

文章编号: 1671-6612 (2024) 05-598-08

不同截面地暖管传热性能和节能分析

任永恒¹ 申慧渊² 罗亮¹ 王丽娟¹

(1. 西安工程大学城市规划与市政工程学院 西安 710048;

2. 西安航空学院能源与建筑学院 西安 710077)

【摘要】 针对面积相同的三角形、梯形、长方形、正方形和圆形截面地暖管低温热水辐射采暖利用 Fluent 模拟了表面温度分布、地面平均温度等, 并计算了表面温度不均匀度以及摩擦阻力、进出口压差和热效率。结果表明, 流量在 110cm³/s 下, 三角形(倒置)截面管道的地表平均温度比传统圆形提高了 1.1℃; 梯形(倒置)的表面温度不均匀度传统圆形截面管道优化了 12.27%; 在热效率方面, 由高到低依次为三角形(倒置)>三角形(正置)>梯形(倒置)>矩形(宽高比为 0.785)>矩形(宽高比为 1)>矩形(宽高比为 1.27)>圆形>梯形(正置), 其中三角形(倒置)截面管道的热效率比传统圆形提高了 17.9%。

【关键词】 地板辐射供暖; 地板表面温度均匀性; Fluent; 数值模拟; 节能
中图分类号 TU832 文献标志码 A

Heat Transfer Performance and Energy Saving Analysis of Different Section Floor Heating Pipe

Ren Yongheng¹ Shen Huiyuan² Luo Liang¹ Wang Lijuan¹

(1. School of Urban Planning and Municipal Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048;

2. Department of Energy and Architecture, Xi'an Aeronautical Institute, Xi'an, 710077)

【Abstract】 Fluent was used to simulate the surface temperature distribution and average ground temperature for low-temperature hot water radiant heating of triangular, trapezoidal, rectangular, square and circular floor heating pipes with the same area, and the non-uniformity of surface temperature, friction resistance, inlet and outlet pressure difference and thermal efficiency were calculated. The results show that the average surface temperature of the triangular (inverted) cross section pipeline is 1.1 °C higher than that of the traditional circle at a flow rate of 110cm³/s. The trapezoidal (inverted) surface temperature non-uniformity of traditional circular section pipe is optimized by 12.27%; In terms of thermal efficiency, the order from high to low is triangle (inverted) > triangle (upright) > Trapezoid (inverted) > rectangle (aspect ratio 0.785) > rectangle (aspect ratio 1) > rectangle (aspect ratio 1.27) > Circle > trapezoid (upright), in which the thermal efficiency of the triangular (inverted) section pipe is 17.9% higher than that of the traditional circle.

【Keywords】 Radiant floor heating; Floor surface temperature uniformity; Fluent; Numerical simulation; Energy conservation

0 引言

热水辐射采暖是指温度不应高于 60℃ 的热水, 在埋置于地板、墙壁或天花板内的盘管系统内循环

流动, 加热整个地板/墙壁/天花板, 通过加热面以辐射和自然对流方式均匀地对室内进行加热的供暖方式。室内热舒适性不仅与地板表面温度有

基金项目: 国家自然科学基金面上项目 (52378106)

作者简介: 任永恒 (1999-), 男, 硕士研究生, E-mail: 992013555@qq.com

通讯作者: 申慧渊 (1986-), 男, 博士, E-mail: shywind@163.com

收稿日期: 2024-01-26

关,而且很大程度还取决于地板表面温度分布和表面温度不均匀度等^[1]。国内和国外都已对地暖系统做了许多的探究^[2],然而对该系统的节能性的研究尚不完善。所以提高地板表面温度的均匀性和节能性,是地板辐射供暖需要解决的问题^[3]。目前对地板辐射优化的方法有:如改变加热管的敷设方式、控制管间距、改变管径等。

从已有的微通道的研究^[4,5]中,了解到不同的截面形状的通道对换热的影响是很显著的,当前缺乏不同界面形状的地暖管供热效果研究。据此,本文提出了改变管的截面几何形状从而获得不同的供暖效果。根据供暖标准^[6]加热盘管和输配管流速不宜小于 0.25m/s,赵玉倩^[1]在局部铺设热水盘管墙体辐射系统研究中热水流速为 0.4m/s,王荣光^[7]在地下水作为低温辐射供暖热源研究中流速大于 0.3m/s。本文选用流速为 0.35m/s~0.5m/s(流量为 110~157cm³/s);供水温度、室内温度、管径和管间距的参考及选取如表 1 所示。

表 1 各种参数的参考及选取

Table 1 Reference and selection of various parameters

文献	供水温度/℃	室内温度/℃	管径/mm	管间距/mm
高鹏程 ^[8]	35~60	18	20	200
孙德兴 ^[9]	35~60	18	16~25	100~300
王靖 ^[10]	35~55	18、20	20	50~300
李廷贤 ^[11]	45	18	20	200
王晓彤 ^[12]	<60	16	25	100~250
本文	50	18	20	150

