

# 高等传热学教学案例库

## 目录

案例一 二维稳态导热温度场计算.....	1
案例二 管道保温系统设计.....	3
案例三 管壳式换热器设计.....	6
案例四 超声波除垢及强化传热技术.....	10
案例五 太阳能诱导通风流场及温度场分布.....	13
案例六 方管保温特性数值解析.....	21

## 案例一 二维稳态导热温度场数值计算

### 1 知识点

- (1) 导热微分方程与边界条件;
- (2) 导热微分方程的离散与代数方程的建立;
- (3) 导热微分方程的求解方法;
- (4) 计算机编程在求解导热微分方程的应用;

### 2 案例实施

- (1) 导热微分方程:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0$$

- (2) 边界条件:

左侧壁面: 第三类边界条件;

其它壁面: 第一类边界条件

- (3) 导热微分方程的离散:

$$\frac{t_{m+1,n} - 2t_{m,n} + t_{m-1,n}}{\Delta x^2} + \frac{t_{m,n+1} - 2t_{m,n} + t_{m,n-1}}{\Delta y^2} = 0$$

图 1 二维稳态温度场数值计算结果

图 1 为二维稳态导热温度场计算程序界面与计算结果，可以通过改变材料的导热系数、密度、比热及边界温度来计算不同的导热系数、密度、比热及边界温度情况下的温度分布并获得温度分布规律。

### 3 分析与讨论

- (1) 对流换热系数变化对腔体内温度场有何影响？
- (2) 如何改进二维稳态温度场计算程序求解其它导热问题？
- (3) 温度场计算还有其它什么计算方法？

## 案例二 管道保温系统设计

### 1 案例背景

管道保温广泛应用于建筑供热供暖、空调与通风、油气储存与运输，低温液体储运、电力锅炉烟道、锅炉高温蒸汽输送等领域，是企业节能的重要环节之一。管道保温是影响节能的重要因素，管道保温越来越受到世界各国的普遍重视。20世纪70年代后，国外普遍重视管道保温，力求大幅度减少能源的消耗量，从而减少环境污染和温室效应。1980年以前，我国管道保温的发展十分缓慢，但中国管道保温工业经过30多年的努力，特别是经过近10年的高速发展，不少产品从无到有，从单一到多样化，质量从低到高，应用越来越普遍。因此管道保温系统的设计在工程中具有广泛的应用前景。

### 2 知识点

- (1) 临界热绝缘直径；
- (2) 多层圆管壁稳态导热；
- (3) 流体横掠单管对流换热；
- (4) 计算机编程在传热学中的应用；

### 3 案例实施



图1 管道保温工程示例

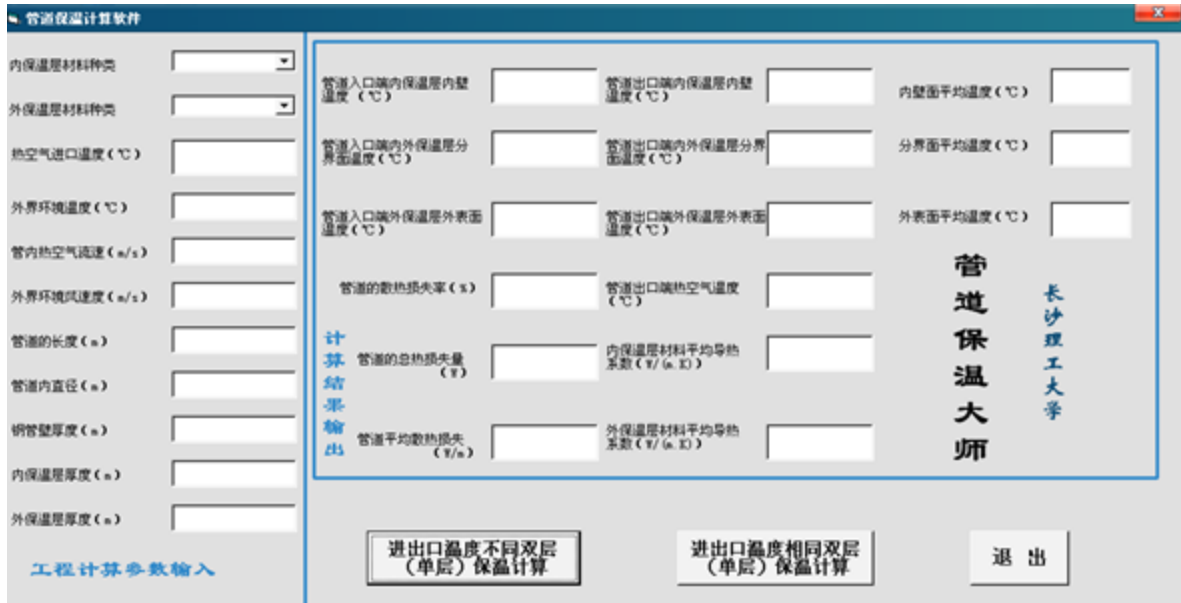


图2 管道保温系统设计计算界面



图3 管道保温系统设计计算结果

图1为管道保温工程示例，钢管外敷设保温材料减少钢管内流体与外部环境热量交换，从而减少热量损失。应用多层圆管壁导热与流体横掠单管对流换热的计算方程，通过编程方法管道保温系统设计计算软件，其程序界面如图2。管道保温计算软件可以计算在不同保温材料及不同管道长度时单双层保温情况下管道出口温度、管道散热损失。通过在管道保温设计计算软件输入相关工程参数，可以方便计算出管道热量损失及管道出口温度等工艺参数，用来指导管道保温工程设计。

## 4 分析与讨论

- (1)不同保温材料对管道保温性能的影响？
- (2)管道置于室内与室外对管道散热量有何影响？
- (3)管道内径对管道散热量有何影响？
- (4)不同保温层厚度情况下管道保温性能如何变化？

## 案例三 管壳式换热器设计

### 1 案例背景

管壳式换热器作为一种传统的标准换热设备，在化工、炼油、石油化工、动力、核能和其他工业装置中得到普遍采用，特别是在高温高压和大型换热器中的应用占据绝对优势。

管壳式换热器由壳体、传热管束、管板、折流板（挡板）和管箱等部件组成（见图 1 与图 2）。壳体多为圆筒形，内部装有管束，管束两端固定在管板上。进行换热的冷热两种流体，一种在管内流动，称为管程流体；另一种在管外流动，称为壳程流体。为提高管外流体的传热分系数，通常在壳体内安装若干挡板。挡板可提高壳程流体速度，迫使流体按规定路程多次横向通过管束，增强流体湍流程度。换热管在管板上可按等边三角形或正方形排列。为提高管内流体速度，可在两端管箱内设置隔板，将全部管子均分成若干组。这样流体每次只通过部分管子，因而在管束中往返多次，这称为多管程。同样，为提高管外流速，也可在壳体内安装纵向挡板，迫使流体多次通过壳体空间，称为多壳程。多管程与多壳程可配合应用。

