

文章编号: 1000-4882(2002)04-0045-010

多作业状态下近海油气管线的力学分析及软件

曾晓辉, 邢静忠, 柳春图, 吴应湘

(中国科学院力学研究所, 北京 100080)

摘要

在近海管线的铺设、安装、使用过程中有多种作业状态: 在位、悬跨、挖沟、提吊、铺管等。各种状态下管线的受力特点不同, 加上管线结构、海况和海底土壤等因素又都很复杂, 所以近海管线的强度分析难度大、内容多。分别采用解析方法、数值方法(有限元法、打靶法)和二者结合来解决理论上的(如几何非线性、动边界等)、实用性方面的难点。在理论分析的基础上, 编制了符合产业部门工程师使用要求的近海管线强度分析软件。介绍了该软件进行力学分析时采用的理论以及软件界面。

关键词: 近海; 管线; 强度; 软件

中图分类号: P751, TE832 **文献标识码:** A

(一) 引言

海底油气在采收后通过管线输送到平台、储油罐、油船或陆地上的相关设施中, 管线是保证油气田正常运转的生命线。近海管线造价高昂(每公里30至100万美元, 维修费用更高), 一旦发生某种形式的损坏, 会引起巨大的直接及间接(油气田停产影响工业生产和人民生活、油气泄漏引起海洋污染)经济损失。为避免这种情况, 应对管线强度进行足够准确的分析计算。

近海管线的强度分析难度大、内容多。主要表现在: (1) 理论上存在一些难点, 如双层管、大挠度引起的几何非线性、边界可动等。(2) 载荷复杂。与陆地管线不同, 海洋管线在整个寿命期内都会受到海浪、海流等环境载荷及温度应力、操作压力等工作载荷的作用; 偶尔还会遭遇到地震、海啸等特殊自然灾害。(3) 海底管线横截面的形状虽相对简单, 但管轴线的形状并不简单; 沿管轴线方向分布的载荷、边界条件等变化较大; 一些局部加强结构的存在使问题更加复杂。这些因素使得某些作业状态下管线的解析分析非常困难。(4) 海底管线工程包含多个阶段, 如施工安装、定位、运行等。每个阶段还包含有多种工况, 例如, 立管在位运行时有工作工况、安装工况、加压测试工况等, 不同工况的载荷、边界条件不同。

本文介绍“海洋管线分析系统”集成软件, 并给出了该软件中各模块进行力学分析时采用的方法, 其中包括: 双层管的强度分析; 两种支撑条件下, 避免管线涡激振动的最大悬跨长度的求解; 提吊和铺管时管线大挠度引起的几何非线性及边界可动问题; 挖沟引起的边界可动问题。该软件能够对实际工程中遇到的大多数常规作业状态进行管线强度分析, 并且符合海洋石油设计部门的使用习惯。近两年来, 有关产业部门的技术人员采用该软件对两个近海油气田项目的管线进行了强度设计和校核。

该软件可对近海管线进行如下状态的强度分析: 立管在位、涡激振动、悬跨、挖沟、铺管、提吊。

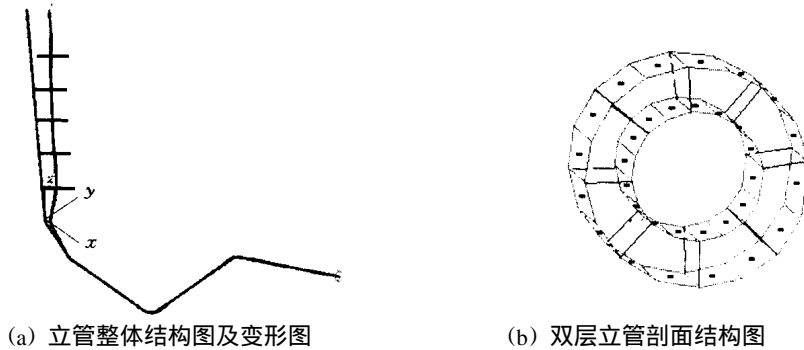
(二) 立管的在位应力分析

立管是海底管线与海洋平台之间的连接管段,是近海管线系统中重要而又薄弱的部件。它在位工作时处于复杂的海洋环境中,不仅受到波浪、海流、冰、地震、油气压力和变温应力等载荷的作用,而且在某些位置上还受到与平台桩腿相连的卡子的约束(图 1a 中的短线表示卡子)。由于立管的载荷和边界条件复杂,用解析方法难于处理,只能采用有限元方法。

