

环境风速对空冷凝汽器运行性能的影响

何伟峰, 戴义平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 通过建立 2×600 MW 直接空冷电厂的数值模型, 采用 Fluent 软件计算得到了环境风速影响下空冷凝汽器风机的运行规律, 并通过加载翅片管换热器内部汽轮机排汽的凝结程序, 分析了环境风速对空冷凝汽器换热量的影响机理. 计算结果表明: 在环境风速的扰动作用下, 环境风速由 0 m/s 上升至 12 m/s 时空冷凝汽器周围的流场变化使凝汽器总容积效率下降了 15.9% , 迎风面风机的容积效率下降幅度更是高达 43.6% , 而空冷凝汽器的换热量也相应地从 $1\,695.2$ MW 下降至 $1\,418.6$ MW. 通过分析获得了环境风速对空冷凝汽器运行性能的影响机理, 可为空冷电厂运行背压的预测提供参考.

关键词: 数值模型; 环境风速; 空冷凝汽器; 容积效率; 换热量

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)05-0031-05

Effect of Wind Speed on Performance of an Air-Cooled Steam Condenser

HE Weifeng, DAI Yiping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A numerical model for a 2×600 MW air-cooled power plant was established and the commercial code, FLUENT, was applied to obtain the operation patterns of the air-cooled fans at different wind speeds. The influence of the wind speed on the heat transfer rate was also analyzed using the program for condensation of the exhaust steam in the finned tube exchangers. The result shows that the total volume effectiveness of the air-cooled condenser decreases by 15.9% due to the difference of the flow field around the condenser and the volume effectiveness of the windward fans decreases by up to 43.6% when the wind speed increases from 0 m/s to 12 m/s, leading to the decrease in the heat transfer rate of the heat exchangers from $1\,695$ MW to $1\,418.6$ MW.

Keywords: numerical model; wind speed; air-cooled condenser; volume effectiveness; heat transfer rate

随着直接空冷式发电厂在我国北方富煤缺水地区迅速推广, 环境风影响下的空冷凝汽器运行性能研究迫在眉睫. 由于空冷凝汽器直接暴露在空气中, 环境风将改变凝汽器周围的流场分布, 从而改变凝汽器的运行状态. 特别是在大风、高温下, 恶劣的换热环境将使机组背压急剧升高, 这将严重影响空冷电厂的经济性、安全性.

目前, 国内外学者已经展开了环境风影响下的

空冷凝汽器运行性能的研究. 热风回流现象是国内学者研究的重点, 如赵文升等^[1]、段会申等^[2]均对环境风影响下的热风回流现象进行了数值研究, 他们不仅定性地分析了热风回流产生的原因, 而且还提出了一系列行之有效的措施来防止热风回流现象的发生. 周兰欣等^[3]以 300 MW 直接空冷电厂为例, 分析了环境风场对空冷散热单元换热效率的影响, 并通过计算得到的流场分析了空冷平台空气倒灌和

热风回流产生的机理. 何伟峰等^[4]对 2×600 MW 空冷单元进行了建模, 并采用数值方法对空冷单元的运行背压进行了预测. van Rooyen^[5]通过数值模拟研究获得了各环境温度下凝汽器的运行背压, 同时认为, 在环境温度变化的过程中, 空冷凝汽器的排热量保持不变.

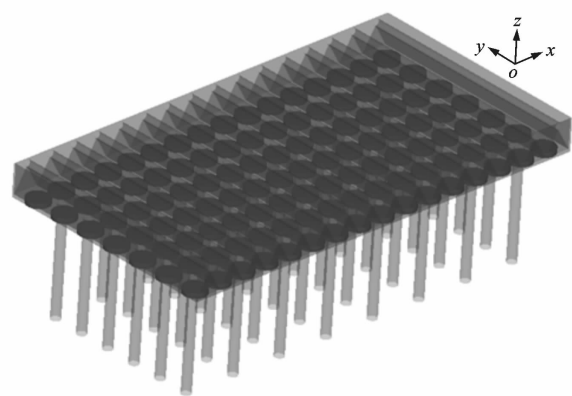
环境因素复杂、多变, 完全通过实验的方法来研究空冷凝汽器的运行性能将受到诸多限制. 因此, 采用计算机模拟已成为研究空冷凝汽器的重要手段.

