

大型火电厂主力机组的锅炉循环方式 与锅内特性的分析

西安交通大学 陈学俊

随着电力工业的发展, 电网容量越来越大, 主力机组的容量也将相应增大。主力机组是指在各个时期能够批量生产而又比较成熟的大机组, 是指经济性比较先进和年可用率可达80~85%的机组。

在八十年代, 我国电网的主力火电机组将是20万和30万千瓦机组, 后期试制60万千瓦机组; 到九十年代, 后者也将成为主力火电机组, 同时试制更大容量的机组。

为了保证各个时期主力机组的顺利投产及可靠运行, 必须及早做好选型、设计、工艺准备及有关的试验研究工作。为此, 本文拟对主力机组可能采用的几种锅炉的特性进行理论分析, 并提出选型意见, 供有关单位参考。

我国计划生产的30万和60万千瓦机组, 已决定采用亚临界压力参数, 即锅炉出口压力为170大气压, 温度为540℃, 一次中间再热至540℃。至于更大容量的机组, 采用何种参数, 尚待进一步论证。

本文对30万及60万千瓦机组锅炉, 即以采用170大气压, 540/540℃; 而对更大容量机组的锅炉, 则暂以采用超临界压力, 即250大气压, 540/540℃作为特性及选型分析的依据。

结合我国生产实践, 本文的分析是以燃煤锅炉为主, 水冷壁型式以垂直管屏为主, 锅炉特性以锅内过程为主。由于燃烧方面问题对各种类型亚临界及超临界压力大容量锅炉的要求基本上是共同的, 因此未加分析。

现代大型火力发电厂主力发电机组的锅炉, 从锅内特性来看, 对于亚临界压力机组, 自然循环锅炉、低倍率循环锅炉及直流锅炉均可采用; 对于超临界压力机组, 可以采用直流

锅炉以及复合循环锅炉。

一 自然循环锅炉

亚临界压力自然循环锅炉从25万千瓦到72万千瓦容量, 国外早已有成功的运行经验, 目前最大的单台容量为85万千瓦。各国的运行经验证明, 水循环是安全的, 蒸汽品质是能保证的, 制造安装问题是能解决的。我国发展亚临界压力自然循环锅炉, 大家关心的主要问题有三个方面的:

1. 水循环问题

自然循环锅炉具有能适应炉膛内吸热量变化而作自调节的优点, 即吸热量多的管子其中通过的水量也多。随着压力的提高, 流动压头减小, 同时随着容量的增加和压力的升高, 上升管单位流通截面积中的蒸发量不断增加, 因此使循环倍率逐渐下降。

关于流动压头随压力增加而减小的问题, 尚需进一步分析。当压力从超高压(锅筒内压力155大气压左右)提高到亚临界压力(锅筒内压力185~190大气压)范围内, 对流动压头的影晌并不很大, 参见表1。

表1 下降管与水冷壁管中工质重度
与压力的关系

压力(大气压)	155	169	176	185	200	210
下降管内工质的平均重度 (公斤/米 ³)	612	597	591	585	575	550
水冷壁管内工质的平均重度 (公斤/米 ³)	368	380	382	386	384	370

因此, 对于过热器出口压力为170大气压的亚临界压力自然循环锅炉, 锅筒内压力一般

为185大气压左右，循环回路中的流动压头还是比较大的。

对于亚临界压力较大容量的自然循环锅炉，上升管内单位面积蒸发量达到750~900吨/米²·时，一般循环水速较高，约为1.5~2.5米/秒，因而出现停滞及倒流的可能性极小。在国内目前已投运了不少台10~20万千瓦的超高压自然循环锅炉，未出现过停滞倒流问题。一般认为对有上联箱的水冷壁，不需要进行倒流的校核；对锅筒压力在140大气压以上的锅炉，不需要校核停滞的问题。因此，亚临界压力自然循环锅炉的主要问题是循环倍率较低的问题。

