文章编号：1671-6612（2026）05-697-07

风幕空调对睡眠环境的影响研究

钱泓熙　韩如冰

（西南科技大学土木工程与建筑学院　绵阳　621010）

【摘　要】　针对住宅建筑夏季空调能耗高的问题，提出一种局部空调系统，采用低温风幕调节睡眠区热环境。采用数值模拟的方法研究风幕空调系统风口间距、送风温度对睡眠区热环境的影响。以某顶层卧室空调系统为例，研究风口间距分别为 150mm、200mm、250mm，送风温度分别为 20℃、21℃、22℃时风幕空调睡眠区的温度场与降温速率情况。在研究工况下，与分体空调系统相比，达到相同热环境时，风幕空调睡眠区降温速率最大可提高 43.6%，风幕空调送风量最大可减少 44.2%，送风温度最大可提高 2℃，由此可见，风幕空调比分体空调节能。

【关键词】　风幕空调；睡眠区；温度场；降温速率

中图分类号　TU831.6　　文献标志码　A

The Impact of Air-Curtain Air Conditioning on the Sleep Environment

Qian Hongxi　Han Rubing

(School of Civil Engineering and Architecture, Southwest University of Science and Technology, Mianyang, 621010)

【**Abstract**】　To address the high energy consumption of residential air conditioning in summer, this paper proposes a localized air conditioning system that utilizes a low-temperature air curtain to regulate the thermal environment in the sleeping area. Numerical simulations were conducted to investigate the effects of air outlet spacing and supply air temperature of the air curtain system on the thermal environment in the sleeping zone. Taking a typical top-floor bedroom air conditioning system as an example, the temperature distribution and cooling rate in the sleeping area were studied under different air outlet spacings (150mm, 200mm, and 250mm) and supply air temperatures (20 ℃ , 21 ℃ , and 22 ℃). Under the studied conditions, compared with the split air conditioning system, the air curtain system achieved a maximum increase of 43.6% in cooling rate, a maximum reduction of 44.2% in air supply volume, and a maximum increase of 2 ℃ in supply air temperature while maintaining the same thermal conditions. These results demonstrate that the air curtain air conditioning system is more energy-efficient than the split air conditioning system.

【**Keywords**】　Air-curtain air conditioning; Sleeping zone; Temperature field; Cooling rate

0　引言

从 2010 年至 2023 年，中国建筑能耗总量及其中电力消耗量均大幅度增长，全社会用电量呈现持续增长趋势[1]，其中空调系统为建筑运行能耗的主要组成部分。我国住宅建筑普遍采用分体空调，其夏季热环境调控主要依赖空调与自然通风的复合运行模式[2]，该模式通常对建筑整体空间进行调控，能耗较高。因此，采用局部空间调控策略，在不降低舒适性的情况下可大幅降低能耗[3,4]。

许多学者对局部送风装置做了研究，如魏本钢等[5]设计了一种床头送风装置，在满足节能的同时提升睡眠区空气质量。Xu 等[6]提出了列车个性化通风模式，可实现提高热舒适性的同时降低空气飞沫含量。周敬雯[7]等设计了一种空调床，在达到热

作者简介：钱泓熙（2000-），男，在读研究生，Email：19946876541@163.com
通讯作者：韩如冰（1978-），女，博士，副教授，Email：hanrubing@swust.edu.cn
收稿日期：2025-10-15

舒适的前提下，夏季节能率达到约 85%。Chen 等[8]设计了一种应用于病房中的个性化空气幕，可有效拦截污染物传播，切断医生的感染风险。贺云龙等[9]对婴儿躺卧状态下个性化送风，在送风量相同的情况下，婴儿呼吸区空气龄小于混合通风模式。李彩杰等[10]发现了局部送热风可明显提高人体热感觉，提高人体舒适性。然而，目前缺少将局部送风有效应用于睡眠环境中的研究，本文将风幕与空调系统相结合，设计一种节能的用于调控睡眠区的风幕空调，仅对睡眠区进行定向空调，研究风幕空调对睡眠环境的影响，实现精准降温的同时进一步挖掘节能潜力。Lian 等[11]通过设计应用于卧室中的床边个性化通风装置，通过对人类受试者进行测试并根据其反馈确定了床边 PV 可以应用于睡眠环境中。

