

文章编号 1000 5013(2004) 04 0396 05

封闭空间蓄热体对室内空气温湿度调节性能

冉 茂 宇

(华侨大学建筑系, 福建 泉州 362021)

摘要 在定性说明室内蓄热体对空气温湿度有自动调节性能的基础上, 提出用“实房间”空气温度波幅与“空房间”空气温度波幅之比作为衡量蓄热体对室内空气温度调节性能的指标. 同时, 进一步用集总参数法, 分析各种因素对这一调节性能的影响. 结果表明, 蓄热体对室内温度的调节特性与蓄热体热容量与室内空气热容量之比值 $X_k = \frac{V_k \rho_k c_k}{V_a \rho_a c_a}$, 以及与蓄热体时间常数与波动周期之比值 $Y_k = \frac{V_k \rho_k c_k \omega}{a F_k}$ 均有关. 最后, 推导出便于工程上适用的计算式.

关键词 蓄热体, 空气温度调节, 相对湿度调节, 集总参数法

中图分类号 TU 111. 19⁺ 5 **文献标识码** A

对空调和采暖房间而言, 室内家具和壁体材料的蓄热性, 不仅在空调和采暖的起动过程中影响设备的运行能耗, 而且当运行达到稳定时, 还影响室内温湿度的波动大小. 另外, 在进行被动式太阳房设计中, 往往也利用蓄热体吸热、放热特性调节室内温度, 从而在提高室内热舒适的同时, 节省采暖用能. 因此, 研究室内蓄热体对室内温湿度波动的影响, 对于间歇采暖和空调房间的能耗分析、提高围护结构和房间的温湿稳定性、控制室内表面冷凝和防止地板泛潮, 以及被动式太阳房的设计都有重要意义. 对于封闭性较好的房间, 当室外热作用呈周期性波动时, 由于其内家具、壁体等的蓄热性, 室内空气温度波动较室外小, 相应地相对湿度波动也小; 当室内由于热冷源引起空气温度升高或降低时, 蓄热体又会吸热或放热, 从而抑制室内温度的变化和相对湿度的变化. 换句话说, 无论是室外周期性热作用或是室内周期性热作用, 蓄热体对室内空气温度变化都具有自动调节能力. 利用材料的蓄热特性来自动调节室内空气温度变化, 是一种生态性的调节方法, 它无需消耗任何人工能源. 对于维护结构和房间热稳定性方面的研究, 前人在定义墙体表面蓄热系数的基础上, 已作了相关研究, 并得出了简易的计算式^[1]. 然而, 前人的研究仅涉及外维护结构本身, 几乎没有考虑室内家具和内围护结构对房间热稳定性方面的影响. 目前, 对室内蓄热体调节空气温度的认识, 仍停留在表面现象上. 普遍认为, 只要蓄热材料比重越大, 比热越大, 其蓄热能力就越大, 对室内温度调节就越好. 事实上, 这只反映出了问题的一个方面, 调节能力的大小还与材料的尺寸、导热系数, 以及引起温度波动的频率有关. 为了从理论上清晰地理解和分析这一问题, 本文以封闭空间为分析对象, 以周期性热作用为条件, 来探讨室内蓄热体对空气温度的调节性能. 对于有通风的房间以及热湿条件较复杂的情况, 可在此基础上进行修正或改进, 但不在本文讨论之内.

