

基于 JB/T 9066—1999《柜式风机盘管机组》 热工性能测试分析

包继虎, 曹 晨, 石竹青, 陆婷婷, 马金平, 李宏哲, 杨 弋

(合肥通用机械研究院有限公司, 安徽 合肥 230031)

摘要: 基于 JB/T 9066—1999《柜式风机盘管机组》附录 A 给出的热工性能试验方法, 对柜式风机盘管机组的水侧系统和空气侧系统热工性能试验方法进行了详细解读, 根据热力学第一定律, 分析了柜式风机盘管机组的水侧和空气侧热平衡性理论, 结果显示: 水侧的供冷(热)量与热量平衡侧的供冷(热)量存在本质区别。最后归纳了柜式风机盘管机组热工性能试验需要注意的一些事项: 在保证标准静压的情况下对柜式风机盘管的热工性能进行试验, 相应地, 热工性能试验时所测风量是指标准空气状态下的风量, 在柜式风机盘管机组供热性能试验时, 其水流量等于供冷性能试验时确定的流量。

关键词: 柜式风机盘管机组; 热工性能试验; 分析; 热力学第一定律

中图分类号: TU111.3

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2023)03-0468-07

Analysis of thermal performance test based on JB/T 9066—1999 cabinet type fan coil unit

BAO Jihu, CAO Chen, SHI Zhuqing, LU Tingting, MA Jinping, LI Hongzhe, YANG Yi
(Hefei General Machinery Research Institute Co. Ltd., Hefei 230031, China)

Abstract: Based on the thermal performance test method given in appendix A of JB/T9066-1999 “Cabinet type fan coil unit”, the thermal performance test method of water side and air side systems of the cabinet type fan coil unit are interpreted in detail. According to the first law of thermodynamics, the heat balance theory of water side and air side of the cabinet type fan coil unit is analyzed. The results show that the cooling (heating) capacity of the water system is essentially different from that of the thermal equilibrium side. Finally, some precautions for thermal performance testing of cabinet type fan coil units are summarized: the thermal performance of cabinet type fan coil units is tested while ensuring standard static pressure, and correspondingly, the measured air volume during the thermal performance test refers to the air volume under standard air conditions. In the heating performance test of cabinet type fan coil units, the water flow rate is equal to the flow rate determined during the cooling performance test.

Key words: cabinet type fan coil unit; thermal performance test; analysis; first law of thermodynamics

柜式风机盘管机组由过滤装置、盘管、风机等部件组成, 属于整体式空气处理设备, 俗称空调箱或风柜, 一般以水为冷却介质, 通过风管将经过加热处理或冷却去湿的空气送入装有空调的房间, 以达到调控房间空气参数的空气调节装置^[1], 在写字楼、商用住宅楼、医院、科研单位等场所的空气处理设备中运用广泛^[2-3], 是众多中央空调系统中空气处理设备的关键设备之一^[4-5]。其热工性能的高低能较为客观地反映出中央空调系统的能效水平^[6-8], 这不仅关系系统中央空调系统能

否高效运行, 而且还涉及末端设备能否输送符合用户要求的环境参数^[9-10]。因此, 柜式风机盘管热工性能检验检测的准确性对于产品性能评估、质量控制等有重要的意义^[11-12]。

JB/T 9066—1999《柜式风机盘管机组》(以下简称“JB/T 9066—1999”) 对柜式风机盘管机组热工性能参数进行了规范化要求^[13], 从 JB/T 9066—1999 的年代号来看, 该行业标准已实施较长时间, 但目前仍有企业对标准中柜式风机盘管热工性能试验的相关条款存在理解歧义, 特别是对 JB/T