1 地暖辐射采暖的传热模型与验证

1.1 地板辐射采暖的构造

目前,对于地板辐射采暖,工程中普遍采用碎石混凝土填充做法施工。它的结构从下到上包括楼板层、保温层、铝箔反射膜、填充层、盘管、找平层和地面装饰层。绝热保温板为 30~40mm 的聚苯乙烯板,板上铺铝箔反射膜,热水盘管管径多为 15~25mm 盘管,填充层为 40~60mm 厚的碎石混凝土,找平层为 20mm 厚的水泥砂浆,地面装饰层为 10~20mm 厚的瓷砖、木地板、水泥地面等,地板边缘加设保温层,如图 1 所示。

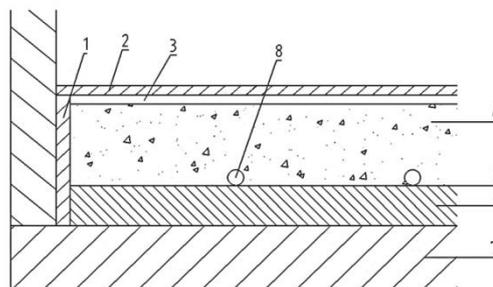


图 1 地板采暖结构图

Fig.1 Floor heating structure diagram

1-边角采暖材料; 2-地面装饰层; 3-找平层; 4-填充层;
5-铝箔反射膜; 6-保温层; 7-地板层; 8-地暖管

为了研究不同截面形状的地暖管的热工特性和流体特性,本文建立了简化后的三维传热模型。

1.2 传热模型的建立

1.2.1 传热计算单元及物理模型的简化

由于地暖辐射采暖的传热过程比较复杂,为了方便建模,进行以下简化和假设:

- (1) 由于铝箔反射膜和保温板的存在,导致热阻很大,所以近似认为向下为绝热;
- (2) 各材料导热系数为常数;
- (3) 由于沿管长方向,管壁温度非常缓慢且流体压降变化比较规律,本文管长设计 100mm;
- (4) 忽略管壁的热阻。

