

住宅辐射制冷-独立新风空调系统 负荷比的多目标优化

张国强^{1,2†}, 傅凯能^{1,2}, 张帆^{1,2}, 许字行^{1,2}, 张园园^{1,2}

(1. 湖南大学 国家级建筑安全与环境国际联合研究中心, 湖南 长沙 410082;
2. 湖南大学 土木工程学院, 湖南 长沙 410082)

摘要:为实现辐射制冷-独立新风空调系统负荷比的多目标优化,引入了 BES-CFD 耦合仿真方法,以长沙市某应用辐射制冷-独立新风空调系统的住宅房间为研究案例,同时研究了不同的送风温差和不同负荷比下的系统能耗及室内热环境,从节能、热舒适和运行安全性的角度,分析了最佳负荷比范围.结果表明:考虑系统节能性时,不同送风温差的最佳负荷比范围分别为:46%~85%(4℃)、16%~85%(6℃)、3%~85%(8℃),且送风温差较大时更节能.从热舒适角度分析,最佳负荷比范围分别为:20%~72%(4℃)、16%~59%(6℃)、3%~50%(8℃),较小的送风温差具有更大的负荷比调节区间.各工况下顶板与地板壁面温度均高于近壁面空气露点温度,无结露风险.综合考虑节能性、舒适性及安全性的最优负荷比宜取:46%~72%(4℃)、16%~59%(6℃)、3%~50%(8℃).

关键词:辐射空调;耦合仿真;负荷比;能耗;热舒适

中图分类号:TU831.3

文献标志码:A

Multi-objective Optimization of Load Ratio of CRCP-DOAS System in Residential Buildings

ZHANG Guoqiang^{1,2†}, FU Kaineng^{1,2}, ZHANG Fan^{1,2}, XU Zihang^{1,2}, ZHANG Yuanyuan^{1,2}

(1. National Center for International Research Collaboration in Building Safety and
Environment, Hunan University, Changsha 410082, China;
2. College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: In order to implement the dual-objective optimization of load ratio of the combined ceiling radiant cooling panel and DOAS air-conditioning (CRCP-DOAS) system, BES-CFD co-simulation is introduced. Taking a residential room in Changsha with applications of CRCP-DOAS system as a research case, energy consumption of the system and indoor thermal environment are studied under different load ratio of three supply air temperature difference, and the optimal load ratio range is obtained from the perspective of energy saving, thermal comfort and safety. The results show that when considering the energy saving of the system, the optimal load ratio ranges are 46%~85%, 16%~85%, 3%~85% at the supply air temperature difference of 4℃, 6℃, 8℃, respectively. And it is more energy efficient when the supply air temperature difference is larger. From the perspective of thermal comfort, the optimal

* 收稿日期:2019-11-04

基金项目:国家国际科技合作专项项目(2014DFA72190), International Science & Technology Cooperation Program of China(2014DFA72190)

作者简介:张国强(1964—),男,湖北天门人,湖南大学教授,博士生导师

† 通讯联系人, E-mail: gqzhang@hnu.edu.cn

load ratio ranges are: 20%~72% (4 °C), 16%~59% (6 °C), 3%~50% (8 °C), respectively. And the load ratio has a larger adjustment interval when the supply air temperature difference is smaller. Under each load ratio, the surface temperature of ceiling and floor is higher than the air dew-point temperature near the surface, so there is no condensation risk. The optimal load ratio ranges are 46%~72% (4 °C), 16%~59% (6 °C), 3%~50% (8 °C), respectively, under comprehensive consideration of energy efficiency, thermal comfort and safety.

Key words: radiant cooling system; co-simulation; load ratio; energy consumption; thermal comfort

辐射空调因其节能性^[1]、舒适性^[2]及污染小^[3]等优点而逐渐成为人们新的选择。低温地板辐射供暖作为最先开发的辐射空调技术,在北美、欧洲已有30多年的使用历史^[4]。近年来,以顶板辐射供冷为代表的辐射供冷技术受到广泛关注与研究^[5-8]。

然而单独的辐射空调系统只能承担室内显热负荷,因此辐射空调通常配合独立新风系统来满足室内除湿和较高的空气品质要求。辐射空调与独立新风复合系统与常规对流空调相比可节能30%~40%,具体的节能潜力大小取决于系统设计、建筑负荷、气候区域等因素^[9]。在系统设计方面,辐射末端显热负荷承担比例(辐射末端承担显热负荷/总显热负荷,以下简称“负荷比”)是一个重要参数,它不仅影响系统能耗,而且影响室内热环境,以能耗和热舒适为目标进行仿真研究是一个很有价值的研究课题。Kilkis等^[10]对土耳其安卡拉民族博物馆的辐射空调与独立新风复合系统在不同负荷比时的能耗进行了分析,结果表明系统在负荷比为60%时能耗降到最低;隋学敏等^[11]对住宅夏季工况辐射与新风复合系统的负荷比做了CFD分析,从热舒适及空气品质的角度得出高、中、低三种负荷工况下的负荷比最优范围;隋学敏等^[12]还用DeST能耗分析软件研究了夏季工况住宅毛细管辐射空调与独立新风复合系统在不同送风系统形式、热回收形式时能耗随负荷比的变化,发现能耗始终随负荷比的增加而降低;Evren等^[13]建立了一个混凝土埋管辐射空调试验舱,采用电加热风机送风,通过对比冬季不同作用温度下的能耗随负荷比的变化情况,得出了负荷比的最优范围为0.65~0.75。

至今,关于负荷比的仿真研究,都是分别通过能耗或热舒适的单目标优化得到适宜的负荷比范围,而在实际工程中需同时考虑节能性、舒适性及安全性对负荷比进行多目标优化。为了实现负荷比的多目标优化,本文引入BES-CFD耦合仿真,以长沙市

某应用辐射制冷-独立新风空调系统的住宅房间为案例,同时对系统能耗、室内热环境及结露风险进行分析,以节能性、热舒适性和安全性为目标优化负荷比,为辐射制冷-独立新风空调系统的优化设计提供理论基础。

1 BES-CFD 耦合仿真与系统模型

1.1 BES-CFD 耦合仿真

BES仿真用于全面分析建筑能源系统能耗,而对于室内气流组织则采用多节点模型^[14]来预测,该模型将每个房间视为空气温度与压力均匀混合的一个节点。在研究存在室内空气温湿度分层现象的空调系统时,BES软件无法精确分析室内气流组织及局部热环境。而CFD软件通过求解Navier-Stokes方程,能够准确预测室内温度与气流分布。但CFD在建筑系统仿真中也存在不足之处,一方面是准确和动态的边界条件的获取十分困难,另一方面是CFD需要消耗大量计算资源。因此尽管实际建筑边界条件是动态的,单独的CFD仿真也往往只能做静态边界条件下的流场分析。为了使两种软件能够互补,近年来出现了一些耦合仿真实接口与平台,例如FMI(Functional Mock-up Interface)、BCVTB(Building Controls Virtual Test Bed)、AAMM(Agent and Artefact for Multiple Models)等^[15]。在耦合仿真中,两种软件相互交换数据,BES提供边界条件,而CFD提供局部热环境数据,相互取长补短,因此对于存在明显室内温度分层的空调系统,耦合仿真比单独仿真的计算结果更精确^[16]。

