

文章编号: 0253-2697(2013)02-0372-08 DOI:10.7623/syxb201302022

## 复合材料缠绕修复管道的应力分析

帅 健<sup>1</sup> 刘 惟<sup>1,2</sup> 王俊强<sup>1,3</sup> 张宇坤<sup>1</sup>

(1. 中国石油大学机械与储运工程学院 北京 102249; 2. 中国石油天然气勘探开发公司 北京 100034;  
3. 中国特种设备检测研究院 北京 100013)

**摘要:** 非金属缠绕管道修复是在役管道受损后的一种主要修复方式,对于保障油气管道的平稳安全运行具有十分重要的意义。基于组合薄壁圆筒的力学分析理论,推导出了管道修复厚度的计算公式,并考虑缠绕材料的各向异性建立了缠绕修复管道的有限元分析模型。分析结果表明,缠绕层对附近管体的应力状态影响不大,只要修复厚度和修复长度合适,就能够完全恢复管道的承压能力。缠绕层在管道缺陷区域屈服以后能起到明显的承载作用。增大缠绕层厚度,可降低管道和缠绕层中的环向应力;而当缠绕层厚度小于最小修复厚度时,即使加大修复长度也无法完全恢复管道的承压能力。最后,对基于有限元法和解析方法得到的缠绕层厚度和长度进行了对比,结果表明,缠绕层厚度的计算公式偏于安全,可用于管道修复缠绕层的设计计算。

**关键词:** 油气管道;缠绕层;力学分析;有限元分析;修复

中图分类号:TE 973 文献标识码:A

## Stress analyses of repaired pipelines by enwinding composite materials

SHUAI Jian<sup>1</sup> LIU Wei<sup>1,2</sup> WANG Junqiang<sup>1,3</sup> ZHANG Yukun<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical & Transportation Engineering, China University of Petroleum, Beijing 102249, China;  
2. China National Oil and Gas Exploration & Development Corporation, Beijing 100034, China;  
3. China Special Equipment Inspection and Research Institute, Beijing 100013, China)

**Abstract:** The rehabilitation technique of pipelines by enwinding non-metallic materials is a major repair way for the pipeline damaged in service, and it has great significance in ensuring smooth and safe operation for oil and gas pipelines. The mechanical theory on the combination of thin-walled cylinders was applied to deduce a formula for calculating the thickness of the enwinding layer, and a finite element analysis model of pipelines repaired by enwinding non-metallic materials was established based on the consideration of the anisotropy of enwinding materials. The result showed that the enwinding layer has little effect on the stress state of the adjacent pipe section, the loading capacity of the repaired pipeline can be fully recovered as long as the repair thickness and length are suitable. The enwinding layer can play an obvious role in bearing pressure after the pipe defect region yields. Increasing the repair thickness can reduce the hoop stress of both the pipe and the enwinding layer, however, when the enwinding layer thickness is less than the minimum repair thickness, the loading capacity of pipeline cannot be fully restored even the repair length is increased. Finally, the calculation results of the thickness and length of the enwinding layer based on the finite element method and analytical method were compared, which indicates that the calculating formula for the enwinding thickness lays emphasis on safety, and can be used to calculate the enwinding layer in pipeline rehabilitation design.

**Key words:** oil and gas pipeline; enwinding layer; mechanical analysis; finite element analysis; repair

在役管道不可避免地会受到腐蚀、第三方破坏以及自然灾害等导致的多种损伤,因此,受损管道的修复是油气输送过程中一项重要工作<sup>[1-4]</sup>。在管道的修复技术中,非金属缠绕修复技术具有明显的优势<sup>[5-7]</sup>,已相继开发出 Clock Spring、Armor Plate Pipe Wrap、Syntho-Glass<sup>®</sup>和 Black-Diamond<sup>™</sup>等多种缠绕层修复

系统<sup>[8-9]</sup>。为了确保缠绕层修复系统能够安全合理地修复受损管道,国内外已就非金属缠绕的管道修复效果和修复厚度设计进行了一些研究工作。Alexander 和 Duell 利用爆破试验和有限元模拟相结合的方法验证了复合材料修复系统对管道的修复效果<sup>[10-11]</sup>。Toutanji 等分析了内压、土壤和交通负载对管道的联

基金项目:国家重大科技专项(2011ZX05017-004-HZ04)资助。

第一作者及通讯作者:帅 健,男,1963 年 8 月生,1982 年获武汉化工学院学士学位,现为中国石油大学(北京)教授、博士生导师,主要从事油气储运安全和工程力学方面的教学与研究工作。Email:shuaij@cup.edu.cn

合作用,对玻璃纤维增强聚合物、芳纶纤维增强聚合物和缠绕层增强聚合物的修复效果进行了比较<sup>[12]</sup>。王勇军等利用有限元模拟计算了缠绕层厚度与缺陷面积和深度的关系<sup>[13]</sup>。但对于缠绕层的长度设计,缺陷尺寸对补强效果的影响规律,以及管材级别提高对补强效果的影响等均未见报道。因此,笔者基于组合薄壁圆筒的力学理论,推导出了管道修复厚度等的计算公式,建立了缠绕修复管道的有限元模型,进而对缠绕层的参数优选及修复效果进行了分析,以期对缠绕修复管道设计提供依据。

## 1 力学分析

### 1.1 应力分析

图 1 是缠绕层补强管段的受力图,假定管体和缠绕层共同承受内压作用,且管道缺陷处仅剩余壁厚承载;又由于管道和缠绕层均属于薄壁结构,管壁和缠绕层中的环向应力假设为均匀分布。

