



同濟大學  
TONGJI UNIVERSITY

## 硕士学位论文

(专业学位)

# 自平衡式电涡流惯容系统的设计 及实验研究

资助项目：国家自然科学基金

(编号：51778490)

政府间国际科技创新合作重点专项

(编号：2016YFE0127600)

姓 名：张昕宇

学 号：1530665

所 在 院 系：土木工程学院

学科门类或

专 业 学 位：工程

专 业 领 域：建筑与土木工程

指 导 教 师：薛松涛

二〇一八年六月



同濟大學  
TONGJI UNIVERSITY

A thesis submitted to  
Tongji University in conformity with the requirements for  
the degree of Master of Engineering

**Design and Experimental Study of Self-balanced  
Eddy Current Inerter System**

Supported by National Natural Science Foundation of China  
(Grant No: 51778490)

Supported by Key Program for International S&T Cooperation  
Projects of China (Grant No: 2016YFE0127600)

Candidate: Zhang Xinyu

Student Number: 1530665

College/Department: College of Civil Engineering

Discipline Category: Engineering

Major: Architecture and Civil Engineering

Supervisor: Xue Songtao

June, 2018

自平衡式电涡流惯容系统的设计及实验研究

张昕宇

同济大学

---

## 学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版本；学校有权保存学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

## 同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月



## 摘要

传统的金属耗能、粘滞阻尼器等具有易漏油、不易安装养护、跟换较难等缺点,本文研究了一种能够应用于快速抗震加固纯拉力系统的自平衡式电涡流惯容系统,其具有安装快速方便、速度放大效果好、耗能效果佳、阻尼易于调节、耐久性好、自平衡等优点,在结构消能减震及振动控制领域中具有巨大潜力和应用价值。

本文通过理论分析、试验研究、参数识别和数值模拟,对新型自平衡式电涡流惯容系统进行了设计和性能验证。本文的主要研究内容如下:

(1) 阐述了惯容器和电涡流阻尼器的研究现状和背景,提出了将电涡流惯容系统运用到快速地震震后恢复策略的纯拉力系统中,由此提出将左右正反牙丝杆运用到新型电涡流惯容系统设计中使之具有自平衡性能,对新型电涡流惯容系统进行了概念设计。

(2) 对自平衡式电涡流惯容系统转动方向和轴线方向上的受力进行了分析,证明了左右正反牙丝杆的设计能够获得相比普通螺纹丝杆旋转式电涡流阻尼器两倍的电涡流放大效应,并且使导体盘和磁体盘能够共同发挥惯容器效应;根据参数要求和自平衡要求,对自平衡式电涡流惯容系统的模型进行了细部设计,并按使用不同丝杆类型的方案制作出了两套实物模型。

(3) 针对电涡流惯容系统实物模型设计了试验方案和试验装置,进行了四种不同工况下的缩尺框架单自由度自由振动试验,提出了针对不同工况的简化等效物理模型;通过对实验结果反推结构总质量与计入表观质量的理论值进行比较,验证了该电涡流惯容系统的自平衡性能良好,惯容效应的折减极小;并且通过对数衰减法对各种工况下的阻尼按速度相关的粘滞阻尼等效进行计算,定性判断了电涡流阻尼系数随气隙减小而增大。

(4) 基于试验结果对简化物理模型进行了修正,引入库伦阻尼建立非线性运动方程,基于非线性物理模型对试验结果进行了参数识别,并使用参数识别结果进行了数值模拟对比实验结果,证明了非线性物理模型数值模拟结果能够良好贴合实验结果,并使用非线性物理模型对各种工况进行了数值模拟,对各工况的模拟参数进行比较,得到了不同工况下电涡流惯容系统的具体物理模型和各耗能单元的具体参数,研究了不同丝杆对电涡流阻尼系数不同的放大能力、电涡流阻尼系数随气隙变化的衰减特性,证明了自平衡式电涡流惯容系统具有良好的耗能能力和自平衡能力。

---

**关键词：**电涡流、惯容器、自平衡、纯拉力系统、阻尼系数、自由振动试验、参数识别、数值模拟





## ABSTRACT

Due to the fact that conventional metal energy dissipation, viscous dampers and so on have some shortcomings such as oil spill, hard to install、 maintain and change, we investigated a kind of self-balanced eddy current inerter system which can be applied to the field of tension-only system. This damping has many advantages such as Non-contact, easy installation, good energy-saving effect, easy to adjust the damping, durability, self-balanced and so on, which has great potential and application value in the field of structure of energy dissipation and vibration control.

In this paper, through theoretical analysis, experimental research, parameter identification and numerical simulation, the design and performance verification of this kind of self-balanced eddy current inerter system is carried out. The main contents and achievements of the paper are as follows:

(1) The research status and background of the inerter, the eddy current damper are expounded and applying the eddy current inerter system into the tension-only system for rapid seismic rehabilitation strategy by using positive and negative dental screw is proposed. The concept design of the new eddy current damper and the structural details needing attention are pointed out.

(2) The force in the direction of rotation and the axial direction of the self-balanced eddy current inerter system was analyzed to prove that the design of the positive and negative dental screw can double the amplification coefficient of traditional eddy current damper, and letting inerter effect of conduct dial and magnet dial work together. The model of the self-balanced eddy current inerter system was designed, and two kind of physical prototypes were created according to the schemes using different screw types.

(3) Experiment scheme and experiment equipment are designed to test this kind of eddy current inerter system. One-degree-of-freedom free vibration test of scaled frame under four different working conditions is conducted. By comparing the experimental results and theoretical values of the total mass of the structure, it is verified that the self-balancing performance of the eddy current inerter system is good, and the inerter effect reduction is very small. The logarithmic damping method is used to calculate the damping coefficient under various working conditions in order to

determine qualitatively the eddy current damping coefficient increases with decreasing air gap.

(4) Based on experimental results, the simplified physical model was modified, and frictional damping was introduced to establish the nonlinear equation of motion. And the modified physical model is used to identify the parameters of the test results. By comparing the numerical modeling result based on the results of the parameter identification and the experimental results, that modified physical model numerical simulation results can fit well with experimental results is proved. The specific parameters of each energy-consuming unit of eddy current inerter systems under different working conditions are achieved. It is proved that the self-balanced eddy current inerter system has good energy dissipation capability and self-balancing capability.

**Key Word:** eddy current, inerter, self- balanced, tension-only system, damping coefficient, free vibration test, parameter identification, numerical simulation

## 目录

|                                 |    |
|---------------------------------|----|
| 第 1 章 绪论.....                   | 1  |
| 1.1 选题背景.....                   | 1  |
| 1.2 惯容器研究进展.....                | 3  |
| 1.2.1 惯容器概念与原理 .....            | 3  |
| 1.2.2 惯容器相关研究 .....             | 4  |
| 1.2.3 现有惯容器种类 .....             | 5  |
| 1.2.3.1 齿轮齿条惯容器 .....           | 5  |
| 1.2.3.2 滚珠丝杠惯容器 .....           | 5  |
| 1.2.3.3 液力发生式惯容器 .....          | 6  |
| 1.3 电涡流阻尼器研究进展.....             | 7  |
| 1.3.1 电涡流阻尼原理 .....             | 7  |
| 1.3.2 电涡流阻尼相关现有研究与应用 .....      | 7  |
| 1.3.2.1 悬臂梁电涡流阻尼器 .....         | 7  |
| 1.3.2.2 径向电涡流阻尼器 .....          | 8  |
| 1.3.2.3 板式电涡流阻尼器 .....          | 8  |
| 1.3.2.4 电涡流 TMD 阻尼器.....        | 9  |
| 1.3.2.5 旋转式电涡流阻尼器 .....         | 10 |
| 1.4 中心消能构件纯拉力系统研究现状.....        | 11 |
| 1.5 本文研究内容.....                 | 13 |
| 第 2 章 自平衡式电涡流惯容系统设计.....        | 15 |
| 2.1 引言.....                     | 15 |
| 2.2 普通螺纹丝杆旋转式电涡流惯容系统受力分析.....   | 15 |
| 2.3 自平衡式电涡流惯容系统方案概念设计.....      | 16 |
| 2.4 自平衡式电涡流惯容系统转动方向自平衡受力分析..... | 18 |
| 2.5 自平衡式电涡流惯容系统轴线方向受力分析.....    | 19 |
| 2.5.1 电涡流惯容系统轴向简化物理模型 .....     | 19 |
| 2.5.2 电涡流阻尼力矩的理论计算 .....        | 20 |
| 2.5.2.1 电涡流阻尼力矩的常用计算方法 .....    | 20 |
| 2.5.2.2 电涡流阻尼力矩的简化算法 .....      | 22 |
| 2.5.3 电涡流惯容系统惯性力矩的理论计算 .....    | 24 |
| 2.5.4 丝杆轴线方向受力计算 .....          | 24 |
| 2.6 自平衡式电涡流惯容系统方案模型设计.....      | 26 |
| 2.6.1 丝杆设计 .....                | 26 |
| 2.6.1.1 梯形丝杆选型与设计 .....         | 27 |

|                                      |    |
|--------------------------------------|----|
| 2.6.1.2 滚珠丝杆选型与设计 .....              | 30 |
| 2.6.2 转盘与连接部设计 .....                 | 33 |
| 2.6.3 电涡流惯容系统模型组装 .....              | 36 |
| 2.7 本章小结.....                        | 37 |
| 第 3 章 自平衡式电涡流惯容系统试验研究.....           | 39 |
| 3.1 引言.....                          | 39 |
| 3.2 试验概况.....                        | 39 |
| 3.2.1 试验目的及思路 .....                  | 39 |
| 3.2.2 试验装置设计 .....                   | 39 |
| 3.2.2.1 自由振动框架设计 .....               | 39 |
| 3.2.2.2 惯容系统刚性工作平台设计 .....           | 43 |
| 3.2.2.3 实验装置安装 .....                 | 45 |
| 3.2.3 试验测量装置 .....                   | 46 |
| 3.2.4 试验变量及工况 .....                  | 47 |
| 3.3 试验等效为单自由度体系的物理模型.....            | 48 |
| 3.3.1 结构在纯框架时的工作状态 .....             | 50 |
| 3.3.2 结构在惯容器作用下的工作状态 .....           | 51 |
| 3.3.3 结构在电涡流阻尼下的工作状态 .....           | 52 |
| 3.4 试验结果分析.....                      | 52 |
| 3.4.1 纯框架系统的自由振动测试 .....             | 52 |
| 3.4.2 2080 型梯形丝杆试验 .....             | 53 |
| 3.4.2.1 装配丝杆框架自由振动试验 .....           | 53 |
| 3.4.2.2 装配惯容器框架自由振动试验 .....          | 54 |
| 3.4.2.3 装配电涡流惯容系统的框架自由振动试验 .....     | 55 |
| 3.4.2.4 惯容系统自平衡试验 .....              | 56 |
| 3.4.3 2020 型滚珠丝杆试验 .....             | 57 |
| 3.4.3.1 装配丝杆框架自由振动试验 .....           | 57 |
| 3.4.3.2 装配惯容器框架自由振动试验 .....          | 58 |
| 3.4.3.3 装配电涡流惯容系统的框架自由振动试验 .....     | 58 |
| 3.4.3.4 惯容系统自平衡试验 .....              | 60 |
| 3.4.4 实验结果与理论计算值对比 .....             | 60 |
| 3.5 本章小结.....                        | 63 |
| 第 4 章 自平衡式电涡流惯容系统的数值模拟和参数识别.....     | 65 |
| 4.1 引言.....                          | 65 |
| 4.2 摩擦的物理模型对自由振动相应的影响.....           | 65 |
| 4.2.1 将摩擦等效为粘滞阻尼的数值模拟结果与实验结果比较 ..... | 65 |
| 4.2.2 将摩擦等效为库伦阻尼的数值模拟结果与实验结果比较 ..... | 66 |
| 4.3 基于非线性物理模型对实验结果的参数识别.....         | 69 |

|                                     |    |
|-------------------------------------|----|
| 4.3.1 目标函数 .....                    | 69 |
| 4.3.2 SCEM 算法原理.....                | 69 |
| 4.3.3 SCEM 算法流程.....                | 69 |
| 4.3.4 收敛准则 .....                    | 71 |
| 4.3.5 算法参数 .....                    | 72 |
| 4.3.6 识别结果 .....                    | 72 |
| 4.4 非线性物理模型数值模拟结果.....              | 73 |
| 4.5 各工况数值模拟参数对比分析.....              | 80 |
| 4.5.1 装配丝杆工况与纯框架工况参数对比 .....        | 80 |
| 4.5.2 装配惯容器工况与装配丝杆工况参数对比 .....      | 80 |
| 4.5.3 装配电涡流惯容系统工况与装配惯容器工况参数对比 ..... | 81 |
| 4.5.4 自平衡测试工况参数对比 .....             | 83 |
| 4.5.5 参数对比分析结论 .....                | 84 |
| 4.6 本章小结.....                       | 84 |
| 第 5 章 结论与展望.....                    | 87 |
| 5.1 结论.....                         | 87 |
| 5.2 展望.....                         | 88 |
| 致谢.....                             | 91 |
| 参考文献.....                           | 93 |
| 个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果.....          | 97 |

# 第1章 绪论

## 1.1 选题背景

我国地震区域广阔而分散，地震频繁而强烈，其中发生于人烟稠密处者损失惨重。地震是最具危害性的自然灾害之一，给人类造成了巨大的人员伤亡和经济损失。1556年陕西关中地震，被害有名可查者即达83万余人；1920年宁夏海原地震，死亡20余万，伤者不计其数；1976年唐山大地震，死亡达24万余人；2008年汶川地震，造成近7万人死亡，震区内的房屋、工业厂房与设备、城市建设、交通运输、水电设施等都受到极其严重的破坏<sup>[1]</sup>。提高结构的抗震性能，保障人民的生命安全并减小经济损失，是我国社会经济发展的迫切需求，也是工程结构抗震领域的重要方向。

抗震设计理念经历了刚性设计理念—柔性设计理念—结构控制设计理念—基于性能的抗震设计理念这样几个阶段<sup>[2]</sup>。刚性设计是指尽量加强结构的刚度，使建筑物与地基形成一个相互连接的刚体，严重限制了结构的跨度、高度和复杂程度。柔性设计是尽可能减小结构的刚度，从而减小地震对建筑物的冲击，但对于较大的地震往往会使得结构变形过大。自上世纪70年代美籍华裔学者Yao首次提出土木工程结构的控制概念以来<sup>[3]</sup>，结构振动控制的研究与应用越来越受到人们的广泛关注和重视，国内外众多学者在结构控制方法、试验和工程应用等方面取得了丰硕的研究成果<sup>[4-6]</sup>。控制依据是否有外部能源输入可分为：被动控制、主动控制、半主动控制及混合控制。其中，主动控制需获取结构瞬时响应的信息，并且需要外界提供能量，在实际工程中的应用受到一定的限制；而被动控制不需外部能源，其控制力是由控制装置随着结构一起振动变形而被动产生的，因此应用较方便。半主动控制依托主动控制，且其产生的控制力也受控制装置的制约，如主动变阻尼装置只能产生与控制装置速度相反方向的控制力，当通过主动控制算法确定的控制力需要与阻尼力反向时就无能为力了。

极具前景性的结构主动与半主动控制，虽然控制效果相对被动控制有很大程度的提高，但需要外界提供一定的能量源。当地震等灾害发生时，可靠的能量源往往很难以保证，从而严重制约了这些技术在工程中的实际应用，如何更好地解决结构半主动控制振动的能量源成为摆在面前的紧迫课题。不需要外界提供能量的结构振动被动控制，通过隔振、吸振和耗能装置等吸收能量，降低结构本身需

要吸收的能量，达到减振的目的，它构造简单、造价低、易于维护，成为目前最为广泛应用的振动控制手段。

目前在结构中附加减震装置是实现结构被动控制的最常见方式。传统的减震装置主要通过三种基本力学元件：质量块、弹簧和阻尼单元来控制结构的动力响应。其中，弹簧和阻尼是安装在结构中的两节点单元，而质量块（如调谐质量阻尼器TMD）则是悬挂在结构上的单节点惯性单元。20 世纪初，Smith<sup>[7]</sup>基于力学系统与电路系统的“力-电模拟”提出了“惯容”（与电路中的“电容”相对应，英文名为Inerter）的概念，为结构控制提供了一种两节点惯性单元。惯容器作为一种位移放大机制，能够以较小的质量通过惯容器的放大效应获得极大的表观质量，比传统TMD有轻量化、减小附加质量所引起额外荷载、便于设备安装使用的优点，对结构有良好的调谐作用，并且对搭配的阻尼单元有提高耗能效率的功能<sup>[8]</sup>，是一种非常有前景的新型减震装置。

惯容器本身只具有调谐作用，需要搭配阻尼才能获得消耗能量的能力，传统惯容器往往使用粘滞材料<sup>[9]</sup>，存在易漏油、不易安装养护、跟换较难的缺点。而电涡流阻尼作为新型高效的结构消能减震手段，具有非接触、无机械性摩擦和损耗、无须润滑、使用寿命长、和易安装等优点<sup>[10]</sup>。目前，电涡流阻尼器主要作为调谐质量阻尼器的阻尼元件正逐步应用在土木工程结构的振动被动控制领域，将电涡流运用到惯容系统能够获得相比传统粘滞阻尼惯容系统更好的耐久性。

螺纹丝杆惯容器能够获得良好的速度放大效应，能够最大程度地使属于速度型阻尼的电涡流阻尼发挥耗能作用。而传统螺纹丝杆惯容系统必须依赖定子转子的存在，工作时必须在定子固定端限制转动，无法使用拉索作为连接方式。近年来，针对结构的快速地震康复策略受到了业内的关注，使用中心消能构件配合拉索的纯拉力系统来快速提高结构的抗震性能成为了一种较好的快速地震康复策略。纯拉力系统具有安装和调试方便、造价便宜、受力清晰、自动重定心、消除补充负载单元破坏概率等特点，对电涡流惯容系统提出了自平衡能力的要求。

本文提出了设计一种新型自平衡式电涡流惯容系统，选取搭配电涡流阻尼的惯容器，通过左右正反牙丝杆的设计使其具有自平衡能力，能够运用在纯拉力系统中，最大化地发挥其减震性能。



## 1.2 惯容器研究进展

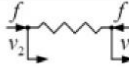
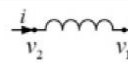
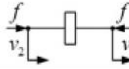
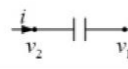
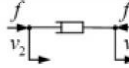
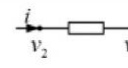
### 1.2.1 惯容器概念与原理

为了在机械与电子网络之间建立起严格的对应关系, 必须在机械网络中引入一种元件, 这种元件同弹簧和阻尼器一样具有两个独立、自由的端点, 其动态方程式可表示为<sup>[7]</sup>

$$f = b \frac{d(v_2 - v_1)}{dt} = b(v_2 - v_1) \quad (1.1)$$

式中:  $f$  为施加于元件两端点上等大反向的力;  $b$  为惯容器表观质量, 单位为 kg;  $v_1$  为端点 1 的速度。具有两个独立、自由端点, 满足式(1.1)的元件称为惯容器, 又称为惯性质量蓄能器或惯性蓄能器。以惯容器替代“力—电流”对应关系中的质量元件, 便可在机械与电子网络之间建立起严格的对应关系, 新的机械与电子网络对应关系如表 1.1 所示。机械与电子网络严格对应后, 电子网络理论和研究方法可以直接应用于机械网络中。例如, 可以通过电子网络中的 Brune、Cauer、Guillemin、Darlington 等综合法来进行机械网络综合, 寻求一种能物理实现且满足要求的机械网络, 最后用弹簧、阻尼器和惯容器三种元件来构建网络。

表 1.1 新的机械与电子网络对应关系表

| 机   | 电   |
|---|---|
|  |  |
| $\frac{df}{dt} = k(v_2 - v_1) \cdot Y(s) = \frac{k}{s}$                             | $\frac{di}{dt} = \frac{1}{L}(v_2 - v_1) \cdot Y(s) = \frac{1}{Ls}$                  |
| 弹簧  | 电感器   |
|  |  |
| $f = b \frac{d(v_2 - v_1)}{dt} \cdot Y(s) = bs$                                     | $i = C \frac{d(v_2 - v_1)}{dt} \cdot Y(s) = Cs$                                     |
| 惯容器   | 电容器   |
|  |  |
| $f = c(v_2 - v_1) \cdot Y(s) = c$   | $i = \frac{1}{R}(v_2 - v_1) \cdot Y(s) = \frac{1}{R}$                               |
| 阻尼器   | 电阻器   |

## 1.2.2 惯容器相关研究

惯容器(Inerter)的引入实现了机械与电子网络之间严格地对应,客观上促进了机械网络的发展。2002年剑桥大学学者 Smith 首先提出惯容器的概念,给出了实现装置——齿轮齿条惯容器和滚珠丝杠惯容器,对车辆悬架进行了网络综合,用弹簧、阻尼和惯容器三种元件实现了一种悬架网络,改善了车辆的综合性能[7,11-13]

江苏大学的陈龙<sup>[14]</sup>于2007年开始进行将惯容器应用于车辆悬架的相关研究,通过网络分析与综合,提出了一种两级串联式悬架,提升了悬架的整体性能。

2010年 F-C Wang 介绍了一种新型液压惯容器装置<sup>[15]</sup>,并对该装置进行动力学的理论推导和实验研究,且取得了较好的研究成果。

同年,重庆大学的李川<sup>[16]</sup>提出了一种螺旋飞轮转换系统,其本质就是 Smith 学者所提出的惯容减振器,李川研究了惯容器在质量等效方面的作用,并将惯容器加入到传统机械系统与电力系统的比拟中,进一步优化了惯容器在机电类比中的应用,并通过具体实例加以验证。后来,他提出了一种螺旋逆旋转传动的螺旋飞轮<sup>[17]</sup>,并对其进行实验研究。

同年,谭德昕<sup>[18]</sup>对惯容器的原理及应用方面的发展进行了分析与讨论,提出了惯容器的三种基本实现方式,分别是齿轮齿条式惯容器、滚珠丝杆式惯容器和液压式惯容器,这是因为线性运动转化为旋转运动的主要实现方式为两种,一种为齿轮齿条的方式,另一种为曲柄连杆的方式。齿轮齿条式和滚珠丝杠式的基本原理就是利用了齿轮齿条将线性运动转化为旋转运动,这种方式虽然简单易行,也存在一些缺陷:当线性运动处于高频高速的状态下,齿轮齿条式机构会出现卡齿、磨损等情况,这不利于惯容器在高频高速时的应用。