1 室内蓄热体对室内温湿度调节的定性描述

图 1 是在两个相同实验小箱中所测得的实验结果, 可以用来定性说明室内蓄热体对温湿度调节的特性. 如图 1 左边所示, 小箱 A 中除空气外, 不存在任何物体, 称其为“空房间”; 小箱 B 中除空气外, 还有家具等蓄热体存在, 称其为“实房间”. 将两小箱置于相同的热扰动环境中, 测试各小箱室内空气温度

收稿日期 2004 03 30
作者简介 冉茂宇(1967-), 男, 副教授, 博士, 主要从事建筑热工与节能及建筑室内外热环境的研究. E-mail: ranmaoyu@hqu.edu.cn

基金项目 福建省自然科学基金资助项目(D0210013); 国务院侨务办公室科研基金资助项目(O3QZR11)
© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

和相对湿度, 其结果如图 1 右边所示. 空房间的温湿波动较实房间的温湿波动大得多. 这是因为, 在空房间中只有空气受到加热或冷却, 受热时其温度(θ) 急剧升高, 受冷时又急剧下降, 所以温度波动很大. 又由于室内绝对湿度不变, 引起了相对湿度(η) 作反方向的变化, 其波动也很大. 在这种情况下, 若室内空气受冷时温度降到露点温度以下, 则会在房间内有水分凝结. 另一方面, 温度波动太大, 也不利于人体热舒适. 对于实房间而言, 室内空气受到加热温度升高时, 会将热量传递给家具等蓄热体; 而在受到冷却温度降低时, 家具等蓄热体又将热量传递给空气, 从而缓解了室内空气温度的波动. 相应地, 空气相对湿度波动就大大减小了. 因此, 室内蓄热体的存在, 对室内温湿度变化有自动调节能力和一定的稳定作用, 减少了内表面结露的可能性, 改善室内热环境.

