

基于流量冷量关系模型的冷计量方法研究

王智伟¹, 闫清¹, 闫增峰²

(1. 西安建筑科技大学环境与市政工程学院, 陕西 西安 710055; 2. 西安建筑科技大学建筑学院, 陕西 西安 710055)

摘要: 本文从风机盘管传热过程出发, 建立了风机盘管系统流量与冷量关系模型, 进而提出了一种基于流量冷量关系模型的冷计量新方法. 通过实际流量与冷量关系的现场测试, 对该冷计量方法可靠性进行了对比验证, 且给出了多种计量模式下的流量与冷量关系曲线. 结果表明, 基于流量与冷量关系模型的冷计量方法, 其计量精度较高, 计量模式与末端使用匹配, 计量系统简单实用.

关键词: 风机盘管; 流量与冷量; 关系模型; 冷计量方法

中图分类号: TU831

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2015)02-0276-06

Study on the method for cooling metering based on the model of relationship between flow and cooling

WANG Zhiwei¹, YAN Qing¹, YAN Zengfeng²

(1. School of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an Univ. of Arch. & Tech, Xi'an 710055, China;

2. School of Architecture, Xi'an Univ. of Arch. & Tech, Xi'an 710055, China)

Abstract: Based on the heat transfer of fan coil unit (FCU) system, a model of relationship between water flow rate and cooling quantity for FCU system is built in this paper, and a new method for cooling metering based on the flow-cooling model is proposed. The calculated data have been validated by the test results, and the comparison result coincided very well, and further, a series of curves of relationship between water flow rate and cooling quantity have been provided under different modes of FCU on-off in the paper. The result shows that the precision of cooling metering of the method meets the demand of engineering application, all kinds of metering mode well matches with the using conditions of terminal, and the system of the cooling metering is simple and practical.

Key words: FCU; flow and cooling; relationship model; cooling metering method

自 2003 年 7 月, 建设部等国家八部委颁发了《关于城镇供热体制改革试点工作的指导意见》, 实行用热商品化, 逐步实施热计量收费制度^[1]以来, 我国热计量工作已经如火如荼地开展. 根据国外经验, 实行热计量可以节能 20%~30%^[2]. 2011 年我国建筑能耗占到社会总能耗的 19.74%^[3], 而中央空调能耗占建筑能耗的 40%~65%. 随着近年来高档住宅的大规模建设, 集中空调供冷系统已经出现在住宅建筑中, 这一数据呈现出逐年增长的趋势. 参考热计量的相关经验, 冷计量也受到越来越多的关注.

风机盘管作为一种传统的中央空调末端形式, 由于结构简单, 对建筑层高要求不高, 是住宅建筑及部分商用写字楼的一种主要末端形式^[4]. 因此冷计量多以风机盘管为对象进行研究. 根据计量的方法及参数不同, 可以分为以下几种: (1) 水侧测量计量法; (2) 风侧冷量计量法 (3) 计时法; (4) 面积冷负荷指标法; (5) 实时冷负荷计算法^[5]. 水侧计量法的原理与热量表计量原理相同, 通过实时监测供水流量及供回水温度来进行计量. 计量精度

高, 但安装复杂, 投资较高, 不适用于既有建筑改造. 胡益雄^[6-7]等采用正交实验讨论了各因素对风机盘管供冷量的影响程度, 对风侧冷量计量的基本原理进行了分析, 通过计算给出了该方法的计量精度, 在此基础上给出减小计量误差的途径. 董涛^[8-9]等对风侧焓差法冷量计量方法及相应收费策略进行了一系列研究. 风侧焓差法计量装置简单易实现, 计量误差在 20%左右, 但湿度传感器易老化, 设备更换频繁. 风侧冷量计量最大的缺点是只适用于定冷水流量系统, 只能通过调节风量来改变风机盘管的供冷量. 目前工程上常用的风机盘管风量调节多为高中低三档风量调节方式, 三档风量调节比例一般为 1:0.75:0.5^[10], 冷量调节范围有限. 计时法通过累计末端电动二通阀开启时间及测试风机盘管的风量档位信号, 以相应档位的额定制冷量及累计时间来进行计量^[11]. 该方法简单方便易于实现, 但由于未考虑供水温度及流量变化对风机盘管供冷量的影响, 且以额定制冷量为基础进行计量, 误差较大. 面积冷负荷指标法简单易行, 但计量精度较低,

