

摘 要

在海洋工程中，海底管道广泛应用于传输石油和天然气。越来越多的海底管道正在被铺设。管道事故经常会造成灾难性后果，管道的安全与完整性管理成为相关各方首要关注的问题。随着 2002 年《管道安全法案》的颁布，管道安全性管理的概念变得尤为重要。

管道完整性是指它在承受工作压力下正常运行的能力。评估管道的运行状态对管道运营者安全营运至关重要。管道完整性评价方法有直接评价，水压测试，在线检测等方法。管道完整性管理是为降低事故发生的可能性以及事故后果而进行风险评定和降低管道风险的过程。

本文对海底管道完整性管理的几个方面进行了探讨：有缺陷管道的剩余强度也是海底管道完整性管理的主要组成部分，但是几乎没有对有凹陷管道剩余强度的精确计算方法，本文对有凹陷管道的剩余强度进行了推导；文章还对不同的壁厚标准，自由跨度，适用性分析，风险评价等进行了初步探讨；文中也给出了相关的算例。

完整性管理评价办法不一而足。在管道完整性管理中，如果风险评估应用得当，它可以帮助运营者快速准确鉴别风险，保证运营者及时采取措施降低风险。完整性管理的最终目标是确保环境安全。我国应当制订并健全有关海底管道完整性的法律法规。管道的完整性管理应从合理正确的设计和建造管道开始。还应建立追踪系统，并且以不断改进为目标，确保管道安全可靠运行。

关键词：海底管道；完整性管理；剩余强度；风险评估；适用性分析

Abstract

Subsea pipelines are widely used in offshore industry to transmit oil or gas. More and more subsea pipelines are being installed. Many pipelines accidents are catastrophic, and the safety and integrity management of pipelines are related parties' primary concern now. The concept of Pipeline Integrity become especially important as a result of the Pipeline Safety Act of 2002 .

Integrity is the ability of a pipeline to operate safely and withstand the stresses imposed during operation. Evaluating the physical condition of an oil pipeline is critical to the pipeline operator for ensuring pipeline safety. Pipeline integrity can be determined through direct assessment methods, hydrostatic testing and inline inspection (ILI) and other measures. Pipeline integrity management is a process for assessing and mitigating pipeline risks in order to reduce both the likelihood and consequences of incidents.

Several aspects of integrity management for subsea pipelines are discussed in this article. Residual strength of pipelines with defects plays an important role in subsea pipelines integrity management, however, there are hardly any exact methodology to calculate residual strength of pipelines with dent defect, equations for residual strength of dented pipelines are derived, pipeline free span, fitness for service (FFS), risk management are also discussed, related calculation examples are presented .

There can be no "one approach" to integrity management. Risk management principles, if properly applied, can be powerful tools to identify the risks to pipeline integrity and should lead operators to take action to mitigate those risks. The ultimate goal of pipeline integrity management is to insure a safer human environment. More appropriate and practical codes and laws on subsea pipeline are needed in China. Integrity management of a pipeline should be started with the sound design and construction of the pipeline. Track system should be established and performance with the goals of continued improvement to ensure the reliability and safety of pipelines.

Key words: Subsea Pipeline; Integrity Management; Residual Strength; Risk Assessment; Fitness for Service

哈尔滨工程大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：本论文的所有工作，是在导师的指导下，由作者本人独立完成的。有关观点、方法、数据和文献的引用已在文中指出。除文中已注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经公开发表的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

作者（签字）：张红飞

日期：2008 年 3 月 14 日

第1章 绪论

1.1 概述

管道完整性 PI(Pipeline Integrity)是指管道始终处于安全可靠的服役状态。包括以下内涵：管道在物理上和功能上是完整的；管道处于受控状态；管道运行商已经并仍将不断采取行动防止管道事故的发生。

管道完整性与管道的设计、施工、运行、维护、检修和管理的各个过程密切相关。

管道完整性管理 PIM (Pipeline Integrity Management) 是指对所有影响管道完整性的因素进行综合的、一体化的管理。大体上包括以下内容：拟定工作计划、工作流程和工作程序文件；进行风险分析，了解事故发生的可能性和将导致的后果，制定预防和应急措施；定期进行管道完整性检测和评价，了解管道可能发生事故的原因和部位；采取修复或减轻失效威胁的措施；培训人员，不断提高人员素质。

管道完整性管理是一个与时俱进的连续的过程。这是因为管道的失效模式是一种时间依赖的模式。腐蚀、老化、疲劳、自然灾害、机械损伤等能够引起管道失效，随着岁月的流逝在断地侵害着管道。因此，必须持续不断地对管道进行风险分析、检测、完整性评价、维修、人员培训等完整性管理工作。概括的说，管道完整性管理就是为了降低事故发生的可能性以及事故产生的后果而进行的不断评估和降低管道风险的过程。

1.2 管道完整性管理标准及流程

管道完整性管理标准

美国标准《ASME B31. 8S-Managing Integrity System Of Gas Pipeline 2002》(《ASME B31. 8S 输气管道完整性管理》)和《API 1160—2001——Managing System Integrity for Hazardous Liquid Pipelines》(《API1160—2001 有害液体管道系统的完整性管理》)，分别针对气体输送管道和有害液体管道系统的完整性管理的过程和实施要求进行规定。

ASME B31. 8S 比 API 1160 发布时间晚(这在 ASME B31.8S 的前言中已有声明。由于 ASME B31. 8S 是在借鉴 API 1160 和其他相关标准的基础上制定的。因此，如果撇开管理对象的区别，单从对管道完整性管理论述的全面性和完善性而言，ASME B31. 8S 更具有代表性，因而在业界的影响似乎

更大。ASME B31.8S 是输气管道完整性管理的标准,是对《ASME B3 1.8 Gas Transmission and Distribution Piping System》(《ASME B31. 8 天然气输气管道与配气管道系统》)的补充,目的是为管道系统的完整性和完整性管理提供一个系统的、广泛的、完整的方法。ASME B31. 8S 已得到 B31 标准委员会和 ASME 技术规程与标准委员会的首肯,并在 2002 年被批准成为美国国家标准。

完整性管理的流程

ASME B31.8S 和 API 1160 分别针对输气管道和输液管道完整性管理的流程进行了论述,虽略有不同,但实质一致,见图 1.1。需要说明的是,完整性管理流程是一个不断循环更新的过程,且每一步骤在实施中通常也需多次循环和重复。尽管图 1.1 中列出了各步骤的图解顺序,但各步骤之间存在着大量的信息流动和相互作用。如风险评估方法的选择部分取决于可获得的与完整性有关的数据和信息。进行风险评估时,为了更准确地评价可能存在的危险,可能需要更多的数据。因此,数据收集和风险评估阶段密切相关,且可多次交叉进行,直至运营公司认为评估达到满意时为止。

通用的完整性管理程序包含以下几个步骤:

(1)预准备阶段

本阶段工作的主要内容有:①根据客观情况划分管段,确定失效类型,例如国际管道研究委员会(Pipeline Research Committee International, PRCI)将天然气管道失效原因归纳为 3 种时间类型、9 种失效类型、21 种小类,再加上未知原因,共 22 小类。②分别对各管道进行评价并将结果汇总,确定需要优先考虑的管段和重点预防的失效类型。③收集管道完整性管理数据,包括管道原始施工图和监测记录、管材合格证书、制造设备技术数据、管道设计与工程报告、管道调查和试验报告、管道监测计划、运行和管理计划、应急处理计划、事故报告、技术评价报告、操作规范和相应的工业标准等。④依靠专家或公众社会对某事件达成的共识所量化的经验值。

(2)风险评价阶段

利用风险评价得到不同管段的风险指标和不同失效原因的风险指标,比较其结果,确定需要优先开展管道完整性评价的管段区域和需要优先预防的失效原因。

(3)完整性评价阶段

对需要优先评价的管段,采用综合检测技术的结果评价管道的完整性。

(4)维修、调整、制定预防措施和确定再评价间隔周期阶段

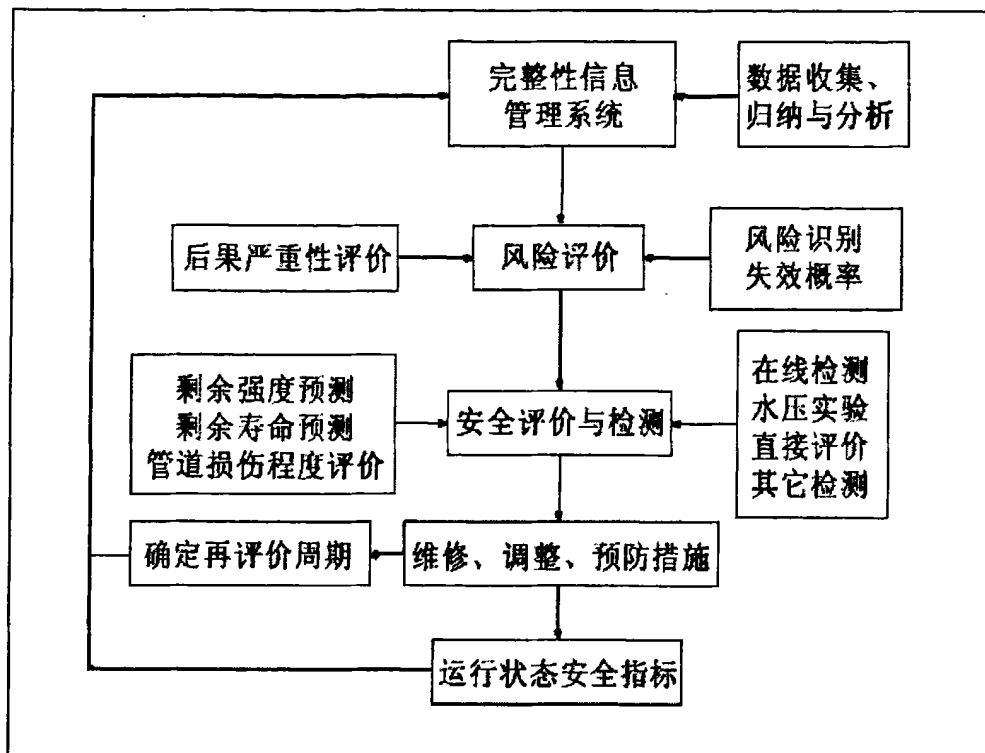


图 1.1 管道完整性管理流程图

通过管道维修、运行工况调整和预防措施来消除或减缓检测中发现的安全隐患，提高管道安全性，是对检测评价的响应。再评价周期主要根据维修标准、维修数量和预防措施有效性来确定，基本原则是：经过本次维修后的残余缺陷到下个周期的完整性检测中不会发展成危险性缺陷。工程技术人员可以根据客观需要来选择适宜的方法确定再评价周期，例如通过比较管材最小屈服极限、管道最大操作压力、按检测缺陷预测的失效压力三个数值，即可按照约定法即可确定再评价周期等。

完整性管理标准的特点

(1)管道完整性管理标准是一种过程标准，为管道系统完整性管理提供了一个系统的、贯穿管道整个寿命周期的过程方法。管道的完整性管理始于管道合理的设计、选材和施工，内容涉及管道设计、施工、运行、监控、维修、更换、质量控制和通信系统等全过程，并通过信息反馈，不断完善管道的完整性。

(2)管道完整性管理标准引入了风险概念，反映了当前管道安全管理从单一安全目标发展到优化、增效、提高综合经济效益的多目标趋向。

(3)管道完整性管理标准是一种系统管理体系规范。它不是单纯的、具体

的技术标准,而是建立在以众多基础的、单一的技术规范以及相关研究成果基础之上的一种综合的管道管理规范体系。

管道完整性管理的原则。

(1)在设计、建设和运行新管道系统时,应融入管道完整性管理的理念和做法。

(2)结合管道的特点,进行动态的完整性管理。

(3)建立管道完整性管理机构,制定管理流程,并辅以必要的手段。

(4)对所有与管道完整性管理有关的信息进行分析整合。

(5)必须持续不断地对管道进行完整性管理。

(6)在管道完整性管理过程中不断采用各种新技术。

1.3 国外管道完整性管理规范现状

管道完整性管理标准的以上特点决定了管道完整性管理除以上两个主要标准外,还应包括与完整性管理相关的支持性的标准和规范,如腐蚀评价、强度评价、检测、监测等标准和规范等,它们与上述两个标准共同构成管道完整性管理的文件体系。

美国的管道完整性管理实施比较成熟,相关的标准、法规、规章以及各种管道手册形成了较完善的文件支持体系,其中较有影响的文件如下。

1. 完整性管理标准

(1)ASME B31.8 S — 2001 输气管道系统完整性管理。

(2)API 1160—2001 有害液体管道完整性管理。

2. 管道完整性评估技术标准

(1)ASME B31.G 确定腐蚀管道剩余强度手册。

(2)NACE RP — 0502—2002 管道外腐蚀检测与直接评价标准(ECDA)。

(3)NACE—T0340 内腐蚀直接评估技术(ICDA)。

(4)DNV—RP—F101 腐蚀管道缺陷评价标准。

(5)API 579 管道安全评价、几何机械损伤评价标准。

3. 管道完整性检测技术标准

(1)NACE RP0102—2002 管道内检测的推荐实践标准。

(2)API 1163 管道内检测系统标准。

(3)NACE pub 35100—2000 管道内检测(报告)。

(4)ASNT ILI—PQ — 2003 管道内检测员工资格。

(5)API RP 580 基于风险的检测。

(6)API RP 581 基于风险的检测——基本源文件。

4. 管道完整性管理修复与维护技术标准

(1)API 570—1998 管道检验规范——在用管道系统检验,修理,改造和

再定级。

(2)API RP 2200—1994 石油管道、液化石油管道、成品油管道的修理。

5. 其他完整性管理标准、法规或规定

(1)风险管理程序标准(草案)—1996。

(2)美国联邦法典第 49 部—运输。

第 191 部分——天然气和其他气体的管道运输年度报告、事故报告以及相关安全条件报告。

第 192 部分——天然气和其他气体管道运输的联邦最低标准。

第 194 部分——陆上石油管道应急方案。

第 195 部分——危险液体的管道运输。

(3)关于增进管道安全性的法案(美国 HR.3609)。

(4)ASNI / ASNT 无损检测人员资格评定导则。

(5)API RP 1120—1995 液体管道维修人员的培训与认证。

(6)API 1129—1996 危险性液体管道系统完整性的保证措施。

(7)API RP 1162—2003 管道操作者的公共注意项。

1.4 国内管道完整性管理规范现状

国内管道的安全评价与完整性管理始于 1998 年,主要是应用在输油管道上。对于这一先进的管道管理模式和管理理念,国内管道运营公司正努力引进和消化。在陕京线(天然气管道)和兰成渝管道(成品油管道)已根据国际先进经验试行实施管道的完整性管理模式,并取得了许多成果和经验。但完整性管理的文件(标准、法规)并未形成体系。目前主要是消化、吸收国际上的先进经验和做法,并结合国内管道运营的实际提出相应的管理措施和规范,最终形成具有本国特色的管道完整性管理标准体系。

国内尚未形成管道完整性管理的体系,相关的标准、法规可列举如下。

(1)GB50316—2000 工业金属管道设计规范。

(2)GB50251—94 输气管道工程设计规范。

(3)GB50253—2003 输油管道工程设计规范。

(4)SY0007—1999 钢质管道及储罐腐蚀控制工程设计规范。

(5)GB11345—89 钢质管道超声波无损检测方法。

(6)CJJ95—2003 城镇燃气埋地钢质管道腐蚀控制技术规程。

(7)SY / T6477—2000 含缺陷油气输送管道剩余强度评价方法,第 1 部分:体积型缺陷。

(8)SY / T6151—1995 钢质管道管体腐蚀损伤评价方法。

(9)SY / T6597—2004 钢质管道内检测技术规范。

(10)SY / T6553—2003 管道检验规范,在役管道系统检验,修理,改造

和再定级。

(11)SY / 6186 石油天然气管道安全规程。

(12)石油天然气管道安全监督与管理暂行规定国家经济贸易委员会 17 号令。

(13)SY / T 0023 埋地钢质管道交流保护技术标准。

(14)SY / T 0087 钢质管道及储罐腐蚀与防护调查方法标准。

(15)SY / T 5922 天然气管道运行规范。

(16)SY / T 4056 石油天然气钢质管道对接焊缝射线照相及质量分级。

(17)SY / T 4065 石油天然气钢质管道对接焊缝超声波探伤及质量分级。

(18)GB / T16805—1997 液体石油管道压力试验。

(19)Q / SY JS0054—2005 钢制管道内检测执行技术规范。

(20)Q / SY JS0055—2005 钢制管道缺陷安全评价规范。

1.5 实施完整性管理的必要性与意义

1.5.1 实施完整性管理的必要性

以输气管道为例：随着天然气在世界各国得到广泛利用，天然气管道的大量敷设和运行时间延长，管道事故时有发生，从而导致火灾、爆炸，造成巨大的经济损失、人员伤亡和环境污染等灾难性后果。

国内外天然气管道典型事故案例如下：

1960 年美国 Transwestern 公司的一条 X56 钢级的、D762 mm 的输气管道脆性破裂，破裂长度达 13km；

2000 年 8 月，在新墨西哥的卡尔斯巴德附近佩科斯河畔发生的一起管道突然爆炸，致使 12 人丧生，断裂处有严重的内腐蚀缺陷；

2004 年 7 月 30 日，比利时布鲁塞尔以南 40km 处发生一起天然气管道爆炸着火事故，造成 21 人伤亡。管道钢级为 X70，管径 D920 mm，壁厚 10 mm。系外力损伤引起，损伤尺寸长 280 mm，深 7 mm，损伤处剩余壁厚 3 mm；

1966 年，威远气田内部集输管道通气试压时，4 天内连续爆裂 3 次。经失效分析及再现试验，确认爆裂是由于天然气所含 H_2S 在含水条件下引起的应力腐蚀开裂所致；

四川泸州天然气管道爆炸事故(5 死 35 伤)；

陕京天然气管道神木境内发生渗漏事故(当地农民挖水渠；挖掘机戳漏西安市区天然气管道(自来水公司施工))。

为有效遏制管道事故，国内外对于管道失效事故均进行了大量的调查分析与研究。美国、加拿大和欧洲等国家先后开始了管道风险管理技术的开发和应用，并建立起管道风险评价体系和各种有效的评价方法，大大提高了管

