

炉膛结渣和防止措施

何佩敖 (哈尔滨电站设备成套设计研究所)

艾静 (哈尔滨工业大学)

〔摘要〕从理论和实践经验出发,简述了炉膛结渣的类型和产生结渣的因素。详述了防止结渣的具体措施,并推荐了各种实用的参考数据。介绍了对燃用各种易结渣燃料的新设计锅炉和改燃易结渣燃料的现有锅炉,叙述了各种设计原则和防止结渣的行之有效的改进方法。

关键词 炉膛结渣 影响因素 防止措施

分类号 TK227

1 概述

燃煤锅炉的炉(膛)内结渣(结焦)既是一个物理化学过程,也是一个非常复杂的流体力学过程。由于影响结渣的因素较多,不仅与灰熔点、灰成分、灰粘度等结渣特性有关,还与炉膛热力参数、燃烧器的结构与布置、炉内空气动力工况、锅炉运行参数等密切相关;而且,单一煤种的结渣与混煤的结渣特性又不完全相同。所以,尽管国内外一些锅炉厂家和研究单位曾对燃煤的结渣机理及结渣与煤质特性的关系等作了大量试验研究工作,也提出了各种结渣判别指标,但是这些判别指标的可信度也不高,有的还需要借助于一些实验室的精密仪器设备,不可能快速判别,及时满足电厂运行要求。目前,对炉内结渣现象的理解还没有定性的结论,但是,从现在已掌握的结渣资料及电厂锅炉积累的运行实践中仍然可以总结出一些炉内结渣及其防止方法,提出一些切实可能的有效措施,以便为大型电站锅炉的设计和运行提供参考。

2 炉膛结渣^{〔1~4〕}

结渣是指炉膛中灼热灰渣与未燃尽的煤粉冲刷到光管水冷壁、屏式过热器或卫燃带上呈液态或半液态粘附其上结成紧密的灰渣层。

2.1 炉内辐射受热面的结渣大致可分为如下四种类型

2.1.1 机械粘结。由于受热面表面的粗糙和其它引力作用,使细粒飞灰堆积而形成疏松的灰污层,这种机械粘结物易于用炉内吹灰来清除;

2.1.2 粘结沉积物。由于灰中碱土金属在高温烟气中升华而凝结在冷的水冷壁上或由于粘结灰层中灰粒互相产生化学作用而形成低熔点化合物,有时也由于火炬核心中熔融的灰粒粘在灰层外面而未凝固,这部分粘灰能部分用吹灰清除;

2.1.3 密实性粘结层。这是由于灰粒之间在炉内气氛下相互起化学作用而被高温烧结

收稿日期 1994 03 22

本文联系人 何佩敖 男 59 高级工程师 150046 哈尔滨市动力区旭升街9号

成密实性的积灰层,它有较强的机械强度,因而清灰时难以清除;

2.1.4 液态渣层。当沾污和水冷壁面温度较高时,会使灰粒部分熔化而成液态,这样更易于粘结,不断沉积下来的灰粒使灰渣层变厚,灰温更高,结果导致恶性循环,熔化成液态渣流下,直至平衡为止。

在锅炉运行中,1类也称为炉膛积灰,2类和3类称为炉膛结渣或结焦,这四种类型的结渣经常是交叉进行的,但并不一定四种都同时存在,最担心的3和4类型,这主要由燃料特性、燃烧工况及炉内气氛而定。有些燃用劣质煤、褐煤和低挥发分无烟煤的电厂,为了保证着火和低负荷燃烧的稳定性,不得不在炉膛内敷设一定面积的卫燃带,但高负荷时炉温较高,卫燃带上结渣又成为主要矛盾,这问题一直很难得到妥善解决。

2.2 炉膛结渣的主要因素

2.2.1 燃煤特性(煤灰熔点、灰成分、灰粘温特性);

2.2.2 燃烧区域的温度水平和热流强度(炉膛截面热负荷、容积热负荷、燃烧器区域热负荷、炉壁热负荷等);

2.2.3 炉内空气动力工况(气流偏斜、贴墙、冲刷水冷壁或卫燃带);

2.2.4 单只燃烧器(或一次风喷口)输入热功率、燃烧器结构和布置方式;

2.2.5 炉壁附近气氛(处于 H_2S 、 CO 、 H_2 等还原性气氛)。

已有的结论表明:煤灰软化温度 t_2 小于 $1260^\circ C$ 、 $SiO_2/Al_2O_3 > 2.65$ 、碱/酸 > 0.4 、硅比 < 66.1 、灰渣粘度较低的短渣($\Delta t = t_3 - t_1 < 110^\circ C$)煤容易结渣;煤粒在炉膛中燃烧时易形成表面张力较大的、直径较大的釉质容易结渣;煤的矿物质重组分(> 2.5 重度)中有大量的偏析铁,黄铁矿较高也容易结渣;燃烧器区域热负荷、炉膛截面热负荷过高会使炉膛截面过小,火焰拥挤贴壁、燃料在燃烧

区域释放出来的热量没有足够的受热面来吸收、炉温较高容易结渣;炉内空气动力工况不良、切圆过大、一次风气粉混合物射流的“刚性”较差,会使射流的最大切向速度贴近壁面而结渣;炉壁附近为还原性气氛,会使灰熔点降低结渣;燃烧器喷嘴出口两侧的夹角差较大,由于射流两侧补气条件不同形成的压力差迫使射流偏离结渣;单只燃烧器输入热功率过大或一次风煤粉喷口过于密集也容易结渣;最上排一次风煤粉喷口中心线到屏式过热器下边缘的垂直距离设计过小,煤粉未能完全燃尽也会使屏区结渣。

炉内一旦发生结渣,如不及时采取有效的防止措施,渣块就会越结越厚,越结越大,破坏了炉内良好的空气动力工况,炉内燃烧恶化,喷嘴出口结渣以及炉内结渣严重时,会引起过热汽超温爆管;燃烧器喷口烧坏;有时大块焦渣从炉膛上部掉落下来会将冷灰斗水冷壁管砸扁砸断,大块焦渣甚至卡在出渣口使锅炉无法排渣被迫停炉;有时大渣会突然掉进湿式裂化水箱中使冷渣水大量汽化、炉膛负压剧烈波动而灭火,还会发生炉膛爆炸和下部的排渣装置的严重爆炸事故。燃烧器区域水冷壁管还会有高温腐蚀。

3 防止结渣措施

对新设计的锅炉,如设计煤种的结渣性较强,则在锅炉设计时应采取如下一些防止结渣措施:

