

文章编号: 1672-8785(2014)05-0024-05

舰船热力管道保温层受潮对保温性能的影响

石宏臣 孙丰瑞 杨立 范春利

(海军工程大学动力工程学院, 湖北武汉 430033)

摘要: 舰船热力管道的保温层受潮会影响管道的保温效果, 并会腐蚀管道。建立了保温层受潮模型, 采用有限体积法计算了蒸汽管道保温层受潮后的温度场分布以及外表面的温度、传热损失随保温层受潮厚度变化的趋势。结果表明, 选定保温材料后, 当受潮厚度达到 20 mm 时温度就会超标。对于相同厚度的受潮区域, 离外表面越近, 外表面的温度就越高。结果揭示了做好保温层外表面防护的重要性, 并为红外热成像诊断提供了依据。

关键词: 保温层; 热力管道; 有限体积法; 红外热诊断

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **DOI:** 10.3969/j.issn.1672-8785.2014.05.005

Effect of Damped Heat Insulation Layer of Ship Steam Pipeline on Heat Presevation

SHI Hong-chen, SUN Feng-rui, YANG Li, FAN Chun-li

(College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: When the heat insulation layer of ship thermodynamic pipeline is damped, its heat insulation effectiveness can be reduced and the pipeline can be corroded. A model of damped heat insulation layer is established. The finite volume method is used to calculate the variation of temperature field, outer surface temperature and heat transfer loss of the heat insulation layer of a vapor pipeline with the damp thickness of the layer. The result shows that when the damp thickness is up to 20 mm, the temperature of the heat insulation layer will exceed its standard. For a damp area with same thickness, the nearer the outer surface is, the higher its temperature is. This reveals the importance of protecting the outer surface of a heat insulation layer and provides the basis for infrared thermal imaging diagnosis of heat insulation layers.

Key words: heat insulation layer; heat pipe; finite volume method; infrared thermal diagnosis

0 引言

热力管道是舰船上最常用的设备。确保这些管道处于良好的工作状态, 不仅可以节能降耗, 而且可以保障舰船和人员的安全, 延长舰船

的服役寿命, 提高部队的战斗力。管道保温层被蒸汽屏蔽, 保温材料安装不合格, 或受到外界损伤等都有可能因水分的渗入而导致材料受潮, 影响管道的保温效果。保温层内的水分若长期

收稿日期: 2014-03-18

基金项目: 国家自然科学基金项目(50906099)

作者简介: 石宏臣(1978—), 男, 博士研究生, 工程师, 主要从事传热、传质、热流体学及应用。

E-mail: shihongchenbobo@163.com

滞留在管壁外, 会腐蚀管道^[1], 并会给设备和艇员带来安全隐患。因此, 及时发现管道受潮部位以及对受潮程度进行评估显得尤为重要。

红外成像技术是一种实时、快速和温度分辨率高的非接触大范围现代检测手段, 可在不停机、不取样、不解体的情况下在线监测设备的过热故障。目前红外测温技术已被广泛应用于许多行业, 并取得较好效果。因此, 对热力管道保温层实施红外监测诊断是可行的。管道保温层出现故障时, 保温效果会降低, 而故障处的表面温度就会高于正常情况下的温度。这个故障就会在红外热像图中体现出来。文献 [2] 用有限元法对蒸汽管道的受潮和破损情况进行了分析和讨论; 文献 [3] 利用 CFD 软件对埋地管道保温失效前后的温度场进行了数值模拟并进行了对比分析; 文献 [4] 通过实验研究了缺陷和漏泄的可检测性; 文献 [5] 用实例说明了保温层受潮的检测方法及受潮的红外图谱。但文献 [2] 没有考虑受潮区域的位置变化对表面温度的影响, 文献 [4] 和 [5] 侧重于实验验证和定性分析, 不具有普遍性。

本文主要研究保温层最常见的受潮现象。随着受潮程度的改变, 保温层的表面温度也会变化, 并会呈现出一定的对应关系。所以, 根据测量得到的保温层外表面温度可以反推管道保温层的受潮情况。通过数值仿真求出管道保温层在不同受潮情况下的外表面温度场, 可以获得管道保温层外表面的热像特征, 为管道保温层红外监测诊断提供依据。

