



移动扫码阅读

曲文龙.关于垃圾发电厂一次风空气预热器结构优化技术探讨[J].能源环境保护,2020,34(6):70-76.

QU Wenlong. Discussion on structure optimization technology of primary air preheater in a waste power plant[J].

Energy Environmental Protection, 2020, 34(6): 70-76.

关于垃圾发电厂一次风空气预热器结构 优化技术探讨

曲文龙

(威海环境再生能源有限公司, 山东 威海 264200)

摘要:针对传统的一次空气预热器存在的问题,将预热器采用两段式逐级加热,由传统的分体式结构改成整体成型。结果表明,改造后的整体式预热器运行稳定,消除了汽水冲刷造成的腐蚀问题,降低了蛇形管道及输水母管的泄漏问题,延长了设备使用寿命;一次风机电耗每小时降低17.2 kW,年蒸汽耗量减少7 568.64 t,经济效益明显。

关键词:分段式;整体式;预热器

中图分类号: X383

文献标识码: A

文章编号: 1006-8759(2020)06-0070-07

Discussion on structure optimization technology of primary air preheater in a waste power plant

QU Wenlong

(Weihai Environmental Renewable Energy Co., Ltd., Weihai 264200, China)

Abstract: In view of the problems existing in the traditional primary air preheater, two-stage heating was adopted for the preheater, and the traditional split structure was changed into integral molding. The results show that the reformed integral preheater runs stably. The corrosion problem caused by water erosion is eliminated. The leakage of serpentine pipeline and water main pipe is reduced. The service life of the equipment is extended. The electrical consumption of primary air blower is reduced by 17.2 kW per hour, and the annual steam consumption is reduced by 7 568.64 t. The economic benefits are obvious.

Key Words: Sectional; Integral; Preheater

0 引言

垃圾焚烧发电厂主要燃料为生活垃圾,而生活垃圾中含水率较高,为使垃圾在焚烧炉内得到充分干燥,燃烧更加稳定,锅炉燃烧效率更高,需要对燃烧用的空气进行充分加热。垃圾发电厂空气预热器一般采用蒸汽预热器,主要因为垃圾发电厂烟气中的酸性气体多,低温时易造成低温腐蚀,所以加热的热源不能使用烟气而采用蒸汽,空气预热器的出口风温直接影响焚烧炉的稳定运行,因此预热器的结构形式,换热效率的高

低是优化改造的关键点。

威海环境再生能源有限公司垃圾焚烧发电所采用的一次风空气预热器为传统的两段串联式管式换热器。预热器分为低压段和高压段。减温减压提供低压段蒸汽,入口温度300℃,压力0.98 MPa;高压段蒸汽为锅炉出口新蒸汽,入口温度400℃,压力2.5 MPa;参数详见表1,一次风源取自垃圾坑内的常温空气,加热后的一次风送入锅炉,提供垃圾燃烧所需的氧气。空气预热器换热效率的高低、运行的可靠性直接影响着锅炉燃烧的稳定性和经济性。

收稿日期:2020-10-25;责任编辑:金丽丽

作者简介:曲文龙(1978-),男,山东威海人,高级技师,注册安全工程师,一级消防工程师,主要从事垃圾发电领域的工作。E-mail: 13869081146@163.com

