

空调房间不同送风角度的数值模拟

王敬欢¹, 黄 虎¹, 张进贤¹, 陈泽民²

(1. 南京师范大学 能源与机械工程学院, 江苏 南京 210042;

2. 江苏丹阳苏科空气能研究中心有限公司, 江苏 丹阳 212300)

[摘要] 利用计算流体动力学模拟软件对夏季空调房间的上送上回送风方式在不同送风角度的情况下进行三维数值模拟计算. 通过比较和分析不同送风角度下室内空气的温度场和速度场的变化关系, 讨论得出上送上回送风房间舒适性最好的送风角度为 $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$. 研究结果为工程应用中空调房间的风口设计和风口调节提供了参考依据.

[关键词] CFD 模拟 温度场 速度场 风口

[中图分类号] TU834 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2011)02-0053-05

Numerical Simulation of an Air-Conditioning Room With Different Air-Supply Angles

Wang Jinghuan¹, Huang Hu¹, Zhang Jinxian¹, Chen Zemin²

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China;

2. Jiangsu Danyang Suke Air Source Energy Research Center Co., Ltd., Danyang 212300, China)

Abstract: Based on the CFD method, 3D numerical calculation was used to simulate the airflows at different blow angles in the summer air-conditioned room. By comparing and analyzing the simulation results in different angles, we can find out the variation of the air temperature field and the velocity field, and discover that the best air comfort angle is $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ in this case. The result provides a reference for designing and arranging tuyere on room's air-conditioned in engineering application.

Key words: CFD simulation, temperature field, velocity field, tuyere

随着人民生活水平的提高, 对空调系统的舒适性要求也更高. 而室内散流器、风口等作为与室内气流有直接联系的装置, 在实际生产和工程中并没有得到应有的重视. 主要是目前市场上风口的生产主要以小厂家为主, 小厂家很难对风口形式进行深入研究; 而工程人员更多地注重完成任务, 或凭经验对风口进行调节, 对风口角度不会作过多考虑, 但这些恰恰会影响室内气流组织, 从而对房间的舒适性造成影响. 目前对与风口有关的室内空气流动的研究已经有很多, 如文献[1]对自然通风进行了计算研究, 模拟分析了不同速度场合温度场的变化. 文献[2, 3]研究了室内空气射流特性的主要因素包括: 质量流量、浮力通量、送风位置和送风口的形状等. 文献[4]对室内空气流动的扩散边界条件进行了数值模拟研究, 并进行相关计算. 在此, 本文应用 CFD 模拟软件对夏季中央空调房间中常用的上送上回送风形式进行模拟研究, 分析空调送风角度对室内气流温度场和速度场的影响, 进而讨论房间的舒适性.

1 物理模型

为了对夏季空调状况进行研究, 选定某建筑空调房间并对结构尺寸进行一定的简化, 建立模拟物理模型. 模型尺寸为 5.6 m (长) $\times 3.6\text{ m}$ (宽) $\times 3.2\text{ m}$ (高), 为了简化计算, 将室内热源集中处理为一个内热源, 内热源为 $1\text{ m} \times 1\text{ m} \times 1\text{ m}$, 通过热源向室内散发热量来提供室内环境的负荷. 室内设计温度为 27°C , 内热源发热量为 3.5 kW . 室内气流组织送风方式采取上送上回, 送风温差为常规送风温差为 8°C , 送风速度为

收稿日期: 2010-08-15.

通讯联系人: 黄 虎, 博士, 教授, 研究方向: 制冷、热泵系统性能分析与改造. E-mail: hulqf@163.com

3.5 m/s. 送风口尺寸为 400 mm × 100 mm, 回风口尺寸为 400 mm × 150 mm. 空调房间模拟物理模型如图 1 所示.

