

编号_____

南京航空航天大学

毕业设计

题目 飞机管道卡箍的动力学优化
及试验验证

学生姓名	蒋洪刚
学号	071230206
学院	民航（飞行）学院
专业	民航机务工程
班级	0712302
指导教师	陈果 教授

二〇一六年六月

南京航空航天大学

本科毕业设计（论文）诚信承诺书

本人郑重声明：所呈交的毕业设计（论文）（题目：飞机管道卡箍的动力学优化及试验验证）是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的成果。尽本人所知，除了毕业设计（论文）中特别加以标注引用的内容外，本毕业设计（论文）不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。

作者签名：

年 月 日

（学号）：

飞机管道卡箍的动力学优化及试验验证

摘 要

飞机管道遍布飞机全身，不断将燃油、滑油和空气等介质输送到飞机各个部位。管道系统的安全性直接关系到飞机运行的安全，而管道系统的故障主要由振动引起。减少振动故障可以通过调节管道系统结构，使管道系统固有模态改变，从而避免产生共振。还可以通过减振技术，施加卡箍，减少外界激励对管道系统的影响，降低振动响应。本文针对卡箍对飞机管道固有振动特性和振动响应特性的影响，进行管道结构动力学优化。应用 ANSYS 参数化设计语言编程实现管道系统模态分析和谐响应分析，并通过试验验证。分析了卡箍刚度、位置和数量对管道模态的影响，找到了在正弦激励下管道系统减振效果最佳的卡箍布置点。

关键词：飞机管道，振动，卡箍优化，有限元分析

Dynamic optimization and experimental verification of aircraft pipe clamp

Abstract

Aircraft pipe system constantly conveys fuel, lubricating oil and gas, etc. to various parts of the aircraft, throughout the whole aircraft. Pipe system's safety reliability is directly related to the safety of aircraft, and the failure of the pipe system is mainly caused by the vibration. Vibration failure can be reduced by adjusting the structure of the pipe system, changing the inherent mode, avoiding the resonance of the pipe system. Vibration damping technology can also be applied to reduce the impact of external excitation on the pipe system and reduce the vibration response. In this paper, including the influence of the clamp on the natural vibration characteristics and the optimization of vibration response characteristics of aircraft pipe system. The modal analysis and harmonic response analysis of piping system are realized by using ANSYS parametric design language. The influence of stiffness, position and number of clamps on the pipe modes was studied. In the pipe system, the optimal damping effect of the clamp position was found under the sine excitation.

Key Words: Aircraft pipe system; Vibration; Clamp optimization; Finite element analysis

目 录

摘 要.....	i
Abstract.....	ii
第一章 绪论.....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	1
1.2.1 管道系统固有振动特性研究现状.....	1
1.2.2 管道系统振动抑制技术研究现状.....	2
1.2.3 管道系统卡箍优化研究现状.....	2
1.3 本文研究内容.....	2
第二章 飞机管道系统固有特性有限元仿真分析及试验验证.....	4
2.1 引言.....	4
2.2 基于直管 pipe289 单元的管道有限元建模方法 ^[24]	4
2.2.1 直管 pipe289 单元刚度矩阵.....	4
2.2.2 直管 pipe289 单元质量矩阵.....	5
2.2.3 坐标变换与总体矩阵.....	6
2.3 管道系统模态分析理论.....	8
2.4 管道系统有限元建模及模态仿真分析.....	9
2.4.1 管道系统有限元建模.....	9
2.4.2 管道系统模态仿真分析.....	11
2.5 管道系统模态试验.....	13
2.5.1 管道模态试验流程.....	13
2.5.2 模态试验仪器.....	15
2.5.3 模态试验过程.....	16
2.5.4 模态试验结果.....	17
2.6 试验模态与计算模态结果对比分析.....	19
2.7 本章小结.....	20
第三章 卡箍对飞机管道系统固有振动特性的影响分析.....	21

3.1	引言.....	21
3.2	卡箍刚度对管道模态影响.....	21
3.2.1	仿真分析.....	21
3.2.2	试验验证.....	22
3.3	卡箍位置对管道基频影响.....	23
3.3.1	仿真分析.....	23
3.3.2	试验验证.....	24
3.4	卡箍数量对管道基频的影响.....	25
3.5	本章小结.....	26
第四章	卡箍对飞机管道系统振动响应特性分析.....	28
4.1	引言.....	28
4.2	单卡箍管道最优位置仿真分析.....	28
4.2.1	谐响应分析.....	28
4.2.2	管道系统阻尼系数计算.....	29
4.2.3	仿真分析.....	30
4.3	单卡箍管道最优位置试验验证.....	32
4.3.1	试验方案.....	32
4.3.2	试验结果分析.....	34
4.3.3	试验结果与仿真结果对比.....	34
4.4	多卡箍管道最优位置仿真分析.....	37
4.4.1	两卡箍管道最优位置仿真分析.....	37
4.4.2	三卡箍管道最优位置仿真分析.....	37
4.4.3	结果分析.....	38
4.5	本章小结.....	39
第五章	总结与展望.....	40
5.1	研究结论.....	40
5.2	研究展望.....	40
	参考文献.....	42
	致 谢.....	43

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

飞机管道系统是飞机系统的重要组成部分，主要用于输送燃油、滑油、空气和液压油等介质到飞机的各个部位。随着飞机管道系统越来越多地用于输送高压、高速介质，使管道系统很容易产生振动，导致管路结构破坏及附件产生疲劳破坏或者结合部件的松动，振动问题日益凸显。飞机管道振动故障主要有两类，一类是由循环应力引起裂纹扩展导致断裂的振动疲劳，一类是在管路连接处由于产生相对位移摩擦而在接触面引起的振动磨损。

根据有关资料介绍，目前中国成熟发动机中，由于外部导管断裂引起的故障高居结构故障之首，占全部飞行故障总数的 52%^[1]。在新型飞机研制过程中，由于管道系统振动引起的管道断裂、漏油故障十分常见。1980 年 6 月某型新机试飞，在进行地面准备测试过程中，不到 20 分钟，发动机突然起火，烧毁了整架飞机。事后试验证明，在 0.8 倍额定转速，液压油导管自振频率与泵的压力脉动频率一致时，引起共振断裂，液压油喷射到发动机热端部件后着火，由此导致了这起事故^[2]。

由此可见，导管的结构完整性影响着整个飞机和发动机结构的完整性和可靠性，若导管系统故障，关系到整个飞机运行的安全性。因此，有必要对飞机管道系统仿真模拟，进行结构动力学分析，针对飞机管道振动问题，结合振动抑制技术，对飞机管道系统进行结构优化，降低振动故障发生率。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 管道系统固有振动特性研究现状

管道固有振动特性问题是基本力学问题，是研究飞机输液管道的基础。近年有许多学者在输液管道方面做了大量研究工作。

1984 年，Fuller 和 Fahy^[3-5]建立了基于 Donnell-Mushtari 壳方程的充液直管运动微分方程，研究了直管的低阶自由振动。1996 年，李琳教授等^[6]研究了航空发动机管路的流固耦合程度。2001 年，张智勇等^[7]建立直管单元、弯管单元的传递矩阵，并分析了 L 型弯管在不同边界条件下的固有模态，得到结论：固液耦合对固有频率影响较大，而气体与管道之间的耦合作用可以忽略。2005 年，Tijsseling 等^[8-10]针对“T”型管道流固耦合采用传递矩阵法进行了计算研究，并通过实验得到了大量有价值的实验数据，验证了数值计算结果。2008 年，Li^[11]建立了基于

Flugge 经典薄壳理论的圆柱壳体微分方程，计算了圆柱壳体的固有频率。

2002 年，陈艳秋等^[12]提出采用以有限元为基础的遗传算法优化管道固有频率和受迫响应幅值，并对滑管进行优化设计。2013 年，姬贺炯等^[13]对输液管路系统采用有限元法进行流固耦合仿真分析，并进行试验测试。2014 年，邱明星^[14]采用附加质量法，利用有限元管单元研究管道弯曲振动。附加质量有限元模拟方法能够很好地模拟弯曲模态，弯曲模态频率与声弹耦合的误差较小，能够模拟主要为弯曲振动的飞机管道系统。

1.2.2 管道系统振动抑制技术研究现状

在对管道的振动进行控制的时候，被动控制的方式被广泛使用。被动控制的主要方法研究有：

优化管道设计，控制管道的固有频率，避开共振频率。2010 年，李艳华等^[15]在得到直管和弯管的频域解析解之后，以 L 型弯管的试验结果为例说明了求解方法的正确性，并研究了弯管角度和弯管半径对管路频响特性的影响。

采用吸振材料来吸收管壁的声波。Fang 和 Lyons 等^[16]研究了竖直充液管道的支撑设置和阻尼之间的关系。研究表明，在管道外表面添加阻尼材料对管道的隔音效果十分明显。

安装阻尼器，北京化工大学姜洋等^[17]发明了一种液体管道阻尼减振器，可以在不停机的状态下对管道进行减振，减振效果良好。周云等^[18]在管道的不同位置施加约束，通过 Ansys 仿真，得出管道上施加卡箍的最佳位置，施加卡箍前后，管道的振动应力明显减小。G.H.Koo 等^[19]对管道不同激励形式下的振动进行了研究。

1.2.3 管道系统卡箍优化研究现状

卡箍刚度对系统振动特性有着重要影响，目前，国内外对支承受刚度的测试和分析还没有统一的标准，主要通过卡箍结构的综合性能和卡箍用衬垫的性能两方面的鉴定试验进行测试。1997 年，李琳教授^[20]采用优化方法给出管路走向、主要支点等结构基本确定的情况下使危险点振动能量最小的卡箍的位置、刚性及阻尼，并以发动机上一滑油导管为对象，对其进行减振优化设计。黄益民等^[21]在管路系统使用有限元弹簧单元模拟卡箍刚度，采用接触非线性有限元法计算某卡箍三维模型的六个方向刚度系数，分析卡箍刚度对输液管路固有频率的影响。尹泽勇等^[22]曾采用有限元软件计算了单管接地卡箍和双管悬地卡箍的刚度系数，并设计了悬挂砝码的试验方法测量了悬地卡箍刚度以验证计算结果。

1.3 本文研究内容

本文以飞机液压管道系统为研究对象，对基于卡箍优化的管道进行动力学分析及试验验证

证。论文的主要章节安排如下：

第一章为绪论。论述本课题提出的背景和意义，叙述了管道系统固有振动特性研究、管道系统振动抑制技术研究和管道系统卡箍优化研究这三个方面的国内外研究现状。

第二章为飞机管道系统固有特性有限元仿真分析。首先，介绍了 ANSYS 直管 pipe289 单元的有限元建模方法，并利用 APDL 实现管道系统有限元建模，通过有限元仿真计算管道系统固有模态。进行瞬态锤击法模态试验，与仿真计算结果相互印证。

第三章为卡箍对飞机管道系统固有振动特性的影响分析。首先，通过有限元编程仿真研究分析卡箍刚度对管道固有模态的影响，结合管道系统模态试验估计卡箍刚度。然后，以管道振动基频最大化为目标，仿真分析施加一个卡箍时，卡箍位置对管道基频的影响，并通过管道模态试验验证，找出提高管道基频的最佳卡箍位置。最后，以管道振动基频最大化为目标，仿真分析卡箍数量对管道基频的影响，确定提高管道基频的最佳卡箍数量。

第四章为卡箍对飞机管道系统振动响应特性分析。首先，以管道振动位移响应最小化为目标，通过有限元编程实现单卡箍约束管道时的谐响应仿真计算，并与基础激励谐响应试验对比验证，确定单卡箍最佳安装位置。然后，以管道振动位移响应最小化为目标，仿真分析在管道施加两个卡箍和三个卡箍，确定最优卡箍位置。最后，通过比较不同数量卡箍在最优位置的减振幅值，分析卡箍数量对减振效果的影响。

第五章为总结与展望。总结了论文研究所得出的主要结论，以及今后要继续开展的工作。

本文结构如图 1.1 所示：

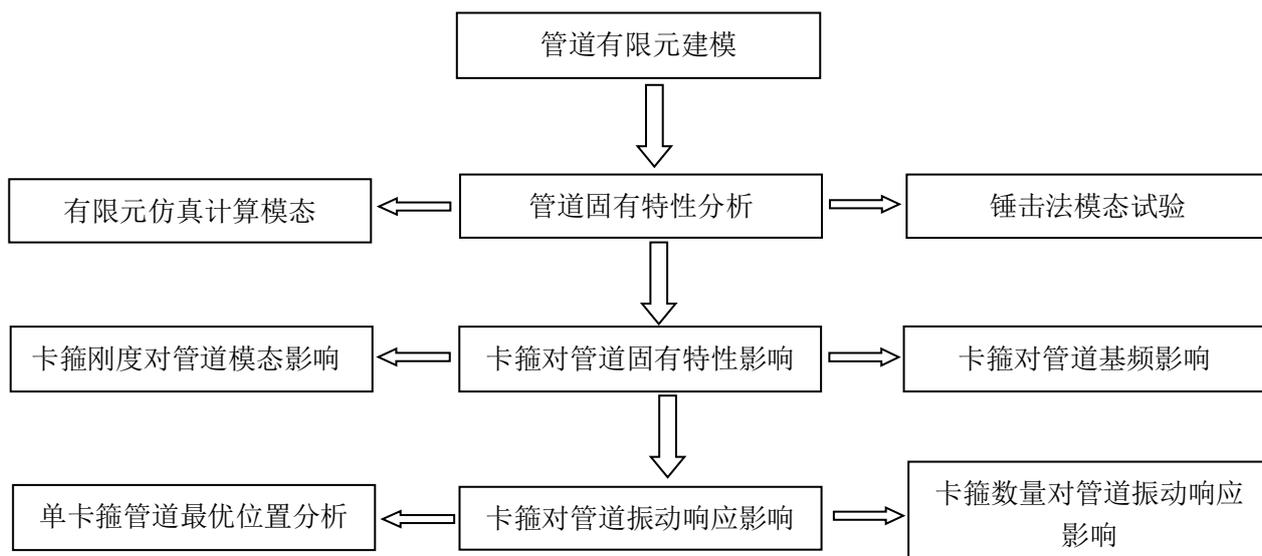


图 1.1 本文结构图

第二章 飞机管道系统固有特性有限元仿真分析及试验验证

2.1 引言

飞机管道系统固有振动特性分析是基本的动力学分析。由飞机管道系统固有振动特性分析可以得到管道的固有频率和振型，是研究飞机管道振动抑制技术的基础。本文采用 ANSYS14.0 软件 ANSYS 参数化设计语言建立分析模型，并对飞机管道结构振动的固有特性进行仿真分析，并采用瞬态锤击法进行管道模态试验验证。

对于一个复杂模型，当需要修改模型重新分析时，利用 APDL 第一次生成的 LOG 文件修改模型即可，边界条件与求解命令不需要改变。特别是在优化设计时，需要对复杂模型多次修改重新分析，就可以利用 APDL 进行多次修改模型完成任意多次的分析。

APDL 主要优点^[23]：减少大量重复工作，节约时间，利于将精力投入到产品设计；数据文件小，最多只有几百 K 字节，便于保存和交流；参数化设计利于结构优化，可以快速完成有限元分析。

2.2 基于直管 pipe289 单元的管道有限元建模方法^[24]

使用管单元建立飞机管道系统有限元模型是一种高效的方法，这将有效降低了管道系统模型的规模，减小计算的复杂性，有利于提高减振分析效率。直管单元 pipe289 是基于 Timoshenko 梁理论，适用于分析细长中等粗短/厚管结构。本文分析的管道系统包括直管和弯管，属于复杂管道系统。在利用有限元方法建模和仿真计算时，将近似于弯管的管接头等效为有限个直管单元，由此可以将整个管道系统全部使用 pipe289 单元处理。

