

DOI:10.19431/j.cnki.1673-0062.2018.06.003

装配式辐射供冷顶板性能的数值模拟

谢 东^{1,2,3}, 刘金芝^{1,2,3}, 王汉青^{1,2,3*}

(1.建筑环境控制技术湖南省工程实验室,湖南 衡阳 421001;2.装配式建筑节能技术湖南省重点实验室,湖南 衡阳 421001;3.南华大学 土木工程学院,湖南 衡阳 421001)

摘 要:为提高装配式辐射供冷顶板的性能,建立了一种采用空气层进行热量交换的装配式辐射供冷顶板的数学模型,应用 CFD(computational fluid dynamics)技术,数值模拟了耦合冷冻水管辐射顶板空气层的流场和温度场,分析了不同空气层厚度和不同供水温度对辐射顶板热特性的影响.数值模拟结果表明:空气层内由于温度差引起自然对流,辐射板内通过辐射,对流和导热的传热方式,使辐射板表面温度分布更均匀.在保证辐射板表面最低温度高于室内露点温度的条件下,随着空气层厚度和供水温度的增加,辐射板的表面平均温度升高,供冷能力下降.空气层厚度和供水温度的增加或减小会降低辐射板表面温度分布的均匀性.

关键词:装配式辐射顶板;CFD 模拟;供冷性能;表面温度分布

中图分类号:TU831 **文献标志码:**A **文章编号:**1673-0062(2018)06-0015-07

Numerical Simulation on the Performance of Fabricated Radiant Ceiling Panel

XIE Dong^{1,2,3}, LIU Jinzhi^{1,2,3}, WANG Hanqing^{1,2,3*}

(1.Engineering Lab of Hunan for the Technologies of Building Environment Control, Hengyang, Hunan 421001, China;2.Key Lab of Hunan for the Technologies of Energy Conservation in Prefabricated Buildings, Hengyang, Hunan 421001, China; 3.School of Civil Engineering, University of South China, Hengyang, Hunan 421001, China)

Abstract: In order to improve the performance of fabricated radiant ceiling panel, the study established a mathematical model of the fabricated radiant ceiling panel using air layer for heat exchange. The flow field and temperature field of the air layer of the fabricated radiant

收稿日期:2018-06-22

基金项目:湖南省科技厅重点研发计划项目(2017SK2394);南华大学双一流学科重点建设项目(创新团队)(2018KCY02);南华大学研究生科学基金项目(2018KYY106)

作者简介:谢 东(1978-),男,教授,博士,主要从事建筑节能与暖通工程 CFD 应用方面的研究.E-mail:nxiedong@126.com.* 通信作者:王汉青(1963-),男,教授,博士,主要从事建筑节能与暖通工程 CFD 应用方面的研究.E-mail:hqwang2011@usc.edu.cn

ceiling panel were numerically simulated by computational fluid dynamics (CFD) technology and the influence of different air layer thickness on the thermal characteristics of the radiant panel was analyzed. The simulation results show that the natural convection was caused by the temperature difference in the air layer; through the radiation, convection and heat conduction in the radiant panel, the surface temperature distribution of the radiant panel was more uniform. Under the condition that the minimum surface temperature of the radiant panel is higher than the indoor dew point temperature, the surface temperature of panel increased and the cooling capacity decreased with the increase of air layer thickness and inlet water temperature. Increasing or decreasing the thickness of the air layer and inlet water temperature could reduce the uniformity of the temperature distribution on the surface of the radiant panel. This paper has reference value for radiation capacity of the radiant ceiling and related technology development.

key words: fabricated radiant ceiling cooling system; CFD simulation; cooling performance; anti-condensation

0 引言

随着新型建造方式的大力推进,辐射顶板应用于装配式建筑中不仅可以满足人们对室内环境的舒适性要求,还大大提高了能源效率,有效地降低建筑能耗。然而,辐射板表面易凝结的缺点阻碍辐射空调在炎热和潮湿地区的发展。一方面,为避免结露,辐射板的表面温度受到室内露点温度的限制,辐射板的最低温度应高于空气露点温度。另一方面,为避免结露,需提高冷冻水的水温和降低送风温度,既降低了辐射板的供冷能力又增加了系统的能耗^[1]。

