

## 输汽管道复合式保温及热力参数分布规律

丁自富,张炳茂,张新敏

(中石化中原石油工程设计有限公司,河南 郑州 450000)

**摘要:**采用技术先进、经济适用的材料和保温结构并开展热力参数对输汽管道蒸汽品质的影响规律研究,是实现稠油高效开采的重要环节。本文针对复合保温中的硬质结构联立求解动量方程和能量方程,建立了输汽管道热力参数计算模型,求解沿程蒸汽干度、温度、焓值等热力参数。结果表明:复合保温结构相对于原保温,管道千米干度提高3.3%、焓值提高50 kJ/kg;提高输汽管道输汽量可以减少沿程焓降、提高末端蒸汽干度,输汽量16 t/h时干度降为3%、焓降38 kJ/kg,相对于8 t/h时输汽量干度提高2.5%、焓值提高39 kJ/kg。输汽管道蒸汽入口焓值随着锅炉压力的提高而降低,降低锅炉出口输汽管道压力可以提高蒸汽焓值、提高末端蒸汽干度,7 MPa时干度降为2%、14 MPa时干度降为4%。

**关键词:**稠油热采;输汽管道;复合式保温;干度;焓值

**中图分类号:**TK480.50 **文献标识码:**A **文章编号:**1002-6339(2024)04-0382-03

### Distribution of Composite Insulation and Thermal Parameters of Steam Pipelines

DING Zi-fu, ZHANG Bing-mao, ZHANG Xin-min

(Sinopec Petroleum Engineering Zhongyuan Co., Ltd., Zhengzhou 450000, China)

**Abstract:** The use of technologically advanced and economically applicable materials and insulation structures, as well as the study of the influence of thermal parameters on the steam quality of steam pipelines, is an important link in achieving efficient heavy oil extraction. This article focuses on solving the momentum equation and energy equation for the hard structure in composite insulation, establishing a thermal parameter calculation model for steam pipelines, and solving the thermal parameters such as steam dryness, temperature, and enthalpy along the way. The results show that compared to the original insulation, the composite insulation structure increases the pipeline dryness by 3.3% per kilometer and the enthalpy value by 50 kJ/kg; Increasing the steam flow rate in the steam pipeline can reduce the enthalpy drop along the way and improve the end steam dryness. When the steam flow rate is 16 t/h, the dryness decreases to 3% and the enthalpy drops by 38 kJ/kg. Compared to when the steam flow rate is 8 t/h, the dryness increases by 2.5% and the enthalpy value increases by 39 kJ/kg. The enthalpy value at the steam inlet of the steam transmission pipeline decreases with the increase of boiler pressure. Reducing the pressure of the steam transmission pipeline at the outlet of the boiler can increase the enthalpy value and increase the end steam dryness. The dryness decreases to 2% at 7 MPa and 4% at 14 MPa.

**Key words:** heavy oil heat production; steam pipelines; composite insulation; dryness; enthalpy

收稿日期 2023-09-20 修订稿日期 2023-10-16

作者简介:丁自富(1983~),男,硕士,高级工程师,主要研究方向为节能环保。

河南油田稠油的特点是“油藏埋藏浅、油层厚度薄、原油粘度高、油层分布散”,在其开发过程中采用注蒸汽开发方式,注汽锅炉出口的高温高压蒸汽通过输汽管道送入井筒并注入油层,达到降低稠油粘度,便于开采的目的。减少输汽管道散热损失,提高注入蒸汽干度是影响稠油开采的关键,而涉及的保温材料、保温结构以及热力参数是影响热采的重要因素<sup>[1-5]</sup>。因此,采用技术先进、经济适用的材料和保温结构并开展热力参数对输汽管道蒸汽品质的影响规律研究,是实现稠油高效开采的重要环节。

在保温材料以及保温结构方面,衣怀峰提出了纳米气凝胶毡+硅酸盐+橡塑的纳米气凝胶复合反射式保温结构<sup>[6]</sup>;赵洪滨使用纳米气凝胶毡和硅酸盐毡复合保温结构对输汽管道进行试验研究,气凝胶复合保温结构比双层硅酸盐瓦综合散热损失平均降低了42.6%<sup>[7]</sup>。杨德伟建立了注汽井井筒两相流数学模型<sup>[8]</sup>;谢武娇从锅炉热效率、地面管线热效率、井筒热效率三个方面对稠油输汽管道的热效率进行了分析,得出提升注汽速率、减少注汽时间可以提高井底蒸汽干度<sup>[9]</sup>;李鹏建立了地面蒸汽管线干度计算模型<sup>[10]</sup>。林日亿等建立了井筒水平段循环预热流动传热模型,在注汽流速越小、干度越低情况下有利于环空与油层换热<sup>[11]</sup>。已有的研究主要是针对气凝胶复合保温中的软质材料、结构,软质材