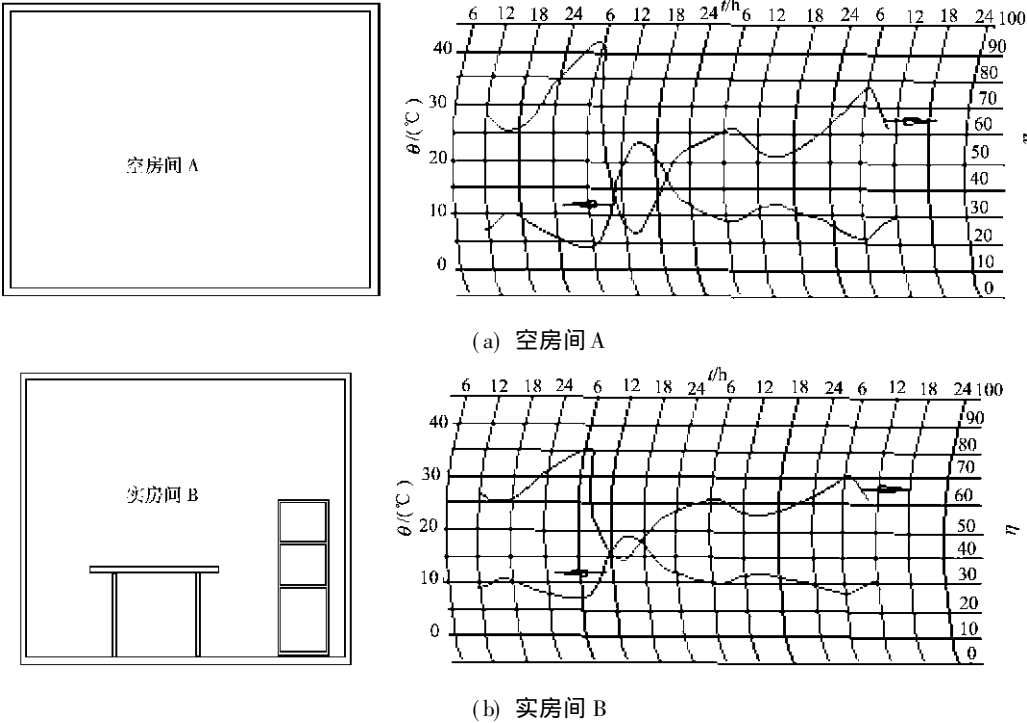


图 1 空房间和实房间在相同室外热作用下室内温湿度的变化比较

从上面的定性分析可知, 由于封闭空间内的绝对湿度是不变的, 蓄热体对室内相对湿度的调节是直接由温度的调节性能引起. 因此, 只要把握了其温度的调节性, 就很容易得出其对湿度的调节性能. 蓄热体对室内温度调节性能的好坏, 直接体现在室内空气温度波动的大小. 温度波动越小, 则说明其调节性能越好; 反之, 则调节性差. 温度波动的大小, 可直接用其波幅来描述. 很显然, 温度波幅与蓄热体的蓄热性能有关, 不同的蓄热体会引起不同的温度波幅. 为了有一个统一的比较基准, 将空房间空气温度波幅作为比较标准最为合适. 用实房间内空气温度波幅与空房间内空气温度波幅之比值, 来体现蓄热体对室内温度的调节性能. 为了研究蓄热体对室内温度的调节能力, 先分析空房间内空气温度波动与扰动热流量的关系.

2 空房间内空气温度波动与扰动热流量间关系

设在某种周期性热扰动作用下, 已测得空房间内的空气温度的变化, 其相对于平均值的相对温度可表示成简谐波动

$$\theta_1 = t_1 - \bar{t} = A_{t,1} \cos(\omega \tau) = A_{t,1} e^{j\omega \tau} \tag{1}$$

在式(1)中, $A_{t,1}$, ω 分别为空房间内空气温度波动的振幅和角频率, τ 为时间变量. 引起该温度波动的热流量 Q , 可由下式求得. 即

$$Q = V_a \rho_a c_a \frac{d\theta_1}{d\tau} = V_a \rho_a c_a A_{t,1} j \omega e^{j\omega \tau} = A_Q e^{j\omega \tau} \frac{\pi}{2}, \tag{2}$$

式(2), V_a 为房间空气体积, ρ_a , c_a 为空气的质量密度和比热, $A_Q = V_a \rho_a c_a A_{t,1} \omega$ 为热流量的波幅. 由上

式可知, 扰动热流量也是波动的, 其波动周期与房间空气温度波动周期相同, 而相位则超前 90° 。

3 实房间内空气温度波动与扰动热流量间关系

现以式(2)周期性变化热扰动作用于实房间, 则实房间内空气温度以相同的周期波动. 不同的是空气在受热温度升高时, 它要加热蓄热体, 也就是还要受到蓄热体的冷却; 反之, 要受到蓄热体的加热控制. 假设实房间中空气量与空房间中空气量相同, 由于热量守恒, 实房间内空气相对温度 $\theta_2 = t_2 - \bar{t}$ 的变化可表示为

$$V_a \rho_a c_a \frac{d\theta_2}{d\tau} = Q + \sum_{k=1}^n Q_k. \tag{3}$$

式(3)中, Q_k 为某一时刻来自第 k 个蓄热体的热流量. 显然, 当热作用达到周期性稳态时, θ_2, Q_k, Q 以相同的频率波动, 只是相位上有差别而已. 记

$$\theta_2 = A_{t,2} e^{i\omega\tau}, \quad Q_k = A_k e^{i\omega\tau}. \tag{4}$$

在式(4)中, $A_{t,2}$ 为 θ_2 的复温度振幅, A_k 为 Q_k 的复热流量振幅.

4 集总参数法的房间空气温度调节预测模型

对于自然的房间, 室内表面的换热系数 α 不会很大, 一般可取 $8.7 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1}$. 当室内空气与蓄热体有相互热作用时, 其毕渥准则数 B_i 表示为 $\frac{\alpha L}{\lambda}$, λ, L 分别为蓄热体的导热系数和特性尺寸. 如果蓄热材料的导热系数足够大, 或者其特性尺寸足够小(毕渥准则数 B_i 对于平板小于 0.1, 对于长圆柱小于 0.05, 对于球状小于 0.03), 则可认为物体各部分以相同的温度升高或降低, 从而可用集总参数法进行分析^[2]. 当热扰动达到周期性稳态时, 可只考虑波动部分的影响. 记 $\theta_k = A_{0,k} e^{i\omega\tau}$ 为第 k 个蓄热体的相对温度, 则有

$$V_k \rho_k c_k \frac{d\theta_k}{d\tau} = \alpha F_k (\theta_2 - \theta_k), \tag{5}$$

$$V_k \rho_k c_k A_{0,k} i\omega e^{i\omega\tau} = \alpha F_k (A_{t,2} - A_{0,k}) e^{i\omega\tau}.$$

