

热油系统加热器的空心管对管道温度场特性的影响

宋宇谟, 董立佳, 李国胜, 卢守相, 李战

(大连橡胶塑料机械有限公司, 辽宁 大连 116000)

摘要: 加热器是热油系统中控制温度、调节热能的关键组成部分。加热器中存在一个空心管结构, 其不起加热作用, 但能降低加热过程中加热器的表面温度。为了研究空心管在加热过程中如何影响系统的温度场特性, 分别建立了带有空心管和无空心管的加热器, 使用 Ansys Fluent 软件进行热流耦合分析。结果表明, 空心管对管道中热油的流动状态有着显著的影响, 其能迫使热油以较高速度流经加热器表面, 使得加热器表面温度显著降低。

关键词: 热油系统; 空心管; 温度场特性; Fluent

中图分类号: TQ330.73

文献标识码: B

文章编号: 1009-797X(2025)09-0056-05

DOI:10.13520/j.cnki.rpte.2025.09.012

0 引言

对加热系统内部的结构设计是至关重要的, 既要考虑热油在管道中的流动状态, 也要关注热油的温度变化, 对这一过程的仿真是典型的热流耦合问题。在热流耦合仿真的研究中, 许多研究人员在各自的领域做出了不同贡献。

胡爽等人以热油输送管道为研究对象, 对原油在管道中的流动过程进行模拟。通过改变流体的入口速度以及管道的外壁环境温度, 得出结论: 管道的温度变化情况与流体的入口速度无明显的关系^[1]。李支茂等人设计了一种新型选粉机轴承油润水冷系统。仿真分析了系统各部分结构与工作原理, 满足了现代大型选粉机轴承的冷却要求^[2]。曹先慧等人对埋地热油管道沿径向温度进行了数值模拟, 得到了不同保温层厚度时管道径向温度及热流量的变化^[3]。覃秋等人对沥青的加热和保温过程进行流场特性、传热机理、传热效果的分析。比较不同形式的热油系统盘管的加热方式对于油罐加热保温的影响^[4]。张跃等人对接力热管式油管系统的伴热过程进行了模拟计算。计算结果表明: 接力热管式油管系统能有效提升稠油的出口温度, 其伴热效果随热管支数的增加而降低; 在保证热管内管内径一定时, 热管的间隙越小, 出口油温越高^[5]。任国哲等人研究沿程管路换热与滑油流动之间的耦合问题, 建立了润滑系统管路热流耦合计算模型^[6]。朱

茂桃等人对离合器接合过程中油路的散热特性进行数值模拟, 研究了入口流量及相对转速对摩擦副流域温度场的影响规律^[7]。潘丽艳等人以 T 型管道内冷热流体交混的上游区管壁及流体为研究对象, 研究冷热流体交混对管道力学性能影响和传热机理变化^[8]。

本文以热油系统中的加热器为研究对象, 研究加热器及其加热流体的温度场特性。传统的加热棒会在其中心配备一个空心管, 其不起加热作用, 为了研究其对温度场特性的影响, 建立了无空心管的加热器模型与之对比。利用 Ansys Fluent 对加热过程进行流热耦合分析, 得到流场的温度、速度、压力分布, 并分析温度分布的成因。

1 基本理论

1.1 流体控制方程及湍流模型

假设热油为不可压缩流体, 湍流状态下采用时间平均法, 即用平均值和脉动值之和代替流动变量, 进行流场稳态模拟分析。质量守恒方程和动量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

作者简介: 宋宇谟 (1992—), 男, 硕士, 工程师, 主要从事机械设计工作。

式中 ρ 为密度, $\vec{v}=(v_x, v_y, v_z)$ 为速度矢量, S_m 为质量源项, 由于本文中流体不可压缩, 且不存在质量源, 因此 (1) 式可简化为 $\nabla \cdot \vec{v}=0$, 即速度的散度为 0。 p 为静压力, $\vec{\tau}$ 为应力张量, $\rho \vec{g}$ 为重力, $\vec{F}$ 为外力 (包括源项)。应力张量的表达式:

$$\vec{\tau} = -\mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \vec{I} \right] \quad (3)$$

