锅炉低氮燃烧改造后炉渣含碳量高机理研究及现场优化

王承亮[1,2],刘原一[3],谭厚章[3],葛启雷[4]
(1. 清华大学 热能工程系, 北京 100084; 2. 华电国际技术服务中心, 山东 济南 250014;
3. 西安交通大学 热能工程系, 陕西 西安 710049;
4. 西安市热力总公司城区供热公司, 陕西 西安 710049)

摘 要:为解决某300 MW锅炉低氮燃烧改造后炉渣含碳量升高的问题,分别从锅炉低氮燃烧改造方案、锅炉炉渣含碳量升高机理、锅炉热态动力场旋转动量和锅炉配风方式4个方面进行研究。分析表明锅炉热态动力场旋转动量偏低是导致炉渣含碳量和炉渣含碳量份额升高的主要原因,并根据此原理进行了现场热态优化调整。经过优化调整后,炉渣含碳量明显降低,为优化锅炉低氮燃烧改造后经济运行水平积累了宝贵经验。

关键词:低氮;炉渣含碳量;配风;动量
中图分类号:TK223 **文献标志码**:A **文章编号**:1673-7598(2015)10-0015-05

Mechanism Research and Optimizing on High Slag Carbon Content after Low NOx Combustion Reformation

WANG Chengliang[1,2], LIU Yuanyi[3], TAN Houzhang[3], GE Qilei[4]
(1. Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;
2. Huadianguoji Technical Service Center, Jinan 250014, China;
3. Department of Thermal Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
4. Xi'an Heating Company, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to solve the problem of higher slag carbon content in a 300 MW boiler after low NOx combustion reformation, the paper carries out the research on low nitrogen combustion reforming scheme, the mechanism of higher slag carbon content, thermal state rotation momentum and boiler air distribution. The results indicate that the lower rotation momentum of thermal state air dynamic field is the main cause of the higher slag carbon content, based on which the optimization is conducted. The slag carbon content decreases significantly after the optimization, which provides precious experience for other Low NOx combustion reformation cases.

Key words: low nitrogen; slag carbon content; air distribution; momentum

0 引言

锅炉低氮燃烧改造后炉渣含碳量和炉渣份额均出现不同程度的升高,如某300 MW燃烟煤锅炉低氮燃烧改造后,炉渣含碳量高达20%以上,此外炉渣份额较改造前也明显增加。此种运行状况会严重影响机组安全经济运行。为分析和解决此问题,本文从锅炉低氮燃烧改造方案、锅炉炉渣含碳量和份额升高机理、锅炉热态动力场旋转动量和锅炉配风方式4个方面进行了机理研究,分析确定了锅炉热态动力场旋转动量不足是导致锅炉炉渣含碳量和炉渣份额升高的根本原因,并进行了锅炉热态优化调整,取得了预期效果。

1 锅炉设备系统概况

该机组锅炉是由上海锅炉厂有限公司生产制造的SG-1025/17.50-M885型亚临界、一次再热、控制循环、汽包炉,锅炉燃用烟煤。锅炉配置3台

基金项目:国家自然科学基金(51376147)

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

BBD4060A双进双出钢球磨煤机。每台磨煤机的一侧带一层四角一次风喷嘴，一台磨煤机带两层一次风喷嘴。正常情况下投运3台磨煤机带锅炉最大连续蒸发量（Boiler Maximum Continuous Rating，BMCR）工况。锅炉主要设计参数见表1，煤粉燃烧器一次风、二次风分别占23%和72%，其中二次风由30%周界风和70%辅助风组成，具体设计参数见表2。

