



置换式通风房间室温分布的分类表达

西安建筑科技大学 赵鸿佐[☆]

摘要 置换通风及其衍生形式的发展,提供了改善室内环境及系统性能的可能性。这些性能的评价指标多基于实际的室温垂直分布。然而现有预测室温变化的经验模式又往往存在一些功能上的局限性,难以避免出现较大误差。提出了以特定的近似分析解作为基本分析架构的分类表达法,它有助于辨析室内存在不同类型热源分布及流率条件的室温分布问题。

关键词 置换式通风 室温分布 热源 表达式 换气次数

Classified expression of temperature distribution in rooms with displacement ventilation

By Zhao Hongzuo[★]

Abstract The development of displacement ventilation and its derivative form provides probability to improve indoor environmental condition and system performance. Most of the indexes for evaluating the performance are based on real vertical temperature distribution. Yet the existing empirical models for temperature prediction usually have some limitations in function, so that it is difficult to avoid larger errors. Puts forward a classified expression method, taking specific approximate solutions as a basic analytical frame. The method is helpful to differentiate and analyse room temperature distribution problems with different kinds of heat sources distribution and flow rates.

Keywords displacement ventilation, room temperature distribution, heat source, expression, air changes

★ Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an, China

①

1 问题起源

自然通风、置换通风以及由此而衍生的其他上进上排式通风系统,其使用空间的环境条件与系统性能都直接与室温垂直分布状态密切相关。一般来说,确定室温分布并非易事,因为室内气流运动控制方程并无分析解,而且室内热、风条件又是复杂多变的。虽然数值方法 CFD 能解算工程个案的结果,却无法满工程应用中希望直接了解工程主要参数与室温变化间的一般关系。因此往往只得利用由一定的观测数据采用统计归纳或分析拟合的方法得到的经验模式,然而其有效范围都是确定且有界的,会因无法掌握真实的温度函数结构,不意越界使用而失控。例如上世纪自然通风研究中就曾经有过经验式误差率过大(约 100%)的教训。置换通风的出现,虽然在工作及技术上已有所改进,但仍然难以摆脱依靠有限数据为基础的经验性方法^[1-2]。如以头足温差预测为例,文献[1]采用

56 个房间的 CFD 试验数据归纳的经验模式应属较为充实的成果,但其与文献[3]工程实测数据的比较显示,其计算值只有实测值的一半^[1]。并且前者共 56 个房间数据仅在进排风温差 $\Delta t_E > 15$ °C 条件下才出现个别头足温差 $\Delta t_{HF} \geq 3$ °C 的情况;但后者却在春、夏、秋三季 $\Delta t_E \leq 10$ °C 条件下的 3 个现场测试中都存在 $\Delta t_{HF} \geq 3$ °C。显然这两种看似矛盾的结果,只有在更全面理性的认识基础上,才能找到合理而统一的解答。

世纪之交笔者开始产生采用近似法求解个别最简单热源分布条件的室温响应图式的想法,为认识较复杂的一般性问题建立参照基点,这就是作为对室温实行分类认知之初阶的热源模式 A, B, C 产

①[☆] 赵鸿佐,男,1929 年 1 月生,大学,教授

710055 西安市雁塔路 13 号

(029) 82205529

收稿日期:2014-07-21

生的起源^[4-5]。随后拙著又对其作了进一步的阐述^[6]，本文新增了一个 D 模式，以使讨论适应实际工程条件多变的情况。

2 室温垂直分布的形成与类别

2.1 室内热量传输与温度分布

在有热量散发的房间，采用下进上排的各种通风方式，均能使室内形成上热下冷的非等温环境。室温分布将因热、风条件的互动而变化多端。

任何室温垂直分布曲线，都可以由送风温度 t_o 及排风温度 t_E 这两个参数以及地表空气温度 t_{F0} 和空气上升过程中的温度梯度 dt/dh 变化予以标识，如图 1 所示。 t_o 及 t_E 由系统工作参数直接决定，

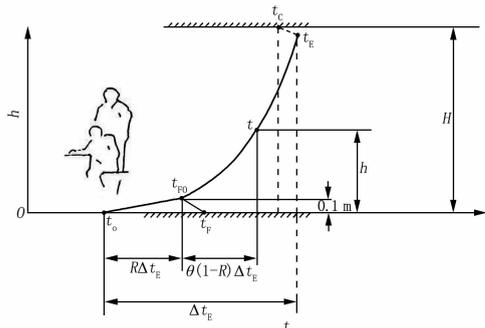


图 1 置换通风房间的室温垂直分布

而 t_{F0} 及 dt/dh 则取决于室内热源散热过程中的能量与动量传导机制。下部进风初温为 t_o ，因受地表面自上部热区辐射得热升温后再散热的作用，空气温度升高到 t_{F0} ，随后在上升过程中陆续被不同高度位置上的热表面的对流散热再加热而产生沿程温升梯度 dt/dh ，这是两个性质不同的空气受热阶段。在第一阶段，已知 t_o 、 t_E ，未知数为 t_{F0} ，可以表示为

