃料油有如下几个特性指标。

表 2-10 我国部分燃油特性

燃料油名称	元素组成（%）					密度 ρ_{20}	黏度（m^2/s）		残炭	闪点	凝固点	低位发热量 $Q_{ar,net}$
	C_{daf}	H_{daf}	S_{daf}	O_{daf}	N_{daf}	(kg/m^3)	80℃	100℃	(%)	(℃)	(℃)	(kJ/kg)
大庆原油减渣油	86.5	12.56	0.17	—	0.37	930	281.51	129.69	—	339	33	42291
山东原油减渣油	86.82	11.16	1.32	—	0.7	989.5	6065	1647	16.7	—	48.5	41081
大港原油减渣油	86.69	12.7	0.29	0.07	—	949.6	429.8	159.1	10.4	>300	41	42504
江汉原油减渣油	85.74	11.24	3.0	—	—	983.8	—	741.7	15.02	—	—	40980
玉门原油减渣油	88.17	11.58	0.25	—	—	981	777	265	11.72	301	32	41855
克拉玛依原油减渣油	88.21	11.57	0.21	—	—	961.5	—	—	—	322	20	41860
大庆原油常压重油	87.57	12.26	0.17	—	—	916.2	58.40	29.2	—	257	38	42341
山东原油常压重油	85.78	11.72	1.32	—	—	965.6	779.6	286.9	11.36	—	—	41303
大港原油常压重油	87.91	11.91	0.18	—	—	920.2	47.1	23.93	5.3	233	38	42144
江汉原油常压重油	84.83	12.17	3.0	—	—	921.8	—	15.71	4.54	—	43	41629
门玉原油常压重油	88.03	11.76	0.21	—	—	949	101.55	46.63	—	220	27	41985
克拉玛依原油常压重油	87.57	12.29	0.14	—	—	914.3	102.55	39.88	—	208	−1	42370
抚顺石油一厂燃料油	—	—	2.0	—	—	—	—	15.5*	—	191	22	39775～41868
独子炼油厂燃料油	—	—	0.7	—	—	—	—	—	—	11.0	25	38686
页岩渣油 No1	—	—	0.122	—	—	—	—	17.80*	—	303	40	—
页岩渣油 No2	—	—	0.34	—	—	978.6	—	3.78*	8.39	247	44.6	44744

* 表示$^{\circ}E_{100}$的黏度值。

1. 凝固点

燃料油是各种烃的复杂混合物，它从液态变为固态是逐渐进行的，没有固定的凝固点。石油工业规定，试样油在一定的试管内冷却，将试管倾斜 45°，试管中油面在 1min 内保持不变时对应的油温为其凝固点。

2. 黏度

黏度反映燃油的流动性，黏度小，流动性也好，国内电厂采用恩氏黏度°E。当燃油中含胶状沥青状物质多时，黏度就大。当压力较高时，黏度随压升高而变大。当温度升高时，油的黏度降低。当燃用黏度较大的重油时，输送前应加热。为保证油喷嘴前黏度小于 $2.77\times10^{-5}m^2/s$（4°E），以保证雾化质量，油温应在 100℃以上。

3. 闪点

提高油温会加速油气的挥发。当油面上的油气达一定浓度时，如有火源会发出短暂的闪光，此时的油温叫闪点。闪点是安全防火的重要指标。油库中的油温至少应比闪点低 10℃，但压力容器和管道内没有自由液面，可不受此限制。

4. 燃点

油温达闪点后遇明火即可闪燃，但要使油连续燃烧下去，必须使油温更高一些。当油面上的油气与空气的混合物遇明火能着火连续燃烧，持续时间不少于 5s 时，此时的最低油温为其燃点。

5. 静电特性

油是不良导体，它与空气、钢铁、布等摩擦容易产生静电。电荷在油面上积聚能产生很高的电压。一旦放电就会产生火花，使油发生燃烧甚至爆炸。产生静电的强弱与油的流动速度、管道材料和粗糙度、空气湿度和油中杂质含量等因素有关，因此，输油、储油的设备及管线均应有良好的接地。

6. 含硫量

石油中的硫以硫化氢、单质硫和各种硫化物的形式存在。按含硫量的多少，可将油分为低硫油 $S_{ar}<0.5\%$，中硫油 $S_{ar}=0.5\%\sim2\%$和高硫油 $S_{ar}>2\%$。当含硫量大于 0.3%时，应注意低温受热面的腐蚀问题。

7. 灰分

燃油中灰分很少，但含有钒、钠、钾、钙等元素的化合物。钒和钠在燃烧过程中生成钒酸钠，其熔点约为 600℃，在壁温高于 610℃的过热器受热面上会生成对各种钢有腐蚀作用的液膜，造成高温腐蚀。

燃料油的元素组成和煤一样，也分为碳、氢、氧、氮、硫、灰分和水分，并用质量百分数表示，各种基准及换算与煤相同。燃料油中含量最高的是碳和氢，其中碳含量占 84%～87%，氢的含量占 11%～14%，发热量在 37700～44000kJ/kg，而且变化不大。燃料油中的水分和灰分主要来源于生产和运输过程中混入的杂质，故含量极少。

二、气体燃料

气体燃料一般也含有碳、氢、氧、氮、硫、水分和灰分，通常以各种气体的容积百分数来表示其成分。除天然气外，高炉煤气、焦炉煤气、发生炉煤气和液化石油气均为人工气体燃料。一般气体燃料中可燃成分主要有 H_2、CO、H_2S、CH_4 和 C_mH_n，不可燃成分为 N_2、CO_2、H_2O 等其他杂质。我国部分气体燃料的特性如表 2-11 所示。

表 2-11　　我国部分煤气特性

煤气种类	煤气平均成分（体积）（%）											定压发热量（kJ/m³）	
	CH_4	C_mH_n				H_2	CO	CO_2	H_2S	N_2	O_2	高 位	低 位
		C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	其他								
气田煤气	97.42	0.94	0.16	0.03	0.06	0.08		0.52	0.03	0.76		39600	35600
油田煤气	83.18		3.25	2.19	6.74			0.83		3.84		44300	38270
液化石油气		50	50									113000	104670
高炉煤气						2	27	11		60		3718	3678
发生炉煤气	1.8				0.4	8.4	30.4	2.2		56.4	0.2	5950	5650

天然气可分为气田煤气和油田伴生煤气，它们的主要成分都是甲烷（CH_4），及少量的烷烃（C_nH_{2n+2}）、烯烃（C_nH_{2n}）、CO_2、硫化氢及氮气等。气田煤气中甲烷含量高达75%～98%，油田伴生气甲烷达30%～70%，而CO含量达5%，两者发热量都较高，燃烧经济性好。由于天然气是重要的化工原料，只有少数电厂用其作为点火燃料。

高炉煤气是高炉中焦炭部分燃烧和铁矿石还原作用产生的可燃气，其主要成分为CO，均占总容积的20%～30%，H_2约为5%～15%，N_2为45%～55%，CO_2为5%～15%。因此，高炉煤气的发热量很低，约为3800～4200kJ/m^3（标准状况下）。

焦炉煤气是炼焦所得的煤气，其中氢占55%～60%，甲烷占22%～25%，另有少量的CO和其他杂质，发热量约为17000kJ/m^3。焦炉煤气也是重要的化工原料，一般不作为锅炉燃料使用。

将工业氧和空气送入地下煤层并使之气化可引出地下气化煤气，这是一项新技术。地下气化煤气成分取决于地下煤矿成分及气化程度，其发热量较低，使用受地域限制。

第三章 燃料燃烧计算和锅炉机组热平衡

燃料燃烧计算主要是计算燃料燃烧所需空气量、燃烧生成的烟气量和烟气的热焓等。在计算时假定：①空气和烟气的所有组成成分，包括水蒸气都是理想气体，因此，每1000mol气体在标准状态下的容积是22.41m^3；②所有空气和其他气体容积的计算单位都是m^3，是以0℃，1标准大气压（0.1013MPa）状态下的立方米为单位。锅炉机组的热平衡反映了输入锅炉热量的利用与损失状况，通过热平衡的研究可以找出提高锅炉热效率的途径。本章内容是锅炉机组设计计算和校核计算的基础，也是正确进行锅炉经济运行控制的基础。

第一节 燃烧过程的化学反应

燃料的可燃成分是碳（C）、氢（H）、硫（S），弄清它们与氧的化学反应关系及在相关反应中的质量平衡，是解决燃料燃烧计算的基础。

1. 碳的燃烧

完全燃烧时，碳与氧的化学反应式为

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2 \tag{3-1}$$

可得 $12.01kgC + 22.41m^3O_2 \longrightarrow 22.41m^3CO_2$

即 $1kgC + 1.866m^3O_2 \longrightarrow 1.866m^3CO_2$

上式说明，每1kg C完全燃烧需要1.866m^3的O_2，并产生1.866m^3的CO_2。

不完全燃烧时，碳与氧的化学反应式为

$$2C + O_2 \longrightarrow 2CO \tag{3-2}$$

可得 $2\times12.01kgC + 22.41m^3O_2 \longrightarrow 2\times22.41m^3CO$

即 $1kgC + 0.5\times1.866m^3O_2 \longrightarrow 1.866m^3CO$

亦即每1kg C不完全燃烧需要0.5×1.866m^3的O_2，并产生1.866m^3的CO。

2. 氢的燃烧

$$2H_2 + O_2 \longrightarrow 2H_2O \tag{3-3}$$

可得 $2\times2.016kgH_2 + 22.41m^3O_2 \longrightarrow 2\times22.41m^3H_2O$

即 $1kgH_2 + 5.56m^3O_2 \longrightarrow 11.1m^3H_2O$

亦即每1kg H燃烧需要5.56m^3的O_2，并产生11.1m^3的H_2O。

3. 硫的燃烧

$$S + O_2 \longrightarrow SO_2 \tag{3-4}$$

可得 $32kgS + 22.41m^3O_2 \longrightarrow 22.41m^3SO_2$

即 $1kgS + 0.7m^3O_2 \longrightarrow 0.7m^3SO_2$

亦即每1kg S燃烧需要0.7m^3的O_2，并产生0.7m^3的SO_2。

第二节　燃烧所需的空气量

一、理论空气量

在进行热力计算、组织炉内燃烧和选用风机时都需要计算燃料燃烧所需的空气量。1kg（或 $1m^3$）燃料完全燃烧时所需的最低限度的空气量（空气中的氧无剩余）称为理论空气量，它实质上是 1kg（或 $1m^3$）燃料中的可燃元素 C、H、S 完全燃烧所需的最小空气量。因此，理论空气量也就是从燃烧反应方程式出发导出的 1kg（或 $1m^3$）燃料完全燃烧所需的空气量。当理论空气量以容积表示时，其代表符号为 V^0。求理论空气量，必须先求出 1kg（或 $1m^3$）燃料中的可燃元素 C、H、S 完全燃烧所需的氧气量，而后再折算成空气量。

在第一节已经分别导出了每千克碳、氢、硫完全燃烧所需的氧量，因此不难得出以下结果：

1kg 收到基燃料中含碳 $\frac{C_{ar}}{100}$kg，完全燃烧需氧 $1.866\frac{C_{ar}}{100}m^3$；

1kg 收到基燃料中含氢 $\frac{H_{ar}}{100}$kg，完全燃烧需氧 $5.56\frac{H_{ar}}{100}m^3$；

1kg 收到基燃料中含硫 $\frac{S_{ar}}{100}$kg，完全燃烧需氧 $0.7\frac{S_{ar}}{100}m^3$。

所以，1kg 燃料完全燃烧需要的氧气总量为

$$1.866\frac{C_{ar}}{100}+5.56\frac{H_{ar}}{100}+0.7\frac{S_{ar}}{100},m^3$$

由于 1kg 收到基燃料本身含氧 $\frac{O_{ar}}{100}$kg，在标准状态下它的容积为

$$\frac{22.4}{32}\times\frac{O_{ar}}{100}=0.7\frac{O_{ar}}{100}(m^3)$$

所以 1kg 燃料完全燃烧真正需由空气提供的氧量为

$$1.866\frac{C_{ar}}{100}+5.56\frac{H_{ar}}{100}+0.7\frac{S_{ar}}{100}-0.7\frac{O_{ar}}{100},\ m^3$$

空气是多种气体的混合物，主要包括氧和氮，其次还有氩、二氧化碳、氢以及少量的水分等。锅炉计算中认为干空气中只包括 O_2 和 N_2 两种成分，且取其容积成分为：$O_2=21\%$，$N_2=79\%$。如果按空气中氧的容积成分为 21%计算，则 1kg 燃料燃烧所需的理论空气量 V^0 为

$$\begin{aligned}V^0&=\frac{1}{0.21}\left(1.866\frac{C_{ar}}{100}+5.55\frac{H_{ar}}{100}+0.7\frac{S_{ar}}{100}-0.7\frac{O_{ar}}{100}\right)\\&=0.0889(C_{ar}+0.375S_{ar})+0.265H_{ar}-0.0333O_{ar}\\&=0.0889R_{ar}+0.265\left(H_{ar}-\frac{O_{ar}}{8}\right),\ m^3/kg\end{aligned}\qquad(3-5)$$

对于上式有三点说明：①V^0 是不含水蒸气的干空气；②V^0 只决定于燃料的成分，当燃料一定时 V^0 即为一常数；③碳和硫的完全燃烧反应可写成通式 $R+O_2\longrightarrow RO_2$，其中 $R_{ar}=C_{ar}+0.375S_{ar}$，相当于 1kg 燃料中“当量碳量”。在进行烟气分析时，碳和硫的燃烧产物

CO_2 和 SO_2 的容积总是一起被测定。

由质量表示的理论空气量 L^0 为

$$L^0 = 1.293V^0$$
$$= 0.115(C_{ar} + 0.375S_{ar}) + 0.342H_{ar} - 0.0431O_{ar}, \text{ kg/kg} \quad (3-6)$$

二、实际空气量和过量空气系数

在燃烧设备中，由于燃料与空气很难混合得非常均匀，因此，如果以理论空气量供应空气，就必然会有一部分燃料因得不到足够的氧气而不能完全燃烧。所以，在锅炉的实际运行中，为使燃料燃尽，实际供给的空气量总是要大于理论空气量，超过的部分称为过量空气量。实际空气量 V_k 与理论空气量 V^0 之比，即

$$\frac{V_k}{V^0} = \alpha(\text{或}\beta) \quad (3-7)$$

称为过量空气系数（α 用于烟气量计算，β 用于空气量计算）。

显然，1kg 燃料完全燃烧时需要的实际空气量 V_k 为

$$V_k = \alpha V^0, \text{ m}^3/\text{kg}$$

过量空气量 ΔV_g 等于

$$\Delta V_g = V_k - V^0 = V^0(\alpha - 1), \text{ m}^3/\text{kg}$$

同一种成分的燃料，其 V^0 相同，因此习惯上常用过量空气系数 α 表示实际空气量 V_k 的大小，例如 α=1.25，即实际空气量为 V_k=1.25V^0。

炉内燃烧过程都在炉膛出口处结束，所以对燃烧有影响的是炉膛出口的过量空气系数 α''_1，过量空气系数一般指炉膛出口处的过量空气系数 α''_1。对于固态排渣煤粉炉，当燃用无烟煤、贫煤和劣质烟煤时，α''_1 约为 1.20～1.25；当燃用烟煤和褐煤时 α''_1 约为1.15～1.20。

三、漏风系数和空气平衡

对于负压运行的锅炉，外界冷空气会通过锅炉的不严密处漏入炉膛以及其后的烟道中，致使烟气中的过量空气增加。相对于 1kg 燃料而言，漏入的空气量 ΔV 与理论空气量 V^0 之比称为漏风系数，以 $\Delta\alpha$ 表示，即

$$\Delta\alpha = \frac{\Delta V}{V^0} \quad (3-8)$$

漏风使烟道内的过量空气系数沿烟气流程逐渐增大。从炉膛出口开始，烟道内任意截面处的过量空气系数为

$$\alpha = \alpha''_1 + \sum\Delta\alpha \quad (3-9)$$

式中 $\sum\Delta\alpha$——炉膛出口与计算烟道截面间，各段烟道漏风系数的总和。

空气预热器中，空气侧压力比烟气侧高，所以会有部分空气漏入烟气侧，该级的漏风系数 $\Delta\alpha_{ky}$要高些。在空气预热器中，有

$$\beta'_{ky} = \beta''_{ky} + \Delta\alpha_{ky} \quad (3-10)$$

式中 β'_{ky}、β''_{ky}——空气预热器进口和出口的过量空气系数。

考虑到炉膛及制粉系统的漏风，β''_{ky}与 α''_1 之间关系为

$$\beta''_{ky} = \alpha''_1 - \Delta\alpha_l - \Delta\alpha_{zf} \quad (3-11)$$

式中 $\Delta\alpha_l$——炉膛漏风系数；

$\Delta\alpha_{zf}$——制粉系统漏风系数。

第三节　燃烧产生的烟气量

一、理论烟气量

1. 理论烟气的组成成分

如果实际参加燃烧的湿空气中的干空气量等于理论空气量，且使1kg的燃料完全燃烧时产生的烟气量称为理论烟气量，记为V_y^0。由理论烟气量的定义可以看出，形成理论烟气量的基本物质有：燃料、理论空气量、随理论空气量进入炉膛的水分。分析这些基本物质在燃烧过程中的变化，可以得出理论烟气的组成成分为CO_2、SO_2、N_2、H_2O，其相应的体积分别记为V_{CO_2}、V_{SO_2}、$V_{N_2}^0$、$V_{H_2O}^0$。

2. 理论烟气量的计算

因为理论烟气中的各成分均为理想气体，所以

$$V_y^0 = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \ m^3/kg \tag{3-12}$$

如果记$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$，则上式可写为

$$V_y^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \ m^3/kg \tag{3-13}$$

如果用$V_{gy}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0$表示理论干烟气的体积，则上式可写为

$$V_y^0 = V_{gy}^0 + V_{H_2O}^0, \ m^3/kg \tag{3-14}$$

(1) 二氧化碳和二氧化硫的体积V_{CO_2}、V_{SO_2}。

1kg碳完全燃烧可生成1.866m^3的二氧化碳，1kg燃料中含有$\frac{C_{ar}}{100}$kg的碳，产生的CO_2的体积为

$$V_{CO_2} = 1.866\frac{C_{ar}}{100}, \ m^3/kg \tag{3-15}$$

1kg硫完全燃烧产生0.7m^3的SO_2，1kg燃料中含有$\frac{S_{ar}}{100}$kg的硫，产生的SO_2的体积为

$$V_{SO_2} = 0.7\frac{S_{ar}}{100}, \ m^3/kg \tag{3-16}$$

因而

$$\begin{aligned} V_{RO_2} &= V_{CO_2} + V_{SO_2} = 1.866\frac{C_{ar}}{100} + 0.7\frac{S_{ar}}{100} \\ &= 1.866\frac{R_{ar}}{100}, \ m^3/kg \end{aligned} \tag{3-17}$$

(2) 理论氮气体积($V_{N_2}^0$)。

$V_{N_2}^0$由两部分组成：燃料中的氮所占体积和理论空气量中的氮所占的体积，即

$$\begin{aligned} V_{N_2}^0 &= \frac{22.4}{28} \times \frac{N_{ar}}{100} + 0.79V^0 \\ &= 0.8\frac{N_{ar}}{100} + 0.79V^0, \ m^3/kg \end{aligned} \tag{3-18}$$

式中：28是氮的分子量；0.79是氮在干空气中的容积份额。

(3) 理论水蒸气体积($V_{H_2O}^0$)。

$V_{H_2O}^0$由以下四部分组成：

1）燃料中的氢完全燃烧生成的水蒸气体积。

1kg 氢完全燃烧产生 11.1m³ 的水蒸气，1kg 燃料中含有$\frac{H_{ar}}{100}$kg 的氢，产生的水蒸气体积为

$$11.1\frac{H_{ar}}{100},\ m^3/kg$$

2）燃料中的水汽化生成的水蒸气体积为

$$\frac{22.4}{18}\times\frac{M_{ar}}{100}=1.24\frac{M_{ar}}{100},\ m^3/kg$$

3）理论空气量带入的水蒸气体积。

设 1kg 干空气中含有的水蒸气为 d_k（kg/kg），干空气的密度为 1.293kg/m³，水蒸气的密度为$\frac{18}{22.4}$=0.804kg/m³，则每立方米干空气所含水蒸气的体积为

$$\frac{1.293d_k}{0.804}=1.61d_k,\ m^3$$

则理论空气量 V^0 带入的水蒸气体积为 $1.61d_kV^0m^3$。由此可得理论水蒸气 $V^0_{H_2O}$为

$$V^0_{H_2O}=11.1\frac{H_{ar}}{100}+1.24\frac{M_{ar}}{100}+1.61d_kV^0,\ m^3/kg \tag{3-19}$$

d_k 即工程热力学所讲湿空气的绝对湿度，可由干球温度和湿球温度查图获得或由相应的计算公式求得，可参看工程热力学的相关内容。通常取 d=0.01kg/kg。

4）燃用液体燃料时，采用蒸汽雾化等设备带入的水蒸气体积为

$$\frac{22.4}{18}W_{wh}=1.24W_{wh},\ m^3/kg$$

式中 W_{wh}——雾化用蒸汽消耗率，kg/kg。

则可得到用蒸汽雾化等设备时的理论水蒸气体积 $V^0_{H_2O}$为

$$V^0_{H_2O}=11.1\frac{H_{ar}}{100}+1.24\frac{M_{ar}}{100}+1.61d_kV^0+1.24W_{wh},\ m^3/kg \tag{3-20}$$

把式（3-15）、式（3-16）、式（3-18）和式（3-20）相加，就可得理论烟气量 V^0_y 为

$$\begin{aligned}V^0_y=&1.866\frac{C_{ar}}{100}+0.7\frac{S_{ar}}{100}+0.8\frac{N_{ar}}{100}+0.79V^0\\&+11.1\frac{H_{ar}}{100}+1.24\frac{M_{ar}}{100}+1.61d_kV^0+1.24W_{wh},\ m^3/kg\end{aligned} \tag{3-21}$$

二、完全燃烧时的实际烟气量

1. 完全燃烧时实际烟气量的组成成分

如果实际参加燃烧的湿空气中的干空气量 V_k 大于理论空气量 V^0（即 $\alpha>1$），且使 1kg 的燃料完全燃烧时产生的烟气量称为完全燃烧时的实际烟气量，记为 V_y。由此实际烟气量的定义可以看出，形成实际烟气量的基本物质有：燃料、干空气量 V_k、随 V_k 进入炉膛的水分。分析这些基本物质在燃烧过程中的变化，可以得出完全燃烧时实际烟气的组成成分为 CO_2、SO_2、N_2、O_2、H_2O，其相应的体积分别记为 V_{CO_2}、V_{SO_2}、V_{N_2}、V_{O_2}、V_{H_2O}。从成分上看比理论烟气量多了一项自由氧 O_2。从烟气的总量上看，多了过量空气 $(\alpha-1)V^0$ 以及随其带入的水蒸气 $1.61d_k(\alpha-1)V^0$，而过量空气 $(\alpha-1)V^0$ 中包括 $0.21(\alpha-1)V^0$ 的氧和

$0.79(\alpha-1)V^0$ 的氮。

2. 完全燃烧时实际烟气量的计算

因为完全燃烧时烟气中的各成分均假设为理想气体，所以有

$$V_y = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}, \ m^3/kg \tag{3-22}$$

如果记 $V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$，则上式可写为

$$V_y = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}, \ m^3/kg \tag{3-23}$$

如果用 $V_{gy} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}$ 表示干烟气的体积，则上式可写为

$$V_y = V_{gy} + V_{H_2O}, \ m^3/kg \tag{3-24}$$

(1) 二氧化碳和二氧化硫的体积 V_{CO_2}、V_{SO_2}

1kg 燃料中的碳和硫完全燃烧，产生的 CO_2 和 SO_2 的体积与理论烟气中的完全相同，即

$$V_{CO_2} = 1.866\frac{C_{ar}}{100}, \ m^3/kg$$

$$V_{SO_2} = 0.7\frac{S_{ar}}{100}, \ m^3/kg$$

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = 1.866\frac{C_{ar}}{100} + 0.7\frac{S_{ar}}{100}$$

$$= 1.866\frac{R_{ar}}{100}, \ m^3/kg$$

(2) 氮气体积 V_{N_2}

V_{N_2} 由两部分组成：理论氮气量 $V^0_{N_2}$ 和过量空气中包含的氮气量，即

$$V_{N_2} = V^0_{N_2} + 0.79(\alpha-1)V^0, \ m^3/kg \tag{3-25}$$

(3) 氧的体积 V_{O_2}

氧的体积也就是过量空气中包含的氧的体积，即

$$V_{O_2} = 0.21(\alpha-1)V^0, \ m^3/kg \tag{3-26}$$

(4) 水蒸气体积 V_{H_2O}

V_{H_2O} 由两部分组成：理论水蒸气量 $V^0_{H_2O}$ 和随过量空气带入的水蒸气量，即

$$V_{H_2O} = V^0_{H_2O} + 1.61d_k(\alpha-1)V^0, \ m^3/kg \tag{3-27}$$

将 V_{N_2}、V_{O_2}、V_{H_2O} 的表达式，即式 (3-25) ～式 (3-27) 代入式 (3-23) 中，经整理得

$$V_y = V^0_y + (\alpha-1)V^0 + 1.61d_k(\alpha-1)V^0, \ m^3/kg \tag{3-28}$$

将 V_{N_2}、V_{O_2} 的表达式，即式 (3-25)、式 (3-26) 代入 $V_{gy} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}$ 中，经整理得

$$V_{gy} = V^0_{gy} + (\alpha-1)V^0, \ m^3/kg \tag{3-29}$$

三、不完全燃烧时的烟气量

当发生不完全燃烧时，烟气的成分除了 CO_2、SO_2、N_2、O_2、H_2O 外，还有不完全燃烧产物 CO、H_2 和 C_mH_n 等。其中 H 和 C_mH_n 数量很少，一般工程计算中可忽略不计。因此，当燃料不完全燃烧时，可以认为烟气中不完全燃烧产物只有 CO。这使得烟气量为

$$V_y = V_{CO_2} + V_{CO} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}, \ m^3/kg \tag{3-30}$$

上式可以写为

$$V_y = V_{gy} + V_{H_2O},\ m^3/kg \tag{3-31}$$

其中 V_{gy} 为不完全燃烧时的干烟气体积，其表达式为

$$V_{gy} = V_{CO_2} + V_{CO} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2},\ m^3/kg \tag{3-32}$$

上式也可写为

$$V_{gy} = V_{RO_2} + V_{CO} + V_{N_2} + V_{O_2},\ m^3/kg \tag{3-33}$$

式（3-30）中，V_{SO_2}、V_{N_2}、V_{H_2O} 与完全燃烧时完全相同，只有 V_{CO_2}、V_{CO}、V_{O_2} 需要重新计算。

1. 二氧化碳与一氧化碳的体积

1kg 燃料中含碳 $\frac{C_{ar}}{100}$kg，假定其中有 $\frac{C_{ar,CO_2}}{100}$kg 的碳燃烧生成 CO_2，有 $\frac{C_{ar,CO}}{100}$kg 的碳燃烧生成 CO，即

$$C_{ar} = C_{ar,CO_2} + C_{ar,CO}$$

这两部分碳燃烧生成的 CO 和 CO_2 的体积 V_{CO}、V_{CO_2} 为

$$V_{CO} = 1.866\frac{C_{ar,CO}}{100},\ m^3/kg$$

$$V_{CO_2} = 1.866\frac{C_{ar,CO_2}}{100},\ m^3/kg$$

$$V_{CO_2} + V_{CO} = 1.866\frac{C_{ar}}{100},\ m^3/kg \tag{3-34}$$

由此可见，如果不完全燃烧产物只有 CO，那么不论燃烧是否完全，烟气中碳的燃烧产物的总容积是不变的。

2. 不完全燃烧时烟气中氧的体积

不完全燃烧时，烟气中氧的体积等于过量空气中氧的体积与不完全燃烧少消耗的氧的体积之和，即

$$V_{O_2} = 0.21(\alpha - 1)V^0 + 0.5 \times 1.866\frac{C_{ar,CO}}{100},\ m^3/kg$$

其中，$1.866\frac{C_{ar,CO}}{100}$ 在数值上等于 V_{CO}，所以，上式可写成

$$V_{O_2} = 0.21(\alpha - 1)V^0 + 0.5V_{CO},\ m^3/kg \tag{3-35}$$

从上式中解出（α—1）V^0，代入 V_{N_2} 的计算式，即式（3-25），得

$$V_{N_2} = V^0_{N_2} + \frac{0.79}{0.21}(V_{O_2} - 0.5V_{CO}),\ m^3/kg$$

将上式代入式（3-33）中，得

$$V_{gy} = V_{RO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V^0_{N_2} + \frac{0.79}{0.21}(V_{O_2} - 0.5V_{CO}),\ m^3/kg \tag{3-36}$$

推导上式的目的并不在于计算不完全燃烧时的干烟气体积，而在于推导后面的不完全燃烧方程式。

四、烟气中三原子气体的容积份额和飞灰浓度

在锅炉辐射换热计算中，要用到烟气中参与辐射换热的三原子气体（即 CO_2 和 SO_2）及水蒸气的容积份额 r_{RO_2}、r_{H_2O} 和分压力 p_{RO_2}、p_{H_2O}，它们的表达式分别为

$$r_{RO_2}=\frac{V_{RO_2}}{V_y},p_{RO_2}=r_{RO_2}p \tag{3-37}$$

$$r_{H_2O}=\frac{V_{H_2O}}{V_y},p_{H_2O}=r_{H_2O}p \tag{3-38}$$

式中　p——烟气的总压力。

烟气中所含灰粒浓度对辐射换热也有影响，飞灰浓度 μ(kg/kg) 指每千克烟气中的飞灰质量，即

$$\mu=\frac{A_{ar}a_{fh}}{100m_y},\ \text{kg/kg} \tag{3-39}$$

$$m_y=1-\frac{A_{ar}}{100}+(1+d_k)\times 1.293\alpha V^0 \tag{3-40}$$

$$=1-\frac{A_{ar}}{100}+1.306\alpha V^0,\ \text{kg/kg}$$

式中　a_{fh}——烟气携带出炉膛的飞灰占总灰分的质量份额；

m_y——1kg 燃料的烟气质量；

d_k——0.01kg/kg；

$1.306\alpha V^0$——1kg 燃料燃烧所需空气及所含水分转入烟气的质量，kg/kg。

第四节　烟　气　分　析

1. 干烟气的容积成分

干烟气是一种混合气体，某一组成成分的分容积占干烟气容积的百分比称为该成分的容积成分。不完全燃烧时，干烟气的组成成分为 CO_2、SO_2、N_2、O_2、CO、H_2、C_mH_n 等。其中 H 和 C_mH_n 数量很少，工程计算中可忽略不计。因此，一般认为不完全燃烧时，干烟气的组成成分为 CO_2、SO_2、O_2、N_2、CO。如果以干烟气的各组成成分的代表符号 CO_2、SO_2、O_2、N_2、CO 来代表其相应的容积成分，则有

$$CO_2+SO_2+O_2+N_2+CO=100 \tag{3-41}$$

或写成

$$RO_2+O_2+N_2+CO=100 \tag{3-42}$$

其中

$$RO_2=CO_2+SO_2 \tag{3-43}$$

$$CO_2=\frac{V_{CO_2}}{V_{gy}}\times 100 \tag{3-44}$$

$$SO_2=\frac{V_{SO_2}}{V_{gy}}\times 100 \tag{3-45}$$

$$O_2=\frac{V_{O_2}}{V_{gy}}\times 100 \tag{3-46}$$

$$N_2=\frac{V_{N_2}}{V_{gy}}\times 100 \tag{3-47}$$

$$CO=\frac{V_{CO}}{V_{gy}}\times 100 \tag{3-48}$$

说明：①CO_2、SO_2、O_2、CO 可测出，而 N_2 可利用式（3-41）求出。②由于在其他

的公式中用到这些容积百分数时，习惯上都用这些百分数的分子，所以在上面的定义中只给出了这些百分数的分子。

在锅炉运行中，烟气的成分及含量直接反映出炉内的燃烧工况，因而，测定烟气的成分和含量，对于判断炉内燃烧工况、进行燃烧调整，以及改进燃烧设备都是非常必要的。如果测出了烟气的成分和含量，不但可以了解燃烧的完全程度（即 q_3 的大小）、燃烧的条件（即 α 的大小），也可以了解烟道的漏风情况等。

烟气分析的方法很多，有化学吸收法、电气测量法、红外吸收法及色谱分析法等，以下简单介绍奥氏烟气分析仪。

2. 奥氏烟气分析仪

用奥氏烟气分析仪测量烟气的成分，属于化学吸收法，它是将一定容积的烟气试样顺序和某些化学吸收剂相接触，对烟气的各组成气体逐一进行选择性吸收，每次减少的容积即是被测成分在烟气中所占的容积。图 3-1 是奥氏烟气分析仪的结构简图。第一个吸收瓶放氢氧化钾（KOH）溶液，吸收 RO_2；第二个吸收瓶放焦性没食子酸 $C_6H_3(OH)_3$ 的碱性溶液，吸收 O_2（同时也吸收 RO_2）；第三个吸收瓶放氯化亚铜氨溶液 $Cu(NH_3)_2Cl$，吸收 CO（同时也吸收 O_2）。由于后两瓶的吸收剂有双重吸收功能，故操作时必须按 1、2、3 瓶的次序依次进行，不可颠倒。

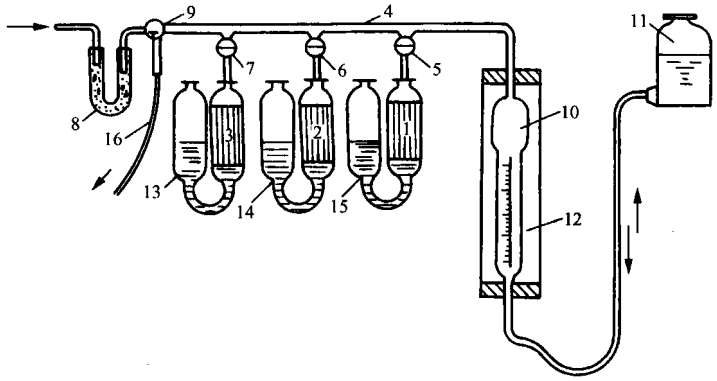


图 3-1 奥氏烟气分析仪示意图

1、2、3—吸收瓶；4—梳形管；5、6、7—旋塞；8—过滤器；9—三通旋塞；10—量筒；11—平衡瓶（水准瓶）；12—水套管；13、14、15—缓冲瓶；16—抽气管

测量步骤为：抽取烟气经 U 形管过滤器，除去其中的灰和杂质，进入量筒，用水准瓶量得烟气量为 100ml，关闭进口三通阀。然后将烟气依次进入三个吸收瓶，在每个瓶进行吸收时，要将烟气多次反复进出吸收瓶，以便充分吸收。利用量筒可以测得每次吸收后烟气减少的容积，此减少的容积即为被吸收的气体容积。

含有水蒸气的烟气试样被吸入烟气分析以后，一直是和水接触的，所以烟气试样内的水蒸气已达饱和状态。定温定压条件下，已经饱和的烟气试样中，其水蒸气的容积百分数是定值，即水蒸气和干烟气的容积比例是一定的。在某种气体成分被吸收时，水蒸气也成比例地凝出。这样，每次用量筒测得的数值就是干烟气成分的容积百分数。

由于烟气中 CO 含量很少，同时氯化亚铜氨溶液 $Cu(NH_3)_2Cl$ 也不稳定，吸收作用比较缓慢，不易测准。故一般只用奥氏烟气分析仪测量烟气中的 CO_2、SO_2、O_2。

3. 根据烟气分析结果对干烟气体积的计算

现根据烟气分析结果计算干烟气的体积。据式（3-44）、式（3-45）和式（3-48）可写出下列关系式

$$CO_2+SO_2+CO=\frac{V_{CO_2}+V_{SO_2}+V_{CO}}{V_{gy}}\times 100$$

或

$$RO_2+CO=\frac{V_{CO_2}+V_{SO_2}+V_{CO}}{V_{gy}}\times 100 \tag{3-49}$$

或

$$V_{gy}=\frac{V_{CO_2}+V_{CO}+V_{SO_2}}{RO_2+CO}\times 100,\ m^3/kg$$

由于

$$V_{CO_2}+V_{CO}=1.866\frac{C_{ar}}{100},\ m^3/kg$$

$$V_{SO_2}=0.7\frac{S_{ar}}{100},\ m^3/kg$$

所以

$$V_{gy}=\frac{1.866(C_{ar}+0.375S_{ar})}{RO_2+CO},\ m^3/kg \tag{3-50}$$

或

$$V_{gy}=\frac{1.866R_{ar}}{RO_2+CO},\ m^3/kg \tag{3-51}$$

第五节　燃烧方程式

将式（3-36）两边除以 V_{gy} 并乘以 100，结合 RO_2、CO、O_2 的定义式（3-43）、式（3-48）、式（3-46），得

$$21=0.21RO_2-0.185CO+O_2+0.21V^0_{N_2}\times\frac{100}{V_{gy}}$$

将式（3-49）代入上式并整理，得

$$21=RO_2+0.605CO+O_2+\left[0.21\frac{V^0_{N_2}}{(V_{CO_2}+V_{CO})+V_{SO_2}}-0.79\right](RO_2+CO)$$

将式（3-18）、式（3-34）、式（3-16）代入上式，并结合式（3-5），得

$$21=RO_2+0.605CO+O_2+\left[2.35\frac{H_{ar}-0.125O_{ar}+0.038N_{ar}}{C_{ar}+0.375S_{ar}}\right](RO_2+CO)$$

令

$$\beta=2.35\frac{H_{ar}-0.125O_{ar}+0.038N_{ar}}{C_{ar}+0.375S_{ar}}$$，则上式可写为

$$21=RO_2+0.605CO+O_2+\beta(RO_2+CO) \tag{3-52}$$

式（3-52）称为不完全燃烧方程式，由此可得

$$CO=\frac{21-\beta RO_2-(RO_2+O_2)}{0.605+\beta} \tag{3-53}$$

现代电站锅炉燃烧得都比较充分，所以烟气中 CO 的含量很少（CO<1%～2%），利用奥氏烟气分析仪不易测准。当 RO_2 和 O_2 测量准确时，可用式（3-53）通过计算来求出干烟气中一氧化碳的含量。利用 CO 含量的多少可以判断燃烧的完全程度，CO 的含量越小，燃烧越完全。

系数 β 称为燃料的特性系数，它只取决于燃料中 C、H、O、N、S，而与 M 和 A 无关。

由 β 的计算式可知，β 是一个无因次的比例系数，因此它与燃料分析成分的表示基准也无关。对于固体燃料，N 的含量相对较少，在计算 β 时，N_{ar} 常忽略不计。

完全燃烧时，CO=0，由式（3-52）得

$$21-\beta RO_2-(RO_2+O_2)=0 \tag{3-54}$$

或写成

$$RO_2=\frac{21-O_2}{1+\beta} \tag{3-55}$$

式（3-54）或式（3-55）称为完全燃烧方程式。如果烟气分析中测得的 RO_2 和 O_2 满足完全燃烧方程式，说明燃烧是完全的。

如果 $\alpha=1$ 时完全燃烧，则烟气中无过剩的氧（$O_2=0$），由式（3-55）可知，此时烟气中的三原子气体的容积成分将达到其最大值 RO_2^{max}，即

$$RO_2^{max}=\frac{21}{1+\beta} \tag{3-56}$$

由于 RO_2^{max} 只决定于燃料的特性系数 β，所以也只决定于燃料的元素组成成分，也是一个表征燃料特性的特征值。对于固体燃料（油页岩除外），$\beta=0.035\sim0.15$，故 $RO_2^{max}=18\sim20$。

第六节 运行中过量空气系数的确定

过量空气系数对锅炉的燃烧和经济运行有很大影响，在锅炉运行中，通过烟气分析准确、迅速地测量过量空气系数，是保证锅炉安全经济运行的基础。

据过量空气系数的定义，有

$$\alpha=\frac{V}{V^0}=\frac{V}{V-\Delta V_g}=\frac{1}{1-\frac{\Delta V_g}{V}}=\frac{1}{1-\frac{(\alpha-1)V^0}{\alpha V^0}} \tag{3-57}$$

据式（3-35）可得

$$(\alpha-1)V^0=\frac{V_{O_2}-0.5V_{CO}}{0.21} \tag{3-58}$$

固体和液体燃料 N_{ar} 比较小，可忽略不计。因此据式（3-18）、式（3-25）可得

$$\alpha V^0=\frac{V_{N_2}}{0.79} \tag{3-59}$$

将式（3-58）和式（3-59）代入式（3-57），得

$$\alpha=\frac{1}{1-\frac{0.79(V_{O_2}-0.5V_{CO})}{0.21V_{N_2}}} \tag{3-60}$$

从干烟气容积成分 O_2、N_2 和 CO 的定义式，即式（3-46）、式（3-47）、式（3-48）中分别解出 V_{O_2}、V_{N_2} 和 V_{CO}，并代入式（3-60）得

$$\alpha=\frac{1}{1-\frac{79}{21}\times\frac{O_2-0.5CO}{N_2}} \tag{3-61}$$

据式（3-42）可得

$$N_2=100-(RO_2+O_2+CO)$$

将上式代入式（3-61），得不完全燃烧时的过量空气系数的计算公式为

$$\alpha=\frac{1}{1-\frac{79}{21}\times\frac{O_2-0.5CO}{100-(RO_2+O_2+CO)}} \tag{3-62}$$

当完全燃烧时 CO=0，由式（3-62）得

$$\alpha=\frac{1}{1-\frac{79}{21}\times\frac{O_2}{100-(RO_2+O_2)}} \tag{3-63}$$

据完全燃烧方程式（3-54）可知 $RO_2+O_2=21-\beta RO_2$，$O_2=21-(1+\beta)RO_2$，将此二式代入式（3-63），整理后得

$$\alpha=\frac{21\times(79+\beta RO_2)}{[79\times(1+\beta)+21\beta]RO_2}$$

将上式分子、分母都除以 $21RO_2$，得

$$\alpha=\frac{\frac{79}{RO_2}+\beta}{79\frac{1+\beta}{21}+\beta}=\frac{\frac{79}{RO_2}+\beta}{\frac{79}{RO_2^{max}}+\beta}$$

由于 β 的数值相对较小，在上式中可以忽略不计，于是上式变为

$$\alpha\approx\frac{RO_2^{max}}{RO_2}=\frac{21}{(1+\beta)RO_2} \tag{3-64}$$

据完全燃烧方程式有 $(1+\beta)RO_2=21-O_2$，代入上式，得

$$\alpha\approx\frac{21}{21-O_2} \tag{3-65}$$

由上式知，过量空气系数与烟气中氧的容积成分 O_2 基本上一一对应，所以在运行中只要知道了烟气中的含氧量 O_2，就可以知道运行中的过量空气系数。目前，锅炉采用磁性氧量计或氧化锆氧量计来测量烟气中的含氧量 O_2。

第七节　空气和烟气的焓

要进行锅炉受热面的传热计算，必须知道如何计算空气和烟气的焓。在这里空气和烟气的焓是指在定压条件下，将 1kg 燃料所需的空气量或所产生的烟气量从 0 加热到 ϑ℃时所需的热量，单位为 kJ/kg。

一、空气焓

1. 理论空气的焓

据理想气体焓的计算方法，理论空气的焓 h_k^0 为

$$h_k^0=V^0(c\vartheta)_k,\ \text{kJ/kg} \tag{3-66}$$

2. 实际空气的焓

实际空气的焓 h_k 的计算式为

$$h_k=\beta h_k^0=\beta V^0(c\vartheta)_k,\ \text{kJ/kg} \tag{3-67}$$

式中　$(c\vartheta)_k$——$1m^3$ 干空气连同其携带的水蒸气在温度 ϑ℃时的焓，kJ/m^3（见表 3-1）。

表 3-1 $1m^3$ 空气、烟气和 1kg 灰的焓 kJ/m³，kJ/kg

ϑ (℃)	$(c\vartheta)_{CO_2}$	$(c\vartheta)_{N_2}$	$(c\vartheta)_{O_2}$	$(c\vartheta)_{H_2O}$	$(c\vartheta)_k$	$(c\vartheta)_h$
100	170	130	132	151	132	80
200	358	260	267	305	266	168
300	559	392	407	463	403	260
400	772	527	551	626	542	357
500	994	664	699	795	684	461
600	1225	804	850	969	830	554
700	1462	948	1004	1149	978	665
800	1705	1094	1160	1334	1129	770
900	1952	1242	1318	1526	1282	812
1000	2204	1392	1478	1723	1435	1005
1100	2458	1544	1638	1925	1595	1128
1200	2717	1697	1801	2132	1753	1261
1300	2977	1853	1964	2344	1914	1426
1400	3239	2009	2128	2559	2076	1583
1500	3503	2166	2294	2779	2239	1777
1600	3769	2325	2461	3002	2403	1957
1700	4036	2484	2629	3229	2567	2206
1800	4305	2644	2797	3458	2732	2412
1900	4574	2804	2967	3690	2899	2625
2000	4844	2965	3138	3926	3066	2847
2100	5115	3128	3309	4163	3234	
2200	5387	3289	3483	4402	3402	

二、烟气焓

1. 理论烟气的焓

理论烟气是多种成分的混合气体，由工程热力学可知，其焓等于各组成成分焓的总和。所以理论烟气的焓 h_y^0 的计算式为

$$h_y^0 = V_{RO_2}(c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2}^0(c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0(c\vartheta)_{H_2O}, \text{ kJ/kg} \quad (3-68)$$

式中 $(c\vartheta)_{RO_2}$、$(c\vartheta)_{N_2}$、$(c\vartheta)_{H_2O}$——$1m^3$ 三原子气体、氮气和水蒸气在温度 ϑ℃时的焓值，kJ/m³（见表 3-1）。由于 $V_{CO_2} \gg V_{SO_2}$，且两者比热容接近，故取 $(c\vartheta)_{RO_2} = (c\vartheta)_{CO_2}$。

2. 实际烟气的焓

实际烟气焓 h_y 等于理论烟气焓 h_y^0、过量空气焓 $(\alpha-1)h_k^0$ 和烟气中飞灰焓 h_{fh} 之和，即

$$h_y = h_y^0 + (\alpha-1)h_k^0 + h_{fh}, \text{ kJ/kg} \quad (3-69)$$

其中飞灰焓 h_{fh} 为

$$h_{fh}=\frac{A_{ar}}{100}\alpha_{fh}(c\vartheta)_h,\ \text{kJ/kg} \tag{3-70}$$

式中　$(c\vartheta)_h$——1kg 灰在 ϑ℃时的焓，kJ/kg（见表 3-1）。

飞灰的焓数值较小，因此只有在满足以下条件时才计算，即

$$4187\frac{a_{fh}A_{ar}}{Q_{ar,net}}\geqslant 6$$

在锅炉烟道中，沿着烟气的流程，不同部位的过量空气系数和烟温不同，因此烟气的焓也不同。在受热面的传热计算中，必须分别计算各个受热面所在部位的烟气焓并制成焓温表。利用焓温表，根据过量空气系数和烟气温度，可求出烟气的焓。反之也可以由过量空气系数和烟气的焓查出烟气的温度。

第八节　锅炉机组的热平衡

电站锅炉的任务是燃烧燃料，生产一定数量和品质的蒸汽。从能量平衡的观点来看，在稳定工况下，输入锅炉的热量应等于输出锅炉的热量，输出锅炉的热量包括被有效利用的热量和损失的热量。研究锅炉机组的热平衡目的就在于定量计算与分析各项能量的大小，找出引起热量损失的原因，提出减少损失的措施，提高锅炉效率，降低发电成本。

一、热平衡方程

输入、输出锅炉的热量见图 3-2。在讨论各种能量时，均以 1kg 燃料为基础，所以其单位都为 kJ/kg。

根据能量平衡原理，得

$$Q_r=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4+Q_5+Q_6,\text{kJ/kg} \tag{3-71}$$

将式（3-71）两边都除以 Q_r 乘 100，则得

$$q_1+q_2+q_3+q_4+q_5+q_6=100,\% \tag{3-72}$$

式中，$q_i=\frac{Q_i}{Q_r}\times 100$（$i=1\sim6$），分别表示有效利用热或各项热损失占输入热量的百分比。式（3-71）、式（3-72）称为锅炉机组的热平衡方程。

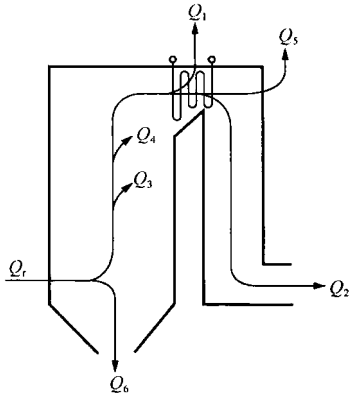


图 3-2　输入、输出锅炉的能量

Q_1—有效利用热；Q_r—输入锅炉热量；Q_2—排烟热损失；Q_3—气体未完全燃烧热损失；Q_4—固体未完全燃烧热损失；Q_5—散热损失；Q_6—灰渣物理热损失

由式（3-72）可得锅炉效率为

$$\eta_{gl}=q_1=\frac{Q_1}{Q_r}\times 100=100-(q_2+q_3+q_4+q_5+q_6),\% \tag{3-73}$$

二、输入锅炉热量 Q_r

对应于 1kg 燃料输入锅炉的热量为

$$Q_r=Q_{ar,net}+i_r+Q_{wr}+Q_{zq},\ \text{kJ/kg} \tag{3-74}$$

式中　$Q_{ar,net}$——燃料的收到基低位发热量，kJ/kg；

i_r——燃料物理显热，kJ/kg；

Q_{wr}——外来热源加热空气时带入的热量，kJ/kg；

Q_{zq}——雾化燃油所用蒸汽带入的热量，kJ/kg。

式（3-74）中各项热量计算如下：

1. 燃料的物理显热 i_r

设计时 $$i_r = c_{p,ar}t_r$$

运行试验时 $$i_r = c_{p,ar}(t_r - t_0),\ \text{kJ/kg} \tag{3-75}$$

式中 $c_{p,ar}$——燃料的收到基比定压热容，kJ/(kg·℃)；

t_r——燃料温度，℃；

t_0——基准温度，取送风机入口空气温度或取30，℃。

固体燃料比热容 $c_{p,ar}$ 为

$$c_{p,ar} = c_{dr}\frac{100 - M_{ar}}{100} + 4.187\frac{M_{ar}}{100},\ \text{kJ/(kg·℃)} \tag{3-76}$$

式中 c_{dr}——燃料干燥基比热容（见表3-2），kJ/(kg·℃)。

表3-2 燃料干燥基比热容 kJ/(kg·℃)

燃料	温度（℃）				
	0	100	200	300	400
无烟煤和贫煤	0.92	0.96	1.05	1.13	1.17
烟煤	0.96	1.09	1.26	1.42	
褐煤	1.09	1.26	1.46		

对于煤粉炉，i_r 数值相对较小。若燃料未用外界热量加热，则只有当 $M_{ar} \geqslant \frac{Q_{ar,net}}{628}\%$ 时才必须计算这项热量。

2. 外来热源加热空气时带入的热量 Q_{wr}

$$Q_{wr} = \beta'(h_k^0 - h_{lk}^0),\ \text{kJ/kg} \tag{3-77}$$

式中 β'——空气预热器入口处的过量空气系数；

h_k^0——按加热后空气温度计算的理论空气的焓，kJ/kg；

h_{lk}^0——基准温度下的理论空气焓，kJ/kg。

3. 雾化燃油所用蒸汽带入的热量 Q_{zq}

$$Q_{zq} = G_{zq}(h_{zq} - h_{zq,o}),\ \text{kJ/kg} \tag{3-78}$$

式中 G_{zq}——雾化1kg燃油所用的蒸汽量，kg/kg；

h_{zq}——雾化蒸汽在入口参数下的焓，kJ/kg；

$h_{zq,o}$——运行时为基准温度下饱和汽的焓，kJ/kg，设计时为排烟中蒸汽的焓，可近似取为2510kJ/kg。

对于燃煤锅炉，如果燃料和空气都没有利用外界热量进行预热，且燃煤水分 $M_{ar} < \frac{Q_{ar,net}}{630}\%$，输入热量 $Q_r = Q_{ar,net}$。

三、固体未完全燃烧热损失 Q_4

固体未完全燃烧热损失是灰中未燃烧或未燃尽的碳造成的热损失和使用中速磨煤机时排出石子煤的热量损失，也称为机械未完全燃烧损失。下面以最常见的煤粉炉为例，分运行和设计两种情况讨论 Q_4 的计算或选取。

1. 运行试验时

$$Q_4 = 32700\frac{C_{fh}}{100}\frac{G_{fh}}{B} + 32700\frac{C_{lz}}{100}\frac{G_{lz}}{B} + 32700\frac{C_{cjh}}{100}\frac{G_{cjh}}{B} + \frac{B_{sz}Q^{sz}_{ar,net}}{B},\ \text{kJ/kg} \quad (3-79)$$

式中　32700——纯碳的发热量，kJ/kg；

G_{fh}、G_{lz}、G_{cjh}——飞灰、炉渣和沉降灰的质量（包括其中的残炭），kg/h；

C_{fh}、C_{lz}、C_{cjh}——飞灰、炉渣和沉降灰中的含碳量，%；

B——锅炉的燃煤量，kg/h；

B_{sz}——中速磨排出的石子煤量，kg/h；

$Q^{sz}_{ar,net}$——石子煤的低位发热量，kJ/kg。

根据灰平衡，进入炉内燃料的总灰量应等于飞灰、炉渣和沉降灰中灰量之和，即

$$B\frac{A_{ar}}{100} = G_{fh}\left(\frac{100-C_{fh}}{100}\right) + G_{lz}\left(\frac{100-C_{lz}}{100}\right) + G_{cjh}\left(\frac{100-C_{cjh}}{100}\right)$$

将上式两边都除以总灰量 $B\frac{A_{ar}}{100}$，可得

$$1 = \frac{G_{fh}(100-C_{fh})}{BA_{ar}} + \frac{G_{hz}(100-C_{hz})}{BA_{ar}} + \frac{G_{cjh}(100-C_{cjh})}{BA_{ar}}$$

令

$$a_{fh} = \frac{G_{fh}(100-C_{fh})}{BA_{ar}} \quad (3-80)$$

$$a_{lz} = \frac{G_{lz}(100-C_{lz})}{BA_{ar}} \quad (3-81)$$

$$a_{cjh} = \frac{G_{cjh}(100-C_{cjh})}{BA_{ar}} \quad (3-82)$$

则有

$$a_{fh} + a_{lz} + a_{cjh} = 1 \quad (3-83)$$

a_{fh}、a_{lz}和a_{cjh}表示飞灰、炉渣和沉降灰中灰量占入炉总灰量的份额。

由式（3-80）、式（3-81）和式（3-82）中解出 G_{fh}、G_{lz}、G_{cjh}，并代入式(3-79)，得

$$Q_4 = 327A_{ar}\overline{C} + \frac{B_{sz}Q^{sz}_{ar,net}}{B},\ \text{kJ/kg} \quad (3-84)$$

$$\overline{C} = a_{fh}\frac{C_{fh}}{100-C_{fh}} + a_{lz}\frac{C_{lz}}{100-C_{lz}} + a_{cjh}\frac{C_{cjh}}{100-C_{cjh}} \quad (3-85)$$

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_r}\times 100 = \frac{327A_{ar}}{Q_r}\overline{C}\times 100 + \frac{B_{sz}Q^{sz}_{ar,net}}{BQ_r}\times 100 \quad (3-86)$$

上式中涉及的 a_{fh}不易测出，可由灰平衡式 $a_{fh}+a_{lz}+a_{cjh}=1$ 求出，即 $a_{fh}=1-a_{lz}-a_{cjh}$。

2. 设计锅炉时

q_4 可按燃料种类和燃烧方式选用，热力计算标准方法中有推荐值。一般情况下，无烟煤 4%～6%（挥发分极低时取大值），贫煤 2%～3%，烟煤 1%～2%（高灰分烟煤取大值），褐煤 0.5%～1%。

影响 q_4 的主要因素有燃料性质、燃烧方式、炉膛型式和结构、燃烧器设计和布置、炉膛温度、锅炉负荷、运行水平、燃料在炉内的停留时间和空气的混合情况等。

煤中灰分和水分越少，挥发分含量越多，煤粉越细，则 q_4 越小；在燃料性质相同的条件，炉膛结构合理（有适当的高度和容积），燃烧器的结构性能好，布置位置适当，使气粉

有较好的混合条件和较长的炉内停留时间，则 q_4 较小；炉内过量空气系数适当，炉膛温度较高时，q_4 也较小，过量空气系数减少，一般会使 q_4 增大。锅炉负荷过高将使煤粉来不及在炉内烧透，负荷过低则炉温降低，都将使 q_4 增大。固体未完全燃烧热损失是燃煤锅炉的主要热损失之一，一般仅次于排烟热损失。

四、排烟热损失 Q_2

排烟热损失是由于排烟所拥有的热量随烟气排入大气而未被利用造成的。

1. 运行试验时

$$Q_2 = Q_2^{gy} + Q_2^{H_2O}, \text{ kJ/kg} \tag{3-87}$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_r} \times 100, \% \tag{3-88}$$

1）干烟气带走的热量 Q_2^{gy} 为

$$Q_2^{gy} = V_{gy} c_{p,gy} (\vartheta_{py} - t_0), \text{ kJ/kg} \tag{3-89}$$

式中 ϑ_{py}——排烟温度，℃；

t_0——基准温度，取送风机入口空气温度，℃；

$c_{p,gy}$——干烟气从 t_0 至 ϑ_{py} 的平均比定压热容。

当已知烟气成分时，$c_{p,gy}$ 可按下式计算：

$$c_{p,gy} = c_{p,CO_2} \frac{RO_2}{100} + c_{p,O_2} \frac{O_2}{100} + c_{p,N_2} \frac{N_2}{100} + c_{p,CO} \frac{CO}{100}, \text{ kJ/(m}^3 \cdot ℃) \tag{3-90}$$

近似计算按下式计算：

$$c_{p,gy} = c_{p,CO_2} \frac{RO_2}{100} + c_{p,N_2} \frac{(100 - RO_2)}{100}, \text{ kJ/(m}^3 \cdot ℃) \tag{3-91}$$

$$RO_2 + O_2 + N_2 + CO = 100, \%$$

式中 c_{p,N_2}、c_{p,CO_2}、c_{p,O_2}、$c_{p,CO}$——N_2、CO_2、O_2 和 CO 的平均比定压热容，可从表 3-3 按排烟温度查取或按拟合公式计算获得，kJ/（m³ · ℃）；

V_{gy}——每千克收到基燃料不完全燃烧生成的干烟气体积，m³/kg。

可用本章第三节完全燃烧时实际干烟气体积计算的有关公式计算。考虑到碳的不完全燃烧，应使用燃料收到基实际烧掉的碳质量（百分含量）$C_{r,ar}$（式 3-92）来代替有关公式中的收到基含碳量。计算中涉及到的排烟过量空气系数，按不完全燃烧时的过量空气系数的计算公式计算。

$$C_{r,ar} = C_{ar} - \frac{A_{ar}\overline{C}}{100} \tag{3-92}$$

2）烟气所含水蒸气的显热 $Q_2^{H_2O}$ 为

$$Q_2^{H_2O} = V_{H_2O} c_{p,H_2O} (\vartheta_{py} - t_0), \text{ kJ/kg} \tag{3-93}$$

式中 c_{p,H_2O}——水蒸气从 t_0 到 ϑ_{py} 温度间的平均比定压热容，一般情况下，可代之以水蒸气从 0℃至 ϑ_{py} 的平均比定压热容，kJ/(m³ · ℃)，可从表 3-3 按排烟温度查取；

V_{H_2O}——烟气中所含水蒸气容积，m³/kg，计算时涉及到的理论空气量中的收到基含碳量要用 $C_{r,ar}$ 代替，涉及到的排烟过量空气系数也应按不完全燃烧时的过量空气系数的计算公式计算。

表 3-3　　气体比定压热容

温度（℃）	c_{p,CO_2}	c_{p,N_2}	c_{p,O_2}	c_{p,H_2O}	$c_{p,gk}$	$c_{p,CO}$	c_{p,H_2}	c_{p,CH_4}
0	1.5998	1.2946	1.3059	1.4943	1.2971	1.2992	1.2766	1.5500
100	1.7002	1.2958	1.3176	1.5052	1.3004	1.3017	1.2908	1.6421
200	1.7873	1.2996	1.3352	1.5223	1.3071	1.3071	1.2971	1.7589
300	1.8672	1.3067	1.3561	1.5424	1.3172	1.3167	1.2992	1.8862

2. 设计时

$$Q_2=(h_{py}-h_{lk})\left(1-\frac{q_4}{100}\right),\ \text{kJ/kg} \tag{3-94}$$

$$q_2=\frac{Q_2}{Q_r}\times 100,\% \tag{3-95}$$

$$h_{lk}=\alpha_{py}V^0(ct)_{lk}$$

式中　h_{py}——排烟焓，kJ/kg；

h_{lk}——冷空气焓，kJ/kg；

α_{py}——排烟处的过量空气系数；

$(ct)_{lk}$——$1m^3$ 冷空气焓，kJ/m^3，一般取 $t_{lk}=30℃$。

排烟热损失是锅炉热损失中最大的一项，大中型锅炉正常运行时的 q_2 约为 4%～8%，排烟热损失主要取决于排烟温度和排烟容积。排烟温度越高、排烟容积越大，则排烟焓越大，排烟热损失也就越大。通常 ϑ_{py} 每升高 15～20℃会使 q_2 约增加 1%。降低排烟温度可以降低排烟热损失。但降低排烟温度，必须在设计时增加锅炉尾部受热面面积，因而增大了金属耗量和烟气的流动阻力；另外，如果排烟温度过低将会引起尾部受热面的低温腐蚀，特别是在燃用硫分较高的燃料时尤其如此。因此排烟温度也不能降的太低，合理的排烟温度，应通过技术经济比较来确定。近代大型电站锅炉的排烟温度约在 110～160℃。

影响锅炉排烟温度和排烟容积的因素有：燃料的性质；受热面的积灰、结渣或结垢；炉膛出口的过量空气系数 α''_1 以及烟道各处的漏风等。当煤中的水分和硫分较高时，为了避免或减轻尾部受热面的低温腐蚀，必须采用较高的排烟温度。水分增大，使排烟容积增大。受热面发生积灰、结渣或结垢时，烟气与受热面的换热量减少，排烟温度就会升高。因此，为了保证锅炉运行的经济性，必须适时吹灰保持受热面的清洁。炉膛出口的过量空气系数 α''_1 以及烟道各处的漏风增加将增大排烟的容积，从而使 q_2 增大。

五、可燃气体未完全燃烧热损失 Q_3

可燃气体未完全燃烧热损失亦称化学未完全燃烧热损失。是锅炉排烟中残留的可燃气（CO、H_2、CH_4、C_mH_n 等）未燃烧放热而造成的热损失，等于烟气中各种可燃气体的容积与其容积发热量乘积之和。正常燃烧时 q_3 值很小。

1. 运行试验时

$$Q_3=\frac{V_{gy}}{100}(12636CO+10798H_2+35818CH_4+59079C_mH_n),\ \text{kJ/kg} \tag{3-96}$$

$$q_3=\frac{Q_3}{Q_r}\times 100,\% \tag{3-97}$$

式中 V_{gy}——每千克收到基燃料不完全燃烧生成的干烟气体积，m^3/kg；

CO、H_2、CH_4、C_mH_n——干烟气中一氧化碳、氢气、甲烷和重碳氢化合物的容积成分，燃用固体燃料时，可认为 H_2、CH_4、C_mH_n 都为 0；

12636、10798、25818、59079——$1m^3$ 的一氧化碳、氢气、甲烷和重碳氢化合物的发热量，kJ/m^3。

2. 设计时

q_3 值可按燃料种类和燃烧方式选择：煤粉炉 $q_3=0$，燃油和燃气炉 $q_3=0.5\%$。

影响 q_3 的主要因素有：燃料的挥发分、炉膛过量空气系数、燃烧器结构和布置、炉膛温度和炉内空气动力工况等。

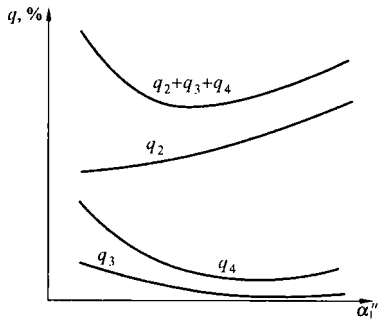


图 3-3 最佳过量空气系数

燃料中的挥发分多，炉内可燃气体的量就增多，容易出现不完全燃烧，则 q_3 就比较大；炉膛出口过量空气系数过小，可燃气体因得不到足够的氧气而无法燃尽时，q_3 增大；若炉膛出口过量空气系数过大，又会使炉膛温度降低，而一氧化碳在低于 800～900℃时很难燃烧，此时 q_3 也会增大；炉膛结构及燃烧器布置不合理，使燃料在炉内停留时间过短或炉内空气动力场不好时，q_3 增大。

通过前面的分析可知：炉膛出口过量空气系数 α''_l 对 q_2、q_3、q_4 有直接的影响，如图 3-3 所示。由图可见，当 α''_l 增加时，$q_2+q_3+q_4$ 先减少后增加，有一个最小值，与此最小值对应的炉膛出口过量空气系数称为最佳过量空气系数。

六、散热损失 q_5

锅炉运行时，炉墙、金属结构以及锅炉机组范围内的烟风道、汽水管道和联箱等的外表面温度会高于周围环境温度，所以锅炉会通过自然对流和辐射传热的方式向周围散热，从而形成散热损失。

1. 运行试验时

可查图 3-4 或按式（3-98）求额定蒸发量时的散热损失 $q_{5,ed}$，即

$$q_{5,ed}=5.82(D_{ed})^{-0.38} \tag{3-98}$$

当锅炉在非额定蒸发量下运行时，实际散热损失 q_5 为

$$q_5=q_{5,ed}\frac{D_{ed}}{D} \tag{3-99}$$

式中 D_{ed}、D——额定蒸发量和实际蒸发量，t/h；

$q_{5,ed}$——额定蒸发量时的散热损失，%。

2. 设计时

设计时，散热损失的获得方法与运行试验时相同。

影响散热损失的主要因素有锅炉外表面积的大小、炉墙结构、保温隔热性能、环境温度、锅炉额定蒸发量等。如果锅炉外表面积小、结构紧凑、保温完善，则散热损失就小。环境温度高时散热损失也小。当锅炉额定蒸发量增大时，燃料消耗量与其基本上成正比增加，但锅炉散热表面积却增加得慢些，即相对于 1kg 燃料的散热表面积是减少的。故散热损失随着锅炉额定蒸发量的增大而减小。

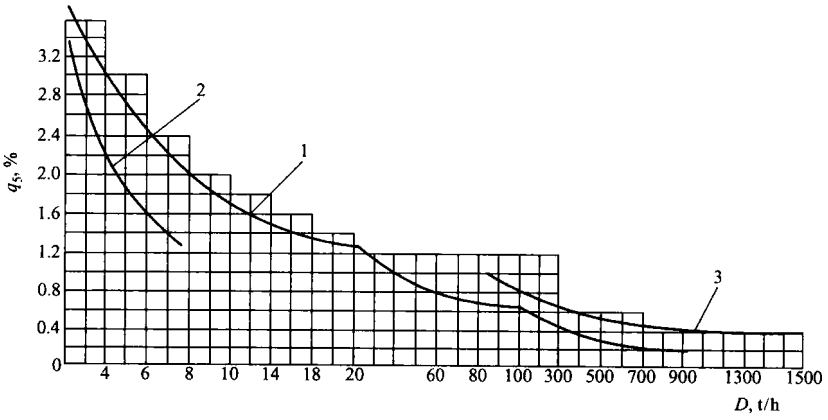


图 3-4　锅炉散热损失 q_5

1—有尾部受热面的锅炉机组；2—无尾部受热面的锅炉机组；

3—我国电站锅炉性能验收规程中有尾部受热面的锅炉机组的散热曲线

七、灰渣物理热损失 Q_6

灰渣物理热损失是指锅炉排出的炉渣、飞灰与沉降灰所携带的热量未被利用而引起的热损失。

1. 运行试验时

$$Q_6 = \frac{A_{ar}}{100}\left[\frac{a_{lz}(t_{lz}-t_0)c_{lz}}{100-C_{lz}} + \frac{a_{fh}(\vartheta_{py}-t_0)c_{fh}}{100-C_{fh}} + \frac{a_{cjh}(t_{cjh}-t_0)c_{cjh}}{100-C_{cjh}}\right], \text{kJ/kg} \quad (3-100)$$

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_r} \times 100, \% \quad (3-101)$$

式中　t_{lz}——由炉膛排出的炉渣温度，℃，当不能直接测量时，固态排渣煤粉炉可取800℃，液态排渣煤粉炉可取 $t_{lz}=t_3+100$℃（t_3 为煤灰的熔化温度，℃），也可取用事先协商一致的数据；

t_{cjh}——由烟道排出之沉降灰温度，可取为沉降灰斗上部空间的烟气温度，℃；

c_{lz}，c_{fh}，c_{cjh}——炉渣、飞灰及沉降灰的比热容，按表 3-4 查取，kJ/(kg·℃)。

表 3-4　　固体燃料灰分的比热容

t (℃)	c_h [kJ/(kg·℃)]	t (℃)	c_h [kJ/(kg·℃)]	t (℃)	c_h [kJ/(kg·℃)]	t (℃)	c_h [kJ/(kg·℃)]
100	0.808	600	0.934	1100	1.001	1600	1.183
200	0.846	700	0.946	1200	1.03	1700	1.204
300	0.879	800	0.959	1300	1.08	1800	1.223
400	0.9	900	0.971	1400	1.124	1900	1.239
500	0.917	1000	0.984	1500	1.158	2000	1.256

2. 设计时

$$Q_6 = \frac{A_{ar}}{100}[\alpha_{lz}(c\vartheta)_{lz} + \alpha_{fh}(c\vartheta)_{fh} + \alpha_{cjh}(c\vartheta)_{cjh}], \text{kJ/kg} \quad (3-102)$$

式中　$(c\vartheta)_{lz}$、$(c\vartheta)_{fh}$、$(c\vartheta)_{cjh}$——1kg 炉渣、飞灰、沉降灰在温度为 ϑ_{lz}、ϑ_{fh}、ϑ_{cjh} 时的焓（查表 3-1），kJ/kg。

由灰渣物理热损失的计算公式可以看出，Q_6 主要取决于燃料中灰的含量以及炉渣、飞灰、沉降灰的相对含量和灰渣温度。

当燃煤的折算灰分小于 10%（即 $A_{zs}=\frac{4187A_{ar}}{Q_{ar,net}}<10\%$）时，固态排渣煤粉炉可忽略炉渣的物理热损失；液态排渣炉，旋风炉可忽略飞灰的物理热损失；对燃油及燃气锅炉：$q_6=0$。

八、锅炉有效利用热、热效率和燃料消耗量

1. 锅炉有效利用热

锅炉的有效利用热指水和蒸汽流经各受热面时吸收的热量。空气虽然在空气预热器吸热，但随后又回到炉膛，这部分热量属于锅炉内部的热量循环，不应计入锅炉的有效利用热中。所以，锅炉的有效利用热 Q_1 为

$$Q_1=\frac{1}{B}[D_{gr}(h''_{gr}-h_{gs})+D_{zr}(h''_{zr}-h'_{zr})+D_{zy}(h_{zy}-h_{gs})+D_{pw}(h'-h_{gs})],\ \text{kJ/kg} \tag{3-103}$$

式中 B——燃料消耗量，kg/h；

D_{gr}——过热蒸汽流量，kg/h；

D_{zy}——自用蒸汽流量，kg/h；

D_{pw}——排污水流量，kg/h；

D_{zr}——再热蒸汽流量，kg/h；

h''_{gr}——过热蒸汽焓，kJ/kg；

h_{zy}——自用蒸汽焓，kJ/kg；

h'——饱和水焓，kJ/kg；

h_{gs}——给水焓，kJ/kg；

h''_{zr}、h'_{zr}——再热器出口和进口蒸汽焓，kJ/kg。

采用化学除盐水的电站锅炉排污量，一般小于蒸发量的 2%，排污水的热耗可以忽略不计。

2. 锅炉热效率 η_{gl}

锅炉热效率是指锅炉的有效利用热占输入锅炉热量的百分比，即

$$\eta_{gl}=\frac{Q_1}{Q_r}\times 100=\frac{100}{BQ_r}[D_{gr}(h''_{gr}-h_{gs})+D_{zr}(h''_{zr}-h'_{zr})+D_{zy}(h_{zy}-h_{gs})+D_{pw}(h'-h_{gs})],\%$$

(3-104)

利用式（3-104）求锅炉效率的方法称为正平衡法。由式（3-73）可知，锅炉效率也可用下式求出：

$$\eta_{gl}=100-(q_2+q_3+q_4+q_5+q_6),\ \%$$

利用上式求锅炉效率的方法称为反平衡法。在锅炉设计或热效率试验时常用反平衡法。

3. 燃料消耗量

由式（3-104）可得

$$B=\frac{100}{\eta_{gl}Q_r}[D_{gr}(h''_{gr}-h_{gs})+D_{zr}(h''_{zr}-h'_{zr})+D_{zy}(h_{zy}-h_{gs})+D_{pw}(h'-h_{gs})],\ \text{kg/h} \tag{3-105}$$

式（3-105）求出的 B 称为锅炉的实际燃料消耗量，在进行燃料运输系统和制粉系统计算时要用 B 来计算。但是，由于 q_4 的存在，使部分燃料未能参加燃烧，实际上 1kg 燃料中只有 $\left(1-\frac{q_4}{100}\right)$kg 燃料参加了燃烧反应。因此，在计算燃烧所需的空气量和生成的烟气量时，必须对 B 进行修正，即按所谓的计算燃料量 B_j 来进行计算，即

$$B_j = B\left(1-\frac{q_4}{100}\right),\ \text{kg/h} \tag{3-106}$$

第九节　锅炉机组的热平衡试验

一、热平衡试验目的

（1）确定锅炉机组的热效率；

（2）确定锅炉机组各项热损失的大小，分析造成各项热损失的原因并寻求降低热损失的方法，以提高锅炉机组的热效率；

（3）确定各项参数（如过量空气系数、排烟温度、过热蒸汽温度等）与锅炉负荷的关系。

二、确定锅炉机组热效率的方法

确定锅炉机组热效率的方法分为正平衡法和反平衡法两种。

1. 正平衡法

正平衡法是指直接确定输入锅炉的热量 Q_r 和锅炉的有效利用热 Q_1，然后利用锅炉热效率的定义式计算锅炉热效率的方法。具体地是用式（3-104）计算锅炉的热效率。

由式（3-104）可知，为了确定 Q_1 和 Q_r，需要测定工质的流量、工质的状态参数、燃料消耗量 B、燃煤的收到基低位发热量 $Q_{ar,net}$ 等数据。因而正平衡法要求在比较长的时间内保持工况稳定，即保持锅炉压力、负荷、燃烧状态、锅筒水位等基本不变，这在实际运行中是不容易办到的。另外，对于大型锅炉，燃料消耗量的精确测定也是困难的。加之此法不能确定锅炉的各项热损失，因此，对于大型电站锅炉通常采用反平衡法来确定锅炉机组的热效率。

2. 反平衡法

反平衡法是指通过确定锅炉的各项热损失，然后按式（3-73）计算锅炉热效率的方法。在确定各项热损失的过程中，需要测定许多数据，如排烟过量空气系数 α_{py}，排烟温度 ϑ_{py}，烟气成分 CO、RO_2 和 O_2，炉渣、飞灰和沉降灰中的可燃物含量 C_{lz}、C_{fh} 和 C_{cjh}，煤的元素分析成分和发热量等。具体计算可按第八节中所讲的运行试验时热效率的计算方法进行。

反平衡法不但可以确定锅炉的效率，而且可以确定锅炉的各项热损失，因而可以了解锅炉的工作情况并能找出提高锅炉效率的途径。加之反平衡法不要求试验期间严格保持锅炉负荷不变，所以，此法得到了广泛的应用。

三、换算到保证条件下的热效率

新安装的锅炉验收时或对已投运的锅炉做了重大结构改进时，都必须做锅炉的热效率试验。试验期间，要求基准空气温度、外部预热的燃烧空气温度、给水温度、再热器进口蒸汽温度及燃料特性（主要为 $Q_{ar,net}$ 与 M_{ar}）等初始条件都符合规定的要求（如设计值或保证

值)。当它们与规定值有偏差时，试验所得的锅炉热效率应换算到设计参数下的热效率，以检验锅炉的性能是否达到了预期的效果。

1. 输入热量的修正

将保证的进风温度替代燃料物理热及雾化蒸汽带入锅炉热量公式中的试验基准温度。当以暖风器进风量计算外来热源加热空气带入锅炉热量时，在公式中以保证的进风温度代替试验基准温度。

2. 热损失的修正

(1) 进风温度偏差的换算。

进风温度与保证温度的偏差，主要影响排烟热损失和灰渣物理热损失。除了将修正后的输入热量代替试验时的输入热量之外，还应进行如下各项换算。

1) 对电站锅炉中常见的不带暖风器的送风系统，在排烟热损失及灰渣物理热损失的计算中，除了以保证的进风温度替代试验基准温度外，还应对排烟温度进行换算，计算公式为

$$\vartheta_{py}^{b}=\frac{t_0^{b}(\vartheta'_{ky}-\vartheta_{py})+\vartheta'_{ky}(\vartheta_{py}-t_0)}{(\vartheta'_{ky}-t_0)},\ ℃ \tag{3-107}$$

式中 ϑ_{py}^{b}——换算到保证进口空气温度时的排烟温度，℃；

t_0^{b}——保证的进口空气温度，℃；

t_0——实测基准温度，℃；

ϑ'_{ky}——空气预热器（双级交错布置时，为低温级空气预热器）进口实测烟气温度，℃；

ϑ_{py}——实测排烟温度，℃。

将保证的进口空气温度 t_0^{b} 及换算后的排烟温度 ϑ_{py}^{b} 和输入热量，分别替代热损失计算公式中的 t_0、ϑ_{py} 及 Q_r，即可求得修正后的热损失值。

2) 当锅炉带有暖风器并投入使用时，锅炉主空气预热器进口空气温度 t'_k 高于送风机入口的进风温度 t_0，此时有以下情况：

a. 进风温度 t_0 发生变化，而暖风器出口的空气加热温度 t'_k 保持设计值不变时，排烟温度不变，热损失的修正只需将实测值 t_0 代以保证值 t_0^{b}，并重新计算 Q_{wr}。

b. 当进风温度 $t_0=t_0^{b}$，而暖风器的加热空气温度 t'_k 发生变更时，则排烟温度将因 t'_k 的改变而随之改变。排烟温度可按式 (3-107) 求得，但式中 t_0 应代之以实测的暖风器出口风温 t'_k，式中的 t_0^{b} 代之以暖风器出口风温的设计值 t'^{b}_k，用求得的 ϑ_{py}^{b} 代替实测的 ϑ_{py}。对输入热量中的 Q_{wr} 也做相应的修正，即可算出修正后的热损失。

c. 当进风温度及暖风器的加热温度都与设计值不同时，除了修正输入热量中的 Q_{wr} 项以外，还应以 t_0^{b} 替代 t_0，并像 b 项中所述那样用求得的 ϑ_{py}^{b} 代替 ϑ_{py}，从而求得换算后的热损失。

(2) 给水温度偏差的换算。

给水温度与设计值的偏差所引起的排烟温度的变化可按式 (3-108) 进行计算（当偏差值小于 10℃时，可不进行该项修正)，即

$$\vartheta_{py}^{b}=\vartheta_{py}+\left(\frac{\vartheta'_{sm}-\vartheta''_{sm}}{\vartheta'_{sm}-t_{gs}}\right)\left(\frac{\vartheta_{py}-t'_k}{\vartheta'_{ky}-t'_k}\right)(t_{gs}^{b}-t_{gs}),\ ℃ \tag{3-108}$$

式中 ϑ_{py}^{b}——换算到设计给水温度时的排烟温度，℃；

ϑ_{py}——实测排烟温度，℃；

ϑ'_{sm}，ϑ''_{sm}——省煤器（如双级交错布置时为低温级省煤器）进出口烟气实测温度，℃；

ϑ'_{ky}，t'_{k}——空气预热器（如双级交错布置时为低温级空气预热器）进口实测烟气和空气温度，℃；

t_{gs}——实测给水温度，℃；

t^{b}_{gs}——设计给水温度，℃。

将所得的ϑ^{b}_{py}代替热损失计算公式中的ϑ_{py}，即可算得修正后的热损失。

（3）进风温度和给水温度都偏离设计值时的修正。当进风温度和给水温度都偏离设计值时，可以先进行进风温度偏差的修正，再进行给水温度偏差的修正。

（4）对燃料成分的修正。如果试验所用燃料特性超出预先约定的变化范围，应进行燃料特性变化对热效率的修正。可将燃料中各组分及低位发热量的设计值替代排烟热损失计算有关公式中的试验值，即可求得修正后的该项热损失值。

3. 锅炉热效率的修正

用修正后的输入热量及热损失，由式（3-104）与式（3-73）计算所得的锅炉热效率，就是换算到保证条件下的热效率，可以和热效率的保证值（或设计值）相比较。

四、锅炉机组净效率

前面所讲的锅炉效率η_{gl}是锅炉的毛效率，而锅炉机组的净效率是考虑了锅炉机组自身需用的热耗和电耗后的效率，可由式（3-109）计算而得，即

$$\eta_j = \frac{\eta_{gl} Q_r}{Q_r + \sum Q_{fy} + \frac{b}{B} 29310 \sum P} \times 100, \% \qquad (3-109)$$

式中　$\sum Q_{fy}$——驱动锅炉机组辅助设备和吹灰等所用外来蒸汽热耗，kJ/kg；

$\sum P$——锅炉设备的制粉系统、送风机、引风机、烟气再循环风机、强制循环泵、除渣及除灰系统、电除尘器等辅助机械电动机的实际功率，kW；

b——电厂发电标准煤耗，kg/(kW·h)。

第四章 煤粉制备及系统

第一节 煤粉的一般特性

一、煤粉的流动性

刚磨制好的煤粉干燥而疏松，其堆积密度为0.4～0.5t/m³，当吸附大量空气后煤粉颗粒被空气隔开，形成煤粉和空气的混合物，并具有良好的流动性，便于管道输送。如果制粉系统的设备不严密，煤粉从不严密处泄露，会造成环境的污染或引起自燃。

二、自燃与爆炸性

在管道中输送的煤粉若发生离析而沉积在制粉管道中，由于沉积的煤粉与空气发生缓慢氧化产生的热量的积蓄，时间较长会使积粉层内温度升高，达到着火温度后发生自燃。气粉混合物在一定的浓度和温度下还可能发生爆炸。当挥发分较高的煤粉浓度达到0.25～3kg/kg空气，温度达到70～130℃时，遇到火源或发生自燃情况时，则可能发生爆炸。

三、堆积特性

在煤粉仓中自然压紧的煤粉的堆积密度为0.7t/m³，煤粉吸附空气中的水分后容易结块，造成供粉的中断而影响燃烧的稳定性。因此，中间储仓式制粉系统应设计相应的吸潮装置。

表4-1列出了按着火指数R_w和爆炸指数B_c来确定煤的爆炸性，煤的干燥无灰基挥发分与煤的爆炸等级的关系如表4-2所示。

表4-1　　煤的爆炸特性

着火指数R_w	爆炸指数B_c	爆炸性	着火性
≤3.5	<20	极难爆炸	极难着火
>3.5～4.65	20～30	难爆炸	难着火
>4.65～5.7	>30～45	中等易爆炸	中等易着火
>5.7	>45～70	易爆炸	极易着火
>5.7	>70	极易爆炸	极易着火

煤粉的水分过高影响煤粉的着火和燃烧，在煤粉仓中容易结块，可能引发管路堵塞，造成断粉现象。而水分太低则可能引起制粉系统自燃或爆炸，还会使干燥能耗增加。因此，运行中应严格控制磨煤机的出口工质温度、出口煤粉细度和出口煤粉水分。烟煤的出口水分$0.5M_{ad}<M_{mf}\leqslant M_{ad}$，无烟煤为$M_{mf}\leqslant M_{ad}$，褐煤为$M_{mf}=M_{ad}+$

表4-2　　煤的挥发分与煤的爆炸性

干燥无灰基挥发分V_{daf}（%）	爆炸性
<6.5	极难爆炸
>6.5～10	难爆炸
>10～25	中等爆炸性
>25～35	易爆炸
>35	极易爆炸

8。磨煤机的出口工质温度如表 4-3 所示。输粉管道中应保持足够的工质流速，防止煤粉发生离析，沉积在管道中引起自燃。对挥发分高的煤还应控制煤粉的细度，实践表明，当烟煤粉的粒径大于 100μm 时，几乎不会发生爆炸。

表 4-3　　磨煤机出口最高允许温度 $t_{M,2}$　　℃

干燥介质 / 制粉系统型式	用空气干燥		用烟气空气混合干燥	
风扇磨煤机直吹式系统粗粉分离器后	贫煤 烟煤 褐煤、页岩	～150 ～130 ～100	～180	
钢球磨煤机贮仓式制粉系统	贫煤 烟煤、褐煤	～130 ～70	褐煤 烟煤	～90 ～120
双进双出钢球磨直吹式制粉系统分离器后	烟煤 褐煤 $V_{daf}\leqslant 15\%$的煤	85 75 ～100		
中速磨煤机直吹式制粉系统分离器后	$V_{daf}<40\%$ $V_{daf}\geqslant 40\%$	$\frac{5\times(82-V_{daf})}{3}\pm 5$ <70℃		
RP、HP 中速磨煤机直吹式制粉系统分离器后	高热值烟煤<82，低热值烟煤<71，次烟煤、褐煤<66			

第二节　煤粉细度和煤粉颗粒分布特性

一、煤粉细度

煤粉细度是煤粉的重要的特性之一，它表示煤粉颗粒群的粗细程度。磨制好的煤粉是由各种不同粒径、形状不规则的颗粒混合物组成的，其粒径为 1～300μm，其中 20～60μm 的居多。通常所说的煤粉尺寸是指煤粉颗粒通过的筛孔的最小尺寸，称其为煤粉颗粒的直径。

煤粉细度一般用具有标准筛孔尺寸的筛子通过筛分来测定。取一定数量的煤粉样放入某一尺寸的筛子上进行筛分，当有 a（g）煤粉留在筛面上，b（g）煤粉通过筛孔落下，则筛子上剩余的煤粉的质量占原煤粉样总质量的百分数即为煤粉细度，即

$$R_x=\frac{a}{a+b}\times 100\% \tag{4-1}$$

上式中的角标 x 表示筛子的编号或筛孔的尺寸。显然，R_x 值愈大，煤粉愈粗。我国采用的筛子规格及煤粉细度的表示方法列于表 4-4 中。

表 4-4　　常用筛子规格及煤粉细度表示符号

筛号（每厘米长的孔数）	6	8	12	30	40	60	70	80
孔径（筛孔的内边长）（μm）	1000	750	500	200	150	100	90	75
煤粉细度表示	R_1	R_{750}	R_{500}	R_{200}	R_{150}	R_{100}	R_{90}	R_{75}

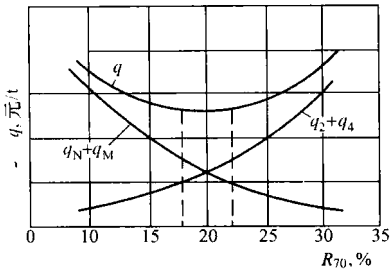


图 4-1 煤粉的经济细度的确定

q_2—排烟热损失；q_4—机械不完全燃烧损失；q_N—磨煤电能消耗；q_M—制粉设备金属消耗；Σq—q_2、q_4、q_N、q_M 的总和

我国电厂常用 30 号和 70 号筛子，即用 R_{200} 和 R_{90} 来表示煤粉细度。

煤粉细度的另一种定义是用通过筛子的煤粉量占原煤粉样总量的百分数 D_x 来表示，即

$$D_x = \frac{b}{a+b} \times 100\% \tag{4-2}$$

运行实践表明，煤粉越细，越容易着火和燃烧完全，但是，煤粉越细制粉系统消耗的电能以及金属的磨损量也就越大，制粉系统的经济性降低。因此，在实际运行中应选择使机械不完全燃烧热损失 q_4 和制粉能耗 ε_m 之和最小的煤粉细度，即最佳煤粉细度或经济煤粉细度，如图 4-1 所示。

二、煤粉颗粒分布的特性

磨煤机磨制的煤粉颗粒的尺寸是大小不一的，磨煤机及配用的煤粉分离器的形式不同时，煤粉颗粒的分布特性也是不同的。用一整套筛孔尺寸大小不同的标准筛子对煤粉样进行筛分，则可以得到反映煤粉颗粒分布状态的特性曲线 $R_x = f(x)$，如图 4-2 所示。这条曲线也称为煤粉的全筛分特性曲线，它说明了各种颗粒尺寸的煤粉占煤粉样的百分数。曲线 1 代表的煤粉较粗（$R_{90} = 32\%, R_{200} = 10\%$）；曲线 2 代表的煤粉更粗（$R_{90} = 50\%, R_{200} = 22\%$）；曲线 3 代表的是细煤粉（$R_{90} = 8\%, R_{200} = 0\%$）。而且是采用不同种类的磨煤机和分离器时得出的结果。

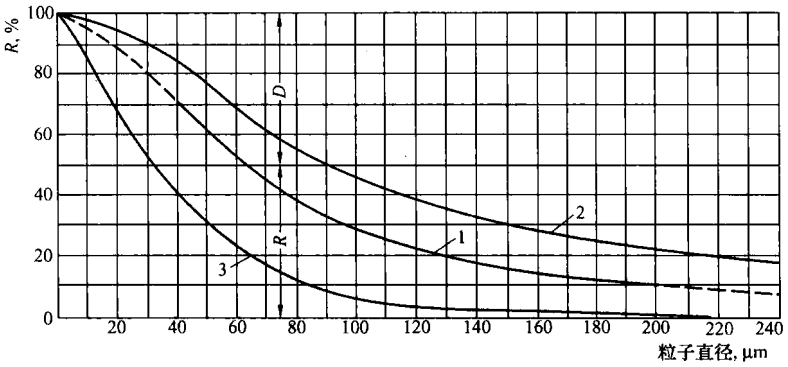


图 4-2 煤粉颗粒组成特性

大量试验证实，煤粉颗粒特性可以用下列破碎公式表示，即

$$R_x = 100e^{-bx^n} \tag{4-3}$$

$$b = \frac{1}{90^n} \lg \frac{100}{R_{90}} \tag{4-4}$$

$$n = 2.88 \lg \frac{2 - \lg R_{200}}{2 - \lg R_{90}} \tag{4-5}$$

式中 b——煤粉细度的系数；

n——煤粉均匀性指数，对一定的磨煤设备，在 $x=60\sim200\mu m$ 的范围内，可以认为是常数，并由式（4-5）计算。

由式（4-4）可知，当均匀性指数 n 相同时，b 值越大，则 R_{90} 越小，表明煤粉越细；反之则表示煤粉越粗。因此，b 是表示煤粉粗细的系数。

将式（4-3）微分，则有

$$y = -\frac{dR_x}{dx} = 100bnx^{n-1}e^{-bx^n} = R_x bnx^{n-1} \tag{4-6}$$

由上式可以知道，煤粉颗粒的分布状况在很大的程度上决定于均匀性指数 n 的数值，并可以分为如下三种情况：

（1）当 $n>1$ 时，随着 x 的增大，x^{n-1} 也将增大，但是 e^{-bx^n} 却减小，如图 4-3 中 $n=1.25$ 的曲线所示。即在 $x=15\sim25\mu m$ 的范围内，有一个最大值，大多数煤粉颗粒的直径在此范围内，而粗粉和细粉所占的份额都较少。因此，煤粉的粒度均匀。

（2）当 $n=1$ 时，因为 $x=0$ 时 $y=0$，最大值在 $x=0$ 处，煤粉中大部分颗粒的尺寸接近于零，细粉较多，煤粉不均匀。

（3）当 $n<1$ 时，$x\to0$ 时 $y\to\infty$，粒径尺寸 x 趋向于零的煤粉颗粒的含量急剧增加，煤粉中所含细粉的数量过多，而且粗粉的含量也较多，煤粉颗粒分布严重不均。

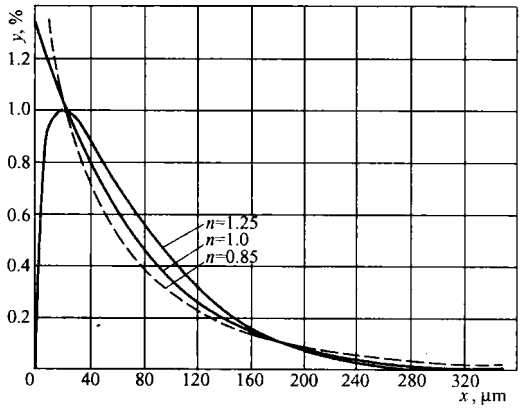


图 4-3　煤粉颗粒粒径大小的分布

因此，均匀性指数 n 值对煤粉的质量影响较大，煤粉越均匀，大颗粒煤粉越少，燃烧热损失越小。细煤粉少，磨煤电耗较低，制粉系统的经济性好。而分析结果表明均匀性指数 n 值较大时，煤粉的均匀性较好。均匀性指数 n 与磨煤机的型式、煤粉分离器的型式和运行工况等有关。

第三节　煤的可磨性系数和磨损指数

一、煤的可磨性系数

原煤在机械力的作用下可以被粉碎，常用的磨煤机通过撞击、压碎、研磨和劈碎等方法将煤磨碎。由于煤的机械性质不同，有的煤较难破碎，有的却容易破碎，煤被磨成一定细度的煤粉的难易程度称为煤的可磨性系数。

目前国内采用哈德格罗夫（Hardgrove）法测定的哈氏可磨性系数，按式（4-7）计算，即

$$K_{km}^{Ha} = 13 + 6.93D_{74} \tag{4-7}$$

式中　D_{74}——通过孔径为 $74\mu m$ 的筛子的煤粉量。

哈氏可磨性系数的测定方法为：将空气干燥后，将粒度为 0.63～1.25mm 的 50g 煤样放入如图 4-4 所示的哈氏可磨性试验仪中。在钢球上施加 284N 的总作用力，驱动电机进行研磨，旋转 60 转后，将磨制好的煤粉放入孔径 $74\mu m$ 的筛子上进行筛分。然后分别称量通过筛子和留在筛子上的煤粉量，将通过量 D_{74} 代入式（4-7），即可以计算出哈氏可磨性系数。

二、煤的磨损指数

煤的磨损指数表示，煤在碾磨的过程中，煤对碾磨设备的研磨部件磨损的强烈程度。我

国目前采用的是冲刷磨损指数，记为 K_e，用式（4-8）计算，即

$$K_e = \frac{\delta}{A\tau} \tag{4-8}$$

式中 δ——纯铁试片在煤样由初始状态破碎到 $R_{90}=25\%$时的磨损量，mg；

τ——煤样碾磨至 $R_{90}=25\%$需要的时间，min；

A——标准煤的磨损率，$A=10$mg/min。

上式中的各项参数按 DL465—1992《煤的冲刷磨损指数试验方法》进行测定，试验装置如图 4-5 所示。式（4-8）表示，单位时间内磨损片的磨损量与标准煤样的磨损率之比。煤的磨损性与冲刷磨损指数的关系如表 4-5 所示。煤的可磨性系数和煤的磨损指数主要用于发电厂选择磨煤机和制粉系统的型式，在计算磨煤机的出力和电耗时也经常会用到。

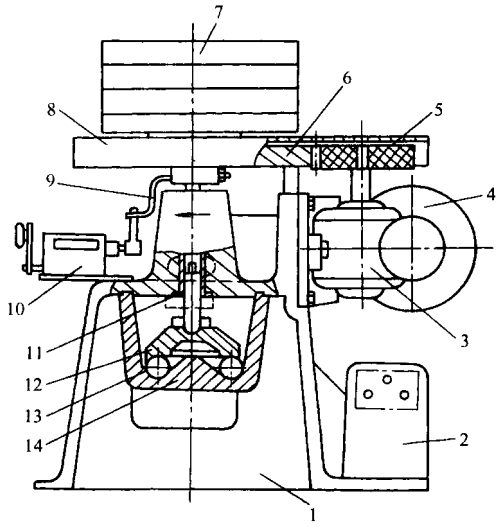


图 4-4 哈氏可磨性试验仪

1—机座；2—电气控制盒；3—蜗轮盒；4—电动机；5—小齿轮；6—大齿轮；7—重块；8—护罩；9—拨杆；10—计数器；11—主轴；12—研磨环；13—钢球；14—研磨碗

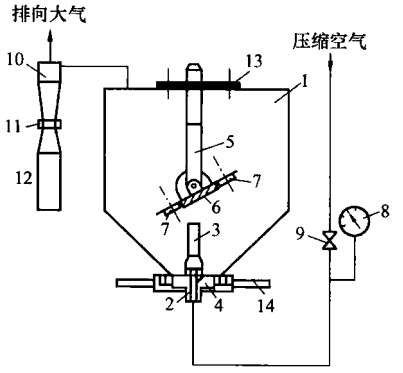


图 4-5 冲刷式磨损试验仪

1—密封容器；2—喷嘴；3—喷管；4—旁路孔；5—支架；6—磨损试片；7—活动夹片；8—压力表；9—进气阀；10—煤粉分离器；11—活接头；12—煤粉罐；13—螺母；14—底部托架

表 4-5 煤的磨损性和冲刷磨损指数的关系

煤的冲刷磨损指数	$K_e<1.0$	$K_e=1.0\sim2.0$	$K_e=2.0\sim3.5$	$K_e=3.5\sim5.0$	$K_e>5.0$
磨损性	轻微	不强	较强	很强	极强

第四节 磨 煤 机

发电厂使用的磨煤机大致分为以下三种。

（1）低速磨煤机。转动速度为 15～25r/min，目前常用的是双进双出的钢球筒式磨煤机、单进单出的钢球筒式磨煤机。

（2）中速磨煤机。转动速度为 50～300r/min，目前常用的是 MPS 中速磨煤机、RP

（或 HP）中速磨煤机、MBF 中速磨煤机。

（3）高速磨煤机。工作转速高达 750～1500r/min，目前常用的是风扇式磨煤机。

一、低速磨煤机

1. 钢球筒式磨煤机

钢球筒式磨煤机的结构如图 4-6 所示。由一个直径 2～4m、长为 3～10m 的钢制圆筒体组成磨煤部件，筒内有锰钢护甲做内衬，护甲和内衬之间有隔音的石棉衬垫，筒体外面包一层保温毛毡，最外层是薄钢板的外壳。筒体两端是架在大轴承上的空心轴颈，一端是热空气和原煤的入口，另一端是气粉混合物的出口。因此，称为单进单出的钢球筒式磨煤机。筒内装有占筒体总容积 20%～25%、直径 60mm 的锰钢球。电动机经过减速箱带动筒体旋转，

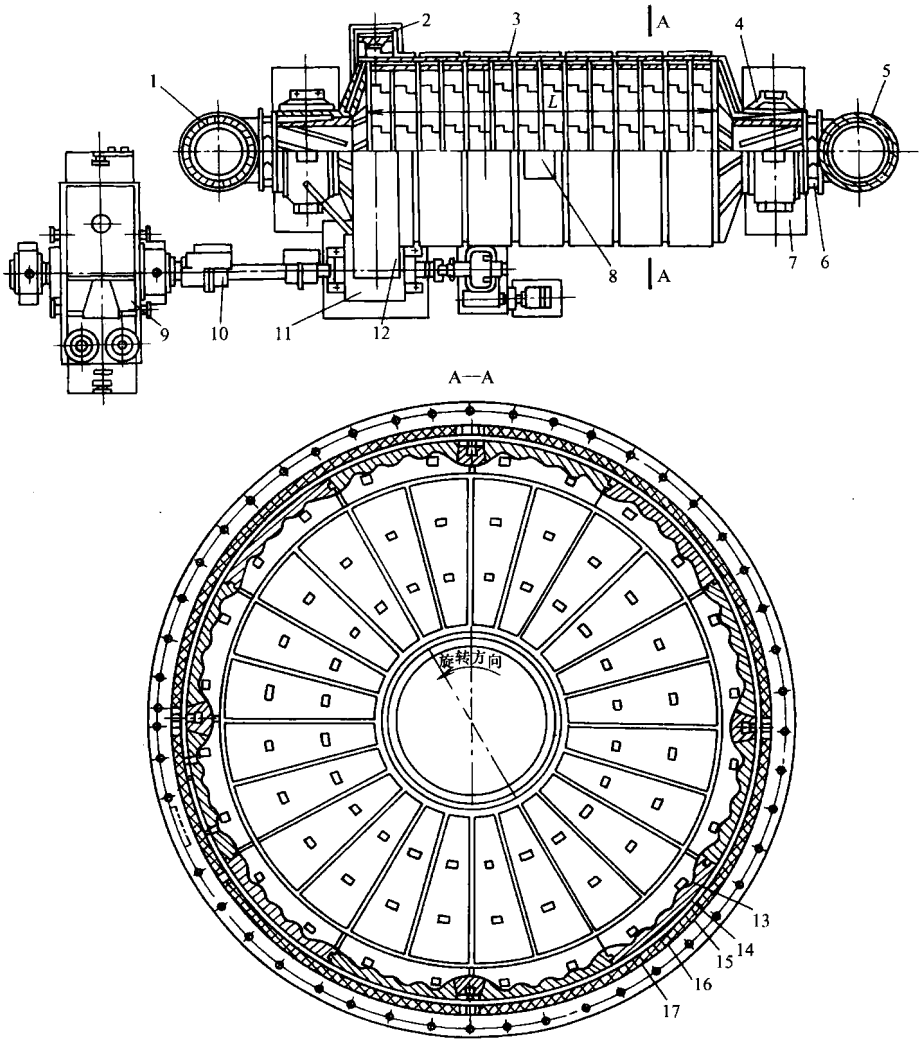


图 4-6　钢球筒式磨煤机

1—煤和热风进口管；2—大齿轮轮缘；3—磨煤机筒体；4—轴承座；5—煤粉出口管；6—密封装置；7—轴承座基础；8—检查孔；9—电动机；10—联轴器；11—小齿轮；12—齿轮外罩；13—筒身；14—护甲；15—石棉垫；16—隔音毛毡；17—外包铁皮

将筒体内的钢球提升到一定高度后落下将煤击碎，并通过钢球和护甲之间的挤压、研磨和碾压将原煤磨成煤粉。进入筒体的热空气一边干燥煤粉，一边将煤粉带出磨煤机，空气的流动速度应控制在一定的范围内，流速过高磨煤出力增加，但煤粉变粗。流速过低，则磨煤出力下降，而煤粉变细。

2. 双进双出的钢球筒式磨煤机

双进双出球磨机的特点是热空气和原煤同时从两端进入，气粉混合物同时从两端流出。目前国外引进技术制造的双进双出球磨机可以分为带热风空心管的和不带热风空心管的两种，如图 4-7 和图 4-8 所示。

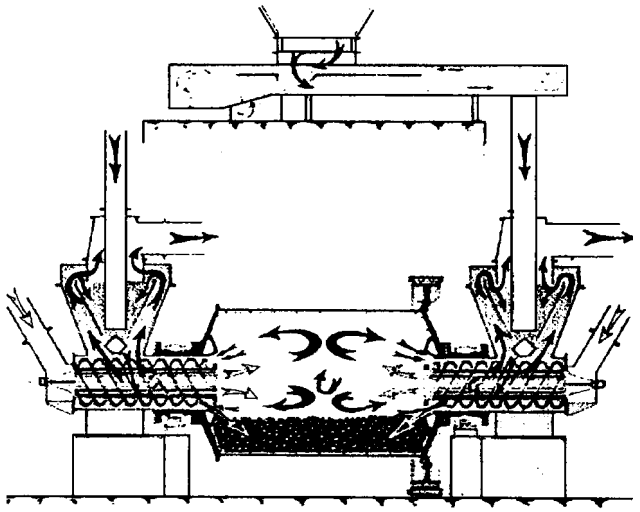


图 4-7 带热风空心管的双进双出球磨机

(1) 带热风空心管的双进双出磨煤机两端进口轴颈内分别装有一个与轴颈同心的热风空心管，空心管的外围装有弹性的螺旋输送器。运行时螺旋输送器和空心管随磨煤机筒体一起转动，由给煤机落下的原煤被螺旋输送器从端头不断地刮入筒体内，而热风也同时从两端的空心管进入筒体。在空心管和螺旋输送器的外围是固定的圆筒外壳体，螺旋输送器处于固定外壳和空心筒之间的间隙中，此间隙的下部由螺旋输送器将原煤刮入磨煤机，上部间隙用于送出磨制好的风粉混合物。

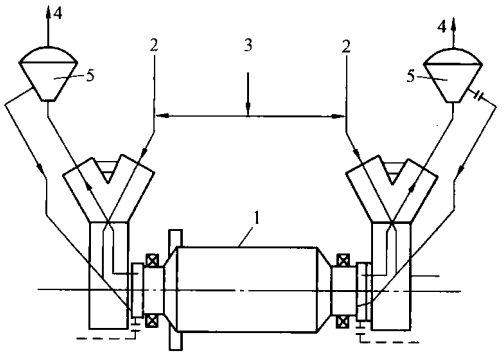


图 4-8 不带热风空心管的双进双出球磨机
1—球磨机筒体；2—进煤管；3—热风（干燥剂）进口；4—煤粉干燥剂出口；5—分离器

带热风空心管的双进双出磨煤机的粗粉分离器与磨煤机为一个整体时，称为 BBD1 型，如图 4-7 所示。这种磨煤机的落煤管直接接入粗粉分离器的下部，原煤从分离器下部直接落入螺旋输送器的下部刮入磨煤机，磨制好的煤粉空气混合物从上部间隙直接进入粗粉分离器的入口。分离出的粗粉直接落入磨煤机端部的螺旋输送器下部

间隙被刮入磨煤机，而无需安装回粉管，布置紧凑。

当带热风空心管的双进双出磨煤机的粗粉分离器与磨煤机分开布置时，称为 BBD2 型，如图 4-8 所示。分离器与磨煤机的布置高度不同，分离器一般布置在与原煤仓高度相当的标高，落煤管单独与磨煤机连接。磨制好的煤粉空气混合物进入分离器，合格的煤粉送入锅炉燃烧，不合格的粗粉由回粉管送回磨煤机重磨。这种布置方式适用于水分较大的煤，可以在落煤管段中布置热风和原煤的下行干燥装置。

(2) 不带热风空心管的双进双出的磨煤机筒体两端各装有一个中间隔开的进出口料斗，一个口用来进原煤和热风，另一个口用来送出气粉混合物。磨煤机的空心轴颈内部装有可以更换的螺旋管护套，便于原煤进入磨煤机。它的粗粉分离器也是与磨煤机分开布置的，参看图 4-8。

3. 影响钢球筒式磨煤机工作的主要因素

(1) 磨煤机的筒体转速

钢球筒式磨煤机是通过筒体转动将钢球和原煤提升到一定的高度后再落下将煤击碎的，当转速不同时，会出现如图 4-9 所示的三种情况。

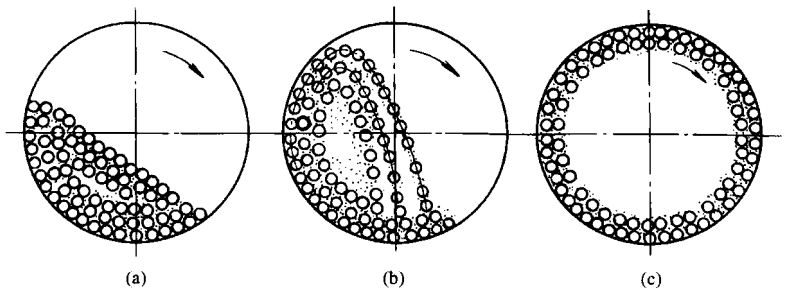


图 4-9　筒体转速对钢球和煤运动状态的影响

(a) $n \ll n_{lj}$；(b) $n < n_{lj}$；(c) $n \geqslant n_{lj}$

对紧贴筒壁的钢球，在不考虑钢球与筒壁的相对位移时，临界状态下钢球所受的离心力和重力相等，即 $mg = m\left(\frac{v^2}{R}\right)$，由此可以推出筒体的临界转速为

$$n_{lj} = \frac{42.3}{\sqrt{D}}, \text{ r/min} \tag{4-9}$$

式中　D——磨煤机筒体的直径。

当磨煤机的工作转速 $n \ll n_{lj}$ 时，如图 4-9 (a) 所示，钢球和原煤不能被提升到一定的高度，磨煤的作用很小，而且煤粉也难于从钢球中分离出来，磨煤出力很小。

当磨煤机的工作转速 $n \geqslant n_{lj}$ 时，如图 4-9 (c) 所示，钢球和原煤与筒体一同转动而不会落下，磨煤出力几乎为零。

当工作转速 $n < n_{lj}$ 时，如图 4-9 (b) 所示，钢球和原煤被提升到一定的高度后落下，热风穿过筒体干燥并带出煤粉，磨煤出力最大，分离效果较好。因此，筒体的最佳工作转速应是筒体内钢球有最大提升高度时的转速，记为 n_{zj}。前苏联对装有波浪形护甲的磨煤机的最佳工作转速为

$$\frac{n_{zj}}{n_{lj}} = 0.74 \sim 0.8 \tag{4-10}$$

引进欧洲和美国的磨煤机的最佳工作转速为

$$\frac{n_{zj}}{n_{lj}} = 0.72 \sim 0.9 \tag{4-11}$$

(2) 护甲

护甲的形状对钢球的提升高度有较大的影响，因为实际运行中钢球和筒体的转速总是不同的，其速度差值的大小主要决定于钢球和护甲之间的摩擦系数的大小，而护甲的形状对摩擦力有较大的影响。运行实践表明，随着护甲的磨损，磨煤出力会逐渐下降，磨煤电耗也逐渐增加。磨煤机选型时应考虑护甲形状对磨煤出力的影响。常用的护甲如图 4-10 所示。

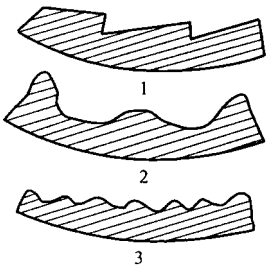


图 4-10 钢球筒式磨煤机的护甲形状
1—阶梯式；2—波浪式；3—齿式

(3) 钢球充满系数

钢球筒式磨煤机内装载的钢球量通常用钢球容积占筒体容积的百分数来表示，并称为钢球充满系数，用下列的公式表示，即

$$\psi = \frac{G}{\rho_{gq} V} \tag{4-12}$$

式中 G——钢球的装载量，t；

V——磨煤机筒体的容积，m^3；

ρ_{gq}——钢球的堆积密度，取为 $\rho = 4.9 t/m^3$。

钢球的装载量将直接影响磨煤机的磨煤出力和磨煤电耗的大小。在筒体通风量和煤粉细度不变时，$\psi = 0.1 \sim 0.35$ 的范围内，磨煤出力和磨煤电耗与钢球充满系数的有如下关系，即

$$\begin{aligned} B_m &= c_1 \psi^{0.6} \\ P_m &= c_2 \psi^{0.9} \end{aligned} \tag{4-13}$$

式中 B_m、P_m——磨煤出力和磨煤所消耗的电功率；

c_1、c_2——试验常数。

紧贴筒壁的钢球磨煤的能力大，随着 ψ 值的增加，内层的钢球的数量增加，而其磨煤能力却下降。因此，磨煤能力并不随着 ψ 值成正比地增加，而是与 $\psi^{0.6}$ 成正比。随着 ψ 值增加，钢球载荷的重心接近筒体中心，惯性矩的增加比钢球量的增加要慢些，使得电功率与 $\psi^{0.9}$ 成正比。运行中钢球的装载量应符合磨煤机制造厂家的有关规定，并及时更换尺寸和材质不合格的钢球。前苏联根据试验研究的结果，得出在磨煤出力 B_m 不变、护甲形状和钢球尺寸不变，而磨煤机的钢球装载量最少，磨煤电耗最少的最佳钢球充满系数，并用下式表示，即

$$\psi_{zj} = \frac{0.12}{\left(\frac{n}{n_{lj}}\right)^{1.75}} \tag{4-14}$$

(4) 磨煤机的筒体通风量

球磨机中的通风量 V_{tf} 的大小，不仅直接影响磨煤出力 B_m 的大小，而且影响原煤沿磨煤机筒体长度方向的分布和煤粉的细度。通风量过大时，虽然煤粉分布均匀，磨煤出力增加，但是磨煤机出口粗粉量也增加，回粉量增加，磨煤电耗增加，制粉系统的经济性下降。而磨煤通风量过小时，筒内原煤大多集中在磨煤机入口端，磨煤机出口煤粉量下降，而且多为细粉，磨煤出力降低。因此，磨煤机的通风量应选择在保证磨煤出力和煤粉细度合理的条

件下，使磨煤电耗和通风电耗最小的通风量，即最佳通风量 V_{tl}^{zj}，对单进单出的球磨机，可由经验公式计算，即

$$V_{tl}^{zj}=\frac{38V}{n\sqrt{D}}(1000\sqrt[3]{K_{km}^{B}}+36R''_{90}\sqrt{K_{km}^{B}}\sqrt[3]{\psi})\quad m^3/h, \tag{4-15}$$

式中　n——磨煤机的工作转速，r/min；

R''_{90}——粗粉分离器后的煤粉细度。

单进单出的球磨机，因常用于中储式制粉系统中，故运行中应始终保持在最佳通风量下工作，并通过调整进口热风温度来满足煤粉的干燥出力，使磨煤机始终在最大磨煤出力和最大干燥出力下工作，以保持制粉系统较高的经济性。磨煤出力 B_m 是指单位时间内，在保证煤粉细度的条件下磨制的原煤量。干燥出力 B_g 是指单位时间内，将原煤从最初的收到基水分 M_{ar} 干燥到煤粉水分 M_{mf} 的原煤量。球磨机工作时应同时满足这两个出力。

对双进双出的磨煤机而言，因多用于直吹式制粉系统，故其筒体通风量是随着磨煤出力变化的。当锅炉负荷增加需要增加磨煤机的出力时，首先要增加磨煤机的通风量，然后再调整给煤机的转速增加给煤量。因为，此时磨煤机的筒体中存有大量的煤粉，通过调整一次风阀门的开度增加一次风量，使磨煤机出口的风粉量同时增加，并且始终保持风粉比（即煤粉浓度）不变。给煤机给煤量增加后，被磨碎的煤粉及时被热风带出，对锅炉负荷变化的响应速度快。

当锅炉负荷降低时，双进双出磨煤机中的通风量和给煤量同时减少，磨煤机出口的一次风管中气粉混合物的流速降低，可能发生煤粉沉积，因此，应补充一定量的旁路风。这样，低负荷时通过增加旁路风的风量，使煤粉管道和分离器中始终保持最佳风速，防止出现煤粉沉积现象。双进双出球磨机的通风量、旁路风量和锅炉一次风量与磨煤机出力的关系如图 4-11 所示。由图 4-11 可知，磨煤机在低负荷运行时，磨煤机的通风量较低并保持不变，而旁路风的风量较高，使得管路中的一次风流速较高，不会发生煤粉沉积。

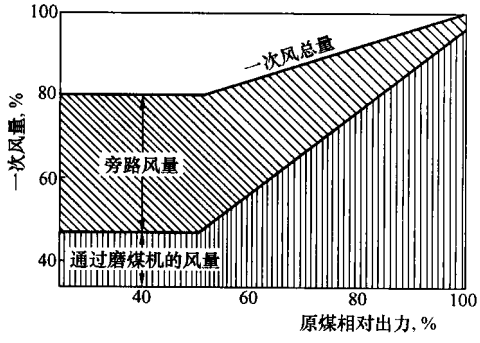


图 4-11　双进双出球磨机的风量特性

4. 钢球筒式磨煤机的优点和缺点

（1）单进单出球磨机。①煤种的适应性强，几乎可以磨制各种煤；②单机容量大，适用于大容量的锅炉机组；③对煤中的杂物不敏感，工作的可靠性高；④单台设备金属消耗量大，工作电耗相对较大，只适用于带基本负荷；⑤工作中噪声大，煤粉的均匀性较差。

（2）双进双出的球磨机。①可以磨制坚硬、腐蚀性强的煤，煤种适应性强；②对煤中的杂物不敏感，工作的可靠性高，可用率高，事故率仅为 1%；③磨煤机维护费用低，维护简便；④两端进煤和两端出粉使筒体的利用率高，比相同容积的磨煤机占地少、出力大、电耗低、噪声小、适用于大容量机组；⑤负荷变化时反应速度快，当负荷的变化率超过 20%/min时，自然滞留时间仅为 10s 左右；⑥运行时磨煤机中的储粉量大，低负荷时通过增加风量可以保持风粉比不变，出力稳定。负荷变化时，既可以全磨运行，也可以半磨运行，并可以磨制混合物料，灵活性高。

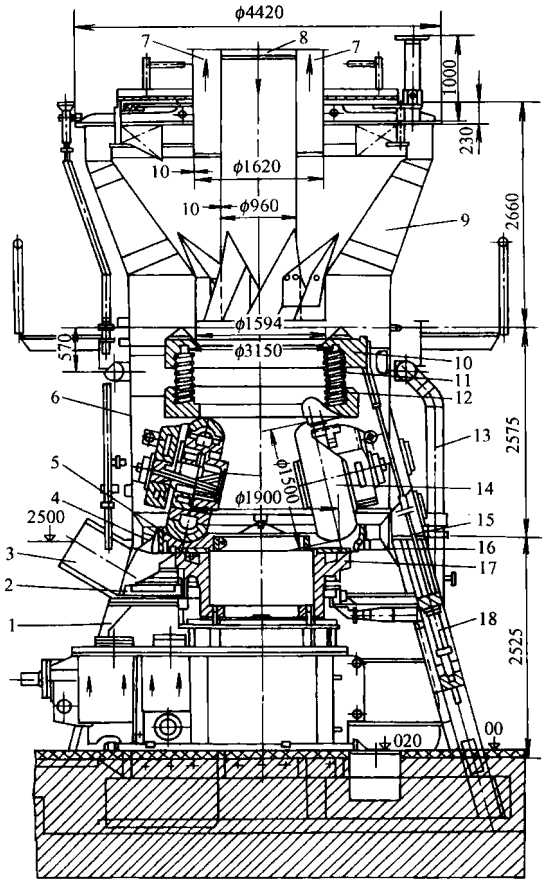


图 4-12 MPS 型中速磨煤机

1—支座；2—刮板；3—进风口；4—风环；5—磨盘护瓦；6—外壳；7—气粉混合物出口；8—落煤管；9—分离器；10—压盖；11—弹簧；12—托架；13—密封风风管；14—磨辊；15—拉绳；16—磨盘；17—磨盘支座；18—液压缸

二、中速磨煤机

1. MPS 型中速磨煤机

MPS 磨煤机是引进德国 Babcock 公司的技术制造的中速磨煤机。MPS-225 摆辊型磨煤机可与 300～600MW 火力发电机组配套，主要用于以烟煤为燃料的直吹式制粉系统的锅炉。MPS 为德文磨煤机、摆动式磨辊、磨盘的缩写，225 是磨环滚道直径（cm），其结构如图 4-12 所示。

MPS 磨煤机从整体看分为三个部分，即下部的基座和减速机、中部的磨煤机本体和上部的分离器。电动机通过减速器带动磨煤机本体下部具有凹槽滚道的碗式磨盘旋转，磨盘上相对固定着相距 120°的三个磨辊，磨辊的辊胎做成轮胎形状，由耐磨钢制造。磨辊在水平位置有一定的摆动量，使其耐磨材料能较充分地被利用，磨损较均匀。磨辊的上面是压力托架（上磨环）、弹簧、加载弹簧架。三个与磨辊相同角度布置的液压装置向下施加压力于加载弹簧架上，通过弹簧和上磨环将压力向下施加于磨辊、煤和碗形磨盘上，施加的压力产生的摩擦力使磨辊绕辊心自转，磨辊的轴固定在压力托架上。磨辊、压力托架和弹簧可以在机体内上下浮动，防止硬物损坏磨煤机。磨盘的外围是有旋转叶片的风环，干燥煤并将煤粉带出磨煤机的热风由此进入。磨盘的下面是风室，难于磨碎的石子煤通过风环的孔落入风室，由刮板刮入石子煤储箱。由热风带起的磨制好的煤粉空气混合物进入分离器，合格的煤粉通过分离器进入锅炉去燃烧，不合格的煤粉落回磨煤机重磨。由于 MPS 磨煤机一般采用正压直吹式制粉系统，磨煤机均布置有密封风机。密封风除了密封磨煤机与分离器以及磨煤机与基座的结合部，防止热风外泄之外，还需要将密封风送入磨辊的轴承系统，防止煤粉进入轴承中造成磨损，如图 4-13 所示。中速磨煤机均布置有消防系统。

2. MBF 型磨煤机

MBF 型磨煤机如图 4-14 所示，其结构与 MPS 磨煤机基本相似。主要区别是磨煤机主体中无磨辊上面的压力托架、弹簧和加载弹簧架，减少了磨煤机中的受磨损的部件。MBF 磨煤机每个磨辊配有单独的加压载荷装置，使得磨辊对煤和磨盘施加合理的磨煤压力。

MBF 磨煤机与 MPS 磨煤机的工作原理相同。原煤由磨煤机上部中心的落煤管进入磨煤机，落到磨盘中间，在离心力的作用下原煤被甩到磨辊下被磨碎，热风由磨盘下的热风室通

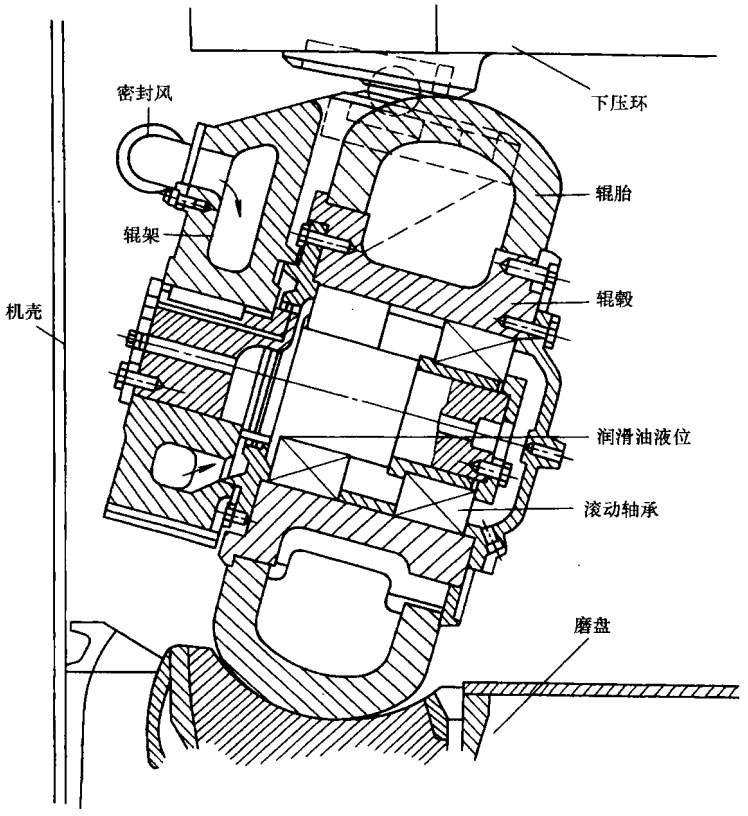


图 4-13 MPS 型磨煤机的磨辊

过风环进入磨煤机，并将煤粉一边干燥一边带入分离器，不合格的粗粉落回磨煤机重磨，合格的煤粉进入锅炉燃烧。

3. RP（HP）碗型磨煤机

HP 磨煤机是 RP 磨煤机的改进型，故 RP 磨煤机和 HP 磨煤机的结构基本相似。主要区别为：RP 磨煤机采用的传动装置是蜗轮蜗杆，磨辊长度大，直径小。HP 磨煤机的传动装置采用伞形齿轮，传动力矩大，而且磨辊长度小、直径大，磨煤出力较大。

磨煤机型号可以反映其结构的基本特征，例如，HP943 型中速磨煤机表示磨碗直径为 2.4m（94in），有 3 个磨辊。HP 型中速磨煤机的结构如图 4-15 所示。

HP 磨煤机由三部分组成，即下部的基座和减速机、上部的分离器和中部的磨煤机本体，其主要的差别在磨煤机本体。三个磨辊按 120°相对固定，独立的弹簧加载装置施加压力于磨辊，转动的磨碗带动磨辊轴转动磨煤。通过调节弹簧加载装置的顶载压力螺栓来调节碾磨压力的大小，通过调节磨辊的定位螺栓来调节磨辊和磨碗的间隙。磨辊与加载装置如图 4-16所示。

4. 影响中速磨煤机工作的主要因素

（1）转速。中速磨煤机的转速应以磨煤效果好、磨煤电耗低和研磨部件寿命长为原则。转速过高，煤的离心力大，煤还未磨碎就通过研磨件，大颗粒煤造成通风阻力、粗粉量以及磨煤通风电耗增加。转速过低时，磨制好的煤粉不能及时被热风带走，细粉量增加，磨煤电

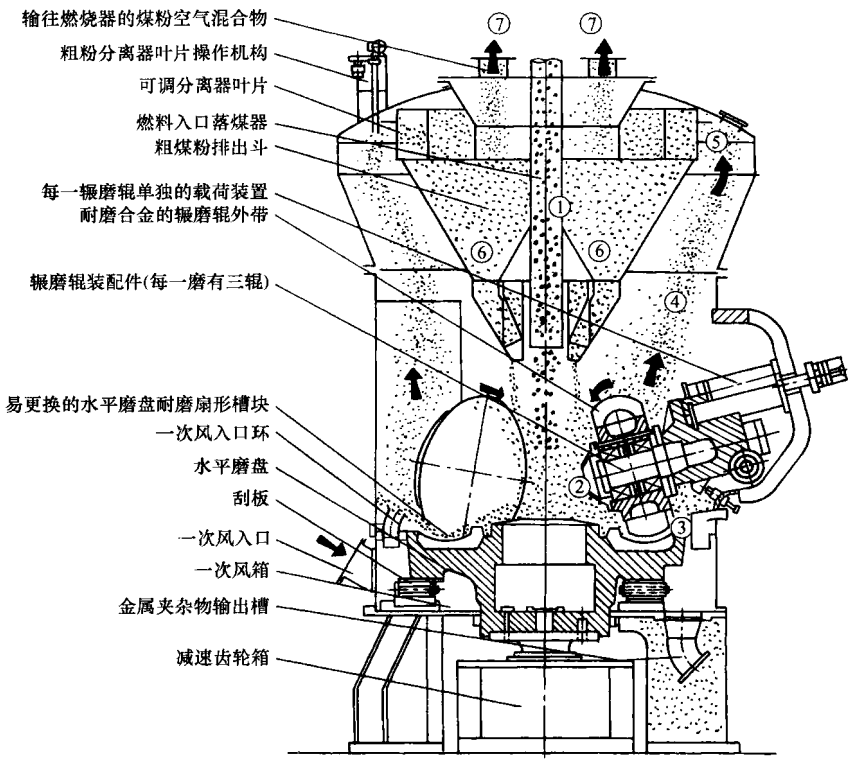


图 4-14 MBF 型中速磨煤机结构图

耗增加。对大容量磨煤机，为了降低磨煤电耗，减轻磨煤部件的磨损，磨煤机的转速有降低的趋势。

(2) 通风量。中速磨煤机通风量的大小将直接影响煤粉细度、磨煤出力和石子煤的排出量。中速磨煤机在运行中允许通风量从最低的不发生煤粉沉积的通风量至最大通风量之间随磨煤机的出力改变，并始终维持风煤比不变。风煤比与磨煤出力成线性关系。

(3) 风环气流速度。风环气流速度应保证研磨区具有良好的空气动力特性，应能将大部分煤粒托起，但只将少量煤粉带入分离器，其余大部分煤粒返回研磨区并在研磨部件周围形成一定厚度的循环煤层，以便保证足够的磨煤出力，减少石子煤的排放量。风环流速值应合理，速度过高，则煤粉变粗，阻力变大，通风电耗增加。风速过低，则煤粉变细，磨煤出力降低，石子煤排放量增加。风环气流速度是根据风环间隙改变通过风环的风量来控制的。

(4) 研磨压力。研磨件上的平均载荷称为研磨压力，压力过小磨煤出力降低，煤粉变粗。压力过大，则使研磨件的磨损加剧。运行中随着研磨件的磨损，研磨件的承载逐渐减小，磨煤压力减小。为保持研磨压力不变，应随时调整研磨压力，维持磨煤机的运行特性稳定。

(5) 燃料性质。燃料在磨煤机中主要是靠压研两种方式磨煤，在磨煤机中燃料的扰动和干燥过程并不十分强烈，燃料的水分较大时则容易压成煤饼，造成磨煤出力降低。而燃料的水分较低时则发生滑动，也会造成磨煤出力下降。对 MPS 磨煤机和 HP 磨煤机而

