

户式温湿分控空调机组运行特性实验

刘 畅¹, 张 旭¹, 刘金涛²

(1. 同济大学 机械与能源工程学院 暖通空调及燃气研究所, 上海 200092; 2. 海信(山东)空调有限公司, 山东 青岛 266000)

摘要: 利用焓差实验室对一种户式温湿分控空调机组的设备显热比变化特性进行实验. 分别保持通过该机组两侧蒸发器的换热介质的入口参数恒定不变, 当压缩机转速和风侧蒸发器的制冷剂比例同时变化时, 得到设备制冷量、设备显热比 S_{CR} 以及能效比 E_{ER} 的变化曲线. 实验结果表明, 改变机组压缩机转速以及风侧制冷剂的比例, 不但改变机组总制冷量, 同时改变机组输出显热冷量与潜热冷量的比例; 设备 S_{CR} 的变化范围 0.6~1.0, 远远大于传统空调机组的变化范围, 可以与房间显热比 S_{HR} 值更好地匹配, 以更好地控制室内热环境. 同时表明, 设备 S_{CR} 的调控受到机组总冷量与能效比的限制, 在实现设备 S_{CR} 及总制冷量的前提下, 尽量使 E_{ER} 值最大, 有利于节能.

关键词: 户式温湿分控; 空调机组; 设备显热比(SCR); 能效比(EER); 实验研究

中图分类号: TU831.4

文献标志码: A

Experimental Study on Operating Characteristics of Residential Temperature Humidity Independent Control Air-conditioning

LIU Chang¹, ZHANG Xu¹, LIU Jintao²

(1. Heating Ventilation and Air Conditioning & GAS Institute, College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. Hisense (Shandong) Air-conditioning Co. Ltd., Qingdao 266000, China)

Abstract: An experimental study was made of the change characteristics of sensible cooling ratio of the residential temperature humidity independent control air-conditioning. The experiment was made in the enthalpy potential laboratory and the parameters value of heat exchange medium that filled in two evaporators were remained unchanged. By changing the compressor speed and the refrigerant distribution ratio, the curves of cooling capacity, sensible cooling ratio S_{CR} and the energy efficiency ratio E_{ER} could be obtained. The

experimental results indicate that not only the total cooling capacity, but the ratio of the sensible and latent heat handling capacity can be changed. The range of S_{CR} is from 0.6 to 1.0, which is much more than the traditional air-conditioning. It means that it can match the room sensible heat ratio (S_{HR}) and control the indoor thermal environment better. Meanwhile, S_{CR} is restricted by the total cooling capacity and E_{ER} . For saving energy, E_{ER} should be maximized on the basis of the realization of the cooling capacity and S_{CR} .

Key words: residential temperature humidity independent control; air-conditioning; sensible cooling ratio (SCR); energy efficiency ratio (EER); experimental study

高湿不仅影响室内人员的热舒适感, 而且对室内卫生条件, 人体健康和室内电器设备、家具的使用寿命带来不利影响. 因此从热舒适与室内空气品质出发, 需要对室内温湿度进行全面控制^[1]. 根据热舒适标准, 夏季室内相对湿度应保持在 30%~60%之间^[2-3]. 因此住宅建筑应该从传统的仅控制温度的空调方式向温湿度独立控制方式转变, 一方面满足人体需要, 另一方面实现节能.

房间显热比(sensible heat ratio, SHR, 以 S_{HR} 表示)表示房间显热得热与总得热量的比值, 设备显热比(sensible cooling ratio, SCR, 以 S_{CR} 表示)表示设备显热处理能力占总热量处理能力的比值. 如果要将室内的湿度水平控制在要求范围内, 设备 S_{CR} 必须与房间 S_{HR} 的变化相匹配^[4-8]. 对于空调房间来说, 其房间 S_{HR} 取决于室内负荷的变化、渗透率的大小以及通风标准的采用. 在亚热带气候区域下, 房间 S_{HR} 的范围通常在 0.6~0.7 之间^[9]. 而传统家用空调住宅建筑的空调设备通常是独立元件, 如窗式空调机组、柜式空调机组等直接蒸发空调机组. 这类机组普

收稿日期: 2013-11-15

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划(2011BAJ08B09)

第一作者: 刘 畅(1982—), 女, 博士生, 主要研究方向为建筑节能技术. E-mail: liuchang0424@163.com

通讯作者: 张 旭(1955—), 男, 工学博士, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为空调热湿交换理论与应用、复杂通风系统应用.

