

大容量鍋炉机組設計及計算

〔苏联〕B. M. 馬克西莫夫 著

唐 国 琛 譯

上海科学技术出版社

內 容 提 要

本书綜述与汽輪发电機組配套的大容量鍋炉在布置、計算和結構方面的主要問題。并介紹苏联以及其他国家鍋炉工业的新技术成就。

本书可供从事設計与制造热力設備的工程技術人員参考,也可作为大专学校鍋炉制造专业的教学参考书。

КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ БОЛЬШОЙ
ПАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

В. М. Максимов

Машгиз • 1961

大容量鍋炉机組設計及計算

唐 国 琛 譯

上海科学技术出版社出版 (上海瑞金二路 450 号)

上海市书刊出版业营业許可証出 093 号

商务印书館上海厂印刷 新华书店上海发行所发行

开本 787×1092 1/18 印張 22 排版字数 564,000

1965 年 5 月第 1 版 1965 年 5 月第 1 次印刷

印数 1—2,500

統一书号 15119·1805 定价(科六) 3.10 元

原 序

近年来动力工业的高速发展,主要方法是采用单元功率很大的、新型的、更为现代化的动力装置,它们具有很高的经济性,而且运行十分可靠。

在新建的热电站中,将陆续安装 10 万、15 万、20 万及 30 万千瓦的发电机组。在前三种机组中,配套锅炉的参数为:蒸汽压力 140 绝对大气压,过热温度 570°C , 每小时的蒸发量分别为 420 吨、530 吨及 640 吨蒸汽;配 30 万千瓦机组的锅炉参数为:超临界蒸汽压力 ($p=255$ 绝对大气压) 过热温度达 585°C , 蒸发量为 950 吨/小时。几年以后,与上述超临界蒸汽参数相同的 60 万千瓦发电机组也将投入运行,其配套锅炉的蒸发量约为 1900 吨/小时。此外,由背压汽轮机与参数 $p=315$ 绝对大气压, $t_{nc}=655^{\circ}\text{C}$ 的 710 吨/小时直流锅炉组成的发电机组也将于那时投入运行。

在今后,热电站将广泛地燃用天然气、重油以及劣质煤。

在新型动力装置中,每生产 1 千瓦-小时电能的成本和每千瓦装机容量的设备初投资均将显著降低。

在苏联,新型大容量锅炉的设计是建立在理论、实验以及大规模设计研究的基础上。与各种燃料相应的、最适合的大容量锅炉型式迄今尚未完全肯定,目前正处于探索的阶段。

通过配 10 万 ~ 30 万千瓦发电机组的新型锅炉的方案设计及技术设计的讨论,在热力工程界中对许多近代锅炉制造问题(例如双面曝光水冷壁,直流锅炉炉膛水冷壁的布置,过渡区的布置,中间再热温度的调节方法,锅炉炉墙等等)尚未取得一致意见,因而在各台锅炉上所采取的解决办法尚须在进行第一台试制产品的调整、研究和运行后才能确定。

因为解决上述这些问题具有极大的科学技术价值,同时也希望帮助大学高年级学生在课程设计以及特别是在毕业设计中顺利地进行大容量锅炉的设计,故而作者试图就这些复杂而又迫切的问题中的某些部分汇集并综合一些资料。在编写过程中,曾采用了某些设计院和产品设计单位中很多非常有价值的设计资料,以及近年来在各种期刊物和杂志文献上零星发表的有关材料。此外,作者还根据需要,首先是从教学着眼,引用了各种计算标准中的材料,历次技术会议和技术经济会议所正式公布的材料。

目 录

原 序

第一章 蒸汽参数及其对受热面吸热量分配的影响	1
第二章 锅炉机组的热力系统及其选择	4
第三章 单元机组的热力系统	15
第四章 大容量锅炉的布置	22
1. 锅炉的布置	22
2. 单元机组中应配备的锅炉台数	27
3. 新型大容量锅炉的通用化	29
4. 锅炉烟道	29
5. 露天电站和半露天电站中锅炉机组布置的特点	34
6. 锅炉的组合制造	36
第五章 大容量锅炉的结构特点	43
1. 汽鼓锅炉与直流锅炉的基本特性	43
2. 大容量汽鼓锅炉	44
3. 大容量直流锅炉	83
第六章 燃料、空气以及燃烧产物的容积和热焓	123
1. 燃料	123
2. 空气需要量和炉内过剩空气系数	129
3. 燃烧产物数量的计算	132
4. 空气和燃烧产物的焓	134
第七章 锅炉机组的热平衡与空气平衡	137
1. 热平衡和燃料消耗量的计算	137
2. 空气平衡	143
3. 烟气和工质的热平衡	145
第八章 煤粉制备系统和磨煤机型式的选择	147
1. 磨煤机的选用及其技术特性	147
2. 煤粉制备系统的选择	150
3. 每台锅炉需要配备的磨煤机台数	153
4. 竖井磨煤机和筒型球磨机规范的选择及其磨煤量的确定	154
第九章 燃料干燥的热力计算	161
第十章 大容量锅炉的炉膛及其热力计算	169
1. 炉膛型式的选择	169
2. 喷燃装置的选择	170
3. 炉膛基本尺寸的选择以及喷燃器的布置	186
4. 炉膛部件的结构	191