威海环境再生能源有限公司目前使用的一次风空气预热器工艺流程图如下图 1 所示。

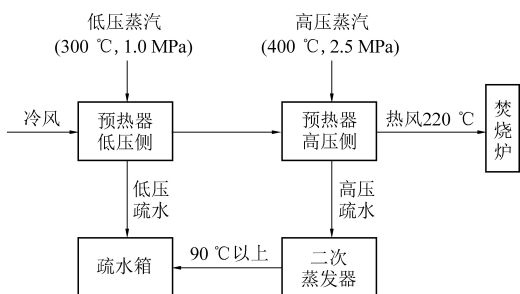


图 1 一次风空气预热器工艺流程图

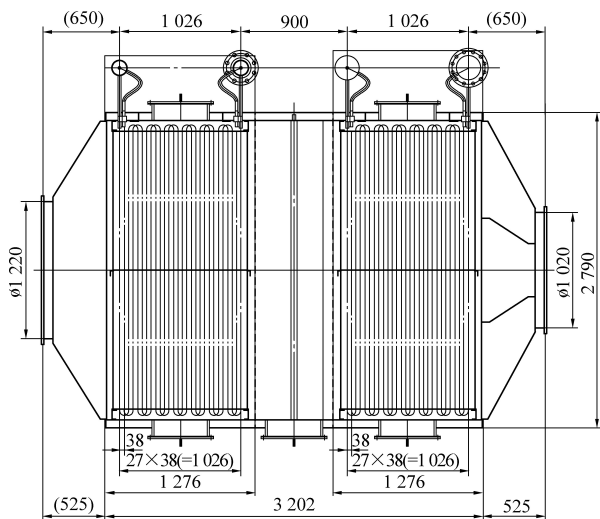


图 2 二段串联式预热器结构示意图

预热器为了实现空气的充分加热,采用了两段串联式结构,分为低压段(Ⅰ段)+高压段(Ⅱ段),技术特性见表1。

表 1 技术特性表

参数	空气侧		蒸汽侧	
预热器	I 段	II 段	I 段	II 段
介质	空气(从垃圾坑吸入)		低压蒸汽	高压蒸汽
流量	42 600 Nm ³ /h		3.07 t/h	1.78 t/h
入口温度	5 ℃	150 ℃	300 ℃	385 ℃
出口温度	150 ℃	220 ℃	90 ℃	220 ℃
额定压力	~400 Pa		0.98 MPa	2.35 MPa
试验压力	空气密封:0.006 MPa		1.47 MPa	3.53 MPa
换热面积	820 m ² ×2=1 640 m ²			

1 空气预热器运行中存在的问题

(1) 预热器内部管道容易出现泄漏,特别是在预热器下部区域位置,泄露后排查检修困难,设备整体使用寿命短。

(2) 预热器内部结构上排管间距和鳍片间距过于密集,易积灰难清理(如图 3),风阻较大,影响换热效率。

(3) 预热器高、低压疏水母管运行过程中经常会出现汽水冲击, 管路振动并伴有异响; 弯头处汽水冲刷严重, 极易泄漏(如图 4), 难以保证设备的稳定运行。



图3 排管翅片密集积灰

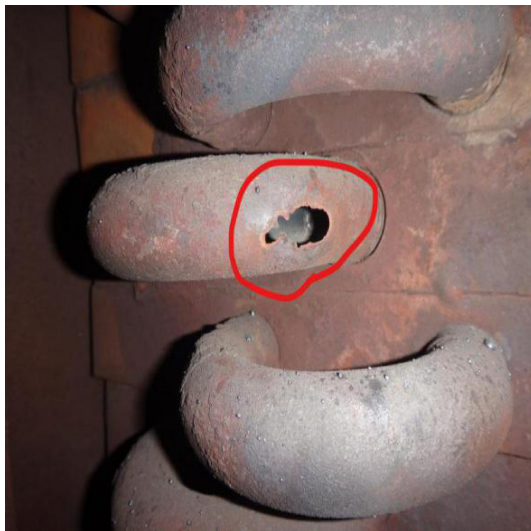


图4 预热器内排管弯头冲刷泄漏

(4) 高压段(Ⅱ段)的高温高压疏水目前是经

过连续排污扩容器常压闪蒸并气水分离后,水蒸汽进入除氧器作为热源(量少时为了不影响除氧器的正常背压直接从连续排污扩容器排空放散),闪蒸后的疏水直接排入疏水箱,导致疏水箱水温升高至 90℃ 以上,引起后续工艺设备疏水泵汽化,汽蚀,水泵不能稳定安全运行。需要通过排污并补充除盐水来降低水温,造成水能和热能的大量浪费。