3.1 选用较低的炉膛截面热负荷 q_F 、燃烧器区域壁面热负荷 q_{FH} 、燃烧器区域容积热负荷 q_{FV} 和炉膛容积热负荷 q_V

q_F 表示燃烧器区域单位截面上燃烧的放热强度,它同时影响到燃烧器区域水冷壁结渣的倾向和煤粉着火的稳定性。 q_F 值大,燃烧器区域温度水平较高,炉膛截面小,火焰拥挤,煤粉气流易贴壁冲刷水冷壁,结渣可能性

较大,100MW以下的锅炉中比较明显,对100MW以上的锅炉, q_F 的增大趋势已渐平缓。中、小容量锅炉, q_F 值相对偏大,一般都不以 q_F 作为校核结渣指数。对100MW以上的锅炉,由于炉膛辐射受热面/炉膛容积比值随锅炉容量增加而减小,所以大容量锅炉总是有较高的炉膛温度水平,再加上炉内火焰有效辐射层厚度增加,火焰黑度增加,传热加强,这些都促使炉内温度水平较高,因而结渣的可能性就更大。我国有一台300MW燃煤锅炉,因设计时选用了较高的 q_F 值,该炉投

运后结渣严重,虽经多次改造(如改变燃烧器喷口布置方式、减小切圆直径等)和燃烧调整都无济于事,只好降负荷运行。从防止结渣角度考虑,目前大容量锅炉的设计趋势是适当降低 q_F 值,例如Babcock公司已投运锅炉的 $q_F = (4.79 \sim 5.3) \text{MW/m}^2$ 、新设计的锅炉 $q_F = (3.78 \sim 4.54) \text{MW/m}^2$ 、美国CE公司设计的锅炉,对强结渣煤 $q_F = 3.8 \text{MW/m}^2$,对弱结渣煤 $q_F = 5.7 \text{MW/m}^2$ 。所以,对新设计燃煤结渣较强的锅炉,建议按表1中的下限选取。

表1 炉膛截面热负荷 $q_F(\text{MW/m}^2)$ 推荐值

锅炉蒸发量 D (t/h)		220 ~ 230	400 ~ 410	670	1000	2000
切向燃烧	褐煤和易结渣煤 ($t_2 \leq 1350^\circ\text{C}$)	2.10 ~ 2.56	2.91 ~ 3.37	3.26 ~ 3.72	3.3 ~ 3.78	3.3 ~ 3.83
	烟煤	2.33 ~ 2.67	2.79 ~ 4.07	3.72 ~ 4.65	4.37 ~ 5.20	4.8 ~ 5.62
	无烟煤、贫煤	2.20 ~ 3.48	2.58 ~ 3.50	2.73 ~ 4.00	~ 4.98	
前墙或对冲燃烧 ^①		2.21 ~ 2.79	3.02 ~ 3.72	3.49 ~ 4.07		
油、气 ^②		4.07 ~ 4.77	4.19 ~ 5.23	5.23 ~ 6.16	6.12 ~ 7.79	7.09 ~ 8.14

表注:①对褐煤、易结渣煤取下限;②对天然气取上限;③开式、半开式液态排渣炉 $q_F = (2.9 \sim 4.65) \text{MW/m}^2$;
④燃烧器多层布置时,选用的总 q_F 值比单层布置时要高。

燃烧器区域壁面热负荷 q_{rH} 表示炉内燃烧器区域的温度水平与传热特性, q_{rH} 是防止结渣和保证煤粉着火、完全燃烧的重要参数,如结渣是主要矛盾时,则首先应减小 q_{rH} 值。

燃烧器区域容积热负荷 q_{rV} 的物理意义与 q_{rH} 相同,国外锅炉制造厂家习惯用 q_{rH} 来判别炉内结渣的可能性,国内一些锅炉制造厂家则习惯用 q_{rV} 。设计燃用结渣性较强的燃煤锅炉时,则 q_{rH} 与 q_{rV} 应选用表2中的下限值。

燃烧器区域如敷设有部分卫燃带,对 q_{rH} 和 q_{rV} 值将会增大,计算 q_{rH} 、 q_{rV} 时必须考虑到卫燃带沾污系数的影响。

表2 q_{rV} 、 q_{rH} 推荐值

特性 燃料	$q_{rV}(\text{MW/m}^2)$	$q_{rH}(\text{MW/m}^2)$
无烟煤、贫煤	0.35 ~ 0.75	1.0 ~ 1.8
烟煤	0.40 ~ 0.78	1.1 ~ 2.0
褐煤	0.19 ~ 0.44	0.93 ~ 1.36

炉膛容积热负荷 q_V 表示炉膛单位容积折算的每小时燃料放热量,它反映燃料在炉膛内的停留时间,也会直接影响炉内的温度水平。 q_V 值主要依据炉内煤粉的燃烧(燃尽)条件和烟气冷却条件来选取, q_V 值选取较高,炉

膛容积减小,将使整个炉膛温度水平提高。选用较小的 q_v 值不仅可以防止水冷壁和屏区结渣,还可以扩大对燃料的适用范围,增加燃料在炉内停留时间,有利于燃料完全燃烧。对于 q_r 一定的炉膛,选用的 q_v 值应能保证煤粉粒子群在炉膛内燃尽所需要的时间(可用有关公式计算),亦即应能保证最上排一次风(或三次风)喷口中心线到屏式过热器下边缘的火焰垂直高度 h' 满足煤粉燃尽的需要,我国有一台燃用松藻煤的 670 t/h 炉, q_v 选取较高(0.12 MW/m²), h' 值设计得较小($\approx 12.65\text{m}$),锅炉如升到 670 t/h 负荷,则过热汽温超温,只好经常维持在 620 ~ 640 t/h 运行。还有一台大容量燃煤锅炉,设计选用的 h' 值 $< \frac{1}{2}$ (炉膛宽度 + 炉膛深度),遇上电厂突然

来大量结渣性较强的煤,司炉也未能及时相应地调整燃烧工况,致使未燃尽碳粒在屏区大量结渣,大渣掉落到冷灰斗将水冷壁管弯头砸断,大量亚临界饱和压力水瞬时汽化,使炉膛内压力剧增,引起炉膛爆炸,造成死伤数十人的特大事故。为防止屏区结渣,作者建议对燃用无烟煤、热风送粉有三次风的 200 MW 锅炉, $h' \approx 1.35(\frac{\text{炉宽} + \text{炉深}}{2})$;对燃用烟煤的干燥剂送粉直吹式系统的 300 MW 和 600 MW 锅炉, $h' = (1.2 \sim 1.4)\frac{\text{炉宽} + \text{炉深}}{2}$ 。我国一些锅炉设计选用的 h' 值见表 3。

