

1 000 MW 机组低温省煤器及烟道流场模拟优化研究

邓晓川, 胡龙彬, 李 斌, 方 芳

(北京国电富通科技发展有限公司, 北京 100071)

摘 要: 由于双进气烟道结构复杂, 对低温省煤器内的烟气流场分布有很大影响。为了提高双进气烟道结构的低温省煤器内部气流分布均匀性, 从而保证换热效率, 降低设备故障率, 通过计算流体力学 (CFD) 数值模拟技术, 采用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 以多孔介质模型替代结构复杂的翅片换热管的方法, 对某 1 000 MW 燃煤机组低温省煤器及其双进气烟道内的流场分布进行数值模拟与结构优化研究。为了确保模拟结果更接近实际情况, 在不同工况条件下, 对低温省煤器及其烟道对应测点的烟气压力损失进行了测量和数值模拟计算, 获得了可靠的模型边界参数。低温省煤器烟道结构优化前的测量值与数值模拟对应的压力损失值的偏差控制在 $-23 \sim 31$ Pa, 验证了数值模型的准确性。优化低温省煤器及其烟道的结构后, 利用建立的模型进行流场模拟, 根据气流均匀性评判方法 (RSM 法), 在不同锅炉负荷对应烟道入口流速 3.7、6.1、8.5、9.7、12.2 m/s 工况下, 分别对低温省煤器优化前后的翅片管换热区入口截面流场速度均匀性进行评价。经过多次流场数值模拟, 结果显示结构优化前, 烟道入口烟气流速达 5.3 m/s 时, 原结构的低温省煤器换热区入口截面的气流分布已不合格, 且随着锅炉负荷增加, 该截面的气流均匀性变得更差。结构优化后, 随烟气流速增大, 低温省煤器换热区入口截面的气流分布均匀性有所变差, 但都保持在气流分布优秀的范围 ($\sigma \leq 10\%$), 换热区入口截面的气流分布均匀性明显提升。数值模拟结果表明烟道弯头与直段烟道不等径、扩散弯头及导流板设置不合理是造成流场分布不均匀的主要原因。通过结构优化, 将竖直烟道上下 2 个弯头改变为与竖直烟道等径的弯头, 并合理设置导流板, 使得该低温省煤器竖直烟道中气流向内侧偏移现象明显减弱, 竖直烟道上弯头顶部气流流量过少, 底部气流流速过快的现象也明显减弱, 低温省煤器换热区入口气流均匀性明显提升。分析认为在烟道转弯处, 选择与直段烟道等径的弯头, 有利于提升烟道内气流分布的均匀性。烟道转弯后又需连接扩散烟道时, 烟道先等径转弯一段距离后再连接扩散烟道, 有利于提升烟道内气流分布的均匀性。

关键词: 低温省煤器; 多孔介质; 流场模拟; 烟道优化

中图分类号: TM621

文献标志码: A

文章编号: 1006-6772(2019)06-0158-07

Simulation and optimization study of low temperature economizer and flue flow field of 1 000 MW unit

DENG Xiaochuan, HU Longbin, LI Bin, FANG Fang

(Beijing Guodian Futong Science and Technology Development Co., Ltd., Beijing 100071, China)

Abstract: The complex structure of double inlet gas flue has a significant influence on gas flow field distribution in a 1 000 MW coal-fired boiler's low temperature economizer. In order to optimize gas flow field of the low temperature economizer with double inlet gas flues and ensure the heat exchange efficiency and reduce its failure rate, based on the computational fluid dynamics (CFD) numerical simulation technology and the standard $k-\varepsilon$ model, the porous medium model was used to replace the fin heat exchanger with complex structure. The flow field distribution in the low-temperature economizer and its double inlet flue of a 1 000 MW coal-fired unit is studied by numerical simulation and structural optimization. In order to ensure that the simulation results were closer to actual situation, the numerical simula-

收稿日期: 2018-12-28; **责任编辑:** 白娅娜 **DOI:** 10.13226/j.issn.1006-6772.18122801

基金项目: 国家重点研发计划资助项目 (2016YFB0600400)

作者简介: 邓晓川 (1988—), 男, 河北石家庄人, 工程师, 主要从事能源开发利用与环境保护相关工作。E-mail: dxc116633@163.com

引用格式: 邓晓川, 胡龙彬, 李斌, 等. 1 000 MW 机组低温省煤器及烟道流场模拟优化研究 [J]. 洁净煤技术, 2019, 25(6): 158-164.