$$R = \frac{t_{F0} - t_o}{t_E - t_o} \quad (1)$$

式中 R 为地表空气过余温度，量纲一。

Mundt 等人对 R 进行过系统研究，本文在附录 1 中引录了其特性曲线图。

在第二阶段，室温的起点和终点变为 t_{F0} 、 t_E 。层高 H 的房间中，在高度 h 处的温度为 t ，则有

$$\theta = \frac{t - t_{F0}}{t_E - t_{F0}} = f\left(\frac{h}{H}\right) \quad (2)$$

一旦已知 R 及 θ ，则室温即可以表示为

$$t = t_o + [R + \theta(1 - R)]\Delta t_E \quad (3)$$

2.2 典型热源模式 A, B, C, D 的室温分布

虽然无法直接得到普适性的室温分布形态，但是对特定的热、风条件下出现的室温问题却仍有可能求得其近似解，即已知室温响应图式的典型热源模式 A, B, C, D。它们依次表示 4 种特定的热源（散热）分布问题，即：空间均布热源、地面均布热源、地上局部热源及顶棚均布热源。无论散热总量大小如何，在确定热源分布的条件下，置换式通风房间的室温分布形态是确定的。图 2 列出了这 4 种热源模式相应的温度 t 分布图式，也可以数学公

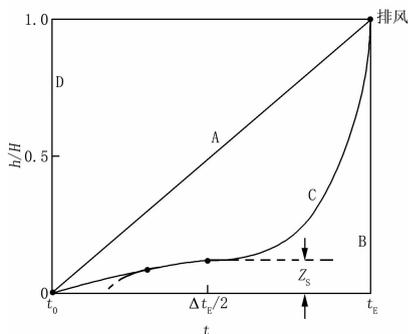


图 2 热源模式 A, B, C, D 的室温响应图式

式表示，其中模式 C 的温度分布方程为

$$t = t_o + \frac{\Delta t_E}{2} \left[1 + \operatorname{erf}\left(K \frac{h - Z_s}{H}\right) \right] \quad (4)$$

式中 K 为经验系数； Z_s 为热分层高度，m。

而模式 A, B, D 室温分布方程均可用幂函数近似表达：

$$t = t_o + \Delta t_E \left(\frac{h}{H}\right)^a \quad (5)$$

式中 a 为幂指数，模式 A, $a=1$ ；模式 B, $a=0$ ；模式 D, $a=\infty$ 。

以上各式中，模式 B 及 D 各有一个解。而模式 C 则表示一组随其特征值——热分层高度 Z_s 而改变的曲线，且式(4)往往需在起始段作局部的线性修正。模式 A 虽然也只有 $a=1$ 的一个解，但空间均布热源只是室内分散性多热源分布中的一个特例。更多的非均匀分布实际上才是模式 A 的常态，而介乎模式 A 及 B 之间的 $a < 1$ 或介乎模式 A 及 D 之间且 $a > 1$ 的上凹或下凹曲线是更常见的两种室温分布形式。

2.3 室内热、风条件与 θ 值的关系

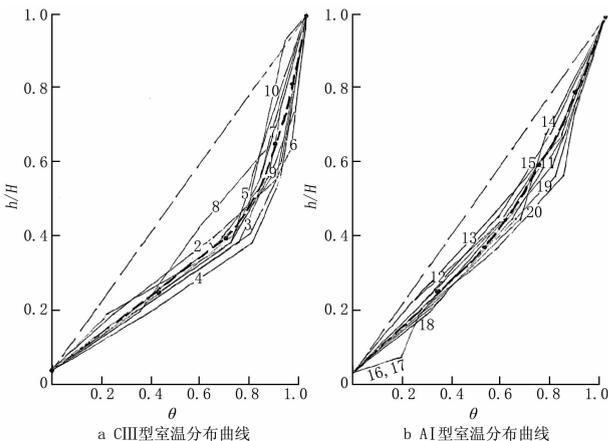
热源分布因房屋用途而异。室内各热源单体的位置往往不易确定，但其总体分布对室温的作用还是可以预期的。集中在房间下部的热源利于 C