9066—1999 附录 A 中计算供冷量和供热量公式中的部分性能参数的合理性提出质疑,归纳起来主要体现在五个方面:一是水侧换热量的计算公式中出现输入功率项不理解;二是空气侧供冷量计算公式中 $C_{pw} \Delta X t'_{a2}$ 项不理解;三是供冷量和供热量计算公式分母中的 $(1+X_n)$ 项不理解;四是供热量计算公式中为什么只出现干空气的焓值;五是供热工况的测试条件不明确等。从上述问题分析的具体描述可知,问题与柜式风机盘管机组的热工性能检测有关,这些问题对于热力学的人员并不难理解,但从目前一些中小企业空调检测人员的专业背景调研来看,自控专业居多,热工专业偏少,对 JB/T 9066—1999 中涉及柜式风机盘管机组热工性能相关参数计算以及换热量计算方法的理解存在一定难度。研究制冷空调产品运行状态的基础是对空调产品热工性能的准确测试,而正确解读制冷空调产品标准是完成产品热工性能试验的前提,对标准中热工性能试验方法的理解歧义导致的不合理试验参数一定程度上会影响产品的设计和研发,最终可能给空调产品的设计和研发是否达到要求增加了风险^[14-15]。在上述分析的基础上,本文将依据 JB/T 9066—1999 附录 A 中关于柜式风机盘管机组热工性能试验的相关要求进行解读,以保证检验检测结果能客观反映机组的真实热工性能。

1 空气侧系统热工性能分析

依据 JB/T 9066—1999 附录 A 可知,柜式风机盘管的热工性能测试原理可采用图 1 所示的空气焓差法进行描述^[13],柜式风机盘管机组中的风机和风洞内的引风装置将调控出来的温度、湿度及风量等参数恒定的空气在机组中与水盘管实现热交换,恒定水温和水流量的水流水盘管,空气侧系统控制体和水侧系统控制体两侧都在稳定工况下后,由热力学第一定律可知,同一时间内进、出控制体的能量守恒^[16],因此,通过测量系统焓值的增减即可获得机组的供冷(热)量。

结合图 1,基于上述空气焓差法的原理分析可知,柜式风机盘管空气侧的供冷(热)量 q_a (q_{ah}) 可采用下面的公式进行计算,即^[11]

$$\begin{cases} q_a = G_g (h_{a1} - h_{a2}) \\ q_{ah} = G_g (h_{a2} - h_{a1}) \end{cases} \quad (1)$$

式中: h_a 表示空气的焓值(J/kg); $h_a = h_g + h_s$; h_g 和 h_s 分别为干空气和湿空气的焓值;下标“1”和“2”分别表示进入和离开被测机组; G_g 为湿空气中

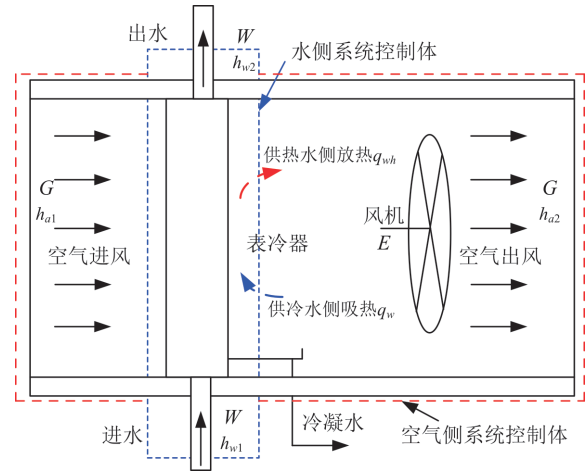


图 1 空气焓差法

Fig. 1 Air enthalpy difference method

干空气的质量, kg/s。由湿空气的定义可知,在柜式风机盘管机组内,单位时间内流过的湿空气质量 G (kg/s) 应该等于干空气质量和水蒸汽质量 G_q 之和,即

$$G = G_g + G_q \quad (2)$$

由式(2)进行简单变化,可导出采用湿空气质量和含湿量表示的干空气质量^[17],即

$$\begin{aligned} G &= G_g \left(1 + \frac{G_q}{G_g} \right) \\ &= G_g (1 + X_n) \Leftrightarrow G_g = \frac{Q_{mi}}{V_n (1 + X_n)} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: X_n 为空气的绝对含湿量, kg/kg_{干空气}; Q_{mi} 为流经被试机的循环风量, m³/s; V_n 为空气的比容, m³/kg,将式(3)代入式(1)可得

$$\begin{cases} q_a = \frac{Q_{mi}}{V_n (1 + X_n)} (h_{a1} - h_{a2}) \\ q_{ah} = \frac{Q_{mi}}{V_n (1 + X_n)} (h_{a2} - h_{a1}) \end{cases} \quad (4)$$