2.2.1 直管 pipe289 单元刚度矩阵

单元的刚度矩阵能反映出单元的弹性性质。直管 pipe289 单元是一个二次三节点的 3D 管单元，每个节点有 6 个自由度，3 个平动自由度和 3 个转动自由度，如图 2.1 所示。

把单元联系起来的节点是在单元两端的节点，单元之间的载荷由两端节点传递。管单元两端各有一个节点，每个节点具有 6 个自由度，3 个平动自由度 x, y, z ，3 个转动自由度 u, v, w ，组成了管单元的节点位

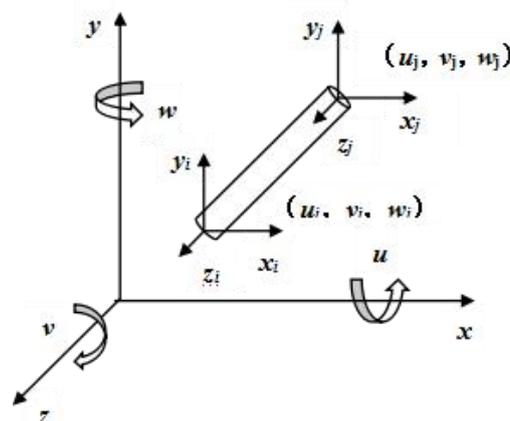


图 2.1 直管单元 pipe289

移向量，共 12 个元素，单元刚度矩阵 12 阶。

直管 pipe289 单元刚度矩阵如下：

$$\begin{bmatrix}
 \frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & \frac{12EI_z}{l^3(1+\varphi_y)} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_z}{l^2(1+\varphi_y)} & 0 & -\frac{12EI_z}{l^3(1+\varphi_y)} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_z}{l^2(1+\varphi_y)} \\
 0 & 0 & \frac{12EI_y}{l^3(1+\varphi_z)} & 0 & \frac{-6EI_y}{l^2(1+\varphi_z)} & 0 & 0 & 0 & \frac{-12EI_y}{l^3(1+\varphi_z)} & 0 & \frac{-6EI_y}{l^2(1+\varphi_z)} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & \frac{GA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{GA}{l} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & \frac{-6EI_y}{l^2(1+\varphi_z)} & 0 & \frac{(4+\varphi_z)EI_y}{l(1+\varphi_z)} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_y}{l^2(1+\varphi_z)} & 0 & \frac{(2-\varphi_z)EI_y}{l(1+\varphi_z)} & 0 \\
 0 & \frac{6EI_z}{l^2(1+\varphi_y)} & 0 & 0 & 0 & \frac{(4+\varphi_y)EI_z}{l(1+\varphi_y)} & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2(1+\varphi_y)} & 0 & 0 & 0 & \frac{(2-\varphi_y)EI_z}{l(1+\varphi_y)} \\
 -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & \frac{-12EI_z}{l^3(1+\varphi_y)} & 0 & 0 & 0 & \frac{-6EI_z}{l^2(1+\varphi_y)} & 0 & \frac{12EI_z}{l^3(1+\varphi_y)} & 0 & 0 & 0 & \frac{-6EI_z}{l^2(1+\varphi_y)} \\
 0 & 0 & \frac{-12EI_y}{l^3(1+\varphi_z)} & 0 & \frac{6EI_y}{l^2(1+\varphi_z)} & 0 & 0 & 0 & \frac{12EI_y}{l^3(1+\varphi_z)} & 0 & \frac{6EI_y}{l^2(1+\varphi_z)} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -\frac{GA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GA}{l} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & \frac{-6EI_y}{l^2(1+\varphi_z)} & 0 & \frac{(2-\varphi_z)EI_y}{l(1+\varphi_z)} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_y}{l^2(1+\varphi_z)} & 0 & \frac{(4+\varphi_z)EI_y}{l(1+\varphi_z)} & 0 \\
 0 & \frac{6EI_z}{l^2(1+\varphi_y)} & 0 & 0 & 0 & \frac{(2-\varphi_y)EI_z}{l(1+\varphi_y)} & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2(1+\varphi_y)} & 0 & 0 & 0 & \frac{(4+\varphi_y)EI_z}{l(1+\varphi_y)}
 \end{bmatrix} \quad (2-1)$$

当 $l/A_{max} > 5$ 时， $\varphi_y = \varphi_z = 0$ 。矩阵中， E —弹性模量； A —管壁的截面积； l —管单元长度； I_y ， I_z —截面对 y ， z 两轴的惯性矩； φ_y ， φ_z —考虑剪切形变影响的系数； G —剪切弹性模量； J —圆形截面对圆心的极惯性矩。

由于本文采用的管道系统结构为线性弹性结构，刚度矩阵对称， $K_e^T = K_e$ 。管单元可做刚体位移，单元刚度行列式 $\text{dey}(K_e) = 0$ 。

2.2.2 直管 pipe289 单元质量矩阵

单元的质量矩阵能反映出单元的惯性性质。单元的质量矩阵可以有两种方法得到，一种是利用集中质量矩阵，用某种方法将管道的质量分配到管单元的两端节点上。另外一种方法是建立一致质量矩阵，这种方法采取的位移函数与建立刚度矩阵的是一致的，而且与建立刚度矩阵的变分法形大致相同。直管 pipe289 单元质量矩阵如下：

$$\begin{bmatrix}
 \frac{l}{3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{6} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & \frac{13}{35} + \frac{6I_z}{5Al^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{11l}{210} + \frac{I_z}{10Al} & 0 & \frac{9}{70} - \frac{6I_z}{5Al^2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{13l}{420} + \frac{I_z}{10Al} \\
 0 & 0 & \frac{13}{35} + \frac{6I_y}{5Al^2} & 0 & -\frac{11l}{210} - \frac{I_y}{10Al} & 0 & 0 & 0 & \frac{9}{70} - \frac{6I_y}{5Al^2} & 0 & \frac{13l}{420} - \frac{I_y}{10Al} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & \frac{1}{3A} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{6A} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -\frac{11l}{210} - \frac{I_y}{10Al} & 0 & \frac{l^2}{105} + \frac{2I_z}{15A} & 0 & 0 & 0 & -\frac{13l}{420} + \frac{I_y}{10Al} & 0 & -\frac{l^2}{140} - \frac{I_y}{30A} & 0 \\
 0 & \frac{11l}{210} + \frac{I_z}{10Al} & 0 & 0 & 0 & \frac{l^2}{105} + \frac{2I_y}{15A} & 0 & \frac{13l}{420} - \frac{I_z}{10Al} & 0 & 0 & 0 & -\frac{l^2}{420} - \frac{I_z}{30A} \\
 \frac{1}{6} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & \frac{9}{70} - \frac{6I_z}{5Al^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{13l}{420} - \frac{I_z}{10Al} & 0 & \frac{13}{35} + \frac{6I_z}{5Al^2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{11l}{210} - \frac{I_z}{10Al} \\
 0 & 0 & \frac{9}{70} - \frac{6I_y}{5Al^2} & 0 & -\frac{13l}{420} + \frac{I_y}{10Al} & 0 & 0 & 0 & \frac{13}{35} + \frac{6I_y}{5Al^2} & 0 & \frac{11l}{210} + \frac{I_y}{10Al} & 0 \\
 0 & 0 & 0 & \frac{1}{6A} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{3A} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & \frac{13l}{420} - \frac{I_y}{10Al} & 0 & -\frac{l^2}{140} - \frac{I_y}{30A} & 0 & 0 & 0 & \frac{11l}{210} + \frac{I_y}{10Al} & 0 & \frac{l^2}{105} + \frac{2I_z}{15A} & 0 \\
 0 & -\frac{13l}{420} + \frac{I_z}{10Al} & 0 & 0 & 0 & -\frac{l^2}{420} - \frac{I_z}{30A} & 0 & -\frac{11l}{210} - \frac{I_z}{10Al} & 0 & 0 & 0 & \frac{l^2}{105} + \frac{2I_z}{15A}
 \end{bmatrix} \quad (2-2)$$

其中，E—弹性模量；A—管壁的截面积；l—管单元长度； I_y, I_z —截面对 y, z 两轴的惯性矩； φ_y, φ_z —考虑剪切形变影响的系数；G—剪切弹性模量；J—圆形截面对圆心的极惯性矩。

2.2.3 坐标变换与总体矩阵

直管 pipe289 单元的刚度矩阵与质量矩阵是相对局部坐标系而建立的。管道系统中每一个管单元的轴向不都在一个方向，而单元的局部坐标系一般都沿管截面惯性主轴方向。为了建立整个管道系统的总刚度矩阵，总质量矩阵和运动方程，需要将各个单元的局部坐标系转换到整体坐标系中。

在总体坐标系中，管单元的刚度矩阵和质量矩阵分别为：

$$\overline{K}^e = T^T K_e T \quad (2-3)$$

$$\overline{M}_e = T M_e T \quad (2-4)$$

其中，

$$T = \begin{bmatrix} \lambda & & & \\ & \lambda & & \\ & & \lambda & \\ & & & \lambda \end{bmatrix} \quad (2-5)$$

为局部坐标系到整体坐标系的变换矩阵。

若知道直管 pipe289 单元节点 I 和 J 相对于整体坐标系的坐标 I (x_1, y_1, z_1) 和 J (x_2, y_2, z_2)，

则单元长度可以表示为：

$$l = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2} \quad (2-6)$$

管单元与整体坐标的夹角余弦为：

$$\cos \alpha_1 = (x_2 - x_1) / l \quad (2-7)$$

$$\cos \beta_1 = (y_2 - y_1) / l \quad (2-8)$$

$$\cos \gamma_1 = (z_2 - z_1) / l \quad (2-9)$$

其中， α_1 为单元局部坐标 x 与整体坐标 X 的夹角； β_1 为单元局部坐标 y 与整体坐标 X 的夹角； γ_1 为单元局部坐标 z 与整体坐标 X 的夹角。

令
$$h = (\cos^2 \alpha_1 + \cos^2 \gamma_1)^{\frac{1}{2}} \quad (2-10)$$

则
$$\lambda = \begin{bmatrix} \cos \alpha_1 & \cos \beta_1 & \cos \gamma_1 \\ \frac{-\cos \alpha_1 \cos \beta_1}{h} & h & \frac{-\cos \gamma_1 \cos \beta_1}{h} \\ \frac{-\cos \gamma_1}{h} & 0 & \frac{-\cos \alpha_1}{h} \end{bmatrix} \quad (2-11)$$

因此，可以通过直管 pipe289 单元两端节点 I 和 J 在整体坐标系中的坐标就可以求出坐标变换矩阵，从而得到整个管道系统的总刚度矩阵，总质量矩阵。

总体刚度矩阵可采用叠加法计算

$$K_{ij} = \sum_{(e)} K_{ij}^{(e)} \quad (2-12)$$

总体刚度矩阵中每一个元素等于具有相同下标的各个单元刚度矩阵之和。 K_{ij} 表示第 j 号节点产生单位位移而其余节点位移为零时相应第 i 号节点的节点力。将各单元刚度矩阵元素根据节点编号存入总刚度矩阵对应编号位置就可以得到总体刚度矩阵。

当 $i < j$ 时，
$$K_{ij}^e = \begin{bmatrix} \vdots & \vdots \\ \cdots & K_{ii} & \cdots & K_{ij} & \cdots \\ \vdots & \vdots \\ \cdots & K_{ji} & \cdots & K_{jj} & \cdots \\ \vdots & \vdots \end{bmatrix} \quad (2-13)$$

$$\text{当 } i > j \text{ 时, } K_{ij}^e = \begin{bmatrix} \vdots & \vdots \\ \cdots & K_{jj} & \cdots & K_{ji} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \cdots & K_{ij} & \cdots & K_{ii} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \quad (2-14)$$

采用相同方法可以得到总体质量矩阵：

$$M_{ij} = \sum_{(e)} M_{ij}^{(e)} \quad (2-15)$$

2.2.4 位移边界条件处理

采用划行划列法，将总体刚度矩阵 K 和总体质量矩阵 M 中实际位移为零和有约束的行列划去。

2.3 管道系统模态分析理论

管道系统作为弹性结构，小阻尼比系统，复杂的工作环境给管道的激励频率与管道固有频率相同时或相近时，管道的振动幅值达到最大，这种现象称为管道共振。

管道发生共振时从激励源吸收了很多能量，过多的能量导致管道大幅度的振动从而使管道截面应力激增，容易引起管道疲劳，甚至造成管道泄露或破坏等严重故障。因此，在管道设计阶段有必要借助仿真和试验等手段分析管道的振动特性，通过管道结构优化，提高管道基频和降低管道的振动响应。

管道模态分析包括固有频率和固有振型的计算和分析，管道固有频率是管道系统在承受动态载荷的重要参数。

根据三维弹性动力学平衡方程，使用有限元法进行有限元空间离散，得到系统动力学方程：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (2-16)$$

式中， $[M]$ 为系统质量矩阵， $[C]$ 为系统阻尼矩阵， $[K]$ 为系统刚度矩阵， $\{u\}$ 为节点位移， $\{\dot{u}\}$ 为节点速度， $\{\ddot{u}\}$ 为节点加速度， $\{F(t)\}$ 为节点载荷。系统的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和节点载荷分别由各单元构成：

$$[M] = \sum [M_e], [C] = \sum [C_e], [K] = \sum [K_e], [F] = \sum [F_e] \quad (2-17)$$

式中， $[M_e]$ 为单元质量矩阵， $[C_e]$ 为单元阻尼矩阵， $[K_e]$ 为单元刚度矩阵， $[F_e]$ 为载荷

向量。

系统动力学方程为一般方程，适用于飞机管道结构分析，如果已知系统初始条件和边界条件就可以对系统的振动特性分析。

在系统动力学方程基础上，不考虑系统阻尼和外载荷，可以得到：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (2-18)$$

设解为 $\{u\} = \{\varphi\}_i \cos(w_i t)$ ，则 $\{\ddot{u}\} = -w_i^2 \{\varphi\}_i \cos(w_i t)$ ，代入方程得

$$([K] - w_i^2 [M])\{\varphi\}_i = \{0\} \quad (2-19)$$

根据线性代数理论，求解广义特征值，具有非零解的必要充分条件是它的系数行列式为零，即

$$|[K] - w_i^2 [M]| = 0 \quad (2-20)$$

式中， w_i 为结构固有圆频率， $\{\varphi\}_i$ 表示结构以固有频率 w_i 振动时的固有振型。

本文采用 ANSYS 分块兰索斯法 Block Lanczo 进行模态仿真分析。管道系统属于多自由度系统，研究振动响应时，得到频响函数频率范围广，有限元仿真时需要求解宽频特征值和特征向量。Block Lanczo 法适用于大型对称特征值求解问题，通过对动力学方程进行缩减，再进行特征值求解，避免了传统迭代法的迭代步骤，具有更快的收敛速度。

2.4 管道系统有限元建模及模态仿真分析

2.4.1 管道系统有限元建模

通过 pipe289 单元建立一个管路系统有限元模型，管路系统分布在空间坐标系中，由 4 根直管和 3 段弯管构成。APDL 预处理模块程序法建立管道三维模型步骤：

(1) 创建 pipe289 管道单元，设置管道材料参数，弹性模量，泊松比，密度。

! /prep7	! MP,PRXY,1,0.3
! ET,1,PIPE289	! MP,DENS,1,7850
! MP,EX,1,2E11	

(2) 设置关键点，根据管道系统的实际尺寸，在坐标系中选取若干反映管道走向的关键点，本文采用的直管模型关键点之间间隔 0.1m。直管 1 关键点建立：

! K,1,0,0.35,0	! K,3,0,0.55,0
! K,2,0,0.45,0	! K,4,0,0.65,0

```
! K,5,0,0.75,0
```

本模型用两个关键点创建一个管单元，这两个关键点就是管单元两端节点。由于弯管是管接头形成，而且相对于整个管道系统长度很短，近似用三个关键点形成弯管部分。弯管 1 关键点建立：

```
! K,6,0,0.8605,0
```

```
! K,7,0.007,0.875,0
```

```
! K,8,0.0195,0.880,0
```

