



# 多联机性能随配管长度 衰减特性研究\*

海尔空调电子有限公司 刘志胜<sup>☆</sup>

清华大学 李子爱 石文星

海尔空调电子有限公司 毛守博 何建奇 卢大海 国德防

**摘要** 通过建立考虑配管阻力的集总参数法数学模型和实验研究,在名义制冷与制热工况下定量分析了室内外机组之间配管的长度对多联机的制冷量、制热量和输入功率等性能参数的影响。结果显示,对于室外机未设置过冷器的多联机,制冷量和制热量的衰减率分别为(0.15~0.18)%/m和(0.08~0.12)%/m,制冷输入功率减小率为(0.08~0.10)%/m。建议在室外机上设置过冷器。

**关键词** 多联机 配管长度 制冷量 制热量 输入功率 衰减

## Performance attenuation of multi-split variable refrigerant flow units affected by length of refrigerant pipeline

By Liu Zhisheng<sup>☆</sup>, Li Ziai, Shi Wenxing, Mao Shoubo, He Jianqi, Lu Dahai and Guo Defang

**Abstract** Establishes a lumped parameter mathematical model considering the resistance along the refrigerant pipeline and performs an experimental study of a multi-split variable refrigerant flow (VRF) system. Quantitatively investigates the influences of the length of refrigerant pipeline connecting the outdoor and indoor units on cooling capacity, heating capacity and input power under the nominal cooling and heating conditions. The results show that when there is no subcooler in the outdoor unit, the attenuation rates of cooling capacity and heating capacity are 0.15 to 0.18 %/m and 0.08 to 0.12 %/m respectively, and the decrease rate of input power is 0.08 to 0.10 %/m. Proposes to install a subcooler in the outdoor unit.

**Keywords** multi-split variable refrigerant flow unit, pipeline length, cooling capacity, heating capacity, input power, attenuation

★ Haier A/C Electronic Co., Ltd., Qingdao, Shandong Province, China

### 0 引言

空气源多联式空调(热泵)系统(简称多联机)是指一台或数台风冷室外机可连接数台不同或相同形式、容量的直接蒸发式室内机构成的制冷循环系统,也称变制冷剂流量(variable refrigerant flow, VRF)空调系统<sup>[1]</sup>。因其安装方便、施工快捷,且具有优良的部分负荷特性、灵活的调节性能、方便的运行管理、易于实现行为节能的独特优势,已逐步成为中、小型建筑的主流空调系统形式,并且在一些大型建筑中也有所应用<sup>[2-4]</sup>。随着多联机控制和回油技术的发展,各厂家相继扩展多联机产

品的容量范围。目前,多联机的室外机容量可达到70 kW<sup>[5]</sup>,无疑将导致配管长度进一步加大<sup>[6]</sup>。

多联机系统依靠压缩机提供动力,将制冷剂输配到室内末端为室内提供冷热量,与类似功能的风冷式冷(热)水机组+风机盘管系统相比,减少了水泵输配冷热量的能耗,但因室内外机组之间连接管(特别是气体连接管)具有较大的沿程

☆ 刘志胜,男,1980年10月生,学士,工程师  
266510 青岛经济技术开发区海尔工业园海尔空调电子有限公司研发部  
(0532) 86761516  
E-mail: liuzhisheng001@126.com

收稿日期:2015-10-12

一次修回:2015-12-10

二次修回:2016-06-08

\* 国家重点研发计划项目(编号:2016YFC0700304)

阻力和局部阻力,必将引起压缩机在制冷时吸气压力降低、制热时冷凝温度降低,都将导致多联机系统的制冷量或制热量减小,能效比降低。因此,多联机系统室内外机组的连接管长度不宜过大,否则,不仅影响其制冷、制热性能,还将影响系统的安全性、调节性、舒适性和运行效率<sup>[7]①</sup>。该思想已纳入多联机应用设计的现行行业标准和国家标准中<sup>[8-9]</sup>,对多联机的合理应用和性能发挥起到了重要作用。