日本学者<sup>[19,20]</sup>在将惯容器应用到了土木工程的结构控制中进行了大量开创性的奠基工作。Saito 等<sup>[21]</sup>利用滚珠螺杆原理,提出了调谐粘滞质量阻尼器(TVMD)。Ikago 等<sup>[9,22]</sup>提出了配置 TVMD 的单层和多层结构体系的设计方法,表明这种 TVMD 的等效质量可达其实际质量的数千倍。因此,在设计时,其实际尺寸可以相对较小,有利于设备的安装与使用。

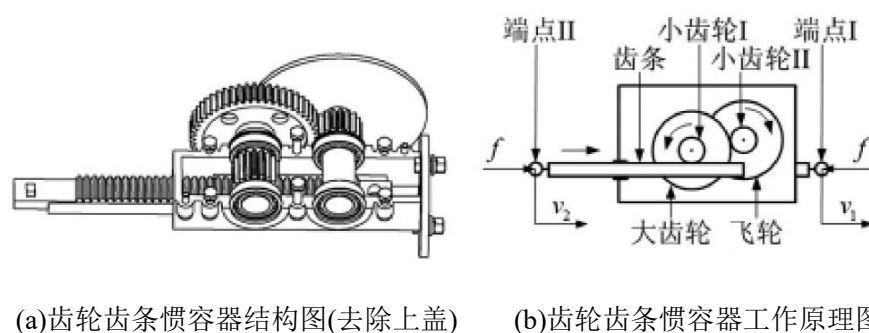
过去数年针对惯容器应用于汽车、火车悬架系统以及建筑物的减振系统中的研究,证明惯容器对于减振系统性能提升有显著的作用。因为惯容减震装置的减震机理由调谐、能量转移、能量耗散等多方面因素构成,并不同于传统意义的阻尼器,因此本文未使用“阻尼器”这一称谓对其命名。实际上一个惯容减震装置中已完整包含了一个动力学体系应具备的基本元素(即运动方程中包含了加速度项、

速度项、位移项), 所以可以认为其自成系统, 故本文根据潘超和张瑞甫<sup>[8]</sup>的建议将利用惯容机制进行减震控制的装置称为惯容系统。

### 1.2.3 现有惯容器种类

#### 1.2.3.1 齿轮齿条惯容器

惯容器理论于 2001 年提出以后, 第一种所采用的机械设计实现方式是齿轮齿条机构<sup>[7]</sup>。齿轮齿条式惯容器是一种以封装飞轮惯性为特征的惯容器。齿轮齿条惯容器结构如图 1a, 工作原理如图 1b 所示。当等大反向的力  $f$  沿齿条方向施加于两端点时, 端点 II 相对于端点 I 做直线运动, 产生相对位移, 由齿条驱动小齿轮 I、大齿轮和小齿轮 II 旋转, 从而驱动飞轮旋转, 由此实现对飞轮惯性的封装。



(a) 齿轮齿条惯容器结构图(去除上盖) (b) 齿轮齿条惯容器工作原理图

图 1.8 齿轮齿条惯容器结构及工作原理图<sup>[7]</sup>

#### 1.2.3.2 滚珠丝杠惯容器

齿轮齿条式惯容器摩擦力较高且齿轮与齿轮接触间存在背隙问题, 在齿轮高速转换运动方向时, 齿轮间的背隙将造成系统迟滞或相位落后, 为解决这个缺陷, 有了滚珠丝杠式惯容器<sup>[23]</sup>。滚珠丝杠惯容器结构如图 1.9, 工作原理如图 1.10 所示。当等大反向的力沿轴向施加于两吊耳中心时, 吊耳 B 相对于吊耳 A 做直线运动, 产生相对位移, 螺母和丝杠将直线运动转化为丝杠的旋转运动, 丝杠驱动飞轮旋转, 由此实现对飞轮惯性的封装。

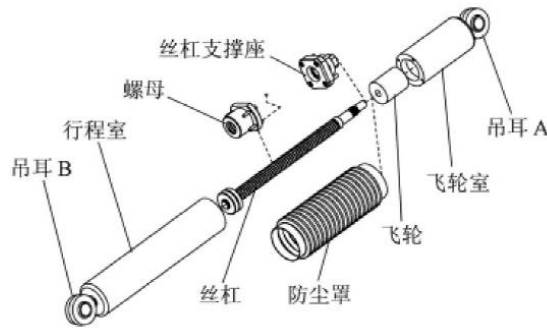


图 1.9 滚珠丝杠惯容器结构图<sup>[23]</sup>

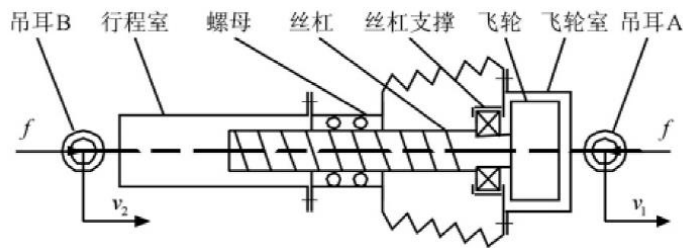


图 1.10 滚珠丝杠惯容器工作原理图<sup>[23]</sup>

### 1.2.3.3 液力发生式惯容器

事实上，液力发生式惯容器就是由液力发生器加质量块所构成的。液力发生式惯容器工作原理<sup>[23]</sup>如图 4 所示。当等大反向的力  $f$  沿轴向施加于两吊耳中心时，吊耳 II 相对于吊耳 I 做直线运动，产生相对位移，活塞杆推动大活塞移动，挤压油液从大液压缸向小液压缸流动，从而推动小活塞移动，最终驱动质量块平动，由此实现对质量惯性的封装。

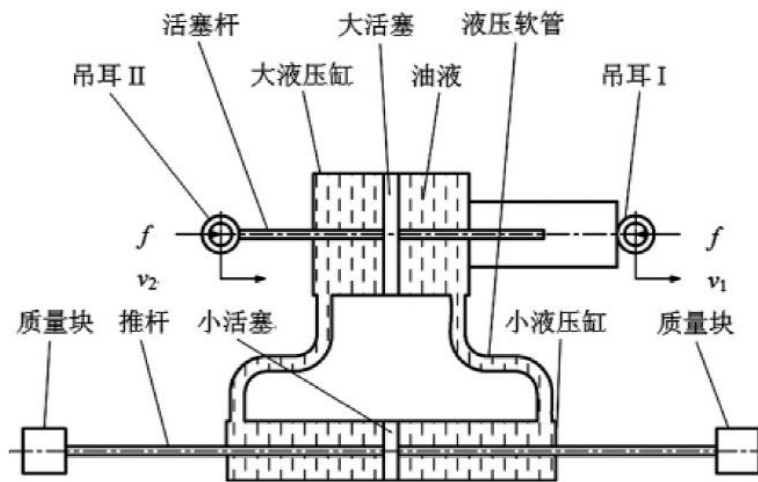


图 1.11 液力发生式惯容器工作原理图<sup>[23]</sup>

## 1.3 电涡流阻尼器研究进展

### 1.3.1 电涡流阻尼原理

如图1.1所示，当一块导体板以相对速度 $v$ 在静磁场中做切割磁感线运动时，磁极正下方投影处的导体板磁通量会发生变化，这就是电磁感应现象，感应电动势在导体板内激发感应电流，安培定则告诉我们，处在外加磁场中的通电导线会受到安培力的作用，由楞次定律可知，感应电流的磁场总要阻碍引起感应电流的磁通量变化，即导体板始终受到一个抑制其运动的力，即电涡流阻尼力。

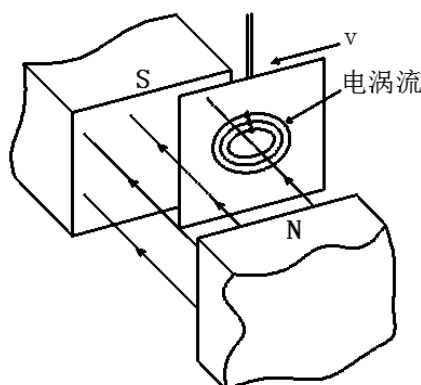


图 1.1 电涡流阻尼原理示意图<sup>[24]</sup>

### 1.3.2 电涡流阻尼相关现有研究与应用

基于电涡流阻尼的各种减振装置器在车辆悬挂系统、空间对接结构、高速列车的制动、传动系统等领域已有广泛应用<sup>[25-34]</sup>，国外关于电涡流阻尼的研究广泛，而国内较为贫乏，其余专业领域相对成熟，土木领域尚处于起始阶段。本文只着重论述电涡流阻尼器在土木工程中的应用。

#### 1.3.2.1 悬臂梁电涡流阻尼器

Bac<sup>[35]</sup>利用永久磁铁和导电薄片组成的电涡流阻尼器用于梁的振动控制，在分析磁场变化的基础上建立了系统模型，并对电磁场变化及特性变化展开了实验研究。

Sodano等人<sup>[36]</sup>从理论上分析了电涡流阻尼器的结构形式，将电磁线圈和电磁场原理应用于结构中分析阻尼力产生的基本原理。Sodano等<sup>[37]</sup>提出如图1.2所示的电涡流阻尼系统来进行悬臂梁的振动控制，当悬臂梁上下振动时，由于永磁体与固定在悬臂梁端部的导体薄片产生了相对运动，从而形成了抑制结构振动的电涡流阻尼，大幅提高了梁的模态阻尼比。

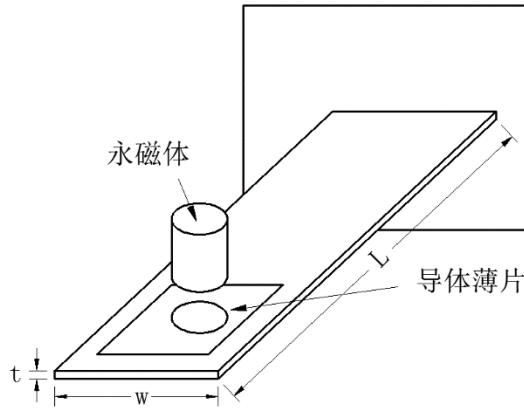


图 1.2 悬臂梁振动控制

### 1.3.2.2 径向电涡流阻尼器

2007年，祝长生<sup>[38]</sup>根据电涡流效应提出了一种新型的径向电涡流阻尼器，分析研究阻尼器的基本结构并建立其动力学模型，在不同磁场强度的情况下，对基于径向电涡流阻尼器的柔性转子系统在静止状态下的传递函数进行研究，同时在恒定转速下的运动轨迹以及在运行过程中的不平衡响应也进行了研究，对该阻尼器所支撑的转子系统动力学特性展开了研究。同时，一种非旋转型的径向电涡流阻尼器被祝长生<sup>[39]</sup>提出，且对在恒定磁场条件下的动力学特性及其抑振能力展开研究，同时又探讨了在时变磁场条件下的动力学特性<sup>[40]</sup>。

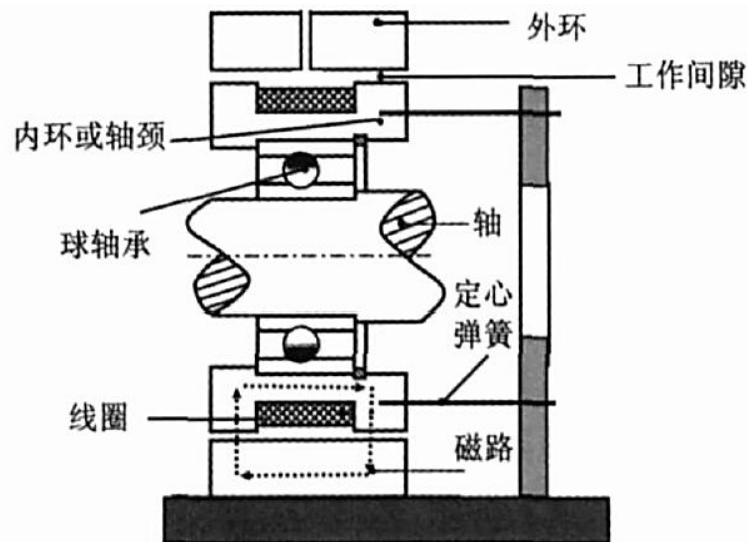


图 1.3 径向电涡流阻尼器的基本结构

### 1.3.2.3 板式电涡流阻尼器

2016年，湖南大学陈政清等提出一种板式电涡流阻尼器<sup>[41]</sup>，由永磁体、永磁体后铁板、导体板以及附加铁板组成，如图1.4所示。并应用于人行桥的人致



振动控制和拱桥刚性吊杆的风致振动控制。并通过电磁有限元分析和振动试验研究了板式电涡流阻尼器的阻尼特性。

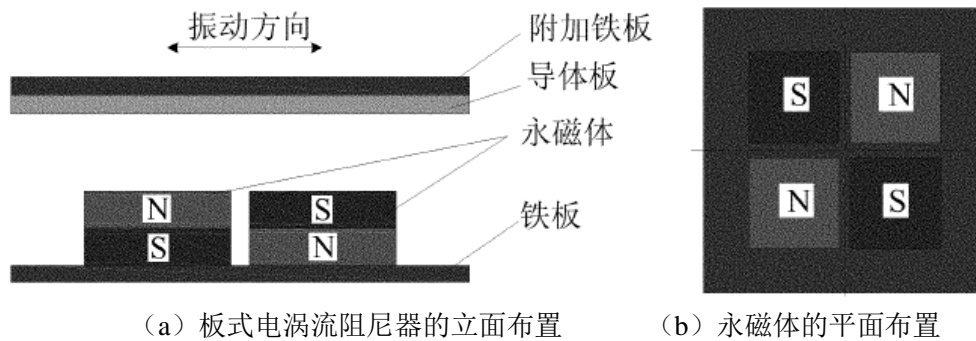


图 1.4 板式电涡流阻尼器的基本构造<sup>[41]</sup>

### 1.3.2.4 电涡流 TMD 阻尼器

除了电涡流阻尼的直接应用，也有一些研究者尝试采用电涡流来制作TMD。Larose等<sup>[42]</sup>制作了微型电涡流 TMD，用来控制全桥气弹模型在风洞试验中的风致振动。方重与楼梦麟等<sup>[43,44]</sup>开发了小型缩尺电涡流 TMD，并开展了振动台模型试验研究，证明了其良好的减震效果，但他们采用外供电产生励磁磁场，在土木工程中的应用受到限制。2011年汪志昊研制了具有自供电特性的MR阻尼器减振系统与采用电涡流作为阻尼元件的新型TMD装置<sup>[45]</sup>，2012年汪志昊等先后进行了电涡流阻尼器的大跨度桥梁风致振动控制仿真分析<sup>[46]</sup>斜拉索的振动控制研究<sup>[47]</sup>，微型电涡流TMD的人行桥模型减振试验<sup>[48]</sup>，均取得良好的效果。宋伟宁<sup>[49]</sup>等通过对上海中心大厦设置阻尼器的需求分析、价值实现、阻尼器的创新优化、安全分析及理论与试验验证，阐明了电涡流质量调谐阻尼器从技术概念到工程应用的实现方法。

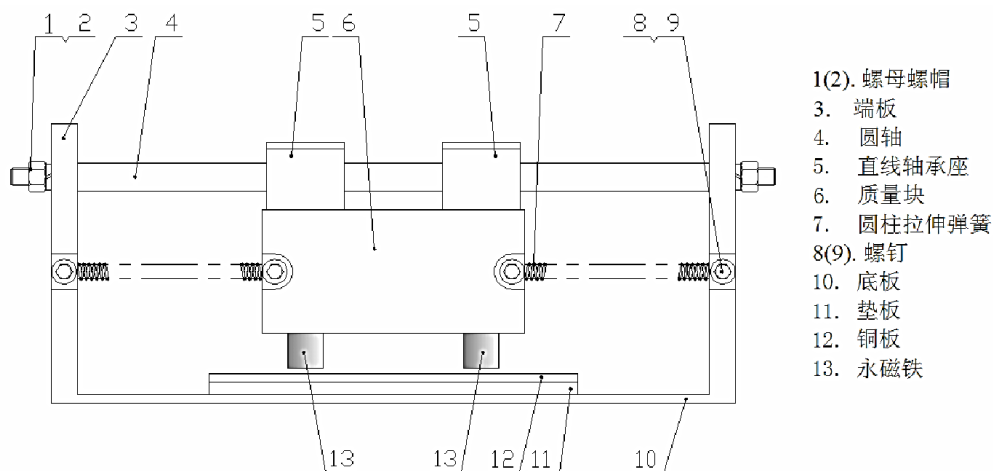


图 1.5 永磁式电涡流 TMD 构造图<sup>[45]</sup>

### 1.3.2.5 旋转式电涡流阻尼器

在旋转式电涡流阻尼器中，螺纹丝杆作为一种较好地将直线位移转化为转动位移的模式已经开始被尝试运用。2014 年湖南大学的陈政清教授提出了一种基于螺旋传动方式的轴向电涡流阻尼器<sup>[50]</sup>，包括螺旋副传动组件、旋转式电涡流阻尼产生器，如图 1.6 所示，它包括大小一致且按上下平行设置的由导磁材料制成的上圆盘和下圆盘，上圆盘与下圆盘之间设有与上圆盘平行的由导电材料或导磁材料制成的旋转圆盘，旋转圆盘安装在螺旋副传动组件上并随螺旋副传动组件做旋转运动；上圆盘与下圆盘之间还设有对磁体，每对磁体中上磁体与下磁体相对的磁极极性相反。该装置通过丝杠螺母把受控结构的轴向运动转化为阻尼器内部结构的旋转运动进行控制，实现了控制效率的大幅提高，把轴向电涡流阻尼器的阻尼力与自身重量比提高到了粘滞流体阻尼器的同等水平或更高水平。

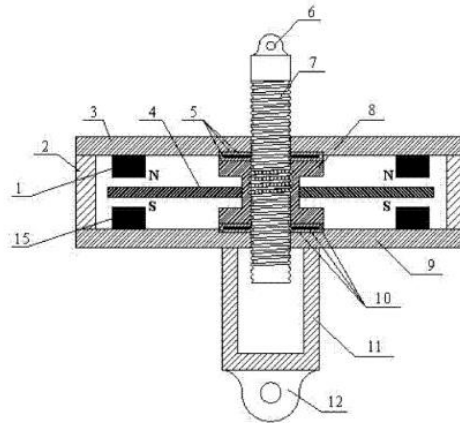


图 1.6 基于螺旋传动方式的轴向电涡流阻尼器构造<sup>[50]</sup>

同年，陈政清教授又提出一种外杯旋转式轴向电涡流阻尼器<sup>[51]</sup>，它是一种利用螺旋传动制作的大型轴向电涡流阻尼器，包括传动组件和电涡流阻尼产生器，如图 1.7 所示，传动组件包括螺旋传动副和分别由导磁材料制成的定子、转子，螺旋传动副包括螺杆和套装在螺杆上的螺母：螺杆顺次穿过定子的上法兰盘中心孔和定子的下法兰盘中心孔，而螺母置于定于内部：转子包括外转子和底端设有下连接法兰盘的内转子，定于与外转子之间设有一个或多个电涡流阻尼产生器。该装置可以将旋转式电涡流阻尼部分的阻尼系数和惯性质量矩放大成百上千倍，转变为更大的轴向阻尼系数和轴向等效附加质量。



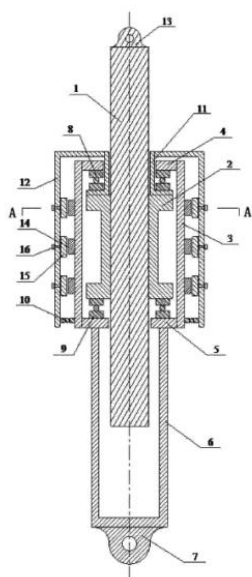


图 1.7 外杯旋转式轴向电涡流阻尼器的基本构造<sup>[51]</sup>

## 1.4 中心消能构件纯拉力系统研究现状

近年来,针对结构的快速地震康复策略受到了业内的关注,使用中心消能构件配合纯拉力系统来快速提高结构的抗震性能成为了一种较好的方法。纯拉力系统利用了框架中用钢索悬吊轻型阻尼器来传递框架间横向振动位移给消能构件的方式,具有安装和调试方便、造价便宜、受力清晰、自动重定心、消除补充负载单元破坏概率等特点。为将消能单元引入基于拉索的纯拉力系统,对消能单元提出了轻质化、自平衡、可复位性能的要求。

2009 年名古屋大学的 Hou 等人提出了一种带中央圆筒的拉索支撑系统<sup>[52]</sup>,该系统将一对钢索分别从中央圆筒的两端穿过圆筒连接在框架的四角,如图 1.8 所示。在这样的系统中,拉索能够在更高的框架水平位移下达到极限强度,弥补了其延性缺陷。Hou 等人使用这种加固系统对钢框架进行加固并得出结论,这种方法可以在不降低整体延性的情况下提高框架的侧向强度,并且它能够在指定范围内控制层间位移。