E-mail: zhangxu-hvac@ tongji. edu. cn

遍采用冷却除湿原理对室内空气进行处理. 由于受到空气露点的制约, 空气处理设备热湿处理性能参数 S_{CR} 受到限制^[10]. 因此, 传统家用空调不能准确地响应室内温湿负荷的变化, 设备除湿能力与建筑潜热负荷不匹配制约了湿度控制效果, 降低了室内舒适度.

本文采用户式温湿分控空调机组实现住宅内的温湿分控, 采用实验的方法, 对机组对温湿负荷的处理特性进行研究, 探讨该机组设备显热比 S_{CR} 在不同参数组合下的变化范围及其影响因素, 说明该机组在户式温湿分控系统中可以精确地响应室内温湿负荷的变化.

1 温湿分控空调机组工作原理及应用

户式温湿分控空调机组原理图如图 1 所示, 其各部件设计参数详见文献[11]. 不同于传统的单体分体式家用空调器, 它采用一个室外机, 两个室内机, 即包括两个蒸发器及两个节流装置. 由于只有一个压缩机, 两个蒸发器在压缩机进口连接在一起, 所以两个蒸发器的蒸发压力相同, 两个节流装置的作用仅仅是用于控制蒸发器的出口过热度以及调节进入两个蒸发器的制冷剂流量.

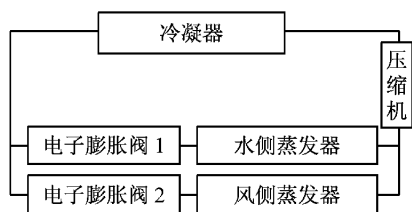
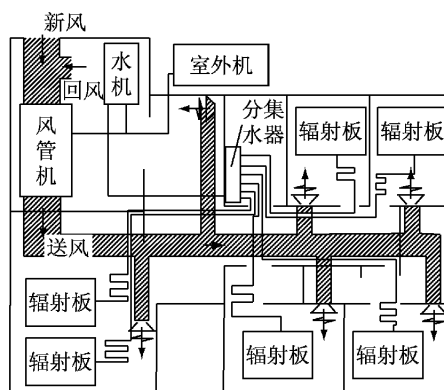


图 1 空调机组原理图

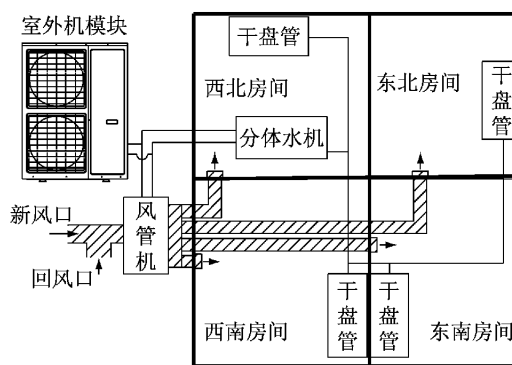
Fig.1 Schematic diagram of air-conditioner

从空调系统的角度来讲, 水侧蒸发器提供高温冷水, 用来去除室内的显热负荷; 风侧蒸发器提供低温送风, 用来去除室内的潜热负荷. 通过调节两个蒸发器内的制冷剂流量可以起到调节机组除湿量和除热量的作用, 实现温湿分控.

