

# 多联机空调系统设计要点

胡桂秋 逯国强

(承德石油高等专科学校 热能工程系 河北 承德 067000)

**摘要:** 针对多联机空调系统设计中存在的负荷计算、机组气候适应性、新风系统设置、系统分区以及机组容量确定等问题进行探讨分析, 给出一些合理建议, 为多联机空调系统的应用提供参考。

**关键词:** 多联机空调; 设计要点; 负荷计算; IPLV(C)

中图分类号: TU831.3 文献标识码: B 文章编号: 1008-9446(2015)04-0040-04

## Key Design Points for Multi-Connected Split Air Conditioning System

HU Gui-qiu, LU Guo-qiang

(Department of Thermal Engineering, Chengde Petroleum College, Chengde 067000, Hebei, China)

**Abstract:** An investigation and discussion on multi-connected split air conditioning system design were carried out to explore key problems such as load calculation, climate adaptability of units, settings of outdoor air system, system zoning and determination of units capacity in details. Some reasonable suggestions were given to solve the problems mentioned above. The research results are likely to provide reference for application of multi-connected split air conditioning system.

**Key words:** multi-connected split air conditioning system; key design points; load calculation; IPLV(C)

多联式空调系统是指一台(组)空气(水)源制冷或热泵机组配置多台室内机,通过改变制冷剂流量适应各房间负荷变化的直接膨胀式空气调节系统,因此又被称为变制冷剂流量空调系统(Variable refrigerant flow air conditioning system),简称为VRV<sup>[1]</sup>。这种空调系统是在二十世纪九十年代才从国外引入到国内的一项科技项目。

多联机空调与传统的空调相比,在节能技术、控制技术、网络技术、健康技术、智能技术、托多技术、集中技术等方面具有明显优势,能够充分地满足当前社会人们对消费的要求,且在舒适性和方便性上更加的有效,因此近年来受到广大用户的青睐。据不完全统计,目前多联机空调系统占据了空调行业近三分之一的市场,且随着人们生活水平的提高还有增长的趋势。

随着多联机空调系统应用的日益广泛,工程设计中存在的一些问题也日益显现,本文针对多联机空调系统设计中存在的一些普遍问题进行分析,提出解决方案和注意事项,为同类工程提供参考。

## 1 空调负荷计算

由于多联机空调系统适用于中小型建筑,设计人员往往采用概算方法进行冷热负荷计算。如办公建筑推荐冷负荷指标为90~120 W/m<sup>2</sup>,假设某房间面积100 m<sup>2</sup>,用冷负荷指标计算冷负荷为9 000~12 000 W;商场营业厅推荐冷负荷指标为150~250 W/m<sup>2</sup>,假设建筑面积1 000 m<sup>2</sup>,则符合为150~250 kW。可以看出负荷上下限之间差异很大。对于很多设计人员而言,为了保证冷量需求往往会选择上限值,这就导致部分系统机组容量偏大,造成投资和运行能耗偏高,给国家和用户带来巨大损失。

收稿日期: 2015-04-01

作者简介: 胡桂秋(1976-),女,河北承德人,承德石油高等专科学校热能工程系副教授,主要从事暖通空调专业的教学及科研工作。

《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012)中规定:施工图设计阶段应对空调区的冬季热负荷和夏季逐时冷负荷进行计算,且空调区的夏季冷负荷应取各项逐时冷负荷的综合最大值。

但多联机空调系统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1.1~1.3的放大系数,这与系统负荷计算有区别。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 机组性能系数和气候条件

多联机空调系统的原理,与普通的蒸汽压缩式制冷有着相似之处,都是通过压缩机、冷凝器、节流结构、蒸发器、以及冷媒路来实现制冷制热的循环。

机组的性能系数通常是指COP值(制冷效率),实际就是系统所能实现的制冷量(制热量)和输入功率的比值,在相同的工况下,其比值越大说明这个热泵系统的效率越高越节能。在选择机组时,设备标定的COP值是在额定工况下测定的,而用户实际使用的工况绝大多数都会偏离额定工况。如图1和图2所示,蒸发温度降低和冷凝温度升高都会引起制冷量降低和功耗的增加,导致机组性能系数下降<sup>[2]</sup>。因此为了能高效工作,应保证机组有合理的工作温度。在压缩制冷循环中,当制冷剂选定后,其冷凝压力、蒸发压力由冷凝温度和蒸发温度决定,冷凝温度又会受到环境温度的限制。在多联机产品样本中会给出适用的气候条件,一般制冷工况环境温度范围为-5℃~43℃;制热工况环境温度范围为-20℃~15℃,设计人员在选用机组时应予以考虑,否则会造成夏季最热的季节无法制冷,冬季最冷的季节无法制热。