料的保温结构,使用一段时间偏心严重容易出现上薄下厚的现象,失去保温功能。同时多侧重于研究注汽井筒处的参数对稠油开采效率的影响,而对气凝胶复合保温中的硬质结构和油田地面输汽管道内综合热力参数变化研究较少<sup>[12-15]</sup>。

本文针对复合保温中的硬质结构进行了研究,并结合保温结构建立了地面输汽管道热力参数计算模型,求解沿程蒸汽干度、压力、焓值等特性参数。

## 1 气凝胶复合保温结构优化

管道保温材料、保温结构是影响输汽管道保温效果的关键。气凝胶具有防水性能好、使用寿命长等特点是目前已知的保温性能最好的材料<sup>[16]</sup>。软质材料保温结构,使用一段时间偏心严重容易出现上薄下厚现象,失去保温功能。微孔硅酸钙导热系数相对较低、强度高、使用过程中不易变形。从保温结构优化考虑,同时考虑到输汽管道运行时间采用内层保温材料为纳米气凝胶毡,外层保温材料为微孔硅酸钙的保温结构见图1。外层硅酸钙直管段每5 m设置一25 mm伸缩缝并用玻璃棉填充。同时为最大限度地提高保温结构的密封性能,用具有反射能力的铝箔来减小热辐射传热。采用纳米气凝胶复合反射式保温结构与纯气凝胶结构相比不仅经济而且应用效果好,保温测试结果见表1。

表1 保温测试结果

保温结构	保护层	管道外径/mm	蒸汽温度/°C	热流密度/W·m <sup>-2</sup>	单价/元·m <sup>-1</sup>
4×10 mm 气凝胶毡	彩钢板	159	368	121.86	840
2×10 mm 气凝胶毡+50 mm 硅酸钙	彩钢板	159	368	103.63	526
2×60 mm 复合硅酸盐	彩钢板	159	368	128	472

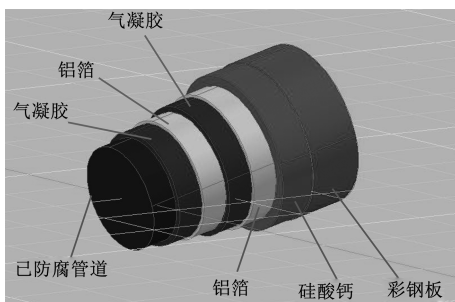


图1 纳米气凝胶复合式保温结构

## 2 输汽管道蒸汽参数变化数学模型

### 2.1 输汽管道蒸汽参数数学模型

压力变化和热损失的变化是互相关联、互相影响的,在计算过程中应联立求解动量方程和能量方程。

动量方程

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{0.5\lambda_{Tp}v^2}{D} - \rho_m v \frac{dv}{dx} - \rho_m g \sin \theta \quad (1)$$

式中  $p$ ——蒸汽压力/MPa;

$\lambda_{Tp}$ ——两相流摩擦系数;

$\rho_m$ ——两相流平均密度/kg·m<sup>-3</sup>;

$v$ ——两相流平均流速/m·s<sup>-1</sup>;

$g$ ——重力加速度常数/m·s<sup>-2</sup>;

$\theta$ ——管道倾角/(°);

$X$ ——管道长度/m。

上式中两相流摩擦系数 $\lambda_{Tp}$ 采用 Beggs&Brill (B-B)两相流关系式计算。

能量方程

$$M \frac{d(h + 0.5v^2 + gx \sin \theta)}{dx} + q = 0 \quad (2)$$

式中  $M$ ——蒸汽流量/kg·s<sup>-1</sup>;

$h$ ——蒸汽比焓/kJ·kg<sup>-1</sup>;

$q$ ——单位长度热损失/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$ 。

散热损失

$$\alpha = 11.6 + \sqrt{\omega} \quad (3)$$

$$q = \frac{t_1 - t_a}{\frac{2}{2\pi\lambda} \ln \frac{D}{D_0} + \frac{1}{\alpha\pi D}} \quad (4)$$

