

DOI: 10.7652/xjtuxb201709014

辐射供冷空调系统下的人体热舒适性研究

高松¹, 赵民², 李扬³, 王宇昂¹, 孟祥兆^{1,2}, 顾兆林^{1,2}, 金立文^{1,2}
(1. 西安交通大学人居环境与建筑工程学院, 710049, 西安; 2. 陕西省建筑环境与能源工程技术研究中心, 710018, 西安; 3. 华中科技大学能源与动力工程学院, 430074, 武汉)

摘要: 为了深入研究辐射供冷空调系统下的人体热舒适性,对辐射供冷空调系统的传热机理进行了分析,合理简化了人体热平衡方程,获得了人体显热散热量、辐射对流散热量比与热舒适性的关系。实验及数值模拟结果表明:在辐射供冷空调系统下,人体热舒适性指标(PMV)与人体显热散热量之间具有较好的线性关系,利用该线性关系,可从人体热平衡的角度直接对人体热舒适性进行评价;人体辐射对流散热量比与热舒适性指标之间没有明显的相关关系,即人体辐射对流散热量比对热舒适性没有影响。因此,在保证人体热舒适性的基础上,可以通过提高人体辐射对流散热量比,即使辐射供冷空调系统具有较大的辐射末端面积、较低的辐射末端温度或较高的送风温度,从而达到建筑节能的效果。此项研究可为辐射供冷空调系统的热舒适性评价及系统设计提供参考。

关键词: 辐射供冷空调系统;人体热舒适性;人体热平衡;显热散热量

中图分类号: TU83 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)09-0098-08

Investigation on Human Body Thermal Comfort under Radiative Cooling Air Conditioning System

GAO Song¹, ZHAO Min², LI Yang³, WANG Yuang¹, MENG Xiangzhao^{1,2},
GU Zhaolin^{1,2}, JIN Liwen^{1,2}

(1. School of Human Settlements and Civil Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Shaanxi Engineering Research Center of Building Environment and Energy, Xi'an 710018, China;
3. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: To explore the human body thermal comfort under radiative cooling air conditioning system, the heat transfer mechanism of radiative cooling air conditioning system is investigated. The relationship of the thermal comfort indicator with the human body's sensible heat loss and the ratio of radiative heat loss to convective heat loss is achieved. Both experimental and numerical results show that the human body thermal comfort index, i.e., predicted mean vote (PMV), is approximately linear with the sensible heat loss of human body under the radiative cooling air conditioning system. Thus, the human body thermal comfort could be directly evaluated by the human body thermal balance according to the obtained linear relationship. Furthermore, it is found that the ratio of radiative heat loss to convective heat loss of human body has no effect on PMV. Therefore, on the basis of maintaining human body thermal comfort, it is conceivable that the higher ratio of radiative heat loss to convective heat loss, which means larger radiative area or higher air supply temperature, could be beneficial to energy conservation. This

study may provide a reference for both assessment of human body thermal comfort and system design of radiative cooling air conditioning system.

Keywords: radiative cooling air conditioning system; human body thermal comfort; human body thermal balance; sensible heat loss

由于人们对室内热舒适性要求的逐渐提高及社会对建筑节能的日益重视,新型空调系统的研究显得尤为重要。在欧洲兴起的辐射供冷空调系统比常规对流空调系统具有更低的能耗和更高的舒适性,因此辐射供冷空调技术受到了我国科研工作者的广泛关注^[1]。在应用辐射供冷空调系统的房间内,空气温度可以比常规空调系统高 2℃,但人的热舒适感受相同,因此辐射供冷空调系统可获得较高的能效比,从而带来巨大的节能效益^[2]。辐射供冷空调系统与常规对流空调系统之间最大的差别在于人体与室内热环境换热的主导方式不同:前者主要通过辐射的换热方式来维持人体热舒适,而后者则主要通过通过对流换热方式^[3]。人体与环境的辐射换热是人体获得较高热舒适性的重要原因。

室内人体热舒适性指标受人体主观参数(服装热阻、人体代谢率)与环境客观参数(空气温度、空气流速、相对湿度、辐射温度)的影响^[4]。文献[4]基于以上复杂参数及人体热平衡所提出的预期平均指标(predicted mean vote,简称 PMV)被广泛应用于人体热舒适性评价,并被 ASHRAE 用来确定人体热舒适性范围^[5]。在常规对流空调系统设计中,根据所要求的 PMV 值(-0.5~0.5)^[4]查找相关设计手册,以确定室内的空气温度及相对湿度等客观环境参数,从而进行空调负荷计算及设备选型。但是,相关研究表明,常规空调负荷计算方法对于辐射供冷空调系统并不适用,由此计算出的空调设计负荷过大,不仅造成能源浪费,而且影响室内热舒适性^[6-7]。此外,由于辐射温度对人体热舒适性有重要影响,所以基于空气温度 and 作用温度等的常规设计准则则不能充分满足辐射供冷空调系统的设计需求^[8]。

