

doi:10.3969/j.issn.1674-4764.2012.06.019

地板辐射与置换通风空调系统运行参数

宣永梅,王海亮,黄翔

(西安工程大学环境与化学工程学院,西安 710048)

摘要:建立了基于 EnergyPlus 的地板辐射供冷加置换通风空调系统模型,模拟得到的室内温度和辐射地板所承担冷量与实验结果的误差小于±7%。在此模型基础上,改变送风参数和供水参数,得到置换通风供冷量、辐射地板供冷量、地板表面温度、室内空气平均温度、AUST 温度等参数的变化规律。结合热舒适性模型,得到满足室内热舒适性($-0.5 \leq PMV \leq 0.5$)条件下,置换通风的送风参数和辐射地板的供水参数范围,为复合系统设计和应用提供依据。

关键词:空调;辐射供冷;置换通风;模拟;热舒适

中图分类号:TU831.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-4764(2012)06-0115-05

Operational Parameters of Hybrid Radiant Cooling Floor and Displacement Ventilation Air Conditioning System

XUAN Yongmei, WANG Hailiang, HUANG Xiang

(School of Environment and Chemical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710048, P. R. China)

Abstract: The simulation model of hybrid radiant cooling floor and displacement ventilation air conditioning system was built and analyzed by software EnergyPlus. By comparing the simulation results and experimental data, it is shown that the simulated indoor air temperature and cooling capacity provided by radiant floor was $\pm 7\%$ deviated from the experimental data. Based on the model, with the change of supply air parameters or supply water parameters, the cooling capacity provided by radiant floor and displacement ventilation, surface temperature of radiant floor, indoor air average temperature, AUST temperature were obtained. Combined with the indoor thermal comfort model, when indoor thermal comfort index PMV varied between -0.5 and 0.5 , the recommended supply air and supply water parameters were obtained to provide reference for engineering design and application.

Key words: air conditioning; radiant cooling; displacement ventilation; systems analysis; thermal comfort

辐射供冷与置换通风复合系统的节能和舒适性已得到大量研究证明^[1-4],其防结露控制策略也有相关讨论^[5-6]。更为特别的是,辐射供冷系统使用的冷水温度一般为 $16 \sim 18$ °C,高于常规空调系统,冷水温度的提高,制冷机的 COP 值提高,在西北地区炎热干燥的气候条件,还可以使用蒸发冷却、深井水、地下水、冷却塔等天然冷源,通过“免费冷却”的方式提供辐射供冷所需的高温冷水,进一步提高复合系

统的节能效果^[7-10]。

辐射供冷复合系统属于温湿度独立控制的半集中式空调系统,该系统中辐射供冷和新风系统共同承担室内热湿负荷,辐射供冷承担房间部分显热负荷,风系统向室内提供新风,并承担房间潜热负荷和剩余显热负荷。由于结露是限制辐射供冷系统应用的一个主要因素,为避免结露,需要使辐射板表面温度尽可能高于周围空气的露点温度,但露点温度的

收稿日期:2012-04-22

基金项目:陕西省自然科学基金(2011JQ7021);陕西省教育厅科研项目(11JK0941)

作者简介:宣永梅(1977-),女,副教授,博士,主要从事蒸发冷却及辐射供冷技术研究,(E-mail)xymhb@sohu.com。

限制降低了辐射供冷的供冷能力,需要相应的增加新风承担的负荷比例,虽然新风量的增加可提高室内空气品质,但室内温度梯度增加,人体舒适性下降,并且输送相同的冷量,风系统的能耗高于水系统,辐射供冷舒适和节能的优势得不到充分发挥。反过来,为充分发挥辐射供冷节能舒适的优势,应增加辐射供冷承担的比例,但这样一来,风系统承担的负荷比例减小,虽然室内垂直温度梯度减小有利于系统舒适性的提高,却不利于房间污染物的排出,室内空气品质下降,并且系统结露的可能提高。

