

图3 阶梯式浇注系统充型流动过程数值模拟结果(速度矢量法)

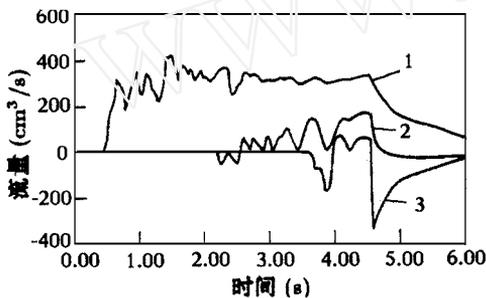


图4 各层内浇道流量随时间的变化(计算结果)
1 底层浇道, 2 中层浇道, 3 上层浇道

3 结论

在本文中, 利用 SOLA-VOF 技术对铸造中阶梯式浇注的充型流动过程进行了数值模拟, 获得了满意的结果. 模拟结果提供的铸件的填充顺序、流量

等信息基本准确, 可用于铸造工艺的设计与优化. 当然, 铸造充型流动过程是伴随着冷却、凝固的复杂现象, 有待于作更深入的研究.

参 考 文 献

- 1 Hirt CW, Nichols B D. Volume of fluid (VOF) method for the dynamic of free boundaries. *Journal of Computational Physics*, 1981 (39): 201~ 225
- 2 Patanker S V. 张政译. 传热与流体流动的数值计算. 北京: 科学出版社, 1984
- 3 顾尔祚. 流体力学有限差分法基础. 上海: 上海交通大学出版社, 1988
- 4 李魁盛. 阶梯式浇注系统设计原理与新算法. 河北工学院学报, 1979 (1)

(1995年8月12日收到第1稿,
1995年11月1日收到修改稿)

海底埋设双层管道的温度应力及变形的计算

于永南 帅 健 吕英民

(石油大学, 东营 257062)

摘要 本文讨论了海底埋设双层管道的分析方法, 所得结果可供工程计算参考.

关键词 双层管道, 变形分析, 温度应力

陆地油气的输送一般采用单层管道, 由于海上油气开发的特殊环境, 油气输送多采用双层管道.

海底管道一般可分为三部分: 平直段, 登陆段和立管部分. 本文仅讨论平直段由于温度引起的变形与受力的计算.

1 海底埋设双层管道分析的力学模型

管道的内外管可以仅在两端固联在一起, 也可分段固联. 本文讨论仅在两端内外管固联的情况.

当外部温度发生变化, 海底平直段管道将发生变形, 由于两端受到立管和登陆段管道的限制及土壤摩擦力的限制, 该段管道不能自由变形. 假定温度沿管道轴向变化为常数, 由于管道的埋设段较长(数百米以上), 管道中间肯定有一段外管无任何轴向位移, 因此, 可假定管道中间截面固定, 其力学模型如图 1 (a) 所示.

2 温度变化引起的管道变形分析

海底埋设双层管道的变形分析关键在于正确地处理摩擦力, 因为摩擦力的方向需根据管道的变形来确定, 不能任意假定.

当内外管的温度变化引起双层管道的端部伸长时, 其受力如图 1 所示.

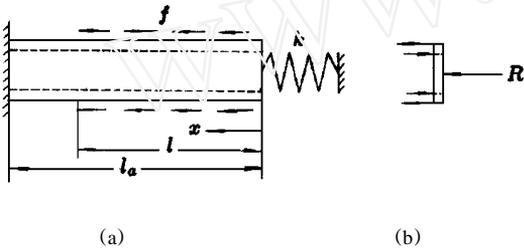


图 1 温度变化引起的管道变形伸长

图 1 中, l_a 为研究段埋设管道总长度的一半, l 为过渡段(滑动段)外管长度, R 为端部弹簧所受压力, k 为立管或登陆段管道相对平直段管道轴向变形的刚度系数 (N/m), f 为土壤对管道的单位长度上的摩擦力 (N/m).