当柜式风机盘管机组供冷运行时,其热交换模式涉及空气的热湿处理,可采用式(4)第一式计算机组的供冷量;当柜式风机盘管机组供热运行时,其热交换模式不涉及空气的热湿处理,可采用式(4)第二式计算机组的供热量,此处需要注意,供热运行时,整个热交换过程中绝对含湿量不变,可将该过程视为等焓过程,近似认为供热运行时没有潜热交换,因此,可将干空气加热过程和湿球加湿过程的热平衡关系表示如下。

$$\begin{cases} (h_{a2} - h_{a1}) = (h_{g2} + h_{s2}) - (h_{g1} + h_{s1}) \\ h_{g2} - h_{g1} = C_{pa} (t_{a2} - t_{a1}), (t_{a2} > t_{a1}) \\ h_{s2} - h_{s1} = C_{pw} t_w (X_{n2} - X_{n1}) = 0, (X_{n2} = X_{n1}) \end{cases} \quad (5)$$

式中: t_{a1} 和 t_{a2} 分别为进出柜式风机盘管机组空气

的干球温度, °C; t_w 为机组内部热饱和状态时的湿球温度, °C; h_{g1} 和 h_{g2} 分别为进入和离开被测机组的干空气的焓值; C_{pa} 和 C_{pw} 分别为干空气和水蒸汽的平均比热, J/(kg · °C); h_{s1} 和 h_{s2} 分别为进出被测机水蒸汽焓值; X_{n1} 、 X_{n2} 分别为进出被测机组的绝对含湿量, kg/kg干空气. 将式(5)代入式(4)第二式, 柜式风机盘管供热运行时供热量计算公式可进一步简化为

$$q_{ah} = \frac{Q_{mi} C_{pa} (t_{a2} - t_{a1})}{V_n (1 + X_n)} \quad (6)$$

综上所述, 柜式风机盘管机组的空气侧供冷量和供热量可按式(7)计算, 即

$$\begin{cases} q_a = \frac{Q_{mi} (h_{a1} - h_{a2})}{V_n (1 + X_n)} \\ q_{ah} = \frac{Q_{mi} C_{pa} (t_{a2} - t_{a1})}{V_n (1 + X_n)} \end{cases} \quad (7)$$

JB/T 9066—1999 在附录 A 中给出了柜式风机盘管机组空气侧供冷(热)量的计算公式如下^[13].

$$\begin{cases} q_a = \frac{Q_{mi} [(h_{a1} - h_{a2}) - C_{pw} \Delta X t'_{a2}]}{V_n (1 + X_n)} + q_k \\ q_{ah} = \frac{Q_{mi} C_{pa} (t_{a2} - t_{a1})}{V_n (1 + X_n)} + q_k \end{cases} \quad (8)$$

式中: t'_{a2} 为被试机的出风湿球温度, °C; ΔX 为被试机组进出口的绝对含湿量的差值, kg/kg干空气; q_k 为空气侧的漏热量, W. 比较式(7)和式(8)发现有两个地方不一致: 一是 JB/T 9066—1999 中的供冷量和供热量计算公式中均考虑了漏热问题; 二是 JB/T 9066—1999 中供冷量计算公式中多减去了一项 $C_{pw} \Delta X t'_{a2}$.

漏热问题是无法避免的, 式(8)中考虑漏热是较为科学的处理方式. 式(8)中供冷量计算公式中减去 $C_{pw} \Delta X t'_{a2}$ 是由于采用焓差法计算表冷器的供冷量时, 计算过程中会多算入一部分冷量, 该冷量的值近似等于 $C_{pw} \Delta X t'_{a2}$, 所以在供冷量计算公式中将其减去. 由于 $C_{pw} \Delta X t'_{a2}$ 的形成机理相对复杂, 现将其形成机理分析如下. 采用与文献[14]中相似的分析方法, 将比热表示为温度 t 的函数, 则进出被试机组的焓差可计算如下.

$$\begin{aligned} h_{a1} - h_{a2} &= \int_0^{t_{a1}} c_{pa}(t) dt - \int_0^{t_{a2}} c_{pa}(t) dt \\ &+ X_{n1} \int_0^{t_{a1}} c_{pw}(t) dt - X_{n2} \int_0^{t_{a2}} c_{pw}(t) dt + (X_{n1} - X_{n2}) r_0 \end{aligned} \quad (9)$$