2 数学模型

空调房间的送、回风过程是湍流流动过程^[5], 很难精确地模拟室内三维湍流流动. 为简化问题, 需忽略对室内流场影响较小的次要因素, 作如下假设:

- ① 办公室内空气低速流动, 可视为不可压缩流体, 且符合 Bussinesq 假设;
- ② 空气在办公室内是稳态流动;
- ③ 忽略四周墙壁及室内物体的辐射热; 忽略能量方程中由于粘性作用引起的能量耗散;
- ④ 不考虑门、窗、墙壁等漏风的影响, 除风口以外, 认为房间气密性良好.

根据以上的假设, 数学模型采用 $K - \varepsilon$ 湍流模型. 模型的基本方程包括连续方程、动量方程、湍流动能 K 方程及湍流动能耗散率 ε 方程, 分别表示如下^[6]:

连续性方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \quad (1)$$

动量方程:

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\eta \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right). \quad (2)$$

能量方程:

$$u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{1}{\rho} \left(\frac{\eta}{Pr} + \frac{\eta_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right]. \quad (3)$$

K 方程:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P - \rho \varepsilon. \quad (4)$$

ε 方程:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} P - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa}. \quad (5)$$

从式(1)到式(5)中, μ 为流体的速度, μ 在 x_i 3 个坐标上的分量分别为 u_i ; ρ 、 T 、 η 、 ε 、 p 、 η_t 、 σ_k 、 k 、 Pr 、 Pr_t 分别为流体的密度、温度、动力粘度、耗散率、压力、湍流动力粘度、脉动动能的普朗特数、湍流动能、普朗特数、湍流普朗特数; 以及运动粘度, 其中 Pr_t 、 η_t 下标 t 表示湍流; P 为湍流产生项, 其具体形式为 η_t

$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$. $K - \varepsilon$ 方程中常数为 $C_1 = 1.44$ 、 $C_2 = 1.92$ 、 $\sigma_k = 1.0$ 、 $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

3 边界条件

模拟采用 CFD 软件进行数值计算, 各边界条件设置如下:

(1) 入口边界定义为速度入口 (Velocity-inlet). 模拟工况的入口速度采用强度和流体力学直径指定方法, 通过相关计算公式计算得到: 水力半径为 0.1 m, 紊流强度 (Turbulent Intensity) 为 5%.

(2) 出口边界定义为自由出流 outflow.

(3) 固体壁面: 模拟内部热源为体热源, 由内部的小物体产生热流; 其他壁面边界取无滑移速度边界, 各壁面都采取零热流条件, 即绝热边界.

送风温度为 19℃, 送风角度分别为 90°、75°、60°、45°、30°、15°, 如图 2 所示.

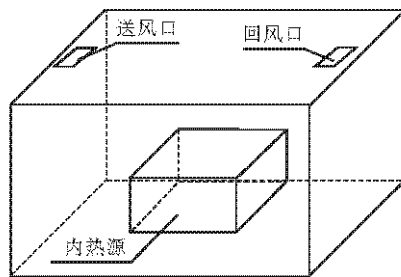


图 1 简化模型图

Fig.1 Simplified model

4 计算结果及分析

为了能清楚描述室内流场气流组织的变化,分析上送上回方式中送风角度的影响. 选取剖面 $Z = 1.2\text{ m}$ 在送风角度 θ 为 90° 、 75° 、 60° 、 45° 、 30° 中的速度矢量图和温度分布图进行比较分析.

通过对比上面的速度矢量图可以看出,伴随着送风方向如垂直方向的夹角减小(角度的划分方法如图 2 所示),送风方向也发生明显的变化,这是由于垂直分速度减小,水平分速度增大. 在送风角度大于 75° 时,会形成右边局部冷空气的流速过大,同时在房间的左侧(同图 1 所示相同,左侧即为送风口一侧,右侧即为回风口一侧)形成上下对应的两个比较明显的涡旋,这是由于大角度送风,右侧冷空气的风向几乎垂直向下,很少的冷空气从房间上方向左侧流动,从而引起左侧的空气都向右侧转移,同时由于房间空调器设计在房间中间对称位置,使得房间上下形成对应的两个斡旋区域. 从图中还可以看出,左侧热空气在向右侧转移过程中,移动速度逐渐减小,并向上运动,这是由于在墙壁壁面形成贴附射流和浮升力的作用而引起.

