

温度计套管的工程应用设计方法

孙吉人

中国石化工程建设有限公司, 北京 100101

摘要 在工程应用中, 温度计套管因共振导致断裂问题日益受到重视, 相关的讨论也很多, 但多局限于对共振频率的计算与评估, 缺乏对共振情况下和非共振情况下温度计套管的受力分析和研究, 没有一个综合的解决方案。针对这一现状, 根据 ASME PTC19.3 TW—2010 提供的准则, 通过对温度计套管振动频率、静态应力和动态应力的分析, 建立了相应的极限制条件, 提出了温度计套管的应力分析和断裂评估的工程应用设计方法。从设计资料准备到计算评估等给出具体的设计步骤, 并结合计算实例, 介绍了这个方法的具体应用。这种方法可以使温度计套管从本质上避免共振折断。

关键词 温度计套管; 共振; 固有频率; 漩涡脱落频率; 动态应力; 静态应力

中图分类号 TB12

文献标志码 A

doi 10.3981/j.issn.1000-7857.2013.01.009

A Design Method of Thermowells for Engineering Applications

SUN Jiren

SINOPEC Engineering Incorporation, Beijing 100101, China

Abstract In engineering applications, the fracture of the thermowells caused by resonance becomes more and more an important issue. But most studies were limited to the resonance frequency and very few were concerned with the stress analysis at points of resonance or away from resonance for the thermowells. So far there is no comprehensive solution. Based on the specifications of ASME PTC19.3 TW—2010, this paper establishes relevant limits by analyzing the vibration frequency, and the steady-state static and dynamic stresses in the thermowells. A design method of the thermowells for engineering applications is proposed, and the specific procedures of the calculation and the evaluation are shown through an actual example. It is shown that this method can ensure the safety of the thermowells in engineering applications.

Keywords thermowell; resonance; nature frequency; vortex shedding frequency; dynamic stress; static stress

0 前言

安装在工艺管道上供温度检测用的保护套管(通常称作温度计套管, 以下简称套管), 在工艺流体的作用下会产生振动, 当振动频率接近套管的固有频率时, 则可能发生共振, 导致流体作用在套管上的应力超过套管的承受极限而使套管折断, 产生泄漏, 并使插在套管内的温度检测元件损坏, 影响温度测量, 甚至发生事故。以往, 国内石油化工项目的处理量和工艺偏于保守, 工艺介质流速偏低, 套管发生折断的现象较少。近年来, 随着生产规模的扩大, 处理量增加, 工艺介质流速普遍提高, 工艺过程经过局部改造后, 甚至会超过原有设计负荷, 套管折断的现象逐渐增多, 国内同行也开始关注此类问题。文献[1]、[2]对套管共振的产生和怎样避免共振都

有论述。但在工程应用中还是缺乏具体的设计方法和工程标准。本文依据 2010 年 2 月颁布的 ASME PTC19.3 TW—2010^[3], 提出关于套管在工程应用中的设计方法, 以保证套管能够耐受静态和动态压力, 不受机械损伤, 使温度计取得精确、稳定的测量值。

1 设计原理

套管从投入使用到整个设计生命周期结束, 需要经历开、停工和正常生产过程, 甚至要经历异常工况过程。理想的设计是使套管在预期的开、停工和正常生产过程中, 经受住流体的冲击, 取得满意的温度测量值, 并且对异常工况有充分估计, 提出套管的极限使用条件。为了实现这个目的, 在套

收稿日期: 2012-11-27; 修回日期: 2012-12-10

作者简介: 孙吉人, 高级工程师, 研究方向为石油化工仪表和自动控制工程设计, 电子信箱: sunjiren@sei.com.cn

管的设计过程中,需要根据工艺条件,确定合适的外形和制造材料,尽量使安装后的套管具有足够高的固有频率,保证套管远离共振区域,同时,限定振动幅度形成在一个安全值,使套管所承受的最大稳态应力和动态应力在安全限度内,建立相应的极限限制:

(1) 振动频率极限评估。安装就位后的套管固有频率应足够高,以使共振不至被流体刺激所激发。

(2) 静态应力限制评估。套管所承受的最大稳态应力不应超过 von Mises 等效应力准则确定的极限值。

(3) 动态应力极限评估。套管所承受的最大动态应力不应超过允许疲劳应力极限。

(4) 流体静力学压力极限评估。套管所承受的外部压力不应超过杆体、端头和法兰的压力等级。

一个固定形状和材质套管,插入工艺管道后,流体冲击引起振动的频率、套管的固有频率和所能承受的应力极限是一定的。如果能够通过上述评估条件,套管即可经受预期的工况条件,在设计预期的生命周期内安全使用。如果不能通过评估条件,则需调整套管形状参数或材质,直至满足评估条件。这样的过程使得套管的设计标准化和程序化。

2 设计方法

2.1 套管外形及材料特性

套管在操作压力 $P(\text{Pa})$ 、操作温度 $T(^{\circ}\text{C})$ 、最大流速 $V(\text{m/s})$ 、流体密度 $\rho(\text{kg/m}^3)$ 、动力黏度 $\mu(\text{Pa}\cdot\text{s})$ 或运动黏度 $\nu(\text{m}^2/\text{s})$ 下工作,外形尺寸如图 1 所示。套管的过程接口形式分为:螺纹连接、承插焊连接、直接焊接、活动法兰连接和法兰连接。根据实际需要选择过程接口形式。如果过程接口形式为法兰或对套管采取了遮蔽措施,则应确定遮蔽长度 L_0 (m)(图 2)。一般,当套管容易通过评估条件时,工艺管道上的法兰管嘴可不按遮蔽物考虑。通过评估条件困难时,应将工艺管道上的法兰管嘴按遮蔽物考虑, L_0 =法兰管嘴高度+管道壁厚。

根据 ASME BPVC Section II Part D^[4],取得套管的材料特性参数:室温(20 $^{\circ}\text{C}$)下弹性模量 $E_{ref}(\text{Pa})$ 、工作温度下弹性模量 $E(\text{Pa})$ 、最大允许工作应力 $S(\text{Pa})$ 和质量密度 $\rho_m(\text{kg/m}^3)$ 值;取测温元件的平均密度 $\rho_s=2700\text{kg/m}^3$;取阻尼系数 $\zeta=0.0005$;根据 ASME PTC19.3 TW-2010,将套管的材料分成 A、B 两个等级,以疲劳寿命振动次数 10^4 为限,取得相应材料在室

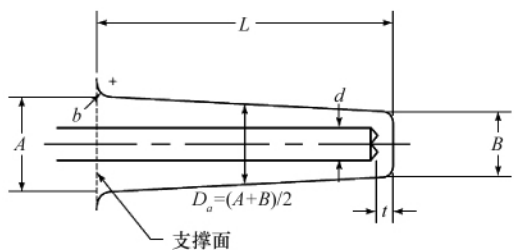


图 1 套管尺寸示意(单位:m)

Fig. 1 Schematic diagram of a thermowell (unit: m)

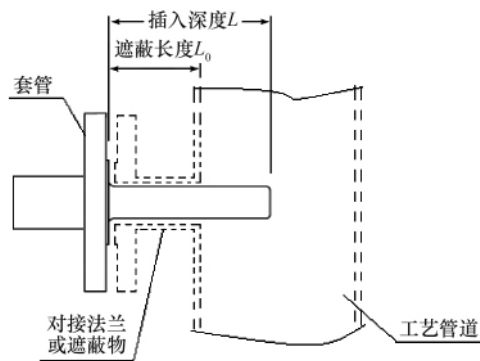


图 2 法兰连接套管安装结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the installation of a flanged thermowell

温(20 $^{\circ}\text{C}$)下空气中的允许疲劳应力极限 S_f (表 1),以及描述介质腐蚀和相关影响的环境系数 $F_E(\leq 1)$ 。对 $T \leq 427^{\circ}\text{C}$ 的碳氢化合物、蒸汽和水,取 $F_E=1$;对 $T > 427^{\circ}\text{C}$ 或其他介质,需减小 F_E ,以描述相关影响。