5. 炉膛的热力计算	197
6. 旋风前置炉和燃烬室基本尺寸的选择及其热力计算	205
7. 炉膛中各个水冷壁区段吸热量的确定	213
第十一章 传热系数和温压的计算	216
1. 传热系数的计算	216
2. 有效截面和气流速度的计算	220
3. 对流传热系数的计算	223
4. 辐射传热系数的计算	233
5. 管子外表灰污层温度的计算	236
6. 温压的计算	237
第十二章 对流受热面与半辐射受热面的设计及热力计算	242
1. 对流蒸发受热面的结构及计算	242
2. 屏式(半辐射式)受热面的结构及计算	244
3. 蒸汽过热器的结构及计算	247
4. 省煤器的结构及计算	263
5. 空气预热器的结构及计算	270
6. 锅炉机组进行校核计算和设计计算的方法	277
7. 确定附加受热面及转弯烟室中的吸热量	279
第十三章 大容量锅炉的炉墙结构及其热力计算	280
1. 炉墙结构	280
2. 炉墙热力计算及其材料选择	292
第十四章 锅炉机组的空气动力计算	296
1. 受热面阻力	296
2. 烟道及空气管道的阻力	304
3. 烟囱主要尺寸的选择及其阻力	310
4. 自拔风的计算	310
5. 烟道及空气通道的总阻力和总压头降	310
6. 选用途、引风机的计算特性	311
第十五章 锅炉流体动力计算	316
1. 联箱间平行管系中压力降的计算	316
2. 自然循环汽鼓锅炉的循环系统	319
3. 汽鼓锅炉循环系统的选择与循环回路布置	324
4. 循环回路计算	326
5. 自然循环回路工作可靠性的检查	334
6. 直流锅炉的流体动力系统和流体强制运动时并列管圈的阻力计算	338
7. 分离装置的流体动力计算	342
8. 流动不均匀性	345
第十六章 高压锅炉的水质规范及分离装置	347
第十七章 锅炉元件的强度计算	357
1. 汽鼓和联箱的结构	357
2. 壁温计算	361
3. 钢材的选用	363

4. 許用应力的确定	364
5. 管子、联箱及汽鼓圓筒部分等壁厚的确定	367
6. 模压封头壁厚的确定	371
7. 平端板壁厚的确定	371
8. 支吊零件鋼材的选用及其計算	372
第十八章 大容量鍋炉的构架	374
第十九章 受热面的飞灰磨損	385
参考文献	388

第一章 蒸汽参数及其对受热面吸热量分配的影响

当蒸汽和水的焓随着压力及温度而改变时, 锅炉各个受热面的吸热量亦随之而变. 从图 1 可知, 在 40 绝对大气压以下时, 饱和蒸汽的焓 i'' 随着压力的增加而增加, 然后则随着压力的增加而下降; 加热到沸腾温度的液体焓 i' 随着压力的增长而不断地增大, 到达临界点 A 时, 工质变成单相; 过热蒸汽的焓 i_{ne} 在压力不变时, 随着温度的增加而增加, 但在温度不变时, 却随着压力的升高而降低.

在蒸汽循环中, 由于压力逐渐提高, 给水回热获得迅速的发展, 锅炉给水的温度和热焓 i_{ns} 也不断增加. 因此蒸汽参数越高, 锅炉中为获得 1 公斤蒸汽所消耗的热量反而越少. 例如获得 1 公斤超高参数 ($p=240$ 绝对大气压, $t_{ne}=600^{\circ}\text{C}$) 蒸汽比获得 1 公斤中压 ($p=32$ 绝对大气压, $t_{ne}=420^{\circ}\text{C}$) 蒸汽的耗热量要少 10%.

所以說, 在 $i-p$ 坐标上, 过热蒸汽、饱和蒸汽、沸腾水、给水等焓的变化曲线明显地表示出在过热 (Q_{ne})、蒸发 (Q_{ucn}) 及加热 (Q_{sk}) 三部分受热面之间的热量分配特性. 当压力升高时, 锅炉机组中用于将水加热到沸腾温度所消耗的热量不断地增长, 这时省煤器受热面当然也相应地不断增加.

当压力高出 40 绝对大气压时, 蒸发所需的热量以及蒸发受热面都减少, 而在临界点时蒸发受热面完全消失, 那时仅有加热及过热受热面.

增加蒸汽温度可提高蒸汽循环的经济性. 采用蒸汽中间再热^①会使过热受热面增加, 并使循环效率进一步提高.

在设计热电站时, 往往要对各种设计方案的单位热耗量和每瓩的设备投资进行技术-经济计算以后才能选定正确的蒸汽参数.

在苏联锅炉制造业中, 高压大容量锅炉的蒸汽参数和给水温度 (表 1) 可根据苏联

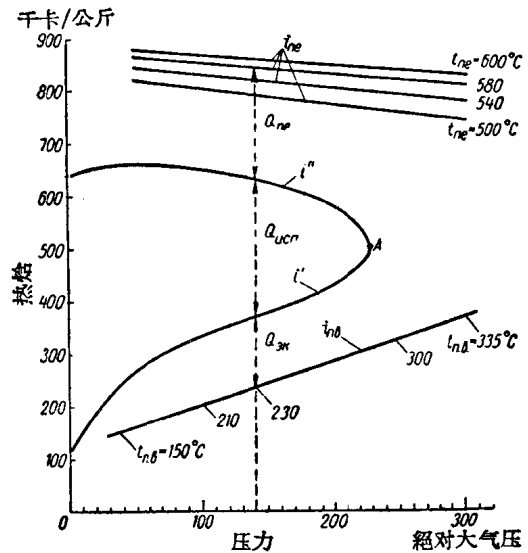


图 1 随着工质压力及温度而变的热焓变化曲线

i_{ne} —过热蒸汽; i'' —干饱和蒸汽;
 i' —沸腾水; i_{ns} —给水

① 在超高参数时, 为了提高蒸汽动力循环的热效率和降低汽轮机最末级的蒸汽湿度, 常常采用蒸汽的再热循环. 这种把在汽轮机高压汽缸内作过部分功的蒸汽再一次进行过热的热交换器, 称为中间过热器或再热器或二次过热器. — 译注