收稿日期: 2014-10-30

修改稿日期: 2015-04-14

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(课题编号 2011BAJ03B06)

作者简介: 王智伟 (1962-), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 主要从事空调系统能效诊断与建筑节能研究. E-mail: wzhiwei-atu@163.com

用户用不用或用多用少均需支付相同的费用,不能激励用户的自主节能行为.实时冷负荷算法通过计算供冷房间的实时负荷值来进行计量^[12].计量精度高,但需要了解供冷房间围护结构及室内热源状况,当室内热源变化较大时,误差较大.本文提出的基于流量冷量关系模型的冷计量方法,属于水侧测量计量法.它在保留水侧计量法高精度的特点的同时,使得计量方法更为简单,只需要采用一块内嵌流量冷量关系计算程序的水表即可完成计量工作,可以大幅度降低计量系统投资.

1 风机盘管换热模型

1.1 风机盘管传热过程

风机盘管由小型低压头风机和表面式换热器组成.风机盘管的传热主要由三个过程组成(1)盘管内冷热水与盘管内壁的对流换热;(2)盘管内、外壁之间的导热过程;(3)室内空气与盘管外表面之间的对流换热过程.由于供冷季风机盘管换热盘管外表面换热过程主要为冷却减湿过程,因此本文的流量冷量关系模型是基于冷却减湿过程(湿工况)建立的.

1.2 风机盘管换热模型分析

国内外对于风机盘管的换热过程建模工作进行较多,一些文献以传热单元数法或半经验公式获得风机盘管传热系数表达式,再利用传热方程,对风机盘管换热过程进行建模^[13],Y. W. Wang^[14]等给出了一种简化的空气处理单元工程模型,该模型在一定工况下对牛顿冷却定理进行简化,但是没有考虑工况变化对模型参数的影响.倪美琴^[15]等提出通过效率法和工况转换法来进行风机盘管在不同工况下的全冷量和显冷量的计算,该法在风机盘管风量或水量变化时不能进行计算,且冷量计算过程中需要使用焓湿图,适用性不好.王晋生^[16]提出一种干湿工况转换的思路,将湿工况转换为等价干工况,消除在湿工况计算过程中析湿系数对传热系数的影响,同时在进行热工计算时,将复杂的迭代运算简化为简单的代数运算,简化了热工计算过程,但文献^[16]只是通过热工计算验证了热力学模型的正确性,且在计算过程中认为风机盘管传热系数为已知值,但在实际传热过程中,风机盘管传热系数并非是单一固定值,而是随着供水流量及送风量变化而变化的.凌飞^[17]等在文献^[16]的基础上,提出了风机盘管湿工况换热模型,该模型传热系数需要采用现场实测数据进行拟合,但由于现场情况的差

异性,求解计算量过大.本文以干湿转换法为基础,建立传热性能模型,并采用双效率法进行风机盘管热工计算.

1.3 风机盘管换热模型建立

1.3.1 干湿转换法原理^[16]

由风机盘管的组成可知,风机盘管可近似的按照表冷器进行热力计算.对于送风量、供水量、供水温度相同的同一表冷器,如果某一干工况的进出口风焓值及接触系数与某一湿工况的进出口风焓值及接触系数相同,则称这个干工况为该湿工况的等价干工况.

1、2点分别为表冷器进出口干球温度,3点为机器露点.过3点的等含湿量线与1、2点的等焓线交于1'、2'点.如图1所示:

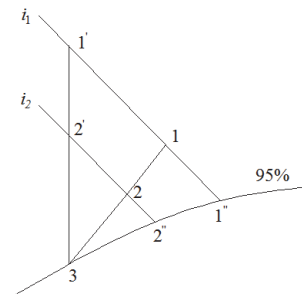


图1 风机盘管传热等价工况 i - d 图

Fig.1 The i - d of equivalent conditions of FCU heat transfer

由干湿转换法原理可知,对于同一表冷器,当送风量 G 、供水量 W 、供水温度 t_{w1} 相等时,干工况1'-2'为湿工况1-2的等价干工况.