DENG Xiaochuan, HU Longbin, LI Bin, et al. Simulation and optimization study of low temperature economizer and flue flow field of 1 000 MW unit [J]. Clean Coal Technology, 2019, 25(6): 158-164.



移动阅读

tion model was verified by comparing measured values with calculated values of flue gas pressure loss at the corresponding sampling point of low temperature economizer under different working conditions, then the reliable boundary parameters of the model were obtained. The deviation between the measured value and the pressure loss value corresponding to the numerical simulation before the optimization of the low-temperature economizer flue structure was controlled at $-23\sim 31$ PA, which verified the accuracy of the numerical model. After optimizing the structure of the low-temperature economizer and its flue, the established model was used to simulate the flow field. In different boiler load conditions corresponding to the gas flue inlet velocity of 3.7, 6.1, 8.5, 9.7, 12.2 m/s, the numerical simulations had been made respectively before and after optimizing structure of the low temperature economizer's inlet gas flue. The evaluation results show that gas flow field distribution in low temperature economizer has been worse and worse, when the velocity of flue gas at the flue inlet is more than 5.3 m/s, before optimizing structure of the low temperature economizer's inlet gas flue and with the increase of boiler load, the air flow uniformity of the section becomes worse and with the increase of boiler load, the air flow uniformity of the section becomes worse. After structural optimization, with the increase of flue gas velocity, the gas flow field distribution in low temperature economizer becomes worse, but within the excellent flow field distribution range(10%) and the uniformity of air flow distribution in the entrance section of the heat exchange area is obviously improved. The results of numerical simulation show that the main reasons for uneven distribution of flow field in economizer and its inlet gas flues are unequal diameter of flue elbow and straight flue, unreasonable setting of guide plate and diffusion flue elbow. After making structural optimization of the low temperature economizer such as equalizing elbow to the straight flue diameter and setting the guide plate reasonably, the gas flow deviation inside the vertical flue of the low-temperature economizer is obviously weakened, the air flow at the top of the elbow on the vertical flue is too small, and the air flow velocity at the bottom is too fast, so the air flow uniformity at the inlet of the heat exchange area of the low-temperature economizer is obviously improved. The analysis shows that the elbow with the same diameter as the straight flue is beneficial to improve the uniformity of air distribution in the flue. When it is necessary to connect the diffusion flue after the flue turns, the flue should be connected to the diffusion flue after a certain distance of equal diameter turning, which is conducive to improving the uniformity of air distribution in the flue.

Key words: low temperature economizer; porous medium; CFD; flow field optimizing

0 引言

锅炉的排烟温度过高会导致能量损失,降低锅炉热效率,以 410 t/h 锅炉为例,锅炉排烟温度升高 20 ℃,锅炉热效率下降 1.5%~2.0%,每年多消耗标煤约 4 500 t^[1-3]。低温省煤器作为电站锅炉余热回收利用的主要设备,利用烟气余热加热凝结水,被加热升温后的凝结水再返回锅炉加热系统,有效回收了烟气余热,降低能量损失,从而降低了燃煤消耗^[4]。低温省煤器内部设置了大量的翅片管束,结构极其复杂,若进入翅片管束区的气流分布不均匀,会造成换热效率降低,严重时会出现管束积灰、磨损、振动等现象,增大设备的故障率^[5-6]。研究表明,省煤器烟道内的导流板设置不合理会导致烟气流速分布不均,局部流速过大,使省煤器局部管束磨损严重,最终造成省煤器泄漏^[7]。烟气流速分布不均,局部流速过高还会引起低温省煤器内部卡门涡街的脱落频率与烟道声学驻波频率相近导致共振,进而引起低温省煤器振动^[8]。因此在低温省煤器设计或改造阶段,对设备内部及其烟道的流场分布进行优化能有效减少设备故障率。

