

## 夏热冬暖地区地铁运营近期车站空调系统配置方案

杨 卓<sup>1</sup> 吴瞳凌<sup>1</sup> 李晓锋<sup>2</sup>

(1. 北京清华同衡规划设计研究院有限公司, 100085, 北京; 2. 清华大学建筑学院, 100084, 北京)

**摘 要** [目的] 地铁运营近期与远期的车站空调系统负荷存在明显差异。为避免运行能耗严重浪费, 空调系统配置主要采用变频方案或分期配置方案, 但尚未有系统性的定量研究。因此, 有必要对地铁车站运营近期的空调系统配置方案进行研究。[方法] 以夏热冬暖地区某城市典型地铁车站为例, 建立可以分析实际工程问题叠加影响的负荷与能耗模型, 并利用实际测试数据修正模型。对比地铁车站运营近期空调系统 2 个常用配置方案, 计算分析了两个方案的运行能耗及其产生差异原因。[结果及结论] 在理想工况下, 即设备装机容量符合实际负荷需求, 且空调系统变频运行时, 与方案一(变频方案)相比, 方案二(分期配置方案)节能 19.7%; 在最不利工况下, 即设备装机容量比实际负荷需求大 50%, 且设备运行未充分变频时, 与方案一相比, 方案二节能 42.1%。采用方案一时, 设备装机容量应更贴近实际负荷, 应采用合理的自控策略和变频设备以保障空调系统能根据实际负荷调节。采用方案二时, 设计中应精细计算水系统和风系统的阻力。

**关键词** 地铁车站; 空调系统; 节能

**中图分类号** TU831.3:U231.4

**DOI:**10.16037/j.1007-869x.2025.04.015

### Short Term Air Conditioning System Configuration Scheme for Subway Station in Hot Summer and Warm Winter Areas

YANG Zhuo<sup>1</sup>, WU Tongling<sup>1</sup>, LI Xiaofeng<sup>2</sup>

(1. Beijing Tsinghua Tongheng Urban Planning &amp; Design Institute Co., Ltd., 100085, Beijing, China; 2. School of Architecture, Tsinghua University, 100084, Beijing, China)

**Abstract** [Objective] There are significant differences between the air conditioning system loads of subway stations in short term and long term. In order to avoid serious operation energy waste, the air conditioning system configuration mainly adopts variable frequency scheme or phased configuration scheme, but systematic quantitative research are still required. Therefore, it is necessary to study the air conditioning system configuration scheme for subway station operations in the short term. [Method] Taking a typical subway station in a city with hot summers and warm winters as an example, a load and energy consumption model that can analyze the superposed impact

of actual engineering problems is established, and the model is corrected using actual test data. Two commonly used configuration schemes for air conditioning systems in subway station short-term operation are compared, and the operating energy consumption of the two schemes and the reasons for their differences are calculated and analyzed. [Result & Conclusion] Under ideal working conditions, i. e. the installed capacity of the equipment meets the actual load requirements and the air conditioning system is operated in variable frequency, scheme II (phased configuration scheme) could save 19.7% energy compared to scheme I (variable frequency scheme); under the most unfavorable working conditions, i. e. the installed capacity of the equipment is 50% greater than the actual load demand and the equipment frequency is not fully variable in operation, Scheme II could save 42.1% energy compared with Scheme I. When adopting Scheme I, the installed capacity of the equipment should be closer to the actual load, and reasonable self-control strategies and variable frequency equipment should be adopted to ensure that the air conditioning system can be adjusted according to the actual load. When adopting Scheme II, the resistance of the water and wind systems should be carefully calculated in the design.

**Key words** subway station; air-conditioning system; energy conservation

由于地铁运营近期和远期的客运量变化明显, 地下车站的空调负荷也存在明显差异。而地铁车站的空调系统一般按运营远期最不利工况时的最大负荷来配置设备。因此, 运营近期的空调系统设备处在“大马拉小车”状态, 运行能耗存在浪费。

针对此问题, 既有的解决方案主要有两种: 方案一为变频方案, 即按运营远期负荷来配置设备, 在运营近期通过设备变频运行来匹配负荷需求; 方案二为分期配置方案, 即在运营近期按近期规划的负荷来配置设备, 在运营远期再增加或更换设备。文献[1]基于方案一计算了车站空调系统变风量和变水量, 发现方案一的节能量可达 30%~40%。经调研, 洛阳地铁项目采用方案二, 将冷机、水泵、风

