

多联机空调系统设计探讨

青岛海信日立空调系统有限公司 徐秋生[☆] 陈 启 许爱民

摘要 阐述了多联机系统设计与传统水冷式集中空调系统设计的不同之处,详细介绍了多联机空调系统的设计要点,探讨了目前国内多联机项目存在的问题。

关键词 多联机空调系统 设计 噪声 额定工况

Discussion on design of VRF air conditioning systems

By Xu Qiu Sheng[☆], Chen Qi and Xu Aimin

Abstract Expounds the differences between the design of VRF air conditioning system and traditional water cooled central air conditioning system. Presents the design points of VRF air conditioning system in details. Discusses the existed problems in domestic projects with VRF air conditioning system.

Keywords VRF air conditioning system, design, noise, rated condition

★ Qingdao Hisense Hitachi Air-Conditioning Systems Co., Ltd., Qingdao, Shandong Province, China

1 传统水系统空调与多联机的差异

1.1 系统稳定性

对于传统水系统空调,只要系统运行稳定,供水可靠,供水温度、产品选型符合要求,设备出力就可满足设计要求,空调房间就可达到设计效果,即使房间实际负荷大于设计负荷,空气处理机负荷过大,空气处理机也可稳定工作。而多联机系统的稳定性影响因素较多,其稳定性不如水系统好。制冷时,室内负荷过大或蒸发温度过高,会造成压缩机吸气压力过大,极易损坏压缩机,系统无法安全运行;制热时,冷凝温度过高(过低),也易损坏压缩机(系统无法循环),造成系统无法安全运行。如夏季室内实际负荷高于设计计算负荷,室内温度超出室内机工作温度范围,会造成回风温度过高,室内机的制冷剂过热度和室外机的排气温度(或压力)会超出其范围,系统就可能出故障,不能正常运行,并对系统的寿命造成影响;而对于水系统室内机,只要供水流量稳定,室内空调机即可正常工作,仅是处理空气状态达不到要求。

为了确保多联机系统稳定、安全地工作,对室

内外机工作环境温度、系统大小、配比、连接管长等均有限制。

1.2 配电系统

水冷冷水机组由于冷却水供水温度稳定(一般为 32℃),冷水机组的额定出力一般即为机组最大出力,COP 值也最大,机组输入电流最大,按额定工况电器参数配电即可。而多联机系统的额定工况为:夏季室内干球温度 27℃,湿球温度 19℃,室外干球温度 35℃;冬季室内干球温度 20℃,室外干球温度 7℃,湿球温度 6℃。实际工作时,夏季绝大部分时间室外温度会偏离额定工况,如北方沿海城市青岛、烟台、大连等地及东北、西北地区夏季实际干球温度绝大部分时间低于 35℃,室外机的冷却温度低于额定温度时,室外机的 COP 值高于额定值,室外机输入功率小于额定值。但当实际工

☆ 徐秋生,男,1965 年 10 月生,大学,高级工程师
266000 青岛海信日立空调系统有限公司技术支持课
(0532) 83878888-8730 (O) 13325018232

E-mail:jack1115@126.com

收稿日期:2006-12-04

修回日期:2007-01-30

作室外气温高于额定工作温度,如上海、南京、武汉、广州、重庆等城市,有时实际工作温度会高于额定温度多达 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$,也就是说室外机冷凝温度提高达 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$,室外机的排气压力、排气温度升高,造成室外机耗电高于额定工况, COP 值低于额定值,所以为确保配电系统安全,一般多联机系统配电输入功率比额定输入功率略高。

1.3 室内机处理能力和处理风量

对于室内机,为了保持系统运行的稳定性,换热器(蒸发器)的排数和形式是按一定的处理能力设计的,若室内机进风温度过高,如夏季进风温度超过 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$,或进风温度过低,如冬季进风温度低于 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$,长时间运行会造成室内机蒸发温度过高或冷凝温度过低,影响系统的安全运行。专门设计的新风机另当别论。室内机处理空气能力和温度范围有一定的限制,多联机系统仅应用于舒适性空调。

