

# 内流对海底管线涡致振动 与疲劳寿命的影响<sup>①</sup>

申仲翰 赵 强

(中国科学院力学研究所, 北京 100080)

**摘 要** 在复杂的海洋环境条件下,管道的动力学特性受到内外部流体的作用而呈现出新的特点。本文通过对处在海底平稳流动作用下的悬跨管道的涡致振动进行分析,特别地考虑到管道内部流动的作用,给出了内流速度对管道响应幅度的影响,进而指出其对管道疲劳的意义。

**关键词** 海底输油管道 管道流动 涡致振动 结构动力响应 疲劳寿命

## 1 引言

随着近海石油工业的发展,海底输油管道得到了广泛的应用。在北海油田,八十年代初期就已有输油管道六百多公里,输气管道一千四百公里<sup>[1]</sup>,近期又有很大的增长。在我国的南海油田,海底油气管线方面的项目也在规划设计之中,迫切需要对管线在海底环境中的力学问题进行深入的研究。

海底输油管道的动力学问题十分复杂。由于管道一般处于较深的海底,这时表面波动的作用已较小,起主导作用的激励载荷主要来自海底的海水流动,如潮汐流或环流。鉴于海底流动流速变化的周期很长,由惯性力及拖曳力作用所造成的顺流方向的管道振动幅度较小,而由于绕流尾涡的不对称释放所造成的垂直于流动方向的管道侧向振动,即所谓的涡致振动却比较明显。在某些特别设计的全尺度现场实验中,悬跨管道中点振幅可以达到管道直径的2.5倍<sup>[2]</sup>。同时,涡致振动引起的管壁应力的变化也是造成管道疲劳破坏的主要原因。

对海底管线涡致振动的研究已有很多,一般认为悬跨在海底面上方某一高度处的管线振动较为明显;而由于海底表面高低不平,悬跨段的存在是不可避免的。即使是放置在海底面上的管线,也会由于海流的长期冲刷、淘蚀,而在海底泥沙表面与管道之间形成孔洞,因而也存在着受到涡力而产生振动的可能性。

受到交变的涡释放力作用的管线,其振动特性受到很多因素的影响。研究工作主要围绕着外部流体介质及海底表面等外部因素对振动的影响而展开,如管道与海底面间距<sup>[3]</sup>、结构振动对流场的影响<sup>[4]</sup>、冲刷淘蚀等。而对于内部油气流动所造成的管道振动特性改变,这方面的研究比较少见。

<sup>①</sup> 中国科学院“八五”重大基金项目

管道内部流动对管道的动响应、动稳定性的影响,已是人们早已熟知的物理现象。Housner<sup>[5]</sup>给出了含有稳定内流均匀直管的动力学方程,揭示出内流的存在对系统的质量、阻尼和刚度影响的规律。当流速达到某一临界值时,结构系统的恢复力可以为零,而出现动力失稳。当含有内流的管道受有横向激振力(如交替释放的涡旋作用在管道上的卡门力)的时候,较小的内部流动速度也会对管道的振幅产生较大的影响,进而对其疲劳寿命也会有相当的影响,因而需要对同时受到内外流作用的管道的动力特性加以研究。

本文通过对两端简支的含内流悬跨直管的涡致振动响应进行数值分析,研究了海底输油管道的动力响应受到内流因素的影响。为了描绘一般规律,引入了一系列无量纲参数,并且应用 Miner 理论及适当的  $N-S$  曲线,分析了疲劳寿命受无量纲化内流速度的影响。

## 2 控制方法

### 2.1 带有内部流动的管道振动方程

均匀圆形截面直管中密度为  $\rho_1$  的流体以流速  $U$  作均匀流动。在不考虑管道轴向力、流体压力及流速随着位置而变化时,可以得到如下的振动方程

$$(\rho_1 A_1 + m) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + (2\rho_1 A_1 U \frac{\partial}{\partial x} + C) \frac{\partial y}{\partial t} + (EI \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \rho_1 A_1 U^2) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = p(x, t) \quad (1)$$