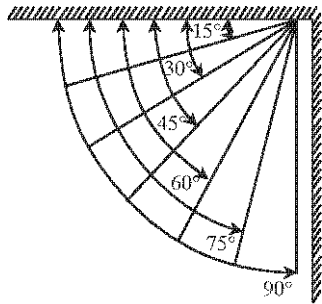


图 2 送风角度划分
Fig.2 Division of inletting angle

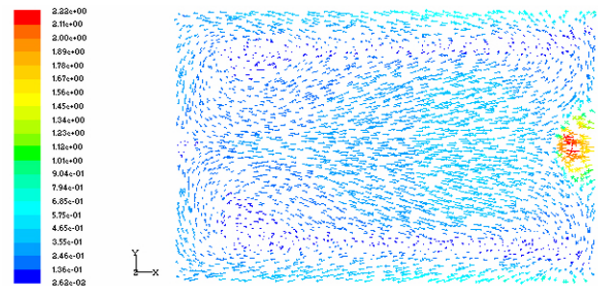


图 3 θ 为 90° , $z=1.6\text{ m}$ 速度矢量图
Fig.3 Velocity vectorgraph of $\theta=90^\circ$ and $z=1.6\text{ m}$ section

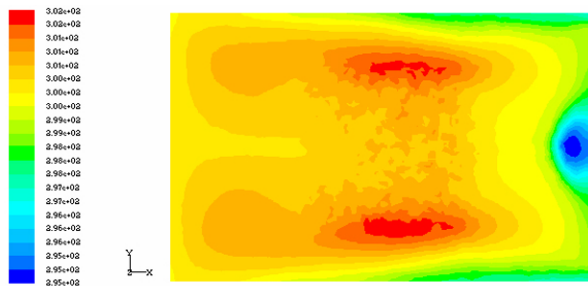


图 4 θ 为 90° , $z=1.6\text{ m}$ 温度分布图
Fig.4 Temperature fields of $\theta=90^\circ$ and $z=1.6\text{ m}$ section

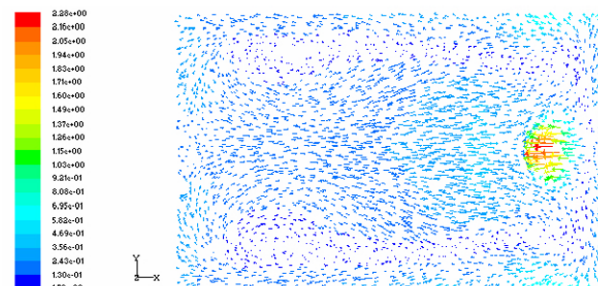


图 5 θ 为 75° , $z=1.6\text{ m}$ 速度矢量图
Fig.5 Velocity vectorgraph of $\theta=75^\circ$ and $z=1.6\text{ m}$ section

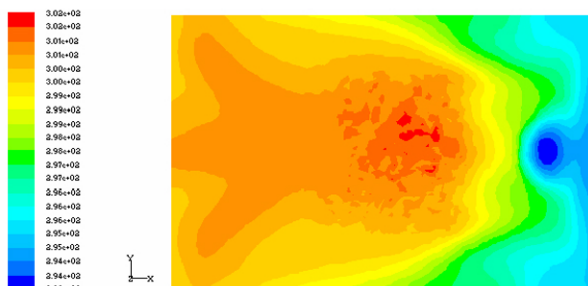


图 6 θ 为 75° , $z=1.6\text{ m}$ 温度分布图
Fig.6 Temperature fields of $\theta=75^\circ$ and $z=1.6\text{ m}$ section