1.2 准动态松耦合方法

本文选取EnergyPlus作为BES软件,Ansys Fluent作为CFD软件,BCVTB作为耦合仿真平台。由于BCVTB暂无接口与Fluent直接连接,本文用Matlab作为媒介来调用Fluent。各软件之间的协同工作关系如图1所示。

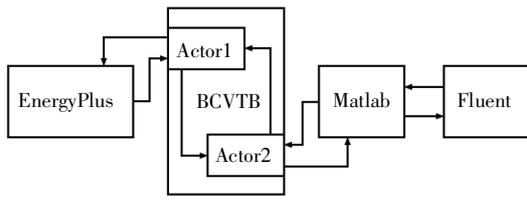


图1 各软件协作关系

Fig.1 Schematic of the collaboration among software

目前已有的耦合方法中,纯动态耦合计算精度最高,但消耗计算资源最多,而准动态松耦合方法能够在精度与计算资源间达到较好的平衡.因此本文选用准动态松耦合的方法实现 EnergyPlus 与 Fluent 之间的数据交互.

具体仿真流程见图2.首先 EnergyPlus 执行 t_n 时刻的计算,并将 Fluent 计算所需的边界条件通过 BCVTB 接口传递至 Matlab. Matlab 将数据写入 txt 文档,通过脚本完成 Fluent Journal 文件编写,并调用 Fluent 进行 t_n 时刻的计算. Fluent 计算收敛后, Matlab 读取数据并通过接口传递至 EnergyPlus,进行 t_{n+1} 时刻的计算.如此完成一个时间步长的运算.

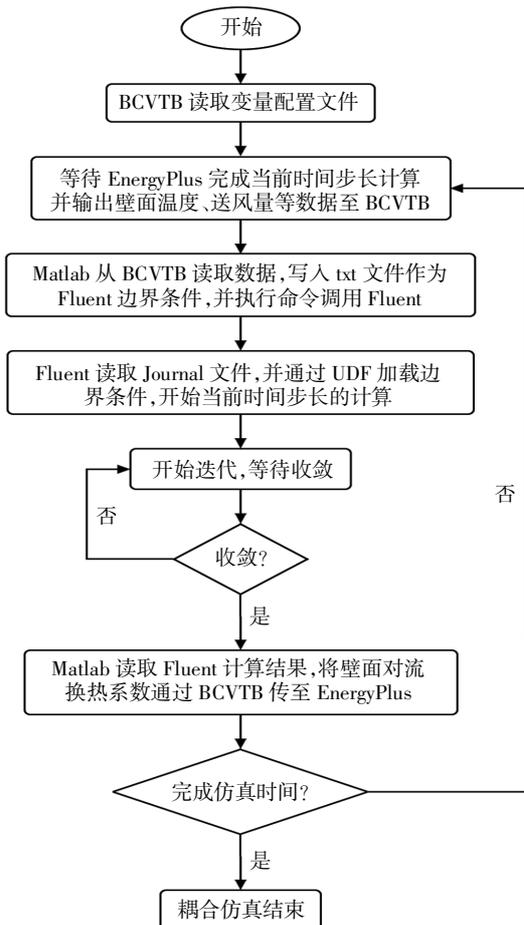


图2 耦合仿真流程图

Fig.2 Workflow of the co-simulation

1.3 建筑与模型概况

本文研究对象为长沙市某高层住宅中间层 A 户型的客厅,房间尺寸为 4.2 m×8.12 m×3 m,东墙、北墙与西墙均为内墙,南墙与阳台相连并设有大面积玻璃门.围护结构的传热系数均满足标准限定值,具体参数见表 1.室内热源为人、灯具和其他用电设备.房间内有 2 人,每人散热量为 120 W,每人散湿量为 100 g/h.灯具功率密度参照《建筑照明设计标准》(GB 50034—2013)^[7]设计,居住建筑取 6 W/m²,用电设备散热量取 6 W/m².室内空调设计温度为 26 ℃,设计相对湿度为 60%.房间的室内热源时刻表见表 2.

表 1 围护结构热性能参数

Tab.1 Thermal properties of the building envelopes

围护结构类型	围护结构材料	传热系数 $/(W \cdot m^2 \cdot K^{-1})$	标准限定值 $/(W \cdot m^2 \cdot K^{-1})$
外墙	200 黏土多孔砖+70 挤塑聚苯板	0.54	1.00
内墙	加气混凝土砌块	1.01	2.00
外窗	塑料型材 6 高透光 Low-E+12 空气+6 透明	2.00	3.20
楼板	160 钢筋混凝土+120 水泥焦渣	1.58	2.00

表 2 人员、灯具、用电设备时刻表

Tab.2 Occupants, lighting and electrical equipment schedules

负荷类型	时间	占有率或使用率/%
人员	0:00—7:00	10
	7:00—8:00	50
	8:00—11:00	100
	11:00—12:00	50
	12:00—17:00	100
	17:00—18:00	50
	18:00—22:00	100
灯具、用电设备	0:00—7:00	0
	7:00—22:00	100
	22:00—24:00	0

该住宅区空调形式为混凝土埋管辐射顶板与独立新风复合系统,除顶层屋顶和二层地板做了保温隔热措施外,其余层楼板均未做保温措施,因此标准层的顶板与地面均为冷辐射面.该系统以地源热泵

为冷热源,其中高温冷热水机组夏季供回水温度为16/21℃,通过旁通供应18/21℃的辐射顶板冷水;低温冷热水机组夏季供回水温度为7/12℃,为新风系统提供冷水.本文EnergyPlus能源系统模型部件均按实际系统构建,以保证仿真的准确性.

图3为Fluent几何模型,送风口位于房间南侧地面,回风口位于房间北墙上部.模型全部划分六面体结构网格,壁面、风口及热源附近局部加密,总网格数为623761,网格质量均为1.

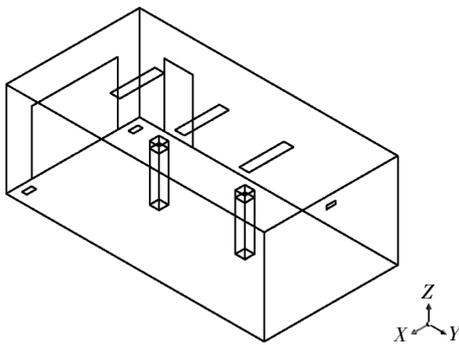


图3 房间的Fluent几何模型
Fig.3 Fluent model of the room

Fluent边界条件在每个时间步长均由EnergyPlus计算提供,包括:人员冷负荷、人员湿负荷、灯光设备冷负荷、壁面温度、送风量、送风温度、送风含湿量等.完成一个步长的迭代计算后,Fluent输出壁面对流换热系数至EnergyPlus,使其进行下一时间步长的计算.

