

# 玻璃幕墙热通道内气流组织的模拟与分析

上海交通大学 李荣敏<sup>☆</sup> 顾建明

**摘要** 用有限元分析软件 ANSYS 对上海第一人民医院病房玻璃幕墙热通道分别采用自然通风和机械通风时的流场与温度场进行了模拟分析,发现无法实现自然通风,而机械通风不仅可以使幕墙内通风效果大大增强,同时可以节能。为该医院病房玻璃幕墙热通道实现自然通风提出了改进措施,模拟得出在距外壁 0.8 m 左右处安装一内层玻璃时出风口气流速度能达到 2.3 m/s 左右,可有效地把热量带出。在与该医院玻璃幕墙模型相同的边界条件和相同幕墙高度条件下,对不同宽度和不同进出风口高度的情况进行了模拟,得出最佳设计尺寸为宽度 1.4 m、进出风口高度 0.35 m 左右。

**关键词** 玻璃幕墙 热通道 气流组织 自然通风 机械通风 幕墙宽度 进出风口高度

## Simulation and analysis of air distribution inside heat passage of glass curtain walls

By Li Rongmin<sup>★</sup> and Gu Jianming

**Abstract** With finite element analysis software ANSYS, simulates the flow field and the temperature field inside the heat passage of glass curtain wall applying natural ventilation and mechanical ventilation for the ward building in Shanghai First People's Hospital, and finds that natural ventilation effect can not be realized and that applying mechanical ventilation can achieve good ventilation effect and save energy. For improving natural ventilation effect, proposes setting an inner glass at a distance of about 0.8 m from the external wall, and simulation results show that air outlet velocity can reach about 2.3 m/s and heat can be effectively removed from curtain wall. Simulates the velocity and temperature fields inside glass curtain walls with various widths of curtain wall and heights of air inlet and outlet under the condition of the same boundary and curtain wall height as the above model, considers the curtain wall width of 1.4 m and the air inlet and outlet height of about 0.35 m optimal design dimensions.

**Keywords** glass curtain, heat passage, air distribution, natural ventilation, mechanical ventilation, width of curtain wall, height of air inlet and outlet

★ Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China

①

### 0 引言

玻璃幕墙自从 20 世纪 80 年代在我国出现以来得到了长足发展,由于具有漂亮的外观和良好的采光,被很多建筑采用。但是由于在夏季太阳的辐射热大量进入建筑物内部,所以采用玻璃幕墙的建筑通常都设置通风系统,有的利用空气流动的热压原理和烟囱效应自然通风,有的采用强制通风。为

了减少建筑能耗,一些科研部门对玻璃幕墙的结

①☆ 李荣敏,女,1979 年 2 月生,在读硕士研究生  
200240 上海交通大学制冷与低温工程研究所  
(0) 13921972306  
E-mail: rml@sjtu.edu.cn  
收稿日期:2006-04-20  
一次修回:2006-06-15  
二次修回:2006-12-06

构、施工、优缺点等进行了研究<sup>[1]</sup>,但对双层玻璃幕墙热通道内流场和温度场的研究还很少。

本文利用有限元分析软件 ANSYS 对上海第一人民医院病房的玻璃幕墙热通道内部的流场与温度场进行了研究,对自然通风和机械通风两种通风情况进行了模拟和分析,确定了能使玻璃幕墙热通道通风效果最好、节能效果最明显的通风形式。本文对如何使该医院病房的玻璃幕墙更好地节能提出了改进性建议。

为了指导具有热通道的玻璃幕墙的设计,本文对特定气候边界条件下、高度与上海第一人民医院玻璃幕墙(3.5 m)相同、不同宽度和不同进出口高度的玻璃幕墙进行了模拟和分析。

### 1 模型的建立

本文利用 ANSYS 软件来研究玻璃幕墙热通道的通风问题,只讨论夏季的情况。只分析一层楼层,其他楼层与之相似。由于玻璃幕墙热通道形状规则,内壁和外壁荷载均匀,故可将其简化为平面模型。由于室外温度与室内温度不同,故内、外壁面温度不同,由于浮升力作用,热通道内空气产生流动。热通道简化模型见图 1。玻璃幕墙内外层均采用钢化玻璃。玻璃幕墙热通道的基本分析条件如下:

- 1) 尺寸为 2.5 m×3.5 m;
- 2) 进出口高度为 0.3 m;
- 3) 进风口处温度为室外空气温度;
- 4) 内壁温度假定与房间温度相同,为 26 °C;
- 5) 屋顶与地板绝热;
- 6) 所有壁面边界上气流速度采用无滑移边界条件。

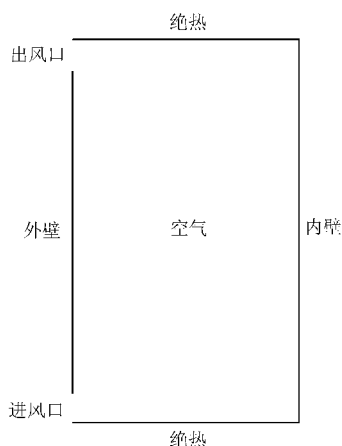


图1 上海第一人民医院玻璃幕墙热通道简化模型

### 2 边界条件的计算及确定

上海地区夏季室外气象参数如下:大气压力 100.53 kPa,平均风速 3.0 m/s,室外空气计算干球温度 34 °C,室外空气计算湿球温度 28.2 °C<sup>[2]</sup>。舒适性空调夏季室内设计数据如下:温度 24~28 °C,相对湿度 40%~65%,风速小于 0.3 m/s<sup>[2]</sup>。

本文取太阳总辐射照度最大时的数据,即朝向正南、中午 12:00 左右的数据,此时的太阳总辐射照度为 450 W/m<sup>2</sup><sup>[3]</sup>。

上海市夏季钢化玻璃幕墙外侧壁面综合温度的计算式为<sup>[4]</sup>

$$t_z = t_w + \frac{\rho I}{\alpha_w} \quad (1)$$

式中  $t_z$  为外侧壁面的综合温度,°C; $t_w$  为室外空气计算温度,取 34 °C; $\alpha_w$  为钢化玻璃幕墙外表面与室外空气间的表面传热系数,取 19.3 W/(m<sup>2</sup>·°C)<sup>[5]</sup>; $\rho$  为钢化玻璃对太阳辐射的吸收系数,取 0.75<sup>[6]</sup>; $I$  为钢化玻璃幕墙外表面接受的太阳总辐射照度,取 450 W/m<sup>2</sup>。

计算得  $t_z=51.5$  °C。

因此,进风口处的温度设为 307 K,幕墙外侧玻璃壁面的温度设为 324.5 K。

### 3 模拟结果和对比分析

#### 3.1 自然通风时热通道内气流组织的模拟结果

当玻璃幕墙热通道采用自然通风时,根据上面建立的模型和边界条件,其温度、速度分布如图 2、3 所示。

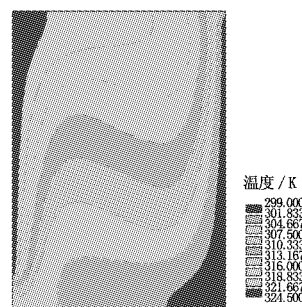


图2 玻璃幕墙热通道自然通风时的温度分布

从图 2 可以看出,采用自然通风时,热通道内温度为 299~324.5 K,出风口处空气温度为 324.5 K。从图 3 可以看出,进出口风速基本为零。由于玻璃幕墙内壁温度仅为 299 K,而外壁温度为 324.5 K,所以内壁周围的空气形成下沉气流,而外壁内侧的空气受热形成上升气流,气流在玻璃幕

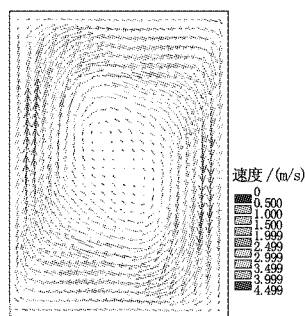


图3 玻璃幕墙热通道自然通风时的速度分布

墙热通道内部形成循环,空气不能流出,从而不能把玻璃幕墙热通道内部的热量带出墙外。

### 3.2 机械通风时热通道内气流组织的模拟结果

分别对进风口处风速为 2.0、2.5、3.0、3.5、4.0、4.5、5.0 m/s 的情况进行研究,发现风速小于 4.5 m/s 时,热通道中的死区(空气流速为零和接近于零的区域)面积随着风速的增大而明显减小;与风速 4.5 m/s 相比,风速为 5.0 m/s 时的死区面积没有明显减小;并且当风速为 5.0 m/s 时,有大量的温度低于 310 K 的空气被带出。因此本文重点对进风口风速为 4.5 m/s 时的情况进行模拟和分析。模拟结果见图 4 和图 5。