多联机的性能(包括制冷量、制热量和能效比)与室内外机组的选型和配管安装的规格和长度有密切的关系。如果设计选型不合理,将导致使用效果不佳或者效率偏低<sup>[10]</sup>。目前针对多联机设计选型与安装的研究较多,需遵循的许多设计、安装要求在一些标准<sup>[8-9]</sup>和企业产品的技术手册中也得以体现,但针对连接管长度对系统性能影响方面的定量研究还非常缺乏。为了向暖通空调工程师提供设计依据,迫切需要通过理论和实验研究,明确室内外机组之间连接管的几何尺寸对系统性能的定量影响关系,并总结其规律性,以指导工程设计。多联机的连接管几何尺寸主要包括:1) 室内外机组之间的单程连接管长度(下文简称配管长度);2) 室内外机组的高差;3) 室内机之间的高差。由于配管长度直接导致压力损失,进而影响多联机的制冷量、能效比、制热量和制热性能系数等性能指标,故它是多联机系统设计时必须关注的重要因素<sup>[11]</sup>。为防止液态制冷剂的沿程闪发,特别是在上升立管中由于克服制冷剂重力和流动阻力导致的沿程闪发问题,目前在室外机组上设置高压液体再冷器的多联机产品已逐渐普及。然而迄今为止关于过冷器对系统性能影响的研究较少,特别是非常缺乏相关实验数据。由于这些数据是实际系统设计选型的基础数据,故亟待开展相关研究工作。

本文通过建立考虑配管阻力的集总参数法模型和实验研究,考察在室内外机组无落差、室外机设有高压液体过冷器和无过冷器的多联机在名义制冷与制热工况下的性能参数随配管长度的定量衰减程度,为产品性能改善和工程设计选型提供基础数据。

## 1 数学模型

为研究多联机配管长度对系统性能的影响,建

立了系统的数学模型。为简化起见,针对型号为RFC280MX6、制冷剂为R410A、名义制冷量为28kW、室外机无过冷器的多联机建立了集总参数模型,其压缩机、电子膨胀阀、换热器面积与风速及各种配管尺寸均采用多联机的实际参数。

### 1.1 换热器模型

多联机制冷运行时,各室内机换热器为蒸发器,室外机换热器为冷凝器;制热时,室外机换热器为蒸发器,而室内机为冷凝器。在冷凝器中,空气得到冷凝器释放的热量,故空气只有显热变化;而对于蒸发器而言,通常换热器表面温度低于空气露点温度,空气将发生显热变化和潜热变化。下面简要描述数学模型的构成。

#### 1.1.1 换热器空气侧的显热换热量 $Q_x$

对于蒸发器和冷凝器的空气侧发生显热变化的过程,采用如下公式计算<sup>[12-14]</sup>:

$$Q_x = G_a c_p |t_{ao} - t_{ai}| = AK \Delta t_m \quad (1)$$

式中  $G_a$  为通过换热器的空气的质量流量,kg/s;  $c_p$  为空气的比定压热容,kJ/(kg·°C);  $t_{ao}$ ,  $t_{ai}$  分别为换热器的出风、进风温度,°C;  $A$  为换热器的换热面积,m<sup>2</sup>;  $K$  为换热器的换热系数,kW/(m<sup>2</sup>·K);  $\Delta t_m$  为换热器中空气与制冷剂的对数平均温差,°C。

$\Delta t_m$  可采用如下公式进行计算<sup>[15]</sup>:

$$\Delta t_m = \frac{t_{ao} - t_{ai}}{\ln \frac{t_s - t_{ai}}{t_s - t_{ao}}} \quad (2)$$

式中  $t_s$  为制冷剂在室内机中的蒸发温度或室外机中的冷凝温度,°C。

#### 1.1.2 换热器空气侧的潜热换热量 $Q_q$

换热器空气侧的潜热换热量符合如下规律:

$$Q_q = A(t_r - t_o)^{\frac{1}{2}} + B(t_r - t_o) \quad (3)$$

式中  $t_r$  为被冷却空气的露点温度,°C;  $t_o$  为蒸发温度,°C;  $A$ ,  $B$  为系数,根据机组实测结果拟合获得。

在研究名义工况下的性能时, $t_o$ ,  $A$ ,  $B$  采用名义工况下的实测值。制冷时室内机的制冷量和制热时室外机从空气中的取热量均为显热换热量和潜热换热量之和。