表 1 材料的允许疲劳应力幅度极限和环境系数
Table 1 Allowable fatigue-stress amplitude limits and environmental factor for material class A and class B

材料等级	材料	过程连接方式	允许疲劳应力极限 $S_f/10^6\text{Pa}$	环境系数 F_E
A	碳钢,低合金钢,	焊接或螺纹连接	20.7	≤ 1
		法兰连接	32.4	
	B 类以外高合金钢	活动法兰连接	48.3	
B	3xx 系列高合金钢,	焊接或螺纹连接	37.2	≤ 1
		法兰连接	62.8	
	镍-铬-铁合金, 镍-铁-铬合金, 镍-铜合金	活动法兰连接	93.8	

2.2 漩涡脱落频率和套管固有频率计算

2.2.1 漩涡脱落频率计算

雷诺数:

$$Re = \frac{VB\rho}{\mu} \text{ 或 } Re = \frac{VB}{\nu} \quad (1)$$

漩涡脱落频率:

$$f_s = Sr \frac{V}{B} \quad (2)$$

式中, Sr 为 Strouhal 数,对工程设计计算可简化为 $Sr \approx 0.22$ 。

2.2.2 安装就位后的套管固有频率计算

首先,将安装在管线上的套管看成是理想的悬臂梁,计算其近似的固有频率:

$$f_a = \frac{1.875^2}{2\pi} \left(\frac{EI}{m} \right)^{1/2} \frac{1}{L^2} \quad (3)$$

其中,转动惯量 $I = \pi(D_a^4 - d^4)/64, \text{kg}\cdot\text{m}^4$; 单位长度套管的质量 $m = \rho_m \pi(D_a^2 - d^2)/4, \text{kg/m}$ 。

然后考虑安装就位后的套管并非理想的悬臂梁,其还受到自身形状、流体质量、测温元件质量和安装柔性因素的影响,引入下列修正系数:

等截面实体梁修正系数

$$H_f = \frac{0.99[1+(1-B/A)+(1-B/A)^2]}{1+1.1(D_o/L)^{\frac{3}{1-0.8(d/D_o)}}} \quad (4)$$

流体附加质量修正系数

$$H_{a,f} = 1 - \frac{\rho}{2\rho_m} \quad (5)$$

测温元件质量修正系数

$$H_{a,s} = 1 - \frac{\rho_s}{2\rho_m} \left[\frac{1}{(D_o/d)^2 - 1} \right] \quad (6)$$

安装柔性的修正系数:

对焊接和法兰连接的套管

$$H_c = 1 - 0.61 \frac{A/L}{[1+1.5(b/A)]^2} \quad (7)$$

对螺纹连接的套管

$$H_c = 1 - 0.9A/L \quad (8)$$

安装柔性 with 套管杆体和支撑面过渡处的圆角半径 b (图 1) 高度相关。如果焊口不在套管根部,则焊口处的圆角半径不能视作 b 。对支撑面处没有清晰的几何圆角和 b 未知的情况,设 $b=0$ 。

最后得出安装就位后的套管固有频率为

$$f_n^c = H_f H_{a,f} H_{a,s} H_c f_n \quad (9)$$

2.3 振动频率极限评估

当套管浸没于流动的流体中时,在套管的下游产生漩涡,漩涡以一定的频率脱落,漩涡脱落产生如下两种力作用在套管上(图 3):一个是动态流向力,以频率 $2f_s$ 沿 y 方向平行于流体作用;一个是动态横向力,以频率 f_s 沿 x 方向垂直于流体作用。

