

摘 要

管道是现行的五大运输工具之一，其在运送液体、气体等方面具有特殊的优势，尤其在石油化工及天然气等产业中具有不可替代的作用。随着管道事故的大量增加，对管道的安全性能的损伤检测成为目前的热点课题。对管道进行实时监测和诊断成为管道无损检测技术应用中的一个重要方面。目前用于工业管道和海洋平台结构等管道系统的无损检测技术主要有漏磁场检测技术、超声检测技术、交流磁场检测技术、涡流检测技术、射线检测技术和声发射技术等。这些常规检测技术的特点是必须对被检对象进行逐点扫描、检测速度慢、效率低、费用昂贵等。利用振动模态检测方法能够大量快速地对在用工业管道进行检测，是管道检测的一种新的研究方向。本文研究了利用振动模态参数进行管道结构的腐蚀损伤识别的定位及定量的方法。其主要内容如下：

第一章主要介绍了本研究的背景及意义，讨论了振动特性损伤识别的背景及现状，给出了本文的主要研究内容。

第二章本章主要介绍振动模型的建立及模态分析理论及模态试验测试的基本知识及管道模态试验步骤。

第三章根据 Kim 和 Stubbs 提出的指标法，计算了几种模态与频率的损伤指标，即特征参数损伤识别指标及刚度敏感度模态指标，通过对梁型管道数值模与试验验证来判断这几种损伤指标的定位的有效性。数值模拟表明，特征参数损伤识别指标仅能识别单一损伤单元，对于多损伤情况该方法不能准确判断。而刚度敏感度指标对单一及多损伤管道较理想定位。试验验证表明，特征参数损伤识别指标识别结果很不理想，但刚度敏感度指标对缺陷较大的管道能有效识别，但对于缺陷较小的损伤则判断困难。

第四章基于上模态振动分析理论基础上，针对管道腐蚀灾变形成的缺陷，提出了应变敏感度比的概念，建立了应变敏感度比检测方法。首先测得管道结构的频率及位移模态，再利用模态叠加法求出应变模态，并建立了腐蚀管道的定位检测判据。其次进行数值模拟，验算该检测判据的可行性及精度，结果表明该方法简便实用。最后制备不同缺陷的管道，应用应变敏感度比法检测判断缺陷位置，结果表明，检测位置与实际损伤位置完全一致。通过实测和数值算例证明了只测试损伤及未损伤结构的低阶模态参量，便可对管道结构进行有效的检测，而低阶参量是相对简单易测，从而使该方法应用于工程实际更显便利。

第五章提出正交条件敏感度法，通过管道损伤的数值模拟对该方法进行验证，结果表明该方法利用低阶频率及模态值对管道损伤能够准确确定腐蚀损伤位置及损伤程度，这为管道腐蚀损伤检测提供了有利的理论保障。真实管道试验测试也表明只需要测得结构的

低阶模态频率和模态向量，通过模态修正及正交条件敏度法算出损伤参数指标，对管道腐蚀损伤能够准确判定损伤位置和损伤程度。通过理论模拟及实验验证表明，把正交条件敏度法应用于损伤管道检测是一种方便简单的有效方法。

第六章本章提出了管道损伤缺陷尺寸检测方法，这一方法从断裂力学角度出发，建立了缺陷尺寸计算表达式，从而可评定损伤尺寸大小，经过理论模拟及试验分析，此方法效果理想且精度较好，为管道安全评定提供了可靠依据。

最后，对全文工作进行了总结，并提出了需要进一步研究的内容。

关键词：管道；损伤检测；振动模态；应变敏度比；正交条件敏度法

Study on Damage Identification of Pipeline Based on Vibration Modal Analysis

Abstract

Pipeline which is one of the five leading transportation tools plays an important role in transiting liquid and gas. Transportation by pipeline can never be replaced in petro-chemistry and natural gas industry. Due to tremendous growth of pipeline accidents, damage detection in pipeline is an important issue from the point of view of safety and functionality. It is essential to carry out periodical inspection in pipelines to detect any pipeline damage, which may require major or minor repair for safety and serviceability of the structures. The cost of repair is obviously lesser than that required for the reconstruction of the whole pipeline system. Nondestructive technique such as leak magnetic field methods, ultrasonic testing, alternating current magnetic field methods, eddy-current methods, radiograph, acoustic emission, etc., may be used to detect damage in the industry pipelines and offshore platform pipelines. However, most of these nondestructive techniques used to evaluate the damage in pipeline require much time and money to be applied. Therefore, the development of damage identification methods which are cheaper and faster to perform is very important. The problems can be avoided through the use of vibration-monitoring such as modal analysis. Much of pipeline system can be quickly detected using modal analysis detection method which is new tool applied for pipeline damage detection recently. The main task of this research work focuses on how to determine the location and magnitude of damage in a pipeline structure. The major contents are summarized as follows:

In section 1, the history of the physical basis for the vibration-based nondestructive damage detection techniques is introduced and the main work of this dissertation is drawing out.

In section 2, vibration models are constructed and the fundamentals of modal theory and pipeline modal test are introduced.

In section 3, according to damage index which is proposed by Kim and Stubbs, numerical examples and experimental studies are carried out to verify the feasibility of the eigenparameter method and stiffness sensitivity ratio method in pipeline structure. Numerical examples have been studied to show this method can only indicate the location of the one damaged element region of the beam-like pipeline. For multiple damage scenarios the parameter is not able to locate clearly the damaged zones. Apart from numerical examples, experimental studies are also carried out to verify the feasibility of these methodologies in

real pipeline structure. The results show that the eigenparameter method is not effective for real pipeline structure and stiffness sensitivity ratio method can only detect the large damage.

In section 4, based on structural modal test theory and finite element method, strain sensitivity ratio method of detection for the corrosion damage in pressure pipeline is presented. First, the damage-localization criterions to locate damage through displacement mode and strain mode are established. Secondly, the numerical example verifies that the result using the first three order modal shape is basically consistent with the practical damage. Finally, all kinds of pipelines with different damages are prepared and detected by this damage detection method. The result shows that the damage location predicted by this method is the same as the practical one. These results proved that strain sensitivity ratio method locating damage in pressure pipeline only required measurements of few of the pipeline's natural frequencies and the lower displacement mode under both the undamaged and damaged states. And this method is shown to provide good predictions of damage location. For the lower-order modal shape can be measured easily, this method has many advantages at practical engineering applications.

In section 5, the orthogonality conditions sensitivities method is presented for damage identification of pipeline structures. Numerical examples demonstrate that the proposed methods are effective and reliable for the simulated pipeline vibration model by using few of the pipeline's natural frequencies and the lower displacement mode. Experimental studies are also carried out to verify the feasibility of the methodology in real pipeline structures applications. This method is shown to provide good predictions of pipeline damage location through numerical examples and experimental studies. This method has many advantages at practical engineering applications.

In section 6, a practical method estimate size of corrosion pipeline damage using changes in natural frequencies of a pipeline structure is presented, which is based on fracture mechanics. Numerical examples and experimental studies show that the size of pipeline damage can be estimated with a relatively small size error. This method is effective and feasible for the safety assessment of pipelines.

In the last of this dissertation, the research is summarized and the future extensions of the relevant study are discussed.

Key Words: Pipeline; Damage detection; Vibration modal; Strain sensitivity ratio method; The orthogonality conditions sensitivities method

独创性说明

作者郑重声明：本博士学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写的研究成果，也不包含为获得大连理工大学或者其他单位的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

作者签名：杨智荣 日期：2007.7

大连理工大学学位论文版权使用授权书

本学位论文作者及指导教师完全了解“大连理工大学硕士、博士学位论文版权使用规定”，同意大连理工大学保留并向国家有关部门或机构送交学位论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权大连理工大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，也可采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编学位论文。

作者签名： 杨智荣

导师签名： 李洪印

07 年 6 月 29 日

1 绪论

1.1 引言

管道运输是现代工业流体运输的重要方式。压力管道被广泛应用于石油、天然气、煤气、化工流体、水、煤、泥浆等各方面,尤其在石油化工及天然气等产业中具有不可替代的作用。同时,和我们日常生活密切相关的城市供水系统、煤气系统更是极为庞大的管道网络。因管道腐蚀、外力作用及接合部件的不严密等因素都可能导致管道泄漏。管线泄漏不仅造成巨大的资源损耗、经济损失,还可能造成严重的环境污染问题^{[1][2][3]}。及时发现管道缺陷并尽可能准确地确定管道损伤位置是实时监测管线运行的主要任务^{[4][5]}。为了防止管道发生事故,迫切需要对象大面广的在用工业压力管道进行在线检测、安全评估和寿命预测。我国现有在用工业压力管道有数百万公里,由于历史、技术、管理上的原因,大量的在用工业压力管道存在着许多的问题。我国压力管道普遍缺陷严重、带“病”运行、泄漏与爆炸事故接连不断,例如,某家工厂的催化车间管道一年内泄漏达602次之多;1994年3月至1995年3月一年间,山东、安徽、吉林、辽宁、河北五个省的5起管道事故死亡57人,伤149人,其中可统计的直接经济损失达3533万元^[6];据1998年和1999年两年的不完全统计,共发生管道爆炸事故16起,其它严重事故14起,死亡46人,伤209人,直接经济损失812万元。严重的焊接缺陷、结构的不合理性、材料隐患、使用后产生的裂纹、腐蚀和长期超期服役等等,这些都会对压力管道造成的损伤,以至留下发生事故的隐患,严重的会造成巨大的事故。我国自1994到1998年以来造成人身伤害的压力管道事故合计62起,死亡人数214人,受伤人数580人,直接经济损失7075.97万元;美国1989-1993年的统计结果,由管道失效造成死亡人数仅18人,受伤人数20人,说明我国管道存在较大问题,与美国等有较大差距。因此,为确保管线的安全运营、防止各种事故的发生,对在线管道进行普查检测,对新安装的管道进行在线监测管理,把管道存在的各种缺陷和隐患及时的检测出并对损伤缺陷加以评估和处理是十分必要的。

在很长一段时间内,利用专家的肉眼对结构损伤识别及维修是唯一有效的方式。然而,对于许多现代结构如海上平台,长跨距桥梁和空间结构等在它们运行期间不可能通过此方法来进行损伤检测。许多结构是从内部开始损伤的,因此在早期不可能通过肉眼来识别损伤,管道结构系统也不例外。利用检测设备的无损检测识别技术开始引入并开始发展。目前,所用的无损检测技术有局部试验测试,如电测法,化学法,声波和超声波法、磁场探伤、渗透探伤、涡流探伤、热成像(thermograph)等^[7]。由于工程结构和环

境的复杂性使得上述的具体的方法在具体的环境和结构上应用比较适合,但不能适用于所有工程问题。例如化学法适用于区域局部的损伤检测,对于大型的管线结构的损伤检测比较困难;超声波探伤、磁场探伤方法的检测范围一般也不大,一般来说这两种方法是在知道大体损伤范围去探测其损伤程度时候比较适用,而且它们受到周围环境的影响比较大(有的时候超声波探伤还需要特殊的载体如液体;磁场探伤受到周围地球磁场或者机器电机等磁场的影响),使得它们的适用范围受到限制。压力管道作为一种特殊的结构,其检验具有不完全同于锅炉和压力容器的技术与方法。其原因在于压力管道具有如下特点:(1)种类多,数量大,设计、制造、安装、应用管理环节多;(2)长细比大,跨越空间大,边界条件复杂;(3)现场安装工作量大;(4)材料应用种类多,选用复杂;(5)管道及其元件生产厂家规模较小,产品质量保证较差,事故分析发现,占30%~40%;(6)长输管道与燃气管道基本上为埋地敷设,热力管道为管沟敷设。针对上述压力管道特点,完全仿照锅炉压力容器的检测手段,工作量相当庞大,管道使用单位的负担也会很重。在应用的上述方法对具有上述特点的压力管道进行检测时显得很困难或者费用昂贵,目前有关压力管道损伤检测方面的研究和方法尚未有统一的标准。因而选择或者开辟新的实用性方法十分必要。

结构由于各种原因发生损伤,例如运行过载、冲击、裂纹、腐蚀、疲劳,制造缺陷等等,这些缺陷将导致结构的物理特性(刚度、质量、阻尼)发生变化,这种变化伴随着结构的动态特性发生变化。这一事实在工程结构的健康监测和损伤识别中被广泛关注。管道系统属于生命线工程,属于大型结构工程,对于管道结构的损伤检测已经受到管道同行的密切关注^[6]。当管道结构运行达到一定年限时,我们可利用振动测试技术对管道结构进行动态测量,获取动态数据,并且把这些动态特性数据作为评估管道结构的健康状况依据。而且这种基于振动特性测量方式已经在其它结构(如桥梁、建筑等)成功应用,随着现代传感器技术、微电子技术、计算机技术的发展数据采集、数据传输以及数据的实时分析技术与处理技术得到提升,振动测试技术易于实现诊断系统的自动化、小型化,因此,基于动力特性的结构损伤诊断方法一直是国际学术界和工程界关注的热点^{[9][10][11]},再加上有限元理论的发展,以振动技术为基础的损伤检测必将发挥更加重要的作用。

本文所要做的研究就是在这个前提下,利用现有的知识和设备,采用振动模态检测方法对压力管道的损伤进行检测和研究,以期获得相关参数并在此基础上提出各种敏感的损伤因子来判断管道损伤的出现、位置和程度。以此对压力管道的无损检测技术和方法做一些积极的研究和有益的尝试。

本论文是辽宁省科学技术基金资助项目的研究内容(编号:002069)。

1.2 国内外管道检测技术的研究现状及趋势

国外管道运输行业中将管道的修理 (Repair)、修复 (Renovation) 和更换 (Replacement) 简称为 3R 技术。有关资料表明, 由于各种原因而采取更换措施的管道不到管道总长度的 5%。修理是指管道发生事故后进行的抢修, 而修复则是指通过管道检测发现问题, 在管道未发生事故前进行的有计划的整治修复, 显然这种主动的有计划的修复要比管道发生事故后的修理代价要小得多, 可见修复在 3R 中占有很重要的地位, 选择修复管道的根本原因在于其经济性和安全性。由于管道检测可避免或减少管道事故发生, 准确全面了解管道状况, 科学预测管道未来的运行状况, 指导业主经济可靠地维护管道, 变过去的不足维护和过剩维护为视情维护。因此大力发展管道检测事业, 提高管道修复水平是挖掘老管道的使用寿命、预防事故发生、保障管道安全运行的重要保证。

1.2.1 国外管道检测技术的现状

国外在役压力管道安全评定研究始于 70 年代, 它起源于核电站压力管道, 这一方面由于核电站的安全性要求较高, 另一方面核电站中的事故常由于压力管道的泄露或爆裂。因此美国、德国、英国、日本等发达国家相继开展了压力管道的研究。

美国以核管理委员会 (NRC, Nuclear Regulatory Commission) 为领导, 在 Battelle Columbus Labo 等研究机构参与下相继开展了一系列研究, 进入 80 年代后, 相继完成了“退化管研究计划” (1984~1989 年) 和“管道与管道焊缝中短裂纹研究计划” (1990~1995 年)。在此基础上提出了极限载荷的评定方法以及在短裂纹条件下的修正, 这对制订美国 ASME 规范第 XI 篇 IWB-3640 及附录 C《奥氏体钢管道缺陷评定规程与验收准则》, IWB-3650 及附录 H《铁素体钢管道缺陷评定规程与验收准则》打下了基础。

美国 OakRidge 国家实验室开发出的电磁超声应力腐蚀裂纹检测系统, 经在 $\Phi 762\text{mm}$ 的天然气长输管道上试验, 证明其能有效地判别有无裂纹^[12]。在美国人 T. D. Williamson 和澳大利亚人 C. W. Pope^[13] 研究的基础上, Tubo scope 公司也曾开发了一种电磁超声裂纹检测器。美国多家研究机构, 包括美国天然气技术研究所、西南研究所和 Battelle 公司等, 都在积极致力于天然气管道裂纹 RFEC 检测器的研制。美国科视达公司 (Questar) 凭借其雄厚的技术实力, 不断推出适合于民用的各种高技术仪器, 其中 ITI 视频内窥镜的出现就是一个很明显的例子。ITI 带有视频摄像头, 位于视频摄像头的顶端, 通过很小的开口, 全面检查大的洞穴, 并有光导纤维提供照明, 可显示清晰真实的彩色图像。对最小直径 8.5mm, 最大长度 30m 的管道, 可进行异物、腐蚀、壁厚等检测。又如奥斯博公司推出的 AR3000 声波管道探测器, 通过向管道内发射声波讯号, 由接受

仪器进行接收和分析,可实现穿孔、异物的定位,可对管径6mm-500mm,长度可达500m的管道进行检测。美国国家运输部和能源部都对该技术的研究给予了专项资助。

德国压力管道的研究是在德国核反应堆安全委员会(RSK, Reaktor Sicherheit Kommission)组织下,以国立材料研究所(MPA, der Uni. Stuttgart)为代表,组织核电站联合会(KWU)、技术监督委员会(TUV)和Siemens等企业、研究机构进行的。分析研究了核电站管道事故的起因,事故发生的位置和管道失效形式,制订并开展了一系列研究计划,然后提出了基本安全概念(Basis Safety Concept)和防止断裂评定概念(BreakPreclusion Concept),这已成为德国压力管道安全评定的指导性文件

1993年英国PII公司采用将超声波探头安装在充满耦合剂的专用轮胎内,让轮胎与管壁内表面接触,这样,在输气管道检测中就不需额外使用耦合剂,依此方法研制出了第一代超声波裂纹检测器,并在北美的石油天然气管线上进行了现场试验^[14]。1998年,英国PII公司研制出新一代系列漏磁裂纹检测器,号称能满足A200~A1200mm天然气管道的检测,并已完成了上万公里天然气长输管道的检测任务,其对轴向焊缝开口宽度的检测精度达到了0.1mm^[15]。然而,包括管壁周向磁化难饱和、周向磁场强度不均匀以及应力、检测速度等因素对周向裂纹漏磁场的影响等,都增加了对裂纹检测、识别和准确量化的难度。

日本、法国和意大利等国也开展了广泛的试验研究。随着研究的进展,研究内容越来越深入,难度也越来越大,研究所花的费用也越来越多。为此国际之间成立了“国际管道完整性研究工作组”(IPIRG, International Piping Integrity Research Group),由各成员国出资,联合开展研究,研究成果共享,这既节约了各国开支,又集中了各国研究者的智慧,是一种极好的国际合作形式。工作组成立以来,已开展了两项研究计划IPIRG-I(1987-1991年)和IPIRG-II(1991-1995年)等。这两项计划一是在过去各国开展直管研究的基础上,进行管系的试验研究,不仅研究直管,而且还研究弯管及其他管子附件;二是在过去研究静载或准静载条件下的管子失效性能的基础上,研究管系在动载及交变载荷作用下的破坏行为,以模拟地震工况。

另外,非破坏方法对材料和结构的损伤检测一直是国内外学者关注的课题。目前较为成熟且应用在压力容器及机械设备的无损检测方法中有超声波探伤、磁场探伤、工业X射线探伤、涡流探伤等,这些方法在各个不同的领域得到广泛应用,这些方法的应用确实解决了一些工程问题,收到很好的社会效益和经济效益。

应力波技术是受声发射启发而产生的,故又称为声-超声技术或主动声发射技术。该技术自20世纪80年代由Egle D M等人提出以来,引起了研究人员的极大兴趣,(美国NASA Lewis Research Center及Washington Univ., Johns Hopkins Univ., MIT等一

些著名大学,包括前苏联、加拿大、丹麦等国家的研究机构对该技术的理论和应用作了大量的研究。英国帝国理工大学力学工程系的学者们基于脉冲回波法发展了管道超声导波检测技术,并对工厂中的管道进行了检测。该技术的基本思想是:在材料或结构表面某处激发询问脉冲应力波,同时在表面其他地方接收该应力波信号,然后通过信号分析确定反映材料对于瞬态脉冲波传播效率的应力波因子,以此来表征材料的机械性能和力学性质的变化^[16]。

在国外有许多学者和检测公司提出利用微型机器人进行在线检测。当大量的微型机器人随着气液载体沿着管道前进时,不断的发射出信号,这些信号穿过管壁被外置的仪器接收到,通过研究处理这些接受到的信号就可以进行在线检测。

尽管上述仪器及方法是先进的,但是仍有缺陷和不足,例如对检测对象有局限性,对于缺陷尺寸和形状不能定量,在测试原理上仍采用标定法和对比方法,费用昂贵等。

纵观 20 多年来国内外压力管道试验研究与安全评定方法的历程和现状,可以看出当前国内外压力管道安全评定技术向工程化、系统化、智能化方向发展。

目前国外在役压力管道安全评定技术主要有以下两种方法:

断裂力学评定方法

在役管道安全评定是指在役含缺陷管道安全评定方法,这是断裂力学在管道安全评定中的应用。而管道都是以韧性较好的材料制成,因此它涉及的是弹塑性断裂力学的概念。当前通常采用的断裂参量是 J 积分,其基本原理是含缺陷管道本身在外载荷(内压、弯矩等)作用下的 J 积分值与管子材料所具有的 J 阻力进行比较,从而判断管子所含缺陷(裂纹)的起裂与不稳定扩展的可能性,即起裂时, $J = J_{IC}$; 不稳定扩展时,式中, J 为含缺陷结构的 J 积分值; J_{IC} 为材料的断裂韧性; dJ/da 为结构的 J 积分随裂纹扩展的速率; dJ_{mat}/da 为材料的断裂韧性随裂纹扩展的速率。

失效载荷的工程评定方法

断裂力学评定方法的应用,需要较多的断裂力学知识,因此在工程实际中推广与应用受到限制,同时,在工程实际中最关心的问题是在役管道的最大承载能力,因此有研究者根据材料力学的理论,结合试验结果,提出了在役管道承载能力的计算方法,归纳起来可分为塑性极限载荷法与局部应力载荷法。前者认为,当缺陷所在管子横截面全面产生屈服时管子失效,此时所承受的载荷为管子的失效载荷;而后者认为,缺陷所在管子横截面上的最大应力达到材料强度极限时管子失效,此时所对应的外荷载为管子的失效荷载。

近年来,许多学者利用模态理论对结构的损伤进行识别这一领域开展了大量的研究工作,提出了各种各样的结构损伤识别方法,这些方法给管道检测提供有益的借鉴。

Adams 和 Cawley 最早利用频率数据对结构进行损伤识别^[17]。Hearn and Testa 等研究利用“频率变化平方比”对结构损伤进行定位^[61]。Kato and Shimada 利用频率变化对预应力混凝土桥梁进行测试损伤^[18]。Samman and Biswas 利用信号的频响函数对桥梁的完整性进行无损检测^[19]。Maect and Abdel 对比不同技术方法得到弯曲梁的动态弯曲刚度进行损伤识别^[20]。Pande and Biswas 等利用曲率模态对结构进行损伤检测^[9]。J.-T. Kim 提出了依据振动的无损检测算法定位及判断损伤程度的新方法,并对连续梁简支梁进行了数值模拟^[137]。所有这些国外的损伤检测都代表着损伤检测的发展趋势,对管道结构同样有借鉴意义。

基于光纤传感技术许多学者海底管道监测尝试, Borbon 等人^[21], 应用准分布式多点 FBG 光纤光栅对海底管道泄漏检测。通过不同的波长区分各点的应变值,并通过试验对传感器的性能进行标定,试验证明该传感器有工程应用的价值。但该方法受光栅数量限制,有效传感长度较短,尚无法用于实际海底管道的监测。Nikles 等人^[22],讨论了多点式准分布式 FBG 传感器、喇曼散射分布式传感器和布立渊散射分布式光纤传感器的性能,鉴于以上几种传感器有效传感长度的不足,提出了一种将布立渊分布式传感器的理论改进方法,认为该方法制成的传感器可以达到 250km 的传感距离,并可以达到 1.5m 分辨率,可应用在海底管道上。但在监测算法上,仅提出了当管道断裂发生时,通过同步断裂的传感光纤位置而给出管道的破坏位置,便于寻找管道失效地点。该研究尚处于理论可行性探讨,且仅能事后报警而无法事先预警。Zingaretti, Primo 等人^[23],提出了光纤水下成像技术,来连续监测管道的运行状况,通过后续软件过滤、提取并分析管道的等高线,跟踪比较管道的路由,以此来检测管道的安全状况。该成像技术需放置于船舶上,检测速度每小时 1 海里,但该技术无法对海底管道进行实时监测,且受恶劣天气和海况制约,监测成本较大。

1.2.2 国内管道检测技术的现状

在国内,压力管道的损伤检测的起步虽然晚,但是也取得了不小的成果。国内的压力管道的损伤检测研究主要始于石油输油管道的检测研究,其中涉及到的方法有超声检测、FSM(电场正负符号差法,此方法已经在 Shell 公司北海钻井平台的流量管线上进行了现场试验)、探针电流侧定法、管内目视检测技术、涡流探伤法、泄漏磁束法等等,但是大多数的方法和技术以及器械都是从外国进口的,所以我们国家对压力管道的损伤检测的标准还没有一个统一的方法,相对于发达国家美国、英国、日本、德国等国家仍然处在发展阶段。中国石油天然气管道局于 2001 年启动了国内大口径油气长输管道腐蚀缺陷检测系统研制项目,并通过与清华大学等多家单位联合攻关,已成功研制出我国

第一套油气管道腐蚀缺陷高清晰度检测器,打破了国外对我国的技术封锁,实现了油气管道腐蚀检测技术的国产化,对我国油气长输管道的发展和参与该领域的国际竞争起到了重要的促进作用。在管道损伤检测方面,深圳锅炉压力容器检验所在压力管道检测领域制定了比较完善的规范和检测大纲^[24],对:(1)检验管道种类的确定及管道基本技术参数;(2)检验方法;(3)存在问题;(4)存在问题的处理做详细的条目和具体研究工作。这些工作对我国的压力管道的检测做了一个规范标准,有助于推动压力管道的检测研究和工程应用。

管道检测装置一般比较庞大、价格昂贵、使用费用很高且专用性强,例如超声波管道检测装置只用于一种规格的管道。以 $\phi 720\text{mm}$ 的管道为例,其设备长 6.6m ,重数吨,价值数百万美元,70km检测费用达130万元人民币。新研制的监测仪器。例如远场涡流管道检测装置虽适用范围扩大了,造价也低得多,但也决非一般检验单位可能拥有。随着国民经济的发展,无论是长输管道还是城市煤气管道,由于泄漏事故所造成的人员伤亡、经济损失、环境污染将越来越严重,因此开展管道检测工作将越来越迫切。

应力管道振动检测技术是利用振动测试与分析技术,结合结构动力参数识别和应力波技术,对管道的缺陷部位和程度作定量分析。对管道施加激振产生应力波,再用小波理论对应力波的传播、反射同时在时域和频域上分析。利用小波理论可解决管道的缺陷识别的微局部分析与奇异性检测。技术指标是判定缺陷的位置和缺陷的形状与大小;特点是开挖面积小,检测段长、且可实行动态监测。振动检测技术应用于管道缺陷检测是一项开拓性的新技术^{[25][26]}。

国内也有许多学者研究振动模态检测技术,对这种方法也进行了发展和改进。其中高芳清等研究利用“频率变化平方比”应用于钢桁架进行损伤识别,并利用不同的敏感性来进行损伤识别^{[27][28]},于德介等利用模态正则化建立损伤识别参数以进行损伤识别^[29]。史治宇等用单元模态应变能变化率进行损伤识别^[81],董聪、邓炎等也对基于模态的损伤识别技术进行了研究和尝试^{[35][30]},李洪升等利用“频率变化平方比”对管道损伤进行检测^[56],任权等利用模态变化率方法来检测损伤管道^[74]。

1.3 基于振动特性的结构损伤识别背景

回顾从前,如今使用的无损检测技术涉及面很广,覆盖了如声学、放射线学、热学、电磁学与结构力学。本节主要回顾结构依据振动特性变化的损伤识别法,即,基于振动特性的损伤识别法。

1.3.1 综述

静态检测方法的测量结果直接且较为可靠。但是，由于工程结构一般体量大，构件多，且常有隐蔽部分，故对所有结构采用静态的方法确定性态，除工作量大外，常常对其中一些构件无法进行测量。因此，静态检测法存在应用条件限制和工作效率相对较低的缺点。

对于工程结构，容易实现和量测的是结构的动力响应。利用结构动力响应进行结构性态识别的方法，即为结构动力检测方法。通常以振动为基础的损伤估计在结构的动力方法归于反问题一类，是通过对结构的振动测试数据分析来判断损伤的位置和形式及结构系统刚度的损伤量的过程。Cooley 和 Tukey 发现了快速傅里叶变换，它的主要特点是大大减少进行离散傅里叶变换所需要的运算次数，提高了计算机的使用效率，使振动信号的实时处理得以实现，并且激发了各种技术的发展，比如信号处理及模态测试分析等^[31]。随着技术的发展，研究者开始研究振动特性并通过它来判断结构的状况。这种技术已经在土木、机械、航空工程中得到了广泛应用，因为它解决了以前在局部检测中无法解决的问题。Doebling 等^[32]对基于动力特性的结构损伤识别的研究工作进行了深入系统地回顾与归纳，Alvina 等^[33]综述了近期结构系统识别研究的一些新进展。国内学者^{[34][35][36][37][38][39][40]}也对相关实用理论、方法和技术进行了综述。图 1.1 是一种典型的以振动为基础的管道无损检测方案。

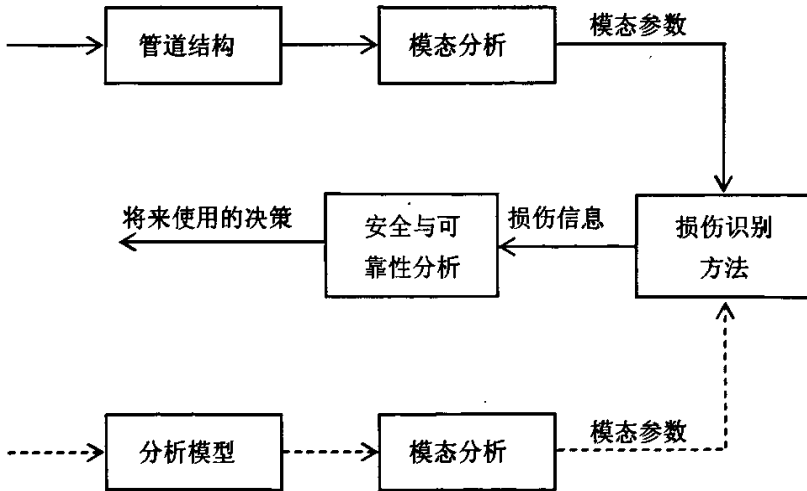


图 1.1 振动测试为基础的无损检测估计的典型方案

Figure 1.1 Typical scheme of vibration-based non-destructive damage assessment

Rytter^[41]的论文中对结构损伤识别研究方法的进行了系统的分类,将该领域中的方法分为四个层次:

- 1) 判断结构是否有损伤;
- 2) 判别结构的损伤位置;
- 3) 定量分析结构中损伤程度;
- 4) 预测结构的寿命周期。

本论文将重点研究第一到第三层次,至于第四个层次将需要别的理论来研究如结构设计、断裂力学、疲劳和损伤误差估计,因此不属于本文讨论范围。

1.3.2 基于频率的损伤识别

结构物理特性的变化将导致结构频率的改变,这一现象直接推动了模态测试在结构损伤识别和健康监测中的应用。结构发生损伤时,仅结构的刚度降低,而忽略结构质量的变化,结构的固有频率就要发生变化。仅通过频率的改变来识别损伤一般在结构损伤较小时效果不明显,但是在损伤较大时,此方法是可行的。频率法识别的优点在于测试简单,分析方法很成熟,精度很高。如果测试的数据较长时,进行长数据点的,可以提高频率分辨率,在频谱分析时加入适当的窗函数,其分析精度可以达到万分之一甚至更高,此分辨精度可以很好地将损伤带来的频率变化反映出来。当有些结构形状较为复杂,有些位置不适合布置测试点时,基于模态识别的损伤的方法就很难使用,此时频率法就可以发挥较为显著的作用。在工程测试之中,一般来说只需要进行一两个测点的测试就可以得到结构多阶固有频率。因此很多人单独以结构的频率变化作为判据进行结构损伤识别,其中要用到优化法、灵敏度分析法、矩阵摄动法或逆摄动法^[42]等,Salawu^[43]曾对频率法进行损伤识别作了综合评述,他对1997年以前关于频率法识别损伤的方法进行了很好的总结。

当不考虑阻尼时,结构振动的特征值方程为

$$(K - \omega^2 M)\Phi = 0 \quad (1.1)$$

式中: K 为结构的整体刚度阵; M 为结构的整体质量阵; Φ 为正则化振型; ω 为固有频率。这里有 4 个分量, K 、 M 、 ω 和 Φ , 当损伤缺陷存在时,四个分量均发生改变,假设改变量为 $\Delta K, \Delta M, \Delta \omega_i^2, \Delta \Phi_i$ 。则有

$$[(K + \Delta K) - (\omega_i^2 + \Delta \omega_i^2)(M + \Delta M)](\Phi_i + \Delta \Phi_i) = 0 \quad (1.2)$$

一般来说,管道结构的损伤对结构质量的影响很小,即可取 $\Delta M = 0$ 。将上式左乘 Φ_i^T 然后展开并忽略二阶项,则有

$$\Delta\omega^2 = \frac{\Phi^T \Delta K \Phi}{\Phi^T M \Phi} \quad (1.3)$$

对于第 i 阶模态则有

$$\Delta\omega_i^2 = \frac{\Phi_i^T \Delta K \Phi_i}{\Phi_i^T M \Phi_i} \quad (1.4)$$

Cawley 和 Adams (1979) 提出了一种利用频率变换求解复合材料的损伤识别方法^[44]。在他们的方法中, 结构的第 r 阶频率变化量 $\delta\omega_r$ 是损伤的位置坐标 $\{z\}$ 与刚度变换量 δK 的函数, 即

$$\delta\omega_r = f(\delta K, \{z\}) \quad (1.5)$$

在无损伤的位置 ($\delta K \approx 0$) 处展开上式, 并忽略二阶项, 有

$$\delta\omega_r = f(0, \{z\}) + \delta K \frac{\partial f(0, \{z\})}{\partial(\delta K)} \quad (1.6)$$

假设损伤程度与频率无关, 考虑到对所有没有发生损伤且无频率变化的位置 $\{z\}$ 有 $f(0, \{z\}) = 0$, 两个不同模态的频率变化比仅仅与位置有关, 且为位置的函数, 即

$$\frac{\delta\omega_r}{\delta\omega_s} = \frac{\delta K g_r(\{z\})}{\delta K g_s(\{z\})} = h(\{z\}) \quad (1.7)$$

上述方程考虑到结构各种可能的损伤情况, 把预测频率改变率与观测频率改变率的差值作为误差函数, 通过比较误差函数 $\delta\omega_r / \delta\omega_s$ 值, 将最小误差对应的结构状态作为损伤状态。但是, 这种方法只是考虑了一个结构单元发生损伤的情况, 无法考虑多损伤的情况。

Stubbs 和 Osegueda^{[45][46][47]} 在 Cawley 和 Admas 的工作基础上, 定义了求解损伤识别问题的一个新的误差函数, 然后通过优化策略求解结构损伤识别问题, 这种方法在构件数即识别变量多于观测模态数时, 能较好地克服了广义逆灵敏度方法的缺陷, 比前一种方法得到更好的识别结果。

Sanders 等^[48] 利用 Stubbs 和 Osegueda 的频率灵敏度方法并结合内变量理论, 研究了复合材料的损伤识别问题。由于内变量理论能够根据观测参数的变化来预测刚度的变化, 因此这种损伤识别方法能够应用到任何一种内变量理论中去。

Friswell^[49]通过假定结构的先验模型,使用先验模型计算各种损伤情况下结构前 n 阶频率的改变量,然后得到 n^2 个结构频率改变率。所有数据都不考虑误差的影响,并且实际的损伤情况包括在模拟损伤工况内时,可以正确地识别结构损伤。

Williams(1996)等提出了改进频率敏度法位置识别法^[60]。Hearn 等利用“频率变化平方比”对结构破损的定位给出有益的探索^[61]。

Messina 等利用测试频率变化的损伤定位保证准则法^[62]对单一损伤进行定位。对于单损伤情况,类似于模态保证准则(MAC),定义损伤定位保证准则(DLAC)为

$$DLAC(f) = \frac{|\{\Delta f\}^T \cdot \{\delta f_j\}|^2}{(\{\Delta f\}^T \cdot \{\Delta f\}) \cdot (\{\delta f_j\}^T \cdot \{\delta f_j\})} \quad (1.8)$$

式中, $\{\Delta f\}$ 为单损伤结构在损伤位置及程度均未知情况下频率改变向量的实测值, $\{\delta f_j\}$ 为结构中单元 j 损伤某一程度时频率改变向量的理论值。从(1.8)式可知 $DLAC(j)$ 的值介于 0 和 1 之间, $DLAC(j)=0$ 表示单元 j 与结构损伤小相关, $DLAC(j)=1$ 表示单元 j 与结构损伤吻合。从统计的角度来看,实际计算中某单元的 $DLAC$ 取值越高的单元就越可能是损伤单元。另外,使用频率的相对改变量会使得识别结果更精确,因为这样可以减小高阶频率绝对改变量大的影响。

将式(1-8)扩展便可用于多损伤情况。Countursi T., Messina A. 等提出了多损伤定位保证准则(MDLA)^[63]

$$MDLAC(\{\delta D\}) = \frac{|\{\Delta f\}^T \cdot \{\delta f(\{\delta D\})\}|^2}{(\{\Delta f\}^T \cdot \{\Delta f\}) \cdot (\{\delta f(\{\delta D\})\}^T \cdot \{\delta f(\{\delta D\})\})} \quad (1.9)$$

与单损伤情况类似,搜索使得 $MDLAC$ 取值最大的 $\{\delta D\}$ 向量即可得到最可能的损伤状态。不过,利用该式得到的 $\{\delta D\}$ 只是结构的相对损伤状态,因为 $\{\delta D\}$ 乘以一个常数后不会影响 $MDLAC$ 的值。要得到结构的绝对损伤状态和损伤程度,则可利用实测的频率改变量采用一阶或二阶估计法得出^[62]。

X. Wang(2001)^[64]等提出了利用频率变化与测量静态位移的算法来识别结构损伤,因为一般结构前几阶频率与静态位移容易获得而且较精确。通过定义损伤结构适合的静态位移与频率符号差,然后利用迭代解决非线性程序问题进行损伤识别,这种算法的优点是克服了目前通过不完全的测量数据进行损伤识别的困难。

J. -T. Kim 和 N. Stubbs^[65]提出了一种利用频率变化对梁型结构进行损伤检测识别的一种无损检测方法。该方法利用梁型结构的前几阶频率对裂纹进行定位及定量。讨论了这种方法的可行性及实际应用性, 结合断裂力学理论给出了裂纹损伤识别的新思路。

李洪升, 陶恒亮, 郭杏林^[66]利用摄动原理探讨了基于振动模态分析的结构无损检测技术, 并把频率变化平方比应用于压力管道, 从理论上验证了该参数的变化是结构损伤程度和位置的函数。并且利用该方法对一钢管进行了数值模拟和试验, 结果表明方法简单可行, 可为解决工程实际问题提供一定的参考。

基于频率的损伤识别方法很具有吸引力, 因为在实际结构中, 频率易测且与测量位置无关, 频率测量的误差较振型和阻尼测量误差为小, 但频率量测还不足以对损伤识别提供足够的信息, 众所周知, 不同形式的结构损伤可能产生相似的频率变化特性。在对称结构中, 在两个对称位置上的损伤将产生同一频率变化。固有频率对结构损伤不敏感, 因此利用固有频率进行损伤识别有其局限性。

1.3.3 基于振型的损伤识别

模态振型中包含着结构变化的丰富的空间信息。工程结构模态参数的识别是健康监测、故障诊断、振动控制和动态特性分析的重要内容。近 20 年来, 科学技术的发展已经给动态测试技术、复杂结构的在线监测技术来了很大地进步。结构的内部损伤必然导致结构动力特性的变化, 例如结构的振动频率、阻尼和振型发生变化。当结构发生破坏时, 受到影响的自由度上振型的相对变化量在损伤区域必然出现比较大的比值, 利用振型相对变化可以识别结构的损伤位置与损伤程度^[67]。因此在结构损伤识别中引入了包含更多损伤信息的振型数据, 研究表明实验测得的模态振型比起频率和阻尼来说是更敏感的损伤因子。大型工程结构的模态识别已经成为现代动态测试和复杂结构在线监测的核心技术之一。