2 技改设计方案

经过设备解体查看分析,通过热力计算,结合实际运行工况,本着低风阻、效率高、热损失少、汽水冲击小的设计要点,提出一套技改优化方案。

现场一次风空气预热器设备采用两段式逐级加热,即低压段和高压段。这样必将会有两路疏水,且高压段疏水的热量难以回收。为从根本上解决此问题,从空气预热器设备的源头考虑,根据目前新的运行参数(空气量 67 920 Nm³/h,温度 5~220℃)以及加热蒸汽(2.35 MPa, 390℃),尝试把空气预热器做成整体式加热,并考虑在预热器底部引入过冷段,将加热蒸汽凝结水从饱和温度 220℃ 过冷至 70℃。在疏水母管上安装电动调节阀,通过液位控制来调节疏水量,保证蒸汽完全换热变成疏水,完成热量交换,管道内就只是疏水而不是汽水混合物,从而解决汽水混合冲刷管路的问题;由于疏水已经过冷至 70℃,再进入疏水箱,便不会导致疏水泵吸入温度过高,造成泵的高温气蚀问题,达到整个系统的热量得到最大限度的回收利用。新的整体式预热器流程原理见图 5。

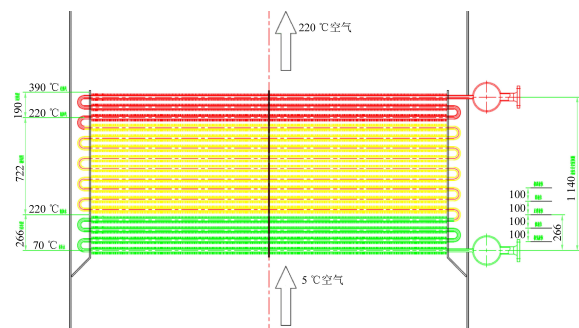


图 5 新的整体式预热器流程原理图

图 5 中上部红色部分为蒸汽过热冷却段,蒸汽在该段由 400℃ 冷却至饱和温度 220℃;

图 5 中部黄色部分为蒸汽凝结段,蒸汽在该段由 220℃ 饱和蒸汽凝结为 220℃ 饱和水;

图 5 中下部绿色部分为疏水过冷段,饱和水在该段由 220℃ 冷却至 70℃;

三段总的翅片管冷却面积约为 2 050 m²。

右侧蒸汽母管和疏水母管连接一个带远传功能的磁翻板液位计,将液位控制在正常水位,在疏水母管下游增加一个电动调节阀,可以根据疏水母管的出水温度来控制电动调节阀的开度从而调节液位高度。液位越高,疏水过冷段越大,即出水温度越低;反之亦然。

预热器管内气液两相流在设计整体式预热器中也不存在,由于预热器出口的疏水已经过冷至 70℃,所以下部不会出现汽化、闪蒸等现象。

3 技术实施方案

(1)将预热器结构由分体式改造为整体成型蛇形翅片管(如图 6),避免常规的预热器在 U 型弯处需要焊接的问题,最大程度减少焊接漏点。整体式预热器结构示意图见图 7。