对于存在较大壁面温差的室内热环境,如利用辐射供冷空调系统的房间,辐射换热对人体热舒适性有很大影响^[9]。但是,在许多关于室内热环境的研究中,往往仅考虑了室内气流分布、空气温度分布对人体热舒适的影响,而忽略或简化了人体与室内热环境之间的换热作用^[10]。许多研究表明,辐射供冷空调与置换通风相结合的复合空调系统节能效果明显,更具经济性,是提高能源利用率、改善室内热环境和空气品质的新型空调系统^[11]。Hodder 等人

的研究表明,这种复合空调系统可使室内空气温度分布均匀,减小气流扰流度,无吹风感,能够保证较好的人体热舒适性^[12]。因此,在辐射供冷与置换通风相结合的复合空调系统下,局部不舒适感对人体热舒适性的影响可以忽略,而人体热平衡对热舒适性的影响显得尤为重要。所以,针对与置换通风联合运行的辐射供冷空调系统下人体热舒适性的研究,除了要考虑空气温度、相对湿度、空气流速等复杂环境参数的影响外,更重要的是要揭示人体热平衡以及人体与热环境间的换热对热舒适性的影响。

本文根据热舒适性评价指标 PMV,采用理论分析、数值模拟及实验研究相结合的方法,对与置换通风系统相结合的辐射供冷空调系统下人体热舒适性与人体热平衡的关系进行了探讨:首先,通过理论分析详细研究了人体与室内热环境间的换热和人体热舒适性的关系,并根据辐射供冷空调系统的特点对人体热舒适模型进行了简化;其次,借助计算流体力学软件 CFD Airpak,研究了不同工况下人体热舒适性与人体-环境换热量、人体辐射对流散热量比之间的关系,详细分析了辐射供冷空调系统下人体热舒适性的特点;最后,通过实验证明了辐射供冷空调系统下人体热舒适性与人体辐射、对流散热量及其比例的关系。

1 人体热平衡理论分析

静坐是室内人员典型的活动类型,而 PMV 能够用来准确评价辐射供冷空调系统下静坐人体的热舒适性^[13],所以本文研究的人体为典型的静坐状态。PMV 的计算公式^[14]如下

$$P = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.028]L \quad (1)$$

式中: P 代表人体热舒适性指标 PMV; M 为人体代谢率,与活动状态有关; L 为人体热负荷,即人体代谢产热率与散热率之差。

人体具有完善的体温调节系统,为了维持一定的体温及保证热舒适和热平衡状态,体内会发生复杂的生理调节过程,如汗液蒸发、血管收缩或扩张、肌肉颤栗等。人体热平衡方程^[5]为

$$M - W = K + C + R + E + C_{\text{res}} + E_{\text{res}} + S \quad (2)$$

式中: W 为人体对外界所做的机械功; K 为人体传

导散热量; C 为人体对流散热量; R 为人体辐射散热量; E 为人体蒸发散热量; E_{res} 、 C_{res} 分别为通过呼吸而产生的蒸发、对流散热量; S 为人体蓄热率。

静坐人体所做的机械功 W 、传导散热量 K 和蓄热率 S 都可以忽略不计^[15], 因此根据式(2), 人体热负荷 L 的表达式可简化为

$$L = M - (C + R + E + C_{\text{res}} + E_{\text{res}}) \quad (3)$$

由于辐射供冷空调系统下的室内热环境具有高舒适性, 空气参数分布均匀, 人体蒸发散热量(E)和呼吸散热量(E_{res} 和 C_{res})对人体热舒适性的影响极小, 因此可以将它们当作常数处理^[16], 则人体热负荷可进一步简化为

$$L = M - (C + R + a) \quad (4)$$

式中: a 为常数。在静坐状态下人体代谢率为定值, 将式(4)代入式(1), 整理后可得

$$P = k(C + R) + b \quad (5)$$

式中: k 、 b 为常数。

由式(5)可知, 对于辐射供冷空调系统下的静坐人体, 其热舒适性主要受辐射散热和对流散热的影响, 并且 PMV 与显热散热量之间存在一定的线性关系。因此, 本文不再局限于分析复杂环境参数对热舒适性的影响, 而是从人体热平衡的角度出发, 研究人体辐射散热量、对流散热量与人体热舒适性的关系。