(3) 创建管线，连接关键点形成管线，对于关键点较多的管线可以使用*Do 循环命令连接，减少重复使用一个命令操作。直管 1 管线连接：

```
! *DO,I,0,4
```

```
! I1=I+1
```

```
! I2=I+2
```

```
! LSTR,I1,I2
```

```
! *ENDDO
```

弯管 1 管线连接：

```
! SPLINE,6,7,8
```

(4) 创建管道，制定划分网格间距比，划分网格，本模型网格间距比为 0.2，师设置的关键点为管单元两端点节点。设置管线名称为 pipe，管道外径为 21mm，管道壁厚为 2.4mm。

```
! LATT,1,1,1
```

```
! LESIZE,ALL,0.2
```

```
! LMESH,ALL
```

```
! sectype,1,pipe
```

```
! secdata,0.021,0.0024,0
```

(5) 创建实体，保存，完成建模。

```
! /eshape,1,1
```

```
! /replot
```

管道具体尺寸：Pipe1=530mm，Pipe2=930mm，Pipe3=520mm，Pipe4=880mm。

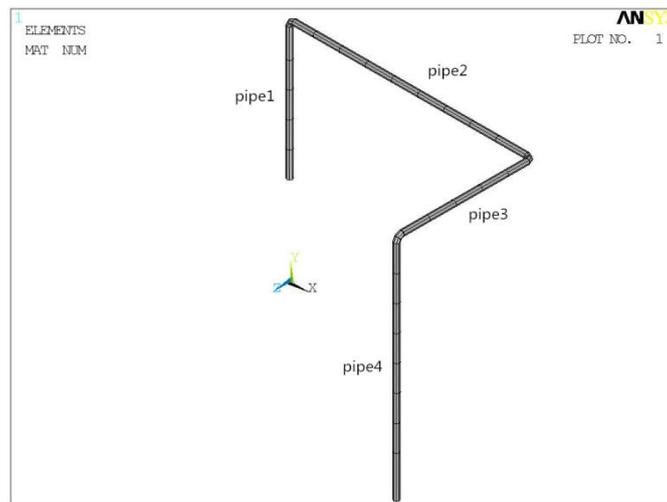


图 2.2 管道模型

2.4.2 管道系统模态仿真分析

模态仿真计算主要步骤：建模、扩展模态、加载和求解和后处理几个部分。

(1) 建模，已经在上一小节完成。

(2) 扩展模态。

```
! /SOLU
```

```
! ANTYPE,MODAL
```

```
! MODOPT,LANB,20,1,1000
```

指定分析类型为模态分析，使用 Block Lanczo 法提取模态，取模态 20 阶振型，频率范围为 1—1000Hz。

(3) 加载和求解。

```
! /SOLU
```

```
! DK,1,ALL
```

```
! DK,34,ALL
```

```
! ALLSEL,ALL
```

```
! SOLVE
```

在管道模型两端节点上施加固定约束，求解。

(4) 后处理。

```
! /POST1
```

```
! SET,LIST
```

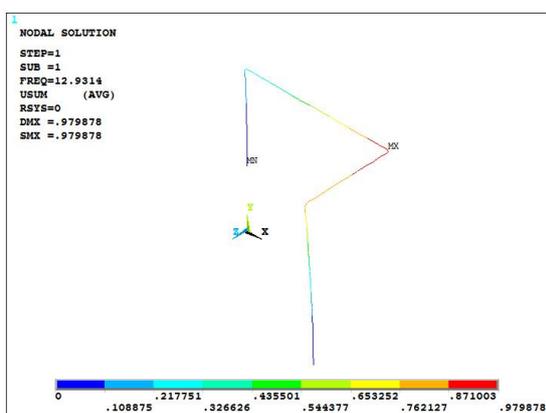
显示出管道系统前 20 阶固有频率。

```
! PLNSOL, U,X, 0,1.0
```

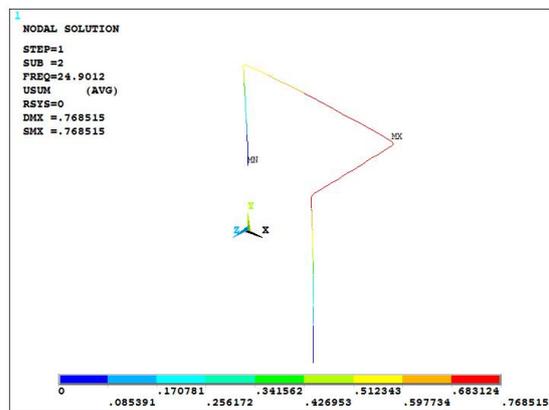
! PLNSOL, U, Y, 0, 1, 0

! PLNSOL, U, Z, 0, 1, 0

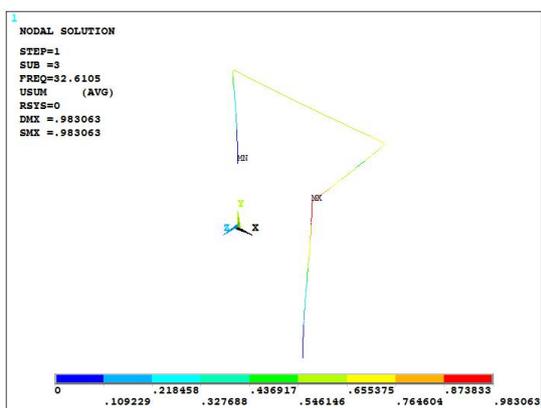
通过显示节点解位移云图得出每一阶振型 X、Y、Z 三个方向的位移最大值和总位移最大值，判断每阶振型主要沿哪个方向变化，如图 2.3 所示。



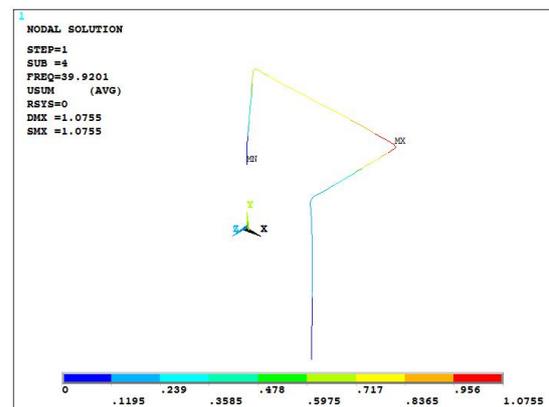
(a) 一阶振型



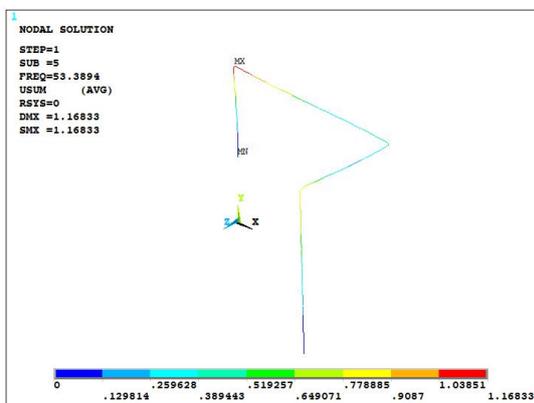
(b) 二阶振型



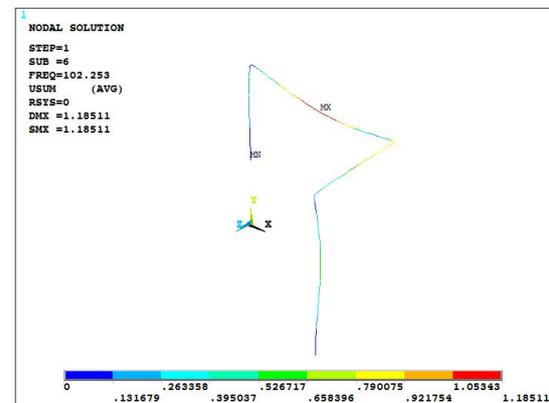
(c) 三阶振型



(d) 四阶振型



(e) 五阶振型



(f) 六阶振型

图 2.3 管道系统振动振型

查看前六阶模态，用总位移 USUM 云图得到振型数据，如表 2.1 所示：

表 2.1 管道系统前六阶振型

模态阶数	固有频率/Hz	X 位移/mm	Y 位移/mm	Z 位移/mm	总位移/mm
1	12.931	0.755164	0.03795	0.609761	0.979878
2	24.901	0.071185	0.040494	0.394097	0.768515
3	32.611	0.636022	0.930461	0.599401	0.983063
4	39.920	0.956276	0.495459	0.011297	1.0755
5	53.389	0.330484	0.095237	1.12086	1.16833
6	102.25	0.3854	0.859791	0.09173	1.18511

通过前六阶振型可以得到以下结论：

(1) 一阶振型主要是沿 X 方向和 Z 方向变化，X 方向变化最明显， $UX=0.755164$ ， $UY=0.03795$ ， $UZ=0.609761$ 。

(2) 二阶振型主要沿 Z 方向变化明显， $UX=0.071185$ ， $UY=0.040494$ ， $UZ=0.394097$ 。

(3) 三阶振型沿 X 方向、Y 方向、Z 方向变化，Y 方向变化最明显， $UX=0.636022$ ， $UY=0.930461$ ， $UZ=0.599401$ 。

(4) 四阶振型主要是沿 X 方向、Y 方向变化，X 方向变化最明显， $UX=0.956276$ ， $UY=0.495459$ ， $UZ=0.011297$ 。

(5) 五阶振型沿 X 方向、Z 方向变化，Z 方向变化最明显， $UX=0.330484$ ， $UY=0.095237$ ， $UZ=1.12086$ 。

(6) 六阶振型主要是沿 X 方向、Y 方向变化，Y 方向变化最明显，PIPE2 出现一弯模态， $UX=0.3854$ ， $UY=0.859791$ ， $UZ=0.09173$ 。

通过前六阶振型可以看出第六阶振型的总位移最大 $USUM=1.18511$ ，本文做仿真和试验时主要关注此振型下管道振动特性，通过优化卡箍位置和卡箍数量降低管道在与此固有频率 102.253Hz 相同的外部激励下的位移响应。在第六阶振型中比较 X、Y、Z 三个方向的位移，判断出振型沿 Y 方向变化最大，本文将 Y 方向管道振动情况作为减振分析的重点。

2.5 管道系统模态试验

2.5.1 管道模态试验流程

试验模态分析是基于线性叠加原理，将一个复杂的系统振动模态分解为多个模态的叠加，利用系统的输入和输出信号，识别、提取模态参数的试验过程。利用试验模态分析得到管道系统在某一频率范围的各阶主振动模态，和仿真计算结果对比验证，如果一致，就可以预测管道系统在这段频率范围内在激励作用下的实际振动响应。

试验模态分析包括两个步骤，首先由试验测出管道在激励作用下响应的时域信号，通过数字信号处理技术转换为频响函数。然后运用参数识别技术，求出管道的固有频率和振型。时域传递信号是通过直接测量得到，通过传感器、放大器和记录仪得到位移、速度和加速度等数据。管道模态参数通过间接测量得到，通过时域信号，经分析仪器软件傅里叶变换得到频域信号，就可得出结构的模态参数。

本文模态试验采用锤击法作为管道系统的激励方式，锤击是一种瞬态激励信号，适用于中小型和低阻尼的结构模态试验。锤击法冲击信号近似于半正弦信号，时域冲击脉冲时间越短，信号频率范围约广，越利于激发出管道多个振型。锤击法主要特点简便、费用低。虽然锤击法的能量有限，但对于管道系统能量已经可以达到要求。锤击法容易产生连击，需要多次练习，拾取有效的数据。

模态试验分析流程如图 2.4 所示：

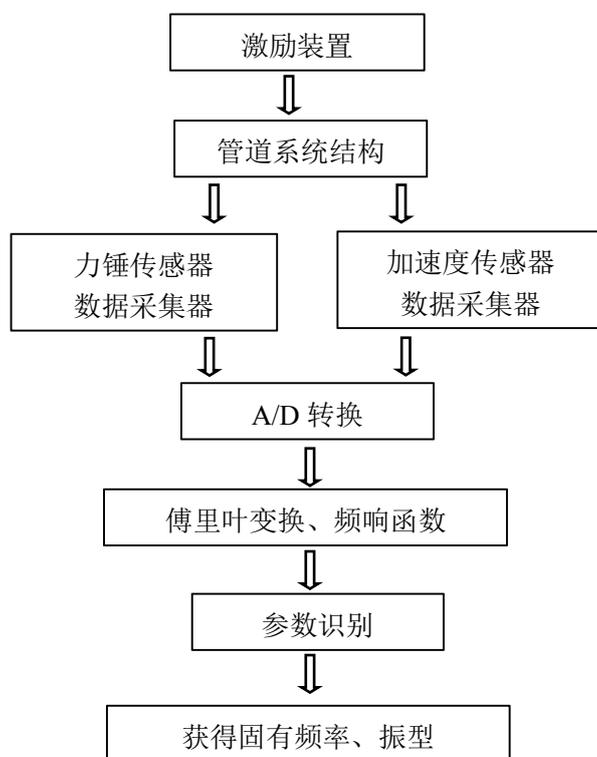


图 2.4 模态试验分析流程图

2.5.2 模态试验仪器

模态试验仪器主要包括：ENDEVCO-O30927 型力锤（如图 2.5）、B&K 4508 压电式加速度传感器（如图 2.6）、美国国家仪器 NI USB-9234 数据采集器（如图 2.7）、数据采集计算机（如图 2.8）。



图 2.5 力锤



图 2.6 加速度传感器

(1) ENDEVCO-O30927 型力锤性能参数如表 2.2:

表 2.2 ENDEVCO-O30927 型力锤性能参数表

测量范围(N)	灵敏度 (mV/N)	力传感器固有频率 (kHz)	最大响应频率 (kHz)
0~5000	22.7	50	10

(2) B&K 4508 压电式加速度传感器

对于频率较高的管道系统，用测量高频的压电式加速度传感器比较合适。B&K 4508 压电式加速度传感器质量轻，用 502 胶水粘贴到管道上，附加质量对管道系统结构质量矩阵、刚度矩阵影响小，所以试验模态结果影响较小。B&K 4508 压电式加速度传感器性能参数如表 2.3:

表 2.3 B&K 4508 压电式加速度传感器性能参数表

参考灵敏度	频率范围	量程	最大横向灵敏度比	重量	使用温度范围
97.82mV/g	0.1Hz—8kHz (±10%)	714g	≤5%	4.8 克	-54~121℃

(3) 美国 NI USB-9234 数据采集器

NI USB-9234 数据采集器数据采集精度高，运行稳定，具有 4 个通道，能够动态采集 102dB 范围的信号，采样速率快，每个通道为 51.2kS/s，带有抗混叠滤波器。采集器提供交流和直流两种耦合方式，可将集成压电式电路信号调为 0mA 或 2mA，利用高速 USB 传输数据。采集卡具有程序接口，用户可以自定义编程。



图 2.7 数据采集器



图 2.8 计算机

2.5.3 模态试验过程

管道结构动力特性预估：根据上一节管道系统结构的 ANSYS 仿真结果，定性了解了管道主振型和节点位置，主要振型都在 PIPE2 和 PIPE3 上，测点应布置到大多数振型响应较大的位置，即 PIPE2 和 PIPE3 中间位置，如图 2.9 所示。管道系统模型如图 2.10 所示：