湍流模型采用 SST $k-\omega$ 模型, 湍动能 k 和比耗散率 ω 的传输方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \vec{v}) - \nabla \cdot (\Gamma_k \nabla k) + G_k - Y_k + S_k + G_{k\omega} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \nabla \cdot (\rho \omega \vec{v}) - \nabla \cdot (\Gamma_\omega \nabla \omega) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + G_{\omega k} \quad (5)$$

式中, G_k 代表平均速度梯度所产生的湍动能, G_ω 与其对应, 为平均速度梯度所产生的比耗散率。 Γ_k 与 Γ_ω 为有效扩散系数, Y_k 与 Y_ω 为湍流耗散, S_k 与 S_ω 为源项, G_b 与 $G_{\omega b}$ 为考虑浮力的影响。

1.2 传热基本理论

传热过程是由热传导、热对流和热辐射三种基本传热方式组合形成的。本文的研究对象主要以热对流的方式进行能量输送, 依靠流体的运动, 把热量由一处传递到另一处的现象称为热对流。热对流是传热的另一种基本方式。若热对流过程中单位时间通过单位面积有质量 $M[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$ 的流体由温度 t_1 的地方流至 t_2 处, 其比热容为 $c_p[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{h})]$, 则此热对流的热流密度应为:

$$q = MC_p(t_2 - t_1) \quad (6)$$

传热工程涉及的问题往往不单纯是热对流, 而是流体与固体直接接触是的换热过程, 传热学把它称为“对流换热”, 也称为放热。而且因为有温度差, 热对流将同时伴随热传导, 所以, 对流换热过程的换热机制既有热对流作用, 亦有导热作用。故对流换热与热对流不同。计算对流换热的基本公式:

$$q = h(t_w - t_f) = h \Delta t \quad (7)$$

式中 t_w 为固体壁表面温度, 单位 $^{\circ}\text{C}$, t_f 为流体温度, 单位 $^{\circ}\text{C}$, Δt 为壁表面与流体温度差, 单位 $^{\circ}\text{C}$ 。 h 为对流热表面传热系数, 其意义是指单位面积上, 流体同壁面之间的单位温差在单位时间内所能传递的能量。 h 的大小表达了该对流换热过程的强度。按热阻概念改写的热流密度表达式:

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{h} - \frac{\Delta t}{h}} \quad (8)$$

$R_h=1/h$ 式中, 是单位壁表面积上的对流换热热阻 $[(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}]$ 。

2 热油系统模型建立

2.1 模型简化

热油系统的主要参数如表 1, 环境温度为恒温 20 摄氏度, 系统总流量 $65 \text{ m}^3/\text{h}$, 假设油属性不随温度变化。在进行对流换热分析时, 以热油系统中重复出现的管道结构为分析对象, 如图 1 所示。管道加热器由空心管和加热棒组成, 为了对比分析空心管对温度场特性的影响, 建立了无空心管的加热器模型, 如图 2 所示。

表 1 主要参数

参数名称	值
环境温度 / $^{\circ}\text{C}$	20
总流量 / $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	65
加热器功率 / kW	40
加热器表面积 / m^2	1.404
油属性	密度 $1\,044 \text{ kg}/\text{m}^3$, 动力黏度 $0.049 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 比热 $1.55 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 热传导率 $0.131 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

