

Simulation Study on Ventilation System of the Equipment Room for CCHP System

Weiming Xu¹, Ruixiang Wang², Jiaqi Xu¹

¹Beijing Gas Energy Developments Co., Ltd., Beijing

²Beijing Engineering Research Center of Sustainable Energy and Buildings, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing

Email: xwm0808@163.com

Received: Oct. 6th, 2015; accepted: Oct. 23rd, 2015; published: Oct. 27th, 2015

Copyright © 2015 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

Heat dissipation between equipments of CCHP system, which need well organized ventilation to assure the optimum temperature for equipments running. It costs much to obtain the ventilation plan by experimental method; it is necessary to use simulation as an auxiliary for the design of ventilation system. By the building of mathematical model of equipments and using the software Fluent for numerical analysis of the temperature field between equipments, this paper gives the improvement scheme for air distribution mode and design criteria for ventilation. According to the improved ventilation system, the extra use of cold wind equipment can decrease the running temperature of power generator effectively by simulation under the condition that the inlet air temperature is equal to the design temperature 307 K of outside in summer. In winter, when the inlet air temperature is equal to the design temperature 269.4 K of outside, the use of natural air inlet and forced air exhaust can keep the running ambient temperature between equipments, which can save operation costs of the system.

Keywords

Combined Cooling Heating and Power System, Equipment Room, Ventilation, Numerical Simulation

燃气冷热电三联供的设备间通风系统模拟研究

许伟明¹, 王瑞祥², 许家琪¹

¹北京燃气能源发展有限公司, 北京

²北京建筑大学, 北京市建筑能源高效综合利用工程技术研究中心, 北京

Email: xwm0808@163.com

收稿日期: 2015年10月6日; 录用日期: 2015年10月23日; 发布日期: 2015年10月27日

摘 要

燃气冷热电三联供(Combined cooling heating and Power system, CCHP)的设备间散热量大, 需要合理其通风气流组织, 保证设备间的温度满足设备运行最佳温度。通过实验方法确定通风方案成本过高, 有必要利用模拟方式辅助设计通风系统。本文通过构建设备间三维数学模型, 利用Fluent软件, 对CCHP系统设备间的温度场进行数值分析, 提出了气流组织形式的改进方案及相应的通风设计依据。按照改进后的通风系统, 夏季在进风温度为室外设计温度307 K时, 通过模拟分析利用增设冷风设备能够有效地降低发电机组运行的环境温度。冬季在进风温度设计室外温度为269.4 K时, 通过模拟分析可利用自然进风和强制排风方式保证设备间的运行环境温度, 可节省系统运行成本。

关键词

燃气冷热电三联供, 设备间, 通风, 数值模拟

1. 引言

燃气冷热电三联供能源利用方式是未来能源清洁、高效利用的发展方向; 通过“温度对口、梯级利用”原理利用天然气发电, 并对余热充分利用, 能源利用率可提高20%~30%, 燃气冷热电三联供技术有成熟先进、安全可靠、管理方便、削峰填谷、防灾减灾、节约成本、节能环保等方面优势, 因此也成為了欧美等国政府正在实施的能源利用方式。但燃气冷热电三联供设备间中燃气内燃发电机组、余热直燃机等设备散热量大, 如果设备间通风系统设计不合适, 容易致使室内温度升高, 若超过燃气内燃发电机组的极限环境温度, 则会导致机组无法正常运行, 因此通风系统的合理性对于设备运行以及节省风机耗电都是有利的[1]。由于工业厂房空间区域较大, 通过实验的方法来进行最佳通风方案的设计成本过高, 因此过去在在燃气冷热电三联供设备间的通风设计中经常采用经验设计, 并且大多数设备间采用机械进风、机械排风方式。

最近几年随着数值计算和模拟技术的发展, 利用计算流体力学(CFD)方法对通风过程进行模拟已逐渐体现出其特有的优越性, 受到了国内外研究人员的重视并取得了很多有价值的研究成果。CFD模拟适用范围广, 可适用于大空间的厂房通风设计, 对优化厂房通风具有较高的理论指导意义。赵彬、李先庭等人利用新零方程湍流模型对房间内的等温流动、非等温流动进行了模拟, 发现数值计算结果和相应实验数据吻合得很好[2]。谷现良等人针对制冷空调行业的研究与设计工作, 从适用性、网格特性、数值算法、离散格式、湍流模型、后处理特点等方面对一些应用较多的通用CFD商业软件进行了介绍[3]。万鑫等人采用CFD技术对钢铁产房的自然通风过程进行模拟研究, 其计算结果和文献中的实际值对比吻合很好, 并在此基础上对厂房的通风优化设计提出了建议[4]。Juan Abanto等人对一电脑机房的空气流动进行了模拟, 也得到了很好的结果[5]; K.W.D. Cheong等人对一学校的阶梯教室进行了CFD模拟, 结果表明模拟结果的流动场分布和温度梯度均与实际情况吻合良好[6]。因此本文也采用CFD商业软件对三联供厂房的通风状况进行了模拟和优化设计。