国家标准 ГОСТ 3619-59 选用。表格中括号内所列出的锅炉蒸发量一般不建議采用。对配汽輪发电機組的 140 絕對大气压鍋炉,正在考虑进一步修改現有的額定蒸发量。

表 1 高压鍋炉的基本蒸汽参数

标 准 参 数				
蒸汽压力 (絕對大气压)	蒸汽温度 (°C)	中間再热蒸汽出口温度 (°C)	給水温度 (°C)	鍋 炉 蒸 发 量 (吨/小时)
100	540	—	215	60; 90; 120; 160; 220; (430)
140	570	—	230	160; 210; 320; 480
140	570	570	230	(250); 320; 500; 640

当負荷在 70~100% 額定負荷范圍内变化时,应保証过热汽温維持不变;当負荷在 80~100% 額定負荷范圍内变化时,再热汽温亦应維持不变。当鍋炉負荷低于 80% 額定負荷时,中間再热温度允許下降,但是負荷每降低 3~3.5%,温度的下降幅度不得超过 5°C。

冶金工业所取得的成就,使苏联工厂能够基本上利用珠光体鋼来制造工质温度高达 540~570°C 的蒸汽鍋炉。例如塔岡罗格鍋炉厂和波多尔斯基重型机械制造厂,以及中央鍋炉汽輪机研究所莫斯科分所一起协作,已經設計成配 10 万、15 万及 20 万瓩发电機組的許多新型鍋炉。其蒸汽参数为

压力(絕對大气压)	100	140	175
温度(°C)	540	570	565

今后若进一步将蒸汽温度提高到 650°C,火力发电站的效率当然还会繼續增加,但制造这种鍋炉需要采用昂貴的奥氏体鋼。苏联設計机构以及外国制造公司通过計算都表明:目前还不能从經济上肯定是否可以广泛地应用参数高于 240~250 絕對大气压与 580~590°C 的蒸汽,因为采用上述参数会使奥氏体鋼的消耗量大大增加。例如阿力斯却尔姆公司所作的計算表明,采用珠光体鋼制造下列蒸汽参数的发电機組是較为合理的:蒸汽压力为 250 絕對大气压,一次蒸汽温度为 565°C,中間再热温度为 565°C;这时蒸汽循环的效率将不低于 40%。

苏联国立火力发电站設計院在选用 30 万及 60 万瓩发电機組的蒸汽参数时,經過研究証明:鍋炉出口蒸汽参数采用 $p=255$ 絕對大气压, $t_{ne}=585/570^{\circ}\text{C}$ * 在經济上是合理的。

但是利用更高的压力和温度来进一步提高汽水循环經济性的工作,也仍在进行。例如,在美国已設計好一系列新蒸汽参数的发电機組(p 达 352 絕對大气压, $t_{ne}=649^{\circ}\text{C}$),并帶有一次或二次中間过热,再热温度达 565°C。

与 CKP-100 型前置式汽輪机配套的鍋炉也設計成压力为 315 絕對大气压,过热温度为 655/570°C。

苏联及国外电站中,某些新型鍋炉所采用的蒸汽参数如表 2 所示。

* 分子代表一次蒸汽温度(°C),分母代表中間再热蒸汽的出口温度。

表 2 新型大容量鍋炉所采用的蒸汽参数

机 组 功 率 (千瓦)	汽輪机型式	鍋 炉 型 式	蒸 汽 参 数				給 水 温 度 (°C)	蒸发量 (吨/小时)	装 置 地 点 (电 站)
			一 次 蒸 汽		中 間再热蒸汽				
			压 力 (絕對 大气压)	温 度 (°C)	压 力 (絕對 大气压)	温 度 (°C)			
苏 联 产 品									
50	CBII	直流式	250	585	29	420	260	500	—
100	K-100-130	汽鼓式	140	570	—	—	230	420	—
		直流式							
100	P-100-300	直流式	315	650	98	—	—	710	—
150	K-150-130	汽鼓式	140	570	—	570	—	540	—
		直流式	140	570	—	570	—	640	—
200	K-200-130	汽鼓式	140	570	—	570	—	640	—
300	K-300-240	直流式	255	585	36	570	260	950	—
600	K-600-240	直流式	255	585	36	570	260	~1900	—
国 外 产 品									
325	—	汽鼓式	190	565	—	535	—	—	逊-克列
85	—	直流式	300	600	108/32	560/560	335	—	赫留斯(西德)
125	—	直流式	318	625	—	565/538	274	—	菲罗
250	—	直流式	253	593	—	565	294	—	克利夫林脱
325	—	直流式	352	649	—	565/565	299	—	爱迪斯顿(1号机组)
550	—	汽鼓式	169	569	—	569	258	1770	—
450	—	直流式	247	565	—	565/565	280	1315	勃利脱

目前,科学研究机关正在进行探索新鋼材的研究工作,以便制造蒸汽参数 $p=400\sim 500$ 絕對大气压, $t_{ne}=700^{\circ}\text{C}$ 的鍋炉。

