

DOI: 10.19666/j.rlfed.202205088

基于流动网络法水动力模型优化超临界 600 MW 对冲锅炉两侧主蒸汽温度偏差研究

李松山¹, 唐文², 宁新宇², 尹军¹, 严文龙¹, 吴震坤²,
刘忠轩², 江龙³, 朱萌³, 向军³

(1.黄冈大别山发电有限责任公司, 湖北 麻城 438304;

2.中电华创(苏州)电力技术研究有限公司, 江苏 苏州 215000;

3.华中科技大学煤燃烧国家重点实验室, 湖北 武汉 430074)

[摘要] 以某超临界 600 MW 机组对冲燃烧锅炉为研究对象, 通过对其进行水动力建模, 分析验证了主蒸汽两侧温度偏差规律, 并从锅炉水侧提出优化主蒸汽温度偏差的技术方案。根据提出的蒸汽温度优化方案调整后, 50%、75%和 100% BRL 负荷下锅炉出口两侧主蒸汽温度偏差分别缩小了 44.6%、95.8%和 28.0%。该方案可实现机组的安全、经济运行, 并为同类型机组主蒸汽温度偏差治理提供理论依据与改造参考。

[关键词] 水动力; 超临界锅炉; 对冲燃烧; 蒸汽温度偏差; 流动网络法

[引用本文格式] 李松山, 唐文, 宁新宇, 等. 基于流动网络法水动力模型优化超临界 600 MW 对冲锅炉两侧主蒸汽温度偏差研究[J]. 热力发电, 2023, 52(1): 74-82. LI Songshan, TANG Wen, NING Xinyu, et al. Optimization of main steam temperature deviation on both sides of supercritical 600 MW opposed firing boiler based on hydrodynamic model of flow network method[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(1): 74-82.

Optimization of main steam temperature deviation on both sides of supercritical 600 MW opposed firing boiler based on hydrodynamic model of flow network method

LI Songshan¹, TANG Wen², NING Xinyu², YIN Jun¹, YAN Wenlong¹, WU Zhenkun²,
LIU Zhongxuan², JIANG Long³, ZHU Meng³, XIANG Jun³

(1. Huanggang Dabieshan Power Generation Company Ltd., Macheng 438304, China;

2. China Power Huachuang (Suzhou) Electricity Technology Research Company Ltd., Suzhou 215000, China;

3. State Key Laboratory of Coal Combustion, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: By taking a supercritical 600 MW opposed firing boiler as the research object, the temperature deviation law of main steam on both sides is analyzed and verified through hydrodynamic modeling, and a technical scheme is put forward to optimize the temperature deviation of main steam from the perspective of water side. After adopting this steam temperature optimization scheme, the main steam temperature deviations on both sides of the boiler reduced by 44.6%, 95.8% and 28.0% respectively under 50%, 75% and 100% BRL conditions. This scheme can realize safe and economical operation of the unit, and has good guidance and reference value for the same type of boiler.

Key words: hydrodynamic; supercritical boiler; opposed firing; steam temperature deviation; flow network method

目前, 煤炭在我国能源结构中占比仍接近
60%, 其作为能源供应的压舱石在很长一段时间都

难以动摇^[1-4]。为保证电网需求和新能源发电, 燃煤
机组目前已由主要电源过渡到调峰电源。而如何保

收稿日期: 2022-05-09 网络首发日期: 2023-01-02

基金项目: 国家自然科学基金项目(U20A20303); 国家电力投资集团有限公司科技项目(SZHC-JY-20210401)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (U20A20303); Science and Technology Project of State Power Investment Corporation (SZHC-JY-20210401)

第一作者简介: 李松山(1983), 男, 工程师, 主要研究方向为锅炉燃烧、主辅设备检修与维护, 563525031@qq.com。

证不同负荷下燃煤机组的安全稳定运行是目前业界关注的重点之一。

超临界直流锅炉一般采用变压运行,随着负荷的下降,锅炉出口压力也随之降低,这对受热面管内工质的物性参数产生了较大影响,最终导致复杂的管内流动传热特性^[5-6]。在低于额定负荷运行工况下,炉内火焰分布不均、流量分配不均及压力低等问题都可能导致水冷壁乃至过热器存在较大的蒸汽温度(汽温)偏差,进而引发金属管壁超温甚至发生爆管^[7-8]。此外,组成超临界锅炉汽水系统的部件类型和数量较多,需保证复杂变负荷条件下的水动力安全性。分析锅炉水动力特性有助于解决超临界锅炉在调峰过程中可能存在的汽温偏差问题,对确保锅炉可靠安全运行具有重要意义。陆启亮等^[9]对某超临界 500 MW 机组定压运行 T 型锅炉加装燃尽风前后不同负荷时的水冷壁流量分配和壁温分布进行了计算。结果表明,改造后锅炉水冷壁流量偏差不超过 10.9%,出口温度偏差不超过 15.4 °C,锅炉运行安全。吴鹏举等^[1]基于流动网络法研究了华能陕西秦岭发电有限公司 7 号超临界 660 MW 机组对冲锅炉水冷壁的水动力特性。重点评估了锅炉改造后深度调峰条件(20%BMCR)下干态运行时的水动力安全性。其计算结果表明水冷壁压降与流量分配合理,垂直管圈最大汽温偏差 32.9 °C。万李等^[10]利用水动力计算方法对 700 °C 超超临界锅炉水冷壁的壁温安全性进行了分析。其结果表明各负荷下水冷壁金属壁温均在材料允许范围内,即水动力安全可靠。

某 600 MW 机组对冲燃烧锅炉单只燃烧器功率高,且部分燃烧器存在燃烧组织缺陷造成水动力分配不均,使得不同负荷下的两侧主蒸汽温度均出现偏差。实际运行中该锅炉被迫采用增大单侧减温水量的手段进行调控,然而这会对全厂经济性造成较大的影响^[11-13]。本文以该锅炉为研究对象,通过对其进行水动力建模,分析验证了不同负荷下的主蒸汽两侧温度偏差规律并提出从水侧优化主蒸汽温度偏差的技术方案,可以实现机组的安全、经济运行,对同类型机组具有较大的指导和参考价值。