在式(5)中, V_k, ρ_k, c_k 为第 k 个蓄热体的体积、密度和比热; α, F_k 分别为第 k 个蓄热体与空气间的换热系数、换热面积. 令 $Y_k = \frac{V_k \rho_k c_k \omega}{\alpha F_k}$, 则可将式(5)整理为

$$A_{0,k} = \frac{\alpha F_k A_{t,2}}{V_k \rho_k c_k i\omega + \alpha F_k} = \frac{A_{t,2} \cdot e^{-\arctg Y_k}}{\sqrt{1 + Y_k^2}}. \tag{6}$$

由式(6)可知, 第 k 个蓄热体的温度振幅较空气温度振幅降低 $\sqrt{1 + Y_k^2}$ 了倍, 而在相位上落后了 $\arctg Y_k$.

比值 $Y_k = \frac{V_k \rho_k c_k \omega}{\alpha F_k}$ 为一个无因次量, 在意义上反映出第 k 个蓄热体的时间常数与波动周期之比. 其值越大, 降低的倍数越大, 滞后的角度也越大. 考虑到与所有蓄热体热作用后, 实房间内空气相对温度变化为

$$V_a \rho_a c_a \frac{d\theta_2}{d\tau} = Q + \sum_{k=1}^n \alpha F_k (\theta_k - \theta_2),$$

$$V_a \rho_a c_a i\omega A_{t,2} e^{i\omega\tau} = V_a \rho_a c_a i\omega A_{t,2} e^{i\omega\tau} + \sum_{k=1}^n \alpha F_k \left(\frac{\alpha F_k A_{t,2}}{V_k \rho_k c_k i\omega + \alpha F_k} - A_{t,2} \right) \cdot e^{i\omega\tau},$$

$$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + \sum_{k=1}^n \frac{\alpha F_k V_k \rho_k c_k}{V_a \rho_a c_a (V_k \rho_k c_k i\omega + \alpha F_k)} = 1 + \sum_{k=1}^n \frac{V_k \rho_k c_k}{V_a \rho_a c_a} \cdot \frac{A_{0,k}}{A_{t,2}}. \tag{7}$$

式(7)表示空房间内空气温度振幅 $A_{t,1}$ 、实房间内空气温度振幅 $A_{t,2}$ 、第 k 个蓄热体的温度振幅 $A_{0,k}$ 间的关系. 令 $X_k = \frac{V_k \rho_k c_k}{V_a \rho_a c_a}$. 显然 X_k 也为一个无因次量, 它表示实房间内第 k 个蓄热体热容量和空气热容量之比. 式(7)可变换为

$$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + \sum_{k=1}^n \frac{X_k \cdot e^{-\arctg Y_k}}{\sqrt{1 + Y_k^2}}. \tag{8}$$

由此可知, 在相同的热扰动作用下, 实房间内空气温度振幅比空房间内空气温度振幅小. 显然, 当不存在蓄热体即 $X_k = 0$ 时, 有 $\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1$. 如果蓄热体的时间常数与波动周期的比值 Y_k 很小, 则式(8)可进一步简化为式(9a)或式(9b), 即

$$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + \sum_{k=1}^n X_k \cdot e^{-\arctg Y_k},$$

(9a)

$$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + \sum_{k=1}^n X_k.$$

(9b)