图 1 管式换热器二维图



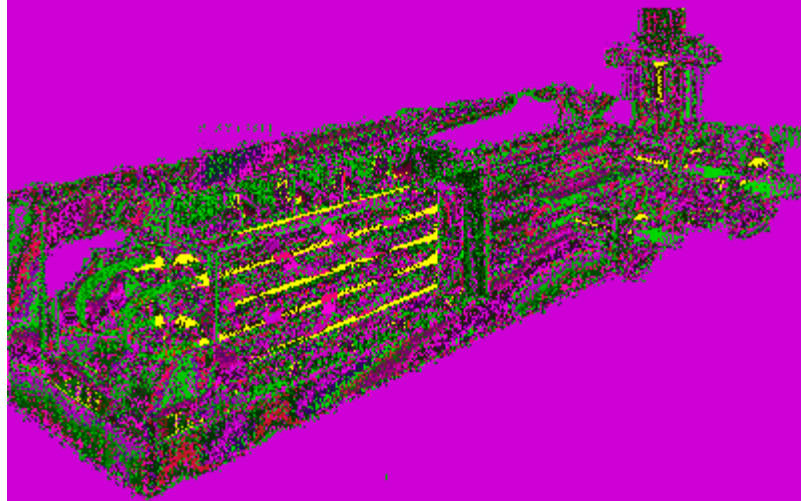


图 2 管式换热器三维图

## 2 工程计算实例

欲设计一台管壳式空气冷却器，空气在壳侧流动，空气进口温度为 $t_1' = 110^\circ\text{C}$ ，出口温度为 $t_1'' = 40^\circ\text{C}$ ，进口处空气体积流量  $4.68\text{m}^3/\text{s}$ ，平均定压比热  $C_{p1} = 1009\text{J}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$ 。冷却水在管内流动，进口水温 $t_2' = 30^\circ\text{C}$ ，出口水温为 $t_2'' = 38^\circ\text{C}$ 。为强化传热，采用铜质环肋的肋片管，其基管外径  $d_o = 26\text{mm}$ ，壁厚  $\delta = 1\text{mm}$ ，肋化系数(加肋后肋片侧总表面积与该侧未加肋时的表面积之比) $\beta = 9.6$ ，肋面总效率 $\eta_0 = 0.91$ ，材料导热系数 $\lambda = 398\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。该冷却器的总管数 108 根，水侧流程数为 4，空气侧流程数为 1。空气与冷却水的流动方向相反。已知空气侧表面传热系数  $h_o = 206\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

试求(1) 试求冷却水质量流量；

(2) 计算该管壳式空气冷却器的传热面积。

## 3 知识点

- (1) 换热器形式；
- (2) 换热器设计计算；
- (3) 对数平均温差；
- (4) 能量守恒定律；

## 4 案例实施

(1) 实施步骤

- ①判断换热器形式；  
 ②计算冷热流体换热量；  
 ③利用热平衡原理，冷流体吸收的热量等于热流体放出的热量；  
 ④若一侧热量无法直接求出，则利用对流换热计算关联式，计算对流换热系数数值；  
 ⑤求对流平均温差，若非套管换热量，则需进行对数平均温差的修正。

## (2) 实施过程

①查空气物性参数，得 110℃时， $\rho=0.922\text{kg/m}^3$

空气质量流量： $m_2=4.68\times 0.922=4.315\text{kg/s}$

冷却水质量流量：

$$m_2 = \frac{m_1 c_{p1}}{c_{p2}(t_2'' - t_2')} (t_1' - t_1'') = \frac{4.315 \times 1009}{4174 \times (38 - 30)} \times (110 - 40) = 9.127\text{kg/s}$$

换热量：

$$\phi = m_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = 4.315 \times 1009 \times (110 - 40) = 304.768\text{kW}$$

②冷却水流速：

$$u_2 = \frac{m_2}{\rho_2 n \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{9.127}{993.95 \times \frac{108}{4} \times \frac{\pi}{4} \times 0.024^2} = 0.752\text{m/s}$$

$$\text{Re}_f = \frac{du}{\nu_f} = \frac{0.024 \times 0.752}{0.742 \times 10^{-6}} = 2.44 \times 10^4$$

流动状态为紊流：

$$\text{Nu}_f = 0.023 \text{Re}_f^{0.8} \text{Pr}_f^n = 0.023 \times 24400^{0.8} \times 4.865^{0.4} = 140.11$$

$$h = \text{Nu}_f \frac{\lambda_f}{d} = 140.11 \times \frac{0.627}{0.024} = 3660.4\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

纯逆流时：

$$\Delta t_{\text{逆流}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(110 - 38) - (40 - 30)}{\ln \frac{110 - 38}{40 - 30}} = 31.41\text{℃}$$

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{38 - 30}{110 - 30} = 0.114$$

$$P = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{110 - 40}{38 - 30} = 8.75$$

这是两侧流体均不混合的情况，按 P、R 值，查得  $\varepsilon_{\Delta t} = 0.99$

管壳换热器中温差： $\Delta t_m = 0.99 \times 31.41 = 31.1^\circ\text{C}$

管中光壁侧面积  $A_1$ ，圆管外加肋片时的传热量为：

$$\phi = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi\lambda nl} + \frac{1}{h_2 A_2 \eta_0}} = \frac{\Delta t_m}{\frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi\lambda} \frac{\pi d_1}{A_1} + \frac{1}{h_2 \eta_0 \beta A_1}}$$

上式变换：

$$\phi = \frac{\Delta t_m}{\frac{1}{h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi\lambda} \pi d_1 + \frac{1}{h_2 \eta_0 \beta}} A_1$$

整理得：

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{\phi}{\Delta t_m} \left( \frac{1}{h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi\lambda} \pi d_1 + \frac{1}{h_2 \eta_0 \beta} \right) \\ &= \frac{304768}{31.1} \left( \frac{1}{3660.4} + \frac{\ln(26/24)}{2\pi \times 398} \times 3.14 \times 0.024 + \frac{1}{206 \times 0.91 \times 9.6} \right) \\ &= 8.153 \text{m}^2 \end{aligned}$$