1 锅炉概况

该锅炉为一次中间再热、超临界压力的本生直流锅炉,锅炉设计参数为 25.4 MPa/571 °C/569 °C。炉膛断面尺寸为 22.19 m(宽)×15.63 m(深),水平烟道深度为 5.32 m。

锅炉水侧方面,炉膛下部高热流区采用螺旋管圈,管径 38.00 mm,壁厚 6.50 mm,节距 52.79 mm,炉膛上部低热流区则采用垂直管圈,管径 31.80 mm,壁厚 5.50 mm,节距 57.50 mm,其转换采用中间集箱实现,相邻集箱均用 1 根压力平衡管连接。低温过热器位于尾部双烟道的后烟道,由 3 段水平管组和 1 段立式管组构成。低温过热器与屏式过热器间设置有一级减温器且为交叉布置。屏式过热器(管径 38.00 mm,壁厚 5.60~7.50 mm,节距 43.00 mm,30 片)位于炉膛上部,其与末级过热器间设置有二级减温器且为交叉布置。末级过热器(管径 44.50 mm,壁厚 7.50 mm,节距 62.30 mm,30 片)位于折焰角上方。

2 主蒸汽 A、B 侧出口汽温偏差问题

锅炉末级过热器出口两侧汽温随时间(2020 年 10 月 26 日—2020 年 11 月 05 日)变化的情况如图 1 所示。该锅炉在低氮燃烧改造后,配煤掺烧条件下,主蒸汽出口温度存在较大偏差,在 50%~75%BRL 负荷下,两侧主蒸汽温度偏差约 20~25 °C(稳态,已采用单侧减温水调节),更高负荷时的汽温偏差小于 50%~75%BRL 负荷,这严重影响了机组长期运行的经济性及安全性。目前,已通过数值模拟以及现场实际情况分析确定导致汽温偏差的主要原因在于锅炉燃烧组织不佳,部分燃烧器存在风量、粉量偏差,导致 A、B 侧烟温从炉膛到水平烟道分布不均。进一步通过燃烧优化调整后,锅炉燃烧情况有一定程度改善,但烟温偏差和主蒸汽温度偏差问题依然存在。因此,本文将从锅炉水侧构建该锅炉的水动力模型,基于该模型研究优化主蒸汽温度偏差的技术方案。

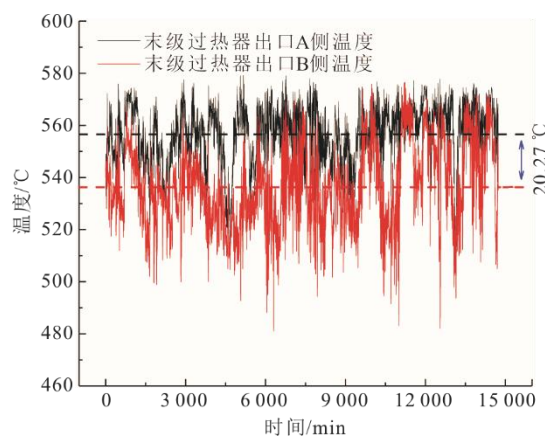


图1 锅炉末级过热器出口两侧汽温随时间变化情况
Fig.1 Steam temperature changes with time on both sides of the outlet of the final superheater

3 锅炉水动力建模、验证与分析

水动力计算采用流动网络法^[14], 相关阻力、传热计算模型参考《电站锅炉水动力计算方法》(JB/Z 201—1983)^[15]。图 2、图 3 给出了水冷壁和过热器系统的流动网络, 其中括号内的数字为回路/节点编号。折焰角到汽水分离器的管路较复杂,

图 2 对其进行了简化。其中, 炉膛入口集箱间由于存在压力平衡管, 可认为两集箱压力相等, 中间集箱和汽水分离器亦采用该假定。因此可以将水冷壁的汽水流程拆分为 2 个计算网络, 各网络间由压力节点分割, 各网络间相对独立并可单独计算, 以降低计算复杂度。