2 模型验证

2.1 验证工况的选取

徐照南^[8]已在2016年5月至6月期间对该住宅进行了试验测试,测试期间系统以固定的工况运行,房间新风量为108 m³/h,新风温度为22℃.由于耦合仿真仅模拟单个房间,辐射与新风系统的供回水流量较难通过总流量乘以比例来换算,故由EnergyPlus根据供回水温差自动计算流量.

为了充分验证耦合仿真模型的准确性,选取了3个具有代表性的试验日作为对比工况,分别为6月7日、6月12日、6月14日,其室外干球温度在一天内的变化如图4所示.其中,6月14日的峰值温度最高,6月7日次之,6月12日的全天温度最低,3个试验日可分别代表高、中、低3个负荷工况.本文利用实测的气象数据对EnergyPlus的气象文件进行修改,以保证耦合仿真与试验时的室外气候条件基本

一致.

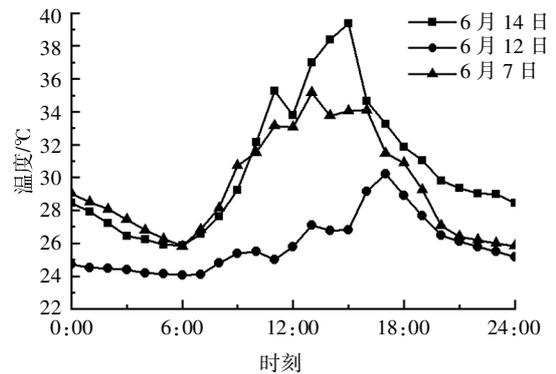


图4 试验日室外干球温度变化

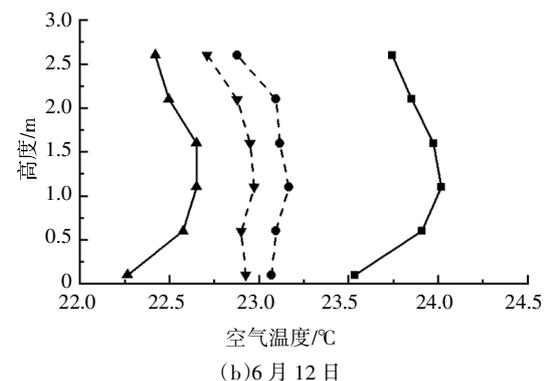
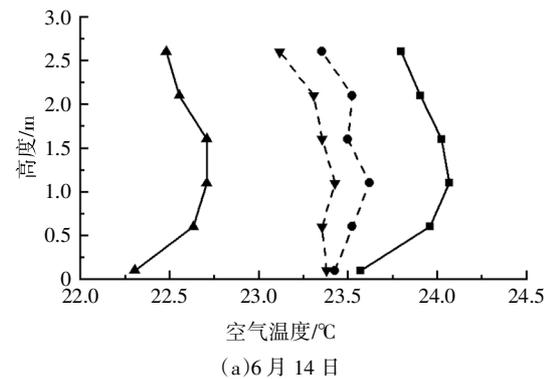
Fig.4 Variation of outdoor dry bulb temperature on test day

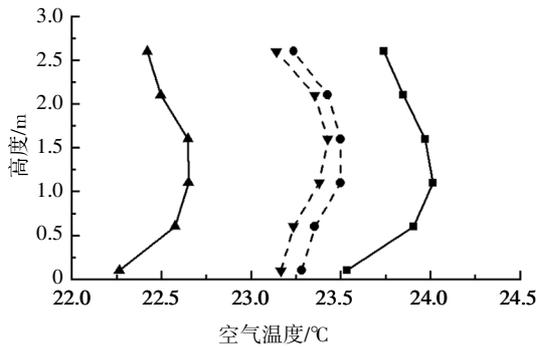
2.2 室内垂直温度分布对比

选取试验日下午14:00和夜间20:00两个时刻实测的室内垂直温度与Fluent计算的垂直温度分布进行对比,如图5所示.

可以看到,耦合仿真计算的温度和实测温度随高度的整体变化趋势一致,地面附近空气温度较低,随着高度增加空气温度逐渐上升,在1.1 m左右达到最大值,之后又逐渐降低,但耦合仿真计算的0.1~0.6 m高度的温度梯度较实测数据大.

表3给出了耦合仿真计算的垂直温度与实测值之间的误差,不同时刻各个高度处空气温度的误差均在5%之内,计算结果的准确性较高.





(c)6月7日

—■— 耦合仿真 14:00 —▲— 耦合仿真 20:00
 -●- 实验测试 14:00 -▼- 实验测试 20:00

图5 耦合仿真与实测的室内垂直温度分布对比
 Fig.5 Comparison of indoor vertical temperature distribution between co-simulation and field measurement

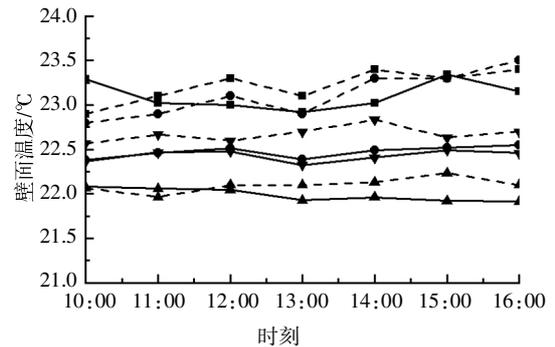
表3 室内垂直温度计算误差

Tab.3 Calculation error of indoor vertical temperature %

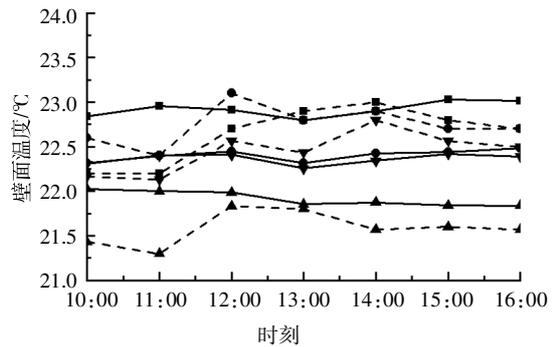
高度/m	6月14日		6月12日		6月7日	
	14:00	20:00	14:00	20:00	14:00	20:00
0.1	0.61	4.61	2.03	2.88	1.07	3.88
0.6	1.85	3.10	3.54	1.41	2.36	2.84
1.1	1.89	3.08	3.68	1.41	2.19	3.13
1.6	2.23	2.78	3.71	1.31	2.00	3.33
2.1	1.62	3.23	3.29	1.67	1.79	3.69
2.6	1.88	2.75	3.79	1.26	2.17	3.11

