

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

隋学敏^{1a,1b}, 张旭²

- (1. 长安大学 a. 环境科学与工程学院; b. 国土资源部干旱半干旱地区水资源与国土环境开放研究实验室, 西安 710054;
2. 同济大学暖通空调及燃气研究所, 上海 200092)

摘要:以住宅建筑为研究对象, 针对低、中、高负荷3种不同住宅负荷工况, 对不同冷负荷条件下不同负荷分担率下的室内热环境进行了数值模拟, 分别分析比较不同冷负荷分担率匹配时室内热舒适性水平及室内空气品质情况, 从舒适和健康的角度, 分析适宜的冷负荷分担率范围。研究结果表明辐射供冷末端承担的显热负荷分担率 $\omega_c < 0.7$ 时, 可将工作区人体热舒适性指标控制在舒适性标准允许范围内。从避免局部不舒适度方面讲, ω_c 宜取0.4~1。从室内空气品质角度讲, 定风量模式低中负荷工况, ω_c 宜取0.5~0.9, 高负荷工况, ω_c 宜取0.35~0.6; 变风量模式, ω_c 值越小, 室内空气品质越好。

关键词:辐射供冷; 送风; 冷负荷分担率; 热舒适; 空气品质

中图分类号: TU831.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-4764(2011)05-0114-07

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

SUI Xue-min^{1a,1b}, ZHANG Xu²

- (1a. School of Environmental Science and Engineering;
1b. Key Lab of Water Resource and Environment in Arid and Semiarid Region, Chang'an University, Xi'an 710054, P. R. China;
2. HVAC&Gas Institute, Mechanical engineering College, Tongji University, Shanghai 200092, P. R. China)

Abstract: Taking residential buildings as the study objects, for three different residential load types such as low load, medium load, and high load type, indoor thermal environments of different load sharing-rates are simulated, respectively. Indoor thermal comfort and indoor air quality of different load sharing-rates are also analyzed and evaluated. And the appropriate range of cooling load sharing-rates are given from the view of both occupants' thermal comfort and occupants' health. When ω_c (the sensible heat load sharing rate of the radiant terminal device) < 0.7 , the human thermal index in work region can be controlled within the range of thermal comfort standard. From the point of avoiding local discomfort, ω_c is suggested to take 0.4~1. As regard to indoor air quality, for the constant air volume mode, ω_c is suggested to take 0.5~0.9 under low and middle load conditions, and ω_c is suggested to take 0.35~0.6 under high load conditions. For the variable air volume mode, the smaller the value of ω_c is, the better indoor air quality is.

Key words: radiant cooling; air supply; sharing rate of cooling load; thermal comfort; air quality

收稿日期: 2011-03-15

基金项目: “十一·五”国家科技支撑计划重大项目(2006BAJ01A05; 2006BAJ01B05); 中央高校基本科研业务费专项资金(CHD2010JC025); 长安大学基础研究支持计划专项资金; 干旱、半干旱地区水资源与国土环境实验室开放基金

作者简介: 隋学敏(1981-), 女, 博士, 主要从事辐射供冷技术研究, (E-mail) suixuemin@163.com。

众多实验研究及实际应用研究表明,冷辐射吊顶与常规空调相比可获得更高的热舒适性^[1-4],但是冷吊顶并不能消除室内潜热负荷、CO₂、挥发性有机物、气味等气体污染物,因此在冷吊顶应用的基础上,必须增加通风系统。以 CRCP+DOAS(ceiling radiant cooling panel + dedicated outdoor air system)为代表的辐射供冷匹配送风系统的复合式空调系统已被广泛应用于欧洲市场,主要应用于办公建筑^[5-7]。近年来,辐射供冷系统也在中国开始兴起,并受到了越来越多的关注,也逐步应用于住宅建筑。与传统对流空调所不同的是,辐射供冷系统室内热湿负荷由辐射末端与送风末端共同承担,其中,送风末端承担室内全部潜热负荷及部分显热负荷,同时兼顾室内卫生需求,辐射末端承担剩余显热负荷。从调节室内热微气候参数的本质上讲,在冷负荷一定的情况下,各室内热微气候参数的大小由辐射和送风末端承担的冷负荷比例来决定。辐射末端承担的冷负荷量影响平均辐射温度和空气温度 2 个参数,送风末端承担的冷负荷影响空气温度、相对湿度和空气流速 3 个参数。送风末端和辐射末端两者所承担冷负荷比例的不同会影响室内对流和辐射份额,进而影响室内流场、温度场和浓度场分布,从而影响人体热舒适性及室内空气品质。