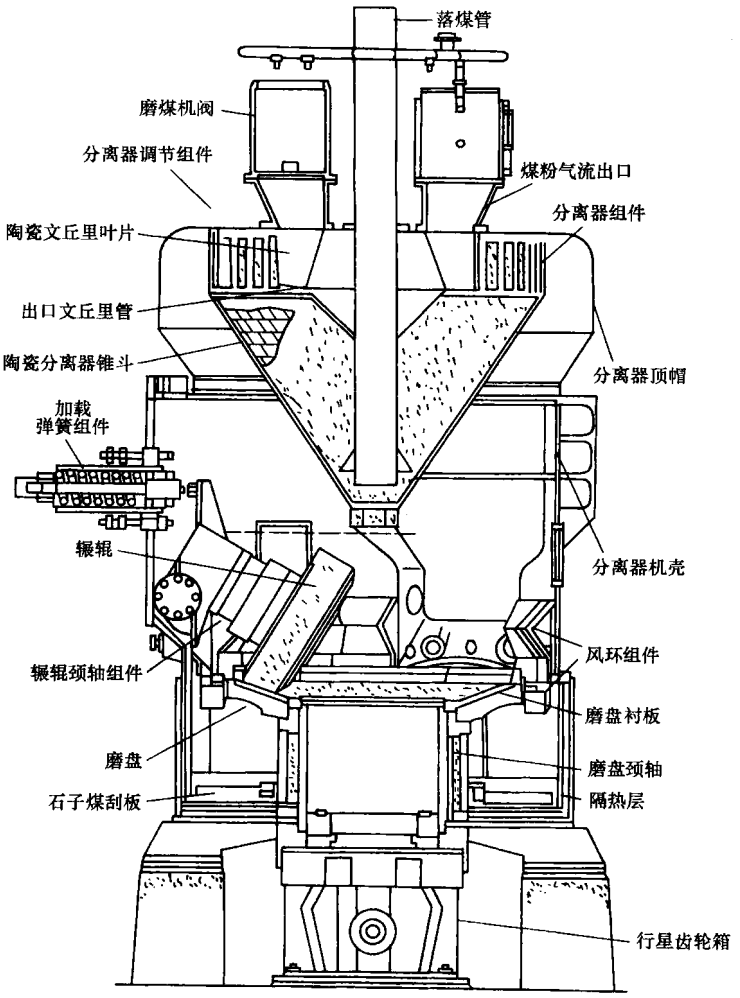


图 4-15 HP碗型磨煤机结构

言，当热风温度较高时，可以磨制 $M_{ar}=20\%\sim25\%$的原煤。灰分较大时会加速研磨件磨损，硬质煤也将加速研磨件的磨损，还应该考虑可磨性系数和磨损指数的影响。一般中速磨煤机适于磨制 $A_{ar}<40\%$、哈氏可磨性系数 $K_{km}^{Ha}>50$ 的烟煤和贫煤。MPS磨煤机常用于冲刷磨损指数在 $1.2<K_e<2.0$ 范围的煤，HP（RP）磨煤机甚至可以磨制 $K_e<1.2$ 的煤。

5. 中速磨煤机的特点

中速磨煤机结构紧凑，单台磨煤机金属消耗量低，占地面积小，初投资小，运行中噪声低，电耗低。中速磨煤机空载功率小，运行控制灵敏，能适应锅炉负荷的变化，煤粉的均匀性好。但是，它的结构复杂，运行和检修要求的技术水平高，对煤种有选择性，对原煤中的杂物较为敏感。中速磨煤机不能空磨启动，需要先向磨煤机中进煤后才能启动磨煤机，防止磨煤机部件发生脆裂。目前，国内大容量锅炉机组多数采用中速磨煤机正压直吹系统。

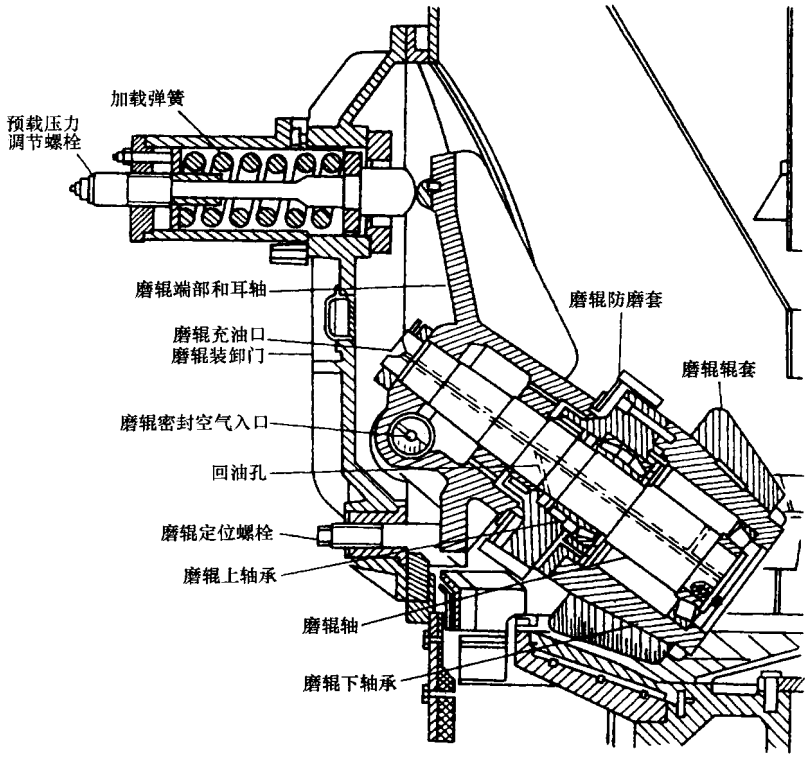


图 4-16 磨辊与弹簧加载装置

三、高速磨煤机

目前国内使用的高速磨煤机主要是风扇式磨煤机，如图 4-17 所示。它的结构形式与风机相似，由一个工作叶轮和蜗壳组成。叶轮、叶片和蜗壳内的耐磨护板均为锰钢制造，是磨煤的主要部件，需要保证一定的强度并具有一定的耐磨性。风扇磨煤机的煤粉分离器就安装在叶轮的上方，与外壳连成一体，而风扇磨煤机本身就是排粉风机，结构非常紧凑。工作过程中磨煤、干燥、粗粉分离和煤粉输送一次完成，具有结构简单、体积小和金属消耗少的优点。

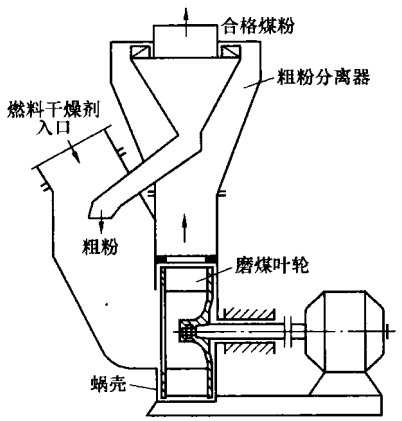


图 4-17 风扇式磨煤机简图

风扇式磨煤机工作时，磨煤机入口进入的高温介质和原煤被高速旋转的叶轮带动一起旋转，并被抛向外壳内的护板，叶片、叶轮与煤粒摩擦，煤粒与护板的撞击以及煤粒之间的撞击将煤粉碎。同时，高温介质的进入使水分较高的强塑性褐煤自动破碎，煤粒表面积增大，干燥过程加快。而且，风扇式磨煤机中的煤粒几乎总是处于悬浮状态，与高温介质的混合十分强烈，干燥能力强，还可以配用高温炉烟做干燥剂。非常适用于冲刷磨损指数 $K_e<3.5$、水分 $M_{ar}>35\%$的软褐煤和木质褐煤。

风扇式磨煤机的主要缺点是，叶轮、叶片和护板磨损快，检修周期短，经常更换部件使

运行费用增加。但是，由于结构简单，更换备用部件所用的时间较短。

第五节　制　粉　系　统

制粉系统可以分为直吹式系统和中间储仓式系统两种。直吹式制粉系统是指，煤在磨煤机中磨成煤粉后直接将气粉混合物送入锅炉去燃烧的制粉系统。而将煤磨制成煤粉后先储存在煤粉仓中，煤粉通过给粉机后与热空气混合，形成气粉混合物，再送入锅炉去燃烧的制粉系统称为中间储仓式制粉系统。

一、直吹式制粉系统

直吹式制粉系统的制粉量在任何时候都必须等于锅炉的燃料消耗量，也就是说制粉量是随着锅炉负荷的变化而改变的。直吹式制粉系统可以分为正压系统和负压系统两种。目前，国内多数电厂采用正压直吹式系统。

1. 中速磨煤机直吹式制粉系统

正压直吹式制粉系统的排粉机装在磨煤机之前或安装在空气预热器之前，整个制粉系统处于送风机的压头之下，在正压下工作，煤粉不通过排粉机或送风机，风机叶轮不会发生磨损，可以选用效率较高的高效风机，降低通风电耗。同时，正压下工作外界的冷空气不会漏入系统内，锅炉的排烟热损失较小。但是，正压制粉系统的磨煤机和煤粉管道系统可能向外冒粉，必须布置密封风机对系统进行密封，防止冒出的煤粉污染环境或造成自燃和爆炸等事故。

正压直吹式系统配置中速磨煤机和高速磨煤机，也可以配置双进双出筒式磨煤机。图4-18是中速磨煤机的正压直吹式制粉系统，其主要优点是冷空气通过送风机，风机冷却系统的热损失较低，对锅炉热效率影响较小。

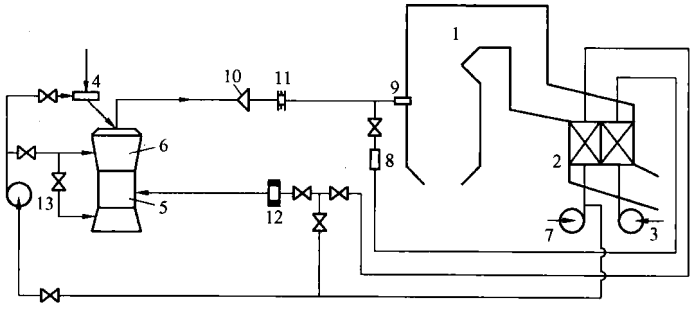


图4-18　中速磨煤机正压直吹式系统

注：图中送风机和一次风机为并联，也有采用串联布置方式，图中未画。

1—锅炉；2—空气预热器；3—送风机；4—给煤机；5—磨煤机；6—粗粉分离器；7—一次风机；8—二次风箱；9—燃烧器；10—煤粉分配器；11—隔绝门；12—风量测量装置；13—密封风机

2. 双进双出磨煤机直吹式制粉系统

双进双出磨煤机一般也采用正压直吹式制粉系统，分离器和磨煤机组成一体的系统称为双进双出磨煤机整体布置系统，如图4-19所示。分离器和磨煤机分开布置的称为双进双出磨煤机分体布置系统，如图4-20所示。

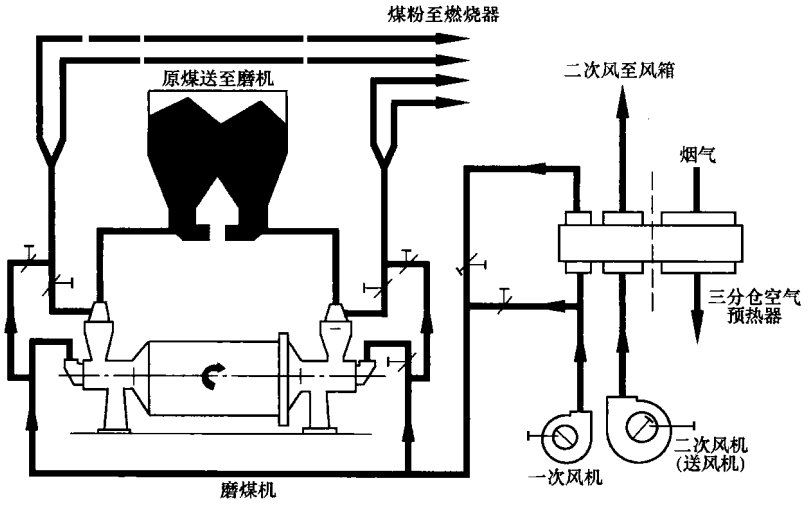


图 4-19 双进双出磨煤机整体布置系统

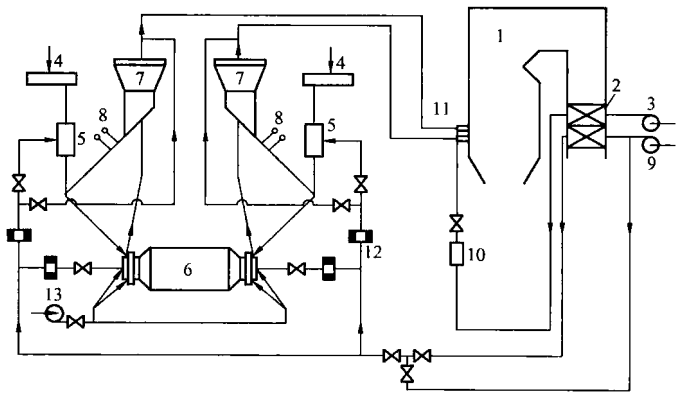


图 4-20 双进双出磨煤机分体布置系统

1—锅炉；2—空气预热器；3—送风机；4—给煤机；5—下降干燥管；6—磨煤机；7—粗粉分离器；8—锁气器；9—一次风机；10—二次风箱；11—燃烧器；12—风量测量装置；13—密封风机

采用双进双出磨煤机正压直吹式制粉系统比中速磨煤机正压直吹系统的煤种适应性强，可以磨制挥发分低的无烟煤。且系统备用容量小，锅炉负荷变化时延迟时间短，负荷调节范围相对较大，风煤比低，着火所需要的热量少，适用于低挥发分的煤。

3. 风扇磨煤机直吹式系统

风扇磨煤机适用于水分较高的褐煤，常用热风和高温炉烟混合物作干燥剂，这种系统称为二介质直吹式系统，如图 4-21 所示。而采用热风、高温炉烟和低温炉烟混合物作干燥剂的系统称为三介质直吹式系统，如图 4-22 所示。采用炉烟和热风作干燥剂使干燥剂中的氧的浓度降低，有利于防止发生爆炸。同时，热风和炉烟混合物作为一次风进入锅炉可以降低燃烧区域的温度，防止炉内结渣并减少 NO_x 的生成。更重要的是在原煤水分

较大时，在不改变总风量的条件下，可以通过调节高、低温烟气的比例来满足干燥煤的需要。

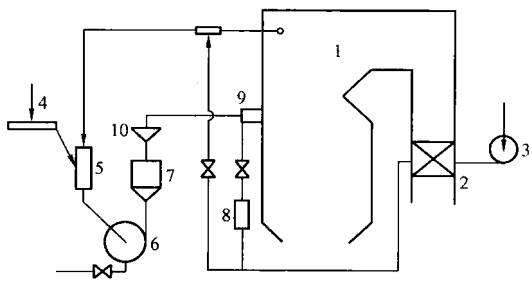


图 4-21　风扇磨煤机直吹式二介质干燥系统

1—锅炉；2—空气预热器；3—送风机；4—给煤机；5—下降干燥管；6—磨煤机；7—粗粉分离器；8—二次风箱；9—燃烧器；10—煤粉分配器

二、中间储仓式制粉系统

中间储仓式制粉系统是将磨制好的煤粉先储存在煤粉仓中，再根据锅炉燃烧的需要通过给粉机将煤粉送入炉膛燃烧。因此，系统中增加了煤粉仓、细粉分离器、给粉机、排粉机和螺旋输粉机等设备。

中间储仓式制粉系统的工作过程为：给煤机将原煤送入磨煤机，热空气和原煤一同进入磨煤机，热空气一边干燥一边将煤粉带出磨煤机进入粗粉分离器，分离器将不合格的粗粉分离出来送回磨煤机重磨，合格的煤粉进入细粉分离器将煤粉和空气分开，煤粉进入煤粉仓。

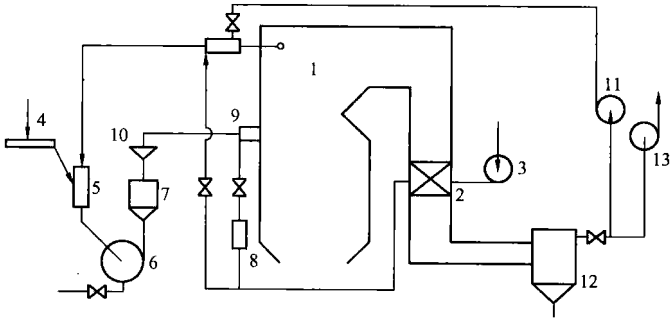


图 4-22　风扇磨煤机直吹式三介质干燥系统

1—锅炉；2—空气预热器；3—送风机；4—给煤机；5—下降干燥管；6—磨煤机；7—粗粉分离器；8—二次风箱；9—燃烧器；10—煤粉分配器；11—冷烟风机；12—除尘器；13—吸风机

制粉系统中分离出的乏气中则含有约 10%的极细煤粉，可以直接作为一次风和煤粉仓中落下的煤粉混合后送入锅炉去燃烧，这种将乏气当作一次风直接使用的系统称为干燥剂送粉或乏气送粉系统。适用于挥发分较高的煤，如图 4-23 所示。

将制粉系统的乏气通过燃烧器中的专门喷口直接送入锅炉燃烧时，则乏气称为三次风，而热空气作为一次风输送煤粉。这种系统称为热风送粉系统，适用于挥发分较低的煤，如图 4-24 所示。这两种系统均在排粉机的抽吸作用下工作，故均为负压系统。

磨煤机为钢球筒式磨煤机，为提高制粉系统的经济性，磨煤机一般在满负荷下工作而不随锅炉负荷变化，可以通过螺旋输粉机来调节各并列煤粉仓的煤粉储量。

三、制粉系统管道中的联管器和“肘节”结构

引进美国 CE 公司技术制造的锅炉机组的制粉系统管路中，采用了数量不等的 Rockwell 联管器和 Victanlic 联管器，用于吸收各段煤粉管道的热膨胀量。其中 Victanlic 联管器的膨胀补偿能力较小，常用于连接磨煤机出口或节流孔板与煤粉管道的连接，对角度

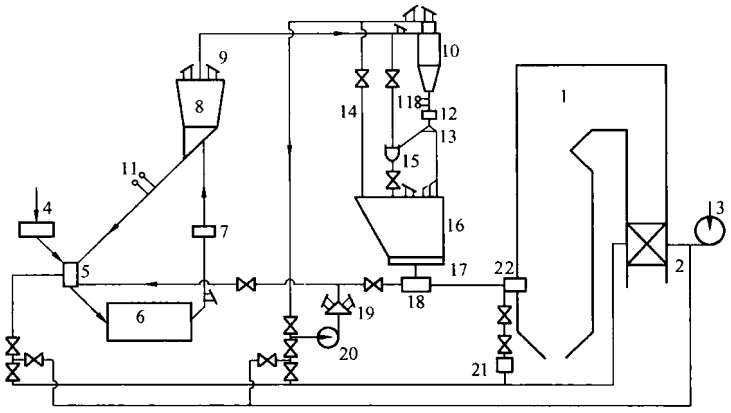


图 4-23 钢球磨煤机储仓式乏气送粉系统

1—锅炉；2—空气预热器；3—送风机；4—给煤机；5—下降干燥管；6—磨煤机；7—木块分离器；8—粗粉分离器；9—防爆门；10—细粉分离器；11—锁气器；12—木屑分离器；13—换向器；14—吸潮管；15—输粉机；16—煤粉仓；17—给粉机；18—风粉混合器；19—一次风箱；20—排粉机；21—二次风箱；22—燃烧器

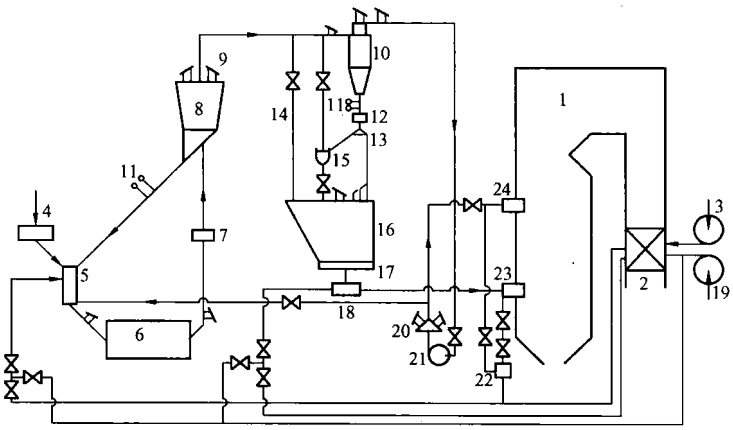


图 4-24 钢球磨煤机储仓式热风送粉系统

1—锅炉；2—空气预热器；3—送风机；4—给煤机；5—下降干燥管；6—磨煤机；7—木块分离器；8—粗粉分离器；9—防爆门；10—细粉分离器；11—锁气器；12—木屑分离器；13—换向器；14—吸潮管；15—输粉机；16—煤粉仓；17—给粉机；18—风粉混合器；19—一次风机；20—乏气风箱；21—排粉机；22—二次风箱；23—燃烧器；24—乏气喷嘴

较大弯头也采用这种联管器，便于检修时拆卸。Rockwell 联管器能吸收达 50mm 的轴向膨胀量，水平安装这种联管器时，应保持被连接的两段煤粉管道之间有约 20mm 的间隙，否则联管器将不能吸收热膨胀量。两种联管器的结构分别如图 4-25 和图 4-26 所示。

在制粉系统中，煤粉管道的一端与固定的磨煤机出口管道连接，另一端是固定在一起的燃烧器与水冷壁和煤粉管道的连接。在机组运行状态下，制粉系统的煤粉管道在气粉混合物的加热下将有一定量的膨胀，而与煤粉管道相连的燃烧器由于与水冷壁固定在一

起，水冷壁受热膨胀也将产生较大的位移，并带动煤粉管道一起移动。因此，运行过程中将要产生两个方向的位移，即炉膛横断面的水平方向和炉膛高度方向的位移。由 Rockwell 联管器与煤粉管道组成的“肘节”结构可以基本吸收这个较大的膨胀量，如图 4-27 和图 4-28 所示。

当制粉系统离锅炉较远时，可以采用图 4-27 的方法，距离较近时则采用图 4-28 的方法。即利用 Rockwell 联管器可以吸收正负两个方向的膨胀，在管道安装时先对煤粉管道进行向上冷拉，冷拉量为膨胀量的 2/3，冷态时管道处于实线位置，热态时管道处于虚线位置。这样，两个联管器和它们之间的管道将吸收全部热膨胀量，煤粉管道将不会对燃烧器产生附加的外力，以免引起燃烧器的摆动机构卡涩影响燃烧器的正常摆动。这种结构主要用于采用摆动式燃烧器的锅炉，这只是防止摆动机构卡涩的方法之一。

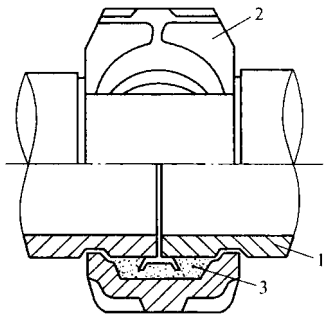


图 4-25　Victanlic 联管器示意图

1—被连接的管体；2—维氏（Victanlic）联管器连接体；3—橡胶密封圈

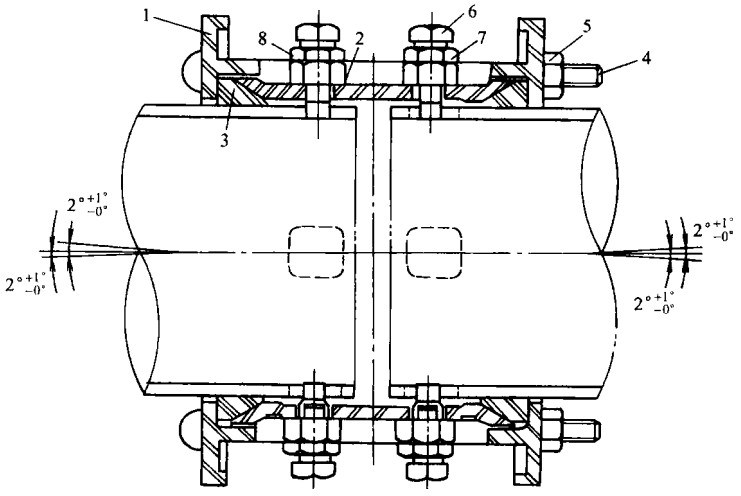


图 4-26　Rockwell 联管器示意图

1—端板；2—连接体；3—橡胶密封圈；4—螺栓；5，7，8—螺母；6—紧固螺钉

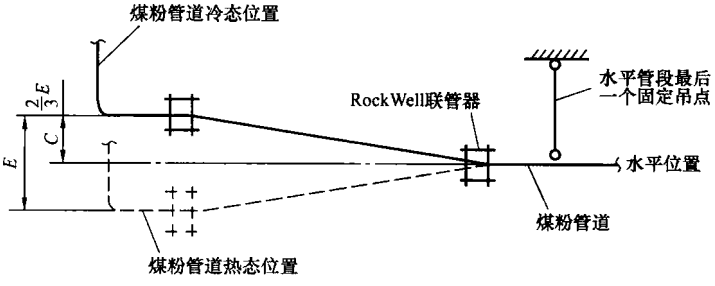


图 4-27　设置于水平管段上的肘节结构吸收垂直的膨胀示意图

E—燃烧器随炉膛（水冷壁）向下膨胀量；C—煤粉管道安装冷拉量

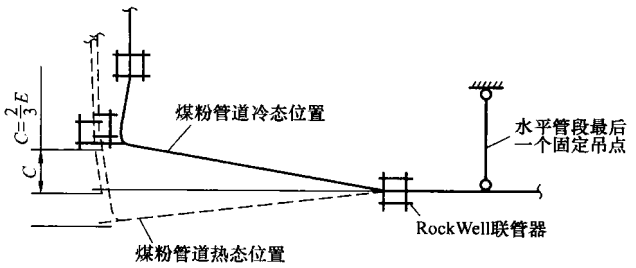


图 4-28 肘节结构吸收垂直方向的膨胀示意图
（一个联管器设置于水平管段，另一个设置于垂直管段）
E—燃烧器随炉膛向下膨胀量；C—煤粉管道安装冷拉量

第六节 给煤机和给粉机

一、给煤机

给煤机是将原煤定量、均匀地根据锅炉的负荷或磨煤机的出力调节给煤量的设备。目前主要采用以下两种。

1. 电子称重式给煤机

电子称重式给煤机是引进美国 Stock 公司的技术制造的一种带有电子称重装置和微机控制装置的皮带式给煤机，通过自动调速装置可以将煤精确地定量送入磨煤机，其误差仅为1%。给煤机由机体、输煤皮带、电机和驱动装置、清扫装置、称重装置、断煤报警装置和工作灯等组成，如图 4-29 所示。

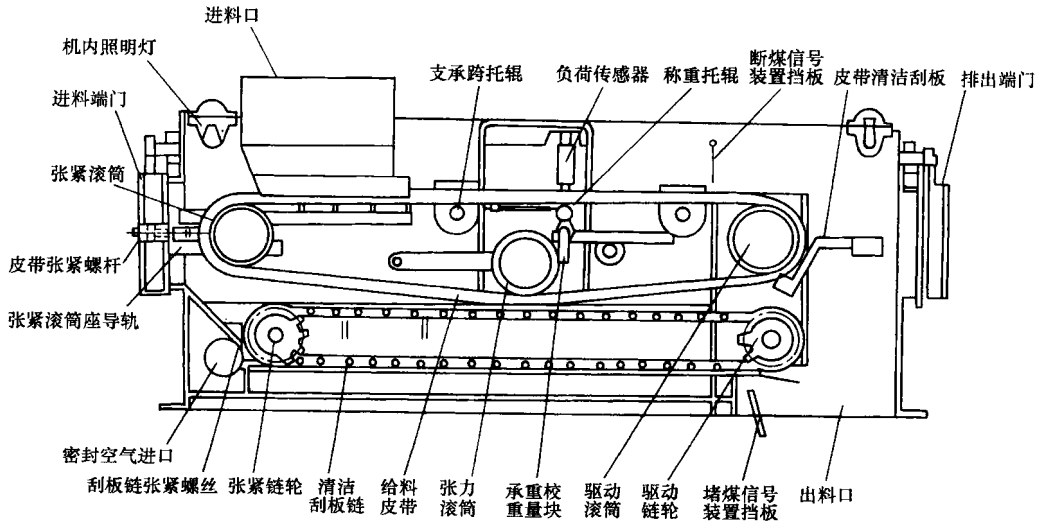


图 4-29 给煤机结构图

机体为一个密封的焊接壳体，上面开有进煤口、出煤口、检修门和密封的照明工作灯，机壳密封后能承受一定的爆炸压力。

给煤皮带设有边缘，并在内侧中间有凸筋，驱动滚筒、张紧滚筒、张力滚筒面上均有相应的凹槽，使皮带能很好的导向而做正向运动不发生偏斜。在驱动滚筒端，装有皮带清洁刮板，用于清除黏结于皮带外表面的煤粒。

链式清理刮板布置在皮带的下方，用于清理给煤机机壳底部的积煤，防止发生积煤自燃。链式清理刮板与皮带给煤机同时运转，不仅使机壳内不积存原煤，而且这些原煤没有通过皮带上的称量装置，可以减少给煤机的煤量误差。

断煤信号装置安装在皮带的上方，如果皮带上无煤，信号装置上的挡板摆动并使该装置轴上的凸轮转动，触动限定开关并停止皮带旋转，启动煤仓振动器并使运行控制盘上发出“皮带上无煤”的信号。堵煤信号装置安装在给煤机的出口端下方，工作原理与断煤信号装置相同。当发生堵煤时会自动停止给煤机的运转，同时发出断煤信号。

称重机构由三个表面精密加工的称重托辊和一对负荷传感器组成，其中两个称重托辊固定在机壳上并形成一个确定的称重跨距，另一个称重托辊悬挂于一对负荷传感器上，皮带上煤的重量由负荷传感器发出信号。此装置在运行中应经常进行校对，以保证称重装置的准确度。

驱动减速装置上装有高分辨率的光电编码器，利用编码器中的圆光栅，经过光电转换，将蜗轮轴的旋转角位移转换为电脉冲信号并输入控制柜，以精确地确定皮带驱动滚筒的转速 v。此值与称重负荷传感器发出的皮带上煤的重量 G 的乘积，即为给煤量 B。称重式给煤机的自动称重和自动调速原理的方框图，如图 4 - 30 所示。

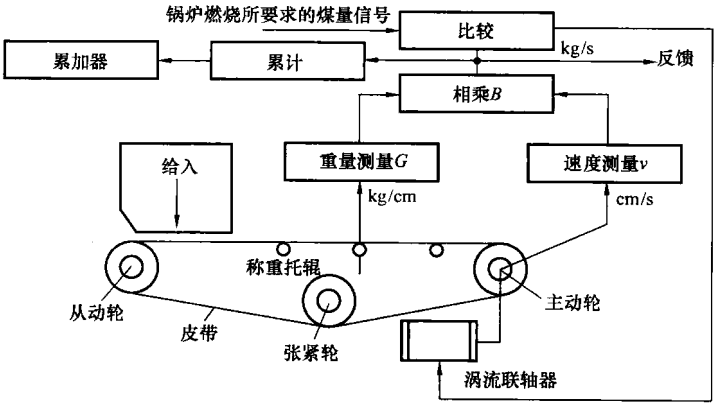


图 4 - 30　Stock 电子称重式给煤机方框图

当用于正压直吹式制粉系统时，为防止磨煤机中的热空气倒流进入给煤机，给煤机机壳下方开有密封空气法兰接口，运行中应使密封空气的风压始终高于热空气的压力。若密封空气压力低于热空气压力，热风进入给煤机将可能引起原煤自燃，严重时可能烧坏给煤机。

2. 刮板式给煤机

刮板式给煤机是利用装在链条上的刮板来移动煤的，其结构如图 4 - 31 所示。工作中通过改变链条的速度或煤层的厚度来调节给煤量。链条采用耐磨的合金钢整体铸造，并用先进的热处理工艺处理，调节范围广，煤种适应性强，密封性能较好。给煤机装有自动计量装置，可以较为准确地提供给煤量。

二、给粉机

在中间储仓式制粉系统中，存放于煤粉仓中的煤粉是通过给粉机根据锅炉负荷需要的燃

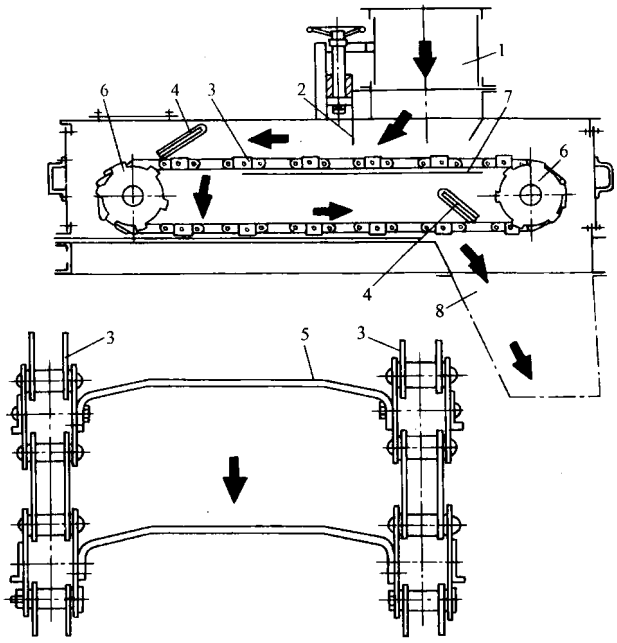


图 4-31 刮板式给煤机

1—原煤进口管；2—煤闸；3—链条；4—挡板；5—刮板；6—链轮；7—平板；8—出口管

煤量定量送入一次风管道的。因此，给粉机在工作中给粉的均匀性和随锅炉负荷变化调节给粉量的性能，都将直接影响锅炉燃烧的稳定性。目前，国内大多数电厂均采用叶轮式给粉机，其结构如图 4-32 所示。

从煤粉仓落下的煤粉首先受到给粉机上部旋转刮板的推拨和松动，自上落粉口进入供给叶轮的齿槽内（上叶轮），并被拨入相差 180°的中落粉口落入测量叶轮的齿槽中（下叶轮），测量叶轮旋转 180°将煤粉拨入出粉管中。给粉量的调节是靠改变给粉机的转速来实现的，而转速的改变是靠滑差调速电动机来实现的。滑差电动机可以在一定的范围内作无级调速，以此来改变给煤量，达到控制锅炉的燃烧并保证锅炉的出力。

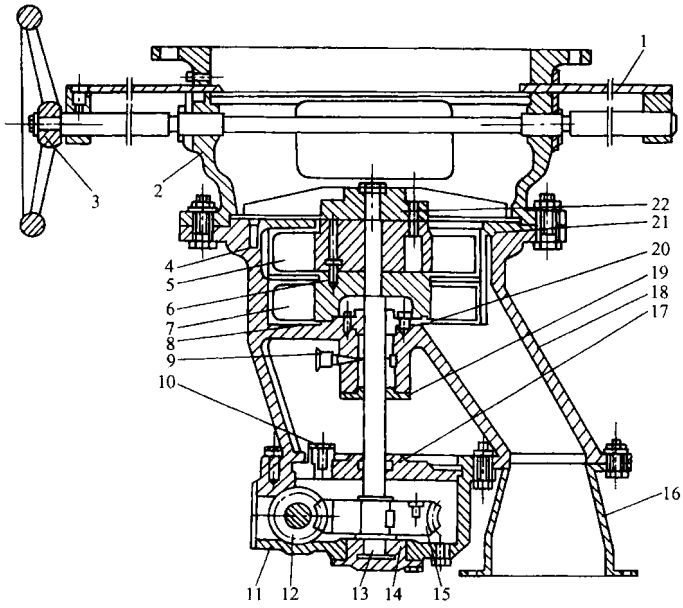


图 4-32 叶轮式给粉机结构

1—闸板；2—上部体；3—手轮；4—供给叶轮壳；5—供给叶轮；6—传动销；7—测量叶轮；8—座；9—黄干油杯；10—放气塞；11—蜗轮壳；12—蜗杆；13—主轴；14—圆锥滚子轴承；15—蜗轮；16—出粉管；17—蜗轮减速箱上盖；18—下部体；19—压紧帽；20—油封；21—衬板；22—刮板

运行中煤粉仓中应保持一定的粉位，防止由于一次风压力较高而倒流进入煤粉仓中，造成煤粉供应中断。

第七节　煤粉分离器

一、粗粉分离器

粗粉分离器是将磨煤机磨制的粗细不等的煤粉进行分离，即允许磨制合格的煤粉通过分离器，不合格的煤粉被分离出来送回磨煤机重磨。常用的分离器主要有以下几种形式。

1. 中速磨煤机上的粗粉分离器

中速磨煤机上的粗粉分离器一般和磨煤机组成一体，分离器位于磨煤机上部，由内外两个锥体组成。当磨煤机磨制的粗细不同的煤粉被热空气携带进入内外锥体之间的空间时，由于流通截面变大，气粉混合物的流速降低，最粗的煤粉在重力的作用下首先被分离出来落回磨煤机重磨。气粉混合物向上流入内锥体上部的切向挡板产生旋转，在离心力的作用下较粗的煤粉进一步被分离出来，沿内锥体的内表面落入磨煤机重磨，其结构参看第四节。

2. 中间储仓式制粉系统中的粗粉分离器

中间储仓式制粉系统中常用的粗粉分离器是经过改进的轴向型粗粉分离器，其结构如图4-33所示。分离器由两个内外锥体组成，由磨煤机出来的气粉混合物以15～20m/s的速度自下而上进入分离器，由于截面变大，流速降低，粗粉在重力作用下被分离出来并落入外锥体底部，沿回粉管送回磨煤机重磨。气粉混合物继续向上进入内外锥体之间的轴向可调叶片并使气流产生旋转，在离心力的作用下将粗粉分离出来落入内锥体，粗粉沿其内壁经回粉装置送回磨煤机重磨。在内锥体上方装有锥帽，它可以形成离心逆流，提高分离效果。同时，锥帽的拉杆可以调节，改变二次分离区的气粉混合物的径向速度，实现调整煤粉细度的目的。

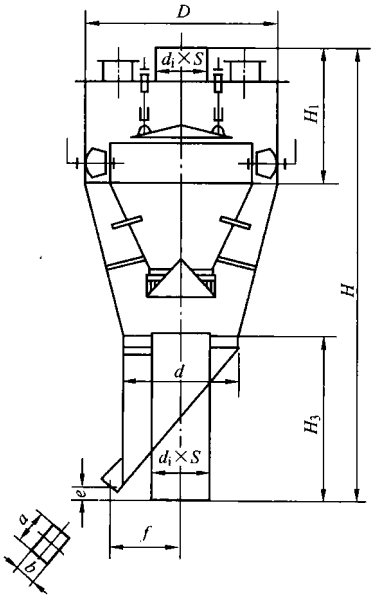


图4-33　轴向型粗粉分离器外形和尺寸

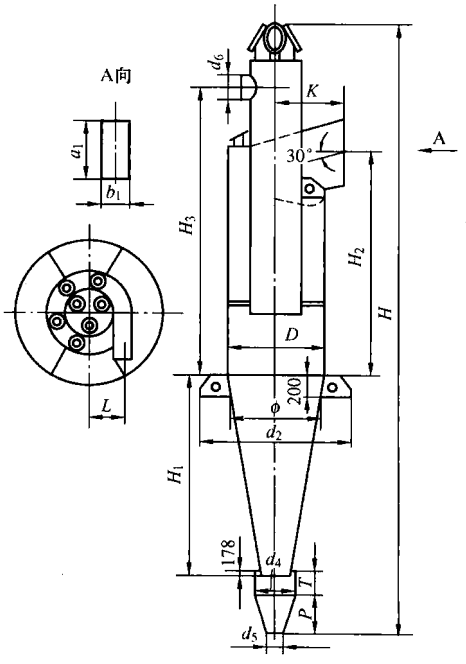


图4-34　防爆型细粉分离器结构和尺寸

二、细粉分离器

在中间储仓式制粉系统中，把煤粉从气粉混合物中分离出来的设备称为细粉分离器，也称为旋风分离器。目前大多数电厂采用防爆型细粉分离器，其结构如图 4-34 所示。从粗粉分离器出来的合格煤粉和空气混合物切向进入细粉分离器中间圆管，一边旋转一边向中部扩容，煤粉在离心力和重力的作用下产生分离落入煤粉斗。大多数煤粉经煤粉斗和锁气器进入煤粉仓待用，少量的细粉在高速回旋风的作用下经管道进入排粉机。这部分细粉与分离器的器壁摩擦会产生热量，输送量过大或有积粉时则可能引起自燃或爆炸，因而应设计相应的防爆门，以便在发生爆炸时将压力外泄，防止设备的损坏。

第五章 燃烧理论基础

学习燃烧理论的目的是为了认识燃烧过程的本质，掌握燃烧过程的主要规律，以便于控制燃烧过程的各个阶段，使其按照工业生产过程或设备技术性能的要求进行。燃烧理论的应用范围十分宽广，本章主要讲述有关电站锅炉的燃烧理论，其解决的主要问题是：

（1）判断各种燃料的着火可能性，分析影响着火的内因条件、外因条件以及着火过程的基本原理，保证燃料进入炉内后尽快稳定地着火，保证燃烧过程顺利进行。

（2）研究如何提高燃料的燃烧速度，使一定量的燃料在有限的空间和时间内尽快燃烧，分析影响燃烧速度的内因条件与外因条件，以及燃尽过程的基本原理，提出加速燃烧反应，提高燃烧效率的途径。

（3）为了实现可持续发展的目标，保护人类赖以生存的生态环境，还应解决降低燃烧产物中污染物排放量的问题。

第一节 化学反应速度

一、质量作用定律

燃烧是一种发光发热的化学反应现象。燃烧速度可以用化学反应速度来表示。

在等温条件下，化学反应速度可用质量作用定律表示。即反应速度一般可用单位时间，单位体积内烧掉燃料量或消耗掉的氧量来表示。可用下面的式子表示炉内的燃烧反应，即

$$aA + bB = gG + hH \tag{5-1}$$

（燃料）（氧化剂）（燃烧产物）

化学反应速度可用正向反应速度表示，也可用逆向反应速度来表示，即

$$w_A = -\frac{dC_A}{dt} \qquad w_B = -\frac{dC_B}{dt} \tag{5-2}$$

$$w_G = \frac{dC_G}{dt} \qquad w_H = \frac{dC_H}{dt} \tag{5-3}$$

式中 C_A、C_B、C_G、C_H——摩尔组分浓度，kg/m^3 或 mol/m^3。

质量作用定律说明了参加反应物质的浓度对化学反应速度的影响。即：对于均相反应，在一定温度下，化学反应速度与参加反应的各反应物的浓度乘积成正比，而各反应物浓度的方次等于化学反应式中相应的反应系数。因此，反应速度又可以表示为

$$w_A = -\frac{dC_A}{dt} = k_A C_A^a C_B^b, kg/(m^3 \cdot s) 或 mol/(m^3 \cdot s) \tag{5-4}$$

$$w_B = -\frac{dC_B}{dt} = k_B C_A^a C_B^b, kg/(m^3 \cdot s) 或 mol/(m^3 \cdot s)$$

式中 C_A、C_B——反应物 A，B 的摩尔组分浓度，kg/m^3 或 mol/m^3；

a、b——化学反应式中，反应物 A，B 的反应系数；

k_A、k_B——反应速度常数，kg/(m².· s · Pa)。

质量作用定律适用于理想气体，在均相反应中，假定参与反应的气体为理想气体，则质量作用定律可以应用。

二、多相燃烧的化学反应速度

对于多相反应，如煤粉燃烧，燃烧反应是在固体表面上进行的，反应速度取决于燃料表面附近氧化剂的浓度和固相物质的表面积。用式（5-5）表示，即

$$w_B = -\frac{dC_B}{dt} = k_B f_A C_B^n, \text{mol/(m}^3 \cdot \text{s)} \tag{5-5}$$

式中 C_B——固体燃料表面附近氧的浓度，mol/m³；

f_A——单位容积两相混合物中固相物质的表面积，m²。

式（5-5）说明，在一定温度下，提高固体燃料附近氧的浓度，就能提高化学反应速度。反应速度越高，燃料所需的燃尽时间就越短。

质量作用定律只反映了化学反应速度与参加反应物浓度的关系。实际上，反应速度不仅与反应物浓度有关，而且与参加反应的物质的活性和温度等因素有关。化学反应速度与燃料活性及温度的关系可用阿累尼乌斯定律表示。

三、阿累尼乌斯定律及活化能

1. 阿累尼乌斯定律

在实际燃烧过程中，由于燃料与氧化物（空气）是按一定比例连续供给的，当混合十分均匀时，可以认为燃烧反应是在反应物质浓度不变的条件下进行的。这时，化学反应速度与燃料活性及温度的关系可用著名的阿累尼乌斯定律描述。即

$$k = k_0 e^{-\frac{E}{RT}}, \text{kg/(m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{Pa)} \tag{5-6}$$

式中 k_0——相当于单位浓度中，反应物质分子间的碰撞频率或有效碰撞次数的系数，也可称为频率因子，kg/(m² · s · Pa)；

E——反应活化能，kJ/mol；

R——通用气体常数，kJ(mol · K)；

T——反应温度，K；

k——反应物浓度不变时的反应速度常数，kg/(m² · s · Pa)。

阿累尼乌斯定律建立在大量实验数据的基础上，这一定律说明了分子碰撞频率和燃料本身的“活性”，以及反应温度对化学反应速度的影响关系。

什么是燃料的“活性”呢？简单地说，燃料的“活性”表示燃料着火与燃尽的难易程度。例如，气体燃料比固体燃料容易着火，也容易燃尽。而不同的固体燃料，“活性”也不同，例如烟煤比无烟煤容易着火，也容易燃尽。因此，燃料的“活性”也表现为燃料燃烧时的反应能力。各种燃料所具有的“活性”程度可用“活化能”的概念来描述。

2. 活化能 E

燃料的活化能表示燃料的反应能力。由于燃料的多数反应都是双分子反应，双分子反应的首要条件是两种分子必须相互接触，相互碰撞，分子间彼此的碰撞机会和碰撞次数很多，但并不是每一个分子的每一次碰撞都能起到有效作用，而是只有活化分子的碰撞才有作用。

活化分子被认为是极少数能量较大的分子，其所具有的能量在碰撞时足以破坏原有的化学键，并建立新的化学键。绝大多数参与反应的分子能量处于平均水平，具有平均能量的分子转变为活化分子所需的最低能量称为活化能。或者说，活化能是参与化学反应的物质达到开始进行化学反应状态所需的最低能量，用 E_1 表示。把能够发生化学反应的碰撞称为有效碰撞，并把能够发生有效碰撞的分子称为活化分子。

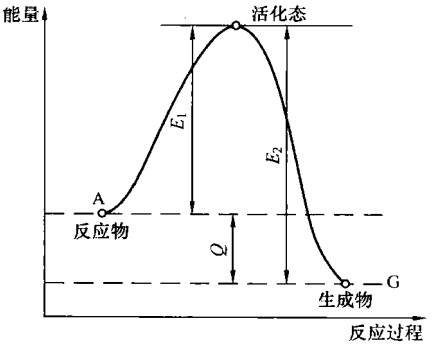


图 5-1 活化能

图 5-1 表示出活化能的意义。从图可见，要使反应物由 A 变成燃烧产物 G，参加反应的分子必须首先吸收活化能 E_1，使活化分子数目增多，并达到活化状态，数目较多的分子产生有效碰撞，发生反应而生成燃烧产物，并放出比 E_1（活化能）更多的能量 E_2，而燃烧反应的净放热量为 Q。

第二节 影响化学反应速度的主要因素

质量作用定律和阿累尼乌斯定律指出了影响燃烧反应速度的主要因素是反应物的浓度、活化能和反应温度。

一、反应物浓度的影响

上述理论是基于参加反应物质的浓度不变而得出的。实际上，在炉内各处，在燃烧反应的各个阶段中，参加反应的物质的浓度变化很大。

在燃料着火区，可燃物浓度比较高，而氧浓度比较低。这主要是为了维持着火区的高温状态，使燃料进入炉内后尽快着火。但着火区如果过分缺氧，着火就会终止，甚至引起爆炸。因此在着火区控制燃料与空气的比例，是实现燃料尽快着火和连续着火的重要条件。反应物浓度对燃烧速度的影响关系比较复杂，将在后面的内容中加以分析。

二、活化能对燃烧速度的影响

燃料的活化能越小，反应能力就越强，反应速度随温度变化也较小，在低温下也能燃烧。

活化能愈大的燃料，其反应能力愈差，反应速度随温度的变化也愈大，即在较高的温度下才能达到较大的反应速度，这种燃料不仅着火困难，而且需要在较高的温度下经过较长的时间才能燃尽。

一般化学反应的活化能大约为 42～420kJ/mol，活化能小于 42kJ/mol 的反应，反应速度极快，难以测定。活化能大于 420kJ/mol 的反应，反应速度缓慢，可认为不发生反应。

燃煤的活化能及频率因子可在沉降炉中测定，表 5-1 是国内四种典型煤种的测定结果。不同的测试仪器所测量的数据差别较大，因此，只有同一仪器测量的数据才具有可比性。

表 5-1 燃煤的活化能及频率因子

煤 种	V_{daf}	频率因子	活 化 能
	%	g/（cm² · s · MPa）	kJ/mol
无烟煤	5.15	96.83	85.212
贫煤	15.18	12.61	55.098
烟煤	33.40	7.89	45.452
烟煤	41.02	5.31	38.911

三、温度对燃烧速度的影响

随着反应温度的升高，分子运动的平均动能增加，活化分子的数目大大增加，有效碰撞频率和次数增多，因而反应速度加快。对于活化能愈大的燃料，提高反应系统的温度，也能提高反应速度。

第三节 热 力 着 火

一、热力着火理论的实用性

锅炉炉内煤粉燃烧过程的着火主要是热力着火，热力着火过程是由可燃物拥有足够的热量时，温度不断升高而引起的。因为煤粉燃烧速度很快，燃烧时放出的大量热量使炉膛温度升高，而炉温升高促使燃烧速度加快；反应放热增加，又使炉温进一步提高。

着火过程有两层意义：一是着火是否可能发生？二是能否稳定着火？只有稳定着火，才能保证燃烧过程持续稳定的进行，否则就可能中途熄火，使燃烧过程中断。

在炉膛四周布置的水冷壁直接吸收火焰的辐射热，因而燃料燃烧时放出的热量，同时向周围介质和炉膛壁面散热。这时，要使可燃物着火并连续着火，必须使可燃物达到稳定着火的条件。

二、实现稳定着火的两个条件

（1）放热量和散热量达到平衡，放热量等于散热量，即

$$Q_1 = Q_2 \tag{5-7}$$

（2）放热量随系统温度的变化率大于散热量随系统温度的变化率，即

$$\frac{dQ_1}{dT} \geqslant \frac{dQ_2}{dT} \tag{5-8}$$

如果不具备这两个条件，即使在高温状态下也不能稳定着火，燃烧过程将因火焰熄灭而中断，并不断向缓慢氧化的过程发展。

三、着火温度与熄火温度

燃烧室内可燃混合物燃烧放热量为

$$Q_1 = k_0 e^{-\frac{E}{RT}} C_{O_2}^n C_f^m Q_r, \ \text{kJ/(m}^3 \cdot \text{s)} \tag{5-9}$$

向周围环境散失的热量为

$$Q_2 = (\alpha S/V)(T - T_0), \ \text{kJ/(m}^3 \cdot \text{s)} \tag{5-10}$$

式中 C_{O_2}——氧浓度，mol/m^3；

C_f——可燃混合物中的燃料浓度，mol/m^3 或 kg/m^3；

k_o——频率因子，kg/（m^2·s·Pa）；

V——可燃混合物的容积，m^3；

Q_r——燃烧反应热，kJ/mol；

T——燃烧反应物温度，K；

T_o——燃烧室环境温度，K；

α——混合物向燃烧室壁面的放热系数，kJ/（m^2·k·s）；

S——燃烧室壁面面积，m^2。

图 5-2 表示了由可燃混合物燃烧放热量式（5-9）和不同散热条件式（5-10）下的热力着火曲线。

当环境温度很低时（T_{b1}），点 1 左边 $Q_1 > Q_{2a}$，使反应系统升温，达到平衡点 1。但由于温度很低，放热量随温度的变化率小于散热量随温度的变化率，即 $dQ_1/dT < dQ_{2a}/dT$，使点 1 右边出现 $Q_1 < Q_{2a}$。在这种条件下，可燃物不能达到着火温度的状态，只能处于缓慢氧化状态点 1。

当环境温度提高时（T_{b2}），点 2 右边 $Q_1 > Q_{2b}$，且在点 2 处 $dQ_1/dT > dQ_{2b}/dT$。此时，由于温度较高，放热量随温度的变化率增大，只要温度稍有增加，燃烧反应将自动加速，转变到高温燃烧状态点 3。这时，点 2 对应的温度即为着火温度。在此条件下，只要连续供应燃料和空气，就能实现稳定的着火和燃烧。

当散热条件变化时，如由 Q_{2b} 变为 Q_{2c} 时，将出现着火中断的现象。点 4 对应的温度即为熄火温度。虽然在点 4 反应系统温度很高，但由于点 4 左边与右边均出现 $Q_1 < Q_{2c}$，且 $dQ_1/dT < dQ_{2c}/dT$，使反应系统温度最终变到点 5 的氧化状态。由图可知，熄火温度 T_{Xh} 总是比着火温度 T_{Zh} 高。

应该指出，着火温度和熄火温度并不是不变的，两者都随放热条件和散热条件而变。比如，挥发分大的烟煤，活化能小，反应能力强，着火温度低，即使周围散热条件较强，也容易稳定着火；而挥发分很低的无烟煤，活化能大，反应能力低，着火温度最高，需要减小周围散热，维持高温状态，才能稳定着火。图 5-3 所示为燃料挥发分与着火温度的关系。

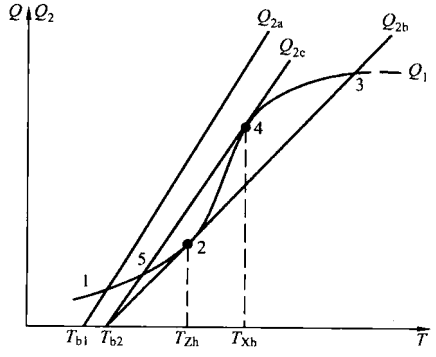


图 5-2 热力着火曲线

点 1：缓慢氧化状态；点 2：着火点；

点 3：高温燃烧状态；点 4：熄火点；

点 5：氧化状态

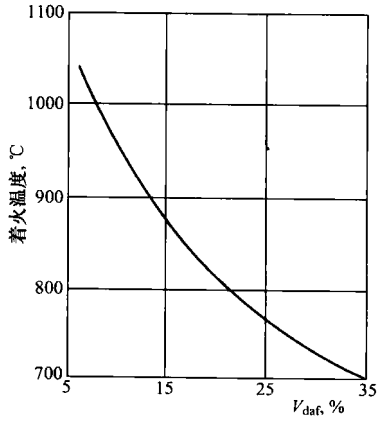


图 5-3 燃料挥发分与着火温度的关系

四、煤、煤粉气流、液体燃料和气体燃料的着火温度

煤、煤粉气流、液体燃料和气体燃料的着火温度分别见表 5-2～表 5-4。

表 5-2　　各种煤的着火温度

煤　种	无烟煤	烟　煤	褐　煤
着火温度（℃）	700～800	400～500	250～450

表 5-3　　煤粉气流的着火温度

煤　种	无烟煤	贫煤（$V_{daf}=14\%$）	烟　煤	褐　煤
着火温度（℃）	1000	900	650～840	550

表 5-4　　液体燃料和气体燃料的着火温度

燃　料	高炉煤气（焦炭·木材）	发生炉煤气（煤）	炼焦煤气（煤）	天然气	石油
着火温度（℃）	530	530	300～500	530	360～400

第四节　链 锁 反 应

气体燃料的燃烧反应速度很高，而且在常温下反应仍可以很高的速度进行。这种反应并不是按化学反应方程式那样一步完成的，也不需要给反应物质施加能量。在气体燃料燃烧反应过程中，可以自动产生一系列活化中心，这些活化中心不断繁殖，使反应进行一系列中间过程，整个燃烧反应就像链一样一节一节传递下去，故称这种反应为链锁反应。链锁反应是一种高速反应。例如当温度超过 500℃时，氢的燃烧就变为爆炸反应。

氢的链锁反应过程：氢分子吸收了极少的活化能，被质点 M 激活后，产生活化中心 H，同时产生游离基 OH，便开始下列反应，即

链的激发　　$H_2+M\longrightarrow 2H+M$

链的传递　　$H+O_2\longrightarrow OH+O$

$O+H_2\longrightarrow OH+H$

$OH+H_2\longrightarrow H_2O+H$

链的中断　　$2H+M\longrightarrow H_2+M$

$OH+H+M\longrightarrow H_2O+M$

由链的传递过程可得

$$H+3H_2+O_2\longrightarrow 3H+2H_2O$$

上式表明，一个氢分子与质点碰撞被激活而吸收活化能后，可以产生三个活化氢原子，而这三个活化氢原子在下一次反应过程中又可以产生九个活化氢原子，以此类推……。这是一种分支链锁反应，其反应速度极快，以至在瞬间即可完成。

第五节　火 焰 传 播

一、火焰传播形式

燃料燃烧过程中，火焰的稳定性与火焰传播速度关系极大。电厂燃烧系统的安全运行也

与火焰传播速度关系密切。例如，煤粉管道中某一处着火后，火焰迅速蔓延、扩散，导致制粉系统着火或爆炸。

火焰传播的形式分为两种：即层流火焰传播和湍流火焰传播。

在静止的可燃气体混合物中，缓慢燃烧的火焰传播是依靠导热或扩散使未燃气体混合物温度升高，可认为火焰是一层一层地依次着火。层流火焰传播速度一般为 20～100cm/s。

湍流火焰传播速度较快，一般为 200cm/s 以上。火焰短，燃烧室尺寸紧凑，湍流火焰易产生噪声。炉膛内火焰传播属于湍流火焰。

二、炉膛内的火焰传播

1. 正常的火焰传播（缓慢燃烧）

正常的火焰传播是指可燃物在某一局部区域着火后，火焰从这个区域向前移动，逐步传播和扩散出去，这种现象就称为火焰传播。正常的火焰传播过程中，火焰传播速度比较缓慢，约为 1～3m/s，燃烧室内压力保持不变。炉内煤粉气流稳定燃烧时的火焰传播就属于正常的火焰传播。

2. 反应速度失去控制的高速爆炸性燃烧

锅炉炉膛内出现爆炸性燃烧时，火焰传播速度极快，达 1000～3000m/s，温度极高，达 6000℃；压力极大，达 2.0265MPa（20.67 个大气压）。爆燃是由于可燃物以极高的速度反应，以至于反应放出的热量来不及散失，使炉内温度迅速升高，压力急剧增大。而压力的急剧增大是由于高温烟气的比体积比未燃烧的可燃混合物的比体积大得多，高温烟气膨胀产生的压力波，使未燃混合物绝热压缩，火焰传播速度迅速提高，以致产生爆炸性燃烧。

3. 正常燃烧向爆炸性燃烧的转变

当火焰正常燃烧时，有时会发生响声。此时，如果绝热压缩很弱，不会引起爆炸性燃烧。但当未燃混合物数量增多时，绝热压缩将逐渐增强，缓慢的火焰传播过程就可能自动加速，转变为爆炸性燃烧。

三、不同燃料的火焰传播速度

可燃混合物着火时的火焰传播速度即为着火速度。对于不同的燃料，火焰传播速度的差异很大。气体燃料和液体燃料的火焰传播速度远远大于煤粉气流的火焰传播速度。

就煤粉气流本身而言，火焰传播速度的差别也很大。例如，燃用烟煤时的火焰传播速度比贫煤、无烟煤的火焰传播速度要大。因此，烟煤着火后，燃烧比较稳定。

四、煤粉气流火焰传播速度的影响因素

煤粉气流的火焰传播速度受多种因素的影响，其首先决定于燃料中挥发分含量和挥发分发热量的大小，其次还与水分、灰分、煤粉细度、煤粉浓度、煤粉气流混合物的初温、煤粉气流的速度以及燃烧温度等因素有关。

一般情况下，挥发分大的煤，火焰传播速度快；灰分大的煤火焰传播速度小；水分增大时，火焰传播速度降低。图 5-4 表示了挥发分和灰分对煤粉气流火焰传播速度的影响。

提高煤粉细度时，挥发分析出快，并增加了燃料的反应面积，有利于提高火焰传播速度。

提高炉膛温度时，火焰面向周围环境的散热减少，反应速度加快，有利于提高火焰传播速度。

锅炉在高负荷运行时，燃烧放热量较多，炉膛温度较高，容易稳定燃烧；低负荷运行时，燃烧放热量减少，冷却散热条件增强，燃料着火稳定性变差，需要加强稳燃措施或增加

易燃的液体或气体燃料，来帮助煤粉气流稳定燃烧，其实质是提高火焰传播速度。

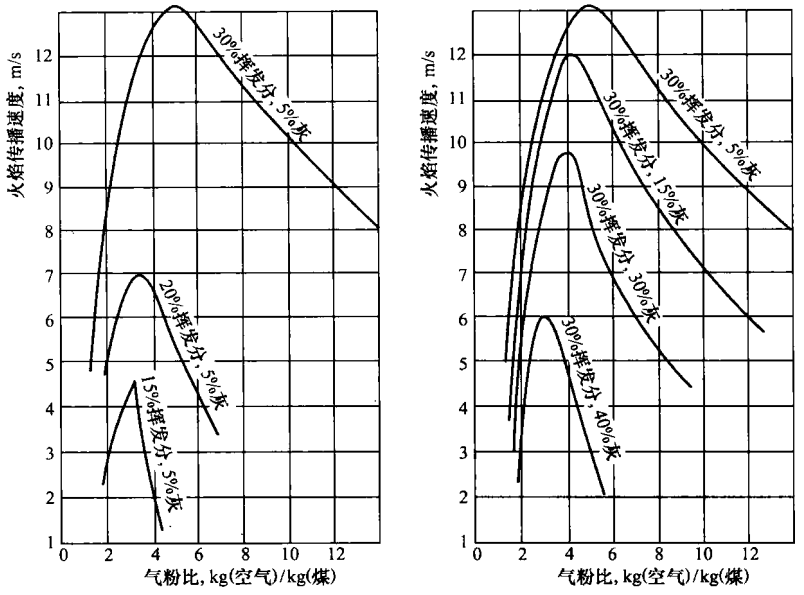


图 5-4 挥发分和灰分对煤粉气流火焰传播速度的影响

(a) 挥发分与火焰传播速度的关系；(b) 灰分与火焰传播速度的关系

第六节 煤粉的燃烧

一、煤粉的燃烧过程

煤粉的燃烧过程可由下述过程粗略地描写：煤粉受热，水分析出→继续受热，绝大部分挥发分析出，挥发分首先着火→引燃焦炭，并继续析出残余的部分挥发分，挥发分与焦炭一道燃尽→形成灰渣。

二、煤粉的燃烧时间

大部分挥发分着火及燃尽时间仅占整个燃烧过程的 10%，约为 0.2～0.5s；而焦炭燃尽程度达到 98%的过程所占的时间很长，约为 90%，燃尽时间为 1～2.8s。从燃烧放热量来看，焦炭占煤粉总放热量的 60%～95%。着火过程主要取决于煤中干燥无灰基挥发分的大小，而燃尽过程主要取决于焦炭的燃烧速度。根据实际经验，一般着火时间长的燃料，所需的燃尽时间也相应地较长。

三、煤粉燃烧的主要特征

煤粉着火燃烧过程的细节十分复杂，只能说明几个阶段的主要特征。

煤粉颗粒必须首先吸热升温，热源来自炉内 1300～1600℃的高温烟气，通过对流、辐射、热传导方式使新鲜燃料受热升温。煤粉颗粒中水分首先析出，燃煤得到干燥，随着水分的蒸发，燃煤温度不断升高。对于不同煤种，大约在 120～450℃的温度范围内，煤中的挥发分析出，挥发分析出后，剩余的固态物形成焦炭。

可燃挥发分气体的着火温度比较低，当氧气供应充足时，大约加热到450～550℃以上就可着火、燃烧，同时释放热量，加热焦炭。焦炭同时从挥发分燃烧的局部高温处和炉内高温烟气区吸收热量，温度升高，当达到焦炭的着火温度时，即着火燃烧，并放出大量热量。

当焦炭大部分烧掉之后，内部灰分将对燃尽过程产生影响。其原因是：焦炭粒中内部灰分均匀分布在可燃质中，在焦炭粒从外表面到中心一层一层燃烧的过程中，外层的内在灰分裹在内层焦炭上，形成一层灰壳，甚至形成渣壳。从而阻碍氧向焦炭表面的扩散，使燃尽时间拖长。因此，灰分对燃尽过程的影响主要表现在内部灰分的作用上，而绝大部分单独存在的外部灰分对可燃层的燃尽不产生直接的妨碍作用。

煤粉气流的着火温度也随煤粉细度而变化，煤粉越细，加热速度越快，越容易着火。这是因为煤粉越细，燃烧反应的表面积越大。所以在煤粉气流燃烧时，细煤粉首先着火。

煤粉在炉内的燃烧情况更为复杂。因为煤粉颗粒有粗有细，挥发分析出时，所需的时间也长短不一。当细粒煤粉已进入焦炭燃烧过程，而粗粒煤粉还在析出挥发分。即细的煤粒已经烧完，粗的煤粒才刚刚开始燃烧。

实验研究发现，煤粉在炉内的加热升温速度很快，升温速度为（0.5～1.0）×10^4℃/s，仅在0.1～0.2s的时间内就能达到炉内燃烧时的温度水平1500℃左右。在这种条件下，挥发分燃烧和焦炭燃烧这两个环节很难截然分开，在很大程度上可能是同时进行的。图5-5表示了煤粉粒子的升温速度。

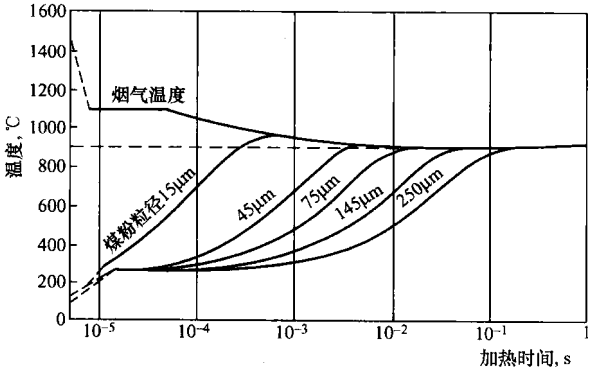


图5-5 煤粉粒子的升温速度

经验表明，干燥无灰基挥发分大的煤，还是比较容易着火和燃尽的，因为挥发分析出燃烧毕竟比焦炭的燃烧迅速得多，而且挥发分析出后可增大焦炭粒子与氧气接触的面积，提高焦炭粒子的反应活性。挥发分对煤粉着火起着决定性的作用，煤的挥发分愈多，挥发分着火燃烧时释放的热量也愈多，这样焦炭得到充分加热，并增加了与氧气接触的机会，因而燃烧的稳定性也愈高。

第七节 碳粒燃烧的动力区、扩散区和过渡区

一、碳粒表面的燃烧过程

煤粉粒子由于热解析出挥发分后的剩余物质称为焦炭。焦炭由灰和固定碳组成，内部结构为多孔性。焦炭粒和碳粒的区别在于：焦炭粒子的多孔性内部表面可能发生化学反应；而且焦炭燃烧时，灰分裹在焦炭外表面，阻碍氧气向碳粒表面的扩散，从而对燃烧产生不利影响。而纯净的碳粒燃烧则不考虑灰分和多孔性对燃烧的影响。

碳粒的燃烧速度或表面反应速度，可以用单位时间内单位碳粒外表面积上所消耗碳的质量，或所消耗氧的质量来表示，即

$$k_b^C = \beta k_b^{O_2} \tag{5-11}$$

式中 k_b^C——用碳的消耗量表示的表面反应速度，kg/(m² · s · Pa)；

$k_b^{O_2}$——用氧的消耗量表示的表面反应速度，kg/(m² · s · Pa)；

β——化学当量比。

碳粒燃烧时，距离碳粒较远处氧气浓度较高，设为 C_0，由于碳粒表面燃烧消耗氧量使表面处的氧气浓度降低为 C，而气流中的氧气不断向碳粒表面扩散。用化学反应速度和氧气扩散速度表示的燃烧速度为

$$w = kC = \alpha_d(C_0 - C)，\ kg/(m^3 \cdot s) \tag{5-12}$$

式中 k——化学反应速度常数，kg/(m² · s · Pa)；

α_d——氧气扩散速度系数，kg/(m² · s · Pa)；

C_0——气流中的氧气浓度，mol/m³ 或 kg/m³；

C——碳粒表面的氧气浓度，mol/m³ 或 kg/m³。

由式（5-12）可导出

$$C = \frac{\alpha_d}{\alpha_d + k}C_0，\ kg/m^3 \tag{5-13}$$

碳粒表面氧气的扩散速度常数为

$$k_b^{O_2} = kC，\ kg/(m^2 \cdot s \cdot Pa) \tag{5-14}$$

将式（5-13）代入式（5-14），可得

$$k_b^{O_2} = \frac{C_0}{\frac{1}{\alpha_d} + \frac{1}{k}}，\ kg/(m^2 \cdot s \cdot Pa) \tag{5-15}$$

式（5-15）即为碳粒表面燃烧动力—扩散公式。式（5-15）中的扩散传质系数可由球体传质规律的实验公式来确定。假定碳粒为球体，由传质测定的实验公式如下，即

$$Nu_m = 2 + 0.37Re_p^{0.6}Pr^{\frac{1}{3}} \tag{5-16}$$

式中 Re_p——相对球体颗粒的雷诺数；

Pr——气体的普朗特数；

Nu_m——质量传递努塞尔特数。

普朗特数为物性准则数，与气体的物性参数有关。雷诺数可写为

$$Re_p = \frac{w\delta}{\nu} \tag{5-17}$$

式中 w——气体和颗粒之间的相对速度，m/s。

δ——碳颗粒直径，m；

ν——气体运动黏性系数，m²/s。

传质的努塞尔特数可写为

$$Nu_m = \frac{\alpha_d\delta}{D} \tag{5-18}$$

式中 D——气体的扩散系数，kg/（m · s · Pa）。

由式（5-17）可知，气体和颗粒之间相对速度越高，雷诺数 Re_p 越大，努塞尔特数越大，则扩散传质系数 α_d 越大。通常煤粉炉内，煤粉与空气之间相对速度很小，可视为零，由式（5-16）可知

$$Nu_m = \frac{\alpha_d\delta}{D} = 2 \tag{5-19}$$

即 $$\alpha_d = \frac{2D}{\delta}, \mathrm{kg/(m^2 \cdot s \cdot Pa)} \qquad (5-20)$$

由式（5-20）可知，扩散传质系数与碳粒直径成反比。碳粒直径越小，扩散传质系数越大。

二、碳粒燃烧的动力区、扩散区和过渡区

1. 碳粒燃烧的动力区

温度低于900～1000℃时，化学反应速度小于氧气向碳粒表面的扩散速度，氧气的供应十分充足，提高扩散速度对燃烧速度影响不大，燃烧速度取决于反应温度和碳的活化能。此时，称燃烧处于动力区。在动力燃烧区内，因为化学反应速度系数 k 很小，$\alpha_d \gg k$，故 $1/k \gg 1/\alpha_d$。

2. 碳粒燃烧的扩散区

温度高于1400℃时，化学反应速度大于氧气向碳粒表面的扩散速度，以至于扩散到碳粒表面的氧气立刻被消耗掉，碳粒表面处的氧浓度接近于0，提高温度对燃烧速度影响不大，燃烧速度取决于氧气向碳粒表面的扩散速度。此时，称燃烧处于扩散区。在扩散燃烧区内，因为反应温度很高，化学反应速度系数 k 很大，$k \gg \alpha_d$，故 $1/\alpha_d \gg 1/k$。

3. 碳粒燃烧的过渡区

介于动力区和扩散区之间，称为燃烧处于过渡区。在过渡区，提高温度和提高扩散速度都可以提高燃烧速度。即氧气向碳表面扩散速度与碳粒表面化学反应速度同时影响和控制碳粒燃烧速度。若扩散速度不变，只提高温度，燃烧过程向扩散区转化；若温度不变，只提高扩散速度，燃烧过程向动力区转化。

碳粒的燃烧为多相燃烧，多相燃烧反应的动力区、扩散区和过渡区表示于图5-6。图5-7是无烟煤粒的燃烧速度实验数据。

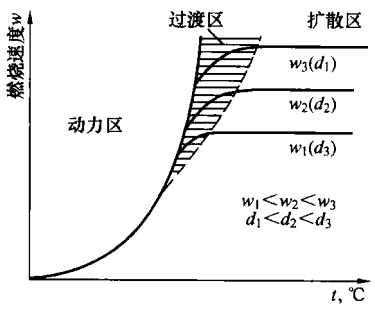


图5-6 碳粒燃烧的动力区、扩散区和过渡区

综上所述，碳粒燃烧是处于动力区、扩散区还是过渡区，可用化学反应速度常数和氧气扩散速度系数的比值来判断，也可用碳粒表面氧气浓度和远离碳粒氧气浓度之比（即 C/C_0）来判断。

化学反应速度常数和氧气扩散速度系数的比值称为谢苗诺夫（CEMEHOB）准则，即

$$S_m = \frac{\alpha_d}{k} \qquad (5-21)$$

实际燃烧时，碳粒表面的氧气浓度一般接近于 C_0 或接近于0。所以，前苏联学者丘哈诺夫（ЧУХАНОВ）提出用 C/C_0 比值判别碳粒燃烧区域。其界限为：当 C/C_0 接近1时，燃烧处于动力区；当 C/C_0 接近零时，燃烧处于扩散区。

现代大容量煤粉锅炉燃用的煤粉的颗粒直径通常为1～300μm，虽然煤粉粒径很小，但煤粉粒径分布不均匀，极细的煤粉和较粗的煤粉占少数。较粗的煤粉在温度很高的火焰中心才有可能处于扩散燃烧状态。例如，对于烟煤，一般温度在1000℃时，粒径为10mm的颗粒处于扩散燃烧状态；而粒径为0.1mm的颗粒，温度提高到1700℃时才处于扩散燃烧状态。一般煤粉粒径大都在0.001～0.1mm范围内，炉内最高温度水平通常在1600℃左右，所以通常煤粉炉的燃烧均处于动力燃烧或过渡燃烧状态。

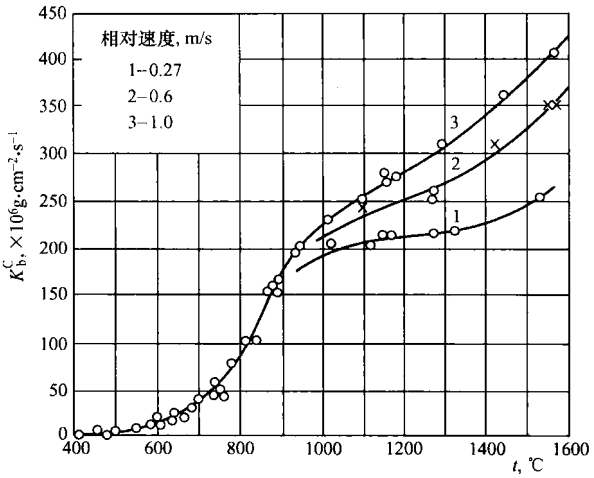


图 5-7 无烟煤粒的燃烧速度实验

三、碳粒燃烧异相反应理论

碳粒燃烧异相反应理论认为，碳粒燃烧除了与气体扩散现象、表面化学反应过程有关外，还与碳粒表面对气体吸附和解吸过程有关。即除了氧气扩散到碳粒表面上与碳发生化学反应外，还与氧分子溶入碳的晶格结构的表面部分，由于化学吸附络合在碳晶格界面上发生的化学反应密切相关；并认为在碳表面上的吸附层首先形成碳氧络合物，然后因其他分子碰撞而离解或受热后分解，离解或分解后的燃烧产物从碳表面上解吸后再扩散到碳粒周围空间。

由于吸附和解吸现象的存在，使碳粒燃烧现象更为复杂。碳粒燃烧时，气固异相反应的物理化学过程包括下列步骤：

（1）氧气向碳粒表面的扩散；

（2）扩散到碳粒表面的氧被吸附；

（3）吸附在碳粒表面上的氧，在碳表面上进行化学反应，形成燃烧产物；

（4）燃烧产物从碳粒表面上解吸；

（5）解吸后的燃烧产物向碳粒四周扩散。

碳粒的燃烧过程十分复杂，其速度取决于上述步骤中最慢的一步。

碳粒燃烧的异相反应的主要研究结论：在实际的碳粒和氧气燃烧反应中，当温度低于800℃，处于低温燃烧状态，此时吸附能力很强，碳粒表面氧气浓度高，属于零级反应（反应物浓度方次 $n=0$）；当温度高于1200℃时，处于高温燃烧状态，碳粒表面氧气浓度低，属于一级反应（反应物浓度方次 $n=1$）；在温度处于800～1200℃之间，化学反应级数为介于0～1级之间。为分析方便，可将碳粒燃烧假定为一级反应。

第八节 碳粒的一次反应和二次反应机理

一、碳粒一次反应机理

描述碳粒反应机理时，常用一次反应或二次反应的概念。将碳和氧气之间的直接反应称为一次反应，一次反应产物继续发生的化学反应称为二次反应。由于一次反应和二次反应有时同时进行，相互影响，使得碳粒表面燃烧化学反应机理非常复杂。现代理论（Mayer 理论）认为，碳粒反应的机理是碳与氧反应首先生成不稳定的碳氧络合物，络合物可能由于高能量氧分子撞击而离解，也可能受热之后直接分解，在络合物的作用下最终形成燃烧产物。即：碳与氧反应首先生成不稳定的碳氧络合物，即

$$mC + \frac{n}{2}O_2 \rightarrow C_mO_n \qquad (5-22)$$

络合物可能由于高能量氧分子撞击而离解，也可能受热之后直接分解，即

$$C_mO_n \longrightarrow \alpha CO_2 + \beta CO \tag{5-23}$$

式中 C_mO_n——非稳定的碳氧络合物；

α——化学计量系数；

β——化学计量系数。

随温度变化，CO 和 CO_2 的比例 β/α 也发生变化。

1. 温度在 1300℃以下时的反应

第一步是形成碳氧络合物。即被碳粒所吸附的氧分子溶入碳粒晶格中，形成碳氧络合物，即

$$3C + 2O_2 \rightarrow C_3O_4 \tag{5-24}$$

C_3O_4 即为不稳定的碳氧络合物。

第二步是碳氧络合物的离解。即在高能量氧分子撞击下，碳氧络合物发生离解，即

$$C_3O_4 + C + O_2 \rightarrow 2CO_2 + 2CO \tag{5-25}$$

将反应式（5-24）与反应式（5-25）相加可得

$$4C + 3O_2 \rightarrow 2CO_2 + 2CO \tag{5-26}$$

由式（5-26）得到：CO 和 CO_2 的比例 $\beta/\alpha=1$。

2. 温度在 1600℃以上时的反应

第一步仍然是形成碳氧络合物。即由于温度很高，氧分子被碳的晶格边界化学吸附，形成络合物，即

$$3C + 2O_2 \longrightarrow C_3O_4 \tag{5-27}$$

第二步同样是碳氧络合物 C_3O_4 在高温下受热分解，即

$$C_3O_4 \longrightarrow CO_2 + 2CO \tag{5-28}$$

将反应式（5-27）与反应式（5-28）相加后可得到

$$3C + 2O_2 \longrightarrow CO_2 + 2CO \tag{5-29}$$

由反应式（5-29）可知 CO 和 CO_2 的比例 $\beta/\alpha=2$。在此反应条件下，由于化学吸附、络合物形成和受热分解三个环节中，化学吸附速度最小，碳粒的反应速度取决于吸附速度。

3. 温度范围在 1300～1600℃时的反应

由于同时存在氧分子溶于碳粒晶格和在晶格边界上化学吸附，因此 CO 和 CO_2 的比例 β/α 取决于 $4C+3O_2 \rightarrow 2CO_2+2CO$ 和 $3C+2O_2 \rightarrow CO_2+2CO$ 的综合作用。在常压下，若碳粒表面氧浓度不很大时，化学吸附环节对化学反应起主导作用。

二、二次反应对碳粒燃烧的影响

在几乎静止的空气中碳粒的反应可认为是二次反应。但在不同温度条件下，二次反应也各不相同。

1. 温度为 800～1200℃时的反应

一次反应为 $4C+3O_2 \longrightarrow 2CO_2+2CO$，所生成的 CO 在四周扩散过程中与 O_2 相遇，生成 CO_2。

CO 在碳粒周围燃烧过程中，形成火焰锋面。由于在温度为 800～1200℃范围内，CO_2 和 C 发生还原反应的速度很低，因此可以不考虑 CO_2 的二次反应。

由图 5-8 可知，碳粒表面 CO 和 CO_2 浓度最高。由于 CO 在火焰锋面内已经完全燃烧，火焰锋面外 CO 浓度为零。氧气在向碳粒表面扩散过程中，在火焰锋面内被消耗一部分，氧

气浓度在火焰锋面处下降很快。CO_2 由碳粒表面和火焰锋面向周围扩散。

2. 温度为 1200～1300℃时的反应

在温度不断升高的过程中，碳粒一次反应逐渐由 $4C+3O_2 \longrightarrow 2CO_2+2CO$ 转变为 $3C+2O_2 \longrightarrow CO_2+2CO$。此时 CO 浓度增大，在火焰锋面内将扩散进来的氧气全部消耗。同时 CO_2 和 O_2 的还原反应速度也迅速提高。

在高温下碳粒表面的反应实际上是还原反应。如图 5-9 所示。碳粒表面上生成的 CO 向周围扩散，在火焰锋面内完全燃烧，火焰锋面外侧 CO 浓度为零。氧气不断向火焰锋面扩散，在火焰锋面全部被消耗，火焰锋面内侧氧气浓度为零。在火焰锋面处 CO_2 浓度达到最高，且从火焰锋面处分两路向内外两侧扩散。向内扩散为碳粒表面还原反应提供 CO_2，也为碳粒表面上进行的还原反应提供了热量。而还原反应实际上是二次反应转变为一次反应的过程。

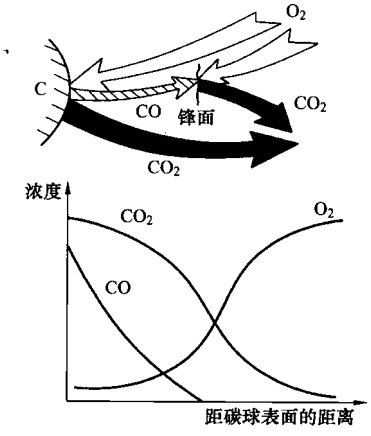


图 5-8 温度为 800～1200℃时碳粒表面的各组分浓度分布

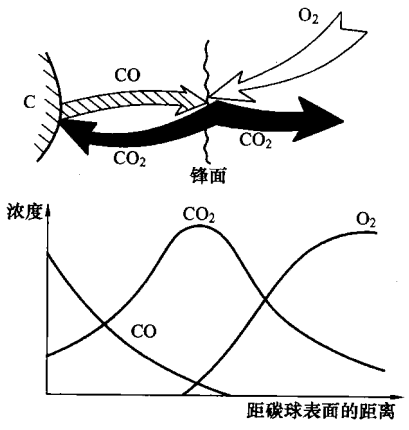


图 5-9 温度为 1200～1300℃时碳粒表面的各组分浓度分布

第六章 燃烧设备和煤粉燃烧新技术

第一节 概 述

一、炉内过程的关键环节

锅炉运行的主要任务首先是燃料的燃烧。其关键环节是着火和燃尽这两步。

燃料的燃烧过程首先取决于燃料自身的燃烧特性。所谓燃烧特性是指燃料的着火特性和燃尽特性。同时，燃料的燃烧过程还与许多外部条件有关。例如，炉内温度水平，空气与燃料的混合比例和混合位置，配风方式，燃料—空气的混合物与炉内高温烟气的热量交换，燃料燃烧时的放热速度，燃烧放热量，水冷壁的吸热能力等。

由于各种燃料燃烧特性差别很大，其燃烧过程发展的差异随之增大。对于固体燃料，其燃烧过程大致要经历以下几个阶段：

（1）燃料的干燥与加热；

（2）挥发物受热分解；

（3）挥发物的着火与燃烧；

（4）焦炭的形成和着火燃烧；

（5）灰渣的形成。

在煤粉炉中，上述过程通常不是孤立进行的，即几个过程可能同时进行，相互影响。具体地说，实际的燃烧过程通常是按下述规律进行的：

当煤粉与空气的混合物进入炉内后，首先从高温烟气中吸收热量而升温；此时，煤粉中一部分挥发分开始释放出来，并继续加热新煤粉。当新燃料和空气的混合物拥有足够的着火热量时，最初析出的一部分挥发分首先开始着火；接着是残余挥发分的继续燃烧与焦炭的着火燃烧同时进行。燃料燃烧过程中，不断释放热量，使炉膛升温，并促进燃烧过程加速发展。到燃烧结束时，焦炭亦全部燃尽，最终形成灰渣。

保证燃料在炉膛内完全燃尽的主要条件一是要燃料进入炉膛后能及时、稳定地着火；二是要控制燃烧速度，并使燃料在炉内有足够的燃烧时间。

锅炉炉内的燃烧过程是由燃烧设备实现的，燃烧设备包括炉膛和燃烧器。在现代锅炉上，要求锅炉适应燃烧多种煤质，具有快速的负荷变化能力，降低污染物的生成量，低负荷下不投油或少投油稳定燃烧等，燃烧设备应具有灵活多样的调节手段。

二、与炉内燃烧过程相关的问题

在煤粉炉内，伴随燃料燃烧过程的不断进行，还将产生下列问题：

（1）受热面积灰、结渣；

（2）受热面金属表面的高温腐蚀；

（3）蒸发受热面中水动力和传热的安全性；

（4）氧化氮等污染物的生成；

（5）火焰在炉膛容积中的充满程度。

上述问题的具体内容将在相关章节叙述。

第二节 直流式煤粉燃烧器

一、煤粉燃烧器的作用

煤粉燃烧器是燃煤锅炉燃烧设备的主要部件。其主要作用是：

(1) 向锅炉炉膛内输送燃料和空气；

(2) 组织燃料和空气及时、充分地混合；

(3) 保证燃料进入炉膛后尽快、稳定地着火，迅速、完全地燃尽。

煤粉燃烧时，为了减少着火所需的热量，使煤粉被迅速加热到着火温度，一般将煤粉燃烧所需的空气量分为一次风和二次风。一次风的作用是将煤粉送进炉膛，并供给煤粉着火阶段中挥发分燃烧所需的氧量。二次风在煤粉气流着火后混入，供给煤中焦炭和残留挥发分燃尽所需的氧量，以保证煤粉完全燃烧。

直流燃烧器通常由一列矩形或圆形喷口组成。煤粉气流和热空气从喷口射出后，形成直流射流。直流射流的主要特点是沿流动方向的速度衰减比较慢，具有比较稳定的射流核心区，且一次风和二次风的后期混合比较强。

二、直流煤粉燃烧器的类型

直流煤粉燃烧器的一、二次风喷口的布置方式大致上有两种类型。

1. 均等配风直流式燃烧器

均等配风直流式燃烧器适用于燃烧容易着火的煤，如烟煤、挥发分较高的贫煤以及褐煤。这类燃烧器的一、二次风喷口通常交替间隔排列，相邻两个喷口的中心间距较小，见图6-1。因一次风携带的煤粉比较容易着火，故希望在一次风中煤粉着火后及时、迅速地和相邻二次风喷口射出的热空气混合。这样，在火焰根部不会因为缺乏空气而燃烧不完全，或导致燃烧速度降低。因而沿高度相间排列的二次风喷口的风量分配就接近均匀。这种燃烧器称为均等配风直流燃烧器。

2. 一次风集中布置的分级配风直流式燃烧器

分级配风直流式燃烧器适用于燃烧着火比较困难的煤，如挥发分较低的贫煤、无烟煤或劣质烟煤。这种燃烧器的特点是：几个一次风喷口集中布置在一起，一、二次风喷口中心间距较大，如图6-2所示。由于一次风中携带的煤粉着火比较困难，一、二次风的混合过早，会使火焰温度降低，引起着火不稳定。为了维持煤粉火焰的稳定着火，希望推迟煤粉气流与二次风的混合，所以将二次风分为先后两批送入着火后的煤粉气流中，这种配风方式称为分级配风。分级配风的目的是：在燃烧过程不同时期的各个阶段，按需要送入适量空气，保证煤粉稳定着火、完全燃烧。

(1) 一次风集中布置的特点。

使着火区保持比较高的煤粉浓度，减少着火热；燃烧放热比较集中，使着火区保持高温燃烧状态，适用于难燃煤；煤粉气流刚性增强，不易偏斜贴墙；卷吸高温烟气的能力加强。

(2) 一次风集中布置的问题。

着火区煤粉高度集中，可能造成着火区供氧不足，延缓燃烧进程。

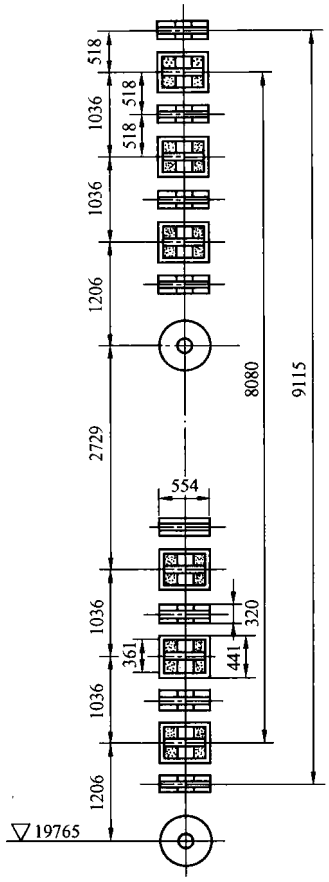


图 6-1　均等配风直流式燃烧器

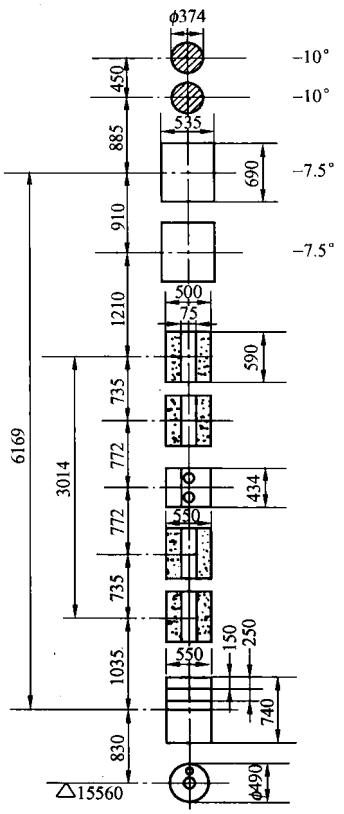


图 6-2　分级配风直流式燃烧器

一次风喷嘴附近为高温区，喷嘴易变形，使喷嘴出口附近气流速度分布不均，容易出现空气、煤粉分层现象。为了消除这种现象，有时将一次风分割成多股小射流，使气流扰动增强，提高着火的稳定性。

一次风喷口出口附近处于高温，且一次风速较低，喷口易烧坏。为了冷却一次风喷口，可在一次风喷口上加装夹心风或周界风。

三、四角布置直流燃烧器的工作原理

直流燃烧器一般布置在炉膛四角上，如图 6-3 所示。煤粉气流在射出喷口时，虽然是直流射流，但当四股气流到达炉膛中心部位时，以切圆形式汇合，形成旋转燃烧火焰，如图 6-4所示，称为四角切圆燃烧方式。同时在炉膛内形成一个自下而上的旋涡状气流，见图 6-5。

直流燃烧器的工作原理主要表现为几个过程：

(1) 煤粉气流卷吸高温烟气而被加热的过程；

(2) 射流的相互撞击、射流两侧的补气及压力平衡过程；

(3) 煤粉气流的着火过程；

(4) 煤粉与二次风空气的混合过程；

(5) 四股气流形成的切圆旋转过程；

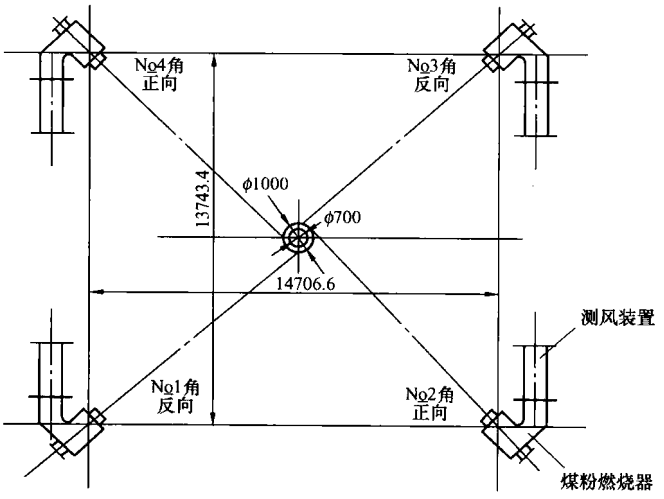


图 6-3 直流燃烧器四角切圆布置

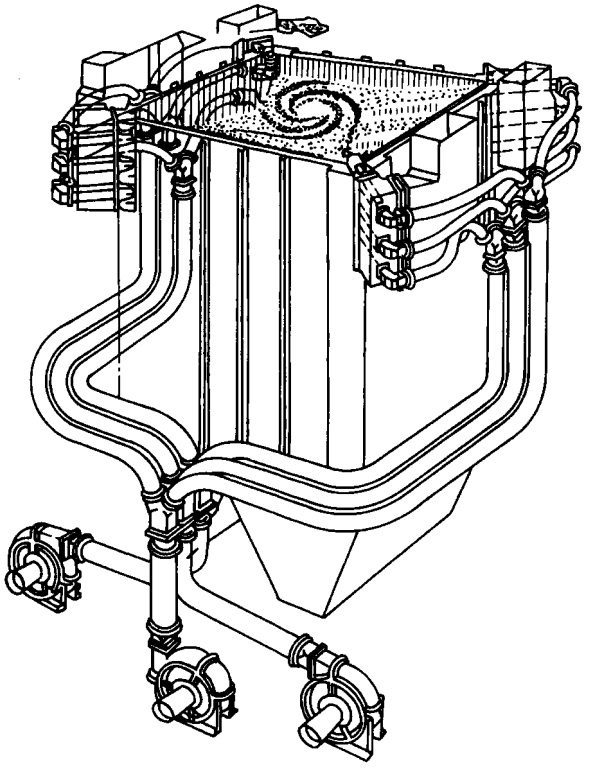


图 6-4 四角切圆燃烧方式

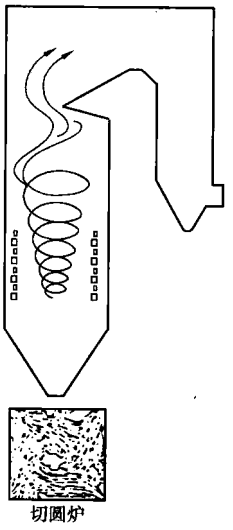


图 6-5 旋转火焰的形状

(6) 焦炭的燃尽过程。

从燃烧器喷口射出的气流仍然保持着高速流动。由于气流的紊流扩散，带动周围的热烟气一道向前流动，这种现象叫“卷吸”。由于“卷吸”，射流质量不断扩大，不断向四周扩张，主气流的速度也由于衰减而不断减小。正是由于射流的这种“卷吸”作用，将高温烟气

的热量源源不断地运输给进入炉内的新煤粉气流，煤粉气流才得到不断加热而升温。当煤粉气流吸收足够的热量并达到着火温度后，便首先从气流的外边缘开始着火，然后火焰迅速向气流深层传播，达到稳定着火状态。

燃料进入炉膛后，所需要的着火热 Q_{zh} 可近似用式（6-1）表示，即

$$Q_{zh}=B_r\left(V_1c_k+c_r^g\frac{100-M_{ar}}{100}+\Delta Mc_q\right)(t_{zh}-t_1)+Q_{zf+gr} \tag{6-1}$$

$$Q_{zf+gr}=\left(\frac{M_{ar}}{100}-\Delta M\right)[4.19(100-t_1)+2150+c_q(t_{zh}-100)] \tag{6-2}$$

式中　V_1——一次风量，m^3/kg；

c_k——空气比热容，kJ/（m^3·℃）；

c_r^g——干燃料的比热容，kJ/（kg·℃）；

c_q——水蒸气的比热容，kJ（kg·℃）；

ΔM——原煤在制粉系统中蒸发掉的水分，%；

M_{ar}——燃料的收到基水分，%；

t_1——一次风与煤粉混合物的初温，℃；

t_{zh}——煤粉气流的着火温度，℃。

当采用中储式热风送粉的制粉系统时，原煤在制粉系统中蒸发掉的水分伴随三次风送入炉膛，可认为对煤粉气流的着火不产生直接影响，故 $\Delta Mc_q(t_{zh}-t_1)=0$。当采用直吹式制粉系统或乏气送粉的制粉系统时，应计入 ΔM 项。

式（6-1）表明，燃料所需要的着火热与燃料的着火温度和水分含量有关，与煤粉气流的初温和一次风量有关。

当煤粉气流没有足够的着火热源时，虽然局部的煤粉通过加热也可达到着火温度，并在瞬间着火，但这种着火不能稳定进行，即着火后还容易灭火。这样的着火极易引起爆燃，因而是一种十分危险的着火工况。

在切圆燃烧炉中，四股气流具有“自点燃”作用。即煤粉气流向火的一侧受到上游邻角高温火焰的直接撞击而被点燃，这是煤粉气流着火的主要条件。背火的一侧也卷吸炉墙附近的热烟气，但这部分卷吸获得的热量较少。此外，一次风与二次风之间也进行着少量的过早混合，不过这种混合对着火的影响不大。直流煤粉燃烧器受热着火过程见示意图 6-6。

煤粉气流着火的热源不仅来自卷吸热烟气和邻角火焰的撞击，而且还来自炉内高温火焰的辐射加热，但着火的主要热源来自卷吸加热，约占总着火热源的 60%～70%。

煤粉气流在正常燃烧时，一般在距离喷口 0.3～0.5m 处开始着火，在离开喷口 1～2m 的范围内，煤粉中大部分挥发分析出并烧完。此后是焦炭和剩余挥发分的燃烧，需要延续 10～20m 甚至更长的距离。当燃料到达炉膛出口处时，燃料中 98%以上的可燃物可以完全燃尽。

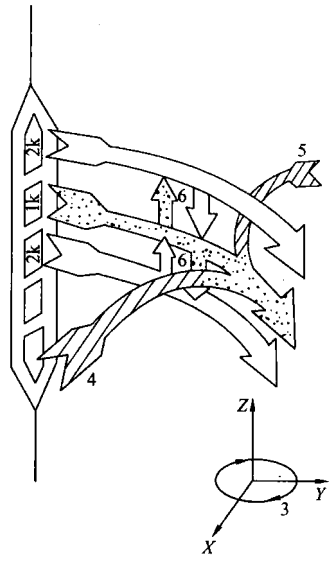


图 6-6　直流煤粉燃烧器受热着火过程示意图

1k——一次风；2k—二次风；3—旋转火焰的方向；4—上邻角燃烧器送到向火面的高温烟气；5—背火面卷吸的热烟气；6——一次风与二次风的过早混合

四、四角切圆燃烧的气流偏斜及切圆直径

采用四角燃烧方式的锅炉，运行中容易发生气流偏斜而导致火焰贴墙，引起结渣以及燃烧不稳定现象。

1. 气流偏斜问题

引起燃烧器出口气流偏斜的主要原因是：

（1）邻角气流的撞击是气流偏斜的主要原因。射流自燃烧器喷口射出后，由于受到上游邻角气流的直接撞击，撞击点愈接近喷口，射流偏斜就愈大；撞击动量愈大，气流偏斜就愈严重。

（2）射流偏斜还受射流两侧“补气”条件的影响。由于射流自喷口射出后仍然保持着高速流动，射流两侧的烟气被卷吸着一道前进，射流两侧的压力就随着降低，这时，炉膛其他地方的烟气就纷纷赶来补充，这种现象称为“补气”。如果射流两侧的补气条件不同，就会在射流两侧形成压差。向火面的一侧受到邻角气流的撞击，补气充裕，压力较高；而背火面的一侧补气条件差，压力较低。这样，射流两侧就形成了压力差，在压力差的作用下，射流被迫向炉墙偏斜，甚至迫使气流贴墙，引起结渣。

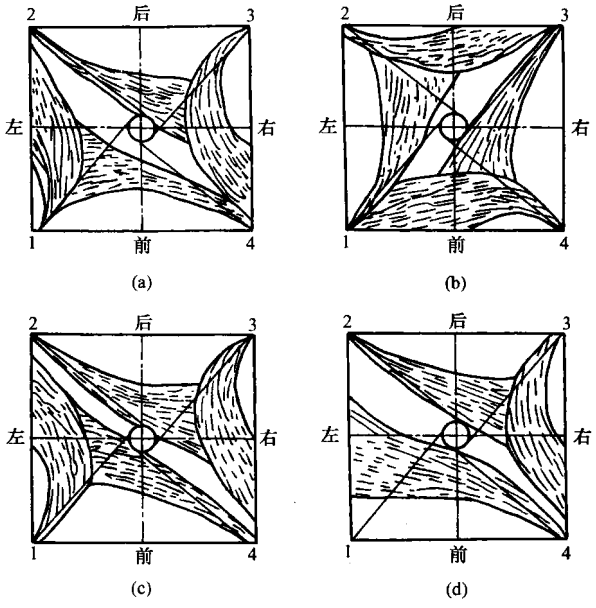


图 6-7 四角布风不均时对气流工况的影响
（a）第 1 角风速降低；（b）第 1、2 角风速降低；
（c）第 1、3 角风速降低；（d）第 1 角上翘

由于气流的撞击作用和四角布风不均匀以及补气条件的影响，四股气流容易出现偏斜，四角布风不均时对气流工况的影响如图 6-7 所示。

（3）燃烧器的高宽比（h_r/b）对射流弯曲变形影响较大。燃烧器的高宽比值愈大，射流形状愈宽而薄，其“刚性”就愈差，因而，射流愈容易弯曲变形。

（4）当燃烧器多层布置时，上层气流不断地被卷吸到下层气流中，加上气流受热膨胀的影响，使气流容积流量增大，旋涡直径相应增大，一般可使实际切圆直径膨胀到假想切圆直径的 8～10 倍。因此，切圆直径的膨胀有时也会导致气流贴墙。

在大容量锅炉上，由于燃煤量显著增大，燃烧器的喷口通流面积也相应增大，所以喷口数量必然增多。为了避免气流变形和减小燃烧器区域水冷壁的热负荷，将燃烧器沿高度方向拉长，并把喷口沿高度分成 2～3 组，每组的高宽比不超过 6，相邻两组喷口间留有空档，空档相当于一个压力平衡孔。用来平衡射流两侧的压力，防止射流向压力低的一侧弯曲变形。

2. 切圆直径

炉内四股气流的相互作用，不仅影响到气流的偏斜程度，也影响到假想切圆直径。而切圆直径又影响着气流贴墙、结渣情况和燃烧稳定性。此外，还影响着汽温调节和炉膛容积中

火焰的充满程度。当锅炉燃用的煤质变化较大时，切圆直径的调整十分重要。

当切圆直径较大时，上游邻角火焰向下游煤粉气流的根部靠近，煤粉的着火条件较好。这时炉内气流旋转强烈，气流扰动大，使后期燃烧阶段可燃物与空气流的混合加强，有利于煤粉的燃尽。

但是，切圆直径过大，会带来下述问题：

（1）火焰容易贴墙，引起结渣；

（2）着火过于靠近喷口，容易烧坏喷口；

（3）火焰旋转强烈时，产生的旋转动量矩大，同时因为高温火焰的黏度很大，到达炉膛出处，残余旋转较大，这将使炉膛出口烟温分布不均匀程度加大，引起较大的热偏差，导致过热器结渣或超温。

在大容量锅炉上为了减轻气流的残余旋转和气流偏斜，假想切圆直径有减小的趋势，对于300MW锅炉，切圆直径一般设计为700～1000mm。同时，适当增加炉膛高度或采用燃烧器顶部消旋二次风（一次风和下部二次风正切圆布置，顶部二次风反切圆布置），对减弱气流的残余旋转，减轻炉膛出口的热偏差有一定的作用，但不可能完全消除。

切圆直径也不能过小，否则容易出现对角气流对撞，火焰推迟，四角火焰的“自点燃”作用减弱，燃烧不稳定，燃烧不完全，炉膛出口烟温升高，影响锅炉安全运行，使运行调节困难。

五、一次风与二次风

在锅炉燃烧设备和煤质一定的条件下，一次风与二次风的调节是决定着火和燃尽过程的关键。一次风与二次风的工作参数用风量、风速和风温来表示。

1. 一次风量

一次风量主要取决于煤质的挥发分含量和挥发分的发热量。当煤质一定时，一次风量是影响煤粉气流着火速度和着火稳定性的主要因素。一次风量愈大，煤粉气流加热至着火所需的热量就越多，即着火热愈多，着火速度就愈慢，着火推迟使火焰在炉内的总行程缩短，即燃料在炉内的有效燃烧时间减少，导致燃烧不完全。

由于不同燃料的着火特性有差异，所需的一次风量也就不同。一次风量应该既能满足煤粉中挥发分着火燃烧所需的氧量，又能满足输送煤粉的需要。如果同时满足这两个条件有矛盾，则应首先考虑输送煤粉的需要。

一次风量通常用一次风量占总风量的比值表示，称为一次风率。一次风率的推荐值列于表6-1。

表6-1　　一次风率的推荐值

煤　种	无烟煤	贫　煤	烟　煤		劣质烟煤		褐　煤
			20%≤V_{daf}≤30%	V_{daf}>30%	V_{daf}≤30%	V_{daf}>30%	
乏气送粉	—	20～25	25～30	25～35	—	25	20～45
热风送粉	15～20	20～25	25～40	25～45	20～25	25～30	40～45

2. 一次风速

一次风速不但决定着火燃烧的稳定性，而且还影响着一次风气流的刚度。一次风速过

高，会推迟着火，引起燃烧不稳定。当一次风速大于火焰传播速度时，就会吹灭火焰或者引起“脱火”。即使能着火，也会引起其他问题。例如使煤粉气流直冲对面的炉墙，引起结渣。

一次风速过低，对稳定燃烧和防止结渣也是不利的。原因在于：

(1) 煤粉气流刚性减弱，易弯曲变形，偏斜贴墙，切圆组织不好，扰动不强烈，燃烧缓慢；

(2) 煤粉气流的卷吸能力减弱，加热速度缓慢，着火延迟；

(3) 气流速度小于火焰传播速度时，可能发生“回火”现象，或因着火位置距离喷口太近，将喷口烧坏；

(4) 易发生空气、煤粉分层，甚至引起煤粉沉积、堵管现象。

四角布置燃烧器配风风速的推荐值列于表 6-2。

表 6-2 四角布置燃烧器配风风速的推荐值 m/s

煤 种	无烟煤	贫 煤	烟 煤	褐 煤
一次风出口速度	20～25	20～30	25～35	25～40
二次风出口速度	40～55	45～55	40～60	40～60
三次风出口速度	50～60	55～60	35～45	35～45

3. 一次风温

一次风温对煤粉气流的着火、燃烧速度影响较大。提高一次风温，可降低着火热，使着火位置提前，还能在低负荷运行时稳定燃烧。有的试验发现，当煤粉气流的初温从 20℃提高到 300℃时，着火热可降低 60%左右。因此，提高热风温度是提高煤粉着火速度和着火稳定性的必要措施之一。我国电厂在燃用无烟煤时，为了使煤粉气流的初温尽可能接近 300℃，热空气温度提高到 350～420℃。

根据煤质挥发分含量的大小，一次风温既应满足使煤粉尽快着火，稳定燃烧的要求，又应保证煤粉输送系统工作的安全性。一次风温超过煤粉输送的安全规定时，就可能发生爆炸或自燃。当然，一次风温太低对锅炉运行也不利。除了推迟着火，燃烧不稳定和燃烧效率降低之外，还会导致炉膛出口烟温升高，引起过热器超温或汽温升高。

4. 二次风量和风速

二次风量、风速、风温和投入位置对着火稳定性和燃尽过程起着重要作用。对于大容量锅炉尤其要注意二次风穿透火焰的能力。

二次风是在煤粉气流着火后混入的。由于高温火焰的黏度很大，二次风必须以很高的速度才能穿透火焰，以增强空气与焦碳粒子表面的接触和混合，故通常二次风速比一次风速提高一倍以上。推荐的二次风速见表 6-2。实际运行中，二次风速应根据具体情况决定。不必一定要符合推荐值。

配风方式不仅影响燃烧稳定性和燃烧效率，还关系到结渣、火焰中心高度的变化、炉膛出口烟温的控制。

5. 二次风温

从燃烧角度看，二次风温愈高，愈能强化燃烧，并能在低负荷运行时增强着火的稳定性。但是二次风温的提高受到空气预热器传热面积的限制，传热面积愈大，金属耗量就

愈多，不但增加投资，而且将使预热器结构庞大，不便布置。热风温度的推荐数值列于表 6-3。

表 6-3　　热风温度的推荐数值

燃　料	无烟煤	贫煤 劣质烟煤	褐　煤		烟煤 洗中煤
			热风干燥	烟气干燥	
热风温度（℃）	380～430	330～380	350～380	300～350	280～350

六、三次风、周界风、夹心风

1. 三次风

在中储式制粉系统中，细粉分离器将煤粉和输送煤粉的空分离后，形成乏气。乏气中带有 10%的细煤粉，这部分乏气一般送入炉膛燃烧，形成三次风。三次风的特点是温度低，水分大，煤粉细。

运行经验证明，三次风对燃烧有明显的不利影响：

（1）使火焰温度降低，燃烧不稳定。

（2）火焰拖长，炉膛出口烟温升高，使过热器与再热器超温，汽温调节幅度增大。

（3）三次风高速射入，使火焰残余旋转增大，同时飞灰可燃物增加。

（4）三次风量较大时，风速也增大，易扰乱炉正常的空气流动，引起火焰贴墙结渣。

为了减轻三次风对燃烧的不利影响，在大容量锅炉上可将三次风分为两段，即上三次风和下三次风。为了保证三次风穿透火焰，三次风速通常达 50～60m/s。三次风温一般低于 100℃。煤中水分较大时，只有 60℃。三次风量约占总风量的 10%～18%，有时可达 30%。

2. 周界风

在一次风喷口外缘，有时布置有周界风。周界风的作用如下：

（1）冷却一次风喷口，防止喷口烧坏或变形。

（2）少量热空气与煤粉火焰及时混合。由于直流煤粉火焰的着火首先从外边缘开始，火焰外围易出现缺氧现象，这时周界风就起着补氧作用。周界风量较小时，有利于稳定着火；周界风量太大时，相当于二次风过早混入一次风，因而对着火不利。

（3）周界风的速度比煤粉气流的速度要高，能增加一次风气流的刚度，防止气流偏斜；并能托住煤粉，防止煤粉从主气流中分离出来而引起不完全燃烧。

（4）高速周界风有利于卷吸高温烟气，促进着火，并加速一、二次风的混合过程。但周界风量过大或风速过小时，在煤粉气流与高温烟气之间形成“屏蔽”，反而阻碍加热煤粉气流。故当燃用的煤质变差时，应减少周界风量。

周界风的风量一般为二次风量的 10%或略多一些，风速为 30～40m/s，风层厚度为 15～25mm。

3. 夹心风

夹心风的作用如下：

（1）补充火焰中心的氧气，同时也降低了着火区的温度。

（2）高速的夹心风提高了一次风射流的刚度，能防止气流偏斜，而且增强了煤粉气流内部的扰动，这对加速外缘火焰向中心的传播是有利的。

（3）夹心风速度较大时，一次风射流扩展角减小，煤粉气流扩散减弱，对于减轻和避免煤粉气流贴壁，防止结渣有一定作用。

（4）可作为变煤种、变负荷时燃烧调整的手段之一。

如前所述，周界风或夹心风主要是用来解决煤粉气流高度集中时着火初期的供氧问题。数量约占二次风量的10%～15%。实际运行中，由于漏风，周界风或夹心风的风率可达20%以上。在燃用无烟煤、贫煤或劣质煤时，周界风或夹心风的速度比较高，约为50～60m/s；在燃用烟煤时，周界风的速度约为30～40m/s，主要是为了冷却一次风喷口。

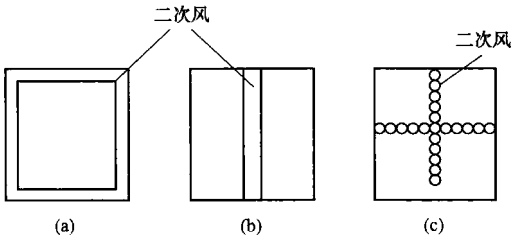


图6-8 一次风口中周界风、夹心风、十字风的布置

（a）周界风；（b）夹心风；（c）十字风

燃烧褐煤的燃烧器一次风喷口上一般布置有十字风，其作用类似于夹心风。

实践表明，周界风和夹心风使用不当时，会对煤粉着火产生不利影响。一次风口中周界风、夹心风、十字风的布置见图6-8。

七、摆动式燃烧器

直流式煤粉燃烧器的喷口可做成固定式的，也可做成摆动式的。摆动式燃烧器的各喷口一般可同步上、下摆动20°～30°，用来改变火焰中心位置的高度，调节再热蒸汽温度。并便于在启动和运行中进行燃烧调节，控制炉膛出口烟温，避免炉膛内受热面结渣。

摆动式燃烧器运行中容易出现的问题是：因喷口受热变形，使摆动机构卡死，或摆动不灵活。摆动机构上的传动销磨损或受热太大时，容易被剪断。图6-9是摆动式燃烧器的摆动机构。

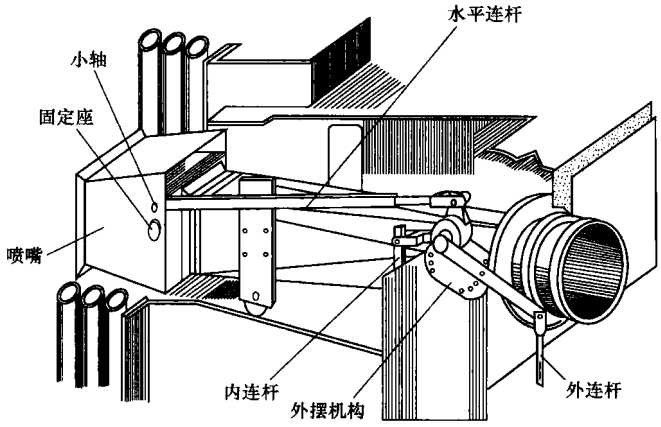


图6-9 摆动式燃烧器的摆动机构

摆动式燃烧器一般适用于燃烧烟煤，也可燃烧较易着火的贫煤，但不适用于燃烧难着火的无烟煤、贫煤、劣质烟煤。这是因为燃烧器喷口向上摆动时，会减弱上游火焰对邻角煤粉气流的引燃作用，使燃烧变得不稳定，燃烧效率降低，炉膛上部受热面结渣。

在大容量锅炉上，采用摆动式燃烧器主要是为了调节再热汽温。但摆动角度必须有一定限度，一般为－20～＋30℃，汽温调节幅度可达40～50℃。当大量投入三次风时，将明显

降低摆动式燃烧器的汽温调节效果。

八、大容量锅炉的典型燃烧器结构

按照锅炉燃用的煤质，可将燃烧器分为无烟煤型、贫煤及劣质煤型、烟煤型、褐煤型四种，其代表性结构如图 6 - 10 所示。

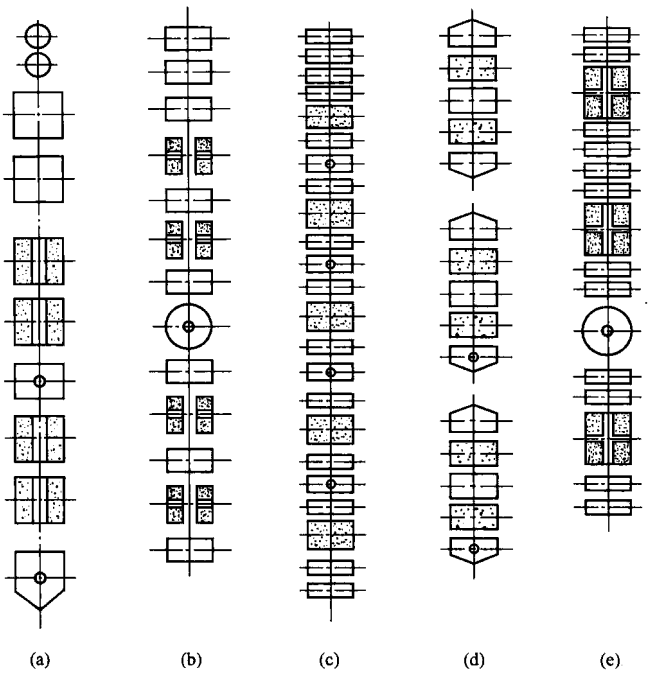


图 6 - 10　典型燃烧器结构

(a) 无烟煤型；(b) 贫煤、劣质煤型；(c) 烟煤型；(d)、(e) 褐煤型

九、直流式燃烧器布置方式

图 6 - 11 所示为直流式燃烧器的布置方式。

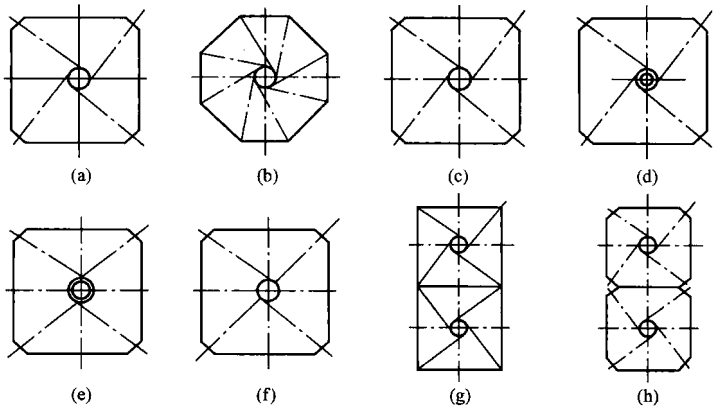


图 6 - 11　直流式燃烧器的布置方式

(a) 正四角布置；(b) 正八角布置；(c) 大切角正四角布置；(d) 同向大小双切圆方式；(e) 正反双切圆方式；(f) 两角相切，两角对冲方式；(g) 双室炉膛切圆方式；(h) 大切角双室炉膛方式

直流式燃烧器的布置直接关系到四角切向燃烧的组织，比较理想的炉内气流流动状况是在炉膛中心形成的旋转火焰不偏斜、不贴墙、火焰的充满程度好，热负荷分布比较均匀。当然，要达到上述要求，还与燃烧器的高宽比和切圆直径等因素有关，甚至还与炉膛负压大小有关。

直流式燃烧器的布置不仅影响火焰的偏斜程度，也影响燃烧的稳定性和燃烧效率。例如，一次风对冲布置时，火焰残余旋转消失，但着火条件差，炉内气流流动不稳定。我国电站在组织四角切圆燃烧方面具有丰富的经验。不少电厂对四角切圆燃烧方式进行了改进，其主要特点为：

（1）一、二次风不等切圆布置。这种方法是将一、二次喷口按不同角度组织切圆，一次风喷口以小切圆方式布置，二次风喷口射出的气流与一次风气流偏转一个角度，即称为偏转二次风，如图 6-12 所示。这种方法的特点是在燃料着火后，及时供应二次风，将火焰与炉墙“隔开”，形成一层“气幕”，在水冷壁附近区域造成氧化性气氛，火焰不贴炉墙，还可提高灰熔点温度，减轻或避免水冷壁的结渣，并降低 NO_x 的生成量。但容易引起煤粉气流与二次风的混合不良，可燃物的燃烧不充分。适用于燃用烟煤及挥发分较高的贫煤。带偏转二次风的燃烧器结构如图 6-13 所示。

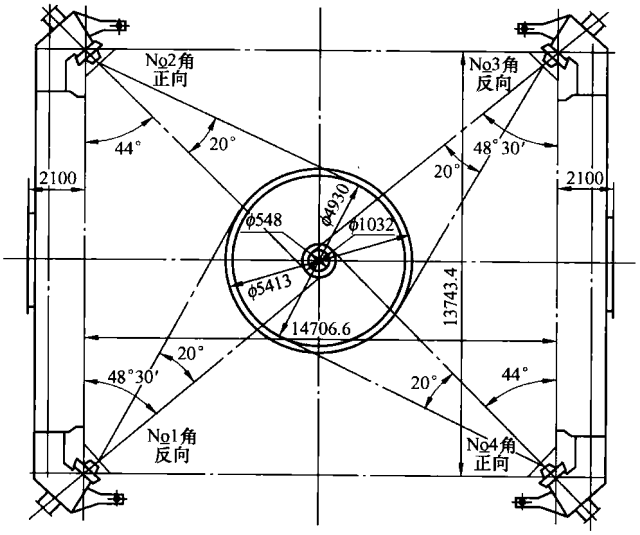


图 6-12 偏转二次风

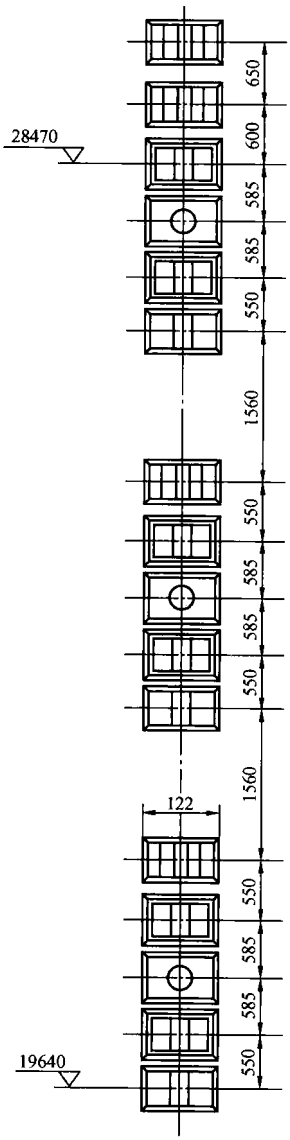


图 6-13 带偏转二次风的燃烧器结构

（2）一次风正切圆、二次风反切圆布置。这种布置方法可减弱炉膛出口的残余旋转，从而减小了过热器的热偏差，并能防止结渣。

（3）一次风对冲、二次风切圆布置。这种方法减小了炉内一次风气流的实际切圆直径，使煤粉气流不易贴壁，因而能防止结渣，并减弱气流的残余旋转。

十、四角切圆燃烧锅炉的残余旋转

在四角切圆燃烧锅炉中，燃烧器区域形成的旋转火焰不但旋转稳定、强烈，而且黏性很大。高温烟气流到达炉膛出口的过程中，其旋转强度虽然逐渐减弱，但仍然有残余旋转。残余旋转不但造成炉膛出口处的烟温偏差，而且造成烟速偏差。气流逆时针方向旋转时，右侧烟温高于左侧烟温，右侧烟速高于左侧烟速。气流顺时针方向旋转时，左侧烟温高于右侧烟温，左侧烟速高于右侧烟速。一般烟温偏差达 100℃左右，偏差严重的甚至达到 300℃。图 6-14 是一台 300MW 锅炉上的实测数据。同时，在沿炉膛出口过热器区域的高度方向上，也存在着烟温偏差和烟速偏差，如图 6-15 所示。

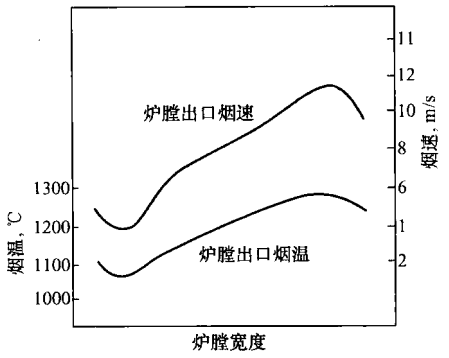


图 6-14　沿炉膛出口宽度的烟温及烟速

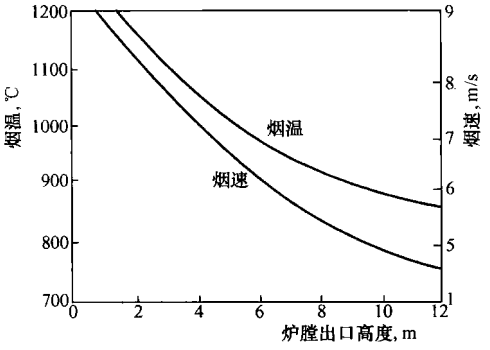


图 6-15　沿炉膛出口高度的烟温及烟速

第三节　旋流式煤粉燃烧器

一、旋流式燃烧器的工作原理

旋流式燃烧器由圆形喷口组成，燃烧器中装有各种型式的旋流发生器（简称旋流器）。煤粉气流或热空气通过旋流器时，发生旋转，从喷口射出后即形成旋转射流。利用旋转射流，能形成有利于着火的高温烟气回流区，并使气流强烈混合。

与直流射流相比，旋转气流同时具有向前运动的轴向速度和沿圆周运动的切向速度，这就使气流在流动方向上，沿轴向与切向的扰动能力增强，因而气流衰减速度比较快，射程短。旋转气流的主要特性表现为旋流强度。

图 6-16、图 6-17 是蜗壳型旋流式燃烧器工作原理示意图。图中表示煤粉气流经过蜗壳式旋流器后形成旋转气流，射出喷口后在气流中心形成回流区，这个回流区叫内回流区。内回流区卷吸炉内的高温烟气来加热煤粉气流，当煤粉气流拥有了一定热量并达到着火温度后就开始着火，火焰从内回流区的内边缘向外传播。在旋转气流的外围也形成回流区，这个回流区叫外回流区。外回流区也卷吸高温烟气来加热空气和煤粉气流。在着火后的煤粉气流的外围送入的二次风也形成旋转气流，故二次风与一次风的混合比较强烈，使燃烧过程连续进行，直至燃尽。

按照旋流器的结构，旋流式燃烧器可分为蜗壳式、可动叶轮式、可动叶片式三大类。

二、可动叶片双调风旋流燃烧器

图 6-18 所示的可动叶片双调风旋流式燃烧器是由北京巴威公司采用 B&W 技术设计制造的，它由一次风管、二次风通道、可动叶片、油枪等组成。

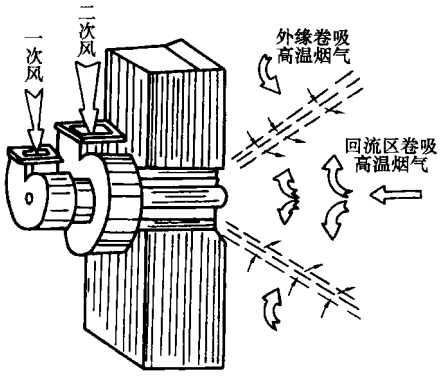


图 6-16 旋流式燃烧器工作原理

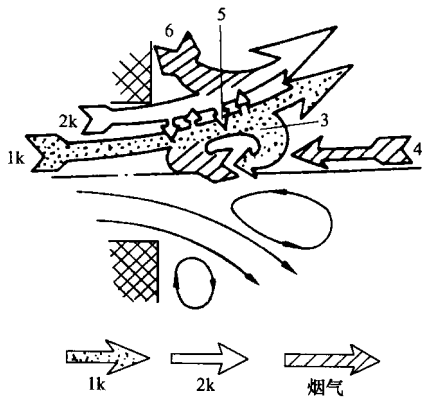


图 6-17 旋流式燃烧器的煤粉着火过程

1k——一次风；2k—二次风；3—回流区中的回流烟气；4—从炉膛深处攫取的高温烟气；5——二次风混合；6—外缘卷吸的烟气

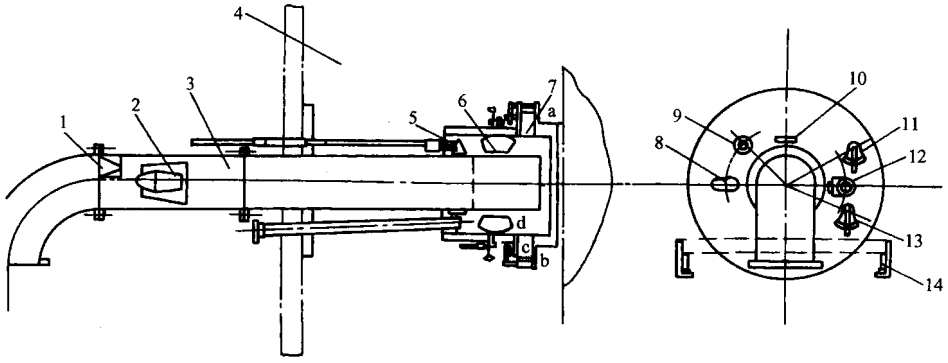


图 6-18 可动叶片双调风旋流式燃烧器

1—导向器；2—均流装置；3——次风管；4—大风箱；5—内层二次风挡板；6—内层二次风道；7—外二次风道；8—高能点火器；9—火焰监测孔；10—内层二次挡板调节拉程；11—外层二次风调节手柄；12—看火孔；13—内层二次风叶片调节手柄；14—支承梁