道运行的安全性和经济性。近年随着管道检测、监测技术、设备故障诊断技术、信息网络技术的发展,又提出了管道完整性管理的管理模式,使管道安全管理跃上新台阶。城市天然气高压管道一般环绕城市,涉及的部分区域人口稠密、建筑物密度饱和,一旦发生管道事故,就会造成天然气供应中断、人员伤亡、环境污染等严重危害。为了提高企业的管理水平,保证城市天然气高压管道的安全运行和安全供应,有必要实施管道完整性管理。

1.5.2 实施完整性管理的意义

以往的管道安全管理多为被动的事后响应,不但会因事故造成巨大的财产损失和管人员伤亡,而且抢险修复又要花费巨额费用。道完整性管理变被动为主动,变事后响应为事前检测预防,使管道始终处于受控状态,可以有计划、有针对性地采取维护措施,防止管道失效或事故发生,将管道大修费用投入到最需要的地方,避免部分管道可能发生过度维修或欠维修,从而最大限度地节约成本,保证管道运行始终可靠。而且,这个管理过程是周期循环和持续改进的,从而使管道处于良好的运行状态,对延长管道寿命期的作用不言而喻。

1.6 本章小结

根据完整性管理体系的特点和要求,结合国内相关技术现状,应更深入管道完整性管理体系研究包括完整性管理的内容、技术标准体系、完整性管理的文件体系、完整性管理的模式。根据完整性管理的总体要求,全面加强管道完整性管理基础规范的研究和完善,尤其要加强对完整性评价技术、管道风险评价规范研究。加强完整性管理软件的研究,重视技术人员的培养。

第 2 章 管道悬跨分析

2.1 概述

管道悬跨分析分为两部分。本章首先探讨自由跨度的动态分析，主要参数有速度减额 V_r ，稳性参数 K_s ，Keulegan Carpenter 数 KC ，计算这些参数，分析管道是否发生涡激振动，是轴向振动还是横向振动；然后对管道悬跨进行静态评估，研究管道悬跨段在静载荷自重以及准静态波浪，海流，温度，拖曳载荷作用下的运动状态。

进行管道悬跨的动态和静态的方法简述如下。

2.2 设计计算假设

考虑安全裕度，计算速度减额和进行静态应力评估分别取最小和最大密度分别用来计算。对于涡分析，用最小密度进行计算，对于静态悬跨分析，则用最大密度进行计算。作业状态时的分析，许可腐蚀厚度取 50%。环境载荷取垂直于管径的波浪和海流的联合作用时的最大值。假设海底管道的悬跨高度等于管道的外径，海流速度采用 1/7 次方法则计算。管道表面海洋生物增长的影响忽略不计。

2.3 动态许用悬跨长度

主要参数

为了确定在什么样的速度范围会发生涡激振动，引入速度减额的概念，定义如式 2-1：

$$V_r = \frac{U_c + U_w}{f_{pipe} \cdot D} \quad (2-1)$$

式中：

V_r 速度减额（无量纲数）

U_c 管道的法向海流速度（m/s）

f_{pipe} 管道的固有频率（Hz）

D 管道的外径（m）

V_r, U_c, f_{pipe}, D 的值可以由下述式 2-2 计算：

$$U_{wil} = \left(\frac{H_{il}}{2} \right) \cdot \left(\frac{g \cdot T_{il}}{\lambda_{il}} \right) \cdot \frac{\cosh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot D}{\lambda_{il}}\right)}{\cosh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot WD}{\lambda_{il}}\right)} \quad (\text{轴向 VIV})$$

$$U_{wcf} = \left(\frac{H_{cf}}{2} \right) \cdot \left(\frac{g \cdot T_{cf}}{\lambda_{cf}} \right) \cdot \frac{\cosh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot D}{\lambda_{cf}}\right)}{\cosh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot WD}{\lambda_{cf}}\right)} \quad (\text{横向 VIV}) \quad (2-2)$$

式中:

Hil 轴向 VIV 时的波高
 Hcf 横向 VIV 时的波高
 WD 水深
 Til 轴向 VIV 时的波浪周期
 Tcf 横向 VIV 时的波浪周期
 λ_{il} 轴向 VIV 时的波长
 λ_{cl} 横向 VIV 时的波长

发生 VIV 的波长可以由式 2-3 计算:

$$\lambda_{il} = \left(\frac{g \cdot T_{il}^2}{2 \cdot \pi} \cdot \tanh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot WD}{\lambda_{il}}\right) \right) \quad \text{轴向 VIV}$$

$$\lambda_{cf} = \left(\frac{g \cdot T_{cf}^2}{2 \cdot \pi} \cdot \tanh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot WD}{\lambda_{cf}}\right) \right) \quad \text{横向 VIV} \quad (2-3)$$

发生 VIV 的海流诱导速度可以由式 2-4 计算:

$$U_{cil} = if \left[y = 0, U_{refil}, U_{refil} \cdot \left[\left(\frac{D}{y} \right)^{\left(\frac{1}{7} \right)} \right] \right] \quad \text{轴向 VIV}$$

$$U_{ccf} = if \left[y = 0, U_{refcf}, U_{refcf} \cdot \left[\left(\frac{D}{y} \right)^{\left(\frac{1}{7} \right)} \right] \right] \quad \text{横向 VIV} \quad (2-4)$$

式中:

y 海流高度

Urefil 轴向 VIV 的参考流速

Urefcf 横向 VIV 的参考流速

发生 VIV 的频率可以由式 2-5 计算

$$f_{il} = \frac{15.4}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{M_e \cdot L_{il}^4} \cdot \left(1 - \frac{N_e \cdot L_{il}^2}{2.05 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}\right)} \quad \text{轴向 VIV}$$

$$f_{cf} = \frac{15.4}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{M_e \cdot L_{cf}^4} \cdot \left(1 - \frac{N_e \cdot L_{cf}^2}{2.05 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}\right)} \quad \text{横向 VIV} \quad (2-5)$$

式中:

Lil 管道轴向运动最大许用悬跨长度 30m

Lcf 管道横向运动最大许用悬跨长度 30m

E 管道钢材的杨氏模量 (N/m²)

Isteel 管道的剖面模数 (m⁴)

Me 单位长度管道的有效质量 (包括管道自重, 输送物, 和附加质量)
当作业温度高于安装时的温度:

$$N_e = (1 - 2 \cdot \nu) \cdot \frac{P_i \cdot \pi \cdot D_i^2}{4} + \partial \cdot \text{del}T \cdot CSA_{st} \cdot E - N_i \quad (2-6)$$

Me 可以由式 2-7 计算

$$M_e = CSA_{st} \cdot \rho_{st} + CSA_i \cdot \rho_{conf} + M_{added} + CA_{cc} \cdot \rho_{cc} + CA_{con} \cdot \rho_{con} \quad (2-7)$$

式中:

$$CSA_{st} = 0.25 \cdot \pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)$$

$$CSA_i = 0.25 \cdot \pi \cdot D_i^2$$

$$M_{added} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \rho_{water} \cdot Ca$$

$$CA_{cc} = 0.25 \cdot \pi \cdot (D_{cc}^2 - D_e^2)$$

$$CA_{con} = 0.25 \cdot \pi \cdot (D_{con}^2 - D_{cc}^2)$$

CSAst 管道钢材的横截面积

De 钢管的外径

Di	钢管的内径
pst	钢材的密度
CSAi	钢管内径面积
pcont	输送物的密度
Madded	附加质量
pwater	海水密度
Ca	惯性系数
C _{Acc}	防腐蚀保护层的横截面积
D _{cc}	防腐蚀保护层的直径
p _{cc}	防腐蚀保护层的密度
C _{Acon}	混凝土层的横截面积
p _{con}	混凝土层的横密度
D _{con}	混凝土层的直径

第二个影响动态振动的参数是稳定性参数 K_s ，定义如式2-8:

$$K_s = 2 \frac{m_e \delta}{\rho D^2} \quad (2-8)$$

式中:

K_s 影响管道动态振动的稳定性参数 (无量纲)

M_e 单位长度管道的有效质量 (包括管道自重, 输送物, 和附加质量)

可以由公式2-7计算

δ 结构阻尼减额, $2\pi \text{ dr}$

dr 钢材在水中的阻尼系数, 0.02

ρ 周围海水的密度

另一个影响计算准则, 尤其是以波浪主导的准则的参数是 Keulegan Carpenter 数, 定义如式2-9:

$$KC = U_w \cdot \frac{T}{D_e} \left(1 + \frac{U_c}{U_w} \right)^2 \quad (2-9)$$

式中:

KC Keulegan Carpenter 数

U_w 最大波浪诱导速度, 可以由式2-2计算

U_c 最大海流诱导速度, 可以由式2-4计算

T 发生VIV的波浪周期

De 管道钢材的外径

T_{cc} 防腐蚀保护层的厚度, $D - 2T_{cc} - 2T_{con}$

T_{con} 混凝土层的厚度

判断准则:

当 $1.0 < V_r < 3.5$ 和 $K_s < 1.8$, 管道会发生轴向振动。在海流作用或着波浪与海流联合作用状况都要计算是否会发生横向振动。只有海流作用的状况下, 当 $V_r > 4.8$ 时, 就会发生涡激振动。

在波浪和海流联合作用下:

如果 $KC > 30$, 当 $4 < V_r < 8$ 时, 会发生涡激振动;

如果 $KC < 30$, 当 $3 < V_r < 9$ 时, 会发生涡激振动。

根据稳定性参数, 速度减额, 和 Keulegan Carpenter 数, 可以计算涡激振动 (VIV), 包括轴向涡激振动和横向涡激振动, 是否会产生。

2.4 动态分析算例

用 MATHCAD 软件进行编程计算:

输入数据

定义单位:

$$N \equiv \text{newton} \quad s \equiv \text{sec}$$

管道参数:

外径

$$De = 25 \cdot \text{in}$$

钢材密度

$$\rho_{st} = 7850 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

壁厚

$$WT = 0.65 \cdot \text{in}$$

防腐层密度

$$\rho_{cc} = 1300 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

防腐层厚度

$$T_{cc} = 0.25 \cdot \text{in}$$

杨氏模量

$$E = 2.07 \cdot 10^{11} \cdot \text{Pa}$$

混凝土层厚度

$$T_{con} = 0.15 \cdot \text{in}$$

混凝土层密度

$$\rho_{con} = 3000 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

结构阻尼

$$\delta = 0.126$$

输送物密度

$$\rho_{cont} = 870 \cdot kg \cdot m^{-3}$$

环境参数:

轴向 VIV 的波浪高度

$$H_{il} = 12.5 \cdot m$$

水深

$$WD = 91.5 \cdot m$$

轴向 VIV 的波浪周期

$$T_{il} = 12 \cdot s$$

海水流速

$$v = 0.5 \cdot 10^{-5} \cdot m^2 \cdot s^{-1}$$

横向 VIV 的波浪高度

$$H_{cf} = 12.5 \cdot m$$

海水密度

$$\rho_{water} = 1025 \cdot kg \cdot m^{-3}$$

横向 VIV 的波浪周期

$$T_{cf} = 12 \cdot s$$

惯性力系数

$$Ca = 1.1$$

轴向 VIV 的参考海流流速

$$U_{refil} = 0.59 \cdot m \cdot s^{-1}$$

轴向 VIV 的参考海流流高

$$y = 1 \cdot m$$

横向 VIV 的参考海流流速

$$U_{refcf} = 0.59 \cdot m \cdot s^{-1}$$

轴向残余张力

$$N_i = 0 \cdot N$$

泊松比

$$\nu = 0.3$$

最高温度

$$T_{\max} = 25 \cdot C$$

安装时的温度

$$T_{\text{inst}} = 4 \cdot C$$

内压

$$P_i = 1.2 \cdot 10^7 \cdot Pa$$

$$\partial = 11.6 \cdot 10^{-6} \cdot C^{-1}$$

初步计算

总外径

$$D = D_e + 2 \cdot T_{cc} + 2 \cdot T_{con}$$

$$D = 0.948 \cdot m$$

防腐层直径

$$D_{cc} = D_e + 2 \cdot T_{cc}$$

$$D_{cc} = 25.5 \cdot in$$

混凝土层直径

$$D_{con} = D_{cc} + 2 \cdot T_{con}$$

$$D_{con} = 37.311 \cdot in$$

内径

$$D_i = D_e - 2 \cdot WT$$

$$D_i = 0.602 \cdot m$$

管道外层横截面积

$$CSA_{lp} = 0.25 \cdot \pi \cdot D_e$$

$$CSA_{lp} = 491 \cdot in^2$$

钢材横截面积

$$CSA_{st} = 0.25 \cdot \pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)$$

$$CSA_{st} = 49.724 \cdot in^2$$

内存横截面积

$$CSA_i = 0.25 \cdot \pi \cdot D_i^2$$

$$CSA_i = 441 \cdot in^2$$

腐蚀层面积

$$CA_{cc} = 0.25 \cdot \pi \cdot (D_{cc}^2 - D_e^2)$$

$$CA_{cc} = 19.831 \cdot in^2$$

混凝土层面积

$$CA_{con} = 0.25 \cdot \pi \cdot (D_{con}^2 - D_{cc}^2)$$

$$CA_{con} = 582.657 \cdot in^2$$

惯性矩

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D_e^4 - D_i^4)$$

$$I = 3.688 \times 10^3 in^4$$

附加质量

$$M_{added} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \rho_{water} \cdot Ca$$

$$M_{added} = 534.438 \cdot \frac{lb}{ft}$$

有效质量

$$M_e = CSA_{st} \cdot \rho_{st} + CSA_i \cdot \rho_{cont} + M_{added} + CA_{cc} \cdot \rho_{cc} + CA_{con} \cdot \rho_{con}$$

$$\Delta T = T_{max} - T_{inst}$$

$$M_e = 2.439 \times 10^3 \cdot kg \cdot m^{-1}$$

定常流速

管道上方的定常流速用 1/7 次方法则有参考流速推导得出。

对于轴向 VIV:

$$U_{cil} = if \left[y = 0, U_{refil}, U_{refil} \cdot \left[\left(\frac{D}{y} \right)^{\left(\frac{1}{7} \right)} \right] \right]$$

$$U_{cil} = 1.921 \frac{ft}{s}$$

对于横向 VIV:

$$U_{ccf} = if \left[y = 0, U_{refcf}, U_{refcf} \cdot \left[\left(\frac{D}{y} \right)^{\left(\frac{1}{7} \right)} \right] \right]$$

$$U_{ccf} = 1.921 \frac{ft}{s}$$

艾利波理论计算波长(λ):

对于轴向 VIV

一次近似

$$\lambda_{il} = 5 \cdot ft$$

Given

$$\lambda_{il} = \left(\frac{g \cdot T_{il}^2}{2 \cdot \pi} \cdot \tanh \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot WD}{\lambda_{il}} \right) \right)$$

$$\lambda_{il} = Find(\lambda_{il})$$

$$\lambda_{il} = 222.222 \cdot m$$

对于横向 VIV:

一次近似

$$\lambda_{cf} = 5 \cdot ft$$

Given

$$\lambda_{cf} = \left(\frac{g \cdot T_{cf}^2}{2 \cdot \pi} \cdot \tanh \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot WD}{\lambda_{cf}} \right) \right)$$

$$\lambda_{cf} = Find(\lambda_{cf})$$

$$\lambda_{cf} = 222.222 \cdot m$$

波浪诱导速度

管道上方的最大波浪诱导速度

对于轴向流

$$U_{wil} = \left(\frac{H_{il}}{2} \right) \cdot \left(\frac{g \cdot T_{il}}{\lambda_{il}} \right) \cdot \frac{\cosh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot D}{\lambda_{il}} \right)}{\cosh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot WD}{\lambda_{il}} \right)}$$

$$U_{wil} = 0.4954 \cdot \frac{m}{s}$$

对于横向流

$$U_{wcf} = \left(\frac{H_{cf}}{2} \right) \cdot \left(\frac{g \cdot T_{cf}}{\lambda_{cf}} \right) \cdot \frac{\cosh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot D}{\lambda_{cf}} \right)}{\cosh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot WD}{\lambda_{cf}} \right)}$$

$$U_{wcf} = 0.4954 \cdot \frac{m}{s}$$

悬跨的固有频率

$$N_e = (1 - 2 \cdot \nu) \cdot \frac{P_i \cdot \pi \cdot D_i^2}{4} + \partial \cdot del T \cdot CSA_{st} \cdot E - N_i$$

$$\begin{aligned} N_e &= 3.043 \times 10^5 \cdot kgf \\ &= 2.984 \times 10^6 \cdot N \end{aligned}$$

$$T_{operation} > T_{inst} :$$

$$N_e = N_e$$

对于轴向 VIV

$$f_{il} = \frac{15.4}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{M_e \cdot L_{il}^4} \cdot \left(1 - \frac{N_e \cdot L_{il}^2}{2.05 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I} \right)}$$

$$f_{il} = 0.75 \cdot H_z$$

对于横向 VIV:

$$f_{cf} = \frac{15.4}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{M_e \cdot L_{cf}^4} \cdot \left(1 - \frac{N_e \cdot L_{cf}^2}{2.05 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}\right)}$$

$$f_{cf} = 0.75 \cdot H_z$$

CARPENTER 数

Carpenter 数对洗涡标准起决定性作用, 这种情况用于波浪起主导作用的流动准则的校核。

对于 $KC > 30$, 波浪起主导作用时, 洗涡计算与定常流动的计算方法相同。

对于 $KC < 30$, 波浪起主导作用时, 洗涡计算基于波浪起主导作用的流动准则进行。

对与轴向 VIV

$$KC_{il} = U_{wil} \cdot \frac{T_{il}}{D_e} \left(1 + \frac{U_{cil}}{U_{wil}}\right)^2$$

$$KC_{il} = 45$$

(DNV 30.5, 7.4.3)

对于横向 VIV:

$$KC_{cf} = U_{wcf} \cdot \frac{T_{cf}}{D_e} \left(1 + \frac{U_{cef}}{U_{wcf}}\right)^2$$

$$KC_{cf} = 45$$

(DNV 30.5, 7.4.3)

速度减额

速度减额根据 DNV CN 30.5, 7.1.5 节计算。

轴向 VIV – 定常海流作用

$$VR_{ilc} = \frac{U_{cil}}{f_{il} \cdot D_e}$$

$$VR_{ilc} = 1.229$$

轴向 VIV – 浪流联合作用:

$$VR_{ilwc} = \frac{U_{cil} + U_{wil}}{f_{il} \cdot D_e}$$

$$VR_{ilc} = 2.269$$

横向 VIV -定常海流作用:

$$VR_{cfc} = \frac{U_{ccf}}{f_{cf} \cdot D_e}$$

$$VR_{cfc} = 1.229$$

横向 VIV – 浪流联合作用

$$VR_{cfwc} = \frac{U_{ccf} + U_{wcf}}{f_{cf} \cdot D_e}$$

$$VR_{cfwc} = 2.269$$

轴向洗涡

1.0<Vr<3.5 and Ks<1.8.轴向 VIV (Vr= 速度减额, Ks=稳性参数).