国外用于近海管线的专用有限元程序以及商业化通用有限元程序有专门设计的管道单元,但这些单元都是单层壁的管单元,无法处理双层管(图 1b)。为准确分析双层立管的强度,需要用板壳单元将立管离散(图 1b 中的每个点代表了一个板壳元)。现有的近海管线专用程序没有板壳元,现采用通用有限元程序。

在用通用程序进行计算时,先通过一个类似于 CAD 的前处理程序,画出结构(建模);然后用译码器程序生成包含结构的节点、单元划分、单元性质、材料参数、载荷、边界条件等信息的数据文件;最后进行有限元计算,求出结构的应力。但当专门用于某种类型结构的计算和设计时,每次结构尺寸变化都需要重新建模,非常麻烦,计算不能连续进行,效率极低。

本文的专用于立管分析的模块解决了上述问题,该模块用自编的前、后处理程序与公认成熟的有限元计算软件(可按用户需要选择不同软件)相连接,只要输入管线形状、载荷及约束条件等基本数据,就可以自动完成与有限元建模、计算、结果处理等有关的所有任务,按实际工程设计部门的需要(特定的内容和格式),给出应力和位移分布。



(a) 立管整体结构图及变形图

(b) 双层立管剖面结构图

图 1 双层立管结构图

采用 Morison 公式计算作用在立管上的波浪力:

$$dF = \rho \pi r^2 C_M \dot{v}_x dz + \rho C_D v_x |v_x| r dz$$

C_M 、 C_D 、 v_x 、 \dot{v}_x 、 r 、 ρ 分别是惯性力系数、阻力系数、波浪水质点的速度和加速度、立管外半径和海水的密度。

采用与 Morison 公式中阻力项相似的公式计算潮流力^[2]:

$$P_{DC} = C_D \rho U_c^2 r$$

U_c 为管中心位置处的最大潮流速度。

用有关规范中的公式计算冰力和地震力。波浪力、潮流阻力和冰力作为节点力加到有关节点上;地震引起的力作为体力、管线中的流体压力作为面力加到单元上。卡子所施加的强制位移作为位移边界条件;土壤对管线的支撑用三个方向的弹簧来表示,弹性支持系数作为输入参数。

某气田采用上述模块分析了三条在位立管(分别设置在井口及中心平台上)在三种工况下的应力状态。图 1(a)显示了其中一条立管变形前后的形状。九种状态下立管最大应力都发生在最靠近平台的弯头附近^[3]。

(三) 立管的涡激振动

立管卡子之间的悬空段处于波浪、潮流等的作用下,流经管线的流体由于压差的变化,会以一定的频率释放旋涡,可能引起管线谐振。涡激振动分横向振动和线内振动两种,线内振动时管线的振幅比横向振动小一个数量级,本文不考虑。本文采用以试验数据为基础的简化处理方法分析立管的涡激振动。

1 发生涡激振动的条件

立管自振频率等于波浪频率 ω 的整数倍时,发生涡激振动。由试验结果可知,随着管线自振频率的提高,涡激振动的幅值减小^[4]。

水流引起的漩涡泄放频率 ω 为^[5]:

$$\omega = 2\pi S V / D \quad (1)$$

式中 S_i 为斯特罗哈尔数,它是雷诺数 Re 的函数, $Re = VD/u$, D 为管线的直径, u 是海水的运动粘性系数,当 $Re < 10^5$ 时, $S_i \approx 0.2$ 。当发生频率锁定时,引发的涡激振动幅值较大。

2 最大悬空长度的计算

当波浪频率一定(或所处位置的流速和管线外径一定)时,漩涡的泄放频率也就固定。为防止涡激振动的发生,应改变管线的自振频率。工程中一般是使立管的自振频率大于共振频率的若干倍。当管线断面结构一定时,改变管线自振频率的有效方法是控制立管悬空段的悬跨长度。

两端简支立管的自振频率 ω 为:

$$\omega = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m} \cdot \left(1 + \frac{S l^2}{i^2 E I \pi^2} \right)} \quad (2)$$

式中, l 为管长, EI 为弯曲刚度, m 为单位长度质量(包括管自身质量、管内油质量及附连水质量), i 为振动模态阶次。立管被卡子分割成多个悬空段,每段长度都不太大,高阶模态分量很小,考虑第一阶振动模态即可,即取 $i = 1$ 。 S 是轴向力:

$$S = wz + Q 5l / (A_e \rho_w - A_i \rho_m + w)$$

式中, z 是某段悬空管段下面的立管长度, w 是单位长度的管重, A_i 是内管所围圆周的面积, A_e 是外管所围圆周的面积, ρ_w 是海水比重, ρ_m 是管内液体比重。