表1 锅炉主要设计参数

序号	项目	单位	数据
1	过热蒸汽流量	t/h	1 025
2	过热蒸汽出口压力	MPa	17.47
3	过热蒸汽出口温度	℃	541
4	再热蒸汽出口温度	℃	541
5	给水温度	℃	280
6	热风温度	℃	334.4
7	排烟温度(未修正)	℃	144
8	锅炉热效率(保证值)	%	92.51
9	炉膛断面尺寸	m	14.022×12.615
10	炉膛容积热负荷	$kJ/(m^3·h)$	$371.2×10^3$
11	炉膛断面热负荷	$kJ/(m^2·h)$	$16.04×10^6$
12	过量空气系数	/	1.25
13	燃烧器切园直径	mm	1 175/1 289

表2 改造前煤粉燃烧器设计参数

名称	一次风	二次风		炉膛漏风
		周界风	辅助风	
风率/%	23	72×30%	72×70%	5
风速/$(m·s^{-1})$	22.42	48		/
风温/℃	75	334		/

2 锅炉低氮燃烧的改造

为达到国家环保部火电厂达标排放要求，锅炉进行了低氮燃烧系统和烟气脱硝系统（Selective Catalytic Reduction，SCR）改造，即采用炉内和炉外脱销2种途径达到排放要求。炉内脱销技术采取空气和燃料分级相结合的方式进行，其中通过将30%二次风上移至分离布置燃尽风（Seperated Over Five Air，SOFA）和部分二次风反切的方式实现空气分级；通过水平浓淡燃烧器浓侧反切技术实现燃料分级，空气和燃料的分级布置可以实现燃料燃烧初期缺氧运行，从而达到降低氮氧化物的目的。

本锅炉低氮燃烧改造方案是在主燃烧器上方增加4层SOFA燃烧器，即$LOFA_1$、$LOFA_2$、$HOFA_1$、$HOFA_2$。4层SOFA风占总二次风量的30%左右，通过取消OFA_2风和减少辅助风喷口面积的方式实现降低燃烧器区域二次风量约30%。锅炉燃烧器系统改造后具体布置情况详见图1。其中6层一次风分别为A_1、A_2、B_1、B_2、C_1、C_2；二次风布置三层，分别为A、B、C；辅助风布置六层，分别为AA、AB_1、AB_2、BC_1、BC_2、CC；燃尽风布置一层OFA_1（OFA_2取消封堵）；$LOFA_1$、$LOFA_2$、$HOFA_1$、$HOFA_2$ 4层喷口面积与AA、AB_1、AB_2、BC_1、BC_2、CC、OFA_2辅助风喷口缩小的面积基本相等。

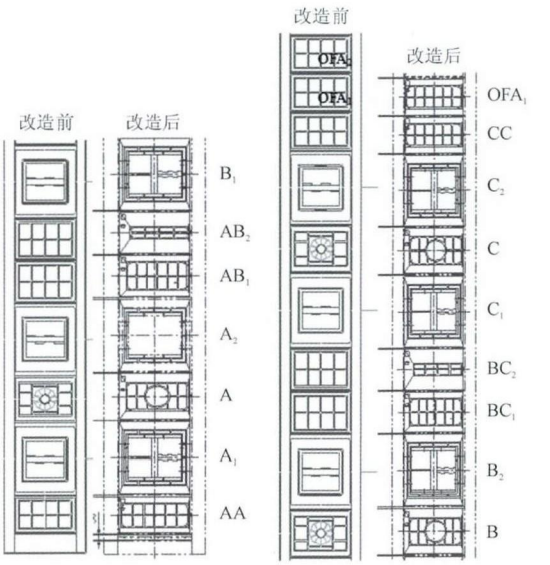

图1 锅炉低氮燃烧器系统改造前后对应图

锅炉低氮燃烧系统改造后锅炉供风情况发生了变化，燃烧器区域过量空气系数降到0.8左右（即燃烧器区域二次风量降低了约30%），SOFA风区域的达到1.2左右，实现降低氮氧化物的目的。改造后的煤粉燃烧器一次风、二次风和炉膛风分别占23%、72%和5%，二次风中燃烧风占30%，辅助风占40%。LOFA和HOFA各占15%，燃烧器的具体设计参数见表3。