基于以上假设,为了简化物理模型得到上表面温度分布和流体压降变化等情况,取一个地暖管及其盘管间距作为计算单元,如图 2 所示。

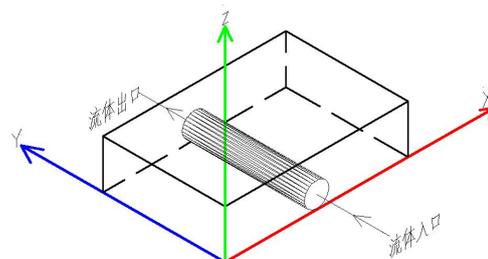


图 2 传热计算单元

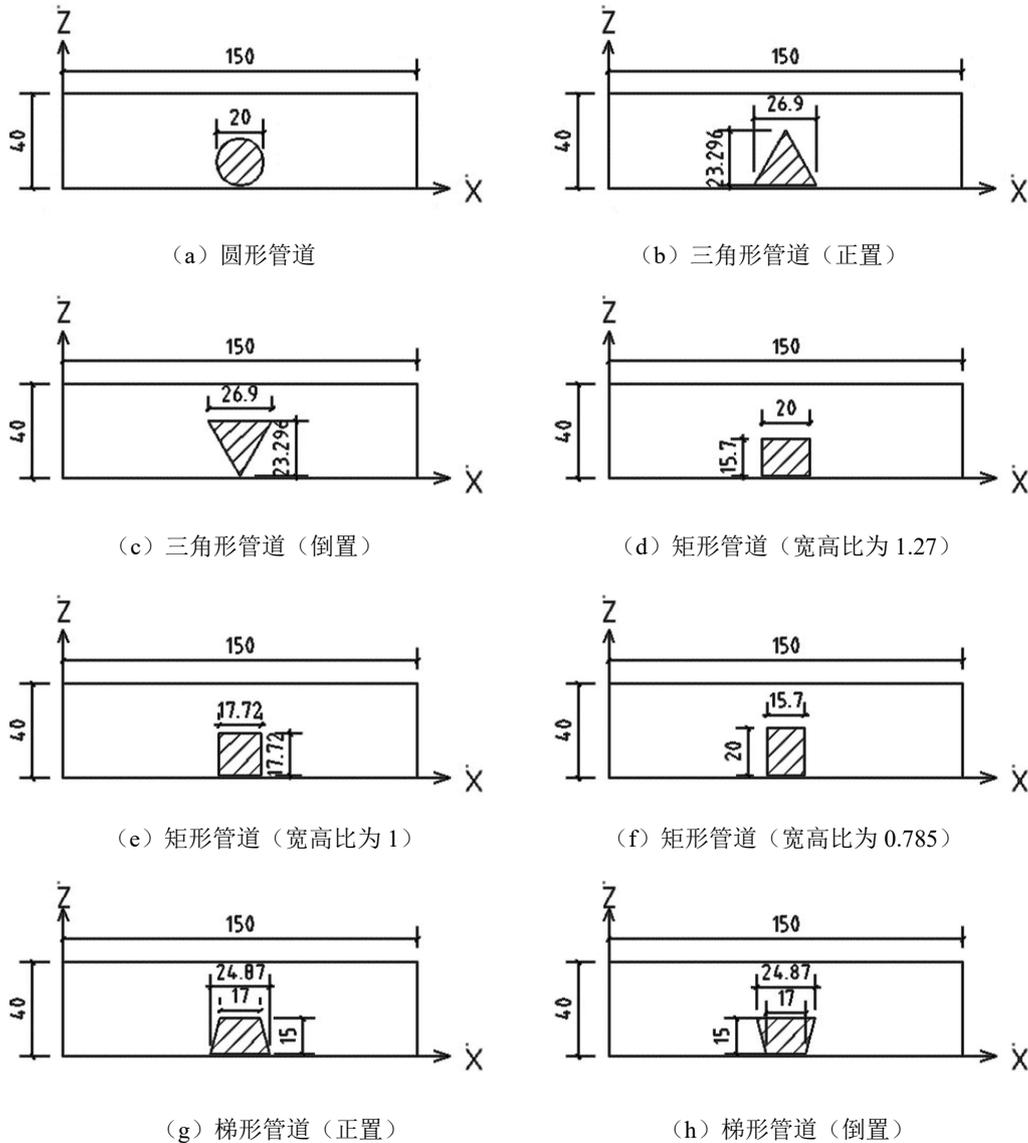
Fig.2 Heat transfer calculation unit

图 3 为本次模拟设计的不同管段截面形状及摆放方式,截面形状有圆形、三角形(正置和倒置)、正方形(矩形(宽高比为 1))、长方形(矩形(宽高比为 0.785 和 1.27))和梯形(正置和倒置)。摆放方式有三角形(正置)和其旋转 180°得到三角形(倒置),矩形(宽高比为 0.785)和其旋转 90°

得到矩形（宽高比为 1.27），梯形（正置）和其旋转 180°得到梯形（倒置）。

固体域（图 3 空白区域）材料为水泥砂浆，密度为 1600kg/m³，比热为 1.05J/(kg·°C)，厚度为

40mm，导热系数为 0.93W/(m·°C)；流体域（图 3 斜线区域）材料为水，密度为 998.2kg/m³，比热为 4182J/(kg·°C)，导热系数为 0.6W/(m·°C)。



注：单位为 mm

图 3 不同截面形状的管道

Fig.3 Pipes with different section shapes

1.2.2 数学模型

(1) 连续性方程^[15]：

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \tag{1}$$

式中： u 为流体的速度。

(2) 动量方程^[15]：

$$\nabla \cdot (\rho_f \vec{u}\vec{u}) = -\nabla p + \left[u_f (\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T) \right] \tag{2}$$

式中： ρ_f 、 p 和 u_f 分别为流体的密度、压力和动力粘度。

(3) 流体域的能量方程^[15]：

$$\nabla \cdot (\rho_f c_{p,f} \vec{u} T_f) = \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) + u_f (\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T) \cdot \nabla \vec{u} \tag{3}$$

式中: $c_{p,f}$ 、 T_f 和 k_f 分别为流体的定压比热容、温度和热导率。

(4) 固体域的能量方程^[15]:

$$\nabla(k_s \nabla T_s) = 0 \quad (4)$$

式中: k_s 和 T_s 分别为固体的热导率和温度。

(5) 地板上表面

地板辐射采暖中, 地板上表面以对流和辐射两种形式向房间传递热量。

总传热量为:

$$q = q_f + q_d \quad (5)$$

根据 ASHRAE 手册 (2008 年版)^[13], 辐射换热量:

$$q_f = 5 \times 10^{-8} \left[(t + 273)^4 - (t_{fj} + 273)^4 \right] \quad (6)$$

地面供暖时, 对流换热量:

$$q_d = 2.13 |t - t_n|^{0.31} (t - t_n) \quad (7)$$

式中: q 为辐射面单位面积上传热量, W/m^2 ; q_f 为辐射面单位面积辐射传热量, W/m^2 ; q_d 为辐射面单位面积对流传热量, W/m^2 ; t 为辐射表面温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{fj} 为室内非加热表面的面积加权平均温度, 对于典型房间, 可取 $(t_n - 1.1)$ ^[15], $^{\circ}\text{C}$; t_n 为室内空气温度, $^{\circ}\text{C}$, 本文选用室内温度为 18°C 。

(6) 在 $y=0\text{mm}$ 处, 入口的边界条件设置为速度入口:

$$u = u_{in}, T_f = T_{in} \quad (8)$$

式中: u_{in} 为流体的入口速度; T_{in} 为流体的入口温度, 设定为 50°C (323K)。

(7) 在 $y=100\text{mm}$ 处, 出口的边界条件设置为压力出口:

$$p = p_{out} \quad (9)$$

式中: $p_{out} = 0$ 为管道出口处的压力。

(8) 固液接触界面设置为无滑移和共轭传热条件:

$$u_x = u_y = u_z = 0, -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = \lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial n} \quad (10)$$

(9) 其他边界

计算单元的左表面、右表面及下表面均为绝热面, 即:

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{\partial T_s}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

由于辐射板表面和室内空气、围护结构的换热方式为对流和辐射换热的综合过程, 故辐射面的边界条件设为“mixed”。流固耦合交界面设为 Coupled Wall。打开能量方程并选择标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 速度-压力耦合采用 SIMPLE 算法, 为了保证计算的准确性, 采用二阶迎风方案。求解过程中, 能量方程残差收敛标准为 10^{-6} , 其它方程的收敛标准均为 10^{-3} 。

1.2.3 地暖管性能的评价指标

为了评估地暖管的换热能力和节能分析, 文中使用了一些文献^[11,15,16]里的分析评价指标。

(1) 表面温度不均匀度 (U)

表面不均匀率定义为:

$$U = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{t_{pj}} \cdot 100\% \quad (12)$$

式中: t_{\max} 为传热计算单元上表面 (即 XY 面在 $Z=40\text{mm}$ 处, 后文简称“上表面”) 最高温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{\min} 为上表面最低温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{pj} 为上表面平均温度, $^{\circ}\text{C}$; U 为表面温度不均匀度, %。

(2) 摩擦阻力系数 (f)

摩擦阻力系数的计算公式为:

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2 \rho_f L u_{in}^2} \quad (13)$$

式中: Δp 为管道进出口的压力差, Pa ; D_h 为管道的当量直径, m ; u_{in} 为流体的平均入口速度, m/s ; L 为管道总长度, m 。

其中当量直径的定义为:

$$D_h = \frac{4x}{A_{in}} \quad (14)$$

式中: x 为管道内流体与固体壁面的接触长度, m ; A_{in} 为管道入口的面积, m^2 。

(3) 热效率 (η_{eff})

热效率的表达式为:

$$\eta_{eff} = \frac{\rho_f c_p (t_{out} - t_{in})}{\Delta p} \quad (15)$$

式中: Δp 为管道进出口的压力差, Pa ; ρ_f 为管道中流体的密度, kg/m^3 ; c_p 为管道中流体的比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$; t_{out} 为管道中流体出口的温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{in} 为管道中流体入口的温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

1.3 模型验证

1.3.1 网格独立性验证

以圆形地暖管，流速为 0.35m/s 的管道为例，进行网格独立性检验，以确保模拟结果与网格分辨率无关。网格节点的总数范围从 66 万到 114 万，相对误差 (e) 由式 (16) 计算。

$$e = \frac{|M_1 - M_0|}{M_0} \cdot 100\% \quad (16)$$

表 2 网格测试的相对误差

Table 2 Relative errors of grid tests

总网格数	压降 (Pa)	误差 (e)	出口温度 ($^{\circ}\text{C}$)	误差 (e)
114 万	22.6063	0%	49.9874	0%
76 万	22.7123	0.4423%	49.9878	0.0008%
66 万	23.4793	3.8036%	49.9883	0.0018%

1.3.2 模型验证

选择圆形管道来验证计算模型的可靠性，建立和文献[16]相同的管间距和管径大小等参数的模型，如表 3 所示，进行对比分析，结果显示模拟数据与实测数据在供热量上的偏差均不超过 5%，证明所建立的模型较为精确，可以利用该模型做进一步的研究。

表 3 供热量的模拟结果与文献[16]的实验值对比

Table 3 The simulation results of heat supply are compared with the experimental values in literature[16]

	工况 1	工况 2	工况 3
平均水温	33.08 $^{\circ}\text{C}$	37.48 $^{\circ}\text{C}$	46.3 $^{\circ}\text{C}$
空气基准温度	18.19 $^{\circ}\text{C}$	17.75 $^{\circ}\text{C}$	18.38 $^{\circ}\text{C}$
实测供热量	79.7W/m ²	107.4W/m ²	157.7W/m ²
模拟供热量	76.26W/m ²	103.41W/m ²	154.91W/m ²
偏差	4.3%	3.7%	1.77%

2 结果与讨论

2.1 换热效果

为了能够更好反应不同截面地暖管对辐射采暖效果的影响，本文分析了上表面温度分布、上表面平均温度和表面温度不均匀度。

2.1.1 上表面温度分布

上表面温度分布是判断地板辐射采暖舒适性的重要指标，室内热舒适性不仅与上表面温度的高低有关，而且在很大程度上还取决于上表面温度的分布情况。

表 2 显示了与总网格节点数为 114 万的最精细网格相比，其他不同网格节点数的压降和出口温度的相对误差。结果表明，相比 66 万个网格节点的网格，76 万个网格节点的网格与 114 万的网格相比具有很高的精度。因此，为了节省计算资源，本研究中用于模拟的网格节点数为 76 万个。

图 5 为在室内空气温度 18 $^{\circ}\text{C}$ ，流量为 110cm³/s 下，线 $X=0\sim 0.15\text{m}$ ， $Y=0.05\text{m}$ ， $Z=0.04\text{m}$ ，即传热计算单元上表面（见图 4△线）沿 x 轴方向的温度分布图。