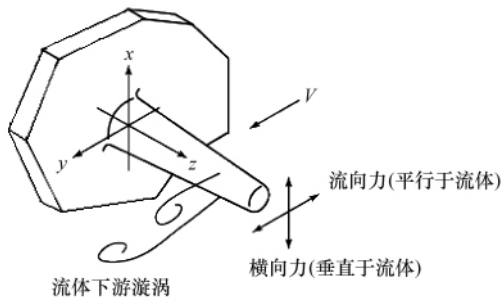


图 3 流动冲击力分布示意

Fig. 3 Schematic diagram of fluid-induced forces

随着流速的增加,漩涡的脱落速率线性增加,同时,作用在套管上巨大的力则以流速的平方数量级增加。套管根据力的分布和变化做实时弹性响应。如果套管的固有频率 f_n^c 与漩涡脱落频率 f_s 或 $2f_s$ 重叠,则共振发生。建立套管的固有频率 f_n^c 与漩涡脱落频率 f_s 之间的安全区间,则可有效避免共振的发生。

2.3.1 质量阻尼系数计算

套管固有的阻尼特性对其振动有抑制作用,一般将套管的阻尼系数(Scruton) ζ 保守地设为 0.0005。当套管置于介质中时,介质密度也会影响套管的阻尼特性,用质量阻尼系数描述:

$$N_s = \pi^2 \zeta (\rho_m / \rho) [1 - (d/B)^2] \quad (10)$$

质量阻尼系数越大,对振动的抑制作用越强。计算质量阻尼系数的意义在于,可以通过其大小判断套管对振动的抑制程度。

2.3.2 频率限制条件

当 $N_s > 64$, 且 $Re < 10^5$ 时,不会产生流向共振和横向共振,因此,不用评估套管的固有频率。

当 $N_s > 2.5$, 且 $Re < 10^5$ 时,不会产生流向共振,套管固有频率应满足

$$f_s < 0.8f_n^c \quad (11)$$

当 $N_s < 2.5$, 或 $Re \geq 10^5$ 时,流向共振和横向共振都会发生,通过下列步骤确定频率限制条件:

取 $\zeta = 0.0005$, $F'_{M,max} = \frac{1}{2\zeta} = 1000$, 采用简化计算,流向共振时的流速为

$$V_m = \frac{Bf_n^c}{2Sr} \quad (12)$$

在共振条件下,即,设 $F'_{M,max} = 1000$ 和 $V = V_m$, 经过 2.4.2 节的计算步骤,取得动态流向应力幅度 S_d (Pa)。

判断套管是否通过 2.6 节的周期应力评估,如果通过了周期应力条件,应满足:

$$0.6f_n^c < f_s < 0.8f_n^c \quad (13)$$

如果没有通过周期应力条件,则应满足:

$$f_s < 0.4f_n^c \quad (14)$$

2.4 应力分析

当套管浸没于流动的流体中时,除了需要承受漩涡脱落产生的动态应力外,还要承受稳态流体产生的静态应力和流体静力学压力。

2.4.1 力的大小

套管受到稳态流体冲击,所受力的大小表示为作用在套管投影面 A_p (m^2) 上单位面积所受的力 P_β 的总和 F_β , 投影面 A_p 是套管暴露于流体的部分。这里, P_β 代表作用在套管单位投影面积上的空气动力学压力 P_D (Pa)、套管单位投影面积上的流向力 P_d (Pa) 和套管单位投影面积上的横向力 P_t (Pa)。

$$P_D = \frac{1}{2} \rho C_D V^2 \quad P_d = \frac{1}{2} \rho C_d V^2 \quad P_t = \frac{1}{2} \rho C_t V^2 \quad (15)$$

以设计为目的时,取

$$C_D = 1.4 \quad C_d = 0.1 \quad C_t = 1.0 \quad (16)$$

F_β 代表 F_D (N)、 F_d (N) 和 F_t (N)。

$$F_D = P_D A_p = \frac{1}{2} \rho C_D V^2 A_p \quad F_d = P_d A_p = \frac{1}{2} \rho C_d V^2 A_p$$

$$F_t = P_t A_p = \frac{1}{2} \rho C_t V^2 A_p \quad (17)$$

2.4.2 弯曲应力

作用在套管上流体的动态冲击力,被分解成顺着流体流动方向 y 的流向力和垂直于流体流动方向 x 的横向力,见图3所示。套管所承受的静态应力和动态应力均为纵向弯曲力的形式,峰值应力产生在根部的外表面。