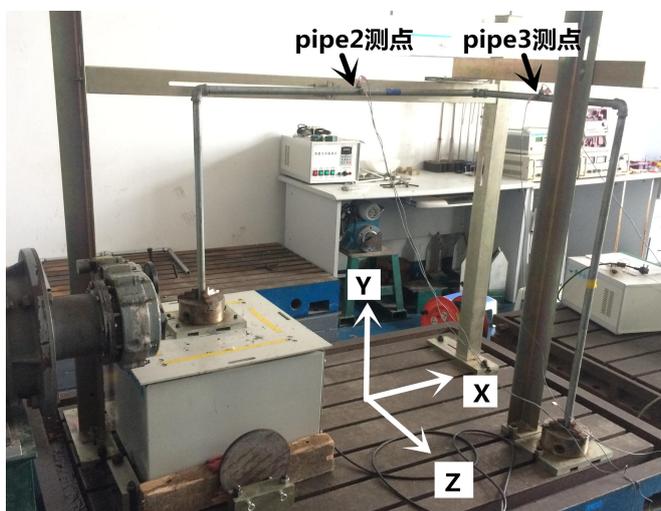


图 2.9 加速度测点示意图

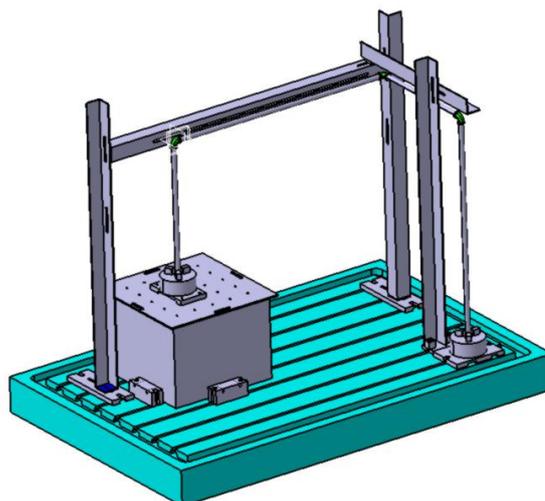


图 2.10 管道系统示意图

(1) 预实验：在 PIPE2 测点位置 Y、Z 方向分别粘贴加速度传感器，在 PIPE3 测点位置 X 方向粘贴加速度传感器。在测点的三个方向附近使用力锤敲击，检验试验仪器、测试软件正常工作，同时选择合适的敲击点，避免在振动模态反节点位置敲击，宜选在刚度较大的部位敲击，得到理想的脉冲信号，如图 2.11 所示：

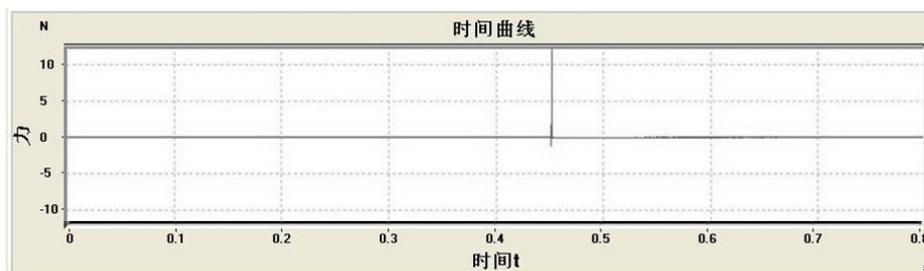


图 2.11 脉冲激励信号

(2) 现场实测：将管道系统两端布置在支承支座上，相当于固定约束。分别在测点 X、Y、Z 三个方向（如图 2.12 所示）选好的敲击点，使用力锤敲击管道，用加速度传感器测量加速度响应，将激励信号放大。图 2.13 数据采集软件为航空器结构振动与故障诊断系统，采用由智能诊断与专家系统研究室自行编制的数据采集系统，测量精度较高，操作方便。用航空器结构振动与故障诊断系统中的模态分析系统 MAS 来收集敲击信号和加速度响应数据，同时可以监控响应信号，筛选反常信号，如图 2.13 所示。

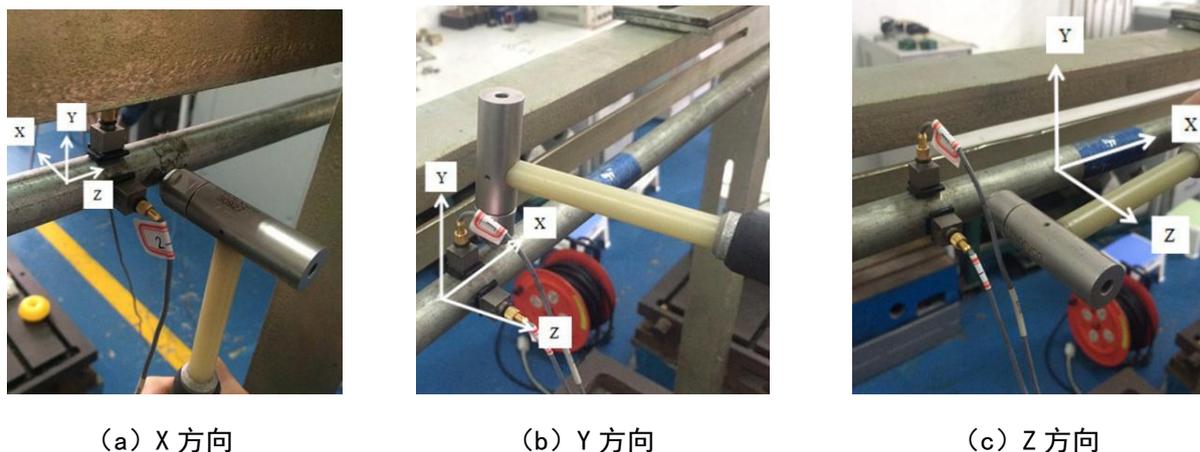


图 2.12 力锤敲击方向

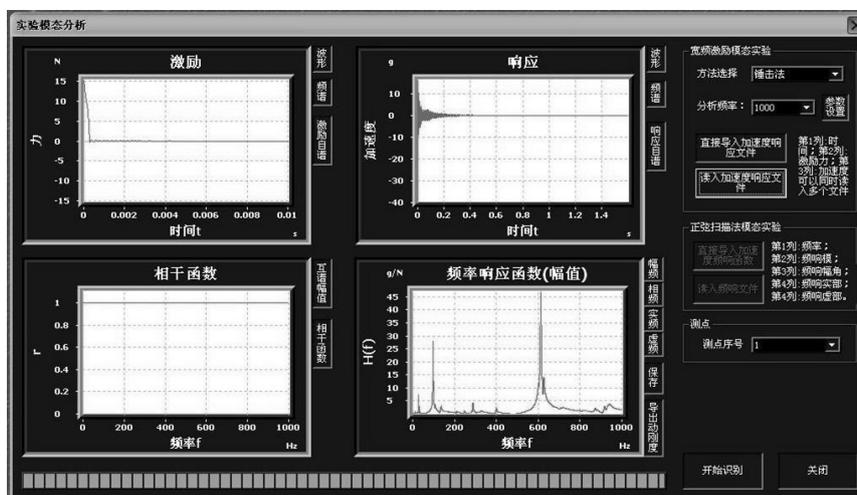
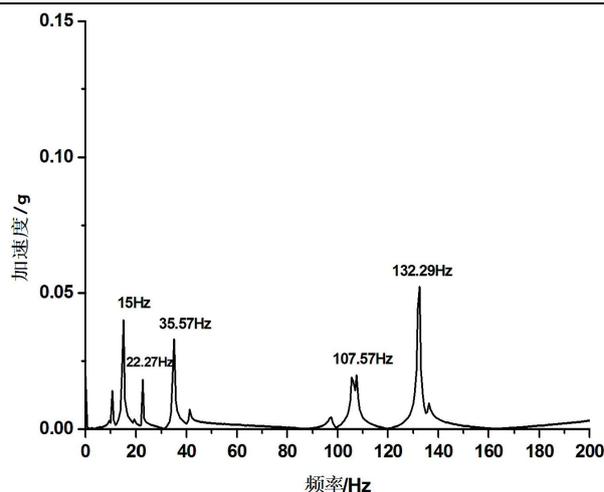


图 2.13 脉冲激励采集信号

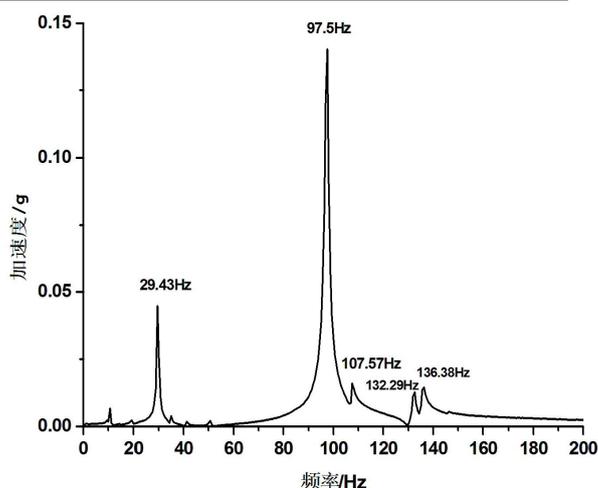
(4) 数据处理：利用 ORIGIN 数据图形处理软件，把模态分析系统 MAS 采集到的时域加速度响应信号，经傅里叶变换转换为频域信号，求得管道系统的模态参数。

2.5.4 模态试验结果

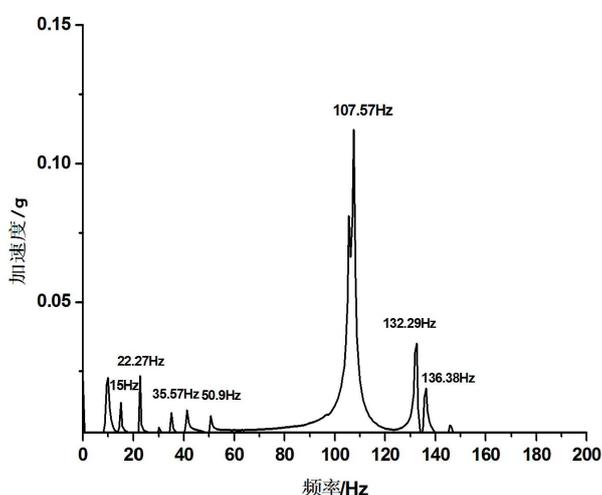
通过在测点 X、Y、Z 三个方向的敲击，用 ORIGIN 软件分析模态分析系统 MAS 采集的加速度响应数据，得到管道系统 X、Y、Z 三个方向的加速度频响函数曲线，如图 2.14 所示：



(a) X 方向的加速度频响函数



(b) Y 方向的加速度频响函数



(c) Z 方向的加速度频响函数

图 2.14 管道系统加速度频响函数曲线

从图 2.14 中可以看出，沿 X、Y、Z 三个方向进行试验得到的结果是不一样的，在 X 方向测出了 5 个有效频率峰值，在 Y 方向测出了 5 个有效频率峰值，在 Z 方向测出了 7 个有效频率峰值。在 X、Y、Z 三个方向峰值对应的固有频率有相同部分，说明力锤在这三个方向都能激发出该固有频率下管道振动振型。

当曲线峰值对应的固有频率只在 X、Y、Z 三个方向某个方向出现时，说明管道在该频率下只在某一方向上才存在管道振型，说明力锤在不同方向上激发出了管道不同的振型。比较 X、Y、Z 三个方向的峰值大小，Y 方向最大，Z 方向次之，X 方向最小，说明 Y 方向的振动响应较大，而且 Y、Z 方向最大峰值对应固有频率在 100Hz 左右，说明在这个固有频率下，管道系统具有较大的振动响应，应把这个频率作为减振分析的重点。

2.6 试验模态与计算模态结果对比分析

通过 ORIGIN 软件拾取加速度频响函数的峰值对应的固有频率，并与计算模态结果对比，如表 2.4 所示：

表 2.4 仿真模态计算结果与实验模态结果对比

仿真前 9 阶 固有频率/Hz	X 方向前 5 阶 固有频率/Hz	Y 方向前 5 阶 固有频率/Hz	Z 方向前 7 阶 固有频率/Hz	仿真结果偏差/Hz
12.91	15		15	-2.09
24.9	22.27		22.27	2.63
32.61		29.43		3.18
39.92	35.57		35.57	4.35
53.39			50.90	2.49
102.25		97.5		4.75
114.41	107.57	107.57	107.57	6.84
143.44	132.29	132.29	132.29	11.15
147.71		136.38	136.38	11.33

以固有频率偏差不超过 $\pm 5\text{Hz}$ 为标准，选取有效的仿真模态，通过试验模态结果和仿真模态结果比较可知，仿真结果前 6 阶模态符合标准，验证了仿真结果的正确性。

综合分析 X、Y、Z 三个方向上的频率分量，由模态试验结果可以得到，管道第一阶固有频率 15Hz 的激振方向是 X 和 Z 方向，第二阶固有频率 22.27Hz 的激振方向是 X 和 Z 方向，第三阶固有频率 29.43Hz 的激振方向是 Y 方向，第四阶固有频率 35.57Hz 的激振方向是 X 和 Z 方向，第五阶固有频率 50.9Hz 的激振方向是 Z 方向，第六阶固有频率 97.5Hz 的激振方向是 Y 方向，第七阶固有频率 97.5Hz 的激振方向是 X、Y、Z 方向。

对比仿真前六阶模态和试验前六阶模态结果，根据各固有频率对应的振型分析，得到以下结论：管道一阶振型主要沿 X 方向的变化明显，管道二阶振型主要沿 Z 方向的变化明显，管道三阶振型主要沿 Y 方向的变化明显，管道四阶振型主要沿 X 方向的变化明显，管道五阶振型主要沿 Z 方向的变化明显，管道六阶振型主要沿 Y 方向的变化明显。分析表明，试验模态前六阶振型主要变化方向与模态仿真计算结果一致。

2.7 本章小结

本章主要介绍了 ANSYS 参数化程序设计语言 APDL 和直管单元 pipe289 有限元建模理论的优势，能够有效地反映管道横向弯曲振动，而且降低了建模和振动分析的复杂性，提高了设计和分析效率。为了得到管道系统的固有频率，避免共振产生，对管道进行了模态分析。模态分析包括计算模态和试验模态，通过有限元模态 Block Lancos 计算方法，使用 APDL 进行仿真模态计算。

通过力锤敲击法进行管道模态实验，得到 X、Y、Z 方向的加速度响应，使用模态分析系统 MAS 分析数据，分析加速度频响函数得到管道模态数据，验证了仿真结果。对比分析仿真和试验前六阶振型，得到每阶振型的主要激振方向。本章得到一个重要结论，管道系统第六阶振型对系统振动影响最大，需要重点关注在 100Hz 激励频率下，管道系统 Y 方向的振动情况。这一结论对分析在外部激励下管道系统的振动情况和减振效果具有重要意义。

第三章 卡箍对飞机管道系统固有振动特性的影响分析

3.1 引言

本章将分析卡箍对管道系统减振效果，需要先分析在管道上施加卡箍，管道系统的振型变化情况。上一章试验模态验证了仿真模态计算的正确性，本章用 APDL 仿真分析卡箍刚度对管道模态影响和卡箍数量对管道基频（第一阶固有频率）的影响，为进一步分析卡箍布局优化提供依据^[25]。

卡箍属于弹性约束，具有固定支承作用，可以有效改变管道系统固有振动特性。卡箍减振属于被动方式减振，通过改变管道的约束边界条件，可以使管道系统固有频率避开激振源共振频率，达到减振目的，卡箍中的阻尼材料也起到了减振的效果^[26]。在管道系统模型确定后，通过施加卡箍达到减振效果是最简便和最经济的。卡箍通过支承点与管道相连，卡箍质量由支承基座负载，不会对管道系统质量矩阵产生影响。本文采用卡箍如图 3.1 所示：