由于物理试验难度高、准确性差,对复杂多管束换热器的流场优化研究主要是通过 CFD 数值模拟计算方法实现。对于 1 000 MW 燃煤机组低温省煤

器,如果建立 1:1 三维模型且低温省煤器内部仍保持翅片管束结构,模型的网格数会非常大,目前计算机根本无法运行。为解决此类问题,Karaannis 等^[9]和 Prithiviraj 等^[10]采用多孔介质模型替代小型换热器换热区复杂结构的方法模拟了换热器中的流动,证明了此方法应用于多管束换热器流场模拟的可行性。朱冬生等^[11]利用多孔介质模型分析了板翅式换热器内流体的流动分布特点。对于 1 000 MW 机组低温省煤器采用多孔介质模型的流场模拟优化还鲜有研究。本文通过 CFD 数值模拟计算技术,利用多孔介质模型替代省煤器翅片管换热区,对某电厂 1 000 MW 燃煤机组低温省煤器及其烟道内的流场分布进行数值模拟研究。该 1 000 MW 燃煤机组低温省煤器入口烟道为双烟道结构,由于气流分布不均,出现了振动、磨损现象。通过数值模拟分析,本文提出了流场分布的优化方案,并对优化前后的低温省煤器在不同锅炉负荷下的内部流场均匀性进行分析,实现了入口烟道结构的优化设计,对 1 000 MW 燃煤机组低温省煤器优化设计和改造具有参考意义。

1 数值模拟方法

1.1 三维模型

该电厂在电除尘器与脱硫塔之间设置了低温省

煤器用于余热回收,并降低脱硫塔入口烟气温度,以减少烟气中水蒸气饱和度,从而减少脱硫循环水的消耗。锅炉烟气经2台静电除尘器后,通过双烟道汇合进入低温省煤器,其几何结构如图1所示。

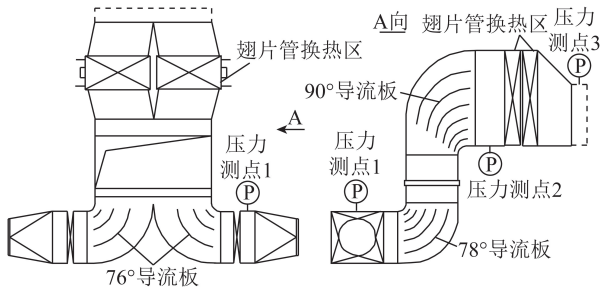


图1 低温省煤器及其烟道俯视图和侧视图

Fig.1 Plan view and elevation view of low-temperature economizer and flue

采用三维建模软件建立与低温省煤器尺寸比例为1:1的三维模型,将该模型导入网格生成软件中进行网格划分,并将局部加密处理。通过网格质量检查,网格质量均大于0.35,网格质量较高。为了提高计算速度,利用多孔介质模型代替了低温省煤器翅片管换热区,并忽略烟道内部的撑杆等结构,最终建立的模型(仅显示低温省煤器网格)如图2所示。

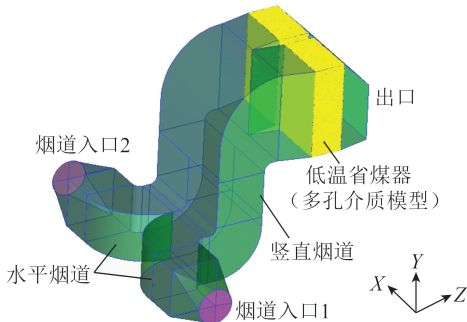


图2 低温省煤器及其烟道三维模型
(仅显示低温省煤器网格)

Fig.2 Three-dimensional model of low-temperature economizer and flue

1.2 计算模型

自然界中流体的运动都符合3个基本定律:质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律^[12]。这些基本守恒定律的数学描述积分或微分控制方程,是计算和分析低温省煤器及其烟道内部流体流动与热传导问题的基础。火力发电厂锅炉低温省煤器及其烟道内的流动属于三维湍流问题,本文采用标准 $k-\varepsilon$ 模型,模型涉及的计算控制方程为

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

在直角坐标系中的动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \text{div}(\rho u v) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \text{div}(\rho v v) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \text{div}(\rho w v) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (4)$$

湍流动能 k 方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5)$$

湍流消散率 ε 控制方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \times (G_k + C_3 G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

式中, ρ 为流体密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; p 为流体静压, Pa ; u, v, w 分别为 x, y, z 坐标方向上的速度分量, m/s ; $\mathbf{v}$ 为流体速度矢量; μ 为流体动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; S_u, S_v, S_w 分别为对应坐标方向上其他模型相关源项,包含多孔介质和自定义源项; k 为湍动能; ε 为湍流消散率; G_k 为由层流速度梯度而产生的湍流动能; G_b 为由浮力产生的湍流动能; Y_M 为在可压缩湍流中,过度扩散产生的波动; σ_k 为 k 方程的湍流普朗特数,取1.0; σ_ε 为 ε 方程的湍流普朗特数,取1.3; x_i, x_j 为坐标位置; μ_t 为湍流速度, m/s ; S_k, S_ε 为自定义量; $C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_3$ 为常量,分别取值 $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.45$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $C_3 = 1.0$ 。

