

用 CFD 方法研究空气 通过缝隙的渗透

天津大学 李瑞新[☆] 张 欢 李秋生 由世俊

摘要 通过模拟计算,得到不同缝隙高度下渗透空气量与缝隙两侧压差的函数关系式,以及流量因数、缝隙局部阻力系数与缝隙几何特性量的函数关系式。实验验证了 CFD 模拟计算结果的可靠性。给出了负压病房和相邻洁净区域压差的推荐值。

关键词 CFD 缝隙 空气渗透 压差 流量因数 几何特性 负压病房

CFD study of air infiltration flux through cracks

By Li Ruixin[★], Zhang Huan, Li Qiusheng and You Shijun

Abstract Based on CFD simulation calculation, obtains the relationships between air infiltration flux through cracks with different height and pressure difference, and those between flux coefficient, local resistance coefficient and geometry property of the crack. Tests the validity of the simulation results by an experiment. Recommends the proper value of pressure difference between negative pressure wards and adjacent clean zones.

Keywords CFD, crack, air infiltration, pressure difference, flux coefficient, geometry property, negative pressure ward

★ Tianjin University, Tianjin, China

①

对空气有洁净要求的场所,为了防止污染物通过空气在洁净级别不同的区域之间扩散,需要在这些区域之间维持合理的气流流向和有序的压差分布。压差的控制一般通过调节送风量与回风量、排风量之间的差值,并结合控制手段来实现。此风量差值即是在房间门窗缝隙两侧压差作用下的渗透空气量,而所谓的压差也就是空气通过房间门窗缝隙的阻力。如何确定压差和渗透风量的关系从而确定合理的压差是本文要讨论的重点。

1 常用的渗透风量计算公式

计算通过建筑物围护结构缝隙的渗透风量时,常用两种数学关系式,即二次方程形式和幂指数方程形式^[1]。

二次方程形式:

$$\Delta p = AQ + BQ^2 \quad (1)$$

式中 Δp ——缝隙两侧压差,Pa;

A——充分发展的层流段的摩擦阻力系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$;

B——进出口和湍流段的损失系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^6$;

Q——通过缝隙的气体体积流量, m^3/s 。

幂指数方程形式:

$$Q = C\Delta p^n \quad (2)$$

式中 C——流量因数;

n——流动指数,和流速有关,取值在 0.5~1 之间。

考虑建筑门窗缝隙的几何特性,许多研究者认

①☆ 李瑞新,女,1978年5月生,在读硕士研究生
300072 天津大学环境科学与工程学院 572 信箱
(0)13116149064

E-mail:lrxi1978@sohu.com

收稿日期:2003-07-24

修回日期:2004-03-03

为空气通过这些缝隙的流动是未经充分发展的。对同一种缝隙, n 值在很大的压力和流速变化范围内是常数, 文献[2]中通过实验得到 $n=2/3$; 文献[3]中通过对平行壁板的实验验证了这一说法, 其中采用的压力范围是 $1\sim 50$ Pa; 文献[4]总结得到缝隙的长度和水力直径的比值越大, 层流越占主导地位, n 的取值越接近 1, 而比值越小, 进、出口效应越占主导地位, n 的取值越接近 0.5。

目前国内一些手册和标准中给出的渗透风量的计算方法均属于以上的方程类型。

文献[5]中洁净室通过缝隙的渗透风量的计算公式如下:

$$Q=3\ 600F_1E_1\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3)$$

式中 Q ——洁净室缝隙渗透风量, m^3/h ;

3 600——换算系数, s/h ;

E_1 ——流量因数;

F_1 ——缝隙面积, m^2 ;

ρ ——空气密度, kg/m^3 ;

Δp ——室内外压差, Pa。

可以看出流量因数的确定是关键, 文献[5]流量因数的推荐值为 $0.3\sim 0.5$; 文献[6]对典型门、窗的流量因数进行了测定, 得出的流量因数为 $0.3\sim 0.34$ 。