对结渣性强的设计煤种,炉膛容积热负荷 q_v 按表 4 中的推荐值下限选取。

表 3 我国一些锅炉设计选用的 h' 值

蒸发量(t/h)	670	670	1000	2000	2000
燃用煤种	贫煤、无烟煤	烟 煤	洗中煤、烟煤	烟 煤	褐 煤
h' (m)	14.5 ~ 15.7	~ 13	15 ~ 18.3	~ 20	26 ~ 29

表 4 炉膛容积热负荷 q_v (MW/m²) 推荐值

排渣方式 燃料	固态排渣炉	液态排渣炉		
		开式炉膛	半开式炉膛	熔渣段 ^②
无烟煤	0.109 ~ 0.140	≤ 0.145	≤ 0.169	0.523 ~ 0.698
贫 煤	0.116 ~ 0.163	0.151 ~ 0.186	0.163 ~ 0.198	0.523 ~ 0.698
烟 煤 ^①	0.099 ~ 0.198	≤ 0.186	≤ 0.198	0.523 ~ 0.640
褐 煤	0.093 ~ 0.151			
油	0.233 ~ 0.349			
气	≈ 0.349			

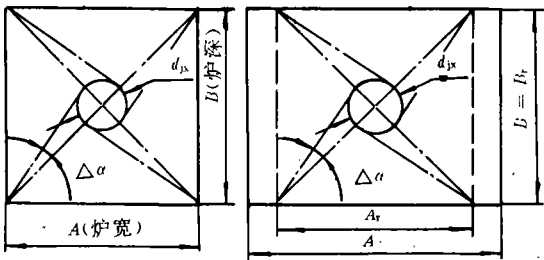
注:① $t_2 \leq 1350^\circ\text{C}$ 的烟煤取下限;② 半开式炉膛取上限。

3.2 选用较小的燃烧器假想切圆直径 d_{jk}

为了防止携带煤粉的高温烟气偏斜、贴壁冲墙引起结渣。切圆过大会使燃烧器出口两侧夹角差增大,出口射流的“吸附效应”加剧,火焰偏斜的可能性较大。对结渣性较强的煤宜选用表 5 中推荐的 d_{jk} 下限值。也可以用

表 5 中的角度 $\Delta\alpha$ 来表示,使 $\Delta d = 4 \sim 6^\circ$ (四角布置燃烧器)。当然, d_{jk} 值也不能选取过小,防止炉膛充满度差,高温火焰集中在炉膛中部,炉膛四周温度水平较低,不利于着火和稳燃。对于液态排渣炉,还将使四角堆灰的可能性加大。

表 5 切向燃烧平面布置 d_{jk} 、 $\Delta\alpha$ 推荐值

燃烧器布置方式			$d_{jk}/(\frac{U}{4})^*$	$\Delta\alpha$ (度)
	煤	单切圆	0.05 ~ 0.139	四角布置燃烧器: 4 ~ 6°; 六~八角布置燃烧器: 6 ~ 8°
		双切圆	0.04 ~ 0.12	
	流态排渣	单切圆	0 ~ 0.11	
		双切圆	0.07 ~ 0.13	
油、气			< 0.15	

* 当正四角布置燃烧器时, $U = 2(A + B)$; 当对墙布置燃烧器时, $U = 2(Ar + Br)$ 。

当炉膛截面的宽深比较大($A/B > 1.12$)时,为保证 $\Delta\alpha = 4 \sim 6^\circ$,可将燃烧器假想切圆直径 d_{jk} 设计为一对角 d_{jk} 大些,另一对角 d_{jk} 小些的大小切圆(即双切圆)布置方式。

对一些设计燃用无烟煤、贫煤锅炉,因一次风速较低($W_1 = 20 \sim 25 \text{ m/s}$),一、二次风速比 $W_2/W_1 = 2.2 \sim 2.3$ 。由于一次风的动量较小,它的偏离常常较二次风严重,设计时可以使一次风的 d_{jk_1} 小于二次风的 d_{jk_2} ($d_{jk_1} = (0.3 \sim 0.7)d_{jk_2}$)。

对于 100 MW 以下机组的液态排渣炉,一、二次风大多具有不同的切圆直径,一次风切小圆或对冲,甚至采用正反切圆(一次风反切, $d_{jk_1} = 100 \text{ mm}$),以避免气流偏离贴墙,引起高温腐蚀。

通常用炉膛内切向速度最大值的连线定义为实际切圆直径 d_v 。由于四角射流相互间的挤压及离心力的作用,冷态试验的实际切

圆 $d_{v_{冷}} \approx (2.5 \sim 4)d_{jk}$ 。热态时,对多层燃烧器而言,热态实际切圆直径 $d_{v_{热}} = f$ (燃烧器层数、喷口宽度、燃烧器假想切圆直径 d_{jk} 、一、二次风动量比、喷口间距、燃烧器总高宽比),热态煤粉气流在炉内着火燃烧,温度升高,烟气体积膨胀,热烟气粘度较大,热态切向速度衰减比冷态要快,炉内气流旋转度较冷态弱,烟气流从下层喷口到上层喷口不断增多,流量增大,使得旋涡直径相应也增大,热态实际切圆直径 $d_{v_{热}} = (6.5 \sim 8)d_{jk}$ 。炉膛内热态实际的切圆是一个倒锥形的旋涡核心,即上大下小,旋涡的直径不断增大,所以有的锅炉设计时,可以将下二次风的假想切圆直径比上二次风和中二次风的假想切圆直径稍大一些。

3.3 将燃烧器分组,适当拉开组与组之间的间距,燃烧器分组的作用

3.3.1 图 1 所示燃烧器分为两组,两组之间

留有一定间距,气流可以从燃烧器出口射流的迎火面通过此间距流向背火面,使那里的负压减小,射流两侧的压差急剧下降,从而减小燃烧器中部射流的偏离(对高宽比较大的燃烧器,最容易偏斜的射流是在燃烧器中部)。