波多尔斯基重型机械制造厂已生产出两台容量为 35 吨/小时, 蒸汽参数为 400 絕對大气压, 700°C 的試驗鍋炉。

第二章 鍋炉机组的热力系統及其选择

鍋炉机组的热力系統就是指鍋炉机组全部受热面順着烟气流方向的循序位置和它們相互之間的联接关系。

下面对单汽鼓式及直流式大容量鍋炉的热力系統作一初步的研討。图2表示配15万瓩发电机组的汽鼓鍋炉 (TH-90) 的热力系統。这台鍋炉应用蒸汽一次中間过热, 再热温度为 570°C , 空气預热温度为 398°C 。在系統图上画出各个受热面相互之間的联系, 并标明工质 (空气、水及蒸汽) 和烟气的温度。水从省煤器出来后进入鍋炉汽鼓, 并在蒸发回路中轉化为蒸汽。生成的蒸汽从汽鼓引出, 先进入对流过热器的第一級管組, 随后順次流过炉頂管、水冷壁式輻射过热器、屏式过热器、第二級对流过热器, 而后引往汽輪机。高压蒸汽温度用兩級噴水調节: 第一次噴水是在第二組屏管之前; 第二次噴水則在第二級 (出口) 管組区間。由 7、8 兩管組組成的中間蒸汽过热器装在一次蒸汽过热器第一級与第二級管組之間。高压蒸汽过热器系輻射-对流混合式, 而中間过热器是純对流式。空气預热器作成兩級式。省煤器 ⑪ 是单級的。

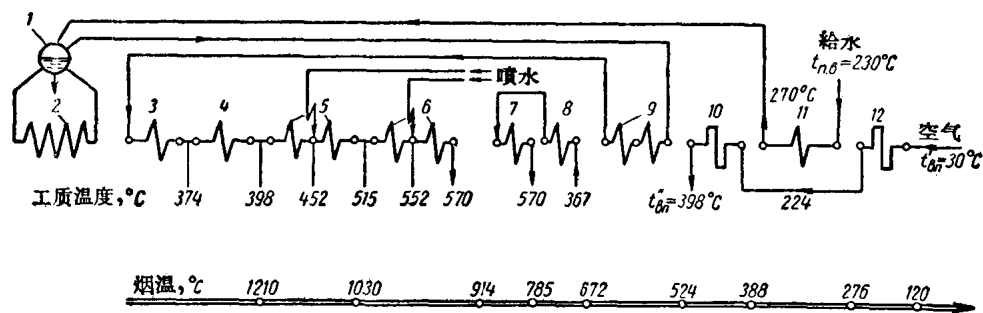


图2 TH-90 型汽鼓鍋炉 ($D=530$ 吨/小时, $t_{ne}=570/570^{\circ}\text{C}$, $p=140/31$ 絕對大气压) 的热力系統

1—汽鼓; 2—蒸发回路 (水冷壁式); 3—炉頂管; 4—水冷壁式輻射蒸汽过热器; 5—屏式蒸汽过热器; 6—第二級高压对流传蒸汽过热器; 7 及 8—中間过热器的第二級与第一級管組; 9—第一級高压对流传蒸汽过热器; 10—第二級空气預热器; 11—省煤器; 12—第一級空气預热器

配20万瓩发电机组的 ПК-34-84П 型直流鍋炉, 其热力系統如图3所示。水从省煤器 11 及 9 出来后引往下輻射区。在那里形成汽水混合物后进入外置式过渡区。然后蒸汽开始先在双面曝光水冷壁 (在中輻射区及上輻射区) 中过热, 最后再在一次蒸汽的出口对流管組中过热。中間过热器作成半輻射式, 再热蒸汽順次通过屏管 5 及 6。在这个系統中, 为調节高压蒸汽温度采用两个噴水点将水噴入减温器。

影响鍋炉机组热力系統的因素很多, 如: 鍋炉型式 (汽鼓式抑或直流式), 燃料种类, 新蒸汽参数及中間过热蒸汽的参数, 采用的鋼材牌号及其温度特性以及热空气温度等等。合理的系統是通过方案設計和技术-經濟比較等方法来获得的。所采用的热力系

① 原文中 и воздухоподогреватель 恐是多余的。——譯注

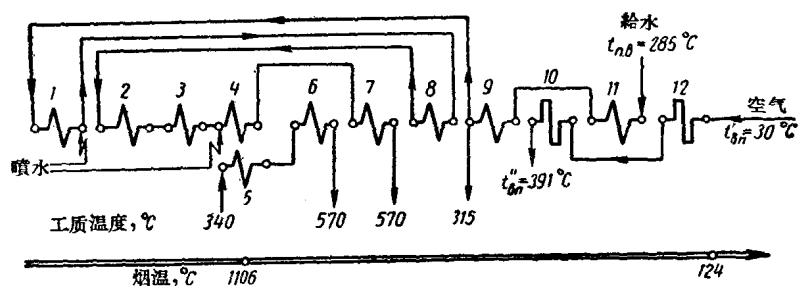


图3 ПК-34-84П型直流锅炉 ($D=640$ 吨/小时, $t_{ne}=570/570^{\circ}\text{C}$, $p=140/27$ 绝对大气压)的热力系統

1—下辐射区; 2—双面曝光水冷壁; 3—中辐射区; 4—上辐射区; 5及6—第一、二級屏式中間过热器; 7—一次对流蒸汽过热器; 8—外置式过热器; 9—第二級省煤器; 10—第二級空气預热器; 11及12—第一級省煤器及第一級空气預热器

統首先应保証鍋炉机組工作高度可靠,并应尽可能减少高合金鋼的使用量。

对鍋炉机組的热力系統产生重要影响的还有所选用的蒸汽温度調节方法,例如对再热蒸汽温度的調节。

在拟定鍋炉热力系統时,設計师应已知各部分受热面中的流体温度(水、冷、热空气,过热器进、出口蒸汽温度等)以及蒸汽过热器出口管圈处的鋼材牌号(由鍋炉設計的技术条件选定)。

区分吸收辐射热或对流热的受热面是以炉膛出口烟气温度的选择为基准。

提高炉膛出口烟温,就意味着提高炉膛中的平均温度、强化辐射热交換和縮小炉子容积,但同时却增加了尾部受热面,首先是省煤器中的对流吸热量;降低炉膛出口烟温则导致相反的结果。