机等均分别接近、远期负荷选型,即先采用近期设备,到远期时再更换为远期设备。然而对这两种方案的分析对比既未有系统性的定量研究,也未考虑实际工程中常见问题叠加的影响。设备选型比实际负荷偏大、运行时未充分变频等实际工程常见问题,会导致运行能耗发生显著变化。

夏热冬暖地区空调系统运行时间长,能耗高,地铁车站环控能耗占总能耗的50%<sup>[2]</sup>,故空调系统方案的合理性对夏热冬暖地区车站的影响更大。对此,本文选择夏热冬暖地区某城市典型地铁车站(以下简称“典型车站”)为研究对象。典型车站为地下二层标准岛式车站,设置屏蔽门,公区面积为3 775 m<sup>2</sup>,采用6节编组地铁B型车。车站空调冷源为2台螺杆式冷水机组,末端为全空气系统。车站结构形式、建筑面积及机电系统配置原则均同我国大部分标准车站一致,具备一定代表性。

通过建立车站全年逐时能耗模型,并利用实测的设备发热量、区间隧道温度、渗风量、客运量及设备性能修正参数等进行修正,将实际工程问题影响纳入考虑,对比分析车站空调系统在初近时期时采用上述两种方案的运行能耗,为新建地铁车站空调系统方案的设计和选择提供参考。

## 1 负荷模型简介

本文在全国气象数据集中选取夏热冬暖地区该城市的典型气象年全年逐时气象数据进行负荷建模分析,获得全年逐时负荷。具体的负荷模型建模方法参见文献[3]。该模型可以计算全年逐时负荷,考虑了发车对数、区间隧道温度、客流量及设备发热量等各类影响因素,可以有效预测不同时期的负荷特征情况。

根据现场实测值或统计值结果,模型基本参数取值为:公区照明功率密度为4.5 W/m<sup>2</sup>,广告照明功率密度为3.1 W/m<sup>2</sup>;7部出入口扶梯,平均功率为16.5 kW;4部站厅扶梯,平均功率为11.3 kW;2部直梯,平均功率为6.2 kW;设备用房实测发热量为97.9 kW;站厅温度控制目标为30℃,站台温度控制目标为28℃;相对湿度目标均为不大于70%。模拟计算的典型车站参数取值如表1所示,其中运营近期数据为实测值或统计值,远期运营数据为设计预测值。

表1 模拟计算的典型车站参数取值

Tab. 1 Typical station parameter values for simulation calculation

运营阶段	隧道最高温度/℃	出入口渗风量/(万 m <sup>3</sup> /h)	站台门渗风量/(万 m <sup>3</sup> /h)	客运量/(万人次/d)	发车对数峰值/(对/h)
运营近期	30.6	0.3~1.9	0.9~1.2	1.9	14
运营远期	35.0	0.5~2.5	0.9~1.4	2.6	30

文献[3]已对本文所采用负荷模型的准确性进行了大量验证,认为模型精度可以满足分析要求。本研究于2019年7—8月在典型车站开展了空调负荷及设备性能的实测工作。根据实测值,对夏季典型日的模型计算结果进行验证,如图1所示。典型日负荷的实测值与模型计算值相差小于10%,验证了模拟结果的准确性。

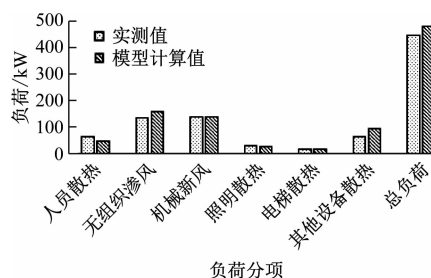


图1 夏季典型日工况模拟负荷计算结果验证

Fig. 1 Verification of simulated load calculation results under working conditions in summer typical day

车站全年逐时冷负荷计算结果为:近、远期的冷负荷峰值分别为520 kW、770 kW,近、远期全年累计负荷分别为54.3万 kWh、72.7万 kWh。可见,近、远期负荷有明显差异。若按远期设计负荷选型,则近期时空调设备会长期运行在相对低负载的状态。

## 2 能耗模型简介

在负荷模型计算得到的全年逐时负荷基础上,通过负荷及设备能效的关系,建立全年逐时能耗模型,计算地铁车站空调系统全年逐时能耗。在文献[3]的基础上,相关效率计算公式中的关键参数采用实测数据进行修正,使计算结果更符合实际。