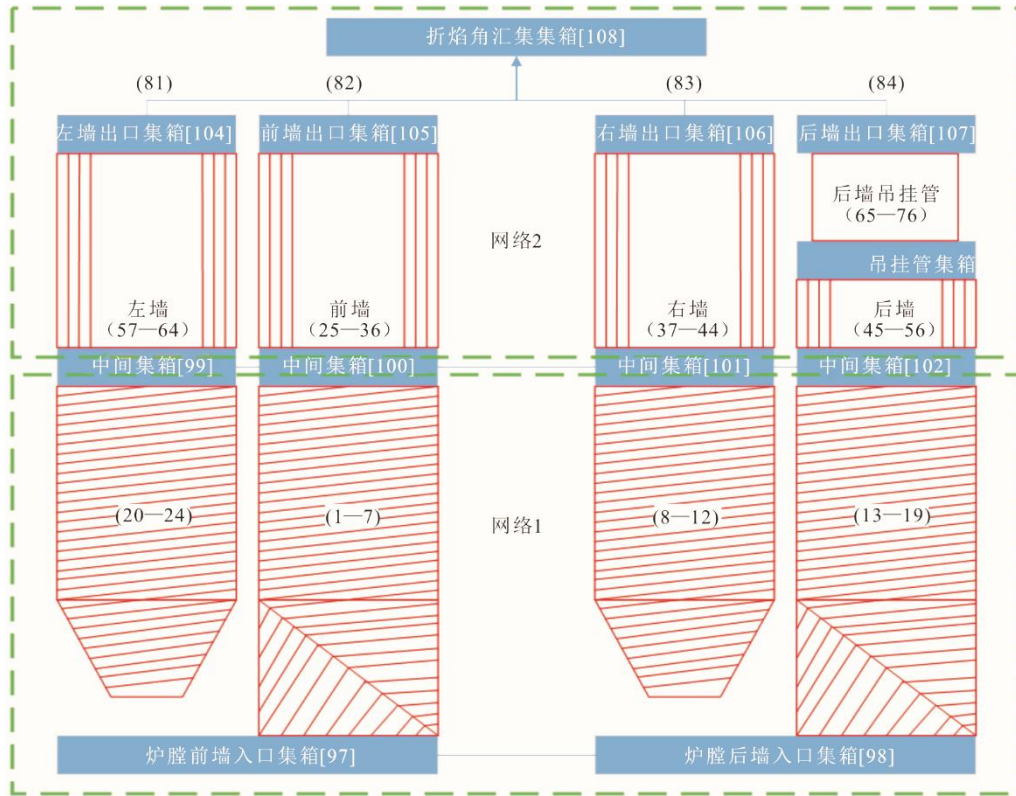


图 2 锅炉水冷壁流动网络系统

Fig.2 Flow network system of the boiler water wall

根据不同受热面结构特性及热负荷分布, 对锅炉不同受热面进行了回路划分, 具体如图 4 所示。图 4 中, 不带括号的数字为回路编号, 括号内的数字为该回路的管数。由图 4 可见: 螺旋管圈共 436 根管子(前、后墙各 128 根, 左、右墙各 90 根), 前、后墙各划分为 7 个回路, 左、右墙各划分为 5 个回路, 每个回路具有的管数为 18~19 根; 垂直管圈共 1 312 根管子(前、后墙各 385 根, 左、右墙各 271 根), 前、后墙各划分为 12 个回路, 左、右墙各划分为 8 个回路, 每个回路的管数为 32~34 根; 屏式过热器回路共 840 根管子, 每相邻 6 片管屏及每片管屏中相邻 4 根管束作为 1 个回路(24 根管束), 即共 35 个回路; 末级过热器回路共 600 根管子, 每相邻 6 片管屏及每片管屏中相邻 4 根管束作为 1 回路(24 根管束), 即共 25 个回路。

锅炉炉膛和过热器的热负荷分布采用了映射函数法。由锅炉数值模拟提供基本的热负荷数据, 然后将其以一定的映射关系转换为水动力模型所需的热负荷分布。水动力计算所需的物性参数, 如密度、比焓、黏度等, 由 NIST REFPROP 物性数据库(IAPWS-IF97 标准)提供, 相比于传统的查图插值法, 该方法更快速准确。

完成锅炉水动力建模后, 还需进行实际工况的规律分析与验证。选取了 50%、75% 和 100%BRL 稳态工况计算其锅炉水动力特性。表 1—表 3 给出了不同负荷下锅炉各关键温压参数的测量值与计算值对比。由表 1—表 3 可知: 在 50%~100%BRL 负荷下, 水动力计算所得的各关键温压参数与测量值基本一致; 主蒸汽系统总压降误差分别为 0.21、0.08、0.08 MPa, 属于合理的范围; 75%BRL 负荷

下,末级过热器出口 A 侧比 B 侧高约 20.51 °C,而 50%BRL 和 100%BRL 负荷下则分别高 19.46 °C 和 12.56 °C。中低负荷下的主蒸汽温度偏差要高于高负荷条件,其中 75%BRL 负荷的偏差最为严重。

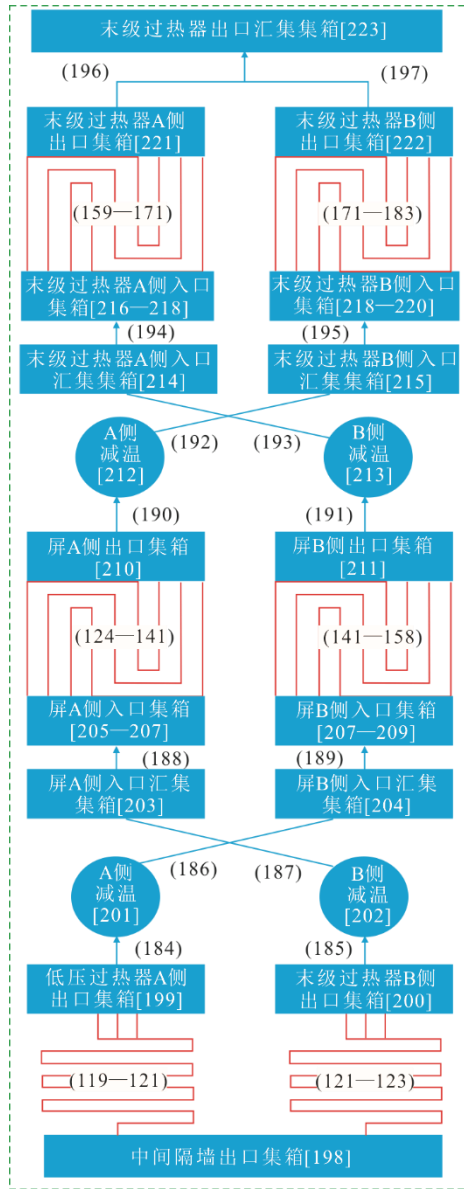


图 3 锅炉过热器流动网络系统

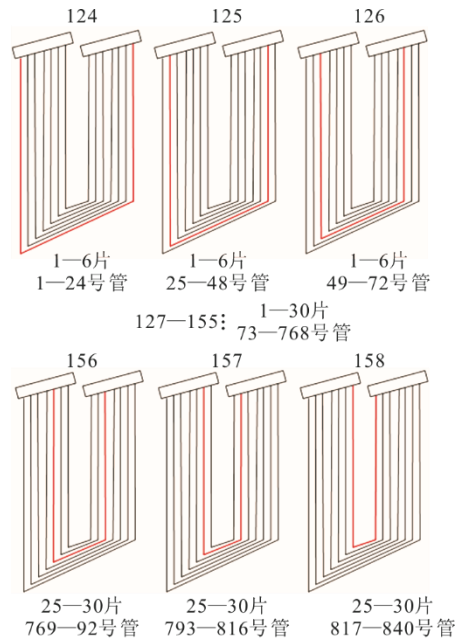
Fig.3 Flow network system of the boiler superheater