型室温分布的生成,而全高程分散的热源则往往是形成 A 型分布的基本条件。

工程中最常见的 C 型分布有 3 个次型。散热强度 $q_v=50\sim 300\text{ W/m}^3$ 的热车间,由窑炉等散热产生的热对流运动诱发自然通风,并在室内形成浮力湍流双区流动,同时室温亦随之成为以热分层高度为界的反向弯曲的 CI 型分布;在中等散热强度,即 $q_v=20\sim 50\text{ W/m}^3$ 的工业建筑中,同时存在较强的低位局部主热源及一定量的分散性工业普通热源,且采用动力驱动的置换通风系统时,属于 CII 型;在 $q_v<20\text{ W/m}^3$ 的低散热强度普通民用或工业热源散热房间中,当散热热源位置较低时,也能得到最弱的 C 型即 CIII 型分布。以上从 CI 到 CIII 型,它们的 Z_s/H 渐次增大,浮力与惯性力之比却渐次有所减小。

多数置换通风系统是在低散热强度的环境中运行的。其间的室温分布必定因建筑、通风系统构成以及热源分布等条件而变化。前面分析虽然已构建了 4 种基本模式,但还需要有充分的实践才能达到较完善的认知。为此在附录 2 中给出 30 个工程测试案例,并将由此整理得到的不同类型的 θ 值分类介绍如下。

图 3 中列出两组曲率不同的上凹型 θ 值分布曲线,它们都是在 $H\approx 3\text{ m}$ 、换气次数 $N=3\sim 5\text{ h}^{-1}$ 及 $q_v<20\text{ W/m}^3$ 条件下的最常见的以办公室为代表的置换通风房间温度分布实例。



图中数字为案例编号

图 3 置换通风房间的上凹形 θ 分布曲线

图 3a(案例 1~10)为仅有顶灯及下部人和设备散热的内区房间的室温分布曲线,无论顶灯开或关,都不会影响低位热源的主导作用,因而是 CIII

型分布存在的案例。而图 3b 则不同,其中多数案例(案例 11~18)包括了顶灯、外窗、墙以及下部人和设备等外区房间普通热源散热所形成的非均匀分散性热源条件,故应属于 A 类的一个次型,可以以 AI 型称之。比较这两组曲线可见,它们各自同类聚集明显,但相互间却泾渭分明,而且 CIII 的曲率明显比 AI 的大,表明了不确定中两个相对确定的不同类型问题。

热源分布的不确定性决定了室温分布的随机性,如假设它可以按正态分布来处理,则正态分布的两个分布参数 μ, σ 就分别等于其数学期望及标准差。因为在不同高度上的室温是变化的,所以除了初、终这两个固定点温度为常数之外,不同高度处的 μ, σ 均为变量。工程中最关注的是使用区中下部的温度变化,为此表 1 给出了样本的这些值。利用这些数值,可以得到表示起始段($h/H<0.38$)的直线表达式和分别以 C 及 A 型曲线表达的上部室温 θ 的最可能分布。

表 1 室内 4 个高度位置上的 μ, σ 值

问题类别	参数	h/H				样本数量 n
		0.04	0.25	0.38	1	
内区 CIII	$\mu=\bar{\theta}$	0	0.420	0.682	1.0	10
	σ	0	0.037	0.065	0	
外区 AI	$\mu=\bar{\theta}$	0	0.324	0.528	1.0	8
	σ	0	0.053	0.060	0	

对于内区房间, CIII 型

$$\left. \begin{aligned} \frac{h}{H} \leq 0.38, \theta &= 2\left(\frac{h}{H} - 0.04\right) \\ \frac{h}{H} > 0.38, \theta &= 0.5 \left[1 + \operatorname{erf} \frac{2.35(h - Z_s)}{H} \right] \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

对于外区房间, AI 型

$$\left. \begin{aligned} \frac{h}{H} \leq 0.38, \theta &= 1.5\left(\frac{h}{H} - 0.04\right) \\ \frac{h}{H} > 0.38, \theta &= \left(\frac{h}{H} - 0.04\right)^{0.58} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

如果注意到理论模式 A 的直线式为 $\theta=(h/H-0.04)$, 则对于一般 $H\approx 3\text{ m}$, $N=3\sim 5\text{ h}^{-1}$, 采用置换通风的普通民用建筑房间, 高度在 1 m 左右位置上的直线表达式与外区房间及内区房间 θ 值之比恰好就是 1:1.5:2, 这是一个工程应用中很有用的比例关系。