等价干工况的换热效率系数 ε_1 表示为:

$$\varepsilon_1 = \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t_{w1}} \quad (1)$$

式中: t'_1 , t'_2 分别为1'点、2'点的干球温度, $^{\circ}\text{C}$.

认为饱和线近似为直线,根据相似原理,表冷器的接触系数 ε_2 可以表示为:

$$\varepsilon_2 = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} = \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t_3} \quad (2)$$

式中: t_1 , t_2 分别为1点、2点的干球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_3 为3点的温度, $^{\circ}\text{C}$.

由换热理论可知:

$$\varepsilon_1 = \frac{1 - \exp[-\beta(1 - \gamma)]}{1 - \gamma \exp[-\beta(1 - \gamma)]} \quad (3)$$

$$\varepsilon_2 = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_w F}{Gc_p}\right) = f(V_y, N) \quad (4)$$

式中: α_w 为表冷器外表面热交换系数, $\text{W}/(\text{m}^2\text{C})$; F 为表冷器总换热面积, m^2 ; V_y 为表冷器迎面风

速, m/s; $V_y = G/F_y$, F_y 为迎风面积, m^2 ; N 为表冷器管排数; $\beta = KF/(Gc_p)$, $\gamma = Gc_p/(Wc_w)$; K 为干工况传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; c_p , c_w 分别为空气和冷水的定压比热容, 计算时认为其为常数.

1.3.2 表冷器传热性能模型

对于给定的表冷器, 干工况传热系数 K 主要由内外表面热交换系数 α_n , α_w 决定^[13].

$$K = \left[\frac{1}{\alpha_w \phi_0} + \frac{\pi \delta}{\lambda} + \frac{\tau}{\alpha_n} \right]^{-1} \quad (5)$$

式中: α_n , α_w 分别为表冷器内外表面热交换系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; ϕ_0 为肋表面全效率; $\phi_0 = 1 - f_f/(f_f + f_d)(1 - \eta)$; f_f 为单位管长肋片面积, m^2/m ; $f_f = 2(S_1 S_2 - \pi d_0^2/4)/S_1$; f_d 为肋片间管子外表面积, m^2/m ; $f_d = \pi d_0(1 - \delta_f/S_f)$; η 为肋效率, $\eta = \text{th}(ml)/(ml)$; $m = \sqrt{(2\alpha_w)/(\lambda_f \delta_f)}$; 其中: S_1 , S_2 , d_0 , S_f , δ_f 分别为管间距, 排间距, 管外径, 肋间距, 肋片厚度, m; δ 为管壁厚度, m; λ 为管壁导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; τ 为肋化系数. 对于特定的风机盘管, ϕ_0 , δ , λ , τ 可认为是定值.

由风机盘管换热过程可知, 冷水在盘管内进行对流换热. 由管内受迫对流准则方程式可知:

$$Nu = \begin{cases} 3.66 \\ 0.012(Re_f^{0.87} - 280)Pr_f^{0.4} \left[1 + (d_n/l)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.11} \\ 0.023Re_f^{0.8} Pr_f^{0.3} \end{cases} \quad (6)$$

式中: Re_f 为盘管内流体雷诺数; Pr_f 为盘管进出口温度下普朗特数平均值; Pr_w 为盘管管壁温度下普朗特数; $(d_n/l)^{2/3}$ 修正盘管长度的影响. 其中 (6) 式中第一式的适用范围为 $Re_f < 2300$; 第二式的适用范围为 $2300 < Re_f < 10^4$; 第三式的适用范围为 $Re_f > 10^4$.

故风机盘管内表面热交换系数 α_n :

$$\alpha_n = Nu \frac{\lambda_w}{d_n} \quad (7)$$

式中: λ_w 为流体导热系数, $W/(m \cdot K)$.