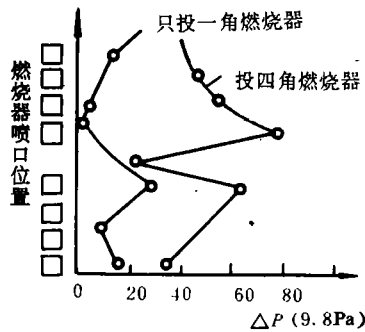


图1 燃烧器出口射流根部两侧的压差沿高度的分布

3.3.2 燃烧器分组后可以使上下两组各自形成相对独立的空气动力场,间距 ΔH 可起到气流迎风面和背风面两侧压差平衡作用,分组后实际切圆直径可相应减小(图2)。

3.3.3 可以减小燃烧器区域壁面热负荷 q_{rh} 和燃烧器区域容积热负荷 q_{rv} 。

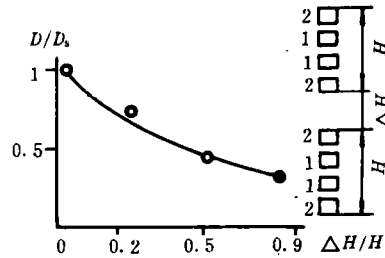


图2 分组间距 ΔH 对切圆直径的影响

D ——分组实际切圆直径

D_s ——不分组实际切圆直径(喷口数为10)

表6 一些电厂燃烧器两组之间的相对空距 $\Delta H/b$ ^①

电 厂	燃 煤	$\Delta H/b$	炉 型
韶关电厂	曲仁、小窑无烟煤	1.3	HG—670/140—10(N8)
重庆电厂	松藻无烟煤	1.52	DG—670/140—10(N31)
合山电厂	合山劣烟煤	1.39	DG—140/100—3
南京热电厂	义马混煤	1.8	WGZ—220/100—1(N3)
邹县电厂	邹县混合烟煤 ^②	2.5	DG—1000/170—1(N1,N2)

注:① b ——二次风喷口宽度;

②混合烟煤中有灰熔点较低的($t_s = 1120^\circ\text{C}$)的唐村小槽煤。

国外一些公司设计的大容量锅炉有时也将燃烧器分组:例如原联邦德国一台740 MW机组2200 t/h锅炉采用单炉膛塔式布置,四角布置燃烧器总高度达25.2 m,分成四组,其中上、下两组的 $\Delta H \approx 1.1$ m,中间组的 $\Delta H \approx 3.0$ m。元宝山电厂600 MW机组1832 t/h锅炉燃烧器分为三组,每组的 $\frac{\Delta H}{b} = \frac{3350}{1000}$

$= 3.35$,每组的高宽比 ~ 4.2 。美国CE公司一台330 MW机组1056 t/h锅炉,角置燃烧器分为五组(二次风口——一次风口——二次风的为一组)每组燃烧器的高宽比为3.5。

直流式燃烧器分组间距 ΔH 推荐值见表7。

经验证明:若分组后每组燃烧器高宽比

表7 直流式燃烧器分组间距 ΔH 推荐值^①

图例	煤种	$\Delta H/b$
	无烟煤 贫煤	1.3 ~ 1.8
	易结渣 烟煤	1.4 ~ 2.5
	褐煤	1.68 ~ 3.35

① 此推荐值必须满足每个小组的高宽比 $H/b \leq 8$ 。

为 3.5 ~ 5.0, 两组燃烧器间的相对间距 $\Delta H/b > 2$, 就能使从迎火面进入 ΔH 的气流量大于被上下两股射流卷吸的气流量, 部分气体可从迎火面进入背火面, 从而使背火面负压减小, 避免射流严重偏离贴墙结渣。

我国引进型 300 MW 和 600 MW 考核机组燃用烟煤锅炉直流式燃烧器不分组的原因是:

3.3.4 炉膛截面接近正方形, 又采用“大切角(斜边约为 2000 ~ 2200 mm), 实际上的炉膛已成为八角形炉膛, 大大改善了喷嘴出口射流两侧的“补气条件”, 避免了射流卷吸两侧压差所引起的射流偏转。

3.3.5 一、二次风入口喷嘴管道到出口截面都经过适当缩小, 气流收缩加速。二次风入口管道设置有导向板, 保证二次风出口气流均匀分布, 使二次风气流不致偏离设计方向。一次风煤粉管道的入口直段也布置有垂直肋板, 可消除煤粉空气混物流经弯头时产生的涡流。一、二次风喷嘴出口都装置有较多的水平和垂直隔板, 不仅可以改善喷嘴出口截面的风速不均匀性和煤粉浓度分配的不均匀性, 而且可以对出口射流起良好的导向作用。

3.3.6 因采用直吹式制粉系统, 如 600 MW 锅炉布置有 6 台中速磨煤机, 锅炉最大连续出力时只需投运 5 台, 总有一台备用, 即总有一层煤粉喷嘴处于切停工况。同样 300 MW 锅炉有 5 台中速磨煤机, 投运其中 3 台就可以带满负荷, 允许有其中的二台备用。亦即总有两层煤粉喷嘴处于切停工况, 如切停最上层或最下层煤粉喷嘴, 就相当于减小整组燃烧器的高宽比; 如切停中间的煤粉喷嘴就相当于起“分组”效果。

3.3.7 CE 型一、二次风喷嘴之间的净间距很小, 一次风喷口四周还有 45 m/s 左右的周界风, 整组射流的相互“引带”作用较强。

如我们设计燃用结渣性较弱的大型烟煤锅炉, 采用上述的炉宽 / 炉深 ≈ 1.0 或 ≤ 1.15 的大切角炉膛和 CE 型喷嘴布置方式, 也可以采用不分组燃烧器。如因条件限制不可能采用大切角的正方形炉膛时, 则燃烧器假想切圆直径 d_k 、 $\Delta\alpha$ 值应按表 5 推荐值选取, 避免两侧中的任一侧夹角 $\alpha < 30^\circ$ 。如炉膛宽深比较大 (≤ 1.2), 可采用大小不等切圆或正反向切圆, 甚至用四角燃烧器偏度布置喷口的办法来加以补救。

3.4 选用合适的一、二次风速和一、二次风动量比

一般而言, 一次风速 W_1 主要根据煤粉着火的需要和火焰传播速度选取, 同时还要防止 W_1 过低, 使煤粉管道堵粉; 二次风速 W_2 主要根据风粉气流扩散混合燃烧和焦碳燃尽的需要来选取。一次风射流偏转的主要原因之一是由于上游邻角横扫过来的贯性力 F , F 是由上游一、二、三次风混合后形成的综合动量所决定的 (对于乏气送粉的制粉系统, 没有三次风)。由于三次风距一次风较远, 而且在设计布置三次风时我们总是避免它影响主气流的燃烧工况, 故 F 值实际上就是上游一、二次风混合后的综合动量。又由于二次风动量比一次风动量大得多, F 值起主要作用的是