对于燃气冷热电三联供的设备间的通风模式计算, 现有文献对此研究较少, 而三联供设备间的通风设计优劣直接关系到设备运行性能。赵彬、李先庭等人用合理的湍流模型和风口模型模拟非等温送风室内空气流动情况, 利用该湍流和风口模型对一个工程实例非等温送风的室内空气速度场、温度场进行数值模拟[7]。黄雪莲等人使用了 K-ε 模型与 SIMPLE 方法对室内气流组织进行模拟, 并对方程的离散、耦合求解以及 SIMPLE 算法等数值计算问题进行了论述, 并以带热源的空调空间的室内空气组织为实例作了数值模拟和讨论[8]。赵琴等人介绍了 FLUENT 软件的主要特点及其在暖通空调领域的应用情况, 利用该软件进行数值模拟, 分析室内温度场的变化情况[9]。Nelson Fumo [10]定义电转换系数与燃料转换系数的比值, 分析四种不同情况下 CCHP 比传统系统减少的能源消耗的临界点。Heejin Cho *et al.* [11]建立 CCHP 能源流网络模型, 利用 Energyplus 模拟一典型普通办公楼的建筑能耗, 分析美国五个不同地区的电价和天然气价对 CCHP 的运行费用、能源消耗和碳排放的影响。X.Q. Kong [12]建立不同季节的能源利用及运行经济性模型, 分析 CCHP 系统回收年限受天然气价格的影响较大, 同一项目北京地区的回收年限比上海长 1.22 年。P.J. Mago [13]并网情况下建立以电定热和以热定电相结合模型, 利用 Energyplus 模拟一栋普通办公楼的建筑能耗, 分析得到两者结合运行费用比以热定电方式节省 15%, 比以电定热方式节省 14.8%。Cho 等人[14]利用能源调度算法选择一个最佳的运行模式, 用线性方法优化输出热、电与输入发电机、锅炉和市电能源的关系。P.J. Mago [15]建立 CCHP-ORC 循环模型, 以能源消耗(PEC)、二氧化碳排放(CDE)和经济为目标, 分析典型建筑在不同区域的 CCHP 系统表现。查阅文献, 在燃气冷热电三联供的研究中大多数从运营优化、建立设备选型模型、评价指标等角度研究, 但对于三联供设备主机房的环境温度以及气流组织要求及变化尚未有研究成果。因此, 本文将从工程实际出发, 研究一个典型的燃气冷热电三联供设备间的通风气流组织, 提出通风设计理论依据和优化设计。

燃气冷热电三联供设备间中燃气内燃发电机组、余热直燃机等设备散热量大, 如果设备间通风系统设计不合适, 容易致使室内温度升高, 若超过燃气内燃发电机组的极限环境温度, 则会导致机组无法正常运行, 因此通风系统的合理性对于设备运行以及节省风机耗电都是有利的[16]。本文采用 CFD 方法对燃气冷热电三联供设备间的夏季、冬季工况通风进行数值模拟, 提出了夏季改善通风的措施, 以及冬季节省风机耗电的措施, 为燃气冷热电三联供设备间通风设计和运行方式研究提供理论依据。

2. 工程概况

本文对燃气冷热电三联供设备间以及设备间内散热设备进行合理简化建立几何模型。对设备间内的各种设备进行适当简化, 用简单的几何形状代替, 其中发热设备主要有 4 台 3300 kW 燃气内燃发电机组、4 台 3000 kW 烟气性余热直燃机。该模型长为 32 m, 宽为 30 m, 高为 9 m。模型南侧设置 8 个进风口, 风机中心高度 7.2 m, 风口大小为 1.5 m × 1.4 m, 在设备间北侧和西侧设置各有 4 个排风口, 风机中心高度 7.2 m, 风口大小为 1.5 m × 1.4 m。模型如图 1 所示。

3. 数学模型及边界设定

3.1. 质量守恒方程

单位时间内微元体中流体质量的增加等于同一时间间隔内流入该微元体的净质量, 其偏微分方程为:

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

其中: ρ ——密度;

u ——速度矢量;