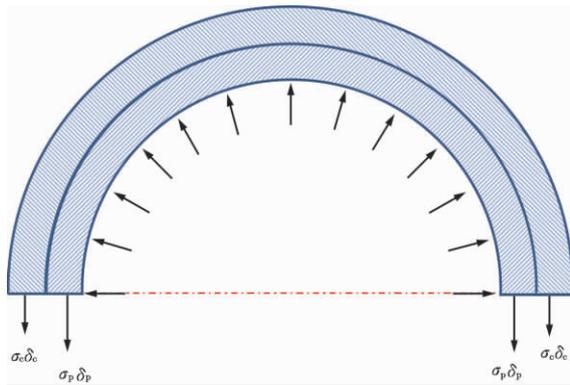


图 1 缠绕补强管段的受力状态

Fig. 1 Force schematic drawing of repaired pipe by enwrinding composites

根据图 1 中的平衡条件,有:

$$2(\sigma_p \delta_p + \sigma_c \delta_c) = pD \quad (1)$$

式中: $p$  为管道的内压,MPa; $\sigma_p$  为管壁的环向应力,MPa; $\sigma_c$  为缠绕层的环向应力,MPa; $D$  为管道内径,mm; $\delta_p$  为管道剩余壁厚,mm; $\delta_c$  为缠绕层的厚度,mm。

此外,管材和缠绕层的环向应变  $\epsilon_h$  相等,即

$$\epsilon_h = \frac{\sigma_p}{E_p} = \frac{\sigma_c}{E_c} \quad (2)$$

式中: $E_p$  为管材的弹性模量,MPa; $E_c$  为缠绕层环向弹性模量(缠绕层为各向异性材料),MPa。

式(1)和式(2)联立,可得:

$$\sigma_p = \frac{pD}{2\delta_p \left(1 + \frac{E_c \delta_c}{E_p \delta_p}\right)} \quad (3)$$

$$\sigma_c = \frac{pD}{2\delta_c \left(1 + \frac{E_p \delta_p}{E_c \delta_c}\right)} \quad (4)$$

从式(3)和式(4)可以看出,管壁和缠绕层中应力与各自弹性模量的相对大小有关,弹性模量越大,所承受的应力也越大。

根据管材和缠绕层的许用应力,可以确定缠绕层的最小厚度。管材的许用应力为

$$[\sigma_p] = K\sigma_{ps} \quad (5)$$

式中: $K$  为设计系数; $\sigma_{ps}$  为管材屈服强度,MPa。

缠绕层的许用应力为

$$[\sigma_c] = \phi\sigma_{cs} \quad (6)$$

式中: $\phi$  为缠绕层的工作条件系数; $\sigma_{cs}$  为缠绕层的屈服强度,MPa。

令式(3)中的  $\sigma_p = [\sigma_p]$ ,则得到基于管材许用应力的缠绕层最小厚度:

$$\delta_{cmin} = \frac{D}{2[\sigma_p]} \cdot \frac{E_p}{E_c} \cdot \left\{ p - \frac{2[\sigma_p]\delta_p}{D} \right\} \quad (7)$$

同理,令式(4)中的  $\sigma_c = [\sigma_c]$ ,则得到基于缠绕层许用应力的最小修复厚度:

$$\delta_{cmin} = \frac{pD}{2[\sigma_c]} - \frac{E_p}{E_c} \delta_p \quad (8)$$

假设管材为理想弹塑性材料,则管材屈服后,基底管材不再承受载荷,屈服以后的载荷完全由缠绕层承担,则缠绕层中的应力为

$$\sigma_c = \frac{pD}{2\delta_c} - \frac{\delta_p}{\delta_c} \sigma_{ps} \quad (9)$$

基于缠绕层的许用应力,根据环向应力确定的最小修复厚度计算公式如下:

$$\delta_{cmin} = \frac{(p - p_s)D}{2[\sigma_c]} \quad (10)$$

其中

$$p_s = 2\delta_p \sigma_{ps} / D$$

式中: $p_s$  为缺陷管道的塑性极限内压,MPa。

完全忽略基底管材的承载作用,则缠绕层的最小厚度为

$$\delta_{cmin} = \frac{pD}{2[\sigma_c]} \quad (11)$$

### 1.2 应变分析

管道和缠绕层中总应变由弹性应变和塑性应变组成,其中弹性应变为

$$\epsilon_e = \frac{p_s D}{2(E_c \delta_c + E_p \delta_p)} \quad (12)$$

塑性应变为

$$\epsilon_p = \frac{(p - p_s)D}{2E_c \delta_c} \quad (13)$$

因此,总应变  $\epsilon$  为

$$\epsilon = \frac{p_s D}{2(E_c \delta_c + E_p \delta_p)} + \frac{(p - p_s) D}{2E_c \delta_c} \quad (14)$$

忽略弹性应变,则缠绕材料的环向容许应变  $[\epsilon_c]$  为

$$[\epsilon_c] = \frac{(p - p_s) D}{2E_c \delta_c} \quad (15)$$

从而得到:

$$\delta_{cmin} = \frac{(p - p_s) D}{2E_c [\epsilon_c]} \quad (16)$$

如果考虑内压和轴向力的联合作用,则根据容许环向应变确定的最小修复厚度为

$$\delta_{cmin} = \frac{1}{[\epsilon_c]} \left( \frac{pD}{2} \frac{1}{E_c} - \frac{F}{\pi D} \frac{\nu_a}{E_c} \right) \quad (17)$$