本文拟采用理论分析和数值模拟的研究方法研究风幕空调对睡眠环境的影响。数值模拟风幕空调系统睡眠区的温度场和降温速率，并与卧室常用的分体空调系统的降温速率进行对比，主要研究结论为推动局部空调系统的发展提供思路。

1　建立物理数学模型

1.1　物理几何模型

该卧室位于建筑顶层，带窗墙为南外墙。墙壁从外到内依次由 20mm 水泥砂浆、20mm 挤塑聚苯板、200mm 加气混凝土砌块、20mm 水泥砂浆组成，其中玻璃窗户为金属框双层窗，卧室几何模型如表 1 所示。

表 1　卧室几何模型

Table 1　Bedroom geometric model

名称	几何尺寸/mm
房间	4200×3600×2900
床身	2000×1800×150
人体腿部	190×190×850
人体身体	250×200×580
人体颈部	120×100
人体头部	180×180×220
玻璃窗户	1500×1500
木门	800×2100

本文研究对比两种空调系统，模型Ⅰ为风幕空调房间模型，模型Ⅱ为分体空调房间模型。模型Ⅰ如图 1 所示，风管上均匀设置送风口，风管内部变径均匀送风。模型Ⅱ如图 2 所示，分体空调具体参数如表 2 所示。

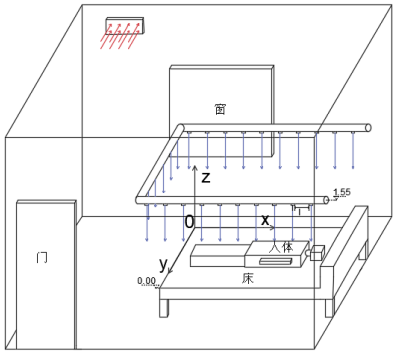


图 1　模型Ⅰ几何模型

Fig.1　Geometric model of model Ⅰ

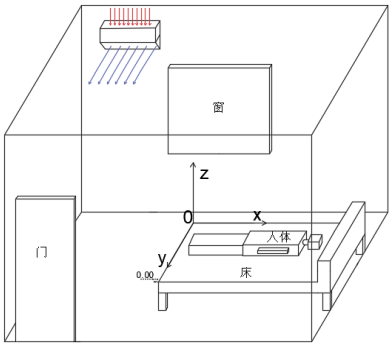


图 2　模型Ⅱ几何模型

Fig.2　Geometric model of model Ⅱ

表 2　分体空调参数

Table 2　Split air conditioner parameters

参数	数值
空调匹数	1.5
制冷量/W	3300
制冷功率/W	800
循环风量/(m^3/h)	680
能效比/APF	5.27
空调尺寸/mm	855×190×300
送风口/mm	800×45
回风口/mm	700×80

1.2　数学模型

采用 ANSYS Fluent 2022 进行数值模拟，求解的基本数值控制方程包括能量方程、连续性方程、动量方程。此外，开启太阳辐射模型。采用 *k*-*ω*模型求解流场，空气假设为不可压缩理想气体。压力和速度耦合过程采用 SIMPLE 算法求解，各数值方

程采用二阶迎风精度离散格式进行离散，数值模拟的控制方程如式（1）-（3）所示。

连续性方程如式（1）所示：

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{1}$$

式中：u、v、w 分别为速度在 x、y、z 方向上的分量，m/s。

动量方程如式（2）所示：

$$\rho_0\left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}+(\vec{v}\cdot\nabla)\vec{v}\right]=-\nabla p+\mu\nabla^2\vec{v}-\rho_0\beta(T-T_0)\vec{g} \tag{2}$$

式中：ρ_0 为空气密度，kg/m³；μ 为动力粘度，Pa·s；p 为压强，Pa；$\vec{g}$ 为重力加速度，m/s²；β 为热膨胀系数，1/K；T 为时均温度，K；T_0 为参考温度，K。

能量方程如式（3）所示：

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t}+div(\rho ut)=div\left(\frac{k}{c_p}gradT\right)+S_T \tag{3}$$