(2)针对汽水混合段的汽水冲刷爆管问题,将汽水混合段设计为烤瓷喷涂,达到耐冲刷、延长设备寿命。



图 6 整体式预热器实物

(3)预热器的进汽布置将采用十排管一个集箱一台截止阀控制,形式分段控制隔断,方便在不停运设备的情况下就可以查漏检修。

4 经济效益分析

通过 HTRI 热传递计算软件模拟换热,得出原两段式加热计算书,见图 8~10。

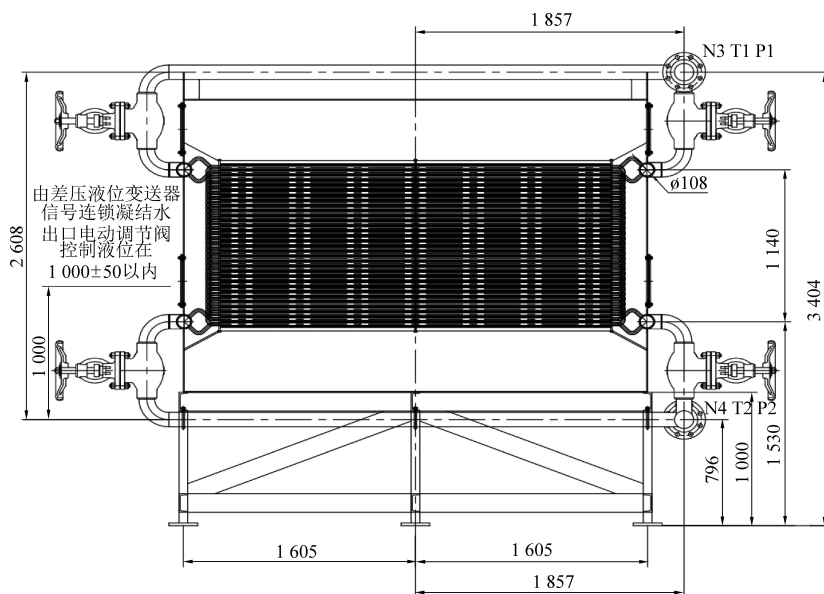


图 7 整体式预热器结构示意图

Process Conditions				Outside		Tubside			
Fluid name									
Fluid condition				Sens. Gas			Cond. Vapor		
Total flow rate	(kg/s)			24.333			1.331		
Weight fraction vapor, In/Out			1.0000	1.0000		1.0000	0.0000		
Temperature, In/Out	(Deg C)		5.00	150.00		300.00	90.00		
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)		55.01	208.44		60.88	216.37		
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)		107.30	106.85		1081.3	1058.4		
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)	(kPa)	0.448	0.000		22.904	0.000		
Midpoint velocity	(m/s)			5.87			7.94		
- In/Out	(m/s)					17.69	7.79e-2		
Heat transfer safety factor	(--)			1.0000			1.0000		
Fouling	(m2-K/W)			0.000344			0.000172		
Exchanger Performance									
Outside film coef	(W/m2-K)		51.44			Actual U	(W/m2-K)	38.619	
Tubeside film coef	(W/m2-K)		2500.3			Required U	(W/m2-K)	36.753	
Clean coef	(W/m2-K)		41.897			Area	(m2)	1058.6	
Hot regime			Cond. Vapor			Overdesign	(%)	5.08	
Cold regime			Sens. Gas			Tube Geometry			
EMTD	(Deg C)		92.2			Tube type		High-finned	
Duty	(MegaWatts)		3.586			Tube OD	(mm)	25.000	
Unit Geometry						Tube ID	(mm)	19.000	
Bays in parallel per unit			1			Length	(m)	2.660	
Bundles parallel per bay			1			Area ratio(out/in)	(--)	9.7757	
Extended area	(m2)		1058.6			Layout		Staggered	
Bare area	(m2)		157.94			Trans pitch	(mm)	110.00	
Bundle width	(m)		2.325			Long pitch	(mm)	50.000	
Nozzle		Inlet	Outlet			Number of passes	(--)	12	
Number	(--)		1			Number of rows	(--)	36	
Diameter	(mm)		202.72	202.72		Tube count	(--)	756	
Velocity	(m/s)		9.79	4.31e-2		Tube count Odd/Even	(--)	21 / 21	
R-V-SQ	(kg/m-s2)		403.69	1.78		Material		Carbon steel	
Pressure drop	(kPa)		0.222	0.000		Fin Geometry			
Fan Geometry						Type		Circular	
No/bay	(--)					Fins/length	(fin/meter)	167.0	
Fan ring type						Fin root	(mm)	25.000	
Diameter	(m)		0.000			Height	(mm)	12.500	
Ratio, Fan/bundle face area	(--)		0.0000			Base thickness	(mm)	1.000	
Driver power	(kW)		0.00			Over fin	(mm)	50.000	
Tip clearance	(mm)		0.000			Efficiency	(%)	83.2	
Efficiency	(%)		0.0000			Area ratio (fin/bare)	(--)	7.4295	
Airside Velocities				Actual	Standard	Material			Carbon steel
Face	(m/s)		2.93			Thermal Resistance, %			
Maximum	(m/s)		4.44			Air		75.08	
Flow	(100 m3/min)		10.860			Tube		15.10	
Velocity pressure	(Pa)		0.00			Fouling		7.82	
Bundle pressure drop	(Pa)		448.17			Metal		1.99	
Bundle flow fraction	(--)		1.000			Bond		0.00	
Bundle	100.00			Airside Pressure	Drop, %	Louvers		0.00	
Ground clearance	0.00	Fan guard		0.00		Hail screen		0.00	
Fan ring	0.00	Fan area blockage		0.00		Steam coil		0.00	