能耗模型中,冷机制冷性能系数的计算考虑了室外湿球温度、冷冻水出水温度和冷机负载率的影响。计算方法参考文献[4],对冷机制冷性能系数 $C_{\text{cop}}$ 进行拆解:

$$C_{\text{cop}} = C_{\text{icop}} C_{\text{dcop}} \quad (1)$$

式中:

$C_{\text{icop}}$ ——外部性能系数;

$C_{\text{dcop}}$ ——内部性能系数。

其中  $C_{\text{icop}}$  同室外湿球温度及冷冻水出水温度相关,  $C_{\text{dcop}}$  与冷机负载率  $\eta$  相关。采用多份检测报告的检测数据, 并拟合性能曲线, 如图 2 所示。

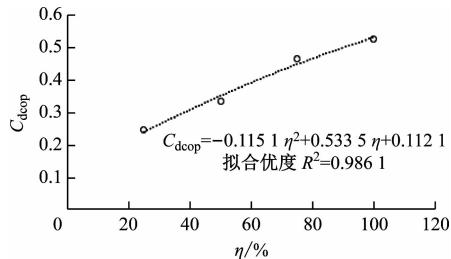


图 2 冷机内部性能与冷机负载率关系曲线

Fig. 2 Relationship curve of chiller internal performance and chiller load rate

在已知逐时负荷的情况下, 可根据设计供回水温差和设计送风温差, 计算获得风量/水量。再通过泵与风机的流量、频率  $f$  及功率  $P$  的关系, 可以求得对应负荷下的变频后的风机、水泵功率。当风机变频运行时,  $P$  (单位 kW) 与  $f$  (单位 Hz) 的关系为:

$$P = f^n \quad (2)$$

其中幂指数  $n$  的理论值为 3.0, 实际值通常小于 3.0。根据实测的设备功率与频率数据, 模型中  $n$  取值规则如下: 空调箱送风机、回排风机,  $n = 2.3$ ; 冷却塔风机,  $n = 2.2$ ; 冷冻泵、冷却泵,  $n = 2.5$ 。

### 3 不同工况的方案对比

#### 3.1 方案及模拟工况设计

按照目前我国地铁车站普遍采用的空调系统配置, 典型车站空调系统配置为: 公共区 (大系统)、设备用房 (小系统) 共用一套常规螺杆式冷水机组,

末端采用组合式空调机组。设计了两种配置方案: 方案一为按远期设备选型, 近期可变频运行; 方案二为按近期设备选型, 远期再增加或更换设备。

一方面, 实际工程在初步设计阶段难以准确获取出入口渗风量及设备发热量等必要设计参数的取值; 且考虑到现场施工质量和设备性能的影响, 安全系数 ( $s = \text{设备装机容量} / \text{实际负荷需求}$ ) 的取值通常比较大。因此设计了工况 1 取  $s = 100\%$ , 工况 2 取  $s = 150\%$ , 进行对比, 分析安全系数偏大的情况。另一方面, 在实际地铁车站运行中, 部分车站的空调系统虽然配置了变频器, 但自控策略不合理, 部分车站的传感器或执行器频繁发生故障, 都会导致现场设备长期处于工频运行状态, 未能真正随着负荷变化而变频。对此设计了工况 3 和工况 4, 分析变频控制失效的情况。本文结合设备选型和运行状况设计计算工况, 如表 2 所示。

表 2 不同工况的设置对比

Tab. 2 Comparison of settings under different working conditions

工况	$s/\%$	运行状况	运行频率/Hz
工况 1	100	按负荷需求变频	30 ~ 50
工况 2	150	按负荷需求变频	30 ~ 50
工况 3	100	仅调节台数, 工频运行	50
工况 4	150	仅调节台数, 工频运行	50

空调系统设备的主要参数如表 3 及表 4 所示。对于大系统, 两个方案的风管、水管均按远期选型, 而方案二的设备按近期选型, 因此风、水系统阻力均较小, 风机水泵类设备的额定功率相较于方案一降低 50% ~ 70%。小系统由于近、远期负荷相等, 两个方案的设备主要参数也相同。

表 3 工况 1 及工况 3 的空调系统设备主要参数

Tab. 3 Main parameters of air conditioning system equipment under working conditions 1 and 3