式中：c_p 为比热容，J/(kg·K)；k 为导热系数，W/(m·K)；S_T 为源项。

2　网格无关性验证与模型验证

2.1　网格无关性验证

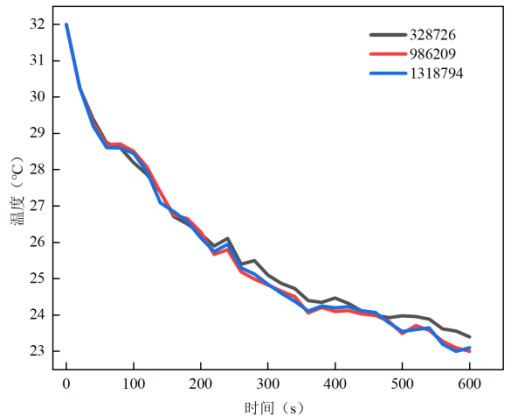


图 3　模型 I 网格无关性验证

Fig.3　Grid independence verification for model Ⅰ

采用 ICEM CFD 软件对卧室几何模型进行网格划分，在人体表面、进送风口处、送风风管的位置进行网格加密。以室外温度 38℃，送风风速 2m/s，送风温度为 20℃为例，模拟卧室室内的温度场。模型 I 得到的网格数量分别为 328726、986209、1318794。不同网格数下 h=0.6m 高度面温度变化如图 3 所示。由模拟结果可知，模型 I 网格数量为 986209、1318794 时，温度变化规律非常相近，因此网格数量选取 986209。模型 II 验证方法与模型 I 相同，不同网格数下 h=0.6m 高度面温度变化如图 4 所示，网格数量选取 787812。

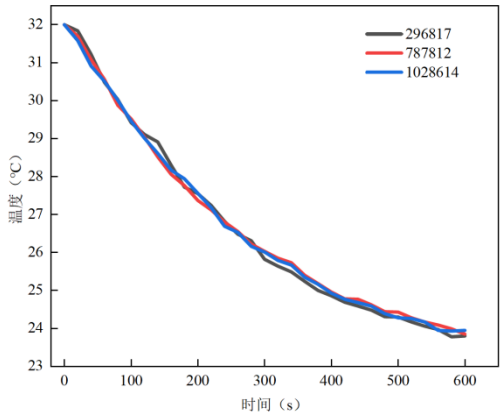


图 4　模型 II 网格无关性验证

Fig.4　Grid independence verification for model Ⅱ

2.2　模型验证

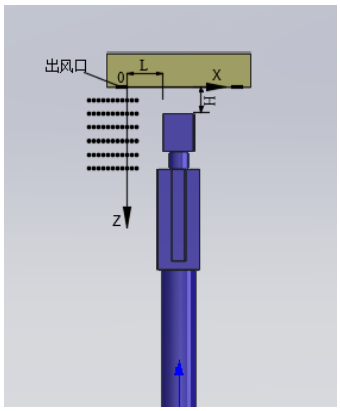
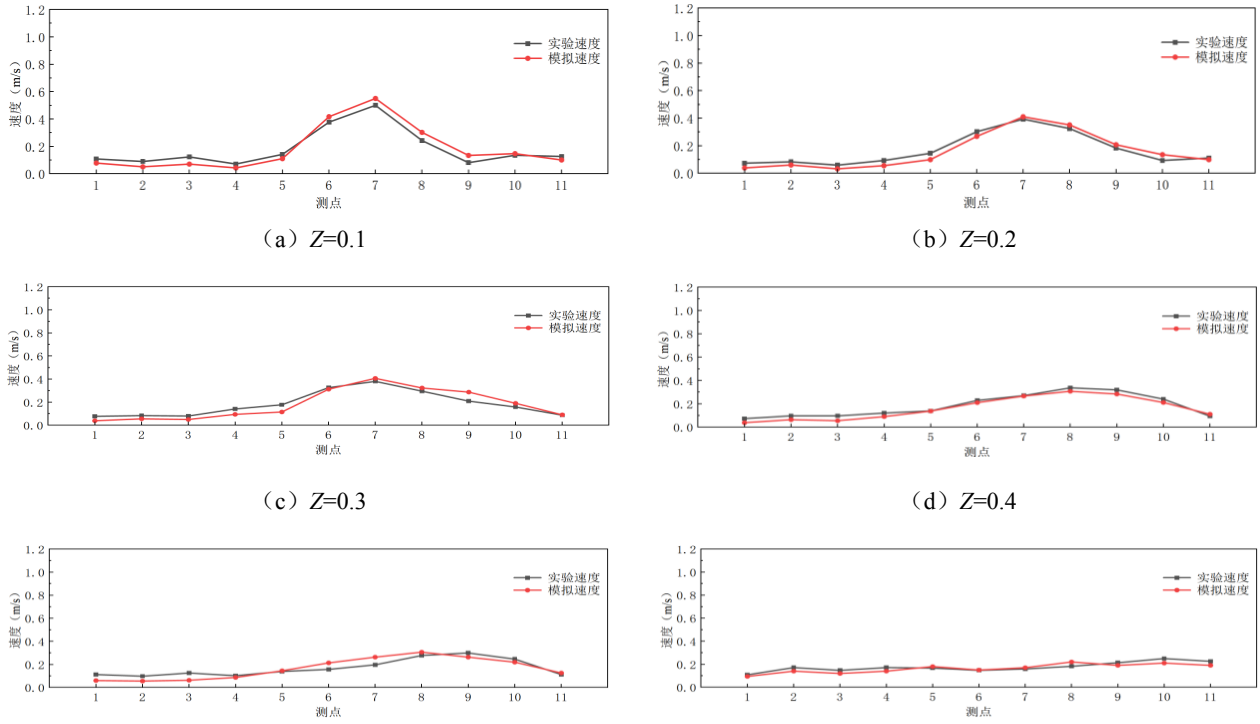