目前,关于辐射空调系统的研究有很多。D. Song 等人^[2]文献中表明当辐射冷却表面温度比露点温度高 2℃时,辐射冷却表面不发生冷凝。S. Oxizidisa 等人^[3]研究比较了辐射送风系统在典型办公室房间的测试室中的能耗和热舒适度。Y. L. Yin 等^[4]采用高速摄像机进行辐射板的冷凝过程,发现冷凝形状与温度和相对湿度的关系,比较了三种不同类型的辐射冷却板(纯毛细管板,金属板和石膏板)上的冷凝水。结果表明,石膏辐射供冷面板由于其吸湿性能,在相同条件下具有较好的防结露的能力。赵康、刘晓华^[5]等人根据不同类型辐射板的导热过程,总结各类辐射板表面最低温度和平均温度的关系式,分析不同热阻的辐射板表面温度的均匀性。韩婕、龚光彩^[6]等人提出了一种以空气作为能量载体、末端为孔板型式空气载能辐射空调系统,将房间分为缓冲蓄能区和空调区的两个区域,研究表明该辐射空调系统防

结露效果显著。B. S. Ning, Y. M. Chen^[7]等人分析了三种改进的含超薄空气层的辐射板的供冷能力,将薄空气层当作导热过程,结果表明改进后的辐射板的供冷能力比原始辐射板供冷能力提高了 43%~46%。

本文建立一种表面温度分布均匀的空气间隔式的装配式辐射顶板的数学模型,通过数值模拟的方法,实现液-固耦合和气-固耦合的传热过程,得到空腔内空气的气流流场和温度场,分析空气层厚度及供水温度对辐射板表面温度的分布和供冷能力的影响。

1 物理模型

本文研究的装配式辐射顶板的物理模型如图 1 所示,辐射板物理模型的尺寸为 0.8 m×1.2 m(长×宽),管间距为 100 mm。其冷冻水从一端进,从另一端出。图 2 为辐射顶板的剖面图,铝板和金属天花板的厚度为 1.5 mm,铜管内径 10 mm,外径 13 mm,空气层厚度为 δ ($\delta=8, 10, 12, 14, 16$ mm),金属天花板导热系数为 $202.4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

空气层将管道和金属天花板分离开来,管道和金属天花板之间进行辐射换热,空气层内部发生对流换热。基本的传热过程分为以下三个部分:

1) 冷冻水与管道内壁的传热;

2) 管道外壁和铝板下表面与金属天花板之间的辐射对流换热;

3) 金属天花板下表面与室内环境的辐射对流换热过程。

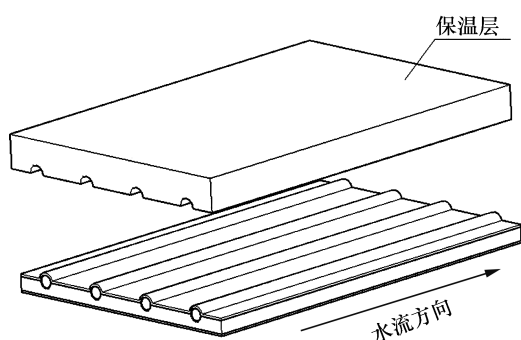


图1 装配式辐射顶板三维模型

Fig.1 Three-dimensional model of fabricated radiant cooling ceiling

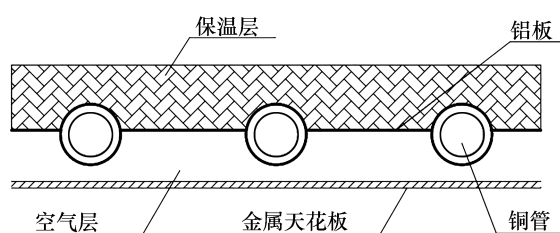


图2 装配式辐射顶板剖面图

Fig.2 Cross-section of fabricated radiant cooling ceiling

2 数学模型

2.1 模型假设

为简化计算,我们将辐射板的传热模型作如下简化:1)辐射板在稳态条件下进行传热;2)忽略外部空气对空腔内空气流动的影响;3)假设保温层保温性能很好,辐射板不沿垂直空气层厚度向上的传热;4)空气层外壁两侧为对称面.冷冻水的流速范围为0.6~1.4 m/s,根据雷诺数的计算结果可知管内流动为湍流,当空腔内的空气被冷却,空气的密度随温度发生变化,产生自然对流,在空腔内形成环流,故选择 standard k-ε 湍流模型.

