

天津火车站空调系统设计

铁道第三勘察设计院集团有限公司 邹志胜[☆] 李国富 朱建章

摘要 介绍了温湿度独立控制系统与地板辐射供冷系统在天津火车站的应用。介绍了系统的设计计算参数,分析了该系统的节能性和减排效益。

关键词 火车站 温湿度独立控制 地板辐射供冷

Design of air conditioning system for Tianjin Railway Station

By Zou Zhisheng[★], Li Guofu and Zhu Jianzhang

Abstract Presents the application of the temperature and humidity independent control system and floor radiant cooling system to the station. Presents the design parameters of the system, and analyses the energy efficiency features and carbon emission reduction effect.

Keywords railway station, temperature and humidity independent control, floor radiant cooling

① ★ The Third Railway Survey and Design Institute Group Corporation, Tianjin, China



邹志胜

主要设计项目

- 天津站
- 上海虹桥站
- 天津西站
- 上海仲春路地铁站

1 项目概况

天津火车站位于海河之滨,在保留原主站房建筑的基础上进行改扩建,总建筑面积 87 000 m²,主要由高架候车大厅、地下出站大厅和铁路作业及办公房屋组成。其中最主要为高架候车大厅,建筑面积约 20 000 m²,最大高度约 20 m,见图 1。铁路日发送客流约 10 万人,最多聚集人数约为 7 000 人。



图 1 改扩建后的天津火车站效果图

2 设计参数

2.1 室外主要设计参数

夏季空调室外计算干球温度: 33.4 °C;
夏季空调室外计算湿球温度: 26.9 °C;
夏季室外平均风速: 2.6 m/s;
夏季空调室外计算相对湿度: 78%;
冬季供暖室外计算温度: -9 °C;
冬季通风室外计算温度: -4 °C;
冬季室外平均风速: 3.1 m/s;
供暖时间: 122 d。

2.2 室内主要设计参数(见表 1)

表 1 室内主要设计参数

	冬季供暖温度/°C	夏季空调温度/°C	相对湿度/%	新风量/(m ³ /(人·h))
办公室	20	26~27	≤60%	30
候车室	16~18	27~28	≤65%	20
售票厅	14~16	26~28	≤65%	15

3 空调系统设计

3.1 空调系统原理

考虑到天津火车站近邻天津第一热电厂,夏季可利用电厂废热进行除湿,所以空调方案最终确定为温湿度独立控制空调系统,原理见图 2,办公区

①☆ 邹志胜,男,1980 年 1 月生,硕士,工程师
300072 天津市河北区金沙江路 33 号增 1 号
(0) 13920281475
E-mail: zouzisheng@tsdig.com
收稿日期:2010-03-17
修回日期:2010-04-06

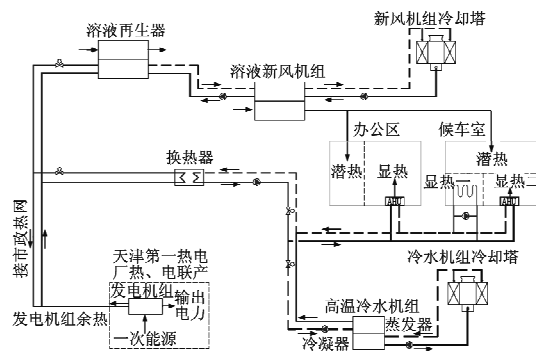


图2 天津站空调系统原理图

采用溶液除湿+风机盘管系统,高架候车室采用溶液除湿+组合空调+地板辐射系统。

3.2 空调系统负荷

采用 DeST 进行负荷计算,根据计算结果,夏季空调最大冷负荷为 9 087 kW,潜热负荷最大值为 3 600 kW,显热负荷最大值为 5 900 kW,由于潜热负荷和显热负荷最大值不是同时出现,因此,最大潜热负荷和最大显热负荷之和大于空调计算总冷负荷;冬季空调最大热负荷为 8 500 kW。

3.3 冷水温度的确定

对于温湿度独立控制系统,冷水温度的确定是设计的核心问题之一,关系到该系统是否经济和节能。冷水温度的确定需要综合考虑如下 3 个问题:

1) 随着冷水温度的升高,冷水机组的 COP 也逐步增大,当冷水温度达到 18℃ 时,离心式冷水机组的 COP 能达到 9~10 左右,甚至更高,从这方面考虑,水温越高越节能。