式中  $t_1, t_a$ ——蒸汽温度, 大气环境温度/ $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\lambda$ ——钢管导热系数/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ;  
 $\alpha$ ——保温层外壁对大气的对流换热系数管  
 导热系数/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ ;  
 $D, D_0$ ——保温层外径、保温层内径/ $\text{m}$ ;  
 $\omega$ ——空气流速/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

## 2.2 模型求解

从注汽锅炉出口到注汽井井口之间的地面输汽管道长度可能变化很大。在计算时沿管道长度方向  $N$  等分, 管道起点编号  $i=0$ , 末端对应编号为  $N$ 。上述建立的蒸汽管道参数变化的数学模型(1)和(2)为非线性常微分方程组, 计算时采用数值方法求解

$$\begin{cases} p_i = p_{i-1} + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{dp}{dx} \right)_{i-1} + \left( \frac{dp}{dx} \right)_i \right] \Delta x \\ h_i = h_{i-1} + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{dh}{dx} \right)_{i-1} + \left( \frac{dh}{dx} \right)_i \right] \Delta x \end{cases} \quad (5)$$

上式中当  $i=1$  时,  $i-1$  等于 0 为相应的  $p_{i-1}$ 、 $h_{i-1}$  为已知参数,  $p_i, h_i$  为待求参数, 需要迭代求解。根据公式(5)以及干度  $X=f(p, h)$  可以逐步计算出所有的节点参数。

## 2.3 模型验证

输汽管道参数: 锅炉蒸汽流量 6.6 t/h、压力 9.2 MPa、温度 305  $^{\circ}\text{C}$ 、干度 73%、管径  $\phi 133 \times 12$  长 500 m、硅酸盐保温厚度 120 mm、环境温度 14.9  $^{\circ}\text{C}$ 、风速 3 m/s。图 2 是计算值与实测值对比、最大误差 0.2%, 表明所建立的模型准确度较高、可反映输汽管道内热力参数变化规律。

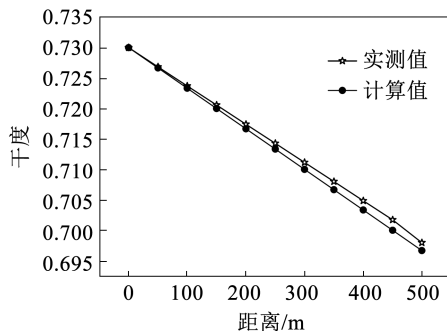


图2 模型验证

## 3 计算结果及影响因素分析

### 3.1 保温改造前后蒸汽参数对比

8#集油站-8#计量站管架桥 1 700 mDN100 管

道; 锅炉出口处管道起点蒸汽压力 9 MPa、温度 303  $^{\circ}\text{C}$ 、干度 73%，原保温为 100 mm 复合硅酸盐，实测散热损失 321  $\text{W}/\text{m}^2$ 。为降低散热损失，采用  $2 \times 10$  mm 气凝胶毡 + 50 mm 硅酸钙对管道进行了重新保温。改造前干度降低了 9%，改造后干度降低了 3%；改造前蒸汽比焓从 2 370  $\text{kJ}/\text{kg}$  降低到 2 249  $\text{kJ}/\text{kg}$ ，焓降 121  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。改造后从 2 370  $\text{kJ}/\text{kg}$  降低到 2 332  $\text{kJ}/\text{kg}$ ，焓降 38  $\text{kJ}/\text{kg}$ ，见图 3 和图 4。

