



新建铁路客运站房暖通空调设计综述

中南建筑设计院 马友才[☆] 张银安 刘华斌 李 斌 徐 鸿 许 玲

摘要 总结了新建铁路客运站房的暖通空调设计。论述了其建筑特点、空调负荷特性、空调冷热源形式、空调方式、气流组织形式及设计中应注意的问题。详细介绍了几个铁路客运站房工程的空调设计。

关键词 铁路客运站房 空调负荷 冷热源 气流组织 问题

Review on HVAC system design of new railway passenger stations

By Ma Youcai[★], Zhang Yin'an, Liu Huabin, Li Bin, Xu Hong and Xu Ling

Abstract Summarizes the HVAC system design, from the aspects of the architectural features, air conditioning load characteristics, cold and heat sources, air conditioning mode, air distribution and some design issues deserving to be noticed. Presents the HVAC system design of several projects in detail.

Keywords railway passenger station, air conditioning load, cold and heat source, air distribution, issue

★ Central-south Architectural Design Institute, Wuhan, China

①

0 引言

近年来,我国经济进入了新一轮快速增长期,而交通作为国民经济的命脉,其发展显得至关重要。铁路运输长久以来一直作为长途运输的主力军,但是随着地区之间的人口流动量、货运量逐年加大,疲态尽显,铁路发展与国民经济和社会发展不相适应的问题日益凸显,国民经济和社会的发展对铁路建设和发展提出了更高的要求。2004年初,国务院常务会议讨论并原则通过了《铁路中长期发展规划》,充分肯定了铁路具有大运力、低成本的优势,在运输中占有重要地位。根据我国《铁路中长期发展规划》,到2020年,铁路路网规模要达到10万km,铁路建设需要总投资2万亿元,每年铁路建设投资达1000亿元,建设规模、投资力度都有很大提高。在铁路“十一五”规划中,中国铁路要建设6个路网性客运中心、10个区域性客运中心。根据这一总体布局,“十一五”期间,中国铁路将结合客运专线和长大干线建设,新建和改建一批铁路客运站,即省会级城市客运站25座、地市级城

市客运站95座、县级城市客运站428座,逐步形成适应客流特点、便于客运组织和分类管理的客运站体系。随着规划的批准和实施,我国铁路新一轮大规模建设已经展开。

我国铁路建设的大发展,带动了新一轮铁路客运站房建设的高潮。笔者所在单位抓住机遇,迎接挑战,经过不懈的努力和艰苦的工作,取得了令人瞩目的成绩。获得了以郑州东站、杭州东站、西安北站三大枢纽站为代表的20多项铁路客运站房的设计权。

为了体现以人为本、更好地为旅客服务的宗旨,建设好这一大批客运站,笔者所在单位在总结我国客运站建设的经验教训、借鉴国外先进做法的基础上,以“功能性、系统性、先进性、文化性、经济

①☆ 马友才,男,1963年12月生,大学,教授级高级工程师,院副总工程师
430071 武汉市中南二路10号中南建筑设计院
(027) 87336772
E-mail: hbwh.myc@163.com
收稿日期:2009-02-16

性”的建设理念作为新时期铁路客运站房建设的指导总则。本文结合工程实例,对新建铁道客运站房暖通空调设计进行综述。

1 建筑特点

1.1 建筑空间平面特点

新建大中型铁路客运站房一般由 3 个基本平面层组成,即高架层、站台层、出站层。高架层为高大空间,一般布置候车大厅及商业用房等;站台层一般布置进站大厅、售票厅、贵宾候车室、基本站台候车室及商业用房等,其中进站大厅为高大空间;出站层一般布置联系通道、出站厅及设备用房等;现在越来越多的客运站房将进站大厅布置在高架层,与候车大厅等形成一个完整的高大空间。

新建小型铁路客运站房一般由 2 个基本平面层组成,即站台层、出站层。站台层一般布置进站大厅、售票厅、候车室及商业用房等;出站层一般布置联系通道、出站厅及设备用房等。

1.2 建筑空间高度特点

为旅客提供舒适的候车环境是新建铁路客运站房建设的目标之一,高架层空间高大,有的高度达到 30 m,跨层的进站大厅更高;站房建设对某些空间净高要求严格,比如站台上方的净高、出站层联系通道和出站厅的净高等。

1.3 候车特点及客流程

新建大中型铁路客运站房一般采用高架候车的模式,新建小型铁路客运站房一般采用线侧候车的模式;目前均为等候式,以后根据发展将逐步转变为通过式。客流程一般为上进下出,由站台层上方进入站台层上车,由出站层出站厅离开。

2 空调负荷特性

2.1 建筑外围护结构

新建铁路客运站房旅客活动区域外墙一般采用通透性好的结构形式,所有外围护结构均具有良好的热工性能,出于功能和建筑造型的考虑,建筑屋顶设挑出构件,为大面积玻璃幕墙提供了有效的外遮阳措施。

