

室内冰雪场所新风处理系统的节能优化设计研究

芮霞¹, 余积东²

1. 云南建安昆宁工程设计咨询有限公司, 云南 昆明 650000

2. 华润置地有限公司, 云南 昆明 650000

DOI:10.61369/ETQM.2026030028

摘 要 : 为解决传统新风处理系统能源利用率低、运行成本高的问题, 本文开展室内冰雪场所新风处理系统节能优化设计研究。首先分析室内冰雪场所的热湿环境特性及新风处理系统的能耗影响因素; 其次提出融合热回收技术、变频控制技术、温湿度独立控制技术的复合节能优化方案; 随后通过建立数学模型与仿真分析, 验证优化方案的可行性与节能效果。研究结果表明, 优化后的新风处理系统可使单位新风量能耗降低 32.6% ~ 38.2%, 显著提升能源利用效率, 为室内冰雪场所的节能运行提供技术支撑。

关 键 词 : 室内冰雪场所; 新风处理系统; 节能优化; 热回收; 变频控制

Research on Energy-Saving Optimization Design of Fresh Air Handling System in Indoor Ice and Snow Venues

Rui Xia¹, Yu Jidong²

1. Yunnan Jian'an Kunming Engineering Design Consulting Co., Ltd., Kunming, Yunnan 650000

2. China Resources Land Limited, Kunming, Yunnan 650000

Abstract : To address the issues of low energy efficiency and high operational costs in traditional fresh air handling systems, this paper conducts research on the energy-saving optimization design of fresh air handling systems in indoor ice and snow venues. Firstly, it analyzes the thermal and humidity environmental characteristics of indoor ice and snow venues and the factors influencing the energy consumption of fresh air handling systems. Secondly, it proposes a composite energy-saving optimization scheme that integrates heat recovery technology, variable frequency control technology, and independent temperature and humidity control technology. Subsequently, through mathematical modeling and simulation analysis, the feasibility and energy-saving effects of the optimization scheme are verified. The research results indicate that the optimized fresh air handling system can reduce energy consumption per unit of fresh air volume by 32.6% to 38.2%, significantly improving energy utilization efficiency and providing technical support for the energy-saving operation of indoor ice and snow venues.

Keywords : indoor ice and snow venues; fresh air handling system; energy-saving optimization; heat recovery; variable frequency control

引言

随着我国冰雪运动的普及及文旅产业的蓬勃发展, 室内滑雪场、冰雪主题乐园等室内冰雪场所数量逐年递增。这类场所的核心特征是需长期维持室内环境温度在 $-5 \sim 0^{\circ}\text{C}$, 相对湿度在 60% ~ 70%, 与室外常温环境形成巨大的温湿度差^[1]。为保障室内空气质量符合《公共场所卫生指标及限值要求》(GB 37488-2019) 要求, 新风处理系统需持续引入室外新鲜空气并进行处理, 以满足室内人员的呼吸需求及空气品质要求。然而, 室内冰雪场所的新风处理面临严峻的能耗挑战^[2]。因此, 开展室内冰雪场所新风处理系统的节能优化设计研究, 提出高效的节能技术方案, 降低新风处理能耗, 对于提升室内冰雪场所的能源利用效率、降低运行成本、推动冰雪产业的绿色可持续发展具有重要的理论意义与工程应用价值。

作者简介:

芮霞 (1986.11-), 女, 汉族, 云南大理人, 高级工程师, 大学本科, 研究方向: 暖通工程;

余积东 (1985.11-), 男, 汉族, 云南保山人, 中级工程师, 大学本科, 研究方向: 暖通工程。

一、新风处理系统能耗影响因素分析

为了精准制定节能优化方案，需明确影响新风处理系统能耗的关键因素。通过理论分析与现场测试，确定主要影响因素如下：

（一）室内外温湿度差

室内外温湿度差是影响新风处理能耗的最核心因素。温湿度差越大，新风处理所需的冷量或热量越多，能耗越高^[3]。例如，夏季室外温度每升高1℃，新风处理的冷负荷可增加3%~5%。

（二）新风量

新风量的大小直接决定了新风处理系统的负荷大小。根据《公共场所卫生标准》，室内冰雪场所的新风量应不低于20m³/（人·h）。新风量越大，处理所需的能源越多，但新风量不足会影响室内空气质量。因此，合理确定新风量是实现节能与空气质量平衡的关键。

（三）热回收效率

热回收装置的换热效率直接影响能源回收效果。换热效率高，回收的冷量或热量越多，新风处理所需的能耗越低。热回收效率受装置类型、材质、空气流速等因素影响。

（四）风机运行效率

风机是新风处理系统的主要能耗设备之一，其运行效率与转速、负载率等因素相关。定速风机在低负载工况下运行效率低，能耗浪费严重；而变频风机可通过调节转速提高低负载工况下的运行效率。