本文以 2×600 MW 直接空冷电厂为基础, 通过数值模拟方法计算出了环境风速对空冷凝汽器运行性能的影响规律, 可为空冷电厂运行背压的预测提供参考.

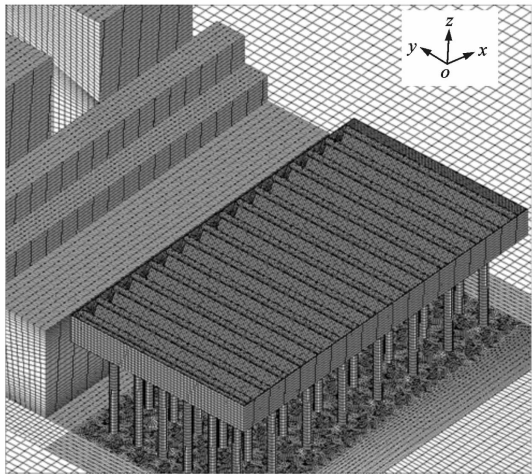
1 计算模型和数值计算方法

1.1 物理模型及网格划分

图 1 为 2×600 MW 空冷机组物理模型及网格分布, 其中空冷平台高 45 m, 长 180.8 m, 宽 88.2 m,



(a)空冷凝汽器结构



(b)空冷电厂网格分布

图 1 2×600 MW 空冷电厂物理模型及网格分布

为防止热风回流, 同时设置了高 15 m 的 4 面挡风墙. 空冷平台共有 112 个空冷单元, 每个空冷单元由长 11.3 m 的若干单排管束及一台轴流风机组成, 其结构形式为 60° A 字型, 对应风机的直径 $D=9.144$ m.

采用 Gambit 软件对计算区域进行了网格划分, 根据区域受流体扰动的程度, 对风筒、A 型三角架、翅片管换热器及其周边进行了网格加密. 远离空冷凝汽器核心计算区域的网格密度随着该区域与空冷凝汽器距离的增加而降低, 直接空冷电厂的计算模型区域为 $500\text{ m}\times 1\,000\text{ m}\times 300\text{ m}$, 计算区域网格总数为 468 万.

1.2 数值计算方法及边界条件

标准 $k-\epsilon$ 模型是由 Launder 和 Spalding 于 1972 年提出的, 该湍流模型在工程界得到了广泛的应用. 本文采用标准 $k-\epsilon$ 模型对空冷电厂外流场进行了模拟, 运用有限体积法的上迎风格式对控制方程对流项进行了离散, 动量方程的离散化采用了交错网格方法, 并采用 Simple 算法对流场进行了数值计算.

图 2 为空冷电厂计算模型边界条件示意图. 其中: 蒸汽分配管外边界、挡风墙、混凝土柱及厂房定义为无滑移壁面; 风机风筒定义为无滑移的耦合壁面(因为风筒两侧均有流体). 在对空冷电厂外围流场进行数值计算的过程中, 采用风机边界条件来模拟空气流经过风机时的流场变化, 并通过加载翅片管换热器内部汽轮机蒸汽凝结的程序来模拟空气和蒸汽的换热过程, 利用多孔介质模型来模拟翅片管换热器的阻力特性^[6], 从而有

$$\frac{\Delta p}{t} = \frac{1}{2}k\rho v^2$$

(1)

式中: Δp 为空气流过翅片管换热器产生的压力差; t 为翅片管换热器沿空气流动方向的厚度; k 为压力损失系数; ρ 为空气密度; v 为迎面风速.