横向 VIV 时的最大悬跨

$$L_{il} \approx 30m$$

稳性参数

$$K_s = \frac{2 \cdot M_e \cdot \delta}{\rho_{water} \cdot D_e}$$

$$K_s = 1.487$$

(DNV CN 30.5 , 7.1.6)

轴向 VIV 有效性校核:

KSval=if (Ks<1.8,“下述校核有效”,“下述校核无效”, DNV CN 30.5)

KSval = “下述校核有效 d”

轴向 VIV 有效性校核- 只有定常流作用

速度减额 (必须小于 1):

$$VR_{ilc}=1.229$$

VIVilc=if (VRilc<1,“无轴向 VIV”,“轴向 VIV 可能发生”)

VIVilc= “轴向 VIV 可能发生 r”

轴向 VIV 校核 – 波浪海流联合作用

速度减额 (必须小于 1):

$$VRilwc = 2.296$$

VIVilwc = if (VRilwc<1, “无轴向 VIV”, “轴向 VIV 可能发生”)

VIVilwc = “轴向 VIV 可能发 r”

横向流动的洗涡

校核只有定常流作用和浪流联合作用时的横向 VIV

横向 VIV 时的最大悬跨

$$Lil \approx 30m$$

横向 VIV 校核 - 只有定常流作用时:

$Vr > 4.8$ VIV 将会发生

(DNV CN 30.5, 7.3.1)

速度减额

$$VRcfc = 1.229$$

VIVcfc = if ($4.8 < VRilc < 12$, “横向 VIV 将会发生”, “横向 VIV 不会发生”)

VIVcfc = “横向 VIV 不会发生”

横向 VIV 校核- 波浪海流联合作用

当 $KC > 30$ 时 - $4 < VR < 8$ VIV 将会发生

(DNV CN 30.5, 7.4.6)

当 $KC < 30$ 时 - $3 < VR < 9$ VIV 将会发生

(DNV CN 30.5 , 7.4.8)

速度减额

$$VRcfwc = 2.296$$

Carpenter 数

$$KCcf = 45$$

VIVcfwc1 = if ($4 < VRcfwc < 8$, “横向 VIV 将会发生”, “横向 VIV 不会发生”)

VIVcfwc2 = if ($3 < VRcfwc < 9$, “横向 VIV 将会发生”, “横向 VIV 不会发生”)

VIVcfwc = if ($KCcf > 30$, VIVcfwc1 , VIVcfwc2)

VIVcfwc = “没有横向 VIV”

2.5 静态许用悬跨长度

等效应力准则

Von Mises 等效应力如式 2-10:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_h^2 - \sigma_l \cdot \sigma_h + 3 \cdot \sigma_{lh}^2} \leq \eta \cdot SMYS \cdot k_T \quad (2-10)$$

式中：

σ_e 等效应力

σ_l 纵向法向应力

σ_h 环向应力

σ_{lh} 由剪力和扭矩产生的剪力（很小，忽略不计）

k_T 由温度决定的材料强度减额系数

η 安全系数，见表 2.1

环向应力准则

环向应力用来计算管道的约束和非约束断面的应力状态，环向应力可以由式 2-11 计算：

$$\sigma_h = \frac{(p_i - p_e) \cdot (D - t)}{2 \cdot t} \leq \eta \cdot SMYS \cdot k_r \quad (2-11)$$

式中：

σ_h 环向应力

P_i 设计内压

P_e 设计外压

t 管道名义壁厚

η 安全系数，见表 2.1

注：上述环向应力准则由 $D/t \geq 20$ 时的管道得来。

设计中，考虑腐蚀性流体，计及许可腐蚀时，在计算环向应力时，应将许可腐蚀厚度从名义厚度中减掉。

纵向应力准则

用纵向应力准则计算管道横截面的轴向应力（ σ_{axial} ）时应分下列三种情况讨论：

1： 约束（两端为固定端）

2： 两端简支

3： 一端简支，一端固定端

1： 约束（两端为固定端）

两端为固定端时，轴向应力由式 2-12 计算

$$\sigma_{axial} = \nu \sigma_{hoop} - E \alpha_T (T_2 - T_1) \pm \frac{MD}{2I_{steel}} \quad (2-12)$$

式中：

ν 泊松比, 0.3
 α_T 热膨胀系数 ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)
 T_2 计算状态下的温度
 T_1 周围海水最低温度
 M 弯矩 (Nm)

2: 两端简支

两端简支时, 轴向应力由式 2-13 计算

$$\sigma_{axial} = 0.5\sigma_{hoop} \pm \frac{MD}{2I_{steel}} \quad (2-13)$$

3: 一端简支, 一端固定端

一端简支, 一端固定端时, 轴向应力由式 2-14 计算

$$\sigma_{axial} = 0.5\sigma_{hoop} - \frac{\mu_A W_s Z}{\pi D_0 t} \pm \frac{MD}{2I_{steel}} \quad (x < Z) \quad (2-14)$$

式中:

μ_A 纵向土壤摩擦系数
 W_s 埋入海底的单位长度管道质量 (N/m)
 Z 管道从自由端到不动点的长度 (m)

式 2-13, 式 2-14 中, 计算弯矩 M 时, 包含悬跨所受的各种载荷, 弯矩 M 是由埋入海底重量产生的载荷, 管道路径曲率, 以及波浪和海流产生载荷引起弯矩的矢量和, 弯矩 M 由式 2-15 计算:

$$M = \left[\left(\frac{(W_s - F_L)L_{span}^2}{10} \right)^2 + \left(\frac{EI_{steel}}{\kappa} + \frac{FL_{span}^2}{10} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (2-15)$$

式中:

FL 单位长度的升力 (N/m) (假设为 0)
 L_{spa} 最大许用悬跨长度
 κ 管道曲率半径
 F 单位长度环境产生侧向联合作用力, $FD - FI$, (N/m)
 FD 单位长度的拖曳力 (N/m)
 FI 单位长度的惯性力 (N/m)

纵向应力准则如下

$$\sigma_l \leq \eta \cdot SMYS \cdot k_T$$

式中:

σ_l 纵向应力

SMYS 额定最小屈服强度

η 安全系数, 见表 2.1

表 2.1 海底管道安全系数

	环向应力	纵向应力	等效应力
油气管道和输油立管	0.72	0.80	0.90
连接无人平台的输气立管	0.60	0.80	0.90
连接平台的输气立管	0.50	0.80	0.90

2.6 静态分析算例

用 MATHCAD 软件进行编程计算:

输入数据

主要参数

总外径

$$D=0.254\text{m}$$

壁厚

$$t=13\text{ mm}$$

内腐蚀许可厚度

$$t_c=3\text{ mm}$$

额定最小屈服强度

$$SMYS=448\text{MPa}$$

内压

$$P_i=1.2 \cdot 10^7\text{ Pa}$$

外压

$$P_e=0.9 \cdot 10^7\text{ Pa}$$

泊松比

$$\nu=0.3$$

热膨胀系数

$$\alpha_T=11.7 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

管道曲率半径

$$\kappa=100 \text{ m}$$

埋入海底部分质量

$$W_s=831.8 \text{ N/m}$$

最大许可长度

$$L_{span}=30 \text{ m}$$

升力

$$F_L=0 \text{ N/m}$$

惯性力

$$F_i=500 \text{ N/m}$$

拖曳力

$$F_d=1000 \text{ N/m}$$

土壤摩擦力

$$\mu_A=0.4$$

计算状态下的温度

$$T_2=25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

环境温度

$$T_1=4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

温度决定的材料强度降低系数

$$K_T=0.8$$

初步计算

面积惯性矩

$$I_{steel}=\frac{\pi}{64}\left(D^4-(D-t)^4\right)$$

$$I_{steel}=2.161 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

联合侧向力

$$F=F_i+F_d$$

$$F=1500 \text{ N/s}$$

弯矩

$$M=\left[\left(\frac{(W_s-F_L)L_{span}^2}{10}\right)^2+\left(\frac{EI_{steel}}{\kappa}+\frac{FL_{span}^2}{10}\right)^2\right]^{0.5}$$

$$M=7.692 \times 10^4 \text{ Nm}$$

应力计算

对于环向应力

$$\sigma_h = \frac{(p_i - p_e) \cdot (D - t + t_c)}{2 \cdot t - 2t_c}$$

$$\sigma_h = 3.66 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

对于纵向力

Case1 (两端固定):

$$\sigma_{axial} = \left| 0.5\sigma_{hoop} \pm \frac{MD}{2I_{steel}} \right|_{\max}$$

$$\sigma_{axial} = 4.704 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

Case2 (两端简支):

$$\sigma_{axial} = \left| \nu\sigma_{hoop} - E\alpha_T(T_2 - T_1) \pm \frac{MD}{2I_{steel}} \right|_{\max}$$

$$\sigma_{axial} = 4.8948 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

Case3 (一端固定一端简支):

$$\sigma_{axial} = \left| 0.5\sigma_{hoop} - \frac{\mu_A W_s Z}{\pi D (t - t_c)} \pm \frac{MD}{2I_{steel}} \right|_{\max}$$

$$\sigma_{axial} = 4.7999 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

最大纵向力有上述 3 种条件得到

$$\sigma_1 = 4.8948 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

等效应力

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_h^2 - \sigma_t \cdot \sigma_h + 3 \cdot \sigma_{th}^2}$$

$$\sigma_e = 4.6284 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

应力计算准则

对于环向力

$$\sigma_{hc} = \eta \cdot SMYS \cdot k_T$$

$$\sigma_{hc} = 3.226 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

对于纵向力

$$\sigma_{axialc} = \eta \cdot SMYS \cdot k_T$$

$$\sigma_{axialc} = 3.584 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

等效应力

$$\sigma_{ec} = \eta \cdot SMYS \cdot k_T$$

$$\sigma_{ec} = 4.032 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

输出

输出 1=if ($\sigma_h < \sigma_{hc}$, “环向力未超额”, “环向力超额”)

输出 1=“环向力超额”

输出 2= if $\sigma_{axial} < \sigma_{axialc}$, “轴向力没有超额”, “轴向力超额”)

输出 2=“轴向力超额”

输出 3= if ($\sigma_e < \sigma_{ec}$, “环向力未超额”, “环向力超额”)

输出 3=“等效应力”

2.7 本章小结

本章对海底管道的涡激振动 (VIV) 现象, 进行初步的讨论, 分析了只考虑轴向振动的情况, 轴向横向振动都考虑的情况, 编制简单的计算程序, 对管道在波浪和海流的联合作用下是否会发生涡激振动进行初步计算。涡激振动 (VIV), 对海底管道寿命影响较大, 应当深入研究。

第 3 章 凹损管道的剩余强度分析

3.1 概述

在评估在役管道的过程中，计算管道强度时要考虑腐蚀和凹损等缺陷因素。有缺陷管道的剩余强度和剩余寿命计算是管道完整性管理的重要组成部分和关键环节，管道的缺陷失效类型有多种，本章首先简单论述管道的失效类型和原因，缺陷种类等；然后对有凹损缺陷的剩余强度进行公式推导，并对凹损管道进行作图分析讨论和编程。

3.2 含缺陷的管道的完整性管理

3.2.1 管段的失效类型

管段失效类型：首先需划分具体管段和失效类型，然后对具体管段和原因分别评价，综合其结果后确定需优先考虑管段和重点预防的失效类型。国际管道研究委员会 (Pipeline Research Committee International, 简称 PRCI) 将天然气管道失效原因，归纳为：3 种时间类型、9 种失效类型、21 种小类，再加上未知原因一类共 22 小类，见表 3.1。

表 3.1 没有列入金属疲劳，因为历史上它很少造成管道失效。对其他管道或已有迹象表明存在压力波动影响时，可增加疲劳这一项。此外，对于各种因素的交互作用，也需要考虑，例如：腐蚀损失和同位置上第三方破坏往往彼此起协同加强作用。

完整性检测评价是完整性管理计划重要组成部分，即：对需要优先评价管段，采用综合检测技术为主的完整性检测评价。BS7910-1999 标准推荐的完整性检测方法有：在线检测(in-line inspection)、压力试验(pressure testing)、直接评价(direct assessment) 或其他方法。它们适用的失效类型及指标见表 3.2（以腐蚀缺陷类型管道为例）。

表 3.1 管道失效原因（危险性分类）

类	与时间关系	失效类型名称	小类名称	说明
1	依赖时间	外腐蚀	外腐蚀	含电偶细菌腐蚀等
2	依赖时间	内腐蚀	内腐蚀	含化学内部细菌腐蚀
3	依赖时间	应力腐蚀	应力腐蚀	高 pH 和近中性应力腐蚀
4	稳定不变	制造缺陷	管体缺陷	管道自身材料制造缺陷
			管焊缝缺陷	管道自身材料制造缺陷
5	稳定不变	焊接施工缺陷	环焊缝缺陷	
			施工焊缝缺陷	
			内壁皱褶弯头	因弯管造成内壁褶皱
			螺纹支管接头	
6	稳定不变	设备缺陷	O 型缺陷	
			控制泄放失效	含指针漂移，灵敏度降低
			密封泵体失效	
			混杂型失效	
7	与时间无关	第三方/机械破坏	永久立即失效	
			破坏	造成管道穿孔，泄露等
			明显受损	
8	与时间无关	不正确操作	不正确操作	包括操作过程和产生后果
9	与时间无关	气候/外力作用	寒流	
			雷电	
			暴雨洪水和大地运动地震	
			未知原因	

表 3.2 管道完整性检测评价的方法和指标

评价方法	使用的失效类型	主要方法	指标
在线检测	内外金属腐蚀	漏磁法 超声波 涡流法	管壁失重厚度变化点蚀等
	应力腐蚀开裂	超声波 涡流法	裂纹长度深度和形状
	第三方破坏	量规 测厚等	管道截面形状和局部凹坑等
压力试验	依赖时间的失效	强度试验或泄露试验	管道壁厚和裂纹的综合情况
	制造及焊接缺陷	强度试验或泄露试验	管道本身和及焊缝的原始缺陷
直接评价	管道外壁腐蚀	ECDA 法	
	管道内壁腐蚀	ICDA 法	

3.2.2 含缺陷管道适用性评价技术

含缺陷管道适用性评价包括含缺陷管道剩余强度评价和剩余寿命预测两个方面。含缺陷管道剩余强度评价是在管道缺陷检测基础上，通过严格的理论分析、试验测试和力学计算，确定管道的最大许用工作压力（MAOP）和当前工作压力下的临界缺陷尺寸，为管道的维修和更换，以及升降压操作提供依据。含缺陷管道剩余寿命预测是在研究缺陷的动力学发展规律和材料性能退化规律的基础上，给出管道的剩余安全服役时间。剩余寿命预测结果可以为管道检测周期的制定提供科学依据。

3.2.3 含缺陷管道剩余强度评价

剩余强度评价的缺陷类型包括五大类：

(1) 体积型缺陷，如局部沟槽状腐蚀缺陷、片状腐蚀缺陷、局部打磨缺陷等。

(2) 平面型缺陷，即裂纹型缺陷，包括焊缝未熔合缺陷、未焊透缺陷、焊接裂纹、疲劳裂纹、应力腐蚀裂纹以及氢致宏观裂纹等。

(3) 弥散损伤缺陷, 包括点腐蚀缺陷、表面氢鼓泡以及氢致微裂纹等。

(4) 几何缺陷, 包括焊缝错边、焊缝噉嘴、管体不圆、壁厚不均匀等缺陷。

(5) 机械损伤缺陷, 主要由管道建造时的意外损伤及建筑施工、农民耕地、人为破坏等原因造成的损伤, 缺陷类型包括表面凹坑、沟槽以及凹坑+沟槽。

剩余强度评价方法大体归结为以下 4 种:

(1) 基于大量含缺陷管段水压爆破试验得到的半经验公式;

(2) 基于弹塑性力学和断裂力学理论的解析分析方法;

(3) 有限元数值计算方法;

(4) 基于含缺陷管道的失效判据, 结合概率和可靠性理论, 建立含缺陷管道的概率评价方法。

国际上从 20 世纪 70 年代初就开始进行含缺陷管道的剩余强度评价方法研究, 目前已形成许多评价标准和规范。

对于体积型缺陷的评定, 基于 Kiefner 和 Maxey 等人 20 世纪 70 年代研究建立的半经验断裂力学关系式, 形成了以 ASME3310(1991 年)和 CAN/CSA Z144—M86 (1986 年)为代表的评价标准和规范。

从 90 年代开始, 为避免 B31G 方法的过分保守性, 国际上对局部腐蚀缺陷的评定方法又开展了大量研究工作, 并颁布了新的标准和方法, 包括 DNV RP F101(1999) 和 API RP 579 的第 5 章(2000 年)等。对于平面型缺陷的评定, 主要采用弹塑性断裂分析方法, 包括 EPRI 方法, CEGB R6 方法, ASME XI 篇 IWB—3640 附录 C “奥氏体管道缺陷验收准则以及评定规程” 和 IWB—3650 附录 C “奥氏体管道缺陷验收准则以及评定规程”。

对于几何缺陷, API RP 579 的第 8 章给出了管体不圆、直焊缝噉嘴和错边的评价方法。对于弥散损伤型缺陷, API RP 579 的第 6 章给出了点腐蚀损伤的评定方法, 但评定过程, 尤其是缺陷的定量化过程太复杂, 工程上难以操作和应用, 另外, 对氢鼓泡评价也仅给出了粗略的指导性做法。