### 1.2 压缩机模型

多联机采用了涡旋压缩机,其制冷剂的质量流

① 石文星,王宝龙,李先庭.多联机空调系统适应性研究报告.中国制冷空调工业协会专项研究项目,2007

量  $M_R$  为<sup>[13]</sup>

$$M_R = \frac{\eta_v f_0 V_s}{v_1} \quad (4)$$

式中  $\eta_v$  为输气效率;  $f_0$  为频率, Hz;  $V_s$  为吸气容积,  $m^3$ ;  $v_1$  为吸气比体积,  $m^3/kg$ 。

### 1.3 配管模型

室内外机组的液体和气体连接配管的摩擦阻力损失  $\Delta p$  按式(5)计算<sup>[16-17]</sup>, 由于本文只讨论配管长度对系统性能的影响, 故忽略了重力压降和加速度压降。

$$\Delta p = \frac{1}{2} f \rho u^2 \frac{L}{d} \quad (5)$$

式中  $f$  为摩擦系数;  $\rho$  为制冷剂密度,  $kg/m^3$ ;  $u$

$$v_v = \exp\left(a_4 + \frac{a_5}{t_s + 273.15}\right) (a_6 + a_7 t_s + a_8 t_s^2 + a_9 t_s^3) \quad (8)$$

$$\frac{v}{v_v} = 1 + a_{10} \Delta t_{sh} + a_{11} \Delta t_{sh}^2 + a_{12} \Delta t_{sh} t_s + a_{13} \Delta t_{sh}^2 t_s + a_{14} \Delta t_{sh} t_s^2 + a_{15} \Delta t_{sh}^2 t_s^2 \quad (9)$$

式(7)~(9)中  $p_s$  为室内机的制冷剂蒸发压力(制冷时, 数值上等于压缩机吸气压力与吸气管压力损失之和)或冷凝压力(制热时, 数值上等于压缩机排气压力和排气管路压力损失之差), Pa;  $v$ ,  $v_v$  分别为制冷剂在  $p_s$  压力下的过热蒸气与饱和蒸气的比体积,  $m^3/kg$ ;  $t_s$ ,  $\Delta t_{sh}$  分别为制冷剂在  $p_s$  压力下的饱和温度和实际过热度,  $^{\circ}C$ ;  $a_1 \sim a_{15}$  为制冷剂物性拟合公式的系数。

本文还采用了文献[17]中提供的 R410A 的其他物性公式, 此处不再一一列出。

基于上述模型, 由式(1)~(3)计算制冷时室内机的蒸发温度和制冷量, 并由式(5)~(9)计算气体配管(压缩机吸气管)的压力损失; 用式(1)计算制热工况下室内机的冷凝温度和制热量, 并根据式(5)~(9)计算气体配管(压缩机排气管)的压力损失。应用各部件模型构建多联机系统模型并求解, 其求解流程如图1所示。

## 2 实验方法

### 2.1 实验样机与试验台

#### 2.1.1 实验样机

1 台室外机, 型号为 RFC280MX6, 名义制冷量为 28 kW, 连接 4 台名义制冷量为 7.1 kW 的室内机。室外机内带有过冷器, 通过截止阀开启或关闭过冷器回路, 以考察多联机在没有过冷器或采用过冷器时的运行性能。

#### 2.1.2 实验室简况

为管内制冷剂的平均流速,  $m/s$ ;  $L$  为管长,  $m$ ;  $d$  为管内径,  $m$ 。

制冷剂在管内的摩擦系数  $f$ :

$$f = \begin{cases} \frac{64}{Re} & (Re \leq 2300) \\ 0.3164 Re^{-0.25} & (Re > 2300) \end{cases} \quad (6)$$