West (1984)^[68]可能是第一次系统地利用模态信息来定位损伤, 并且提出了基于实测振型的模态置信准则 (MAC), 用此准则来判断损伤结构与无损结构之间的相关性。MAC 定义为:

$$MAC(\phi_r, \phi_s) = \frac{|\phi_r^T \phi_s|}{\phi_r^T \phi_r \phi_s^T \phi_s} \quad (1.10)$$

这里 ϕ_r 和 ϕ_s 是结构系统任意两个特征向量。MAC 可以明确地指示出实测振型与分析振型间的相关性。MAC 值在 0 与 1 之间, 当值取 0 和 1 时分别表示在第 k 自由度上的两组 (健康结构和损伤结构) 模态振型完全一致, 或完全无关。0 到 1 之间的数值表明其相

关程度。当应用于损伤识别时，两模态向量分别为损伤前后的振型向量。MAC 有一个很重要的作用，那就是它可以指明哪一阶模态振型对损伤更敏感，从而可以进一步利用损伤敏感振型来实现损伤识别。

改进 MAC 技术，Lieven 和 Ewins(1988)^[60]提出了另外一种利用模态向量进行损伤识别的修正准则，即为坐标模态置信准则。定义为

$$COMAC(k) = \frac{[\sum_{r=1}^N |\phi_{k,r}^A \phi_{k,r}^B|]}{\sum_{r=1}^N (\phi_{k,r}^A)^2 \sum_{r=1}^N (\phi_{k,r}^B)^2} \quad (1.11)$$

COMAC 则指示出各振型中每一测试自由度的相关性。虽然有人利用上述指标或其组合对结构进行损伤识别^[60]，但效率并不高。

Yuen(1985)^[61]提出了损伤梁结构的特征向量与特征值变化与损伤位置与损伤大小之间关系的系统研究。他利用有限元方法求出等截面悬臂梁结构的特征值与特征向量，此处估计损伤用截面刚度阵变化而质量阵无变化。研究表明特征对于损伤位置与大小有一定的关系。

在 West 的工作后，模态保证准则方法已经成为基于振型量测结构损伤识别的一种重要方法。Ko^[62]等提出一种混合使用模态置信准则 MAC、坐标模态保证准则 COMAC 和灵敏度分析的结构损伤识别方法。首先，求解钢框架结构的振型对特定损伤情况的灵敏度来确定与之最相关的自由度，然后计算结构损伤前后的 MAC 来选择用于分析的模态对，最后使用根据以上标准选择的模态和自由度，计算 COMAC 作为结构损伤识别指针。结果表明，一些特定的模态能够识别损伤。但是，当所使用所有模态对时，损伤会被那些对损伤不敏感的模态所掩盖。

Fox^[63]研究发现，模态形状变化的单数测量法(模态置信准则)，对有割伤的梁不太敏感，这是进行太多数据压缩引起的。节线模态置信准则是基于对节点附近的测量的，它对损伤引起的模态形状变化很敏感。当只检测共振模态和频率时，对模态形状的变化进行比较就是定位损伤的最好办法。此外，还可以把节点和相应大振幅点联系起来，从而定位损伤。Fox 提出一种按比例改变模态形状变化的方法以便更好定位。

Ratcliffe^[64]用模态的 Laplace 算子的有限差分近似法来识别损伤，提出了梁损伤定位的一种方法。

Mayes^[65]提出了基于模态形状变化的模型误差定位(model error localization)方法，简称结构平移误差检验(structural translational and rotational error checking-STRECH)。STRECH 通过相对模态位移之比，提高了两个不同结构自由度间的结

构刚度精度。STRECH 可用来比较测试和有限元模型的结果,也可用来比较两次测试的结果。

其它研究工作者也在利用模态变化识别损伤方面做了有益的探索。Cobb^[66]等人探讨了基于特征向量敏度分析的结构损伤识别。Skjaeraek^[67]等人利用子结构迭代法来检测光学传感器位置,以检测基于模态形状和模态频率变化的结构损伤。

上述学者在基于振型变化的损伤识别技术在工程应用中给出了有益的探索,但这种方法面临着测量振型不完备和噪声影响问题,当缺少破损影响较大的测量模态,就难以识别结构的损伤,需要进一步研究。

1.3.4 模态曲率与应变模态的损伤指标

结构的位移振型与频率可以说是结构固有属性的外在表现,结构的曲率模态与应变模态则可以说是其较为内在的反应。因此,利用结构的应变模态进行损伤识别是在位移模态基础上的改进。A. K. Pandey^[68]等第一次提出曲率模态概念,并把曲率模态应用到悬臂梁和简单支撑梁上,并证明了曲率模态绝对值的改变是梁结构有限元模型的很好的损伤识别指标。这里模态曲率是通过对位移模态进行中心差分运算得到的。

$$v_i'' = (v_{i+1} - 2v_i + v_{i-1}) / h^2 \quad (1.12)$$

其中 v_i'' 为在第 i 截面处的模态曲率, v_i 为在第 i 截面处的位移模态, h 为单元长度。

周先雁等^[69]和顾培英^[70]直接利用测试应变模态对混凝土框架结构和梁进行损伤定位,表明应变模态较位移模态对结构的损伤更加敏感。黄东梅等^[71]首先利用残余力向量初步损伤定位,然后根据杆端应变模态差实现损伤具体定位和程度识别的方法,对高耸钢塔架结构算例的损伤进行了识别。董聪^[72]在对结构故障诊断的基本原理和方法进行了研究的基础上得出,以应变类参数(应变、应变模态、曲率模态等)为基础的损伤定位方法明显优于以位移类参数(位移、位移模态、柔度矩阵等)为基础的损伤定位方法。

虽然在过去测量旋转模态很困难,Abdo 和 Hori^[73]提出在不久的将来旋转模态将被测得是可行的,在一些结构动态和机械振动测试等领域已经被实现,他们研究了利用旋转模态来实现结构的损伤识别,并且发现它是一个很敏感的损伤指标,结果表明旋转模态是可以对位移模态不能检测到的损伤区域定位。

任权,李洪升,郭杏林^[74]利用振动模态对压力管道进行损伤分析,根据压力管道的一维连续性质和横截面积性质,把应变表示为位移振动模态的函数,采用变化率的方法进行损伤识别。应用这种方法对由于损伤而导致管道刚度轻微的变化进行数值模拟,可以明显检测出其损伤位置。

1.3.5 模态应变能变化的损伤指标

为了获得更加有效的损伤识别途径,一些学者(Chen 和 Garba^[75], 1988; Kashangaki 等^[76], 1992)提出了一种利用模态相关的有限元模型的新的损伤识别因子—应变能。他们指出应变能对于识别结构行为与损伤识别十分重要。从此给应用应变能的损伤识别拉开了序幕。如今结构损伤前后模态应变能变化已经成为较常用的损伤诊断算法之一。

结构 r 阶模态应变能(MSE, Modal Strain Energy)的一般定义:

$$MSE_r = \frac{1}{2} \{\phi\}_r^T K \{\phi\}_r \quad (1.13)$$

$\{\phi\}_r$ 为结构第 r 阶位移模态向量, K 为结构的刚度矩阵。

Yao (1992)^[77]提出了通过测试结构损伤前后模态应变能变化进行损伤诊断。该方法是基于如下的假设:结构的损伤将导致结构的内力重分布,结构的损伤区域通常测试所得应变能变化较大。然而,内力重分布在不同的模态间是不同的,利用不同的测试模态有可能得到不同的结果。

Stubbs 和 Kim(1994)^[78]利用损伤前后测试的振型变化确定结构的损伤位置,该方法的具有下面两个优点:1. 仅仅需要很少的前几阶结构振型诊断损伤,并且在实际应用条件下,振动测试也仅仅能够得到前几阶振型。2. 无须质量归一化的振型,解决了仅仅知道输出条件下,模态参数识别得到的振型无法归一化的难题。Stubbs (1995)^[79]仅仅利用前三阶模态振型诊断一个钢桥的损伤。

史治宇等^{[80][81]}利用单元模态应变能变化对两个框架结构模型进行了损伤识别,并通过模型试验验证了方法的有效性。定义结构破损前后第 j 个单元关于第 i 模态的单元模态应变能如下:

$$MSE_{ij} = \{\phi\}_r^T k_j^e \{\phi\}_r, \quad MSE_{ij}^d = \{\phi_d\}_r^T k_j^e \{\phi_d\}_r \quad (1.14)$$

式中 d 指标代表损伤。上式中损伤前后 MSE 的计算均用无损时的单元刚度矩阵,一方面由于损伤后的单元刚度矩阵未知,另一方面这样可以使得损伤后的 MSE 的变化对损伤更敏感。提出了模态应变能变化率 ($MSECR$), 即为:

$$MSECR_j^i = \frac{|MSE_{ij}^d - MSE_{ij}|}{MSE_{ij}} \quad (1.15)$$

通过 $MSECR$ 指标可以对框架结构进行损伤定位及定量。为了降低试验模态振型随机噪声的影响,可同时用多阶模态振型来定位损伤

$$MSECR_j = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \frac{MSECR_{ij}}{\max(MSECR_{ij})} \quad (1.16)$$

Shi^{[82][83]}又提出了改进应变能损伤识别方法。通过对一个两层平面钢架的实验研究,结果表明该方法是有用的,但是损伤的评估仅仅适用于低噪声情况,不完备的模态振型需要扩展以满足诊断损伤算法的要求。

1.3.6 模态柔度变化的损伤指标

由模态分析可知,用模态参数表达的结构刚度阵及柔度阵为:

$$K = M\Phi\Omega\Phi^T M = M\left(\sum_{i=1}^m \omega_i^2 \phi_i \phi_i^T\right)M \quad (1.17)$$

$$F = \Phi\Omega^{-1}\Phi = \sum_{i=1}^m \frac{1}{\omega_i^2} \phi_i \phi_i^T \quad (1.18)$$

式中 m 为测试振动模态数。如果其中的频率与振型均为实测值,则计算出的 $[K]$ 和 $[F]$ 就是有损结构的刚度与柔度矩阵。由式(1.17)可见,模态参数对刚度矩阵的贡献与自振频率的平方成正比。因此,用试验模态参数较为精确地估计结构刚度矩阵,必须获得较高阶的模态参数。相反,由式(1.18)可知,模态参数对柔度矩阵的贡献与自振频率的平方成反比,模态试验中只需获得较低阶模态参数,就可较好地估计结构的柔度矩阵。由于测试误差的影响,往往只能准确地获得结构前几阶模态参数。因此得出,在获得相同的试验模态参数条件下,识别结构的柔度矩阵要比识别刚度矩阵更精确。

Aktan^[84]等建立了一种利用观测柔度矩阵作为状态指标的评定桥梁结构相对整体性的方法,通过对两座桥梁的汽车静载试验,对比了观测柔度矩阵和静力变形柔度阵的不同,以此判断结构的损伤状态。

Pandey 和 Biswas^[85]基于结构观测柔度阵的变化,提出了结构损伤探测和定位的方法。对一个实际的梁模型进行了数值模拟和试验研究,结果表明,只需要观测结构前两阶的振型数据,通过观察柔度阵的变化,就可以确定结构的损伤状态和位置。Lu^[86]等指出 Pandey 和 Biswas 的柔度方法对多处损伤识别很困难,他提出了柔度曲率法来识别多处损伤,由于柔度曲率对损伤敏感。

Doebing 等(1996)^[87]提出了不可测定的残余柔度矩阵技术。残余柔度矩阵代表静态柔度矩阵与动态测试柔度矩阵差。该方法并不给残余柔度阵附加任何新的信息,而只是完成残余柔度阵的可逆性,因此,它可以应用于测试柔度阵的计算。作者证明在测试柔度阵的计算中包含残余柔度阵的部分能够更精确的模拟结构的静态柔度阵。

Denoyer 和 Peterson^{[88][89]}提出了一种根据不完整模态观测数据修正结构模型的方法。在估计得到残余柔度阵的基础上,使用模态观测数据形成结构的动力观测静力柔度阵,构造了一个只与观测自由度有关的静力柔度误差函数。这种方法避免了因使用刚度阵在转化为柔度阵过程中因秩不足所带来的计算问题和模态对应、模态选择、模态截断所带来的问题。此外,由于在构造柔度误差函数时,使用了静力缩聚关系,也就避免了因处理观测自由度不完整所需振型扩展和模型缩聚的麻烦。数值结果显示,在不完整观测数据情况下确定结构模型误差的位置和程度。两人后来建立了求解同样问题的另外一种算法,利用观测柔度阵和分析柔度阵建立了观测柔度误差函数,通过计算模态灵敏度,求解了结构识别问题。数值模拟表明,模态灵敏度法能够有效地识别结构损伤。

綦宝晖等^[90]和李国强等^[91]分别对弯剪型悬臂结构的损伤进行了识别,赵媛^[92]与唐小兵等^[93]通过柔度曲率法对梁的损伤进行了识别。另外,冯新^[94]将完全算法引入基于观测柔度阵的结构损伤识别,通过识算法的对比研究,证实完全非线性算法具有良好的识别性能。又与柔度投影法相结合,建立了结构损伤识别的混合法,提高了数据误差条件下的损伤识别精度。从上面的识别结果可以看出,在基于模型的识别方法中,对于建筑结构不易测取较高阶模态的特点,利用结构的柔度变化来识别损伤不失为一种比较好的方法。不过董聪^[72]指出,因为结构中的位移是累加值,所以某观测点位移值的改变并不一定意味着该点邻域内有损伤存在。

孙国和顾元宪^[95]对传统的柔度阵方法进行了改进,提出了一种基于结构固有频率和相应模态组合的改进柔度阵方法。

结构柔度矩阵在低阶模态条件下包含了有关结构特性的丰富信息,为低阶模态条件下的结构损伤识别提供了一种新的有效途径。但数据不完整、不精确条件下结构损伤识别柔度方法的研究目前进行的仍然比较少。为了充分利用柔度矩阵的低阶模态敏感特性,仍需要进一步深入地开展研究。

1.3.7 基于振动模型修正的损伤识别

所谓模型修正是:获得一个能够重现所有模态参数的模型(N 个固有频率, N 个模态振型的幅度值及相位),或者是获得一个能够重现所有测得的频率响应函数的模型,或者是一个具有正确的质量、刚度、阻尼矩阵的模型。

模型修正的主要方法,如果从被修正的参数来分大致有两类,其一是直接修正法,如 Chen J. Z.^[96]的摄动法、Berman^[97]及 Baruch^[98]的拉格朗日乘子法,误差矩阵法等。其二是基于灵敏度分析法的修改参数。这些方法在结构动力方程、模拟模型、测试数据

的基础上建立约束优化模型求解修正矩阵。比较修正后的矩阵和原始矩阵就可以识别损伤的位置和损伤形式。这类方法采用一系列相同的基本方程。

结构损伤识别的基本问题是如何从给定的结构动力及静力特性的测量中确定损伤的出现、位置、程度。通常，结构损伤位置的确定等价于在结构中用一个可测的量来确定结构的刚度和承载能力有所下降的区域。从结构损伤得到的结构动态或是静态特性，如固有频率和振型均可以和未损伤结构的系统质量矩阵和刚度矩阵相关联，观测静力位移或是应变与系统刚度矩阵相关。通过比较未损伤结构与损伤结构的振动或是静态信息确定损伤位置和程度。这种损伤识别的方法相当于在特定结构位置确定结构特性，是作为结构静动力反问题的结构特性修改方法的具体应用和发展。结构特性修改的实质是：根据系统某些静动态特性的要求，对已有的系统进行有约束、有目标的修改。实际上是一个有约束的系统优化设计问题，结构损伤识别利用了结构静动力修改的基本思想和方法，但又不完全等同于结构的静动力修改，而是结构特性修改技术的应用和发展。

根据矩阵修正的目标函数和约束条件的不同，基于 *FEM* 模型的结构损伤识别方法可以分为三种：最优矩阵修正法、灵敏度分析修正方法、特征结构分配法。

1.3.7.1 最优化矩阵修正法(Optimal Matrix Update Methods)

最优矩阵修正法通常将目标函数写成广义的非线性最优化问题的形式乘子或带惩罚项

$$\min_{\Delta M, \Delta C, \Delta K} \{J(\Delta M, \Delta C, \Delta K) + L \cdot R(\Delta M, \Delta C, \Delta K)\} \quad (1.19)$$

式中： J 为目标函数： R 为约束函数： L 为 Lagrange 乘子或乘法系数。利用数学规划的方法求解方程，就可以得到扰动矩阵的闭合形式的解，从而得到了结构系数矩阵修正问题的直接解答。

Rodden^[99]最早提出了利用模态数据来对矩阵优化改进。Hall^[100]在能够精确获得质量矩阵的基础上利用最小二乘法对分析模型与试验模态的差进行计算来获得优化的刚度阵。Ross(1971)^[101]和 Zak(1983)^[102]提出了相似的方法用测试所得频率和模态向量求得结构刚度阵与质量阵。

Kammer^[103]，Smith 和 Beattie^[104]，Lim^[106]相继提出了矩阵投影法、逆牛顿法、子矩阵法等，从不同角度对这一问题进行了研究，使问题得到了一定程度的简化，提高了计算效率，保证了结构特性矩阵的稀疏性。但是，由于这些方法修正的只是整体特性矩阵，因此在处理损伤识别问题时难于确定损伤单元的具体位置。

Kim 和 Barkowicz^[106]研究了各种各样的矩阵修正方法:模态降阶法、振型扩充法,损伤单元数目、传感器数目、考虑模态数和噪音标准,发展了一种模型降阶和振型扩充混合的矩阵修正方法,用于使损伤结构测试数据与无损的结构模型相合。

张向东等^[107]从自由振动微分方程出发详细推导了残余力向量的表达式,考虑结构的模型误差,提出了一种改进的残余力向量方法。

另外,有一些矩阵修正方法不是最小化变化矩阵的范数,而是最小化变化矩阵的秩。损伤只对结构中少数单元产生影响,而不是整个结构的所有单元,这就使得变化矩阵的秩可以较小。Zimmerman 和 Kaouk^{[108][109][110][111][112][113][114][115][116][117][118]}发表了大量的关于这一方法的文章。

最优矩阵修正法经过不断发展,虽然已经成功地解决了保证结构特性矩阵对称性、稀疏性和正定性问题,但是如何在数据误差和稀疏条件下准确识别单元结构参数仍未很好解决。

1.3.7.2 特征结构分配法(Eigenstructure Assignment Method)

特征结构分配法是另一类矩阵修正法。特征结构分配法最早发展及应用是由控制系统设计者(Srinathkumar, 1978)^[119]提出来。Andry 等(1983)^[120]采用此方法对工程结构进行调整特征值及特征向量。然而应用特征结构分配法对结构模型修正的先驱是 Minas 和 Inman(1988)^[121]。

Minas 和 Inman(1990)^[122]利用特征结构分配法发展了两种模态改进法。第一种方法阐述了给结构施加对称约束非线性优化过程的问题。特征值和特征向量被分配得出改进刚度和阻尼矩阵。第二种方法仅仅使用特征值信息合并状态空间公式来确定状态矩阵。

Zimmerman 和 Kaouk^[108]首先使用特征结构分配技术研究了结构损伤识别问题,他们提出的部分特征结构识别算法提高了模态的可分配性,保持了修正模型的稀疏性。

结构识别的特征结构分配法通常需要在观测自由度完备的特征向量空间上进行,不能方便地处理观测数据不完备情况下的结构损伤识别问题。特征结构分配法一般不能保证刚度及阻尼扰动矩阵的对称性,破坏了实际结构特性矩阵的对称性。特征结构分配技术修正的是结构整体特性矩阵,不易进行结构模型误差和损伤的正确定位。

1.3.7.3 结构损伤识别的灵敏度分析法(Sensitivity-based Methods)

灵敏度分析法也是基于有限元模型修正基础上提出的一种结构损伤识别方法。在有限元模型动力修改研究中,为使修改更有目的性,一些学者通过结构动态特性对结构参数的灵敏度分析,选择对结构频率、振型等动力响应参数影响较大的结构物理参数进行修改,形成有限元模型修正的灵敏度分析法。进行灵敏度分析时,结构参数的选择范围

很广，例如杨氏模量、质量密度等物理参数，也可以是代表惯性矩、截面面积等的几何参数，这样使修改方案有更多选择余地。同时，如果对有限元模型中各个结构单元进行灵敏度分析，就可直接判定结构误差部位，且计算中无需增加保持不改变结构荷载路径的约束。从这个角度上讲，灵敏度分析方法较适合结构损伤识别。事实也说明，基于灵敏度分析的结构损伤识别方法，是目前应用最为广泛的方法之一。

确定修正参数矢量的基本方程是：

$$\{p\}^{(n+1)} = \{p\}^{(n)} + \{\delta p\}^{(n+1)} \quad (1.20)$$

其中，参数扰动矢量 $\{\delta p\}^{(n+1)}$ 通过计算满足误差函数最小化要求的 Newton-Raphson 迭代而得到

$$J(\{p\}^{(n)} + \{\delta p\}^{(n+1)}) = J(\{p\}^{(n)}) + \left[\frac{\partial J}{\partial p} \{p\}^{(n)} \right] \times \{\delta p\}^{(n+1)} \quad (1.21)$$

式中： $J(\{p\})$ 为优化目标函数。可以将方程写成矩阵得形式

$$\delta Z = S \cdot \{\delta p\} \quad (1.22)$$

式中： S 为结构响应的灵敏度矩阵； δp 为观测响应的误差矢量。

采用结构响应对结构参数的灵敏度构造灵敏度矩阵时，可以采用特征值及特征向量对结构参数的灵敏度共同组成灵敏度矩阵，也可以单独采用特征值或特征向量对结构参数的灵敏度构成。同样，在采用结构刚度阵构造灵敏度矩阵时，灵敏度矩阵可以采用单元刚度矩阵或总体刚度矩阵对结构参数灵敏度的任意一种形式。1968年，Fox 和 Kapoor^[123]出了特征值及特征向量的灵敏度计算方法。继 Fox 和 Kapoor 之后，出现了大量有效地计算特征向量或特征值灵敏度的计算方法^{[124][125][126][127][128][129]}。所有这些研究成果，为灵敏度分析基础上的有限元模型修正及在此基础上的结构损伤识别研究奠定了坚实的理论基础。

袁旭东^[130]研究灵敏度分析方法总结出下面结论：(1) 当采用输出误差方法构造灵敏度矩阵时，识别结果受观测数据类型和观测数据误差的影响较为明显，例如，如果单独采用结构的频率响应进行损伤识别，为了获得准确的识别结果，需要较多的模态；如果同时使用频率和振型数据，则识别结果对数据误差较为敏感。(2) 采用极小偏差方式构造误差函数，同时使用控制方程作为约束条件，可以解决测试数据较少情况下的结构识别问题。(3) 当采用方程误差方式构造灵敏度矩阵时，识别精度能在一定程度上得到改善，原因在于结构的特性矩阵一般是物理参数的线性函数，灵敏度矩阵相对简单，求解较为方便。

1.4 本文主要研究内容

压力管道在实际使用过程中,由于在设计、制造、安装及运行管理中存在各类问题,管道破坏事故时有发生,尤其是腐蚀问题的损伤更为普遍。这对管道的安全运行带来一定的威胁,而且对人民的生命和财产造成严重的损失,因此压力管道需要做定期和不定期的检测。原劳动部在 1996 年 4 月发布的《压力管道安全管理与监察规定》中对压力管道的检测提出了原则性规定。冶金工业部于 1995 年颁布了《冶金工业管道管理若干规定》中规定压力管道必须定期进行无损检测方面的金属监察,特别规定中温中压、易燃易爆和有毒介质的管道。

目前压力管道检测以宏观检查和测厚为主。必要时进行无损探伤和理化检验。究其原因主要是没有一种检测能够方便快捷对大量管道进行在线监测,技术上限制我们只能采用现有的检测技术。随着大量管道面临着在线监测,人们就不断寻求新的检测手段。

在管道无损检测技术中,振动检测技术有着诱人的应用前景,因而近几年已经成为管道检测诸多方法中的研究热点。振动检测使用简便,可以对各种情况的结构都可进行检测,只需对整体结构及局部结构进行测试,不需逐点检测就可确定梁型管道结构损伤位置及大小。利用振动测试对结构进行大范围无损检测是已经有了很大发展,尤其是对于在框架及桥梁结构检测中经常使用,如基于振动测试的模态损伤法,在理论上不断发展,而且也有许多技术上的改进,取得了丰硕的成绩,已经有大量国内外文献发表,但对于将振动测试方法用于管道无损检测中,还鲜见报导。作者在总结国内外在振动检测领域研究进展的基础上,把振动检测法应用到管道腐蚀损伤检测中来,具体开展了以下几个方面的研究工作。

1、第一章介绍了国内外研究现状及发展趋势。

2、第二章介绍了本文需要的模态分析理论及模态测试技术。

3、第三章中针对管道损伤检测,利用 Kim 和 Stubbs^[137]提出的损伤指标法,即特征参数损伤识别指标和刚度敏感度比模态指标,对梁型管道数值模拟,并来判断这几种损伤指标的定位的有效性。在对梁型管道数值模拟时,发现特征参数损伤识别指标能够判断单一损伤,但对于多处损伤则不明显,有误判。而刚度敏感度比模态指标则能较理想对损伤进行定位,而且在这种梁型结构中,低阶模态对于损伤定位比较敏感,因为能量集中于低阶模态。最后通过对 2 根有缺陷管道进行试验验证,结果表明,特征参数损伤识别指标识别结果很不理想,但刚度敏感度比模态指标对缺陷较大的管道能有效识别,但对于缺陷较小于(如 No. 3 管道)的损伤则判断困难。

4、第四章基于上模态振动分析理论上,针对压力管道腐蚀灾变形成的缺陷,提出了应变敏感度比的概念,建立了应变敏感度比检测方法。首先测得管道结构的频率及位移模态,再利用差分法及虎克定律求出应变模态,并建立了腐蚀管道的定位检测判据。其次进行数值模拟,验算该检测判据的可行性及精度,结果表明该方法简便实用。最后制备不同缺陷的管道,应用应变敏感度比法检测判断缺陷位置,结果表明,检测位置与实际损伤位置完全一致。通过实测和数值算例证明了只测试损伤及未损伤结构的低阶模态参量,便可对管道结构进行有效的检测,而低阶参量是相对简单易测,从而使该方法应用于工程实际更显便利。

5、第五章提出了一种简便的正交条件敏感度法,利用该方法对6种不同情况的损伤管道进行模拟计算,模拟计算结果表明该方法利用低阶模态值对管道损伤能够准确确定损伤位置及损伤程度,而且对于单一损伤和多处损伤都能有效检测,这为管道检测提供了有利的理论保障。最后对真实管道进行了实测,只需要测得结构的低阶模态频率和模态向量,通过模态修正及正交条件敏感度法算出损伤参数指标,通过判定准则,能够准确判定损伤位置和损伤程度。通过理论模拟及实验验证表明,把正交条件敏感度法可实现管道缺陷的在线检测,具有广阔应用前景。

6、第六章中,由于管道完全评定中要求通过检测对管道损伤形式及缺陷的大小进行确定,为了解决这一问题,本章提出了管道损伤缺陷尺寸检测方法,这一方法从断裂力学角度出发,推导了腐蚀缺陷尺寸表达式,从而可以计算腐蚀损伤尺寸大小,经过理论模拟及试验计算此方法效果理想且精度较好。本文只进行了一种缺陷形式的检测,其它缺陷形式的检测,有待进一步研究。

2 模态分析理论及模态试验技术

2.1 引言

模态分析技术从 20 世纪 60 年代后期发展至今已趋成熟。他和有限元分析技术一起，已成为结构动力学中两大支柱。模态分析是结构动力学中一种“逆问题”分析方法，它与传统的“正问题”方法（主要是指有限元方法）不同，是建立在实验（或实测）的基础上，采用实验与理论相结合的方法来处理工程中的振动问题。目前已成为解决工程中振动问题的重要手段，在机械、航空、航天、土木、建筑、造船、化工等工程领域被广泛应用。

模态分析的经典定义是：将线性定常系统振动微分方程组中的物理坐标变换为模态坐标，使方程组解耦，成为一组以模态坐标及模态参数描述的独立方程，以便求出系统的模态参数。坐标变换的变换矩阵为模态矩阵，其每列为模态振型。由于采用模态截断的处理方法，可使方程数大为减少，从而大大节省了计算机时，减少了机器容量，降低了计算成本。这对大型复杂结构的振动分析带来很大的好处。

模态分析的最终目标是识别出系统的模态参数，为结构系统的振动特性分析、振动故障诊断和预报以及结构动力特性的优化设计提供依据。因此模态参数辨识是模态分析理论的重要内容。

模态分析理论的三个基本假设：

(1) 线性系统假设：被研究结构的动态特性是线性的，即任何输入组合引起的输出等于各自输出的组合，其动力学特性可以用一组线性二阶微分方程来描述。这一假设使得线性叠加原理可以应用于模态分析之中，每一个振动都可以看作是很多个固有振型的线性叠加。

(2) 定常假设（即时不变系统假设）：被研究结构的动态特性（如质量、阻尼、刚度等）不随时间发生变化，即具有频率保持性，因而微分方程的系数是与时间无关的常数。

(3) 稳定假设：被研究结构对有限激励将产生一个有限的响应，即系统满足傅氏变换和拉氏变换的条件。此外还常常假设结构遵从 Maxwell 互易性原理，即在 q 点输入所引起的 p 点的响应，等于在 p 点的相同输入所引起的 q 点的响应。此假设使得质量矩阵、刚度矩阵、阻尼矩阵和频响函数矩阵都为对称矩阵。

2.2 单自由度系统的振动力学模型和特征参数

研究一个实际的工程结构的振动问题时，总是要对这个结构进行简化，抽象出其主要的力学本质，建立一个以若干广义坐标来描述的力学模型，称为振动系统。广义坐标的个数为这个振动系统的自由度。

2.2.1 单自由度系统的振动力学模型

单自由度系统是指只用一个广义坐标就足以描述其运动状态的振动系统，如一个无质量的弹簧支持着一个无弹性的质量系统。对单自由度系统的振动分析可以揭示出振动的许多本质现象，是研究多自由度的基础。

单自由度系统振动时的力平衡方程可写成：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f \quad (2.1)$$

其中， m, c, k 分别为单自由度系统的质量、阻尼、刚度， f 为随时间变化的外力。

式(2.1)可改写成：

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = \frac{f}{m} \quad (2.2)$$

其中，系统的固有频率为：

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.3)$$

系统的临界阻尼比为：

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_0} \quad (2.4)$$

若在 $t=0$ 时刻后，质量块不受外力作用，系统处于自由振动的状态。由于阻尼力的作用，自由振动的振幅将逐渐衰减，最后停止振动。这样单自由度系统振动的动力方程变为：

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = 0 \quad (2.5)$$

解上述方程，采用拉普拉斯(Laplace)变换方法，令 $x = Xe^s$ ，代入方程后得：

$$(s^2 + 2\xi\omega_0s + \omega_0^2)Xe^s = 0 \quad (2.6)$$

即

$$s^2 + 2\xi\omega_0s + \omega_0^2 = 0 \quad (2.7)$$

式(2.7)称为振动系统的特征方程，该方程的根为：

$$s_{1,2} = -2\xi\omega_0 \pm \omega_0\sqrt{\xi^2 - 1} \quad (2.8)$$

对于一般工程结构， ξ 远小于1，该方程的根为：

$$s_{1,2} = -2\xi\omega_0 \pm j\omega_0\sqrt{1-\xi^2} \quad (j = \sqrt{-1}) \quad (2.9)$$

于是自由振动方程的解为：

$$x = e^{-\xi\omega_0 t} (X_1 e^{j\omega_0\sqrt{1-\xi^2}t} + X_2 e^{-j\omega_0\sqrt{1-\xi^2}t}) \quad (2.10)$$

利用欧拉公式可将上式简化成

$$x = X e^{-\xi\omega_0 t} \sin(\omega_d t + \varphi) \quad (2.11)$$

其中

$$\omega_d = \omega_0\sqrt{1-\xi^2} \quad (2.12)$$

自由振动方程的解式中常数由初始条件来确定。若在 $t=0$ 时刻， $x|_{t=0} = x_0$ ， $\dot{x}|_{t=0} = \dot{x}_0$ ，自由振动方程的通解为：

$$x = X e^{-\xi\omega_0 t} \left(x_0 \cos t + \frac{\dot{x}_0 + \xi\omega_0 x_0}{\omega_d} \sin \omega_d t \right) \quad (2.13)$$

2.2.2 单自由度系统的传递函数和频响函数

一个线性非时变单自由度系统振动时的运动方程可写为：

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (2.14)$$

式(2.14)可写成：

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_0\dot{x}(t) + \omega_0^2 x(t) = \frac{f(t)}{m} \quad (2.15)$$

对上述方程两边进行拉普拉斯变换，得：

$$(s^2 + 2\xi\omega_0 s + \omega_0^2)X(s) = \frac{F(s)}{m} \quad (2.16)$$

其中，位移 $x(t)$ 和力 $f(t)$ 的拉普拉斯变换分别为：

$$X(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} x(t) dt \quad (2.17)$$

$$F(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} f(t) dt \quad (2.18)$$

式(2.16)可写成下面形式:

$$X(s) = F(s)H_d(s) \quad (2.19)$$

其中

$$H_d(s) = \frac{1}{m(s^2 + 2\xi\omega_0 s + \omega_0^2)} \quad (2.20)$$

式(2.20)称为单自由度系统的位移传递函数,该函数描述了在复数 s 域内单自由度系统的位移响应与激振力之间的映射关系。由拉氏变换性质可得,单自由度系统初态为静止时,其速度和加速度传递函数分别为:

$$H_v(s) = \frac{s}{m(s^2 + 2\xi\omega_0 s + \omega_0^2)} \quad (2.21)$$

$$H_a(s) = \frac{s^2}{m(s^2 + 2\xi\omega_0 s + \omega_0^2)} \quad (2.22)$$

对式(2.15)两边进行傅里叶变换,可得:

$$(\omega_0^2 - \omega^2 + 2j\xi\omega_0\omega)X(\omega) = \frac{F(\omega)}{m} \quad (2.23)$$

其中位移 $x(t)$ 和力 $f(t)$ 的傅里叶变换分别为:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (2.24)$$

$$F(\omega) = \int_0^{\infty} f(t)e^{-j\omega t} dt \quad (2.25)$$

式中: j 为单位虚数,即 $\sqrt{-1}$

式(2.23)可改写为:

$$X(\omega) = F(\omega)H_d(\omega) \quad (2.26)$$

其中:

$$H_d(\omega) = \frac{1}{m(\omega_0^2 - \omega^2 + 2j\xi\omega_0\omega)} \quad (2.27)$$

式(2.27)称为单自由度系统的位移频响函数,该函数描述了在频域 ω 内单自由度系统的位移响应与激振力之间的映射关系。由傅氏变换是拉氏变换在 $s = j\omega$ 的特例,单自由度系统初态为静止时,其速度和加速度频响函数分别为:

$$H_v(\omega) = \frac{j\omega}{m(\omega_0^2 - \omega^2 + 2j\xi\omega_0\omega)} \quad (2.28)$$

$$H_a(\omega) = \frac{-\omega^2}{m(\omega_0^2 - \omega^2 + 2j\xi\omega_0\omega)} \quad (2.29)$$

2.3 多自由度系统的振动力学模型和特征参数

单自由度系统表现出了振动的许多基本现象,但并非全部。实际结构中,能简化为单自由度系统的结构并不多见,大多数结构均呈现多自由度系统特征,因此研究多自由度系统的动力特性更具普遍意义。

2.3.1 无阻尼多自由度系统系统特征值问题

在物理坐标系统中,一个典型多自由度线性非时变系统的运动方程为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (2.30)$$

式中

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.31)$$

式中, α 和 β 为比例常数, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为结构的质量阵、阻尼阵和刚度阵;通常 $[M]$ 及 $[K]$ 矩阵为实系数矩阵,而其中质量矩阵 $[M]$ 是正定矩阵,刚度矩阵 $[K]$ 对于无刚体运动的约束系统是正定的,对于有刚体运动的自由系统则是半正定的。当阻尼为比例阻尼时,阻尼矩阵 $[C]$ 为对称矩阵。 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 矩阵均为 $(N \times N)$ 阶矩阵。 $\{f(t)\}$ 为激振力向量; $\{x\}$, $\{\dot{x}\}$, $\{\ddot{x}\}$ 分别为结构的位移、速度和加速度反应向量。

如果 $[M]$ 、 $[K]$ 和 $[C]$ 不是对角阵,便会出现广义坐标的耦合问题,而各个运动方程必须同时满足。

令(2.30)中 $[C]=0$, $\{f\}=0$,运动方程简化为:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (2.32)$$

构造一个解如下：

$$\{x\} = \text{Re}[B\{\varphi\} \exp(i\omega t)] \quad (2.33)$$

这里 B 和 $\{\varphi\}$ 是常量。将此解代入式 (2.34) 中，运动方程所产生的每一项都具有同样的时间依赖关系，所以只要指数项的系数相等，则所有瞬时运动方程皆能满足。而且常数因子 B 是公共的，可以消去，剩下的项为：

$$[[K] - \omega^2[M]]\{\varphi\} = \{0\} \quad (2.34)$$

$$|[K] - \omega^2[M]| = \{0\} \quad (2.35)$$

方程 (2.34) 可以构造的特征值问题，方程 (2.35) 则是特征方程。解上述特征方程，可以解该特征方程，得 n 个特征值 $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2$ ，以及对应每个特征值的 n 维特征列向量 $\varphi_i (i=1, 2, \dots, n)$ 。在模态分析中 ω_i^2 和 φ_i 就是结构的 i 阶固有频率和与之对应的固有振型。可以证明质量矩阵 [M] 和刚度矩阵 [K] 符合如下正交条件：

$$\Phi^T M \Phi = \text{diag}[m_i], \Phi^T K \Phi = \text{diag}[k_i] \quad (2.36)$$

式 (2-36) 中 m_i 和 k_i 分别表示结构的模态质量和模态刚度。上标 T 表示矩阵转置。将式 (2.36) 代入 (2.34) 得到：

$$\omega_i^2 = \frac{k_i}{m_i} \quad (2.37)$$

特征向量中的各个元素比例固定，但数值大小不确定，一般来说要进行质量归一化，式 (2.38) 变为：

$$\Phi^T M \Phi = I_n, \Phi^T K \Phi = \Omega^2 \quad (2.38)$$

式 (2.38) 中 I_n 表示 $n \times n$ 维单位阵。模态向量在结构振动又称为模态振型。在无阻尼情况下，模态向量为实数，因此又称为实模态向量。

2.3.2 多自由度振动系统的物理模型和模态模型间的转化

求解方程 (2.30)，我们可以求得该系统固有频率矩阵和固有振型矩阵

$$[\Omega] = \text{diag}[\Omega_1, \Omega_2, \dots, \Omega_N], [\Phi] = [\{\varphi_1\}, \{\varphi_2\}, \dots, \{\varphi_N\}] \quad (2.39)$$

上式中 $[\Phi]$ 为由结构各阶振型向量 $\{\varphi_i\}(i=1,2,\dots,N)$ 组成的振型矩阵。在模态坐标系统中，我们用 $[\Phi]$ 作为坐标系统空间的基向量矩阵，令

$$\{x\}=[\Phi]\{q\} \quad (2.40)$$

式中 $\{q\}$ 为模态坐标向量，则可将(2.30)变化为如下：

$$\left. \begin{aligned} [\Phi]^T[M][\Phi]\{\ddot{q}\}+[\Phi]^T[C][\Phi]\{\dot{q}\}+[\Phi]^T[K][\Phi]\{q\} &= [\Phi]^T\{f\} \\ [m_r]\{\ddot{q}\}+[c_r]\{\dot{q}\}+[k_r]\{q\} &= [\Phi]^T\{f\} \end{aligned} \right\} \quad (2.41)$$

$$m_i\{\ddot{q}\}+c_i\{\dot{q}\}+k_i\{q\}=\{\varphi_i\}^T\{f\}, i=1,2,3,\dots,N \quad (2.41a)$$

式中：

$$\left. \begin{aligned} [m_r] &= \text{diag}[m_1, m_2, \dots, m_N] & m_i &= \{\varphi_i\}^T[M]\{\varphi_i\} \\ [c_r] &= \text{diag}[c_1, c_2, \dots, c_N] & c_i &= \{\varphi_i\}^T[C]\{\varphi_i\} \\ [k_r] &= \text{diag}[k_1, k_2, \dots, k_N] & k_i &= \{\varphi_i\}^T[K]\{\varphi_i\} \end{aligned} \right\} \quad (2.42)$$