对于机械损伤缺陷的评定方法, 尽管国际上从 20 世纪 80 年代末期以来已开展了不少研究, 但尚未形成系统的评价规范和标准。从国际上在剩余强度评价领域的研究现状分析, 目前对于裂纹型缺陷、体积型的腐蚀缺陷和几何缺陷的评定方法研究已比较成熟, 对于弥散损伤缺陷和机械损伤缺陷, 目前尚未形成工程上普遍接受的评价方法和规范是今后研究解决的重点。

3.2.4 含缺陷管道剩余寿命预测

剩余寿命预测涉及的缺陷类型有平面型、体积型和弥散损伤型的缺陷，涉及缺陷发展速率类型有腐蚀速率、亚临界裂纹扩展速率和损伤速率。

剩余寿命的方法大体包括两种：

一是基于现场检测和监测积累的数据进行预测。腐蚀检测是利用内外腐蚀检测技术定期进行管道的缺陷检测，从而获得缺陷的动力学发展规律。监测技术包括现场挂片试验、腐蚀探针等技术，通过监测可以实时得到缺陷的动力学发展规律。

二是在实验室内模拟管道服役环境进行缺陷增长规律试验，通过模拟试验获得缺陷的动力学发展规律，然后对管道剩余寿命进行预测。但应当注意。这里主要论述的是管材本身的剩余寿命预测，实际上，对于具体管道的剩余寿命，还应当考虑管道防腐层的有效保护寿命和缓蚀剂的有效保护寿命问题。有关这方面的研究虽有报道，但总的来说难度很大，研究极不成熟。

剩余强度评价主要是评价管道的现有状态，而剩余寿命预测则主要是预测管道的未来事态。显然后者的难度远大于前者。目前研究也确实没有前者成熟。

剩余寿命主要包括腐蚀寿命、亚临界裂纹扩展寿命和损伤寿命三大类。三者之中，除亚临界裂纹扩展寿命，尤其是疲劳裂纹扩展寿命的研究较为成熟，较易预测之外，腐蚀寿命和损伤寿命研究都远不成熟，预测难度很大。难点在于：

- (1) 缺陷发展速率难以实现现场准确监测；
- (2) 实验室内加速试验数据与现场复杂多变的环境难以对应；
- (3) 除疲劳数据外，目前可利用的数据资料较少，并且与许多常见失效机制预测有关的知识不足。

CEGB R6 和 BS 7910 对疲劳和蠕变寿命作了一些指导性的考虑，在其他已有的结构完整性评价标准中剩余寿命预测要么没有提到，要么只是粗略地提及。

中国石油管材研究所等单位从“九五”开始，在中国石油天然气集团公司多个项目的资助下，在借鉴国外先进技术的基础上，结合我国管道的特点，通过研究攻关，建立了系统的含缺陷油气输送管道适用性评价方法。并在螺旋焊缝几何缺陷评定方法、弥散损伤缺陷的剩余强度和剩余寿命预测方法、腐蚀管道抗压溃评估准则、管道三维断裂准则、基于 FAD 图的双参数疲劳寿

命预测方法、含缺陷管道的可靠性评估技术、基于可靠性的腐蚀寿命预测方法等方面取得了创新性的成果。开发了工程适用的管道适用性评价软件。目前适用性评价技术已在 20 余条油气输送管道上推广应用，经济效益显著。

3.3 凹损管道的剩余强度

3.3.1 凹损缺陷

引起凹损的原因有多种，其中安装和运营期间的碰撞是导致凹损缺陷的主要因素。本节研究的主要问题是建立计算有凹损缺陷和初始不圆度的管道的抗弯能力公式。假设凹损管道建立模型如图 3.1 所示。图中凹损角度为 $2 \times \beta$ ，计算和推导过程中未计及凹损可能引起的应力集中现象。

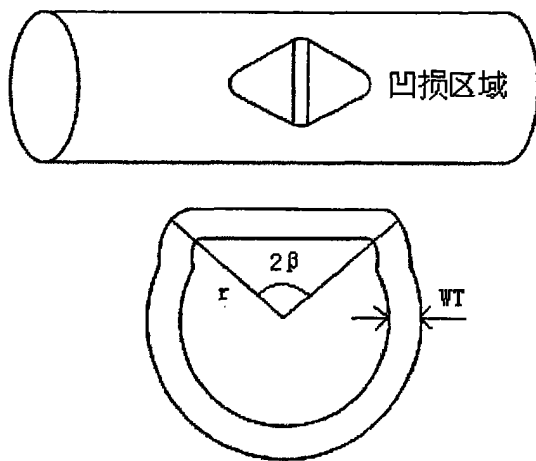


图 3.1 凹损管道模型

3.3.2 失效模式

凹损管道的极限弯矩很大程度上取决于凹损的几何尺寸，轴向力，内压以及外压和初始不圆度。为了便于理解公式的推导，下面首先讨论管道在单一载荷作用下的极限强度。单一载荷下的管道横截面变形如图 3.2 所示。

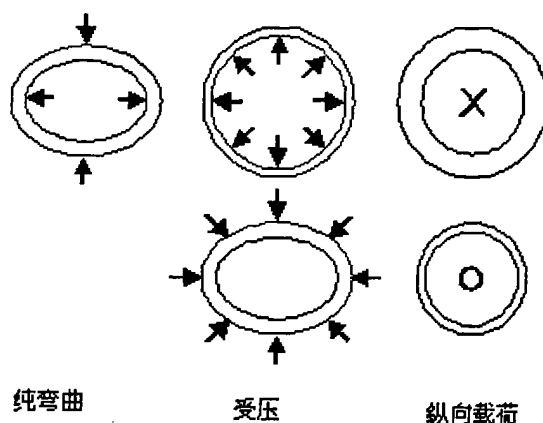


图 3.2 单一载荷下的管道横截面变形

单一弯矩作用时

根据 SUPERB JIP (1996), 式 3-1 可以用来计算没有缺陷的管道在只受弯矩作用下的极限弯矩:

$$M_p = \left(1.05 - 0.0015 \cdot \frac{D}{t} \right) \cdot SMYS \cdot D^2 \cdot t \quad (3-1)$$

式中:

M_p 极限抗弯能力

D 管道的平均直径

t 管壁厚度

$SMYS$ 额定最小屈服强度

单一外压作用时

材料的强度折减系根据 DNV (1996), 在本章末尾给出。Timoshenko's (1961) 给出了管道屈服时的压力的方程式, 见式中 3-2。:

$$p_c^2 - \left[p_p + \left(1 + 1.5 \cdot \frac{f_0 \cdot D}{t} \right) \cdot p_{el} \right] \cdot p_c + p_p \cdot p_{el} = 0 \quad (3-2)$$

$$p_{el} = \frac{2 \cdot E}{(1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad (3-3)$$

$$p_p = 2 \cdot SMYS \cdot \frac{t}{D} \quad (3-4)$$

$$f_0 = (D_{\max} - D_{\min}) / D \quad (3-5)$$

式中:

P_c 标称失稳的压力

P_p 塑性失稳压力

P_e 外压

P_{el} 弹性失稳压力

f_0 管道初始不圆度

E 杨氏模量

ν 泊松比

D 管道的平均直径

t 管壁厚度

SMYS 额定最小屈服强度

单一内压作用时

根据 API (1998) 规范可知, 爆裂压力可以由式 3-6 计算:

$$P_{burst} = 0.5 \cdot (SMYS + SMTS) \cdot \frac{2 \cdot t}{D} \quad (3-6)$$

式中:

P_{burst} 爆裂压力

D 管道的平均直径

t 管壁厚度

SMYS 额定最小屈服强度

SMTS 额定最小抗拉强度

式中:

$0.5(SMYS + SMTS)$ 管道失效时的环向应力。

单一拉力作用

管道受单一拉力作用, 管壁变薄而产生失效, 管道失效时的极限拉力有式 3-7 计算:

$$F_t = 0.5 \cdot (SMYS + SMTS) \cdot A \quad (3-7)$$

式中:

A 管道横截面积

0.5(SMYS+SMTS) 是管道失效时的纵向拉力

单一压力作用

管道受单一拉力作用, 随着压力的不断增大, 管道将产生欧拉失稳。如果压力继续增大, 则管道最终因局部失稳而失效。如果管道除了纵向外, 都受到约束, 则失效压力由式 3-8 计算:

$$F_l = 0.5 \cdot (SMYS + SMTS) \cdot A \quad (3-8)$$

联合载荷作用时

管道承受单一载荷作用时, 失效模式如上所述, 纵向力或者环向力占主导作用。当不同载荷联合作用时, 管道失效时的, 纵向力和弯矩是纵向和环向应力迭加的结果。根据 Galambos(1998) 的理论, 这个迭加作用, 可以忽略径向力和剪力部分, 得下列关系式, 如式 3-9:

$$\frac{\sigma_l^2}{\sigma_{ll}^2} - 2\alpha \frac{\sigma_l \sigma_h}{\sigma_{ll} \sigma_{hl}} + \frac{\sigma_h^2}{\sigma_{hl}^2} = 1 \quad (3-9)$$

式中:

σ_l 纵向应力,

σ_h 环向应力,

σ_{ll} 纵向极限应力

σ_{hl} 环向极限应力

α 力的各向异性系数, 受内压和外压时分别由纵向力和环向力的比值确定。

式 3-13 和式 3-14 分别用来计算受外压和内压时的各向异性系数。

$$\alpha = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left| \frac{p_c}{F_l} \right| \quad (3-10)$$

$$\alpha = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left| \frac{p_b}{F_l} \right| \quad (3-11)$$

当压力和纵向力联合作用时, 式 3-9 可以用来计算管道的强度。压力和纵向力联合作用的失效模式与单一载荷失效模式类似。

断裂准则也应予以重视, 本章没有对此问题作深入讨论。

3.3.3 极限弯矩求解假设

为了避免推导计算过程过于烦琐，首先做出如下假设：

管道几何形状完整，除了凹损和初始不圆度；

凹损缺陷可以简化为图 3.1 所示；

凹损缺陷沿弯曲面对称；

未达到极限弯矩时管道横截面几何形状不变；

管道横截面的应力分布按图 3.3 分布；

纵向应力和轴向应力的迭加符合式 3-9。

极限应力面

管壁极限弯矩状态的应力可以认为是材料受两轴载荷作用。此处假定管道失效时管壁横截面的纵向和环向应力服从式 2-9 分布：

求解上述关于 σ_l 的二次方程可得纵向应力如式 3-12：

$$\sigma_l = \alpha |\sigma_{II}| \frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}} \pm |\sigma_{II}| \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}} \right)^2} \quad (3-12)$$

σ_{comp} 定义为极限压应力，当根号前取减号时等于 σ_l ；

σ_{tens} 定义为极限拉应力，当根号前取加号时等于 σ_l ；

$$\sigma_{comp} = \alpha |\sigma_{II}| \frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}} - |\sigma_{II}| \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}} \right)^2} \quad (3-13)$$

$$\sigma_{tens} = \alpha |\sigma_{II}| \frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}} + |\sigma_{II}| \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{\sigma_h}{\sigma_{hl}} \right)^2} \quad (3-14)$$

弯矩求解

求解抗弯强度时分下述几种情况讨论：

凹损角度的一半 ' β '，小于到对称轴到中性轴的角度 ' ψ '，CASE 1, 3.

凹损角度的一半 ' β '，大于到对称轴到中性轴的角度 ' ψ '，CASE 2, 4

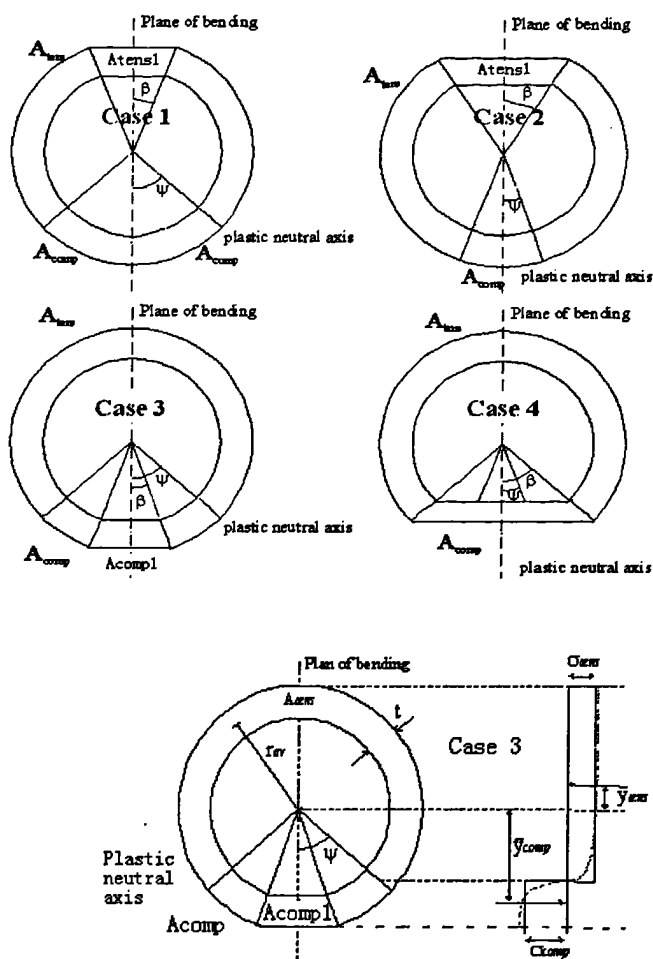


图 3.3 管道横截面应力分布示意图（虚线）及简化应力分布（实线）

对于图 3.3 所示的四种情况，每种情况各有一套推导公式。下面以管道横截面下部受拉和受压为例分别进行推导。

有凹损管道的抗弯强度可以通过简化了应力分布的图 3.3 进行推导计算，推导过程如下：

CASE 1 $\beta < \psi$ ，凹损在受拉一侧（图 3.4）：

$$M_{Cdent(\sigma_t, \sigma_h)} = A_{comp} \bar{y}_{comp} \sigma_{comp} + A_{tens1} \bar{y}_{tens1} \sigma_{tens} + A_{tens} \bar{y}_{tens} \sigma_{tens} \quad (3-15)$$

受压和受拉部分的面积分别为

$$A_{comp} = 2\psi r t \quad (3-16)$$

$$A_{tens1} = 2\beta rt \quad (3-17)$$

$$A_{tens} = 2(\pi - \psi - \beta)rt \quad (3-18)$$

重心到管道截面中心的距离为：

$$\bar{y}_{comp} = -r \frac{\sin(\psi)}{\psi} \quad (3-19)$$

$$\bar{y}_{tens1} = r \cos(\beta) \quad (3-20)$$

$$\bar{y}_{tens} = r \frac{\sin(\psi) - \sin(\beta)}{\pi - \psi - \beta} \quad (3-21)$$

式中：

r 管道平均半径

ψ 对称轴到中性轴的角度

β 凹损角度的一半

中性轴定义为管道截面所受的应力从受压过渡为受拉，如图 3-3 所示将式(3-16) 到 (3-21) 代入式 (3-15) 得到弯矩表达式：

$$M_{C\text{dent}(\sigma_1, \sigma_h)} = -2tr^2 \sin(\psi) \sigma_{comp} + 2tr^2 \sin(\psi) \sigma_{tens} - 2tr^2 [\sin(\beta) - \beta \cos(\beta)] \sigma_{tens} \quad (3-22)$$

中性轴的位置

为了确定从对称轴到中性轴的角度，需要从管道所受的真实纵向力算起，其表达式为：

$$F = A_{comp} \sigma_{comp} + A_{tens} \sigma_{tens} + A_{tens1} \sigma_{tens} \quad (3-23)$$

如果上式中的面积已由式 3-16 到 式 3-18 给出，则纵向力可以表示为式 3-24

$$F = 2rt\psi \sigma_{comp} + 2rt(\pi - \psi - \beta) \sigma_{tens} + 2rt\beta \sigma_{tens} \quad (3-24)$$

解上述方程，中性轴到对称轴的角度 ψ 可以表示为：

$$\psi = \frac{F - 2\pi r t \sigma_{tens}}{2rt(\sigma_{comp} - \sigma_{tens})} \quad (3-25)$$

或

$$F = 2\pi r t \sigma_l \quad (3-26)$$

$$\psi = \frac{\pi(\sigma_l - \sigma_{tens})}{\sigma_{comp} - \sigma_{tens}} \quad (3-27)$$

弯矩最终表达式

将拉应力和压应力表达式，即式 3-13，式 3-14 代入式 3-22，式 3-26，式 3-27，化简得到弯矩表达式如下

$$M_{Cdem(\sigma_l, \sigma_h)} = M_{C(\sigma_l, \sigma_h)} - 0.5 M_l [\sin(\beta) - \beta \cos(\beta)] \frac{\sigma_l}{|\sigma_h|} \quad (3-28)$$

这里 σ_l 是拉应力，上式还可以写作：

$$M_{C(\sigma_l, \sigma_h)} = 4tr^2 |\sigma_h| \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{\sigma_h}{\sigma_l} \right)^2} \cos \left(\frac{\pi}{2} \frac{\frac{\sigma_l}{|\sigma_h|} - \alpha \frac{\sigma_h}{|\sigma_h|}}{\sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{\sigma_h}{\sigma_l} \right)^2}} \right) \quad (3-29)$$

或者在设计中更为常用的表达式

$$M_{C(F, p)} = M_l \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{p_l} \right)^2} \cos \left(\frac{\pi}{2} \frac{\frac{F}{|F_l|} - \alpha \frac{p}{|p_l|}}{\sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{p_l} \right)^2}} \right) \quad (3-30)$$

式 3-29 中， σ_l / σ_h （等于 F / F_l ，详见 Hauch and Bai, 1999）的取值应使得所求值为极小值：

$$M_{Cdem(F, p)} = M_{C(F, p)} - 0.5 M_l [\sin(\beta) - \beta \cos(\beta)] \left[\alpha \frac{p}{p_l} + \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{p_l} \right)^2} \right] \quad (3-31)$$

$$\alpha \frac{p}{p_l} - \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{p_l} \right)^2} \leq \frac{F}{F_l} \leq \alpha \frac{p}{p_l} + \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{p_l} \right)^2} \quad (3-32)$$