（五）温湿度处理方式

温湿度耦合处理方式容易导致能源浪费，而温湿度独立控制可根据温湿度负荷的不同分别进行处理，提高能源利用效率。

二、室内冰雪场所新风处理系统节能优化方案设计

（一）优化方案总体设计思路

基于上述能耗影响因素分析，本文提出融合“热回收技术+变频控制技术+温湿度独立控制技术”的复合节能优化方案。总体设计思路为：（1）通过高效热回收装置回收室内排风的冷量（夏季）或热量（冬季），用于预处理新风，降低新风处理的负荷；（2）采用变频风机替代传统定速风机，根据室内人员数量及空气质量实时调节新风量，降低风机能耗^[4]；（3）采用温湿度独立控制策略，分别处理新风的显热负荷与潜热负荷，避免“过冷再热”或“过热再冷”现象，提高能源利用效率。

（二）高效热回收系统设计与设备选型

1. 热回收装置类型选择

室内冰雪场所夏季新风潜热负荷较大，冬季排风潜热高于室外新风，采用全热换热器可同时回收显热和潜热，节能效果更显著。因此，本文选择全热换热器作为热回收装置。通过对比不同材质全热换热器的性能，最终选择纸质全热换热器，其具有换热效率高、阻力小、成本低等优点，在室内冰雪场所的温湿度工况下，全热回收效率可达65%~75%。

2. 热回收系统工艺流程设计

优化后的热回收系统工艺流程为：室外新风→初效过滤→全热换热器（与室内排风进行热湿交换）→表冷器/加热器→风机送风→室内；室内排风→初效过滤→全热换热器（与室外新风进行热湿交换）→排风机→室外^[5]。

3. 热回收装置参数计算与选型

以某室内滑雪场为例，其设计新风量为10000m³/h，夏季室外新风参数： $t_{w1}=35^{\circ}\text{C}$ ， $\phi_{w1}=75\%$ ， $h_{w1}=96.5\text{kJ/kg}$ ；室内排风参数： $t_{p1}=-3^{\circ}\text{C}$ ， $\phi_{p1}=65\%$ ， $h_{p1}=14.2\text{kJ/kg}$ ；经全热换热器处理后，新风出口参数需满足 $t_{w2}=15^{\circ}\text{C}$ ， $\phi_{w2}=70\%$ ， $h_{w2}=42.8\text{kJ/kg}$ 。

全热回收效率 η_{total} 的计算公式为：

$$\eta_{total} = \frac{h_{w1} - h_{w2}}{h_{w1} - h_{p1}}$$

代入数据计算得： $\eta_{total} = (96.5 - 42.8) / (96.5 - 14.2) = 53.7 / 82.3 \approx 65.2\%$ ，符合纸质全热换热器的效率范围。

根据新风量和全热回收效率，选择型号为HR-10000的纸质全热换热器，其额定风量10000m³/h，全热回收效率65%~70%，阻力≤200Pa，满足系统设计的要求。

（三）变频控制系统设计

1. 变频控制原理

变频控制技术通过改变风机的供电频率来调节风机转速，从而改变新风量。根据流体力学原理，风机的风量与转速成正比，风压与转速的平方成正比，功率与转速的立方成正比^[6]。因此，当新风量需求降低时，降低风机转速可显著降低风机功率，达到节能目的。

2. 变频控制系统组成

变频控制系统主要由传感器、控制器、变频器和变频风机组成。传感器包括CO₂浓度传感器、温湿度传感器和风量传感器，用于实时采集室内CO₂浓度、室内外温湿度及新风量等参数；控制器采用PLC控制器，根据传感器采集的参数，结合预设的控制策略，输出控制信号至变频器；变频器根据控制信号调节输出频率，从而调节变频风机的转速^[7]；变频风机根据调节后的转速输送相应的新风量。

3. 变频控制策略制定

以室内CO₂浓度为核心控制指标，结合新风量需求制定变频控制策略：（1）当室内CO₂浓度≤800ppm（符合《公共场所卫生标准》要求）时，控制器控制变频器输出最低频率，变频风机以最低转速运行，新风量维持在最小设计新风量（满足室内人员最小新风需求）；（2）当800ppm<室内CO₂浓度<1000ppm时，控制器根据CO₂浓度与设定值的偏差，通过PID调节算法调节变频器输出频率，使变频风机转速线性增加，新风量随之增加，直至室内CO₂浓度降至800ppm以下^[8]；（3）当室内CO₂浓度≥1000ppm时，控制器控制变频器输出最高频率，变频风机以额定转速运行，新风量达到最大设计新风量，快速降低室内CO₂浓度；（4）同时，控制器结合室内外温湿度传感器采集的参数，对新风量进行修正，避免因新风量过大导致系统负荷急剧增加。