循环倍率K的选取应在锅炉负荷变动时，始终保持较高的循环水量使管壁有充分冷却，且当热负荷增加时，各回路的进水量也能随之而有所增加，也就是自调节（或自补偿）性能要好。通过理论计算分析，对亚临界压力自然循环锅炉，K的极限值 K_{jx} 约为1.5，小于此值时，水冷壁管失去自调节能力。一般烧煤的亚临界压力30万千瓦及以上容量的锅炉，水冷壁管内重量流速都接近或超过1000公斤/米²·秒，而最大内壁热负荷一般不超过 450×10^3 大卡/米²·时，如能保持上升管出口含汽率 x 不大于0.4，即K不小于2.5，则水冷壁管中膜态沸腾的问题是可以避免的。

从国内燃油的超高压自然循环锅炉运行来看，K平均在4以上，个别回路小于4（ $K \approx 3.6$ ），运行均是可靠的，水循环是正常的，而且设计与试验数据基本一致。从燃煤的超高压自然循环锅炉设计来看，K平均在5以上，最小循环倍率为4.4。

循环倍率是亚临界压力自然循环锅炉安全性的一个重要指标。根据国内外已有经验及作者分析，如采取以下措施进行设计，使循环倍率达到4是没有什么大问题的：

- (1) 合理按热负荷分布情况划分较多的回路（回路数30~50个）。
- (2) 采用大直径下降管，但又不过分集中以避免过于复杂的回路（每根大下降管供水

的回路2~4个）。

(3) 采用较大直径的水冷壁管（内径46~60毫米）。

(4) 下降管与上升管的截面比在0.60或以上，引出管与上升管的截面比在0.65或以上。

根据我国目前的设计制造和运行水平，亚临界压力自然循环锅炉水循环的可靠性是可以得到保证的。今后如锅筒钢材供应没有问题及制造、安全条件亦能满足要求，发展更大容量（60万千瓦以上）的亚临界压力自然循环锅炉也是可能的。为了进一步提高更大容量自然循环锅炉在各种运行工况下的工作可靠程度，或是锅筒压力大于185大气压时，可以在炉膛高热负荷区域的水冷壁中采用内螺旋管。水冷壁管的可靠程度可用最大许可蒸汽干度 x_{max} 与燃烧器区域顶部水冷壁管内的最大预期蒸汽干度 x 之间的干度差大小（即蒸汽干度允许的变动范围）来表示，见表2。

表2 光管与内螺旋管中蒸汽干度允许变动范围

压 力 (大气压)		169	185	197	211
内 螺 纹 管	最大许可蒸汽干度	0.94	0.915	0.875	0.78
	燃烧器区域顶部预期蒸汽干度	0.155	0.165	0.185	0.233
	干度允许变动范围	0.785	0.750	0.690	0.547
光 管	最大许可蒸汽干度	0.485	0.385	0.185	
	燃烧器区域顶部预期蒸汽干度	0.155	0.165	0.185	
	干度允许变动范围	0.330	0.220	0	

由表2中数据可见，自然循环锅炉在炉膛高热负荷区域水冷壁采用内螺旋管的设计，其防止偏离核态沸腾的可靠性即使当压力达到211大气压时还是比较高的。采用光管设计的蒸汽干度可变范围即大为降低，当压力提高到197大气压时，则无任何安全裕度。因此，采用光管设计，锅筒内压力最好不大于185大气压。采用内螺旋管时，可使亚临界压力大容量自然循环锅炉水循环系统部分比采用光管时设计得更经济一些。

2. 汽水分离问题

亚临界压力自然循环锅炉的锅筒内压力一般在185~190大气压, 汽、水之间的重度差别减小, 使汽、水分离增加了一定的困难。但在提高给水品质的同时, 采用旋风分离器作一次分离, 采用百页窗作二次分离元件, 已能保证蒸汽品质, 国外25万千瓦以上亚临界压力自然循环锅炉均是如此。