2.3 壁面温度对比

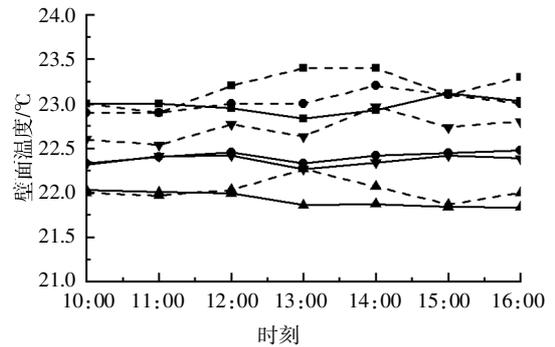
试验期间壁面温度数据记录时段为 10:00—16:00,选取该时间段内实测的南墙、北墙、顶板和地板的壁温与 EnergyPlus 计算的壁温进行对比,如图 6 所示. 3 个试验日的耦合仿真计算结果与实测值相差不大,差值均在 1℃以内,各壁面温度在一天内的波动幅度很小,耦合仿真计算的壁面温度变化趋势与实测值基本一致. 表 4 为耦合仿真计算的各壁面温度和实测值之间的平均误差,均在 5%以内. 6月14日(高负荷)和6月7日(中负荷)两个试验日的北墙壁面温度计算误差均比其他壁面高,主要是由于实际住宅的回风口位于厨房和卫生间,而耦合仿真模型中将回风口布置在北墙,这将对北墙的壁温计算造成一定的影响. 总体上看,本文耦合仿真模型的准确性可以接受.



(a)6月14日



(b)6月12日



(c)6月7日

—■— 耦合南 —●— 耦合北 —▲— 耦合顶板 —▼— 耦合地板
 -■- 实测南 -●- 实测北 -▲- 实测顶板 -▼- 实测地板

图6 耦合仿真与实测的壁面温度对比

Fig.6 Comparison of wall temperature between co-simulation and field measurement

表4 壁面温度的平均计算误差

Tab.4 Average calculation error of wall temperature %

试验日	南墙	北墙	顶板	地板
6月14日	0.99	2.77	0.65	1.07
6月12日	1.50	1.49	1.54	0.93
6月7日	1.02	2.63	0.58	1.56

3 负荷比工况选取

3.1 负荷比调节模式

选取夏季典型日7月10日作为负荷比分析的

试验日. 为了实现不同的负荷比工况, 需要调节辐射末端和新风末端承担的显热负荷. 在本文所述空调系统中, 可实现的负荷比调节模式有: 调节辐射顶板水流量、调节新风送风量、调节新风送风温差. 考虑到调节的便捷性与直接性, 本文将调节送风量与送风温差作为主要的调节模式.

由于所研究房间采用地板送风的形式, 按照《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736—2012)^[19]的规定, 送风温度不宜低于 16 °C, 因此本文将送风温差上限定为 8 °C, 选取的 3 组送风温差分别为 4 °C、6 °C、8 °C. 在每组送风温差工况中, 分别改变送风量来实现不同的负荷比.

3.2 动态仿真逐时负荷比的调节

在能耗的动态仿真中, 房间的负荷是逐时变化的, 需要通过自控系统调节逐时制冷量. 本文 EnergyPlus 模型中, 辐射末端水流量根据逐时负荷自动调节. 而对于新风末端, 由于每组送风温差的不同负荷比工况是通过改变送风量来实现的, 因此在每个负荷比工况下不再单独改变逐时送风量, 即固定送风量, 以保证各工况间的可比性.

因此, 本模型通过调节逐时送风温差来改变逐时的新风末端承担负荷(仅在房间峰值负荷时刻, 送风温差为该工况的设计温差), 以保证逐时负荷比均等于该工况的设计负荷比.

3.3 辐射末端承担最大负荷比的确定

在调节负荷比时, 由于最小新风量的存在, 且各工况送风温差不为 0, 因此辐射末端所能承担的最大负荷比并不是 100%, 需要通过计算确定该最大负荷比.

该房间最小新风量按《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736—2012)^[19]设计, 为人均 30 m³/h. 在 3 组送风温差下, 分别用最小新风量进行 EnergyPlus 初次模拟, 得到 3 组送风温差的负荷比分别为: 92.59% (4 °C)、88.83% (6 °C)、84.98% (8 °C). 为了使 3 组送风温差下的负荷比工况一致, 以便对比分析, 选取 85% 作为最大负荷比, 使 3 组送风温差均能调节至该负荷比.

3.4 各负荷比工况的调节参数

该复合空调系统需辐射末端与新风末端配合使用, 负荷比为 0% (只有新风系统时) 的工况不切合实际, 不予考虑. 为了使负荷比工况分布更均匀, 将各工况之间的间隔定为 20%, 以 20% 为最小负荷比, 依次增大至 85%, 各负荷比工况下的送风温差及送风量见表 5.

表 5 各工况送风参数

Tab.5 Supply air parameters under different operating conditions

工况	送风温差/°C	送风温度/°C	送风量/(m ³ ·h ⁻¹)	辐射末端负荷比/%
1	4	22	499.7	20
2	4	22	350.0	40
3	4	22	249.9	60
4	4	22	121.6	85
5	6	20	307.0	20
6	6	20	228.7	40
7	6	20	163.6	60
8	6	20	80.7	85
9	8	18	219.6	20
10	8	18	167.5	40
11	8	18	122.0	60
12	8	18	60.0	85

4 结果分析与讨论

4.1 系统能耗分析

4.1.1 各工况系统总能耗评价

图 7 为各工况下的系统总能耗. 3 组送风温差下, 系统总能耗变化趋势一致, 当辐射末端承担显热负荷量增加(新风送风量减小)时, 系统总能耗降低, 并且随着送风温差的增大, 不同负荷比下的系统总能耗均降低.

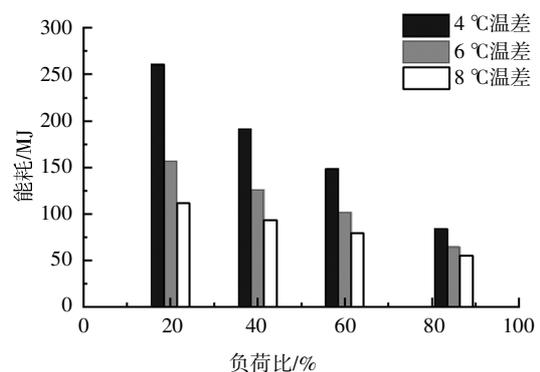


图 7 不同负荷比时的总能耗

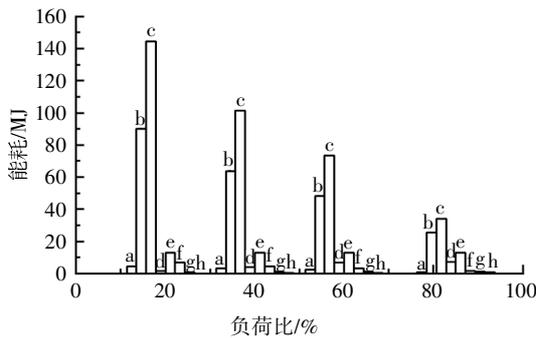
Fig.7 Total energy consumption under different load ratio