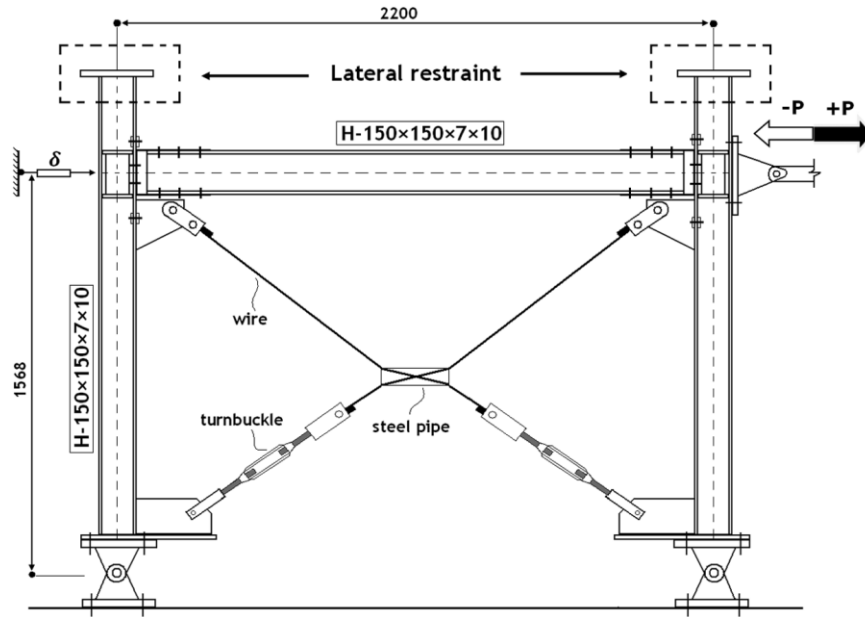


图 1.8 带中央圆筒的拉索支撑系统的基本构造<sup>[52]</sup>

2012 年 Kurata 等人设计了拉索式中心摩擦耗能构件<sup>[53]</sup>，装置由前后钢板转子和连接在钢片上的拉索组成，结构的层间相对位移通过拉索带动两个钢板转子朝相反方向运动，通过转子间的摩擦作用起到耗能减震的作用，如图 1.8 所示。

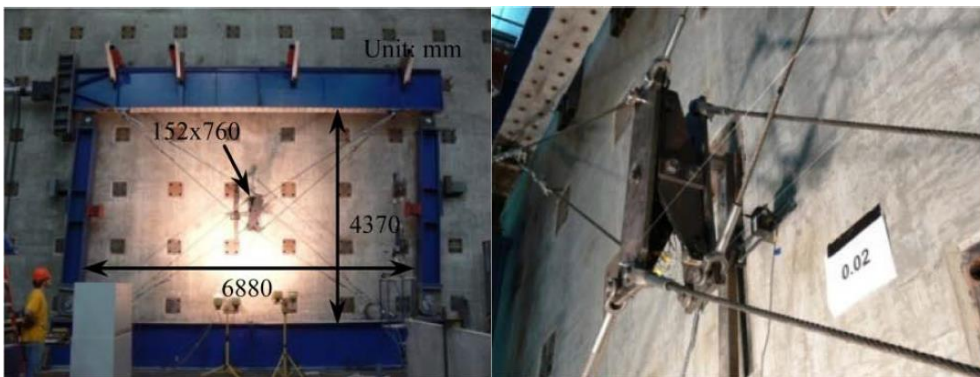
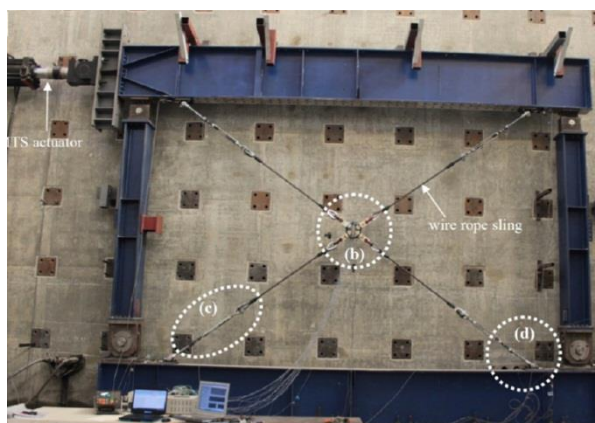


图 1.8 拉索式中心摩擦构件实物图<sup>[53]</sup>

2016年乔治亚理工的Nan Gao等人设计了基于超弹性记忆金属环的耗能减震拉索系统<sup>[54]</sup>，这种抗侧力系统由超弹性记忆金属环和四个仅承受拉力的缆绳组成，可以应用于建筑加固与改造，如图1.9所示，该系统利用了记忆金属环较强的超弹性性能，既能够实现重新定心性能，又具有耗散能量的能力。

图 1.9 超弹性金属记忆环拉索系统实物图<sup>[54]</sup>

## 1.5 本文研究内容

惯容器作为一种位移放大机制，能够以较小的质量通过惯容器的放大效应获得极大的表观质量，比传统TMD有轻量化、减小附加质量所引起额外荷载、便于设备安装使用的优点，对结构有良好的调谐作用，并且对搭配的阻尼单元有提高耗能效率的功能<sup>[8]</sup>，是一种非常有前景的新型减震装置。惯容器本身只具有调谐作用，需要搭配阻尼才能获得消耗能量的能力，传统惯容器往往使用粘滞材料<sup>[9]</sup>，存在易漏油、不易安装养护、跟换较难的缺点。而电涡流阻尼作为新型高效的耗能减震手段，具有非接触、无机械性摩擦和损耗、无须润滑、使用寿命长、和易安装等优点<sup>[10]</sup>。目前，电涡流阻尼器主要作为调谐质量阻尼器的阻尼元件正逐步应用在土木工程结构的振动被动控制领域，将电涡流运用到惯容系统能够获得相比传统粘滞阻尼惯容系统更好的耐久性。

传统螺纹丝杆惯容器能够获得良好的速度放大效应，能够最大程度地使速度相关型的电涡流阻尼发挥耗能作用。而传统螺纹丝杆惯容系统必须依赖定子转子的存在，工作时必须在定子固定端限制转动，无法使用拉索作为连接方式。近年来，针对结构的快速地震康复策略受到了业内的关注，使用中心耗能构件配合拉索的纯拉力系统来快速提高结构的抗震性能成为了一种较好的方法。纯拉力系统具有安装和调试方便、造价便宜、受力清晰、自动重定心、消除补充负载单元破坏概率等特点，对电涡流惯容系统提出了自平衡能力的要求。

本文提出一种新型自平衡式电涡流惯容系统，利用左右正反牙丝杆配套一对导体磁体盘，导体磁体盘使两盘互为转子定子，电涡流效应的作用力距与反作用力距同时作用在丝杆上互相抵消，使之达到自平衡。该装置一方面可以实现阻尼系数的简单易调、阻尼与刚度完全分离；另一方面，还具有普通螺旋转动电涡流阻尼器所不具有的自平衡性能，并且由于导体磁体盘一同旋转作用在丝杆上，转动效应互相抵消，但纵轴向力得到了两倍的放大，故电涡流效应得到了两倍的放

大，获得了更高的阻尼系数，并且使导体盘和磁体盘能够共同发挥惯容器效应，获得两倍于普通螺旋转动惯容器的表观质量。

本文的主要内容及章节安排如下：

(1) 第一章为绪论。主要阐述了本课题的研究背景、意义及目的，介绍了惯容器概念与原理、惯容器研究现状、电涡流阻尼的基本耗能原理、电涡流阻尼器的研究现状、以及中心消能构件纯拉力系统的研究现状。

(2) 第二章为自平衡式电涡流惯容系统设计。提出将左右正反牙丝杆引入自平衡式电涡流惯容系统的设计，对惯容系统的关键构造进行了概念设计；通过转动方向上的力学分析证明惯容器的自平衡性能，提出了惯容系统的简化物理模型，通过轴线方向上的受力分析确定了影响电涡流效应和惯容器效应的参数，计算了左右正反牙丝杆的设计所能获得的电涡流放大效应和惯容器效应；根据参数要求和自平衡要求，对自平衡式电涡流惯容系统的模型进行了深化设计，并加工制作出实物模型。

(3) 第三章为自平衡式电涡流惯容系统试验研究。针对惯容系统实物模型设计了试验方案和试验装置，进行了不同阻尼工况下的对比试验研究，提出了针对不同工况的简化等效物理模型；通过对实验结果反推结构总质量与计入表观质量的理论值进行比较，验证了自平衡式电涡流惯容系统的自平衡性能良好，通过对数衰减法对各种工况下的阻尼按速度相关的粘滞阻尼等效进行计算，定性判断了电涡流阻尼系数随气隙减小而增大。

(4) 第四章为自平衡式电涡流惯容系统数值模拟与参数分析。基于试验结果对简化物理模型进行了修正，引入摩擦阻尼建立非线性运动方程，并使用 MATLAB 数值模拟位移时程曲线，对比实验结果证明非线性物理模型的合理性，使用非线性物理模型对各种工况进行了数值模拟，并对各工况的模拟参数进行比较，得到了不同工况下惯容系统的具体物理模型和各耗能单元的具体参数，研究了不同丝杆对电涡流阻尼系数不同的放大能力、电涡流阻尼系数随气隙变化的衰减特性，证明了自平衡式电涡流惯容系统具有良好的耗能能力和自平衡能力。

(5) 第五章为结论与展望。主要归纳全文的研究成果，指出需要进一步研究的方向。

## 第2章 自平衡式电涡流惯容系统设计

### 2.1 引言

绪论中对惯容器、电涡流阻尼器的研究进展和中心消能构件纯拉力系统的应用现状进行了阐述,并引出了将使用电涡流阻尼的惯容系统引入纯拉力系统的概念。本章首先对传统螺纹丝杆旋转式电涡流惯容系统进行了受力分析,从理论上证明其定子转动方向上无法保持自平衡,无法运用在纯拉力系统中,提出将左右正反牙丝杆引入自平衡式电涡流惯容系统的设计,对惯容系统的关键构造进行了概念设计,通过转动方向上的力学分析证明惯容系统的自平衡性能,提出了惯容系统的简化物理模型,通过轴线方向上的受力分析确定了影响电涡流效应和惯容器效应的参数,计算了左右正反牙丝杆的设计所能获得的电涡流放大效应和惯容器效应;根据参数要求和自平衡要求,对自平衡式电涡流惯容系统的模型进行了深化设计,并加工制作出实物模型。

### 2.2 普通螺纹丝杆旋转式电涡流惯容系统受力分析

由前文电涡流原理的介绍知,电涡流阻尼的产生必须要有导体板作切割磁感线运动,即磁场源和导体板之间存在相对运动,产生的电磁力大小与相对运动速度大小成正比,故提高相对速度的放大效应一直是电涡流阻尼器的设计关键。传统电涡流阻尼器中板式和摆式都直接将层间位移转化为导体板和永磁体之间的相对直线运动,所提供的速度放大效应有限。而将直线运动转化成旋转运动的旋转式电涡流阻尼器可以提供一定的放大系数,螺旋传动由于其拥有较好的将直线运动转化为转动的放大效应,已开始被运用在旋转式电涡流阻尼器中,但必须使用定子和转子,一般把磁场源作为定子的部分,运动的导体板作为转子部分,当然也可以把磁场源放在转子上,将导体板固定。不论转子和定子如何分配,始终必须有制动扭矩限制定子的转动,否则工作过程中产生的电涡流力的反作用力必定会使定子转动。如图 2.1 所示,此时磁体盘为定子,导体盘为转子,导体盘安装在螺母上可沿着丝杆的螺纹转动,磁体盘中间镂空不与丝杆接触。当丝杆沿着运动速度 $V_S$ 向左运动时,导体盘沿顺时针转动,磁体盘和导体盘间产生相对运动, $T_{MC}$ 为磁体盘对导体盘产生的逆时针电磁力矩, $T_{CM}$ 为导体盘对磁体盘的顺时针反作用力矩,根据牛顿第三定律,可知:

$$T_{CM} = -T_{MC} \quad (2.1)$$

此时，导体盘必须有一个固定端的制动力矩来限制导体盘的转动，否则磁体盘会跟随导体盘一起转动，减少导体盘和磁体盘间的相对转动。而 $T_{MC}$ 作用在导体盘上后会使得导体盘产生对丝杆的作用力矩 $T_{CS}$ ， $T_{CS}$ 作用在丝杆螺纹上会有两个效果，一方面产生阻碍丝杆运动方向的向右轴向力，此即直接发挥阻尼效果的阻尼力，一方面会产生逆时针的扭矩，若没有固定端的制动力矩，螺纹丝杆也会跟随导体盘逆时针运动，减少轴向力的阻尼效果。

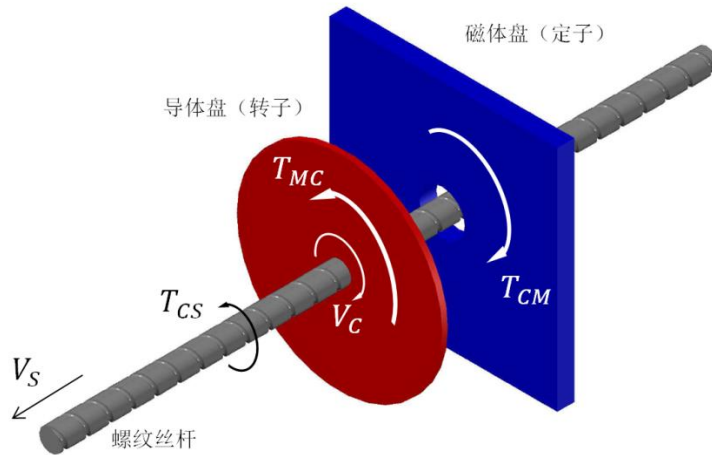


图 2.1 电涡流惯容系统中转子定子受力示意图

所以可知，此类螺纹丝杆式旋转电涡流惯容系统必须同时使用固定端限制丝杆和定子的转动，才能使惯容系统发挥作用，这一点使得它无法运用在纯拉力系统中，拉索的连接无法提供这样的制动力矩。故本文希望设计出一种能够不用提供制动力矩的自平衡式电涡流惯容系统。

### 2.3 自平衡式电涡流惯容系统方案概念设计

为使螺纹丝杆旋转电涡流惯容系统能够在不用提供端部转动限制的纯拉力系统中使用，本文提出了两种自平衡式电涡流惯容系统的设计方案。

方案一如图 2.2 所示利用了左右正反牙丝杆，丝杆在中点处一分为二有两种不同方向的螺纹，左端螺纹为正牙，右端螺纹为反牙，丝杆上搭载两个螺母分别在正牙段和反牙段运行，磁体盘导体盘分别通过两个悬挑出来的双头法兰筒安装在这两个螺母上（法兰筒不与丝杆接触），能够跟随螺母转动和平动，两盘之间连接有转动轴承，轴承连接两盘限制两者之间的相对直线运动，但允许两者能够进行相对转动。



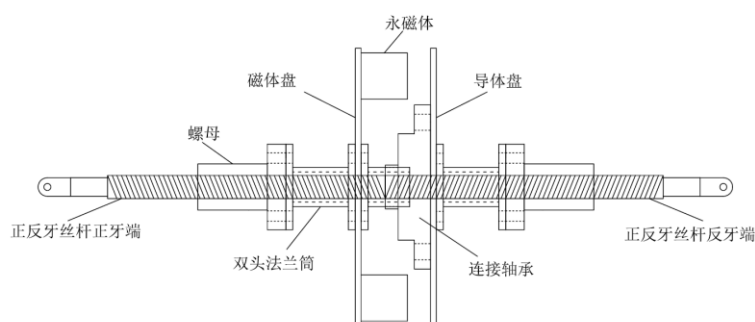


图 2.2 方案一：左右正反牙丝杆装置示意图

由于磁体盘和导体盘所安装的螺母分别在方向相反的螺纹上运动，所以当它们在轴线上直线运动往同一个方向运动时，轴保证它们之间直线距离不变，当它们往同方向直线运动时，两盘会以相反转动方向绕轴线做转动，这样的相反运动使得两盘之间形成两倍的相对角位移供电涡流效应发挥作用，同时两盘之间电磁力和电磁力反作用力以等量相反方向作用在丝杆上，在轴线方向上共同作用形成两倍的阻尼力效应，在绕轴转动方向上又互相抵消保持了丝杆的平衡。

方案二则如图 2.3 所示利用了往复丝杆，往复丝杆拥有在整个行程上同时布置了两条螺距相同、旋向相反的螺纹的特点，在机械工程领域被用来在不改变主轴转动方向前提下使滑块实现往复运动，应用范围包括：机器人、数控机床、传送装置、飞机的零部件（如副翼）、医疗器械（如 X 光设备）和印刷机械（如胶印机）等等。在本设计方案中不需要实现往复，而是利用两个螺母分别在往复丝杆的正牙螺纹和反牙螺纹上运行，磁体盘导体盘分别通过直接安装在这两个螺母上能够跟随螺母转动和平动，两盘之间连接有转动轴承，轴承连接两盘限制两者之间的相对直线运动，但允许两者能够进行相对转动。与方案一同理，当两盘往同方向直线运动时，两盘会以相反转动方向绕轴线做转动，电磁力和电磁力反作用力以等量相反方向作用在丝杆上，绕轴转动方向上的扭矩互相抵消，实现了丝杆的自平衡性能。

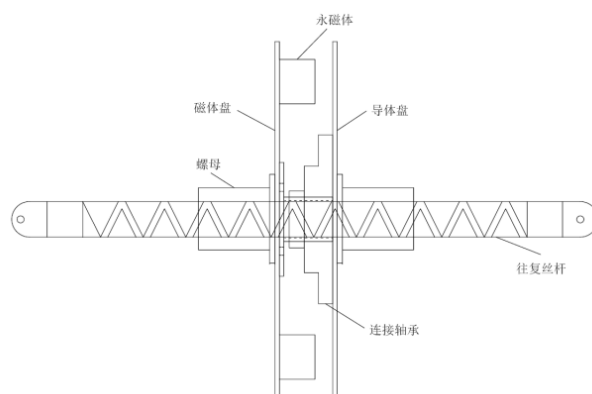


图 2.3 方案二：往复丝杆装置示意图

方案一具有丝杆摩擦阻力小、导程小（获得更大放大系数）的优点，但是由于两个螺母必须在两端不同螺纹上工作，必须使用悬挑的法兰筒来连接导体盘磁体盘以提供工作行程，丝杆的总长必须设计为工作行程的两倍。

方案二具有全行程可工作的优点，正牙反牙在全行程上交叉布置，两个螺母都可以在全行程上任何位置工作，但是往复丝杆由于两个螺纹有交叉点，螺母运行时容易产生卡顿造成额外摩擦，且导程（螺纹沿丝杆绕圆截面上升一周的轴向距离）大小受到限制。

本文对方案一和方案二都制作了实物样机，而方案二由于摩擦阻力过大无法在缩尺框架的自由振动实验中进行测试，现有实验条件不足以对其进行测试。故本文主要选取了摩擦阻力相对较小的方案一进行了测试。

## 2.4 自平衡式电涡流惯容系统转动方向自平衡受力分析

前文 2.3.1 中简析了传统旋转电涡流惯容系统的力学模型证明了其必须依靠外力维持平衡，本节将选取方案一对自平衡式电涡流惯容系统进行具体的受力分析证明其自平衡性。

自平衡式电涡流惯容系统的力学模型示意图如图 2.4 所示。

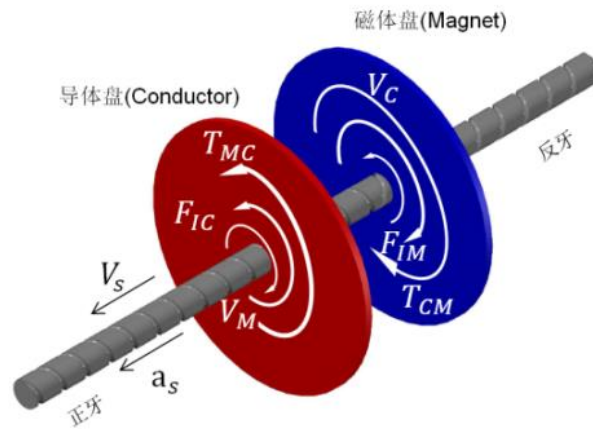


图 2.4 自平衡式电涡流惯容系统的力学模型示意图

导体盘磁体盘保持原位置只做绕轴转动，丝杆向做速度为  $V$  的轴向运动，首先分析磁体盘的动力学力矩平衡，得到如下

$$T_{CM} + T_{IM} + T_{SM} = 0 \quad (2.2)$$

其中， $T_{CM}$  为导体盘对磁体盘的电磁力， $T_{IM}$  为磁体盘的惯性力， $T_{SM}$  为丝杆对磁体盘的作用力矩。

同理，分析磁体盘的动力学力矩平衡，得到如下



$$T_{MC} + T_{IC} + T_{SC} = 0 \quad (2.3)$$

其中,  $T_{MC}$ 为磁体盘对导体盘的电磁力,  $T_{IC}$ 为导体盘的惯性力,  $T_{SC}$ 为丝杆对导体盘的力。

同时可知 $T_{IM}$ 可由下式计算

$$T_{IM} = \dot{\varphi}_M J_M \quad (2.4)$$

其中,  $J_M$ 为磁体盘的转动惯量,  $\dot{\varphi}_M$ 磁体盘的转动角速度。

而 $T_{IC}$ 可由下式计算

$$T_{IC} = \dot{\varphi}_C J_C \quad (2.5)$$

其中,  $J_C$ 为导体盘的转动惯量,  $\dot{\varphi}_C$ 导体盘的转动角速度。

当导体盘与磁体盘的惯性矩设计为相等时

$$J_M = J_C \quad (2.6)$$

而由于导体盘与磁体盘在导程相等的反向螺纹上运动, 其转动速度是等量相反的, 所以有

$$\dot{\varphi}_C = -\dot{\varphi}_M \quad (2.7)$$

将式 2.7、2.6 分别带入式 2.4、2.5, 可得

$$T_{IM} = -T_{IC} \quad (2.8)$$

将式 2.1、2.8 带入式 2.2、2.3, 可得

$$T_{SM} + T_{SC} = 0 \quad (2.9)$$

由此作用力与反作用力等量相反可知

$$T_{MS} + T_{CS} = 0 \quad (2.10)$$

$T_{MS}$ 为磁体盘对丝杆的作用力矩,  $T_{CS}$ 为导体盘对丝杆的作用力矩, 即丝杆在转动方向上实现了力矩平衡。故可知正反牙丝杆的设计实现了丝杆的自平衡。

## 2.5 自平衡式电涡流惯容系统轴线方向受力分析

而在轴向方向上, 电涡流效应带来的电磁力和惯容器所带来的惯性力共同构成了对丝杆运动的阻碍运动, 此时导体盘和磁体盘的受力并不互相抵消而是在丝杆上同方向共同作用, 需要对其进行定量计算。

### 2.5.1 电涡流惯容系统轴向简化物理模型

自平衡式电涡流惯容系统在轴线方向上的物理模型为并联的阻尼和惯容器, 属于混联 II 型(SPIS-II)惯容系统<sup>[8]</sup>, 但此时忽略丝杆的位移损失, 将丝杆视为完全刚性, 故不再需要额外串联弹簧, 此时物理模型如 2.5 所示。图中 $C_d$ 为包括

