

低温环境下地面输气管道最低温度计算方法

邓贵德¹ 孙亮¹ 寿比南¹ 田伟² 李鹤林²

1.中国特种设备检测研究院 2.中国石油集团石油管工程技术研究院

邓贵德等.低温环境下地面输气管道最低温度计算方法.天然气工业,2013,33(7):96-100.

摘 要 为避免发生低温脆断,油气输送管材标准通常都规定了管材冲击功及冲击试验温度。为了确定管材冲击试验温度,必须先确定管道最低设计温度,即管道在正常工作过程中管壁可能达到的最低温度。为此,首先采用数值方法,同时考虑管内介质流动和管外环境散热影响,建立了管道壁温耦合传热计算模型;为了便于工程应用,进一步修正提出了一种计算低温环境下钢管最低壁温的工程计算方法。数值计算得到的管道截面气体平均温度与苏霍夫公式计算结果相对差值小于 5%,工程方法计算得到的管道最低壁温与数值计算结果绝对差值不超过 0.5℃,这就说明所采用的两种最低温度计算方法准确、有效。研究结果还表明,低温环境下地面输气管道最低壁温随着输气量的减小而降低,因而在确定管道最低设计温度时,应限定管道正常工作过程中的最小输气量,以此为基础来计算确定低温环境下管道的最低壁温。

关键词 天然气 输气管道 低温环境 管壁最低温度 设计温度 工程方法 耦合传热 数值模拟

DOI:10.3787/j.issn.1000-0976.2013.07.017

Calculation methods for the minimum wall temperature of ground gas pipelines in a low temperature environment

Deng Guide¹, Sun Liang¹, Shou Binan¹, Tian Wei², LI Helin²

(1. China Special Equipment Inspection and Research Institute, Beijing 100013, China; 2. CNPC Tubular Goods Research Institute, Xi'an, Shaanxi 710065, China)

NATUR. GAS IND. VOLUME 33, ISSUE 7, pp.96-100, 7/25/2013. (ISSN 1000-0976; In Chinese)

Abstract: Considering the fact of the susceptibility of brittle fracture of pipes in low temperatures, the impact energy and impact test temperatures are both clearly specified in the criteria of tubular goods for oil and gas transport line pipes. In order to determine the proper impact test temperature of tubular goods, the minimum designed temperature of pipes should be confirmed at first, that is, the minimum temperature that pipe wall can bear in the normal operation of pipe lines. In view of this, a coupled heat transfer model was established to numerically compute the minimum wall temperature with transport-media flow inside and heat loss outside both taken into account. Furthermore, for the convenience of actual application, an engineering method was proposed to calculate the minimum wall temperature of ground gas pipelines working in low temperature environment. As a result, the calculated average gas temperature of a tube section by the numerical computation accorded with that by the Sukhov formula with a relative error of less than 5%; the minimum wall temperature predicted by the engineering method agreed well with the numerical results with an absolute error of less than 0.5℃. This proves that the above two methods are accurate and feasible for the estimation of the minimum wall temperature of line pipes. Additionally, it was also found that the minimum wall temperature drops as the delivery gas volume decreases, so it is necessary for the engineers to specify the minimum gas flow before determining the minimum design temperature of line pipes.

Key words: natural gas, gas pipeline, low temperature environment, minimum wall temperature, design temperature, engineering method, conjugate heat transfer, numerical simulation

基金项目:国家公益性行业(质检)科研专项项目(编号:201010029)。

作者简介:邓贵德,1982年生,高级工程师,博士;主要从事结构仿真与载荷响应研究工作。地址:(100013)北京市朝阳区和平街西苑2号。电话:(010)59068316。E-mail:dengguide@csei.org.cn

为了防止低温环境下地面输气管道发生脆性断裂,一种方法是在管道外包覆保温层以减小外部环境的影响,另一种方法是直接选用抗低温冲击性能良好的管材。GB/T 9711.3—2005《石油天然气工业输送钢管交货技术条件第3部分:C级钢管》给出了避免管材发生脆性断裂的夏比冲击试验温度和冲击功要求^[1](表1)。由表1可知,管材的冲击试验温度与设计温度紧密相关。根据GB 50251—2003《输气管道工程设计规范》^[2],对于低温环境下的地面输气管道,主要考虑的是管道可能达到的最低温度,也即管道最低设计温度,也就是说要确定管材冲击试验温度必须先确定管道最低设计温度。