式中  $Re$  为制冷剂流动的雷诺数,  $Re = ud/\nu$ , 其中  $\nu$  为制冷剂的运动黏度,  $m^2/s$ 。

### 1.4 制冷剂物性参数模型

R410A 制冷剂的状态参数采用文献[17]提供的 R410A 热力性质公式进行计算:

$$t_s = \frac{a_2}{\ln p_s - a_1} - a_3 \quad (7)$$

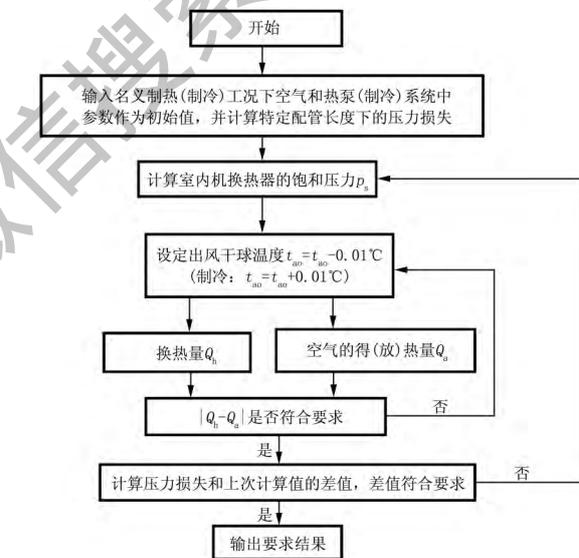


图1 多联机系统模型求解流程

将室内外机组安装在长管路、高落差的多联机性能试验塔同一层中的室内和室外侧的焓差实验室内进行性能测试, 并在制冷系统中配置了大量的温度和压力传感器、可视化观测孔和视频动态监控点, 通过改变室内外机组之间的配管长度进行长配管性能实验。

### 2.2 实验步骤

实验按照如下步骤进行:

1) 根据 GB/T 18837—2002《多联式空调(热泵)机组》规定的安装要求(见图2, 但不接入虚线部分的延长管)安装多联机被测系统。

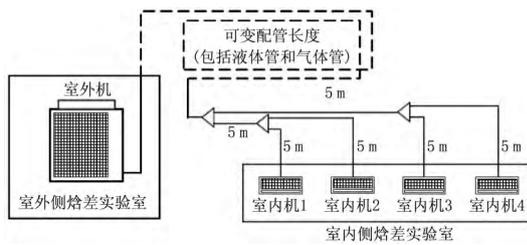


图2 实验系统室内外机组的连接图

2) 在 GB/T 18837—2002 规定的名义工况（制冷时，室内侧干/湿球温度为 27 °C/19 °C，室外侧干球温度为 35 °C；制热时，室内侧干球温度为 20 °C，室外侧干/湿球温度为 7 °C/6 °C）下，关闭过冷器，测试机组的名义制冷量或名义制热量、输入功率，作为其性能参数的比较基准。

3) 按照图 2 增加配管（图中虚线部分）长度，

表 1 气、液连接管规格及制冷剂追加充注量

	气体连接管	液体连接管	备注
管道内径/mm	19.82	10.70	
单位长度的容积/(m <sup>3</sup> /m)	$3.084 \times 10^{-4}$	$8.99 \times 10^{-5}$	每 m 长管道的内容积
制冷剂密度/(kg/m <sup>3</sup> )	制冷时	956	制冷时气体连接管内为低压气体
	制热时	79	制热时气体连接管内为高压气体
制冷剂追加量/(g/m)	制冷时	97	根据增加气体连接管和液体连接管的单位长度容积计算
	制热时	110	根据增加气体连接管和液体连接管的单位长度容积计算

4) 根据配管长度，调节室外机上的配管长度拨码，机组将根据不同配管长度设定相关的控制参数（管路越长，制冷运行控制的目标压力越低）。在 GB/T 18837—2002 规定的室内外名义工况下，利用空气焓差法测量制冷量或制热量，同时测量机组输入功率，并利用实验室数据采集系统记录相关数据。

为了考察过冷器在长配管条件下对多联机性能的影响，对过冷器关闭和开启 2 种情况进行实验，同时，与前述数学模型模拟结果进行比较。

### 3 实验和模拟结果分析

#### 3.1 长配管对制冷运行参数的影响

改变室内外机组之间的连接配管长度，在名义制冷工况下，分别通过实验测量和构建的多联机系统数学模型计算多联机空调系统的制冷量、输入功率及最远室内机的蒸发温度和最远蒸发器至压缩机吸气口之间的阻力损失，并分析连接配管等效长度对制冷循环的温度、压力和制冷量等参数的影响规律。