CASE 2 $\beta > \psi$ 凹损在受拉一侧

仿照上述方法，可以推导计算得出结果与式 3-31 相同。

CASE 3 $\beta < \psi$ 凹损缺陷在受压一侧

$$M_{Cdent(F,p)} = M_{C(F,p)} - 0.5 M_i [\beta \cos(\beta) - \sin(\beta)] [\alpha \frac{P}{p_i} - \sqrt{1 - (1 - \alpha^2)(\frac{P}{p_i})^2}] \quad (3-33)$$

CASE 4 $\beta > \psi$ ($\beta \leq \pi/4$) 凹损在受压一侧

受压面积和重心到管道受拉截面的距离分别为：

$$A_{tens} = 2(\pi - \beta) r t \quad (3-34)$$

$$\bar{y}_{tens} = r \frac{\sin(\beta)}{\pi - \beta} \quad (3-35)$$

凹损区域的抗弯能力下降很快，上述方法不再适用于此，此时管道的弯矩表达式为：

$$M_{Cdent(\sigma_t, \sigma_h)} = A_{tens} \bar{y}_{tens} \sigma_{tens} + M_{compdent} \quad (3-36)$$

$$M_{Cdent(\sigma_t, \sigma_h)} = 0.5 M_i \sin(\beta) [\alpha \frac{P}{p_i} + \sqrt{1 - (1 - \alpha^2)(\frac{P}{p_i})^2}] + M_{compdent} \quad (3-37)$$

根据白勇教授的博士论文 (1989, Hiroshima Univ., Japan), 可以得到下述关系式

$$M_{compdent} = 80 \cdot SMYS \cdot \beta \cdot t (\sqrt{4\eta^2 + t^2} - 2\eta) \cdot \eta \quad (3-38)$$

$$\eta = [\sin(\beta) / \beta - \cos(\beta)] D / 2 \quad (3-39)$$

式中：

$M_{compdent}$ 为凹损面积的抗弯矩能力，凹损在受压一侧，并且 $\beta > \psi$ 。此处凹损角度的一半不得大于 $\pi/4$ (或 Dd/D 不得大于 15%)。

公式应用范围

为避免得到复数解，式 3-31 的根号下必须为正，由此给出求得的表达式理论上适用的范围：

$$-\frac{1}{\sqrt{1-\alpha^2}} \leq \frac{p}{p_i} \leq \frac{1}{\sqrt{1-\alpha^2}} \quad (3-40)$$

对称轴到中性轴的角度应满足 $0 \leq \psi \leq \pi/2$, 在下述范围外, 表达式无效。

$$\alpha \frac{p}{p_i} - \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{p_i} \right)^2} \leq \frac{F}{F_i} \leq \alpha \frac{p}{p_i} + \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{p_i} \right)^2} \quad (3-41)$$

如果考虑断裂问题, 则上述范围会有所减小。

3.3.4 极限载荷迭加面

总结前面的推导过程和所得的表达式, 用 MATLAB 软件绘图, 得到不同参数下的管道不同载荷联合作用下的载荷与弯矩能力三维关系图, 如图 3.4 和图 3.5 所示, 其中 Dd 为凹损深度, D 为管道平均直径。

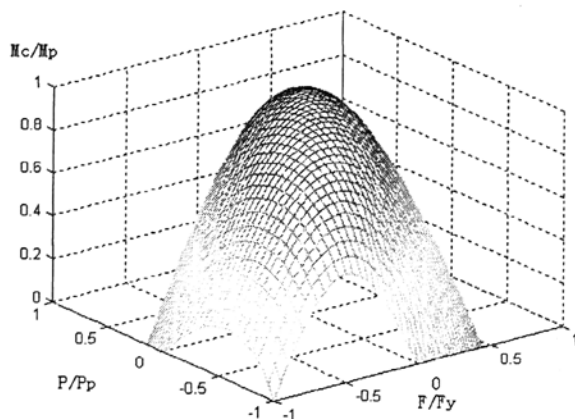


图 3.4 压力和纵向力为变量的极限弯矩图 ($Dd/D=0.04$)

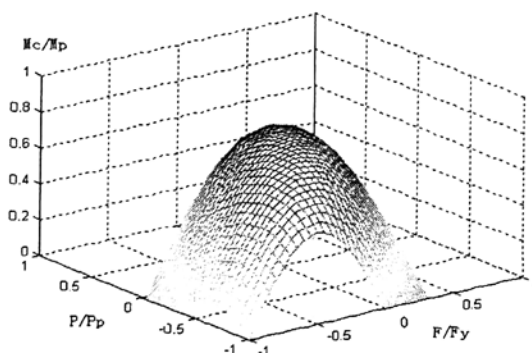


图 3.5 压力和纵向力为变量的极限弯矩图 ($D_d/D=0.32$)

根据上述计算和推导, 输入 MATLAB, 可以得到不同参数下的管道在载荷联合作用下的载荷下弯矩能力图谱, 如图 3.6, 图 3.7, 图 3.8, 图 3.9, 图 3.10 所示。

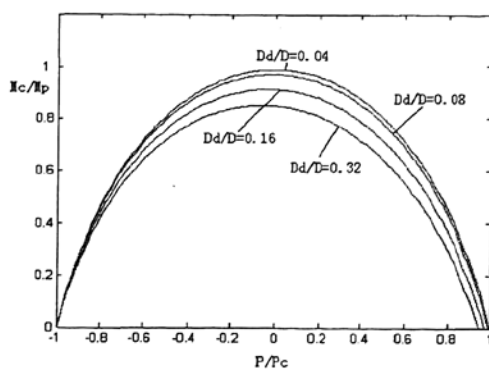


图 3.6 无量纲化的弯矩能力图 ($D_d/D = 0.04, 0.08, 0.16, 0.3, F=0$)

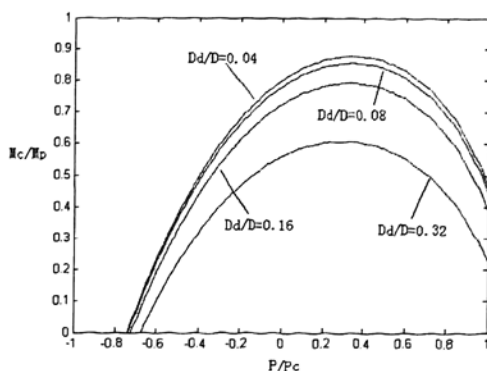


图 3.7 无量纲化的弯矩能力图 ($D_d/D = 0.04, 0.08, 0.16, 0.32, F=0.4FL$)

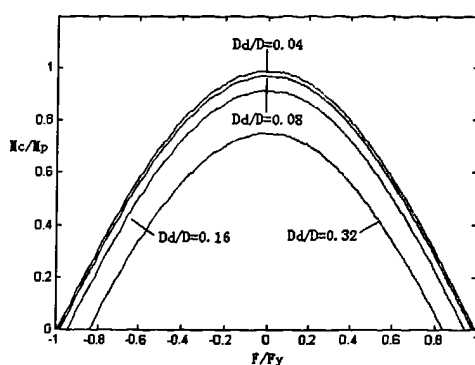


图 3.8 无量纲化的弯矩能力图 ($Dd/D = 0.04, 0.08, 0.16, 0.32, P=0$)

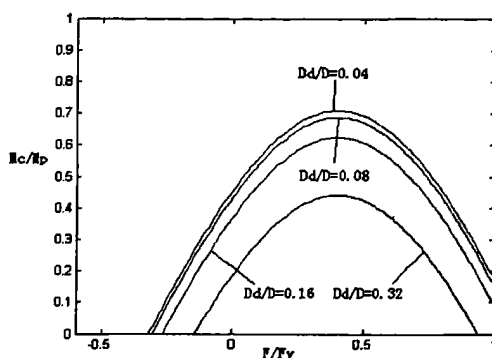


图 3.9 无量纲化的弯矩能力图 ($Dd/D = 0.04, 0.08, 0.16, 0.32, Pe=0.8Pe1$)

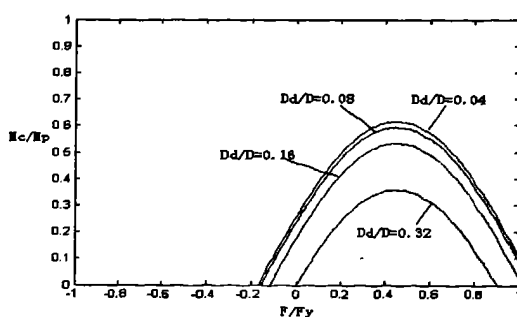


图 3.10 无量纲化的弯矩能力图 ($Dd/D = 0.04, 0.08, 0.16, 0.32, Pi=0.9Pp1$)

设计中，计及模型和输入数据的不确定性引入安全系数，表 3.2.

表 3.2 载荷安全系数

安全等级		低	中	高
安全系数				
γ_C	不平海底	1.07	1.07	1.07
	压力试验	0.93	0.93	0.93
	刚性固定	0.82	0.82	0.82
	其他	1.00	1.00	1.00
η_{RP}	压力	0.95	0.93	0.90
η_{RF}	纵向力	0.90	0.85	0.80
η_{RM}	弯矩	0.80	0.73	0.65

3.4 简单算例

使用MATHCAD 进行简单计算。

凹损角度的一半 $\beta = \pi/4$ ($\beta < \psi$ CASE 1)

管道的尺度和材料特性概括如下

外径 $D = 219\text{mm}$,

壁厚 $t = 14.5\text{mm}$

$$SMTS = 455\text{N/mm}^2(\text{X52}),$$

$$SMYS = 358\text{N/mm}^2(\text{X52})$$

凹损长度 (max) $L = 219\text{mm}$,

部分安全系数

$$\gamma_C = 1.07 \quad \eta_{RP} = 0.90 \quad \eta_{RF} = 0.80 \quad \eta_{RM} = 0.65$$

凹损角度的一半 $\beta = \pi/4$ 凹损在受拉一侧 ($\beta < \psi$ CASE 1):

$F=0$ (无轴向力), $P/Pl=-0.3$ (外压)

$$M_{Alldent(F,p)} = M_{All(F,p)} - 0.5 \frac{\eta_{RM}}{\gamma_C} M_i [\sin(\beta) - \beta \cos(\beta)] \left[\alpha \frac{P}{\eta_{RP} P_l} + \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{P}{\eta_{RP} P_l} \right)^2} \right]$$

$$M_{Alldent(F,p)} = 1.153\text{ MNm}$$

凹损角度的一半 $\beta = \pi/4$ 凹损在受拉一侧 ($\beta > \psi$ CASE 4):

$$M_{Allident(F,p)} = 0.5 \frac{\eta_{RM}}{\gamma_c} M_i \sin(\beta) \left[\alpha \frac{P}{\eta_{RP} P_i} + \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{P}{\eta_{RP} P_i} \right)^2} \right] + M_{comptent}$$

$$M_{Allident}(F, p) = 0.3742 + 0.02143$$

$$= 0.3956 \text{ MNm}$$

本例中，CASE4 得到的结果是 CASE1 得到的结果的34.3%，凹损管道的受压强度计算时，外压对弯矩能力影响比较明显。

3.5 本章小结

本章首先概述含缺陷管道完整性管理，然后对凹损管道的剩余强度进行比较烦琐的推导，得出一组较为简单的计算表达式。并根据相关规范给出不同安全等级的安全系数供参考。经过编程作图和编程分析比较得出：内压对凹损管道的剩余强度“有利”，有外压作用时，抗弯能力下降显著。通过分析，笔者建议：当外压作用，或起主作用时，凹损角度 β 不应大于 $\pi/3$ （或 Dd/D 不大于25%），特别是在CASE4中， β 不应大于 $\pi/4$ （或 Dd/D 不大于 14.6%）。当受外压并且凹损在受压压力一侧， β 应小于 $\pi/6$ （或者 $Dd/D \leq 6\%$ ）。即使如此，还应对外压作用时缺陷长度的对剩余强度的影响进行进一步研究。

第 4 章 腐蚀缺陷评估

4.1 腐蚀缺陷的分类

BS7910-1999将管道缺陷分为。平面、非平面和不规则形状。对腐蚀管道而言,可以简单分为裂纹缺陷(以强度损失为特征,如SCC裂纹、疲劳裂纹、蠕变等)和腐蚀缺陷(以质量损失为特征,如均匀腐蚀、局部腐蚀、槽沟腐蚀等)。前者对应于平面缺陷,后者对应于体积缺陷,其量化准则不同。

4.2 评估范围

腐蚀缺陷评估范围比较宽,概括的说包括以下内容:

经过壁厚轮廓测量的准确的缺陷描述

初步评估阶段决定是否需要更详细的分析或者适用性分析

详细评估阶段

校核破裂极限状态(许用压力 vs 最大工作内压)

校核压溃极限状态(许用压力 vs 最大工作外压,弯矩和轴向载荷)

校核里剩余许可腐蚀厚度是否满足剩余工作年限

更新检测个维修计划

腐蚀缺陷的检测和测量是评估的主要组成部分。

4.3 腐蚀缺陷的增长

服役时间 T 年后,腐蚀缺陷深度 d ,可以表达为:

$$d = d_0 + V_{cr} \cdot T \quad (4-1)$$

式中:

d_0 当前腐蚀深度

V_{cr} 平均腐蚀速率

假设腐蚀长度增长与腐蚀深度成比例增长,则有:

$$L = L_0 \left(1 + \frac{V_{cr} \cdot T}{d_0} \right) \quad (4-2)$$

式中:

L 时间 T 后的腐蚀长度

L_0 当前的腐蚀长度

腐蚀速率应由相关运营数据或者试验测得数据得来。

4.4 Shell De Waard 模型的 CO₂ 腐蚀速率

年腐蚀速率 V_{cr} (mm/year), 由下式计算

$$V_{cr} = \frac{1}{\frac{1}{CR_i(or)CR_u} + \frac{1}{V_m}} \quad (4-3)$$

式中:

V_m 质量转移速率, 可以由式4-4计算

CR_u 抑制腐蚀速率, 可以由式4-5计算

CR_i 反应速率, 可以由式4-14 计算

$$V_m = 2.45 \cdot \frac{U^{0.8}}{d^{0.2}} \cdot pCO_2 \quad (4-4)$$

式中:

U 液体流速, m/s

d 管道内径

P_{CO_2} 局部压力, $pCO_2 = nCO_2 \cdot p_{opr}$

nCO_2 CO₂在液相中的比例

P_{opr} 工作压力, bar

$$CR_u = InitialCR \times F_{scale} \times F_{pH} \times F_{glycol} \times F_{oil} \quad (4-5)$$

式中:

$InitialCR$ 初始腐蚀速率, 可以有下式计算:

$$\log_{10} CR = 5.8 - \frac{1710}{T} + 0.67 \log_{10}(f_{CO_2}) \quad (4-6)$$

CO₂ 逸度计算:

$$f_{CO_2} = a \cdot P_{CO_2} \quad (4-7)$$

逸度常数 a :

$$a = 10^{p(0.0031-1.4/T)} \quad (p \leq 250 \text{ bara}) \quad (4-8)$$

$$\alpha = 10^{250(0.0031-1.4/T)} \quad (p > 250 \text{ bara}) \quad (4-9)$$

Fscale 尺度系数，由下式决定：

$$\text{Log} F_{scale} = \frac{2400}{T} - 0.6 \text{Log}(f_{CO_2}) - 6.7 \quad (4-10)$$

式中：

T 是温度

注意：如果 $F_{scale} > 1$ ，则 $F_{scale} = 1$

FpH pH值修正效应，由下述关系式式决定：

$$\text{Log} F_{pH} = 0.32(pH_{sat} - pH_{act}) \quad (pH_{sat} > pH_{act}) \quad (4-11)$$

$$\text{或} \quad \text{Log} F_{pH} = -0.13(pH_{sat} - pH_{act})^{1.6} \quad (pH_{sat} < pH_{act}) \quad (4-12)$$

pHact 流体实际的pH值

Fglycol 甘油系数，由下式决定

$$\text{Log} F_{glyc} = A[\text{Log}(1 - W\%)] \quad (4-13)$$

Foil 原油系数，Foil = 0 水分 < 30%，原油流速 > 1m/s,

其他 $F_{oil} = 1$

$$CR_i = \text{Initial}CR \times F_{scale} \times F_{pH} \times F_{glycol} \times F_{oil} \times (1 - R_{inhibitor}) \quad (4-14)$$

式中：

$R_{inhibitor}$ 抑制剂效率

4.5 NORSOK 的腐蚀速率

下面是碳素钢在不同温度 (t) 下的腐蚀速率计算公式，温度分别取 20, 40, 60, 80, 90, 120 和 150 °C：

$$CR_i = K_i \times f_{CO_2}^{0.62} \times (S/19)^{0.146+0.0324 \log(f_{CO_2})} \times f(pH)_i \quad \text{mm/year} \quad (4-15)$$

式中：

K_t 温度常数

f_{CO_2} CO_2 逸度数 (bar)

S 管壁的剪应力 (Pa)

$f(pH)_t$ 温度为 t 时的 pH 系数

不同温度下的腐蚀速率分别有一温度常数 K_t ，温度常数 K_t 由表 4.1 给出，由表中数据采取线性插值法，可以得到不同温度下的温度常数。

表 4.1 温度常数 K_t

温度, °C	K_t
20	4,762
40	8,927
60	10,695
80	9,949
90	6,250
120	7,770
150	5,203

pH 值效应由表 4.2 给出。

表 4.2 pH 效应

温度	pH	$f(pH)$
20 °C	3.5 < pH < 4.6	$f(pH) = 2,0676 - (0,2309 \times pH)$
20 °C	4.6 < pH < 6.5	$f(pH) = 5,1885 - (1,2353 \times pH) + (0,0708 \times pH^2)$
40 °C	3.5 < pH < 4.6	$f(pH) = 2,0676 - (0,2309 \times pH)$
40 °C	4.6 < pH < 6.5	$f(pH) = 5,1885 - (1,2353 \times pH) + (0,0708 \times$

		pH^2)
60 °C	3.5 < pH < 4.6	$f(pH) = 1,836 - (0,1818 \times pH)$
60 °C	4.6 < pH < 6.5	$f(pH) = 15,444 - (6,1291 \times pH) + (0,8204 \times pH^2) - (0,0371 \times pH^3)$
80 °C	3.5 < pH < 4.6	$f(pH) = 2,6727 - (0,3636 \times pH)$
80 °C	4.6 < pH < 6.5	$f(pH) = 331,68 \times e^{(-1,2618 \times pH)}$
90 °C	3.5 < pH < 4.57	$f(pH) = 3,1355 - (0,4673 \times pH)$
90 °C	4.57 < pH < 5.62	$f(pH) = 21254 \times e^{(-2,1811 \times pH)}$
90 °C	5.62 < pH < 6.5	$f(pH) = 0,4014 - (0,0538 \times pH)$
120 °C	3.5 < pH < 4.3	$f(pH) = 1,5375 - (0,125 \times pH)$
120 °C	4.3 < pH < 5	$f(pH) = 5,9757 - (1,157 \times pH)$
120 °C	5 < pH < 6.5	$f(pH) = 0,546125 - (0,071225 \times pH)$
150 °C	3.5 < pH < 3.8	$f(pH) = 1$
150 °C	3.8 < pH < 5	$f(pH) = 17,634 - (7,0945 \times pH) + (0,715 \times pH^2)$
150 °C	5 < pH < 6.5	$f(pH) = 0,037$

甘油与抑制剂效应

甘油对腐蚀速率的影响表达为一个减小因数

Glycol reduction factor = $10^{1.6(\log(100-w\%Glycol)-2)}$ 小于 95 weight-% glycol 时.