2) 随着水温的升高,末端空气处理设备制冷工况逐步由湿工况转为半干半湿工况和干工况,单位换热面积制冷能力逐步降低,为消除室内负荷,盘管换热面积需要逐步加大,末端设备初投资也相应增加,目前相关文献提到的最高出水温度为 18℃。

3) 随着水温的升高,末端设备进出水温差将逐步减小,冷水流量就会增大,导致水泵能耗相应增大。

综合考虑以上 3 个问题,最终确定天津站冷水机组出水温度为 14℃,回水温度为 17.5℃。

3.4 设备配置

温湿度独立控制系统需要配置 2 套系统,由冷水消除室内显热负荷,由溶液系统消除室内潜热负荷,达到显热和潜热独立控制。根据各区空间条件和舒适性要求,分别设置热泵式溶液调湿新风机组

和水冷式溶液除湿系统,主要设备配置见表 2。

表2 设备配置

	设备容量	台数
高温离心式冷水机组	制冷量 2 300 kW/台	3
热泵式溶液调湿新风机组	新风量 3 500 m ³ /(台·h),制冷量 68 kW/台	10
水冷式溶液新风机组(带冷水)	新风量 8 000 m ³ /(台·h),制冷量 132 kW/台	16
水冷式溶液新风机组(不带冷水)	新风量 7 400 m ³ /(台·h),制冷量 88 kW/台	24
溶液再生器	风量 20 000 m ³ /(台·h),浓溶液 3 511 kg/(台·h)	8

3.5 地板辐射供冷系统设计

3.5.1 采用地板辐射供冷的理由

由于火车站候车室属于高大空间,为满足建筑美观、室内通透的设计理念,空调送风口布置位置较高,同时射程较远,如果采用全空气系统较难满足设计要求。为提高人员舒适度,减少供暖能耗,冬季最终采用地板辐射供暖、全空气系统部分暖风进行热量补充的方式。

设计时考虑到高架候车室屋顶及四周采光面积很大,夏季太阳辐射冷负荷比较大,而且大部分太阳光都照射在地面上,本着冷负荷就地解决的原则,在地板内通入一定量的冷水将这部分太阳辐射形成的冷负荷消除掉,不需要通过机械送风来消除该部分冷负荷,减少了风系统输送能耗和风系统初投资,同时形成冷辐射,使人体感觉凉爽舒适,可适当提高夏季室内设计温度,减小空调系统冷负荷。

3.5.2 系统设计

1) 室内露点温度

候车室夏季设计温度是 27~28℃,相对湿度不超过 65%,但考虑热风渗透造成门洞附近空气温湿度升高,同时考虑到候车室候车区域人员密集会造成局部室内温湿度升高,为防止地面结露,将室内地面露点设计温度定为 22℃,地面设计温度定为 23℃。

2) 冷水供回水温度及供冷量

天津站地面填充层厚度为 70 mm,地面为大理石,为保证高架候车室地面温度的均匀性,将埋管间距定为 200 mm。冷水供回水平均温度与地面温度的关系见图 3,地面温度与辐射供冷量的关系见图 4。

地板辐射供冷技术至今没有发展起来的原因是存在地面结露的风险,天津站由于采用了温湿度独立控制系统,干空气直接送入人员活动区域,保证了室内贴近地面区域内的空气较干燥,降低了人员活动区域空气露点温度,从而可使地面温度适度降低,

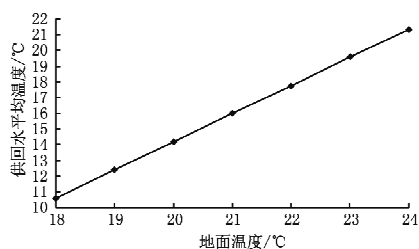


图 3 冷水供回水平均温度与地面温度的关系

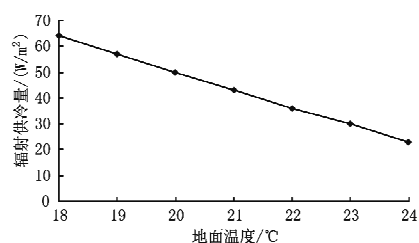


图 4 辐射供冷量与地面温度的关系

进而承担更大的显冷负荷。因此,最终决定在候车室大面积使用地板辐射供冷系统,为安全运行,设计时将地面设计温度定为 23℃,可承担室内约 30 W/m² 的显冷量,通入 20℃ 左右的冷水就可以满足设计要求,如果考虑地面吸收太阳辐射能量,则地面可承担更大冷量。2010 年夏季,笔者还准备逐步降低冷水供水温度,测试地面承担冷负荷的最大能力。

