

用 ANSYS 分析供热管道弯头热应力^{*}

刘士民

(盐城热电有限责任公司,江苏 盐城 224007)

摘 要:用 ANSYS 8.1 有限元分析软件分析了供热管道“L”形自然补偿器的弯头部分应力的
大小与分布,并与用传统的弹性中心法计算的应力相比较,由应力分布得出可以减少直管段
管道壁厚的结论。

关键词:ANSYS;管道;热应力;弹性中心法;有限元分析

中图分类号:TK11 **文献标识码:**A **文章编号:**1671-5322(2006)02-0028-03

在城市供热管网设计中,常采用弹性中心法
计算管道由于热膨胀引起的二次应力。在实际工
程应用中用此法计算具有方法简单、易于计算的
特点。一般蒸汽管道的腐蚀很小,蒸汽对管壁的
冲刷引起的管壁减薄可以忽略不计,按一般的计
算方法选择的壁厚偏大,没有发挥出材料的潜能,
而且增加了投资。本文通过对一段典型的供热管
道“L”形自然补偿为例用 ansys8.1 有限元软件计
算的结果与弹性中心法计算结果作一比较。

1 有限元基本理论

有限元分析法就是将实际结构通过离散化形
成单元网格,每个单元具有简单形态(如正方形
或三角形)并通过节点相连,每个单元上的未知
量就是节点的位移。将这些单个单元的刚度矩阵
相互组合起来以形成整个模型的总体刚度矩阵,
并给予已知力和边界条件来求解该刚度矩阵从而
得出未知位移,从节点上位移的变化就可计算出
每个单元的应力。

有限元分析可使有限元计算模型在离散化后
归结为一个线性方程组,其形式如下

$$\{F\} = [K]\{D\} \quad (1)$$

式中 $\{F\}$ 为所受的外力向量

$[K]$ 是计算模型的整体刚度矩阵

$\{D\}$ 是计算模型上各节点的位移向量

根据有限元理论, $[K]$ 是由每个单元的刚度
矩阵叠加而成,即

$$[K] = \sigma[E]^e \quad (2)$$

式中 $[E]^e$ 表示单元的刚度矩阵,其计算公式
为

$$[E]^e = m[B]^T[D][B]dxdydz \quad (3)$$

式中 $[B]$ 表示单元的几何矩阵,该矩阵与单
元类型有关

$[D]$ 是材料的弹性矩阵,该矩阵是 6×6 阶的
对称矩阵,具体形式取决于材料的特性

式(1)中所受的外力向量可由下式表达

$$\{F\} = \sigma(\{R\}^e + \{Q\}^e + \{P\}^e) \quad (4)$$

式中 $\{R\}^e$ 是单元的集中力, $\{Q\}^e$ 是单元的
表面力, $\{P\}^e$ 是单元的体积力

在得出方程(1)的各系数后,给出边界条件,
可得出所求有限元模型上各节点的位移 $\{D\}$,为
了求出模型上的应力 $\{R\}$,现求出单元上各节点
的应变 $\{E\}$, $\{E\} = [B]\{D\}^e$,然后根据弹性方程
 $\{R\} = [D]\{E\}$ 计算出应力。

2 建立模型

2.1 计算的假设条件^[1]

热应力的计算是以管材是弹性的、连续的
(管系是一个连续的整体)、均匀的(整个管材具
有相同的弹性性质)和各向同性的作为假设前

* 收稿日期:2006-02-18

作者简介:刘士民(1971-),男,江苏射阳县人,盐城热电有限责任公司工程师。

提;忽略管道壁厚不均匀度和椭圆度。

蒸汽管道主要有管道自重荷载和内压力荷载以及热膨胀引起的热应力,前两种的应力占总应力的比例较小,一般在应力验算时忽略。因此,本次分析中只考虑热应力。管道支撑对应力的影响集中在局部区域,一般位于直管段,而且离弯头较远对弯头应力无影响,可以不考虑。

2.2 管道材料尺寸及特性

取供热中常见的转角处一段“L”形管道,材料为20#钢,管径为Φ219×6,弯头弯曲半径为0.3 m,管内介质为200℃过热蒸汽,环境温度20℃,管道尺寸见图1。不计管道自重和固定点的具体形式,管道无其它约束。

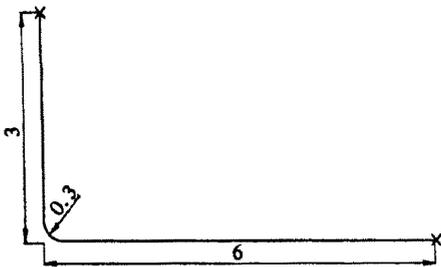


图 1 模型尺寸示意图

Fig.1 diagram of computing model

管道材料特性见表 1:

表 1 管道材料特性

Table1 property of the pipe material

	20℃	200℃
杨氏弹性模量/MPa	1.98×10^5	1.754×10^5
线膨胀系数		1.212×10^{-5}
许用应力/MPa	130	123
屈服应力/MPa	245	196
泊松比	0.25	0.25