上面讨论了在换气次数 N 限定条件下热源分布对 θ 值的影响。下面着重讨论 N 值改变对 θ 值

的影响。若以最简单的空间近似均匀分布热源的问题为例,对任一房间,有

$$Ar \approx \frac{1.3 \times 10^6 q_v}{H} \frac{1}{N^3} \quad (8)$$

式中 Ar 为阿基米得数。

可由 q_v 与 N 来表征浮力与惯性力之比。

因而当仅有换气次数由 N_1 变到 N_2 时,相应的变化为

$$\frac{Ar_2}{Ar_1} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (9)$$

对于一般实际置换通风房间,换气次数由 $3 \sim 5 \text{ h}^{-1}$ 增大到 10 h^{-1} 时,其浮力与惯性力之比就只有原先的 $\frac{1}{30} \sim \frac{1}{10}$ 左右了,即浮力效应极大地弱化了。

从而也必将引起室温分布的变化,如图 4 所示,在同一个房间($H=2.7 \text{ m}$, $q_v=8.5 \text{ W/m}^3$)中分别进行 N 为 $6, 12 \text{ h}^{-1}$ 的两次试验,室温分布曲线随 N 的增大而变得平直了。

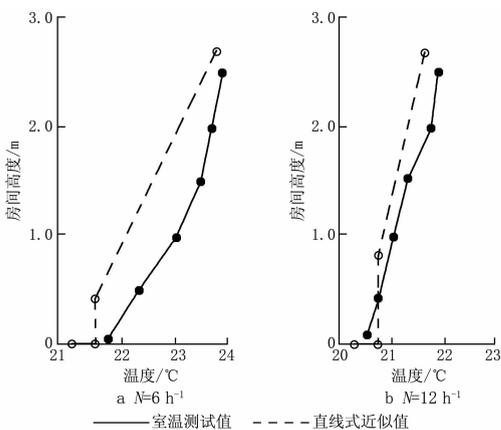


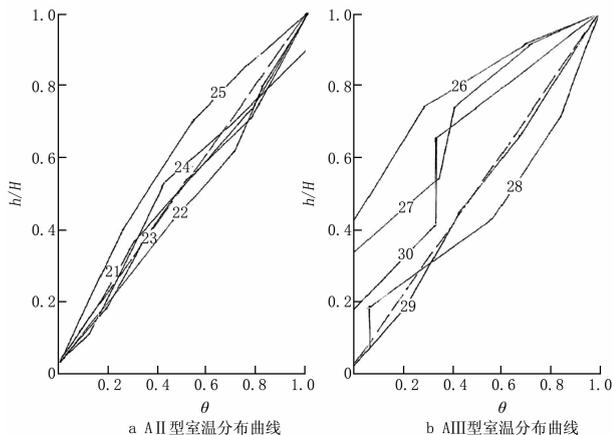
图 4 风量影响室温曲线曲率

前面分析已经指出过,在室内存在空间均布热源时,可以得到直线型的 θ 分布(俗称直线假设法),即:

$$\theta = \frac{h}{H} - 0.04 \quad (10)$$

图 5a 显示了即使热源为非均匀分布,但当 N 在 10 h^{-1} 左右时,也有可能得到接近直线分布的结果,此类热源可以称为 AII 型。此外例如散热热源重心位于房间半高附近的某些情况,以及后面介绍的冬季实例等,出现与 AII 型相近的效果也是可能的。

上世纪 90 年代出现的集成地板空调系统送风单元采用集中式强动量送风。因送风动量通量与



图中数字表示案例编号

图 5 AII 及 AIII 型室温分布实例(案例 21~30)

浮力通量之比的大小不同,可在不同高度范围内出现由分层流向混合流的转变,而得到相应高度内局部的混合通风效果。此时,室温分布也如图 5b 中的案例 26 及 27 所示,呈下凹形的 θ 分布曲线。对此种特殊的 θ 分布可以称之为 AIII 型。出现混合底层的实例还有如图 5b 的实例 28~30 三个冬季置换通风房间的 θ 值,显示因外窗、墙失热而产生下降冷循环与进风掺混效果不同而有不同厚度的混合底层。注意,其中案例 29 为传统的高风口密度低动量地板送风,而案例 28,30 采用的是侧墙风口送风。

此外根据已有经验可知,随着风量不断加大, Ar 迅速减小,通风温度效率 E_T 有可能达到 3 以上。这表明此时使用区平均过余温度必渐减小,由此可以推断在异常大的风量条件下,出现 AIII 型分布的可能性是存在的。

总之,室温竖直分布图式的变化,归根到底是浮力羽流与送风射流之间相互作用扩散混合而得到不同效果所致。总结以上论述并按照散热重心由低到高,浮力与惯性力之比由大到小,即由 B-C-A-D 排序可以得到图 6 所示的室温分布链接图。

