

文章编号: 1671-6612 (2023) 01-060-06

基于数值模拟的 地铁冷凝通风空调系统运行优化研究

付智杰

(中铁第一勘察设计院集团有限公司 西安 710043)

【摘要】 为了降低地铁冷凝通风制冷空调系统的能源消耗, 研究采用分布参数法和顺序模块法对地铁空调系统进行数学建模与求解, 获取地铁冷凝空调系统的运行参数情况, 并结合参数分析建立空调系统能耗优化模型, 实现不同工况下的空调系统自控优化。对空调运行优化方案进行仿真验证, 结果表明相较于原始运行模式, 优化后的空调系统总能耗降低了 8.7%~23.6%, 能有效根据实际运行工况进行自控调节。研究对地铁冷凝空调系统的运行能耗进行分析, 提出了低能耗运行优化模型, 对降低地铁系统的运营能耗和促进建筑节能具有重要的实用价值。

【关键词】 数值模拟; 地铁; 空调; 能耗

中图分类号 TU83 文献标识码 A

Research on Operation Optimization of Subway Condensing Ventilation and Air Conditioning System Based on Numerical Simulation

Fu Zhijie

(China Railway First Survey and Design Institute Group Co., Xi'an, 710043)

【Abstract】 In order to reduce the energy consumption of the subway condensation ventilation refrigeration air-conditioning system, the distributed parameter method and the sequential module method are used to study the mathematical modeling and solution of the subway air-conditioning system, obtain the operating parameters of the subway condensation air-conditioning system, and establish the energy consumption optimization model of the air-conditioning system in combination with the parameter analysis to achieve the automatic control optimization of the air-conditioning system under different working conditions. The simulation results show that compared with the original operation mode, the total energy consumption of the optimized air conditioning system is reduced by 8.7%-23.6%, which can effectively perform automatic regulation according to the actual operation conditions. The research analyzes the operation energy consumption of the subway condensing air conditioning system, and puts forward a low energy consumption operation optimization model, which has important practical value for reducing the operation energy consumption of the subway system and promoting building energy conservation.

【Keywords】 numerical simulation; Metro; Air conditioning; Energy consumption

0 引言

随着社会经济的进步与发展, 我国城市现代化发展速度迅猛, 公共交通等基础设施建设量不断增加, 公共交通的便利性大大提升^[1]。并且在全球气

候与环境问题日益突出的生态背景下, 安全性高且污染较小的公共交通工具逐渐成为人们的日常出行交通方式^[2,3]。地铁作为城市公共交通系统的重要组成部分, 运载量较高且快速便捷, 在众多城市

得到了快速发展。但是地铁系统的运营能耗较高是制约地铁发展的重要影响因素,而地铁的空调系统能耗在非牵引能源消耗中的占比超过一半,要求在满足地铁运行需求和人员舒适性的条件下,降低地铁的运营能耗^[4,5]。因此,研究为了地铁冷凝通风制冷空调系统的能源消耗,通过数值模拟的方式,提出地铁空调系统的低能耗运行优化模型,期望进一步提升地铁空调系统的节能性。

1 数值模拟下的地铁冷凝空调系统运行优化

1.1 地铁冷凝空调系统建模

对地铁冷凝空调系统进行分析,首先对地铁冷凝空调系统进行数学建模,求解空调系统在不同空气、负荷参数下的总功率,为地铁空调系统运行优化提供参考。空调系统的压缩机是制冷的重要部件,通过对制冷剂进行挤压操作,促使制冷剂的流动和形态变化^[6,7]。研究结合制冷机状态参数、排气量等参数构建压缩机的效率模型,并将压缩运行过程近似转换为热力学多变过程。在考虑电机损失的情况下,空调系统压缩机的功率如式(1)所示。

$$W_{comp} = \frac{W_{com}}{\eta_{ei}} = \frac{W_s / \eta_s}{\eta_s \eta_m \eta_{mo}} \quad (1)$$