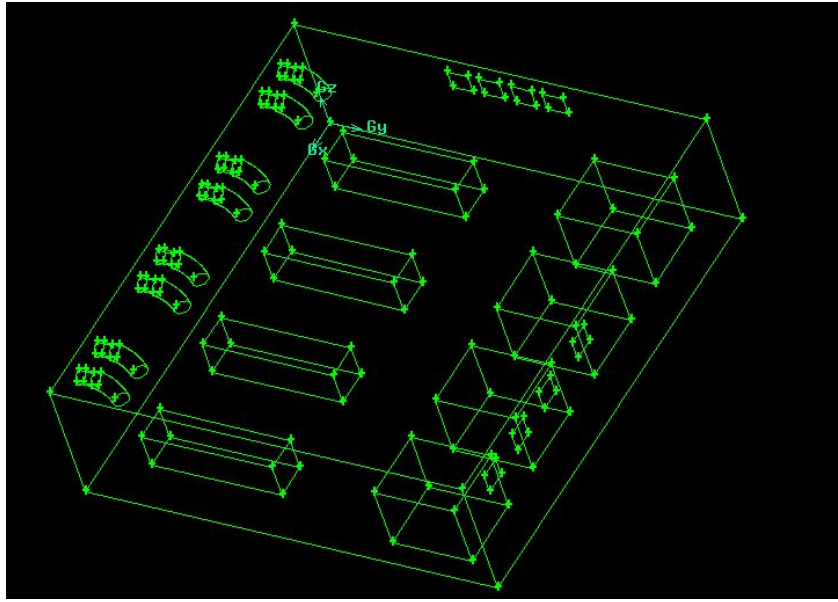


Figure 1. Model of equipment
图 1. 设备间模型示意图

v ——速度矢量;

w ——速度矢量;

上式中的第 2、3、4 项是质量流密度(单位时间内通过单位面积的流体质量)。

3.2. 动量守恒方程

微元体中流体动量的增加率等于用在微元体上各种力之和。

u ——动量方程

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial z} \\ & = -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{\lambda} \operatorname{div} U + 2\eta \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \rho F_x \end{aligned} \quad (2)$$

v ——动量方程

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial z} \\ & = -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{\lambda} \operatorname{div} U + 2\eta \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \rho F_y \end{aligned} \quad (3)$$

w ——动量方程

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} \\ & = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{\lambda} \operatorname{div} U + 2\eta \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \rho F_z \end{aligned} \quad (4)$$

其中 η 为流体的粘度。

3.3. 能量守恒方程

微元体内热力学能的增加率等于进入微元体的净热流量与体积力与表面力对微元体做的功之和。

$$\phi = \eta \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} + \lambda \operatorname{div} U \quad (5)$$

本文利用 Fluent 专业软件, 对燃气冷热电三联供设备间的通风系统进行了模拟数值分析研究, 为高大空间的通风气流组织提供了理论依据。

CFD 技术在室内热环境中的应用是基于对室内不可压缩气体质量、动量、能量守恒微分方程的离散化处理及其数值解析, 求解中所需求解主要变量(速度及温度等)的控制方程都可以表示成以下通用形式:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\phi) + \operatorname{div}(\rho U\phi) = \operatorname{div}(\Gamma_{\phi}\operatorname{grad}\phi) + S_{\phi} \quad (6)$$

其中: ϕ ——通用变量, 可以代表 $u, v, w, T, k, \varepsilon$ 等求解变量

ρ ——密度;

U ——速度矢量;

Γ_{ϕ} ——广义扩散系数;

S_{ϕ} ——广义源项。

在稳定状况下, 任意的控制容积 V 上积分形式的控制方程为:

$$\int \rho\phi_v \cdot dA = \int \Gamma_{\phi}\nabla\phi \cdot dA + \int S_{\phi} \cdot dA \quad (7)$$

在给定的网格上, 上述方程离散为:

$$\sum_i^{N_{\text{face}}} v_i \phi_i A_i = \sum_i^{N_{\text{face}}} \Gamma_{\phi} (\nabla\phi)_i A_i + S_{\phi} V \quad (8)$$

最后离散方程可以写成以下的通用形式:

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (9)$$

方程中下标 nb 表示相邻的网格, a_p 和 a_{nb} 分别是 ϕ 和 ϕ_{nb} 的系数, b 是源项。

本文数值模拟分析采用 gambit 软件划分网格, 如图 2 所示。建立模型中发电机组、烟气型余热直燃机、进风口和整个空间的网格划分综合考虑了模拟的准确性和经济性采用六面体和楔形网格混合。利用 gambit 网格划分方法将模型离散为 17 万个单元格。

