

文章编号: 1671-6612 (2023) 02-305-07

铁路工程低温空气源热泵运行实测与优化分析

黄琳¹ 马江燕¹ 邓保顺¹ 侯卫华¹ 何磊¹ 周勇² 王登甲²

(1. 中铁第一勘察设计院集团有限公司 西安 710043;

2. 西安建筑科技大学 西安 710055)

【摘要】 铁路沿线房屋常常远离城市且具有“点多线长”的特点,当铁路车站不具备接入市政供暖和燃气时,空气源热泵因取热方便、能效比高等优势在铁路工程中应用广泛。为探究低温空气源热泵在铁路工程的应用效果及性能,对低温空气源热泵在铁路工程应用的 3 个工程进行了实测,重点分析了低温空气源热泵机组在不同地区使用的容量修正问题。研究表明:由于机组的制热性能受室外环境影响大,为提高低温空气源热泵的制热性能,机组选型时温度修正系数需考虑供暖季的热负荷频率分布和辅助热源措施以防止设备容量过大。此外,由于重霜区集中在温度不太低,湿度较高的区域,在严寒、寒冷地区低温空气源热泵的“无霜除霜”的现象较为严重,其融霜修正系数取值建议在 0.88~0.95 范围内。再次,铁路房屋供暖末端形式受热泵机组的供水温度影响,建议以散热器为末端供暖系统采用 CO₂ 低温空气源热泵机组,以辐射地板和风机盘管采用常规制冷剂空气源热泵机组即可满足要求。

【关键词】 铁路房屋;低温空气源热泵;制热性能系数;采暖末端

中图分类号 TU83 文献标识码 A

Analysis and Discussion on Actual Measurement of Low Temperature Air Source Heat Pump in Railway Engineering

Huang Lin¹ Ma Jiangyan¹ Deng Baoshun¹ Hou Weihua¹ He Lei¹ Zhou Yong² Wang Dengjia²

(1.China Railway First Survey and Design Institute Group Ltd, Xi'an, 710043;

2.Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an, 710055)

【Abstract】 Buildings along railway lines are often far away from cities and have the characteristic of "multiple points and long lines". When railway stations do not have access to municipal and gas facilities, air source heat pumps are widely used in railway engineering due to their convenient heating and high energy efficiency ratio advantages. Therefore, this paper conducted actual measurements on three railway low-temperature air source heat pump cases and analyzed the problems of low-temperature air source heat pump in equipment selection and heating terminal. The results indicate that due to the significant impact of outdoor environment on the heating performance of the unit, in order to improve the heating performance of the low-temperature air source heat pump, the frequency distribution of heating load during the heating season and auxiliary heat source measures need to be considered when selecting the unit to prevent excessive equipment capacity. In addition, the phenomenon of "frost free defrosting" of air source heat pumps is more serious in severe and cold regions, and the recommended defrosting correction coefficient should be within the range of 0.88 to 0.95. Additionally, the heating terminal form of railway buildings is affected by the water supply temperature of the heat pump unit. It is recommended to use CO₂ low-temperature air source heat pump units as the terminal heating system with radiators, and conventional refrigerant air source heat pump units can be used for radiant floors and fan coils to

作者(通讯作者)简介:黄琳(1993.10-),女,博士,工程师,E-mail: 785995324@qq.com

收稿日期: 2023-03-10

satisfy the requirements.

【Keywords】 Railway building; Low-temperature air source heat pump; Heating performance coefficient; Heating terminal

0 研究背景

我国铁路沿线站房及生产生活房屋具有点多线长、位置偏僻且分散的特点，且不同地域建筑冷热负荷相差较大，有时难以与市政热网连接，因而存在能源消耗大、供暖质量不稳定等问题^[1]。在国家“能碳双降”的政策下，为解决以燃煤、燃气、燃油锅炉污染大、效率低、运行费用高等问题，空气源热泵以空气作为低温热源，通过消耗少量电能将空气中的低位热能提升为高位热能加以利用，其高效、节能、环保、适用性强的特点为铁路沿线房屋供暖热源提供了新的选择。因此，新建建筑供暖热源选用热泵、既有建筑“煤改热泵”的情况在铁路项目中大量出现。