2.2 在室人员特点

铁路客运站房是一个人员密集场所,具有人员密度变化大、一般情况下人员在室时间不长的特点。候车方式由等候式变为通过式后,人员在室时间更短,一般不会超过 2 h。

2.3 空调负荷

在铁路客运站房空调负荷构成中,不论是夏季,还是冬季,新风负荷均占到 40% 以上,所以,选取合适的新风量是设计中需要考虑的重要问题;铁路客运站房在室人员密度变化大,空调负荷变化大;对高大空间,一般采用分层空调的方式,在空调负荷计算中也要考虑空调方式的影响。

3 空调冷热源

3.1 空调冷热源方式确定的原则

空调系统的冷热源方式,应根据站房规模,结合当地能源结构及其价格政策、气候特点、水文地质资料、环保规定等经综合论证后确定。优先利用可再生能源,兼顾经济性。

3.2 空调冷热源方式

仅夏季供冷时,一般采用电力驱动的水冷冷水机组;当有可利用的余热、废热,且经济合理时,采用溴化锂吸收式冷水机组;当有丰富的天然气且经济合理时,采用直燃型溴化锂吸收式冷水机组。

夏季供冷、冬季供暖时,根据当地气候及使用情况采用以下冷热源方式。夏热冬冷地区,一般采用地埋管地源热泵机组与水冷冷水机组相结合的方式,按冬季热负荷选配地埋管地源热泵机组,水冷冷水机组根据夏季空调冷负荷及已配置的地埋管地源热泵机组来选配。寒冷地区,一般采用地埋管地源热泵机组与城市热网相结合的方式,按夏季冷负荷选配地埋管地源热泵机组,换热机组根据冬季空调热负荷及已配置的地埋管地源热泵机组来选配;也可选择水冷冷水机组与城市热网相结合的方式。严寒地区,一般采用城市热网或设置区域锅炉房的供热方式;在太阳能资源丰富的地区,可采用太阳能供热和空调的方式;夏季有空调需求时,一般采用水冷冷水机组的方式。

当有合适的污水源或地下水源且经济可靠时,优先采用污水源热泵或水源热泵的方式供冷、供热。当有合适的峰谷电价和低谷时间较长时,集中冷源宜采用蓄冷系统。

3.3 空调水系统

空调水系统一般采用一次泵变流量、两管制异程系统;为减少输送能耗,采用较大的供回水温差,夏季一般采用 7℃ 温差。

3.4 机房设置

对大型铁路客运站房,当站房长度超过 400 m 时,一般设置两个机房,分别设置在站线两侧,以节

省运行费用。

4 空调系统

4.1 高架层空调

大中型铁路客运站房高架层是旅客候车的主要场所,空调系统一般采用低速单风道全空气系统,经济合理时,一般设置排风热回收装置,空气处理机组与热回收装置分开设置,未设热回收的系统一般根据 CO_2 浓度控制新风量;除少量空调机房设置在高架层外,其他空调机房一般设置在高架层下方(站台上)的设备夹层内;有上部夹层时一般采用旋流风口顶送风方式,其他一般采用喷口侧送风方式,喷口一般利用建筑小间布置,特殊情况与建筑配合设置隐蔽的送风柱,集中回风;采用 CFD 技术对整体空间的热环境进行模拟,验证空调送风方式的合理性并提出调整方案。严寒地区和部分寒冷地区冬季采用地板辐射供暖的空调方式,新风由带盘管的热回收装置或由空调系统提供。

4.2 其他大空间空调

空调系统一般采用低速单风道全空气系统,一般根据 CO_2 浓度控制新风量,有条件时设排风热回收装置,一般采用旋流风口顶送风方式或喷口侧送风方式,必要时设置送风柱,集中回风;严寒地区和部分寒冷地区冬季采用地板辐射供暖的空调方式,新风由带盘管的热回收装置或由空调系统提供。

4.3 办公室等房间空调

一般采用风机盘管加新风系统,新风由排风热回收系统提供;严寒地区和寒冷地区热回收装置设加热盘管。

4.4 贵宾候车室空调

一般采用风冷变制冷剂流量多联分体式空气调节系统,气流组织为侧送上回,风口与建筑装饰配合隐蔽设置,新风由独立的新风机组提供;严寒地区和部分寒冷地区冬季采用地板辐射供暖的空调方式。

4.5 工艺设备用房空调

一般采用风冷变制冷剂流量多联分体式空气调节系统,寒冷地区采用超低温型设备,严寒地区采用电加热;部分要求高的工艺设备用房采用独立的风冷恒温恒湿空调系统。

5 其他

5.1 防排烟

一般来说,新建铁路客运站房单层面积大,空间关系复杂。为满足使用功能要求,消防设计会突破现有规范的要求。设计中,采用对特殊消防进行性能化设计,通过各种模拟试验解决有关消防问题。高架层虽为建筑高度超过 12 m 的高大空间,但设计中一般均采用自然排烟的方式。