	19	18	17	16	15	14	13	
20	(19)	(18)	(18)	(18)	(18)	(18)	(19)	12
21	(18)			后墙			(18)	11
22	(18)	左墙		螺旋管圈			(18)	0
23	(18)			前墙			(18)	9
24	(18)	(19)	(18)	(18)	(18)	(18)	(19)	8
	1	2	3	4	5	6	7	

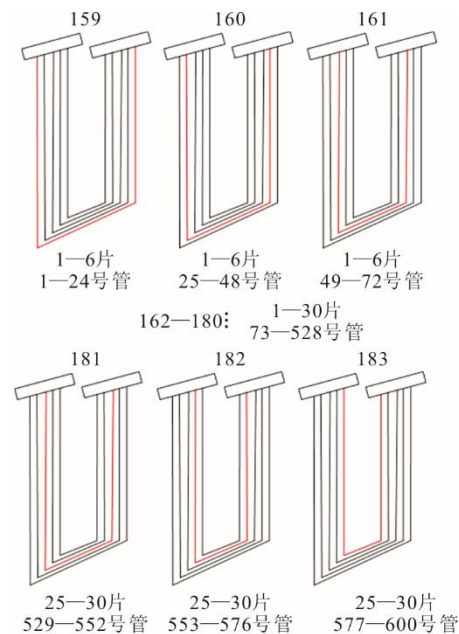
a) 螺旋管圈回路划分

	56	55	54	53	52	51	50	49	48	47	46	45		
57	(32) (34)	(32)	(32)	(32)	(32)	(32)	(33)	(32)	(32)	(32)	(32)	(32)	(34) 44	
58	(34)							后墙				(34)	43	
59	(34)											(34)	42	
60	(33)							垂直管圈				(33)	41	
61	(34)	左墙										(34)	40	
62	(34)											(34)	39	
63	(34)							前墙				(34)	38	
64	(34) (32)	(32)	(32)	(32)	(32)	(32)	(33)	(32)	(32)	(32)	(32)	(32)	(34) (32)	37
	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36		

b) 垂直管圈回路划分



c) 屏式过热器回路划分



d) 末级过热器回路划分

图 4 锅炉不同受热面的回路划分

Fig.4 The loop division of different heating surfaces in the boiler

表 1 50%BRL 负荷下的计算值与测量值对比
Tab.1 Comparison between the calculated and measured value at 50%BRL load

位置	测量压力/ MPa	测量温度/ ℃	计算压力/ MPa	计算温度/ ℃
水冷壁入口集箱	16.92	281.90	16.92	281.90
水冷壁中间集箱			16.42	349.88
折焰角汇集集箱			16.29	354.88
汽水分离器		359.71	16.20	358.64
低压过热器入口 A 侧			15.95	371.63
低压过热器入口 B 侧			15.95	353.40
一减入口 A 侧		396.00	15.85	393.75
一减入口 B 侧		371.88	15.85	371.60
一减出口 A 侧		386.45	15.85	384.07
一减出口 B 侧		370.62	15.85	371.60
二减入口 A 侧		488.96	15.71	499.20
二减入口 B 侧		506.98	15.71	486.53
二减出口 A 侧		503.89	15.71	499.20
二减出口 B 侧		487.06	15.71	486.53
末级过热器出口 A 侧	15.80	559.55	15.59	560.44
末级过热器出口 B 侧	15.80	540.09	15.59	542.62
系统总压降	1.12		1.33	

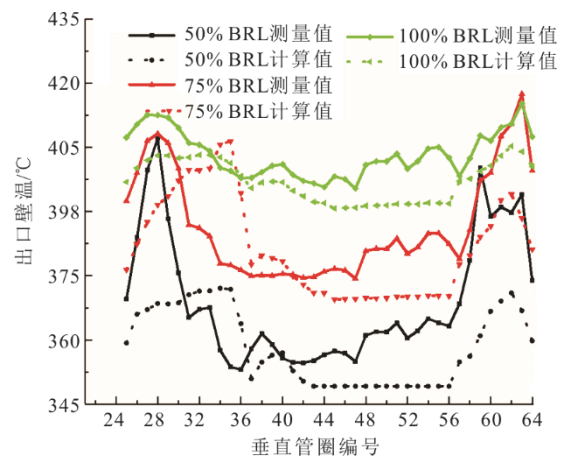
表 3 100%BRL 负荷下的计算值与测量值对比
Tab.3 Comparison between the calculated and measured value at 100%BRL load

位置	测量压力/ MPa	测量温度/ ℃	计算压力/ MPa	计算温度/ ℃
水冷壁入口集箱	27.55	314.44	27.55	314.44
水冷壁中间集箱			26.64	390.23
折焰角汇集集箱			26.43	395.54
汽水分离器		401.72	26.06	397.76
低压过热器入口 A 侧			25.50	401.75
低压过热器入口 B 侧			25.50	393.56
一减入口 A 侧		437.24	25.26	436.41
一减入口 B 侧		419.81	25.26	418.51
一减出口 A 侧		422.99	25.26	426.33
一减出口 B 侧		418.70	25.26	418.51
二减入口 A 侧		498.86	24.91	509.39
二减入口 B 侧		503.94	24.91	494.19
二减出口 A 侧		510.99	24.91	509.39
二减出口 B 侧		495.84	24.91	494.19
末级过热器出口 A 侧	24.66	567.72	24.59	563.63
末级过热器出口 B 侧	24.68	555.16	24.59	553.91
系统总压降	2.88		2.96	