另外,目前室内机处理风量较小,最大达到 $20\ 000\text{ m}^3/\text{h}$ 。而水系统室内机处理空气能力可根据需要选择表冷器的排数和型号,处理能力根据需要可大可小,处理风量可达几十万 m^3/h ,水系统空调机的形式和种类繁多,可满足不同空气处理能力、处理风量的需要。

1.4 控制系统

多联机自控系统复杂,自成一体,室内、外机为一有机控制整体,室内机也很难像水系统室内机那样可根据需要增加功能,更改控制程序,达到某一空气处理状态的需要。所以,对室内温度、湿度、洁净度和气流组织要求较高的场合,如工艺性空调,目前无法达到设计要求。在应用多联机系统时,应首先明确应用场合是否适合,也就是说,能否满足空调的需要和系统设置的需要;其次,在设计选用多联机时,应尽可能扬长避短,既要降低工程造价,又要满足空调的需要。

1.5 配管系统

多联机系统室内、外机由气管和液管相连,配管越短越好,同一系统室外机与室内机高差、室内机之间高差、配管管长有较严格的限制,室内机只能一侧连接管道,左右不能互换。另外,配管管径过小时,阻力过大,系统耗电增大;管径较大时,系统回油困难,影响压缩机供油,同时,系统的制冷剂充注量增加。水系统相对多联机系统来讲,同一系

统内各空调机管道高差和管长限制较少,在经济流速内,系统达到水力平衡就可满足系统配管的需要。当然,管路系统、管件、阀门、设备应满足承压的要求。

1.6 负荷计算

变频多联机系统使用灵活,计算负荷时应考虑间歇使用和户间传热的影响,室内负荷宜取 $1.1\sim 1.3$ 的放大系数,这与水系统计算负荷有区别。多联机室内、外机系统装机容量应适当留有余量,与室内机工作温度范围有直接关系;选择室内、外机应注意管长、温度修正。冬季供热时还应考虑除霜修正。

2 多联机系统设计要点

2.1 周边环境应满足室外机的要求

室外机尽量布置在有遮阳的地方,确保室外机通风良好,避免阳光或高温热源直接辐射;避免冬季产生的凝结冰后脱落伤人;避免周围环境中的灰尘或其他污染物堵塞室外机的换热器;不得将室外机安装在油雾、盐分或腐蚀性气体(如硫离子)含量很高的地方;不得将室外机安装在电磁波能够直接辐射到电器盒与变频器的地方。多联机系统室外机放置位置,特别是在高层建筑中室外机放置位置出现的问题最多。额定工况时, 7.35 kW (10匹)室外机的空气流量大约为 $10\ 000\text{ m}^3/\text{h}$,室外机的排风余压一般较小,对于固定机型,余压无法改变。室外机位置放置不当,往往会造成室外机风量不足,出现进、排风短路或两者并存,造成室外机 COP 值大幅降低,甚至系统无法正常工作。同时,室外机的位置应满足安装、检修的空间需要。

2.2 多联机系统宜合理分区设置

整个空调系统由多个多联机系统组成,房间进深较大时,考虑到内区供冷时间长,过渡季节外区需要供热、内区需要供冷的特点,系统可按内、外区分别设置,这也充分利用了多联机系统使用灵活的特点。另外,经常使用房间和不经常使用房间最好分别设置系统。而一般两管制水系统即使按朝向分区,也无法满足同时供冷、供热的需要。

2.3 避免强季节风直吹室外机换热器

强季节风直吹室外机换热器时,会造成冷凝温度(夏季制冷)或蒸发温度(冬季供热)波动较大,系统运行不稳定,宜造成系统故障。北方地区冬季供热,室外机进风口应设于背风侧,或换热器加防雪