文献[11]对辐射供冷复合系统与 VAV(变风量)系统的年运行能耗进行了对比发现,辐射供冷复合系统的节能效果、室内空气品质及热舒适性不仅与气候条件有关,还与送风温度、新风量、冷负荷以及新风送风方式等多种参数相关。在辐射供冷加新风复合系统中,如能合理分配冷负荷,则更能体现其优越性,既避免地板结露,增强地板供冷的效果,又能改善室内空气品质。一般对于某一特定建筑而言,当建筑围护结构、室内热源、管间距、管径、填充层和面层等参数确定后,影响辐射供冷与置换通风复合系统的主要参数是送风温度、送风量、冷水供水温度、冷水供水流量这 4 个变化量。文献[12]采用 CFD 方法分析了负荷分担率对住宅类建筑室内热舒适性和空气品质的影响。本文建立并验证了地板辐射供冷加置换通风空调系统模型,采用 EnergyPlus 软件分析复合系统用于办公建筑时,上述 4 个变量对室内参数及热舒适性的影响。

1 复合系统模型及验证

文献[7-9]对辐射供冷与置换通风复合系统进行了设计和实验研究,本文在此实验研究的基础上,采用 EnergyPlus 软件建立了该复合系统的模拟模型,见图 1。EnergyPlus 软件采用负荷/系统/设备集成模拟的方法,通过反馈将上述 3 个环节联系起来,如图 2。

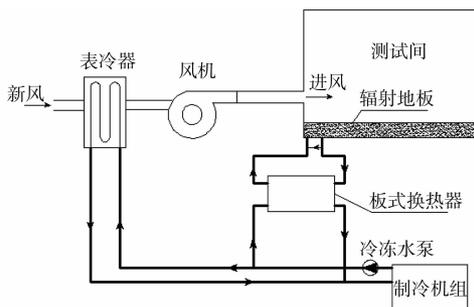


图 1 复合系统模拟图

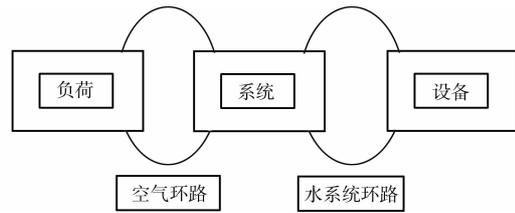


图 2 EnergyPlus 模拟原理简图

EnergyPlus 在进行负荷计算时,热平衡引擎先根据房间空调温度,计算每个时间步长(默认为 15 min,由用户设定)的负荷,计算出的结果传递给建筑物系统的模拟模块,建筑物系统模拟模块计算供热/冷系统、设备和电力系统等的响应,并将系统响应(如房间实际温度)反馈给负荷计算模块,当设定值与系统响应有偏差时,下一个时间步长在进行负荷计算时将会对空间温度进行调整。由于 3 个模块(负荷、系统、设备)之间的反馈,该软件可以准确地模拟空间温度,更可以准确地进行设备模拟和人员舒适性等计算。

为保证模拟的准确性,模拟时室内热源及建筑结构均与实验测试情况一致,并选取与实验室外温度相似的代表天作为研究对象,送风状态(平均温度 18.6 °C、相对湿度 86%)、送风量(181 m³/h)、供水温度(19 °C)、供水量(222 kg/h)的设定也与实验一致。实验时地板辐射供冷采用的是定流量变温差的控制方式,选择 EnergyPlus 中 ZoneHVAC: Low-TemperatureRadiant: ConstantFlow 模块计算辐射供冷,置换通风模型在基于羽流方程的多层模型的基础上得到,表 1 是采用 EnergyPlus 得到的模拟数据与实验数据对比表。

表 1 模拟结果与实验数据对比表

	实验	模拟	误差/%
时间段	13:00—17:00	13:00—17:00	
室外平均干球温度/°C	35.70	35.51	-0.53
供水平均温度/°C	19.00	19.00	0.00
回水平均温度/°C	22.00	22.20	0.91
冷水平均流量/(kg·h ⁻¹)	222.00	222.00	0.00
地板表面平均温度/°C	23.30	23.75	1.93
辐射供冷提供冷量/kJ	11 196.00	11 612.00	3.70
室内 1.1 m 处平均温度/°C	27.80	26.10	-6.10

由表 1 可得,在 13:00—17:00 时间段内,在相似的室外环境条件下,模拟得到的室内 1.1 m 处温度与实验测得的温度相似,最高误差为 -6.1%,说明模拟和实验得到的室内环境相似。13:00—17:00