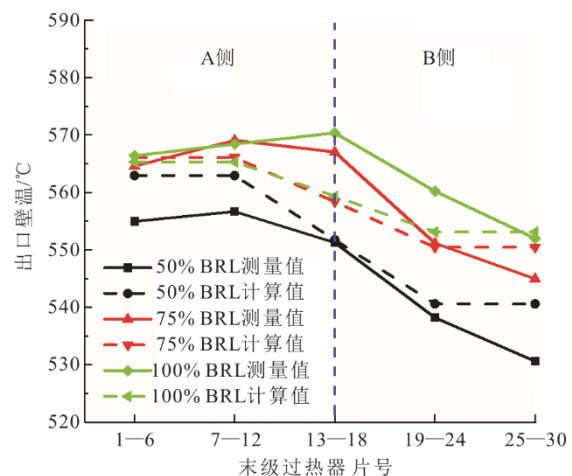
图 5 给出了垂直管圈和末级过热器出口壁温分布的计算值与测量值对比。测量值使用前需进行处理: 1) 获取垂直管圈出口位置的原始壁温测点数据, 垂直管圈出口壁温测点共 87 只, 每间隔 6~21 根管布置一只热电偶; 2) 根据实际测点位置与回路划分的空间位置关系进行匹配映射后的结果作为该回路的测量值。垂直管圈壁温测量值在不同负荷下前墙与左墙均呈现出较大的壁温峰值, 计算值与测量值的趋势基本一致。

表 2 75% BRL 负荷下的计算值与测量值对比
Tab.2 Comparison between the calculated and measured value at 75%BRL load

位置	测量压力/ MPa	测量温度/ ℃	计算压力/ MPa	计算温度/ ℃
水冷壁入口集箱	21.62	298.74	21.62	298.74
水冷壁中间集箱			21.08	370.16
折焰角汇集集箱			20.79	377.04
汽水分离器		382.29	20.69	381.08
低压过热器入口 A 侧			20.21	394.79
低压过热器入口 B 侧			20.21	373.22
一减入口 A 侧		429.74	20.05	425.79
一减入口 B 侧		393.20	20.06	394.20
一减出口 A 侧		407.87	20.05	407.08
一减出口 B 侧		391.96	20.06	394.20
二减入口 A 侧		503.24	19.82	518.82
二减入口 B 侧		497.68	19.82	487.79
二减出口 A 侧		506.78	19.82	510.58
二减出口 B 侧		486.69	19.82	487.79
末级过热器出口 A 侧	19.69	568.79	19.61	567.25
末级过热器出口 B 侧	19.70	548.28	19.61	547.60
系统总压降	1.93		2.01	



a) 垂直管圈出口壁温的计算值与测量值对比



b) 末级过热器出口壁温的计算值与测量值对比

图 5 锅炉不同位置出口壁温的计算值与测量值对比
Fig.5 The calculated and measured value of outlet wall temperatures at different boiler locations

图 5a)中横坐标为垂直管圈回路编号。图 5b)的测量值处理方式类似,末级过热器的实际出口壁温测点位于每片管屏的 19 号管。为便于与计算值对比,将每相邻 6 片管屏的测量值取平均作为最终测量值与计算值对比。末级过热器出口壁温的测量值和计算值趋势也基本一致,均为 A 侧高于 B 侧。从垂直管圈和末级过热器的数据可以看出,50%~75%BRL 负荷下的温度偏差更为严重,这与末级过热器两侧出口蒸汽温度的规律是一致的。

针对上述规律,以末级过热器为例进一步分析热流密度分布偏差对两侧出口温度和流量的影响。假定末级过热器两侧入口温度与压力一致,出口压力一致,基本参数采用 100%BRL 负荷下的温度、压力和流量。图 6 给出了 A 侧比平均热流密度高 0、10%、20%、30% 条件下两侧温度和流量的偏差。由图 6 可见:随着热流密度偏差度的增加,A 侧相比 B 侧出口工质温度偏差逐渐升高,当偏差达到 30% 时,A 侧可比 B 侧高 31.24 °C;此外,A 与 B 侧流量偏差同样随着热流密度偏差度的增加而增加,且 A 侧流量低于 B 侧。流量偏差是由阻力变化导致,当温度升高时,根据达西公式,阻力亦增加,导致流量下降。总之,A 侧高热流密度不仅导致 A 侧热量更高,同时还降低了 A 侧流量,进一步使得 A 与 B 侧汽温偏差加大。

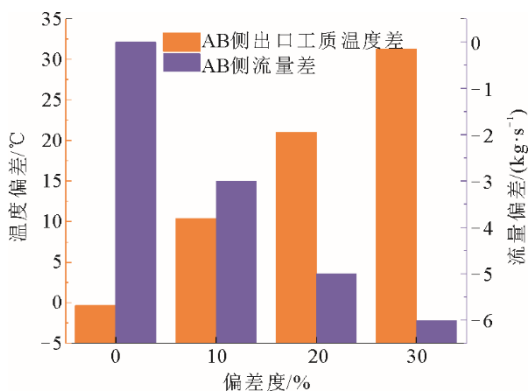


图 6 热流密度偏差对末级过热器温度和流量偏差的影响
Fig.6 Influence of heat flux deviation on temperature and flow deviation of the final superheater

4 锅炉两侧主蒸汽温度偏差优化方案

针对锅炉 A 侧主蒸汽温度偏高的情况,以 75%BRL 负荷为计算基准,调节过热器系统的汽水流程。优化方案分为 2 部分:1)对于屏式过热器和末级过热器,均存在 A 侧汽温偏高。因此,对屏式

过热器和末级过热器 B 侧 12 片管屏的入口集箱增加节流孔阻力,屏式过热器的调整见表 4,末级过热器的调整见表 5;2)由于屏式过热器和末级过热器间存在交叉,若屏式过热器 B 侧增加阻力反而会对末级过热器 A 侧产生负面影响。因此,对屏式过热器与末级过热器间增设压力平衡管以保证为等压力节点。此时,过热器系统的流动网络可拆分为 2 部分,网络 1 独立计算完成后将所需参数传递给网络 2 完成其独立运算。优化后的过热器流动网络系统如图 7 所示。

表 4 19—30 号屏片节流短管内径变化
Tab.4 The variation of inner diameter of the throttling short-tube in No.19—30 panel after adjustment

管编号	原节流管内径/mm	优化后节流孔内径/mm
1—2	27.7	18.7
3—5	14.0	12.9
6—28	13.0	12.1

表 5 19—30 号末级过热器节流短管内径变化
Tab.5 The variation of inner diameter of the throttling short-tube in No.19—30 final superheater panel after adjustment