大于 95 weight-% glycol 时, 甘油减小因数取 0.008.

对于高压气体并不理想, 作为补偿, 将局部气体压力乘以逸度常数, 实际的 CO₂ 压力可以表达为:

$$f_{CO_2} = a \cdot P_{CO_2} \quad (4-16)$$

式中:

f_{CO_2} CO_2 逸度压力 (bar)

a 由温度和压力决定的逸度常数

P_{CO_2} CO_2 局部压力 (bar)

CO_2 局部压力表达式如下:

$$P_{CO_2} = (\text{mole\% } CO_2 \text{ in the gas phase} / 100\%) \cdot P \quad (4-17)$$

式中:

P 系统总压力

逸度系数由下式确定:

$$a = 10^{p(0.0031-1.4/T)} \quad P < 250 \text{ bar} \quad (4-18)$$

$$a = 10^{250(0.0031-1.4/T)} \quad P > 250 \text{ bar} \quad (4-19)$$

式中:

T 开氏温度 $^{\circ}K$

P 系统总压力, bar

当压力大于 250 bar 时, 总压力取 250 bar

管壁的平均剪应力受气体或液体的流速影响:

$$S = 0.5 \times \rho_m \times f \times u_m^2 \quad (\text{Pa}) \quad (4-20)$$

式中:

f 摩擦系数, 由下式决定:

$$f = 0.001375 \left[1 + \left(2000 \frac{k}{D} + 10^6 \frac{\mu_m}{\rho_m u_m D} \right)^{0.33} \right] \quad (4-21)$$

k 管壁粗糙度

D 管壁直径

混合物的密度，速率和粘性表达式为：

$$\rho_m = \rho_L \cdot \lambda + \rho_G \cdot (1 - \lambda) \quad (4-22)$$

$$\rho_L = \rho_w \cdot \phi + \rho_0 \cdot (1 - \lambda) \quad (4-23)$$

$$\rho_G = 2.7 \times 14.5 \times 16.018 \times p \times \text{specific gravity} / (z \times (460 + T_f)) \quad (4-24)$$

ϕ 含水量

Z 气体压缩性

$$u_m = u_L^s + u_G^s \quad (4-25)$$

认为液体不可压缩

$$u_L^s = Q_L / A \quad (4-26)$$

气体表面速率为：

$$u_G^s = (Q_L / A) Z (T / T_{std}) \quad (4-27)$$

$$\mu_m = \mu_L \times \lambda + \mu_G \times (1 - \lambda) \quad (4-28)$$

$$\lambda = \frac{Q_L}{Q_L + Q_G} \quad (4-29)$$

考虑水的液体粘性：

成分稳定的油水混合物的粘性效应取决于水分的含量。应该知道适宜的粘性的最大量级和对应的水分含量。泄流时转化点之下的油湿区的粘性，可

以表达为:

$$\mu_L = \mu_0 \left[1 + \frac{\frac{\phi}{K_0}}{1.187 - \frac{\phi}{K_0}} \right]^{2.5} \quad (Ns/m^2) \quad (4-30)$$

μ_0 : 油的粘性 (Ns/m^2)

最大相对粘性 $\mu_{rel\max}$ 和转化点的 K_0 值关系可以表达为

$$K_0 = \frac{\phi_C}{1.187 \left(1 - \left(\frac{1}{\mu_{rel\max}} \right)^{0.4} \right)} \quad (4-31)$$

如果未知, 取油水分布的中间值。这种分布的特点是, 在水分含量 0.5, 温度为 60℃时, 最大相对粘性为 7.06, 油的粘性为 0.0011Ns/m, 水的粘性为 0.00046Ns/m。

转化点之上的任意油水比例分布的粘性可以表达为:

$$\mu_L = \mu_w \left[1 + \frac{\frac{1-\phi}{K_w}}{1.187 - \frac{1-\phi}{K_w}} \right]^{2.5} \quad (Ns/m^2) \quad (4-32)$$

式中:

μ_w : 水的粘性 (Ns/m^2)

$$K_w = \frac{1 - \phi_C}{1.187 \left(1 - \left(\frac{R}{\mu_{rel\max}} \right)^{0.4} \right)} \quad (4-33)$$

$$R = \frac{\mu_{water}}{\mu_{oil}} \quad (4-34)$$

μ_w : 水的粘性 (Ns/m^2)

水的粘性默认给出为温度 T_c 的函数 $^{\circ}C$,

0 - 20 $^{\circ}C$:

$$\mu_w = 10^{1301/(998.333+8.1855(T_c-20)+0.00585(T_c-20)^2)-1.30233} \cdot 10^{-3} \quad (Ns/m^2) \quad (4-35)$$

20-150 $^{\circ}C$: (严格的说, 公式在小于 100 $^{\circ}C$ 有效, 文中可取值到 150 $^{\circ}C$)

$$\mu_w = 1.002 \left(10^{(1.3272(20-T_c)-0.001053(T_c-20)^2)/(T+105)} \right) \cdot 10^{-3} \quad (Ns/m^2) \quad (4-36)$$

考虑 60 $^{\circ}C$ 油的粘性, 得到 R 为 0.42.

4.6 腐蚀管道的最大许用工作压力

4.6.1 按照 B31G 标准的腐蚀管道的最大许用工作压力

ASME B31G 标准里的最大允许设计压力计算如下:

$$P = \frac{2SMYS}{D} \bullet Ft \quad (4-37)$$

P 是最大允许设计压力

F 是设计系数, 通常取作 0.72

t 是管壁的最小厚度

最大许用工作压力必须小于等于最大允许设计压力, 如下方程式所示:

$$MAOP \leq P \quad (4-38)$$

使安全最大压力 P' 等于最大许用工作压力

对于腐蚀区域的安全最大压力级别可由以下方程式计算:

$$p' = 1.1p \left(\frac{1 - \frac{2}{3} \left(\frac{d}{t} \right)}{1 - \frac{2}{3} \left(\frac{d}{t\sqrt{A^2+1}} \right)} \right); \quad P' \leq P, \quad A \leq 4 \quad (4-39)$$

$$P' = 1.1P \left(1 - \frac{d}{t} \right); \quad P' \leq P, \quad A > 4 \quad (4-40)$$

$$A = 0.893 \left(\frac{L}{\sqrt{Dt}} \right) \quad (4-41)$$

4.6.2 按照 API 579 标准的腐蚀管道的最大许用工作压力

$$MAWP_r = MAWP \left(\frac{RSF}{RSF_a} \right) \quad RSF < RSF_a \quad (4-42)$$

$$MAWP_r = MAWP \quad RSF > RSF_a \quad (4-43)$$

式中:

$MAWP_r$ = 破坏区域所能承受的衰减后的最大允许工作压力

$MAWP$ = 非破坏区域所能承受的最大允许工作压力

RSF = 剩余强度系数, 其的计算取决于成分中的裂纹和破坏机制

RSF_a = 允许的剩余强度系数

评估等级 1

$d_{i,k}$ = 第 k 个凹坑堆, 第 i 个凹坑处管道的直径, 单位为 mm/in

$d_{j,k}$ = 第 k 个凹坑堆, 第 j 个凹坑处管道的直径, 单位为 mm/in

P_k = 第 k 个凹坑堆的跨距, 单位为 mm/in

$W_{i,k}$ = 第 k 个凹坑堆, 第 i 个凹坑的深度, 单位为 mm/in

$W_{j,k}$ = 第 k 个凹坑堆, 第 j 个凹坑深度, 单位为 mm/in

FCA = 估计的未来腐蚀余量, 单位为 mm/in

$$\overline{w_{i,k}} = w_{i,k} - (t - FCA - t_{\min}) \quad (4-44)$$

$$\overline{w_{j,k}} = w_{j,k} - (t - FCA - t_{\min}) \quad (4-45)$$

$$\overline{w_{avg,k}} = \frac{(\overline{w_{i,k}} + \overline{w_{j,k}})}{2} \quad (4-46)$$

$$d_{avg,k} = \frac{(d_{i,k} + d_{j,k})}{2} \quad (4-47)$$

$$d_{avg} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n d_{avg,k} \quad (4-48)$$

$$p_{avg} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n p_k \quad (4-49)$$

如果

$$\overline{w_{avg}} \leq 0, RSF = 1.0$$

$$RSF = \min \left[\left\{ 1.0 - \frac{\overline{w_{avg}}}{t_{\min}} + \frac{E_{avg} (t - FCA + \overline{w_{avg}} - t_{\min})}{t_{\min}} \right\}, 1.0 \right] \quad (4-50)$$

式中:

$$E_{avg} = \frac{\sqrt{3}}{2} \mu_{avg} \quad (4-51)$$

$$\mu_{avg} = \frac{P_{avg} - d_{avg}}{P_{avg}} \quad (4-52)$$

评估等级 2

单层分析

$$RSF_k = \min \left[\left\{ 1.0 - \frac{\overline{w_{avg,k}}}{t_{\min}} + \frac{E_{avg,k} (t - FCA + \overline{w_{avg,k}} - t_{\min})}{t_{\min}} \right\}, 1.0 \right] \quad (4-53)$$

式中:

$$E_{avg} = \min \left[\frac{\phi_k}{\sqrt{\psi_k}}, 1.0 \right] \quad (4-54)$$

$$\phi_k = \mu_{avg,k} \cdot \max \left[|\rho_{1,k}|, |\rho_{2,k}|, |\rho_{1,k} - \rho_{2,k}| \right] \quad (4-55)$$

$$\psi_k = (\cos^4 \theta_k + \sin^2 2\theta_k) (\rho_{1,k})^2 - \frac{3(\sin^2 2\theta_k) \rho_{1,k} \rho_{2,k}}{2} + (\sin^4 \theta_k + \sin^2 2\theta_k) (\rho_{2,k})^2 \quad (4-54)$$

$$\rho_{1,k} = \frac{\sigma_1}{\mu_{avg,k}} \quad (4-55)$$

$$\rho_{2,k} = \frac{\sigma_2}{\mu_{avg,k}} \quad (4-56)$$

$$\mu_{avg,k} = \frac{P_k - d_{avg,k}}{P_k} \quad (4-57)$$

多层分析

$$RSF_k = 1 - \sum_{l=1}^n \frac{t_l}{t} (1 - E_{avg,k}) \quad (4-58)$$

$$RSF = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n RSF_k \quad (4-59)$$

广泛分布的腐蚀斑点的评估一下面的程序将用来计算允许的由压力和额外的载荷导致的膜（轴向）、弯曲及剪切应力

LOSS =材料金属损失

σ_{ys} =屈服应力

$$t_{eq} = B(t - LOSS - FCA) \quad (4-60)$$

$$B = \min \left[\frac{RSF}{RSF_a} \cdot 1.0 \right] \quad (4-61)$$

对于受单一重力和重力加上温度扩散导致的最大截面纵向膜应力的计算如下：

$$D_f = D_0 - 2t_{eq} \quad (4-62)$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} (D_0^4 - D_f^4) \quad (4-63)$$

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_f^2) \quad (4-64)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} (D_0 - D_f)^2 \quad (4-65)$$

$$a = \frac{D_0}{2} \quad (4-66)$$

内部表面腐蚀斑点破坏：

$$D_f = D_i + 2t_{eq} \quad (4-67)$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} (D_f^4 - D_i^4) \quad (4-68)$$

$$A_m = \frac{\pi}{4}(D_f^2 - D_i^2) \quad (4-69)$$

$$A_t = \frac{\pi}{16}(D_f + D_i)^2 \quad (4-70)$$

$$a = \frac{D_f}{2} \quad (4-71)$$

式中

$$A_a = \frac{\pi}{4} D_i^2 \quad (4-73)$$

A_a = 管道内表面横截面积, 单位 mm² /in²

A_m = 管道金属横截面积, 单位 mm² /in²

D_f = 管道腐蚀斑点处修改后的直径, 单位 mm/in

I_x = 转动惯量, 单位 mm⁴ /in⁴

t_{eq} = 等效厚度, 单位 mm/in

$$\sigma_{im} = \frac{A_a}{A_m} (MAWP_r) + \frac{F}{A_m} + \frac{Ma}{I_x} \quad (4-74)$$

σ_{im} = 计算得到的受单一重力和重力加上温度扩散导致最大截面纵向膜应力。

评估等级 3

下面的程序主要用 MAWP 方法来计算存在腐蚀斑点的管道的剩余寿命:

$$w_f = w_c + PPR_{pit-depth} \cdot time \quad (4-75)$$

$$d_f = d_c + PPR_{pit-diameter} \cdot time \quad (4-76)$$

$PPR_{pit-depth}$ = 估计的斑点深度的变化速率

$PPR_{pit-diameter}$ = 估计的斑点处管道直径的变化率

w_c = 现在的斑点深度, 单位 mm/in

d_c = 现在的斑点处管道直径, 单位 mm/in

w_f = 估计的将来斑点深度, 单位 mm/in

d_f = 估计的斑点处管道直径, 单位 mm/in

4.6.3 按照 DNV RPF101 规范的腐蚀管道的最大许用工作压力

对于一个腐蚀缺陷的最大允许安全运转压力可以用下面这个经安全系数校正过的方程来计算:

$$P_{corr} = \gamma_m \cdot \frac{2t \cdot SMTS}{(D-t)} \cdot \frac{(1 - \gamma_d(d/t)^*)}{(1 - \frac{\gamma_d(d/t)^*}{Q})} \cdot H_1 \quad (4-77)$$

式中:

γ_m 和 γ_d 是局部安全系数, 可由表 4.3 和 4.4 取得

d 是缺陷深度

t 管壁厚度

D 钢管外径

$$Q = \sqrt{1 + 0.31 \left(\frac{l}{\sqrt{Dt}} \right)^2} \quad (4-78)$$

l 是缺陷长度

$$(d/t)^* = (d/t)_{meas} + \varepsilon_d StD(d/t) \quad (4-79)$$

ε_d 是安全系数可由表 4.3 取得

$StD(d/t)$ 是 d/t 变量的标准差

$$(d/t)_{meas} = \frac{1}{\gamma_d} \cdot \frac{(1 - p_{oper}/p_0)}{(1 - \frac{p_{oper}}{p_0})} - \varepsilon_d \cdot StD(d/t) \quad (4-80)$$

$H_1 = 1$, 针对管道只承受内部压力的情况。当它同时承受内部压力和纵向压力时, H_1 将通过下面的式子进行计算:

$$H_1 = \frac{1 + \frac{\sigma_L}{\xi_f A_r}}{1 - \frac{\gamma_m}{2\xi A_r} \frac{(1 - \gamma_d (d/t)^*)}{1 - \frac{\gamma_d (d/t)^*}{Q}}} \quad (4-81)$$

式中:

$$A_r = (1 - (d/t)_{meas} \theta) \quad (4-82)$$

θ 压力系数

f_u 等于额定最小拉张强度

ξ 局部安全系数, 它可以从表格 4.5 中取得

σ_L 是联合纵向应力, 它可以由下面的公式计算得到:

$$\sigma_L = \frac{Fx}{\pi(D-t)t} + \frac{4My}{\pi(D-t)^2 t} \quad (4-83)$$

Fx 是纵向力

My 垂向弯矩

表 4.3 局部安全系数 γ_m

检测方法	安全级数		
	低	正常	高
相对(如 MFL)	$\gamma_m = 0.79$	$\gamma_m = 0.74$	$\gamma_m = 0.70$
绝对(如 UT)	$\gamma_m = 0.82$	$\gamma_m = 0.77$	$\gamma_m = 0.72$

表 4.4 局部安全系数和分位点值

检测尺度精度, d/t的标准差	εd	安全级数		
		低	正常	高
(精确的t) 0.00	0.0	$\gamma d = 1.00$	$\gamma d = 1.00$	$\gamma d = 1.00$
0.04	0.0	$\gamma d = 1.16$	$\gamma d = 1.16$	$\gamma d = 1.16$
0.08	1.0	$\gamma d = 1.20$	$\gamma d = 1.28$	$\gamma d = 1.32$
0.16	2.0	$\gamma d = 1.20$	$\gamma d = 1.38$	$\gamma d = 1.58$

