

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.02.019

高寒地区智能变电站预制舱热环境数值模拟^{*}

祝德春^{1,2}, 吴 明^{1,2}, 韩德斌^{1,2}

(1. 南瑞集团公司(国网电力科学研究院), 江苏 南京 211106; 2. 国电南瑞科技股份有限公司, 江苏 南京 211106)

摘要:为解决高寒地区智能变电站二次设备预制舱舱内热设计问题,将等效传热系数计算模型和CFD数值模拟方法应用到热环境计算中。设计了多层复合型保温围护结构预制舱和舱内热控方案,计算了预制舱复合型围护结构的综合导热系数和等效传热系数,并基于简化的预制舱整体传热模型计算了低温启动和低温保持等工况下预制舱的热耗散。在CFD软件中建立了预制舱的等效围护结构和等效热源仿真模型,基于能量和动量方程模拟计算了低温启动和低温保持工况下舱内流场和温度场。理论计算和仿真结果表明,基于简化的预制舱整体传热模型简单易行,采用该模型计算的热耗散准确度高,仿真建模方法高效实用,仿真结果可信度高。

关键词:高寒地区;智能变电站;预制舱;热环境;数值模拟

中图分类号:TM63;TU111

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2017)02-0200-05

Numerical simulation of thermal environment of precast chamber for smart substation in alpine region

ZHU De-chun^{1,2}, WU Ming^{1,2}, HAN De-bin^{1,2}

(1. NARI Group corporation(State Grid Electric Power Research Institute), Nanjing 211106, China;

2. NARI Technology Co., Ltd., Nanjing 211106, China)

Abstract: In order to solve the problem of thermal design for precast chamber of secondary equipment in substations in alpine region, the calculation model of equivalent heat transfer coefficient and the simulation method of CFD was applied to the thermal environment calculation. The insulation structure and thermal control measures of precast chamber were designed. The heat dissipation of precast chamber under the condition of low temperature starting and low temperature keeping were calculated, while the internal flow field and temperature field of the precast chamber were simulated based on the energy and momentum equation and the CFD technology. The simulation results show that for the precast chamber with cabinet doubly arranged and air supply from both ends by industrial air conditioning of wall-hung, the heat flow moves upward quickly and then goes back to the air return opening of the air-conditioning along the top after encountering in the middle of the precast chamber under the low temperature heating of $-52\text{ }^{\circ}\text{C}$, the circulation flow of air in the precast chamber can be realized under the low temperature condition, which keep the inner temperature of the precast chamber within the design range by regulating the heating temperature of the air-conditioning. The theoretical calculation model is easy to carry out, and the simulation method is efficient and practical.

Key words: alpine region; smart substation; precast chamber; thermal environment; numerical simulation

0 引 言

智能变电站是智慧城市电力供应的神经枢纽,为

解决城市占地面积小、施工污染严重等环境问题,研究人员提出了预制舱式智能变电站二次设备高度集成的建设方案^[1]。随着该技术在高寒地区的推广应用,有效的保温隔热技术显得尤为重要,其中保温隔热层的

收稿日期:2016-09-08

基金项目:国家电网公司科技项目(B3440912K006)

作者简介:祝德春(1985-),男,广西桂林人,硕士,工程师,从事智能化电力装备技术研究. E-mail: Mrchuh_liuzhou188@126.com

本研究在计算综合导热系数时,假设各层材料粘接工艺造成的热阻为零,对于钢构层的导热系数按照导热系数较高的 Q235 钢计算。经计算,复合墙体的综

合导热系数为 $0.0684 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 舱底的综合导热系数为 $0.03 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 预制舱顶部保温层的综合导热系数即为发泡聚氨酯的导热系数 $0.025 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

在计算预制舱渗入热时, 笔者通过复合墙体、顶部保温层和底部保温层的渗入热应分别计算, 各部分有效换热面积为:

$$S_{\text{墙体}} = 2 \times (H - 0.285 - 0.05) \times [(L - 2 \times 0.15) + (D - 2 \times 0.15)] = 121.97 \text{ m}^2 \quad (4)$$

$$S_{\text{舱顶}} = S_{\text{舱底}} = (L - 2 \times 0.15) \times (D - 2 \times 0.15) = 29.75 \text{ m}^2 \quad (5)$$