空气源热泵系统是一种以能量闭路循环使用为特征的节能环保型热泵空调系统，按照空气侧温度分为常温型空气源热泵和低温型空气源热泵。常温型空气源热泵主要广泛应用于我国夏热冬冷地区，其空气侧环境温度范围在-7~43℃，冬季均能安全可靠运行^[2]。在北方清洁取暖电气化、建筑能耗超低化趋势的推动下，空气源热泵的使用区域从夏热冬冷地区逐步扩大到东北、华北北部，以及西北等地区。低温型空气源热泵是指采用电动机驱动的蒸汽压缩式制冷循环，用于不低于-25℃的室外温度工况^[3]，实现了空气源热泵在寒冷地区供暖的可能。我国严寒、寒冷地区冬季室外气温较低，建筑物的热负荷随室外气温的降低而增加，而空气源热泵的制热量却随着室外气温的降低而减少。其次，当室外温度降低时，机组蒸发压力的降低也会

导致压缩机排气温度过高、回油困难、管路的热损失增加等现象，进而造成低温环境下热泵的制热性能系数（COP）下降。然而，有关低温空气源热泵的现行国家标准以及行业标准仅规定了低温型空气源热泵设备制热性能，并未明确设计选型方式。王荣环^[4]以 11 个严寒、寒冷城市为例，探究了空气源热泵在供暖室外温度工况下的选型问题，结果表明严寒 B 区和 C 区修正系数分别取 1.00 和 1.05，寒冷地区取 1.15~1.30。然而，室外采暖温度甚至极端天气温度工况在整个供暖期持续的时间相对较短，供暖系统大部分时间还是处于部分负荷运行状态，以最不利工况的热负荷进行机组选型，将导致机组容量偏大、在相对较高环境温度运行时能效降低等问题。因此，严寒、寒冷地区低温空气源热泵系统需要考虑当地的气候特点，在机组选型时首先需要分析整个供暖季的热负荷频率分布。

因此，本文拟通过对铁路工程低温空气源热泵系统的实际测试，分析低温空气源热泵系统在铁路工程应用中存在的问题，基于现有问题从容量修正、末端选型以及辅助热源方面提出相应的优化措施和建议，以期为严寒、寒冷地区低温空气源热泵工程设计提供参考。

1 低温空气源热泵在铁路工程中实测分析

为分析低温空气源热泵在铁路工程中的问题，本文选取了 3 个严寒、寒冷地区铁路客站的低温空气源热泵进行测试，实测案例基本情况如表 1 所示。

表 1 低温空气源热泵实测案例工况

Table 1 Conditions of low-temperature air source heat pump of three case studies

编号	地点	热工分区	供暖室外温度	供暖系统概况
案例 1	陕西彬州	寒冷 2B 区	-5℃	供暖热源采用喷气增焐型空气源热泵，供暖面积 8500 m ² ，系统所需供热量 1050kW
案例 2	甘肃白银	寒冷 2A 区	-10.7℃	供暖热源采用单机型 CO ₂ 低温空气源热泵，供暖面积 1000 m ² ，系统所需供热量 78kW
案例 3	内蒙古集宁	严寒 1C 区	-18.9℃	供暖热源采用 CO ₂ +R134a 复叠式低温空气源热泵，供暖面积 1292m ² ，系统所需供热量为 57kW

工程案例 1 冬季室外供暖设计温度为 -5°C , 系统供热需求为 1050kW , 供暖系统选用了 3 台 592kW 的喷气增焓型低温热泵机组, 但实际上只有两台机组运行, 一台停用。本案例候车大厅采用低温辐射供暖末端, 其他辅助办公房屋采用风机盘管。图 1 为站房候车大厅不同区域的温度变化曲线, 图中有部分时间段内站房候车厅温度小于设计温度 14°C , 部分时间段温度高于 18°C , 这主要是由于该站房透光围护结构占比大, 热惰性差导致热损失增加; 当候车厅处于太阳直射辐射强烈的正午时间段, 候车室两侧的透明围护结构造成的温室效应使得室内温度骤然上升。图 2 为机组的供回水温度及温差的变化曲线, 从图中可以看出机组的供水温度在 $42^{\circ}\text{C}\sim 45^{\circ}\text{C}$ 之间、回水温度在 $41.6^{\circ}\text{C}\sim 44.0^{\circ}\text{C}$ 之间; 由于采暖回水温度未反馈于主机做出供水温度调节使得机组平均供回水温差仅为 0.7°C , 因此该系统处于严重小温差大流量的运行工况状态, 测试期间该系统平均制热性能系数仅为 1.5 左右。

