

直接空冷系统效果优化分析

刘惠逢 李卫国 白静平 姚丽峰 李东

国电电力大同发电有限责任公司, 山西 大同 037000

[摘要]根据现有直接空冷技术的原理和结构,研究喷雾技术降温效果的影响因素,利用 FLUENT 建立直接空冷单元内的空气流场模型,并进行数值计算,基于液滴蒸发和运输的基本理论,得到不同内外风速差下喷雾结构的流场和温度场,并进一步研究喷雾结构的降温效果、雾化轨迹及换热器表面液膜厚度、喷雾压力等,通过数值计算得到散热器面上不同位置的降温效果,进一步研究加装导流板的散热器降温效果,获得最佳的喷雾结构,并设置合理的散热器内外速度差,使直接空冷机组的冷端降温程度和均匀度得到合理优化。

[关键词]直接空冷机组;喷雾增湿系统;流场分析;数值模拟

DOI: 10.33142/aem.v5i12.10483

中图分类号: TK264.11

文献标识码: A

Optimization Analysis of Direct Air Cooling System Effect

LIU Huifeng, LI Weiguo, BAI Jingping, YAO Lifeng, LI Dong

PowerChina Datong Power Generation Co., Ltd., Datong, Shanxi, 037000, China

Abstract: According to the principle and structure of the existing direct air cooling technology, the factors affecting the cooling effect of the spray technology are studied, the air flow field model in the direct air cooling unit is established using FLUENT, and the numerical calculation is carried out. Based on the basic theory of droplet evaporation and transportation, the flow field and temperature field of the spray structure under different internal and external wind speed differences are obtained, and the cooling effect of the spray structure, the atomization trajectory, and the liquid film thickness on the surface of the heat exchanger are further studied spray pressure, etc., the cooling effect of different positions on the radiator surface is obtained through numerical calculation, the cooling effect of the radiator with deflector is further studied, the best spray structure is obtained, and the reasonable speed difference between the inside and outside of the radiator is set, so that the cooling degree and uniformity of the cold end of the direct air cooling unit are reasonably optimized.

Keywords: direct air cooling unit; spray humidification system; flow field analysis; numerical simulation

引言

直接空冷机组由若干个空冷单元和喷雾增湿系统组成;空冷单元包括轴流风机和翅片换热器等部件;而喷雾系统又包括空冷单元的外部供水系统、内部喷雾系统及相关系统控制等。通常喷雾增湿系统的喷嘴按照一定的排列形式布置在空冷单元换热器下方;由于空冷单元内外部存在速度差;且空气流场的运动规律复杂多变;会造成换热器降温区域不均匀;局部强化;需要强化部位并未完全冷却;同时会造成喷雾设备和除盐水的大量浪费。因此;在考虑不同环境温度、环境风速和风机运行条件下;优化空冷单元结构;以及喷雾结构的水量与布置位置;以达到最优的冷却效果至关重要。

众多学者对空冷系统及流场进行研究和仿真分析,管硕^[1]为计算汽轮机运行背压,提出了利用汽轮机乏汽管道内部流动换热与空冷系统所处风场的内外流场耦合的计算方法。邹文重等^[2]基于 CFD 方法建立了系统的数值计算模型,从预排系统内外流道的温度场、速度场、传热百分比和换热系数等角度分析了热辐射发射率和隔

热层热阻等因素对自然循环传热能力的影响。杨迎哲等^[3]利用流体力学模型仿真 FLUENT 软件,对直接空冷塔不同风向进行数值模拟,得到不同风向下各散热三角的通流量和散热量分布特点,以及直接空冷塔总体散热性能。罗智凌等^[4]研究了直接空冷系统中风机容积效率与位置、运行方式、风机频率及环境风速的关系。侯一晨等^[5]研究了轴流风机转速灵活调节策略,获得了不同环境温度和风速下,各轴流风机转速分布规律及通过空冷单元的冷却空气质量流量分布规律;YANG 等^[6]基于热流再循环现象,阐述环境风对空冷凝汽器冷却效果的影响及环境风的衰减机理。众多学者除了对直接空冷系统的流场进行大量研究之外,KONG 等^[7-8]对空冷系统的结构布置进行了许多研究,提出具有圆形排列的空冷单元,以及翅片管束成一直线配置的空冷系统结构形式。