图 2 所示为该机组应用在不同末端系统中的系统图, 这两个系统的不同之处在于使用了不同的显热末端, 而潜热末端都是采用独立送风系统. 图 2a 所示的空调系统采用冷板辐射系统, 在水机中制冷剂与水换热制取冷水, 冷水送入辐射板与室内空气换热; 图 2b 所示的空调系统采用了干盘管, 在水机中制冷剂与空气换热, 经干盘管送入室内.



a 辐射冷板系统



b 干盘管系统

图 2 户式温湿分控空调系统图

Fig.2 Schematic diagram of residential temperature humidity independent control air-conditioning

2 实验概况

2.1 实验原理及测试仪器

本文利用焓差实验室来研究户式温湿分控空调机组的热湿处理性能参数 S_{CR} , 探讨其对温湿负荷的处理特性. 实验系统原理图如图 3 所示, 测试装置用绝热隔墙分成室内侧和室外侧两部分, 分别形成室内、外工况条件, 测试装置的四周围护结构和天花板

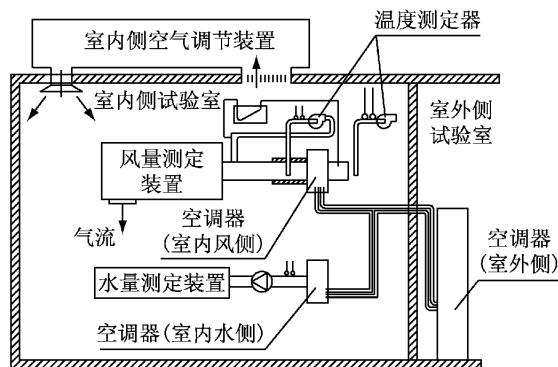


图 3 实验系统原理图

Fig.3 Schematic diagram of experimental system

均采用隔热处理.室内、外侧均配备有恒温恒湿机来保证空调器实验所需要的测试工况.

实验中所需测量物理量包括:水侧蒸发器的入口水温及出口水温;风侧蒸发器的出口空气温度及入口空气温度,包括干球温度与湿球温度.所使用的测试装置及精度见表 1.

表 1 测试参数及仪器

Tab.1 Parameters and instruments

装置名称	用途	误差
空气采样器	对风侧蒸发器出口及入口处空气进行采样	
自动给水型干湿球测试装置	干湿球温度测试 相对湿度	±0.5 °C ±3%
PT100 铂电阻	水温测量	±0.2 °C
电磁流量计	水流量测量	0.1%

2.2 实验工况

压缩机运行频率是调节制冷循环、改善系统性能和制冷剂状态的主要因素,其变化对空调机组的正常工作及运行效率是至关重要的;而空调机组的风侧蒸发器和水侧蒸发器并联,通过电子膨胀阀可以精确调节两个蒸发器内的制冷剂流量,从而可以对机组的制冷量和除湿量产生影响,所以,两个蒸发器之间的制冷剂分配比例也是影响设备 S_{CR} 的重要因素.因此取压缩机运行频率与风侧蒸发器的冷剂比例作为调节因素,在各调节因素变化的情况下,通过测量两蒸发器换热工质出口参数,可以得到或者计算得到机组的运行特性.

在实验过程中,利用恒温恒湿机将室外侧空气参数保持在 35 °C,80%(湿球温度 31.9 °C),水侧蒸发器的水量控制在 $2.5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,风侧蒸发器的风量控制在 $1\ 200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.同时保持两个蒸发器换热介质的入口参数保持不变,根据室内空气状态点的要求,入口空气温度取 25 °C,相对湿度取 60%(湿球温度 19.5 °C);根据去除显热负荷的高温冷源的要求,水侧蒸发器入口供水温度取 22 °C.压缩机运行频率从 20 Hz 变化到 90 Hz;风侧蒸发器冷剂比例从 0.1~0.9 之间变化.