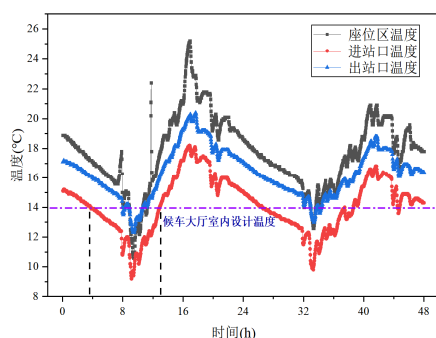


图 1 案例 1 站房候车大厅空气温度

Fig.1 Air temperature variety in the waiting hall of the railway station in Case 1

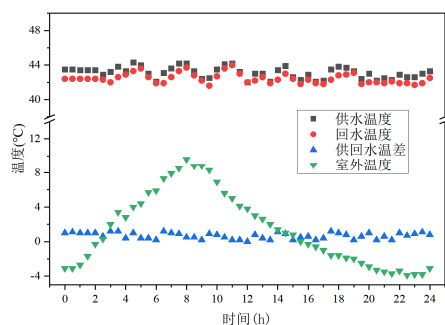


图 2 案例 1 热泵机组供回水温度及温差

Fig.2 Supply and return water temperature and temperature difference of heat pump in Case 1

工程案例 2 室外供暖设计温度为 -10.7°C , 系统供热需求为 78kW , 热源选用 1 台 115kW 的 CO_2 单机空气源热泵, 供热系统末端主要为散热器, 机组在工况 1 下的流量为 $7.4\text{m}^3/\text{h}$, 在工况 2 下的流量为 $5.2\text{m}^3/\text{h}$ 。从图 3 中可以看出, 工况 2 的供水温度高于工况 1, 这主要是因为工况 2 的起停泵的频率低于工况 1。同时, 从图 4 中可以看出, 机组在两个工况下的 COP 均在 1.8~2.5 之间, 相比案例 1 中喷气增焓型空气源热泵, 案例 2 中 CO_2 型空气源热泵的系统的制热性能系数更高。

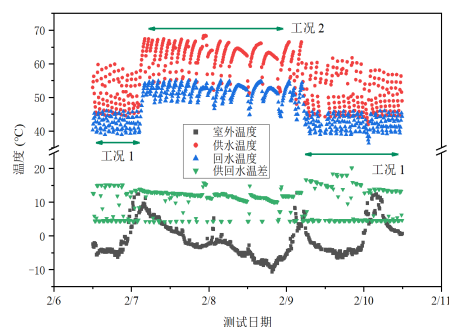


图 3 案例 2 热泵机组供回水温度及温差

Fig.3 Supply and return water temperature and temperature difference of heat pump in Case 2

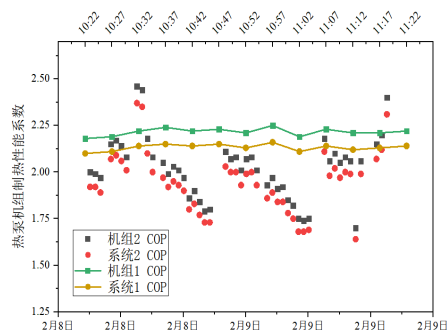


图 4 案例 2 热泵机组制热性能系数

Fig.4 Heating performance coefficient of the heat pump in Case 2

工程案例 3 室外供暖设计温度为 -18.9°C , 系统供热需求为 57kW , 热源选用 2 台 268kW 的复叠式空气源热泵, 供热系统末端主要为散热器。测试期间, 机组运行处于自动运行状态, 以回水温度控制机组启停。工况 1 的流量为 $16.5\text{m}^3/\text{h}$, 工况 2 的流量为 $11\text{m}^3/\text{h}$ 。从图 5 中可以看出, 两测试工况下机组的供水温度相差不大, 然而机组的平均制热性能系数在工况 1 约为 2.75, 在工况 2 时约为 2.25。通过案例 2 和案例 3 可以看出, 相比机组启停的频率, 流量对热泵机组 COP 值影响更大。

通过实测案例可以看出低温空气源热泵在铁路客站应用中存在以下问题:

(1) 铁路客站低温型空气源热泵在设计过程中容量选型过大, 易造成资源浪费。当供热系统的回水温度未反馈作用于机组, 将造成严重的小温差大流量现象, 使得水泵的能耗较大, 造成机组的制热性能系数下降; (2) 在严寒、寒冷地区, 由于室外温度较低, 机组在大部分工作时间内仅有轻微结霜, 机组无霜除霜的运行现象较为频繁; (3) 对不同形式的供暖末端, 机组虽然可以达到相应的供水温度, 但其节能运行仍存在较大提升空间。

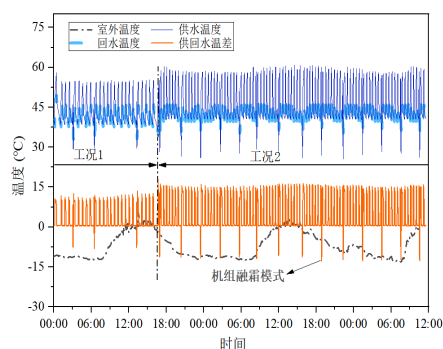


图5 案例3 热泵机组供回水温度及温差

Fig.5 Supply and return water temperature and temperature difference of heat pump in Case 3

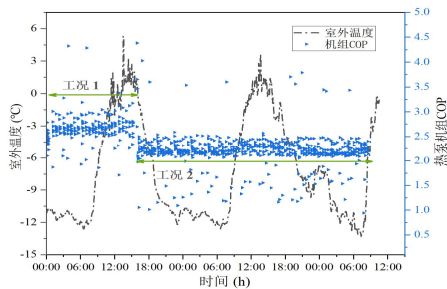


图6 案例3 热泵机组制热性能系数

Fig.6 Heating performance coefficient of the heat pump in Case 3

2 低温空气源热泵供暖系统性能优化

上一节讨论了低温空气源热泵在铁路客站工程案例中的问题, 本节将针对以上问题做进一步的优化分析。

2.1 低温空气源热泵容量修正

热泵机组的供热量是指额定工况下的名义制热量, 建筑热负荷与空气源热泵机组的制热性能随室外工况也处于变化之中。因此, 确定热泵机组冬

季时的实际制热量 Q 时, 应考虑室外环境参数、融霜工况、海拔等参数所引起的热损失, 热泵机组实际制热量的计算方法如式(1)所示:

$$Q = qK_1K_2K_3 \quad (1)$$

其中, q 为热泵机组名义工况的制热量, K_1 为室外温度修正系数, K_2 为融霜修正系数, K_3 为海拔修正系数。

(1) 低温空气源热泵温度修正系数

图7为两种低温型空气源热泵机组温度修正系数随室外温度的变化曲线。从图中可以看出, 两种低温型热泵机组的温度修正系数 K_1 与室外气温均成正比变化趋势。当室外气温为 7°C , K_1 值在 $0.89\sim 1.06$ 范围内; 当室外气温降至 -12°C 时, K_1 值降至 $0.55\sim 0.65$ 之间, 仅是额定工况的 60% ; 当室外气温降至 -25°C 时, 部分出水温度工况的 K_1 值仅为额定工况的 40% 。其次, 当室外温度一定时, 冷凝器侧供水温度越高, 温度修正系数越小, 若在设计过程中温度修正系数被忽略或选择过大, 则机组实际运行时的供热量将小于需求值。然而, 当室外环境温度越低, 不同供水温度工况下温度修正系数的差异越小, 由此也可以推出在较低环境温度工况下, 相比冷凝器侧供水温度室外空气侧温度对温度修正系数 K_1 值的影响更大。

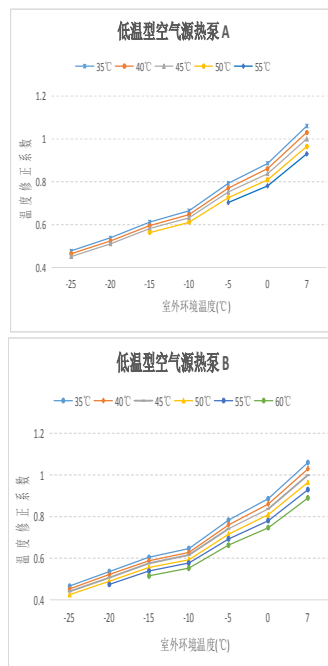


图7 不同类型低温热泵机组温度修正系数

Fig.7 Temperature correction coefficient for different types of low-temperature heat pump

