

温湿度独立控制系统中最小新风量计算方法研究^{*}

浙江省建筑科学设计研究院有限公司 王建奎[★] 陆 麟 曾宪纯

摘要 通过对全面通风方程的分析,对实测数据和计算数据进行比较,验证了全面通风方程用于求解室内含湿量的正确性。并将此方程应用于温湿度独立控制系统最小新风量的求解中,通过引入预除湿时间,解决了原有最小新风量求解方法的不足。通过数据比较,分析了预除湿时间以及送风含湿量对最小新风量的影响,认为只有综合考虑最小新风量、预除湿时间及送风含湿量才能实现温湿度独立控制系统的优化设计。

关键词 全面通风方程 温湿度独立控制 预除湿时间 最小新风量

Calculation method of minimum fresh air rate for temperature and humidity independent control system

By Wang Jiankui[★], Lu Lin and Zeng Xianchun

Abstract Based on the analysis of general ventilation equation and comparison of measured and calculation data, verifies the correctness of the equation applied to calculation of indoor humidity ratio. Applies the equation to calculation of minimum fresh air rate for temperature and humidity independent control system. By introducing a new design parameter of pre-dehumidification time, remedies the deficiency in the original calculation method of minimum fresh air rate. Through the data comparison, analyses the impact of pre-dehumidification time and supply air humidity ratio on the minimum fresh air rate. Considers that can the optimal design of temperature and humidity independent control system be achieved only by an overall consideration of minimum fresh air volume, pre-dehumidification time and supply air humidity ratio.

Keywords general ventilation equation, temperature and humidity independent control system, pre-dehumidification time, minimum fresh air rate

[★] Zhejiang Academy of Building Research & Design Co., Ltd., Hangzhou, China

①

0 引言

空调系统的湿负荷是冷负荷的重要组成部分,尤其在夏热冬冷地区,夏季炎热潮湿,许多城市夏季平均相对湿度达到 80% 以上,空调系统湿负荷约占整个空调负荷的 30%~40%^①。由于空气湿度大、室外气温高,除湿要求加大,如按照传统方法对冷负荷进行热湿联合处理,将存在以下几个问题:1) 为满足湿度要求而进行的过度制冷造成能

源浪费;2) 空气处理的显热潜热比难以与室内热湿比变化相匹配;3) 冷凝水处理不彻底,室内空气质量难以保证。

温湿度独立控制空调系统成为解决上述问题的有效途径。在温湿度独立控制系统设计中,一般由独立新风系统承担室内全部湿负荷。新风量一

^{*} 国家“十一五”科技支撑计划可再生能源与建筑集成示范工程课题(编号:PEC200702)

①☆ 王建奎,男,1966 年 2 月生,硕士研究生,高级工程师
310012 杭州市文二路 28 号
(0571) 88277330
E-mail: jkwangzy@sina.com
收稿日期:2009-10-12

般按 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》规定或满足卫生要求之最小新风量,取两者较大值,送风含湿量则根据新风量及室内散湿量确定,计算公式如下

$$d_i = d - \frac{L}{\rho G} \quad (1)$$

式中 d_i 为送风含湿量, g/kg; d 为室内空气设计含湿量, g/kg; L 为湿负荷, g/(人·h); ρ 为空气密度, kg/m³; G 为人均新风量, m³/(人·h)。

式(1)对类似于宾馆等连续运行的温湿度独立控制空调系统的负荷计算是有效的,但对于空调系统间歇运行的办公类建筑的负荷计算,则存在以下 2 个问题:

1) 间歇运行的温湿度独立控制系统需先开启新风机组,将室内含湿量降低到室内露点温度对应的含湿量以下时,才能开启冷水机组,否则对于不带冷凝水管的辐射式末端会产生结露、滴水、发霉等不利后果,而式(1)不能确定这一预除湿时间,不利于运行管理;

2) 式(1)对于室内湿负荷较为稳定时有效,当因人数变化等引起湿负荷有较大变化时是否仍满足除湿要求缺乏有效的动态预测。

针对以上问题,笔者提出利用全面通风方程稀释理论计算任意时刻室内含湿量,以全面通风方程设计系统最小新风量的方法,以及提出以新风预除湿时间 τ 作为新风除湿系统设计指标的概念,以解决上述的设计不确定性问题。