表3 改造后煤粉燃烧器设计参数

名称	一次风	二次风				炉膛漏风
		燃烧风	辅助风	LOFA	HOFA	
风率/%	23	72×30%	72×40%	72×15%	72×15%	5
风速/$(m·s^{-1})$	22.42	48				/
风温/℃	75	334				/

锅炉低氮燃烧系统改造后炉膛配风假想切圆直径也发生了改变，其中SOFA风形成假想切圆直径1 290 mm的逆时针旋转切圆（详见图2）；A_1、A_2、B_1、B_2、C_1、C_2、AA、CC、OFA_1形成假想切圆直径1 290 mm的逆时针旋转切圆（详见图3）；A、B、C、AB_1、BC_1较AA反切15°进入炉膛形成顺时针旋转切圆（详见图3）；

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

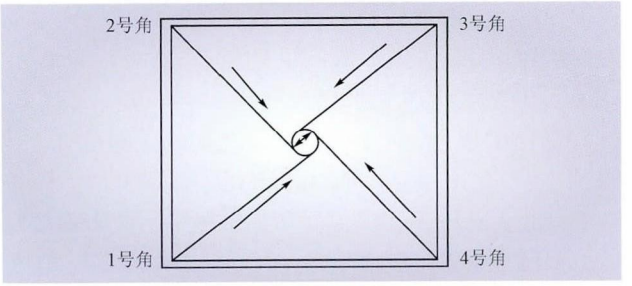

图2　SOFA燃烧器切圆布置图

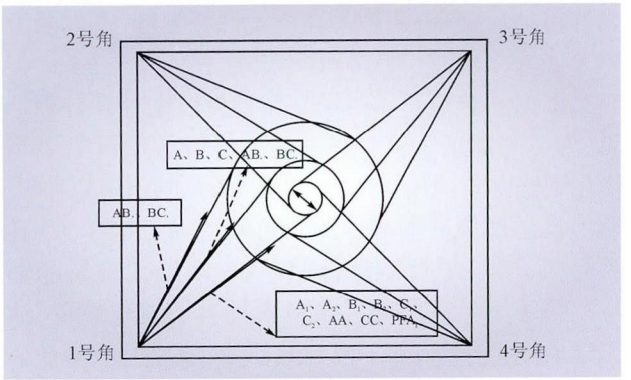

图3　改造后主燃烧器切圆布置图

AB_2、BC_2较AB_1反切10°进入炉膛形成顺时针旋转切圆(详见图3)。

3　锅炉低氮燃烧改造后运行状况

锅炉低氮燃烧改造后，机组负荷300 MW时6米看火孔有“着火”现象且温度非常高(达到500℃以上)，炉渣含碳量高达20%以上(统计表见表4)，并且根据灰渣量综合分析，炉渣份额也增加较多(改造前一般按10%估算，改造后炉渣份额远远超过10%，初步估算达到20%左右)，不仅导致锅炉运行经济性严重降低，同时因炉渣黏贴渣仓不能正常下渣(因炉渣含碳量太高)。

表4　改造后煤粉燃烧器设计参数

月份	飞灰可燃物/%	炉渣可燃物/%
6月	2.3	19.5
7月	2.1	21.3
8月	1.9	22.2
9月	2.6	21.5
10月	1.9	18.6

4　炉渣含碳量增加机理分析

4.1　炉渣含碳量和份额增加的运行机理

煤粉锅炉四角切圆燃烧器稳燃和强化燃烧的机理就是在炉膛内形成强有力的旋转风环[1]，实现四角相互引燃的目的，故四角切圆燃煤煤粉锅炉高效、稳定燃烧的根本要素是在炉膛内形成强有力的逆时针强风环，并且逆时针旋转的强风环动量越大，锅炉稳燃能力越强，携带能力越强，炉渣份额也就越小；如果强风环动量较小，则强风环携带能力就降低，大部分较大粒径的未燃尽炉渣就落入冷灰斗，此种运行方式将导致炉渣含碳量和份额增加，严重影响机组安全经济运行。下面将针对本锅炉低氮燃烧改造方案进行旋转动量研究，从而确定优化锅炉燃烧的改进建议。