为避免水流引起涡激振动,可令悬跨段立管的自振频率为漩涡泄放频率的若干倍(如 k_v 倍):

$$k_v \omega = \omega \quad (3a)$$

为避免波浪引起涡激振动,悬跨段立管的自振频率按下式选取:

$$k_w \omega = \omega \quad (3b)$$

联立式(2)(3)得到非线性方程组,迭代求解就可求出相应于某一 k_v 或 k_w 值(可由设计人员按经验选取)的最大悬空长度。当水流或波浪单独作用时,分别取式(3a)或(3b)与式(2)联立求解;当两者共同作用时,将波浪水质点速度与同一位置的水流速度叠加,按式(1)确定 ω ,然后采用(3a)与式(2)求解。

(四) 管线的悬跨

管线在海底的起伏区域通过时,会由于悬跨(悬空)而发生弯曲。当悬跨的长度超过一定值时,弯曲管线中的应力会超过许用值,发生破坏。应计算不使应力超标的最大允许长度。与立管悬空段类似,海底管线也可能发生涡激振动,还需计算能避免涡激振动的最大允许长度。两者中的最小值就是允许悬跨的最大长度。

1 静力分析

确定静力条件下最大悬跨长度的条件是弯曲管线的最大合成应力小于许用应力。管线的应力分量有环向应力、轴向应力, 径向应力很小, 可忽略。

环向应力为:

$$\sigma_c = pR/t \quad (4)$$

式中 p 为沿径向作用在管壁上的压力, R 为管线的半径, t 为管线的壁厚。

轴向应力 σ_a 包括: 弯曲引起的轴向应力(边界条件取为一端简支、一端固支)、由泊松效应引起的轴向应力及残余应力, 其计算公式为:

$$\sigma_a = ql^2R/(8I) + \nu pR/t + \sigma_0 \quad (5)$$

式中 q 为管线所荷载荷(自重、波浪力、海流力), l 为管线长度, I 为管线截面惯性矩, ν 为泊松比, σ_0 为管线残余应力。

管线合成应力为:

$$\sigma_h = \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_a^2} - \sigma_0 \quad (6)$$

联立式(4)(5)(6), 令 $\sigma_h = [\sigma]$ 就可以求出静力许可的最大悬空长度 l_s , $[\sigma]$ 为许用力。

2 涡激振动分析

海底悬跨管线旋涡泄放频率的求法与第(三)节相同。与立管不同之处在于: 由于大部分海底管线埋在土中, 应考虑土壤的约束作用, 边界条件因而不同, 悬跨管段的自振频率与立管不同。

悬跨管线如图 2 所示^[6]。图中的梁分成三段,

I 和 III 埋在地下, 是放置在弹性地基上的半无穷梁, 中间一段是长度为 l 的弹性固定端梁, 建立如图所示坐标系, 坐标原点在 II 的中点。

作为悬空梁的第 II 段管道的横向自振微分方程为:

$$EI \frac{\partial^4 y_{II}}{\partial x^4} + m_{II} \frac{\partial^2 y_{II}}{\partial t^2} = 0 \quad (7)$$

作为放在在弹性基础上半无穷梁的第 I 和第 III 段管道的振动微分方程为:

$$EI \frac{\partial^4 y_{III}}{\partial x^4} + m_{III} \frac{\partial^2 y_{III}}{\partial t^2} + k_0 D y_{III} = 0 \quad (8)$$

式中, m_{II} 、 m_{III} 分别为管道 II、III 的质量, k_0 是土壤压缩系数, D 是管道的直径。设

$$y_{II} = \bar{y}_{II} \sin \omega t \quad y_{III} = \bar{y}_{III} \sin \omega t$$

ω 是自振频率。将上面两式代入式(7), (8), 可以得到如下形式的解:

$$\bar{y}_{II} = A_1 \cos \beta x + A_2 \sinh \beta x + A_3 \cos \beta x + A_4 \sin \beta x \quad (9a)$$

$$\bar{y}_{III} = B_1 e^{\lambda \cos \lambda} + B_2 e^{\lambda \sin \lambda} + B_3 e^{-\lambda \cos \lambda} + B_4 e^{-\lambda \sin \lambda} \quad (9b)$$

式中

$$\alpha = \sqrt{\frac{k_0 D - m_{III} \omega^2}{4EI}} \quad \beta = \sqrt{\frac{m_{II} \omega^2}{EI}} \quad \lambda = \alpha \left(x - \frac{l}{2} \right)$$

边界条件为:

$$x = 0 \text{ 时, } \frac{dy_{II}}{dx} = 0, \quad \frac{d^3 y_{II}}{dx^3} = 0 \quad (10a)$$

$$x = \frac{l}{2} \text{ 时, } y_{I} = y_{II}, \quad \frac{dy_{I}}{dx} = \frac{dy_{II}}{dx}, \quad \frac{d^2 y_{I}}{dx^2} = \frac{d^2 y_{II}}{dx^2}, \quad \frac{d^3 y_{I}}{dx^3} = \frac{d^3 y_{II}}{dx^3} \quad (10b)$$