在某 $3\text{ m} \times 4\text{ m} \times 3\text{ m}$ 的房间中加 4 块 $2\text{ m} \times 1\text{ m} \times 0.01\text{ m}$ 的木板, 每块木板两面都暴露在空气中. 以波动周期 T 分别为 24 h 和 15 min 为例计算说明, 其 ω 值(s^{-1})分别为 7.272×10^{-5} 和 6.981×10^{-3} , 结果如表 1 所示. 表中, 实验参数 $V_a = 36\text{ m}^3$, $\rho_a = 1.205\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $c_a = 1.005\text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, $V_a \rho_a c_a = 43.5969\text{ kJ} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$, $V = 0.08\text{ m}^3$, $\rho = 400\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $c = 1.30\text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, $V\rho c = 41.6\text{ kJ} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$, $\alpha_i = 8.7\text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, $F = 16\text{ m}^2$, $\alpha_i F = 139.2\text{ W} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$.

表 1 不同波动周期的计算结果

$T = 24\text{ h}, X = 0.954, Y = 0.021\ 73$		$T = 15\text{ min}, X = 0.954, Y = 2.086\ 3$	
(8) 式计算	$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + 0.953\ 7 \angle -1.24^\circ$	(8) 式计算	$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + 0.412\ 3 \angle -64.39^\circ$
(9a) 式计算	$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + 0.954 \angle -1.24^\circ$	(9a) 式计算	$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + 0.954 \angle -64.39^\circ$
(9b) 式计算	$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + 0.954 \angle 0.00^\circ$	(9b) 式计算	$\frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + 0.954 \angle 0.00^\circ$

从表中计算结果可知, 波动周期对室内蓄热体的调温性能有很大的影响. 波动周期长时蓄热体调温性能好, 而且计算式可以得到简化. 波动周期短时, 用简化的式(9)进行计算会带来相当大的误差.

5 房间内相对湿度调节预测

当空气温度 t 在 $0 \sim 100\text{ }^\circ\text{C}$ 间时, 空气中饱和绝对湿度与空气温度关系可近似表示为^[3]

$$f_s = 0.622 \cdot 10^{\frac{7.902\ 98t}{273.15 + t}}.$$

(10)

对式(10)两边取对数, 整理得

$$\lg f_s = \lg 0.622 + \frac{7.902\ 98t}{273.15 + t}.$$

(11)

代入空房间的温度变化, 可得空房间内的饱和绝对湿度变化为

$$\lg f_{s,1} = \lg 0.622 + \frac{7.902\ 98(\bar{t} + A_{t,1} \cdot e^{i\omega\tau})}{273.15 + \bar{t} + A_{t,1} \cdot e^{i\omega\tau}} \approx \lg 0.622 + \frac{7.902\ 98\bar{t} + 7.902\ 98A_{t,1} \cdot e^{i\omega\tau}}{273.15 + \bar{t}};$$

(12)

代入实房间的温度变化, 可得实房间内的饱和绝对湿度变化为

$$\lg f_{s,2} = \lg 0.622 + \frac{7.902\ 98(\bar{t} + A_{t,2} \cdot e^{i\omega\tau})}{273.15 + \bar{t} + A_{t,2} \cdot e^{i\omega\tau}} \approx \lg 0.622 + \frac{7.902\ 98\bar{t} + 7.902\ 98A_{t,2} \cdot e^{i\omega\tau}}{273.15 + \bar{t}}.$$

(13)

设封闭房间中空气绝对湿度为 f 不变, 则空房间和实房间中相对湿度的对数变化分别为

$$\lg \Phi_1 = \lg \frac{f}{f_{s,1}} = \lg \frac{f}{0.622} - \frac{7.902\ 98\bar{t} + 7.902\ 98A_{t,1} \cdot e^{i\omega\tau}}{273.15 + \bar{t}},$$