本文建立直接空冷单元的流场分析模型,并在模型基础上对国内某已投运电厂的直接空冷系统进行分析,以优化直接空冷单元的结构形式,研究合理的换热器内外速度差,从而提高喷雾降温效果。

1 空冷系统数学模型

受环境、海拔的影响,外界空气流场的不同区域各不相同,为建立流场数学模型,通常假设一定范围内的空气风场是不可压缩的,而此时的外流场符合以下控制方程:

连续方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1-1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\mu \cdot \text{grad} \mathbf{u}) - \nabla p + \mathbf{S}_i \quad (1-2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \text{div}(\rho \mathbf{u} T) = \text{div} \left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T \right) + S_T \quad (1-3)$$

式中, ρ 为空气密度, $\mathbf{u}$ 为速度, p 为压力, μ 为流体动力黏性系数, $i=1,2,3$ 。

上述控制方程适用于理想状态下的空气流场,通常外界环境流场处于湍流状态,因此,需对外流场控制方程进行处理以符合实际工况。一般采用时间平均的方法得到不封闭的时均方程,再利用湍流模型进行封闭处理。而直接空冷机组的外流场存在大量的分离区,本文所采用的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型通过重整化群理论得到,更适用于模拟分离流。

湍流模型改进后的动能方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon - \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} [\mu_t (P + C_{\varepsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}] \quad (1-4)$$

湍流耗散率方程:

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t}(\sqrt{g} \rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \varepsilon - \frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t (P + C_{\varepsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (1-5)$$

其中, k 为湍流动能, ε 为湍流耗散率, 而 $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, μ_t 为湍流黏性系数, $\eta = S \kappa / \varepsilon$; $S \equiv (2s_{ij}s_{ij})^{1/2}$ 。

建立数学模型时已假定外流场为不可压缩的,则需将公式(1)和公式(2)的压力和密度用耦合的方式进行联立,本课题采用的 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equation) 算法是一种常用的压力修正方法。其求解过程是先假设一个速度场和压力场,作为输入条件带入控制方程中进行求解,得到修正后的速度值和压力值,并求解出 k, ε 方程,将速度值和压力值的求解结果作为下一个计算周期的输入条件,如此循环计算直至结果收敛。

2 空冷系统仿真模型

2.1 仿真模型处理

直接空冷机组由若干个结构相同的翅片换热器单元

按照一定形式排列组成,由于翅片管内部蒸汽凝结流动规律复杂多变、流固介质之间传热传质过程多样,很难对直接空冷机组内空冷单元性能进行精确的数值模拟,部分学者为保证数值模拟的精度,将翅片换热器范围内的管束、翅片等部件看作某种多孔介质区域,流体在翅片换热器内外的流动可以看作是在多孔介质内的流动,使得数值模拟能够模拟整个空冷单元范围内的空气流场。针对喷雾增湿系统的数值计算,则是采用 FLUENT 软件对直接空冷单元内的空气流场建立仿真模型,利用专业网格划分软件对模型进行网格预处理,设置空气流场的边界条件,最后根据数值计算结果对喷雾增湿系统的布置方式进行讨论。

2.2 边界条件

(1) 翅片换热器边界条件:翅片换热器的仿真模型利用 FLUENT 中的换热器来模拟,根据实际情况设定换热器的阻力系数和换热系数。

(2) 入口条件:入口边界条件采用速度入口边界条件 (velocity-inlet)。必须保证仿真过程中的大气边界层条件与实际的大气边界层相似,以提高数值计算精度。