罩,以利于融霜。设计时应避免强季节风直吹室外机换热器,若室外机换热器必须朝向强季节风时,应加防护罩。

2.4 注意室内机噪声处理

室内机噪声过大是目前工程中较普遍的问题。应注意厂家给出的噪声值的测试条件,对于四面出风嵌入式、两面出风嵌入式、壁挂式、落地明装室内机、落地暗装室内机,样本给定噪声值与实际应用值基本相符。但对于风管机应特别注意,国内样本给出的风管机的噪声值均按国标《风管送风式空调(热泵)机组》(GB/T 18836—2002)测得,该标准规定:为避免送风的影响,在风管机的前、后各接入一个 2 m 长的阻尼风道,测定位置在机体正下方 1.4 m 处。实际工程中房间内噪声是在房间中心距地面 1.2~1.5 m 处测得,在布置室内机时,往往风管长度、形状及风口的位置与测试条件相差较大,测点位置与国标相差甚远,噪声值往往高于样本给定值,造成室内噪声超标,特别是回风口的噪声往往大于送风口噪声。对于大型号室内风管机,其噪声较大,应加强消声处理。无论机型大小,室内机的布置都应经过计算、校核来确保其消声处理能满足室内噪声的需要。

2.5 注意多联机系统新风机处理新风能力、规格的限制

多联机新风机处理新风能力有限,规格型号较少,大部分厂家新风机风量范围仅为 1 000~2 000 m³/h,共 3 种规格;部分国内厂家风量可达 10 000 m³/h,但处理能力有待验证。多联机专用新风机的处理能力也有一定的范围限制,新风温度范围为 -5~43℃,无法控制新风的处理状态。如客房或病房新风机承担室内湿负荷或部分冷、热负荷,室内机干工况运行,多联机系统专用新风机无法实现。无论处理能力,还是型号规格,多联机系统专用新风机无法与水系统新风机相比。在应用多联机新风处理机时应注意适用范围。多联机新风处理机系统造价较高,这是多联机新风处理机系统应用的瓶颈。

2.6 风管机不应用来处理新风

新风机与普通室内风管机在构造、控制方式等方面的区别见表 1。

采用普通室内机处理新风,当处理新风温度超过其工作范围时,系统易出现的问题见表 2。

表 1 新风机与普通室内风管机的区别

	新风机	普通室内风管机
构造	换热器排数多,壳体保温层厚	换热器排数少,壳体保温层薄
处理能力	强,可达 35~40 kJ/kg	弱,为 15~20 kJ/kg
工作范围	制热:进风 -5~15℃,高于 15℃ 自动转换为通风,出风 15~30℃ 制冷:进风 20~43℃,低于 20℃ 自动转换为通风,出风 15~27℃	制热:17~30℃ 制冷:19~30℃
风量、风压	风量小,定风量,风压高,运行过程设定风量和对应风压不变,以保证设计新风量	风量大,风压低,制热时风量随送风温度变化而变化,但当送风温度大于一定值时,按设定风量运行
控制系统	在一定温度范围内,自动转换为通风运行	在整个运行过程中,风量有变化,无法确保设定的新风量,不能实现节能运行

表 2 普通室内机处理新风易出现的问题

条件	出现问题
制冷 室外机 $t_w \leq -5^\circ\text{C}$	压缩机排气压力低,室外机停止制冷
$-5^\circ\text{C} < t_w \leq 43^\circ\text{C}$	正常工作
$t_w > 43^\circ\text{C}$	压缩机可能出现排气温度过高,机器运行保护、停机
室内机 $t_n \leq 19^\circ\text{C}$	室内机进入通风运行状态
$19^\circ\text{C} < t_n \leq 30^\circ\text{C}$	正常工作
$t_n > 30^\circ\text{C}$	室内机吸气过热度大,系统工作不安全
制热 室外机 $t_w \leq -20^\circ\text{C}$	室外温度低于 -20℃ 时,室外机可能保护停机,室外温度低于 -23℃ 时,室外机停止制热
$-20^\circ\text{C} < t_w \leq 15^\circ\text{C}$	正常工作
$t_w > 15^\circ\text{C}$	室外机可能因为过载或其他原因而停机
室内机 $t_n \leq 15^\circ\text{C}$	系统高压低压不能正常建立,系统工作不安全
$15^\circ\text{C} < t_n \leq 30^\circ\text{C}$	正常工作
$t_n > 30^\circ\text{C}$	室内机进入通风运行状态