1.3 物性参数设定

火力发电厂锅炉烟气中含有大量颗粒物,当烟气经过电除尘器后,大部分颗粒物被脱除,可将进入低温省煤器的烟气简化为单相气体。根据该锅炉BMCR工况烟气参数,设定烟气主要物性参数见表1。

表1 烟气物性参数

Table 1 Physical parameters of flue gas

物性参数	数值
烟气流速/ $(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	1 191
烟气密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	0.883
烟气黏度/ $(\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1})$	1.972×10^{-5}
比热容/ $(\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1})$	1 006.43
导热系数/ $(\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1})$	0.024 2
入口烟气温度/ $^{\circ}\text{C}$	130.2

1.4 计算设置

将上述已划分网格的模型导入 CFD 软件中,采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型并打开能量方程。根据低温省煤器及其进出口烟道的结构特点和物性参数,设置数值模拟计算中边界条件、区域条件:烟道入口 1 和烟道入口 2 为 velocity-inlet (速度入口),烟气流速相同,烟气出口为 pressure outlet (压力出口),其他面为 Wall (壁面),翅片管束换热区设置为多孔介质区域。采用 SEMPLER 算法进行求解计算,设置残差监视及低温省煤器内某一壁面的受力监视,当残差 $< 10^{-5}$ 且该壁面受力平衡时,认为计算收敛。

1.5 多孔介质模型

由于低温省煤器翅片管束的结构极其复杂,若按照实际结构划分网格,现有计算机不可能运行。多孔介质模型是计算流体力学中常用的假设模型,能有效模拟翅片换热器内的流动和传热特性^[13],因此可将低温省煤器的复杂管束区合理简化为多孔介质模型^[14]。多孔介质模型是在动量方程中增加了一个代表动量消耗的源项,分别为黏性损失项和惯性损失项^[15]。采用体积平均法,可得到流体在多孔介质中的渗流速度 u_s ,渗流速度 u_s 与流体在多孔介质内流动速度 v 之间的关系由 Dupuit-Forchheimer 关系式^[16]获得,即

$$u_s = \varphi v \quad (8)$$

此时,多孔介质中的宏观质量守恒方程为

$$\frac{\partial(\varphi \rho)}{\partial t} + \nabla(\rho \varphi v) = 0 \quad (9)$$

$$S_i = \sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^3 C_{ij} \rho |v_j| v_i \quad (10)$$

式中, φ 为多孔介质的孔隙率; S_i 为动量方程中的源项; v_i, v_j 为不同方向的流体速度, m/s; D_{ij} 为黏性阻力系数; C_{ij} 为惯性阻力系数。

由图 2 可知, z 方向为烟气流动方向, x, y 方向有低温省煤器墙板, z 方向惯性阻力相对 x, y 方向小很多,且忽略烟气黏性阻力的影响,因此设置多孔介质模型关键参数黏性阻力系数 $D_{ij} = 0$, 孔隙率 $\varphi = 0.856$, 换热管束区的惯性阻力系数 C_{ij} 取 $(2 \times 10^3, 2 \times 10^3, z_i)$ 。根据以上边界条件, z_i 分别取 2、4、6、8、10、14、16, 依次进行流场数值模拟计算。在 z_i 不同取值情况下, 计算收敛后的低温省煤器的进出口压差与翅片管束换热区的管束阻力系数 z_i 的关系如图 3 所示。

已知低温省煤器翅片管束换热区在 BMCR 工况下的实际压力损失(压力测点 2 与压力测点 3 压差, 如图 1 所示)为 731 Pa, 根据数值模拟计算收敛后

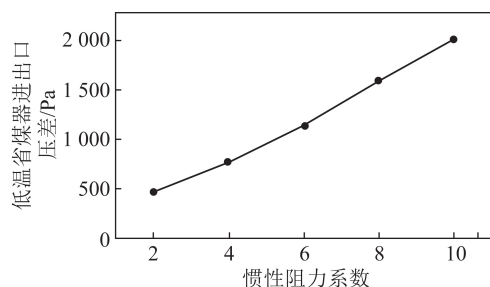


图 3 进出口压差与翅片管束换热区惯性阻力系数关系

Fig.3 Relationship between inlet-outlet pressure difference and resistance coefficient of finned tube heat exchange area