## 5 分析与讨论

- (1) 能否过一步计算出管子的长度？
- (2) 圆管热阻公式中为何乘以管根数 n？
- (3) 实际运动时水侧和空气均会有污垢热阻，这时传热量计算式应如何变化？

对传热面积有何影响？

## 案例四 超声波除垢及强化传热技术

### 1 案例背景

换热器是供暖、制冷、空调技术中广泛采用的冷热流体交换热量的设备，超声波除垢技术被用于除去换热器中液体长期流动下形成的水垢。水垢的生成不仅使换热器传热效果下降，而且容易形成垢下腐蚀，影响设备安全。超声波除垢技术利用超声波的高频机械振动和超声空化作用达到除垢的效果，它与传统的除垢技术比较，具有诸多优势。传统的除垢技术包括物理除垢技术、化学除垢技术、电磁除垢技术等，物理除垢技术需要停机、对设备有损伤，清洗也不彻底，结垢死角、硬垢残留多、沉积物垢下腐蚀现象普遍；化学除垢技术是目前比较普遍的除垢技术，在水中添加除垢缓蚀剂、阻垢剂等，化学物质对管路和设备造成一定的腐蚀伤害，费用比较高，产生化学废液，污染环境，浪费水资源；电磁除垢技术处理效果一般。超声波除垢技术具有除垢效率高，自动化程度高，成本低、维护简单、无污染、设备长期在无垢状态下不停机连续运行的优点。

### 2 研究内容

#### 2.1 超声波除垢及强化换热理论

超声波除垢技术最早于 20 世纪 20 年代在欧洲一些国家得到应用，在研究超声波的特性时，发现其有清除污垢的效果，但由于超声波发生装置、换能器材料等方面的技术还不成熟，限制了它的应用。在 20 世纪 60 年代，超声波除垢技术传入我国，在火力发电厂、炼钢厂、焦糖厂等工业领域的热交换器中得到应用，但当时技术不够成熟，故障率高，除垢效果不明显，这些阻碍了它的应用。随着对超声波发生装置、材料、自动控制、除垢原理、除垢效果等方面研究的深入，超声波除垢技术的应用取得了很大进步。超声波除垢设备主要为超声波发生器和超声波换能器，发生器将电能转化成特定频率的电信号，换能器将电信号转化成机械振动，产生超声波。研究发现超声波能够除垢和强化主要是基于以下两个方面的原因：

#### ① 机械作用

超声波属于机械波，它的能量很大，在液体中传播时，由于其振幅小、加速度大的特点，在水中会产生巨大的声波压力，Wanun 等在研究中发现，20KHz、

$1\text{W}/\text{m}^2$  的超声波在水中产生的声波压力在 $-173\text{Kpa}\sim 173\text{Kpa}$ ，最大质点加速度达 $14.4\text{Km}/\text{s}^2$ ，这巨大的声波振荡会使液体产生剧烈而快速变化的机械运动，对水垢进行持续冲刷。另一方面，金属与水垢的物理性质不同，共振频率和声波传播速度也不同，不同的共振频率会使金属与水垢之间形成很强烈的拉伸和挤压，使水垢脱离壁面，不同的传播速度会在接触界面形成剪切应力，使垢层疲劳、疏松、破碎而脱落，达到除垢的效果。

## ② 空化作用

超声波在液体中传播时会形成高频往复的正负压强交变周期，在正压相位时，超声波对介质分子挤压，改变介质原来的密度，使其增大；在负压相位时，介质分子稀疏离散，介质的密度减小，介质分子间的平均距离会超过使液体介质保持不变的临界分子距离，液体介质就会发生断裂，形成大量空穴和微泡。这些小空洞迅速胀大和闭合，会使液体微粒之间发生猛烈的撞击作用，从而产生几千到上万个大气压的压强，这种现象即超声空化作用。在空化作用时，由于液体微粒之间发生猛烈的撞击作用也可起到换热作用。

## 2.2 超声波除垢及强化换热实验研究

### (1) 实验台介绍

以往对超声波除垢和防垢实验多数为静态实验，动态实验时流体流速仅为 $0.05\text{m}/\text{s}$ 。为使实验更接近工程实际，本实验在长沙理工大学超声波实验台进行，如图 5.1 所示。实验段 9 和实验段 17 均为可拆换的实验管件，两管处在同一平面。高位水箱 19 中设有电加热器，温度可实现 $30\sim 100^\circ\text{C}$ 之间控制。系统中流体流量可调。水箱及管道外均有保温层。温度计精度 $0.1^\circ\text{C}$ ，流量计精度 $0.0001\text{m}^3$ ，天平精度 $0.01\text{g}$ 。超声波采用大连尼特超声技术有限公司生产的频率为 $28\text{kHz}$ 的超声波发生器和专门定做的 $2\times 3$ 矩形换能器，功率在 $100\text{W}\sim 600\text{W}$ 之间调节。

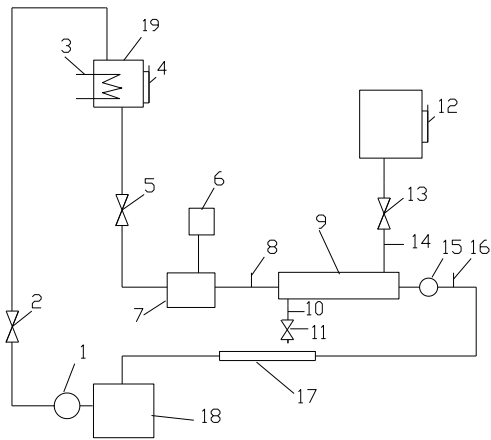


图1 实验系统示意图

1—水泵 2—阀门 3—电加热丝 4、12—液位显示器 5—阀门 6—超声波发生器  
7—超声波换能器 8—温度计 9—实验段（套管式换热器） 10—温度计 11—阀门 13  
—阀门 3 14—温度计 15—流量计 16—温度计 17—实验段 18—低位水箱 19—  
高位水箱

