

炼厂储运管道应力分析浅谈

冯思洋 (洛阳人力人才服务有限公司, 河南 洛阳 471000)

摘要: 管道应力分析主要解决管道的强度、刚度、振动等问题, 为管道布置、安装和配置提供科学依据。主要体现在保证装置运行的安全性、保证管道系统设计安全的要求、保证管道的柔性 and 减少管道投资。工厂应力分析利用可靠的管道应力分析计算机程序 (比如 Caesar II), 对管系进行分析计算。应力分析和计算软件固然复杂, 但任何复杂的程序背后都包含着简单的原理和公式, 本文将理论和实际相结合, 通过简单原理来论述管道应力分析过程。

关键词: 一次应力; 二次应力; 静态分析; 动态分析

中图分类号: TE973.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1674-5167 (2026) 011-0142-03

A Brief Discussion on Stress Analysis of Refinery Storage and Transportation Pipelines

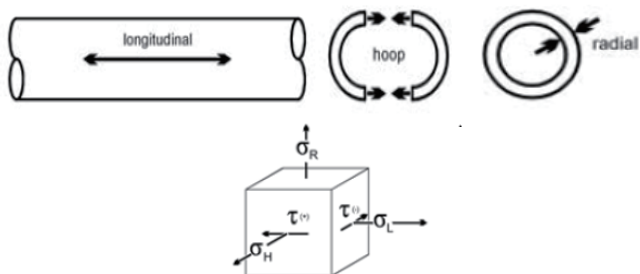
Feng Siyang (Luoyang Human Resources and Talent Service Co., Ltd., Luoyang Henan 471000, China)

Abstract: Pipeline stress analysis mainly solves problems such as strength, stiffness, and vibration of pipelines, providing scientific basis for pipeline layout, installation, and configuration. Mainly reflected in ensuring the safety of device operation, ensuring the safety requirements of pipeline system design, ensuring the flexibility of pipelines, and reducing pipeline investment. Factory stress analysis utilizes reliable pipeline stress analysis computer programs (such as Caesar II) to analyze and calculate piping systems. Although stress analysis and calculation software are complex, any complex program contains simple principles and formulas. This article combines theory with practice and discusses the process of pipeline stress analysis through simple principles.

Keywords: primary stress; Secondary stress; Static analysis; Dynamic analysis

1 管道内应力种类

管道截面上存在4向主应力: 轴向应力、环向应力、径向应力和剪切应力, 见图1。



轴向应力—环向应力—径向应力—剪切应力

图1 管道截面应力分类

①轴向应力, 由摩擦力、内压、管道重量和热胀在管道轴向产生的弯矩组成, 基本公式 $\frac{F}{4t} + \frac{PD}{4t} + \frac{M}{Z} \leq [\sigma]$; ②环向应力, 基本公式 $\frac{PD}{2t} \leq [\sigma]$, 用来选壁厚, 由材料工程师完成; ③径向应力, 由内压引起, 由于管道内介质内压都比较小 (一般 $\leq 10.0\text{MPa}$), 可忽略不计; ④剪切应力, 基本公式 $\frac{T}{G} \leq [\sigma]$ 。