预制舱各部分围护结构的渗入热按下式计算:

$$Q_s = K \times S \times \Delta T \quad (6)$$

式中: K —各传热围护结构的传热系数, S —各传热围护结构的有效传热面积。

低温运行时预制舱围护结构各部分渗入热如表 2 所示。

表 2 低温运行时预制舱围护结构各部分渗入热

工作状态	复合墙体 渗入热 /W	舱顶渗 入热 /W	舱底渗 入热 /W
低温 - 52 ℃	642.39	57.27	68.72

故, 低温时通过围护结构渗出的热量总和为:

$$Q_{\text{Low}} = 642.39 + 57.27 + 68.72 = 768.38 \text{ W}$$

单台二次设备屏柜内部装置总功耗约为 200 W , 则舱内设备自身热耗为 $Q_e = 25 \times 200 = 5000 \text{ W}$ 。

对于极端低温气候条件, 不考虑太阳辐射的影响, 此时预制舱总散热负荷:

$$Q_t = 768.38 + 5000.00 = 5768.38 \text{ W}$$

考虑冷启动的情况, 若要求启动时间为 2 h , 设备启动温度为 $T'_i = 5 \text{ ℃}$, 舱内设备重量约为 2500 kg , 计算加热负荷为:

$$Q_{h2} = \frac{C_p \times M \times (T'_i - T_a)}{\Delta t} = 931 \times 2500 \times \frac{30}{(2 \times 3600)} = 9697.92 \text{ W} \quad (7)$$

式中: C_p —舱内设备热容量, M —舱内设备质量, T_a —环境温度, T'_i —设计的预制舱内部温度, Δt —要求的整机启动时间。

实际上, 在选择加热功率时, 满足低温启动要求的加热功率应大于 Q_{h1} 和 Q_{h2} 中较大的值。

预制舱采用空调进行内部温度调节, 根据上述计算结果, 空调制热量应大于 9697.92 W 。笔者研究的预制舱选用的是两台选用两台制冷功率为 4000 W 、制热功率为 5000 W , 风量为 $2000 \text{ m}^3/\text{h}$, 温度调节范围为 $15 \text{ ℃} \sim 30 \text{ ℃}$ 的壁挂式工业空调, 分别安装在预

制舱的两端, 根据需要对舱内温度进行调节。同时, 极低气温启动和低温保持阶段, 本研究通过在预制舱两端的空调两侧下方分别配置一台加热功率为 1200 W 的强制风冷加热器实现舱内温度升温 and 保持。

2 舱内热环境数值模拟

本次仿真是基于 FLOTHERM 仿真软件完成的, 建模时, 笔者采用实体模型分别建立复合墙体、顶部保温层、底部保温层以及防静电地板的等效传热模型, 采用实体模型建立电力二次设备屏柜及装置插箱并赋予插箱额定功耗。

2.1 空调气流组织控制方程

本研究采用 $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型进行模拟, 为简化计算, 模拟过程作如下假设: ① 舱内空气低速流动、不可压缩, 且满 Boussinesq 方程假设, 认为流体密度的变化仅对浮升力产生影响。② 流动为稳态紊流; ③ 忽略由流体粘性力做功所引起的耗散热; ④ 不考虑重力的影响。数值模拟采用的数学模型表达式如下^[12-13]:

连续性方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u_k}{\partial x_k} = 0 \quad (8)$$

式中: i, j, k —维数; u —动量; x —距离变量。

动量守恒方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} u_i + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} u_j + \frac{\partial u_i}{\partial x_k} u_k = \\ f_{x_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k^2} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_j}{\partial t} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} u_i + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} u_j + \frac{\partial u_j}{\partial x_k} u_k = \\ f_{x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_k^2} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_k}{\partial t} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} u_i + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} u_j + \frac{\partial u_k}{\partial x_k} u_k = \\ f_{x_k} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_k}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 u_k}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_k}{\partial x_k^2} \right) \end{aligned} \quad (10)$$

式中: f —热源等引起的源项, 即热载荷。

湍流脉动动能方程 (k 方程):

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (11)$$

式中: k —湍流脉动动能, ε —湍流脉动动能的耗散率。

ε 方程:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] +$$
$$\frac{c_1 \varepsilon}{k} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (12)$$

式中: ρ 、 μ —对应工作温度时的空气密度和空气动力粘度; μ_t —湍流速度, $\mu_t = \rho c_\mu k^2/\varepsilon$;其他常数分别取 $c_1 = 1.44$, $c_2 = 1.92$, $c_\mu = 0.09$;系数按 $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 取值。