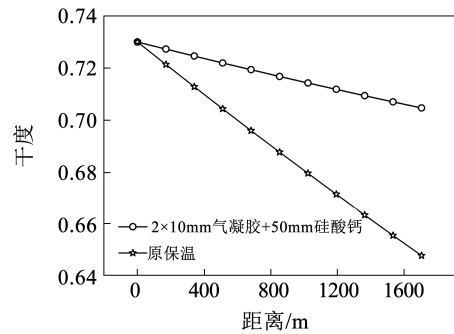


图3 保温改造前后干度变化

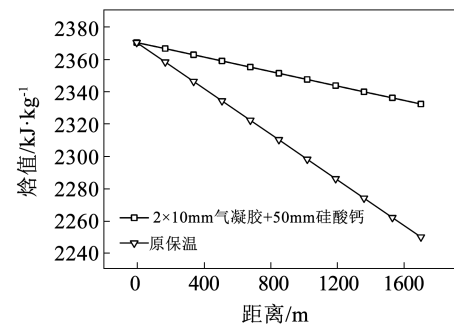


图4 保温改造前后焓值变化

### 3.2 输汽管道流量影响

不同输汽流量时干度以及焓值均随输汽管道长度增加而减少但输汽流量增大时蒸汽干度以及焓值下降的幅度较小; 输汽量 16 t/h 时干度降为 3%、焓降 38  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。输汽流量较小时蒸汽干度及焓值下降较快, 输汽量 8 t/h 时干度降为 5.5%、焓降 77  $\text{kJ}/\text{kg}$ 。结果表明提高输汽管道输汽量可以减少沿程焓降、提高末端蒸汽干度, 见图 5 和图 6。

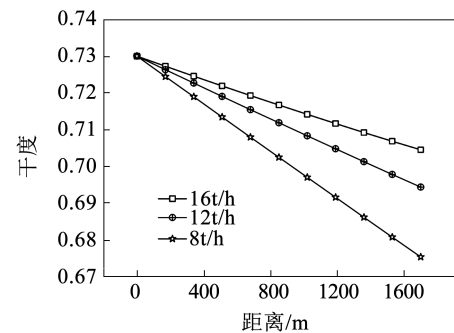


图5 流量对干度的影响

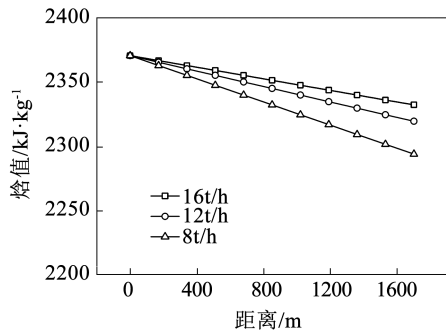


图6 流量对焓值的影响

### 3.3 输汽管道压力影响

随着输汽管道入口压力的提高蒸汽干度、焓值均沿管道长度增加而降低。但入口管道压力提高时末端干度下降的幅度增大:7 MPa 时干度降为 2%、14 MPa 时干度降为 4%。输汽管道蒸汽入口焓值整体趋势是随着锅炉压力的提高而降低在 7 MPa 和 10 MPa 时两者入口压力相差不大、焓值也比较接近,但随着压力的继续升高达到 14 MPa 时入口焓值相差 20 kJ/kg,末端蒸汽焓值在不同压力下蒸汽焓值下降比例基本相等,入口蒸汽压力最高的管道末端焓值最低。结果表明降低锅炉出口输汽管道压力可以提高蒸汽焓值、提高末端蒸汽干度。

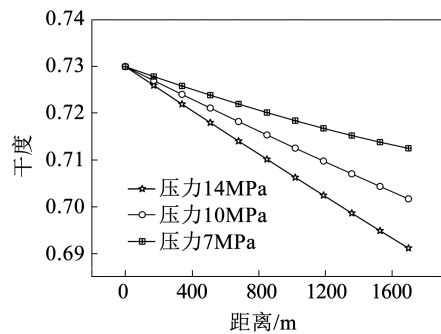


图7 压力对干度的影响

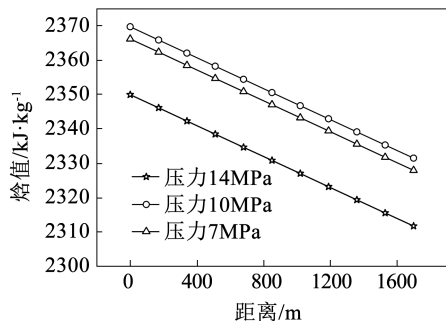


图8 压力对焓值的影响

## 4 结论

(1)采用纳米气凝胶复合反射式保温结构技术先进,节能效果显著。复合保温结构相对于原保温,

管道千米干度提高 3.3%、焓值提高 50 kJ/kg、保温成本增加 52 元/m。

(2)不同输汽流量时干度以及焓值均随输汽管道长度增加而减少但输汽流量增大时蒸汽干度以及焓值下降的幅度较小,提高输汽管道输汽量可以减少沿程焓降、提高末端蒸汽干度,输汽量 16 t/h 时干度降为 3%、焓降 38 kJ/kg,相对于 8 t/h 时输汽量干度提高 2.5%、焓值提高 39 kJ/kg。