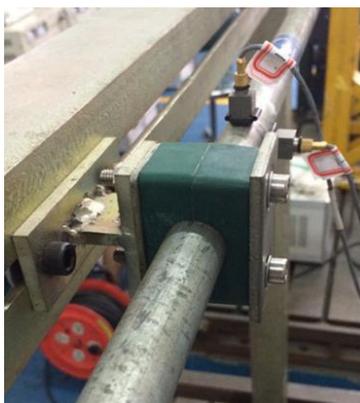


图 3.1 卡箍

3.2 卡箍刚度对管道模态影响

3.2.1 仿真分析

在试验中，由于卡箍刚度不容易测量，而且每次将卡箍安装到管道上，需要对卡箍螺丝松紧，卡箍阻尼材料每次变形程度不能控制，所以不能够控制每次卡箍的刚度都一致。所以采用 APDL 仿真分析更有利于分析卡箍刚度对管道模态影响，由于卡箍刚度、数量和位置都会对管道模态产生影响，本节研究卡箍刚度对管道模态影响，首先控制数量和位置变量，采用单卡箍施加在管道 PIPE2 第二个管单元末端关键点处，如图 3.2 所示。

APDL 仿真分析步骤：

- (1) 利用第二程序建模；

(2) 通过界面操作找到所要施加约束位置的节点号，管道 PIPE2 第二个管单元末端关键点节点号为 18；

(3) 在预处理模块使用 psprng 弹簧单元，设置施加节点，使用平动刚度 tran，设置刚度大小分别为，分别在 X、Y、Z 三个方向添加长度为 0.1m 的弹簧。

(4) 利用模态分析程序进行计算。改变刚度大小为 10^4N/m ， 10^5N/m ， 10^6N/m ， 10^7N/m ， 10^8N/m ， 10^9N/m ， 10^{10}N/m ，分别计算。

```
! /PREP7
```

```
! psprng,18,tran,1e+5,0.1
```

```
! psprng,18,tran,1e+5,,0.1
```

```
! psprng,18,tran,1e+5,,,0.1
```

由于上一章分析得出，仿真分析前六阶具有较高精度。将卡箍不同刚度的前 6 阶管道振型固有频率计算结果用折线图 3.3 表示，显示其变化规律：

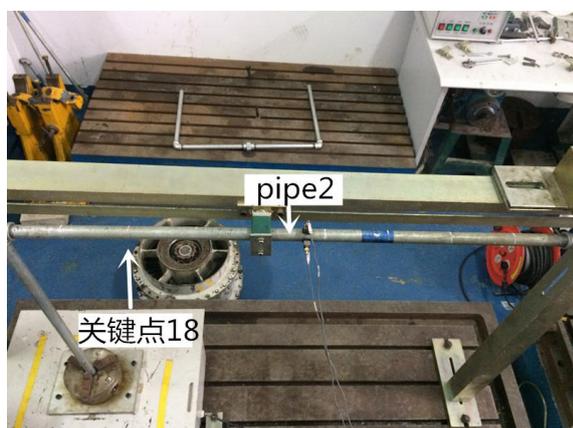


图 3.2 卡箍位置示意图

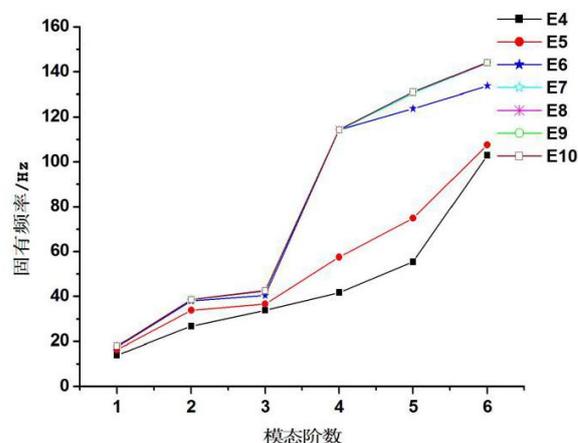


图 3.3 不同卡箍刚度管道模态变化图

由仿真结果可以得知，卡箍刚度从 10^4N/m 变化到 10^{10}N/m ，对管道系统基频影响不大。卡箍刚度从 10^4N/m 变化到 10^6N/m ，从第二阶到第十阶模态固有频率均有明显的增大。卡箍刚度从 10^7N/m 变化到 10^9N/m ，每阶固有频率变化很小。卡箍刚度从 10^9N/m 变化到 10^{10}N/m ，每阶固有频率都相同，说明卡箍刚度达到 10^9N/m 时，近似于固定约束。

3.2.2 试验验证

在管道 PIPE2 第二个管单元末端（关键点节点号为 18）处施加卡箍，采用第二章模态试验的方法，使用力锤敲击管道，通过模态分析系统 MAS 得到加速度的时域信号，再利用 ORIGIN 进行数据处理，得到这个卡箍位置的加速度频响函数。根据第二章模态试验结论可知，模态仿真分析前五阶固有频率具有较高的可靠性和精度，所以根据加速度频响曲线取管道前五阶固有频率，如图 3.5 所示。

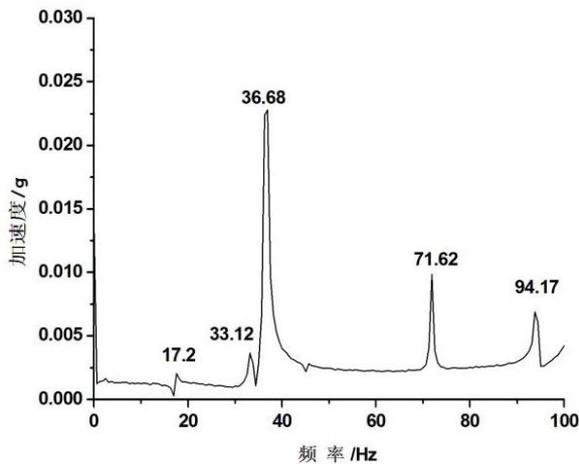


图 3.5 管道加速度频响函数

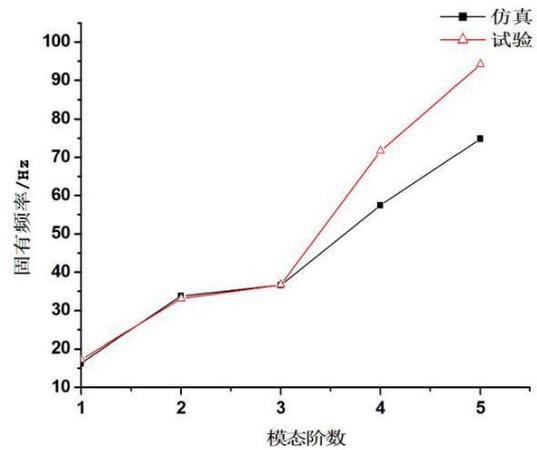


图 3.6 管道固有频率试验和仿真对比图

将当卡箍施加到关键点 18 处，卡箍刚度为 10^5N/m 时管道系统的前五阶固有频率仿真计算结果和模态试验管道系统前五阶固有频率对比，如表 3.1 所示：

表 3.1 管道系统前五阶固有频率试验和仿真对比

固有频率	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶
试验	17.2Hz	33.12Hz	36.68Hz	71.62Hz	94.17Hz
仿真	16.32Hz	33.78Hz	36.58Hz	57.47Hz	74.82Hz

如图 3.6 所示，试验和仿真管道系统的前五阶振型基本上重合，因此，可以估计试验所用卡箍刚度为 10^5N/m 。

3.3 卡箍位置对管道基频影响

3.3.1 仿真分析

上一节确定了卡箍刚度为 10^5N/m ，将卡箍视为弹性约束。本节分析一个卡箍在管道不同位置对管道基频的影响，在管道 PIPE2 和 PIPE3 上等间距的 12 个卡箍位置，如图 3.8 所示，依次施加弹簧约束 PSPRNG 计算管道模态，分析模态一阶振型。

APDL 仿真分析步骤：

- (1) 建模，利用第二程序建模，并在预处理时，施加弹簧单元，设卡箍刚度为 10^5N/m ；
- (2) 利用模态分析程序求解，每求解弹簧单元在一个卡箍位置管道的模态后，需要在预处理模块删除原卡箍位置的弹簧单元，在新的卡箍位置重新施加弹簧单元，再求解。
- (3) 保存文件，进入通用后处理模块，创建 txt 文件 MODAL，将每次模态计算结果列表输出到 MODAL 文件中。

将不同约束位置的管道模态计算结果的基频挑选出来，在不同关键点处约束管道基频变化情况，如图 3.7 所示：

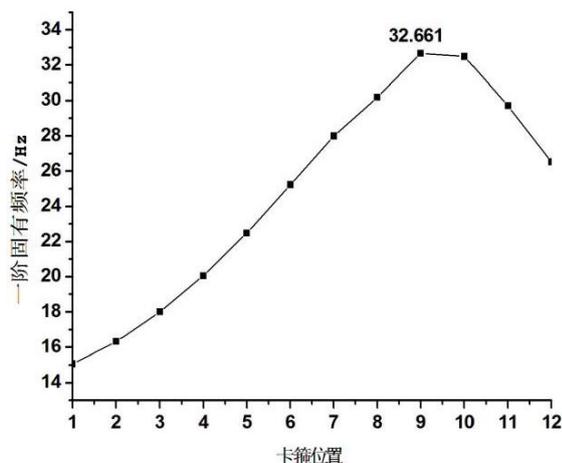


图 3.7 仿真不同卡箍位置基频变化图

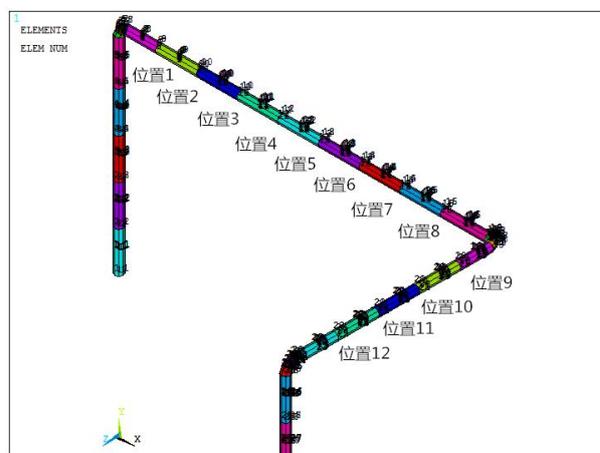


图 3.8 卡箍位置示意图

从图 3.7 中来看，管道基频随关键点序号（卡箍位置）先增大，再减小，存在峰值，即最优位置。通过模态仿真计算分析，可以找到提高管道基频的最优位置，即卡箍 9 位置（关键点 20），其在管道 PIPE3 上的节点号为 38。

3.3.2 试验验证

在管道 PIPE2 和 PIPE3 上等间距的 12 个卡箍位置，分别施加一个卡箍，采用第二章模态试验的方法，使用力锤敲击管道，通过模态分析系统 MAS 得到加速度的时域信号，再利用 ORIGIN 进行数据处理，得到各个卡箍位置的加速度频响函数，拾取每个卡箍位置管道系统一阶固有频率。

将不同约束位置的管道模态的基频挑选出来，在不同卡箍位置管道基频变化情况，如图 3.9 所示：

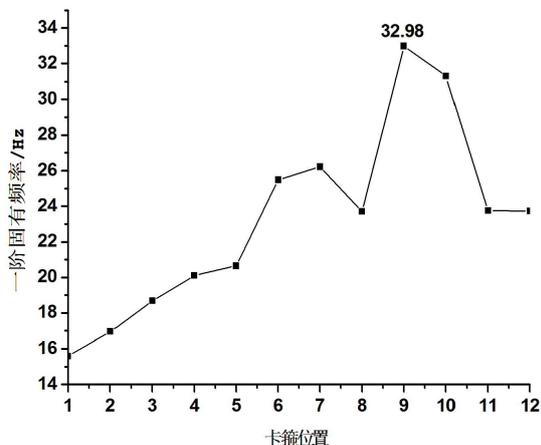


图 3.9 试验不同卡箍位置基频变化图

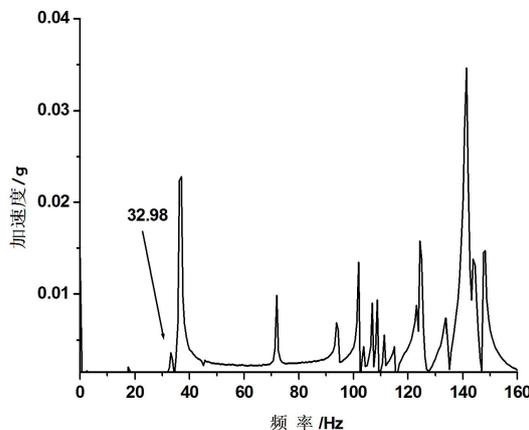


图 3.10 卡箍位置 9 管道的频响函数图

从图 3.9 中可以看出，管道系统第一阶固有频率随卡箍位置变化，先增加，在卡箍 7 位置出现极值，然后在卡箍 8 位置后减小，在卡箍位置 9 达到最值，然后减小。提高管道基频最优点在卡箍 9 位置，与仿真结果一致。图 3.10 为卡箍位置 9 的管道加速度频响曲线，从中看出卡箍位置 9 基频为 32.98Hz，验证了上述结论。在卡箍 8 位置出现反常点，这与基频的识别和拾取存在误差导致。

3.4 卡箍数量对管道基频的影响

上一节得到一个结论，当卡箍刚度达到 10^9N/m 时，卡箍在这个管道系统上近似为固定约束。当卡箍约束视为固定约束时，可以用 APDL 求解模块使用 *DO 循环语句，在管道系统不同卡箍位置施加固定约束，求解管道系统的模态。当卡箍约束为固定约束时，利用 APDL 循环语句实现多卡箍在管道不同位置约束，仿真分析管道最大基频变化情况。这一小节讨论在管道系统分别施加 2 个卡箍、3 个卡箍、4 个卡箍、5 个卡箍，在 32 个关键点位置排列组合，计算每种组合的模态，得到该卡箍数量下管道最大基频。对于施加 5 个卡箍在管道不同位置共有 201376 种情况，如果不使用 APDL 嵌套循环语句，就需要加载、求解和保存 201376 个文件，几乎是不可能完成的。若施加固定约束，只需要更改一次程序，计算一次，自动保存到文件中，体现出了 APDL 程序的优势。

三卡箍 APDL 仿真分析步骤：

(1) 利用第二三章程序建模；

(2) 利用模态分析程序，因为本节讨论卡箍数量对基频影响，所以只计算模态一阶固有频率。在求解模块，定义三个变量 I, J, K ，分别代表三个卡箍，使用三个嵌套循环，从关键点 2,3,4 开始分别施加固定约束（关键点 1 为管系端点），每改变一个卡箍位置就计算管道模态一次，再删除该关键点约束，进行下一位置组合的管道模态计算，最后执行完三个卡箍在关键点 30,31,32 的计算后，结束循环。

! *DO,I,9,23	! DK,J,UZ
! DK,I,UX	! *DO,K,J+1,23
! DK,I,UY	! DK,K,UX
! DK,I,UZ	! DK,K,UY
! *DO,J,I+1,23	! DK,K,UZ
! DK,J,UX	! ALLSEL,ALL
! DK,J,UY	! SOLVE

```
! DKDELE,K,ALL
```

```
! *ENDDO
```

```
! DKDELE,J,ALL
```

(3) 保存文件，进入通用后处理模块，创建 txt 文件 MODAL-kagu3，将每次模态计算结果列表输出到 MODAL-kagu3 文件中。

```
! /POST1
```

```
! *create,outctrl,txt
```

```
! /output,MODAL,txt
```

```
! SET,LIST
```

```
! *ENDDO
```

```
! DKDELE,I,ALL
```

```
! *ENDDO
```

```
! /output
```

```
! *end
```

```
! /input,outctrl,txt,,append
```

(4) 数据处理，由于 APDL 在通用后处理器寻找变量极值时，需要定义数组找最值，但是模态计算数据太多，数组不够存储。可以通过 EXCEL 打开 txt 文件 MODAL-kagu3，使用排序操作就可以得到三个卡箍在管道不同位置约束的管道基频最大值。将 2 个卡箍、3 个卡箍、4 个卡箍、5 个卡箍对应管道基频最大值用曲线表示如图 3.11:

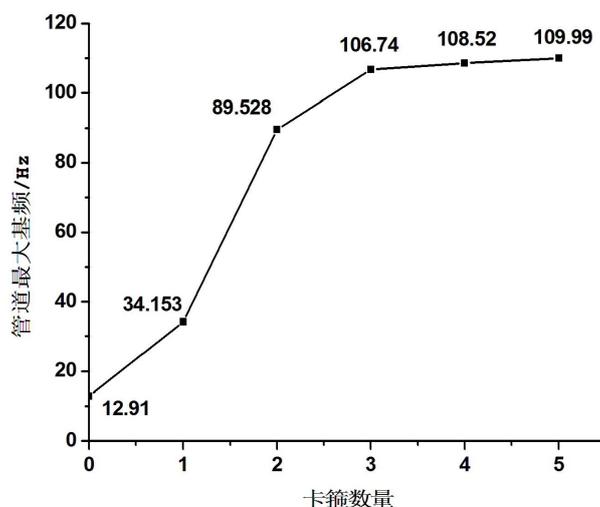


图 3.11 不同卡箍数量管道基频变化图

从图 3.11 中可以看出卡箍数量对管道基频的影响，管系一阶固有频率随卡箍数量增加而增大，两个卡箍对管道基频影响最大。卡箍数量增加到三个时，卡箍数量对管道基频影响不大。提高本文管道系统基频最佳卡箍数量为两个。

3.5 本章小结

本章讨论了卡箍刚度、卡箍位置和卡箍数量对管道模态的影响，为管道系统抗共振设计提供了依据，使管道系统一阶固有频率远离外界激振源的激励频率。通过施加一个卡箍在位

置 2，计算管道模态并试验验证，得到本文采用卡箍刚度为 10^5N/m 。卡箍刚度为 10^5N/m 时，属于弹性约束，分析单个卡箍在管道不同卡箍位置对管道基频的影响，对基频影响最大的点在位置 9（关键点 20）。改变卡箍刚度，分析管道模态，当卡箍刚度达到 10^9N/m 时，近似于固定约束，分析卡箍数量对管道基频的影响，在管道系统分别施加 2 个卡箍、3 个卡箍、4 个卡箍、5 个卡箍，得出施加 2 个卡箍时对管道基频影响最大。

第四章 卡箍对飞机管道系统振动响应特性分析

4.1 引言

本章将进一步讨论管道系统在基础激励作用下，通过仿真和试验的方法分析管道系统的振动响应。采取卡箍布局优化的方法进行减振设计，抑制管道系统振动响应。分别讨论了一个卡箍、两个卡箍和三个卡箍减振的最优位置，并进行仿真分析和试验验证。

4.2 单卡箍管道最优位置仿真分析

目前多数管道卡箍安装位置都是根据经验由人工现场确定，卡箍刚度、数量、位置的确定都具有很大的随机性^[27]。不同的管道系统，由于质量、刚度和约束条件等发生改变，改变了管道系统的模态，所以卡箍优化最佳位置也就不同。因此，需要对管道系统卡箍位置优化给出一般性的方法，鉴于 APDL 的优势，可以使用程序命令循环语句和可修改性，使管道系统卡箍位置优化仿真分析具有一般性。

4.2.1 谐响应分析

谐响应分析是用于求解线性结构在受到一个或多个同频率随时间变化按正弦（简谐）变化的载荷作用下稳态响应的一种技术。

设激励为 $\{F(t)\} = \{F_c\} \sin(\Omega t)$ ，则管路系统的动力学方程为：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [M]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F_c\} \sin(\Omega t) \quad (4-1)$$

式中， $\{F_c\}$ 为节点激励向量， Ω 为激励频率。非齐次方程的通解包括两个部分：齐次方程的通解和非齐次方程的特解。一般求解时主要关注方程的特解，采用复指数法进行特解的求解，得到稳态响应。先将 $\{F_c\} e^{j\Omega t}$ 代替方程（4-1）中 $\{F_c\} \sin(\Omega t)$ ，得到：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [M]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F_c\} e^{j\Omega t} \quad (4-2)$$

假设方程的解为 $\{u\} = \{u_c\} e^{j\Omega t}$ ，代入方程中，得到谐响应分析的动力学方程：

$$(-\Omega^2 [M] + i\Omega [C] + [K])\{u_c\} e^{j\Omega t} = \{F_c\} e^{j\Omega t} \quad (4-3)$$

两边同时消去 $e^{j\Omega t}$ ，得到谐响应分析动力学方程：

$$([K] + i\Omega [C] - \Omega^2 [M])\{u_c\} = \{F_c\} \quad (4-4)$$

本文采用完全法，该方法采用完整的系统矩阵计算谐响应，矩阵可以是对称的或非对称的。求解这个方程，用复数运算直接求解方程：

$$[K_c]\{u_c\} = \{F_c\} \quad (4-5)$$

式中， $[K_c] = [K] + i\Omega[C] - \Omega^2[M]$ 。求解得到复位移后，用下列公式计算每一个自由度的位移幅值和相位：

$$u_{\max} = \sqrt{u_r^2 + u_i^2} \quad (4-6)$$

$$\phi = \arctan \frac{u_i}{u_r} \quad (4-7)$$

式中， u_r 、 u_i 为该自由度的实部和虚部。

管道系统具有系统阻尼，需要考虑系统阻尼对系统响应的影响，阻尼矩阵为：

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] + \sum_{k=1}^{N_c} [C_k] \quad (4-8)$$

式中， $[C]$ 为总体结构阻尼矩阵， α 为质量矩阵乘子， $[M]$ 为总体结构质量矩阵， β 为刚度矩阵乘子， $[K]$ 为总体结构刚度矩阵， $[C_k]$ 为单元阻尼矩阵， N_c 为给定阻尼的单元个数。

4.2.2 管道系统阻尼系数计算

本节采用比例阻尼，用瑞利阻尼形式建立阻尼矩阵。瑞利阻尼形式为：

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (4-9)$$

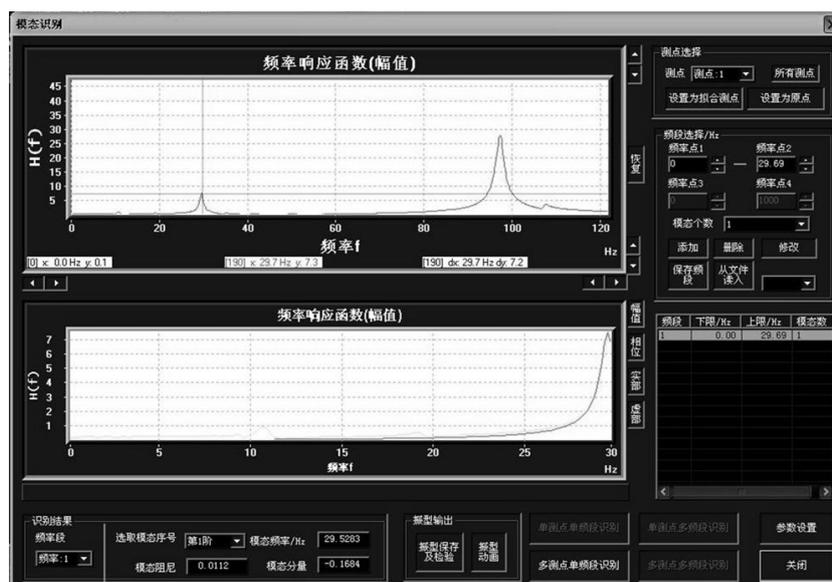
式中，

$$\alpha = 2 \left(\frac{\xi_2}{\omega_2} - \frac{\xi_1}{\omega_1} \right) / \left(\frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2} \right) \quad (4-10)$$

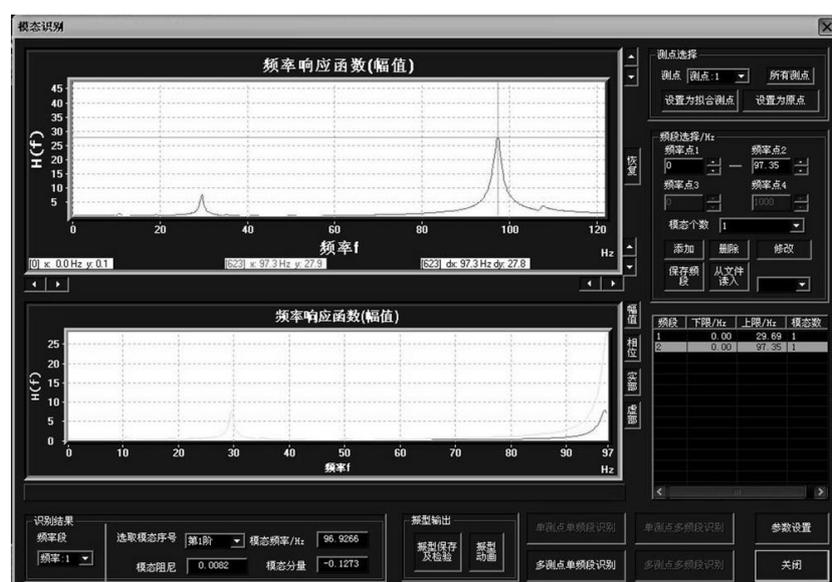
$$\beta = 2(\xi_2\omega_2 - \xi_1\omega_1) / (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (4-11)$$

其中， ξ_1 、 ξ_2 为阻尼系数； ω_1 、 ω_2 为固有频率。

利用航空器结构振动与故障诊断系统中的模态分析系统 MAS 来分析第二章管道系统两端固定约束时的模态数据，如图 4.1 所示。采用多测点单频段识别 Y 方向两个相邻共振峰值对应的固有频率和模态阻尼得： $\omega_1=29.7$ ， $\omega_2=97.35$ ， $\xi_1=0.0112$ ， $\xi_2=0.0082$ ，代入到公式 4-10 和 4-11 中计算得到管道的阻尼系数： $\alpha=0.57$ ， $\beta=1.083 \times 10^{-4}$ 。



(a) 一阶模态识别



(b) 二阶模态识别

图 4.1 两端固支管道 Y 向频响函数图

4.2.3 仿真分析

使用 FULL 方法分析管道系统在基础激励作用下的响应，分析过程为建模、加载并求解和查看结果和后处理。由第二章仿真结论可知，在外界激励频率为 100Hz 时，管道振型影响最大，振型沿 Y 方向变化最明显。因此，使用谐响应分析在 100Hz 激励下，管道的振动响应情况。由第三章结论可知，本试验使用卡箍刚度为 10^5N/m ，为弹性约束，不能视为固定约束。因此，需要在 APDL 程序前处理中，添加弹簧单元，分别固定在管道 PIPE2 和 PIPE3 等间距的 12 个卡箍位置。通过谐响应分析出不同卡箍位置，管道系统的振动响应最大值。

APDL 仿真分析步骤：

(1) 建模，利用第二程序建模；

(2) 施加弹簧单元，在前处理模块设置弹簧，固定到管道节点上。每计算一个卡箍位置的谐响应后，删除该关键点处弹簧单元，在下一卡箍位置再次施加弹簧单元。

(3) 加载并求解，在求解模块，设置分析类型为谐响应分析，固定管道系统两端，在管道系统一端，即关键点 1 处施加位移为 0.4mm 的 Y 向基础激励，限制其它自由度。设置使用 FULL 法分析，强制频率范围为 100Hz，加载步数为 1。设置管道系统阻尼系数 $\alpha=0.57$ ， $\beta=1.083*10^{-4}$ ，求解。

! /SOLU	! HROPT,FULL
! ANTYPE,HARMIC	! HARFRQ,100,100
! Dk,34,ALL	! NSUBST,1
! DK,1,UX	! KBC,1
! DK,1,UY,0.0004,,1	! ALPHAD,0.57
! DK,1,UZ	! BETAD,1.083e-4
! DK,1,ROTX	! OUTRES,ALL,1
! DK,1,ROTY	! ALLSET,ALL
! DK,1,ROTZ	! SOLVE

(4) 查看结果和后处理，在时间后处理模块，定义变量，使用*DO 循环语句将每个节点的 Y 向位移存入变量中，再通过变量比较，输出最大位移到 EXTREM 文件。

! /POST26	! J2=J+2
! NUMVAR,200,	! J3=J+68
! FILE, , ,	! J4=J3-1
! *DO,I,0,66	! LARGE,J3,J1,J2,J4
! I1=I+1	! *ENDDO
! I2=I+2	! *create,outctrl.txt
! NSOL,I2,I1,U,Y,UY	! /output,extrem,txt,,append
! *ENDDO	! EXTREM,133
! *DO,J,1,65	! /output
! J1=J+1	! *end

! /input,outctrl,txt,,append

(5) 数据处理，将卡箍在管道不同位置时管道谐振的位移最大值用曲线连接起来，如图 4.2 所示：

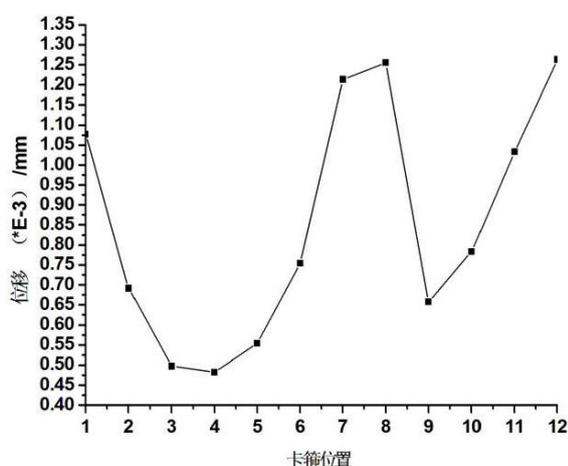


图 4.2 仿真不同卡箍位置管道最大响应

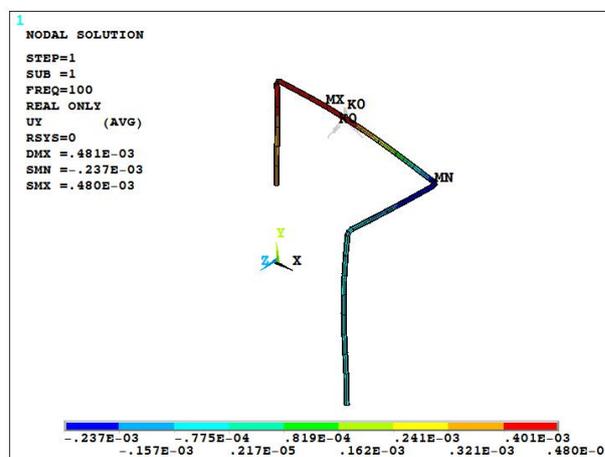


图 4.3 卡箍位置 4 管道振型

从仿真结果分析，一个卡箍施加在管道卡箍位置 4 处的减振效果最好，卡箍施加在卡箍 4 处振型如图 4.3 所示。卡箍 8 处振动响应最大，避免在卡箍 8 附近施加卡箍。

4.3 单卡箍管道最优位置试验验证

4.3.1 试验方案

(1) 试验目的：通过振动台施加一个 100Hz 垂直 (Y 向) 正弦激励，使管道系统产生共振。通过管道上不同测点的加速度比较，确定不同卡箍位置测点振动加速度最大值，找到使管道振动响应最小的卡箍位置。

(2) 试验仪器：上海鲁轩振动试验机 ZDLX-ATP (如图 4.4)，B&K 4508 压电式加速度传感器，电涡流传感器，卡箍，美国 NI USB-9234 数据采集器，装有数据采集系统的计算机。

(3) 预实验：验证振动台的激励是否为正弦激励，通过位移传感器，使用电涡流法，应用旋转机械振动测试与诊断软件测量振动台时域信号的位移响应，并确定振动台基础激励的位移量为 0.4mm。由图像分析可知，振动台激励信号为正弦激励，如图 4.5 所示。