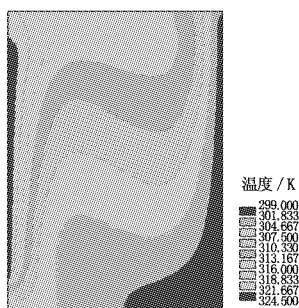


图4 进风口处风速为 4.5 m/s 时热通道内的温度分布

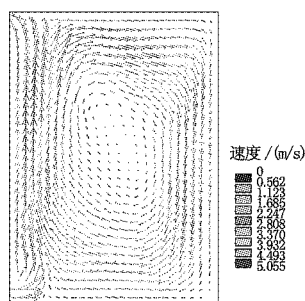


图5 进风口处风速为 4.5 m/s 时热通道内的速度分布

从图 4 可以看出,玻璃幕墙出风口处温度处于 318.8~321.6 K 之间。从图 5 可以看出,进风口风速为 4.5 m/s 时,出风口最大风速为 5.055 m/s。

从图 4、5 可知,由于风机的作用,有大量温度为 318.8~321.6 K 的空气从出风口流出,从而有效地把热量从热通道内带出墙外。

### 3.3 自然通风和机械通风的对比分析

采用自然通风时不能把热通道内的热量带出,集聚在热通道内的热空气必然要向房间传热,这必然要增大空调设备的能耗;而采用机械通风虽然能把热量从热通道内部带出,但同时风机要消耗电能,机械通风究竟能不能达到节能的效果?若节能,到底能节省多少能量?这需要分别计算风机的功率和要产生与采用机械通风时从热通道带出热量相等的冷量所需的电动机功率,二者的大小关系将决定本文玻璃幕墙模型采用机械通风是否合适,同时决定采用机械通风能否节能。

#### 3.3.1 风机功率

风机在进风口处提供的风速为 4.5 m/s,风口的高度为 0.3 m,在不影响研究结果且便于研究的前提下,取风口长度为单位长度 1 m,则风机提供的风量为  $V = 4.5 \text{ m/s} \times 0.3 \text{ m} \times 1 \text{ m} \times 3600 \text{ s/h} = 4860 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

由文献[6]可知,热通道中流速不太大时,流体的压降主要在进出口。这一结论与文献[7]所述的 Trombe 通道压降情况吻合。故热通道中气流阻力损失  $p$  为[7]

$$p = 1.1 \times \left( \frac{v_f^2}{2g} \sum_{i=1}^4 \zeta_i + H \right) \rho g \quad (2)$$

式中 1.1 为安全因数;  $v_f$  为热通道内空气速度,根据图 5 取  $v_f = 1.5 \text{ m/s}$ ;  $g$  为自由落体加速度,  $\text{m/s}^2$ ;  $\zeta_i$  为气流阻力损失系数;  $H$  为热通道高度,为 3.5 m;  $\rho$  为空气密度,取温度 307 K 时的密度  $1.15 \text{ kg/m}^3$ 。

$\zeta_i$  的计算公式如下:

1) 气流进口损失系数

$$\zeta_1 = 0.5 \left( \frac{w}{w_1} \right)^2 \quad (3)$$

式中  $w$  为热通道水平截面积,为  $2.5 \text{ m}^2$ ;  $w_1$  为进风口或出风口垂直截面积,为  $0.3 \text{ m}^2$ 。