本文采用 fluent 软件进行数值计算。本文研究的体系是强制对流问题, 笔者通过大量的试探性计算和模拟结果的对比分析, 最终决定选用 Realizable $k-\varepsilon$ 模型[17] [18]; 在带有局部热源的问题中, 由于室内空气散射可以忽略, 这使得空气的光学深度很小, 综合考虑计算经济性与精度, DO 辐射模型是最合适的计算方法。

设备间内的空气流动速度不大, 密度变化不大, 可看作不可压缩流体, 因此选用分离隐式解算器; 为了避免或减少由于低价格格式假扩散误差加剧湍流计算结果的不准确, 动力方程、能量方程及 K 方程和 ε 方程均需采用二阶迎风离散格式。

4. 设备间通风设计

4.1. 确定设备间设备散热量

本文所指的设备间设备散热量, 是指设备间内的燃气内燃发电机组、余热直燃机从其外表面散发到

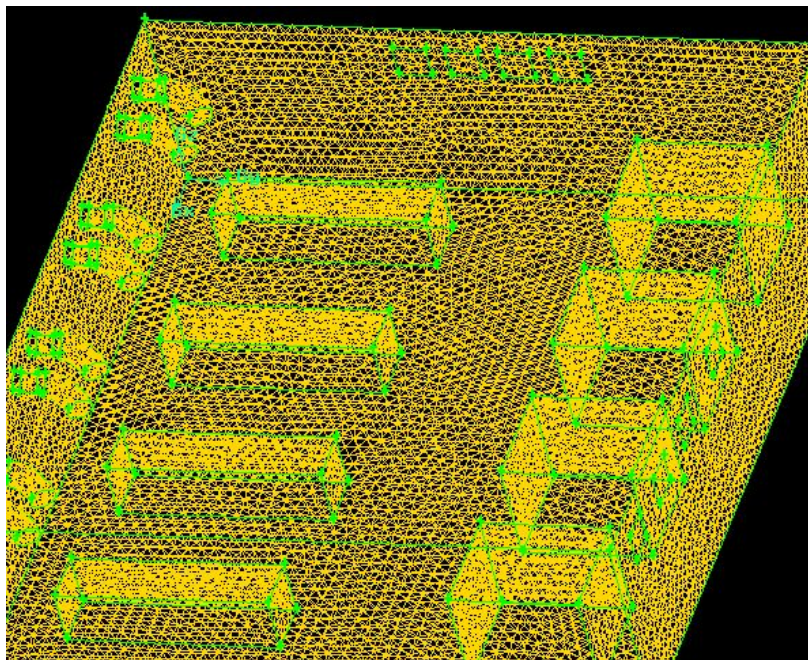


Figure 2. Model mesh division diagram
图 2. 模型网格划分示意图

室内的热量。这些散热量主要与设备本体散热能力、外表面和室内空气温差以及室内空气流速大小有关。本文选用设备效率法计算设备散热量。假设燃气内燃机发电机组的设备散热量按照机组容量的 12% 计算，即 396 kW。余热直燃机的设备散热量按照机组容量的 5% 计算，即 150 kW。

4.2. 设备间通风设计方案

本文按照夏季室外设计温度为 307 K (34℃)，采用了机械进风、机械排风的通风方式，进、排风分别设置了 8 台轴流风机，单台轴流风机风量为 7 万 m³/h。

5. 夏季设备间通风模拟分析

5.1. 夏季设备间通风分析

夏季工况，设备间的通风设计室外温度为 307 K (34℃)，设备间 8 台轴流风机全部开启，模拟计算设备间的温度分布和气流组织情况。

模拟计算距离 $X = 0$ 处排风口位置 3.95 m 处的温度场。从图 3 和图 4 可以看出，整个 $X = 3.95$ m 平面大部分温度区域处于 309 K~322 K。燃气内燃发电机组运行区域的温度区域处于 309 K~318 K 之间，满足发电机组运行环境温度。

模拟计算距离进风口 13.85 m 处的温度场。从图 5 中可以看出，整个 $Y = 13.85$ m 平面大部分温度区域处于 311 K~336 K。距离 $X = 0$ 处排风口越近发电机组的工作环境温度越低，越远发电机组的工作环境温度越高，两者平均温度相差 11 K。模拟计算结果显示，3 号发电机组运行环境平均温度约为 318 K，4 号发电机组运行环境平均温度约为 324 K，不适合发电机组的运行。

模拟计算距离南墙排风口 $Y = 30$ m 处的温度场。从图 6 中可以看出，整个 $Y = 30$ m 平面大部分温度区域处于 320 K~344 K。距离 $X = 0$ 处排风口越近排风温度越低，越远排风温度越高，两者平均温度相差 24 K。



Figure 3. Temperature field in $X = 3.95 \text{ m}$
 图 3. $X = 3.95 \text{ m}$ 平面处的温度场