5.2 管线布置

新建铁路客运站房对某些空间净高要求严格。鉴于列车安全运行的需要,站台面距高架层下设备夹层有最小净距离要求;大中型铁路客运站房出站层面积大,出站厅、联系通道对空间净高要求高。为减小建筑层高、节省投资,设计中应统筹考虑,充分利用结构空间,将管线和设备布置在净高要求不高的空间,以满足站房建设对净高的要求。

6 工程实例

6.1 杭州东站

杭州东站(见图 1)是东部地区国家铁路网中的重要枢纽,站房高峰小时聚集人数 15 000 人,车站总建筑面积 320 813.5 m^2 ,其中站房建筑面积 102 860 m^2 。站房建筑共有 3 个基本层,即高架进站层、站台层、地下出站层。站房最高点距广场地面 39.6 m。



图 1 杭州东站外形图

6.1.1 空调负荷

夏季空调最大冷负荷 14 050 kW,夏季空调设计日总冷负荷 158 500 kWh;冬季空调最大热负荷 7 580 kW。

6.1.2 空调系统冷热源

1) 冷热源采用地埋管地源热泵与部分蓄冷的冰蓄冷相结合的方式,按冬季热负荷选配地源热泵机组和地埋管换热器,夏季由地源热泵系统与冰蓄冷系统联合供冷。冬季考虑扣减室内人员发热量等因素,空调装机容量为制热量 6 000 kW;夏季空调装机容量为制冷量 13 980 kW。本站房共设 2

个制冷机房,分别设置在出站层站线两侧。

2) 选用 2 台螺杆式地源热泵机组,单台制冷量 1 420 kW,单台制热量 1 500 kW,夏季供回水温度 6 °C/13 °C,冬季供回水温度 46 °C/40 °C,土壤源侧循环水夏季进出水温度 30 °C/35 °C、冬季进出水温度 10 °C/5 °C。选用 2 台双工况水冷螺杆式冷水机组,空调工况单台制冷量 1 330 kW,蓄冰工况单台制冷量 858 kW,空调工况供回水温度 7 °C/12 °C,蓄冰工况供回水温度 -6 °C/-2.6 °C,冷却水供回水温度 32 °C/37 °C。选用 5 台盘管蓄冰装置,单台蓄冷量 2 960 kWh。各制冷机房夏季总制冷量 6 990 kW,冬季总制热量 3 000 kW。

3) 根据场地情况配置竖直埋管换热器 36 组,共计打井 1 576 口,埋管有效深度 88 m,埋管形式为单 U 形管竖直埋设,埋管为 DN32 的 PE 管,埋管间距不小于 5 m;地埋管换热器夏季换热量 6 800 kW、冬季换热量 6 000 kW;地埋管换热器埋设在制冷机房出站层出租车停车场下。

6.1.3 空调水系统

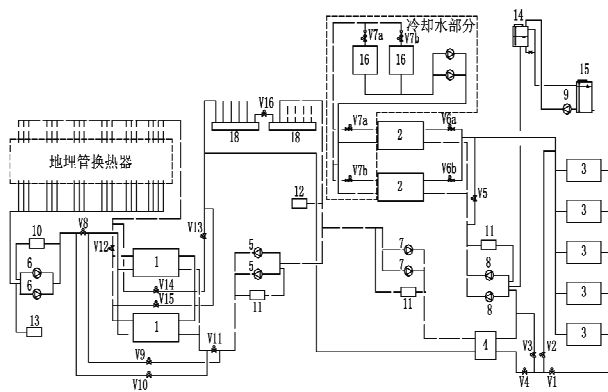
采用一次泵变流量、两管制异程系统。夏季供回水温度 6 °C/13 °C,冬季供回水温度 46 °C/40 °C。每组地埋管换热器水路上均设置静态平衡阀,空调机组设置动态平衡电动调节阀,保证按需供水;分、集水器间设置压差旁通,确保末端设备低水量需求时系统的正常运行;空调水系统和土壤源侧水系统均采用落地式膨胀水箱定压,乙二醇水溶液系统采用高位膨胀水箱定压。冷热源部分原理图见图 2。

6.1.4 空调风系统

1) 进站大厅、候车大厅空调均采用低速单风道全空气系统,大部分系统设有全热回收装置,进站大厅夏季送风温度 17 °C,冬季送风温度 25 °C。

2) 进站大厅有夹层的部分采用旋流风口顶送风,无夹层的部分采用喷口侧送风,集中回风;共 14 个系统,采用变频控制,总送风量 1 202 500 m³/h。

3) 候车大厅采用门套上方喷口侧送风,集中回风,相对两门套间距约为 68 m;共 34 个系统,采用变频控制,总送风量 1 118 600 m³/h;共 34 个门套,每个门套设 7 个温控型喷口,共 238 个喷口。典型风系统原理图见图 3。