2) 进风口至热通道面积突然扩大时的气流损失系数

$$\zeta_2 = \left( \frac{w}{w_1} - 1 \right)^2 \quad (4)$$

3) 热通道至出风口面积突然缩小时的气流损失系

数

$$\zeta_3 = 0.47 \left( \frac{w}{w_1} \right)^2 \quad (5)$$

4) 气流出口损失系数

$$\zeta_4 = 0.5 \left( \frac{w}{w_1} \right)^2 \quad (6)$$

计算得  $p=264 \text{ Pa}$ 。

根据  $V$  和  $p$  计算风机的功率  $P_w^{[8]}$ ,  $P_w =$

$\frac{Vp}{3600\eta} \times 1.1 = 603 \text{ W}$ , 其中 1.1 是安全因数,  $\eta$  是

风机的效率, 取 0.65。取电动机的效率为 0.7, 则选用电动机的功率为  $P_d = 861 \text{ W}$ 。

### 3.3.2 带出热量的等效功率

要产生与机械通风时从热通道带出热量相等的冷量所需的电动机功率  $P_m$  按下式计算<sup>[9]</sup>。

$$Q_1 = Q_c = \frac{mc\Delta T}{3600} \quad (7)$$

$$m = V\rho \quad (8)$$

$$EER = \frac{Q_c}{P_m} \quad (9)$$

式(7)~(9)中  $Q_1$  为通风时带出的热量, kW;  $Q_c$  为与机械通风时带出热量数值相等的冷量, kW;  $m$  为带出空气的质量流量, kg/h;  $c$  为空气的比热容, 取  $1.004 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $\Delta T$  为进风口空气温度差, 取  $11 \text{ K}$  (见图 4);  $\rho$  为空气密度, 出口空气温度为  $318 \text{ K}$ , 密度为  $1.13 \text{ kg}/\text{m}^3$ ;  $EER$  为能效比, 取 3.0。

计算得到:  $Q_1 = 16.5 \text{ kW}$ ,  $P_m = 5.5 \text{ kW}$ 。

节约的能量:  $P_m - P_d = 4.639 \text{ kW}$ 。

节约能量百分比:  $1 - \frac{P_d}{P_m} = 84\%$

从以上的模拟和计算可以得出, 在进风口加载风机, 风机提供  $4.5 \text{ m/s}$  的风速时不仅可以使玻璃幕墙通风效果大大增强, 同时可以节约  $4.639 \text{ kW}$  的能量, 节能  $84\%$ 。

### 3.4 对上海第一人民医院玻璃幕墙热通道的改进

上海第一人民医院的玻璃幕墙热通道由于设计得不合理, 在夏季不能很好地利用热烟囱效应, 为了更好地实现自然通风, 从而达到节能的目的, 需对其进行改进。该玻璃幕墙热通道主要设计缺陷是宽度偏大, 笔者提出的改进建议是: 进风口位置和尺寸不变, 在热通道内部安装一玻璃层, 使热通道的内半部分起隔热空气层的作用, 外半部分仍起自然通风的作用, 改进后的模型见图 6。

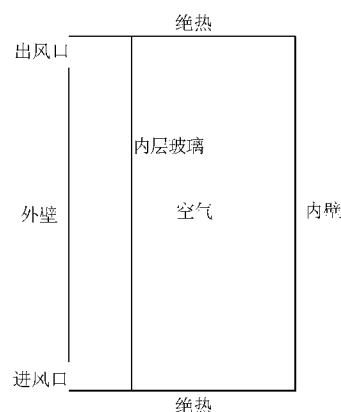


图6 上海第一人民医院玻璃幕墙热通道改进模型

分别模拟了在距离外壁  $0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2 \text{ m}$  处加一玻璃层后热通道内部的气流组织状况, 各种情况下的出风口温度均为  $324.5 \text{ K}$ , 出风口气流速度见图 7。

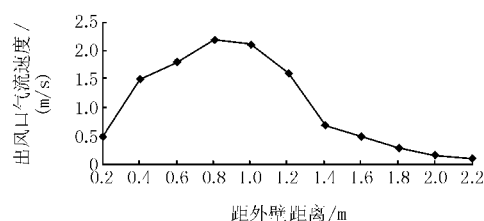


图7 在热通道内距外壁不同距离处加玻璃后的出风口气流速度

由图 7 可以看出, 在距离外壁  $0.2 \sim 0.8 \text{ m}$  范围内, 随着距离的增大, 出风口气流速度增大; 在距离外壁  $0.8 \sim 2.2 \text{ m}$  范围内, 随着距离的增大, 出风口气流速度变小, 直至最后接近零; 在距离外壁约  $0.8 \text{ m}$  处安装一层玻璃后, 出风口气流速度最大, 约为  $2.3 \text{ m/s}$ , 此时, 热通道的外半部分自然通风作用最强, 能有效地把热量带出。通过以上分析, 具体改进建议是: 在距离外壁约  $0.8 \text{ m}$  处安装一内层玻璃。