同理, 对于外表面热交换系数 α_w , 根据前苏联戈果林总结的准则方程式^[18]:

最窄界面处风速 v_{\max} :

$$v_{\max} = S_1 S_f V_y / ((S_1 - d_0)(S_f - \delta_f)) \quad (8)$$

$$Re_a = v_{\max} d_{eq} / v_a \quad (9)$$

$$Nu_a = C Re_a^g (L_a / d_{eq})^s \quad (10)$$

式中: S_1 为管中心距, m; Re_a 为风侧雷诺数; v_a 为空气运动粘度, m^2/s ; L_a 为沿气流方向肋长, m; d_{eq} 为当量直径, m; g , s 为准则方程式系数;

其中: $d_{eq} = \frac{2(S_1 - d_0)(S_f - \delta_f)}{(S_1 - d_0) + (S_f - \delta_f)}$; $C = A(1.36 - 0.24 Re_a/1000)$;

$$g = 0.45 + 0.0066 L_a/d_{eq}; \quad s = -0.28 + 0.08 Re_a/1000;$$

$$A = 0.518 - 0.0231 \left(\frac{L_a}{d_{eq}} \right) + 0.000425 \left(\frac{L_a}{d_{eq}} \right)^2 - 3 \times 10^{-6} \left(\frac{L_a}{d_{eq}} \right)^3.$$

$$\alpha_w = b Nu_a \frac{\lambda_a}{d_{eq}} \quad (11)$$

风机盘管换热盘管为顺排管簇时, $b=1$, 若换热盘管为叉排管簇, $b=1.2$.

1.3.3 双效率法计算等价干工况

由干湿转换法知, 干工况 1-2 为湿工况 1-2 的等价干工况. 要将空气从干工况 1 处理到 2 点, 需要表冷器提供的换热效率系数 ε_1 和接触系数 ε_2 如式 (1)、(2) 所示. 而对于一定送风量 G 、供水量 W 和供水温度 t_{w1} 的条件下, 表冷器所能提供的换热效率系数 ε_1 和接触系数 ε_2 如式 (3)、(4) 所示. 根据这种“供需平衡”关系有:

$$\varepsilon_1 = \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t_{w1}} = \frac{1 - \exp[-\beta(1 - \gamma)]}{1 - \gamma \exp[-\beta(1 - \gamma)]} \quad (12)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t_3} = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_w F}{Gc_p}\right) = f(V_y, N) \quad (13)$$

由相对湿度的近似表达式知:

$$\phi = \frac{d}{d_b} \times 100\% \quad (14)$$

式中: ϕ 为室内空气相对湿度, d 为室内空气含湿量, kg/kg; d_b 为饱和含湿量, kg/kg.

$$i_1 = 1.01t_1 + (2500 + 1.84t_1)d \quad (15)$$

式中: i_1 室内空气焓值, kJ/kg.

假定 $t_3^* = t_{w1} + (3 \sim 5)^\circ C$

$$d_3^* = 0.020473t_3^{*2} + 0.103746t_3^* + 4.47862 \quad (16)$$

$$i_1 = 1.01t_1^* + (2500 + 1.84t_1^*)d_3^* \quad (17)$$

由(14)、(15)、(16)、(17)四式求出 t_1^* , 代入(13)

式中求出 t_2^* , 将 t_1^* , t_2^* 代入 (1) 式求出 ε_1^* , 若 $|\varepsilon_1^* - \varepsilon_1| \leq \theta$, 则假设正确, 否则重新假设 t_3^* , 重复上述步骤. 其中 θ 为计算精度.

由于干工况不会发生相变,因此不用考虑湿工况下空气的比焓问题.根据能量守恒方程有:

$$Q = Gc_p(t_1^* - t_2^*) \quad (18)$$

2 流量冷量关系模型

2.1 流量分配关系

对于集中供冷的住宅用户而言,通常情况下,每一主要房间均会有一台风机盘管.对单台风机盘管分别予以计量的方式固然可行,但这无疑增加了计量系统的总投资.要对每一用户内所有风机盘管同时予以计量,则需要知道每一时刻流过各台风机盘管的供水流量值.

如图2所示,假定某层住宅有 n 户,每户有 m 台风机盘管,每台风机盘管支管上安装电动两通阀,当风机盘管开启时,阀门打开,当风机盘管关闭时,阀门关闭.