从一次风管射出的煤粉气流通常是直流射流，二次风通过二次风通道中的可动叶片时，形成旋转射流。即二次风射出后带动一次风一起形成旋转射流。

燃烧器的二次风通道分为两部分，一部分二次风进入燃烧器的内环形通道，另一部分二次风进入燃烧器的外环形通道。

在内环形通道中装有旋流叶片，旋流叶片是可动的，通过传动装置可使叶片同步转动，调节叶片的旋转角度，能改变二次风的旋流强度，当叶片全部打开时，气流旋转强度变小，气流拉长，内回流区逐渐消失。当叶片逐渐关闭时，气流旋转强度变大，气流缩短，内回流区逐渐变大。调节燃烧器出口处气流的回流区大小，可使燃烧保持稳定。

内二次风的风量是由单独的风门控制的，调节风门可沿轴向拉动，用来调节空气入口间隙。当调节风门向外拉动时，入口间隙变大，进入内二次风的风量也随着增大。当调节风门向前推动时，入口间隙变小，内二次风量随着减小。

外二次风量是由二次风道中的可动叶片控制的。通过传动装置可以改变叶片的开度。当

叶片全开时，外二次风量达到最大，这时外二次风大致是直流射流。在外二次风的影响下，从燃烧器射出的整个射流的旋转强度减弱，气流拉长，内回流区变小。当叶片逐渐关闭时，外二次风量逐渐减小，使整个射流的旋流强度增大，气流缩短，内回流区逐渐变大。

双调风燃烧器把二次风先后两批送入炉膛，这种配风方式称为分级配风。由于空气的分级送入，使煤粉和空气的混合变得缓慢，便于进行燃烧调节。

燃烧器上装有油枪，用于锅炉启动时，炉膛升温和点燃煤粉气流，以及锅炉低负荷运行时稳定燃烧。

燃烧器一次风管中装有混合器，是为了消除一次风管中煤粉浓度不均的现象。由于一次风管入口端为弯曲管道，煤粉气流经过弯头部位时，在离心力的作用下，大部分煤粉集中靠向一次风管弯头外侧，外侧煤粉浓度高，由此造成一次风管内煤粉浓度分布不均的现象。

由于一次风管内煤粉分布不均，将引起燃烧器出口附近着火区煤粉浓度分布不均。这样煤粉着火的步调不一致，即一些地方的煤粉已经着火了，另一些地方的煤粉还未着火，容易引起飞灰可燃物的上升。为了消除这种现象，在一次风管内可装设各种型式的混合器，煤粉气流通过混合器时，得到充分搅拌，煤粉浓度的分布就比较均匀了。

FW 技术的双调风旋流式燃烧器如图 6 - 19 所示。一次风通道由内、外套筒的环形通道和环形通道外围的四个椭圆形喷嘴组成。内套筒可以通过调节机构向前或向后移动，移动行程为 152mm。调节内套筒的位置是为了改变一次风的速度，控制一次风与二次风的混合状态，改变内回流区的位置和大小。其目的是控制火焰形状，调节着火点位置，控制 NO_x 的生成量。煤粉气流由切向进入一次风环形通道，在环形通道中产生弱旋转，同时利用外套筒

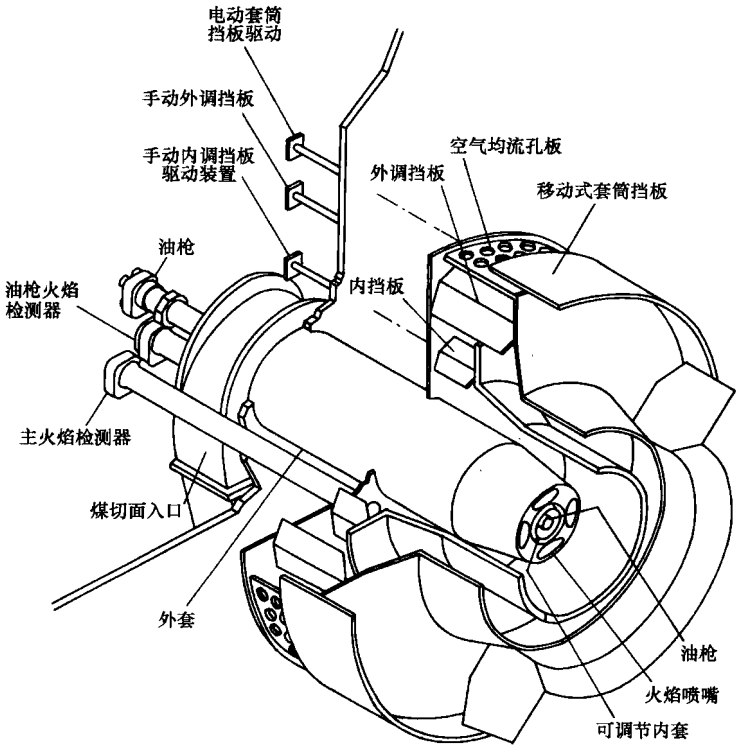


图 6 - 19　FW600MW 锅炉的双调风燃烧器

上的混合器（防涡流杆），可使一次风通道中的煤粉分布均匀。燃烧器正常运行时，一次风速为 26.8m/s。煤粉气流通过椭圆形通道时，被分隔成四束气流，有利于扩大煤粉气流与热烟气的接触面，使煤中挥发物尽快析出，即可稳定燃烧，还能形成还原性气氛，使挥发物中的氮转换成 N_2，以减少 NO_x 的生成量。

二次风为分级配风，二次风由切向进入多孔均流板和外调挡板，通过双调风通道从两个独立的环形喷口射出。内二次风通道中装有可调挡板，用来调节内二次风的旋流强度。内二次风量和外二次风量的比例可由均流孔板外部的可移动式套筒挡板控制。

燃烧器上还装有煤粉火焰检测器和油火焰检测器，点火油枪、可调部件的调节机构以及风量测量孔板。

点火时，二次风移动套筒挡板开度为 20%～30%，此时，为满足油燃烧的需要，应增大内二次风量，减少外二次风量。100%MCR 负荷时，二次风移动套筒挡板开度为 80%，外调风器开度为 50%，内调风器开度为 20%，内套筒尖端部处于中间位置。

据资料介绍，FW 型双调风低 NO_x 燃烧器的 NO_x 排放量最大不超过 258mg/MJ。符合环境保护的排放标准。

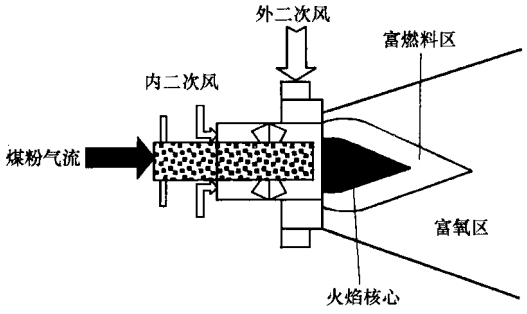


图 6-20 双调风燃烧器燃烧过程

三、双调风燃烧器的燃烧过程

双调风燃烧器形成的燃烧过程是一种低氧燃烧过程，如图 6-20 所示。

低氧燃烧就是在燃料开始着火阶段过量空气系数小于 1。这样在燃烧器出口附近首先形成煤粉浓度密集的火焰核心区。向火焰核心区送入少量空气，这部分空气就是内二次风，内二次风用来补充着火初期所需的氧量，以维持着火的连续性和稳定性，但此时过量空气系数仍小于 1，煤粉浓度仍比较高，因此形成富燃料区。火焰继续向前发展，外二次风送入，将火焰围住，此时过量空气系数大于 1，形成富氧区，并通过混合使燃料持续燃烧。

双调风燃烧器的主要优点是由于空气的分级送入，实践证明，采用双调风燃烧器既能有效地控制温度型 NO_x，又能限制燃料型 NO_x。此外燃烧调节灵活，有利于稳定燃烧，对煤质有较宽的适应范围。

四、蜗壳式燃烧器

蜗壳式燃烧器是以蜗壳作为旋流器的旋流式燃烧器，根据燃用的燃料，蜗壳式燃烧器分为单蜗壳式、双蜗壳式、三蜗壳式，见图 6-21。

单蜗壳式和双蜗壳燃烧器结构简单，其缺点是：调节性能较差，流动阻力较大，旋流器出口，沿圆周气流速度分布不均，易引起煤粉浓度分布不均。

五、旋流式燃烧器的布置与供风方式

大容量锅炉布置有几十只旋流式燃烧器，虽然单个的燃烧器形成的火焰可独立燃烧，但各个旋转气流之间仍有相互作用，对燃烧有一定的影响。当两个燃烧器气流旋转方向相反时，两个燃烧器之间的气流切向速度升高。当两个燃烧器气流旋转方向相同时，燃烧器之间切向速度减小。这样就影响火焰中心位置和燃烧效率，进而影响到过热器的汽温特性及汽温调节。

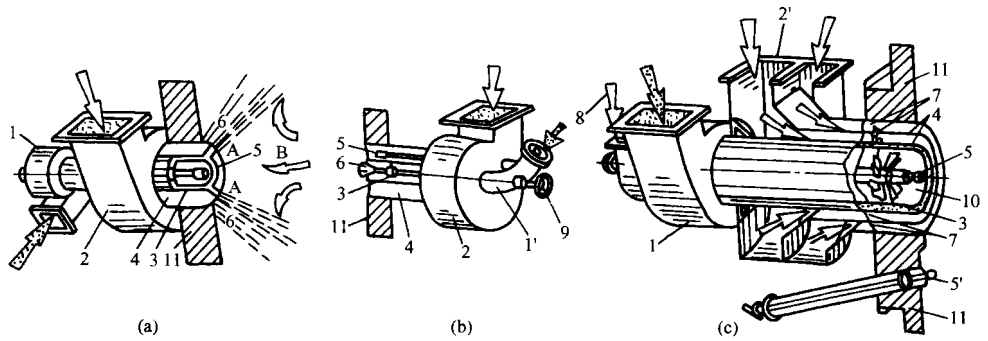


图 6-21　蜗壳式煤粉燃烧器

（a）双蜗壳式燃烧器；（b）ОРГРЗС 直流蜗壳式燃烧器；（c）ЦКТН-ТКЗ 蜗壳叶片式燃烧器

1—煤粉空气混合物的蜗壳；1′—煤粉空气混合物的入口管；2—二次风蜗壳；2′—二次风箱；3—煤粉空气混合物排入炉膛的圆环形通道；4—二次风排入炉膛的圆环形通道；5—主重油喷口；5′—点火重油喷口；6—煤粉空气混合物出口处的扩流锥；7—二次空气的旋流叶片；8—顺轴向通道供应三次风；9—扩流锥位置控制手轮；10—轴向气流的旋流器；11—炉墙

A—煤粉空气混合物的着火界限；B—卷吸炉烟到火炬根部

旋流式燃烧器通常布置在炉膛的前后墙上，有的采用大风箱供风，有的采用分隔风箱供风。

当采用大风箱送风时，风道系统简单，但不能准确调节单个燃烧器的风煤比，也不利于控制 NO_x，因此趋向于采用分隔风箱配风。即风箱被分隔成很多小风室，每个小风室又有独立的风量调节挡板，燃烧调节灵活、便利。图 6-22 是分隔风箱结构，图 6-23 是一台 300MW 锅炉的双调风燃烧器布置实例。

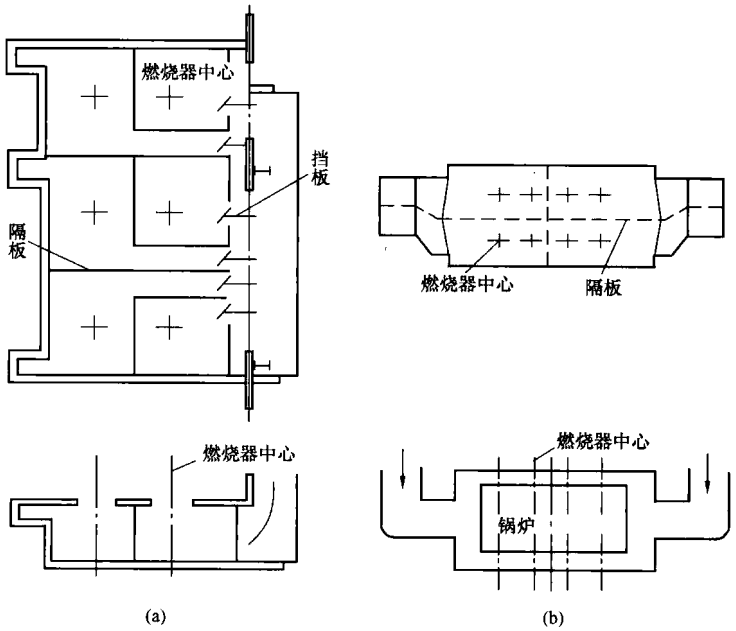


图 6-22　分隔风箱结构

（a）风箱隔板结构；（b）分隔箱结构实例

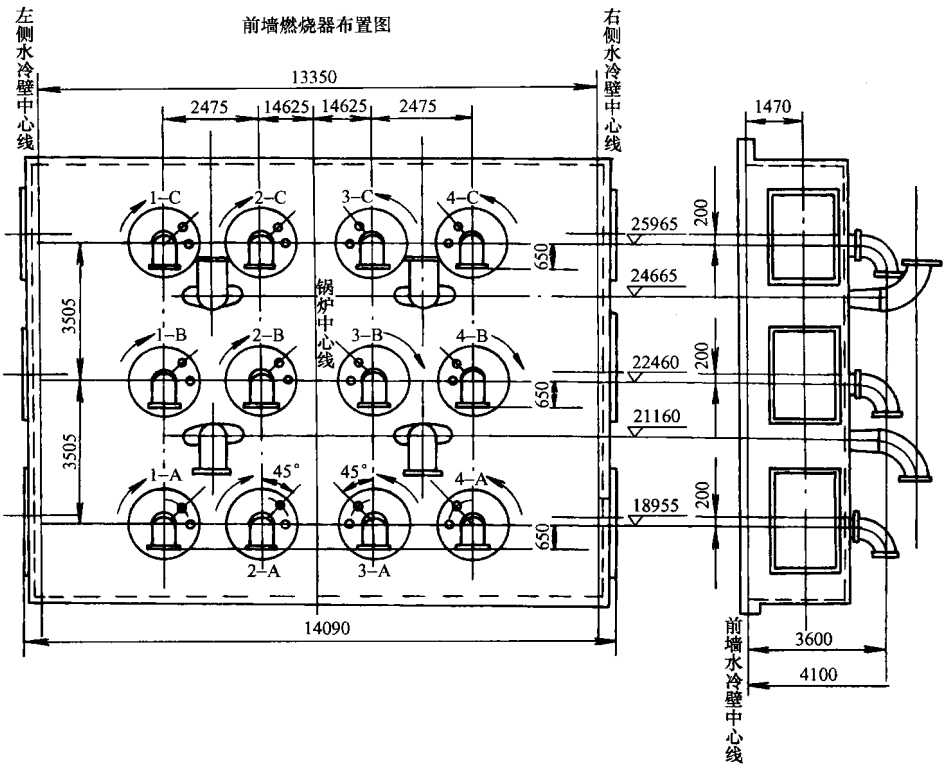


图 6-23 300MW 锅炉旋流式燃烧器布置形式

六、单只燃烧器的热功率

为了提高燃烧调节的灵活性和避免水冷壁及燃烧器喷口结渣，趋向于采用小功率燃烧器。因为单只燃烧器功率过大，会带来以下四个问题：

(1) 炉膛受热面局部热负荷过高，易于结渣。

(2) 炉膛受热面局部热负荷过高，易引起水冷壁的传热恶化和直流锅炉的水动力多值性。

(3) 切换或启停燃烧器对炉内火焰燃烧的稳定性影响较大。

(4) 切换或启停燃烧器对炉膛出口烟温的影响较大，影响过热器的安全性和汽温调节。

(5) 一、二次风的气流太厚，不利风粉混合。

(6) 燃烧调节不太灵活。

表 6-4 列举了国内部分锅炉的燃烧器数目和单只燃烧器的热功率。

表 6-4 部分锅炉的燃烧器数目和单只燃烧器的热功率

机组功率 (MW)	额定蒸发量 (t/h)	蒸汽压力 (MPa)	燃烧器数目（前后墙或两侧墙布置）	单只燃烧器出力 (t/h)	单只燃烧器热功率 (MW)
300	935	18.6	8～36	1.5～3.7	100～25
600	2008	18.6	12～48	15～10	100～44
800	2500	25.0	16～48	18.6～10	126～44
1000	3200	25.0	16～48	22.3～10	160～44

七、旋转火焰的特性

燃烧器出口气流的旋流强度首先取决于旋流器的结构和从喷口射出的旋流风与直流风的动量比；此外还与燃烧器的阻力和烟气的黏度以及被卷吸的周围烟气的动量等因素有关。根据气流的旋流强度的大小，旋流式燃烧器形成的火焰形状可能有三种：封闭式火焰、开放式火焰、飞边火焰。如图 6-24 所示。气流旋流强度较小时，形成封闭式火焰。气流旋流强度较大时，形成开放式火焰。气流旋流强度进一步增大时，形成飞边火焰。

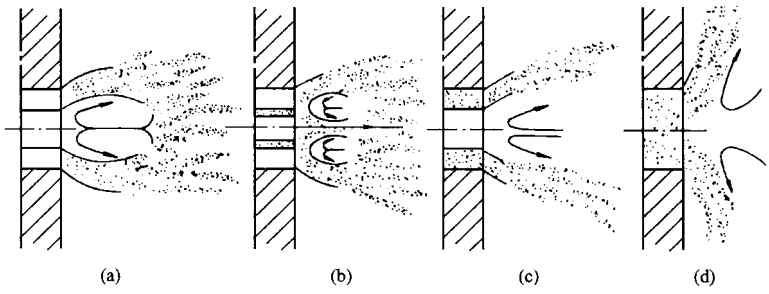


图 6-24　封闭式火焰、开放式火焰

（a）单个回流区的封闭火焰；（b）环形回流区的封闭火焰；

（c）半开放火焰；（d）完全开放的火焰（称为壁焰）

在封闭式旋流火焰中，在火焰根部卷吸高温烟气，形成回流区，这种火焰可卷吸火焰自身燃烧放出的热量，具有一定的自稳定着火能力，但因回流量小，不适合燃烧难燃的煤。

旋流式燃烧器出口有时可能是开放式气流，这时旋转气流将高温烟气从炉膛中卷吸进来，因而其着火稳定性主要依赖于炉内烟气温度。

飞边气流形成贴壁火焰，引起结渣。因此实际运行中应避免旋流强度过大而导致飞边气流。

旋流强度可以调节，根据煤质着火性能和锅炉负荷，调节气流的旋流强度，可保持稳定燃烧状态。由于旋流式燃烧器所形成的火焰是单个独立可调的，因而调节的灵活性比较大。

调节气流的旋流强度时，回流区大小相应变化，高温烟气的回流量也随着发生变化。因为内回流区的大小和回流量在稳定着火燃烧方面作用很大。例如，烟煤容易着火，只需要较小的回流区和回流量，就能稳定着火和燃烧。除了回流区大小和回流量外，回流区长度对着火也有一定影响，因为比较长的回流区能使气流延伸到温度更高的烟气深层，因而直接关系到回流烟气的温度水平。

提高旋流强度，既能强化内回流区的作用，又能强化空气与可燃物的混合以及高温烟气与煤粉、空气的混合。随着旋流增强，内回流区变得更宽更强，但同时也会带来一些问题。即一次风与二次风以及内回流与外回流的过早强烈混合，会降低一次风中煤粉的浓度和火焰温度，这对着火的稳定性又是不利的。因此，提高旋流强度给稳定着火造成两个相互对立和相互矛盾的条件。增强内回流对着火造成的有利条件从某一点开始，又被太强的过早混合破坏了。为了解决这一矛盾，可通过运行调节或试验确定出适应燃烧不同煤质的最佳旋流强度和相应的混合强度以及混合点位置。

第四节 煤 粉 炉 炉 膛

一、燃烧煤粉对炉膛的要求

炉膛作为燃烧室，是保证炉膛正常运行的先决条件之一。燃烧煤粉时，对炉膛的要求是：

(1) 创造良好的着火、稳燃条件，并使燃料在炉内完全燃尽；

(2) 将烟气冷却至煤灰的熔点温度以下，保证炉膛内所有的受热面不结渣；

(3) 布置足够的蒸发受热面，并不发生传热恶化；

(4) 尽可能减少污染物的生成量；

(5) 对煤质和负荷变化有较宽的适应性能以及连续运行的可靠性。

二、评价炉膛结构的参数

1. 炉膛结构着火稳定性参数

影响着火的因素很多，燃烧器配风方式、风温、风量、风速、煤粉细度、过量空气系数、炉内温度、尤其是煤质本身的着火性能等，从炉膛结构因素来看，主要有两个参数：

(1) 炉膛截面热负荷 q_A，即

$$q_A = \frac{BQ_{ar,net}}{A}, \text{kW/m}^2 \tag{6-3}$$

式中 A——炉膛横截面积，通常用燃烧器区域的炉膛水平断面面积表示，m^2；

B——燃煤量；

$Q_{ar,net}$——燃料的收到基低位发热量。

炉膛截面热负荷 q_A 的意义是指在单位时间内、单位炉膛横截面积上，燃料燃烧放出的热量。其中 $BQ_{ar,net}$ 的数值大小取决于锅炉容量和参数，炉膛横截面积 A 的选取主要决定于锅炉燃用煤质的结渣特性、着火特性以及布置足够数量的水冷壁所需要的炉膛周界。

炉膛截面热负荷 q_A 是影响燃烧器区域温度水平的主要特性参数。当锅炉容量和参数一定，q_A 值过大，就表明炉膛周界过小，所能布置的水冷壁管子根数就少。在燃烧器区域，由于燃烧放热比较集中，如果没有足够的水冷壁吸收燃烧释放的热量，就会导致火焰温度很高，以至于当烟气中的灰渣靠近炉壁时，未能得到充分冷却，而引起结渣。但火焰温度高有利于稳定着火。相反，q_A 过小，则表明炉膛周界过大，能够布置的水冷壁管根数增加。这时有利于减轻结渣，减少污染物的生成量。但由于燃烧器区域的温度水平低，因而不利于稳定着火。因此，对于着火性能比较差，而灰熔点比较高的低反应煤，希望选择较大的 q_A 值。对于灰熔点比较低，而着火性能比较好的煤，希望选择较小的 q_A 值。

随着锅炉容量的增加，q_A 值相应增加。这是因为当容量增加时，虽然炉膛横断面积必然增大，但相对于单位蒸发量的炉膛横截面积有减小的趋势。对国内锅炉的统计结果表明，q_A 值随锅炉容量的变化关系见图 6-25。

曲线 1 适用于燃用不结渣的烟煤、贫煤的锅炉，曲线 2 适用于燃用一般烟煤和敷设卫燃带燃用无烟煤的锅炉，曲线 3 适用于燃用褐煤的锅炉。控制 q_A 值，主要是为了取得适当的燃烧器区域的热负荷。而影响燃烧器区域热强度的因素还有燃烧器区域的壁

面热负荷。

（2）燃烧器区域的壁面热负荷 q_R。

q_R 也是影响燃烧器区域温度水平的主要特性参数，有时也用来考虑燃烧器区域水冷壁内产生膜态沸腾的可能性。q_R 的数值，可用炉内总输入热量除以炉膛周界与燃烧器区域高度的乘积来表示。当燃烧器区域布置有卫燃带时，上述数值还应考虑卫燃带的影响。q_R 的表达式为

$$q_R = \frac{BQ_{ar,net}}{2(a+b)H_R\zeta} \quad kW/m^2 \quad (6-4)$$

式中　a、b——炉膛深度、宽度，m；

H_R——燃烧器区域高度，一般取上层一次风喷口上方1.5m处和下层一次风喷口下方1m处的距离，m；

ζ——卫燃带面积修正系数。

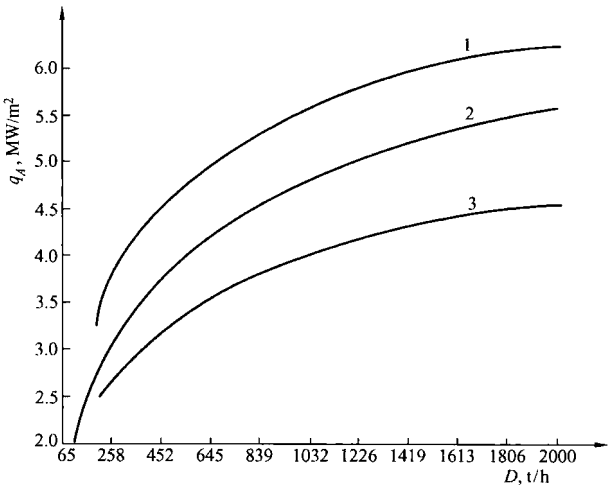


图 6-25　q_A 值随锅炉容量的变化关系

1—适于不结焦的烟煤和贫煤；2—适于一般烟煤及有卫燃带的无烟煤；3—适于褐煤

燃烧器区域的壁面热负荷 q_R 的意义是指在单位时间内、燃烧器区域的单位炉壁面积上，燃料燃烧放出的热量。q_R 值越大，说明火焰越集中，燃烧器区域的温度水平就越高，这对燃料稳定着火是有利的，但容易造成燃烧器区域的壁面结渣。

对于100MW以上的机组配置的固态排渣煤粉锅炉，q_R 的推荐值为：无烟煤及贫煤，1.4～2.1MW/m²；烟煤，1.28～1.40MW/m²；褐煤，0.93～1.16MW/m²。

q_A 与 q_R 对调整燃烧器区域的热强度是共同起作用的。由于炉膛周界受燃烧稳定性和蒸发受热面布置的限制无法调整时，如需燃用结渣性强的煤，可适当降低 q_R 值。具体办法是将燃烧器沿炉膛高度方向拉长，或增大燃烧器喷口的间距，即可降低燃烧器区域的壁面热负荷。

2. 炉膛结构燃尽性参数

影响煤粉在炉内燃尽的因素很多，燃烧器配风条件、燃烧器区域的结构、火焰在炉内的充满度、煤粉的充满度等，但主要因素是煤质的燃烧特性与煤粉在炉内的停留时间。体现在炉膛结构上，则是炉膛容积和炉膛形状。可用两个参数来表示。

（1）炉膛容积热负荷 q_V 为

$$q_V = \frac{BQ_{ar,net}}{V_L} \quad kW/m^2 \quad (6-5)$$

式中　V_L——炉膛容积，m³。

炉膛容积热负荷 q_V 的意义是指在单位时间内、单位炉膛容积内，燃料燃烧放出的热量。炉膛容积的大小主要取决于燃料在炉膛内的燃尽程度，控制炉膛出口烟温所需要的辐射受热面积以及燃料的结渣特性。

q_V 一般用来代表燃料在炉内的停留时间，也可以说明炉内的温度水平。q_V 过大，说明在单位时间，单位炉膛容积内烧了过多的燃料，产生的烟气量随着增多，烟气流速过高，一

部分燃料来不及完全燃烧就被排出炉外，即燃料在炉内的停留时间减短。这就表明炉膛容积过小。此时，由于炉内所能布置的水冷壁受热面太少，烟气到达炉膛出口时得不到充分冷却，炉膛出口烟温升高，会使炉膛上部受热面结渣。

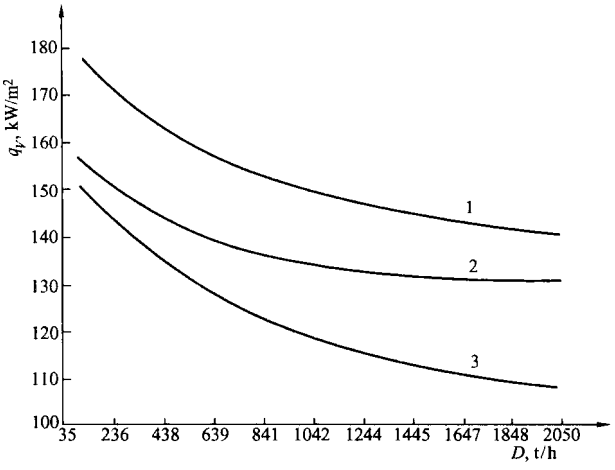


图 6-26 q_V 随锅炉容量的变化关系

1—适于不结焦的烟煤和贫煤；2—适于一般烟煤及炉膛有卫燃带的无烟煤；3—适于褐煤

随着锅炉容量增大，q_V 呈下降趋势。这是因为燃煤量增大后，要求保证燃料在炉内有足够的停留时间，因而必须增大炉膛容积。与此同时，又要求布置足够的水冷壁来冷却烟气，并防止水冷壁管内出现传热恶化。但是容积与几何尺寸的三次方成正比，而壁面积与几何尺寸的二次方成正比，因而容积的增长速度比壁面积要快，为了布置足够的水冷壁，炉膛容积相对地增长得多。因此，当容量增大时，q_V 呈下降趋势。

根据国内锅炉的统计结果，q_V 随锅炉容量的变化关系见图 6-26。

图中曲线 1 适用于燃用烟煤和无烟煤（有卫燃带）的锅炉，曲线 2 适用于燃用不结渣的烟煤、贫煤，曲线 3 适用于燃用褐煤的锅炉。

（2）燃料在炉内的停留时间。

单纯用 q_V 表示停留时间有不足之处。因为大型锅炉的燃烧器高度达 10m 以上，燃烧器区域所占容积很大，要保证最上层一次风中煤粉完全燃烧，关键是上排一次风喷口中心至炉膛出口（大屏下端）的距离，见图 6-27。其次是炉膛形状，即与炉膛断面积、燃料量、烟气量有关。燃料在炉内的停留时间可用下述关系表示，即

$$\tau_{min} = \frac{L}{w_y}, \text{ s} \tag{6-6}$$

$$w_y = \frac{V_y B_j}{AB}\left(\frac{\vartheta_p + 273}{273}\right), \text{ m/s} \tag{6-7}$$

$$\vartheta_p = 0.9\sqrt{\vartheta_a \vartheta''_L} \tag{6-8}$$

式中 L——燃烧器上一次风中心至屏下端距离，m；

w_y——烟气在炉内的平均上升速度，m/s。

B_j——计算燃料消耗量，kg/s；

V_y——烟气体积，m^3/kg；

ϑ_p——烟气平均温度，℃。

ϑ''_L——炉膛出口烟温，℃；

ϑ_a——理论燃烧温度，℃。

对于 100～300MW 的锅炉机组，燃尽时间一般为 1.5～2.8s。

煤粉燃尽时间应等于煤粉在炉内的停留时间，因此，燃料在炉内的停留时间越长，燃尽程度越高。当燃用的煤质相近时，在容量相近的条件下，L 值可以不同，炉膛断面较大的炉

膛，L 值较小。

图 6-27 中，当采用摆动式燃烧器时，为了避免下倾火焰冲刷冷灰斗引起结渣，对于 300MW 锅炉，X 的取值一般为 5m 略多一些。

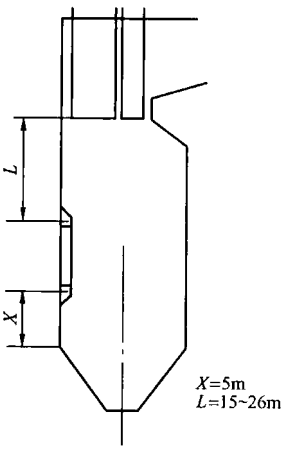


图 6-27　燃烧器上一次风中心至屏下端距离

3. 炉膛结构结渣性参数

影响结渣的因素也很多，从炉膛结构来考虑，主要是温度的影响，尤其是燃烧器区域的温度水平，主要结构因素是 q_A 和 q_R。即着火稳定性强的炉膛结构，结渣的可能性也越大。当然，实际是否结渣，还与煤的灰熔点和气流是否直接冲刷炉墙等多种因素有关。

三、炉膛受热面结渣的影响因素

1. 受热面结渣的形成过程

受热面结渣是由于燃料中的灰分引起的。燃料的灰分是由多种矿物性杂质化合而成，这些矿物杂质虽然不能燃烧，但在高温火焰中可以熔化。在锅炉正常运行状态下，熔融的灰在贴近水冷壁时，被冷却而形成固态的灰粒或灰渣。细灰粒可能吸附在受热面上，形成积灰。大块渣从炉底冷灰斗落下，称为固态排渣。但是，当熔融的灰渣接近受热面时，若未被冷却凝固，并与受热面相碰，大块渣积聚在受热面外壁上，便形成了“结渣”现象。

2. 受热面积灰或结渣的危害

积灰或结渣的危害是相当严重的，根据运行经验，可归纳为下述几个方面：

（1）使炉内传热变差，加剧水冷壁结渣过程；

（2）炉膛出口的受热面结渣或超温；

（3）炉膛内未结渣的受热面金属表面温度升高，腐蚀性气体增加，引起高温腐蚀；

（4）排烟温度提高，锅炉效率降低；

（5）结渣严重时，大块渣落下，可能扑灭火焰或砸坏炉底水冷壁，造成恶性事故。

3. 影响受热面结渣的主要因素

受热面结渣过程与多种复杂因素有关，但任何原因的结渣都有两个基本条件构成，一是火焰贴近炉墙时，烟气中的灰仍呈熔化状态，二是火焰直接冲刷受热面。但是，与这两个因素相关的具体原因十分复杂。这些因素是：

（1）煤灰特性和化学组成。煤灰特性主要表现在三个方面：一是煤灰的熔点温度，二是灰渣的黏性，三是煤灰的组成成分。一般灰熔点低的煤容易结渣，与此同时，低灰熔点的灰分通常黏附性也强，因而增加了结渣的可能性。由第二章可知，煤灰的组成成分对结渣的影响更为复杂。

（2）炉膛温度水平。炉内燃烧器区域的温度越高，煤灰越容易达到软化或熔融状态，结渣的可能性就越大。而影响燃烧器区域温度水平的因素也很多。例如，前述的炉膛断面热负荷与燃烧器区域的壁面热负荷、燃料的发热量、水分含量以及锅炉负荷的变化等。如果锅炉改烧发热量大的同类煤时，由于燃放热增多，燃烧器区域温度水平就高，结渣的可能性就大。而锅炉负荷越高，送入炉内的热量也越多，结渣的可能性也越大。

（3）火焰贴墙。对于四角布置直流式燃烧器的炉膛，煤粉气流由于受到气流刚度、补气条件和邻角气流的撞击等影响而引起火焰贴墙时，必然结渣。对于布置旋流式燃烧器的炉

膛，当旋流强度太大时，会引起飞近贴壁火焰。或某只燃烧器的旋流强度过小，气流射程太长时，可能使气流直冲对面炉墙或顶撞对面的火焰而导致结渣。

（4）过量空气系数。当炉内局部区域过量空气过小且煤粉与空气混合不均匀时，可能产生还原性气氛，而煤粉在还原性气氛不能充分氧化，灰分中的 Fe_2O_3 被还原成 FeO，FeO 与 SiO_2 等形成共晶体，其熔点温度就会降低，有时会使熔点下降 150～200℃，因而，结渣倾向随之增加。或者，采用高煤粉浓度燃烧方式时，由于燃烧放热过于集中，使局部区域温度升高且处于还原性气氛，结渣也会倾向严重。当然这也与灰的熔融特性有关。

（5）煤粉细度。粗煤粉的燃烧时间比较长，当煤粉中粗煤粉的比例增加时，容易引起火焰延长，导致炉膛出口处的受热面结渣。

（6）吹灰。吹灰器长期不投，受热面积灰增多时，可能导致结渣。

（7）燃用混煤。锅炉燃用混煤时，灰渣的特性有可能改变。一般结渣性强的煤与结渣性弱的煤混合燃烧时，结渣性低于结渣性强的煤。

锅炉结渣是多种因素综合影响的结果，不过总是有几个关键因素起主要作用。比较主要的因素是煤灰的熔融特性、水冷壁的冷却能力以及火焰贴墙等。

4. 防止受热面结渣的基本条件

防止受热面结渣的基本条件：一是炉内应布置足够的受热面来冷却烟气，使烟气贴近受热面时，烟气温度降低到灰的熔点温度以下，即保证灰渣贴近受热面时被凝固；二是组织一、二次风形成良好的气流结构，保证火焰不直接冲刷受热面。

四、火焰充满度

在组织与调整燃烧时，应同时注意组织好炉内气流的流动，确保火焰在整个炉膛容积内具有较高水平的充满度，减少气流的死滞旋涡区域。因为死滞旋涡区的存在会给锅炉运行带来下述问题：

（1）炉膛容积利用不好。减少烟气的有效流通截面，使局部烟速提高，缩短燃料燃烧时间或在炉内的停留时间，降低燃烧效率。此外，在死滞旋涡区，还常常出现受热面积灰现象。

（2）造成热偏差。因为火焰充满度影响着炉内温度场分布，进而影响到火焰和水冷壁之间的换热能力，不但使水冷壁吸热不均，水循环处于不利条件，还会使炉膛出口烟温偏离正常值，引起过热器热偏差增大，导致过热器超温。

五、炉膛负压

1. 煤粉炉的正常炉膛负压

煤粉炉通常采用负压燃烧，炉内压力比外界大气压力低 20～60Pa，大容量锅炉的炉膛负压有时可达 100Pa 左右。维持正常的炉膛负压，不仅对锅炉经济运行作用很大，而且对运行调节十分有益。

正常的炉膛负压值是依靠调节送风机和引风机的挡板开度实现的，但主要是靠调节引风机的挡板开度来控制的。如果引风机出力不足，或挡板调节失灵时，炉内可能出现正压状态。此时，烟气或火焰向外泄漏，不仅污染工作环境，而且对设备及人身构成危险。当然负压太大也是不允许的。

2. 炉膛负压太大的危害

（1）炉膛负压太大，说明引风机抽吸力过大。此时，炉内气流明显向上翘，火焰中心上

移，炉膛出口烟温升高，引起汽温升高或过热器结渣。

（2）气流上翘，火焰行程缩短，导致不完全燃烧。

（3）对于四角燃烧炉，由于气流上翘，使四股气流的相互作用变差，甚至切圆形成不好，煤粉气流相互点燃的作用变弱，燃烧变得不稳定。如果煤质着火性能变差时，还可能引起灭火。

（4）漏风增大，使烟气体积增加，烟气流速相应升高。这时排烟损失增加；受热面磨损加剧；汽温升高；炉膛温度降低，影响燃烧稳定性；火焰向上运动速度增大，一部分燃料未来得及完全燃烧就被排出炉外，因而造成不完全损失增大等一系列不良影响。

（5）炉膛负压急剧升高时，还可能发生炉膛内爆事故。内爆会造成水冷壁损坏或人身事故。内爆产生的原因一是：引风机运行不正常，静压头过高或挡板运行不良；二是因灭火而切断燃料供应时，炉膛负压急剧升高。因此，在切断燃料的同时，应适当关小引风机挡板，以免负压剧增。此外，大型机组应设置炉内压力报警和安全保护装置。

（6）炉膛负压波动时，也可能是炉内压力波变化造成的。此时表明燃烧处于不稳定状态。燃烧脉动时，负压也随着脉动。所以，炉膛负压是燃烧调整和锅炉保护的重要参数。

（7）炉膛负压由负压值极高突变正压，此过程发生的时间极短，只有 1～2s。当正压值极高时，极可能发生炉膛爆炸或“打炮”。对于自动化程度比较高的锅炉，炉膛负压超限时，控制系统会自动发出报警或保护动作。但当控制系统处于手动状态时，则必须做出准确、迅速的判断和处理。

六、炉膛内的爆炸性燃烧

大型锅炉上装有火焰检测、报警及保护系统，炉膛爆炸现象极少发生，但是一旦火焰检测、报警及保护系统发生故障，且运行人员未能及时发现并处理“灭火”事故，极有可能发生炉膛爆炸。炉膛爆炸的破坏性很大。

因为炉膛爆炸的发生时间很短，只有 1～2s。所以，如何把燃料安全、适当地送入炉内，并对可能发生的爆炸做出判断是十分重要的。

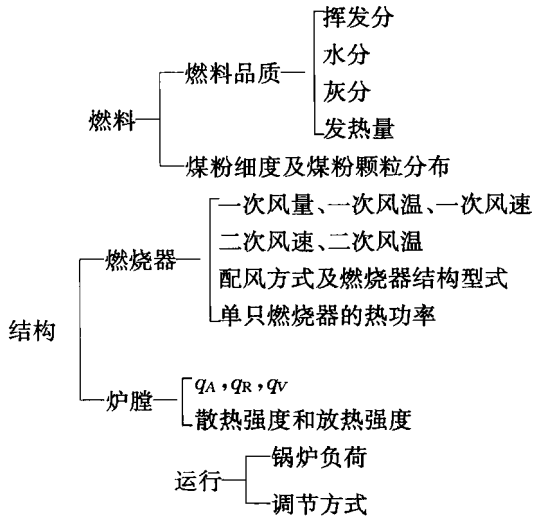
炉膛爆炸的原因是数量过多的燃料和空气在炉膛内未能及时着火燃烧，而以极高的速度进行化学反应，当具有足够的着火热源时，在瞬间形成可燃性气体，气体容积急剧增加，炉内压力和温度急剧升高。

需要注意，在锅炉点火阶段或燃烧不稳定时，如果炉内积聚了大量的未燃燃料，此时点火很有可能造成爆炸。而在破坏性炉膛爆炸发生之前，总要发生一些先导性事件。例如，燃料的着火性能变差或点火装置的能量不足以及未及时投入点火装置。由于这些条件的变化，使送入炉内积累了大量活性可燃、易爆产物，这种积累过程需要持续相当长的时间，即爆炸发生前总要有一段较长的孕育时间。

第五节　煤粉气流的燃烧

一、影响煤粉气流着火的因素

影响煤粉气流着火的因素很多，概括起来主要有三个方面的因素：一是燃料因素，二是设备结构因素，三是运行因素。具体内容如下：



上述因素中，结构因素的影响如前所述，本节主要分析燃料因素与运行因素的影响。

1. 燃料性质的影响

煤中挥发分含量对煤粉气流的着火过程影响很大。干燥无灰基挥发分越高的煤，着火温度越低，火焰传播速度也快。因此挥发分高的煤不仅容易着火，而且着火稳定性也好。

挥发分的燃烧对焦炭起加热作用，从而为焦炭的着火燃烧创造了有利条件，一般而言，挥发分高的煤也易于燃尽。然而近年来国内的许多研究表明，干燥无灰基挥发分相同的煤，其燃尽时间有时差别很大，其原因是一部分煤具有烧结性，使氧气与炭表面的反应变差，因而影响燃尽。

在分析煤的挥发分含量对着火的影响时，不但应注意挥发分的数量，还应注意挥发分的发热量。例如，无烟煤、贫煤的挥发分含量虽然很小，但挥发分的发热量很高，实际燃烧发现，有些无烟煤甚至比挥发分高的劣质烟煤容易着火。

煤中灰分含量增加时，煤的发热量就会下降很多，燃煤量就要增多，而着火热又与燃煤量成正比。因此灰分高的煤，着火也比较困难，而且着火稳定性变差。

煤中水分含量也影响着火热。水分多时，加热煤粉气流的一部分热量用于水分的蒸发和过热，使着火热增加，着火推迟。但煤粉的内部水分蒸发后可使煤粉颗粒内部的反应表面积增加，从而提高着火能力和燃烧速度。

当然，用单一煤质指标来分析煤质对着火的影响是不够全面的。例如，褐煤的水分含量相当大，但因为挥发分也很高，很容易着火。这说明挥发分的影响超过了水分的影响。

煤粉细度对着火也产生重要影响。细煤粉中挥发分比粗煤粉容易析出，也容易加热，因而细煤粉容易着火，也容易燃尽。

2. 锅炉低负荷运行时煤粉气流的着火

锅炉低负荷运行时煤粉的着火稳定性将变差，尤其是那些挥发分低或灰分高的煤，或颗粒度较粗的煤粉，其火焰容易在低温烟气中逐渐扩散以至熄灭。这样不但着火变得困难，还容易形成大量不完全燃烧损失。锅炉负荷低至一定程度时，煤粉气流自点燃特性和燃烧稳定性变差，需要投入易燃的燃料（如投油），提高煤粉着火燃烧的稳定性，否则容易灭火。目前，国内外都采用了新的燃烧技术，实现低负荷下不投油或少投油稳定燃烧。

二、混煤的燃烧特性

我国电站锅炉燃用混煤的情况比较多。混煤的燃烧比单一煤种的燃烧复杂的多。其特点主要表现在两个方面：

1. 混煤的着火特性

混煤的着火温度不是取决于混煤的平均挥发分，而是偏高于相同挥发分的单一煤种。例如，无烟煤和长焰煤，其挥发分分别是5%和40%，按57%和43%的比例混合时，平均挥发分实测值为20%，在空气中的着火温度为380℃，这相当于挥发分为11%时单一煤种的着火温度。这个例子说明，单纯用挥发分含量判别混煤的着火特性是不够全面的。当混煤中的低热值或低反应能力的煤比例太多时，会造成频繁灭火。而性质相近的煤混烧时，在着火性能与燃烧稳定性方面，不会有什么问题。但煤的燃烧性能差别较大的煤混烧时，不但对着火性能影响很大，而且对燃烧效率的影响也很大。

2. 混煤的燃烧效率

燃烧性能相近的煤混燃时，燃烧效率不会受太大影响。但燃烧性能相差较多的煤混燃时，燃烧效率会明显下降。其原因一方面是由于各种煤质的着火温度及燃尽时间不一致，甚至相差很多，着火性能好的煤已经着火并燃尽，而着火性能差的煤还未着火或刚刚开始着火。另一方面，运行中无法同时满足不同燃烧性能的煤对配风的不同要求，从而导致燃烧损失急剧增加，燃烧效率大幅度下降。因此，混煤的燃烧效率低于相应挥发分的单一煤种。此外，考虑到混合不均匀和可磨性不一致造成煤粉颗粒不均匀的影响，实际的燃烧效率会明显下降。

第六节　低负荷稳燃及低 NO_x 煤粉燃烧技术

一、低负荷稳燃技术

(1) 提高一次风气流中的煤粉浓度。提高一次风气流中的煤粉浓度，减少一次风量，可减少着火热；同时又提高了煤粉气流中挥发分的浓度，使火焰传播速度提高；再加上燃烧放热相对集中，使着火区保持高温状态。这三个条件集中在一起，强化了着火条件，使着火稳定性提高。

当然，煤粉浓度并不是越高越好。煤粉浓度过高时，由于着火区严重缺氧，而影响挥发分的充分燃烧，造成大量煤烟的产生，此时还因挥发分中的热量没有充分释放出来，影响颗粒温度的升高，延缓着火。或者因挥发分燃烧缺氧，使火焰不能正常传播，而引起着火不稳定。可见，存在一个有利于稳定着火的最佳煤粉浓度。即煤粉浓度与火焰传播速度有关，见图6-28。由图可见，有利于着火的最佳煤粉浓度与煤种有关，挥发分大的烟煤，其最佳煤粉浓度低于挥发分小的贫煤。

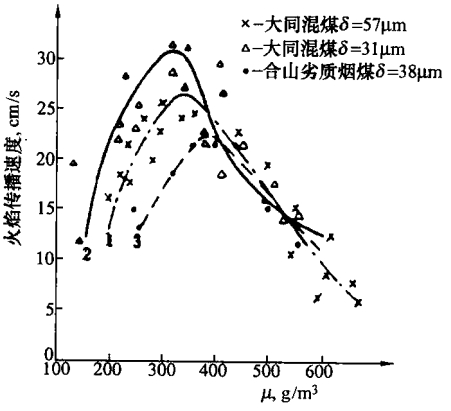


图6-28　煤粉浓度与火焰传播速度的关系

(2) 提高煤粉气流初温。提高煤粉气流初温，可减少煤粉气流的着火热，并提高炉内温度水平，使着

火提前。提高煤粉气流初温的直接办法是提高热风温度。图 6-29 是热风温度对炉内烟温的影响关系，由图可见，热风温度升高，烟温升高很快，煤粉着火提前。据有关资料提供的计算数据：一次风温从 20℃升至 300℃时，着火热可减少 60%；一次风温从 20℃升至 400℃时，着火热可减少 80%。

(3) 提高煤粉颗粒细度。煤粉的燃烧反应主要是在颗粒表面上进行的，煤粉颗粒越细，单位质量的煤粉表面积越大，火焰传播速度越快。煤粉颗粒细度与火焰传播速度的关系如图 6-30 所示。火焰传播速度越快，燃烧放热速度越快，煤粉颗粒就越容易被加热，因而也越容易稳定燃烧。试验研究发现，煤粉燃尽时间与颗粒直径的平方成正比，当锅炉燃用煤质一定时，提高煤粉细度能显著提高煤粉气流着火的稳定性。不过煤粉颗粒细度受磨煤出力与磨煤电耗的限制，不可能任意提高。

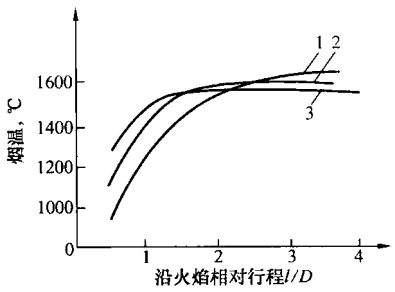


图 6-29 热风温度对炉内烟温的影响
1—热风温度为 300～310℃；2—330～350℃；3—380～400℃

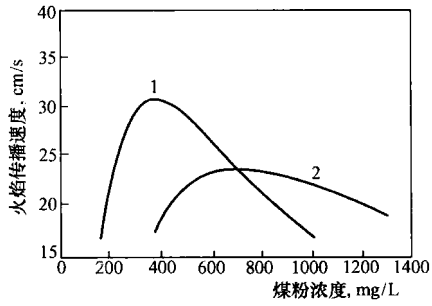


图 6-30 煤粉颗粒度对火焰传播速度的影响
1—平均粒径为 10μm；2—平均粒径为 27μm

(4) 在难燃煤中加入易燃燃料。当锅炉负荷很低或煤质很差时，可投入助燃用雾化燃油或气体燃料，混入燃烧器出口的煤粉气流中，来改善煤粉的燃烧特性，维持着火的稳定性。有时为了节省燃油，也可混入挥发分较大的煤粉，以提高着火的稳定性。

二、低 NO_x 煤粉燃烧技术

1. NO_x 的生成机理

为保护环境，实现可持续发展的目标，要求控制锅炉燃烧产物中污染物的排放量。达到这一目标既经济又有效的手段是通过高效燃烧、低 NO_x 燃烧器、多级配风、降低炉内温度、控制燃烧速度来实现。烟气中的污染物包括氮氧化物 NO_x 和由烟气中的 SO_3、SO_2 产生的硫酸蒸汽 H_2SO_4，CO_2 和粉尘等。

国内有的电厂已经采用排烟脱硫装置，而降低烟气中的 NO_x 主要是采用分级配风的燃烧技术。本节主要介绍生成 NO_x 的简单机理及低 NO_x 煤粉燃烧技术。

NO_x 的生成机理有三种：温度型 NO_x、燃料型 NO_x、快速温度型 NO_x。

(1) 温度型 NO_x。是指空气中的氮在超过 1500℃的高温下，发生氧化反应，温度越高，NO_x 的生成量越多。如果局部区域的火焰温度很高，将产生大量 NO_x，这部分 NO_x 占 NO_x 总量的 10%～20%，要减少温度型 NO_x，就要求燃烧处于较低的燃烧水平，同时要求燃烧中心各处的火焰温度分布均匀。分级配风能沿火焰行程适量、分散送入空气，恰好能满足这种需求。

（2）燃料型 NO_x。是指燃料中的氮受热分解和氧化生成 NO_x。进一步说，主要指挥发分中的氮化合物生成 NO_x，其占 NO_x 总量的 80%～90%，这部分 NO_x 在燃烧器出口处的火焰中心生成。由于大部分煤粒中的挥发分在 30～50ms 内析出，当煤粉气流的速度为 10～15m/s 时，挥发分析出的行程小于 1m。要控制该区域中 NO_x 的生成量，就应控制燃料着火初期的过量空气系数。采用双调风燃烧器能形成富燃料区，使煤粉在开始着火阶段处于缺氧状态，挥发分生成的一部分 NO_x 被还原，这样实际生成的 NO_x 数量可以明显的减少。

但是在富燃料区，由于煤粒处于弱还原性气氛中燃烧，煤中某些矿物质的熔点降低，可能使结渣倾向增加。

（3）快速温度型 NO_x。是指空气中的氮和碳氢燃料先在高温下反应生成中间产物 N、NCH、CN 等，然后快速与氧反应，生成 NO_x。这部分 NO_x 占 NO_x 总量的 5%。

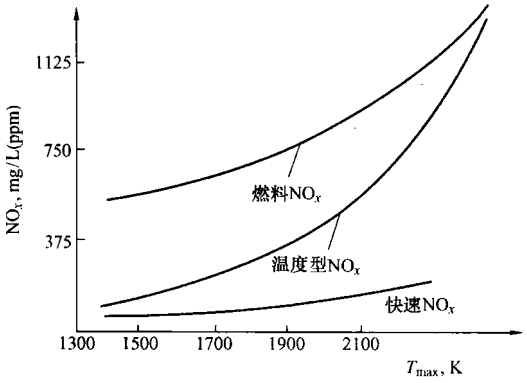


图 6-31　NO_x 的生成量与炉膛温度的关系

图 6-31 表示了煤粉燃烧过程中 NO_x 的生成量与炉膛温度的关系。

2. 低 NO_x 煤粉燃烧器

（1）PM 型燃烧器

PM 型燃烧器是在燃烧器内将煤粉气流分为浓度气流和煤粉气流。浓煤粉气流在上，淡煤粉气流在下，如图 6-32 所示。这种燃烧方式主要用于稳定着火燃烧并降低 NO_x 的生成量。

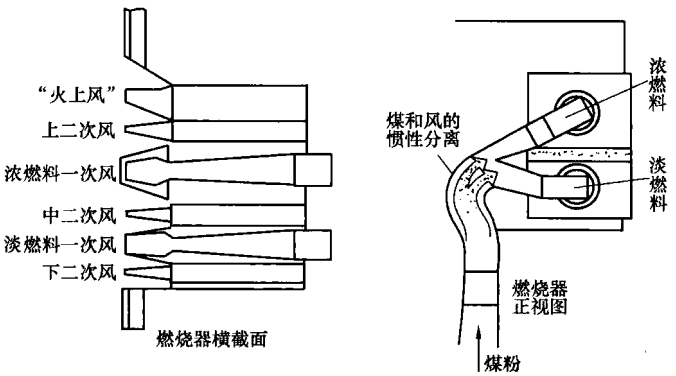


图 6-32　PM 型浓淡煤粉燃烧器

由图 6-32 可见，在燃烧器一次风入口管段有一段弯头，煤粉气流通过弯头时，在离心力的作用下，大部分煤粉被分离送入浓煤粉喷口，分离后的淡煤粉气流送入淡煤粉喷口，弯头内侧还有调节装置，用来调节煤粉浓度的大小。燃烧器上还设置再循环烟气喷口（称为 SGP 喷口），目的是为了推迟二次风与一次风的混合，以及淡煤粉气流与浓煤粉气流的混合。这就在浓煤粉气流喷口附近形成还原性气氛，并降低燃烧中心的温度，既可稳定燃烧，也抑制了 NO_x 的生成。

这种降低 NO_x 的方法是使大部分煤粉形成的浓煤粉气流在过量空气系数远小于 1 的条件下燃烧，而另一部分煤粉气流在过量空气系数远大于的条件下燃烧。煤粉在高浓度燃烧时，由于缺氧产生的燃料型 NO_x 减小，煤粉低浓度燃烧时，由于空气量多，使燃烧温度降低，产生的温度型 NO_x 减少。这样，就形成了两个燃烧区段，如图 6 - 33 所示。第一区段中的燃料燃烧率越低，燃料型 NO_x 的生成量越低。

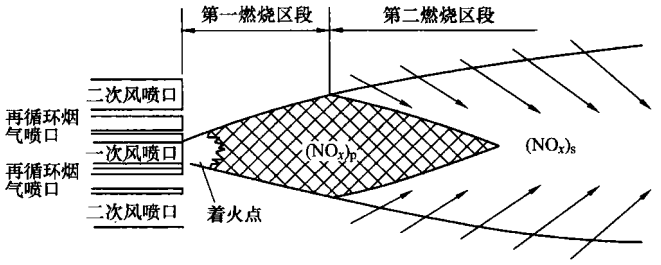


图 6 - 33 PM 型燃烧器的两个燃烧区段

$(NO_x)_p$—第一燃烧区段 NO_x；$(NO_x)_s$—第二燃烧区段 NO_x

有的 PM 燃烧器不设 SGR 喷口，而在浓淡喷口上设有周界风，这种燃烧器对控制 NO_x 的作用较差，主要作用是改善着火稳定性。但这种 PM 燃烧器可与两级燃烧法相配合，降低 NO_x 的生成量。我国 300MW 锅炉上采用的 PM 煤粉燃烧器，燃烧器顶部的过燃风与两级燃烧的作用相类似。

（2）宽调节比煤粉燃烧器

宽调节比燃烧器也是一种浓、淡型煤粉燃烧器。这种燃烧器的主要性能是在低负荷下，不投油仍然能稳定燃烧，故其对锅炉负荷变化时的燃烧调节范围比较宽。其结构如图 6 - 34 所示。

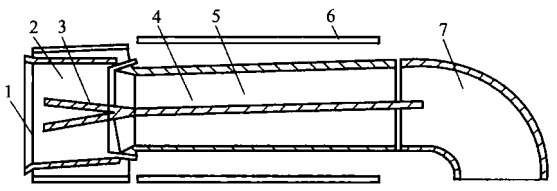


图 6 - 34 宽调节比燃烧器

1—阻挡块；2—喷嘴头部；3—扩流锥；4—水平肋片；5—一次风管；6—燃烧器外壳；7—入口弯头

由图可见，在一次风入口部位连接一个弯头，作为煤粉浓缩器。一次风管内设置一块隔板，把一次风管分为上、下两部分。当煤粉气流通过弯头时，一次风管隔板上部的通道中形成浓煤粉气流，而在隔板下部的通道中形成淡煤粉气流。在喷口出口处装有扩流器，扩流锥将两股出口气流形成一个夹角，可以增加一次风气流和回流烟气的接触面，上部浓煤粉气流着火的稳定性提高；同时，在夹角区形成回流区，卷吸高温烟气，进一步提高整个煤粉气流着火的稳定性。因而这种燃烧器在锅炉负荷变动时，对稳定燃烧的适应性比较强。三角形扩锥出口的翻边对增加高温烟气的回流作用很大。有的试验表明，这种燃烧器可在 20% 负荷下不投油稳定燃烧。

（3）A - PM 型浓淡浓煤粉燃烧器

国外在改进的 PM 型燃烧器基础上，研究开发了 A - PM（Advanced - Pollution Minimun）型燃烧器，其主要技术是将原来的 PM 型浓、淡燃烧器改进为 A - PM 型浓、淡、浓燃烧器，如图 6 - 35 所示。

A - PM 型燃烧器将单个喷嘴的火焰形成同轴对称火焰，使局部过于集中的浓煤粉气流分解为火焰中心是淡煤粉气流，外围是浓煤粉气流。这样，不仅降低了局部高热强度，而且在火焰中心区形成 NO_x 的还原反应，大幅度降低了 NO_x 的生成量。而在火焰外围的浓煤粉气流区维持了火焰的稳定性。尤其是在喷口内设置的稳焰器，可进一步提高着火稳定性，使低负荷稳燃能力增强。A - PM 型燃烧器采用分隔风箱结构，可实现单个火焰的灵活调节。同时，与 A - MACT 技术相结合，具有显著降低 NO_x 的优势。

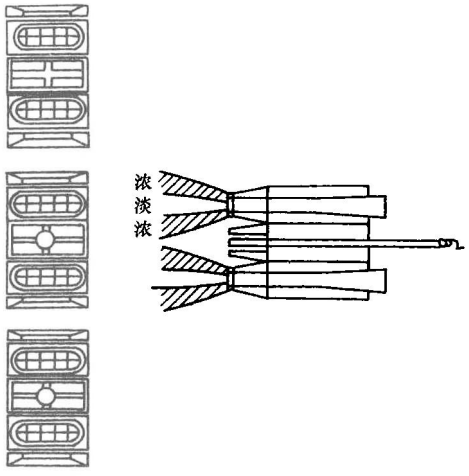


图 6 - 35　A - PM 型燃烧器

（4）新型低 NO_x 旋流式煤粉燃烧器

新型低 NO_x 旋流式燃烧器是在燃烧器一次风管中设置调节杆，一次风管出口装有环形稳焰器，在环形二次风管内装有隔板，如图 6 - 36 所示。

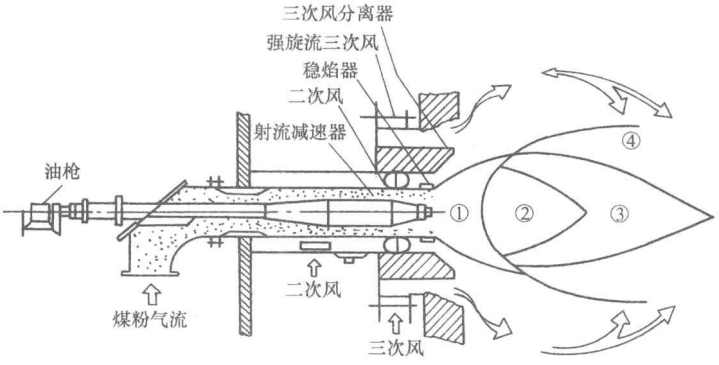


图 6 - 36　新型低 NO_x 燃烧器和火焰内脱氮新概念

①—挥发分燃烧区；②—还原区；③—NO_x 分解区；④—碳燃尽区

调节杆可沿轴向移动，控制火焰位置，环形稳焰器可确保着火区的高温烟气回流，促使煤粉快速、稳定着火。隔板的作用是将三次风（即外二次风）分割为两股，从不同位置上送入着火后的煤粉气流中，实际上推迟了三次风与火焰的混合，以利于形成还原性气氛和宽广的还原区，促进 NO_x 的还原。在还原区后，送入二次风，促进还原区残留的未燃尽物与空气混合，实现完全燃烧。火焰内脱氮的新概念如图 6 - 37 所示。

国内有的电厂已经应用了在双调风燃烧器基础上带燃尽风（或称为三次风）的燃烧技术，燃尽风率为 15%。燃尽风的布置使旋流式燃烧器的配风进一步多级化，即燃料与燃烧空气的混合分为三个阶段完成。与双调风燃烧器的燃烧过程不同的是，在内二次风和外二次风与煤粉气流混合的两个阶段中，火焰中过量空气系数都小于 1，有利于控制 NO_x 的生成量。这种配风方式的概念如图 6 - 37 所示。

新型低 NO_x 燃烧器在 1000MW 机组上的运行实际表明，无辅助燃料的稳燃能力可达到额定负荷（汽轮机侧）的 15%，与普通的双调风燃烧器相比，同一未燃尽物条件下，可减

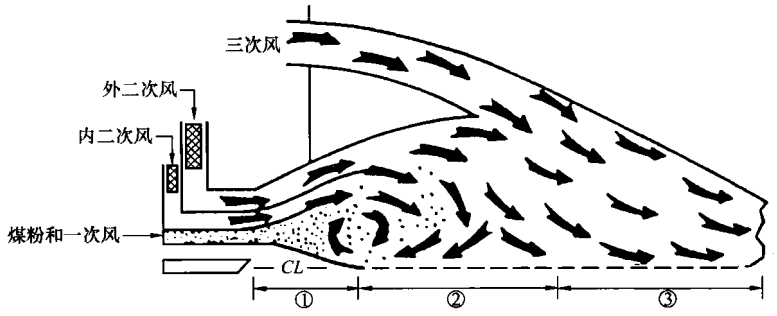


图 6-37 三级混合概念示意图

①燃料非常浓的区域（空气量平均为理论空气需要量的 40%）；②中间加入空气的区域（空气量为理论空气需要量的 70%）；③最后加入空气的燃尽区（空气量为理论空气需要量的 120%）

少 40%的 NO_x。如果与扩大还原燃烧技术相结合，在降低 NO_x 和提高燃烧效率方面还会取得更好的效果。

3. 炉内脱氮技术

（1）两级燃烧与 MACT 燃烧技术

两级燃烧是把燃烧所需要的空气量两段送入炉膛，第一级的空气量大约为 80%左右，从主燃烧区送入；第二级的空气量大约为 20%左右，从燃烧区的上方送入，两级喷口之间的距离为 1.5～2m。采用两级燃烧方式，主要用于降低 NO_x 的生成量。

采用两级燃烧法，在燃烧中心区（第一段燃烧区）过量空气系数小于 1，为缺氧燃烧。由于燃料不能完全燃烧，火焰温度比较低，因而温度型 NO_x 的生成量减少；同时，由于缺氧，燃料型 NO_x 的生成量也减少。当第二级空气送入后，因炉膛的冷却作用，火焰温度已降低。因此，在第二段燃烧区域中，虽然过量空气系数大于 1，火焰中有剩余氧存在，但因温度低，燃料型和温度型 NO_x 的生成量都大幅度降低。

采用两级燃烧法，应保证第二级空气与燃尽区火焰的混合良好，否则将造成不完全燃烧。一次燃烧区内由于缺氧，形成还原性气氛，这将使灰熔点降低，不仅容易引起结渣，还会产生腐蚀。由于燃烧分段进行，火焰拉长，如果组织不好，焦炭难以燃尽，还会引起炉膛出口处的受热面结渣。

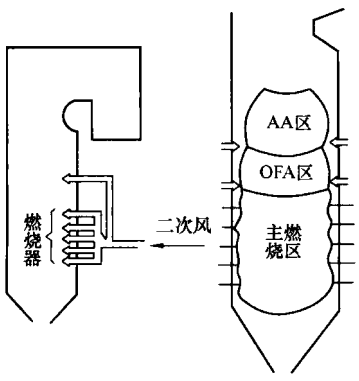


图 6-38 两级燃烧及 MACT 燃烧原理

两级燃烧及 MACT 燃烧原理如图 6-38 所示。

（2）A-MACT 炉内脱氮技术

MACT 的核心技术是控制主燃烧区的燃料与空气比为 0.8～0.9，在主燃烧器上方设置 OFA 供风，使主燃烧区产生的碳氢化合物被活化，并在 OFA 的上部留有足够的空间，使主燃烧区生成的 NO_x 到达 OFA 区时，由于缺氧而被还原成 N_2。在主燃烧器的上二次风 OFA 喷口上部再设置一层附加空气 AA，还原区的未燃尽物进入燃尽区后与 AA 供风混合，被充分燃烧。这种方式用于煤粉燃烧，称为 MACT 燃烧技术（MACT 技术用于气体燃烧或油燃烧时，则采用燃料分级燃烧）。将 AA 供风进一步细分为上下两层，可促进未燃物与空

气的均匀混合，提高燃烧效率。这种方式称为 A - MACT（Advanced - MACT）燃烧技术，A - MACT 炉内脱氮技术如图6 - 39所示。据资料介绍，A - MACT 燃烧技术可将 NO_x 控制在 60～150ppm 内。

（3）扩大还原燃烧技术

扩大还原燃烧技术与新型低 NO_x 旋流式燃烧器及 IAP 供风方式相配合，形成另一种风格的燃烧技术。

对于低挥发分煤，仅依靠燃烧器进行火焰内脱氮难以达到预期效果。为此，推出扩大还原燃烧技术（INPACT）。这种技术的核心是在主燃烧区与燃尽区之间留有较大的空间，并注入 IAP 供风（分级风），形成 HCN、NH_3、HC 等还原性气氛，促使 NO_x 还原，如图 6 - 40所示。同时，采用这种技术还可有效的控制未完全燃烧。有关文献的数据表明，采用扩大还原燃烧法与原来的两段燃烧法相比，在燃料与空气比为 0.8～0.9 的范围内，NO_x 减少了 35%，由 210ppm 降低到 130～140ppm。

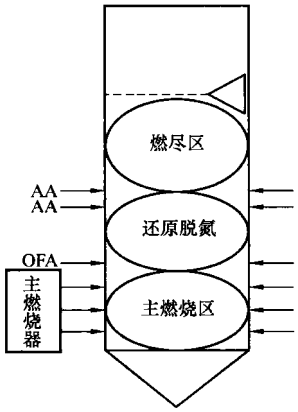


图 6 - 39　A - MACT 炉内脱氮技术

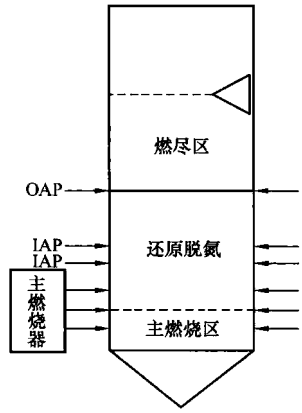


图 6 - 40　扩大还原燃烧技术

第七节　W 型火焰燃烧技术

一、W 型火焰锅炉的炉膛形状

W 焰锅炉主要用于燃烧低反应能力的无烟煤和贫煤。由于低反应煤的燃烧特点是着火困难，燃烧稳定性差，燃尽时间长，因此需要强化着火区的燃烧条件。W 火焰锅炉的主要技术是燃烧室敷设卫燃带＋煤粉浓缩燃烧器。W 火焰炉膛是由下部燃烧室和上部冷却室所组成，下部燃烧室容积扩大将近一倍左右，燃料燃烧过程基本上是在下部燃烧室内完成的。上下炉膛之间有一缩腰，燃烧器布置在缩腰上，煤粉气流从缩腰处的拱顶上向下喷射，并着火燃烧。为了维持高温燃烧状态，在燃烧室内敷设了大量卫燃带，以利低反应煤的稳定燃烧。试验表明，卫燃带对稳定燃烧起主要作用。

着火后的煤粉气流到达炉膛下部后煤粉颗粒重量减轻，此时火焰受到燃烧室下部分级风的托起作用，向上转折流动，在下部燃烧室内形成 W 型火焰。对于低反应燃料，上部冷却室实际上也可充当燃尽室的作用。运行表明，炉膛缩腰位置不仅对燃料燃尽过程起重要作用，而且严重影响着锅炉汽温特性和结渣程度。

W 型火焰结构如图 6 - 41 所示，卫燃带的敷设范围见图 6 - 42。

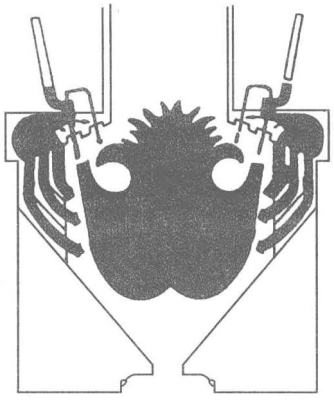


图 6 - 41 W 型火焰结构

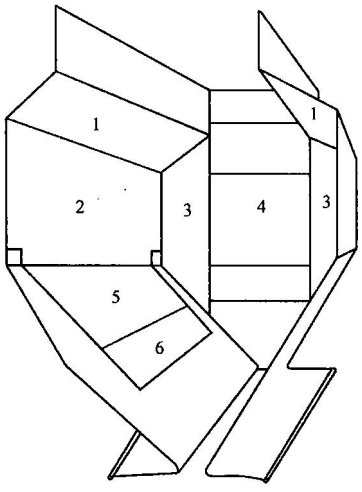


图 6 - 42 卫燃带的敷设范围

二、W 型火焰锅炉的燃烧器

高浓度煤粉燃烧器是在燃烧器前采用旋风分离器将煤粉浓缩后，煤粉空气混合物被分为浓、淡两股煤粉气流，浓煤粉气流从旋风分离器下部经过喷口进入炉膛，而淡煤粉气流经过旋风分离器上部的抽气管送入炉膛，如图 6 - 43 所示。燃烧器适用于 W 型火焰炉型。

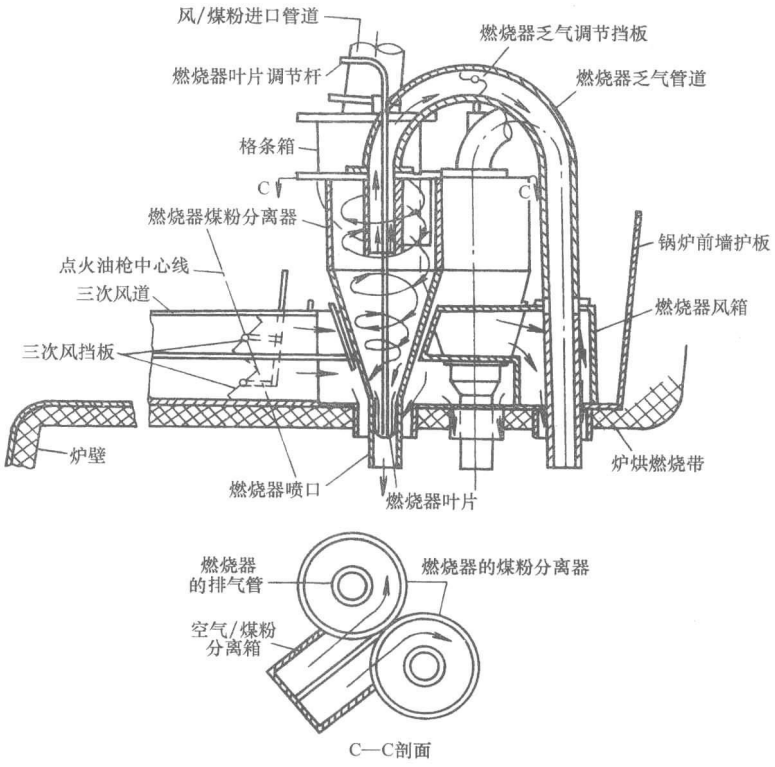


图 6 - 43 带旋风分离器的高浓度煤粉燃烧器

这种燃烧器主要依靠提高煤粉浓度的方式来稳定燃烧，因而适用于燃用挥发分极低的无烟煤。为了提高煤粉燃烧的稳定性，采用了多级配风方式，如图 6-44 所示。一次风随煤粉进入炉膛，一般为总风量的 5%～15%。一次风速很低，约为 10～13m/s。由于煤粉浓度很高，可达（1.5～2.0）kg 煤粉/1kg 空气［常规的煤粉浓度为（0.3～0.7）kg 煤粉/1kg 空气］，一次风喷口周围补充送入少量空气（三次风与二次风）。大部分二次风从一次风喷口下方的垂直炉墙上送入，与火焰混合。采用这种燃烧方式，可以燃烧干燥无灰基挥发分小于 12%的无烟煤煤粉。当燃用干燥无灰基挥发分大于 12%～14%的无烟煤煤粉时，可关闭旋风分离器的抽气控制挡板来增大一次风量。

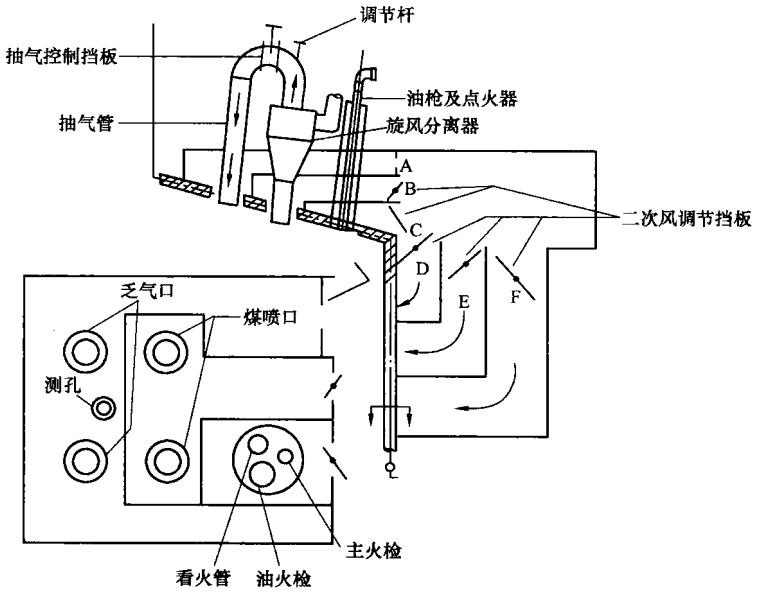


图 6-44　带旋风分离器煤粉燃烧器配风

在燃烧器下部，火焰向上折转前设置分级风，使燃烧器的调节性能进一步提高。当燃烧处于高负荷状态或燃料挥发分变大时，减小分级风，增大燃烧器风量，可使火焰长度增加，延长燃料在燃烧区的停留时间，有利于燃尽。但对难燃的煤，如果燃烧器二次风量大，会影响着火的稳定性，这时分级风就能起调节作用。增大分级风既可保证燃烧后期所需空气量，又可避免因火焰折转太晚而导致火焰冲击炉底，引起结渣。当燃烧处于低负荷状态或燃料中挥发分减小时，应适当增大分级风，减小燃烧器二次风量，否则着火初期二次风量过大，使着火区温度降低，着火不稳定，甚至可能熄灭。在锅炉启动点火时，也应十分注意各股二次风及分级风的调节。运行表明，分级风对燃烧的影响很大。

实际上，分级风使二次风的送入进一步趋向多级化，这就能在燃烧过程的各个阶段中按需要送入适量的二次风，目的在于改善加热及着火条件，保证稳定燃烧，分级风尤其适用于低反应燃料的燃烧配风。

一次风喷口内还可布置旋流叶片，使一次风气流射出喷口后产生轻度旋转，并形成中心回流，增强着火的稳定性。

第八节 油燃烧器与点火器

油燃烧器除了用于燃油锅炉外，燃煤锅炉通常都装有油燃烧器。燃煤锅炉冷态启动时，炉温很低，直接投入煤粉不易着火，故首先投入油燃烧器，用于炉膛升温并保持稳定燃烧。经过几小时的加热，炉膛温度升高后，再投入煤粉。此外，在锅炉低负荷运行时，由于炉膛温度降低，煤粉着火不稳定，火焰发生脉动，这时也需要投入油燃烧器来稳定燃烧。

一、油燃烧的特点

电站锅炉燃用的油通常为轻油或重油，重油的燃烧特点是：首先用雾化喷嘴将重油雾化成很细小的雾状液滴群（即油雾），再经过受热、蒸发，成为气态燃料。当气态燃油与空气混合并达到着火条件时，便开始着火。重油旋转气流的燃烧过程如图 6-45 所示。液体燃料的着火温度比其气化温度高得多，油滴在气化后才开始着火燃烧，所以液体燃料的燃烧实际上转变为均相燃烧。其着火与燃尽自然比煤粉容易得多。

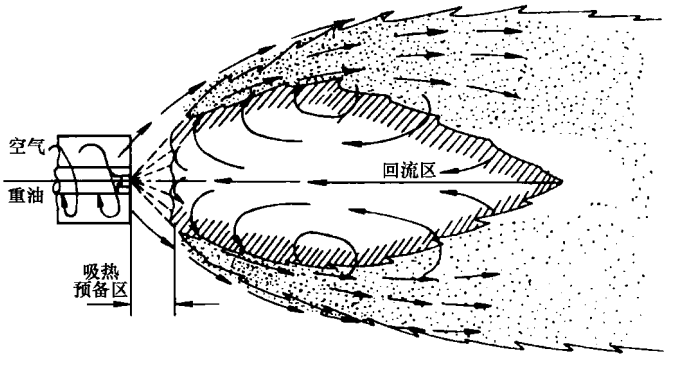


图 6-45 重油旋转气流的燃烧过程

为了提高燃烧效率，必须保证燃油的雾化质量，即雾化后的液滴应细而均匀，并使液滴气化后迅速而均匀地与空气混合，避免火焰根部缺氧产生碳黑。当然，也应尽可能实现低氧燃烧，以减少 SO_2 向 SO_3 的转换的机会，即减少 SO_3 的转换率，降低烟气中硫酸蒸汽的浓度，减轻低温腐蚀。

油燃烧器包括油喷嘴和调风器。油喷嘴的作用是把燃油雾化成细小的油雾群，并保持一定的雾化角与空气相交混合，油雾中心区形成回流区，卷吸热烟气，加热油雾。调风器的作用是组织油燃烧时的空气供给，并使空气与油雾充分混合。由于油雾燃烧时要求早期混合强烈，因此通常采用旋流叶片，使一次风产生强烈旋转，促进油雾与空气的混合。

二、油喷嘴

按照油的雾化方式，油喷嘴分为压力雾化式、蒸汽雾化式、空气雾化式等。

1. 压力雾化式油喷嘴

将具有一定压力的燃油在油喷嘴内产生的高速旋转，从油喷嘴射出后，油膜被撕裂，形成雾状小液滴。油喷嘴的结构如图 6-46 所示。

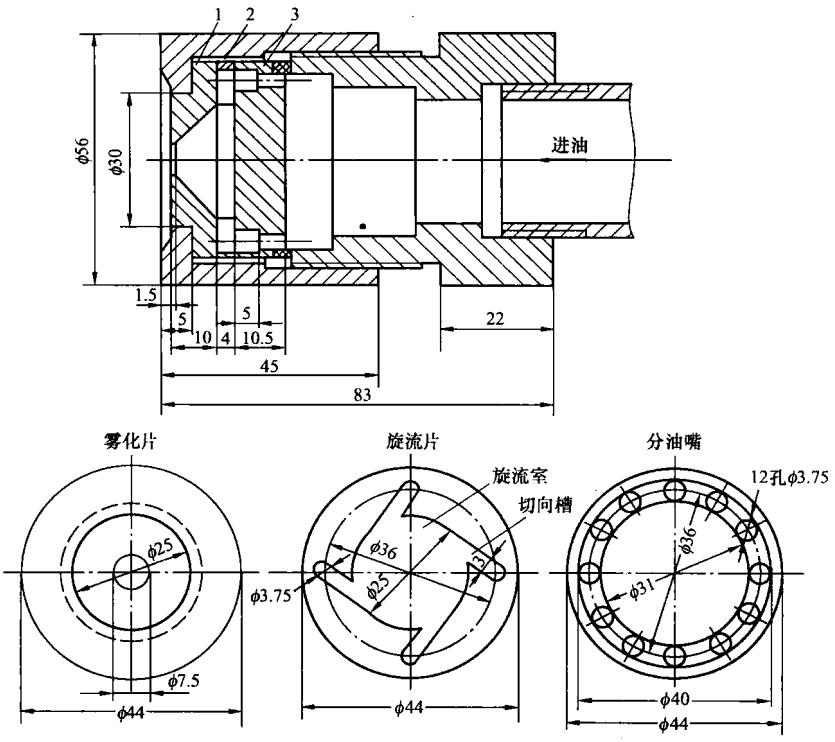


图 6-46　简单机械雾化油喷嘴

1—雾化片；2—旋流片；3—分油嘴（分流片）

这种油喷嘴由雾化片、旋流片、分油嘴组成。压力油经分油嘴小孔汇合到一个环形槽中，均匀分配到旋流片的切向槽中，再进入旋流片中心的旋涡室，此时压力油便产生高速旋转。然后从雾化片的中心孔喷出后，在旋转力的作用下，克服了油的表面张力，被撕碎成细小的油滴，形成了具有一定雾化角的圆锥状油雾。

简单机械雾化油喷嘴的喷油量是油压来调节的，压力小，流量随着变小，雾化质量也随着变差。但这种油喷嘴结构及调节比较简单，适用于点火用油燃烧器。

压力雾化式油喷嘴的另一种型式是回油式机械雾化油喷嘴。其主要特点是在分流片上有回油孔。回油孔的作用是让一部分油在喷出油喷嘴前，从旋涡室返回回油管路，用以调节喷油量。这种油喷嘴的调节特点是进油量可保持不变，只调节回油量就能改变喷油量，因而雾化质量不受喷油量变化的影响。这种油喷嘴主要应用于以燃油为主的锅炉。

2. 蒸汽雾化油喷嘴

蒸汽雾化油喷嘴的结构如图 6-47 所示。它是利用高速蒸汽气流的喷射使燃油雾化。油与蒸汽在混合孔内相互撞击，形成乳化状态的汽混合物，再喷入炉内便雾化成细小油滴。为了使空气和油雾很好地混合，喷嘴头上装有多个油孔。为了减少汽耗量并便于控制，蒸汽压力保持不变，而用调节油压的办法来改变喷油量。蒸汽雾化效果好，因而被广泛应用。

三、平流式调风器

锅炉燃油时同样也需要合理组织配风，这一任务由调风器来完成。油燃烧器的调风器型式很多，普遍使用的有平流式调风器和文丘里调风器以及旋流式调风器。

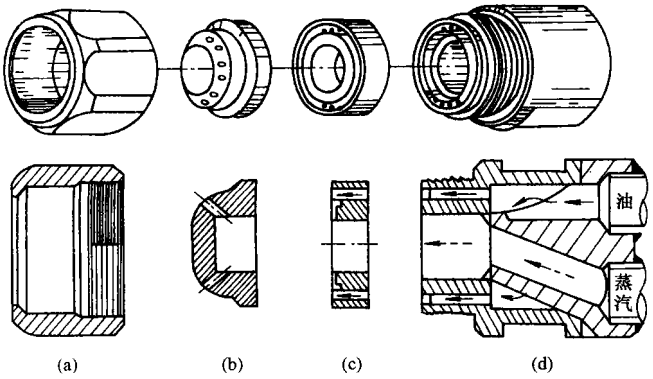


图 6-47 蒸汽雾化油喷嘴

(a) 喷嘴螺帽；(b) 雾化板；(c) 后板；(d) 喷嘴本体

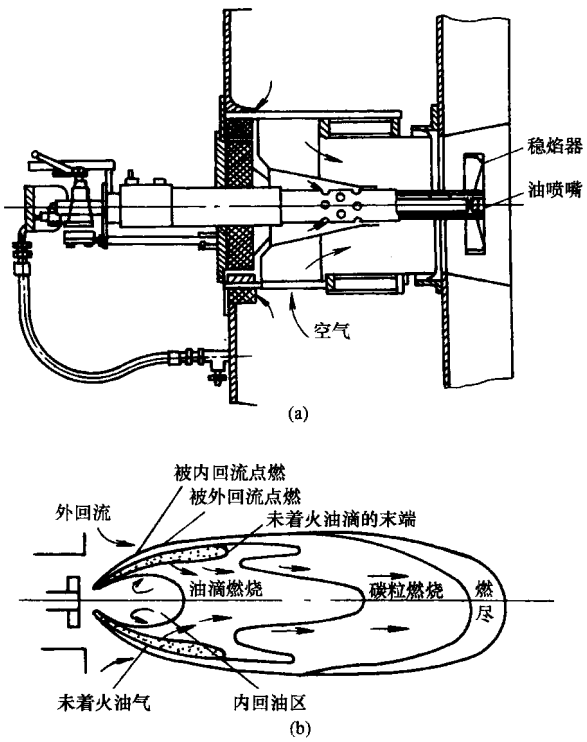


图 6-48 平流式调风器及油火焰结构

(a) 平流式调风器；(b) 火焰结构

平流式调风器的结构如图 6-48 (a) 所示。二次风平行于调风器的轴线流动，为了加强后期混合，风速很高，约有 50～70m/s。一次风通过固定式旋流叶片强烈旋转，以满足火焰根部油雾与空气的混合并产生中心回流区。既提供了着火热源，又防止产生碳黑。其燃烧过程如图 6-48 (b) 所示。

文丘里调风器是平流式调风器的另一种型式，其特点是空气流经一个缩放形的文丘里管时，在喉部与调风器入口端产生了较大的静压差，因而可根据此静压差，比较精确地控制过量空气系数。在负荷变化时，这种调风器燃烧调节的适应性较强。

平流式调风器的结构简单，操作方便，能自动控制风量，较适合于大型电站锅炉。

四、点火器

点火器是为实现油燃烧器自动点火的装置。煤粉锅炉启动点火时，一般先由点火器点燃油燃烧器的火焰，待炉膛温度水平达到煤粉气流的着火温度时，再投入煤粉，并用油燃烧器的火焰将煤粉气流点燃。煤粉气流着火后，油燃烧器和点火器自动退出。

图 6-49 所示的是一种高能点火器，由点火激励器、点火电缆、导电杆、半导体火花塞、点火油枪、伸缩装置组成。伸缩装置配有两个气缸，气缸直径分别为 ϕ40 和 ϕ60，其作用是使导电杆和点火油枪产生推进或退出动作，并用单向节流阀控制活塞的进退速度。导电杆和点火油枪进、退到位时分别输出开关信号，可实现远程控制。其工作原理是：将半导体火花塞（电嘴）置于能量峰值很高的脉冲电压下，电嘴表面产生强烈的电火花，点燃油火

焰。激励器输入50Hz交流电，电压为220±2V，电流为3～5A，激励器单次输出功率为20J，火花放电频率为14～18次/s，半导体火花塞发火电压为1200V。

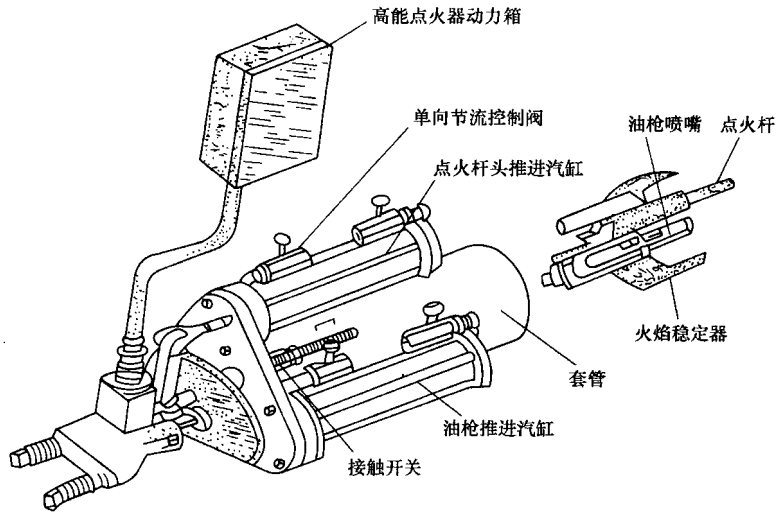


图6-49　高能点火器结构

高能点火器的型式比较多，但基本工作原理相同。图6-50给出了一种高能点火器的组装图。

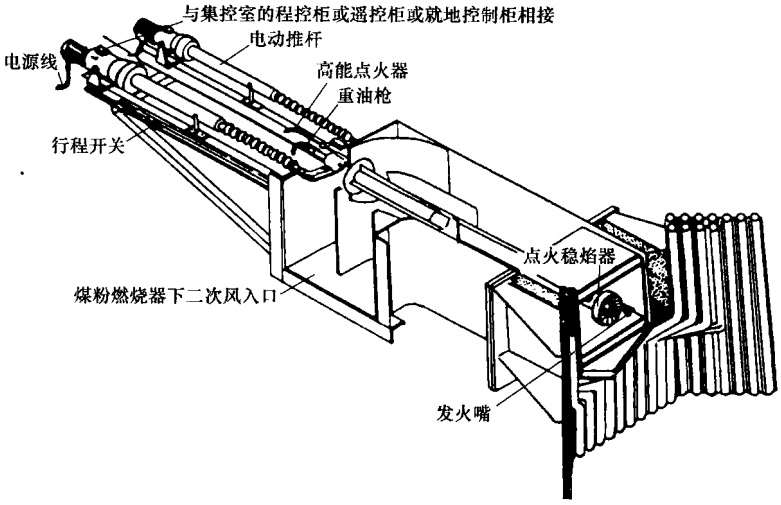


图6-50　高能点火器的组装图

点火器的类型还有电火花点火器和电弧点火器。目前电站锅炉多数采用高能点火器。

第九节　循环流化床燃煤锅炉

循环流化床燃煤锅炉与其他类型锅炉的最主要区别特征是其处于流化状态下的燃烧过程，具有煤种适应广、燃烧效率高以及炉内脱硫脱氮等特点，是洁净、高效的新一代燃煤技

术。近年来，我国大容量的循环流化床燃煤电站锅炉迅速发展，单机最大容量的循环流化床锅炉发电机组已达到300MW，将在我国洁净煤发电领域处于优先发展的地位。

一、流态化的描述及其性质

循环流化床燃烧技术是以气—固流化床为基础的，首先介绍其基本特征。

当气体通过布风板自下而上地穿过固体颗粒随意填充状态的床层时（见图6-51），整体床层将依气体流速的不断增大而呈现完全不同的状态。当流速较低时为固定床状态，床层阻力随流速增加而增加；当流速达到某一极限值时，即床层压降达到与单位床截面上床层颗粒质量相等时，颗粒不再由布风板支持，而全部由气体的升举力所承托。对单个颗粒来讲，不再依靠与其他邻近颗粒的接触来维持它的空间位置。床层空隙率或多或少加大，床层发生膨胀，开始进入流态化，床层压降将维持不变，见图6-52。在直角坐标系中，坐标原点是唯一没有误差的参考点，此时，固定床段在湍流条件下为抛物线形状，固定床与流化床的分界点被称为起始流态化点，或称为临界流态化点。此时的床层压降（也称为料层阻力）由式（6-9）表示。所对应的空截面流速称为最小流化速度（也称为临界流化速度）u_{mf}，相应的床层空隙率称为最小空隙率。

$$\Delta p = \frac{M}{A} \tag{6-9}$$

式中 M——床料质量，kg；

A——床层的横截面积，m^2。

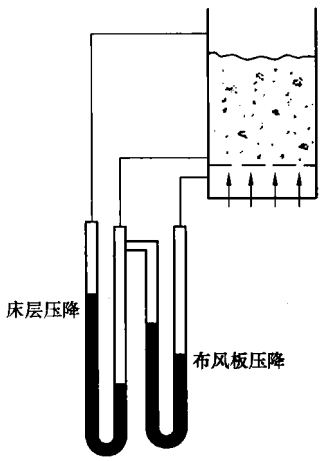


图6-51 布风板压降和床层压降

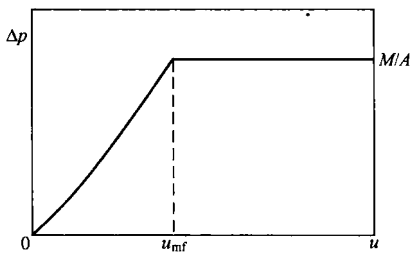


图6-52 最小流化速度的确定

临界流化速度与构成床料的颗粒性质（粒径、密度及形状）、流化介质的热物性及温度与压力参数密切相关，还与床料颗粒粒径的分布、布风板的结构等因素有关。实际中，通常采用实验的方法，在冷态条件下，直接测定循环流化床锅炉的临界流化风量，再除以布风板的横截面积得到临界流化风速。

处于起始流态化下的床层均匀且平稳，并且在很多方面呈现类似流体的性质，可以像流体一样具有流动性，可由一个容器开孔流到另一个容器。当容器倾斜，床层上表面保持水平，轻物浮起，重物下沉。床层任意两点压力差大致等于此两点的床静压差。

流速进一步增加，将依次历经鼓泡流化床、湍流流化床、快速流化床、最终达到气力输送状态。床层内颗粒间的气体流动状态也由层流开始，逐步过渡到湍流。一般来讲，从起始流化到气力输送，气流速度将增大达 10 倍（对粗颗粒）～90 倍（对细颗粒），见图 6-53。

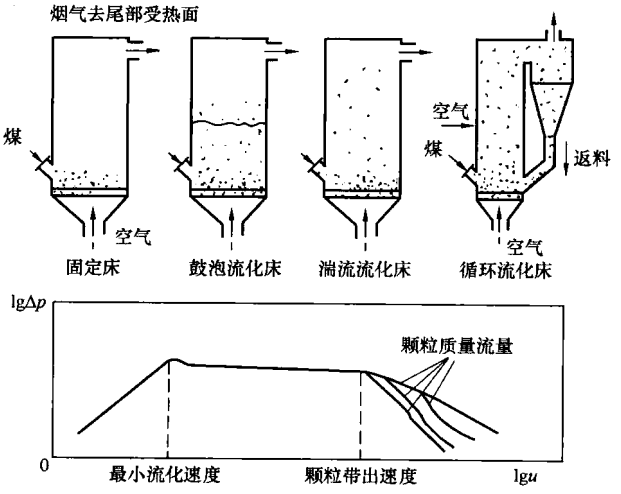


图 6-53　流态化的各种形态

在起始流态化下，气速对 u_{mf} 的微小增量将使床层进入鼓泡流化状态，其基本特征是床层内出现气泡，颗粒的运动已不限于局部现象，而导致床内颗粒物料在整体床层范围内的循环运动，平均空隙率增大，气速越高，气泡造成的扰动越强烈，床层压降波动加剧，表面起伏明显。在鼓泡流化床中，由于气泡的强烈扰动所造成的床料的良好混合，以及流化速度不太高等优点，鼓泡床在流化床燃烧中得到了广泛的应用，循环流化床锅炉在启动和低负荷运行时即处于鼓泡流化床状态。

当流速进一步增加使鼓泡流化床开始崩溃成湍流状态，此时的操作气速可以数倍于沉降速度，从床顶携带的颗粒量增加，但仍能维持湍流状态而不会将全床颗粒携带出去。其原因为床层两相特征的存在以及细颗粒聚集成絮团状而具有大颗粒的特征。没有鼓泡流化床那样清晰的床层上表面，气泡不再存在。

当气速再增加，颗粒带出量大增，床层界面趋弥散，床中全部颗粒可以被吹空，必须连续不断地向床层底部补充与带出速率相同的颗粒，从而形成快速流化。床层充满整个容器空间，适当调节固体循环量可以保持有足够的颗粒浓度，维持快速流化的条件之一是固体颗粒循环量应大于最小循环量。处于这一状态下的快速流化床也可以被称为循环流化床。

当气速再加大到气力输送速度时，颗粒携带速率突然增加到气体饱和携带容量，快速流化被破坏而进入气力输送状态。

快速流态化明显不同于湍流床的一个特征是它的床层密度为固体加料率的函数，固体颗粒的负荷是可以变动的。另外，快速流化床也不同于气力输送，快速床内，固体颗粒在床层中剧烈运动，返混量很大，且有很高的气固滑移速度，而气力输送的两相滑移速度几乎为零。

二、循环流化床燃煤锅炉炉内工作原理

循环流化床燃煤锅炉基于循环流态化的原理组织煤的燃烧过程，以携带燃料的大量高温

固体颗粒物料的循环燃烧为重要特征。固体颗粒充满整个炉膛，处于悬浮并强烈掺混的燃烧方式。但与常规煤粉炉中发生的单纯悬浮燃烧过程比较，颗粒在循环流化床燃烧室内的浓度远大于煤粉炉，并且存在显著的颗粒成团和床料的颗粒回混，颗粒与气体间的相对速度大，这一点显然与基于气力输送方式的煤粉悬浮燃烧过程完全不同。

循环流化床燃煤锅炉的燃烧与烟风流程示意见图 6-54。

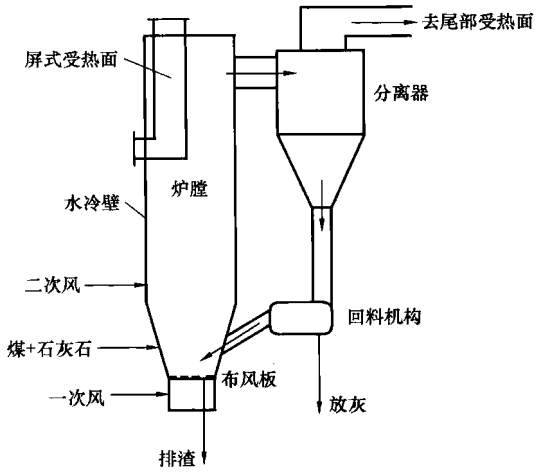


图 6-54 循环流化床锅炉炉内燃烧与烟风流程

经过预热的一次风（流化风）经过风室由炉膛底部穿过布风板送入炉膛，炉膛内的固体处于快速流化状态，燃料在充满整个炉膛的惰性床料中燃烧。较细小的颗粒被气流夹带飞出炉膛，并由飞灰分离收集装置分离收集，通过分离器下的回料管与飞灰回送器（返料器）送回炉膛循环燃烧；燃料在燃烧系统内完成燃烧和高温烟气向工质的部分热量传递过程。烟气和未被分离器捕集的细颗粒排入尾部烟道，继续与受热面进行对流换热，最后排出锅炉。

循环流化床燃煤锅炉炉内高速流动的烟气与其携带的湍流扰动极强的固体颗粒密切接触，燃料的燃烧过程发生在整个固体循环通道内。在这种燃烧方式下，燃烧室内，尤其是密相区的温度水平受到燃煤过程中的高温结渣、低温结焦和最佳脱硫温度的限制，料层温度过高将形成因灰渣熔化的高温结渣，温度过低则易发生煤的低温烧结结焦，也不利于燃料的燃烧，一旦结渣或结焦发生将迅速增长。因此，燃烧室密相区必须维持在 850℃左右，这一温度范围也恰与最佳脱硫温度吻合。在远低于常规煤粉炉炉膛的温度水平下燃烧的特点带来了低污染物排放和避免燃煤过程中结渣等问题的优越性。

燃煤循环流化床锅炉一般采用 0～8mm 的宽筛分炉渣作为基本床料，对常用的风帽式布风板，冷态（20℃）下的临界流化速度一般为 0.6～0.8m/s。锅炉启动前需要在布风板上铺垫静止高度为 350～500mm 的床料，满负荷热态运行中的床料厚度应维持在 700～1000mm，炉膛内的烟气流速为 5m/s 左右。

在循环流化床锅炉运行中，每 100mm 厚度的静止料层所对应的料层阻力与燃用的煤种有关，褐煤为 500～600Pa，烟煤为 700～750Pa，无烟煤为 850～900Pa，煤矸石为 1000～1100Pa。在满负荷下，布风板的阻力为 5000Pa 左右。

三、循环流化床燃煤锅炉的主要特点

（1）蓄热量极大、燃烧稳定、对燃料的适应性好。

由于循环流化床锅炉采用高温固体颗粒物料的循环流化燃烧方式，炉内的温度分布十分均匀，燃烧室内存在大量高温固体颗粒物料（约 95%为惰性颗粒，约 5%为可燃物），炉内的热容量很大，不需要辅助燃料即可燃用任何燃料。不同设计的循环流化床锅炉可以燃烧高硫分和高灰分的煤、油叶岩和煤矸石、石油焦、废木材、甚至可以烧垃圾等。循环流化床锅炉对燃料的适应性优于常规煤粉炉，为有效利用劣质燃料提供了一条很好的途径。

但是，根据某一种燃料或煤种设计的循环流化床锅炉并不能经济有效地燃用性质差别较大的同类或其他燃料。

（2）燃烧效率可与煤粉炉媲美。循环流化床燃烧是介于煤的固定床燃烧和煤粉悬浮燃烧之间的一种处于流态化下的煤燃烧方式，流态化形成的优越的湍流气固混合条件，可大大强化燃烧，提高床层内的传热和传质效率。设计合理的循环流化床锅炉的燃烧效率可达到99%，与煤粉炉的燃烧效率相当，但在燃烧低品位煤方面，则其燃烧效率将大大优于煤粉炉，而且循环流化床的燃烧效率不受炉内脱硫过程的影响。

（3）流化床锅炉传热强烈。尽管燃烧室内的温度较低，但由于炉内颗粒的浓度高得多，所以，循环流化床锅炉炉内受热面的传热系数高于常规煤粉炉，且不存在管外壁积灰污染问题。但是，由于现有常规受热面的耐磨性能还不能适应流化床锅炉的要求，因此，为了避免受热面的严重磨损，以满足发电厂锅炉连续稳定运行的需要，在锅炉的设计中，不在循环流化床燃烧室的密相区布置受热面，并在对流换热受热面采用较低的烟气流速，以降低受热面的磨损，所以，流化床锅炉受热面高效传热的优越性尚未得到体现，受热面的金属消耗量甚至略高于同容量的煤粉锅炉。

（4）低温燃烧、污染较轻。

由煤的灰渣变形温度所决定，燃煤流化床锅炉的燃烧温度处于850～950℃的范围内，属于与传统煤燃烧方式完全不同的低温燃烧。流化床锅炉的低温燃烧特性，直接使得气体污染物NO和NO_2的排放量大大减少（比煤粉炉减少50%以上），还可以在炉内采取分级燃烧等进一步降低NO_x排放的技术措施，因此，一般无需烟气脱除氮氧化物的设备。

由于流化床内的燃烧温度较低，所以，可以在流化床床层内直接添加石灰石脱硫剂，在燃烧过程中完成有效的脱硫。与煤粉锅炉的炉内脱硫过程相比较，流化床内脱硫剂与烟气中SO_2间的反应环境（反应温度、停留时间和传质等）十分有利于脱硫反应的进行，因此，可以在相对较低的钙硫摩尔比下，得到较高的脱硫效率。如果与煤粉锅炉的烟气脱硫方式相比，其设备投资和运行费用也低得多，另外，流化床锅炉的脱硫灰渣可以综合利用，不会产生二次污染。

（5）锅炉设备占地面积少。循环流化床锅炉不需要单独的烟气脱硫脱氮装置，也不需要像煤粉炉的庞大复杂的煤粉制备系统，只需燃煤的简单破碎和筛分，一般不需要干燥，因此，热风温度仅在200℃左右。另一方面，由于循环流化床锅炉没有像煤粉炉那样精心设计和布置的数十台煤粉燃烧器，而是采取简单的机械（或气力）输送方式将煤直接送入流化床的密相区内，还因为密相区内的固体颗粒混合十分强烈和均匀，通常只需很少数量的给煤口即可，因此，给煤管道较煤粉炉的煤粉管道数量少且布置简单，从而能节约电厂布置场地，为循环流化床锅炉的大型化创造了有利条件。但循环流化床锅炉的底渣处理系统较煤粉炉复杂，大尺寸的分离器也占据了较大的空间。

（6）负荷变化范围大，调节特性好。

循环流化床燃煤锅炉负荷调节性能优于常规燃烧煤粉的锅炉，而且变负荷操作简单，这一优越性尤其适合于电站锅炉的运行要求。电站锅炉的负荷调节性能取决于变负荷条件下的水循环特性、汽温特性和燃烧特性的优劣，循环流化床锅炉在这几方面均具有明显的优势。

1）循环流化床锅炉水循环的安全性。

循环流化床锅炉沿炉膛高度的温度均匀分布为低负荷运行时蒸发受热面的可靠水循环提

供了保障。而对煤粉锅炉来说，炉内存在明显的火焰中心，热负荷分布很不均匀，炉内热负荷最高处与易产生传热恶化的受热管段相吻合。另外，根据在锅炉较高负荷下的沿炉膛高度的热负荷分布设计的水循环系统，在锅炉低负荷时，由于火焰中心变化，热负荷分布也发生较大的变化，因此，易引起水循环故障。譬如，工质发生停滞或倒流，甚至出现爆管等事故。

循环流化床锅炉炉内不存在火焰中心，温度和热负荷分布较煤粉炉均匀得多，无论锅炉负荷如何变化，炉内温度始终保持均匀且变化不大，因此，炉膛壁面的热负荷分布均匀。这种热负荷分布不随锅炉负荷而明显变化的特点使得循环流化床锅炉具有可靠的水循环性能，这对锅炉炉膛水循环及金属的安全性十分有利，可以适应较煤粉炉大得多的负荷调节范围。

2）循环流化床锅炉的汽温特性。众所周知，由于对流受热面的出口汽温随负荷变化的特点，煤粉炉在低负荷运行时，过热汽温和再热汽温常难以达到满负荷时的额定汽温。但是，对于循环流化床锅炉来说，由于燃烧温度较低，炉膛出口的烟气焓不足以使过热蒸汽和再热蒸汽达到额定温度值，因此，在设计时就考虑了炉膛和尾部受热面的合理布置和吸热量的分配，部分过热器和再热器受热面必须布置在固体颗粒循环回路中。这部分受热面不仅具有较好的换热特性，而且，可以在负荷变化时通过改变循环物料的浓度来控制蒸发、过热和再热吸热量，因此，循环流化床锅炉具有优于煤粉炉的汽温控制手段，保证了在很大的负荷变化范围内维持额定的蒸汽温度。

3）循环流化床锅炉的燃烧特性。

循环流化床锅炉燃烧系统中的燃料存有量很少，其优越的燃烧稳定性是不言而喻的，所以，可以适应很低负荷下的稳定燃烧。而且，由于床温在很大负荷范围内总保持一定，基本不存在负荷变化时加热或冷却炉内物料的过程，因此，当要求负荷变化时，在维持床温不变的条件下，采用改变燃煤量、送风量、飞灰循环量和床层厚度等手段，来实现负荷的调节。

循环流化床锅炉的负荷调节特性一般受限于燃烧系统的调节特性，从循环流化床锅炉自动控制的角度，燃烧控制也是难度最大的。由于循环流化床的燃烧室内必须维持一定的温度和随负荷而定的颗粒物料浓度，因此，循环流化床锅炉的控制操作比较复杂；而且，燃烧系统的热惯性很大，其控制特性也与常规煤粉炉有很大的差别。

综上所述，循环流化床锅炉所特有的良好的水循环特性、汽温控制特性和燃烧特性，使得其具有较大的负荷变化范围，一般为100%～25%，而且也具有较大的负荷升降速度，变化速率约为每分钟5%。

（7）流化床燃烧的灰渣可以综合利用。低温燃烧和添加脱硫剂使炉渣和飞灰具有与煤粉炉不同的物理和化学特性，流化床锅炉灰渣未经高温熔融过程，灰渣活性好，可燃物含量低，且含有无水石膏，有利于做水泥掺合料或其他建筑材料。

（8）厂用电率高于煤粉炉。尽管在燃煤准备工艺上的电耗低于煤粉炉，但循环流化床锅炉所需的各类风机等辅机设备的数量多于煤粉炉，而且风机的压头也高，风机的电能消耗大大高于煤粉炉。因此，循环流化床锅炉的厂用电率较煤粉炉高，一般在10%左右。

四、循环流化床燃煤锅炉的构成

循环流化床锅炉燃烧系统由流化床燃烧室和布风板、飞灰分离收集装置、飞灰回送器等组成，有的还配置外部流化床热交换器。与燃煤粉的常规锅炉相比，除了燃烧部分外，循环

流化床锅炉其他部分的受热面结构和布置方式与常规煤粉炉大同小异。典型的循环流化床锅炉的系统示意如图 6-55 所示，国产某 450t/h 循环流化床锅炉本体主视图见图 6-56。

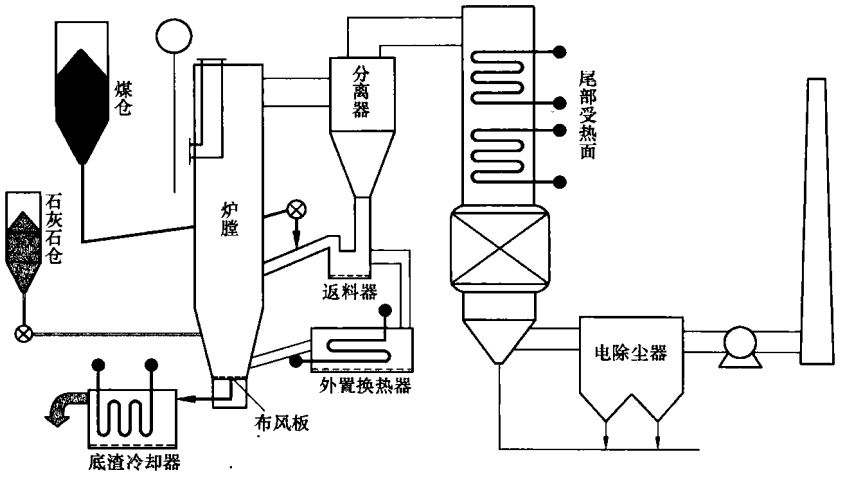


图 6-55　循环流化床锅炉系统示意图

1. 燃烧室

循环流化床锅炉燃烧室的截面为矩形，其宽度一般为深度的 2 倍以上，下部为一倒锥型结构，底部为布风板。燃烧室下部区域为循环流化床的密相区，颗粒浓度较大，是燃料发生着火和燃烧的主要区域，此区域的壁面上敷设耐热耐磨材料，并设置循环飞灰返料口、给煤口、排渣口等；燃烧室上部为稀相区，颗粒浓度较小，壁面上主要布置水冷壁受热面，也可布置过热蒸汽受热面，通常在炉膛上部空间布置悬挂式的屏式受热面，炉膛内维持微正压。

流化风（也称为一次风，额定负荷下约占总风量的 40%～60%）经床底的布风板送入床层内，二次风风口布置在密相区和稀相区之间。炉膛出口处布置飞灰分离器，烟气中 95%以上的飞灰被分离和收集下来，然后，烟气进入尾部对流受热面。

给煤经过机械或气力输煤的方式送入燃烧室，脱硫用的石灰石颗粒经单独的给料管采用气力输送的方式或与给煤一起送入炉内，燃烧形成的灰渣经过布风板上或炉壁上的排渣口排出炉外。

2. 布风板

布风板位于炉膛燃烧室的底部，实际上是一个其上布置有一定数量和型式的布风风帽的燃烧室底板，它将其下部的风室与炉膛隔开。一方面起到将固体颗粒限制在炉膛布风板上，并对固体颗粒（床料）起支撑作用；另一方面，保证一次风穿过布风板进入炉膛达到对颗粒均匀流化。为了满足均匀、良好流化，布风板必须具有足够的阻力压降，一般占烟风系统总压降的 30%左右。风帽在布风板上的安装方式见图 6-57，我国循环流化床锅炉常用的两种风帽型式见图 6-58 与图 6-59。在大容量循环流化床锅炉中，为防止布风板过热，均采用水冷布风板，风帽则固定在水冷壁管之间的鳍片上，还将整个风室设计成水冷结构，使其可以减少用于水冷风箱和布风板之间的高温膨胀节和厚重的耐火层，同时有利于实现床下点火和锅炉的快速启动，如图 6-60 所示。

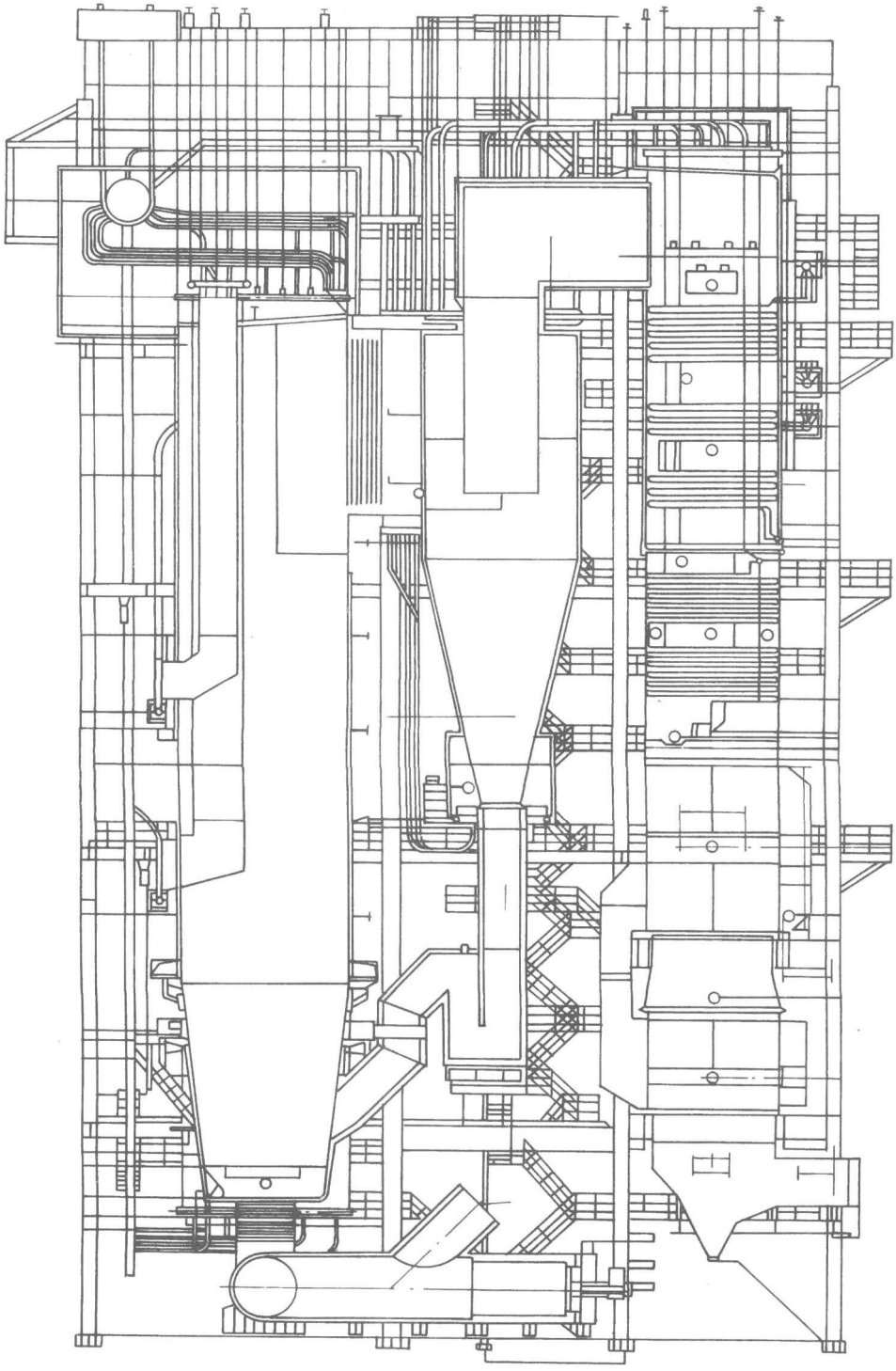


图 6-56 450t/h 锅炉整体结构

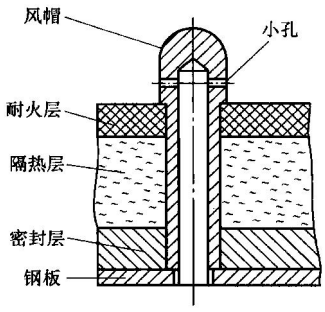


图 6-57　风帽与布风板结构

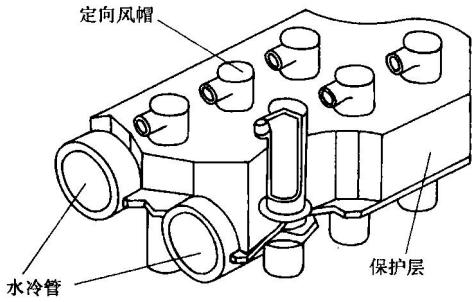


图 6-58　定向风帽与水冷布风板

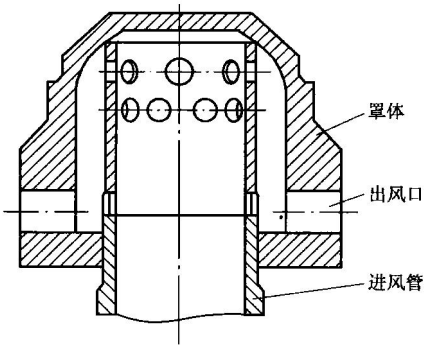


图 6-59　钟罩式风帽

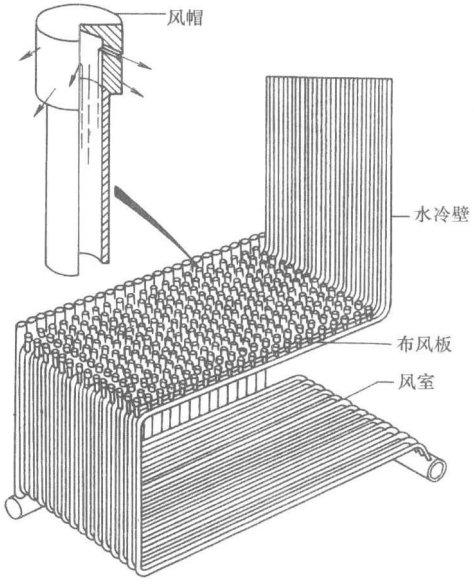


图 6-60　水冷布风板结构

3. 飞灰分离器

飞灰分离器是保证循环流化床燃煤锅炉固体颗粒物料可靠循环的关键部件之一，布置在炉膛出口的烟气通道上，工作温度接近炉膛温度。它将炉膛出口烟气流携带的固体颗粒（灰粒、未燃尽的焦炭颗粒和未完全反应的脱硫吸收剂颗粒等）中的 95%以上分离下来，再通过返料器送回炉膛进行循环燃烧，见图 6-61。分离器的性能直接影响到炉内燃烧、脱硫与传热，循环流化床锅炉分离器的主要作用在于保证床内物料的正常循环，而不在于降低烟气中的飞灰浓度，分离器对某一粒径范围的颗粒的分离效率必须满足锅炉循环倍率的要求。

目前，最典型、应用最广、性能也最可靠的是旋风式分离器，一台锅炉通常采用两台或四台分离器。旋风分离器使含灰气流在筒内快速旋转，固体颗粒在离心力和惯性力的作用下，逐渐贴近壁面并向下呈螺旋运动，被分离下来；烟气和无法分离下来的细小颗粒由中心筒排出，送入尾部对流受热面。

除了旋风分离器之外，还有许多其他的分离器型式，如 U 形槽、百叶窗等，但旋风分离器在大型循环流化床锅炉中具有更高的可靠性和优越性。

旋风分离器的阻力压降较大，加之布风板的阻力，因此，循环流化床锅炉的烟风阻力比常规煤粉炉高很多。

4. 飞灰回送装置

飞灰回送装置是将分离下来的固体颗粒送回炉膛的装置，通常称为返料器。返料器的主要作用是将分离下来的灰由压力较低的分离器出口输送到压力较高的燃烧室，并防止燃烧室的烟气反窜进入分离器。由于返料器所处理的飞灰颗粒均处于较高的温度（一般为850℃左右），所以，无法采用任何机械式的输送装置。

目前，均采用基于气固两相输送原理的返料装置，属于自动调整型非机械阀。典型的返料器相当于一小型鼓泡流化床，固体颗粒由分离器料腿（立管）进入返料器，返料风将固体颗粒流化并经返料管溢流进入炉膛，如图6-62所示。由于分离器分离下来的固体颗粒的不断补充，从而构成了固体颗粒的循环回路。

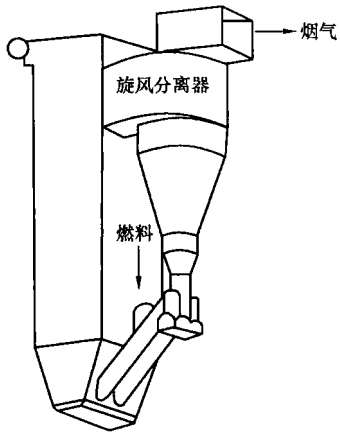


图6-61 分离器与回料

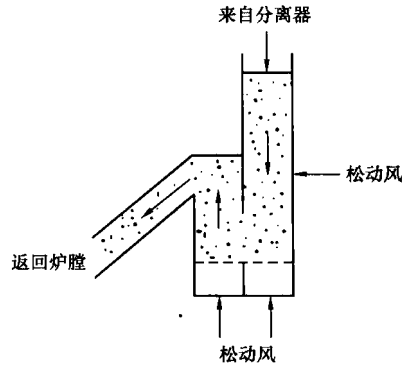


图6-62 典型返料器工作示意图

在循环流化床锅炉中，物料循环量是设计和运行控制中的一个十分重要的参数，通常用循环倍率来描述物料循环量，其定义为

$$R=\frac{F_S}{F_C}=\frac{\text{循环物料量}}{\text{投煤量}} \tag{6-10}$$

根据循环流化床锅炉设计时所选取的循环倍率的大小，可大致分为低倍率循环流化床锅炉（R=1～5），中倍率循环流化床锅炉（R=6～20），高倍率循环流化床锅炉（R=20～200）。

循环流化床锅炉燃烧系统的主要特征在于飞灰颗粒离开炉膛出口后经气固分离装置和回送机构连续送回床层燃烧，由于颗粒的循环，使未燃尽颗粒处于循环燃烧中，因此，随着循环倍率增加，会使燃烧效率增加。但另一方面，由于参与循环的颗粒物料量增加，系统的动力消耗也随之增加。

5. 外部流化床热交换器

循环流化床锅炉可以带有外置式热交换器（见图6-55），外置热交换器的主要作用是控制床温，但并非循环流化床锅炉的必备部件。它将返料器中一部分循环颗粒分流进入一内置受热面的低速流化床中，冷却后的循环颗粒再经过返料器送回炉膛。根据有无外置式流化床换热器所设计的循环流化床锅炉已经在制造领域形成对应的两大流派，各自具有不同的特点。

6. 底渣排放处理系统

循环流化床燃煤锅炉的灰渣处理主要是指燃烧室底渣处理。在循环流化床的燃烧过程中，必须定期排出一些不适合于构成床料的灰渣和杂质，以保证正常的流化状态。同时对应于锅炉的不同运行工况，也必须维持一定量的床内物料量，防止床压过大，多余的物料也必须及时排出。

与煤粉炉相比，循环流化床锅炉的底渣量占锅炉总灰量的比例在50%以上，再加之脱硫所形成的额外排渣，因此，灰渣的排放量比煤粉炉要大得多。同时，循环流化床锅炉的排渣具有灰渣流量不稳定、温度较高且波动大、热量回收价值高以及底渣颗粒不均匀等特点，而且底渣排渣不畅或受阻，将影响锅炉的正常运行。因此，对循环流化床锅炉底渣处理系统的要求比煤粉炉要高得多，底渣处理系统包括底渣的排放、冷却和热量回收、输送至灰场，其关键装备是底渣冷却器（也称为冷渣器）。

从炉膛内排出的底渣温度与炉膛内的温度相同，高温灰渣经排渣管直接通入冷渣器。经底渣冷却器出口放出的灰渣温度约为150℃以下，再送入灰渣场。

目前，国内采用较多的冷渣器采取风（烟）水联合灰渣冷却的方式，具有热量回收、灰渣分选、细颗粒回炉等功能。

由于正常运行的循环流化床锅炉排出的底渣均为颗粒物料状，其颗粒粒径处于可以良好流化的范围，因此，目前采用的底渣冷却器大都是基于鼓泡流化床热交换器的原理，在鼓泡流化床壁面上或床层内布置传热效率很高的受热面，用高温灰渣的热量来加热锅炉给水，流化气体在保证正常流化的同时也作为灰渣的冷却介质，水和气体同时起到冷却灰渣和回收灰渣热量的作用。有的也采用水冷滚筒式冷渣器。

7. 点火系统

循环流化床锅炉的点火操作是将静止的、常温状态下的固体物料转变为流化状态下正常燃烧的一个动态过程，这一过程比煤粉炉或层燃炉的启动点火要困难得多，其难度主要在于床温的控制。大容量的循环流化床锅炉的点火均采用床下风道燃烧器（如图6-63所示），通常在炉膛水冷风室下部风室前一次风道内布置有两台风道点火器，将通入布风板下的一次风加热到900℃左右，使高温烟气通过布风板，流过并迅速加热颗粒物料床层。同时，还常辅助以床上点火油枪。

循环流化床燃煤锅炉的辅助系统均与常规煤粉炉有很大区别。如煤的破碎与筛分系统及石灰石制备系统，送入炉内的煤和石灰石的颗粒粒径大小与分布对炉内颗粒浓度分布和保证合理的物料循环均是至关重要的。

循环流化床锅炉在运行和调节方式上与常规煤粉锅炉有着显著的差异，维持正常的床温、床内存料量和循环物料量是循环流化床锅炉稳定、经济运行的关键，几乎所有的燃烧控制和调节均是围绕维持稳定的床温和所要求的蒸汽参数进行的。在锅炉的运行过程中，需要监测和控制大量固体颗粒的输运，还需要控制一次风和二次风的比例。所以，循环流化床锅炉的自动控制系统需要完成较常规煤粉锅炉更复杂的控制任务。

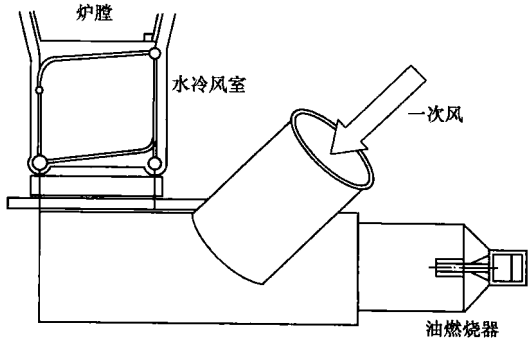


图6-63　风道点火器

第七章 过热器和再热器

第一节 过热器和再热器的作用和工作特点

1. 过热器和再热器的作用

过热器的作用就是将饱和蒸汽加热成具有一定温度的过热蒸汽，提高蒸汽的焓值，从而增加蒸汽的做功能力，提高电厂的循环热效率。另外，在影响过热汽温的因素变化时保证过热汽温正常，并处于允许的波动范围之内。

再热器的作用是将汽轮机高压缸的排汽再一次加热，使其温度与过热汽温相等或相近，然后再送到中、低压缸膨胀做功。蒸汽再热一方面可以增加蒸汽的做功能力，提高电厂的循环热效率；另一方面也可以降低汽轮机排汽的湿度，提高末级叶片的安全性。当影响再热汽温的因素变化时，保证再热汽温处于正常的温度波动范围之内。

2. 工作特点

概括地说，过热器和再热器的工作特点是：外部烟温高、内部汽温高、冷却条件差、安全裕度小。

(1) 过热器和再热器外部的烟气温度很高，大约在 600～1400℃，越靠近炉膛烟温越高。

(2) 过热器和再热器内部的蒸汽温度也是比较高的，从饱和状态到集汽联箱出口的过热状态，蒸汽温度的变化范围一般在 320～540℃。近年来为提高循环效率，降低燃料消耗，过热器系统和再热器系统出口处的蒸汽温度可达 560～620℃。