纵观已有关于辐射供冷系统的研究,其核心思想是送风末端的风量为最小新风量,承担全部潜热负荷和一小部分显热负荷^[8-10]。当前,辐射供冷空调系统的设计也主要是沿袭这一思想。然而,是否采用最小新风量,送风末端仅承担很小一部分冷负荷,室内可获得最佳的热舒适性和室内空气品质?从室内热环境及空气品质的角度,是否存在一个辐射-送风末端的优化匹配问题?本文针对低、中、高负荷 3 种不同住宅负荷工况,对不同冷负荷分担率下的室内热环境进行了数值模拟,分别分析比较不同冷负荷分担率下室内热舒适性水平和室内空气质量水平,从舒适和健康的角度,得出适宜的冷负荷分担率值。

1 计算模型

1.1 物理模型

以外形及室内布局如图 1 所示的住宅建筑为研究对象,其几何尺寸为 4.6 m×3.4 m×2.8 m。室内热源为人体、灯具及用电器,灯具照明功率根据 GB50034—2004《建筑照明设计标准》^[11]设计,居住建筑取 7 W/m²。送风口布置在外墙下部,排风口位于对面墙壁上部。冷板布置在吊顶上,与天花板的面积比为 70%。用电器散热量为 150 W。污染

物以人体污染物 CO₂ 为代表,人体活动强度为静坐休息状态时,CO₂ 呼出量为 0.013 m³/(h·人),房间内有 2 人。室内湿源为人员散湿量,每人散湿量为 82 g/h。围护结构的渗湿与季节地区及围护结构材料等多种因素有关,计算中不予考虑。

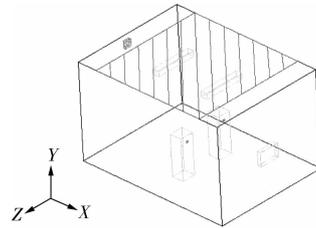


图 1 模拟房间的物理模型

1.2 数学模型

选用室内零方程模型作为紊流附加方程,与质量、动量、能量方程及污染物扩散方程联合,求解室内速度场、温度场及浓度场。采用理想气体状态方程考虑浮升力的影响,采用表面-表面模型来考虑冷板与其它固体表面的辐射传热。因壁面和热源附近存在较大的温度和速度梯度而采用加密网格;送风口和排风口附近,网格宜加密;其余计算空间,网格较疏,以提高计算速度。模拟中的数学模型的准确性笔者已在文献^[12]中进行了实验验证。

1.3 室内设计参数的确定

对于辐射供冷系统,在达到同样热舒适性的条件下,室内设计温度可比常规空调系统提高 1~2℃^[13]。因此,本文数值计算中,在初设供冷条件对室内热环境控制目标进行设计时,室内空调设计温度取 28℃,室内相对湿度取 50%。

1.4 设计气流组织及送风温湿度参数的设置

从文献^[12]对新风量利用的有效性分析可知,与辐射冷吊顶相结合时,采用置换通风及下送风的气流组织形式,新风量可以获得更有效的利用,室内工作区可获得更佳的室内空气品质。因此,本文数值计算中气流组织初设置换通风及下送风形式,具体是两者中的哪一种由送风参数及辐射末端参数来决定。本文通风模式为全新风,新风量保证大于最小新风量,按照文献^[14]对最小新风量的设计探讨,人均居住面积为 8 m²/人时,人均折算新风量为 18 m³/h,本文计算物理模型对应最小新风量为 36 m³/h。新风温度及速度由承担的室内负荷量来确定,新风送风含湿量满足湿平衡:

$$W_1 = G_w \cdot \rho \cdot (d_n - d_r) \quad (1)$$

因此,送风含湿量为:

$$d_r = d_n - \frac{W_1}{G_w \cdot \rho} \quad (2)$$

式中: W_1 为室内湿负荷, g/h; G_w 为新风送风量, m^3/h ; d_n 为设计工况室内含湿量 $g/kg \cdot 干$; d_r 为送风含湿量, $g/kg \cdot 干$ 。