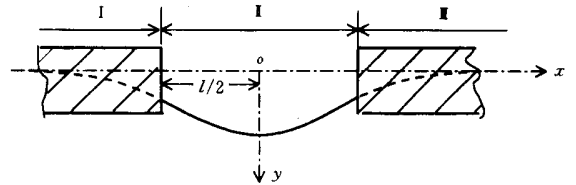


图 2 悬跨管线示意图

$$x \text{ 时, } y_I = 0, y_{III} = 0 \tag{10c}$$

把式(9)代入式(10a, c), 可得 $A_2 = A_4 = 0, B_1 = B_2 = 0$ 。将式(9)代入式(10b)得到如下的方程

$$\begin{pmatrix} \cos \frac{\beta l}{2} & \cos \frac{\beta l}{2} & -1 & 0 \\ \beta \sinh \frac{\beta l}{2} & -\beta \sin \frac{\beta l}{2} & \alpha & -\alpha \\ \beta^2 \cosh \frac{\beta l}{2} & -\beta^2 \cos \frac{\beta l}{2} & 0 & 2\alpha^2 \\ \beta^3 \sinh \frac{\beta l}{2} & -\beta^3 \sin \frac{\beta l}{2} & -2\alpha^3 & -2\alpha^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_1 \\ A_3 \\ B_3 \\ B_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

A_1, A_3, B_3, B_4 应有非零解, 上面方程系数矩阵的行列式应等于 0, 于是有:

$$C_1 \gamma^4 + 2C_2 \gamma^3 + 4C_3 \gamma^2 - 4C_4 \gamma - 4C_1 = 0 \tag{11}$$

式中, $\gamma = \frac{\beta}{\alpha}$, $C_1 = \cosh \frac{\beta l}{2} \sin \frac{\beta l}{2} + \sinh \frac{\beta l}{2} \cos \frac{\beta l}{2}$, $C_2 = 2 \sinh \frac{\beta l}{2} \sin \frac{\beta l}{2}$
 $C_3 = \cosh \frac{\beta l}{2} \sin \frac{\beta l}{2} - \sinh \frac{\beta l}{2} \cos \frac{\beta l}{2}$, $C_4 = 2 \cosh \frac{\beta l}{2} \cos \frac{\beta l}{2}$

按照第(三)节有关避免发生涡激振动的条件, 可得到避免振动时管线的自振频率 ω 进而可算出 γ 。 γ 已知后, 迭代求解非线性方程(11)就可以得到不发生涡激振动的最大悬跨长度 l_v 。

求得 l_v 和 l_s 后, 悬跨时最大允许长度 l_{max} 即可求得: $l_{max} = \min(l_v, l_s)$ 。

(五) 挖沟分析

将管线埋在海底土中需要进行挖沟作业, 引起海底不平, 如图 3 所示。地面不平度用一个高度为 δ 的台阶表示。台阶升高使管线在台阶以下和以上分别被抬起 L_1 和 L_2 两部分。 L_1 和 L_2 的值待定, 是一个动边界问题。

管线的控制微分方程为:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} = -\frac{w}{EI}$$

式中 w 是单位长度的管重, EI 是管道的弯曲刚度。

令 $L_c^3 = EI/w$, 做无量纲变换:

$$x_1^* = \frac{x_1}{L_c}, \quad y_1^* = \frac{y_1}{L_c}, \quad x_2^* = \frac{x_2}{L_c}, \quad y_2^* = \frac{y_2}{L_c}$$

然后将管道的微分方程(12)做无量纲变换可得:

$$\frac{d^4 y_i^*}{dx_i^{*4}} = -1 \quad (i = 1, 2) \tag{13}$$

方程(13)的解为以下形式:

$$y_1^* = -\frac{x_1^{*4}}{24} + k_3 x_1^{*3} + k_2 x_1^{*2} + k_1 x_1^* + k_0 \tag{14a}$$

$$y_2^* = -\frac{x_2^{*4}}{24} + d_3 x_2^{*3} + d_2 x_2^{*2} + d_1 x_2^* + d_0 \tag{14b}$$

边界条件为:

$$x_1^* = 0 \text{ 时, } y_1^* = 0, \quad \frac{dy_1^*}{dx_1^*} = 0, \quad \frac{d^2 y_1^*}{dx_1^{*2}} = 0 \tag{15a}$$

$$x_2^* = 0 \text{ 时, } y_2^* = 0, \quad \frac{dy_2^*}{dx_2^*} = 0, \quad \frac{d^2 y_2^*}{dx_2^{*2}} = 0 \tag{15b}$$