图 8 I 段加热器计算书(换热面积 1 050 m², 风量 67 920 Nm³/h)

Process Conditions				Outside		Tubeside	
Fluid name							
Fluid condition				Sens. Gas		Cond. Vapor	
Total flow rate	(kg/s)				24.333		0.776
Weight fraction vapor, In/Out			1.0000		1.0000	1.0000	0.0000
Temperature, In/Out	(Deg C)		150.00		220.00	385.00	220.06
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)		202.83		268.36	210.19	275.71
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)		107.30		106.73	2350.0	2345.0
Pressure drop, Total//Allow	(kPa)	(kPa)	0.566		0.000	5.040	0.000
Midpoint velocity	(m/s)				7.54		2.92
- In/Out	(m/s)					5.38	5.18e-2
Heat transfer safety factor	(--)				1.0000		1.0000
Fouling	(m2-K/W)				0.000344		0.000172
Exchanger Performance							
Outside film coef	(W/m2-K)		59.06	Actual U	(W/m2-K)		44.386
Tubeside film coef	(W/m2-K)		3246.3	Required U	(W/m2-K)		48.319
Clean coef	(W/m2-K)		48.771	Area	(m2)		1058.6
Hot regime			Cond. Vapor	Overdesign	(%)		-8.14
Cold regime			Sens. Gas	Tube Geometry			
EMTD	(Deg C)		34.3	Tube type			High-finned
Duty	(MegaWatts)		1.754	Tube OD	(mm)		25.000
Unit Geometry				Tube ID	(mm)		19.000
Bays in parallel per unit			1	Length	(m)		2.660
Bundles parallel per bay			1	Area ratio(out/in)	(--)		9.7757
Extended area	(m2)		1058.6	Layout			Staggered
Bare area	(m2)		157.94	Trans pitch	(mm)		110.00
Bundle width	(m)		2.325	Long pitch	(mm)		50.000
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)		12
Number	(--)		1	Number of rows	(--)		36
Diameter	(mm)		128.19	Tubecount	(--)		756
Velocity	(m/s)		7.45	Tubecount Odd/Even	(--)		21 / 21
R-V-SQ	(kg/m-s2)		447.74	Material			Carbon steel
Pressure drop	(kPa)		0.246				
Fan Geometry				Fin Geometry			
No/bay	(--)			Type			Circular
Fan ring type				Fins/length	(fin/meter)		167.0
Diameter	(m)		0.000	Fin root	(mm)		25.000
Ratio, Fan/bundle face area	(--)		0.0000	Height	(mm)		12.500
Driver power	(kW)		0.00	Base thickness	(mm)		1.000
Tip clearance	(mm)		0.000	Over fin	(mm)		50.000
Efficiency	(%)		0.0000	Efficiency	(%)		79.4
Airside Velocities				Area ratio (fin/bare)	(--)		7.4295
Face	(m/s)		4.46	Material			Carbon steel
Maximum	(m/s)		6.77	Thermal Resistance, %			
Flow	(100 m3/min)		16.538	Air			75.16
Velocity pressure	(Pa)		0.00	Tube			13.37
Bundle pressure drop	(Pa)		565.83	Fouling			8.99
Bundle flow fraction	(--)		1.000	Metal			2.48
				Bond			0.00
Bundle	100.00	Airside Pressure Drop, %			Louvers		0.00
Ground clearance	0.00	Fan guard		0.00	Hail screen		0.00
Fan ring	0.00	Fan area blockage		0.00	Steam coil		0.00

图9 II段加热器计算书(换热面积1 050 m²,风量67 920 Nm³/h)