1 物理模型及计算方法

1.1 保温层受潮物理模型

管道保温层受潮的示意图如图 1 所示, 为了讨论方便, 假设受潮区域为一规则区域, 跨度为 β , 与管道外壁的距离为 x_d , 与保温层外壁的距离为 y_d , 厚度为 d , 轴向长度为 L_d 。 r_1 、 r_2 、 r_3 分别为管道内径、外径和保温层外径。

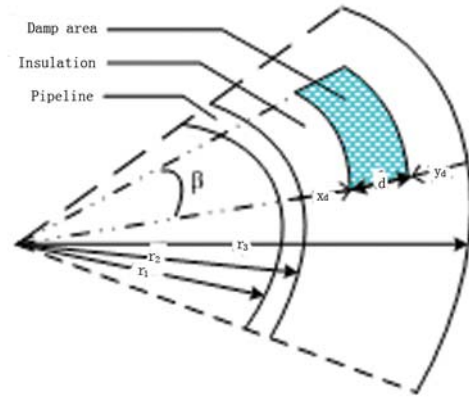


图 1 管道保温层受潮示意图

1.2 基本假设及控制方程

为简化模型、便于分析, 作以下合理假设:

- (1) 稳态态条件;
- (2) 三维导热;
- (3) 物性为常数;
- (4) 蒸汽与管道内表面换热系数已知;
- (5) 管道所处环境温度不变, 风速为 0。

基于上述基本假设对管道及保温层建立三维柱坐标系下的稳态导热方程:

$$\frac{1}{r} \times \frac{\partial}{\partial r} (kr \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{1}{r^2} \times \frac{\partial}{\partial \theta} (k \frac{\partial T}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (k \frac{\partial T}{\partial z}) = 0 \quad (1)$$

1.3 数值方法

在数值计算过程中, 可以采用有限体积法稳态导热的离散方法和差分格式来推导三维稳态导热的离散形式, 并用超松弛迭代法求解方程组以加快收敛速度。运用有限体积法对式 (1) 式进行离散^[6]:

$$\int_{\Delta V} \left[\frac{1}{r} \times \frac{\partial}{\partial r} (kr \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{1}{r^2} \times \frac{\partial}{\partial \theta} (k \frac{\partial T}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (k \frac{\partial T}{\partial z}) \right] r dr \cdot dz \cdot d\theta = 0 \quad (2)$$

推导得到一般性的离散方程:

$$\alpha_P T_P = \alpha_E T_E + \alpha_W T_W + \alpha_N T_N + \alpha_S T_S + \alpha_T T_T + \alpha_B T_B + S_u \quad (3)$$

式中, $\alpha_E = \lambda_e \cdot dr \cdot dz / (r_p \cdot d\theta)$, $\alpha_W = \lambda_w \cdot dr \cdot dz / (r_p \cdot d\theta)$, $\alpha_N = \lambda_n \cdot d\theta \cdot r_n \cdot dz / dr$, $\alpha_S = \lambda_s \cdot d\theta \cdot r_s \cdot dz / dr$,

$\alpha_B = \lambda_b \cdot d\theta \cdot r_p \cdot dr/dz$, $\alpha_T = \lambda_t \cdot d\theta \cdot r_p \cdot dr/dz$,
 $\alpha_P = \alpha_E + \alpha_W + \alpha_N + \alpha_S + \alpha_T + \alpha_B - S_P$
 S_u 、 S_p 与边界条件有关, dz 、 dr 和 $r \cdot d\theta$ 分
 别为轴向、径向和圆周向网格长度, λ_e 、 λ_w 、
 λ_n 、 λ_s 、 λ_b 、 λ_t 为界面上的当量导热系数,
 利用调和平均法进行计算 [7]。通过求解方程,
 可得到求解区域的温度场。

1.4 网格划分和边界条件

管道及保温层受潮后, 由于各组成材料的热物性不同, 导热系数会发生阶跃变化。在利用有限体积法对保温层进行传热数值计算时, 网格划分要使节点正好落在材料 (区域) 的分界面上 [7]。

在计算过程中, 当网格大于 $40 \times 27 \times 40$ 时, 网格的疏密程度不会影响计算结果。本文采用的结构网格为柱坐标系中的 3D 模型六面体, 采用 $40 \times 27 \times 40$ 的网格。网格划分示意图如图 2 所示。