摩擦阻尼和电涡流阻尼在内的粘滞阻尼， $b_d$ 为导体盘磁体盘的惯容器表观质量之和。

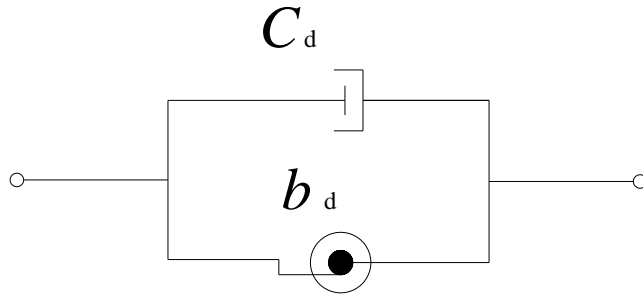


图 2.5 自平衡式电涡流惯容系统物理模型图

电涡流惯容系统的轴向动力学方程为：

$$F_d = C_d \dot{u} + b_d \ddot{u} \quad (2.11)$$

式中， $u$  为惯容系统两端节点间的相对位移。

## 2.5.2 电涡流阻尼力矩的理论计算

### 2.5.2.1 电涡流阻尼力矩的常用计算方法

Wouterse 提出的方法<sup>[55]</sup>：电涡流惯容系统转子盘在磁场中切割磁力线，将产生电场，在电场中会有电流密度  $j$ ，涡流产生的制动功率  $P$  就是  $Pj^2$  与所作用的圆柱体积的积分。

由涡流功率进而推导出阻尼力矩  $T$ 。这个公式在低速时与实际比较符合。而在高速时，磁感应强度与低速时有很大改变，因此提出一个修正系数  $c$ ，最后的阻尼力矩公式为：

$$T = \frac{cP}{\omega} = \frac{1}{4} \frac{\pi}{\rho} c D^2 h B_0^2 v^2 \quad (2.12)$$

式中  $P$ ——制动功率

$j$ ——电流密度

$c$ ——磁感应强度修正系数

Smythe 提出的方法<sup>[56]</sup>：求解阻尼力矩的第一步就是计算磁感应强度  $B$ ，电涡流是产生在绕长圆柱体形的磁极旋转的转子圆盘内。电涡流的大小不仅取决于外部磁场的磁感的变化，还受在圆盘内部别处的电涡流的磁感变化的影响。存在一个退磁效应，以至于部分抵消了电涡流的磁通量。当圆盘转动时，考虑到涡流的去磁效应而得到的磁通量可以表示为：

$$\phi = \phi_0 - \frac{\beta^2 \sigma^2 \omega^2 \phi}{R} = \frac{R\phi_0}{R + \beta^2 \sigma^2 \omega^2} \quad (2.13)$$

式中  $R$  ——磁阻

$\beta$  ——常系数

经积分后的阻尼力矩为

$$T = \omega \gamma \phi^2 D = \frac{\omega \gamma R^2 \phi_0^2 D}{(R + \beta^2 \sigma^2 \omega^2)} \quad (2.14)$$

式中  $D$  ——常系数，取决于磁极的分布。

与实验数据相比，这个模型在低速时效果不错，但是当转速提高时转矩衰减很快。

张逸成提出的方法<sup>[57]</sup>：将转子盘看成无数个通过圆心的铁棒，转子盘转动时，这些铁棒切割磁力线而产生电动势：

$$\varepsilon = B\omega l R \quad (2.15)$$

式中  $l^2 = 4(Dx - x^2)$ 。

而  $x$  处涡流环上的电阻为：

$$dR = \frac{2\pi x}{\sigma h dx} \quad (2.16)$$

所以涡流环上的涡流功率为：

$$dP = \frac{\varepsilon^2}{dR} = \frac{2}{\pi} \sigma h \omega^2 R^2 B^2 (D - x) dx \quad (2.17)$$

最后求得一对电磁铁产生的涡流功率为：

$$P = \frac{3}{2\pi} \sigma h \omega^2 R^2 B^2 D^2 \quad (2.18)$$

张逸成强调磁感应强度  $B$  是由电磁铁激励和涡流去磁共同作用的结果。在制动盘静止的情况下，即没有涡流的情况下，静磁场  $B$  可以求出，但在有涡流的情况下， $B$  的计算甚为困难，提出修正系数  $\eta$ ，最终涡流功率为：

$$P = \frac{3}{2\pi} \sigma h \omega^2 R^2 (\eta B)^2 D^2 \quad (2.19)$$

从上述三种方法中，我们可以看到计算涡流功率或阻尼力矩可以有不同方法，但由于磁场的复杂性，磁感应强度  $B$  不能精确获得，都提出了修正系数。

### 2.5.2.2 电涡流阻尼力矩的简化算法

经过导体板的实际磁场分布在实际中并不完全均匀,与磁体分布和磁介质的性质等因素有关,为简化计算电涡流阻尼系数,仅考虑单块圆柱体永磁的作用,当永磁顶面和导体板内侧面间的气隙尺寸很小时,可假设外加磁场分布均匀,设导体板处的磁感应强度为  $B$ ,导体板厚度  $t$ ,电阻率  $\rho$  并位于一块尺寸为  $D \times h$  的圆柱体永磁垂直正下方 ( $D$  为直径,  $h$  为厚度),并以角速度  $\dot{\phi}$  作旋转运动,永磁体中心在导体板上的投影到导体板中心的距离为  $R$ ,将导体板认为是无数个通过圆心的杆件组成<sup>[52]</sup>,如图 2.5 所示,导体微元的选取如图 2.6 所示,导体板转动时,这些处在磁极下方的杆件切割磁感线而产生电动势

$$d\varepsilon = BVdl = B\dot{\phi}Rdl \quad (2.20)$$

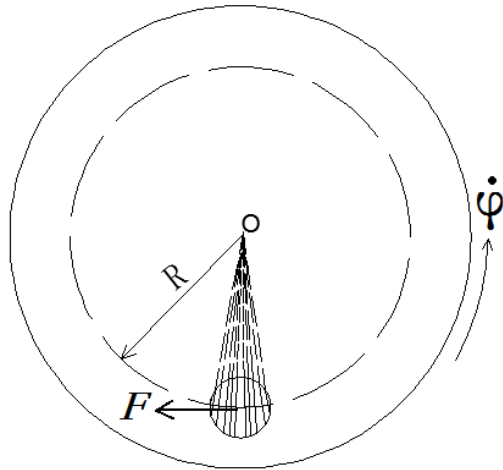


图 2.5 电涡流阻尼单元

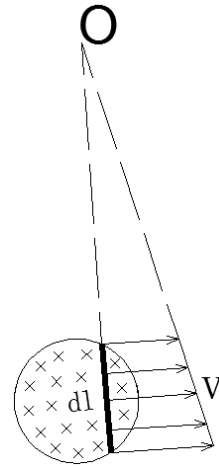


图 2.6 导体微元图

导体微元的内电阻为:

$$dR = \rho \frac{dl}{tdx} \quad (2.21)$$

根据电源输出功率最大化的条件,假定涡流微元电路的外电阻等于内电阻<sup>[53]</sup>,涡流微元的总电阻为  $2dR$ ,导体微元中的电涡流强度  $dI$  为

$$dI = \frac{d\varepsilon}{2dR} = \frac{B\dot{\phi}Rtdx}{2\rho} \quad (2.22)$$

由安培力公式可求得导体微元受到的力为:

$$dF = B \cdot dl \cdot dI = \frac{B^2 \dot{\phi} R t}{2\rho} dl \cdot dx = \frac{B^2 \dot{\phi} R t}{2\rho} ds \quad (2.23)$$

不考虑永磁体磁场在投影面外的泄露,沿磁体的半径方向对  $dF$  积分即为导体板受到的电涡流阻尼力  $F$  :

$$F = \frac{B^2 \dot{\phi} R t S}{2\rho} \quad (2.24)$$

由于永磁体产生的磁场分布与上述均匀磁场假定有区别，三维空间中的磁场分布不均匀，且感应电流自身产生的磁场会与永磁体产生的外加磁场相互作用，从而抵消一部分外加磁场，另外电涡流的内外电阻相等假定也有一定误差，综合考虑引入磁感应强度修正系数 $\eta$ ，并取 $B$ 为导体板内侧最大磁感应强度<sup>[58]</sup>，电涡流惯容系统在一块圆柱形永磁时所受阻尼力为

$$F = \frac{(\eta B)^2 \dot{\phi} R t S}{2\rho} \quad (2.25)$$

式中： $t$ 为导体板厚度， $B$ 为导体板内侧处最大磁感应强度， $\eta$ 为考虑磁场分布不均匀的修正系数， $S$ 为单块永磁在导体板上投影面积， $\rho$ 为导体板电阻率，对于铜板 $\rho=1.56 \times 10^{-8} \Omega \cdot \text{m}$ ， $R$ 为永磁中心投影距导体板中心距离， $\dot{\phi}$ 为导体板转动角速度。

所以单块永磁受到的阻尼力矩为：

$$T = \frac{(\eta B)^2 \dot{\phi} R^2 t S}{2\rho} \quad (2.26)$$

将式 3.16 代入到 3.15 得

$$T = \frac{(\eta B)^2 \dot{\phi} N^2 r_0^2 t S}{2\rho} \quad (2.27)$$

而盘转动的角速度 $\dot{\phi}$ 与丝杆的线位移速度 $\dot{u}$ 的转换关系与丝杆的导程 $L_d$ 有关，导程 $L_d$ 的值为螺纹沿丝杆绕圆截面一周的轴向距离，在单螺纹丝杆中即相邻两个齿牙间距，如图 2.7 所示。角速度 $\dot{\phi}$ 与丝杆的线位移速度 $\dot{u}$ 的转换关系为：

$$\dot{\phi} = \frac{2\pi}{L_d} \dot{u} \quad (2.28)$$

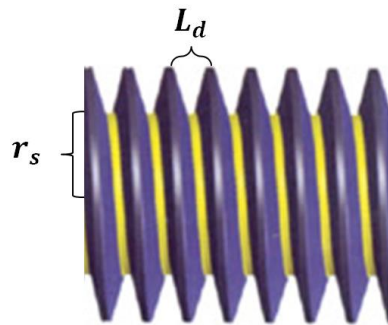


图 2.7 丝杆导程示意图

带入式 2.25 可得

$$T = \frac{2\pi(\eta B)^2 R^2 t S}{L_d 2\rho} \ddot{u} \quad (2.29)$$

从式 2.27 可看出：影响电涡流阻尼系数的因素主要有导体板内侧处的最大磁感应强度  $B$ 、永磁体在导体板处的投影面积  $S$ 、导体板厚度  $t$ ，以及导体板的电阻率  $\rho$ ，半径比  $N$ ，而导体板的电阻率  $\rho$  由导体板材质决定。并且磁感应强度  $B$  的大小和半径比  $N$  对阻尼系数的影响最大，磁感应强度修正系数  $\eta$  可由试验测试确定，取值范围一般在 0.3~0.7 之间，并且随磁铁到导体板气隙距离呈负指数衰减规律<sup>[59]</sup>。磁感应强度  $B$  通过理论确定较困难，故电涡流阻尼系数将通过实验结果反推来进行计算。

### 2.5.3 电涡流惯容系统惯性力矩的理论计算

由前文中式 2.4、2.5 中可知，惯性力矩由导体盘磁体盘的转动惯量  $J_C$  和  $J_M$  决定，而由前文 2.2 中设计图 2.1 可知，其实惯性力除了由导体盘磁体盘提供外，还由提供两盘悬挑的双头法兰筒提供。有圆筒的转动惯量公式

$$J_M = \frac{1}{2}(r_2^2 + r_1^2)m \quad (2.30)$$

其中  $r_2$ 、 $r_1$  分别为法兰筒内外半径， $m$  为筒的质量。

而由于双头法兰筒和导体盘磁体盘都可拆解成数个圆筒计算，故有

$$\begin{aligned} J_C &= \sum_{i=1}^n \frac{1}{2}(r_{Ci2}^2 + r_{Ci1}^2)m_{Ci} \\ J_M &= \sum_{i=1}^n \frac{1}{2}(r_{Mi2}^2 + r_{Mi1}^2)m_{Mi} \end{aligned} \quad (2.31)$$

而盘转动的角加速度  $\ddot{\phi}$  与丝杆的线位移加速度  $\ddot{u}$  与丝杆的导程  $L_d$  有关，如图 所示

$$\ddot{\phi} = \frac{2\pi}{L_d} \ddot{u} \quad (2.32)$$

所以，由式 2.4、2.5 可知

$$T_{IM} = \frac{2\pi}{L_d} \ddot{u} J_M \quad (2.33)$$

$$T_{IC} = \frac{2\pi}{L_d} \ddot{u} J_C \quad (2.34)$$

### 2.5.4 丝杆轴线方向受力计算

根据对滚珠丝杆螺纹槽处的力学分析如图 2.7 所示，可知螺母通过滚珠施加在丝杆上的转动动力与其产生的轴向力有以下关系

$$= \frac{R}{\tan \theta} \quad P \quad (2.35)$$

$R$  为螺母转动时在丝杆表面形成的垂直于轴线方向的力,  $P$  为由螺母转动引起的对丝杆的轴向推力,  $\theta$  为螺纹的导程角。如图 2.8 所示为将滚珠丝杆表面在平面展开时滚珠的受力图。螺纹导程角的计算方法如下

$$\tan \theta = \frac{L_d}{2\pi r_s} \quad (2.36)$$

其中,  $L_d$  为导程,  $r_s$  为丝杆的截面半径。

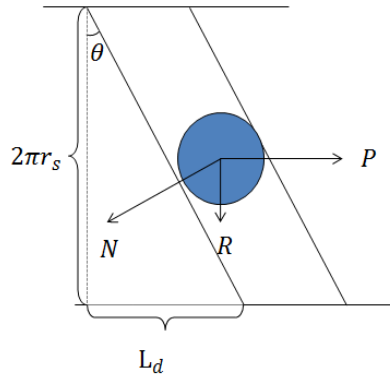


图 2.8 将滚珠丝杆表面在平面展开时滚珠的受力图在磁体盘上,  $R_M$  的大小可根据下式计算

$$R_M r_s = T_{SM} + T_{IM} \quad (2.37)$$

将式 2.35、2.36 带入 式可得

$$P_M = \frac{\frac{2\pi (\eta B)^2 R^2 t S}{L_d} \dot{u} + \frac{2\pi}{L_d} \ddot{u} J_M}{\frac{L_d}{2\pi r_s} r_s} \quad (2.38)$$

整理得

$$P_M = \left(\frac{2\pi}{L_d}\right)^2 \left\{ \frac{(\eta B)^2 R^2 t S}{2\rho} \dot{u} + \ddot{u} J_M \right\} \quad (2.39)$$

同理可得

$$P_C = \left(\frac{2\pi}{L_d}\right)^2 \left\{ \frac{(\eta B)^2 R^2 t S}{2\rho} \dot{u} + \ddot{u} J_C \right\} \quad (2.39)$$

由于正反牙丝杆两段螺纹相反的转动位移转化轴向位移机制, 最终相反的  $T_{MS}$  和  $T_{CS}$  转化为了同向的  $P_M$  和  $P_C$ , 并考虑丝杆和螺母之间的摩擦力和轴承的内摩擦力, 故轴线方向阻尼力为

$$F_d = P_M + P_C + F_f = (2C_E + C_f) \dot{u} + (b_C + b_M) \ddot{u} \quad (2.41)$$



式中： $C_E = (2\pi/L_d)^2 (\eta B)^2 R^2 t S / 2\rho$ 为电涡流阻尼系数， $b_M = (2\pi/L_d)^2 J_M$ 、 $b_C = (2\pi/L_d)^2 J_C$ 分别为磁体盘部分表观质量和导体盘部分表观质量， $C_f$ 为将总的摩擦阻尼等效为粘滞阻尼的等效阻尼系数。

由式 2.41 可见，电涡流部分的阻尼系数通过丝杆获得了 $(2\pi/L_d)^2$ 的放大系数，并且由于使用了左右正反牙丝杆使导体盘和磁体盘同时共同发挥了阻尼作用，还获得了相比于普通的依赖定子转子的螺旋传动电涡流惯容系统两倍的额外放大系数；惯容器部分通过丝杆获得了 $(2\pi/L_d)^2 (r_2^2 + r_1^2) / 2$ 的惯性质量放大系数，并且由于使用了左右正反牙丝杆使导体盘和磁体盘的惯容效应得到了共同发挥，相比无法发挥定子的惯容效应的普通螺旋传动电涡流惯容系统得到了更大的表观质量。

## 2.6 自平衡式电涡流惯容系统方案模型设计

### 2.6.1 丝杆设计

由式 2.41 可知，自平衡式电涡流惯容系统的主要耗能特性取决于电涡流效应和惯容效应。其中， $(2\pi/L_d)^2$ 为放大系数，可知降低丝杆导程能够同时放大电涡流效应和惯容效应。但经试验可知，当导程角过小时，丝杆引起的摩擦较大，造成缩尺框架在自由振动中处于过阻尼状态，为了适应实验条件更好地使阻尼惯容系统的电涡流效应和惯容效应发挥主要耗能作用，丝杆设计应当在满足足够放大系数的条件下尽量选用大导程丝杆。

在丝杆选型方面，左右旋正反牙丝杆按照螺纹传动机理主要有梯形丝杆和滚珠丝杆。梯形丝杆如图 2.9 所示，主要靠旋风铣削丝杠加工中螺纹与滚花一次完成，工艺效率高，安装方便，成本低，但由于运动过程中螺母与螺杆之间直接接触进行滑动摩擦，故摩擦较大；滚珠丝杆如图 2.10 所示，加工精度要求高，工艺复杂，加工成本高，且因工艺水平限制很难制作大导程丝杆，但由于运动过程中螺母与螺杆之间有滚珠作为滚动体，摩擦类型为滚动摩擦，故摩擦较小。



图 2.9 梯形丝杆

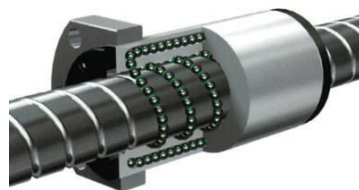


图 2.10 滚珠丝杆



由于在相等导程下滚珠丝杆必定比梯形丝杆轴向摩擦小，但滚珠丝杆由于加工难度高而很难制作高导程螺母，大导程的梯形丝杆反而能够获得低导程滚珠丝杆更小的摩擦，所以本文计划分别选择普通低导程滚珠丝杆和高导程梯形丝杆进行试验。

### 2.6.1.1 梯形丝杆选型与设计

#### (1) 丝杆和螺母选材

在梯形丝杆运动过程中，丝杆与螺母之间的摩擦类型为滑动摩擦，滑动摩擦系数与材料选用有关，同螺杆螺母材料情况下的滑动摩擦系数如下表 2.1 所示：

表 2.1 不同螺杆螺母材料情况下的滑动摩擦系数

| 螺杆和螺母材料 | 滑动摩擦系数    |
|---------|-----------|
| 钢对青铜    | 0.08~0.10 |
| 钢对耐磨铸铁  | 0.10~0.12 |
| 钢对灰铸铁   | 0.12~0.15 |
| 钢对钢     | 0.11~0.17 |

由上表可知，当选用钢制螺杆搭配青铜材料螺母时可获得较低的滑动摩擦系数。本方案中梯形丝杆选用了 45 号钢，螺母选用青铜合金。

#### (2) 丝杆牙型和加工精度

滑动摩擦型丝杆根据牙型可分为三角形螺纹、矩形螺纹、梯形螺纹、锯齿形螺纹。其中三角形螺纹主要用于联接，矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹主要用于传动。

三角形螺纹主要有米制三角形螺纹，其牙型角为  $60^\circ$ ，同一公称直径下有多种螺距，其中螺距最大的称为粗牙螺纹，其余为细牙螺纹。该种牙型主要用于联接中较少用于传动。

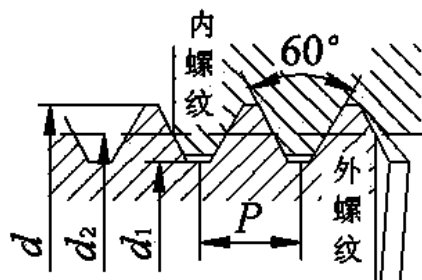


图 2.11 三角形螺纹

矩形螺纹的牙型为正方形，牙型角为  $0^\circ$ ，传动效率最高，牙根强度低，传动精度低，常用于传力或传导螺旋，未标准化，逐渐被梯形螺纹所替代。

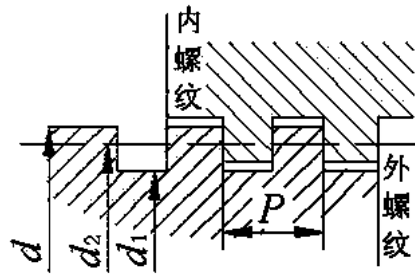


图 2.12 矩形螺纹

梯形丝杆牙型为等腰梯形，牙型角为  $30^\circ$ ，传动效率低于矩形螺纹，但牙根强度高，对中性好，广泛用于传力或传导螺旋，如机床的丝杠、螺旋举重器等。

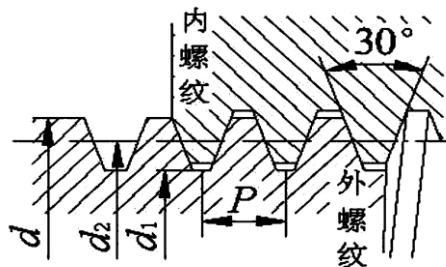


图 2.13 梯形螺纹

锯齿形螺纹工作面的牙型斜角为  $3^\circ$ ，非工作面的牙型斜角为  $30^\circ$ ，综合了矩形螺纹效率高和梯形螺纹牙根强度高的特点，但仅用于单向受力的传力螺旋。