4.2　锅炉热态动力场旋转动量分析

根据改造后主燃烧器切圆布置图分析，形成锅炉热态动力场切圆主动量为一次风、一次风周界风和三层AA、CC、OFA_1二次风，其中AA、CC、OFA_1是形成逆时针旋转的主动量，一次风是形成逆时针旋转的辅助主动量1，一次风周界风是形成逆时针旋转的辅助主动量2；A、AB_1、B、BC_1、C是形成顺时针旋转的反动量1[2]，AB_2、BC_2是形成顺时针旋转的反动量2；反动量的作用有一定的抵消主动量的作用[3]，即反动量越大、主动量越小，详细的数据分析如下。

4.2.1　逆时针旋转主动量

AA、CC、OFA_1是形成逆时针旋转的主动量：

$$M_{AA}=m_{AA}*V_{AA}=\rho_{风}*A_{AA}*V_{AA}^3 \tag{1}$$

$$M_{CC}=m_{CC}*V_{CC}=\rho_{风}*A_{CC}*V_{CC}^3 \tag{2}$$

$$M_{OFA1}=m_{OFA1}*V_{OFA1}=\rho_{风}*A_{OFA1}*V_{OFA1}^3 \tag{3}$$

$$M_{主动量}=M_{AA}+M_{CC}+M_{OFA1} \tag{4}$$

式中：M_{AA}为AA辅助风动量；M_{CC}为CC辅助风动量；M_{OFA1}为O_{FA1}风动量；$M_{主动量}$为形成热态动力场的主动量；$\rho_{风}$为热风密度；m_{AA}为AA喷口空气质量流量；A为对应辅助风喷口面积；V为对应辅助风风速。

4.2.2　逆时针旋转的辅助主动量

一次风是形成逆时针旋转的辅助主动量1：

$$M_{A1}=m_{A1}*V_{A1}=\rho_{A1}*A_{A1}*V_{A1}^3 \tag{5}$$

$$M_{A2}=m_{A2}*V_{A2}=\rho_{A2}*A_{A2}*V_{A2}^3 \tag{6}$$

$$M_{B1}=m_{B1}*V_{B1}=\rho_{B1}*A_{B1}*V_{B1}^3 \tag{7}$$

$$M_{B2}=m_{B2}*V_{B2}=\rho_{B2}*A_{B2}*V_{B2}^3 \tag{8}$$

$$M_{C1}=m_{C1}*V_{C1}=\rho_{C1}*A_{C1}*V_{C1}^3 \tag{9}$$

$$M_{C2}=m_{C2}*V_{C2}=\rho_{C2}*A_{C2}*V_{C2}^3 \tag{10}$$

$$M_{辅助主动量1}=M_{A1}+M_{A2}+M_{B1}+M_{B2}+M_{C1}+M_{C2} \tag{11}$$

式中：M_{xx}为xx燃烧器一次风动量；ρ_{xx}为xx燃烧器一次风浓煤粉密度；A_{xx}为xx燃烧器一次风面积；V_{xx}为xx燃烧器一次风风速。

一次风周界风是形成逆时针旋转的辅助主动量2：

$$M_{A1周界风}=m_{A1周界风}*V_{A1周界风}=\rho_{风}*A_{A1周界风}*V_{A1周界风}^3 \tag{12}$$

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$M_{A2周界风}=m_{A2周界风}*V_{A2周界风}=\rho_{风}*A_{A2周界风}*V^3_{A2周界风} \quad (13)$$