在设计锅内装置时, 锅筒尺寸是根据蒸汽容积负荷 R_v 来选择的。对超高压锅炉, 一般 $R_v=250\sim350\text{米}^3/\text{米}^3\cdot\text{时}$ 。国产超高压锅炉采用内径 $\phi 1800$ 毫米锅筒, R_v 值在推荐选用值的下限, 内部装置并不简化, 而内径 $\phi 1600$ 毫米锅筒的 R_v 值都在推荐值的上限, 其运行水质条件与 $\phi 1800$ 毫米锅筒相近, 内部装置还可简化, 取消了二次百页窗分离器

亚临界压力自然循环锅炉的锅内装置, 目前国外主要采用凝结水除盐系统来保证给水品质, 以限制蒸汽中的含硅量, 不再用蒸汽清洗装置, 比较普遍的是采用旋风分离器作为一次分离元件, 立式百页窗作为二次分离元件, 已

能保证蒸汽品质的要求。国外亚临界压力自然循环锅炉的锅内装置, 锅筒尺寸及其 R_v 值如表3所示。

应当指出, 国内在设计生产亚临界压力自然循环锅炉时, 对旋风分离器的效率、功率及排列布置方式等尚可做些试验研究改进。在保证蒸汽品质的前提下, 30万千瓦机组的锅筒内径采用1600毫米左右, 锅筒长度最好不超过22米, 以便于制造、安装和运输。

3. 锅筒制造安装及运输问题

国外及国内的一些亚临界压力自然循环锅炉的锅筒规范如表4所示。

从表3及表4可见: 锅筒内径为1490~1676毫米; 壁厚为96~151毫米; 锅筒长度对60万千瓦锅炉不超过40米, 对30万千瓦锅炉不超过22米; 锅筒重量对50~60万千瓦锅炉为180~235吨。

国产亚临界压力锅炉的锅筒钢材如用 $18M_nM_oN_b$ 或BHW38, 锅筒内径1600毫米, 壁厚110毫米, 锅筒长度20米左右, 锅筒总重不超过100吨, 这样在制造、热处理及出厂运

表3 国外亚临界压力自然循环锅炉锅筒尺寸与锅内装置

国名	锅炉容量 (万千瓦)	压力 (过热器出口, 公斤/厘米 ²)	锅筒内径 (毫米)	锅筒长度 (米)	R_v 值 (米 ³ /米 ³ ·时)	锅内装置结构
英	30	172	1700	22	265	一次分离旋风分离器, 二次分离立式波形板
美	55	169	1676	41.7	270	
法	60	169	1676	40	300	
加	30	162	1680	22.3	270	
日	33	176	1525	22.8	406	一次分离卧式旋风分离器, 二次分离波形板

表4 国内外的亚临界压力自然循环锅炉的锅筒规范

国名	法	英	日	匈	中 (陡河)	中 (大港)*
容量(万千瓦)	60	50	33	20	25	32
过热器出口压力(公斤/厘米 ²)	169	169	176	171	176	178
锅筒内径(毫米)	1670	1545	1525	1490	1676	1508
锅筒壁厚(毫米)	115	138		105	151	96
锅筒长度(米)	40	29.3		13	19	16.5
锅筒重量(吨)	235	180				

* 强制循环锅炉。

输和电厂安装问题都不大。

从以上分析可见, 根据我国目前的设计、制造、安装及运行水平, 亚临界压力自然循环锅炉可以作为主力机组锅炉型式之一, 而且国内电厂对自然循环锅炉运行有丰富经验, 能很快顺利投产。此外, 自然循环锅炉可变压运行。

二 一次上升直流锅炉

从30万千瓦到100万千瓦容量的一次上升直流锅炉, 国外已有很多台在运行, 国内30万千瓦容量的这种锅炉已有5台投运。在各种型式直流锅炉中, 这种锅炉水冷壁系统简单, 便于采用膜式水冷壁, 较好地解决了悬吊及热膨胀问题。对于这种锅炉大家关心的问题有以下三个方面:

1. 水力特性问题

对于亚临界压力垂直上升管屏来说, 水力多值性是不存在的。在启动过程中, 虽然采用70大气压, 但蒸发过程开始实际上压力已升高到120大气压, 在这样高压下, 加上垂直管屏重位压头的有利因素, 因而也不会产生水力多值性问题。例如一台60万千瓦燃煤锅炉的设计校核计算结果是进口水欠焓设计值远小于极限值, 不存在水力多值性问题。如表5所示。

表5 进口水欠焓

进口 欠焓	压力, 负荷	
	175大气压, 30%负荷	120大气压, 30%负荷
设计值 Δi , 大卡/公斤	63.95	63.95
极限值 Δi_{js} , 大卡/公斤	139.5	101

在一次上升直流锅炉中, 按照负荷分布情况比较细地划分回路(30万千瓦锅炉划分成48个管屏), 各管屏最小吸热不均系数 η_{min} 一般约0.7~0.8, 因此在启动负荷时受热差的管子不致发生停滞问题。水力计算标准规定不发生停滞的条件是水冷壁的最小阻力 $(\Delta P_{sb})_{min}$ (30%负荷下) 与停滞压头 ΔP_{t2} 的比值 α 应等于或大于1.1, 计算的结果说明不会发生停滞, 如表6所示。

表6 水冷壁的最小阻力与停滞压头之比值(α)

η_{min}	ΔP_{t2}	$(\Delta P_{sb})_{min}$	α
0.7	1.342	1.512	1.15
0.8	1.242	1.512	1.22

在亚临界压力下, 直流锅炉是不会产生脉动的, 但在较低压力、低负荷或启动过程中仍应考虑脉动问题。对上述60万千瓦锅炉, 在压力为120大气压及30%负荷时重量流速为665公斤/米²·秒的情况下, 按现行水力计算标准, 不发生脉动的加热段与蒸发段的阻力比的极限值 α_{js} 应为0.64, 而设计计算 α 值在不加节流阀时为0.34, 在加节流阀时为0.69。由此可见, 一次上升直流锅炉在各管屏进口装节流阀(或节流圈)虽然是为了均匀流量分配防止热偏差的目的, 但在启动过程中尽管这时节流阀阻力不大, 也起了防止脉动的作用。

目前对垂直管屏的脉动问题, 还采用了另一种计算方法, 即统一考虑压力、重量流速、热负荷、管径、进口欠焓以及管长等对选择节流程度的影响, 或在考虑上述因素及在一定节流程度下计算为了防止脉动所必需的最小重量流速 $(rw)_{min}$ 。根据这一方法对上述60万千瓦锅炉进行计算, 防止脉动发生的 $(rw)_{min}$ 约为550公斤/米²·秒, 而这台锅炉在30%负荷下的设计 rw 为665公斤/米²·秒, 因此不会产生脉动。

国内30万千瓦亚临界压力一次上升直流锅炉投运以来, 未发生过水力多值性、停滞、脉动问题。

2. 热偏差问题

垂直管屏热偏差较大。由于炉膛热负荷分布的不均匀性, 使各管屏吸热量不同, 处于中间的管屏热负荷高, 而处于边角的管屏热负荷低。同时由于直流锅炉的循环倍率为1, 自补偿性能很差, 尤其是当热负荷高、蒸发量大时, 流阻增加反而引起流量减少, 增加了热偏差。再者, 一次上升直流锅炉为了保证重量流速, 采用小管径水冷壁管(如30万千瓦锅炉,

水冷壁管直径 $\phi 22 \times 5.5$ ；60万千瓦锅炉， $\phi 25 \times 6$ ），管子的壁厚公差对流量分配影响大。通过对 $\phi 25 \times 6$ 的管子壁厚公差为5%及10%进行计算，得到水力不均匀系数 $\eta_{r,i} = 0.76$ 。