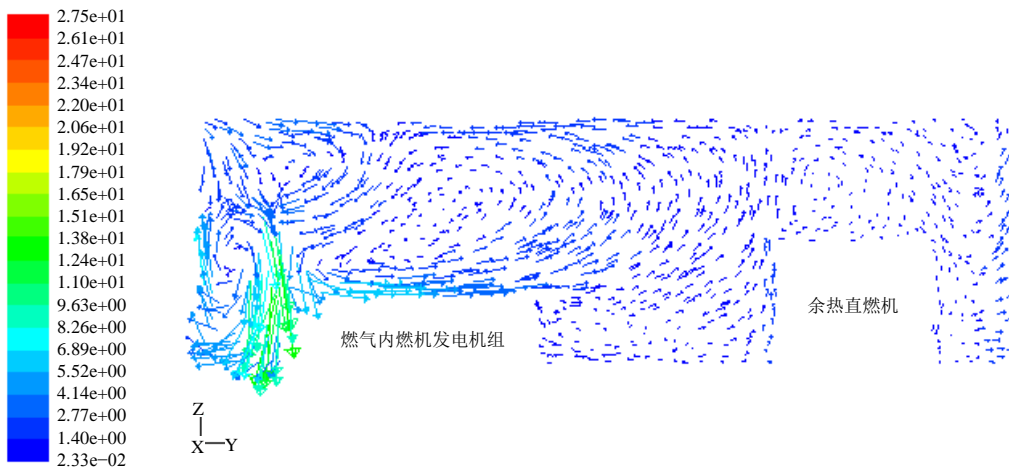


Figure 4. Air flow at the $X = 3.95 \text{ m}$
 图 4. $X = 3.95 \text{ m}$ 平面处的气流组织

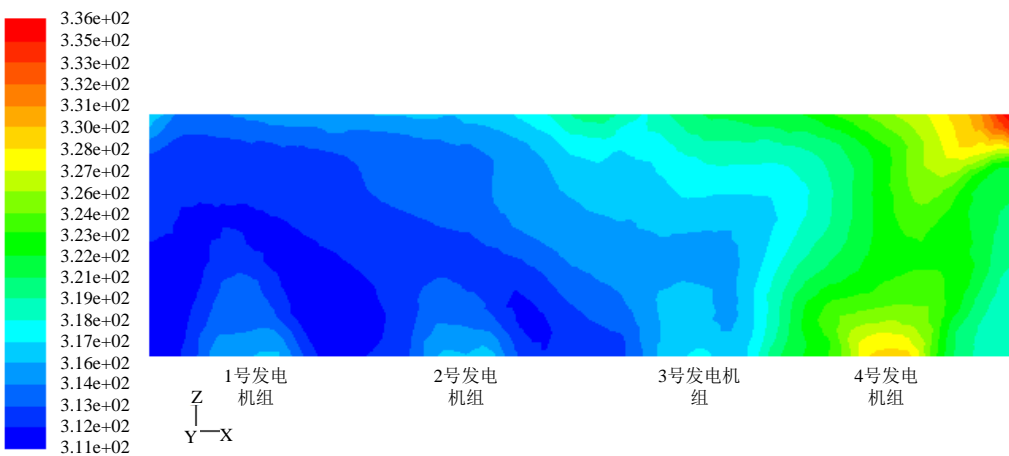


Figure 5. Temperature field in $Y = 13.85 \text{ m}$
 图 5. $Y = 13.85 \text{ m}$ 平面处的温度场

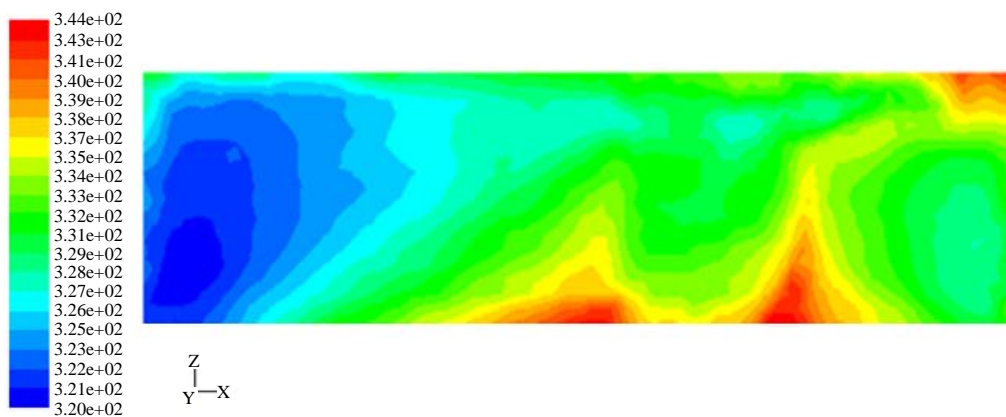


Figure 6. Temperature field in $Y = 30 \text{ m}$

图 6. $Y = 30 \text{ m}$ 平面处的温度场

若设备间排风温度越高，设备间的气流组织不合理，就容易造成设备间环境温度升高，也容易出现局部出现气流死角，不利于热量的散发，从而不利于发电机组以及工作人员操作，本文尝试从下列两种方式进行改进并分析。