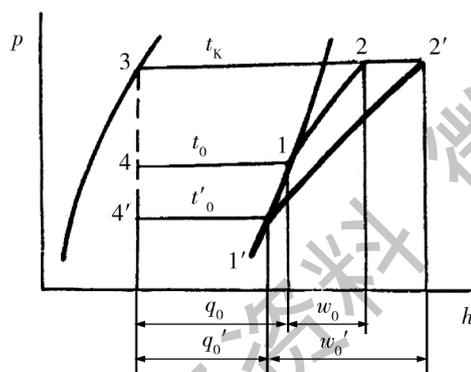


图1 蒸发温度变化时的制冷循环

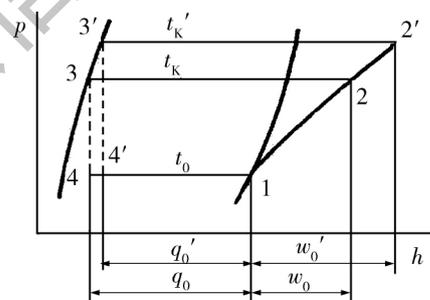


图2 冷凝温度变化时的制冷循环

一般建筑的空调负荷率主要集中在30%~80%,因此设计人员在选用机组时还应考虑机组的IPLV(C)值及综合部分性能系数。在方案设计时应按式(1)核算机组的运行能耗<sup>[3]</sup>,并同其他方案进行技术经济比较,确定机组型式。

$$E = (5\%A + 30\%B + 40\%C + 25\%D) \frac{Q \cdot t}{F} \quad (1)$$

式中A、B、C、D分别为100%、75%、50%、25%负荷时系统综合能效比;Q为建筑计算最大冷负荷,kW;t为供冷季运行时间,h;F为建筑面积,m<sup>2</sup>。

多联机空调系统综合能效比已做配管长度实际负荷率修正,相对于式(1)中的100%、75%、50%、25%负荷,多联机空调系统实际负荷率为3.2%、54.9%、36.6%、18.3%,其系统综合能效比由多联机实测的IPLV(C)平均值获得,多联机空调系统IPLV(C)中的输入功率包括了室内外机组。

在选择机组时需注意,多联机空调系统的IPLV(C)须满足《多联机空调(热泵)机组能效限定值及能源效率等级》GB21454-2008要求。

### 3 新风系统

考虑人员污染和建筑污染对人体健康的影响,《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736-2012)第3.0.6条对我国不同类型的建筑提出了最小新风量的要求。

很多设计人员认为多联机空调系统较小,忽略了新风系统的设计,不能满足规范要求,对人体健康造成不利影响。在设计中应严格执行规范规定,满足建筑新风要求。但是形式可以多样。

#### 1) 新风机组独立送风

在对新风要求比较高的场合,特别是对湿度和洁净度要求较高的场合,建议采用独立的新风处理系统,处理方式一般与普通集中空调系统一样。但这种新风处理方式需要单独追加一套新风处理系统,成本较高。

目前一些多联机厂家也生产新风处理机,采用变制冷剂多联机机组,直接膨胀制冷与制热,通过变频控制以及室内电子膨胀阀控制,精确地加热和冷却新风,系统较为简单(如图3所示),在一般办公楼、学校等对新风要求相对较低的场合可以选用<sup>[4]</sup>。