假定外管的温度改变量为 ΔT_e , 内管的温度改变量为 ΔT_i , 内管受的压力为 N_i , 外管受的拉力为 N_e , 管材的线胀系数为 α , 则管端部的变形协调条件为

$$\Delta T_i - \Delta v_i = \Delta T_e + \Delta v_e \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta T_i &= \alpha \cdot l_a \cdot \Delta T_i \\ \Delta T_e &= \alpha \cdot l \cdot \Delta T_e \\ \Delta v_i &= \frac{N_i \cdot l_a}{EA_i} \\ \Delta v_e &= \frac{N_e \cdot l}{EA_e} - \int_0^l \frac{f \cdot x}{EA_e} dx \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

管端部的平衡条件由图 1 (b) 易得

$$N_i - N_e = R \quad (3)$$

由于管道上无集中力的作用, 且管道为等截面, 因此, 应力应保持连续. 即在 $x = l$ 处有

$$\sigma = -E \cdot \alpha \cdot \Delta T_e = \frac{-f \cdot l + N_e}{A_e} \quad (4)$$

对弹簧而言

$$R = k(\Delta T_i - \Delta v_i) = k(\Delta T_e + \Delta v_e) \quad (5)$$

由式 (1~5) 可解得

$$\left. \begin{aligned} N_e &= f \cdot l - E \cdot \alpha \cdot \Delta T_e \cdot A_e \\ N_i &= C(f \cdot l - E \cdot \alpha \cdot \Delta T_e \cdot A_e + k \cdot \alpha \cdot l_a \cdot \Delta T_i) \\ l &= l_a \left[\sqrt{\left(\frac{\Delta v}{A_i} C \right)^2 + 2 \frac{A_e}{f \cdot l} E \cdot \alpha \left(\Delta T_i + \Delta T_e \frac{A_e}{A_i} B \right)} - \frac{\Delta v}{A_i} C \right] \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

(6) 式中

$$\begin{aligned} C &= \frac{1}{1 + k \frac{l_a}{EA_i}} \\ B &= C \left[1 - k \cdot \frac{l_a}{EA_e} \cdot \frac{\Delta T_i}{\Delta T_e} \right] \end{aligned}$$

由式 (6) 中的第 3 式可以看出, 仅当 $\Delta T_i + \Delta T_e \frac{A_e}{A_i} B \geq 0$ 时, 内外管的温度变化才能引起双层管道的端部产生伸长变形.

在工程中还可能碰到由于温度改变引起管道缩短的情况, 一般而言, 内管的温度改变量 $\Delta T_i \geq 0$, 因此, 仅当外管的温度改变量 ΔT_e 为负值才可能引起管道端部收缩. 对此种情况, 分析结果与式 (6) 完全相同, 只是此时 f 为负值. 管道端部的位移和管道由温度引起的最大轴向应力可按下列式子计算:

管道端部的位移

$$\Delta = \alpha \cdot l_a \cdot \Delta T_i - \frac{N_i \cdot l_a}{EA_i} \quad (7)$$

内管最大轴向应力

$$\sigma = -\frac{N_i}{A_i} \quad (8)$$

外管最大轴向拉应力

$$\sigma = \max \left\{ \frac{N_e}{A_e}, -E \cdot \alpha \cdot \Delta T_e \right\} \quad (\Delta T_e < 0) \quad (9)$$

3 算例

渤海某海上油田输油管道, 内管外径 $D_i = 168.3 \text{ mm}$, 壁厚 $t_i = 9.5 \text{ mm}$, 外管外径 $D_e = 273.1 \text{ mm}$, 壁厚 $t_e = 9.3 \text{ mm}$, 管道材料的弹性模量为 E