2.2 控制方程

空气层内空气视为不可压缩的理想气体, Fluent 中采用连续性方程,动量守恒方程和能量方程,控制方程的基本形式如下:

1) 连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

2) 能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\lambda_1}{c_{p1}} + \frac{\mu}{\sigma} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (2)$$

$$0 = \frac{\lambda_2}{c_{p2}} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

3) 动量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \left[\mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] - \rho g \beta (T - T_\infty) \quad (4)$$

式中: ρ 为水的密度, kg/m³; T 为温度, °C; u 为速度, m/s; P 为压力, Pa; λ_1, λ_2 为导热系数, W/(m² · °C); c_{p1}, c_{p2} 为比热容, J/(kg · °C); μ 为湍流粘性扩散系数; T_∞ 为参考温度, °C.

2.3 数学传热模型

面板与室内环境的传热主要包括室内空气之间的热量交换以及面板表面与围护结构之间的辐射换热.辐射供冷顶板表面的总制冷量可以用辐射换热热量和对流换热热量来表示,表达方程式如下^[8]:

$$q_{\text{total}} = q_c + q_r \quad (5)$$

$$q_c = 2.13(T_a - T_p) |T_a - T_p|^{0.31} \quad (6)$$

$$q_r = 5 \times 10^{-8} [(AUST + 273.15)^4 - (T_p + 273.15)^4] \quad (7)$$

式中: q_c 为辐射换热热量, W/m²; q_r 为对流换热热量, W/m²; T_a 为室内空气温度, °C; T_p 为金属天花板的表面平均温度, °C; AUST 是室内非供冷表面的加权平均温度, °C; AUST 与围护结构的特性有关,一般取 26 °C ~ 35 °C.

3 数值求解

3.1 网格划分

网格的质量直接决定计算结果的精度,根据流体传热问题的精确模拟的思想,模型采用 ICEM 软件作结构化网格划分,如图3所示,并对管子周围进行加密处理,以确保传热模拟的准确度.辐射板分为冷冻水流域、管壁和铝板、空气层和金属天花板四个部分划分网格,不同部分的交界面设置为 interface,确保数据的传递.网格整体质量高于 0.6 以上,收敛性显著.

3.2 边界条件

在采用空气层进行热量交换的装配式辐射供冷顶板模型中,计算区域分布两部分:上部是铝板和铜管,下部是空气计算流域.冷冻水和空气层处理为流体区域,其余部分为固体区域,流体区域和固体区域相邻的壁面(即冷冻水与管壁,管壁与空气层,铝板下表面与空气层,空气层与金属天花板上表面)设置为耦合传热边界条件(coupled).铝板的上表面及空气层外壁视为绝热边界(wall);空气是由温度变化引起的密度变化,即空气设置为不可压缩理想气体(incompressible-ideal-

gas);速度-压力耦合采用 SIMPLE 算法,二阶迎风格式;冷冻水入口给定速度值和温度值,分别为 1.2 m/s 和 $14 \text{ }^{\circ}\text{C}$;考虑外界对辐射顶板的影响,对金属辐射板下表面采用“mixed”边界条件,由 H. E. Feustel 和 C. Stetiu 文章^[9]可知,根据天花板的

表面和室内温度的差值,冷辐射板的总传热系数介于 $9 \sim 11 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $h_r = 5.2 \sim 5.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $h_c = 2.13(T_a - T_s)^{0.31}$; T_s 为辐射板表面平均温度, T_a 为室内空气温度.故取辐射板总换热系数 $h_{\text{total}} = 10.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C})$.