2.3 设备 S_{CR} 与设备 E_{ER} 的计算方法

利用实验系统,风侧蒸发器入口和出口的空气干球温度和湿球温度,以及水侧蒸发器的入口和出口的供水温度都可以很方便地测量,但是还有一些重要的参数是实验中不能直接测量得到的,这就需要通过计算来得到,下面为各个参数的计算方法.

水侧蒸发器的总冷量(显热冷量):

$$Q_{w,tot} = m_w \cdot C_w \cdot (t_{w,o} - t_{w,i}) \quad (1)$$

式中: m_w 为水的流量, $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; C_w 为水的比热, kJ

$\cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$; $t_{w,o}$ 为水侧蒸发器出口水温, °C; $t_{w,i}$ 为水侧蒸发器入口水温, °C.

风侧蒸发器输出的显热冷量:

$$Q_{a, sen} = m_a \cdot C_{pa} \cdot (t_{adb,o} - t_{adb,i}) \quad (2)$$

式中: m_a 为空气的流量, $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; C_{pa} 为空气的定压比热, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$; $t_{adb,o}$ 为风侧蒸发器出口风温, °C; $t_{adb,i}$ 为风侧蒸发器入口风温, °C.

风侧蒸发器输出的总冷量:

$$Q_{a,tot} = m_a \cdot (h_{a,o} - h_{a,i}) \quad (3)$$

式中: $h_{a,o}$ 为风侧蒸发器出口空气焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $h_{a,i}$ 为风侧蒸发器入口空气焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

其中空气焓值 h_a 的计算:

$$h_a = 1.005t_{adb} + 0.001d_a(2\ 500 + 1.84t_{adb}) \quad (4)$$

式中: d_a 为空气含湿量, $\text{kg} \cdot \text{kg}(\text{干空气})^{-1}$; t_{adb} 为空气干球温度, °C.

空气含湿量 d_a 的计算:

$$d_a = \frac{(2\ 500 - 1.347t_{awb})d_{sa} - 1\ 010(t_{adb} - t_{awb})}{2\ 500 + 1.84t_{adb} - 4.187t_{awb}} \quad (5)$$

式中: t_{awb} 为空气湿球温度, °C; d_{sa} 为空气饱和含湿量, $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$.

空气饱和含湿量 d_{sa} 的计算如下:

$$d_{sa} = \frac{622p_{asw}}{101.325 - p_{asw}} \quad (6)$$

式中, p_{asw} 为饱和水蒸汽压力, Pa.

设备 S_{CR} 值计算如下:

$$S_{CR} = \frac{Q_{w,tot} + Q_{a, sen}}{Q_{w,tot} + Q_{a,tot}} \quad (7)$$

设备 E_{ER} 值的计算,通过功率计可以测得整个空调系统的耗电量 P ,其中包括压缩机、水泵、风机总的耗电量.机组运行的 E_{ER} 值如下:

$$E_{ER} = \frac{Q_{w,tot} + Q_{a,tot}}{P} \quad (8)$$

3 实验结果

3.1 机组冷量及 S_{CR}

图 4 所示为机组输出总冷量的变化曲线,随着压缩机频率增加,户式温湿分控空调机组的制冷量也随之增加,且随着压缩机频率的提高,制冷量增加的幅度越来越小.当压缩机频率从 20 Hz 增加到 30 Hz,总冷量有平均 2.051 kW 的阶跃;而当压缩机频率从 80 Hz 增加到 90 Hz 时,总冷量只有平均 1.071 kW 的阶跃.可以看出随着压缩机频率的升高,对制冷量的影响逐渐降低.