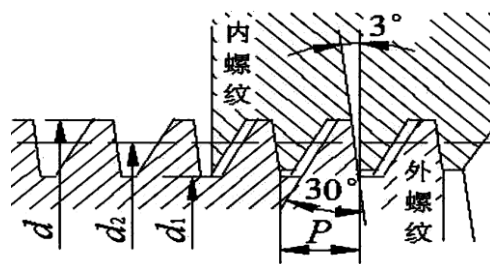


图 2.14 锯齿形螺纹

综合以上牙型特点，根据本方案对传动效率、压根强度、传动精度、双向受力的要求，选用了牙型角为  $30^\circ$  的梯形丝杆，加工方式为车削加工。

梯形丝杆的加工精度根据国家标准 GB785—65，对普通梯形螺纹精度是按中径公差划分的。共有五项基本参数：即外径  $d$ 、内径  $d_1$ 、中径  $d_2$ 、螺距  $T$  及牙形半角  $\alpha/2$ ，精度越高，运动过程中丝杆和螺母之间的间隙越小，运动传递效率越接近理论值。按 JB2886—81 规定，丝杠及螺距的精度，根据使用要求分为

6个等级：4、5、6、7、8、9（精度依次降低）。各级精度丝杠应用范围如下表 2.2 所示：

表 2.2 各级精度丝杠应用范围

| 丝杠精度等级 | 应用范围                    |
|--------|-------------------------|
| 4 级    | 目前最高级，一般很少应用            |
| 5 级    | 用于精密仪器及机密机床，如坐标镗床、螺纹磨床等 |
| 6 级    | 用于精密仪器、精密机床和数控机床        |
| 7 级    | 用于精密螺纹车床、齿轮加工机床及数控机床    |
| 8 级    | 用于一般机床，如卧式车床、铣床         |
| 9 级    | 用于刨床、钻床及一般机床的进给机构       |

综合以上精度应用范围，综合本方案对螺母和丝杠间背隙和运动传递精度的要求和加工成本上的考虑，对梯形丝杠选用了 7 级精度加工。

### （3）丝杠导程

梯形丝杠的一大重要标准为其传动效率 $\eta$ 。传动效率决定了梯形丝杠螺母上的轴向荷载转化为转动力矩的效率，转动力矩 $T_d$ 和轴向荷载 $F_d$ 的关系如下式表示：

$$T_d = \frac{F_d L_d \eta}{2\pi} \quad (2.42)$$

式中， $\eta$ 为传动效率， $L_d$ 为丝杠导程。

传动效率 $\eta$ 与丝杠与螺母之间的摩擦有关，传动效率 $\eta$ 的计算如下式所示：

$$\eta = \frac{\tan \theta}{\tan(\theta + \arctan \mu)} \quad (2.43)$$

式中， $\mu$ 为丝杠螺母之间摩擦系数， $\theta$ 为导程角，由式 2.36 可知 $\theta = \arctan(L_d/2\pi r_s)$ 。

由上式可知，摩擦系数越小，导程角越大时，传动效率越高。摩擦系数由表 2.1 可知在选用青铜螺母时摩擦系数为 0.1，导程角与丝杠截面直径和导程有关，根据本方案尺寸要求，截面直径取 20mm，导程应尽量取大，在工艺许可范围内，本方案选用了 20mm 直径梯形丝杠可取的最大导程 80mm。此时可计算 $\eta=80.9\%$ 。按丝杠通用的直径加导程的命名方式，命名其为 2080 型梯形丝杠。

### （4）丝杠行程设计

由于自由振动实验框架设计最大位移不会超过 100mm，由于每个螺母的最大直线运动距离为框架最大位移的 2 倍，并考虑到导体盘之间预留气隙、两种螺纹之间预留的无螺纹部分以及螺母的自身长度，故左右两部分的螺纹行程分别设计为 235mm。丝杠两端为了能够同时适应夹具夹紧和钢索连接两种连接方式，设计为带中心通孔的半圆形扁位，如图 2.15 所示。

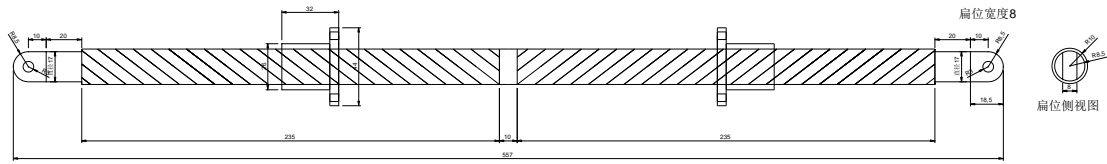


图 2.15 2080 梯形丝杆设计图

### 2.6.1.2 滚珠丝杆选型与设计

#### (1) 螺母选型

滚珠丝杆螺母副由于在丝杆和螺母之间放入了滚珠，使丝杆与螺母间变为滚动摩擦，因而大大地减小了摩擦阻力，提高了传动效率。滚珠丝杆的螺母按照滚珠循环方式分三种，弯管式、循环器式和端盖式。

弯管式螺母是最典型的螺母，通过使用弯管让钢球进行循环。钢球从丝杠轴的沟槽中运动进入弯管后，再回到沟槽中，做无限循环运动，形成滚珠的多圈循环链。这种形式结构简单，工艺性好，承载能力较高，但径向尺寸较大。目前应用最为广泛，也可用于重载传动系统中。

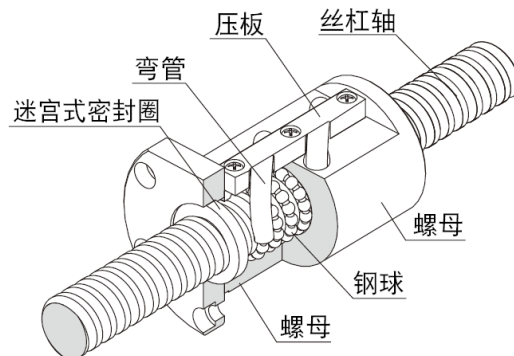


图 2.16 弯管式螺母内部构造

循环器式螺母靠螺母上安装的反向器接通相邻滚道，使滚珠成单圈循环，如图所示。这种形式结构紧凑，刚度好，滚珠流通性好，摩擦损失小，但制造较困难。适用于高灵敏、高精度的进给系统，不宜用于重载传动中。

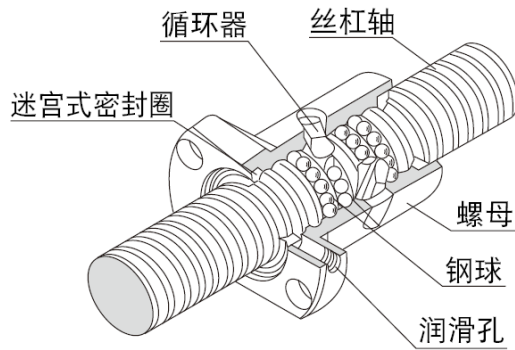


图 2.17 循环器式螺母内部构造

端盖式属于大导程螺母，是最适合高速进给的螺母。钢球利用端盖，从丝杠轴的沟槽中被掬取到螺母的通孔里，通过通孔又回到沟槽中，做无限循环运动。

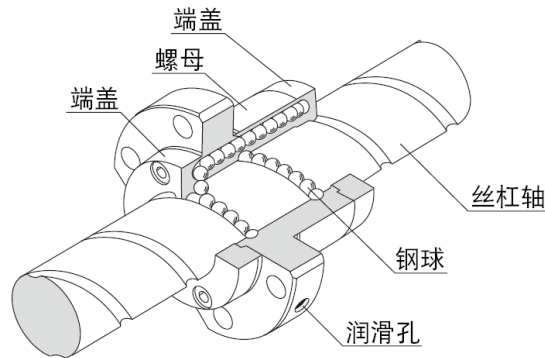


图 2.18 端盖式螺母内部构造

为了制作大导程并能够适应高速给进运动的滚珠丝杆，本方案中滚珠丝杆选择了端盖式螺母。

## (2) 加工工艺和精度

滚珠丝杆加工工艺分研磨丝杠和轧制丝杠。研磨丝杠是用机械加工的方式进行制造，表面淬火硬度提高，运动磨损小，精度高，使用寿命长，主要针对于精度要求较高的行业和用途，成本较高；轧制丝杠时采用一次成型的方法，表面硬度差，寿命短，只能用于低精度传动中，轧制丝杠的精度较低，使用于对精度要求不高的行业，成本较低。本方案根据需要选择了研磨丝杆。

研磨丝杆根据加工精度又可分为 C0 到 C10 七种精度等级，数字越大表示精度越低，如下表 2.3 所示，精度(E300)的值表示丝杆任意 300mm 长距离内的精度保障值。

表 2.3 研磨丝杆各级精度

|              |     |    |    |    |    |    |     |
|--------------|-----|----|----|----|----|----|-----|
| 精度等级         | C0  | C1 | C2 | C3 | C5 | C7 | C10 |
| 精度(E300)(um) | 3.5 | 5  | 7  | 8  | 18 | 50 | 210 |

综合本方案对螺母和丝杆间背隙和运动传递精度的要求和加工成本上的考虑，对滚珠丝杆选用了 C5 级精度加工。

(3) 丝杆导程

滚珠丝杆的传动效率 $\eta$ 计算方法和梯形丝杆的计算方法相同。摩擦系数越小，导程角越大时，传动效率越高。摩擦系数为钢珠与丝杆导轨之间滚动摩擦系数，根据经验一般取 0.006。导程角与丝杆截面直径和导程有关，根据本方案尺寸要求，截面直径取 20mm，而导程应尽量取大，在工艺许可范围内，本方案选用了 20mm 直径滚珠丝杆可取的最大导程 20mm。此时可计算 $\eta = 98.0\%$ 。按丝杆直径加导程的命名方式，命名其为 2020 型滚珠丝杆。

(4) 钢珠选用与背隙

滚珠丝杆钢珠的选用与直径、导程和螺母类型的选择有关，2020 型端盖螺母式滚珠丝杆一般选用 3.175mm 直径的钢珠。在无预压的情况下钢珠大小对螺母与丝杆之间背隙的影响如下表 2.4 所示，可知此时螺母与丝杆之间背隙为 0.04mm。该背隙的存在可能造成自由振动的加速度和位移时程曲线存在毛刺。

表 2.4 钢珠直径与背隙关系

|            |         |             |             |            |
|------------|---------|-------------|-------------|------------|
| 钢珠直径 (mm)  | 0.8~1.2 | 1.588~2.381 | 2.778~4.762 | 6.35~7.938 |
| 最大轴向背隙(mm) | <0.01   | <0.01       | <0.04       | <0.07      |

背隙的消除可使用双螺母垫片式消隙，如图 2.19 所示，一个螺母将由两个副螺母组成，通过在两个副螺母中间加入垫片对它们产生预压力，该预压力消除了导轨与钢珠之间的背隙。出于成本的考虑本方案中还未采用该方法，在未来对本方案的改进中可考虑使用这种方法。

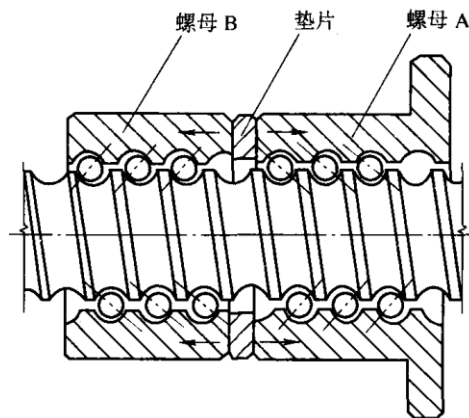


图 2.19 双螺母垫片式消隙示意图

### (5) 丝杆行程设计

由于自由振动实验框架设计最大位移不会超过 100mm，每个螺母的最大直线运动距离为框架最大位移的 2 倍，并考虑到导体盘之间预留气隙、两种螺纹之间预留的无螺纹部分以及螺母的自身长度，故左右两部分的螺纹行程分别设计为 235mm。丝杆两端为了能够同时适应夹具夹紧和钢索连接两种连接方式，设计为带中心通孔的半圆形扁位，如图 2.20 所示。

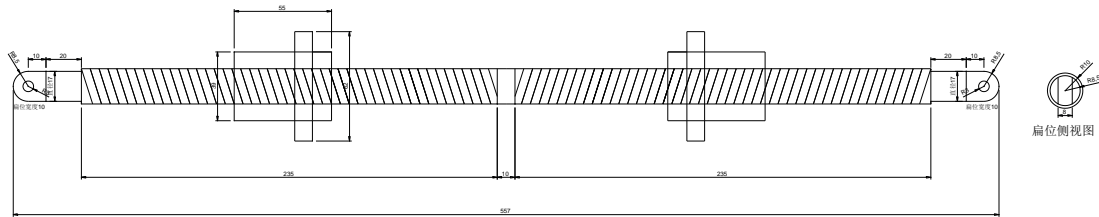
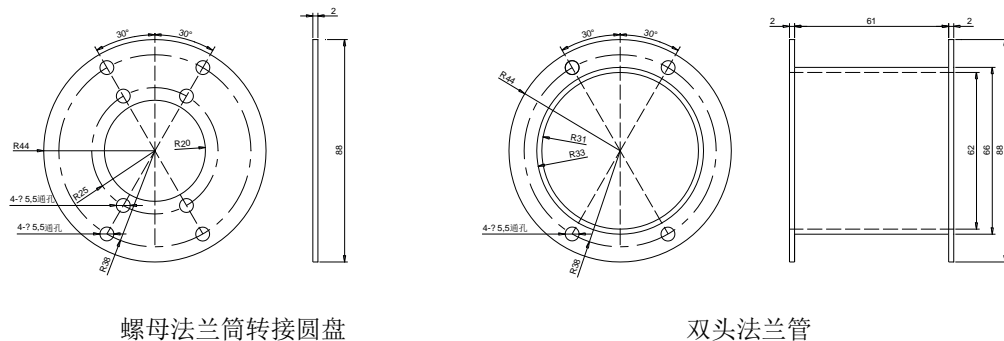


图 2.20 2020 滚珠丝杆设计图

## 2.6.2 转盘与连接部设计

由于当惯容系统工作过程中必须保持导体盘和磁体盘在轴线方向上同向运动、转动方向上反向运动，故需要使用旋转轴承连接两盘，但若直接将导体盘和磁体盘安装在两个螺母上，为了使导体盘和磁体盘间气隙较小以便发挥电涡流效应，将同时导致两螺母之间距离过小无法充分发挥行程，故需要设计悬架来连接转盘和螺母，将转盘悬挑出螺母，以满足工作过程中螺母之间间距保持与行程相同。

针对 2020 型滚珠丝杆设计了一套铝合金悬架，由于丝杆对惯容器的放大效应非常大，故为了减轻悬架质量材质选用了高强度低密度的 6061T6 号铝合金，其尺寸如图 2.21 所示。2080 型梯形丝杆也设计了一套铝合金悬架，如图 2.22 所示，旨在同 2020 型滚珠丝杆比较不同丝杆条件的摩擦性能差别。悬架内筒筒径必须满足在连接螺母和转盘的条件不与丝杆接触，法兰端的尺寸和孔位需与丝杆的制式螺母匹配。



螺母法兰筒转接圆盘

双头法兰管

图 2.21 2020 型滚珠丝杆铝合金悬架设计图

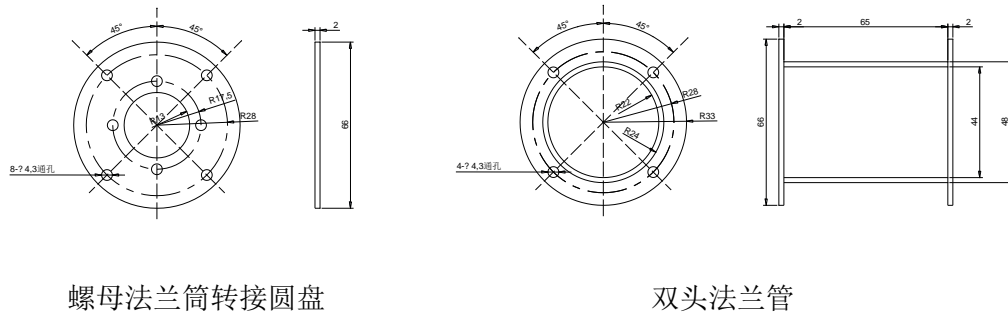


图 2.22 2080 型梯形丝杆铝合金悬架设计图

电涡流惯容系统的导体盘选材一般选用导电效应较好的铜或铝，铜的电阻率为  $1.75 \times 10^{-8} \Omega \cdot \text{m}$ ，铝的电阻率为  $2.85 \times 10^{-8} \Omega \cdot \text{m}$ ，铜具有更好的导电性，但铜的密度约为铝的密度的 3 倍，为了在相对较小的装置质量下获得更大的电涡流效应，本方案中的导体盘选用了 1060 号铝材，铝 1060 电阻率为  $2.85 \times 10^{-8} \Omega \cdot \text{m}$ ，密度为  $2.68 \times 10^{-8} \text{kg/m}^3$ 。

磁体盘则选择使用 Q235 铁盘，一方面铁盘可以通过磁吸的方式方便地固定永磁体，同时铁盘作为导磁材质还能够发挥导磁体的作用，加大永磁体的磁感应强度。

永磁体选用磁性最强的钕铁硼材质，理论上讲，永磁体磁性越强，电涡流阻尼越大，同时永磁的价格也越贵。目前标号 N35、N40 与 N45 的钕磁铁市场价格分别为 15、20~30~40 万元每吨。本方案采用直径 20mm、厚度 10mm 的标号 N35 的钕铁硼永磁体，剩磁约 1.2T；矫顽力与内禀矫顽力分别为  $8.7 \times 10^5 \text{Am}^{-1}$ ； $9.6 \times 10^5 \text{Am}^{-1}$ ；最大磁能积为  $2.8 \times 10^5 \text{Jm}^{-3}$ ，单个质量为 23.9g。

为满足导体盘磁体盘的转动惯量相等，2020 滚珠丝杆方案中设计转盘的直径为 140mm，导体盘的厚度为 8.7mm，磁体盘的厚度为 1mm，磁体盘上搭载 8 颗永磁体，永磁体距离盘中心 54mm 布置，如图 2.23 所示；2080 梯形丝杆方案由于导程较大，放大效应较小，故设计了较大的 180mm 直径的转盘，为满足导体盘磁体盘的转动惯量相等，导体盘的厚度为 7mm，磁体盘的厚度为 1mm，磁体盘上搭载 8 颗永磁体，永磁体距离盘中心 77mm 布置，如图 2.24 所示。



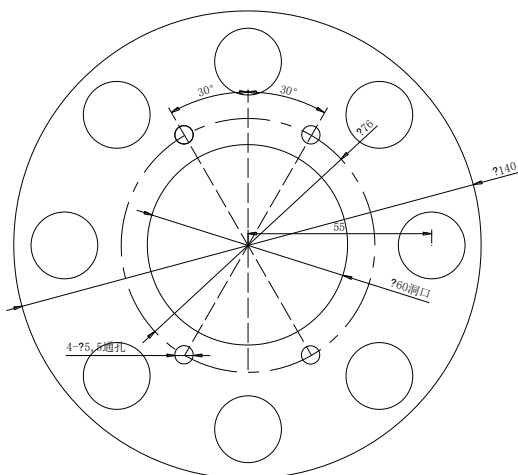


图 2.23 2020 型滚珠丝杆方案磁体盘

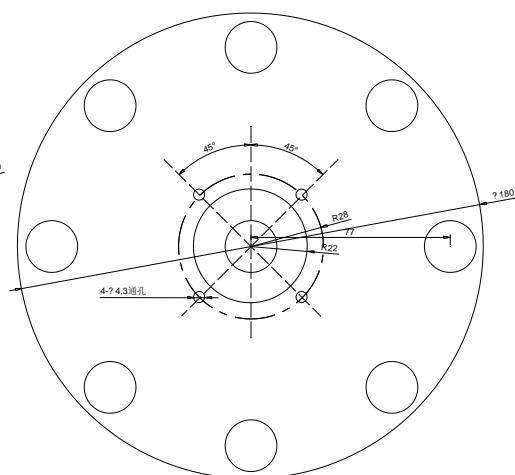


图 2.24 2080 型梯形丝杆方案磁体盘

根据式 2.5 计算 2020 型滚珠丝杆方案中转动体的表观质量如表 2.5。

表 2.5 2020 型滚珠丝杆方案表观质量计算表

|            | $R_1$ (mm) | $R_2$ (mm) | $h$ (mm) | $V(\text{mm}^3)$ | $\rho(\text{g}/\text{mm}^3)$ | $M(\text{g})$ | $J(\text{g} \cdot \text{mm}^2)$ | $b(\text{kg})$ |
|------------|------------|------------|----------|------------------|------------------------------|---------------|---------------------------------|----------------|
| 转接盘        | 44         | 20         | 2        | 9646             | 0.0028                       | 27.0          | 31546                           | 3.11           |
| 法兰筒<br>法兰部 | 44         | 31         | 2        | 6123             | 0.0028                       | 17.1          | 24833                           | 2.45           |
| 法兰筒<br>筒部  | 33         | 31         | 61       | 24517            | 0.0028                       | 68.6          | 70364                           | 6.94           |
| 磁体盘        | 70         | 30         | 1        | 12560            | 0.0079                       | 98.6          | 285928                          | 28.19          |
| 铝盘         | 70         | 31         | 8.7      | 107606           | 0.0027                       | 288.4         | 845106                          | 83.32          |
| 永磁体        | -          | -          | -        | -                | -                            | 23.9          | 69692                           | 54.97          |
| 总合         |            |            |          |                  |                              | 838.1         | 1991730                         | 196.38         |

由表中可知，总表观质量即等效质量为 196.38kg，而磁体盘加上永磁体的表观质量为 83.16kg，与铝盘的表观质量 83.32kg 基本相等，满足自平衡条件。

根据式 2.4 计算 2080 型梯形丝杆方案中转动体的表观质量如表 2.6。

表 2.6 2080 型梯形丝杆方案表观质量计算表

|            | $R_2$<br>(mm) | $R_1$ (mm) | $h$ (mm) | $V$ (mm <sup>3</sup> ) | $\rho$ (g/mm <sup>3</sup> ) | $M$ (g) | $J$ (g·mm <sup>2</sup> ) | $b$ (kg) |
|------------|---------------|------------|----------|------------------------|-----------------------------|---------|--------------------------|----------|
| 转接盘        | 33            | 13         | 2        | 5778                   | 0.0028                      | 16.2    | 10176                    | 0.06     |
| 法兰筒<br>法兰部 | 33            | 22         | 2        | 3799                   | 0.0028                      | 10.6    | 8367                     | 0.05     |
| 法兰筒<br>筒部  | 24            | 22         | 65       | 18777                  | 0.0028                      | 52.6    | 27865                    | 0.17     |
| 磁体盘        | 90            | 22         | 1        | 23914                  | 0.0079                      | 187.7   | 805723                   | 4.97     |
| 铝盘         | 90            | 22         | 7        | 167400                 | 0.0027                      | 448.6   | 1925525                  | 11.87    |
| 永磁体        | -             | -          | -        | -                      | -                           | 23.9    | 141703                   | 6.99     |
| 总合         |               |            |          |                        |                             | 1007.6  | 3974423                  | 24.49    |