(3) 过热器和再热器管壁的冷却条件比较差。由于亚临界压力以下的蒸汽密度比水小，特别是再热蒸汽密度更小，这使得在其他条件相同时，管壁与蒸汽之间的对流放热系数就小，蒸汽对管壁的冷却能力很差。为使管壁金属得到有效冷却，避免超温爆管事故，必须提高管内蒸汽的流速。但是提高流速会增大压降，使蒸汽的做功能力下降，因此过热器和再热器内流速的选取必须综合考虑管壁冷却和压降两个因素。一般情况下，对流过热器低温级，ρw=400～700kg/(m^2 · s)，高温级 ρw=700～1100kg/(m^2 · s)；半辐射式屏式过热器，ρw=800～1200kg/(m^2 · s)；辐射式过热器，ρw=1000～1500kg/(m^2 · s)；再热器，ρw=200～400kg/(m^2 · s)。

(4) 由于管外烟温高、管内汽温高、冷却条件差，所以过热器和再热器管壁温度很高，特别是末端部分的壁温最高，往往需要采用抗氧化温度较高的合金钢，甚至不锈钢。一般情况下为降低锅炉造价，应尽量使用低级别的钢材，设计锅炉时，基本上使各级过热器和再热器金属管子的工作温度都接近允许使用温度，金属的安全裕度很小。在这种情况下，若在超过其设计工作温度 10～20℃下长期运行，会使管子的寿命下降约一半。因此，在过热器和再热器的运行中应保持汽温稳定，汽温的波动不应超过额定温度的－10～＋5℃的范围。

第二节　过热器和再热器的结构型式

根据传热方式，过热器与再热器可以分为对流式、辐射式、半辐射式三类。其中，过热器按照其在锅炉中所处的位置和结构，又可分为：布置在炉膛壁面上的墙式过热器；布置在炉膛上部不同位置的分隔屏和后屏过热器；布置在对流烟道中的垂直式过热器和水平式过热器；构成水平烟道和尾部烟道的包覆过热器。再热器实际上是一种中压过热器。由于中压蒸汽的表面对流放热系数低，比热容较小，容易引起管壁超温，所以再热器一般布置在烟温较低区域，多数采用对流形式。但在亚临界压力控制循环锅炉中也采用辐射吸热的墙式再热器及辐射—对流吸热的屏式再热器。

一、对流式过热器和再热器

对流过热器和再热器布置在对流烟道内，主要靠对流传热从烟气中吸收热量。根据烟气与管内蒸汽的相对流向，大型锅炉的对流过热器和再热器又可分为逆流、顺流，见图 7-1。逆流布置时，传热温压大，传热效果好，设计时可以减少受热面面积，节约金属。但蒸汽温度高的管段恰好处在烟气的高温区域，管子出口端金属壁温高。而顺流布置时，传热温压小，传热效果较差，需要的受热面积大，消耗金属多。但蒸汽温度高的管段处于烟气的低温区域，管子出口端金属壁温较低。

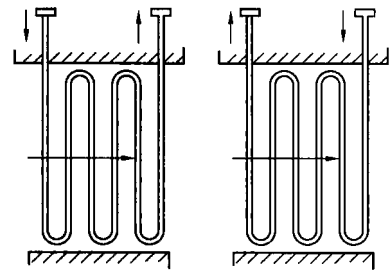


图 7-1　对流过热器和再热器的基本型式
(a) 顺流式；(b) 逆流式

对流式过热器和再热器基本由蛇形管排组成，根据布置方式，可分为垂直式和水平式两种。垂直式一般布置在水平烟道中，这种布置结构简单，吊挂方便，积灰较少，应用广泛，但停炉后管内积水难以排除。图 7-2 为一垂直布置的末级对流过热器的结构图。其每排管子由三根蛇形管并联组成，管子外径为 42mm，用管夹固定。水平式布置在尾部烟道中，这种布置易于疏水，但支吊较复杂，常采用管子吊挂的方式，以节约合金钢的耗量。图 7-3 是一水平式布置的对流过热器结构图，受热面管子通过悬吊管支承到炉顶的过渡梁上。

对流过热器和再热器蛇形管的排列方式有顺列和错列两种，如图 7-4 所示，其中 s_1 为横向节距，s_2 为纵向节距。在其他条件（如烟气速度和管子排列特性）相同时，烟气横向冲刷顺列布置受热面管子时的传热系数比冲刷错列布置时小，但顺列管束管外积灰易被吹灰器清除。布置在高烟温区的过热器和再热器一般易产生黏结性积灰，为便于蒸汽吹灰器清除积灰，及支吊方便，都以顺列方式布置。在尾部竖井中，烟温较低，为增强传热，布置在其中的低温过热器和低温再热器一般采用错列布置。

过热器和再热器的蛇形管可做成单管圈、双管圈和多管圈，见图 7-5。这与锅炉容量和管内必须维持的蒸汽速度有关。大容量锅炉一般采用多管圈结构。某 300MW 锅炉的高温过热器和低温过热器分别采用 4 管圈和 5 管圈结构，末级再热器采用 6 管圈结构。

二、辐射式与半辐射式过热器和再热器

辐射式过热器和再热器布置在炉膛壁面上或炉膛上方，直接吸收炉膛辐射热。由于炉

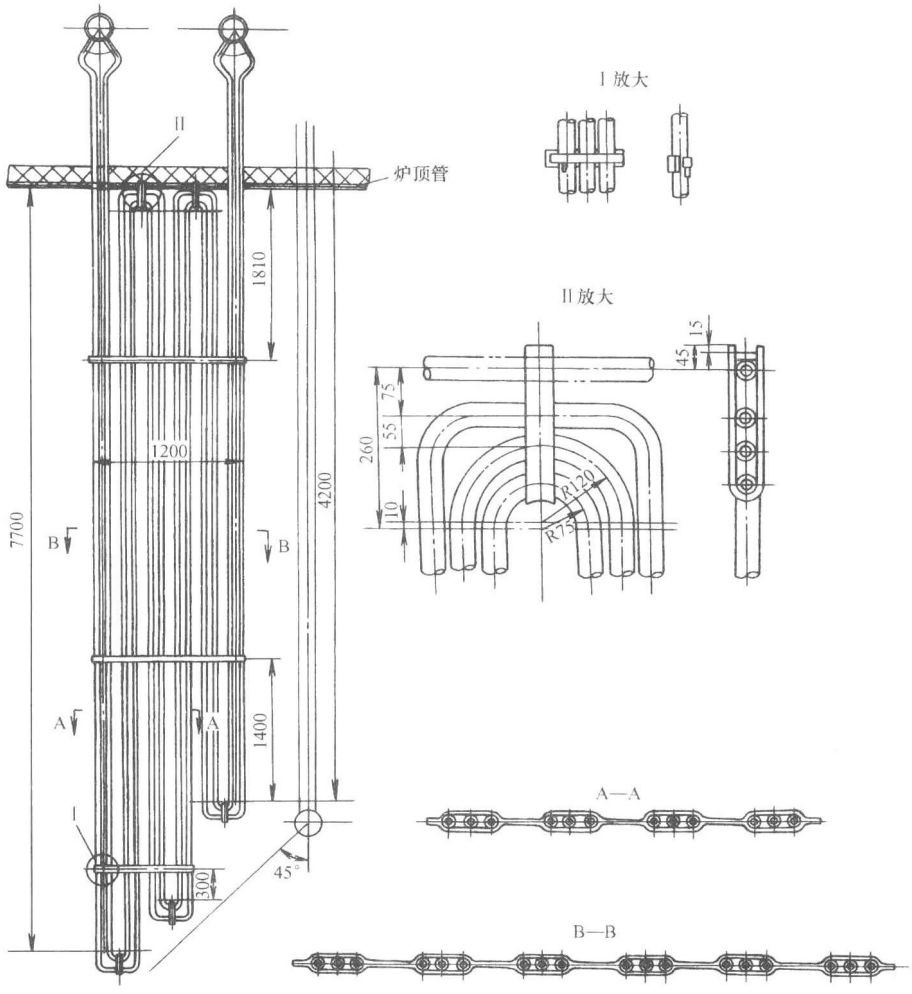


图 7-2 垂直布置的超高压锅炉的对流过热器

膛中的辐射传热强度大，可减少金属耗量，同时辐射式受热面具有与对流式受热面相反的汽温特性，有利于改善整个过热器和再热器系统的汽温调节特性，所以辐射式过热器和再热器得到了广泛应用。对于高参数大容量的锅炉，因其蒸发吸热量所占比例较小，所以应在炉膛内布置足够的辐射式过热器或再热器受热面，以便将炉膛出口烟温降低到合理范围之内。

由于炉内热负荷很高，辐射式过热器，特别是辐射式再热器的工作条件比较恶劣。为了防止超温爆管事故的发生，可采取以下措施：

(1) 尽可能将辐射式过热器和再热器布置在热负荷稍低的炉膛上部。如布置在炉顶或炉膛上部壁面区域。图 7-6 是布置在炉膛上部区域的辐射式再热器的示意图。

(2) 将辐射式过热器和辐射式再热器作为低温受热面，以较低温度的蒸汽冷却这些受热面。

(3) 采用较高的管内工质质量流速，加强对管壁的冷却。一般 $\rho w = 1000 \sim 1500\ \mathrm{kg/(m^2 \cdot s)}$。

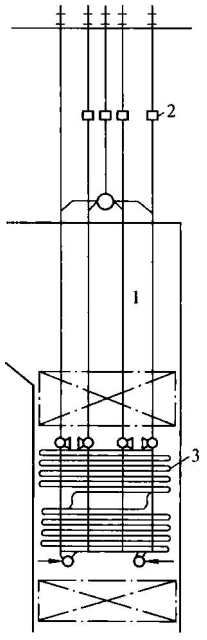


图 7-3　水平布置的对流过热器及其吊挂结构
1—悬吊管；2—过渡梁；3—过热器

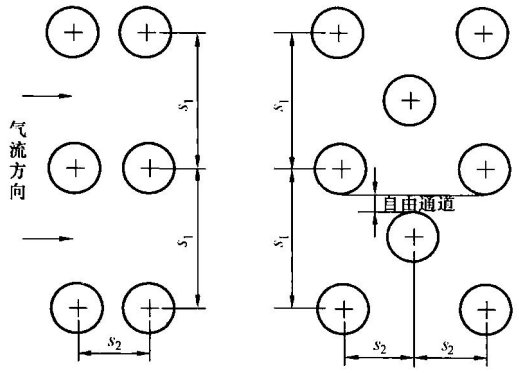


图 7-4　管子的顺列和错列布置方式

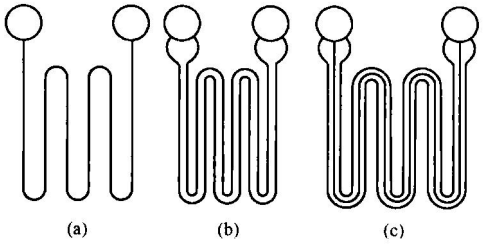


图 7-5　蛇形管结构
(a) 单管圈；(b) 双管圈；(c) 三管圈

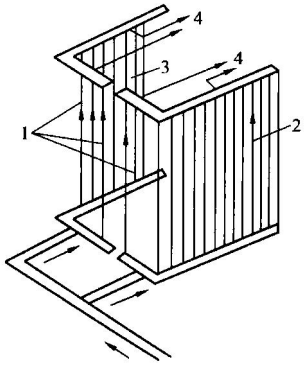


图 7-6　墙式再热器（辐射式再热器）结构示意图
1—前墙再热器管；2、3—侧墙再热器管；4—墙式再热器引出管

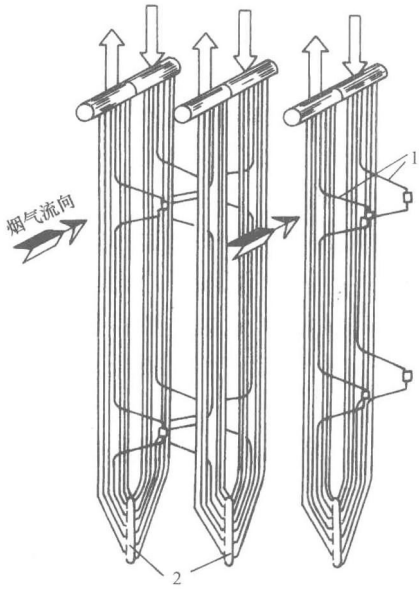


图 7-7　屏式过热器
1—连接管；2—包扎管

辐射式过热器和再热器的另一种型式是屏式结构，其基本型式如图 7-7 所示，是由焊在联箱上的许多 U 型管紧密排列成管屏组成，所以称为屏式过热器和屏式再热器。

半辐射式过热器或半辐射式再热器布置在炉膛出口烟窗处，是既吸收炉膛辐射热又吸收烟气对流热的受热面，其结构型式与屏式过热器和屏式再热器基本相似。

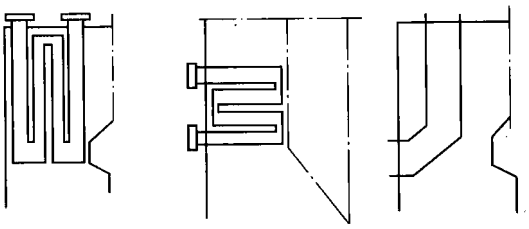


图 7-8 屏式受热面的布置

屏式过热器和再热器的类型和布置如图 7-8所示，其垂直布置与水平布置的优缺点与对流式过热器相同。

屏式受热面既吸收炉膛辐射热，又吸收高温烟气的对流热，具有较高的热负荷。特别是外圈管子，受热最强，长度最长，因此阻力大，工质流量小，易发生超温爆管。为保证其工作安全，除采用更好的钢材外，在结构上可以采取外圈两圈管子截短、外圈一圈管子短路、内外圈管子交叉、外圈一圈管子短路而内外管屏交叉等措施，见图 7-9。

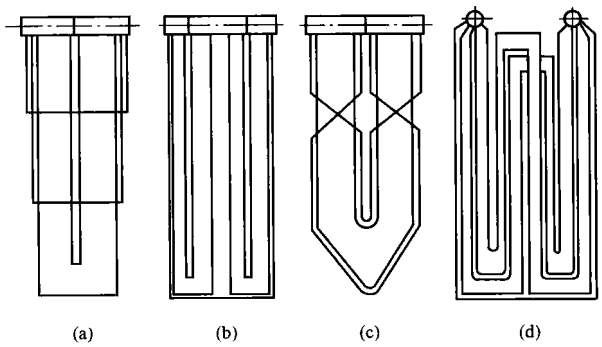


图 7-9 屏式过热器防止外圈管子超温的改进措施

(a) 外圈两圈管子截短；(b) 外圈一圈管子短路；(c) 内外圈管子交叉；(d) 外圈管子短路，内外管屏交叉

三、包覆过热器

包覆过热器是布置在水平烟道和尾部竖井烟道内壁上、类似于水冷壁的一种过热器。布置包覆过热器的主要目的是为了简化炉墙结构，减轻炉墙的重量，便于采用悬吊结构的敷管炉墙。现代大容量锅炉的包覆过热器都采用膜式壁结构，这样可以保证锅炉烟道的气密性。

由于烟道靠墙处的烟气流速很低，且烟气辐射也弱，故包覆过热器的吸热量很小。

第三节 典型过热器和再热器系统及其材料选择

一、典型过热器系统

图 7-10 是 300MW 亚临界压力锅炉的过热器系统。

1. 系统组成与结构

该系统由顶棚过热器、包覆过热器、低温过热器、分隔屏过热器、后屏过热器、末级高温过热器组成。

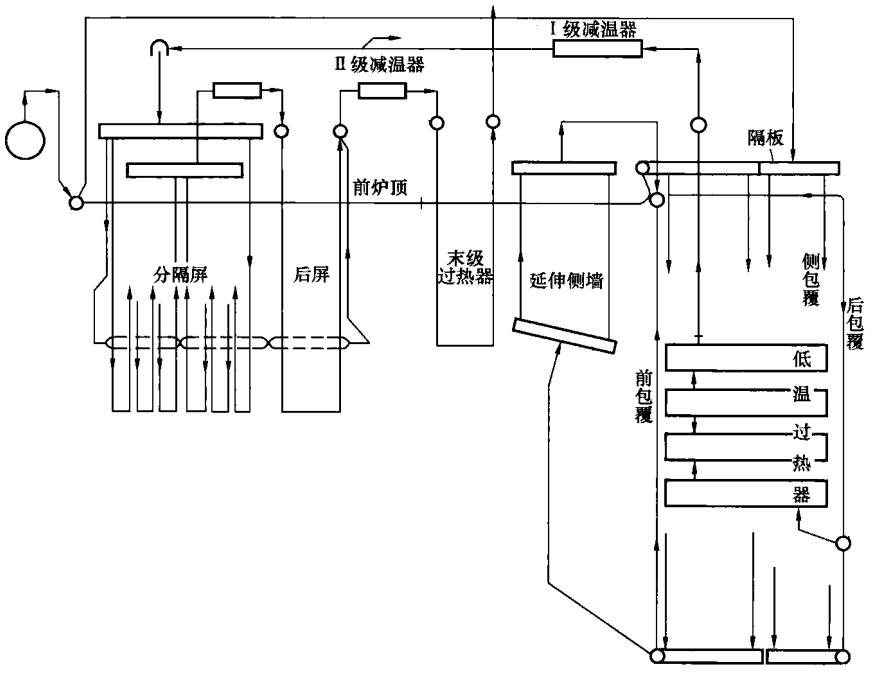


图 7-10　SG-1025/18.3 锅炉过热器系统

顶棚过热器：布置在炉膛顶部、水平烟道及转向室的顶部，分成前后两部分。前部炉顶管构成炉膛和水平烟道的顶部，后部构成后烟井顶部。其中炉膛顶部的管材为 15CrMo，管径为 ϕ51×6，节距 111mm，共 105 根，为分段鳍片管，焊成密封炉顶。水平烟道顶部的管材为 20G，管径为 ϕ45×6，节距 111mm，共 105 根，也是分段鳍片管并焊成密封炉顶。转向室顶部的管材为 20G 碳钢，管径为 ϕ57×7，节距为 140mm，共 85 根，与扁钢焊成气密性模式壁。

包覆过热器：布置在水平烟道的延伸侧墙及底部，后烟井的前墙、后墙及两侧墙上。所有管材均为 20G 碳钢。其中延伸侧墙的管径为 ϕ51×6.5，节距为 102mm；后烟井两侧墙的管径为 ϕ51×6，节距为 114mm；后烟井前墙的管径为 ϕ51×6，节距为 152mm；后烟井后墙上部的管径为 ϕ57×7，节距为 140mm；后烟井后墙下部的管径为 ϕ38×5.5，节距为 145mm。除尾部烟井上部的水平烟道烟气流通部分为光管外，其余均为钢管与扁钢焊成的气密性膜式壁。

低温过热器：布置在后烟井烟道的上部，其主体为水平布置的四组蛇形管，每组 84 排，每排蛇形管为 5 根管子并联套弯的多管圈结构，管子外径为 ϕ51，横向节距 140mm。通过垂挂布置的垂直低温过热器部分从后炉顶引出。下面两组的管材为 20G 碳钢，其余为 15Cr1MoV 和 12Cr1MoV。

分隔屏过热器：又名大屏过热器，属炉内辐射受热面。共有 4 片，均匀布置于上部炉膛的前部，每片由并联布置的 6 小片 U 型套管组成，每小片由 8 根管子套弯，管子外径均为 ϕ51。每片屏的最外圈管子的管圈底部管材为 A213-TP91，垂直段为 12Cr1MoV；其余各圈均为 15CrMoV 和 12Cr1MoV。分隔屏的作用为：

(1) 降低了炉膛出口烟温，避免或减轻炉膛出口的结渣。

(2) 改善了整个过热器系统的静态汽温特性，当锅炉负荷发生变动时，使过热器系统的出口汽温的变化幅度变小。

(3) 切割旋转烟气流，减少气流残余扭转效应，使炉膛出口气流沿水平烟道宽度能分布得比较均匀，有利于降低烟气沿水平烟道宽度方向的烟温偏差。

后屏过热器：属于半辐射式过热器，布置在分隔屏之后的炉膛出口处，共 20 片。每片由 14 根并联管子弯成 U 型管圈结构。除最外圈管子的管径为 ϕ60 外，其余管子的管径均为 ϕ51。屏间横向节距为 570mm。最外圈管材为 TP - 347H 不锈钢；其余的管材为 12CrMoV 和 12Cr2MoWVTiB 合金钢。

末级高温过热器：属于对流式过热器，布置在水平烟道中，位于末级再热器之后。由于烟气温度和蒸汽温度都相当高，为避免管子的出口端超温，所以采用顺流布置。末级高温过热器共有 60 排蛇形管，每排由 4 根管子并联套弯。管子外径为 ϕ51，横向节距为 171mm。管材为 12Cr2MoWVTiB 合金钢。

2. 过热器系统的布置特点

(1) 整个过热器系统为辐射—对流组合式系统，由于辐射过热器和对流过热器具有相反的汽温特性，所以使整个过热器系统出口汽温的变化幅度变小，减轻了汽温调节的负担。

(2) 各级（或段）过热器之间用集中大直径管道及三通管道连接，加强了蒸汽的混合，减少了过热器热偏差。

(3) 在后屏出口联箱与末级高温过热器进口联箱之间布置左右交叉连接管，使由后屏过热器出来的蒸汽左右交叉进入末级高温过热器，可以减少过热器左右两侧的热偏差。

(4) 布置两级喷水减温器调节过热蒸汽温度。在分隔屏进口管道上布置第一级喷水减温器，这一级减温器除调节过热汽温外，还有控制进入分隔屏的蒸汽温度、防止分隔屏和后屏出口管壁超温的作用。第二级减温器布置在末级高温过热器的进口管道上。

二、典型再热器系统

图 7 - 11 是 300MW 亚临界压力锅炉的再热器系统。

1. 系统组成与结构

国产 300MW 亚临界压力自然循环或控制循环锅炉的再热器系统由三级组成，即墙式再热器、屏式再热器和末级高温再热器。

墙式辐射再热器：布置于炉膛上部的前墙和侧墙的前半部，遮盖部分水冷壁，属于辐射式再热器。蒸汽由前墙进口联箱上的三通引入，分两路左右对称进入两侧墙式再热器。墙式再热器遮盖了部分水冷壁，使水冷壁高度减少，但对于控制循环锅炉或炉膛高度足够大的自然循环锅炉来说，对水循环的安全性无影响。再热器的管材 15CrMo，管外径 ϕ54，前墙 176 根，两侧墙各 100 根。

屏式再热器：布置在炉膛出口处，位于后屏过热器与末级高温再热器之间，属于半辐射式再热器。屏式再热器与末级再热器之间采用中间联箱、三通和两根大口径管道连接，并左右交叉，以减少左右再热器汽温偏差。屏式再热器由 34 片管屏组成，每片由 12 根管子并联套弯，管外径为 ϕ63，屏间节距为 312mm。管材为 15CrMo、12Cr1MoV 和 A213 - T91。

末级高温再热器：布置在水平烟道入口处，位于屏式再热器与末级高温过热器之间，属于对流式再热器。末级高温再热器共 68 排蛇形管，每排由 6 根管子并联套弯，管外径为

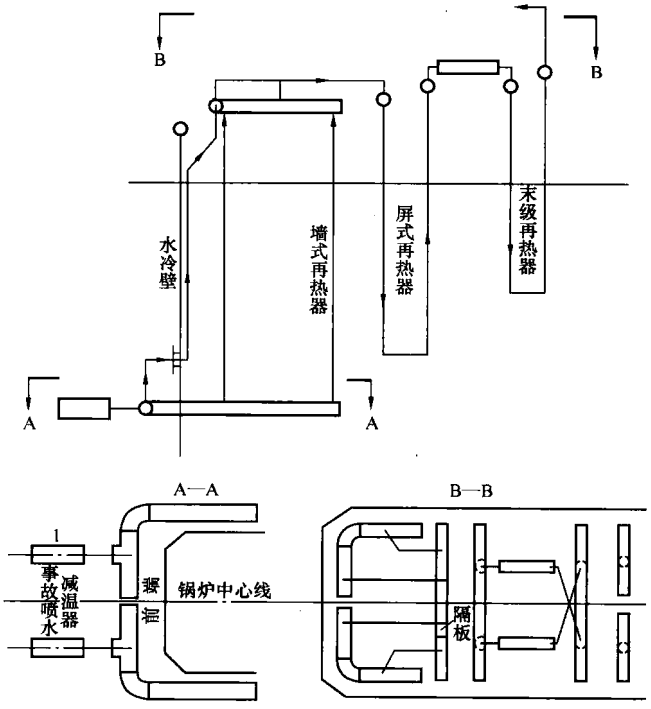


图 7-11　SG-1025/18.3-M833 锅炉再热器系统示意图

ϕ63，横向节距为 174mm。管材为 15CrMo、12CrMoV 和 A213-T91。

2. 再热器系统的布置特点

(1) 整个再热器系统为辐射—对流组合式系统，所以使整个再热器系统出口汽温随负荷的变化特性比较平稳。

(2) 屏式再热器和末级再热器之间用中间联箱、三通和两根大口径管道相连，并左右交叉，加强了蒸汽的混合，减少了再热器热偏差。

(3) 在第一级墙式辐射再热器的进口管道上布置有事故喷水减温装置。再热汽温的调节是用摆动燃烧器上下倾角的方法完成，汽温调节灵敏度高。

(4) 再热器采用三级布置，与二级布置比较，每级的焓增量降低，使每级再热器出口蒸汽温度偏差减少。

三、过热器和再热器的材料选择

过热器、再热器属于高温承压部件，当布置在烟气温度较高的区域时，其管子壁温要比内部的蒸汽温度高出几十度、甚至可高出一百度。过热器与再热器材料的选择，简单地说，可根据运行中材料可能达到的温度进行选择（见表 7-1）。实际上，材料的选择是根据管壁温度和所承受内压的要求进行选择的，要求所选钢材具有足够的蠕变强度、持久强度和持久断裂塑性，以保证钢管在蠕变条件下安全运行，同时要避免因管壁太厚而造成的加工困难，以及在运行中产生过高的热应力。

联箱和蒸汽连接导管布置在炉外，一旦爆裂，对人或设备会产生很大的危害，因此对联箱和蒸汽连接导管用钢的要求更为严格。这是通过降低钢材的许用温度来进行限制的。

由于过热器和再热器的受热面管子、蒸汽连接导管及联箱是长期在高温下工作的承压部件，所以随着时间的推移，所用钢材的金相组织会发生不同程度的变化，使性能时效恶化，因此要求所用钢材应具有较好的组织稳定性。

过热器、再热器的受热面管子长期处在高温氧化的环境中，因此要求所用钢材应具有足够的抗氧化能力。此外，所选用钢材还应具有良好的工艺性能，特别是可焊性。

过热器和再热器固定件的工作温度很高，所以要求钢材具有较高的抗氧化性，并要求有一定的热强性和较好的工艺性能。

表 7-1　　过热器和再热器常用钢种

钢　种	用　途	允许壁温(℃)	钢　种	用　途	允许壁温(℃)
20G	受热面管子	≤480	X20CrMoV121 (F12)	过热器	≤650
	联箱、导管	≤430		主蒸汽管	≤600
12CrMo 或 15CrMnv	受热面管子	≤540	12Cr2MoWVTiB (钢 102)	过热器、导管	≤600～620
	联箱、导管	≤510			
15CrMo 或 12MnMoV	受热面管子	≤560	12Cr3MoVSiTiB (Ⅱ11)	过热器、导管、联箱	≤600～620
	联箱、导管	≤550			
12Cr1MoV	过热器、再热器	≤580	14MoV63	过热器、导管	≤540
	联箱、导管	≤540	1Cr19Ni9 1Cr19Ni11Nb	受热面管子	≤650
12MoVWBSiRe (无铬 8 号)	过热器、再热器	≤540		受热面管子	≤650
			Cr5Mo	吊挂、定距元件	≤650
Mn17Cr7MoVNbBZr	过热器、再热器、联箱、导管	≤620～680	Cr6SiMo，4Cr9Si2 25Mn18A15SiMoTi	吊挂、定距元件	≤800
10CrMo910	过热器、主蒸汽管	≤540			
			Cr18Mn11SiN	吊挂、定距元件	≤900
X12CrMo91 (HT7)	受热面管子	≤560	1Cr20Ni14Si2 2Cr20Mn9Ni2Si2N	吊挂、定距元件	≤1100
X20CrMoWV121 (F11)	过热器	≤650			
	主蒸汽管	≤600			

第四节　热　偏　差

一、热偏差的概念

过热器和再热器长期安全工作的首要条件是其金属壁温不超过材料的最高允许温度。然而，要满足这一条件是有一定难度的，这是因为过热器和再热器中工质的温度最高，受热面的热负荷也相当高，而蒸汽的放热系数却较小，故其管壁温度很高，已接近钢材的最高允许温度。运行时，由于热偏差或汽温变化等原因，可能使个别管子因壁温过高或者超过允许温度而损坏。过热器和再热器的管壁温度与其并列管子间的热偏差密切相关。所谓热偏差指过热器和再热器管组中因各根管子的结构尺寸、内部阻力系数和热负荷可能不同而引起的每根管子中的蒸汽焓增不同的现象。热偏差的程度可用热偏差系数 φ 来衡量，即

$$\varphi = \frac{\Delta h_p}{\Delta h_0} \tag{7-1}$$

式中　Δh_p——偏差管（所检测管子）中工质的焓增，kJ/kg；

Δh_0——管组中工质的平均焓增，kJ/kg。

在过热器和再热器中，并列管子间总有热偏差存在，即其中的一部分管子的 φ 大于 1，另一部分管子的 φ 小于 1。但从安全的角度看，应关心那些 φ 值最大，即焓增最大，管壁温度最高的管子。因此，通常所说的某个管组的热偏差是指该管组中焓增最大的那些管子的热偏差，偏差管通常也指这些焓增最大的管子。

二、引起热偏差的原因

在式（7-1）中，Δh_p 和 Δh_0 可以表示为

$$\Delta h_p = \frac{q_p F_p}{G_p}, \text{kJ/kg}$$

$$\Delta h_0 = \frac{q_0 F_0}{G_0}, \text{kJ/kg}$$

式中　q_p、F_p、G_p——偏差管外壁面热负荷，kJ/(m² · s)，受热面积，m²，及工质流量，kg/s；

q_0、F_0、G_0——管组外壁面平均热负荷，kJ/(m² · s)，受热面积，m²，及工质流量，kg/s。

于是，有

$$\varphi = \frac{q_p}{q_0}\frac{F_p}{F_0}\frac{1}{\frac{G_p}{G_0}} = \frac{\eta_q \eta_F}{\eta_G} \tag{7-2}$$

$$\eta_q = \frac{q_p}{q_0}$$

$$\eta_F = \frac{F_p}{F_0}$$

$$\eta_G = \frac{G_p}{G_0}$$

式中　η_q——吸热不均匀系数；

η_F——结构不均匀系数；

η_G——流量不均匀系数。

由于过热器和再热器并列工作的管子间的受热面积差异不大，所以其结构不均匀系数 η_F 基本上近似于 1，因此根据式（7-2），产生热偏差的主要原因是吸热不均和流量不均。显然，对于过热器和再热器来说，最危险的将是热负荷较大而蒸汽流量又较小，因而其汽温又较高的那些管子。

1. 吸热不均

吸热不均匀指各管管外壁热负荷的不均匀，它是引起热偏差的主要原因之一。由传热学中传热过程的基本知识可知，管外壁的热负荷与管外烟气和管内蒸汽之间的传热温差有关，与管外烟气的对流热阻、灰层热阻及管内蒸汽的对流热阻等有关。进一步分析可知，烟气温度直接影响传热温差，烟气流速直接影响管外烟气的对流热阻，积灰结渣直接影响灰层热阻。所以，过热器和再热器所在处的烟气温度场的不均匀、烟气速度场的不均匀、积灰结渣的不均匀是造成吸热不均的主要原因，而且这三个原因又互相影响。具体地讲，引起吸热不均的主要原因有以下几点：

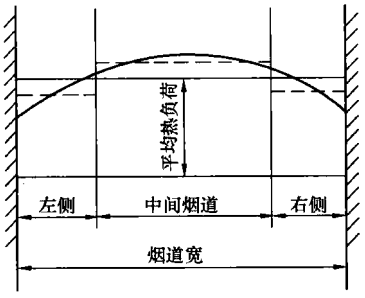


图 7-12 沿烟道宽度的热负荷分布

(1) 炉内烟气温度场和速度场客观上是不均匀的。由于炉膛四周水冷壁的吸热，使得靠近炉壁处的烟气温度总是比炉膛中部的烟气温度要低，同时由于炉壁处的流动阻力大，所以靠近炉壁处的烟气流速总是比炉膛中部的烟气速度要低。进入烟道后的烟气温度场和速度场仍将保持中部高而边缘低的分布特点。这就使得烟道内沿宽度方向热负荷的分布如图 7-12 所示，烟道中部的热负荷较大，两侧的热负荷较小。沿宽度的吸热不均匀系数 η_q 可达 1.2～1.3。

(2) 四角布置切向燃烧在炉膛入口处造成的烟气残余扭转。四角布置切向燃烧时，整个炉膛内的气流是旋转上升的，到炉膛出口处，仍有残余扭转。这将使烟道内两侧的烟温和烟气流速分布不均，两侧烟温差可达 100℃以上，造成布置在烟道内的过热器和再热器受热面热负荷不均。

(3) 运行中火焰中心的偏移与水冷壁结渣。在运行中，由于四角燃烧器出口的煤粉浓度和一、二次风速未配平，将使火焰中心发生偏移，并将使残余扭转增大，这将引起炉内温度场和速度场的不均匀。水冷壁的结渣（总是不均匀的）也将增大炉内温度场和速度场的不均匀性，最后导致过热器和再热器的吸热不均匀。

(4) 过热器和再热器的积灰结渣。过热器和再热器的积灰结渣总是不均匀的，这就使灰层热阻是不均匀的，从而导致过热器和再热器的热负荷的不均匀。另外，积灰结渣会造成阻塞，引起烟速分布不均，会进一步加剧热负荷的不均。

(5) 存在烟气走廊。由于设计、安装及运行等原因造成过热器和再热器的横向节距不同，使个别管排之间有较大的烟气流通截面，形成烟气走廊。在烟气走廊内，烟气流动阻力较小，烟气流动加快，对流传热增强。同时，由于烟气走廊具有较厚的辐射层厚度，也使辐射吸热增加，最后导致其他部分管子吸热量相对减少，造成吸热不均。

还应指出的是，吸热多的管子由于蒸汽温度高，比体积大，流动阻力增加，使工质流量减少，更加大了热偏差。

2. 流量不均

为了搞清流量不均的影响因素，首先分析流经任意一根管子的蒸汽流量计算公式，在此基础上，导出流量不均系数的计算公式，进而分析流量不均的影响因素。

根据流体力学的有关知识，任意一根管子两端的压差为

$$\Delta p = \left(\Sigma\xi + \lambda\frac{l}{d}\right)\frac{w^2}{2v} + \frac{h}{v}g, \text{Pa}$$

$$= RG^2v + \frac{h}{v}g \tag{7-3}$$

$$R = \left(\Sigma\xi + \lambda\frac{l}{d}\right)\frac{1}{2f^2}$$

式中 ξ、λ、R——管子的局部阻力系数、摩擦阻力系数和折算阻力系数；

G、v、w——管内的蒸汽流量，kg/s，比体积，m^3/kg 和流速，m/s；

d、f、l——管子的内径，m，流通截面，m^2 和长度，m；

h——进出口之间的高度差，m。

一般情况下，因 h 很小，所以由此引起的重位压头 $\frac{h}{v}g$ 不予考虑。由式（7-3）（忽略 $\frac{h}{v}g$）可得

$$G=\sqrt{\frac{\Delta p}{Rv}},\text{kg/s} \tag{7-4}$$

这就是流过任意管子的蒸汽流量的计算公式，当用于偏差管和代表管组平均特性的假想“平均管”时，有

$$G_{\mathrm{p}}=\sqrt{\frac{\Delta p_{\mathrm{p}}}{R_{\mathrm{p}}v_{\mathrm{p}}}},\text{kg/s} \tag{7-5}$$

$$G_{0}=\sqrt{\frac{\Delta p_{0}}{R_{0}v_{0}}},\text{kg/s} \tag{7-6}$$

角标“p”表示偏差管的值，而角标“0”表示整个管组的平均值，即平均管的值。由式（7-5）、式（7-6）可得

$$\eta_{\mathrm{G}}=\frac{G_{\mathrm{p}}}{G_{0}}=\sqrt{\frac{R_{0}}{R_{\mathrm{p}}}}\sqrt{\frac{v_{0}}{v_{\mathrm{p}}}}\sqrt{\frac{\Delta p_{\mathrm{p}}}{\Delta p_{0}}} \tag{7-7}$$

下面根据上式讨论影响流量不均的因素。

(1) $\sqrt{\frac{R_{0}}{R_{\mathrm{p}}}}$，反映了结构不同（即 d、f、l、ξ、λ、R 不同）对流量不均的影响。

(2) $\sqrt{\frac{v_{0}}{v_{\mathrm{p}}}}$，反映了吸热不均对流量不均的影响，因为当各管吸热不均时，其管内的蒸汽比体积就不同，$\sqrt{\frac{v_{0}}{v_{\mathrm{p}}}}$ 也就不同，流量不均系数就不同。吸热量大的管子，其内部蒸汽的比体积就大，管内蒸汽的流量就小，因此蒸汽的焓增就大，管子出口的蒸汽温度和壁温也相应升高，这是强制工质流动受热面的流动特性。

(3) $\sqrt{\frac{\Delta p_{\mathrm{p}}}{\Delta p_{0}}}$，反映了过热器和再热器并列管圈连接方式对流量不均的影响。因为连接方式不同，则并列管圈进出口端的静压差就不同，$\sqrt{\frac{\Delta p_{\mathrm{p}}}{\Delta p_{0}}}$ 也就不同，从而引起流量不均系数的不同。图 7-13 示出了过热器和再热器一些常见的连接方式。

在 Z 型连接方式中［见图 7-13（a）］，蒸汽由进口联箱左端引入，从出口联箱右端导出。在进口联箱中，沿联箱长度方向工质流量因逐渐分配给蛇形管而不断减少。在其右端，蒸汽流量下降到最小值。与此同时，动能 $\frac{\rho w^{2}}{2}$ 逐渐转变为压力能，即动能沿联箱长度方向逐渐降低而静压逐渐升高。见图 7-13（a）中的 p_1 曲线。与此相反，在出口联箱中，静压沿流动方向则逐渐降低。如图 7-13（a）中的 p_2 曲线。由此可知，在 Z 型连接管组中，管圈两端的压差 Δp 有很大差异，因而在过热器或再热器的并列管圈中导致了较大的流量不均。左端管圈的压力差最小，故左端管圈中的工质流量最小，右端管圈的压力差最大，故右

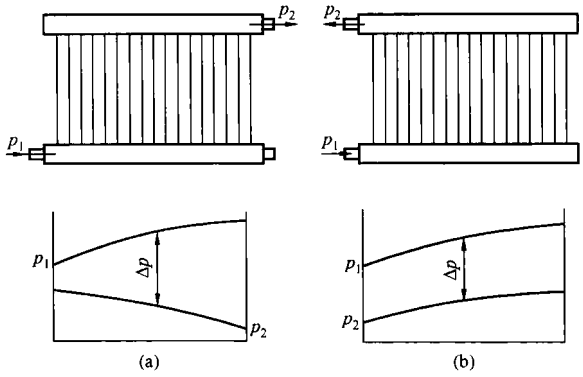


图 7-13 常见的连接方式

(a) Z型连接；(b) U型连接

端管圈中工质流量最大。

在U型连接方式中［见图 7-13 (b)］，两个联箱内静压变化方向相同，因此各并列管圈两端的压差 Δp 相差较小，管组的流量不均也较小。

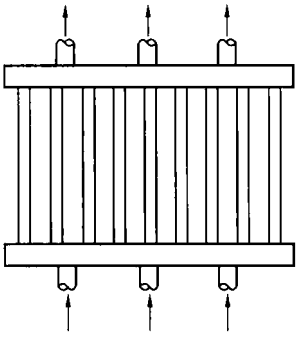


图 7-14 多管连接方式

显然，采用多管均匀引入和导出的连接方式（见图 7-14），沿联箱长度静压的变化对流量不均的影响将减小到最低程度。但是要增加联箱的并列开孔，并使连接管道复杂。

实际运用中多采取从联箱端部引入或引出，以及从联箱中间经单管或双管引入和引出的连接系统。其原因在于这样的布置具有管道系统简单，蒸汽混合均匀和便于装设喷水减温器等优点。

三、减小热偏差的方法

由于锅炉实际工作条件的复杂性，所以过热器和再热器的热偏差总是存在的，它只能减小，但并不能消除。减小热偏差可以从运行方面采取措施，也可以从结构上采取措施。

1. 运行措施

(1) 将四角燃烧器喷出的煤粉量和一、二次风量配平，避免火焰中心偏斜。

(2) 即时吹灰，避免因积灰和结渣引起受热不均。

2. 结构措施

(1) 受热面分级布置。将整个过热器或再热器分成串联的几部分（几级），受热不同的管子与同一联箱联结，在联箱内使蒸汽充分混合，经混合后热偏差可以消除或减小，级数越多，热偏差值就越小。当采用大直径中间混合联箱时，混合效果会更好，消除热偏差的作用就更强。另外，分级使每级的焓增减小，便于控制各级受热面的蒸汽温度，每级出口汽温和管壁温度的偏差就可降低。

(2) 受热面分段布置。沿烟道宽度方向中间热负荷高、两侧热负荷低，为了减轻热偏差，通常沿烟道宽度方向进行分段，即将受热面布置成并联混流方式。

(3) 炉宽两侧的蒸汽进行左右交叉。为了消除烟道左右两侧温度不均和烟速不均引起的热偏差，可以采用两级间左右交叉流动，参见图 7-15。使原在左侧的蒸汽移至右侧，而原

在右侧的蒸汽移至左侧。

（4）采用各种定距装置，保持横向节距，避免由于形成烟气走廊而引起热偏差。

（5）选择合理的联箱连接型式。采用合理的连接型式有助于减少流量不均引起的热偏差。采用U型连接比Z型连接要好，采用多管均匀引入和引出的连接型式可以使静压变化达到最小。

（6）加装节流圈。在受热面管子入口处加装不同孔径的节流圈，可以增加管内蒸汽的流动阻力，控制各管的蒸汽流量，减少各管中的流量不均，使流量不均系数接近于1。

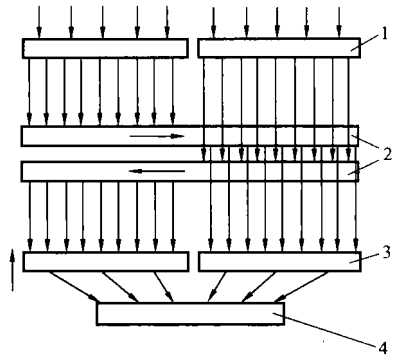


图7-15　蒸汽左右交叉连接系统
1—饱和蒸汽进口联箱；2—中间联箱；3—出口联箱；4—集汽联箱

（7）采取结构措施，使热负荷高的管子具有较大的蒸汽流量，以使蒸汽的焓增减小，热偏差减小。例如，对屏式过热器或再热器受热较强的外圈管子，可以采用较大的管径或缩短管圈长度的方法，减少蒸汽的流动阻力，从而使管内蒸汽的流量加大。对于布置在炉壁上的辐射式过热器或再热器，可以根据壁面热负荷的分布状况分成几组，并控制每组中的蒸汽流量，使其与所受热负荷相适应。

第五节　汽温变化的静态特性

汽温变化的静态特性，指的是过热器和再热器出口蒸汽温度与锅炉负荷之间的关系，简称汽温特性。

一、过热器的汽温特性

汽温特性与过热器的类型有关。具体地讲，辐射式过热器、对流过热器和半辐射式过热器的汽温特性是不同的。

1. 辐射式过热器的汽温特性

当锅炉负荷增加时，锅炉的燃料耗量基本上同比增大，但炉内火焰温度却升高不多，故炉内辐射传热量并不同比增加。这使得辐射式过热器的辐射传热量跟不上负荷的增加，从而使辐射式过热器中单位质量蒸汽的辐射吸热量减少，即焓增减少，因而出口汽温下降，如图7-16中曲线1所示。

2. 对流过热器的汽温特性

当锅炉负荷增加时，因为燃料耗量基本上同比增加，所以对流过热器中的烟速增加，烟气侧的对流放热系数增大；同时燃料耗量的增加也使得烟温增加，烟温增加使对流过热器的传热温差相应增大，从而使对流过热器的对流吸热量的增加值超过了负荷的增加值，使对流过热器中单位质量蒸汽的吸热量增加，即焓增增加，最终使对流过热器出口汽温增加。对流式过热器布置的离炉膛出口越远，汽温随锅炉负荷的升高而增加的趋势越明显，如图7-16中曲线2、3所示。

3. 半辐射过热器的汽温特性

半辐射过热器既吸收炉内辐射热，也吸收烟气的对流热，所以它的汽温特性介于辐射式

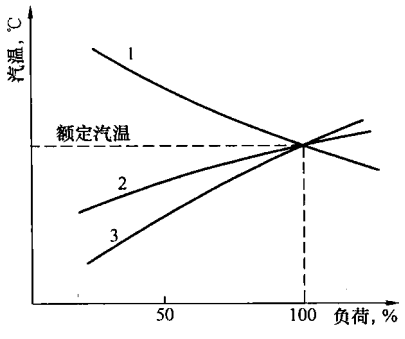


图 7-16 过热器汽温特性

1—辐射式过热器；2、3—对流式过热器，$\vartheta'_2 > \vartheta'_3$

过热器与对流式过热器之间，其出口汽温随锅炉负荷的变化较小。当其吸收的辐射热多于对流热时，其汽温特性呈弱辐射特性，反之如果其吸收的对流热多于辐射热时，其汽温特性呈弱对流特性。其汽温特性取决于布置的位置和锅炉的负荷的大小。

4. 过热器系统的汽温特性

大型电站锅炉通常采用辐射—对流式过热器系统，由于辐射式过热器和对流式过热器有相反的汽温变化特性，因此，整个过热器系统的出口汽温变化减小。

二、再热器的汽温特性

再热器出口的汽温特性与过热器出口的汽温特性是一致的，但其变化的幅度与机组的运行方式密切相关。定压运行时，随着锅炉负荷的降低，汽轮机高压缸排汽温度降低，再热器入口汽温下降。与过热器相比，对流式再热器出口汽温降低的趋势要严重些，但辐射式再热器汽温随负荷降低而升高趋势要平缓些。变压运行时，汽轮机的调节汽门保持全开，机组功率的变化是靠改变汽轮机前的主蒸汽压力来实现的，此时，锅炉的压力随机组负荷变化而变化，而主蒸汽温度则保持不变。因此，负荷变化时，汽轮机各级中的蒸汽温度基本上保持不变，汽轮机高压缸的排汽温度也基本保持不变，再热器的进口汽温也就基本上保持不变，使再热器出口汽温的特性得到很大改善。

采用摆动式燃烧器调节再热汽温的锅炉，其再热器系统一般也采用辐射—对流组合式。与过热器一样，由于辐射式再热器和对流式再热器也有相反的汽温变化特性，因此，整个再热器系统的出口汽温变化减小。采用烟气挡板调节再热汽温的锅炉，其再热器系统布置在对流烟道中，整个再热器系统的汽温特性呈对流特性。

第六节 影响汽温变化的因素

影响汽温变化的因素分结构因素和运行因素两大类。从运行的角度看影响汽温变化的主要因素有锅炉负荷、炉膛过量空气系数、给水温度、燃料性质，受热面污染情况和火焰中心的位置等，这些因素还可能互相制约。

一、锅炉负荷

锅炉负荷对汽温的影响，在汽温的静态特性一节中已做了详细的阐述，一般情况下，过热器系统和再热器系统均呈对流特性，当锅炉负荷升高(或降低)时，汽温也随之升高(或降低)。

二、过量空气系数

过量空气系数增加时，送入炉膛的空气量增大，炉膛温度水平将降低，炉内辐射传热将减弱。因此，辐射过热器和再热器出口汽温降低。过量空气系数的增加还将使燃烧生成的烟气量增多，烟气流速增大，对流传热加强，使对流过热器和对流再热器的出口汽温升高。

三、给水温度

在机组运行中，给水温度发生较大变化的情况是高压加热器解列。当高压加热器解列

时，给水温度将降低很多。而给水温度的降低，将使锅炉受热面的总吸热量增加，在维持锅炉负荷及参数不变的条件下，需要增加燃料消耗量，这将导致燃烧产生的烟气量增加和炉膛出口烟温的升高，因而对流式过热器和对流式再热器出口汽温将随着给水温度的降低而升高。由于炉膛出口烟温提高，辐射式过热器和再热器的吸热量增加，出口汽温也将升高。

一般锅炉的过热器系统呈对流特性，当给水温度降低太多时，有可能引起过热蒸汽温度超温。

四、燃料性质

水分和灰分增加时，燃料的发热量将降低。如果要维持锅炉蒸发量不变，就必须增加燃料耗量，这使得燃烧产生的烟气量增大、流速加快，对流过热器和对流再热器的吸热量增加，出口汽温将升高。另外，水分的蒸发和灰分本身温度的提高均需吸收炉内热量，这使炉内温度水平降低，使布置在炉内的辐射式过热器和辐射式再热器的出口汽温降低。

五、受热面污染情况

过热器（或再热器）之前的受热面发生积灰或结渣时，会使其前面的受热面的吸热量减少，使进入过热器（或再热器）区域的烟温增高，因而使过热汽温（或再热汽温）上升。反之，过热器（或再热器）本身严重积灰、结渣或管内结垢时，将导致汽温下降。

六、火焰中心的位置

火焰中心位置上移将使炉膛上部和水平烟道内烟温升高，使布置在炉膛上部和水平烟道内的过热器和再热器的吸热量增加，导致过热汽温和再热汽温升高。反之，则降低。

实际运行中，下列几种情况将使火焰中位置发生改变：

（1）改变摆动式燃烧器的上下倾角。

（2）投运不同层次的燃烧器。大容量锅炉的燃烧器采用多层布置，当负荷变化或磨煤机切换时，将投运不同层次的燃烧器。这时，火焰中心位置将会随投运燃烧器的高度而变化。

（3）煤粉变粗或煤质变差。由于难于燃尽使火焰中心位置上移。

（4）炉底大量漏风，会使火焰中心上移。

第七节　过热汽温和再热汽温的调节

过热蒸汽温度和再热蒸汽温度（以下简称汽温）对机组的安全性与经济性有直接的影响。研究表明：过热器在超温 10～20℃的状态下长期运行，会使其寿命缩短一半以上。而汽温每下降 10℃，会使循环热效率相应降低 0.5%。运行中通常规定汽温偏离额定值的波动范围为－10～＋5℃。为此，必须设置可靠的调温手段，以调整运行因素对汽温变化的影响。

对汽温调节的基本要求是：①在一定的负荷范围内（一般为 60%～100%）保持额定的蒸汽温度；②调节后的蒸汽温度比较稳定、波动小；③蒸汽温度调节比较均匀、偏差小；④对电厂热效率影响小；⑤设备结构简单、运行可靠；⑥设备调节灵敏，过程连续，便于实现自动控制；⑦体积小、质量轻、价格便宜。

汽温调节的方法有两大类：一类是蒸汽侧调温，一类是烟气侧调温。蒸汽侧调温是指通过改变蒸汽热焓来调节汽温的方法，主要有喷水减温法和汽—汽热交换法；烟气侧调温是通过改变锅炉内辐射受热面和对流受热面的吸热量分配比例来调节汽温的方法，主要有改变火

焰中位置（如采用摆动式燃烧器）、烟气再循环法和烟气挡板法。目前，调节过热汽温一般采用喷水减温法，而调节再热汽温多采用摆动式燃烧器和烟气挡板法。

一、蒸汽侧调温

1. 喷水减温法

喷水减温法直接将水喷入蒸汽中，喷入的水在加热、蒸发和过热的过程中将消耗蒸汽的部分热量，使汽温降低。喷水减温法调节灵敏、惯性小，易于实现自动化，加上调温范围大、设备结构简单，所以在电站锅炉上获得了普遍应用。

在大型锅炉的过热器系统上，一般布置二级喷水减温器，第一级布置在屏式过热器前，喷水量大些，以保护屏式过热器不超温，并作为过热汽温的粗调节。第二级布置在末级高温对流过热器前，对过热汽温进行微调。二级（有时为三级）布置，可以保证高温过热器不超温并控制出口汽温，同时减小时滞、提高调节的灵敏度。喷水减温装置通常都安装在过热器的连接管道或联箱中。

由于给水处理技术的发展，给水的品质已相当高。所以现在大容量锅炉一般采用给水作为减温水。一般设计的喷水量约为锅炉容量的5%～8%。

喷水减温一般用于再热器的超温保护。但一般不用喷水减温调节再热汽温，因为喷水将变成压力较低的蒸汽，使工质做功能力降低，降低了机组的循环热效率。但这不是绝对的，例如在滑压运行的机组中，有时可用喷水减温作为再热汽温的主调手段。因为滑压运行的机组中，当负荷变化时，高压缸的排汽温度几乎不变。因此，在正常负荷范围内再热蒸汽温度变化不是很大，再热器喷水量比较少，对机组效率影响不大。如引进机组924t/h苏尔寿直流锅炉采用滑压运行，其再热汽温的主调手段即为喷水减温。在额定负荷时，再热器喷水量只有14.172t/h。而在70%额定负荷时，仅有0.98t/h。由此可知，在一定条件下，当锅炉采用滑压运行时，喷水减温也会是一种比较经济而又可靠的调温方式。

喷水减温器有多种型式：多孔喷管式减温器（又称笛形管式减温器）、旋涡式喷嘴减温器、文丘里管式减温器等。

（1）多孔喷管式减温器。

多孔喷管式减温器又称笛形管式喷水减温器，它由多孔喷管（笛形管）和混合管组成。多孔喷管上开有若干喷水孔，喷孔一般在背向汽流方向的一侧，以使喷水方向与汽流方向一致。喷孔直径通常为5～7mm，喷水速度为3～5m/s。当喷水量较小时，配置1根多孔喷管；喷水量大时，可配置2根或3根多孔喷管，其结构见图7-17。

为了防止多孔喷管悬臂振动，喷管采用上下两端固定。多孔喷管减温器结构简单，制造安装方便，虽然雾化质量差些，但较长的混合管足以使水滴充分混合、汽化和过热，故仍在大容量锅炉上应用较多。

（2）旋涡式喷嘴减温器。

旋涡式喷嘴减温器由旋涡式喷嘴、文丘里喷管和混合管组成，见图7-18。喷水在喷嘴中产生强烈旋转，离开喷嘴时依靠离心力雾化成细小的水滴，形成伞状水雾，并顺着汽流方向流动。旋涡式喷嘴减温器的减温水雾化质量较好，减温幅度大，特别适用于减温水量变化大的情况，因而是一种较好的结构型式。但减温水经过喷嘴的压力损失较大，对于减温水压头不富裕的系统不宜使用。另外，旋涡式喷嘴也是悬臂结构，故应在设计中采取必要的措施，防止共振的产生。

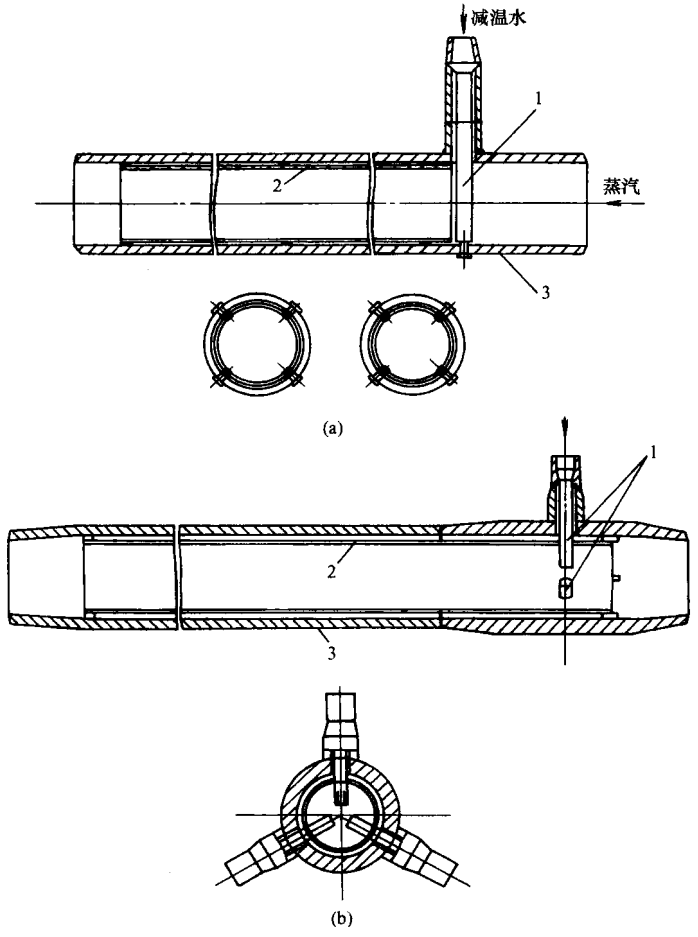


图 7-17　多孔喷管减温器

(a) 一根多孔喷管；(b) 三根多孔喷管

1—多孔喷管；2—混合管；3—减温器联箱

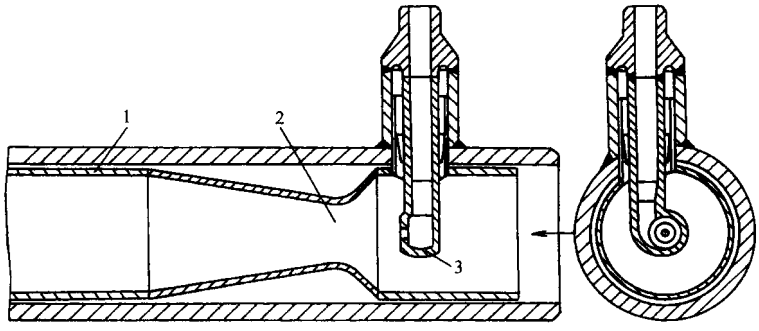


图 7-18　旋涡式喷嘴减温器

1—混合管；2—文丘里喷管；3—旋涡式喷嘴

2. 汽—汽热交换法

用于调节再热汽温，利用受热面一侧的过热蒸汽加热受热面另一侧的再热蒸汽，达到调

节再热蒸汽温度的目的。运行中通过控制过热蒸汽的流量就可以根据需要来调节再热蒸汽温度。

汽—汽热交换法所用的设备称为汽—汽热交换器。汽—汽热交换器有管式和筒式两种，如图 7-19 所示。管式汽—汽热交换器采用 U 型管的套管结构，过热蒸汽在内管中流，再热蒸汽在套管的夹层中流。筒式汽—汽热交换器采用直径 800～1000mm 的圆筒体，筒体内装设蛇形管。工作时过热蒸汽在蛇形管内流动，而再热蒸汽在筒内多次横向冲刷蛇形管。汽—汽热交换器结构复杂、制造困难，目前已较少采用。

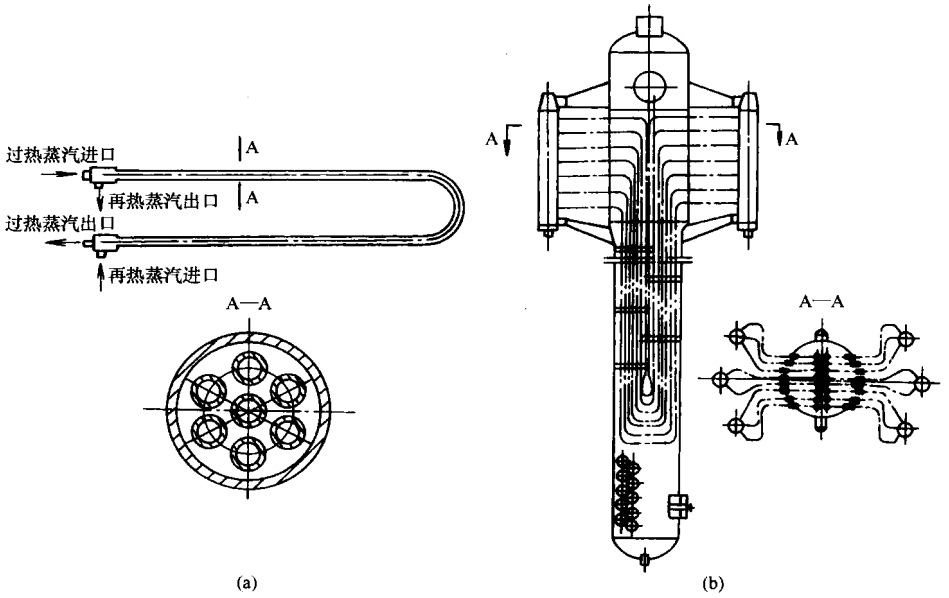


图 7-19 外置式汽—汽热交换器

(a) 管式；(b) 筒式

二、烟气侧调温

1. 改变火焰中心位置

摆动式燃烧器多用于四角布置的锅炉中。调节摆动式燃烧器喷嘴的上下倾角，可以改变火焰中心位置的高低，从而改变炉膛出口烟温，以调节锅炉辐射吸热量和对流吸热量的比例，达到调节汽温的目的。实际运行中，在高负荷时，燃烧器向下倾斜；而在低负荷时，燃烧器向上倾斜。一般摆动式燃烧器上下摆动的角度为 20°～30°，此时炉膛出口烟温变化约为 110～140℃，调温幅度可达 40～60℃。由于烟气温度的变化同时作用在整个过热器系统和再热器系统的所有受热面上，所以这种调温方法非常灵敏，时滞很小。但燃烧器的倾角不宜过大。因为上倾角过大会增加燃料的未完全燃烧损失；下倾角过大又会造成冷灰斗的结渣。

大型锅炉上常采用多层燃烧器（如 4～5 层），改变上下排燃烧器的负荷，就可以改变炉膛火焰中心的位置，调节蒸汽温度。例如，当负荷降低时逐步停用下排燃烧器，使火焰中心抬高，能起到一定的调温作用，但这种方法调温范围较小，一般只能与其他调温方式配合使用。

2. 分隔烟道挡板

分隔烟道挡板调温法，是将尾部竖井烟道分隔成并联的两部分，将再热器和过热器分别布置在相互隔开的两个烟道中。过热器和再热器的下面布置省煤器，在省煤器的下方装设烟

气调节挡板，调节挡板开度，可以改变流经再热器的烟气量，达到调节再热汽温的目的。与此同时，流经过热器的烟气量也将改变，从而使过热汽温改变，但这可通过调节减温器的喷水量来维持过热汽温的稳定。

图 7-20 是烟气挡板的具体调节方式之一，其中虚线表示再热器侧挡板开度随负荷的变化关系，粗实线表示过热器侧挡板开度随负荷的变化关系。

分隔烟道挡板法的优点是结构简单，操作方便，已被许多大型电站锅炉采用。其缺点是汽温调节的时滞太大，挡板的开度与汽温变化为非线性关系，大多数挡板只在 0～40%的开度范围内比较有效。另外，为避免烟气挡板的热变形，挡板应布置在烟温低于 400℃的区域，并应防止磨损。应注意平行烟道的隔墙密封，最好采用膜式壁结构，以防止烟气泄漏。

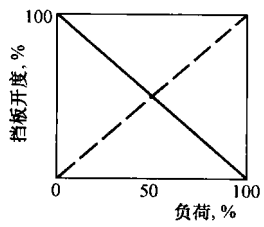


图 7-20　用烟气挡板调节汽温时的调节方式

3. 烟气再循环

用再循环风机从锅炉尾部低温烟道中（一般为省煤器后）抽出一部分温度为 250～350℃的烟气，由冷灰斗附近送入炉膛（参见图 7-21），可改变炉内辐射和对流受热面的吸热量分配，从而达到调节汽温的目的。

当低温再循环烟气送入炉膛后，炉膛温度会降低些，使炉内辐射传热减少，而炉膛出口烟温变化不大。在对流受热面中，因为烟气量增加其对流吸热量将增加，使蒸汽温度升高。而且，受热面离炉膛越远，对流吸热量的增加就越显著。这是因为在炉膛出口附近的高温对流受热面中，只是烟气流量增加了（使传热系数增加），但传热温压基本不变（有时还降低些）；而在后面的对流受热面中，不但烟气量增大（使传热系数增加），而且传热温压也增大了。

图 7-21 是用烟气再循环进行调节时的再热汽温特性。在 100%负荷时，烟气再循环不投入（有些锅炉投入少量再循环烟气），汽温保持额定值。负荷降低时，通过烟气再循环来维持再热汽温。在 70%负荷以下，再热汽温已无法维持在额定值。

有时为了降低炉膛出口烟温，减轻或防止炉膛出口处受热面和高温过热器结渣，将再循环烟气从炉膛上部送入炉内。如图 7-22 中虚线所示。

烟气再循环调温幅度大，时滞小，调节灵敏。在某些大型锅炉中，还用来减少大气污染。但烟气再循环法需要有能承受高温（约 350℃）和耐磨的再循环风机。另外，这种方法还会使燃料的未完全燃烧损失和排烟热损失有所增加。

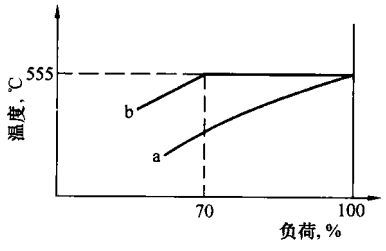


图 7-21　烟气再循环调节时的再热汽温特性
a—不投入烟气再循环；
b—投入烟气再循环

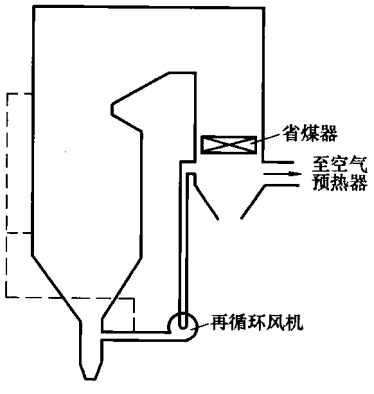


图 7-22　烟气再循环系统

第八章　省煤器和空气预热器

第一节　省煤器的作用与结构

一、省煤器的作用

省煤器布置在烟气温度较低的锅炉尾部，它的主要作用是：

（1）省煤器吸收尾部烟道中低温烟气的热量，对于低参数锅炉，可降低排烟温度，提高锅炉热效率，节省燃料。

（2）省煤器的采用提高了进入锅筒的水温，减少了锅筒壁与给水之间的温度差，从而使锅筒热应力降低，可提高锅筒的寿命。

二、省煤器的结构

大容量、高参数锅炉均采用钢管式省煤器，它是由许多并列的蛇形无缝钢管和进出口联箱组成的。省煤器管用外径为 28～51mm 的无缝钢管弯制而成，材料一般为 20G 碳钢，管子水平放置，以便在停炉后能放尽存水，减少停炉期间的腐蚀。省煤器中的水由下而上流动，便于排除水中的气体，防止管内金属的局部氧腐蚀。烟气一般自上而下流动，使烟气与水逆向流动，增加传热温差，提高传热效果。

省煤器管组采用错列布置方式时，结构紧凑，传热效果好，且积灰减轻。采用顺列布置时，便于吹灰，且管组悬吊简单。省煤器管子的横向节距 s_1 的大小，受烟气流速、工质

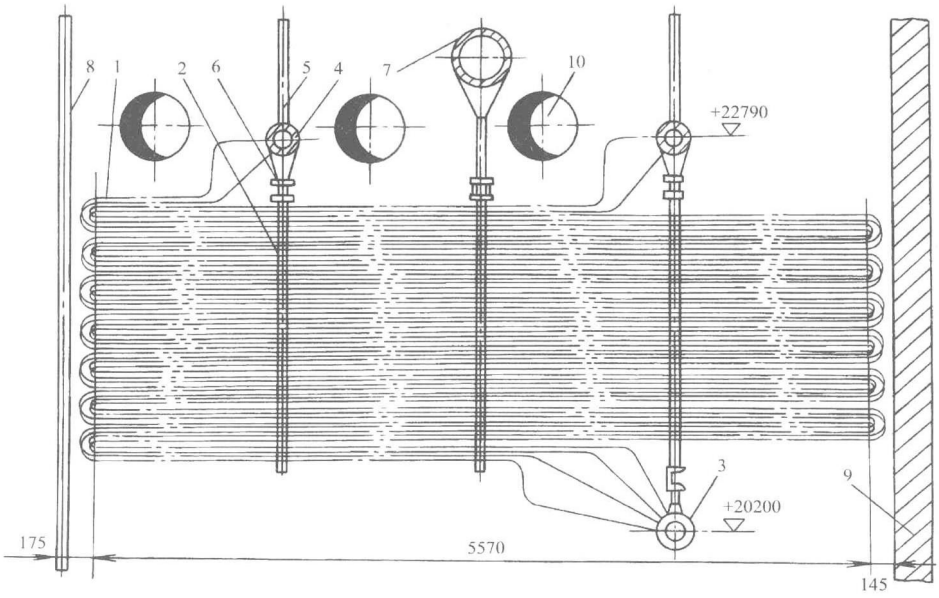


图 8-1　悬吊式省煤器

1—蛇形管；2—支杆；3—进口集箱；4—出口集箱；5—悬吊管；6—吊夹；7—再热器进口集箱；8—隔墙管；9—炉墙；10—人孔

流速、受热面堵灰、支吊等因素制约，一般取 $s_1=(2\sim3)\ d$。管子纵向节距 s_2 的受弯头部位管子弯曲半径、结构紧凑性因素的制约。弯曲半径越小，管外侧管壁就越薄，强度降低，一般取 $s_2\geqslant(1.5\sim2)\ d$。

三、省煤器的布置

现代大型锅炉常采用悬吊式省煤器。省煤器出口联箱上的引出管既可悬吊省煤器，又可悬吊过热器和再热器。悬吊式省煤器如图 8-1 所示。

省煤器可以采用水流方向与锅炉前墙垂直或平行两种布置方式，如图 8-2 所示。布置方式的不同将影响省煤器的水流速度和外部磨损等情况。

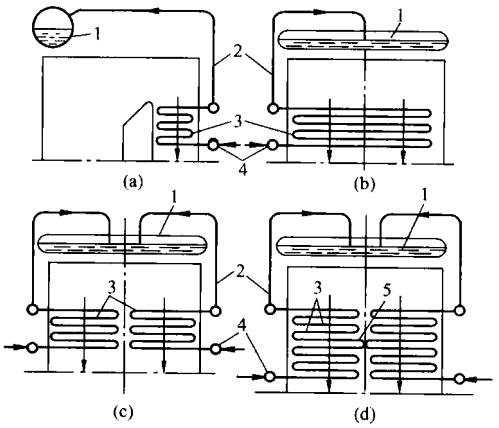


图 8-2　省煤器蛇形管布置

(a) 垂直前墙布置；(b) 平行前墙布置；(c)、(d) 双面进水平行前墙布置

1—锅筒；2—水连通管；3—省煤器蛇形管；4—进口联箱；5—交混连通管

第二节　省煤器的主要参数和启动保护

一、省煤器中的水速

省煤器蛇形管中水流速度的大小，对管子金属的温度工况和管内腐蚀有一定影响。当给水除氧不完全时，进入省煤器的水吸热后放出氧气，如果水速较低，氧气将附着于金属内壁面上，造成局部的金属腐蚀。对水平管子，当水的流速大于 0.5m/s 时，可以避免金属局部氧腐蚀。如果省煤器管内达到沸腾状态，则管内是汽水混合物，此时水速较低容易发生汽水分层，即水在管子下部，而蒸汽在管子上部，与蒸汽接触的金属管壁温度较高，有可能发生超温现象。在汽水分界面附近的金属，由于水面上下波动，温度时高时低，在水面附近产生交变的热应力，容易引起金属的疲劳破坏，因而蛇形管中水流速度应不低于 1m/s。

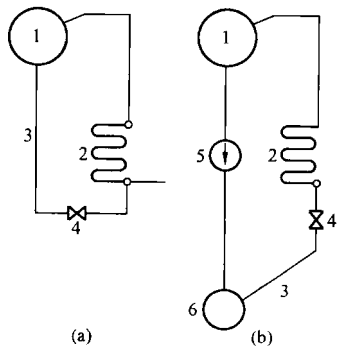


图 8-3　省煤器再循环系统

(a)自然循环锅炉；(b)控制循环锅炉

1—锅筒；2—省煤器；3—再循环管；4—再循环阀；5—锅水循环泵；6—水包

二、省煤器的启动保护

锅筒锅炉启动期间，省煤器的进水是不连续的。当停止进水时，省煤器中的水不流动，此时省煤器金属管壁由于不能得到正常冷却而可能发生超温，严重时造成爆管。因此，在锅炉启动过程中，需要采取必要的措施，保证省煤器中的水产生流动。采用的方法是在省煤器进口管与锅筒下降管之间装设再循环管。

1. 自然循环锅炉的省煤器再循环管

对自然循环锅炉，省煤器的再循环管如图 8-3 (a) 所示。即在锅炉下降管和省煤器进水管之间装设一个有再循环阀的再循环管，由锅筒—下降管—再循环管—省煤器—锅筒之间形成自然循环回路。当锅炉开始启动时，省煤器

处于受热状态，关闭锅炉进水阀门后，打开再循环阀门，再循环回路开始工作，促使省煤器内的水保持流动，保证管子被充分冷却。

锅炉需要上水时，应先关闭再循环阀门，再打开进水阀门向锅炉进水。否则，给水将由再循环管路进入下降管或锅筒，破坏正常的水循环，造成水冷壁事故。同时，省煤器也可能由于失水得不到正常冷却。上水完毕，应先关闭进水阀门后才能打开再循环阀门。当锅炉进入连续进水后，再循环阀门关闭，再循环管工作结束。

2. 控制循环锅炉的省煤器再循环管

对于控制循环锅炉，省煤器再循环系统如图 8-3（b）所示。锅炉的下降管系统中均装有再循环泵，水在泵中进一步升压后进入水冷壁下水包（下联箱）。控制循环锅炉是在锅筒—下降管—再循环泵—下水包—省煤器—锅筒之间装设再循环阀门和再循环管，形成再循环回路。当锅炉停止进水，进水阀关闭后，打开再循环阀门。这种再循环系统中，由于受到再循环泵压力和汽水密度差产生的循环推动力两种力的作用，省煤器管中水流速比较高。

当停止向锅炉进水时，先关闭进水阀门，再打开再循环阀。否则，给水将进入下降管系统，破坏水冷壁正常的水循环。若给水进入再循环泵，将对水泵造成损坏，而且省煤器也可能失水而烧坏。

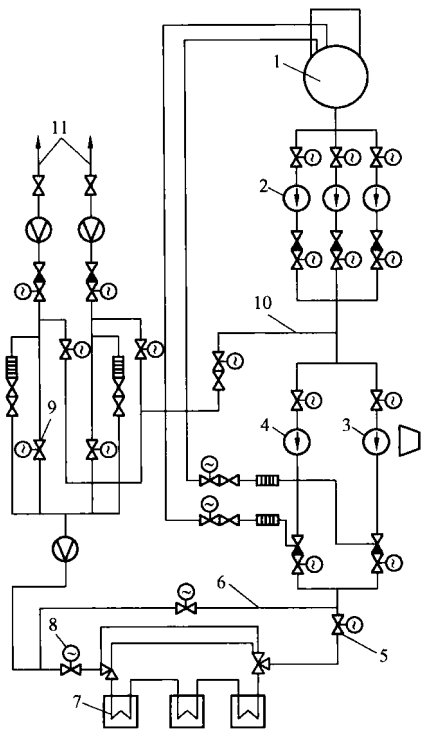


图 8-4 单元制给水管道系统图

1—除氧器；2—前置给水泵；3—汽动给水泵；4—电动给水泵；5、8—截断阀；6—高压加热器旁路；7—高压加热器；9—电动闸阀；10—切换大旁路管；11—锅炉供水管

三、省煤器出口水温的选择

对高压以上锅炉，省煤器均采用非沸腾式，即省煤器出口水温有一定的欠焓值，避免省煤器中发生汽化。以保证省煤器管中的水流量分配均匀，且使水在进入水冷壁管时不发生汽化，保证水冷壁入口的水流量分配均匀，提高水循环的安全性。

对控制循环锅炉，省煤器出口水温必须保持较大的欠焓，并将省煤器出口的水直接引入锅筒的下降管入口处，以保证水进入再循环水泵时不发生汽化，防止汽蚀。一般要求省煤器出口水温欠温 60℃。

对直流锅炉，省煤器出口水约需要有 380kJ/kg 的欠焓，才能保证给水进入水冷壁管子时流量分配较为均匀。

四、锅炉给水系统

现代大容量火力发电厂中，锅炉机组基本为单元制机组，给水管道系统一般也采用单元制给水管道系统，如图 8-4 所示。

单元制系统中，给水从除氧器水箱被前置泵抽吸并升压后，送入主给水泵。一般在单元机组系统中，配置一台或两台供主机满负荷流量的汽动泵，再配一台电动水泵作为备用。电动给水泵容量为主机出力的 30%～50%，采用液力耦合器调整水泵转速，可实现无节流损失的变速调节。一般在机组启

动初期采用电动给水泵，待机组升压至一定参数后，汽源有保证时投入汽动给水泵。汽动给水泵的汽源可来自主汽轮机抽汽或其他汽源。

给水经给水泵中升压后进入高压加热器，然后经过给水管道上的主闸阀，沿两条管道进入锅炉省煤器。一般在给水泵后应装设止回阀和减负荷阀。在给水泵启动或低负荷运行时，减负荷阀开启，使部分给水又可回到除氧器储水箱中形成再循环。这样，在启动初期锅炉进水量较少时避免了给水泵因输水量较少而汽化，防止水泵发生汽蚀。

在给水泵系统高压加热器处有旁路装置，在高压加热器发生故障时，入口保护动作将水流切换到旁路管中，此时最后一级加热器出口阀门将自动关闭，给水从旁路继续向锅炉供水。当高压加热器和旁路管道均不能投入运行时，则可通过图中管道 6 向锅炉供水，管道 6 称为冷水供水管道。在锅炉启动进水时或者锅炉清洗时，可利用切换大旁路管道 10 向锅炉进水。

给水进入省煤器后的流程如图 8-5 所示。

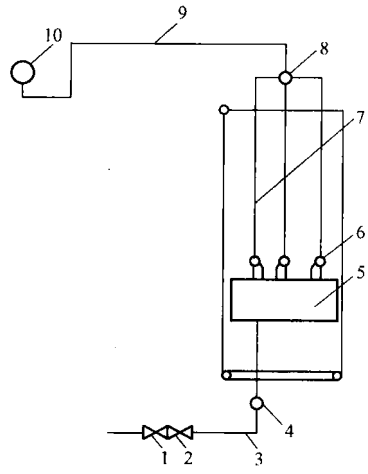


图 8-5　省煤器的流程

1—止回阀；2—截止阀；3—进口管道；4—省煤器进口集箱；5—省煤器蛇形管；6—省煤器中间集箱；7—省煤器悬吊管；8—省煤器出口集箱；9—出口连接管；10—锅筒

第三节　空气预热器的型式

空气预热器是利用烟气余热加热燃烧所需要的空气的热交换设备，它利用了烟气余热，使排烟温度降低，提高了锅炉热效率。同时，强化了着火和燃烧过程。

空气预热器按其换热方式可分为传热式和蓄热式（再生式）两大类，其中传热式是指空气和烟气各有自己的通路，热量连续地通过传热面由烟气传给空气；而蓄热式是烟气和空气交替通过受热面，当烟气通过此受热面时，受热面金属被加热而将热量蓄积起来，当空气通过时金属将热量释放并加热空气。这样反复交替传热又称为再生式空气预热器。

一、管式空气预热器

管式空气预热器常用于中、小型锅炉，它是由直径 40～51mm，壁厚为 1.25～1.5mm 的有缝薄钢直管与错列开孔的上下管板焊接而成，形成立体管箱。对燃煤锅炉，为了减轻积灰，采用立式布置，烟气在管内纵向流动，空气在管外横向流动。对于燃油锅炉，为了提高管壁温度，减轻腐蚀，采用卧式布置，空气在管内纵向流动，烟气在管外横向流动。两种布置都是交叉换热方式。管式空气预热器结构如图 8-6 所示。

为使传热更接近于逆流传热，常采用如图 8-7（a）所示的多次交叉型式，即在管箱中加中间管板形成多次交叉通道。管式空气预热器管箱高度与空气（或烟气）流速与管箱抗振动能力有关。采用多通道双面或多面进风可使进风面积增加，空气阻力减小。适当提高烟气流速，不仅可提高空气预热器烟气侧的放热系数，而且有较强的自吹灰能力。一般空气预热器中烟气流速取 10～14m/s 为宜。当流速相同时，横向冲刷管子的空气比纵向冲刷管子的烟气的放热系数大，因而空气流速应比烟气流速低一些，以使管子内外侧的放热系数接近，

提高传热效果。根据经验，空气流速应是烟气流速的 0.4～0.55 倍为宜。

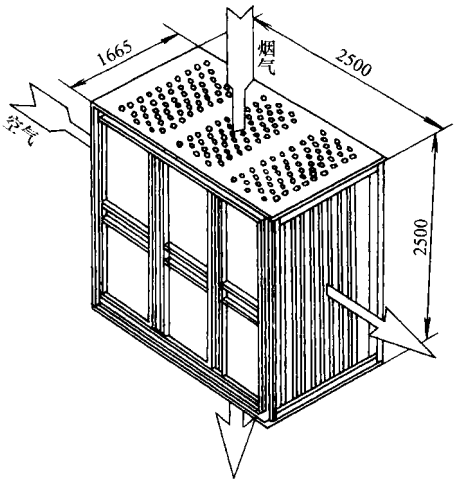


图 8-6 管式空气预热器

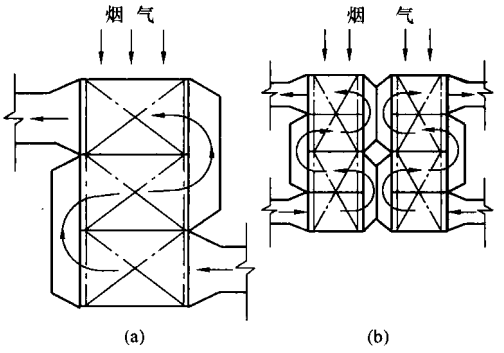


图 8-7 管式空气预热器的布置方式

(a) 单向进风；(b) 双向进风

管式空气预热器管箱上管板与锅炉钢架之间用膨胀补偿器联结，用以补偿部件间的受热膨胀时的相对位移，防止空气预热器的漏风，如图 8-8 所示。管式空气预热器进口烟温应低于上管板钢材的允许温度，避免管板超温变形而造成大量漏风。

管式空气预热器管子一般为错列布置，管子节距如图 8-9 所示，管子对角方向的最小间隙 $\Delta=s'_2-d$ 应不小于 10mm。Δ 过大，会使管箱体积增大，Δ 过小，会增加流动阻力。

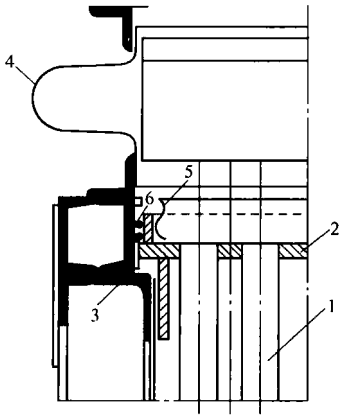


图 8-8 补偿器装置

1—管子；2—上管板；3—外壳；4—钢架与外壳间的补偿器；5—上管板与外壳间的补偿器；6—石棉绳

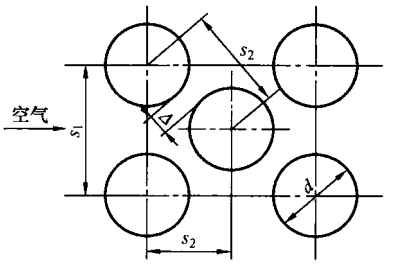


图 8-9 空气预热器管子的节距

二、回转式空气预热器

回转式空气预热器是大型电站锅炉常采用的设备，其受热面为蓄热式。与管式空气预热器相比，回转式空气预热器具有结构紧凑、节省钢材、耐腐蚀性好和受热面受到磨损和腐蚀时不增加空气预热器的漏风量等优点。在相同体积内，回转式空气预热器可布置的受热面面

积是管式空气预热器的6～8倍。在相同烟温条件下，回转式空气预热器波形受热元件的厚度较大，壁温较高，并可采用耐腐蚀材料，因此腐蚀相对较轻。其主要缺点是漏风量较大，对密封结构要求较高。回转式空气预热器的结构如图8-10所示。

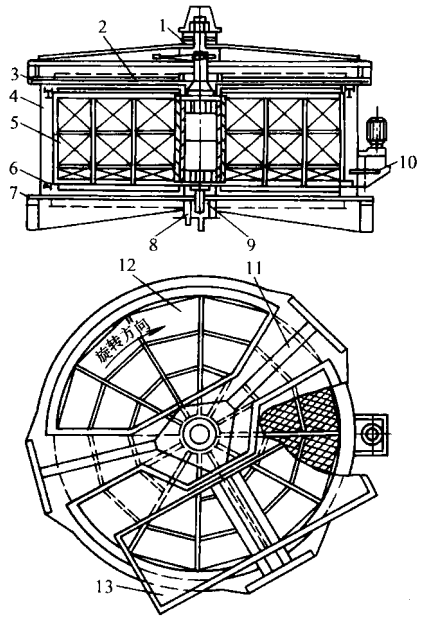


图8-10　受热面旋转的回转式空气预热器
1—上轴承；2—径向密封；3—上端板；4—外壳；5—转子；6—环向密封；7—下端板；8—下轴承；9—主轴；10—传动装置；11—三叉梁；12—空气出口；13—烟气进口

受热面波形板装于圆形筒体内，圆形筒体被钢板分隔成若干个扇形仓格，每个扇形仓格内装满由金属薄板制成的波形板组件，波形板组件称为预热器蓄热板，如图8-11所示。蓄热板一般由

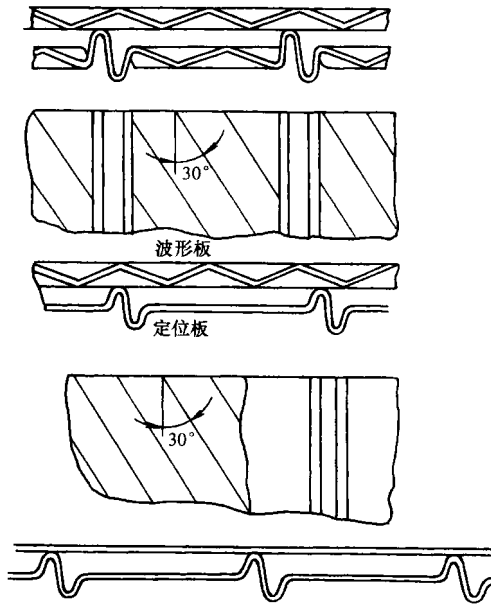


图8-11　预热器蓄热板

厚度0.5～1.25mm薄钢板轧制成波形板和定位板，并要求板上斜波纹与气流方向成30°夹角，以使增强气流扰动而改善传热效果。定位板不仅可以蓄热，而且可固定波形板之间的距离，使气流有一定的流通截面。一般蓄热板分三层安装，最上部一层称为热端、中间一般称为中间热端，最下部一层称为冷端。冷端部件烟气温度较低，容易发生低温腐蚀和粘聚性积灰。上、中两部分采用厚度0.6mm普通钢板制造的波形板，而下部则采用厚度为1.2mm的耐腐蚀钢板或其他耐腐蚀材料制造的蓄热板。

回转式空气预热器中烟气通道一般占总受热面积的50%，空气通道占总面积的30%～40%，其余部分为密封区，用以防止漏风。

回转式空气预热器根据转动部件不同分为受热面旋转和风罩旋转两种。国内电站锅炉多数采用受热面旋转式的空气预热器。正常运行时，其转速为1.17r/min，转速变化范围为0.25～1.23 r/min。

受热面回转式空气预热器由转子和静子两部分组成，转子由中心轴、上下部轴承、径向和横向隔板及内部装置的蓄热板组成。由密封区将烟气和空气隔开，转子转动时烟气区蓄热板被加热，转至空气区蓄热板放热并加热空气。

径向隔板将转子划分为若干个扇形空间，横向隔板将扇形空间划分为若干个扇形仓格，

蓄热板组装成扇形组件，安装在扇形仓格内，由转子下端的支承杆支承。此种结构在更换受热面时十分方便。

为减少漏风量，受热面旋转的空气预热器的密封系统由径向密封、轴向密封、旁路密封和转子中心筒密封等系统。另外还设置了热态扇形板径向密封间隙控制系统，可自动跟踪并调节热端上部径向密封间隙，有效地减少了由于热态蘑菇变形引起的漏风量的增加，每台空气预热器在烟气侧装有伸缩式吹灰器和固定清洗装置。

第四节 回转式空气预热器的漏风和热变形

一、携带漏风和密封漏风

回转式空气预热器的漏风主要包括携带漏风和密封漏风两种。由于转动部件和静止部件之间留有一定间隙，在转动过程中不可避免的会将部分空气带入烟气，这部分漏风称为携带漏风，携带漏风量一般不会超过1%。由于空气侧为正压，烟气侧为负压，在压差作用下空气会通过密封装置的间隙漏入烟气中，这部分漏风称为密封漏风。密封漏风主要取决于密封装置的严密程度以及烟气侧和空气侧的压差，设计和安装良好的回转式空气预热器的密封漏风量一般为8%～10%。漏风严重时可达20%～30%。漏风不仅会使排烟热损失增大，通风电耗增加，严重时会造成炉膛内助燃空气量不足，从而影响锅炉的出力。

二、空气预热器的密封装置

为减少空气预热器的漏风，回转式空气预热器均装有密封装置，可分为径向密封、轴向密封和旁路密封。本章将以三分仓式受热面转动式空气预热器（图8-12）为例介绍空气预热器的密封装置，三分仓圆周角度的分配如图8-13所示。

三分仓式受热面转动空气预热器结构与二分仓式基本相同，只不过由三对扇形板形成的密封区将受热面分为一次风通道、二次风通道、烟气通道。每个密封区所占角度为15°，一次风通道所占角度35°，二次风通道为115°，烟气通道为165°。三分仓受热面转动的回转式空气预热器的密封系统由轴向密封、径向密封、环向密封三部分组成。

径向密封系统是由热端扇形板、热端径向密封片和冷端扇形板及径向密封片组成，用于阻止热冷端面与扇形板之间因压差而存在的漏风。径向密封片由螺栓固定在受热面径向隔板的冷热端部，如图8-14所示，它与扇形板共同组成径向密封系统。安装时应通过调整径向密封片的高度，使之与扇形板保持合理的间隙即可。

密封装置由轴向密封片和轴向密封板组成，如图8-15所示。轴向密封片沿转子的轴向高度布置并由螺栓固定于扇形仓格径向隔板的轴向外缘，与转子一同转动。轴向密封板由三块弧形板和调整装置组成，弧形板装置在主壳体与扇形密封板对应的轴向方向上，通过外部的螺栓来调整轴向密封板与轴向密封片的间隙，可防止空气从密封区转子外侧漏入烟气中，轴向密封板布置如图8-16所示。

环向密封装置也称为旁路密封，如图8-15所示。环向密封在转子冷热端面的整个外侧圆周上，由旁路密封片与“T”型钢组成。“T”型钢连接在转子外圆周的角钢上，旁路密封片由螺栓固定在转子外圆的静止部位。运行时“T”形钢与转子一起转动，而旁路密封片为静止不转的。环向密封是为阻止空气沿转子外表面和主壳体内表面之间的动静部件间隙通过的密封装置。

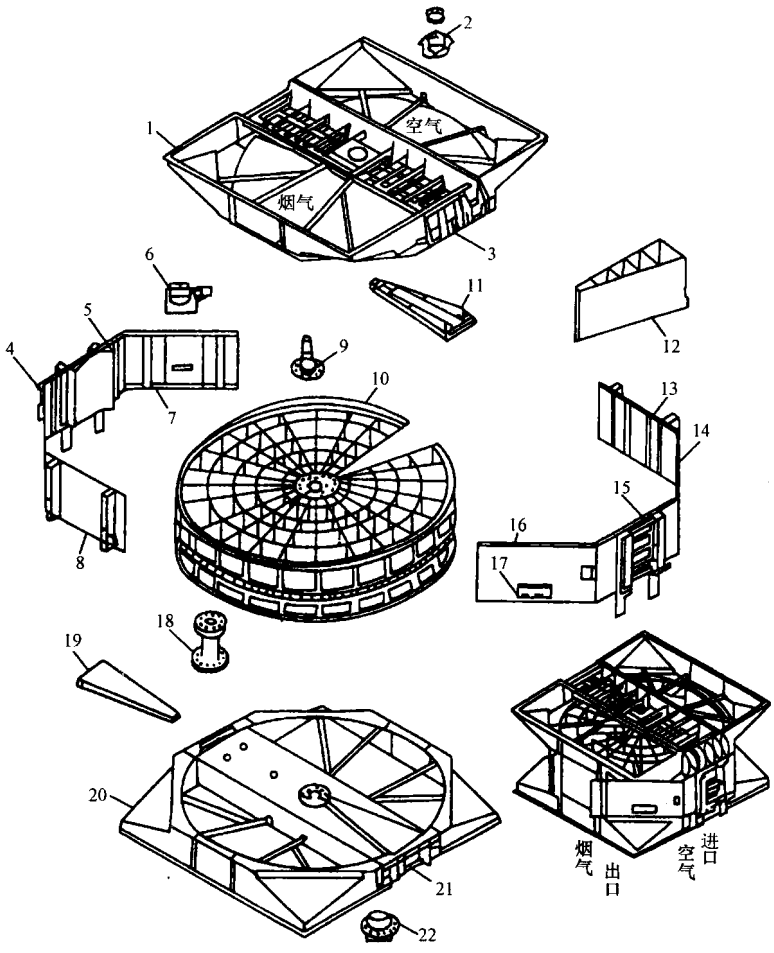


图 8-12　回转式空气预热器组件分解图

1—热端连接板；2—导向轴承；3—中间梁；4—外壳板；5—主支座板；6—传动装置；7—传动装置外壳板；8—副支座；9—导向端轴；10—转子；11—扇形板；12—转子模块；13—副支座；14—外壳板；15—主支座板；16—调换兰子外壳板；17—兰子调换门；18—支承端轴；19—扇形板；20—冷端连接板；21—中间梁；22—支承轴承

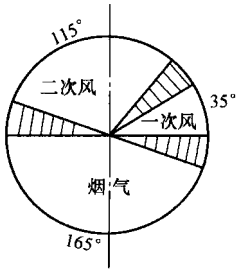


图 8-13　空气预热器的三分仓圆周角度的分配

三、回转式空气预热器的热变形

回转式空气预热器在热态运行时，烟气自上而下流动，烟气温度逐渐降低。空气自下而上流动，空气温度逐渐升高。由于转子热端温度较高而冷端温度较低，使热端膨胀量大于冷端膨胀量，再加上转子本身的重量，转子就会发生蘑菇状变形，如图 8-17 所示。冷热端的温差越大，蘑菇状变形越严重，转子与扇形密封板之间的间隙增大，漏风量将增加。

回转式空气预热器均装设有密封自动控制系统，能在不同运行工况时，将密封间隙控制在最小值，使漏风量达到最小。密封自动控制系统由可弯曲扇形板、传感器机械传动和电气控制等部分组成。

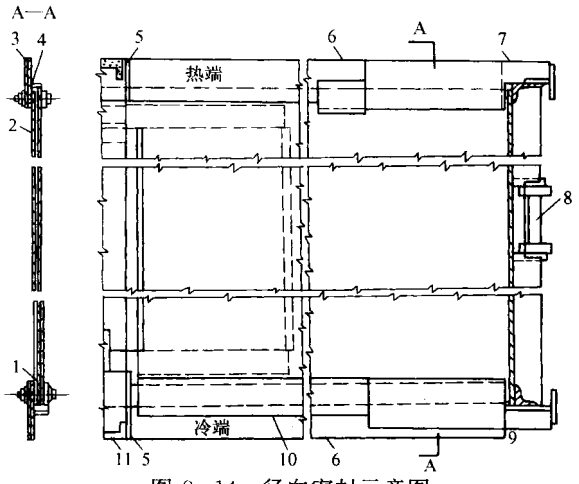


图 8-14 径向密封示意图

1—垫片；2—径向隔板；3—密封面隔板；4—密封片；5—转子中心筒密封片；6—径向密封片；7—补隙片；8—围带销；9—外径密封补隙片；10—压板；11—固定密封盘

可弯曲扇形板右侧在外力作用下可产生的变形曲线与转子受热时蘑菇变形曲线非常接近，如图 8-18 所示，使径向密封间隙控制在 1mm 之内，最大间隙不超过 3.5mm。

可弯曲扇形板的外力由传动连接装置中的千斤顶施加。当千斤顶向下施加外力时，通过传动连接装置密封面就可弯曲，形成近似于转子下垂时的形状相一致的曲面。

可弯曲扇形板弯曲量的大小由机械传感器控制。

运行实践表明，造成回转式空气预热器漏风的最主要因素是由于受热面蘑菇状变形引起热端扇形板与径向密封片间隙过大，由此原因造成的漏风量占空

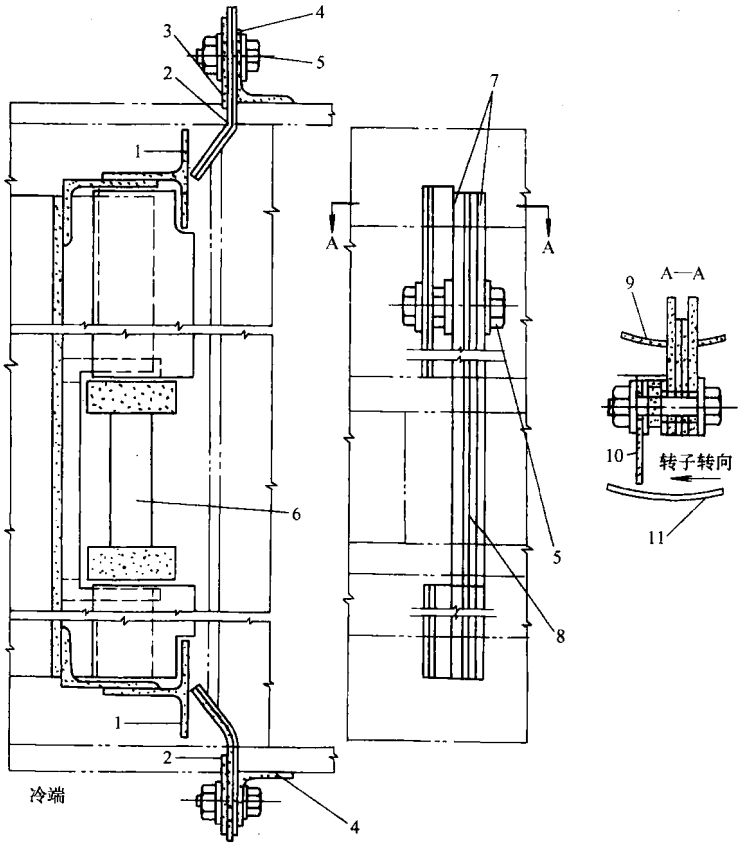


图 8-15 轴向密封和旁路密封示意图

1—“T”字钢；2—旁路密封片；3—压板；4—旁路密封角钢；5—螺栓、螺母、垫圈；6—围带销；7—径向隔板；8—径向隔板垫板；9—转子壳板；10—轴向密封片；11—轴向密封底

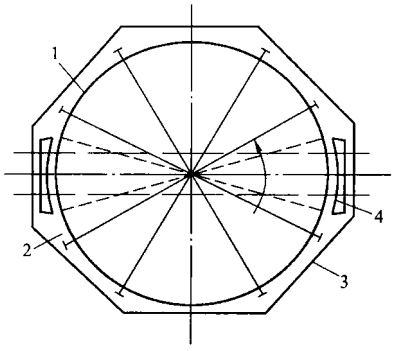


图 8-16　轴向密封

1—转子；2—轴向密封片；3—外壳；4—轴向弧形密封板

气预热器漏风量的 30%～50%，因此必须严格控制扇形板与径向密封片之间的间隙。间隙过大，漏风量增加，间隙过小，摩擦阻力增加，严重时可能发生卡涩现象，或使驱动电动机电流增大。运行中主要采取控制可弯曲扇形板向下或向上的移动量，使间隙在 3.2mm 之内为宜。

造成回转式空气预热器漏风的另一个重要原因是冷端径向密封系统。由于冷端扇形板为不可弯曲、不可调的，发生蘑菇状变形时会引起扇形板和密封片之间间隙改变，从而使漏风量改变。因此，在安装和检修时应严格控制冷端扇形板与密封片的间隙，并留有一定的膨胀量。如某台 600MW 机组要求冷端间隙约 54mm，当空气预热器转子在热态发生蘑菇状变形时，这个间隙变小，漏风量也就减少了。

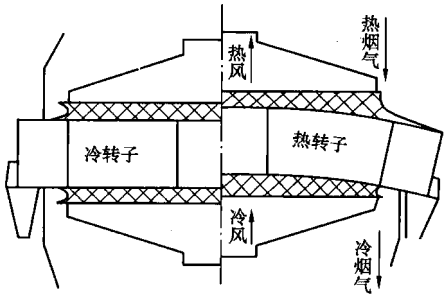


图 8-17　预热器转子的蘑菇状变形

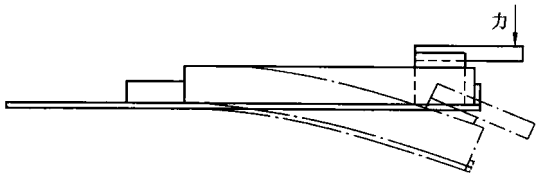


图 8-18　扇形板在外力作用下的变形

—扇形板冷态的形状；—·—·—扇形板在外力作用下的形状

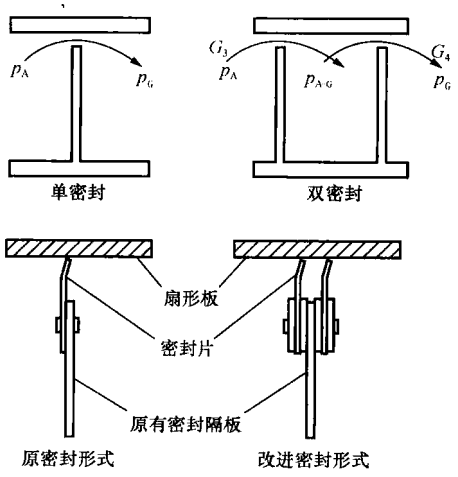


图 8-19　单道多层密封的“双密封”方式

近年来，国外一些公司将空气预热器原来的 24 个隔仓结构改为 48 个隔仓结构，因为冷热端的径向、轴向密封片为 24 片时，运行中某一时刻起密封作用的基本上只是一片，而改为 48 片后，可保证每一时刻都有 2 片密封片起密封作用，漏风阻力增加，密封效果明显改善。

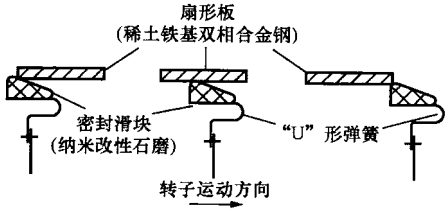


图 8-20　新型接触式密封的结构

近年来，国内一些企业对空气预热器的密封装置进行了改造。如图 8-19 将单密封改进为双密封；图 8-20 为新型接触式密封。这些方法可以减少漏风量约 30%。

第五节 尾部受热面的磨损、积灰和腐蚀

一、省煤器的磨损

1. 飞灰磨损的机理

携带有灰粒和未完全燃烧燃料颗粒的高速烟气通过受热面时，固体粒子对受热面的每次撞击都会剥离掉极微小的金属屑，从而逐渐使受热面管壁变薄，这就是飞灰对受热面的磨损。对省煤器而言，其进口烟温一般已降到450℃左右，灰粒已较硬，管子更容易受到磨损。

颗粒对受热面的撞击可分为垂直方向（法线方向）分力和切向方向（切线方向）分力。垂直方向撞击可使管壁表面产生微小的塑性变形或显微裂纹，称为撞击磨损。切向撞击则引起颗粒对管壁表面产生微小的切削作用，造成摩擦磨损。大量灰粒长期反复撞击，产生上述两类磨损的综合结果，使得冲击角度在30°～50°范围内的金属管壁磨损最为严重。磨损量常用管壁最大磨损厚度 E_{max} 来表示，可由下列经验公式估算，即

$$E_{max}=a\eta M\mu k_{\mu}\tau\left(\frac{k_w w}{2.85k_D}\right)^{3.3}R_{90}^{2/3}\left(\frac{s_1-d}{s_1}\right)^2,\text{mm} \tag{8-1}$$

式中 a——与煤灰磨损特性及管束结构有关的磨损系数，由试验确定，可取 14×10^{-9} mm·s³/（g·h）；

k_{μ}、k_w——飞灰浓度和烟气速度场不均匀系数；

μ——管束计算断面处烟气的飞灰浓度，g/m³；

w——管束间最窄截面处烟气流速，m/s；

τ——锅炉运行时间，h；

k_D——锅炉额定负荷时烟速与平均运行负荷时烟速的比值，对 $D\geqslant120$t/h 的锅炉，$k_D=1.15$；

M——管材的抗磨系数，碳钢管 $M=1$，合金钢管 $M=0.7$；

η——灰粒碰撞管壁的频率因子。

式（8-1）中 $[(s_1-d)/s_1]^2$ 项为考虑管束节距变化的修正项，对第一排管可不考虑此项，烟气流速取管束前平均烟气流速。

在实际运行中，并不是全部灰粒均会撞击管壁，而是有部分灰粒绕过管壁而没有撞上管壁，故碰撞频率因子 $\eta<1$。η 值的大小与 St 准则数有关，即

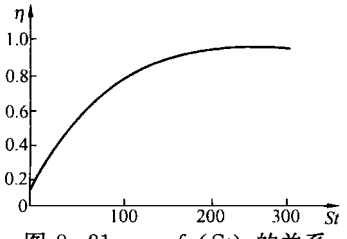


图 8-21 $\eta=f(St)$ 的关系

$$St=\frac{\rho_h d_h^2 w}{\rho\nu d} \tag{8-2}$$

式中 ρ_h、ρ——灰粒和烟气的密度，kg/m³；

d_h、d——灰粒或管子的直径，m；

w——烟气流速，m/s；

ν——烟气的运动黏度系数，m²/s。

St 可由式（8-2）确定，再由图8-21查 η 值。

2. 影响磨损的主要因素

（1）烟气的流动速度和灰粒。锅炉烟道中受热面管壁的磨损程度，与飞灰颗粒的动能和飞灰撞击的频率成正比。而灰粒的动能与灰粒速度成二次方关系，撞击频率与灰粒速度的一

次方成正比。因此，管壁的磨损量与飞灰颗粒冲击速度成三次方关系。在实际运行中，由于灰粒与烟气之间有较大的滑移速度，又难以求得灰粒的实际冲击速度，常用烟气流动速度代替灰粒冲击速度。显然，烟气流动速度越高，磨损越严重。

（2）灰粒的特性和飞灰浓度。灰粒的形状对磨损程度有较大的影响。灰粒有锐利的棱角时比呈圆形的灰粒磨损较为严重。而灰粒的直径越大，磨损也加重。飞灰的浓度增加，单位时间内灰粒撞击管壁的频率增加，磨损加重。当灰粒中 SiO_2 含量增加时，磨损也加重。

（3）管束排列方式与冲刷方式。当烟气横向冲刷管束时，对于错列布置的管束，第二排的磨损量比第一排的要大约两倍。这是因为第二排的每根管子正对第一排管的两管之间，烟气进入管束后流通截面变小而烟气流速加大使磨损加重。以后各排的磨损量也均大于第一排，但小于第二排。对于顺列布置的管束，第一排管子磨损较为严重，而第二排以后的管子相对较轻。灰粒对管壁圆周各处冲击磨损是不同的，对于顺列或错列布置的第一排管，最大磨损位置在迎风面两侧圆心角 θ 等于 45°～60°。对错列布置的第二排管，最大磨损位置在 θ 等于 30°～45°，如图 8-22 所示。管式空气预热器中烟气是纵向流动，仅在烟气进口处管子磨损较严重。

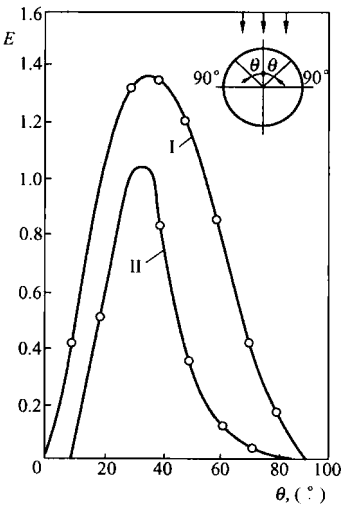


图 8-22　磨损量随圆心角 θ 的变化

Ⅰ—计算结果；Ⅱ—实验数据

（4）气流运动方向。当烟气流自上而下流动时，灰粒在重力作用下其速度可能大于烟气速度，从而加重了冲击磨损的程度。而当烟气自下而上流动时，在重力作用下灰粒速度降低，对管壁的磨损将会减轻。

（5）管壁材料和壁温。管壁材料的硬度 H_b 和灰粒硬度 H_h 的比值与管壁的磨损量有关。当 $H_b/H_h<0.5\sim0.8$ 时称为硬磨料磨损，管壁容易被磨损。当 $H_b/H_h\geqslant0.5\sim0.8$ 时，称为软磨料磨损，采用硬度较高管材可减小磨损。运行中管壁温度的高低也会影响磨损程度。因为管壁表面存在着一层氧化膜，其硬度超过管壁金属，当管壁温度升高时，氧化膜硬度增大，使磨损减轻。但壁温过高会使氧化膜膨胀而与金属分离，使磨损量有所增加。这主要是金属与氧化膜膨胀系数不同所致。

（6）烟气成分。在烟气温度低于 250℃时，烟气中的腐蚀性气体 SO_2、O_2、H_2O、H_2S 等将对管壁产生腐蚀作用。当金属温度在 300℃以上时，烟气中的 SO_2、O_2 与壁面的氧化铁作用生成 SO_3，产生硫酸盐型腐蚀。当腐蚀层被灰粒冲掉时，暴露的金属再次发生腐蚀，形成腐蚀与磨损交替循环，使总磨损速度加快几倍。

（7）烟气走廊。在布置对流受热面时，考虑到管束受热膨胀等问题，省煤器蛇形管弯头与炉墙之间留有几十毫米的间隙，如图 8-23 所示。此间隙处流动阻力小，烟气流速大于此烟道断面上平均烟气流速，称此间隙为烟气走廊。在烟气走廊内烟气流量不断增加，烟气流速不断提高。烟气流量的增加一部分来自走廊进口处烟气的横向流动，另一部分来自管束间烟气的横向流动。因为在管束的阻力大于走廊处的阻力，烟气自动向阻力小的走廊处流动，导致管束弯头处磨损加剧。

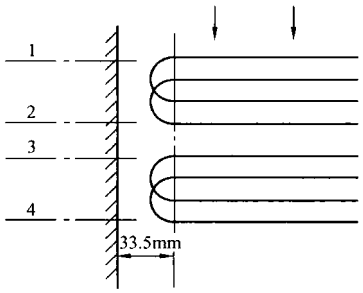


图 8-23 烟气走廊示意图

3. 减轻和防止磨损的措施

(1) 选择合理的烟气流速。由于磨损量与烟气流速的 3 次方成正比，烟速增加 1 倍，磨损量将增加约 10 倍，因此，在锅炉设计时应选择合理的烟气流速，以减轻磨损，并防止积灰。一般应控制尾部受热面中烟气流速不大于 9m/s。

(2) 采用防磨装置。在尾部烟道中受热面磨损较严重部位加装防磨装置是重要的防磨措施之一。如在第一排和第二排管的通风面装设防磨护瓦，如图 8-24 所示；在烟气走廊处受热面加装防磨护帘，如图 8-25 所示；在烟气走廊进口处加装梳形管和护瓦来减轻磨损，如图 8-26 所示。梳形管可使进口烟气阻力均衡，护瓦则可防止管束间烟气横向流动，两者组合可更好地降低烟气走廊中的烟气流速和磨损。在转弯处加装导向板装置，可使烟气流速和飞灰浓度均匀。对磨损较严重的部位，在设计制造时也可以采用厚壁管，延长被磨损时间，使受热面使用寿命增加。

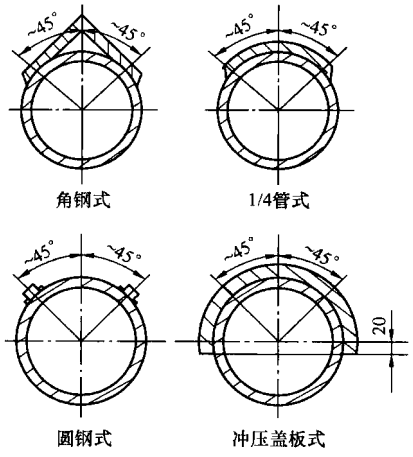


图 8-24 局部防磨装置

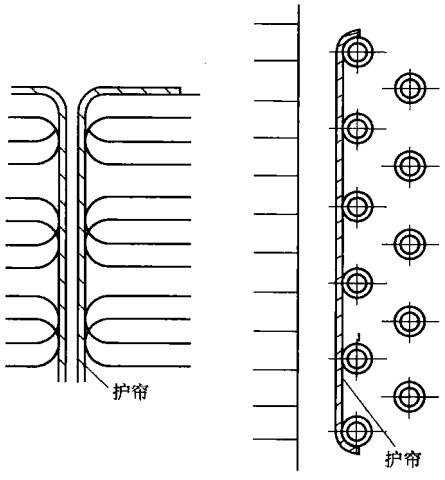


图 8-25 护帘示意图

(3) 采用扩展受热面。采用膜式省煤器、鳍片式省煤器和螺旋肋片式省煤器可以减轻磨损，如图 8-27 中 (a)、(b)、(c) 和图 8-28 所示。采用膜式、鳍片式和螺纹肋片式扩展表面省煤器可强化烟气侧传热。在金属消耗量和通风电耗相同条件下，可使省煤器占有空间大大下降。在烟道截面不变的条件下，扩展表面省煤器占有空间小，可采用较大的横向节距使烟气流通截面增大，烟气流速下降，从而较大程度地减轻磨损。但鳍片或肋片部位容易积灰。

(4) 其他措施。

加装沉降式灰斗除尘器、冲击式粉尘除尘器、百叶窗式除尘器，在烟气进入尾部烟道前除去部分飞灰或大颗粒飞灰，也可以减轻受热面磨损。

锅炉运行中，采用较低的过量空气系数，尽量减少各受热面的漏风量，使烟气流速降低，可以减轻磨损。同时，严格控制煤粉细度，减小灰粒直径，可降低灰粒冲击磨损力，减轻管子磨损。

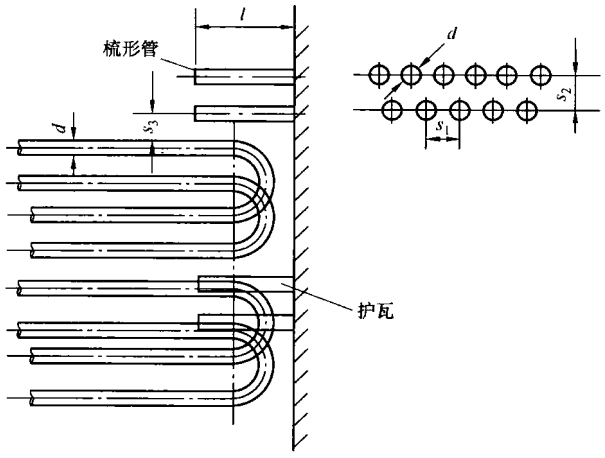


图 8-26　梳形管和护瓦的布置

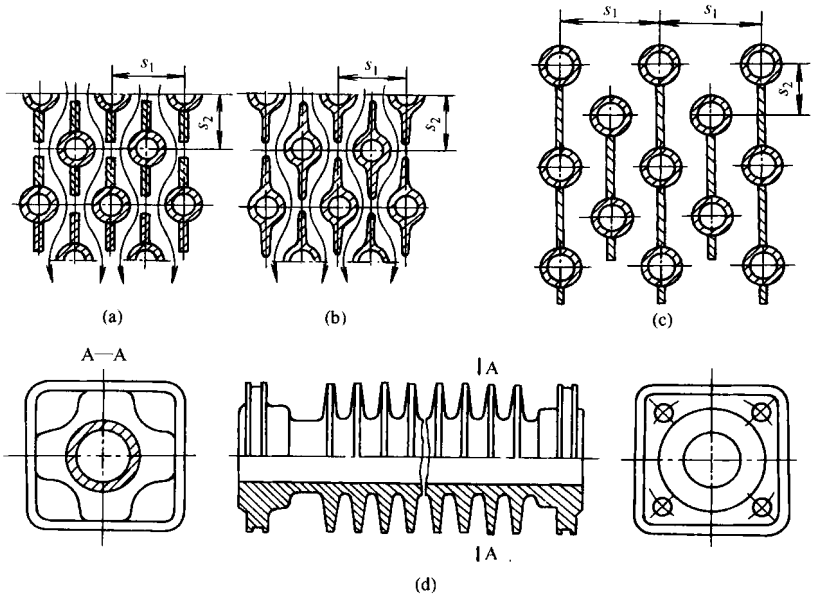


图 8-27　鳍片管省煤器和膜式省煤器

(a) 焊接鳍片管省煤器；(b) 轧制鳍片管省煤器；(c) 膜式省煤器；(d) 肋片式省煤器

二、省煤器的积灰

1. 积灰形成的原因

在锅炉的运行中，当含灰烟气在流经受热面时部分灰粒沉积在受热面上的现象称为积灰。由于烟气进入尾部烟道时，烟气温度低于700℃以下，烟气中已无熔化的灰粒，碱金属氧化物蒸汽已凝结完毕，省煤器上的积灰大多为疏松的积灰，用吹灰器可以消除积灰。

烟气中灰粒的直径大多在 10～30μm 以下的范围内，沉积在受热面上的大多数为 10μm 以下的细

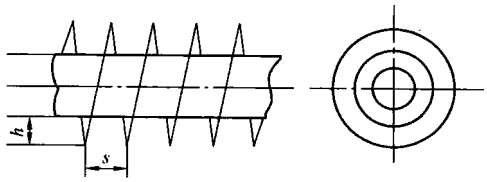


图 8-28　螺旋肋片省煤器

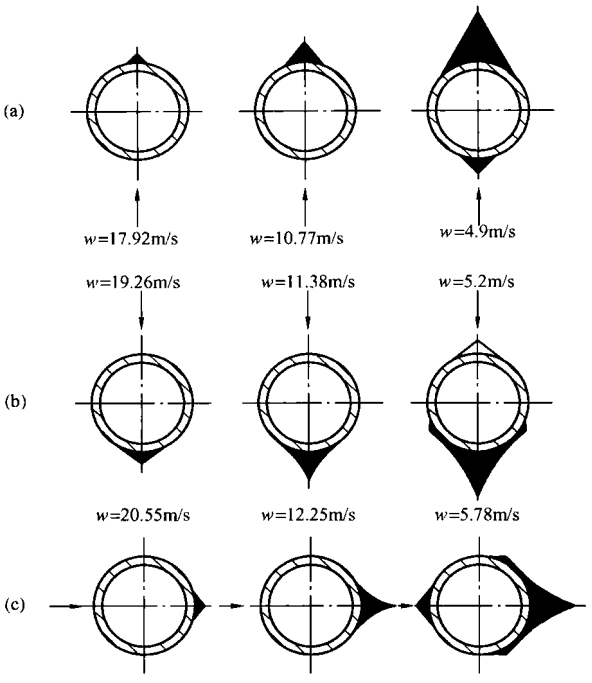


图 8-29 管子错列布置时积灰情况

(a) 烟气向上流动；(b) 烟气向下流动；(c) 烟气水平流动

小灰粒。当含灰气流横向流过管子时，背风面上产生旋涡，较大直径的灰粒在惯性作用下不会被卷吸到管子背风面上，而细小灰粒被旋涡卷吸到管子背风面上并沉积在管壁上，所以，管子背风面最容易积灰，而正面很少积灰。这是因为迎风面受大灰粒的冲刷的缘故。只有烟气流速较低时管子迎风面才会发生灰粒的沉积。管子两侧受飞灰的冲刷磨损，一般不会发生积灰。

灰粒在管壁上的沉积在最初阶段是很快的，但达到动平衡状态后基本不再变化。这时，一方面细灰在沉积，另一方面烟气中大直径灰粒又将其剥离管壁，达到灰粒的沉积和被剥离处于动平衡状态。只有当烟气流动速度发生变化，才会破坏这种动平衡，直到建立新的动平衡为止。实验证明，积灰的程度与烟气流动速度有关。当烟气流速较高时，背风面积灰逐渐减少，迎风面基本无积灰。烟气流速不同时，受热面上积灰的情况如图 8-29 所示。

管子的排列方式和节距对积灰有较大的影响，因为排列方式和节距将会影响到烟气流动速度和冲刷方式。当管束顺列布置时，管子的背风面不易受到灰粒的冲刷，第二排管以后的管子迎风面也不易受到灰粒的冲刷，故积灰较为严重。当管节距较小时，相邻管之间的积灰搭桥，会造成局部堵灰。当管束错列布置时，由于管子的背风面也受到气流和灰粒的冲刷作用，积灰相对较轻。当适当减小纵向节距时，背风面冲刷作用加强，积灰将进一步减轻。

2. 防止和减轻积灰的主要措施

(1) 在设计时选择合理的烟气流动速度，使积灰减轻。为防止锅炉在低负荷下运行时烟气流动速度过低，额定负荷时的烟气流动速度应不低于 5～6m/s。对烟气横向冲刷的管束，额定负荷时的烟气流束应不低于 6m/s，在低负荷时烟气流速不低于 3m/s。当烟气流纵向冲刷管束时，应使烟气流速不低于 8m/s，以保持较高的传热特性，并防止发生严重的积灰。

(2) 采用吹灰装置。由于省煤器上的积灰多为松散积灰，使用吹灰器可以清除积灰。

(3) 采用合理的结构和布置方式。省煤器采用错列布置，并适当减小纵向节距，增强气流扰动，减少积灰。采用膜式省煤器和鳍片式省煤器，可增强传热，减轻磨损，减少积灰。

三、空气预热器的低温腐蚀及对策

烟气中的水蒸气和硫酸蒸汽进入低温受热面时，与温度较低的受热面金属接触，并可能发生凝结而对金属壁面造成腐蚀。对管壁温度较低的管式空气预热器的低温段和金属温度较低的回转式空气预热器冷端，均是容易发生低温腐蚀的部位。对管式空气预热器低温腐蚀将使管壁穿孔，使大量空气漏入烟气中，造成送风量不足，炉内不完全燃烧热损失增加，锅炉热效率降低。

1. 影响低温腐蚀的主要因素

（1）SO_3 的形成。燃料当中的硫在燃烧时形成 SO_2，在高温下被分解的自由氧原子 O 与 SO_2 作用生成 SO_3。因此，火焰温度越高，过量空气系数越大，生成的 SO_3 也会越多。而 SO_3 与水蒸气作用会形成硫酸蒸汽，烟气中硫酸蒸汽的凝结温度称为酸露点，当金属温度低于或接近酸露点时，硫酸蒸汽就会凝结下来腐蚀金属，并可能大量粘灰形成堵灰。烟气当中的硫酸蒸汽主要来自燃烧反应形成的 SO_3。随着燃料中硫含量的增加，烟气中 SO_3 含量增加，对受热面腐蚀越严重。

（2）烟气露点。由于烟气中水蒸气含量一般为 10%～15%，其分压力约为 0.01～0.012MPa，水蒸气的露点温度仅为 45～54℃，因此，在现代锅炉正常排烟温度的范围内一般不会发生水蒸气的凝结。

当烟气中有 SO_3 并与水蒸气作用生成硫酸蒸汽时，烟气中硫酸蒸汽凝结的温度称为酸露点或烟气露点。它比水露点高得多，而且烟气中硫酸蒸汽含量越高，其酸露点也越高，可达 140～160℃甚至更高。烟气对受热面的腐蚀常用酸露点的高低来表示，酸露点越高，说明在较高烟温下硫酸蒸汽即可凝结，腐蚀也就越严重。而酸露点与燃料中含硫量及单位时间内送入锅炉内总的硫量有关，两者对酸露点的影响综合起来可以用收到基折算硫分 $S_{ar,zs}$ 来表示。显然，$S_{ar,zs}$ 值越高，燃烧生成的 SO_2 越多，而 SO_3 也将随之增高，并使烟气露点温度升高。不同燃料，不同燃烧方式下，烟气露点与折算硫分关系的工业试验结果如图 8-30 所示。由图可知，燃用固体燃料时，烟气中飞灰粒子所含的钙和其他碱金属化合物可吸收部分硫酸蒸汽，从而降低了烟气中硫酸蒸汽的浓度，使酸露点也有所降低。综合考虑燃料特性及燃烧方式影响的烟气露点温度的经验公式为

$$t_{ld} = t_{sl} + \frac{125\sqrt[3]{S_{ar,zs}}}{1.05^{\alpha_{fh}} A_{ar,zs}}, ℃ \qquad (8-3)$$

式中　t_{ld}、t_{sl}——烟气露点和水露点温度，℃；

$S_{ar,zs}$、$A_{ar,zs}$——煤的收到基折算硫分和灰分，%；

α_{fh}——飞灰系数，对煤粉炉，取 $\alpha_{fh}=0.85$。

当受热面金属温度低于烟气露点温度时，硫酸蒸汽将在金属表面凝结而引起腐蚀。运行中应使金属温度比烟气露点高 10～20℃，可以减轻腐蚀。

（3）硫酸浓度和凝结酸量。

烟气中 SO_3 所占的容积虽然很小，但只要少量的硫酸蒸汽存在，就会使烟气露点明显升高，这就使得硫酸蒸汽更容易凝结。刚开始凝结时，凝结液中硫酸浓度很大，随着一部分硫酸蒸汽凝结下来，烟气中硫酸蒸汽浓度会有所下降，烟气露点也随之降低，随后凝结的硫酸浓度也跟着下降。因此，受热面上凝结的硫酸浓度是随温度降低而逐渐降低的。硫酸浓度对受热面的腐蚀速度的影响如图 8-31 所示，即开始凝结时产生的浓硫酸对钢材的腐蚀作用较轻，当浓度下降至 56%时，腐蚀速度达最高。随着硫酸浓度进一步降低腐蚀速度也逐渐降低。

单位时间在管壁上凝结的硫酸量也是影响腐蚀速度的主要因素之一。一般当凝结酸量增加时，腐蚀速度也随之加快。凝结酸量和腐蚀速度均与受热面金属温度有关，如图8-32所示。由图可知，受热面金属温度不仅会影响硫酸的凝结量，而且随着金属温度升高，化学反应速度加快，腐蚀速度增加。

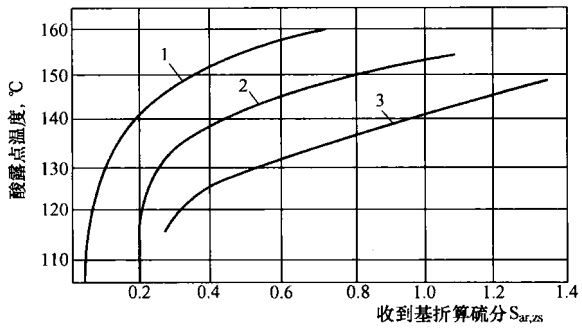


图 8-30 酸露点与折算硫分的关系

1—燃油炉；2—链条炉；3—煤粉炉

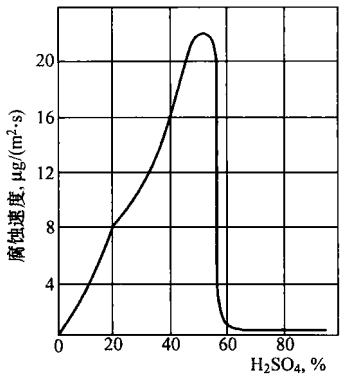


图 8-31 硫酸浓度对碳钢腐蚀速度的影响

(4) 受热面金属温度的影响。

受热面金属实际的腐蚀速度与硫酸蒸汽的凝结浓度和数量有关，而这又与金属壁面温度有关。图 8-33 为一台煤粉锅炉的尾部受热面腐蚀速度与管壁温度的关系。由图可知，腐蚀最严重的区域分为两个：一个是壁温在水露点附近腐蚀速度较快的区域；另一个是金属壁温约低于酸露点 15℃附近的区域。在水露点和酸露点之间金属壁温不太高区域有一个腐蚀较轻的安全区，此区域内腐蚀速度较低。图中 A 点为受热面金属壁温达烟气露点时，硫酸蒸汽开始凝结，但由于酸量较少且硫酸浓度较高，虽然壁温较高而腐蚀速度较低。B 点为壁温降低而硫酸凝结量多且浓度也降低，腐蚀速度逐渐达最大的强烈腐蚀浓度区。随着壁温降至 C 点，凝结硫酸量减少且浓度也降至弱腐蚀浓度区，此区腐蚀速度达到最低。当壁温降至水露点时，除硫酸蒸汽外，水膜与烟气中 SO_2 作用会生成亚硫酸溶液 H_2SO_3，而且烟气中盐酸 HCl 也会溶于水中，它们均会对金属造成腐蚀作用。因此，虽然金属壁温较低，但腐蚀速度又加快。

