

地铁车站冷水系统耗电输冷比分析

米青松

(中铁现代勘察设计院有限公司, 300301, 天津//工程师)

摘要 输配系统的运行能耗是空调冷水系统能耗的重要部分。总结分析了典型地铁车站冷水系统各部件的循环阻力情况,给出水泵选型一致的一次泵输冷比的简化计算式及水泵扬程限值图,供设计参考。由于地铁车站冷水系统输冷比普遍接近节能规范的限值,为此须严格控制最不利环路水力损失。建议水泵的设计扬程不宜大于 40 m,冷水系统最不利环路比摩阻不宜大于 200 Pa/m。

关键词 地铁车站;冷水系统;循环阻力;水泵扬程;耗电输冷比

中图分类号 U231.4;TU96+2

DOI:10.16037/j.1007-869x.2021.07.020

Analysis of Electricity Consumption to Transferred Cooling Quantity Ratio of Chilled Water System in Metro Station

MI Qingsong

Abstract The energy consumption of transportation system is an important part of the energy consumption of air conditioning chilled water system. The circulating resistance of each component of the cooling water system in typical metro station is summarized and analyzed, giving a simplified formula for calculating the electricity consumption to transferred cooling quantity ratio of primary pump system with the same type of pumps and the limit for the head of pumps, providing reference for design. Electricity consumption to transferred cooling quantity ratio of the chilled water system in metro station is generally close to the limit value, thus the most disadvantageous hydraulic loss of the loop should be strictly controlled. The design head of pumps should not be greater than 40 m. The resistance should not be greater than 200 Pa/m.

Key words metro station; chilled water system; circulating resistance; pump head; electricity consumption to transferred cooling quantity ratio

Author's address China Railway Modern Design Institute, 300301, Tianjin, China

地铁通风空调系统能耗在地铁总能耗中的占比较大,降低通风空调系统的能耗已成为地铁节能

的重要措施之一。与此同时,国内经过多年的城市轨道交通建设,地铁车站空调系统的设计、运营积累了丰富的经验。地铁车站空调系统的模式趋于成熟和固定,为总结分析系统规律和设计参数范围、研究空调系统的共性特征提供了条件。

地铁车站冷水系统循环水泵的运行能耗约占地铁车站空调系统运行能耗的 15%^[1]。冷水系统的输配节能是车站空调系统节能的重要部分。GB 50189—2015《公共建筑节能设计标准》中对通风空调系统的冷热源、输配系统、末端系统提出了明确的节能标准。其中,输配系统的节能控制参数主要是空调冷水系统的耗电输冷比 E 。该标准要求冷水系统的输冷比计算值不能大于系统输冷比的节能判定值。

本文通过对典型地铁车站冷水系统循环阻力的总结分析,提出冷水系统循环水泵扬程的常规取值范围。在此基础上,研究典型车站冷水系统耗电输冷比常规计算结果,给出水泵选型一致的一次泵耗电输冷比计算简式和水泵扬程限值图,以方便设计人员在设计初期对地铁车站冷水系统循环阻力的限值进行预估。最后,提出地铁车站冷水系统满足节能标准耗电输冷比限值的控制措施。

1 冷水系统耗电输冷比的计算公式

冷水系统耗电输冷比 E 是冷水系统输送单位冷量所需要的能耗,其计算式如下:

$$E = 0.003\,096 \sum (GH/\eta_b)/Q \leq A(B + \alpha \sum L)/\Delta T \quad (1)$$

式中:

G ——每台运行水泵的设计流量, m^3/h ;

H ——每台运行水泵对应的设计扬程, m (1 m 水柱 = 10 kPa);

η_b ——每台运行水泵对应的设计工作点效率;

Q ——车站设计冷负荷, kW ;

A ——与水泵流量有关的计算系数;

B ——与机房及用户的水阻力有关的计算系数;

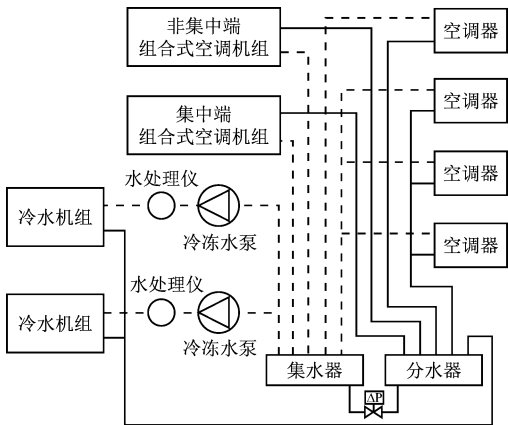
$\sum L$ ——从机房出口至该系统最远用户供回水管道的总输送长度,m;