文献[7]中门窗缝隙渗透风量的计算公式如下:

$$L=a\Delta p^b \quad (4)$$

式中 L ——每 m 门窗缝隙的基准渗透风量, $\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m})$;

a, b ——与门窗构造有关的特性常数和指数, 该文献中 b 的取值在 $0.56\sim 0.78$ 之间;

Δp ——室内外压差, Pa。

2 CFD 建模及计算

本文特别针对传染病负压病房的门缝隙渗透进行研究。现有的工程实例中, 采取了对门的上部和两侧采取密封措施, 而在门的下部留出缝隙的做法。本文将对一系列缝隙高度进行模拟, 以得到不同的缝隙几何特性下渗透风量与压差的关系。门的厚度为 0.05 m, 门缝高度 $h=0.003\sim 0.015$ m, 门缝长度为 1 m, 缝隙两侧的压差为 $0\sim 50$ Pa。

2.1 模型的建立

该模型的几何形状由 GAMBIT 创建, 模拟从洁

净走廊向负压病房的缝隙渗透, 以二维模型表示。缝隙左侧为洁净走廊 ($2\text{ m}\times 4\text{ m}$), 右侧为负压病房 ($6\text{ m}\times 4\text{ m}$)。模型的几何形状决定了只能选择四边形网格, 若以同样大小的网格划分模型区域, 网格生成的数量会过大, 影响解的稳定性。为了避免这种情况, 在缝隙附近的区域采用梯形网格, 其余区域采用正方形网格。图 1 显示了缝隙高度 h 为 0.015 m 时的网格划分情况(缝隙处局部放大)。

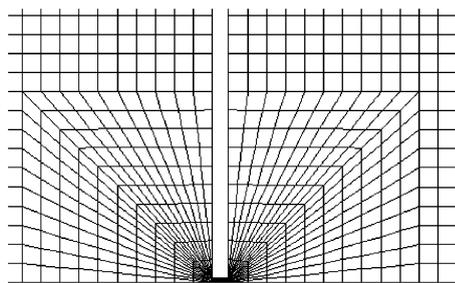


图 1 网格划分

2.2 设定

a) 由于实际空气是黏性流体, 流动基本为湍流流动, 选择 $K-\epsilon$ 双方程模型作为湍流模型。将空气设定为理想气体。

b) 在边界条件中设定缝隙两侧的压差 ($0\sim 50$ Pa)。

c) 在 FLUENT 的离散选项中对离散方法做出如下选择, 对压力 p 选用标准方法, 压力速度耦合项用 SIMPLE 方法, 湍流动能 K 和湍流耗散率 ϵ 选用一阶迎风格式。

d) 收敛准则: 各流动项残差小于 10^{-3} , 能量项残差小于 10^{-6} 。

2.3 控制方程

二维直角坐标系控制方程^[8]:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (5)$$

$$\text{div}(\rho \mathbf{v} \mathcal{O}) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \mathcal{O}) + S \quad (6)$$

式(5)~(6)中 \mathbf{v} 为速度矢量; ρ 为空气密度, kg/m^3 ; \mathcal{O} 为模型变量; Γ 为扩散系数; S 为源项。 \mathcal{O}, Γ, S 见表 1。

表 1 中 u, v 分别为 x, y 方向的速度分量, m/s ; p 为气压, Pa; K 为湍流动能, m^2/s^2 ; ϵ 为湍流耗散率, m^2/s^2 ; η 为流体动力黏度系数, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$; η_t 为湍流黏度系数, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$; η_{eff} 为有效黏度系数, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$, $\eta_{\text{eff}} = \eta + \eta_t$; G_K 为湍流压力造成 K 的发生项, $G_K = \eta_t/\rho \{ 2[(\partial u/\partial x)^2 + (\partial v/\partial y)^2] +$