设备类型	方案一	方案二
冷机	冷量为 385 W, 冷性能系数为 4.9	冷量为 260 kW, 冷性能系数为 4.9
冷冻泵 (变频)	$Q = 66.2 \text{ m}^3/\text{h}, H = 30 \text{ m}, P_1 = 15.0 \text{ kW}$	$Q = 44.7 \text{ m}^3/\text{h}, H = 18.5 \text{ m}, P_1 = 5.5 \text{ kW}$
冷却泵 (变频)	$Q = 79.7 \text{ m}^3/\text{h}, H = 30 \text{ m}, P_1 = 18.5 \text{ kW}$	$Q = 53.8 \text{ m}^3/\text{h}, H = 21.5 \text{ m}, P_1 = 7.5 \text{ kW}$
冷却塔 (变频)	$Q = 79.7 \text{ m}^3/\text{h}, P_1 = 3.0 \text{ kW}$	$Q = 53.8 \text{ m}^3/\text{h}, P_1 = 2.20 \text{ kW}$
大系统空调箱 (变频)	$Q = 28\,630 \text{ m}^3/\text{h}, p = 900 \text{ Pa}, P_1 = 15.0 \text{ kW}$	$Q = 18\,921 \text{ m}^3/\text{h}, p = 435 \text{ Pa}, P_1 = 5.5 \text{ kW}$
大系统回排风机 (变频)	$Q = 18\,921 \text{ m}^3/\text{h}, p = 750 \text{ Pa}, P_1 = 11.0 \text{ kW}$	$Q = 16\,083 \text{ m}^3/\text{h}, p = 363 \text{ Pa}, P_1 = 4.0 \text{ kW}$
大系统小新风机	$Q = 4\,294 \text{ m}^3/\text{h}, p = 220 \text{ Pa}, P_1 = 1.1 \text{ kW}$	$Q = 2\,838 \text{ m}^3/\text{h}, p = 220 \text{ Pa}, P_1 = 0.55 \text{ kW}$
小系统空调箱与回排风机	总功率为 9.9 kW	总功率为 9.9 kW

注:  $Q$  为额定流量;  $H$  为额定扬程;  $p$  为风机全压;  $P_1$  为风机额定功率。

表4 工况2及工况4的空调系统设备主要参数

Tab.4 Main parameters of air conditioning system equipment under working conditions 2 and 4

设备类型	方案一	方案二
冷机	冷量为 577.5 W, 冷性能系数为 4.9	冷量为 390 kW, 冷性能系数为 4.9
冷冻泵(变频)	$Q = 99.3 \text{ m}^3/\text{h}, H = 30 \text{ m}, P_1 = 22.0 \text{ kW}$	$Q = 67.1 \text{ m}^3/\text{h}, H = 18.5 \text{ m}, P_1 = 11.0 \text{ kW}$
冷却泵(变频)	$Q = 119.6 \text{ m}^3/\text{h}, H = 30 \text{ m}, P_1 = 30.0 \text{ kW}$	$Q = 80.8 \text{ m}^3/\text{h}, H = 21.5 \text{ m}, P_1 = 15.0 \text{ kW}$
冷却塔(变频)	$Q = 119.6 \text{ m}^3/\text{h}, P_1 = 4.0 \text{ kW}$	$Q = 80.8 \text{ m}^3/\text{h}, P_1 = 3.0 \text{ kW}$
大系统空调箱(变频)	$Q = 42\,945 \text{ m}^3/\text{h}, p = 900 \text{ Pa}, P_1 = 22.0 \text{ kW}$	$Q = 28\,382 \text{ m}^3/\text{h}, p = 393 \text{ Pa}, P_1 = 7.5 \text{ kW}$
大系统回排风机(变频)	$Q = 36\,503 \text{ m}^3/\text{h}, p = 750 \text{ Pa}, P_1 = 18.5 \text{ kW}$	$Q = 24\,125 \text{ m}^3/\text{h}, p = 328 \text{ Pa}, P_1 = 5.5 \text{ kW}$
大系统小新风机	$Q = 6\,442 \text{ m}^3/\text{h}, p = 220 \text{ Pa}, P_1 = 1.1 \text{ kW}$	$Q = 4\,257 \text{ m}^3/\text{h}, p = 220 \text{ Pa}, P_1 = 0.75 \text{ kW}$
小系统空调箱与回排风机	总功率为 15 kW	总功率为 15 kW

### 3.2 理想工况下的方案分析

工况1 ( $s = 100\%$ , 按负荷需求变频运行) 的能耗最少, 为理想工况。在理想工况下对比分析方案一和方案二的能耗。

#### 3.2.1 节能量构成

按表1的运营近期参数计算可得: 工况1下, 方案一的年运行能耗  $W_z$  为 33.5 万 kWh, 方案二的  $W_z$  为 26.9 万 kWh。与方案一相比, 方案二  $W_z$  减少了 6.6 万 kWh, 节约了 19.7%。这说明在理想情况下, 方案二明显能耗更低。