(3) 出口条件:出口边界条件选用压力出口边界条件 (pressure-outlet),在已知空冷系统所处大气压和海拔高度下,根据下列公式计算出给定流动出口边界上的静压。

$$p = 760(e^a - (a/7926)) \quad (1-6)$$

其中 p 为大气压,单位是 mmHg; a 为海拔高度,单位是 m。

(4) 其他边界:包括地面、建筑物表面等对空气流场只产生流动影响,而不存在散热和吸热效应的边界,都采用壁面边界条件 (wall)。

2.3 有限元模型

通常直接空冷机组由数十台空冷单元组成,空冷单元的主要工作部件是“Λ”字形结构的换热器,其中蒸汽分配管布置在“Λ”字形顶端,大直径轴流风机安装在空冷单元的底部,由轴流风机驱动空气来冷却换热面。通常会在直接空冷机组周边加装挡风墙以减少热回流对换热器散热能力的影响,而挡风墙需要高出换热器顶端蒸气管顶端 2m。为简化仿真计算量,基于现有的空冷系统结构,建立如图 1 所示的单个空冷单元模型进行仿真分析,利用 FLUENT 分析换热器内外速度差、换热器形状分别对直接空冷机组换热效果及机组背压的影响。建立的空冷单元模型的尺寸为 11m 长、11m 宽、11.2m 高,换热器厚度为 0.22m,对不影响仿真精度的空冷单元形状特征进行简化,保留风机叶片的实际尺寸特征。

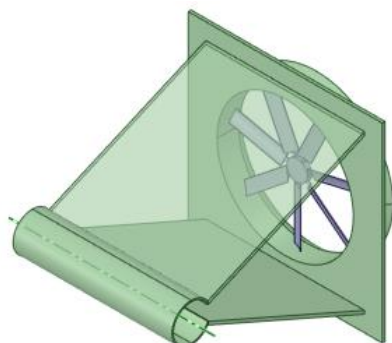


图1 直接空冷单元几何三维模型

对空冷单元的数值计算模型进行多孔介质处理,通常是利用经验公式(7)来定义多孔介质的流动阻力,流体在多孔介质中的流动反映到控制方程中则是在动量方程中增加了一个代表动量消耗的源项。该源项由两部分组成:一个黏性损失项;一个惯性损失项,数值大小都与流体的速度有关。