综上所述, 我们应力分析只考虑管道的轴向加剪切应力, 由于管道产生扭转的情况较少, 因此轴向力

成为了我们主要研究对象。

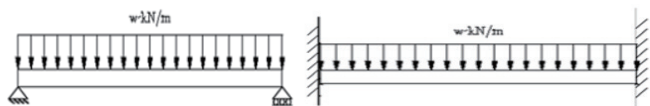
2 管道所受外载荷种类

管道会受到各种各样外载荷的作用, 如果外载荷控制的不好, 就会对管道造成破坏, 规范限制了管道设计, 以保证管道在运行过程中安全。规范把管道受到的所有外载荷分成三大类, 分别为持续性荷载 (SUS)、热胀荷载 (ΔT) 和偶然荷载 (OCC)。①持续型荷载 (sus), 其特征是伴随结构的变形而不变化, 如重量 W (管道、管件和介质重量)、压力 P (管道内流体内压) 和 F (包括摩擦力、内压盲板力、管道两端的轴向集中力) 等, 持续性荷载须满足静力平衡条件, 一旦平衡打破, 材料发生不可逆转的屈服变形, 导致管道屈服失效脆性断裂从而引发整体垮塌, 此种危害最为严重; ②热胀荷载 ΔT , 由温差、初始位移引发, 其特征是自限性, 伴随结构的变形而减小甚至消失, 未被吸收的变形则体现为结构的局部屈服及二次应力; ③偶然荷载 OCC, 由风、雪和地震引发的管道载荷。

3 一次应力、二次应力和偶然应力

管道应力归纳为三种, 分为一次应力、二次应力和偶然应力。①一次应力 (Sustain stress) 为持续性荷载在管道轴向所产生的应力, 一次应力计算式:

$(PD/4t) + (iM/Z) \leq Sh$, 其中 i 为应力增大系数, Sh 为热态许用应力。 M 值见图 2。



$$M = wL^2/8 \quad \text{or} \quad wL^2/12$$

图 2 管道所受均布荷载的弯距计算式

$$\frac{PD}{4t} + \frac{iwL^2}{10Z} \leq Sh \quad (1)$$

通过上述公式 1), 可以反推得到一个最大跨距公式:

$$L \leq \sqrt{(Sh - PD/4t)(10Z/iw)} \quad (2)$$

我们的跨距表就是根据公式 2) 计算得出, 由此可知一次应力是与管道跨距紧密相关的; ②二次应力为热胀载荷在管道轴向所产生的应力 (Expansion stress), 二次应力的计算值 σ_{II} 由当量弯矩、应力增大系数、截面模量决定: $\sigma_{II} = S = iM/Z$, 二次应力计算值 σ_{II} 由当量弯矩、应力增大系数、截面模量决定, M 为合成弯矩 (它可能包含面内合成弯矩、面外合成弯矩以及扭矩)。下式 3) 为二次应力校核公式:

$$\sigma_{II} = S = iM/Z \leq f[1.25([\sigma]^c + [\sigma]^h) - \sigma_I] \quad (3)$$

M 为合成弯矩 (它可能包含面内合成弯矩、面外合成弯矩以及扭矩), 其中 $[\sigma]^c$ 为冷态许用应力, $[\sigma]^h$ 为热态许用应力, σ_I 为一次许用应力。二次许用应力为一变化值。

以上公式是基于安定性概念得出的, 管道的安定性主要包括以下几点内容: ①当应力不超过屈服极限时, 应力-应变关系满足线性胡克定律; ②当应力超过屈服极限, 但小于 2 倍屈服极限反复加载时, 材料发生屈服变形, 所产生的残余应力能够阻止材料反向屈服; ③当应力超过 2 倍屈服极限反复加载时, 所产生的残余应力不足以阻止材料反向屈服, 则材料内外表面均产生塑性变形, 当下一次加载循环开始后, 塑性变形累积, 结构开始形成疲劳失效区域, 并很快导致垮塌性失效; ④结构的安定性与塑性失效准则、理想弹塑性模型、弹性名义应力、加载、卸载等概念有关, 其条件是: $\sigma I + \sigma II \leq 2\sigma_y$, 其中, σI 表示一次应力, σII 表示二次应力; ⑤二次应力用于评定热胀荷载下的管系的疲劳寿命情况, 二次应力各处的许用应力是不同的。二次应力的校核是为了管道不发生疲劳破坏; ⑥偶然载荷在管道轴向所产生的应力称为偶然应力 (Occasional stress)。

