

文章编号：1671-6612 (2015) 01-049-04

关于多联机室内机气管配置问题的探讨

何建奇^{1,2} 陈儿同¹

(1. 上海理工大学 上海 200093; 2. 青岛海尔空调电子有限公司 青岛 266101)

【摘要】 针对多联机室内机气管的配置问题,着重进行了实验测试分析。在选定机型的情况下,得到了不同管长、管径对压力损失和实际制冷量影响的实验数据,进而可得到室内机气管的配置对其分流不平衡率影响的数据。实测显示,配管较长的室内机选择较大的气管管径时,可使该室内机的制冷量和分流不平衡率得到较好的改善。

【关键词】 多联机;室内机;沿程阻力损失;制冷量;分流不平衡率
中图分类号 TB657.2 文献标识码 A

Study on VRF Indoor Units' Gas Pipe Settings

He Jianqi^{1,2} Chen Ertong¹

(1. University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093;
2. Qingdao Haier A/C Electronic Co., Ltd, Qingdao, 266101)

【Abstract】 In this paper, we carried out certain experiments to study the influence of the indoor units' gas pipes settings in VRF system. With the certain outdoor unit and indoor units connected in laboratory, test data obtained reveals that the indoor units' the frictional resistance loss of gas pipe, the cooling capacity and the distributary disequilibrium rate are closely related to the length and inside diameter of indoor units' gas pipes. Test data shows, if the long pipe indoor units chooses larger inside diameter gas pipe, it will get higher cooling capacity and lower distributary disequilibrium rate.

【Keywords】 VRF; Indoor unit; Frictional Resistance Loss; Cooling Capacity; Distributary disequilibrium rate

0 引言

多联机产品以其具有灵活的室内外机组合方式、高效的部分负荷性能、舒适方便的使用体验以及便捷的安装维修等优点,在中小型建筑和部分大型建筑中得到日益广泛的应用。在工程应用中,如何将多联机产品在安装环节造成的性能衰减及机组分流不平衡率^[1]降到最小,是各大多联机厂家所需要解决的课题之一^[8-10]。

通常多联机室内机的气管并联到一根吸气集管,对于这种配置的系统,由于各室内机与压缩机的距离不同,其管长、管径相差较大,由此造成制冷剂的压降差异也会较大。空调在制冷运行时,由于液管中制冷剂的流速较小,为便于分析假定各室内机节流前的液管压力相同,并且各室内机气管与

吸气集管接点的压力相同,则液管节流前的压力与吸气集管压力之间的压差等于沿程阻力、局部阻力与节流前后压降之和。因此,假定各室内机气管产生局部阻力的程度相似,则气管越长、内径越小的室内机因其沿程阻力越大,其节流前后的压降就越小。在室内机电子膨胀阀开度一定的情况下,不同的节流前后压降会产生室内机不同冷媒回流量,压降大的回流量大,压降小的回流量小,从而使节流前后压降大的室内机制冷量大,而压降小的制冷量小。由此推断,气管越短、内径越大的室内机制冷量越大,气管越长、内径越小的室内机制冷量越小。当各室内机气管差异很大时,甚至会使节流前后压降最小的室内机难以发挥应有的制冷量,同时也会使机组造成过大的分流不平衡率。因此有必要对室

作者(通讯作者)简介:何建奇(1979-),男,在读工程硕士,高级工程师,E-mail:hejianqi2000@163.com
收稿日期:2014-04-15

内机气管的管长、内径与压降、制冷量的关系进行综合分析。

1 单相流体的阻力分析

假设制冷运转时从室内机出来的制冷剂流体均已完全汽化,各室内机气管产生局部阻力的程度相似,则室内机气管的压降差主要来自沿程阻力,因此拟对其沿程阻力进行分析。

室内机气管的单相制冷剂流体沿程阻力 $\Delta P^{[2]}$ 是:

$$\Delta P = \pi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \tag{1}$$

其中,

$$u = \frac{4G}{\rho \pi d^2} \tag{2}$$

室内机气管的单相制冷剂流体雷诺数 $Re^{[2]}$ 是:

$$Re = \rho \cdot u \cdot \frac{d}{\mu} \tag{3}$$

以上式中: λ 为沿程阻力系数,无因次; l 为气管长度, m ; d 为气管内径, m ; u 为流体流速, m/s ; G 为流体质量流量, kg/s ; ρ 为流体的密度, kg/m^3 ; μ 为流体的动力粘度, $Pa \cdot s$ 。