图 5　送风实验模型图

Fig.5　Air supply experimental model diagram

本文基于前人所做的个性化送风实验，建立与文献[12]相同模型，如图 5 送风实验模型图所示。将模拟得到的速度变化曲线与文中给出的实验测量数据进行对比，图 5 为建立的物理模型，房间尺寸为 5.2m×5.2m×4.0m。将文献中真人模型简化为几何体拼接的假人模型，具体尺寸如下：腿部采用圆柱体，尺寸为直径 0.2m，高 0.85m；躯干采用长方体，尺寸为 0.3m×0.25m×0.58m；颈部采用圆柱体，尺寸为直径 0.12m，高 0.1m；头部采用长方体，尺寸为 0.18m×0.18m×0.22m，总高为 1.75m，人体热通量设置为 70W/m²。测点布置与文献中完全相同，在送风口下方截取 Z=0.1m 至 0.6m 共六个横截面，各截面在-0.21m 至 0.27m 范围内均匀设置 11 个测点，取文献中 L=0.1m、H=0.15m、v=0.5m/s

的工况进行验证。结果如图 6 所示，由图 6 可知，模拟所得速度分布曲线与实验测量数据在整体趋势上大致相同，每个水平轴上对应峰值速度的测量点随着距离出风口垂直距离的增加而逐渐向右移动，虽然存在局部的偏差，但在合理的误差范围内，验证了模型的可靠性。



（a）Z=0.1　（b）Z=0.2

（c）Z=0.3　（d）Z=0.4

（e）Z=0.5　（f）Z=0.6

图 6　实验与模拟速度场对比

Fig.6　Comparison of experimental and simulated velocity fields

3　数值模拟结果与分析

3.1　边界条件

模拟地点设置为四川省绵阳市，模拟开始时间为 7 月 15 日 13:00，天气晴朗。

（1）围护结构、空气温度与人体散热量边界条件的确定

围护结构采用对流换热边界条件，外墙与屋顶的传热系数为 0.8W/(m²·K)、玻璃窗户的为 3.6W/(m²·K)、内墙与地板的为 0.8W/(m²·K)、木门的为 2.0W/(m²·K)；室内空气初始温度设为 32℃、室外空气温度设为 38℃、邻室空气温度设为 34℃；人体采用热通量边界条件，热通量设置为 70W/m²，模拟一个成年男子静态模式。

（2）风幕送风口风速边界条件的确定

以风幕空调的其中一个送风口为例，根据人体舒适性相关标准，射流到达床面的速度 v_h 不大于 0.25m/s，图 7 为单个风口射流结构图。

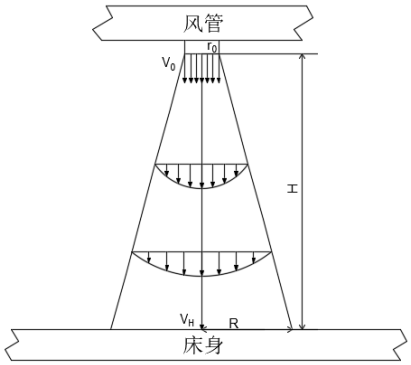


图 7　单个风口射流结构图

Fig.7　Diagram of a single air outlet jet structure

射流轴心速度方程如式（4）所示：

$$\frac{v_H}{v_0}=\frac{0.48}{\frac{aH}{d_0}+0.147} \tag{4}$$

式中：v_H 为射流截面轴心速度，m/s；v_0 为射流送风口速度，m/s；a 为紊流系数，此模型取

0.076；H 为从送风口到床身的距离，m，此模型取 1.55m；d_0 为射流送风口断面直径，m，此模型取 0.05m。代入相关数据计算，送风口速度 v_0=1.31m/s。