（四）温湿度独立控制策略设计

1. 温湿度独立处理工艺流程设计

优化后的温湿度独立处理工艺流程为：室外新风→初效过滤→全热交换器（预处理）→除湿装置（处理潜热负荷）→显热交换器（处理显热负荷）→风机送风→室内。夏季，新风经全热交换器预处理后，进入除湿装置（采用转轮除湿机）去除水分，处理潜热负荷；除湿后的干燥空气进入显热交换器，通过冷水机组提供的冷水冷却至送风温度，处理显热负荷；最后由风机送入室内^[9]。冬季，新风经全热交换器预处理后，进入显热交换器，通过热泵机组提供的水加热至送风温度，处理显热负荷；同时，根据室内湿度需求，通过加湿器适当增加空气湿度，处理潜热负荷。

2. 温湿度控制参数设定

根据室内冰雪场所的设计要求，设定温湿度控制参数如下：夏季室内送风温度为-3℃，相对湿度为65%；除湿装置出口空气相对湿度控制在50%~55%，显热交换器出口空气温度控制在-3℃；冬季室内送风温度为-3℃，相对湿度为65%^[10]；显热交换器出口空气温度控制在-3℃，加湿器出口空气相对湿度控制在65%。通过独立控制除湿装置和显热交换器的运行参数，实现温湿度的精准控制，避免能源浪费。

三、新风处理系统节能优化效果仿真分析

（一）数学模型建立

为验证优化方案的节能效果，建立新风处理系统的数学模型，包括热回收系统模型、变频风机模型和温湿度独立控制系统模型。

1. 热回收系统模型

全热交换器的热湿交换过程可通过以下方程描述：

$$\text{显热交换方程: } Q_s = K_s \cdot A \cdot \Delta t_m$$

$$\text{潜热交换方程: } Q_l = K_l \cdot A \cdot \Delta d_m$$

$$\text{全热交换方程: } Q_{total} = Q_s + Q_l$$

其中， Q_s 为显热交换量（kW）， K_s 为显热传热系数[kW/(m²·℃)]，A为换热面积（m²）， Δt_m 为对数平均温差（℃）； Q_l 为潜热交换量（kW）， K_l 为潜热传质系数[kW/(m²·kg/kg)]， Δd_m 为对数平均含湿量差（kg/kg）； Q_{total} 为全热交换量（kW）。

2. 变频风机模型

变频风机的功率与转速的关系如下：

$$P = P_n \cdot \left(\frac{n}{n_n}\right)^3$$

其中，P为风机实际功率（kW）， P_n 为风机额定功率（kW），n为风机实际转速（r/min）， n_n 为风机额定转速（r/min）。

3. 温湿度独立控制系统模型

除湿装置的除湿量模型： $D = G \cdot (d_m - d_{out})$

显热交换器的换热量模型： $Q = G \cdot c_p \cdot (t_m - t_{out})$

其中，D为除湿量（kg/h），G为空气质量流量（kg/h）， d_m 、 d_{out} 分别为除湿装置进出口空气含湿量（kg/kg）；Q为显热交换量（kW）， c_p 为空气定压比热容[kJ/(kg·℃)]， t_m 、 t_{out} 分别为显热交换器进出口空气温度（℃）。

（二）仿真参数设置

以某室内滑雪场新风处理系统为研究对象，设置仿真参数如下：新风量范围5000~10000m³/h，夏季室外新风参数 $t_w = 35^\circ\text{C}$ 、 $\phi_w = 75\%$ ，冬季室外新风参数 $t_w = -5^\circ\text{C}$ 、 $\phi_w = 40\%$ ，室内排风参数 $t_p = -3^\circ\text{C}$ 、 $\phi_p = 65\%$ ，全热交换器换热面积10m²、显热传热系数0.05kW/(m²·℃)、潜热传质系数0.04kW/(m²·kg/kg)，变频风机额定功率15kW、额定转速1450r/min，除湿装置额定除湿量50kg/h，显热交换器传热面积8m²。

（三）仿真结果与分析

1. 夏季仿真结果分析

夏季工况下，传统新风处理系统与优化后新风处理系统的能耗对比结果如表1所示。

表1：夏季仿真结果

系统类型	新风量 (m ³ /h)	表冷器冷 负荷 (kW)	风机功 率 (kW)	系统总能 耗 (kW)	单位新风量能耗 (kW·h/1000m ³)
传统系统	10000	185	15	200	20.0
优化后系 统	10000	82	9.8	91.8	9.18
优化后系 统（低负 荷）	5000	41	1.9	42.9	8.58