式(1)中, W_{com} 表示压缩机的指示功率, η_{ei} 为电机效率, W_s 为压缩机运行过程中制冷剂等熵压缩的做功, η_s 表示等熵效率, η_m 和 η_{mo} 分别为压缩机机械效率和电机效率。

空调系统蒸发器分为两区,制冷剂在两相沸腾区从两相状态蒸发转为饱和气体,然后在过热蒸汽区经过加热变为热蒸汽^[8,9]。因此研究采用分布参数法构建蒸发器模型,将两区按照不同的标准分别划分为若干微元体,两相区以制冷剂的焓差变化为标准,而过热区则以制冷剂的温度变化为标准。在蒸发器建模过程中,不考虑管内制冷剂的径向流动,而将其视为一维流动过程,不考虑管道的轴向导热问题,并且假设管道内制冷剂分布处于均匀状态。蒸发器空气侧的传热和传质方程如式(2)所示。

$$\begin{cases} Q_{e,a} = m_{e,a}(h_{e,a,in} - h_{e,a,out}) \\ m_{e,a}(dW_{e,a}) = h_d(W_{e,a,w} - W_{e,a})dA_{e,a} \end{cases} \quad (2)$$

式(2)中, $Q_{e,a}$ 表示空气侧的热换量, $m_{e,a}$ 表

示蒸发侧的空气质量流量, $h_{e,a,in}$ 和 $h_{e,a,out}$ 分别表示各个微元部分的进风和出风空气焓值, $W_{e,a}$ 表示微元段的平均空气含湿量, h_d 为传质系数, d 表示微分, $A_{e,a}$ 表示空气侧的换热面积。

建立空调系统蒸发式冷凝器的分布参数模型,依据相态变化将冷凝器分为过热区、两相区和过冷区,过热蒸汽在过热区冷凝为饱和气体,然后在两相区冷凝为饱和液体,在过冷区进一步降温最终进入节流阀。为了便于建模,不考虑流体的热传导和管壁轴向导热,不考虑水平管的重力条件,并且在两相区分析中使用平均空泡系数模型,平均空泡系数不发生变化。管道内部制冷剂与水膜的换热方程如式(3)所示。

$$m_r dh_{c,r} = a_w A_c d\Delta t_{c,r-w} \quad (3)$$

式(3)中, m_r 表示制冷剂的质量流量, $h_{c,r}$ 表示微元部分的制冷剂的平均焓值, a_w 表示传热系数, A_c 表示制冷剂侧的换热面积, $\Delta t_{c,r-w}$ 表示冷凝温度与水膜的温度差。水膜与空气之间的传热方程如式(4)所示。

$$m_{c,a} c_{p,a} dt_{c,w,a} = a_j a_w d(\Delta t_{w-c,w,a}) = h_d d(\Delta h_{c,w,s-c,a}) \quad (4)$$

式(4)中, a_j 表示当量换热系数, $\Delta t_{w-c,w,a}$ 为水膜与空气的温度差, $\Delta h_{c,w,s-c,a}$ 表示水膜表面饱和湿空气与空气之前的焓差。

从空调系统风机的设备数据信息中获得风机特性曲线,结合地铁送风系统管网的特性曲线求解风机工况点,风机全压如式(5)所示。

$$P_f = a * Q_f^2 + b + Q_f + c \quad (5)$$

式(5)中, Q_f 表示风量, a 、 b 、 c 均为常数。风机的轴功率计算函数如式(6)所示。

$$N_f = \frac{Q_f \cdot P_f}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_f} \quad (6)$$