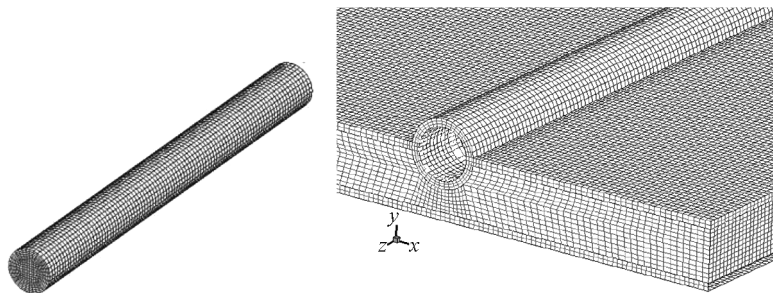


图3 结构化网格的划分

Fig.3 Structured mesh drawing

4 结果分析

由于每根铜管为单独的个体,我们截取两根铜管为例,分析空气间隔式辐射板的温度分布情况.图4为相同供水温度,相同供水速度,不同空气层厚度 δ 下的温度分布图和 $z=0.6 \text{ m}$ 时垂直厚度方向的温度梯度拟合曲线图.从图中可以看出,空气层厚度每增加 2 mm ,辐射板表面平均温度增加 $0.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.受空腔内自然对流的影响,空气层的温度分布出现明显的波动性,当空气层厚度达到 14 mm 时,随着高度的减小,温度梯度呈抛物线上升.由于空气的导热性小,空气层的温度梯度较大.当空气层厚度达到 16 mm 时,金属天花板表面温度与供水温度的差值达到 $7 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

图5(室温 $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度 65%)为不同空气层厚度 ($\delta = 8, 10, 12, 14, 16 \text{ mm}$),相同供水温度和流速下辐射板表面温度和供冷能力,图中 T_1 和 T_2 分别为辐射板最低表面温度和辐射板平均表面温度, Q 为辐射板的供冷能力.图5显示,当空气层厚度低于 8 mm 和高于 16 mm 时,辐射板表面最低温度开始远离辐射板表面平均温度.随着厚度的增加,供冷能力下降,厚度每增加 2 mm ,供冷能力平均下降 $7.8 \text{ W}/\text{m}^2$.当室温为 $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度为 65% 时,室内露点温度为 $19.11 \text{ }^{\circ}\text{C}$,空气层厚度为 8 mm 的辐射板的表面最低温度为 $19.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$,因此,采用空气层进行热量交换的装配式辐射供冷顶板始终高于露点温度,不会出现结露风险.

图6(a)所示, $\delta = 16 \text{ mm}$ 的辐射板的空气层

内存在明显的对称的旋涡,空气遇冷向下传递热量,换热的过程中空气温度逐渐上升,会产生上升的气流,在封闭的空腔内形成旋涡.图6(a)为铜管和铝板的温度云图,铜管主要通过导热将冷量传递给铝板,使得铝板的降温速度最快,离铜管越远,温度越高.模拟的温度、速度图基本符合传热的原理.

图7所示为不同空气层厚度垂直管长方向辐射板各点的温度分布,图显示空气层厚度为 10 mm 时,最大温差为 $0.06 \text{ }^{\circ}\text{C}$,空气层厚度为 16 mm 的最大温差为 $0.09 \text{ }^{\circ}\text{C}$.空气层厚度为 12 mm 的辐射板表面温度最均匀.过厚或者过薄的空气层厚度都会降低辐射板表面的均匀性,辐射板表面温度的不均匀性会限制辐射板的冷却能力,因为在实际操作中,辐射板的表面最低温度必须高于室内空气露点温度,表面温度的不均匀性会迫使辐射板的表面温度升高以防止结露,大大降低了辐射板的供冷能力.

由图8(空气层厚度 12 mm ,相对湿度 65%)可以看出,当空气层厚度为 12 mm 时,供水温度升高,供冷能力快速减小.供水温度每升高 $1 \text{ }^{\circ}\text{C}$,辐射板表面平均温度平均升高 $0.52 \text{ }^{\circ}\text{C}$,供冷能力平均减少 $17 \text{ W}/\text{m}^2$.过高的供水温度不仅会造成供冷能力的不足,同时会降低辐射板表面的均匀性.当供水温度降低至 $14 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,辐射板表面最低温度与平均温度的差值增大.当供水温度为 $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,辐射板表面的最低温度最接近平均温度.