表 4.5 惯性系数 ξ

安全级数	惯性系数 ξ
低	$\xi = 0.90$
正常	$\xi = 0.85$
高	$\xi = 0.80$

4.6.4 按照 ABS 规范的腐蚀管道的最大许用工作压力

凡深度超过管壁厚度的 0.8 倍的缺陷必须被修整。对于不是具有很深深度的缺陷，ASME 规范 B31G 标准或者下面的标准可以用于计算存在单一腐蚀缺陷的管道或立管的最大许用工作压力：

$$MAOP \leq \eta \cdot p_{burst} = \eta \cdot 0.5(SMYS + SMTS) \left(\frac{2t}{D} \right) \frac{1 - \left(\frac{d}{t} \right)}{1 - \frac{d}{D}} \frac{1}{t \sqrt{1 + 0.8 \left(L / \sqrt{Dt} \right)^2}} \quad (4-85)$$

p_{burst} = 内部爆裂压力

d = 腐蚀缺陷的深度（不超过管壁厚度的 0.8 倍）

L = 腐蚀缺陷的程度

η = 安全系数，可以从表 4.6 取得

表 4.6 环向应力标准的安全系数

安全系数	安全级数		
	低	正常	高
η	0.76	0.72	0.63

4.6.5 最大许用弯矩

由于过多的联合压力、纵向力和弯矩,局部失稳可能发生。失效模式可能是局部屈服和局部失稳的联合作用。失效模式主要取决于直径与管壁厚度的比值(D/t), 载荷情况,和材料及几何形状的局部不完整性。这一节给出具有局部腐蚀缺陷的管道的最大许用弯矩的计算。这些方程式可用于 D/t 为 10 到 60 的管道,对于具有更大 D/t 比的管道,该弯矩标准必须得到相关研究机构的认可。

局部失稳的腐蚀管道的最大许用弯矩,同样适用于内部及外部压强的过载,能够通过下列公式计算。弯曲强度将由计算 1 和计算 2 得到,二者中较低值将作为最大允许设计弯矩。

局部失稳的最大许用弯矩能够通过以下公式计算:

$$M_{all} = \frac{\eta_{RM}}{\gamma_C} M_t \left[\frac{\delta_1 \sin(\psi) \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{\eta_{RP} P_t} \right)^2} + 0.5(1 - k_2) \sin(\beta) \left(\alpha \frac{p}{\eta_{RP} |P_t|} + \delta_2 \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{\eta_{RP} P_t} \right)^2} \right)}{0.5(1 - k_2) \sin(\beta) \left(\alpha \frac{p}{\eta_{RP} |P_t|} + \delta_2 \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{\eta_{RP} P_t} \right)^2} \right)} \right] \quad (4-86)$$

式中

相对于中和轴的角度能通过下式计算

$$\psi = \frac{\pi + \delta_3(1 - k_1)\beta}{2\delta_4} + \frac{\pi - (1 - k_1)\beta}{2\delta_5} \Delta, \quad \Delta = \frac{\left(\frac{\gamma_C F}{\eta_{RF} |F_t|} - \alpha \frac{p}{\eta_{RP} |P_t|} \right)}{\sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \left(\frac{p}{\eta_{RP} P_t} \right)^2}} \quad (4-87)$$

对于管道内壁的凹槽:

$$k_1 = \left(1 - \frac{d}{t} \right) \left(1 + \frac{d}{D} \right), \quad k_2 = \left(1 - \frac{d}{t} \right) \left(1 + \frac{d}{D} \right)^2 \quad (4-88)$$

对于管道外壁的凹槽:

$$k_1 = \left(1 - \frac{d}{t} \right) \left(1 - \frac{d}{D} \right), \quad k_2 = \left(1 - \frac{d}{t} \right) \left(1 - \frac{d}{D} \right)^2 \quad (4-89)$$

强度各向异性系数可通过下式计算:

$$\alpha = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left| \frac{p_\ell}{F_\ell} \right| \quad (4-90)$$

对于极大压力或受轴向拉力的情况,建议这个系数通过有限元来计算。

计算 1:

如果 $\beta \leq \frac{(1-\Delta)\pi}{(1+k_1)-(1-k_1)\Delta}$

那么 $\delta_1 = 1, \delta_2 = -1, \delta_3 = 1, \delta_4 = 1, \delta_5 = -1$

否则 $\delta_1 = k_2, \delta_2 = 1, \delta_3 = -1, \delta_4 = k_1, \delta_5 = -k_1$

计算 2:

如果 $\beta \leq \frac{(1+\Delta)\pi}{(1+k_1)+(1-k_1)\Delta}$

那么 $\delta_1 = -1, \delta_2 = 1, \delta_3 = 1, \delta_4 = 1, \delta_5 = 1$

否则 $\delta_1 = -k_2, \delta_2 = -1, \delta_3 = -1, \delta_4 = k_1, \delta_5 = k_1$

式中

MAll = 允许弯矩

p = 作用于管道上的压力

F = 作用于管道上的纵向力

D = 平均直径

t = 管壁厚度

d = 缺陷深度

ψ = 弯曲平面相对于中和轴的角度

ki = 常量

α = 强度各向异性系数

β = 缺陷板宽

δ_i = 常量

γ_c = 环境载荷系数

η_R = 强度安全系数, 可以从表 4.2 取得

纯弯曲时的抗弯能力可通过以下式子计算:

$$M_\ell = \left(1.05 - 0.0015 \cdot \frac{D}{t} \right) \cdot SMYS \cdot D^2 \cdot t \quad (4-91)$$

D = 平均直径

t = 管壁厚度

纵向力的计算如下:

$$F_{\ell} = 0.5(SMYS + SMTS)(\pi - (1 - k_1)\beta)Dt \quad (4-92)$$

t = 管壁厚度

β = 腐蚀缺陷角度的一半

压力 p_{ℓ} 是外部过载情况下的压力等于管道坍塌压力, 可通过下式计算:

$$p_{\ell}^3 - p_{\ell}p_{\ell}^2 - \left[p_p^2 + p_{\ell}p_p f_0 \left(\frac{D}{t_{cor}} \right) \right] p_{\ell} + p_{\ell}p_p^2 = 0 \quad (4-93)$$

式中

$$p_{\ell} = \frac{2E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{t_{cor}}{D} \right)^3$$

$$p_p = \eta_{fab} SMYS \frac{2t_{cor}}{D}$$

t_{cor} = 考虑计算模型的缺陷导致的衰减系数的最小管壁厚度

f_0 = 初始不圆度, $(D_{max} - D_{min})/D$

η_{fab} = 给定的制造系数

对于内部过载情况, 压力 p_{ℓ} 等于爆裂压强, 其可通过下式计算:

$$p_{\ell} = 0.5(SMYS + SMTS) \left(\frac{2t}{D} \right) \frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - \frac{d}{t \sqrt{1 + 0.8(L/\sqrt{Dt})^2}}} \quad (4-94)$$

式中

D = 平均直径

t = 测量的管壁厚度

d = 腐蚀缺陷的深度, 不超过 $0.8 \times t$

L = 测量到的腐蚀深度

4.7 弯矩计算例子

单一缺陷评估

例子 1

这个例子用于估计内压作用下的孤立的腐蚀缺陷

内部压力等于 0

尺度和材料性质如下:

外部直径	$D = 219\text{mm}$
管壁厚度	$t = 14.5\text{mm}$
额定最小拉张强度	$SMTS = 455\text{N/mm}^2(\text{X52})$
额定最小屈服应力	$SMYS = 358\text{N/mm}^2(\text{X52})$
缺陷长度(最大)	$L = 200\text{mm}$
缺陷深度(最大)	$d = 62\% \text{ 的壁厚}$
缺陷宽度(最大)	$(2 \times \beta) = 26$

局部安全系数如下所示:

$$\gamma_c = 1 \quad \eta_{RP} = 0.95$$

$$\eta_{RF} = 0.90 \quad \eta_{RM} = 0.80$$

1.1 初步计算

对于内部腐蚀情况:

$$K_1 = 1 - \left(1 - \frac{d}{t}\right) \left(1 + \frac{d}{2r}\right) = 0.604$$

$$K_2 = 1 - \left(1 - \frac{d}{t}\right) \left(1 + \frac{d}{2r}\right)^2 = 0.588$$

$$K_3 = 1 - K_1 = 0.396$$

$$K_4 = 1 - K_2 = 0.412$$

内部过载情况下的极限压强:

$$p_i = 0.5(SMYS + SMTS) \frac{2t}{D} \frac{1 - \frac{d}{t}}{1 - \frac{d}{t \sqrt{1 + 0.8 \left(\frac{L}{\sqrt{Dt}}\right)^2}}} = 25.1\text{N/mm}^2$$

典型内部压力

$$P = 0\text{N/mm}^2$$

轴向力(含压力与拉力):

$$F_l = 0.5(SMYS + SMTS)(\pi - (1 - K_1)\beta)Dt = 3.94 \times 10^6 N$$

典型轴向力

$$F = 0N$$

极限弯矩:

$$M_{C(F=0, P=0)} = \left(1.05 - 0.0015 \cdot \frac{D}{t}\right) \cdot SMYS \cdot D^2 \cdot t = 0.256 MNm$$

强度各向异性系数:

$$\alpha = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left| \frac{P_l}{F_l} \right| = 0.277$$

内部过载情况下的特有的极限弯矩 MC 是下列两种情况的较小者:
计算过程中用到的参数计算如下:

$$M_p = 0.5D^2 \cdot t \cdot SMYS = 0.124 MNm$$

$$F_Y = (\pi - K_1\beta) \cdot D \cdot t \cdot \sigma_Y = 3.42 \times 10^6 N$$

$$\sigma_\theta = P \frac{D+d}{2(t-d)} = 0bar$$

1.2. 受压缩管道腐蚀区域的极限弯矩

$$\psi_1 = \frac{\pi + K_1\beta}{2} - \frac{\gamma_F \gamma_C (\pi - K_1\beta) \left(\frac{F}{F_Y} - \frac{1}{2} \frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y} \right)}{2 \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y} \right)^2}} = 1.64$$

$$\psi_2 = \frac{\pi - K_1\beta}{2K_3} - \frac{\gamma_F \gamma_C (\pi - K_1\beta) \left(\frac{F}{F_Y} - \frac{1}{2} \frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y} \right)}{2K_3 \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_Y} \right)^2}} = 3.8$$

$$\beta = 0.229$$

因此

$$\psi_2 \geq \psi_1 \geq \beta$$

$$M_C = M_p \left[K_2 \sin(\beta) \left(\frac{1}{2} \right) \left(\frac{1}{2} \frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} - \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} \right)^2} \right) + 2 \sin(\psi_1) \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} \right)^2} \right]$$

$$= 0.232 \text{ MNm}$$

1.3. 拉伸管道腐蚀区域的极限弯矩:

$$\psi_1 = \frac{\pi + K_1 \beta}{2} + \frac{\gamma_F \gamma_C (\pi - K_1 \beta) \left(\frac{F}{F_Y} - \frac{1}{2} \frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} \right)}{2 \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} \right)^2}} = 1.64$$

$$\psi_2 = \frac{\pi - K_1 \beta}{2 K_3} + \frac{\gamma_F \gamma_C (\pi - K_1 \beta) \left(\frac{F}{F_Y} - \frac{1}{2} \frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} \right)}{2 K_3 \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} \right)^2}} = 3.8$$

$$\beta = 0.229$$

因此 $\psi_2 \geq \psi_1 \geq \beta$

$$M_C = M_p \left[K_2 \sin(\beta) \left(\frac{1}{2} \frac{\sigma_\theta}{\sigma_{fail}} + \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} \right)^2} \right) - 2 \sin(\psi_1) \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_y} \right)^2} \right]$$

$$= 0.232 \text{ MNm}$$

表 4.7 不同计算方法结果比较

	推荐公式计算结果	规范计算结果平均值
极限弯矩	0.255 MNm	0.215 MNm
极限纵向力	3.94 MN	3.62 MN
极限压力	251.4 Bar	257.9 Bar
允许的弯矩 情况 1 和 2	0.232 MNm	0.201 MNm
允许的弯矩 情况 3 和 4	0.232 MNm	0.201 MNm

4.8 本章小结

表 4.7 计算的压缩和拉伸的最低弯矩将作为管道局部失稳和压溃的最大许用弯矩。因此在这个例子里局部失稳的最大许用弯矩是 0.232MNm 。

通过程序计算得到的不同规范最大许用弯矩平均值是 0.201MNm ，结果可以发结果吻合较好。总的来说，当内部压力等于 0 和典型轴向力等于 0 时，弯矩能力十分近似于极限弯矩。因此推荐计算公式和规范计算的结果的平均值十分相似。

第 5 章 适用性分析

5.1 概述

适用性分析是一个包含三个技术领域——检测，材料和制造等多学科任务。适用性分析应用解析的方法对设备的缺陷进行评估以决定该设备是否可继续运转到我们所需要的时期的最后，如下次关闭的时期，未来特殊的日子，甚至该设备的设计周期末。

需要进行适用性分析的理由如下：

1. 管道可能包含很多缺陷，如腐蚀，局部薄壁，裂纹。
2. 管道不符合设计标准。
3. 管道运转的环境情况比预计的设计状况要差。
4. 管道运转时间超过设计寿命。

适用性分析的主要工作如下：

1. 计算管道剩余使用寿命。
2. 管道阴极保护系统升级所需要的任何条件。
3. 确定每个腐蚀缺陷所能包含的压力容量。
4. 确定腐蚀速率。
5. 确定每个缺陷的位置（这些缺陷会对管道的所能承受的最大压力造成威胁）。
6. 确定现阶段管道压力容量。
7. 管道在海底上的稳定性分析。
8. 确定使用期超过设计寿命时管道所能承受的最大许用压力。
9. 确定管道每个腐蚀缺陷的与其最大许用压力所对应的压力容量（含内压和外压）。
10. 确定每个超过最大允许长度的自由悬跨梁的确切位置，以便对其进行更深层次的研究。
11. 外部腐蚀保护的计算，该评估主要根据 DNV-RP-B401 规范。
12. 自由跨度梁和在海底上的稳定性将分别通过 DNV RP F 105 和 DNV RP E 305 进行校核。

适用性分析的主要贡献如下：

决定设备的运转、改变、修理、检测或替代设备检测的时间间隔

怎么去做适用性分析？

我们必须考虑三种情况：内部腐蚀情况、外部腐蚀情况、自由悬跨梁或海底稳定性情况。

5.2 内部腐蚀模型

内部腐蚀的原因主要有：

1. 酸性气体，如 CO_2 或 H_2S
2. 溶解于水
3. 微生物腐蚀

对于 CO_2 腐蚀：在工业界又被称为甜性腐蚀，在这里我们将根据 Shell de Waard 的方法和 NORSOK 方法中的半经验的公式来计算腐蚀速率。 CO_2 腐蚀的有效控制是通过内部抑制膜的形成来实现的。

对于 H_2S 腐蚀：又被称为酸性腐蚀，它将引起氢泡、氢致开裂、硫化应力腐蚀裂纹和应力开裂等。抗酸物质的采用可减少 H_2S 腐蚀。

5.3 外部腐蚀模型

水下结构比如管道对腐蚀是很敏感的。对于裸露的钢管的外部腐蚀速率可以达到 0.1-0.2 mm/year。水下管道以外保护层作为防腐的主要手段，同时以阴极保护来作为它的辅助保护手段用以弥补保护层出现的缺陷。

缺陷的原因通常有：

1. 高阳极利用率
2. 阳极破坏
3. 电阻系数的变化
4. 变压器和整流器的不搭配
5. 使用周期的延长

阴极保护是通过牺牲阳极来达到的。阴极保护设计确切的说是阳极设计能够应用在这里。由于通过阳极的阴极保护的修理和替换成本很高，阳极设计周期必须大于管道的设计周期。

阳极设计是通过比较设计的电流容量和实际电流需求来达到的。

5.4 自由跨度梁模型

自由跨度梁的分析在这里只是初步的估计。因此该分析主要通过计算衰减速度、稳定性参数和 KC 参数来校核洗涡导致的振动是否发生。当结果为振动发生时，更详细的分析即疲劳分析或自由跨度梁的缓解将被进行。

自由跨度梁的产生的原因有：

1. 不规则的海床
2. 水动力的海床
3. 横越或交叉

洗涡导致的振动发生可能导致疲劳失效。该自由跨度梁的破坏能够通过

提供支持或掩埋来抑制。

5.5 缺陷评估

缺陷评估是为了防止整个运作过程中可能发生的失效情况。管道缺陷适用性评估不能保证管道本身的整体性。它涉及管道设计、运转、检测、管理和维护。

典型的缺陷类型如下：

1. 金属损失
2. 凹陷
3. 沟槽
4. 凹陷和沟槽
5. 裂纹
6. 迭层
7. 其他，如自由跨度梁、稳定性等

腐蚀管道的整体性计算有很多方法。许多研究的应用导致现有的计算程序的改进。计算机的程序或工具的改进已经提供了很多可以得到更加精确的方法。

这些计算方法能够被分成 5 种类型：

确定性方法——基于 B31G, DNV RP F101 等规范的方法

定量计算方法——断裂力学的方法

数值计算方法——有限元分析

试验方法——全尺度的爆裂试验

概率论方法——结构可靠性和风险评估

管道缺陷评估手册大体遵循针对每个缺陷类型和评估方法的格式：

缺陷类型的简单解释

一个描述尺度的图是相对于管道轴线的缺陷方向

简要的用于凸显存在特殊影响的问题的注意点

一个用于概括缺陷评估的流程

需要的用于评估缺陷的最少信息

评估方法

方法适用范围、背景以及特殊的限定范围

一个适当估计不确定性系数的方法

参照国内或国际的规范、标准的参考资料

5.6 腐蚀缺陷的适用性评估

初始评估将从管道设计运转数据的回顾开始。除了这个回顾还得考虑管道运转的历史数据、管道设计数据和实际管道检测数据。

有效检测数据将通过确定的检测方法、检测精度、检测公差来鉴定。每个缺陷涉及尺寸、测量方法必须被确定。这项工作一旦完成，每个缺陷将被赋予与各自几何参数有关的公差。

接着每个缺陷的能力按照 DNV RP-F101 规范里的程序进行评估。在这些规范里，缺陷间的交互影响也应予以适当的考虑，以解释以下因素：

缺陷在管壁上的环向位置

相邻缺陷的轴向间距

内部和外部缺陷

每个缺陷的长度

缺陷深度

缺陷宽度

细化的适用性分析阶段包括：

校核爆裂边界条件（允许的与最大的内部工作压力的对比）

校核压溃边界条件（允许的与最大外部工作压力的对比，弯矩，轴向载荷）

校核剩余使用寿命期内的剩余腐蚀余量是否足够

腐蚀缺陷检测

更新的检测维修程序

计算出来的缺陷管道的剩余强度将与现有的最大许用压力（可是用户定义的）进行对比。最大许用压力是否可能被任何一个缺陷威胁，降级后的对于每个缺陷的最大许用压力将被计算出来记录在这个报告里。