由表中可知，总表观质量即等效质量为 24.49kg，而磁体盘加上永磁体的表观质量为 11.95kg，与铝盘的表观质量 11.87kg 基本相等，满足自平衡条件。

### 2.6.3 电涡流惯容系统模型组装

在 2.3 节的图 2.2 的概念设计中，导体盘与磁体盘通过轴承连接有转动轴承，目的是连接两盘传递拉力或压力、限制两者之间的相对直线运动，但允许两者能够进行相对转动。该设计是为了使电涡流惯容系统能够适应实际大框架的纯拉力系统，但在本文试验中为了能够在缩尺框架中测试电涡流惯容系统性能，并减小电涡流惯容系统在缩尺框架中的摩擦和稳定性，本文设计了通过两个带座轴承将电涡流惯容系统中两个螺母固定在底座上，以达到限制导体盘与磁体盘之间相对直线位移但允许相对转动位移的效果，如图 2.25 所示。由于模型加工必然会存在的误差而引起的对中问题，会导致轴承处有较大的附加摩擦，所以对轴承要求有一定的调心能力，并且也需要使轴承自身的转动摩擦尽量减小。本方案中采用了 TR 牌的 PA208 型调心轴承支座，并且支座搭载了摩擦最小的自润滑氧化锆陶瓷材质轴承，以达到最大限度地提供调心能力，减小摩擦的效果。

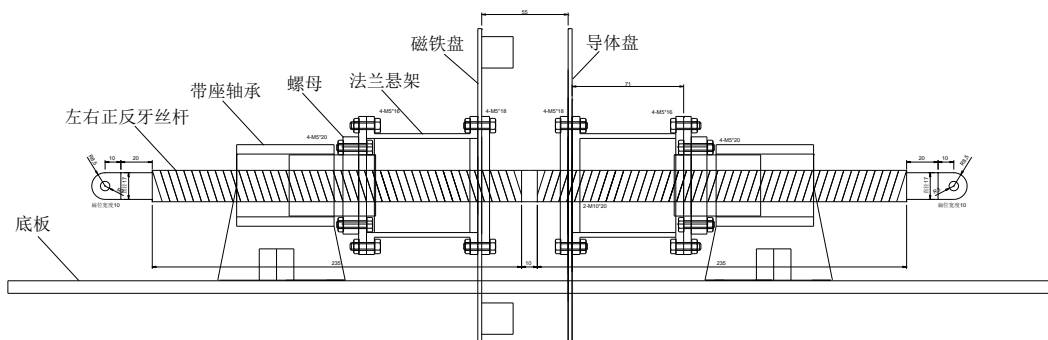


图 2.25 电涡流惯容系统模型组装示意图



图 2.26 2080 梯形丝杆电涡流惯容系统模型组装实物图

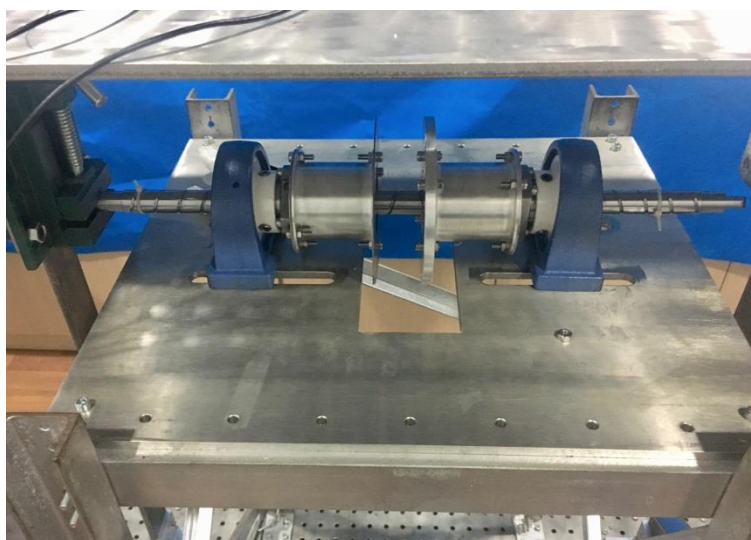


图 2.27 2020 滚珠丝杆电涡流惯容系统模型组装实物图

## 2.7 本章小结

本章对普通螺纹丝杆旋转式电涡流惯容系统进行了受力分析，从理论上证明其定子转动方向上无法保持自平衡，并对自平衡式电涡流惯容系统转动方向和轴线方向上的受力进行了分析，转动方向上的受力分析证明了电涡流惯容系统在工作过程中转动方向上能够实现力矩平衡，证明了该方案在无需定子存在的情况下就能够保持自平衡；由线方向上的受力分析可知该电涡流惯容系统的消能减震能力主要来源于电涡流效应和惯容器效应的共同作用，确定了影响电涡流效应和惯容器效应的参数，并且证明了左右正反牙丝杆的设计能够获得相比普通螺纹丝杆旋转式电涡流惯容系统两倍的电涡流放大效应，并且使导体

盘和磁体盘能够共同发挥惯容器作用；根据参数要求和自平衡要求，完成了对自平衡式电涡流惯容系统模型的设计。

## 第3章 自平衡式电涡流惯容系统试验研究

### 3.1 引言

第二章对自平衡式电涡流惯容系统的物理模型进行了阐述,并对电涡流惯容系统在运动状态下的轴向和转动方向上的受力进行了分析,在理论上证明了该电涡流惯容系统的自平衡能力以及消能减震能力,并设计出了电涡流惯容系统的实验装置。本章首先介绍了试验目的及思路,对试验装置实物及相关构造进行了描述,对试验测量装置进行了介绍,对试验工况进行了设计,然后对五种不同阻尼工况下的装置进行了自由振动衰减试验分析,最后对试验测量值与理论计算值进行了对比。

### 3.2 试验概况

#### 3.2.1 试验目的及思路

在第二章中提出了自平衡式电涡流惯容系统的物理模型,阐述了该物理模型耗能单元的组成。为了验证电涡流惯容系统的摩擦阻尼部分耗能性能、电涡流阻尼部分耗能性能、惯容器部分的调谐能力以及其自平衡性能,设计了采用缩尺单自由度框架自由振动试验对该惯容系统进行试验。

#### 3.2.2 试验装置设计

##### 3.2.2.1 自由振动框架设计

为保证试验框架明显的侧向位移及较强的面外刚度,框架采用单层空间立体框架,楼板采用厚度 8mm 的刚性板,柔柱选用一字型截面,柱脚及框架节点均采用角钢连接,试验时可通过在底板上放置配重来保证柱脚刚性,柔柱的设计主要要考虑以下几个因素:

- (1): 框架抗侧刚度的影响;
- (2): 柔柱竖向屈曲承载力;
- (3): 框架结构自振周期;

框架结构变形示意图:

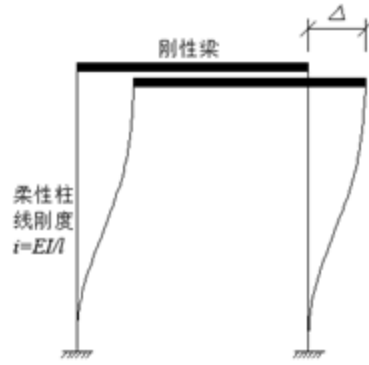


图 3.1 框架变形图

内力图如下:

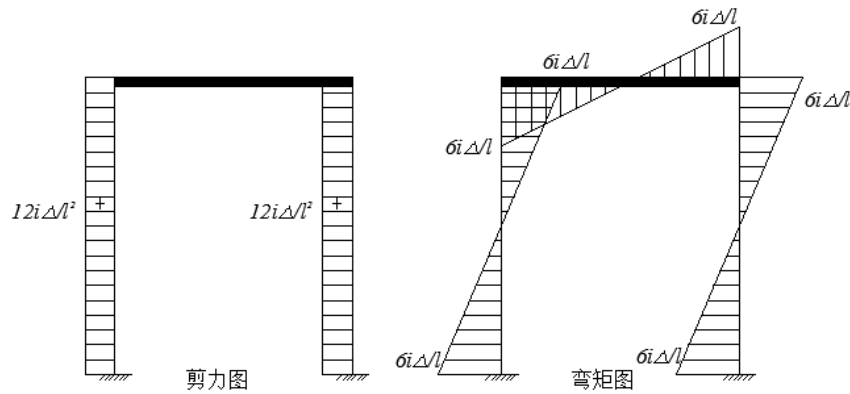


图 3.2 框架内力图

由结构力学等截面超静定杆的杆端弯矩和剪力知<sup>[55]</sup>，一字型柱抗侧刚度为

$$K = \frac{12i}{l^2} = \frac{12EI}{l^3} = \frac{Ebh^3}{l^3} \quad (3.1)$$

即抗侧刚度由板柱宽度  $b$  及高厚比  $h/l$  决定，当采用孔径 8mm 的双排孔时，由螺栓孔距构造知，边距取  $2d = 16\text{mm}$ ，中距  $3d = 24\text{mm}$ ，分别取边距 15mm，中距 30mm，即  $b = 30 + 15 \times 2 = 60\text{mm}$ ，高度选为  $l = 1000\text{mm}$ ，厚度  $h = 10\text{mm}$ 。框架各部分尺寸如图 3.3、图 3.4 所示。

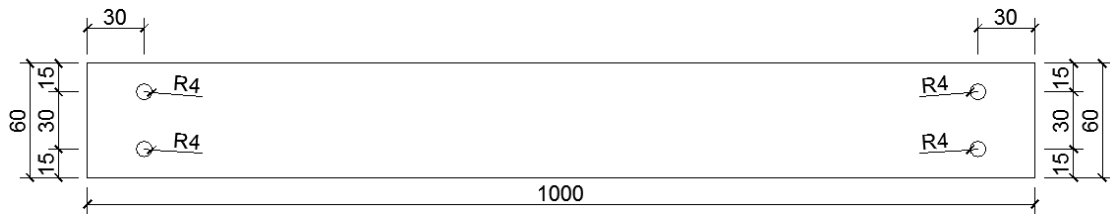


图 3.3 框架柱平面图

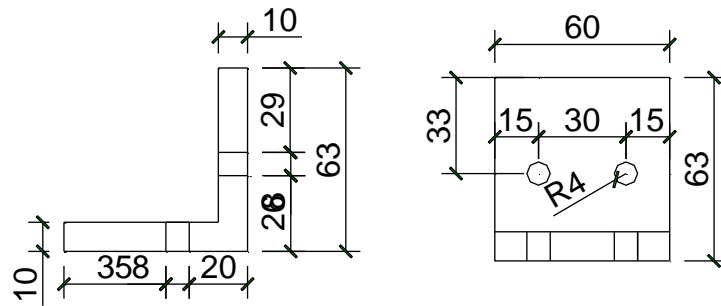


图 3.4 框架连接角钢平面图

此时，在刚接假定下单个框架柱抗侧刚度 $K_C$ 、框架总体抗侧刚度 $K_0$ 为：

$$K_C = \frac{Ebh^3}{l^3} = \frac{206 \times 10^6 \times 60 \times 10^3}{1000^3} = 12360N/m$$

$$K_{0g} = 4K_C = 49440N/m$$

而若将柱子视为一端刚接一端铰接，刚度将折减为刚接下的四分之一，即

$$K_{0j} = 12360N/m$$

框架实际刚度将在这两者之间。

柔柱屈曲承载力验算如下：

由欧拉公式，柔柱屈曲荷载

$$F = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} = \frac{3.14^2 \times 206 \times 10^3 \times 60 \times 10^3}{12 \times (1 \times 1000)^2} = 10155.4N$$

楼板的质量加上用于固定楼板的角钢的质量以及连接电涡流惯容系统的夹具共为：

$$m_1 = 27.35kg$$

单根框架柱承受的重量为

$$G = \frac{1}{4} m_1 g = \frac{1}{4} \times 27.35 \times 9.8 = 66.54 < F$$

现计算框架结构自振周期，需先计算单自由度系统模态质量 $m$ 。

悬臂梁：截面尺寸为 $B \times W = 0.06m \times 0.003m$ ，长度 $L = 1m$ ，密度取为 $\rho = 7850kg/m^3$ 。以悬臂梁自由端的阵型位移进行归一，四根悬臂梁的模态振动质量为：

$$m_{eq} = 4 \int_0^L m(x) \varphi(x)^2 dx \quad (3.2)$$

其中,  $m(x)$  表示柔性柱的质量分布函数, 在本试验中可认为是均匀分布的:  $\varphi(x)$  为受压柔性柱的阵型函数, 经过阵型归一 (使悬臂端的位移为 1) 后, 其边界条件为:

$$x = 0, \varphi(x) = 0$$

$$x = l, \varphi(x) = 1$$

由此边界条件和结构力学知识可知:

$$\varphi(x) = x^2(3L - 2x) / L^3 \quad (3.3)$$

经过积分计算可得:

$$m_{eq} = 2.99\text{kg}$$

综上可以得到振动系统的模态质量为:

$$M_0 = m_{eq} + m_1 = 34.35\text{kg}$$

框架结构自振周期的计算:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{2K}} = 2\pi \sqrt{\frac{34.36}{2 \times 24720}} = 0.17 \quad (3.4)$$

自振周期的调节可以通过在楼板上设置配重完成。下面进行框架结构弹塑性分析, 柱绕弱轴方向弹性截面模量为:

$$W = \frac{bh^2}{6} \quad (3.5)$$

当截面最外边缘的正应力达到屈服点  $f_y$  时, 截面承受的弯矩即屈服弯矩  $M_e$  为:

$$M_e = Wf_y \quad (3.6)$$

由框架内力图知柱端弯矩  $M$  与层间位移  $\Delta$  的关系为:

$$M = \frac{3EhW\Delta}{l^2} \quad (3.7)$$

可知框架层间弹性位移为:

$$\Delta = \frac{f_y l^2}{3Eh} = \frac{235 \times 1000^2}{3 \times 206 \times 10^3 \times 10} = 38\text{mm}$$

由于电涡流惯容系统试验要进行多次改变参数进行试验, 故框架释放的初始位移不宜大于框架的弹性位移, 避免框架柱出现塑性而影响试验的顺利进行, 故设定最大位移为 35mm。

自由振动框架上安装一 T 型悬臂构件如图 3.5 所示, 目的是连接电涡流惯容系统使电涡流惯容系统与自振框架共同工作。



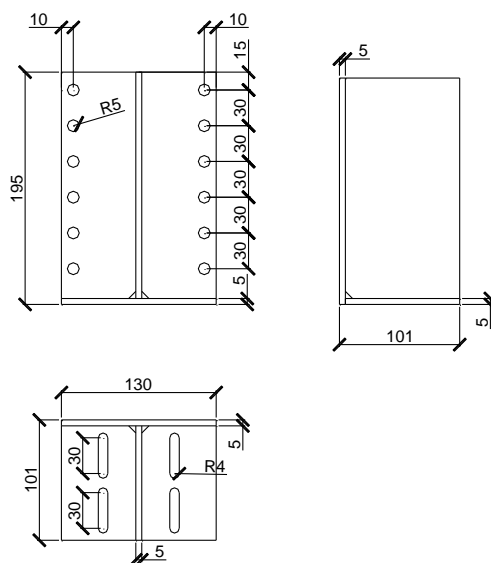


图 3.5 T 型悬臂构件设计图

该 T 型截面惯性矩为  $1074133\text{mm}^4$ ，根据悬臂柱刚度计算公式可得

$$K_c = \frac{3EI}{l^3} = \frac{3 \times 206 \times 10^6 \times 1074133}{195^3} = 89524664\text{N/m}$$

可知，该悬臂构件的侧向刚度为自振框架刚度的 905 倍，符合无限刚度假定，可视其为完全刚性体。

### 3.2.2.2 惯容系统刚性工作平台设计

为了在该框架中测试电涡流惯容系统性能，需设计一刚性工作平台将其悬空并保证惯容系统的相当位移，如图 3.6。

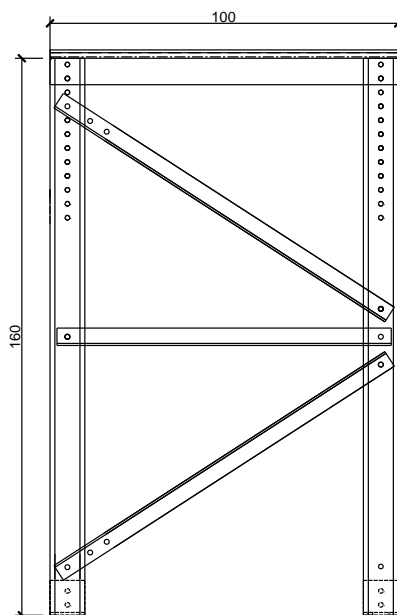


图 3.6 刚性工作平台设计图

该平台顶面采用 8mm 的刚性板，为安装电涡流惯容系统打四排长孔，以便电涡流惯容系统调节气隙，中央部分打 220×80 的洞口为导体盘磁体盘预留转动空间，如图 3.7 所示。

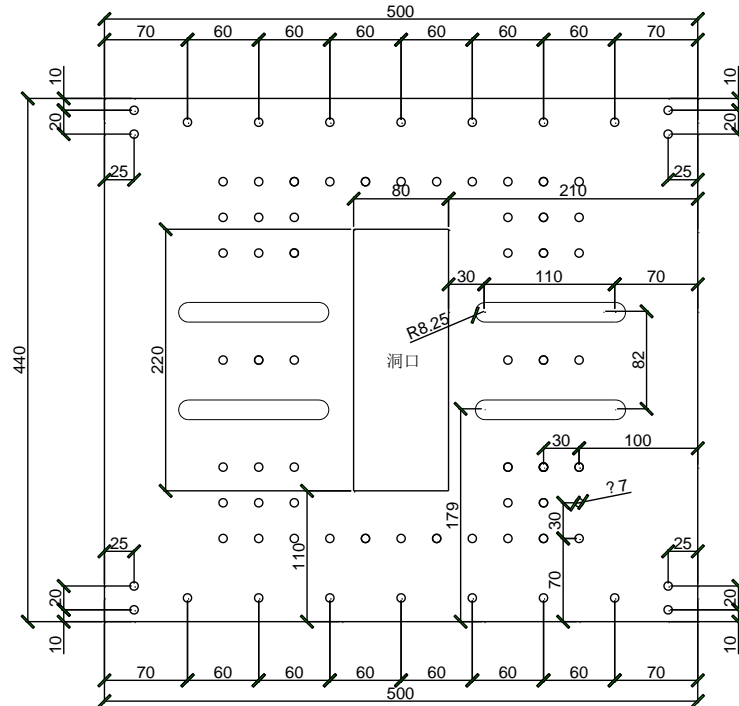


图 3.7 工作平台顶面设计图

工作平台的框架柱采用热轧普通槽钢(GB/T707—1988)[5 号, 如图 3.8 所示, 查表可知其截面惯性矩为 $2.6 \times 10^{-7} \text{m}^4$ , 顶端按 20mm 间距打孔, 以方便调节平台高度。

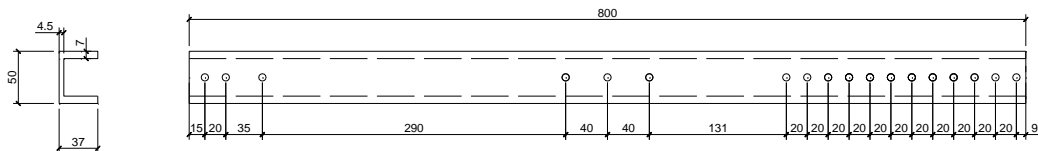


图 3.8 工作平台框架柱设计图

框架支撑采用热轧等边角钢 L 25×25×3，如图 3.9 所示。

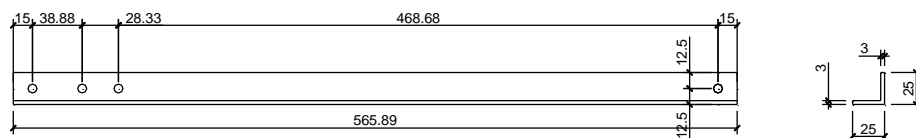


图 3.9 工作平台支撑设计图

经计算，该平台侧向刚度为 29788501N/m，可知其刚度为自振框架刚度的 300 倍，符合无限刚度假定，可视其为完全刚性体。该平台实物图如图 3.10 所示。

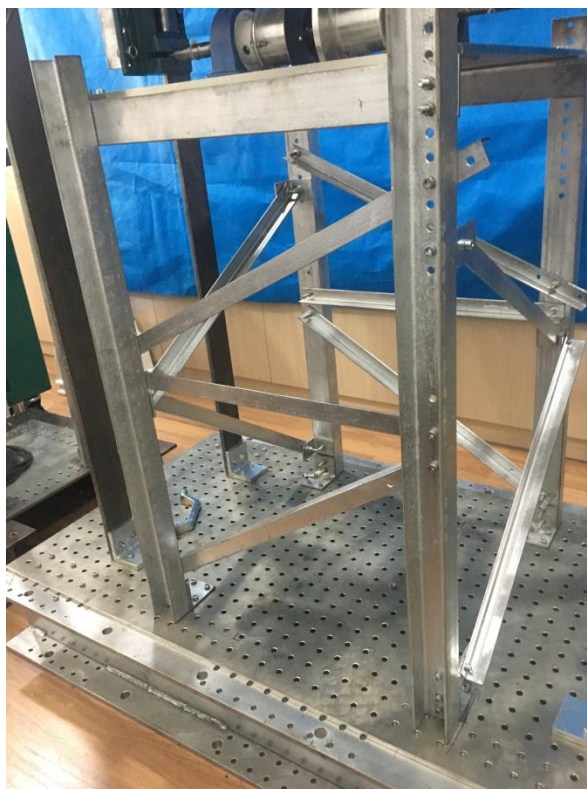


图 3.10 工作平台实物图

### 3.2.2.3 实验装置安装

整个实验装置按图 3.11 进行安装，给予自振框架初始位移后自振框架开始自由振动，对自振框架楼面通过加速度传感器和位移传感器获得其运动时程数据。自振框架楼面通过 T 形悬臂柱和夹具连接电涡流惯容系统的丝杆部分，使丝杆与楼面共同运动，而电涡流惯容系统的螺母部分通过带座轴承与刚性工作平台连接保证其与底板保持水平向静止，以此实现电涡流惯容系统在振动过程中的工作。