工况1下不同方案的各设备能耗对比如图3所示。以方案一  $W_z$  为基准计算方案二节能量可知, 方案二节能量的 80.5% 来源于大系统风机和水泵。此外, 由于小系统风机选型相同, 且均为非变频设备, 故两方案的小系统风机能耗基本一致。

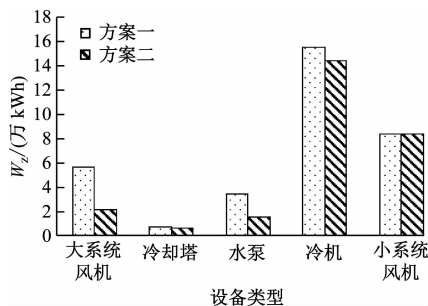


图3 工况1下不同方案的各设备能耗对比

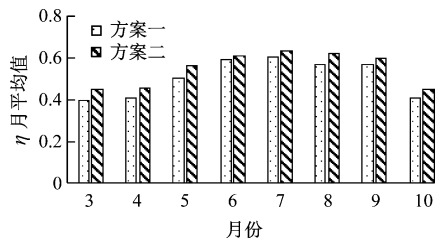
Fig.3 Energy consumption comparison between various equipment of different schemes under working condition 1

#### 3.2.2 冷机的能耗差异

由表3及表4可见, 方案一冷机和方案二冷机的基础性能基本相同。冷机实际性能主要受运行负载率  $\eta$  和室外气候条件的影响。由于不同方案的室外气候条件相同, 因此本文着重从  $\eta$  出发分析

冷机性能差异原因。

工况1下不同方案冷机  $\eta$  的月平均值如图4所示。进一步分析可知, 方案一的  $\eta$  年平均值为 0.57, 方案二的  $\eta$  年平均值为 0.61。由于方案二是按照近期负荷选的冷机, 因此冷机的装机容量较小, 在近期运行时的  $\eta$  年平均值较高。



注: 1、2、11、12 月份不制冷, 故不考虑。下同。

图4 工况1下不同方案冷机的月平均负载率

Fig.4 Monthly average chiller load rate of different schemes under working condition 1

图5为冷机月平均 COP(冷性能系数)对比, 在天气较凉的月份, 方案二的冷机能够更好地匹配小负荷, COP 也更明显地高于方案一。方案二冷机的年均 COP 也较高。

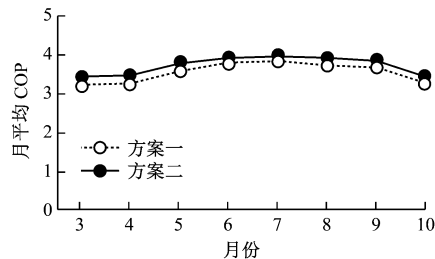


图5 工况1下不同方案的冷机月平均 COP

Fig.5 Monthly average chiller COP of different schemes under working condition 1

#### 3.2.3 风机及水泵的能耗差异

根据图3可知, 大系统风机、冷却塔风机、冷冻



泵、冷却泵的能耗规律相似。本文以大系统风机为例,分析各方案的能耗差异。

由图 3 可见,方案二的大系统风机能耗远低于方案一。主要原因为:

1) 由于方案二风机按近期负荷选型,其风量较小,而风管按远期负荷选型,故当使用相同风管时,通过精细化的水力计算,风机设计全压下降明显,方案二风机额定功率明显低于方案一风机额定功率。以大系统风机额定功率  $P_1$  为例,方案一  $P_1$  为 15.0 kW,方案二  $P_1$  仅为 5.5 kW(见表 3)。因此,

方案二若要获得较好的节能量,则风机全压和水泵扬程都需要结合风管尺寸设计情况进行精细化计算,而不能按照经验直接选取。

2) 实际运行中,由于风机和变频器的效率衰减,  $\eta < 3.0$ 。选取典型气象年数据中的 8 月 11 日 16:00 作为夏季典型时刻 I,计算此时两种方案的空调箱风机频率及功率,如表 5 所示。由表 5 可见:两方案的风量一致;空调箱风机实际功率,方案二低于方案一。经分析,由于低频工况下风机和变频器的效率衰减,故方案一中风机变频后的功率更高。