低温省煤器的进出口压差与管束阻力系数的关系, 可得多孔介质惯性阻力系数取 $(2 \times 10^3, 2 \times 10^3, 4)$ 时, 模拟结果压力损失为 750 Pa, 与实际情况最接近, 从而确定惯性阻力系数 C_{ij} 的取值为 $(2 \times 10^3, 2 \times 10^3, 4)$ 。锅炉其他工况同样按照此方法确定多孔介质模型中惯性阻力系数 C_{ij} 。

2 流场数值模拟及优化

2.1 优化前数值模拟结果

根据上述设置, 利用 CFD 软件, 对该低温省煤器及其烟道在 BMCR 工况下的流场进行数值模拟。结果表明竖直烟道内的气流向内侧方向偏斜, 这是水平烟道与竖直烟道弯头不等径且该处导流板转弯角度过小(仅为 76°)等原因造成的。在竖直烟道与低温省煤器入口烟道的弯头顶部出现了局部少流现象, 气流速度在 $0 \sim 5$ m/s。竖直烟道与低温省煤器入口烟道的弯头底部气流速度较快, 在 $11 \sim 17$ m/s, 该部位容易出现振动、磨损现象。上述诸多因素共同作用导致了低温省煤器入口截面的气流分布出现“顶部气流流速过慢, 底部气流流速过快”的现象, 在顶部出现了无气流范围, 而中下部局部范围气流速度可达 17 m/s 以上, 使烟气无法均匀进入低温省煤器。

2.2 结构优化

参照 DL 5121—2000T, 《火力发电厂烟风煤粉管道设计技术规程》中异形烟道优化选型办法^[17], 根据优化前的数值模拟分析结果, 对该电厂低温省煤器进气管道结构进行优化。在原有结构基础上, 将竖直烟道下部弯头变成等径弯头, 并增加 3 块转向角度均为 90° 的导流板, 且导流板弧线所在同心圆与内护板弧线所在同心圆同心; 将竖直烟道上部弯头变成与竖直烟道等径弯头, 并设置 5 块转向角度为 90° 的导流叶片; 烟道等径转弯后再接扩散烟道, 扩散烟道内设置 2 块导流板, 其他结构未改变, 如图 4 所示。

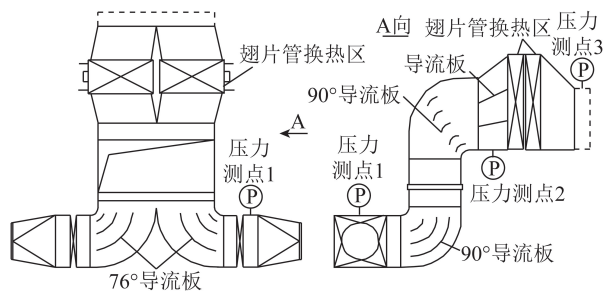


图4 烟道优化结构

Fig.4 Optimized structure of flue

2.3 优化前后流场分布对比

结构优化前后低温省煤器及其烟道内的数值模拟流线、右竖直烟道中间截面速度云图、左竖直烟道中间截面速度云图、低温省煤器入口截面速度云图如图5~8所示。由图5可知,结构优化前低温省煤器入口烟道顶部出现了明显的局部流量过少现象,流场分布不均匀;结构优化后,局部流量过少现象明显减少。烟道结构未优化前,烟气经过竖直烟道底部导流板后气流向内侧偏移,再经过扩径弯头烟道进入低温省煤器时,气流大部分集中在弯头底部(图6(a)、7(a))。同时由于竖直烟道上部弯头为扩径弯头,内部压力减小,导致顶部气流流量过少,进而使得低温省煤器换热区入口气流分布不均匀,上部出现了气流流量过少的现象(图8(a))。导致这种流场分布不均现象的主要原因是竖直烟道上下弯头结构及导流板设置不合理。