式(6)中, η_f 表示风机全效率。风机电动机功率如式(7)所示。

$$N_d = \frac{K \cdot N_f}{\eta_d} \quad (7)$$

式(7)中, K 表示储备系数, η_d 表示电动机效率。

顺序模块法和方程求解法是仿真系统求解的

常用方法,顺序模块法以系统的构成结构与特点为基础,将按照一定的顺序将系统各个模块构建成一个系统模型,在假定初值后,从内层模块开始对模型变量进行计算,直到达到收敛条件^[10,11]。相较于方程求解法,顺序模块法的求解步骤清晰,并且调试难度较小,便于较快发现问题所在。因此研究采用顺序模块法求解制冷空调系统的模型,空调系统模型的计算求解流程如图 1 所示。输入系统模型的已知部件参数,并假定系统的蒸发、冷凝温度和供水温度,分别通过系统模型中的压缩机、冷凝器等模块计算地铁冷凝空调系统的运行参数情况。

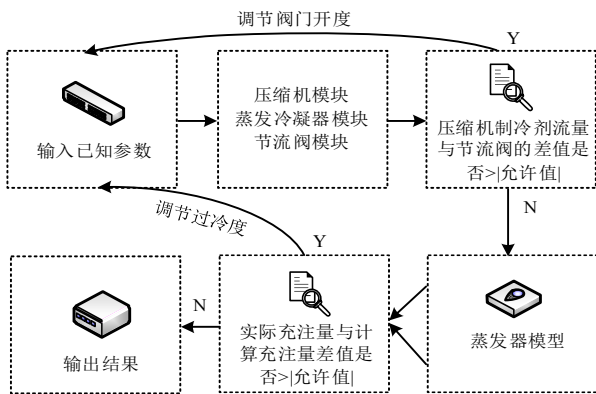


图 1 空调系统模型的计算求解流程

Fig.1 Calculation and solution process of air conditioning system model

1.2 空调系统运行优化设计

研究以空调系统的数学模型分析为基础,在约束条件下计算空调系统在不同运行工况下的系统能耗,并提出地铁冷凝空调系统的运行优化模型,在保证系统效果的同时降低能耗。通过对空调系统设备的运行频率下降控制,达到降低系统总能耗的目的,由于喷淋水泵在总能耗中的占比较小,而蒸发器侧和冷凝侧风机与压缩机占比较大,因此以这三个设备的功率构建空调系统运行优化的目标函数,目标函数如式(8)所示。

$$P_z = \min_{f_{fp}, f_{zsf}} (W_Y + W_{fp} + W_{zsf}) \quad (8)$$

式(8)中, W_{zsf} 、 W_{fp} 和 W_Y 分别表示蒸发器侧风机、冷凝侧风机与压缩机的运行功率。系统运行优化需要以保证制冷量为前提,并且需要满足系统的冷凝压力条件和蒸发压力条件。系统冷凝压力,过高的冷凝压力可能会导致制冷剂泄漏的问题,而过低的冷凝压力会使得制冷量大幅下降,影响空调系统的制冷效果。蒸发温度过高和过低都会

引发压缩机过载的问题,导致除湿效果降低或蒸发器结霜,因此需要保证系统的蒸发压力保持在合理范围内^[12]。地铁的冷凝空调系统除了控制室内温度,还需要进行通风送风,因此需要保证系统的新风量满足需求。以 GB 157-2013 地铁设计规范中的人均新风量要求为标准,设置系统优化的送风量条件。空调系统运行优化的约束条件如式(9)所示。

$$\begin{cases} Q_e > Q_{e,0} \\ P_{c,min} \leq P_c \leq P_{c,max} \\ P_{e,min} \leq P_e \leq P_{e,max} \\ G \geq \frac{12.6 \times n_r}{10\%} \end{cases} \quad (9)$$