由于各风机盘管处于并联状态,风机盘管内阻远大于风机盘管因安装位置不同引起的供回水管长度的差异部分的压降.忽略这部分供回水干管的长度的压降.有

$$\Delta P_i = \Delta P_{ij} = S q_{mij}^2 = \frac{8(\lambda_{ij} \frac{l_{ij}}{d_{nij}} + \sum \xi_{ij})}{\pi^2 d_{nij}^4 g} q_{mij}^2 \quad (19)$$

在风机盘管系统中,盘管内冷水流动多处于光滑区,故 λ 由布拉修斯公式计算:

$$\lambda_{ij} = 0.3164 / Re_{ij}^{0.25} \quad (20)$$

$$q_m = \sum_{j=1}^m q_{mij} \quad (21)$$

式中: ΔP_{ij} 为第 (i, j) 台风机盘管(表示第 i 户第 j 台风机盘管, $1 \leq i \leq n, 1 \leq j \leq m$)压降, Pa; q_{mij} 为流过第 (i, j) 台风机盘管流量, kg/h; q_m 为用户供回水干管流量计所测的总流量, kg/h.

将(20)、(21)式代入(19)式并化简可得

$$12.974 \nu^{0.25} l_{ij} \mu_{ij}^{1.75} q_m^{0.25} / d_{nij}^{0.75} + \mu_{ij}^2 \sum \xi_{ij} = \text{const}$$

其中:12.974为化简后系数, $12.974 = 0.3164 \times (900 \rho \pi)^{0.25}$, 900为单位换算系数; ρ 为流体密度, kg/m³; μ_{ij} 为流量分配系数, $\sum_{j=1}^m \mu_{ij} = 1$; l_{ij} 为第 (i, j) 台风机盘管换热盘管长度, m; μ_{ij} 为第 (i, j) 台风机盘管流量分配系数; ξ_{ij} 为第 (i, j) 台风机盘管局部阻力系数.

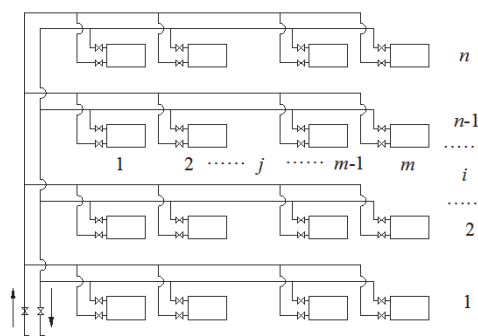


图2 某层风机盘管分布图

Fig.2 Distribution of FCU of a storey

2.2 流量冷量关系模型

在供水温度、风机盘管结构形式一定的条件下,风机盘管供冷量主要取决于供水流量及送风量.在实际工程中,风机盘管多采用高中低三档调速,除此之外,风量不可调节.因此在风量确定的条件下,影响风机盘管供冷量的主要因素就是供水流量.由之前的分析可知,在其他条件不变时,用户供水流量与室内所有风机盘管供冷量之间存在一一对应的关系,即: $Q_i = f(q_m)$.

基于2.1节中推导得出的流量分配关系,获得流过各台开启的风机盘管的流量值,进而根据风机盘管换热模型及双效率法获得各台风机盘管分别的供冷量 Q_{ij} ,通过对各台风机盘管供冷量的叠加,即可获得在该供水流量下用户内风机盘管的总供冷量.如(22)式:

$$Q_i = p \sum_{j=1}^m Q_{ij} \quad (22)$$

式中: Q_i 为用户内所有风机盘管总供冷量, W; Q_{ij} 为室内第 (i, j) 台风机盘管的供冷量, W; p 为系统冷量修正系数,用以修正室内供回水管向室内散出的冷量,由现场实测数据确定.

3 基于流量冷量关系模型的冷计量方法

3.1 冷计量方法

3.1.1 计量原理介绍

在供水温度、室内空气状态、风机盘管型号及送风量一定的条件下,风机盘管供冷量与通过风机盘管的供水量之间存在一一对应关系.基于该关系,在进行风机盘管供冷量计量时,只需要在用户入口安装一块内嵌流量冷量关系计算程序的水表,通过测量每一时刻的供水流量并记录风机盘管的风量开关档位即可实现分户冷计量.

3.1.2 相关参数确定

1) 供水温度: 机组出水温度的平均值.