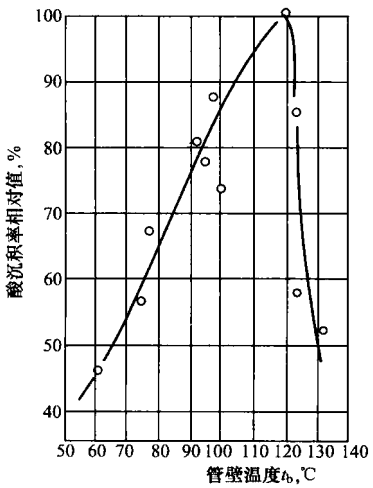


图 8-32 凝结酸量与壁温的关系

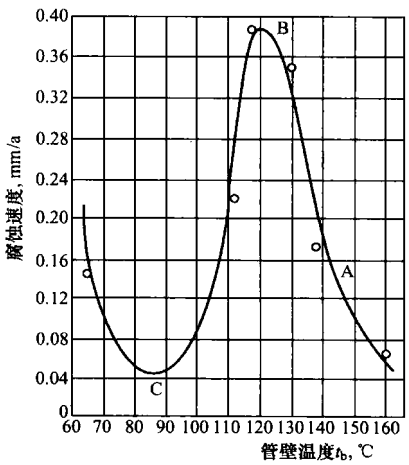


图 8-33 腐蚀速度与管壁温度的关系

2. 减轻和防止低温腐蚀的措施

(1) 提高空气预热器金属壁面温度。

提高空气预热器壁温可减少硫酸蒸汽凝结量，并减缓低温腐蚀。而壁温度的提高则需要提高排烟温度和入口空气温度，这将使排烟热损失提高。实际上提高空气预热器壁温最常用的方法是提高入口空气温度，常采用如下三种方法。

将空气预热器出口的部分热风通过管道再送回空气预热器入口，使空预器入口空气温度升高并提高金属壁面温度，如图 8-34 (a) 所示。图中为管式空气预热器的系统，对回转式空气预热器也同样适用。此方法可使冷空气温度达到 50～65℃。

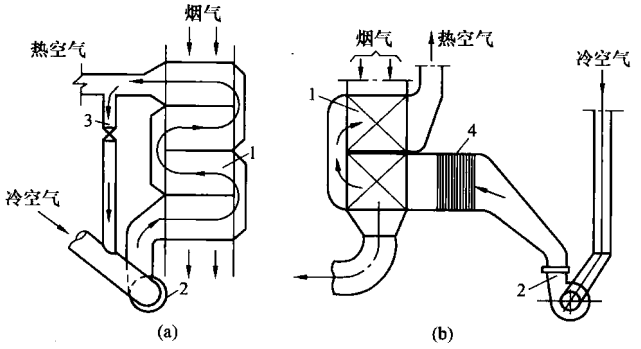


图 8-34　热风再循环及暖风器系统

(a) 利用送风机再循环；(b) 加装暖风器

1—空气预热器；2—送风机；3—调节挡板；4—暖风器

在空气预热器和送风机之间加装暖风器作为前置式空气预热器，如图 8-34 (b) 所示。暖风器是利用汽轮机抽汽加热空气的面式加热器，通过调节蒸汽流量来改变空气出口温度，而暖风器出口处蒸汽应全部凝结成水。这种方法也会使排烟温度提高，锅炉热效率下降。但由于它利用了汽轮机的抽汽，减少了汽轮机的冷源损失，提高了热力系统的热经济性，也提高了循环热效率，使全厂经济性下降不多。无论是采用热风再循环，还是采用暖风器均会使风机电耗增加。

热管式空气预热器是近年来在一些电厂采用的新设备，目前主要采用重力式钢水热管。热管外壳是能承受一定压力的细长圆钢管，管内保持约 $1\sim10^{-14}$ Pa 的真空度，管内充有一定量的纯水作为传热介质。当烟气对热管加热时，管中水受热蒸发，流经空气侧管段时放热，蒸汽凝结成水又流回加热段再次吸热蒸发，反复循环。如图 8-35 和图 8-36 所示，热管可以垂直布置或倾斜布置。图 8-35 是热管作为管式空气预热器的前置式预热器，也可以用热管将管式空气预热器最下面一个置换段受热面全部用热管式空气预热器代替，这样烟气侧和空气侧漏风量几乎为零。这是因为热管是紧密固定在烟气通道和空气通道之间的隔板上，空气侧不易发生腐蚀，烟气侧有个别热管腐蚀损坏也不会造成漏风。热管空气预热器一般故障较少，运行时间长，但造价较贵。

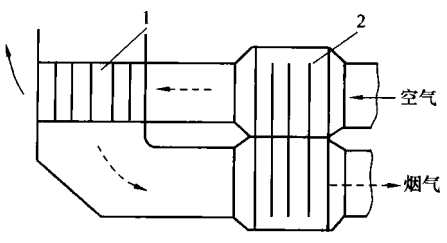


图 8-35　前置式热管空气预热器系统

1—管式空气预热器；2—热管式空气预热器

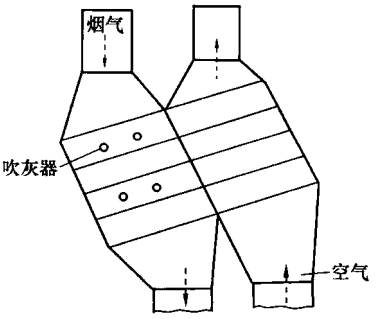


图 8-36　热管空气预热器

（2）采用耐腐蚀材料。在燃用高硫分燃料的锅炉中，管式空气预热器的低温级置换段可用耐腐蚀的玻璃管或其他耐腐蚀材料制作的管子。回转式空气预热器的冷端受热面可采用耐腐蚀的搪瓷、陶瓷或玻璃等材料制造。采用引进技术制造的回转式空气预热器大多采用耐腐蚀的低合金钢材 CORTEN 钢制造冷端受热面，并将底部框架制成可以拆除式，以便于更换和检修冷端受热面。

（3）采用低氧燃烧。在保证完全燃烧或不降低锅炉燃烧效率的条件下，适当降低燃烧所用的空气量，即低过量空气系数的燃烧，这可使烟气中过剩氧减少，从而生成的 SO_3 容积减少，使烟气露点降低，减轻低温腐蚀。国外在燃油锅炉中已经将过量空气系数降至 1.05 或更低，燃煤锅炉采用此方法则需采用配风更加合理的燃烧器和较先进的自动控制装置，否则可能引起不完全燃烧热损失增加。减少锅炉各处的漏风也是减少烟气中剩余氧的重要措施，也会不同程度地减轻腐蚀。

（4）采用降低露点或抑制腐蚀的添加剂。用粉状石灰石或白云石混入燃料中直接吹入炉膛内燃烧，使烟气中 SO_3 与石粉发生反应生成 $CaSO_4$ 和 $MgSO_4$，使烟气中硫酸蒸汽分压力下降并减轻腐蚀。但反应生成的硫酸盐为松散粉尘，会使受热面污染加重，影响传热效率。而烟气中粉尘增加使受热面磨损加重，应采取相应的吹灰和防磨措施。

（5）燃料脱硫。煤中硫化物有相当部分以黄铁矿的形态存在，可在煤粉制备前利用重力分离方法将其分离出来，减少煤中的含硫量。但这种方法只能除去煤中一部分硫，而有机硫则难以去除。采用洗煤的方法可以将煤中的硫分减少，国外一些电厂采用燃烧精洗煤的方法也降低了烟气中的硫的含量。燃料的其他脱硫技术尚在研究中。

（6）选用回转式空气预热器。回转式空气预热器中烟气和空气交替冲刷受热面，当烟气通过时有硫酸蒸汽在受热面上凝结，而空气通过时不但没有硫酸蒸汽的凝结，反而因空气中水蒸气分压力低，使凝结在受热面上的硫酸蒸发，使凝结酸量减少。而且，因为空气吸热而使壁温下降，酸液的腐蚀速度也在降低，使腐蚀有所减轻。

四、空气预热器的堵灰及对策

当烟气或受热面壁温达露点时，管子表面由于结露而被湿润，灰粒子更容易粘在受热面上形成积灰，这种积灰过程称为粘聚性积灰。凝结的酸液与积灰进一步发生化学反应，还引起积灰硬化，严重时就会堵塞通道，形成堵灰。此时通风阻力增加，受热面传热变差，排烟温度升高，锅炉效率下降。

研究表明，当灰沉积物中硫酸盐平均含量为 25%，受热面上硫酸沉积率为 1mg/s 时，运行 1000h 后，受热面上灰沉积物厚度可达 5～6mm。此外，在锅炉启动和停炉过程中，空气预热器冷端壁面温度较低，有时达到水露点，甚至更低，使金属表面结露，积灰量增加。此时由于烟气量较少，烟气流速较低，进一步使积灰加重。若启、停过程中投油稳燃时，处于煤油混烧阶段，燃烧不充分时产生的油垢将在受热面上黏结，也会促进积灰过程的加剧。

提高空气预热器受热面的温度是防止烟气在受热面上结露，避开低温腐蚀和减缓空气预热器沾污的最有效手段之一。如前述的热风再循环，加暖风器、燃料脱硫和采用前置式热管空气预热器等方法均可减轻积灰。国内外的锅炉制造厂根据实践经验总结出了不同燃烧方式时，受热面允许的最低温度和燃料含硫量的关系曲线，如图 8-37 和图 8-38 所示。

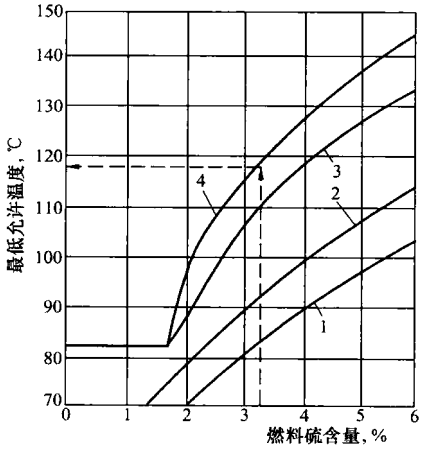


图 8-37　管式空气预热器受热面的最低允许壁温

1—煤粉炉；2—烟煤抛煤炉；3—燃油炉；4—烟煤链条炉或下饲式炉（对于不含硫的无烟煤及天然气，最低允许壁温为 70℃）

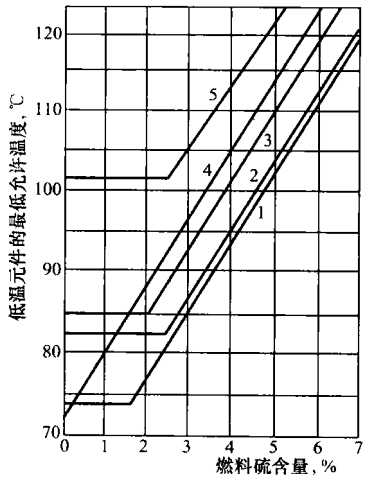


图 8-38　回转式空气预热器受热面的最低允许温度

1—低挥发分烟煤煤粉炉；2—高挥发分烟煤煤粉炉；3—不含钒重油炉；4—燃气炉；5—含钒重油炉（灰中 V_2O_5 含量在 35%以上）

受热面在任何工况和任何季节时，只要保持受热面壁温不低于允许值，受热面的低温腐蚀和积灰将相对减轻。图 8-39 表明采用 10%热风再循环时，回转式空气预热器沾污明显减轻。

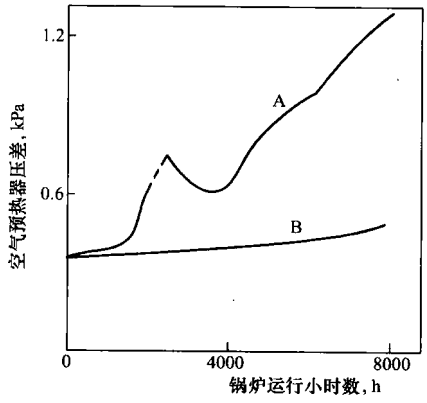


图 8-39　热空气再循环对回转式空气预热器沾污的影响

A—无再循环（严重沾污）；B—有再循环（不沾污）

第九章　锅炉炉膛换热计算

锅炉热力计算的目的是确定锅炉受热面与燃烧产物和工质参数间的关系，计算的基础是燃料的燃烧计算和锅炉的热平衡计算。根据锅炉各种受热面的不同性质，将锅炉热力计算分为炉膛换热计算和炉膛出口后对流受热面的换热计算两大部分。从热力计算方法上分为受热面的设计计算和校核计算，在工程实际中，校核计算应用的更多，譬如，当燃料发生较大的变更、锅炉受热面改造、改变运行方式等情况下均需要进行校核计算。本章和第十章分别讲述燃烧煤粉的电站锅炉炉膛和对流受热面的换热计算。

第一节　锅炉炉膛内传热的特点

一、炉膛换热的主要特点

在锅炉炉膛中进行着燃料的燃烧过程，送入炉膛的燃料放出几乎全部的热量，将燃烧产物（主要为燃烧而生成的烟气）迅速加热升高至很高的温度（常规煤粉炉的炉膛火焰最高温度约为1500～1600℃）；同时，燃烧产物又以辐射为主、对流为辅的传热方式将热量传递给炉膛受热面中的工质，燃烧产物的温度沿流程逐渐降低。

二、炉膛换热计算的主要任务

从传热的角度，炉膛内必须布置足够的受热面，以在炉膛的出口处将高温烟气冷却到合适的温度，使烟气进入炉膛后的密集对流管束时温度已经低于灰的熔融温度，避免受热面结渣。

炉膛换热计算均以计算炉膛出口截面上的平均烟气温度为核心。设计计算是在已知炉膛出口温度的条件下，计算所需受热面的数量，校核计算是在已知炉膛内布置的受热面的条件下，计算炉膛出口的烟气温度。

三、炉膛换热计算的主要困难

炉膛换热计算是一个受多种因素影响的复杂课题，炉膛的换热过程是伴随燃料的燃烧过程同时进行的，它不仅取决于炉膛的结构型式、几何尺寸，而且与燃料的种类、燃料性质、燃烧器的布置和型式以及运行方式等都有紧密且复杂的关系。

炉膛换热计算的主要困难来自炉内过程的复杂性。炉膛本身结构复杂，火焰温度分布不均匀，火焰的辐射特性不易确定，尤其是燃料燃烧后对受热面产生的积灰或结渣程度难以准确计算，其对传热的影响程度也极难定量估计。

由于影响因素众多且关系过于复杂，基于纯数学方法描述物理化学过程的炉膛换热计算方法尚未进入工程实用阶段，因此，依赖大量经验数据的计算方法在工程实际中仍起着不可替代的作用。

为了合理、有效地进行炉膛换热计算，至今为止，世界各国的锅炉制造商，在经过长期的工程实践和经验总结的基础上，各自开发了行之有效的工程计算方法。尽管各种计算方法的差别很大，但所遵循的基本思路是一致的：简化的炉膛换热物理模型，依赖于先进测试技

术所得到的大量测试数据及其总结的经验参数，并辅助以先进的数值计算技术等。值得指出的是，现有的各种计算方法均仍处于不断的改进与完善之中。本章将主要讲述我国电站锅炉行业的教育、科研、设计制造和电厂运行、调试等部门长期、广泛采用的常规煤粉炉炉膛工程计算方法，本书重点讲述其基本原理、计算过程和主要的计算规定，计算的细节需要参考有关的技术手册或计算标准。

四、炉膛内工作过程的简化

在我国现行的工程计算方法中，对炉膛内的复杂工作过程进行了如下的简化。

（1）分别考虑炉膛内的燃烧与换热过程。

实际上，炉膛内的燃烧与换热是紧密耦合在一起的，但是，至今人们的认识水平还远没有达到可以合理处理二者之间错综复杂关系的程度，因此，人为将换热与燃烧过程分开后再进行分析是首先要进行的必要简化。

在计算换热量时认为燃料从燃烧器进入炉膛后瞬间即完成燃烧过程并达到最高绝热燃烧温度（理论燃烧温度）T_a，同时引入经验系数来计及燃烧工况对换热的影响。

（2）炉膛内换热主要以辐射换热的方式进行。

由于炉膛内高温烟气向上流动的流速不高，而炉内火焰的温度很高，以对流方式传给炉壁受热面管内工质的换热份额占总换热量中很小的比例，不足5%，传热主要是辐射方式，所以，在炉膛换热工程计算中按纯辐射的方式计算。

（3）火焰平均温度。

对炉膛换热起决定性作用的是炉膛火焰温度。在计算中将炉内火焰温度看作是均匀的，火焰辐射按平均火焰温度来考虑，避免了计算炉膛内复杂温度场的极大困难。但是，需要对火焰平均温度的近似且合理的描述。

（4）炉膛受热面及火焰面均按灰体来处理。

由于采用了灰体的假设，能够直接应用传热学的有效辐射概念，从而可以大大简化了计算，以便于工程应用。炉膛受热面作为固体表面具有固体的连续辐射光谱，被处理成灰体是完全合理的。

将与壁面进行换热的火焰面作为灰体处理带有一定程度的近似，燃煤烟气中固体颗粒（飞灰、焦炭颗粒等）具有固体的连续辐射光谱，可以作为灰体处理；而烟气成分中的N_2，O_2是辐射透明体，对辐射没有影响，当然与波长没有关系；三原子气体CO_2（14%～16%），SO_2（很少），H_2O（较少）对辐射具有选择性，其吸收与辐射与波长有关。但是，炉膛内的火焰温度均低于2000K，热辐射的波长位于红外线范围内（0.76～20μm），在这一范围内，吸收系数α随波长λ的变化较小。因此，燃煤烟气按灰体处理并不会带来很大的误差，但需要用实验数据加以修正。

五、炉膛换热的基本物理模型

在以上相对合理的简化条件基础上，可以得到目前工程计算方法中采用的炉膛计算基本物理模型，如图9-1所示。复杂的炉膛火焰与壁面的换热过程被简化为两个无限接近的灰体表面（具有不同的温度和黑度）间的辐射换热问题，即所谓的

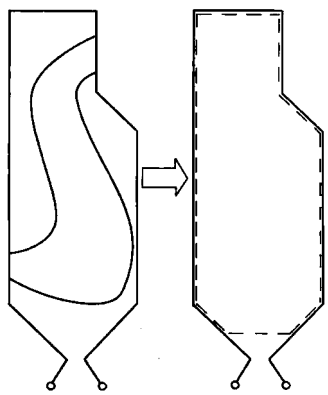


图9-1　炉膛换热模型

“双灰体模型”。此时，火焰面具有平均火焰温度 T_{hy}、黑度 a_{hy}和面积 F_l。水冷壁的投影面既作为火焰的辐射表面，也是水冷壁接受火焰辐射的表面积，称为炉膛辐射壁面，具有平均温度 T_b、黑度 a_b 和面积 F_l。

第二节 炉膛辐射换热的基本方程和有效辐射热计算方法

根据上节所得到的炉膛换热的基本物理模型，应用传热学的知识，考虑燃料燃烧放出的热量通过辐射传给炉膛受热面中的工质，则反映炉膛换热的基本方程有：

（1）高温烟气与辐射受热面间的辐射换热方程

$$B_j Q_f = \sigma_0 a_s F_l (T_{hy}^4 - T_b^4) \tag{9-1}$$

$$a_s = \frac{1}{\frac{1}{a_{hy}} + \frac{1}{a_b} - 1} \tag{9-2}$$

（2）高温烟气在炉内放热的热平衡方程

$$B_j Q_f = \varphi B_j (Q_l - h''_l) = \varphi B_j \overline{Vc}_p (T_a - T''_l) \tag{9-3}$$

式中 B_j——计算燃料消耗量，kg/s；

Q_f——以 1kg 燃料为基准的炉内换热量，kJ/kg；

σ_0——玻耳兹曼常量，$\sigma_0 = 5.67 \times 10^{-11}$ kW/（$m^2 \cdot K^4$）；

a_s——炉膛系统黑度；

F_l——炉膛换热壁面积，m^2；

T_{hy}，T_b——炉膛内烟气介质的平均温度和炉膛辐射壁面温度，K；

φ——考虑炉膛散热损失的保热系数；

Q_l——以 1kg 计算燃料为基准送入炉膛内的有效热量，包括燃烧用空气带入炉膛的热量等，kJ/kg，计算见本章第七节；

h''_l——炉膛出口截面上燃烧产物的焓，kJ/kg；

$\overline{Vc}_p$——燃烧产物的平均比热容，kJ/（kg·℃），计算见本章第七节；

T_a——燃烧产物的绝热燃烧温度，K，也称为理论燃烧温度，即为在绝热条件下 1kg 燃料完全燃烧后燃烧产物能达到的温度，计算见本章第七节；

T''_l——炉膛出口烟气温度，K；

a_{hy}——火焰黑度；

a_b——炉膛壁面黑度。

根据炉膛换热方程计算的炉内辐射换热量应该等于按炉内热平衡方程计算的烟气在炉内的放热量，将辐射换热方程式（9-1）及热平衡方程（9-3）结合起来得到炉膛换热基本方程，即

$$\sigma_0 a_s F_l (T_{hy}^4 - T_b^4) = \varphi B_j \overline{Vc}_p (T_a - T''_l) \tag{9-4}$$

原则上，由该方程可以完成炉膛换热计算的主要任务，即由已知受热面结构计算炉膛出口烟温，或由已知的炉膛出口烟温计算所需的炉膛受热面面积。

在炉膛换热基本方程式（9-4）中，φ、B_j、$\overline{Vc}_p$、T_a 可以由炉膛设计计算的初始条件得到，a_{hy}可以根据炉膛几何尺寸、温度、烟气辐射成分等求得，均可视为已知。但是，系

统黑度 a_s 计算式（9-2）中的炉膛壁面黑度 a_b 和壁面温度 T_b 既不是炉膛壁面受热面管的，也不是炉墙的，均是极难确定的参数，火焰温度 T_{hy} 也不易确定，至此还无法直接应用上式进行炉膛的换热计算。所以，需要根据传热学的基本概念，在炉膛换热基本方程式（9-4）的基础上，进一步引入其他容易由实验方法确定的参数，替代式中的不易确定的壁面温度 T_b、炉膛壁面黑度 a_b 及火焰温度 T_{hy}。

为此，进一步引入了水冷壁热有效系数 ψ，描述辐射受热面的平均吸热能力，其定义为受热面的吸热量与投射到炉壁上的热量的比值，即

$$\psi=\frac{\text{受热面的吸热量}}{\text{投射到炉壁上的热量}} \tag{9-5}$$

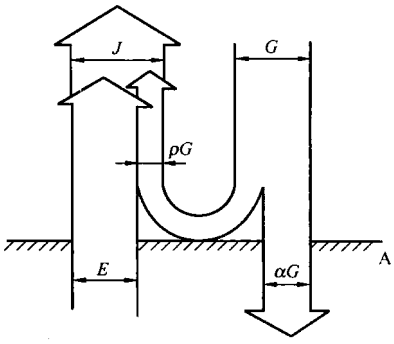


图 9-2　有效辐射、本身辐射与反射辐射的关系

根据传热学中灰体有效辐射的原理，对炉膛内火焰的有效辐射，可以认为灰体的有效辐射公式仍然成立。有效辐射 J 定义为本身辐射 εE_b 加上反射辐射 ρG（见图 9-2），即

$$\begin{aligned}J&=\varepsilon E_b+\rho G\\&=\varepsilon E_b+(1-\alpha)G\end{aligned} \tag{9-6}$$

式中　ε——灰体的辐射率（或称为黑度）；

E_b——同温度下黑体的辐射力；

ρ——灰体的反射率；

G——投射辐射；

α——灰体的吸收率。

由灰体假设得出，灰体的辐射率（黑度）即为灰体的吸收率，因此，火焰的有效辐射 J_{hy} 表达为

$$J_{hy}=E_{b,hy}+(1-a_{hy})J_b \tag{9-7}$$

式中　$E_{b,hy}$——火焰的本身辐射；

J_b——壁面的有效辐射；

a_{hy}——火焰的黑度。

实际上，该式成立的条件是不透射（$\tau=0$），而锅炉炉膛内的辐射是透射的。但是，由于炉膛的结构所决定，透射部分仍然落在另一侧的水冷壁上，所以，尽管 $\tau\neq0$，该式还是适用的。

水冷壁热有效系数 ψ 也可以表述为水冷壁受热面的实际吸热量与火焰有效辐射热量的比值，即

$$\psi=\frac{\text{火焰和水冷壁间的辐射换热量}}{\text{火焰的有效辐射热量}} \tag{9-8}$$

火焰与水冷壁间的辐射换热量 q_f 为火焰与水冷壁的有效辐射热的差值，即

$$q_f=J_{hy}-J_b \tag{9-9}$$

因此有

$$\psi=\frac{J_{hy}-J_b}{J_{hy}} \tag{9-10}$$

火焰的本身辐射 $E_{b,hy}$ 可写为

$$E_{b,hy} = a_{hy}\sigma_0 T_{hy}^4 \tag{9-11}$$

由式（9-10）得

$$J_b = (1-\psi)J_{hy} \tag{9-12}$$

将式（9-12）带入式（9-7）得

$$J_{hy} = E_{b,hy} + (1-a_h)(1-\psi)J_{hy} \tag{9-13}$$

再将式（9-11）带入式（9-13），并整理得

$$J_{hy} = \frac{\sigma_0 a_{hy} T_{hy}^4}{a_{hy} + \psi(1-a_{hy})} \tag{9-14}$$

式（9-14）可改写为

$$J_{hy} = a_l \sigma_0 T_{hy}^4 \tag{9-15}$$

其中

$$a_l = \frac{a_{hy}}{a_{hy} + \psi(1-a_{hy})} \tag{9-16}$$

将式（9-15）中的 a_l 定义为炉膛黑度。根据式（9-15）的表达形式，相当于定义火焰的有效辐射在数值上等于某一表面的本身辐射，该表面的温度仍为火焰的平均温度，但该表面的黑度为某一假想的黑度 a_l。根据火焰的黑度和水冷壁的热有效系数即可计算得到炉膛黑度。

值得注意，式（9-15）中的炉膛黑度 a_l，即不是火焰黑度 a_{hy}，也不是壁面黑度 a_b，而且，a_l 与前述的系统黑度 a_s 也不同，因此，炉膛黑度 a_l 只是一假想的黑度。

根据以上结果，炉膛内辐射换热量可表达为

$$B_j Q_f = F_l \psi J_{hy} = \sigma_0 a_l F_l \psi T_{hy}^4 \tag{9-17}$$

所以，炉膛换热基本方程（9-4）进一步变化为

$$\sigma_0 a_l F_l \psi T_{hy}^4 = \varphi B_j \overline{Vc}_p (T_a - T''_l) \tag{9-18}$$

由此可见，引入了炉膛黑度 a_l 后，避免了直接确定 T_b 与 a_b 的困难。

从炉膛换热方程式（9-18）可以得出，影响炉膛换热的主要因素为炉膛黑度 a_l、辐射受热面平均吸热能力 ψ、辐射受热面面积 F_l 及火焰平均温度 T_{hy} 等。

第三节 炉内传热的相似理论计算方法

目前我国工程界常用的炉膛换热计算方法是直接建立在描述炉内换热方程式（9-18）的基础上，通过对火焰平均温度的近似表述，并应用相似理论所得到的半经验关联式，也被称为经过修正的古尔维奇方法。

炉膛内火焰平均温度 T_{hy} 显然处于理论燃烧温度 T_a 与炉膛出口烟气温度 T''_l 之间，三者间的关系与燃烧和传热过程有关。由实验和经验数据可总结得到如下的关系，即

$$\frac{T_{hy}}{T_a} = c\left(\frac{T''_l}{T_a}\right)^n \tag{9-19}$$

式中 c 和 n 均为经验参数。进一步引入炉膛出口烟温的无量纲温度和火焰平均温度的无量纲温度，有

$$\theta''_l = \frac{T''_l}{T_a}, \theta_{hy} = \frac{T_{hy}}{T_a}$$

式（9-19）可写为

$$\theta_{hy} = c\theta''^{n}_{l} \tag{9-20}$$

由炉膛换热基本方程式（9-18）及式（9-20）可得

$$\frac{a_l c}{Bo}\theta''^{4n}_{l} + \theta''_{l} - 1 = 0 \tag{9-21}$$

$$Bo = \frac{\varphi B_j \overline{Vc_p}}{\sigma_0 \psi F_l T_a^3} \tag{9-22}$$

式中　Bo——玻耳兹曼特征数。

式（9-21）中的a_l，c，n均无法采用理论的方法确定，还不能用来求解炉膛出口烟气温度，但得到了决定炉膛出口无量纲烟温的重要的特征数关系，即

$$\theta''_{l} = f\left(\frac{Bo}{a_l}, n, c\right) \tag{9-23}$$

根据大量的炉内换热实验数据整理成炉膛出口无量纲烟温与特征数间的关系，可以进一步得到表达炉膛出口无量纲烟温的传热特征数方程式，即

$$\theta''_{l} = \frac{T''_{l}}{T_a} = \frac{Bo^{0.6}}{Ma_l^{0.6} + Bo^{0.6}} \tag{9-24}$$

式中　M——经验系数，它和燃料的性质、燃烧方法、燃烧器布置的相对高度、炉内火焰温度平均值与绝热温度的关系等因素有关。

当需要计算炉膛出口温度时，式（9-24）可以表达为如下的形式，即

$$\begin{aligned} \vartheta''_{l} &= T''_{l} - 273 \\ &= \frac{T_a}{M\left(\dfrac{\sigma_0 a_l \psi F_l T_a^3}{\varphi B_j \overline{Vc_p}}\right)^{0.6} + 1} - 273, ℃ \end{aligned} \tag{9-25}$$

当需要计算水冷壁的面积F_l时，可写为

$$F_l = \frac{\varphi B_j \overline{Vc_p}}{\sigma_0 a_l \psi T_a^3}\left[\frac{1}{M}\left(\frac{T_a}{T''_{l}} - 1\right)\right]^{5/3}, m^2 \tag{9-26}$$

该计算式为原苏联“锅炉机组热力计算标准方法”（1973年）推荐，是基于锅炉容量在400t/h以下的试验数据总结得到的。

在应用炉膛换热计算式（9-25）时，由于$\overline{Vc_p}$和炉膛黑度a_l中的火焰黑度a_{hy}的计算均要已知炉膛出口烟气温度ϑ''_{l}的值（见第七节），所以，需采用试凑法（或称为逐次逼近计算法）来计算得到炉膛出口烟温。即先假定一个炉膛出口烟气温度，计算出$\overline{Vc_p}$和a_{hy}的值，然后应用式（9-25）计算得到ϑ''_{l}。如果计算得到的ϑ''_{l}值与假定的ϑ''_{l}值相差大于100℃，则重新假定一个新的炉膛出口烟温，重复以上过程，直至最后计算得到的ϑ''_{l}值与预先假定的ϑ''_{l}值相差小于100℃时（原苏联“锅炉机组热力计算标准方法”规定），则计算结束。之所以规定计算的炉膛出口烟温与假定值相差在±100℃范围内即可以终止计算，是由于100℃的温度变化对$\overline{Vc_p}$和a_{hy}的计算值影响很小，反映在炉膛出口烟温计算结果上只有10℃以下的变化。加之该计算式本身的局限性，其计算误差约为10%。

第四节　炉膛受热面的辐射特性

炉膛受热面或多或少均会被燃烧产物（譬如灰渣）所沾污，依所燃用的燃料和燃烧工况

的不同，被污染表面的灰垢成分不同，因此，不仅炉膛受热面灰层外表面的温度比管外壁金属温度高，而且也影响了受热面的辐射特性。所以，炉膛内高温火焰与水冷壁间的辐射换热，实际上为高温火焰与较高温度的灰层间的辐射换热，热交换的强度会有不同程度的降低。在本章所述的计算方法中，采用受热面的热有效系数 ψ 和沾污系数 ζ 来定量地描述炉膛受热面的辐射特性。

同样根据灰体有效辐射的概念，炉膛壁面的有效辐射为壁面本身的辐射加上火焰辐射的反射，即

$$J_b = a_b E_b + (1-\alpha_b) J_{hy} \tag{9-27}$$

式中 a_b——壁面黑度；

E_b——同温度下黑体的辐射强度；

α_b——壁面的吸收率。

由灰体假设得出，壁面的黑度等于壁面的吸收率，即 $a_b=\alpha_b$，并带入火焰有效辐射的表达式（9-15），得到

$$J_b = a_b \sigma_0 T_b^4 + (1-\alpha_b) a_l \sigma_0 T_{hy}^4 \tag{9-28}$$

当受热面壁面为洁净的金属表面时，壁面温度 T_b 不高，且 a_b 又接近 1，J_b 相比于 J_{hy} 要小得多，所以，根据热有效系数 ψ 的定义式（9-10），在可以不计 J_b 的条件下，$\psi=1$。考虑到受热面管的角系数，则火焰的有效辐射能够投射到受热面管表面的部分为 xJ_{hy}，所以，$\psi=x$。

但是，在实际情况下，水冷壁管均存在污染，外壁积有灰垢层，水冷壁为非黑体，污染越严重，换热能力越低，灰垢层的温度也较洁净的受热面外壁温度高得多，忽略 J_b 项后所带来的误差，可用表征受热面辐射能力的沾污系数 ζ 进行修正。

从物理意义上，沾污系数 ζ 是指受热面受到污染而使吸热降低的一个修正系数，是火焰辐射到水冷壁受热面上的热量中最终为水冷壁受热面所获得的份额，即

$$\zeta = \frac{\text{受热面的吸热量}}{\text{投射到受热面上的热量}} \tag{9-29}$$

显然，此处的沾污系数 ζ 值越大，污染越轻。

水冷壁角系数定义为

$$x = \frac{\text{投射到受热面的热量}}{\text{投射到炉壁的热量}} \tag{9-30}$$

显然，沾污系数、热有效系数和水冷壁的角系数是从不同的角度描述了炉膛受热面的辐射特性，其相互间的关系可用下式表示，即

$$\psi = x\zeta \tag{9-31}$$

式（9-31）表示了当炉膛受热管的 $s/d>1$，金属表面受到污染，管壁为非黑体时，受热面吸收辐射热的能力。

有效辐射热是可以直接测定的，所以，不同工况下的 ψ 值可以从实际运行的锅炉直接检测到。x 可以根据受热面的结构计算，从而为实际锅炉的设计积累了大量的 ζ 值供设计计算参考。

沾污系数与燃料性质、燃烧工况、水冷壁受热面的结构等因素有关，可按表 9-1 选取相应的数值。

当炉膛受热面中有局部覆盖时（如有卫燃带），ζ 的平均值计算如下，即

$$\zeta=\frac{\zeta_1 F_{l1}+\zeta_2 F_{l2}}{F_{l1}+F_{l2}} \tag{9-32}$$

式中　F_{l1}、F_{l2}——未覆盖及覆盖耐火层的有效辐射受热面积，m^2；

ζ_1、ζ_2——相应壁面的沾污系数，选自表 9-1。

表 9-1　　沾污系数的选取

水冷壁形式	燃料种类		沾污系数
光管水冷壁或膜式水冷壁	气体燃料 重油		0.65 0.55
	煤粉炉	无烟煤（飞灰可燃物含量≥12%）	0.45
		贫煤（飞灰可燃物含量≥8%）	
		烟煤和褐煤	
		无烟煤（飞灰可燃物含量<12%） 贫煤（飞灰可燃物含量<8%）	0.35
固态排渣炉覆盖耐火涂料的水冷壁	所有燃料		0.20
固态排渣炉覆盖耐火砖的水冷壁	所有燃料		0.10

注　如水冷壁可有效吹灰，基本不结渣时，ζ 值可提高 0.03～0.05。

第五节　炉膛火焰黑度

在利用式（9-16）计算炉膛黑度 a_l 时，需要计算炉膛火焰黑度 a_{hy}。

一、火焰黑度

火焰黑度表示炉内高温介质的辐射能力，工程实际中火焰的辐射是一个十分复杂的现象，在现行锅炉热工计算中将这一复杂问题做了简化。首先，将传热学中贝尔定律所导出的气体单色黑度公式近似地推广到多组分和非单色辐射的烟气，即采用气体黑度公式的形式来计算火焰黑度，并将火焰当作灰体处理。

表达火焰黑度的贝尔定律表达式为

$$a_{hy}=1-e^{-kps} \tag{9-33}$$

式中　k——炉内介质的辐射减弱系数，为各种辐射介质减弱系数的代数和，1/（m·MPa）；

p——炉膛中火焰压力，对平衡通风负压燃烧的炉膛取为 p=0.1MPa；

s——有效辐射层厚度，m。

火焰黑度的计算，实质上是计算辐射减弱系数。由于炉膛中温度分布的不均匀性，实际炉膛火焰各处的辐射成分的比例也是不同的。锅炉炉膛换热计算已经假定火焰的温度是均匀的，火焰各处的成分是均匀的，计算中所涉及的温度、烟气成分等均以炉膛出口截面处的数值为准。因此，火焰黑度是按平均火焰黑度进行计算的。

炉膛内火焰的黑度与构成火焰的成分有关，由于火焰的成分不同，其具有辐射能力的成分也不同。从工程热辐射角度，单原子气体和对称结构的双原子气体在低于 2000K 的温度范围内没有辐射和吸收能力。火焰中具有一定辐射能力的气体主要是 CO_2、SO_2、H_2O（水

蒸气）等气体。完全由三原子气体组成的火焰肉眼是看不见的，称之为“不发光火焰”。如果火焰中存在碳黑颗粒或焦炭颗粒与灰粒等，则均具有固体辐射的特点，使火焰发光，这种火焰称作“发光火焰”。炉膛中既存在发光火焰，也存在不发光火焰。

二、气体与液体燃料火焰黑度的计算

现行锅炉热力计算中，将气体和液体燃料的火焰分为发光和不发光火焰，根据式（9-34）计算火焰的平均黑度，即

$$a_{hy} = ma_{fg} + (1-m)a_q \tag{9-34}$$

式中 a_{fg}——发光火焰的黑度；

a_q——三原子气体（不发光火焰）的火焰黑度；

m——火焰发光系数，表示火焰发光部分充满炉膛的份额。

m 值与燃料种类和锅炉的炉膛容积热负荷有关，气体和液体燃料火焰的发光主要源自于其燃烧过程中产生的碳黑微粒，气体燃料的发光程度要比液体火焰低得多。当 $q_V \leqslant 400\times10^3\,W/m^3$ 时，气体燃料 $m=0.1$，液体燃料 $m=0.55$；当 $q_V \geqslant 1.16\times10^6\,W/m^3$ 时，气体燃料 $m=0.6$，液体燃料 $m=1$；处于之间时，采用线性内插确定 m 值。

发光火焰的黑度按下式计算，即

$$a_{fg} = 1 - e^{-(k_c+k_q)ps} \tag{9-35}$$

$$k_c = 0.3(2-\alpha''_l)\left(1.6\frac{T''_l}{1000}-0.5\right)\frac{C_{ar}}{H_{ar}},1/(m\cdot MPa) \tag{9-36}$$

式中 k_c——碳黑微粒的辐射减弱系数；

α''_l——炉膛出口过量空气系数；

C_{ar}，H_{ar}——燃料中碳、氢的收到基含量。

三原子气体的黑度按下式计算，即

$$a_q = 1 - e^{-k_q ps} \tag{9-37}$$

$$k_q = 10.2\times\left(\frac{0.78+1.6r_{H_2O}}{\sqrt{10.2pr_n s}}-0.1\right)\left(1-0.37\frac{T''_l}{1000}\right)r_n,1/(m\cdot MPa) \tag{9-38}$$

式中 k_q——三原子气体 RO_2 及 H_2O 的辐射减弱系数；

r_{H_2O}——烟气中水蒸气的容积份额；

r_n——三原子气体的总容积份额；

p——烟气中三原子气体的分压力，近似取为 0.1MPa。

三、煤粉火焰黑度的计算

燃烧煤粉的火焰中具有热辐射能力的介质是三原子气体 RO_2、水蒸气、灰粒、焦炭颗粒。煤粉炉中，焦炭颗粒的辐射力约占火焰总辐射力的 25%～30%，灰粒的辐射力约占火焰总辐射力的 40%～60%。我国锅炉热力计算所推荐采用的计算煤粉火焰黑度的方法与上述燃烧气体和液体燃料的火焰黑度计算方法有所不同，此处将火焰中所有辐射成分的贡献一并在辐射减弱系数的计算中考虑，火焰黑度按式（9-33）计算。煤粉火焰的总辐射减弱系数 k 由三原子气体 CO_2、水蒸气、灰粒、焦炭颗粒的辐射减弱系数之和组成，即

$$k = k_q + k_h + k_t \tag{9-39}$$

1. 三原子气体 CO_2 及 H_2O 的辐射减弱系数 k_q

k_q 按式（9-38）计算。

2. 灰粒的减弱系数 k_h

影响含灰气流中灰粒的减弱系数的主要因素为含灰浓度和灰粒的平均直径等，规定按下式计算，即

$$k_h = \frac{43850\rho_y}{\sqrt[3]{T''^2_l d^2_{pj}}}\mu, 1/(m \cdot MPa) \qquad (9-40)$$

式中　ρ_y——烟气密度，kg/m^3；

d_{pj}——灰粒的平均直径，μm；

μ——灰粒浓度，kg/m^3。

3. 焦炭颗粒的减弱系数

火焰中的焦炭颗粒具有强烈的发光性，焦炭粒子的减弱系数主要与焦炭颗粒的浓度有关，而其浓度又取决于燃料的种类和燃烧方式，在本章所讲述的计算方法中规定

$$k_t = k_{jt}x_1x_2, 1/(m \cdot MPa) \qquad (9-41)$$

式中　$k_{jt}=10$；

x_1——燃料种类影响系数，无烟煤和贫煤取 1。烟煤、褐煤等高反应能力煤取 0.5；

x_2——燃烧方式影响系数，煤粉炉取 0.1；层燃炉取 0.03。

四、炉膛火焰辐射层厚度

式（9-33）中的炉膛火焰辐射层有效厚度按下式计算，即

$$s = 3.6\frac{V_l}{F_l}, m \qquad (9-42)$$

式中　V_l——炉膛容积，m^3；

F_l——炉膛的包覆面积，m^2。

第六节　火焰中心位置修正系数 M

在推导炉膛换热计算式中采用了炉膛内火焰平均温度的假设，但实际中，炉内各处的温度差别是很大的，尤其沿炉膛高度温度变化显著，且对传热有很大的影响。炉膛换热计算式（9-25）中的系数 M 是被用来考虑沿炉膛高度方向温度最高处的相对位置对炉内换热影响的参数，是重要的修正系数之一，对计算结果的影响很大，以下规定了 M 值的计算方法。对煤粉炉，M 值一般不大于 0.5。

$$M = A - B(x_r + \Delta x) \qquad (9-43)$$

式中　A、B——与燃料种类和炉膛结构有关的经验系数，其值见表 9-2；

x_r——燃烧器的相对高度，$x_r = h_r/h_l$，见图 9-3；

Δx——火焰最高温度点的相对位置修正值，其值见表9-3；

h_l——炉膛高度，即从炉底或冷灰斗中间平面至炉膛出口烟窗中部的高度，m；

h_r——燃烧器的布置高度，即从炉底（平炉底的炉膛）或冷灰斗 1/2 高度的水平面（炉底为冷灰斗的炉膛）至燃烧器轴线的高度，m。

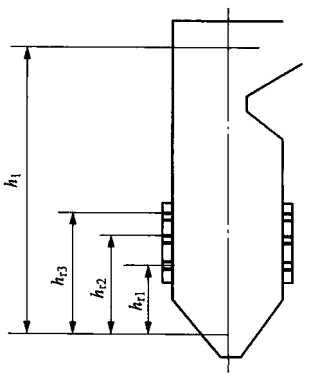


图 9-3　燃烧器标高计算说明

当布置几层燃烧器时，按下式计算 h_r，即

$$h_r = \frac{\Sigma n_i B_j h_{ri}}{\Sigma n_i B_i} \tag{9-44}$$

式中 B_i——对应于每层燃烧器的燃煤量，kg/s；

h_{ri}——对应于该层燃烧器的布置高度，m；

n_i——该层燃烧器的数量。

表 9-2 M 计算关联式中的 A、B 值

燃 料	开式炉膛		半开式炉膛	
	A	B	A	B
气体、重油	0.54	0.2	0.48	0
高反应性能固体燃料	0.59	0.5	0.48	0
无烟煤、贫煤和多灰燃料	0.56	0.5	0.46	0

表 9-3 M 计算关联式中的 Δx 值

燃烧器型式	Δx 值
水平、四角切向布置燃烧器	0
前墙或对冲布置煤粉燃烧器	
$D>420$t/h	0.05
$D\leqslant 420$t/h	0.1
摆动式燃烧器向上下摆动±20°	±0.1

第七节 炉膛结构特征及其他参数

一、炉膛容积

对于固态排渣煤粉炉，炉膛的容积按图 9-4 所示的阴影范围确定，容积的边界是水冷壁管中心线所在的平面，或者是耐火绝热层的向火面。在炉膛出口处以通过屏式过热器或凝渣管的第一排管子中心线的平面作为其边界，炉膛下部的容积边界为平炉底炉膛的炉底或冷灰斗 1/2 高度的水平面。

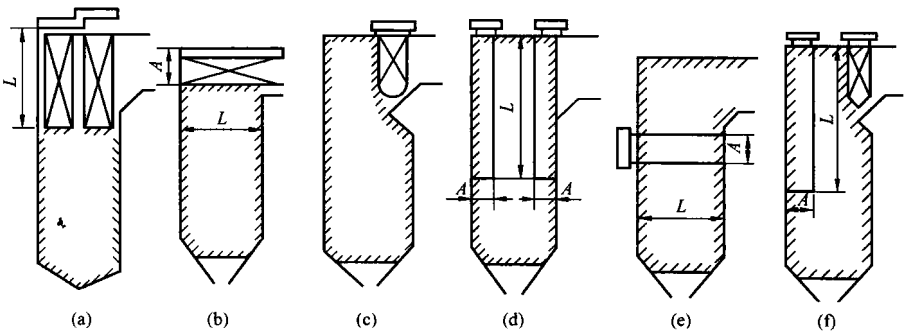


图 9-4 炉膛容积的确定方法

在炉膛中若屏式受热面沿整个炉膛断面布置在炉膛上部，图 9-4 中的（a）～（c），则炉膛容积不包括屏区的容积。如果屏的布置形式为图 9-4 中的（d）～（f）时，屏间的容积应计算到炉膛容积中。

二、炉壁面积

炉壁面积按包覆炉膛容积的表面积计算。将炉壁的投影面作为火焰的辐射表面，也是炉壁受热面接受火焰辐射的表面积，称为炉壁面积 F。对于炉膛内的双面曝光水冷壁及屏式受热面，应以边界管子中心线间的距离和曝光长度乘积的两倍作为其相应的炉壁面积。

炉膛容积中包含有辐射屏式受热面时，炉壁总面积等于下列面积之和：无屏区炉膛容积的炉壁面积、屏的面积和屏区的炉壁面积，同时还需要考虑某些炉壁的曝光不完全性。

三、炉壁的有效辐射面积

通常，炉壁受热面的有效辐射面积并不等于炉壁面积，$H \neq F$，炉壁有效辐射面积 H 定义为

$$H = Fx, \mathrm{m}^2 \tag{9-45}$$

$$x = f\left(\frac{s}{d}, \frac{e}{d}\right)$$

式中　x——角系数；

s——管节距；

e——管中心线距炉墙的距离；

d——管子外径。

x 值可以查有关图线。对于采用膜式水冷壁的受热面，不论管子节距多大，角系数均等于 1。

在炉膛壁面的不同位置，角系数 x 可能是不同的，因此，炉膛的总的有效辐射面积为

$$H = \sum F_i x_i \tag{9-46}$$

整个炉壁的平均角系数为

$$\bar{x} = \frac{H}{\sum F_i} \tag{9-47}$$

炉壁的平均角系数也被称为炉膛的水冷程度，现代电站锅炉的水冷程度都很高，一般在 0.95 以上。

四、炉膛的出口截面

锅炉炉膛出口截面的定义位置与炉型有关。通常中、小型锅炉的炉膛出口截面指凝渣管或锅炉管束的进口截面，大容量锅炉是指屏式过热器或屏式再热器的进口截面，前屏过热器被视为炉膛辐射受热面的一部分，参见图 9-4。

炉膛出口截面的大小，一般应使烟气在出口截面上的平均流速在 6m/s 左右。

五、输入炉膛的有效热量及绝热燃烧温度

输入炉膛的有效热量 Q_l 是指每千克计算燃料的燃烧产物所拥有的总热量，计算式为

$$Q_l = Q_r\left(1 - \frac{q_3 + q_6}{100 - q_4}\right) + Q_k - Q_{wr}, \mathrm{kJ/kg} \tag{9-48}$$

$$Q_r = Q_{ar,net} + h_r + Q_{wr}, \mathrm{kJ/kg} \tag{9-49}$$

$$Q_k = (\alpha''_l - \Delta\alpha_l - \Delta\alpha_{zf})h^0_{rk} + (\Delta\alpha_l + \Delta\alpha_{zf})h^0_{lk} \tag{9-50}$$

$$Q_{wr} = \beta(h^0_k - h^0_{lk}), \mathrm{kJ/kg} \tag{9-51}$$

式中　Q_r——每千克燃料送入炉膛的可利用热量；

Q_k——每千克燃料所需空气带入炉膛的热量；

Q_{wr}——锅炉烟气热源以外的加热空气的热量。

以输入炉膛的有效热量作为火焰的绝热燃烧焓，可以根据该燃料对应的烟气温—焓关系确定绝热燃烧温度。

六、燃烧产物的平均比热容

燃烧产物的平均比热容 $\overline{Vc}_p$ 是指烟气在绝热燃烧温度和炉膛出口温度间烟气比热容的平均值，由式（9-52）计算，即

$$\overline{Vc_p}=\frac{Q_l-h''_l}{T_a-T''_l},\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)} \tag{9-52}$$

式中 h''_l——炉膛出口烟温所对应的烟焓。

在计算$\overline{Vc_p}$和计算火焰黑度a_{hy}中三原子气体的辐射减弱系数k_q时［见式（9-38)］，均要知道炉膛出口烟气温度，所以，炉膛出口烟温计算过程为一个逐次逼近计算过程。

七、炉膛受热面的平均热负荷及热负荷不均匀系数

炉膛辐射受热面热负荷是单位炉膛辐射受热面所吸收的炉内辐射热量的平均值，即

$$q_H=\frac{Q_F}{H_l},\text{kW/m}^2 \tag{9-53}$$

式中 H_l——炉膛辐射受热面面积，m^2；

Q_F——炉膛辐射吸热量，kJ/kg。

炉膛受热面的辐射吸热量按炉膛的热平衡方程计算，即

$$Q_F=\varphi B_j(Q_l-h''_l),\text{kW} \tag{9-54}$$

式中 B_j——计算燃料消耗量，kg/s；

Q_l——输入炉膛的有效热量，按式（9-48）计算。

炉膛辐射受热面热负荷数值的大小，也表征了炉膛内烟气平均温度水平的高低，辐射受热面热负荷值q_H过低，会影响锅炉低负荷时燃料着火和燃烧的稳定；q_H过高，会造成炉壁结渣，或者使水冷壁管的金属温度过高。将q_H的数值折算到水冷壁管的内壁热负荷，还是用于判断膜态沸腾发生的重要指标之一。

由于炉内各区段的温度场、黑度场存在着不均匀性，影响到水冷壁热负荷沿炉膛宽度、深度和高度方向的分布。要精确计算某一部分受热面的热负荷或吸热量是相当困难的，因此，在锅炉炉膛热力计算中，只是从整体出发计算平均吸热量和平均热负荷的数值，而在为进行某项专门计算（譬如，水冷壁的水动力计算，炉顶受热面的换热计算等）需知道局部热负荷时，则引用热负荷不均匀系数来近似计算炉内某一区段的热负荷，热负荷不均匀系数定义为局部热负荷与平均热负荷的比值。

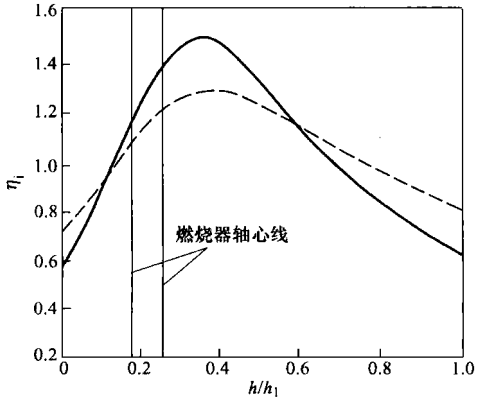


图 9-5 固态排渣煤粉炉沿炉膛高度热负荷分布不均匀系数

实线—燃用无烟煤、贫煤和烟煤；虚线—燃用褐煤

设系数η_i为沿炉膛高度热负荷分布不均匀系数，则在炉膛高度的某个区段上辐射受热面的热负荷为

$$q_i=\eta_i q_H,\text{kW/m}^2 \tag{9-55}$$

图 9-5 为固态排渣煤粉炉沿炉膛高度热负荷分布不均匀系数的大致规律。

相应于该区段的吸热量为

$$Q_i=q_iF_i,\text{kW} \tag{9-56}$$

炉膛各侧炉壁的平均热负荷为

$$q_b=\eta_b q_H,\text{kW/m}^2 \tag{9-57}$$

式中 η_b——各侧炉壁热负荷分布不均匀系数。

炉膛的结构形式、燃烧方式、燃烧器布量、燃

料种类都会影响热负荷的分布。对四角燃烧的炉膛，通常可以认为各炉墙间热负荷分布是均匀的，所以，各侧炉壁的热负荷分布不均匀系数均可取为 1.0。当燃烧器前墙布置时，后墙的热负荷分布系数可取为 1.2，前墙可取为 0.8，侧墙 1.0。

第八节　炉膛换热计算的修正方法

大容量锅炉炉内换热计算的准确性问题一直受到锅炉行业普遍的关注。因此，经过长期的工程应用和验证表明，上述计算方法在建立锅炉炉膛换热计算模型以及推导计算方法中所基于的原理和采用的修正是合理的。但是，在采用该式计算较大容量锅炉的炉膛换热时，炉膛出口实际检测烟气温度与计算值存在较大的差别，炉膛出口烟温计算值通常较实际测量值低约 100～130℃。

其原因可能归于以下几个方面：①采用“双灰体”模型所带来的误差，尤其是将火焰看作是灰体的影响比将受热面作为灰体更显著。②对炉内温度场不均匀性的处理考虑欠合理，上述方法中考虑了沿炉膛高度方向的温度不均匀性，而没有计及炉膛横截面上的温度不均匀性的影响。容量不大的锅炉炉膛横截面上的温度相对比较均匀，因此，是否计及可能影响不大；而对大容量锅炉，炉内横截面上温度不均匀性大大增大，影响势必十分显著。③没有直接考虑炉膛的几何形状对炉膛出口烟温的影响。

为了克服该计算方法不足之处，在原方法所依赖的基本原理基础上，后续提出了若干种改进方案，以下扼要叙述其中一种，仅供参考。

该修正方案推荐的炉膛出口烟温计算式为

$$\vartheta'' = T_a\left[1 - M\left(\frac{a_1\psi T_a^2}{10800 q_F}\right)^{0.6}\right] - 273,℃ \tag{9-58}$$

$$q_F = \frac{B_j Q_l}{F_l}$$

式中　q_F——水冷壁受热面的热负荷；

ψ——水冷壁的热有效系数；

F_l——炉膛壁面面积；

$B_j Q_l$——送入炉膛的有效利用热。

第九节　炉膛换热的其他计算方法

不同国家或锅炉制造公司的锅炉炉膛换热计算方法，由于其积累的经验数据的局限性，一般只能适用于其所生产的锅炉型式和燃烧方式。这里扼要介绍美国 CE 公司的炉膛计算方法和瑞士 Sulzer 公司的炉膛计算方法，数据尚不完整，仅供参考。

一、美国 CE 公司的炉膛换热计算方法

锅炉炉膛换热计算以燃烧产物与包覆受热面间的辐射换热计算公式为基础，用 Hottel 的气体辐射率计算气体辐射率，辅以修正因子 F_E 进行修正，以考虑除 CO_2 及 H_2O 以外的气体成分辐射的影响、炉膛清洁程度以及燃烧产物的压力、温度及有效辐射层厚度等因素的影响。

炉膛换热计算式为

$$q = KH_1\varepsilon_s\left[\varepsilon_g\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \alpha_{w\to g}\left(\frac{T_w}{100}\right)^4\right] \tag{9-59}$$

$$\varepsilon_g = \frac{F_E - 1 + \varepsilon_H}{F_E}$$

$$\alpha_{w\to g} = \frac{F_E - 1 + \alpha_H}{F_E}$$

式中 q——炉膛换热量（kJ/h）；

K——斯蒂芬—玻尔兹曼常数；

H_1——接收辐射的有效受热面积，m^2；

ε_s——水冷壁有效辐射系数，亦即水冷壁受热面的黑度；

ε_g——燃烧产物的辐射率；

T_g——烟气温度，K；

$\alpha_{w\to g}$——辐射系数；

T_w——水冷壁表面温度，K；

F_E——修正因子，取值范围为 1.0 与∞之间，它取决于炉膛的有效辐射层厚度、燃烧产物的压力和温度，还考虑了除 CO_2 及 H_2O 以外的气体成分的辐射的影响；

ε_H——计算 CO_2 和 H_2O 的 Hottel 辐射率；

α_H——Hottel 给出的燃烧产物 CO_2 和 H_2O 的吸收率。

二、瑞士 Sulzer 公司的炉膛换热计算方法

采用下式计算炉膛出口烟气温度，即

$$\vartheta'' = T_a\sqrt{\frac{Bo}{3K\varepsilon_0 + Bo}} - 273,℃ \tag{9-60}$$

$$Bo = \frac{(1-\beta/2)B_j(h_a - h''_1)}{\sigma_0 F_1 T_a^3(T_a - T''_1)} \tag{9-61}$$

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1} \tag{9-62}$$

$$K = k_1 + k_2\alpha + k_3\beta_{0B} + k_4 T_a/T''_1 \tag{9-63}$$

式中 Bo——玻尔兹曼特征数；

ε_0——炉膛的系统黑度；

K——修正系数，由考虑燃烧器倾角的修正系数 k_1、k_2，修正火焰充满程度和燃烧器位置的系数 k_3 以及炉内温度场的修正系数 k_4 组成；

ε_w——考虑炉膛中结渣、积灰影响的结渣系数，烟煤取 0.8～0.9，褐煤取 0.75～0.85，油取 0.9～1.0，气体燃料取 1.0；

ε_h——炉膛的火焰黑度，分别由 CO_2、H_2O 的气体辐射率、碳黑粒子的辐射和灰粒辐射计算；

α——燃烧器的倾角；

β_{0B}——投入运行的燃烧器的平均高度以上受热面与炉膛总受热面的比值。

在式（9-63）中，$k_1=0.21$；燃烧器向上倾时，$k_2=-0.003$；燃烧器向下倾时，$k_2=0.001667$；$k_3=0.29$；$k_4=s/160$，s 为有效辐射层厚度。

第十章　对流受热面的换热计算

第一节　概　　述

大型电站锅炉的对流受热面是指对流换热为主的对流过热器和再热器、省煤器、空气预热器、直流锅炉的过渡区等，也包括辐射份额较大的屏式受热面。因此，本章所讲述的受热面是指除了炉膛以外的所有受热面。

尽管这些受热面的结构布置、工质和烟气的参数都有着很大的不同，辐射传热所占的份额不同，但为了简化计算，均采用对流传热计算的规律，将辐射传热部分折算到对流传热，各个不同受热面的计算方法有所不同。

锅炉对流受热面的换热计算方法与传热学所介绍的相关内容大同小异，只是在必要之处附加了与工程实际有关的修正系数。有些修正系数的选取对计算结果的影响是至关重要的，譬如，与受热面烟气侧污染程度有关的经验系数。不同国家或锅炉制造厂家的计算方法的主要区别也在修正系数的选取上。本章仅讲述我国电站锅炉行业通常采用的计算方法的基本原理、计算过程和主要规定，计算细节可以参考相应的计算标准或规范。

设计计算与校核计算在计算方法上基本上是相同的，计算时所依据的传热原理、计算式和图表都是相同的，仅在于计算任务和所求的数据不同。在对部件进行设计计算时，考虑计算上的方便，也往往采用校核计算的方法。

第二节　对流受热面换热计算的基本方程

对流受热面的换热计算，不论是设计计算还是校核计算，都是利用对流传热方程和烟气侧与工质侧的热平衡方程，分别从对流传热和热平衡的角度来表达对流受热面的对流换热量。

1. 受热面的对流传热方程

$$Q_d = \frac{K\Delta tH}{B_j}, \text{ kJ/kg} \tag{10-1}$$

式中　Q_d——以对流方式由烟气传递给受热面内工质的热量，以 1kg 燃料（固体、液体）或 $1m^3$ 燃料（气体）为基准；

K——传热系数，$W/(m^2 \cdot ℃)$；

Δt——传热温压，℃；

H——参与对流换热的受热面面积，m^2；

B_j——锅炉计算燃料量，kg/s。

2. 烟气侧热平衡方程

对各段受热面，烟气侧热平衡方程是基本相同的，为

$$Q_d = \varphi(h'_y - h''_y + \Delta\alpha h^0_{lk}), kJ/kg \quad (10-2)$$

式中 φ——保热系数，考虑散热损失的影响；

h'_y、h''_y——烟气在该受热面入口及出口截面上的平均焓值，kJ/kg；

h^0_{lk}——对应于过量空气系数 $\alpha=1$ 时，漏入该段受热面烟气侧的冷空气焓值，kJ/kg；

$\Delta\alpha$——该段受热面的漏风系数。

3. 工质侧热平衡方程

对于布置在不同位置、不同工质状态的受热面，工质吸热量的计算方法不同。

(1) 布置在炉膛出口处的屏式过热器或对流过热器。

这一类受热面的工质总吸热量由两部分组成：屏间（或对流受热面）烟气的对流换热量和炉膛烟气的辐射换热量，所以，在计算屏（或对流受热面）的对流换热量时，应从工质吸收的热量中扣除该受热面接受的炉膛辐射热量，即

$$Q_d = \frac{D(h''-h')}{B_j} - Q_f, kJ/kg \quad (10-3)$$

式中 Q_f——受热面吸收来自炉膛的辐射热量，kJ/kg；

D——工质流量，kg/s；

h''、h'——受热面出口及入口的工质焓值，kJ/kg。

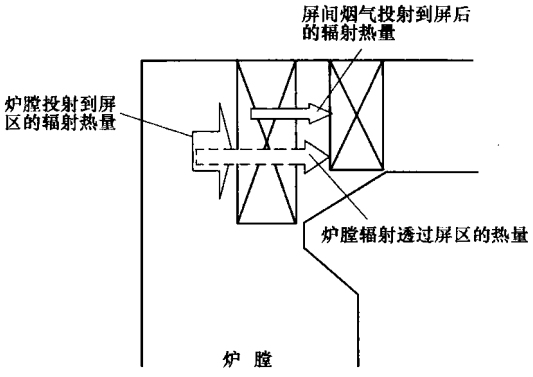


图 10-1 屏区辐射热量平衡

来自炉膛烟气的辐射热量 Q'_f 可能不会全部被屏式过热器吸收，将有一部分热量 Q''_f 透射到屏后的其他受热面，另外屏间烟气的辐射热量也会投射到屏后的受热面上，用 Q''_p 表示。屏区辐射热量的平衡关系见图 10-1。

所以，屏式过热器及其后的对流过热器的工质吸收炉膛的辐射热量为

$$Q_f = Q'_f - (Q''_f + Q''_p) \quad (10-4)$$

来自炉膛的烟气辐射热量是由炉膛传热计算确定的，即

$$Q'_f = \frac{\beta\eta_l q_H F''_l}{B_j} \quad (10-5)$$

式中 F''_l——炉膛出口烟窗面积，m^2；

β——考虑炉膛与屏相互辐射影响的修正系数，按图 10-2 确定；

q_H——炉膛有效辐射受热面积的平均热负荷；

η_l——沿炉膛高度面积热负荷的不均匀系数。

炉膛辐射透射到屏后受热面的热量按下式计算，即

$$Q''_f = \frac{Q'_f(1-a)x''_p}{\beta}, kJ/kg \quad (10-6)$$

式中 a——屏间烟气的黑度；

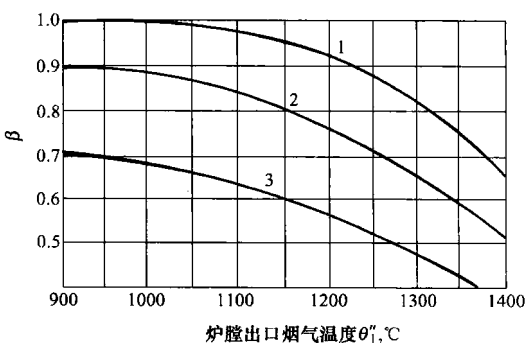


图 10-2 考虑屏间烟气反辐射影响的修正系数

1—煤；2—重油；3—天然气

x''_p——屏的进口截面对出口截面的角系数。

屏间烟气对屏后受热面的辐射热量为

$$Q'_p=\frac{\sigma_0 aF''_p T_{pj}^4 \xi_r}{B_j},\ \text{kJ/kg} \tag{10-7}$$

式中　F''_p——屏烟气出口面积，m^2；

T_{pj}——屏间烟气的平均温度，K；

ξ_r——燃料种类修正系数，对煤和液体燃料，取为0.5，对天然气，取0.7。

(2) 布置在水平烟道和尾部烟道中的过热器、再热器、省煤器及直流锅炉的过渡区等受热面内工质的吸热量按下式计算，即

$$Q_d=\frac{D(h''-h')}{B_j},\text{kJ/kg} \tag{10-8}$$

(3) 空气预热器中空气的吸热量为

$$Q_d=\left(\beta''_{ky}+\frac{\Delta\alpha_{ky}}{2}\right)(h^{0''}_{ky}-h^{0'}_{ky}),\text{kJ/kg} \tag{10-9}$$

式中　β''_{ky}——空气预热器出口空气过量系数；

$\Delta\alpha_{ky}$——空气预热器空气漏到烟气侧的漏风系数；

$h^{0'}_{ky}$，$h^{0''}_{ky}$——空气预热器入口及出口截面上的理论空气焓值，kJ/kg。

第三节　受热面传热系数的计算方法

对流受热面换热计算中最重要，也是比较复杂的内容之一是受热面传热系数的计算，其准确程度直接影响到换热计算结果的准确性。

一、传热系数计算的一般表达式

根据传热学的基本原理，考虑锅炉圆管受热面管内外表面的污染，并简化成平壁处理，其传热系数的一般表达式为

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1h}}+\frac{\delta_h}{\lambda_h}+\frac{\delta_b}{\lambda_b}+\frac{\delta_{sg}}{\lambda_{sg}}+\frac{1}{\alpha_2}},\ \text{W/(m}^2\cdot\text{℃)} \tag{10-10}$$

式中　α_{1h}——烟气对灰污层的管壁表面的放热系数，W/(m^2·℃)；

δ_h/λ_h——管壁灰污层的热阻，m^2·℃/W，δ_h 灰污层厚度，m，λ_h 为灰污层的导热系数，W/(m·℃)；

δ_b/λ_b——管壁金属的热阻，m^2·℃/W，其中 δ_b 为管壁厚度，m，λ_b 为金属导热系数，W/(m·℃)，该项相对于其他各项小得多，可略去不计；

δ_{sg}/λ_{sg}——管内壁水垢的热阻，m^2·℃/W，其中 δ_{sg}为水垢层厚度，m，λ_{sg}为水垢层的导热系数，W/(m·℃)，管内壁不允许存在水垢沉积，该项可略去不计；

α_2——工质对管内壁金属表面的放热系数，W/(m^2·℃)。

烟气侧表面的放热系数通常是在试验室中通过不含灰的气流冲刷干净的管壁试验测得的，但很难测得含灰气流对污垢管壁表面的放热系数。为此，在锅炉的实际计算中，对不同的受热面分别采取两种不同的方法来考虑受热面污染对放热系数的影响。

(1) 引入灰污系数 ε 来考虑烟气中含灰以及管壁灰污层引起的热阻，目的是修正烟气侧

的放热系数，采取以下定义，即

$$\frac{1}{\alpha_{1h}}+\frac{\delta_h}{\lambda_h}=\frac{1}{\alpha_1}+\varepsilon \tag{10-11}$$

所以，传热系数写为

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\varepsilon+\frac{1}{\alpha_2}} \tag{10-12}$$

式中 α_1——烟气侧不含灰气流对干净管壁冲刷的放热系数，W/(m² · ℃)；

ε——灰污系数，由于烟气中含灰以及管壁灰渣层引起的热阻，m² · ℃/W。

(2) 引入热有效系数 ψ，其定义为被污染受热管的传热系数 K 与清洁管的传热系数 K_0 之比值。因此，与灰污系数不同，它是从修正清洁管传热系数的角度来处理污染问题的，其定义为

$$\psi=\frac{K}{K_0} \tag{10-13}$$

所以，传热系数写为

$$K=\psi\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{1}{\alpha_2}} \tag{10-14}$$

另外，工程上的对流换热过程中总同时存在辐射换热，因此，烟气侧的传热量由两部分组成，对流传热量和辐射传热量。但是，对流传热时交换的热量与温差的一次方成正比，而辐射传热量是与烟气绝对温度的四次方和管壁温度四次方之差值成比例，为了方便工程计算，也由于对流受热面中辐射传热仅占烟气与管束间总换热量中比较少的一部分，所以，在锅炉对流换热计算中将辐射传热量用与对流传热公式相同的形式（牛顿冷却定律）来表示。因此，得到一个折算的放热系数，称为辐射放热系数 α_f。所以，烟气侧不含灰气流对干净管壁冲刷的放热系数 α_1，可以方便地表示为烟气对管壁表面的对流放热系数 α_d 和烟气对管壁的辐射放热系数 α_f 的代数和，即

$$\alpha_1=\zeta(\alpha_d+\alpha_f) \tag{10-15}$$

式中 ζ——考虑烟气对受热面的冲刷均匀程度而引入修正系数。

二、不同受热面的传热系数实用表达式

1. 对流式过热器和再热器受热面

当燃用固体燃料，管束为错列布置时，传热系数表达为

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\varepsilon+\frac{1}{\alpha_2}},\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-16}$$

当燃用固体燃料、管束为顺列布置，以及燃用气体燃料和重油（无论错列或顺列管束）时，传热系数表达为

$$K=\psi\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{1}{\alpha_2}},\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-17}$$

2. 省煤器、直流锅炉的过渡区、蒸发受热面以及超临界压力锅炉的受热面

这类受热面工质对管内壁表面的放热系数会达到相当大的数值[5800～23250W/(m² · K)]，因

此工质内壁的热阻可以忽略不计。

当燃用固体燃料、管束为错列布置时，传热系数表达为

$$K=\frac{\alpha_1}{1+\varepsilon\alpha_1},\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-18}$$

当燃用固体燃料、管束为顺列布置，以及燃用气体燃料和重油（无论错列或顺列管束）时，传热系数表达为

$$K=\psi\alpha_1,\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-19}$$

3. 屏式过热器（半辐射式屏式过热器）受热面

传热系数表达为

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\left(1+\frac{Q_f}{Q_d}\right)\left(\varepsilon+\frac{1}{\alpha_2}\right)},\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-20}$$

屏式过热器的吸收热量按两部分计算，一部分来自炉膛辐射的热量 Q_f，另一部分来自屏间烟气的对流和辐射热量 Q_d，见图10-3。

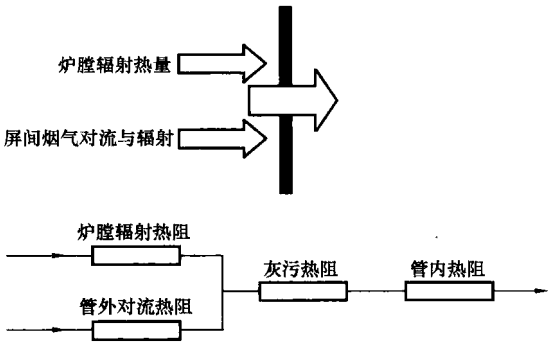


图 10-3　屏式过热器换热及热阻示意

由于传热系数 K 用于计算对流放热量，所以，式（10-20）中 $\left(1+\frac{Q_f}{Q_d}\right)$ 是考虑屏式过热器吸收炉膛辐射热的影响，当不吸收炉膛辐射吸热量时，$Q_f=0$，该式变化为式（10-16）。

另外，由于屏的传热面积是按平壁面积计算的，而对流放热要按屏式过热器的全部管子外表面积计算，所以，烟气侧的放热系数计算式有所不同。

按屏式过热器平壁面积计算的换热量表示为

$$Q_d=2F_p x_p\alpha_{d,p}\Delta t=2s_p h x_p\alpha_{d,p}\Delta t$$

式中　F_p——屏的平壁面积，m^2；

x_p——屏的角系数；

s_p——屏管的纵向节距，m；

h——屏的高度，m；

$\alpha_{d,p}$——按平壁面积计算的对流放热系数。

按屏式过热器的全部管子外表面积计算的换热量表示为

$$Q_d=\pi d h\alpha_d\Delta t$$

式中　d——屏式过热器管子外径，m；

α_d——按管子外表面积计算的对流放热系数。

二者计算的换热量相等，按不同面积计算的放热系数间的关系为

$$\alpha_{d,p}=\alpha_d\frac{\pi d}{2s_p x_p}$$

所以，屏式过热器烟气侧放热系数按下式计算，即

$$\alpha_1=\zeta\left(\alpha_d\frac{\pi d}{2s_p x_p}+\alpha_f\right),\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-21}$$

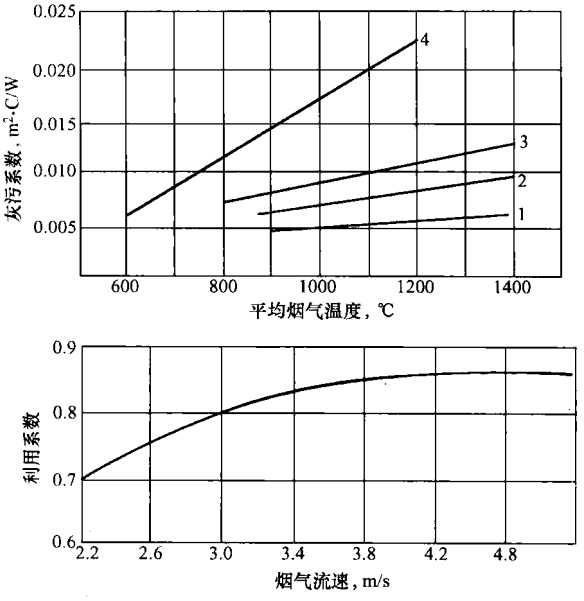


图 10-4 屏式受热面的灰污系数和利用系数

1—不结渣煤；2—带吹灰时的中等结渣煤；3—无吹灰时的中等结渣煤及带吹灰时的强结渣煤；4—可燃页岩

式中 ζ——利用系数，考虑由于烟气对屏的冲刷不完全而使吸热减少的修正系数，见图 10-4。

4. 管式空气预热器

将受热面灰污及不完全冲刷的影响综合用利用系数 ζ 修正，传热系数采用下式计算，即

$$K=\frac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_1}\zeta,\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-22}$$

5. 回转式空气预热器

回转式空气预热器的工作过程是一种非稳态的蓄热式传热过程，而且其传热系数是以蓄热板两侧的传热面积之和为基准的，传热系数采用下式计算，即

$$K=\zeta\frac{C}{\dfrac{1}{x_y\alpha_1}+\dfrac{1}{x_k\alpha_2}},\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-23}$$

式中 ζ——利用系数；

x_y，x_k——烟气、空气冲刷转子的份额，烟气冲刷 180°，空气冲刷 120°时，$x_y=0.5$，$x_k=0.333$；烟气冲刷 200°，空气冲刷 100°时，$x_y=0.555$，$x_k=0.278$；

α_1，α_2——烟气与空气侧的对流放热系数；

C——考虑转数低时非稳态传热影响的系数，对于厚度为 0.6～1.2mm 的蓄热板，C 与受热面的转数有关，按表 10-1 选取。

表 10-1 回转空气预热器修正系数 C

转数 n（r/min）	0.5	1.0	>1.5
系数 C	0.85	0.97	1.0

三、对流放热系数

在传热学中，已经就对流放热系数的概念、定义、影响因素和各种试验与计算方法做了大量细致的讲述，以下介绍烟气、空气和过热蒸汽等介质对金属管壁的强迫对流放热系数的工程计算方法。

锅炉对流受热面的放热系数与流体的物性、流动状态、温度工况以及管束的布置方式、结构参数、冲刷方式、管壁温度等因素有关。对流放热系数的数值均采用在大量实验测定的基础上以准则数表达的经验关联式来确定。

根据传热学的知识，稳态强制对流换热的准则数方程为

$$Nu=CRe^nPr^m \tag{10-24}$$

通过在试验室条件下的大量试验数据，确定方程中的系数和指数，得到适合试验参数范围内的放热系数计算关联式，同时还应注意遵守式中对各热物性参数所规定的定性温度。锅炉受热面对流放热系数的传热计算采用了适合锅炉受热面通常工况（雷诺数 Re 范围）的计算式，并在必要之处附加了与工程实际有关的修正系数。

1. 气流横向冲刷光滑管束的对流放热系数

(1) 顺列管束。

气流横向冲刷顺列管束时，表面放热系数的计算式为

$$Nu = 0.2C_zC_sRe^{0.65}Pr^{0.33} \tag{10-25}$$

或

$$\alpha_d = 0.2C_zC_s\frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0.65}Pr^{0.33},\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-26}$$

式中 C_z——气流流动方向上纵向管排数修正系数，按所计算管束各个管组的平均排数求取，管排数 $z\geqslant 10$，$C_z=1.0$，$z<10$ 时，$C_z=0.91+0.0125(z-2)$；

C_s——考虑管束相对节距影响的修正系数，当横向相对节距 $\sigma_1\leqslant 1.5\left(\sigma_1=\frac{s_1}{d}\right.$，$s_1$ 为横向节距$\left.\right)$，或纵向相对节距 $\sigma_2\geqslant\left(\sigma_2=\frac{s_2}{d}\right.$，$s_2$ 为纵向节距$\left.\right)$，$C_s=1$，其他情况下，$C_s=\left[1+(2\sigma_1-3)\left(1-\frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2}$；

λ——气流平均温度下的导热系数，W/(m·℃)；

d——管外径，m；

ν——气流平均温度下的运动黏度，m^2/s；

w——气流速度，m/s。

(2) 错列管束。

气流横向冲刷错列管束时，表面放热系数的计算式为

$$Nu = C_zC_sRe^{0.6}Pr^{0.33} \tag{10-27}$$

或

$$\alpha_d = C_zC_s\frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0.6}Pr^{0.33} \tag{10-28}$$

式中 C_z——纵向管排数修正系数；

C_s——与管子节距有关的修正系数。

C_z 与纵向管排数 Z_2 和横向相对节距 σ_1 有关：

当 $Z_2<10$ 且 $\sigma_1<3.0$ 时，$C_z=3.12Z_2^{0.05}-2.5$；

当 $Z_2<10$ 且 $\sigma_1\geqslant 3.0$ 时，$C_z=4Z_2^{0.02}-3.2$；

当 $Z_2\geqslant 10$ 时，$C_z=1$。

C_s 由横向相对节距 σ_1 和 φ_σ 确定：

当 $0.1<\varphi_\sigma\leqslant 1.7$ 时，$C_s=0.34\varphi_\sigma^{0.1}$；

当 $1.7<\varphi_\sigma\leqslant 4.5$ 且 $\sigma_1<3.0$ 时，$C_s=0.275\varphi_\sigma^{0.5}$；

当 $1.7<\varphi_\sigma\leqslant 4.5$ 且 $\sigma_1\geqslant 3.0$ 时，$C_s=0.34\varphi_\sigma^{0.1}$；

$$\varphi_\sigma=\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2'-1}$$

式中的 σ_2' 为斜向相对节距，$\sigma_2'=\sqrt{\sigma_1^2/4+\sigma_2^2}$，其中的 $\sigma_2=\frac{s_2}{d}$ 为纵向相对节距，s_2 为纵向节距。

烟气横向冲刷单排管束时的放热系数，按横向冲刷错列管束计算。

2. 流体管内纵向冲刷光滑管的对流放热系数

锅炉无相变状态的工质（水、过热蒸汽）及管式空气预热器中管内流动的烟气或空气对受热面的放热均属于管内纵向冲刷对流放热。放热系数的计算式为

$$Nu = cRe^{0.8}Pr^{0.4} \tag{10-29}$$

或

$$\alpha_d = 0.023\frac{\lambda}{d_{dl}}\left(\frac{wd_{dl}}{\nu}\right)^{0.8}Pr^{0.4}c_t c_l \tag{10-30}$$

式中 c_l——冲刷受热面相对长度的修正系数，当 $l/d>50$ 时，$c_l=1.0$；

c_t——流体温度 T 和管壁温度 T_b 的修正系数，对气体，$c_t=(T/T_b)^{0.5}$，对水蒸气和水，由于壁温接近介质的温度，可取 $c_t=1.0$；

d_{dl}——当量直径。

气流在管内流动时当量直径 d_{dl} 等于管子的内径，气流在非圆形断面内流动以及纵向冲刷时，当量直径按下式计算，即

$$d_{dl} = 4F/u, \text{ m} \tag{10-31}$$

式中 F——气流有效流通截面积，m^2；

u——流通截面内进行热交换的那部分断面的周界长度，m。

对于正压燃烧的锅炉，烟气压力高于 0.1MPa 时，其放热系数可按相同的计算式计算，只是烟气速度应用折算到大气压下的烟气容积进行计算。这一计算原则，同样适用于烟气横向冲刷错列管束的放热系数以及气体纵向冲刷管束的放热系数的计算。

3. 回转式空气预热器烟气与空气侧对流放热系数

式（10-23）中的烟气与空气侧的对流放热系数 α_1，α_2 的计算式相同，对国产预热器换热元件板型采用下式计算，即

$$\alpha = 0.03\frac{\lambda}{d_{dl}}Re^{0.83}Pr^{0.4}, \text{ W/(m}^2\cdot\text{℃)}$$

式中 Re——烟气（或空气）平均温度下的雷诺数；

Pr——烟气（或空气）平均温度下的普朗特数；

λ——烟气（或空气）平均温度下的烟气（或空气）的导热系数，W/(m·℃)；

d_{dl}——蓄热板气流通道的当量直径，对我国常用的板型，取值为 0.00932m。

其他板型的计算式有所不同。

为了工程计算的方便，所有的放热系数均有对应的线算图，可以根据所要求的已知参数直接查找相应的线算图得到放热系数，读者可参考相关的计算标准等。

四、燃烧产物的辐射放热系数

在受热面的对流换热计算中，除了与流体流动有关的对流放热外，还必须考虑高温烟气辐射传热的影响。锅炉计算中将辐射热量计算在总的对流换热之中，因此，归结为计算辐射放热系数。

对含灰的气流（考虑灰粒的辐射），有

$$\alpha_f = 5.7\times10^{-8}\frac{a_{gb}+1}{2}a_h T^3\times\frac{1-\left(\frac{T_{gb}}{T}\right)^4}{1-\frac{T_{gb}}{T}}, \text{ W/(m}^2\cdot\text{℃)} \tag{10-32}$$

对不含灰的气流（不考虑灰粒的辐射），有

$$\alpha_f = 5.7\times10^{-8}\frac{a_{gb}+1}{2}a_q T^3 \times \frac{1-\left(\frac{T_{gb}}{T}\right)^{3.6}}{1-\left(\frac{T_{gb}}{T}\right)},\ \mathrm{W/(m^2\cdot ℃)} \tag{10-33}$$

式中　a_{gb}——辐射受热面管壁黑度，计算燃烧产物对锅炉受热面辐射换热时，可取 $a_{gb}=0.82$；

T——燃烧产物的温度，K；

T_{gb}——辐射受热面管壁外表面温度，K；

a_h、a_q——含灰与不含灰气流在温度 T 下的黑度。

a_h、a_q 可按式（10-34）计算，即

$$a = 1-e^{-kps} \tag{10-34}$$

式中　k——燃烧产物的辐射减弱系数；

s——有效辐射层厚度；

p——压力，对非正压燃烧的锅炉，取 $p=0.1$MPa。

燃烧产物的辐射减弱系数的计算与锅炉炉膛换热计算中相应的内容大同小异，可参见第九章第五节的内容。

有效辐射层厚度 s 的基本计算式为

$$s = 3.6\frac{V}{F},\ \mathrm{m} \tag{10-35}$$

对屏式受热面中的烟气空间，其有效辐射层厚度由下式计算，即

$$s = \frac{1.8}{\frac{1}{A}+\frac{1}{B}+\frac{1}{C}},\ \mathrm{m} \tag{10-36}$$

式中　A、B、C——屏间辐射空间的宽、深、高度，m。

对光管管束，其有效辐射层厚度计算式为

$$当\frac{s_1+s_2}{d}\leqslant 7\ 时，s=\left(1.87\frac{s_1+s_2}{d}-4.1\right)d,\ \mathrm{m} \tag{10-37}$$

$$当\ 7<\frac{s_1+s_2}{d}\leqslant 13\ 时，s=\left(2.82\frac{s_1+s_2}{d}-10.6\right)d,\ \mathrm{m} \tag{10-38}$$

式中　s_1、s_2——管束的平均横向节距及纵向节距，m。

对鳍片管管束，将按光管管束求得的有效辐射层厚度乘以 0.4；对肋片管束，由于有效辐射层厚度很小，可不计算燃烧产物的辐射传热。

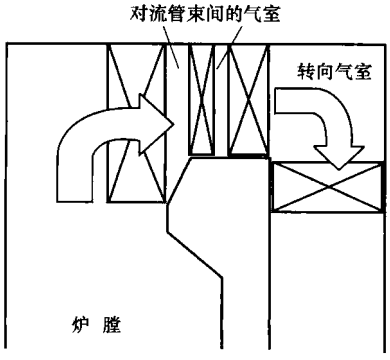


图 10-5　对流受热面间气室示意

在锅炉布置对流受热面的烟道中，从受热面的分级和检修方便考虑，均有不布置受热面的空间，统称为气室。如水平烟道和尾部烟道交界处的转向气室，各受热面之间或受热面每级之间的气室等，如图 10-5 所示。在这些空间中，由于烟气有效辐射层厚度明显增加，所以对流传热计算中应考虑气室辐射的影响。

受热面范围内有烟气气室空间或者受热面前有烟气气室空间时，可以采用对以上计算的有效辐射层厚度进行修正的方法来考虑气室的影响，即

$$s' = ks, \text{ m} \tag{10-39}$$

$$k = \frac{l_{gs} + Al_{qs}}{l_{gs}} \tag{10-40}$$

式中 k——修正系数；

l_{gs}——管束沿烟气流动方向上的深度，m；

l_{qs}——气室沿烟气流动方向上的深度，m；

A——系数，计算气室对过热器辐射时取值为0.5，在计算过热器后气室空间对布置于其后的受热面的辐射时，取值为0.2。

还可以采用修正管束的辐射放热系数的方法来考虑管束间的气室辐射，即

$$a'_f = a_f\left[1 + A\left(\frac{T_{qs}}{1000}\right)^{0.25}\left(\frac{l_{qs}}{l_{gs}}\right)^{0.07}\right] \tag{10-41}$$

式中 T_{qs}——计算管束前气室中的烟气温度，K；

A——系数，烟煤与无烟煤，$A=0.4$，褐煤，$A=0.5$。

位于管束后面的气室对该管束的辐射很小，可以忽略不计。

燃烧产物的辐射放热系数也均可以根据相应的线算图直接求取，读者可参考相关的计算标准等。

第四节 对流受热面的污染对换热的影响

对流受热面的污染是由于受热面在含灰烟气气流中的积灰所造成的，被灰垢污染的受热面将严重地影响换热能力，在通常情况下大约降低30%～50%，运行中受热面的吹灰操作是减轻受热面污染的必要措施。

锅炉对流换热计算中，针对不同特征的受热面，分别采用受热面灰污系数ε、热有效系数ψ和利用系数ζ来考虑受热面被污染的影响。受热面被污染的程度取决于积灰的性质、灰分颗粒尺寸、积灰程度、是否有正常有效的吹灰操作、烟气流速、烟气温度、管子的直径、管子布置方式（错列或顺列）及紧密程度等因素。

至今尚缺乏完整可靠的受热面灰污系数、热有效系数和利用系数的数据，这些数据的合理选取极大地依赖于实验数据和实际经验的积累，工程计算中最好能参考相近煤种、受热面结构和工况的锅炉的实测数据谨慎选用。

一、灰污系数ε

灰污系数ε是考虑燃用固体燃料横向冲刷错列布置光管管束时灰垢对传热系数的影响。灰污系数的数值按式（10-42）计算，即

$$\varepsilon = c_d c_{hl}\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon, \text{m}^2 \cdot ℃/\text{W} \tag{10-42}$$

式中 ε_0——灰污系数的基本值，取决于烟气速度与管子布置等因素，$\text{m}^2 \cdot ℃/\text{W}$；

c_d——管子直径的修正系数；

c_{hl}——灰分颗粒组成的修正系数；

$\Delta\varepsilon$——灰污系数的附加值。

灰污系数数值的确定很复杂且依赖于经验，在具体计算时可参考推荐的计算标准选取，本节不再详列。在通常的锅炉受热面结构和工况下，灰污系数的取值范围一般为 0.002～0.008 $m^2 \cdot ℃/W$，无吹灰、易积灰、且温度较高时取较大值，反之取较小值。

当管束错列和顺列混合布置时，其灰污系数可按各受热面面积加权平均，即

$$\varepsilon_{pj}=\frac{H_{cl}+H_{sl}}{\frac{H_{cl}}{\varepsilon_{cl}}+\frac{H_{sl}}{\varepsilon_{sl}}},\ m^2 \cdot ℃/W \tag{10-43}$$

式中　H_{cl}、H_{sl}——错列、顺列部分的受热面积，m^2；

ε_{cl}、ε_{sl}——错列、顺列部分的灰污系数，$m^2 \cdot ℃/W$。

屏式过热器也是采用灰污系数来考虑积灰污染对传热的影响，但选取方法有所不同。

二、受热面的热有效系数ψ

当锅炉燃用固体燃料时，顺列布置的管束以及燃用液体和气体燃料的各种布置的管束采用热有效系数 ψ 来表示灰垢对传热的影响。

对于顺列布置的对流过热器、凝渣管、再热器及直流锅炉的过渡区等受热面，燃用贫煤和无烟煤时，$\psi=0.6$；燃用烟煤、褐煤和洗中煤时，$\psi=0.65$；燃用油页岩时，$\psi=0.6$。

三、受热面的利用系数ζ

空气预热器采用利用系数 ζ 综合表示灰垢和烟气冲刷不均匀的影响，利用系数按表 10-2取用。

表 10-2　　空气预热器受热面的利用系数 ζ

燃　料	管式空气预热器	板式空气预热器	铸铁肋片式空气预热器
除下列燃料外的其他燃料	0.75	0.85	0.80
重油	0.65	0.75	0.70
天然气、木材	0.70	0.80	0.70

对回转式空气预热器，无论燃用固体、液体或气体燃料，均取 0.8～0.9；当空气预热器漏风系数 $\Delta\alpha=0.2$～0.25 时用小值，在 $\Delta\alpha=0.15$ 时用大值。

另外，由于屏式受热面都布置在炉膛顶部烟气进入水平烟道的转弯处，烟气流速易出现不均匀现象，因此，屏式过热器在计算烟气侧放热系数时，也采用利用系数来考虑烟气对屏的冲刷不均匀对传热过程的影响。当平均烟气流速大于 4m/s 时，取 $\zeta=0.85$，随烟气流速的降低，不均匀性相对增加，ζ 值减小。

四、受热面表面灰污层温度

辐射受热面管外壁的温度亦即沉积在管子外部灰渣层的平均温度，按下式计算，即

$$t_{gb}=t+\left(\varepsilon+\frac{1}{\alpha_2}\right)\frac{B_j Q}{H},\ ℃ \tag{10-44}$$

式中　ε——灰污系数，$m^2 \cdot ℃/W$；

α_2——管内介质对管壁表面的放热系数，仅在计算过热器时计算，$W/(m^2 \cdot ℃)$；

Q——所计算部件的吸热量，kJ/kg；

H——所计算部件的受热面积，m^2；

t——管内流动介质的平均温度，℃，对沸腾状态下的水取等于其压力下的饱和温度，其他情况下取等于初始温度和终端温度的平均值。

为简化计算，对进口烟温小于400℃的省煤器，有

$$t_{gb} = t + 25, ℃ \tag{10-45}$$

对进口烟温大于400℃的单级省煤器或双级布置省煤器的上级省煤器，或直流锅炉的过渡区，燃烧固体燃料或液体燃料时，有

$$t_{gb} = t + 100, ℃ \tag{10-46}$$

第五节 传热温压的计算

传热温压 Δt 是参与热交换的两种介质在整个受热面中的平均温差，温压的大小不仅与两种介质在受热面内的温度变化有关，还与流动方向有关，如果其中一种介质的温度在受热面中保持不变，则温压与流动方向无关。受热面冷、热两种介质相互流动的基本方式为顺流与逆流。有关传热温压 Δt 计算的基本原理和推导过程详见传热学中的相关内容。

一、顺流和逆流时传热温压的计算

两种介质在受热面系统中彼此同向平行流动时称为顺流系统，当彼此按相反方向平行流动时称为逆流系统，如图10-6所示。

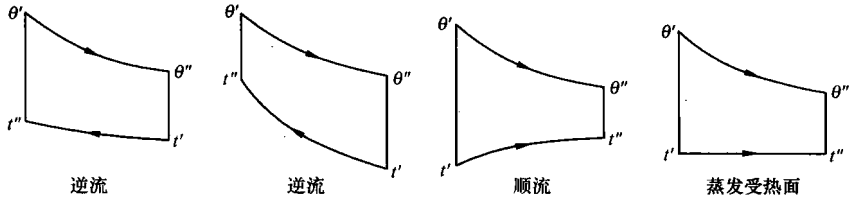


图10-6 顺流、逆流系统中冷、热介质温度变化示意

顺流系统的平均温压计算式为

$$\Delta t_{sl} = \frac{\theta' - t' - \theta'' + t''}{\ln \dfrac{\theta' - t'}{\theta'' - t''}} = \frac{\Delta t_d - \Delta t_x}{\ln \dfrac{\Delta t_d}{\Delta t_x}}, ℃ \tag{10-47}$$

逆流系统的平均温压计算式为

$$\Delta t_{nl} = \frac{\theta' - t'' - \theta'' + t'}{\ln \dfrac{\theta' - t''}{\theta'' - t'}}, ℃ \tag{10-48}$$

统一写为

$$\Delta t = \frac{\Delta t_d - \Delta t_x}{\ln \dfrac{\Delta t_d}{\Delta t_x}} \tag{10-49}$$

式中 θ'、θ''——放热介质进口端和出口端的温度，℃；

t'、t''——受热介质进口端和出口端的温度，℃；

Δt_d、Δt_x——烟气与工质在受热面入口或出口处较大的及较小的温差。

逆流的温压最大，顺流时的温压最小，所有的其他连接系统的温压在二者之间。因此，当满足条件 $\Delta t_{sl} \geqslant 0.92\Delta t_{nl}$ 时，任何复杂系统的温压，可以按式（10-50）计算，而不会带来超过4%的误差。

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{sl} + \Delta t_{nl}}{2}, ℃ \tag{10-50}$$

二、混合流系统传热温压的计算

锅炉对流受热面中几乎没有纯粹的逆流或顺流布置型式，受热面的管子轴线往往和烟气流动方向垂直而呈交叉流。当交叉流的交叉次数在五次或五次以上时，即蛇形管曲折流程次数超过 4 次，就可按顺流或逆流计算。锅炉对流受热面中还常见有串联混合流、平行混合流和交叉混合流等。

1. 串联混合流系统

串联混合流系统是指受热面由两部分组成，两种介质均串联连接，由受热面的一部分过渡到另一部分时，介质相互流动的方向发生变化。

串联混合流的传热温压计算式为

$$\Delta t_{ch} = \psi \Delta t_{nl}, ℃ \tag{10-51}$$

2. 并联混合流系统

并联混合流系统是指受热面由几部分组成，一种介质系多流程串联连接，另一种介质为单流程并联连接，无论加热介质或被加热介质是单流程的，温压计算方法相同。

并联混合流的传热温压计算式为

$$\Delta t_{bh} = \psi \Delta t_{nl}, ℃ \tag{10-52}$$

3. 交叉流系统

交叉流系统是指两种介质的流动相互交叉，且流程数不超过 4 的系统。

交叉流的传热温压计算式为

$$\Delta t_{jc} = \psi \Delta t_{nl}, ℃ \tag{10-53}$$

式（10-51）～式（10-53）中的 Δt_{nl} 为逆流时的温压，按两种介质给定的初温和终温计算。各式中的 ψ 均为相应系统下的温压转换系数，其值均需根据有关的计算标准中的规定进行选取，本书不再详列。

第六节　对流换热面积和流速的计算

一、对流换热面积

锅炉的受热面多为圆管，根据圆管传热过程分析，换热面积的计算方法和传热系数的定义形式有关。锅炉对流受热面换热面积计算的一般原则为，如果壁面两侧的放热系数相差很大时，以放热系数小的一侧的湿润面积作为换热面积，如果放热系数相近，以管子内外表面积的算术平均值作为换热面积。因此，对锅炉不同受热面的特点，有以下具体规定：

（1）过热器、再热器、省煤器和锅炉凝渣管束等受热面，换热面积以管子烟气侧表面积计算。

（2）管式空气预热器的换热面积以管子内外表面积的平均值计算。

（3）回转式空气预热器的换热面积为蓄热板两侧面积之和，根据蓄热板总容积与制造厂家提供的单位容积蓄热板的受热面面积计算，譬如，对 0.5mm 厚的某一国产板型，每立方米容积中的受热面面积为 $396m^2$。

(4) 屏式过热器的换热面积。考虑到屏式过热器是半辐射式受热面，传热面积按平壁表面积计算，即

$$H = 2x_p F_p, \ m^2 \tag{10-54}$$

式中 F_p——屏的平面面积，即由屏的最外圈管子围成的通过各管子中心线的平面面积。

x_p——屏的角系数，按单排水冷壁管、$e/d \geqslant 0.5$、不考虑炉墙辐射的情况，根据有关计算标准确定。

二、对流受热面流体流速

在计算对流放热系数时均需计算流体的流速，为此，须计算流体的平均体积流量和平均流体流通截面积。

流过锅炉对流受热面的流体，由于热交换过程的存在，温度不断发生变化，其体积流量也随之变化，而且，沿流程的流通截面积也不相同，因此，流体的流速自然不会恒定。流体的流速是指在定性温度下所规定的流通截面上的平均流速。定性温度一般取为流体进出口截面上的温度的算术平均值。

1. 流体的平均体积流量

烟气的平均体积流量为

$$\overline{V}_y = \frac{B_j V_y(\theta + 273)}{273}, \ m^3/s \tag{10-55}$$

空气的平均体积流量为

$$\overline{V}_k = \frac{\beta_{ky} B_j V^0 (t + 273)}{273}, \ m^3/s \tag{10-56}$$

$$\beta_{ky} = \beta''_{ky} + \frac{\Delta\alpha}{2} + \beta_{yz} \tag{10-57}$$

水和水蒸气的平均体积流量为

$$\overline{V}_s = Dv, \ m^3/s \tag{10-58}$$

式中 θ、t——烟气平均温度，℃，空气平均温度，℃；

V^0、V_y——相对于每千克燃料的理论空气量和实际烟气量，m^3/kg；

β_{ky}——通过空气预热器的空气量与理论空气量的比值；

β''_{ky}——空气预热器出口空气侧过量空气系数；

$\Delta\alpha$——空气预热器的漏风系数；

β_{yz}——用于热风再循环的空气量占理论空气量的份额；

D——水或水蒸气的流量，kg/s；

v——水或水蒸气的平均比体积，m^3/kg。

空气预热器的空气平衡说明如图 10-7 所示。

2. 流体的平均流通截面积

(1) 计算原则。气流横向冲刷管束时，气流通道的流通截面积按通过横向管排轴线垂直于气流方向的平面计算。有效流通截面积系指烟道横断面的内侧总面积与管束所占面积的差值。这一有效流通截面和其他任何平行的断面相比是最小截面，最小流通截面的原则也适用

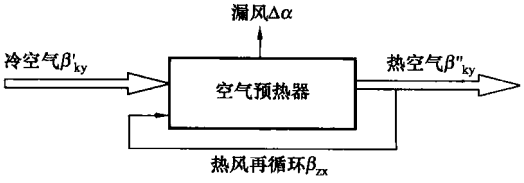


图 10-7 空气预热器空气量平衡

于其他情况下计算流体的流动速度。

（2）流体横向冲刷光管的流通截面积为

$$F = ab - z_1 ld，\ m^2 \tag{10-59}$$

式中　a，b——烟道的横截面尺寸，m；

z_1——烟道横截面上最多的管子根数；

l——管子的计算长度，如系弯管，取管子在直管轴线上的投影作为管长，m；

d——管子外径，m。

（3）流体纵向冲刷光管的流通截面积。

流体在管内流动时，有

$$F = z\frac{\pi d_n^2}{4}，\ m^2 \tag{10-60}$$

流体在管外流动时，有

$$F = ab - z\frac{\pi d^2}{4}，\ m^2 \tag{10-61}$$

式中　z—— 并联管子根数；

d_n——管子的内径，m。

（4）流体冲刷带环向肋片管束的流通截面积为

$$F = \left[1 - \frac{1}{\frac{s_1}{d}}\left(1 + \frac{2h_q}{s_q}\frac{\delta_q}{d}\right)\right]ab，\ m^2 \tag{10-62}$$

式中　s_1——管子的横向节距，m；

d——未焊肋片的管子外径，m；

h_q——肋片高度，m；

δ_q——肋片平均厚度，m；

s_q——肋片的节距，m。

（5）回转式空气预热器烟气与空气流通截面积的计算。

对烟气流通截面，有

$$F_y = 0.785D_n^2 x_y K_h K_b，\ m^2 \tag{10-63}$$

对空气流通截面，有

$$F_k = 0.785D_n^2 x_k K_h K_b，\ m^2 \tag{10-64}$$

式中　D_n——转子内径，m；

K_h——考虑隔板、横挡板、中心管所占据的活截面的修正系数，根据转子内径由表10-3中的数据选取；

K_b——考虑蓄热板所占据的活截面的修正系数，对于0.5mm厚的国产蓄热板型，取0.912。

x_y，x_k 符号意义与式（10-23）同。

表 10-3　　考虑蓄热板所占据的活截面的修正系数 K_h

转子内径 D_n，m	4	5	6	7	8	10
系数 K_h	0.865	0.886	0.903	0.915	0.922	0.932

（6）其他特殊情况下有效流通截面积的计算。

当烟道内气流冲刷受热面的性质相同，但各区段有效流通面积不同时，其平均有效流通面积为

$$F_{pj}=\frac{H_1+H_2+\cdots}{\frac{H_1}{F_1}+\frac{H_2}{F_2}+\cdots},\ m^2 \tag{10-65}$$

式中 H_1、H_2、…——各区段的受热面积，m^2；

F_1、F_2、…——对应各区段的有效流通截面积，m^2。

管束中进、出口截面不同，并且是逐渐扩大或逐渐收缩时，平均有效流通截面积为

$$F_{pj}=\frac{2F'F''}{F'+F''},\ m^2 \tag{10-66}$$

式中 F'、F''——进口截面和出口截面的有效流通截面积。

当管束中具有烟气走廊或烟道并联连接时，平均有效流通截面积为

$$F_{pj}=F_{gs}+F_{pt}\sqrt{\frac{\zeta_{gs}(\vartheta_{gs}+273)}{\zeta_{pt}(\vartheta_{pt}+273)}},\ m^2 \tag{10-67}$$

式中 F_{gs}、F_{pt}——管束及旁通烟道的有效流通截面积，m^2；

ζ_{gs}、ζ_{pt}——管束及旁通烟道的阻力系数；

ϑ_{gs}、ϑ_{pt}——管束及旁通烟道中烟气平均温度，℃。

3. 流体流速

在已知流体的平均体积流量和平均流通截面积后，按下式计算相应流体的流速，即

$$w=\frac{\overline{V}}{F},\ m/s \tag{10-68}$$

第七节 主要对流受热面的计算特点

在已知锅炉某一对流受热面结构参数的条件下进行校核计算时，至少需要已知烟气和管内工质的四个进出口温度（对工质还包括对应的压力）参数中的两个，通常已知烟气侧的进口烟气温度和工质侧的进口或出口温度（及对应的压力）。如图 10-8 所示。

计算开始时，先假定其中一种介质的未知温度并求出对应的焓值，然后按热平衡方程式（10-2）和式（10-3）等计算出受热面的吸热量，并计算出另一种介质的未知温度。

接着计算传热系数和温压，并按对流传热方程式(10-1)计算受热面的换热量。由传热方程计算的换热量应该等于按热平衡方程计算的烟气放热量或工质吸收的对流换热量，二者的差值应满足计算标准规定的要求，否则须重新假定终温后再行计算。

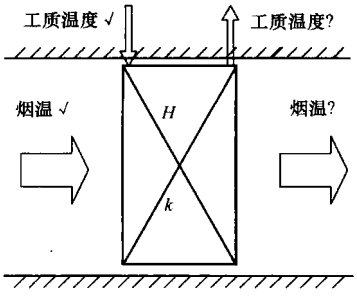


图 10-8 对流受热面计算示意图

通过多次反复和逐次渐近的计算，直至按传热方程得到的换热量与按热平衡方程式求出的换热量之差值不超过规定要求时，计算即告完成。其他未知的烟气和工质温度及受热面换热量的最终数值以热平衡方程式计算结果为准。

一般对流受热面的校核计算流程如图 10-9 所示。锅炉不同的对流受热面的校核计算过程和特点有所不同。

应当指出的是，整台锅炉的校核计算实际上也是多次反复和逐次渐近的计算过程，而且繁杂得多。此时不仅烟气的中间温度和内部工质温度是未知数，而且锅炉最后的排烟温度、热空气温度、甚至锅炉出口的过热蒸汽温度都是未知数，在计算开始时均须预先假定，然后用逐次逼近法校核完成。

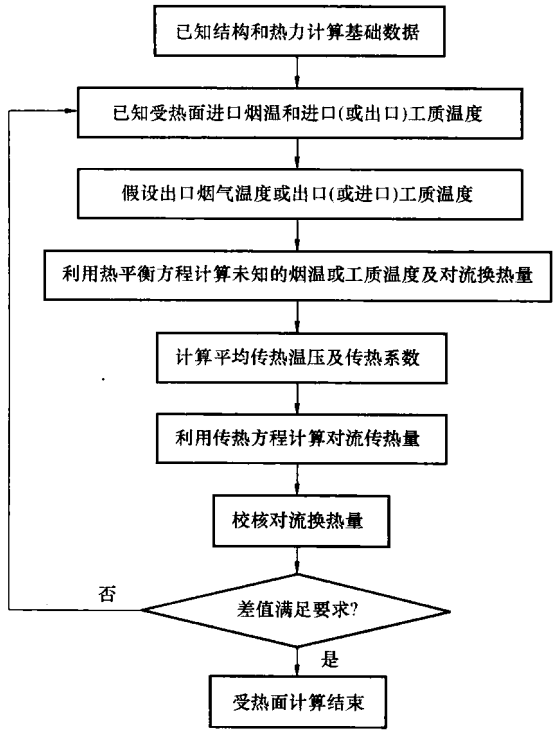


图 10-9　对流受热面校核计算流程

一、屏式过热器的计算

屏式过热器分大屏和半大屏两种。前者以辐射方式换热为主，后者是辐射对流型的受热面。

（一）大屏过热器

所谓大屏过热器是指布置在炉膛上部的全辐射型的分隔屏，在 300MW 以上机组锅炉上普遍采用。由于在大屏区间烟气的流动速度较低，与烟气在炉膛截面上的上升速度相近，加之对流换热在该受热面的全部换热量中所占的份额不大，因而可以忽略不计。

大屏过热器是和炉膛辐射受热面合并在一起作为炉膛辐射受热面的一部分进行计算，大屏过热器的出口烟气温度和烟气焓即为炉膛出口烟气温度和烟气焓，由于计算过程比较复杂，而且不同锅炉厂家采取的计算方法差异较大（缘于各种计算方法所积累经验的局限性），因此，不再一一讲述，读者可参考有关的计算手册。

（二）半大屏过热器

所谓半大屏过热器是指布置在炉膛出口截面、具有较大的横向节距，呈独立片状的半辐射过热器或屏式过热器，其计算方法和一般对流过热器的计算没有大的区别。

当屏的高度不大于炉膛出口窗的高度时，传热系数按一般纯横向冲刷顺列管束计算。对

屏的下端低于炉膛出口窗时，可按混合冲刷的方法计算传热系数，纵向冲刷和横向冲刷部分的划分按炉膛出口窗下沿高度作为分界线。

受热面的灰污系数按与对流受热面相同的方法计算，当混合冲刷时，分别按横向冲刷和纵向冲刷的烟气速度计算各区段的灰污系数，按受热面计算加权平均的灰污系数。

但是值得注意的是，在常见的过热器系统布置中，屏式过热器的进口蒸汽来自低温过热器，而低温过热器均布置在屏式过热器烟气流程的下游（如尾部竖井），因此，在进行屏式过热器的校核计算时，仅仅已知入口烟气温度，所以，必须先假定工质侧的进口（或出口）温度，才能进行计算。该假定值必须要等到按烟气流程计算完低温过热器后得出其出口工质温度后才能得到校核，当假定值与计算值之差超过规定范围时，则需要从屏式过热器起重新计算，直至吻合。

二、对流过热器和再热器的计算

对流过热器和再热器均为烟气横向冲刷（顺列或错列），按平均烟气温度（进口截面和出口截面烟气温度的算术平均值）计算平均烟气流速，计算烟气量的过量空气系数亦取进口和出口过量空气系数的平均值。

过热器或再热器受热面吸收来自炉膛的辐射热 Q_{lf} 时，应在热平衡计算中考虑这部分热量。在所计算的对流过热器或再热器前布置有凝渣管或屏式受热面的情况下，计算 Q_{lf} 时需计及凝渣管或屏式受热面的吸热量对 Q_{lf} 的影响。

计算燃烧产物管间辐射的辐射放热系数时，应考虑位于过热器或再热器受热面前和其间的气室空间容积的辐射，对平均有效辐射层厚度进行修正。位于管束后的气室空间对管圈的辐射忽略不计。

当采用锅炉尾部竖井分隔烟道及烟气挡板调节再热蒸汽温度时，在两烟道中，分别按流经受热面计算区段的烟气份额计算烟气出口温度和焓值，而后按均匀混合计算进入到下一级受热面的入口烟气温度和焓值。

过热器（和再热器）中间均装有喷水减温器，通常以减温器为界分为两级独立的受热面进行计算。如果减温器前后的受热面管组布置在同一烟气区段内，可合并在一起进行传热系数的计算，对两部分按其实际温度分别计算温压。

如图 10 - 10 所示，减温器前蒸汽流量 D_q 较减温器后的蒸汽流量 D_h 要小，其差值为喷水量 ΔD，喷水减温器的热量平衡为

$$\Delta D(h'_q - h_{jws}) = D_q \Delta h_{jw}$$

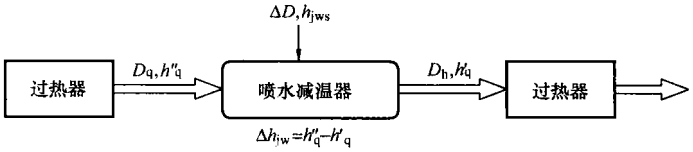


图 10 - 10 喷水减温器热量平衡说明

进一步可得 ΔD 值与减温器中蒸汽焓的降低值 Δh_{jw} 间的关系，即

$$\Delta D = D_h - D_q = D_q \frac{\Delta h_{jw}}{h'_q - h_{jws}} \tag{10 - 69}$$

式中 h''_q ——减温器前级受热面出口蒸汽焓，即减温器进口蒸汽焓；

h'_q ——减温器后级受热面入口蒸汽焓，即减温器出口蒸汽焓；

h_{jws} ——进入减温器中喷水的焓。

三、蒸发管束及附加受热面的计算

（一）凝渣管束

一般情况下，凝渣管束布置在炉膛的出口，并且通常系炉膛水冷壁的延伸部分，管内介质系汽水混合物，可按错列管束计算。

由于凝渣管束往往直接布置在炉膛出口窗后，因此必须考虑吸收炉膛的辐射热，计算受热面的对流传热量时，应从凝渣管束的总换热量中扣除辐射换热量。

（二）直流锅炉过渡区

在直流锅炉中，为了减轻锅内积盐所造成的危害，常将盐分容易沉积区域的受热面，布置在烟气温度较低的区域，称为过渡区域。当锅炉给水品质足够高时，可以不限制过渡区域的布置位置。

在所有可能的负荷情况下，过渡区进口蒸汽湿度应不小于15%～20%，而过渡区受热面出口蒸汽过热度不小于20℃。如在过渡区前装置了分离器，其进口的蒸汽可取为干蒸汽。

过渡区的计算与过热器受热面计算区别不大，过热度较低且数值不大于40℃时，过渡区的传热温压计算可简化为烟气平均温度与饱和温度之差；如过热度高于40℃，则需按有介质状态变化的情况，分段计算传热温压。

（三）转向气室

在现代电站锅炉结构中，转向气室内常布置有敷壁管的受热面或稀疏的悬吊管受热面，烟气在转向气室中的流动速度较低，一般按辐射换热进行计算。同时又由于转向气室中的换热量在整台锅炉的换热中所占的份额较小，因此，常作简化计算。转向气室的换热方程为

$$Q=\alpha_{\mathrm{f}}(\vartheta-t_{\mathrm{hg}})H,\mathrm{kJ/kg} \tag{10-70}$$

式中　H——换热面积，$\mathrm{m^2}$。

转向气室的有效辐射层厚度可按气室的长、宽、高三维尺寸a、b、c计算，即

$$s=\frac{2.2}{\frac{1}{a}+\frac{1}{b}+\frac{1}{c}},\mathrm{m} \tag{10-71}$$

计算辐射放热系数的定性烟气温度取烟气平均温度，灰污系数可近似选取：固体燃料0.0086$\mathrm{m^2}$·℃/W，液体燃料0.007$\mathrm{m^2}$·℃/W，气体燃料0.0055 $\mathrm{m^2}$·℃/W。

敷壁辐射受热面按与炉膛水冷壁受热面类似的方法计算。对为数不多的悬吊管等，同样按辐射投影面计算，并考虑辐射角系数的修正。

当计算灰污壁温t_{hg}时，对受热面内不同介质的温度，应分别进行计算。转向气室的换热量为各部分换热量之和。

（四）过热器、再热器的附加受热面及悬吊管

在过热器、再热器或其他主受热面区段内布置有另一种介质状态的附加受热面，或虽属同一介质状态，但属于单独计算的受热面时，附加受热面所吸收的热量包括在计算主受热面的烟气放热量中。主受热面区段的敷壁管（包括烟道四壁、烟道顶部和底部）及主受热面的悬吊管等均属于附加受热面。

当附加受热面的数量不大于主受热面10%时，附加受热面的换热可按下述方法计算。

无论附加受热面与主受热面结构形式是否相同，通常因受烟气冲刷较差，计算受热面积时往往引入经验修正系数。敷壁管按与水冷壁相同的方法计算，悬吊管按圆周受热面计算，

修正系数可取为0.5。附加受热面的传热系数取等于主受热面的传热系数。

附加受热面与主受热面并联布置时，取烟气平均温度与附加受热面工质平均温度之差值作为附加受热面的传热温压。当附加受热面串联在主受热面之后时，取烟气出口端温度与工质平均温度之差为传热温压。

换热计算式为

$$Q_{fj}=\frac{H'K\Delta t_{fj}}{B_j} \tag{10-72}$$

式中 H'——以修正系数修正后的附加受热面积，m^2；

K——主受热面传热系数，$W/(m^2\cdot℃)$；

Δt_{fj}——附加受热面的传热温压，℃。

四、省煤器的计算

省煤器的计算过程与过热器、再热器类似，两级布置省煤器的每一级的计算与单级省煤器的计算相同。

当进行省煤器的设计计算时，省煤器的计算吸热量可由汽水吸热平衡方程近似估算，即

$$Q_{sm}=Q_{yx}\eta_{gl}\frac{100}{100-q_4}-\Sigma Q_{ph},\ kJ/kg \tag{10-73}$$

式中 Q_{yx}——1kg燃料的有效利用热量；

ΣQ_{ph}——炉膛及各级受热面（除省煤器外）的吸热量，需代入由热平衡方程计算的数值。

当由炉膛沿烟气流程逐级计算受热面时，省煤器进口烟气温度为已知值，当从锅炉尾部逆烟气流程逐级计算受热面时，省煤器出口烟气温度为已知值。无论哪一种情况，通常省煤器进口水温度是已知值。省煤器中传热温压，按烟气和水相互流动方向所构成的系统进行计算。

在省煤器的计算中，计算流经省煤器的实际水流量 D_{sm} 时，应考虑排污量、自用蒸汽量、喷水减温水量等。

当进行布置在尾部竖井分隔烟道中的省煤器计算时，需要考虑分隔烟道中流过的烟气份额，以确定烟气速度和计算省煤器出口温度。

五、空气预热器的计算

管式空气预热器为单级布置时，可将其作为一个整体进行计算。如空气预热器为双级布置，则上级（第二级）和下级（第一级）分别进行计算。

空气预热器的计算需依据空气的实际流量，合理估计漏风系数是很重要的，并需要考虑抽取温风的比例。当全部空气均在空气预热器内加热时，对单级空气预热器或双级布置的空气预热器的第二级，空气侧出口过量空气系数为

$$\beta''_{ky\cdot\Ⅱ}=\alpha''_1-\Delta\alpha_l-\Delta\alpha_{zf} \tag{10-74}$$

式中 α''_1——炉膛出口过量空气系数；

$\Delta\alpha_l$——炉膛漏风系数；

$\Delta\alpha_{zf}$——制粉系统漏风系数。

双级布置空气预热器的第一级，其出口过量空气系数为

$$\beta''_{ky\cdot\Ⅰ}=\beta''_{ky\cdot\Ⅱ}+\Delta\alpha_2 \tag{10-75}$$

式中 $\Delta\alpha_2$——第二级空气预热器的漏风。

只有一部分空气在第二级空气预热器内加热时，第二级空气预热器按实际空气流量进行

计算。

当采用热风再循环时，提高了预热器入口的空气温度。再循环空气量与理论空气量之比称为循环系数，由式（10-77）计算，即

$$\beta_{yz}=(\beta''_{ky}+\Delta\alpha_{ky})\frac{t'_{ky}-t_{lk}}{t_{rk}-t'_{ky}} \tag{10-76}$$

式中　$\Delta\alpha_{ky}$——整个空气预热器中空气流动部分的漏风系数，可取等于烟气侧的漏风系数；

t_{lk}、t_{rk}、t'_{ky}——冷空气温度、热空气温度和空气预热器入口空气温度，℃。

热风再循环时，热平衡、温压、空气的平均温度及平均流速均要按空气的实际流量及空气的实际温度去计算。

烟气或空气的平均温度按各自进、出口端的算术平均值计算。传热温压按不同的流动系统计算，烟气和空气的平均流速按实际流量及平均温度确定。

除第二级空气预热器外，由于烟气温度较低，辐射放热系数可以不计。

在进行回转式空气预热器校核热力计算时，其受热面面积和介质流通截面积均与制造厂家所采用的蓄热板板型有关，需要根据厂家提供的单位容积蓄热板的受热面面积和单位面积的流通截面积计算；传热温压按逆流温压计算；各制造厂家根据不同蓄热板型所提供的传热系数计算式有所不同。

第八节　锅炉热力计算的程序和方法

在锅炉受热面设计中，常采用校核热力计算的算法，另外，对实际运行的锅炉也通常需要在燃料发生较大的变更、制粉系统改造、锅炉受热面改造、部分负荷或超负荷运行等情况下，进行整台锅炉的校核计算。

校核热力计算的任务是按锅炉已有的结构参数，在给定的锅炉负荷和燃料特性条件下，确定锅炉炉膛出口截面上的平均烟气温度、各个受热面进出口截面上的平均烟气温度、水温、蒸汽温度以及空气温度等，并同时确定锅炉的热效率、燃料消耗量以及空气和烟气的流量和流速等。

锅炉的整体校核热力计算的内容包括炉膛和其后的所有受热面，一般均是从燃料的燃烧和热平衡计算开始的，然后按烟气流经锅炉各个受热面的顺序进行计算，即炉膛、半辐射屏式过热器、对流过热器和再热器、省煤器和空气预热器等。

锅炉各个受热面的计算也均采用校核计算的方法，根据已知的受热面的结构参数，采用逐次逼近的算法进行计算。

整台锅炉的校核计算实际上是多次反复和逐次渐近的计算过程，而且比单个受热面计算繁杂得多。此时不仅烟气的中间温度和内部工质温度是未知数，而且锅炉最后的排烟温度、热空气温度、锅炉的燃料消耗量、甚至过热蒸汽的温度都是未知数，在计算开始时均须预先假定，然后用逐次逼近的方法完成。

另外，锅炉过热器系统本身的计算也具有多次反复和逐次渐近的计算特点，这是由于过热器各个部件的布置方式使得工质的流程与烟气流向不一致所造成的。因此，对于任一级过热器工质侧和烟气侧的进出口参数的确定有待于整个过热器系统热力计算的完成。譬如，对某高压参数锅炉（受热面布置流程如图 10-11 所示），按烟气流程计算屏式过热器时，由于其工质来自低温过热器的出口，而低温过热器通常布置在高温对流过热器之后，所以，屏式

过热器的进出口工质温度均为未知，须预先假定，然后，按烟气流程计算到低温过热器时才得以校核，因此，需要逐次逼近进行计算，锅炉整体热力计算流程见图 10-12。

在进行空气预热器与省煤器双级布置的尾部烟道受热面计算和两级布置的再热器系统计算时也具有类似的逐次逼近特点。

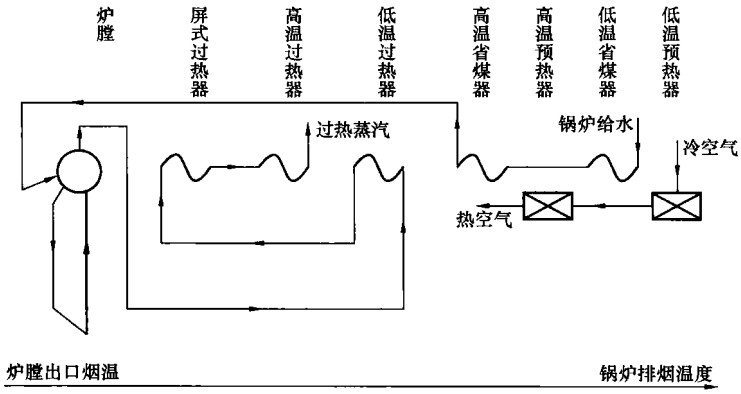


图 10-11 某高压锅炉沿烟气流向的受热面布置流程

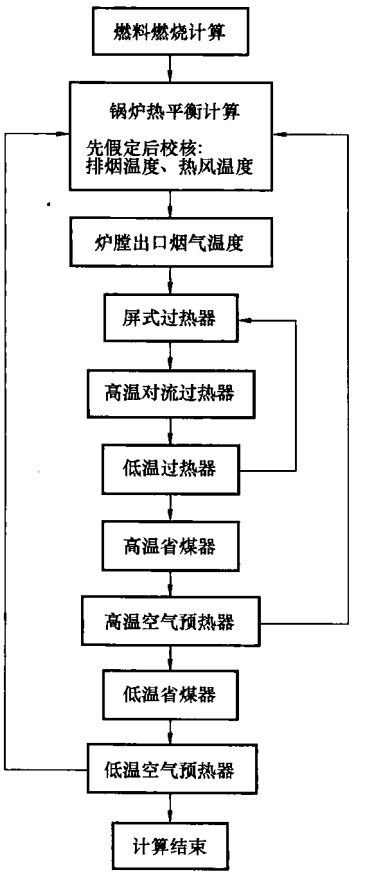


图 10-12 某高压锅炉热力计算流程示意

第十一章 电站锅炉的受热面布置和优化设计

第一节 影响锅炉炉型结构和受热面布置的因素

根据不同燃烧方式和不同设计技术，电站锅炉炉型结构可以设计成Π型布置、塔型布置、T型布置、W火焰炉型等几种型式。国内现有的各种炉型结构在第一章中已经叙述。然而按照锅炉容量及蒸汽参数、燃烧方式、燃料燃烧特性、燃料结渣特性以及控制NO_x的排放量等条件，炉型结构的具体尺寸差别较大。本章主要阐述影响锅炉炉型结构和受热面布置的因素。

一、蒸汽参数和锅炉容量的影响

为了提高发电机组的发电效率，降低供电煤耗，蒸汽机组的工作参数经历了由低温低压、高温高压、超高压向亚临界和超临界以至超超临界参数方向发展的过程。目前国内以亚临界300MW、600MW参数机组为主力机组，近几年600MW和1000MW级的超临界和超超临界参数机组也得到了快速发展。本节以亚临界和超临界参数机组锅炉为例，说明蒸汽参数和锅炉容量对锅炉设计与布置的影响。图11-1～图11-3是采用直流式燃烧器四角切圆燃烧方式的烟煤型亚临界300MW机组锅炉、超临界600MW机组锅炉和单炉膛、双切圆燃烧方式的超超临界1000MW机组锅炉的炉膛结构示意图。图11-4是采用直流式燃烧器四角切圆燃烧方式、褐煤型、塔式600MW和800MW锅炉的炉型结构示意图。

由热力学水和水蒸气的性质可知，蒸汽参数提高，即蒸汽压力和温度提高，进入锅炉的水变为水蒸气所需的给水预热热、蒸发热、过热热比例会发生变化。其首先对受热面布置产生巨大的影响，例如，亚临界参数锅炉的工作压力达到19.6MPa，接近于水和水蒸气的临界参数，因而所需的蒸发热大幅度减少，而过热热、再热热和预热热大幅度提高。但是由于水冷壁受热面设计时主要考虑的问题是稳定燃烧，提高燃尽率，防止结渣，控制炉膛出口烟温和避免发生膜态沸腾，炉膛内需要布置足够数量的辐射受热面。既能满足蒸发吸热的需要，又能控制炉膛出口烟温。因此，一方面控制省煤器出口水温，将部分给水预热的过程转移到水冷壁来完成；另一方面由于所需的过热器和再热器受热面增多，为了提高传热效果，减少金属消耗量，使受热面结构紧凑且易于布置，同时也能够解决炉内辐射受热面不足的矛盾，将部分过热器或再热器向炉膛上方或靠近炉膛的位置移动。亚临界参数锅炉受热面布置的这一变化使得过热器或再热器的传热特性也相应发生变化，即辐射传热量增加，形成了辐射＋对流式的过热器或再热器系统。

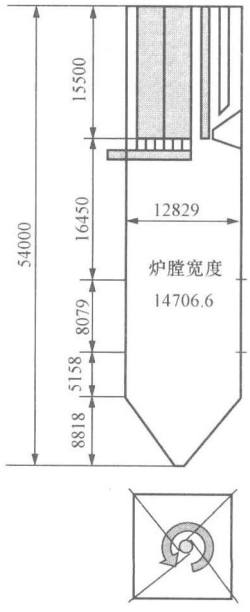


图11-1 300MW锅炉炉型

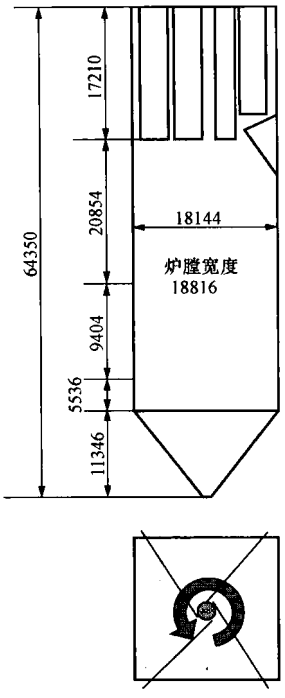


图 11-2 600MW 锅炉炉型 I

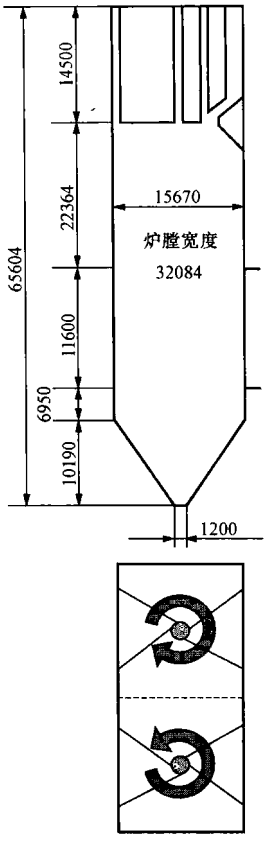


图 11-3 1000MW 锅炉炉型 I

锅炉工作压力提高，对循环方式的选择也产生决定性影响。锅炉工作压力达到超临界压力，水冷壁只能采用直流方式。而在临界压力以下，可以采用直流方式，也可以采用自然循环方式或控制循环方式。