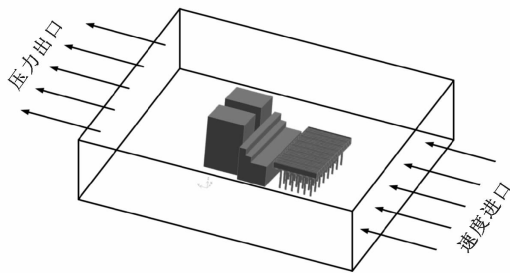


图 2 空冷电厂计算模型边界条件

计算模型进口采用速度进口边界条件, 运用大气边界层函数(即迪肯幂定律)来描述风速沿高度方

向的变化规律,则有

$$u=u_{10}\left(\frac{z}{10}\right)^{\beta} \tag{2}$$

式中: u 为沿高度方向的风速; u_{10} 为参考高度的平均风速(参考高度为 10 m); z 为高度; β 为地面粗糙度(根据电厂当地地形地貌确定,文中 $\beta=0.2$)。计算模型出口采用压力出口边界条件,模型侧面及顶面设为对称边界条件,该边界上的物理量可表示为

$$\frac{\partial \phi}{\partial n}=0 \tag{3}$$

式中: ϕ 为边界上的物理量; n 为边界法向。

2 计算结果与分析

环境风速的变化将影响空冷电厂外部流场的分布,改变翅片管换热器的换热状况,最终会引起空冷凝汽器的运行背压发生变化。本文数值计算的环境风向平行于蒸汽分配管(见图 2),环境风温度为 33 ℃。表 1 为 2×600 MW 空冷机组在 TRL 工况下的凝汽器蒸汽参数表。

表 1 2×600 MW 空冷机组在 TRL 工况下的凝汽器蒸汽参数

流量/ kg·s ⁻¹	压力/ kPa	干度/ %	压损/ Pa
738.5	29	96.38	820

根据表 1 中的排汽参数,不考虑过冷度,计算出的蒸汽凝结过程中产生的潜热称之为理论散热量,即

$$Q_{id}=m_s(h'-h'') \tag{4}$$

式中: Q_{id} 为理论散热量,根据表 1 中的蒸汽参数, $Q_{id}=1\,666.2\text{ MW}$; m_s 为蒸汽流量; h' 为空冷凝汽器进口蒸汽焓; h'' 为凝汽器出口饱和水焓。

数值计算过程中采用了换热器模型的 Simple-Effectiveness 模块,由此计算出翅片管换热器内部各网格的换热量,最终得到了整个空冷凝汽器的总换热量。计算换热量与理论散热量的差值可以作为空冷凝汽器在 TRL 工况下能否稳定运行的判断。

2.1 环境风速对空冷风机容积效率的影响

在环境风速的作用下,空冷风机进口处形成的负压区卷吸了原本被风机吸入的空气流^[7],致使风机风量及空冷凝汽器的迎面风速下降。可以采用容积效率来表征环境风速对空冷风机风量的影响

$$\eta=\frac{V}{V_d} \tag{5}$$

式中: V 为空冷风机实际风量; V_d 为空冷风机设计流量,这里 $V_d=467\text{ m}^3/\text{s}$ 。

图 3 为不同环境风速下空冷凝汽器迎风面风机容积效率的变化曲线。由图可知,在环境风速由 0 m/s 上升至 12 m/s 的过程中,迎风面风机的容积效率由 0.97 下降至 0.55,下降幅度达到了 43.6%。

图 4 为在环境风速影响下空冷电厂 $x=84.75\text{ m}$ 处的平面静压分布。空冷凝汽器迎风面下方形成了低压区,随着环境风速的增大,低压区域不断扩大,从而影响了风机的正常运行,最终导致了迎风面风机风量下降。另外,随着环境风速增大,空冷凝汽器上方,尤其是迎风面上方,空气压力不断升高,从而抑制了迎风面翅片管换热器处热空气的出流,进一步加剧了迎风面空冷风机容积效率的下降。