$$\Delta p = 2.4543v^2 + 13.368v \quad (1-7)$$

其中, v 是流体速度。

2.4 直接空冷单元系统的网格划分

直接空冷单元的网格采用非结构化网格,在工作站计算能力足够的前提下,对空冷单元采用足够细密的高总质量网格以保证计算的精度,如图2所示空冷单元的网格模型。

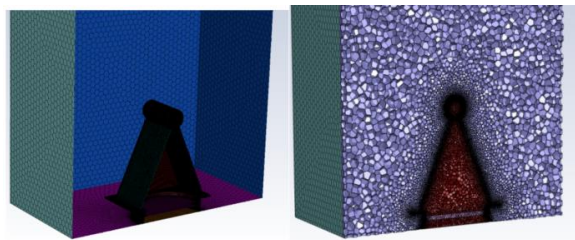


图2 直接空冷机组单元网格图

3 直接空冷单元流场分布规律分析

3.1 直接空冷系统速度场分布规律

根据实际运行风机转动数和风速,设定入口边界条件与出口条件。得到如图3所示的速度云图,自然风从底部向上运动。

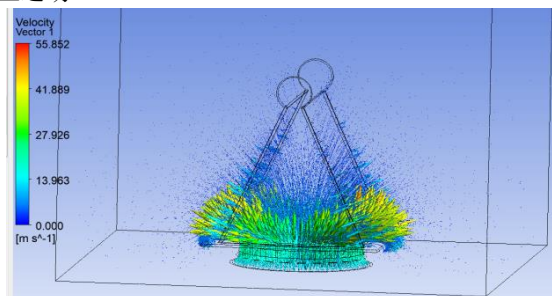


图3 直接空冷单元速度云图

从图3给出的直接空冷单元速度云图可以看出,换热

器内外速度变化较大,内部流场混乱,导致空冷单元的散热效果不均匀,具体的定量分析如图4-图6所示,以换热器中心点为坐标原点,得到三个方向上的速度变化曲线。

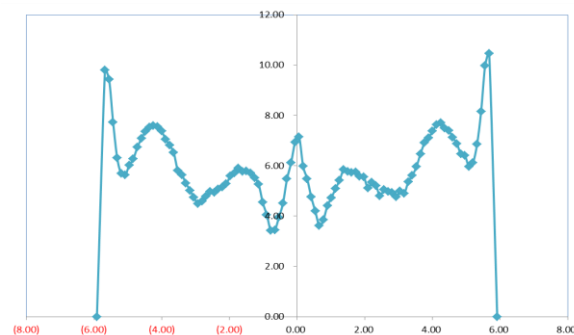


图4 速度云图中 x 坐标与速度的变化曲线

图4给出了 x 坐标与速度的变化曲线。从曲线中看出速度变化成对称分布,速度波动范围较大,引起喷嘴的水雾变化不稳定,大部分水雾未喷射换热器上,而没形成有效的温降。

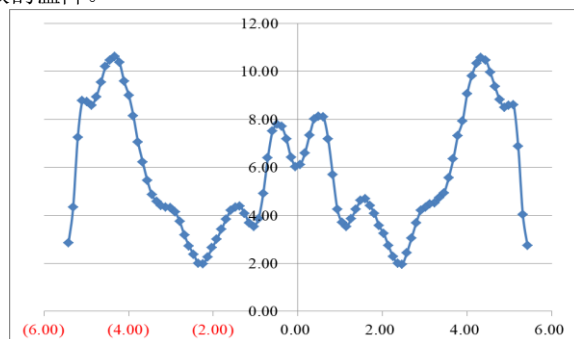


图5 速度云图中 y 坐标与速度变化曲线

图5给出了 y 坐标与速度的变化曲线没有换热器两侧速度对称分布,交点处(± 5.5 米)速度大于风机口上方,形成回流现象,导致底部喷雾的雾化水仅有少量达到换热器表面,大部分除盐水形成雨滴下落,造成除盐水的浪费。

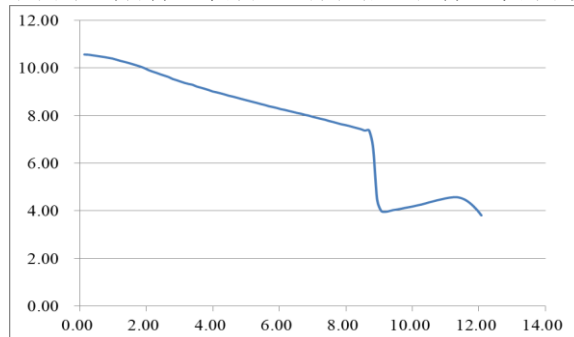


图6 云图中 z 轴变化的速度曲线

图6中曲线表示 z 坐标变化范围内速度的变化曲线,从图中看出,沿 z 坐标高度的增大,速度减小。换热器内外表面形成了大于 3m/s 速度差,造成电机功率的浪费。应采用导流措施,减小速度差,减小电机功率,减少厂用电。

3.2 直接空冷导流板速度场分布规律

通过对在直接空冷机组的空冷单元进行数值计算,得到了工作过程中空气流场的速度曲线,在空冷单元已有的结构基础上,加装如图7所示的导流板,利用FLUENT软件对改进后的空冷单元进行空气流场仿真分析,得到图8所示改进后的空冷单元内的速度云图分布,以及散热器下部的空气流动轨迹和运动特点。