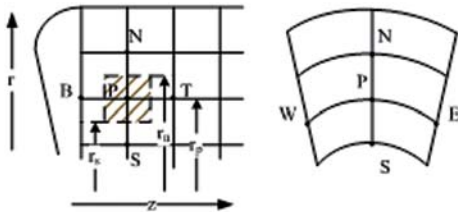


图 2 局部网格示意图

管道进出口为绝热边界, 管道内表面和保温层外表面为第三类边界条件。边界条件为

$$k \frac{\partial T}{\partial z}, z = 0, z = L_z$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} + h_{in}(T - T_{in}) = 0, r = r_1$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} + h_{out}(T - T_{out}) = 0, r = r_3 \quad (4)$$

式中, h_{in} 为蒸汽与管道内壁的对流换热系数, h_{out} 为保温层表面的换热系数, T_{in} 为蒸汽的温度, T_{out} 为环境温度。

2 实例计算及分析

管道的内径 r_1 为 0.3 m, 外径 r_2 为 0.32 m, 保温层的外径 r_3 为 0.42 m (即保温层的厚度为 0.1 m), 管长 L_z 为 1 m。流体与壁面的对流换热系数为 $1000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 。保温层外层涂有漆粉保护层, 其辐射率为 0.41。管道内流体温度 T_{in} 为 300°C , 环境温度 T_{out} 为 25°C 。在正常稳定运行后, 保温层的表面温度 T_s 为 50°C 。材料的热物性 [8] 见表 1。

表 1 材料的热物性

	密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	热导率 $\lambda/\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	比热容 $c_p/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
不锈钢管道	7820	15.2	460
泡沫玻璃	160	0.06	1000
受潮区域	800	0.2	3000

管道外表面与大气空间的换热过程包括对流和辐射。对流换热包括自然对流和强制对流。表面换热系数 h_{out} 计算方法如下 [9]:

$$h_{out} = \alpha_r + \alpha_c \quad (5)$$

(1) 计算辐射换热系数 α_r :

$$\alpha_r = \varepsilon \cdot \sigma \left(\frac{(T_s + 273)^4 - (T_{out} + 273)^4}{T_s - T_{out}} \right) \quad (6)$$

式中, $\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ 。

(2) 计算自然对流换热系数:

$$\alpha_c = 1.32 \left(\frac{T_s - T_{out}}{D} \right)^{0.25} \quad (7)$$

式中, D 为保温层的直径。

2.1 保温层受潮区域贴近外表面时的温度场及传热损失计算

当保温层外部保护层破损时, 外界水分浸入保温层, 引起保温层受潮。此时受潮区域紧贴保温层外表面 ($y_d=0$), 由外向内渗透。图 3 所示曲线中, 圆圈标识为保温层受潮区域的外表面温度随受潮厚度的影响。受潮的厚度越大, 温度上升就越快。方块标识为表面温升随受潮厚度的影响, 实际上温升是保温结构外表面温度与

环境温度之差, 因此两者的 y 轴数值差为环境温度。图中标出了两个节点的数据。可以看出, 当保温层的受潮厚度 d 为 24.44 mm 时, 温度为 51.63°C , 温升为 26.63°C 。

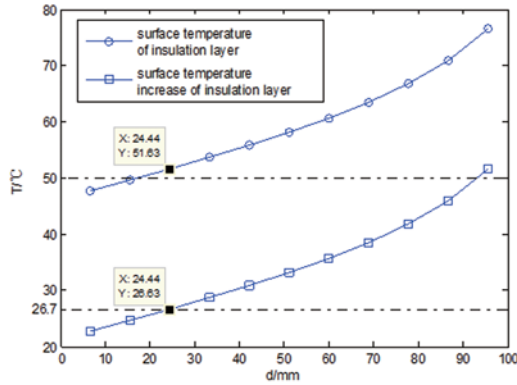


图 3 受潮区域外表温度随受潮厚度的变化

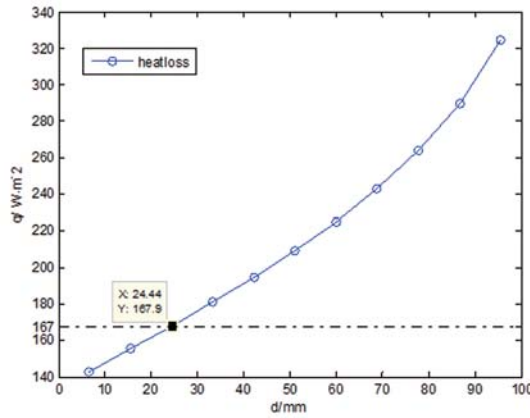


图 4 受潮区域散热损失随受潮厚度的变化

图 4 为保温层受潮区域外表散热损失随受潮厚度变化的关系曲线。图也标出了两个节点的数据。可以看出, 在保温层受潮厚度为 24.44 mm 时, 对应的热流损失为 $167.9 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ 。图 3 曲线和图 4 曲线的形状基本一致, 这是由它们之间的正比关系决定的。