在 4 °C 送风温差下负荷比为 20% 时系统总能耗最大, 为 260.79 MJ; 在 8 °C 送风温差下负荷比为 85% 时系统总能耗最小, 为 55.44 MJ. 由《夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准》(JGJ 134—2010)^[20] 相关

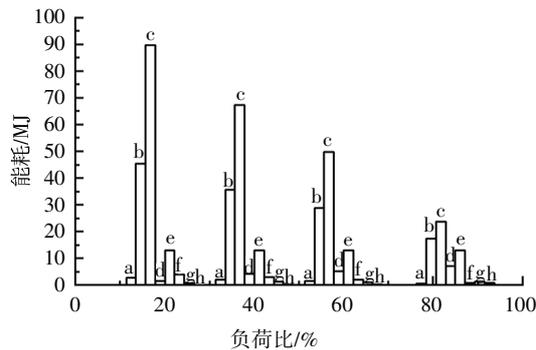
条例计算得到本房间夏季空调日平均能耗限值为43.92 MJ,由图可看到所有工况下的系统能耗均大于标准限值,系统节能性有待提高.

4.1.2 系统各部分能耗分析

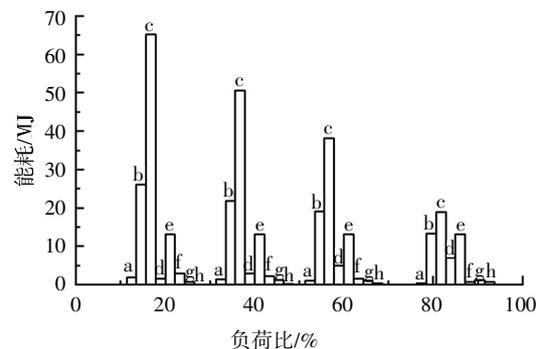
各工况下系统的各部分能耗如图8所示.在各送风温差下,新风系统能耗占比均在负荷比为20%时达到最大,分别为99.13%(4℃)、98.50%(6℃)、97.95%(8℃);随着新风量减小,新风系统能耗占比逐渐减小,在负荷比为85%时降至最低,分别为89.27%(4℃)、86.08%(6℃)、83.95%(8℃).



(a)4℃温差



(b)6℃温差



(c)8℃温差

- a—新风风机;b—再热盘管;c—新风系统热泵主机;
- d—辐射系统热泵主机;e—新风系统地源水循环泵;
- f—新风系统冷热水循环泵;g—辐射系统地源水循环泵;
- h—辐射系统冷热水循环泵

图8 不同负荷比时系统各部分能耗

Fig.8 Detailed system energy consumption under different load ratio

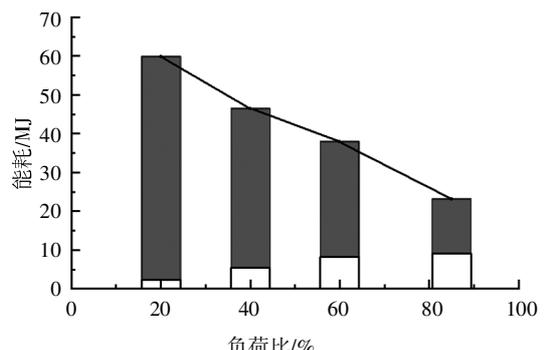
由图8可知新风系统地源热泵主机和再热盘管是新风系统的主要能耗来源,各工况下这两部分能耗占新风系统总能耗的比值平均可达82.32%.这是因为本空调系统新风机组采用冷盘管除湿,新风先被处理到送风含湿量对应的露点温度,再经过再热送往空调区域.因此,虽然随着负荷比的增大,辐射系统各部分能耗上升,但由于占比较大的新风系统能耗降低,系统总能耗依然呈下降趋势.另一方面,随着送风温差增大,再热盘管能耗降低,系统总能耗也减小.因此该空调系统在新风处理方面仍有较大的节能潜力.

4.1.3 系统节能潜力分析

由前节可知,该空调系统中用于处理新风的能耗远远大于辐射末端能耗,若能优化新风处理方式,系统总能耗将大幅降低.

溶液除湿因其节能、高效的特点而得到了广泛的关注与应用,因此本节选用全热回收热泵式溶液除湿机组代替原冷却盘管除湿机组,以分析系统节能潜力.用于替代的溶液除湿机组COP取4,全热交换效率取60%.在计算溶液除湿机组能耗时,保持原送风状态点及室内状态点不变,以保证原辐射系统能耗不变,由此来确定热交换过程及机组除湿量.

经计算,采用溶液除湿后的系统总能耗如图9所示.各工况的总能耗与冷却除湿相比明显下降,平均下降比例为72.13%.除工况1、2之外,其余工况的总能耗均在标准限值43.92 MJ以下,满足节能标准.总能耗随新风量及送风温差的变化趋势与原系统一致,新风量越小、送风温差越大,总能耗越低.但在负荷比为85%时,3组送风温差下的总能耗相差无几,此时已接近最大节能限度.3组送风温差下满足节能标准的负荷比范围分别为:46%~85%(4℃)、20%~85%(6℃)、20%~85%(8℃).



(a)4℃温差

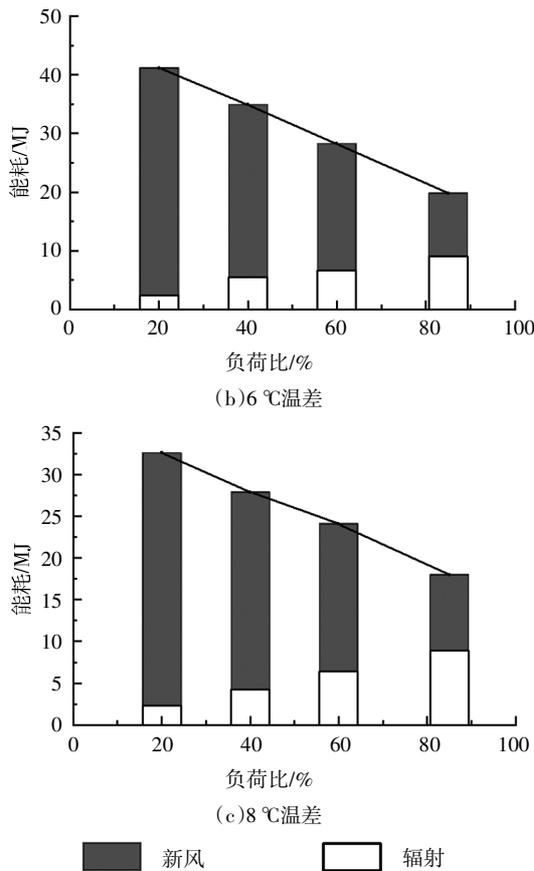


图9 采用溶液除湿时系统总能耗

Fig.9 Total system energy consumption with liquid desiccant

4.2 室内热舒适分析

4.2.1 PMV-PPD 指标

PMV(预测平均投票数)和 PPD(预测不满意率)是分析室内人体热感觉的两个重要指标,都是基于人体热平衡方程来计算的.本文计算 PMV 指标时,服装热阻取 0.3 clo,人体新陈代谢率取 1.06 met(按人体散热量 120 W、人体表面积 1.95 m² 计算,即 61.538 5 W/m²),空气温湿度均取人员活动区(本文取 1.7 m 以下)的平均值.由于房间室内各表面发射率均较高,因此式(1)可用于计算平均辐射温度,其中人体对各表面角系数由 Fluent 导出.