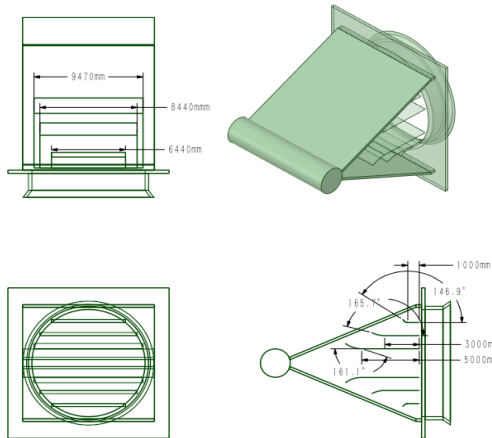


图7 直接空冷机组导流板结构尺寸图

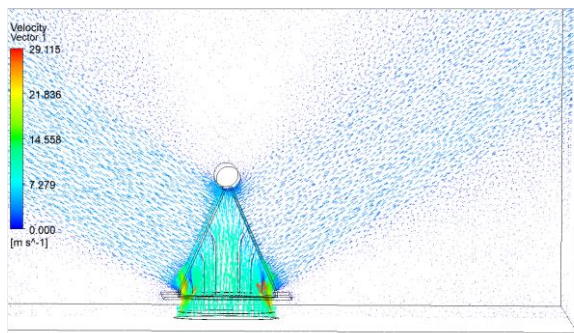


图8 直接空冷机组导流板结构中截面的速度场云图分布

图8给出了直接空冷机组导流结构的速度云图,从图中可以看出,施加导流后翅片管前后速度云图分布形式非常一致,说明加装导流板不会阻碍空气的流动,流场运动更为平缓。

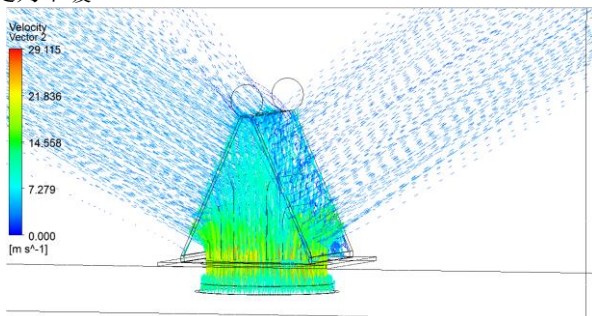


图9 空冷单元内部速度场分布云图

图9给出了直接空冷机组整体结构的的速度场分布规律,从图中看出,翅片管与两个风挡结构之间还会存在有回流区,但是不影响整体喷雾措施。加装喷雾结构时只要四个风速回旋区即可避免除盐水的浪费,具体定性分析如图10所示。