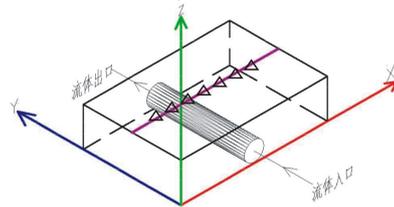


图 4 洋红色线 ($x=0\sim 0.15\text{m}$, $y=0.05\text{m}$, $z=0.04\text{m}$) 在传热计算单元位置图

Fig.4 Magenta line ($x=0\sim 0.15\text{m}$, $y=0.05\text{m}$, $z=0.04\text{m}$) in the heat transfer calculation unit location diagram

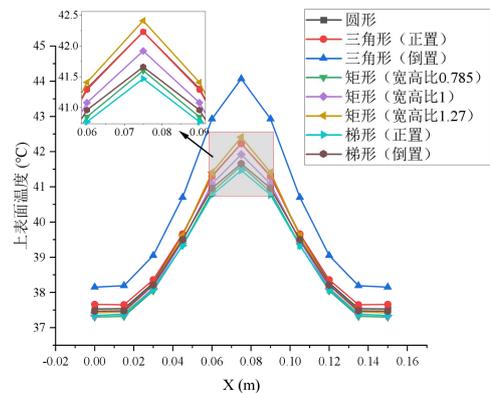


图 5 不同截面形状管道的上表面温度分布

Fig.5 Temperature distribution of the upper surface of pipelines with different sectional shapes

由图 5 可以看出：

所有截面形状管道的上表面温度在沿 X 轴方

向 (0~0.075m) 先在增大, 且增幅在 $X=(0\sim0.06\text{m})$ 逐渐增大; 在 $X=(0.06\sim0.075\text{m})$ 增幅变得平缓; 到 $X=0.075\text{m}$ (地暖水管轴线的正上方) 时达到峰值; 在 $X=(0.075\sim0.15\text{m})$ 上表面温度开始降低, 且降幅在先增大后减小; 因为本文地暖截面形状为轴对称图形且设置于 $X=0.075\text{m}$ 处, 所以上表面温度呈对称分布, 对称轴为 $X=0.075$ 。三角形 (倒置) 的上表面温度明显高于其他截面形状, 在峰值 ($X=0.075\text{m}$) 处其表面温度高传统圆形管道 1.84°C , 但温度增幅与降幅变化较大, 所以相比其他截面形状其温度分布均匀情况较差。

2.1.2 上表面平均温度

上表面温度分布是判断地板辐射采暖舒适性的重要指标, 为了更简便、更直接反映上表面温度分布本文分析上表面平均温度。本文研究了不同截面形状的管道、不同的布置方式和不同地暖水流量对上表面温度分布的影响。

图 6 为进口水温 50°C (323K), 室内温度为 18°C 的工况下进行的模拟计算。

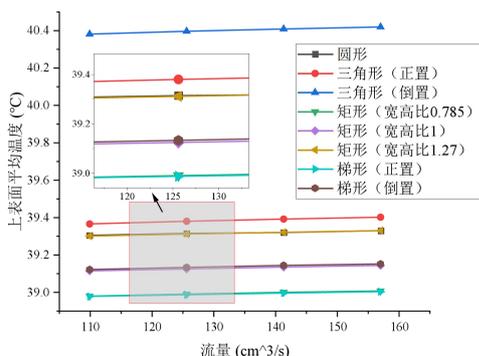


图 6 不同截面形状管道在不同流量下上表面平均温度

Fig.6 The average temperature of the upper surface of the pipe with different section shapes under different flow rates

从图 6 可以看出:

在流量为 $110\sim157\text{cm}^3/\text{s}$ 下, 随着地暖水流量的增加, 上表面平均温度也增加了, 但是增幅不大。所以通过改变流速来改变上表面平均温度的方法效果不明显; 相同流量下, 上表面平均温度由高到低排序为三角形 (倒置) > 三角形 (正置) > 圆形 \approx 矩形 (宽高比 1.27) > 梯形 (倒置) \approx 矩形 (宽高比 1) > 矩形 (宽高比 0.785) \approx 梯形 (正置), 其中三角形管道无论放置方式与传统的圆形管道相比上表面温度皆提高了。且三角形 (倒置) 管道上表面

温度比传统圆形管道提高了约 1.1°C 。由于相同面积的三角形沿 Z 轴高度最高即距地面距离最近, 所以上表面温度最高。

2.1.3 上表面温度不均匀度

表面温度分布均匀性影响到室内空气温度、气流分布, 对人体舒适性有较大的影响, 为了进一步考察不同截面形状的管道和不同的布置方式对表面温度分布的影响, 本文引入表面温度不均匀度。

表 4 模拟为流量在 $110\text{cm}^3/\text{s}$ 下的结果。上表面最高 (低) 温度为计算单位上表面最高 (低) 的点的温度, 表面平均温度为面加权平均温度。