热力不均匀系数 $\eta_{r,i}$ 一般最大为1.1~1.3，对国产30万千瓦燃油的一次上升直流锅炉进行了燃烧调整及沿炉膛宽度热负荷分布的测定， $\eta_{r,i} = 1.13 \sim 1.15$ 。如取 $\eta_{r,i} = 1.2$ ，则热偏差 ρ 为：

$$\rho = \eta_{r,i} / \eta_{r,i} = 1.2 / 0.76 = 1.58。$$

对60万千瓦燃煤锅炉按 $\rho = 1.58$ 进行计算，则偏差管与其它管子出口平均工质温度相差达 96°C ，这对膜式水冷壁是不允许的。因此在一次上升直流锅炉中沿水冷壁高度采用了两级中间混合，热偏差数值下降为1.14。但在第一级中间混合器以前的水冷壁管偏差并未减小，并且这一段水冷壁管已可能进入高热负荷区，为此在管屏进口装节流阀（或固定节流圈）还是必要的，使各管屏流量分配与热负荷分布大小相适应。

3. 膜态沸腾问题

一次上升直流锅炉水冷壁中含汽量大，加上工作于亚临界压力，因此在工作的热负荷范围内，膜态沸腾不可避免，在设计中必须根据膜态沸腾产生的地点及该处的最大内壁热负荷来计算壁温。例如60万千瓦燃煤的直流锅炉的壁温计算结果如下：

外壁温度 434°C ，不考虑流量偏差；

外壁温度 $< 470^\circ\text{C}$ ，考虑流量偏差。

关于流量偏差可以通过节流阀（或节流圈）调整，因此燃煤的一次上升直流锅炉水冷壁管的外壁温度一般可以不超过 450°C 。

从上可见，一次上升直流锅炉可以作为我国主力机组锅炉型式之一。这种锅炉的不足之处是：由于要保证足够大的重量流速，水冷壁系统阻力较大；也由于同样原因，在30~60万千瓦容量中需采用小管径，制造、安装工艺要求高。同时由于采用两级中间混合，不利于变压运行。

三 低倍率循环锅炉

低倍率循环锅炉的循环倍率 k 在1.25~2.0之间，而且在全部锅炉负荷范围内，工质均在蒸发受热面中进行再循环。这种锅炉以汽水分离器代替了锅筒，并专门设置了再循环泵，压头4~8大气压。由水冷壁出来的汽、水混合物进入分离器，在其中汽、水进行分离，蒸汽往过热器，水往混合器。在混合器中与来自省煤器的给水混合后，由再循环泵送往水冷壁中进行再循环。由于再循环泵的特性，当负荷变化时循环流量变化不大，即水冷壁中重量流速变化小，因此不需要采用很小管径来保证重量流速；在额定负荷时可以采用比一次上升直流锅炉更低的重量流速，因此蒸发受热面中的阻力要小得多；这种锅炉启动流量小，启动系统简单，启动损失小；这种锅炉还可以变压运行。与自然循环锅炉相比，这种锅炉水冷壁受热面分布比较自由，可采用较小管径，节约钢材；这种锅炉设有锅筒，只有分离器，后者比前者轻得多，制造工艺简单。

由于以上的优点，近年来在国外，尤其是西欧，这种锅炉得到了发展，容量最大达到60万千瓦，国内锅炉厂也曾对这种锅炉进行了设计。对低倍率循环锅炉主要分析以下三问题：

1. 低倍率循环锅炉设计特点

低倍率循环锅炉中，由于分离器效率较低，锅炉的循环倍率 k 与水冷壁本身的循环倍率 $k_{s,b}$ 是不相等的， $k < k_{s,b}$ 。

低倍率循环锅炉因循环倍率低，在亚临界压力下工作，因此应考虑在最大热负荷下可能出现传热恶化，并根据这一情况在保证壁温不超过允许限度下计算出最小重量流速。在设计中选取的重量流速还应大于此计算值，因水冷壁中可能出现流量分配不均及控制流量节流圈有计算误差等。