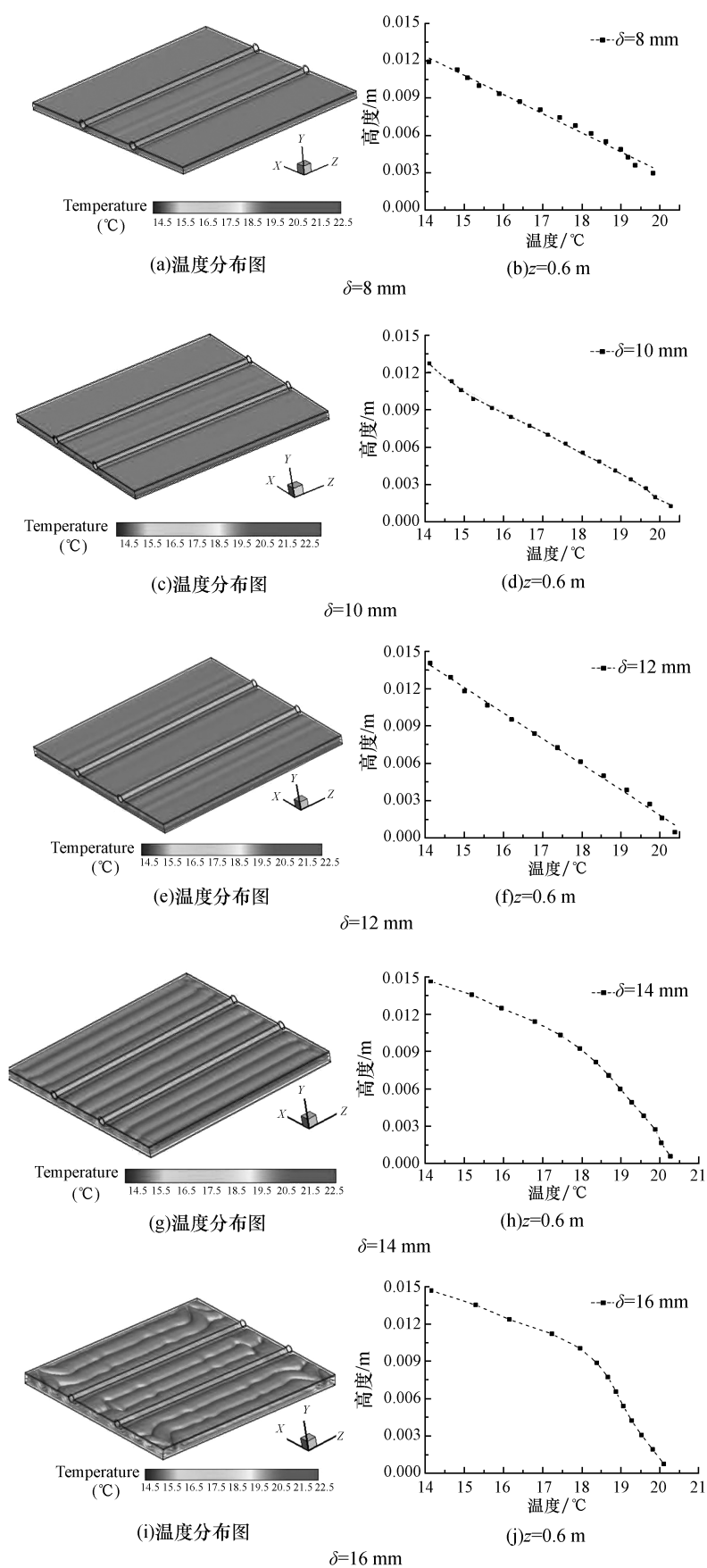


图 4 不同空气层厚度的纵向截面温度分布

Fig.4 Effect of different air layer thickness on temperature of radiant panel

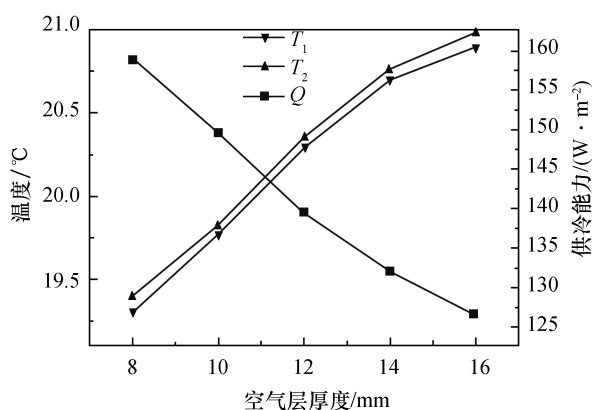


图 5 空气层厚度对辐射板性能的影响

Fig.5 Influence of air layer thickness on performance of the radiant panel

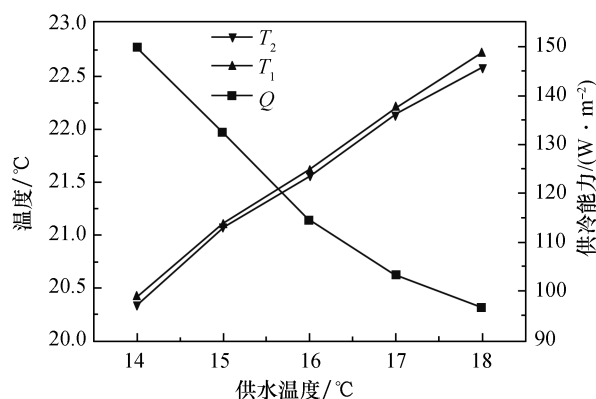


图 8 供水温度对辐射板性能的影响

Fig.8 Effect of inlet water temperature on performance of the panel

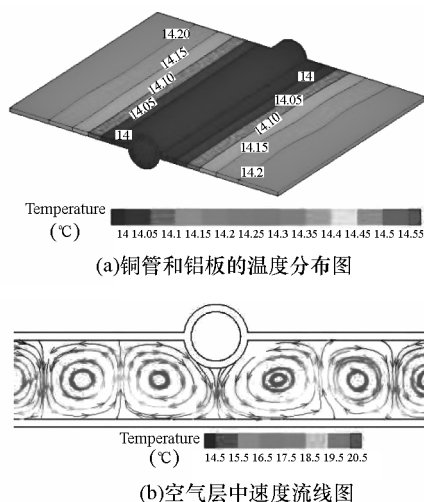


图 6 空气层为 16 mm 的辐射板的温度分布图和速度流线图

Fig.6 Temperature field and speed drawing of radiant panel