6.2.1 空调负荷

集中空调部分夏季最大冷负荷 19 880 kW, 冬季最大热负荷 13 460 kW。

6.2.2 空调系统冷热源

1) 空调冷热源采用污水源热泵空调系统, 按夏季冷负荷选配污水源热泵机组。本站房共设 2 个制冷机房, 分别设置在出站层站线两侧。

2) 每个制冷机房选用 6 台螺杆式污水源热泵机组, 冬、夏运行工况手动转换。夏季单台制冷量 1 640 kW, 冬季单台制热量 1 825 kW。夏季设计工况下性能系数(COP)不低于 5.24, 冬季设计工况下性能系数(COP)不低于 4.9。夏季空调供回水温度 6.5℃/13.5℃, 污水侧进出水温度 28℃/38℃; 冬季空调供回水温度 50℃/43℃, 污水侧进出水温度 13℃/3℃。各制冷机房夏季总制冷量 9 840 kW; 冬季 8 台机组运行(部分负荷), 总制热量 14 600 kW。

3) 污水来自于中原环保股份有限公司王新庄污水处理厂, 与站房相距约为 1 km, 日处理量 40 万 t, 其污水水质达到《污水综合排放标准》新标准二级。根据污水水质情况经过简易过滤后污水直接进入污水源热泵机组, 使用后直接排放至站房附近的七里河内。依据污水全年水温情况, 同时参考污水价格, 在保证机组安全运行的前提下, 根据机组污水出水温度调节污水流量, 使机组运行的综合经济效益最大。

6.2.3 空调水系统

采用一次泵变流量、两管制异程系统。在确保系统正常运行的情况下尽可能地减少水泵的输送功耗, 节省运行费用, 夏、冬季均采用 7℃ 供回水温差。夏季供回水温度 6.5℃/13.5℃, 冬季供回水温度 50℃/43℃。分、集水器间设置差压旁通, 确保末端设备低水量需求时系统的正常运行; 空调水系统采用落地式膨胀水箱定压。冷热源部分原理图见图 5。

6.2.4 空调末端系统

1) 进站大厅、候车大厅、换乘大厅、售票大厅及部分大空间的空调系统均为低速单风道全空气系统。夏季送风温度 16℃, 冬季送风温度 35℃。换乘大厅、售票大厅等采用旋流风口顶送风, 进站大厅、候车大厅采用喷口侧送风, 集中回风, 其余小房间采用风机盘管加新风系统, 所有的工艺设备用

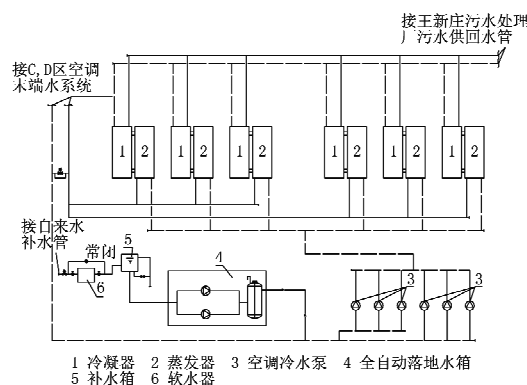


图5 郑州东站冷热源水系统原理图

房均采用风冷变制冷剂流量多联机系统或恒温恒湿机组。

2) 高架层进站大厅、候车大厅空气处理机组和全热回收机组分开设置, 其他没有设全热回收机组的系统根据室内 CO₂ 浓度调节新风量; 所有的全空气系统冬季采用湿膜加湿器加湿。

3) 候车大厅采用门套上方喷口侧送风, 集中回风, 相对两门套间距约为 38 m, 进站大厅采用温控型喷口侧送风, 送风距离约为 33 m。典型风系统原理图见图 6。

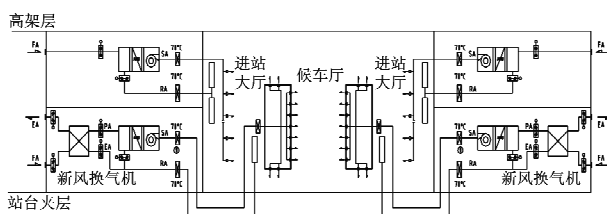


图6 郑州东站候车厅、进站大厅部分空调风系统原理图

6.2.5 空调系统与供暖系统的冬季防冻

1) 冬季根据对典型位置环路水温的监测情况进行防冻循环。

2) 冬季新风换气机组的动态平衡电动调节阀设置最小开度限制, 保证空调水的循环, 防止加热盘管冻裂。

3) 新风换气机组、空气处理机组、恒温恒湿空调机组连通室外的新风管及排风管靠近室外侧均设电动密闭保温风阀, 并与相应机组联锁。

6.3 西安北站

西安北站(见图 7)位于西安市, 车站最多聚集人数 18 000 人。总建筑面积 338 190 m², 其中站房面积 170 991 m²; 站房建筑由出站层、站台层、高架候车层构成, 站房主体最高点距地面 43.6 m。