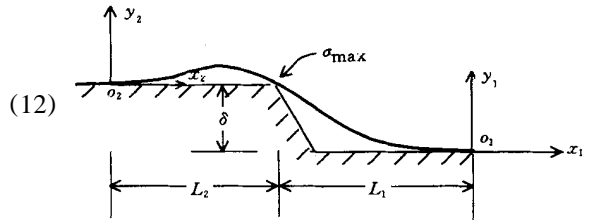


图 3 挖沟状态下的管线

$$x_1^* = -\frac{L_1}{L_c} 0 \text{ 时, } y_1^* = \frac{\delta}{L_c}, \quad \frac{dy_1^*}{dx_1^*} = \theta, \quad \frac{d^2y_1^*}{dx_1^{*2}} = \kappa \quad (15c)$$

$$x_2^* = \frac{L_2}{L_c} \text{ 时, } y_2^* = 0, \quad \frac{dy_2^*}{dx_2^*} = \theta, \quad \frac{d^2y_2^*}{dx_2^{*2}} = \kappa \quad (15d)$$

式(14)中有 8 个未知系数; 另外, (15)中的 L_1, L_2 也未知, 共有 10 个未知数。式(15)10 个边界条件, 可以确定 10 未知数, 即(14)中 8 个未知系数, 和(15)中的 L_1, L_2 。这样可得到第一段和第二段被抬起管道的挠曲线形状 y_1^*, y_2^* 。进而可以得到每个剖面最大弯曲应力 σ_{\max} 沿管长的分布:

$$\sigma_{\max} = \frac{ER}{I} \frac{d^2y_i}{dx_i^2} \quad (i = 1, 2)$$

式中 I 为管线截面惯性矩, R 为管道外半径。用无量纲的管线长度方向坐标 x_i^* 及相应的无量纲挠度 y_i^* 表示最大弯曲应力, 有:

$$\sigma_{\max} = \frac{ER}{L_c} \frac{d^2y_i^*}{dx_i^{*2}} \quad (i = 1, 2)$$

图 4 是某管线挖沟状态下的位移和应力分布曲线。其中, 左图的坐标原点是图 3 中 y_{202} 延长线与 x_{101} 延长线的交点。右图的 x 零点是图 3 中的 o_2 点。从图 4 中可以看出, 最大应力发生在台阶升高处^[3]。

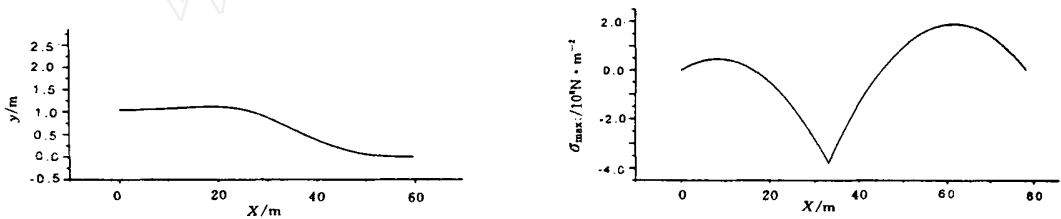


图 4 挖沟状态下管线的位移和应力

(六) 铺管分析

管线敷设最常用的方法是铺管船铺管法(图 5), 本节研究其管道的应力和变形。小变形线性梁理论和悬链线理论(忽略管道的弯矩)适用于极浅水和很深水的范围, 对常见的中等水深不适用。

将管线视为非线性梁(考虑大位移), 用奇异摄动法来求解。这样建模更合理, 而且单层管都能算。比有限元程序运算快速、使用简便, 适于工程部门在进行方案设计、反复修改设计方案时采用。

用无量纲量表示的管线控制方程为:

$$\epsilon \frac{d^2\theta}{ds^2} + (\omega + a + b) \cos \theta + \sin \theta = 0 \quad (16)$$

式中 $\epsilon = EI/H_0 L^2$, 是一个小参数, EI 是管道弯曲刚度, H_0 是截面水平力, L 是被提起的管道弧长, $s = S/L$, S 是管道上任一点距原点的弧长, θ 是任一点处轴线与水平线的夹角, $\omega = wL/H_0$, w 是水中的单位管重, $a = \tan \theta|_{s=0}$, $b = -(d^2\theta/ds^2)|_{s=0}/\cos \theta|_{s=0}$