二次风动量,当设计选用的炉膛截面一定时,只要二次风射程足够,又满足燃烧需要,就可以适当减少二次风动量,适当增加一次风动

量。(不影响着火),则一次风射流的偏转将得到改善,一次风速 W_1 和二次风速 W_2 应按表 8 中推荐的上限值和下限值选取。

表 8 一次风速 W_1 和二次风速 W_2 推荐值⁽³⁾⁽⁷⁾ m/s

排渣	燃烧器		煤种				
			无烟煤	贫煤	烟煤	褐煤	
固 态 排 渣	直 流 式	W_1	20 ~ 24		22 ~ 35	18 ~ 25	
		W_2	34 ~ 38		40 ~ 49		
	旋 流 式	W_1	12 ~ 16	16 ~ 20	20 ~ 26		
		W_2	15 ~ 22	20 ~ 25	30 ~ 40	25 ~ 35	
液 态 排 渣	直 流 式	W_2	W_1	26 ~ 30		30 ~ 36	—
			上二次风	50 ~ 65		50 ~ 70	—
			中二次风	40 ~ 50		50 ~ 60	—
			下二次风	55 ~ 68		60 ~ 70	—

注:① 直流式燃烧器一、二次风间距大时, W_1 、 W_2 均取上限;② 对于旋流式燃烧器,按圆筒形通道截面积(不考虑扩口)或喉口截面积计算,风速为平均轴向速度;③ 对大容量液态排渣炉,风速宜采用上限;④ 热风送粉时, W_1 取上限;乏气送粉时, W_1 取下限;⑤ 一次风中如掺炉烟, W_1 应取下限;⑥ 对易结渣煤, W_1 可取大些, W_2 取小些;⑦ 对海拔高度较大或高原地区, W_1 应当提高。

一、二次风动量比 m_2w_2/m_1w_1 , 应按表 9 中推荐的下限值选取。

表 10)。

表 9 一、二次风动量比 m_2w_2/m_1w_1 推荐值

煤 种	m_2w_2/m_1w_1
无烟煤、劣质烟煤、贫煤	3 ~ 4.2
烟 煤	1.5 ~ 3.5
褐 煤	2 ~ 3

$$\text{注: } \frac{m_2w_2}{m_1w_1} = \frac{\rho_2 \cdot f_2 \cdot w_2^2}{\rho_1 \cdot f_1 \cdot w_1^2}$$

3.5 选用合适的燃烧器只数和单只热功率

燃烧器热功率(用燃烧器燃料输入表示, MW 或 kJ/h)过大会使燃烧器区域热负荷(q_{th} 和 q_{sv}) 过高引起结渣,如燃用灰熔点较低的易结渣的煤,应选用较小的燃烧器热功率(查

3.6 敷设合适的卫燃带

一般而言,燃用易结渣的煤,尽量少敷设或不敷设卫燃带。对无烟煤、劣质烟煤和一些褐煤,燃烧稳定性较差,不得不在燃烧器区域敷设一部分卫燃带时,建议采用作者提出的将卫燃带布置为类似“防火隔离带”的“防结渣隔离带”的办法使之纵横分割成单独一块的极限面积($1.2 \times 1.2\text{m}^2$ 或 $1.1 \times 1.5\text{m}^2$),或是采用围棋格子式的敷设方式,交错空开以防渣块在卫燃带上蔓延开来连成一大片。燃烧器区域的上部和四壁炉墙中部的易结渣部位最好不敷设卫燃带。详见卫燃带敷设方案 1(图 3)和卫燃带敷设方案 2(图 4)。上述的极限面积是作者通过理论计算得出的:取焦渣比重为 1.25,则 $1.2 \times 1.2 \times 0.45 \text{ m}^3$ 或

表 10 煤粉燃烧器的只数和单只热功率 $Q(\text{MW})$

机组功率 (MW)	锅炉容量 $D(\text{t/h})$	直流式燃烧器(切向燃烧)		旋流式燃烧器 (前墙、侧墙、对冲燃烧)	
		炉膛切角数 \times 一次 风管层数	每个一次风口 热功率 ③MW	燃烧器只数	每只燃烧器热功率 MW
12	65(75)	4×2	7 ~ 9.3	2 ~ 3	18.6 ~ 37.2
25	120.130	4×2	9.3 ~ 14	4 ~ 6	18.6 ~ 28
50	220(230)	$4 \times (2 \sim 3)$	14 ~ 23.3	6	30
100 ~ 125	410(400)	$4 \times (3 \sim 4)$	18.6 ~ 29	8 ~ 12	23.2 ~ 41
200	670	$4 \times (4 \sim 5) 6 \textcircled{2} \times 4$	23.3 ~ 40	18 ~ 24	23.2 ~ 40
300	≈ 1000	双炉膛 8×4 单炉膛 $4 \times (5 \sim 6)$	23.3 ~ 40	24 ~ 30	23.2 ~ 40
600	≈ 2000	单炉膛 $8 \textcircled{2} \times 6$ 4×6	40 ~ 67.5		

① 对直吹式制粉系统,上表已包括备用一次风口在内,如运行时停用一层(或两层)一次风口,用其余风口带满负荷,则设计时应将燃烧器功率适当放大;② 指单炉膛的切角数;③ 包括直吹式系统备用一次风喷口在内的热功率。

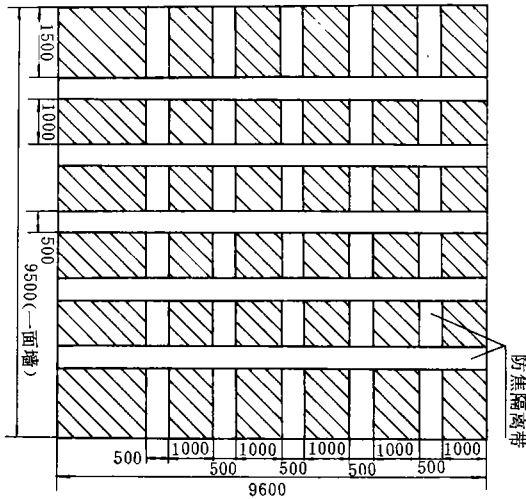


图 3 卫燃带敷设方案 I

方案 I 优点:1、四面水冷壁均敷设卫燃带 213 m^2 ,与现在韶关电厂 N8 炉(HG 670/140 10)尚有的卫燃带面积 247 m^2 相等;2、卫燃带上的焦不易结成大块;3、对水循环回路的热差影响较小;4、上部燃烧区域炉膛中部不敷设卫燃带,下部炉温较低区域敷设的卫燃带较多。