α ——与 $\sum L$ 有关的计算系数;

ΔT ——规定的计算供回水温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

2 地铁车站空调冷水系统及循环阻力分析

如图1所示,典型地铁车站空调冷水系统为冷水机组定流量运行的一级泵变流量系统,末端空调机组设水路两通阀,通常配置2台水冷螺杆式冷水机组。本文首先对典型车站冷水系统的阻力进行分析,选取式(1)所需的各项参数,再对耗电输冷比进行计算分析。



注:实线为供水管;虚线为回水管; Δp 为压差阀。

图1 典型地铁车站冷水系统原理图

2.1 车站冷水系统的阻力分析

车站冷水系统阻力包括机房内阻力和末端侧阻力,以分水器及集水器为界。

2.1.1 冷水系统机房内阻力分析

基于实际运行情况,车站冷冻机房内冷水系统各阻力计算参数选用值如下:车站分水器及集水

器冷冻机房侧水循环沿程阻力通常为8~15 kPa,本文取10 kPa(即1 m水柱);冷水机组蒸发器阻力不大于70 kPa,本文取70 kPa(即7 m水柱);机房内管道局部阻力损失一般不小于30 kPa,本文取40 kPa(即4 m水柱);冷冻水泵出水管侧的全自动水处理器阻力不大于30 kPa,本文取30 kPa(即3 m水柱)。由此,车站冷水系统机房内阻力合计为15 m水柱。

2.1.2 冷水系统末端侧阻力分析

地铁车站冷水系统末端侧管网主要包括由设备集中端1台组合式空调机组和3台小空调机组(分别服务于人员房间、弱电设备房间、变电所房间)组成的供回水管路,以及由设备非集中端1台组合式空调机组和1台小空调机组组成的供回水管路。各空调机组的阻力分别为:

1) 车站两端各设1台组合式空调机组,分别负担车站公共区的一半空调冷负荷。2台空调机组的选型相同,其机组制冷量一般为300~550 kW。典型地铁车站计算选型风量为75 000 m³/h,表冷器按6排管制冷量400 kW考虑,水阻力不大于50 kPa,组合式空调机组机外余压为600 Pa。

2) 设备集中端人员房间空调机组和非集中端小空调机组的制冷量一般为40~85 kW,典型车站计算选型表冷器制冷量为50 kW,表冷器水阻力约为30 kPa。

3) 弱电设备房间空调机组制冷量一般为210~320 kW,典型车站计算选型表冷器制冷量为250 kW,表冷器水阻力约为50 kPa。

4) 变电所房间空调机组制冷量一般为100~250 kW,典型车站计算选型表冷器制冷量为150 kW,表冷器水阻力约为50 kPa。

通过负荷和流量的估算,冷水系统末端侧管网阻力的计算结果如表1所示。

表1 冷水系统末端侧管网阻力计算					单位:m水柱
冷水系统	空调类型	设备及阀门阻力	管道沿程阻力	管道局部阻力	管网阻力合计
集中端	组合式空调机组	5.0	1.5	2.0	8.5
	小空调器	5.0	1.5	2.0	8.5
非集中端	组合式空调机组	5.0	6.0	5.0	16.0
	小空调器	3.0	5.0	1.0	9.0

由表1可知,车站冷水系统的最不利环路为设备非集中端组合式空调机组的供回水管路。冷水系统末端侧管网的最不利环路循环阻力为16.0 m

水柱。

2.1.3 冷冻水泵扬程取值

由上文可知,典型车站冷水系统计算管道阻力

为机房内阻力和末端侧阻力之和,计算值为 31.00 m 水柱。因此,在典型地铁车站 E 的计算中, G 取 $123 \text{ m}^3/\text{h}$;考虑 1.15 倍安全系数, H 取 35.65 m。