当铺管船采用圆弧形刚性托管架时, 管道两端的边界条件为

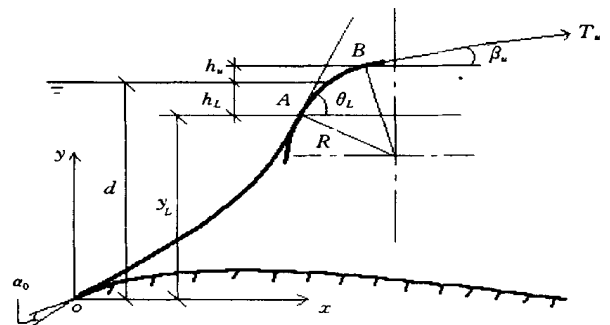


图 5 铺管示意图

$$(d\theta/ds) \Big|_{s=0} = 0, \quad (d\theta/ds) \Big|_{s=1} = L/R = \rho \tag{17}$$

式中 R 、 ρ 分别是圆弧形刚性托管架的半径和无量纲曲率。对应于每一个 ϵ 值, 式(17)就是方程(16)的定解条件。

管线长度是待定的, 需要迭代求解。先给出 H_0 、 L 的初值, 定出 ϵ 然后求解方程(16), 得到 θ 沿管线的分布, 即求出挠曲线; 再利用挠曲线计算 H_0 、 L 的值。当前后两次求得的 H_0 、 L 值满足收敛要求时, 就得到所求的真实解。式(18)给出已知挠曲线后计算 H_0 、 L 的公式。

$$L = \frac{d - h_u + R(\cos\theta - \cos\beta_u)}{\int_0^1 \sin\theta ds} \quad H_0 = \frac{T_u - w h_u - w_0 h_u - wL \sin\theta}{\cos\theta [(a + \epsilon b) \tan\theta + 1]} \tag{18}$$

式中 w_0 为空气中单位长度的管重, 其它未说明的符号均标注在图 5 中。

方程(16)中的小参数在最高阶导数的系数上, 可用奇异摄动法^[7]求解。其解由外场解、内场解和修正项组成。内场解在边界层内有效, 铺管问题中有两个边界层, 一个在托管架的分离点附近, 另一个在管线的海底离地点附近。外场解在除此之外的其他区域内有效。经过复杂的推导, 得到方程(16)的解如下:

$$\begin{aligned} \theta = & \arctan(\omega + a) - \sqrt{\epsilon} \left[\frac{1}{\alpha} \left(\rho + \frac{\omega}{\alpha^4} \right) e^{-\alpha \eta} \right] + \sqrt{\epsilon} \frac{\omega}{\beta^5} e^{-\beta \zeta} \\ & + \epsilon \left[\frac{b_0}{1 + (\omega + a)^2} - \frac{2\omega^2(\omega + a)}{[1 + (\omega + a)^2]^{5/2}} \right] - \epsilon \left[\frac{\omega(\omega + a)}{4\alpha^4} \left(\rho + \frac{\omega}{\alpha^4} \right) \left(\eta + \frac{\eta}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right) \right] e^{-\alpha \eta} \\ & - \epsilon \left[\frac{a\omega^2}{4\beta^8} \left(\zeta + \frac{\zeta}{\beta} + \frac{1}{\beta^2} \right) \right] e^{-\beta \zeta} + O(\epsilon^{3/2}) \end{aligned} \tag{19}$$

式中 $\eta = (1-s)/\sqrt{\epsilon}$, $\alpha = [1 + (\omega + a)^2]^{1/4}$, $\zeta = s/\sqrt{\epsilon}$, $\beta = (1 + a^2)^{1/4}$, b_0 为把 b 按小参数 ϵ 展开成幂级数之后, ϵ 的零次幂的复数。

图 6 算例取自国外程序^[11]的考题(某单层管), 实线是本文摄动解, 从中可以看出二者吻合得比较好。(a) 图的坐标原点是图 5 中管线与海底的接触点 o 点, x 、 y 坐标也如图 5 所示。(b) 图纵坐标为管线弯距 M 。