(3)随着输汽管道入口压力的提高蒸汽干度、焓值均沿管道长度增加而降低。但入口管道压力提高时末端干度下降的幅度增大,降低锅炉出口输汽管道压力可以提高蒸汽焓值、提高末端蒸汽干度,7 MPa 时干度降为 2%、14 MPa 时干度降为 4%。

### 参考文献

- [1]王忠华,赵海谦,刘晓燕,等.保温结构热工缺陷对管道散热的影响研究[J].节能技术,2013,31(1):60-62,88.
- [2]荣雁.新型绝热材料在稠油注汽管线保温中的应用[J].材料导报,2020,34(z1):173-177.
- [3]赵立新.油田稠油注汽管线保温技术应用[J].石油石化节能,2020,10(1):10-14.
- [4]钟升楷,顾景磊,贺泽平,等.热力蒸汽管道保温性能恶化的影响机制研究[J].能源工程,2020(1):78-83.
- [5]赵旭,沈愫,张宁,等.材料沉降对水平圆形管道保温层设计的影响[J].动力工程学报,2016,36(9):759-764.
- [6]衣怀峰,韩春雨,张建国,等.稠油热采注汽管线新型节能保温材料[J].石油石化节能,2011,1(1):16-18.
- [7]赵洪滨,孙琼华.输汽系统中气凝胶应用的保温(试验)效果分析[J].应用科技,2017,44(1):70-75.
- [8]杨德伟,黄善波,马冬岚,等.注蒸汽井筒两相流流动模型的选择[J].石油大学学报,1999(2):44-46.
- [9]谢武娇.稠油注汽热效率分析与提高措施[J].化工管理,2015(36):179.
- [10]李鹏,葛苏鞍,杨光权,等.地面管线蒸汽干度计算模型及影响因素分析[J].节能技术,2020,38(2):135-139.
- [11]林日亿,齐尚超,沈文丽,等.SAGD 循环预热水平段注汽数规律[J].中国石油大学学报(自然科学版),2018(42):134-141.
- [12]王修彦,刘旭辉,赵怀宇,等.综合管廊热力舱管线散热计算及数值模拟[J].节能技术,2019,37(2):152-156,160.
- [13]江兆强,龚爱民,张新启,等.长距离热水输送管道保温结构热损失研究[J].节能技术,2020,38(2):113-117.
- [14]岳师华,李苏泷,温成.基于变导热系数的蒸汽长距离输送模拟[J].节能技术,2019,37(6):525-529.
- [15]董珊珊,王为民,贾冯睿,等.油田井口蒸汽干度的影响因素分析[J].辽宁石油化工大学学报,2014(6):47-51.
- [16]刘立君,王东岩,等.塔河油田井筒保温体系仿真计算[J].节能技术,2021,39(2):159-164.

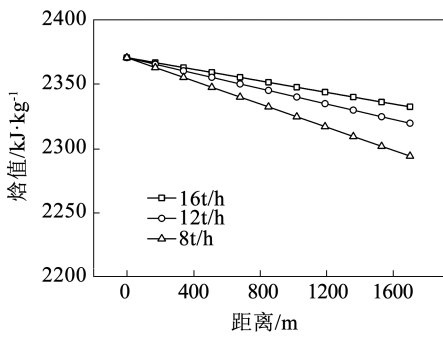


图6 流量对焓值的影响

### 3.3 输汽管道压力影响

随着输汽管道入口压力的提高蒸汽干度、焓值均沿管道长度增加而降低。但入口管道压力提高时末端干度下降的幅度增大:7 MPa 时干度降为 2%、14 MPa 时干度降为 4%。输汽管道蒸汽入口焓值整体趋势是随着锅炉压力的提高而降低在 7 MPa 和 10 MPa 时两者入口压力相差不大、焓值也比较接近,但随着压力的继续升高达到 14 MPa 时入口焓值相差 20 kJ/kg,末端蒸汽焓值在不同压力下蒸汽焓值下降比例基本相等,入口蒸汽压力最高的管道末端焓值最低。结果表明降低锅炉出口输汽管道压力可以提高蒸汽焓值、提高末端蒸汽干度。