式(9)中, Q_e 表示制冷量, P_c 表示冷凝压力, P_e 表示蒸发压力, G 表示送风量, n_r 表示停站瞬时人数。在建立的空调系统数学模型中输入压缩机频率、蒸发器侧和冷凝侧风机频率、室内冷负荷等工况参数,计算空调系统设备的运行功率和蒸发冷凝条件数据。通过计算空调系统在不同运行工况下的系统总能耗,并结合约束条件加以筛选,获取系统总能耗最低情况下的各个设备运行频率,建立地铁冷凝空调系统的运行优化模型。由于地铁站所需制冷量在实际运行过程中,难以进行实时准确预测,因此将运行优化模型与地铁自控系统相结合,利用回风温度对压缩机进行调节,并结合冷凝温度对风机进行调节,空调系统运行优化自适应控制流程如图 2 所示。

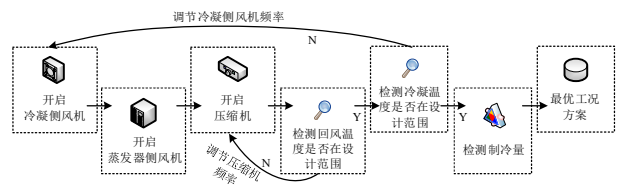


图 2 空调系统运行优化自适应控制流程

Fig.2 Adaptive control flow optimized for air conditioning system operation

2 空调系统运行优化效果分析

2.1 空调系统模型验证

研究从某市随机抽取 20 个地铁站制冷空调系统,采集地铁站 2019-2021 年制冷季的历史数据创建数据集,并从中选取 35 个典型工况作为测试工况,对研究模型进行验证分析。该市位于温带季风

气候区，随机抽取的 20 个地铁站的平均建筑面积为 18344.67m²，高峰期平均人流量为 3658.29 人/h，平峰期平均人流量为 1106.54 人/h，平均新风湿球

温度为 22.6℃，平均制冷量为 798.6kW。35 个测试工况的参数如表 1 所示。

表 1 35 个测试工况参数

Table 1 35 test condition parameters

| 工况编号 | 制冷量 (kW) | 新风相对湿度 (%) | 新风干球温度 (°C) | 工况编号 | 制冷量 (kW) | 新风相对湿度 (%) | 新风干球温度 (°C) |
|------|----------|------------|-------------|------|----------|------------|-------------|
| 1 | 1389 | 70.6 | 30.1 | 19 | 693 | 29.8 | 25.4 |
| 2 | 1204 | 54.6 | 26.7 | 20 | 811 | 50.7 | 25.3 |
| 3 | 1192 | 10.6 | 31.5 | 21 | 805 | 38.4 | 26.6 |
| 4 | 1198 | 71.5 | 31.6 | 22 | 579 | 49.6 | 25.5 |
| 5 | 1312 | 80.5 | 30.4 | 23 | 739 | 64.8 | 29.1 |
| 6 | 1018 | 85.6 | 28.4 | 24 | 775 | 64.2 | 27.7 |
| 7 | 1079 | 76.4 | 27.6 | 25 | 849 | 47.2 | 25.3 |
| 8 | 1047 | 76.2 | 27.4 | 26 | 625 | 64.8 | 30.4 |
| 9 | 1011 | 42.6 | 25.3 | 27 | 684 | 25.2 | 26.9 |
| 10 | 1175 | 59.5 | 25.5 | 28 | 771 | 43.2 | 21.8 |
| 11 | 1018 | 66.7 | 25.6 | 29 | 639 | 52.7 | 20.4 |
| 12 | 963 | 80.7 | 26.3 | 30 | 802 | 38.6 | 26.9 |
| 13 | 964 | 48.1 | 25.2 | 31 | 588 | 54.3 | 25.1 |
| 14 | 897 | 33.4 | 27.1 | 32 | 665 | 25.9 | 22.8 |
| 15 | 772 | 41.3 | 21.9 | 33 | 590 | 38.6 | 22.4 |
| 16 | 806 | 50.1 | 24.8 | 34 | 449 | 66.1 | 24.3 |
| 17 | 996 | 64.2 | 25.7 | 35 | 634 | 65.8 | 30.8 |
| 18 | 746 | 42.5 | 26.3 | | | | |