通过以上说明,在多联机空调系统中,不应使用风管机处理新风,若使用,新风可先与回风混合,且新风量不应超过风管机处理风量的 30%。目前部分厂家为降低造价,单台新风机处理风量可达 10 000 m³/h,新风机处理能力非常有限,处理焓差较小,当室外温湿度过高、焓值过大时,会造成处理后的新风比焓仍然较高,增加室内机的负担,特别是增加室内机的除湿负担,在应用时应对新风机处理新风的能力进行校核。

2.7 合理选择室内外机的容量

目前有部分工程师在选择多联机室内外机容量时,仅根据计算负荷,按厂家样本中的数据直接选择室内外机的型号、规格,而未考虑实际室外计算参数、室内设计参数的变化及管道长度对系统的影响,造成设备选型过小。多联机系统样本中的数据是在额定工况下给出的,当室内、外温度以及实际管长、高差与额定工况不一致时,都会影响多联机系统的实际出力。图 1 给出变频多联机系统实际制热量、制冷量与室外气温的关系曲线,A,B 两

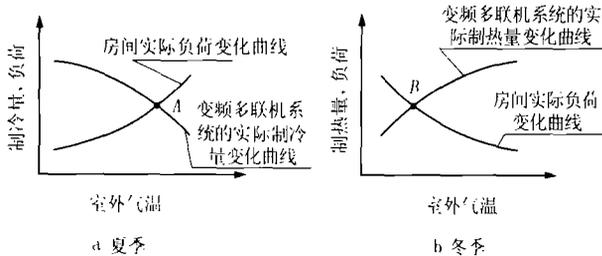


图 1 变频多联机系统实际制热/冷量与室外气温的关系

点为变频多联机室内外机实际供冷、供热负荷选择计算点。从图中可知,考虑到室外实际温度与规范给定计算参数的偏差和管长、高差的影响,变频多联机选型也应留有一定的余量。

2.8 控制系统不宜过大、过全

近年来随着多联机应用项目建筑规模的增大,多联机空调系统越来越大,单体项目达到几万甚至十几万 m^2 ,要求全部纳入一个控制系统,还要加计费系统,要求厂家控制系统增加配套外的系统连接部件,造成控制系统的可靠性大大降低。厂家控制系统是与产品配套供应的,对于控制系统的大小,不同厂家均有限制和要求,在其限制和要求范围内,其控制系统的可靠性非常高,一旦增加厂家控制系统范围外的产品,由于系统兼容问题,整个控制系统的可靠性大大降低。从可靠性来讲,控制系统越简单,其可靠性越高。计费系统是在计算机管理系统基础上加计费电表、抄表系统、计费软件组成,是以室内/室外机的运转时间、能力大小、电子膨胀阀开度等运转数据为分配依据,运转比率分配软件把电表(安装于空调机组电源线上)所测的总耗电量按比例分配到各台室内机上去。由于各室内机也有工作压力不平衡的问题,即使同一系统中相同型号、相同容量的室内机,由于工作压力不平衡,流量也有一定的偏差,计费也有一定的偏差,不同的系统、不同的厂家偏差不一样。计费系统由于计费精度、户间传热等的影响,绝对准确是不可能的(独立建筑,独立计费系统除外),计费系统只能是相对准确。

2.9 多联机系统室内、外机容量配比的限制

室内、外机容量配置不当是目前多联机系统的常见问题。大部分厂家在宣传时提到室内、外机容量配比可超配到 130%,给人一种错觉,使设计师误认为通过压缩机的变频高速运转,室外机出力可达到额定出力的 130%。实际上,在室外机超负荷