根据制冷剂类型、蒸发温度、吸气过热度等参数,可以查出吸气侧制冷剂的密度 ρ 和动力粘度 μ , 根据吸气侧制冷剂的密度、压缩机的排气量、运行频率以及容积效率等参数可以计算出系统循环的制冷剂质量流量 G , 然后根据吸气管内径 d 、系统循环的制冷剂质量流量 G 以及制冷剂的密度 ρ 和动力粘度 μ , 通过式 (2) (3) 可以计算出气管内流体的雷诺数。因室内机的气管连机管通常使用圆铜管, 其沿程阻力系数 λ 满足:

$$\lambda = f(Re, \epsilon/d) \tag{4}$$

上式中, ϵ/d 表示管内壁相对粗糙度, mm/mm 。

从上述 (1) (2) (3) (4) 关系式可以看出, 沿程阻力的大小不仅与系统的结构参数有关, 还与流体的质量流量、状态以及流动的空间环境有关。圆铜管中单相流体的沿程阻力系数 λ 可表示成雷诺数和相对粗糙度的函数, 铜管内径、粗糙度、管内流体的流速以及流体的粘性系数等都会影响其大小。管内制冷剂单相流体的密度与压力也会随着沿程阻力的变化而变化。假定多联机在额定工况、额定容量下运转, 其制冷剂的总质量流量为定值,

则其连接的各室内机制冷剂质量流量必然会因其连接配管的差异而相互影响。因此对于多联机而言, 在计算制冷运行时每个室内机至低压集气管的压降时, 由于上述诸多影响因素的存在, 会给计算造成较大程度的误差, 因此比较可靠的方式是进行实验测试和分析。

2 实验测试及结果分析

2.1 实验样机设置及测试方法

在焓差实验室安装一套制冷剂为 R410A 的 H 品牌的 16HP 多联机, 室外机为 1 台 16HP (额定制冷量 45kW) 机组, 室内机为 4 台 4HP (额定制冷量 11.2kW) 的风管机, 通过若干分歧管连接, 如图 1 所示。

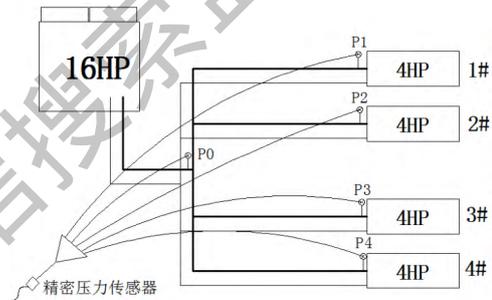


图 1 待测多联机室内外机连接图

Fig.1 Indoor units and outdoor unit of VRF system connected in Experiment

为了测试各室内机低压气管的压力损失, 在图 1 的方案中对 4 台室内机的气管 (粗实线) 近端压力 ($P1 \sim P4$) 及吸气集管的压力 $P0$ 进行检测。为了减小测试误差, 每个压力点均用同 1 个精密压力传感器测试, 该传感器的精度为 $1kPa$, 量程为 $0 \sim 4500kPa$ 。在图 1 中各压力测试点安装一个可以手动进行开关的截止阀, 在各个截止阀的检修头上丝接一段毛细管, 再通过 1 个 5 孔分液器汇总后连接至精密压力传感器。测试其中某一个点压力时, 打开该压力测点的截止阀, 关闭其他截止阀即可。按照图 1 连接测试的 $P1 \sim P4$ 与 $P0$ 之差即为对应室内机气管的沿程阻力损失。

将图 1 中 1#、2# (下) 与 3#、4# (下) 室内机分别安装在 2 个室内测试风洞中, 如图 2 所示。在 2#和 4#室内机出风口与测试风洞之间设置活动风门, 通过风门的控制, 可以实现测试全部内机能力和测试 1#, 3#内机能力之间的切换。被测室内