分别称为模态质量阵、模态阻尼阵和模态刚度阵，均为对角阵。其元素 m_i, c_i, k_i 则称为模态质量、模态阻尼和模态刚度。式(2.41)则为系统的模态模型。

令

$$\{f\}=\{F\}e^{j\omega t}, \quad \{q\}=\{Q\}e^{j\omega t}, \quad \{x\}=\{X\}e^{j\omega t} \quad (2.43)$$

可得

$$[X]=[\Phi]([K_r]-\omega^2[M_r]+j\omega[C_r])[\Phi]^T\{F\}=[\Phi][Y_r][\Phi]^T\{F\}=[H]\{F\} \quad (2.44)$$

式中

$$[H]=[\Phi][Y_r][\Phi]^T \quad (2.45)$$

$$[Y_r]=\text{diag}[Y_1, Y_2, \dots, Y_r] \quad (2.46)$$

$$Y_r=(k_r-\omega^2m_r+j\omega c_r)^{-1} \quad (2.47)$$

式(2.44)为频响函数预测公式；式(2.45)为频响函数矩阵表达式。

由物理模型到模态模型的转换，是方程(2.30)解耦的数学变换过程。从物理意义上认识，这是一种从力的平衡方程变为能量平衡方程的过程。

2.3.3 多自由度系统的传递函数和频响函数

同单自由度一样对式(2.30)进行拉氏变换得:

$$([M]s^2 + [C]s + [K])\{X(s)\} = F(s) \quad (2.48)$$

式中: $F(s)$ 和 $X(s)$ 分别为 $\{f(t)\}$ 和 $\{x(t)\}$ 的拉氏变换。

由式(2.48), 得:

$$\{X(s)\} = [H_d(s)]\{F(s)\} \quad (2.49)$$

式中:

$$[H_d(s)] = ([M]s^2 + [C]s + [K])^{-1} \quad (2.50)$$

式中: $[H_d(s)]$ 为结构的位移传递函数矩阵。

由(2.42), 得

$$\begin{aligned} [M] &= ([\Phi]^T)^{-1} \text{diag}(m_r) ([\Phi])^{-1} \\ [C] &= ([\Phi]^T)^{-1} \text{diag}(c_r) ([\Phi])^{-1} \\ [K] &= ([\Phi]^T)^{-1} \text{diag}(k_r) ([\Phi])^{-1} \end{aligned} \quad (2.51)$$

将(2.51)代入(2.50)得:

$$[H] = \sum_{r=1}^n Y_r \{\varphi_r\} \{\varphi_r\}^T \quad (2.52)$$

它的展开式为

$$\begin{aligned} [H] &= \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1N} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2N} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ H_{N1} & H_{N2} & \cdots & H_{NN} \end{bmatrix} = \sum_{r=1}^N Y_r \begin{bmatrix} \varphi_{1r} \\ \varphi_{2r} \\ \vdots \\ \varphi_{Nr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_{1r} & \varphi_{2r} & \cdots & \varphi_{Nr} \end{bmatrix} \\ &= \sum_{r=1}^N Y_r \begin{bmatrix} \varphi_{1r}\varphi_{1r} & \varphi_{1r}\varphi_{2r} & \cdots & \varphi_{1r}\varphi_{Nr} \\ \varphi_{2r}\varphi_{1r} & \varphi_{2r}\varphi_{2r} & \cdots & \varphi_{2r}\varphi_{Nr} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \varphi_{Nr}\varphi_{1r} & \varphi_{Nr}\varphi_{2r} & \cdots & \varphi_{Nr}\varphi_{Nr} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.53)$$

$[H]$ 中的任一元素 H_{ij} , 其表达式为

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^N Y_r \varphi_r \varphi_{jr} = \sum_{r=1}^N \frac{\varphi_r \varphi_{jr}}{k_r - \omega^2 m_r + j\omega c_r} \quad (2.54)$$

式(2.21)称为系统在*i, j*两点之间的频响应函数。其物理意义为：在*j*点作用单位力时，在*i*点所引起的响应。

2.3.4 频响应函数与模态参数的关系

从(2.53)中我们可得出如下结论：

1 频响应函数矩阵的任一行为

$$\begin{aligned} [H_{i1} \quad H_{i2} \quad \dots \quad H_{iN}] &= \sum_{r=1}^N Y_r [\varphi_r \{\varphi_r\}^T] = \sum_{r=1}^N [{}_r H_{i1} \quad {}_r H_{i2} \quad \dots \quad {}_r H_{iN}] \\ &= \sum_{r=1}^N Y_r \varphi_r [\varphi_{1r} \quad \varphi_{2r} \quad \dots \quad \varphi_{Nr}] \\ &= \sum_{r=1}^N \frac{\varphi_r}{k_r - \omega^2 m_r + j\omega c_r} [\varphi_{1r} \quad \varphi_{2r} \quad \dots \quad \varphi_{Nr}] \end{aligned} \quad (2.55)$$

可见， $[H]$ 中的任一行，即包含所有模态参数，而该行的第*r*阶模态的频响应函数值之比，即为第*r*阶模态振型。在结构上某一固定点*i*点拾振，轮流地激励所有点，就可以求得 $[H]$ 中的一行。这一行频响应函数即可包含进行模态分析所需要的全部信息，图 2.1 所示的单元拾振，各点用力锤轮流敲击法激振，就是测量一行频响应函数的典型测量方法。

2 频响应函数矩阵的任一列为

$$\begin{Bmatrix} H_{1j} \\ H_{2j} \\ \vdots \\ H_{Nj} \end{Bmatrix} = \sum_{r=1}^N \begin{Bmatrix} {}_r H_{1j} \\ {}_r H_{2j} \\ \vdots \\ {}_r H_{Nj} \end{Bmatrix} = \sum_{r=1}^N Y_r \begin{Bmatrix} \varphi_{1r} \\ \varphi_{2r} \\ \vdots \\ \varphi_{Nr} \end{Bmatrix} \varphi_{jr} = \sum_{r=1}^N \frac{\varphi_{jr}}{k_r - \omega^2 m_r + j\omega c_r} \begin{Bmatrix} \varphi_{1r} \\ \varphi_{2r} \\ \vdots \\ \varphi_{Nr} \end{Bmatrix} \quad (2.56)$$

可见， $[H]$ 中任一列包含全部模态参数，而该列的第*r*阶模态的频响应函数之比值，即为*r*阶模态振型：

$$\begin{Bmatrix} \varphi_{1r} \\ \varphi_{2r} \\ \vdots \\ \varphi_{Nr} \end{Bmatrix} = \frac{1}{Y_r \varphi_{jr}} \begin{Bmatrix} {}_r H_{1j} \\ {}_r H_{2j} \\ \vdots \\ {}_r H_{Nj} \end{Bmatrix} \quad (2.57)$$

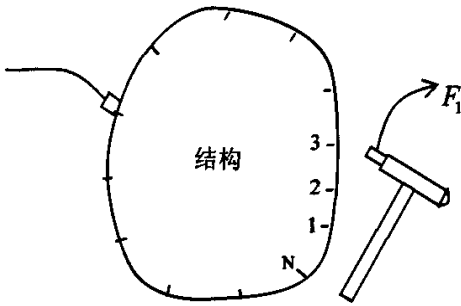


图 2.1 单点拾振法

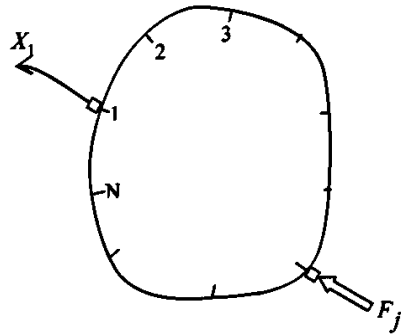


图 2.2 单点激励法

由(2.57)可知：如果在某一固定点 j 处激励，而在其他各点拾振，便能得到频响函数矩阵的一列，这一列频响函数中即可包含进行模态分析的全部信息。如图 2.2 所示的固定单点激励，在各点拾振(可同时多点拾振，也可分组拾振或单点拾振)的方法，这是测量一系列频响函数的典型方法。

2.3.5 多自由度结构体系的模态参数识别

多自由度结构频域模态识别方法大致经历了三个发展阶段，并发展和应用了三类不同的方法^[19]，在此主要介绍单输出/单输入识别法(SISO法)，频域法的识别分析路线如图 2.3 所示。

这一识别法是 20 世纪 70 年代前期发展和使用的方法，除了简化的单模态分析外，进行多模态分析时，主要有两种方法，一种是将传递函数展开为分式，用非线性最小二乘法技术迭代求解的方法；另一种是将传递函数展开为有理多项式，用线性最小二乘法技术直接求解的方法。

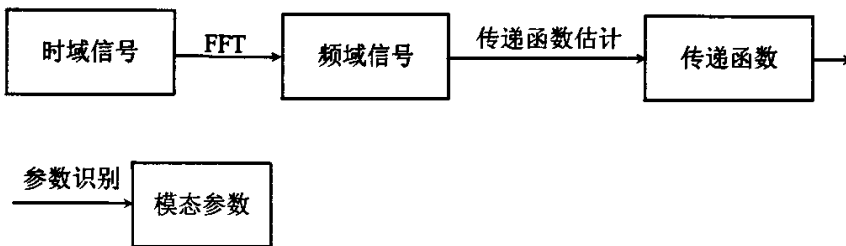


图 2.3 典型频域法路线图

Figure 2.3 Typical scheme of frequency field method

2.3.5.1 理论依据

当结构阻尼比较小, 各阶固有频率相间比较稀疏时, 多自由度结构相邻模态之间将不严重耦合, 由文献^[132]知其判别条件为:

$$(f_i - f_{i-1}) > K(B_i + B_{i-1}) \quad (2.58)$$

式中, f_i, f_{i-1} 为 i 阶和 $i-1$ 阶模态频率; B_i, B_{i-1} 为 f_i, f_{i-1} 附近频响函数半功率点处的频带宽; $K=1\sim 2$ 。此时在某阶模态圆频率 ω_i 附近, 频响函数可近似表示为 (以加速度频响函数为例):

当 p 点激励时, 由频响函数公式得:

$$H_a^p(\omega) \doteq \sum_{i=1}^N \frac{-\omega^2 \varphi_{ri} \varphi_{pi}}{M_i (\omega_i^2 - \omega^2 + 2j\xi_i \omega_i \omega)} \quad (2.59)$$

可见, 多自由度结构的频响函数, 可用一系列固有频率等于原结构各阶频率的单自由度结构的频响函数来近似, 如图 2.4 所示。

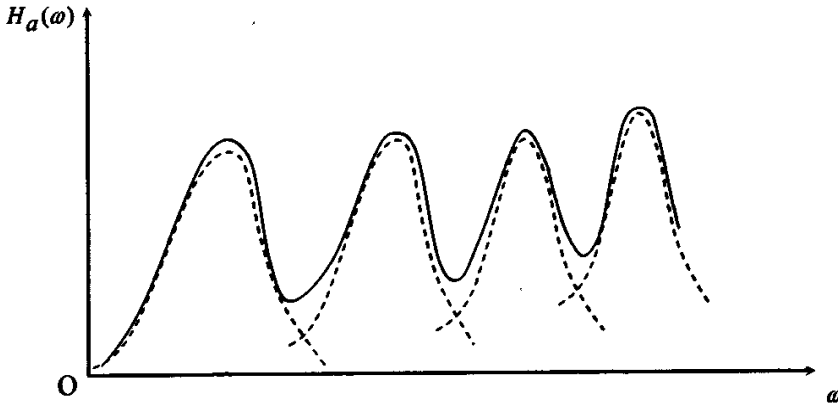


图 2.4 用单自由度结构的频响函数近似表达多自由度结构的频响函数

Figure 2.4 approximately replace frequency response function of single degree of freedom by frequency response function of multi-degree freedom

2.3.5.2 模态频率识别

由式(2.59)可知, 直接采用单自由度的幅值法、分量法或导纳圆法可以识别多自由度结构的各阶模态频率和阻尼比。为减小频响函数估计的误差, 文献^[133]提出用最小二乘

优化法确定多自由度结构在各阶模态频率附近的导纳圆。为减少由频率分辨间隔引起的模态频率识别的偏度误差，文献^[134]建议采用如下加权对中公式：

$$f_i = \frac{\sum_{r=L}^R (A_r)^w f_r}{\sum_{r=L}^R (A_r)^w} \quad (2.60)$$

式中， L 和 R 分别为曲线幅值左边和右边的界限频率点； f_r 与 A_r 为 r 点的频率和幅值， w 为加权幂指数。

2.3.5.3 模态振型的识别

由式(2.59)可知，多自由度结构频响函数幅频曲线的峰值在各阶模态频率附近，即

$$\left| H_{\sigma}^p(\omega) \right|_{\omega_i} \doteq \left| H_{\sigma}^p(\omega_i) \right| = \frac{\varphi_n \varphi_{pi}}{2M_i \xi_i} \quad (2.61)$$

由式(2.61)知，加速度虚频曲线峰值和导纳圆直径与幅频曲线峰值相等，可得出下列确定个测点振型坐标相对比值(绝对值)的方法：

(1) 各测点频响函数幅频曲线在某阶模态频率处峰值之比等于该阶模态振型在各测点处的坐标之比。

(2) 各测点频响函数虚频曲线(采用速度频响函数时为实频曲线)在某阶模态频率处峰值之比等于该阶模态振型在各测点处的坐标之比。

(3) 各测点频响函数在某阶模态频率处的导纳圆直径之比等于该阶模态振型在各测点处的坐标之比。

振型坐标在各测点处的符号可由各测点间互功率谱的相位关系确定：同相同号，异相异号。

为减小频谱分析的谱泄漏影响，文献^[135]建议采用各测点频响函数幅频曲线波峰下的面积的比值确定振型。

2.4 模态试验分析技术

振动模态是弹性结构固有的、整体的特性。每一阶模态具有特定的固有频率、阻尼比和模态振型，这些模态参数可通过试验模态分析方法获得。基于线性叠加原理，一个系统的复杂振动可以分解为许多模态的叠加，这样一个分解过程称为模态分析。如果这个过程由有限元计算方法得到，则称为计算模态分析；如果利用系统的输入与输出信号经过参数识别获取模态参数，则称为试验模态分析(EMA)，又称为模态分析的试验过

程。通常意义下的模态分析都是指试验模态分析。如果通过试验模态分析方法弄清楚了结构物在某一感兴趣的频率范围内各阶主模态的特性,就可能预言结构在此频段内在内部或外部各种振源作用下实际振动响应。因此,模态分析是结构在响应分析、结构损伤诊断的重要方法

试验模态分析一般分以下两个步骤:

- ◇ 首先由试验测得激励和响应的时间历程,运用数字信号处理技术求得频响函数(传递函数)或脉冲响应函数,得到系统的非参数模型;
- ◇ 运用参数识别方法,求得系统的模态参数。

因此,试验模态分析是综合运用线性振动理论、动态测试技术、数字信号处理和参数识别等手段,进行系统识别的过程。

2.4.1 模型动力(模态)试验

振动测量包括直接测量和间接测量两部分内容。所谓直接测量,即是通过测量可以直接获得的振动参数,如位移、速度、加速度的幅值和频率。而间接测量是通过直接测量获得的振动参数再按照一定的原理对这些参数进行处理后得到的属于结构本身的动力参数,如结构的各阶自振频率、振型、阻尼等。对数据的处理可用模拟的方法,也可用数学方法。现代的振动测量中,都使用电子测振仪器。测振仪器系统通常由拾振器、放大器、记录器和分析仪器组成。拾振器也称传感器,其作用是把属于机械量的运动量,如动位移、速度、加速度按各种非电量测量法的原理转换为电量输出,因为电量可以通过电子技术很容易的加以放大、模拟运算等。在结构振动测量中使用较多的传感器有磁电式、压电式、伺服式传感器。拾振得来的信号一般很微弱,不能直接推动记录装置。放大器的作用就是把传感器转换后的信号放大、转换。目前应用较多的是电荷放大器。记录器是把放大后的振动信号显示或记录下来的一种装置,一般是用于现场测试。分析仪的任务是将测量的振动信号进一步分析、变换和处理。

本文在简支梁管道模型动力试验中根据实验室现有条件配置了一套测试系统:

用北京 702 研究所配套仪器,组成如下:

- 动态信号实时分析系统 DSPS, 通道数 32;
- PCB 电荷放大器;
- 加速度传感器;
- PCB 脉冲力锤;
- 笔记本电脑一台(包括 DSPS V5.0 版软件);

2.4.2 模态试验设备的选择

2.4.2.1 激励方式的选择

常见的激励方式有振动台激励、激振器激励、敲击法、火箭激励、卸载法。后三种属于脉冲激励。本项目模态试验采用敲击法，采样方式选取变时基触发方式，变时基方式适用于低频或中频结构的模态分析。

下面主要介绍一下冲击激励

冲击激励是一种瞬态激励，是最常用的一种激励，他尤其适用于中小型和低阻尼结构激励。这种信号一般用锤击产生。实际冲击信号近似为半正弦信号，如图 2.5(a)所示，图 2.5(b)为其幅值谱。时域冲击脉冲时间 τ_c 越窄，其信号频带越宽。其极限情况为脉宽为 0 的 δ 函数，他的傅氏变换为频带为无限宽的白谱。采用不同的锤头和不同的附加质量，其频谱也将有所差别。采用不同材料制成顶帽和附加质量将冲击能量集中在有限的频带内。

在进行信号采样及数据处理时，为尽量减少干扰信号的引入，力信号应加力窗函数。在采用脉冲激振法来测量传递函数时，响应信号应加指数窗函数，它的作用在于帮助控制采样时间。

锤击法简便，花费少，但其能量有限且不易控制。但对于管道结构来说已经足够满足要求。国内实践经验中，锤击法已成功用于 24 吨水轮机叶片和 12 吨的矿用车车架，都得到了较好的试验结果。

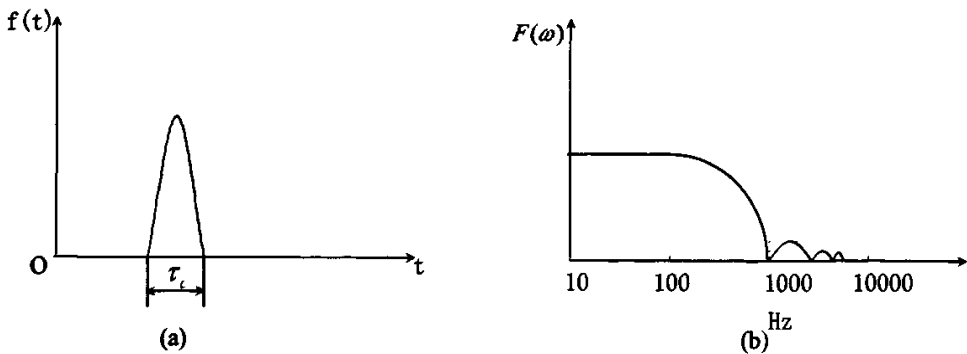


图 2.5 锤击产生的冲击力及其频谱

Fig. 2.5 impact force and frequency response function due to hammer excited

2.4.2.2 传感器的选择

位移传感器适用于测量低频,对于楼房、大坝、桥梁等大型结构,用位移传感器较为合适。压电加速度传感器适用于测量高频,对于频率较高的机械结构或小型构件,用加速度传感器测量较为合适。本项试验采用加速度传感器。

2.4.2.3 采样频率的选择

采样频率应包括全部感兴趣的模态频率。本次试验经过多次试验分析对比,最终确定采样频率为 1000Hz。因为 DSPS 软件采用数据是用“一块一块”存储的,也称作块数据,或块文件。设置系统分析频率后,系统默认采集频率是分析频率的 2.56 倍。当示波波形满意后,进入多次触发采样文件,按上述值设置采样参数。首先设置试验名、试验号、数据路径等。然后按照上面的计算结果输入工程单位以及标定值:

第一通道工程单位: N (牛顿); 标定值: 500

第二通道工程单位: MM/SS (加速度); 标定值: 254

分析频率为 1000Hz,选择触发采集,该采集方式是用触发电平启动采集程序,采集前需预先设置触发参数。触发电平为 300mv,滞后点为 32 点,触发次数 8 次,采样通道为 2,在每个测点敲击 8 次后,测点号自动改变,之后进行换点敲击,直到采完所需测点。

2.4.3 试件支承状态

为了得到一组满意的频响函数测量数据,被测试结构的支承应引起足够的重视。同一结构在不同的边界条件下,将有不同的模态参数。目前常用的支承方式有两种:地面支承与自由支承。

本文采用地面支承,是由于管道结构的特性来决定,大量管系结构的两端支承的工作状态接近固定支承方式。通过一定的修改消除附加部件的影响。

2.4.4 测点及测量方法的安排

测点位置、测点数量及测量方向的选定应考虑以下两方面的要求:

- ◇ 能够在变形后明确显示在试验段内的所有模态的变形特征及各模态间的变形区别。
- ◇ 保证所关心的结构点(如在总装时要与其他部件连接的点)都在所选测量点中,且测试点不应靠近节点。

对于复杂的空间结构,一般情况下将表现为三维空间变形。这就要求我们在结构上一个几何点上测量三个方向的响应。在这种情况下,测量点数和几何点数并不相等。所以测点均应在测量之前在结构上编号注明。

2.4.5 试验频段的选择

试验频段的选择应考虑结构在正常条件下激振力的频率范围。通常认为，远离振源频带的模态对结构实际振动响应的贡献较小，甚至认为低频激励激出的响应不含高阶模态的贡献。如果属于局部结构试验，试验的结果将会用于和其他多个结构进行连接综合分析，以求取整体结构模态，那么为使整体模态更具有高的精度，局部结构模态的试验频段更应放宽些，以求取较多模态。局部结构模态过少而局部与整体联结点较多，可能使整体综合分析无法进行。

2.5 管道模态分析试验

实验模态分析主要是通过模态试验，测量系统的振动响应信号，或同时测量系统的激励信号、响应信号，从测量到的信号中，识别描述系统动力特征的有关参数。本文通过模态测试主要获得管道结构的固有频率和振型。

2.5.1 管道模态试验设备组成

模态分析系统由三部分组成(图 2.6)：

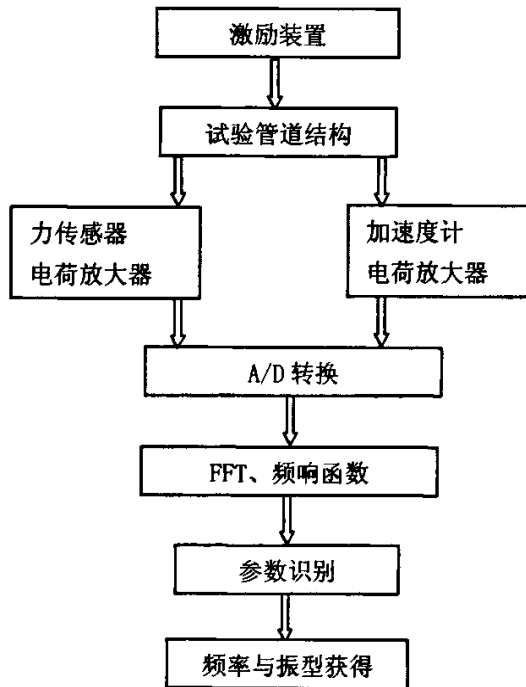


图 2.6 模态试验流程图

Fig. 2.6 Flow chart for the modal test

1 激振系统

本试验采用锤击法，为了获得管道结构前几阶模态，在此试验中我们采用锤头为橡胶头的力锤。

2 测量系统

用传感器测量试验个测点的位移、速度、加速度振动信号，然后将这些信号与集振信号一起纪录下来。

3 分析系统

将所记录的激振信号和响应信号经过数模转换采样到分析仪中，用软件系统识别振动的模态参数。

2.5.2 管道模态试验步骤

- 1) 梁型管道结构动力特性的估计：通过对管道结构进行粗略的有限元计算，定性地了解梁型管道结构的动力特性，主要包括模态频率分布范围、振型密集程度和节点位置。
- 2) 预试验：在管道结构选择 5 个测点，采用 4 种测试方案进行预试验，其中考虑了单次锤击、随机锤击、分区技术、不同锤帽条件的对比试验。预试验的目的是检验各种试验方案的有效性，以便选取适合的试验方案，同时验证动力特性的预算结果，以便合理地布置测点，选择比较理想的激励点。
- 3) 现场实测：布置梁型管道于两端为支承支座的支架上，相当于弹性支承。选择管道上平面线上的等间距的 11 测点，采用单点采集，多点锤击的方法在各标志测点，用 PCB 力锤敲击管道，用加速度测量加速度响应，激励信号放大 10 倍，用实时信号分析仪 DSPS 系统来对敲击信号及加速度响应进行收集。同时监测响应信号。
- 4) 数据处理：把利用 DSPS 系统采集到的激励与响应信号导入模态分析系统进行分析，根据固有频率的密集程度，选择适当的带宽，采用单模态曲线拟合频域模态参数辨识方法，求得梁型管道前几阶模态参数（模态频率与模态振型）。

冲击能量的有效成分主要是低频部分，冲击激励的高频响应较差。但在实验中必须注意以下几点：

1) 选择合适的冲击方式

对于一般大小、关心固频在 20-1000Hz 之间的结构，其非线性性质不明显，宜采用单次冲击方式；对较大、关心固频较底的结构，允许有不太强的非线性影响，宜采用随机冲击方式。

2) 选择合适的冲击锤

冲击激励能量输入与频率范围是矛盾的。一方面，总希望结构能得到足够的激励能量，以提高信噪比。但是输入能量增大会导致频率范围降低，影响冲击力锤试验的高频特性。应选择锤体质量和锤帽刚度是一对矛盾，必须针对实际情况综合考虑。

3) 选择合适的敲击点

敲击点宜选在适当远离振动模态反节点的位置。另外，如果结构各部分刚度变化较大，敲击点宜选在刚度较大的部位。

4) 防止信号过载

锤击实验中的过载是一个常见的问题，要靠经验来控制。在预实验中，应反复调整，避免信号过载。锤击力过大不仅引起测量信号过载，有时还会使结构锤击部位局部变形过大而引起塑性变形，这也是应注意的问题。

2.5 本章小结

本章主要介绍振动模型的建立及模态分析理论及模态试验测试的基本知识及管道结构模态试验步骤。首先从单自由度振动力学模型系统出发，对该系统进行动力分析，然后推广到多自由系统，介绍了振动系统的物理模型与模态模型的转化，引出频响函数及它与模态参数的关系，介绍了模态参数频域识别法。其次，介绍了模态测试技术，并结合管道结构的特点选取适当的测试设备及测试方式，并给出管道模态测试的步骤，为以后对管道模态参数识别提供了理论基础。

3 模态参数指标法在管道结构损伤识别中的应用

3.1 引言

工程结构的许多事故常常是因为结构构件的微小疲劳裂缝而引起的。而压力管道如石油管道、天然气、煤气管道等发生的事故除了由于微小疲劳裂缝引起之外，还由于诸如管道腐蚀等引起的截面减小、内在裂纹等而引起。这些裂纹和微小的损伤都是潜在的危害，不易观察，如果不及时发现和替换，一旦引发事故将会给社会生产和人民生活带来巨大的危害。所以对压力管道进行在线检测和评价，使其在发生事故之前提前预告其损伤，对保证社会生产和生活以及保护人民的生命财产具有很大的实际意义。

目前所存在的结构无损检测技术有很多种，如：电测法、超声波法、化学法、模态法等等。这些方法在理论上可以适应于任何结构、任何环境，但是由于结构的特殊性、复杂性以及所处环境的特殊性、复杂性，有些检测方法所用的参数受外界条件和其它因素的影响比较大，使得损伤检测难度加大而且检测效果也不理想，所以具体的方法只适用于具体工程结构或者具体的环境，目前尚无统一和有效的结构无损检测方法。尤其当考虑到经济的因素时，有些无损检测方法的确可靠，但是工程预算比较大、实测费用昂贵，不实用。因此，在诸多的方法中，基于振动模态的检测的方法由于其相对简易性和易测性，使得它在大型工程结构的无损检测技术中显示出突出的地位^[61]

Kim 和 Stubbs^[137]提出了模态参数指标法，用于判断梁结构。任权、李洪升和郭杏林^[74]，李洪升^[66]等利用振动的这些特点把振动模态运用到管道的损伤检测中，给管道检测提出了新的检测思路。本章主要从振动的频率与模态出发，把前人提出的特征参数损伤识别指标因子和模态刚度敏度比指标应用于管道的损伤检测中，以此来判断管道损伤情况。

3.2 振动模态管道位置损伤识别

忽略阻尼的影响，结构振动特征值问题可由(3.1)给出

$$(K - \omega^2 M)\psi = 0 \quad (3.1)$$

式中： K 为结构的整体刚度阵； M 为结构的整体质量阵； ψ 为模态向量； ω 为固有频率。

上述方程的特征值问题的非平凡解满足：

$$|K - \omega^2 M| = 0 \quad (3.2)$$

求解上述特征方程可求得 n 个特征值，即为结构的无阻尼的自然频率 $\omega_i^2 (i=1,2,\dots,n)$ ，然后代入式(3.1)得到特征向量 $\{\psi_j\} (j=1,2,\dots,n)$ ，即为结构的模态向量。

$$[\Lambda] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \omega_n^2 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$[\Psi] = [\{\psi_1\} \ \{\psi_2\} \ \dots \ \{\psi_n\}] \quad (3.3)$$

上述方程包含了整个结构系统的动态描述。方程(3.2)与(3.3)构成了结构的模态模型。

对振型 $\{\psi\}$ 进行质量阵变化如下所示：

$$\phi_j = \frac{\psi_j}{\sqrt{\{\psi_j\}^T [M] \{\psi_j\}}} \quad (3.4)$$

其中 ϕ_j 为 j 阶模态向量第 i 个正交化单元。

因此，质量正则化模态矩阵正交特性可由下式表示：

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \quad (3.5)$$

$$[\Phi]^T [K] [\Phi] = [\Lambda] \quad (3.6)$$

$[I]$ 为单位阵。

3.2.1 特征参数损伤识别指标

特征参数法由 Yuen^[47] 提出，并应用到悬臂梁的损伤位置的识别中。Salawu 和 Williams^[48] 和 Dong^[38] 也进行了一些研究。这种方法主要利用模态数据进行研究，根据位移模态与单元动态特性相关的原理来确定损伤位置以及损伤程度。

无损伤结构的特征方程为

$$(K - \lambda_i M) \phi_i = 0 \quad (3.7)$$

损伤结构的特征方程为

$$(K^* - \lambda_i^* M) \{\phi^*\}_i = 0 \quad (3.8)$$

可提出应用频率与模态变化的参数识别损伤位置。对于 i 阶模态，特征参数可由下式定义：

$$\{U_i\} = \frac{\{\phi^*\}_i}{\omega_i^{*2}} - \frac{\{\phi\}_i}{\omega_i^2} \quad (3.9)$$

利用特征参数向量的变化趋势来判断损伤发生的位置，当某一单元所属两节点有突变时表明该单元有损伤发生。

3.2.2 模态刚度敏感度比指标

对于线性结构，如一结构由 m 个单元， n 个节点组成，第 i 阶模态刚度为

$$K_i = \phi_i^T C \phi_i \quad (3.10)$$

其中 ϕ_i 是 i 阶模态向量， C 为系统的刚度矩阵。

j 单元对 i 阶模态刚度的贡献为 K_{ij}

$$K_{ij} = \phi_i^T C_j \phi_i \quad (3.11)$$

C_j 为 j 单元对系统刚度矩阵的贡献。

j 单元第 i 阶的模态能量为 F_{ij}

$$F_{ij} = K_{ij} / K_i \quad (3.12)$$

用*表示损伤后结构的各模态量，则有

$$F_{ij}^* = K_{ij}^* / K_i^* \quad (3.13)$$

其中：

$$K_{ij}^* = \phi_i^{*T} C_j^* \phi_i^*, \quad K_i^* = \phi_i^{*T} C^* \phi_i^* \quad (3.14a, b)$$

$$C_j = E_j C_{j0}, \quad C_j^* = E_j^* C_{j0} \quad (3.15a, b)$$

其中 E_j , E_j^* 为 j 单元未损伤和损伤材料的刚度特性参数， C_{j0} 仅包括几何特性(包括如泊松比)。J.-T. Kim 和 N.Stubbs^[137]提出了如下三个损伤识别指标。

3.2.2.1 指标 A

$$\beta_j = \frac{E_j}{E_j^*} = \frac{\sum_{i=1}^{nm} \gamma_{ij}^* K_i}{\sum_{i=1}^{nm} \gamma_{ij} K_i} \quad (3.16)$$

这里指标 A 是基于频率与模态的损伤识别指标, 其中 $\gamma_{ij} = \phi_i^T C_{j0} \phi_i$, $\gamma_{ij}^* = \phi_i^{*T} C_{j0} \phi_i^*$, 如果 $\beta_j > 1$ 表明 j 单元有损伤, nm 是模态数。

$$\alpha_j = dE_j / E_j = 1 / \beta - 1 = \frac{\sum_{i=1}^{nm} \gamma_{ij} K_i^*}{\sum_{i=1}^{nm} \gamma_{ij}^* K_i} - 1, \alpha_j \geq -1 \quad (3.17)$$

如果 $\alpha_j < 0$ 则表明损伤单元的刚度减少。

3.2.2.2 指标 B

$$\beta_j = \frac{E_j}{E_j^*} = \frac{\sum_{i=1}^{nm} (\gamma_{ij}^* + \sum_{k=1}^{ne} \gamma_{ik}^*) K_i}{\sum_{i=1}^{nm} (\gamma_{ij} + \sum_{k=1}^{ne} \gamma_{ik}) K_i} \quad (3.18)$$

这里指标 B 是另一损伤识别指标, 如果 $\beta_j > 1$ 则表明 j 单元有损伤。一旦确定 j 单元有损伤, 那么可由下式估计损伤程度

$$\alpha_j = dE_j / E_j = 1 / \beta - 1 = \frac{\sum_{i=1}^{nm} (\gamma_{ij} + \sum_{k=1}^{ne} \gamma_{ik}) K_i^*}{\sum_{i=1}^{nm} (\gamma_{ij}^* + \sum_{k=1}^{ne} \gamma_{ik}^*) K_i} - 1 \quad \alpha_j \geq -1 \quad (3.19)$$

这里如果 $\alpha_j < 0$, 则 j 单元的刚度减小。

3.2.2.3 指标 C

$$\begin{aligned} \beta_{ji} &= \frac{E_j}{E_j^*} = \frac{\gamma_{ij}^*}{\gamma_i g_i(\lambda, \phi) + \gamma_{ij}} = \frac{Num}{Den} \\ \gamma_{ij} &= \int_{x_k}^{x_k + \Delta x_k} \{\phi_i^*(x)\}^2 dx \\ \gamma_{ij}^* &= \int_{x_k}^{x_k + \Delta x_k} \{\phi_i^{**}(x)\}^2 dx \\ \gamma_i &= \int_0^l \{\phi_i^*(x)\}^2 dx \end{aligned} \quad (3.20)$$

其中上式中的 $\phi_i(x)$ 为采用三次样条函数构造的位移模态函数, x_k 与 $x_k + \Delta x_k$ 之间为 j 单元。由于有 nm 阶振动模态, 可以得到一个 j 位置的损伤指标 β_j

$$\beta_j = \sum_{i=1}^{nm} Num / \sum_{i=1}^{nm} Den \quad (3.21)$$

这里指标 C 是改进指标 A, B 后的损伤识别指标，一旦损伤发生在 j 位置，那么损伤直接由 (3.20)，(3.21) 估计

$$\alpha_j = dE_j / E_j = 1 / \beta - 1, \alpha_j \geq -1 \quad (3.22)$$

如果 $\alpha_j < 0$ ，则 j 单元的刚度减少。

3.3 数值模拟

3.3.1 简支梁型管道模型

取 4 根管道如图 3.1 所示，长 $L=3$ ，内外直径分别为内外径分别为 $d=10.8\text{cm}$ 和 $D=12.2\text{cm}$ ，材料弹性模量 $E=205\text{Gpa}$ ，泊松比 $\nu=0.3$ ，密度 $\rho=7.8 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ ，管道一端固支，另一端铰支。其中管道 A 为无损管道，管道 B 在单元 3 处损伤 9.44%，管道 C 在单元 6 处损伤 9.44%，管道 D 在单元 3 和 6 处分别损伤 9.44%。为了进行有限元计算，对 4 根模拟管道进行有限元划分，分别划分为 10 个单元，11 个节点，并对其进行损伤模拟，分别对模拟管道损伤前后进行动力分析。

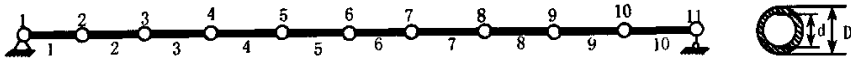


图 3.1. 模拟管道示意图

Fig. 3.1 schematic of model pipeline

表 3.1 为通过计算得到管道 A,B,C,D 的前 3 阶模态频率，图 3.2 给出 A,B,C,D 管道的模态振型。

表 3.1 简单支承梁型管道的模态频率
Table 3.1. Modal frequencies of the simply supported beam-like pipeline

损伤状况	模态频率 (Hz)		
	一阶模态	二阶模态	三阶模态
管道 A	39.965	159.36	356.77
管道 B	39.780	158.05	355.40
管道 C	39.613	159.21	354.66
管道 D	39.448	157.87	353.23

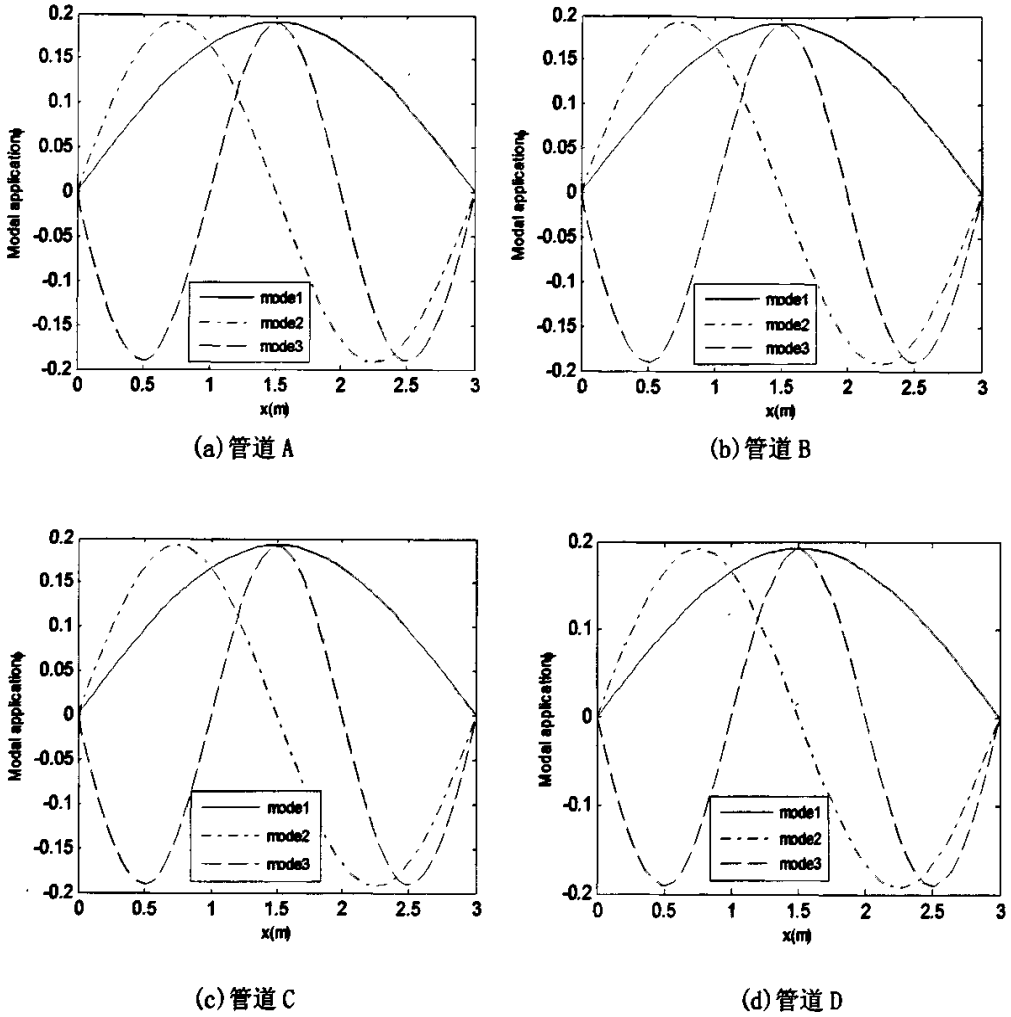


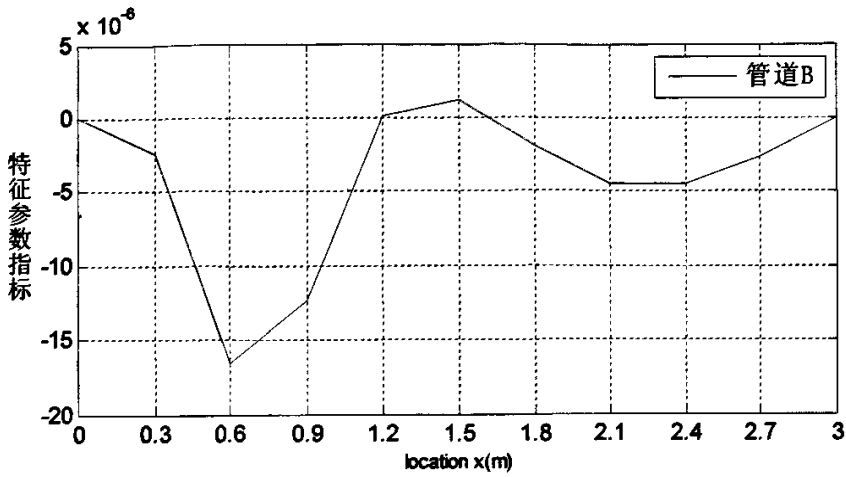
图 3.2 管道 A, B, C, D 的简单梁型管道 1~3 阶位移模态 (a, b, c, d)