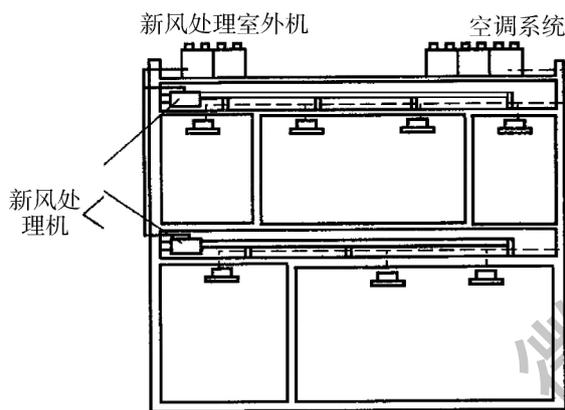


图3 采用变频制冷剂新风处理机的多联空调系统

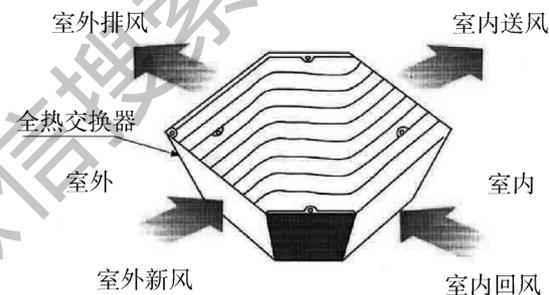


图4 新风换气机组的工作原理

#### 2) 新风换气机送风

在一些新风要求比较低特别是对湿度要求不高的场合,可以采用新风换气机处理新风。新风换气机的工作原理如图4所示。这种新风换气机具有热回收的功能,一般热回收率可达60%以上,在一定程度上可以降低能耗。设计人员在选用这种系统时,在负荷计算时必须考虑新风负荷,同时需要考虑新风换气机送入室内的空气温度与室内温差较大而引起舒适感降低的问题。以承德气象参数为例,在冬季,新风换气机只能把新风处理到8℃左右,低温空气要避免直接吹向人体。

#### 3) 房间设置机械排风负压进风

设置空调的房间一般不允许有负压进风,但是对于使用要求较低的建筑,无法单独设置新风系统和新风换气机的场合也可以根据具体情况,设置机械排风,室内新风由门窗缝隙负压渗透,满足室内的换气要求。可由式(2)校核室内的新风量是否满足规范要求。

$$L_{\Delta P} = 3600\mu A_E \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (2)$$

式中 $\mu$ 为扣扣流量系数,一般取0.6~0.62; $A_E$ 为门窗缝隙的当量渗风面积,  $\text{m}^2$ ;  $\rho$ 为空气密度;  $\Delta P$ 为室内外压差, Pa。

#### 4) 窗上或墙上安装换气扇

对于新风要求较低、无法单独设置新风系统和新风换气机、无机械排风系统的建筑,可在窗上或墙上安装换气扇进行换气,但需注意换气扇的换气量不能等同于房间的新风补充量,应按换气次数法校核

房间新风量是否满足规范要求,且在负荷计算时须考虑新风负荷。

## 4 其他注意事项

### 1) 合理分区

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<sup>[5]</sup>。

### 2) 冷剂管路系统宜小不宜大

由于制冷剂在管内流速较高、制冷剂流量很小,若系统过大,管路过长,使分配至每个室内机的流量即使通过调节功能很强的电子膨胀阀调节也难以达到设计要求,而且系统越大,制冷剂的分配偏差越大,从而使部分房间偏离室内设计温度。另一方面,系统过大,管路过长,加充润滑油的量增加,润滑油的浓度增加,传热下降,其系统的 EER(或 COP) 下降较多,系统效率随容量的增加而降低<sup>[6]</sup>。

### 3) 室内机数量宜少不宜多

室内机数量较多时,使每个室内机的流量分配完全符合设计要求的可靠性降低,且室内机越多,制冷剂的分配偏差越大,其结果是直接导致部分房间偏离室内设计温度较大。另一方面,室内机数量过多,在低负荷的情况下,部分润滑油会滞留在室内机内,系统需要经常高频回油运转,系统效率随之降低。

## 5 结语

多联机空调系统具有灵活方便、便于控制等诸项优点,设计人员在设计中应注意:

- 1) 空调负荷须严格执行规范要求,采用逐时计算,取综合最大值。
- 2) 选择空调机组时需考虑气候条件不同对机组能效的影响。
- 3) 系统的新风量应符合规范要求,可根据工程实际情况采取不同方式处理新风。
- 4) 在系统设计时需考虑合理分区和合理确定机组容量的问题。

### 参考文献:

- [1] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 多联机空调系统工程技术规程[S]. JGJ174-2010.
- [2] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 西安:西安交通大学出版社,2000.
- [3] 廖瑞海. 某办公建筑多联机空调系统能耗调查与分析[J]. 暖通空调,2012,42(4):26-30.
- [4] 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,2007.
- [5] 徐秋生,陈启,许爱民. 多联机空调系统设计探讨[J]. 暖通空调,2008,38(1):67-73.
- [6] 沈雨龙. 浅谈暖通工程的多联机空调系统[J]. 中国科技信息,2008(1):64-66.

(上接第39页)

- [4] 李锐. 基于XML和.NET技术的商用网站研究[D]. 重庆:重庆大学,2002.
- [5] 叶菁. 机场场务保障信息管理系统分析与设计——以新郑机场为个案[D]. 天津:南开大学,2011.
- [6] 赵闯. 构建数字化校园数据仓库的方案研究[D]. 长春:东北师范大学,2009.
- [7] 高璐晓. 云闪雷电探测网数据传输与远程监控的技术研究[D]. 武汉:华中科技大学,2011.
- [8] 钟文晶. 实时数据可靠传输与数据集成技术的研究[D]. 北京:华北电力大学(北京),2011.
- [9] 孙志坚. 政务网隔离与监控技术研究与应用[D]. 青岛:中国海洋大学,2010.