对模型在 35 个测试工况下的仿真模拟效果进行分析，不同工况下的模型压缩机功率和制冷量误

差情况如图 3 所示。

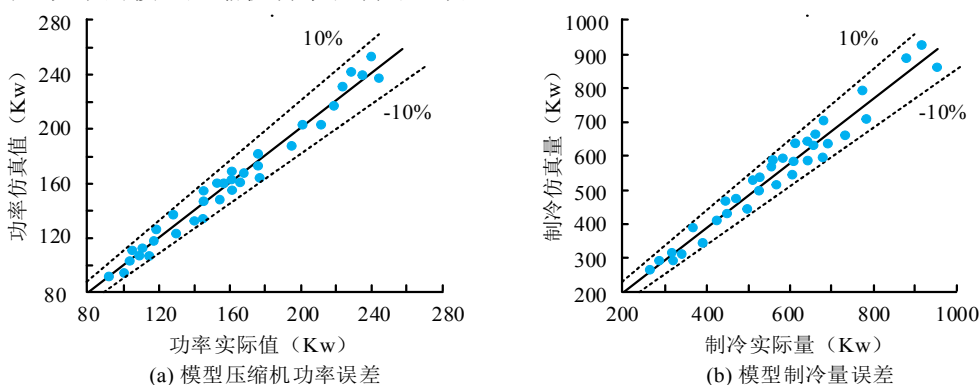


图 3 不同工况下的模型压缩机功率和制冷量误差情况

Fig.3 Model compressor power and cooling capacity errors under different operating conditions

从图 3 中可以看出，在不同的室内情况与室内制冷负荷条件下，模型的压缩机功率仿真值与地铁站实际值的差值较小，仿真误差均保持在±10%以内，满足工程设计计算的误差要求。而从制冷量仿

真值上看，研究所构建的模型制冷量仿真值与制冷实际量之间的误差也均未超过 10%，符合工程计算标准，证明研究模型能较好对地铁站空调系统进行仿真模拟。为了保证系统运行优化模型的准确性，

需要对模型的蒸发温度和冷凝温度进行验证, 由于蒸发和冷凝温度难以直接进行测量, 因此研究从模

型的吸排气温度进行对比验证, 模型吸排气温度误差对比情况如图 4 所示。

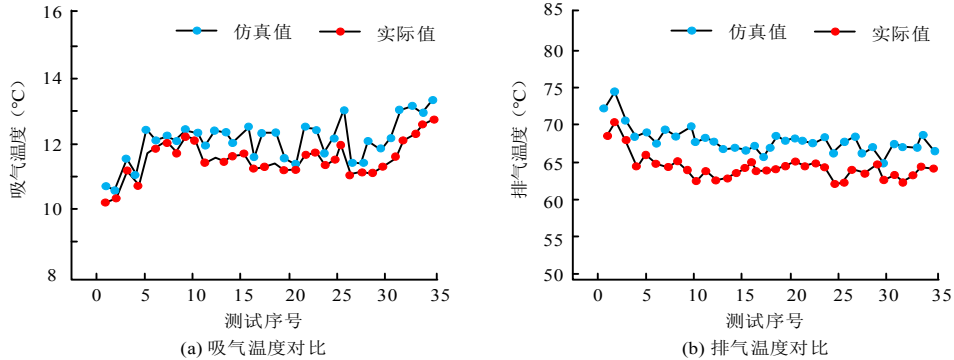


图 4 模型吸排气温度误差对比情况

Fig.4 Comparison of model suction and exhaust temperature errors

从图 4 (a) 中可以看出, 模型的吸气温度仿真值与实际温度之间的误差值较小, 差值均小于 1°C, 出现误差的原因可能是膨胀阀的开度较小导致过热度偏高, 高于设定值, 使得最终吸气温度略高于实际值。从图 4 (b) 中可以看出, 模型排气温度仿真值与实际值的误差范围不超过 10%, 平均仿真误差值为 $3.26 \pm 1.42^\circ\text{C}$, 满足模型设计要求。由于压缩机的排气口无法直接布点进行数据采集, 而将测试点布置在冷凝器, 与压缩机之间存在一定的距离, 导致排气温度出现测试误差。