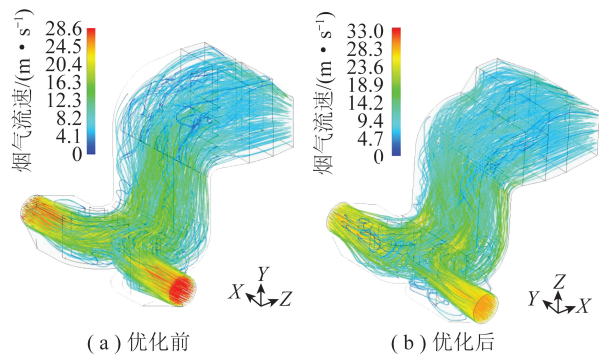


图5 结构优化前后流场流线图

Fig.5 Streamline in the economizer before and after structure optimization

通过优化竖直烟道上下弯头结构,将上下弯头均变为与竖直烟道等径的弯头,并合理设置导流板,使得低温省煤器竖直烟道内的流场均匀性明显提升。与优化前相比,竖直烟道中气流向内侧偏移现象明显减弱,竖直烟道上弯头“顶部气流流速过慢,底部气流流量过快”现象明显减弱(图6(b)、图7(b))。竖直烟道上部弯头再接扩散烟道,局部结构的优化使得低温省煤器换热区入口气流均匀性明显

提升,烟气流速在5~9 m/s(图8(b))。

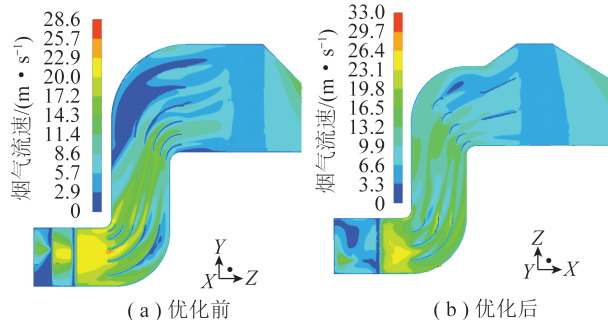


图6 优化前后右竖直烟道中间截面速度云图

Fig.6 Velocity contour at lengthwise section of right vertical flue before and after structure optimization

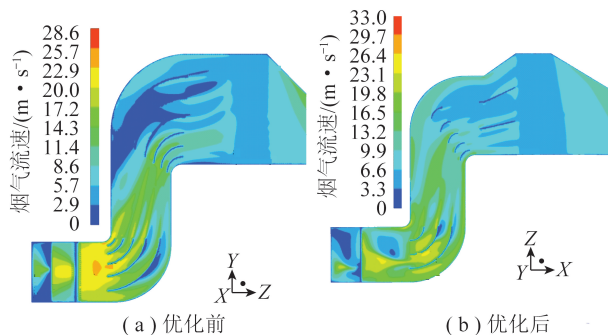


图7 优化前后左竖直烟道中间截面速度云图

Fig.7 Velocity contour at lengthwise section of left vertical flue before and after structure optimization

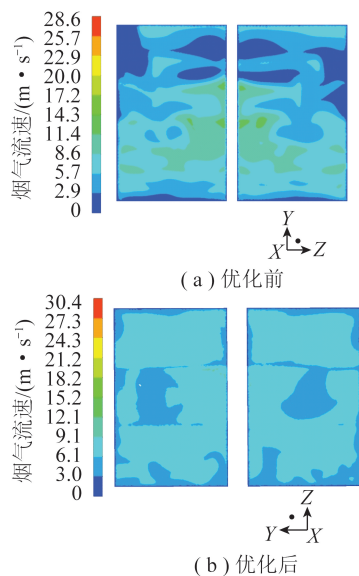


图8 优化前后低温省煤器入口截面速度云图

Fig.8 Velocity contour at lengthwise section of inlet flue before and after structure optimization

2.4 优化前后烟气压力损失对比

不同工况条件下,对低温省煤器及其烟道烟气压力损失(压力测点1与压力测点3压差)进行了测量和数值模拟计算,具体见表2。低温省煤器烟道结构优化前的测量值与数值模拟对应的压力损失

值的偏差较小,在 $-23\sim 31$ Pa,验证了数值模型的准确性。结构优化后,使得低温省煤器及其烟道的压力损失减小 $91\sim 128$ Pa。这是由于优化烟道弯头处结构及导流板,使弯头处的压头损失减小,直烟道内的气流分布均匀,摩擦力减小,沿程压力损失减小,进而使得低温省煤器及其烟道的压力损失减小。

表 2 优化前后低温省煤器及其烟道烟气压力损失

Table 2 Pressure loss of the economizer and flue before and after structure optimization

烟道入口流速/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	优化前压损 测量值/Pa	压损模拟值/Pa		优化后减少 压力损失/Pa
		优化前	优化后	
3.7	352	365	261	91
6.1	556	579	442	114
9.7	624	593	467	157
12.2	971	990	843	128