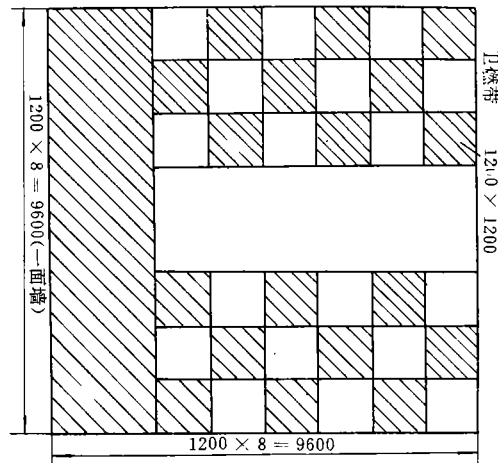


图 4 卫燃带敷设方案 II

方案 II 优点:1、卫燃带总面积为 220.64 m^2 ,比韶关电厂 N8 炉(HG 670/140 10)现有的卫燃带 247 m^2 少 26.36 m^2 ;2、卫燃带用 500 mm 宽的防焦隔离带纵横隔开成 $1100 \times 1500 \text{ mm}$,焦渣不易结成大块、(带宽甚至可加大到 800 mm);3、对水循环回路的热偏差影响较小;4、移置一部分卫燃带到下部炉温较低区域。

$1.1 \times 1.5 \times 0.4 \text{ m}^3$ 大的焦块重量约 800 kg, 从上部燃烧区掉下, 落差 17 m, 砸在五根冷灰斗水冷壁管($\Phi 60 \times 5, \text{CT}20$)上, 假定焦渣的动能损失完全变成管子塑性变形的功, 求出管子被砸后的变形能, 计算出管子所承受的理论应力是否已达到管子材料强度允许值不可能将管子砸断得出的^[6]。

综合以上所述, 设计新锅炉时, 对易结渣的各种燃料, 应采取以下的一些具体措施:

1 对发热值高的易结渣烟煤, 如采用固态排渣炉膛, 应采用将喷嘴间距拉大或将喷嘴分组的直流式燃烧器; 减小假想切圆直径; 选用较大的炉膛截面和容积并降低燃烧器区域热负荷和温度水平; 采用分级燃烧和烟气再循环控制炉内高温火焰峰值;

2 对发热值高、挥发分高、灰分不太大、灰熔点、灰粘度较低的某些烟煤, 如采用固排渣炉结渣严重, 可以采用四角直流式液态排渣炉;

3 对发热值高、灰熔点低(煤灰软化温度 t_2 小于 $1260 \text{ }^\circ\text{C}$)、灰渣粘度低(温度 $1450 \text{ }^\circ\text{C}$ 、灰渣粘度小于 $25\text{Pa}\cdot\text{s}$ 的弱反应性的短渣 ($\Delta t = t_3 - t_1 < 110 \text{ }^\circ\text{C}$) 贫煤和无烟煤, 可采用直流切圆燃烧方式或带立式旋风筒的液态排渣炉;

4 对发热值低、灰熔点低、水分高、灰分多的褐煤, 应采用低温燃烧方式, 将喷嘴间距拉大或将喷嘴分组; 采用较大的炉膛截面和容积, 较小的假想切圆; 采用冷、热空气作为干燥介质起烟气再循环作用, 控制炉内火焰峰值;

5 炉膛尽可能设计成正方形或接近正方形, 并采用大切角方式;

6 采用水平浓淡分离燃烧器, 将浓煤粉喷向向火面的炉膛火焰中心, 背火面靠近炉壁处是淡煤粉, 可减轻和防止结渣;

7 二次风射流相对于一次风煤粉射流可向水冷壁侧偏离一个角度;

8 炉膛开打焦孔、加装吹灰器。

例如我国某电厂引进 CE—SULZER 设计制造的 600 MW 超临界压力直流炉, 为适应燃用低灰熔点煤防止结渣, 在炉膛和燃烧器设计时采取以下措施:

1 选取接近正方形的炉膛, 炉宽 A / 炉深 $B = 18\ 816 / 16\ 576 = 1.135$;

2 选用较小的燃烧器区域壁面热负荷 q_{TH} (在锅炉最大连续出力时 $q_{\text{TH}} = 1.1 \times 10^6 \text{ W/m}^2$);

3 将燃烧器分三组以减小其高宽比, 每组高宽比 $H/B = 4 / 0.812 = 5.0$;

4 二次风射流相对于一次风煤粉流向水冷壁侧偏离 22° ;

5 一次风煤粉喷嘴周围设置有周界风, 有利于燃料着火, 冷却一次风喷嘴、避免喷嘴结渣。

在锅炉运行中, 通过冷热态调整试验, 使同一层四个角的一次风煤粉喷嘴保持同样的动量比 MW , 尽量保持各喷嘴的气流均匀。实践证明, 通过以上的措施, 就可以减轻和防止炉内结渣。

对现有锅炉发现结渣严重和改为燃用易结渣燃料, 可采取以下防止结渣措施:

1 首先通过燃烧调整、改变配风方式和给粉方式、改变喷口倾角和假想切圆大小、提高气流“刚性”。通过冷热态调整试验, 尽量保持同一层四个角的一次风煤粉喷口的气流均匀, 力求炉内保持有良好的空气动力工况;

2 改变喷口节距和布置方式、采用高宽比小的喷口、侧二次风喷口、适当拉大喷口间距、改变一、二次风不同切圆甚至将一次风反切;

3 改变卫燃带的敷设方式(例如在火焰易冲墙部位不布置卫燃带或采用作者提出的防渣隔离带方法)并适当减少卫燃带敷设面积;

4 在低灰熔点的煤中掺加高灰熔点的

煤,改变入炉煤的掺煤比;

5 对直吹式系统,可切停燃烧器中部某一层一次风喷口以减轻该区域的热负荷;

6 在易结渣部位加装吹灰器和打渣孔,有的电厂采用一定压力的排污水冲刷冷灰斗或炉膛出口“鼻子”处的渣块;

7 采用水平浓淡分离式燃烧器。

例如:某电厂燃用低灰熔点无烟煤的HG213—75/39型锅炉,炉膛结渣严重,电厂采取了以下措施:

1 将原来的假想圆 $\phi 1200$ mm改为大小切圆($\phi 250/\phi 1000$ mm),使炉内空气动力场较为合理;

2 喷口宽度从230 mm增大为260 mm;

3 加大一、二次风喷口间距;整组高宽比 ≈ 7 ;