2 住宅负荷工况的选取及负荷分担率的计算

2.1 负荷工况的选取

室内冷负荷大小取决于室内热源的散热量及通过围护结构从室外传至室内的热量,二者是随时间和房间使用情况而变化的。在室内热扰一定的情况下,外围护结构所占比例越大,室内冷负荷越高,室内冷

负荷的变化反映在围护结构传热量的变化上。

为确定围护结构负荷在住宅建筑负荷中所占负荷比例,对一典型住宅建筑负荷情况进行计算,如表 1 中数据所示,从计算结果中可以看出围护结构负荷在房间总显热负荷中所占比例为 0~53%。为反映不同的建筑负荷情况,全面分析不同负荷情况下不同分担率下的室内热环境,本文数值计算中选取 3 种不同的负荷工况,为低负荷、中负荷、高负荷工况,分别代表不同的住宅类型,围护结构负荷在总显热负荷中所占比例分别为 0、30%、60%,具体数值如表 2 所示。

表 1 建筑空调负荷

建筑空调负荷(不含新风)														
房间编号	空调面积/ m^2	人数	人体潜热负荷/W	人体显热负荷/W	围护结构负荷/W	照明负荷/W	设备负荷/W	总显热负荷/W	总潜热负荷/W	空调冷负荷/W	冷负荷指标/ $(W \cdot m^{-2})$	围护结构负荷指标/ $(W \cdot m^{-2})$	围护结构在显热负荷中所占百分数/%	围护结构在总负荷中所占百分数/%
001(娱乐室)	23	4	644	284	86	124	74	568	644	1 212	53	3.74	15.1	7.1
101(餐厅)	34	6	738	318	176	240	195	929	738	1 667	49	5.18	18.9	10.6
102(起居室)	25.6	4	492	191	387	124	158	860	492	1 352	53	15.1	45	28.6
201(次卧室)	13.6	2	146	111	209	78	0	398	146	544	40	15.4	52.5	38.4
202(家庭厅)	14.8	4	492	222	0	95	120	437	492	929	63	0	0	0
203(主卧室)	16.8	2	146	100	310	82	126	618	146	764	46	18.5	50.2	40.6
301(卧室)	21.6	2	146	111	429	124	140	804	146	950	44	19.9	53.4	45.2

注:表中计算数据,每间房间负荷计算时考虑了最大可能出现的人数,整栋住宅单室最多人数不同时出现。

表 2 计算负荷工况

建筑空调负荷(不含新风)									
负荷工况	围护结构负荷在显热负荷中所占百分数/%	空调面积/ m^2	内热源总显热负荷/W	围护结构负荷/W	建筑空调显热负荷/W	单位面积显热负荷指标/ $(W \cdot m^{-2})$	人体潜热冷负荷/W	建筑空调总负荷/W	单位面积负荷指标/ $(W \cdot m^{-2})$
低负荷	0	15.64	365.5	0	365.5	23.4	110	475.5	30.4
中负荷	30	15.64	365.5	156.6	522.1	33.4	110	632.1	40.4
高负荷	60	15.64	365.5	548.2	913.7	58.4	110	1 023.7	65.5

2.2 负荷分担率的计算

送风末端的主要任务是去除室内余湿和稀释室内污染物,同时承担一部分显热负荷,剩余显热负荷由辐射吊顶承担。显热负荷分担率的计算可用下式表示:

送风承担的显热冷负荷比例 ω_{supply} :

$$\omega_{supply} = \frac{Q_{supply}}{Q_{heatsource} + Q_{envelope}} \quad (3)$$

冷吊顶承担的显热冷负荷比例 ω_c :

$$\omega_c = \frac{Q_c}{Q_{heatsource} + Q_{envelope}} \quad (4)$$

分担率满足:

$$\omega_{supply} + \omega_c = 1 \quad (5)$$

送风承担的负荷:

$$Q_{supply} = V_{supply} \cdot \rho_{air} \cdot c_{p,air} \cdot (\overline{t_{air}} - t_{supply}) \quad (6)$$

冷吊顶承担的负荷:

$$Q = q \cdot s \quad (7)$$

其中: Q_{supply} 为送风承担的冷负荷; Q_c 为冷吊顶承担的冷负荷; $Q_{heatsource}$ 为室内热源散热量; $Q_{envelope}$ 为由围护结构传递到室内的热量; V_{supply} 为送风量; $\overline{t_{air}} - t_{supply}$ 为送风温差; q 为冷板单位面积供冷量; s 为冷

板铺设面积。

2.3 分担率的调节模式及模拟工况

纵观已有关于辐射吊顶+新风系统的研究,新风是独立的,从系统的节能性考虑,一般采用最小新风量设计。在住宅空调中,由于新风量很小,要实现风侧承担冷负荷比例实现从0~100%的变化具有局限性。本文计算模拟中,若采用最小新风量送风,按0.55次/h换气次数,置换通风采用2℃送风温差时,送风末端承担的显热负荷很小,即使下送风按传统混合通风的8℃温差来设计,送风承担的显热负荷依然很小。此时可通过在保证最小新风量的基础上,通过调节送风末端的送风量来调节送风末端承担的显热负荷量。

表3 分担率的调节模式

Q(总)	Q(风侧)				Q(辐射侧)	
	风量	V送风速度	风口面积	送风温差	q单位面积供冷量	铺设面积
模式1	定	定	定	变	变	定
模式2	变	变	定	定	变	定
模式3	定	定	定	变	定	变
模式4	变	变	定	变	定	变

根据公式(3)~(7),在负荷一定的情况下,送风末端承担的显热负荷分担率主要由送风量和送风温差来决定,辐射末端承担的显热负荷分担率主要由单位面积供冷量和铺设面积来决定。因此,调节送风末端和辐射末端的冷负荷分担率,需要分别调节送风末端和辐射末端的设定参数,以达到相应的匹配。表3给出了负荷分担率的4种调节匹配模式。

在风口面积一定的情况下,送风末端承担的显热负荷分担率由送风速度和送风温差来决定。另外,在实际工程应用中,一般辐射冷板铺设面积是固定不变的,通过调节冷板单位面积供冷量来改变冷板供冷量,因此模拟中只选取模式1和模式2。模式1和模式2的具体介绍如下:

模式1:定风量,通过改变送风温差来调节送风末端承担的冷负荷分担率,送风量满足1.4节最小新风量的限值,保证室内卫生需求,送风温差保证风口末端不结露。辐射末端铺设面积一定,通过改变冷吊顶单位面积供冷量来改变辐射末端承担的冷负荷分担率。

模式2:送风温差一定,通过改变送风量来调节送风末端承担的冷负荷分担率,送风量满足1.4节最小新风量的限值。辐射末端铺设面积一定,通过改变冷吊顶单位面积供冷量来改变辐射末端承担的冷负荷分担率。

3 不同负荷分担率下室内热环境及室内空气品质分析

对于文中低、中、高3种负荷工况,分别采取模式1及模式2两种调节模式,共进行了6种工况的数值模拟,由于文章篇幅有限,本文选取中负荷工况,采用模式1的分担率调节模式下的不同负荷分担率下的室内热环境及室内空气品质进行分析。