根据国标^[10-11], 当管道保温结构的外表面温度高于 $323 \text{ K}(50^{\circ}\text{C})$ 或管道保温后允许最大散热损失大于 (常年运行工况, 管道表面温度为 $573 \text{ K}(300^{\circ}\text{C})$ 时) $167 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, 或表面温升大于 26.7°C 时可认为存在故障。图 3 表明, 在管道保温层受潮厚度为 20 mm 左右时, 保温层表面温度和温升均已经超出国标。图 4 表明, 在保温层的受潮厚度为 24 mm 时, 表面散热损失也已经

超出国标。综合以上三项指标, 在保温层受潮厚度为 20 mm 时, 保温层已达不到保温效果。图 5 为保温层受潮厚度为 33 mm 时的温度场, 其中中央红色区域为受潮部分的温度场, 周围大片蓝色区域为正常的温度场。从图中可以看出, 红色区域部分的温度已经超过了 50°C 。图 6 为受潮厚度为 33 mm 时的热流密度场, 同样中央红色区域为受潮部分的热流密度场。从图中可以看出, 红色区域部分的热流密度已经超过了 $167 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ 。

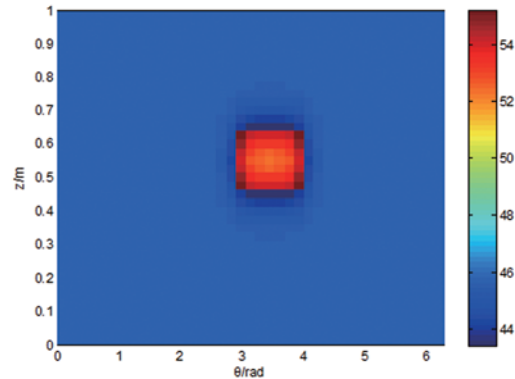


图 5 受潮厚度为 33 mm 时的温度场

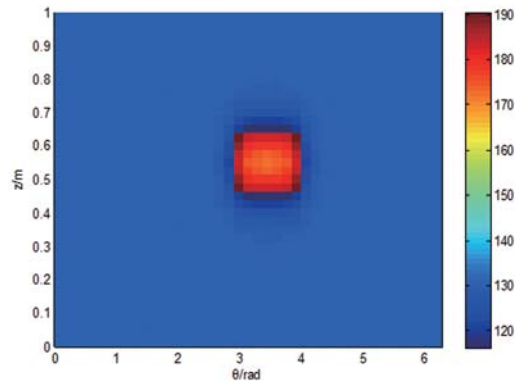


图 6 保温层受潮厚度为 35 mm 时的热流密度场

2.2 保温层受潮区域贴近管道表面时的温度场及传热损失计算

保温层外表完好, 由于管道腐蚀等原因引起管道渗漏, 从而导致保温层受潮。此时受潮区域紧贴管道外表面 ($x_d = 0$), 由内向外。

比较图 3 和图 7、图 4 和图 8, 可以看到变化趋势基本相同。但根据以上标准分析, 在图 7 中当受潮厚度为 26 mm 左右时, 保温层的外表面温度已经超出国标; 厚度为 35 mm 左右时, 温