由于辐射供冷空调系统下静坐人体的热舒适性与辐射散热量、对流散热量密切相关, 所以为了探究辐射供冷空调系统下人体热舒适性与人体热平衡的关系, 本文首先对人体的辐射、对流散热量进行分析。根据 ASHRAE 手册, 人体的辐射、对流散热量可由下式^[17]计算

$$C = f_{\text{cl}} h_c (t_{\text{cl}} - t_a) \quad (6)$$

$$R = f_{\text{cl}} h_r (t_{\text{cl}} - t_r) \quad (7)$$

式中: h_c 、 h_r 分别为人体与环境的对流换热系数和线性辐射换热系数, 其值可取为 4.4 和 4.7^[17]; f_{cl} 为服装面积系数, 本文取 1; t_{cl} 为服装表面温度; t_a 为空气温度; t_r 为环境平均辐射温度。

人体静坐时满足以下条件^[18]: ①皮肤温度在 33℃ 左右; ②代谢产热率为 58 W/m²; ③产热量的 76% 透过服装向外界传递; ④夏季典型服装的热阻为 0.077 5 m² · °C/W。因此, 服装表面温度可取 29.6℃, 将其代入式(6)和式(7), 得

$$Q = 4.7(29.6 - t_r) + 4.4(29.6 - t_a) \quad (8)$$

$$B = \frac{4.7(29.6 - t_r)}{4.4(29.6 - t_a)} \quad (9)$$

式中: Q 为人体显热散热量, 即辐射散热量与对流散热量之和; B 为人体辐射散热量与对流散热量之比, 以下简称辐射对流散热量比。

下面将基于式(5)和式(8)模拟、讨论人体热舒适性与显热散热量的关系, 并根据式(9)分析人体辐射对流散热量比对人体热舒适性的影响。

2 数值模拟

2.1 物理模型

本文研究的房间模型配备了毛细管辐射供冷-置换通风复合空调系统^[19], 其送风口与排风口的尺寸分别为 1.2 m(x) × 0.6 m(z) 和 0.3 m(x) × 0.3 m(z), 见图 1。

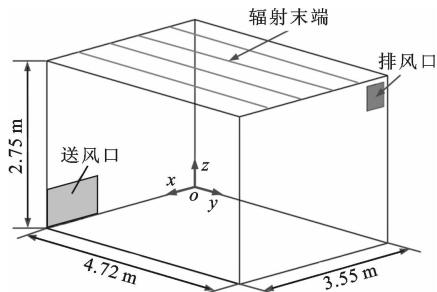


图1 房间模型示意图

2.2 数学模型

2.2.1 控制方程 数值模拟采用雷诺平均 N-S 方程结合标准 $k-\epsilon$ 两方程湍流模型, 模型的通用控制方程^[20]如下

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho U\phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (10)$$

式中: ϕ 为通用变量, 分别表示动量方程中的速度 u 、 v 、 w , 能量方程中的温度 T , 湍流动能方程中的湍动能 k 和耗散率 ϵ ; $\partial(\rho\phi)/\partial t$ 为非稳态项; $\text{div}(\rho U\phi)$ 为对流项; $\text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi)$ 为扩散项; S_ϕ 为源项。

采用 Airpak 软件建立房间模型, 并用结构化网格对空间进行网格划分, 在天花板辐射面、送回风口采用适当的加密网格。经过网格数独立性测试判断, 选取的网格数为 174 960。在数值计算时, 采用二阶迎风格式对控制方程进行离散化, 并选用 SIMPLE 算法对离散方程进行求解。

2.2.2 基本假设 为了简化问题, 作如下假设:

- (1) 由于毛细管辐射末端均匀分布于天花板表面, 因此假设房间天花板温度分布均匀;
- (2) 房间内部气流流动为湍流;
- (3) 房间气密性良好, 不考虑漏气及空气渗透的

影响。

2.2.3 边界条件

入口边界:采用均值速度入口边界条件,送风方向为水平送风,送风速度和空气相对湿度取典型值,分别为 0.21 m/s 和 50%。

出口边界:采用自由流出边界条件,即所有的空气都从出口流出。

壁面边界条件:模拟对象为典型的无外墙房间,除了天花板辐射末端采用恒定温度边界条件外,其余壁面均为绝热条件。

3 数值模拟结果分析

本节主要研究夏季供冷工况(具体参数见表 1)不同送风温度及辐射末端温度下室内环境的热舒适性状况,对于每个工况,详细讨论均匀分布于房间内 3 个代表性高度(0.1、1.1 和 1.7 m)处 xy 截面上 27 个位置的模拟结果。

表 1 夏季供冷工况参数

工况	$t_1 / ^\circ\text{C}$	$t_2 / ^\circ\text{C}$
1	16.9	24.6
2	17.6	26.0
3	20.0	26.5
4	21.0	26.5
5	21.0	27.0
6	21.0	28.0
7	21.0	29.0
8	21.0	30.0
9	21.0	31.0
10	24.0	29.0

t_1 :辐射末端温度; t_2 :送风温度。

3.1 人体显热散热量与热舒适性的关系

模拟结果包括空气温度、平均辐射温度和热舒适性指标 P 。根据各个工况的模拟结果,将所分析位置的空气温度、平均辐射温度代入式(8)获得人体显热散热量 Q ,再根据其对应的 P 值进行线性拟合。各个工况的线性拟合结果见表 2。