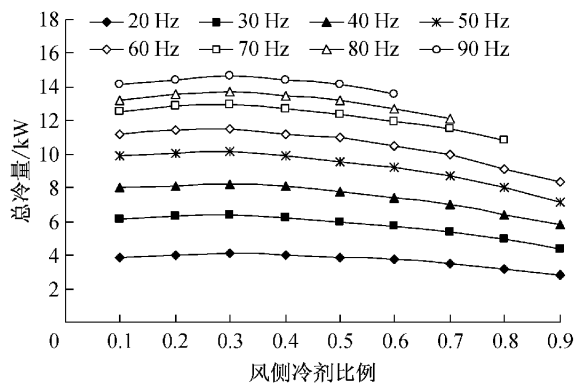


图 4 输出总冷量变化曲线

Fig. 4 Total cooling capacity at different compressor speeds and refrigerant distribution ratios

随着风侧蒸发器冷剂比例的增加,制冷量先增大,后减小,当风侧蒸发器冷剂比例为 0.3 时,制冷量达到最大值.这是由于室内侧由水机和风管机两部分组成,因此最佳的性能为二者的流量跟其制冷量比例相当的时候.风侧蒸发器和水侧蒸发器的设计面积约为 1:2,则当风侧蒸发器冷剂比例为 0.3 时,水侧蒸发器的冷剂比例为 0.7,这时两个蒸发器内的冷剂分布较为一致,出口过热度比较接近,不会出现一个蒸发器出口过热度很大,一个蒸发器出口过热度很小甚至没有的情况,所以,蒸发器的面积得到了充分的利用,此时制冷量最大.当风侧蒸发器冷剂比例高于 0.3 后,制冷量降低.

另外值得注意的是,在压缩机频率从 20 Hz 变化到 90 Hz,风侧冷剂比例从 0.1 变化到 0.9 的过程中,并不是所有的点都有制冷量.如图 4 中风侧冷剂比例为 0.7,0.8,0.9 这三种情况下,均有机组没有制冷量的点,这是由于两侧蒸发器的设计能力不同造成的.高压压力随频率增加而增加,蒸发侧由于蒸发面积与室外机不匹配,会导致蒸发压力下降.即随室外频率增加,高压升高、低压降低、能力提高.频率增加到一定程度,高低压会超过系统允许的范围,导致空调故障.

图 5 表明不同压缩机频率与风侧蒸发器冷剂比例组合下空调机组去除建筑显热负荷的能力,即空调机组输出的显热冷量的变化曲线.与图 4 全冷量相比较,在压缩机转速固定不变,冷剂比例增大时,总冷量与显热冷量都是下降的趋势,但是显然显热冷量下降曲线的斜率更加陡峭,这是由于机组输出全冷量中所含潜热冷量的增加所导致,如图 6 所示.

从图 6 可以看出,温湿分控空调机组并不是在任意情况下都具有除湿能力.在压缩机转速越低、风

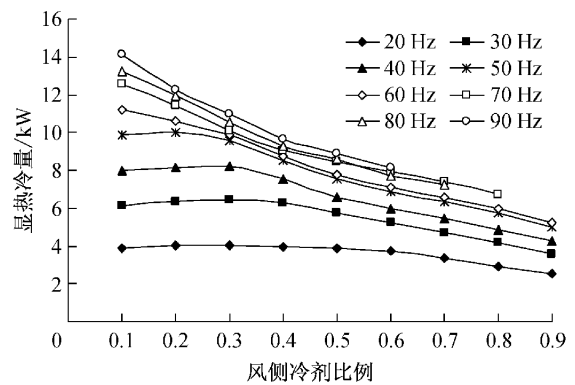


图 5 显热冷量变化曲线

Fig. 5 Sensible cooling capacity at different compressor speeds and refrigerant distribution ratios

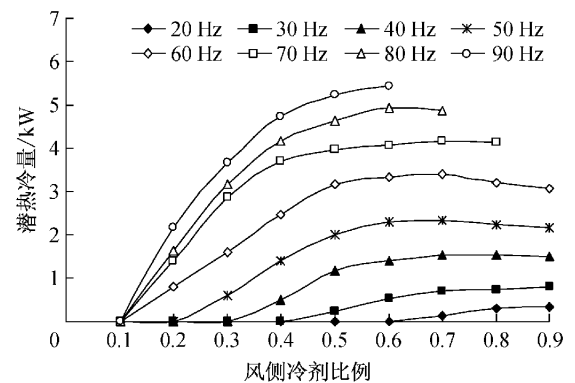


图 6 潜热冷量变化曲线

Fig. 6 Latent cooling capacity at different compressor speeds and refrigerant distribution ratios