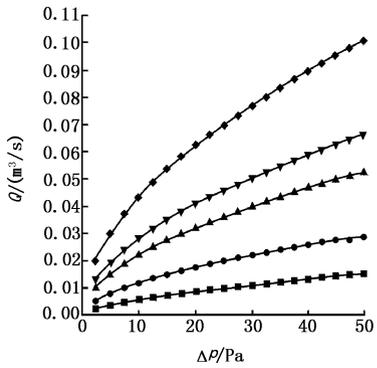
$(\partial u/\partial y + \partial v/\partial x)^2$; $\sigma_K, \sigma_\epsilon$ 分别为 K 和 ϵ 的当量普朗特数; C_1, C_2 为常数, 取值见文献[8]。

表 1 \varnothing, Γ, S

\varnothing	Γ	S
u	η_{eff}	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\eta_{eff} \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\eta_{eff} \frac{\partial v}{\partial x})$
v	η_{eff}	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\eta_{eff} \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial y}(\eta_{eff} \frac{\partial v}{\partial y})$
K	$\eta + \frac{\eta}{\sigma_K}$	$\rho G_K - \rho \epsilon$
ϵ	$\eta + \frac{\eta}{\sigma_\epsilon}$	$\frac{\epsilon}{K}(C_{1\rho} G_K - C_{2\rho} \epsilon)$

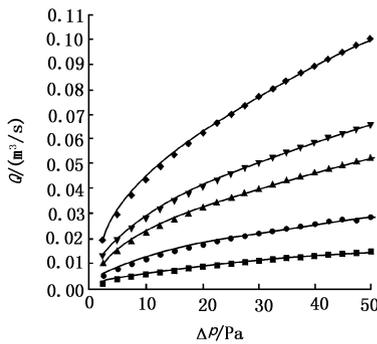
3 计算结果

分别针对 5 种缝隙高度进行模拟计算, 计算结果分别按 $Q=a\Delta p^b$ 和 $Q=a\Delta p^{0.5}$ 形式拟合, 如图 2, 3



- $h=0.003\text{ m}$ $\alpha=0.00137$ $b=0.61018$
- $h=0.005\text{ m}$ $\alpha=0.00330$ $b=0.55492$
- ▲ $h=0.008\text{ m}$ $\alpha=0.00639$ $b=0.53670$
- ▼ $h=0.010\text{ m}$ $\alpha=0.00830$ $b=0.52940$
- ◆ $h=0.015\text{ m}$ $\alpha=0.01281$ $b=0.52602$

图 2 渗透流量和压差的关系 (按 $Q=a\Delta p^b$ 形式拟合)



- $h=0.003\text{ m}$ $\alpha=0.00201$
- $h=0.005\text{ m}$ $\alpha=0.00399$
- ▲ $h=0.008\text{ m}$ $\alpha=0.00725$
- ▼ $h=0.010\text{ m}$ $\alpha=0.00919$
- ◆ $h=0.015\text{ m}$ $\alpha=0.01401$

图 3 渗透流量和压差的关系 (按 $Q=a\Delta p^{0.5}$ 形式拟合)

但是无量纲的常数, 用 θ (单位长度缝隙迎风面长高比) 描述缝隙的几何特性, 对模拟计算的结果用线性

拟合得到 E_1 与 θ 的关系 (可靠度 99.3%):

$$E_1 = 0.782 - 8.03 \times 10^{-4} \theta \quad (7)$$

4 实验测试

实验装置如图 4 所示。将 1 块 595 mm × 575 mm × 5 mm 的木板放置在 600 mm × 600 mm 的风道断面, 木板的底边与风道下表面之间的距离可以调节, 调节到需要的高度后, 将木板与风道接触的其余 3 边用胶条密封。风道末端装有风机, 通过调节喷嘴开度改变空气流量, 用微压计测量缝隙管道侧的静压作为缝隙两侧的静压差。将缝隙划分为 10 段, 用热球风速仪测量各段缝隙断面风速, 取平均值得到断面平均风速, 进而得到在一定压差下通过缝隙的空气体积流量。测量环境的大气压为 101 325 Pa, 温度为 27.5 °C。此实验模型与模拟计算模型对流量因数的影响的差别小于 0.3% [9], 因此不需要对实验结果进行修正。