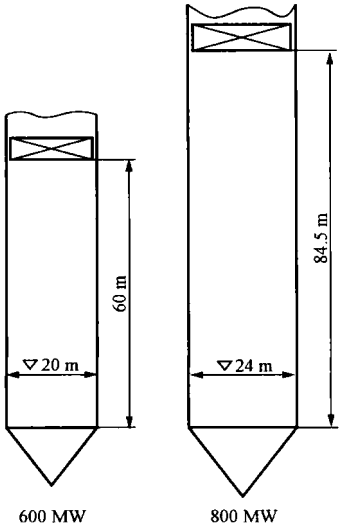


图 11-4 燃用褐煤的塔式锅炉炉型

二、燃料特性的影响

煤质燃烧特性和结渣特性是决定炉膛结构和形状的主要因素。在锅炉容量和参数一定的条件下，炉膛容积热强度和炉膛断面热强度主要取决于煤质燃烧特性和结渣特性。例如，燃用褐煤的 600MW 锅炉的炉膛宽度为 20.19m，炉膛深度为 20.05m，炉膛容积热强度为 66.1kW/m^3，炉膛断面热强度为 3.82MW/m^2。而燃用烟煤的 600MW 锅炉的炉膛宽度为 18.542m，炉膛深度为 16.432m，炉膛容积热强度为 96.1kW/m^3，炉膛断面热强度为 4.9MW/m^2。可见，两台锅炉的炉膛周界相差 5m 左右，炉膛容积热强度和炉膛断面热强度的数值也有较大的差别。

当锅炉容量和参数等级不同时，炉膛容积热强度的经验

数值随容量增加而降低。例如，对燃用一般烟煤的锅炉，100MW 锅炉的炉膛容积热强度约为 110～150kW/m³，300MW 锅炉约为 100～140kW/m³，600MW 锅炉约为 80～120kW/m³。

当锅炉容量和参数等级不同时，炉膛断面热强度的经验数值随容量增加而提高。例如，对燃用一般烟煤的锅炉，300MW 锅炉的炉膛断面热强度约为 3.8～5.0MW/m²，600MW 锅炉约为 4.4～5.6MW/m²。

表 11-1 给出近年来国内代表性的大容量电站锅炉的炉膛容积热强度与炉膛断面热强度统计值。

表 11-1　　国内部分大容量锅炉的炉膛容积热强度与炉膛断面热强度

机组功率 MW	燃烧器型式与布置方式	循环方式	燃用煤种	炉膛容积热强度 kW/m³	炉膛断面热强度 MW/m²	燃烧器区壁面热强度 MW/m²
200	直流式燃烧器四角布置	亚临界压力自然循环	无烟煤	120.36	4.12	4.96
300	直流式燃烧器四角布置	亚临界压力控制循环	烟煤	115.56	4.83	2.52
300	直流式燃烧器四角布置	亚临界压力自然循环	烟煤	103.49	4.395	1.86
300	旋流式燃烧器对冲布置	亚临界压力自然循环	贫煤	122.278	5.067	
300	直流式燃烧器四角布置	亚临界压力自然循环	贫煤、洗中煤	108.056	4.758	
600	直流式燃烧器四角布置	亚临界压力控制循环	烟煤	101.0	5.49	2.109
600	直流式燃烧器四角布置	亚临界压力控制循环	烟煤	116	5.45	1.49
600	直流式燃烧器四角布置	亚临界压力控制循环	烟煤	112	5.4	1.25
600	直流式燃烧器四角布置	超临界压力直流锅炉	烟煤	103.000	5.340	1.48
600	直流式燃烧器四角布置	超临界压力直流锅炉	贫煤	87.7	4.525	1.620
600	直流式燃烧器四角布置	超临界压力直流锅炉	烟煤	90	4.35	0.95
600	旋流式燃烧器对冲布置	超临界压力直流锅炉	烟煤	86.8	4.476	1.459
600	旋流式燃烧器对冲布置	超临界压力直流锅炉	烟煤	95.5	4.454	1.605
600	旋流式燃烧器对冲布置	超临界压力直流锅炉	烟煤	89	5.0	1.06

续表

机组功率 MW	燃烧器型式与布置方式	循环方式	燃用煤种	炉膛容积热强度 kW/m³	炉膛断面热强度 MW/m²	燃烧器区壁面热强度 MW/m²
600	旋流式燃烧器对冲布置	超临界压力直流锅炉	贫煤	81.5	4.2	1.60
600	旋流式燃烧器对冲布置	超临界压力直流锅炉	烟煤	86.8	4.476	1.459
800	旋流式燃烧器对冲布置	超临界压力直流锅炉	烟煤	84.900	4.187	0.9
1000	直流式燃烧器双切圆布置	超临界压力直流锅炉	烟煤	83	4.6	1.67
1000	旋流式燃烧器对冲布置	超临界压力直流锅炉	烟煤	79	4.5	1.6

当锅炉燃用容易着火的煤质时，满足燃料稳定着火的炉膛周界比较容易实现，此时主要问题是防止结渣，需要增大炉膛周界；当燃用煤质的着火特性变差时，首先要求实现稳定着火，其次还要求尽可能防止结渣，炉膛周界应适当减小。一般而言，挥发分含量很高的煤质，灰熔点温度也相对较低；而挥发分含量很低的煤质，灰熔点温度也相对较高。因此燃用挥发分含量很高的煤质（如褐煤），锅炉炉膛设计成矮胖形；而燃用挥发分含量很低的煤质（如无烟煤），锅炉炉膛设计成瘦高形；燃用烟煤时介于两者中间。

煤质灰分含量和灰成分含量也是影响受热面结构的重要因素。含灰量大的煤燃烧时产生的烟气中灰粒子浓度高，对受热面磨损严重，故需要控制烟气流速，但过低的烟气流速又影响受热面传热效果，同时造成金属耗量增加，受热面结构庞大，不易布置以及烟气自生吹灰力下降等问题。因此锅炉受热面结构和设计布置需要综合考虑受热面传热强度和管壁磨损和受热面结构布置紧凑性等因素进行优化设计。

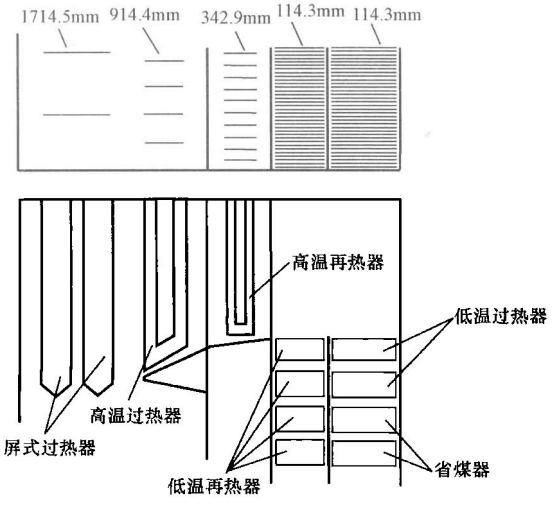


图 11-5 1000MW 超超临界压力锅炉受热面节距

三、受热面传热方式的影响

布置在炉膛上方的辐射式过热器，根据辐射传热的特点，为了减少管屏之间热辐射的遮盖度，提高受热面利用率，并防止屏间搭起渣桥，采用大节距布置。

从炉膛出口至锅炉尾部，烟气温度逐渐降低，在烟道无漏风的条件下，烟气容积流量随之减少。低温过热器和低温再热器至省煤器区段，为了提高低温受热面的对流传热效果，受热面采用较小的管间横向节距。图 11-5 为某电厂 1000MW 超超临界压力锅炉

过热器和再热器沿烟气流程管圈横向间距的变化。

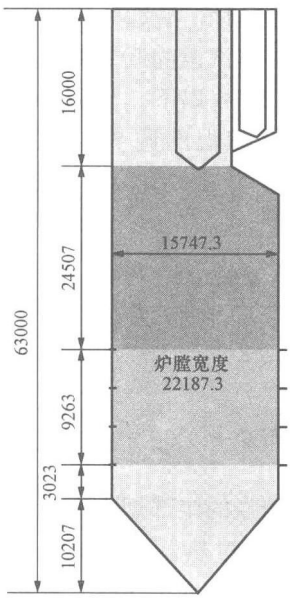
四、燃烧方式的影响

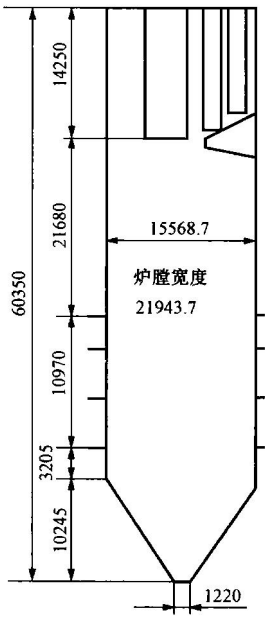
锅炉炉型结构和炉膛尺寸首先取决于锅炉燃烧条件，即取决于燃料的燃烧特性和结渣特性以及燃烧方式，同时取决于锅炉蒸发量和限制水冷壁产生膜态沸腾的安全裕度。

燃烧方式首先影响到炉膛结构，而炉膛受热面既是决定锅炉性能的最重要的受热面，同时也影响其他受热面的布置。

采用旋流式燃烧器的对冲燃烧方式的锅炉，由于旋转气流的衰减速度比较快，且单个燃烧器的旋转射流强度比较小，因此，在火焰对冲向上折转的过程中，气流的旋转动量矩基本消失。火焰到达炉膛出口时不存在残余旋转。当选择的炉膛容积热强度一定时，可适当降低炉膛高度，同时采用扁矩型炉膛结构，增大旋流式燃烧器中心线之间的距离，与降低单只燃烧器的热功率相配合，从而降低燃烧器区域的壁面热负荷，以达到减轻结渣、降低 NO_x 的生成量、减小热偏差、避免水冷壁高温腐蚀和传热恶化等设计要求。

图 11-6～图 11-8 是采用旋流式燃烧器前后墙对冲布置方式的超临界压力 600MW 和超超临界压力 1000MW 锅炉的炉膛结构。





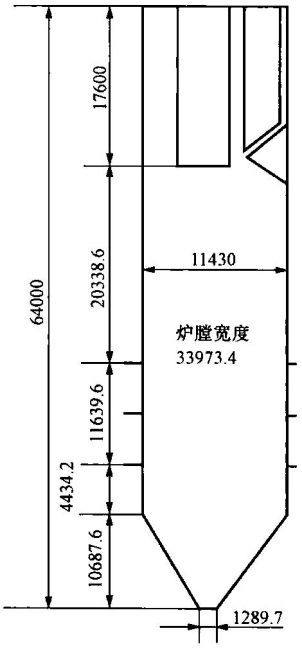


图 11-6　600MW 锅炉炉型Ⅱ　图 11-7　600MW 锅炉炉型Ⅲ　图 11-8　1000MW 锅炉炉型Ⅱ

采用直流式燃烧器四角切圆燃烧方式，对锅炉燃用的煤种有较宽的适应性能。但由于火焰旋转速度高、黏度大，火焰的旋转动量矩衰减速度比较慢，使得火焰到达炉膛出口时，仍然存在残余旋转。当选择的炉膛容积热强度一定时，由于采用接近正方形的炉膛结构，炉膛周界比较小，同时为减轻残余旋转的影响，需要适当增大炉膛高度。可见，燃烧方式对炉膛结构的影响起着决定性的作用。对于四角切圆燃烧锅炉，提高炉膛高度，可使火焰的残余旋

转得到充分的衰减，减小炉膛出口的烟温偏差和烟气速度偏差，减小过热器和再热器的热偏差以及高温腐蚀。国内电厂的运行实践表明，适当增大炉膛周界和炉膛容积有利于减少四管爆漏等问题，可以有效地提高锅炉运行的可靠性。

根据图 11-1～图 11-3 和图 11-6～图 11-8 的炉型结构和具体尺寸，可以看出：

（1）低 NO_x 排放燃烧技术的发展对电站燃煤锅炉的炉膛结构产生了巨大影响，由于火焰内脱氮和炉内脱氮要求燃烧配风趋于多级化布置，在炉膛内出现 NO_x 生成物的还原区以及 OFA 风的多层化布置，使得大型锅炉炉膛高度进一步提高。

（2）炉膛高度提高，有利于燃料的燃尽，提高燃烧效率。

（3）炉膛高度提高，有利于控制炉膛出口烟温，防止过热器等受热面超温，提高锅炉运行的安全性。

（4）炉膛高度提高，有利于控制烟气温度水平，降低水冷壁热负荷，使水冷壁壁面温度降低，避免结渣。

五、汽温调节方式的影响

采用摆动式燃烧器调节汽温时，过热器受热面不仅向炉内高温区域扩展，而且向尾部对流烟道扩展，形成辐射＋对流式的过热器系统，这种布置方式可以获得平缓的汽温变化特性，使汽温随负荷变化的幅度减小，有利于降低汽温调节幅度，减少减温水量，控制过热汽温的波动幅度。同时，为了提高再热汽温的调节能力，再热器也向炉膛内移动或靠近，以增强辐射传热。图 11-9 表示亚临界参数锅炉采用摆动式燃烧器调温时，沿烟气流程方向上过热器和再热器系统的布置。这种布置方式的优点是除了能提高再热汽温的调节能力外，再热器的受热面积大幅度减少，能使再热蒸汽的流动阻力控制在 0.2MPa 以下。与采用烟气挡板调节方式相比，再热器受热面大约减少 65%左右，因此，再热汽温的调节响应特性比较灵敏。

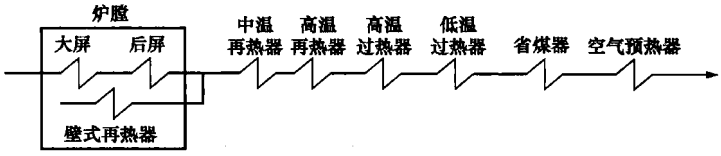


图 11-9 摆动式燃烧器调温锅炉的受热面布置

采用烟气挡板调节汽温时，再热器受热面布置在对流传热较强的尾部烟道中，而且必须布置较多数量的低温对流受热面以保证汽温调节效果；而大部分过热器靠近炉膛布置。图 11-10 表示亚临界参数锅炉采用烟气挡板调节汽温时，沿烟气流程方向上过热器和再热器的系统布置。与摆动式燃烧器调温方式相比，采用烟气挡板调温的锅炉过热器受热面减少约 25%左右。由于再热器受热面数量较多且处于低温烟道调节再热汽温，因此汽温调节反应的灵敏性较差。

超临界压力锅炉的过热汽温调节以煤水比为主要调节手段，为了增强汽温调节效果，要求提高过热器系统的辐射传热特性，大部分过热器受热面需要布置在炉膛内或靠近炉膛的位置。而再热汽温调节以烟气挡板或摆动式燃烧器为主要手段，同时为了避免采用过于高级的合金材料，再热器通常布置在烟温较低的对流烟道中。

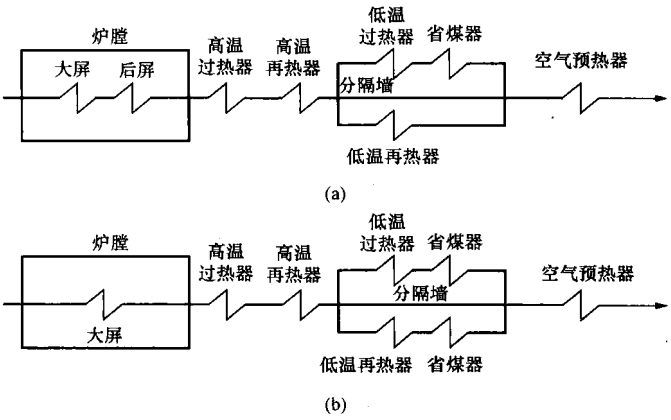


图 11-10　烟气挡板调温锅炉的受热面布置
(a) 系统 1；(b) 系统 2

第二节　锅炉主要参数的优化设计

锅炉的优化设计是指设计参数与性能指标能够达到以下目标：

(1) 保证锅炉安全运行：锅炉整体部件寿命达到 30 年以上，受磨损的受热面寿命达到 15 年以上。

(2) 锅炉运行经济性优良：锅炉效率达到 91%～93%以上，燃烧效率达到 99%；汽水系统流动阻力较小，减小给水泵功率消耗；减小烟气侧阻力损失，降低送风机、引风机、磨煤机等辅机设备的功率消耗。

(3) 具有良好的调节性能：燃烧调节、汽温调节、锅筒锅炉的水位调节等灵活、有效。

(4) 节省投资成本：增强传热，减少金属消耗量，尤其是减少高级金属材料的消耗量；在保证产品质量的前提下，减少制造、运输、建设和检修、运行成本。

(5) 运行可靠性高：可用率达 90%以上，非计划停机次数少；锅炉运行中不发生灭火、爆燃和结渣事故；不发生受热面泄漏和超温、爆管事故。

(6) 具有良好的负荷跟踪性能：能快速启停、快速变负荷。

(7) 运行稳定：锅炉运行中随煤质和负荷变化参数稳定，热应力小且易于自动调节。

(8) 受热面磨损轻微、积灰少、防腐蚀、污染物排放量符合环境保护要求。

上述几项目标中，有些目标之间互相矛盾或互相干扰，解决这些矛盾的方法就是采用优化设计。简而言之优化设计就是既使锅炉达到安全、经济、稳定、可靠、灵活的运行性能，又使锅炉制造、建设、运行成本适度降低。显然，锅炉的优化设计涉及十分复杂的理论和技术问题。本章仅对几个重要参数的优化设计原则进行简要叙述。

一、炉膛结构尺寸的确定

锅炉设计时首先需要确定炉膛的结构尺寸。确定炉膛的结构尺寸的方法和要点如下。

1. 炉膛容积和炉膛高度

根据锅炉容量和蒸汽参数以及煤质燃烧特性和结渣特性，按照工程经验数据，选择炉膛

容积热强度和炉膛断面热强度。采用炉膛容积热强度和炉膛断面热强度定义公式，可以计算出相应的炉膛容积和炉膛断面积，并计算出炉膛高度。其中炉膛高度的确定方法是依据炉膛容积的划定范围计算的。

2. 火焰的最短行程

根据燃料燃尽度达到99%以上所需的燃料在炉内的停留时间，确定最上层一次风喷口至屏式过热器底部炉膛上方布满屏或炉膛出口（炉膛上方布满屏）的距离。该距离表示火焰在炉内的最小行程，也表示燃料在炉膛内的最短停留时间。

3. 燃烧器区域高度

根据燃烧器区域的壁面热强度经验数据，按照有利于燃料着火和稳定燃烧以及防止结渣的原则，确定燃烧器区域的高度。一般燃烧器区域的高度范围是上层一次风喷口以上1.5m处至下层一次风喷口以下1.5m处的距离。有的标准规定以上层一次风喷口以上2m处至下层一次风喷口以下2m处的距离为燃烧器区域。燃烧器区域的壁面热强度数值与锅炉参数及容量关系不大。对燃用烟煤的锅炉，燃烧器区域的壁面热强度大约为1.4～1.7MW/m^2，对燃用灰熔点低的煤，为防止结渣可将燃烧器沿炉膛高度方向的距离拉开，且燃烧器采用小功率、大节距布置，以降低燃烧器区域的温度水平。

4. 冷灰斗拐角部位至燃烧器区域的高度

对于300、600、1000MW四角切圆燃烧锅炉，根据燃烧器的摆动角度范围，为避免火焰冲刷冷灰斗，一般推荐此值分别为5～7m左右。对于300、600、1000MW前后墙对冲燃烧锅炉，一般推荐此值为3.2m左右。

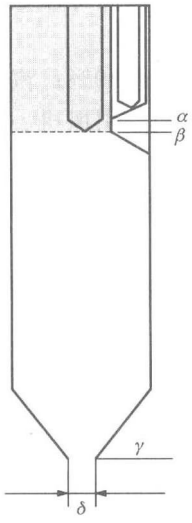


图11-11 炉膛的几何尺寸

5. 折焰角、冷灰斗、排渣口的形状和尺寸

折焰角的设计应考虑在折焰角下方不挂灰，在折焰角上方不堆灰，避免烟气短路进入水平烟道和保证良好的火焰充满度，折焰角水冷壁倾斜管不发生汽水分层等因素。折焰角形状和尺寸按图11-11选取，其中α取30°～50°，β一般为30°左右，折焰角的深度约为炉膛深度的1/3～1/4左右。冷灰斗应能达到顺利排渣的要求，其倾角γ为50°～55°左右，出渣口宽度δ应保证排渣顺利，根据锅炉容量和排渣量大小不同，一般选择0.6～1.4m。

上述炉膛参数中，炉膛断面热强度的确定最为重要。国内早期的300MW和600MW锅炉因炉膛断面热强度值偏高而导致锅炉运行中严重结渣的事例并不少见。例如，某电厂600MW锅炉燃用煤质灰熔融特性温度为DT=1110℃，ST=1190℃，FT=1270℃，属于一般结渣性煤，但因为炉膛断面热强度设计值为5.32MW/m^2，炉膛容积热强度设计值为113MW/m^3，取值偏高，运行中出现严重结渣。

二、炉膛出口烟气温度

炉膛出口烟气温度（简称炉膛出口烟温）是锅炉设计参数中最关键的参数，同时也是最困难的设计环节。炉膛出口烟温的设计主要取决于煤质燃烧特性和煤灰的熔融特性，这些因素影响着锅炉设计、制造的技术经济性和运行安全性以及运行调节特性。

炉膛出口烟温的选择主要依据以下原则。

1. 炉膛内水冷壁和炉膛出口的受热面不结渣

为了保证炉膛内水冷壁和炉膛出口的受热面不结渣，必须使炉膛出口烟温低于煤灰的软化温度。由于锅炉运行中影响炉膛出口烟温的因素很多，为留有一定的安全裕度，通常当燃用煤质灰分的软化温度 ST 与变形温度 DT 相差小于 100℃时，炉膛出口烟温 $\vartheta''_1 \leqslant ST-100℃$。近几年来，由于电站锅炉燃用煤质变化较大，为了保证锅炉运行中有足够的安全裕度，电力行业对锅炉炉膛出口烟温的限制值进行了新的规定：

（1）分隔屏出口的烟温限制为：$\vartheta''_{fgp} \leqslant DT-50℃$，或 $\vartheta''_{fgp} \leqslant ST-150℃$。

（2）屏前的烟温限制为：对弱结渣性煤，$\vartheta''_1 \leqslant 1250℃$；对一般结渣性煤，$\vartheta''_1 \leqslant 1200℃$；对强结渣性煤，$\vartheta''_1 \leqslant 1100℃$。

多数情况下，大容量锅炉炉膛出口烟温大致为 1050～1100℃，屏式过热器下端的烟温大致为 1300～1400℃。早期的 300MW 及 600MW 锅炉设计值偏高，出现屏式过热器超温现象。近几年大容量锅炉的炉膛出口烟温设计值出现降低趋势。

2. 炉膛出口的受热面不超温

大容量锅炉的炉膛上部通常都布置屏式过热器，较高的炉膛出口烟温会使过热器管壁热负荷提高，导致管壁超温甚至爆管。因此不仅需要限制炉膛出口烟温，而且应尽可能降低炉膛出口烟温偏差。

3. 燃烧稳定

炉膛出口烟温过低，表明炉膛内布置了过多的受热面，使炉膛平均温度水平较低，影响全炉膛火焰的稳定性，还会造成不完全燃烧损失增加。

4. 辐射和对流受热面比例适当

辐射和对流受热面比例是决定锅炉受热面系统吸热特性和调节特性的重要条件。过热器系统和再热器受热面吸热特性设计成辐射＋对流各占 50％的系统，即可增强传热，减少受热面数量，使受热面布置紧凑且降低金属消耗量，又使汽温随负荷的变化幅度减小，有利于汽温调节。但再热器管内蒸汽冷却条件较差，布置在炉膛内的再热器需要使用更高级的合金材料，使锅炉成本提高。

三、排烟温度的优化设计

锅炉排烟温度是直接影响锅炉运行经济性和尾部受热面工作安全性的主要因素之一。锅炉设计时排烟温度的选择主要依据以下原则：

1. 降低排烟热损失

选择较低的排烟温度，可提高锅炉的热效率，降低发电煤耗。

2. 减少低温受热面金属消耗量

选择过低的排烟温度，减小尾部受热面中烟气与工质的传热温差，就会增加金属的消耗量，并使传热面结构庞大，布置困难。

3. 避免受热面的低温腐蚀和严重积灰

排烟温度过低还会导致尾部受热面金属壁面温度降低，当受热面金属壁面温度等于或低于烟气中的硫酸蒸汽的露点温度时，硫酸蒸汽凝结在受热面壁面上，造成受热面低温腐蚀，并由此导致严重积灰甚至堵灰，缩短设备的使用寿命，提高烟道阻力，增加引风机的功率消耗。

根据燃料含硫量的大小，排烟温度可选择不同的数值，一般燃煤电站锅炉的排烟温度选

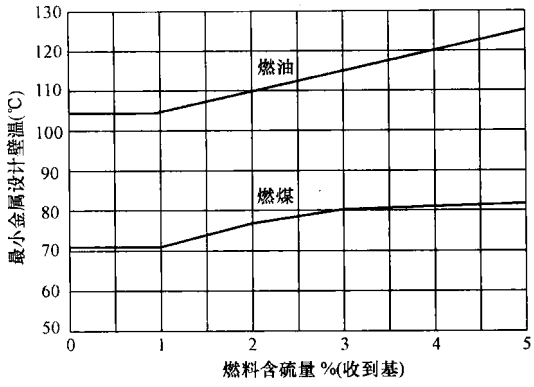


图 11 - 12 燃料含硫量和最小壁温的关系

择范围为 120～140℃。燃油锅炉的排烟温度一般选择 150℃左右。在现代大型锅炉上，排烟温度与空气预热器冷端受热面的腐蚀有关，图 11 - 12 给出燃料收到基含硫量与空气预热器冷端受热面最低壁温的限定范围。

四、给水温度的优化设计

电站锅炉省煤器进口的给水温度取决于电厂回热加热系统的设计，给水在进入锅炉省煤器之前先经过汽轮机各级抽汽加热，随着机组蒸汽压力和温度提高，汽轮机抽汽级数增多，给水温度也相应越高。对于高压机组给水温度大约为 210～215℃，超高压机组大约为 235～240℃，亚临界压力机组大约为 275～280℃，超临界参数机组大约为 280～290℃，超超临界参数机组大约为 295～305℃。汽轮机抽汽级数或抽汽口数量增多，回热加热系统也越复杂。例如亚临界参数机组汽轮机抽汽级数为 7～8 级，而超临界参数机组汽轮机抽汽级数为 8～9 级，不同设计技术的超临界参数汽轮机独立抽汽口数量达到 10～14 个，且各级抽汽参数比亚临界参数汽轮机相应提高。

五、热风温度的优化设计

电站锅炉的热风温度既影响燃料着火区的温度，也影响全炉膛的温度水平。因此热风温度主要依据燃料的着火特性和燃烧稳定性来决定，同时需要考虑受热面金属耗量和结构紧凑性以及是否易于布置等因素。对于采用三分仓空气预热器的空气预热系统，一次风温度需要综合考虑煤质的自燃特性和水分干燥以及着火特性等因素，一般低于二次风温度。对于采用管式空气预热器的锅炉，当热风温度要求达到 300℃以上时，受热面需要采用双级布置。

对燃烧煤粉的锅炉，热空气温度的选取应保证煤粉气流的着火与稳定燃烧对热空气温度的要求。对于燃用烟煤的大容量锅炉，二次风温度一般在 330～350℃左右。空气预热器出口处的一次风温度一般为 320～340℃。对于燃用无烟煤的锅炉，二次风温度一般要求达到 380～400℃。

六、烟气流速和工质质量流速的优化设计

1. 烟气流速

锅炉受热面烟气流速的选取需要综合考虑金属壁面的磨损、传热效果、金属消耗量、烟气流动阻力、受热面紧凑性和是否易于布置等因素。

在烟温水平为 600～1300℃范围的烟道内，烟气中的飞灰硬度不大，对受热面金属管壁的磨损较小，可以维持较高的烟气流速，以增强传热效果。而在烟温水平为 600℃以下范围的烟道内，烟气中的飞灰硬度变大，对受热面的磨损加剧，因此选取较低的烟气流速。例如，1000MW 超超临界压力锅炉的设计中，根据以往其他锅炉的经验数据，空气干燥基灰分小于 25%～30%时，一般情况下只要保证烟气流速在 14～15m/s 以内，受热面仅可能产生十分轻微的磨损。低温过热器和低温再热器的实际烟气流速选取 12～13m/s，省煤器区域烟速选取 8～10m/s。图 11 - 13 给出燃料灰分含量与烟气流速的关系。表 11 - 2 给出超临界压力锅炉各受热面的烟气平均流速。

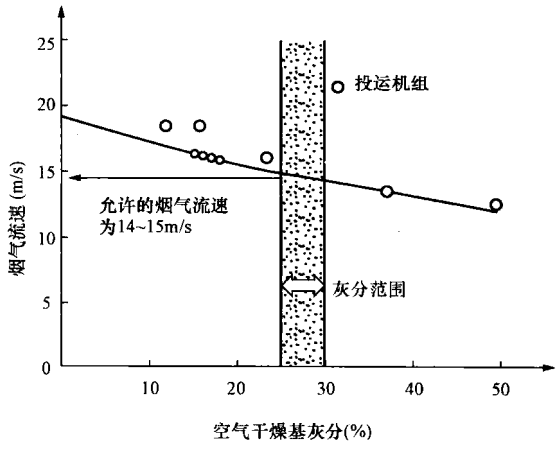


图 11-13　燃料灰分含量与烟气流速的关系

表 11-2　超临界参数燃煤锅炉各受热面的烟气平均流速　m/s

受　热　面	1000MW 级锅炉烟速		600MW 级锅炉烟速	
屏式过热器	10		9.1	9.48
末级高温过热器	8	9.6	10.2	12.16
末级高温再热器	11	11.7	12.2	10.31
水平低温过热器	9	9.8	10.8	
水平低温再热器	10	9.0	10.5	11.00
省煤器	8	8.1～10	9.0	9.85
锅炉供应商	DBC	HBC	B&W	SBWL

2. 工质质量流速

锅炉受热面管内工质流速的选取主要考虑传热效果和流动阻力两方面的因素。超临界压力直流锅炉水冷壁管内工质流速还要考虑低负荷运行时的水动力稳定性问题，但归根到底是为了保证传热效果和水冷壁的安全性。表 11-3 给出 600MW 超临界压力锅炉的工质质量流速。

表 11-3　600MW 超临界压力锅炉工质质量流速　kg/(m^2·s)

受　热　面	600MW 锅炉－1	600MW 锅炉－2
高温过热器	1068	1314
后屏过热器	1493	1015
分隔屏	1687	1072
低温过热器		579
螺旋水冷壁	3085～1074（光管）	2412～723.6（内螺纹管）
垂直水冷壁	1074～342	2001～600.3

第十二章　自然循环蒸发系统及安全运行

第一节　自然循环原理与基本概念

一、自然循环原理

自然循环是指：在一个闭合的回路中，由于工质自身的密度差造成的重位压差，推动工质流动的现象。自然循环锅炉的循环回路是由锅筒、下降管、分配水管、水冷壁下联箱、水冷壁管、水冷壁上联箱、汽水混合物引出管、汽水分离器组成的，如图 12-1 所示。重位压差是由下降管和上升管（水冷壁管）内工质密度不同造成的。而密度差是由下降管引入水冷壁的水吸收炉膛内火焰的辐射热量后，进行蒸发，形成汽水混合物，使工质密度降低形成的。

图 12-2 表示了一个简单的自然循环原理的示意。

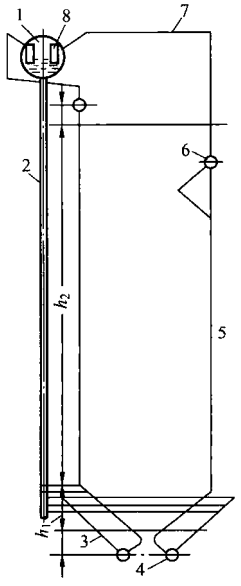


图 12-1　自然循环锅炉的循环回路

1—锅筒；2—下降管；3—分配水管；4—下联箱；5—上升管；6—上联箱；7—汽水引出管；8—旋风分离器

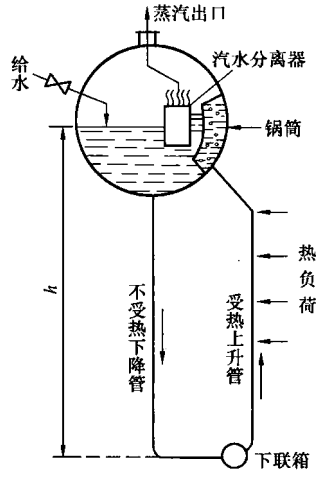


图 12-2　自然循环原理的示意图

根据图 12-2，设锅筒内静压力为 p_1，下降管下部的静压力为 p_2，则对于下降管和上升管分别有：

下降管侧　　$$Y_{xj} = p_2 - p_1 = H\rho_{xj}g - \Delta p_{xj}, \text{Pa} \qquad (12-1)$$

上升管侧　　$$Y_{ss} = p_2 - p_1 = H\rho_{hu}g + \Delta p_{ss}, \text{Pa} \qquad (12-2)$$

水在回路中循环流动时，下降管侧的压差 Y_{xj} 与上升管侧的压差 Y_{ss} 相等。即

$$H\rho_{xj}g - H\rho_{hu}g = \Delta p_{xj} + \Delta p_{ss}, \text{Pa}$$

也即

$$H(\rho_{xj}-\rho_{hu})g=\Delta p_{xj}+\Delta p_{ss},\text{Pa} \tag{12-3}$$

式（12-3）中，等号左侧为运动压头，等号右侧分别为下降系统的阻力和上升系统的阻力。

自然循环的实质是由重位压差造成的运动压头克服了上升系统和下降系统的流动阻力，推动工质在循环回路中流动。而自然循环锅炉的“运动压头”是由“热”产生的，即由于水冷壁管吸热，使水的密度 ρ_{xj} 改变成为汽水混合物的密度 ρ_{hu}，并在高度为 H 的回路中形成了重位压差。回路高度越高，且工质密度差越大，形成的运动压头越大。而工质密度差不仅与压力有关，而且与水冷壁管吸热强度有关。在正常循环情况下，吸热越多，密度差越大，工质循环流动速度越高；而压力越高，汽、水的密度差降低，工质循环流动速度越低。

自然循环的一个重要特性是吸热较多的管子中，工质循环流量自动增加，循环流速会自动提高，循环安全性越高，这就是自然循环特有的自补偿特性。

二、自然循环的基本概念

设进入上升管的流量为 G，水冷壁的实际蒸发量为 D，从锅筒引出的蒸汽流量为 D_0，水冷壁的流通截面为 F，则用于描写自然循环的几个主要概念是：

（1）循环流速 w_0。定义为：在饱和水状态下进入上升管入口的水的流速，即

$$w_0=\frac{G}{\rho' F},\text{m/s} \tag{12-4}$$

（2）质量含汽率 x。定义为：上升管中蒸汽所占循环流量的份额，或汽水混合物中蒸汽所占的份额。

即

$$x=\frac{D}{G} \tag{12-5}$$

（3）循环倍率 K。定义为：上升管中实际产生一公斤蒸汽需要进入多少公斤水，即

$$K=\frac{G}{D} \tag{12-6}$$

（4）名义循环倍率 K_0。定义为：按锅筒引出的饱和蒸汽量计算的循环倍率，即

$$K_0=\frac{G}{D_0} \tag{12-7}$$

（5）锅筒水室凝汽量 ΔD。亚临界压力锅炉，饱和汽水密度差减小，汽水分离比较困难，锅筒水室中不可避免地含有较多的蒸汽，而由省煤器送入锅筒水室的水则具有一定的欠焓。因此，亚临界锅炉锅筒水室中存在着蒸汽的凝结过程，使水冷壁的实际蒸发量大于从锅筒引出的饱和蒸汽量。在锅筒水室中被凝结的蒸汽量就称为锅筒水室凝汽量，记作 ΔD。由于凝汽量的存在，水冷壁中的质量含汽率应按实际蒸发量计算。凝汽量与循环流量的比值被称为凝汽率 x_{nq}，即

$$x_{nq}=\Delta D/G \tag{12-8}$$

$$\Delta D=D-D_0 \tag{12-9}$$

凝汽率与锅炉压力和负荷有关。例如，一台容量为 1025t/h 的亚临界参数锅炉，最大凝汽量达到 290t/h，锅筒水室中存在的凝汽过程，使得 MCR 负荷时水冷壁中实际的蒸发量比名义蒸发量大 6.8%，水冷壁中的质量含汽率由 0.24 增大到 0.31，由此引起循环系统的实际循环倍率小于名义循环倍率。

第二节 自然循环锅炉水冷壁的安全运行

一、影响水冷壁安全运行的主要因素

影响水冷壁安全运行的因素很多。诸如：水质不良导致的水冷壁管内结垢与腐蚀，水冷壁受热偏差或管内流动阻力的影响，导致个别或部分管子出现循环流动的停滞或倒流；水冷壁热负荷过大导致的管子内壁面附近出现膜态沸腾；锅筒水位过低引起水冷壁中循环流量不足，甚至发生更为严重的“干锅”；燃烧产生的腐蚀性气体对金属管子外壁面的高温腐蚀；结渣和积灰导致的对金属管壁的侵蚀；煤粉气流或含灰气流对金属管壁的磨损。

循环流动的停滞、倒流或膜态沸腾一般导致管子金属内壁面上的连续水膜被破坏，即由水冷壁管内壁面由水的冷却变为汽的冷却，使冷却能力急剧下降，从而出现传热恶化，引起管壁工作温度超过金属材料的允许温度。超温严重时，管子强度下降，承压能力下降。这时，由于管内工质压力的作用，导致管子局部“鼓包”，管壁变薄，承压能力降低，以致管壁裂口，发生爆管事故。管外的磨损、腐蚀一般直接导致管子的管壁减薄，同样使管子承压能力下降，引起爆管。

本章主要叙述与水循环特性有关的停滞、倒流和膜态沸腾。

二、蒸发管内的停滞、倒流和膜态沸腾

1. 循环停滞

锅炉炉膛四周的水冷壁由数百根管子并联组合成，它们分成几个以至几十个独立的水循环回路，如图 12-3 所示。由于炉膛中温度场分布不均，水冷壁管屏之间或管子之间的吸热强度就会存在偏差，加上上升系统的结构偏差和流量分配偏差，将导致每根管子和管屏间的吸热量不同，循环推动力也不同。即虽然管屏进出口联箱的压差是相同的，但每根管子的流动速度可能不同。受热弱的管子中，工质密度大，当管子的重位压头接近于管屏的压差时，受热弱的水冷壁管内就会出现流体的停滞现象。

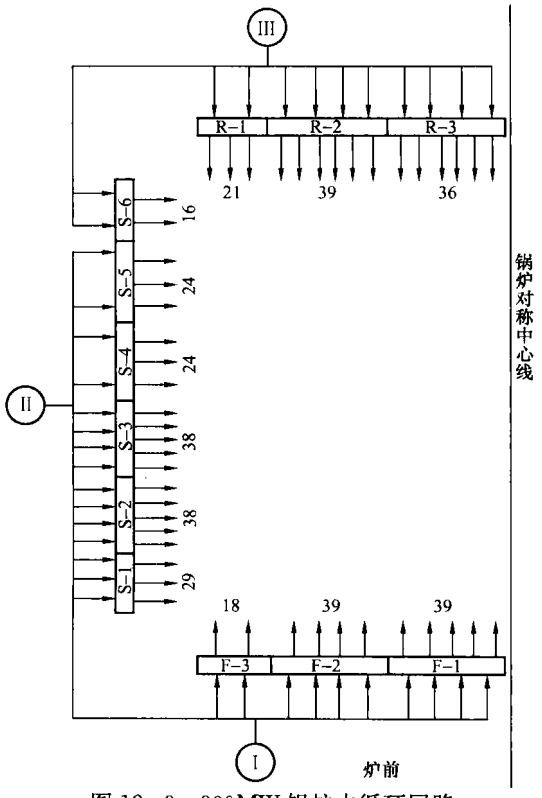


图 12-3 300MW 锅炉水循环回路

从循环特性来看，停滞现象是：循环流速 $w_0 \to 0$，但 $w_0 \neq 0$；即循环流量 $G=D$，但 $G \neq 0$；停滞管的压差等于下降管的压差，即 $Y_{tz}=Y_{xj}$，但停滞管的流动阻力 $\Delta p_{tz} \to 0$。当汽水混合物从锅筒汽空间引入时，还会出现自由水面。这种现象的具体表现是：进入上升管的循环流量微小，以至在管子微弱吸热后被蒸发成汽泡。

在管内工质不流动的情况下，汽泡容易聚集在管子的弯头和焊缝处，由于管子受热和汽泡合并，可能形成大汽泡，造成蒸汽塞，管子局部就会过热超温。当存在自由水面时，

管子上半部是汽，下半部是水。管子上部就会过热超温；且当自由水面的位置波动时，还会引起管子的疲劳应力。不过超高压和亚临界参数自然循环锅炉水冷壁出口的汽水混合物引入汽水分离器，不会出现自由水面。所以，水循环停滞实际上导致的是水冷壁管的传热恶化。

2. 倒流

在并联工作的水冷壁管子之间，由于受热不均，上升管之间形成了自然循环回路。这时，有的管中工质向上流，有的管中工质向下流。工质向下流的管子就叫“倒流管”。即倒流现象是：本来应该是工质向上流的上升管，变成了工质向下流的下降管。

从循环特性来看，倒流现象的表现是：倒流管的压差大于同一片管屏或同一回路的平均压差，即 $Y_{dl}>Y_{hl}$。从而迫使工质向下流动。

在发生倒流的管子中，水向下运动，而汽泡由于受到浮力向上运动。当倒流速度较慢且等于汽泡向上运动的速度时，向下流的水带不走汽泡，造成汽泡不上不下的状态，引起汽塞，发生传热恶化，以致使管子出现局部过热超温。当管内工质倒流速度很快时，管子仍能得到良好的冷却，不会出现局部超温。当汽水混合物引出管从锅筒汽空间引入时，不会出现倒流。

当水冷壁受热不均比较严重时，受热最差的管子有时可能出现停滞，有时可能出现倒流，所以同一根管子出现停滞和倒流以及向上流动的机会并不是固定的，而是随管外吸热状态和管内工质密度的变化而变化的。

3. 膜态沸腾

当水冷壁管受热时，在管子内壁面上开始蒸发，形成许多小汽泡，分散在液流中，如果此时管外的热负荷不大，小汽泡可以及时地被管子中心水流带走，并受到“趋中效应”的作用力，向管子中心转移，而管中心的水不断地向壁面补充，这时的管内沸腾被称为核态沸腾。如果管外的热负荷很高，汽泡就会在管子内壁面上聚集起来，形成完整稳定的气膜，热量通过气膜层传到液体再产生沸腾蒸发，此时管子壁面得不到水膜的直接冷却，就会导致管壁超温，这种现象就称为膜态沸腾，也称为第一类传热恶化。由核态沸腾向膜态沸腾开始转变的过程中，管子壁面部分被气膜覆盖，部分仍处于汽泡沸腾，这种现象称为过渡沸腾。

膜态沸腾一般发生在亚临界参数锅炉水冷壁管内。这是因为水的汽化潜热随着压力提高而大幅度减小，使得亚临界参数下在水冷壁管内壁面附近的水更容易汽化，即容易形成更多的汽化核心，因而产生膜态沸腾的机会相应增加。膜态沸腾的产生取决于水冷壁管外的热负荷、管内工质的质量含汽率、管内的质量流速、工质压力、管径、管子结构等多种因素，但主要取决于水冷壁的热负荷与质量含汽率。运行和试验证明，尽管亚临界参数锅炉水冷壁管出口汽水混合物的质量含汽率一般可达到 0.3～0.4，但由于采用了内螺纹管水冷壁，抑制了膜态沸腾的发生。

第三节　蒸发管内的汽液两相流型及传热

一、汽液两相流的流型

在汽液两相流中，汽泡与液体之间存在许多形状的分界面且不断变化，将这些“界面”

人为地分成几类，就称为“流型”。

锅炉蒸发管内的流型主要分为四类，即泡状流型、弹状流型、环状流型、雾状流型。如图 12-4 所示。

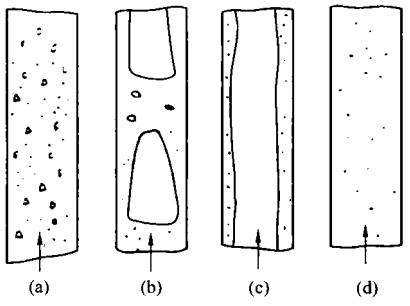


图 12-4 蒸发管内的流型

(a) 泡状；(b) 弹状；(c) 环状；(d) 液雾状

(1) 泡状流。在连续的液相中，分散存在着小汽泡。

(2) 弹状流。泡状流中，汽泡浓度增大时，受趋中效应的作用，小汽泡聚合成大汽泡，直径逐渐增大。汽泡直径接近于管子内径时，形成弹状流。

(3) 环状流。由于汽弹的内压力增大，当汽弹的内压力大于汽泡的表面张力时，汽泡破裂，液相沿管壁流动，形成一层液膜；汽相在管子中心流动，夹带着小液滴。

(4) 雾状流。管子壁面上的水膜完全蒸干时，蒸干点的质量含汽率 $x=0.8$，即蒸汽中仍然夹带着小液滴，形成雾状流。

自然循环锅炉的蒸发管中，因为限制 $x\leqslant 0.4$，所以一般不会出现雾状流。

二、蒸发管内的传热

1. 蒸发管内的流型与传热的关系

在蒸发过程的各个阶段，蒸发管内的流型在不断变化。不同的流型状态下，流体对管子壁面的热交换方式不同，冷却能力也不同，即管内流体的放热系数在不断变化。放热系数越大，管壁温度越接近工质温度。

图 12-5 表示了沿高度方向均匀受热的垂直管中的流型和传热工况的关系。图中蒸发管按流型发展的不同阶段分为不同的传热阶段。

在管子入口的单相液体流动阶段，流体温度低于当地压力下的饱和温度，管壁温度低于产生汽泡所需的温度，为单相的过冷水对壁面的对流传热，放热系数 α 基本不变。

在汽泡状流动的初级阶段是过冷沸腾阶段。因为此时的壁面温度大于饱和温度，在壁面上产生小汽泡，而管子中心流体温度尚未达到饱和温度，汽泡被带到水流中很快凝结而消失，放热系数增大。

在汽泡状流动的后期和环状流动阶段，由于不断吸热，管内的水流达到饱和温度在壁面上产生的蒸汽不再凝结，壁面上不断产生汽泡，又不断脱离壁面，水流中分散着许多小汽泡，此时饱和核态沸腾开始，并一直持续到环状流动阶段结束。此阶段中，管内放热系数变化不大，管壁温度接近流体温度。

在有卷吸的环状流动阶段，环状流的液膜变薄，管子壁面上的热量很快通过液膜传递到液膜表面，此时在管子壁面上不再产生汽泡，蒸发过程转移的液膜表面进行。放热系数略有提高，管壁温度接近流体温度。

在雾状流动阶段，由于管子壁面的水膜被蒸干，只有管子中心的蒸汽流中夹带着小液滴，壁面由雾状蒸汽流冷却，工质对管壁的放热系数急剧减小，管壁温度发生突变性提高。随后，由于流动速度增加和小液滴对管壁的润湿作用，使工质对管壁的放热系数又有所增大，管壁温度略有下降。

当雾状流蒸汽中水滴全部被蒸干以后，形成单相的过热蒸汽流动，放热系数进一步减

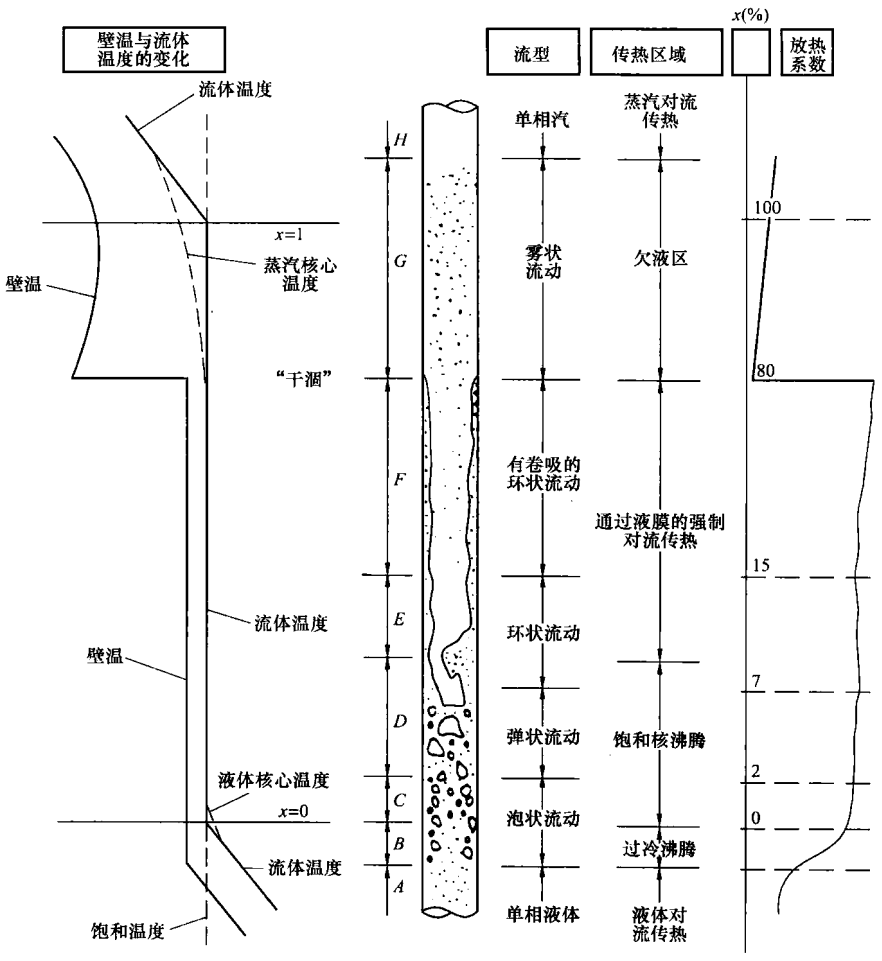


图 12-5　垂直管中的流型和传热工况的关系

小，管壁温度进一步上升。

2. 蒸发管内的传热恶化

以上的流动工况和传热工况发生于热负荷不大的条件下。当热负荷不断增大到一定程度时，水冷壁管内就会产生膜态沸腾。膜态沸腾有可能发生在环状流动阶段，当热负荷进一步提高时，也可能发生在泡状流动阶段，特别是可能发生在过冷沸腾阶段。

在蒸发管中可能发生的另一类传热恶化的工况是"蒸干"，称为第二类传热恶化。在自然循环锅炉的水冷壁中在正常运行状态下不出现"蒸干"导致的传热恶化。在非正常运行状态下一旦出现第二类传热恶化，虽然开始时壁温并不太高，但含盐量较高的锅水水滴润湿管壁时，盐分沉积在管壁上，也会造成传热恶化。

三、内螺纹管抑制传热恶化的作用

图 12-6 表示了内螺纹管和光管的壁温随质量含汽率的变化关系。试验条件为：$p=18.5\text{MPa}$，$q=490\text{kW/m}^2$，$\rho w=1000\sim1100\text{kg/(m}^2\cdot\text{s)}$。试验用内螺纹管的结构如图 12-7 所示。

由图 12-6 可以看出，鳍片光管在 $x=0.3$ 左右，壁温开始飞升，到 $x=0.6$ 左右壁温达

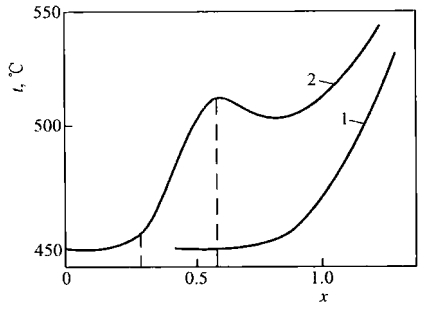


图 12-6 水冷壁壁温与含汽率 x 的关系
1—鳍片内螺纹管；2—鳍片光管

到第一个高峰点，此后壁温略有下降。这主要是由于汽水混合物的流速增大，对管壁的冷却作用增强，导致出现随质量含汽率的增加管壁温度下降的趋势。大约在 $x=0.8$ 左右由于出现蒸干，管壁温度再次出现飞升。而四头鳍片内螺纹管在 $x=0.8$ 时，壁温才开始飞升。充分说明了内螺纹管具有显著的抵抗膜态沸腾、推迟传热恶化的作用。

内螺纹管抑制膜态沸腾、推迟传热恶化的机理是：由于工质受到螺纹的作用产生旋转，增强了管子内壁面附近流体的扰动，使水冷壁管内壁面上产生的汽泡可以

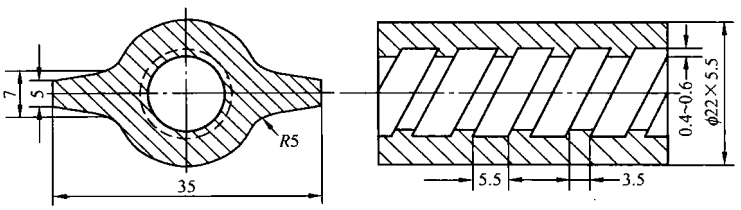


图 12-7 内螺纹管水冷壁结构

被旋转向上运动的液体及时带走，而水流受到旋转力的作用紧贴内螺纹槽壁面流动。从而避免了汽泡在管子内壁面上的积聚所形成的“汽膜”，保证了管子内壁面上有连续的水流冷却。

亚临界参数自然循环锅炉采用内螺纹管水冷壁是具有相当大的安全裕度，表 12-1 中比较了内螺纹管和光管的质量含汽率的允许变动范围。

表 12-1 内螺纹管与光管中质量含汽率的允许变动范围

	内 螺 纹 管	光 管
锅筒压力（MPa）	16.6/18.1/19.3/20.7	16.6/18.1/19.3/20.7
最大允许的 x	0.940/0.915/0.875/0.780	0.485/0.385/0.185/0.185
燃烧器区域 x	0.155/0.165/0.185/0.233	0.155/0.165/0.185/—
Δx 允许范围	0.785/0.750/0.690/0.540	0.330/0.220/0.0/—

第四节 汽液两相流体的流动参数

一、汽液两相流体流动的均相模型

1. 均相模型

所谓汽液两相流体流动的均相模型是假定在通道内汽和水是均匀混合的；水和汽之间无相对速度；只考虑汽的比体积比水的比体积大。

均相模型虽然与实际的汽液两相流体流动现象有差别，但它是研究汽液两相流动的基础。

2. 汽的折算流速和水的折算流速

以下为按容积流量计算的水的折算速度和汽的折算速度。

（1）汽的折算流速。

$$w''_0 = \frac{V''}{F} \qquad w''_0 = \frac{D}{\rho'' F} \quad ,\mathrm{m/s} \tag{12-10}$$

（2）水的折算流速。

$$w'_0 = \frac{V'}{F} \qquad w'_0 = \frac{G-D}{\rho' F} \quad ,\mathrm{m/s} \tag{12-11}$$

3. 汽水混合物的流速 w_{hu}

设：汽水混合物的容积流量为 $V=V'+V''$，其中 V' 是水的容积流量，V'' 是汽的容积流量，则有

$$w_{hu} = \frac{V}{F} = \frac{V'+V''}{F} = \frac{V'}{F} + \frac{V''}{F} \quad ,\mathrm{m/s} \tag{12-12}$$

即

$$w_{hu} = w'_0 + w''_0 \quad ,\mathrm{m/s} \tag{12-13}$$

显然，根据上述两式可建立 w'_0、w''_0 和 w_0 的关系，即

$$w_0 \rho' F = w'_0 \rho' F + w''_0 \rho'' F \tag{12-14}$$

由上式可得

$$w_0 = w''_0 \frac{\rho''}{\rho'} + w'_0 \tag{12-15}$$

$$w'_0 = w_0 - w''_0 \frac{\rho''}{\rho'} \tag{12-16}$$

因为，$G = w'_0 \rho' F$，$D = w''_0 \rho'' F$，则有

$$x = \frac{D}{G} = \frac{w''_0 \rho''}{w_0 \rho'} \tag{12-17}$$

将式（12-16）和式（12-17）代入式（12-14），可得

$$w_{hu} = w_0 \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \mathrm{m/s} \tag{12-18}$$

4. 容积含汽率

$$\beta = \frac{V''}{V} = \frac{V''}{V'+V''} = \frac{w''_0 F}{w_{hu} F} = \frac{w''_0}{w_0 + w''_0 \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right)} \tag{12-19}$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{\rho''}{\rho'} \left(\frac{1}{x} - 1 \right)} \tag{12-20}$$

二、汽液两相流体流动的分流模型

蒸发管内的流型主要表现为泡状流、环状流。这种流型的特征是在管子壁面处形成环状水膜，蒸发产生的蒸汽集中在管子中心处，如图 12-8 所示。

设：水的流通断面为 F'，蒸汽的流通断面为 F''，管段的高度为 ΔH，水的真实流速为 w'，汽的真实流速为 w''，则汽水的相对速度为 $\Delta w = w'' - w'$。图 12-8 中表示的即为汽液两相流动的分流模型，这种模型比较接近管内的真实流动情况。

概括地说，所谓汽液两相流动的分流模型是：①管内的汽水混合物是分开流动的，汽在管子中央流动，水贴近壁面流动；②汽和水之间有相对速度。

由此导出的汽液两相流动参数可视为接近真实的参数。

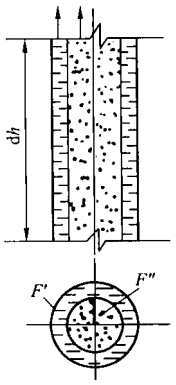


图12-8 汽水两相流的分流模型

1. 截面含汽率

$$\varphi=\frac{F''}{F} \tag{12-21}$$

因为 $F=F'+F''$

所以 $\frac{F'}{F}=1-\varphi$

φ表示了蒸汽流通截面占管子总截面的份额。

2. 汽的真实速度和水的真实速度

(1) 汽的真实速度。

$$w''=\frac{V''}{F''}=\frac{w_0''}{\varphi} \tag{12-22}$$

(2) 水的真实速度。

$$w'=\frac{V'}{F'}=\frac{V'}{F(1-\varphi)}=\frac{w_0'}{1-\varphi} \tag{12-23}$$

3. 接近真实的汽水混合物的密度 ρ_{zs}

$$\rho_{zs}=\frac{G}{V}=\frac{F'\Delta H\rho'+F''\Delta H\rho''}{F\Delta H}$$

$$=\frac{F'}{F}\rho'+\frac{F''}{F}\rho'',\text{kg/m}^3 \tag{12-24}$$

$$\rho_{zs}=\varphi\rho''+(1-\varphi)\rho',\text{kg/m}^3 \tag{12-25}$$

三、两相流动参数与均相流动参数的关系

$$\varphi=\frac{F''}{F}=\frac{V''}{F}\frac{1}{V''/F''}=\frac{w_0''}{w''} \tag{12-26}$$

$$\varphi=\frac{F''}{F}=\frac{F''}{F'+F''}=\frac{1}{\frac{F'}{F''}+1}=\frac{1}{\frac{V'/w'}{V''/w''}+1}=\frac{1}{1+\frac{V'}{V''}\frac{w''}{w'}} \tag{12-27}$$

上式中，设 $S=w''/w'$，可视为汽和水的速度比，或称为汽水滑动比。它是考虑了汽水相对速度对流动参数的影响。

$$\frac{V'}{V''}=\frac{V-V''}{V''}=\frac{1-\frac{V''}{V}}{\frac{V''}{V}}=\frac{1-\beta}{\beta} \tag{12-28}$$

$$\varphi=\frac{1}{1+S\left(\frac{1-\beta}{\beta}\right)} \tag{12-29}$$

其中滑动比 S 可由试验确定。

国内对垂直上升管，采用以下的方法确定 S，即

$$S=1+\frac{0.4+\beta^2}{\sqrt{w_0}}\left(1-\frac{p}{p_{lj}}\right) \tag{12-30}$$

S 的物理意义比较清楚，当 $w''>w'$ 时，$S>1$，为汽水混合物向上流动工况；当 $w''<w'$ 时，$S<1$，为混合物向下流动工况；当 $w''=w'$ 时，$S=1$，为均相流动工况，即 $\varphi=\beta$。

第五节　汽液两相流体的流动阻力、重位压降

一、两相流体的流动阻力

蒸发管内的汽水混合物流动时，在泡状流、弹状流、环状流阶段，汽泡受到浮力的作用，向上运动的速度比水流速度快。因此两相流体流动产生的阻力，除了液相的水与管壁的摩擦阻力外，还有汽相和液相之间的相对速度引起的摩擦阻力，而且汽液两相流的流型不同，两相流之间的分布特征和接触面积就不相同，产生的阻力当然也不相同。显然，汽液两相流动的阻力要比单相水的流动阻力大。为了简便计算两相流体流动阻力，可采用单相流体流动阻力计算公式的形式，带入均匀混合的汽水混合物的流速和密度，然后用修正系数考虑汽液相对速度和流型对流动阻力的影响。两相流动的摩擦阻力计算公式为

$$\Delta p_{mc}=\psi\lambda\frac{L}{d}\frac{w_{hu}^2\rho_{hu}}{2},\text{Pa} \tag{12-31}$$

式中　w_{hu}——汽水混合物流速，m/s；

ρ_{hu}——汽水混合物密度，kg/m³；

ψ——两相流体摩擦阻力修正系数。

ψ值由试验确定，国内采用的方法是：

(1) $\rho w=1000\text{kg/(m}^2\cdot\text{h)}$，

$$\psi=1 \tag{12-32}$$

(2) $\rho w<1000\text{kg/(m}^2\cdot\text{h)}$，

$$\psi=1+\frac{x(1-x)\left(\frac{1000}{\rho w}-1\right)\frac{\rho'}{\rho''}}{1+x\frac{\rho'}{\rho''}} \tag{12-33}$$

(3) $\rho w>1000\text{kg/(m}^2\cdot\text{h)}$，

$$\psi=1+\frac{x(1-x)\left(\frac{1000}{\rho w}-1\right)\frac{\rho'}{\rho''}}{1+(1-x)\frac{\rho'}{\rho''}} \tag{12-34}$$

由上述的关系可以看出，$\psi=f(\rho w, x, p)$。两相流体的摩擦阻力与质量流速或汽水混合物的流速、质量含汽率、压力（汽水密度取决于压力）有关。

因为，$w_{hu}\rho_{hu}=w_0\rho'$，所以有

$$\Delta p_{mc}=\psi\lambda\frac{L}{d}\frac{w_0^2\rho'}{2}\left[1+x\left(\frac{\rho'}{\rho''}-1\right)\right],\text{Pa} \tag{12-35}$$

因为沿上升管，随着吸热量的不断增加，x 的值不断变化，w_{hu}也不断变化，工程上，可根据 w_{hu}或 x 的变化沿上升管作分段计算，再叠加求和。设上升管的分段段数为 i（$i=1, 2, 3, \cdots, N$），则有

$$\Delta p_{mc}=\sum_{i=1}^{N}\psi_i\lambda\frac{L_i}{d}\frac{w_0^2\rho'}{2}\left[1+x_i\left(\frac{\rho'}{\rho''}-1\right)\right],\text{Pa} \tag{12-36}$$

二、两相流体的重位压降

蒸发管中沿管子高度方向上，汽水混合物的密度是不断变化的，工程上常采用按密度变化分段计算的方法来计算两相流体重位压降。

$$\Delta p_{zw}=\sum_{i=1}^{N}H_i\rho_{zs}g=\sum_{i=1}^{N}H_i[\varphi_i\rho''+(1-\varphi_i)\rho']g,\text{Pa} \tag{12-37}$$

第六节 简单回路的水循环计算和水循环特性曲线

一、简单回路和回路区段的划分

1. 简单回路

水循环计算时，首先需要划分独立的循环回路。独立的循环回路可以是简单回路，也可以是复杂回路。一根下降管与一个水冷壁管屏连接而成的回路称为简单回路。简单回路也可以是由一组结构基本相同的下降管与一组结构、位置、流动方向和热负荷都基本相同的水冷壁管屏连接而成的回路。

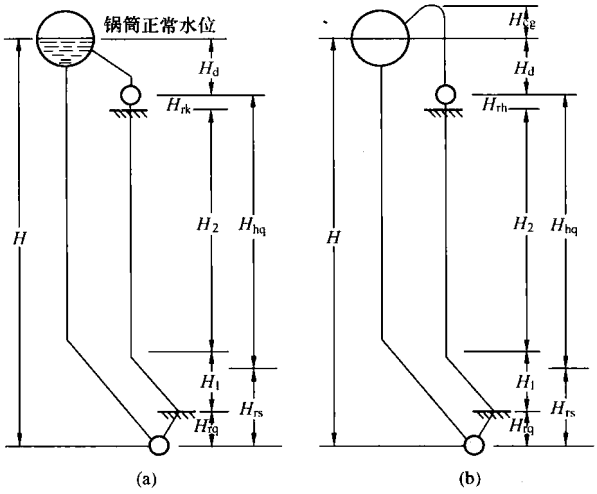


图 12-9 上升管区段的划分

(a) 带有上联箱的简单回路；(b) 汽水导管高过锅筒正常水位的简单循环回路

2. 上升管区段的划分

水循环计算时，需要从水冷壁下联箱为起点，对上升管进行区段划分，如图 12-9 所示。通常将上升管划分为：

(1) 热水段。进入的水由于静压升高和省煤器出口水不饱和而不能立刻开始沸腾，因而需要确定沸腾点。在沸腾点之前，上升管内为单相水。

(2) 含汽段。含汽段是上升管的主要区段，在含汽段，管内汽水混合物的密度大小或密度分布变化较大，一般应根据吸热强度或管子直径、管子倾斜度将含汽段分成若干段分别计算。

(3) 热后段。此区段的上升管不吸热，管内汽水混合物的密度不变。当管内汽水混合物引入锅筒顶部时，汽水导管将超过锅筒水位面高度，此段称为超高段。

二、描写循环特性的方程组

描写自然循环锅炉水循环特性的数学方程主要有三个，即压差方程、流量方程和水冷壁吸热方程。水冷壁吸热方程用以求出循环特性参数的质量含汽率、单相流体和两相流体的分界点即沸腾点。求解循环特性方程组，可以绘制水循环特性曲线和全特性曲线，便于图解分析和判断水循环的安全性。

简单回路水循环流量、压差方程和水冷壁吸热方程为

$$Y_{ss}=Y_{xj} \tag{12-38}$$

$$G_{xj}=G_{ss} \tag{12-39}$$

$$Q = Dr + G\Delta h_{qh} \tag{12-40}$$

式中，r 和 Δh_{qh} 分别为汽化潜热、上升管入口水欠焓。

三、热水段高度的计算

$$H_{rs} = H_{rq} + \frac{\Delta h_{qh} - \Delta h_{xj} - \Delta h_{dq} + \frac{\partial h'}{\partial p}\rho' g \times 10^{-6} \times \left(H_{xj} \pm H_{yr} - H_{rq} - \frac{\Delta p_{xj} + \Delta p_{yr}}{\rho' g}\right)}{\frac{Q_1}{H_1 G} + \frac{\partial h'}{\partial p}\rho' g \times 10^{-6}}, \text{m} \tag{12-41}$$

式中　H_{rq}——受热前区段高度，m；

H_{xj}——下降管高度，m；

H_{yr}——引入管高度，m，若水冷壁下联箱低于下降管计算下标高，则其前取＋号，否则取－号；

Δh_{qh}——下降管入口锅水欠焓，kJ/kg；

Δh_{xj}——下降管受热导致的工质焓增，kJ/kg；

Δh_{dq}——下降管带汽导致的工质焓增，kJ/kg；

$\frac{\partial h'}{\partial p}\rho' g \times 10^{-6}$——锅筒压力下，每米高度差的重位压头或流动阻力引起静压变化使饱和水焓变化，kJ/（m·kg）；

Δp_{xj}——下降管阻力，Pa；

Δp_{yr}——引入管阻力，Pa；

G——上升管入口的循环流量，kg/s；

Q_1——上升管第一区段的吸热量，kW；

H_1——上升管第一区段高度，m。

若由计算得到：$H_{rs} > H_{rq} + H_1$，则表明沸腾点在第二区段。由下式计算 H_{rs}，即 $H_{rs} = H_{rq} + H_1$

$$+\frac{\Delta h_{qh} - \Delta h_{xj} - \Delta h_{dq} + \frac{\partial h'}{\partial p}\rho' g \times 10^{-6} \times \left(H_{xj} \pm H_{yr} - H_{rq} - H_1 - \frac{\Delta p_{xj} + \Delta p_{yr}}{\rho' g}\right) - \frac{Q_1}{G}}{\frac{Q_2}{H_2 G} + \frac{\partial h'}{\partial p}\rho' g \times 10^{-6}}, \text{m} \tag{12-42}$$

式中　Q_2——上升管第二区段的吸热量，kW；

H_2——上升管第二区段高度，m。

四、水冷壁各区段蒸发量的计算

第一区段的蒸发量为

$$D_1 = \frac{Q_1 - G(\Delta h_{qh} - \Delta h_{dq} - \Delta h_{xj})}{h'' - h'}, \text{kg/s} \tag{12-43}$$

第二区段的蒸发量为

$$D_2 = \frac{Q_1 + Q_2 - G(\Delta h_{qh} - \Delta h_{dq} - \Delta h_{xj})}{h'' - h'}, \text{kg/s} \tag{12-44}$$

第 i 区段的蒸发量为

$$D_i = \frac{Q_i}{h'' - h'}, \text{kg/s} \tag{12-45}$$

五、锅水欠焓的计算

由省煤器送入锅筒中的给水一般都未达到饱和温度，故锅筒水室中的锅水处于不饱和状态，这是造成下降管入口水欠焓的主要原因。高压和超高压锅炉锅筒内一般都布置蒸汽清洗装置，由省煤器送来的50%的给水量均匀分布在清洗装置上，形成一层约50mm厚的水层，蒸汽通过清洗水层时，可将蒸汽中的盐分转移到清洗水中。同时，通过清洗水层的部分饱和蒸汽被凝结。由省煤器送来的另外50%的给水量直接送进锅筒水室中与锅水混合，这部分给水也会使锅筒水室中的部分蒸汽凝结。亚临界压力锅炉锅筒内一般不设置蒸汽清洗装置，但锅筒水室中同样有蒸汽的凝结过程。锅筒内的蒸汽凝结使进入下降管的水欠焓减小。

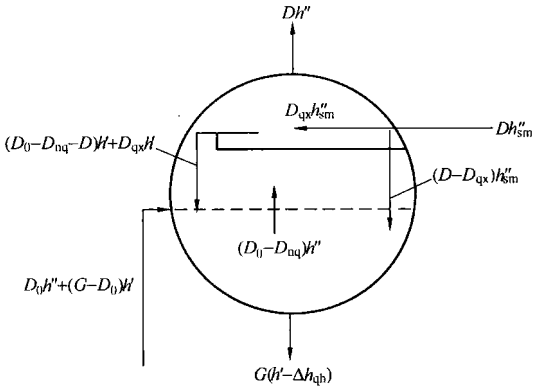


图12-10 锅筒中具有蒸汽清洗装置时的热平衡关系

图12-10表示具有蒸汽清洗装置的锅筒中的能量平衡和质量平衡关系，根据图示的关系可列出能量平衡关系式。

清洗装置上部的热平衡关系式为

$$D_{qx}h''_{sm} + (D_0 - D_{nq})h'' = (D_0 - D_{nq} - D)h' + D_{qx}h' + Dh'' \tag{12-46}$$

清洗装置下部的热平衡关系式为

$$(D - D_{qx})h''_{sm} + (D_0 - D_{nq} - D)h' + D_{qx}h' + D_0h'' + (G - D_0)h' = G(h' - \Delta h_{qh}) + (D_0 - D_{nq})h'' \tag{12-47}$$

联立以上两式，整理后可得

$$\Delta h_{qh} = \frac{(1 - x_{nq}K)(h'' - h''_{sm}) - \eta_{qx}(h' - h''_{sm}) - (h'' - h')}{K\left(1 + \eta_{qx}\dfrac{h' - h''_{sm}}{h'' - h'}\right)}, \text{kJ/kg} \tag{12-48}$$

$$x_{nq} = \frac{D_{nq}}{G}\ (\text{锅筒水室凝汽率})$$

$$\eta_{qx} = \frac{D_{qx}}{D}\ (\text{清洗水份额})$$

$$K = \frac{G}{D_0}\ (\text{实际循环倍率})$$

当 $x_{nq} \neq 0$，$\eta_{qx} = 0$ 时，

$$\Delta h_{qh} = \frac{(1 - x_{nq}K)(h'' - h''_{sm}) - (h'' - h')}{K} \tag{12-49}$$

当 $x_{nq} = 0$，$\eta_{qx} = 0$ 时，

$$\Delta h_{qh} = \frac{h' - h''_{sm}}{K} \tag{12-50}$$

六、Δh_{dq}的计算

由于带汽，下降管中的蒸汽凝结量为 D_{xj}，则 Δh_{dq}可由以下方法计算：

$$D_{xj}(h''-h') = (1-x_{xj})G_{xj}\Delta h_{dq} \tag{12-51}$$

$$\Delta h_{dq} = \frac{D_{xj}}{G_{xj}}\frac{1}{1-x_{xj}}(h''-h') \tag{12-52}$$

$$\varphi_{xj} = C_{xj}\beta_{xj} = \frac{C_{xj}}{1+\frac{\rho''}{\rho'}\frac{1-x_{xj}}{x_{xj}}} \tag{12-53}$$

$$\Delta h_{dq} = \left(1-\frac{\rho''}{\rho'}\frac{\varphi_{xj}}{C_{xj}-\varphi_{xj}}\right)(h''-h') \tag{12-54}$$

式（12-51）～式（12-54）中，φ_{xj}、β_{xj}、C_{xj}、x_{xj}、G_{xj}、D_{xj}、Δh_{dq}分别为下降管中的截面含汽率、容积含汽率、含汽率比例系数、质量含汽率、水流量、下降管带汽引起的蒸汽凝结量、下降管带汽引起的焓增。

七、水循环特性曲线和循环回路的工作点

根据水冷壁吸热方程分别求解上升系统和下降系统的压差方程和流量方程，上升系统和下降系统的总压差曲线交点就是水循环回路的工作点。简单回路的特性曲线如图 12-11 所示。

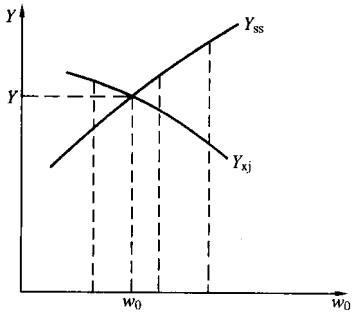


图 12-11　简单回路的水循环特性曲线

第七节　复杂回路的水循环计算

一、复杂水循环回路

大容量自然循环锅炉通常由 4～6 根大直径下降管与 20～24 个以上的水冷壁管组相连接，即一根下降管与 4～6 个水冷壁管组相连接，形成复杂回路。在水循环计算时，一般将一根下降管与 2 个或 2 个以上的水冷壁管组相连接的循环回路称为复杂回路，见图 12-12。

二、复杂回路的水循环特性曲线

图 12-12 所示复杂回路的水循环特性曲线如图 12-13 所示，图中曲线 1′、1″、1 表示上

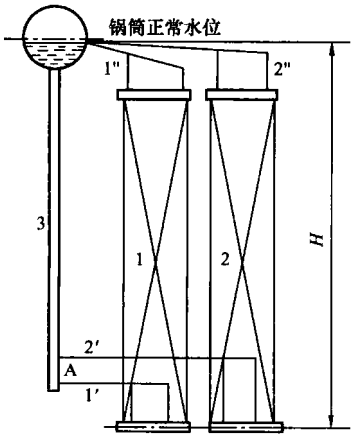


图 12-12　复杂水循环回路

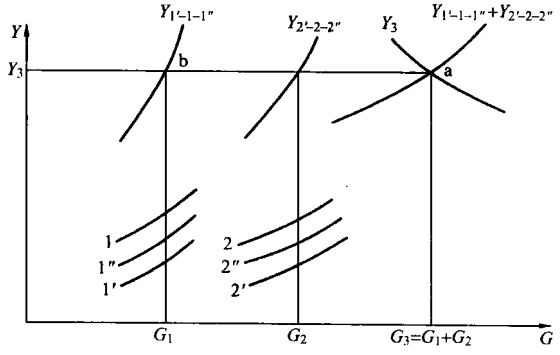


图 12-13　复杂回路水循环特性曲线

升系统 $1'-1-1''$的特性曲线，上升系统包括分配水管、上升管、汽水引出管以及汽水分离器；曲线 $2'$、$2''$、2 表示上升系统 $2'-2-2''$的特性曲线。将分配水管、上升管、汽水引出管以及汽水分离器的压差相加，即可分别得到两个上升系统的压差—流量曲线 $Y_{s1}=f(G)$ 和 $Y_{s2}=f(G)$。然后再将两个系统的流量相同的压差下相加，得到曲线 $Y_{s1}+Y_{s2}$，此曲线与下降管的压差曲线 Y_{xj}的交点，形成了这一复杂回路的工作点。

第八节 水循环全特性曲线和循环安全性检查

一、水循环全特性曲线

水循环的特性曲线只反映了工质向上流动的情况。如前所述，上升管有时还会出现倒流现象。因此，用全特性曲线可以更为全面地反映和判别水循环回路的流动情况。全特性曲线包括上升流动、停滞、倒流的特性曲线。即全特性曲线包括 $Y=f(+G)$ 和 $Y=f(-G)$。$Y=f(+G)$ 即为向上流动或停滞特性曲线，$Y=f(-G)$ 即为倒流特性曲线，如图 12-14 所示。

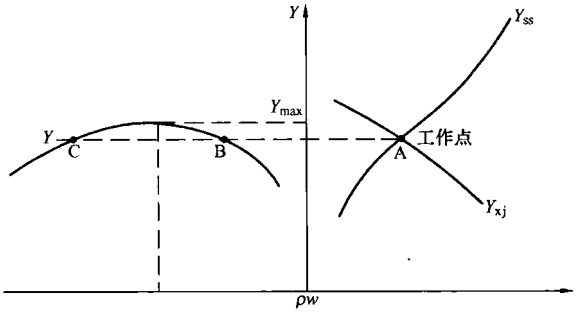


图 12-14 水循环全特性曲线

二、循环安全性检查

1. 停滞的判别和不停滞的条件

判别受热最差的管屏会不会出现停滞现象的方法是：在回路工作点压差下，当受热最差管屏的流量 $G=D$，即出现停滞；$G>D$，不出现停滞；$G<D$，流动进入不稳定区，可能停滞，也可能不停滞。不出现停滞的条件是：回路工作点的压差大于受热最差管在停滞点的压差。

国内用下式作为不停滞的判别式，即

$$\sum\Delta p_{hl}/\sum\Delta p_{tz}\geqslant 1.05 \tag{12-55}$$

式中 Δp_{hl}——回路工作点的压差，Pa；

Δp_{tz}——停滞管工作点的压差，Pa。

2. 倒流的判别和不倒流的条件

在图 12-14 中坐标的左方，同样出现一个流动的不稳定区，即可能倒流，也可能不倒流。曲线的顶点是倒流点的压差。因为倒流时，受热最差管倒流点的压差大于回路工作点的压差，所以，不倒流的条件是：回路工作点的压差大于受热最差管在倒流点的压差。国内用下式作为不倒流的判别式，即

$$\sum\Delta p_{hl}/\sum\Delta p_{dl}\geqslant 1.05 \tag{12-56}$$

式中 Δp_{hl}——回路工作点的压差；

Δp_{dl}——倒流管工作点的压差。

第九节 蒸发管传热恶化工况的计算

蒸发管（通常指水冷壁）产生传热恶化的条件与压力 p、质量流速 $\rho\omega$、热负荷 q、质量含汽率、管径等因素有关。一般根据临界含汽率 x_{lj}来估计水冷壁管内是否出现传热恶化。所谓临

界含汽率是指：在传热恶化开始发生，壁温开始升高处，蒸发管内的质量含汽率。亚临界压力以下（$p\leqslant19.6$MPa）、大管径（$d_n\geqslant15$mm）蒸发管内传热恶化的计算按下述的方法进行。

一、沿周向均匀受热的垂直管的计算

对于蒸发管的传热恶化，可根据压力 p、热负荷 q 划分为第一类传热恶化区域和第二类传热恶化区域，见图 12-15（a）。

对于沿周向均匀受热的垂直管内出现传热恶化的条件，随压力 p、质量流速 $\rho\omega$、热负荷 q 等参数的不同，第二类传热恶化可分为三个区域，见图 12-15（b）。

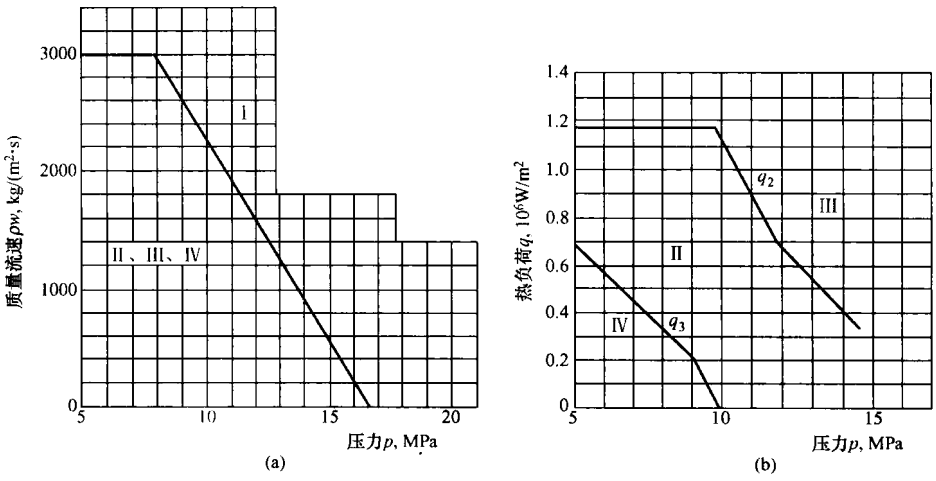


图 12-15　传热恶化区域划分

（a）第一、二类传热恶化区域划分；

Ⅰ—第一类传热恶化（膜态沸腾）区；Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ—第二类传热恶化（蒸干）区。第二类传热恶化又按汽流中的水滴是否润湿管壁而划分三个区

（b）第二类传热恶化区域划分

Ⅱ—汽流中的水滴不润湿管壁，传热恶化的临界含汽率与热负荷无关

Ⅲ、Ⅳ—汽流中的水滴润湿管壁，传热恶化的临界含汽率与热负荷有关

在各区域中出现传热恶化的临界含汽率 x_{lj} 可按以下的经验公式计算：

区域Ⅰ

$$x_{lj}=x_1C_d-\left(\frac{q_n}{1.163}\times10^{-5}-4\right)C_q \tag{12-57}$$

区域Ⅱ

$$x_{lj}=x_2C_d \tag{12-58}$$

区域Ⅲ

$$x_{lj}=x_2C_d\left(\frac{q_n-q_2}{1.163}\right)\times10^{-5}C_q \tag{12-59}$$

区域Ⅳ

$$x_{lj}=x_2C_d\left(\frac{q_n-q_3}{1.163}\right)\times10^{-5}C_q \tag{12-60}$$

式中　x_1——热负荷 $q_n=465\times10^3\text{W/m}^2$、管内径 $d_n=20$mm 的管中第一类传热恶化的临界含汽率；

x_2——管内径 $d_n=20mm$，第二类传热恶化中与热负荷无关区域中的临界含汽率；

q_n——管子内壁热负荷（W/m^2）；

q_2、q_3——第二类传热恶化中的临界含汽率不随负荷变化的上下限热负荷值（W/m^2）；

C_d——管径修正系数，计算时按标准确定数值；

C_q——热负荷修正系数，计算时按标准确定数值。

二、单面受热水冷壁管的计算

对于单面受热的锅炉水冷壁管，沿周向内壁热负荷是不相等的，计算临界含汽率时按其沿周最高值，即向火面内壁热负荷代入式（12-57）～式（12-60）中的q_n中。受热管单面受热，由于沿周受热不均，将产生汽水沿周环流，使传热恶化推迟，对单面受热水冷壁，按式（12-57）求得的x_{lj}值乘上1.5，按式（12-58）～式（12-60）求得的x_{lj}值，加上$\Delta x=0.1$。

第十节 提高循环安全性的措施

一、影响循环安全性的主要因素

1. 水冷壁受热不均或受热强度过高

锅炉运行中，炉内火焰偏斜、水冷壁局部结渣和积灰是造成水冷壁吸热不均的主要原因。如前所述，那些受热很弱的管子容易出现停滞或倒流，受热很强的管子可能出现膜态沸腾，其结果都是导致管子局部发生传热恶化，管壁温度升高。

2. 下降管带汽或自汽化

下降管入口产生旋涡漏斗时，旋涡中心将有部分蒸汽被水流抽吸进入下降管。这样，一方面进入下降管的实际水流量减少，即循环流量降低；另一方面，由于下降管内出现汽水两相流动，工质密度减小，使下降管侧的重位压差降低，且流动阻力也相应增大，使Y_{xj}值下降。这两方面的因素都会导致水循环安全裕度下降，即产生停滞、倒流的可能性增大。Y_{xj}下降对停滞、倒流的影响见图12-16。

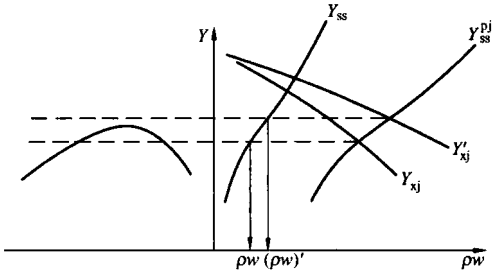


图12-16 下降管压差Y_{xj}对停滞、倒流的影响

防止下降管带汽的办法，除了在下将管入口安装隔栅外，运行时应注意维持正常的锅筒水位。水位过低，下降管入口不但容易产生旋涡漏斗，而且使下降管入口处的静压力降低，容易产生水的自汽化。

3. 水冷壁管内壁结垢

锅炉运行水质不合格，含盐量超标，当水在管内受热蒸发时，盐分从水中析出，沉积在管壁上，管子金属内壁面上无水膜冷却，而管外吸收高温火焰的热量不能被水流及时带走，管壁温度就会升高。这种破坏绝不亚于停滞、倒流和膜态沸腾的影响。与此同时，水冷壁管内结垢时，流动阻力也随着增大，容易引起停滞或倒流。

4. 上升系统的流动阻力

影响上升系统流动阻力的因素很多，如分配水管、水冷壁、汽水导管的管径和水冷壁流通截面的比值、管子弯头数量、汽水分离器的结构阻力系数、循环流速、锅炉负荷等。水冷壁阻力对循环流量的影响见图12-17。

5. 变负荷速度过快或低负荷运行

锅炉低负荷运行时，蒸发量减少，水冷壁管内工质密度增大，重位压差增大，循环回路的运动压头减小，循环流速就会降低，因而低负荷运行时的水循环安全性较差。在快速变负荷，尤其是在快速降负荷时，循环系统内由于压力降低，工质的自汽化过程加快，由于锅筒水室内水的自汽化和下降管内水的自汽化，使循环流量和运动压头同时减小，循环安全性大幅度降低。因此，控制变负荷速度是保证水循环系统安全工作的重要条件之一。

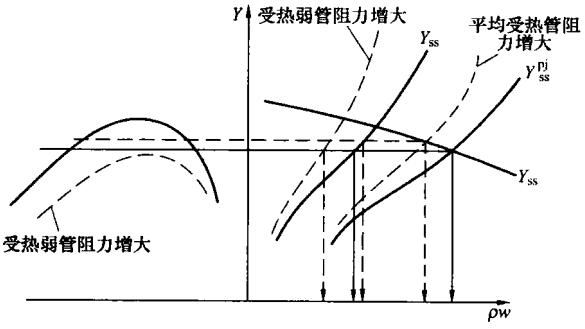


图 12-17　水冷壁阻力对循环流量的影响

二、亚临界自然循环锅炉的循环特性

亚临界参数锅炉，随着锅炉容量增大，相对于单位蒸发量的炉膛周界减小，管内质量含汽率增大，达到 $x=0.3\sim0.4$，在 MCR 负荷时，循环流速达到 1.7～2.2m/s。30%MCR 时的循环流速能保持 1m/s 的水平。试验数据表明，循环流速达到 0.4m/s，水冷壁管内的工质流动就不会产生停滞和倒流现象。

判断亚临界参数锅炉循环安全性的主要参数是质量含汽率及其密切相关的水冷壁热流密度、实际蒸发量、循环流速等。采用质量含汽率表示的循环特性参数的函数关系能够直接反映出各参数之间的制约关系。

1. 质量含汽率与结构参数及循环特性参数的关系

设 F、w_0、G、D、x、N、d、ρ'分别为水冷壁的流通截面、循环流速、循环流量、水冷壁蒸发量、质量含汽率、水冷壁管子根数、水冷壁管内径、饱和水密度，它们的关系是

$$x=\frac{D}{G}=\frac{D}{\rho' w_0 N\dfrac{\pi d^2}{4}}=\frac{1}{\rho' w_0}\frac{D}{F} \tag{12-61}$$

2. 水冷壁热负荷与结构参数及循环特性参数的关系

设 q_f、s、L_p、r、Δh_{qh}分别为水冷壁热负荷、管子节距、水冷壁管平均长度、汽化潜热、上升管入口水欠焓，其余符号同上。它们的关系是

$$q_f N s L_p = G\Delta h_{qh} + Dr \tag{12-62}$$

$$q_f=\frac{\rho' w_0\dfrac{\pi d^2}{4}}{sL_p}(xr+\Delta h_{qh}),\text{kW/m}^2 \tag{12-63}$$

3. 炉膛周界与循环特性参数及结构参数的关系

设 U 为炉膛周界，其余符号同上。近似认为，$N=U/s$，各量的关系是

$$U=\frac{Ds}{\rho' w_0\dfrac{\pi d^2}{4}x},\text{m} \tag{12-64}$$

图 12-18 中表示出循环倍率 K、循环流速 w_0 与 D/F 的关系。

从上述关系式还可以看出，控制质量含汽率的数值就制约了循环流速、热流密度及 D/F 等参数，通过调节各参数的数值可以控制合理的质量含汽率。采用上述的关系式还可

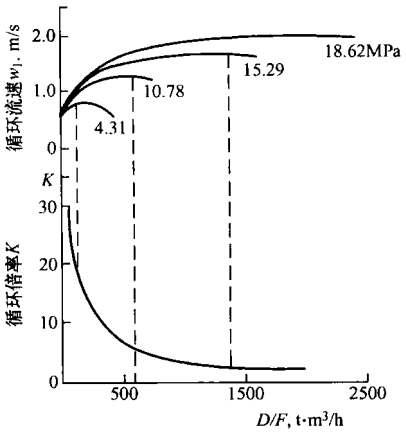


图 12-18 循环特性参数的关系

以计算出接近实际的循环特性参数和水冷壁结构参数。

三、提高循环安全性的措施

为了保证水冷壁的安全运行，首要条件是必须保证任何一根水冷壁管子内壁面上都有连续的水膜足以冷却管子，以保证其在任何工况下都不会超温。为此，无论从锅炉设计制造，还是从锅炉运行考虑，都必须针对影响水冷壁安全性的因素，采取相应的技术措施来提高蒸发系统的循环安全性。主要的技术措施如下：

（1）保证水冷壁管内有足够高的质量流速。

（2）尽可能减小水冷壁的受热偏差、结构偏差和流量偏差。

（3）保证水冷壁各管组具有合适的热负荷。

（4）保证水冷壁管内具有合适的质量含汽率。

（5）维持正常的锅筒水位，并使下降管尽可能少带汽和不产生自汽化。

（6）减小循环回路的流动阻力。如增大汽水导管与水冷壁管组的流通截面比，或减小水冷壁阻力等。

（7）锅炉变负荷运行时，控制压力变动速度。

（8）控制锅炉锅水品质，防止水冷壁管内结垢。

（9）防止水冷壁管外高温腐蚀和磨损等。

第十一节 水冷壁的高温腐蚀

受热面金属表面的高温腐蚀是燃料中的硫在燃烧过程中生成腐蚀性灰污层或渣层以及腐蚀性气氛，使高温受热面金属管子表面受到侵蚀的现象。其内部原因主要是燃料中的硫，外部原因是由于水冷壁管处于高温烟气的环境中，金属壁面温度又很高，当火焰贴近炉墙时，金属壁面邻近的区域中形成还原性气氛，使灰的熔点温度降低，加剧金属管子表面的积灰或结渣过程，并使管子表面产生高温腐蚀，腐蚀严重的现象通常出现在燃烧器区域或过热器区域。

高温腐蚀的过程十分复杂，目前对高温腐蚀的认识还不十分成熟。主要的看法是：水冷壁高温腐蚀大致有三类，第一类是硫酸盐型高温腐蚀，第二类是硫化物型高温腐蚀，第三类是炉内的 SO_3、H_2S、HCl 气体也会对水冷壁产生高温腐蚀。

一、水冷壁的高温腐蚀机理

1. 硫酸盐型腐蚀

硫酸盐型腐蚀主要有两种途径，一种是灰渣层中的碱金属硫酸盐与 SO_3 共同作用产生腐蚀；另一种是碱金属焦硫酸熔盐腐蚀。

硫酸盐与 SO_3 一起对水冷壁管子的腐蚀过程可用图 12-19 来描述。

（1）在水冷壁管壁金属表面生成薄氧化层（Fe_2O_3）和极细灰粒沾污层。

（2）冷凝在管壁上的碱性金属氧化物与周围烟气中的 SO_3 发生化学反应生成硫酸盐，化学反应如下

$$Na_2O+SO_3 \longrightarrow Na_2SO_4$$
$$K_2O+SO_3 \longrightarrow K_2SO_4$$

（3）水冷壁管壁金属表面的硫酸盐层增厚，热阻增大，表面温度提高，灰渣熔化，促使黏结烟气中的飞灰形成疏松的灰渣层。硫酸盐熔化时释放出 SO_3，并向内外扩散。

（4）硫酸盐释放出的 SO_3 和烟气中的 SO_3 会穿过疏松的灰渣层向内扩散，进行反应，即

$$3Na_2SO_4+Fe_2O_3+3SO_3 \longrightarrow 2Na_2Fe(SO_4)_3$$
$$3K_2SO_4+Fe_2O_3+3SO_3 \longrightarrow 2K_3Fe(SO_4)_3$$

上述反应使管壁上的 Fe_2O_3 保护层被破坏。而 $Na_3Fe(SO_4)_3$ 和 $K_3Fe(SO_4)_3$ 则熔化，并与铁发生反应产生腐蚀，即

$$10Fe+2Na_3Fe(SO_4)_3 \longrightarrow 3Fe_3O_4+3FeS+3Na_2SO_4$$
$$10Fe+2K_3Fe(SO_4)_3 \longrightarrow 3Fe_3O_4+3FeS+3K_2SO_4$$

反应生成的 Na_2SO_4 和 K_2SO_4 循环作用使铁的腐蚀不断进行。

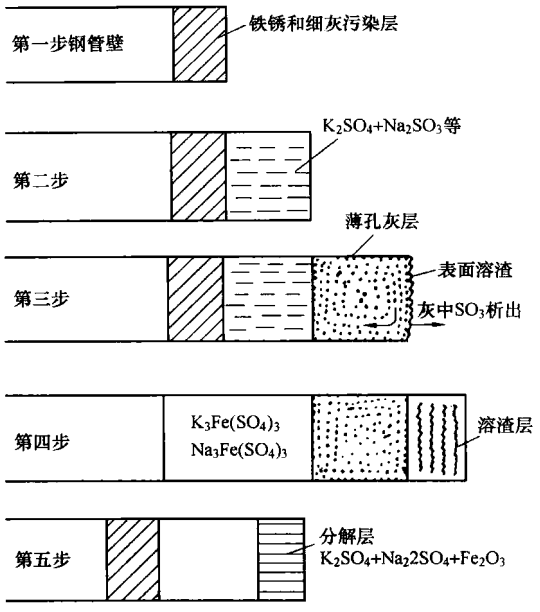


图 12-19　硫酸盐与 SO_3 对水冷壁的腐蚀过程

（5）运行中管壁外层灰渣层因为清灰或灰渣层过厚而脱落，使 $Na_3Fe(SO_4)_3$ 等暴露在高温火焰辐射中，发生分解反应，即

$$2Na_3Fe(SO_4)_3 \longrightarrow 3Na_2SO_4+Fe_2O_3+3SO_3$$
$$3K_3Fe(SO_4)_3 \longrightarrow 3K_2SO_4+Fe_2O_3+3SO_3$$

这样出现新的碱金属硫酸盐层，在 SO_3 作用下使管壁不断受到腐蚀。

碱金属焦硫酸盐的熔点很低，在一般的壁温下就呈现熔化状态。如果在灰渣附着层中存在焦硫酸盐时会形成反应速度更快的熔盐型腐蚀。焦硫酸盐与氧化铁保护膜的反应方程式如下

$$3Na_2S_2O_7+Fe_2O_3 \longrightarrow 2Na_3Fe(SO_4)_3$$
$$3K_2S_2O_7+Fe_2O_3 \longrightarrow 2K_3Fe(SO_4)_3$$

下面的反应与前面讲的类似。

熔融硫酸盐积灰层对金属壁面的腐蚀速度比气态硫酸盐要快得多。当温度为 600℃左右时，熔融硫酸盐的腐蚀速度约为气态时的 4 倍。炉内水冷壁温度通常在 600℃以下，所以熔融硫酸盐的腐蚀速度随着管壁温度增高而加快。高参数锅炉的水冷壁管壁温度高，高温腐蚀快，因而容易发生爆管事故。

2. 硫化物型腐蚀

在水冷壁管子附近，呈现还原性气氛并且有硫化氢（H_2S）存在时，就会产生硫化物腐蚀，它的反应过程如下。

（1）黄铁矿硫粉末随着高温烟气流过水冷壁的管壁，在还原性气氛下受热分解，即

$$FeS_2 \longrightarrow FeS+[S]$$

当水冷壁管子附近有一定浓度的 H_2S 和 SO_2 的时候，有如下反应，即

$$2H_2S+SO_2 \longrightarrow 2H_2O+3[S]$$

（2）在还原性气氛中，由于缺氧自由硫原子可以存在。当水冷壁管壁温度达到 350℃

时，会有硫化反应，同时还有硫化亚铁与氧化亚铁的反应，即

$$Fe+[S] \longrightarrow FeS$$

$$FeO+H_2S \longrightarrow FeS+H_2O$$

（3）硫化亚铁（FeS）的熔点为1195℃，在温度较低的时候可以稳定存在。在温度比较高的时候，FeS将被氧化成Fe_3O_4，使管壁腐蚀，即

$$3FeS+5O_2 \longrightarrow Fe_3O_4+3SO_2$$

3. SO_2和SO_3的生成及腐蚀

煤中的黄铁矿FeS_2和有机硫化合物燃烧时生成SO_2，即

$$4FeS+11O_2 \longrightarrow 2Fe_2O_3+8SO_2$$

$$S+O_2 \longrightarrow SO_2$$

由SO_2转化为SO_3的过程有以下几种方式：

（1）在高温下，SO_2与烟气中的自由氧原子反应，生成SO_3。而自由氧原子可以由如下三种方式产生：

1）氧气在炉膛内的高温条件下分解；

2）$CO+O_2 \longrightarrow CO_2+[O]$；

3）$H_2+O_2 \longrightarrow H_2O+[O]$。

（2）催化反应生成SO_3。当高温烟气流过水冷壁积灰层的时候，由于有灰层中的五氧化二钒和氧化铁的催化作用，产生了下列反应，即

$$V_2O_5+SO_2 \longrightarrow V_2O_4+SO_3$$

$$2SO_2+O_2+V_2O_4 \longrightarrow 2VOSO_4$$

$$2VOSO_4 \longrightarrow V_2O_5+SO_2+SO_3$$

（3）煤中的硫酸盐热解产生SO_3，反应方程如下

$$CaSO_4 \longrightarrow CaO+SO_3$$

SO_2和SO_3的存在，除了能促使硫酸盐型和硫化物型腐蚀发生以外，它们本身也会直接对水冷壁发生腐蚀。三氧化硫气体可以穿过灰层直接与壁面的氧化铁膜反应生成硫酸铁，即

$$Fe_2O_3+SO_3 \longrightarrow Fe(SO_4)_3$$

硫酸铁与氧化铁的混合物结构疏松，为进一步腐蚀创造了条件。

二、防止高温腐蚀的措施

（1）在水冷壁金属表面喷涂耐腐蚀材料，或采用耐腐蚀金属材料。

（2）采用低氧燃烧技术，降低二氧化硫向三氧化硫的转化率，降低三氧化硫浓度。

（3）合理配风和强化炉内气流的湍流混合过程，避免出现局部还原性气氛，以减少H_2S和硫化物型腐蚀。

（4）加强一次风煤粉气流的调整，尽可能使各燃烧器煤粉流量相等，使燃烧器内横截面上煤粉浓度均匀分布，以保证燃烧器出口气流的煤粉浓度均匀分布。

（5）避免出现水冷壁局部管壁温度过高现象。

（6）采用烟气再循环，可以降低炉膛内火焰温度和烟气中的SO_3浓度，减轻高温腐蚀。

（7）采用贴壁风技术，在水冷壁壁面附近形成氧化气氛的空气保护膜，避免高温腐蚀。

（8）在燃料中加入添加剂，改变煤灰结渣特性。

第十三章 强 制 流 动 锅 炉

第一节 直流锅炉的主要特点和水冷壁型式

一、直流锅炉的主要特点

直流锅炉的主要特点是汽水系统中不设置锅筒，工质一次性地通过省煤器、水冷壁、过热器。其工作原理如图 13-1 所示。

直流锅炉不受工作压力的限制，可适用于 300MW 以上的亚临界参数和超临界参数机组。近年来，主要采用于 600～1000MW 超临界参数机组。

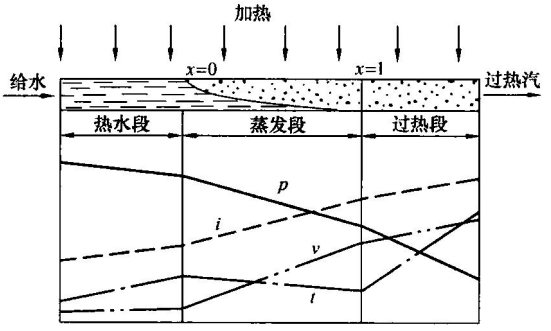


图 13-1 直流锅炉的工作原理

直流锅炉水冷壁管内工质流动阻力比较大，需要用给水泵的压头来克服。例如，蒸汽参数为 25MPa/540℃/540℃ 的 600MW 超临界锅炉水冷壁的流动压降在额定负荷时为 1.84MPa，而过热器的总压降为 1.52MPa，省煤器的总压降为 0.23MPa。可见，水冷壁的流动阻力约占汽水流程总阻力的 50%以上，这就需要提高给水泵的总压头。这样，不但要求提高给水泵的设计和制造工艺，而且增加运行电耗。

二、直流锅炉的水冷壁型式

直流锅炉出现的初期，水冷壁有三种相互独立的结构型式：即本生型、苏尔寿型和拉姆辛型。随着锅炉向高参数、大容量化的发展，按照采用膜式水冷壁和实现变压运行的要求，现代直流锅炉的水冷壁结构型式演变为两种型式：一种是垂直管屏；另一种是螺旋管圈。

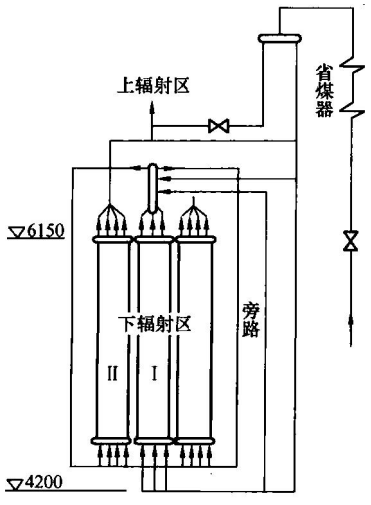


图 13-2 下辐射区水冷壁

1. 垂直管屏光管水冷壁

垂直管屏水冷壁以其结构简单，容易实现膜式壁结构的优势被广泛采用，但传统技术的垂直管屏水冷壁采用光管结构，其造价成本低，抵抗膜态沸腾的能力差。随着火电机组的大容量化，为了保证炉膛下辐射区水冷壁管内的质量流速，下辐射区水冷壁的流路一般设计成二次垂直上升。例如，在 500MW 和 800MW 锅炉机组上，为了避免相邻的水冷壁管之间产生较大的热偏差，减小水冷壁管之间的壁温差，采用二次垂直上升，两个流路之间用不受热的下降管相连接，如图 13-2 所示。按照习惯，采用 2～3 次垂直上升水

冷壁的锅炉被称为 UP 型锅炉（起源于本生型）。

由图 13-2 可见，由于水冷壁具有中间联箱，第一流路出口的工质温度升高、比体积增大，故进入第二流路的工质流量分配就可能不均匀，且第一流路与第二流路相邻两管的壁温差增大。在低负荷变压运行时，这种现象更为明显。这是因为在低负荷变压运行时，一方面工质经过亚临界压力区，工质比体积变化很大，导致流量分配不均；另一方面工质流量减少，质量流速降低，使得工质流量分配的不均匀程度增大。这些不利因素叠加在一起，有可能导致受热较强的水冷壁管中流量反而减少，同时因为光管抵抗膜态沸腾的能力较差，因而使个别管子处于危险的工作状态。因此垂直管屏光管水冷壁不适合变压运行。

2. 螺旋管圈水冷壁

图 13-3 为新型超临界压力锅炉的水冷壁结构。图右侧为内螺纹管螺旋管圈水冷壁。

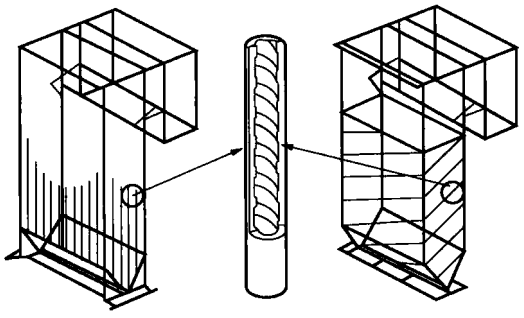


图 13-3 水平管圈水冷壁的结构

螺旋管圈水冷壁的优点是：

（1）工作在炉膛下辐射区的水冷壁同步经过炉膛内受热最强的区域和受热最弱的区域；

（2）水冷壁中的工质在下辐射区一次性沿着螺旋管圈上升，没有中间联箱，工质在比体积变化最大的阶段避免了再分配；

（3）不受炉膛周界的限制，可灵活选择并联工作的水冷壁管子根数和管径，保证较大的重量流速。

螺旋管圈水冷壁的这些优点，使得水冷壁能够工作在热偏差最小和流量偏差最小的良好状态。因此，其水动力稳定性较高，不会产生停滞和倒流，可以不装节流圈，最适合变压运行。国内 600MW 超临界参数锅炉以及多台亚临界低倍率循环锅炉和复合循环锅炉采用了螺旋管圈水冷壁。螺旋管圈水冷壁起源于水平管圈水冷壁（拉姆辛型）。

由于螺旋管圈水冷壁需要专门的悬吊钢架，所以，一般仅布置在炉膛折焰角下部的下辐射区，而在炉膛上辐射区使用垂直管屏。

由于炉膛上部的热负荷降低，只要维持足够的质量流速，管内发生传热恶化的可能性不大，管壁温差也随着减小，因而采用垂直管屏也不会造成膜式壁的破坏。当然，上辐射区水冷壁入口的流量分配不均匀或上辐射区热偏差增大时，也会出现管壁超温破坏现象。

螺旋管圈水冷壁的主要缺点是：

（1）水冷壁及其悬吊结构复杂、制造、安装及检修工作量大，流动阻力比较大。

（2）管带宽度随锅炉容量提高而增大，管带盘旋圈数减少，热偏差增大。

3. 内螺纹管垂直管屏水冷壁

内螺纹管垂直管屏水冷壁在亚临界压力锅炉上的应用证明这项技术在抵抗膜态沸腾方面已经成熟。近几年来进一步应用于超临界和超超临界参数机组锅炉，实现了内螺纹管垂直管屏水冷壁变压运行。内螺纹管垂直管屏水冷壁结构如图 13-3 左侧所示。内螺纹管垂直管屏的主要特点是：

（1）采用内螺纹管可提高传热性能，防止亚临界压力下的膜态沸腾，有利于实现变压运行。

（2）可降低质量流速。在最低直流负荷 30% MCR 时，水冷壁的最低质量流速为

500kg/(m² · s) 左右，低于此值则内螺纹对流体的旋流作用减弱，对于 600MW 超临界压力锅炉和 1000MW 超超临界压力锅炉，最大质量流速为 1800～1850kg/（m² · s)。降低质量流速的意图是减小流动摩擦压降并提高重位压降所占总压降的比例，以达到正流量补偿特性，即充分利用垂直管屏水冷壁中由于热偏差形成的流量自补偿特性。研究表明，质量流速低于 1200kg/（m² · s）时，水冷壁流量分配为自然循环特性。

（3）下辐射区采用一次垂直上升管屏和内螺纹管以及低质量流速相结合，克服了传统 UP 型锅炉的主要缺陷。

（4）垂直管屏的主要优势是结构简单，实现膜式壁的工艺简单，制造和悬吊简单，管子焊口数量少，运行中灰渣容易脱落，积灰结渣减少。

（5）减小了水冷壁的阻力损失，降低了给水泵的功率消耗。

第二节　直流锅炉的水动力特性

一、直流锅炉的水动力不稳定性

亚临界压力直流锅炉和超临界压力直流锅炉低负荷变压运行时，水冷壁管内工质都处于汽、液两相流动状态。随着气相份额增大，加速压降增大，重位压降减小，流动阻力的变化却不确定。气相份额增大时，气水混合物流速增大，动压头增大，流动阻力增大。而气水混合物密度减小，又可使流动阻力减小，综合影响结果是使流量和压差的关系呈现三次方曲线趋势。即出现静态水动力不稳定现象。

直流锅炉静态水动力不稳定的主要表现是：流量和压差的关系不是单值性的，而是多值性的。即对应一个压差，出现两个或两个以上的流量。如图 13-4 所示。

水动力多值性的具体表现是：对于一根管子，流量有时大有时小；对于并联工作的一组管子，有的管中流量大，有的管中流量小。这样就使并联工作的各管子出口的工质比体积、干度、温度等状态参数产生不均匀，有的管子出口是不饱和的水，有的是过热蒸汽，有的是汽水混合物。而对一根管子来说，出口工质有时是不饱和的水，有时是过热蒸汽，有时是汽水混合物。这些现象一旦出现，水冷壁就处在不安全的运行状态。

二、亚临界压力下直流锅炉的水动力特性

1. 亚临界压力下水平蒸发管的水动力特性

分析图 13-5 的水平蒸发管中流量和压差的关系，因为重位压降 $\Delta p_{zw}=0$，而比体积变化

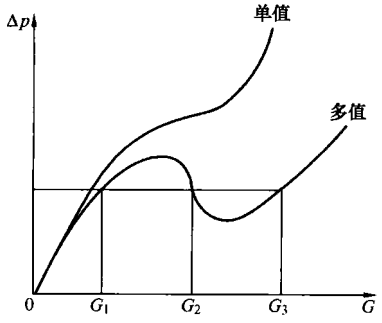


图 13-4　水动力多值性

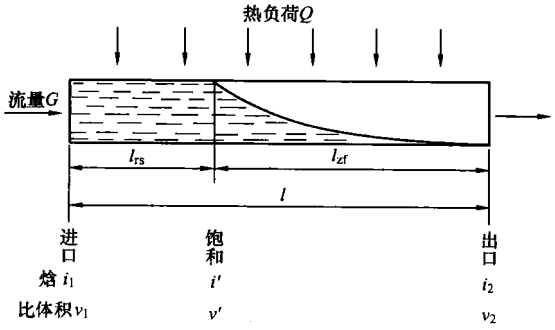


图 13-5　水平蒸发管

引起的加速压降仅占总压降的 3.5%，可以忽略不计。则管子出口的压降应等于流动阻力，如果不计管子进出口的局部阻力，则有

$$\Delta p = \Delta p_{lz} = \Delta p_{rs} + \Delta p_{zf}, \text{Pa} \tag{13-1}$$

热水段流动阻力 Δp_{rs} 为

$$\Delta p_{rs} = \lambda \frac{L_{rs}}{d} \frac{\rho' w^2}{2} = \lambda \frac{L_{rs}}{d} \frac{(\rho' w)^2}{2\rho'}, \text{Pa} \tag{13-2}$$

蒸发段流动阻力 Δp_{zf} 为

$$\Delta p_{zf} = \psi\lambda \frac{L - L_{rs}}{d} \frac{(\rho' w)^2}{2\rho'} \left[1 + x_p \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right], \text{Pa} \tag{13-3}$$

式中 ρw——管内工质的质量流速，kg/（$m^2 \cdot s$）；

ψ——双相流体的摩擦阻力修正系数；

x_p——蒸发段质量含汽率的平均值。

蒸发段的平均质量含汽率 x_p 为

$$x_p = \frac{q\pi d L_{zf}}{2Gr} = \frac{q\pi d(L - L_{rs})}{2Gr} \tag{13-4}$$

热水段长度 L_{rs} 为

$$L_{rs} = \frac{G\Delta h}{q\pi d} = \frac{d\Delta h(\rho w)}{4q}, \text{m} \tag{13-5}$$

把式（13-5）代入式（13-4），可得

$$x_p = \frac{2qL}{(\rho w) rd} - \frac{\Delta h}{2r} \tag{13-6}$$

把式（13-5）和式（13-6）代入式（13-2）和式（13-3），最后代入式（13-1），可得

$$\Delta p = A(\rho w)^3 + B(\rho w)^2 + C(\rho w) \tag{13-7}$$

式中

$$A = \frac{\lambda \Delta h \psi}{8q\rho'} \left[\frac{1}{\psi} - 1 + \frac{\Delta h}{2r}\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right] \tag{13-8}$$

$$B = \frac{\lambda L \psi}{2d\rho'} \left[1 - \frac{\Delta h}{r}\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right] \tag{13-9}$$

$$C = \frac{\lambda L^2 q \psi}{d^2 \rho' r}\left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right) \tag{13-10}$$

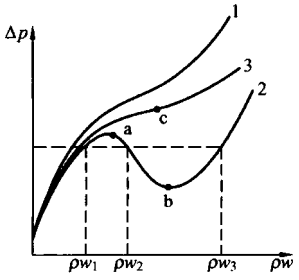


图 13-6 水平蒸发管水动力特性

1、3— 单值特性曲线；

2— 多值特性曲线

式（13-7）为水平蒸发管水动力特性关系式，即为 $\Delta p = f(G)$ 函数关系的具体形式。随着系数 A、B、C 的变化，方程的解发生变化，反映的曲线形状也相应变化。曲线可出现三种情况，如图 13-6 所示。

对方程式（13-7）求导数，并且令 $\frac{df(\rho w)}{d(\rho w)} = 0$，可得

$$\frac{d\Delta p}{d(\rho w)} = 3A(\rho w)^2 + 2B(\rho w) + C = 0 \tag{13-11}$$

$B^2 - 3AC > 0$ （对应两个实根，多值性）

$B^2 - 3AC = 0$ （对应一个实根，单值性）

$$B^2 - 3AC < 0 \quad \text{（对应一个实根，单值性）}$$

由此可见，水动力单值性的条件为

$$B^2 - 3AC \leqslant 0 \tag{13-12}$$

亚临界压力以下，水平蒸发管水动力多值性的直观表现可用示意图 13-7 说明，给水变为蒸汽的过程经历了加热、蒸发、过热三个阶段，由于直流锅炉没有固定的汽水分界面，热水段、蒸发段、过热段的长度是随热负荷及给水流量等条件变动的。当给水流量增加时，热水段长度延长，蒸发段长度缩短，过热段长度也相应缩短。直流锅炉的水冷壁出口布置有汽水分离器，亚临界压力直流锅炉或超临界压力直流锅炉在低负荷变压运行时，汽水分离器的作用类似于自然循环锅炉的锅筒，其主要作用是使水冷壁和过热器分开，将水冷壁出口的汽水混合物分离成汽和水，以控制进入过热器的蒸汽的干度。所以，分析直流炉锅水动力多值性时，通常只考察热水段和蒸发段。即认为对于水动力多值性起决定作用的是热水段的阻力和蒸发段的阻力。

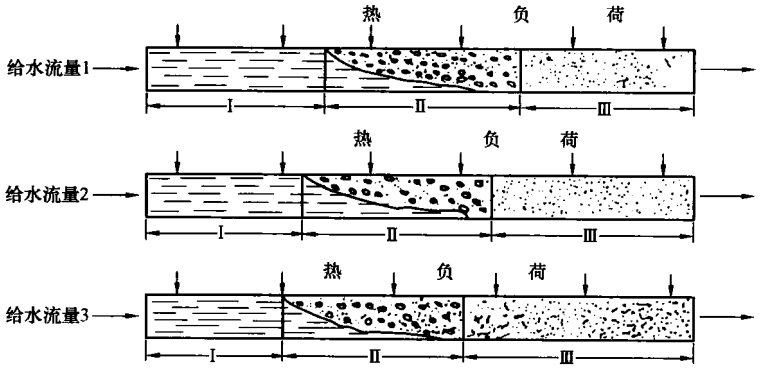


图 13-7　给水流量变化时直流锅炉各区段长度的变化

Ⅰ—加热区段长度；Ⅱ—蒸发区段长度；Ⅲ—过热区段长度

给水流量 1>给水流量 2>给水流量 3

分析热水段和蒸发段的阻力变化不难知道，在管子外部的热流密度不变，而给水流量增加时，热水段长度延长，热水段阻力增加，但蒸发段长度缩短，蒸发段中汽水混合物的比体积减小，且汽水两相间的相对速度减小，使蒸发段阻力减少的更多。所以当给水流量增加时，有可能出现总压差减小的趋势，导致出现多值性曲线中，随流量增加，压差减小的负斜率区，如图 13-6 中的曲线段 a-b。

可见，对于强制流动的水冷壁，水动力多值性出现的根本原因是由于热水段和蒸发段的共存，且在蒸发段中由于扰动使工质比体积变化较大而引起的。根据理论分析可以知道，当流量增加时，控制热水段阻力的增加值总是大于蒸发段阻力的减小值，即总阻力总是随流量的增加而增大，就不会出现水动力多值性。也就是说，当其他条件变化时，如果热水段阻力对总阻力的影响总是处于主导地位，水动力多值性就不会发生。但上述分析是针对单根管而言的，对于并联工作的一组管子或并联工作的几个管屏而言，水动力多值性还与热偏差和流量偏差以及结构偏差有关。

应该说明，一般情况下的气液两相流动特性并非必然出现水动力多值性，气液两相流动系统出现水动力多值性的主要原因是因为系统内发生了微小的扰动，如水泵压头或循

环压头变化，介质温度升高等，当系统的工作压头略高于流动阻力时，流量就会增加；当系统的工作压头略低于流动阻力时，流量就会减小。这种流量变化的不稳定性也称为流量漂移。

2. 亚临界压力下垂直管的水动力特性

亚临界压力下，在垂直蒸发管中，重位压头对水动力特性的影响很大。有时，重位压头会成为总压降的主要部分，从而影响着压差与流量的关系。

在垂直蒸发管中，如果不计加速压降，则管子进出口的压差应为

$$\Delta p = \Delta p_{lz} + \Delta p_{zw}, \text{Pa} \tag{13-13}$$

$$\Delta p_{zw} = H_{rs}\rho_{rs}g + H_{zf}\rho_{zf}g, \text{Pa} \tag{13-14}$$

式中 H_{rs}、H_{zf}——热水段、蒸发段高度，m；

ρ_{rs}，ρ_{zf}——热水段、蒸发段的工质密度，kg/m^3。

分析式（13-14）可知，当流量增加时，热水段高度增大，蒸发段高度减小；与此同时，蒸发量减少，质量含汽率下降，使得蒸发段的汽水混合物密度增大；虽然管段总高度并未改变，但工质平均密度增大，使重位压头增加。流量越大，重位压头就越大，对水动力特性的影响就越大。

图 13-8 中的曲线表示垂直上升管的重位压头对水动力特性的影响。由图可见，对垂直上升流动，当重位压头较大时，如果不计重位压头时的水动力特性是多值性的，则考虑重位压头后的水动力特性就有可能变为单值性的。即上升流动时，重位压头具有减弱水动力不稳定的作用。

对于垂直下降管的流动，重位压头对水动力特性的影响为

$$\Delta p = \Delta p_{lz} - \Delta p_{zw}, \text{Pa} \tag{13-15}$$

图 13-9 的曲线表示了垂直下降管中重位压头对水动力特性的影响。由图可见，当重位压头较大时，如果不计重位压头时，水动力特性是单值性的，则考虑重位压头后的水动力特性就可能变为多值性的。即下降流动时，重位压头具有增强水动力不稳定的作用。

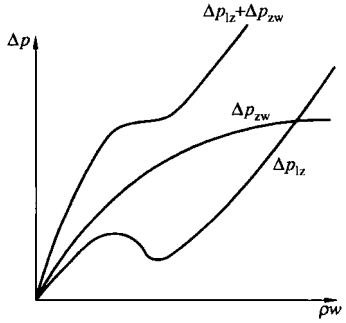


图 13-8 垂直上升管中重位压头对水动力特性的影响

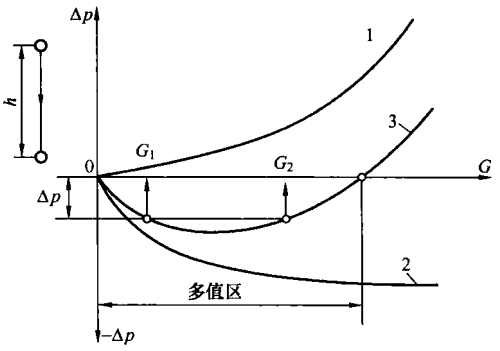


图 13-9 垂直下降管中重位压头对水动力特性的影响

1—流动特性曲线；2—重位压力降；3—总水动力特性曲线

在并联工作的蒸发管屏中，虽然管屏进出口联箱之间的总压差不变，由于有的管子受热强，有的管子受热弱，因此在受热不同的管子之间形成重位压差，也就有可能形成类似自然循环回路的流动。于是，本来应该是工质向上流的上升管，也有可能变成工质向下流的下降管。由此看来，在直流锅炉中，也可能出现倒流现象。当受热不同的管子之间重位压差接近于0，且有的管子中重量流速很低，即 $\rho w \to 0$，但 $\rho w \neq 0$ 时，同样也会出现停滞现象。图13-10表示垂直上升并联管组中的停滞和倒流的特性曲线。

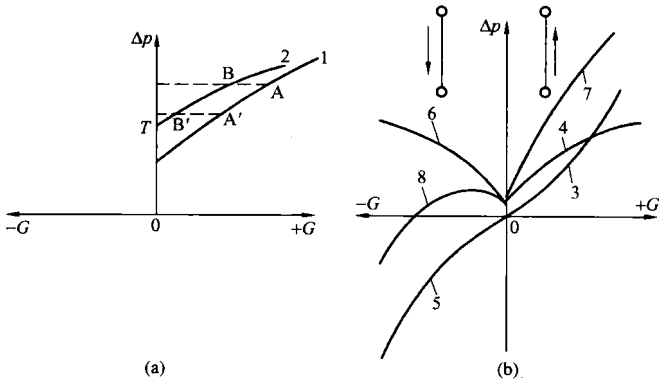


图13-10　垂直上升并联管组中的停滞和倒流的特性曲线

（a）停滞；（b）倒流

1—平均工况管的水动力特性曲线；2—受热弱管子的水动力特性曲线；3—平均工况管的流动阻力压力降曲线；4—平均工况管的重位压力降曲线；5—倒流管的流动阻力压力降曲线；6—倒流管的重位压力降曲线；7—平均工况管总水动力特性曲线；8—倒流管的总水动力特性曲线

垂直管屏中，如果有的管子或管屏发生了工质的停滞或倒流，就会使管子冷却不良，引起传热恶化导致的超温爆管等事故。尤其是在低负荷运行时，炉膛中火焰温度分布不均匀性增大，管屏中各管之间受热强度不均匀性随之增大，再加上管屏流动阻力减小，使管屏的总压差减小，不但容易引起水动力不稳定，而且容易出现停滞和倒流现象。因为直流锅炉对热偏差的影响极为敏感，必然影响蒸发受热面的安全工作。

三、影响直流锅炉水动力多值性的因素

直流锅炉的水动力多值性主要是由热水段和蒸发段的共同存在，且蒸发段的工质比体积变化引起的。而热水段是客观存在的，所以，产生水动力多值性的主要原因是在蒸发段发生了较大的汽水比体积变化，进而导致了热水段和蒸发段的阻力比值 $\Delta p_{zf}/\Delta p_{rs}$ 发生变化。锅炉运行时，影响水动力多值性的具体因素比较复杂，主要因素有：

1. 工质压力

蒸发管进口的工质压力对水动力多值性的影响起主要作用。当压力降低时，汽水密度差增大，水动力趋于不稳定。但是，压力对水动力多值性的影响具有多重性。即压力降低时，汽水比体积差增大，水动力多值性加剧；但压力降低，工质汽化潜热也随之增大，在吸热量一定时，蒸发量减少；压力降低，还会使受热面进口水欠焓相应减小，这又会减弱水动力多值性。但是，压力降低使汽水比体积差变化得较多，因而其综合影响是加剧了水动力多值

性。图 13 - 11 的试验曲线表明了压力对水动力特性的影响。

2. 质量流速

直流锅炉蒸发管内的质量流速随负荷而变，锅炉负荷越低，越容易发生水动力多值性。因为质量流速越小，工质流量分配越不均匀。从式（13 - 7）来看，质量流速越小，各项系数的影响作用就越大，越容易发生水动力多值性。

3. 蒸发管进口水欠焓

热水段的存在说明蒸发管进口工质欠焓。在热负荷一定的条件下，工质欠焓越大，L_{rs} 就越大，L_{zf} 就越小，虽然热水段阻力 Δp_{rs} 有所增大，但由于受 L_{zf} 减小，尤其是受汽水混合物平均速度降低的影响，蒸发段阻力 Δp_{zf} 降低得更多，使压降 Δp 随流量 G 的增加出现多值性。工质欠焓增大主要发生在高压加热器解列的场合，如果此时质量流速过小，则水动力多值性就难以避免。工质进口水焓值对水动力特性的影响见图 13 - 12。

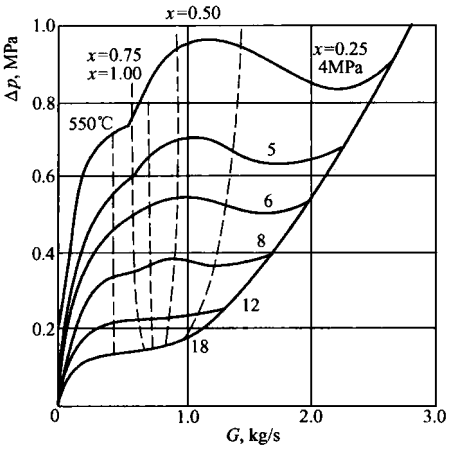


图 13 - 11 压力对水动力特性的影响

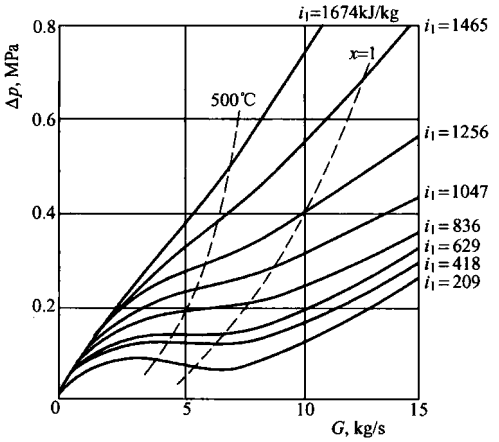


图 13 - 12 工质进口水焓值对水动力特性的影响

4. 热负荷 q

在亚临界压力下，当锅炉负荷和给水温度一定时，水冷壁热负荷变化直接影响蒸发点的位置变化，从而影响水动力特性。例如，当 q 降低（水冷壁吸热量 Q 降低）时，增加了热水段 L_{rs} 的长度，减小了蒸发段 L_{zf} 的长度，相当于增大了工质欠焓，使水动力趋于不稳定。图 13 - 13 的曲线表示了热负荷对蒸发管水动力特性的影响。

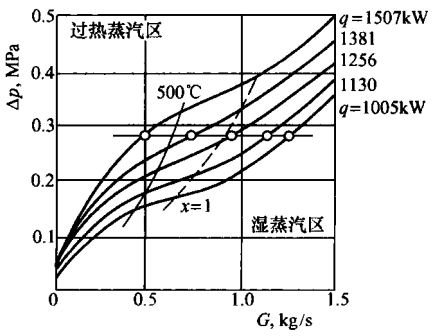


图 13 - 13 热负荷对蒸发管水动力特性的影响

5. 锅炉负荷

直流锅炉在低负荷运行时，比高负荷时的水动力稳定性要差得多。因为低负荷时，压力低，质量流速小，进口工质欠焓大，热负荷降低，热偏差增大。可见，此时在多种不利因素的同时作用下，水动力不稳定性的程度必然增大。图 13 - 14 表示了负荷变化对水动力特性的影响。

6. 重位压头

影响垂直上升管屏的水动力特性的因素更为复杂。即影响水平管水动力特性的因素同样影响着垂直管屏，而且受重位压头和热偏差的影响，垂直管屏不但可能出现水动力不稳定现象，还可能出现停滞和倒流问题。因此，垂直管屏水动力稳定性条件要求更高。