$$T_{\text{mrt}}^4 = T_1^4 F_{P-1} + T_2^4 F_{P-2} + \dots + T_N^4 F_{P-N} \quad (1)$$

式中: T_{mrt} 为室内平均辐射温度, K; T_1, T_2, \dots, T_N 为室内各表面温度, K; $F_{P-1}, F_{P-2}, \dots, F_{P-N}$ 为人体对室内各表面的角系数.

各工况均取 16:00 时刻(负荷最大时刻)进行计算, PMV 值和 PPD 值分别如图 10 和图 11 所示, 人员活动区空气温度和平均辐射温度如图 12 所示.

送风温差不变时,随着负荷比增大,辐射末端承担显热负荷增加,室内各壁面温度下降,平均辐射温

度下降,导致 PMV 值减小, PPD 值增大.同一负荷比下,送风温差增大时,人员活动区空气温度降低,因此 PMV 值也减小, PPD 值增大. ISO 7730^[21] 中 PPD 推荐值为 0%~10%, 对应的 PMV 推荐值为 -0.5~0.5, 在此范围内的负荷比区间随送风温差增大而减小, 各送风温差下满足 PMV-PPD 预测舒适要求的最大负荷比分别为 72%(4 °C)、59%(6 °C)、50%(8 °C)左右, 因此较小的送风温差下负荷比的调节空间更大.

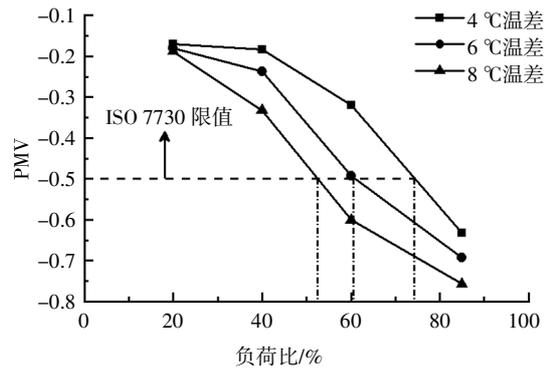


图 10 不同负荷比下的 PMV 值

Fig.10 PMV value under different load ratio

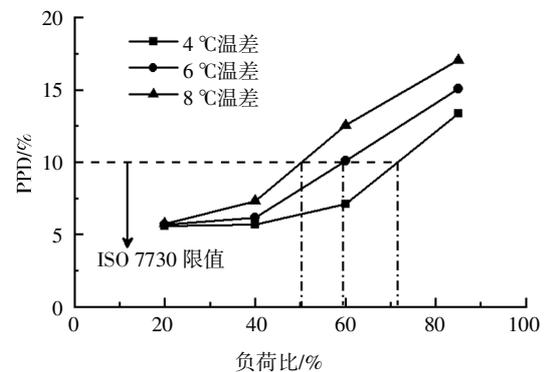
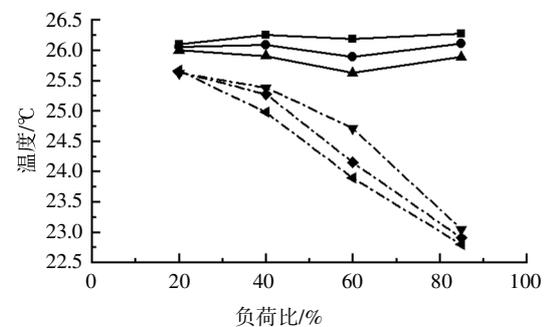


图 11 不同负荷比下的 PPD 值

Fig.11 PPD value under different load ratio



空气温度: —■—4 °C温差 —●—6 °C温差 —▲—8 °C温差
平均辐射温度: - -▼- -4 °C温差 - -◆- -6 °C温差 - -◀- -8 °C温差

图 12 不同负荷比下的空气温度和平均辐射温度
Fig.12 Air temperature and mean radiant temperature under different load ratio

4.2.2 室内垂直温度梯度

垂直温度梯度是局部不舒适度评价的一个重要指标,图13给出了16:00时刻各工况下的室内垂直温度分布,各高度分别为0.1 m、0.6 m、1.1 m、1.7 m、2.2 m、2.8 m。

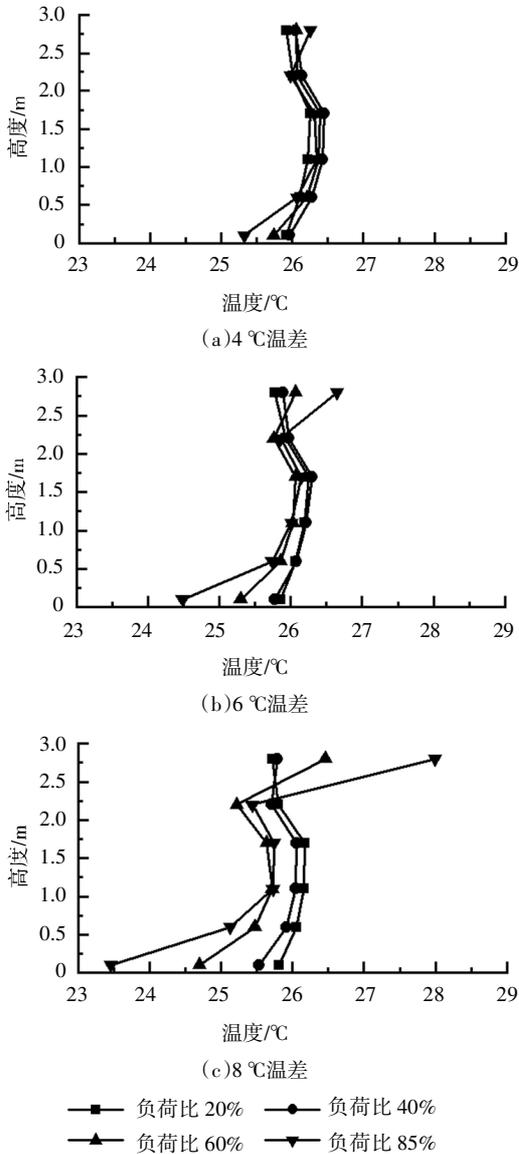


图13 不同负荷比下室内垂直温度分布
Fig.13 Vertical air temperature distribution under different load ratio