##### 3.1.1 吸气管阻力和最远室内机的蒸发温度

图 3 显示了名义工况下最远室内机的蒸发温度随着配管长度变化时的实验和模拟结果。由图 3 可以看出，当配管长度增加时，室内机的蒸发温

重新装机并充注制冷剂。

因为液体管路的管径较小，为便于调整方向，在实验室内按照大直径缠绕方式水平安装。而气体管路直径较大，为模拟实际工程安装方式，由多个长度大于 10 m 的长直管路和弯头（为了便于计算，所有弯头规格相同）焊接达到规定连接管长度，并在各长直管路的两端安装压力传感器以测量压力损失。根据实验测得的弯头压力损失值，换算弯头的等效长度，进而可换算得到配管的单程等效长度。

系统每次安装完成后，对管道进行保温处理和抽真空作业，并根据安装说明书的要求，按照制热工况充注制冷剂（基础充注量 + 追加充注量）。制冷剂追加充注量的计算方法如表 1 所示。

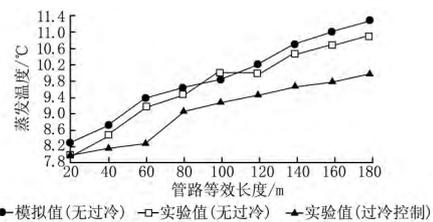


图 3 制冷运行时最远室内机的蒸发温度

度将升高，蒸发温度升高将导致室内换热器的传热温差减小，除湿能力降低，导致制冷量减小。

图 4 给出了最远室内机至多联机室外机之间的低压气体配管的压力损失随配管等效长度变化的实验和模拟结果。从图 4 可以看出：

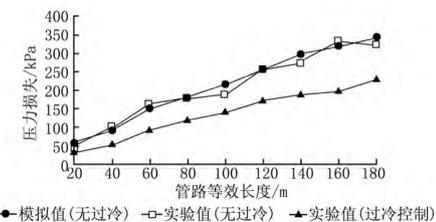


图 4 制冷运行时压缩机吸气管的压力损失

1) 无论多联机中是否采用过冷器，低压吸气管（吸气干管）的阻力几乎都随配管长度的延长呈线性增加。

2) 当系统中无过冷器时,吸气干管的压力损失约为 1.8~2.1 kPa/m。对比最远室内机蒸发温度的变化可以看出,当吸气干管等效长度达到 180 m 时,压缩机吸气压力对应的饱和温度从设计工况的 6℃降低至-4℃,导致压缩机的吸气比体积增大,制冷量降低。

3) 当系统中采用过冷控制时,一部分制冷剂旁通到过冷回路,降低了主回路的制冷剂流量,使得吸气干管的压力损失降低至 1.1~1.3 kPa/m。此时压缩机吸气压力对应的饱和温度约为 0℃,比无过冷器时相同配管长度情况下的吸气压力高,单位配管长度的制冷量衰减率减小。

### 3.1.2 制冷量和输入功率

图 5,6 分别给出了多联机制冷量和输入功率随配管等效长度的变化。从图 5,6 可以看出:

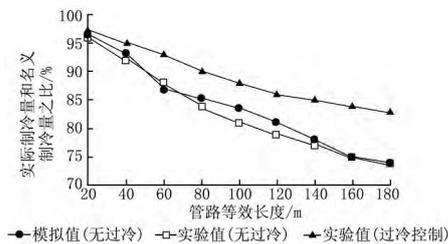


图 5 制冷量随配管等效长度的变化

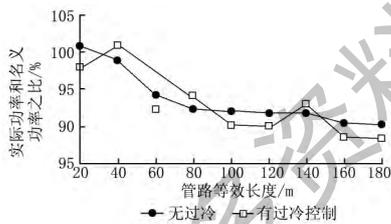


图 6 制冷输入功率随配管等效长度的变化

1) 随着配管等效长度的增加,吸气干管压力损失增大,压缩机吸气压力降低,吸气比体积增大,导致制冷剂循环量减小,进而导致制冷量出现较大程度的衰减;尽管压缩机的吸气压力降低将导致压缩机的单位耗功率增大,但由于制冷剂流量减小程度更为显著,故导致多联机的输入功率也随配管长度的增大而减小,其功率的减小率约为(0.08~0.10)%/m。