式(17)忽略了补强区域基底管材的承载作用。

而根据容许轴向应变确定的最小修复厚度如下:

$$\delta_{cmin} = \frac{1}{[\epsilon_a]} \left( \frac{F}{\pi D} \frac{1}{E_a} - \frac{pD}{2} \frac{\nu_c}{E_c} \right) \quad (18)$$

式中:  $[\epsilon_a]$  为缠绕材料的容许轴向应变;  $E_a$  为缠绕材料轴向弹性模量, MPa;  $\nu_a$  为缠绕材料的轴向泊松比;  $\nu_c$  为缠绕材料的环向泊松比;  $F$  为管道受到的轴向力, N。

### 1.3 设计修复长度

从力学分析的观点来看,在设计修复系统时,必须充分考虑修复长度以确保缠绕层和管道粘结的完整性,修复长度的计算公式如下:

$$L = 2L_o + L_d + 2L_t \quad (19)$$

式中:  $L_o$  为缠绕层超出缺陷的长度, mm;  $L_d$  为缺陷长度, mm;  $L_t$  为缠绕层两端的锥形长度(其与厚度的比值最小为 5 : 1), mm。

修复非泄漏缺陷时  $L_o$  的计算公式如下:

$$L_o = 2 \sqrt{D \delta_{cmin}} \quad (20)$$

而修复泄漏缺陷时,  $L_o$  的计算公式如下:

$$L_o = \max \left\{ 2 \sqrt{D \delta_{cmin}}, \frac{E_a [\epsilon_a] \delta_{cmin}}{\tau} \right\} \quad (21)$$

式中:  $\tau$  为缠绕材料的层间粘结剪切强度, MPa。

## 2 有限元模型

上述理论公式推导的前提与修复管道的实际情况存在一定差别。首先,假设基底管材为理想弹塑性,即无应变硬化情况,但是实际管材存在应变硬化。其次,公式推导中没有考虑管道的缺陷几何尺寸,如缺陷长度和宽度,只用最小剩余壁厚来推导基底管材的屈服压力。为了更准确地分析缠绕修复管道在内压作用下的力学行为,以及修复对附近管体应力/应变分布的影响等问题,需要建立有限元模型,进行更精确的分析计算。

### 2.1 网格划分和材料特性

图2是管道修复结构的有限元网格划分示意图,蓝色单元为管体,绿色单元为缠绕层,红色单元为缺陷处填充材料,均采用20节点的六面体等参单元。管道缺陷包含球面缺陷、柱面缺陷和均匀壁厚缺陷3种类型。

分别选取 X60、X70 和 X80 三种不同材质和规格的管道进行缠绕层修复含缺陷管道的有限元模型计算分析,管材基本信息和缺陷尺寸如表1所示。管材的弹性模量均取 200 GPa,泊松比为 0.3。通过管材拉伸实验得到的管材真应力-真应变曲线如图3所示,3种材料具有明显的屈服平台,屈服后硬化效应显著,屈服极限和强度极限见表1。

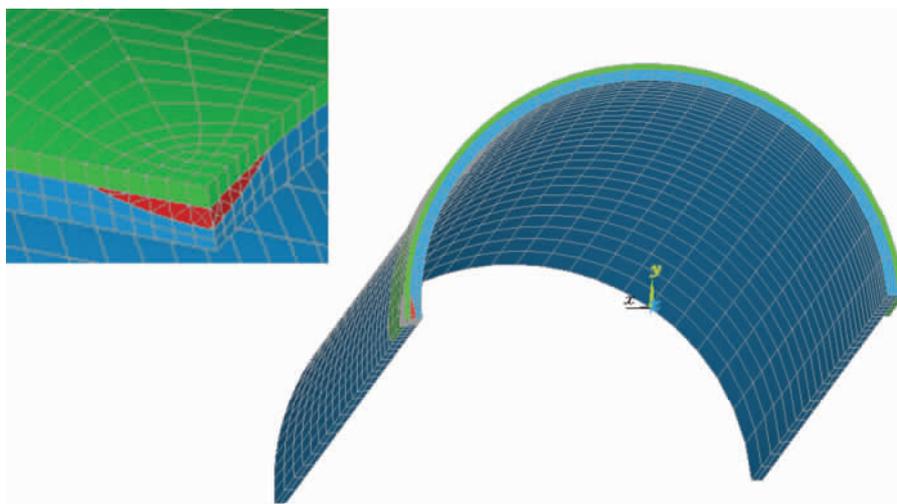


图2 含缺陷修复管道有限元模型

Fig. 2 Finite element model of repaired pipe containing a defect

表 1 有限元模拟所选管材、缺陷尺寸以及修复基本信息

Table 1 Basic information for pipes, defects, and repair results in finite element models

工况	管材类型	操作压力/MPa	几何参数		力学参数		几何缺陷			修复尺寸	
			管径/mm	壁厚/mm	屈服极限 $\sigma_s$ /MPa	强度极限 $\sigma_b$ /MPa	深厚比	长度/mm	宽度/mm	厚度/mm	长度/mm
算例 1	X60	6.4	660	7.1	423	590	0.3~0.5	20.0~200	20	3~7	100~800
算例 2	X70	10.0	1016	14.6	490	670	0.2~0.4	58.4~200	58.4	10~15	100~800
算例 3	X80	12.0	1219	18.4	560	772	0.2~0.4	73.6~200	73.6	10~15	100~800