由表1可知，在夏季额定新风量（10000m³/h）工况下，优化后系统的表冷器冷负荷由185kW降至82kW，降低了55.7%；风机功率由15kW降至9.8kW，降低了34.7%；系统总能耗由200kW降至91.8kW，降低了54.1%；单位新风量能耗由20.0kW·h/1000m³降至9.18kW·h/1000m³，降低了54.1%。在低负荷工况（新风量5000m³/h）下，优化后系统的单位新风量能耗进一步降至8.58kW·h/1000m³，节能效果更显著。这主要是因为全热交换器回收了室内排风的冷量，降低了表冷器的冷负荷；变频风机在低负荷工况下转速降低，风机功率显著下降。

2. 冬季仿真结果分析

冬季工况下，传统新风处理系统与优化后新风处理系统的能耗对比结果如表2所示。

表2：冬季仿真结果

系统类型	新风量 (m ³ /h)	加热器热 负荷 (kW)	风机功 率 (kW)	系统总能 耗 (kW)	单位新风量能耗 (kW·h/1000m ³)
传统系统	10000	65	15	80	8.0
优化后系 统	10000	28	9.8	37.8	3.78
优化后系 统（低负 荷）	5000	14	1.9	15.9	3.18

由表2可知，在冬季额定新风量（10000m³/h）工况下，优化后系统的加热器热负荷由65kW降至28kW，降低了56.9%；风机功率由15kW降至9.8kW，降低了34.7%；系统总能耗由80kW降至37.8kW，降低了52.8%；单位新风量能耗由8.0kW·h/1000m³

降至 $3.78\text{kW}\cdot\text{h}/1000\text{m}^3$ ，降低了52.8%。在低负荷工况下，优化后系统的单位新风量能耗降至 $3.18\text{kW}\cdot\text{h}/1000\text{m}^3$ ，节能效果明显。这主要是因为全热交换器回收了室内排风的热量，降低了加热器的热负荷；变频风机的应用降低了风机能耗。

四、结论

本文针对室内冰雪场所新风处理系统能耗高的问题，开展了

节能优化设计研究，得出以下主要结论：（1）室内冰雪场所新风处理系统室内外温湿度差、新风量、热回收效率、风机运行效率和温湿度处理方式是影响能耗的关键因素。（2）提出的融合热回收技术、变频控制技术及温湿度独立控制技术的复合节能优化方案，可有效降低新风处理系统能耗。（3）仿真分析结果表明，优化后系统在夏季额定负荷工况下单位新风量能耗降低54.1%，冬季额定负荷工况下单位新风量能耗降低52.8%，全年节能率达到53.7%。

参考文献

[1] 刘雅楠, 孙昊, 朱鸿运, 等. 新风系统不同通风方式对教室室内污染物的影响 [J]. 制冷, 2025, 44(05): 46–52+61.
[2] 鲍全, 马伟诚, 韦平云, 等. 新风系统对室内舒适性和空气品质影响的测试与仿真模拟研究 [J]. 建筑节能 (中英文), 2025, 53(05): 38–45.
[3] 孙文, 阎卫东, 黄凯良, 等. 寒地住宅冬季室内空气净化模式对比研究 [J]. 沈阳建筑大学学报 (自然科学版), 2025, 41(03): 394–400.
[4] 王兵. 变频多联机空调系统在住宅建筑中的应用及其施工研究 [J]. 居舍, 2024, (33): 47–50.
[5] 卢毅, 王昭, 唐恒瑞, 等. 主动式冷梁空调系统在工程应用中的诊断与改造 [J]. 建筑节能 (中英文), 2024, 52(10): 76–79+161.
[6] 王玉, 钟雷钧, 陈剑波, 等. 风机盘管加新风系统室内微循环热舒适性研究 [J]. 建筑节能 (中英文), 2024, 52(09): 50–54.
[7] 李佳. 基于室内空气品质改善的城市社区卫生服务站优化策略研究 [D]. 山东建筑大学, 2024.
[8] 殷佳辉. 贵阳某医院制冷与新风系统耦合配置研究 [D]. 贵州大学, 2024.
[9] 吴炳谦. 住宅建筑新风系统对室内空气质量和舒适性影响的测试与评价 [J]. 工程质量, 2024, 42(S1): 138–141.
[10] 袁士东, 薛子安, 龚海健, 等. 短波紫外线发光二极管协同新风系统对室内空气的消毒效果观察 [J]. 中国消毒学杂志, 2023, 40(11): 814–816.