图 7 西安北站外形图

6.3.1 空调负荷

夏季空调计算冷负荷 18 450 kW, 冬季空调及供暖计算热负荷 12 160 kW。

6.3.2 空调系统冷热源

1) 站房空调系统根据使用功能及时间的差异按三种方式设置: 有特殊要求的工艺设备用房采用带独立冷热源(风冷)的机房专用空调系统和变制冷剂流量多联机系统; 贵宾室采用变制冷剂流量多联机系统; 普通候车室、软席候车室、售票厅及办公部分采用集中冷热源的水-空气空调系统。

2) 空调及供暖热源为城市热网, 空调系统和供暖系统分别设置 5 000 kW 和 2 000 kW 的换热机组各 2 台。集中空调系统冷源采用 6 台大温差离心式冷水机组, 单台制冷量为 3 165 kW。

3) 本站房共设南、北两个制冷机房和换热站。

6.3.3 空调水系统

采用一次泵变流量、两管制异程系统, 夏季采用 8 °C 供回水温差、冬季采用 15 °C 供回水温差。夏季供回水温度 5 °C/13 °C, 冬季供回水温度 65 °C/50 °C。冷热源水系统原理图见图 8。

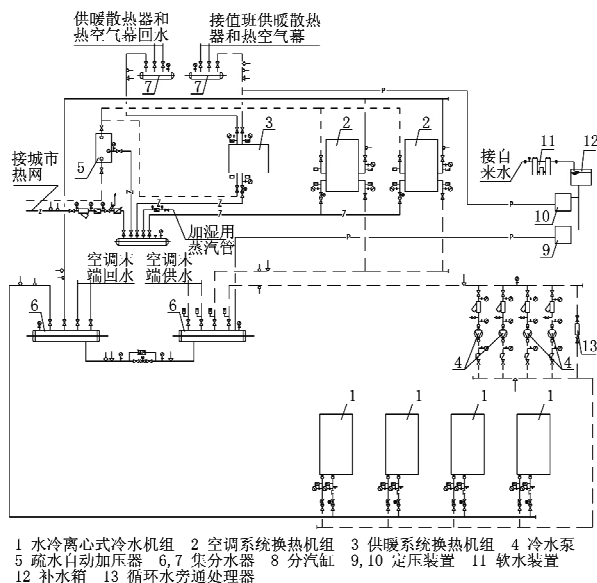


图 8 西安北站冷热源水系统原理图

6.3.4 空调风系统

候车区域及南、北进站区域采用温感自动风向

百叶窗型风口侧送风, 同侧下部集中回风; 东、西进站区域采用温感自动风向线型风口侧送风, 休闲茶座采用圆形喷口侧送风及地板送风, 售票区域采用带有温感调节风向的自动扩散风口顶送风, 商业用房内采用线型风口顶送风, 均为集中回风。

所有的新风系统和新、回风混合的空调系统设干蒸汽加湿器, 以满足冬季室内舒适性要求。

高架层候车厅风系统原理图见图 9。

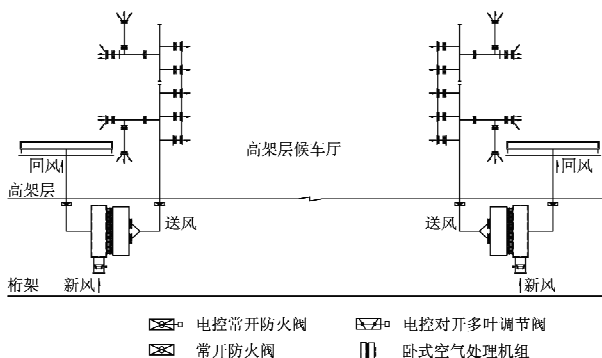


图 9 西安北站高架层候车厅空调风系统原理图

6.4 太原南站

太原南站(见图 10)位于太原市东南的小店区, 为特大型旅客站房, 主要承担石太客运专线旅客到发业务。车站最多聚集人数 4 000 人。总建筑面积 153 965 m², 其中客运用房面积 49 280 m², 由出站层、站台层、高架候车层组成。站房主体最高点距地面 37.78 m, 按多层建筑设计。