表1 避免脆性断裂的夏比冲击试验温度表

规定壁厚/mm	试验温度/℃
$T \leq 20$	设计温度-10
$20 < T \leq 30$	设计温度-20
$T > 30$	设计温度-30

对于低温环境下的站场地面管道,一方面钢管外壁会持续向环境散热,降低管内介质及管壁温度;另一方面由于埋地管道受大气低温环境影响很小,埋地管道内的介质温度通常要高于外部环境低温,流入地面输气管道中的介质不断带来新的热量,使得正常工作时管壁温度介于外界环境温度和管内介质温度之间。如果取管内介质最低温度作为管道最低设计温度有可能偏于危险,而如果采用环境最低气温作为管道最低设计温度,虽然偏于安全但也非常苛刻,有可能造成工程成本大幅上升,甚至导致材料供应困难。

因此,为了合理选取低温环境下地面输气管道的设计温度,应当先确定管道在正常工作过程中管壁可能达到的最低温度。笔者先采用数值方法计算了地面输气管道在低温环境下的最低壁温,之后修正提出了一个可用于计算低温环境下输气管道最低壁温的工程方法,这两种方法都可以用于合理确定低温环境下地面输气管道的最低设计温度。

1 数值计算方法

1.1 问题描述

低温环境下地面输气管道壁温计算是一个典型的流固耦合传热问题。大多数有实际意义的流固耦合传热问题都无法获得解析解。因此,通常都采用数值方法求解^[3-6]。

“西气东输二线”工程是我国第一条引进境外天然

气资源的大型管道工程,西起新疆霍尔果斯口岸,途经新疆、甘肃、宁夏等12个省、市、自治区^[7-9]。根据实测数据,霍尔果斯站进站气体温度均不低于0℃。下面以“西气东输二线”霍尔果斯站一段1 km长的地面输气钢管为例,建立求解低温环境下地面输气管道壁温的数值计算模型。计算时取环境温度为当地极端低温-42.60℃,同时伴有9级大风。

1.2 计算模型

基于流体动力学软件Fluent建立了地面输气管道壁温计算模型。Fluent软件是当前国内外应用最为普遍的CFD软件,具备求解流固耦合传热问题的能力。对于薄壁管道,前处理建模时只需建立管道内流体区域的几何和网格模型,管道壁厚、材料属性和热边界条件等参数在边界条件中设定。Fluent软件会在流体域中求解连续方程、运动方程、能量方程等全部相关方程,并会增加求解固体域内的热量传递。采用这种薄壁传热方法可以降低建模工作量、提高计算效率。

1.2.1 网格模型

图1为建立的长1 km,规格为 $\varnothing 1\,219\text{ mm} \times 27.5\text{ mm}$ 的管道内部流场网格模型,图中管道长度方向仅显示了部分网格以增强图像效果。管道中心为 12×12 的映射网格,管道壁面处设置5层细密的边界网格;沿管长方向单元边长为0.5 m,网格总数为864 864,节点总数为818 409。

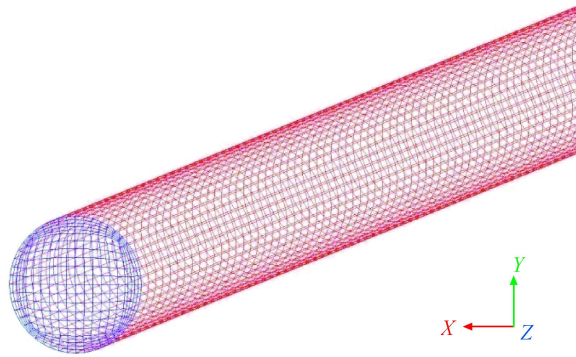


图1 管道网格模型图

1.2.2 材料参数

假设输送的天然气成分全部为甲烷,取标准状况下甲烷密度为 $0.667\,9\text{ kg/m}^3$,则12 MPa设计压力下甲烷密度约为标准密度的121倍,也即 $80.815\,9\text{ kg/m}^3$ 。由于实际输送气体流速远低于音速。因此,计算时可取甲烷密度为常数。由于计算涉及的温度变化范围不大,甲烷及管材的比热容、热传导系数以及黏度都可以近似取常数。数值计算所取的材料具体参数如表2所示。