各管屏流量分配一般是在保证重量流速大于选取的重量流速的原则下，保持各水冷壁出口干度 x 相等，按各管吸热量的大小来分配流量，吸热量大者流量多，小者流量少。同一管

屏中各管子结构及吸热量不尽相同,出口干度不可能相同,因此选定平均干度(如 $\bar{x} \approx 0.65$)并允许有一变动范围($x = 0.5 \sim 0.8$)。

低倍率循环锅炉水冷壁阻力不大,且水冷壁本身的循环倍率较大($k_{s,b} \geq 1.4$),仍具有自补偿性能,因此控制水冷壁管流量的节流圈,可以集中装设,即每个管屏进口装一个节流圈,结构简单,节省钢材,大大减少节流圈的数量。

低倍率循环锅炉尚需考虑一个特殊问题,即如何保持再循环泵的工作可靠性,这就要求从分离器的水位面到再循环泵入口处应保持足够的高度,要求循环管路中工质流速选取适当数值,要求再循环泵进口的工质具有一定的欠焓,还要求在运行中降压速度不能太快。

2. 水力特性方面的问题

低倍率循环锅炉采用垂直上升管屏,重位压头总是正值,且由于再循环泵的作用,随锅炉负荷的降低重位压头增加,因此与摩擦阻力叠加的特性曲线不会出现多值性。停滞倒流在低倍率循环锅炉中亦是不会发生的,因再循环泵的工作特点,低负荷时水冷壁管中仍有较大的重量流速,这对防止停滞倒流是有益的。

低倍率循环锅炉在低负荷时水冷壁管中循环流量变化不大,因而进口节流圈阻力还是比较大;同时在低负荷时循环倍率增加,管屏出口干度 x 降低,即水冷壁加热段长度增加而蒸发的长度减少,相应地加热段阻力增加而蒸发段阻力减小。因此,不易发生脉动。对这种锅炉,即使管屏之间有脉动也不过影响汽水分离器中的水位波动而已。一般低循环倍率锅炉可以不校核脉动问题。

对于烧褐煤的锅炉如采用半塔式或塔式布置,高达100~120米左右,水冷壁上部有数十米高度处于对流受热面布置区域,虽然基本上不受热,但却增加了蒸发段长度及相应地增加了蒸发段阻力,即增加了产生脉动的可能性。对于这种情况,可按直流锅炉校核垂直管屏脉动的计算公式进行校核。如果有脉动可能,则应适当提高重量流速或增加节流程度来解决。

3. 热偏差与膜态沸腾问题

热偏差在低倍率循环锅炉中同样要重视,采用划分较多数目的管屏,并在各管屏进口装设节流圈以减少热偏差。这种锅炉的水冷壁循环倍率 $k_{s,b}$ 一般大于1.4,水冷壁中有自补偿性能,即吸热量大的管子能自动增加一些流量,因此沿水冷壁高度不需设置中间混合器。

膜态沸腾问题在低倍率循环锅炉中亦要考虑,但在这种锅炉中,水冷壁出口含汽率 x 平均在0.6左右,比直流锅炉低,而且负荷降低时,循环倍率增加, x 更低,因此燃煤锅炉不需要加装内螺纹管。

从上面分析可见,低倍率循环锅炉作为主力机组锅炉型式之一是可以发展的,尤其是亚临界压力30~60万千瓦容量锅炉。它与自然循环锅炉比较,不需要锅筒,制造工艺简单,可采用较小直径($\phi 32 \sim 38$)水冷壁管,节省钢材。它与一次上升直流锅炉相比,在解决水力特性、热偏差与膜态沸腾方面问题处于更有利的地位,不需用很小管径及内螺纹管,不需要中间混合,汽水系统阻力小,而且可以变压运行。它的问题是目前国内对高温高压再循环泵尚无实践经验,汽水分离器效率低,对受热面布置影响较大,使汽温调节较为复杂,这些问题今后可以通过试验研究及实践加以解决。