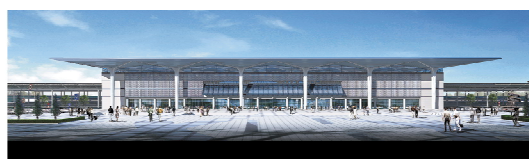


图 10 太原南站外形图

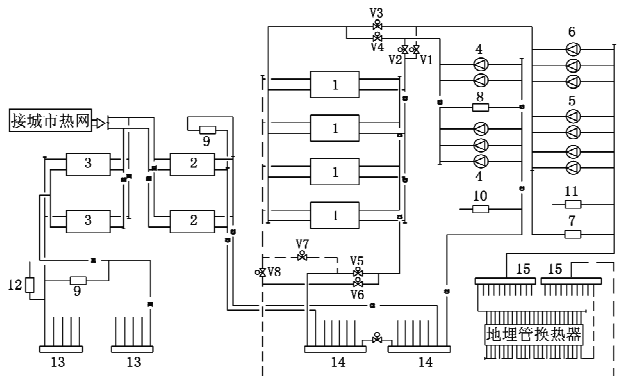
6.4.1 空调负荷

站房及附属建筑夏季空调计算冷负荷 10 345 kW, 冬季空调及供暖计算热负荷 9 142 kW。

6.4.2 空调系统冷热源

1) 供暖热源为城市热网, 供暖系统装机容量 2 420 kW, 集中空调系统冷热源采用地埋管地源热泵与城市热网相结合的方式, 按夏季冷负荷选配地埋管地源热泵机组和地埋管换热器, 冬季根据地埋管换热器的换热能力确定地埋管地源热泵机组的制热量, 不足部分由城市热网提供; 夏季空调装机容量 6 560 kW, 冬季空调装机容量 6 490 kW,

其中地埋管地源热泵机组提供 3 150 kW。冷热源系统原理图见图 11。



1 螺杆式地源热泵机组 2 空调系统换热机组 3 供暖系统换热机组 4 空调侧循环泵
5 土壤侧循环泵(夏) 6 土壤侧循环泵(冬) 7~9 循环水旁通处理器
10~12 定压装置 13~15 集、分水器

地源热泵系统阀门转换表

	开启	关闭
夏季	V2, V3 V5, V8	V1, V4 V6, V7
冬季	V1, V4 V6, V7	V2, V3 V5, V8

图 11 太原南站冷热水源系统原理图

2) 地埋管换热器采用单 U 形管、竖直钻孔埋管方式, 竖直地埋管换热器共 38 组, 共计打井 1 131 口, 有效埋管深度 93 m, 埋管间距不小于 5 m, 采用 DN32 的 PE 管; 地埋管换热器夏季换热量 7 870 kW、冬季换热量 3 000 kW; 循环水侧夏季进出水温度 35 °C/30 °C, 冬季进出水温度 2 °C/6 °C; 地埋管各组供水管上均设平衡阀, 各组内地源井同程布置。

6.4.3 空调水系统

采用一次泵变流量、两管制异程系统, 夏季采用 7 °C 供回水温差、冬季采用 10.5 °C 供回水温差。夏季供回水温度 6 °C/13 °C, 冬季供回水温度 53.5 °C/43 °C。

6.4.4 空调末端系统

1) 站房空调系统根据使用功能及时间的差异按三种方式设置: 贵宾候车室夏季采用风冷变制冷剂流量多联机系统, 冬季采用地板电供暖系统; 消防控制室、行包房办公用房夏季采用单冷分体空调, 冬季采用散热器供暖; 票务系统机房设置独立的风冷恒温恒湿空调系统。

2) 站台层进站大厅、候车厅及高架候车厅为高大空间, 夏季供冷、冬季供暖。采用立式送风柱喷口送风、喷口侧送风及旋流风口顶送风相结合的方式; 冬季采用地板辐射供暖, 采用湿膜加湿器加

湿。东进站大厅、候车厅、售票厅风系统原理图见图 12。

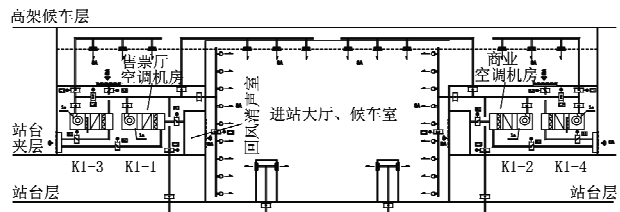


图 12 太原南站东进站大厅、候车厅、售票厅空调风系统原理图

6.5 新长沙站

新长沙站(见图 13)位于长沙市东部, 为特大型旅客站房, 主要承担武广客运专线旅客到发业务。车站最多聚集人数 5 000 人。总建筑面积 187 084 m², 其中客运用房面积 45 956 m²。站房由出站层、站台层、高架候车层构成。站房主体最高点距地面 43 m。



图 13 新长沙站外形图

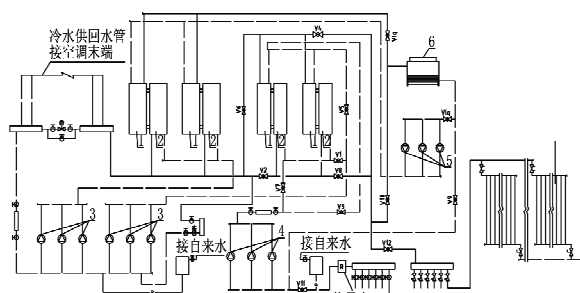
6.5.1 空调负荷

夏季空调计算冷负荷 9 225 kW, 冬季空调计算热负荷 3 123 kW。

6.5.2 空调系统冷热源

1) 空调系统冷热源采用地埋管地源热泵与水冷离心式冷水机组相结合的方式, 按冬季热负荷选配地埋管地源热泵机组和地埋管换热器, 夏季根据地埋管换热器的换热能力确定地埋管地源热泵机组的制冷量, 不足部分由离心式冷水机组提供。夏季空调装机容量 8 380 kW, 其中离心式冷水机组提供 5 800 kW, 冬季空调装机容量 3 000 kW。冷热源系统原理图见图 14。