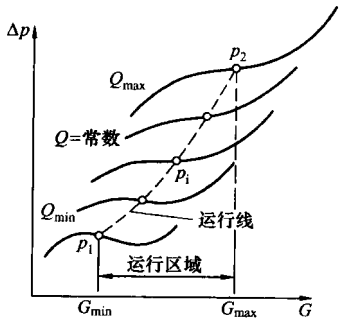


图 13-14　负荷变化对水动力特性的影响

7. 工质的热物理特性

超临界压力锅炉的水冷壁管内工质虽然是单相流体，但由于工质的温度随吸热量增加而变化，当工质温度处于大比热区且吸热量同时增大时，工质温度变化不大，但比体积发生剧烈变化，引起工质的膨胀量急剧增大，有可能产生水动力不稳定现象。

四、提高水动力稳定性的方法

（1）提高质量流速 ρw。现代直流锅炉为防止水动力不稳定性，选用较高的质量流速。在 MCR 负荷时，下辐射区水冷壁的质量流速 $\rho w \geqslant 2000 kg/(m^2 \cdot s)$，上辐射区水冷壁中工质比体积变化比下辐射区要小，质量流速可降低到 $\rho w \geqslant 1000 kg/(m^2 \cdot s)$；低负荷时下辐射区水冷壁的最低质量流速控制在 $\rho w \geqslant 800 kg/(m^2 \cdot s)$ 的水平。提高质量流速，即可避免水动力多值性，又可防止停滞和倒流，因此提高质量流速是提高水动力稳定性的最有效的方法。

（2）提高启动压力 p。采用变压运行的螺旋管圈水冷壁的直流锅炉，应避免低负荷时的工作压力过低。对于垂直管屏，如果不采用实现变压运行的新技术，则最好采用全压启动方式。

（3）采用节流圈。在水冷壁入口安装节流圈可增大热水段的阻力。加装节流圈后，管子的总压降为

$$\Delta p = \Delta p_{lz} + \Delta p_{jl}, Pa \qquad (13-16)$$

当流量增大时，节流圈的阻力随着增大，使热水段的流动阻力总是占优势。节流圈对水动力稳定性的作用如图 13-15 所示。

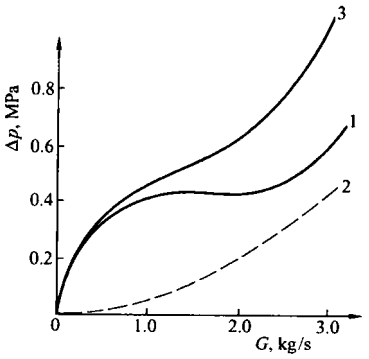


图 13-15　节流圈对水动力稳定性的作用

1—未加节流圈时的水动力特性；2—节流圈阻力特性；3—加节流圈后的水动力特性

（4）减小进口工质欠焓 Δh。对于直流锅炉，水冷壁进口工质欠焓是必然存在的。$\Delta h=0$ 时，因局部的汽泡不会被凝结或因工质比体积变化，水冷壁进口联箱中分配给每根水冷壁管的流量不均匀性就可能增大。但欠焓减小，减小了热水段长度，增加了蒸发段长度，有利于提高水动力的稳定性。

（5）减小受热偏差。运行实践表明，水动力不稳定性主要是由汽水比体积变化增大和热偏差造成流量分配不均引起的。因此，减小水冷壁的受热偏差是维持水动力稳定性的重要条件。锅炉运行中，应及时吹灰，防止水冷壁结渣、积灰；防止火焰偏斜，保持良好的火焰充满度；在燃烧器区域

投入再循环烟气并使燃烧器多层布置且增大喷口间距。这些措施均可以减小水冷壁管外的受热偏差。尤其要注意在低负荷运行时，热偏差有增大的趋势。

(6) 控制下辐射区水冷壁出口温度。对于超临界压力锅炉，下辐射区水冷壁处于热负荷最高的区域，吸热最强，为了避免工质的比体积剧烈变化，应将工质的大比热区避开热负荷较高的燃烧器区。这就要求控制下辐射区水冷壁出口工质的温度，使其低于拟临界温度。

(7) 控制水冷壁热负荷。在亚临界压力下，当负荷一定时，控制水冷壁热负荷实际上控制了蒸发点位置，使热水段和蒸发段的阻力保持稳定；在超临界压力下，则控制了汽水比体积的剧烈变化。

第三节 亚临界压力下蒸发管的脉动性流动

一、脉动的现象及危害

1. 脉动现象

直流锅炉水冷壁工作时，还可能发生水动力的动态不稳定现象，即脉动性流动现象。其主要表现是：进入蒸发管的水流量和流出蒸发管的蒸汽流量发生周期性的波动，如图 13-16 所示。

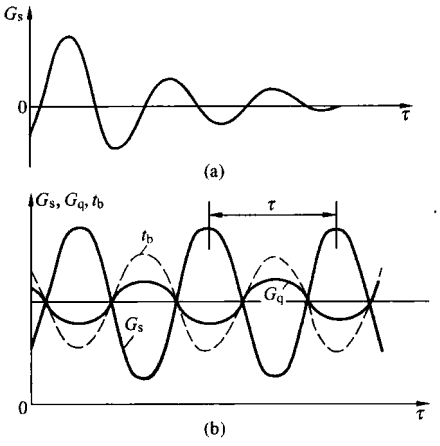


图 13-16 蒸发管的脉动现象
(a) 衰减型脉动；(b) 周期性脉动
G_s—水流量；G_q—蒸汽流量；
t_b—壁温；τ—时间

直流锅炉的脉动有三种类型，即管间脉动、管屏脉动、整体脉动。比较多见的是管间脉动，其具体表现是：

(1) 在并联工作的管子之间，某些管子的进口水流量时大时小，当一部分管子的水流量增大时，另一部分管子的水流量却在减小。与此同时，管子出口的蒸汽量也在进行周期性的变化。

(2) 当管子进口的水流量 G 最大时，出口的蒸汽流量 D 最小。

(3) 整个管组的进水量和蒸汽量变化不大。

管屏脉动是指各并联管屏之间产生的脉动，与管间脉动相似。

整体脉动也称为全炉脉动，是指全部并联管屏中流量同时发生的周期性波动。一般是因为使用特性曲线比较平缓的离心式给水泵造成的。

根据脉动的具体表现，可以看出：蒸发管内的脉动性流动现象是流量随时间周期性变化的一种动态水动力不稳定现象。脉动性流动的出现既有自身的特殊背景，又和水动力不稳定性有密切联系。

2. 脉动的危害

由于流量的脉动，引起了管内工质压力和温度周期性地变化，同时引起热水段、蒸发段、过热段的周期性变化，这种变化的危害是：

(1) 在管子热水段、蒸发段、过热段的交界面处，交替接触不同状态的工质，时而是不饱和的水，时而是汽水混合物，时而是过热蒸汽。且这些工质的流量周期性变化使管壁温度发生

周期性变化，以致引起金属管子的疲劳破坏。

（2）由于过热段长度周期性地变化，出口汽温也发生周期性变化，汽温不易控制，甚至引起管壁超温。

（3）脉动严重时，由于受工质脉动性流动的冲击作用力和工质汽水比体积变化引起管内局部压力波周期性变化的作用，还会造成管屏的机械振动。引起管屏的机械应力破坏。

二、脉动性流动的形成机理

1. 脉动性流动的一般解释

从试验观察到：在开始蒸发点附近，管子截面的上半部流动着蒸汽泡，它的速度低于管子下部的水速，当进口水速较低时，汽泡流动得更慢，甚至停滞。于是，汽泡逐渐变大，使管内局部压力提高，以致排挤水的流进。当局部压力高于管子进口压力时，管子进口端出现水的倒退；在管子出口端出现工质加速向外流动。当工质排出后，管内压力又降低，汽泡被排走。这种现象一旦持续发生，管内流动即出现脉动。如果形成这种脉动性流动的条件未发生变化，则脉动不会衰减，可自动维持下去。

在垂直蒸发管中，尤其是在低负荷运行时，重位压头成为管屏进、出口联箱压降中的重要部分。重位压头对管屏流量的脉动影响很大。这是因为热水段高度随流量脉动而脉动，所以重位压头也随流量脉动而脉动。由于重位压头的脉动幅度比较大，且滞后于流量脉动一个相位角，使得垂直管的脉动比水平管更为敏感。

2. 压力降型脉动、密度波型脉动、热力波型脉动

蒸发管内的脉动性流动主要有三种类型，即压力降型脉动、密度波型脉动、热力波型脉动。这三种脉动既可以独立形成，也可以叠加或耦合作用。

（1）压力降型脉动的主要表现是随着流量的增加，系统的总压差降低，即压力降型脉动总是发生在水动力特性曲线的负斜率区。

压力降型脉动主要是由于管内压力周期性的变化而产生的。这种压力的周期性变化形成扰动力，在扰动力的作用下，管内流量发生周期性的变化。因此，压力降型脉动与水动力多值性密切相关。试验研究表明，压力降型脉动产生的条件是工质流动系统内出现水动力多值性和具有一定的压缩容积。热力设备的管路系统具有较大的膨胀容积，可能出现压降振荡，导致压力降型脉动。

在压力降型脉动过程中，工质压力、流量、系统压降、工质温度和管壁温度均发生脉动；工质压力、工质温度和管壁温度为同相位脉动，但相位差不大；工质流量与系统的总压降也是同相位脉动；而工质流量与压力接近于反相位脉动；发生压力降型脉动时，各参数的脉动幅度并不相同。

压力降型脉动发生时，各参数的变化见图13-17。

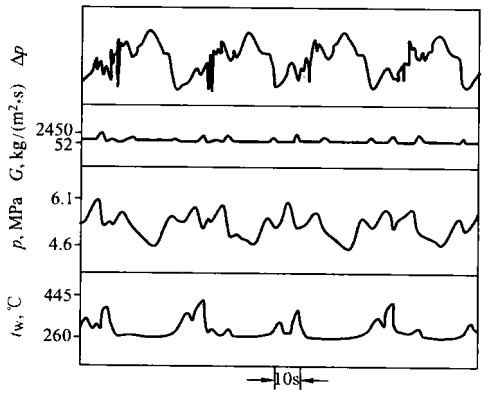


图13-17　压力降型脉动

（2）密度波型脉动的主要表现是在稳定状态下，两相流中含汽率较大时，如果热负荷发生扰动，管子进口的工质流量、压力、总压降和温度就出现持续脉动。即密度波型脉动发生在水动力特性曲线的

正斜率区。密度波脉动是导致管间脉动的主要原因。

在密度波型脉动过程中，工质压力、流量、系统压降、工质温度和管壁温度也都发生脉动，进口工质流量与工质压力接近于同相位脉动，而进口工质流量与加热段压力降接近于反相位脉动。密度波型脉动主要发生在含汽率较高的区域，密度波型脉动发生的周期低于压力降型脉动的周期。发生密度波型脉动时，各参数的脉动幅度并不相同。

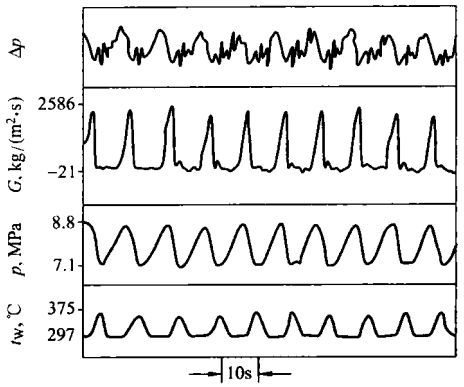


图 13-18 密度波型脉动

密度波型脉动发生时，各参数的变化如图 13-18 所示。

(3) 热力波型脉动的主要表现是在高干度膜态沸腾初始阶段时，由于流量扰动，出现壁面温度周期性振荡的现象。在流量突然增大时，已经处于膜态沸腾的受热面，受到多余液体的冷却，转入过渡沸腾，使壁面温度降低。但由于受密度波的作用，流量降低，又造成壁温飞升。即壁面上的液膜不稳定造成壁温大幅度脉动性波动。热力波型脉动既可以出现在压力降型脉动区，也可以出现在密度波型脉动区。

影响压力降型脉动、密度波型脉动、热力波型脉动的因素很多，各因素之间的关系更为复杂。主要因素有工质压力、系统内的可压缩容积、管内质量流速、热负荷、管子进口工质的欠焓、管子进口和出口处的节流等。

三、防止脉动的措施

(1) 提高质量流速 ρw。质量流速大，汽泡不容易变大，管内就不会形成较高的局部压力，可保持稳定的进口水流量。

(2) 采用节流圈。在管子的入口端加装节流圈是防止脉动的最有效的方法。节流圈可使蒸发点造成的局部压力升高值远低于进口压力，因而可使流量波动减小。实际上，加装节流圈后，使得热水段阻力增加，提高了热水段的压差，保证了进口水流量的稳定性。图 13-19 表示了节流圈对消除脉动的作用。

(3) 提高进口压力。压力高，汽与水的比体积接近，局部压力升高的现象不容易发生。运行实践证明，$p \geqslant 14\text{MPa}$ 时，基本不发生脉动现象。但变压运行的直流锅炉启动或低负荷运行时，应注意脉动的产生。

(4) 降低蒸发点的热负荷和热偏差。蒸发点即工质发生相变的位置，将蒸发点移到热负荷较低的区域，可避免局部压力的大幅度变化。减小热偏差，减小流量偏差，防止个别管中流量降低导致的比体积发生剧烈变化。

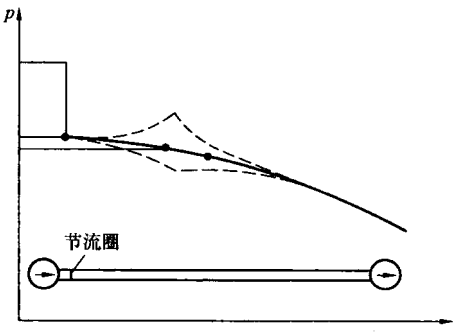


图 13-19 节流圈对消除脉动的作用

(5) 防止脉动性燃烧。由于直流锅炉水冷壁的热惯性很小，燃烧放热不稳定时，热水段和蒸发段长度不断变化，不仅流动阻力不断变化，而且重位压头也不断变化，很容易导致脉动性流动。防止燃烧脉动对防止脉动极为重要。

（6）给水泵的特性。给水泵的特性对直流锅炉蒸发管脉动的影响是不容忽视的。图 13-20 是离心式给水泵特性曲线。图中曲线 1 是锅炉出口压力，曲线 2 是锅炉进口压力，曲线 3 是比较平缓的水泵特性，曲线 4 是较陡的水泵特性，曲线 2、3、4 的交点为工作点。由图可见，比较平缓的水泵特性和较陡的水泵特性相比，假定压差变化相同，平缓的水泵特性流量变化较大，而较陡的水泵特性流量变化较小。对于消除锅炉的脉动来说，希望在较低的流量时，有较高的压力。即足够陡的水泵特性可以使压力波动时，流量变化不大。这样有利于消除或避免锅炉的整体脉动。

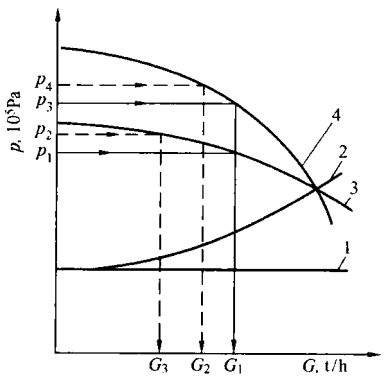


图 13-20 离心式给水泵特性曲线

第四节 直流锅炉的热偏差

一、热偏差对直流锅炉工作安全性的影响

直流锅炉的受热面是由许多根并联工作的管子组成的，各根管子之间的受热强度和流量分配不可能完全均匀，因而它们的管壁工作温度也不可能相同，只要其中有一根管子被烧坏，则整个锅炉的正常工作就不能进行。所以，必须从结构方面和运行方面充分注意消除受热不均匀性和流量分配的不均匀性。

受热不均主要是由炉内燃烧时火焰的充满程度和炉内的温度场分布决定的。在炉内燃烧的组织和调整方面，直流锅炉与自然循环锅炉并无差异。但是，由于燃烧组织不良导致的热偏差对蒸发管的安全工作危害极大，其不仅使蒸发管内的流量分配不均程度增大，而且可能使蒸发管直接产生停滞、倒流和传热恶化，这是直流锅炉区别于自然循环锅炉的一个重要特性。

二、直流锅炉的流量偏差

1. 受热偏差对流量偏差的影响

流量分配不均与许多原因有关，其不仅取决于受热面的结构型式和系统连接，而且取决于管内的质量流速、工质压力、汽水膨胀、受热面入口水的欠焓程度、管外的热流密度等因素的综合影响。

第七章中曾经给出流量偏差系数，即

$$\eta_G = \frac{G_p}{G_0} = \sqrt{\frac{R_0}{R_p}\frac{v_0}{v_p}} \tag{13-17}$$

从式（13-17）可以看出，受热较强的管子内，工质的比体积变化较大，而工质的比体积偏差较大时，又容易引起较大的流量偏差，即受热强的管子中，流量反而减少，从而使蒸发管的工作条件进一步区域恶化。对于亚临界压力下工作的蒸发受热面，热负荷过大的管子中易出现膜态沸腾或“蒸干”，导致金属管壁局部超温；对于超临界压力下工作的蒸发受热面，热负荷过大的管子中工质温度提高得较多，或产生类膜态沸腾，直接导致金属管壁超温。

2. 重位压头对流量偏差的影响

对于上升流动，有

$$R_0 G_0^2 v_0 + \frac{gH}{v_0} = R_p G_p^2 v_p + \frac{gH}{v_p} \tag{13-18}$$

$$\eta_G = \frac{G_p}{G_0} = \sqrt{\frac{R_0}{R_p}\frac{v_0}{v_p}\left[1 + \frac{gH(\rho_0 - \rho_p)}{R_0 G_0^2 v_0}\right]} \tag{13-19}$$

对于下降流动，有

$$R_0 G_0^2 v_0 - \frac{gH}{v_0} = R_p G_p^2 v_p - \frac{gH}{v_p} \tag{13-20}$$

$$\eta_G = \frac{G_p}{G_0} = \sqrt{\frac{R_0}{R_p}\frac{v_0}{v_p}\left[1 - \frac{gH(\rho_0 - \rho_p)}{R_0 G_0^2 v_0}\right]} \tag{13-21}$$

由式（13-19）、式（13-21）可知，对于上升流动，重位压头可减小流量偏差；对于下降流动，重位压头可增大流量偏差。

3. 加装节流圈对流量偏差的影响

$$R_0 G_0^2 v_0 + R_{0,jl} G_{0,jl}^2 v_{0,jl} = R_p G_p^2 v_p + R_{p,jl} G_{p,jl}^2 v_{p,jl} \tag{13-22}$$

$$\eta_G = \frac{G_p}{G_0} = \sqrt{\frac{R_0 v_0 + R_{0,jl} v_{0,jl}}{R_p v_p + R_{p,jl} v_{p,jl}}} \tag{13-23}$$

适当选择各管中节流圈的阻力系数，可使流量偏差系数接近于1，即减轻流量偏差。但对于热负荷较大的管子，通常采用增大流量的办法来提高受热较强管的冷却能力，因而应选择阻力较小的节流圈。

三、热偏差与流量偏差实例分析

图13-21给出了螺旋管水冷壁热偏差及流量偏差与偏差管质量流速的关系，图13-22给出了垂直管水冷壁热偏差及流量偏差与偏差管质量流速的关系。图中的数据表明，随着偏差管中质量流速的提高，热偏差系数和流量偏差系数都向数值1靠近，即偏差管的热偏差和流量偏差均可以减小。

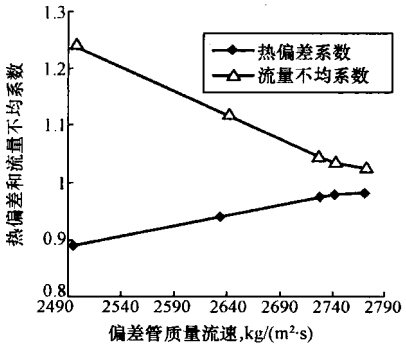


图13-21 螺旋管水冷壁的热偏差及流量偏差

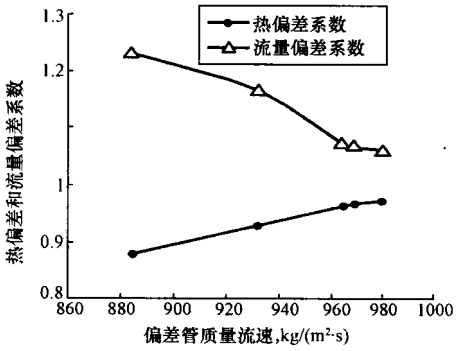


图13-22 垂直管水冷壁的热偏差及流量偏差

图13-23给出了螺旋管水冷壁管中工质焓增与温度偏差的关系，图13-24给出了垂直管水冷壁管中工质焓增与温度偏差的关系。图中的数据表明，随着水冷壁管中工质焓增的提

高，温度偏差逐渐增大。无论螺旋管或垂直管都具有相同的变化趋势。

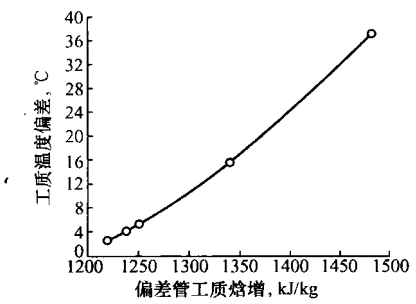


图 13-23　螺旋管水冷壁管中的工质焓增与温度偏差

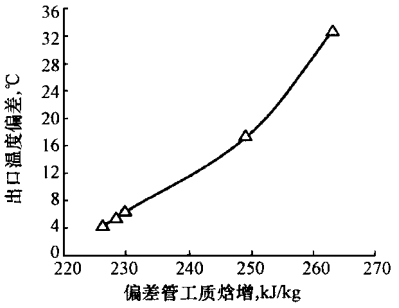


图 13-24　垂直管水冷壁管中的工质焓增与温度偏差

第五节　超临界压力下水冷壁管内传热

一、超临界压力下水和水蒸气的热物理特性

超临界参数锅炉的技术关键在于水冷壁。在超临界压力下工作的水冷壁的传热主要有两个特点：

（1）随着水冷壁吸热量的增加，管内工质温度不断提高。例如，蒸汽参数为 25MPa/540℃/540℃的超临界压力锅炉，工质温度在水冷壁管内提高 210℃左右。

（2）在超临界压力区，水冷壁管内传热与工质的热物理特性密切相关。

在超临界压力区，水冷壁管内工质具有大比热特性，且对应于不同的压力和温度，水冷壁管内工质具有不同的大比热区。对应比定压热容值最大位置处的工质温度称为拟临界温度。在拟临界温度两侧，工质的状态不同，在拟临界温度左边的工质是水；在拟临界温度右边的工质是汽。可见，在拟临界温度附近的大比热区内，工质比体积直接发生急剧变化，但工质温度变化不大。压力越高，拟临界温度向高温区推移，大比热特性逐渐减弱，如图 13-25 所示。图 13-26～图 13-28 分别表示了水和水蒸气的黏度、比体积、温导系数与温度及压力的关系。

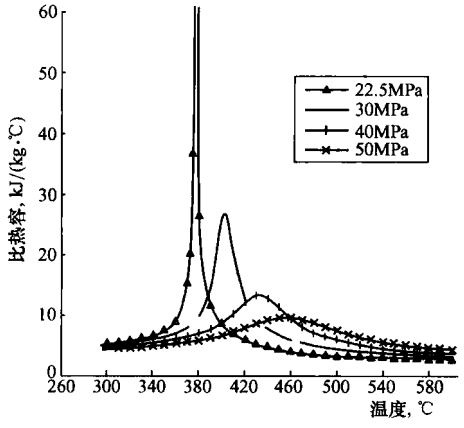


图 13-25　超临界压力下工质的大比热特性

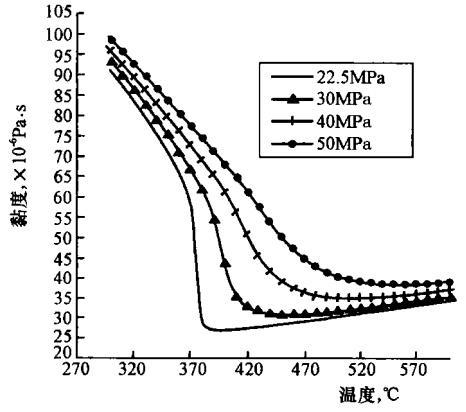


图 13-26　水和水蒸气的黏度

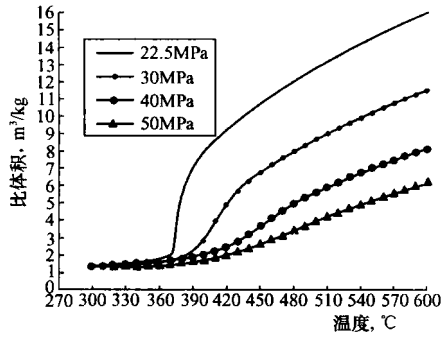


图 13-27 水和水蒸气的比体积

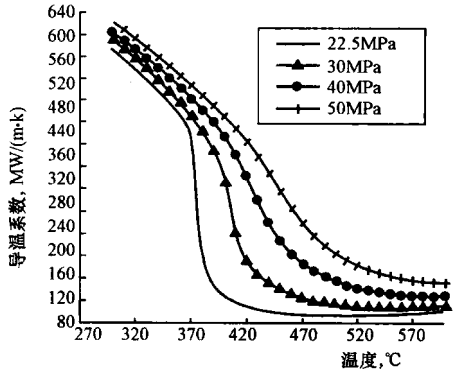


图 13-28 水和水蒸气的温导系数

工质比体积的急剧变化必然导致膨胀量增大，从而引起水动力不稳定或类膜态沸腾。在大比热区外，工质比热容很小，因而温度随吸热变化很大。根据超临界压力下工质的热物理特性，控制下辐射区水冷壁的吸热量，使大比热区避开受热最强的区域是超临界压力锅炉机组设计和运行的关键。

二、超临界压力下水冷壁管内传热

超临界压力下水冷壁管内壁面附近的流体黏度、比热容、温导系数、密度等物性参数发生显著变化容易引起类膜态沸腾问题。例如，物性参数黏度和温导系数随温度升高而剧烈下降，管中心的流体黏度和导温系数大，而壁面处的流体黏度和导温系数降低。例如，当工质温度在 300～400℃范围内时，边界层中的流体导热系数降低，使导热性较差的流体与管壁接触，且壁面处的流体速度远小于管中心的流体速度，在热负荷较大时就可能导致传热恶化。这种现象类似于亚临界参数下的膜态沸腾，称为类膜态沸腾。

已有的研究表明，超临界压力下的传热恶化还与热负荷以及工质的重量流速有关。传热恶化发生在相变区，因此对应工质比热最大的管段不应该布置在热负荷最高的燃烧器区域，同时在任何负荷下都需要维持比较高的质量流速。

图 13-29、图 13-30 分别是 $p=25\text{MPa}$、$p=28\text{MPa}$，管子倾角 $\alpha=14°$时，在不同质量流速、不同热负荷下管壁温度与工质焓的关系。由图可见，传热恶化起始点的焓值在 $p=25\text{MPa}$ 时，约为 2000～2100kJ/kg；在 $p=28\text{MPa}$ 时，约为 2100～2200kJ/kg。

在水平管中由于重力作用，密度大的介质集中在管子下部，密度小的介质则集中在管子上部，使上壁温度高于下壁温度。管径越大，这种差别越明显。这种现象在拟临界温度附近的区域更加严重。

在垂直管中，因为不存在重力作用，流体分层主要由密度变化引起，相同工况时的传热恶化起始点应有所推迟。

在采用光管与内螺纹管的区别方面，中国的有关研究认为，在超临界压力下，采用内螺纹管和光管的传热性能差不多，只要控制适当的热负荷并维持较高的质量流速，内螺纹管和光管都不会发生传热恶化。

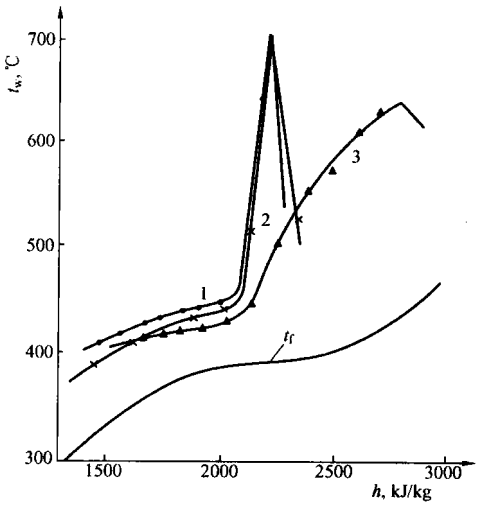


图 13 - 29　p=25MPa 时管壁温度与工质焓的关系

p=25MPa　α=14°

1—q=410kW/m²，ρw=1000kg/（m²·s）；

2—q=350kW/m²，ρw=1000kg/（m²·s）；

3—q=250kW/m²，ρw=600kg/（m²·s）

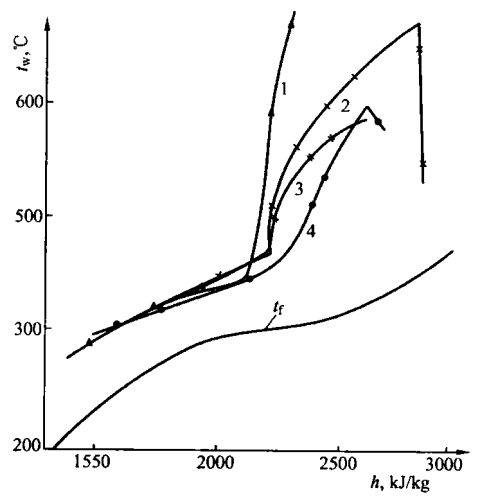


图 13 - 30　p=28MPa 时管壁温度与工质焓的关系

p=28MPa　α=14°

1—q=410kW/m²，ρw=1200kg/（m²·s）；

2—q=300kW/m²，ρw=1000kg/（m²·s）；

3—q=250kW/m²，ρw=600kg/（m²·s）；

4—q=200kW/m²，ρw=600kg/（m²·s）

三、超临界压力锅炉管内传热恶化判别方法

超临界压力锅炉水冷壁传热恶化首先取决于工质的热物理特性，同时也与管内工质的质量流速和热负荷大小密切相关。即管内工质的密度分布、黏度分布、温导系数分布随工质温度变化较大，而工质温度又随工质焓、质量流速和热负荷等条件变化而发生较大变化。

对于工质垂直上升流动的管子，可采用参数 A 判别管内是否出现传热恶化。参数 A 定义为

$$A=\frac{\alpha_2}{\alpha_0} \tag{13-24}$$

式中　α_2——超临界压力下工质焓 h=1050～2720kJ/kg 时的管内放热系数，W/（m²·℃）；

α_0——超临界压力下工质焓 h=840kJ/kg 时的管内放热系数，W/（m²·℃）。

α_0 按下式计算：

$$\alpha_0=0.021\frac{\lambda}{d}Re^{0.8}Pr^{0.4},\text{W/(m}^2\cdot\text{℃)} \tag{13-25}$$

图 13 - 31 的试验数据表明，当 $q/\rho w\leqslant$0.42kJ/kg 时，$A>1$，传热处于强化状态；当 $q/\rho w\geqslant$0.84kJ/kg 时，$A<1$ 传热处于恶化状态；当 $q/\rho w$=0.42～0.84kJ/kg 时，有 $A>1$ 和 $A<1$ 两种情况，表明有时传热强化，有时传热恶化。

超临界压力下不出现传热恶化的条件是

$$\frac{q}{\rho w}<0.42 \tag{13-26}$$

当符合 $q/\rho w<$0.42 的条件时，α_0 应按下式计算

$$\alpha_0=0.023\frac{\lambda}{d}Re^{0.8}Pr_{\min}^{0.4},\ \text{W/(m}^2\cdot\text{℃)} \tag{13-27}$$

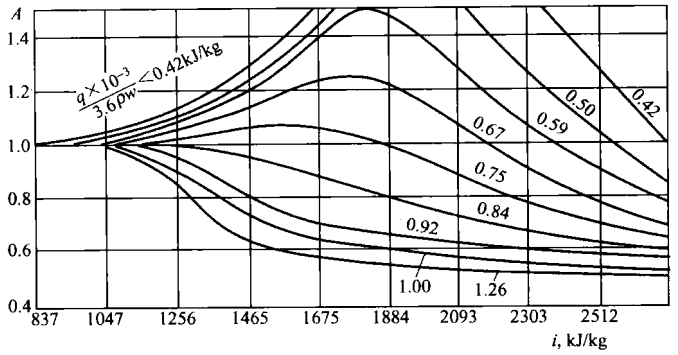


图 13-31 超临界压力下的参数 A

式中，Pr_{min} 可分别按管壁温度和工质平均温度计算，取两者之中的较小值。

对于水平管或倾斜管的传热恶化计算，可参阅有关标准。

第六节 低倍率和复合循环锅炉

一、低倍率循环锅炉的工作原理

为了增大锅炉启动和低负荷运行时水冷壁的流量，在水冷壁出口设置汽水分离器，将汽水混合物分离成蒸汽和水，采用再循环泵将分离出来的水与省煤器出口的水混合后，重新送进水冷壁。通过再循环管路的流量称为再循环流量。图 13-32 是低倍率循环锅炉系统构成的示意图。

低倍率循环锅炉是在全负荷范围内水冷壁中均有再循环流量通过。图 13-33 中表示了工质流量与负荷的关系。

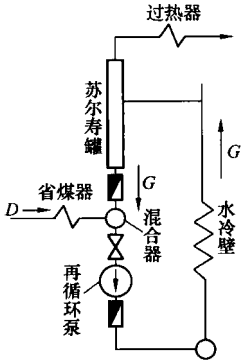


图 13-32 低倍率循环锅炉系统构成的示意图

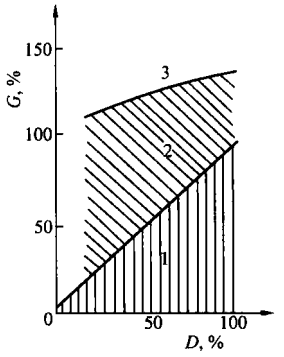


图 13-33 低倍率循环锅炉工质流量与负荷的关系

1—给水流量；2—循环水流量；3—水冷壁管中流量

二、低倍率循环锅炉的技术特点

(1) 低倍率循环锅炉的主要技术是：直流锅炉系统＋再循环泵。解决了直流锅炉低负荷运行时，水冷壁中因工质流量降低导致管子冷却不足和水动力不稳定的问题。

（2）水冷壁出口的汽水混合物通过汽水分离器，分离出的水由循环泵加压后送入省煤器出口的混合器，与给水混合后进入水冷壁，增加了水冷壁管内的工质流量并提高了进口工质的焓值。随着负荷降低，再循环流量增大。

（3）负荷变化时，水冷壁管内工质流量变化不大，启动过程和低负荷运行时的工作可靠性显著提高。而且负荷变化时，循环泵的流量变化不大，循环泵的运行可靠性也相应提高。

（4）对亚临界参数锅炉，水冷壁中工质温度比较稳定，为饱和温度，管屏间和管子间的壁温差较小，有利于减小膜式水冷壁的热应力。而且低负荷时的热偏差比较小，水冷壁中的工质不需要进行中间混合，避免了工质重新分配，为实现变压运行创造了良好的条件。

（5）低倍率循环锅炉的循环倍率大于1，水冷壁出口的汽水混合物的平均干度在0.6左右，可避免“蒸干”过程导致的传热恶化，同时也能避免膜态沸腾，只要保证传热需要的质量流速，可以不采用内螺纹管。

（6）由于低负荷运行时，水冷壁管内的质量流速随负荷变化不大，所以低倍率循环锅炉可选用较低的重量流速。100%MCR负荷时的重量流速一般为1100～1500kg/（m^2 · s）。而直流锅炉的重量流速较高，一般为2000～2500kg/（m^2 · s）。直流锅炉与低倍率循环锅炉水冷壁管内的质量流速的比较见图13-34。由图可知，低倍率循环锅炉最大负荷时的流量比较小，使水冷壁的流动阻力减小，可降低给水泵的能量消耗。

（7）启动系统的容量小，可减小启动过程中的工质损失和热量损失。锅炉的最低负荷可降低到10% MCR，启动热损失仅为直流锅炉的15%～25%。

（8）锅炉出力很低时就可启动汽轮机，可以不设置保护再热器的低压旁路系统，并提高机组低负荷运行的经济性。

（9）再循环泵长期处于高温高压下运行，工作条件很差，需要防止再循环泵入口汽化和蒸汽进入再循环管路。因此，要求汽水分离器的水位不能过低，避免出现自汽化或旋涡漏斗；循环管路中应保持比较平缓的流动阻力特性，即流量变化时，阻力变化不大且要求保持一定的流速；为防止汽化，省煤器出口的水应保持一定的欠焓。

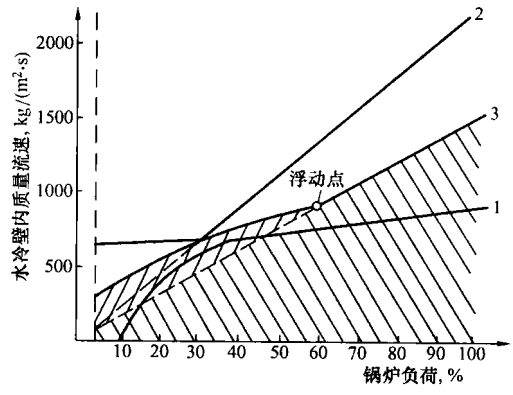


图13-34 水冷壁管内的质量流速
1—传热所要求的临界质量流速；2——般直流锅炉；3—复合循环锅炉

三、复合循环锅炉的工作原理

在60%～70%以下的部分负荷范围内，水冷壁中通过再循环流量，负荷达到60%～70%以上时，进入纯直流运行状态的锅炉被称为复合循环锅炉。图13-35表示了复合循环锅炉水冷壁流量与负荷的关系，图13-36是复合循环锅炉系统构成的示意图。

复合循环锅炉与低倍率循环锅炉的主要区别：一是复合循环锅炉在高负荷（例如60%～70%负荷以上）时，锅炉转入纯直流运行方式；二是复合循环锅炉的循环泵装在混合器前的再循环管路中。

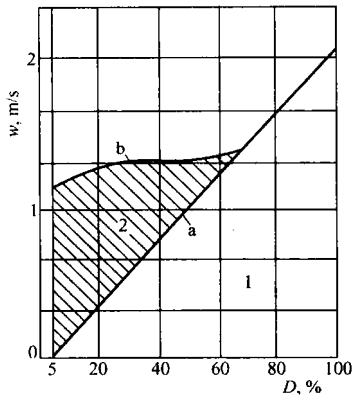


图 13-35 复合循环锅炉水冷壁流速与负荷的关系

1—直流流量；2—再循环流量

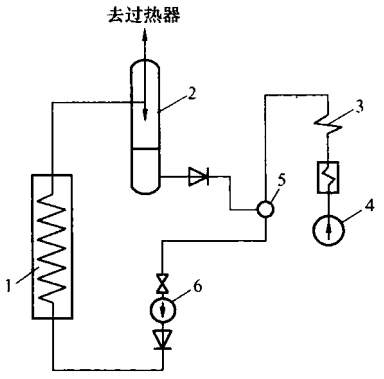


图 13-36 复合循环锅炉系统构成的示意图

1—水冷壁；2—汽水分离器；3—省煤器；4—给水泵；5—混合球；6—循环泵

复合循环锅炉的再循环泵的连接方式可以采用串联系统，也可以采用并联系统。当循环泵、水冷壁结构、再循环管路结构相同时，串联系统和并联系统的流量变化特性大致上是相同的。但并联系统中，循环泵随负荷变化，流量变化幅度大，循环泵特性与再循环管路特性不容易匹配。同时，循环泵位于混合器之前，循环泵需安装于炉顶，使循环泵在抽吸状态下工作。这将使循环泵的运行处于不利条件。因此，并联系统的复合循环方式很少被采用。

第七节 控 制 循 环 锅 炉

一、控制循环锅炉的水动力特性

(1) 控制循环技术出现的背景。在开发亚临界参数锅炉技术的初期，曾经认为锅筒压力达到 18.6MPa 时，自然循环不可靠。为了提高循环安全裕度，提出了在蒸发回路中采用低压头循环泵＋水冷壁内螺纹管的新技术。循环泵给蒸发回路的水循环提供了足够的流动压头，其提供的压头大约为 0.25～0.35MPa，根据计算数据可知，亚临界参数锅炉的水循环系统总阻力大约为 0.25～0.28MPa。因此，控制循环锅炉的循环流动压头与自然循环锅炉相比提高了 1.5 倍以上，显著地提高了循环可靠性。

(2) 控制循环主要表现为强制流动特性。控制循环锅炉的水动力特性既具有自然循环的特性，又具有强制流动的特性。但由于循环泵提供的压头比循环回路中的重位压差提供的流动压头高 1.5 倍左右，因而控制循环锅炉蒸发回路的水动力特性主要呈现强制流动的特性。为了防止流量分配不均与热偏差引起的水动力不稳定和脉动以及传热恶化现象的产生，水冷壁入口处安装节流圈，使得吸热较强的水冷壁管内保持较高的重量流速。在低负荷运行时，仍可用循环泵提供循环动力，因此控制循环锅炉的循环可靠性高，水冷壁传热性能好、热惯性较小，能够适应快速调峰的要求，这种技术主要应用于采用四角燃烧方式的 300、600MW 级亚临界参数锅炉机组上，在调峰运行方面显示出了较强的优势。

二、控制循环锅炉的技术特点

(1) 控制循环锅炉的主要技术是低压头循环泵＋内螺纹管水冷壁＋水冷壁入口装节流圈。低压头循环泵为循环流动提供足够的循环压头；内螺纹管用来抵抗膜态沸腾；节流圈用来控制流量分配，防止产生水动力多值性和脉动。

(2) 锅筒内设置夹层，汽水混合物可由锅筒顶部引入，沿夹层向下流入汽水分离器。夹层内充满汽水混合物，避免了温度低的给水直接与锅筒壁接触，减小了锅筒上、下壁温差。且启动初期可用锅水循环泵加快建立水循环，进一步减小了锅筒壁温差。

(3) 由于循环泵提供了富裕的循环压头，可采用分离效果较好的轴向叶片式汽水分离器，减少了汽水分离器的数量，使锅筒体积减小，壁厚减薄。

(4) 为了尽量减小循环泵的体积，必须限制循环泵的流量，在蒸发流量一定的条件下，只能减少蒸发回路的循环流量，因此控制循环锅炉的循环倍率比较小，一般为 $K=2\sim2.5$。循环倍率降低意味着水冷壁管内工质的质量含汽率被提高，质量含汽率的变化范围达到 $x\geqslant0.4\sim0.5$，使水冷壁循环流量降低。可采用小管径水冷壁，提高传热性能，降低壁温，减轻水冷壁的高温腐蚀。

(5) 与自然循环锅炉相比，水冷壁的金属储热量和工质的储热量减少，使蒸发系统的热惯性减小；在锅炉尚未点火之前先启动锅水循环泵，建立水循环，然后再点火，因而水冷壁的吸热均匀，水冷壁温差减小，可保持同步膨胀。由于创造了这些有利条件，允许加快燃料投入速度，有利于提高启动和变负荷速度。以适应机组调峰的需要，并节省启动燃料。

(6) 循环回路中循环流量与锅炉负荷关系不大，主要取决于循环泵的投入台数，其次随循环系统的水动力特性略有变化。

(7) 停炉速度快。事故停炉后可利用锅水循环泵和送、引风机联合运行，快速冷却炉膛和水冷壁，缩短检修时间。

(8) 增设了循环泵和入口调节阀以及出口逆止阀，一台锅炉配置三台循环泵和六个阀门，提高了造价成本和运行耗电量。300MW 锅炉配置的控制循环泵用电量为 198kW/台。

(9) 循环泵在高温高压循环水回路中工作，具有高压冷却水回路和低压冷却水回路。且压力变动时，循环泵入口可能产生汽化，因而出现故障的可能性增大，要求提高自动化水平。

第八节 直流锅炉的启动系统

一、直流锅炉启动过程的主要问题

(1) 直流锅炉无储存汽水的锅筒，启动一开始就必须不间断地向锅炉送进给水。如果启动流量按 30%额定流量计算，一台容量为 2650t/h 的 800MW 锅炉启动初期就需要 800t/h 的启动流量。这样多的给水流量既要经过水质的化学处理，又要在锅炉内吸收燃料燃烧放出的热量，如果不利用，既造成自然水资源的大量浪费，又造成水质处理过程运行费用和热量的浪费。因此，为了回收工质与热量，直流锅炉有必要设置专门的启动系统。

(2) 对于单元机组的成套启动，为了尽可能缩短汽轮机的启动时间，必须使直流锅炉的启动和汽轮机的启动能够密切配合。这就是说，锅炉送出的过热蒸汽参数应该按照汽轮机启动的要求逐渐提高。

(3) 直流锅炉启动过程中存在汽水的热膨胀问题，热膨胀不但会导致水冷壁管内的水动力不稳定，还会导致过热器出口的蒸汽达不到额定参数，甚至出现蒸汽带水，危及机组安全运行。

(4) 对于中间再热机组，机组启动时再热器中无工质通过，需要保护再热器受热面。因而需要汽轮机旁路系统。

二、启动系统的作用

(1) 建立启动压力和启动流量，保证给水连续地通过省煤器和水冷壁，尤其是保证水冷壁的足够冷却和水动力的稳定性。

(2) 回收锅炉启动初期排出的热水、汽水混合物、饱和蒸汽以及过热度不足的过热蒸汽，以实现工质和热量的回收。

(3) 在机组启动过程中，实现锅炉各受热面之间和锅炉与汽轮机之间工质状态的配合。单元机组启动过程初期，汽轮机处于冷态，为了防止温度不高的蒸汽进入汽轮机后凝结成水滴，造成叶片的水击，启动系统应起到固定蒸发受热面终点，实现汽水分离的作用。从而使给水量调节、汽温调节、燃烧量调节相对独立，互不干扰。

根据实际需要，启动系统还可设置保护再热器的汽轮机旁路系统。但近年来为了简化启动系统，实现系统的快速、经济启动，并简化启动操作，有的启动系统不再设置保护再热器的旁路系统，而以控制再热器的进口烟温和提高再热器的金属材料的档次，保证再热器的安全运行。

三、带扩容器的启动系统

1. *启动系统的组成*

600MW 超临界参数机组启动系统由内置式分离器、分离器疏水阀（AA 阀）、水位控制阀（AN 阀）和水位旁路阀（ANB）、疏水扩容器、100%MCR 高压旁路系统和 65%MCR 低压旁路系统组成，如图 13-37 所示。

汽水分离器规格为 ϕ850×94，容积 13.6m^3，水容积为 8%MCR，总高度为 23.1m，分离器正常水位在分离器高度的 10.8m 左右。最高水位与最低水位的间距为 13.2m。

2. *旁路系统的功能*

在机组启动及停运过程中，协调锅炉和汽轮机的工作参数。实现锅炉点火到与汽轮机联机同步运行、汽轮机暖机、冲转及升转速、锅炉升温升压到机组满负荷运行等各过程的运行状态以及汽机、锅炉的配合调整。在汽轮机甩负荷时，保护汽轮机。

3. *600MW 超临界参数机组启动系统的工作过程*

从锅炉冷态启动点火到 37%MCR（流量 644t/h）负荷范围内，汽水分离器为湿态运行，此时汽水分离器的作用类似于自然循环锅炉的锅筒，起汽水分离的作用。即锅炉点火后，随着燃烧量的增加，水冷壁出口的工质压力和温度以及干度不断提高，形成汽水混合物，经汽水分离器进行汽水分离后，蒸汽进入过热器及再热器，进行汽轮机的暖机、冲转、带负荷过程。水送入疏水扩容器，实现工质和热量的回收。冷态启动点火过程中，汽水分离器的工作参数为除氧器的参数，分离器内的工作压力为 11.045MPa，工质温度为 335℃。在这一过程中，主要的调节量为分离器的水位控制和疏水量控制。

在（37%～100%）MCR 范围内，水冷壁出口的蒸汽干度达 0.87～1.0，见图 13-38。此时汽水分离器为干态运行，锅炉处于纯直流运行状态。当负荷达到 100%MCR 时，汽水

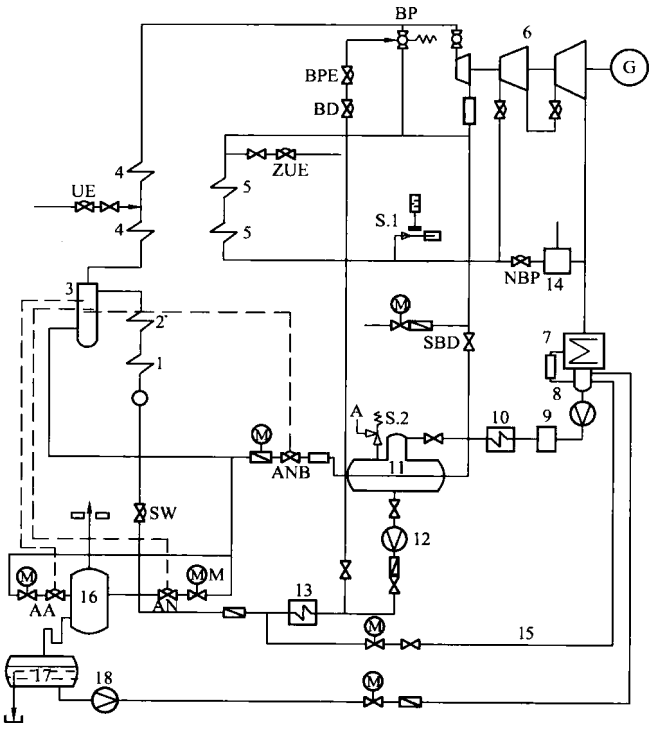


图 13 - 37　600MW 超临界参数锅炉启动系统

1—省煤器；2—蒸发系统；3—汽水分离器；4—过热器；5—再热器；6—汽轮机；7—凝汽器；8—凝结水泵；9—凝结水除盐装置；10—低压加热器；11—给水箱及除氧器；12—给水泵；13—高压加热器；14—低压减温器；15—再循环管道；16—大气扩容器；17—回收箱；18—回收水泵；BP—100%MCR 的高压旁路；BPE—高压旁路喷水阀；BD—减温水减压阀；NBP—低压旁路阀；UE—过热器喷水减温阀；ZUE—再热器喷水减温阀；SBD—给水箱压力控制阀；SW—给水控制阀；AA—汽水分离器疏水阀；AN—汽水分离器液位控制旁路阀；S. 1—再热器安全阀；S. 2—除氧器安全阀，流量按满负荷工况并 ANB 阀门全开时设计

分离器内的工质参数达到 26.745MPa，435℃。在锅炉纯直流运行过程中，主要的控制量为工质温度。

四、给水泵与循环泵并联的启动系统

1. *启动系统的组成*

给水泵与循环泵并联的启动系统如图 13 - 39 所示。

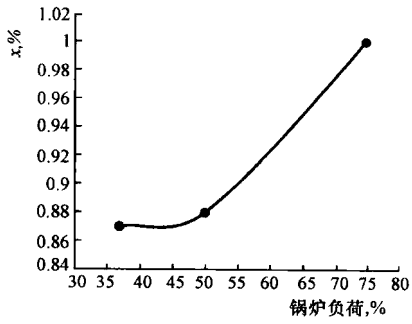


图 13 - 38　水冷壁出口的蒸汽干度

启动系统由汽水分离器、再循环泵、储水箱、水位控制阀、截止阀、管道及附件等组成。启动系统的主要管道包括：过冷水管道（383），循环泵入口管道（380），循环泵出口管道（381），储水箱高水位控制管道（341），循环泵旁路管道（382）及暖管系统管道（384）等。启动系统中设置有循环泵，通过循环泵建立蒸发系统的工质循环，保证水冷壁低负荷下良好的冷却效果所需的最小流量。给水经省煤器和水冷壁加热后，形成汽水混合物，流入汽水分离器，经汽水分离后的热水被循环泵重新送入省煤器。

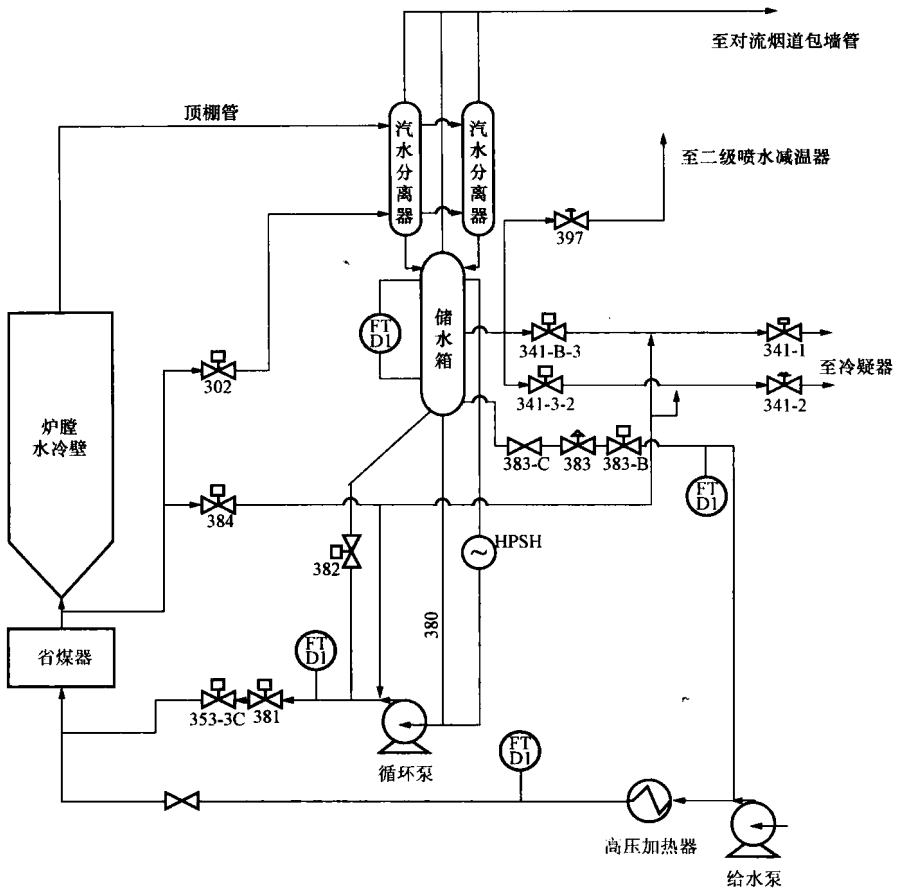


图 13-39 给水泵与循环泵并联的启动系统

采用循环泵可减少工质流失及热量损失，提高机组的启动速度和对跟踪负荷变化的适应性能，节省启动燃料，提高电厂的经济性，同时可减少启动时对锅炉的热冲击。

一般情况下，与简单疏水扩容启动系统相比，带循环泵的启动系统的启动时间可以缩短，冷态启动时，点火至汽机冲转时间可缩短 70～80min；温态启动可缩短 10～20min。该系统更适合两班制运行。

600MW 超临界压力直流锅炉启动系统采用两个汽水分离器，在锅炉启动过程中和低负荷运行时可进行有效的汽水分离。汽水分离器为直立式布置，其结构型式为圆柱形筒体，球形封头，筒体及封头材料均为 SA335P91。

储水箱为圆柱形结构，内径为 732.9mm，长度约为 22.5m，具有足够的水容积和汽扩散空间。储水箱上设置有水位测点、压力测点、温度测点、放气、疏水接头等。

汽水分离器和储水箱结构如图 13-40 所示。

2. 各管线的功能

(1) 省煤器排气（302 管线）

锅炉上水时，为避免流动的不稳定或流量分配不均以及防止受热面的氧腐蚀，必须排放掉省煤器中的空气，故应开启省煤器放气阀（302-1，302-2）。当 MFT 复位时，省煤器放

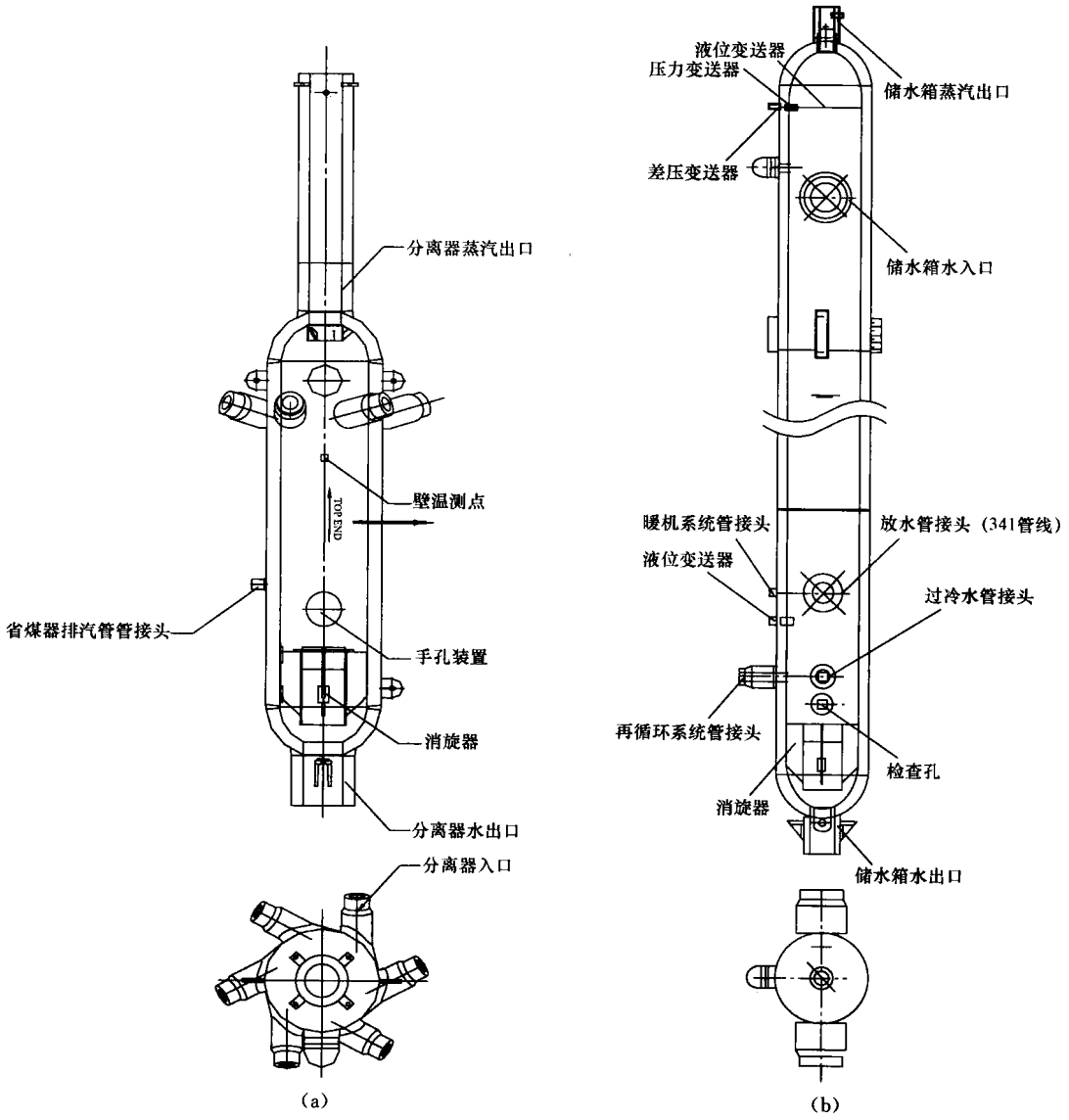


图 13-40 汽水分离器和储水箱

(a) 汽水分离器；(b) 储水箱

气阀连锁关闭，避免运行过程中因阀门开放而引起水冷壁缺水干烧事故。这一功能与亚临界压力锅炉启动排气的功能一致。

(2) 储水箱水位控制（387 管线）

当系统处于直流运行状态时，循环泵停止运行，通过 387 阀门用来控制储水箱中的水位，避免储水箱满水或缺水，类似于汽包水位控制。为了能够随时根据负荷变化启动循环泵，专门设置的暖管系统应投入运行，以保证循环泵系统处于热备用状态。

当循环泵处于运行状态或减温器关断阀关闭时，387 阀连锁关闭。

(3) 循环泵过冷水调节（383 管线）

由于循环泵处于饱和水状态，一旦压力降低，就有汽化的危险。因此，由给水泵出口至

储水箱的过冷水系统将少量未经高压加热器加热的给水送至储水箱，为冷却循环泵提供过冷水及保证循环泵入口净压头，防止循环泵入口的水发生汽化，同时也为了防止省煤器沸腾。

当炉水达到要求的质量后，在建立正常的循环，准备点火前，应开启 383 阀门，调节过冷水流量，使其满足循环泵压头的要求。

当再循环管路的 381 阀门即将关闭时，由 383 阀门将过冷水流量减至 0。当储水箱水位达到高水位时，383 阀门连锁关闭。

（4）暖管系统（384 管线）

暖管系统的作用是当锅炉处于直流运行，启动系统处于停运状态时，从省煤器出口引出少量温度较高的水至循环泵管路和高水位控制管路，使启动系统一直处于热备用状态。一旦机组负荷降低，启动系统投运时，可减少工质对启动系统的热冲击，尤其是减少对循环泵的热冲击。

（5）储水箱高水位控制（341 管线）

当循环泵未投运时，341 阀用来控制储水箱的高水位，并且当 381 阀与 387 阀同时控制储水箱水位时，优先采用 341 阀控制储水箱高水位。当水位达到 L2′时，341－1 及 341－2 全开，水位为 L2 时，两阀全关。锅炉点火后不久，炉膛中的水被加热，产生气泡，并迅速膨胀，储水箱水位将迅速上升，此时 341 阀应有预动作，以保证汽水膨胀时能迅速开启。

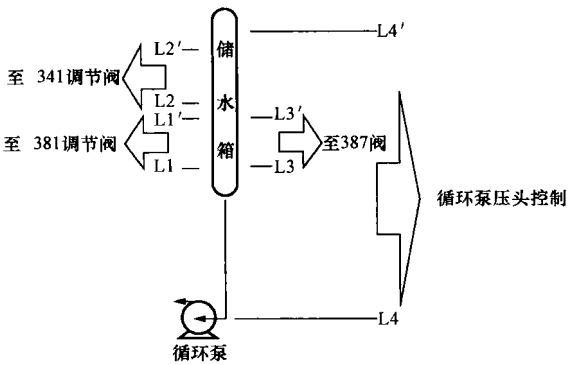


图 13－41 水位控制方式

当 341 阀需要开启或机组负荷小于 30%，阀 341B－1 及 341B－2 应连锁开启。

储水箱水位控制方式如图 13－41 所示。

（6）水冷壁循环流量控制（381 管线）

锅炉点火后，当通过分离器的蒸汽流量达到约 7%BMCR，且蒸汽流量等于给水泵流量时，341 阀关闭，循环泵停止运行。此时由 381 阀控制储水箱的水位。当储水箱水位达到 L1′时，381 阀全开；水位为 L1 时，381 阀全关。

当循环泵投运时，381 阀应始终处于开启位置。

当循环泵开启时，381－SC 阀开启；循环泵关闭时，381－SC 阀关闭。

（7）循环泵再循环管路（382 管线）

循环泵运行时，在任何工况下都必须保证循环泵安全运行的最小流量。循环泵的最小流量一般为 5%BMCR。

当立式分离器进入干式状态，从循环泵通过 381 阀的流量小于循环泵最小流量时，382 阀会自动开启。

当通过 381 阀门的流量超过循环泵最小流量时，382 阀门应关闭。

3. 机组启动过程中启动系统的运行方式

（1）锅炉上水

锅炉冷态启动时，首先通过给水泵给锅炉上水。在此期间省煤器放气阀打开，以便排除省煤器中的空气。当储水箱中的水位达到高水位后，高水位控制阀（341）开启，以控制储

水箱中的水位。

在点火之前，保持给水流量约30%BMCR，给水品质应符合标准要求。如果给水品质不良，可以用给水泵将水送入水冷壁，经汽水分离器后，由储水箱排至冷凝器，进入水处理设备处理。对于严重污染的水，可就地排放。

给水品质满足要求后，给水泵流量减小至7%BMCR，其中4%BMCR的流量直接进入省煤器，另外3%BMCR流量经过冷水管道进入储水箱。当负荷增加至大于7%BMCR时，给水流量随着负荷的增加而增加。在循环泵运行的工况下，水冷壁的流量一直保持在30%BMCR。

机组启动时，给水泵流量和再循环泵流量的控制特性如图13-42所示。

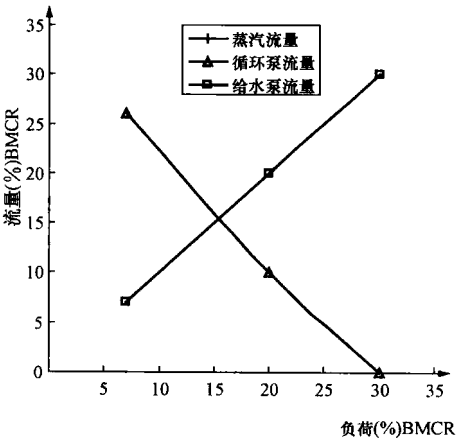


图13-42 给水泵流量和再循环泵流量的控制特性

(2) 启动再循环泵

给水品质满足要求后，可减小给水泵流量，启动再循环泵，建立水冷壁的工质循环。此过程中，分离器和储水箱与汽包的作用相同，储水箱水位由高水位控制阀控制。

(3) 锅炉点火及受热面保护

如果所有的启动条件和连锁保护就绪，锅炉就可以点火。

锅炉点火时，还需要特别注意受热面的保护问题。

点火初期，水冷壁和省煤器中由再循环泵提供足以冷却受热面的流量，即进入省煤器和水冷壁中的流量为30%BMCR。而过热器和再热器中无蒸汽通过，处于干烧状态，需要设置专门的保护措施。为此，必须限制燃料量和燃料投放速度。

当过热器和再热器未建立足够的蒸汽流量之前，监视保炉膛出口的烟气温度，并确保进入过热器区的烟温不高于过热器金属材料的允许温度，同时考虑烟温偏差的影响，应监控烟温不高于538℃。当过热器和再热器内的流量大于15%BMCR时，可以投入减温器来控制蒸汽温度。

(4) 水位控制

锅炉点火后，水在水冷壁中被迅速加热，产生气泡，形成汽水混合物，并迅速膨胀。此时应将储水箱两个高水位控制阀全部打开，以控制储水箱中的水位。

随蒸汽流量的增加，给水泵应逐渐增加流量以维持锅炉负荷增加的需要。当汽机主汽阀前的蒸汽压力达到汽机冲转所需的最低压力后，可以进行汽机冲转。

(5) 关闭再循环泵，进入直流运行模式

随燃烧率和负荷的增加，进入汽水分离器的汽水混合物的干度也逐渐提高。在锅炉负荷提高到本生点以上后，进入汽水分离器的将全部是蒸汽，即汽水分离器由湿态运行转变为干态运行。当汽水分离器出口为微过热蒸汽时，锅炉进入直流运行模式，再循环泵关闭。启动系统由暖管系统时刻维持一定的温度以便热备用。在湿态运行过程中锅炉的控制参数是分离器的水位和维持启动给水流量，在干态运行过程中锅炉的控制参数是温度控制和煤水比控制，在湿态运行转换为干态运行的过程中可能会发生蒸汽温度的变化，在此转换过程中必须

保证蒸汽温度的稳定。

锅炉和汽机在30%～84%B-MCR之间采用滑压运行模式。

在锅炉停炉过程中，锅炉和汽机的负荷在本生点以上是不断降低的。当负荷降至30%BMCR时，应开启再循环泵。随着燃烧率和负荷的持续下降，在汽水分离器中将有水被分离出来。随负荷进一步降低，分离器分离出来的水量增多，此时应逐渐降低给水泵的出力，同时增加再循环泵的出力，以维持水冷壁冷却的最低工质流量，并且将储水箱水位保持在适当高度。在汽机达到最小负荷时，锅炉和汽机可以停运。

4. *带有循环泵的启动系统的特点*

(1) 减少直流锅炉启动过程中的工质损失和热量损失。只要水质合格，分离器出来的循环水进入省煤器和水冷壁多次循环，而不必排到扩容器或凝汽器，因而达到最大限度的节水和节能效果。

(2) 加快启动速度，节省启动燃料，提高机组对负荷变化的跟踪性能。因为在水质合格的条件下，分离器分离出来的工质重新返回省煤器和水冷壁中工作，因而避免了疏水，不需要大幅度增加燃料量，就能保持工质温度。

(3) 启动时间更短，调节更灵活，运行更稳定。因为避免了疏水，给水量可以缓慢递增，就能保持分离器水位；同时，燃料量投入速度也可以有效控制，有利于保持平稳的水煤比增长。

(4) 满足带基本负荷和参与快速调峰的要求，同时满足周末停机及两班制运行方式。适应中国电力市场的峰谷差较大的具体情况。

(5) 减少启动过程中工质对循环泵和水冷壁的热冲击。

(6) 控制灵活快速，在各种启动条件下，由于汽水膨胀的产生，水位会突然膨胀和收缩，采用循环泵和高水位控制阀快速调节循环流量和水箱水位，保证锅炉的正常启动及运行。

(7) 带有循环泵的启动系统运行时，给水泵与循环泵可采用并联运行方式，也可采用串联运行方式。并联系统的优点是无需给水与循环水的混合器，且循环泵发生故障时，给水系统仍然可以继续运行。而串联系统中增设扩容器后，也可在循环泵发生故障后，启动系统仍可正常启动锅炉，只是工质和热量损失大一些。

(8) 有利于大气环境、水资源环境和土地环境的保护。

(9) 循环泵处于饱和水状态，一旦压力降低，就有汽化的危险。

(10) 造价有所提高，维修比较复杂。

(11) 启动操作比扩容器式启动系统复杂。

第十四章　电站锅炉蒸汽品质及其污染防治

第一节　电站锅炉的蒸汽品质

一、蒸汽品质标准

蒸汽品质是指蒸汽中杂质的含量。这些杂质包括盐类物质、碱类物质和氧化物，其中绝大部分是盐类物质，所以通常也把蒸汽对杂质的携带称为蒸汽带盐。故此，在本章中如不做特别说明，则"盐"和"杂质"视为完全相同的说法。蒸汽带盐对锅炉和汽轮机的安全经济运行有重要影响，所以对于蒸汽品质有着严格的标准规定，见表 14-1 和表 14-2。

表 14-1　　蒸 汽 品 质 标 准

炉　型	压力（MPa）	钠（μg/kg）		二氧化硅（μg/kg）
		磷酸盐处理①	挥发性处理②	
锅筒炉	3.82～5.78	≤15		≤20
	5.88～12.6	≤10	≤10*	
	12.7～18.3	≤10		
直流炉	5.88～12.6	10		≤20
	12.7～18.3			

①磷酸盐处理指向锅水中加入磷酸盐。

②挥发性处理指向给水中加入挥发性的氨和联氨。

* 争取标准"≤5μg/kg"。

表 14-2　　蒸汽中最大铜和铁的含量

压力（MPa）	铁（μg/kg）		铜（μg/kg）	
	锅筒炉	直流炉	锅筒炉	直流炉
12.7～18.3	≤20	≤10	≤5	≤5*

* 争取标准"≤3μg/kg"。

锅炉运行中，如果蒸汽品质符合表 14-1 的规定，就可防止钠盐和硅酸盐在过热器和汽轮机内的明显沉积；如果蒸汽品质符合表 14-2 的规定，就可防止金属氧化物在汽轮机内的沉积。总之，只要蒸汽品质在上述规定的范围内，就可保证机组在较长时间内正常运行，且其出力和效率不致有明显降低。

蒸汽压力提高时，蒸汽比体积将减小，汽轮机通流部分的通流截面也相应减小，因此汽轮机中允许的积盐量减少，对蒸汽品质的要求也就更高。

二、蒸汽带盐的危害

蒸汽中携带的杂质包括气体杂质和非气体杂质。气体杂质常见的有 O_2、N_2、CO_2、

NH_3 等，处理不当时这些气体杂质可能腐蚀金属，其中 CO_2 还可参与沉积过程。非气体杂质主要是硅酸和钠盐等物质（统称为盐类），当其含量超过规定时，就会在蒸汽通过的各部件或设备内产生明显的沉积。沉积在过热器内，将使流动阻力和传热热阻增加，管壁温度升高，有可能导致爆管；沉积在汽轮机中，将使流通截面积减小，叶片的粗糙度增加、型线改变，这将引起汽轮机出力和效率的降低，并且由于流动阻力的增加，将引起轴向推力的增大；沉积在阀门中，可能使阀门动作失灵或关闭不严。因此，为了保证锅炉和汽轮机的安全经济运行，必须保证蒸汽的品质符合标准要求。

三、蒸汽带盐在过热器和汽轮机中的沉积规律

1. 在过热器中的沉积规律

研究表明，对于锅筒锅炉，过热器中的盐类沉积规律为：

（1）在低压和中压锅炉中，过热器中沉积的盐类主要是 Na_2SO_4、Na_3PO_4、Na_2CO_3 和 NaCl。其中 Na_2SO_4 最多，约 50%。

（2）在高压锅炉中，过热器中沉积的盐类主要是 Na_2SO_4，约占 90%以上。其他盐类很少。

（3）在超高压及亚临界锅炉中，过热器中的盐类沉积物已经很少，因为在超高压和亚临界压力下，过热蒸汽溶解杂质的能力很大，饱和蒸汽中的杂质大都转移到过热蒸汽中，最后进入汽轮机。

（4）在各种压力的锅筒锅炉中，还可沉积铁的氧化物（主要是过热器本身的腐蚀产物）。铁的氧化物在过热蒸汽中溶解度很小，所以其绝大部分沉积在过热器中，极少部分以固态微粒的形式被带入汽轮机中。

2. 在汽轮机中的沉积规律

（1）汽轮机的第一级和最后几级的盐类沉积量极少，而在中间的各级中，低压级的盐类沉积量总是比高压级的多些。参见图 14-1。这是因为，在汽轮机的第一级中，蒸汽的参数还很高，蒸汽中的杂质不会析出或来不及析出，因此几乎没有沉积物。在最后几级中，蒸汽中已含有水分，杂质转移到了水分中，并且蒸汽中的水分能冲洗掉叶轮或叶片上已析出的杂质，因此最后几级也几乎没有沉积物。

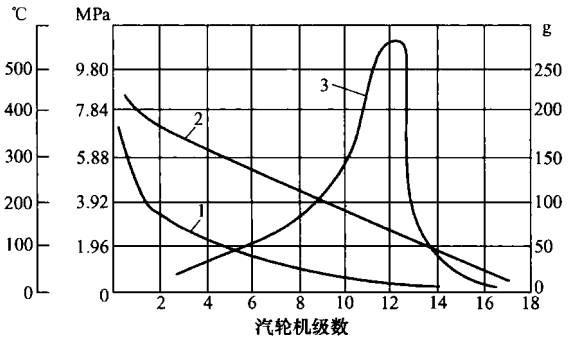


图 14-1 某高压汽轮机中的沉积物分布规律

1—蒸汽压力；2—蒸汽温度；3—沉积物分布

（2）一般情况下，高压级中的沉积物主要是易溶于水的 Na_2SO_4、Na_2SiO_3、Na_3PO_4 等；中压级中的沉积物主要是易溶于水的 NaCl、Na_2CO_3、NaOH 等。此外，还可能有难溶于水的钠化合物，如 $Na_2O \cdot Fe_2O_3 \cdot 4SiO_2$（钠锥石）和 Na_2FeO_4（铁酸钠）等；低压级中的沉积物主要是不溶于水的 SiO_2。

（3）沉积物在各级隔板和叶轮上的分布是不均匀的。

（4）在经常启、停的汽轮机内的沉积物较少。因为每当汽轮机启、停时，都会有部分蒸汽凝结成水，这对于易溶于水的沉积物有清洗作用。

第二节　蒸汽污染的原因及其治理途径

一、蒸汽污染的原因

蒸汽污染的关键环节是给水污染，给水中的杂质的来源分别是：补给水带入的杂质，凝汽器泄漏使循环冷却水进入凝结水侧带入的杂质，疏水回收带入的杂质，热用户的返回水带入的杂质，水汽系统的腐蚀产物等。

对于直流锅炉，给水污染直接导致蒸汽的污染。对于锅筒锅炉，给水的污染将使锅水污染，锅水中的杂质的浓度比给水大得多，这是由于锅水不断蒸发而使盐分浓缩的缘故。锅水中的污染物通过机械性携带和溶解性携带两种方式导致蒸汽污染，故机械性携带和溶解性携带是锅筒锅炉蒸汽污染的主要原因。下面对其进行比较详细的阐述。

1. 机械性携带

机械性携带是指蒸汽由于携带含盐的锅水水滴而带盐的现象。机械性携带量的大小决定于携带水滴的多少及锅水的含盐浓度，可由式（14-1）表示，即

$$S_q^s = \frac{\omega}{100} S_{ls}, \text{mg/kg} \tag{14-1}$$

式中　S_q^s——蒸汽机械携带的盐分，mg/kg；

ω——蒸汽的湿度，表示蒸汽中携带的锅水水滴的质量占蒸汽质量的百分数；

S_{ls}——锅水的含盐量，mg/kg。

在锅筒中，水滴形成的方式为：①当汽水混合物在水位面以下被引入时，由于汽泡穿出水面，将水面撕裂，形成许多大小不等的水滴；②当汽水混合物从锅筒的蒸汽空间引入时，由于汽水冲击水面或锅筒内部装置，或汽流相互冲击而形成许多水滴并向不同方向飞溅；③在锅水表面有时还形成稳定的泡沫层，当泡沫破裂时，也有大量水分和细小破碎的泡沫形成而被带出；④被蒸汽携带的大水滴，当在重力的作用下落到水面上时，也会撞击出许多细小的水滴。

影响蒸汽携带水滴的主要因素为锅炉负荷、锅炉工作压力、锅筒蒸汽空间的高度、锅水含盐量和锅筒内部装置等。

（1）锅炉负荷。

当锅炉负荷增大时，进入锅筒的汽水混合物的动能增大，生成的水滴增多，同时水空间含汽量增加，使锅筒水位升高，相应降低了蒸汽空间的高度。另外，锅炉负荷的增加，也使得锅筒蒸汽空间的汽流速度增大，因而蒸汽携带的水滴增加，即蒸汽湿度 ω 增大。试验表明：当锅水含盐量一定时，蒸汽湿度 ω 与负荷 D 的关系可由式（14-2）表示，即

$$\omega = AD^n \tag{14-2}$$

式中　A——与压力和汽水分离装置有关的系数；

n——与负荷有关的系数。

在设计锅筒及其内部装置时，要用到蒸发面负荷 R_m 和蒸汽空间负荷 R_k 两个指标，即

$$R_m = \frac{Dv}{F}, \text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \tag{14-3}$$

$$R_k = \frac{Dv}{V}, \text{m}^3/(\text{m}^3 \cdot \text{h}) \tag{14-4}$$

式中 D——锅炉蒸发量，kg/h；

v——饱和蒸汽比体积，m^3/kg；

F——锅筒中蒸发面的面积，m^2；

V——锅筒蒸汽空间容积，m^3。

蒸发面负荷 R_m 表示每小时每平方米的蒸发面上所产生的蒸汽容积，在一定程度上代表了蒸汽在锅筒蒸汽空间的平均上升速度，即表示了蒸汽带走水滴的能力；蒸汽空间负荷 R_K 表示每小时通过每立方米蒸汽空间的蒸汽容积流量，它表示蒸汽在锅筒蒸汽空间停留时间的倒数，可以用来表示蒸汽在锅筒蒸汽空间停留时间的长短。

当蒸发面负荷和蒸汽空间负荷大时，意味着锅筒尺寸相对较小，汽水分离条件变坏。反之，当蒸发面负荷和蒸汽空间负荷小时，意味着锅筒尺寸相对较大，将增加制造成本。表14-3给出了蒸汽空间负荷的设计推荐值。

表 14-3　　蒸汽空间负荷 R_K 的设计推荐值

锅筒压力（MPa）	4.3	11	15
蒸汽空间负荷 R_K [$m^3/(m^3 \cdot h)$]	700～1100	250～300	150～200

（2）工作压力。

当锅筒的工作压力升高时，饱和温度升高，水分子的热运动加强，分子间的相互引力减小，故饱和水的表面张力减小，汽泡更易破碎为细小的水滴而被带走。压力越高，饱和蒸汽与水的密度差越小，汽水分离越困难，蒸汽带水的能力就越强。但在蒸发面负荷一定时，由于压力升高时蒸汽的比体积减小，使蒸汽的流速降低，所以蒸汽携带水滴的能力减弱，使蒸汽的湿度有所降低。实践表明，在上述综合因素的影响下，蒸汽湿度随压力的升高而升高。但只有在压力高于15MPa时蒸汽的湿度才会急剧升高。

在锅炉运行中，当蒸汽负荷突然增大而燃烧未调整时，锅筒压力将急剧下降，相应的饱和温度也降低，锅水处于过饱和状态，因此将放出热量产生附加蒸汽。同时蒸发系统的金属也会放出热量产生附加蒸汽。由于附加蒸汽的产生，使得水位面以下的蒸汽量剧增、水位面上升，而且穿过蒸发面的蒸汽量也增多，结果造成蒸汽大量带水、湿度增加、品质恶化。这种现象被称为汽水共腾。发生汽水共腾时，过热汽温也会降低，严重时还可能导致锅水进入汽轮机。

（3）蒸汽空间的高度。

当蒸汽空间高度较小时，不但小水滴容易被蒸汽带走，而且部分飞溅的大水滴也能进入蒸汽引出管被带走，所以蒸汽的湿度很大。当蒸汽空间高度较大时（超过0.6m），飞溅起的大水滴在未到达蒸汽引出管的高度时其动能就消失了，然后落回到蒸发面上，此时被蒸汽带走只是一些较小的水滴，这时即使再增加蒸汽空间的高度，蒸汽的湿度也变化不大。所以用过大的锅筒尺寸来减少蒸汽的湿度，只会增加金属的耗量并增加锅筒壁厚。对于运行的锅炉，过大的蒸汽空间高度，意味着锅筒的水位过低，这会影响水循环的安全。为了保证足够的蒸汽空间高度，通常锅筒的正常水位应在锅筒中心线以下100～200mm处，其波动范围为±50～75mm。运行人员必须严格监视锅筒水位。

（4）锅水含盐量。

锅水含盐量增加，水的表面张力减小而黏度增加。这使得汽泡的直径减小、液膜强度增大。汽泡越小，相对于水的速度越慢，锅筒水容积中的含汽量就越多，蒸汽空间高度也就越

小。另外，汽泡越小，内部过剩压力越高，破裂时抛出的水滴就越小、越多；而汽泡液膜强度增大，使汽泡只有在液膜很薄时才会破裂。液膜越薄，破裂时生成的水滴就越小，越易被蒸汽带走。另外，汽泡液膜强度的增大也使得汽泡不易破裂，从而在水面上形成泡沫层，使蒸汽空间高度减小。

蒸汽的含盐量与锅水含盐量的关系如图 14-2 所示。由图可见，最初两者基本上呈线性关系，这说明锅水含盐量增大时，蒸汽的带水量基本未变，只是由于锅水中的含盐增多才使蒸汽含盐增多。但当锅水含盐量增大到某一数值后，蒸汽的含盐量突然急剧增加。说明此时蒸汽的湿度大大增加了。此时对应的锅水含盐量叫临界含盐量 S_{ls}^{lj}。临界含盐量的数值与蒸汽压力、负荷、锅水中的杂质成分、蒸汽空间高度以及汽水分离装置等因素有关。一般是在额定工况下，通过电厂热化学试验得出。运行中，为保证蒸汽的品质，实际的锅水含盐量约为临界含盐量的 70%，最高不超过临界含盐量的 75%。

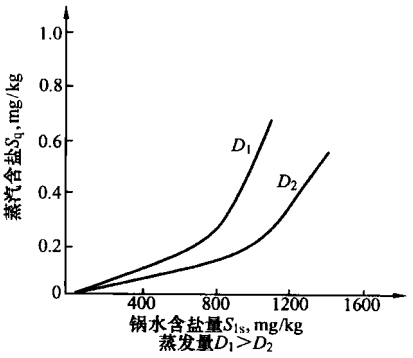


图 14-2　蒸汽的含盐量与锅水含盐量的关系

2. 溶解性携带

溶解性携带指由于蒸汽能够溶解盐类而带盐的现象。在高压、超高压及亚临界压力的锅炉中，饱和蒸汽和过热蒸汽都具有直接溶解某些盐类的能力。蒸汽中的溶盐量可用下式表示，即

$$S_q^R = \frac{a}{100} S_{ls}, \text{mg/kg} \tag{14-5}$$

式中　a——分配系数，又叫溶解系数，表示溶解于蒸汽中某种杂质的含量 S_q^R 与此种杂质在锅水中的含量 S_{ls} 比值的百分数。

对于高压和超高压以上的锅炉，蒸汽污染是由机械性携带和溶解性携带引起的，蒸汽既携带锅水，又溶解盐类。因此，蒸汽中某种杂质的总量为

$$S_q = S_q^s + S_q^R = \frac{\omega + a}{100} S_{ls} = \frac{k}{100} S_{ls}, \text{mg/kg} \tag{14-6}$$

式中　k——蒸汽的携带系数，表示蒸汽中的含盐量占锅水含盐量的百分数。

影响蒸汽溶解性带盐的因素有：杂质的种类、蒸汽压力、锅水的含盐量与 pH 值等。

(1) 杂质的种类。

杂质的种类不同，在蒸汽中的溶解能力就不同，即其分配系数不同，见图 14-3。根据杂质在蒸汽中的溶解能力，可以将其分成三类：

第一类为硅酸（H_2SiO_3），分配系数最大，在蒸汽中的溶解能力也就最强。表 14-4 给出了不同压力、不同 pH 值时硅酸的分配系数 a_{SiO_3}。由表看出，当压力为 8MPa、pH 值为 7 时，$a_{SiO_3}=0.5\sim$

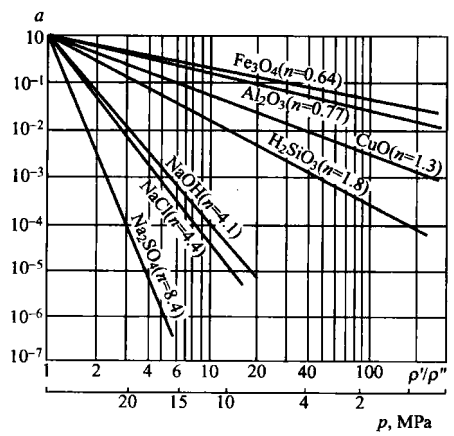


图 14-3　不同物质的分配系数与压力的关系

0.6，机械携带 $\omega=0.01\sim0.03$，即硅酸溶解性携带比机械性携带大 20～50 倍。因此，高压蒸汽溶解硅酸是蒸汽污染的主要原因。

表 14-4　　不同压力下硅酸的分配系数

工作压力（MPa）	4	6	8	10	11	14	15	16	18	20	22.5
pH=7 时的 a_{SiO_3}（%）			0.5～0.6	0.8	1.0	2.8			8.0	16.3	～100
pH=10 时的 a_{SiO_3}（%）	0.033	0.07	0.16	0.6	0.92	2.2	2.8	3.8	7.3		～100

第二类为 NaOH、NaCl 和 $CaCl_2$，这类杂质的分配系数比硅酸低得多，即在蒸汽中的溶解能力很差。但当压力很大（大于 12.5MPa）时，其分配系数也可以达到比较大的数值。例如 NaCl，当压力为 15MPa 时，$a_{NaCl}\approx0.06$，相当于机械携带的 1～5 倍。一般，当压力大于 14MPa 时就必须考虑第二类杂质的溶解性携带。

第三类为一些难溶于蒸汽的盐分，如 Na_2SO_4、Na_2SiO_3、Na_3PO_4、$Ca_3(PO_4)_2$、$CaSO_4$ 和 $MgSO_4$ 等。只有当压力大于 20MPa 时，才能溶解于蒸汽中，所以当压力小于 20MPa 时，可以不考虑其在蒸汽中的溶解问题。

总之，在压力小于 6MPa 时，主要考虑机械性携带；压力大于 6MPa 时，要考虑硅酸携带；压力大于 12.5MPa 时，要考虑第二类杂质的溶解性携带；压力大于 20MPa 时，才考虑第三类杂质的溶解性携带。

（2）压力。

压力对蒸汽的溶解性携带的影响，在杂质种类对溶解性携带影响的讨论中已可看出。对同一种杂质而言，压力升高，蒸汽对其溶解能力就增加。因为压力升高时，饱和蒸汽与饱和水的密度差减小，使饱和蒸汽的性质逐渐接近于水的性质，所以蒸汽的溶盐能力增强，这表现为分配系数增加。分配系数与压力的关系可用下式近似表示：

$$a=\left(\frac{\rho''}{\rho}\right)^n \tag{14-7}$$

式中　n——某种盐类的溶解指数，取决于该盐类的性质。

（3）锅水的含盐量与 pH 值。

由式（14-5）可以看出锅水的含盐量增大，则蒸汽的溶解性带盐量增加。而锅水的 pH 值影响第一类杂质硅酸（H_2SiO_3）在锅水中的含量，所以也就影响着蒸汽对硅酸的溶解性携带。当 pH 值减小（即锅水的碱度减小）时，难溶于蒸汽的第三类杂质（硅酸盐 Na_2SiO_3、$Na_2Si_2O_5$）将水解为硅酸 H_2SiO_3，一般认为：pH＜6.5～（7～7.5）时，Na_2SiO_3、$Na_2Si_2O_5$ 大部分转变为 H_2SiO_3，使锅水中的硅酸含量增加，从而使蒸汽对硅酸的溶解性携带增加。当 pH 值升高时，有利于硅酸转变为难溶于蒸汽的硅酸盐 Na_2SiO_3、$Na_2Si_2O_5$，使锅水中的硅酸含量减少，从而使蒸汽对硅酸的溶解性携带量降低。硅酸与硅酸盐（以 Na_2SiO_3 为例）的水解平衡方程为

$$SiO_3^{2-}+2H_2O\rightleftharpoons H_2SiO_3+2OH^- \text{ 或 } Si_2O_5^{2-}+3H_2O\rightleftharpoons 2H_2SiO_3+2OH^-$$

由上述方程，可以明显看出 pH 值变化对锅水中硅酸含量的影响。

另外，由表 14-4 和图 14-4 可以看出，当 pH 值升高时，硅酸的溶解系数也相应降低，这进一步降低了蒸汽对硅酸的溶解性携带。

增加锅水的 pH 值（增加锅水的碱度），虽然可以减小蒸汽对硅酸的溶解性携带，但将使锅水的起泡程度增加，导致饱和蒸汽的机械性携带增加。碱度过大也可能引起金属的碱性腐蚀，因此锅水的 pH 值不能过高。一般锅水的 pH 值应控制在 9～10。

在锅炉运行中可利用增大排污来降低锅水的硅酸含量，但也降低了锅水的碱度，即降低了锅水的 pH 值，反而有可能导致蒸汽中硅酸的含量增高。

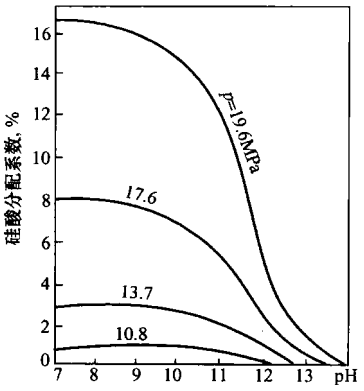


图 14-4　硅酸分配系数与 pH 值的关系

二、蒸汽污染的防治途径

根据蒸汽污染的原因，可以提出防治蒸汽污染、提高蒸汽品质的途径。

（1）减少热力系统因跑、冒、滴、漏造成的汽水损失，降低补给水量。

（2）采用合理的水处理工艺，降低补给水中杂质的含量。

（3）防止凝汽器泄漏，以免汽轮机凝结水被循环冷却水污染。

（4）对凝结水进行除盐处理，除去汽轮机凝结水中的各种杂质。

（5）对回收的疏水和热用户的返回水进行水质监督。如不合格，应暂时将之放掉，而后查明原因并进行及时处理。

（6）对水汽系统采取防腐措施，减少给水中的金属腐蚀产物。特别是对于停用时间较长的机组应做好停机期间的维护保养，以免腐蚀产物给再次启动时的给水和蒸汽造成污染。

（7）对于新安装的机组进行化学清洗。由于在制造、储运和安装过程中，一些设备内会有氧化皮、铁屑、焊渣、腐蚀产物、出厂时涂覆的防护剂以及含有硅化合物的杂质（如砂子、尘土、水泥和保温材料的碎渣）等，机组投运前必须进行化学清洗，以消除这些杂质对给水和蒸汽的污染。

（8）对于锅筒锅炉，还可采取如下的锅内净化的措施来提高蒸汽的品质：

1）进行排污，控制锅水品质；

2）进行汽水分离，控制机械性携带；

3）进行蒸汽清洗，控制溶解性携带和机械性携带；

4）进行锅内加药，降低锅水含盐量。

在上述各项措施中，最经常遇到的是第（2）、（4）、（8）项措施，将在下面各节中进行讨论。

第三节　给　水　净　化

保证给水品质是保证蒸汽品质的主要环节，对给水品质要求见表 14-5 和表 14-6。保证给水品质有多种方法，但对作为给水重要组成部分的补给水和凝结水的净化处理是最主要的方法。当压力在亚临界压力以下时，锅筒锅炉的给水净化，主要是对补给水的净化处理。而在亚临界压力时，由于对给水和蒸汽品质要求的提高，还应对汽轮机的凝结水进行净化处理；对于直流锅炉，一般对补给水和凝结水都应进行净化处理。

表 14-5 电站锅炉的给水品质

炉型	锅炉压力 (MPa)	硬度① (μmol/L)	溶氧 (μg/L)	铁 (μg/L)	铜 (μg/L)	钠 (μg/L)	二氧化硅 (μg/L)
锅筒炉	3.8～5.8	≤3.0	≤15	≤50	≤10	—	应保持蒸汽中二氧化硅符合标准
	5.9～12.6	≤2.0	≤7	≤30	≤5	—	
	12.7～15.6	≤2.0	≤7	≤20	≤5	—	
	15.7～18.3	～0	≤7	≤20	≤5	—	
直流炉	5.9～18.3	～0	≤7	≤10	≤5*	≤10**	≤20

①硬度指水中钙镁离子的含量。有凝结水处理时，电厂的给水硬度应为 0μmol/L；

*争取≤3μg/L；

**争取≤5μg/L。

表 14-6 给水中 pH 值、联氨和油的含量

炉 型	锅炉压力 (MPa)	pH 值 (25℃)	联氨含量 (μg/L)	含油量 (mg/L)
锅筒炉	3.8～5.8	8.5～9.2	—	<1.0
	5.9～12.6	8.8～9.3 或 9.0～9.5 (加热器为钢管)	10～50 或 10～30 (挥发性处理)	≤30
	12.7～15.6			
	15.7～18.3			
直流炉	5.9～18.3			

注 1. 压力在 3.8～5.8MPa 的机组，加热器为钢管，其给水 pH 值可控制在 8.5～9.5。

2. 用石灰—钠离子交换水为补给水的锅炉，应改为控制汽轮机凝结水的 pH 值，最大不超过 9.0。

3. 对压力大于 12.7MPa 的锅炉，其给水的总碳酸盐含量一般应小于或等于 1mg/L。

一、补给水处理

锅炉的补给水必须经过严格的处理。补给水的处理一般分为预处理和离子交换处理两个过程。

1. 锅炉补给水的预处理

锅炉的补给水来自天然水，其中往往含有较多的悬浮物和胶体物质。悬浮物是颗粒粒径大于 10^{-4}mm 的微粒，这类杂质很容易除去，水的浑浊就是由于悬浮物造成的。胶体是颗粒粒径在 10^{-6}～10^{-4}mm 的微粒，是许多分子和离子的集合体。补给水的预处理就是通过混凝、沉淀软化和过滤等方法将水中的这些杂质除去的过程。

水的混凝处理就是通过加入混凝剂，使水中细小的悬浮物和胶体颗粒转变为大颗粒状沉淀物下沉；沉淀软化就是用加热或加化学药品的方法，使钙镁离子转变为难溶化合物而沉淀析出，以降低水中的硬度。在火力发电厂中，一般用加化学药品进行沉淀软化；过滤就是让经过混凝处理、外观上清澈透明的水经过由不同滤料组成的过滤层，进一步除去其中残留的细小悬浮颗粒的过程。

2. 离子交换处理

离子交换的目的是为了除去水中离子态的杂质。它可以将水中的离子态杂质清除得比较彻底，得到很纯的水。是火电厂水处理的必要环节。进行离子交换，必须使用一种称为离子交换剂的物质，当这种物质与水接触时，就将其本身所具有的某种离子和水中同符号的离子相互交换，使水中的某种离子得以去除。

离子交换剂可以分为两大类：一类属于无机质，有天然和人造两种；另一类属于有机质，它可分为碳质和离子交换树脂两种，而离子交换树脂进一步可分为阳离子型和阴离子型。阳离子型和阴离子型的离子交换剂在火力发电厂得到了广泛应用。

离子交换是在离子交换器中进行的。离子交换器是指进行离子交换反应的设备，它是离子交换水处理的核心设备。根据离子交换运行方式的不同，离子交换器可分为固定床和连续床两大类。固定床离子交换器是离子交换剂在静止条件下运行的交换器。它可分为：单层床、双层床、混合床等。每一种又可进行进一步的细分。目前火电厂中应用较多的是固定床；连续床离子交换器是离子交换剂在动态条件下运行的交换器，它可分为移动床和连续床。关于上述各种离子交换器的具体结构和工作原理详见火力发电厂水处理的有关书籍。

低压锅炉的补给水可用钠离子交换处理；中、高压锅炉的补给水可用二级钠离子交换处理。有时，除了软化（除去钙镁离子）外，还要降低水的碱度（除碱），此时可采用氢、钠离子交换的水处理方法；超高压和亚临界锅筒锅炉和直流锅炉，由于对补给水的要求更加严格，几乎需要将其中所有的盐类除尽。因此，常用 H 型阳离子交换剂将水中的各种阳离子交换成 H^+，用 OH 型阴离子交换剂将水中各种阴离子交换成 OH^-，这样当水经过这两种交换处理后，就可将水中的各种盐类几乎除尽。

二、凝结水处理

1. 凝结水处理的作用

凝结水处理几乎是亚临界锅筒锅炉和直流锅炉必不可少的运行环节。凝结水是锅炉给水的重要组成部分，也是给水中水量最大、水质较好的部分。控制好凝结水的水质对于保证给水品质，最终保证蒸汽品质有重要意义。特别是随着机组容量的增大和参数的提高，对给水的质量的要求也相应提高，凝结水的处理成了保证蒸汽品质的重要手段之一。凝结水处理的具体作用为：

（1）降低凝结水含盐量和铜铁等金属腐蚀产物的含量，提高凝结水水质，使给水水质和蒸汽品质相应提高，进而改善或提高锅炉和汽轮机内部的清洁状态，提高锅炉和汽轮机的安全性和经济性。

（2）当凝汽器轻微泄漏时可保证机组正常运行，减少了因凝汽器泄漏而带来的停机次数；当凝汽器泄漏较大时可保证机组安全停机。

（3）减少机组启停时的冲洗时间，既节约冲洗用水，又增加发电时间。机组启停越频繁，效益越显著。

2. 凝结水处理系统的类型

根据水处理工艺的不同，凝结水处理系统可以分为两大类：一类是有前置过滤器的系统，也就是在混合床除盐设备前面安装有单独的过滤设备；一类是不设过滤器的系统。目前对凝结水的处理大都采用前置式除盐系统，其工作流程为：凝结水→电磁除铁过滤器→活性炭过滤器→混床→供出。

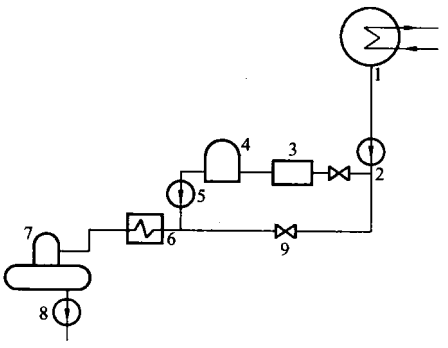


图 14-5　低压凝结水处理系统

1—凝汽器；2—凝结水泵；3—凝结水处理装置；4—凝结水箱；5—凝结水升压泵；6—低压加热器；7—除氧器；8—给水泵；9—旁路阀

凝结水处理装置一般都处于凝结水泵和低压加热器之间，参见图 14 - 5。这种系统由于凝结水泵运行的压力较低（1～1.3MPa），所以称为低压凝结水处理系统。在这种系统中，水经凝结水处理装置后，再经低压加热器送入高压除氧器时，就显得压力不够。为此，设置了凝结水箱及凝结水升压泵。

图 14 - 6 是带有补给水箱的低压凝结水处理系统。锅炉补给水先补入补给水箱，再进入凝汽器，当除氧水位高时，部分凝结水可以返回到补给水箱，补给水箱也可作水位调节之用。

为了解决凝结水压力过低带来的问题，可以将凝结水泵的工作压力升至大约 4MPa，将凝结水直接送到凝结水处理装置、低压加热器直至除氧器。这种系统称为中压凝结水处理系统，参见图 14 - 7。

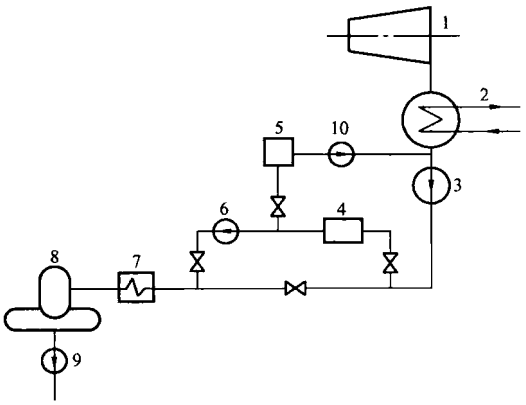


图 14 - 6 带有补给水箱的低压凝结水处理系统
1—汽轮机；2—凝汽器；3—凝结水泵；4—凝结水处理装置；5—补给水箱；6—凝结水升压泵；7—低压加热器；8—除氧器；9—给水泵；10—补给水泵

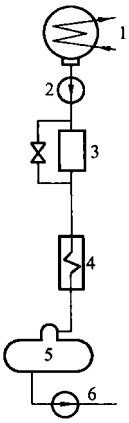


图 14 - 7 中压凝结水处理的热力系统
1—凝汽器；2—凝结水泵；3—凝结水处理装置；4—低压加热器；5—除氧器；6—给水泵

第四节 锅内的蒸汽净化

锅筒内的净化，是锅筒锅炉保证蒸汽品质的重要环节。正因为有了锅筒内的净化措施，所以可以适当降低锅筒锅炉对给水品质的要求。

一、汽水分离

1. 汽水分离原理

（1）重力分离，利用汽与水的密度差进行的自然分离。

（2）惯性力分离，使汽水改变方向，利用汽水所受离心力大小不同的原理来分离汽水。

（3）离心力分离，使汽水混合物产生旋转运动，利用汽水所受离心力大小不同的原理来分离汽水。

（4）水膜分离，使蒸汽中的水滴黏附于金属壁面或金属网格上形成水膜流下而进行汽水分离。

2. 汽水分离设备

在现代大型锅炉上，常见的汽水分离设备有：旋风分离器、百叶窗、顶部多孔板（均汽

板）等。其中旋风分离器是最主要的汽水分离设备。

（1）旋风分离器。

旋风分离器是进行汽水粗分离的主要设备，它能有效地把汽水混合物中的汽和水分开。主要有四种型式：立置非导流式旋风分离器、立置导流式旋风分离器、涡轮式旋风分离器、卧式旋风分离器。

1）立置非导流式旋风分离器。

立置非导流式旋风分离器的结构如图 14-8 所示，它由筒体、顶帽和筒底导叶等部件组成。其工作过程为：汽水混合物由切向进入筒体，产生旋转运动，水在离心力的作用下被抛向筒壁，大部分水在重力的作用下沿筒壁流下，蒸汽则由中心上升，经顶帽中的波形板进行进一步的水膜分离后进入蒸汽空间。这种分离器是综合了离心力分离、重力分离及水膜分离来进行汽水分离的。

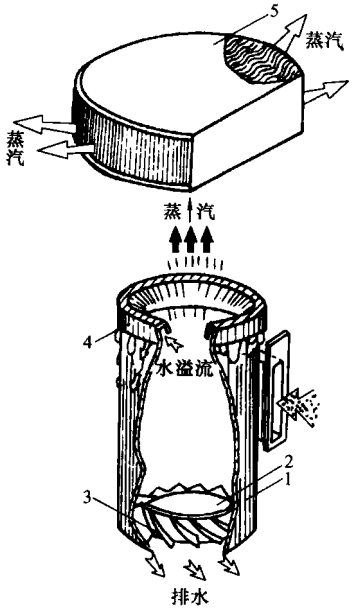


图 14-8　立置非导流式旋风分离器
1—筒体；2—筒底；3—导向叶片；
4—溢流环；5—顶帽

筒体：筒体一般由厚 2～3mm 的钢板卷成，直径多为 290、315 及 350mm。由于汽水混合物的旋转，筒体内的水面呈抛物面状，贴着上部筒壁的只有一薄层水。为了防止这层水膜被上升的汽流撕破而使蒸汽重新带水，在筒的顶部装有溢流环。溢流环与筒体的间隙要保证水膜顺利溢出，但要防止蒸汽由此跑出。

筒底：为防止筒内的水向下排出时把蒸汽带出，一般在筒体的下部装有由圆形底板和导向叶片组成的筒底。导叶沿底板四周倾斜布置，倾斜方向与水流旋转方向保持一致，以使水平稳地流入锅筒的水空间。为了消除流出水的旋转运动可能造成的锅筒水位的偏斜，应采用左旋与右旋旋风分离器交错布置方法来保持锅筒水位的平稳。另外，在筒体的下方还装有托斗，以防止底部排水中的蒸汽进入下降管。

顶帽：由于筒体中心的汽流是旋转上升的，所以筒体出口蒸汽速度很不均匀，局部流速很高，大量水滴被带出。加装顶帽目的是使汽流出口速度均匀，以降低蒸汽带水，同时利用水滴的黏附力进行水膜分离，进一步减少蒸汽带水。

2）立置导流式旋风分离器。图 14-9 是立置导流式旋风分离器的示意图。立置导流式旋风分离器广泛应用于超高参数的锅炉上。它在筒体内部汽水混合物入口引管的上半部加装有导流板，形成导流式筒体，这是它与立置非导流式旋风分离器的主要不同之处。导流板的加装，延长了汽水混合物的流程和在筒体内的停留时间，强化了离心作用，从而提高了分离效果，增大了旋风分离器的允许负荷。与立置非导流式旋风分离器相比，在筒体直径相同的情况下，其允许负荷可提高 20%左右，且阻力基本相当。

3）涡轮式旋风分离器。涡轮式旋风分离器又叫轴流式旋风分离器（见图 14-10），其基本组成为：外筒、内筒、与内筒相连的集气短管、螺旋导叶装置和波形板百叶窗顶帽等。汽水混合物由涡轮式分离器底部进入，在向上流动的过程中，借助于固定螺旋导向叶片使汽水混合物产生强烈旋转，在离心力的作用下水被抛向内筒壁，并向上做螺旋运动，通过集气短

管与内筒之间的环形截面流入内外筒间的疏水夹层，然后折向下流，进入锅筒的水容积。蒸汽则由筒体的中心部分向上流动，经顶帽的波形板分离器进行水膜分离后进入蒸汽空间。涡轮式旋风分离器体积小、分离效率高，但阻力较大，因此多用于强制循环锅炉。

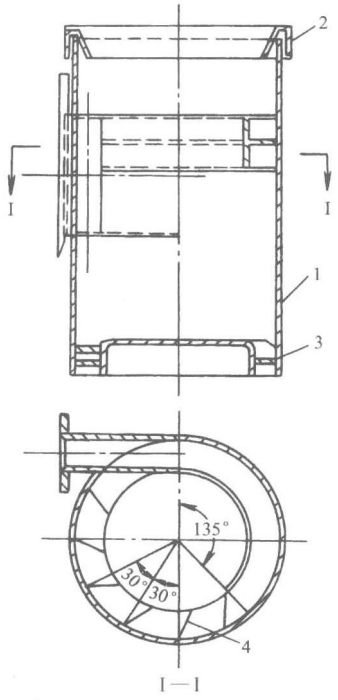


图 14-9 立置导流式旋风分离器筒体
1—筒体；2—溢流环；3—筒底导叶；4—导流板

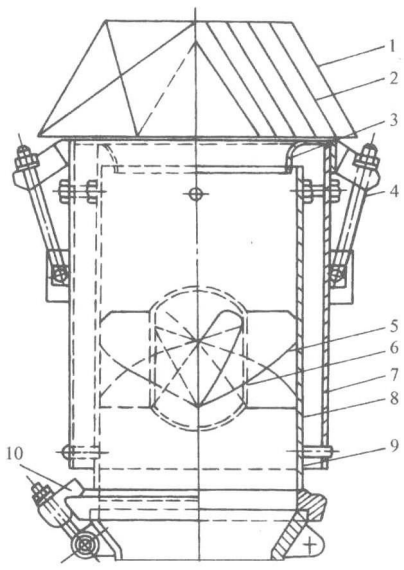


图 14-10 涡轮式旋风分离器
1—梯形顶帽；2—波形板；3—集汽短管；4—钩头螺栓；5—固定式导向叶片；6—芯子；7—外筒；8—内筒；9—疏水夹层；10—支撑螺栓

4）卧式旋风分离器。卧式旋风分离器主要是借助于离心力进行汽水分离，在蒸汽的出口处装有钢丝网分离装置进行进一步的水膜分离。由于蒸汽空间高度小，分离效果不及前几种。在 FW1025t/h 自然循环锅炉的锅筒中有应用。

（2）百叶窗分离器。

百叶窗分离器由许多厚约 0.8～1.2mm 的波形钢板平行组装而成，如图 14-11 所示。各波形板之间的间隙为 10mm 左右。当蒸汽进入波形板间的弯曲通道时，蒸汽中的水滴便会在离心力的作用下被抛出来，黏附在钢板表面，形成水膜，然后在重力的作用下流入锅筒的水空间。

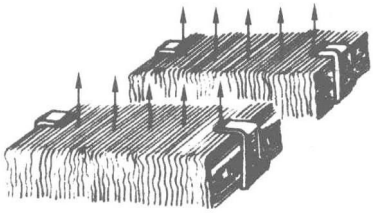


图 14-11 卧式布置的百叶窗分离器

百叶窗分离器主要用来集聚和除去蒸汽中的微小水滴，属于锅筒中的细分离装置，它有水平和立式两种型式。立式波形板的疏水条件较好，所以分离效果比水平式的要好，能适应较高的入口蒸汽流速，其撕破水膜的临界流速比水平式大得多，采用的蒸汽流速可为水平式的 2.5～3 倍。缺点是要占据较大的蒸汽空间。水平波形板的疏水与蒸汽流

向相对，只有在入口蒸汽速度很低的情况下才能有效，否则会把水膜撕破，形成二次带水。

为了使波形板分离器前的蒸汽负荷均匀，波形板分离器往往与顶部多孔板配合使用。多孔板布置在波形板分离器的上方。

（3）顶部多孔板。

顶部多孔板又叫均汽板，布置在锅筒顶部靠近蒸汽引出管口的地方。它是利用孔板的节流作用，使蒸汽空间的负荷沿锅筒的长度和宽度均匀分布，避免蒸汽局部流速过高。在波形板分离器上方布置多孔板，可以均衡波形板前的蒸汽负荷，提高其分离效率。另外它还能阻挡住一些小水滴，起到一定的细分离作用。

多孔板一般由 3～4mm 的钢板制成，孔板上的孔均匀分布，孔径 10mm 左右，孔间距不超过 50mm，开孔的数目应根据穿孔蒸汽的流速计算。中压锅炉的穿孔蒸汽流速为 8～12m/s，高压锅炉为 6～8m/s，超高压锅炉为 4～6m/s。

二、蒸汽清洗

（一）基本原理

蒸汽清洗就是让蒸汽与含盐浓度较低的清洗水接触，使溶解于蒸汽中的盐分转移到清洗水中，从而减少蒸汽的溶解带盐。另外也可使蒸汽中携带的含盐量较高的锅水水滴转入清洗水中，以此减少蒸汽的机械性带盐。虽然由清洗水层出来的蒸汽也会带走一些清洗水水滴，且携带的水滴的量也与清洗前差不多（略多），但由于清洗水水滴中的含盐量比锅水水滴的含盐量少得多，所以蒸汽清洗能降低蒸汽的机械性带盐量。蒸汽清洗的主要目的是减少蒸汽的溶解性携带。

（二）清洗装置

按照蒸汽与水的接触方式的不同，清洗装置可分为喷水式、水膜式、穿层式等。

1. 喷水式

喷水式清洗是将给水喷入旋风分离器以上的蒸汽空间对蒸汽进行清洗。这是最简单的清洗方法，清洗效率不高。

2. 水膜式

水膜式清洗是将旋风分离器顶部的百叶窗倾斜放置（见图 14-12），给水从百叶窗上端送入，当蒸汽穿过百叶窗时与波形板壁面的水膜接触而进行清洗。在这种结构中，清洗水易被旋风分离器带入的锅水污染，从而影响蒸汽品质。

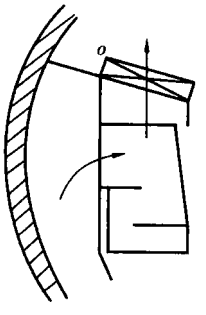


图 14-12　水膜式清洗装置

3. 穿层式

（1）结构及工作原理。

穿层式清洗装置是我国普遍采用的清洗装置。由于蒸汽穿过清洗水层时水层会起泡，所以也称为起泡穿层式。在近代超高压及其以上压力的锅筒锅炉中主要采用平板式清洗装置，见图 14-13。

平板式清洗装置由开孔的平板组成，孔板的厚度一般为 2～3mm，开孔孔径为 5～6mm。清洗时蒸汽自下而上穿过孔板，由清洗水层穿出，进行起泡清洗。给水可以从清洗孔板的一端引入，从另一端流入锅筒水空间；也可以从清洗孔板的中间引入分成两部分流过清洗孔板，然后由两端流入锅筒的水空间。

平孔板上的水层靠蒸汽穿孔阻力所造成的孔板前后压差来托住。当低负荷时，清洗水可

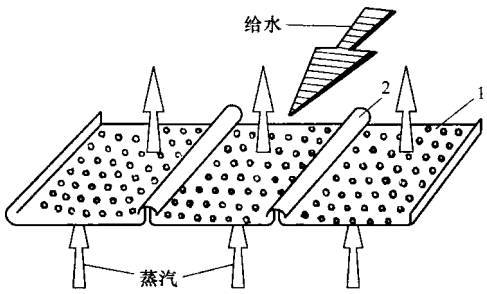


图 14-13 穿层清洗装置

1—平孔板；2—U 型卡

能会跌落，出现干孔板区。为了保证低负荷时不出现干孔板区，高负荷时又不大量带清洗水，必须合理选择蒸汽的穿孔速度和孔板的开孔孔径。

（2）影响穿层式清洗效果的因素。

蒸汽清洗是一个物质交换的过程，研究表明：如果锅水与清洗水层的含盐浓度差、蒸汽与清洗水的接触面积及物质交换系数越大，则这种物质交换过程就越强烈，清洗效果越好。在蒸汽穿层清洗过程中，物质扩散是在清洗水层、清洗水层之上的泡沫层和蒸汽空间三个区域中进行的。在清洗水层中虽然有最大的浓度差，但在泡沫层中汽泡呈泡沫状态积聚而具有最大的接触面积，因此一般认为物质交换主要在泡沫层中进行。影响穿层式清洗效果的主要因素有：清洗前蒸汽的品质、清洗水量和清洗水品质、清洗水层厚度、蒸汽流速等。

1）清洗前蒸汽的品质。如果清洗前蒸汽的品质比较差，则在清洗过程中将使清洗水层含盐浓度增大，使清洗水层与锅水的含盐浓度差减小，清洗效果变差。

2）清洗水量和清洗水品质。清洗水量越大，清洗水品质越高，清洗水层总体上就越干净，即清洗水层与锅水的含盐浓度差就越大，清洗后蒸汽的品质也就越好。一般在高压锅炉中，用全部的给水进行清洗，这不仅对提高蒸汽品质有利，而且可以简化供水装置。在超高压锅炉中，只用部分给水清洗，将另一部分给水引入锅筒的水空间或直接引入下降管入口，以增加下降管中锅水的欠焓，防止下降管中发生汽化。同时增加下降管中工质的密度，提高水循环的有效压头，提高水循环的可靠性。在超高压锅炉中只用部分给水清洗的另外一个原因是：省煤器出口给水的欠焓很大，如果全部用于清洗，将导致蒸汽在清洗水层中大量凝结，使锅炉的实际蒸发量增加，也就增加了锅炉的蒸发面负荷，使清洗前蒸汽的带水量增大，蒸汽的含盐量增加，亦即使清洗前蒸汽的品质下降，最终使清洗后蒸汽品质下降。因此在超高压以上的锅炉中，一般用 30%～50%的给水作为清洗水。

3）清洗水层厚度。由于清洗时的物质交换主要在泡沫层中进行，所以清洗水层的厚度无需很大，一般认为以 40～50mm 为宜。

4）蒸汽流速。若通过清洗水层的蒸汽流速增大，则蒸汽的带水量增大，蒸汽品质就下降；流速降低，则蒸汽与清洗水的接触面积就减小，清洗效果变差。实验表明：当蒸汽流速小于 0.5～0.7m/s 时，清洗效果将趋于下降。

（三）大型电站锅炉不使用蒸汽清洗的两种情况

（1）当锅炉的容量和参数提高时，锅筒的相对长度减小，加装清洗装置有困难。这时，如果给水的品质比较好，不采用蒸汽清洗也能保证蒸汽的品质，则可不设蒸汽清洗装置，以简化锅筒内的净化装置。

（2）在亚临界压力下，蒸汽溶盐的分配系数大大增加，即蒸汽本身的溶盐能力大大增加，使蒸汽清洗的效果明显变差。因此，对于亚临界压力的锅筒锅炉，应主要通过改善给水的品质来提高蒸汽的品质。可不采用蒸汽清洗装置。

三、锅炉排污

由式（14-6）可知锅水品质对蒸汽的品质有直接的影响，运行中对锅水品质的要求见表14-7。在锅炉运行中，虽然送入锅炉的给水的含盐量都很少，但由于每千克蒸汽带走的盐量总比每千克给水带入的盐量要少，所以随着蒸发过程的不断进行，锅水中的盐分会越来越多，这就是通常所说的锅水的“浓缩”现象。锅水含盐量过大，不仅会污染蒸汽，而且会在水冷壁受热面上结垢，甚至腐蚀受热面，因此必须控制锅水的含盐量。

由物质平衡可知，控制锅水中的含盐量可以通过两种方法来实现。一种是提高给水的品质，这种方法不太经济的，它将使水处理设备的初投资费用和运行费用增加。另一种是将含盐浓度较大的部分锅水排出，代之以清洁的给水。这种从锅炉中排出一部分锅水以改善锅水品质的方法叫排污。向锅水中加入某种化学药剂（如磷酸盐），可以使锅水中的结垢物质呈水渣析出，通过排污排出炉外，改善锅水的品质。

排污方法有两种，即连续排污和定期排污。连续排污也叫表面排污，它是连续不断地从锅筒水位面附近将浓度最大的锅水排出，降低锅水中的含盐量和碱度，使其保持在规定的范围之内，防止锅水浓度过高影响蒸汽品质。

定期排污又叫间断排污或底部排污。这种排污方式是定期从锅炉水循环系统的最低点（如水冷壁的下联箱处或大直径下降管底部）排放部分锅水，其主要目的是排除水中的沉渣、铁锈，以防这些杂质在水冷壁管中结垢和堵塞。定期排污每次排放的时间很短，一般不超过0.5～1min。

排污量D_{pw}占锅炉额定蒸发量D的百分比称为排污率（以p表示），即

$$p=\frac{D_{pw}}{D}\times 100\% \tag{14-8}$$

增大排污率虽然可以降低锅水的含盐浓度，提高蒸汽的品质，但将损失较多的热量和水，从而影响蒸汽动力装置的效率，因此对排污率应加以控制。一般情况下，对凝汽式发电厂，p=（1～2）%；对热电厂，p=（2～5）%。

表14-7　　电站锅炉的锅水品质

锅炉出口压力（MPa）	pH（25℃）	磷酸根（mg/L）	含盐量（mg/L）	含硅量（mg/L）	氯离子（mg/L）
3.8～5.8		5～15	—	—	—
5.9～12.6	9～19.5	2～10	≤100	≤2.0	≤4
12.7～15.6	9～10	2～8	≤50	≤0.45	≤4
15.7～18.6（磷酸盐处理）	9～10	0.5～3	≤20	≤0.25	≤1
15.68～18.6（挥发性处理）	9～9.5	—	≤2.0	≤0.2	≤0.5

四、典型锅筒及其内部装置

不同参数和容量的锅炉对蒸汽品质的要求是不同的，因而其锅筒内部装置的结构也不完全相同。以下简述几种典型的锅筒。

1. 高压、超高压锅炉锅筒

高压、超高压锅炉锅筒及其内部装置如图 14-14 所示。其锅筒内的净化过程为：首先以旋风分离器进行粗分离，分离后的蒸汽经给水清洗后，经波形板分离器进行细分离，最后经过顶部多孔板（均汽板）由饱和蒸汽引出管引出。另外，在水位面以下设有连续排污装置可以进行连续排污，以改善锅水品质。

2. SG1025.7t/h 亚临界控制循环锅炉的锅筒及其内部装置

SG1025.7t/h 亚临界控制循环锅炉的锅筒及其内部装置见图 14-15。它以涡轮式旋风分离器作为汽水分离的一次分离（粗分离）元件，以涡轮式旋风分离器的立式波形板顶帽作为二次分离元件，以立式波形板分离器（又称干燥器）作为第三次分离元件。在水位面以下有连续排污管进行连续排污，用以维持锅水品质。在锅筒内部未设蒸汽清洗装置。

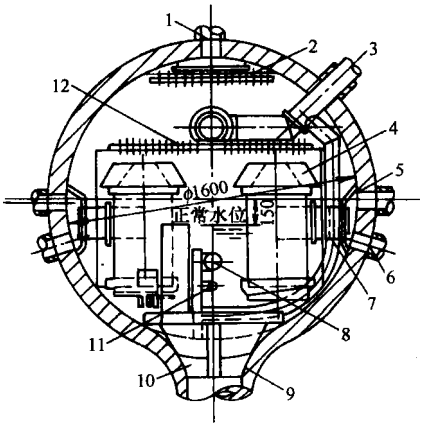


图 14-14 高压及超高压锅炉锅筒及其内部装置

1—饱和蒸汽引出管管座；2—波形板分离器；3—给水管管座；4—旋风分离器；5—汇流箱；6—汽水混合物引入管管座；7—旋风分离器引入管；8—排污管；9—下降管管座；10—十字挡板；11—加药管；12—清洗装置

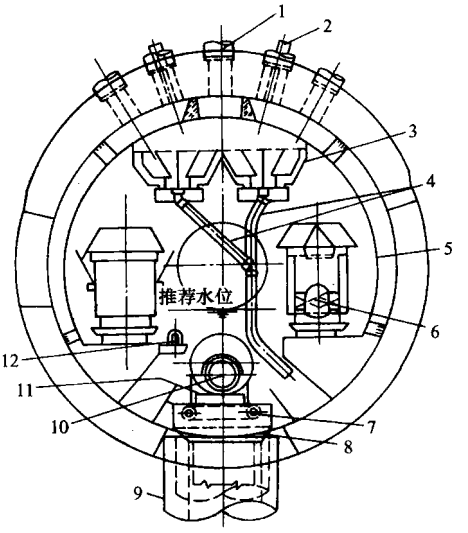


图 14-15 SG1025.7t/h 亚临界控制循环锅炉的锅筒及其内部装置

1—饱和蒸汽引出管管座；2—汽水混合物引入管管座；3—波形板干燥器；4—疏水管；5—弧形衬套；6—涡轮分离器；7—下降管进口联箱；8—焊接十字架；9—下降管管座；10—给水管；11—给水管支架；12—连续排污管

锅筒内的大致工作过程是：由水冷壁来的汽水混合物经锅筒上部的引入管进入锅筒，沿着锅筒内壁与弧形衬板之间的弯曲通道向下流动，然后由下部进入涡轮式旋风分离器进行一次粗分离。粗分离出来的水进入锅筒的水空间，而蒸汽则进入立式波形板顶帽进行二次分离，二次分离出来的蒸汽还带有许多细小水滴。这些水滴重量轻，难以利用重力和离心力将其从蒸汽中分离出来，于是让携带这些细小水滴的蒸汽进入立式“V”型波形板分离器（干燥器）进行第三次分离。分离出来的水经疏水管引入锅筒的水空间，而蒸汽则经过顶部多孔板后进入饱和蒸汽引出管。水空间的水经防止水流旋转的焊接十字

架进入下降管。这种锅炉的给水直接注入下降管入口端，有利于防止下降管入口发生汽化。

由于汽水混合物通过锅筒内壁与弧形衬套形成的环形通道向下流动，使锅筒壁受热均匀，减小了锅筒上下壁温差及相应的热应力。因此，在锅炉启停过程中，锅筒的上、下壁温差较小，可加快锅炉的启、停速度。另外，也能使锅筒经受住运行中较大的压力与负荷的变化，提高了锅炉运行的灵活性。

运行中，锅炉的标准水位在锅筒中心线以下 228.6mm。高、低位报警线分别为＋127mm和－177.8mm；水位允许波动范围达 300mm，比同容量的自然循环锅炉大得多。

3. 拔伯葛 1160t/h 亚临界自然循环锅炉的锅筒及其内部装置

拔伯葛 1160t/h 亚临界自然循环锅炉的锅筒及其内部装置见图 14-16，它以切向式旋风分离器作为汽水分离的一次分离（粗分离）元件，以波形板分离器作为第二次分离元件。采用两级清洗，一级清洗器为布置在旋风分离器顶部的水膜式清洗器，二级清洗器为布置在锅筒上部空间的复式清洗器。锅筒下部采用内夹层结构，即与旋风分离器入口连同箱相连的密封夹层。

4. FW1025t/h 自然循环锅炉的锅筒及其内部装置

FW1025t/h 自然循环锅炉的锅筒及其内部装置见图 14-17，它以卧式分离器作为一次分离元件，以干燥箱作为二次分离元件。未设蒸汽清洗装置。

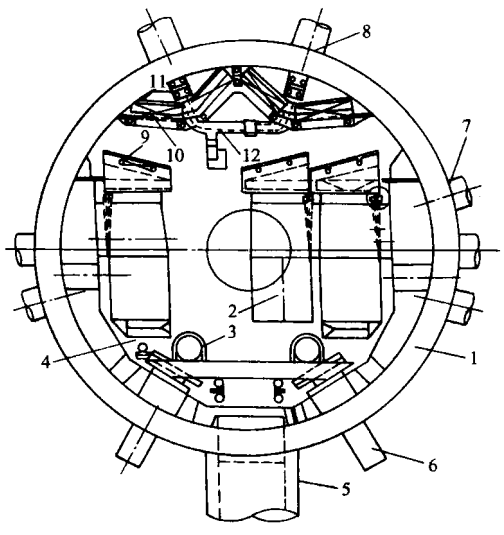


图 14-16　拔伯葛 1160t/h 亚临界自然循环锅炉的锅筒及其内部装置

1—锅筒壁；2—旋风分离器；3—给水分配联箱；4—环形夹套；5—下降管管座；6—给水引入管管座；7—汽水混合物引入管管座；8—饱和蒸汽引出管管座；9—一级清洗器（3排）；10—二级清洗器；11—清洗器顶部多孔板；12—疏水管

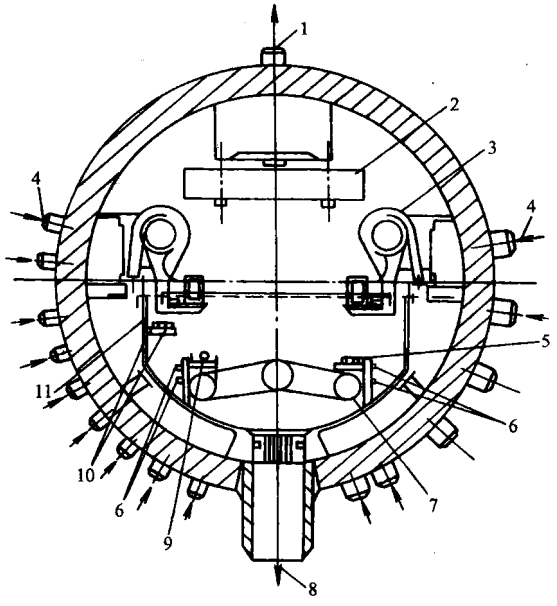


图 14-17　FW1025t/h 亚临界自然循环锅炉的锅筒及其内部装置

1—饱和蒸汽引出管管座；2—波形板干燥箱；3—卧式分离器；4—汽水混合物引入管管座；5—加药管；6—水位均衡管；7—给水管；8—下降管管座；9—事故放水管；10—连续排污管；11—汽水夹套