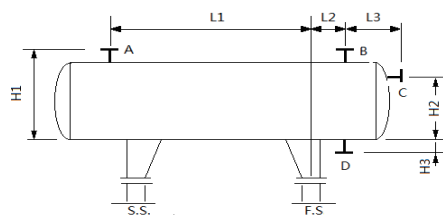
4 管道的失效形式

管道的主要失效形式是①破裂: 压力导致; ②垮

塌: 过载导致; ③腐蚀破坏: 材料的选择; ④疲劳破坏: 加载次数; ⑤碰撞: 大变形导致; ⑥泵或法兰的过载: 管口连接破坏、法兰泄漏。

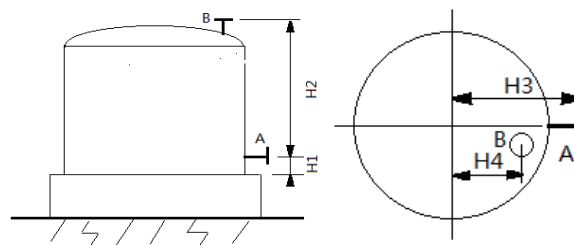
5 设备管口的校核

除管道本身有热位移外, 管嘴因设备运行时的热位移也会推动管的运动, 我们称为锚定热位移, 它会增加管道热位移的负担。所以在管道应力分析当中, 管嘴的边界条件应该正确的输入, 才能得到较准确的结果。分两种方法: ①先计算设备管口膨胀位移, 然后输入到管道的固定点上 (见图 3 和图 4); ②通过建立设备模型来自动计算设备管口的位移。



NOZZLE	轴向移动量	周向移动量
A	$c \times L1$	$c \times H1$
B	$c \times L2$	$c \times H1$
C	$c \times (L2+L3)$	$c \times H2$
D	$c \times L2$	$c \times H3$

图 3 卧式容器管嘴的热胀量计算



NOZZLE	纵向移动量	周向移动量
A	$c \times H1$	$c \times H3$
B	$c \times (H1+H2)$	$c \times H4$

图 4 立式容器管嘴的热胀量计算

计算得出载荷按以下几种方法进行校核: ①和设备厂家提供的许用载荷大小进行比较; ②按照设计规范进行管口许用载荷校核; ③采用 FEA 方法 (有限元) 对非标接管进行许用接管载荷分析。

6 弹簧支吊架的应用

在只用刚性管架支撑的管系中, 一旦管子发生热膨胀, 很可能在某些管架处脱空而在另一些管架处锁住。如果管道能够移动到新位置, 并且与此同时不

脱离它的支架或者让管架能和管道一起移动。弹簧支架就能满足这一需求。

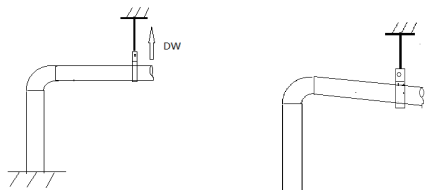
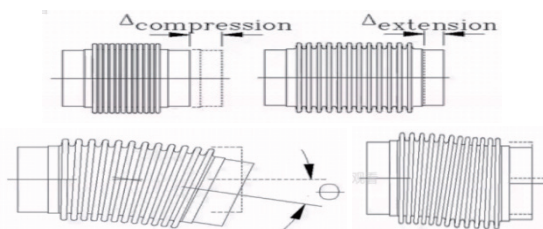


图 5 如果只考虑重量 图 6 如果考虑热胀

7 膨胀节的应用

膨胀节也称补偿器，是一种弹性补偿装置，主要用来补偿管道或设备因温度影响而引起的热位移。膨胀节的补偿元件是波纹管。膨胀节的内压推力称为内压盲板力（盲板力 = 有效面积 X 内压）。



轴向变形—弯曲变形—横向变形
图 7 波纹管的变形

8 管道静态分析的校核过程

①根据一次应力 (W+P1)、二次应力 (DS1-DS2) 和运行态 (W+T1+P1) 下的一次应力 (W+P1+H) 的总结性报告，如果均小于 100%，表示管道本身是安全的；②运行态 (W+T1+P1) 下的一次应力 (W+P1+H) 的校核，该校核为非强制性，对于高危管道建议考察该指标；③如果一次应力没过，应考虑管道跨距是否过大；④如果二次应力没过，首先应核对设备管口的受力是否满足要求，先降低设备管口受力，之后考虑自然补偿器和膨胀节；⑤核对设备管口的受力是否满足要求；⑥检查支架是否有脱空，固定支架的受力是否太大；⑦建模时需注意设备管嘴和泵管嘴需要给出初始位移，管嘴的柔性设计不是强制性的，把管嘴看作刚体进行校核是偏保守的。