2) 地埋管换热器采用单 U 形管、竖直钻孔埋管方式, 竖直地埋管换热器共 50 组, 共计打井 840 口, 有效埋管深度 90 m, 埋管间距不小于 5 m, 采用 DN32 的 PE 管; 地埋管换热器夏季换热量 3 090 kW、冬季换热量 2 440 kW; 循环水侧夏季进出水温度 35 °C/30 °C, 冬季进出水温度 2 °C/6 °C; 地埋管各组供水管上均设平衡阀, 各组内地源井同程布置。



1 冷凝器 2 蒸发器 3 负荷侧循环水泵 4 地源侧循环水泵 5 冷却水泵 6 冷却塔

地源热泵系统运行模式

		开启	关闭	调节
夏 季	地热	V1, V2, V3, V4, V11, V12, V1q	V5, V6, V7, V8, V9, V10	
	冷却塔	V1, V2, V3, V4, V9, V10	V5, V6, V7, V8, V11, V12	V1q
冬季		V5, V6, V7, V8, V11, V12	V1, V2, V3, V4, V9, V10	

图 14 新长沙站冷热源水系统原理图

6.5.3 空调水系统

采用一次泵变流量、两管制异程系统,夏季、冬季均采用 7℃ 供回水温差,夏季供回水温度 6℃/13℃,冬季供回水温度 47℃/40℃。

6.5.4 空调末端系统

1) 站房空调系统划分为三大区域:辅助生产用房、贵宾候车室采用运行灵活、低负荷时效率较高的风冷变制冷剂流量多联分体式冷(暖)空调系统,系统按区域设置;工艺机房(通信机械室、信号机械室、主机房等)设置独立的风冷机房专用空调机组;其他部分设置集中空调系统,其中候车厅、售票厅、餐厅等设冷暖空调,进站大厅、高架商业服务区等仅设夏季空调。

2) 站台层候车厅及高架候车厅为高大空间,夏季供冷、冬季供暖。采用立式送风柱喷口送风、喷口侧送风及旋流风口顶送风相结合的方式。冬季则关闭部分送风口以提高送风速度,结合自动调节送风口出风角度等方式保证空调效果。典型风系统原理图见图 15。

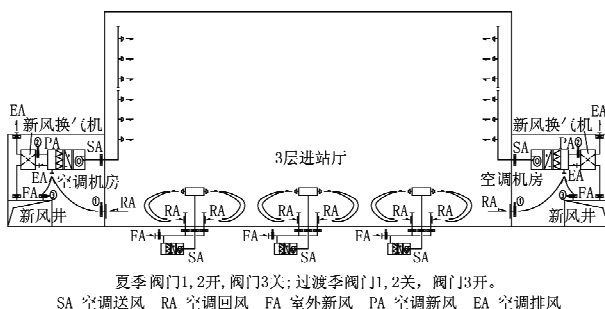


图 15 新长沙站进站大厅空调风系统原理图

6.6 厦门西站

厦门西站(见图 16)位于厦门市集美分区北部,为特大型旅客站房。车站最多聚集人数 5 000 人。总建筑面积 113 576 m²,其中客运用房面积 47 656 m²,站台雨棚面积 66 719 m²,由出站层、站台层、高架候车层组成。站房主体最高点距地面 58.9 m。



图 16 厦门西站外形图

6.6.1 空调负荷

夏季空调计算冷负荷 9 137 kW, 冬季空调计算热负荷 261 kW。

6.6.2 空调系统冷热源

制冷站内设置两大一小 3 台水冷式冷水机组, 夏季集中空调装机容量 7 360 kW。冷热源水系统原理图见图 17。

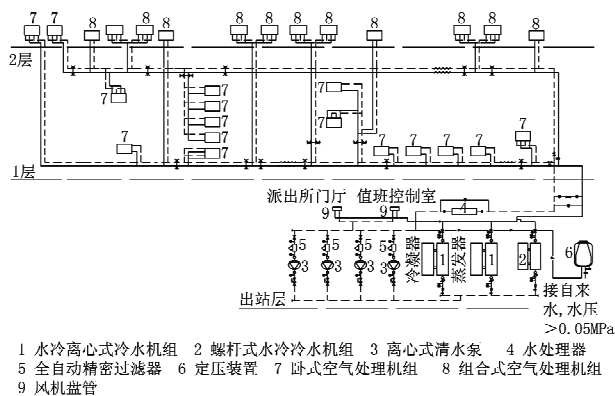


图 17 厦门西站冷热源水系统原理图

6.6.3 空调水系统

采用一次泵变流量、两管制异程系统,夏季采用7℃供回水温差。

6.6.4 空调末端系统

1) 站房空调系统划分为三大区域:辅助生产用房、管理办公用房、贵宾候车室采用运行灵活、低负荷时效率较高的风冷变制冷剂流量多联分体式冷(暖)空调系统,系统按区域设置;工艺机房(通讯机械室、信号继电器室等)设置独立的风冷机房专用空调机组;其他部分(进站大厅、候车厅、售票厅、商业服务用房)设置夏季集中空调系