由表 2 可知,各个工况下 Q 与 P 之间都具有较好的线性相关性, R^2 最小值为 0.887 3(工况 9)。因此,对于辐射供冷空调系统下的人体热舒适性状况,可以采用人体显热散热量代替复杂的环境参数进行评价。此外,由 Q 与 P 之间的线性关系可知,当 P 为定值时,即可求得具体的人体显热散热量。因此,可从人体热平衡的角度,依据显热散热量为辐射供冷空调系统的设计提供一定的指导。

表 2 PMV 与显热散热量的线性拟合结果

工况	线性拟合公式	R^2
1	$P=-0.042\ 7Q+1.669$	0.981 2
2	$P=-0.04Q+1.463\ 3$	0.937 7
3	$P=-0.043\ 9Q+1.690\ 2$	0.970 7
4	$P=-0.041\ 6Q+1.536$	0.972 1
5	$P=-0.041Q+1.514\ 5$	0.964 3
6	$P=-0.041\ 1Q+1.541\ 8$	0.900 8
7	$P=-0.037\ 1Q+1.380\ 1$	0.917 8
8	$P=-0.035\ 2Q+1.342\ 6$	0.904 2
9	$P=-0.030\ 3Q+1.207\ 9$	0.887 3
10	$P=-0.038Q+1.426\ 5$	0.913 8

3.2 人体辐射对流散热量比与热舒适性的关系

在探究了人体显热散热量与热舒适性关系的基础上,进一步分析人体辐射对流散热量比与热舒适性的关系。将模拟得到的各工况下不同位置处的空气温度、平均辐射温度代入式(9),可得到人体辐射对流散热量比。为了直观地反映出人体辐射对流散热量比与热舒适性的关系,将模拟工况下不同位置处的辐射对流散热量比 B 及其对应的热舒适性指标 P 汇总于图 2。在图 2 中,横坐标上的各个 B 值及其对应的 3 个纵坐标量值(辐射散热量 R 、对流散热量 C 和 P)为同一位置的数据。为了探究人体辐射对流散热量比与热舒适性之间关系的普适性规律,图 2 中将各个工况下 27 个不同空间位置的数据统一考虑,按照各个位置对应 B 值的递增顺序进行了绘制。

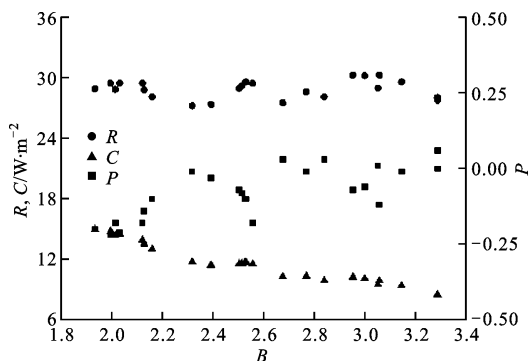
因为根据数值结果分析,工况 1、工况 2 与工况 3 相近,工况 5 与工况 4 相近,工况 6、工况 10 与工况 7 相近,所以为节省篇幅,图 2 只展示了代表性工况的结果。由图 2 可以看出,对于所有工况,人体辐射散热量均大于对流散热量。因为低温辐射末端的应用,使房间具有较低的辐射温度及较高的送风温度,所以人体以辐射散热为主。

如图 2 所示,所有工况下室内不同位置处的 P 值波动非常小,说明在辐射供冷空调系统下室内热环境具有较均匀的热舒适性。比较工况 3 和工况 4 的 P 值可以发现,在相同的送风温度下,随着辐射末端温度的提高,室内各位置处的 P 值也相应升高。比较工况 4~工况 9 的 P 值变化情况可知,在相同的辐射末端温度下,随着送风温度的升高,室内各位置处的 P 值也相应提高,因此在与置换通风联合运行的辐射供冷空调系统下,室内热环境具有均匀的热舒适性,并且送风温度和辐射末端温度对室

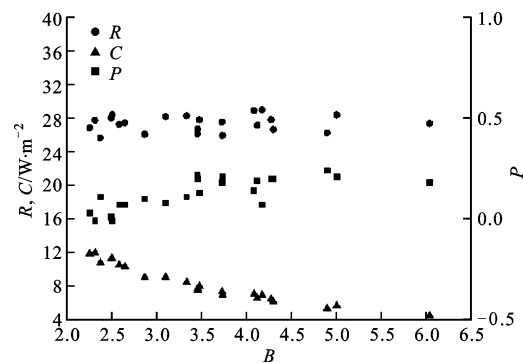
内的热舒适性有重要影响。

从人体辐射和对流散热量的角度分析,图2所示各个工况下室内不同位置处的人体辐射散热量基本保持一致,变化非常小,而对流散热量则出现了较大的变化,所以与常规对流空调系统相比,辐射末端的应用减弱了人体辐射散热量的波动,从而维持了室内较均匀的热舒适性。