流向动态应力的分布如图4所示。引入应力放大系数保守估计套管振动时的应力:

$$F'_M = \frac{1}{1-r^2} \quad r' = \frac{2f_s}{f_n} \quad (18)$$

$$F_M = \frac{1}{1-r^2} \quad r = \frac{f_s}{f_n} \quad (19)$$

$$F'_{M_{\max}} = \frac{1}{2\zeta} \quad (20)$$

$$F_{M_{\max}} = \frac{1}{2\zeta} \quad (21)$$

式(18)和式(19)分别用来估算没有共振情况下的流向振动应力和横向振动应力;式(20)和式(21)分别用来估算共振情况下的流向振动应力和横向振动应力。

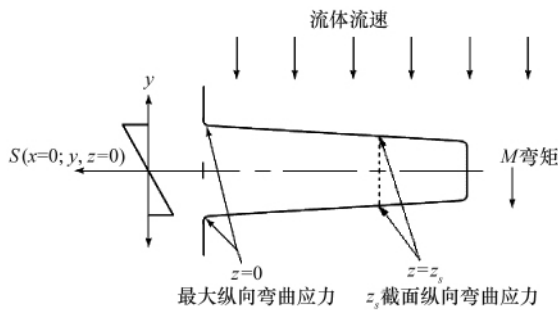


图4 最大流向弯曲应力示意图

Fig. 4 Schematic diagram of maximum longitudinal bending stress

梁的弯矩 $M(\text{N}\cdot\text{m})$ 、转动惯量 $I(\text{kg}\cdot\text{m}^4)$ 和套管的纵向应力 $S_z(\text{Pa})$ 之间关系如下:

$$\begin{cases} S_z = -yM/I & \text{稳态应力} \\ S_z = -yMF'_M/I & \text{流向应力} \\ S_z = -yMF_M/I & \text{横向应力} \end{cases} \quad (22)$$

用式(22)在 $x=0, y=D(z_s)/2, z=z_s$ 条件下,估算 $z_s(\text{m})$ 截面处的稳态应力和流向动态应力,在 $x=D(z_s)/2, y=0, z=z_s$ 条件下,估算 z_s 截面处的横向动态应力。在套管根部 $x=0, y=A/2, z=0$ 条件下,估算套管根部的稳态应力和流向动态应力; $x=A/2, y=0, z=0$ 条件下,估算横向动态应力。一般对所有作用在套管上力的峰值弯矩等量关系为

$$M_\beta = P_\beta \int_z^L D(z)(z-z_s) dz \quad (23)$$

这里, P_β 表示 P_D, P_d 或 P_l , 等于施加在套管单位面积上的力; M_β 表示 M_D, M_d 或 M_l , 等于作用在套管上的弯矩。

定义无量纲参数 G 为

$$G = \frac{M_\beta D(z_s)}{2P_\beta I(z_s)} = \frac{32D(z_s)}{\pi[D(z_s)^4 - d^4]} \int_z^L D(z)(z-z_s) dz \quad (24)$$

其中, $D(z_s)$ 为 $z=z_s$ 处的直径, $I(z_s)$ 为 $z=z_s$ 处平面的转动惯量。

在套管根部 G 表示为 G_{SP_0} 。对于没有采取流体遮蔽措施的套管,式(24)的积分下限 $z_s=0$,则无遮蔽套管的 G_{SP} 为

$$G_{SP} = \frac{16L^2}{3\pi A^2 [1 - (d/A)^4]} (1 + 2B/A) \quad (25)$$

对采取流体遮蔽措施的套管,式(24)的积分下限 $z_s=L_0$,则有遮蔽套管的 G_{SP} 为

$$G_{SP} = \frac{16L^2}{3\pi A^2 [1 - (d/A)^4]} \cdot \{3[1 - (L_0/L)^2] + 2(B/A - 1)[1 - (L_0/L)^3]\} \quad (26)$$