注:深厚比是指缺陷深度与壁厚之比。

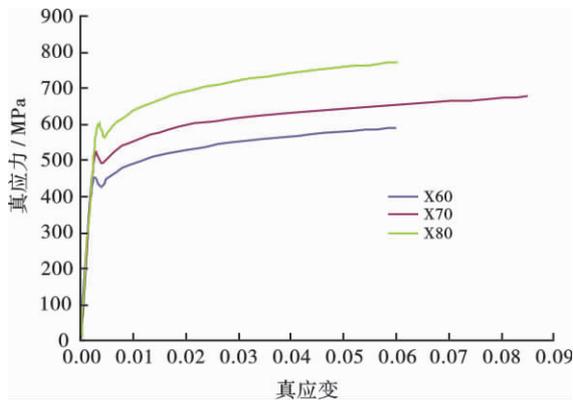


图 3 X60、X70 和 X80 管材应力-应变曲线

Fig. 3 Stress-strain curves of X60, X70 and X80 pipes

缠绕层为各向异性材料,缠绕布的单层厚度为 0.5 mm,缠绕层的修复厚度和长度与缺陷的几何尺寸相关,不同类型和几何尺寸的缺陷,修复厚度和长度不同,相关尺寸见表 1。其他相关参数包括:弹性模量  $E_x$  为 5.5 GPa、 $E_y$  为 49.0 GPa、 $E_z$  为 23.4 GPa;泊松比  $\nu_{xy}$  为 0.196、 $\nu_{yz}$  为 0.43、 $\nu_{xz}$  为 0.43;剪切模量  $G_{xy}$  为 29.5 GPa、 $G_{yz}$  为 0.69 GPa、 $G_{xz}$  为 0.69 GPa(其中  $x$  表示径向,  $y$  表示环向,  $z$  表示轴向);环向容许应变为 0.25%,环向许用应力为 344 MPa。

缺陷处的填充材料为弹塑性材料,具有双线性弹性应力-应变行为,其弹性模量为 1.74 GPa,第二阶段弹性模量为 0.87 GPa,屈服应力为 33.1 MPa,泊松比为 0.45。

## 2.2 载荷与边界条件

在管道缺陷为规则形状的情况下,可以根据问题的对称性,取管道修复结构的 1/4 建模(图 2),模型中管道的长度为 1.5 m。管道的主要载荷为内压,模拟过程中,对管道内壁所有表面以增量的形式均匀施加压力,跟踪观察不同时刻修复管道与缠绕层各个区域的应力、应变变化。

由于所选的缺陷几何结构和管道载荷类型均具有对称性,因此经过缺陷中心的横向截面和纵向截面均为对称边界条件。此外,为了避免管道的刚性移动,约束管道模型的端面  $z$  方向位移,设置管道纵向截面无

缺陷一端的一条直边  $x$  方向和  $y$  方向位移均为 0。

## 2.3 失效准则

在非线性分析中对载荷划分一系列的增量步,在每一步增量加载过程中,应力与应变都要发生变化。采用 arc-length 法(保存每个子步的结果)对模型不断地进行迭代计算,在每一个子步,根据管体和缠绕层的应力或应变是否达到容许值,来判定修复管道是否失效。

判断修复结构是否失效的准则如下:当管材的 Mises 等效应力(最大畸变能失效理论)达到材料的拉伸强度时,修复管道失效;当缠绕层的主应力达到拉伸或压缩强度(最大正应力失效理论)时,修复管道失效。

## 3 有限元模拟及分析

### 3.1 管道修复处的应力状态

缠绕层修复含缺陷管道时,不仅需要恢复管道的强度,而且修复结果不应对缠绕层相邻管体的应力状态造成很大影响。

图 4 是算例 1 管道修复前后缺陷中心处的应力与应变随内压的变化特征,管道含深厚比 0.5、长度 20 mm 的球面缺陷,修复厚度为 5 mm,修复长度为 100 mm。从图 4 可以看出,当 X60 管道内压(操作压力)低于 6.4 MPa 时,修复前后管道的应力和应变基本一致,此时,承载主要依靠管道本身。随着内压的不断增大,大约 7.8 MPa 后,缺陷中心处环向应变增幅加大,此时缠绕层的承载作用加强。当内压达到 9.2 MPa 时,缠绕层对缺陷区域的补强作用就非常明显。如果缺陷管道未得到补强修复,有限元分析计算得到的失效压力是 6.35 MPa,远低于完好管道的失效压力 11.8 MPa。分析有限元结果发现:管道缺陷区域屈服后,缠绕层才逐步发挥主要承载作用,管道缺陷区的屈服是负载转移的分界点。

图 5 是接近失效前算例 1 管道外表面的应力云图,柱面缺陷深厚比 0.5、长度 200 mm、宽度 20 mm,缠绕层厚度 5 mm、长度 480 mm。由于缠绕层的约束作用,缠绕区域管体的 Mises 应力较小,然而,远端管体的应力已十分接近管材的拉伸强度,处于极限状态。修复只对缠绕区域及其附近的管体应力状态影响较