运转时,室外机的出力仅可达到额定出力的 106%~108%。厂家宣传室内、外机容量配比超过 130%,是考虑到各房间不同时使用或各房间负荷峰值出现时间不同,见图 2。

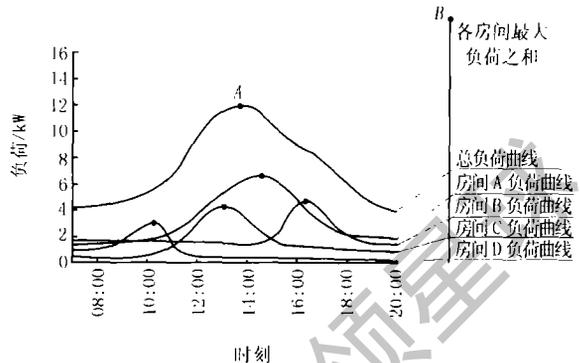


图 2 空调房间的负荷曲线

从图中可以看出,各房间最大负荷之和(B点)比各房间某时刻综合最大值(A点)大很多,所选择室外机容量会小于各室内机容量和,造成室内外机配比大于 100% 的现象。但在实际配置室内、外机时,考虑到多联机使用灵活性的特点,特别是在冬季供热使用时,一个系统中房间较多,室内机数量较多,但同时开启制热概率很大,经常会出现各室内机同时达到最大负荷,造成室外机超额工作,且制冷剂很难达到按室内机需要分配。所以,室外机大小也应通过计算确定。

3 变频多联机应用问题探讨

3.1 关于制冷剂的使用

R22 制冷剂在空调系统中应用已有 40 多年的历史,其相应的产品非常成熟;在变频多联机系统中应用也已有 20 多年,其产品生产、制造、维修保养费用均呈下降的趋势,产品的性能不断提高,R22 制冷剂国内企业即可生产,价格较便宜,仅为 R410A 的 1/5,与制冷剂为 R410A 的空调系统相比,制冷剂为 R22 的空调系统维修保养费用低很多。制冷剂为 R410A 的变频多联机空调系统产品 2003 年出现在国外市场上,其系统工作压力为 R22 制冷剂空调系统的 1.5 倍左右,系统工作压力大为提高。国内 2005 年才有产品,尽管性能优于制冷剂为 R22 的空调产品,但由于压力较高,其制造、控制、安装、维修保养技术上有待于进一步完善,系统的性能有待实际应用检验。制冷剂 R410A 目前仅由为数不多的几个国外企业生产,国内没有一家企业生产,如全部淘汰 R22 制冷剂,

会造成国内制冷剂生产企业的重大损失。业内的专家已认识到此问题,在行业会议上多次呼吁鼓励使用制冷剂为 R22 的空调制冷产品。

中国是发展中国家,根据《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》第 5 条:发展中国家的特殊情况“在 2016 年 1 月 1 日起的十二个月期间内,及其后每十二个月期间,其附件 C 第一类控制物质(R22 属于此类)的消费计算数量每年不超过其 2015 年消费计算数量;自 2016 年 1 月 1 日起,按本条第 1 款行事的每一缔约方应遵守第 2F 条第 8 款规定的控制措施,并应使用 2015 年生产和消费计算数量的平均数,作为遵守这些控制措施的基础”“在 2040 年 1 月 1 日起的十二个月期间内,及其后每十二个月期间,其附件 C 第一类控制物质的消费计算数量不超过零”。变频多联机系统正常使用寿命为 15~20 a,也就是说 15 a 内设计选用制冷剂为 R22 的多联机产品还是应该推广的。

3.2 室内温度与控制精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的理解

部分厂家宣称室内温度波动可控制在 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 范围内,这也是误导。