$$M_{B1周界风}=m_{B1周界风}*V_{B1周界风}=\rho_{风}*A_{B1周界风}*V^3_{B1周界风} \quad (14)$$

$$M_{B2周界风}=m_{B2周界风}*V_{B2周界风}=\rho_{风}*A_{B2周界风}*V^3_{B2周界风} \quad (15)$$

$$M_{C1周界风}=m_{C1周界风}*V_{C1周界风}=\rho_{风}*A_{C1周界风}*V^3_{C1周界风} \quad (16)$$

$$M_{C2周界风}=m_{C2周界风}*V_{C2周界风}=\rho_{风}*A_{C2周界风}*V^3_{C2周界风} \quad (17)$$

$$M_{辅助主动量2}=M_{A1周界风}+M_{A2周界风}+M_{B1+周界风}\ M_{B2周界风}+M_{C1周界风}+M_{C2周界风} \quad (18)$$

式中：M_{yy}为对应燃烧器周界风一次风动量；$\rho_{风}$为热风密度；A_{yy}为对应燃烧器一次风面积；V_{yy}为对应燃烧器一次风风速。

4.2.3 锅炉热态动力场逆时针旋转的总主动量

形成锅炉热态动力场逆时针旋转的总主动量为：

$$M_{总主动量}=M_{主动量}+M_{辅助主动量1}+M_{辅助主动量2} \quad (19)$$

式中：$M_{主动量}$为形成热态动力场的主动量；$M_{辅助主动量1}$为一次风辅助动量；$M_{辅助主动量2}$为一次风周界风辅助动量。

4.2.4 顺时针旋转的反动量

A、AB_1、B、BC_1、C形成顺时针旋转的反动量1[3]为：

$$M_A=m_A*V_A=\rho_{风}*A_A*V^3_A \quad (20)$$

$$M_{AB1}=m_{AB1}*V_{AB1}=\rho_{风}*A_{AB1}*V^3_{AB1} \quad (21)$$

$$M_B=m_B*V_B=\rho_{风}*A_B*V^3_B \quad (22)$$

$$M_{BC1}=m_{BC1}*V_{BC1}=\rho_{风}*A_{BC1}*V^3_{BC1} \quad (23)$$

$$M_C=m_C*V_C=\rho_{风}*A_C*V^3_C \quad (24)$$

$$M_{反动量1}=M_A+M_{AB1}+M_B+M_{BC1}+M_C \quad (25)$$

式中：M_A为A层油二次风动量；M_B为B层油二次风动量；M_C为C层油二次风动量；M_{AB_1}为AB_1层二次风动量；M_{BC_1}为BC_1层二次风动量；$M_{反动量1}$为A、AB_1、B、BC_1、C形成顺时针旋转的反动量1；$\rho_{风}$为热风密度；A为对应二次风喷口面积；V为对应油二次风喷口风速。

AB_2、BC_2是形成顺时针旋转的反动量2：

$$M_{AB2}=m_{AB2}*V_{AB2}=\rho_{风}*A_{AB2}*V^3_{AB2} \quad (26)$$

$$M_{BC2}=m_{BC2}*V_{BC2}=\rho_{风}*A_{BC2}*V^3_{BC2} \quad (27)$$

$$M_{反动量2}=M_{AB2}+M_{BC2} \quad (28)$$

式中：M为对应二次风动量；$\rho_{风}$为热风密度；A为对应二次风喷口面积；V为对应二次风喷口风速[3]。

4.2.5 主动量与反动量形成的合动量

主动量与反动量1形成的合动量1为：

$$M_{合动量1}=M^2_{主动量}+M^2_{反动量1}+2M_{主动量}*M_{反动量1}*\cos15° \quad (29)$$

式中：$M_{合动量1}$为形成热态动力场的合动量1；$M_{主动量}$为形成热态动力场的主动量；$M_{反动量1}$为A、AB_1、B、BC_1、C形成顺时针旋转的反动量1。