2.2 极端低温气候环境下热环境数值模拟

本研究设定环境温度为 $-52\text{ }^\circ\text{C}$,考虑周围和内部的空气流动及热量交换。在四个角落分别安装一个发热量为 $1\,200\text{ W}$ 的加热器,在低温情况下使用,空调设置 $18\text{ }^\circ\text{C}$ 的恒温条件。分别对两种工况进行仿真。

(1)4 个加热器全开、空调正常工作。取舱内距地板高度为 750 mm 处的平面为基准,该平面上温度及速度分布云图如图 2、图 3 所示。

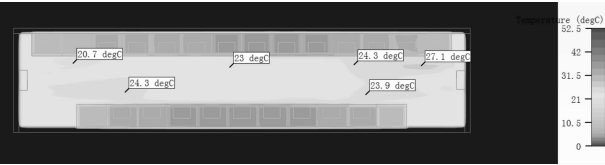


图 2 极端低温条件下舱内温度分布云图

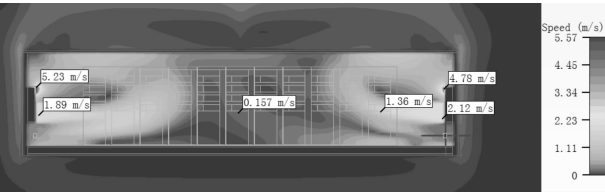


图 3 极端低温条件下舱内速度分布云图

从温度分布云图可以看出,该工况下舱内距地面高度 750 mm 高度处最高环境温度为 $27.1\text{ }^\circ\text{C}$,最低温度为 $20.1\text{ }^\circ\text{C}$ 。

从速度分布云图可以看出,该工况下空调进风口速度最大为 5.2 m/s ,出风口风速为 2.1 m/s ,预制舱中部风速较小,其数值约为 0.16 m/s 。

舱内流动趋于稳定后,舱内空气流动的粒子轨迹图如图 4 所示。

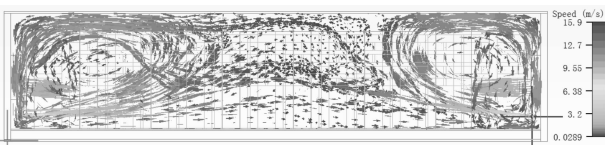


图 4 极端低温条件下舱内空气流动轨迹图

从图中可以较为清晰地看到舱内空气的流动轨

迹,从空调送风口流出的热流在距离预制舱端部 $1/3$ 长度处上升,并沿着预制舱顶部分别返回空调回风口,形成完成的流通回路。

(2)空调正常工作、加热器不工作。取舱内距地板高度为 750 mm 处的平面为基准,该平面上温度及速度分布云图如图 5、图 6 所示。



图 5 极端低温条件下舱内温度分布云图

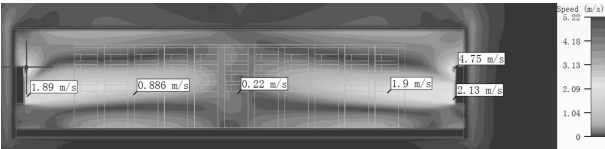


图 6 极端低温条件下舱内速度分布云图

从温度分布云图可以看出,舱内最高温度为 $24\text{ }^\circ\text{C}$,最低温度为 $19.4\text{ }^\circ\text{C}$ 。

从速度分布云图可以看出,舱内状态稳定后,空调进风口速度最大为 5.1 m/s ,出风口风速为 2.1 m/s ,预制舱中部风速较小。

预制舱内空气流动的粒子轨迹图如图 7 所示。

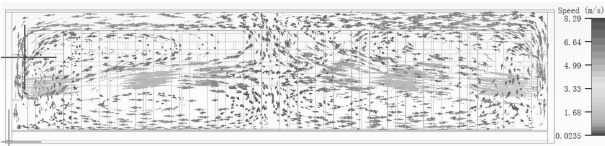


图 7 极端低温条件下舱内空气流动轨迹图

从图中可以较为清晰地看到舱内空气的流动轨迹。从空调送风口流出的热流在预制舱中部相遇并上升,之后沿着预制舱顶部分别返回空调回风口,形成完成的流通回路。

2.3 舱内热环境仿真的定量分析

极端低温环境下预制舱舱内距地板 750 mm 高处温度如表 3 所示。

表 3 极低气温工况下预制舱舱内温度数值仿真结果汇总表

工况	左端部/ $^\circ\text{C}$	中部/ $^\circ\text{C}$	右端部/ $^\circ\text{C}$
4 个加热器、2 台空调工作	24.3	23	24.3
2 个加热器、2 台空调工作	18.8	19.1	18.8