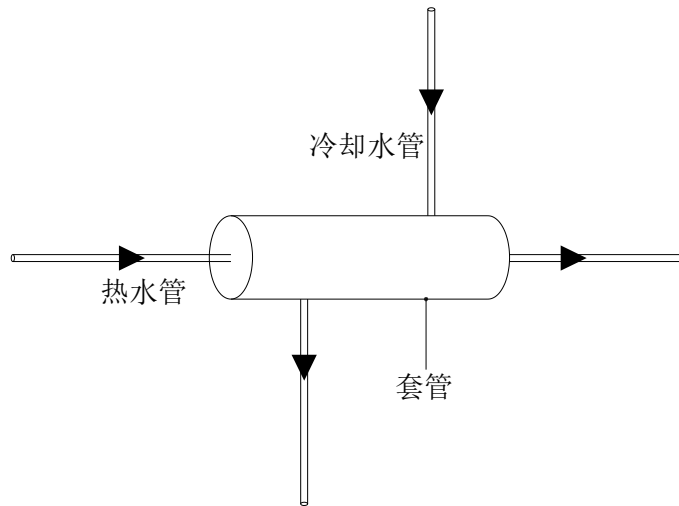


图2 套管式实验段

套管式实验段如图2所示，热水从热水管中流经套管中的管程中，而冷水在壳程流过，形成一套管式换热器，通过测量流量及进出口温度即可得换热系数。



图 3 实验台照片

## (2) 实验内容

- ①无超声波时, 实验管段换热系数测定、积垢速率的测定;
- ②施加超声波时, 实验管段换热系数测定、积垢速率的测定;
- ③超声波功率的变化对实验管段换热系数和积垢速率的影响.

## (3) 实验分析与结果

防、除垢率计算公式:

$$\psi (\%) = (\phi_0' - \phi_u) \times 100 / \phi_0'$$

$$\phi = M_t - M_0 / s \times t$$

其中:  $\Phi_0'$ —无超声波作用时的平均积垢速率 ( $\text{g} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{h}^{-1}$ )

$\Phi_u$ —有超声波作用时的平均积垢速率 ( $\text{g} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{h}^{-1}$ )

$\Phi$ —积垢速率 ( $\text{g} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{h}^{-1}$ )

$M_0$ —实验前管道的质量 (g)

$M_t$ —实验后管道的质量 (g)

传热系数计算公式 :

$$K = \Phi / A \times \Delta t_m$$

$\Phi$ ——总的换热量, W;

A—套管换热器面积,  $\text{m}^2$ ;

$\Delta t_m$ —换热器对数平均温压， $^{\circ}\text{C}$ 。

通过传热实验得出超声波功率与传热系数关系，如图 4 所示。

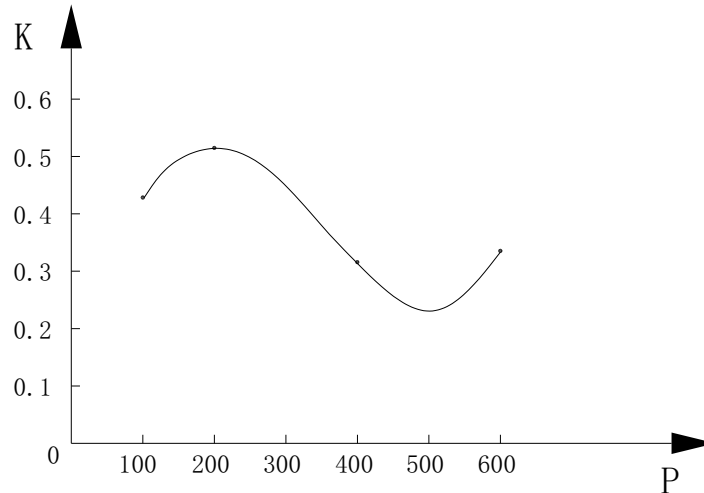


图 4 超声波功率与传热系数关系

#### (4) 结论

① 从超声波功率与传热效率关系图可以看出，两者不成正比关系。也就是说不是超声波功率越大传热系数越大，但有一个最大值。因此我们在实际中可以选择合适的超声波功率。

② 超声具有明显的阻垢功效，施加 600W 的超声波可使  $\text{Ca}^{2+}$  和  $\text{CO}_3^{2-}$  的结合过程变得缓慢，具有很高的阻垢率。

### 3 知识点

- (1) 影响换热器换热系数的因素，强化换热可采用的措施；
- (2) 超声波强化传热的机理；
- (3) 超声波除垢的机理。

### 4 提出问题

- (1) 超声波强化传热计算属于有源还是无源强化换热技术；
- (2) 为何传热系数不是与超声波功率成正比的关系；
- (3) 是否超声波功率越高，除垢效率越好；
- (4) 超声波布置的地方如发生变化，除垢效率会有什么影响。



## 案例五 太阳能诱导通风流场及温度场分布特点

### 1 案例背景

由于中国城镇化建设范围扩大，居民生活条件的改善和居住舒适度的提高，建筑空调能耗也在逐年增加。我国每年新建房屋面积近 20 亿  $\text{m}^2$ ，其中 80% 以上为高能耗建筑，据统计建筑能耗占全社会终端能耗的比例已达 27.8%，因此，建筑节能不仅是中国政府建设资源节约型和环境友好型社会的重要组成部分，也是社会最为关注和重视的领域之一。

20 世纪 70 年代以来，玻璃幕墙作为建筑外装饰被建筑师广泛地应用于各类现代化的高楼大厦。由于玻璃幕墙在建筑与室内环境之间建立一个缓冲区域，如果在玻璃幕墙不同位置设置风口，利用太阳能诱导可形成自然通风效果，从而带走建筑中部分太阳辐射得热量，减少进入室内的热负荷，降低空调能耗。经研究发现，热通道中的合理的流程和温度场是达到良好通风效果的关键。目前，国内外专家多数是利用数值模拟的方法模拟热通道中的温度场和流场进行此方面的研究，而实验主要是在已建好的建筑中进行，实验工况不易改变。鉴于上述情况，长沙理工大学在理论研究的基础上设计搭建了长度为 2m，宽度为 4m，高度为 3m 的太阳能诱导自然通风实验台。组织了建筑环境与设备工程专业的学生申报了“太阳能诱导通风实验研究”创新实验项目，该项目 2009 年批准为国家创新实验项目。

### 2 实验台简介

太阳能诱导自然通风系统实验房在长沙理工大学四号教学楼顶层建造，热通道初始状态朝南，四周开阔无遮挡。实验房设计尺寸为 4m（长） $\times$ 2m（宽） $\times$ 3m（高），主体结构为钢架结构，由玻璃墙、三面外墙、吊顶、屋顶、地面和一面可移动墙组成，底部距离地面高 0.3m，设有滑轮，可根据需求，变换朝向。玻璃墙为 5mm 的钢化玻璃。玻璃墙和可移动蓄热墙之间装有铝合金可调节薄百叶式的遮阳装置，热通道间距可在 0.1m~0.8m 之间调节。热通道侧屋顶、吊顶及地面设置有与通道宽度可同时变化的风口，玻璃盖板和可移动蓄热墙上下设置高度在 0~0.7m 之间可调节的风口，在不同环境条件下，开启、关闭不同风口，构成