表 2 数值计算所取材料参数表

属性	甲烷	管材
密度/(kg·m ⁻³)	80.815 9	8 030
比定压热容/[J·(kg·℃) ⁻¹]	2 222	502.48
热传导系数/[W·(m ² ·℃) ⁻¹]	0.033 2	16.27
黏度/[kg·(m·s) ⁻¹]	1.087×10 ⁻⁵	/

1.2.3 边界条件

“西气东输二线”工程设计输气能力为 300×10⁸ m³/a,按照按每年工作天数为 350 d 计算,设计输气量为 992.06 m³/s,对应质量流量为 662.60 kg/s。根据钢管外传热数值计算,9 级风对应的钢管外壁面对流传热系数为 134.13 W/(m²·℃)。

在边界条件设置时,管道一端设置为质量入口边界条件,甲烷质量流量为 662.60 kg/s,流入温度为 0℃;另外一端设置为甲烷流出边界条件,流出因子为 1;管道壁面设置为固定壁面,厚度设置为 27.5 mm,对流传热系数为 134.13 W/(m²·℃),外界大气温度为-42.60℃;计算采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,入口湍流强度取 5%,水力直径取管道内直径为 1.164 m。

1.3 模型验证

本文参考文献[10]介绍了一种计算输气管道内气体温度的方法,当忽略焦耳—汤姆逊效应影响时,输气管道沿线任意点的气体温度计算公式如式(1)所示,这就是著名的苏霍夫公式。GB 50251—2003 在输气工艺计算与分析部分也引用了该公式,用于计算埋地输气管道沿线任意点气体温度。

$$t_k = t_b + (t_i - t_b)e^{-\alpha x} \tag{1}$$

系数 α 计算公式为:

$$\alpha = \frac{\pi d K}{M C_{pf}} \tag{2}$$

K 为总传热系数,对于圆柱形管道,以管道外表面积为基准的总传热系数计算公式为:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{d_i \alpha_i}} \tag{3}$$

α 为管内气体与管道内壁之间的对流传热系数,当流体在圆管内部作湍流且流体与管壁温差不大时(温差一般不超过50℃),可采用迪图斯—贝尔特公式计算^[11]。即

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{d_i u \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pf} \mu}{\lambda} \right)^{0.3} = 0.022 \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{M}{d_i \mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pf} \mu}{\lambda} \right)^{0.3} \tag{4}$$

将数值计算算例对应的几何参数、物性参数、工况参数代入,经式(1)~(4)计算可得管道出口处气体温度(t_k)为-9.25℃。图 2 所示是数值计算所得管道出口截面上的气体温度分布情况。截面中心气体温度为-9.19℃,壁面附近的气体温度为-10.10℃,气体温度沿着径向逐渐降低。按照面积加权平均计算,该截面气体平均温度为-9.45℃,仅比上述公式计算结果低0.20℃。

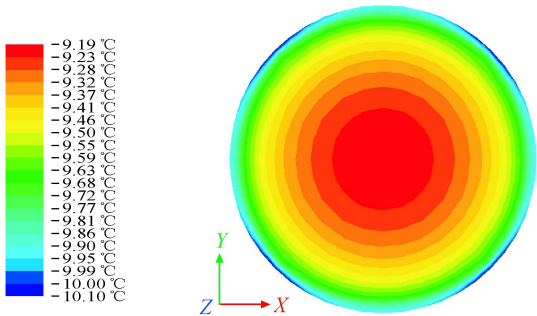


图 2 管道出口截面气体温度分布图

图 3 所示是管内气体温度随管道长度的变化情况。随着管道长度的增加,管内气体温度逐渐降低,数值计算所得气体平均温度与上述公式计算结果变化趋势一致,数值计算值略低于公式计算值,两者差值产生原因主要是由于公式计算中未考虑焦耳—汤姆逊降温效应,但两者最大差值不超过0.20℃,相对差值均小于5%。数值计算和苏霍夫公式计算结果之间的相互符合,既表明采用式(1)~(4)来计算地面输气管道沿线任意点的气体温度是合适的,也验证了数值计算模型的有效性。