表 5 夏季典型时刻 I 的两种方案空调箱风机频率、功率对比

Tab. 5 Comparison of air conditioning box fan frequency and power of two schemes in summer typical time I

方案	设计风量/(m <sup>3</sup> /h)	需求风量/(m <sup>3</sup> /h)	实际风量/(m <sup>3</sup> /h)	实际频率/Hz	额定功率/kW	实际功率/kW
方案一	28 630	18 921	18 921	33.0	15.0	5.8
方案二	18 921	18 921	18 921	50.0	5.5	5.5

3) 在实际运行中,在部分负荷工况下,在小风机与大风机变频范围相同的前提下,小风机可实现更低的风量,能更好地适应低负荷运转,且能耗更低。选取典型气象年数据中的 7 月 22 日 18:00 作为夏季典型时刻 II,计算此时两种方案的空调箱风

机频率及功率,如表 6 所示,由表 6 可见:方案一中,空调箱风机最低实际频率为 30.0 Hz,实际风量为 17 178 m<sup>3</sup>/h,仍高于需求风量 11 710 m<sup>3</sup>/h;方案二中,空调箱风机实际功率仅为 1.8 kW,明显低于方案一中的 4.6 kW,二者功率相差 61%。

表 6 夏季典型时刻 II 的两种方案空调箱风机频率、功率对比

Tab. 6 Comparison of air conditioning box fan frequency and power of two schemes in summer typical time II

方案	设计风量/(m <sup>3</sup> /h)	需求风量/(m <sup>3</sup> /h)	实际风量/(m <sup>3</sup> /h)	实际频率/Hz	额定功率/kW	实际功率/kW
方案一	28 630	11 710	17 178	30.0	15.0	4.6
方案二	18 921	11 710	11 710	30.9	5.5	1.8

### 3.3 基于实际工况的方案比较

#### 3.3.1 设备选型偏大的影响

工况 2 下设备装机容量比实际负荷偏大 50%。按表 1 的运营近期参数计算可得,工况 2 下,方案一  $W_z = 45.9$  万 kWh,方案二  $W_z = 34.9$  万 kWh。与方案一相比,方案二  $W_z$  减少了 11.0 万 kWh,节约了 24.1%。可见,同设备装机容量与实际负荷相符的工况 1 相比,设备装机容量偏大使方案二的节能率和节能量均增加。

工况 2 下两方案的各设备能耗如图 6 所示。冷机选型偏大之后,方案一远期负荷选型的冷机“大马拉小车”现象加剧,因此方案二的冷机节能效果会明显增加。与工况 1 相比:工况 2 下方案二的节能率从 7.7% 提升到 20.9%,节能量从 1.2 万 kWh 提升到 4.1 万 kWh;方案二的大系统风机和水泵仍然节能较多,占总节能量的 62.8%。

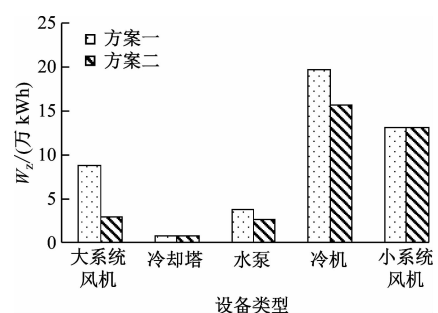


图 6 工况 2 下不同方案的各设备能耗对比

Fig. 6 Energy consumption comparison between various equipment of different schemes under working condition 2

#### 3.3.2 运行未充分变频的影响

工况 3 下,空调设备运行时未充分变频。为便于研究,本文取极端的定频运行情况进行计算。按表 1 的运营近期参数计算可得:工况 3 下,方案一

$W_z = 61.6$  万 kWh, 方案二  $W_z = 38.3$  万 kWh; 二者相差 23.3 万 kWh, 方案二可节能 37.8%。由此可见, 与变频运行(工况 1)相比, 定频运行使得方案二的节能率和节能量均增加。

各工况 3 下两方案的各设备能耗如图 7 所示。由图 7 可见, 与工况 1 相比, 设备定频运行时, 方案二中大系统风机、水泵的节能率没有明显差异, 而节能量明显增大。与工况 1 相比, 工况 3 下方案二中大系统风机的节能量从 3.5 万 kWh 提升到 17.7 万 kWh, 水泵的节能量从 1.9 万 kWh 提升到 4.4 万 kWh。