1 基于全面通风方程任意时刻室内含湿量的确定方法

1.1 室内最终含湿量的确定

全面通风又称稀释通风,是把一定量的清洁空气送入房间,稀释室内污染物,使浓度达标,并将室内等量空气连同污染物排到室外的通风措施。目前全面通风方程的应用基本局限于污染物浓度的计算,任意时刻室内污染物浓度 C (L/m³) 为

$$C = \left(C_i + \frac{\dot{Q}_p}{\dot{V}_v}\right) \left[1 - \exp\left(-\frac{\dot{V}_v}{V_r} \tau\right)\right] + C_0 \exp\left(-\frac{\dot{V}_v}{V_r} \tau\right) \quad (2)$$

式中 C_i 为送风有害物浓度, L/m³; $\dot{Q}_p$ 为有害物散发量, L/s; $\dot{V}_v$ 为通风量, m³/s; V_r 为房间体积, m³; τ 为时间, s; C_0 为有害物初始浓度, L/m³。

由于污染物在空气中的发散和“湿”在空气中的传递从本质上来说都属于质迁移,可以考虑将送风含湿量、室内初始含湿量及室内散湿量分别替换式(2)中送风有害物质量浓度、有害物初始质量浓度及有害物散发量,可得出在送风量及送风含湿量不发生变化的情况下,任何时刻的室内含湿量 d_r (g/kg)

$$d_r = \left(d_i + \frac{\dot{Q}_d}{\dot{V}_v}\right) \left[1 - \exp\left(-\frac{\dot{V}_v}{V_r} \tau\right)\right] + d_0 \exp\left(-\frac{\dot{V}_v}{V_r} \tau\right) \quad (3)$$

式中 d_0 为室内初始含湿量, g/kg; $\dot{Q}_d$ 为室内散湿量, g/s。

当 $\tau \rightarrow +\infty$ 时,式(3)可以转化为

$$d_r = d_i + \frac{\dot{Q}_p}{\dot{V}_v} \quad (4)$$

式(4)在形式上与式(1)基本一致,表明利用全面通风方程可以解决室内最终含湿量确定的问题。

式(4)表明,当经过相当长的时间后,室内含湿量的水平与室内初始含湿量 d_0 、房间体积无关。此时,室内含湿量的水平仅与送风含湿量、室内散湿量、通风量有关。实际上,对于式(3),当 $\left(\frac{\dot{V}_v}{V_r} \tau\right) \geq 4$ 时,即可认为达到稳定^[2]。如换气次数为 1 h^{-1} 时,连续运行 4 h 后达到稳定。这说明新风换气次数越大,室内含湿量达到稳定状态的时间越短,对类似于办公建筑等间歇运行的新风系统,稍大的新风量有助于较快地达到室内稳定的含湿量水平。

1.2 室内任意时刻含湿量的确定及校核

将新风开机时间及其他设计参数代入式(3)计算,即可求出室内任意时刻含湿量水平。为了校核计算值与实测值的一致性,笔者针对某办公楼的一间办公室进行了对比测试,该办公室面积为 16 m²,房间净高 2.6 m。并对理论计算所需基本数据作如下规定:1) 房间初始的含湿量以测试当天开启新风除湿机(开机时间为 08:10)前的室内含湿量计算,为 16.9 g/kg;2) 在测试过程中,送风含湿量因设备精度及室外气象变化有小幅变化,因而取全天送风含湿量平均值 7.188 g/kg;3) 人体散湿量是室内散湿量的主要组成部分,但是办公室人员有一定的流动性,在此根据

实际情况取人体平均散湿量为 183 g/h (1 男 1 女); 4) 新风送风量按实测值取为 51.8 kg/h ; 5) 在保持室内正压的情况下, 不考虑渗透风散湿量, 即室内散湿量等于人体散湿量。计算结果和实测结果的比较见图 1。

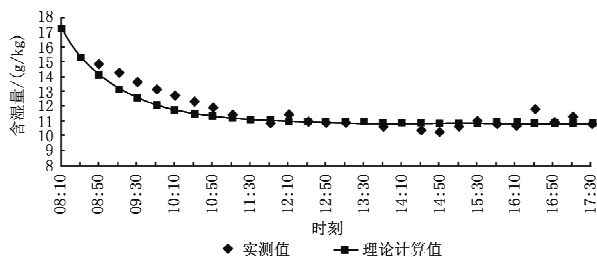


图 1 室内含湿量计算结果与实测结果的比较

通过图 1 可以得出: 1) 实测值和计算值变化趋势基本一致, 计算值较实测值最大偏差为 1.1 g/kg , 偏差率不到 10%; 2) 含湿量在开机 4 h 后趋于稳定, 从试验角度验证了文献[2]中所提出的“在新风换气次数为 1 h^{-1} 的室内, 室内污染物浓度 4 小时后即可达到稳定”观点的正确性; 3) 室内含湿量实测稳定平均值为 10.8 g/kg , 与式(4)计算结果(10.9 g/kg)基本一致。由以上分析可知, 将全面通风方程应用于计算房间含湿量变化是正确可行的。