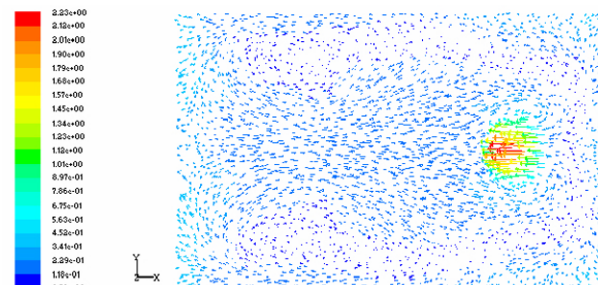


图 7 θ 为 60° , $z=1.6\text{ m}$ 速度矢量图
Fig.7 Velocity vectorgraph of $\theta=60^\circ$ and $z=1.6\text{ m}$ section

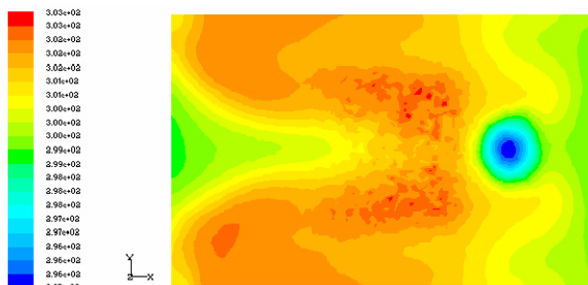
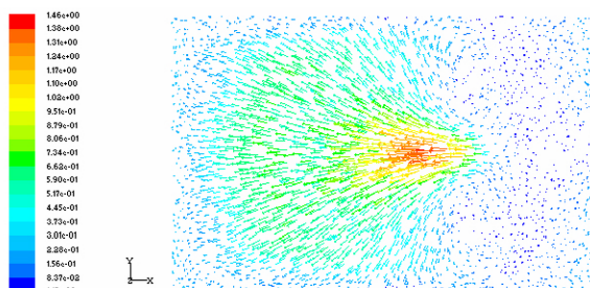
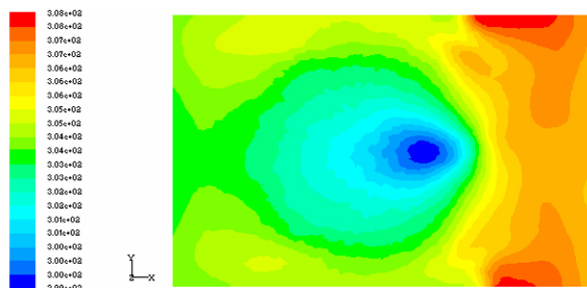
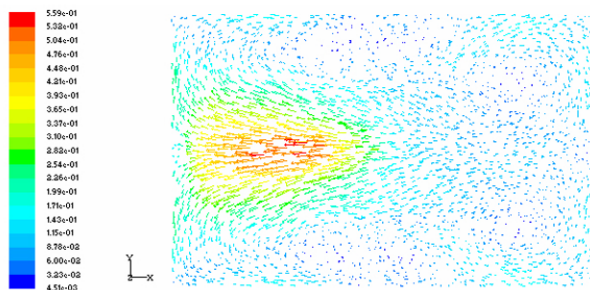
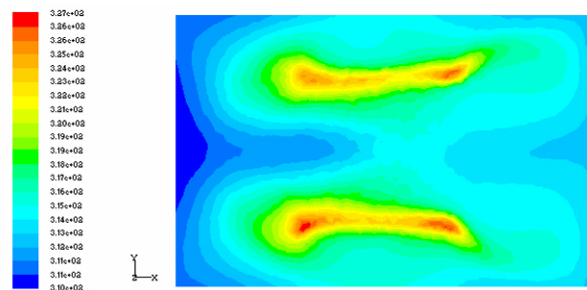


图 8 θ 为 60° , $z=1.6\text{ m}$ 温度分布图
Fig.8 Temperature fields of $\theta=60^\circ$ and $z=1.6\text{ m}$ section

图 9 θ 为 45° , $z=1.6$ m 速度矢量图Fig.9 Velocity vectorgraph of $\theta=45^\circ$ and $z=1.6$ m section图 10 θ 为 45° , $z=1.6$ m 温度分布图Fig.10 Temperature fields of $\theta=45^\circ$ and $z=1.6$ m section图 11 θ 为 30° , $z=1.6$ m 速度矢量图Fig.11 Velocity vectorgraph of $\theta=30^\circ$ and $z=1.6$ m section图 12 θ 为 30° , $z=1.6$ m 温度分布图Fig.12 Temperature fields of $\theta=30^\circ$ and $z=1.6$ m section