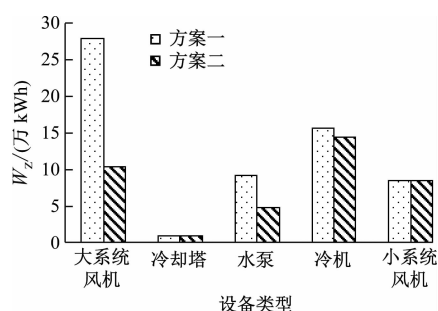


图 7 工况 3 下不同方案的各设备能耗对比

Fig. 7 Energy consumption comparison between various equipment of different schemes under working condition 3

工况 4 下, 设备选型偏大 50%, 且空调系统定频运行。按表 1 的运营近期参数计算可得: 工况 4 下, 方案一  $W_z = 83.7$  万 kWh, 方案二  $W_z = 48.5$  万 kWh, 二者相差 35.2 万 kWh, 方案二节能 42.1%。

### 3.3.3 综合影响

各工况下两方案的  $W_z$  如图 8 所示。由图 8 可见: 在最理想的工况 1 下, 两个方案  $W_z$  仅相差 19.7%; 在最不利的工况 4 下, 两个方案  $W_z$  相差 42.1%。

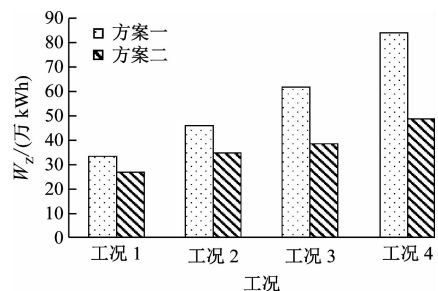


图 8 各工况下不同方案的  $W_z$

Fig. 8  $W_z$  of different schemes under each working condition

## 4 结语

针对地铁车站空调系统普遍采用的远期设计, 而近期设备装机容量与负荷不匹配、能耗偏高等问题, 本文在考虑实际工程常见问题的情况下, 对两种常用方案进行定量分析, 结论如下:

1) 近期负荷时, 当设备选型与实际负荷相符且空调系统根据负荷变化变频运行时, 方案二的年运行能耗比方案一降低 19.7%。节能潜力最大的空调设备为大系统风机和水泵, 占总节能量的 80.5%。主要原因是, 方案二按照远期负荷设计管网, 并按近期负荷进行设备选型, 近期的风机全压及水泵扬程会明显低于常规设计经验的合理范围。

2) 考虑设计负荷比实际负荷偏大的情况, 设备选型偏大使得方案二的节能率增加。如当设备选型比实际负荷偏大 50% 时, 方案二的年能耗比方案一降低 24.1%。

3) 考虑变频失效工况, 由于方案选型差异, 定频运行使得方案二的节能率增加。如当定频运行时, 方案二的年能耗比方案一降低 37.8%。

4) 上述两个原因叠加会导致节能率进一步放大。当空调设备选型偏大 50%、系统定频运行时, 方案二  $W_z$  比方案一  $W_z$  降低 42.1%。

综上, 地铁车站空调系统设计若采用方案一, 应在设计时让计算更贴近实际负荷, 且运行时采用合理的自控策略和变频设备, 以保障空调系统可根据实际负荷调节。若采用方案二, 则设计时应做精细化的水系统和风系统的阻力计算, 而并非按照经验直接选取水泵的扬程和风机的全压参数。

本文建模选取了我国南方代表性气候, 可为该气候区的城市轨道交通空调系统节能提供有效参考。未来计划开展进一步研究, 将气候区的影响纳入考虑, 对比分析不同气候区下的地铁车站空调系统方案选择。

## 参考文献

- [1] 王峰. 地铁通风空调系统变频节能研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2007.  
WANG Feng. Study on energy-saving of ventilation and air-conditioning system by frequency conversion in subway[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2007.
- [2] 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 2018[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2018.