式中: r_0 表示零度时水蒸汽的液化潜热. 当温度由 t_{a1} 下降至 t_{a2} 时, 将机组的除湿量用式 $\Delta X = X_{n1} - X_{n2}$ 表示, 式(9)可进一步简化为

$$\begin{aligned} h_{a1} - h_{a2} &= \int_{t_{a2}}^{t_{a1}} [c_{pa}(t) + X_{n1} c_{pw}(t)] dt \\ &+ \Delta X \left(\int_0^{t_{a2}} c_{pw}(t) dt + r_0 \right) \end{aligned} \quad (10)$$

式中第一项为空气温度由 t_{a1} 下降至 t_{a2} 释放的热量, 第二项为水蒸气温度由 t_{a2} 下降至零度释放的热量和零度的水蒸气凝结为零度水释放出的热量^[14-15]. 多次试验发现, 机组供冷运行时, 水盘管表面产生的冷凝水温度远高于零度. 因此, 实际测试值要小于由式(10)计算的结果. 式(10)第二项所描述的能量转化过程可换一种描述方式, 即可假设温度为 t_{a2} 的水蒸气首先冷凝液化为 t_{a2} 条件下的液态水, t_{a2} 条件下的液态水继续冷却至零度. 所以, 式(10)中等式右侧第二项可以换一种方式进行描述, 即

$$\Delta X \left(\int_0^{t_{a2}} c_{pw}(t) dt + r_0 \right) = \Delta X (r_{t_{a2}} + \int_0^{t_{a2}} c_{pc}(t) dt) \quad (11)$$

式中: $r_{t_{a2}}$ 表示水蒸气的液化潜热, kJ/kg, $c_{pc}(t)$ 表示冷凝水的平均比热, kJ/kg · °C; 式(11)等式右侧可解读为温度为 t_{a2} 的冷凝水与 $\Delta X \int_0^{t_{a2}} c_{pc}(t) dt$ 中含有的热量同时流失^[14-15]. 所以, 在供冷量的计算时, 应该将流失的热量从公式焓差公式中减去, 即机组供冷量可采用下式计算.

$$q_a = \frac{Q_{mi} [(h_{a1} - h_{a2}) - \Delta X \int_0^{t_{a2}} c_{pc}(t) dt]}{V_n (1 + X_n)} \quad (12)$$

工程应用中, 常将 $c_{pc}(t)$ 近似为常数, 即 $\Delta X \int_0^{t_{a2}} c_{pc}(t) dt = C_{pc} t_{a2} \Delta X$. 由于冷凝水的温度难以精确测量, 导致冷凝水的定压比热无法确定, 工程应用中常采用水侧系统进出水的平均水温对应的定压比热代替冷凝水对应的定压比热, 出风口湿球温度近似等于冷凝水温度, 将 $C_{pc} t_{a2} \Delta d$ 近似等于 $C_{pc} t'_{a2} \Delta d$. 因此, 采用空气焓差法计算被试机的供冷量时, 误差是不可避免的. 当式(12)中考虑漏热的影响时, 式(12)与式(8)第一式等价.

2 水侧系统热工性能分析

结合图1所示空气焓差法原理图, 柜式风机盘管机组水侧系统供冷(热)量 q_w (q_{wh}) 可采用下面的

公式进行计算,即:

$$\begin{cases} q_w = W(h_{w2} - h_{w1}) \\ q_{wh} = W(h_{w1} - h_{w2}) \end{cases} \quad (13)$$

式中: q_w (q_{wh}) 为被试机组水侧供冷(热)量; W 为水的质量流量, kg/s; h_{w1} 和 h_{w2} 分别为进出机组盘管的水的焓值, kJ/kg, 水的状态可为汽状或液态. 水焓值性能试验装置中, 水的流量多以体积流量呈现, 水的质量流量与体积流量换算公式如下,

$$W = \rho \cdot v \quad (14)$$

式中: ρ 为被试机组进出水的平均密度, kg/m³; v 为水的体积流量, m³/s. 当盘管中的水为液态时, 式(13)可进一步简化为

$$\begin{cases} q_w = WC_{pw}(t_{w2} - t_{w1}) \\ q_{wh} = WC_{pw}(t_{w1} - t_{w2}) \end{cases} \quad (15)$$

式中: t_{w1} 和 t_{w2} 分别为进出被测机组的水温(°C). JB/T 9066—1999 在附录 A 中给出的计算公式如下^[13]:

$$\begin{cases} q_w = WC_{pw}(t_{w2} - t_{w1}) - E \\ q_{wh} = WC_{pw}(t_{w1} - t_{w2}) + E \end{cases} \quad (16)$$

式中: E 为输入被测机组的功率, W. 式(15)和式(16)对比可知: 式(16)中多出了柜式风机盘管机组的输入功率项 E . 分析发现, 式(16)的准确定义应该是柜式风机盘管机组的辅侧换热量计算公式, 将其定义为水侧换热量不合理, 理由如下.