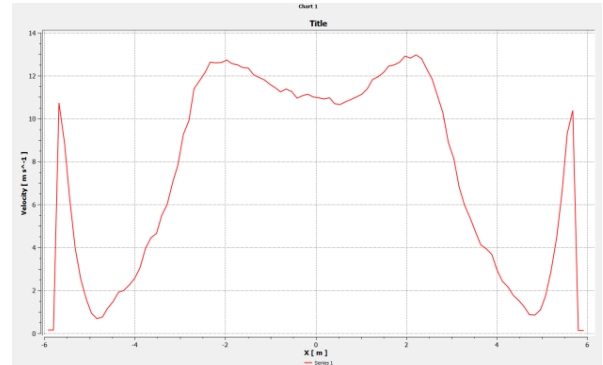


图10 导流板处速度变化曲线关系

从图10中看出,第一块导流板宽度为6.44m,从图10看出,导流板范围内速度变化范围小,与图4形成了鲜明对比,所以施加导流板后,会使空气更加平稳流过翅片管。

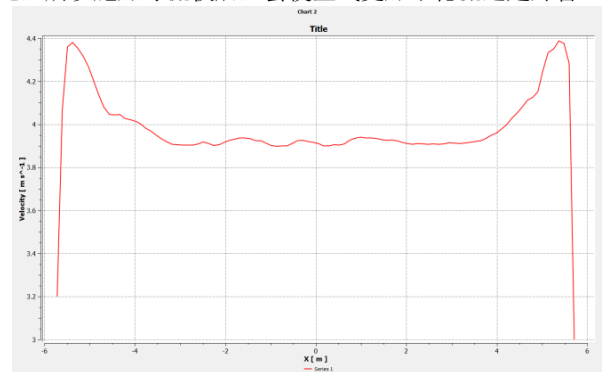


图11 导流板外侧速度变化曲线

图11给出了导流板外侧速度变化关系,图中曲线表面速度变化比较平稳,外侧流场速度在3.9m/s左右。

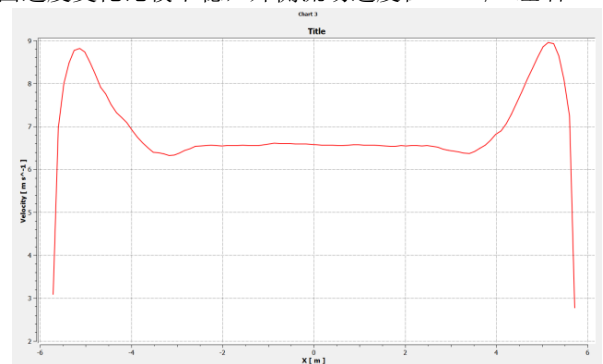


图12 翅片管内部速度场变化曲线

图12给出了翅片管内侧速度变化曲线,从图中看出,速度稳定在6.6m/s左右,流体运行较为平稳。从图11和图12中得出结论,翅片管内外存在的速度差,造成内

部风回流,并且携带除盐水回旋,导致大量的除盐水浪费。两侧存在速度峰值,主要是由于直冷塔两侧封闭结构引起速度回旋。为解决翅片内外存在速度压差引起的除盐水浪费问题,可利用导流板和降低风机功率联合解决该难题。进一步地降低风机功率,以减少翅片管内外侧的速度差,得到图 13 与图 14 所示的翅片管内外侧速度曲线。

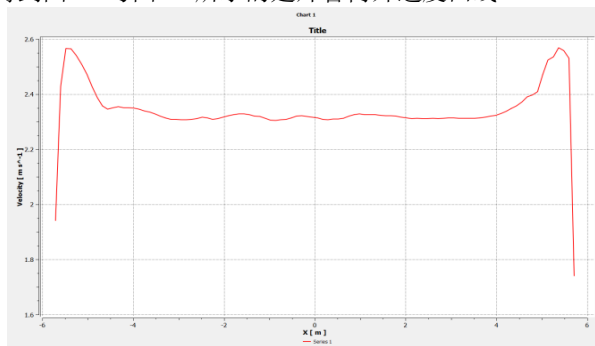


图 13 降低风机功率后导流板外侧速度变化曲线

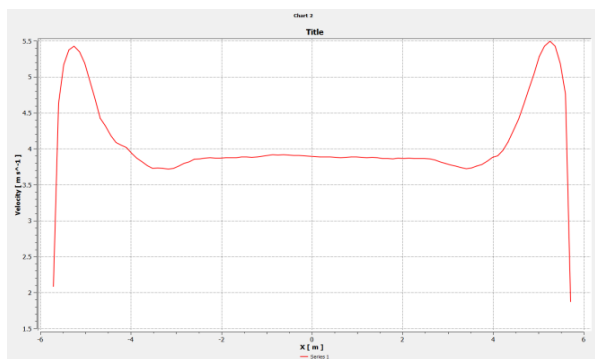


图 14 降低风机功率后导流板内侧速度变化曲线

图 13 和 14 给出了降低风机功率后,导流板外侧和内侧速度变化曲线,从图中看出,翅片管外侧速度在 2.35m/s,翅片管内侧速度 3.8m/s,速度差为 1.45m/s。由于翅片厚度在 220mm 左右,使得存在 1.33m/s 左右的速度差损失。因此采用上述导流板+降低风机 40%功率以上的控制技术,能够有效解决翅片管内外速度差的难题。为了验证上述控制方法的有效性,进一步降低轴流风机功率,得到如图 15 和 16 所示速度曲线图。