知道了鍋炉机組各种受热面的成本价格并选定几个 t_m'' 值以后,就能对无灰燃料确定出最适宜的炉膛出口烟温。

表3列举由莫斯科动力設計院提出的鍋炉受热面、烟空气管道、金属結構、汽水管、炉墙及絕热材料等的制造和安装成本(估計值)。該表可用来进行初步的技术-經濟計算。如果没有技术-經濟計算,就固体燃料來說,炉膛出口烟气温度可根据运行經驗,也即从保証鍋炉机組安全工作及沒有結渣为前提来进行选取。

表3 受热面的制造及安装成本(估計值)

名 称	单位成本* (卢布)	附 加 額 (%)		总 成 本 (卢布)
		安 装	运输及其他消耗	
高压鍋炉水冷壁 ($p=100$ 绝对大气压)	125	20	20	175
15XM 鋼制的蒸汽过热器 ($p=100$ 绝对大气压)	275	20	20	380
20号鋼制的蛇形管省煤器 ($p=100$ 绝对大气压)	150	15	20	200
管式空气預热器	37	20	20	55
鑄鉄齿型-鳍片式空气預热器	150	10	20	200
烟空气管道	2300	20	20	3200
金属結構	1700	30	25	2650
鍋炉范圍內管道及閥門	5000	20	20	7000

* 1955 年的价格。

固态排渣炉与液态排渣炉炉膛出口烟温 t_m'' 的极限容许值, 建议根据燃料种类和锅炉容量^[70] 按表 4 取用。这些推荐值只适用于下列场合, 即烟气从炉膛出口后进入对流受热面的拉稀部分(例如防渣管和过热器前几排被拉稀的管子)时能将烟气温度降低 50°C 以上。

表 4 燃用固体燃料时, 炉膛出口烟气的极限容许温度
(根据结渣条件)

燃 料	炉 膛 出 口 烟 气 温 度 (°C)	
	$D < 260$ 吨/小时	$D \geq 260$ 吨/小时
无烟煤末 (AIII)	1150	1100
贫煤		
顿涅茨贫煤	1100	1050
阿拉里克夫斯克贫煤	1150	1100
烟煤		
卡拉冈吉斯克烟煤	1150	1100
凯米洛夫斯克烟煤	1100	1050
基赛洛夫斯克烟煤	1100	1050
伏尔库茨克烟煤	1100	1050
选煤尾品		
顿涅茨洗煤副产品	1100	1050
褐煤		
莫斯科近郊褐煤	1100	1050
齐略宾斯克褐煤	1100	1050
波哥司洛夫斯克褐煤	1150	1100
頁岩		
爱司顿斯克及克达夫斯克	900	850
伏尔加	950	900
顿采泥煤	1000	950

大容量锅炉 ($D \geq 260$ 吨/小时) 和中等容量的锅炉 ($D < 260$ 吨/小时) 比较, 炉膛出口烟温 t_m'' 要低 50°C, 这点对前者来说具有重大的意义, 因为在大型汽轮发电机组中, 锅炉机组工作的可靠性和连续工作期限不应低于蒸汽轮机。

对于未曾列入表 4 中的其他煤种, 炉膛出口烟温可采取等于灰锥在半还原性介质中的开始变形温度, 但不应超过 1150°C。

半辐射的屏式受热面一般放置在烟气温度刚超过表 4 所列数据的开始区域, 故当屏式受热面直接布置在出口烟窗附近时, 炉膛出口烟温可按设计经验以及屏管金属的工作可靠性来取用。例如, 在蒸发量大于 260 吨/小时燃用无烟煤末 (AIII) 的锅炉中, 屏式受热面的进口烟温可比表 4 的推荐值高出 130~190°C*。

在某些具体场合下, 排烟温度 t_{yx} 可用技术-经济计算加以确定, 计算需以燃料成本与金属成本的比例、负荷种类以及锅炉机组每年的利用小时数等为依据。若提高排烟温度, 锅炉效率和金属耗量即降低, 同时燃料消耗量增大。若金属成本相同, 则对价昂、高热值的燃料以及年利用小时数较大的锅炉机组, 应选用较低的排烟温度。

* 在做配 30 万千瓦发电机组燃用无烟煤末的锅炉方案设计时, 屏式受热面进口烟温在 1160~1240°C 范围之内取用。

假使不进行技术-經濟計算，則排烟溫度 t_{yx} 可按尾部受熱面中的最小容許溫壓預先確定。該溫壓在省煤器冷端建議取用 40°C 左右；至於空氣預熱器，在雙級布置時，對第一級管式空氣預熱器和在單級布置時對整個空氣預熱器的熱端溫壓取用 $\sim 30^{\circ}\text{C}$ 。

當設計新鍋爐時，排烟溫度建議根據燃料水份及給水溫度來選用（表 5）。

表 5 大容量鍋爐排烟溫度的推薦值

燃 料	給 水 溫 度 ($^{\circ}\text{C}$)	排 煙 溫 度 ($^{\circ}\text{C}$)
干燃料, $W_n \leq 2\%$ ①	215	120~130
濕燃料, $W_n = 5 \sim 20\%$	215	140~150
高水份燃料, $W_n > 25\%$	215	160~170

液態排渣爐和旋風爐的排烟溫度，可取用與固態排渣爐一樣的数据。

在配 30 萬 ~ 60 萬瓩機組的鍋爐中，若燃用干燃料，排烟溫度建議不高于 $120 \sim 130^{\circ}\text{C}$ ；若燃用多水份或多硫燃料，建議不高于 $140 \sim 150^{\circ}\text{C}$ 。