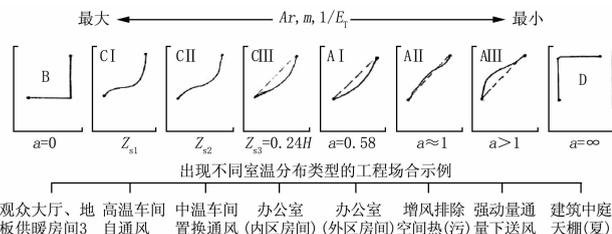


图 6 工程中常见的室温分布链接图

观众大厅、地 高车 中车 办 办 增 强 建
板供暖房间 3 自通风 置换通风 (内区房间) (外区房间) 空间热(污) 量下送风 天棚(夏)

3 室温的热环境特性指标

因为室温可以由 R 及 θ 来表征,因此可以得到工程常用的热环境特性指标如热分布系数 m 或其倒数

$$\Delta t_{OZ} = t_{OZ} - t_O = \frac{F_1 + F_2}{h_{OZ}} = \frac{\left[\frac{t_{FO} - t_O}{2} (2h_{OZ} - 0.1) + (1-R)\Delta t_E \int_{0.1}^{h_{OZ}} \theta dh \right]}{h_{OZ}}$$

$$= [R(h_{OZ} - 0.05) + (1-R) \int_{0.1}^{h_{OZ}} \theta dh] \frac{\Delta t_E}{h_{OZ}} \quad (11)$$

式中 h_{OZ} 为使用区高度, m; t_{OZ} 为使用区平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

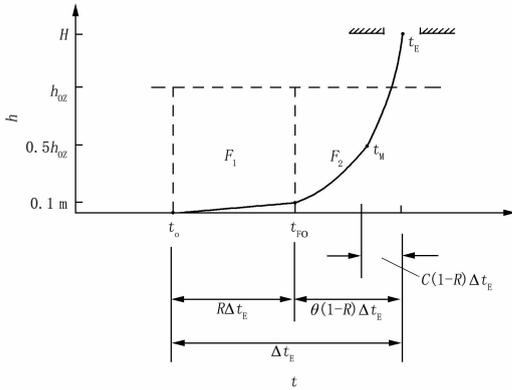


图7 室温分布曲线(图中 F_1, F_2 代表相应区块的面积)

或者也可以利用使用区半高 ($h_{OZ}/2$) 处的温度,即以使用区中位温差 Δt_M 近似代替 Δt_{OZ} ,此时

$$\Delta t_M = t_M - t_O = [R + (1-R)\theta_M] \Delta t_E \quad (12)$$

式中 t_M 为使用区半高处温度。

于是热分布系数 m 或通风温度效率 E_T 由图7得到:

$$m = \frac{1}{E_T} = \frac{\Delta t_{OZ}}{\Delta t_E} \approx \frac{\Delta t_M}{\Delta t_E} = 1 - \frac{t_E - t_M}{t_E - t_O} = 1 - \frac{t_E - t_M}{t_E - t_{FO}} \frac{t_E - t_{FO}}{t_E - t_O} \quad (13)$$

其中

$$\frac{t_E - t_M}{t_E - t_{FO}} = 1 - \frac{t_M - t_{FO}}{t_E - t_{FO}} = 1 - \theta_M = C \quad (14)$$

式中 C 为对流因子。

而

$$\frac{t_E - t_{FO}}{t_E - t_O} = 1 - \frac{t_{FO} - t_O}{t_E - t_O} = 1 - R \quad (15)$$

将 C 及 $(1-R)$ 代入式(13)得到

$$m = \frac{1}{E_T} = 1 - C(1-R) \quad (16)$$

因 R 值可由附录1得到,求解 m 或 E_T 的关键

通风温度效率 E_T ,以及头足温差 Δt_{HF} 等的关系式。

3.1 使用区平均温差 Δt_{OZ} 及 m 或 E_T 值

利用图7所示的室内环境参数可以得到:

在于式(14)的 C 值将随室内热、风条件而改变,对于最常见的模式 B, C 及 AI, AII 型热源问题,可以分别得到如下各式。

1) B类问题

$$\text{因为 } m \equiv 1, \text{ 所以 } C = 0 \quad (17)$$

2) C类问题

笔者在文献[6]已给出:

$$C = 1 - 3^{-Z_s^{1.5}} \quad (18)$$

此时对于低散热强度民用建筑内区房间 CIII 型的经验公式为 $Z_s = 0.24H$, 对于工业建筑中的 CI 及 CII 型热源,可由主热源条件参数直接计算 Z_s 值^[6]。