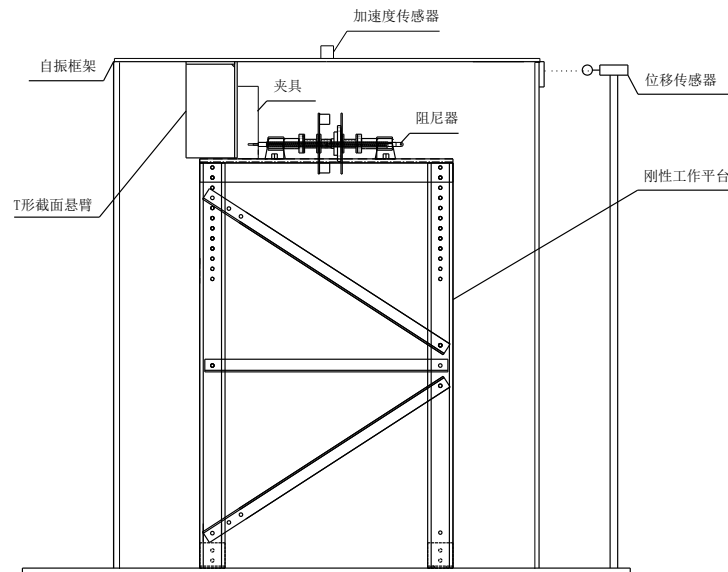


图 3.11 试验装置示意图

### 3.2.3 试验测量装置

该自由振动试验控制初始位移为 3.5cm。试验过程中框架楼板与柱刚度相比可认为使刚性楼板，即框架认为只有一个运动自由度，故在楼板上布置沿运动方向的加速度传感器即可，沿弱轴方向等间距放置三个加速度传感器，采用 PCB333B32 型加速度计，灵敏度 100mv/g，量程 50g，频率范围 0.5Hz~3kHz，加速度信号采样频率取 1000Hz。布置位移传感器是为了获取结构的位移响应。在上部平板上布置一个角钢，将位移传感器对准该角钢，通过监测位移传感器与角钢之间的距离变化来获取结构的位移响应。采用基恩士 IL300 型激光位移传感器，安装距离要求大于 100mm，测量量程为 160mm~450mm。试验中，位移信号的采样频率为 1000Hz。信号采集分析仪为北京东方振动和噪声技术研究所的 INV3062T0 型分析仪。加速度计和激光位移传感器的布置如图 3.12 所示：

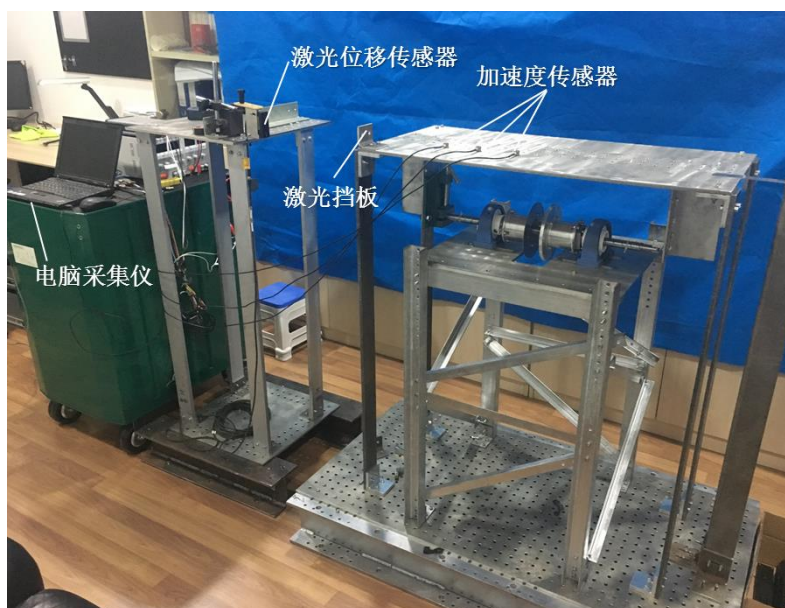


图 3.12 试验测量装置示意图

### 3.2.4 试验变量及工况

实验需要分别测试框架电涡流惯容系统摩擦效应、惯容器效应和电涡流效应，其中电涡流效应可通过改变气隙调节电涡流效应大小，并需要对自平衡性能进行测试，采用正交方式设计了工况如下表 3.1 所示：

表 3.1 工况参数表

| 选用丝杆                               | 阻尼特性                 | 气隙 $\delta/\text{mm}$ | 自平衡测试                                  |
|------------------------------------|----------------------|-----------------------|--|
| 2020 滚珠丝杆 (G20)<br>2080 梯形丝杆 (T80) | 纯框架初始阻尼 (Original)   | 20                    | 夹具夹紧限制转动<br>允许丝杆自由转动<br>(Self-Balance) |
|                                    | 摩擦阻尼 (Friction)      | 30                    |  |
|                                    | 惯容器效应 (Inerter)      | 40                    |  |
|                                    | 电涡流阻尼 (Eddy Current) |                       |  |

为方便试验记录及处理，后续工况命名原则为：

选用丝杆-阻尼特性+气隙-夹具是否夹紧限制转动

如 G20-F 表示：安装 2020 滚珠丝杆、但不安装悬架套筒和导体盘磁体盘仅测试丝杆摩擦效应的试验工况。

再如 G20-FI 表示：安装 2020 滚珠丝杆、只安装悬架套筒和导体盘磁体盘、不安装磁体盘上的永磁体的试验工况。

再如 T80-FIE20-SB 表示：安装 2080 梯形丝杆、安装悬架套筒和导体盘磁体盘、安装磁体盘上的永磁体、气隙为 20mm、夹具不夹紧允许丝杆自由转动的试验工况。

由于惯容器提供的惯容效应取决于惯容器的转动惯量，而与气隙大小无关，故对于某种材质下的惯容器工况试验只需要测试一组气隙下的阻尼即可。由上述正交工况表知，理论上可最多进行 $2 \times 4 \times 3 \times 2 = 48$ 种工况的试验，本文中选取最具代表性的 13 种工况进行试验研究，如表 3.2 所示。

表 3.2 试验工况表

|                     | 滚珠丝杆 2020  | 梯形丝杆 2080                             |
|---------------------|--|---------------------------------------|
| 纯框架自由振动 (O)         | (1)自由振动(O)                                       |                                       |
| 仅摩擦、无惯容器、无电涡流(F)    | (2)G20-F(仅连接丝杆和螺母，不安装套筒和转盘)                      | (8)T80-F(仅连接丝杆螺母，不安装套筒和转盘)            |
| 有摩擦、有惯容器、无电涡流(FI)   | (3)G20-FI(安装套筒和转盘，不安装磁铁)                         | (9) T80-FI (安装套筒和转盘，不安装磁铁)            |
| 有摩擦、有惯容器、有电涡流 (FIE) | (4)G20-FIE40(安装套筒和转盘并安装磁铁，40mm 气隙)               | (10)T80-FIE40 (安装套筒和转盘并安装磁铁，40mm 气隙)  |
|                     | (5)G20-FIE30 (安装套筒和转盘并安装磁铁，30mm 气隙)              | (11)T80-FIE30 (安装套筒和转盘并安装磁铁，30mm 气隙)  |
|                     | (6)G20-FIE20 (安装套筒和转盘并安装磁铁，20mm 气隙)              | (12)T80-FIE20 (安装套筒和转盘并安装磁铁，20mm 气隙)  |
|                     | (7)G20-FIE20-SB(安装套筒和转盘并安装磁铁，20mm 气隙，不限制转动自平衡试验) | (13)T80-FIE20-SB (20mm 气隙，不限制转动自平衡试验) |

### 3.3 试验等效为单自由度体系的物理模型

实验装置为一个强柱弱梁的单层门式框架，如图 3.13 所示，底部通过角钢栓接在刚度很大的底板上，上端由一块刚性楼板将门式框架的四臂连接起来，它在水平方向上的自由衰减振动主要为第一阶模态，并且不考虑丝杆刚度的影响，可看作是一个广义单自由度的振动系统。

根据 3.2.1 和 3.2.2 中对连接自振框架和电涡流惯容系统的悬臂夹具以及安装电涡流惯容系统的工作平台的刚度计算可知，该悬臂夹具和工作平台均可视为刚度无限大，电涡流惯容系统一端刚接地面一端刚接框架，故可知电涡流惯容系统位移、速度、加速度与结构振动将完全保持一致，符合广义单自由度物理模型假定要求。

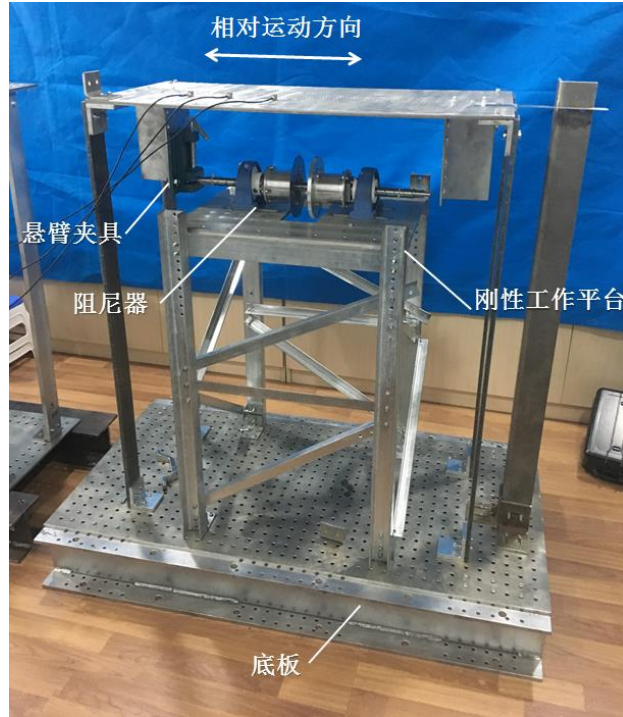


图 3.13 电涡流惯容系统装置图

设其沿  $x$  方向的位移为  $u$ ，可得框架带惯容系统的等效的单自由度运动方程：

$$(M_0 + b_d)\ddot{u} + (C_0 + C_d)\dot{u} + K_0u = 0 \quad (3.8)$$

式中：

$M_0$  为框架的原质量；

$b_d$  为惯容系统中惯容器的表观质量，由式 2.31 可知其值为导体盘、磁体盘以及法兰悬架的表观质量之和，此时惯容器效应相当于在结构上直接增加了结构等效质量<sup>[60]</sup>，故可直接将其表观质量（即惯容器等效质量）作为附加质量直接加在结构质量上；

$K_0$  为框架的固有刚度，由框架柱的尺寸和材料决定；

$C_0$  为框架的固有阻尼系数，可通过框架自由振动确定；

$C_d$  为待测量的惯容系统的阻尼系数，该值综合包括电涡流效应与摩擦效应，

即  $C_d = C_e + C_f$ ；

框架单自由度简化物理模型如图 3.14 所示。



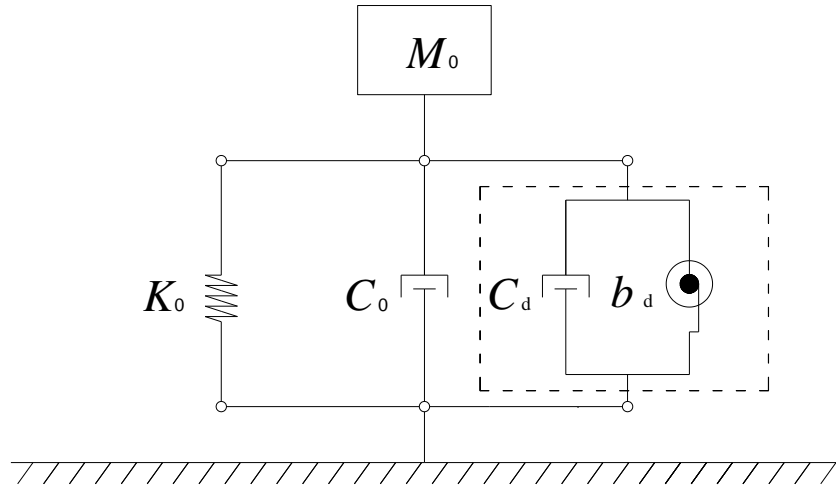


图 3.14 框架单自由度简化物理模型

图中虚线方框部分为惯容系统部分的物理模型，由于此时它与框架结构的连接悬臂可视为完全刚性，其位移与结构保持一致，故此时惯容系统部分物理模型无需再串联悬臂刚度可与结构质量块直接串联，并与框架结构固有刚度 $K_0$ 和结构固有阻尼 $C_0$ 呈并联关系。

### 3.3.1 结构在纯框架时的工作状态

当电涡流惯容系统不与框架相连接进行自由振动时（即工况 O），如图 3.14 所示，在振动系统的一端施加一初始位移后释放，系统将以一阶侧弯模态振动，即结构在固有阻尼时的自由振动，其广义单自由度运动方程为：

$$M_0\ddot{u} + C_0\dot{u} + K_0u = 0 \quad (3.9)$$

根据衰减曲线得到振动系统的阻尼固有圆频率 $\omega_0$ 。选择曲线上相隔 $T$ 个周期的 $P$ 点、 $Q$ 点，其对应的时间点分别为 $t_p$ 和 $t_q$ ，则

$$\omega_0 = \frac{2T\pi}{t_p - t_q} \quad (3.10)$$

由单自由度系统自由振动的衰减曲线和未简化的对数衰减法还可得到固有阻尼时结构的阻尼比 $\zeta_0$ ：

$$\zeta_0 = \sqrt{\frac{\delta^2}{\delta^2 + 4\pi^2 T^2}}$$

$$\delta = \ln\left(\frac{u_p}{u_q}\right) \quad (3.11)$$

式中， $u_p$ 和 $u_q$ 表示自由衰减曲线上相隔 $T$ 个周期的两个幅值。如图 3.15 所示。



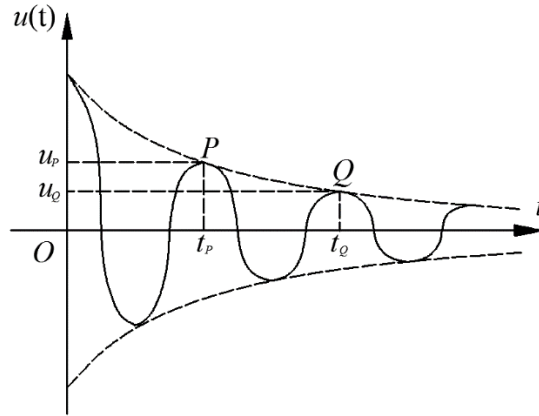


图 3.15 低阻尼体系自由振动反应

由公式 3.10 和公式 3.11 确定  $\zeta_0$  和  $\omega_0$  后, 可以确定无电涡流阻尼时振动系统无阻尼固有圆频率  $\omega_{n0}$ :

$$\omega_{n0} = \frac{\omega}{\sqrt{1 - \zeta_0^2}} \quad (3.12)$$

振动系统的固有阻尼系数  $c_0$ :

$$C_0 = 2m\omega_{n0}\zeta_0 \quad (3.13)$$

本试验还可以求得纯框架时的刚度  $K$ :

$$K = m\omega_0^2 \quad (3.14)$$

### 3.3.2 结构在惯容器作用下的工作状态

结构在无电涡流阻尼仅惯容器作用下的工作状态分两种工况。在工况 T80-F 和 G20-F 下, 当框架结构与电涡流惯容系统使用刚性悬臂相连接, 但不安装导体盘磁体盘时, 丝杆跟随框架振动带动两个螺母和法兰悬架旋转, 故此时结构质量增加丝杆质量和螺母和法兰悬架, 此时框架中仅消耗结构固有阻尼和摩擦阻尼。自由振动时其广义单自由度运动方程为:

$$(M_0 + M_S + b_0)\ddot{u} + (C_0 + C_f)\dot{u} + K_0u = 0 \quad (3.15)$$

式中  $M_S$  为丝杆质量,  $b_0$  为螺母和法兰悬架的表观质量。

在工况 T80-FI 和 G20-FI 下, 当安装导体盘磁体盘时, 增加了惯容器等效质量。自由振动时其广义单自由度运动方程为:

$$(M_0 + M_S + b_0 + b_M + b_C)\ddot{u} + (C_0 + C_f)\dot{u} + K_0u = 0 \quad (3.16)$$

式中  $b_M$ 、 $b_C$  分别为磁体盘和导体盘的表观质量, 根据第二章 2.41 式可知  $b_M = (2\pi/L_d)^2 \sum_{i=1}^n (r_{Mi2}^2 + r_{Mi1}^2) m_{Mi} / 2$ 、 $b_C = (2\pi/L_d)^2 \sum_{i=1}^n (r_{Ci2}^2 + r_{Ci1}^2) m_{Ci} / 2$ 。

### 3.3.3 结构在电涡流阻尼下的工作状态

当框架结构与惯容系统相连接，磁体盘上放置永磁体时，即工况 80-FIE 和 20-FIE 系列工况中，此时系统自由振动时其广义单自由度运动方程为：

$$(M_0 + M_S + b_0 + b_M + b_C)\ddot{u} + (C_0 + C_f + C_E)\dot{u} + Ku = 0 \quad (3.17)$$

式中 $C_e$ 为电涡流阻尼效应，由第二章 2.41 式可知 $C_e = (2\pi/L_d)^2 (\eta B)^2 R^2 t S / 2\rho$ 。

结构在有无电涡流阻尼时的试验装置分别如图 3.16 和图 3.17 所示。

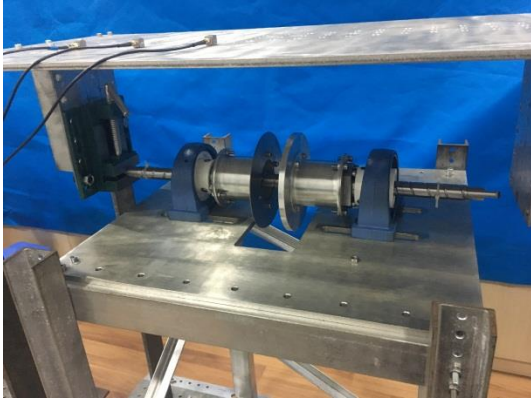


图 3.16 未放置永磁体的试验装置

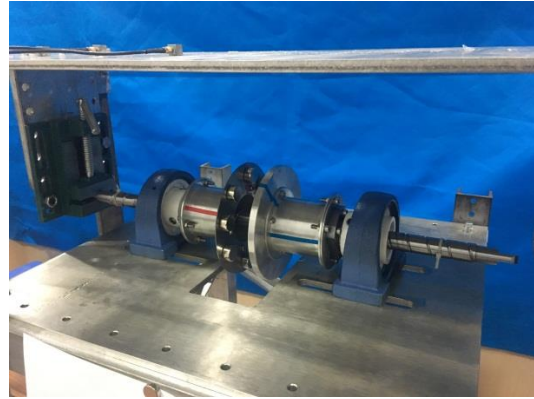
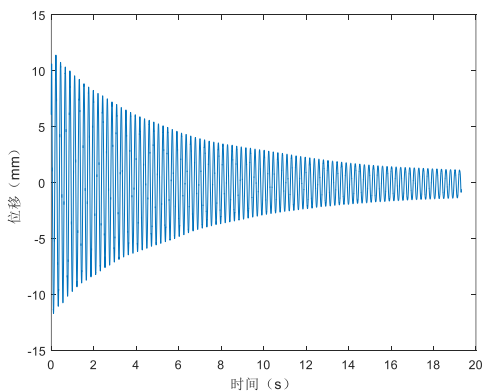


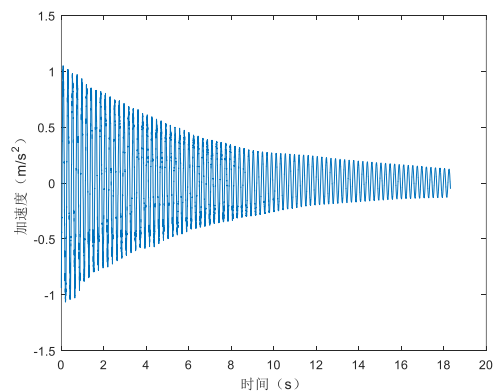
图 3.17 放置永磁体的试验装置

## 3.4 试验结果分析

### 3.4.1 纯框架系统的自由振动测试



(a) 位移时程曲线



(b) 加速度时程曲线

图 3.17 纯框架自由振动衰减曲线

对空框架进行初始位移 35mm 的自由振动测试，得到位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.17，选取位移时程曲线中几处振幅不同的 P、Q 点，由公式 3.10 和 3.13 计算阻尼比 $\zeta_0$ 和固有圆频率 $\omega_n$ ，计算表格如表 3.3，取平均值可得：

$$\zeta_0 = 0.55\%, \quad \omega_n = 28.63 \text{ rad/s}$$

$$C_0 = 2m_0\omega_n\zeta_0 = 10.03 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