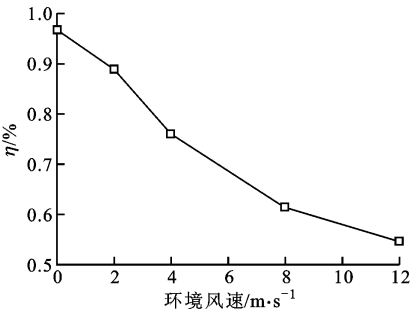


图 3 迎风面风机容积效率随环境风速变化的曲线

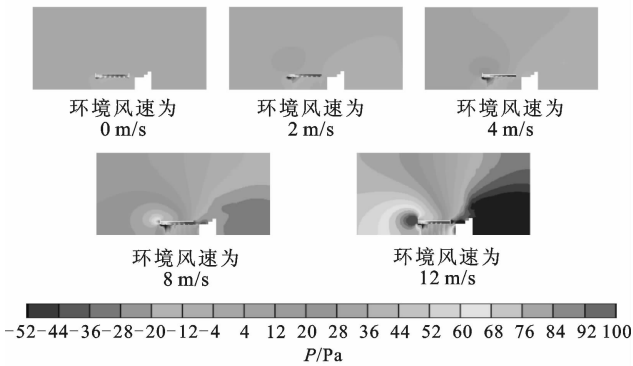
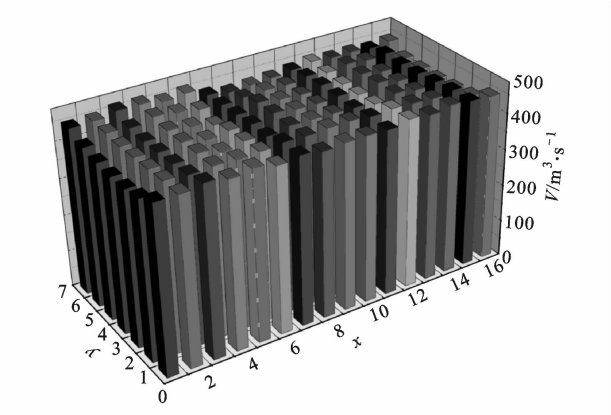


图 4 环境风速影响下空冷电厂 $x=84.75\text{ m}$ 处的平面静压分布

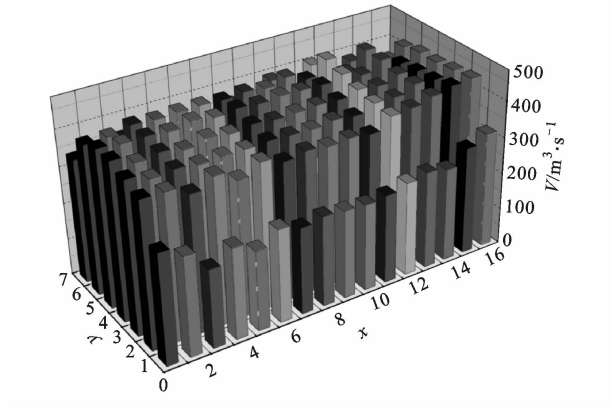
图 5 为空冷凝汽器的风机风量图。从图 4 中可以看出,由于没有环境风的扰动(环境风速为 0 m/s), $x=84.75\text{ m}$ 处平面静压分布很均匀。因此,当环境风速为 0 m/s 时,图 5 中空冷凝汽器的风机风量比较大且没有变化,而当环境风速为 12 m/s 时,由于环境风的影响,凝汽器风机的各处风量不同程度地有所下降,特别是迎风面和背风面风量的下

降幅度特别明显.

图 6 为空冷凝汽器容积效率及迎风面风速随环境风速变化的曲线. 在环境风速由 0 m/s 上升至 12 m/s 的过程中, 空冷凝汽器风机整体容积效率由 0.96 下降至 0.80, 相应的凝汽器迎风面风速由 1.76 m/s 下降至 1.48 m/s, 下降幅度达到了 15.9%.