3) A类问题

可由式(14)得

$$C = 1 - \theta_M = 1 - \left(\frac{h_{OZ}}{2H} - 0.04 \right)^a \quad (19)$$

AI 型即一般外区房间, $a = 0.58$; AII 型直线式, $a = 1$, 或直接引用式(7), (10)。

为验证式(18)及(19)在实际应用计算中的可靠性,经采用附录2数据得到的 C 值及统计结果相比较而得到表2。

表2 C 值的近似式与附录2案例的平均值 \bar{C} 的比较

	计算值	统计值
CIII	$C = 1 - 3^{-Z_s^{1.5}} = 0.44$	$n = 10, \bar{C} = 0.469, \sigma_n = 0.031$
AI	$C = 1 - 1.5 \left(\frac{h_{OZ}}{2H} - 0.04 \right) = 0.5$	$n = 8, \bar{C} = 0.527, \sigma_n = 0.039$
AII	$C = 1 - \left(\frac{h_{OZ}}{2H} - 0.04 \right) = 0.67$	$n = 5, \bar{C} = 0.657, \sigma_n = 0.076$

注: $h_{OZ} = 2 \text{ m}, H = 2.7 \text{ m}, Z_s = 0.24H$ 。

表2说明计算值 C 与 \bar{C} 的偏差约为5%。

3.2 头足温差 Δt_{HF}

已知室温分布曲线,则给出 Δt_{HF} 就不难了。ISO 7730 标准规定了头足温差是 $h = 1.1 \text{ m}$ 与 $h = 0.1 \text{ m}$ 之间的室温差。因此有

$$\Delta t_{HF} = t_{1.1} - t_{0.1} = \frac{t_{1.1} - t_{FO}}{t_E - t_{FO}} \frac{t_E - t_{FO}}{t_E - t_{FO}} \cdot (t_E - t_{FO}) = \theta_{1.1}(1-R)\Delta t_E \quad (20)$$

也可以写成

$$\frac{\Delta t_{HF}}{\Delta t_E} = \theta_{1.1}(1-R) \quad (21)$$

式(20),(21)中下标 1.1,0.1 分别表示 1.1,0.1 m 高度处的参数。

对于最常见的一般民用建筑房间的 3 种不同热源分布情况即: CIII 型(内区房间)、AI 型(外区房间)以及换气次数加大到约 10 h^{-1} 时的 AII 型, $\theta_{1.1}$ 可直接由式(6),(7),(10)得到。

下面通过具体问题的讨论加深对头足温差变化规律的认识。以文献[7]给出的 56 个房间的 CFD 模拟值及文献[4]给出的 3 个现场实测数据的关系为例进行讨论。对文献[1]的 4 组试验,各选录了其中 H 及 N 值均相同的 38 个数据列于表 3 中。

表 3 图 8 各组试验的条件参数

	H/m	N/h^{-1}	n	风口型式	$\theta_{1.1}(1-R)$
小办公室(SO)	2.8	4	10	窄型	0.19
大办公室(LO)	3.3	4	10	窄型	0.21
教室(CR)	3.3	3	10	窄型	0.17
工场(WS)	4.5	3	8	窄型	0.22
办公室(OR)	2.65	5	3	宽型	0.40

注:窄型风口 $\alpha_c=4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$;宽型风口 $\alpha_c=1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$, α_c 为地板对空气的表面传热系数。

利用各试验中已知的 Δt_{HF} 及 Δt_E 值可得到图 8 曲线,并可由图 8 得到各试验组平均的 $\theta_{1.1}(1-R)$ 值。从而得到两点结论:

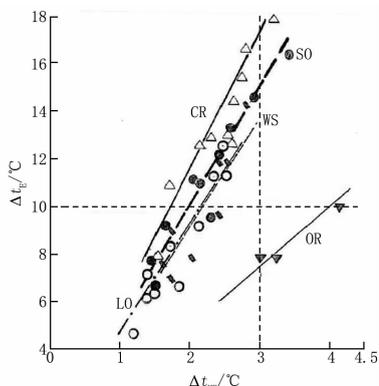


图 8 Δt_{HF} 与 Δt_E 的试验关系

1) 各组数据的连线均可延长并过坐标原点证明各组平均的 $\Delta t_{HF}/\Delta t_E$ 为一定数,亦即无论各组试验条件如何改变,其结果均与式(21)的规律是一

致的。

2) 工程条件不同, $\Delta t_{HF}/\Delta t_E$ 即斜率亦随之而改变。当 H 及 R 值均有所减小时, $\theta_{1.1}(1-R)$ 值有所增大。表 3 中的 $\theta_{1.1}(1-R)$ 及相关条件数值显示了这种趋势,这也就是为何文献[1]的经验模式并不适用于第 5 组试验条件的原因。