由图可知,在各工况下,室内温度在1.7 m以下空间呈上升趋势,而在1.7~2.2 m之间出现下降.这是因为人体热源主要作用区在0~1.7 m之间,垂直高度高于人体热源一定距离时,空气得热量减少.在2.2 m以上空间,负荷比较小时送风速度较大,上层热空气换热量增加,空气温度依然呈略微下降趋势;在负荷比较大时,送风速度小,对上层热空气的冷却

作用大大降低,虽然辐射顶板温度较低,但对流换热量极小,因此温度呈上升趋势.另外,室内垂直温度梯度也随送风温差的增大而增大。

按照ISO 7730^[21]的垂直温差舒适性标准,人体脚踝到头部(静坐0.1~1.1 m,站立0.1~1.7 m)垂直温差应小于3°C.由图可看出所有工况下脚踝到头部垂直温差均在标准允许范围内。

4.2.3 冷风不满意率

各工况下,16:00时刻室内0.1 m、0.6 m、1.1 m、1.7 m高度的平均风速见表6.可见大部分工况下,不同高度处的空气平均流速均在0.05 m/s以下,按ISO 7730^[21]冷风不满意率的计算方法,0.05 m/s以下空气流速的冷风不满意率为0。

表6 各工况下室内不同高度平均风速

Tab.6 Mean air velocity at different height under different operating conditions

高度/m	平均风速/(m·s ⁻¹)					
	工况1	工况2	工况3	工况4	工况5	工况6
0.1	0.060 4	0.040 3	0.028 8	0.010 6	0.036 2	0.026 7
0.6	0.061 5	0.041 4	0.030 2	0.011 9	0.037 9	0.028 8
1.1	0.071 2	0.049 0	0.035 1	0.013 6	0.043 4	0.032 1
1.7	0.075 2	0.052 3	0.037 6	0.015 2	0.045 7	0.034 2

高度/m	平均风速/(m·s ⁻¹)					
	工况7	工况8	工况9	工况10	工况11	工况12
0.1	0.017 9	0.006 7	0.024 9	0.018 2	0.012 8	0.004 6
0.6	0.019 7	0.007 5	0.026 6	0.020 0	0.014 0	0.005 6
1.1	0.022 8	0.008 8	0.030 8	0.023 5	0.016 0	0.006 4
1.7	0.024 7	0.009 6	0.033 1	0.025 3	0.017 8	0.007 1

冷风不满意率最大值出现在工况1下室内高1.7 m处,计算值为2.49%,远远低于ISO 7730限值20%.因此该空调系统地板送风方式舒适性良好,不会造成吹风感。

4.3 结露风险分析

本文空调系统顶板与地板均为冷辐射面,均需进行结露风险分析.在z = 0.05 m(地板附近)和z = 2.95 m(顶板附近)两个平面分别选取12个均匀分布的点计算空气露点温度,各点在x-y平面的分布如图14所示.经统计发现各工况下位置7处的空气露点温度均最高,故将两个高度的位置7处的空气露点温度分别与地板和顶板的壁面温度对比,分析结露风险。

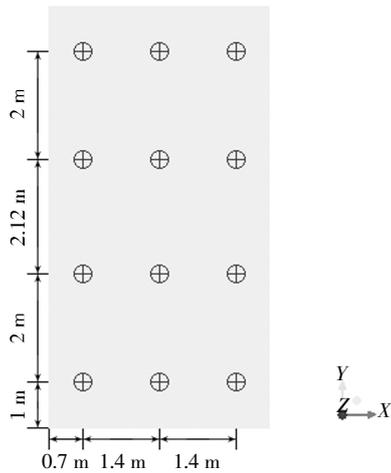


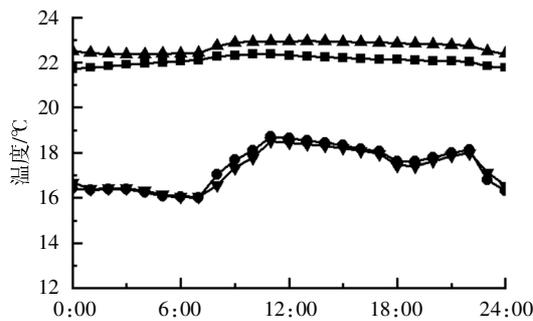
图 14 各点在 x-y 平面的分布

Fig.14 The distribution of points in the x-y plane

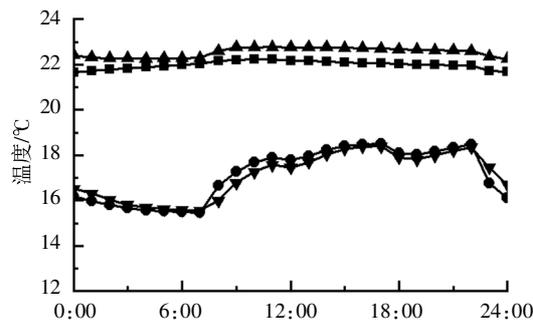
限于篇幅,本文仅对 3 组送风温差下 85% 负荷比工况的分析结果进行说明,如图 15 所示.在 85% 负荷比下,辐射末端承担的显热负荷较大,各时刻顶板与地板的壁面温度均较低,接近于回水温度 21 °C,但顶板与地板附近的空气露点温度仍低于壁面温度 2~3 °C,并无结露风险.其他负荷比工况下,顶板与地板的壁面温度更高,但壁面附近空气露点温度基本不变,均无结露风险.

4.4 最佳负荷比范围汇总

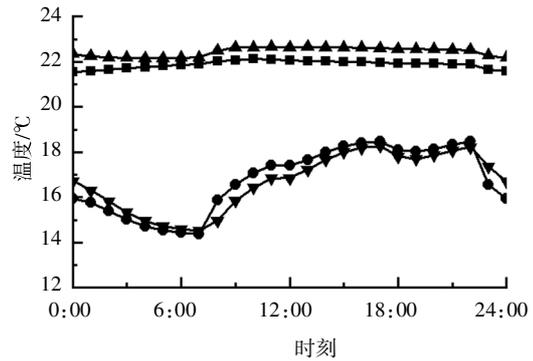
本文综合考虑了负荷比对系统能耗、热舒适、结露风险的影响,从不同角度分析了各送风温差下适



(a) 4 °C 温差



(b) 6 °C 温差



(c) 8 °C 温差

—■— 顶板温度 —●— 顶板附近空气露点温度
—▲— 地板温度 —▼— 地板附近空气露点温度

图 15 顶板、地板壁面温度和空气露点温度

Fig.15 Surface temperature of ceiling and floor and air dew-point temperature

宜的负荷比范围,为:46%~72%(4 °C)、20%~59%(6 °C)、20%~50%(8 °C).但在 6 °C 与 8 °C 送风温差下,通过观察各指标变化趋势可发现 20%并非实际的适宜负荷比范围下限值.