4 减少卫燃带敷设面积(从 72 m^2 减至 36 m^2)。

经上述改进后,解决了炉膛内严重结渣问题(图5)。

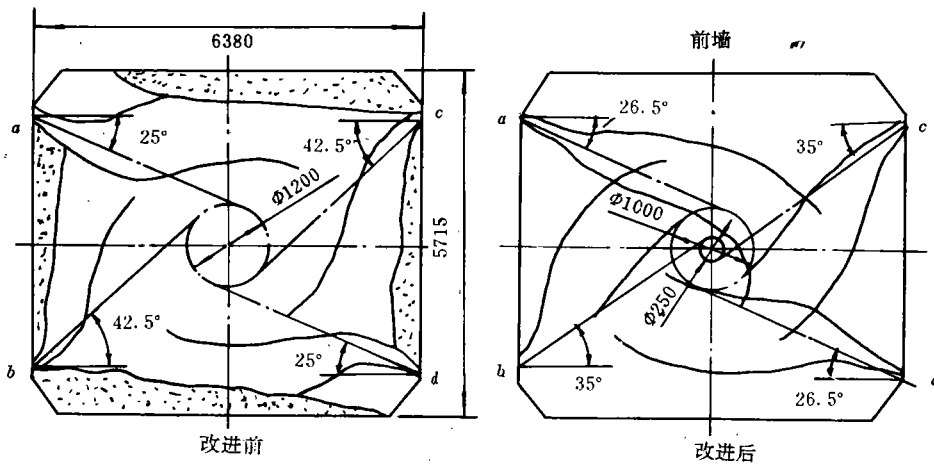


图5 HG213—75/39型锅炉改进前后的炉内空气动力工况

对旋流式燃烧器,为防止结渣,应避免形成开放式气流;旋流强度不能选取过大,防止着火提前,火焰中心靠近喷口结渣。一、二次风气流扩散角应当适当,防止气粉分层、煤粉掉在冷灰斗上再燃结渣。对冲布置的旋流式燃烧器应避免火焰相互碰撞,靠近水冷壁墙的燃烧器如距水冷壁较近,应将燃烧器中心线向炉膛中部倾斜 $5 \sim 10^\circ$ 。

对U型、W型无烟煤燃器,当一次风量过小、二次风量过大时,易形成短火焰,在前后拱结渣;如一次风速过高、一次风量过大时,火焰会直冲炉底在冷灰斗处结渣;如燃烧器出口的旋流强度过大时则会在前后墙水冷

壁上结渣。因此,关键是燃烧器的风速、风率应选取合理。U型W型无烟煤燃烧器风速、风率推荐值见表11。W型炉膛容积热负荷 q_v 一般应低于 $0.104 \sim 0.114\text{ MW/m}^2$,截面热负荷 $q_F \leq 2.79\text{ MW/m}^2$ 。

某热电厂WGZ—220/100—1型N3炉燃用义马贫煤炉内结渣严重,电厂将燃烧器分两组布置,每组喷口高宽比 $h/b = 2.1 \sim 2.25$;放大两组燃烧器间的相对空隙 s/b (s 为两组之间的净空隙, b 为二次风口宽度)为1.8,通过此空隙使那里的迎火面和背火面的静压差起“平衡”作用,解决了炉由结渣问题(图6)。

表 11 U 型、W 型无烟煤燃烧器风速、风率推荐值

燃烧器型式	燃用煤种	一次风速 W_1 (m/s)	二次风速 W_2 (m/s)	三次风速 W_3 (m/s)	一次风率 η_1 (%)
FW 型旋风分离式	无烟煤	~ 15	根据风门开度与位置而定		5 ~ 18
Babcock 直流缝隙式	劣质烟煤	~ 10	30	0	29
燃烧器型式	燃用煤种	二次风率 η_2 (%)	三次风率 η_3 (%)	从前后墙送入的 二次风率 η_2 (%)	从燃烧器入口送入的 二次风率 η_2 (%)
FW 型旋风分离器	无烟煤		当 $V^r = 14 \sim 16$ 以上时为 0	70	12
Babcock 直流缝隙式	劣质烟煤	71	0		

4 结 论

对新设计的锅炉,防止结渣的主要措施是选用能降低炉内燃烧器区域温度水平,使炉内热负荷均匀并能保证煤粉在炉膛上部有足够的停留时间燃尽的各个炉膛热力参数(q_F 、 q_M 、 q_V 、 q_v),采用正方形或趋于正方形的大切角炉膛,选用合适的燃烧器型式和喷口布置方式,减小燃烧器假想切圆直径,一、二次风动量比、燃烧器单只一次风喷口热功率,使炉内有良好的空气动力工况,防止带粉气流偏斜冲墙。

对已投运的锅炉,防止结渣的主要措施是从改善炉内的空气动力工况入手,尽量在不改动燃烧器处水冷壁的情况下采取各种能降低燃烧器区域温度水平、防止一次风带粉气流不偏斜、贴壁冲墙的措施(如采用侧二次风喷口、采用水平浓淡分离式喷口、将一次风喷口拉开、加大喷口宽度、减小燃烧器假想切圆直径、采用大小切圆、改变燃烧器风速和一、二次风动量比等)。减少和改变卫燃带的敷设方式。如经上述措施和燃烧调整,仍收效甚微,才可考虑改动水冷壁,在保证焦碳在炉膛上部有足够的停留燃尽时间(即 h' 值不小于表 3 中推荐值)大屏不会结渣的前提下将燃烧器分成两组,使两组之间的间距 ΔH 在表 7 推荐值的上限。甚至可掺烧部分高灰熔

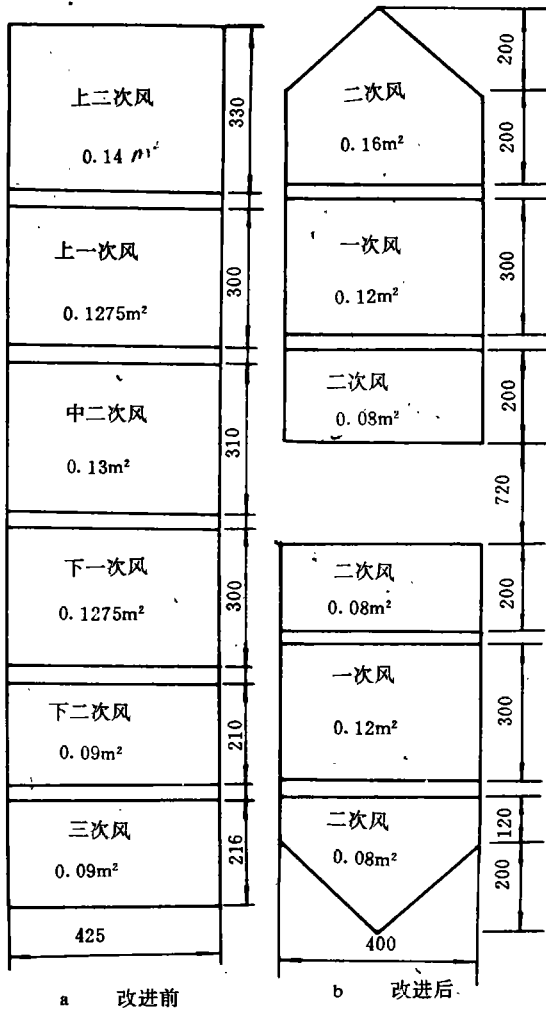
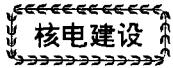