3.1 不同冷负荷分担率下的供冷条件

中负荷工况,模式1下的空调末端供冷参数如表4所示。

表4 末端供冷条件

工况	冷吊顶承担冷负荷百分数/%	送风温差/℃	送风温度/℃	送风速度/(m·s ⁻¹)	冷板单位面积供冷量/(W·m ⁻²)	送风口尺寸/(mm×mm)	回风口尺寸/(mm×mm)	送风量/(m ³ ·h ⁻¹)	换气次数/(次·h ⁻¹)	冷板面积比
1	100	0	28	0.35	47.77	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
2	90	1.01	26.99	0.35	42.99	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
3	80	2.03	25.97	0.35	38.21	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
4	70	3.04	24.96	0.35	33.44	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
5	60	4.05	23.95	0.35	28.666	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
6	50	5.07	22.93	0.35	23.89	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
7	40	6.08	21.92	0.35	19.11	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
8	30	7.09	20.91	0.35	14.33	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
9	20	8.11	19.89	0.35	9.55	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
10	10	9.12	18.881	0.35	4.78	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7
11	0	10.14	17.86	0.35	0	800×150	200×200	153.2	3.5	0.7

3.2 室内热舒适评价

计算 PMV 指标时,设定人的服装热阻为 0.5 clo,人的新陈代谢率为 1.0 met (即 58 W/m²,相当于人体静坐时的新陈代谢率)。ISO7730 对 PMV-PPD 指标的推荐值为:PPD < 10%,即 PMV 值在 -0.5~0.5 之间^[15]。图 2 给出了不同负荷分担率下工作区的 PMV 值,从图中可以看出,随着辐射末端冷负荷分担率的逐渐增大,PMV 值增大, ω_c 在 0.08~0.78 之间时,PMV 在 ISO7730 标准允许的范围之内。

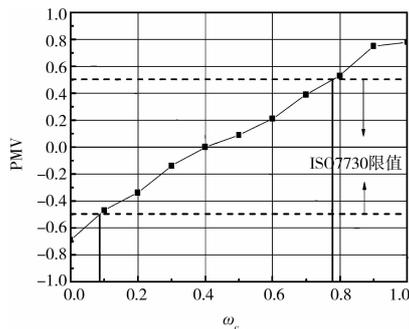


图 2 不同负荷分担率下的 PMV 值

3.3 局部不舒适度评价

图 3 给出了中等负荷条件下不同负荷分担率下的室内垂直温度分布,从图中可以看出,不同工况室内 2.65 m 以下空间垂直方向呈正增加的温度梯度,房间冷却顶板下部较小的空气层由于冷吊顶的冷却作用使得温度沿高度方向降低。冷却顶板负荷分担率 ω_c 越大,室内垂直温度梯度越小。不同工况热分层高度仍在 1.3 m 左右。可见,虽然中等负荷条件下,围护结构有一定的得热量进入室内,相当于壁面的面热源,但对室内垂直温度分布影响不大。

垂直温度梯度是影响局部热不舒适度的重要因素。按照 ISO7730 舒适性标准,人体脚部到头部(静坐人员为 0.1~1.1 m)的垂直温度梯度应小于 3°C/m。图 4 给出了不同负荷分担率下 0.1~1.1 m 差值的变化规律,选取 Z 方向中间断面 3 个竖轴进行分析, $x=0.6$ m 为 a 轴, $x=2.3$ m 为 b 轴, $x=4.0$ m 为 c 轴。从图中可以看出,随着冷吊顶承担的冷负荷分担率 ω_c 的逐渐增加,头部和脚踝处的温差 $t_{1.1}-t_{0.1}$ 逐渐减小。以 b 轴为例,当 ω_c 小于 0.37 时, $t_{1.1}-t_{0.1}$ 为 3~4.2°C,超出标准限值。当 ω_c 大于 0.37 时, $t_{1.1}-t_{0.1}$ 为 0~3°C,在标准允许的许可范围内。因此,从垂直温度梯度上讲,要使室内保持良好的热舒适性,送风末端承担的冷负荷份额应该加以限制,增加冷吊顶承担的冷负荷份额。每一工况 b 轴值可反映房间平均垂直温度分布。由图可见,对于该工况系列,冷吊顶承