其中,  $m, C$  分别为管道单位长度上的质量与阻尼,  $A_1$  为管道内通道的面积,

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D - 2t)^2$$

当式(1)右端为 0 时,得到输送管道自由振动方程,有时也被称为 Housner 方程<sup>[5]</sup>。

为进一步简化式(1),可把  $y = y(x, t)$  用如下形式表示:

$$y(x, t) = Y(t) \cdot X(x) \quad (2)$$

其中,  $X(x)$  为满足管道边界条件 ( $x=0, x=l$ ) 的正规函数,即有  $X$  满足

$$\int_0^l x^2 dx = \lambda \quad (3)$$

$\lambda$  为管道振型的特征值,满足  $d^4 x / dx^4 = \lambda^4 x$ 。

将式(2)代入式(1)中,在式子两端乘以  $X$ ,并在区间  $[0, l]$  上积分,得到:

$$(\rho_1 A_1 + m) \ddot{Y} + (C + 2\rho_1 A_1 \beta U) \dot{Y} + (EI \lambda^4 - \rho_1 A_1 U^2 \lambda^2) Y = P(t) \quad (4)$$

其中,

$$\beta = \int_0^l X X' dx \quad (5)$$

$$P(t) = \int_0^l p(x, t) X(x) dx \quad (6)$$

由式(4)中容易看到,内部流动不但增大了整个系统的质量系数,而且对阻尼及刚度系数也有影响。

结构刚度随着内流速度  $U$  的增大而降低,当  $U$  达到临界速度  $U_{cr} = \sqrt{EI \lambda^2 / \rho_1 A_1}$  时,振动系数的恢复力为零,系统振动发散而出现失稳。而内流对阻尼的影响则取决于  $\beta$ ,亦即与管道的边界条件有关。

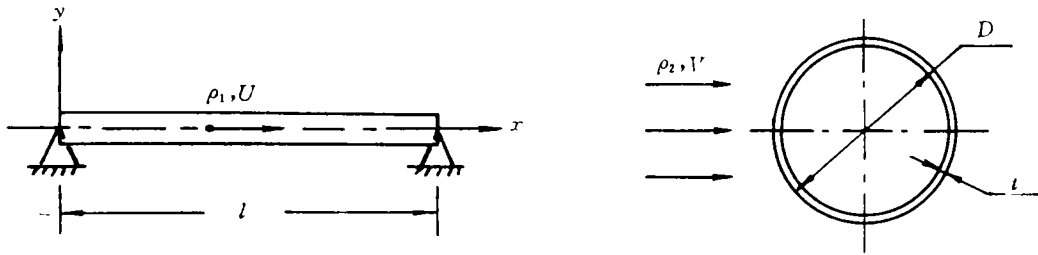


图1 系统示意图

## 2.2 涡致振动载荷项

流速为  $V$  的稳定均匀流体流过垂直于流向放置的管道时,将对管道产生沿流场方向的顺流力,以及垂直于流场,同时也垂直于管道的升力。由于潮汐等引起的海底流动周期很长,顺流力引起的管道振动很不明显这里只考虑升力激振效应。

由于绕流尾涡的不对称释放,管道受到交变升力的作用,以及由于管道振动产生的惯性力与阻尼力贡献,作为式(1)中  $p(x,t)$  项可以表示为

$$p(x,t) = \frac{1}{2} \rho_2 V^2 D C_L(x) \cos \omega_s t - \rho_2 A_2 \ddot{y} - C_2 \dot{y} \quad (7)$$

式中,  $\rho_2$  为海底密度,  $A_2 = \pi D^2 / 4$ ,  $C_2$  为海水所致阻尼系数,  $C_L(x)$  为  $x$  处的升力系数值。  $\omega_s = 2\pi f_s$ ,  $f_s$  为尾涡释放的频率,可用 strouhal 数  $S_i$  表示为

$$f_s = S_i V / D \quad (8)$$

通常将  $S_i$  取为  $S_i = 0.21$ 。

将式(6)代入式(7)进行积分,引入单位长度上的等效升力系数  $C_{LE}$ ,

$$C_{LE} = \int_0^l C_L(x) X(x) dx \quad (9)$$

作为整个跨度上升力系数的平均值,可得到:

$$P(t) = \frac{1}{2} \rho_2 V^2 D C_{LE} \cos \omega_s t - \rho_2 A_2 \ddot{Y} - C_2 \dot{Y} \quad (6')$$