由热力学第一定律可知, 在供冷条件下柜式风机盘管机组水侧和空气侧的稳态稳流能量方程表达式如下:

$$\begin{cases} q_w + Wh_{w1} = Wh_{w2} \\ G_g h_{a1} - q_w + E = G_g h_{a2} \end{cases} \quad (17)$$

式(17)简单变换可知: 水侧系统的供冷量 q_w 等于出水热量与进水热量的差值, 空气侧系统的供冷量 q_a 等于进风热量与出风热量的差值, 即

$$\begin{cases} q_w = W(h_{w2} - h_{w1}) \\ (q_a =) G_g(h_{a1} - h_{a2}) = q_w - E \end{cases} \quad (18)$$

将式(8)第一式代入式(18)第二式得

$$\begin{cases} q_w = W(h_{w2} - h_{w1}) \\ \frac{Q_{mi}[(h_{a1} - h_{a2}) - C_{pw}\Delta X t'_{a2}]}{V_n(1 + X_n)} + q_k = q_w - E \end{cases} \quad (19)$$

由式(19)第一式可知, 被试机运行于供冷工

况时, 机组的输入功率与水侧系统的供冷量两者之间并没有关系, 可以应用两种方法对空气侧系统的供冷量进行计算, 方法一是利用水侧的供冷量与机组输入功率之差计算(式(19)第二式右侧), 这是供冷运行时的“热量平衡侧”, 并非真正意义的水侧, 标准中通常将其定义为“辅侧”; 方法二是利用进出机组空气的焓差计算, 空气侧为机组的“使用侧”, 标准中通常将其定义为“主侧”. 标准(JB/T 9066—1999)在附录 A. 5. 3. 1 条中采用式(A6)计算柜式风机盘管的水侧供冷量显然不合适.

同理, 由热力学第一定律可知, 在供热条件下柜式风机盘管机组水侧和空气侧的稳态稳流能量方程表达式如下.

$$\begin{cases} Wh_{w1} - q_{wh} = Wh_{w2} \\ G_g h_{a1} + q_{wh} + E = G_g h_{a2} \end{cases} \quad (20)$$

将式(20)简单变化可知: 水侧系统的供热量 q_{wh} 等于进水热量与出水热量的差值, 空气侧系统的供热量 q_{ah} 等于出风热量与进风热量的差值, 即

$$\begin{cases} q_{wh} = W(h_{w1} - h_{w2}) \\ q_{wh} + E = G_g(h_{a2} - h_{a1}) (= q_{ah}) \end{cases} \quad (21)$$

将式(8)第二式代入式(21)第二式得

$$\begin{cases} q_{wh} = W(h_{w1} - h_{w2}) \\ q_{wh} + E = \frac{Q_{mi}C_{pw}(t_{a2} - t_{a1})}{V_n(1 + X_n)} q_k \end{cases} \quad (22)$$

由式(22)第一式可知, 被试机运行于供热工况时, 机组的输入功率与水侧供热量两者之间没有关系, 可以应用两种方法对空气侧的供热量进行计算, 方法一是利用水侧的供热量与机组输入功率之和计算(式(22)第二式左侧), 这是供热运行时的“热量平衡侧”, 并非真正意义的水侧供热量, 标准中通常将其定义为“辅侧”; 方法二是利用进出机组空气的焓差计算, 空气侧为机组的“使用侧”, 标准上通常将其定义为“主侧”. 标准(JB/T 9066—1999)在附录 A. 5. 4. 1 条中采用式(A9)计算柜式风机盘管的水侧供热量显然不合适. 类似问题在 GB/T 14294—2008^[19] 和 GB/T 19232—2019^[20] 中均存在.

3 性能试验分析

由于蒸汽型试验要求较高, 应用场合相对较少, 笔者仅对供冷(热)型的柜式风机盘管进行分析. JB/T 9066—1999 在 4. 2. 3 给出了柜式风机盘管机组的性能试验工况, 表 1 所示为名义测试工况

条件. 理论上, 在进行热工性能试验时, 柜式风机盘管机组的静压和、风量等参数均需达到名义设定值, 但在实际热工性能测试时, 只需保证静压或风量一个条件满足名义定值即可, 另外一个参数在标准允差范围内, JB/T 9066—1999 对上述问题并没有明确. 针对柜式风机盘管的热工性能试验, 目前均按照标准静压进行热工性能试验.