2.2 运行优化效果分析

为了分析运行优化方对地铁空调系统的实际优化效果, 以地铁站历年数据中的最高制冷负荷情况为实验工况, 分析运行优化模型在实际地铁制冷系统上的应用效果。根据历年数据统计, 地铁站的最大制冷量为 959kW, 对应参数如表 2 所示。

表 2 工况参数

Table 2 Operating parameters

| 参数 | 数值 |
|----------|---------|
| 制冷量 | 959kW |
| 相对湿度 | 70.5% |
| 室外干球温度 | 29.3°C |
| 压缩机 1 频率 | 37.5Hz |
| 压缩机 2 频率 | 25Hz |
| 蒸发器侧风机频率 | 25Hz |
| 冷凝侧内风机频率 | 45Hz |
| 系统总功率 | 314.8kW |

在最高制冷负荷工况下, 使用研究所提出的运行优化模型分析最优工况点, 剔除数据中制冷量不

满足要求、冷凝温度过高、蒸发温度过低等不符合约束条件的数据, 蒸发器侧风机频率和冷凝侧风机频率对系统总功率的影响情况如图 5 所示。

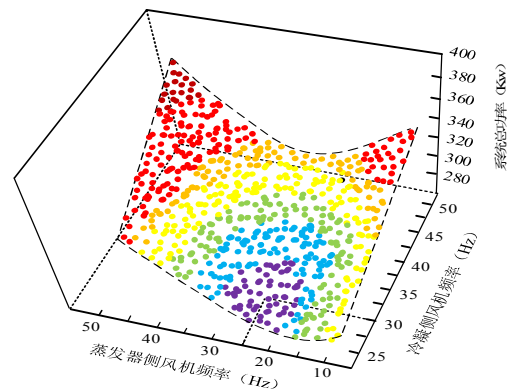


图 5 蒸发器侧风机频率和冷凝侧风机频率对系统总功率的影响情况

Fig.5 The influence of evaporator sidewind frequency and condensation sidewinder frequency on the total power of the system

从图 5 中可以看出, 随着蒸发器侧风机和冷凝侧风机频率的增加, 系统总功率呈现出先减小后增加的趋势, 地铁站的冷侧风机为送风机, 送风机频率的增大使得风量增加, 降低了压缩机的功率, 导致系统总能耗下降。当蒸发器侧风机频率在 20-30Hz 范围内, 冷凝侧风机频率在 25-35Hz 范围时, 系统总功率最低。但是冷凝温度偏高存在制冷剂泄漏的风险, 因此选择蒸发器侧风机频率 25Hz, 冷凝侧风机频率 30Hz 为最佳工况点, 此时系统总功率为 277.5kW, 相较于历史数据降低了 37.3kW, 减少了系统总能耗。为了验证运行优化模型的适用