2) 当系统中无过冷器时,吸气干管的阻力损失较大,导致制冷量衰减严重,达到(0.15~0.18)%/m;而采用过冷器的多联机系统的制冷量衰减率仅为(0.10~0.12)%/m,减缓了其衰减程

度。实验结果表明,在本实验条件下,制冷剂主回路上增加高压液体过冷器可抑制制冷能力的衰减。

3) 是否采用过冷器,在同一配管长度下多联机输入功率的差别不明显。这是由于该状态下压缩机的耗功(制冷剂质量流量×单位压缩功)差异较小,且室内外换热器风机功率相同。

基于上述分析可见,配管等效长度增加时,其制冷量的衰减率大于输入功率的衰减率,导致制冷能效比有一定的衰减,但其数值小于制冷量的衰减率。

### 3.2 长配管对制热运行参数的影响

多联机制热运行时,由于室外机换热器为蒸发器,故当配管长度增加时,对蒸发温度的影响较小,而对冷凝温度影响显著。由于当压缩机转速一定时,压缩机的输入功率与蒸发温度的相关性较大,而制热运行时配管长度增加对蒸发温度的影响较小,故对多联机的输入功率影响很小。因此,多联机制热运行时,必须关注高压气体管(气体干管)内的压力损失,该损失将导致室内机冷凝温度(压力)降低,从而导致制热量减小。

图 7,8 分别给出了名义制热工况下室外机至最远室内机之间的气体管(排气干管)的压力损失及制热量随配管等效长度的变化。从图 7,8 可以看出:

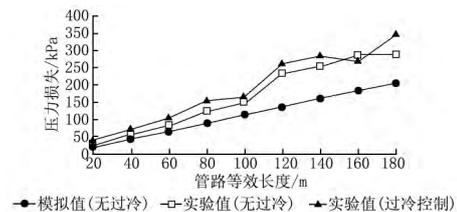


图 7 制热运行时排气干管的压力损失

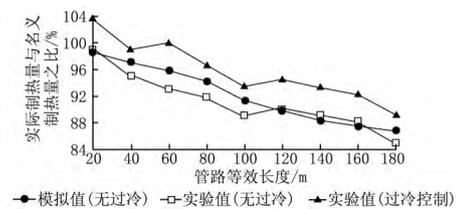


图 8 制热量随配管等效长度的变化

1) 无论室外机过冷器是否工作,压缩机排气均全部通过排气干管进入各室内机(冷凝器)中,故排气管的压力损失与是否有过冷器无关。压缩机排气管的压力损失与配管等效长度近似呈线性关

系,其压力损失约为 $1.6\sim 1.8\text{ kPa/m}$ 。若压缩机排气压力对应的饱和温度为 $50\text{ }^\circ\text{C}$ ,当配管等效长度为 $180\text{ m}$ 时,室内机的冷凝温度将降至 $44\text{ }^\circ\text{C}$ 左右,必将导致制热量的衰减。

2) 当室外机无过冷器时,制热量的衰减率为 $(0.08\sim 0.12)\%/m$ ;而开启过冷器时,由于高压液体过冷度增大,可从室外空气中提取更多的低品位热量,其制热量衰减率有所减小,仅为 $(0.04\sim 0.08)\%/m$ 。可见,设置过冷器也有助于减缓制热量的衰减。

### 3.3 模拟与实验结果比较

从图3~8可以看出,制冷运行时,在不同配管长度下室内机的蒸发温度(见图3)、压缩机吸气干管压力损失(见图4)、制冷量(见图5)的模拟结果和实验结果均吻合较好;对于制热运行工况,虽然对压缩机排气干管压力损失的定量预测存在一定的误差(见图7),但在不同配管长度下制热量的模拟值与实验值相差不大(见图8)。因此,所构建的数学模型能够用于预测无过冷器的多联机性能随配管长度的变化,对于多联机的设计具有参考价值。今后尚需深入分析,并将过冷器模型加入其中,以提高模型精度。