1) 多联机空调系统输送的是制冷剂的汽化潜热,是水系统显热的 10 多倍,系统制冷剂的流量非常小。不同的室外温度和室内温度波动,制冷剂冷凝后的温度、压力也有波动,对制冷剂的流量及汽化潜热也有影响,对系统温度精确控制非常不利。系统制冷剂的流量很小,仅为水系统的十几分之一,即使采用能精确控制的电子膨胀阀调节控制,因受系统温度、压力的波动和同一系统中其他室内机的干扰,制冷剂的流量,也就是说室内机的制冷量或制热量也是波动的,送风温度无法达到室内恒温的控制要求。

2) 在系统正常工作时,由于控制调温的需要,特别是冬季送热风时,室内机送风量是变化的,室内气流组织无法满足室内恒温的需要。

3) 制冷、制热工况转换时,系统送热风温差与送冷风温差有较大的差距,送热风温差大,即使供冷室内温度波动较小,供热时因送风温差较大,会造成室内温度波动范围大于制冷时室内温度波动范围。

4) 送风量、送风温差、气流组织、换气次数无法满足室温允许波动范围 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的需要。大部分舒适性空调围护结构也无法满足室内温度波动 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的需要。

多联机系统室内温度波动可控制在 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 范围内是很难做到的,正确的理解应是在室内气流组织稳定的状态下,安装温度传感器的室内局部温度变化超过 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 范围时,多联机系统会有相应的调整,将室内温度波动控制在较小的范围内,维持室内较高的舒适度。

3.3 项目经营管理及设计标准方面的问题

多联机空调厂家参与项目的形式多种多样,主要有厂家直接参与项目,直到空调系统竣工验收;间接参与项目,提供多联机产品给经销商,项目实施由经销商完成。根据参与项目的过程,有以下几种类型:

1) 设计院统一出设计图纸,厂家或经销商在相同的前提下提供设备、安装、调试和服务。

2) 厂家或经销商出设计图纸,不同的厂家或经销商设备选型、系统配置等不统一。

3) 仅提供各室内房间配置额定冷量或额定热量,其他限定性指标提供较少,由厂家或经销商提供空调设计图纸及设备、安装、调试和服务等。

4) 直接指定厂家或经销商提供空调设计图纸及设备、安装、调试和服务等。

目前,暖通设计相关规范、标准较多,但关于多联机系统设计的规范、标准、规定相对较少,造成了不同的厂家、不同的经销商设备选型、系统配置、安装、材料不统一,即使同一品牌,不同人员的设计也存在较大的差异,主要表现为:

1) 不同的厂家对产品技术要求不一致,不利于设计院工程师设计应用。

2) 室内外机选型标准(选型方法)不统一,造成选型错误或系统配置的错误。

3) 管道水平排列、管井立管排列未考虑安装、维修间距和维修空间。

4) 管道支吊架做法要求不一致,铜管壁厚、制冷剂管道系统保温厚度要求不一致,影响空调效果和系统性能,并对以后运行、维修费用和使用寿命造成影响。

由于部分厂家或经销商的短期行为,系统设计不合理现象时有发生,造成室内、外机过度超配,系统一次投资过高或过低,空调效果达不到设计要求,空调系统的运行费用、维修保养费用增加,使用寿命降低等问题,给工程造成较大损失。

(下转第 132 页)

风管外表面产生冷凝水的根本原因是:风管外表面温度低于周围环境空气露点温度,如图 2 所示,DVG 系统送风温度 t_o 低于室内空气露点温度 t_{dN} 。因此,在没有安装保温层的情况下,风管外表面结露不可避免。