担的冷负荷分担率 ω_c 大于 0.37 时,头部与脚步的温差 $t_{1.1}-t_{0.1}$ 小于 3°C,满足 ISO7730 允许的限值范围。

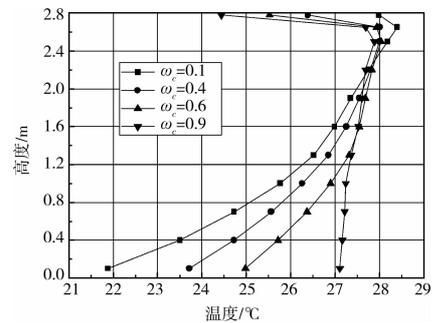


图 3 不同负荷分担率下的室内垂直温度分布

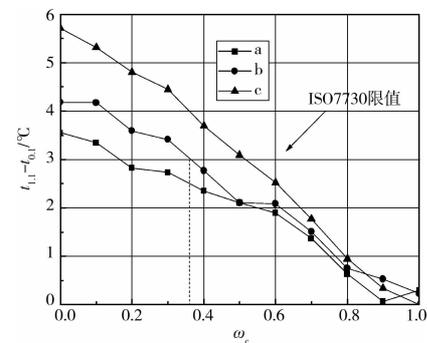


图 4 不同负荷分担率下 0.1~1.1 m 温度差值的变化规律

表 5 不同负荷分担率下的冷风感不满意率值

ω_c	PD _{0.1}	PD _{0.3}	PD _{0.5}
0	10.237 68	10.115 83	0
0.1	9.267 26	8.957 004	0
0.2	8.874 319	9.028 338	0
0.3	8.347 033	9.075 904	1.755 888
0.4	7.740 943	8.737 586	1.610 29
0.5	7.040 567	8.197 431	0
0.6	6.527 757	8.161 5	1.197 134
0.7	5.922 365	7.776 314	0
0.8	4.876 134	6.661 328	0
0.9	0	0	0
1	0	0	0

由于吹风引起的冷风感是引起人体局部不舒适度的主要因素之一。Fanger 教授的调查研究表明,由冷风引起的局部不满意率 PD (predicted percentage of people dissatisfied due to draft) 值主要与平均空气流速、室内空气温度及紊流度有关^[16]。选取房间中间断面 0.1 m、0.3 m、0.5 m 高度,距送风口 0.5 m 距离的 3 个点做为考察对象,分别从整体和局部来考察辐射供冷环境吹风感对人体局部不舒适度的影响。紊流度的选取,根据

ASHRAE Standard 55-2004^[16]标准,混合通风紊流度为35%,置换通风紊流度为20%,文中紊流度取20%。表5给出了中等负荷条件下不同负荷分担率下的局部PD指标。所有工况各点冷风不满意率最大值为10%,远远小于ISO7730标准限值(ISO7730规定PD限值为20%)。可见通过调节温差来调节送风末端分担率时,虽然最大温差有10℃,但由于送风速度很小,室内不会产生布局吹风感。各分担率工况PD值差别不大。

3.4 室内空气品质评价比较

笔者在文献[12]中已对各种室内空气质量评价指标的优缺点和适用范围进行了分析比较,定风量时,宜采用排污效率对室内空气品质进行评价,排污效率值越高说明通风气流排除室内污染物的能力越强,人员活动区域内空气品质越好。变风量时,排污效率仅能表示气流分布形式下移除污染物能量利用的有效性强度,不能用来评价室内空气质量的好坏,宜采用排污效率结合实际新风换气次数进行综合评价,实际新风换气次数越大,室内空气品质越好。本文所分析模式1工况为定风量工况,所以采用排污效率这一指标对室内空气品质进行评价。图5给出了中负荷条件下,不同冷负荷分担率下的排污效率。冷吊顶承担的冷负荷分担率 ω_c 小于0.15时,排污效率小于1。 ω_c 在0.15~0.5之间时,排污效率为1.1左右。 ω_c 在0.5~0.9之间时,排污效率较高,最大值为1.8。当 ω_c 从0.9增加到1时,排污效率下降至1。造成这种结果的原因是负荷分担率的改变导致室内温度分布的不同,从而导致室内空气流场的变化。 ω_c 小于0.5时,虽然送风气流速度较小,但送风温差较大,工作区气流组织处于混合通风与置换通风之间。 ω_c 从0.5增加到0.9时,此时送风温差较小,由热源浮力羽流引起的置换污染物的效果明显,工作区污染物浓度最低,排污效率最高。当冷吊顶负荷分担率接近于1时,室内垂直温度分布趋于均匀,室内污染物浓度分布均匀,排污效率接近于1。