在送风的角度小于 30° 时,从图中可以比较发现,在房间左侧形成局部冷堆积.这是由于送风角度较小时,冷空气都送至左侧,同时在左侧遇到墙壁的阻碍,冷空气都留在左侧,使得左侧形成局部的冷区,并慢慢地向右侧转移,与右侧热空气进行混合降温.另外,图 7 显示送风基本均匀,这是由于此时冷空气遇到发热体表面,以及上升的热空气的影响,速度发生了改变.通过比较还可以发现在送风过程中,随着送风角度的减小,房间右侧的空气流速逐步减小,以致出现“盲区”,从温度图可以看出,这将导致房间右侧形成局部的热堆积,这不利于房间的舒适性要求.

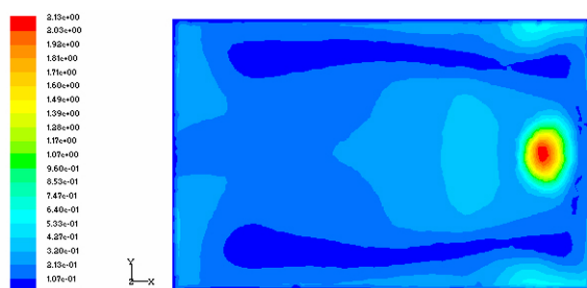
通过比较 6 幅速度矢量图,当角度为 45° 、 60° 、 75° 时,局部形成涡流最少,通过对 75° 、 60° 、 45° 采集 1.6 m 平面平均分布的 9 个点的速度,取平均值后分布为 0.213 m/s、0.181 m/s、0.193 m/s.从舒适性角度考虑,希望送风速度小,人体将没有吹风感;同时在以上范围送风过程中,由于送风的水平分速度和垂直风速度相差较小,使得局部涡旋也少.

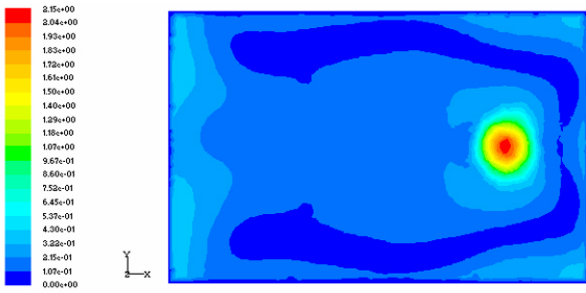
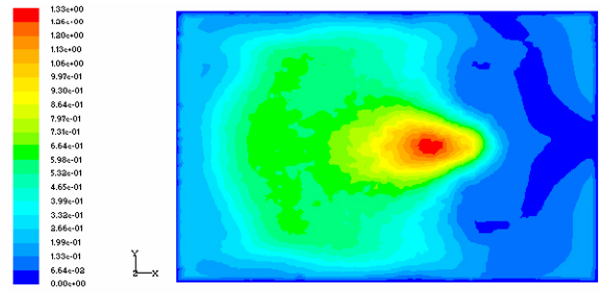
从温度图可见,由于角度的改变,垂直分速度和水平分速度改变,使房间同一平面不同区域的空气温度不同.在送风角度小于 30° 时,考察平面的平均温度都高于 316 K,明显不满足要求,这是由于送入的冷空气没有得到很好的混合,就通过回风口直接送出去.还可以比较得出,在 75° 时,出现局部温度过高;在小于 30° 时,局部温度过低.这种现象产生的原因是由于送风的不均匀引起的,在送风过程中,没有足够的冷空气和热空气进行混合或冷空气局部过多.这样将使得房间局部位置温度高或低,而且有的地方将出现明显的吹风感,不能满足房间的舒适性要求,所以在工程应用中,考虑合理的送风角度很重要,以防止出现局部温度过热或过冷.