Figure 3.2 1~3 mode of the simply supported beam-like pipeline for A,B,C,D pipeline(a,b,c,d)

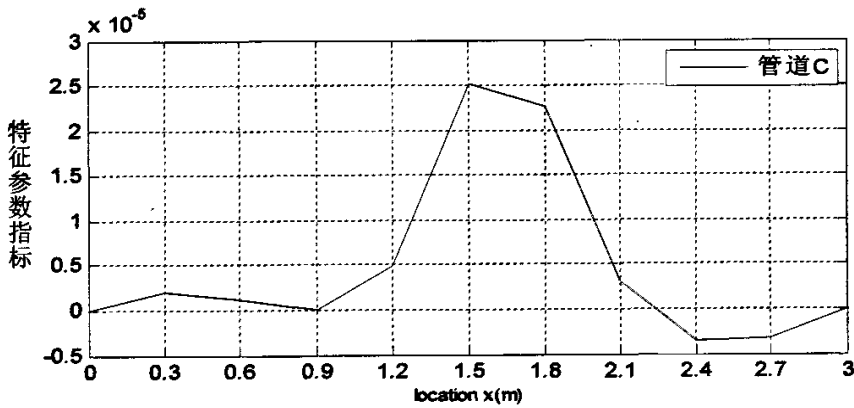
3.3.2 数值模拟损伤指标法计算结果

3.3.2.1 特征参数损伤识别指标

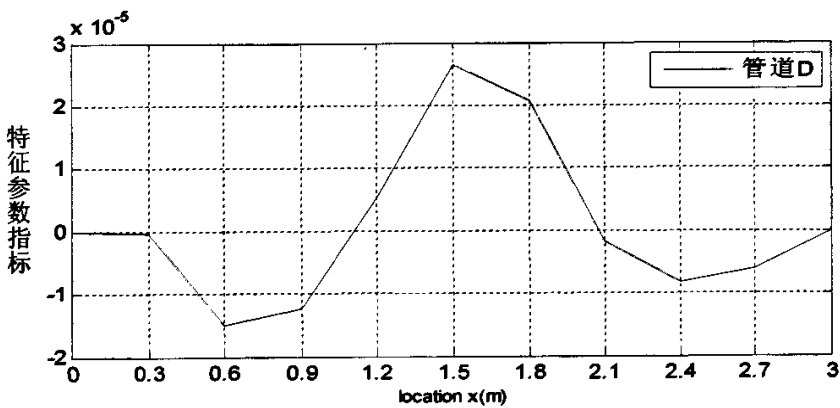
通过上面求解的模态频率与模态振型，利用公式(3.9)计算出管道 B,C,D 的特征参数损伤识别指标，绘于图 3.3 中。分别从三阶模态特征参数指标可看出管道 B,C 在损伤区域特征参数变化值最大。



(a)管道 B



(b)管道 C



(c)管道 D

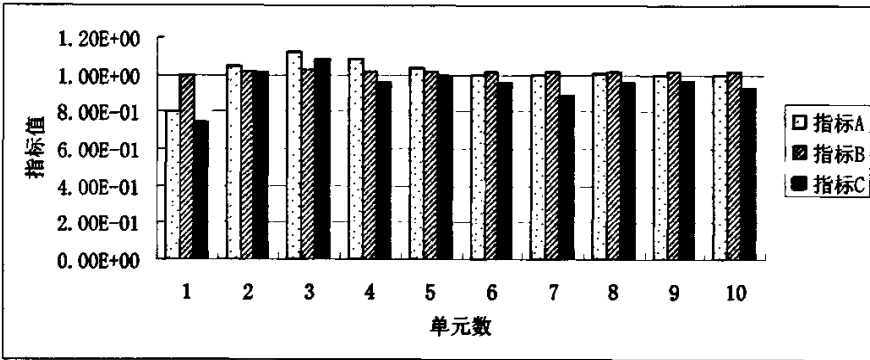
图3. 3梁型管道B, C, D三阶模态的特征参数指标 (a, b, c)

Figure 3.3 Eigenparameter index for the first three mode of the beam-like pipeline B, C, D(a,b,c)

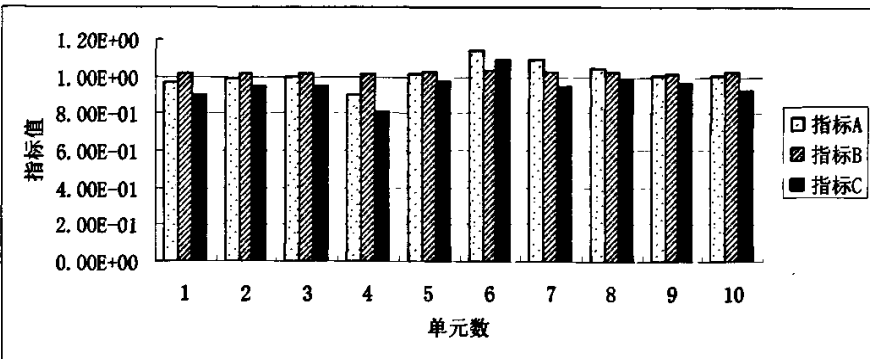
损伤管道D具有两处损伤情况下，利用三阶模态的特征参数指标能只能判别出一处伤损位置，第三单元的损伤不能明确判断。从以上分析可知特征参数判别位置只是适用单一位置，至于多处损伤需利用其它方法。

3.3.3.2 模态刚度指标 A, B, C

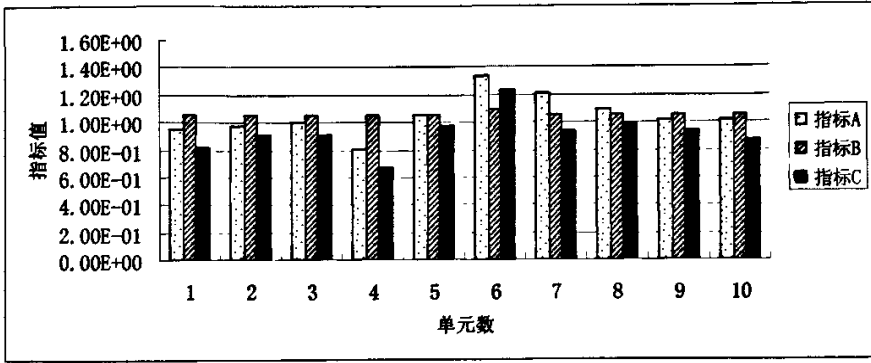
同理，通过表3.1求解的前3阶模态频率与图3.2所得的模态振型，利用公式(3.16), (3.18), (3.21)计算出损伤管道B,C,D的指标A, 指标B及指标C的值，绘于图3.4中。3.4(a)可看出单元3的指标A, B, C值都大于1，单元2也是大于1，但它的指标值小于单元3，其余指标值小于1，并接近1，可判别损伤发生在单元2, 3之间，但单元3发生可能性较大。同理分析管道C,D，可获得管道C在单元6, 7处有损伤，这与模拟缺陷单元6大致吻合，管道D只能判别单元6发生损伤，这与模拟缺陷不吻合，需要探求更理想的方法。



(a)管道 B



(b)管道 C



(C)管道 D

图 3.4 管道 B, C, D 的模态指标 A, B, C

Figure 3.4 The modal damage index A, B, C for pipeline B, C, D

3.4 试验验证

3.4.1 模型概述及模态参数识别

取三根实验管道模型见图3.5所示，试验管道模型采用材料性质相同的钢管三根，其编号为 No.1, No.2, No.3，材料弹性模量 $E = 210GPa$ ，泊松比 $\nu = 0.3$ ，密度 $\rho = 7.8 \times 10^3 kg/m^3$ 。钢管长3m，内外径分别为 $d = 10.9cm$ 和 $D = 12.19cm$ 。将三根管道全部划分10个单元，11个节点，其中 No.1 为完全好的管道，No.2, No.3 管道为有不同人工缺陷，均发生在第⑦单元，管道两端为管托支座。

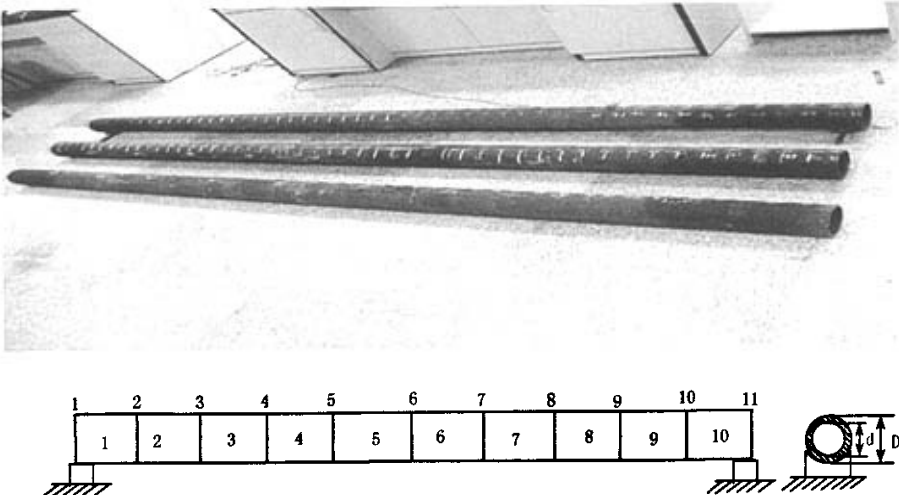


图 3.5 No.1, No.2, No.3 管道结构模型图

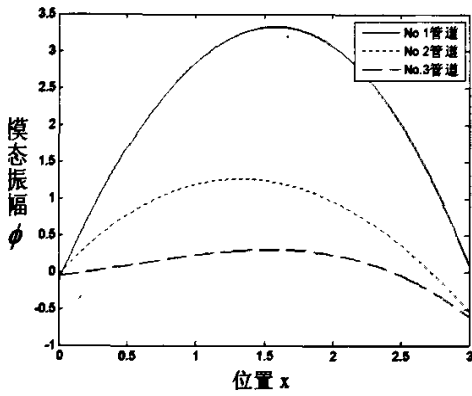
Figure 3.5 No.1, No.2, No.3 pipeline model

实验测得 No. 1, No. 2, No. 3 管道前 5 阶频率列于表 3.2, 前 3 阶位移模态向量分别如图 3.6 所示。

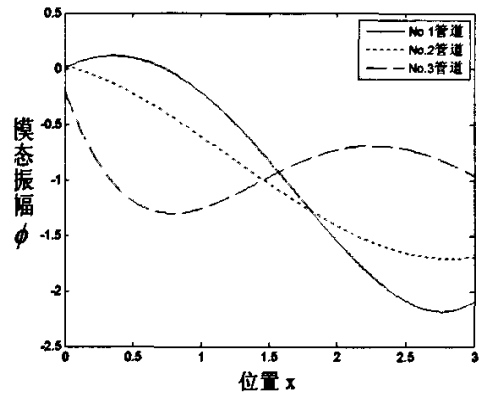
表 3.2. 三根管道前 5 阶频率

Table 3.2. Resonant Frequency of Model Pipeline

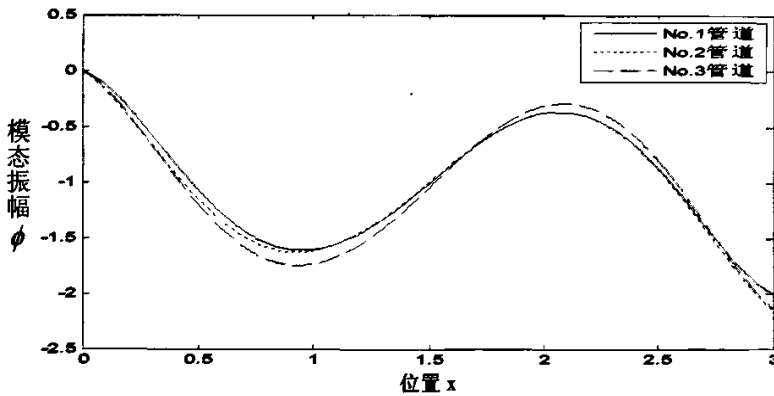
频率	No. 1 管道	No. 2 管道	No. 3 管道
一阶	32.433	29.635	26.254
二阶	71.632	61.322	94.823
三阶	240.930	237.778	231.238



一阶模态



二阶模态



三阶模态

图 3.6 No.1, No.2, No.3 管道的一, 二, 三阶位移模态 (a, b, c)

Figure 3.6 First, second, third mode of No.1, No.2, No.3 pipeline (a, b, c)

3.4.2 管道损伤位置识别

3.4.2.1 特征参数损伤识别指标

通过试验测得的模态频率与模态振型，利用公式(3.9)计算出从第一组损伤 No.2, No.3 管道的特征参数损伤识别指标，绘于图3.7。从图中无法判断损伤位置，究其原因，发现测试模态中，试验模态与理论计算模态有一定误差，直接从特征参数法来判断损伤位置有较大困难，所以需要寻找精确损伤指标来对试验管道进行损伤识别。

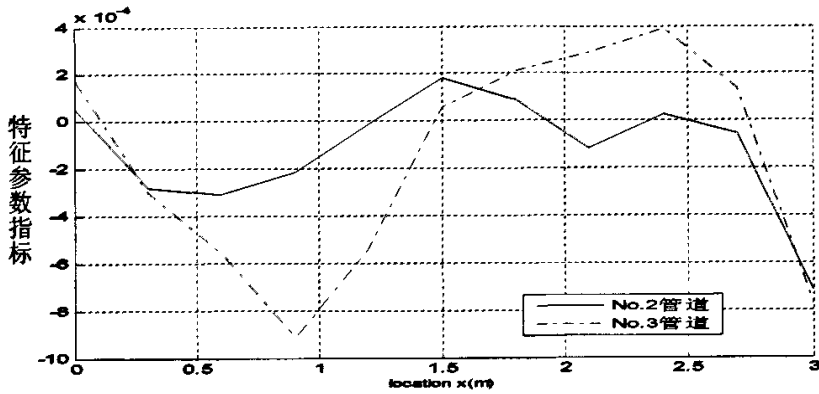
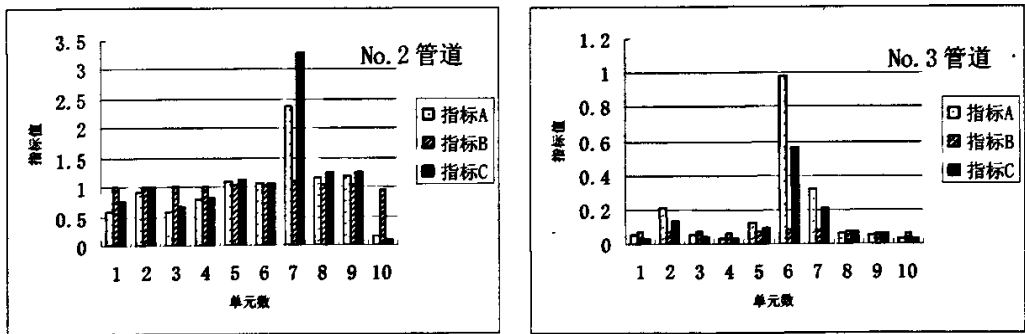


图3.7 No.2, No.3 管道特征参数指标

Figure3.7 Eigenparameter for the No.2, No.3 pipeline

3.4.2.2 模态刚度敏感度比指标 A, B, C

利用试验测得的模态频率与模态振型，利用公式(3.16), (3.18), (3.21)计算出 No.2, No.3 管道的模态指标 A, B, C，绘于图 3.8 中。



3.8 No. 2, No.3 管道改进模态参数

Figure3.8 The modal damage index A, B, C for No.2, No.3 pipeline

考虑到判别的可靠性,可以综合指标 A,B,C 判别损伤位置。如图 3.8 中对于管道 B,利用指标 A,C 可判断单元 7 有损伤,但从指标 B 很难判断,综合考虑指标 A,B,C 得出单元 7 有损伤,也可排除从单独用指标 A, C 判断出的其它单元的损伤,此种做法可避免某一种方法的局限性,改善可行性。

但从图 3.8 No.3 管道的结果可以看出,损伤指标 A,B,C 对于 No.3 管道则无法判断损伤位置。分析原因是由于 No.2 管道的未焊透的模拟缺陷量较大,易识别,而 No.3 管道的模拟缺陷量较小,故难以识别,这一结果证明了刚度敏度比法对缺陷面积较大的(如腐蚀)易识别,对缺陷量较小的情况(如裂缝)则难以识别。

3.4 本章小结

本章根据 Kim 和 Stubbs^[137]提出的指标法,计算了几种模态与频率的损伤指标,即特征参数损伤识别指标刚度敏度比模态指标 A,B,C,通过对梁型管道数值模来判断这几种损伤指标的定位的有效性。在对梁型管道数值模拟时发现特征参数损伤识别指标能够判断单一损伤,但对于多处损伤则不明显,有误判。而刚度敏度比模态指标则能较理想对损伤进行定位,而且在这种梁型结构中,低阶模态对于损伤定位比较敏感,因为能量集中于低阶模态。最后通过对二根有缺陷管道进行试验验证,结果表明,特征参数损伤识别指标识别结果很不理想,但刚度敏度比模态指标 A,B,C 对缺陷较大的管道能有效识别,但对于缺陷较小(如 No.3 管道)的损伤则判断困难,因此需要寻求更加理想损伤检测。

4 压力管道腐蚀损伤识别的应变敏度比法

4.1 前言

在结构损伤识别中，损伤位置的识别比损伤程度的识别更困难。一方面，它可以确定出结构有无损伤或损伤的大致位置，大大减小后续具体损伤定位的范围、并使损伤程度的识别变得很容易；另一方面，对于管道结构来说，在确定出损伤的大致位置后，可以采用较精密的无损检测设备对该区域进行局部检测。

前一章我们把 Kim^[137]提出的特征参数损伤识别指标因子和模态刚度敏度比指标 A,B,C 应用于管道的损伤检测中，从数值模拟和试验验证两方面对管道损伤进行了损伤检测，数值模拟表明两种方法只能探测单一损伤，特征参数损伤识别指标因子在试验中识别效果很不理想，刚度敏度比模态指标 A,B,C 对缺陷较大的管道能有效识别，但对于缺陷较小(如 No.3 管道)的损伤则识别较困难。

本章基于上述损伤识别指标法的不足，在模态振动分析理论上，针对压力管道腐蚀灾变形成的缺陷，提出模态应变敏度比的概念，建立了模态应变敏度比检测方法，通过对不同缺陷管道进行检测，证明了本方法是有效的。

应变敏度比法是基于结构振动模态测试理论和有限元方法提出的针对压力管道腐蚀检测的一种方法。首先，通过位移模态及应变模态建立了腐蚀管道的定位检测判据。其次，通过数值算例证实用低阶模态分量数据检测的结果与实际缺陷基本一致。最后，制备不同缺陷的管道，应用应变敏度比法检测判断缺陷位置，结果表明，检测位置与实际损伤位置完全一致。通过实测和数值算例证明了只测试损伤及未损伤结构的低阶模态参量，便可进行有效的检测，而低阶参量是相对简单易测，从而使该方法应用于工程实际更显便利。

4.2 理论分析

4.2.1 多自由度系统的模态位移求算

图 4.1 是典型简支管道梁多自由度结构系统，该体系的强迫振动方程为：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (4.1)$$

式中

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (4.2)$$

式中, α 和 β 为比例常数, $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为结构的质量阵、阻尼阵和刚度阵; 通常 $[M]$ 及 $[K]$ 矩阵为实系数矩阵, 而其中质量矩阵 $[M]$ 是正定矩阵, 刚度矩阵 $[K]$ 对于无刚体运动的约束系统是正定的, 对于有刚体运动的自由系统则是半正定的。当阻尼为比例阻尼时, 阻尼矩阵 $[C]$ 为对称矩阵。 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 矩阵均为 $(N \times N)$ 阶矩阵。 $\{f(t)\}$ 为激振力向量; $\{x\}$, $\{\dot{x}\}$, $\{\ddot{x}\}$ 分别为结构的位移、速度和加速度反应向量。进行坐标变换:

$$\{x\} = \sum_{r=1}^N q_r \{\varphi_r\} \quad (4.3)$$

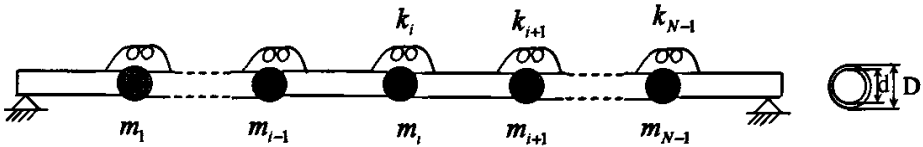


图 4.1 典型简支梁型管道多自由度结构体系

Fig. 4.1 Simply supported beam-like pipeline system with multiple degrees of freedom

式中 $\{\varphi_r\}$ 为由 $[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0$ 所确定的第 r 阶模态振型 (即特征向量)。将式 (4.3) 代入式 (4.1) 得

$$[M] \left(\sum_{r=1}^N \ddot{q}_r \{\varphi_r\} \right) + [C] \left(\sum_{r=1}^N \dot{q}_r \{\varphi_r\} \right) + [K] \left(\sum_{r=1}^N q_r \{\varphi_r\} \right) = \{f(t)\} \quad (4.4)$$

上式左乘 $\{\varphi_s\}^T$, 并考虑到模态振型的正交性, 即 $\{\varphi_s\}^T [M] \{\varphi_r\} = \begin{cases} 0 & r \neq s \\ m_s & r = s \end{cases}$ 及

$$\{\varphi_s\}^T [K] \{\varphi_r\} = \begin{cases} 0 & r \neq s \\ k_s & r = s \end{cases}, \text{ 有}$$

$$[M_r] \ddot{q}_r + [C_r] \dot{q}_r + [K_r] q_r = [f_r(t)] \quad (4.5)$$

式中

$$\begin{aligned} [M_r] &= \{\varphi_r\}^T [M] \{\varphi_r\}, [C_r] = \{\varphi_r\}^T [C] \{\varphi_r\}, \\ [K_r] &= \{\varphi_r\}^T [K] \{\varphi_r\}, [f_r] = \{\varphi_r\}^T \{f\} \end{aligned} \quad (4.6)$$

利用求解单自由度系统方法求解方程(4.5)，则有：

$$\{x(t)\} = [\Phi] \{q(t)\} = \sum_{r=1}^N \{\varphi\}_r q_r(t) \quad (4.7)$$

式中， $[\Phi]$ 为由结构各阶振型向量 $\{\varphi_r\} (r=1,2,\dots,N)$ 组成的振型矩阵，
 $[\Phi] = [\{\varphi_1\}, \{\varphi_2\}, \dots, \{\varphi_N\}]$

设：

$$q_r = A_r \cos \theta t + B_r \sin \theta t \quad (4.8)$$

将(4.8)代入式(4.5)得

$$\left. \begin{aligned} A_r &= \frac{f_r}{M_r \omega_r^2} \frac{2\xi_r \theta}{\omega_r [(1 - \frac{\theta^2}{\omega_r^2}) + 4\xi_r^2 \frac{\theta^2}{\omega_r^2}]} \\ B_r &= \frac{f_r}{M_r \omega_r^2} (1 - \frac{\theta^2}{\omega_r^2}) \frac{1}{(1 - \frac{\theta^2}{\omega_r^2}) + 4\xi_r^2 \frac{\theta^2}{\omega_r^2}} \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

最后得

$$\{q\} = \{A\} \cos \theta t + \{B\} \sin \theta t \quad (4.10)$$

将式(4.10)代入(4.7)：

$$\{x\} = [\Phi] \{q\} = \{C\} \cos \theta t + \{D\} \sin \theta t \quad (4.11)$$

式中 $\{C\} = [\Phi] \{A\}$, $\{D\} = [\Phi] \{B\}$

如果不考虑阻尼，式(4.11)中只有 $\sin \theta t$ 项，则

$$\{x\} = \{D\} \sin \theta t = [\Phi] \{B\} \sin \theta t \quad (4.12)$$

第 r 阶模态位移可表达为

$$\{x\}_r = \{\Phi\}_r B_r \sin \theta t \quad (4.13)$$

4.2.2 模态应变的求算

式(4.13)中给出了不考虑阻尼时模态位移，下面利用此位移求算模态应变。设管道的两端为铰支，在横向载荷激励下产生振动并产生弯曲变形，将管道梁划分为 n 个节点和 m 个单元。如图 4.2 所示。

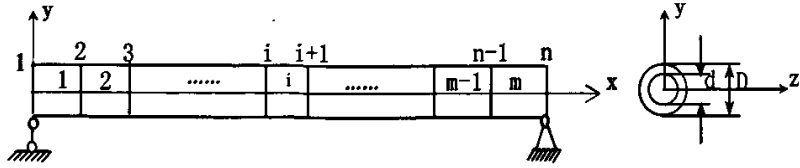


图 4.2. 管道梁模型及其单元划分
Fig 4.2.Schematic of pipeline model

由梁的静力弯曲公式：

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{1}{\rho} = \frac{M(x)}{EI} \quad (4.14)$$

式中： $y(x)$ 为模态位移， $M(x)$ 为弯矩， EI 是抗弯刚度， ρ 为曲率半径。这属于二阶线性方程第一边值问题，应用差分法有：

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{1}{\Delta^2} (y_{i+1} - 2y_i + y_{i-1}) \quad (4.15)$$

式中： Δ 为步长， y_i 为对应 i 节点的总位移，又由虎克定律：

$$\begin{aligned} \varepsilon_i &= \frac{\sigma_i}{E} = \frac{M(x_i)D}{2EI} = \frac{D}{2\Delta^2} (y_{i+1} - 2y_i + y_{i-1}) \\ &= \overline{A} y_i \end{aligned} \quad (4.16)$$

其中： $A = \frac{D}{2\Delta^2}$ ， $\overline{y}_i = (y_{i+1} - 2y_i + y_{i-1})$

于是对应 r 阶模态应变可写为

$$\varepsilon_n = \frac{D}{2\Delta^2} (y_{i+1} - 2y_i + y_{i-1})_r = \overline{A} y_n \quad (4.17)$$

其中 $\overline{y}_n = (y_{i+1} - 2y_i + y_{i-1})_r$

4.2.3 模态应变敏感度及敏感度比

对于未发生腐蚀灾变的管道，定义应变敏感度为 F_i ，有：

$$F_i = \frac{\varepsilon_i}{\overline{\varepsilon}_i} \quad (4.18)$$

$$\overline{\varepsilon}_i = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\varepsilon_i^2)} = A \left[\sum_{i=1}^n (y_{i+1} - 2y_i + y_{i-1})^2 \right]^{1/2}$$

$$= \overline{Ay_i} \quad (4.19)$$

将式(4.16), (4.19)代入(4.18)得:

$$F_i = \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_i} = \frac{\overline{y_i}}{y_i} \quad (4.20)$$

同样, 对于发生腐蚀灾变的管道, 其应变敏感度为 F_i^* , 有

$$F_i^* = \frac{\overline{\varepsilon_i^*}}{\varepsilon_i^*} = \frac{\overline{y_i^*}}{y_i^*} \quad (4.21)$$

式(4.21)中

$$\overline{y_i^*} = (y_{i+1}^* - 2y_i^* + y_{i-1}^*), \overline{y_i^*} = \left[\sum_{i=1}^n (y_{i+1}^* - 2y_i^* + y_{i-1}^*)^2 \right]^{1/2} \quad (4.22)$$

将发生灾变的应变敏感度与未发生灾变管道的应变敏感度之比定义为应变敏感度比 β_i , 则有

$$\beta_i = \frac{F_i^*}{F_i} \quad (4.23)$$

当管道在 j 单元发生腐蚀灾变时, 其位移与应变均发生变化, 并将对相邻节点的位移与应变有贡献, 于是相邻节点的应变敏感度与未发生腐蚀灾变的节点相比, 将有明显增大, 也就是说发生腐蚀灾变单元的相邻节点的敏度比要大于其它未腐蚀的节点, 而未发生腐蚀灾变的节点敏度比均接近 1 左右, 如此可建立发生灾变位置的判据如下:

判据(1):

$$\beta_i \gg \beta_{i+1}, \beta_{i-1} \quad (4.24)$$

若 $\beta_{i+1} > \beta_{i-1}$, 则 i 和 $i+1$ 节点间的单元发生灾变; 若 $\beta_{i-1} > \beta_{i+1}$, 则 i 和 $i-1$ 节点间的单元发生灾变;

判据(2):

$$\beta_i > 1, \beta_{i+1} > 1 \quad (4.25)$$

则 i 和 $i+1$ 节点之间单元发生灾变。

为判断更加方便定义应变敏感度比函数 γ_j :

判据(3)

$$r_j = \left| 1 - \sum_{i=1}^m \beta_{ij} \right| = f(x_j) \quad (4.26)$$

其中 m 为模态数，此处 $f(x_j)$ 是通过 β_j 的三次样条所得方程，如果 $f(x_j)$ 有异常峰值则判定于该处损伤发生，相应的单元即为损伤发生的位置。

4.3 数值模拟

4.3.1 简支梁型管道模型

取管道如图 4.3 所示，长 $L=3$ ，内外直径分别为内外径分别为 $d=10.8\text{cm}$ 和 $D=12.2\text{cm}$ ，材料弹性模量 $E=205\text{Gpa}$ ，泊松比 $\nu=0.3$ ，密度 $\rho=7.8 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ ，管道一端固支，另一端铰支，为了进行有限元计算，对模拟管道进行划分为 10 个单元，11 个节点，并对其进行计算和损伤模拟，分别对模拟管道腐蚀前后进行动力分析。

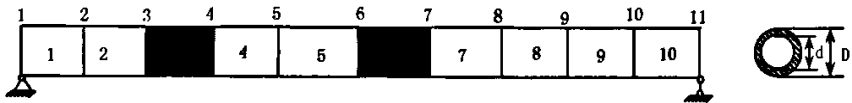


图 4.3. 模拟管道示意图

Fig. 4.3 schematic of model pipeline

这里我们对6种损伤情况进行研究，可进行面积减少模拟腐蚀突变，列于表4.1中。在前两种情况为模拟梁型管道系统单元3单元处截面积减少7.55%和15%，情况3、4为模拟梁型管道系统单元6单元处截面积减少7.55%和15%，情况5、6为模拟梁型管道系统单元3和单元6单元处截面积减少7.55%和15%。

表4.1 损伤情况：简单支承梁型管道

Table 4.1 Damage scenarios: simply supported beam-like pipeline.

损伤情况	损伤单元	损伤程度 ($\Delta\%$)	损伤程度 ($\Delta\%$)
case1	单元 3	9.44	7.55
case2	单元 3	18.5	15
case3	单元 6	9.44	7.55
case4	单元 6	18.5	15
case5	单元 3、6	9.44	7.55
case6	单元 3、6	18.5	15

4.3.2 简支梁型管道模型动态特性计算

对上述6种情况管道结构损伤前后进行有限元动态特性分析, 得出其前3阶模态频率, 列于表4.2中。从表中可以看出各种损伤情况使一阶模态频率产生了0.46%~5.11%的变化, 同样对二阶频率, 三阶频率分别产生了0.09%~5.58%, 0.38%~4.62%的变化。这些变化。而且有时两处损伤管道结构频率变化小于只有一处损伤的结构, 这些说明只从频率变化不能反映损伤发生位置。这个结论与Salawu^[57](1994), Pandey^[65](1994), Kim^[56](2003)的研究结论一致。

由于我们采用垂直于轴向的位移向量, 在有限元分析中仅仅考虑沿着管道轴向垂直方向自由度向量, 而此方向自由向量在实验时容易测得, 其他自由度测试难度很大。

图4.4~图4.6绘出了在损伤情况6时与未损伤情况管道结构的位移模态的比较情况, 在此所有模态都质量正交化。从图中我们也发现仅从位移模态不能判断损伤发生位置。

表 4.2 简单支承梁型管道的模态频率

Table 4.2. Modal frequencies of the simply supported beam-like pipeline

损伤 状况	模态频率(Hz)		
	一阶模态	二阶模态	三阶模态
无损伤	39.965	159.36	356.77
case1	39.780	158.05	355.40
case2	38.008	151.16	341.11
case3	39.613	159.21	354.66
case4	39.092	159.01	352.72
case5	39.448	157.87	353.23
case6	38.734	155.96	349.65
频率变化(最小量)	0.46%	0.09%	0.38%
频率变化(最大量)	5.11%	5.58%	4.62%

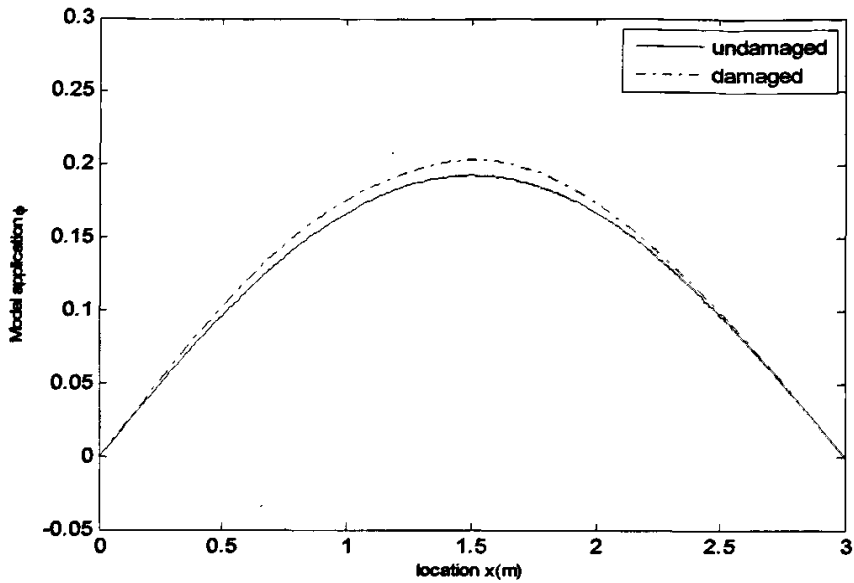


图 4.4 损伤 6 情况的简单梁型管道一阶位移模态

Figure 4.4 First mode of the simply supported beam-like pipeline for case 6

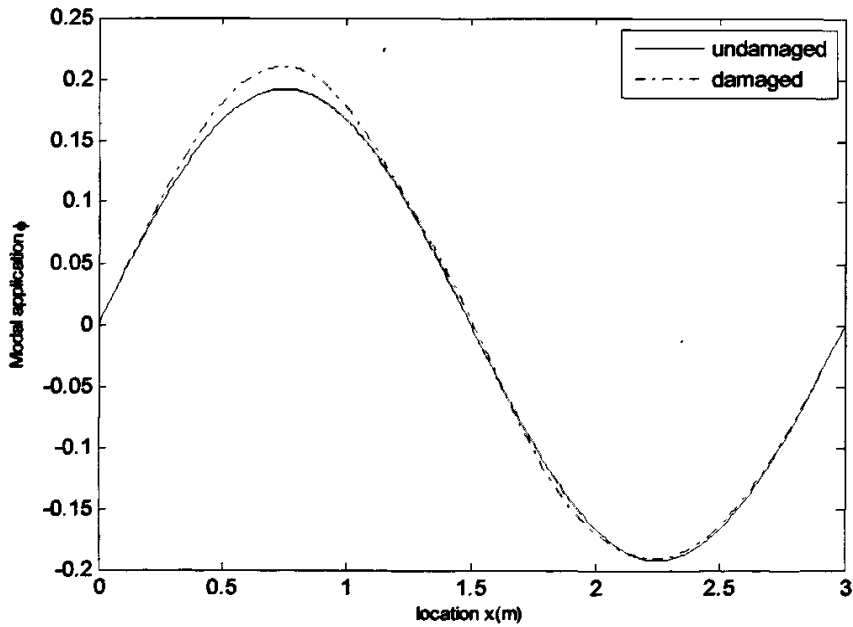


图 4.5 损伤 6 情况的简单梁型管道二阶位移模态

Figure 4.5 Second mode of the simply supported beam-like pipeline for case 6

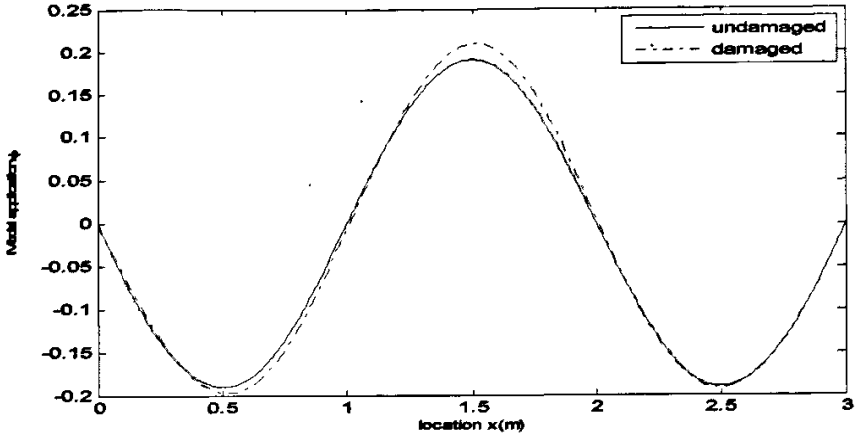
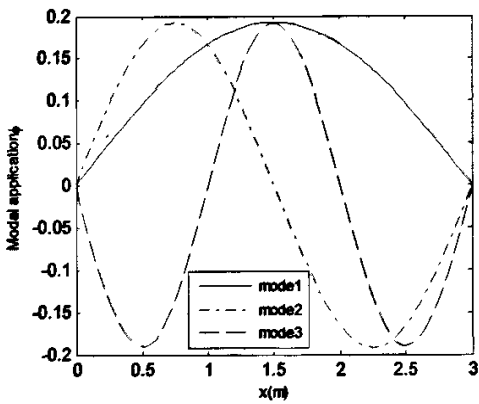
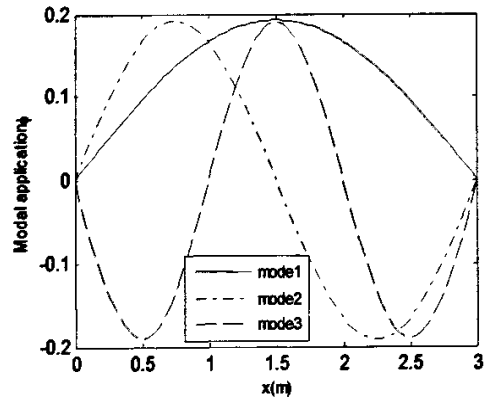