在腐蚀研究的基础上，缺陷长度、宽度、深度将被估计出来。这些估计将提供内部检测日程安排的基础。对于腐蚀缺陷的增长（见 4.3），对于内部可视缺陷的敏感性研究将被执行，因为有些检测数据的有效性。计算出来的内部局部和均匀腐蚀速率将反应可视化缺陷的未来走向。

第6章 管道的风险管理

6.1 概述

管道是能源输送较安全、经济的一种运输方式,与公路、铁路等其它运输方式相比,管道的失效概率较小。但由于管道服役条件恶劣,随着管道的老化,管道的失效事故是不可避免的。而且,管道输送的介质大多具有易燃、易爆和有毒的特性,一旦发生管道事故,人身安全、环境都会受到严重危害,并造成巨大的经济损失。虽然管道公司在设计、施工和运行期间严格遵守各种规范,采取各种技术手段防止了大量事故的发生,但仍然存在许多无法预料事故风险威胁着管道的安全。对管道进行风险管理的目的就是识别和确定管道存在的种种风险,将有限的资金合理有效地应用到管道的维护和管理活动中,降低管道事故发生的频率和损失的严重程度,以使管道的安全状态保持在一个可接受的风险水平,从而满足政府、公众和自身的安全需要。危险源、暴露和后果是风险的3个要素:①危险一般由于能量或毒物释放失去控制而引起,因此要先确定危险源。②环境、人员及其它生态环境、建筑物等暴露于危险区域的程度。③危险一旦发生,其造成的损失。这3个要素也称为风险链。

危险的定义是可能产生潜在损失的征兆。危险是风险的前提,没有危险就无所谓风险。风险由两部分组成:①危险事件出现的概率,即失效可能性 F 。②一旦危险出现,其后果严重程度和损失的大小,即失效后果 C ,失效后果主要有经济损失、人员伤亡及环境破坏。对于在役压力管道系统,其风险应是各种可能失效情况风险的总和。因此,风险定义为失效后果 C 和失效可能性 F 的乘积即:

$$R_s = C_s \cdot F_s \quad (6-1)$$

式中,下标 S 为事件编号。

危险是客观存在的,也是无法改变的,而风险却在很大程度上随着人们的意志而改变,即按照人们的意志可以减小危险出现或事故发生的概率和一旦出现危险,由于改进防范措施从而改变损失的程度。

管道的风险管理是一个连续不断的改进过程,它包括管道风险和完整性管理两个方面,涵盖了风险评价(分析)、风险控制和决策支持、效能测试和响应三大内容。其工作流程见图6.1。

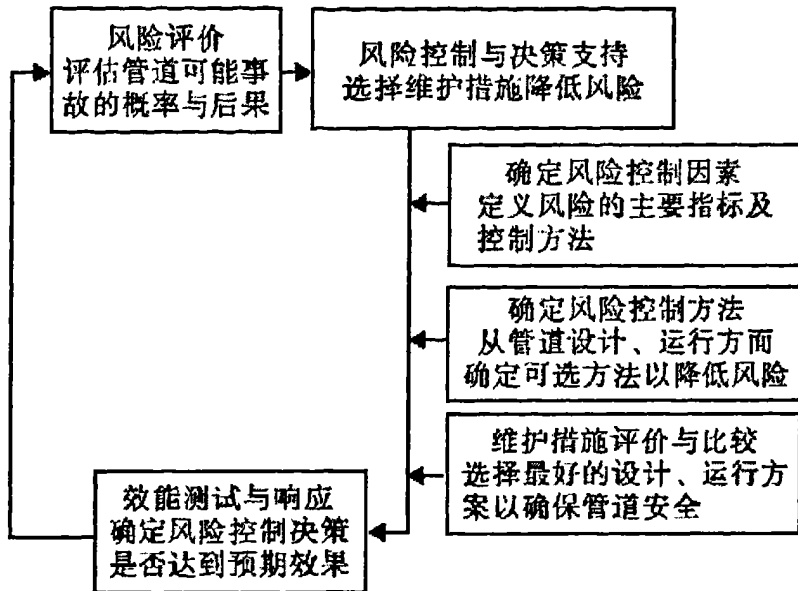


图 6.1 管道风险管理流程

6.2 管道的风险评价

6.2.1 管道风险评价的方法和原理

风险评价是管道风险管理过程中最为关键的第一步，同时也是一个连续循环的过程。通过对管道进行风险评价可以确定可能影响管道完整性的不利事件或条件，同时确定其发生的可能性，以及管道事故后果的性质及危害程度。管道风险评价的最终目标是识别出对管道完整性影响最大的风险因素，以便使管道公司采取有效的、优先的事故预防、检测、减缓措施来降低风险，保证管道的安全运行。

对于管道风险的评估，有定性评价、半定量评价和定量评价三种方法。定性评价方法相对简单，易使用，但主观性较强，评价结果的精确性和可信度有限。而定量风险评价技术则利用概率结构力学、有限元法、断裂力学、可靠性与维修技术和各种强度理论，并需要大量的管道信息数据的支持，是一种最为精确也是最复杂的风险评价方法，为风险评价的高级阶段。在具体应用时，可根据以下三方面因素确定采用的风险评价方法：风险评价的目的；

问题的复杂性和现有管道信息数据的水平；风险评价的成本费用。

早期风险评价采用手工分类统计法。如Battelle公司列举了化学工业常用评价方法为列表检查；安全审查；相对等级划分；估计危险性分析；假设事故和危险性的分析；危险性和可操作性分析；事故模式、效率和临界指标分析；差错树分析；事件树分析；事故原因及后果分析；人为差错分析共11种。80年代末，引入现代数学方法，建立了各种独立的风险理论和方法，主要有：

(1) 目标事件法(Subject Matter Experts)：根据经验和文献信息对每个管段指定其事故概率和后果

值，并计算其相对风险值，该法技术简单，数据要求少，但带较强主观性；

(2) 相对评估法(Relative Assessments)：根据已知危害的风险模型，计算不同管段的风险指标值，该法需要较多管道专业知识和较丰富基础数据；

(3) 场景分析法(Scenario Assessments)：建立某一事件的事件树(Event-Trees)、决策树(Decision Trees)、故障树(Fault trees)等结构，并确定其风险值；

(4) 概率评估法(Probabilistic Assessments)：以触发管道失效事故的一系列事件概率为基础(这些孤立事件可能是并立的或串联发生的)；或以管道失效的历史数据为基础，如：以管道历年穿孔、泄漏数量和历年维修、更换数量为基础，按概率理论确定其风险概率。

6.2.2 管道风险评价特征

(1) 假设各事件均有独立性(按独立事件的概率计算)；

(2) 按最差情况考虑(水桶理论)；

(3) 评价结果只具相对意义；

(4) 带有主观色彩，如：取决专家群的选择。

(5) 受公众社会和道德观念影响，尤其在后果严重性评价中。

6.2.3 管道风险评价目标和步骤

完整的风险评价回答3个问题：哪些因素造成管道失效？这些事故发生概率有多大？事故后果严重性有多大？具体说，应具备以下基本功能：

- (1) 确定造成管道失效的危险性类型;
- (2) 评价对应这种危险的管道失效概率和其后果严重性;
- (3) 提出允许的风险等级, 确定高风险管段的性质和部位;
- (4) 提出检验评价结果和降低风险的维修、预防措施;
- (5) 具备数据更新、反馈功能, 可进行周期性再评价。

管道风险评价步骤为:

- (1) 对被评价管道进行分段;
- (2) 研究导致每个管段失效的各种可能因素;
- (3) 确定每个管段的主要失效因素;
- (4) 采集和测量数据;
- (5) 风险分析得到失效概率和后果严重性指标, 计算相应风险值(等级);
- (6) 维护、更新(建立模型、风险识别、更新数据、改进模型和再评价)。

6.3 管道风险的控制

风险控制就是确立接受风险标准, 以标准来衡量管道风险是否可以接受。国外建立的风险可接受标准通常以个体风险、社会风险及与安全有关的环境损失三种形式给出。个体风险表示的是当危险发生时所引起的位于管道附近的某一点的个体死亡率, 该风险依赖于危险发生点的地理位置, 与人是否存在于该点无关。社会风险表示的是在某一给定地区, 当危险发生时所造成的死亡人数与管道失效概率之间的关系。环境损失与损害的严重程度有关, 主要考虑损害持续的时间、清理费用和损害的可逆性。欧洲一些国家针对环境风险制定了相应的环境风险可接受标准。可接受风险标准是由相关专业的专家和管道公司所有者(或股东)、运行操作人员及制定规章的国家机构在符合国家法律和行业规范的要求下制定的。

由于各国的管道系统状况、管理水平及对管道安全的要求存在差异, 所以各个国家制定的管道风险可接受标准有所不同。许多国家(如英、美等国)都采用数字式的标准来判定风险是否可以接受。这种形式的标准一般有一个容许上限和一个可忽略下限, 在容许上限以上的风险值是不能接受的, 风险值在可忽略下限以下为可接受风险。对于风险值位于上、下限之间的区域的风险, 应对维护措施进行成本效益分析, 若采取的维护措施的成本小于取得

的效益，则采取措施进行维护，否则，不予维护。

6.4 风险管理的效能测试与响应

采取维护措施后，还需对实施结果进行检测，以明确管道安全的改进程度。管道风险管理的效能测试分为以下几个部分：

(1) 过程或行为测试

过程或地为测试可用于评价预防或维护活动，以确定管道管理者执行风险管理程序的各个部分时的效果。

(2) 运行测试

运行测试包括分析管道系统对风险管理程序响应结果的运行和维修趋势测试。

(3) 直接完整性测试

直接完整性测试包括对管道泄漏、破裂、损伤和致命事故的测试。管道风险管理程序应是不断改进的，应利用效能测试和审核的结果对其进行修改。除了以上测试外，还可采用内外审核结果来评价风险管理程序的有效性。

6.5 本章小结

目前，国外管道风险管理技术已经发展的很成熟，并依据各国制定的管道风险评价标准，将理论成果成功地应用于管道的安全维护。国内近几年在管道风险评价技术的研究方面逐渐有所发展，但在风险评价技术标准的制定方面依然很落后。我国应研究并借鉴国外管道风险评价标准的制定方法和原则的基础上，结合国内油气管道的实际情况，制定出符合国内管道情况的风险评价技术标准，加快国内管道风险评价技术从研究阶段到应用阶段的转化。

结 论

管道完整性管理就是为了降低事故发生的可能性以及事故产生的后果而进行的不断评估和降低管道风险的过程,是指对所有影响管道完整性的因素进行综合的、一体化的管理,这是一个与时俱进的连续的过程。管道完整性管理与管道的设计、施工、运行、维护、检修和管理的各个过程密切相关。

本文对海底管道的部分相关内容进行了讨论,对海底管道的悬跨和涡激振动(VIV)进行初步的探讨,对腐蚀管道的剩余强度进行分析归纳,对凹损管道的剩余强度进行公式的计算推导,并且编制简单易用的相关程序,文章也对适用性分析和风险管理做了简单介绍。

通过以上工作,初步得出下述结论:

1. 海底管道应选则合适的悬跨长度,尽可能避免涡激振动(VIV),可以根据有关理论通过编制 MATHCAD 程序,进行初步判别。
2. 对于凹损管道当有外压施加时,管道的剩余强度下降显著,外压作用,并且凹损在受压一侧时, β 应小于 $\pi/6$ (或 $D_d/D \leq 6\%$),外压作用时,凹损长度对剩余强度的影响情况还需进一步研究。
3. 有腐蚀缺陷的管道内压为 0,纵向载荷为 0 时,弯矩能力接近极限弯矩,因此推荐计算公式和规范计算的结果的平均值吻合较好。
4. 用综合分析的方法进行检测,评价,维修对管道完整性管理极其重要。
5. 适用性分析是完整性管道的新的 主要组成部分,应予以关注。
6. 如果风险评估应用得当,它可以帮助运营者快速准确鉴别风险,保证运营者及时采取措施降低风险。
7. 我国应加强管道完整性研究工作,起草更多合理,实用的法规规范,进行人员培训。

参考文献

- [1] ASME(2001), Managing System Integrity of Gas Pipeines, ASME B31.8S
- [2] API(2001), Managing System Integrity for Hazardous Liquid Pipelines, API 1160
- [3] ABS (2001), "Guide for Building and Classing Subsea Pipelines and Risers", American Bureau of Shipping., March 2001
- [4] ASME (1996), "B31G - Manual for Assessing Remaining Strength of Corroded Pipes", American Society of Mechanical Engineers
- [5] API(1999) "Recommended Practice for Fitness-For-Service and Continued Operation of Equipment" API 579
- [6] API(1999) "Design, Construction, Operation, and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines (Limit State Design)", July, API
- [7] DNV(1981), "Rules for Submarine Pipelines", Det Norske Veritas
- [8] DNV(2004), "Recommended Practice DNV-RP-F101 Corroded Pipelines", Det Norske Veritas
- [9] Kiefner, J. F. and Vieth, P. H., (1990) "New Method Corrects Criterion for Evaluating Corroded Pipe", Oil & Gas Journal.
- [10] Edwards, J.D., Sydberger, T. and Mørk, K.J. (1996) "Reliability based design of CO₂ -corrosion control", CORROSION/96, paper no.29
- [11] ISO/DIS 13623(1997) "Petroleum and Natural Gas Industries; Pipeline Transportation Systems", International Standard Organisation
- [12] Nødland, S., Hovdan, H. and Bai, Y. (1997) "Use of Reliability Methods to Assess the Benefit of Corrosion Allowance", EUROCORR '97, Trondheim, Norway. September 1997. 22-25P
- [13] Sotberg, T., Moan, T., Bruschi R., Jiao, G. and Mørk, K.J., (1997) "The SUPERB Project: Recommended Target Safety Levels for Limit State Based Design of Offshore Pipelines", Proc. of OMAE'97
- [14] Dugstad, A., Lunde, L., and Videm, K.(1994) "Parametric study of CO₂ corrosion of carbon steel" Corrosion
- [15] Galambos, T.V. (1988) "Guide to Stability Design Criteria for Metal Structures", John Wiley & Sons, Inc. 502-508P

- [16] Gunaltun, Y.M.(1996) "Combine Research and Field Data for Corrosion Rate Prediction," Corrosion, Paper No. 27
- [17] deWaard, C., Lotz, U. and Dugstad A. (1995) "Influence of liquid flow velocity on CO₂ corrosion: a semi-empirical model", CORROSION/95, paper no. 128
- [18] Hopkins, P. and Jones, D. G., (1992) "A Study of the Behaviour of Long and Complexshaped Corrosion in Transmission Pipelines", Proceedings of OMAE'92
- [19] Kiefner, J. F. and Vieth, P. H., (1990) "New Method Corrects Criterion for Evaluating Corroded Pipe", Oil & Gas Journal
- [20] Sotberg, T. and Leira, B. J., (1994) "Reliability-based Pipeline Design and Code Calibration", Proceedings of 13th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering
- [21] H.S. Choi, J.G. Bomba "Acceptance criteria of defects in undersea pipeline using internal inspection", Ocean Engineering 30 (2003) 1613-162P
- [22] G. M. Khazhinskii, "Approximate Evaluation of Stress in Dents of Cylindrical Shells" Chemical and Petroleum Engineering, 2005, Vol. 41, Nos. 3-4P
- [23] Daniel C. Brooker, "Denting of pressurised pipelines under localised radial loading", International Journal of Mechanical Sciences 46 (2004) 1783 - 1805
- [24] 翁永基. 腐蚀管道安全管理体系. 油气储运. 2003, 22(6)1~13 页
- [25] 翁永基. 腐蚀管道安全管理体系 II. 风险评价.防腐保温技术. 004 年第 12 卷第 3 期
- [26] 李贵庭. 管道完整性管理中的风险控制. 油气地面工程.第 25 卷第 4 期 (2006.4)
- [27] 杨永,贺小刚. 外腐蚀直接评价方法的相关探讨. 管道技术设备. 2006 年第 2 期
- [28] 李鹤林,赵新伟,吉玲康. 油气管道失效分析与完整性管理.油气储运. 2005,24(增刊) 1~7 页
- [29] 杨祖佩,王维斌. 油气管道完整性管理体系研究进展. 油气储运.2006, 25(8)7~11 页
- [30] 伍颖,张鹏等. 影响含有凹痕管道运行寿命的因素研究. 管道技术与设备. 2006 No.4

攻读硕士学位期间发表的论文和取得的科研成果

- [1] 乔红东, 白勇, 聂武, 吕莉. Bending Moment Capacity of Dented Pipes Under Longitudinal Force and Pressure 黑龙江省造船工程学会 2007 年学术年会论文集, 2007. (已发表)
- [2] 吕莉, 白勇, 聂武, 乔红东. PROGRESS OF OCEAN DRILLING SYSTEM. 黑龙江造船工程学会 2007 年学术年会论文集, 2007(已发表)
- [3] 海洋立管法兰结构强度设计与有限元分析 (待发表)

致 谢

本文自始至终是在导师聂武教授和白勇教授的悉心关怀和精心指导下完成的。从选题、撰写直至最后的完成，每一步无不渗透着聂老师和白勇教授的大量心血。聂老师严谨治学的态度、孜孜不倦的求知精神和丰富渊博的专业知识给学生留下了深刻的印象。白勇教授在百忙抽出宝贵时间给我解答疑难问题，在我遇到困难，困惑无助的时候，白教授总是不断给我加油鼓励，是我学习和生活上的良师益友。

感谢对在我的论文工作期间给我很大帮助的师弟许良彪，邵辉。

任宪刚，潘小兵，梁超，白雪平也给我不少好的建议。

另外，余运玖，柏旭，边栋鑫，白淑华，张方元等也给我不少帮助。

最后感谢我的家人，是他们的理解、无私奉献，帮助我克服各种困难，论文撰写的全过程都有他们的大力支持。

论文中引用了不少参考文献，对这些文献的作者同时表示衷心的感谢。