2 温湿度独立控制系统最小新风量的计算分析

2.1 最小新风量确定方法及实例分析

以下结合具体工程实例对 τ_s 的概念及设计值的选取进一步分析。

以杭州地区某办公建筑为例, 空调设计参数选取如下: 1) 空调室外设计温度 35.7°C , 相对湿度 62%; 室内设计温度 26°C , 相对湿度 60%; 2) 空调设计采用基于冷冻除湿的温湿度独立控制系统, 制冷系统冷水供水温度为 18°C , 除湿系统冷水供水温度为 7°C ; 3) 办公室人员密度按 $10 \text{ m}^2/\text{人}$ 计算, 人员散湿量按 $109 \text{ g}/(\text{人} \cdot \text{h})$ 计算, 房间高度为 2.6 m ; 4) 按《公共建筑节能设计标准》规定, 办公建筑的新风量取 $30 \text{ m}^3/(\text{人} \cdot \text{h})$; 5) 空气密度为 1.2 kg/m^3 。

根据上述条件的分析结果如下: 1) 用 7°C 冷水进行除湿, 送风温度约为 14°C , 相对湿度为 95%, 可查得此状态的送风含湿量为 9.6 g/kg ; 2) 根据室内设计干球温度 26°C , 防止结露的最高露点温度(制冷系统冷水供水温度)为 18°C , 可以查得此状态下室内最大含湿量不得超过

13.1 g/kg ; 3) 认为系统运行前室内外达到充分的热湿平衡, 即室内初始状态参数为空调室外设计参数。

采用溶液除湿送风系统进行对比计算, 风量同上, 送风含湿量为 8.0 g/kg 。计算结果如图 2 所示。

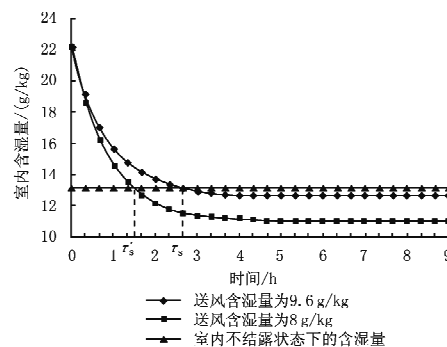


图 2 不同送风含湿量时的室内含湿量

图 2 中对应于送风含湿量为 9.6 g/kg 的曲线, 室内最终含湿量为 12.6 g/kg , 曲线与设计含湿量(13.1 g/kg)的交点对应的时间, 定义为新风预除湿时间 τ_s , 本例中 $\tau_s = 2.7 \text{ h}$, 即开启制冷设备前必需提前 2.7 h 开启新风除湿机组, 才能使房间露点温度降到设计露点温度以下, 满足开启制冷设备的条件, 这样既不利于节能, 也不方便运行管理。

通过观察送风含湿量 8.0 g/kg 的曲线不难发现, 该曲线降至设计含湿量(13.1 g/kg)的新风预除湿时间 τ_s' 只有 1.5 h , 说明降低送风含湿量是缩短新风预除湿时间 τ_s 的有效方法。但是由于冷冻除湿处理新风状态一般只能达到 9.6 g/kg , 在设计送风量恒定的条件下, 如果要继续降低出风含湿量, 则需要降低冷水温度, 以牺牲机组性能为代价, 这样势必造成更大的能源浪费。因此, 在此类系统中, 须考虑使用溶液调湿等可将送风含湿量处理得相对较低的除湿手段, 以尽量缩短预除湿时间, 减少能耗。

2.2 最小新风量设计的影响因素分析

通过对式(3)的分析, 送风含湿量、室内初始含湿量、室内散湿量、房间容积以及 τ_s 都是最小新风量的主要影响因素, 在实际空调系统的设计过程中, 室内初始含湿量、室内散湿量、房间容积都已经确定, 要确定最小新风量就必须同时考虑其余两个参数, 即预除湿时间 τ_s 以及送风含湿量