统。

2) 站台层进站大厅、候车厅及高架候车厅为高大空间,夏季采用喷口侧送风及旋流风口顶送风相结合的方式。其中高架候车厅侧送喷口采用上下双排布置,送风射程达 48 m。东进站大厅、候车厅、售票厅空调风系统原理图见图 18。

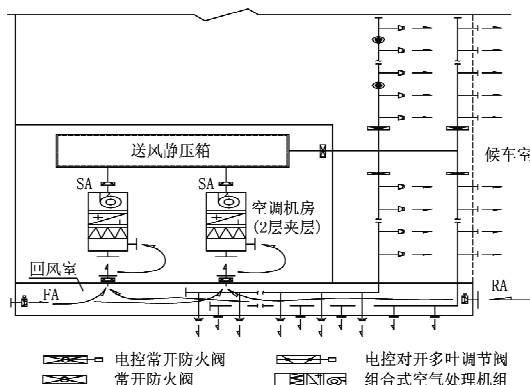


图 18 厦门西站东进站大厅、候车厅、售票厅空调风系统原理图

6.7 其他客运站房

6.7.1 概述

中南建筑设计院已完成设计的客运站房还有延安站、呼和浩特东站、西宁站、台州站、岳阳站、耒阳站、衡山站、衡阳站、宜昌站、宁德站等中小型站房,分布在多个气候区域。

6.7.2 暖通空调设计

1) 空调系统冷热源

台州站、岳阳站、耒阳站、衡山站、衡阳站、宜昌站等均采用地埋管地源热泵系统与水冷冷水

机组相结合的方式,按冬季热负荷选配地埋管地源热泵机组和地埋管换热器,夏季不足部分由水冷冷水机组提供;呼和浩特站采用地下水地源热泵系统与锅炉房集中供热相结合的方式,冬季主要由地下水地源热泵系统供热;宁德站仅夏季供冷,采用水冷冷水机组提供冷源;延安站夏季采用水冷冷水机组作为冷源,冬季采用区域锅炉房作为热源;西宁站供暖空调设计中,以太阳能作为系统的主要能源,站房外已有的锅炉作为辅助能源,实现“太阳能+燃气锅炉”的能源供给方式。

2) 空调末端系统

进站厅、候车厅等大空间均采用低速单风道全空气系统顶送风或侧送风,集中回风;其余小房间采用风机盘管加新风系统;所有的工艺设备用房均采用风冷变制冷剂流量多联机系统或恒温恒湿机组。延安站、呼和浩特东站、西宁站冬季均采用地板辐射供暖,采用湿膜加湿器加湿,并采取应的防冻措施。

7 结语

随着铁路建设的加速进行,中南建筑设计院必将承担更多的铁路客运站房设计,我们将总结过去的经验,找出存在的问题,设计出更经济、节能的空调、供暖系统。特别是要对高大空间的空调送风方式进行进一步的研究,找出一种对建筑空间影响小、布置灵活、空调效果好、经济、节能的送风方式。

(上接第 101 页)

式中 q_H 为单位井深换热量; ρ_f, c_f 分别为循环介质的密度和比热容; V_f 为循环介质的流量。

对于单位井深换热量一定的地埋管,增加或减小进出口温差和管内流体流量中任何一方,另一方均相应地减小或增加。地埋管流量减小,地埋管进出口流体温差就会增加,相应地能效度也会增加,区段迁移趋于缓慢,地埋管的有效换热持续时间增加^[4]。总的原则是,一方面地埋管中的流量应大一些,使管中产生湍流以利于传热;另一方面该流量又不宜过大,以控制循环泵的功率在合理的范围内,一般的流速推荐值为 0.6~1.0 m/s,称为“最佳经济速度”。当然,针对不同的地埋管地源热泵系统工程,应综合考虑机组运

行等相关因素,在流体流量需要取较大值的情况下,应根据需要相应地增加地埋管的埋设深度,稳定换热能效度,保持有效换热区的持续,使得整个系统能够高效运行。

参考文献:

- [1] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
- [2] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- [3] 曲云霞. 地源热泵系统模型与仿真[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2004
- [4] 於仲义. 土壤源热泵垂直地埋管换热器传热特性研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2008