侧蒸发器冷剂比例越小的情况下,机组可以除湿的工况点变少.如压缩机频率为 20 Hz 时,风侧冷剂比例在 0.1~0.6 之间运行时,机组不能除湿;风侧冷剂比例从 0.7 开始,机组才有除湿能力,但是除湿能力也很低,只有 140.8 W 的潜热冷量.但是在压缩机频率达到 60 Hz 以后,风侧冷剂比例 0.2 开始机组的除湿能力就开始显现.因此,压缩机频率增加,风侧蒸发器冷剂比例增加,都会提高除湿能力.

从图 4~6 可以看出,在给定的压机转速下,当变化冷剂比例时,虽然全输出冷量没有很明显的变化,但是在显热负荷和潜热负荷的分配比上有比较明显的变化.较大的冷剂比例会导致较大的去除潜热的能力,得到较低的设备 S_{CR} 值.图 7 所示为根据公式(1)~(7)计算得出的设备 S_{CR} 的变化曲线.在压缩机转速固定时,增大风侧冷剂比例会使得设备 S_{CR} 值较低,这有助于除湿.而在冷剂比例固定时,压缩机高转速也会导致较低的设备 S_{CR} ,当机组输出冷量越多,冷却盘管的表面温度越低.从图中可以看出,在压机转速较高时,曲线间隔远,在压机转速较低时,

曲线间隔近,这表明在压机转速较高时,再通过增加压机转速来影响设备 S_{CR} 值,效果并不明显.

3.2 设备 E_{ER}

由式(8)可以计算设备能效比 E_{ER} ,图 8 所示为 E_{ER} 的变化曲线.可以看出随着压缩机频率的变化, E_{ER} 值有较大的变化.一般来说,较低的压缩机频率会导致较高的 E_{ER} 值,反之亦然.另外,机组能耗曲线的走势与图 5 总冷量曲线的走势类似,都是在冷剂比例为 0.3 处,能效最高,越往两边越低.在冷剂比例 0.3 处,制冷剂的分配最佳,此时蒸发温度最高,输入功率最大,制冷量最大,但是制冷量增加的比例高于压机输入功率的增加,因此能效比最高.

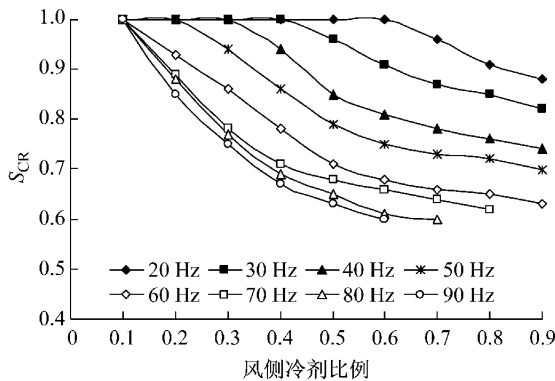


图 7 设备 S_{CR} 变化曲线

Fig. 7 Equipment S_{CR} at different compressor speeds and refrigerant distribution ratios

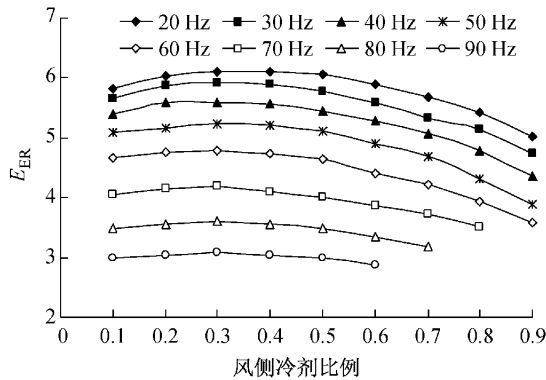


图 8 能效比变化曲线

Fig. 8 Equipment E_{ER} at different compressor speeds and refrigerant distribution ratios