图 4.4 上海鲁轩振动试验机

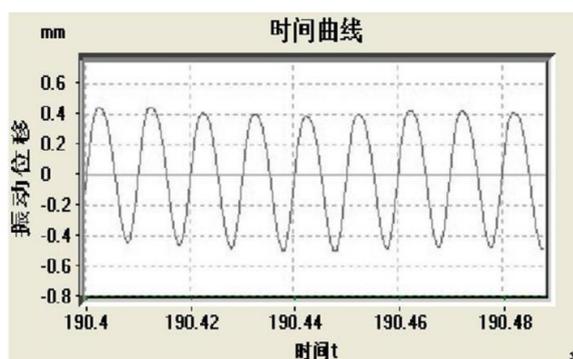


图 4.5 正弦激励信号

(4) 试验过程：从仿真分析中可知，管道振动响应最大点在管道 PIPE2 卡箍位置 4 上，最小点在 PIPE3 卡箍位置 8 上。因此，在管道 PIPE2 上布置 4 个加速度传感器，如图 4.6 所示，测量管道振动响应最大值。在管道 PIPE3 上布置一个传感器，测量管道振动响应最小值，验证仿真结果。利用四度振动台对管道系统一端施加 100Hz 位移量为 0.4mm 的正弦激励，管道系统另外一端固定。在管道 PIPE2 和 PIPE3 上的 12 个等间距的卡箍位置，分别用卡箍约束，开启振动台，利用旋转机械振动测试与诊断软件记录各个测点的加速度响应，如图 4.7 所示。

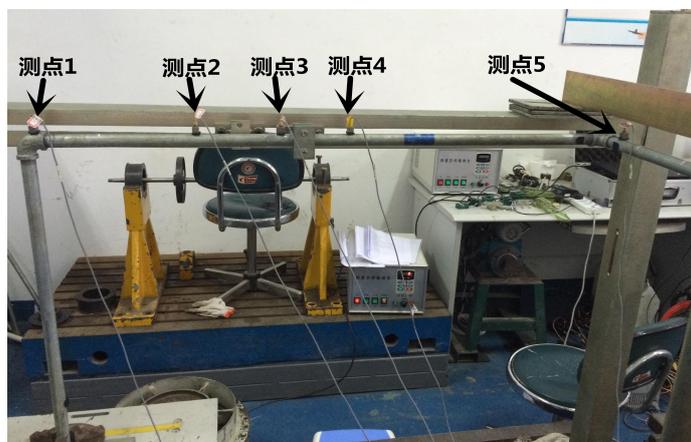


图 4.6 加速度传感器测点示意图

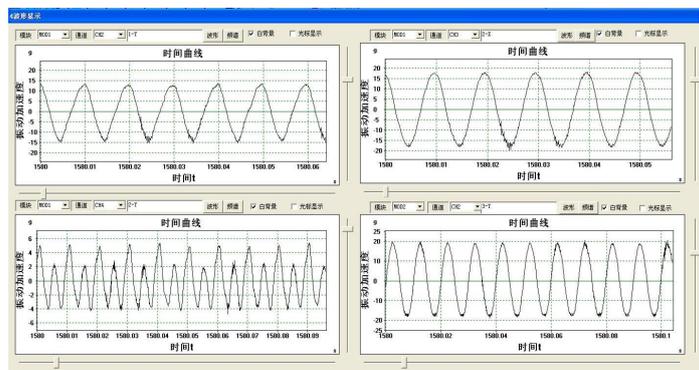


图 4.7 加速度信号采样图

4.3.2 试验结果分析

将管道 PIPE2 和 PIPE3 上 12 个卡箍位置依次施加卡箍后得到的谐响应信号分析,把卡箍在不同位置约束时,测点 1、测点 2、测点 3、测点 4 和测点 5 的加速度进行比较后,取最大值为卡箍在该位置的管道最大响应。然后比较卡箍在这 12 个位置的管道最大响应,如图 4.8 所示,对比分析出卡箍减振效果最好的位置。

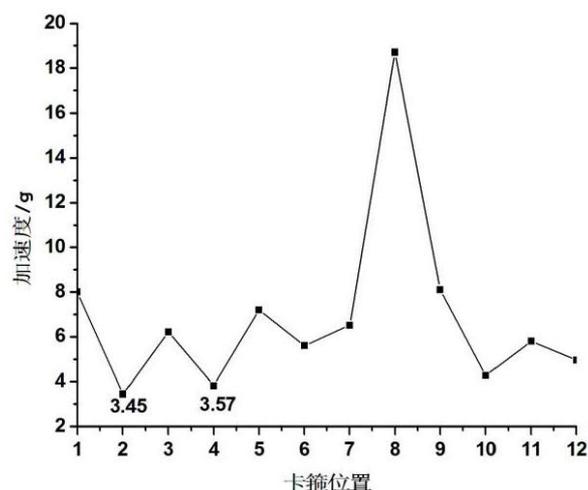
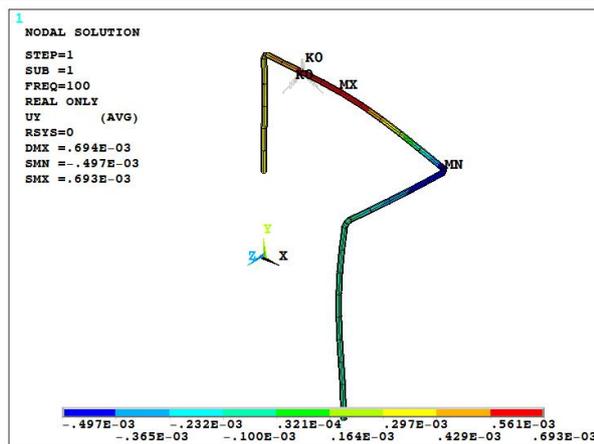


图 4.8 试验不同卡箍位置管道最大响应图

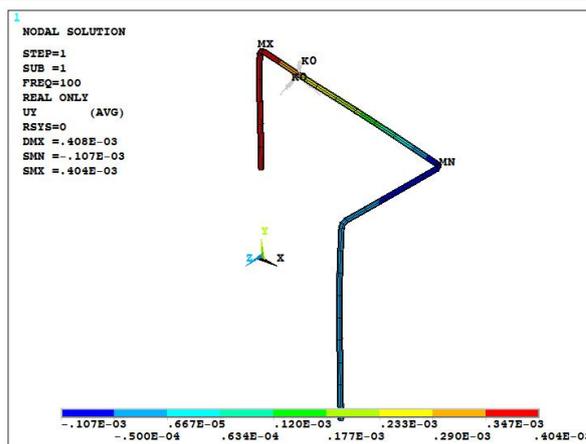
从图 4.8 中分析,卡箍在卡箍位置 2、4 两个位置,管道系统加速度响应最小,减振效果最好;在卡箍位置 8 处,管道系统加速度响应最大,应避免在这个位置施加卡箍。

4.3.3 试验结果与仿真结果对比

卡箍在位置 2 的振型如图 4.9 所示,根据仿真分析卡箍刚度为 10^5N/m 时,测点 1 加速度响应应该比测点 2 加速度响应小,卡箍刚度为 $3\times 10^5\text{N/m}$ 时,测点 1 加速度响应应该比测点 2 加速度响应大。由试验结果可知,测点 1 加速度响应幅值为 2.78g ,测点 2 加速度响应幅值为 1.99g ,测点 1 加速度响应比测点 2 加速度响应大,如图 4.10 所示。这说明卡箍刚度增大,比 10^5N/m 大,导致测点 1 响应比测点 2 大。所以,卡箍在位置 2 不是卡箍刚度为 10^5N/m 的最优位置,这是由于卡箍安装过紧,导致卡箍刚度变大。因此,造成了试验误差,卡箍安装过紧的情况还出现在位置 6、位置 7、位置 10、位置 11 和位置 12,而位置 5 和位置 9 情况相反,卡箍安装相对松了,卡箍刚度减小。

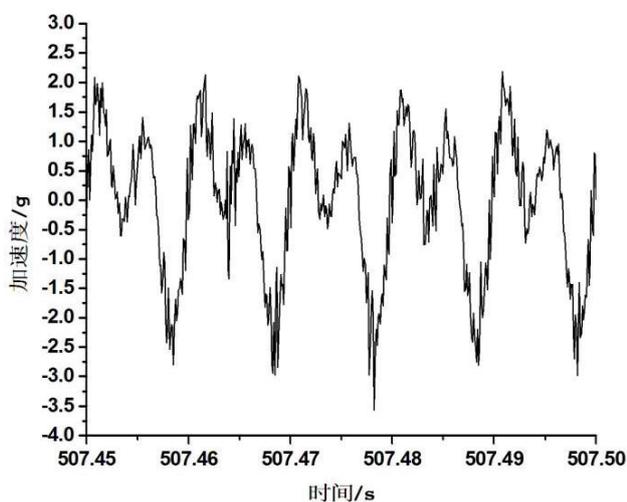


(a) 卡箍刚度为 10^5 N/m

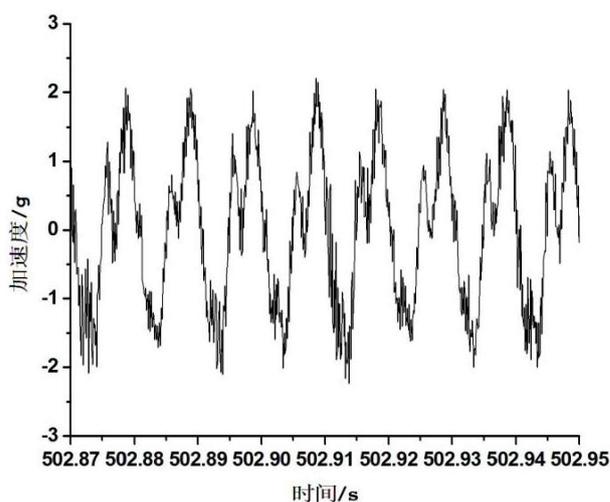


(b) 卡箍刚度为 3×10^5 N/m

图 4.9 卡箍位置 2 管道振型图



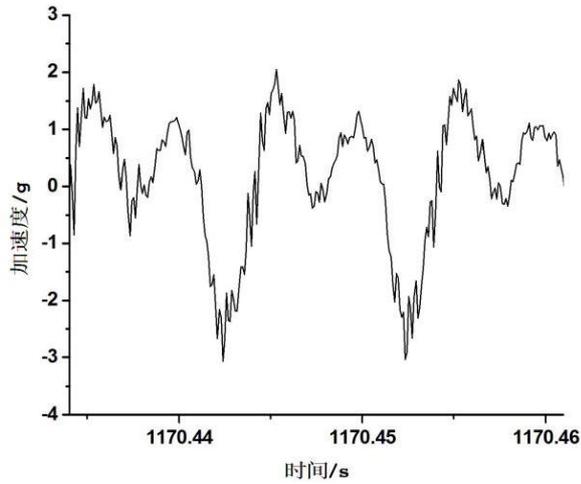
(a) 测点 1 加速度响应



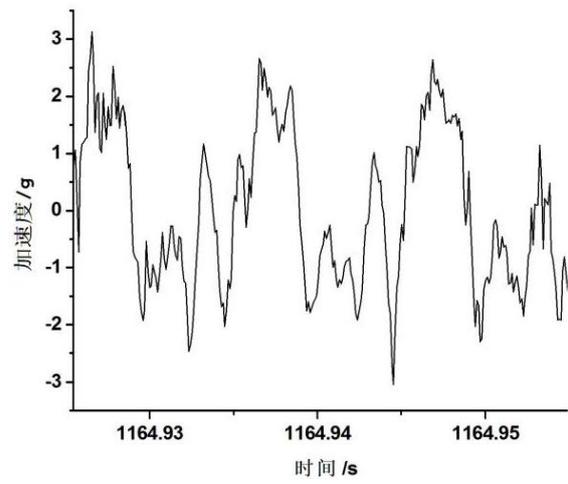
(b) 测点 2 加速度响应

图 4.10 卡箍位置 2 各测点加速度响应

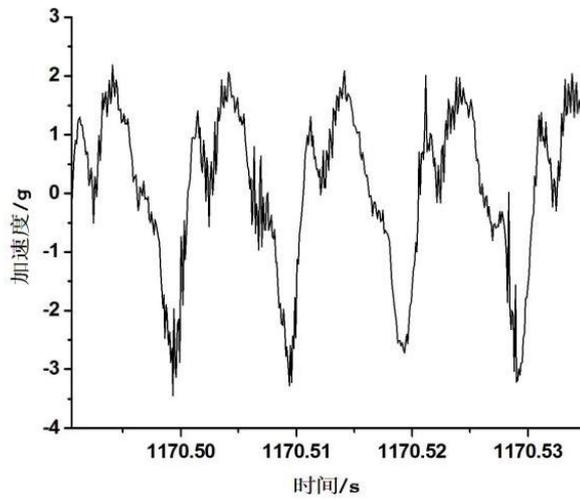
如图 4.3 所示，仿真分析卡箍在位置 4 时管道振型可知，测点 4 的响应最大，测点 3、测点 2、测点 1 依次减小，且相差不大，测点 5 的响应最小。卡箍在位置 4 时，各个测点加速度响应如图 4.11 所示，测点 1 加速度为 2.87g，测点 2 加速度为 2.88g，测点 3 加速度为 3.11g，测点 4 加速度为 3.57g，测点 5 加速度为 2.09g，试验数据符合仿真分析，测点 4 加速度响应最大，验证了卡箍在位置 4 是卡箍优化最佳位置。



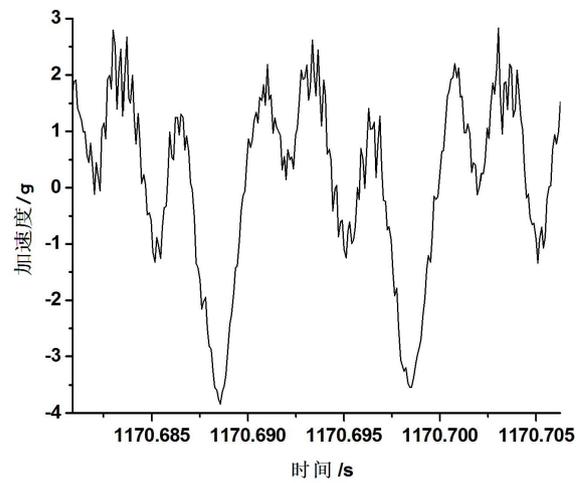
(a) 测点 1 加速度响应



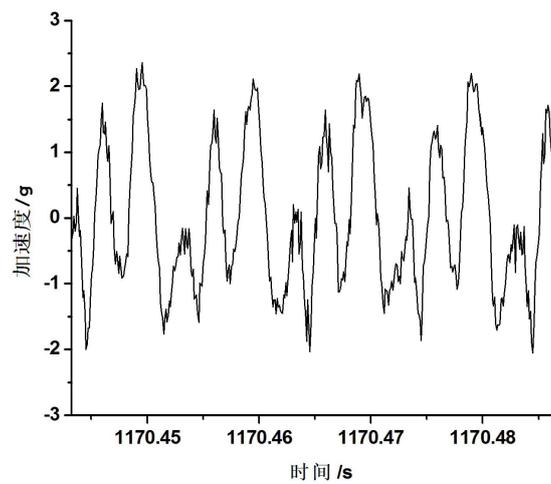
(b) 测点 2 加速度响应



(c) 测点 3 加速度响应



(d) 测点 4 加速度响应



(e) 测点 5 加速度响应

图 4.11 卡箍位置 4 各测点加速度响应

4.4 多卡箍管道最优位置仿真分析

4.4.1 两卡箍管道最优位置仿真分析

仿真分析在管道上施加两个卡箍，刚度为 10^5N/m ，属于弹性约束。在管道 PIPE2 和 PIPE3 上的 12 个位置排列组合，第一个卡箍位置组合为位置 1 和位置 2，最后一个卡箍位置组合为位置 11 和位置 12，共 66 种组合。计算每种组合下管道系统的最大响应，对比每种组合管道的最大响应，选出使管道振动响应最小的位置组合。