图 4.6 损伤 6 情况的简单梁型管道三阶位移模态

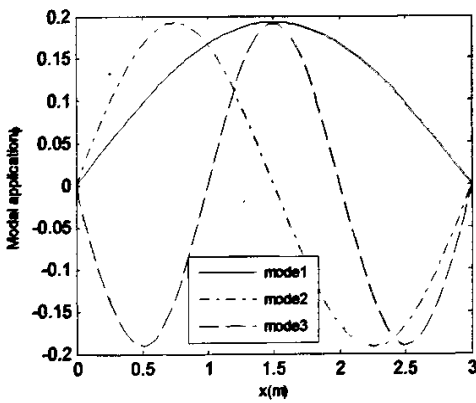
Figure 4.6 Third mode of the simply supported beam-like pipeline for case 6



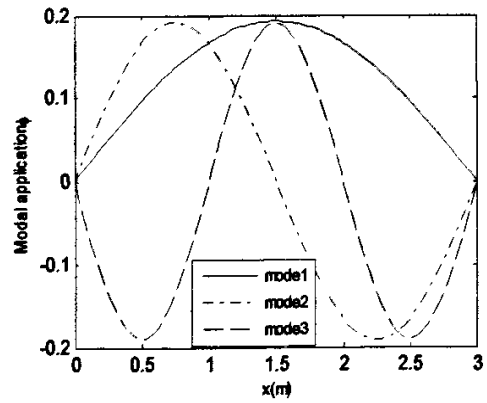
Case1



Case2



Case3



Case4

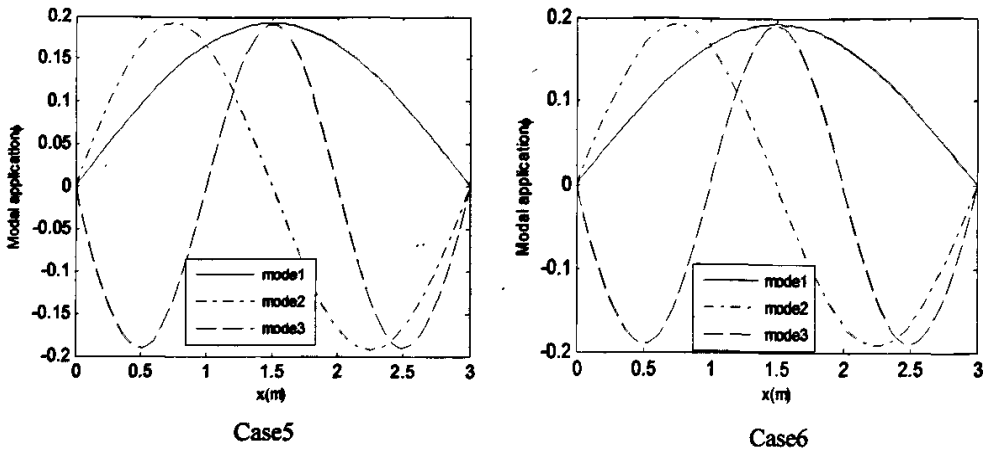
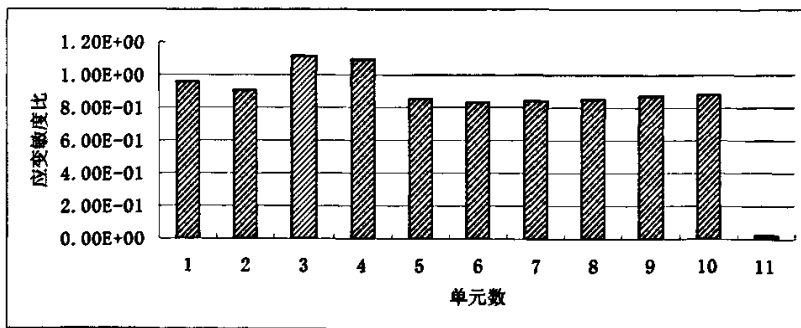


图 4.7 损伤 1~6 情况的简单梁型管道 1~3 阶位移模态

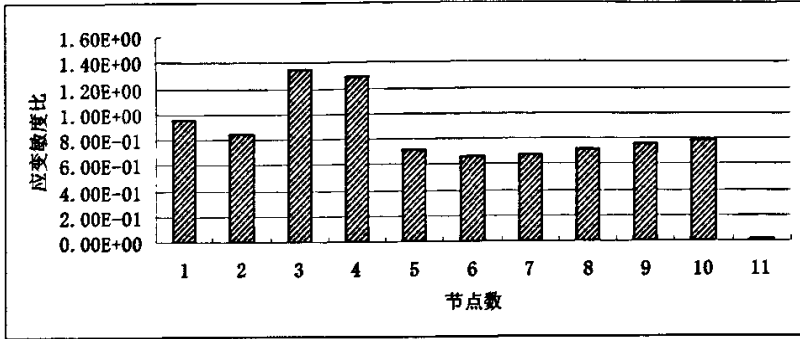
Figure 4.7 1~3 mode of the simply supported beam-like pipeline for case 1~6

4.3.3 管道应变敏感度比的计算结果

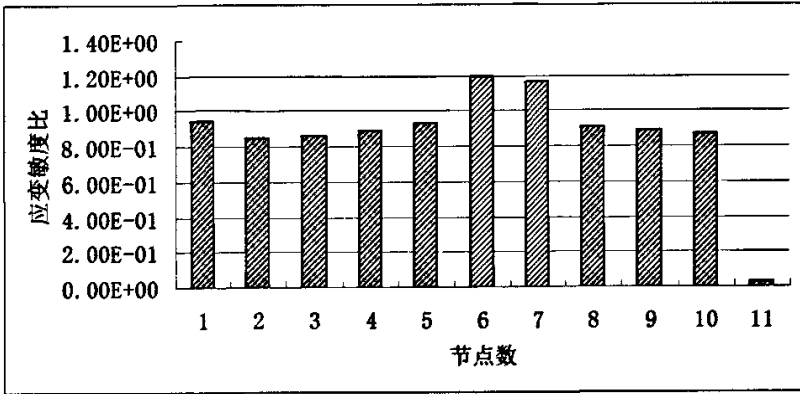
通过表 4.2 及图 4.7 给出的六种损伤情况的管道的模态频率和模态振型, 利用公式 (4.20), (4.21), (4.23) 计算出从 Case1 到 Case6 管道应变敏感度比 β 。图 4.8 给出了表 4.1 中六种模拟管道灾变情况的前三阶模态的应变敏感度比值 β 。结果表明, Case1, Case2 管道的 $\beta_3 > 1, \beta_4 > 1$, 而其它节点的值均接近 1, 并小于 1, 根据判据 (2), 判定节点 3 和节点 4 之间的③单元发生灾变, 与模拟“灾变”一致。Case3, Case4 管道的 $\beta_6 > 1, \beta_7 > 1$, 而其它节点的值均接近 1, 且小于 1, 根据判据 (2), 判定节点 6 和节点 7 之间的⑥单元发生灾变, 与模拟“灾变”一致。Case5, Case6 管道的 $\beta_3 > 1, \beta_4 > 1, \beta_6 > 1, \beta_7 > 1$, 而其它节点的值均接近 1, 并小于 1, 根据判据 (2), 判定节点 3 和节点 4 之间的③单元发生灾变与节点 6 和节点 7 之间的⑥单元发生灾变, 与模拟“灾变”一致。



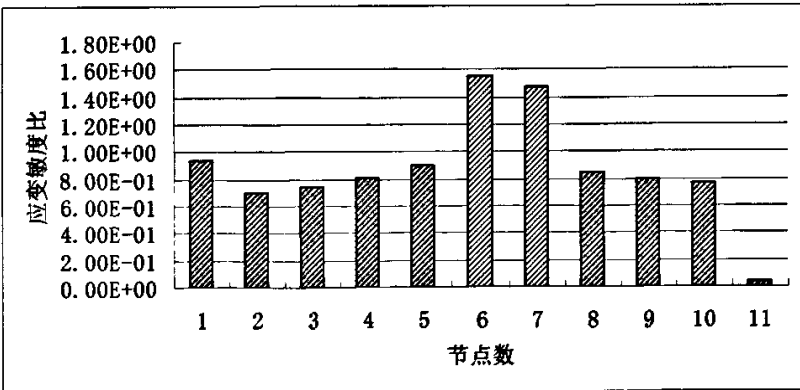
(a): Case1



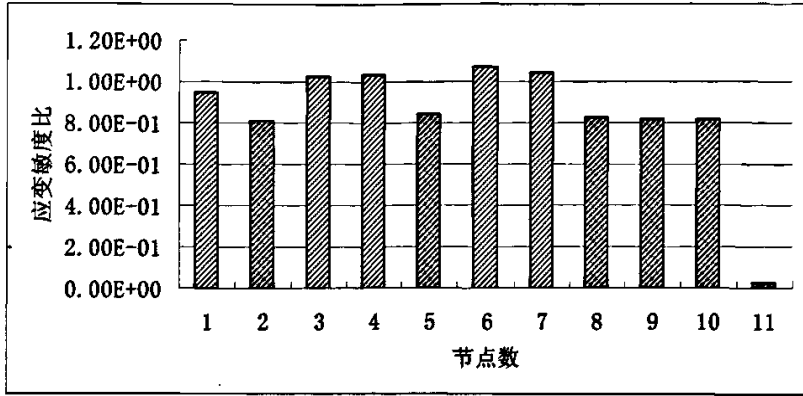
(b): Case2



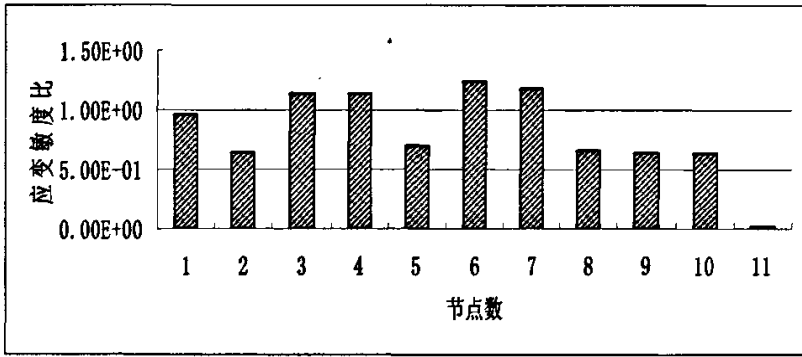
(c): Case3



(d): Case4



(e): Case5

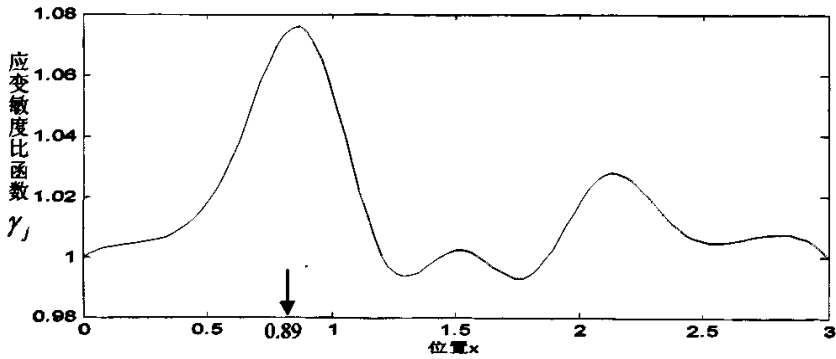


(f): Case6

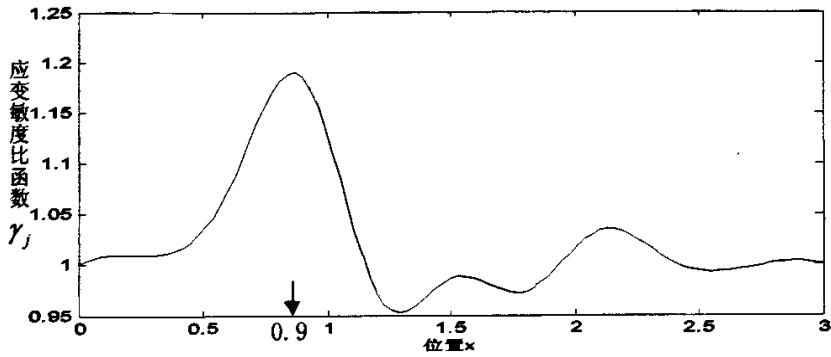
图 4.8 Case1~Case6 管道的前三阶模态应变敏度比(a, b, c, d, e, f)

Figure 4.8 the first three order index β of Case1~Case6 pipeline respectively (a, b, c, d, e, f)

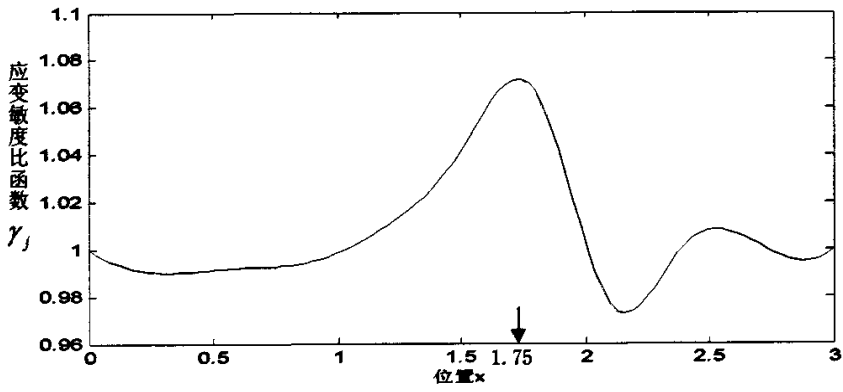
利用式(4.13)可以求得 Case1~Case6 管道的应变敏度比指标函数 γ_j ，绘于图 4.9 中。



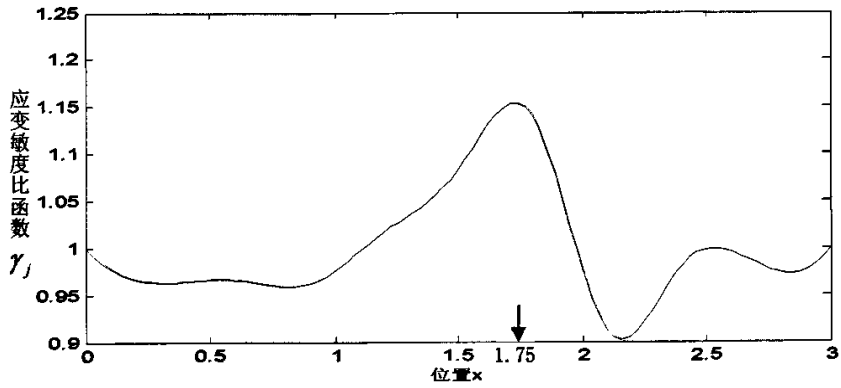
(a): Case1



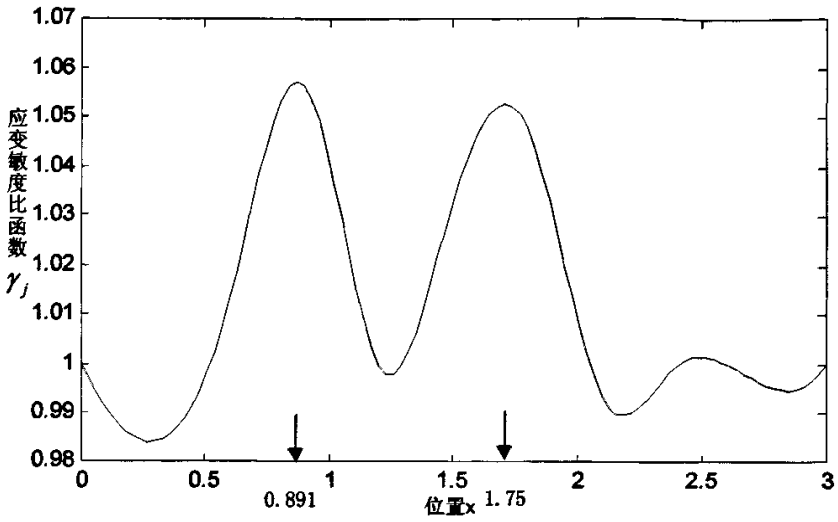
(b): Case2



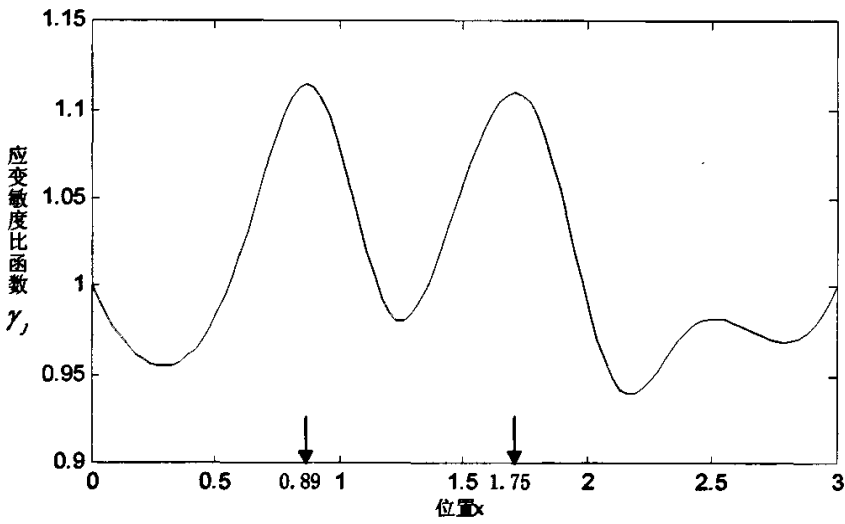
(c): Case3



(d): Case4



(e) : Case5



(f) : Case6

图4.9 在损伤情况Case1~Case6下梁型管道应变灵敏度比函数 γ_j (a, b, c, d, e, f)

Figure 4.9 Damage index γ_j of the beam-like pipeline with damage scenarios

Case1 ~ Case6 (a, b, c, d, e, f)

从图 4.9 可以清楚看出具有峰值的位置, 此位置即为损伤发生的位置, 比图 4.8 更具直观性, 所以是一种可行的方案。

表 4.3 给出了利用管道一阶振型, 前二阶振型计算应变敏感度比值 β , 通过表中数值可以看出, 黑体数字为大于 1 的节点, 根据判据(1)或者判据(2), 可以判断 Case1~Case6 损伤位置分别为 3, 3, 6, 6, (3, 6), (3, 6) 单元, 这说明无论利用一阶模态、前者二阶模态和前三阶模态所求得应变敏感度比, 根据准则(1)或者(2)都可以判损伤位置, 对于所模拟的 6 种损伤都能准确判断。从上述研究表明此方法不仅能判别单一损伤, 而且对于多损伤也能准确判别, 仅利用低阶模态就可识别损伤位置。

表 4.3 Case1~Case6 损伤管道一阶, 前两阶的应变敏感度比

Table 4.3 one and the first two, three order index β of Case1 ~ Case6 pipeline respectively

管道	敏感度比	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Case1	β_{i1}	0.925	0.894	1.084	1.044	0.856	0.860	0.861	0.86	0.861	0.863	0.375
	β_{i2}	0.929	0.889	1.12	1.07	0.862	0.849	0.834	0.819	0.809	0.804	0.357
Case2	β_{i1}	0.934	0.745	1.319	1.219	0.767	0.776	0.781	0.782	0.784	0.784	0.332
	β_{i2}	0.914	0.838	1.413	1.279	0.778	0.748	0.713	0.678	0.652	0.633	0.293
Case3	β_{i1}	0.909	0.858	0.854	0.852	0.849	1.054	1.062	0.846	0.851	0.854	0.454
	β_{i2}	0.908	0.846	0.845	0.846	0.847	1.057	1.069	0.856	0.865	0.869	0.459
Case4	β_{i1}	0.859	0.768	0.767	0.759	0.752	1.241	1.257	0.746	0.756	0.760	0.525
	β_{i2}	0.892	0.739	0.743	0.743	0.746	1.248	1.277	0.772	0.79	0.799	0.54
Case5	β_{i1}	0.917	0.791	1.021	0.977	0.792	0.995	1.003	0.795	0.798	0.805	0.413
	β_{i2}	0.920	0.820	1.048	0.994	0.798	0.987	0.983	0.766	0.761	0.761	0.399
Case6	β_{i1}	0.915	0.623	1.151	1.054	0.626	1.092	1.111	0.636	0.645	0.653	0.426
	β_{i2}	0.921	0.687	1.218	1.098	0.636	1.07	1.06	0.57	0.561	0.555	0.393

4.4 试验验证

4.4.1 模型概述

第一组实验管道模型见图 4.10(a,b,c), 试验管道模型采用材料性质相同的钢管三根, 其编号为 No.1, No.2, No.3, 材料弹性模量 $E=210GPa$, 泊松比 $\nu=0.3$, 密度 $\rho=7.8\times 10^3 kg/m^3$ 。钢管长 3m, 内外径分别为 $d=10.9cm$ 和 $D=12.19cm$ 。将三根管道全部划分 10 个单元, 11 个节点, 其中 No.1 为完全好的管道, No.2, No.3 管道为有不同人工缺陷, 模拟腐蚀灾变均发生在第⑦单元, 管道两端为管托支座, 详细尺寸见图 4.11(a,b,c)。第二组管道见图 4.12, 试验管道模型采用材料性质相同的钢管四根, 其编号为 No.4, No.5, No.6, No.7, 材料弹性模量 $E=210GPa$, 泊松比 $\nu=0.3$, 密度 $\rho=7.8\times 10^3 kg/m^3$ 。钢管长 2m, 内外径分别为 $d=5.10cm$ 和 $D=5.73cm$ 。将四根管道全部划分 10 个单元, 11 个节点, 其中 No.4 为完全好的管道, No.5, No.6, No.7 管道为有不同人工缺陷, 模拟腐蚀灾变 No.5 管道在距左端 103cm 处有焊缝未焊好, 如图 4.13(b); No.6 管道为在距左端 93cm 处有一小的凹陷损伤如图 4.13(c), 深度为 2mm, 缺陷长度为 10mm; D 管在距左端 105cm 处有一小孔如图 4.13(d), 直径为 3mm, 各管道两端为管托支座。由于管道长度远大于它的直径, 由此可认为此管道为梁型管道, 即可按照梁结构考虑管道的动态特性。

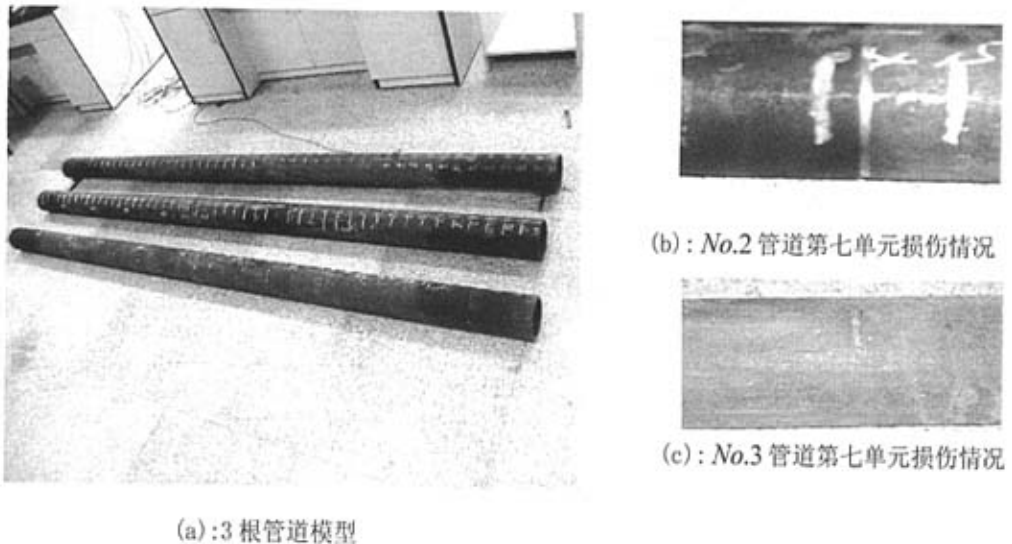


图 4.10 No.1, No.2, No.3 管道模型

Figure 4.10 No.1, No.2, No.3 16 pipeline model

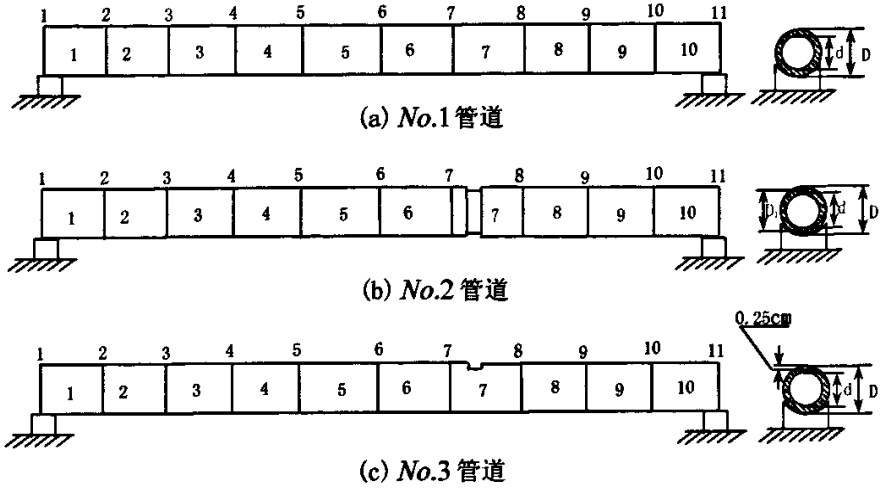


图 4.11 No.1, No.2, No.3 管道结构模型图 (a, b, c)

Figure 4.11 No.1, No.2, No.3 16 pipeline model (a, b, c)

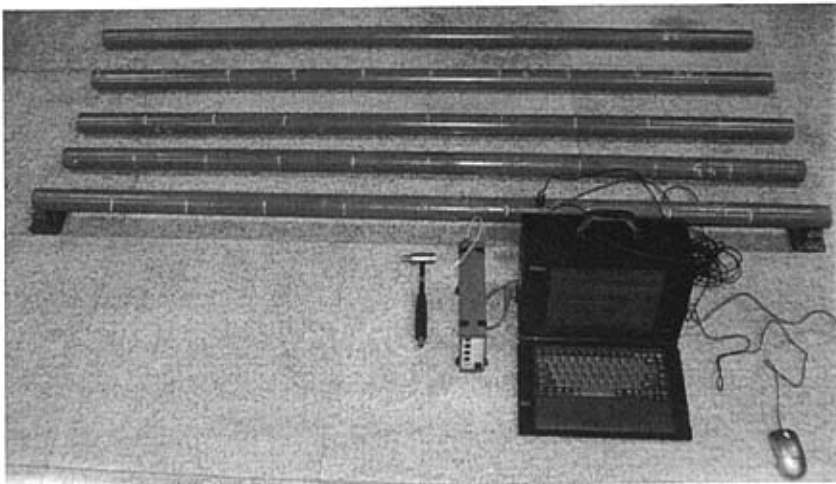


图 4.12 No.4, No.5, No.6, No.7 管道模型

Figure 4.12 No.4, No.5, No.6, No.7 16 pipeline model



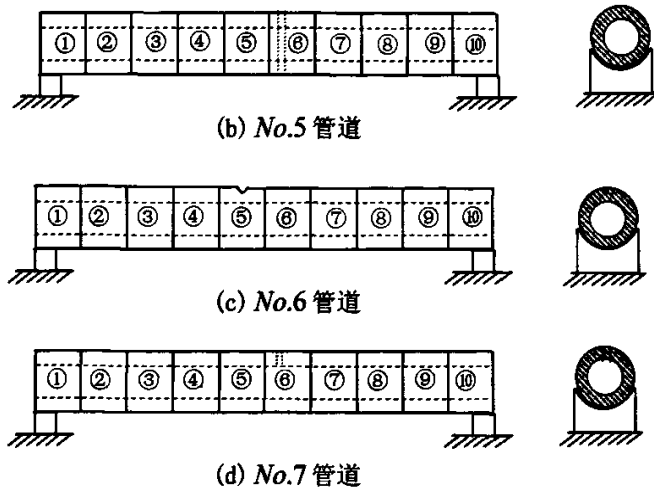


图 4.13 No.4, No.5, No.6, No.7 管道模型

Figure 4.13 No.4, No.5, No.6, No.7 pipeline model

4.4.2 振动试验与各管道结构模态参数

4.4.2.1 模态试验设备组成

第二章提出管道模态试验采用简单实用性锤击法,在此给出锤击法的试验系统如图 4.14 所示,为了获得中低阶频率及模态,试验中我们采用锤头为橡胶头的力锤。锤击法所使用的仪器见表 4.4,试验设备中比较重要的是 DSPS 信号采集系统及模态识别系统,是模态测试与分析的主要设备,它是航天数据技术公司推出的及信号采集、分析处理、设计和显示等功能为一体的大型动态分析软件,分为测试和分析两大模块。

4.4.2.2 管道模态试验及模态参数识别

为获得该管道模型的动力特性参数,将该模型管道放在两端具有管托的支座上,对其进行了振动特性测试,测试系统设备如图 4.15。模态测试采用单点激励单点采集法,分析频率设为 2000Hz(对应于采样频率 5120Hz),采集 2 路数据,一路为力锤的力信号,另一路为加速度及采集信号,为保证管道结构的响应在线弹性范围内,激励的峰值应小于 100mv。在管道 2/3 附近选一不在节点处设置一个 B&K4370 加速度计用来测量 y 方向的加速度。通过采集到的激励信号与响应信号,由 702 所开发的商业计算机软件 MAS 模态分析系统用频域分解法对获得的数字信号进行分析,得到第一组与第二组管道模型的前 3 阶固有频率见表 4.5,质量标准化振型见图 4.16 和图 4.17。

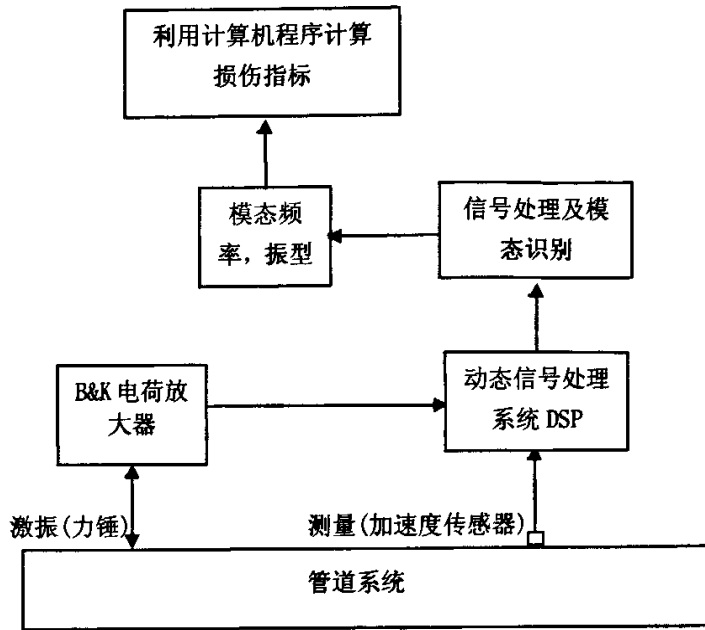


图 4.14 锤击法模态试验装置

Fig. 4.14 experimental setup for the modal test of impulse

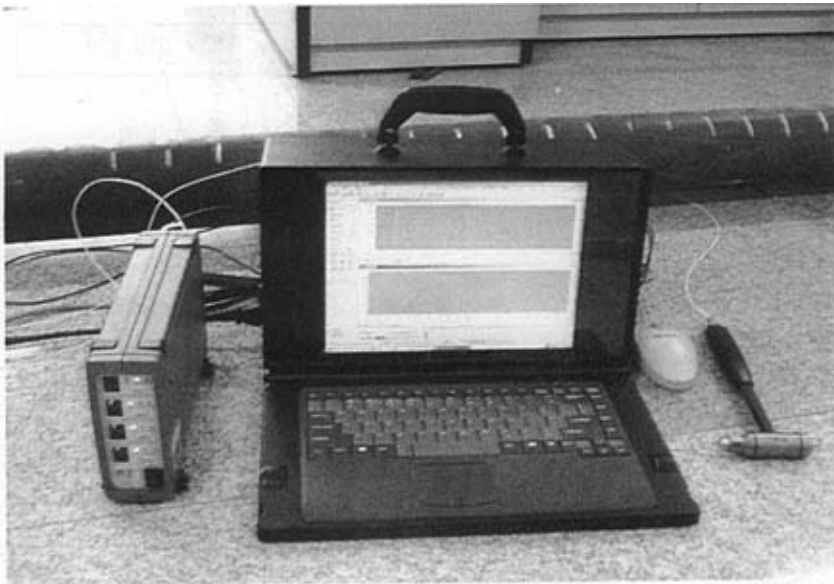


图 4.15 管道模态测试系统

Figure 4.15 Modal test system for pipeline

表4.4 管道模型试验设备表

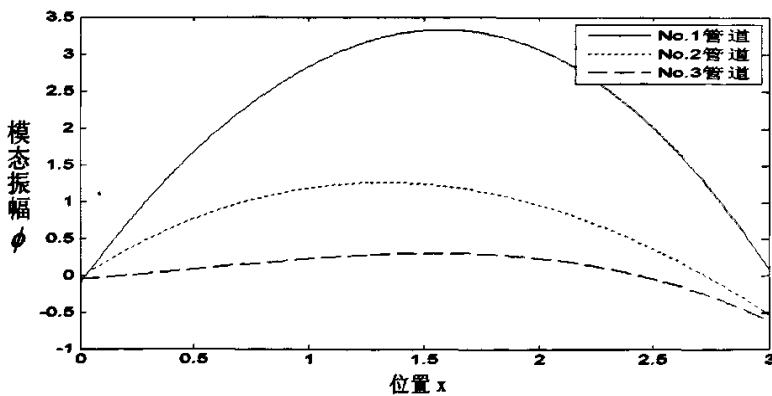
Table 4.4 Damage scenarios: simply supported beam-like pipeline

实验设备	仪器型号
结构动态测试仪	DSPS-VCS
电荷放大器	PCB
力锤	PCB 08C05-8364
压电式加速度传感器	PCB 353801-66980

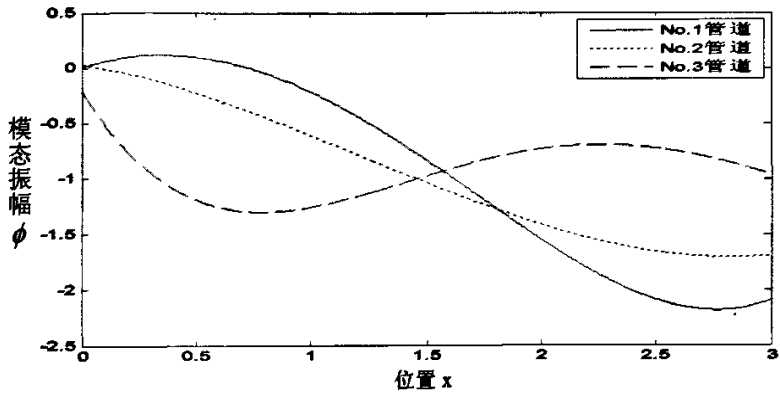
表 4.5 No.1 ~ No.7 管道模态频率 (Hz)

Table 4.5 Modal frequency for No.1 ~ No.7 pipeline (Hz)

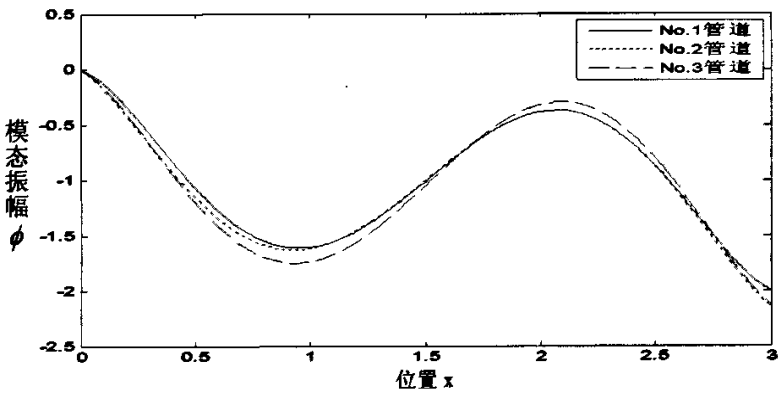
模态频率		一阶频率	二阶频率	三阶频率
第一组管道	No.1	32.432	91.631	240.930
	No.2	29.635	61.321	237.778
	No.3	30.253	86.822	231.238
第二组管道	No.4	36.869	130.716	331.981
	No.5	33.869	129.716	347.981
	No.6	33.734	124.844	324.170
	No.7	34.592	126.038	310.179



(a) 模态 1



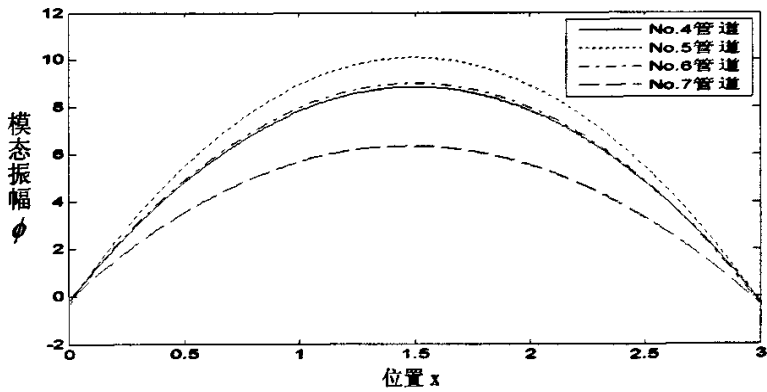
(b) 模态 2



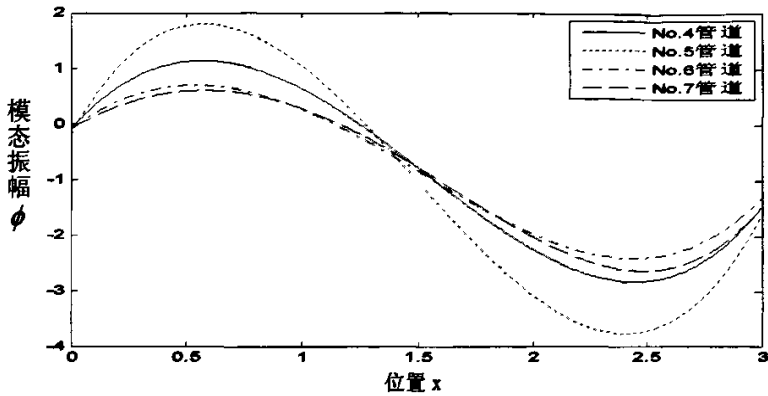
(c) 模态 3

图 4.16 No.1, No.2, No.3 管道的一, 二, 三阶位移模态 (a, b, c)

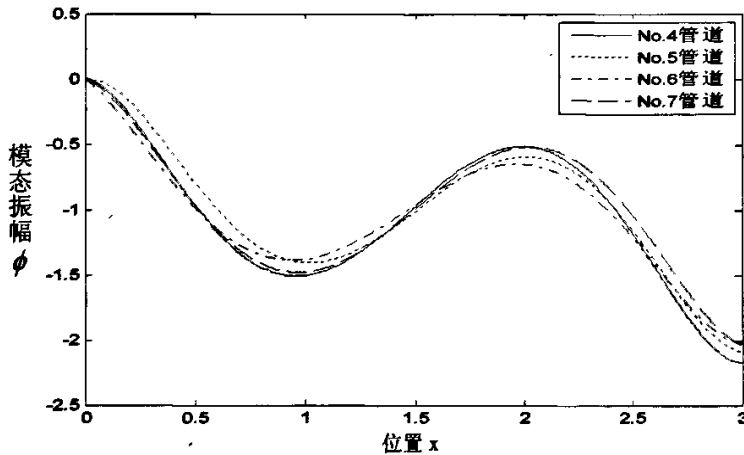
Figure 4.16 First, second, third mode of No.1, No.2, No.3 pipeline (a, b, c)



(a) 一阶模态



(b) 二阶模态



(c) 三阶模态

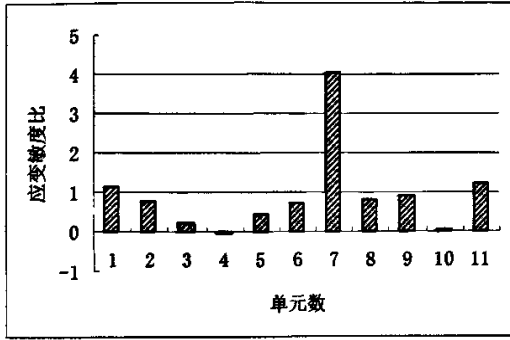
图 4.17 No.4, No.5, No.6, No.7 管道的一, 二, 三阶位移模态(a, b, c)