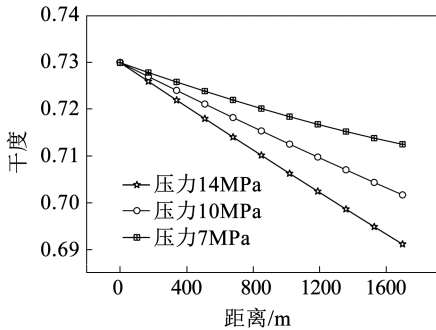


图7 压力对干度的影响

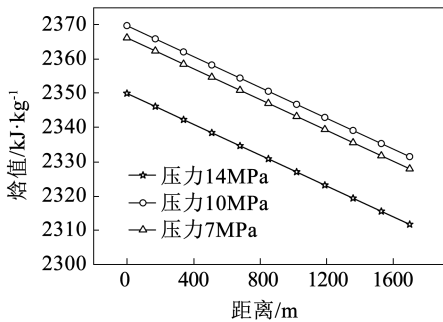


图8 压力对焓值的影响

## 4 结论

(1) 采用纳米气凝胶复合反射式保温结构技术先进,节能效果显著。复合保温结构相对于原保温,

管道千米干度提高 3.3%、焓值提高 50 kJ/kg、保温成本增加 52 元/m。

(2) 不同输汽流量时干度以及焓值均随输汽管道长度增加而减少但输汽流量增大时蒸汽干度以及焓值下降的幅度较小,提高输汽管道输汽量可以减少沿程焓降、提高末端蒸汽干度,输汽量 16 t/h 时干度降为 3%、焓降 38 kJ/kg,相对于 8 t/h 时输汽量干度提高 2.5%、焓值提高 39 kJ/kg。

(3) 随着输汽管道入口压力的提高蒸汽干度、焓值均沿管道长度增加而降低。但入口管道压力提高时末端干度下降的幅度增大,降低锅炉出口输汽管道压力可以提高蒸汽焓值、提高末端蒸汽干度,7 MPa 时干度降为 2%、14 MPa 时干度降为 4%。

### 参考文献

- [1] 王忠华,赵海谦,刘晓燕,等. 保温结构热工缺陷对管道散热的影响研究[J]. 节能技术,2013,31(1):60-62,88.
- [2] 荣雁. 新型绝热材料在稠油注蒸汽管线保温中的应用[J]. 材料导报,2020,34(z1):173-177.
- [3] 赵立新. 油田稠油注蒸汽管线保温技术应用[J]. 石油石化节能,2020,10(1):10-14.
- [4] 钟升楷,顾景磊,贺泽平,等. 热力蒸汽管道保温性能恶化的影响机制研究[J]. 能源工程,2020(1):78-83.
- [5] 赵旭,沈愷,张宇,等. 材料沉降对水平圆形管道保温层设计的影响[J]. 动力工程学报,2016,36(9):759-764.
- [6] 衣怀峰,韩春雨,张建国,等. 稠油热采注蒸汽管线新型节能保温材料[J]. 石油石化节能,2011,1(1):16-18.
- [7] 赵洪滨,孙琼华. 输汽系统中气凝胶应用的保温(试验)效果分析[J]. 应用科技,2017,44(1):70-75.
- [8] 杨德伟,黄善波,马冬岚,等. 注蒸汽井筒两相流流动模型的选择[J]. 石油大学学报,1999(2):44-46.
- [9] 谢武娇. 稠油注汽热效率分析与提高措施[J]. 化工管理,2015(36):179.
- [10] 李鹏,葛苏毅,杨光权,等. 地面管线蒸汽干度计算模型及影响因素分析[J]. 节能技术,2020,38(2):135-139.
- [11] 林日亿,齐尚超,沈文丽,等. SAGD 循环预热水平段注汽数规律[J]. 中国石油大学学报(自然科学版),2018(42):134-141.
- [12] 王修彦,刘旭辉,赵怀宇,等. 综合管廊热力舱管线散热计算及数值模拟[J]. 节能技术,2019,37(2):152-156,160.
- [13] 江兆强,龚爱民,张新启,等. 长距离热水输送管道保温结构热损失研究[J]. 节能技术,2020,38(2):113-117.
- [14] 岳师华,李苏泷,温成. 基于变导热系数的蒸汽长距离输送模拟[J]. 节能技术,2019,37(6):525-529.
- [15] 董珊珊,王为民,贾冯睿,等. 油田井口蒸汽干度的影响因素分析[J]. 辽宁石油化工大学学报,2014(6):47-51.
- [16] 刘立君,王东岩,等. 塔河油田井筒保温体系仿真计算[J]. 节能技术,2021,39(2):159-164.