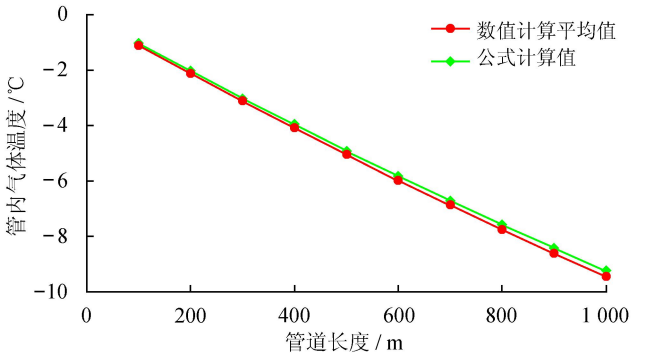


图 3 管内气体温度随管道长度的变化图

1.4 最低壁温

对于低温环境下的地面输气管道,由于管内介质温度不低于环境温度,管壁的最低温度必定出现在管

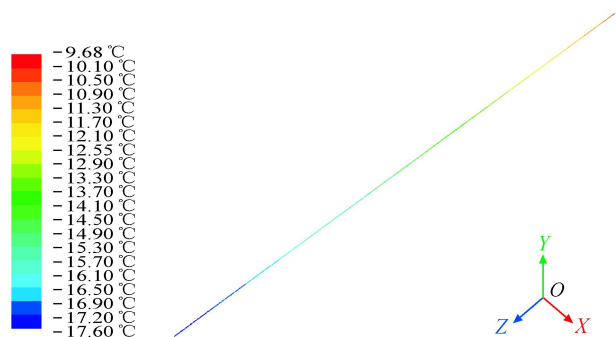


图4 管道外壁面温度分布图

道外壁面。图4所示为管道外壁面温度分布情况。壁温沿着管道长度方向逐渐降低,入口处外壁面温度为 -9.68°C ,出口处外壁温度降至最低值 -17.6°C ,这也是低温环境下该地面输气管道的最低壁温值,比环境温度高出了 25°C 。

但是,需要指出的是设计时不宜直接取 -17.6°C 作为该管道的最低设计温度,这是因为输气管道设计输气能力是年最大输气能力,正常工作过程中管道输气量可能小于最大输气能力。对于低温环境下的地面输气管道,输气量减小意味着流入地面输气管道中热量减少,从而导致管道壁面温度降低。

图5所示是年输气量(V)为 $(0.3\sim 300)\times 10^8\text{ m}^3$ 时对应的管道最低壁温($t_{\min}$)变化情况。随着输气量减小,管道最低壁温逐渐降低,输气量从 $300\times 10^8\text{ m}^3/\text{a}$ 减到 $90\times 10^8\text{ m}^3/\text{a}$ 的过程中,也即从设计输气量减小到30%设计输气量的过程中,管道最低壁温从 -17.6°C 降为 -29.1°C ,最低壁温降低了 11.5°C ;随着输气量的进一步减小,管道最低壁温快速降低,输气量从设计输气量的30%降低为10%时,管道最低壁温降为 -38.6°C ,最低壁温降低了 9.5°C ;当输气量减小为1%设计输气量时,最低壁温值与外界环境温度相等。