表 1 名义试验工况^[13]

Tab. 1 Nominal test conditions

项目	进口空气状态/℃		供水状态/℃	
	干球温度	湿球温度	进水温度	出水温度
供冷	27	19.5	7	5
供热	21	—	60	—

3.1 静压、风量及输入功率测试

JB/T 9066—1999 在 4.2.2 中表 3 中规定了柜式风机盘管静压、名义风量及名义输入功率参数的测试工况, 静压、名义风量及名义输入功率均是在干工况, 即仅开风机, 盘管不供水的情况下测得. 按照被试机的铭牌静压参数进行测试即可得到柜式风机盘管机组的标准静压、标准风量及输入功率, 测试时需要保证标准静压的允差在 $[-1.25 \text{ Pa}, +1.25 \text{ Pa}]$ 范围内 (见 JB/T 9066—1999 表 10 的允许偏差), 该允差范围较小, 试验过程中很难保证, 在对大风量的柜式风机盘管机组进行热工性能试验时, 该允差条件基本无法实现, 建议对该允差进行调整.

另外, 在静压、风量等参数的测试时, 检测人员常将静压、风量错误的理解为实测静压和实测风量, 没有将其修正为标准状态下的静压和风量. JB/T 9066—1999 在附录 A5.1.3 中规定: 标准状态时的风量按标准中的式(A4)计算, 即由试验测量得到的风量应该换算成标准状态下的风量^[13], 即

$$Q_s = \frac{Q_{mi}}{1.2V_n} \quad (23)$$

式中: Q_s 为标准空气状态下的风量, m^3/s , (相当于空气温度 20°C 、密度 $1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ 、大气压 101.3 kPa 的干空气)^[13]; 标准状态时的静压按下式计算, 得

$$p_s = 1.2V_n p \quad (24)$$

式中: p 和 p_s 分别表示机组测量静压和标准状态下的静压, Pa ^[13].

3.2 供冷和供热性能试验

柜式风机盘管机组热工性能试验工况出现理解歧义的主要以供热运行工况居多, 且以中小生产企业为主, 汇总起来主要有两种: 一种是采用保证温差的方式测量, 即按水侧进出水 10°C 温差的方法进行测试 (该方法适用于 GB/T 14294—2008 定义的组合式空调机组供热工况测试); 一种是保流量方式测量, 即通过盘管内水流速 ($\omega = 1 \text{ m/s}$) 与通水面积计算得出水流量 (该方法适用于 GB/T 19569—2004 定义的水冷式洁净空调供热工况测试). 分析其主要原因是 JB/T 9066—1999 中并没有明确完整的供热工况条件, 仅提供进水温度, 一定程度上导致了对供热工的不同理解; 其次是部分测试人员进行供热性能试验时, 主观按照供水侧 10°C 温差进行试验或以某个流量进行试验. 目前, 行业内对供热工况的处理方式是: 进水温度按表 1 规定设置, 水流量按供冷试验确定的流量, 即以名义供冷性能试验的实测流量作为供热性能试验时的流量. 建议后续在相关标准的制(修)订中对供热工况进行详细明确.

根据 JB/T 9066—1999 第 5.3.3 条, 进行机组供冷、供热量测定, 工况应稳定, 在工况稳定后, 30 min 内按相等时间间隔至少读数四次, 每次至少应记录一次大气压^[13]. 将四次读数取平均值后, 按附录 A 计算出被测机组空气侧和水(汽)侧的供冷、供热量^[13]. 显然, 这种对柜式风机盘管热工性能试验稳定工况的描述相对简单, 在机组热工性能试验过程中, 较长时间周期间隔的数据采集一定程度上会导致实时性较差的数据, 可能给测试结果引入较大的测量误差, 影响测试的准确度. 从被试机热工性能测量的准确性考虑, 数据采集时间周期越短、数据采集越多, 数据的实时性也越好, 因此, 建议在后续相关标准的制(修)订中对稳定运行时数据采集的时间间隔进行量化处理, 以减小测试误差对测量结果的影响^[14-15].