管编号	原节流管内径/mm	优化后节流孔内径/mm
1	28.0	15.9
2—9	18.0	13.5
10—11	17.0	13.3
12—15	28.0	15.9
16	17.0	10.3
17	17.0	13.1
18—19	18.0	13.5
20	28.0	15.9

采用上述方案优化后,锅炉在不同负荷下的关键温压参数如表 6—表 8 所示。基于本汽温度偏差优化方案调整后,50%、75%和 100%BRL 负荷下可使得锅炉屏式过热器两侧主蒸汽温度偏差分别缩小 48.4%、71.6%和 25.7%,末级过热器两侧主蒸汽温度偏差则分别缩小 44.6%、95.8%和 28.0%。图 8—图 10 给出了优化前后不同负荷下屏式过热器与末级过热器出口的壁温情况。从图 8—图 10 可见,不同负荷下采用优化方案后 A 侧壁温均下降,B 侧壁温均上升,两侧偏差缩小。由于计算时以 75%BRL 负荷为基准,因此该优化方案对 75%BRL 负荷的优化效果最好,基本保证了末级过热器两侧出口汽温无偏差,其余负荷下同样具有较好的降偏差效果。

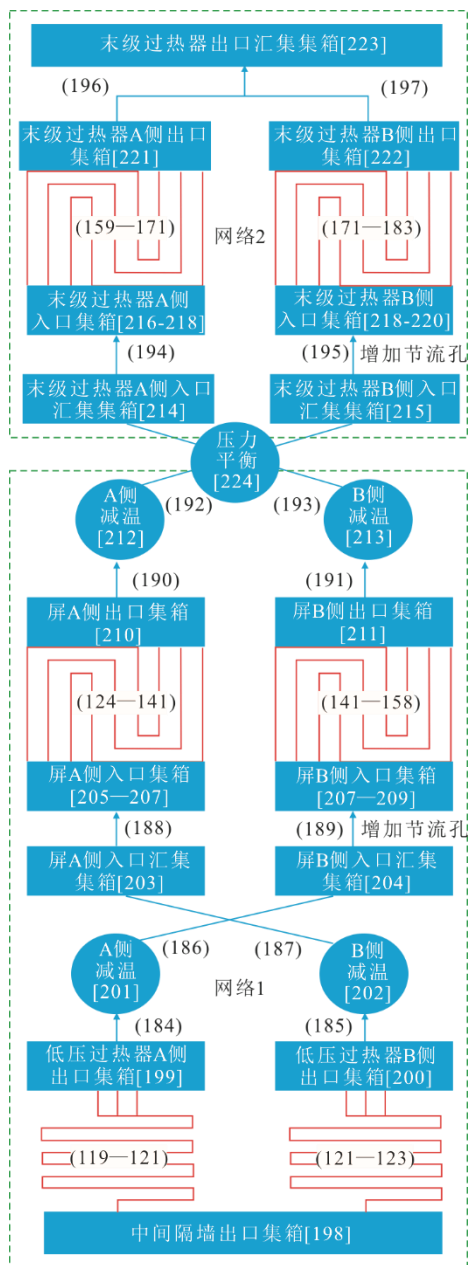


图 7 优化后锅炉过热器系统流动网络系统
Fig.7 Flow network system of the optimized boiler superheater system

表 6 50% BRL 负荷下优化后锅炉关键温压参数
Tab.6 Key temperature and pressure parameters of the optimized boiler at 50% BRL load

位置	优化后压力/MPa	优化后温度/℃
水冷壁入口集箱	16.92	281.90
水冷壁中间集箱	16.42	349.88
折焰角汇集集箱	16.29	354.88
汽水分离器	16.20	358.64
低压过热器入口 A 侧	15.95	371.63
低压过热器入口 B 侧	15.95	353.40
一减入口 A 侧	15.86	394.18
一减入口 B 侧	15.85	371.21
一减出口 A 侧	15.86	384.30
一减出口 B 侧	15.85	371.21
二减入口 A 侧	15.71	495.21
二减入口 B 侧	15.71	489.08
二减出口 A 侧	15.71	495.21
二减出口 B 侧	15.71	489.08
压力平衡		
末级过热器出口 A 侧	15.56	554.86
末级过热器出口 B 侧	15.56	544.99
系统总压降	1.36	

表 7 75% BRL 负荷下优化后锅炉关键温压参数
Tab.7 Key temperature and pressure parameters of the optimized boiler at 75% BRL load

位置	优化后压力/MPa	优化后温度/℃
水冷壁入口集箱	21.62	298.74
水冷壁中间集箱	21.08	370.16
折焰角汇集集箱	20.79	377.04
汽水分离器	20.69	381.08
低压过热器入口 A 侧	20.21	394.79
低压过热器入口 B 侧	20.21	373.22
一减入口 A 侧	20.06	427.04
一减入口 B 侧	20.05	393.22
一减出口 A 侧	20.06	407.47
一减出口 B 侧	20.05	393.22
二减入口 A 侧	19.81	512.60
二减入口 B 侧	19.81	490.38
二减出口 A 侧	19.81	508.66
二减出口 B 侧	19.81	488.82
压力平衡		
末级过热器出口 A 侧	19.56	556.29
末级过热器出口 B 侧	19.56	555.47
系统总压降	2.06	

表 8 100% BRL 负荷下优化后锅炉关键温压参数

Tab.8 Key temperature and pressure parameters of the optimized boiler at 100% BRL load

位置	优化后压力/MPa	优化后温度/℃	位置	优化后压力/MPa	优化后温度/℃
水冷壁入口集箱	27.55	314.44	一减出口 B 侧	25.26	417.08
水冷壁中间集箱	26.64	390.23	二减入口 A 侧	24.90	502.69
折焰角汇集集箱	26.43	395.54	二减入口 B 侧	24.90	498.78
汽水分离器	26.06	397.76	二减出口 A 侧	24.90	502.69
低压过热器入口 A 侧	25.50	401.75	二减出口 B 侧	24.90	498.78
低压过热器入口 B 侧	25.50	393.56	压力平衡		
一减入口 A 侧	25.27	438.35	末级过热器出口 A 侧	24.53	560.94
一减入口 B 侧	25.26	417.08	末级过热器出口 B 侧	24.53	553.97
一减出口 A 侧	25.27	427.64	系统总压降	3.02	