在给定的压缩机频率下,随着风侧冷剂比例的变化 E_{ER} 值的变化幅度并不大.必须指出的是,降低压缩机频率会导致更高的 E_{ER} 值,但是由于机组运行在更高的蒸发温度的条件下,所以机组的输出冷量以及其除湿能力可能不能满足要求.

4 机组温湿负荷处理特性

根据图 4—8 所示的不同组合下所测得的总制冷能力,以及其中显热负荷和潜热负荷的分配,分析讨论空调机组对温湿负荷的控制特性.

4.1 设备 S_{CR} 的变化范围

当同时变化压缩机频率和风侧冷剂比例时,会导致总制冷量的变化,但是更加重要的是在实际应用中导致了机组输出显热冷量和潜热冷量比例的变化.这从图 8 设备 S_{CR} 的变化曲线可以体现出来,当设备 S_{CR} 值较低时,空调机组的除湿能力就增强了.设备 S_{CR} 的变化范围从 0.6 到 1.0,通过调整运行参数,完全可以覆盖房间 S_{HR} 的变化范围.

另一方面,改变冷剂比例比改变压机转速对于改变设备 S_{CR} 来说,更加有效.在固定的压机转速下,或者说在固定的冷量下,冷剂比例越高,设备 S_{CR} 就越低,机组的除湿能力就越强.

4.2 总制冷量对设备 S_{CR} 的限制

通过改变压缩机转速和风侧冷剂比例来改变设备 S_{CR} ,有很多种组合.比如,选择设备 S_{CR} 为 0.8,由图 8 可以看出,满足这一要求的压机转速有 6 个选项,对应 6 组风侧冷剂比例,在图 4 中可以找出它们分别对应的总输出冷量,绘制在图 9 中.在压缩机输出频率最高 90 Hz 时,输出冷量 14.3 kW;压缩机运行在 40 Hz 时,冷量下降到 7.1 kW,制冷能力下降了 50%;而压缩机在 20,30 Hz 的运行工况下,不存在 S_{CR} 为 0.8 的情况.

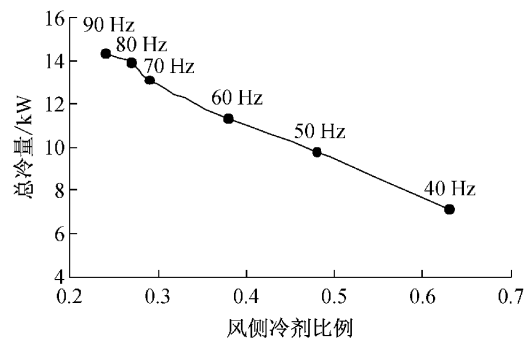


图 9 设备 S_{CR} 为 0.8 时的总冷量

Fig. 9 Total cooling capacity, $S_{CR} = 0.8$

为了同时处理相应的显热及潜热负荷,制冷量与设备 S_{CR} 必须同时达到要求.很明显,如果在指定的参数组合下不能满足要求的总制冷量,那么即使设备 S_{CR} 达到要求,也不能实现要求的室内环境控制.

4.3 E_{ER} 对设备 S_{CR} 的限制

此外,假设可以同时实现要求的总制冷量与设备 S_{CR} ,也会受到机组能效比的限制.4.2节中提到设备 S_{CR} 为0.8的6个运行点,在图8中可以找到对应的能效比 E_{ER} ,如图10所示.能效比 E_{ER} 从3.05变化到5.2,有41.3%的增长.很明显,同时在合适的制冷量和合适的 S_{CR} 下,能效比越高意味着越节能.