机内部均配置了电子膨胀阀自动按照目标过热度进行控制, 稳定后记录实测数据。

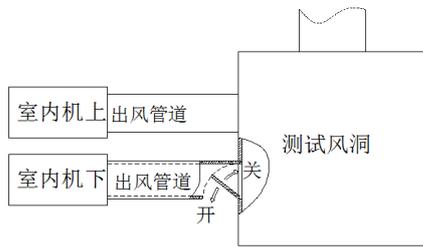


图 2 室内机出风口与风洞之间设置活动风门

Fig.2 Adjustable door between indoor unit's air outlet and testing device's air inlet

按照该套多联机产品规格书, 16HP 室外机至分歧管之间的配管标准规格为: 气管 28.58 (内径 26.18), 液管 12.7 (内径 11.1); 4HP 室内机的配管标准规格为: 气管 15.88 (内径 14.28), 液管 9.52 (内径 7.92)。根据 GB/T18837-2002 的名义制冷实验要求, 在相同的测试条件下, 将机组的冷凝温度 CT 和蒸发温度 ET 分别控制在 50 和

5, 再对各室内机的气管规格进行不同设置, 然后分别对每台室内机气管压力损失及额定制冷量其进行测试, 根据测试结果对不同气管连接条件下的机组分流不平衡率进行计算分析。

为了便于测试分析, 室外机至分歧管之间的配管采用标准规格, 长度设置为足够小, 本文分析时忽略其影响。连接同一风洞的上下内机之间落差非常小, 对气管的压力基本没有影响, 本文中也忽略其影响。出风口设置活动风门的 2#, 4#室内机制冷量在测试结果中直接给出计算后的值。

先将 1#、2#、3#、4#内机的气管长度分别设置为 5m、20m、35m、50m, 各室内机气管均采用标准管径 15.88 (内径 14.28) 测试一组数据, 然后将气管较长的 3#、4#内机气管采用管径 19.05 (内径 17.05) 再测试一组数据, 较长的配管在连机时进行盘圈处理。

2.2 实验测试结果分析

根据实测数据经整理后的结果如表 1 所示。

表 1 不同长度气管的室内机与压力损失及制冷量测试数据

Table 1 Testing data of indoor units' frictional resistance loss and cooling capacity by different gas pipe settings

室内机	气管长度 (m)	所有内机气管内径 14.28mm			3#、4#气管内径放大为 17.05mm		
		ΔP (MPa)	制冷量 (kW)	分流不平衡率	ΔP (MPa)	制冷量 (kW)	分流不平衡率
1#	5	0.045	11.16	0.36%	0.037	11.07	1.16%
2#	20	0.168	10.75	4.02%	0.153	10.68	4.64%
3#	35	0.272	10.08	10.00%	0.156	10.55	5.80%
4#	50	0.362	9.11	18.66%	0.205	10.26	8.39%

由表 1 可见, 室内机气管内径相同时, 气管越长, 沿程阻力损失越大, 其制冷量越低, 50 米长度的比 5 米长度的制冷量衰减达到了 18.3%, 其实际制冷量与标称制冷量 11.2kW 之比为 81.34%和 99.64%, 并且 50 米长度的分流不平衡率达到了 18.66%。此时整机的测试制冷量和为 41.1kW, 仅为名义值的 91.3%。需要说明的是, 这里尚未考虑低压气管远端到吸气总管节点的距离, 若这一距离较大时, 所产生的压力损失不能忽略不计, 其制冷量、分流不平衡率的差异将会进一步增大。

将 3#、4#室内机气管管径放大一个规格后, 所有内机的沿程阻力损失都有一定的降低, 3#、4#内机的制冷量有了较大的提升, 并且 3#、4#内机的分流不平衡率也得到较大幅度的下降, 其中 4#内机分流不平衡率降低了 10.27%。此时整机的测