3 ansys 有限元计算^[2]

3.1 划分网格

为使网格比较规则和减少计算量,在本次计算中采用平面网格拉伸成立体网格。在管道截面使用 SOLID182 平面单元,用四边形网格划分。使用 Meshing > Size Cntrls > ManualSize > Lines 命令将截面划分成 80 等份。再将单元切换到 SOLID185,经 Modeling > Operate > Extrude > Areas 命令拉伸成 SOLID185 立体单元。

3.2 施加荷载

由于本次计算不考察固定点的应力及分布,为简化分析,在管道两个端点处的节点 3 个位移自由度施加零约束,管道所有单元加 200℃ 温度荷载,环境温度 20℃。

3.3 运算及后处理

使用 Solve > Current Ls 命令求解。在结果显示图中由于在管道两端的约束击中加载于一个节点,简化了实际情况,在本文中只考察弯头部分的应力。弯头部分的应力分布见图 2,弯头处位移变化见图 3,弯头部分弯曲应力最大值为 99.4 MPa。

4 弹性中心法计算

(1)弹性中心法是根据材料力学的最小势能原理建立能量方程,并取一阶近似解作为工程应用公式。

其纵向最大弯曲应力 σ_{1max} 为:^[2]

$$\sigma_{1max} = \frac{Mr}{I} \frac{2}{3K} \sqrt{\frac{5 + 6\lambda^2}{18}}$$

其中 $K = (1 + 12\lambda^2)/(10 + 12\lambda^2)$ 为减刚系数;

$\lambda = tR/r^2$ 为曲管特征系数;

I 为管截面惯性矩, m^4 ;

M 为弯头处的弯矩, $N \cdot m$;

r 为管道的平均半径, m ;

t 为管道壁厚, m 。



图 2 弯头处节点应力分布

Fig.2 stress distributing of elbow node

当 $\lambda \geq 1.472$ 时,在曲管的外层纤维上。当 $\lambda < 1.472$ 时,就不在曲管的外层纤维上, λ 值越小,的所在位置就愈靠近管中心轴。

(2)弹性中心法计算结果

按弹性中心法计算过程用 VB6.0 编程计算结果如图 5^[2]。

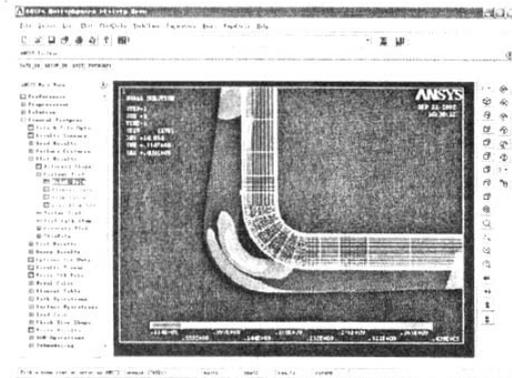


图 3 弯头处位移变化

Fig. 3 displacement transformation of elbow

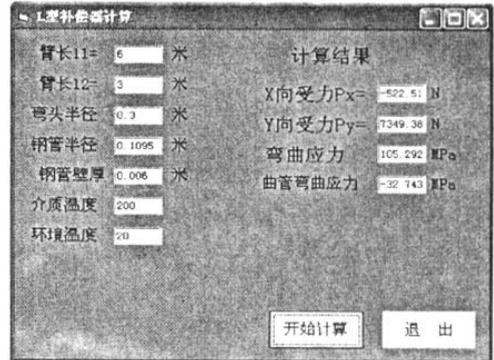


图 5 弹性中心法计算结果

Fig. 5 the result of elasticity center method



图 4 弯头处单元应力分布

Fig. 4 stress distributing of elbow element

5 结论

(1)用弹性中心法和 ansys 计算的结果比较相近;

(2)ansys 计算的结果表明,较大应力集中分布于弯头部分,最大应力出现在弯头弯曲部分的两边靠近内侧部分;

(3)由于最大应力只局限于弯头的局部,因而在实际工程中只要控制弯头的内外侧壁厚误差和弯头的椭圆度等质量指标,以及弯头与直管段的焊接工艺,焊接质量即可保证。直管段的壁厚没有必要选择厚壁管,只要保证满足应力计算的最小壁厚即可,保证工程的经济性。

参考文献:

[1] Richard G, Budynas. 高等材料力学和实用应力分析[M]. 北京:清华大学出版社,2001.
 [2] 龚曙光. ANSYS 基础应用及范例解析[M]. 北京:机械工业出版社,2003.

Analysis of the Thermal Stress of the Elbow of Heat – Serve Pipe by ANSYS Software

LIU Shi – min

(Yancheng Thermal – Power Co. Ltd. ,Jiangsu Yancheng 224007, China)

Abstract: By analyzing the elbow's stress and distribution of "L" style natural compensator in heat – serve pipe by ANSYS 8.1 software and corresponding with the classical elasticity center method, it is concluded that the thickness of the pipe can be reduced in the straight pipe.

Keywords: ANSYS; pipe; thermal stress; elasticity center method; FEA