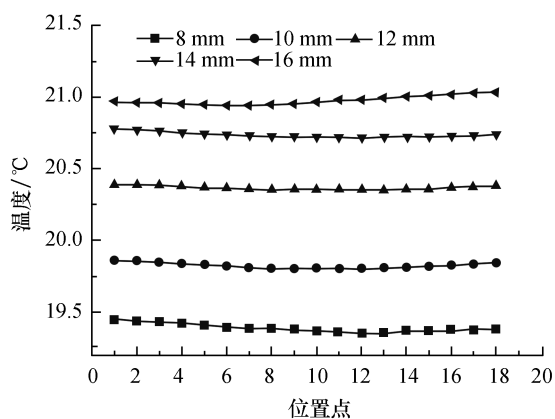


图 7 辐射板表面温度分布

Fig.7 Temperature distribution on the surface of panel

5 供冷能力的分析

辐射制冷量是衡量辐射供冷顶板的重要指标之一,制冷量越大,实际应用的价值越高.但辐射板提供的供冷量与辐射板供冷量的实际利用率不同,因为辐射板的总供冷量一方面要维持辐射板本身的温度,另一方面提供室内降温^[10].根据式(5)~式(7),即可由室内环境参数得到辐射板不同工况下的供冷能力.图 9 给出了室内热源变化(室内壁面温度 AUST 由 26 °C 到 28 °C)和室温变化(24 °C 到 26 °C)时,在相同供水温度 14 °C 下,辐射板实际供冷能力的变化.

当 AUST=26 °C 时,随着空气层厚度的增加,供冷能力升高.室内温度每升高 2 °C,供冷能力平均提高 9.2 W/m².当室内壁面温度(area-weighted average temperature perature of uncontrolled surface in room,AUST)从 26 °C 增加到 28 °C 时,不同空气层厚度的辐射板在相同的室内温度下,辐射板的供冷能力提高 10.8 W/m².