2) 送风量: 风机盘管各档位名义风量。

3) 室内空气状态: 由用户设定, 包括室内空气干球温度和相对湿度。

3.2 实测验证及计量模式

为了验证基于流量冷量关系模型的冷计量方法的正确性, 作者于2014年7月~8月深入现场进行测试。测试地点为汉中惠泽小区标准层西北角一户。

3.2.1 风机盘管供冷量实测与模型计算对比

测试风机盘管为FP-51, 管排为 8×3 平套片管式, 铜管 10×1 mm, 正三角形排列, 铝材肋片厚度和间距分别为0.115 mm和2.35 mm, 垂直气流方向管间距25 mm, 肋化系数14.5, 迎风面积 0.052 m^2 , 供水平均温度为 13°C , 室内空气状态为(28°C , 55% RH)。测试仪器为铜-康铜热电偶、Testo型自动温湿度记录仪及梅克朗超声波流量计, 数据记录采

用吉时利2701型数据采集器, 对比结果如图3所示。

从图3看出, 风机盘管供冷量模型计算值与实测值吻合较好, 说明了基于流量冷量关系模型的冷计量方法能够准确的反映出风机盘管的供冷量, 计量精度较高。

3.2.2 风机盘管系统计量模式

工程中, 用户供冷末端系统通常有多台风机盘管。不同型号的风机盘管可能会在同一时刻联合运行, 不同的运行模式对应不同的计量模式。基于3.2.1节经现场实测数据验证的模型, 图4给出了四台不同型号的风机盘管在不同开启模式下的模型计算值。风机盘管型号分别为FP-85(1号机), FP-34(2号机), FP-51(3号机), FP-51(4号机)。各台风机盘管除换热盘管长度及迎风面积差异外, 其结构相同。