由图2还发现,各个工况下的 P 值并没有随着辐射对流散热量比 B 发生明显的变化。为了更好地体现热舒适性指标与辐射对流散热量比的关系,将所有工况下的相关数据汇总于图3,从中可以发现:尽管辐射对流散热量比发生了较大变化($2.5 < B < 6$),但是其对应的 P 值并没有发生明显波动,而



(d) 工况 8

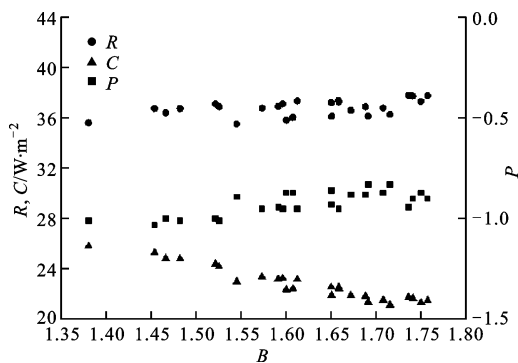


(e) 工况 9

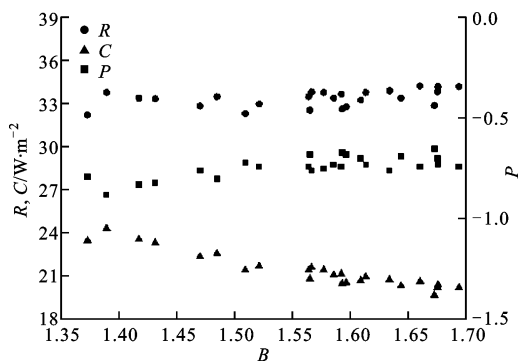
图2 模拟工况下人体辐射、对流散热量与热舒适性指标的关系

当 $1.5 < B < 3$ 时,同样的辐射对流散热量比可以对应不同的 P 值,因此辐射对流散热量比对热舒适的影响并不明显。此外,尽管在本文的研究中出现了一些不满足舒适性要求的工况,如工况2,其各点处的 P 值远小于 -0.5 ,这些不满足人体热舒适性要求的数据点在图3中对应 $1.25 < B < 2.5$ 范围内 P 值大于 0.5 或小于 -0.5 的情况,但是需要指出的是,暖通设计要求的 $-0.5 < P < 0.5$ 所对应的人体辐射对流散热量比热舒适性指标 P 几乎没有影响,如图3所示的2条虚线之间的数据点,随着人体辐射对流散热量比变大,其对应的 P 值变化非常小,仍保持在热舒适性要求的范围内。

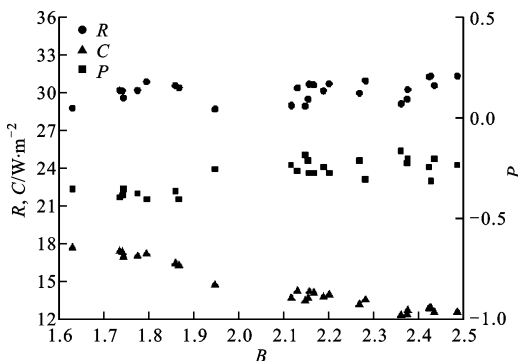
因此,在辐射供冷空调系统的设计过程中,可在保证人体热舒适性的前提下尽可能地提高人体辐射对流散热量比,即增大辐射末端面积、降低辐射末端温度或提高送风温度,从而实现建筑节能。例如图2中的工况7~工况9,它们的辐射末端温度相同,随送风温度逐渐升高,辐射对流散热量比变大,但室内热环境均具有较好的热舒适性($-0.5 < P < 0.5$),而与工况7、工况8相比,工况9因送风温度较高,从而可在保证人体热舒适性的前提下实现较