Figure 4.17 First, second, third mode of No.4, No.5, No.6, No.7 pipeline (a, b, c)

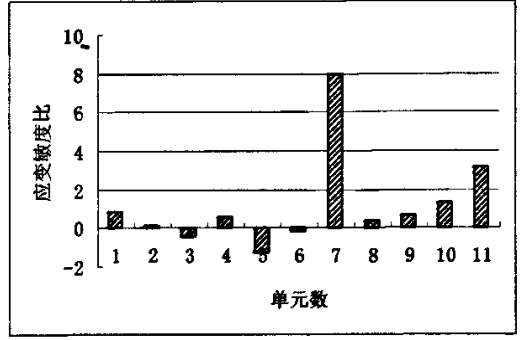
4.4.3 管道应变灵敏度比计算结果

用测试数据利用式(4.13), (4.16), (4.17), (4.23) 计算损 No.2, No.3 伤管道前 3 阶的总位移、应变及应变灵敏度和灵敏度比, 其结果列于表 4.6 中, 为直观绘于图 4.18(a, b), No.5, No.6, No.7 损伤管道的应变灵敏度比绘于图 4.19(a, b, c)。从表 4.6 及图 4.18 可知, 腐蚀灾变的 No. 2 和 No. 3 管道, 均在节点 7 的灵敏度比值远大于其它各节点的灵敏度比, 且

有 $\beta_7 > \beta_6$ ，符合判据(1)(式(4.24))，故7和8节点之间的第⑦单元发生腐蚀灾变，与实际情况完全一致。同理对于 No.5, No.6, No.7 管道可从图 4.19 及损伤判据(1)和(2)



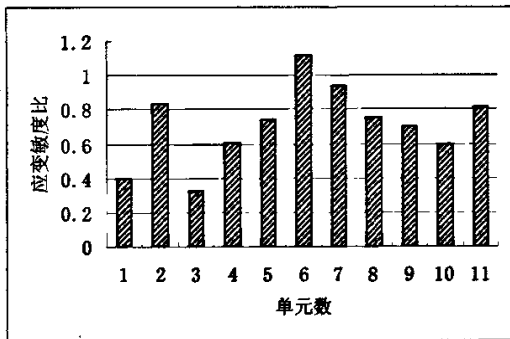
(a) No.2 管道



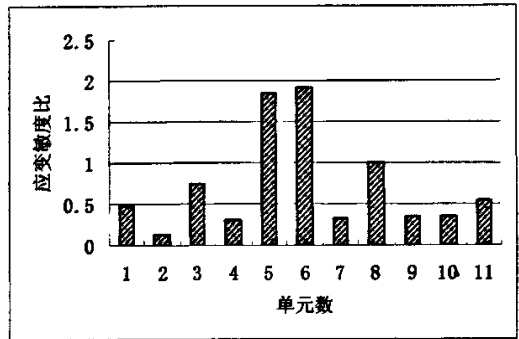
(b) No.3 管道

图 4.18 No.2, No.3 管道的前 3 阶应变敏感度比

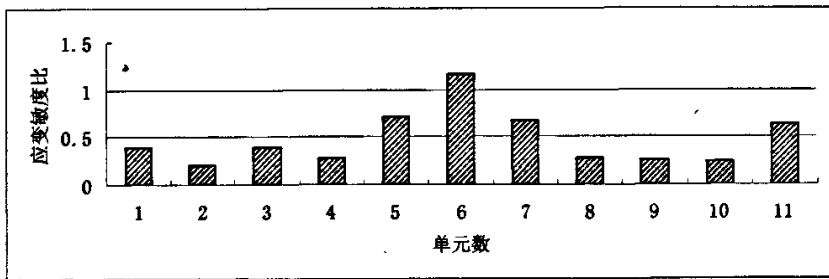
Fig. 4.18 the first three order index β of No.2, No.3 pipeline respectively



(a) No.5 管道



(b) No.6 管道



(c) No.7 管道

图 4.19 No.5, No.6, No.7 管道的前 3 阶应变敏感度比

Fig. 4.19 the first three order index β of No.5, No.6, No.7 pipeline

(式 4.24 和式 4.25) 可判别出损伤分别发生在第 6, 5, 6 单元, 识别结果与实际单元相吻合。

表 4.6. r=1~5 阶应变敏感度及应变敏感度比
Table 4.6 r=1~5 order strain sensitivity and sensitivity ratio

管道	节点	位移 r=1~5				应变	敏感度	敏感度比
		y_{1i}	y_{2i}	y_{3i}	y_{5i}	$\varepsilon_i(\varepsilon_i^*)$	$F_i(F_i^*)$	β_i
No1 完好	1	1.720	-0.244	0.009	1.469	1.041	0.398	
	2	4.238	-0.264	0.005	3.979	-0.489	-0.187	
	3	6.222	-0.229	-0.003	6.008	0.524	0.200	
	4	8.727	-0.167	-0.005	8.561	-0.716	-0.274	
	5	10.495	-0.103	-0.004	10.398	-1.111	-0.425	
	6	11.144	-0.031	-0.001	11.124	-1.230	-0.470	
	7	10.377	0.235	0.004	10.620	-0.186	-0.071	
	8	9.559	0.371	0.006	9.930	-0.929	-0.355	
	9	7.917	0.400	0.004	8.311	-0.819	-0.313	
	10	5.509	0.368	-0.003	5.873	-0.609	-0.233	
	11	2.559	0.247	-0.009	2.826	0.211	0.085	
No.2 有腐蚀突变	1	1.600	-0.215	-0.0096	1.366	1.246	0.453	1.138
	2	4.267	-0.284	-0.0051	3.978	-0.397	-0.145	0.775
	3	6.502	-0.314	0.0038	6.193	0.147	0.053	0.245
	4	8.774	-0.223	0.0069	8.555	0.032	0.012	-0.044
	5	10.993	-0.051	0.0059	10.949	-1.725	-0.628	0.447
	6	11.640	-0.032	0.0009	11.618	-0.948	-0.345	0.734
	7	11.046	0.293	-0.0059	11.339	-0.794	-0.286	<u>4.028</u>
	8	9.830	0.445	-0.0074	10.766	-0.780	-0.284	<u>0.800</u>
	9	7.947	0.476	-0.0041	8.411	-0.782	-0.285	0.911
	10	5.146	0.388	0.0059	5.538	-0.039	-0.014	0.060
	11	2.362	0.268	0.0121	2.626	0.286	0.104	1.223
No.3 有腐蚀突变	1	1.787	-0.200	0.007	1.574	1.107	0.358	0.899
	2	4.439	-0.189	0.004	4.255	-0.083	-0.027	0.144
	3	6.984	-0.155	-0.003	6.853	-0.260	-0.084	-0.420
	4	9.268	-0.085	-0.005	9.191	-0.470	-0.151	0.551
	5	10.983	0.071	-0.005	11.059	-1.655	-0.532	-1.252
	6	11.391	-0.136	-0.001	11.272	0.212	0.068	-0.144
	7	11.582	0.103	0.004	11.697	-1.767	-0.568	<u>8.00</u>
	8	10.077	0.237	0.006	10.319	-0.433	-0.139	<u>0.391</u>
	9	8.243	0.273	0.004	8.508	-0.647	-0.208	0.664
	10	5.813	0.242	-0.003	6.050	-0.980	-0.315	1.352
	11	2.439	0.157	-0.008	2.612	0.876	0.266	3.192

4.4.4 结果分析

从表 4.6 的计算结果还可以发现, 第一组损伤管道前 3 阶总位移与 1、2 阶位移之和相差甚少, 说明 3 阶模态位移对总位移贡献很小, 也就是说总位移主要由 1、2 阶位移组成, 而 1、2 阶位移之和中 1 阶位移要远大于 2 阶位移, 因此是否可以用 1 阶位移或 1、2 阶位移之和来进行敏度及敏度比计算, 以此来判定腐蚀灾变的位置, 为此将第一组 No. 2 和 No. 3 管道的 1 阶位移和前两阶、三阶位移分别用式 (4.17)~(4.23) 计算应变敏度比, 结果列于表 4.7 所示, 并绘于图 4.20 和 4.21 中。同理可计算出第二组 No. 5, No. 6 和 No. 7 管道的一阶、前两阶和前三阶应变敏度比, 并绘于图 4.22~4.24 中。

表 4.7 No.2, No.3 管道一阶和前二、三阶应变敏度比 β Table 4.7 one and the first two, three order index β of No.2, No.3 pipeline respectively

节点 i	No.2			No.3		
	β_{1i}	β_{2i}	β_{3i}	β_{1i}	β_{2i}	β_{3i}
1	1.305	1.283	1.112	1.003	1.021	0.841
2	0.778	0.866	0.865	0.184	0.172	0.145
3	0.065	0.307	-0.336	-0.062	-0.402	-0.341
4	0.067	-0.045	-0.018	0.705	0.659	0.558
5	1.346	1.501	1.452	1.057	1.298	1.265
6	<u>0.858</u>	<u>0.959</u>	0.727	0.139	0.195	0.162
7	<u>11.600</u>	<u>4.564</u>	<u>3.794</u>	<u>29.900</u>	<u>9.225</u>	<u>7.849</u>
8	0.742	0.921	<u>0.739</u>	<u>0.355</u>	<u>0.446</u>	<u>0.371</u>
9	1.220	1.313	1.164	0.747	0.751	0.682
10	0.028	0.016	0.030	1.588	0.859	1.303
11	1.058	0.236	0.847	2.210	0.667	2.647

表 4.7 中 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ 分别表示 1 阶、前 2 阶和前 3 阶应变敏度比。从图 4.20 中可看出, 对 No.2 管道, 利用其 1 阶及前 2 阶应变敏度比, 根据判据 (1) 判定 6、7 节点之间的单元⑥发生腐蚀灾变, 与实际不符。而前 3 阶应变敏度比按判据 (1) 是 7、8 节点之间的⑦单元发生灾变, 这一结果与前 3 阶总应变敏度比是一致的, 与实际腐蚀灾变位置相符。而图 4.21 中, 对于 No.3 管道, 其 1 阶, 前 2 阶与前 3 阶判定结果均一致的, 即判定 7、8 节点之间的⑦单元发生腐蚀灾变, 与实际位置一致。同理, 对管道 5, 6, 7 分别利用其 1 阶, 前 2 阶与前 3 阶模态进行应变敏度比计算, 结果绘于图 4.22~4.24 中, 通过判据可判断应损伤位置与实际结果均基本一致, 在 No.6 与 No.7 管道识别中有微小误差, 但通过前三阶模态所求应变比法能够比较理想判断管道的损伤。

以上分析表明，用前 3 阶应变灵敏度比即可有效判定管道缺陷位置，并且可以相互证明；在有些情况下(如 No.3 道)甚至 1 阶和前 2 阶应变灵敏度比也可确定缺陷位置。从图 4.20 还可以看到，节点 1 和节点 11 有数值较大的灵敏度比值，其原因是该二节点均为管道模型梁的支点位置，在计算位移时均假定支点外的虚支点为零，从而造成该支点的计算结果不准确，故可不考虑。

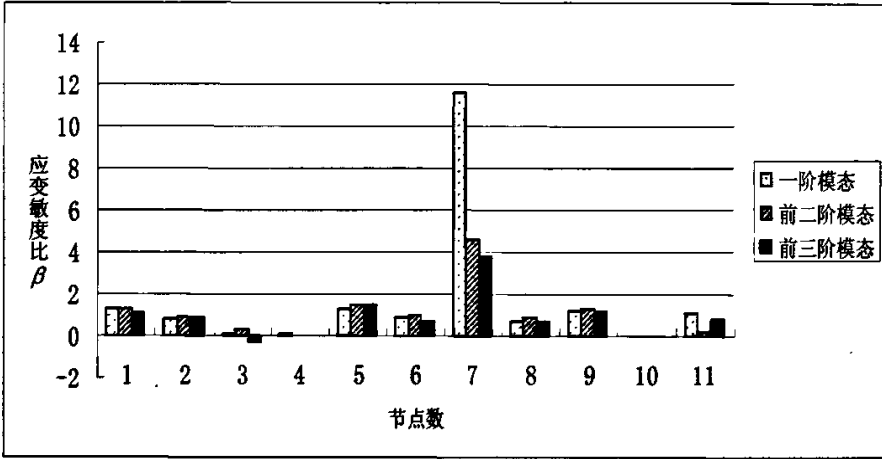


图 4.20 No. 2 管道的 1 阶和前 2、3 阶应变灵敏度比

Fig. 4.20 one and the first two, three order index β of No2 pipeline respectively

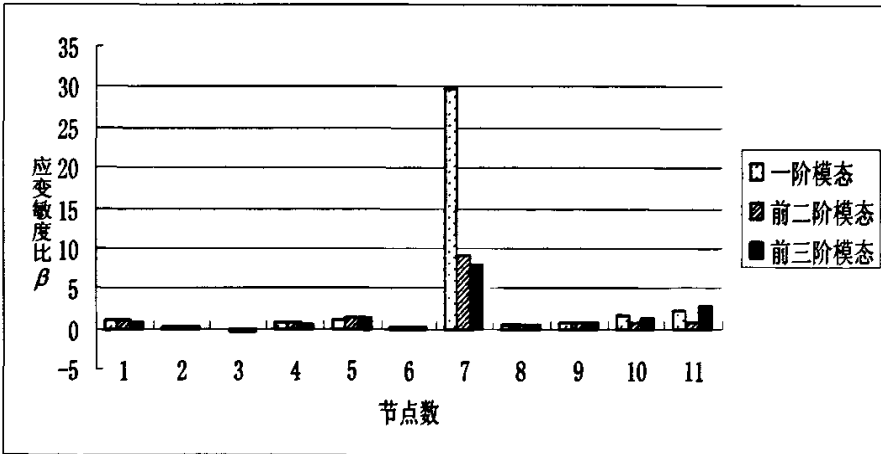


图 4.21 No. 3 管道的 1 阶和前 2、3 阶应变灵敏度比

Fig. 4.21 one and the first two, three order index β of No.3 pipeline respectively

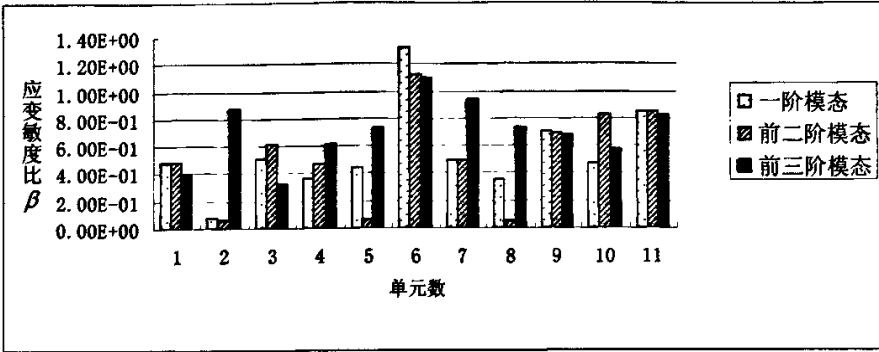


图 4.22 No. 5 管道的 1 阶和前 2、3 阶应变灵敏度比

Fig. 4.22 one and the first two, three order index β of No.5 pipeline respectively

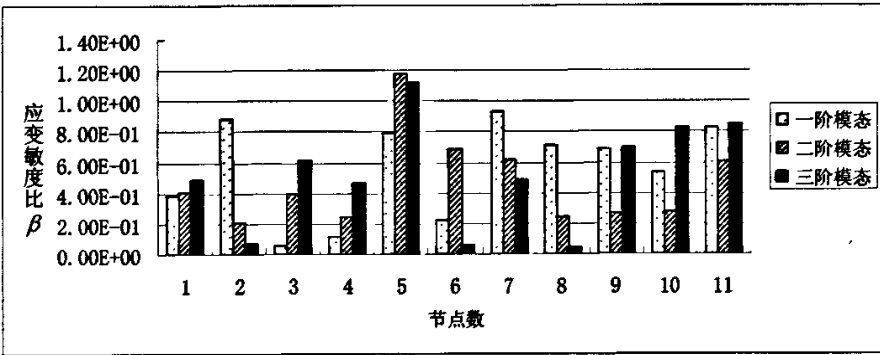


图 4.23 No. 6 管道的 1 阶和前 2、3 阶应变灵敏度比

Fig. 4.23 one and the first two, three order index β of No.6 pipeline respectively

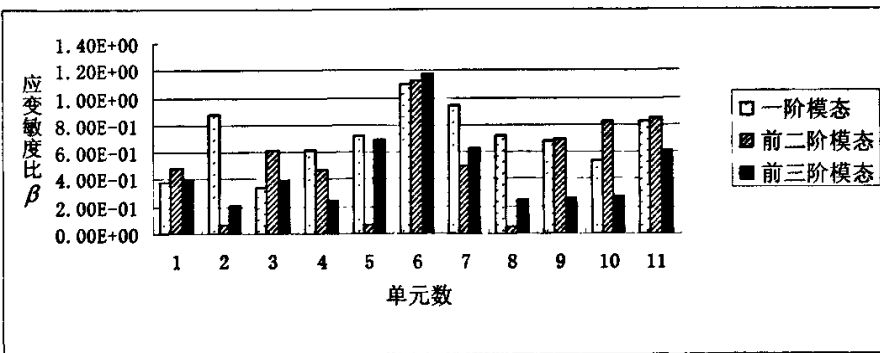


图 4.24 No. 7 管道的 1 阶和前 2、3 阶应变灵敏度比

Fig. 4.24 one and the first two, three order index β of No.7 pipeline respectively

4.4 结论

(1) 基于结构振动模态分析的理论, 研究了由腐蚀引起压力管道灾变缺陷的定位检测, 提出了模态应变敏度和应变敏度比的概念, 建立了应变敏度比检测方法的基本判据, 从而可以对腐蚀灾变缺陷进行定位检测, 该方法的优点是检测数据容易得到, 只需低阶模态数据, 便于实际工程应用。

(2) 进行了实测算例和数值算例分析, 表明用敏度比法检测的结果与实际腐蚀灾变位置完全一致, 结果还表明, 用前 3 阶模态参数的数据便可进行有效检测, 而且证明了在某些情况下, 前 3 阶数据与 1 阶模态数据和前 2 阶数据具有相同的检测结果, 进一步说明了应变敏度比法只需结构低阶模态参数数据, 而且能自行消除测试系统的误差, 消除噪声等带来的影响, 提高了检测的精度和准确性。

5 管道腐蚀损伤缺陷检测的正交敏度法

5.1 前言

管道系统是冶金、石油、化工、燃气、能源及城市水暖供应等工业部门必不可少的输送设备，也是海洋平台结构等大型钢结构的主要部件。我国现有在用工业管道有数百万公里，由于历史、技术、管理上的原因，大量的在用工业管道存在许多的问题，诸如：严重的焊接缺陷、结构不合理性、材料隐患、使用后产生的裂纹、腐蚀和长期超期服役等等，这些都会对压力管道造成损伤，以至留下发生事故的隐患，严重的会造成巨大的事故。因此，对管道进行实时监测和诊断成为无损检测技术应用中的一个重要方面。

目前用于工业管道和海洋平台结构等管道系统的无损检测技术主要有漏磁场检测技术、超声检测技术、交流磁场检测技术、涡流检测技术、射线检测技术和磁粉检测技术等，这些常规检测技术的特点是必须对被检对象进行逐点扫描、检测速度慢、效率低、费用昂贵等。利用振动模态检测方法能够大量快速地对在用工业管道进行检测，是管道检测的一种新的研究方向。

为了防止工业燃气管道发生事故，迫切需要对量大面广的在用工业管道进行在线损伤检测。为此本章提出一种简单适用的正交条件敏度法的振动检测方法。该方法利用动态测试测得腐蚀管道的模态频率和模态向量，并用理论模型计算无损管道的相应值，然后利用结构动力参数修正法对理论值进行修正，通过上述数据利用正交条件敏度法对腐蚀管道进行定位及定量检测。实验结果表明，该方法可实现管道在线缺陷检测，具有广阔的应用前景。

5.2 损伤识别的理论

本章提出的无损检测方法是利用频率和模态向量对腐蚀结构进行定位及定量检测的一种方法。该方法只需测试频率与模态两个模态参数便可对损伤结构的损伤位置和损伤程度可很好的预测。

对于无损损伤离散管道结构，如图 5.1，特征方程可表达为下式：

$$Kq_i = \lambda_i Mq_i, \quad i = 1, \dots, n, \quad (5.1)$$

式中 K, M 分别为刚度阵与质量阵， λ_i 为第 i 阶特征值， q_i 为第 i 阶特征向量， n 为无损结构计算或者试验的模态数。

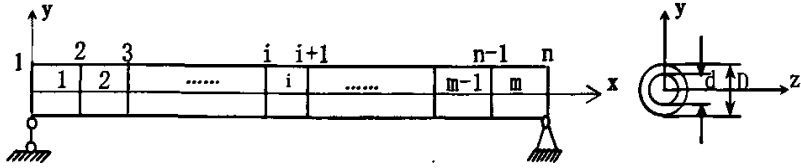


图 5.1. 管道梁模型及其单元划分
Fig. 5.1 Schematic of pipeline model

当结构某些单元发生损伤时，比如单元刚度减少，那么式(5.1)可表达为：

$$\tilde{K}\tilde{q}_i = \tilde{\lambda}_i M\tilde{q}_i, \quad i=1, \dots, m, \quad (5.2)$$

式中 \tilde{K} 分别为损伤结构刚度阵， $\tilde{\lambda}_i$ 为第 i 阶特征值， \tilde{q}_i 为第 i 阶特征向量， m 为损伤结构计算或者试验的模态数。由于损伤对于质量阵的影响很小，可以忽略不计。由于刚度阵 K 与质量阵 M 对称正定，因此 λ_i 为正定， q_i 为正交特征向量。同样，对损伤结构，其刚度阵 \tilde{K} 与质量阵 \tilde{M} 为对称正定， $\tilde{\lambda}$ 为正定， \tilde{q}_j 为正交特征向量。

5.2.1 正交条件敏感度法

如图 5.1 多自由度管道结构 m 单元和 n 节点结构，应用下列正交条件预测损伤位置和程度^[138]。

考虑到振型为质量归一化，正交条件可表达为：

$$\tilde{q}_i^T \tilde{K}\tilde{q}_j = \delta_{ij} \tilde{\lambda}_j \quad \text{其中} \quad \begin{cases} \delta_{ij} = 0 & i = j \\ \delta_{ij} = 1 & i \neq j \end{cases} \quad (5.3)$$

由于损伤矩阵可表达为 $\tilde{K} = K - \delta K$ ，对于单元 e 的摄动矩阵则有 $\delta K_e = \delta b_e K_e$ ，此处 $\delta b_e \in [0,1]$ 为损伤参数，由式(5.3)则可得出：

$$\sum_{e=1}^N \tilde{q}_i^T K_e \tilde{q}_{je} \delta b_e = \tilde{q}_i^T K \tilde{q}_j - \delta_{ij} \tilde{\lambda}_j \quad (5.4)$$

式(5.4)中 \tilde{q}_{je} 为损伤结构单元 e 的第 j 阶位移向量， N 为结构离散单元数。

简化(5.4)为

$$S(k, e) \delta b(e) = \delta \lambda(k) \quad (5.5)$$

这里

$$S(k, e) = \tilde{q}_{ie}^T K_e \tilde{q}_{je} \quad (5.6)$$

$$\delta b(e) = \delta b_e \quad (5.7)$$

$$\delta \lambda(k) = \tilde{q}_i^T K \tilde{q}_j - \delta_{ij} \tilde{\lambda}_j \quad (5.8)$$

其中 $k=1, \dots, m(m+1)/2$ 和 $e=1, \dots, N$, S 为损伤结构的敏度矩阵, δb 是损伤参数向量, $\delta \lambda$ 是损伤结构的模态参数向量。

等式(5.4)可具体扩展为下式:

$$\begin{bmatrix} S_{1,1,1} & \cdots & \cdots & S_{1,1,N} \\ \vdots & \cdots & \cdots & \vdots \\ S_{1,m,1} & \cdots & \cdots & S_{1,m,N} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ S_{2,2,1} & \cdots & \cdots & S_{2,2,N} \\ \vdots & \cdots & \cdots & \vdots \\ S_{2,m,1} & \cdots & \cdots & S_{2,m,N} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \vdots & \cdots & \cdots & \vdots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ S_{(m-1),(m-1),1} & \cdots & \cdots & S_{(m-1),(m-1),N} \\ S_{(m-1),m,1} & \cdots & \cdots & S_{(m-1),m,N} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ S_{m,m,1} & \cdots & \cdots & S_{m,m,N} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta b_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \delta b_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta \lambda_{1,1} \\ \vdots \\ \delta \lambda_{1,m} \\ \cdots \\ \delta \lambda_{2,1} \\ \vdots \\ \delta \lambda_{2,m} \\ \cdots \\ \vdots \\ \cdots \\ \delta \lambda_{(m-1),(m-1)} \\ \delta \lambda_{(m-1),m} \\ \cdots \\ \delta \lambda_{(m-1),m} \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

为了把上述方法应用到实验检测当中,需要进行结构物理参数的修改。这里利用 Berman 法^{[139][142]}, 该方法的优点是不需要有计算的特征值和特征向量, 它只需要用试验模态矩阵 Φ 及特征值矩阵 Λ 来修改理论模型的 M_0 和 K_0 , 从而直接求得修改后的结构参数 M 和 K 。

5.2.2 模态模型参数修正

用有限元计算所得质量阵、刚度阵、特征值矩阵和模态矩阵分别为 $M_0, K_0, \Lambda_0, \Phi_0$, 它们均为 $N \times N$ 阶矩阵。由试验所得的质量阵、刚度阵、特征值矩阵和模态矩阵分别为

M, K, Λ, Φ 。计算值与试验值之间的差别可给出各个参量的修正量 $\Delta M, \Delta K, \Delta \Lambda, \Delta \Phi$ ，则有关系：

$$M = M_0 + \Delta M \quad (5.10)$$

$$K = K_0 + \Delta K \quad (5.11)$$

$$\Phi = \Phi_0 + \Delta \Phi \quad (5.12)$$

$$\Lambda = \Lambda_0 + \Delta \Lambda \quad (5.13)$$

$$\Phi^T \Delta M \Phi = I - E_0 \quad (5.14)$$

$$E_0 = \Phi^T M_0 \Phi \quad (5.15)$$

式(5.15)中 E_0 为正交检验矩阵。

由于是以非完备的模态作为修正基准，满足式(5.14)的解不是唯一的，故以式(5.14)作为约束条件，寻找下列范数极小化的解：

$$\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{M_0}} \Delta M \frac{1}{\sqrt{M_0}} \quad (5.16)$$

采用 *Lagrange* 乘子法求解如下优化问题^{[139][140]}：

$$\begin{cases} \min(\varepsilon) \\ \text{约束条件: 式(5.14)} \end{cases} \quad (5.17)$$

则可得：

$$\Delta M = M_0 \Phi E_0^{-1} (I - E_0) E_0^{-1} \Phi^T M_0 \quad (5.18)$$

把(5.15)式代入式(5.10)可求得修改后的质量阵。

为能唯一确定修正的振型，可采用振型修正量最小准则。取如下欧拉范数：

$$\varepsilon = \|E_0^{1/2}(\tilde{\phi} - \tilde{\phi}_T)\| \quad (5.19)$$

采用 *Lagrange* 乘子法求出修正振型的解：

$$[\tilde{\phi}] = [\tilde{\phi}_T][\alpha]([\alpha]^T [\tilde{\phi}_T]^T [M][\tilde{\phi}_T][\alpha])^{-1/2} \quad (5.20)$$

其中

$$[\alpha] = ([R] - [I])/2, \quad [R] = [\phi_T]^T [M][\phi_T] \quad (5.21)$$

Wei^[41]提出了刚度阵的修改公式:

$$K = K_0 + Y + Y^T \quad (5.22)$$

式中

$$Y = \frac{1}{2} M_0 \Phi (\Phi^T K_0 \Phi + \Lambda) \Phi^T M_0 - K_0 \Phi \Phi^T M_0 \quad (5.23)$$

通过上述质量阵、振型及刚度阵参数修正。

把修正后的质量阵、振型和刚度阵(5.10), (5.20), (5.22) 带入(5.5)式, 得

$$\delta b = S^{-1} \delta \lambda \quad (5.24)$$

$\delta b_e \in [0,1]$, 是衡量损伤大小的参数, e 表示结构的单元数, 所以这里把式(5.24)作为一个判据, 可用 δb_e 的值表示损伤的程度, 通过结构单元的 δb_e 我们可以判断损伤发生位置和程度, 这就为管道在线检测提供了有利的理论依据。参数修正过程正及损伤判断过程框图如图 5.2 所示。

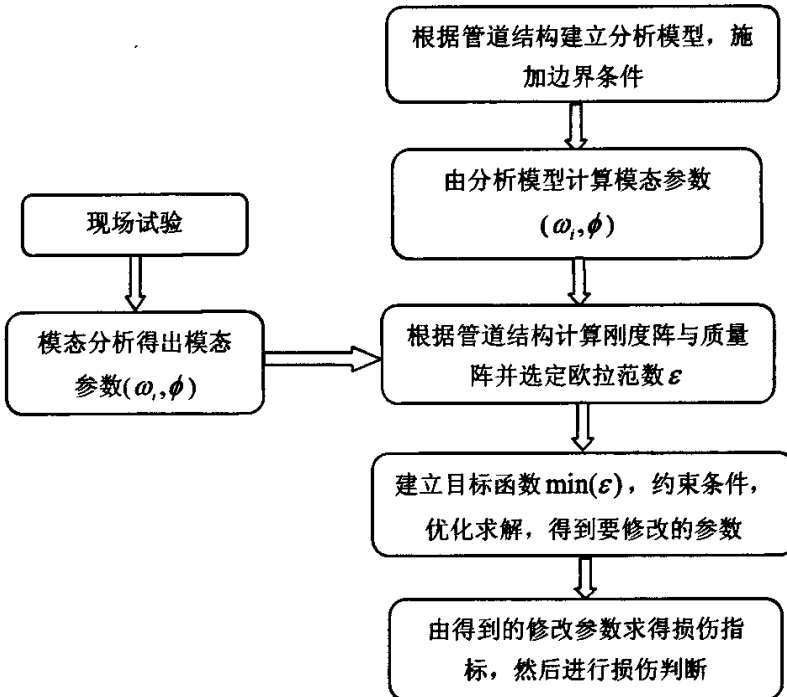


图 5.2 正交敏度法损伤识别流程图

Fig.5.2 The damage identification calculation flow for the orthogonality conditions sensitivities method

5.3 正交敏度法的管道损伤识别的数值模拟

5.3.1 简支梁型管道模型

取管道如图 5.3 所示, 长 $L=3$, 内外直径分别为内外径分别为 $d=10.8\text{cm}$ 和 $D=12.2\text{cm}$, 材料弹性模量 $E=205\text{Gpa}$, 泊松比 $\nu=0.3$, 密度 $\rho=7.8\times 10^3\text{kg}/\text{m}^3$, 管道一端固支, 另一端铰支, 为了进行有限元计算, 对模拟管道进划分为 10 个单元, 11 个节点, 并对其进行计算和损伤模拟, 分别对模拟管道腐蚀前后进行动力分析。

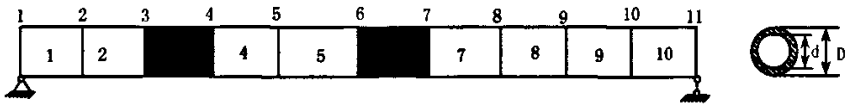


图 5.3. 模拟管道示意图

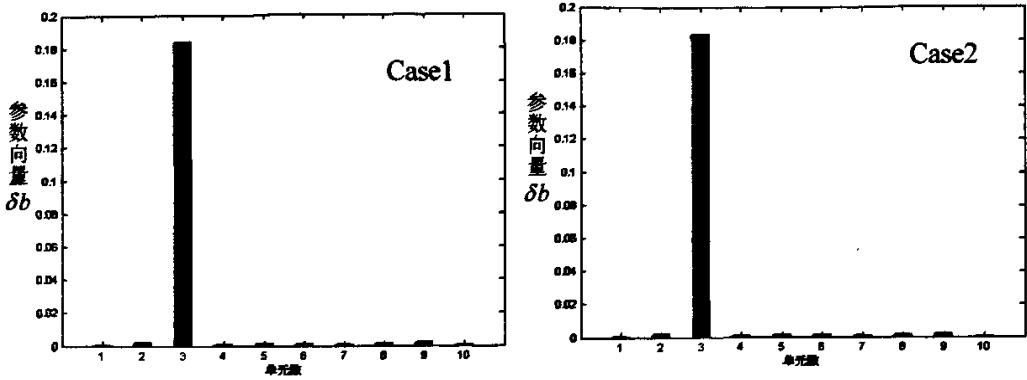
Fig. 5.3 schematic of model pipeline

5.3.2 正交敏度法的管道损伤识别

利用第四章中的损伤模拟表 4.1 损伤情况, 表 4.2 简单支承梁型管道的模态频率图 4.7 损伤 1~6 情况的简单梁型管道 1~3 阶位移模态, 利用式 (5.5) 得到损伤管道的损伤参数 δ 。图 5.4 给出了利用正交条件敏度法对表 4.1 所给损伤情况的计算结果。

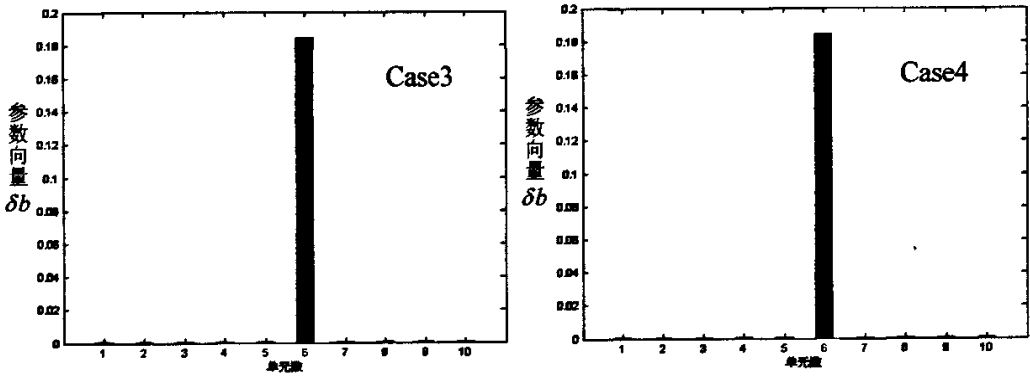
从图 5.4 可以看出在单元 3 处 δ 值明显大于其它单元的值, 其余单元很小, 而且从 δ 值也可以知道单元损伤程度大小, 其值与表 4.1 中模拟的损伤程度非常接近, 这表明此方法即能判断损伤位置又能比较准确判定损伤程度。同理由图 5.5 可得出模拟单元 6 的损伤也有同样结论。

图 5.6 给出了当损伤同时发生在单元 3 和 6 时利用正交条件敏度法算出的损伤参数向量, 可以发现同样可判断损伤位置和损伤程度。而且位置误差很小, 程度误差在 5% 以内。从上述数值模拟可看出对于多处损伤也能够定位与定量。



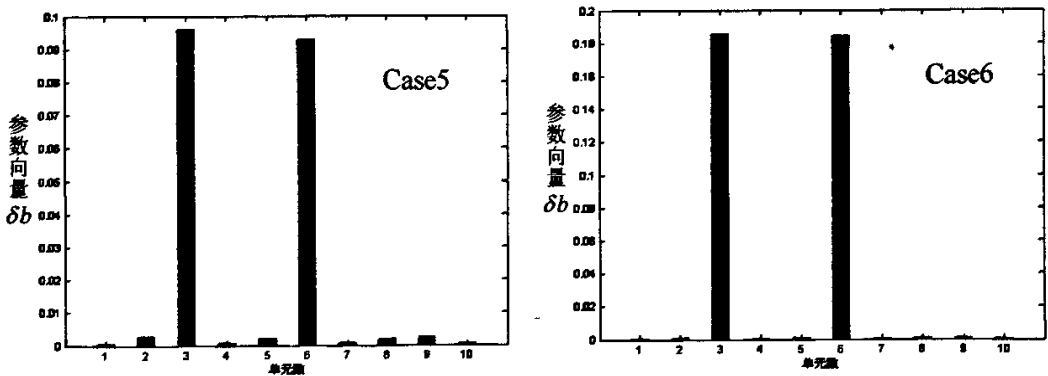
5.4 Case1, Case2 损伤情况管道正交敏感度法的损伤参数向量 δb

Fig 5.4 Damage index δb using the orthogonality conditions sensitivities in Case1 and Case2 pipeline



5.5. Case3, Case4 下利用正交敏感度法计算求得的损伤参数向量 δb

Fig 5.5 Damage index δb using the orthogonality conditions sensitivities in Case3 and Case4 pipeline



5.6. Case 5, Case 6 下利用正交敏感度法计算求得的损伤参数向量 δb

Fig 5.6 Damage index δb using the orthogonality conditions sensitivities in Case5 and Case6 pipeline

5.4 正交敏度法的管道损伤识别的试验验证

5.4.1 试验模型

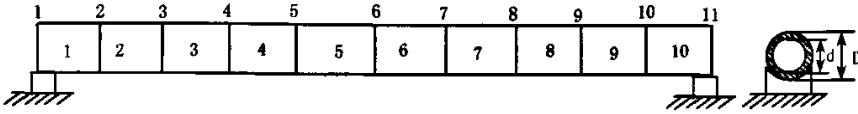
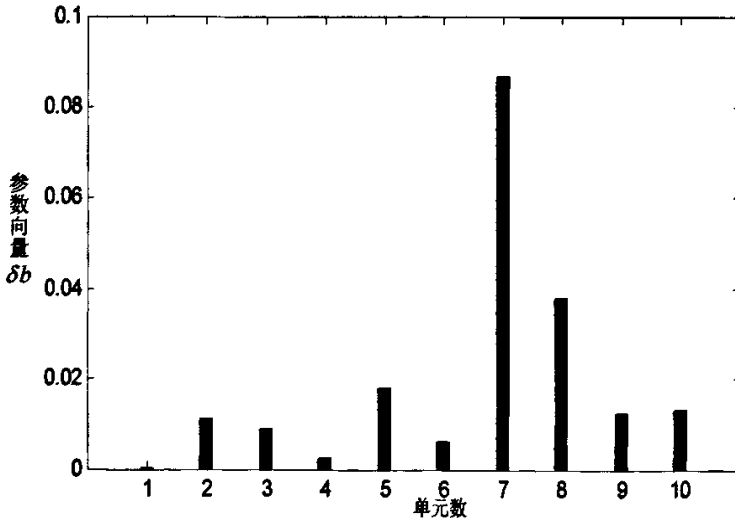


图 5.7 管道结构模型图
Figure 5.7. pipeline model

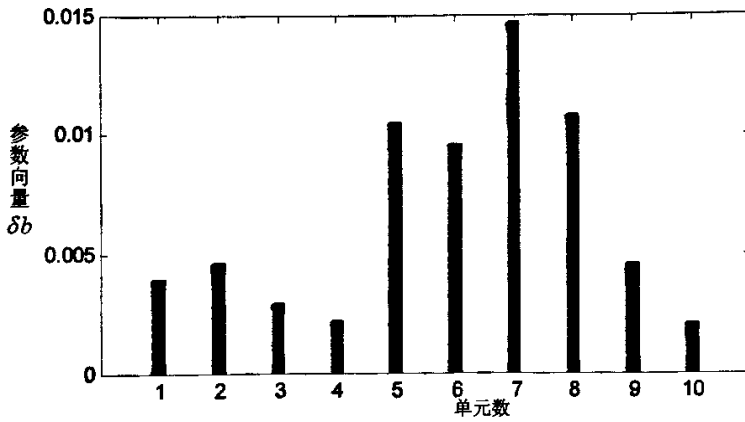
取两组材料不同的管道，模型图如图 5.7 所示。第一组管道编号为 No.1, No.2, No.3，材料弹性模量 $E = 210GPa$ ，泊松比 $\nu = 0.3$ ，密度 $\rho = 7.8 \times 10^3 kg/m^3$ 。钢管长 3m，内外径分别为 $d = 10.9cm$ 和 $D = 12.19cm$ 。第二组管道编号为 No.4, No.5, No.6, No.7，材料弹性模量 $E = 210GPa$ ，泊松比 $\nu = 0.3$ ，密度 $\rho = 7.8 \times 10^3 kg/m^3$ 。钢管长 2m，内外径分别为 $d = 5.10cm$ 和 $D = 5.73cm$ 。两组管道的损伤情况见图 4.10~4.13