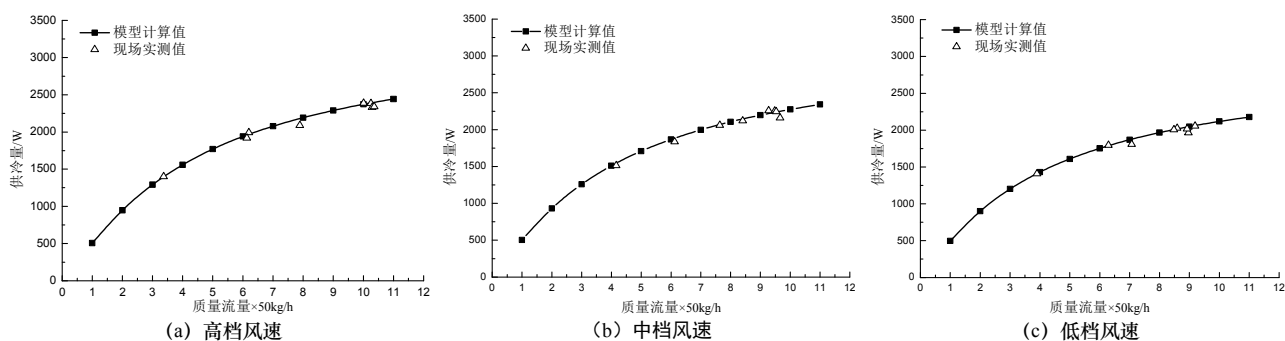


图3 FP-51型风机盘管模型计算值与实测值对比

Fig.3 Comparison of the calculated data with the tested results of FP-51 FCU

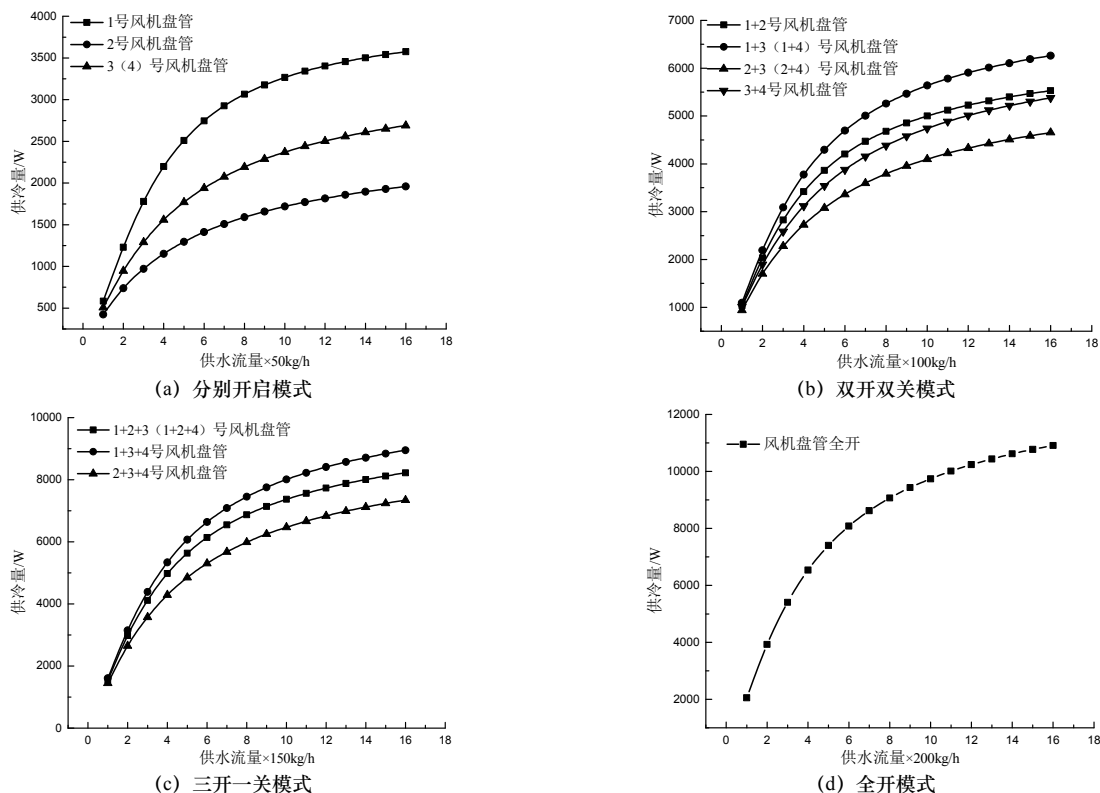


图4 不同计量模式曲线

Fig.4 The curve of different metering mode

4 结论

(1) 从风机盘管传热过程出发,建立了风机盘管换热模型,并在此基础上提出了一种新的基于流量冷量关系模型的冷计量方法,该方法通过现场测试对比,冷量试验值与该模型计算值吻合良好,计量精度较高,能够满足分户冷计量准确性要求。

(2) 对于具有风机盘管并联管路的住宅空调系统,风机盘管末端使用灵活多样,而基于流量冷量关系的冷计量方法可以实现风机盘管使用的多种计量模式,该计量方法能够满足住宅空调末端灵活调控的要求,其适用范围较广。

(3) 采用基于流量冷量关系的冷计量方法,其计量系统只需要对用户的冷水流量进行直接测量,计量仪表仅为一块内嵌流量冷量关系计算程序的水表,安装使用方便,计量系统投资低,具有很好的工程推广应用价值。