从图 13、14、15 可以看出,送风角度为 45° 、 60° 的速度分布相对比较均匀,这有利于使室内温度趋于均匀.但从送风速度比较发现,送风角度为 75° 、 60° 的平均速度比 45° 的小,而且在中间区域送风角度为 75° 、 60° 时的速度更均匀.

5 结论

本文通过对夏季空调房间上送上回气流组织进行模拟,并分析、比较计算结果,得出上送上

图 13 θ 为 75° , $z=1.6$ m 速度分布图Fig.13 Velocity fields of $\theta=75^\circ$ and $z=1.6$ m section

图 14 θ 为 60° , $z=1.6$ m 速度分布图Fig.14 Velocity fields of $\theta=60^\circ$ and $z=1.6$ m section图 15 θ 为 45° , $z=1.6$ m 速度分布图Fig.15 Velocity fields of $\theta=30^\circ$ and $z=1.6$ m section

回送风方式中送风角度对房间内部速度场和温度场分布的影响。

(1) 送风角度大于 75° 或小于 30° 时, 都会形成冷空气集中在一侧, 使得房间内部冷热空气没有很好的混合, 形成一端热一端冷的现象;

(2) 送风角度大于 75° 时, 会使热空气在对流过程中形成较大的涡旋, 这样将产生吹风感; 送风角度小于 30° 时, 冷热空气没有得到很好的混合, 房间温度较高。

(3) 送风角度在 $30^\circ \sim 60^\circ$ 之间, 可以使得房间的温度和速度分布更均匀, 整个房间的舒适性更好。

因此, 在实际工程应用中, 应该从房间整体结构和布局考虑来选择合理的送风角度, 可以保证室内人员对温度、风速等的要求, 从而满足人员对舒适性的要求。

[参考文献] (References)

- [1] Samir S Ayad. Computation a study of natural ventilation [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1999, 82: 49-68.
- [2] Chen Qingyan, Peter Suter, Alfred Moser. Influence of air supply parameters on indoor air diffusion [J]. Building and Environment, 1991, 26(4): 417-431.
- [3] Li Z H, Zhang J S, Zhivov A M. Characteristics of diffuser air jets and airflow in the occupied regions of mechanically ventilated rooms—a literature review [J]. ASHRAE Transaction, 1993, 99(1): 119-126.
- [4] Chen Q, Srebric J. Simplified diffuser boundary conditions for numerical room air flow models [C]// Final Report for ASHRAE RP-1009, MIT, 2000.
- [5] 罗挺, 许亚娟, 刘益. 空调房间湍流流场的数值模拟 [J]. 四川环境, 2005, 24(2): 87-89.
Luo Ting, Xu Yajuan, Liu Yi. Numerical simulation of air distribution in an air-conditioned room [J]. Sichuan Environment, 2005, 24(2): 87-89. (in Chinese)
- [6] 贾力, 方肇洪, 钱兴华. 高等传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2003.
Jia Li, Fang Zhaozhong, Qian Xinghua. Advanced Heat Transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 2003. (in Chinese)
- [7] 胡平放, 蔡芬. 气流组织形式对室内空气环境影响的数值模拟 [J]. 华中科技大学学报: 城市科学版, 2006, 23(2): 28-31.
Hu Pingfang, Cai Fen. Numerical simulation of several air distribution forms on indoor air environment [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Urban Science Edition, 2006, 23(2): 28-31. (in Chinese)
- [8] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 等. 空气调节 [M]. 3 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.
Zhao Rongyi, Fan Cunyang, Xue Dianhua, et al. Air Conditioning [M]. 3rd ed. Beijing: China Architecture and Building Press, 1994. (in Chinese)
- [9] 韩占忠, 王敬, 兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004.
Han Zhanzhong, Wang Jing, Lan Xiaoping. FLUENT—Cases and Applications for the Simulation and Application of Fluid Engineering [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2004. (in Chinese)

[责任编辑: 刘 健]