(a)环境风速为 0 m/s



(b)环境风速为 12 m/s

图 5 空冷凝汽器的风机风量图

图 7 为空冷电厂 $y=44.1$ m 处的平面静压分布. 由图可知, 环境风速的增大引起了空冷凝汽器冷却三角外围压力的不断升高, 阻碍了翅片管换热器内热空气的出流. 为了克服该阻力, 风机的压升将会提高, 但又会引起空冷凝汽器的容积效率不断下降.

2.2 环境风速对空冷凝汽器换热量的影响

空冷凝汽器风机风量的下降使得参与换热的冷空气流量下降, 冷凝器冷端工质的缺乏又将使得空冷凝汽器的实际换热量下降. 图 8 为空冷凝汽器换热量随环境风速变化的曲线. 当环境风速由 0 m/s 升高至 12 m/s 时, 相应的计算换热量由 1 695.2 MW 下降至 1 418.6 MW, 下降幅度达到 16.3%. 同

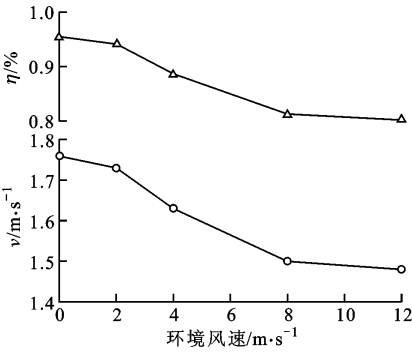


图 6 空冷凝汽器容积效率及迎风面风速随环境风速变化的曲线

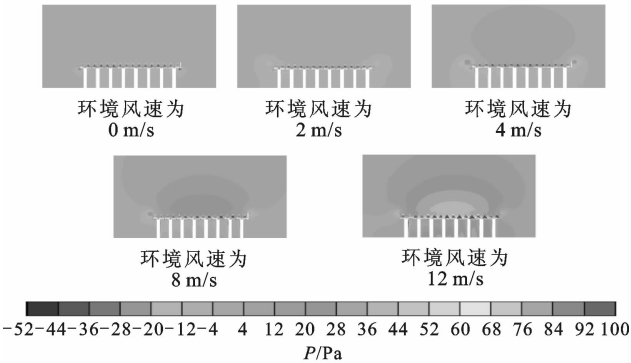


图 7 环境风速影响下空冷电厂 $y=44.1$ m 处的平面静压分布

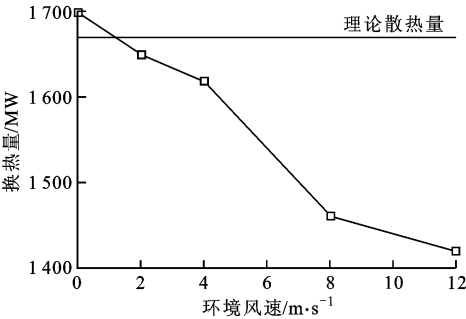


图 8 空冷凝汽器计算换热量随环境风速变化的曲线

时, 在本文计算的环境风速下, 空冷凝汽器实际的换热量与理论散热量有较大偏差, 表明空冷电厂不能在 TRL 工况下稳定运行.

图 9 为环境风速影响下空冷电厂 $x=84.75$ m 处的平面温度场分布. 由图可知: 当环境风速为 0 m/s 时, 环境空气与汽轮机排汽经换热后, 受热产生的热空气团自由上升, 如果环境风速继续增大, 受热产生的热空气团在环境风的影响下开始收缩, 最终影响了热空气在换热器内部的正常出流; 当环境