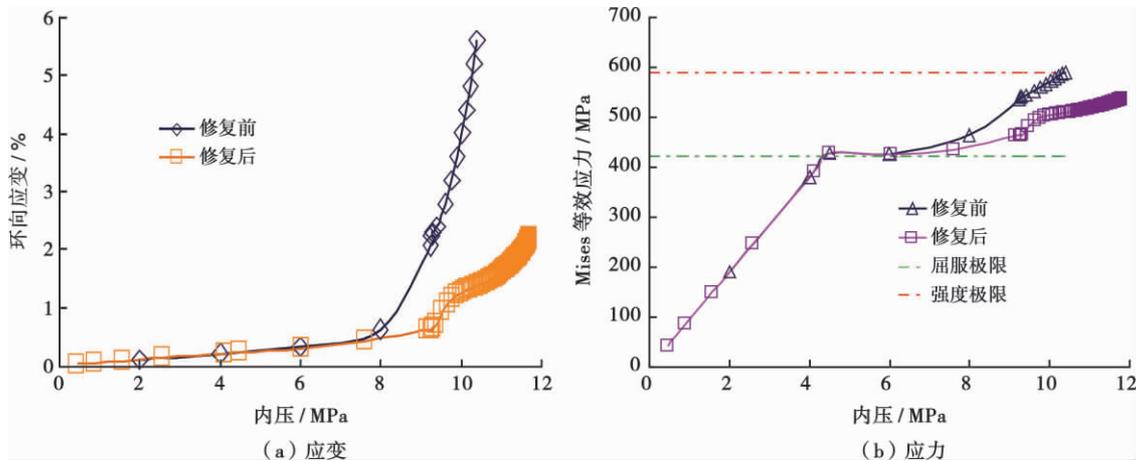


图4 算例1管道修复前后的应力与应变

Fig. 4 Stress and strain of repaired and unrepaired pipe in case 1

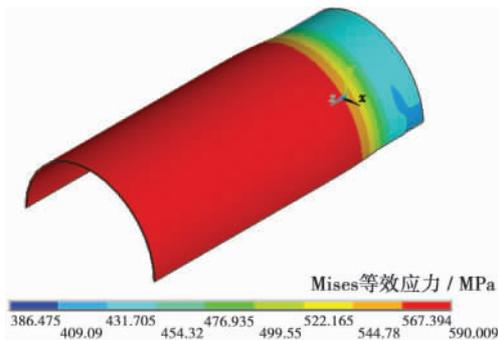


图5 极限状态下算例1管道 Mises 等效应力云图

Fig. 5 Mises stress contour of case 1 pipe under the limit state

大,离缺陷中心越远,修复材料对管体的应力分布影响就越小。以缺陷中心为起点,沿管道走向分别提取距离 240 mm、273 mm、353 mm 处管体外表面上 3 个节点的 Mises 应力,如图 6 所示。在极限状态时,这 3 个节点的 Mises 等效应力分别为 505.87 MPa、530.54 MPa 和 569.70 MPa,表明缠绕层修复对距离缺陷中心 350 mm 以内区域管体的应力状态影响较大,而对于距离修复部位较远的管体应力状态影响很小。

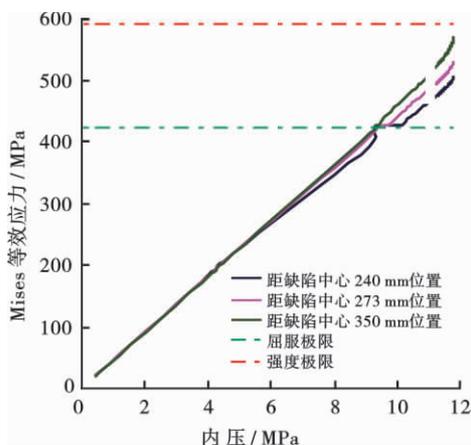


图6 缠绕层附近管体应力与内压的关系

Fig. 6 The relationship of pressure and stress of pipe around reinforcement

由于管道缺陷处的局部鼓胀,缠绕层中的应力并非均匀分布,其最大环向应力的位置随管道内压升高而变化。以算例 3 的管道为例,对于深厚比为 0.3、长度为 73.6 mm 的球面缺陷,在修复层厚度为 14 mm、长度为 150 mm 时,观察发现:随着管道内压的逐渐增加,缠绕层中的最大环向应力及其位置发生了改变。当内压低于 21.61 MPa 时,缠绕层中的最大环向应力位于缺陷上方的缠绕层内侧,其大小随着内压增加而增大。当内压等于 21.61 MPa 时,最大环向应力的位置转变到缠绕层边缘,此时对应的最大环向应力为 452 MPa。随着内压的继续增大,最大环向应力始终在缠绕层边缘位置。图 7 是管道内压分别为 13.80 MPa 和 21.78 MPa 时,缠绕层的环向应力分布云图。当内压为 21.78 MPa 时,缠绕层接近失效状态,此时缠绕层最大环向应力达到 523.672 MPa,而最小环向应力仅为 243.23 MPa。分析最大环向应力位置变化原因为:内压的不断提高,使得管道进入全面屈服状态,含缺陷管体发生大范围鼓胀,而缠绕层约束了管道的鼓胀,因此,引起缠绕层边缘效应,而前述解析方法无法分析缠绕层的边缘效应。

### 3.2 修复效果的影响因素

对缠绕修复管道应力状态的进一步分析表明:影响修复效果的因素主要集中于缺陷和缠绕层的几何尺寸。缺陷几何尺寸主要包括缺陷深度和长度,缠绕层几何尺寸指的是其厚度和修复长度。