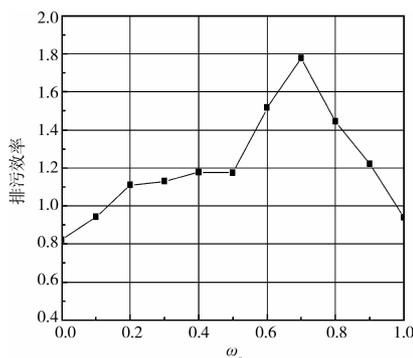


图5 不同负荷分担率的排污效率

4 计算结果总结

对3种负荷下不同负荷分担率下人体热舒适性及室内空气品质评价总结归纳,表6给出了不同负荷下热舒适标准允许范围内负荷分担率范围,表7给出了不同负荷分担率下室内空气品质评价。

表6 不同负荷下热舒适允许范围内负荷分担率

负荷工况	模式	热舒适(满足ISO7730标准的分担率)		
		热舒适指标(PMV)	局部不舒适度指标	
			$t_{1.1} - t_{0.1}$	冷风不满意率(PD)
低负荷	模式1	$\omega_c < 0.7$	$0.42 < \omega_c < 1$	$0 < \omega_c < 1$
	模式2	$\omega_c < 0.7$	$0 < \omega_c < 1$	$0 < \omega_c < 1$
中负荷	模式1	$0.08 < \omega_c < 0.78$	$0.36 < \omega_c < 1$	$0 < \omega_c < 1$
	模式2	$\omega_c < 0.78$	$0 < \omega_c < 1$	$0 < \omega_c < 1$
高负荷	模式1	$0.26 < \omega_c < 0.72$	$0.45 < \omega_c < 1$	$0 < \omega_c < 1$
	模式2	$\omega_c < 0.74$	$0 < \omega_c < 1$	$0 < \omega_c < 1$

表7 不同负荷分担率下室内空气品质评价

负荷	末端匹配模式	负荷分担率 ω_c	室内空气品质	
			排污效率	实际新风换气次数/(次·h ⁻¹)
低负荷	模式1	0~0.5	1.5~2.1	
		0.5~0.9	2.1~3.2	
		0.9~1	1.0~2.0	
	模式2	0~0.5	1.1~1.9	
		0.5~0.9	1.1~1.3	1~16
		0.9~1	1.1~1.3	
中负荷	模式1	0~0.5	0.8~1.2	
		0.5~0.9	1.2~1.8	
		0.9~1	0.95~1.2	
	模式2	0~0.5	1.2~2.1	
		0.5~0.9	1.3~2.1	1~14
		0.9~1	1.1~1.3	
高负荷	模式1	0~0.35	0.65~1.05	
		0.35~0.6	1.05~1.4	
		0.6~1	0.7~1.05	
	模式2	0~0.5	1.0	
		0.5~0.9	1.0	1~17
		0.9~1	1.0	

5 结论

以住宅建筑为研究对象,对不同冷负荷条件下不同负荷分担率下的室内热环境进行了数值模拟,揭示末端不同负荷分担率匹配时的人体热舒适性及室内空气品质情况,主要得出以下结论:

1)低负荷条件下, $\omega_c < 0.7$ 时,人体热舒适性指

标可控制在舒适标准允许范围内。模式1, $0.42 < \omega_c < 1$ 时,局部不舒适度指标可控制在舒适标准允许范围内。模式不同分担率工况局部不舒适度指标均可控制在舒适标准允许范围内。

2)中负荷下, $\omega_c < 0.78$ 时,人体整体热舒适性指标可控制在舒适标准允许范围内。模式1, $0.36 < \omega_c < 1$ 时,局部不舒适度指标可控制在舒适标准允许范围内;模式2不同分担率工况局部不舒适度指标均可控制在舒适标准允许范围内。