Process Conditions			Outside		Tubeside	
Fluid name			Sens. Gas		Cond. Vapor	
Fluid condition						
Total flow rate	(kg/s)		1.0000	24.333	1.0000	1.815
Weight fraction vapor, In/Out			1.0000	1.0000	0.0000	0.0000
Temperature, In/Out	(Deg C)		5.00	220.00	390.00	70.00
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)		39.91	276.49	43.86	284.95
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)		107.30	106.81	2350.0	2344.1
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)(kPa)		0.488	0.000	5.917	0.000
Midpoint velocity	(m/s)			6.05		2.72
- In/Out	(m/s)				6.67	5.53e-2
Heat transfer safety factor	(--)			1.0000		1.0000
Fouling	(m2-K/W)			0.000344		0.000172
Exchanger Performance						
Outside film coef	(W/m2-K)		51.75	Actual U	(W/m2-K)	36.211
Tubeside film coef	(W/m2-K)		1713.5	Required U	(W/m2-K)	32.126
Clean coef	(W/m2-K)		39.077	Area	(m2)	2049.9
Hot regime			Cond. Vapor	Overdesign	(%)	12.72
Cold regime			Sens. Gas	Tube Geometry		
EMTD	(Deg C)		81.1	Tube type		High-finned
Duty	(MegaWatts)		5.341	Tube OD	(mm)	25.000
Unit Geometry				Tube ID	(mm)	19.000
Bays in parallel per unit			1	Length	(m)	2.700
Bundles parallel per bay			1	Area ratio(out/in)	(--)	9.7757
Extended area	(m2)		2049.9	Layout		Staggered
Bare area	(m2)		305.36	Trans pitch	(mm)	75.000
Bundle width	(m)		3.033	Long pitch	(mm)	38.000
Nozzle			Inlet	Outlet		
Number	(--)		1	1	Number of passes	(--)
Diameter	(mm)		202.72	202.72	Number of rows	(--)
Velocity	(m/s)		7.03	5.83e-2	Tubecount	(--)
R-V-SQ	(kg/m-s2)		395.17	3.28	Tubecount Odd/Even	(--)
Pressure drop	(kPa)		0.217	0.000	Material	Carbon steel
Fan Geometry				Fin Geometry		
No/bay	(--)			Type		Circular
Fan ring type				Fins/length	(fin/meter)	167.0
Diameter	(m)		0.000	Fin root	(mm)	25.000
Ratio, Fan/bundle face area	(--)		0.0000	Height	(mm)	12.500
Driver power	(kW)		0.00	Base thickness	(mm)	1.000
Tip clearance	(mm)		0.000	Over fin	(mm)	50.000
Efficiency	(%)		0.0000	Efficiency	(%)	81.9
Airsides Velocities			Actual	Standard		
Face	(m/s)		2.21		Area ratio (fin/bare)	(--)
Maximum	(m/s)		4.05		Material	Carbon steel
Flow	(100 m3/min)		10.860		Thermal Resistance, %	
Velocity pressure	(Pa)		0.00		Air	69.97
Bundle pressure drop	(Pa)		488.22		Tube	20.66
Bundle flow fraction	(--)		1.000		Fouling	7.33
Bundle	100.00				Metal	2.04
			Airsides Pressure Drop, %			
Ground clearance	0.00	Fan guard	0.00	Louvers	0.00	0.00
Fan ring	0.00	Fan area blockage	0.00	Steam coil	0.00	0.00

图 10 改造后的整体加热器计算图(换热面积 2 050 m², 风量 67 920 Nm³/h)

从以上模拟计算数据分析,可以得到如下对比结果(见表 2)。

表 2 模拟计算数据分析

对比项目	压力降/kPa	蒸汽耗量/(kg · s ⁻¹)	换热面积/m ²
I 段加热器	0.448	1.331	1 050
II 段加热器	0.566	0.776	1 050
分段式总计	1.014	2.107	2 100
整体式总计	0.488	1.815	2 050
节能值	0.526	0.292	50

注:采用两段串联式结构的空气预热器I段加热蒸汽也是由II段加热蒸汽减压以后供给,所以蒸汽可以统一标准核算节能耗量)

从计算结果得出,在一次风压力、流量各项参数相同的情况下,采用整体式结构比两段式结构更加节能,锅炉运行的经济性显著,主要体现在以下几点:

(1)改造后由压力降引起的一次风机功率节能年收益为:

$$W=0.526 \times 1\,000 \times 67\,920 / (1\,000 \times 0.7 \times 3\,600 \times 0.95) \times 1.15 = 17.2 \text{ kW}$$

$$17.2 \text{ kW} \times 24 \text{ h/天} \times 30 \text{ 天/月} \times 10 \text{ 月/年} \times 0.5 \text{ 元/kWh} = 61\,920 \text{ 元}$$

(2)改造后由蒸汽耗量节省的年收益为:

$$Q=0.292 \times 3.6 \text{ t/h} \times 24 \text{ h/天} \times 30 \text{ 天/月} \times 10 \text{ 月/年} \times 100 \text{ 元/t} = 756\ 864 \text{ 元}$$

$$\text{总的年收益为 } 61\ 920 \text{ 元} + 1\ 513\ 728 \text{ 元} = 757\ 483.2 \text{ 元}$$

(3)改造后空气预热器完全消除了汽水冲刷现象,降低了预热器内部蛇形管道及疏水母管的频繁泄漏,有效延长了设备的使用寿命。

(4)改造后疏水箱水温由 90℃ 以上降到 70℃ 以下,无需通过排放高温疏水补充除盐水来降温;疏水泵运行更加稳定,无汽化汽蚀。

5 结论

将串联式管式预热器改造为整体式加热器,能够大量回收之前两段式加热器的疏水带走的热量,从而节约了加热蒸汽耗量;整体式预热器风阻减少,一次风机电耗降低;消除管道汽水冲刷,延长设备使用寿命,检修工作量减少,设备运行更加稳定。

总之,整体式加热器改造能从设备根源上解决高温高压的疏水冲刷、热量损失、水泵汽化等问题;并且与现有的除氧器设备不存在背压干扰等问题;热力性能远胜于常规的两段串联式空气预热器,能够达到节能降耗,经济效益显著。

参考文献

[1] 陆万鹏,孙奉仲,史月涛,等.前置式液相介质空气预热

器经济性分析及热力系统优化[J].中国电机工程学报,2011,31(11):6-10.

[2] 林海,马晓茜,余昭胜.大型城市生活垃圾焚烧炉的数值模拟[J].动力工程学报,2010,30(2):128-132.

[3] 李军,严圣军,陈竹,等.垃圾焚烧发电厂一次风预热方式的比较分析[J].环境卫生工程,2012,20(6):60-62.

[4] 王树术,刘春艳,王丽娜.某加热炉空气预热器结垢及腐蚀原因分析[J].腐蚀与防护,2010,31(1):59-61.

[5] 彭小军.垃圾焚烧电站两种型式空气预热器的比较分析[J].工业锅炉,2011(6):50-53.

[6] 许云龙.锅炉暖风器及热风再循环系统的分析应用[J].华北电力技术,2013(8):34-37.

[7] 周俊芳.空气预热器失效原因与防治探析[J].新疆石油天然气,2000(3):51-53.

[8] 陈琪华,曾永忠,李茂东.蒸汽空气预热器的结构及参数优化设计[J].特种设备安全技术,2019(4):8-9+22.

[9] 曾纪进,段翠九,陈国艳.蒸汽空气预热器对余热锅炉有效输出热量的影响[J].锅炉技术,2014,45(5):1-3.

[10] 刘俊,刘波,徐佳.管式空气预热器关键技术[J].锅炉制造,2008(5):55-57.

[11] 潘世新.管式空气预热器设计中的几点注意事项[J].锅炉制造,2012(2):21-22+24.

[12] 张永涛,张明.管式空气预热器的强化传热分析[J].发电设备,1989(1):14-18.

[13] 刘丽梅,高明,邱振波,等.管式空气预热器腐蚀原因分析及预防措施[J].热力发电,2012,41(9):115-117.

[14] 李璐.管式空气预热器运行中的问题及应对措施[J].机电产品开发与创新,2016,29(3):40-42.

[15] 朱琴芳.浅谈空气预热器的设计[J].装备维修技术,2020(1):28.