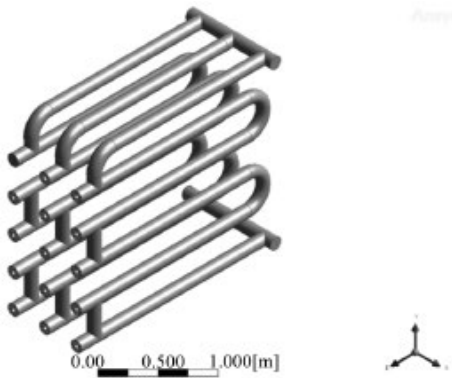


图 1 热油系统三维模型

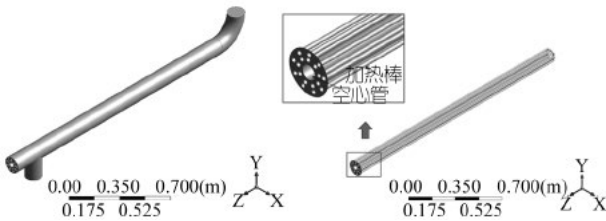


图 2 热油系统中重复结构的三维模型 (左); 加热器表面 (右)

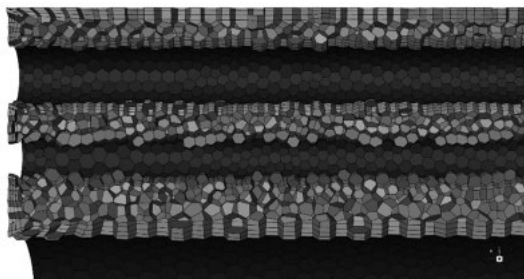
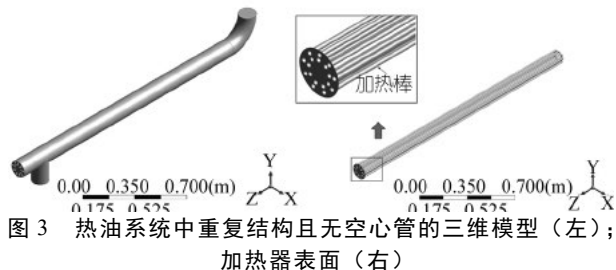
2.2 网格划分及边界条件

模型采用多面体网格进行离散, 局部剖面图如图 3 所示, 局部最小尺寸为 1 mm , 棱柱层数为 3 层。对流换热分析模型的边界条件如图 4 所示, 分析中不仅要给模型施加流场边界条件还要施加温度边界

条件。管路下方为入口，入口质量流量为 6.28 kg/s ($Q_m = \rho Q_v = 1044 \text{ kg/m}^3 \times 21.6 \text{ m}^3/\text{h} = 6.25 \text{ kg/s}$)，上方为出口，出口压力为 0 Pa ，温度 20°C 。管壁的边界条件是无滑移壁面，壁面绝热。加热棒的边界条件是无滑移壁面，施加热流功率密度为 28.5 kW/m^2 (q)

$$= P/A = \frac{40 \text{ kW}}{1.404 \text{ m}^2} = 28.5 \text{ kW/m}^2$$

空心管的边界条件为无滑移壁面，壁面绝热。



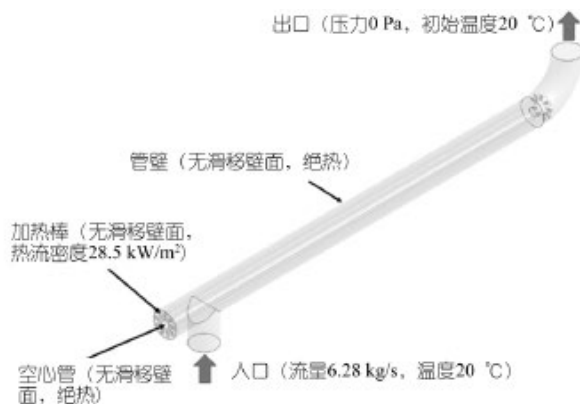
3 仿真结果分析

3.1 热油管路的温度场特性

热油系统对流换热分析的分析对象为系统中重复出现的管道结构，包括两个分析模型，分别是带有空心管的管道和无空心管的管道。

带有空心管和无空心管的加热器表面温度分布如图 5 所示，带有空心管加热器的表面最高温度为 593.9 K (320.75°C)，无空心管加热器的表面最高温度为 626.53 K (353.38°C)。图中可以看出，加热器表面最高温度位于其末端，且沿流动方向加热器表面温度逐渐升高。此时，观察热油在流动过程中的温度变化，如图 6 所示，低温热油在流动过程中经过加热器不断加热，使得热油温度升高，致使加热器与热油的温差降低，最终导致加热器末端温度最高。