时间段内,模拟得到的冷水出口平均温度比实验出口平均温度高出了 0.2 °C,辐射地板表面温度平均比模拟高出 0.45 °C,模拟得到的辐射地板供冷量比实验多出 416 kJ,误差为 3.7%,相当于每平方米多提供 1.18 W 的冷量(实验时辐射地板平均每平米承担 31.80 W,模拟时每平方米承担 32.98 W)。模拟与实验的误差主要是由于模拟的室外气象条件、补偿套间和楼下热源特性、围护结构、建筑材料的物理性质和测试间内热源的特性与实际差异引起室内冷负荷不一致造成的,特别是补偿套间和楼下的内热源的热量中的辐射部分的比例设置,对地板承担冷量影响较大。模拟结果与实验测试的最大误差小于±7%,说明建立的系统模型及计算方法是较为准确的。

2 运行参数对供冷量和室内温度的影响

在已验证的复合系统模型基础上,分析置换通风送风温度和送风量、辐射供冷供水温度和供水流量这 4 个参数对复合系统供冷量及室内各项温度的影响,分析时各参数的上下限根据以下原则确定:

- 1) 为防止表面产生凝露,供水温度的下限为 16 °C。
- 2) 为防止送入新风温度低于室内设计温度的露点温度,送风温度的下限为 18 °C。
- 3) 供水流量根据管内流速确定,管内流速不应小于 0.25 m/s,如果管内流速过大,阻力增大,水泵压力越高,噪声越大,所以管内流速上限为 0.5 m/s^[9]。
- 4) 复合系统属于半集中式空调系统,其新风量不应小于最小新风量,本例中最小新风量取 100 m³/h。

任意改变其中 1 个变量,其他 3 个变量保持不变,分析辐射供冷和置换通风供冷量的变化以及辐射地板表面温度、室内平均温度、AUST 温度(Area-weighted average temperature of uncontrolled surfaces in the room,室内非冷却表面的加权平均温度)

的变化情况。模拟结果如图 3~6 所示。

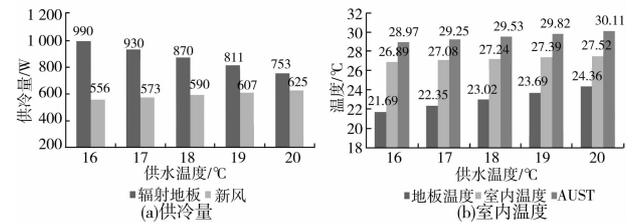


图 3 辐射地板供水温度对供冷量和室内温度的影响

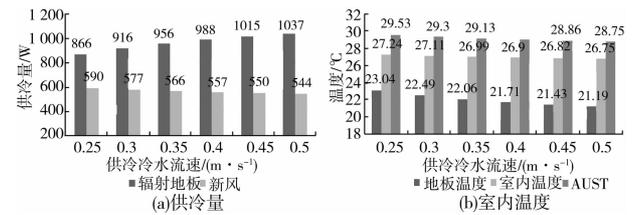


图 4 辐射地板供水流速对供冷量和室内温度的影响

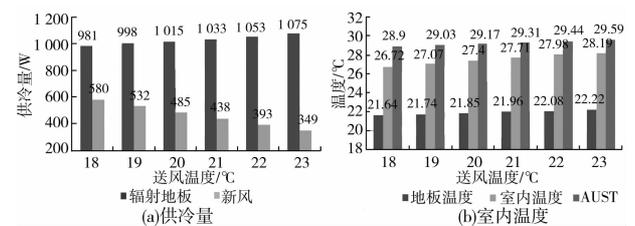


图 5 置换通风送风温度对供冷量和室内温度的影响

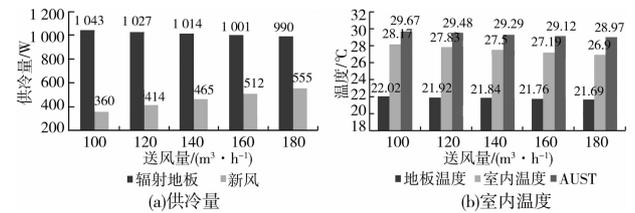


图 6 置换通风送风量对供冷量和室内温度的影响

为了便于分析,将图 3~6 的变化规律总结到表 2,分析表 2 和图 3~6 可以发现:

表 2 运行参数对供冷量和室内温度的影响

工况	变量		变化步长	不变量			每步长变化带来的供冷量变化率/%			每步长变化带来的相关温度变化率/%			图示	
	名称	范围		供水温度/°C	供水流速/(m·s ⁻¹)	送风温度/°C	送风流量/(m ³ ·h ⁻¹)	置换通风	地板供冷	总和	地板表面	室内平均		AUST
1	供水温度/°C	16~20	1	16	0.4	18.5	180	3.06~2.88	-6.06~-7.15	-2.78~-2.87	3.04~2.83	0.71~0.47	0.97	图 3(a)、(b)
2	供水流速/(m·s ⁻¹)	0.25~0.5	0.05	16	0.4	18.5	180	-2.20~-1.09	5.77~2.17	2.54~1.02	-2.39~-1.12	-0.48~-0.26	-0.785~-0.38	图 4(a)、(b)

续表 2

工况	变量			不变量			每步长变化带来的 供冷量变化率/%			每步长变化带来的 相关温度变化率/%			图示	
	名称	范围	变化步长	供水温度/℃	供水流速/(m·s ⁻¹)	送风温度/℃	送风流量/(m ³ ·h ⁻¹)	置换通风	地板供冷	总和	地板表面	室内平均		AUST
3	送风温度/℃	18~23	1	16	0.4		180	-8.2~ -11	1.7~ 2.2	-2.0~ -1.5	0.46~ 0.63	1.31~ 0.75	0.45~ 0.51	图 5(a)、(b)
4	送风量/(m ³ ·h ⁻¹)	100~180	20	16	0.4	18.5		15~ 8.40	-1.53~ -1.10	2.71~ 2.12	-0.45~ -0.32	-1.21~ -1.07	-0.64~ -0.52	图 6(a)、(b)

1)当辐射地板的水温和水流量参数改变时,辐射地板供冷量的变化率大于置换通风供冷量的变化率,此时辐射地板起主导作用,反之,当置换通风的风温和风量参数改变时,置换通风供冷量的变化率大于辐射供冷量的变化率,此时置换通风起主导作用。

2)在计算步长条件下,各变量对辐射地板供冷量影响由高到低依次是:供水温度>供水流量>送风温度>送风流量。

3)在计算步长条件下,各变量对置换通风供冷量影响由高到低依次是:送风流量>送风温度>供水流量>供水温度。

4)地板表面温度、室内空气平均温度、AUST 温度的变化规律一致。

5)当辐射供冷系统变量(水量,水温)改变 1 个步长时,地板表面的温度改变量>AUST 温度变化量>室内空气平均温度变化量。

6)当置换通风系统变量(风量,风温)改变 1 个步长时,室内空气温度变化量>AUST 温度变化量>地板表面的温度变化量。

3 运行参数与系统热舒适性

预测平均评价 PMV(Predicted Mean Vote)代表了同一环境下绝大多数人的感觉,1984 年国际标准化组织提出了室内热环境评价与测量的新标准方法 ISO 7730,该标准对 PMV 指标的推荐值在-0.5~+0.5 之间,相当于人群中允许有 10%的人感觉不满

意^[13]。EergyPlus 在评价热舒适的时,需要对室内人员的服装热阻、人体活动的机械效率、室内平均风速进行设定。根据文献[14]可得夏季服装热阻一般为 0.5 clo(0.08 m²·K/W),大部分办公室劳动和室外轻劳动的机械效率近似为 0,模拟系统室内风速经测量在 0.1 m/s 左右^[8-9]。

在以上的设定的基础上,对表 2 中的工况 1、2、3、4 进行模拟,得到室内 PMV 值如图 7 所示。对于地板辐射与置换通风复合系统,设计过程中辐射板的冷媒参数(冷水温度、进出水温差、水流量、水流速)通常由辐射板的设计供冷量、管径以及空气的露点温度确定,而置换通风的风系统参数(送风量、送风温度、送风速度)则由风系统承担的负荷和人体热舒适性条件确定^[1,15]。如 ASHRAE Handbook 2000 建议辐射板冷水温度应高于室内空气露点温度 0.5℃,该参数范围较大,对所研究的办公室类建筑,表 3 总结了满足室内热舒适性的供水供风参数范围,可供实际工程设计参考。

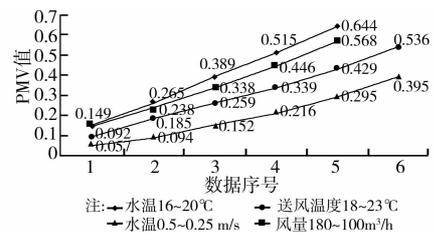


图 7 室内 PMV 值

表 3 满足室内舒适性 PMV 值的供水供风参数表

工况	变量		定量				PMV
	名称	范围	供水温度/℃	供水流速/(m·s ⁻¹)	送风温度/℃	送风流量/(m ³ ·h ⁻¹)	
1	供水温度/℃	16~18		0.4	18.5	180	0.149~0.389
2	供水流量/(m·s ⁻¹)	0.5~0.25	16		18.5	180	0.057~0.395
3	送风温度/℃	18~22	16	0.4		180	0.092~0.429
4	送风流量/(m ³ ·h ⁻¹)	180~120	16	0.4	18.5		0.149~0.389