2.2 其余参数的选取

1) 一般的地铁地下线路,设备集中和客流集中的车站其空调冷负荷较大,非设备集中站和线路端头车站的空调冷负荷通常较小。冷水机组制冷量选型范围一般在 500 ~ 800 kW 之间。由此,典型地铁车站计算选择制冷量为 650 kW 的螺杆式冷水机组 2 台,则 Q 取 1 300 kW。

2) 冷水系统的供水温度、回水温度分别为 7°C 、 12°C ,则 ΔT 为 5°C 。

3) 根据天津某地铁线招标后水泵选型设计文件,其车站水泵的综合效率普遍在 0.7 ~ 0.8 之间,故在典型地铁车站 E 的计算中, η_b 取 0.75。

4) 常规的地铁车站主体长度为 180 ~ 300 m,冷冻机房到非设备集中端空调机房的距离一般为 150 m ~ 250 m,车站的冷冻机房到非设备集中端空调机房供回水管道的总长度 ΣL 一般为 350 m ~ 550 m,故在典型地铁车站 E 的计算中, ΣL 取 450 m。

5) 当 $60 \text{ m}^3/\text{h} < G \leq 200 \text{ m}^3/\text{h}$ 时, A 取 0.003 858;当 $\Sigma L \leq 400 \text{ m}$ 时, α 取 0.02;当 $400 \text{ m} < \Sigma L \leq 1\,000 \text{ m}$ 时, $\alpha = 0.016 + 1.6/\Sigma L$;车站内冷水系统属于两管制冷水管道系统, B 取 28;在常规冷水系统中, ΔT 取 5°C 。

2.3 冷水系统 E 的计算

将上文得到的计算参数代入式(1),可得到典型车站冷水系统 E 为 0.027 847 806。由 GB 50189—2015《公共建筑节能设计标准》可知, E 的判定值为 0.028 39488。因此,根据本文典型车站选取的计算参数, E 的计算值小于判定值,满足节能设计标准的规定。但是, E 的计算值与判定值较为接近,在设计过程中需要严格控制管道阻力和水泵设计效率,否则容易导致超标。

3 地铁车站冷水系统 E 值分析

地铁车站冷水系统的形式相对固定和简单。典型车站通常设置 2 台电动压缩螺杆式冷水机组,冷水循环系统设置 2 台选型相同的冷冻水泵。当冷水系统为循环水泵型号一致的一次泵系统时, G 、 Q 的计算式为^[3]:

$$G = KP/(1.163\Delta T) \quad (2)$$

$$Q = nP \quad (3)$$

式中:

K —水泵流量附加系数;

P —单台水泵所负担的冷负荷,kW;

n —水泵台数。

考虑各地铁车站的实际设计情况, K 取 1.1, n 取 2。将式(2)、(3)式代入式(1), E 的计算式可进一步简化为:

$$E = 0.000\,585\,658\,H/\eta_b \quad (4)$$

由式(4)可知,对于水泵选型一致的一次泵冷水系统, E 只取决于循环水泵的扬程 H 和效率 η_b 。式(1)中的 A 、 B 、 ΔT 均为固定值,根据 ΣL 是否大于 400 m, α 有 2 种取值。因此,在计算得出不同水泵效率情况下, ΣL 对应的水泵扬程限值图如图 2 所示。

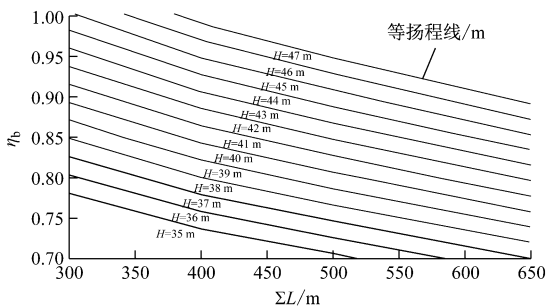


图2 水泵扬程限值图

在冷水系统管道设计前,可通过查询图 2,根据 ΣL 和 η_b 来确定满足输冷比要求最大的 H 值,从而有效减少冷水系统设计过程的反复调整次数。例如:如某车站 ΣL 为 450 m、 η_b 选 0.75 时,查图 2 可得到 H 不应大于 36 m。