3.6 空调系统优点

1) 采用新型系统,打破传统空调系统设计理念,实现室内热、湿负荷的独立控制,避免出现传统空调中的过冷或过湿的现象,减少能耗。

2) 将传统空调方式中的电制冷除湿方式,改为利用城市热电厂的废热进行除湿,从而节省高品位的电能,有效削减夏季空调用电负荷,弥补城市电网供应不足。

3) 采用干燥新风贴地面送风的地板供冷方式,有效解决了地板供冷存在地面结露的风险,实现了地板供暖与供冷的结合,创造了更为舒适的公共环境。同时,解决了 90 m 大跨度对喷射流中心“死区”及屋顶中心采光带下太阳直射高温区域的空调问题。

4) 采用高温冷水(14℃)进行降温,减少了空调表冷器冷凝水的产生,从而减小了由于冷凝水的

产生而导致霉菌繁殖和传播的可能。同时,提高了冷水机组的 COP 值,减小了空调耗电量。

3.7 空调系统节能性比较

温湿度独立控制系统与常规系统的耗电比较见图 5,其中常规冷水机组 COP 为 5.5,高温冷水机组 COP 为 7.5,冷水管网阻力为 400 kPa,冷却水管网阻力为 300 kPa,水泵效率按 65% 进行计算。由图 5 可见,温湿度独立控制系统节电约 12%,如果再考虑因过冷或过湿造成的额外能量损失,温湿度独立控制系统节电率将大于 15%。而系统大约增加初投资 0.2 元/W,初投资回收周期约 4~6 a。天津站由于利用的是发电厂的废热,从这个角度出发节能性会更优。

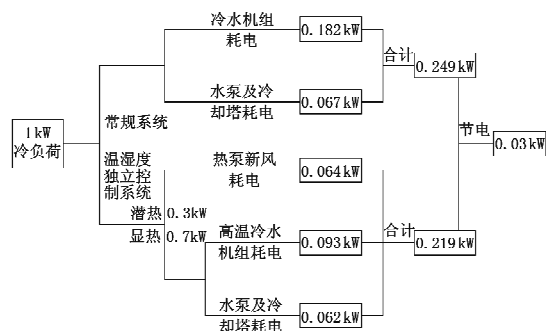


图 5 温湿度独立控制系统与常规系统的耗电比较

3.8 空调系统减排效益

温湿度独立控制空调系统节能减排效果见表 3,按每 t 标准煤燃烧产生二氧化碳 2.664 t、二氧化硫 0.022 4 t、氮氧化物 0.00 9 t、煤渣 0.328 t 计算。

表 3 温湿度独立控制空调系统节能减排效果

节电/(MWh/a)	420	减少 NO _x 量/(t/a)	1.40
节煤/(t/a)	155	减少 SO ₂ 量/(t/a)	3.47
减少 CO ₂ 量/(t/a)	413	减少煤渣量/(t/a)	50.8

3.9 空调系统测试

3.9.1 高温冷水机组性能测试

不同出水温度下高温冷水机组制冷性能的测试结果见表 4。从测试结果可以看出,冷水机组出水温度为 14℃ 时,制冷 COP 为 7.2。常规冷水机组 COP 按 5.5 计算,则该系统比常规系统制冷效率提高约 31%,节能效果显著。

表 4 冷水机组在不同出水温度下的制冷性能

出水温度/℃	冷水供水温度/℃	冷水回水温度/℃	冷却水供水温度/℃	冷却水回水温度/℃	压缩机功耗/kW	制冷量/kW	排热量/kW	能量平衡率	COP
13	13.0	16.5	32.3	28.7	186.3	1 282.2	1 423.5	0.97	6.9
14	13.8	17.0	31.2	28.2	162.4	1 172.3	1 186.3	0.89	7.2

3.9.2 高架候车室室内空气参数

高架区域采用的空调系统为温湿度独立控制系统,此次测试时,关闭温度控制系统,只运行新风机组,测量开启新风机组前后的室内空气参数,测点位置如图 6 所示,室内含湿量测试结果见图 7。从测试结果可以看出,开启机组后,室内含湿量平均下降 3.94 g/kg,证明高架区域新风机组具有良好的除湿能力。