9 利用应力分析软件 Caesar II 优化储罐进出口管道柔性

管道初始条件为管径 DN800, 介质密度 $\rho = 900\text{kg/m}^3$, 计算温度 $T = 40^\circ\text{C}$, 计算压力 $P = 100\text{kPa}$ 。示意图见图 8, 管道的补偿方案见图 9-12。

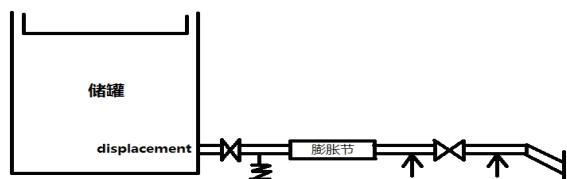


图 8

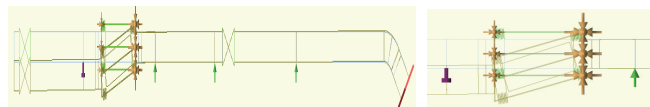


图 9 复式大拉杆横向波纹补偿器

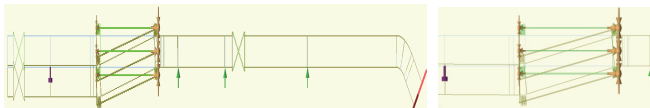


图 10 复式大拉杆横向及轴向波纹补偿器

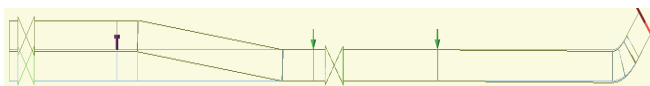


图 11 铰式膨胀节补偿器

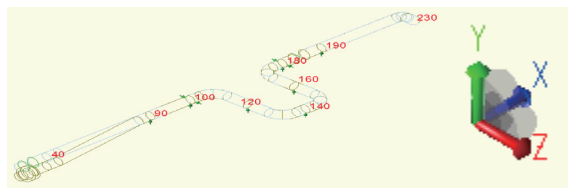


图 12 铰式膨胀节补偿器加 π 弯

4 种补偿方案管口与膨胀节之间都加有弹簧，如果用可调支架代替，对于大口径管道其可调性有待商榷，即使支架可调，对于其调整量也不好确定，调整不好也会造成管嘴受力大的情况。在计算过程中我们同时要注意此处如果放置可变弹簧可能造成管口的一次应力较大，即沉降量较小时，管口受力依然很大。同时如果沉降量超过预期，也会出现管口受力大的情况。因此，此处设置恒力弹簧为易。

10 结论

本文讲述管道应力分析的基本原理和步骤，并应用其原理和 Caesar II 软件对储罐大口径进出口管道进行四种补偿方案的比较，分析了各种补偿方案的优缺点。在工程设计实践中，既要掌握计算机的使用，也要了解其原理和计算过程，必须重视手工求解的原理，基本原则和提炼模型，识别计算结果中的错误和解决问题的其他方法，判断计算结果的有效性。理论与实践相结合，不断学习提高自我的工程设计能力。

参考文献：

- [1] 张德江, 王怀义, 刘绍叶. 石油化工装置工艺管道安装设计手册 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2009.
- [2] 宋奇奇. 工业管道应力分析与工程应用 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2011.
- [3] 张德江, 修长征. 全国压力管道设计审批人员培训教材 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2015.
- [4] 唐永进. 压力管道应力分析 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2003.
- [5] 李政. 炼油厂退碱线管道焊缝开裂原因分析 [J]. 化工中间体, 2020(03):27-28.