6 结 论

建立采用空气层进行热量交换的辐射板数学模型,通过对辐射板传热过程的理论分析,应用 CFD 数值模拟的方法,对不同空气层厚度和不同供水温度下辐射板表面最低温度、平均温度及供冷能力的影响进行分析.改变室内参数,分析不同室内壁面温度和室内温度对辐射板实际供冷能力的影响,得到如下结论:

1) 经过辐射板空腔内空气的自然对流,提高了辐射板表面温度分布的均匀性,增加了辐射板

的抗结露能力。

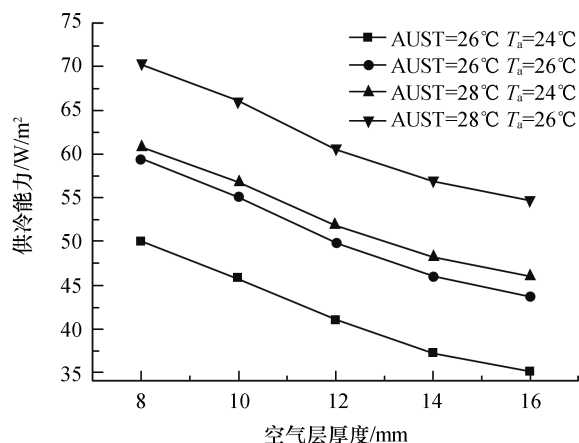


图9 不同空气层厚度的辐射板在不同室内环境参数的供冷能力

Fig.9 Cooling capacity of radiant panel with different air layer thicknesses in different indoor environment

2) 过厚或过薄的空气层厚度会影响辐射板表面温度分布的均匀性,空气层厚度每增加2 mm,表面平均温度平均升高0.5℃,供冷能力平均减少7.18 W/m²。当供水温度为14℃时,空气层厚度为12 mm的辐射板的均匀性最好。

3) 当空气层厚度为12 mm时,随着供水温度的降低,辐射板的供冷能力大大提高。供水温度每升高1℃,辐射板表面平均温度平均升高0.52℃,供冷能力平均减少17 W/m²。过低的供水温度不仅降低辐射板表面温度分布的均匀性,同时会增加能耗和结露风险,但过高的供水温度会限制辐射板的供冷能力和增加辐射板表面温度分布的不均匀性。通过控制供水温度和空气层厚度可以防止辐射板表面凝结的现象。

4) 在实际运行中,室内环境参数的变化对辐射板的实际供冷能力产生影响。室内温度和室内热源温度越低,实际供冷能力越小。

参考文献:

- [1] 李逸姝,魏健健,陈象国,等.新型辐射供冷末端装置性能的数值模拟[J].制冷技术,2017,6(37):55-61.
- [2] SONG D, KIM T, SONG S, et al. Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation[J]. Applied thermal engineering, 2008, 28(11):1299-1311.
- [3] OXIZIDISA S, PADOPOULOS A M. Performance of radiant cooling surfaces with respect to energy consumption and thermal comfort[J]. Energy and buildings, 2013, 57(10):199-209.
- [4] YIN Y L, WANG R Z, ZHAI X Q, et al. Experimental investigation on the heat transfer performance and water condensation phenomenon of radiant cooling panels[J]. Building and environment, 2014, 71:15-23.
- [5] 赵康,刘晓华,高志宏,等.辐射板表面温度分布均匀性分析[J].太阳能学报,2014(35):2475-2483.
- [6] 韩婕,龚光彩,杨厚伟,等.高大空间空气载能辐射末端热环境与传能研究[J].建筑科学,2017,33(10):113-119.
- [7] NING B S, CHEN Y M, LIU H, et al. Cooling capacity improvement for a radiant ceiling panel with uniform surface temperature distribution[J]. Building and environment, 2016, 102:64-72.
- [8] ASHRAE. ASHRAE Handbook; HVAC Systems and Equipment(SI): Panel heating and cooling[Z]. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2012.
- [9] FEUSTEL H E, STETIU C. Hydronic radiant cooling preliminary assessment[J]. Building and environment, 1995, 22(3):193-205.
- [10] 王丽慧,李森,刘卓.非屏蔽门地铁站站台空调系统冷量有效利用率的数值分析[J].建筑节能,2016,44(4):2-7.

(责任编辑:周泉)