射流扩散方程如式（5）所示：

$$\frac{2R}{d_0}=3.4\left(\frac{2aH}{d_0}+0.294\right) \tag{5}$$

式中：R 为射流半径，m。

为验证风幕在睡眠区上方形成有效覆盖，本文以最不利工况（风口间距 250mm）进行验算。计算表明，该工况下风幕射流在距风口 0.39m 处实现交汇，交汇处距床面 1.16m。此结果证明，所有研究工况均能在距床面 1.16m 及以上高度形成空气幕，确保了风幕对睡眠区的有效包围。

（3）送风温度与送风速度边界条件的确定

模型 I 和模型 II 的送风温度与送风速度边界条件如表 3 所示。

表 3　送风温度与送风速度的边界条件

Table 3　Boundary conditions for supply air temperature and velocity

	模型 I			模型 II
风口间距 L/mm	L_1=150mm	L_2=200mm	L_3=250mm	——
送风温度/℃	20	20	20	20
	21	21	21	
	22	22	22	
送风速度/(m/s)	1.31	1.31	1.31	3.9

3.2　结果与分析

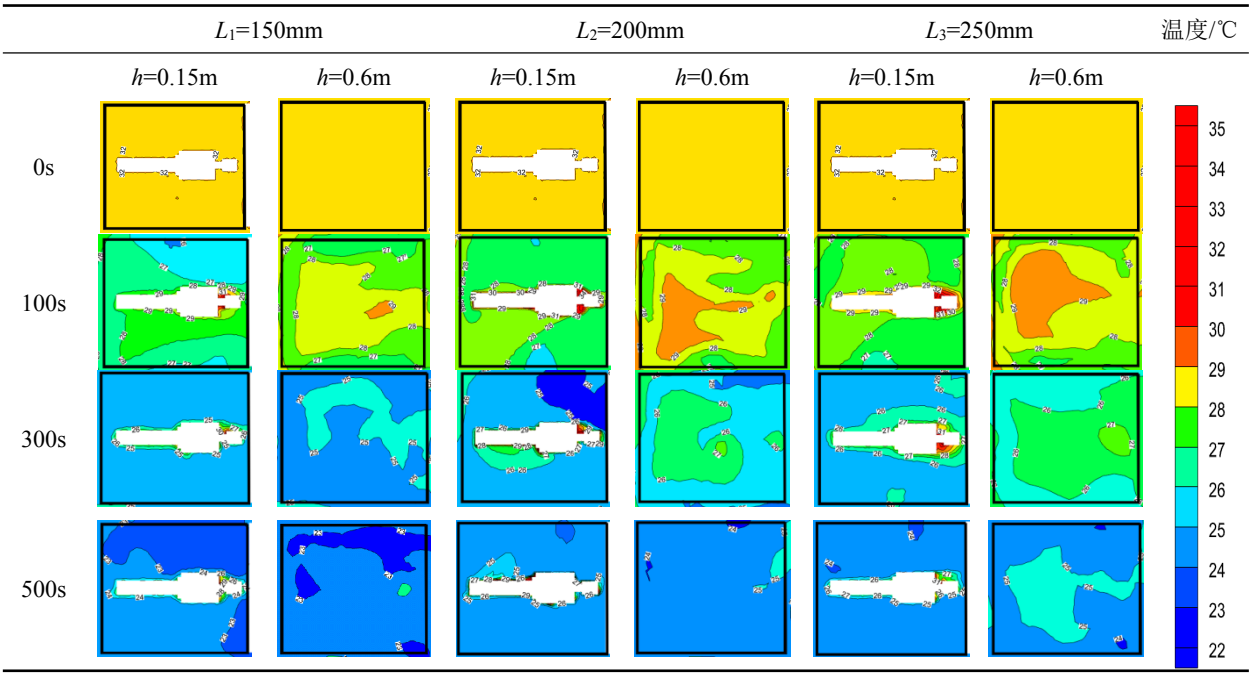
通常，人在床上活动范围为距床面 0.6m 之内。因此本文重点研究平躺状态下（即距床面 h=0.15m 高度面）睡眠区与坐姿状态下（即距床面 h=0.6m 高度面）睡眠区的温度场，同时分析其 h=0.15m 高度面睡眠区空气平均温度达到 26℃所需的时间，从而评价空调的降温速率。