## 2.3 系统控制方程

将式(6')代入式(4),并稍加整理,即可得到系统的总体振动控制方程:

$$\begin{aligned} (\rho_1 A_1 + \rho_2 A_2 + m) \ddot{Y} + (C + C_2 + 2\rho_1 A_1 \beta U) \dot{Y} + (EI \lambda^4 - \rho_1 A_1 U^2 \lambda^2) Y \\ = \frac{1}{2} \rho_2 V^2 D C_{LE} \cos \omega_s t \end{aligned} \quad (10)$$

## 3 结构响应计算及结果

为了得到管线环境参数,尤其是内流速度对结构动力响应幅度影响的一般规律,需引入一系列无量纲参数,并将控制方程用这些参数无量纲化。

对于简支边界条件,  $X(0) = X(l) = 0$ , 有

$$X(x) = \sqrt{\frac{2}{l}} \sin \frac{\pi}{l} x \quad (11)$$

易知,  $\lambda = \pi/l, \beta = 0$ , 进而将控制方程式(10)中的质量系数、阻尼系数记为  $M^*, C^*$ , 即:

$$M^* = m + \rho_1 A_1 + \rho_2 A_2 \quad (12)$$

$$C^* = C + C_2 \quad (13)$$

首先取无量纲化的内流速度  $u$ , 令:

$$u = \sqrt{\rho_1 A_1 / EIU} \cdot l \quad (14)$$

于是式(10)中刚度系数可改写为:

$$EI\lambda^4 (1 - (\rho_1 A_1 / EI)U^2 / (\pi/l)^2) = EI\lambda^4 (1 - (\frac{u}{\pi})^2) \quad (15)$$

再取无量纲化的外流速度  $v$  为:

$$v = V/D \cdot f_n \quad (16)$$

式(10)右端项系数可改写为:

$$\frac{1}{2} \rho_2 V^2 DC_{LE} = \frac{2}{\pi} \rho_2 A_2 v^2 f_n^2 DC_{LE} \quad (17)$$

其中,  $f_n$  为输油管线当内流速度为零时的自振频率, 即:

$$4n^2 f_n^2 = EI\lambda^4 / M^* \quad (18)$$

激振圆频率  $\omega_i$  也可用  $v$  表示为:

$$\omega_i = 2\pi f_n S_i v \quad (19)$$

将上述表达式代入式(10), 并在等式两端均除以  $M^*$ , 即得到如下用无量纲参数  $u, v$  表示的控制方程:

$$\ddot{Y} + 2\xi^* \omega_n \dot{Y} + \omega_n^2 (1 - (\frac{u}{\pi})^2) Y = \frac{1}{2\pi^3} \rho_2 A_2 v^2 \omega_n^2 DC_{LE} \cos(\omega_n S_i v t) \quad (20)$$

其中,  $\omega_n = 2\pi f_n$ ,  $2\xi^* = C^* / (M^* \omega_n)$ 。于是可以假定,  $Y = Y_0 \cos(\omega_i t + \varphi)$ , 半将响应幅值  $Y_0$  无量纲化为  $\eta$ 。

$$\eta = Y_0 / D \cdot C_{LE} \quad (21)$$

容易得到如下的无量纲振幅表达式:

$$\eta = \frac{1}{2\pi^3} \frac{\rho_2 A_2}{M^*} \frac{v^2}{\sqrt{(1 - (u/n)^2 - S_i^2 v^2)^2 + (2\xi^* S_i v)^2}} \quad (22)$$