表 4 不同截面形状管道上表面温度不均匀度

Table 4 Surface temperature unevenness of pipes with different section shapes

截面形状	表面最高温度 / $^\circ\text{C}$	表面最低温度 / $^\circ\text{C}$	表面平均温度 / $^\circ\text{C}$	不均匀度 U/%
圆形	42.24	37.34	39.31	12.47
三角形 (正置)	42.31	37.46	39.37	12.32
三角形 (倒置)	44.14	37.96	40.38	15.3
矩形 (宽高比 0.785)	42.31	37.46	39.37	12.3
矩形 (宽高比 1)	41.94	37.16	39.12	12.22
矩形 (宽高比 1.27)	42.43	37.26	39.3	13.16
梯形 (正置)	41.67	37.29	38.98	11.24
梯形 (倒置)	41.48	37.2	39.12	10.94

由表 4 不均匀度分析得出: 上表面温度均匀性效果由好到差排序为: 梯形 (倒置) > 梯形 (正置) > 矩形 (宽高比 1) > 矩形 (宽高比 0.785) > 三角形 (正置) > 圆形 > 矩形 (宽高比 1.27) > 三角形 (倒置)。虽然表面平均温度三角形 (倒置) 是所有工况最高的, 但是在表面温度不均匀度分析中表现最差。而三角形 (正置) 在表面平均温度和表面温度不均匀度方面都优于传统的圆形管道。

2.2 节能分析

上一小节分析了不同截面形状的管道的供热效果, 得出三角形管道的供热效果优于传统圆形管道, 但供热效果的增加是以增加了阻力为代价的。本小结将分析摩擦阻力系数、进出口压差与表面平均温度图和热效率来评价不同截面形状的管道节能性分析。

2.2.1 摩擦阻力系数

摩擦阻力系数是分析流体流动时重要的指标之一，摩擦阻力越大，则流动损失的动量就越大。

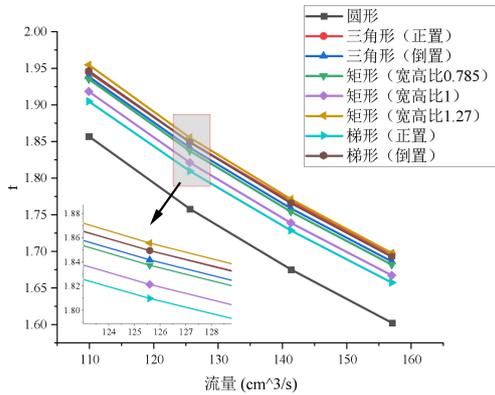


图 7 不同截面形状管道在不同流量下的摩擦阻力系数
Fig.7 Frictional resistance coefficients of pipelines with different section shapes under different flow rates

如图 7 所示，可以发现，随着流量的增加，所有流道的摩擦阻力系数快速下滑，但随着流量的增加下滑速度均有细微的放慢；110~157cm³/s 下，对于所有截面形状的摩擦阻力系数由高到低排序为：矩形（宽高比 1.27）>梯形（倒置）≈三角形（正置）>三角形（倒置）>矩形（宽高比 0.785）>矩形（宽高比 1）>梯形（正置）>圆形。

2.2.2 进出口压差与上表面平均温度

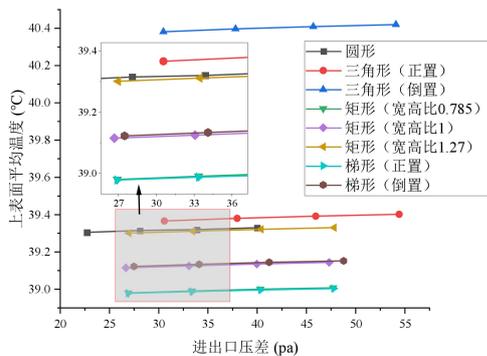


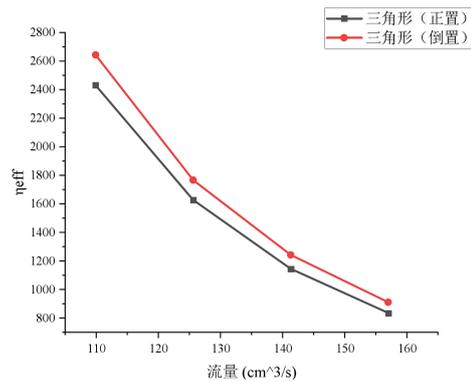
图 8 不同截面形状管道在不同进出口压差下的上表面平均温度
Fig.8 The average temperature of the upper surface of pipes with different cross section shapes under different inlet and outlet pressure differences

由图 8 得出：随着流体进出口压差的增加，所不同截面形状的管道的上表面温度都呈缓慢上升的趋势；圆形截面的流体进出口压差最低，范围在 22.71~40Pa 之间；三角形（正置、倒置）截面的流体进出口压差最高，范围皆在 30.47~54.4Pa 之间；