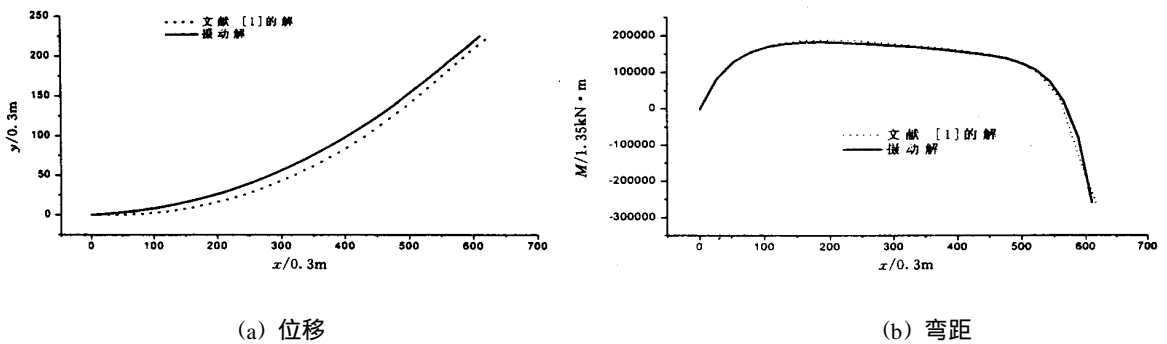


图 6 本文摄动解与文献[1]考题的比较

(七) 海管提吊

为把海底管道与立管进行对接, 或对海管进行修理, 需要把海管提吊起来(图 7)。在这一过程中要保证管线最大应力不超过许用值。海管在提吊过程中处于几何非线性状态, 其控制方程的求解较为困难。主要表现在: 微分方程阶次较高, 边界可动。目前多采用差分法处理该问题, 但用差分法求解计算量大且精度有限。

本文首先将各变量无量纲化, 然后忽略轴向变形, 建立大位移管线的

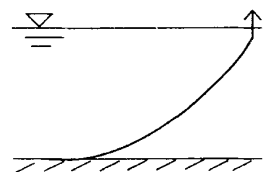


图 7 提吊示意图

控制方程组,由6个一阶微分方程构成,最后采用打靶法将边值问题转化为初值问题数值求解。

1 基本方程

取长度为 ds 的管道单元体,其上均匀分布载荷 q (自身重量和浮力的差值)。单元体左侧截面变形后管轴线和原来水平方向的夹角为 θ ,该截面上的内力有轴力 $N(s)$,弯矩 $M(s)$ 和剪力 $Q(s)$,它们是截面弧长位置 s 的函数。在管道微元体右侧,管轴线与水平线之间的夹角为 $\theta + d\theta$,内力分别为 $N + dN$, $M + dM$, $Q + dQ$ 。根据该管道微元体的力和力矩平衡可以得到以下方程:

$$- qds \sin \theta + dN + Q d\theta = 0 \quad (20)$$

$$- qds \cos \theta - dQ + N d\theta = 0 \quad (21)$$

$$dM - Q ds = 0 \quad (22)$$

设管道为细长构件,忽略轴向变形和剪切变形的影响,则物理关系为:

$$EI \frac{d\theta}{ds} = M(s) \quad (23)$$

对于大变形结构,任意位置的转角和挠度之间有微分关系:

$$\sin \theta = \frac{dy}{ds} \quad (24)$$

$$\cos \theta = \frac{du}{ds} + 1 \quad (25)$$

其中 $u(s)$ 为管道轴线上任意一点的水平位移。以上方程(20)~(25)组成了该问题的6个控制微分方程组,包含了3个内力,2个位移和1个转角,共6个未知量。

2 无量纲变换

为求解方便,引入无量纲变换。设在端点提吊力 P 的作用下,提起部分的弧线长度为 a 。用 $\xi = s/a$ 将原来的求解区间 $(0, a)$ 变换到 $(0, 1)$,并将位移与 a 的比值作为无量纲位移,将轴力和剪力与 qa 的比值作为无量纲轴力和剪力,将弯矩与 qa^2 作为无量纲弯矩,即:

$$y_n(\xi) = \frac{y(s)}{a}, \quad u_n(\xi) = \frac{u(s)}{a}, \quad N_n(\xi) = \frac{N(s)}{qa}, \quad Q_n(\xi) = \frac{Q(s)}{qa}, \quad M_n(\xi) = \frac{M(s)}{qa^2} \quad (26)$$

则管道的控制方程变为:

$$- \sin \theta + \frac{dN_n}{d\xi} + Q_n \frac{d\theta}{d\xi} = 0 \quad (27a)$$

$$- \cos \theta - \frac{dQ_n}{d\xi} + N_n \frac{d\theta}{d\xi} = 0 \quad (27b)$$

$$\frac{dM_n}{d\xi} - Q_n = 0 \quad (27c)$$

$$\frac{d\theta}{d\xi} = M_n k \quad (27d)$$

$$\sin \theta = \frac{dy_n}{d\xi} \quad (27e)$$

$$\cos \theta = \frac{du_n}{d\xi} + 1 \quad (27f)$$

式中 $k = qa^3/EI$

3 边界条件和方程的求解

在 $\xi = 0$ 处,挠度、转角、水平位移、水平轴力、弯矩均为零,即:

$$\xi = 0, \quad y_n(0) = 0, \quad \theta(0) = 0, \quad u_n(0) = 0, \quad N_n(0) = 0, \quad M_n(0) = 0 \quad (28)$$