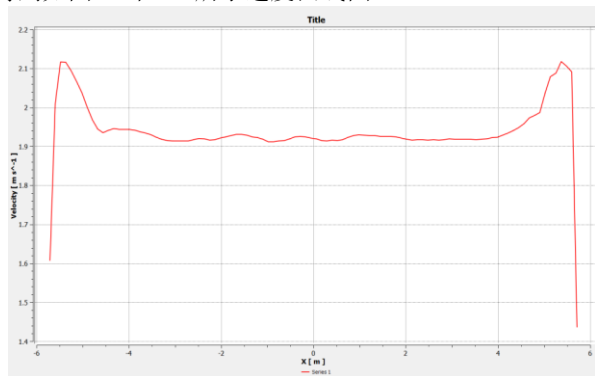


图 15 进一步降低风机功率后导流板外侧速度变化曲线

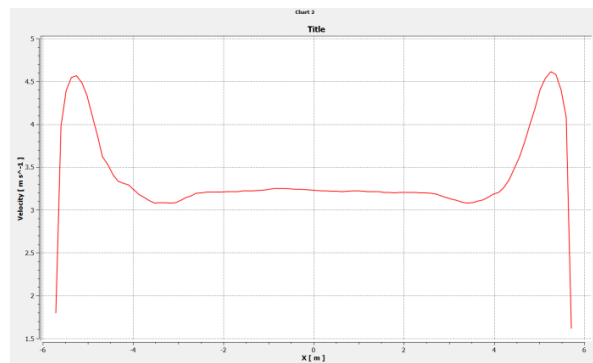


图 16 进一步降低风机功率后导流板内侧速度变化曲线

图 15 和图 16 给出了进一步降低风机功率后导流板速度变化曲线,从图中看出,翅片外部速度为 1.92m/s,翅片管内部速度为 3.2m/s,速度差 1.28m/s 左右,不能满足翅片厚度的速度差损失的问题。因此,采用翅片管外侧速度在 2.35m/s,翅片管内侧速度 3.8m/s 的冷却效果较好,电机功率浪费情况较轻。

4 结论

流体在换热器内外表面形成较大的速度差,会造成电机功率的浪费,采用导流板后,会使空气更加平稳流过翅片管,有效解决翅片管内外速度差的难题;同时将翅片管外侧速度控制在 2.35m/s,翅片管内侧速度控制在 3.8m/s,能够减少电机功率的浪费,并使空冷系统达到较好的冷却效果。

【参考文献】

- [1]管硕.直接空冷系统汽轮机运行背压的一种计算方法[J].科学技术与工程,2019,19(29):124-129.
- [2]邹文重,温济铭,胡相杰等.开放式空冷余热排出系统影响因素敏感性研究[J].哈尔滨工程大学学报,2023,44(7):1175-1180.
- [3]杨迎哲,王蓓,吕兰.环境风向对自然通风直接空冷塔散热影响[J].热力发电,2023,52(9):121-128.
- [4]罗智凌,姚琦,刘吉臻.直接空冷系统风机群入口流量特性实验研究[J].动力工程学报,2023,43(10):1294-1302.
- [5]侯一晨,陈志董,张宗阳等.基于热负荷均匀分配原则的直接空冷系统轴流风机转速灵活调节策略[J].中国电机工程学报,2023(11):13.
- [6]YANG L,DU X,YANG Y.Wind effect on the thermo-flow performances and its decay characteristics for air-cooled condensers in a power plant[J].International Journal of Thermal Science,2011,53(6):175-187.
- [7]KONG Y,WANG W,HUANG X.Circularly arranged air-cooled condensers to restrain adverse wind

effects[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 124(7): 202-223.

[8] KONG Y, WANG W, ZUO Z. Combined air-cooled condenser layout with in line configured finned tube bundles to improve cooling performance[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 154(9): 505-518.

作者简介: 刘惠逢 (1987.8—), 毕业院校: 山西大学工程学院, 所学专业: 热能与动力工程, 就职单位: 国电电力大同发电有限责任公司, 当前职务: 生技部汽机专责, 职称级别: 助理工程师; 李卫国 (1970.1—), 毕业院校: 武汉水利电力学院, 所学专业: 电厂热能动力, 就职单位:

国电电力大同发电有限责任公司, 当前职务: 生产副总经理, 职称级别: 高级工程师; 白静平 (1984.6—), 毕业院校: 太原理工大学, 所学专业: 热能与动力工程, 工作单位: 国电电力大同发电有限责任公司, 当前职务: 总工程师, 职称级别: 工程师; 姚丽峰 (1983.2—), 毕业院校: 华北电力大学, 所学专业: 动力工程, 就职单位: 国电电力大同发电有限责任公司, 当前职务: 生计部主任, 职称级别: 工程师; 李东 (1988.10—), 毕业院校: 合肥工业大学, 所学专业: 热能与动力工程, 就职单位: 国电电力大同发电有限责任公司, 当前职务: 汽机车间主任助理 (主持工作), 职称级别: 工程师。