四 复合循环锅炉

当主力机组发展到100万千瓦及以上时,以采用超临界压力为宜。超临界压力锅炉只能采用直流锅炉或复合循环锅炉。复合循环锅炉在高负荷及额定负荷时,按直流方式运行,在低于某一负荷(60~80%负荷)时按低倍率循环方式运行。据1971年统计,国外这种锅炉已有31台投运,美国第一台90万千瓦容量的复合循环锅炉系在1965年投入生产使用。对于复合循环锅炉,主要分析以下两个问题:

1. 超临界压力下工质的水力与传热特性

超临界压力锅炉和亚临界压力锅炉一样,应保证水冷壁在各种工况下得到充分冷却。在超临界压力下,工质吸热过程中温度连续不断

上升,因此壁温水平不仅比自然循环锅炉壁温高,而且在一般传热正常情况也比亚临界压力直流锅炉壁温高。

当重量流速低(700公斤/米²·秒)而热负荷较高(400×10³大卡/米²·时)发生传热恶化时,在某一焓值范围内,壁温剧升,也有可能出现在该处超临界压力管壁温度低于亚临界压力下管壁温度的情况。一般直流锅炉在较高热负荷(即锅炉负荷较高时)下运行时,重量流速大于1200公斤/米²·秒,这时亚临界压力与超临界压力下可能出现的壁温峰值相差减少,如表7所示,因此一般情况下超临界压力下管壁温度水平要高一些。

表7 不同重量流速下的壁温峰值

重量流速,公斤/米 ² ·秒	700	1200	1400
180大气压下壁温峰值 Δt ,°C	~170	~90	~60
250大气压下壁温峰值 Δt ,°C	~40	~30	~30

注:壁温峰值是指壁温超过工质温度的最大值。

在锅炉的炉膛中,沿宽度的吸热不均匀性是不可能完全避免的。在超临界压力下,由于工质没有一饱和温度区,因此吸热不均匀性将使各个管屏内工质温度产生差异。超临界压力锅炉中工质的这一特性,使全焊式膜式水冷壁的工作条件要比在亚临界压力下的工作条件更差。

在超临界压力下,工质各参数的变化情况与亚临界压力下有很大不同,在某一定热焓范围内,工质参数变化相差很大。例如在245大气压的压力下,在工质热焓为450~550大卡/公斤的范围内,比热 C_p 急剧升高并达到最大值然后又降低,称为最大比热区。在此区域及其附近,温度很小的变化相应地引起密度很大的变化。由于这种特性,受热管壁处的工质密度远小于管子中心部分的工质密度。因此,虽然是单相工质,但在管子流动截面上仍存在有相当大的不均匀性,有可能导致管壁上的传热恶化。

在超临界压力下,内壁到工质的放热系数 α 随着热负荷 q 的增加而减小,特别是在热负荷高时,放热系数急剧降低,且发生在最大比热区及其附近前方,相当于工质热焓为400~500大卡/公斤的范围内,这一位置刚好也是炉膛中热负荷高的地方,低的 α 与高的 q 将很易使管壁超温。

因此,对于超临界压力锅炉,必须了解工质在超临界压力下的水力与传热特性,为了不发生传热恶化引起的超温,必须使炉膛膜式水冷壁中保持有足够大的重量流速。提高重量流速的方法,有以下四种:

(1)炉膛水冷壁采用串联回路,工质多次上升;

(2)减少炉膛水冷壁的流通截面积,工质一次垂直上升或一次螺旋式上升;

(3)炉膛水冷壁采用低倍率循环,工质一次垂直上升;

(4)炉膛水冷壁采用复合循环,工质一次垂直上升。

前两种直流锅炉在额定负荷时重量流速大,水冷壁阻力大,给水泵功率消耗大,而且需备有最低30%负荷的旁路系统。此外,第一种在各管之间及相邻回路之间由于温度不同引起的热应力,对全焊膜式水冷壁而言,是一较难解决的问题。第二种一次上升垂直管屏在60万千瓦容量的锅炉中,水冷壁仍需采用小直径管子,刚性差,工艺要求高;螺旋式水冷壁在大容量锅炉中,沿管带高度的热力不均匀性加大。第三种超临界低倍率再循环锅炉,循环泵与给水泵并联,在全部负荷范围内,水冷壁均有工质再循环,这种锅炉再循环泵中流量随负荷变化的变化幅度很大,且再循环泵需放在高位置,比较合适于30~50万千瓦容量的锅炉,但超临界压力锅炉主要将用于60~100万千瓦以上的容量,在这种容量范围内,采用复合循环甚至一次上升直流锅炉均已能保证炉膛水冷壁的安全运行。因此,第四种复合循环锅炉受到各国重视,下面来分析这种锅炉的一些重要特性。