3)高负荷下, $0.26 < \omega_c < 0.74$ 时,人体整体热舒适性指标可控制在舒适标准允许范围内。模式1, $0.45 < \omega_c < 1$ 时,局部不舒适度指标可控制在舒适标准允许范围内;模式2不同分担率工况局部不舒适度指标均可控制在舒适标准允许范围内。

4)模式1定风量工况低负荷及中负荷下,当 $0.5 < \omega_c < 0.9$ 时,气流组织排除污染物的能力较强,室内工作区可获得较佳的室内空气品质。高负荷工况, $0.35 < \omega_c < 0.6$ 时,室内工作区可获得较佳的空气品质。高负荷工况有别于低中负荷的主要原因是高负荷工况围护结构负荷在总负荷中已占主要比例,室内热源的显著变化导致室内空气流场的变化, ω_c 在 0.3 到 0.6 之间时,气流组织置换污染物的效果较佳。

5)模式2变风量工况,3种负荷工况 $\omega_c = 0$,即送风末端冷负荷分担率最大时,室内可获得最佳的空气品质。

参考文献:

- [1] MEMON R A, CHIRARATTANANON S, VANGTOOK P. Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: A case study [J]. Building and Environment, 2008, 43(7): 1185-1196.
- [2] CATALINA T, VIRGONE J, KUZNID 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.
- [3] TIAN Z, LOVE J A. A field study of occupant thermal comfort and thermal environments with radiant slab cooling [J]. Building and Environment, 2008, 43(10): 1658-1670.
- [4] VANGTOOK P, CHIRARATTANANON S. Application of radiant cooling as a passive cooling option in hot humid climate [J]. Building and Environment, 2007, 42(2): 543-556.
- [5] CORGNATI S P, PERINOP M, FRACATOROF G V. Experimental and numerical analysis of air and radiant cooling systems in offices [J]. Building and Environment, 2009, 44(4): 801-806.
- [6] JEONG J W, MUMMA S A. Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel [J]. Building and Environment, 2007, 42(9): 3176-3185.
- [7] TIAN Z, LOVE J A. Energy performance optimization of radiant slab cooling using building simulation and field measurements [J]. Energy and Buildings, 2009, 41(3): 320-30.
- [8] WANG S, MORIMOTOM M, SOEDA H. Evaluating the low exergy of chilled water in a radiant cooling system [J]. Energy and Buildings, 2008, 40(10): 1856-1865.
- [9] 殷平. 独立新风系统(DOAS)研究(2):设计方法 [J]. 暖通空调, 2004, 32(2): 37-43.
YIN PING. Study on dedicated outdoor air system (DOAS): design methods [J]. Journal of HV&AC, 2004, 32(2): 37-43.
- [10] LIU W, LIAN Z W. Energy consumption analysis on a dedicated outdoor air system with rotary desiccant wheel [J]. Energy and Buildings, 2007, 32(9): 1749-1760.
- [11] 中华人民共和国建设部. GB 500034—2004 建筑照明设计标准 [S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2004.
- [12] 隋学敏, 张旭. 辐射供冷住宅设计最小新风量的有效利用 [J]. 同济大学学报:自然科学版, 2010, 38(8): 1226-1233.
SUI XUE-MIN, ZHANG XU. Effective use of the minimum outdoor air ventilation rate in radiant cooling residential buildings [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2010, 38(8): 1226-1233.
- [13] IMMONDS P. Applied performance of radiant ceiling panels for cooling [J]. ASHRAE Transactions, 2006(12): 365-376.
- [14] 隋学敏, 张旭. 夏热冬冷地区住宅空调设计最小新风量的探讨 [J]. 暖通空调, 2008, 38(10): 99-104.
SUI XUE-MIN, ZHANG XU. Minimum fresh air requirement of air conditioning system for residential buildings in hot summer and cold winter zones [J]. Journal of HV&AC, 2008, 38(10): 99-104.
- [15] 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.
- [16] ASHRAE. ASHRAE Standard 55-2004, Thermal environment conditions for human occupancy [S]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineering, Inc, 2004.