风速为 12 m/s 时,换热器内部,特别是靠近迎风面的区域,热空气开始聚集,聚集的热空气提高了换热器冷端的换热温度,最终影响了翅片管换热器的换热量。

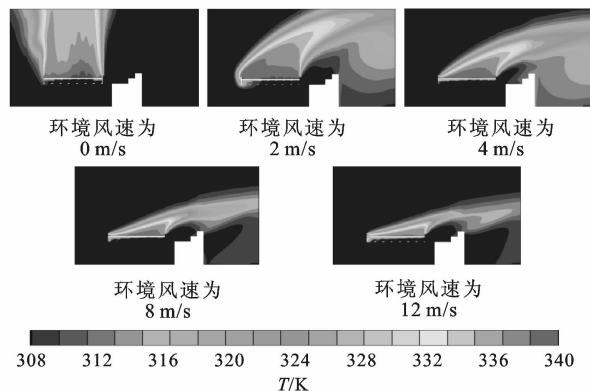


图9 环境风速影响下空冷电厂 $x=84.75$ m 处的平面温度场

3 结 论

通过建立 2×600 MW 直接空冷电厂数值计算模型,计算得到了环境风速下空冷凝汽器的风机容积效率及换热器换热量的变化规律,并通过数值模拟分析了环境风速对空冷凝汽器运行性能的影响机理,结论如下。

(1)环境风速对空冷凝汽器周围的流场产生了扰动,随着环境风速的增大,空冷凝汽器下部产生了低压区,而凝汽器上部由于空气聚集而产生高压区,特别是迎风面第一排风机处尤为明显,上下压差的增大使风机容积效率明显下降。环境风速从 0 m/s 上升到 12 m/s 时,凝汽器总容积效率下降了 15.9%,而迎风面风机的容积效率下降了 43.6%。

(2)空冷凝汽器风机容积效率的下降使得参与换热的冷端工质流量下降,这是凝汽器换热量下降的重要原因,同时环境风速的增大使得由换热器出流的热空气团受到压缩,最后导致换热器冷端进口温度升高,从而进一步加剧了换热器换热环境的恶化。当环境风速由 0 m/s 上升至 12 m/s 时,凝汽器换热量由 1 695.2 MW 下降至 1 418.6 MW,与 TRL 工况下的理论散热量 1 666.2 MW 相比,均有较大偏差,表明机组不能稳定运行。

(3)研究环境风速对空冷凝汽器运行性能的影响

响可为凝汽器背压的预测提供参考。

参考文献:

- [1] 赵文升,王松岭,高月芬,等. 直接空冷系统中热风回流现象的数值模拟和分析[J]. 动力工程, 2007, 27(4): 487-492.
ZHAO Wensheng, WANG Songling, GAO Yuefeng, et al. Numerical simulation and analysis of the hot air recirculation phenomenon observed in the direct air-cooling systems[J]. Journal of Power Engineering, 2007, 27(4): 487-492.
- [2] 段会申,刘沛清,赵万里. 电厂直接空冷系统热风回流的数值模拟[J]. 动力工程, 2008, 28(3): 395-399.
DUAN Huishen, LIU Peiqing, ZHAO Wanli. Numerical simulation on hot wind recirculation for direct air-cooled system[J]. Journal of Power Engineering, 2008, 28(3): 395-399.
- [3] 周兰欣,白中华,李卫华,等. 自然风对空冷凝汽器换热效率影响的数值模拟[J]. 动力工程, 2008, 28(1): 104-107.
ZHOU Lanxin, BAI Zhonghua, LI Weihua, et al. Numerical simulation for the effects of natural wind on heat exchanger efficiency of air-cooled condenser[J]. Journal of Power Engineering, 2008, 28(1): 104-107.
- [4] 何伟峰,戴义平,马庆中,等. 环境风影响下直接空冷单元背压预测研究[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(1): 15-20.
HE Weifeng, DAI Yiping, MA Qingzhong, et al. Prediction of back pressure on the air-cooled unit with effect of ambient wind[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(1): 15-20.
- [5] van ROOYEN J A, KROGER D G. Performance trends of an air-cooled steam condenser under windy conditions[J/OL]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(2)[2010-07-01]. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2771567>.
- [6] 何伟峰. 环境风速对直接空冷电厂运行性能影响的研究[D]. 西安:西安交通大学, 2009.
- [7] 张文元. 环境风场对直接空冷发电系统的影响[J]. 华北电力技术, 2006(S1): 4-8.
ZHANG Wenyuan. Influence of wind environment on direct air cooling generating unit[J]. North China Electric Power, 2006(S1): 4-8.

(编辑 苗凌)