3 气流分布均匀性评价

根据气流均匀性评判方法(RSM法)(式(11))^[18-19],在不同锅炉负荷对应烟道入口流速 $3.7、6.1、8.5、9.7、12.2$ m/s工况下,分别对低温省煤器优化前后的翅片管换热区入口截面流场速度均匀性进行评价。经过多次流场数值模拟,结果显示结构优化前,烟道入口烟气流速达 5.3 m/s时,低温省煤器换热区入口截面的气流分布已不合格,随着锅炉负荷增加均匀性变得更差。结构优化后,随烟气流速增大,低温省煤器换热区入口截面的气流分布均匀性有所变差,但都保持在优秀范围(图9)。结构优化后,换热区入口截面的气流分布均匀性明显提升。

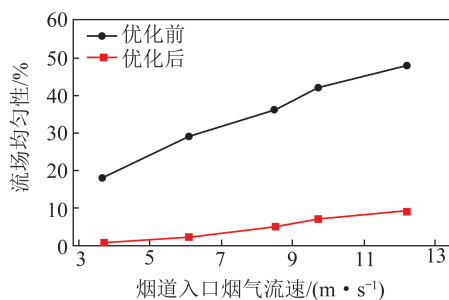


图 9 不同锅炉负荷下低温省煤器入口截面流场均匀性

Fig.9 Flow field uniformity at inlet flue section of the economizer under different boiler loads

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{v_i - \bar{v}}{\bar{v}} \right)^2} \times 100\% \quad (11)$$

式中, σ 为均匀系数,截面气流速度相对均方根值, $\%$; $\bar{v}$ 为截面气流速度平均值,m/s; v_i 为截面中 i

测点的气流速度值,m/s; n 为截面上的测点数。 $\sigma \leq 10\%$ 时,气流分布为优秀; $10\% < \sigma \leq 15\%$ 时,气流分布为良好; $15\% < \sigma \leq 25\%$ 时,气流分布为合格。

4 结 论

1) 本文采用标准 $k-\varepsilon$ 模型,利用多孔介质替代复杂管束换热区,对某1 000 MW燃煤机组低温省煤器及其烟道进行了数值模拟。认为竖直接烟道下弯头与烟道不等径、上弯头为扩散弯头及导流板设置不合理是造成流场分布不均匀的主要原因。

2) 为解决烟道气流分布不均匀的问题,将竖直接烟道上下2个弯头改变为与竖直接烟道等径的弯头,并合理设置导流板,使得该低温省煤器竖直接烟道中气流向内侧偏移现象明显减弱,竖直接烟道上弯顶部气流流量过少,底部气流流速过快的现象也明显减弱,低温省煤器换热区入口气流均匀性明显提升。

3) 利用数值模拟分析双进气管道低温省煤器内流场不均匀的原因。认为烟道转弯处,弯头与直段烟道等径,有利于提升烟道内气流分布的均匀性。烟道转弯后又需连接扩散烟道时,烟道先等径转弯后再连接扩散烟道,有利于提升烟道内气流分布的均匀性。

参考文献(References):

- [1] 宁显勇.降低锅炉排烟温度提高锅炉热效率[J].石化技术, 2018,25(6):19-20.
NING Xianying. Reduce exhaust gas temperature and improve thermal efficiency of boiler [J]. Petrochemical Industry Technology, 2018, 25(6): 19-20.
- [2] 薛恺,李强. 300 MW 机组发电煤耗影响因素分析[J]. 洁净煤技术, 2012, 18(1): 98-101.
XUE Kai, LI Qiang. Analysis on influencing factors of 300 MW generator coal consumption [J]. Clean Coal Technology, 2012, 18(1): 98-101.
- [3] 杨富鑫,谭厚章,张俊杰,等. 1 000 MW 机组锅炉余热利用方案对比[J]. 洁净煤技术, 2017, 24(6): 124-128.
YANG Fuxin, TAN Houzhang, ZHANG Junjie, et al. Comparison of different systems for waste heat recovery from flue gas in a 1 000 MW powerplant [J]. Clean Coal Technology, 2017, 24(6): 124-128.
- [4] 徐钢,许诚,杨勇平,等. 电站锅炉余热深度利用及尾部受热面综合优化[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(14): 1-8, 15.
XU Gang, XU Cheng, YANG Yongping, et al. Deep utilization of exhaust heat and comprehensive optimization of tail heating surfaces for utility boilers [J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(14): 1-8, 15.
- [5] 易勇智. 350 MW 燃煤机组低温省煤器振动机理分析及对策[J]. 广东电力, 2015, 28(7): 33-35, 44.
YI Yongzhi. Analysis on vibration mechanism of low temperature