参考文献 References

- [1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
Building energy conservation research center, Tsinghai university. Annual Report on China Building Energy Efficiency[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2007.
- [2] 徐伟, 邹瑜, 黄维, 等. 按热量计费的住宅供热采暖技术研究[J]. 建筑科学, 1999, 15(4): 1-9.
XU Wei, ZOU Yu, HUANG Wei, et al. Research on Heating Technology Suited to Heat Metering for Residential Buildings[J]. Building Science, 1999, 15(4): 1-9.
- [3] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013.
Building energy conservation research center, Tsinghai university. Annual Report on China Building Energy Efficiency[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2013.
- [4] 江亿, 秦绪忠. 风机盘管集中空调系统用冷计量收费装置[J]. 暖通空调, 2000, 30(6): 48-50.
JIANG Yi, QIN Xuzhong. Cooling metering and charging device in the fan-coil unit air conditioning system[J]. HA&VC, 2000, 30(6): 48-50.
- [5] 胡益雄, 姚晔. 空调收费若干问题的探讨[C]//第十一届全国暖通空调技术信息网大会论文集. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001: 363-366.
HU Yixiong, YAO Ye. Discussion on some problem of charging of air conditioning[C]//The symposiums of the eleventh national HVAC technology information network conference. Beijing: China Architecture & Building Press, 2001: 363-366.
- [6] 胡益雄, 姚晔. 风机盘管冷量影响因素显著性分析及其冷量计量方法[J]. 节能技术, 2002, 20(6): 13-16.
HU Yixiong, YAO Ye. The Study of Fan-coil Unit Cooling Influential Factors and Cooling Metering Method[J]. Energy Conservation Technology, 2002, 20(6): 13-16.
- [7] 胡益雄, 姚晔. 风机盘管空调系统风侧冷量计量方法研究[J]. 流体机械, 2003, 31(11): 39-44.
HU Yixiong, YAO Ye. Research on the Method of Cooling Metering on the Air-side of the Fan-coil Unit Air-conditioning System[J]. Fluid Machinery, 2003, 31(11): 39-44.
- [8] 董涛, 龙惟定, 周辉, 等. 风机盘管集中空调系统的焓差法冷量计量方法[J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24(1): 51-55.
DONG Tao, LONG Weiding, ZHOU Hui, et al. Cooling Metering Method Based on Enthalpy Difference for Fan-coil Central Air Conditioning Systems[J]. Building Energy & Environment, 2005, 24(1): 51-55.
- [9] 董涛, 龙惟定, 李晓洲. 新型冷量收费装置开发及计费策略分析[J]. 暖通空调, 2006, 36(6): 47-51.
DONG Tao, LONG Weiding, LI Xiaozhou. Development of a new cooling-based metering and charging device and charging strategy analysis[J]. HV&AC, 2006, 36(6): 47-51.
- [10] 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, 2007.
LU Yaoqing. Practical Heating & Air-conditioning Design Manual[M]. 2nd ed. Beijing: China Architecture & Building Press, 2007.
- [11] 邢丽娟, 杨世忠. 一种集中空调冷量计费方法[J]. 暖通空调, 2007, 37(3): 113-115.
XING Lijuan, YANG Shizhong. Method of cooling charging in central air conditioning systems[J]. HV&AC, 2007, 37(3): 113-115.
- [12] 胡益雄, 姚晔. 基于谐波反应法的空调冷量计量方法研究[J]. 暖通空调, 2002, 31(5): 113-115.
HU Yixiong, YAO Ye. Research on the method of air conditioning cooling metering based on frequency response[J]. HV&AC, 2002, 31(5): 113-115.
- [13] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 等. 空气调节[M]. 4版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
ZHAO Rongyi, FAN Cunyang, XUE Dianhua, et al. Air Conditioning[M]. 4th ed. Beijing: China Architecture & Building Press, 2007.
- [14] WANG Y W, CAI W J, SOH Y C, et al. A Simplified Modeling of Cooling Coils for Control and Optimization of HVAC Systems[J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45: 2915-2930.
- [15] 倪美琴, 刘光远, 沈炜. 风机盘管机组不同工况下的冷量计算方法[J]. 暖通空调, 2006, 36(8): 67-69.
NI Meiqin, LIU Guangyuan, SHEN Wei. Calculating methods of cooling capacity of fan coil units under different conditions[J]. HV&AC, 2006, 36(8): 67-69.
- [16] 王晋生. 水冷式表冷器传热研究: 用干湿工况转换法计算湿工况[J]. 暖通空调, 2000, 30(4): 78-80.
WANG Jinsheng. Heat transfer study surface air coolers: wet-dry transformation method for thermodynamic calculation of the wet cooling condition[J]. HV&AC, 2000, 30(4): 78-80.
- [17] 凌飞, 杨春节. 适用于湿工况的风机盘管简化换热模型[J]. 暖通空调, 2012, 42(9): 105-109.
LING Fei, YANG Chunjie. Simplified heat exchange model of fan coil in wet cooling conditions[J]. HV&AC, 2012, 42(9): 105-109.
- [18] 张祉佑. 制冷原理与设备[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
ZHANG Zhiyou. The refrigeration principle and equipment[M]. Beijing: China Machine Press, 1987.

(本文编辑 桂智刚)