根据式(22)进行数值计算的结果绘成图2、图3。

从图2中可以看到, 作为决定外加激励的因素,  $v$  在某一特定范围内会引起结构共振。而考虑到内流的影响时,  $u$  值由0增大导致共振峰向低频方向移动, 并且稍稍降低共振响应的峰值。

图3更直观地显示出内流速度对管道横向振动响应影响的一般规律。当外流激发频率低于结构固有频率时, 内流在一定范围内会引起响应的增大。而当激发频率高于固有频率时, 响应值将随  $u$  值的增大而减小。

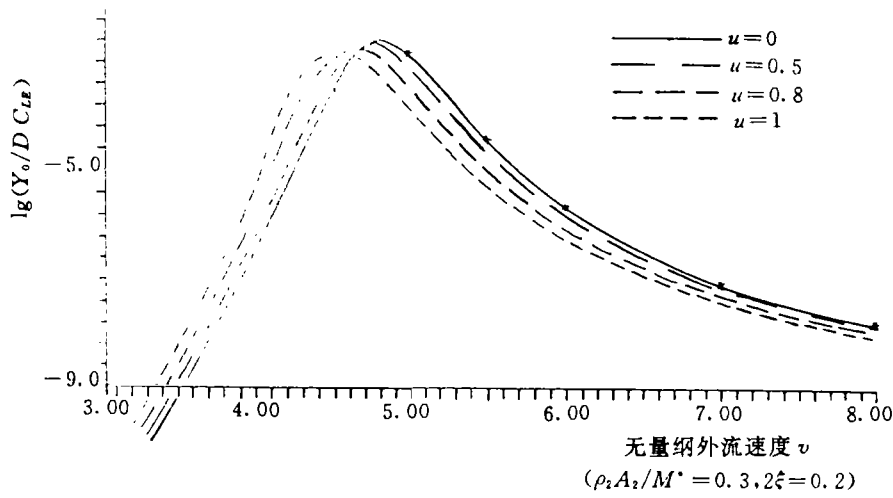


图 2

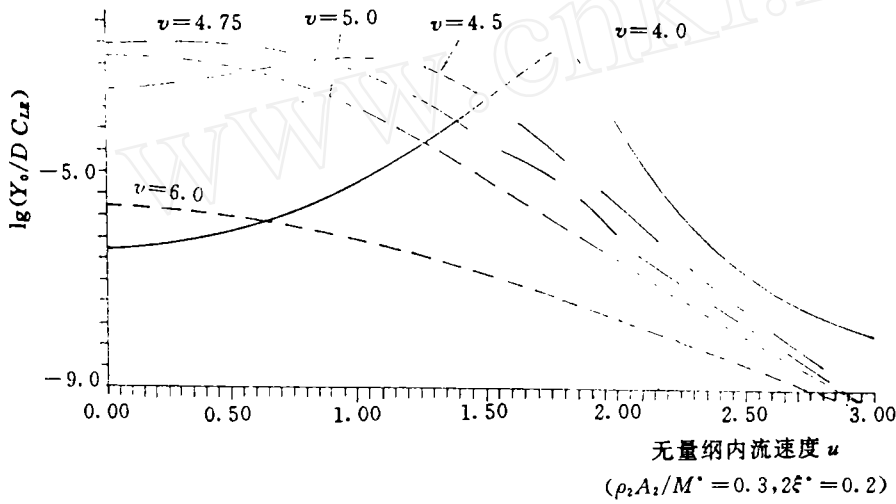


图 3

#### 4 考虑由部流动的管线疲劳分析

本文将对潮汐流作用下的海底管线进行疲劳分析。潮汐流动的速度以缓慢的频率发生变化；在不同的时间段里，管线应力变化幅度也有所不同。在计算疲劳寿命时，这里将采用 Miner 理论，即假定结构的疲劳破坏将在损伤累积  $D_i$  达到单位值时出现。 $D_i$  由下式表示：