(2) 低温空气源热泵融霜修正系数

当室外换热器机组表面温度低于室外空气露点温度且低于水的三相点温度时,空气源热泵机组室外侧换热器将会结霜。空气源热泵在结霜工况下运行,霜层将造成室外侧换热器空气流动阻力大,风量减少,换热器温差增大,从而使空气源热泵机组功耗增加,制热量减小,进而导致机组制热性能系数下降等。虽然空气源热泵机组结霜后,需要不定期除霜以恢复期供热能力。然而,除霜方式及除霜控制方法的不同可能将造成误除霜现象,其中“无霜除霜”的现象表现为机组控制中心对霜层较为敏感,在霜层稀薄或无霜时,发出除霜指令,该现象多出现在我国气候干燥、寒冷的黄河以北地区。

图 8 列出了我国几个典型城市的霜谱图,从图中可以看出以长沙为代表的夏热冬暖地区结霜比较严重,其重霜区可达 67.3%,以西安为代表的寒冷地区的重霜区占比明显下降,其数值为 22.9%,而西安的一般结霜区占比较大,其数值占比为 45.3%。除此之外,严寒地区以乌鲁木齐、哈尔滨为代表的地区,其重霜区的比例仅为 2.5~3.7%,大多数情况均处于一般结霜区。因此,结霜的重霜区主要集中在温度不太低,湿度较高的地区。此外,研究表明在供暖季除霜损失约占整个机组能耗的 10%,而且有近 30%的除霜动作实际上是不必要的,有些机组在寒冷地区“误除霜”比例甚至高达 70%。因此,除霜的准确性与除霜效率也是影响热泵机组能耗的关键因素。然而,关于融霜修正系数 K_2 的选取,《实用供热空调手册》中仅仅根据机组的融霜次数,按每小时融霜一次取 0.9,两次取 0.8 进行修正较为粗放^[5]。因此,对于严寒、寒冷地区,融霜修正系数的选取应根据所在地区的霜谱图及系统除霜方式、除霜控制方法进行选取,表 2 中给出了我国严寒、寒冷地区的融霜修正系数推荐值。

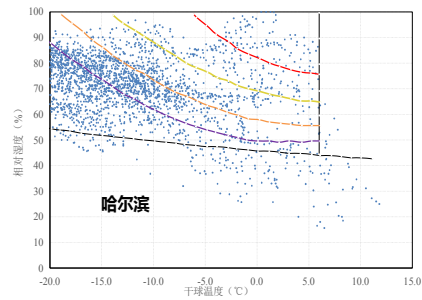
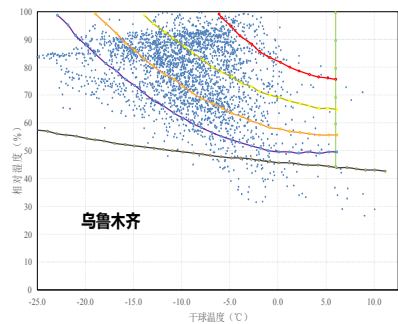
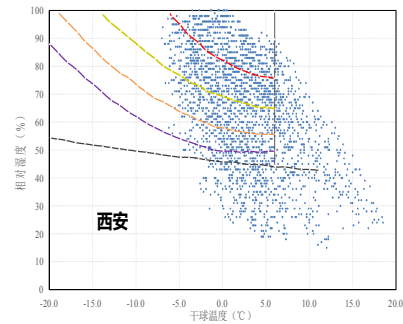
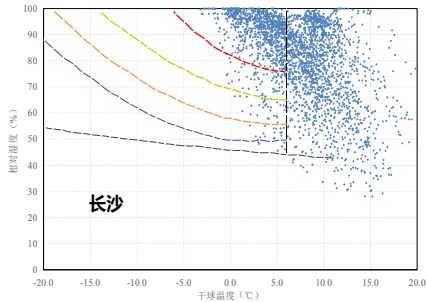


图 8 不同气候区典型城市霜谱图

Fig.8 Frost spectra of typical cities in different climatic regions

表 2 严寒、寒冷地区融霜修正系数推荐值^[2]

Table2 Recommended values for defrosting correction coefficient in severe cold and cold regions

地区	最冷月平均 温度	最冷月平均 相对湿度	融霜修正系 数 K_2
严寒、寒冷 地区	<-5℃	<50%	0.95
		≥50%	0.93
	-5~0℃	<50%	0.91
		≥50%	0.88