G_{SP} 仅取决于套管的几何图形,可用来描述弯曲应力的强度。

在套管的根部,作用在下游侧的稳态应力为

$$S_D = G_{SP} P_D = \frac{G_{SP} \rho C_D V^2}{2} \quad (27)$$

动态流向应力和动态横向应力为

$$S_d = G_{SP} F'_M P_d = \frac{G_{SP} F'_M \rho C_d V^2}{2} \quad (28)$$

$$S_l = G_{SP} F_M P_l = \frac{G_{SP} F_M \rho C_l V^2}{2} \quad (29)$$

将式(16)和式(18)~(21)代入式(25)~(29),可以计算出无遮蔽和有遮蔽套管根部远离共振和靠近共振时的稳态弯曲应力和动态弯曲应力。

2.4.3 压力和剪切力

除弯曲应力之外,还有径向压力 S_r (Pa)、切向压力 S_t (Pa)、轴向压力 S_a (Pa) 和流体冲击的剪切力作用在套管上,剪切应力相对于其他应力很小可以忽略。

对于外部操作压力 P ,在套管根部径向、切向和轴向应力给出如下:

$$S_r = P \quad (30)$$

$$S_t = P \frac{1 + (d/A)^2}{1 - (d/A)^2} \quad (31)$$

$$S_a = \frac{P}{1 - (d/A)^2} \quad (32)$$

2.5 静态应力限制评估

来自于流体静压和非周期应力的稳态负荷,在套管下游,沿轴向在根部的外表面产生一个最大应力点 S_{\max} (Pa)。对设计用途, S_{\max} 给出如下:

$$S_{\max} = S_D + S_a \quad (33)$$

采用等效应力准则(von Mises 准则),应力 S_{\max}, S_r 和 S_t 应满足:

$$\left[\frac{(S_{\max} - S_r)^2 + (S_{\max} - S_t)^2 + (S_r - S_t)^2}{2} \right]^{1/2} \leq 1.5S \quad (34)$$

2.6 动态应力极限评估

动态应力是套管在周期流向应力和横向应力作用下的结果。动态应力不应超过材料的最大允许应力 S_f (在 10^7 周期下)。峰值动态弯曲应力 $S_{0,\max}$ (Pa) 给出如下:

$$S_{0,\max} = K_f (S_f^2 + S_t^2)^{1/2} \quad (35)$$

由于 f_s 正比于流速 V ,且流向共振发生在横向共振流速的 $1/2$ 处,因此仅对流向共振极限进行评估即可。设 $S_r=0$,有:

$$S_{0,\max}=K_t S_d \quad (36)$$

丝扣连接的应力集中系数最小取 $K_t=2.3$ 。

在缺少套管根部焊口详尽尺寸的情况下,取应力集中系数 $K_t=2.2$ 。

ASME PTC19.3 TW—2010 要求套管应按照 ASME BPVC Section VIII Division 2^[6] Part 5 的要求做疲劳评估。作为替代方案也可按如下方法进行评估:

$$S_{0,\max}<F_T \cdot F_E \cdot S_f \quad (37)$$

这里, $F_T = \frac{E}{E_{ref}}$ 。

2.7 流体静力学压力极限评估

对压力等级小于 103MPa 的场合,按照 ASME BPVC Section VIII Division 1^[6]中的 UG-28 计算允许外部设计压力 P_c (Pa)。也可简单计算如下:

$$P_c = 0.66S \left[\frac{2.167}{2B/(B-d)} - 0.0833 \right] \quad (38)$$

计算允许端部设计压力 P_i (Pa):