（1）模型 I 睡眠区的温度场分布情况与平均温度变化情况分析

本文模拟了模型 I 在不同送风温度、送风口间距下睡眠区的温度场分布，表 4 为送风温度 20℃时 h=0.15m 与 h=0.6m 高度面睡眠区的温度场随时间变化图。

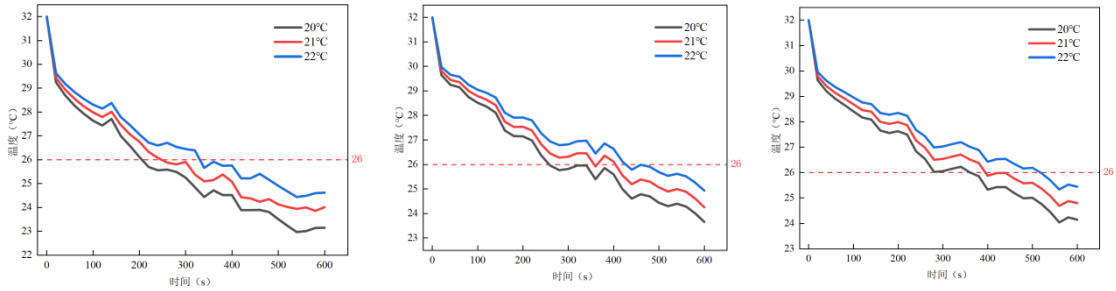
表 4　模型 I h=0.15m 与 h=0.6m 睡眠区的空气温度分布

Table 4　Temperature distribution in the sleep zone at h=0.15m and h=0.6m for model I



由表 4 可知，空调开启 100s 后，所有工况下的睡眠区温度均大幅下降，其中 L_1=150mm 时睡眠区温度最低，低于其他两种工况约 1℃；空调运行 300s 后，L_1=150mm 睡眠区大部分区域到达 26℃，而 L_3=250mm 的睡眠区大面积仍高于 26℃，且温度分布均匀性也不及送风口间距为 150mm、200mm 工况下睡眠区的温度；所有工况均在运行 500s 后睡眠区温度降到 26℃以下。

图 8 为模型Ⅰ不同送风温度下 h=0.15m 睡眠区平均温度随时间变化情况。由表 4 可知，送风温度是影响睡眠区平均温度的关键参数。对于任一固定的风口间距，送风温度越低，降温速率越快，睡眠区达到 26℃所需时间越短。因此，较低的送风温度与较小的风口间距能达到更优的降温效果，但是送风量较大。



（a）L_1=150mm　　（b）L_2=200mm　　（c）L_3=250mm

图 8　模型Ⅰ不同送风温度下 h=0.15m 睡眠区平均温度变化

Fig.8　Variation of average temperature in the sleep zone at h=0.15m under different supply air temperatures for model I

（2）模型Ⅰ与模型Ⅱ睡眠区的降温速率分析

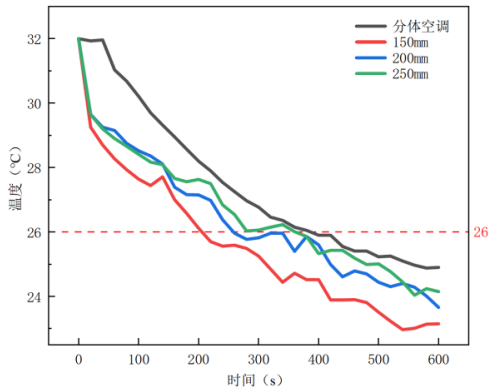


图 9　送风温度 20℃时模型Ⅰ与模型Ⅱ的 h=0.15m 睡眠区平均温度变化图

Fig.9　Variation of average temperature in the sleep zone at h=0.15m for model I and model II at a supply air temperature of 20℃