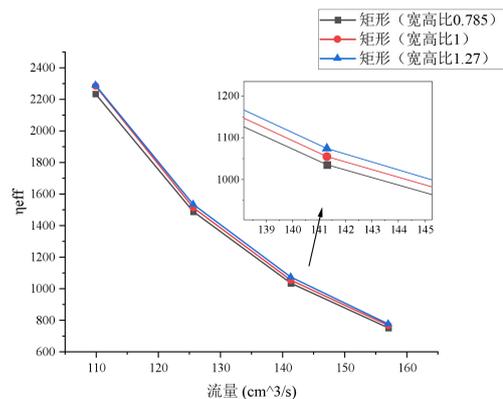
矩形（宽高比 0.785、1 和 1.27）和梯形（正置、倒置）截面之间流体进出口压差相差不大，范围大约在 26.98~48.78Pa 之间；在相同的流体进出口压差下，上表面平均温度由高到低排序为三角形（倒置）>三角形（正置）>圆形≈矩形（宽高比 1.27）>梯形（倒置）≈矩形（宽高比 1）>矩形（宽高比 0.785）≈梯形（正置）。

2.2.3 热效率

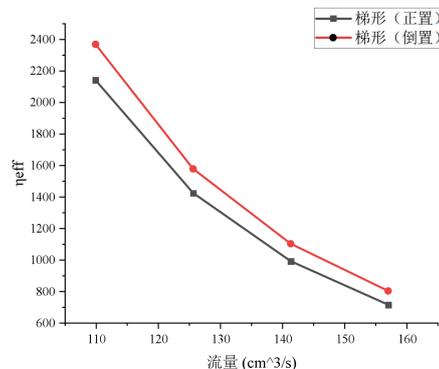
为了更清楚地展示不同截面形状管道对热性能及节能性的影响，参考微通道的研究^[4]，引入热效率。



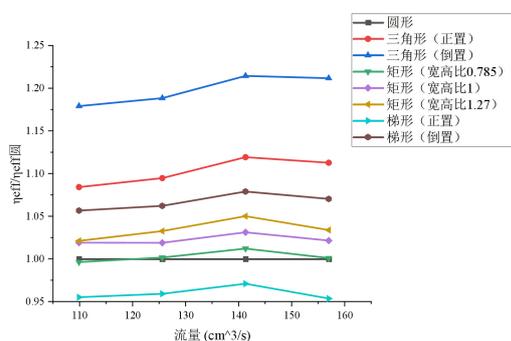
(a) 三角形截面不同工况热效率对比



(b) 矩形截面不同工况热效率对比



(c) 梯形截面不同工况热效率对比



(d) 不同截面与圆形热效率之比

图 9 不同截面形状管道在不同流量下的热效率

Fig.9 Thermal efficiency of pipelines with different section shapes under different flow rates

由图 9 可以看到:

随着流量的增大,热效率也逐渐下降,且下降的速度随流量的增加有所放缓;除圆形截面的管道外,不同截面的热效率与圆形截面热效率之比,在流量 110~141cm³/s 下,随着流量的增大,这一比值也随之增大,且增大的幅度也有所增加;但在流量 141~157cm³/s 时,这一比值都有不同程度的下降。在流量 110~157cm³/s 下,综合来看热效率由高到低排序为三角形(倒置)>三角形(正置)>梯形(倒置)>矩形(宽高比 1.27)>矩形(宽高比 1)>矩形(宽高比 0.785)>圆形>梯形(正置),其中三角形(倒置)截面管道的热效率比传统圆形提高了 17.9%;观察结果发现:相同形状下,倒置的工况其热效率更高;对于相同面积的矩形,宽高比在 0.785~1.27 范围内,宽高比越小则热效率越大。

3 结论

本文对多种截面形状地暖管进行了模拟,对模拟结果进行了热性能和节能性分析,得出以下结论:

(1) 随着地暖水流量的增加,上表面平均温度也增加了,但是增幅不大。通过改变流速来改变上表面平均温度的方法效果不如改变地暖管截面形状。

(2) 在提升地暖舒适性方面,梯形(倒置)的表面温度不均匀度效果是最好的,比传统圆形截面管道优化了 12.27%。

(3) 在提升地暖节能性方面,三角形(倒置)

截面管道的热效率比传统圆形提高了 17.9%;相同形状下,倒置的工况其热效率更高;对于相同面积的矩形,宽高比在 0.785~1.27 范围内,宽高比越小则热效率越大。

本文研究了多种不同截面形状的地暖管,在地暖的节能性和舒适性问题上都得到了提升,为地暖辐射采暖工程中,地暖管截面形状的选择提供了多种节能性和舒适性优于传统圆形的形状。但在实际地暖布置中地暖管存在弯头等问题,所以本文对流体研究具有局限性。在今后的研究中会对地暖传热进行更深入的研究。

参考文献:

- [1] 赵玉倩,徐斌.局部铺设热水盘管墙体辐射系统模拟及铺设面积对热舒适的影响[J].中国科学技术大学学报,2015,(8):9.
- [2] SCHUTRUM L F, HUMPHREYS C M. Effects of non-uniformity and furnishings on panel heating performance[J]. ASHVE Transactions, 1954,60:121-134.
- [3] 王睿.地暖系统的安全与节能技术研究[D].成都:西华大学,2014.
- [4] Chen Y, Zhang C, Shi M, et al. Three-dimensional numerical simulation of heat and fluid flow in noncircular microchannel heat sinks[J]. Int Commun Heat Mass Transf, 2009,36(9):917-920.
- [5] Gunnasegaran P, Mohammed HA, Shuaib NH, et al. The effect of geometrical parameters on heat transfer characteristics of microchannels heat sink with different shapes[J]. Int Commun Heat Mass Transf, 2010,37(8): 1078-1086.
- [6] JGJ 142-2012,辐射供暖供冷技术规程[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [7] 王荣光,张于峰,杨巍,等.地热水作为低温辐射供暖热源的特点及节能效果[J].太阳能学报,2002,(4):455-458.
- [8] 高鹏程.供回水温度影响地板辐射采暖性能的模拟研究[D].西安:西安建筑科技大学,2010.
- [9] 孙德兴.低温热水地板辐射采暖地面散热量的分析与计算[C].全国暖通空调制冷 2002 年学术文集,2000, 30(1):6-8.
- [10] 王靖.低温热水地板辐射采暖系统的研究[D].郑州:河南农业大学,2008.

(下转第 620 页)

风冷系统更能适应高充电倍率和较大容量的电池组的散热需求。

(2) 湿芯的应用对电池组均温性起到不利的效果。0.5C-1C 充电倍率下, 湿芯的应用对电池组均温性影响较小; 充电倍率为 2C 时, 传统强制风冷和湿芯辅助的风冷电池热管理系统在电池数目超过 45 时, 电池组均温性均超过 5℃。

(3) 电池外表面加装铝片后可强化换热, 有效降低后排电池温度, 电池组最高温度及温差均有所降低。在 2C 充电倍率、电池数量为 60 时, 电池组表面最高温度降低 1.09℃, 温差由 6.90℃降低至 5.68℃。

参考文献:

- [1] N Yang, X Zhang, B Shang, et al. Unbalanced discharging and aging due to temperature differences among the cells in a lithium-ion battery pack with parallel combination [J]. *Journal of Power Sources*, 2016, 306:733-741.
- [2] 李军求, 吴朴恩, 张承宁. 电动汽车动力电池热管理技术的研究与实现[J]. *汽车工程*, 2016, 38(1):22-27.
- [3] PENG X, MA C, GARG A, et al. Thermal performance investigation of an air-cooled lithium-ion battery pack considering the inconsistency of battery cells[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 153:596-603.
- [4] 方凯, 徐岫, 汤玉婷. 电池组风冷系统结构设计与仿真优化研究[J]. *机电工程*, 2018, 35(9):98-990.
- [5] FAN Y Q, BAO YUN, LING CHEN, et al. Experimental study on the thermal management performance of air cooling for high energy density cylindrical lithium-ion batteries[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 155:96-109.
- [6] 王世学, 张宁, 高明. 汽车动力锂电池组翅片式散热性能仿真分析[J]. *天津大学学报(自然科学与工程技术版)*, 2016, 49(2):213-220.
- [7] 冯明旭, 毕海权, 王宏林, 等. 基于相变材料与空气耦合热管理系统的电池温度控制研究[J]. *制冷与空调*, 2018, 32(2):201-206.
- [8] ReKabra Youssef, Md Sazzad Hosen, Jiacheng He, et al. Effect analysis on performance enhancement of a novel and environmental evaporative cooling system for lithium-ion battery applications.[J]. *Energy*, 37, 2021, 102475.
- [9] Saw L H, Ye Y, Tay AAO, et al. Computational fluid dynamic and thermal analysis of Lithium-ion battery pack with air cooling[J]. *Applied Energy*, 2016, 177:783-792.
- [10] Yue Yang, Lijun Yang, Xiaoze Du, et al. Pre-cooling of air by water spray evaporation to improve thermal performance of lithium battery pack[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 163:114401.
- [11] 马肖娜, 陈奕, 严华夏, 等. 湿芯辅助的动力电池热管理系统的特性研究[J]. *制冷与空调*, 2023, 37(6):760-767.
- [12] Bernardi D, Pawlikowski E, Newman J. A General Energy Balance for Battery System[J]. *Journal of Electrochemical Society*, 1985, 132(1):5-12.
- [13] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.

(上接第 605 页)

- [11] 李廷贤, 刘艳华. 地板辐射采暖地表温度分布特性的模拟研究[J]. *制冷空调与电力机械*, 2004, (4):14-17.
- [12] 王晓彤. 地板辐射供暖系统的地板表面温度均匀性分析[J]. *包钢科技*, 2001, (1):50-52.
- [13] ASHRAE. ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment 2008[M]. 2008.
- [14] 陈海波. 低温热水地板辐射采暖地板板体传热性能的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2001.
- [15] 胡中全. 凹槽和肋柱组合式微通道热沉中流动和传热的数值模拟研究[D]. 南昌: 南昌大学, 2023.
- [16] 郭德恒. 不锈钢波纹管地板辐射采暖热工性能与阻力特性研究[D]. 天津: 天津大学, 2016.