當鍋爐的蒸發量與額定值不同時，排烟溫度可近似地按下列比例式計算：

$$\frac{t_{yx1}}{t_{yx2}} \approx \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^{\frac{1}{3}} \approx \left(\frac{B_1}{B_2} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (1)$$

式中 B_1 及 B_2 ——當鍋爐蒸發量為 D_1 及 D_2 時，相應的燃料消耗量。

早先制造的高壓鍋爐，其排烟溫度幾乎全都取得很高，因為那時偏重在節約金屬而不在減少燃料消耗量。

熱空氣溫度的高低對於對流煙井中受熱面的熱力系統有着顯著的影响。

顯然，提高空氣的預熱溫度就能強化受熱面的熱交換和減少燃燒室中的熱損失，尤其在使用液態排渣以及燃燒低揮發份或潮濕的燃料時，就必須採用熱空氣。但是這樣就要增加空氣預熱器受熱面，并使鍋爐機組的熱力系統複雜化。

鍋爐所採用的熱空氣溫度，一般可根據燃料和燃燒方式按表 6 選用^[70]。

表 6 推荐的預熱空氣溫度

爐 子 特 性	燃 料	推荐的空氣溫度 ($^{\circ}\text{C}$)
固態排渣、閉式干燥系統	煙煤、西北礦區頁岩、折算水份小於 8% 的其他燃料	250~300
	伏爾加頁岩	320~350
	無煙煤末及貧煤	380~420
固態排渣、閉式干燥系統，包括 ЦКТИ 風播爐	褐煤、鏈采泥煤及其他折算水份大於 8% 的燃料	380~420
液態排渣，其中包括旋風爐	與燃料種類無關	380~420
室燃爐	重油及天然氣	200~300
	高爐煤氣	250~350

① 折算水份的單位應該是 %/千卡/公斤，一般也可簡寫為 %；原文漏掉。——譯注

在新制的大容量鍋炉中,其中包括30万~60万瓩机组,若燃用烟煤及干燥褐煤(固态排渣),建議預热空气温度不低于 250°C ;而对沒有預先干燥的褐煤、多灰烟煤及无烟煤末(液态排渣),建議不低于 $350\sim 400^{\circ}\text{C}$ 。

任何鍋炉机组的热力系統,应按各个組成部分分別研究。

若要把空气加热到 $250\sim 270^{\circ}\text{C}$,空气預热器和省煤器一般只須作成单級式。在这种情况下,省煤器的进口烟温就等于过热器的出口烟温,而省煤器的出口烟温則按空气預热器中烟、空气的热平衡方程式确定。

将空气預热温度进一步提高到 $400\sim 410^{\circ}\text{C}$ 时,就必须采用双級布置空气預热器的热力系統。

选择第二級管式空气預热器的进口烟气温度时,应保証上管板工作的可靠性。如用碳鋼制造管板时,烟气的极限温度应根据热空气温度 t_{an}'' 加以确定,亦即 $t_g = 900 - t_{an}''^{\circ}\text{C}$,但不能超过 530°C 。

第一級預热器的出口空气温度对每一級空气預热器、省煤器的温压,以及受热面的大小都有影响。当这个温度增大时,第一級空气預热器的受热面和吸热量增加,而温压减少;同时第二級空气預热器的吸热量和受热面則减少,而温压增加;省煤器管組中的温压也增大。因此在分配兩級空气預热器之間的热量和选择合理布置时,应按最經濟的受热面和厂用电(送、引风),进行技术-經濟計算来加以全面平衡。一般的方法是假定几个第一級預热器出口的空气温度数值,然后进行方案的热力計算。

如果不进行这些計算,那么对于高压鍋炉第一級預热器出口的空气温度可取得比給水温度高出 15°C ,甚至更多。例如,在TII-440型鍋炉中,它高出給水温度达 30°C 之多。

在空气預热器作双級布置的系統中,省煤器可作成单級式或双級式。如果第二級空气預热器管板由碳鋼制成,且其进口烟温低于 530°C ,則管板保証能可靠地工作,故采用第二級省煤器就无此必要;如果烟气温度超过 530°C ,那么为了保护第二級空气預热器的管板免受高温烟气的冲刷,就必须布置第二級省煤器。

假使鍋炉具有中間过热器或外置式过渡区,空气預热器的热端也可利用这些管組来保护;而第二級省煤器是否必須采用,当由其他理由来确定。例如,当希望利用省煤器将水加热至一定的热焓和一定的温度时,即可装設第二級省煤器(67CII, IIK-34-84CII型直流鍋炉等等)。

为了进一步提高空气温度,必須在烟道內装設用耐热金属制造的預热器“热”段。例如,在設計燃燒无烟煤粉并带有高效除渣前置炉的TII-6型($D=230$ 吨/小时, $p=100$ 绝对大气压)鍋炉时,以捷尔任斯基命名的全苏热工研究所(BTH)考虑在管式空气預热器中将一次空气加热至 500°C ,于是該預热器的“热”段就用ЭЯ-1Т耐热鋼制成。当空气高度預热再加上中間过热时,采用单級式省煤器是恰当的。

在国外鍋炉的設計中,預热空气温度甚至有超过 500°C 的。例如凡司捷利斯电站(瑞典),为了快速升火(事故备用炉),装置了空气預热达 600°C 的鍋炉。它的第二級空气預热器布置在第一級与第二級蒸汽过热器之間。图4为这台鍋炉的热力系統。