2.2 低温空气源热泵供暖末端选择分析

铁路客站一般由候车厅、售票厅、商业用房、行政用房、管理用房组成,其中候车大厅与售票厅

连通,具有空间高度大、体量大,竖直方向上温度梯度显著等特点,而采用辐射地板供暖方式有利于克服传统送风空调的热空气在顶端聚集的现象,减小人员工作区的垂直温差,该方式可降低 20% 的热损失^[6,7]。由于低温地板辐射供暖温度宜采用 35℃~45℃,其较低的供水温度为提高低温空气源热泵的供热能力及能效带来了有利条件,因此地板辐射供暖末端形式多用于我国铁路旅客站房候车大厅。

其次,对于铁路站区及工区管理用房、宿舍和高大厂房,采用散热器是简单有效的供暖方式。虽然民规中限定了散热器供暖系统供水温度的上限及供回水温差,但是当散热器供回水温度从 80/60℃ 降低至 75/50℃, 65/45℃, 55/40℃ 时,散热器数量分别增加 16.7%, 39.2% 和 75.7%^[8]。因此,以散热器为末端的供暖系统建议选择供水温度不小于 60℃ 的机组形式,否则较低的机组出水温度将导致散热器数量的增加,进而增加了供暖系统的初投资。近年来,CO₂ 作为空气源热泵的新型冷媒,即使在 -20℃ 的温度下也可以提供 70℃~80℃ 的热水,是一种节能高效的水加热设备,能满足在北方用户取暖以及生活用水的需求。此外,对于某些地区具有采暖和制冷需求的铁路房屋,供暖末端也常采用风机盘管。由于供暖型风机盘管所有的通水部件均为紫铜管,虽然没有地热盘管的材料及表面温度限制,但过高的供水温度会造成盘管内结垢,进而导致其换热性能降低^[9],在工程中风盘的最高供水温度建议小于 60℃。

通过前述分析可知,以低温空气源热泵为热源的供暖系统,向热需求侧提供的水温越低,机组的制热能效比越高。为使低温空气源热泵达到较高的性能系数,用热端的低温化是提高空气源热泵空调性能的重要方式。因此,出水温度较低时,供暖末端宜采用低温地板辐射系统或风机盘管系统;当房屋需要采用以散热器为主的供暖末端时,宜采用 CO₂ 型低温空气源热泵以获得较高的供水温度。

2.3 低温空气源热泵辅助热源设置

由于低环境温度下热泵机组供热量具有较大的衰减性,以往主要采用匹配足够数量的机组来保障整个供暖季的需求的方式。此种方式导致采暖室外温度下供暖小时数相对较低,显然是不经济的^[10]。在图 9 中,AB 曲线表示了建筑物热负荷随室外温度变化趋势,CD 曲线为低温空气源热泵供热

量随室外温度变化规律,两条曲线的相交点所对应的室外空气温度为低温空气源热泵的平衡温度。空气源热泵的平衡温度主要分为最佳能量平衡温度和最佳经济平衡温度,两者分别以获得最大季节供热性能系数和最小经济花费为目标函数^[11]。若室外温度处于平衡点右侧,则机组的供热量大于建筑物的耗热量。此时,低温空气源热泵机组选型大于系统需热量,该工况下机组长时间处于非工作状态,机组具体表现为启停频繁、供水温度降低、供热量下降。其次,机组容量过大时,若机组自控能力不足调节手段欠缺时易造成小温差、大流量现象。若室外温度处于平衡点左侧,此时建筑的热负荷大于机组的供热量,机组的供热量不足。

为保证低温空气源热泵的高效运行,可采用辅助热源来弥补热泵供热量不足的问题。图 9 描述了建筑热负荷与低温热泵机组制热量之间的关系,工况 1 为机组名义工况,工况 2 为机组设计工况,工况 3 为极端温度工况或室外采暖设计温度,因此辅助热源装置的容量 Q_f 为:

$$Q_f = Q_c - K_1 K_2 K_3 Q_m \quad (2)$$

式中, Q_f 为辅助热源容量; Q_c 为供暖系统在极端工况下的热负荷; Q_c 为低温空气源热泵机组名义工况下的制热量。最早辅助热源是采用燃气或者电能来直接供应,在“能碳双降”的时代背景下,为进一步提高供暖系统能效,以低温空气源热泵为主,结合其他可再生能源为辅的多能互补供暖方式将是未来铁路客站供暖的新方向。