为了得到更准确的范围,根据各参数的变化趋势补充了 10%(6 °C)和 5%(8 °C)的负荷比工况进行分析.根据两组送风温差下能耗-负荷比、PMV-负荷比及 PPD-负荷比的曲线拟合分析得到满足标准限值的负荷比范围分别为:16%~59%(6 °C)、3%~50%(8 °C).在此负荷比范围内,垂直温差和吹风感均在限值内,且无结露风险,由于篇幅有限在此不赘述.调整后的各送风温差下最优负荷比范围见表 7.

表 7 最优负荷比范围汇总

Tab.7 Summary of optimal range of load ratio

送风温差/°C	满足各指标限值的负荷比范围/%
4	46~72
6	16~59
8	3~50

5 结论

本文引入 BES-CFD 耦合仿真方法,分析住宅辐射制冷-独立新风空调系统在不同送风温差下辐射末端承担的负荷比对系统能耗、室内热舒适、结露风险的影响.以长沙市某住宅为研究案例,得出了以下结论:

1) 相同的送风温差下,系统总能耗随负荷比增大而增大;相同负荷比下,系统总能耗随送风温差增大而减小.原空调系统在所有工况下的日均总能耗均大于标准限值(43.92 MJ),主要原因是新风采用冷

却除湿及再热的方式进行处理,导致新风系统能耗非常大,最高占比可达99.13%。

2)采用溶液除湿系统代替原冷却除湿机组,优化后系统总能耗明显下降,平均下降比例可达72.13%。在各送风温差下,系统总能耗在标准限值范围内的负荷比区间分别为:46%~85%(4℃)、16%~85%(6℃)、3%~85%(8℃)。较大的送风温差下,系统能耗更低。

3)室内PMV指标随负荷比的增大以及送风温差的增大而减小,各送风温差下PMV指标满足标准限值范围的负荷比区间分别为:20%~72%(4℃)、16%~59%(6℃)、3%~50%(8℃)。更小的送风温差下负荷比调节范围更大。

4)室内垂直温度梯度随负荷比的增大以及送风温差的增大而增大,但各工况下人体脚踝到头部位置垂直温度梯度均在标准限值内。各工况下室内不同高度的平均空气流速均较低,最大仅为0.075 2 m/s,冷风不满意率最大仅为2.49%。所有工况冷风不满意率均在标准限值内。

5)各工况下顶板与地板附近的空气露点温度均低于壁面温度2~3℃,无结露风险,系统能够安全运行。

6)不同送风温差下,综合节能性、热舒适性、运行安全性的最佳负荷比范围分别为:46%~72%(4℃)、16%~59%(6℃)、3%~50%(8℃)。在适宜的负荷比范围内,对于追求经济效益的工程项目(普通住宅或酒店),宜取较大值提高节能性,而对于舒适性要求较高的项目(高档酒店),宜取较小值来提高舒适性。

参考文献

- [1] FEUSTEL H E, STETIU C. Hydronic radiant cooling—preliminary assessment[J]. *Energy and Buildings*, 1995, 22(3): 193—205.
- [2] ANDRÉS -CHICOTE M, TEJERO -GONZÁLEZ A, VELASCO -GÓMEZ E, *et al.* Experimental study on the cooling capacity of a radiant cooled ceiling system [J]. *Energy and Buildings*, 2012, 54: 207—214.
- [3] 李念平, 孙焯瑶, 钱佳炜, 等. 贴附射流辐射冷顶板复合空调系统的性能研究[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2015, 42(11): 119—124.
LI N P, SUN Y Y, QIAN J W, *et al.* Investigation on performance of radiant cooling combined with wall-attached-jet system [J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2015, 42(11): 119—124. (In Chinese)
- [4] 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: 1—3.
WANG Z J. Low temperature radiant heating and radiant cooling [M]. Beijing: China Machine Press, 2004: 1—3. (In Chinese)
- [5] STETIU C. Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings [J]. *Energy and Buildings*, 1999, 30(2): 127—138.
- [6] 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(8): 1740—1750.
- [7] OKAMOTO S, KITORA H, YAMAGUCHI H, *et al.* A simplified calculation method for estimating heat flux from ceiling radiant panels [J]. *Energy and Buildings*, 2010, 42(1): 29—33.
- [8] 龚光彩, 尹丹. 空气载能空调房间输入焓算法及系统焓成本应用分析[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2019, 46(1): 133—140.
GONG G C, YIN D. Algorithm of room input exergy and application analysis of exergy cost for air carrying energy radiant air-conditioning system [J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2019, 46(1): 133—140. (In Chinese)
- [9] 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(5): 497—509.
- [10] KILKIS I B, SAPCI M, SUNTUR S R. Hybrid HVAC systems [J]. *Ashrae Journal*, 1995, 37(12): 23—28.
- [11] 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 X M, ZHANG X. 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 & Environment Engineering*, 2011, 33(5): 114—120. (In Chinese)
- [12] SUI X M, ZHANG X. Effects of radiant terminal and air supply terminal devices on energy consumption of cooling load sharing rate in residential buildings [J]. *Energy and Buildings*, 2012, 49: 499—508.
- [13] EVREN M F, ÖZSUNAR A C, KILKIS B. Experimental investigation of energy-optimum radiant-convective heat transfer split for hybrid heating systems [J]. *Energy and Buildings*, 2016, 127: 66—74.
- [14] AXLEY J. Multizone airflow modeling in buildings: history and theory [J]. *HVAC & R Research*, 2007, 13(6): 907—928.
- [15] TIAN W, HAN X, ZUO W, *et al.* Building energy simulation coupled with CFD for indoor environment: a critical review and recent applications [J]. *Energy and Buildings*, 2018, 165: 184—199.
- [16] ZHAI Z J, CHEN Q Y. Performance of coupled building energy and CFD simulations [J]. *Energy and Buildings*, 2005, 37(4): 333—344.
- [17] GB 50034—2013 建筑照明设计标准[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013: 42.
GB 50034—2013 Standard for lighting design of buildings[S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2013: 42. (In Chinese)
- [18] 徐照南. 辐射空调不对称环境的热舒适试验及模拟研究[D]. 长沙: 湖南大学土木工程学院, 2017: 21—33.
XU Z N. Experimental study and simulation on thermal comfort of radiant air conditioning asymmetric environment [D]. Changsha: College of Civil Engineering, Hunan University, 2017: 21—33. (In Chinese)
- [19] GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012: 7—57.
GB 50736—2012 Design code for heating ventilation and air-conditioning of civil buildings [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2012: 7—57. (In Chinese)
- [20] JGJ 134—2010 夏热冬冷地区居住建筑节能设计标准[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010: 9—10.
JGJ 134—2010 Design standard for energy efficiency of residential buildings in hot summer and cold winter zone [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2010: 9—10. (In Chinese)
- [21] ISO 7730 Ergonomics of the thermal environment—analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria [S]. Geneva: International Standard Organization, 2005: 3—13.