针对不同缺陷深度和长度,分析了算例 1 中 X60 管道内压与缺陷中心 Mises 等效应力的关系(图 8)。从图 8(a)可以看出,内压和缺陷中心处 Mises 等效应力呈非线性关系。缺陷深度的改变对缺陷中心处的应力状态影响较大,随着缺陷深度的增加,缺陷中心处 Mises 等效应力不断增大。算例 1 中的缺陷深厚比分别为 0.1、0.3 和 0.5,当内压达到 7.6 MPa 时,对应缺陷中

心处 Mises 等效应力分别为 424.99 MPa、459.58 MPa 和 543.29 MPa,而此时缠绕层中的最大环向应力分别为 502.21 MPa、503.96 MPa 和 511.14 MPa,缠绕层中的最大环向应力并没有因缺陷深度不同而发生大的变化,仅仅位置发生了改变,前两种情况最大环向应力位于缺陷上方缠绕层内层处,后一种情况位于缠绕层边缘。从图 8(b)可以看出,缺陷长度的变化对缺陷中心

处的 Mises 等效应力影响很小。基于修复后管道的应力状态,可以优化缠绕层的尺寸,即缠绕层尺寸的优化设计。

算例 1 管道在修复厚度一定的情况下,当缠绕层长度达到某一值时,继续增大该值并不会降低缠绕层中的最大环向应力[图 9(a)];随着修复厚度的增加,缠绕层的最大环向应力减小[图 9(b)]。此外,不同修

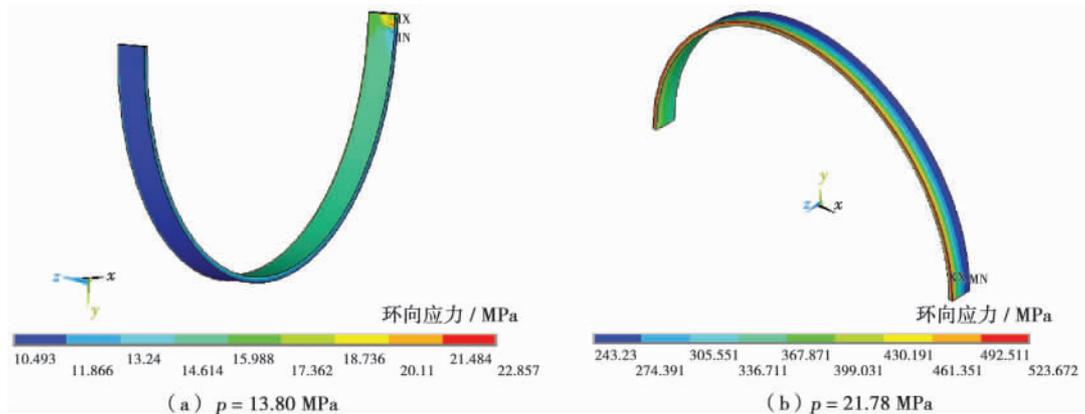


图 7 算例 3 管道缠绕层中的环向应力云图

Fig. 7 Hoop stress contour of enwinding layer in pipe of case 3

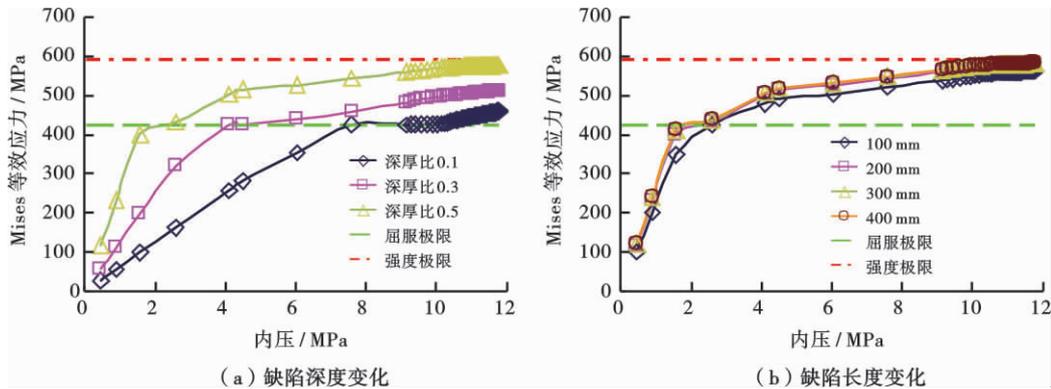


图 8 算例 1 管道缺陷中心处应力与内压的关系

Fig. 8 The relationship between stress in defect center and pressure in pipe of case 1