不同的太阳能诱导自然通风结构形式以进行实验测试。



图1 太阳能诱导通风实验台

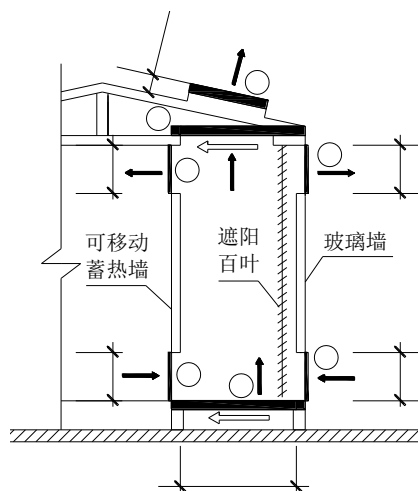


图2 热通道结构示意图

↔为盖板推动方向；←为空气流动方向；①~⑦均为风口

### 3 基本实验研究内容

#### 3.1 侧风口通风时热通道内温度场温度分布和流场分布规律实验

先将玻璃墙面朝南边，在热通道内按实验要求布置测温点，测温点布置如图3、图4所示。先将可移动墙固定在一个位置，测量热通道宽度，关闭①、⑦、⑥、⑤、④风口，调节②、③风口的开度，利用风速仪测量热道内的风速，同时读出热通道内温度数值。在实验同时测量室外温度、湿度、风速和太阳辐射情况。改变热通道宽度，重复上述实验，即可的出在不同热通道宽度时，室外气象参数对热通道内温度场及流场的影响。通过实验得出如下结论：

(1) 在风口开度  $h=0.2\text{m}$  时，随着热通道高度的增加，热通道内空气温度逐渐上升，在热通道高度的中部位置会出现一个最大值，而在热通道的出风口处的空气温度比较小。