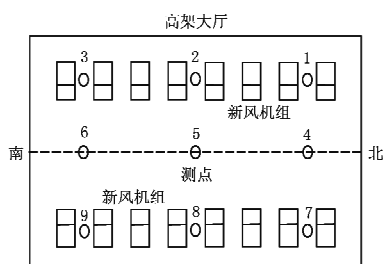


图 6 室内空气参数测点位置

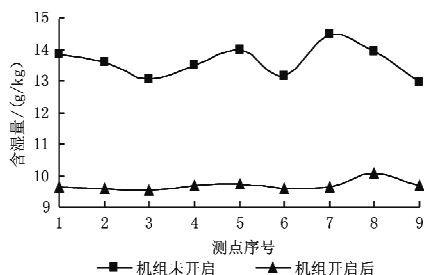


图 7 新风机组开启前后室内含湿量

(上接第 108 页)

在工况 2 下,硅胶转轮的全热效率比分子筛转轮高 14.08%。可见采用相同工艺制作的转轮,在相同工况下,硅胶转轮的全热效率大大高于分子筛转轮。

5 结论

结合转轮制作工艺,对硅胶与分子筛转轮涂覆材料的静态吸放湿率作了实验测试,结果显示涂层 2 明显好于涂层 1,而硅胶由于孔隙大、吸附率高,其涂层吸附率高于分子筛涂层。制作了硅胶转轮,在焓差实验室测试了其全热回收效率,结果显示硅胶转轮的全热回收效率比分子筛转轮高 15%,与涂层静态吸放湿率的测试结果吻合。

参考文献:

- [1] 李汉章. 建筑节能技术指南[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2006
- [2] 李鑫,李忠,韦利飞,等. 除湿材料研究进展[J]. 化工

4 结论

在大型公共建筑中使用水冷式溶液除湿系统和地板辐射供冷系统,有以下设计体会:

1) 热驱动系统管路作用半径应尽量小,以减少溶液系统及冷却水系统的管路输送能耗;

2) 热驱动应利用电厂或锅炉房排放的废热,而不应利用高品位能源进行溶液的再生;

3) 对于冷水管路系统阻力达到 400 kPa 以上的空调系统,采用热泵式溶液调湿新风系统还能有效减少管路系统的输送能耗,具有更为显著的节能效果。

参考文献:

- [1] 刘晓华,江亿. 温湿度独立控制空调系统[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2006
- [2] 江亿,燕达. 建筑环境系统模拟分析方法——DeST [M]. 北京:中国建筑工业出版社,2006
- [3] 刘拴强,江亿,刘晓华,等. 热泵驱动的双级溶液调湿新风机组原理及性能测试[J]. 暖通空调,2008,38(1):54-59
- [4] 谢晓云,江亿,刘拴强,等. 新型高效热驱动溶液除湿空调原理及应用[J]. 暖通空调,2006,36(增刊):96-100
- [5] 陈晓阳,江亿,李震. 湿度独立控制空调系统的工程实践[J]. 暖通空调,2004,34(11):103-109
- [6] 李国富,刘拴强,邹志胜,等. 天津站温湿度独立调节空调系统设计分析[J]. 供热制冷,2008(9):40-44

进展,2004,23(8):811-814

- [3] 秦伶俐,李洪芳. 转轮式全热交换器——一种高效的热回收装置[J]. 制冷,1998,3(3):20-22
- [4] 金伟力,岡野浩志,船户浩史. 用离子交换树脂作为吸湿材料的新型转轮全热交换器[J]. 建筑科学,2004,20(增刊1):185-189
- [5] 杨光,汤广发,严继光,等. 全热换热器的应用与研究进展[J]. 煤气与热力,2006,26(12):55-57
- [6] 钱以明,董启平. 转轮式全热交换器结构参数的优化[J]. 制冷学报,1990(4):6-12
- [7] Simonson C J, Ceipliski D L, Besant R W. Determining the performance of energy wheels: part I—experimental and numerical methods [G]// ASHRAE Trans, 1999,105(1):177-187
- [8] Simonson C J, Ceipliski D L, Besant R W. Determining the performance of energy wheels: part II—experimental data and numerical validation[G]// ASHRAE Trans, 1999,105(1):188-205