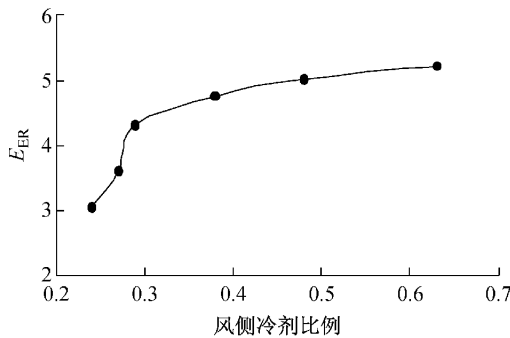


图10 设备 S_{CR} 为0.8时的 E_{ER}

Fig.10 Equipment E_{ER} , $S_{CR}=0.8$

因此理论上,可以有很多种组合,来实现指定的设备 S_{CR} ,但是有两个参数可以限制组合的个数.第一个限制是必须达到要求的机组总冷量,第二个限制为能效比最低,这实际上大大缩小了组合的数目.

5 结论

本文通过对户式温湿分控空调机组在不同压缩机转速和风侧冷剂比例组合下,进行设备 S_{CR} 以及 E_{ER} 的实验研究,得到以下结论:

(1) 改变压缩机转速以及冷剂的比例,除了会导致总制冷量的变化,更重要的是改变了机组显热冷量与潜热冷量的比例,这对于温湿分控的实现非常重要;

(2) 压缩机转速以及冷剂的比例的变化范围内,设备 S_{CR} 的变化范围为0.6~1.0,这远远大于传

统空调机组的变化范围,可以与房间 S_{HR} 值更好地匹配,因此通过改变压机和风侧冷剂比例的运行策略,可以更好地来控制室内热环境;

(3) 设备 S_{CR} 的调控受到机组总冷量与能效比的限制.在实现设备 S_{CR} 及总制冷量的前提下,尽量使得 E_{ER} 值最高.

参考文献:

- [1] 刘晓华,江亿,张涛,等.温湿度独立控制空调系统[M].2版,北京:中国建筑工业出版社,2013.
LIU Xiaohua, JIANG Yi, ZHANG Tao, *et al.* Temperature and humidity independent control of air-conditioning systems[M]. 2nd ed. Beijing: China Architecture & Building Press, 2013.
- [2] ASHRAE. ASHRAE handbook; HVAC systems and equipment [S]. [S. l.]: ASHRAE, 2000.
- [3] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 62-2001 Ventilation for acceptable indoor air quality[S]. [S. l.]: ASHRAE, 2001.
- [4] Amrane K, Hourahan G C, Potts G. Latent performance of unitary equipment [J]. ASHRAE Journal, 2003, 45(1):28.
- [5] Lstiburek J. Residential ventilation and latent loads [J]. ASHRAE Journal, 2002, 44(4):18.
- [6] Shirey III D B. Demonstration of efficient humidity control techniques at an art museum [J]. ASHRAE Transactions, 1993, 99(1): 694.
- [7] Hourahan G C. How to properly size unitary equipment [J]. ASHRAE Journal, 2004, 46(4):42.
- [8] Andrade M A, Bullard C W. Modulating blower and compressor capacities for efficient comfort control [J]. ASHRAE Transactions, 2002, 108(1): 631.
- [9] LI Zheng, CHEN Wu, DENG Shiming, *et al.* The characteristics of space cooling load and indoor humidity control for residences in the subtropics[J]. Building and Environment, 2006, 41(9): 1137.
- [10] Kumar K M. Design study of temperature and humidity control in enclosed spaces [D]. Melbourne: Florida Institute of Technology, 1997.
- [11] 韩星.热湿分控户式空调机组优化组合及其节能性分析[D].上海:同济大学,2009.
HAN Xing. Study on the temperature humidity independent control air-conditioning system for residential use [D]. Shanghai: Tongji University, 2009.