- economizer of 350 MW coal-fired unit and countermeasures [J]. Guangdong Electric Power, 2015, 28(7): 33-35, 44.
- [6] 林伟, 龚斌, 王宗勇, 等. 循环流化床锅炉省煤器磨损原因分析及解决措施 [J]. 锅炉制造, 2010(6): 7-9, 14.
- LIN Wei, GONG Bin, WANG Zongyong, et al. The reason analysis and modification measures on abrasion of CFB boiler economizer [J]. Boiler Manufacturing, 2010(6): 7-9, 14.
- [7] 文珏, 党岳, 曹超. 某电厂低低温省煤器磨损机理及改进措施研究 [J]. 机械工程师, 2018(9): 155-158.
- WEN Jue, DANG Yue, CAO Chao. Study on wear mechanism and improvement measures of low-low temperature economizer in a power plant [J]. Mechanical Engineer, 2018(9): 155-158.
- [8] 李健, 秦松波. 低温省煤器及 MGGH 振动原因分析与消振措施 [J]. 发电设备, 2017, 31(6): 438-441.
- LI Jian, QIN Songbo. Cause analysis and countermeasures for vibration of a low-temperature economizer and MGGH [J]. Power Equipment, 2017, 31(6): 438-441.
- [9] KARAANNIS N, MARKATOS N C G. Mathematical modeling of heat exchangers [C] // Proceedings of the Tenth International Heat Conference. Brighton. UK; The industrial Sessions Papers, 1994: 13-18.
- [10] PRITHIVIRAJ M, ANDREWS M J. Three dimensional numerical simulations of shell-and-tube heat exchangers [J]. Part II: Heat Transfer. Numerical Heat Transfer, Part A, 1998, 33(8): 829-831.
- [11] 朱冬生, 毛玮, 蓝少健, 等. 多孔介质模型在板翅式换热器数值模拟中的应用 [J]. 流体机械, 2012, 40(4): 63-67.
- ZHU Dongsheng, MAO Wei, LAN Shaojian, et al. Application of porous media and distributed resistance model in numerical simulation of plate-fin heat exchangers [J]. Fluid Machinery, 2012, 40(4): 63-67.
- [12] 王福军. 计算流体力学分析——CFD 软件原理应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 10-32.
- [13] YANG Yue-Tzu, HWANG Ming-Lu. Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics in heat exchangers fitted with porous media [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(13): 2956-2965.
- [14] 吕玉坤, 卢权, 马强, 等. 鳍片管省煤器结构优化的三维数值模拟 [J]. 华北电力大学学报 (自然科学版), 2008, 35(4): 38-43.
- LYU Yukun, LU Quan, MA Qiang, et al. Three-dimension numerical simulation of structure optimization of rectangular fin tube economizer [J]. Journal of North China Electric Power University, 2008, 35(4): 38-43.
- [15] 刘伟, 范爱武, 黄晓明. 多孔介质传热传质理论与应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2006: 18-46.
- [16] 孔祥言. 高等渗流力学 [M]. 2 版. 合肥: 中国科技大学出版社, 2010: 58-92.
- [17] 国家电力公司华东电力设计院. 火力发电厂烟风煤粉管道设计技术规程: DL/T 5121—2000 [S]. 北京: 同心出版社, 2000.
- [18] 赵勇凯, 蒋蓬勃. 电除尘器气流分布均匀性试验评判标准探讨 [J]. 电站系统工程, 2008, 24(3): 68-69.
- ZHAO Yongkai, JIANG Pengbo. Electric precipitator air distribution uniformity experiment standard discussion [J]. Power System Engineering, 2008, 24(3): 68-69.
- [19] 李坦, 靳世平, 黄素逸, 等. 流场速度分布均匀性评价指标比较与应用研究 [J]. 热力发电, 2013, 42(11): 60-63, 92.
- LI Tan, JING Shiping, HUANG Suyi, et al. Evaluation indices of flow velocity distribution uniformity: comparison and application [J]. Thermal Power Generation, 2013, 42(11): 60-63, 92.