性和有效性,对来自 20 个地铁站历史数据的 35 个典型工况进行运行优化验证,原始工况和优化工况的对比结果如图 6 所示。

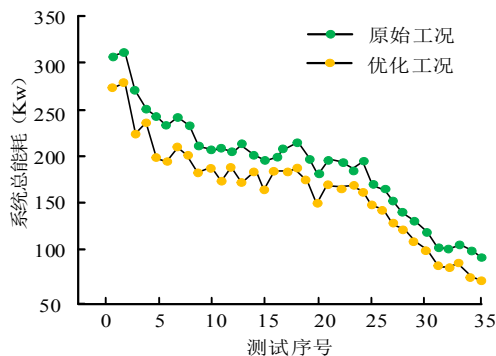


图 6 原始工况和优化工况的对比结果

Fig.6 Comparison results of the original and optimized conditions

从图 6 中可以看出,经过优化调整,优化工况下制冷系统的总能耗相较于原始工况均有所降低,总能耗降幅在 8.7%~23.6% 范围内,降幅最大工况为测试工况 6,测试工况 6 的原始能耗为 254kW,而优化后系统总能耗为 195kW,降低了 59kW,能耗降幅为 23.6%。降幅最小工况为测试工况 23,工况 23 的原始能耗为 183kW,优化后能耗降为 167kW,降低了 16kW,降幅为 8.7%。结果证明研究所提出的运行优化模型能有效降低制冷系统的总功率,能适用于不同运行条件下的地铁空调系统,对降低地铁站冷凝通风系统的能源消耗具有重要价值。

3 结论

为了提升地铁冷凝通风制冷空调系统的节能性,研究结合分布参数法和顺序模块法建立空调系统的数学模型,并进行求解,对空调系统的运行参数情况进行深入分析,建立空调系统的节能运行优化模型,提出地铁冷凝通风制冷空调系统的自适应运行优化模型。实验结果表明,研究所构建的模型制冷量仿真值与制冷实际量之间的误差也均未超过 10%,符合工程计算标准。模型吸气温度仿真误差均小于 1℃,排气温度仿真误差范围不超过 10%,平均仿真误差值为 3.26 ± 1.42 ℃,满足模型设计要求。经过优化调整,优化工况下制冷系统的总能耗降幅在 8.7%~23.6% 范围内,能有效降低制冷系统的总能源消耗,提升空调系统的环保性和节能性。

未来可以在数值模拟的基础上,引入深度学习技术对历史数据进行深入挖掘,建立前馈预测系统,实现对地铁空调系统的预调节。

参考文献:

- [1] 周颖,徐彪,扶鑫,等.基于“焓值控制”模块中的地铁通风空调系统控制优化与调适应用[J].建筑科学,2019,35(2):49-55,85.
- [2] 孙勇,郑建彬,杨平文.地铁站通风空调系统节能改造方案研究[J].暖通空调,2019,49(10):32-37.
- [3] 张金花,王长军,王春旺,等.北京某地铁站公共区域空调系统测试及运行优化分析[J].建筑技术,2020,51(12):1504-1506.
- [4] Greco A, Masselli C. The Optimization of the Thermal Performances of an Earth to Air Heat Exchanger for an Air Conditioning System: A Numerical Study[J]. Energies, 2020,13(23):6414-6438.
- [5] Yuan, Li, Quan, et al. Field investigation on operation parameters and performance of air conditioning system in a subway station[J]. Energy Exploration & Exploitation, 2019,38(1):235-252.
- [6] 李国庆,孟鑫,张晓伟,等.新型蒸发冷凝型冷媒直膨式通风空调系统在地铁车站中的应用[J].都市轨道交通,2019,32(3):52-56.
- [7] 辛振兴,石环球.广东某地铁站应用蒸发冷凝直膨式空调系统的可行性分析[J].城市轨道交通研究,2020,23(11):105-108,113.
- [8] 谷雅秀,邹阳,潘嵩,等.北京某地铁站蒸发冷凝空调系统实测分析[J].都市轨道交通,2019,32(3):57-62.
- [9] Liu Y, Guo D, Zhou M, et al. Optimization method of hourly heat load calculation model for heat storage air-conditioning heating system in different climate zones[J]. Energy Exploration & Exploitation, 2021, 39(5):1515-1531.
- [10] 胡美琴,王柎,金琦,等.稳定送风温度的地铁站通风空调控制模式节能适应性分析[J].暖通空调,2020,50(12):70-74.
- [11] 石金凤,张静,刘善金,等.南京某地铁换乘车站空调冷源设置方案研究[J].都市轨道交通,2019,31(1):78-85.
- [12] 杨延龙,刘保生,王岩.基于 B 型地铁的空调通风系统设计[J].制冷与空调,2021,35(2):225-233.