### 4 结论

室内外机组的配管长度对多联机的制冷与制热能力影响很大,明确其定量影响关系,对于多联机的系统设计和工程应用具有较大意义。通过建立考虑室内外机组配管阻力的集总参数法模型和实验研究,定量考察多联机在名义制冷与制热工况下配管长度对制冷量、制热量、输入功率等性能参数的影响,得到了如下结论:

1) 室内外机组连接配管长度增加将导致制冷时室内机的蒸发温度升高、除湿能力降低、制冷量衰减,制热时将导致室内机的冷凝温度降低、制热量减小。

2) 对于室外机未设置过冷器的多联机而言,制冷运行时,室内外机组配管长度增加将导致压缩机吸气压力降低,其单位等效配管长度的压力约下降 $1.8\sim 2.1\text{ kPa/m}$ ;制热时将导致室内机冷凝压力降低,其下降程度约为 $1.6\sim 1.8\text{ kPa/m}$ 。由此影响到制冷量的衰减率约为 $(0.15\sim 0.18)\%/m$ ,输入功率减小率为 $(0.08\sim 0.10)\%/m$ ;制热量的衰减率约为 $(0.08\sim 0.12)\%/m$ 。

3) 室外机上设置过冷器,不仅是抑制高压液体管制剂闪发的重要措施,同时也是降低制冷量和制热量衰减的重要技术手段,有助于改善多联机的实际应用性能。

4) 采用所构建的多联机模型,计算得到的制冷量、制热量与实验值吻合较好,可用于预测无过冷器的多联机系统制冷量、制热量随配管长度变化的规律,对于多联机的工程设计和设备选型中的能力衰减计算具有一定参考价值。

本文的研究工作,对于多联机的应用设计、设备选型具有参考价值,同时也为多联机产品应用设计规程的建立提供了定量的参考依据。

### 参考文献:

- [1] 刘志胜,李凤凤,杜京昌,等.热泵空调器制热量衰减以及改善措施的研究[J].制冷与空调(四川),2012,26(1):24-27
- [2] 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
- [3] 田娟荣,曾源.多联机空调系统在某精品办公楼中的应用[J].制冷与空调,2012,12(5):129-132
- [4] 庞俊莉.郑州市某工程数码多联机空调系统设计案例[J].供热制冷,2012(9):66-68
- [5] AMARNATH A, BLATT M. Variable refrigerant flow: where, why, and how [J]. Engineered Systems, 2008, 25 (2): 54-60
- [6] DYER M. Approaching 20 years of VRF in the UK [EB/OL]. (2006-06-17). [http://www.modbs.co.uk/news/fullstory.php/aid/2127/Approaching\\_20\\_years\\_of\\_VRF\\_in\\_the\\_UK.html](http://www.modbs.co.uk/news/fullstory.php/aid/2127/Approaching_20_years_of_VRF_in_the_UK.html)
- [7] 石文星,邵双全,彦启森.多联式空调(热泵)系统的作用域[J].制冷学报,2007,28(2):8-12
- [8] 中国建筑科学研究院.多联机空调系统工程技术规程:JGJ 174—2010[S].北京:中国建筑工业出版社,2010:4-6
- [9] 浙江德盛建设集团公司,清华大学,合肥通用机械研究院,等.多联式空调(热泵)机组应用设计与安装要求:GB 27941—2011[S].北京:中国标准出版社,2011:3-5
- [10] 刘志胜,杜京昌,魏爱国,等.冷媒流量与四通阀可靠换向关系的分析[J].制冷与空调(四川),2012,26(5):493-496
- [11] 刘志胜,毛守博,卢大海,等.多联机空调系统能效实验研究[J].制冷技术,2015,2(2):26-28

(下转第36页)

有冻结危险,可开启送风旁通回路使从空调房间出来的部分空气经过热回收装置与新风进行换热,从而对新风进行预处理,换热后的排风以废气的形式排出,经过预处理的新风与回风混合后处理到送风状态送入室内,以保证进风温度高于 $12.8^{\circ}\text{C}$ 。热回收式空气处理机组旁通回路上的电磁阀开度由设置在板式换热器回风出口的温度传感器的反馈信号决定,以保证换热器中由于低于露点温度而形成的冷凝水在冬季不冻结。可见,在室外温度低于 $5.9^{\circ}\text{C}$ 的工况下,开启旁通回路上的电磁阀进行混风,以确保换热器热空气排风口不结霜,机组混风工况的综合热效率均在 $35\%$ 以上,其节能效果令人满意。