2001 年,在工程改造时给风管加了保温层,但是,加保温层后,风管仍然有冷凝水,并且冷凝水透过保温层滴落到地面,拆掉部分保温层仔细检查发现风管内冷凝水通过密封失效处渗透到风管外。一般情况下,送风机下游风管内不应有凝结水。通过现场调查和分析,找到了根本原因:由于冷却盘管出口空气温度设定值为 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$,新风和一次回风混合后由冷却盘管进行热湿处理,在这个过程中,产生了大量冷凝水,部分冷凝水进入冷却盘管和风机之间的风箱内(冷却盘管、风箱、风机之间的位置关系如图 3 所示,2 台风机互为备用),随着风箱水位的升高,风机在输送空气的同时也将部分冷凝水送入其下游风管,导致风管内含有冷凝水。

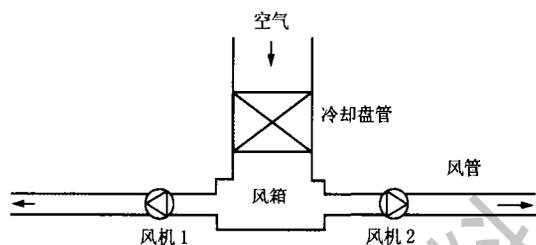


图 3 冷却盘管、风箱和风机位置示意图

(上接第 73 页)

3.4 建议

由于变频多联机系统技术含量较高,尽管不同厂家对产品的技术要求有差别,但同类型产品的差别并不大,在设计时建议制定详细的实施细则,以保证多联机系统的空调效果和运行节能,具体建议如下。

- 1) 统一设备选型方法,以方便设计院工程师合理选出室内机、室外机型号和规格;
- 2) 统一室内外机配比要求,最大管路长度、第一分支到最远室内机的距离限制要求;
- 3) 统一铜管壁厚、保温材料及厚度的要求;
- 4) 统一室内外机安装高差的限制要求,同一系统内室内机安装高差的限制要求;
- 5) 统一管道支吊架做法、间距要求等。
- 6) 统一由设计院出空调设计图纸,制定统一

为了根除此问题,首先更换了风箱,风箱材料由镀锌钢板改为不锈钢;其次,在风箱底部引一疏水管,以便将风箱内的冷凝水排出,由于风箱内部为负压,若疏水管直接与大气相通,则无法依靠重力实现疏水,因此,将疏水管与厂房排水管网相连接。尽管有疏水管不断地将风箱内凝结水排出,但随着运行时间的延长,冷凝水夹带的泥土和灰尘等杂物会沉积在风箱底部,严重时堵塞疏水管,从而可能使风机下游风管内部再次出现冷凝水。为了解决这个问题,在风箱侧面开了一个人孔,以方便检修;并制定了年度清理风箱和疏水管的预防性维修任务。

采取以上措施后,DVG 系统风管冷凝水问题得到了彻底解决。

3 结论

在通风空调系统的设计阶段就应该考虑冷却盘管下游送风管的保温;加装保温层可以防止风管外表面产生冷凝水;加装集水盘和合理疏导冷凝水可以解决风管内的冷凝水问题。

参考文献:

- [1] 国家电力公司东北电力设计院. DL/T 5035—2004 火力发电厂采暖通风与空气调节设计技术规程[S]. 北京:中国电力出版社,2004
- [2] 韩宝琦,李树林. 制冷空调原理及应用[M]. 北京:机械工业出版社,1995

的图面设计深度。

在统一工程技术要求的前提下,确保发挥变频多联机的长处,克服其缺点,避免厂家或经销商的不合理设计。特别是建筑设计方案阶段,若没有建筑及其他专业的配合,多联机室外机放置位置、配管长度、配管高差、配电等对多联机系统有重大影响的问题很难解决,不利于发挥多联机系统的长处,造成系统先天不足或不应有的工程损失。

参考文献:

- [1] 国家质量监督检验检疫总局. GB/T 18836—2002 风管送风式空调(热泵)机组[S]. 北京:中国标准出版社,2003
- [2] 王志刚,徐秋生,俞炳丰. 变频控制多联式空调系统[M]. 北京:化学工业出版社,2006
- [3] 电子工业部第十设计研究院. 空气调节设计手册[M]. 2 版. 北京:中国建筑工业出版社,2005