5.2. 夏季通风系统改进措施

1) 调整总排风量

保持其他设计参数不变，改变设备间排风风量，增加 10%、20%，研究设备间排风温度的变化，若该排风温度越低，对设备间的设备和工作人员操作越有利。其模拟结果如下表 1 所示。

通过模拟结果可知，增加排风风量对排风温度的影响较小，对设备间的温度改善作用效果不明显。

2) 增设冷风设备

由于发电机组的散热量比较大，并且发电机组对运行环境温度要求高，保持其他条件不变，在发电机组附近增设冷风设备，增设设备功率分布为 396 kW、546 kW，研究设备间排风温度的变化，若该排风温度越低，对设备间的设备和工作人员操作越有利。其模拟结果如下表 2 所示。

通过模拟结果可知，增设相应的冷风设备有利于改善设备间的温度，效果较为显著。

6. 冬季设备间通风模拟分析

6.1. 冬季设备间通风分析

冬季工况，设备间的通风设计室外温度为 269.4 K (-3.6°C)，设备间 8 台轴流风机全部开启，模拟计算设备间的温度分布和气流组织情况。

模拟计算距离 $X = 0$ 处排风口位置 3.95 m 处的温度场。从图 7 和图 8 可以看出，整个 $X = 3.95 \text{ m}$ 平面大部分温度区域处于 271 K~287 K。燃气内燃发电机组运行区域的温度区域处于 271 K~276 K 之间，满足发电机组运行环境温度。距离进风口越近，风速越大，越有利于热量的扩散。

模拟计算距离进风口 13.85 m 处的温度场。从图 9 中可以看出，整个 $Y = 13.85 \text{ m}$ 平面大部分温度区域处于 273 K~288 K。距离 $X = 0$ 处排风口越近发电机组的工作环境温度越低，越远发电机组的工作环境温度越高，两者平均温度相差 15 K。

模拟计算距离南墙排风口 $Y = 30 \text{ m}$ 处的温度场。从图 10 中可以看出，整个 $Y = 30 \text{ m}$ 平面大部分温度区域处于 282 K~306 K。距离 $X = 0$ 处排风口越近排风温度越低，越远排风温度越高，两者平均温度相差 24 K。

Table 1. Effect of exhaust air quantity on the exhaust temperature
表 1. 排风量对排风温度的影响

风量增加	总风量(万 m ³ /h)	进排风温差(K)	排风温度(K)
0%	56	26.8	333.8
10%	61.6	24.4	331.4
20%	67.2	22.4	329.4

Table 2. Effect of cooling equipment power on exhaust temperature
表 2. 冷风设备功率对排风温度的影响

设备功率(kW)	总风量(万 m ³ /h)	进排风温差(°C)	排风温度(°C)
0	56	26.8	333.8
396	56	15.8	322.8
546	56	0.2	307.2