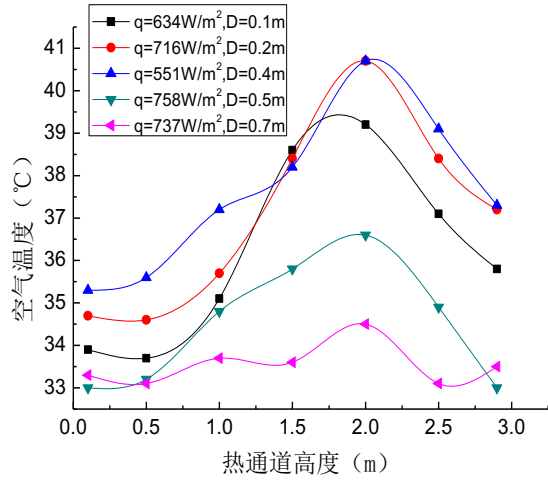


图3 空气温度沿热通道高度方向的分布

q—太阳辐射强度, D—为热通道宽度

(2) 在热通道高度  $H$  为 1.5m 的横截面上, 风速随着进出风口高度的增大而增大, 随热通道宽度的增大而减小。

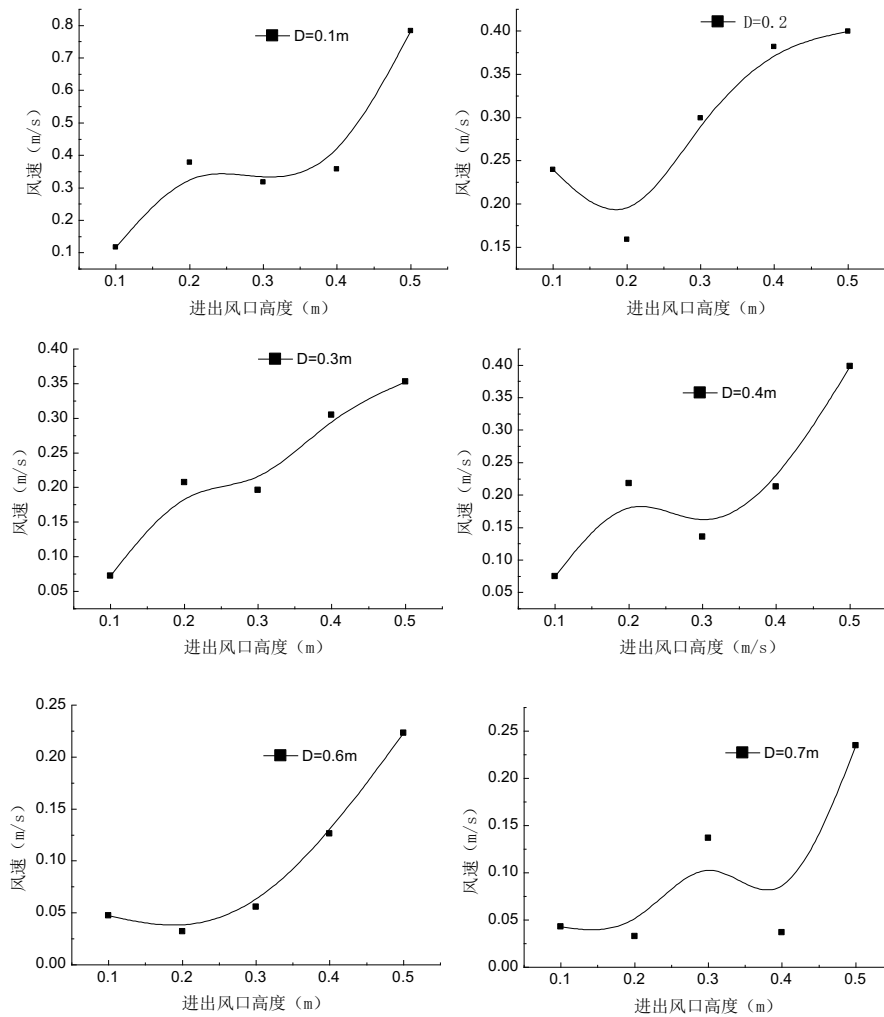


图4 玻璃幕墙风速随进出风口高度变化趋势

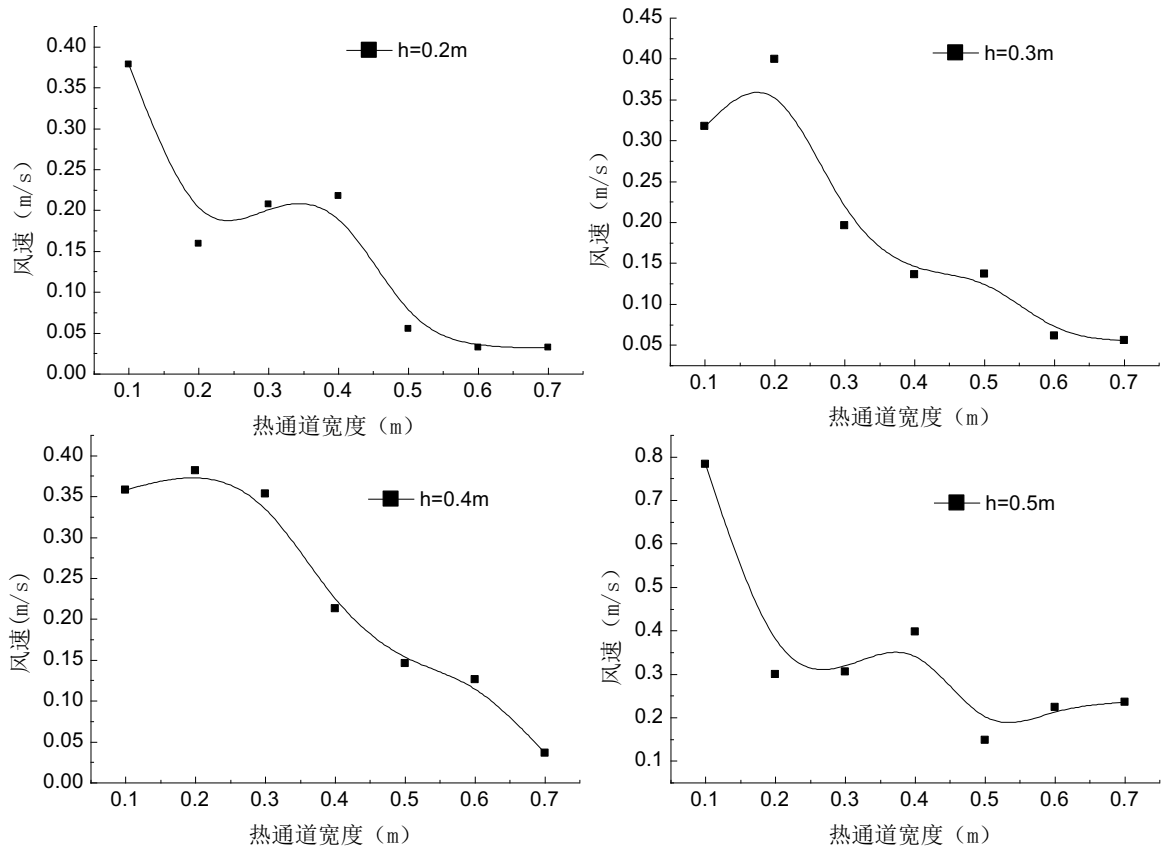


图5 玻璃幕墙风速随热通道宽度变化趋势

### 3.2 上下风口通风时热通道内温度场温度分布和流场分布规律实验

先将玻璃墙面朝南边，在热通道内按实验要求布置测温点，测温点布置如图3、图4所示。先将可移动墙固定在一个位置，测量热通道宽度，关闭②、③、①、⑤、⑥风口，打开风口①，调节风口④、⑦的开度，利用风速仪测量热道内的风速，同时读出热通道内温度数值。在实验同时测量室外温度、湿度、风速和太阳辐射情况。改变热通道宽度，重复上述实验，即可的出在不同热通道宽度时，室外气象参数对热通道内温度场及流场的影响。通过实验得出如下结论：

- (1) 随着热通道高度的增加，热通道内空气温度逐渐上升，在热通道高度的中部位置会出现一个最大值，而在热通道的出风口处的空气温度比较小。
- (2) 自然通风量随太阳辐射强度的增大而增大。