带有空心管的加热管道的截面温度和无空心管的加热管道的截面温度如图 7 所示 (温度上限调整为 350°C)，可以看出，二者的温度分布相近，加热器表面温度最高，温度自加热器表面向热油呈辐射状。此外，带有空心管的管道截面，温度超过 350°C 的面



积为 688.5 mm^2 ，而无空心管的管道截面，温度超过 350°C 的面积为 766.9 mm^2 。由此可见，空心管起到了降低加热棒表面温度的作用。

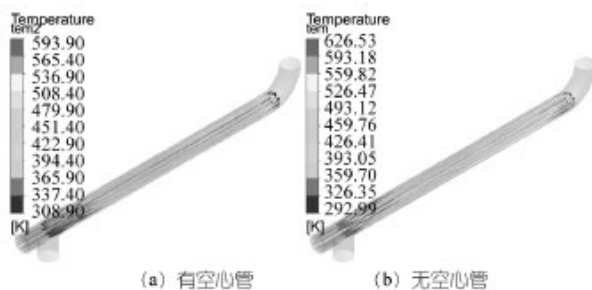
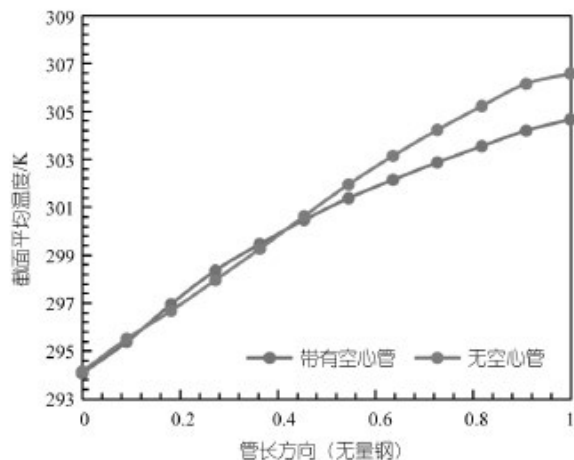


图 6 加热器表面的温度分布



3.2 热油管路的温度场特性

热油系统管道流线如图 8 所示，可以看出，带有空心管的管道最高速度为 1.44 m/s ，无空心管的管道最高速度为 1.74 m/s ，速度沿管长方向均匀分布。管道截面速度矢量以及管道截面速度分布如图 9 和图 10 所示，可以看出，带有空心管的加热器的管道截面，加热器表面附近的速度较大，而无空心管的加热器的