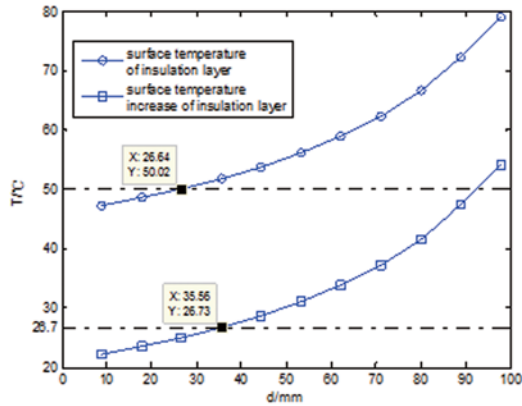


图 7 受潮区域的外表温度随受潮厚度的变化

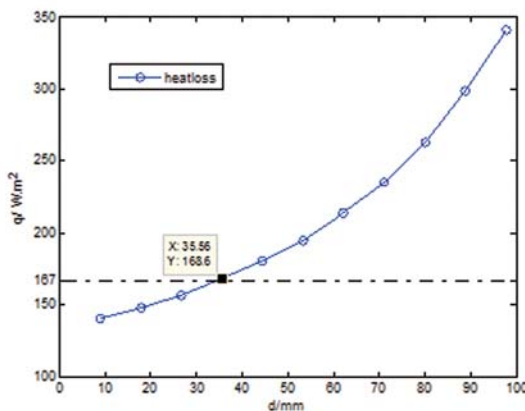


图 8 受潮区域的散热损失随受潮厚度的变化

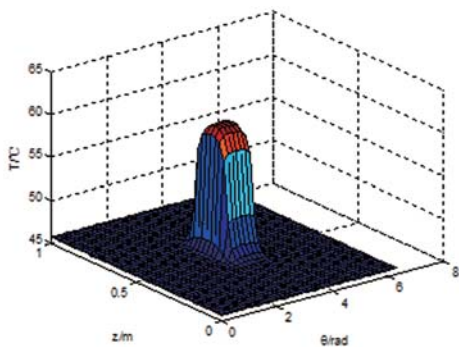


图 9 受潮厚度为 45 mm 时的温度分布

升超出国标;从图 8 中可以看出,当受潮厚度达到 35 mm 时,散热损失也已经超出国标。因此,在这种情况下,当受潮厚度为 26 mm 时,保温层已出现故障,需进行处理。结果与受潮区域靠近外表面的情况有些不同,也说明了对同样的受潮厚度,由于处于保温层的不同位置或者到保温材料表面的距离不一样,在表面上会显示出不同的温度分布。

图 9 是受潮厚度为 45 mm 时的温度场,形象地反映了保温层受潮后表面温度的分布情况。

3 结论

本文采用有限体积数值计算方法对管道保温层受潮情况下的温度场进行了数值仿真,得到了管道保温层表面的红外热特征,为红外检测技术在管道保温层故障诊断中的应用提供了依据。结论如下:

(1) 保温层受潮后,受潮区域的外表面温度出现异常,高于正常区域温度,温升和散热损失与受潮厚度存在正比关系。在受潮厚度达到 20 mm 左右时 ($y_d=0$) 或 26 mm 左右时 ($y=0$),保温层的外表面温度已经超出国标,但温升和散热损失仍有余量。

(2) 保温层受潮区域至表面的距离不同会影响表面的温度分布。离表面越近,同样厚度的受潮区域对表面温度的分布影响也越大。所以,要注意防护保温层外层,防止其破损受潮,影响保温效果。

参考文献

- [1] 姜莹洁, 巩建鸣, 唐建群. 保温层下金属材料腐蚀的研究现状 [J]. 腐蚀科学与防护技术, 2011, 23 (05): 381-386.
- [2] 刘慧开, 杨立, 孙丰瑞, 等. 保温层受潮和部分损坏对蒸汽管道传热的影响 [J]. 激光与红外, 2005, 35 (01): 26-28.
- [3] 赵虎, 王为民, 王雷, 等. 超稠油埋地热输管道保温失效的数值模拟 [J]. 当代化工, 2012, 41(01): 85-87.
- [4] 范春利, 沈立华, 李孟良, 等. 船用输热管道及保温层的红外热像无损检测研究 [J]. 电子器件, 2006, 29 (04): 1367-1371.
- [5] 刘晖, 陈国华. 红外热像检测技术在石化工业中的应用 [J]. 石油化工设备, 2010, 39(01): 47-53.
- [6] 李人宪. 有限体积法基础 [M]. 国防工业出版社, 2008.
- [7] 陶文铨. 数值传热学 [M] (第 2 版). 西安: 西安交通大学出版社, 2010, 86-89.
- [8] Incropera F P, Dewitt D P, Bergan T L, et al. Fundamentals of Heat and Mass Transfer (Sixth Edition) [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2007.
- [9] GB/T 17357-2008, 设备及管道绝热层表面热损失现场测定热流计法和表面温度法 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [10] GB/T 8174-2008 设备及管道绝热效果的测试及评价 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [11] GB/T 15910-2009 热力输送系统节能监测 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.