如果室内外温差较小,就没有必要使用排风热回收,因此在新风的入口处设置了旁通风机。旁通风机的设置有利于过渡季节减小热回收段的阻力消耗,从而减少风机能耗。

## 5 空气热回收机组全年运行模式

### 5.1 冬季工况运行模式

新风:室外新风→热回收机组→新风机组→室内;

排风:室内排风→热回收机组→室外。

### 5.2 夏季、过渡季节工况运行模式

新风:室外新风→新风机组→室内;

排风:室内排风→旁通排风机→室外。

上述工况需按季节运行。

## 6 排风热回收自动控制要求

排风热回收机组停机、检修、室内外温差较小或极端天气等状况出现,将导致机组无法使用,此时开启2台备用变频排风机箱,热回收机组停机的同时旁通排风机箱开启,热回收机组DDC自控系统见图5。

排风热回收机组控制要求如下:

- 1) 机组需配置风机压差检测器,有自控要求。
- 2) 该机组设置防霜冻控制器。

(上接第104页)

- [12] 马最良,姚杨,姜益强,等. 热泵技术应用理论基础与实践[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2010:90-150
- [13] 彭斌,刘振全,李海生. 变频涡旋压缩机测试系统的研究[J]. 化工自动化及仪表,2005,32(3):58-61
- [14] 邓斌,廖清高,林澜,等. 流程布置对R410A冷凝器性能的影响研究[J]. 制冷技术,2006,26(2):

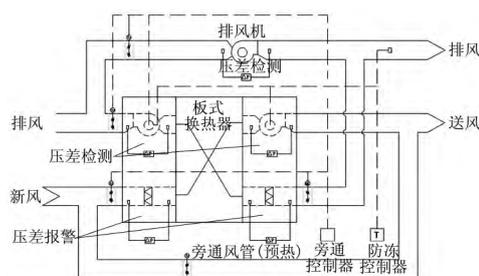


图5 热回收机组控制原理

3) 开关风阀与送排风联锁开启,排风温度低于设定值时自动关闭风阀及送排风机。

4) 通过比较室内外空气比焓差控制旁通阀及旁通风机的开启。

5) 过滤器两侧压差超过设定值时自动报警。

## 7 结语

热回收机组的防冻措施是设计中的难点所在,这决定了热回收机组能否正常有效地运行。通过在热回收机组上增设送风旁通管路,并且配置2台备用变频排风机箱,同时辅以自控调节手段等措施,解决了冰冻结霜及机组因为特殊情况停机的问題。我国在排风热回收装置方面的研究起步较晚,应用范围也不是很广,需要进一步实践和探索。

## 参考文献:

- [1] 陆亚俊. 暖通空调[M]. 2版. 北京:中国建筑工业出版社,2007:381-386
- [2] 刘宇宁,李永振. 不同地区采用排风热回收装置的节能效果和经济性探讨[J]. 暖通空调,2008,38(9):15-19
- [3] 江亿. 我国建筑耗能状况及有效的节能途径[J]. 暖通空调,2005,35(5):30-40
- [4] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2版. 北京:中国建筑工业出版社,2008:2484-2486
- [5] 中国建筑标准设计研究院. 国家建筑标准设计图集空气-空气能量回收装置选用与安装(新风换气机部分):06K301-1[S]. 北京:中国计划出版社,2006:22-27
- [6] 中国建筑标准设计研究院. 国家建筑标准设计图集空调系统热回收装置选用与安装:06K301-2[S]. 北京:中国计划出版社,2006:30-42
- [7] 8-12
- [15] 彦启森,石文星,田长青. 空气调节用制冷技术[M]. 3版. 北京:中国建筑工业出版社,2004:89-120
- [16] 姚奕,徐柏兴,邵翌昱,等. R1234yf微通道平行流冷凝器仿真模型[J]. 制冷技术,2013,33(3):34-38
- [17] ECKELS S J. Evaporation and condensation of HFC-134a and CFC-12 in a smooth tube and a micro-fintube[G]//ASHRAE Trans,1991,97(2):71-81