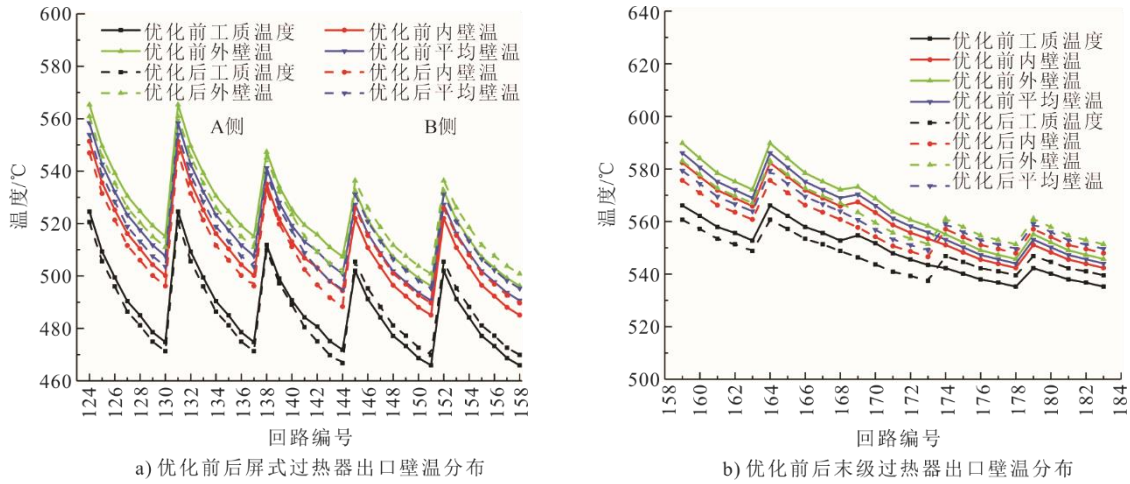


图 8 50% BRL 负荷下优化前后屏过和末过出口壁温分布

Fig.8 Wall temperature distribution of the screen and final superheater outlet at 50% BRL load

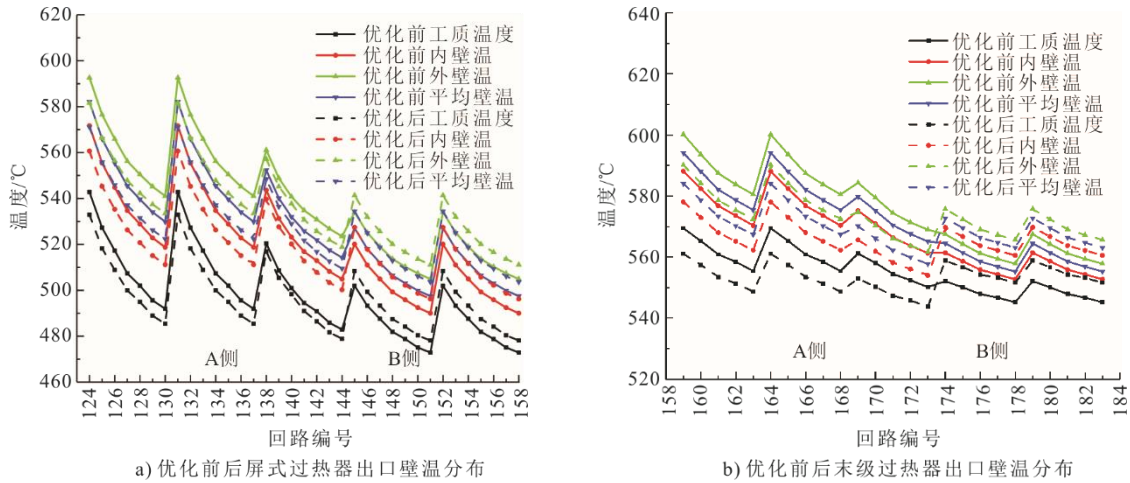


图 9 75% BRL 负荷下优化前后屏过和末过出口壁温分布

Fig.9 Wall temperature distribution of the screen and final superheater outlet at 75% BRL load

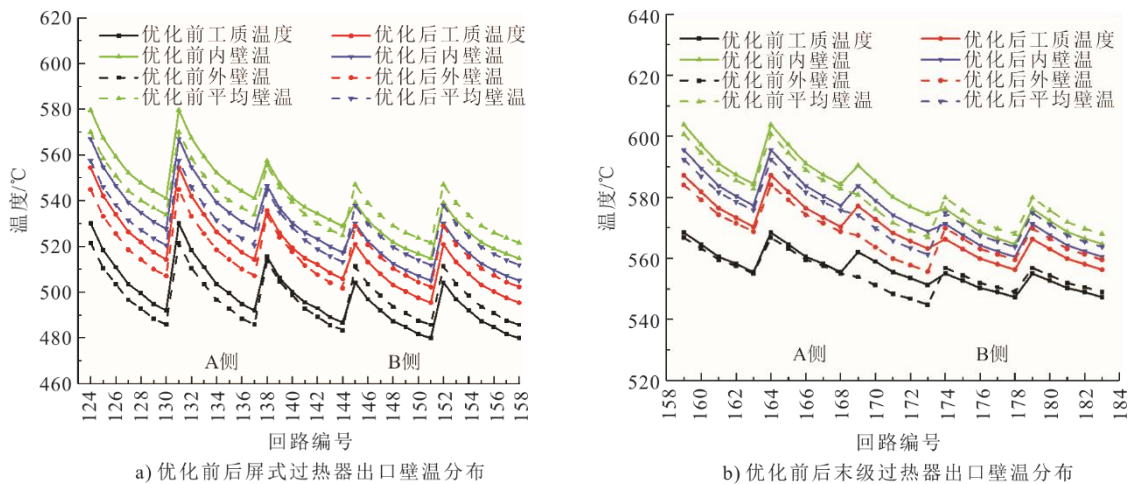


图 10 100% BRL 负荷下优化前后屏式过热器和末级过热器出口壁温分布

Fig.10 Wall temperature distribution of the screen and final superheater outlet at 100% BRL load