4 结 论

1)建立了地板辐射供冷加置换通风空调模型,在相似的室外条件情况下,室内空气平均温度和地板提供的冷量与实验值相比,误差不超过 $\pm 7\%$ 。

2)在已验证的辐射地板加置换通风复合系统模型基础上,分析置换通风送风温度、置换通风送风量、辐射地板供水温度、辐射地板供水流量4个参数对复合系统供冷量及辐射地板表面温度、室内平均温度、AUST温度的影响规律。

3)结合热舒适性模型,得到满足室内热舒适性($-0.5 \leq PMV \leq 0.5$)的置换通风的送风参数和辐射地板的供水参数,为辐射供冷加置换通风设计提供一定的参考依据。

参考文献:

- [1] 王子介. 低温辐射供暖与辐射供冷[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
- [2] Jeong J W, Mumma S A, Bahnfleth W P. Energy conservation benefits of a dedicated outdoor air system with parallel sensible cooling by ceiling radiant panels [J]. ASHRAE Transaction, 2003, 109(2): 627-636.
- [3] Catalina T, Virgone J, Kuznik F. Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling [J]. Building and Environment, 2009, 44: 1740-1750.
- [4] Vangtook P, Chirarattananon S. An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate [J]. Energy and Building, 2006, 38: 273-285.
- [5] Lim J H, Jo J H, Kim Y K, et al. Application of the control methods for radiant floor cooling system in residential buildings [J]. Building and Environment, 2006, 41: 60-73.
- [6] Mumma S A, Jeong J W. Direct digital temperature, humidity, and condensate control for a dedicated outdoor air-ceiling radiant cooling panel system [J]. ASHRAE Transaction, 2005, 111(part 1): 547-558.
- [7] Xuan Y M, Huang X, Kang N, et al. Experimental study of a hybrid radiant cooling air conditioning system based on evaporative cooling used in Xi'an city, China [C]//The 7th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning. Shanghai: Tongji University, 27-32.
- [8] 黄翔, 闫振华, 宣永梅. 蒸发冷却与毛细管辐射供冷复合空调系统实验研究[J]. 暖通空调, 2009, 39(9): 34-41.
- HUANG Xiang, YAN Zhenhua, XUAN yongmei. Experimental research on air conditioning system based on evaporative cooling with radiant cooling by capillary tube mats [J]. Heating, Ventilating and Air Conditioning, 2009, 39(9): 34-41.
- [9] 闫振华. 基于蒸发冷却辐射供冷/热空调系统实验研究[D]. 西安:西安工程大学, 2008.
- [10] 宣永梅, 黄翔, 闫振华, 等. 西北地区使用干空气能的蒸发冷却辐射供冷系统应用分析[J]. 流体机械, 2009, 37(2): 82-85, 68.
- XUAN Yongmei, HUANG Xiang, YAN Zhenhua, et al. Combined system with evaporative cooling and radiation cooling in northwest China [J]. Fluid Machinery, 2009, 37(2): 82-85, 68.
- [11] Novoselac A, Srebric J. A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems [J]. Energy and Buildings, 2002, 34: 497-509.
- [12] 隋学敏, 张旭. 住宅辐射-送风末端冷负荷分担率研究-从热舒适及室内空气品质角度[J]. 土木建筑与环境工程, 2011, 33(5): 114-120.
- SUI Xuemin, ZHANG Xu. Sharing rate of cooling load of radiant terminal device and air supply terminal device in residential buildings-from the perspective of thermal comfort and indoor air quality [J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2011, 33(5): 114-120.
- [13] ISO. ISO Standard 7730, Moderate thermal environments-determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort [S]. Switzerland: International Standard Organization, 2005.
- [14] 朱颖心. 建筑环境学[M]. 2版. 北京:中国建筑工业出版社, 2005.
- [15] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2版. 北京:中国建筑工业出版社, 2007.

(编辑 王秀玲)