下面再以办公室(OR)组的夏季现场实测条件为依据,用不同的公式计算以比较彼此效果的异同。计算中还对送风条件参数分别采用 $\alpha_c=4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ 及 $\alpha_c=1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ 两种情况,即共有 5 种计算结果,其中 AI 型:采用式(21)及(7); AII 型(直线式)采用式(21)及(8)。

经验模式^[1]的计算式为

$$\Delta t_{HF} = \frac{0.295Q_1 + 0.185Q_2 + 0.132Q_3}{\frac{\rho c_p N V}{3600}} \quad (22)$$

式中 ρ 为空气密度; c_p 为空气比定压热容。

试验房间的条件为:体积 $V=40 \text{ m}^3$, $H=2.65 \text{ m}$, $N=5.0 \text{ h}^{-1}$, $\Delta t_E=10 \text{ C}$, 宽型侧送风口面积为 $0.85 \text{ m} \times 0.85 \text{ m} \times 2 = 1.45 \text{ m}^2$; 散热量:人、设备 $Q_1=235 \text{ W}$, 窗、墙 $Q_2=160 \text{ W}$, 顶灯 $Q_3=290 \text{ W}$ 。计算结果见表 4。

表 4 办公室夏季现场实测与计算参数比较

	实测		AI 型		AII 型		经验模式	
	1	2	3	4	5	6		
$\alpha_c/(\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}))$		1	4	1	4			
$\theta_{1.1}$		0.56	0.56	0.37	0.37			
$NH/(\text{m}/\text{h})$		13.25	13.25	13.25	13.25	13.25		
R		0.24	0.32	0.24	0.32			
$\Delta t_{HF}/\text{C}$	4.2	4.3	3.8	2.8	2.5	2.1		

结果表明,当计算模式与条件参数选择均符合实际情况时,实测值与计算结果相差不到 3%。但若计算模式合理仅因条件参数(α_c)不合适,误差上升到约 10%。采用简化的直线式(AII 型)因以直线分布代替曲线分布,偏差又升到 30%以上。而使用经验模式因其未能包括 $\theta, R, \Delta t_E$ 这 3 个决定 Δt_{HF} 与 Δt_E 的因子而使误差增大到 50%。

分析及应用说明,采用近似模式结合经验数据对室温分布的分类表达,在以 B-C(CI, CII, CIII)-A(AI, AII, AIII)-D 链接基础上,得到适应工程条件而改变的通风温度效率 E_T 及头足温差 Δt_{HF} 与 Δt_E 的计算式。这有助于能动地应对复杂多变的室温分布问题。

附录 1 量纲一地表空气过剩温度 R

民用建筑常温热源散热小房间中的 R 值,以 Mundt 及 Mathisen 等人的研究较为系统实用。1983 年 Mathisen 等人推出低速侧送式风口的经验方程:

$$\frac{t_E - t_{FO}}{t_E - t_O} = 2.7u_0^{0.47}h_0^{0.45} \quad (1)$$

亦即

$$R = 1 - 2.7u_0^{0.47}h_0^{0.45} \quad (2)$$

式(1),(2)中 u_0 为风口出风速度, m/s; h_0 为风口高度, m。

随后 Mundt 采用天棚地板间辐射换热近似替代整个房间上部热表面对地板辐射而使地板再散热的简化方法得到^[2]

$$R = \frac{t_{FO} - t_O}{t_E - t_O} = \frac{1}{\frac{\alpha_r G}{F} \left(\frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha_c} \right) + 1} \quad (3)$$

式中 G 为送风量; F 为地板面积; α_r 为室内表面间辐射换热系数。

Mundt 经与众多小房间试验结果综合得到

附录 2 30 个测试案例工程条件(见表 1)