(下转第 90 页)

建议未来根据天气情况适当调整地铁车厢送风风速。

## 参考文献

- [1] 中国能源中长期发展战略研究项目组. 中国能源中长期(2030、2050)发展战略研究-综合卷[M]. 北京: 科学出版社, 2011.  
Energy medium and long-term development strategy research project team of China. Energy medium and long-term (2030, 2050) development strategy research of China-comprehensive volume [M]. Beijing: Science Press, 2011.
- [2] 林宇凡, 孙歌, 郑武幸, 等. 寒冷地区春季地铁车厢出行者适应性热舒适研究[J]. 暖通空调, 2021, 51(9): 119.  
LIN Yufan, SUN Ge, ZHENG Wuxing, et al. Adaptive thermal comfort of underground railway coach travelers in cold zone in spring[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2021, 51(9): 119.
- [3] 王嘉琪. 郑州地铁车厢冬季热舒适研究[D]. 桂林: 桂林电子科技大学, 2020.  
WANG Jiaqi. Research on thermal comfort of Zhengzhou subway in winter [D]. Guilin: Guilin University of Electronic Technology, 2020.
- [4] 石金枝. 南京地铁车厢夏季工况热环境调查与乘员热舒适性建模研究[D]. 南京: 南京师范大学, 2020.  
SHI Jinzhi. Thermal environment Investigation and passenger thermal comfort modeling of Nanjing subway cars in summer[D]. Nanjing: Nanjing Normal University, 2020.
- [5] 管宏宇, 胡松涛, 刘国丹. 温和地区地铁车厢夏季热环境现状调查研究[J]. 暖通空调, 2019, 49(8): 63.  
GUAN Hongyu, HU Songtao, LIU Guodan. Investigation and study on current situation of underground railway carriage thermal environment in summer in moderate zone[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2019, 49(8): 63.
- [6] PAN S, LIU Y, XIE L, et al. A thermal comfort field study on subway passengers during air-conditioning season in Beijing[J]. Sustainable Cities and Society, 2020, 61: 102218.
- [7] 卢晶荣. 夏季地铁车厢内气流组织模拟及热舒适性研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2016.  
HU Jingrong. Numerical simulation research of air-flow organization and thermal comfort study in summer for subway carriages [D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2016.
- [8] 彭馨莹. 地铁车厢内空调气流组织模拟及优化[D]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2019.  
PENG Xinying. Simulation and optimization of air conditioning airflow in subway compartment [D]. Shenyang: Shenyang Jianzhu University, 2019.
- [9] 胡溢艳. 基于地铁车厢内流动结构优化的数值模拟研究[D]. 上海: 东华大学, 2019.  
HU Ziyang. Numerical simulation research on flow structure optimization in subway cabin [D]. Shanghai: Donghua University, 2019.
- [10] CHANG Z, YI K, LIU W. A new ventilation mode of air conditioning in subway vehicles and its air distribution performance [J]. Energy and Built Environment, 2021, 2(1): 94.
- [11] ASHRAE. Thermal environmental conditions for human occupancy: ANSI/ASHRAE Standard 55-2017[S]. Atlanta: ASHRAE Inc, 2017:16.
- [12] International Union of Railways. Heating, ventilation and air-conditioning in coaches: UIC 553—2004[S]. Paris: International Union of Railways(UIC), 2004:20.
- 收稿日期:2023-02-21 修回日期:2023-03-29 出版日期:2025-04-10  
Received:2023-02-21 Revised:2023-03-29 Published:2025-04-10
- 第一作者:李丹, 硕士研究生, lidan1997510@163.com  
通信作者:吴婧, 副教授, wujingcqu@163.com
- ©《城市轨道交通研究》杂志社, 开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license
- Building Energy Conservation Research Center, Tsinghua University. 2018 annual report on China building energy efficiency[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2018.
- [3] SU Z, LI X. Sub-system energy model based on actual operation data for subway stations [J]. Sustainable Cities and Society, 2020, 52: 101835.
- [4] 蔡宏武, 魏庆茂. 冷水机组运行性能评价及节能诊断[C]//中国建筑学会暖通空调分会, 中国制冷学会空调热泵专业委员会. 全国暖通空调制冷 2008 年学术文集. 重庆: 中国制冷学会, 2008:6.  
CAI Hongwu, WEI Qingpeng. Chiller operating performance evaluation and energy-saving diagnosis [C]//The Architectural Society of China HVAC Branch, Air Conditioning Heat Pump Professional Committee of Chinese Association of Refrigeration. National HVAC Refrigeration 2008 Academic Collection. Chongqing: Chinese Association of Refrigeration, 2008:6.
- 收稿日期:2023-02-06 修回日期:2023-03-24 出版日期:2025-04-10  
Received:2023-02-06 Revised:2023-03-24 Published:2025-04-10
- 第一作者:杨卓, 高级工程师, yz820217@163.com  
通信作者:李晓峰, 副教授, xli@mail.tsinghua.edu.cn
- ©《城市轨道交通研究》杂志社, 开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license