图 6 某热电厂 WGZ—220/100—1 型 N3 炉燃烧器喷口改进前后比较

点的燃煤。对容量较大的锅炉,不推荐用防渣剂,因为掺烧比虽然很小(1~2%烧煤量),但掺烧量较大,而且也很难烧均匀,防渣剂的价格也较昂贵。

参 考 文 献

- 1 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会编. 机械工程手册第71篇:锅炉. 北京:机械工业出版社,1982
- 2 何佩敖、张忠孝. 我国动力用煤结渣特性的试验研究. 动力工程,1987
- 3 何佩敖、赵仲璇、秦裕琨编著. 煤粉燃烧器设计及运行. 北京:机械工业出版社,1987,12
- 4 岑可法主编. 锅炉燃烧试验研究方法及测量技术(高等学校教材. 第二版) 北京:水利电力出版社,1992
- 5 何佩敖、孙继德. 燃烧器和炉膛在锅炉运行中发生的问题及处理措施. 电站系统工程,1993,(4)
- 6 何佩敖. 锅炉炉膛卫燃带敷设方式的探讨. 电站系统工程,1989,(3)
- 7 何佩敖、郭中毅. 我国一些典型的直流式煤粉燃烧器. 动力系统工程,1987,(4)
- 8 何佩敖. 300 MW 和 600 MW 燃煤机组燃烧器设计特点的探讨(一)、(二)、(三). 电站系统工程,1992(1,2,3)
- 9 何佩敖. 我国燃煤电厂 NO_x 控制和清洁燃烧技术. 电站系统工程,1993,(1)
- 10 徐通模、许晋源、陈正包. 直流式燃烧器的混合工况及炉内空气动力场研究,哈尔滨电站锅炉技术座谈会论文,1979
- 11 何佩敖. 无烟煤粉的 U 型 W 型火焰燃烧技术. 黑龙江省燃烧技术学术会议论文,1987. 5
- 12 艾 静,何佩敖等. 国内外煤灰结渣判别指数的探讨. 电站系统工程,1994(2)



今后十年将建 8 台核电机组

据“Modern Power Systems”1993年8月号报道,今后十年中国将要建造另外8台核电机组,到本世纪末其核电装机总功率将达到6000 MW。全部新机组均将是压水堆核电机组。

中国目前已有一台300 MW机组在浙江省秦山核电站运行,其第二台机组亦已得到批准。在广东省大亚湾正在建造二台900 MW的压水堆核电机组,其第一台将在1993年底开始运行。

在海南岛要建造一座新的核电站。其350 MW核电机组将设置在海南岛东奋(音译)。此工程项目须得到政府的批准,将由中国国家核公司和海南电力公司共同经营管理。将用5年到7年时间完成此电站建设。在此电站建设的后期阶段也将规划其第二台核电机组的建设。此项目的总费用估计为3亿7千2百万美元。

另一座核电站的工程作业也已开始,该电站位于长江边上紧挨着安徽省的江西省彭泽市附近。显然此核电站最终将拥有6座600 MW的反应堆。

最后,辽宁省已与俄罗斯达成一项协议,从俄罗斯进口二台单机电功率为1000 MW的水动力反应堆核电机组。

(学牛 供稿)

JOURNAL OF ENGINEERING FOR THERMAL ENERGY AND POWER

1994 Vol. 9 No. 4

CONTENTS

- (193) **Boiler Furnace slagging and Preventive Measures**.....He Peiao (*Harbin Electric Power Plant Equipment Design Institute*), Ai Jing (*Harbin Institute of Technology*)

Proceeding from established theories and practical personal experience the authors briefly describe various types of boiler furnace slagging and slagging-causing factors. Specific measures for the prevention of slagging are proposed in detail and various kinds of applicable reference data given. Presented in this paper are some examples of newly designed boilers firing slagging-prone fuels and existing boilers modified for operating on slagging-prone fuels. A variety of design principles and effective measures for slagging prevention are also laid down. **Key words:** *boiler furnace slagging, affecting factors, preventive measures, classification*

- (206) **Dynamics study of Vortex Fluidized Bed Cyclone Combustion**..... Duan yufeng, Zhao Chang-sui, Xu Yiqian (*Southeast University*)

With the help of a physical model featuring the injection of secondary air into a vortex fluidized bed suspension space to form a strong swirling-flow field and gas/solid suspension flow, an experimental study has been performed of the motion behavior of the groups of particles entrained from the bed surface into the suspension space and the matching of gas/solid dual phase concentration fields. It is observed that under the action of gas phase strong vortex turbulent flows there emerged at the near-wall region a stable suspension layer of high-concentration particles. The average retention time of the particles in the boiler is lengthened and gas/solid sliding speed increased, resulting in a strong dual phase mixing and sufficient contact, The proper aerodynamic structure exercises a very favorable effect on the enhancement of burning-down degree of carbon particles in the suspension space, bringing about a reduction of segregated combustible loss. The cold model experimental study results presented in this paper can prove very helpful in lowering the flyash combustible loss occurring in conventional bubbling fluidized bed and travelling-grate boilers equipped with coal spreaders and in enhancing the gas flow transverse mixing speed in the suspension space. **Key words:** *vortex fluidized bed, transverse mixing, cyclone combustion, classification*

- (210) **The Combustion Efficiency of Circulating Fluidized Bed boilers**..... We Zheng (*Xiang Tan boiler works*)

During the design of circulating fluidized bed boilers two factors, i. e. rational furnace height and circulation ratio, are in the main taken into consideration in order to enhance combustion efficiency. Derived in the paper is a formula for calculating furnace minimum height of a circulating fluidized bed boiler and also a relation between combustion efficiency and circulation