表 1 各种类型 θ 值分布案例

案例编号	H/m	V/m^3	Q_1/W	Q_2/W	Q_3/W	Q_T/W	N/h^{-1}	$\Delta t_E/^\circ C$	说明	文献来源	
C III	1	2.70	96	240	0	580	820	3	8.5	FD1	文献[11]
	2	2.70	96	240	0	580	820	6	4.3		
	3	2.70	96	465	0	580	1 045	6	5.5		
	4	2.70	96	690	0	580	1 270	6	6.6		
	5	2.70	96	0	0	580	580	6	3.0		
	6	2.70	44	362	0	70	432	4.6	7.2	WD1	文献[9]
	7	2.78	47	1 200			1200	5	6.1	WD1	
	8	2.40	31	300			300	4.9	6.0	WD1	
	9	2.70		452			452		9.0		
	10	2.70		429			429		6.5		
A I	11	2.65	40	235	160	290	685	5.1	10	WD2	文献[3]
	12	2.65	40	235	160	290	685	6.4	8	WD2	
	13	2.65	40	235	160	290	685	5.1	10	FD1	
	14	2.65	40	135	0	240	375	3.5	8	WD2, SA	
	15	2.65	40	135	0	240	375	3.5	8	FD1, SA	
	16	2.50	38				284	2.6	8.5	WD1	
	17	2.50	38				325		9.8		
	18	2.40	46	370	315	188	873	4	13.3	WD1	
	19	2.78	47				800	3	3.6	WD1, CC	
	20	2.78	47				600		5.2		
A II	21	2.70	96	240		580	820	12	2.1	FD1	文献[11]
	22	2.70	27	400			400	11.1	4	FD2	
	23	2.80	44	2049			2049	8.8	18	WD1	
	24	2.80	44	2700			2700	13.2	15.5	WD2	
	25	2.80	44	670			670	13.2	3.9	WD2	
A III	26	2.70	27	230			462	7.4	6.9	FD2	文献[12]
	27	2.70	27	460			692		10.3		
	28	2.50	38				142	3.2	2.1	WD1, W	
	29	2.65	40	85	-120	105	70	0.9	5	FD1, W	
	30	2.65	40	85	-120	105	70	0.9	5	WD2, W	

注: Q_T 为总散热量; FD1 指地板传统式送风器; FD2 指地板集成送风单元; WD1 指窄型侧墙式风口; WD2 指宽型侧墙式风口; CC 指冷天棚; SA 指春秋季; W 指冬季。

$\alpha_c = 3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 及 $5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 的应用曲线(见图 9)。

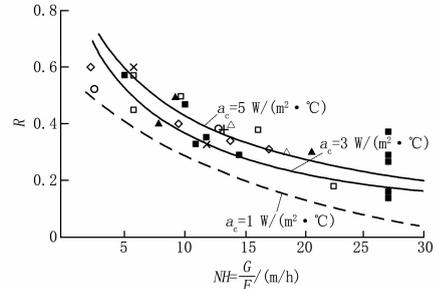


图 9 窄型侧送风口的 R 值

实践证明,式(3)的适用性较强,而且对于侧式窄形风口式(3)及式(2)计算结果一般相差不大,与 Mathisen 在 1990 年的进一步试验结果比较,亦大致如是。但是该次试验中所进行的宽型风口的试验结果则与式(3),(2)有明显的差别,为此笔者利用这些数据按式(3)的表达方法换算得到 $\alpha_c = 1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 的结果,表示在图 9 中,以适应更多实践应用之需。

参考文献:

- [1] Chen Q, Gliksman L R. System performance evaluation & design guideline for displacement ventilation[M]. Atlanta: ASHRAE Inc, 2003
- [2] Mundt E. Convection flow above common heat sources in room with displacement ventilation[C]// ROOMVENT 90, 1990
- [3] Holmberg R B, Folkesson K, Stenberg L G. Experimental analysis of office room climate using various air distribution methods[C]// ROOMVENT 87, 1987
- [4] Zhao H Z, Li A G. A method for prediction of room temperature distribution [C] // ROOMVENT 98, 1998
- [5] Zhao H Z, Zhao L. Temperature efficiency of rooms with displacement ventilation[G]// ASHRAE Trans, 2001, 107(1): 67-70
- [6] 赵鸿佐. 室内热对流与通风[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010
- [7] Mathisen H M. Displacement ventilation—the influence of the characteristics of the supply air terminal on the air flow pattern[C]// ROOMVENT 90, 1990
- [8] Sandberg M, Blomginst C. Displacement ventilation system in office rooms[G]// ASHRAE Trans, 1998, 104(1): 1041-1049
- [9] Cox C W J. Displacement ventilation system in office room: a field study[C]// ROOMVENT 90, 1990
- [10] Lee C K, Lam H N. Computer modeling of displacement ventilation systems based on plume rise in stratified environment[J]. Energy and Buildings, 2007, 28: 427-436
- [11] Takashi Akimoto, Tatsuo Nobe, Yoshihisa Takebayashi. Experimental study on the floor supply displacement ventilation system [G] // ASHRAE Trans, 1995, 101(2): 910-924
- [12] Katashi Matsumawa, Hiroshi Lizuke, Shin-ichi Tanabe. Development and application of an underfloor air conditioning system with improved outlets for a “smart” building in Tokyo [G] // ASHRAE Trans, 1995, 101(2)
- [13] Rees S J, McGuirk J J, Haves P. Numerical investigation of transient buoyant flow in a room with displacement ventilation and chilled ceiling system [J]. IJHM, 2001, 44: 3076-3080
- [14] Rees S J, Haves P. A node method for displacement ventilation and chilled ceiling in office space [J]. Building and Environment, 2001, 36: 753-762