$$D_i = \sum n(\Delta\epsilon_i) / N(\Delta\epsilon_i) \quad (23)$$

式中,  $n(\Delta\epsilon_i)$  表示结构所经历的应变幅度为  $\Delta\epsilon_i$  的循环周数, 而  $N(\Delta\epsilon_i)$  由表示结构只经历  $\Delta\epsilon_i$  而达到破坏时所需的周数。这里选择略加修改的 AWS-X 曲线作为计算  $N(\Delta\epsilon_i)$  的依据, 即取:

$$N(\Delta\epsilon) = 6.4 \times 10^{-8} (\Delta\epsilon)^{-4} \quad (24)$$

容易推知, 两端简支的管道最大应变差值出现在跨度的中点, 有

$$\Delta\epsilon = \pi^2 \eta C_{LE} \sqrt{\frac{2}{I}} \left(\frac{D}{l}\right)^2 \quad (25)$$

式中,  $\eta = \eta(u, v)$  即为上节所计算的无量纲化的结构响应幅值, 相应的循环周数  $n(\Delta\epsilon_i)$  可用

$$n(\Delta\epsilon_i) = f_i t_i \quad (26)$$

表示, 或者以一年中每日出现的小时数  $T_i$  计数, 可将其记为:

$$n(\Delta\epsilon_i) = 3600 \times 365 f_i T_i \quad (26')$$

代入式(23), 取倒数便得到以年为单位的疲劳寿命结果:

$$L = \frac{1.283 \times 10^{-18} (l/D)^8 l^3}{C_{LE}^4 f_n \sum_i (S_i v_i) \eta_i^4 T_i} \quad (27)$$

潮汐流速  $V$  可以看作是周期为 12 小时, 最大值为  $V_0$ 。按正弦规律变化的。

$$V = V_0 \sin \frac{2\pi T}{12} \quad (28)$$

在疲劳寿命计算中, 将如上表示的正弦波动用如图 4 所示的阶梯形函数所近似。某段时间段(半小时)内流速取为中点处的值。利用式(27)计算得的寿命结果绘在图 5 中。

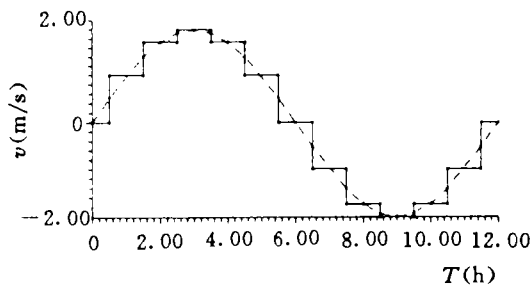


图 4 潮汐流速的近似取值示意图

为了进行疲劳寿命计算, 需给定具体的管道及外流数据。本文选择的基本参数如下: 钢管外径  $D=0.508\text{m}$ ,  $t=0.0254\text{m}$ ,  $\rho_1/\rho_2=0.85$ ,  $\rho_2=1.0 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ , 最后代入  $C_{LE}=0.2$  换算出以年计算的寿命结果。

从图 5 中可见, 对于本文选定的具体情况, 流速对疲劳寿命的影响是比较明显的, 对于各个  $l$  值, 均有  $L(u=1.0) < \frac{2}{3} L(u=0)$ 。