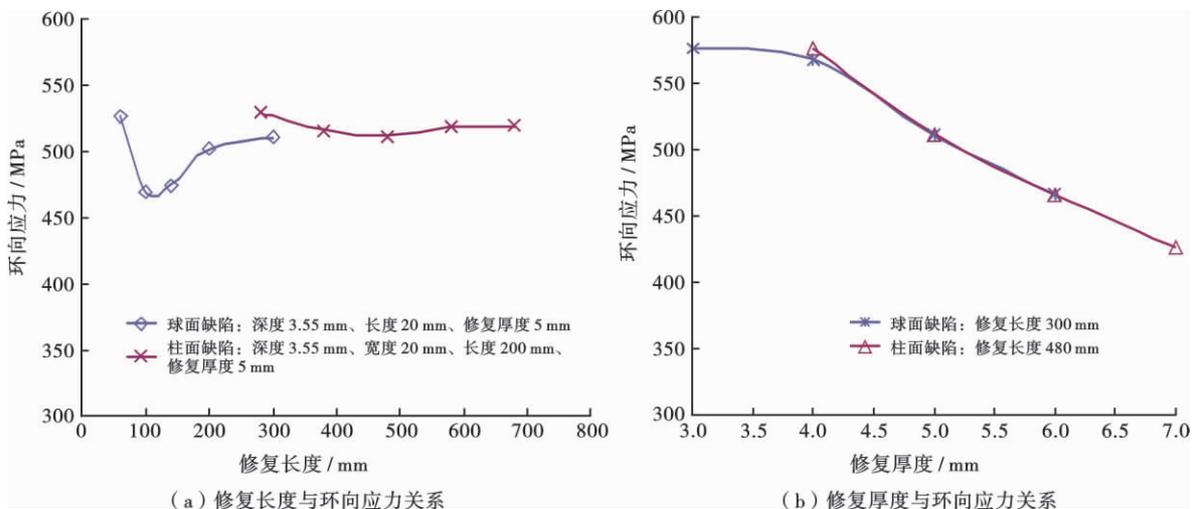


图 9 X60 管道不同修复长度和厚度对应的缠绕层最大环向应力

Fig. 9 Maximum hoop stress of the enwinding layer corresponding to different repair lengths and thickness in the X60 pipe

复厚度,修复后管道的最大环向应力位置也有所不同。当修复厚度为 3 mm 时,最大环向应力位于缠绕层上;修复厚度为 4 mm、5 mm 和 6 mm 时,最大环向应力位于缠绕层附近管体。

图 10 是算例 1 管道(含深厚比 0.5、长度 20 mm 的球面缺陷)在不同修复尺寸下的失效压力。当修复厚度为 3 mm,修复长度为 110 mm 时,对应的缠绕层失效压力大于其他 4 种修复长度的失效压力,且失效发生在缺陷上方的缠绕层内层处,而另外 4 种情况都

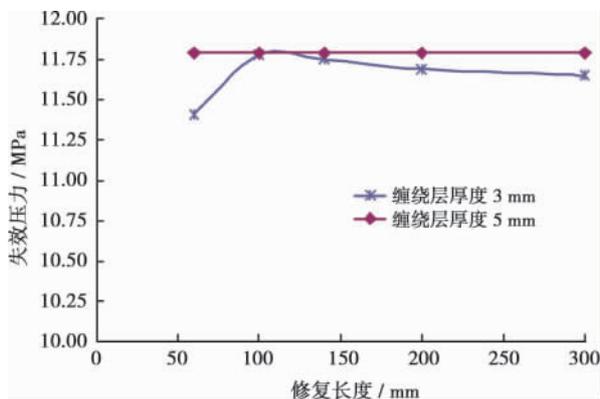


图 10 失效压力与缠绕层长度关系

Fig. 10 Relationship between failure pressure and enwrinding layer length

发生在缠绕层的边缘区域。可见,当修复厚度没有满足要求时,修复长度的改变并不能完全恢复管道的失效压力。

#### 4 有限元法与解析法的计算结果对比

表 2 为上述 3 个算例管道修复厚度有限元法和解析法的计算结果对比。由于有限元方法不但计算精确,而且在模拟复合材料的修复形状、组合载荷等方面具有明显优势<sup>[14-16]</sup>,因此能根据不同的缺陷长度设计修复缠绕层厚度。而解析方法采用的是组合薄壁圆筒的基本假设,因而不能反映缺陷长度的影响。

从表 2 可以看出,修复厚度对管道的失效压力影响较大。含柱面缺陷的 X60 管道的最小修复厚度为 5 mm,球面缺陷管道的最小修复厚度为 4 mm;含柱面缺陷的 X70 管道的最小修复厚度为 10 mm。

表 2 中式(7)、式(8)、式(10)、式(11)和式(16)的计算结果差异较大,这是因为修复管道可能存在多种失效原因,实际工作中,必须综合考虑缠绕层和管道材料的实际性能,取所有结果中的最大值作为缠绕层厚度的设计值。表 2 中的结果证明解析计算结果偏于安全。

表 2 3 种管道不同缺陷对应的最小修复厚度和修复长度

管道	深厚比	有限元法修复厚度/mm				解析法修复厚度/mm				
		修复长度 200 mm	修复长度 400 mm	修复长度 600 mm	修复长度 800 mm	式(7)	式(8)	式(10)	式(11)	式(16)
X60	0.3	4	4	4	4	5.8	4.9	1.7	6.1	4.9
	0.4	4	4	4	4	7.9	5.1	2.4	6.1	6.6
	0.5	5	5	5	5	9.9	5.3	3.0	6.1	8.4
X70	0.2	10	11	11	12	12.7	12.3	4.4	14.8	12.3
	0.3	10	11	11	12	12.7	12.3	4.4	14.8	12.3
	0.4	11	12	12	12	17.0	12.6	5.9	14.8	16.4
X80	0.2	11	13	13	14	10.1	17.7	4.0	21.3	11.3
	0.3	12	13	14	14	15.5	18.1	6.2	21.3	17.3
	0.4	13	14	14	14	20.9	18.9	8.3	21.3	23.4

## 5 结论与建议

(1) 缠绕层对管道的补强作用体现在负载转移机理上,这种负载转移作用在管道缺陷处屈服以后尤为明显。此外,缠绕层对其附近管体的应力分布影响不大,没有导致缠绕层附近管体的应力集中。因此,只要缠绕层的厚度和长度设计合理,这种全圆周缠绕层能够完全恢复管道强度。