(a) 工况 3



(b) 工况 4



(c) 工况 7

低的空调能耗。

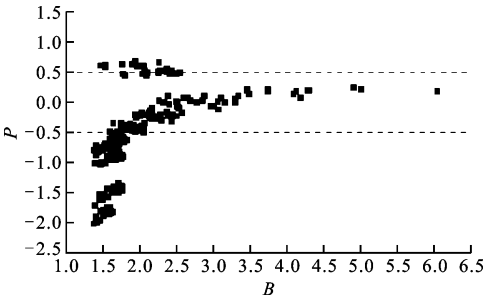


图 3 模拟工况下人体辐射对流散热量比与热舒适性指标的关系

4 实验结果分析

通过实验测试了与置换通风系统相结合的辐射供冷空调系统在实际使用情况下,室内热环境的人体热舒适性指标与显热散热量的关系。实验房间为南京市今朝天下小区中的一间卧室,测点位于该卧室中间位置的 1.1 m 高度处。空调系统在测试期间处于运行状态。测试仪器采用 SWEMA 室内热舒适度测试系统,其中:微风速/温度测量仪型号为 Swema 03+,风速测量范围为 0.05~3.00 m/s,测量精度为±0.03 m/s,温度测量范围为 10~40℃,测量精度为±0.3℃;相对湿度计型号为 Hygroclip 2-S,测量范围为 0~100%,精度为±1.0%;黑体温度计型号为 Swema 05,测量范围为-20~+70℃,精度为±0.1℃(0~50℃时);专用软件为 Swema-Multi,用于处理数据传输、储存,绘图等。

该测试系统不仅可以采集并输出热舒适性指标(P),而且可以单独记录并输出计算人体散热量所需的空气温度和辐射温度。

为使实验数据具有代表性,辐射供冷空调系统运行 72 h 后开始分 3 个时间段进行数据采集。3 个时间段记为:工况 I(2016-08-27T18:00~18:35);工况 II(2016-08-28T15:00~15:35);工况 III(2016-08-29T10:36~12:51)。工况 I 每隔 10 s 采集一组数据,共采集 223 组数据,室外最高空气温度为 29℃;工况 II 每隔 15 s 采集一组数据,共采集 161 组数据,室外最高空气温度为 30℃;工况 III 每隔 15 s 采集一组数据,共采集 594 组数据,室外最高空气温度为 31℃。在测试期间,所有实验工况的送风温度为 26℃;辐射末端供、回水温度分别为 20 和 22℃,即辐射末端平均温度约为 21℃。

4.1 人体显热散热量与热舒适性的关系

根据式(8)和式(5),分别利用各组实验数据及

计算结果进行线性拟合,结果如图 4 所示。由于模拟工况 4(送风温度为 26.5℃,辐射末端温度为 21℃)和实验工况 III(送风温度为 26℃,辐射末端温度为 21℃)的条件相近,故将其拟合结果进行比较,见表 3。

表 3 实验与模拟结果对比

工况	线性拟合公式	R^2
4	$P=-0.0416Q+1.536$	0.9721
III	$P=-0.0404Q+1.3386$	0.9438

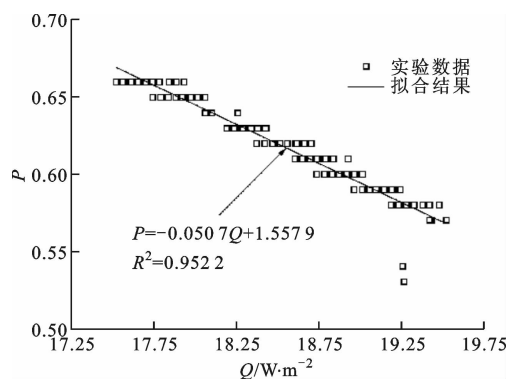
由表 3 可见,实验与模拟结果均表明人体热舒适性指标 P 与显热散热量 Q 之间存在较好的线性相关关系。由于已建成的辐射供冷房间与模型房间的边界条件(如房间面积、毛细管敷设位置及辐射面积)、送回风口位置、送风温度等均有所不同,所以拟合的线性关系式与模拟结果存在差别,但是在误差允许的范围内,模拟结果与实验结果均显示出辐射供冷空调系统下人体热舒适性与显热散热量之间的线性相关关系。

此外,由图 4 可以看出:人体热舒适性指标 P 与显热散热量 Q 具有较好的线性关系,各个工况下的线性相关系数 R^2 均大于 0.9。当 Q 值较大时,人体会感觉冷,即 P 值比较小;反之当 Q 值很小时,人体会感觉偏热,即 P 值较大。因此,综合考虑复杂的环境参数对人体热平衡的影响,利用 P 与 Q 的线性关系可对辐射供冷空调系统下的人体热舒适性进行评价。

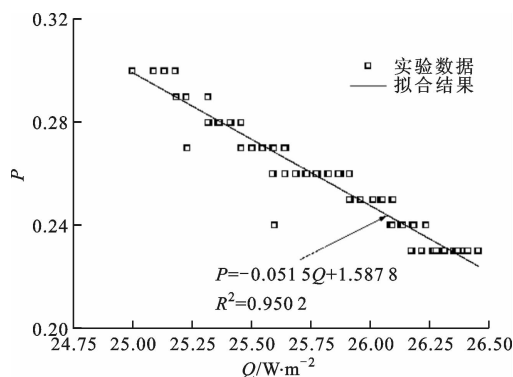
4.2 人体辐射对流散热量比与热舒适性的关系

为了更好地理解人体热舒适性与辐射、对流散热量之间的关系,根据式(8)和式(9)对实验数据进行计算,结果如图 5 所示。从图 5 可以看出,对于所有实验工况,人体的辐射散热量均大于对流散热量,说明在辐射供冷空调系统下,人体主要以辐射散热的方式维持热舒适状态。