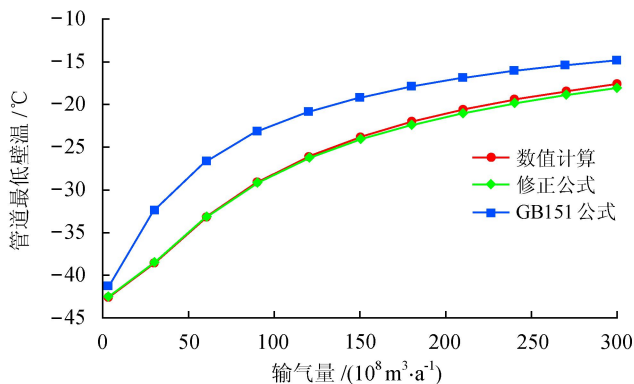


图5 管道最低壁温与输气量的关系图

从图5可以看出,如果设计时能够确定管道正常工作过程中的最小输气量不小于设计输气能力的30%,那么可以选择 -30°C 作为该管道的最低设计温度。而如果管道正常工作过程必须包含1%设计输气量等小流量工况的话,则最高只能选取环境最低温度作为该管道的最低设计温度。也就是说,在确定管道最低设计温度时,应限定管道正常工作过程中的最小输气量,以此最小输气量为基础计算确定低温环境下管道的最低壁温。

2 工程计算方法

笔者建立的数值计算模型方法能够有效计算低温环境下地面输气管道壁温分布,进而确定不同设计条件下的钢管最低设计温度。但是,该方法要求设计单位配备数值计算软件、设计人员熟练掌握相关软件操作,不太便于工程应用。因此,有必要在数值计算方法的基础上,提出一个免于数值分析的工程计算方法。

2.1 已有方法

GB 151—1999《管壳式换热器》附录F提供了一种计算换热器金属壁温的推荐方法^[12]。对于换热管,忽略污垢热阻后管道冷流体侧壁温计算公式为

$$t_{tc} = t_m + K\Delta t_m / \alpha \quad (5)$$

式中 K 值可按式(3)计算。

Δt_m 为流体有效平均温差,其计算公式为:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)} \quad (6)$$

由于式(5)采用流体有效平均温差计算壁温,计算所得实际上是管道全长范围内的平均温度,这对于换热器来说是适用的,因为换热器的壳程和管程长度较短,最高、最低温度与平均温度相差很小。但是,对于长度较长的地面输气管道,管道最低壁温可能低于式(5)计算的平均温度。

图5给出了按照式(5)计算所得的管道壁温,计算中取 $\alpha = \alpha_c$ 、 $t_m = t_o$ 、 $\Delta t_2 = t_s - t_m$ 。从图5可以看出,式(5)计算结果明显高于数值计算所得最低壁温,按照式(5)确定管道最低设计温度可能偏于危险。

2.2 修正方法

为了得到适用于计算管道外壁面最低温度的估算公式,对管道外壁面温度计算公式进行修正,采用管道出口处的内外流体温差 Δt_2 代替 Δt_m ,也即将式(5)修正为

$$t_{\min} = t_o + K\Delta t_2 / \alpha = t_o + K(r_s - t_o) / \alpha \quad (7)$$

采用式(1)~(4)、(6)计算所得的管道最低壁温如图5所示,修正公式计算结果与数值计算结果符合很

好,两者最大绝对差值不超过 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,表明了该计算方法的有效性。

从式(1)~(4)、(6)的表达式可以看出,该方法包含了环境温度、介质温度、环境风速、输送流量、管道规格、管道长度等6个因素的影响。采用该方法进行管道最低壁温计算时,只需要给定管道规格长度及管材属性(d 、 d_0 、 x 、 λ)、管内气体流量和气体属性(M 、 μ 、 C_{pf} 、 λ)、管道入口处的气体温度和环境温度(t_i 、 t_0)以及管道外壁与大气环境之间的对流传热系数(α)。

3 结论

1)建立了低温环境下地面输气管道最低壁温的耦合数值计算模型,该模型考虑了管外环境散热和管内气体流动的影响,数值计算得到的管道截面气体平均温度与苏霍夫公式计算结果符合很好,两者相对差值小于5%,证实了该数值计算模型的有效性。

2)为了便于工程应用,在已有压力容器壁温计算方法的基础上,修正得到了一个可用于计算低温环境下输气管道最低壁温的工程方法,采用该方法计算的管道最低壁温与数值计算结果符合很好,两者绝对差值不超过 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,验证了该工程方法的有效性。