考虑到 η_b 为水泵的综合效率,其值达到 0.7 ~ 0.8,已属高效节能^[4]。因此,通过节能设计标准推算得到的 H 对地铁车站冷水系统的循环水泵阻力选型影响较大。按目前水泵常用的设计效率,查图 2 可知, H 不宜大于 40 m。

一般情况下,地铁车站冷冻机房内阻力较为固定,其值一般为 15 m 水柱左右。由此, H 取决于最不利环路的循环阻力。由上文可知,地铁车站冷水系统的最不利环路是通往设备非集中端组合式空调机组的供回水管路。对最不利管路压降进行估算(见表 2),循环水泵的选型压力为冷冻机房内阻力与最不利管路压降之后并附加安全余量,通常在 29 ~ 44 m 水柱之间。

在实际的设计过程中, H 容易出现大于 40 m 的

表 2 典型车站最不利环路压降估算

参数	参数值
冷负荷/kW	300 ~ 550
流量/(m ³ /h)	50 ~ 95
管径型号	DN125/DN150
比摩阻/(Pa/m)	50 ~ 300
管路长度/m	350 ~ 550
管路压降/m 水柱	8 ~ 22

情况,需要通过冷水系统管路优化将 H 控制在 40 m 以内。由此可进行反向推算,由于冷冻机房和表冷器的水阻力为固定值,最不利环路的沿程阻力不宜大于 10 m 水柱。 ΣL 的常用取值 450 ~ 500 m,比摩阻为 200 ~ 220 Pa/m,因此建议地铁车站冷水系统最不利环路的比摩阻不宜大于 200 Pa/m。

4 结论

1) 在典型地铁车站冷水系统的设计中,输冷比容易超过节能设计标准规定的限值。因此,在冷水系统设计前,根据冷水系统管路最大长度提前掌握

(上接第 93 页)

3) 各专业在施工图设计时,应避免采用规范允许最小值,为后期调线调坡设计预留一定空间。以线路设计为例,应注意尽可能使线型顺直,减少曲线,尽量避免平面曲线进入车站范围;同时平面圆曲线、夹直线长度及纵断面坡度及坡长应避免采用规范允许最小值。

4) 应做好与施工单位的设计交底工作,特别注意平、竖曲线进入车站的情况,应尽力减少施工误差、避免施工错误。

5) 在盾构施工过程中,应做好动态监测工作,

水泵扬程限值是必要的。

2) 本文提供了冷水系统耗电输冷比的简化计算式,以及满足节能设计标准耗电输冷比要求的水泵扬程限值图。当水泵效率固定时,地铁车站冷水系统耗电输冷比取决于循环水泵设计扬程。

3) 为满足运行节能要求,地铁车站冷水系统需严格控制管路阻力损失。建议冷冻水泵的设计扬程不宜大于 40 m,冷水系统最不利环路的比摩阻不宜大于 200 Pa/m。

参考文献

[1] 徐丽. 地铁空调水系统设备的节能运行[J]. 节能与环保,2018 (11):27.

[2] 中国建筑科学研究院. 公共建筑节能设计标准: GB 50189—2015[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2015:22.

[3] 中国建筑标准设计研究院. 全国民用建筑工程设计技术措施/暖通空调·动力:09JSCS-KR[S]. 北京:中国计划出版社,2009:98.

[4] 徐伟. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范技术指南[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2012:479.

(收稿日期:2019-07-25)

如出现偏差较大的情况,需及时与设计方沟通纠偏方案,避免严重侵限。

参考文献

[1] 上海市住房和城乡建设管理委员会. 城市轨道交通设计规范: DG/TJ 08—109—2017[S]. 上海:同济大学出版社,2017:213.

[2] 杜昊璇. 城市轨道交通施工完成后的调线调坡设计研究[J]. 地下工程与隧道,2015(2):52.

[3] 赵强. 武汉 2 号线调线调坡设计研究[J]. 铁道工程学报,2013 (10):100.

(收稿日期:2021-04-07)

《城市轨道交通研究》官方网站网址变更公告

根据同济大学对所属单位官方网站管理的统一要求,从 2021 年 7 月 15 日起,《城市轨道交通研究》官方网站网址(原网址:www.umt1998.com)变更为:https://umt1998.tongji.edu.cn。给各位作者、读者带来不便,敬请谅解。

上海铁大城市轨道交通研究杂志社有限公司
2021 年 7 月 1 日