(14)

$$\lg \Phi_2 = \lg \frac{f}{f_{s,2}} = \lg \frac{f}{0.622} - \frac{7.902\ 98\bar{t} + 7.902\ 98A_{t,2} \cdot e^{i\omega\tau}}{273.15 + \bar{t}}.$$

(15)

由式(14), (15)可知, 空房间和实房间内空气相对湿度的对数变化也是成周期性变化的. 其振幅分别是

$$A_{\lg \Phi_1} = \frac{7.902\ 98A_{t,1}}{273.15 + \bar{t}},$$

(16)

$$A_{\lg \Phi_1} = \frac{7.902\ 98A_{t,2}}{273.15 + \bar{t}}.$$

(17)

平均相对湿度的对数为

$$\lg \overline{\Phi}_1 = \lg \overline{\Phi}_2 = \lg \frac{f}{0.622} - \frac{7.90298\overline{t}}{273.15 + \overline{t}} \tag{18a}$$

或

$$\overline{\Phi}_1 = \overline{\Phi}_2 = \frac{f}{0.622} \cdot 10^{\frac{7.90298\overline{t}}{273.15 + \overline{t}}} \tag{18b}$$

空房间和实房间中相对湿度对数的振幅之比为

$$\frac{A_{\lg \Phi_1}}{A_{\lg \Phi_2}} = \frac{A_{t,1}}{A_{t,2}} = 1 + \sum_{k=1}^n \frac{X_k \cdot e^{-\arctg Y_k}}{\sqrt{1 + Y_k^2}} \tag{19}$$

由式(19)可知,相对湿度对数的振幅之比与温度振幅之比相同.

6 结 束 语

本文对室内蓄热体的调温性能进行初步研究,提出用蓄热体房间空气温度波幅与空房间温度波幅之比,作为衡量蓄热体调温性能的指标.用集总参数法分析影响蓄热体调温性能的各种因素,指出蓄热体对室内温度的调节特性与两个无因次准则数有关.(1)蓄热体热容量与室内空气热容量之比值 X_k .(2)物体时间常数与波动周期之比值 Y_k .进一步推导出了蓄热体调温性能的预测式(8).当无因次准则数 Y_k 很小时,式(8)可进一步简化为式(9).值得一提的是,对于多数薄壁家具和导热系数大的室内蓄热体,集总参数法的分析是有效的,但对于毕渥准则数 B_i 较大的情况,则不能用上述公式来计算.

参 考 文 献

1 柳孝图.建筑物理[M].北京:中国建筑工业出版社,1990.76~79
2 杨世铭.传热学[M].北京:高等教育出版社,1980.351~356
3 浦野良美,中村洋.建筑环境工学[M].东京都:森北出版株式会社,1996.257~260

Performance of Thermal Accumulator within Closed Space in Regulating Temperature and Relative Humidity of Indoor Air

Ran Maoyu

(Dept. of Arch., Huaqiao Univ., 362021, Quanzhou, China)

Abstract Starting from a qualitative explanation of the performance of an indoor heat accumulator in automatically regulating temperature and humidity of indoor air, the author suggests to use the ratio between amplitudes of air temperature swings in “realistic room” and that in “empty room” as the nom for judging the performance of heat accumulator in regulating temperature of indoor air. By further using lumped parameter method to analyse the influence of various factors on this regulating performance in detail, the author points out that two dimensionless criteria have bearing on the characteristics of heat the accumulator in regulating indoor air temperature. One criterion is the ratio $X_k = V_k \rho_k c_k / V_a \rho_a c_a$, namely, the ratio between the heat capacity of thermal accumulator and that of indoor air; another criterion is the ratio $Y_k = V_k \rho_k c_k \omega / \alpha F_k$, namely, the ratio between time constant and wave period of the thermal accumulator. A simple formula suitable for engineering calculation is derived finally.

Keywords thermal accumulator, regulation of air temperature, regulation of relative humidity, lumped parameter method