(2) 极限状态下缠绕层最大环向应力发生区域由管道鼓胀程度和修复前缺陷中心处的应力状态共同决定。当管道发生整体鼓胀时,缠绕层最大环向应

力发生在缠绕层边缘。在管道发生塑性流动后,增大修复长度或修复厚度,可使缺陷中心处的 Mises 等效应力减小。

(3) 修复厚度的改变对管道和缠绕层中环向应力的影响很大,随着修复厚度的增大管道和缠绕层中的应力减小,修复后的管道的承压能力提高;而当修复厚度小于最小修复厚度时,增大修复长度对缠绕层或管道中的最大环向应力影响很小,无法完全恢复管道的承压能力。

(4) 缠绕层厚度和长度的解析计算结果和有限元计算结果对比表明,解析计算结果偏于安全,在实际工

程中,可以用于缠绕层厚度设计。考虑到缺陷处管道剩余壁厚仍然有相当的承载作用,建议在缠绕层厚度计算中考虑基底管材的承载作用。

## 参 考 文 献

- [1] True W R. Composite wrap approved for U. S. gas-pipeline repairs[J]. Oil and Gas Journal, 1995, 93(41): 67-71.
- [2] Alexander C R. Guidelines for repairing damaged pipelines using composite materials; NACE International 2007 Corrosion Conference & Exposition, Nashville, Tennessee, March 11-15, 2007 [C]. [S. l.]: NACE International Corrosion, 2007: 349-361.
- [3] 帅健, 王晓明, 卜文平. 打孔管道焊接修复结构承压能力的全尺寸实验评价[J]. 石油学报, 2007, 28(6): 133-137.  
Shuai Jian, Wang Xiaoming, Bu Wenping. Full size experimental assessment on loading capability of welding-repaired pipelines with drilled holes[J]. Acta Petrolei Sinica, 2007, 28(6): 133-137.
- [4] 白勇, 余彬彬, 程鹏. 内衬管修复旧管道安装拉力理论与数值模拟[J]. 石油学报, 2012, 33(4): 716-722.  
Bai Yong, Yu Binbin, Cheng Peng. Theoretical analysis and numerical simulation of the installation pulling force in existing pipeline rehabilitation with liner pipe[J]. Acta Petrolei Sinica, 2012, 33(4): 716-722.
- [5] Stephens D R, Kilinski T J. Field validation of composite repair of gas transmission pipelines; final report to the Gas Research Institute, Chicago, Illinois, GRI-98/0032[R]. Chicago: Gas Research Institute, 1998.
- [6] Michael B Jr. Mechanical damage in pipelines; final report[R]. Washington: U. S. Department of Transportation, PHMSA, 2009.
- [7] 王修云, 郑岩, 王金友, 等. 管道维修补强技术及其发展趋势[J]. 城市燃气, 2006, 372(2): 20-25.  
Wang Xiuyun, Zheng Yan, Wang Jinyou, et al. Review of the repairing and reinforcement technologies for pipelines[J]. Urban Gas, 2006, 372(2): 20-25.
- [8] Batisse R. Review of gas transmission pipeline repair methods[C] // Mohamed H E, Guy P. Safety, reliability and risks associated with water, oil and gas pipelines; NATO science for peace and security series C: environmental security. New York: Springer, 2007: 335-349.
- [9] Batisse R, Hertz-Clemens S. A review of various repair techniques for gas transmission pipelines; advantages, limitations and developments; International Gas Research Conference, Paris, October 8-10, 2008[C]. [S. l.]: IGRC, 2008: 2-14.
- [10] Alexander C R, Wilson F D. Assessing the use of composite materials in rerating liquid and gas transmission pipelines; proceedings of 6th International Pipeline Conference, Calgary, Alberta, Canada, September 25-29, 2006[C]. [S. l.]: IPC, c2006.
- [11] Duell J M, Wilson J M, Kessler M R. Analysis of a carbon composite overwrap pipeline repair system[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2008, 85(11): 782-788.
- [12] Toutanji H, Dempsey S. Stress modeling of pipelines strengthened with advanced composites materials[J]. Thin-Walled Structures, 2001, 39(2): 153-165.
- [13] 王勇军, 王鹏, 王峰会, 等. 含缺陷高压管道复合材料补强有限元模拟[J]. 压力容器, 2007, 24(10): 13-16.  
Wang Yongjun, Wang Peng, Wang Fenghui, et al. Analysis failure mechanism of composite reinforced high pressure pipe with outside flaw by FEM[J]. Pressure Vessel Technology, 2007, 24(10): 13-16.
- [14] Alexander C R. Developing standards for composite repair systems [J]. Pipelines and Gas Technology, 2009, 10: 49-102.
- [15] Alexander C R. Strain-based design methods for composite repair systems; proceedings of 7th International Pipeline Conference, Calgary, Alberta, Canada, September 29-October 3, 2008[C]. [S. l.]: IPC, c2008.
- [16] Alexander C R, Bedoya J. Using composite materials to reinforce onshore pipelines; new insights and lessons learned; evaluation, repair and rehabilitation of pipelines conference and exhibition, Houston Marriott West Loop, Houston, Texas, USA, October 31-November 3, 2011[C]. [S. l.]: Pipeline Rehabilitation, 2011.

(收稿日期 2012-09-02 改回日期 2012-12-11 责任编辑 王 秀)