APDL 仿真分析步骤：

(1) 建模，利用第二程序建模；

(2) 施加弹簧单元，在前处理模块设置弹簧，固定到管道节点上。每计算一种组合管道系统的谐响应后，删除要改变位置的弹簧单元，在下一位置再次施加弹簧单元。

(3) 加载并求解，在求解模块，设置分析类型为谐响应分析，固定管道系统两端，在管道系统一端，即关键点 1 处施加位移为 0.4mm 的 Y 向基础激励，限制其它自由度。设置使用 FULL 法分析，强制频率范围为 100Hz ，加载步数为 1。设置管道系统阻尼系数 $\alpha=0.57$ ， $\beta=1.083 \times 10^{-4}$ ，求解。

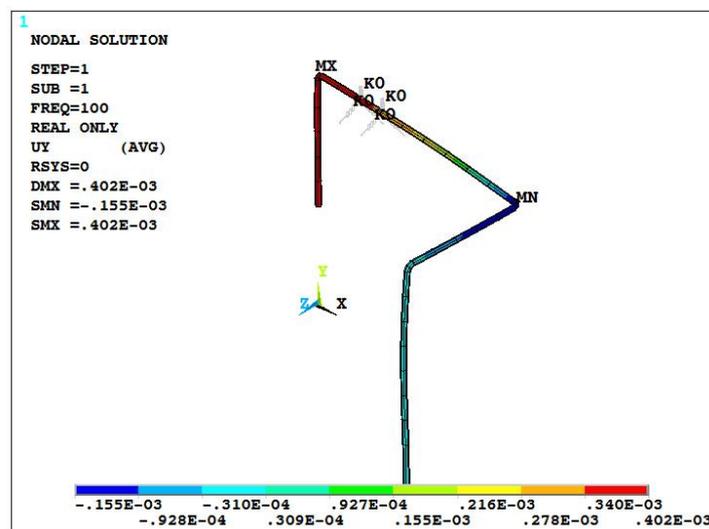


图 4.12 两卡箍最优位置管道振型图

在管道位置 2 和位置 3 各施加一个卡箍，振动振型如图 4.12 所示，管道系统振动位移响应最小，Y 向最大位移幅值为 0.402mm 。

4.4.2 三卡箍管道最优位置仿真分析

仿真分析在管道上施加三个卡箍，刚度为 10^5N/m ，属于弹性约束。在管道 PIPE2 和 PIPE3

上的 12 个位置排列组合，第一个卡箍位置组合为位置 1、位置 2 和位置 3，最后一个组合为位置 10、位置 11 和位置 12，共 220 种组合。计算每种组合下管道系统的最大响应，对比每种组合管道的最大响应，选出使管道振动响应最小的位置组合。

APDL 仿真分析步骤：

(1) 建模，利用第二程序建模；

(2) 施加弹簧单元，在前处理模块设置弹簧，固定到管道节点上。每计算一种组合管道系统的谐响应后，删除要改变位置的弹簧单元，在下一位置再次施加弹簧单元。

(3) 加载并求解，在求解模块，设置分析类型为谐响应分析，固定管道系统两端，在管道系统一端，即关键点 1 处施加位移为 0.4mm 的 Y 向基础激励，限制其它自由度。设置使用 FULL 法分析，强制频率范围为 100Hz，加载步数为 1。设置管道系统阻尼系数 $\alpha=0.57$ ， $\beta=1.083 \times 10^{-4}$ ，求解。

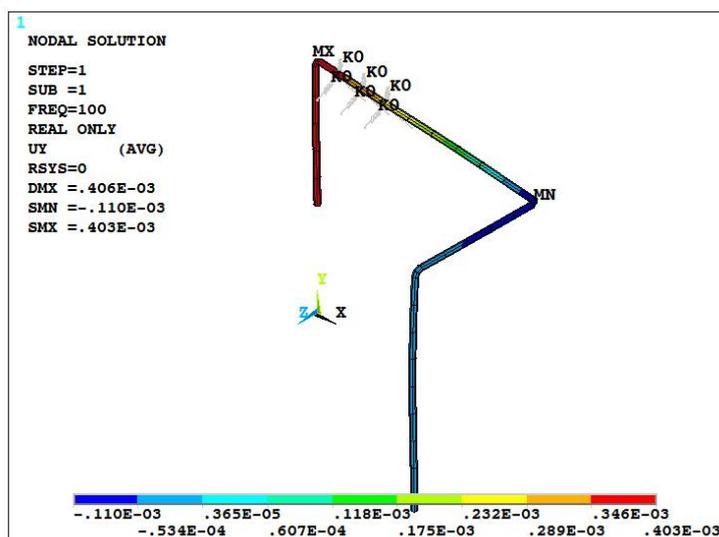


图 4.13 三卡箍最优位置管道振型图

在管道位置 1、位置 2 和位置 3 各施加一个卡箍，振动振型如图 4.13 所示，管道系统振动位移响应最小，Y 向最大位移幅值为 0.406mm。

4.4.3 结果分析

对比仿真分析结果，在管道系统不施加卡箍，施加一个卡箍，施加两个卡箍和施加三个卡箍时，管道系统振动最大位移响应分别为 1.4mm，0.481mm，0.402mm，0.406mm，如图 4.14 所示。

从图 4.14 可知，施加两个卡箍时管道系统振动响应最小，为 0.402mm，非常接近振动台的基础位移激励 0.4mm。对于这个管道系统最佳卡箍施加方式为在位置 2 和位置 3 施加卡箍。

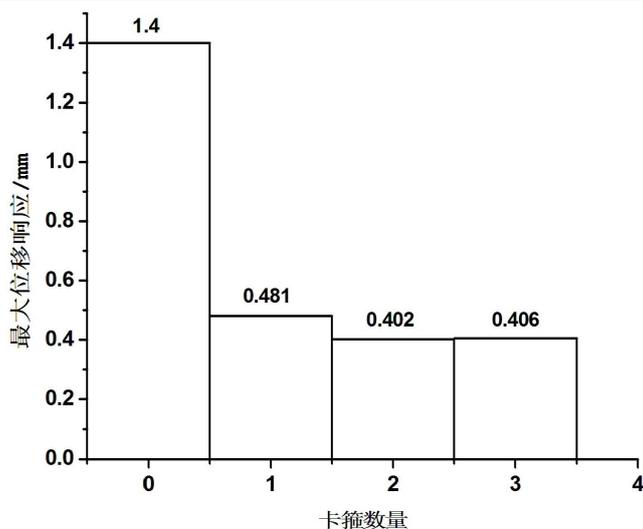


图 4.14 不同卡箍数量振动最大位移响应图

4.5 本章小结

本章在管道系统固有振动特性分析基础上，得到管道系统的阻尼系数，利用谐响应仿真分析了一个卡箍在管道上减振效果最优的位置，并通过振动试验验证，发现位置 4 是最优卡箍位置。然后仿真分析管道系统在不施加卡箍，施加一个卡箍，施加两个卡箍和施加三个卡箍时的管道系统振动最大位移响应，得出施加两个卡箍最佳，最优位置为位置 2 和位置 3。

第五章 总结与展望

5.1 研究结论

本文采用有限元编程和试验两种方法研究了卡箍对飞机管道系统固有振动特性和振动响应特性的影响。研究成果如下：

(1) 研究了管道系统的模态。基于有限元直管 pipe289 单元建立了管道系统模型，利用 ANSYS 软件计算了管道系统的模态。采用瞬态锤击法模态试验验证仿真的准确性，对比分析仿真计算和试验数据，得到管道系统前六阶固有频率的仿真计算具有较高准确度，并确定了对管道系统影响最大的激励频率为 100Hz，该阶振型主要沿 Y 方向变化。

(2) 研究了卡箍刚度对管道模态的影响。通过有限元仿真分析，不同卡箍刚度管道模态的变化，发现当卡箍刚度达到 10^9N/m 时，卡箍约束作用相当于固定约束。通过试验得到在卡箍在关键点 18（位置 2）处时管道系统前五阶固有频率，利用仿真分析对比，得到卡箍刚度为 10^5N/m 。

(3) 研究了卡箍对管道基频的影响。利用有限元仿真分析施加一个卡箍时卡箍位置对管道基频的影响，并通过模态试验验证，发现单卡箍在管道卡箍位置 9 时，提高管道基频最大。利用仿真分析，研究卡箍数量对管道基频的影响，发现提高管道基频最优数量为两个卡箍。

(4) 研究了一个卡箍在管道系统中的最优减振位置。利用管道模态试验，计算了管道系统的阻尼系数， $\alpha=0.57$ ， $\beta=1.083 \times 10^{-4}$ 。通过位移传感器，测量了振动基础位移激励幅值为 0.4mm。利用获得参数，通过 ANSYS 谐响应分析卡箍在管道系统中的最优减振位置为卡箍位置 4，避免在卡箍位置 8 处施加卡箍。利用振动台，完成管道系统在微小基础激励下的谐响应试验，分析试验数据，与仿真结果一致。

(5) 研究了卡箍数量对管道系统减振效果。通过 ANSYS 谐响应仿真计算管道系统在施加两个卡箍和施加三个卡箍时的管道系统振动最大位移响应，发现本文管道系统施加两个卡箍时振动响应最小，确定最佳施加卡箍位置是位置 2 和位置 3。

5.2 研究展望

上述为采用有限元编程和试验两种方法研究了卡箍对飞机管道系统固有振动特性和振动响应特性的影响主要工作和得到的结论。还有一些内容需要进一步研究：

(1) 卡箍刚度试验测定。确定卡箍刚度是施加弹性约束时的重要参数，影响到仿真分析

的准确性，需要一套完整的卡箍刚度试验测定方案。

(2) 卡箍位置的动力灵敏度分析。对于复杂管道系统，管道不同位置上卡箍对结构固有特性和动力特性影响不同。研究卡箍位置对管道系统动力学响应的影响程度，确定主要优化参数，使管道结构动力学优化更高效。

(3) 基于遗传算法的卡箍参数优化。通过设置卡箍阻尼、刚度、数量和布置位置的参数，优化管道系统振动响应，获得最优解集，提供多个最佳优化方案。

参考文献

- [1] 许锬俊.航空发动机导管结构完整性要求的初步研究[J].航空发动机,1994,6(3):53—62.
- [2] 《当代中国》编委会,当代中国的航空工业[M],中国社会科学院出版社,1987,10.
- [3] Fuller C R.The effects of wall discontinuities on the propagation of flexural waves in cylindrical shells[J].Journal of Sound and Vibration,1981,75(2):207-228.
- [4] Fuller C R,Fally F J. Characteristics of wave propagation and energy distributions in cylindrical elastic shells filled with fluid[J].Journal of Sound and Vibration,1982,81(4):501-518.
- [5] Fuller C R.Monopole excitation of vibrations in an infinite cylindrical elastic shells filled with fluid[J].Journal of Sound and Vibration,1984,96(1):101-110.
- [6] 李琳.发动机管路系统中流固耦合的程度.第八届航空发动机结构强度振动学术会议论文集.1996.
- [7] 张智勇,沈荣瀛,王强.充液管道系统的模态分析[J].固体力学学报,2001,22(2).
- [8] A.E.Vardy,D.Fan,A.S.Tijsseling.Fluid structure interaction in a T-piece pipe[J].Journal of Fluids and structure 1996,10:763-786.
- [9] A.S.Tijsseling,A.E.Vardy,Fluid-structure and interaction and transient cavitation tests in a T-piece pipe[J].Journal of Fluids and Structures,2005,20:753-762.
- [10] A.S.Tijsseling,A.E.Vardy.20 years of FSI experiments in Dundee,Proceedings of the Third M.I.T.Conference on Computational Fluid and Fluid and Solid Mechanics,Oxford,UK,Elsevier,2005,pp.1014—1017.
- [11] Xuebin L.Study on free vibration analysis of circular cylindrical shells using wave propagation[J].Journal of sound and vibration,2008,311(3):667-682.
- [12] 陈艳秋,朱梓根.基于遗传算法的航空发动机管路优化设计[J].航空动力学报,2002,17(4):421-425.
- [13] 姬贺炯,白长青,韩省亮.输流管道动力有限元建模及试验研究[J].应用力学学报,2013(003):422-427.
- [14] 邱明星.航空发动机管路系统振动和密封特性研究[D].北京航空航天大学博士论文,2014.
- [15] 李艳华,柳贡民,马俊.考虑流固耦合的典型管段结构振动特性分析[J].振动与冲击,2010,29(6):50-53.
- [16] J.Fang,G.J.Lyons. Structural damping of tensioned pipes with reference to cables [J]. Journal of Sound and Vibration,1996, 193 (4): 891-907.
- [17] 姜洋,何立东,伍伟.丙烷塔空冷器集管管道阻尼减振技术研究[J].石油化工设备技术,2011,32(2):19-24.
- [18] 周云,刘季.管道振动及其减振技术[J].哈尔滨建筑工程学院学报,1994,27(5):108-114.
- [19] G.H.Koo,Y.S.Park.Vibration reduction by using periodic supports in apiping system [J]. Journal of Sound and Vibration,1998,210(1):53-68.
- [20] 李琳.降低发动机管路振动的优化设计[J].航空动力学报,1995,10(2):151-154.
- [21] 黄益民,葛森,吴炜,虞跨海,何洁.不同支承刚度对输流管路系统动力学特性完整性影响[J].振动与冲击,2013.32(7):165-168.
- [22] 尹泽勇,陈亚农,卡箍刚度的有限元计算与试验测定[J].飞机设计,2008,第 28 卷,第 4 期.
- [23] 张洪信,赵清海等.ANSYS 有限元分析[M].北京:机械工业出版社,2008.3.
- [24] 尹志勇,钟荣,刘忠族.管路系统振动噪声控制技术现状与展望[J].舰船科学技术,2006,28(2):23-29.
- [25] 李鑫,王少萍.基于卡箍优化布局的飞机液压管路减振设计[J].振动与冲击,2013,32(1):14-20.
- [26] 贾志刚.航空发动机管路振动分析及调频研究[D].北京航空航天大学,2007.
- [27] 刘伟,曹刚,翟洪波,刘永寿等.发动机管路卡箍位置动力灵敏度分析与优化设计[J].航空动力学报,2012,第 27 卷,第 12 期.

致 谢

通过在导师陈果教授教研室半年多的学习生活，我对飞机管道卡箍的振动抑制技术深入学习，增长了见识，对学术研究有一定了解，是我本科四年学习的一次升华。陈果老师以严谨的学术态度和渊博的学识，对我整个论文研究的思路、论文框架安排和试验方案提了很多指导性意见，对论文修改和定稿也付出了大量时间和精力。此外，陈老师教导为人处世的哲理，让我受益颇丰。在此，谨向陈老师表达我最真诚的感谢和深深的敬意！

同时，还要感谢教研室刘彬彬和谢阶栋师兄，我经常和他们讨论试验中遇到的问题和软件学习中的疑难，他们尽心尽力给了我很多学习方面的指导，给了我很多启发。他们求真务实的作风和助人为乐的品格，给我留下了深刻的印象，是我学习的榜样。在此，祝愿他们硕士研究生的学习生活顺利，取得好成绩。

南航永远是我们的家园，给我提供了良好的学习生活环境，创造了锻炼提高个人综合素质的平台。在此，感谢学校、学院的领导和老师给予我的帮助！

最后，感谢支持、理解和关心我的家人，他们给我无私的关怀和鼓励，是我在人生成长道路上前进动力的源泉。是他们的付出让我得以健康成长，在此，向我的家人表达我最真挚的祝福！