$$P_i = \frac{S}{0.13} \left(\frac{t}{d} \right)^2 \quad (39)$$

确定法兰的允许设计压力 P_f (Pa):按照 ASME B16.5^[7],确定套管材质操作温度下法兰的允许压力等级 P_f (Pa)。

P_c 、 P_i 和 P_f 均应大于操作压力 P 。

3 计算实例

某项目在反应器入口设置带有温度计套管的热电偶温度计,介质为碳氢化合物,工艺管道材质为 SS 347,直径 DN250,压力等级 CL2500,温度计管嘴为法兰,管道外壁至温度计管嘴法兰面的距离为 190mm,其他操作条件为: $P=18\text{MPa}$, $T=278^\circ\text{C}$, $V=15\text{m/s}$, $\mu=2 \times 10^{-3}\text{Pa}\cdot\text{s}$, $\rho=53.3\text{kg/m}^3$ 。根据项目统一规定和选型原则以及过程条件,确定采用材质为 SS 347 的直型法兰接口套管,套管的法兰压力等级 P_f 与管道压力等级相同,为 CL2500。虽然管道上的温度计管嘴为法兰,但不按遮蔽设施考虑。

最初选择套管外形尺寸为: $A=0.032\text{m}$, $B=A=0.032\text{m}$, $D_o=A=0.032\text{m}$, $d=0.008\text{m}$, $L=0.30\text{m}$, $t=0.006\text{m}$, $b=0$ 。经 2.3.2 节的频率限制条件评估发现,套管不能通过 2.6 节的动态应力极限条件,且满足式(14),为此,套管不能通过频率限制条件评

估。

调整尺寸 $L=0.25\text{m}$,其他尺寸不变,重新进行 2.3.2 节的频率限制条件评估,结果发现,套管仍然不能通过 2.6 节的动态应力极限条件,但满足式(14)的条件要求,因此,该套管通过了频率限制条件评估,同时,经过 2.5、2.6 和 2.7 节的评估,均通过了评估条件。该套管通过了所有限制条件的评估,可以安全使用在预期工况条件下。

4 结论

本文参照 ASME PTC19.3 TW—2010,提供了一种相对完善可行的套管工程应用设计方法,本方法可直接应用于工程设计。通过对套管振动频率的分析计算和对各种极限评估方法的应用,可以看出,套管在流动介质中的振动计算和适用评估是比较复杂的,需要制定设计标准和计算程序才能更好地实现应用设计。

参考文献 (References)

- [1] 刘汉杰,王发兵,胡同印,等.有限单元法在温度计套管振动核算中的应用[J].石油化工自动化,2009(5):64-67.
Liu Hanjie, Wang Fabing, Hu Tongyin, et al. Automation in Petro-Chemical Industry, 2009(5): 64-67.
- [2] 汉建德,华霄峰.温度计保护套管的性能研究[J].石油化工自动化,2012(4):21-29.
Han Jiande, Hua Xiaofeng. Automation in Petro-Chemical Industry, 2012(4): 21-29.
- [3] The American Society of Mechanical Engineers, ASME PTC19.3 TW-2010, Thermowells performance test codes [S]. New York, NY: ASME, 2010.
- [4] The American Society of Mechanical Engineers. ASME Boiler and pressure vessel code section II Part D Properties (Metric)-2010, Materials [S]. New York, NY: ASME, 2010.
- [5] The American Society of Mechanical Engineers. ASME boiler and pressure vessel code section VIII Division 2 Alternative rules-2010, rules for construction of pressure vessels[S]. New York, NY: ASME, 2010.
- [6] American Society for Testing and Materials. ASTM boiler and pressure vessel code section VIII Division 1-2010, Rules for Construction of pressure vessels[S]. New York, NY: ASME, 2010.
- [7] The American Society of Mechanical Engineers. ASME B16.5, Pipe flanges and flange fittings[S]. New York, NY: ASME, 2003.

(责任编辑 齐志红)


 科技
导报
SCIENCE & TECHNOLOGY REVIEW

《科技导报》“综述文章”栏目征稿

“综述文章”栏目发表对当前自然科学有关学科领域的研究热点、前沿分支发展现状及动向的评述性文章。要求在所属学科领域从事比较深入研究的一线科研人员在研读相当数量文献资料的基础上,全面、深入、系统地论述该领域的问题,并对所综述的内容进行归纳、分析、评价,以反映作者的观点和见解。在线投稿:www.kjdb.org。