= 210 GPa, 线胀系数为 $\alpha = 1.2 \times 10^{-5}$. 假定原油的密度为 $\gamma_o = 870 \text{ kg/m}^3$, 海水的密度为 $\gamma_w = 1025 \text{ kg/m}^3$, 土壤的密度为 $\gamma_s = 2025 \text{ kg/m}^3$, 管道上覆土深 $h = 0.5 \text{ m}$, 管道埋设段总长度为 521.0 m , 管道与土壤间的轴向摩擦系数 $\mu = 0.5$, 弹簧的刚度系数 k 取为零, 假定管道夏季施工. 工况 1: $\Delta T_i = 41.4$, $\Delta T_e = 4.4$. 工况 2: $\Delta T_i = 41.4$, $\Delta T_e = -24.3$. 单位管长上的摩擦力可按式计算, 计算结果如表 1 所示.

$$f = \mu \left\{ (\gamma_s - \gamma_w) g \cdot h \cdot d_e + \frac{\pi}{4} [\gamma_o - (\gamma_s - \gamma_w)] g \cdot d_o^2 \right\}$$

表 1 管道计算结果

	Δ (mm)	l (m)	σ (MPa)	σ' (MPa)
工况 1	42.25	260.5	-70.27	44.23
工况 2	0.27	26.36	-104.11	65.54

参 考 文 献

- 1 马良. 海底油气管道工程. 北京: 海洋出版社, 1987
- 2 中华人民共和国石油天然气行业标准. 海底管道系统规范 SY/T4 802-92
- 3 Wang Jinying. Design of submarine pipeline in BZ34-2/4 oil field. *China Ocean Engineering*, 1992, 6 (3): 279~296

(1996 年 3 月 5 日收到第 1 稿,
1996 年 6 月 10 日收到修改稿)

管材滚切机滚切力的研究

于恩林

(燕山大学, 秦皇岛 066004)

摘要 本文用剪切理论及平面应变问题的滑移线场理论, 对管材在滚切中的变形进行了分析, 得出了滚切力的解析式, 并将理论结果与实测值进行了比较, 两者基本一致.

关键词 管材, 滚切力, 滑移线场

1 工作原理

管材滚切机的工作原理如图 1 所示, 圆盘刀片

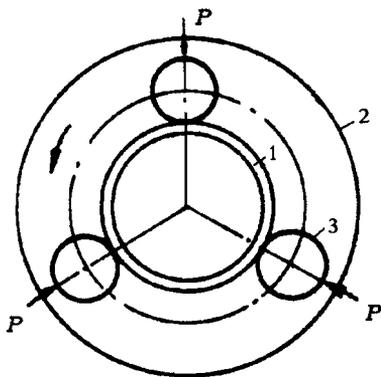


图 1 滚切机工作示意图
1 管材, 2 刀头架, 3 圆盘刀片

均匀地安装在刀头架上. 刀头架(空心套)由主传动带动旋转, 而刀片由另一套径向进给系统在刀头架旋转的同时实现径向进给. 当刀片与被滚切管材接触后, 刀片除绕管材公转外, 还绕自身的中心轴旋转, 从而在管材表面实现纯滚动, 在径向进给机构作用下逐渐将管材切断. 由于这种滚切机可实现无切屑、小噪音、无毛刺切管, 并能保证管材切口的正圆和垂直度, 因此近年来得到了广泛的应用.

2 金属的变形分析

当刀片与管材接触后, 其楔尖在径向进给机构的作用下将压入管壁, 从而在楔尖附近将产生 3 个区域(图 2). 大量的塑性变形发生在区域 1; 区域 3 的材料处于弹性状态; 区域 2 中可以发生塑性变形, 但其移动受到约束. 随着压入深度的增加, 塑性变形区扩大, 金属逐渐从刀片的两侧被挤出. 在某阶段, 塑性变形区扩展到管壁的整个厚度时, 刀片两侧材料的挤出(堆积)停止^[1], 这时刀片与金属间的挤压应力 p 将达到极值. 刀片随后继续压入, 由于管的内表面是自由表面, 则金属将向内表面流动, 从而挤压应力将减小. 因此管材的滚切是由金属的