的影响。

仍取上例,假定室内初始含湿量为 20 g/kg,按式(3)计算不同送风含湿量情况下最小新风量与新风预除湿时间的对应曲线,如图 3 所示。

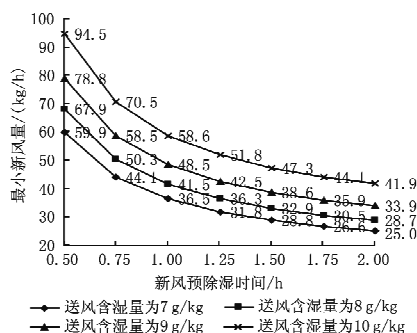


图 3 不同送风含湿量情况下最小新风量与新风预除湿时间的对应曲线

通过对图 3 分析可知: 1) 在同一条送风含湿量曲线上,随着预除湿时间的增加,所需的新风量不断减小,但减小趋势变缓,即预除湿时间的延长对最小新风量的影响是逐渐变小的,这从各段间隔时间最小新风量的变化率可以看出,要求设计人员根据实际需要,选取合理的预除湿时间,本例中以 1~1.5 h 为宜,以达到节能与运行管理的最佳平衡;2) 在相同预除湿时间条件下,随着送风含湿量的不断增大,所需要最小新风量不断增大,且增大的趋势略有增加;3) 各送风含湿量对应的最小新风量终值不同,愈小的送风含湿量对应愈小的最小新风量终值。综合以上分析,在考虑已确定预除湿时间的条件下,对最小新风量的设计应在满足卫生需求和节能要求的基础上,使用溶液除湿等技术手段,尽可能降低送风含湿量以减小最小新风量,达到进一步节能的目的。

3 结论

3.1 通过实测与计算数据对比,验证了利用全面通风方程求解室内任意时刻含湿量方法是行之有效的,并能正确预测在设计条件下,室内最终的含湿量水平。

3.2 验证了目前温湿度独立控制系统最小新风量的求解方法与全面通风方程在 $\tau \rightarrow +\infty$ 时的结论一致性,并指出了前者无法反映初始阶段房间湿度变化的不足之处。

3.3 通过引入预除湿时间,解决了目前最小新风量计算方法的不足,并通过实例进行了求解验证。

3.4 通过实例计算,验证了在采用间歇运行的温湿度独立控制系统中,如采用冷冻除湿系统要满足室内预除湿要求,只能提高新风量或者延长系统的预除湿时间,这样势必造成能源的浪费,应考虑采用溶液调湿等能将送风含湿量处理得较低的除湿方法。

3.5 对于间歇运行的温湿度独立控制空调系统,预除湿时间是影响最小新风量设计的重要因素,针对不同的使用条件合理地选取预除湿时间,才能在一定的送风含湿量条件下,设计出合理的最小新风量,达到运行可靠和节能的目的。

参考文献:

- [1] 马宏权,张旭.高湿地区温湿度独立控制系统应用分析[J].暖通空调,2009,39(2):64-69
- [2] 隋学敏,张旭.夏热冬冷地区住宅空调设计最小新风量确定[J].暖通空调,2008,38(10):99-104
- [3] 孙一坚.工业通风[M].3版.北京:中国建筑工业出版社,2008
- [4] 刘晓华,江亿.温湿度独立控制空调系统[M].北京:中国建筑工业出版社,2006
- [5] 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,2008

• 会讯 •

2009 年湖北省暖通空调制冷及热能动力学术年会在武汉召开

由湖北省土木建筑学会暖通空调专业委员会、湖北省制冷学会空调热泵专业委员会、湖北省土木建筑学会热能动力专业委员会及武汉市土木建筑学会暖通空调专业委员会联合举办的 2009 年湖北省暖通空调制冷及热能动力学术年会于 2009 年 12 月 6—7 日在武汉召开。武汉科技大学陈奎生副校长、中南建筑设计院夏颖副院长,以及湖北省土木建筑学会和武汉市土木建筑学会的领导等出席会议并致辞。

参加会议的代表来自全省 7 所高校、28 家设计院所及

24 家企业,共计 350 余人。大会论文集收录论文 112 篇,会上交流论文 15 篇。大会就当前暖通空调制冷及热能动力领域的新技术、新方法、新产品及新的科学研究成果和工程设计经验等进行了广泛的交流。本次大会不仅加强了专业技术人员之间的沟通和学术交流,也促进了专业技术人员与设备厂家的交流,收到了很好的效果,受到广大会员和参会厂家的好评。

(本刊特约通讯员 周传辉)