空气高度預热的双級式空气預热器,由于它要显著增加对流烟井的高度,故而使大型和超大型鍋炉的布置发生困难。可是根据燃燒低挥发份燃料其中首先是燃燒无烟煤

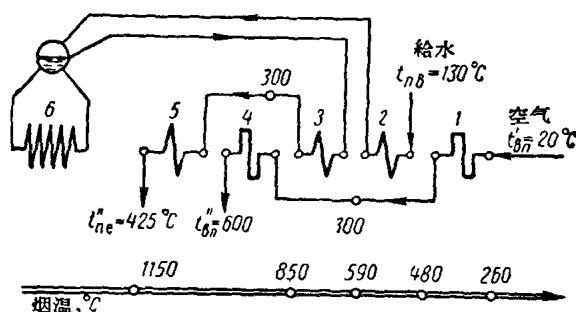


图4 快速升火锅炉的热力系统(凡司捷利斯电站)

1及4—第一级和第二级空气预热器；2—省煤器；
3及5—第一级和第二级过热器；6—蒸发回路

末的经验表明：如果能很成功地把高温烟气吸往火炬根部，那么就没有十分必要把空气预热至 400°C 。故电站部 (МЭС) 认为对于无烟煤末及爱基巴杜斯克煤，热空气温度可以降低到 350°C 。

这样，就能简化锅炉热力系统，并当用再生式回转空气预热器时仍可在单级中把空气加热到 $330\sim 340^{\circ}\text{C}$ ，因此空气预热器的高度可大为降低，同时对流烟井中受热面的布置以及炉子中喷燃器的布置也都比较方便。

在大功率机组的汽鼓锅炉中，如果不计由后水冷壁延伸而成的吸热量很少的蒸汽引出管，那么从炉膛出口到第二级省煤器之间的烟道一般只用来放置蒸汽过热器。

锅炉机组热力系统中过热器受热面的布置程序，是由各个管组之间的吸热量分配所确定的。同时应按受热介质和烟气流体的温度确定其管壁温度和选定钢号。布置对流管组时，也应考虑使金属耗量，尤其是高合金钢的金属耗量用得最少，而仍获得比较平坦的过热器汽温特性^①。

若蒸汽温度等于或高于 540°C ，高压蒸汽过热器一般按辐射-对流混合系统制成。这时过热器的辐射受热面往往布置在炉顶上以及炉膛四壁，而利用屏管作为半辐射受热面。当辐射传热不少于总热量的 $50\sim 60\%$ (辐射系数 $\mu_{pad} \approx 0.5\sim 0.6$) 时，可使过热器获得较为平坦的汽温特性。

当锅炉负荷降低时，辐射受热面中蒸汽的热焓增量稍有增加，而在对流管组中则有所减少，因此只要适当的選擇辐射受热面和对流受热面的面积，按这一系统制成的蒸汽过热器就能获得平坦的汽温特性。若能借助专门装置 (喷水、烟气再循环、改变各个炉膛中的放热量等等) 来对高压过热汽温进行调节，就可保证过热汽温非常稳定，过热器工作十分可靠，而且厂用电消耗也最少。

低压及中压的中間蒸汽过热器常常作成对流式。

为了改善锅炉机组的性能，在单炉膛布置的情况下，对流中间过热器可安装在第一级与第二级一次蒸汽过热器之间；也可以将其分成两个管组，并沿着烟气流程按下列程序布置：第二级 (出口) 高压过热器，第二级 (出口) 中间过热器，第一级高压过热器，第一级中间过热器。图2所示的 ТИИ-90 型汽鼓锅炉的热力系统中采用第一种方案，将对流

① 原文意思为“平滑的过热器特性”，涵义不够确切；实质上就是指过热蒸汽温度与锅炉负荷的变化关系曲线比较平坦，故在譯文中全部修改为“过热器的汽温特性较为平坦”。——譯注

中間過熱器裝在平均煙溫約為 750°C 的地帶。

蒸汽過熱器布置方案的選擇，與技術-經濟計算有關。例如，在 TII-90 型鍋爐中，對流管組兩種布置方案的比較可以表明：第一種布置方案可使中間過熱器具有較好的性能，熱偏差比較小，並能使金屬耗量稍為降低。

為了保證在低壓或中壓的中間過熱器中的壓力降不超過規定，在某些情況下最好使用由屏式受熱面組成的半輻射系統；或使用由屏式受熱面和對流受熱面共同組成的半輻射-對流混合系統。在圖 3 所示的直流鍋爐熱力系統中，中間過熱器分成兩個屏式管組。這時再熱蒸汽首先在爐膛上部的屏管中受熱，然後引往轉彎煙室的屏管中繼續被加熱至額定參數。

鍋爐運行經驗指出，高壓或超高壓的飽和蒸汽從鍋爐汽鼓可直接引往蒸汽過熱器的輻射部分，因為蒸汽經過良好的潔淨和清洗後，其中只殘留極少量的鹽類（它們的數量低於蒸汽的溶解能力），故在管子內壁未曾發現鹽類沉澱。

因此，如果沒有中間蒸汽過熱器，蒸汽由汽鼓出口後最好引入屏式受熱面、爐頂管，隨後通往對流管組。為了減小熱偏差（並列蛇形管中蒸汽溫度的差異值）以及改善蒸汽溫度的調節，在最後一級對流管組中，蒸汽的吸熱量應控制在 $25\sim 35$ 千卡/公斤的範圍以內。

要獲得高溫蒸汽和應用中間再熱，在某些場合下，高壓部分不得不使用輻射受熱面。這是因為煙氣的對流熱不足或是放置蒸汽過熱器的地位不夠之故。在這種情況下，高壓蒸汽過熱器可作成水冷壁式的輻射受熱面。它們通常裝設在爐膛上半部，因為該處輻射熱流較小，而且沿着寬度方向的热流分布也比較均勻。