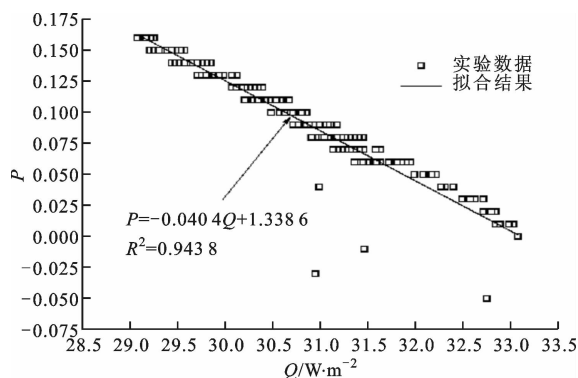
各组实验数据的采集具有一定的时间间隔。由图 5 可以发现:各个工况下室内不同时刻的 P 值差异非常小,其波动值仅在 0.15 左右,说明与置换通风系统相结合的辐射供冷空调系统使室内热环境具有较稳定的热舒适性;在与置换通风系统相结合的辐射供冷空调系统下,人体的对流散热量和辐射散热量的波动都非常小。由于不仅实际运行的辐射供冷空调系统具有稳定的辐射末端温度,而且置换通风系统也实现了较低的送风速度及稳定的送风温度,因此,辐射供冷-置换通风复合空调系统不像常



(a) 工况 I

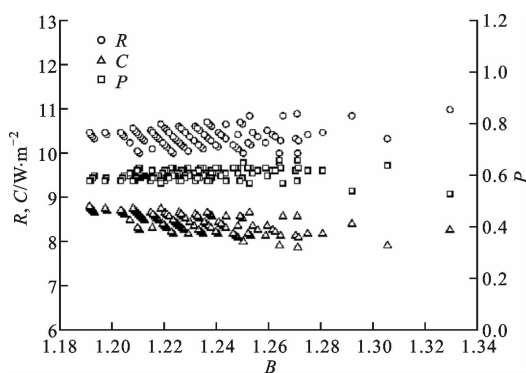


(b) 工况 II

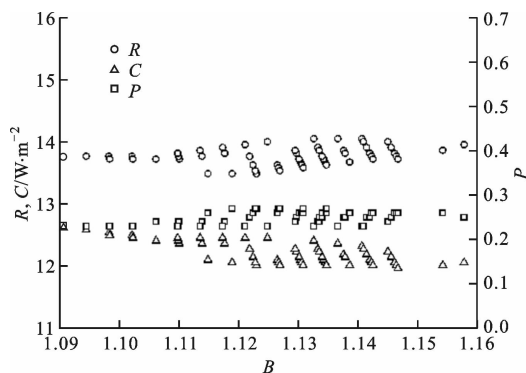


(c) 工况 III

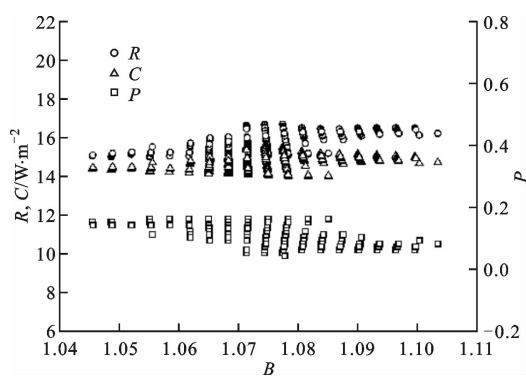
图4 实验工况下人体显热散热量与热舒适性指标的拟合结果



(a) 工况 I



(b) 工况 II



(c) 工况 III

图5 实验工况下人体辐射对流散热量与热舒适性指标的关系

规对流空调系统那样需要较大的送风温差及送风量,从而可以有效避免室内气流分布的波动问题,使人体的辐射和对流散热量维持在一个稳定的范围内,实现室内环境较好的热舒适性。

此外,从图5还可以发现:人体辐射对流散热量比 B 与 P 之间没有明显的相关性。对于工况 I,尽管有部分测点的 P 值在热舒适范围以外,但是随着 B 的增大, P 并没有发生明显的波动;对于工况 II 和 III,尽管各测点的 B 值不尽相同,但是其对应的 P 值均在所规定的人体热舒适范围内。因此,在辐射供