5.4.2 正交敏度法的管道损伤识别

利用表 4.5 管道试验模型所测得的模态频率数据，图 4.16 和 3.4.17 所得振型和理论模拟两组管道所得刚度阵、质量阵，利用式 (5.10, 5.15, 5.17, 5.21) 修正方法及判据可得到实际损伤管道的损伤参数 δb ，如图 5.8 和图 5.9 所示。



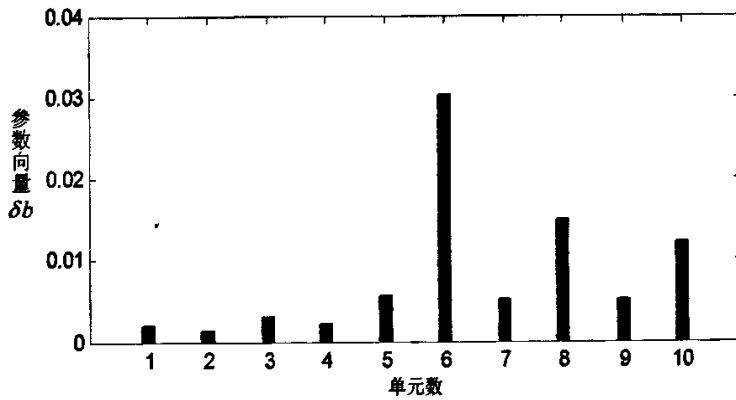
(a) No.2 管道损伤参数向量 δb



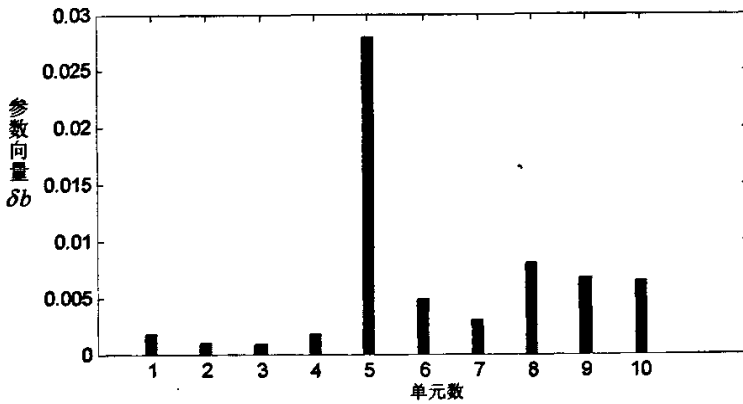
(b) No.3 管道损伤参数向量 δb

图 5.8 利用正交敏度法计算求得 No.2, No.3 管道的损伤参数向量 δb (a, b)

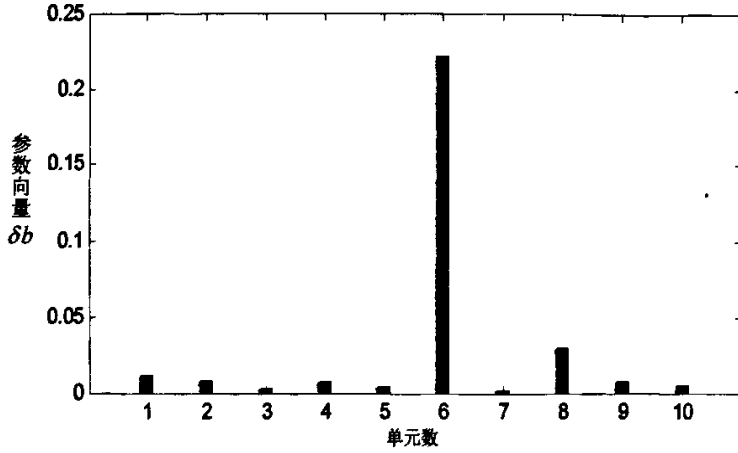
Fig 5.8 Damage index δb using the orthogonality conditions sensitivities in No.2, No.3 pipeline(a,b)



(a) No.5 管道损伤参数向量 δb



(b) No.6 管道损伤参数向量 δb



(c) No.7 管道损伤参数向量 δb

图 5.9 利用正交灵敏度法计算求得 No.5, No.6, No.7 管道的损伤参数向量 δb (a, b, c)

Fig 5.9 Damage index δb using the orthogonality conditions sensitivities in No.5, No.6, No.7 pipeline (a, b,

c)

从图 5.8(a)可以清楚地看到 No.2 管道在 7 单元 δb 明显大于其他单元，且得到损伤量为整个单元的 9%左右。与实际管道的损伤程度相吻合。从图 5.8(b)可看出 No.3 管道损伤也在单元 7 处比较明显，而且损伤大小为整个单元的 1.5%。与实际管道损伤一致。从第二组 No.5, No.6, No.7 管道的的损伤参数 δb (如图 5.9)不仅可以反映损伤位置，同时也可以判断损伤大小。所以通过上述分析可以得出该方法不仅能判断损伤位置，而且可以判断损伤大小，是一种方便简单适用的方法。利于工程管道损伤检测。

5.5 结论

提出了正交条件灵敏度法，利用数值模拟对 6 种不同情况的损伤管道利用该方法进行模拟，模拟表明该方法利用低阶模态值对管道损伤能够准确确定损伤位置及损伤程度，而且对于单一损伤和多处损伤都能有效检测，这为管道检测提供了有利的理论保障。最后对真实管道进行了实测，只需要测得结构的低阶模态频率和模态向量，通过模态修正及正交条件灵敏度法算出损伤参数向量，应用判定准则，准确判定损伤位置和损伤程度。通过理论模拟及实验验证表明，正交条件灵敏度法可实现腐蚀损伤管道在线检测，有较好的应用前景。

6 管道腐蚀损伤缺陷尺寸检测方法研究

6.1 前言

管道不可避免地存在着原始的或使用中产生的缺陷，由于生产上、经济上的原因，不可能对含有超标缺陷的管道全部进行修复和更换。美国机械工程师协会给出了安全评定准则。但是无论准则多么完美，我们必须对带有缺陷的管道进行无损定位检测，然后再对缺陷尺寸进行确定。在此基础上根据管道安全评定准则，可以确定管道是否处于安全运行状态。

为了判断管道的腐蚀缺陷尺寸，近年来许多学者通过应用结构的频率变化来确定损伤位置^[143]。本章应用断裂力学理论，推导了损伤缺陷尺寸的表达式，用频率与应变能的综合法对管道腐蚀损伤缺陷尺寸给出确定，从理论和试验都证明该方法的实用性及可靠性。

6.2 损伤缺陷尺寸检测的基本原理

结构损伤缺陷的产生，使结构具有的能量释放，与此同时结构自身的频率也发生变化，能量释放和频率变化从两个角度反映了由损伤带来的响应。由试验表明，二者具有下列关系^[144]

$$\frac{\delta W_i}{W_i} = \frac{\delta \omega_i^2}{\omega_i^2} \quad (6.1)$$

式中： δW_i —损伤结构第 i 阶模态释放的应变能， W_i —未损伤结构第 i 阶模态的应变能， $\delta \omega_i$ —损伤结构第 i 阶频率的变化值，且有

$$\delta \omega_i^2 = \omega_i'^2 - \omega_i^2 \quad (6.2)$$

其中 ω_i' —损伤结构的频率， ω_i —未损伤结构的频率， $\frac{\delta \omega_i^2}{\omega_i^2}$ —为损伤结构的第 i 阶频率变化率。

对压力管道可简化为梁结构，长 L ，内径 d ，外径 D ，如图 6.1。当振动载荷作用时产生弯曲，若抗弯刚度为 EI ，作用的弯矩为 $M(x)$ ，则梁的应变能为

$$W = \int_0^L \frac{M^2(x)}{2EI} dx \quad (6.3)$$

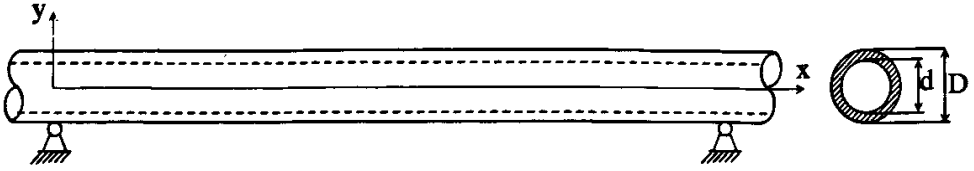


图 6.1 管道梁示意图
Fig 6.1.Schematic of pipeline

若管道梁的挠曲线为 $y(x)$ ，则

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (6.4)$$

将式(6.4)代入式(6.3)得：

$$W = \int_0^L \frac{EI}{2} \left[\frac{d^2 y}{dx} \right]^2 dx \quad (6.5)$$

因为挠曲线 $y(x)$ 相应于某 i 阶振型的曲线，即 $y_i(x) = \varphi_i(x)$ ，则相应第 i 阶振型的应变能为 W_i ，可表为：

$$W_i = \int_0^L \frac{EI}{2} [\varphi_i^2(x)] dx \quad (6.6)$$

根据断裂力学理论，结构中的缺陷可简化为裂纹，并且裂纹在外力作用下会扩展。已知裂纹扩展单位面积释放出的能量称为应变能释放率^[146]，用 G 表示，则有

$$G = \frac{\partial(\delta W_i)}{t \partial a} \quad (6.7)$$

式中： a 为缺陷尺寸，简化为裂纹的长度， t 为裂纹面的厚度，应变能释放率与应力强度因子 K_I 有下列关系^[146]，即 $G = \frac{(1-\nu^2)}{E} K_I^2$ ，于是

$$\frac{\partial(\delta W_i)}{\partial a} = \frac{t(1-\nu^2)}{E} K_I^2 \quad (6.8)$$

对式(6.8)积分得

$$\delta W_i = \int_0^a \frac{t(1-\nu^2)}{E} K_I^2 da \quad (6.9)$$

若相应 x_k 位置的裂纹长度为 a_k ，则应力强度因子为 $K_I = Y\sigma_k\sqrt{\pi a_k}$ ，于是式(6.9)便改写为

$$\delta W_i = \frac{\pi(1-\nu^2)}{E} \int_0^{a_k} Y^2 \sigma_k^2 a_k da_k = \left[\frac{\pi Y^2 t(1-\nu^2)}{2E} (\sigma_k a_k)^2 \right]_i \quad (6.10)$$

式中：Y 为裂纹形状系数，下标元素 i 表示第 i 阶模态下的能量。将式(6.6)、式(6.10)代入式(6.1)得

$$\frac{\delta \omega_i^2}{\omega_i^2} = \frac{m(\sigma_k a_k)_i^2}{S_{ik}} \quad (6.11)$$

其中：

$$m = \frac{\pi Y^2 t(1-\nu^2)}{E^2 I}, \quad S_{ik} = \int_0^L [\phi_i''(x)]^2 dx \quad (6.12)$$

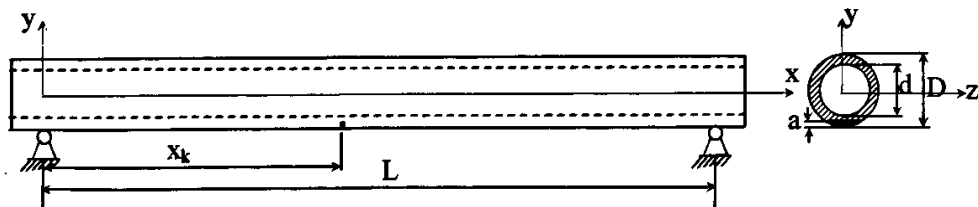
改写式(6.11)有

$$a_{ik}^2 = \frac{(\frac{\delta \omega_i^2}{\omega_i^2}) S_{ik}}{m \sigma_{ik}^2} \quad (6.13)$$

由式(6.12)可知，当第 i 阶振型 $\phi_i(x)$ 和应力 σ_{ik} 已知时， $\frac{\delta \omega_i^2}{\omega_i^2}$ 由计算或者试验测试已知，则对应第 i 阶模态下， x_k 位置(点)的裂纹尺寸 a_{ik} 可求得。

6.3 不同损伤缺陷的形式的尺寸表达式

在压力管道中，腐蚀缺陷的形式与存在的形式不同，为了检测方便，将其简化为当量裂纹形式，归纳起来大致可划分为如下三种：直裂纹、表面裂纹和内部裂纹，如图 6.2(a)、(b)、(c)。



(a) 直裂纹

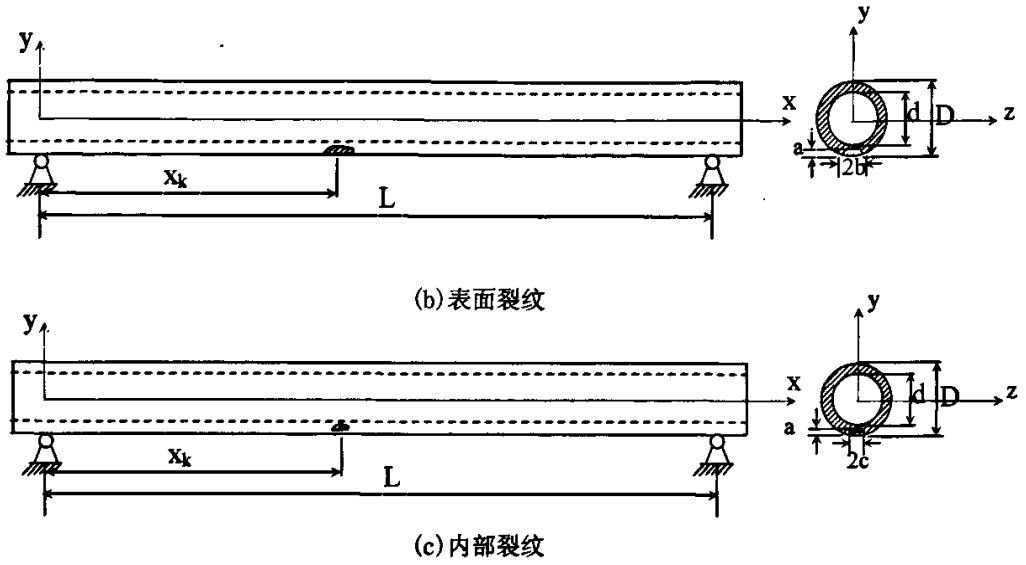


图 6.2 管道梁示意图 (a, b, c)
Fig 6.2. Schematic of pipeline (a, b, c)

对上述不同形式的裂纹(缺陷), 求出相应的应力表达式, 代入式(6.12), 便可求出不同形式的缺陷尺寸。以直裂纹为例, 其应力 σ_{ik} 可表达为

$$\sigma_{ik} = \frac{M_i(x)y_{\max}}{I} = \frac{ED}{2}\varphi_i''(x) \quad (6.14)$$

其中应用了:

$$y_{\max} = \frac{D}{2}, M_i(x) = EI\varphi_i''(x) \quad (6.15)$$

将其代入(12)式得:

$$a_{ik}^2 = \frac{\delta\omega_i^2}{\omega_i^2} \cdot m' \cdot S'_{ik} \quad (6.16)$$

其中

$$m' = \frac{4I}{Y^2 D^2 t \pi (1-\nu^2)}, S'_{ik} = \frac{\int_0^L [\varphi_i''(x)]^2 dx}{[\varphi_i''(x_k)]^2} \quad (6.17)$$

6.4 数值模拟

6.4.1 测试管道结构及模态参数

取材料性质相同的钢管四根，其编号分别为 *No.1, No.2, No.3, No.4* 管道结构。材料的弹性模量 $E=205\text{GPa}$ ，泊松比 $\nu=0.3$ ，密度为 $\rho=7.8e3\text{千克}/\text{m}^3$ 。钢管长为 $L=5\text{m}$ ，内径为 $d=10\text{cm}$ ，外径为 $D=12\text{cm}$ 。两段为简支支撑，将4根管道都是平均划分为50单元，有51个节点，其中 *No.1* 为完好管道，*No.2* 管道损伤为当量直裂纹，*No.3* 管道为环状当量表面裂纹，*No.4* 管道为当量直裂纹，*No.2, No.3* 管道损伤位置均为距左端 1.5m 处，*No.4* 管道损伤位置为距左端 3 米处，测试管道结构的有限元模型如图 6.3(a, b, c, d)所示。

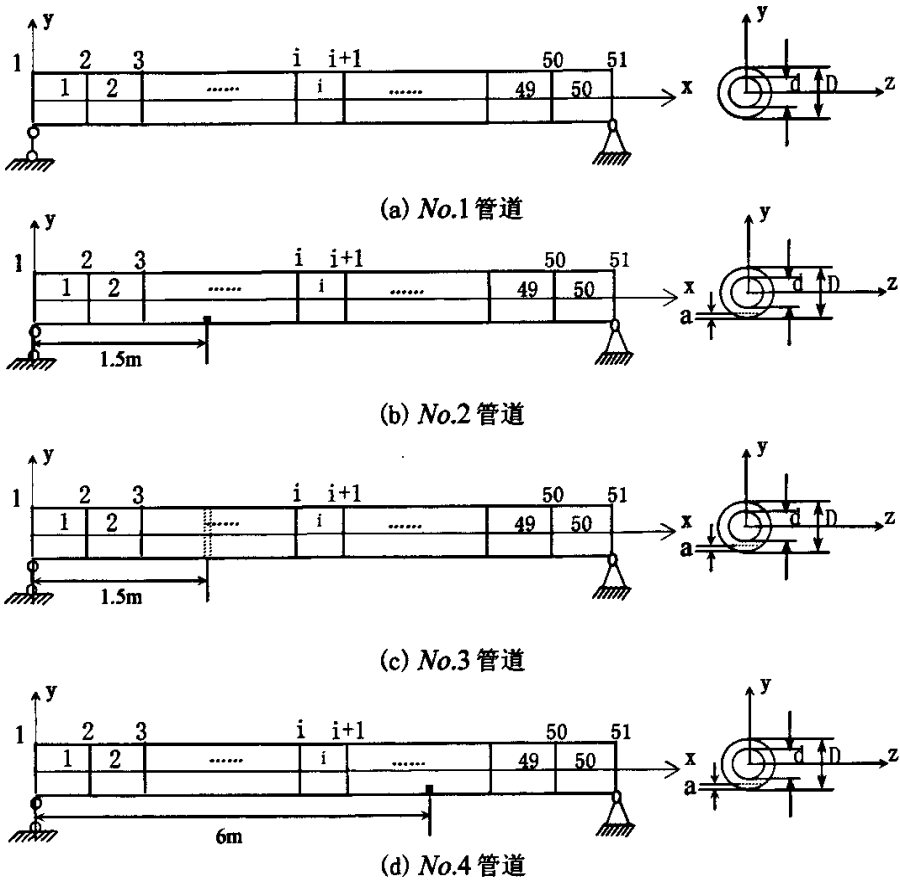


图 6.3 管道梁示意图 (a, b, c, d)
Fig 6.3.Schematic of pipeline (a, b, c, d)

损伤前后管道结构有限元模型的模态参数由有限元数值计算可以获得。损伤位置及损伤尺寸如图 6.3, 并列于表 6.1 中。计算所得损伤前后测试管道结构的前 3 阶的模态频率与模态振型列于表 6.1 及图 6.4 和图 6.5 中。图 6.4 为 No.1 管道的前三阶垂直于中心线的纵向位移模态, 图 6.5 为 No.2, No.3, No.4 管道的前三阶垂直于中心线的纵向位移模态。

表 6.1 No.2, No.3, No.4 损伤情况

Table 6.1 No.2, No.3, No.4 pipeline damage scenarios

管道	损伤位置 x (m)	损伤尺寸 a (cm)	模态频率 (Hz)		
			一阶模态	二阶模态	三阶模态
No.1 管道	-	-	22.62	32.01	39.21
No.2 管道	1.5	0.2	22.61	31.42	38.62
No.3 管道	1.5	0.3	22.57	30.31	37.72
No.4 管道	3	0.4	22.43	29.53	36.82

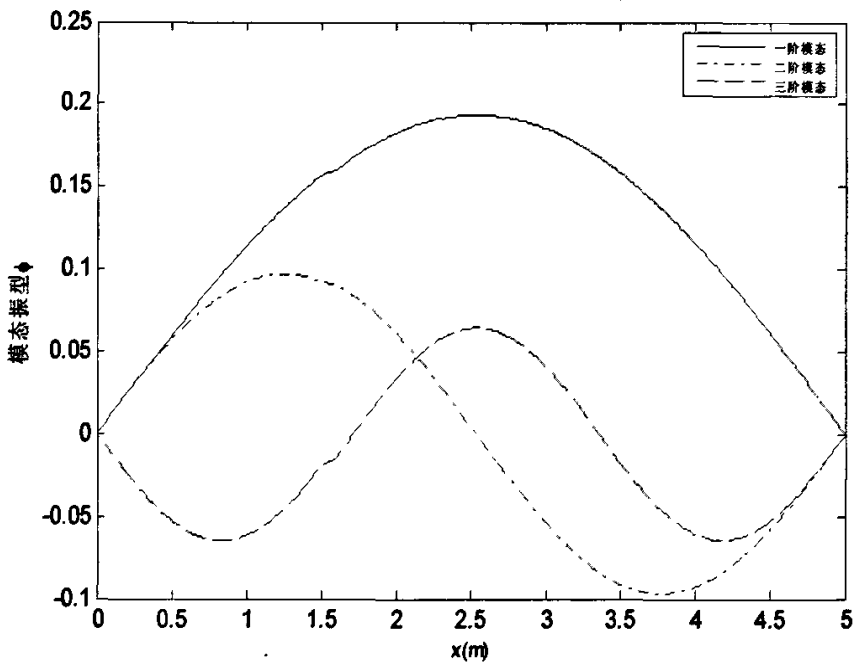


图 6.4 无损 No.1 管道前三阶模态

Figure 6.4 the first three mode shapes of No.1 pipeline

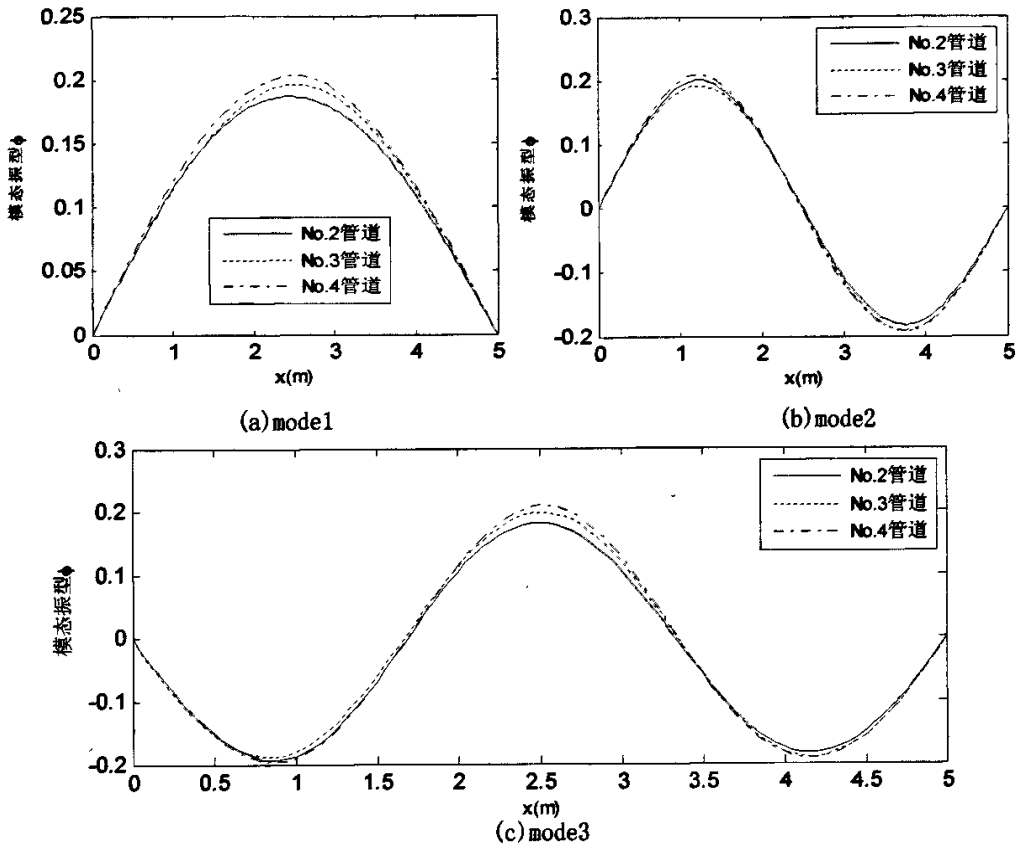


图 6.5 无损 No.1 管道前三阶模态

Figure6.5 the first three mode shapes of No.2, No.3, No.4 pipeline(a,b,c)

在识别管道损伤发生在任一位置过程中，我们首先分析一下独立模态对潜在损伤位置的敏感度。从求得管道的模态可求出各模态敏感度与位置的关系如图 6.6 所示

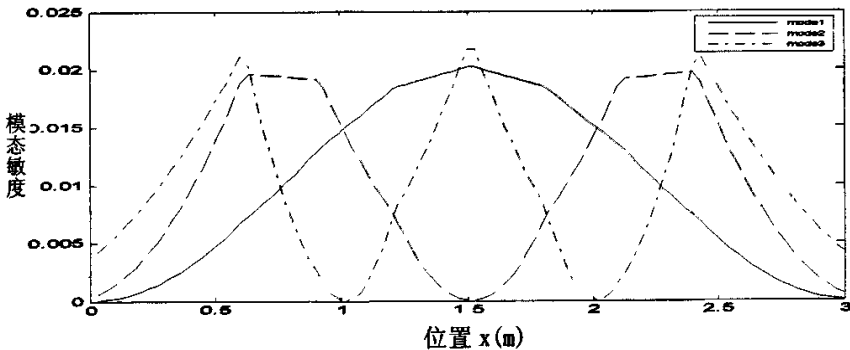


图 6.6 管道的模态敏感度

Figure6.6 Modal sensitivities of pipeline

从图 6.6 可发现，一阶模态和三阶模态对管道中心位置附近比较敏感而模态 2 对中心位置不怎么敏感。因此如果损伤发生在管道梁中心附近时采用一阶及三阶模态较理想，二阶模态对于中心两侧比较敏感，因此我们分析管道梁结构的损伤时至少利用三阶模态。

6.4.2 损伤尺寸判断

根据已知损伤位置，在每个损伤位置根据式 6.17 可以对管道的 S'_k 进行计算，列于表 6.2 中。形状系数 $F=1.12$ ，其它常量由管道的几何特性确定，由此可由 (6.17) 来计算常数 $m'=2.6748e-6$ ，频率变化率由表 6.1 中的频率来求得。列于表 6.2 中。利用上述数据求得 No.2, No.3, No.4 管道的损伤尺寸大小列于表 6.2 中。

表 6.2 使用应变能法判断损伤情况
Table 6.2 Damage prediction results of test pipeline using strain energy method

损伤管道	S'_k	$\frac{\delta\omega_i^2}{\omega_i^2}$	判断损伤尺寸 a (cm)
No.2 管道	1.37e7	8.85e-4	0.18
No.3 管道	5.69e6	0.0044	0.26
No.4 管道	3.71e6	0.017	0.41

6.5 试验验证

6.5.1 管道试验模型损伤尺寸及测试模态参数

取两组管道，第一组实验管道模型见图 6.7(a, b, c)，试验管道模型采用材料性质相同的钢管三根，其编号为 No.1, No.2, No.3，材料弹性模量 $E=210GPa$ ，泊松比 $\nu=0.3$ ，密度 $\rho=7.8\times 10^3 kg/m^3$ 。钢管长 3m，内外径分别为 $d=10.9cm$ 和 $D=12.19cm$ 。将三根管道全部划分 10 个单元，11 个节点，其中 No.1 为完全好的管道，No.2, No.3 管道为有不同人工缺陷，模拟腐蚀灾变均发生在第⑦单元，管道两端为管托支座，详细尺寸见图 6.7(a, b, c)。第二组管道见图 6.8，试验管道模型采用材料性质相同的钢管四根，其编号为 No.4, No.5, No.6, No.7，材料弹性模量 $E=210GPa$ ，泊松比 $\nu=0.3$ ，密度 $\rho=7.8\times 10^3 kg/m^3$ 。钢管长 2m，内外径分别为 $d=5.10cm$ 和 $D=5.73cm$ 。将四根管道全部划分 10 个单元，11 个节点，其中 No.4 为完全好的管道，No.5, No.6, No.7 管道为有不同

人工缺陷模拟腐蚀灾变。No.5管道在距左端 103cm 处有焊缝未焊好，如图 6.8(b)，损伤尺寸位 $a=0.2$ ；No.6 管道为在距左端 93cm 处有一小的凹陷损伤如图 6.8(c)，损伤尺

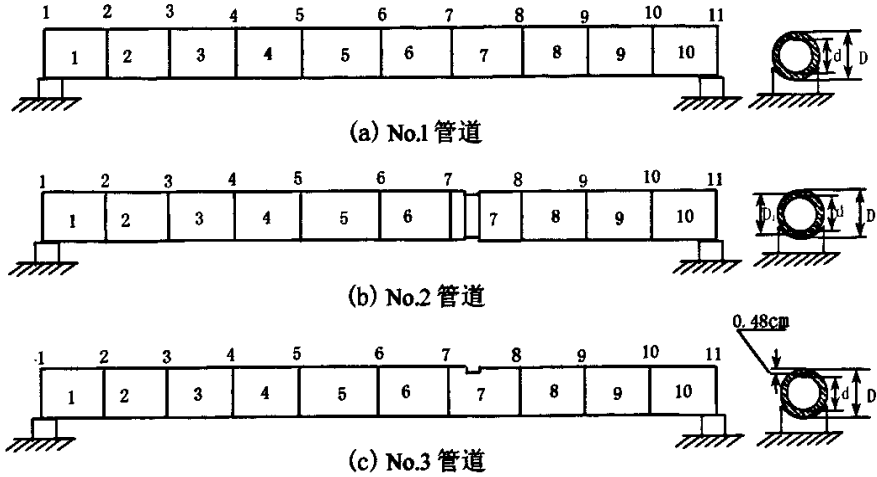


图 6.7 No.1, No.2, No.3 管道模型

Figure 6.7 No.1, No.2, No.3 pipeline model

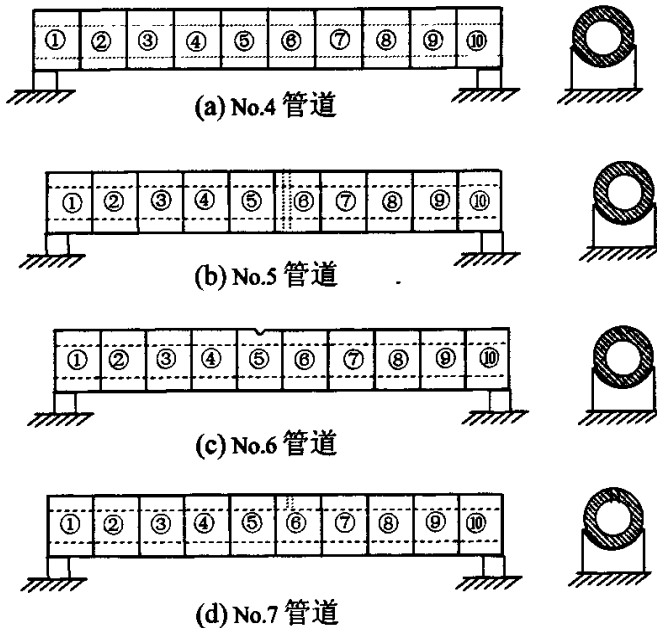


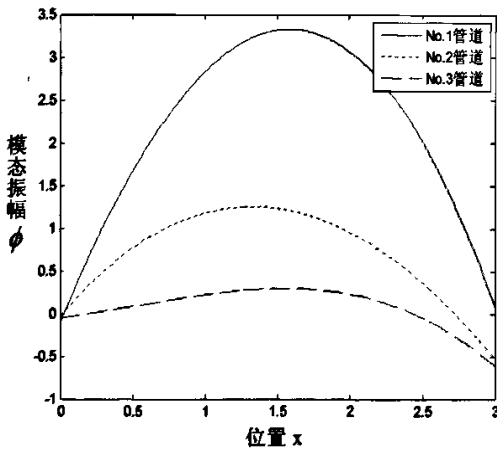
图 6.8 No.4, No.5, No.6, No.7 管道模型

Figure 6.8 No.4, No.5, No.6, No.7 pipeline model

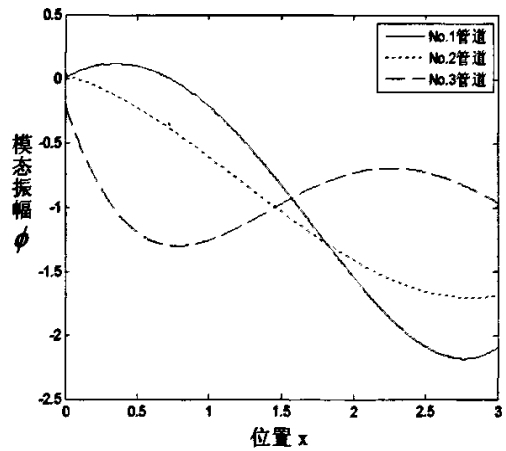
寸为 $a=0.12\text{cm}$ ；D 管在距左端 105cm 处有一小孔如图 6.8(d)，损伤尺寸位 $a=0.18\text{cm}$ ，各管道两端为管托支座。由于管道长度远大于它的直径，由此可认为此管道为梁型管道，即可按照梁结构考虑管道的动态特性。通过对上述两组管道模态测试得到他们的前 3 阶固有频率见表 6.3，质量标准化振型见图 6.9 和图 6.10。

表 6.3 No.1 ~ No.7 管道模态频率 (Hz)
Table 6.3 Modal frequency for No.1 ~ No.7 pipeline (Hz)

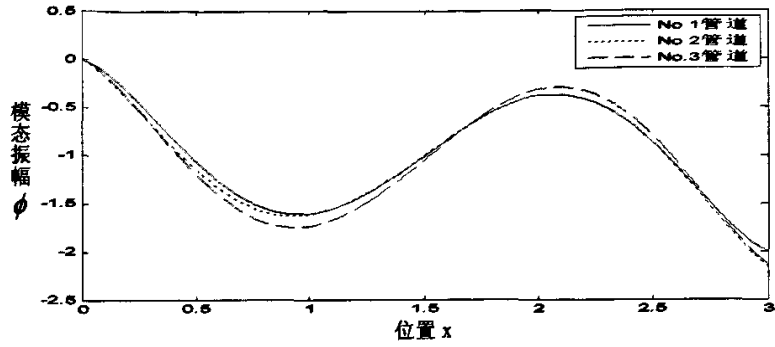
模态频率	一阶振型	二阶振型	三阶振型
第一组管道 No.1	32.432	91.631	240.930
No.2	29.635	61.321	237.778
No.3	30.253	86.822	231.238
第二组管道 No.4	36.869	130.716	331.981
No.5	33.869	129.716	347.981
No.6	33.734	124.844	324.170
No.7	34.592	126.038	310.179



(a) 一阶模态



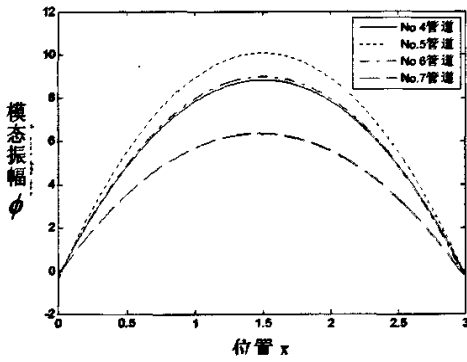
(b) 二阶模态



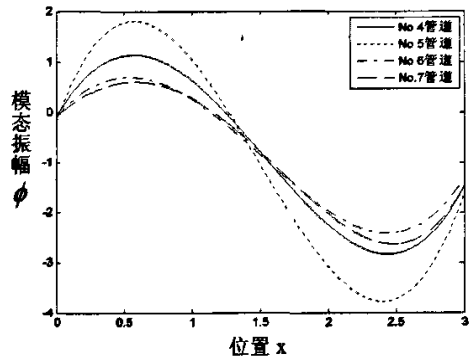
(c)三阶模态

图 6.9 No.1, No.2, No.3 管道的一, 二, 三阶位移模态 (a, b, c)

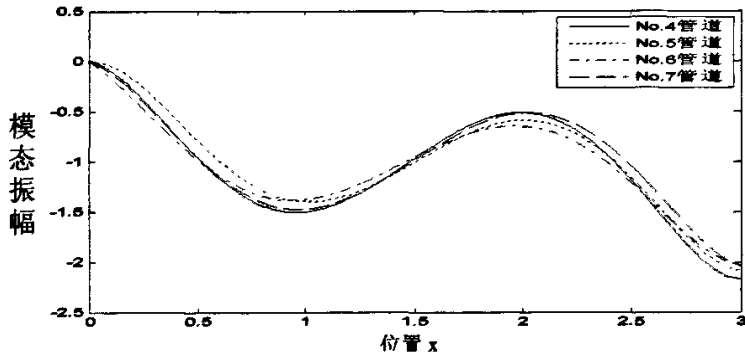
Figure 6.9 The first, second, third mode of No.1, No.2, No.3 pipeline (a, b, c)



(a)一阶模态



(b)二阶模态



(c)三阶模态

图 6.10 No.4, No.5, No.6, No.7 管道的一, 二, 三阶位移模态 (a, b, c, d)

Figure 6.10 First, second, third mode of No.4, No.5, No.6, No.7 pipeline (a, b, c, d)

6.5.2 管道损伤尺寸的检测

从图 6.7 和图 6.8 两组管道根据已知损伤位置及图 6.9 和图 6.10 的位移模态,对位移模态进行三次样条计算,根据式 6.17 可以对管道的 S'_k 进行计算,列于表 6.4 中。形状系数 $F=1.12$,其它常量由管道的几何特性确定,由此可由(6.17)来计算出常数 m' ,频率变化率由表 6.3 中的频率来求得,列于表 6.4 中。利用上述数据求得 No.2, No.3, No.5, No.6, No.7 管道的损伤尺寸大小列于表 6.4 中。

表 6.4 使用应变能法判断 No.2, No.3, No.5, No.6, No.7 管道损伤尺寸情况

Table 6.4 Damage size prediction results of No.2, No.3, No.5, No.6, No.7 pipeline using strain energy method

损伤管道	S'_k	$\frac{\delta\omega_i^2}{\omega_i^2}$	判断尺寸
No.2 管道	9.1e5	0.1492	0.42
No.3 管道	1.78e6	0.1979	0.51
No.5 管道	2.996e7	0.1606	0.23
No.6 管道	1.05e7	0.1699	0.14
No.7 管道	2.92	0.1126	0.19

从表中可以看出对于两组管道的损伤尺寸检测基本与实际大小一致,通过理论计算和试验验证充分说明此方法的有效性。

这里采用尺寸误差来表达损伤尺寸的精确性。尺寸误差是由损伤实际深度与预测深度来表达,如下式:

$$SE = \left| \frac{a_r - a_p}{a_r} \right| \quad (6.18)$$

其中 a_r 为实际损伤尺寸, a_p 为预测尺寸,尺寸误差可由式(6.18)确定。数值模拟与实验验证的实际损伤尺寸与预测尺寸对比绘于图 6.11 与 6.12 中。误差结果列于表 6.5 中。从表 6.5 可获得,尺寸误差范围为 2.5~13%,平均尺寸误差为 8.5%。

表 6.5 管道损伤尺寸的预测与实际结果
Figure 6.5 Damage size prediction and Accuracy assesment results of test pipeline

损伤情况	实际尺寸 a(cm)	预测尺寸 a(cm)	误差(%)	
数值模拟	No.2 管道	0.2	0.18	10
	No.3 管道	0.3	0.26	13
	No.4 管道	0.4	0.41	2.5
实验验证	No.2 管道	0.4	0.42	5
	No.3 管道	0.48	0.51	6.25
	No.5 管道	0.2	0.23	15
	No.6 管道	0.12	0.14	17
	No.7 管道	0.18	0.19	5.3