在大容量鍋爐（ $p=140$ 絕對大氣壓， $t_{ne}=570^{\circ}\text{C}$ ）中，通常採用一次中間再熱，中間再熱溫度為 570°C ，壓力為 30 絕對大氣壓；在超臨界蒸汽參數時，還往往採用二次中間再熱。例如若一次蒸汽壓力為 315 絕對大氣壓時，第一次中間再熱在 $60\sim 85$ 絕對大氣壓，第二次中間再熱則在 $13\sim 15$ 絕對大氣壓。在這種情況下，低壓中間過熱器作成對流式，而高壓中間過熱器則作成輻射式（將受熱面布置在爐膛內）或輻射-對流混合式。

對於由兩個爐膛或是由一個爐膛但具有幾個爐室和煙道所組成的鍋爐機組，其熱力系統可設計得使每個爐室及煙道都能用來調節過熱蒸汽溫度。例如在一個煙道中裝設高壓蒸汽過熱器，而在另一個煙道中裝設中間蒸汽過熱器，這樣就可能通過改變各個爐室的熱力工況來獨立地調節過熱蒸汽溫度。圖 5 所示為配 20 萬瓩單元機組、容量為 640 噸/小時汽鼓鍋爐熱力系統的設計方案之一，該方案採用分開裝置的過熱器。在國外的鍋爐製造業中，也常採用這種系統。例如在配 35 萬瓩機組的鍋爐（ $D=1080$ 噸/小時， $p=150$ 絕對大氣壓， $t_{ne}=565/565^{\circ}\text{C}$ ）中，也是用改變爐內工況以調節各個煙道中的過熱蒸汽溫度。

裝在汽鼓鍋爐各個並列煙道中的省煤器和空氣預熱器，最好能吸收相等的热量^①，這樣即可獲得兩路相同溫度的水流及空氣，從而顯著地減少了熱偏差，並且大大有利於鍋爐機組的自動控制。

① 原文意思含糊不清，翻譯時已稍作更動。——譯注

由于热焓增量不等和蒸汽流量①不相同，所以高压蒸汽过热器和中间蒸汽过热器的吸热量往往并不相等。为了保证两个烟井中有相同的吸热量，一次蒸汽的辐射过热器常常分装在两个炉膛内或将全部屏式受热面均作为一次蒸汽过热之用。

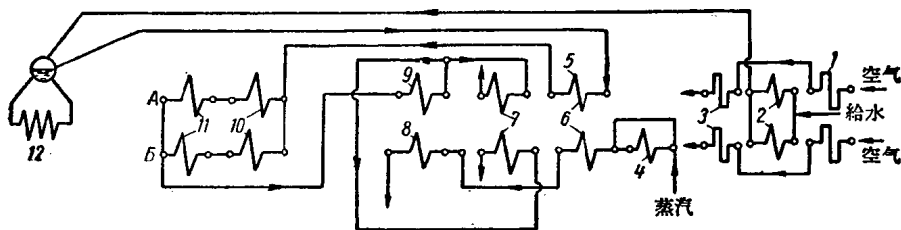


图5 TII-100型锅炉 ($D=640$ 吨/小时②, $p=140$ 绝对大气压, $t_{ne}=570/570^{\circ}\text{C}$) 的热力系统

A—锅炉左烟道；B—锅炉右烟道；1及3—第一级与第二级空气预热器；2—省煤器；4—中间蒸汽过热器的调节管组；5及7—第一级与第二级高压蒸汽过热器；6—对流中间蒸汽过热器；8—屏式中间蒸汽过热器；9—屏式高压蒸汽过热器；10—炉顶管；11—水冷壁式高压辐射蒸汽过热器；12—蒸发回路

直流锅炉的热力系统有它自己的某些特点，并与下列因素有关：受热介质的参数（压力和温度），是否具有中间再热以及过渡区型式，等等。

在亚临界蒸汽压力的直流锅炉中，对受热面的热量分配具有重要影响的是受热介质的相态变化。在这种锅炉中，省煤器往往作成辐射-对流混合式。为了比较均匀地分配进入下辐射区管圈的水流，在进行计算时，应使对流省煤器出口水的热焓比加热到沸腾温度的饱和水焓约低 40~50 千卡。

对流省煤器顺着烟气流程装设在空气预热器前面。省煤器中的吸热量等于

$$[i' - (40 \sim 50)] - i_{ne} \text{ 千卡/公斤,}$$

式中 i' ——沸腾温度时水的热焓；

i_{ne} ——给水热焓。

当压力为 100~140 绝对大气压时，随着蒸汽流带出一部分气态的硅酸盐和钠盐，然而大部分是在水的加热和蒸发过程中析出变成固态，并沉积于管路中。经验指出，绝大多数盐类是在蒸发将近结束的区段中，也即在蒸汽干度约为 $x=0.8$ 的区段中开始沉积的。

直流锅炉的设计人员考虑到这种状况，于是在汽水通道中划分出一个称之为过渡区的受热面，在其中可以析出盐份。过渡区一般装设在烟气温度较低的区域。

为了减少直流锅炉的清洗次数以及增加两次清洗间隔期间的运行周期，一般都应用外置式过渡区，它装设在省煤器之前。

但应用外置式过渡区，会使直流锅炉的结构复杂化，而且使得湿蒸汽在过渡区各管圈间的分配很难均匀，同时也会增长管道、增加联箱、紧固零件的数目，等等；此外，在对流烟井中装设外置式过渡区还会使蒸汽过热器吸收辐射热的份额增加。

在高压锅炉中，外置式过渡区照例分成两个管组，在两组之间装设蒸汽清洗-分离装置为了减少进入辐射过热器的盐份（当锅炉工况变动时），过渡区的第二管组的吸热

① 原文为循环蒸汽量，恐系笔误。——译注

② 原文为 660 吨/小时，恐系误印。——译注