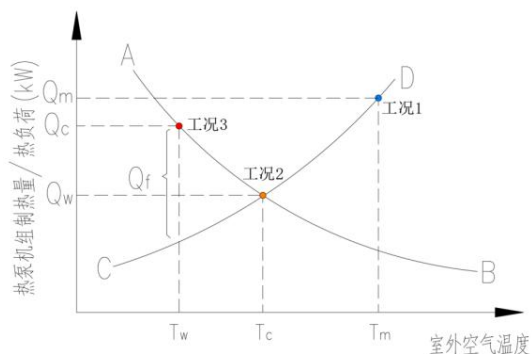


图 9 低温空气源热泵供热量与热负荷随室外温度变化特性曲线

Fig.9 Characteristic Curve of Heating Capacity and Heat Load of Low Temperature Air Source Heat Pump Changing with Outdoor Temperature

3 结论

本文以3个实际测试案例分析了低温环境空气源热泵在铁路工程中应用的潜在问题,并分别对低温空气源热泵容量设计及修正系数,采暖末端形式,辅助热源设置进行了论述,为进一步提高低温空气源热泵系统能效提供了参考。通过本文的分析与讨论,对严寒、寒冷地区铁路工程中低温空气源热泵机组供暖设计提出以下建议:

(1) 为防止低温空气源热泵机组容量过大,应选择合适的室外温度修正系数、融霜修正系数、平衡温度。对于严寒、寒冷地区,建议以建筑供暖季最大运行时段的热负荷为依据进行设备选型并配备一定的辅助热源,以增强机组可靠性,提高供暖系统的经济性;

(2) 对于严寒、寒冷地区铁路工程中以散热器为主的采暖末端,建议采用CO₂为工质的低温空气源热泵机组以保证供暖系统出水温度;当末端采用风机盘管或地板辐射供暖时,采用常规制冷剂空气源热泵机组即可满足供水温度需求。

参考文献:

- [1] 安常林.管内铁路沿线房屋供暖与节能的探讨[J].铁路节能环保与安全卫生,2011,1(6):286-287.
- [2] 王伟,倪龙,马最良.空气源热泵技术与应用[M].北京:中国建筑工业出版社,2017.
- [3] GB/T 25127.1-2020,低环境温度空气源热泵(冷水)机组第1部分:工业或商业用及类似用途的热泵(冷水机组)[S].北京:中国质检出版社,2020.
- [4] 王荣环,王吉进,李俊,等.供暖室外计算温度下空气源热泵容量选型研究[J].暖通空调,2023,53(1):125-130.
- [5] 陆耀庆.实用供热空调设计手册(第二版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2008.
- [6] 高小明,孙兆军,王天成,等.供暖末端形式对大型铁路客站渗透风量的影响研究[J].暖通空调,2022,52(S2):50-53.
- [7] 喻李葵,余雷模,马卫武,等.铁路客运站候车厅冬季供暖系统优化分析[J].中南大学学报(自然科学版),2015,46(5):1900-1908.
- [8] 韩吉兵,张冰,李建林.关于散热器热水供暖温度的讨论[J].建设科技,2015,(14):111-112.
- [9] 周浩.低温热水供暖末端装置适宜的供热系统研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012.
- [10] 徐嘉,李红旗,王东越,等.环境温度对空气源热泵供暖性能的影响及优化[J].制冷与空调,2019,19(5):84-88.
- [11] 杨灵艳,王仕杰,周权,等.空气源热泵供暖平衡点影响因素分析[J].建筑科学,2022,38(2):32-39.
- [8] McGrattan K. Fire Dynamics Simulator (version 6.5)-User Guide[M]. Maryland: NIST, 2016.
- [9] 陈滔.地铁隧道火灾自然通风烟气特性及临界竖井长度研究[D].成都:西南交通大学,2019.
- [10] Baum HR, McCaffery. Fire induced flow field-theory and experiment[C]. Fire Safety Science-Proceedings of the Second International Symposium, International Association for Fire Safety Science, 1989:129-148.
- [11] 胡隆华.隧道火灾烟气蔓延的热物理特性研究[D].合肥:中国科学技术大学,2006.
- [12] Hu LH, Huo R, Li YZ, et al. Full-scale burning tests on studying smoke temperature and velocity along a corridor[J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2005,20(3):223-229.
- [13] Kunsch J P. Critical velocity and range of a fire gas plume in a ventilated tunnel[J]. Atmospheric Environment, 1999,33:13-24.