第五节 超临界参数机组的水汽品质

一、超临界参数机组的水汽品质特性

1. 超临界条件下蒸汽的物理特性

在超临界参数下，在管壁处速度相对较低的层流层内，容易产生杂质的沉积，在管壁上形成垢层，使管壁温度升高。特别是当管子热负荷较大导致传热恶化时，垢层的存在将进一步加剧传热恶化。

2. 超临界压力条件下常见物质在蒸汽中的溶解特性

在超临界压力条件下，蒸汽已具备和水一样的溶解特性。其溶解能力大为提高，这主要表现为，在亚临界压力以下可以溶解的成分，在超临界压力下溶解的量增加了，某些在亚临界压力下不能溶解的成分，在超临界压力下能够被溶解了。

通常由给水带入炉内的杂质主要是：钙、镁离子，钠离子，硅酸化合物，强酸阴离子和金属腐蚀产物等，并且各种杂质离子在过热蒸汽中的溶解度有很大的差别，其随蒸汽压力的增加而变化的情况也不同。

给水中的钙、镁杂质离子在过热蒸汽中的溶解度较低且随压力的增加变化不大；而钠化合物在过热蒸汽中的溶解度较大且随压力的增加溶解度稳步增加；硅化合物在亚临界以上工况下的溶解度已接近同压力下水中的溶解度，且随压力的增加溶解度也渐渐增加；强酸阴离子（如氯离子）在过热蒸汽中的溶解度较低，但随压力的增加变化较大，硫酸根离子在过热蒸汽中的溶解度较低且随压力的增加变化不大；铁氧化物在蒸汽中的溶解度随压力的升高也呈不断升高趋势。

铜氧化物在过热蒸汽中的溶解度随着压力的增加而不断增加，当过热蒸汽压力大于17MPa时，铜在过热蒸汽中的溶解度有突跃性的增加。由于铜会在汽轮机通流部分沉积，使通流面积减少，影响汽轮机的出力，所以对于超临界机组凝结水和给水中铜的含量应引起足够的重视，并严格控制凝结水、给水系统运行中的pH值，减少腐蚀产物的产生。

由于超临界参数机组只能采用直流锅炉，无法通过锅炉内部排污来降低各种杂质在蒸汽中的含量。因此，超临界参数机组的水汽品质控制应该比亚临界参数机组更为严格。

3. 超临界压力条件下蒸汽的高温氧化

超临界参数机组的温度参数提高到了580～600℃，甚至提高到了650℃，应充分考虑材料的水蒸气氧化形成氧化层，以及氧化层剥落后在蒸汽中形成新的杂质。高温水汽氧化是金属腐蚀的一种特殊形式，即在高温条件下，因为氢质子的影响，水蒸气对不锈钢材料表现为一种强氧化剂。氧化层达到一定的厚度，就会在运行条件（如温度）变化时剥落，成为氧化皮，由此可能造成堵塞管短期过热甚至爆管事故。

二、超临界参数机组水汽系统的杂质沉积和结垢特点

直流炉的特点决定了由给水带入的杂质在机组热力系统中的分布情况：部分杂质溶解于过热蒸汽中，这部分杂质绝大部分随蒸汽带入汽轮机而沉积在汽轮机的通流部分，少部分随低压缸排汽进入凝结水中而进入下一个汽水循环；不能溶解于过热蒸汽的那部分杂质将沉积

于锅炉的炉管中。

国外某电厂曾在运行的超临界参数机组的水冷壁蒸发段上部、再热器、汽轮机叶片以及高压加热器的汽侧处发现有沉积物，沉积物的主要成分为钠盐，阴离子为硫酸根。无论杂质沉积于何处，都将对机组的安全经济运行产生很大的危害。

超临界工况下，由给水带入的钙、镁离子，部分铁氧化物将沉积在水冷壁管上而影响锅炉的安全运行。绝大部分的钠化物、硅化合物、强酸阴离子、铜氧化物和部分的铁氧化物将溶解于过热蒸汽中被带入汽轮机。随着过热蒸汽在汽轮机中做功后蒸汽压力和温度的下降，杂质在蒸汽中的溶解度也会不断下降，原溶解于过热蒸汽中的铜氧化物和铁氧化物及部分钠化物就会沉积在汽轮机高压缸的通流部分，硅化合物和部分钠化物就会沉积在汽轮机低压缸的通流部分而影响汽轮机的效率。部分强酸阴离子可能会随阳离子沉积在汽机叶片上，而不沉积在汽机叶片上的部分强酸阴离子就有可能溶解在汽轮机低压缸的初凝结区的液滴内，对该部位的叶片及金属部件产生应力腐蚀、点蚀或产生腐蚀疲劳裂纹。在上述沉积物中，最常见的是 Na_2SO_4 和 NaOH，这类物质溶解在蒸汽中后，会对后续的过热器、再热器及汽轮机产生腐蚀影响。

鉴于超临界参数机组的水汽品质特性和杂质的分布特性，为了保证机组的安全稳定运行，必须尽量提高给水的水质，减少水中盐类杂质，降低给水中的含铁量，控制腐蚀产物的沉积量，这也是超临界参数机组水处理和水汽品质控制的主要目标。

三、超临界参数机组的水汽品质标准

根据各种杂质离子在水汽中的溶解度的变化情况和在不同部位沉积的可能性看，超临界工况下过热蒸汽中的铜、铁氧化物的溶解度与亚临界工况相比有较大的提高，尤其是铜氧化物的溶解度从亚临界到超临界有一个急剧的提高，给水中如不加以严格控制，将会造成大量铜、铁氧化物沉积于汽轮机高压缸的通流部分。为了保证机组的安全运行，在对给水水质的要求上，铜、铁氧化物的标准将比亚临界直流锅炉有更高的要求。另外由于超临界参数机组中奥氏体钢的使用量比亚临界参数机组有很大的提高，且与相同再热蒸汽温度的亚临界参数机组相比，低压缸末几级叶片的湿度有所增大，为了防止发生奥氏体钢的晶间腐蚀和汽机末几级叶片的腐蚀，对阴离子的含量控制也提出了更高的要求。

另外，为了解决钠盐的沉积和腐蚀对过热器、再热器及汽轮机产生的影响，必须控制蒸汽中的钠含量小于 1μg/kg，才有可能控制二级再热器中形成的氢氧化钠浓缩液对奥氏体钢的腐蚀和锅炉停用时存在干状态的 Na_2SO_4 引起的再热器的腐蚀。要想控制蒸汽中的钠含量小于 1μg/kg，必须控制凝结水精处理出水水质的钠含量小于 1μg/kg。因此，超临界参数机组的水汽品质控制对凝结水精处理系统也提出了更高的要求。

目前国内外对超临界参数机组的水汽品质控制指标如表 14 - 8～表 14 - 10 所示，表中 AVT 表示全挥发性处理；OT 表示加氧处理，是在高纯度给水中加入适量的氧化剂（O_2 或 H_2O_2）以减缓热力设备腐蚀的一种给水处理方式。

四、保证超临界参数机组水汽品质的基本原则

为了达到上述标准中的水汽品质要求，尤其是对铜氧化物的要求，就必须从系统设计选型、补给水、凝结水精处理、给水处理工艺、停炉保护及化学监督管理等方面的优化来保证水汽品质。主要应注意以下几点：

（1）选择合适的补给水处理系统的型式。

表 14-8 超临界参数机组的给水水质标准

项 目	中国		美国 EPRI		德国 VGB		日本		苏联		某超临界参数机组的厂级标准	
	AVT	OT	AVT	OT	AVT	OT	AVT	OT	AVT	OT	AVT	OT
pH（25℃）	8.8～9.5	8.0～9.0	9.0～9.6	8.0～9.0	9.0～10	8.0～9.0	9.0～9.7	6.5～9.3			9.2～9.6	8.0～9.0
氢电导率（25℃）（μS/cm）	<0.2	<0.15	<0.2	<0.15	<0.2	<0.2	<0.25	<0.2	<0.3	<0.3	<0.2	<0.1
溶氧(μg/L)	<7	30～200	<5	30～150	<100	30～150	<7	20～200	<10	100～400	<5	30～200
全铁(μg/L)	<10	<10	<10	<5	<20	<20	<10	<10	<10	<10	<10	<10
全铜(μg/L)	<5	<5	<2		<3	<3	<2	<2	<5	<2	<2	<2
联氨(μg/L)	20～50						>10		20～60			
SiO_2(μg/L)	<15	<15			<20	<20	<20	<20	<15	<15	<15	<15
Na(μg/L)	<5	<5			<20	<20			<5	<5	<5	<5
Cl(μg/L)											<2	<2
SO_4^{2-}(μg/L)											<2	<2

表 14-9 凝结水精处理的出水控制指标（建议值）

主要控制项目	控制指标（建议值）	主要控制项目	控制指标（建议值）
氢电导率(25℃)(μS/cm)	<0.08	SiO_2(μg/L)	<2
Na(μg/L)	<0.5	Fe(μg/L)	<1
Cl(μg/L)	<0.5	Cu(μg/L)	<1
SO_4^{2-}(μg/L)	<0.5	悬浮物(μg/L)	<5

表 14-10 国内汽轮机生产厂家对蒸汽品质的建议值

指标	汽轮机生产厂家		
	上海汽轮机厂	哈尔滨汽轮机厂	东方汽轮机厂
氢电导率（25℃）（μS/cm）	<0.20	<0.20	<0.20
Na（μg/L）	<5	<5	<5
Cl（μg/L）	<5		<3
SiO_2（μg/L）	<10	<15	<15
Fe（μg/L）	<20	<10	<10
Cu（μg/L）	<5	<5	<5
SO_4^{2-}（μg/L）			<3
有机碳的质量分数			$<10^{-4}$

（2）凝汽器管材应首先选用非铜管，必须采用铜管的机组，对凝汽器铜管的选材应综合考虑冷却水水质和防止凝汽器铜管腐蚀、泄漏等问题。高、低压加热器也应采用无铜系统。

（3）凝结水精处理设备的设计，要充分考虑尽量减少硫酸盐和钠的漏出。为了满足以上出水指标，凝结水精处理系统必须采用设置有前置过滤的深层混床处理系统。

（4）严格控制机组停用期间产生的腐蚀产物。

（5）通过对水汽取样点的设置和在线仪表的配置，对超临界参数机组的水汽品质进行快速、全面而有效的监督。

第十五章　电站锅炉的运行与调节

锅炉是火力发电机组最主要的设备之一，其运行调节不仅与锅炉自身的特性有关，还与整套火电发电机组的运行方式密切相关。

火力发电厂中有母管制和单元制两种不同的原则性热力系统。在母管制系统中，可有多台锅炉和多台汽轮机，每台锅炉产生的蒸汽均送入主蒸汽母管，汽轮机则从主蒸汽母管取得蒸汽，锅炉与汽轮机之间没有一一对应的关系。为了简化热力系统，节约投资，提高机组的热效率，现代大型火力发电厂都是一机一炉的单元制系统，锅炉、汽轮机及发电机纵向串联成一个整体，尤其对中间再热机组，只能采用单元制运行方式。本书仅讲述单元制机组。

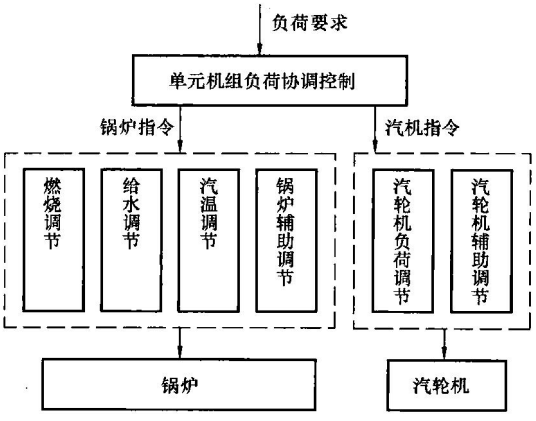


图 15-1　单元机组控制系统的总体结构

单元机组控制的基本任务是能快速地满足外界负荷的要求，同时保证机组的稳定经济运行。负荷控制的目标就是控制锅炉和汽轮机的各自出力相互适应，而相互适应的标志是主汽压的稳定程度。根据单元机组不同的运行工况，在机组负荷控制方式上有锅炉跟随汽轮机方式、汽轮机跟随锅炉方式和机炉协调控制方式之分；协调控制方式又分为以锅炉跟随汽轮机为基础的协调控制方式和以汽轮机跟随锅炉方式为基础的协调控制方式；从平衡信号的选择上又分为能量间接平衡和能量直接平衡的协调控制系统。负荷协调控制是单元机组控制系统的核心，图 15-1 为单元机组控制系统的总体结构。从机组变负荷的参数调节特性上，可分为定压运行、滑压运行等运行方式。

单元制机组的锅炉、汽轮机和发电机的运行调节既密切相关，又各有所侧重，锅炉侧重于运行调整，汽轮机侧重于监视，而发电机的运行则着重于单元机组与外界电网的联系。

在锅炉进入正常运行工况后，根据机组外界的负荷指令以及锅炉煤质等因素的变化，需要不断地进行运行调整，保持锅炉出力与汽轮机所需的蒸汽量相等，维持蒸汽温度、压力及品质在合格的范围内等。锅炉的负荷控制调节是根据主蒸汽压力的变化改变锅炉的燃烧率（因燃料量、送风量、引风量必须协调变化，常将三者合称为燃烧率），同时进行给水调节、蒸汽温度调节以及其他辅助调节。直流锅炉与锅筒锅炉的运行调节特性有所不同。

对应于锅炉运行调整的各项任务，目前，大部分机组均能够实现比较理想、可靠的自动调节。锅炉的主要自动调节系统有：给水自动调节系统、汽温自动调节系统、燃烧过程自动调节系统等。

本章讲解常规燃煤粉锅炉的启动、停运、运行调节的基本原理、动态特性和主要操作与调节。在锅炉实际运行中，具体的细节将随不同类型的锅炉和生产及运行厂家的不同要求而有一定程度的差别。

第一节　电站锅炉的启动

电站锅炉的启动指从点火到带额定负荷（单元机组）或并入蒸汽母管（母管制机组）的全过程。启动是火力发电设备运行的重要操作之一，要在保证设备安全的前提下尽量缩短启动过程延续的时间，以提高机组运行经济性。单元机组的启动方式决定了锅炉的启动方式。

一、单元制机组的启动方式

无论在何种状态下启动，通常按汽轮机冲转时的蒸汽参数状态来区分单元机组的启动方式，分为额定参数启动和滑参数启动两种不同的方式。

1. 额定参数启动

锅炉首先启动，当蒸汽参数升至额定值时，再冲转汽轮机，汽轮机从冲转至带额定负荷期间，主蒸汽阀门前的蒸汽参数始终保持为额定值。这种启动方式的运行灵活性和经济性均较差，仅在母管制的小型机组上应用，单元制运行的大型机组已不再采用这种启动方式。

2. 滑参数启动

单元制机组通常采用滑参数启动，又称为联合启动。在锅炉点火，蒸汽升压、升温的过程中，利用低温、低压蒸汽进行蒸汽管道的暖管，当达到一定参数后汽轮机进行冲转及并网，并随着汽温、汽压的升高逐渐提高汽轮机的负荷。在整个启动的过程中，主蒸汽阀门前的蒸汽参数随机组负荷的升高而升高。

（1）滑参数启动有以下的优点：

1）启动过程中，蒸汽管道的暖管、汽轮机的启动与锅炉的升压同时进行，从而使整台机组的启动时间缩短，增加了运行调度的灵活性。

2）整台机组的加热过程是从较低的蒸汽参数开始的，各部件的受热膨胀比较均匀。锅炉水循环工况稳定，过热器得到良好的冷却。并且，由于开始进入汽轮机的蒸汽压力和温度均较低，蒸汽的容积流量较大，容易充满汽轮机，而且流速也较大，汽轮机的各部分均匀而迅速地升温，不至于产生过大的热应力。

3）启动过程经济性提高，特别是设置旁路系统的机组，启动过程中可回收工质及利用工质的热量，工质损失和燃料消耗减少，机组在启动过程中即可以发出电能。

（2）单元制机组滑参数启动又可进一步分为真空法和压力法两种不同的操作方式。

1）真空法滑参数启动。

锅炉点火前，全部开启从锅炉锅筒到汽轮机喷嘴前的所有阀门，沿程的空气门和疏水门全部关闭，投入抽气器，抽真空一直抽到锅炉锅筒，从而可将锅炉受热面内的空气同时抽走。同时利用盘车装置低速回转汽轮机。锅炉点火后，产生的蒸汽立即由过热器经过主蒸汽管道通向汽轮机，然后排入凝汽器，因此，从点火产生蒸汽起，就开始了暖管和汽轮机暖机。

由于汽轮机冲转、升速初期蒸汽压力很低，因此，盘车停止后，可能产生汽轮机的转速波动。同时，由于蒸汽温度很低，而且湿度较大，容易引起水冲击损伤叶片，影响汽轮机安全性。对于中间再热的单元机组，由于高压缸排汽温度较低，而且再热器一般布置烟温比较低的区域，使再热汽温很难提高，可能导致中、低压缸内蒸汽湿度很大，因此，中间再热机组很少采用真空法滑参数启动，大多采用压力法滑参数启动方式。

2）压力法滑参数启动。锅炉点火前，汽轮机主汽门和调节汽门处于关闭状态，通过凝汽器只对汽轮机抽真空，锅炉蒸汽达到一定的压力和过热温度后，才冲转汽轮机，然后转入滑压运行。通过旁路系统由凝汽器抽真空，建立过热器、再热器、锅筒及蒸汽管道的真空。在汽轮机冲转前，锅炉产生的蒸汽通过启动旁路进入凝汽器。汽轮机并网后，旁路关闭，汽轮机进入滑参数运行。压力法启动过程中，开始冲转汽轮机时的蒸汽压力较高，汽温一般过热50℃左右，对汽轮机升速、通道湿度控制较好，也由于再热蒸汽温度升高，对减少汽轮机汽缸热应力也很有利，安全性好。目前，大容量机组通常都采用压力法滑参数启动。

二、锅炉的启动方式

锅炉的启动方式和所需的时间与锅炉的结构型式、容量、燃料的种类、电厂的热力系统、气候条件及选定的操作方式等有关。

按启动前锅炉所处的冷、热状态不同，可有冷态启动、温态启动和热态启动。冷态启动是指锅炉经过检修或较长时间备用后，在没有压力且其温度与环境温度接近的情况下的启动；热态启动则是指锅炉经较短时间的停用，还保持有一定的压力和温度情况下的启动；温态启动则指停用时间较长但没有完全冷却的工况。对于锅筒锅炉，一般冷态启动约需要6～8h，热态启动时间为1～2h，温态启动时间视实际冷却程度而介于其间。设有高、低压旁路系统的机组，启动时间可缩短，同时也可减少启动中的工质损失和热量损失。对于直流锅炉，启动时间要短得多。

三、自然循环锅炉的启动

自然循环锅炉的一个重要特征是其汽水系统中的厚壁金属锅筒，锅筒筒内蓄水、蓄热能力大，内、外和上、下壁的温度差是制约整台机组启动速度的主要因素。在启动过程中要保证锅炉锅筒等部件逐渐和均匀地得到加热，不致产生过大的热应力而危害设备的安全。

（1）启动前的检查。启动前的常规检查内容包括：热工仪表的检查和校验，所有辅机设备传动机构正常，热力系统已处于完整备用；如果更换了受热面，则必须进行锅炉水压试验等。

（2）锅炉上水。在完成启动前的检查与准备工作后，即可进行锅炉的上水操作。冷态启动时，锅筒的金属温度接近室温，上水的温度应不高于90℃；热态启动时的上水温度与锅筒金属温度的差值，应不大于40℃。上水应至锅筒水位计的最低可见水位。冬季时上水持续时间不少于4h，夏季应不少于2h，上水的方法视设备的具体情况而定。

（3）锅炉点火后的升温、升压。锅炉点火成功后，即开始升温、升压。由于水和蒸汽在饱和状态下温度和压力存在一定的对应关系，所以，锅筒和水冷壁的升压过程就是升温过程，通常以控制升压速度来控制升温速度。对高压以上的锅炉，冷态启动时，升压过程中锅筒的平均温升速度不大于1～1.5℃/min，过热蒸汽、再热蒸汽平均升温速度不大于1.5～2℃/min。锅炉升温升压过程中，不仅要考虑锅炉的安全，还要满足汽轮机对部件加热的要求。

单元机组自然循环锅炉的一般启动程序如图15-2所示。

图15-3为某电厂300MW亚临界自然循环锅炉在单元制系统中的冷态启动曲线。在升压的初始阶段，升压速度很低，随后锅炉的升压和升温速度逐渐提高，直到压力升高到4.5MPa、温度达到325℃时，开始冲转汽轮机，并维持一段时间使汽轮机升速到额定转数。

之后，锅炉的升温和升压则是根据汽轮机增负荷的需要进行。当压力升高到额定值时，汽轮机已经带到约 250MW，压力越高，升压速度越快。

四、直流锅炉的启动

与自然循环锅炉相比，由于直流锅炉无厚壁金属锅筒，所以，启动所需时间较短，一般 2h 左右即可完成启动。单元制直流锅炉机组在进行滑参数启动时，锅炉和汽轮机在同一时间内对蒸汽参数的要求是不同的，直流锅炉在点火前就需要在水冷壁中建立起一定的启动流量（约 30%额定蒸发量），以保证点火过程中水冷壁得到足够的冷却；而汽轮机在启动时主要是暖机和冲转，要求的蒸汽压力和流量不高。同时，点火过程中从水冷壁甚至过热器流出的是热水或汽水混合物，不能进入汽轮机。为了解决直流锅炉单元机组启动过程中锅炉与汽轮机要求不一致的矛盾，也为了使进入汽轮机的蒸汽具有相应压力下 50℃以上的过热度，同时为了回收利用工质和热量，减少损失，缩短启动时间，直流锅炉必须配置带有分离器的启动旁路系统。因此，还需要进行从启动过程到正常运行工况的切换操作。

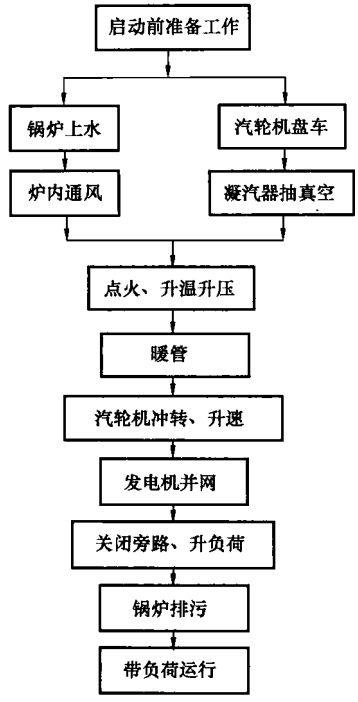


图 15-2　自然循环锅炉启动程序

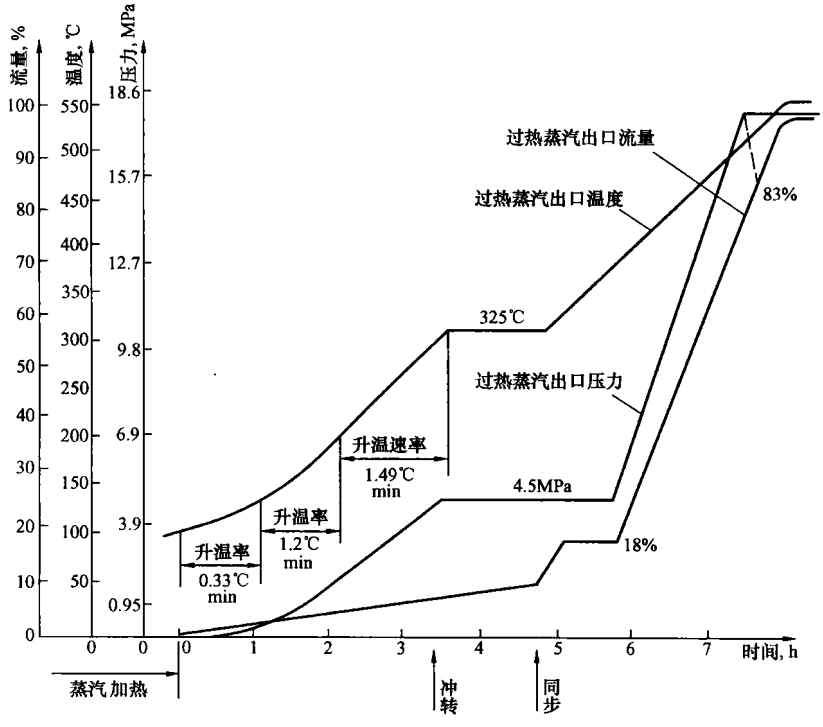


图 15-3　300MW 亚临界自然循环锅炉冷态启动曲线

（一）启动旁路系统及启动操作

启动旁路系统主要是指启动分离器及与之相连和并联的汽水管道、阀门等，还包括高、低压旁路系统。

启动分离器既有设在水冷壁的出口（蒸发受热面和过热器之间），也有设置在一、二级过热器之间，后一布置方式与前者相比，可避免启动系统向正常运行工况切换时的过热蒸汽温度下跌。

按启动分离器的布置位置和疏水循环方式，启动旁路系统有不同的类型，在启动过程中的运行方式也有一定的差别。主要可区分为机组进入正常运行工况时切除分离器和不切除分离器两类。

1. 需切除分离器的启动旁路系统

图 15-4 所示为启动分离器设置在一、二级过热器之间的启动系统。配置这种启动系统的直流锅炉的启动由建立启动流量、点火、分离器升压、过热器通汽和最后切除分离器等主要操作过程组成。

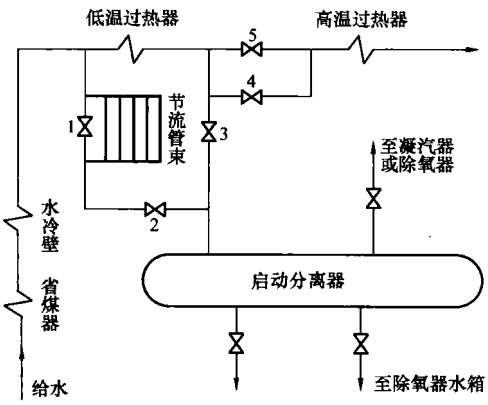


图 15-4 需切除分离器的启动系统

（1）建立循环流量、进行循环清洗。关闭图 15-4 中所示的阀门 1、3、4、5，将温度约为 104℃的除氧水送入锅炉，开启调节门 2，给水流经节流管束，使水冷壁内建立起一定的流量（约为额定流量的 30%）和压力（约为 40%的额定压力）的介质流动，进行冷态清洗。进入分离器的水或排至地沟（不合格的水）或排至除氧器（质量合格的水）。

（2）点火与分离器升压。

点火后，继续维持 30%的额定流量，并一直保持到切除分离器后汽轮机加负荷为止。工质温度逐渐升高，在进入分离器的工质温度达到 260～280℃时，由于在此温度下水中铁离子的溶解度较大，需要维持一段时间进行热态清洗，不合格的水经过分离器排至地沟，少量蒸汽排至凝汽器或除氧器。直至水质合格，结束热态清洗。

当炉膛辐射受热面中某处达到相应压力下饱和温度时，工质即开始汽化。由于管内工质体积突然增大，出现直流锅炉启动中特有的汽水膨胀现象，使汽化点后的水高速排出。当分离器前受热面出口温度也达到饱和温度时，膨胀过程就会结束，但如果瞬时的膨胀量过大，分离器的水位和压力将难以控制。为防止引起满水或超压，在膨胀过程中，必须注意控制锅炉的燃烧率。

（3）向过热器通汽。当分离器的压力上升到一定值后，逐步关小调节门 2，逐步全开调节门 3，以提高进入分离器的工质温度。当分离器中的压力接近至 4MPa（对亚临界压力机组）时，保持水冷壁内压力不变，再逐步关小调节门 2、3，开启过热器截止门 5，可向过热器通汽，并进行暖管、冲转汽轮机及低速暖机等操作。

（4）切除分离器。锅炉逐步增加燃料量及给水量，继续升温、升压。当分离器出口工质与低温过热器出口蒸汽焓值相等时，开大过热器截止门 5，全关调节门 2、3，实现在等焓下切除分离器，以避免在切换时的汽温突然下降。之后，锅炉呈直流运行，继续升温、升压、

升负荷，直至锅炉满负荷运行。

直流锅炉一般启动程序如图 15-5 所示。

2. 不需切除分离器的启动系统

该类型的启动系统见图 15-6。启动分离器装在过热器之前的主通道上，并带有疏水热交换器，故又称为内置式启动分离器。启动过程的主要区别在分离器的操作上，其他大致相同。

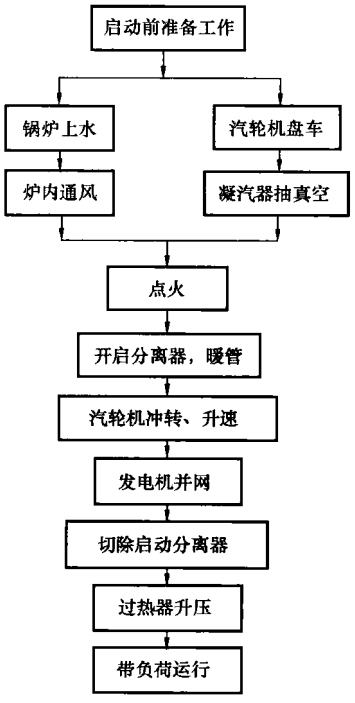


图 15-5　直流锅炉启动程序

（1）建立循环流量，进行循环清洗。点火前上水至启动分离器的最低水位，水冷壁内建立启动流量，进入分离器的水从下部排出，并保持水位，进行冷态清洗。

（2）点火与分离器升压。点火后分离器内的蒸汽全部进入过热器，分离器内的水经热交换后视水质情况排至扩容器（不合格的水）或排至除氧器。

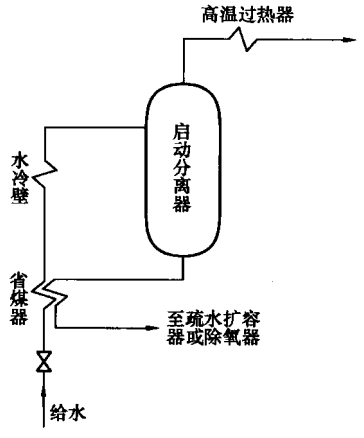


图 15-6　不需切除分离器的启动系统

（3）分离器状态转换。

随着锅炉逐步增加燃料量及给水量，继续升温、升压，进入分离器的工质干度逐渐增大，直到进入分离器的工质为微过热蒸汽时，分离器中的水位消失。此时可全关分离器排水门，启动分离器转为干态运行，仍作为蒸汽通道中的一个容器而不被切除。

该系统具有简单、阀门少等特点，没有从旁路系统向直流运行过渡的操作。在任何情况下，只要水冷壁出口工质干度小于 1.0，分离器均将可靠地分离汽水，有水位出现时，也可通过排放系统自动控制水位。同时，分离器的疏水热交换器，可将启动过程中和低负荷时分离器疏水所含热量的大部分传给锅炉给水，热量损失小。

（二）直流锅炉启动过程中的主要问题

1. 汽水膨胀

启动过程中水冷壁内工质温度逐渐升高，当达到饱和温度、水开始转变成蒸汽时，工质比体积急剧增大，局部压力升高使锅炉排出的汽水混合物量在一定时间内大大超过给水量，这种现象称为启动过程中的汽水膨胀。若在膨胀过程中控制不当，将会存在锅炉超压的危

险。影响汽水膨胀的因素有压力、给水温度、燃烧率及分离器位置。

直流锅炉受热面中汽水膨胀的开始点即为工质达到饱和温度发生汽化的起始点，其位置与锅炉受热面的结构和吸热工况有关。膨胀开始点一般出现在炉膛的下辐射区，也可能出现在中辐射区，甚至上辐射区。汽化一旦开始，很快会有大量工质从锅炉的出口排出；最初排出过冷水；随出口水温逐渐升高并达到饱和温度，最后排出含汽率逐渐增大的汽水混合物，当锅炉出口工质温度接近饱和温度时，膨胀过程结束。膨胀发生前后锅炉内部工质储量的变化量称为膨胀量。

锅炉的工作压力对汽水膨胀有很大的影响，压力低则蒸汽的比体积大，膨胀量大，开始膨胀的时间提前。因此，启动时，宜选择较高的压力，使膨胀发生在较高压力下，以缩短膨胀持续时间、减轻汽水膨胀量。

2. *启动参数选择*

(1) 启动流量。

根据管壁金属温度工况、管内流动稳定性、启动时间、启动损失等因素的综合考虑，一般直流锅炉将额定给水量的30%定为启动流量，复合循环锅炉通常为10%。

(2) 启动压力。

为了保证管内工质流动稳定性，缓和膨胀现象，避免启动初期工质汽化，应有足够高的启动压力。复合循环锅炉及超临界压力锅炉采用全压启动方式，亚临界压力直流锅炉采用0.4～0.7倍的额定压力作为启动压力。

3. 等焓切换

从启动过程到直流运行工况的切换条件是过热器中间阀门两边工质焓尽量接近，以实现等焓切换，使末级过热器出口蒸汽流量及汽温不发生突变，从而可保证汽轮机运行工况的稳定。

五、控制循环锅炉（强制循环锅炉）启动

控制循环锅炉的结构和性能与自然循环锅炉比较接近，因此，其启动过程也差别不大，主要的不同之处是在点火前且锅炉上水至正常水位后，就需启动控制循环泵，先建立循环，再进行点火。但是，控制循环锅炉的启动流量较小，约为额定蒸发量的5%～10%。

在启动过程中，锅筒主要起汽水分离的作用，内壁均与同一温度的介质接触，上下温差小，加之锅筒体积小，启动速度可加快。例如，350MW亚临界压力控制循环锅炉，从点火到升压至额定负荷的时间需要3h左右。在控制循环锅炉的启动中，除了控制循环泵部分的操作外，其他与自然循环锅炉大体相同。

六、复合循环锅炉启动

亚临界压力下工作的复合循环锅炉的主通道中有分离器，在启动过程中的作用与锅筒类似，但是，限制启动速度的分离器热惯性比自然循环锅炉的锅筒小得多，因此，其升温和升压速度可以比自然循环锅炉高得多。由于在点火前就需要启动再循环泵，因此，可以确保启动中水冷壁的冷却。同时，因为启动流量仅为额定值的5%～10%，燃烧率为5%左右，启动初期的炉温和烟温均不高，不必设置减温减压的旁路装置，因此，系统简单，热损失小，控制方便。图15-7所示为适用于亚临界压力复合循环锅炉的启动系统。

超临界压力的复合循环锅炉，均要配置启动旁路系统，但不再需要装设分离器，其启动过程与直流锅炉相似。

七、锅炉启动过程中的安全监护

（一）热膨胀监护

锅炉的启动过程中，由于温度不断升高，各部件均要相应的产生热膨胀。譬如，600MW 的电站锅炉要在垂直向下的方向上膨胀约 250mm，水平方向上要膨胀约 100mm。启动过程中必须严格监视锅筒、集箱和管道的热膨胀，根据各处膨胀指示器的膨胀方向和膨胀量指示值，判断膨胀是否在正常的范围内。

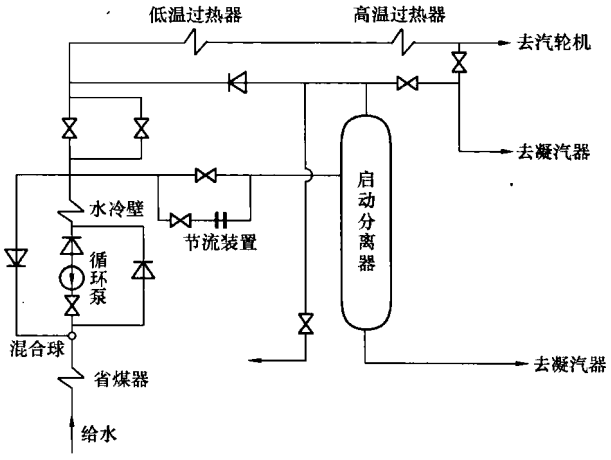


图 15-7　复合循环锅炉的启动旁路系统

（二）锅炉升压过程中锅筒的安全监护

锅炉在启动过程中，锅筒壁温差是必须控制的安全性指标之一，为了保证锅筒的安全，必须严格控制锅炉的升温与升压速率。在升压的过程中，锅筒的金属将承受三种应力：由于锅筒上下温差产生的热应力、锅筒内外壁温差产生的热应力、锅筒内的压力产生的应力。锅炉启动过程中，应力最大处在锅筒的下侧外壁和上侧内壁。

在启动过程中监视锅筒的内外壁温度是控制热应力在一定的范围内，确保锅筒不发生损伤的必要措施，譬如，国内 300MW 机组锅炉锅筒上、下壁和内、外壁温差允许最大值均控制在 50℃以内。

防止温差过大的主要运行技术措施是严格控制温升速率，尤其在锅炉启动初期的较低压力范围内，温升速率应缓慢，尽量减小压力的波动。升压过程应严格按给定的锅炉启动曲线进行。对于自然循环锅炉，要尽快建立起正常的水循环工况，也很有助于减小锅筒的上、下壁温差。除了保证炉膛内的燃烧稳定、热负荷均匀等运行措施外，目前，200MW 以上锅炉水冷壁下集箱通常都装有加热蒸汽的引入管，借助邻机抽汽或启动锅炉产生的蒸汽加热锅水，一般可将锅水加热到 100℃以上再进行锅炉点火，使锅炉在点火后水冷壁即产生蒸汽，可很快建立稳定的水循环。

即使严格按照操作规程进行启动操作，每启动一次均要消耗锅筒的寿命，因此，锅炉的启动次数也是有一定的限制。在锅炉设计寿命期限内，通常规定，锅炉允许的冷态启动 500 次，温态启动 4000 次，热态启动 5000 次。

（三）启动过程中过热器的安全监护

过热器是锅炉各受热面中工质温度和管壁温度最高的受热面，保护过热器的安全，延长其使用寿命是十分重要的。

在机组启动过程中，不仅要保证过热蒸汽的温度和压力符合汽轮机冲转、升速、并网、升负荷等的要求，还要确保过热器的管壁金属温度不超过其使用材料的允许值。

单元机组的锅炉在启动过程中，过热器依靠锅炉自身产生的蒸汽冷却，但锅炉点火到尚未产生蒸汽之前，过热器处于无蒸汽冷却状态，管壁温度会接近管外流过的烟气温度，因此，需要限制进入过热器的烟温，防止受热面管超温损坏。随着升压过程的进行，过热器得

到锅炉产生蒸汽的冷却，在汽轮机未冲转前，蒸汽通过旁路系统引入凝汽器，以减少热量和工质的损失。

在锅炉继续升温升压过程中，工质的压力和温度均由低向高逐渐变化，其中工质的温度在压力仍较低时就很快接近或达到额定参数，而工质的升压将经历整个启动过程。根据水蒸气的特性，随工质压力的升高，单位质量工质的蒸发吸热的份额由大至小、而过热吸热的份额由小至大发生显著变化。同时，随工质饱和压力的增加，饱和温度开始上升较快，随后逐渐放慢，因此，锅炉水冷壁蒸发系统在较低压力范围所需金属蓄热量较大，随压力升高逐渐减少。由此可知，在锅炉升温、升压的过程中，投入锅炉的燃料在炉膛内的放热量一方面用于工质的升温、升压，并且包括在较低压力范围内工质的蒸发吸热的份额较大所需的额外吸热量；另一方面还用于金属的蓄热。所以，为了达到一定产汽量所投入的燃料量，必然会多于在相同负荷下锅炉按额定压力设计时所需的燃料量。实践和分析均表明，在锅炉启动至60%～80%额定负荷区间时，经常出现过热器管壁温度高于额定负荷运行时的管壁温度的现象。

控制锅炉升负荷的速率，并密切监视过热器的壁温工况，合理延长启动时间是防止超温的重要措施之一。

（四）再热器的安全监护

中间再热单元机组锅炉再热器的启动保护，主要与机组设置的汽轮机启动旁路系统的形式、受热面所处的烟温段、蒸汽参数及其所选用的钢材性能等有关。中间再热机组一般均需要设置与汽轮机并联的蒸汽减压减温系统。

在锅炉点火、升压初期，通常采取两种方式来保护再热器：一是通过控制炉膛出口烟温，允许再热器短时间的干烧，但限制在钢材允许温度以下；二是在锅炉的升温升压中，除了控制炉膛出口烟温外，再热器受热面的保护主要是通过专门设置的启动旁路系统来实现。

启动旁路系统有一级大旁路、二级旁路和三级旁路启动系统三种类型。

一级大旁路将主蒸汽直接排至凝汽器，一次将汽轮机全部旁路，多用于再热器不需要保护的机组。其主要功能是在机组的启动期间，加快锅炉和主蒸汽、再热蒸汽管道升温过程，使主蒸汽和再热蒸汽参数尽快达到汽轮机冲转的要求，缩短再热器干烧的时间。

二级旁路系统用于不允许再热器干烧的锅炉机组。二级旁路系统即高、低压旁路通过再热器连接的系统，又称为高、低压串联旁路（如图 15-8 所示），系统简单，调节灵活。在锅炉点火、升温升压未达到汽轮机设定的冲转蒸汽参数之前，锅炉产生的蒸汽除暖管外，可经过高压旁路减温减压后进入再热器，冷却再热器，防止其超温，再经过低压旁路减温减压进入凝汽器，因此，能够有效地冷却和保护再热器。二级旁路系统采用得较多。

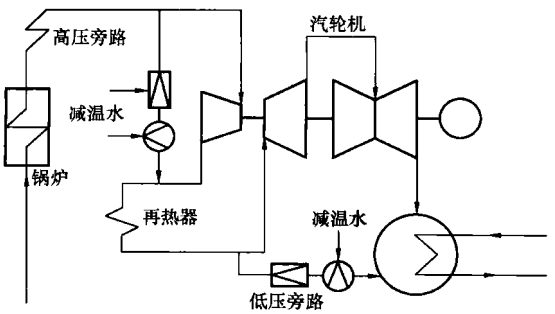


图 15-8 二级旁路系统示意图

三级旁路即一级大旁路与二级旁路并联连接，系统复杂。

（五）省煤器和空气预热器的安全监护

大型电站锅炉（一般为 300MW 及以上）的省煤器均为单级布置，采用普通碳钢，需要保证省煤器在启动过程中不超温损坏。对自然循环锅炉，利用锅筒与省煤器下集箱之

间的再循环管，形成锅筒—省煤器—锅筒组成的水再循环回路保护省煤器。单元机组锅炉点火启动期间，为了保持锅筒的水位，通常采用小流量的连续给水（或间断补水），省煤器总可以得到一定的冷却，因此，也可不设置再循环管，而将省煤器放置在可以满足碳钢承受的烟温较低的区域，省煤器在启动过程中通常都是安全的。对强制循环锅炉，再循环管可接在循环泵之后，借水泵压头形成可靠的强制再循环水流。直流锅炉的省煤器中总有水流过，能满足冷却的要求。

锅炉启动中对空气预热器的安全监护首先是防止发生二次燃烧而烧坏设备。启动初期燃烧不完全的燃料（燃油）被带到锅炉尾部，且很容易在预热器受热面上积存下来，随着烟温逐渐升高，并经过一段孕育时间并达到自燃温度后则可能发生自燃，因此，要密切监视空气预热器出口烟温的异常升高，发现异常后应及时隔离空气预热器，并喷水灭火。其次是防止空气预热器受热不均而发生异常变形。

锅炉启动中空气预热器的另一项安全监护是防止受热面的低温腐蚀，在冷风温度比较低时应及时投入暖风器。

（六）锅筒水位

锅炉的升压过程中，工况变动频繁，均会对锅筒的水位产生不同程度的影响，对于蒸汽参数为亚临界压力的锅炉，水位控制的难度相对增加。

在锅炉点火升压的初始阶段，对水位变化的影响来自两个方面，一是锅水升温、汽化，体积膨胀，会使锅筒水位逐渐升高；同时，为了使水冷壁受热均匀，通常还要进行锅炉下部放水，使锅筒水位下降，需要根据锅筒水位调整给水量。随着锅炉汽温汽压逐渐加速升高，产汽量增加，需要及时地增加给水量，以防止水位下降。当汽轮机冲转及发电机并网后，则需要维持给水量和供汽量的平衡。当锅炉负荷上升到一定的数值且水位比较稳定后，即可投入给水自动调节。

（七）启动过程中蒸汽品质监护

在锅炉的启动过程中，随着汽压升高，蒸汽溶解硅酸的能力增强，因此，锅炉在启动中，其升温升压的速度受到锅水含硅量的限制，需根据锅水硬度及时进行排污。在新机组初次启动试运阶段更需要严格控制锅水的含硅量，需要根据压力等级进行分阶段洗硅。

第二节　锅炉的停运

锅炉的停运是指切断锅炉燃料、停止向外供汽，并逐步降压冷却的过程，又区分为正常停运和故障停运。由于外界负荷需求减少，将正常运行的锅炉停下来作为热备用、冷备用或按预定计划的检修，均为正常停运。故障停运是指电网突发事故或设备发生严重缺陷时的被迫停运。对单元机组，停炉和停机同时进行，锅炉的停运方式与汽轮机的停运密切相关。

一、锅筒锅炉的正常停运

根据机组停运的目的不同，分为定参数停运和滑参数停运两种方式。

1. 定参数停运

在定参数停运减负荷过程中，尽量维持较高的主蒸汽压力和温度为定值，减少热损失，最大限度地保持锅炉蓄热，以缩短再次启动所需的时间。开始停运后，锅炉逐渐降低燃烧强

度，汽轮机逐渐关小调节汽门减负荷，同时，按运行规程的要求进行附属设备的停运和旁路系统的投入。锅炉切断燃料后，锅炉熄火，发电机解列和汽轮机停机，这一方式多用于短期停运，或调峰机组热备用。

2. 滑参数停运

单元机组的计划检修停运时，通常采用滑参数停运方式。

开始停运后，锅炉逐步降低燃烧强度，汽轮机调速汽门全开。当锅炉负荷降到（40%～50%）额定负荷时，为防止锅炉灭火或爆燃事故，需要投入点火油枪。随着蒸汽参数的降低，机组负荷逐渐减少，直至机组全停。滑参数停运的主要优点是充分利用锅炉的余热发电，还能够利用温度逐渐降低的蒸汽使汽轮机部件比较均匀和较快地冷却，以缩短停机到开始检修的时间。滑参数停运的关键是控制主蒸汽温度滑降的速度，一般为1℃/min。锅炉出口蒸汽要保持有足够的过热度，以防止汽轮机后部的蒸汽湿度过大。自然锅炉停运中，应缓慢降压，保持锅筒内工质的饱和温度下降速度不大于1～1.5℃/min，锅筒上下金属壁温差不大于40℃，并使水循环安全可靠。

二、直流锅炉的正常停运

1. 投入启动分离器的正常停运

正常停运开始时，首先减少燃料量、风量及给水量，定压降负荷至规定值，过热器逐步降压以满足启动分离器投入的条件。然后投入启动分离器，继续减少燃料量、风量及给水量，机组负荷降至最低允许负荷时，发电机解列和汽轮机停机，锅炉熄火。

2. 不投入启动分离器的正常停运

当锅炉不具备投入启动分离器的条件时，采用不投分离器的停炉方式。按正常减负荷操作，减少燃料量、风量及给水量，定压将机组负荷减至规定值后，开启高、低压旁路，使机组负荷降至最低允许值。然后进行锅炉熄火、汽轮机停机、发电机解列、给水泵停运等操作。

无论何种类型的锅炉，在正常停运过程中，均需要根据制造厂提供的停炉曲线并结合机组的实际运行经验进行操作。

三、锅炉的故障停运

锅炉本体或关键辅机设备发生故障，如承压部件泄漏、过热器严重超温无法恢复正常、锅炉汽水品质严重恶化、严重结渣等，但还能维持运行一段时间，一般采用逐步减负荷直至炉膛熄火，其步骤与正常停炉相同，但速度要加快。

四、紧急停炉

因发生重大事故，如锅炉灭火、炉膛爆炸、大面积爆管、严重缺水或满水及其他危及设备和人身安全的事故等，必须立即停炉。紧急停炉时应立即切断送入炉膛的燃料，关闭锅炉出口的主汽门，若汽压升高，则对空排汽。在发生锅炉灭火停炉时，应采取吹扫等措施防止因煤粉在空气预热器内（以及电除尘器）沉积而可能引发的二次燃烧。自然循环锅炉应注意保持锅筒内的正常水位并开启省煤器的再循环门。停炉后，在安全范围内加强通风和进水、放水，实现锅炉的快速冷却。

五、锅炉停运后的保护

锅炉停运后，若不采取有效的保护措施，溶解在水中的氧以及外界漏入汽水系统的空气中所含的氧和二氧化碳，都会对金属造成腐蚀。并且，停炉期间所产生的腐蚀产物会在以后

的运行中产生不良的影响。因此，当锅炉停运时间较长时，需要采取措施对锅炉的汽水系统进行保护，防止停用腐蚀。

锅炉汽水系统的停运保养原则是：阻止空气进入锅炉的汽水系统；保持汽水系统金属表面干燥；在金属表面形成具有防腐作用的薄膜，以隔绝空气；使金属表面浸泡在含有除氧剂或其他保护剂的水溶液中。锅炉停运保护分为干法保护和湿法保护两类。干法包括热炉放水余热烘干法、充氮法等；湿法包括氨—联胺法、氨水法和其他药剂保护法等。

第三节　锅炉的变负荷运行方式

随着电网容量和用电负荷峰谷差的增大，参加调峰的机组数量和容量也相应增加，锅炉参加调峰可有启、停和变负荷运行两种方式。我国为了减少频繁启停对机组寿命的不良影响，200～300MW 及以上容量的锅炉机组多采用变负荷方式参加调峰，100MW 级的机组多采用二班制启、停运行方式。

单元机组锅炉的变负荷运行方式，从机组变负荷的参数调节特性上可分为定压运行和滑压运行。锅炉机组应具有良好的变负荷适应性能，对滑压运行的锅炉，一般要求的负荷变动率为：在（70%～100%）BMCR（锅炉最大连续出力）时，不小于 5%BMCR/min；在（50%～70%）BMCR 时，不小于 3%BMCR/min；在 50%BMCR 以下时，不小于 2%BMCR/min。

一、定压运行

定压运行是单元机组的一种传统运行方式，保持汽轮机进汽参数不变，通过改变进汽调节汽门的个数和开度来改变进汽量，以满足电网对调整汽轮机机组发电负荷的要求。

汽轮机进汽调节方式主要有节流调节和喷嘴调节。

节流调节的汽轮机作定压运行时，锅炉保持汽压、汽温不变，依靠改变节流调节阀的开度大小来改变阀后的压力，从而改变进入汽轮机的蒸汽流量和蒸汽可用焓降，以达到改变机组负荷的目的。节流调节的汽轮机在低负荷运行时，调节阀的开度很小，蒸汽节流损失很大，由于阀后蒸汽压力降低，进入汽轮机蒸汽可用焓降减少，使得机组运行经济性有明显下降。但另一方面，正是由于调节汽门的节流作用，使得机组在改变负荷时，各级容积流量和蒸汽温度变化不大，因而有较好的负荷适应性。

喷嘴调节的汽轮机在定压运行时，锅炉维持蒸汽参数不变，依靠调节汽门顺序开启或关闭，来满足电网负荷的要求，即采用改变调节汽门开关数目来改变蒸汽流量和机组负荷。由于蒸汽经过全开调节汽门基本上不产生节流，只有经过未全开的调节汽门才产生节流，因此，调节汽门节流损失较小，其运行效率也较节流调节汽轮机高。

过去承担电网基本负荷的大型汽轮机，多设计为喷嘴调节定压运行，由于机组长期在高负荷下运行，因此，具有较高的热效率。近年来，大型机组频繁承担调峰任务，为了改善机组负荷适应性和低负荷运行效率，多改为滑压运行方式。

二、滑压运行

单元机组滑压运行时，保持汽轮机进汽调节汽门全开或部分全开，通过改变锅炉出口蒸汽压力（温度不变）来满足电网负荷要求，这种运行方式也称为变压运行。

1. 滑压运行的分类

根据汽轮机进汽调节汽门在负荷变动时开启的方式不同，又分为纯滑压运行、节流滑压运行和复合滑压运行三种方式。

(1) 纯滑压运行。在整个负荷变化范围内，汽轮机进汽调节汽门全开，完全由锅炉改变主蒸汽压力来适应机组负荷变化。这种运行方式存在很大的时滞，负荷适应性差，不能满足机组调频的要求。另外，在低负荷运行时，汽门全开，进汽压力低，机组循环效率下降。

(2) 节流滑压运行。在正常运行条件下，汽轮机进汽调节门不全开，保持一定的节流。当负荷增加时，全开调节汽门，利用锅炉的蓄能，达到快速升负荷的目的。此后，随着锅炉蒸汽压力的提高，调节汽门重新恢复到原来的位置，这种运行方式解决了纯变压运行负荷调整时滞大的缺点。但由于正常运行时，调节汽门不完全开启，有一定的节流损失，也会降低机组运行的经济性。

(3) 复合滑压运行。

复合滑压运行是一种滑压运行和定压运行组合的运行方式，对于喷嘴调节的汽轮机，在实际应用中有三种组合方式：

1) 低负荷滑压运行，高负荷定压运行。在低负荷时，部分调节阀门全开，滑压运行，进汽压力下降不大。随着负荷逐渐增大，主蒸汽压力逐渐升高，在达到额定值后，保持汽压不变，改用开大其余调节汽门继续升负荷，能够比较迅速地调整负荷。

2) 高负荷滑压运行，低负荷定压运行。低负荷时，由于给水泵本身存在最低转速和最小出口压力限制值，低压运行时给水泵的能耗不会由于滑压运行而有所减少。而且，对于直流锅炉的蒸发管，在压力较低时易出现水动力不稳定现象，因此，低负荷时采用定压运行比较合适。随机组负荷增加，逐渐开启调节汽门直至全开，进入高负荷滑压运行，依靠锅炉升压增加机组负荷。

3) 高负荷和低负荷定压运行，中间负荷滑压运行。这是一种应用较广的复合滑压运行方式，也称为定一滑一定复合滑压运行。在高负荷采用喷嘴调节，保持额定压力运行。在中间负荷区段关闭部分调节汽门滑压运行，而在低负荷区段又采用喷嘴调节，保持在某一较低汽压下定压运行。定一滑一定复合滑压运行方式，即具备高负荷区调频的能力，也满足低负荷定压运行的要求，而且在中间负荷区具有较高的运行效率和负荷适应性。

不同运行方式时压力参数变化的比较见图 15-9。

2. 滑压运行的优点

(1) 滑压运行最主要的优点是机组的负荷适应性好，机组负荷变化时，汽轮机高压缸及高压转子、各级蒸汽温度基本不变，汽缸、转子金属温度变化很小，热应力和热变形也小，为调峰机组频繁启动、变动负荷提供了有利条件。

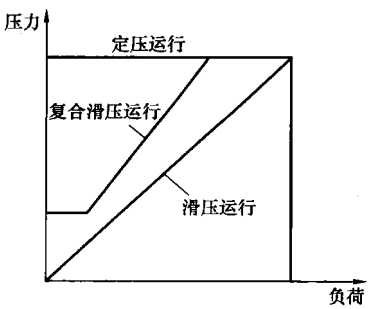


图 15-9 不同运行方式比较

(2) 滑压运行时，由于汽轮机调速汽门基本全开，因而减少了新蒸汽的节流损失，也改善了汽轮机高压端蒸汽流动，因此，滑压运行时汽轮机内效率较定压时高，负荷越低越明显。

(3) 低负荷采用滑压运行时，除了提高汽轮机的内效率外，还能减少给水泵的功耗。但是，由于主蒸汽压

力越低，机组的循环效率就越低，因此，采用滑压运行在经济性方面并非总是有收益的。

(4) 在变负荷中采用不同的运行方式时，汽轮机高压缸排汽温度不同。滑压运行时，进入再热器的汽温基本不变（或略有升高），因此，在不同负荷下单位质量蒸汽在再热器内的吸热量几乎不变，使得锅炉在低负荷时容易维持再热汽温。在喷嘴调节定压运行方式下，随负荷降低，高压缸排汽温度下降，单位质量的蒸汽在再热器内的吸热量增大，因此，增加了在低负荷时保证额定再热汽温的难度。

3. 机组滑压运行对锅炉的影响

(1) 工质饱和温度变化的影响。锅筒锅炉做滑压运行时，工质饱和温度会发生相应的变化。由于汽压降低，锅水饱和温度也要降低，因此，在负荷变化时，要控制锅筒、过热器联箱、水冷壁联箱、控制循环泵等厚壁部件的温差和温度变化率在允许限度以内，尤其要确保锅筒的安全，所以，机组所允许的负荷变化速率受到锅筒温度变化率的限制。同时需要控制滑压速度，防止省煤器、下降管、循环泵入口工质汽化，影响锅炉安全运行。在定压运行时，饱和温度不变，锅筒的壁温也基本不变。

(2) 工质各段吸热比例变化的影响。

锅筒锅炉从定压运行变化为滑压运行时，各受热面区段会发生变化。工质在锅炉内的预热、蒸发和过热段的吸热量的比例在定压运行时变化甚少，而在滑压运行时三者的比例随压力的变化而变化。随着压力降低，蒸发区段焓增变大，过热区段焓增变小，对于自然循环锅炉和低倍率循环锅炉，过热器的受热面是固定的，因此，低负荷时过热汽温容易达到额定值，过热器喷水量会明显增加，甚至出现超温现象。

在直流锅炉中，随着压力降低，由于预热区段的焓增不断减少，工质的起沸点移向蒸发受热面进口分配联箱，可能会造成蒸发管圈中的流量不均匀。具有螺旋管圈水冷壁的直流锅炉较适合于滑压运行；对于垂直上升管屏式的直流锅炉，为了保证锅炉蒸发受热管内水动力特性的稳定性，不宜采用滑压运行。

(3) 采用滑压运行方式的机组，在低负荷时保持燃烧稳定是安全运行的必要条件。

4. 滑压运行方式的若干不足

(1) 随负荷降低，机组的循环效率明显下降，这主要源于初压降低使蒸汽可用焓减少。滑压运行的经济性，取决于压力降低使循环效率降低和使汽轮机内效率提高、给水泵耗功减少以及再热汽温升高使循环效率提高等各方面因素的综合考虑，而且，依机组的结构、参数和采用的滑压运行方式不同而异，因此，不能简单认为滑压运行一定比定压运行更经济。滑压运行的主要目的在于提高汽轮机的负荷变化率和扩大锅炉在汽温方面适应负荷变化的范围。

(2) 滑压运行主要是靠蒸汽压力的变化来调节负荷，而压力调节比较迟缓，这是因为当机组负荷增加时，锅炉要增加燃烧率来提高蒸汽压力，同时锅炉还因压力的升高而需要储蓄一部分热量。

目前，在我国采用垂直上升管屏式的直流锅炉采用定压运行方式，螺旋管圈水冷壁的亚临界和超临界压力的直流锅炉趋于采用滑压运行，锅筒锅炉采用定压或定—滑—定运行方式。近年来，300MW 及以上的大容量火电机组多设计为滑压运行，原设计为喷嘴调节的定压运行机组，有不少也改为滑压运行，以适应电网调峰任务的需要。

第四节 锅炉的燃烧调整与蒸汽压力调节

单元机组负荷控制的目标就是控制锅炉和汽轮机的各自出力，使之相互适应，相互适应的标志就是维持锅炉出口的主蒸汽压力，蒸汽压力的变化反映了输入和输出锅炉的热量平衡状况，因此，锅炉负荷调节就是蒸汽压力调节。锅炉蒸汽压力的调节是通过相应增减燃料量、风量等来维持汽压在规定的范围内，以达到保持锅炉蒸发量与汽轮机所需蒸汽量之间平衡的目标。所以，从机组运行的宏观上，锅炉燃烧的调节也就是锅炉负荷调节或蒸汽压力调节。锅炉燃烧运行中，除了根据负荷变化进行调节外，还由于煤质、给水温度等因素的变化，需要不断进行锅炉燃烧参数的调整，以保持锅炉本身的燃烧稳定、经济和低污染物排放。

一、锅炉的燃烧调整

当锅炉的燃料特性、给水温度等较大幅度地偏离设计数据时，需要进行相应的燃烧调整，以使锅炉能够安全经济地运行。通过对锅炉燃料供给量和配风参数的调整等，保证进入锅炉炉膛内的燃料稳定燃烧，并在满足机组负荷要求的前提下，获得尽可能完全的燃烧和污染物排放最小的运行工况。锅炉的燃烧调整对自然循环锅炉、控制循环锅炉和直流锅炉都是基本相同的。

（一）燃烧调整的目的

（1）燃料及时着火、稳定燃烧，保持合理的过量空气系数，尽可能低的飞灰可燃物含量及锅炉排烟中氮氧化物的含量，维持合理的炉膛负压。

（2）保证锅炉出口的蒸汽参数达到规定数值。

（3）合理的组织燃烧，使火焰中心位置适中，不冲刷炉壁，热负荷分布均匀；避免受热面结渣、超温和设备烧损，避免引起水冷壁管外部的高温腐蚀，对液态排渣炉膛还应能保持连续流渣。

（4）维持蒸发受热面内正常的水动力工况，避免因燃烧工况的改变而使锅筒水位波动或水循环故障（对自然循环锅炉），或水动力不稳定工况等（对直流锅炉）。

（二）燃烧调整的基本内容

（1）在不同的锅炉负荷下调整燃料量与空气量的配比。

（2）燃烧器的配风工况调整，直流式燃烧器的一、二、三次风量与风速的大小及其相互间的匹配；旋流燃烧器一、二、三次风量与风速的大小与调风器的开度或轴向位置等。

（3）煤粉细度的调整，通常在专项调整实验时进行，在运行中其调节的范围通常很小。

（4）各燃烧器之间煤粉分配量的调整。

（5）燃烧器不同组合投运方式，对直吹式制粉系统是各台磨煤机不同组合的运行方式。

（6）通过送、引风的调整维持锅炉炉膛压力。

（三）影响燃烧调整的主要变化因素及其规律

实际中，锅炉经常在不同负荷下运行，燃料特性、给水温度和过量空气系数等也会偏离设计数据。由于这些运行条件的变化，锅炉各部分吸热量、烟气和工质温度、传热工况、减温水量、燃料量以及锅炉效率（各项热损失）等都要发生相应的变化。

1. 锅炉负荷变动

锅炉负荷改变将引起燃料消耗量、炉内辐射换热量、对流换热量、锅炉效率等发生相应的变化。

(1) 燃料消耗量应与负荷相适应，负荷变化不大时，燃料消耗量与负荷基本成正比关系。

(2) 炉内辐射受热面换热量随负荷增减而增减。但对应于单位质量工质的辐射换热量随负荷增加而减少，单位燃料量的辐射换热量也减少，炉内温度和炉膛出口烟气温度升高，辐射过热器出口汽温降低。

(3) 对流受热面的换热量随负荷增减而增减。

(4) 锅炉负荷增加时，燃料消耗量、烟气量相应增加，炉膛出口烟温升高，排烟温度会略有升高，排烟损失增加；但另一方面，炉内温度升高提高了燃烧效率，减少了气体和固体不完全燃烧热损失，散热损失也相对减少。

2. 燃料性质变化

锅炉燃料性质变化，尤其是煤质变化是不可避免的，包括灰分和灰熔融特性、水分、发热量、挥发分的变动，对锅炉的影响较复杂。

(1) 灰分的变动。灰分增大，对炉内的燃烧不利，增加了不完全燃烧损失。由于单位燃料量中的可燃质含量减少，为了保持蒸发量不变，必须增加燃料量，增加了制粉系统的负荷，加剧受热面的磨损。灰成分和灰熔融性的变化还可能导致固态排渣炉受热面的结渣或液态排渣炉的流渣特性的恶化。

(2) 水分的变动。水分增加影响燃料的着火和燃烧稳定，不完全燃烧损失增大；理论燃烧温度和炉膛出口温度降低，辐射传热量减少，对流传热量增大；锅炉的排烟损失增加，锅炉效率降低，加剧尾部受热面的低温腐蚀和堵灰，还对制粉系统干燥出力产生不利的影响。

(3) 挥发分的变动。主要对煤粉的着火和燃烧产生影响，挥发分越低，煤粉越不易着火，在同样的煤粉细度下，火焰中心位置升高，炉膛出口烟温和过热汽温升高。挥发分过高可能造成燃烧器烧损或周围结渣。

在燃料性质发生比较显著的变化时，必须进行相应的燃烧调整，主要包括一次风风率、风温以及磨煤机出口温度等的相应调整。

3. 给水温度变动

高压加热器故障解列会引起给水温度明显降低。此时欲维持锅炉蒸发量不变，必须增加燃料量，因此，单位质量工质的对流吸热量增加，辐射吸热量减少，对流过热器出口汽温升高，是引起过热器超温的一个主要因素。给水温度降低会使省煤器传热温压增大，省煤器吸热量增加，由于燃料量增加，空气量相应增加，空气预热器吸热量增加。高压加热器停用，汽轮机抽汽减少，导致整个机组经济性明显下降。

4. 过量空气系数变动

炉内过量空气系数增大时，烟气量增多，排烟温度升高，排烟热损失增大，炉内单位辐射传热量减少，单位对流传热量增大。炉内过量空气系数减少时，不完全燃烧热损失增加，排烟热损失在通常情况下会降低。送风量不变，炉膛和制粉系统漏风增大时，过量空气系数也将增大，但由于漏入的是冷空气，危害更大。

（四）燃烧调整

1. 燃料量与风量的调整

燃料量与风量调整的基本原则是根据锅炉负荷的变化增减燃料，同时通过送风机、引风机的调整，维持合理的燃料/风量比，即保持合理的过量空气系数，使燃料量和风量的增减密切配合。当锅炉负荷增加时，应先增加风量，后增加燃料量；减负荷时，先减少燃料量，后减少风量，并要缓慢平稳操作。低负荷运行时更要谨慎调整，以免发生锅炉灭火爆炸事故。

空气量是影响燃料燃烧的主要因素，过量空气增加，燃料的燃尽度可能提高，但锅炉的排烟损失要增大，烟气中氮氧化物的排放量也随之增加。风量过大或过小，还会影响到燃料的着火，使燃烧稳定性降低，因此，必须将过量空气系数调整在适当的水平上。一般要求的过量空气系数范围见表 15 - 1。

表 15 - 1　　固态排渣炉的过量空气系数

煤　种	炉膛出口过量空气系数	省煤器入口烟气 CO_2 和 O_2 含量	
		CO_2（%）	O_2（%）
烟　煤	1.15～1.2	15.5	3.0～3.5
无烟煤	1.2～1.25	16	3.5～4
劣质煤	1.2～1.25	16	3.5～4

2. 燃烧器配风工况的调整

煤粉燃烧器均设有一次风、二次风和三次风（乏气送粉或直吹式制粉系统无三次风），根据燃烧器结构的不同，其配风方式和调节的方法会有所不同。

风量的调节视燃烧器的结构不同而采用不同的调节方式。一般来说，煤的挥发分较低或燃烧性能较差以及一次风风温低时，一次风率与风速宜较低；当煤的燃烧性能较好、一次风风温高时，一次风率和风速则可大一些。对旋流式和直流式燃烧器常用的一次风率和一、二次风风速见表 6 - 1 和表 6 - 2。

一般各燃烧器的燃料量和风量应尽量调整均匀，但有时为了调整燃烧火焰中心，避免结渣，调节过热汽温或提高运行经济性，降低氮氧化物排放等，也经常有意识地改变各个燃烧器之间的风、粉分配比。譬如，对墙式燃烧炉，采用增加中间位置燃烧器风粉量的“桥形送风”，对直流燃烧器中二次风风量的分配，有所谓“正塔形”（上二次风小，下二次风大）或“倒塔形”（上二次风大，下二次风小）等配风方式；对贫煤及劣质烟煤，一般以上大下小为多见；烧烟煤时，以上、下均匀分配为好；液态排渣炉为防止析铁，下排给粉量宜少，下二次风量宜适当加大。

燃烧器的倾角及其组合方式也是运行调整的内容，一般应以保持炉膛内热负荷均匀和保证汽温为主。

有些煤粉燃烧器为了提高着火和燃烧的稳定性，设置了夹心风；也有为了增加一次风气流的刚度并冷却喷口设置了周界风等，并规定了相应的调节方式。

液态排渣炉的燃烧调整中还必须保证流渣工况正常，并避免渣池内发生析铁，还需要防止水冷壁高温腐蚀。

近年来投运的绝大部分大型电站锅炉均采用了低氮氧化物排放的煤粉燃烧方式，设置了分级二次风和顶部燃尽风等，其配风方式与常规的配风方式有较大的不同。

二、锅炉燃烧过程的自动调节

在采用不同运行方式的情况下，对锅炉出口蒸汽压力值的要求不同。采用定压运行方式

时，在负荷变化中需要保持蒸汽压力在正常允许变化范围内。采用滑压运行时，主汽温度维持定值，而其压力与负荷接近成正比，这一线形关系主要决定于汽轮机的通流特性，因为锅筒锅炉具有固定的过热器受热面，因此，在不同机组负荷和不同蒸汽压力下难以维持固定的额定汽温，较难适应滑压运行。单元机组在负荷变化时大多采用定—滑—定运行方式，在滑压段，蒸汽压力随负荷基本呈线性滑动。

燃烧过程自动调节的具体任务可归纳为：

（1）维持锅炉的蒸汽压力为设定值，或使锅炉蒸发量满足负荷的要求；

（2）保证燃料量和送风量之间的合适比例，即保持过量空气系数为一定值；

（3）通过调节引风量来维持炉膛负压等于设定值，对于平衡通风负压锅炉一般维持炉膛出口负压为20～50Pa。

这三项任务是紧密耦合的，合理改变三个调节量（燃料量、送风量和引风量），相应地维持三个被调量（汽压、过量空气系数和炉膛负压），因此，锅炉燃烧自动调节系统是由燃料量调节回路、送风量调节回路和炉膛负压调节回路组成的，燃料量调节回路使锅炉跟踪外界负荷，送风量调节回路维持最高的锅炉热效率，炉膛负压调节回路保持负压稳定。当锅炉的负荷变化时，这三个调节系统协调动作，使燃料量、送风量和引风量协调地改变，既适应负荷变化的需要，又维持汽压、过量空气系数和炉膛负压为一定值。

图15-10为燃烧过程自动调节系统的组成示意图。每个调节器改变一个调节量，分别为燃料量、送风量和引风量，以主蒸汽压力（或负荷）、过量空气系数（或烟气含氧量）、炉膛负压作为被调量。三个调节器可组成不同形式的调节系统，系统中调节器的组合方式与锅炉的运行方式、燃料种类、煤粉制备系统、燃烧方式等因素密切相关。

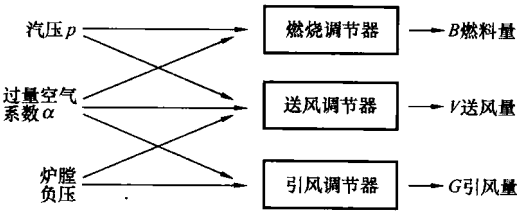


图15-10　燃烧自动调节系统的组合示意图

对于大型电站锅炉，炉膛安全保护系统（FSSS）、炉膛运行监视系统等，也已经成为锅炉燃烧控制系统的重要组成部分。

第五节　锅筒锅炉的给水调节

锅筒锅炉给水调节的任务是维持锅筒水位在允许范围内，使锅炉的给水量适应锅炉的蒸发量。由于锅筒的水位同时受到锅炉侧和汽轮机侧的影响，因此，当锅炉负荷变化或汽轮机用汽量变化时，通过给水调节系统保持锅筒的水位正常是保证锅炉和汽轮机安全运行的重要条件。水位过高或过低，都是不允许的。水位过高会影响汽水分离器的正常工作，严重时会导致蒸汽带水增加，使过热器管壁和汽轮机叶片结垢，造成事故；锅筒出口蒸汽带水过多还会使过热蒸汽温度产生急剧变化。水位过低，则会破坏正常水循环，危及水冷壁受热面的安全。一般要求锅筒水位维持在设计值±75～±100mm范围内。目前，电站锅炉均能够实现给水的自动调节。

一、影响锅筒水位变化的主要因素

锅筒锅炉给水调节对象的结构如图15-11所示。输入锅炉的为给水量W，锅炉出口为

蒸汽流量 D（锅炉负荷），被调节量为锅筒水位 H。水位的高低对流入量和流出量都没有影响，因此，调节对象不具有自平衡能力。锅筒水位不仅受到锅筒、水冷壁管等贮水量变化的影响，也受到水面下汽泡容积 V_q 变化的影响，而汽泡容积 V_q 与锅炉负荷 D、蒸汽压力 p 等有关，锅炉负荷和蒸汽压力又与燃料量密切相关。因此，锅炉蒸发量、燃料量和给水量的扰动为锅筒水位变化的主要原因。

1. 蒸发量扰动

蒸发量扰动即负荷扰动，图 15-12 所示为蒸发量扰动下锅筒水位的变化规律。当锅炉的燃料量和给水量不变，而蒸发量大于给水量时，从锅炉贮水量的变化来看，锅炉的水位变化应该如图 15-12 中的曲线 H_1 所示。但是，当蒸发量突然增加时，锅筒水面下的汽泡容积迅速增加，同时由于锅筒压力的下降，饱和温度随之下降，蒸发管和锅筒水容积中含汽率增加。汽泡容积增加会使锅炉水位有所增加，这种影响如图 15-12 中的曲线 H_2 所示，而实际显示的锅筒水位响应曲线为 $H=H_1+H_2$。可见，当锅炉蒸发量增大时，尽管蒸发量大于给水量，但在一开始时水位不仅没有下降反而迅速上升，反之亦然。这种现象称为“虚假水位”，“虚假水位”虽然持续时间不长，但对调节效果的影响很大。“虚假水位”变化的幅度与锅炉的压力和容量有关，对于 670t/h 锅炉，当负荷突然变化 5%时，虚假水位达 20～30mm。锅炉蒸发量是经常变化的，是产生“虚假水位”的根源。

2. 燃料量扰动

锅筒水位在燃料量扰动下的响应曲线如图 15-13 所示。当燃料量增加时，锅炉的吸热量增加，蒸发强度增大。如果汽轮机侧的用汽量不变，则随锅筒压力的增高，锅筒输出的蒸汽量也将增加，于是蒸发量大于给水量，造成锅筒进出工质质量暂时不平衡。由于水面下的蒸汽容积增大，也会出现“虚假水位”现象，但由于锅炉燃烧率增加也同时导致锅筒压力升高，会使汽泡体积减小。再由于热惯性的影响，燃料量的增加只使蒸汽量缓慢增加，所以，燃料量变化时的“虚假水位”现象要缓和得多。

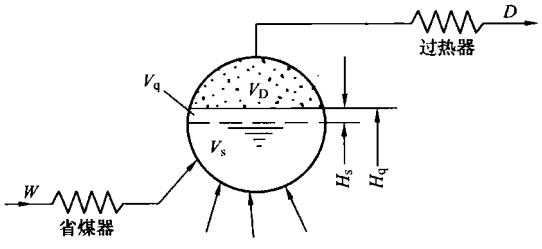


图 15-11 给水调节对象结构示意图

V_D—饱和蒸汽体积；V_q—汽泡体积；V_s—水体积；

H_q—由于锅筒水空间中汽泡体积 V_q 所形成的水位；

H_s—由于锅筒空间中水体积 V_s 所形成的水位；

$H=H_s+H_q$—锅筒水位

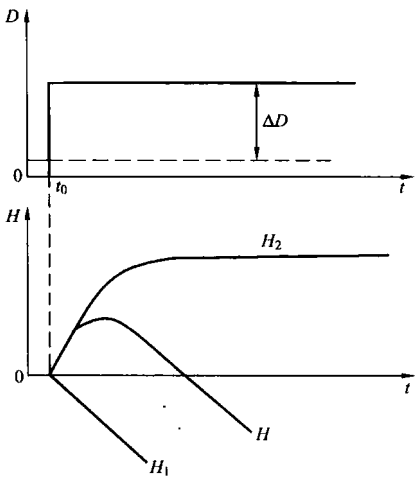


图 15-12 蒸发量扰动下锅筒水位的响应曲线

3. 给水量扰动

在给水流量阶跃变化时，锅筒水位的响应曲线为图 15-14 所示。如果仅考虑锅筒流入量和流出量的质量不平衡关系，其响应曲线应为直线 H_1 所示。但由于给水温度低于锅筒内的饱和水温度，当温度较低的给水进入锅筒后，吸收了锅筒内饱和水中的一部分热量，使锅

炉的蒸汽产量下降，液面下的汽泡体积减小，使水位下降，单考虑这一因素时水位的变化应如图中曲线 H_2 所示，实际水位 H 的响应曲线为 $H=H_1+H_2$。

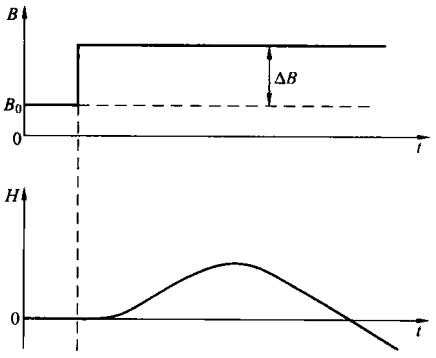


图 15-13　燃料量扰动时锅筒水位响应曲线

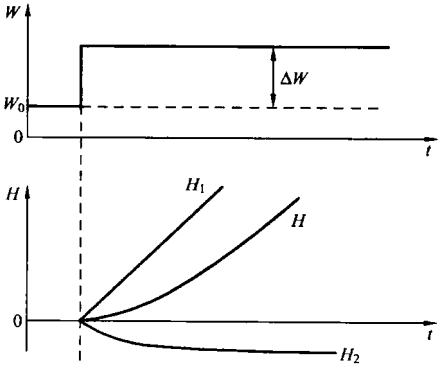


图 15-14　给水流量扰动时锅筒水位响应曲线

二、锅筒水位调节系统简介

锅筒水位调节系统的被控对象是锅筒，被调量是水位，调节量是给水流量。实现水位自动调节的原则性系统主要有单冲量给水调节系统、双冲量、三冲量给水调节系统和全程给水控制系统等。这里的冲量一词指的是变量。

单冲量即指锅筒水位 H，是最简单的单回路定值给水自动调节系统，如图 15-15 所示。由于单冲量调节方案在负荷变化产生“虚假水位”的情况下将引起给水调节机构误动作，如负荷增大时会反向关小给水调节阀，一旦汽泡平息下来，水位将急剧下降，造成水位严重波动。对小容量锅炉，其蓄水量较大，水面以下的汽泡体积所占比重不很大，因此虚假水位现象不明显，可以采用单冲量调节。但对大型电站锅炉来说，这种系统完全不能满足需要，因此，已不再单独采用。

为了克服上述缺陷，可以不仅根据水位，同时引入蒸汽流量和给水流量的变化来控制给水，从而构成双冲量和三冲量给水调节系统。

双冲量给水自动调节系统如图 15-16 所示。给水调节器接受锅筒水位 H 和蒸汽流量 D 两个信号。在锅筒水位控制中，最主要的外扰动是负荷变化，因此，引入蒸汽流量 D 作为控制系统的前馈信号，用于提高系统抗外界负荷扰动的能力，以克服“虚假水位”所引起的误动作。但双冲量调节系统还存在不能妥善考虑给水管路的自发性内扰动影响等问题，因此也很少采用。

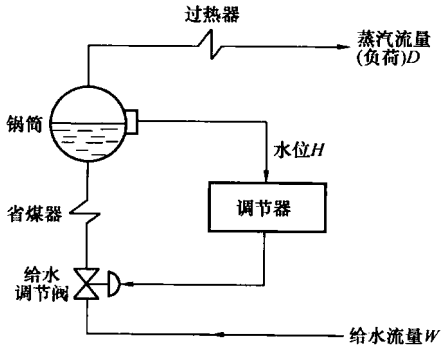


图 15-15　单冲量给水自动调节系统

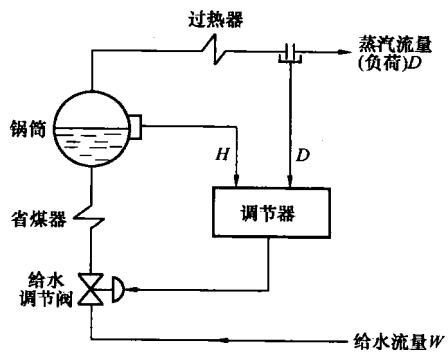


图 15-16　双冲量给水自动调节系统原理图

电站锅炉的给水调节系统常采用由锅筒水位 H、蒸汽流量 D 和给水流量 W 这三个信号构成的三冲量给水自动调节系统，较大地提高了水位控制的质量。蒸汽流量和给水流量信号起到粗调作用，缓解对水位的冲击。常用的有单级三冲量和串级三冲量两种结构形式，如图 15-17 所示。单级三冲量方案结构简单，只需要一台多通道调节器，整个系统可看作是三冲量的综合信号为被控变量的单回路控制系统，但这种控制方案的弊端是调节器参数难以整定。目前采用较多的是串级控制方案，该系统是在单级三冲量的基础上增加了一个调节器构成的，使主调节器的输入仅为水位偏差信号，主回路用于直接控制水位，维持稳态水位不变，而副回路起到一个快速调节输入输出流量平衡的作用。由于两个调节器分工明确，所以调节器参数整定简单，系统运行稳定。

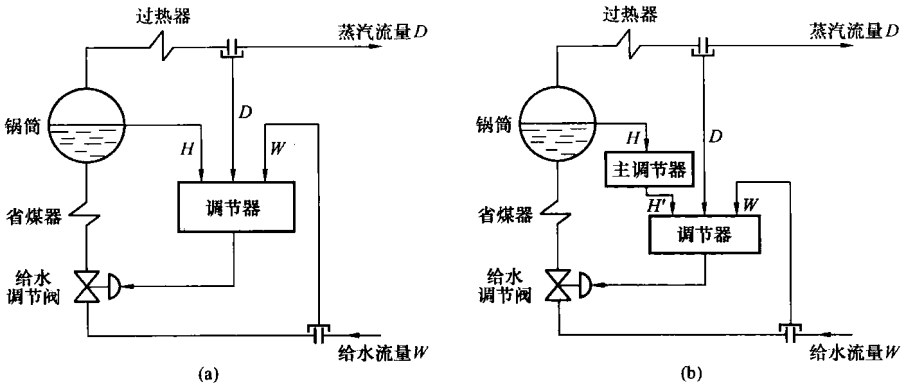


图 15-17 三冲量给水调节系统原理图

(a) 单级三冲量给水自动调节系统；(b) 串级三冲量给水自动调节系统

在机组不同负荷的运行阶段，调节对象的动态特性不同，故单一的控制系统结构、单一的调节器参数不能满足负荷大范围变动的实际工况，因此，上述的各种调节系统均只能适用机组带基本负荷的工况，属于局部自动控制方式，在机组运行的其他阶段仍为运行人员的手动调节。随着单元机组容量的不断增加和运行参数的不断提高，在机组的启停过程中运行人员需要进行的操作越来越繁重，为了减轻运行人员的负担，保证机组的安全经济运行，十分有必要实现全程给水调节。

全程给水调节是指锅炉从启动到正常运行再到停炉冷却的全过程都实现锅筒水位的自动调节。如图 15-18 所示，全程给水调节一般需要设置两套调节系统。一套为单冲量系统，即系统只取水位信号，构成单回路调节系统，它用于锅炉低负荷条件下。因为在锅炉低负荷时，给水流量和蒸汽流量测量误差大，而且锅炉的排水、疏水等操作较多，蒸汽量和给水量已不能反映锅筒的物质平衡状况。另一套为三冲量调节系统，它用于锅炉高负荷条件下。两个系统的调节器分别整定，以适应不同负荷的需要。可见，全程给

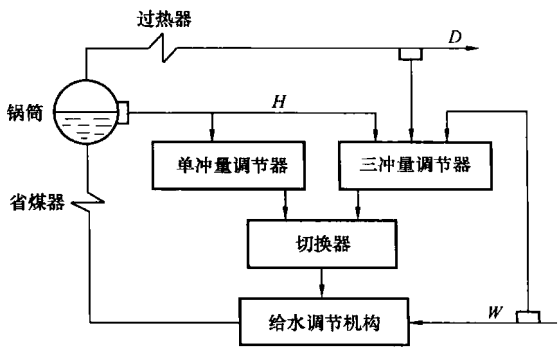


图 15-18 全程给水调节系统原理图

水调节实际上是分段调节，在机组运行的不同阶段需要不同的调节机构、不同的调节系统，根据负荷大小相互切换，因此，还需要保证在系统控制方式切换中对给水流量不产生扰动。

第六节　锅炉的汽温调节

维持稳定的锅炉出口过热蒸汽温度是保证机组安全和经济运行所必需。汽温过高会缩短受热面金属寿命，影响安全运行；汽温降低则会影响机组的循环热效率。过热器在超温 10～20℃下长期运行，过热器寿命会缩短一半以上，而汽温每降低 10℃，会使循环热效率降低约 0.5%。

机组运行中影响蒸汽温度变化的因素很多，如，锅炉负荷、锅炉空气系数、给水温度、受热面污染程度、燃烧器的运行方式、燃料种类和成分等，为此在锅炉运行中采用多种措施来调整蒸汽温度。

蒸汽温度的调整多以烟气侧为粗调，蒸汽侧为细调。烟气侧的调整主要是改变火焰中心的位置和流经过热器和再热器的烟气量；蒸汽侧广泛采用的调节过热蒸汽温度的方法是喷水减温器，根据汽温的变化，适当改变减温水量。

过热蒸汽温度自动调节的任务就是维持过热器出口汽温在允许范围内，采用以减温水量为调节量，以过热汽温作为被调量的调节方式。电站锅炉应用最广的是过热蒸汽串级调节系统，如图 15-19 所示。

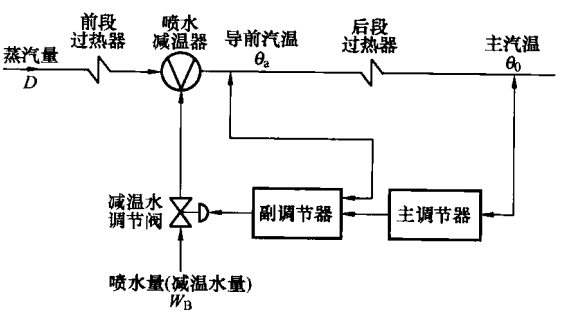


图 15-19　汽温调节系统原理图

再热蒸汽温度一般采用烟气侧调节作为主要调节手段，喷水减温只在汽温超过限值时才参加调节或作为保护手段。再热汽温自动调节系统通常取再热汽温偏差作为输入信号，引入锅炉送风系统的空气流量或蒸汽流量作为再热汽温调节的导前信号。

第七节　直流锅炉的运行调节特点

一、直流锅炉的运行特点

直流锅炉中工质的加热、蒸发和过热是一次完成的，各区段之间无固定界限，一种扰动将对各种被调参数起作用。如当给水量变化时，同时引起汽温、汽压及蒸发量变化，要求燃料量及汽轮机进口阀位做相应的调整，锅炉才能在新的工况下稳定运行。因此，在蒸汽参数调节方面，直流锅炉则更为复杂。

直流锅炉因无锅筒，通常采用较小直径的管子作为受热面，蓄热能力较小，仅是同等容量锅筒锅炉的 1/2～1/4。因此，在受到相同程度的扰动时，汽温、汽压变化剧烈，对自动化系统要求较高。但当直流锅炉主动变化负荷时，由于直流锅炉允许变压速度大，且变压时吸收或释放附加蒸发量小，蒸汽参数可迅速跟上变工况的需要，能适应快速增减负荷的要求。

二、直流锅炉的调节

1. 直流锅炉蒸汽压力与负荷的调节

直流锅炉压力调节的实质就是保持锅炉负荷与汽轮机所需的蒸汽量相等。直流锅炉的蒸发量等于进入的给水量，单纯锅炉燃料量的变化，除了在动态过程中蒸发量有所变化外，并不能引起锅炉负荷改变，而只有改变给水量才能改变锅炉负荷。压力调节时，用调节给水量来稳定汽压，再配合调节燃料量及过热器喷水量来保持过热蒸汽出口温度。这一点是与自然循环锅炉不同的。

采用定压运行的直流锅炉维持汽轮机在额定蒸汽压力下运行，调整锅炉的蒸发量适应机组负荷的需要。锅炉汽压及蒸发量的调整是在增、减给水量的同时，相应按比例增减燃料量及风量。

2. 直流锅炉蒸汽温度的调节

直流锅炉的过热蒸汽出口温度主要取决于燃料量与给水量的比例，为了减少检测温度信号的延迟，通常在过热器中间的微过热区段选取一温度测点，称为中间点温度，用燃料量与给水量的比例（即煤水比）来保持过热器中间点温度不变，再用过热器喷水量细调过热器出口温度。如升负荷时，可先增加一点给水量，然后按比例增加燃料量，用过热器喷水量微调过热蒸汽出口温度，稳定后重复上述过程，直至运行在新的负荷下。减负荷时，可先减少一点燃料量，然后按比例减少给水量，辅以喷水量细调过热蒸汽温度，稳定后重复上述过程，直至稳定在新的负荷工况下。

三、超临界压力直流锅炉的运行特点

超临界压力锅炉与亚临界压力锅炉相比，其主要区别在于蒸汽参数更高，工质特性有显著的变化，由此带来若干运行上的不同特点。

1. 工质特性变化

水的饱和温度随压力的提高相应升高，而其汽化潜热则相应减少，当压力高于临界点时，汽化潜热等于零。水在临界压力 22.12MPa 下被加热至临界温度 374.15℃时即全部从液相转为蒸汽，不存在两相区，即水变成蒸汽是连续的，并以单相形式进行。在超临界压力下，水到蒸汽的变化只经历加热阶段和过热阶段，而无饱和蒸汽区，这就是与亚临界压力锅炉的实质性区别，也决定了在超临界压力下只能采用直流锅炉。

2. 运行特点

超临界压力机组一般都采用变压运行或复合变压运行。对变压运行的机组，启动和低负荷运行过程均处于亚临界状态，一般设计成在 75%负荷以上进入超临界状态，为此，超临界压力锅炉还必须配置相应的启动系统，以完成锅炉启动过程中参数从亚临界到超临界的转换。

（1）汽水分离器的干湿态转换。

超临界压力锅炉在启动过程中，对启动系统的运行具有特殊的要求。锅炉上水后，汽水分离器中保持一定的水位。点火后，进入水冷壁的水受到加热，开始产生蒸汽，此时汽水分离器的作用相当于锅筒，处于湿态。汽水分离器分离出来的蒸汽进入过热器进一步加热，水则回收或排放。

随燃烧率的增加，产汽量逐渐增加，分离器内水越来越少，到 35%负荷左右，产汽量与进入省煤器的给水量相等，汽水分离器已无水位，由湿态转变为干态，此过程称为干湿态

转换。在启动过程中汽水分离器的水位是自动控制的，当干湿态转换完成后，各水位控制阀均处于关闭位置。

分离器干湿态转换前，与亚临界压力直流锅炉相同，也存在一个汽水膨胀阶段。

（2）负荷与蒸汽温度调节。与亚临界压力直流锅炉相同，改变给水量才能改变锅炉负荷，过热蒸汽出口温度也主要取决于燃料量与给水量的比例。用燃料量与给水量的比例来保持过热器中间点温度不变，再用过热器喷水量细调过热器出口温度。

（3）热应力控制。超临界压力机组因压力和温度都很高，尤其是变压运行，因此，将热应力作为机组启动时升速率及并网后负荷变化率的控制依据。

（4）给水品质。与亚临界压力直流锅炉相比，品质要求更高。

第十六章 锅炉动态特性

锅炉运行的首要任务是要在保证机组长期安全、经济运行的基础上满足机组负荷的要求。实际运行中，锅炉的蒸汽负荷总是变动的，被称为外部扰动，即使锅炉负荷保持不变，锅炉的燃料量、燃料特性、锅炉漏风、受热面积灰等变化也会影响锅炉的工作，称之为内部扰动。任何工况的变化均会破坏锅炉燃料输入热量与工质吸热量的正常比例关系，从而引起锅炉汽压、汽温、锅筒水位和锅炉效率等参数的变化。

动态特性是热工对象从一个平衡状态到另一个平衡状态的过渡特性。锅炉动态特性是指锅炉在受到扰动（包括运行中施加某一操作）时，锅炉各参数（压力、温度、流量等）随时间变化的规律。

锅炉参数变化的物理本质是锅炉运行调节的基础，根据这些变化规律，就可以了解锅炉对运行中可能产生扰动的反应特性，确定在各种扰动下锅炉参数的极限允许值，并用以认识锅炉工况变化时的调节规律。在锅炉工况改变时，运行人员和自动调节系统需要及时进行调节，调节品质的优劣取决于对锅炉动态特性的正确理解和描述。因此，掌握锅炉动态特性，对于热工自动调节系统的设计，提高锅炉运行水平，分析处理异常工况，都有重要意义。

第一节 锅炉的蓄热能力

锅炉的动态特性与其蓄热量有密切的关系。特别是锅炉汽水系统均为各种型式和尺寸的金属承压容器或受热面，其中储有较大的工质质量，因此蓄有大量的热量，形成很大的热惯性。锅炉负荷变化时，蓄热量是不断变化的，而这种蓄热量的变化，不但导致锅炉运行参数随之变化，同时影响运行调节的灵敏性。

锅炉蓄热量的存在方式表现在两个方面：一是构成锅炉各部件的金属本身的蓄热量；二是容器或受热面内工质本身的蓄热量。对于炉墙，因电站锅炉都采用轻型炉墙，这部分的蓄热量相对于工质和各部件的金属很小，加之炉墙蓄热量的吸收与释放比较缓慢，因此在实际分析中，一般不考虑炉墙的蓄热。锅炉的蓄热量可认为是工质中蓄热量和受热面金属中蓄热量的总和。在某一稳定工况，锅炉内部蓄存的工质和各部件的金属均处于一定的温度水平。当锅炉由一个工况过渡到另一个工况时，工质的储量以及工质和金属的温度将发生变化，相应的锅炉蓄热量也将发生变化。从第一个工况变化到第二个工况的过程中，锅炉蓄热量的变化 ΔQ_{xr} 可表示为

$$\Delta Q_{xr} = \sum[(G_{js}c_{js})t_2 + (G_g h_g)_2] - \sum[(G_{js}c_{js})t_1 + (G_g h_g)_1] \qquad (16-1)$$

式中 G_{js}、G_g ——金属和工质的质量；

c_{js} ——金属的比热容；

h_g ——工质焓。

当汽轮机负荷变化时，如果锅炉产汽量不能及时相应的变化，则汽压将发生变化，应立即改变锅炉的产汽量以保持汽压稳定不变。但锅炉改变产汽量的速度比汽轮机改变负荷的速

度慢得多，当燃烧放热滞后而未跟上汽轮机负荷增加时，由于汽压的降低，锅炉将产生附加的蒸汽量。锅炉压力降低时具有产生附加蒸发量的能力，称为锅炉的蓄热能力。锅炉的动态特性与其蓄热能力有密切的关系。锅炉的蓄热能力越大，保持锅炉汽压稳定的能力越强，同时，也说明其热惯性越大。

锅炉附加蒸汽量的产生主要由于两个原因：①压力降低，相应饱和温度降低，使原处于较高压力的饱和水迅速蒸发出一部分蒸汽；②由于降压后工质的饱和温度降低，原本温度较高的受热面金属将蓄热释放出来，也附加蒸发一部分蒸汽。

一台锅炉的蓄热量以及蓄热能力与锅炉的参数、型式和具体结构有关。自然循环锅炉由于具有锅筒、较大的水容积、较粗的下降管和联箱等，其金属质量较大，如某300MW自然循环锅炉蒸发系统的金属质量约为997t，金属和工质的蓄热量都很大，它的蓄热能力也比其他型式的锅炉要大得多。直流锅炉由于没有锅筒，且一般又采用较小直径的管子作为受热面，管壁也较薄，金属质量较小，如某300MW直流锅炉的蒸发系统金属质量仅为461t，因而蓄热能力较小。一些试验指出，在相同出力的条件下，自然循环锅炉的蓄热能力是直流锅炉的2～3倍。

锅筒锅炉和直流锅炉的汽水系统结构存在很大的差异，因此各自的动态特性明显不同。但对于同种型式的锅炉，其动态特性差别不是很大。

锅炉的燃烧系统同样具有热惯性，燃烧系统的热惯性的载体主要是燃料、燃烧产物等。但对于不同的燃烧方式，其热惯性的差别是很大的。对于常规的煤粉锅炉，炉内存煤量很少，煤粉燃烧速率极快，燃料和烟气在炉内停留的时间很短，所以热惯性相对于汽水侧很小，其动态特性对锅炉整体的动态特性影响较小。对于循环流化床锅炉来说，炉内燃烧侧存在有大量的颗粒物料，燃烧侧的热惯性较煤粉炉大得多，因此，其动态特性对锅炉整体的动态特性影响显得十分重要。

第二节 锅筒锅炉的动态特性

锅筒锅炉有自然循环和控制循环两种型式。锅筒中有较大的工质容积和能量储存，具有明显的汽-液两相分界面，锅筒压力和锅筒水位是锅筒锅炉蒸发系统运行过程中监控的主要参数。

一、汽压动态特性

主蒸汽压力的高低主要取决于锅炉的锅筒压力和汽轮机调门的开度。锅筒压力稍高于主蒸汽压力，其差值为从锅筒至过热器出口的流动压降。负荷高时相差较大，负荷低时相差较小。所以欲维持主蒸汽压力一定，主要应保持适当的锅筒压力。

汽压的变化实质上反映了锅炉蒸发量与外界负荷之间的平衡关系。引起汽压变化的原因主要有两方面：①外界负荷的变化而引起的汽压变化，即“外扰”。当锅炉蒸发量大于外界负荷时，汽压就升高，当锅炉蒸发量小于外界负荷时，汽压就降低；当锅炉蒸发量正好满足外界负荷时，汽压保持稳定。②锅炉机组本身的因素引起的汽压变化，即“内扰”。主要是由于炉内燃烧工况的变动（如燃烧不稳定）和炉内、锅内工作情况不正常（如水冷壁管外积灰、结渣、管内结垢而影响换热）。

为了分析影响汽压变化速度的因素，下面对汽压变化速度公式作简单推导。假定锅筒锅炉蒸发系统是一个集总参数的系统，如图16-1所示，其中各处的压力、温度都相等且同步变化。

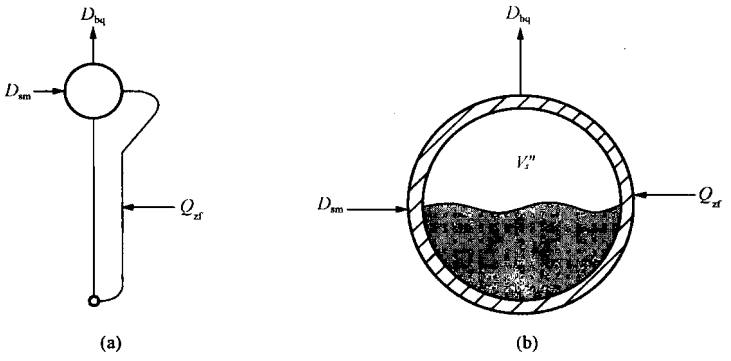


图 16-1 自然循环锅炉蒸发系统简图

蒸发系统总容积 V 中，以 V' 表示饱和水所占容积，V'' 表示饱和蒸汽所占容积，不考虑系统中欠饱和水的存在，则有

$$V = V' + V'' \tag{16-2}$$

因此，存在以下关系

$$\frac{dV''}{d\tau} = -\frac{dV'}{d\tau} \tag{16-3}$$

饱和蒸汽的体积由两部分构成，一部分是存在于水位面以上空间的饱和蒸汽，用 V''_s 表示；另一部分是存在于水位以下的水空间中的蒸汽，用 V''_x 表示，因此，存在以下关系式

$$V = V' + V'' = V' + V''_x + V''_s \tag{16-4}$$

在不计锅炉的排污流量的情况下，可列出以增量形式表示的质量、能量平衡式。

质量平衡

$$\Delta D_{sm} - \Delta D_{bq} = \frac{d}{d\tau}(V'\rho' + V''\rho'') \tag{16-5}$$

能量平衡

$$\Delta Q_{zf} + \Delta D_{sm} h_{sm} - \Delta D_{bq} h'' = \frac{d}{d\tau}(V'\rho' h' + V''\rho'' h'' + G_{js} c_{js} t_{js}) \tag{16-6}$$

以上两式中 D_{sm}、h_{sm} ——由省煤器进入锅筒的给水质量流量和给水焓；

D_{bq} ——锅筒出口饱和蒸汽质量流量；

Q_{zf} ——水冷壁吸热量；

h'、h'' ——饱和水及饱和蒸汽焓；

ρ'、ρ'' ——饱和水及饱和蒸汽密度；

G_{js}、c_{js}、t_{js} ——蒸发系统金属质量、比热容和温度；

τ ——时间。

再利用以下关系

$$h'' = h' + r$$
$$h_{sm} = h' - h_{qr} \tag{16-7}$$

式中 r——汽化潜热；

h_{qr} ——给水欠焓。

工质的焓、密度和金属温度对时间的导数与压力变动速度存在以下关系：

$$\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}\tau}=\frac{\partial h}{\partial p}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\tau};\frac{\mathrm{d}\rho}{\mathrm{d}\tau}=\frac{\partial \rho}{\partial p}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\tau};\frac{\mathrm{d}t_{\mathrm{b}}}{\mathrm{d}\tau}=\frac{\partial t_{\mathrm{b}}}{\partial p}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\tau}$$

由以上各式，可得锅筒压力的变化速度

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\tau}=\frac{\Delta Q_{\mathrm{zf}}+(A-h_{\mathrm{qr}})\Delta D_{\mathrm{sm}}-C\Delta D_{\mathrm{bq}}}{EV'+FV''+MG_{\mathrm{js}}c_{\mathrm{js}}} \tag{16-8}$$

其中

$$A=\frac{r\rho''}{\rho'-\rho''};\ C=\frac{r\rho'}{\rho'-\rho''};\ E=\rho'\frac{\partial h'}{\partial p}+\frac{r\rho''}{\rho'-\rho''}\frac{\partial \rho'}{\partial p};$$

$$F=\rho''\frac{\partial h''}{\partial p}+\frac{r\rho'}{\rho'-\rho''}\frac{\partial \rho''}{\partial p};\ M=\frac{\partial t_{\mathrm{b}}}{\partial p}$$

式中　t_{b}——饱和温度。

A 至 M 分别为与工作压力有关的常数，按照扰动前的初始压力，由水蒸气性质表计算确定。

在式（16-7）中，分子为单位时间内，蒸发系统的热量收支不平衡量。锅炉燃烧率和汽轮机调门开度变化越大，热量收支不平衡程度越大，则压力变化速度越大。分母为蒸发系统压力变动时的热惯性，其物理意义是蒸发系统每变化单位压力时蓄热量的变化，即蒸发系统中水、蒸汽及锅筒金属降压时所释放的全部热量或升压时所吸收的全部热量，反映了蒸发系统蓄热能力的大小。它由 3 项组成，分母中第 1、2、3 项分别表示水、汽及金属各自蓄热量的变化。蒸发系统的总蓄热能力为这 3 项之和。蒸发设备的蓄热能力越小，则热惯性越小，在相同热量收支条件下，汽压变动的速度越快。热量收支不平衡程度越大，压力变化速度越大。

某 300MW 自然循环锅炉燃料量扰动和汽轮机调速汽门扰动时，锅筒压力变化的动态过程，如图 16-2 所示。

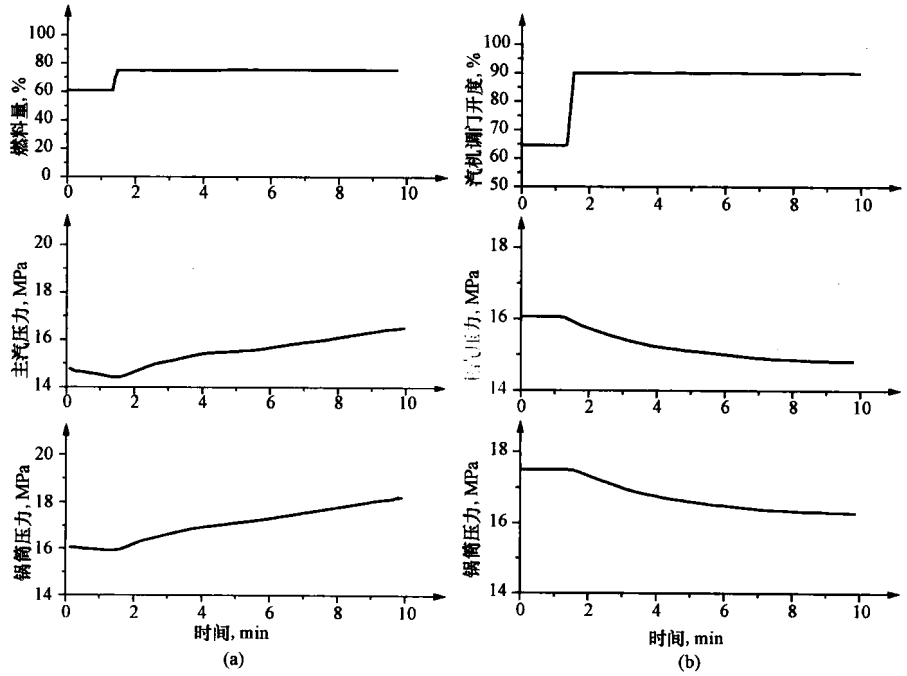


图 16-2　某 300MW 自然循环锅炉汽压动态特性

（a）燃料量增加；（b）汽轮机调速汽门开大

图 16-2（a）为燃料量增加时主蒸汽压力和锅筒压力变化的动态过程，在此过程中保持给水流量和汽轮机调门开度不变，燃料量增加使水冷壁吸热量增加，造成锅炉输入热量大于输出热量，锅筒压力和主汽压力上升，工质温度也随着升高，系统吸收部分蓄热，使汽压升高速度减缓；同时，汽轮机前汽压升高，在调速汽门开度不变的条件下蒸汽流量将增加，它的作用也使汽压升高速度降低。图 16-2（b）为汽轮机调速汽门开大时锅筒压力和主汽压力变化的动态过程，在此过程中保持燃料量和给水量不变，调速汽门开大使蒸汽流量增加，锅筒压力和主蒸汽压力下降，汽压的降低又使蒸汽流量有所减小，同时系统释放出部分蓄热，减缓了压力的降低速度，最终压力降低至一个新的稳定值。

二、水位动态特性

锅筒水位是锅炉运行中一个重要的控制参数。锅筒水位过高，蒸汽空间缩小，将会引起蒸汽带水，使蒸汽品质恶化以致在过热器内产生结垢使管子过热，金属强度降低而发生爆管；满水时，蒸汽大量带水将会引起管道和汽轮机内产生严重的水冲击，造成设备损坏。水位过低，将会引起水循环的破坏使水冷壁管超温，严重缺水时，还可能造成很严重的设备损坏事故。因此，运行时必须严格监视和限制锅筒水位的变动和变动速度。锅筒正常水位一般在锅筒中心线以下 100mm 范围内，在水位标准线的±50mm 以内为水位允许的波动范围。

锅炉运行中，引起水位变化的根本原因是蒸发区内物质平衡的破坏或者工质状态发生了改变。稳定情况下，给水量与产汽量相等，水位不变。而当给水量与产汽量不相等时，水位会发生变化。例如在只增加燃料量而不进行其他操作（如给水调节和汽轮机调门动作）的情况下，锅炉产汽量增加，由于物质平衡被破坏，给水量小于产汽量，水位将降低。

当锅筒压力变化很快时，锅筒水位不只取决于物质平衡，还与工质状态的变化有关。例如在锅炉运行状况不变的条件下，当汽轮机调门突然开大而增加负荷时，汽轮机进汽量增加，汽压迅速降低，此时给水量并没有增加，给水量小于产汽量，单纯从物质平衡的角度出发，锅筒水位应当下降，但由于汽压降低，锅炉释放出蓄热所产生的附加蒸汽量会使水面以下的存汽量增多，导致水位上升，造成所谓的“虚假水位”现象。此时从水位调节角度出发，应当加大给水量才能保证锅筒内的物质平衡即水位不变，但单纯根据水位判断则为减小给水量。当汽轮机运行条件不变的条件下，如果是水冷壁出口在锅筒水空间内，锅炉增加负荷过快，也会产生“虚假水位”。当燃料量增加而给水来不及调整时，水冷壁蒸发量增多会使锅筒水面以下的存汽量增多从而导致水位上升，之后由于输出蒸汽量大于输入的给水量以及汽压的升高，水位下降。对水冷壁出口在锅筒汽空间内的蒸发系统，锅炉增加产汽量不会产生“虚假水位”，汽压变化与物质平衡对水位影响方向一致，若负荷增加率过大，亦会加剧水位的变化。

锅筒水位的变动，可以通过锅筒的物质平衡来分析，如图 16-1（b）所示。

质量平衡

$$\Delta D_{sm}-\Delta D_{bq}=\frac{d}{d\tau}(V'\rho'+V''_x\rho''+V''_s\rho'') \tag{16-9}$$

式中 V''_x、V''_s——水位以下、水位以上空间的蒸汽体积。

利用如下关系式

$$dV''_s=-A_b dh \tag{16-10}$$

$$\frac{d\rho'}{d\tau}=\frac{\partial\rho'}{\partial p}\frac{dp}{d\tau},\ \frac{d\rho''}{d\tau}=\frac{\partial\rho''}{\partial p}\frac{dp}{d\tau} \tag{16-11}$$

经整理可得锅筒水位变化表达式

$$\frac{dh}{d\tau}=\frac{\Delta D_{sm}-\Delta D_{bq}}{A_b(\rho'-\rho'')}-\frac{V'\frac{\partial\rho'}{\partial p}+V''\frac{\partial\rho''}{\partial p}}{A_b(\rho'-\rho'')}\frac{dp}{d\tau}+\frac{1}{A_b}\frac{dV_x''}{d\tau} \tag{16-12}$$

式中　h——锅筒水位；

A_b——锅筒水位面截面积。

式（16-9）中，等号右边的三项反映了三种影响水位变化的因素。

第一项为蒸发系统内部质量不平衡因素对水位的影响。例如，蒸汽流量不变 $\Delta D_{bq}=0$，给水流量增大，$\Delta D_{sm}>0$，则 $dh/d\tau>0$，水位上升。

第二项为汽压变化引起的汽水密度变化对水位的影响。前面的负号表示水位与汽压变化的方向相反。例如，锅炉燃料量增加，汽压上升，$dp/d\tau>0$，$\partial\rho'/\partial p>0$，$\partial\rho''/\partial p$ 略小于零，使分子部分大于零，$dh/d\tau<0$，锅筒水位降低。这个影响说明在蒸发区水汽总量不变的情况下，汽水密度的变化使水、汽量发生了重新分配。

第三项为水位以下蒸汽容积变化对水位变化的影响。例如，燃料量增加，产汽量增加，水位以下蒸汽体积 V_x'' 增大，结果 $dh/d\tau>0$，水位上升。

图 16-3 示出了某 300MW 自然循环锅炉主蒸汽流量扰动和燃料量扰动时，锅筒水位变化的动态过程。

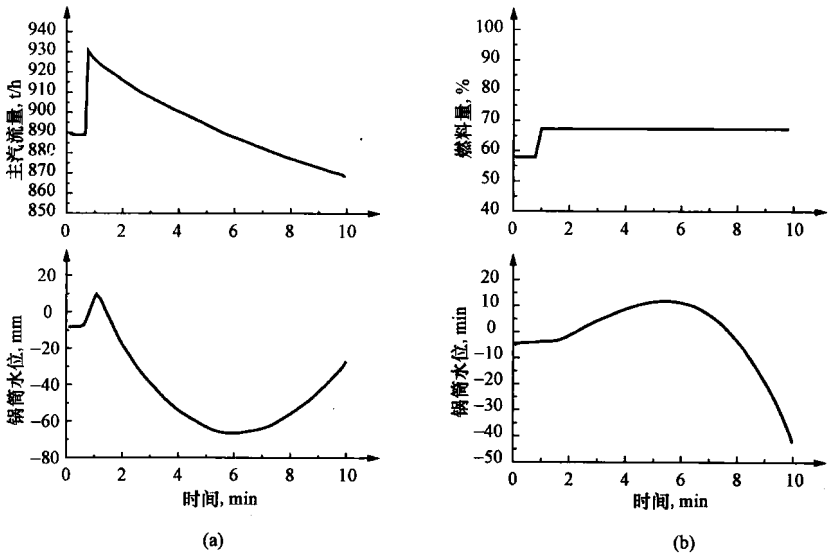


图 16-3　某 300MW 自然循环锅炉锅筒水位动态特性

（a）蒸汽流量扰动；（b）燃料量扰动

图 16-3（a）为锅炉主蒸汽流量扰动时水位变化的情况。在这个过程中，保持锅炉燃料量和锅炉给水量不变，增大汽机调门开度以改变蒸汽流量。锅筒水位开始有一个较大幅度的瞬时上升，之后水位迅速下降。这是因为汽机调门突然开大使蒸汽流量瞬时急剧增加，导致锅筒压力迅速降低，锅筒水容积中的汽泡瞬时膨胀，使得锅筒水位瞬时有一个上升，之后由于蒸汽流量大于给水流量而使锅筒水位回落。汽机调速汽门开大后，由于锅筒压力降低，主汽流量逐渐减小，最后因新稳态下的蒸汽流量小于给水流量而使锅筒水位直线上升。

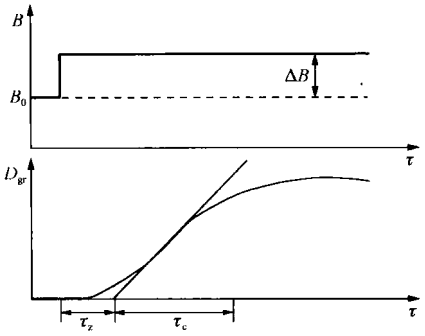


图 16-4 过热器出口汽温动态特性曲线

图 16-3（b）是燃料量扰动时水位变化的情况。在这个过程中，增加燃料量但保持锅炉给水量和汽机调门开度不变。开始时锅筒水位逐渐上升，之后逐渐回落，最后直线降低。这是因为燃料的突然增加使炉膛辐射热量增加，水冷壁管和锅筒水容积内的汽泡进一步受热膨胀，使得锅筒水位逐渐上升。当达到一个新的稳态时，锅筒压力升高，使得锅炉出口蒸汽流量大于给水流量而使锅筒水位逐渐回落至直线下降。

三、汽温动态特性

锅炉运行中无论发生何种影响汽温因素的扰动，过热器或再热器出口汽温并不是立即变化，开始变化后也是由慢到快，然而再转向慢，最后稳定在一个新的温度水平。图 16-4 表示过热器出口汽温典型动态特性曲线。

汽温由初值到终值的变化曲线称为飞升曲线。曲线的拐点是汽温变化速度最快的点，通过该点作一切线，与汽温初值和终值水平线相交，两交点之间的时间称为时间常数 τ_c，从扰动发生点到时间常数开始点之间的时间称为延滞时间 τ_z。

第三节 直流锅炉的动态特性

直流锅炉由于没有锅筒，对于亚临界压力直流锅炉，热水段、蒸发段和过热段受热面之间没有固定界限，对于超临界压力锅炉，当工作于超临界区时，热水段和过热段受热面之间也没有固定界限，因此其动态特性与锅筒锅炉有较大的区别。直流锅炉动态特性有以下几个特点：

（1）直流锅炉的热水段、蒸发段与过热段之间没有固定的界限，一种扰动的发生将对各种被调参数产生影响，因此，直流锅炉的各个调节过程相互影响较大，不像锅筒锅炉那样汽温、汽压的两个调节过程基本上是可分别进行的。

（2）直流锅炉的受热面容积较小，工质储量较少，相应的蓄热能力较小，所以任何扰动对汽温、汽压等参数的影响要比锅筒锅炉大得多。

（3）当燃料量和给水量的比例（即通常所说的煤水比）失调时，过热段受热面积、工质的存储量就要改变将会使汽温的变化很大。

（4）直流锅炉出口汽温的变化，同汽水通道上所有中间截面工质焓值的变化是相互关联的。当锅炉工况变动时，首先反映出来的是过热器入口汽温的变化，然后是过热器各中间截面汽温逐渐向后变动，最后导致出口汽温的变化。大型直流锅炉得汽水流程长度很长，例如 300～600MW 锅炉，蒸发管长度单程约 200m，加上省煤器和过热器的长度，总长度达 1000m 左右，输出对输入的延迟很大。所以，为了维持锅炉出口汽温的稳定，通常在过热器区段中找一点温度，即通常所说的中间点温度，作为超前讯号用于调节。

下面以某 300MW 亚临界压力直流锅炉为例，对直流锅炉的动态特性进行分析。

一、给水量扰动

图 16-5 为给水量扰动时的动态过程。在其他条件不变的情况下，给水量减少。由于壁面热负荷未变化，故热水段和蒸发段都要缩短，蒸汽流量逐渐减小到扰动后的给水流量。过渡过程中，由于蒸汽流量大于给水流量，所以工质储存量不断减少。随着蒸汽流量的逐渐减

少和过热段的增加，出口过热汽温渐渐升高。但在汽温升高时金属吸收蓄热，对汽温变化有一定的减缓作用。汽压随着蒸汽流量的减少而逐渐降低。虽然由于给水流量减少使蒸汽流量减少，但由于燃料量并未增加，故稳定后工质的总吸热量并未变化，只是单位工质吸热量增加、出口汽温升高而已。

由图 16-5 可以看出，当给水量扰动时，汽温和汽压的变化都存在时滞。这是因为自扰动开始，给水自入口流动到原热水段末端时需要一定的时间，因而蒸发量变化产生滞后，蒸发量变化滞后又引起汽压和汽温变化的滞后。

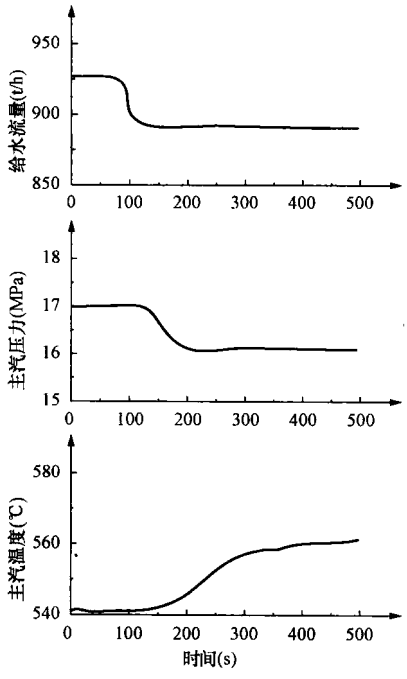


图 16-5 某 300MW 直流锅炉给水流量扰动

二、燃料量扰动

图 16-6 为燃料量扰动时的动态过程。在其他条件不变的情况下，燃料量减小 ΔB，蒸发量在短暂延迟后先下降，后上升，最后稳定下来与给水量保持平衡。产生这一现象的原因是，在变化之初，由于热负荷立即降低，热水段逐步增长；蒸发段蒸发出的饱和蒸汽量减少，使过热蒸汽流量减少，过热段长度也逐步缩短；当蒸发段和热水段的长度增长到使过热蒸汽流量 D 重新与给水量相等时，即不再变化。在这段时间内，由于蒸发量始终小于给水量，锅炉内部的工质储存量不断增加。显然，过渡过程工质储存量增加的总量与燃料增量 ΔB 和水汽密度差 $\rho'-\rho''$ 有关，ΔB 愈大，$\rho'-\rho''$ 愈大，那么工质储存量增加的总量愈大。

燃料量减小，过热段缩短，过热汽温降低。但在过渡过程的初始阶段，由于蒸发量与燃烧放热量近乎按比例变化，再加以管壁金属蓄热所起的延缓作用，所以过热汽温要经过一定时滞后才逐渐变化。

蒸汽压力开始时由于蒸汽流量的降低而下降，随后由于蒸汽温度降低而稳定在较低的水平。给水流量由于汽压的降低有所增加。

三、功率扰动

图 16-7 为功率扰动时的动态过程。功率扰动是指调速汽门动作，增加汽轮机功率，而燃料量、给水量不做调节的情况。若调速汽门突然开大，蒸汽流量立即增加，汽压下降，给水流量由于汽压的下降而增加。由于当汽压下降时，饱和温度下降，锅炉金属释放蓄热，产生附加蒸发量，抑制汽压下降。随后，蒸汽流量因汽压降低而逐渐增加，最终与给水量相等，保持平衡。同时汽压降低速度也趋缓，最后达到一稳定值。

在给水压力和给水门开度不变的条件下，由于汽压降低，给水流量实际上是自动增加的。这样，平衡后的给水流量和蒸汽流量有所增加。在燃料量不变的情况下，这意味着单位工质吸热量必定减小，或者说出口汽温必定降低。出口汽温的降低过程，随着汽流量的影响存在着波动，同时由于金属蓄热的释放而变化趋缓。

对于超临界参数机组在超临界区运行时，其动态特性与亚临界压力锅炉相似，但变化过程较为和缓。例如，燃料量增加时，锅炉热水、过热段的边界发生移动，尽管没有蒸发段，

但热水、过热段的比体积差异也会使工质储存量在动态过程中有所减小。因此出口蒸汽量稍大于入口给水量直至稳态下建立新的平衡。由于上述特点，对于超临界参数机组，在燃料量、给水量和功率扰动时的动态特性，受蒸汽量波动的影响较小，如燃料量扰动时，抑制过热汽温变化的因素主要是金属蓄热，而较少受蒸汽量影响，因而过热汽温变化得快一些；而汽压的波动则较为和缓。

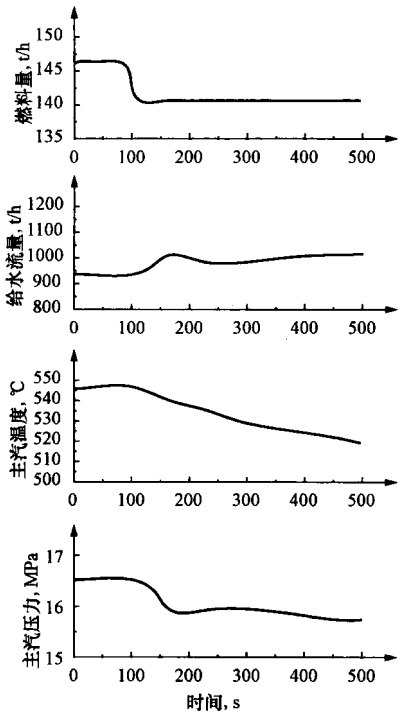


图 16-6 某 300MW 直流锅炉燃料量扰动

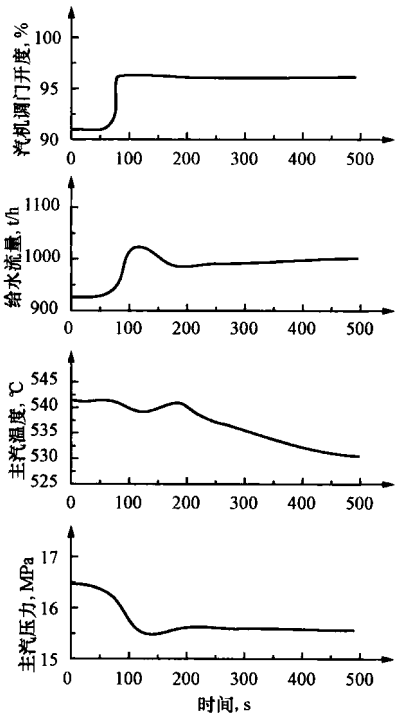


图 16-7 某 300MW 直流锅炉功率扰动

参 考 文 献

1 范从振主编. 锅炉原理. 北京：水利电力出版社，1986
2 冯俊凯，沈幼庭主编. 锅炉原理及计算. 第2版. 北京：科学出版社，1992
3 容銮恩，袁镇福等合编. 电站锅炉原理. 北京：中国电力出版社，1997
4 陈学俊，陈听宽主编. 锅炉原理. 第2版. 北京：机械工业出版社，1986
5 岑可法，樊建人合编. 燃烧流体力学. 北京：中国电力出版社，1991
6 徐旭常，毛健雄，曾瑞良，陈昌和主编. 燃烧理论与燃烧设备. 北京：机械工业出版社，1988
7 许晋源，徐通模编. 燃烧学. 北京：机械工业出版社，1982
8 樊泉桂著. 超超临界及亚临界参数锅炉. 北京：中国电力出版社，2007
9 姚文达主编. 锅炉燃烧设备. 北京：中国电力出版社，2000
10 [波]J. Zelkowski著. 煤的燃烧理论与技术. 袁钧卢，张佩芳译. 上海：华东化工学院出版社，1990
11 冲田信雄. 高温高压蒸气サィクルの最近の技术进步. 火力原子力发电，2000. 5，第51卷. 第5号. 通卷524号
12 大桥重信等. 火力发电所の环境负荷低减システム. 火力原子力发电，2000.5，第51卷. 第5号. 通卷524号
13 藤川卓尔等. 1000MW超高温タービン. ボィラの最新技术. 火力原子力发电，1999.12，第50卷. 第12号. 通卷519号
14 丸田得志等. 燃烧技术. 火力原子力发电，1999. 10，第50卷. 第10号. 通卷517号
15 中国动力工程学会主编. 火力发电设备技术手册，第一卷，锅炉. 北京：机械工业出版社，2001
16 鲁钟琪编著. 两相流与沸腾传热. 北京：清华大学出版社，2002
17 林宗虎，陈立勋编著. 锅内过程. 西安：西安交通大学出版社，1990
18 岑可法，樊建人，池作和，沈珞婵主编. 锅炉和热交换器的积灰、结渣、磨损和腐蚀的防止原理与计算. 北京：科学出版社，1998
19 田子平编. 大型锅炉装置及其原理. 上海：上海交通大学出版社，1997
20 华东六省一市机电工程（电力）学会主编. 600MW火力发电机组培训教材锅炉设备及其系统. 北京：中国电力出版社，2001
21 电力工业部电力机械局，中国华电电站装备工程（集团）总公司主编. 煤粉制备系统设备. 北京：中国电力出版社，1998
22 赵仲虎，张国安，王文元，梁辉主编. 火力发电厂煤粉制备系统设计和计算方法. 北京：中国电力出版社，1999
23 中国华东电力集团公司科学技术委员会编著. 600MW火电机组运行技术丛书锅炉分册. 北京：中国电力出版社，2000
24 孙亦禄编著. 煤中矿物杂质对锅炉的危害. 北京：水利电力出版社，1993
25 中国神华能源股份有限公司国华电力分公司编. 超超临界机组技术资料汇编. 北京：中国电力出版社，2006
26 樊泉桂，魏铁铮，王军合编. 火电厂锅炉设备及运行. 北京：中国电力出版社，2001
27 阎维平编著. 洁净煤燃烧技术. 北京：中国电力出版社，2001
28 毛建雄，毛建全，赵树民编著. 煤的清洁燃烧. 北京：科学出版社，1998
29 魏铁铮，王军合编. 电厂锅炉运行. 天津：天津科学技术出版社，2000
30 蔡丹，冷伟. 300MW机组直流锅炉数字模型及动态特性. 热力发电；2007（1）. 29～31
31 中国神华能源股份有限公司国华电力分公司编. 超超临界机组技术资料汇编. 北京：中国电力出版社，2006

普通高等教育“十一五”国家级规划教材
PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUOJIAJI GUIHUA JIAOCAI

工程流体力学（第三版）	孔　珑
工程流体力学	杜广生
高等工程流体力学	吴克启、舒朝辉
泵与风机（第四版）	何　川、郭立君
泵与风机	安连锁
工程热力学	严家騄
工程传热学	许国良
计算流体力学与传热学	陶文铨
辐射介质传热	刘　伟
电站锅炉原理及计算	岑可法
锅炉原理	**樊泉桂**
电厂锅炉原理及设备（第三版）	叶江明
电厂锅炉原理（第二版）	丁立新
循环流化床锅炉设备及系统	朱皑强、芮新红
大型汽轮机运行	孙奉仲
汽轮发电机组振动与处理	李录平
单元机组运行（第二版）	牛卫东
燃气轮机与联合循环	姚秀平
热力发电厂（第二版）	郑体宽
热力发电厂（第三版）	叶　涛
动力工程概论	付忠广
能源与环境系统工程概论	方梦祥、金　滔
现代发电厂概论（第二版）	文　锋
能源与动力装置基础	何国庚
热能工程试验研究方法与测量技术	岑可法
热工测量及仪表（第三版）	朱小良
自动测量技术	丁轲轲
电厂热工过程自动控制	王建国
电厂热工过程自动调节（第二版）	丁轲轲
电厂自动控制系统	张建华
热工保护与顺序控制（第二版）	王志祥
工程燃烧学	汪　军
燃烧理论与应用	徐明厚
燃烧污染与环境保护	邱建荣
能源环境控制理论及治理技术	岑可法
热动力设备排放污染及控制	龚金科
核能发电原理（第二版）	马　进
能源与节能技术（第二版）	黄素逸
能源经济学	黄素逸
能源工程管理	任有中
能源与动力专业英语（第三版）	阎维平
热控专业英语（第二版）	齐宪华等
水利水电工程概论（第三版）	田士豪
水电站水库运行与调度	陈森林

ISBN 978-7-5083-6845-0
9 787508 368450 >
定价：35.00元