合动量1与反动量2形成的总合动量为：

$$M_{总合动量}=M^2_{合动量1}+M^2_{反动量2}+2M_{合动量1}*M_{反动量2}*\cos10° \quad (30)$$

式中：$M_{总合动量}$为形成热态动力场的总合动量；$M_{反动量2}$为AB_2、BC_2层二次风形成的反动量。

4.2.6 优先燃烧调整机理

总合动量、合动量1、主动量之间的关系为：

$$M_{总合动量}<M_{合动量1}<M_{主动量}$$

并且A、AB_1、B、BC_1、C反切角度越大、动量越大[4]，$M_{合动量1}$低于$M_{主动量}$越多；AB_2、BC_2层二次风反切角度越大、动量越大，$M_{总合动量}$低于$M_{合动量1}$越多，即锅炉热态旋转动量越小，锅炉燃烧稳定性就越低、携带能力越差。

根据锅炉热态动力场旋转动量数据计算分析结果，为尽可能增加锅炉热态动力场旋转动量[5]，燃烧优化调整方向：增加形成主动量的AA、CC、OFA_1动量；增加投运燃烧器形成辅助动量的A_1、A_2、B_1、B_2、C_1、C_2周界风动量；尽可能降低AB_2、BC_2两层二次风的动量[6]；因A、B、C三层油二次风设计有旋流稳燃罩，油二次风刚性较差，形不成有效动量，应尽可能降低油二次风动量；同时为确保燃烧器区域合理供氧，AB_1二次风保持一定动量，BC_1二次风动量尽量降低。

5 改造后炉渣含碳增高调整方法

5.1 现锅炉配风方式

为分析锅炉炉渣含碳量和份额增加的原因，对锅炉配风方式进行了调研统计，现锅炉具体配风方式见表5。为分析锅炉冷、热态冷态动力场情况，进行了锅炉冷态动力场飘带试验。

表5 锅炉实际运行配风情况

燃烧器喷口	二次风挡板开度/%	燃烧器喷口	二次风挡板开度/%
B	31	OFA_1	35
B_1	20	CC	29
AB_2	17	C2	0
AB_1	20	C	19
A_2	20	C_1	20
A	60	BC_2	37
A_1	30	BC_1	37
AA	100	B	221

5.2 锅炉冷态动力场试验情况及结果分析

为验证本文研究的结论，利用锅炉停运检修的机会，在B_1层燃烧器附近加装临时测量动力场旋转方向及动量的飘带，加装方法是利用看火孔“十字线”拉线法。

5.2.1 试验项目1：单独投运一次风系统

启动一台一次风机，单独投运一次风系统，达到冷态动力场试验时的一次风量，现场观察炉膛内飘

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

带情况，锅炉冷态动力场旋转方向为逆时针，强风环飘带方向比较稳定，表明冷态旋转动量充足。

5.2.2　试验项目2：单独投运二次风系统

启动一台送风机，单独投运二次风系统，达到冷态动力场试验时的二次风量，维持原配风方式（见表5），现场观察炉膛内飘带情况，锅炉冷态动力场旋转方向为逆时针，强风环飘带方向出现摆动，表明冷态旋转动量不足；这与理论分析的AB_1、AB_2、AB_2、BC_1、BC_2四层辅助风有抵消逆时针主旋转动量的作用分析相一致。

5.2.3　试验项目3：按现锅炉热态配风方式投运一、二次风系统

启动一台引、送风机，投运一、二次风系统，达到冷态动力场试验时的一、二次风量，维持原配风方式（见表5），现场观察炉膛内飘带情况，锅炉冷态动力场旋转方向为逆时针，强风环飘带方向出现摆动且“无力”，表明冷态旋转动量不足。