冷空调系统设计过程中,可以在保证人体热舒适性的前提下,通过降低辐射末端温度或增加辐射末端面积来增加人体的辐射散热量,以实现建筑节能。

5 结 论

本文从人体热平衡的角度,详细讨论了辐射供冷空调系统下的人体热舒适性;结合辐射供冷空调系统的特点,对人体热平衡方程及 PMV 模型进行了合理简化,通过理论分析及数值模拟,详细研究了人体热舒适性与显热散热量、辐射对流散热量比的

关系,并通过实验研究验证了理论分析和数值模拟结果。获得的主要结论如下:

(1)在辐射供冷与置换通风相结合的复合空调系统下,室内环境具有均匀的人体热舒适性。

(2)在辐射供冷与置换通风相结合的复合空调系统下,人体热舒适性指标与人体显热散热量具有较好的线性关系,可用于人体热舒适性评价。

(3)人体辐射对流散热量比与热舒适性指标之间不存在明显的相关性,因此在辐射供冷空调系统设计中,可以在保证人体热舒适性的前提下尽量提高人体的辐射对流散热量比,如提高送风温度、增加辐射末端面积等,从而达到空调系统节能的目的。

参考文献:

- [1] 徐祥洋,杨洁,张淇淇,等. 辐射空调系统夏季运行房间温湿度分布试验研究 [J]. 流体机械, 2013, 41(2): 53-57.
XU Xiangyang, YANG Jie, ZHANG Qiqi, et al. Experimental study of room temperature and humidity distribution of radiant air-conditioning system in summer [J]. Fluid Machinery, 2013, 41(2): 53-57.
- [2] 赵育根,李强民. 冷却吊顶系统的特性及应用 [J]. 建筑热能通风空调, 1999, 18(1): 30-32.
ZHAO Yugen, LI Qiangmin. Characteristics and application of cooling ceiling system [J]. Building Energy & Environment, 1999, 18(1): 30-32.
- [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 & Environment, 2009, 44(8): 1740-1750.
- [4] FANGER P O. Thermal environment: human requirements [J]. Environmentalist, 1986, 6(4): 275-278.
- [5] American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers. ASHRAE handbook of fundamentals [M]. Atlanta, USA: ASHRAE, 2009: 170-200.
- [6] KEIL D, GOLDIN D. Study on indoor thermal environment of office space controlled by cooling panel system using field measurement and the numerical simulation [J]. Building & Environment, 2005, 40(3): 301-310.
- [7] MEMOM R A, CHIRARATTANANON S, VANGTOOK P. Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: a case study [J]. Building & Environment, 2008, 43(7): 1185-1196.
- [8] SIMMONDS P. Practical applications of radiant heat-

- ing and cooling to maintain comfort conditions [J]. ASHRAE Transactions, 1996, 102(1): 650-675.
- [9] GAN G. Numerical method for a full assessment of indoor thermal comfort [J]. Indoor Air, 1994, 4(3): 154-168.
- [10] GAN G. Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics [J]. Energy and Buildings, 1995, 23(2): 83-93.
- [11] 朱能,刘珊. 置换通风与冷却顶板的热舒适性研究 [J]. 制冷学报, 2000, 21(4): 64-70.
ZHU Neng, LIU Shan. Thermal comfort with displacement ventilation combined with chilled ceiling system [J]. Journal of Refrigeration, 2000, 21(4): 64-70.
- [12] HODDER S, LOVEDAY D, PARSONS K, et al. Thermal comfort in chilled ceiling and displacement ventilation environments: vertical radiant temperature asymmetry effects [J]. Energy and Buildings, 1998, 27(2): 167-173.
- [13] LOVRDAY D, PARSONS K, TAKI A, et al. Displacement ventilation environments with chilled ceilings: thermal comfort design within the context of the BS EN ISO7730 versus adaptive debate [J]. Energy and Buildings, 2002, 34(6): 573-579.
- [14] LIN Z, DENG S. A study on the thermal comfort in sleeping environments in the subtropics: developing a thermal comfort model for sleeping environments [J]. Building and Environment, 2008, 43(1): 70-81.
- [15] BURTON A C, EDHOLM O G. Man in a cold environment [J]. American Journal of Physical Anthropology, 1956, 14(2): 337-339.
- [16] MURAKAMI S, KATO S, ZENG J. Combined simulation of airflow, radiation and moisture transport for heat release from a human body [J]. Building & Environment, 1998, 35(6): 489-500.
- [17] DE DEAR R J, ARENS E, HUI Z, et al. Convective and radiative heat transfer coefficients for individual human body segments [J]. International Journal of Biometeorology, 1997, 40(3): 141-156.
- [18] GAGGE A P, BURTON A C, BAZETT H C. A practical system of units for the description of the heat exchange of man with his environment [J]. Science, 1941, 94(2445): 428-430.
- [19] 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: 210-220.
- [20] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 347-350.

(编辑 葛赵青)