2. 复合循环锅炉的特性

超临界压力锅炉采用复合循环工作原理有以下特点:

在超临界压力一次上升直流锅炉中,水冷壁中工质的重量流速随锅炉负荷降低而减小,而且最低负荷需加限制,一般按30%负荷时能充分冷却水冷壁管来选定工质重量流速,因此在额定负荷时重量流速大,增加了水冷壁的阻力。在复合循环锅炉中,按60~80%负荷时能充分冷却水冷壁管来选择工质重量流速,这样额定负荷时重量流速就较低,因而水冷壁阻力可以降低很多(减少10~20大气压)。例如燃煤复合循环锅炉,在额定负荷时的工质重量流速为900~1400公斤/米²·秒。

复合循环锅炉的循环倍率也是随负荷的变化而变化,例如一台复合循环锅炉在启动时 $k \approx 4$; 30%负荷时, $k \approx 2$; 而到65%负荷进入直流方式运行时 $k \approx 1$ 。这种流量特性对水冷壁的安全工作也是有利的。

复合循环锅炉由于有再循环,使水冷壁进口水温可以提高,当锅炉负荷降低时,因 k 大,使进口水温提高一些,这样使水冷壁进出口之间的工质温升与焓增较小,最大时温升也不超过70℃(一般直流炉进出口温升为60~70℃,低负荷时可达140℃以上)。水冷壁进口工质温度的提高及水冷壁中工质温升的减小,可以改善流动特性,减少热偏差和减小水冷壁管的温度应力。这种锅炉水冷壁可采用管径在30毫米以上的整焊膜式水冷壁,不需装中间混合

器,也不需装内螺纹管,结构简单。这种锅炉低负荷运行没有限制,且无热损失,启动流量小和热损失低,启动系统简化。由于启动负荷低,再热器前烟温便于控制,简化了保护再热器的旁路系统。

从上述复合循环锅炉的许多优点可见,在今后发展超临界压力大机组(100万千瓦及以上)时,应作为主力机组锅炉之一。问题是国内目前对再循环泵和混合器需进一步进行试验研究。

除前面所分析的四种锅炉均系采用垂直屏的水冷壁外,还有大型的带有启动再循环系统、螺旋式水冷壁的直流锅炉以及多次强制循环汽包锅炉,但今后主力机组锅炉是否采用这类锅炉型式,尚需根据我国具体情况进一步研究。

* * * * *

根据以上各种循环方式锅炉的锅内工作特性分析,我们知道每种循环方式均有其特点和存在问题。从我国目前的实际情况出发及考虑到国内水平的不断提高与国外技术引进的有利条件,为加速我国电力工业的发展,主力机组锅炉的类型不宜过多,否则将分散精力;但也不宜过少,如采用单一品种,将不利于电力工业的进一步发展及锅炉技术水平的提高。上述几种类型的锅炉,在我国今后20年的电力工业发展中,可根据不同时期发展何种容量主力机组,进行论证,选择采用。

参考文献(略)

数字式流量积算器改进

南京热电厂在DXS-202型开方积算器的基础上将原来机械电磁计数器改进成集成电路与萤光数码管所组成的数字显示式积算器。

数字积算器的线路主要采用PMOS集成电路,装置体积小,重量轻功耗低,输入阻抗高,抗干扰性能强,制造工艺也简便,它消除了原来电磁计数器的机械部分磨损产生的故障,方便了流量测量的统计。经一年多现场使用,运行状况良好。