实验结果与模拟计算结果的比较如图 5 所示。误差在 4% ~ 10% 之间。可以认为, 利用 FLUENT 进行模拟计算的结果是可靠的。

拟合得到 E_1 与 θ 的关系 (可靠度 99.3%):

$$E_1 = 0.782 - 8.03 \times 10^{-4} \theta \quad (7)$$

4 实验测试

实验装置如图 4 所示。将 1 块 595 mm × 575 mm × 5 mm 的木板放置在 600 mm × 600 mm 的风道断面, 木板的底边与风道下表面之间的距离可以调节, 调节到需要的高度后, 将木板与风道接触的其余 3 边用胶条密封。风道末端装有风机, 通过调节喷嘴开度改变空气流量, 用微压计测量缝隙管道侧的静压作为缝隙两侧的静压差。将缝隙划分为 10 段, 用热球风速仪测量各段缝隙断面风速, 取平均值得到断面平均风速, 进而得到在一定压差下通过缝隙的空气体积流量。测量环境的大气压为 101 325 Pa, 温度为 27.5 °C。此实验模型与模拟计算模型对流量因数的影响的差别小于 0.3% [9], 因此不需要对实验结果进行修正。



图 4 实验装置

通过缝隙的空气体积流量。测量环境的大气压为 101 325 Pa, 温度为 27.5 °C。此实验模型与模拟计算模型对流量因数的影响的差别小于 0.3% [9], 因此不需要对实验结果进行修正。

实验结果与模拟计算结果的比较如图 5 所示。误差在 4% ~ 10% 之间。可以认为, 利用 FLUENT 进行模拟计算的结果是可靠的。

实验结果与模拟计算结果的比较如图 5 所示。误差在 4% ~ 10% 之间。可以认为, 利用 FLUENT 进行模拟计算的结果是可靠的。

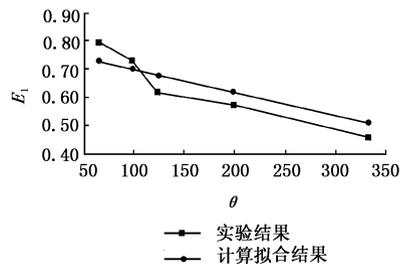


图 5 实验和模拟计算拟合结果的比较

5 分析

由于缝隙两侧的空间相对缝隙本身来说是无限大的, 可以将空气通过缝隙的流动视为无限大薄壁孔口淹没出流, 作用在孔口面上各点的压力可以认为是相等的, 忽略缝隙两侧空间的动压, 在本模型中以缝隙两侧的静压差作为缝隙两侧空间的压差。本文研究范围内的空气属于低雷诺数流体, 并

且空气通过缝隙的长度也较短,所以空气通过缝隙时的主要阻力存在于缝隙的进、出口,层流段的摩擦阻力损失可以忽略^[9]。空气通过缝隙时的阻力主要为局部阻力,用无限大薄壁孔口淹没出流的能量方程推导得出:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (8)$$

式中 ζ 为局部阻力系数; v 为缝隙断面空气平均流速, m/s。

由于局部阻力处的流动受到很大干扰,容易进入阻力二次方区, ζ 值仅取决于产生局部阻力处的几何特性而与雷诺数无关。由式(7)可以得出 ζ 与 θ 的关系:

$$\zeta = (0.782 - 8.03 \times 10^{-4} \theta)^{-2} \quad (9)$$

以上得出的结论适用于模型建立的范围,即缝隙高度 $h = 0.003 \sim 0.015$ m, 缝隙长高比 θ 大于 10。

6 缝隙两侧压差推荐值

《医院洁净手术部建设标准》中规定了相邻的不同洁净级别的区域之间最小静压差为 5~8 Pa, 但它是对正压洁净室提出的。文献[5]中给出医院要求负压的病室(包括传染病室, 隔离室、传染病处理室、传染病诊断室、细菌实验室等)压差为 20~25 Pa, 要求负压的生物洁净室的静压差为 20~50 Pa。因此本文建议, 对于一般传染病室和洁净区域的静压差取值为 20~25 Pa; 对于 SARS 病房, 由于目前人们对 SARS 病毒的认知能力有限, 为安全起见, 建议按照生物洁净室的静压差标准取值, 即静压差为 50 Pa。可以结合实际情况, 利用本文得出的压差和流量函数关系计算出选定压差

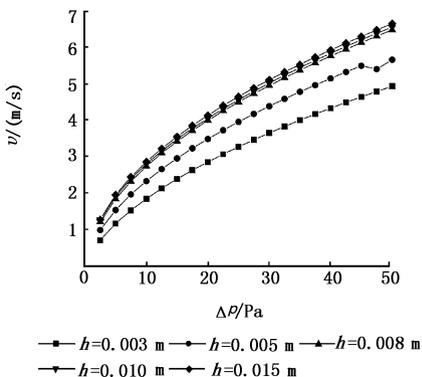


图 6 缝隙断面平均流速和缝隙两侧压差的关系

平均流速不超过 7 m/s; 当压差为 20 Pa 时, 缝隙断

面下的渗透风量。图 6 显示了缝隙断面平均流速与缝隙两侧压差的关系, 压差为 50 Pa 时, 高度为 0.003 ~ 0.015 m 缝隙断面平

面平均流速接近 5 m/s。在保证安全的同时, 应尽量避免缝隙处产生强烈的吹风感和噪声。

7 结语

本文特别针对传染病负压病房的门缝隙空气渗透进行研究。通过对一系列缝隙高度的空气流动用 CFD 软件进行模拟, 得出不同缝隙高度下渗透风量与缝隙两侧压差的函数关系, 进一步得出缝隙局部阻力系数和缝隙几何特性的关系。通过实验验证, 证明计算结果可靠, 计算方法可行。为确定负压病房和其周边洁净区域的压差和计算渗透风量提供了依据。

参考文献

- Walker I S, Wilson D J, Sherman M H. A comparison of the power law to quadratic formulations for air infiltration calculations. *Energy and Buildings*, 1998, 27 (3): 293 - 299
- Shapiro A H, Siegel R, Klein S L. Friction factor in the laminar entry region of a small tube. In: Proc 2nd US National Congress of Applied Mechanics, 1954. 733 - 741
- Honma H. Ventilation of dwellings and its disturbances. *Tekniska Meddelanden*, 1975(63)
- Kreith F, Eisenstadt R. Pressure drop and flow characteristics of short capillary tubes at low Reynolds number. In: ASME Trans. 1957. 1070 - 1078
- 许钟麟, 沈晋明. 空气洁净技术应用. 北京: 中国建筑工业出版社, 1989
- 刘方, 弓南, 严治军. 建筑开口流量系数及其对火灾烟流的影响. *重庆建筑大学学报*, 2000, 22(3): 86 - 92
- 陆耀庆, 主编. 实用供热空调设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- 陶文铨. 数值传热学. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
- 许玉望. 流体力学泵与风机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995

(上接第 21 页)

度去进行调整, 其运行节能潜力已非常之大, 节能率可达 23.7%。如果能在系统设计时就充分考虑系统的节能问题, 则可以得到更好的节能性和经济性。

参考文献

- 章雅锐, 单寄平. 从节能运行出发对制冷机容量匹配的初步探讨. *暖通空调*, 1990, 20(1): 14 - 17
- 曹琦, 张华. 计算部分负荷性能参数正确选择冷水机组. *暖通空调*, 1996, 26(6): 58 - 60