### 4 对不同宽度和进风口高度的玻璃幕墙热通道的模拟和分析

为了更好地利用玻璃幕墙的热烟囱效应和指导玻璃幕墙的设计, 在与上述模型相同的边界条件和幕墙高度条件下, 分别对宽度为  $0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5 \text{ m}$  的玻璃幕墙、进风口高度相同并分别为  $0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.35, 0.40, 0.45, 0.50 \text{ m}$  的情况进行讨论, 并分别对热通道内气流组织用有限元分析软件进行模拟, 模拟结果见图 8, 9 及表 1。



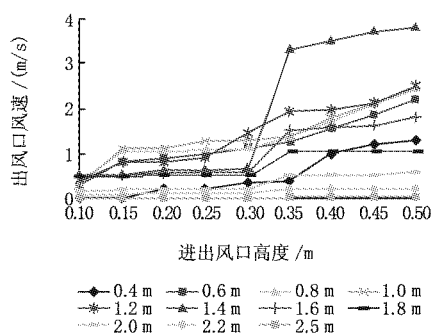


图8 各种情况下热通道出风口速度

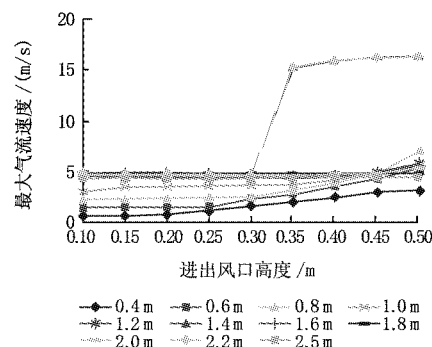


图9 各种情况下热通道内最大气流速度

图1 各种情况下热通道出风口的温度

K

热通道宽度/m	进出风口高度/m									
	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	
0.4	313.2	313.2	313.2	313.2	308.2	307.0	306.0	306.0	306.0	
0.6	321.7	321.7	320.0	319.7	319.7	318.8	318.8	318.8	318.8	
0.8	321.7	321.7	321.7	321.7	321.7	321.7	321.7	324.5	324.5	
1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5	324.5	324.5	324.5	324.5	324.5	324.5	324.5	324.5	324.5	

从图8可以看出,所有宽度的热通道玻璃幕墙的出风口速度都随着进出风口高度的增大而增大,并且均在进出风口高度为0.35 m左右时出风口气流速度增幅最大,其中宽度为1.4 m时增幅最大,速度达到3.3 m/s,当进出风口高度大于0.35 m时出风口速度增速减慢;宽度为0.4~1.2 m的热通道玻璃幕墙,随着宽度的增大出风口速度增大;宽度为1.4~2.5 m的热通道玻璃幕墙,随着宽度的增大出风口速度减小,宽度为2.5 m时出风口速度接近零。

从图9可以看出,所有宽度的热通道玻璃幕墙内部气流最大速度都随着进出风口高度的增大而增大,宽度为1.4 m时气流最大速度在进出风口高度为0.35 m时增幅最大(最大速度达到15.1 m/s左右),其余宽度气流最大速度都随进出风口高度的增大而缓慢增加。

从表1可以看出,热通道宽度为0.4 m时出风口温度范围为306.0~313.2 K,热通道宽度为0.6 m时出风口温度范围为318.8~321.7 K,宽度为0.8 m时出风口温度范围为321.7~324.5 K左右,宽度为1.0~2.5 m时出风口温度均为324.5 K(这是由于热通道内部靠近玻璃幕墙外壁的气体受热较快,产生由下而上的热运动,由出风口排出,所以出风口温度基本都与外壁温度相同)。出风口温度应高于玻璃幕墙内壁温度307 K,只有这样才能把热量带出热通道。

综上所述,玻璃幕墙热通道中气流最大速度和出风口气流速度在宽度为1.4 m、进出风口高度大于0.35 m时较大。宽度为1.4 m的玻璃幕墙,在进出风口高度为0.35 m左右时,热通道内气流最大速度和出风口气流速度增幅最大,此时出风口气流温度为324.5 K,能有效地把热量带出热通道,并且随着进出风口高度的增大,热通道内气流最大速度和出风口气流速度没有明显增大。宽度为1.6~2.5 m时热通道内气流最大速度和出风口气流速度都较小,并且随着宽度增大,热通道出风口速度逐渐减小。因此,在本文给出的气候边界条件下,幕墙高度为3.5 m时,应尽量避免设计宽度大于1.6 m的玻璃幕墙,最佳设计为宽度1.4 m、进出风口高度为0.35 m左右。