3)研究结果表明相同情况下管道最低壁温随着管道输气量的减小而降低。因此,在确定管道最低设计温度时,应限定管道正常工作过程中的最小输气量,以此最小输气量为基础计算确定低温环境下管道的最低壁温。

符 号 说 明

C_p 为比定压热容; d 为管道直径; t_0 为地面输气管道所处的环境温度; t_i 为输气管道计算段起点处气体温度; t_m 为冷流体平均温度; t_b 为管壁温度; t_s 为输气管道沿线任意点的气体温度; K 为总传热系数; M 为气体质量流量; u 为管道内气体流速; x 为输气管道计算段起点至沿线任意点的长度; α 为对流传热系数; Δt_i 为入口处冷热流体温差; Δt_b 为出口处冷热流体温差; Δt_m 为流体有效平均温差; λ 为材料热传导系数; μ 为黏度; ρ 为密度。下标c为冷流体侧;min为最低温度;i为管道内侧;o为管道外侧;f为流体;s为固体。

参 考 文 献

[1] 石油管材专业标准化委员会.GB/T 9711.3—2005 石油天然气工业输送钢管 交货技术条件 第3部分:C级钢管[S].北京:中国标准出版社,2005.
Petroleum Tubular Goods Standards Committee of Chinese Petroleum Society.GB/T 9711.3-2005 Oil and gas line steel pipes technical delivery conditions Part 3:Class C steel pipes [S].Beijing:Chinese Standard Press,2005.

[2] 油气田及管道建设设计专业标准化委员会.GB 50251—2003 输气管道工程设计规范[S].北京:中国计划出版社,2003.
Oil & Gas Fields and Pipelines Design Standards Committee.GB 50251-2003 Code for the design of gas transmission pipeline engineering [S].Beijing:Chinese Planning Press, 2003.

[3] 陶文铨.数值传热学[M].2版.西安:西安交通大学出版社,2001.
TAO Wenquan.Numerical heat transfer[M].2nd edition.Xi'an:Xi'an Jiaotong University Press,2001.

[4] ALBANAKIS C, BOURIS D.3D conjugate heat transfer with thermal radiation in a hollow cube exposed to external flow[J].International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008,51(25/26):6157-6168.

[5] LI Yuanhong, KONG S C.Coupling conjugate heat transfer with in-cylinder combustion modeling for engine simulation [J].International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011,54(11/12):2467-2478.

[6] KAYA A.The effect of conjugate heat transfer on MHD mixed convection about a vertical slender hollow cylinder [J].Communication in Nonlinear Science and Numerical Simulation,2011,16(4):1905-1916.

[7] 向波.西气东输二线管道设计的主要特点[J].天然气与石油,2008,26(3):1-5.
XIANG Bo.Design characteristic of West-to-East Gas Pipeline II [J].Natural Gas and Oil,2008,26(3):1-5.

[8] 王敏,龙飞,郑强,等.西气东输二线输气管道在湿地中的敷设[J].天然气工业,2009,29(3):85-87.
WANG Min, LONG Fei, ZHENG Qiang, et al.The West-to-East Gas Pipeline II being laid through the wet land[J].Natural Gas Industry,2009,29(3):85-87.

[9] 李鹤林,吉玲康,田伟.西气东输一、二线管道工程的几项重大技术进步[J].天然气工业,2010,30(4):1-9.
LI Helin, JI Lingkang, TIAN Wei.Significant technical progress in the West-East Gas Pipeline projects—Line One and Line Two[J].Natural Gas Industry,2010,30(4):1-9.

[10] 李长俊.天然气管道输送[M].北京:石油工业出版社,2000.
LI Changjun.Pipeline transmission of natural gas [M].Beijing:Petroleum Industry Press,2000.

[11] 何潮洪,冯霄.化工原理[M].北京:科学出版社,2001.
HE Chaohong, FENG Xiao.Principles of chemical industry [M].Beijing:Science Press,2001.

[12] 全国压力容器标准化技术委员会.GB 151—1999 管壳式换热器[S].北京:中国标准出版社,1999.
China Standardization Committee on Pressure Vessels.GB 151-1999 Tubular heat exchangers [S].Beijing:Chinese Standard Press,1999.