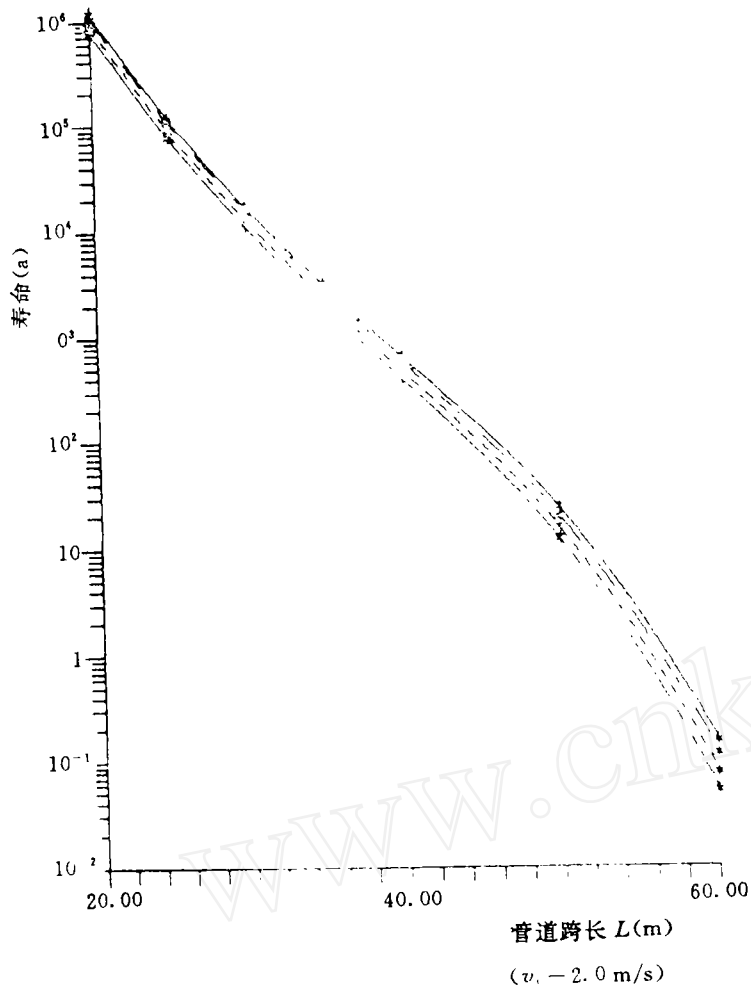


图 5

## 5 结论

本文研究了处在内外流动作用下的海底输油管线的动力特性,通过引入一系列无量纲参数,细致分析了管道内流动对管道涡致振动响应的影响,并进一步讨论了内流动管道疲劳寿命的影响,数值分析结果显示如下结论:

(1) 内流的存在将降低管道的固有频率,使结构响应共振峰向低频方向偏移,也就是说,内流的存在会明显地增大稍低于共振频率频域上的响应幅值(参见图 3 中  $v=4.0$  的曲线),而在高于共振频率的频域上,则使响应有所降低。由于管道设计时,都需使固有频率高于主要激振频率,所以需要对内流速度的影响加以考虑。

(2) 内流的存在对于管道的疲劳寿命也有较大的影响。对于本文讨论的情形,当无量纲

内流速  $u=1.0$  时,疲劳寿命均低于相应的不考虑内流时疲劳寿命的  $2/3$ ,因而在管道疲劳设计时,也需要考虑内流速度的影响。

为了进一步深入研究这一问题,还需要进行相应的实验研究。另外,对于非定常流动,多相流引起的管道动特性的改变也是值得研究的。

#### 参考文献

- 1 Strating, John, OTC No. 4069.
- 2 Buschi, Roberto M. et al. OTC No. 4232.
- 3 Tsahalis, Demos T. et al. OTC No. 4231.
- 4 Gopalkrishnan, R. et al. JOPE. Vol. 2, No. 1, (1992).
- 5 Housner, G. W. J. of Appl. Mech, 1952, June.

## THE EFFECTS OF INTERNAL FLUID ON THE FATIGUE LIFE OF SUBMARINE PIPELINES UNDERGOING VERTEX-INDUCED VIBRATION

Shen Zhonghan Zhao Qiang

(*Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080*)

**Abstract** With the rapid development of the Offshore Oil Industry, submarine oil/gas pipelines have been widely used. Under the complex submarine environmental conditions, the dynamic characteristics of pipeline show some new features due to the existence of internal and external fluids. The paper is intended to investigate the vortex-induced vibration of suspended pipeline in the submarine steady flow. Especially, the effects of the flow inside the pipeline are taken into account. Its influences on the amplitude of pipeline response, and then on the fatigue life, are given in terms of internal fluid velocity.

**Key Words** submarine oil pipeline, flow in pipeline, vortex-induced vibration, structural dynamic response, fatigue life