3.3 噪声测试

JB/T 9066—1999 依据 4.4.2 中表 6 规定的名义风量值对柜式风机盘管机组的噪声限值进行了规定, 表格中名义风量的某个区间对应一个噪声限定值, 如 $2\,000 \sim 3\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ 风量对应同一噪声

限定值 ≤ 58 dB(A)、 $3\,500\sim 4\,500\text{ m}^3/\text{h}$ 风量对应同一噪声限定值 ≤ 60 dB(A),在某些风量区间则未明示出噪声限定值,如 $3\,000\sim 3\,500\text{ m}^3/\text{h}$ 、 $4\,500\sim 5\,000\text{ m}^3/\text{h}$ 均未明示噪声限定值等。基于此,笔者认为,JB/T 9066—1999中噪声限定值的处理方式值得商榷,建议采用GB/T 14294—2008《组合式空调机组》中对噪声限定值的处理方式,即风量值与噪声限值成一对对应关系,一个风量对应一个噪声限定值,风量在规定值之间的,按内插法进行计算。

另外,柜式风机盘管噪声的试验方法是依据GB/T 9068规定的工程测量法(该标准实施已超过34年,标准名称的英文翻译存在笔误,“equipments”应该是“equipment”,建议及时进行修订),测试时依据机组的外形尺寸,采用9个点测量或17个点测量^[21]。需要引起注意的是,对于一个点的噪声测量,采用一个噪声传感器测试即可,对于多个点噪声的测试必须采用多个噪声传感器同步进行测量,每个测点对应一个噪声传感器,这样才能保证噪声测量值的实时性和准确性。

4 结论

基于焓值理论,运用能量守恒定律,推导了柜式风机盘管机组空气侧和水侧的供冷(热)量计算公式,并将推导公式与JB/T 9066—1999供冷(热)量计算公式进行了比对分析,结论如下:

(1)采用空气焓差法计算柜式风机盘管机组的供冷量时,其结果偏大,在充分考虑风洞和风管漏热修正的前提下,为保证供冷量测试结果的准确性,需要将冷凝水带走的热量从供冷量计算公式中减去;

(2)JB/T 9066—1999给出的水侧供冷(热)量的计算公式实质上是热平衡计算公式,即热量平衡侧(辅侧),并非水侧供冷(热)量计算公式,水侧供冷(热)量与被试机的输入功率没有直接关系,为准确描述被试机的供冷(热)量,建议将标准JB/T 9066—1999中的水侧供冷(热)量计算公式调整为热平衡侧供冷(热)量计算公式,同时给出水侧供冷(热)量的定义;

(3)柜式风机盘管机组的热工性能试验是在保证标准静压的基础上实施,机组的静压和风量均

指标准空气状态下的静压和风量。机组供热工况热工性能试验时,其水流量按供冷试验确定的水流量。机组的噪声限定值建议采用GB/T 14294—2008中对噪声的处理方式,即风量与噪声限值成一对对应关系,一个风量对应一个噪声限定值,风量在规定值之间的,按内插法计算风量和噪声限值。

参考文献 References

- [1] 刘孝刚. 对全空气中央空调系统运行管理的研究[J]. 黑龙江科技信息, 2014, 30: 96.
LIU Xiaogang. Research on operation management of all-air central air-conditioning system[J]. Heilongjiang science and Technology Information, 2014, 30: 96.
- [2] 李炎锋, 张宁, 边江. 风机盘管空调系统智能控制方案的实验研究[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2014, 46(5): 731-736.
LI Yanfeng, ZHANG Ning, BIAN Jiang. Experimental research on intelligence control scheme for fan coil air-conditioning system[J]. J. Xi'an Univ. of Arch. & Tech. (Natural Science Edition), 2014, 46(5): 731-736.
- [3] 王曙光, 赵成刚. 特殊工况下风机盘管、柜式空调箱的选型计算[J]. 低温与特气, 2002, 20(5): 15-18.
WANG Shuguang, ZHAO Chenggang. Type selections and calculation of fan coil system and chest-type air-conditioning case[J]. Low Temperature and Specialty Cases, 2002, 20(5): 15-18.
- [4] JOSE' Ferna'ndez-Seara, RUBE'n Diz, FRANCISCO J Uhl'a, et al. Experimental analysis on pressure drop and heat transfer of a terminal fan-coil unit with ice slurry as cooling medium[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33: 1095-1104.
- [5] 程昆. 空气处理机组的仿真与应用研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2006.
CHENG Kun. Research of simulation and faults diagnosis of the air-handle units[D]. Xi'an: Xi'an Univ. of Arch. & Tech., 2006.
- [6] AKSHAY Ranade, GREGORY Provan, ALIE El-Din Mady, et al. A computationally efficient method for fault diagnosis of fan-coil unit terminals in building heating ventilation and air conditioning systems[J]. Journal of Building Engineering, 2020, 27: 1-13.
- [7] LI Xiuming, ZHAO Tianyi, ZHANG Jili, et al. De-