管道，其高速区分布在管道中心。说明空心管能够强迫热油沿加热棒表面以较高的速度流动。

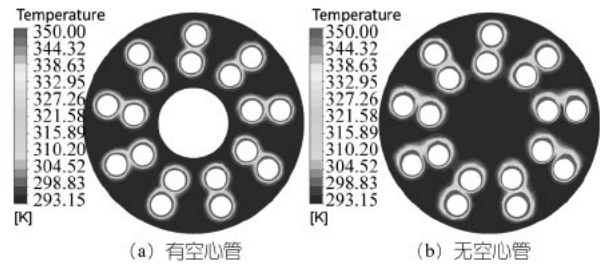


图 8 管道截面的温度分布

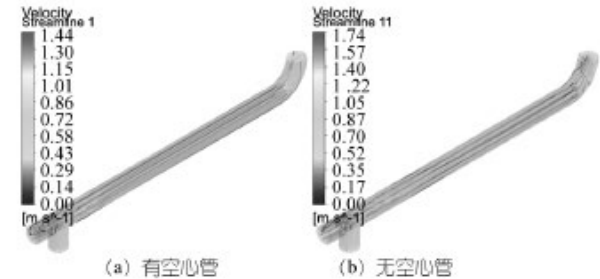


图 9 热油系统管道的流线

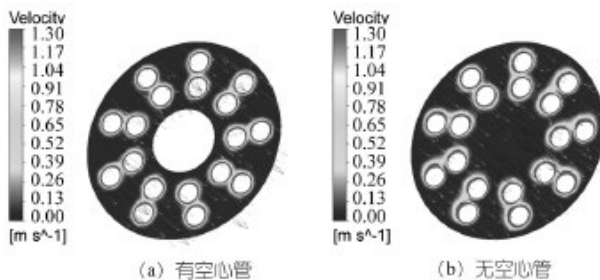


图 10 热油系统管道截面速度矢量（以温度为背景）

如图 11 所示，为管道中面的压力分布，可以看出，两种管道的压力分布相近，带有空心管的加热器的管道压力差为 4 364 Pa，无空心管的加热器的管道压力差为 2 512 Pa。根据伯努利方程，势能相同的情况下，压差越大，热油动能越大，带走的热量也越多。

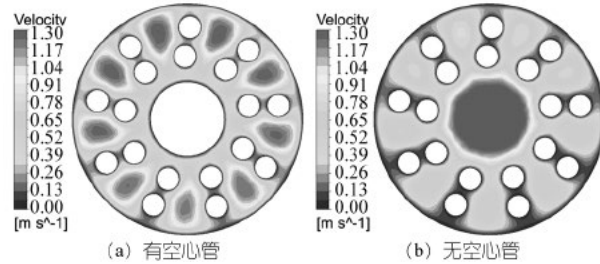


图 11 热油系统管道的截面速度分布

4 结论

本文分析了热油系统中加热器的温度场特性，通过建立有空心管的管道模型和无空心管的管道模型，分析了加热棒周围热油的温度分布，以及管道热油的速度及压力如图 12。最终结论如下：

(1) 从流动状态分析，带有空心管的加热器，其加热棒表面的最高温度低于无空心管的加热器的加热棒表面的最大温度。原因是空心管会迫使热油在管内围绕着加热棒快速流动，这可以有效降低加热棒表面的温度；

(2) 从能量角度分析，空心管增大了管道压差，根据伯努利方程，势能相同的情况下，压差越大，热油动能越大，热油速度大且围绕加热器流动，加热器的温度得到有效降低。

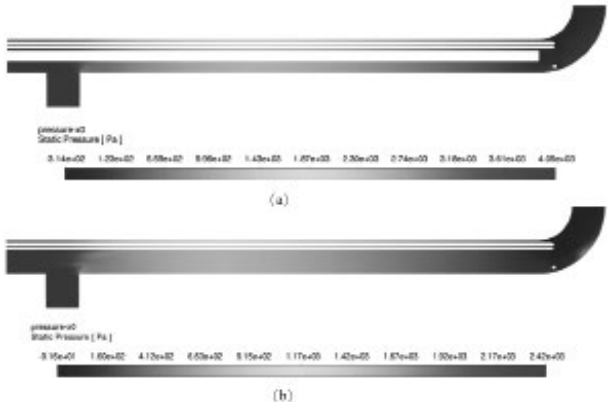


图 12 加热器的管道中面压力分布：带有空心管（上）；无空心管（下）

参考文献：

[1] 胡爽, 焦艳平, 张佩, 等. 输油管道热流固耦合研究 [J]. 当代化工, 2021, 50(2): 496–500, 504.

[2] 李支茂, 谌永祥, 李双跃, 等. 选粉机轴承油润水冷系统设计及其换热分析 [J]. 机床与液压, 2015, 43(11):97–100.

[3] 曹先慧, 马贵阳, 于丽丽, 等. 基于 ANSYS 软件的热油管路保温的数值模拟 [J]. 当代化工, 2012, 41(2):181–184.

[4] 覃秋, 陈杰思, 唐康康, 等. 基于 Fluent 的沥青罐导热油管的优化设计 [J]. 工程机械, 2021, 52(8):88–92.