Figure 7. Temperature field in $X = 3.95$ m
图 7. $X = 3.95$ m 平面处的温度场

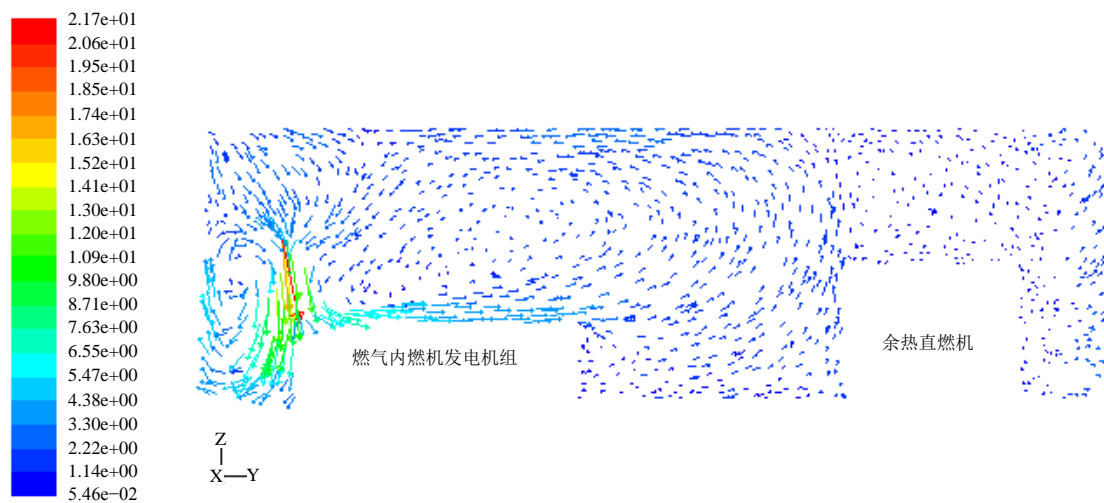


Figure 8. Air flow at the $X = 3.95$ m
图 8. $X = 3.95$ m 平面处的气流组织

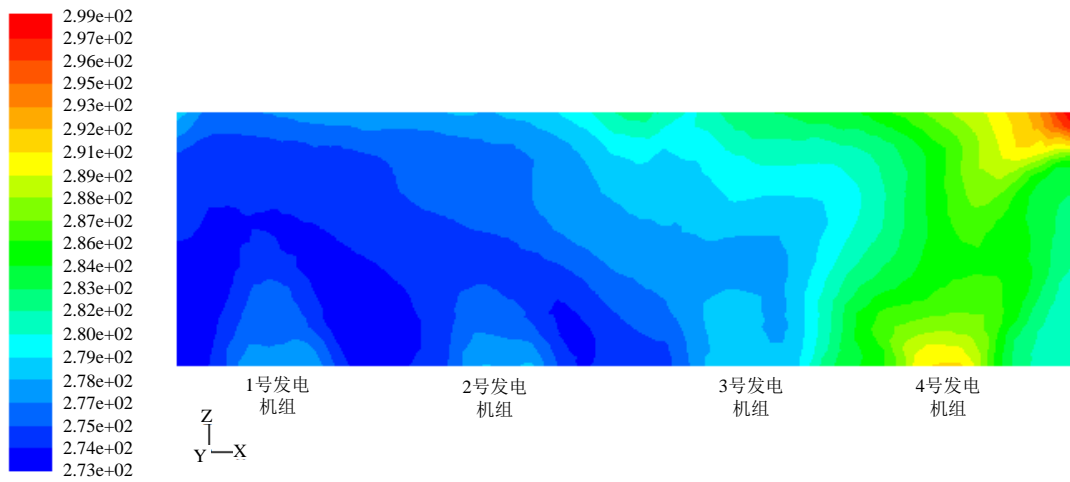


Figure 9. Temperature field in Y = 13.85 m
图 9. Y = 13.85 m 平面处的温度场

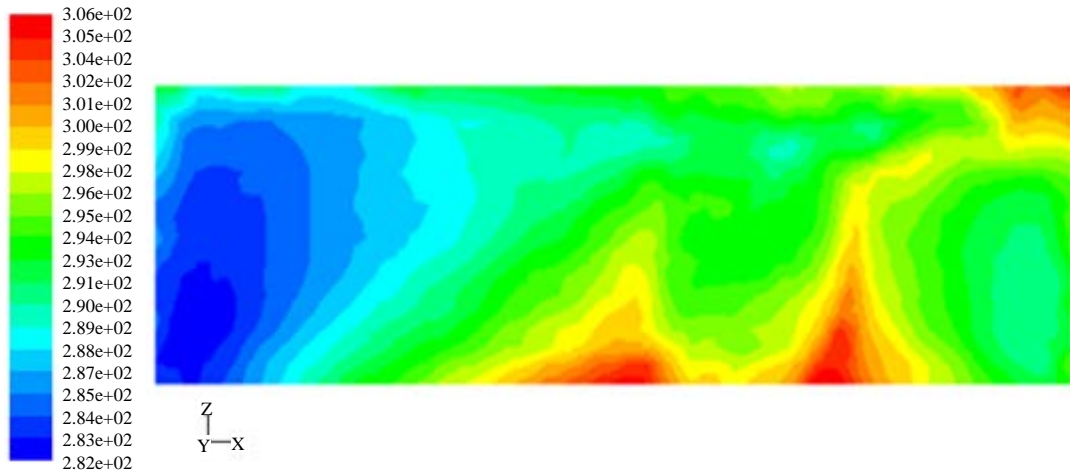


Figure 10. Temperature field in Y = 30 m
图 10. Y = 30 m 平面处的温度场



Figure 11. Temperature field in X = 3.95 m
图 11. X = 3.95 m 平面处的温度场

6.2. 冬季通风系统改进措施

保持其他设计参数不变, 改变风机运行方式, 即采用自然进风、机械排风的运行方式, 模拟计算设备间温度分布和气流组织情况。

模拟计算距离 $X=0$ 处排风口位置 3.95 m 处的温度场。从图 11 可以看出, 整个 $X=3.95$ m 平面大部分温度区域处于 270 K~291 K。燃气内燃发电机组运行区域的温度区域处于 270 K~280 K 之间, 满足发电机组运行环境温度。整个横截面上的空气温度分布显阶梯状, 距离进风口越远, 温度越高。