- velopment of network control platform for energy saving of fan coil units[J]. Journal of Building Engineering, 2017, 12: 155-160.
- [8] YE Jiayu, LIU Xinyi, XU Laifu, et al. Experimental study on the heating and humidifying performance of fan coil units with humidification modules in severe cold regions[J]. Energy & Building, 2022, 276: 1-15.
- [9] 王智伟, 闰清, 闫增峰. 基于流量冷量关系模型的冷计量方法研究[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2015, 47(2): 276-281.
- WANG Zhiwei, YAN Qing, YAN Zengfeng. Study on the method for cooling metering based on the model of relationship between flow and cooling[J]. J. Xi'an Univ. of Arch. & Tech. (Natural Science Edition), 2015, 47(2): 276-281.
- [10] LAURE F, MORETTI F, COPAZZOLI A, et al. Building fan coil electric consumption analysis with fuzzy approaches for fault detection and diagnosis[J]. Energy Procedia, 2014, 62: 411-420.
- [11] 王磊. 带热回收的空气处理机组模型分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- WANG Lei. Modeling analysis of AHU with heat recovery[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2016.
- [12] ANITA Martin čević, MARIO Vašak, VINKO Lešić. Identification of a control-oriented energy model for a system of fan coil units[J]. Control Engineering Practice, 2019, 91: 1-11.
- [13] 国家机械工业局. 柜式风机盘管机组: JB/T 9066—1999[S]. 北京: 机械工业部机械标准化研究所出版.
- State Bureau of Machine Building Industry. Cabinet type fan coil unit: JB/T 9066—1999[S]. Beijing: China Standards Press.
- [14] 包继虎, 曹晨, 丁辉, 等. 基于焓值法的风机盘管机组热工性能分析[J]. 建筑节能, 2022, 50(381): 123-128.
- BAO Jihu, CAO Chen, DING Hui, et al. Thermal performance analysis of fan coil unit based on enthalpy method[J]. Journal of BEE, 2022, 50(381): 123-128.
- [15] 包继虎, 李亚运, 付炜, 等. 空气冷却器与空气加热器性能测试解析[J]. 流体机械, 2022, 50(10): 70-75.
- BAO Jihu, LI Yayun, FU Wei, et al. Analysis on performance test methods of the air cooler and air heater[J]. Fluid Machinery, 2022, 50(10): 70-75.
- [16] 邱信立, 廉乐明, 李力能. 工程热力学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995.
- QIU Xinli, LIAN Leming, LI Lineng. Engineering thermodynamics[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 1995.
- [17] 朱达升. 干空气与湿空气流量的换算方法[J]. 石油化工设备, 1992, 21(4): 21, 47.
- ZHU Dasheng. Conversion method of dry air flow and wet air flow[J]. Petro-Chemical Equipment, 1992, 21(4): 21, 47.
- [18] 田忠保. 空气调节[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1994:4-9.
- TIAN Zhongbao. Air conditioning[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1994:4-9.
- [19] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 组合式空调机组: GB/T 14294—2008[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. Central-station air handling units: GB/T 14294—2008[S]. Beijing: China Standards Press, 2009.
- [20] 国家市场监督管理总局. 风机盘管机组: GB/T 19232—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020.
- State administration for Market Regulation. Fan coil unit: GB/T 19232—2019[S]. Beijing: China Standards Press, 2020.
- [21] 国家机械工业委员会. 采暖通风与空气调节设备噪声声功率级的测定工程法: GB 9068—1988[S]. 北京: 中国标准出版社, 1989.
- State Commission of Machinery Industry. Determination of sound power levels for noise emitted by heating-ventilating and air conditioning equipment-engineering method: GB 9068—1988[S]. Beijing: China Standards Press, 1989.

(编辑 吴海西 沈 波)