5 结 论

针对某超临界 600 MW 机组对冲锅炉两侧主蒸汽温度偏差问题,采用基于流动网络的水动力计算方法,分析验证了主蒸汽两侧温度偏差规律并提出了水动力优化方案。基于本优化方案调整后,50%、75%和 100%BRL 负荷下可使得锅炉屏式过热器出口两侧主蒸汽温度偏差分别缩小 48.4%、71.6%和 25.7%,末级过热器出口两侧主蒸汽温度偏差分别缩小 44.6%、95.8%和 28.0%。该方案可以实现机组的安全、经济运行,对同类型机组具有较大的指导和参考价值。

【参考文献】

- [1] 吴鹏举,朱超,万李,等.超临界机组锅炉 20%负荷深度调峰水动力炉试验研究[J].热力发电,2021,50(4): 59-66.
WU Pengju, ZHU Chao, WAN Li, et al. Actual furnace test research on hydrodynamics of a supercritical boiler at 20% deep peak load[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(4): 59-66.
- [2] 杨英明,孙建东,李全生.我国能源结构优化研究现状及展望[J].煤炭工程,2019,51(2): 149-153.
YANG Yingming, SUN Jiandong, LI Quansheng. Status and prospect of research on China's energy structure optimization[J]. Coal Engineering, 2019, 51(2): 149-153.
- [3] ZHOU J, ZHU M, XU K, et al. Key issues and innovative double-tangential circular boiler configurations for the 1 000 MW coal-fired supercritical carbon dioxide power plant[J]. Energy, 2020: 117474.
- [4] 翟小俊,宋海峰,赵耀兴.试论 350 MW 超临界循环流化床锅炉技术[J].山东工业技术,2018(19): 170.
ZHAI Xiaojun, SONG Haifeng, ZHAO Yaoping. Discussion on 350 MW supercritical circulating fluidized bed boiler technology[J]. Journal of Shandong Industrial Technology, 2018(19): 170.
- [5] ZHANG T, WEN J T, PELES Y, et al. Two-phase refrigerant flow instability analysis and active control in transient electronics cooling systems[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2011, 37(1): 84-97.
- [6] 滕敏华,胡卿,万李,等.1 000 MW 宽负荷超超临界机组锅炉水动力特性计算及分析[J].热力发电,2019,48(4): 60-67.
TENG Minhua, HU Qing, WAN Li, et al. Calculation and analysis on hydrodynamic characteristics of an ultra-supercritical unit boiler with 1 000 MW broad regulation load[J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(4): 60-67.
- [7] 沈利,徐书德,关键,等.超临界大容量火电机组深度调峰对燃煤锅炉的影响[J].发电设备,2016,30(1): 21-23.
SHEN Li, XU Shude, GUAN Jian, et al. Effects of deep participation in peak regulation on the coal-fired boiler of a supercritical high-capacity thermal power unit[J]. Power Equipment, 2016, 30(1): 21-23.
- [8] 董建聪,张忠孝,范浩杰,等.超超临界二次再热机组锅炉燃烧与水动力耦合计算方法研究[J].热力发电,2017,46(8): 30-35.
DONG Jiancong, ZHANG Zhongxiao, FAN Haojie, et al. Research on coupling calculation method of combustion and hydrodynamics for water walls in ultra-supercritical double-reheat boilers[J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(8): 30-35.
- [9] 陆启亮,杨冬,沈艳荣,等.超临界定压运行 T 型锅炉改造方案的水动力安全分析[J].动力工程学报,2014,34(7): 501-506.
LU Qiliang, YANG Dong, SHEN Yanrong, et al. Hydrodynamic safety analysis for retrofit of a supercritical T-shaped constant-pressure operating boiler[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2014, 34(7): 501-506.
- [10] 万李,朱超,吴鹏举,等.700 °C 超超临界对冲燃烧螺旋管圈锅炉水动力计算与壁温安全性分析[J].动力工程学报,2020,40(12): 949-957.
WAN Li, ZHU Chao, WU Pengju, et al. Hydrodynamic calculation and wall temperature safety analysis of a 700 °C ultra supercritical opposed firing boiler with spiral tubes[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2020, 40(12): 949-957.
- [11] 胡庆伟,苏胜,向军,等.超超临界 1 000 MW 机组双切圆锅炉主再热汽温提升方法研究[J].热力发电,2020,49(3): 107-112.
HU Qingwei, SU Sheng, XIANG Jun, et al. Research on main and reheat steam temperature lifting method for ultrasupercritical 1 000 MW unit double-tangential circular boiler[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(3): 107-112.
- [12] 朱萌,周敬,陈磊,等.660 MW 超临界二氧化碳燃煤机组锅炉设计及经济性分析[J].热力发电,2020,49(10): 136-143.
ZHU Meng, ZHOU Jing, CHEN Lei, et al. Boiler design and economic analysis for 660 MW supercritical carbon dioxide-coal-fired unit[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 136-143.
- [13] 闫仕军.防止超超临界锅炉受热面超温的技术措施分析[J].江苏电机工程,2014,33(3): 75-77.
YAN Shijun. Measures for preventing overheating of high temperature heating surfaces in boilers of ultra-supercritical power plants[J]. Jiangsu Electrical Engineering, 2014, 33(3): 75-77.
- [14] 杨冬,潘杰.超(超)临界锅炉水动力特性-试验研究与理论计算[M].北京:中国电力出版社,2017: 172-185.
YANG Dong, PAN Jie. Experimental study and theoretical calculation on hydrodynamic characteristics of (ultra) supercritical boiler[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2017: 172-185.
- [15] 电站锅炉水动力计算方法: JB/Z 201—1983[S].上海:上海发电设备成套设计研究所,1983: 465.
Hydrodynamic calculation method for power station boiler: JB/Z 201—1983[S]. Shanghai: Shanghai Power Equipment Research Institute, 1983: 465.

(责任编辑 邓玲惠)