图 9 为模型Ⅰ与模型Ⅱ在送风温度为 20℃时 h=0.15m 睡眠区平均温度的变化情况。分析可知，L_1=150mm 间距时降温最快，仅需 220s 即可将睡眠区平均温度降至 26℃；L_2=200mm 与 L_3=250mm 分别需要 280s 与 360s。在该工况下，风幕空调均表现出优于分体空调的降温性能，其达到 26℃所需时间比分体空调（390s）缩短 7.7%至 43.6%，其中 L_1=150mm 工况睡眠区降温最快，综合表明，风幕空调在睡眠区具有更优的降温速率。

（3）模型Ⅰ与模型Ⅱ节能性分析

睡眠区平均温度达到 26℃时，分析不同送风温度、不同送风口间距时所需风量，研究结果列于表 5，由表 5 可知，模型Ⅰ所需的送风温度更高、所需风量更少，相较于模型Ⅱ，送风温度最高可提升 2℃，风量最多可节省 44.2%。

表 5　模型Ⅰ与模型Ⅱ送风温度与风量对比

Table 5　Comparison of supply air temperature and air volume between model I and model II

	风口间距/mm	送风温度/℃	温度差/℃	风量/(m³/h)	风量差/(m³/h)	节省风量比
模型Ⅰ	150	22	2	462	43	8.5%
	200	21	1	360	145	28.7%
	250	20	0	282	223	44.2%
模型Ⅱ	——	20	基准（0）	505	基准（0）	基准（0）

4　结论

本文提出一种局部空调系统，用低温风幕调节睡眠区热环境。采用理论分析和数值模拟的方法研究风幕空调对睡眠区热环境的影响，并与分体空调在降温性能方面进行了对比分析。在本文研究工况下，得出以下结论：

（1）风幕空调送风温度为 20℃，送风口风速为 1.31m/s 时，送风口间距越小，相同运行时间时，睡眠区平均温度越低。送风温度在 20℃−22℃之间变化时，送风温度越低，睡眠区平均温度下降速度越快。

（2）与分体空调相比，风幕空调各工况下的睡眠区平均温度下降更快。送风温度均为 20℃时，睡眠区平均温度达到 26℃时，风幕空调所需时间为 220−360s，分体空调所需时间为 390s。

（3）实现相同降温效果时，风幕空调比分体空调更为节能。风幕空调的送风温度比分体空调的送风温度可高 1−2℃，风幕空调的送风量比分体空调的送风量最大可减少 223m^3/h。

参考文献：

[1] 清华大学建筑节能研究中心.中国建筑节能年度发展研究报告 2025（城镇住宅专题）[M].北京:中国建筑工业出版社,2025:22-25.

[2] 孙震,杨柳,王敏丽,等.分体空调建筑行为调节对热舒适的影响研究[J].西安建筑科技大学学报(自然科学版),2023,55(3):442-452.

[3] 叶大法.浅谈公共建筑空调系统的绿色节能设计[J].暖通空调,2017,47(10):62-67.

[4] 辛军哲,邓玉艳.局部空调器应用及其制冷性能评定方法分析[J].能源技术,2004,(4):168-170,173.

[5] 魏本钢,连之伟,兰丽,等.床头睡眠送风末端装置的实验研究[J].暖通空调,2012,42(8):104-109.

[6] Xu R, Wu F, Shen L, et al. Personalized air exhaust combined with mixing ventilation for environmental management and airborne droplets in a train cabin[J]. Physics of Fluids, 2025,37(3).

[7] 周敬雯.利用帕尔贴效应制冷供暖的局部空调设计及性能研究[D].上海:上海交通大学,2013.

[8] Min C, Shifeng H. Numerical study on the cutting off performance of a novel personalized air curtain in a general consulting ward[J]. Developments in the Built Environment, 2023,16.

[9] 贺云龙,代彦军,曹广宇.婴儿躺卧场景下个性化送风有效性实验研究[J].暖通空调,2020,50(7):68-72.

[10] 李彩杰.偏冷环境局部热送风对人体热舒适影响的研究[D].重庆:重庆大学,2018.

[11] Lan L, Lian Z, Zhou X, et al. Pilot study on the application of bedside personalized ventilation to sleeping people[J]. Building and Environment, 2013,67(sep.):160-166.

[12] Wang Y, Ma Z, Zhou Y, et al. Experimental investigation on the airflow characteristics of an attachment-based personalized ventilation method[J]. Building Service Engineering, 2016,37(6):710-729.