[5] 张跃, 李菊香. 接力热管式油管系统应用于稠油开采的数值模拟 [J]. 科技通报, 2016, 32(4):38–41, 47.

[6] 任国哲, 刘振侠, 朱鹏飞, 等. 润滑系统管路流动与换热耦合计算研究 [J]. 推进技术, 2016, 37(3):504–510.

[7] 朱茂桃, 龚丽红, 成霄. 湿式离合器冷却油路温度场特性仿真分析 [J]. 科学技术与工程, 2021, 21(14):6018–6025.

[8] 潘丽艳, 叶飞, 万法林, 等. 基于热流固耦合分析的冷流流体管道热应力仿真分析 [J]. 科技与创新, 2022, (11):99–102.

Influence of hollow tubes of hot oil system heaters on the temperature field characteristics of pipelines

Song Yumo, Dong Lijia, Li Guosheng, Lu Shouxian, Li Zhan

(Dalian Rubber & Plastics Machinery Co. LTD., Dalian 116033, Liaoning, China)

Abstract: Heater is the core component used in hot oil systems to control temperature and regulate thermal energy. Inside the heater, there is a hollow tube structure that, although not involved in the heating process itself, can effectively reduce the surface temperature of the heater during the heating process. In order to investigate the specific influence of hollow tubes on the temperature field characteristics of the system during heating, this study constructed heater models with and without hollow tubes, and conducted thermal flow coupling analysis using Ansys Fluent software. The analysis results show that the hollow tube has a significant impact on the flow state of hot oil inside the pipeline, which can promote the hot oil to pass through the surface of the heater at a higher flow rate, thereby significantly reducing the surface temperature of the heater.

Key words: hot oil system; hollow tube; temperature field characteristics; Fluent

(R-03)

2025 上半年：我国橡胶和塑料制品业营收金额同比增长 3.7%

In the first half of 2025, China's rubber and plastic products industry saw a year-on-year increase of 3.7% in revenue

近年来，随着技术的不断提升，与市场的持续扩展，我国橡塑产业正展现出独特的发展轨迹。据国家统计局数据显示，1~6 月份，全国规模以上工业企业实现利润总额 34 365.0 亿元，同比下降 1.8%。其中，橡胶和塑料制品业营收金额为 14 906.4 亿元，同比增长 3.7%；营业成本 12 663.7 亿元，同比增长 4.15。利润总额，724.9 亿元，同比下降 2.8%。

具体来看，2025 年 1~2 月橡胶和塑料制品业营业收入累计值为 4 451.4 亿元，累计增长 6.5%。1~3 月橡胶和塑料制品业营业收入累计值为 7 127.8 亿元，累计增长 6.7%。1~4 月橡胶和塑料制品业营业收入累计值为 9 766.8 亿元，累计增长 6%。1~5 月橡胶和塑料制品业营业收入累计值为 1 2374.1 亿元，累计增长 5.1%。

值得一提的是, 1~6 月, 全国塑料制品产量就已累计 3 842.4 万 t, 同比增长 5.0%, 其中 6 月单月产量 690.1 万 t, 同比增长 3.8%。

综合来看，2025 年上半年，橡胶和塑料制品业呈现“增收不增利”的分化格局。业内分析认为，这一现象是原材料成本压力、下游需求分化、政策环境变化等多重因素共振的结果。同时，也体现出我国橡塑行业已迈入从规模扩张向质量效益转型的关键阶段。

未来，行业将加速进入技术密集型增长阶段，在绿色化、智能化、全球化的浪潮中实现价值重构。业内预计，具备技术储备、资本实力、全球化产能布局和供应链韧性的头部企业将主导市场，在新能源汽车轻量化材料、高端包装、再生塑料等领域，通过技术创新和规模化优势不断巩固市场地位，而依赖传统产能的中小企业则将加速转型或退出。

值得注意的是，这一过程中，中国或将有望凭借完整的产业链、政策支持和市场规模，加速从“橡塑制造大国”迈向“橡塑强国”。

摘编自“塑料机械网”

(R-03)