## 5 结论

现在人们普遍认为所有的热通道玻璃幕墙在夏季都可以实现热烟囱效应,从而达到节能目的,但是通过对上海第一人民医院热通道玻璃幕墙的模拟和分析,发现当玻璃幕墙尺寸不合适,内壁温度较低而外壁温度较高时,在热通道内部形成了循环,根本就不能实现热烟囱效应,更不可能把热量从玻璃幕墙内部带走。因此在设计中要结合具体建筑的情况认真计算、模拟甚至实验,确保热通道玻璃幕墙在夏季大部分时间能实现热烟囱效应(最好是自然通风),在不能实现自然通风时采用机械通风。

上海第一人民医院的热通道玻璃幕墙在本文特定气候边界条件下,不能实现自然通风,若不采用机械通风,热通道内部会逐渐形成“大热炉”,浪费大量的能量。通过对进风口加载风机的机械通风模拟和计算,得出对于此模型机械通风不仅可以使玻璃幕墙通风效果大大增强,同时可以节能 84%。

为了使上海第一人民医院热通道玻璃幕墙实现自然通风,对各种情况进行了模拟和分析,建议在距离外壁 0.8 m 左右处安装一内层玻璃,此时出风口气流速度约达到 2.3 m/s,能有效地把热量带出。

为了指导玻璃幕墙设计,在本文的气候边界条件下,对与上海第一人民医院热通道玻璃幕墙高度(3.5 m)相同的玻璃幕墙模型进行了模拟,得出以下结论:在本文给出的气候条件下,玻璃幕墙高度为 3.5 m 时,最佳设计尺寸为宽度 1.4 m,进出风口高度 0.35 m 左右。

#### 参考文献

- [1] 宋宝峰,李钢. 玻璃幕墙的利与弊[J]. 丹东师专学报,2002,24(Z1)
- [2] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1993
- [3] 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
- [4] 郑爱平. 空气调节工程[M]. 北京:科学出版社,2002
- [5] 马最良,姚杨. 民用建筑空调设计[M]. 北京:化学工业出版社,2003
- [6] 陈海辉,邓先和,熊建明. 热通道玻璃幕墙的热工计算[J]. 华南理工大学学报:自然科学版,2003,31(3)
- [7] Gan Guohui. A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings [J]. Energy and Buildings, 1998,27(1):37-43
- [8] 周谟仁. 流体力学泵与风机[M]. 3 版. 北京:中国建筑工业出版社,1994
- [9] 彦启森. 空气调节用制冷技术[M]. 2 版. 北京:中国建筑工业出版社,1997

• 简讯 •

## 2006 年度《暖通空调》优秀通讯员暨 2007 年度特约通讯员名单

获得 2006 年度《暖通空调》优秀通讯员的同志为:吴延鹏、张杰、林波荣、李兆坚,对以上同志给予公开表彰,并对周传辉、于晓明、李永安、王立峰同志给予表扬。希望在新的一年里特约通讯员发挥更大的作用。

2007 年本刊聘请的特约通讯员名单如下:

吴延鹏 北京科技大学  
刘学来 山东建筑大学  
林波荣 清华大学  
裴清清 广州大学  
潘毅群 同济大学  
白 玮 同济大学  
周传辉 武汉科技大学  
胡松涛 青岛理工大学  
刘俊杰 天津大学  
卢 军 重庆大学  
王昭俊 哈尔滨工业大学

徐稳龙 中国建筑设计研究院  
叶大法 上海现代设计集团华东建筑设计研究院有限公司  
李兆坚 总装备部工程设计研究总院  
徐伟民 浙江省建筑设计研究院  
王立峰 中国建筑西北设计研究院  
张 杰 北京市建筑设计研究院  
陈焰华 武汉市建筑设计院  
戎向阳 中国建筑西南设计研究院  
于晓明 山东省建筑设计研究院  
林其昌 福建省福州市建筑设计院  
黄世山 安徽省建筑设计研究院  
夏卓平 江苏省建筑设计研究院有限公司  
莘 亮 河北省建筑设计研究院  
刘汉华 江西省建筑设计研究总院  
任 莉 湖南省建筑设计院

(本 刊)