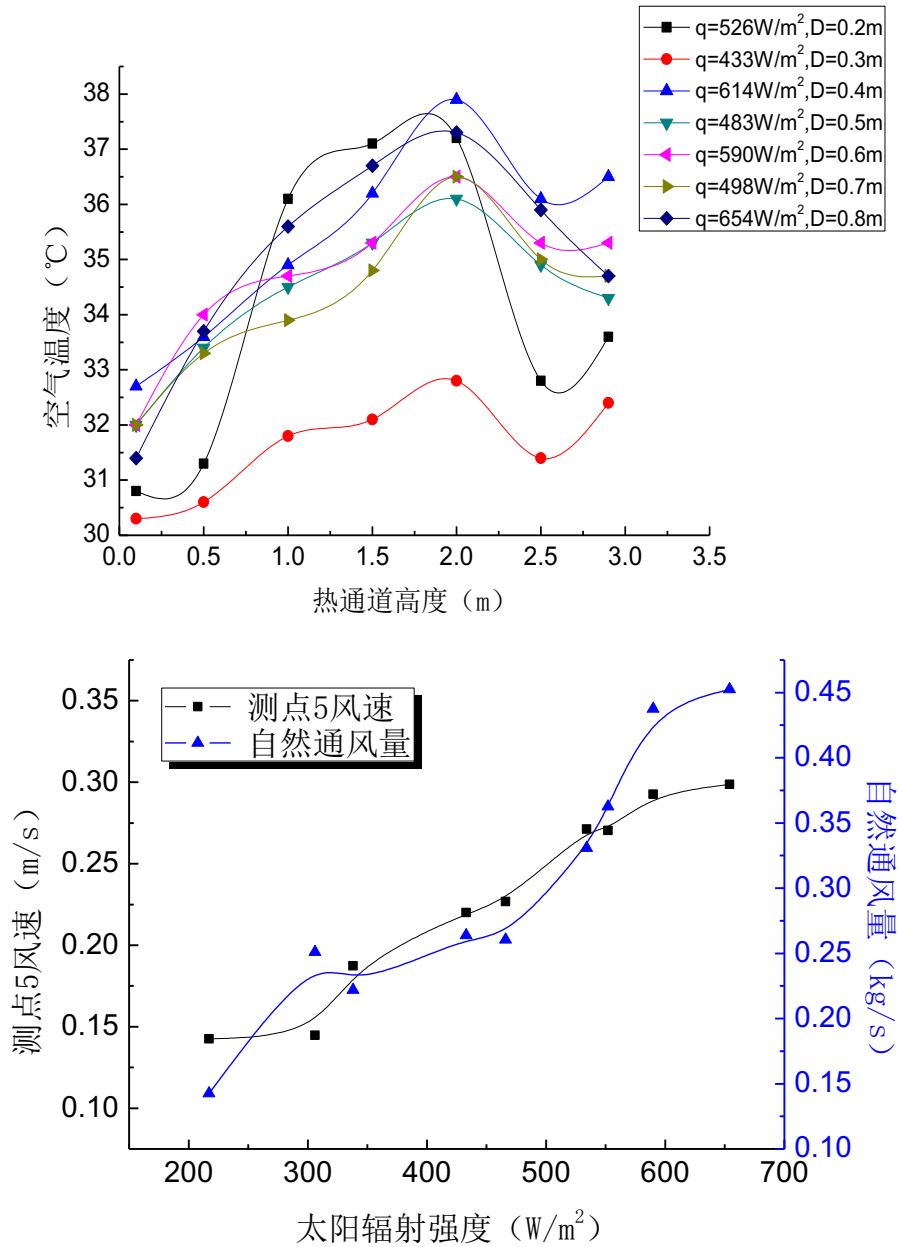


图6 自然通风量随太阳辐射强度的变化趋势

#### 4 知识点

- (1) 辐射换热、自然对流流换热原理；
- (2) 自然对流形成条件；
- (3) 空气温度场分布对热通道中空气流场分布的影响。

#### 5 问题提出

- (1) 为何热通道中气流在无风机的情况下可以流动;
- (2) 太阳能诱导通风理论应用在建筑中为何能节能?
- (3) 分析为何在出口出气流温度会降低?
- (4) 在测量温度时, 热电阻安装时应注意什么问题?
- (5) 太阳辐射能量在热通道中起了什么作用, 如无太阳的情况下能否形成自然对流。

# 案例六 方管保温特性数值解析

## 1 案例背景

管道保温广泛应用于建筑供热供暖、空调与通风、油气储存与运输，低温液体储运、电力锅炉烟道、锅炉高温蒸汽输送等领域，是企业节能的重要环节之一。管道保温涉及流固耦合传热，保温层温度分布需耦合管内介质温度变化来进行计算。现管道保温设计计算大多采用自编程序来求解管道温度分布，然而在这些自编程序中，多数研究一般将管道简化成二维、并假定保温层材料热导率不随温度变化或忽视管内表面传热热阻，这造成计算精度相对较差。同时，现有文献一般只研究圆管的保温问题，而实际上工程中涉及到许多方管保温问题，如电力锅炉及其它工业炉窑排烟烟道保温、矩形工业炉窑保温等都可以简化为方管保温问题，目前还没有相关文献的报道。本文以方管保温为研究对象，综合运用有限差分法和焓降法，基于内外保温材料热导率和管内表面综合传热系数随温度变化，建立完整的三维方管保温层温度场分布的物理及数学模型，用高斯塞德迭代法求解保温层温度场分布，并分析保温材料热导率、管内表面综合传热系数对温度场分布的影响，从而指导方管保温层的优化设计。

## 2 方管保温数学模型

方管保温流固耦合传热数值解析基于管内流体分布均匀，且为稳流，各物性参数为温度函数。鉴于保温结构截面对称，及边界条件对称，建模中选取整个保温结构的 1/8 作为研究对象见图 1。计算区域采用非均匀网格划分，含部分四面体网格和梯形六面体网格，其余均为结构化六面体矩形网格，如图 2 所示，各网格点位于控制容积的几何中心区，并采用高斯塞德迭代求解出整个区域的温度场分布。

$$\text{三维稳态传热微分方程式表示为: } \frac{\partial}{\partial x}(\lambda \frac{\partial t}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\lambda \frac{\partial t}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\lambda \frac{\partial t}{\partial z}) = 0$$

2、3、4、5 区交点节点离散化方程

$$\begin{aligned} & \lambda_{wb,x+} \cdot dz dx \cdot \frac{t_{x-1,y,z} - t_{x,y,z}}{dy} + \lambda_{nb,x+} \cdot dz \cdot (t_{x-1,y,z} - t_{x,y,z}) + \lambda_{wb,x-} \cdot dz dx \cdot \frac{t_{x+1,y,z} - t_{x,y,z}}{dw} + \lambda_{nb,x-} \cdot dz dy \cdot \frac{t_{x+1,y,z} - t_{x,y,z}}{dw} \\ & + \lambda_{wb,y+} \cdot dz(dy+dw) \cdot \frac{t_{x,y-1,z} - t_{x,y,z}}{dx} + \lambda_{nb,y+} \cdot dz(dy+dw) \cdot \frac{t_{x,y+1,z} - t_{x,y,z}}{dy} + 2\lambda_{wb,z+} \cdot dx(dy+dw) \cdot \frac{t_{x,y,z-1} - t_{x,y,z}}{dz} \\ & + 2\lambda_{nb,z+} \cdot dy(dy+dw) \cdot \frac{t_{x,y,z-1} - t_{x,y,z}}{dz} + 2\lambda_{wb,z-} \cdot dx(dy+dw) \cdot \frac{t_{x,y,z+1} - t_{x,y,z}}{dz} + 2\lambda_{nb,z-} \cdot dy(dy+dw) \cdot \frac{t_{x,y,z+1} - t_{x,y,z}}{dz} = 0 \end{aligned}$$

共计 81 个离散方程。其中：内、外保温层的进口、出口端面外侧与外界绝热；内、外保温层对称斜面、直角面视为绝热；内、外保温层内表面传热过程考虑热阻。方管保温温度场求解过程见图 3。