通过对管道损伤尺寸预测可知，平均误差在10%以内，即当有 10mm 的损伤时，预测误差仅 0.1mm。

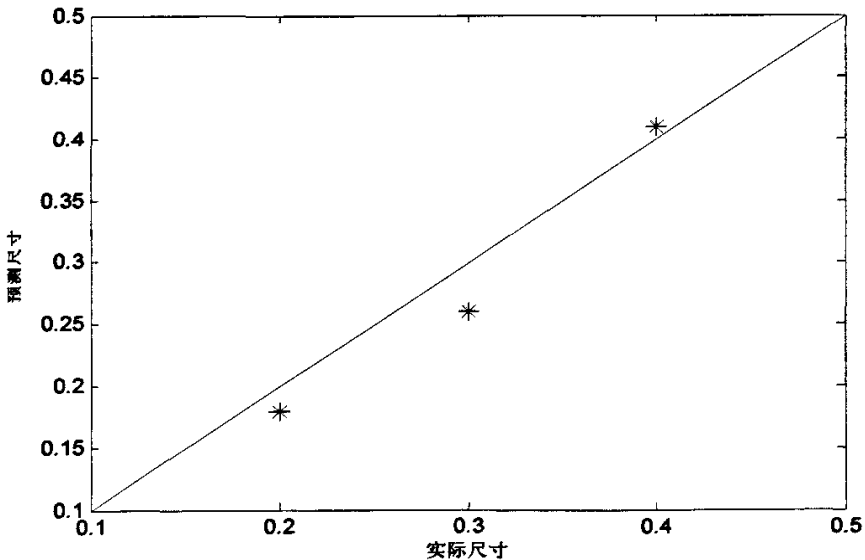


图 6.11 损伤管道实际尺寸与预测尺寸对比
Figure 6.11 Comparison of damage size and predicted size

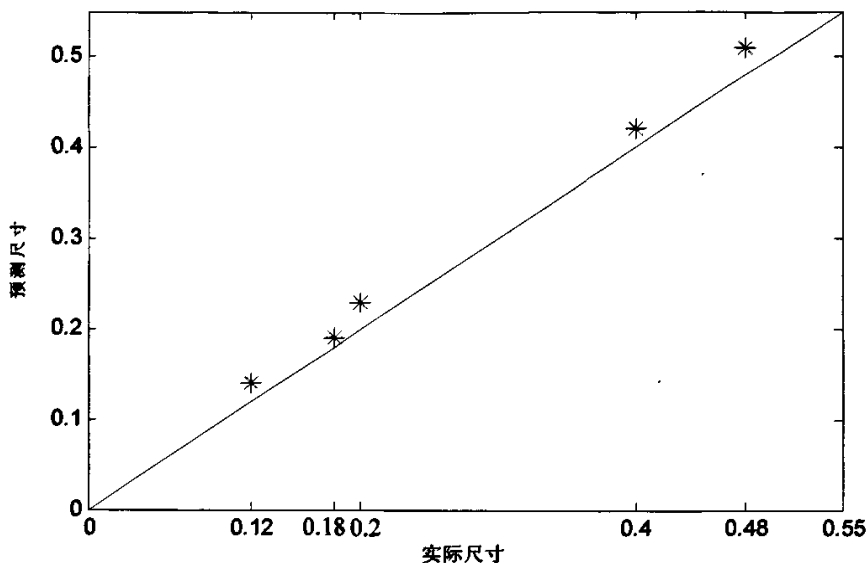


图 6.12 损伤管道实际尺寸与预测尺寸对比

Figure 6.12 Comparison of damage size and predicted size for pipeline

6.6 本章小结

本章基于断裂力学的理论，提出了能够判别管道腐蚀损伤缺陷尺寸的大小的检测方法，该方法仅利用管道结构前三阶频率及模态就可识别损伤尺寸。通过 6 种不同情况的损伤管道利用该方法进行模拟，模拟表明该方法利用损伤前后管道前三阶频率和模态值对模拟管道损伤尺寸进行判断，这为管道检测提供了有利的理论保障。试验验证也表明该方法的可行性。最后探讨了尺寸判断的误差分析，给出了尺寸判断的精确性分析。

7 总结与展望

7.1 总结

本博士学位论文的主要在研究分析管道振动特性的基础上,综合近期关于振动测试在结构的损伤检测技术的研究进展,针对管道结构的特性,探求管道缺陷的定位及定量方法和技术。研究目的是为确保管线的安全运营、防止各种事故发生,对在线管道进行普查检测,对新安装管道进行在线监测管理,把管道存在的各种缺陷和隐患及时的检测出并对缺陷进行评估和处理。为此本文首先对管道结构建立简单模型,在此基础上对模型进行有限元分析,并模拟缺陷,利用振动测试的方法将问题一步步开展。然后通过对大量管道结构的测试及试验验证,总结出各种损伤识别方法,并得出一些有益的算法及结论。

1、针对管道损伤检测,利用频率与模态或者二者结合的损伤指标,即特征参数损伤识别指标刚度敏感度比模态指标 A、B、C,对梁型管道数值模拟,并判断这几种损伤指标的定位的有效性。在对梁型管道数值模拟时,发现特征参数损伤识别指标能够判断单一损伤,但对于多处损伤则不明显,有误判。而刚度敏感度比模态指标则能较理想对损伤进行定位,而且在这种梁型结构中,低阶模态对于损伤定位比较敏感,因为能量集中于低阶模态。最后通过对二根有缺陷管道进行试验验证,结果表明,特征参数损伤识别指标识别结果很不理想,而刚度敏感度比模态指标 A、B、C 对缺陷较大的管道能有效识别,但对于缺陷较小(如 No. 3 管道)的损伤则判断困难。通过理论模拟及实验验证表明,对于缺陷较大一些的管道,把刚度敏感度比模态指标 A、B、C 法应用于损伤管道检测是一种方便简单的有效方法。该方法的优点是简便直观。

2、基于上模态振动分析理论上,针对管道腐蚀灾变形成的缺陷,提出了应变敏感度比的概念,建立了应变敏感度比检测方法。首先测得管道结构的频率及位移模态,再利用模态叠加法求出应变模态,并建立了腐蚀管道的定位检测判据。其次进行数值模拟,验算该检测判据的可行性及精度,结果表明该方法简便实用。最后制备不同缺陷的管道,应用应变敏感度比法检测判断缺陷位置,结果表明,检测位置与实际损伤位置完全一致。通过实测和数值算例证明了只测试损伤及未损伤结构的低阶模态参量,便可对管道结构进行有效的检测,而低阶参量是相对简单易测,从而使该方法应用于工程实际更显便利。

4、提出了一种简便的正交条件敏感度法,利用该方法对 6 种不同情况的损伤管道进行模拟计算,计算结果表明该方法利用低阶模态值对管道损伤能够准确确定损伤位置及损伤程度,而且对于单一损伤和四处损伤都能有效检测,这为管道检测提供了有利的理

论保障。最后对真实管道进行了实测，只需要测得结构的低阶模态频率和模态向量，通过模态修正及正交条件敏度法算出损伤参数指标，通过判定准则，能够准确判定损伤位置和损伤程度。通过理论模拟及实验验证表明，把正交条件敏度法可实现管道缺陷的在线检测，具有广阔应用前景。

5、提出了管道损伤缺陷尺寸检测方法，这一方法从断裂力学角度出发，推导了腐蚀缺陷尺寸表达式，从而可以计算腐蚀损伤尺寸大小，经过理论模拟及试验计算此方法效果理想且精度较好。本文只进行了一种缺陷形式的检测，其它缺陷形式的检测，有待进一步研究。

7.2 进一步的研究工作

虽然基于振动理论的结构损伤识别方法已经有了长足的发展，但是仍有许多问题有待于进一步研究。由于测试信息的不完备、测试噪音及其它因素的影响，对于损伤识别反问题的开展带来很多困难。本文方法从损伤指标提出及数值与试验等方面进行了有针对性地研究工作，所获得的理论分析与试验测试的结果表明在这些方面开展研究工作的合理性与有效性。

对于上述提出的各种损伤指标，已有工作主要是对指标数值及实验室的研究，而对于实际工程，还没有确定性的方案，目前主要是根据数值模拟与试验结果总结归纳或对具有缺陷的管道进行检测，得出一些理论上的结论。对于实际运行及现场管道的损伤识别，还有大量的工作要做。主要有待解决的问题有：

1.研究长距离管道结构的结构特性，合理建立理论模型，对各种边界条件进行分析，判别其可靠性。从模态方面进行损伤检测，一般要考虑管道包裹在保护膜之内或者埋在地下的情况。如果是包裹在保护膜内，那么所测得的模态值比较少，如何从少数的几个模态值来扩阶得到更多的模态值。另外还有当管道内部流体产生的动力学问题等，这些问题是更加复杂的问题，需要将来在这一个领域进行进一步研究。

2.由于损伤检测时得到的数据项有噪声影响，而且未知管道损伤的形式有可能是腐蚀、裂纹、或者孔洞之类的，所以对管道振动测试中最好采用信号处理的损伤方式。例如利用规则波的分离来模拟障碍物的大小和形状，弹性波在遇到孔洞、面积减小、裂纹、波阻抗不同的时候，也发生波的反射，这样可以进行类比用规则波的分离方法识别损伤检测是一个很好的思路。如果再考虑到实际问题激励力有可能不是规则的，那么用规则波分离方法去推导非规则波的分离，从而进行损伤检测。

3.损伤检测是一个必要非充分问题，有可能检测到的损伤不是真正的损伤，或者经过若干次检测只有几次得到真正的损伤。这其实就是一个关于可靠度的损伤检测问题。

它包含两个方面的问题:(1)利用可靠度控制损伤与否的检测方法:(2)当经过若干试验检测出损伤位置,那么用此方法检测出来的可靠性又是多少。第二个方面内容其实是对损伤检测方法进行可靠性评估,这方面的工作比较少,或者只是针对具体的问题而做的,没有统一的方法。接下来的工作,也可把结构损伤检测的可靠性评估作为一个研究思路。

4.近些年,损振动检测研究中已经逐渐被人们所认识,通过损伤力学对管道结构测试研究并发展新的检测的新手段。需要把试验结果逐步推广到实际应用中,使所具有的损伤指标得到实践的检验,产生真正的经济效益。

总之,损伤检测是一个比较大而且涉及范围比较广的研究课题,同时具有不适定性,所以检测方法很多,一般都是针对不同问题进行的。而用力学方法或者思路进行损伤识别则是对损伤检测的一个很好的补充,它检测方便、实用性比较好、容易操作、检测费用较低,对于大型结构来说比较适用。对于管道等一维结构来说,可以作为二次方法的第一步,就是用力学方法大体确定出损伤位置和程度,然后再具体到局部位置用其他高精确的方法来进一步确定损伤程度。本文只是研究了其管道损伤检测的一角。由于作者的水平有限,本文的研究工作肯定会有许多的不足之处,恳请各方面的专家批评指正。

本文创新点

1、基于振动模态分析理论基础，针对压力管道腐蚀灾变形成的缺陷，提出了应变敏感度比的概念，建立了应变敏感度比检测方法，并建立了腐蚀管道的定位检测判据。对管道进行数值模拟，验算该检测判据的可行性及精度，结果表明该方法简便实用。制备不同缺陷的管道，应用应变敏感度比法检测判断缺陷位置，结果表明，检测位置与实际损伤位置完全一致。通过实测和数值算例证明了只测试损伤及未损伤结构的低阶模态参量，便可对管道结构进行有效的检测，而低阶参量相对简单易测，从而使该方法应用于工程实际更显便利。

2、应用损伤管道结构的特征方程，引入正交条件，建立了损伤检测的判据，给出了管道腐蚀损伤检测的正交敏感度法及损伤识别流程，不仅能够确定损伤位置，而且能评价损伤程度。通过数值模拟和实验验证表明，该方法可实现在线管道缺陷的检测，而且对单一损伤和多处损伤都能有效检测，具有广阔的应用前景。

3、对腐蚀损伤管道，根据能量释放率与频率变化的关系，应用断裂力学理论，推导了损伤缺陷尺寸的表达式，给出了管道腐蚀损伤缺陷尺寸检测的方法。该方法的特点是，把断裂力学方法与模态测试技术结合起来，只需模态参数和结构特征参数便可进行缺陷尺寸定量评价。通过理论模拟和试验测试分析证明了该方法检测结果与实际缺陷尺寸相符，且准确度较好，为管道安全评定提供了可靠依据。

参 考 文 献

- [1] 严大凡. 输油管道设计与管理. 北京:石油工业出版社, 1986. 1-11, 135-189.
- [2] 方华灿. 油气长输管道的安全可靠分析. 北京:石油工业出版社, 2002. 1-113.
- [3] 严大凡, 张劲军. 油气储运工程. 北京:石油工业出版社, 2003. 1-200.
- [4] 栗京, 海底管道的外探测装置及其检测技术—国家“863”高技术发展计划课题, 《海底油气管线检测评估和修复技术》研讨会报告, 2002. 1, 1-6.
- [5] 黎文友. 海底油气管线的防护和维修, 《海底油气管线检测评估和修复技术》研讨会报告, 2002, 1-11.
- [6] 李文波, 苏国胜, 国外长输管道安全管理与技术综述, 安全、健康和环境 2005 年第 5 卷第 1 期.
- [7] Doherty, J. E. “Nondestructive evaluation.” In Handbook on Experimental Mechanics, 2nd ed., 1993, New York: VCH; Bethel: Society for Experimental Mechanics.
- [8] 宋小春, 黄松岭, 赵伟. 天然气长输管道裂纹的无损检测方法. 天然气工业, 2006, 26(7): 103-106.
- [9] Pandey A K, Biswas M, Samman M. M., Damage detection from changes in curvature mode shapes. Journal of Sound and Vibration, 1991, 142(2).
- [10] Yam L H., Theoretical and experimental study of model strain analysis. Journal of Sound and Vibration, 1996, 191(2).
- [11] Salawa O. S., Detection of structural damage through changes in frequencies, A Review. Engineering Structures, 1997, 19(9):718-723.
- [12] MASAHIKO HIRAO, HIROTSU GU OGI. A SH-wave EMAT technique for gas pipeline inspection[J]. NDT &E International, 1999, 32 (3):127-132.
- [13] SCHMIDT T. R. Remote field eddy current inspection technique [J]. Materials Evaluation, 1984, 42(4):252-230.
- [14] BICKERSTAFF R, et al. Review of sensor technologies for in-line inspection of natural gas pipelines [J]. Pipes and Pipelines international, 2003, 48 (1):25-28.
- [15] BATTELL E U S Corporation. Implementing current In-line inspection technologies on crawler systems[R]. Battelle: Technology Research Report, 2004.
- [16] Egle D M, Brown A E. A note on pseudo-acoustic emission sources [J]. Journal of Testing and Evaluation, 1976, 4(3):196-199.
- [17] Adams, R. D., Cawley, p., Pye, C. T. Stone, B. T., 1978. A Vibration Technique for Non-destructively Assessing the Integrity of Structures. J. Mech. Eng. Sci, 20(2), 93-100.
- [18] Kato, M., Shimada, S., 1986. Vibration of PC Bridge During Failure Process. J. Struct. Eng. 112(7) 1692-1703.

- [19] Samman, M. M., Biswas, M., 1994 b. Vibration testing for nondestructive evaluation of bridges. II: results. J. Struct. Eng. 120(1), 290-306.
- [20] Maeck J, Abdel M. Damage Identification in Reinforced concrete structures by Dynamic Stiffness Detection [J] Eng. Struct; 2000, 22:1339-1349
- [21] Borbon, I. Marquez, et al. Large scale sensing arrays based on fiber Bragg gratings, Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering, v 4578, 2001, 320~327.
- [22] Nikles, M. et al. Greatly extended distance pipeline monitoring using fiber optics, Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering-OMAE, v 3, Proceedings of the 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2005 OMAE2005, 2005, 539~546.
- [23] Zingaretti, Primo. et al. Imaging Approach to Real-time Tracking of Submarine Pipeline, Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering, v 2661, 1996, 129~137.
- [24] 深圳市锅炉压力容器检验所, 深圳开展在用压力管道检验情况. 中国压力容器安全, 1999; 15 (5) 46—47.
- [25] 耿艳峰, 张朝晖. 气体长输管线泄漏检测技术. 仪器仪表学报, 2001, 22 (4): 328-330.
- [26] 程载斌, 王志华, 马宏伟. 管道应力波检测技术及研究进展. 太原理工大学学报, 2003. 3a(4): 426-430.
- [27] 高芳清, 金建民, 高淑英. 基于模态分析的结构损伤检测方法研究[J]. 西南交通大学学报, 1998. 33(1):108-113.
- [28] 高芳清, 王凤勤. 模态变化对刚桁梁的损伤检测研究[J]. 西南交通大学学报, 1999, 34(2):158-162.
- [29] 于德介, 李佳升, 结构局部损伤的一种定量诊断方法[J]. 动态分析与检测技术.
- [30] 邓炎, 严普强, 桥梁结构损伤的振动模态检测[J], 振动、测试与诊断, 1999, 19(3):157-163
- [31] Cooley, J. W. and Turkey J. W. (1965). "An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series." Mathematics of Computation, 19, 297-301
- [32] Doebling S W, Farrar, C R, Prime M. B. A Review of Damage Identification Methods that Examine Changes in Dynamics Properties. The Shock and Vibration Digest, 1998 (2):91-105
- [33] Alvina K F, Robertson A N, Reich G W, Park K C, Structural System Identification: From Reality to Models, Computers and Structures, 2003, 81:1149-1176.
- [34] 马宏伟, 杨桂通. 结构损伤探测的基本方法和研究进展. 力学进展, 1999, 29(4): 513-527.
- [35] 董聪, 郭晓华. 结构系统故障诊断的理论与方法. 强度与环境, 2000(1):1-16.
- [36] 宗周红, Wang T L. 桥梁健康监测应用与研究现状. 福州大学学报(自然科学版)2002, 30(2): 127-152.

- [37] 李宏男, 李东升. 土木工程结构安全性评估、健康监测及诊断述评. 地震工程与工程振动, 2002, 22(3):82-90.
- [38] 韩大建, 王文东. 基于振动的结构损伤识别方法的近期研究进展. 华南理工大学学报(自然科学版), 2003, 30(1): 91-96.
- [39] 袁万城, 崔飞, 张启伟. 桥梁健康监测与状态评估的研究现状与发展. 同济大学学报, 1999, 27(2): 5-8.
- [40] 李雪艳, 刘济科, 韩琳. 结构损伤识别方法综述, 第七届全国振动理论及其应用学术会议论文集, 同济大学出版社, 1999.
- [41] Rytter, Vibration based inspection of civil engineering structures. Doctoral Dissertation, Dept. of Building Technology and Structural Engineering, University of Aalborg, Denmark, 1993.
- [42] 苗玉彬等. 基于有限元分析的特征值反问题求解的逆摄动方法[J]. 计算力学学报, 2001, 18(1): 48-55.
- [43] O. S. Salawu. Detection of Structural Damage Through Changes in Frequency: A Review[J]. Engineering Structures, 1997, 19(9)718-723.
- [44] Cawley P et al. The location of defects in structures from measurements of natural frequencies, Journal Strain Analysis, 1979, 14(2): 49-57.
- [45] Stubbs N., Broome T. H., and Osegueda R. Nondestructive construction error detection in large space structures. AIAA Journal, 1990, 28(1):146-152.
- [46] Stubbs N., Osegueda R. Global non-destructive damage evaluation in solids. The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, 1990, 5(2):67-79.
- [47] Stubbs N., Osegueda R. Global damage detection in solids-experimental verification. The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, 5(2):81-97.
- [48] Sanders D., Kim Y. I., and Stubbs R. N. Nondestructive evaluation of damage in composite structures using modal parameters. Experimental Mechanics, 1992, 32:240-241.
- [49] Friswell M. I., Penny J. E. T. and Wilson DAL Using vibration data and statistical measures to locate damage in structures. Modal Analysis: The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, 1994, 9(4):239-254.
- [50] Williams, E. J., Contrursi, T. and Messina, A (1996). "Damage detection and localization using natural frequencies sensitivity." Proceedings of conference on Identification in Engineering system, U.K., 368-376
- [51] Hearn G, Testa R B. Modal analysis for damage detection in structures. Journal of Structural Engineering, ASCE, 1991, 117:3042-3063

- [52] A. Messina, E. J. Williams and T. Contursi. Structural Damage Detection by a Sensitivity and Statistical-Based Method [J]. *Journal of Sound and Vibration*. 1998 216(5): 791-808.
- [53] Countursi T., Messina A., Williams E. J. (1998). "A multiple damage location assurance criterion based on natural frequency changes" *Journal of Vibration and Control*, 4(5), 619-633.
- [54] X. Wang, N. Hu, Hisao Fukunaga, Z. H. Yao. Structural damage identification using static test data and changes in frequencies. *Engineering Structures*, 23(2001), 610-621.
- [55] Kim J.-T., Stubbs N. "Crack Detection in Beam-type Structures Using Frequency Data" *Journal of Sound and Vibration*, (2003) 259(1), 145-160.
- [56] 李洪升, 陶恒亮, 郭杏林, 基于频率变化平方比的压力管道损伤定位方法[J]. *大连理工大学学报*, 2002, 42(4):400-403.
- [57] Salawn O. S. et al. Damage location using vibration mode shape. *Proceedings of 12th IMAC*, 1994, 993-999.
- [58] West, W. M. Illustration of the use of modal assurance criterion to detect structural changes in an orbiter test specimen. *Proceeding of the Air Force Conference on Aircraft Structural Integrity*, 1984, 1-6.
- [59] Lieven N. A. J. and Ewins D. J. Spatial correlation of mode shapes, the Coordinate Modal Assurance Criterion (COMAC). *Proceeding of the 6th International Modal Analysis Conference 1*, (1988), 690-695.
- [60] S. W. Doebling, C. R. Farrar, M. B. Prime, D. W. Shevitz, *Damage Identification and Health Monitoring of Structural and Mechanical Systems from Changes in Their Vibration Characteristics: a Literature Review [R]*, Los Alamos National Laboratory Report, LA-13070-MS. 1996.
- [61] Yuen M. M. F. A numerical study of the eigen-parameters of a damaged cantilever. *Journal of Sound and Vibration*, 103, 301-310.
- [62] Ko J. M., Wong C. W. and Lam H. F. Damage detection in steel framed structures by vibration measurement approach. *Proc. of the 12th International Modal Analysis Conference*, 1994, Honolulu Hawaii, 280-286.
- [63] Fox C. H. J. Error location of defects in structures: a comparison of natural frequency and mode shape data. *Proc. of the 10th International Modal Analysis Conference, USA*, 1992: 886-891.
- [64] RATCLIFFE C P. Damage detection using a modified laplacian operator on mode shape data [J]. *J Sound and Vibration*, 1997, 204(3): 505-517.
- [65] Mayes R. L. Error localization using mode shape : An application to a two link robot arm. *Proc. of the 10th International Modal Analysis Conference*, 886-891.

- [66] Cobb R. G., Liebst B. S. Structural damage identification using assigned partial eigenstructure. *AIAA Journal*, 1997, 35(1): 153-158.
- [67] Skjaeraek P. S., Nielsen S. R. K., Cakmak A. S. Identification of damage in reinforced-concrete structure from earthquake records: optimal location of sensors. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 1996, 15(6): 347-358.
- [68] A. K. Pandey, M. Biswas. Damage detection from changes in curvature mode shapes *Journal of Sound and Vibration*. 1991, 145(2): 321-332.
- [69] 周先雁, 沈蒲生. 用应变模态对混凝土结构进行损伤识别的研究[J]. *湖南大学学报*, 1997, 24(5): 69-74.
- [70] 顾培英, 丁伟农. 模态试验在梁损伤诊断中的应用研究[J]. *振动与冲击*. 2004, 23(3): 60-63.
- [71] 黄东梅, 瞿伟廉. 高耸塔架结构节点损伤的指标分析与反分析两步诊断法[J]. *华中科技大学学报(城市科学版)*. 2003, 20(2): 61-64.
- [72] 董聪. 现代结构系统可靠性理论及其应用[M]. 北京: 科学出版社. 2001, 282-304.
- [73] Abdo, M. A. B. and Hori, M. (2002). A numerical study of structural damage detection using changes in the rotation of mode shapes. *Journal of Sound and Vibration*, 251(2), 227-239.
- [74] 任权, 李洪升, 郭杏林. 基于应变模态变化率的压力管道无损检测. *大连理工大学学报*, 2001, 41(6): 648-652
- [75] Chen, J. C. and Garba, J. A. (1988). On-orbit damage assessment for large space structures. *AIAA Journal*, 26(9), 1119-1126.
- [76] Kashangaki, T. A. L., Smith, S. W. and Lim, T. W. Underlying modal data issues for detecting damage in truss structures. *Proceeding of the AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC/ 33rd Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Washington, D. C., 1992 AIAA paper 92-2264.*
- [77] Yao, G. C., Chang, K. C., and Lee, G. C. Damage diagnosis of steel frames using vibrational signature analysis. [J], *Journal of Engineering Mechanics*, 1992, 118(9), 1949-1961.8.
- [78] Stubbs, N. and J. -T. Kim, Field Verification of a Nondestructive Damage Localization and Severity Estimation Algorithm, [R], Texas .A&M Univ. report prepared for New Mexico State Univ., 1994.
- [79] Stubbs, N., J. -T. Kim, and C. R. Farrar, Field Verification of a Nondestructive Damage Localization and Severity Estimation Algorithm, [C]: *Proceedings of the 13th International Modal Analysis Conference*, 1995, 1. 210-218.
- [80] S. S. Law, Z. Y. Shi, L. M. Zhang. Structural Damage Detection from Incomplete and Noisy Modal Test Data. *Journal of Engineering Mechanics*, (1998) 124(11), 1280-1288.

- [81] 史治宇, 吕令毅. 由模态应变能法诊断结构破损的实验研究[J]. 东南大学学报. 1999, 29(2): 134-13.
- [82] Shi, Z. Y., Law, S. S. and Zhang, L. M. Damage location by directly using incomplete mode shapes. (2000a) Journal of Engineering Mechanics, 126(6), 656-660.
- [83] Shi, Z. Y., Law, S. S. and Zhang, L. M. Improved damage quantification from elemental modal strain energy change. Journal of Engineering Mechanics, 2002, 128(5), 521-529.
- [84] Aktan A. E., Lee K. L., Chuntabvan C., and Aksel T. Modal testing for structural identification and condition assessment of constructed facilities. Proceedings of the 12th International Modal Analysis Conference, 1994:462-468.
- [85] Pandey A. K., Biswas M. Damage detection from changes in flexibility. Journal of Sound and Vibration, 1994, 169(1):3-17.
- [86] Lu, Q., Ren, G. and Zhao, Y. Multiple damage location with flexibility curvature and relative frequency change for beam structures. Journal of Sound and Vibration, 2002, 253(5), 1101-1114.
- [87] Doebbling, S. W., Peterson, L. D. and Alvin, K. F. Estimation of reciprocal residual flexibility from experimental modal data. AIAA journal, 1996, 34(8), 1678-1685.
- [88] Denoyer K. K., Peterson LD. Method for structural mode) update using dynamically measured static flexibility matrices. AIAA Journal, 1997, 35(2): 362-368.
- [89] Denoyer K. K., Peterson LD. Model update using modal contribution to static flexibility error. AIAA Journal, 1997, 35: 1739-1745
- [90] 蔡宝晖等. 基于柔度阵的悬臂弯剪型建筑结构损伤识别方法[J]. 工业建筑, 2000, 30(4): 64-66.
- [91] 李国强, 郝坤超, 陆焯. 弯剪型悬臂结构损伤识别的柔度法[J]. 地震工程与工程振动. 1999, 19(1): 31-36.
- [92] 赵媛, 陆秋海. 简支梁桥多位置损伤的检测方法[J]. 清华大学学报(自然科学版). 2002, 42(4): 434-438.
- [93] 唐小兵, 沈成武, 陈定方. 结构损伤识别的柔度曲率法[J]. 武汉理工大学学报. 200123(8): 18-20.
- [94] 冯新. 土木工程中结构识别方法的研究[D]. 大连理工大学博士学位论文. 2002.
- [95] 孙国, 顾元宪, 连续梁结构损伤识别的改进柔度阵法, 工程力学, 20 (4): 50-54 2003.
- [96] Chen, J. C. et al. Direct structural parameter identification by modal test results. AIAA Paper, 1983, 83-0812.
- [97] Berman A. and Flannelly, W. G. Theory of incomplete models of dynamic structures. AIAA Journal, 9, 1971, 1481-1487.
- [98] Braunch M. Optimization procedure to correct stiffness and flexibility matrices using vibration data. AIAA, 1978, 16(11): 1208-1210.

- [99] Rodden, W. P. A method for deriving structural influence coefficients from ground vibration tests. 1967, AIAA Journal, 5, 99 1-1 000.
- [100] Hall, B. M. Linear estimation of structural parameters from dynamic test data. Proceedings of AIAA/ASME 11th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 1970, 193-197.
- [101] Ross, R. G. Jr. Synthesis of stiffness and mass matrices from experimental vibration modes. SAE Conference paper 1971, 7 10787, 2627-2635.
- [102] Zak, M. Discrete model improvement by eigenvector updating. Journal of Engineering Mechanics, 1983, ASCE, 109(6), 1437-1444.
- [103] Kammer D. C. Optimum approximation for residual stiffness in linear system identification. AIAA Journal, 1988, 26(9)104-112.
- [104] Smith S. W., Heattie C. A. Secant-method matrix adjustment for structural models. AIAA Journal, 1991, 29(1):119-126.
- [105] Lim T. V. W. Submatrix approach to stiffness matrix correction using test data AIAA Journal, 1990, 28(6):1123-1130.
- [106] Kim, H. M. and T. J. Bartkowicz. Damage Detection and Health Monitoring of Large Space Structures, Journal of Sound and Vibration, 27(6): 12-17, 1993.
- [107] 张向东, 王志华, 马宏伟, 基于残余力向量法的悬臂梁损伤识别研究, 太原理工大学学报, 34 (5):529-531, 2003.
- [108] Zimmerman, D.C. and M. Kaouk, Eigenstructure Assignment Approach for Structural Damage Detection, AIAA Journal, 1992, 30(7): 1848-1855.
- [109] Zimmerman, D.C. and M. Kaouk, Structural Damage Detection Using a Minimum Rank Update Theory, Journal of Vibration and Acoustics, 116: 222-230, 1994
- [110] Zimmerman, D.C., M. Kaouk, and T. Simmermacher, Structural Damage Detection Using Frequency Response Functions, in Proc. of the 13th International Modal Analysis Conference, 179-184, 1995.
- [111] Zimmerman, D. C., M. Kaouk, and T. Simmermacher, On the Role of Engineering Insight and Judgement Structural Damage Detection, in Proc. of the 13th International Modal Analysis Conf., 414-420, 1995
- [112] Kaouk, M., Finite Element Model Adjustment and Damage Detection Using Measured Test Data, Ph. D. Dissertation, Dept. of Aerospace Engineering Mechanics and Engineering Science, Univ. of Florida, Gainesville, FL., 1993.
- [113] Kaouk, M. and D. C. Zimmennan, Evaluation of the Minimum Rank Update in Damage Detection: An Experimental Study, in Proc. of the 11th International Modal Analysis Conference, 1061-1067, 1993
- [114] Kaouk, M. and D. C. Zimmerman, Structural Damage Assessment Using a Generalized Minimum Rank Perturbation Theory, AIAA Journal, 32(4), 836-842, 1994

- [115] Kaouk, M. and D. C. Zimmerman, Assessment of Damage Affecting All Structural Properties, in Proc. of the 9th VPI&SU Symposium on Dynamics and Control of Large Structures, 1994, 445-455.
- [116] Kaouk, M. and D. C. Zimmerman, Structural Damage Detection Using Measured Modal Data and No Original Analytical Model, in Proc. of the 12th International Modal Analysis Conference, 1994, 731-737.
- [117] Kaouk, M. and D. C. Zimmerman, Structural Health Assessment Using a Partition Model Update Technique, in Proc. of the 13th International Modal Analysis Conf., 1673-1679, 1995.
- [118] Kaouk, M. and D. C. Zimmerman, Reducing the Required Number of Modes for Structural Damage Assessment, in Proc. of 36th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conf., 2802-2812, AIA. A-95 — 1094-CP., 1995.
- [119] Srinathkumar, S. Eigenvalue/eigenvector assignment using output feedback. IEEE Transactions on Automatic Control. 1978, AC-23, 79-81.
- [120] Andry, A. N., Shapiro, E. Y. and Chung, J. C. (1983). Eigenstructure assignment for linear system. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, AES 19(5), 711-729.
- [121] Minas, C. and Inman, D. J. (1988). Correcting finite element models with measured modal results using eigenstructure assignment methods. Proceedings of the 6th International Modal Analysis Conference 583-587.
- [122] Minas, C. and Inman, D. J. (1990). Matching finite element models to modal data. Transactions of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics, 112(1), 84-92.
- [123] Fox R. L., Kapoor M. P. Rates of Change of Eigenvalues and Eigenvectors. AIAA Journal, 1968, 6(12): 2426-2429.
- [124] Nelson R. B. Simplified Calculation of Eigenvector Derivatives. AIAA Journal, 1976, 14(9):1201-1205.
- [125] Sutter T. R., Camarda C. J., Walsh J. L. et al. Comparison of Several Methods for Calculating Vibration Mode Shape Derivatives. AIAA Journal, 1998, 26(12):1506-1511.
- [126] Tan S. C. E., Chu Y. Numerical Methods for Evaluating the Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors. AIAA Journal, 1975, 13(6):834-837.
- [127] Tan S. C. E., Andrew A. L. Computing Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors. Institute of Mathematics and Its Applications. Journal of Numerical Analysis, 1989, 9(1):111-122.
- [128] Dailey R. L. Eigenvector Derivatives with Repeated Eigenvalues. AIAA Journal, 1989, 27(4):486-491.

- [129] Lim K. B., Juang J., Ghaemmaghami P. Eigenvector Derivatives of Repeated Eigenvalues Using Singular Value Decomposition. *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, 1989, 12(2):282-283.
- [130] 袁旭东. 基于不完备信息土木工程结构损伤识别方法研究. 2005, 大连理工大学博士论文.
- [131] 编写组, 地震工程概论(第二版), 北京: 地震工程出版社, 1985.
- [132] 孤家扬, 宗美珍. 地面附近随机激振下大型建筑物系统识别和参数识别. *振动与冲击*, 1989年2期.
- [133] 吕学贤. 拟合圆法识别模态参数的 BASIC 程序, *振动与动态测试*, 1985年5期.
- [134] D. F. Mazurek and John T. DeWolf. Experimental study of bridge monitoring technique. *ASCE Journal*, ST9, 1990.
- [135] T. Kumarasena, R. H. Scanlan and G. R. Morries. Dear Isle Bridge: Field and computed vibration, *ASCE Journal*, ST9, 1989.
- [136] T. Kumarasena, R. H. Scanlan and G. R. Morries. Dear Isle Bridge: Field and computed vibration, *ASCE Journal*, ST9, 1989.
- [137] J.-T. Kim, N. Stubbs Improved Damage Identification Method Based on Modal Information. *Journal of Sound and Vibration*, 252(2), 223-238.
- [138] J. V. Araújo dos Santos, C. M. Mota Soares, C. A. Mota Soares, H. L. G. Pina. (2000), "A damage identification numerical model based on the sensitivity of orthogonality conditions and least squares techniques", *Computers and Structures*; 78:283-291
- [139] Berman, A. (1979). "Comment on Optimal weighted orthogonalization of measured modes." *AIAA Journal*, 17, 927-928.
- [140] Berman A. and Flannely, W. G. (1971). "Theory of incomplete models of dynamic structures." *AIAA Journal*, 9, 1481-1487.
- [141] Wei F S. Stiffness Matrix Correction From Incomplete Test Data, *AIAA J.* 1980, 18(10):1274.
- [142] A. Berman. Mass matrix correction using an incomplete set of measured models, *AIAA journal*, Vol.17, 1999, pp1147-1173.
- [143] J.-T. Ndambi, J. Vantomme, K. Harri. Damage assessment in reinforced concrete beams using eigenfrequencies and mode shape derivatives. *Engineering Structures*, 2002, 24: 501-515.
- [144] Gudmunson P Eigenfrequency changes of structures due to cracks, Notches or other geometric changes. *J. Mech. Phys. Solids* 1982, 30(5): 339-353.
- [145] T. L. Anderson 1995 *Fracture Mechanics*. London: CRC Press.

攻读博士学位期间发表学术论文情况

- 1 杨智荣, 李洪升, 李亚民, 李鸿雁, 压力管道损伤缺陷振动模态检测方法试验研究, 第十一届全国实验力学学术会议 大连 2005, 139-148. (本博士论文第三章)
- 2 杨智荣, 李洪升, 郭杏林, 基于改进模态法管道损伤识别, (2006年全国博士生学术论坛论文)(本博士论文第三章, 第四章)
- 3 Z. R. Yang, H. S. Li, X. L. Guo, H. Y. Li, Damage assessment in pipelines structures using modal parameter, 5th International Conference on High-Performance Marine Vehicles, Australia 2006, 421-431. (本博士论文第四章)
- 4 Z. R. Yang, H. S. Li, X. L. Guo, H. Y. Li, Damage assessment in pipelines structures using modal parameter, Ships and Offshore Structures(本博士论文第四章, 已接收)
- 5 李洪升, 杨智荣, 李亚民, 李鸿雁, 压力管道腐蚀灾变检测的应变敏度比法, 工程力学, 24(3), 165-169. (本博士论文第四章和第五章)
- 6 Zhi-Rong Yang, Hong-Sheng Li, Xing-Lin Guo, Hong-Yan Li, Damage identification in beam-like pipeline based on modal information. Structural Engineering and Mechanics, An International Journal, SCI 2007 26(2). (本博士论文第五章)
- 7 杨智荣, 李洪升, 郭杏林, 基于改进模态参数管道损伤识别, 计算力学学报(已投, 审稿中)。 (本博士论文第三, 四章)
- 8 Z. R. Yang, H.S. Li, X.L. Guo, Damage Detection in Beam-like Pipeline Using Modal Parameter, Engineering Structures. (待投). (本博士论文第六章)

致 谢

本文是在导师李洪升教授和郭杏林教授悉心指导下完成的。

衷心感谢李老师和郭老师在作者攻读博士学位期间，在学术上给予的淳淳教诲和充分的信任，以及生活上的关心和帮助。文中凝聚着李老师和郭老师的精力和心血。李老师和郭老师敏锐独特的学术眼光、勤奋的工作作风以及力求紧密结合工程应用的科研精神都给作者留下了深刻印象。在本文完成稿后，李老师和郭老师不顾劳累，在百忙之中抽出大量时间逐字逐句的批改，并提出了大量中肯意见，他们认真负责的敬业精神令我感动，他们的帮助与教诲必将使我受益终生。特别是在论文撰写期间李老师和郭老师不辞辛苦提出了很多中肯的意见，使得我论文的内容更加充实。在此，谨向恩师致以深深的谢意！

感谢材料力学和振动教研室的全体师长和同学，自我加入教研室这个机体以来，他们给了我太多的关心与帮助。特别是师弟于金莹、金立强、王子堂、王娜、李佳佳、秦德生和葛飞，朱刚、毛玉明，在我试验和论文撰写过程中的无私帮助。此外还要感谢张小鹏主任、刘增利、许士斌工程师，孙国博士、李光伟、孙秀堂、刘维波、李仑、平旭高等各位师长以及力学系的赵广玲老师对我的关爱，也正是在他们的鼓励和帮助下才使我得以完成学业。

衷心感谢课题合作组锅炉检验所李鸿雁教高工给预的支持和帮助！

在大连理工大学工程力学系学习生活中，我的成长与进步是和很多同学、朋友的帮助分不开的，他们是张大勇、邢怀念、王悦东、陈礼、张维详、李俊永、李荣涛、段庆林、王晖、张军、阎军、房贵祥、王晋宝、王辉、徐大清、曹宪凡等感谢他们给予我的关怀和帮助。

感谢千里之外的父母这么多年的养育之恩！似们无私的奉献和无尽的关爱使作者克服种种困难，坚持走完这条求学之路！也是我一生不懈追求的动力源泉。

攻读博士学位以来，得到了许多人的帮助，谨借论文完成之际，向关心、帮助我的师长、朋友们致以衷心的感谢。

作者 杨智荣
2007年4月于大连