试总制冷量为 42.56kW, 达到了名义值的 94.6%, 有明显改善。但是 4#内机的制冷量只有其标称值的 91.61%, 衰减仍然较大。同时, 不难发现 1#、2#内机的制冷量也有小幅下降, 其沿程阻力损失也产生了小幅下降, 这是因为 3#、4#内机因其气管内径放大使其冷媒流量增大, 造成与其并联的 1#、2#内机冷媒流量有了一定的降低。

由图 3 可见, 在室内机气管管径相同时, 管长越长的沿程阻力变化斜率越小、制冷量变化斜率的绝对值越大。这是因为 4 台室内机并联在同一个系统内, 各室内机的冷媒流量是相互影响的, 管长较长的室内机冷媒流量相对管长短的内机较小, 因此本实验测试的室内机沿程阻力损失必定不是随管长线性变化的, 同样制冷量的变化也必定不是随管长线性变化的。

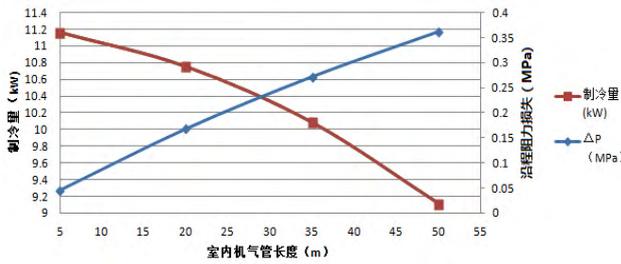


图3 气管内径为 14.28mm 时管长与制冷量、沿程阻力损失的关系

Fig.3 Relation of indoor units' ID14.28 gas pipe's length to its frictional resistance loss and cooling capacity

上述实验数据表明,多联机室内机安装时也需要根据现场情况确定连机管的规格。如果所连接的室内机中配管有超过一定长度的,将该室内机的配管管径增大,可以有效改善该内机的制冷量和分流不平衡率。

3 结论

(1) 在所有室内机并联在同一个系统的多联机组中,由于各室内机的配管管径、管长设置的差异,会造成室内机之间冷媒流量的分配不均匀。特别在制冷运行时,配管较长的室内机,其气管沿程阻力损失比较大,使其冷媒回流量比较小,从而使其实际制冷量比名义制冷量有较大差异,进而造成较大的机组分流不平衡率。

(2) 通过将超过一定管长的室内机气管增大一个规格,可使该室内机的制冷量和分流不平衡率得到有效的改善。但是室内机管长如果过长,即使将管径增大,也难以很好地改善其制冷量和分流不

平衡率。因此,在多联机工程安装设计中,需要规定室内机到总分歧管的最大管长,并且在室内机管长超过一定值时需要将其气管增大规格。但是室内机气管内径增大后,将会降低制冷剂的流速,过低的流速对于回油是不利的,因此必须合理选配增大后的气管规格。

参考文献:

- [1] GB/T18837-2002,多联式空调(热泵)机组[S].北京:中国标准出版社,2003.
- [2] 赵汉中.工程流体力学() [M].武汉:华中科技大学出版社,2005.
- [3] 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.
- [4] 周德海,赵伟,石文星.大容量多联机空调系统的运行特性分析[J].暖通空调,2011,41(1):74-79.
- [5] 王志强,邓军琦.多联机空调系统控制技术的发展状况与趋势分析[J].制冷与空调,2013,27(3):217-220.
- [6] 姚国梁.关于冷媒变流量多联机空调系统设计的探讨[J].制冷空调与电力机械,2006,27(2):1-2.
- [7] 盛健,周志钢,吴兆林,等.R22和R410A多联式空调机组经济配管长度理论研究[J].建筑科学,2009,25(10):76-80.
- [8] 申晓宇,朱蒙佳,张帆.R22和R410A多联机配管长度理论分析[J].制冷与空调,2009,23(4):114-118.
- [9] 徐亮,米廷灿,张蕾.高落差长配管安装形式对空调系统的影响[J].装备机械,2010,(2):62-66.
- [10] 涂虬,毛守博,何建奇,等.R410A变频多联机超长配管系统的工程应用[J].制冷与空调,2008,8(6):83-87.