冬季工况下, 设备间自然进风、机械排风可满足发电机组的运行环境温度要求, 可大大降低风机运行电耗。

7. 结论

本文对燃气三联供设备间的夏季、冬季通风进行了 CFD 模拟, 并根据设备间的通风系统进行改进, 在夏季工况时, 增设冷风设备对设备间的环境温度影响较为显著。在冬季工况时, 可采用自然进风、机械排风的运行方式, 减低风机运行电耗, 从而节省运行费用。

参考文献 (References)

- [1] 张巧慧 (2006) 电厂汽轮机房通风和采暖的 CFD 模拟与节能策略研究. 硕士学位论文, 浙江大学, 杭州.
- [2] 赵彬, 李先庭, 彦启森 (2001) 用零方程湍流模型模拟通风空调室内的空气流动. *清华大学学报(自然科学版)*, **10**, 109-113.
- [3] 谷现良, 赵加宁, 高军, 高甫生 (2003) CFD 商业软件与制冷空调. *制冷学报*, **4**, 45-49.
- [4] 万鑫, 苏亚欣, 杨艳超 (2008) 工业厂房自然通风的数值模拟及结构改进. *中国安全科学学报*, **8**, 103-108
- [5] Abanto, J., et al. (2004) Airflow modelling in a computer room. *Building and Environment*, **39**, 1393-1402.
- [6] Cheong, K.W.D., et al. (2003) Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the tropics. *Building and Environment*, **38**, 63-73.
- [7] 赵彬, 李先庭, 彦启森 (2000) 用 CFD 方法改进室内非等温送风气流组织设计. *应用基础与工程科学学报*, **4**, 376-386.
- [8] 黄雪莲, 戴有为, 梅启元 (2003) 空调房间气流组织的数值模拟. *南京理工大学学报(自然科学版)*, **4**, 41-44.
- [9] 赵琴, 王倩 (2003) Fluent 在暖通空调领域中的应用. *制冷与空调*, **1**, 15-18.
- [10] Cho, H., Mago, P.J., Luck, R. and Chamra, L.M. (2009) Evaluation of CCHP systems performance based on operational cost, primary energy consumption, and carbon dioxide emission by utilizing an optimal operation scheme. *Applied Energy*, **86**, 2540-49. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.04.012>
- [11] Kong, X.Q., Wang, R.Z. and Huang, X.H. (2004) Energy efficiency and economic feasibility of CCHP driven by stirling engine. *Energy Conversion and Management*, **45**, 1433-42. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2003.09.009>
- [12] Mago, P.J. and Chamra, L.M. (2009) Analysis and optimization of CCHP systems based on energy, economical, and environmental considerations. *Energy and Buildings*, **41**, 1099-1106. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.05.014>
- [13] Fumo, N. and Chamra, L.M. (2010) Analysis of combined cooling, heating, and power systems based on source primary energy consumption. *Applied Energy*, **87**, 2023-30. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.11.014>
- [14] Cho, H., Eksioglu, S., Luck, R. and Chamra, L.M. (2008) Operation of micro-CHP system using an optimal energy dispatch algorithm. *ASME Proceedings of Energy Sustainability*, Jacksonville, 10-14 August 2008.
- [15] Mago, P.J., et al. (2010) Analysis and optimization of the use of CHP-ORC systems for small commercial buildings. *Energy and Buildings*, **42**, 1491-1498.
- [16] 朱铮, 杨其才, 刘刚, 冯震 (2011) 电厂自然通风方式的选择. *制冷与空调*, **2**, 138-141.
- [17] Kindangen, J. (1997) Effects of roof shapes on wind-induced airmotion inside buildings. *Building and Environment*, **32**, 1-11. [http://dx.doi.org/10.1016/S0360-1323\(96\)00021-2](http://dx.doi.org/10.1016/S0360-1323(96)00021-2)
- [18] Haves, P., Linden, P.F. and Graca, G.C. (2004) Use of simulation in the design of a large, naturally ventilated office building. *Building Services Engineers Research and Technology*, **25**, 211-221. <http://dx.doi.org/10.1191/0143624404bt102oa>