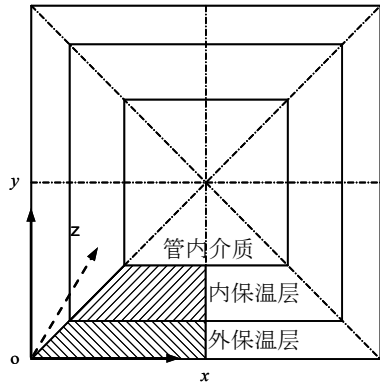


图1 方管保温结构

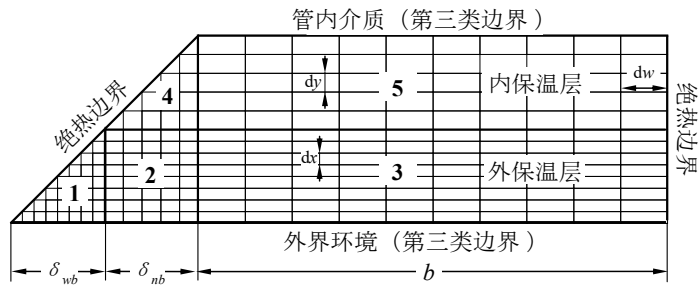


图2 计算区域及非均匀网格划分

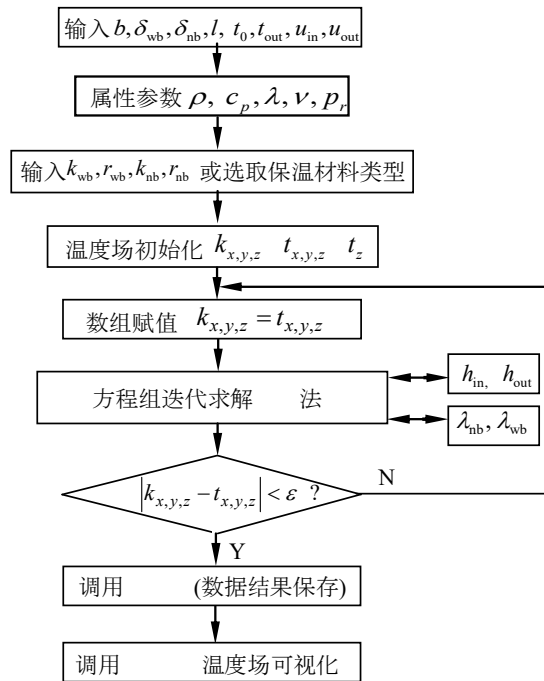


图3 方管保温数值求解混合编程

沿方管长度方向的管内介质温降采用焓降法进行计算： $H = \int_{t_0}^{t_1} c_p t dt$ ；



$$t_{z+1} = \frac{c_z^2 \cdot u_{in} \cdot \rho_z \cdot c_{p,z} \cdot t_z - \Delta Q}{c_{z+1}^2 \cdot u_{in} \cdot \rho_{z+1} \cdot c_{p,z+1}}$$

由于保温导热材料温度梯度变化较大，因此考虑内、外保温材料热导率随其平均温度变化。

$$\lambda_{wb,x-} = k_{wb} \times \frac{t_{x+1,y,z} + t_{x,y,z}}{2} + r_{wb} \quad \lambda_{wb,x+} = k_{wb} \times \frac{t_{x-1,y,z} + t_{x,y,z}}{2} + r_{wb} \quad \lambda_{nb,z+} = k_{nb} \times \frac{t_{x,y,z-1} + t_{x,y,z}}{2} + r_{nb}$$

### 3 边界条件及有关参数的确定

对于计算区域，除了沿径向外保温层外表面、钢管内表面边界为第三类边界条件外，其余边界均采用第二类边界条件。

(1) 管内壁与管内介质之间的综合传热系数

$$h_{in} = h_{in,c} + h_{in,r}$$

$$\text{式中: } h_{in,c} = 0.023 \cdot \lambda_t \cdot \left(\frac{u_{in} d}{\nu_t}\right)^{0.8} \cdot Pr_t^{0.3} / d, \quad h_{in,r} = \frac{\varepsilon_{in} \sigma}{t_z - t_{x,y,z}} \left[ \left(\frac{t_z + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_{x,y,z} + 273}{100}\right)^4 \right]$$

(2) 保温层与外界间的综合传热系数  $h_{out} = h_{out,c} + h_{out,r} = 1.163(6 + 3\sqrt{u_{out}})$

### 4 方管保温计算

选取内保温材料硅酸铝  $\lambda_{nb} = 0.0002(t - 70) + 0.056$  W/(m·K)，外保温材料石棉  $\lambda_{wb} = 0.000064375t + 0.1965$  W/(m·K)。保温管内热空气介质，管内流体分布均匀且为稳流。

(1) 在综合考虑了保温材料热导率随温度变化、内表面换热系数和三维条件下模型计算结果与实际测量值进行对比分析见表 1。发现最大偏差率小于 3%，两者吻合良好，数值解析准确可信。

(2) 以表 1 工况 1 为例，进口端面  $z=0$  保温层不同厚度处温度分布如图 4 所示，内保温层径向温度梯度较外保温层大，内保温层平均温度要大于外保温层；并由图中每单一曲线变化可知，周向温度梯度很小（几乎水平），径向温度梯度很大。进口端面保温层温度场分布见图 5，外保温层外表面拐角处温度最低，此处保温厚度最大；内保温层内表面中心处温度最高，此处距轴线最近。保温温度分布合理。

表1 方管保温温度计算结果(出口端热空气温度)

	参数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
已知条件	管道长度 $l$ / m	1000	500	36	36
	管道内边长 $b$ / m	1	1	0.6	1
	外保温层厚 $\delta_{wb}$ / m	0.08	0.08	0.05	0.08
	内保温层厚 $\delta_{nb}$ / m	0.08	0.08	0.05	0.05
	进口热空气温度 $t_0$ / °C	400	400	400	400
	环境温度 $t_{out}$ / °C	36	36	36	36
	管内流速 $u_{in}$ / (m.s <sup>-1</sup> )	35	26	26	26
	大气流速 $u_{out}$ / (m.s <sup>-1</sup> )	1	1	1	1
结果	出口热空气温度 $t_1$ / °C	350.36	364.5	392.2	396.8
	工程实际值 $t_1$ / °C	357.7	366.9	396.5	397.3
	误差 $\zeta$ %	2.1	1.5	1.1	1.2

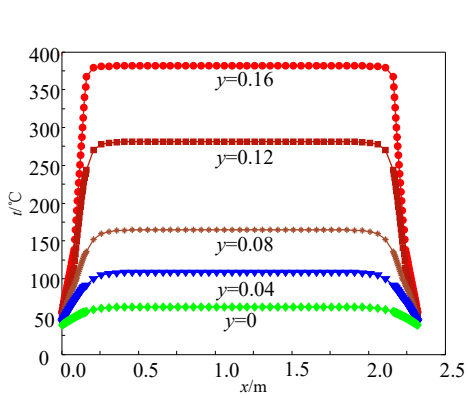


图4 方管保温横截面温度曲线

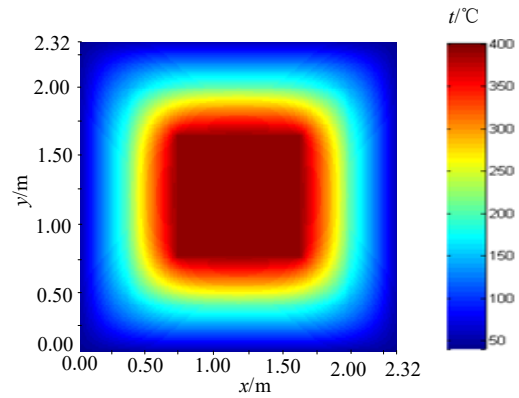


图5 方管保温xoy面温度场