根据有效增加锅炉旋转动量的理论分析，得出现锅炉配风方式存在如下问题：油二次风挡板开度偏大；AB_2、BC_2两层二次风挡板开度偏大；CC、OFA两层二次风挡板开度偏小；AB_1层二次风挡板开度偏小；BC_1层二次风挡板开度偏大。此种配风方式，导致锅炉热态动力场旋转动量低，锅炉燃烧稳定性低，同时使得热态气流携带能力降低、炉渣含碳量和份额升高。

5.2.4　试验项目4：优化锅炉配风方式投运一、二次风系统

根据试验项目3的试验分析结论，为提高锅炉冷态旋转动量，提出锅炉配风方式优化建议，见表6。

表6　锅炉优化配风

燃烧器喷口	原二次风挡板开度/%	优化二次风挡板开度/%	燃烧器喷口	原二次风挡板开度/%	优化二次风挡板开度/%
B	31	5	OFA1	35	80
B_1	20	30	CC	29	80
AB_2	17	0	C_2	0	0
AB_1	20	45	C	19	5
A_2	20	30	C_1	20	30
A	60	5	BC_2	37	0
A_1	30	30	BC_1	37	10
AA	100	100	B_2	21	30

优化配风调整，现场观察炉膛内飘带情况，锅炉冷态动力场旋转方向为逆时针，强风环飘带方向出现摆动的情况有效缓解且力度有所增加，表明冷态旋转动量提高，这与理论分析的结果一致。

5.3　锅炉优化配风热态调试试验结果分析

根据锅炉冷态动力场优化试验结果，按表6锅炉配风方式进行了现场热态调试[7]（入炉煤干燥无灰基挥发分38%左右，燃烧器周界风开度增开至30%），锅炉稳定运行4小时后，现场观察锅炉6米看火孔位置温度降至正常水平。对飞灰和炉渣进行化验，结果表明其中可燃物含量分别为1.9%和8.7%，基本达到正常水平，取得了非常满意的效果。但从锅炉实际运行情况分析，燃烧稳定性仍低于低氮燃烧改造前，炉渣可燃物仍偏高。

6　结论

针对某300 MW锅炉低氮燃烧改造后炉渣含碳量及炉渣份额升高的问题，分别从锅炉低氮燃烧改造方案、锅炉炉渣含碳量和份额升高机理、锅炉热态动力场旋转动量和锅炉配风方式四方面进行了机理研究。研究表明锅炉热态动力场旋转动量偏低是导致炉渣含碳量和炉渣含碳量份额升高的主要原因，经过配风优化调整后炉渣含碳量明显降低。

参考文献

[1]　刘勇，魏凤. 四角切圆锅炉冷态空气动力场流动特性的实验研究[J]. 武汉大学学报：工学版，2002，35（12）：52-55.

[2]　许慧斌，周向阳. 湖北汉川电厂1、2号贫煤锅炉燃烧器反切改造方案的研究[J]. 热力发电，1995，24（6）：17-21.

[3]　陈刚，丘纪华，郑楚光. 偏转二次风对炉内结渣的影响[J]. 动力工程学报，2004，24（5）：5-8.

[4]　赵晴川. 同心切圆燃烧系统偏转二次风的试验研究与探讨[J]. 热力发电，2007，36（2）：41-44.

[5]　朱珍锦，章德龙，夏建军，等. 同心圆二次风反切锅炉炉内气固多相流动特性的研究[J]. 上海电力学院学报，1996.

[6]　何伯述，丁士发，刁永发，等. 大型电厂锅炉二次风反切方式的数值研究[J]. 中国电机工程学报，2001，21（8）：60-64.

[7]　李彦鹏，张强，顾番，等. 二次风反切对大容量切向燃烧锅炉烟气偏差影响的数值研究[J]. 中国电机工程学报，2001，21（9）：33-37.

（责任编辑　张　健）

收稿日期：2015-05-25

作者简介：王承亮（1971）男，山东淄博人，高级工程师，从事节能技术研究和火力发电厂节能剖析诊断工作。

(C)1994-2021 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net