从温度场数值模拟结果可以看出,通过配置不同的加热或制冷设备,在极端低温工况下能确保预制舱内温度在设计范围内。

从流场数值模拟结果可以看出,对于双列屏柜布置、壁挂式工业空调从两端部送风的预制舱,在

-52 ℃ 低温制热时舱内流场和温度场分布呈以下特性:

(1) 4 台加热器和空调正常工作状态下,从空调送风口流出的热流在距离预制舱端部 1/3 长度处上升,并沿着预制舱顶部分别返回空调回风口;

(2) 空调正常工作且无加热器工作状态下,热流在预制舱中部相遇后迅速向上运动并沿着预制舱顶部空间返回空调回风口。

3 结束语

笔者研究了极低气温环境下高散热密度狭长空间热设计及内部热环境数值模拟问题,以高寒地区智能变电站二次设备预制舱为研究对象,设计了多层复合型保温围护结构预制舱和舱内热控方案,计算了预制舱复合型围护结构的综合导热系数和等效传热系数,并基于简化的预制舱整体传热模型计算了低温启动和低温保持等工况下预制舱的热耗散。在 Flotherm 软件中建立了预制舱的等效围护结构和双列屏柜等效热源的仿真模型,基于能量和动量方程模拟计算了低温启动和低温保持工况下壁挂式工业空调从两端部送风的预制舱舱内温度场分布和舱内空气的流动特性,为预制舱的工程化应用提供了精度可靠、易于实施的理论计算和数值仿真方法。

实际上,预制舱内空气温度从 -52 ℃ 上升到 20 ℃ 的过程中,空气的密度、动力粘度等物理特性发生了一定的变化,本研究的仿真模型是假定空气物理特性恒定的,今后可就变空气物理特性的热环境数值模拟问题开展研究。

参考文献 (References):

[1] 宋璇坤,李敬如,肖智宏,等. 新一代智能变电站整体设计

方案[J]. 电力建设,2012,33(11):1-6.

- [2] PATANIA F, GAGLIANO A, NOCERA F, et al. Thermofluid-dynamic analysis of ventilated facades[J]. **Energy and Buildings**,2010,42(7):1148-1155.
- [3] DE GRACIA A, CASTELL A, NAVARRO L, et al. Numerical modelling of ventilated facades: A review[J]. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**,2013,22(22):539-549.
- [4] 郭 震,刘震涛,傅佳宏. 独立式散热舱冷却空气侧流动特性试验研究[J]. 机电工程,2016,33(3):298-302,351.
- [5] 旷金玉,罗卓英,周 猛,等. 百叶风口空调房间室内热环境的数值模拟研究[J]. 科学技术与工程,2012,12(2):353-357.
- [6] AREZKI S,ALI T,CHRISTIAN M. Thermal analysis of wind turbine nacelle operating in Algerian Saharan climate[J]. **Energy Procedia**,2012,18(143):187-196.
- [7] 陈成城,程晨光,吴根勇,等. 数值仿真技术在风力发电机机舱散热设计中的应用研究[J]. 机电工程,2016,33(4):430-433,457.
- [8] 张胜涛,陈 方,刘 洪. 基于多场耦合的飞行器热环境数值分析方法研究[J]. 空气动力学学报,2014,32(6):861-867.
- [9] 田 浩,李 震,刘晓华,等. 数据中心热环境评价指标研究[J]. 制冷学报,2012,33(5):5-9.
- [10] 崔其山. 综合导热系数及其计算[J]. 石油化工设备,2004,33(6):32-34.
- [11] 杨世铭,陶文铨. 传热[M]. 第4版. 北京:高等教育出版社,2006.
- [12] 王 怡,刘加平,肖勇强. 自然通风房间热环境的耦合模拟计算方法[J]. 太阳能学报,2006,27(1):67-72.
- [13] 张胜涛,陈 方,刘 洪. 基于多场耦合的飞行器热环境数值分析方法研究[J]. 空气动力学学报,2014,32(6):861-867.

[编辑:周昱晨]

本文引用格式:

祝德春,吴 明,韩德斌. 高寒地区智能变电站预制舱热环境数值模拟[J]. 机电工程,2017,34(2):200-204.

ZHU De-chun, WU Ming, HAN De-bin. Numerical simulation of thermal environment of precast chamber for smart substation in alpine region[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2017,34(2):200-204.

《机电工程》杂志;http://www.meem.com.cn