在 $\xi = 1$ 处,弯矩为零,即:

$$M_n(1) = 0 \quad (29)$$

用打靶法将该边值问题转化为一个初值问题求解。取初始位置的剪力 $Q_n(0) = \alpha$ 作为一个打靶参数,调整该参数 α 使右侧的边界条件 $M_n(1) = 0$ 满足,可得问题的解。

(八) 软件介绍

以上述理论分析为基础开发了“海洋管线分析系统”软件,其主界面如图 8 所示。开发中充分考虑到工程师的使用习惯和编制工程设计报告的具要要求。软件已通过产业部门专家和设计人员的考核。



图 8 “海洋管线分析系统”软件的主界面

软件系统在多种编程环境下开发,可以充分发挥各种开发工具的优点。此外,根据用户需要,可以与不同种类的通用有限元软件连接。

在软件编制上,充分利用了 32 位操作系统带来的优越性能,特别是在采用动态数组定义后,软件求解问题的能力原则上只受计算机内存和外存的限制。多文档(MDD)界面使用户操作方便直观;可视化环境下的多任务和方便的数据交换使前后处理非常便捷;图形化模型的提供大大方便了用户维护结构数据的操作;软件中包含的多个经过考核的算例以及联机帮助手册使用户可以随时自行解决操作中遇到的困难。

编程中采用了面向对象的可视化技术,所有窗口可以同时打开,可以动态改变其大小和位置。软件系统提供的快捷使愿意用键盘的用户能够快速操作该系统;习惯使用鼠标的用户可以用菜单和工具栏完成对系统的操作。

(九) 结 论

海底管线是近海油气开发过程中必不可少的结构物,但目前我国在海管分析方面还缺少合适的手段。本文做了以下工作:

- (1) 对六种作业状态下海底管线的强度进行了研究:立管在位应力分析、立管的涡激振动、悬跨、挖沟、铺管、海管的提吊。解决了诸如大位移、动边界等难点问题。
- (2) 以上述六部分的理论研究为基础,开发了成套的海管分析软件“海洋管线分析系统”。
- (3) 在进行立管在位应力分析和铺管分析时,本文的软件单、双层管线都能处理。
- (4) 该软件已在两个实际的油气田项目中得到应用。

参 考 文 献

- 1 Malahy Jr R C. Off pipe user 's guide Ver. 2 05 [Z]. 1996
- 2 马 良. 海底油气管线工程[M]. 北京: 海洋出版社, 1987.
- 3 曾晓辉, 邢静忠. 海底管道强度理论分析手册[R]. 中国科学院力学研究所科技报告, 2000
- 4 Hayashi K, Chaplin J R. Vortex-excited vibration of a vertical circular cylinder in waves [J]. Int. J. of Offshore and Polar Engineering, 1998, 8(1): 66~ 73
- 5 Griffin O M. OTEC cold water pipe design for problems caused by vortex-excited oscillations [J]. Ocean Engineering, 1981, 8(1): 129~ 209
- 6 . 埋设管线[M]. 北京: 石油工业出版社, 1980
- 7 Nayfeh A H. Perturbation methods [M]. New York: John Wiley, 1973

Strength of Offshore Pipelines in Different Operation States and Analyzing Software

ZEN G Xiao-hui, XNG Jing-zhong, LU Chun-tu, WU Ying-xiang
(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract

Offshore pipelines are indispensable structures during the marine petroleum exploitation. There are manifold operation states having to do with pipelines such as in situ operation, span, trenching, pipelaying, lifting of pipe/riser, etc. The behavior of pipelines in one state differs greatly from the others. In addition, the structure configuration, the sea severity, and the seabed soil conditions are complex. Therefore, strength analysis of offshore pipelines becomes a rather difficult and onerous task. Presently, there is a lot of technological difficulty in the course of analysis, among which are not only theoretical problems such as geometric non-linearity and moveable boundary, but also practical problems. To tackle the problems, analytical methods, numerical methods such as FEM and shooting method are adopted respectively and jointly. Based on the theoretical research, integrated software named 'Offshore Pipelines Strength Analysis' is developed. This software can carry through strength analysis of pipelines in different operating state, being up to the requirement of engineers. The theoretical background and interface of the software are presented.

Key words: offshore; pipelines; strength; software

作 者 简 介

曾晓辉 男, 1972年4月出生, 副研究员。主要从事近海平台、管线的强度及可靠性, 船舶与海洋结构的屈曲、后屈等方面的研究。

邢静忠 男, 副教授。

柳春图 男, 研究员。

吴应湘 男, 研究员。