表 3.3 空框架阻尼比和频率计算分析表格

| $t_p / \text{s}$ | $u_p / \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ | $t_Q / \text{s}$ | $u_Q / \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ | 周期间隔数 T | 对数衰减率 $\delta$ | 阻尼比 $\zeta_0$ | 无阻尼固有圆频率 $\omega_0 / \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ |
|------------------|--------------------------------------|------------------|--------------------------------------|---------|----------------|---------------|--|
| 0.299            | 13.14249                             | 3.602            | 7.235662                             | 15      | 0.5874         | 0.6232%       | 28.543   |
| 0.519            | 12.37557                             | 3.821            | 6.986463                             | 15      | 0.5836         | 0.6192%       | 28.551   |
| 0.741            | 11.67074                             | 4.041            | 6.736927                             | 15      | 0.5729         | 0.6079%       | 28.551   |
| 0.961            | 11.24697                             | 4.26             | 6.51526                              | 15      | 0.5583         | 0.5924%       | 28.560   |
| 1.182            | 10.81593                             | 4.479            | 6.319048                             | 15      | 0.5544         | 0.5882%       | 28.569   |
| 1.401            | 10.362                               | 4.698            | 6.113605                             | 15      | 0.5409         | 0.5739%       | 28.577   |
| 1.622            | 9.911328                             | 4.916            | 5.899071                             | 15      | 0.5348         | 0.5674%       | 28.586   |
| 1.842            | 9.518683                             | 5.135            | 5.717949                             | 15      | 0.5282         | 0.5604%       | 28.595   |
| 2.063            | 9.198392                             | 5.354            | 5.561405                             | 15      | 0.5161         | 0.5476%       | 28.621   |
| 2.283            | 8.880965                             | 5.572            | 5.406601                             | 15      | 0.5021         | 0.5327%       | 28.629   |
| 2.503            | 8.55919                              | 5.79             | 5.255597                             | 15      | 0.4892         | 0.5191%       | 28.655   |
| 2.723            | 8.232335                             | 6.007            | 5.072549                             | 15      | 0.4792         | 0.5084%       | 28.673   |
| 2.943            | 7.968072                             | 6.225            | 4.912588                             | 15      | 0.4780         | 0.5072%       | 28.682   |
| 3.163            | 7.748617                             | 6.443            | 4.744009                             | 15      | 0.4762         | 0.5053%       | 28.708   |
| 3.382            | 7.51866                              | 6.66             | 4.591141                             | 15      | 0.4843         | 0.5139%       | 28.725   |
| 平均值              |                                      |                  |                                      |         | 0.5197         | 0.5514%       | 28.632   |

得到同时根据公式 3.14 可计算框架抗侧刚度  $K_0$ ：

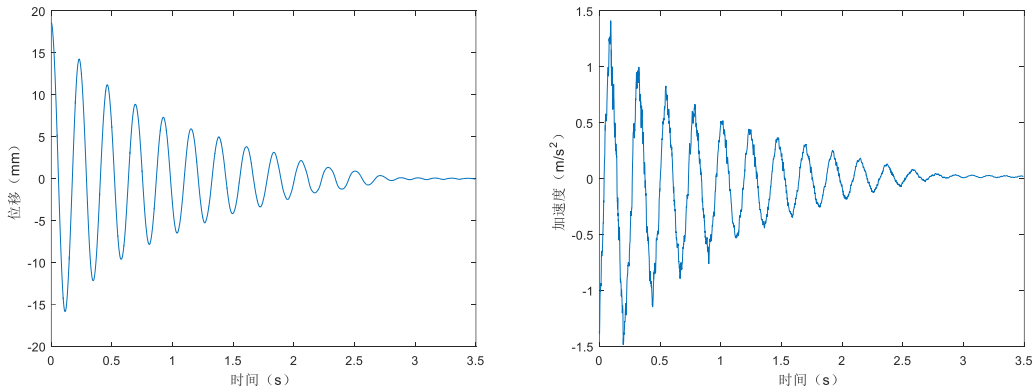
$$K_0 = m_0\omega_0^2 = 2.50 \times 10^4 \text{ N/m}$$

将该实验值介于 3.2.1 节中两端刚接理论值和一段刚接一端铰接的理论值之间, 可知框架实际组装中在连接楼板和底板时使用角钢和螺栓安装处理会有施工误差, 且楼板并非完全刚性, 框架柱不完全符合两端刚接假定, 导致了一定的刚度损失。之后的计算将选取实验值确定的实际刚度  $K_0$  来进行。

### 3.4.2 2080 型梯形丝杆试验

#### 3.4.2.1 装配丝杆框架自由振动试验

装配丝杆框架自由振动试验不安装导体盘和磁体盘以及磁铁, 只安装螺母和法兰悬架, 耗能主要途径为摩擦阻尼及螺母和法兰悬架的少量惯容效应。实验位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.18 所示。



(a) 位移时程曲线 (b) 加速度时程曲线

图 3.18 2080 型梯形丝杆的装配丝杆框架自由振动试验衰减曲线

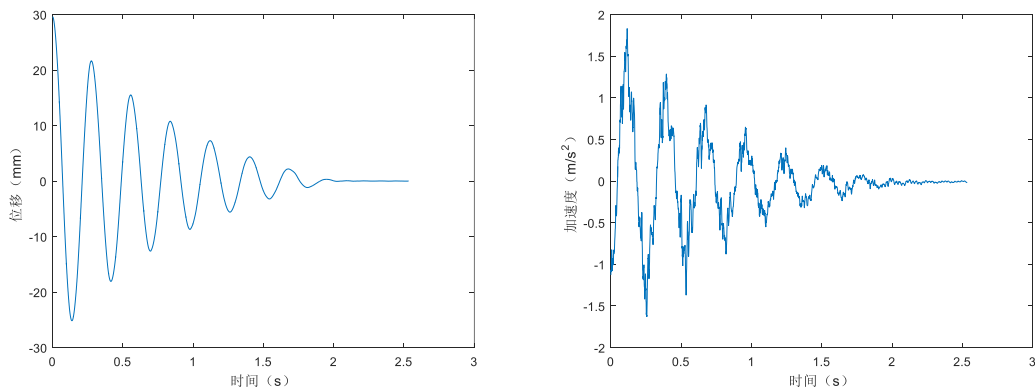
将其衰减特性假定为速度相关阻尼的对数衰减特性时,可根据位移时程曲线进行计算得到等效阻尼比 $\zeta$ 和固有圆频率 $\omega$ ,结合已知的框架结构刚度可根据公式 3.28 计算结构总质量(其中包括结构原质量和惯容器的附加等效质量),并可计算等效阻尼系数  $C$ ,计算结果如下表 3.4 所示:

表 3.4 2080 型梯形丝杆的装配丝杆试验数据分析表格

| 工况    | 等效阻尼比 $\xi$ | 固有圆频率 $\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ | 总质量 $M/\text{kg}$ | 等效阻尼系数 $C/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ |
|-------|-------------|---|-------------------|---|
| T80-F | 3.57%       | 27.43   | 33.23             | 65.32   |

### 3.4.2.2 装配惯容器框架自由振动试验

装配惯容器框架自由振动试验不安装磁铁,只安装螺母、法兰悬架和导体盘磁体盘,耗能主要途径为摩擦阻尼及螺母和法兰悬架加导体盘磁体盘的惯容效应。实验位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.19 所示。



(a) 位移时程曲线 (b) 加速度时程曲线

图 3.19 2080 型梯形丝杆的惯容器框架自由振动试验衰减曲线

此时加速度时程曲线毛刺较多,考虑主要是由于丝杆与螺母的背隙引起了振动过程中运动的不连续,未来可考虑采用双螺母垫片消除法来消除背隙,本文中主要选取位移时程曲线进行分析和模拟。

对位移时程曲线采用对数衰减法可以计算得到上述工况的等效阻尼比、固有圆频率、总质量和等效阻尼系数,计算结果如下图所示:

表 3.5 2080 型梯形丝杆的惯容器试验数据分析表格

| 工况     | 等效阻尼比 $\xi$ | 固有圆频率 $\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ | 总质量 $M/\text{kg}$ | 等效阻尼系数 $C/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ |
|--------|-------------|---|-------------------|---|
| T80-FI | 6.57%       | 22.37   | 49.94             | 147.23  |

### 3.4.2.3 装配电涡流惯容系统的框架自由振动试验

装配电涡流惯容系统的框架自由振动实验中在磁体盘上安装磁铁,耗能主要途径为摩擦阻尼及螺母、法兰悬架、导体盘磁体盘和磁铁的惯容效应。根据磁铁气隙调整分三个工况——G20FIE40、G20FIE30、G20FIE20,分别表示 40mm、30mm 和 20mm 气隙下装配电涡流惯容系统的框架自由振动试验,各工况实验位移时程曲线和加速度时程曲线分别如图 3.20、图 3.21 和图 3.22 所示,此时加速度时程曲线毛刺较多,考虑主要是由于丝杆与螺母的背隙引起的。

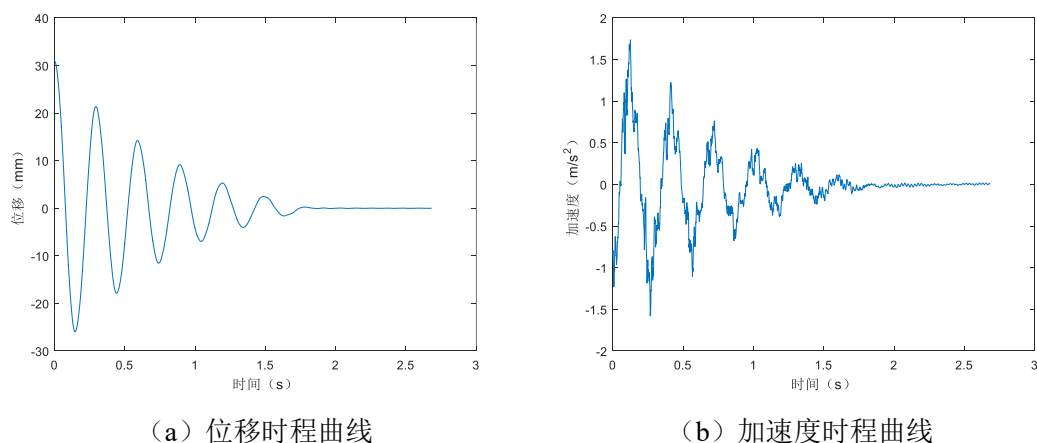
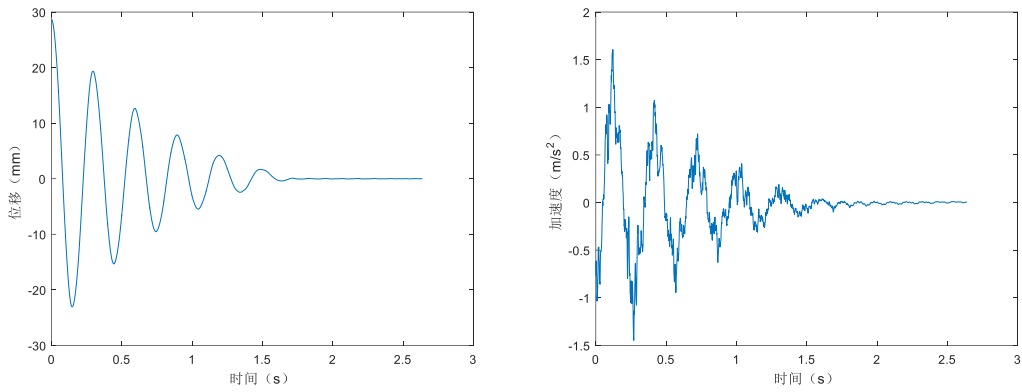
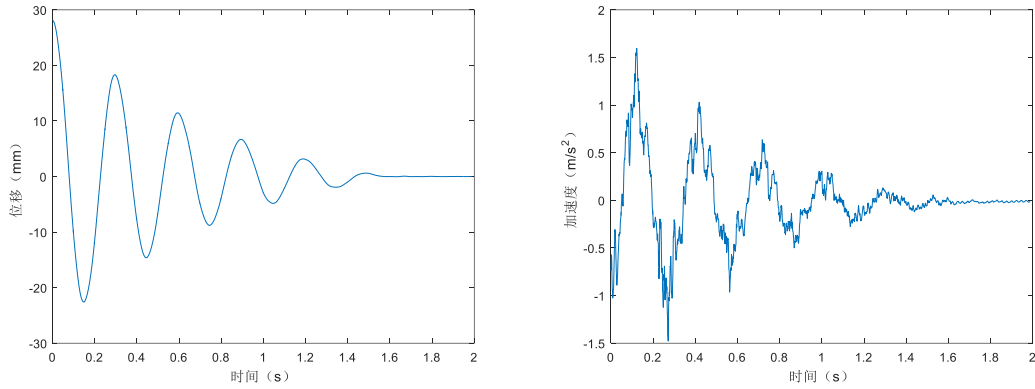


图 3.20 2080 型梯形丝杆的 40mm 气隙电涡流惯容系统的框架自由振动衰减曲线



(a) 位移时程曲线 (b) 加速度时程曲线

图 3.21 2080 型梯形丝杆的 30mm 气隙电涡流惯容系统的框架自由振动衰减曲线



(a) 位移时程曲线 (b) 加速度时程曲线

图 3.22 2080 型梯形丝杆的 20mm 气隙电涡流惯容系统的框架自由振动衰减曲线

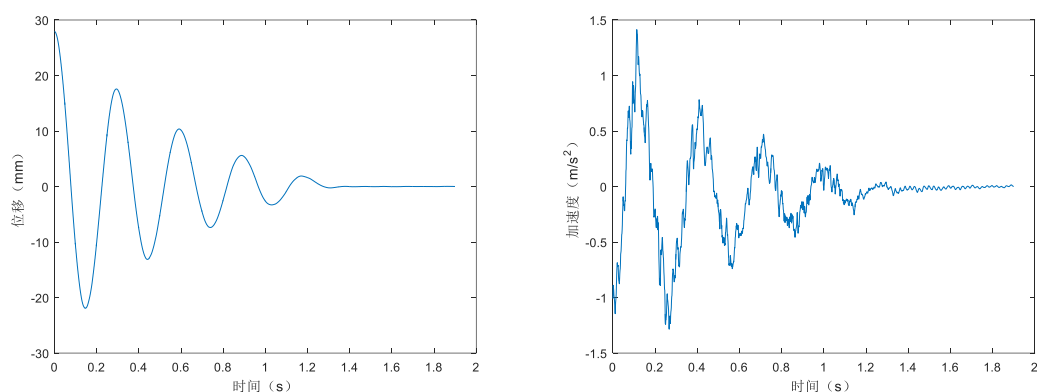
将上述工况计算结果汇总到表 3.6:

表 3.6 2080 型梯形丝杆电涡流惯容系统试验数据分析表格

| 工况        | 等效阻尼比<br>$\xi$ | 固有圆频率 $\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ | 总质量 $M/\text{kg}$ | 等效阻尼系数<br>$C/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ |
|-----------|----------------|---|-------------------|--|
| T80-FIE40 | 7.69%          | 21.05   | 56.40             | 183.41   |
| T80-FIE30 | 8.53%          | 21.06   | 56.36             | 203.01   |
| T80-FIE20 | 10.74%         | 21.07   | 56.30             | 255.27   |

### 3.4.2.4 惯容系统自平衡试验

惯容系统自平衡试验中安装磁铁,但阻尼器与结构的连接方式不是通过悬臂上的夹具夹住一段丝杆限制转动,而是使用两个悬臂在框架弱轴方向上顶住丝杆,使丝杆与框架在振动方向上共同运动但是不限制其自转,通过这种方式测试阻尼器在自平衡状态下的减震性能。实验位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.23 所示。此时加速度时程曲线毛刺较多,考虑主要是由于丝杆与螺母的背隙引起的。



(a) 位移时程曲线

(b) 加速度时程曲线

图 3.23 2080 型梯形丝杆的惯容系统自平衡试验框架自由振动衰减曲线

将上述工况计算结果汇总到表 3.7:

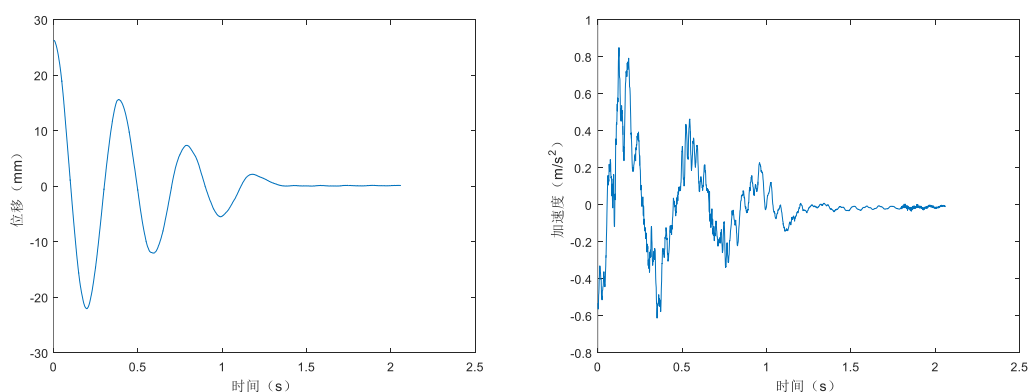
表 3.7 2080 型梯形丝杆的惯容系统自平衡试验数据分析表格

| 工况           | 等效阻尼比 $\xi$ | 固有圆频率 $\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ | 总质量 $M/\text{kg}$ | 等效阻尼系数 $C/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ |
|--------------|-------------|---|-------------------|---|
| T80-FIE20-SB | 10.77%      | 21.21   | 55.57             | 254.21  |

### 3.4.3 2020 型滚珠丝杆试验

#### 3.4.3.1 装配丝杆框架自由振动试验

装配丝杆框架自由振动试验不安装导体盘和磁体盘以及磁铁,只安装螺母和法兰悬架,耗能主要途径为摩擦阻尼及螺母和法兰悬架的少量惯容效应。实验位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.24 所示。此时加速度时程曲线毛刺较多,考虑主要是由于丝杆与螺母的背隙引起的。



(a) 位移时程曲线

(b) 加速度时程曲线

图 3.24 2020 型滚珠丝杆的装配丝杆框架自由振动试验衰减曲线



将其衰减特性假定为速度相关阻尼的对数衰减特性时,可根据位移时程曲线进行计算得到等效阻尼比 $\zeta$ 和固有圆频率 $\omega$ ,结合已知的框架结构刚度可根据公式 3.28 计算结构总质量(其中包括结构原质量和惯容器的附加等效质量),并可计算等效阻尼系数 $C$ ,计算结果如下表 3.8 所示:

表 3.8 2020 型滚珠丝杆的装配丝杆试验数据分析表格

| 工况    | 等效阻尼比 $\xi$ | 固有圆频率 $\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ | 总质量 $M/\text{kg}$ | 等效阻尼系数 $C/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ |
|-------|-------------|---|-------------------|---|
| G20-F | 11.88%      | 15.97   | 99.98             | 379.39  |

### 3.4.3.2 装配惯容器框架自由振动试验

装配惯容器框架自由振动试验不安装磁铁,只安装螺母、法兰悬架和导体盘磁体盘,耗能主要途径为摩擦阻尼及螺母和法兰悬架加导体盘磁体盘的惯容效应。实验位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.25 所示。此时加速度时程曲线毛刺较多,考虑主要是由于丝杆与螺母的背隙引起的。:

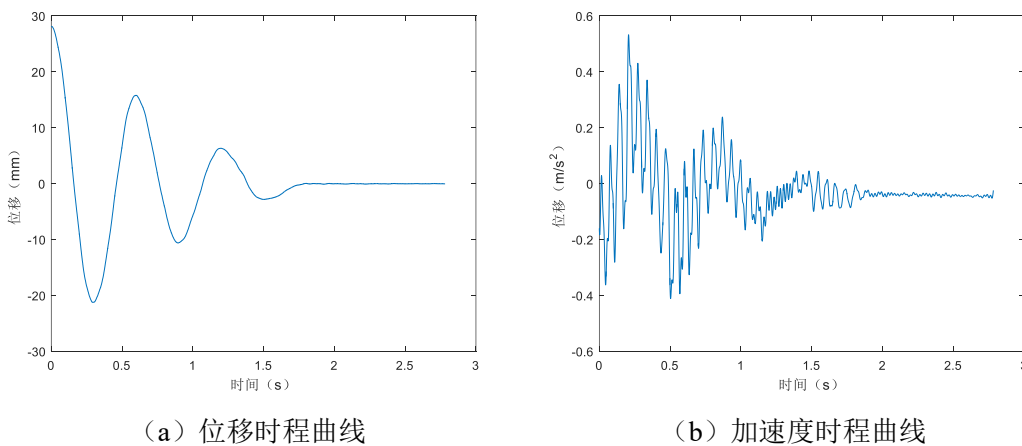


图 3.25 2020 型滚珠丝杆的惯容器框架自由振动试验衰减曲线

对位移时程曲线采用对数衰减法可以计算得到上述工况的等效阻尼比、固有圆频率、总质量和等效阻尼系数,计算结果如下表 3.9 所示:

表 3.9 2020 型滚珠丝杆的惯容器试验数据分析表格

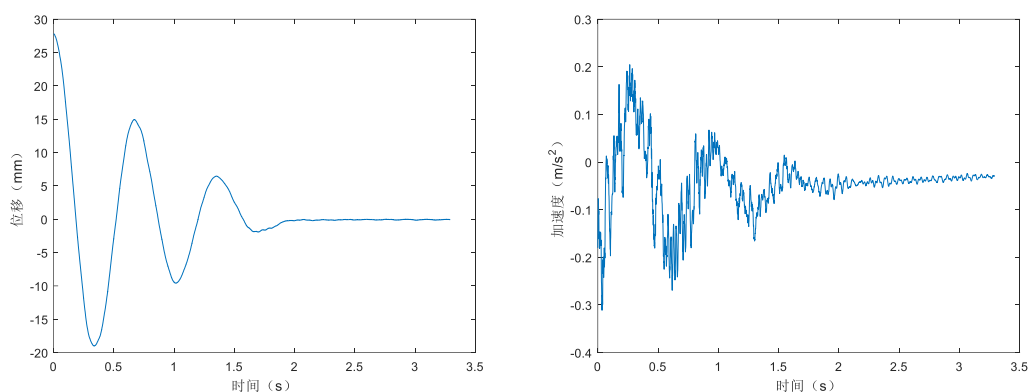
| 工况     | 等效阻尼比 $\xi$ | 固有圆频率 $\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ | 总质量 $M/\text{kg}$ | 等效阻尼系数 $C/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ |
|--------|-------------|---|-------------------|---|
| G20-FI | 11.81%      | 10.46   | 233.29            | 576.38  |

### 3.4.3.3 装配电涡流惯容系统的框架自由振动试验

装配电涡流惯容系统的框架自由振动实验中在磁体盘上安装磁铁,耗能主要途径为摩擦阻尼及螺母、法兰悬架、导体盘磁体盘和磁铁的惯容效应。根据磁铁



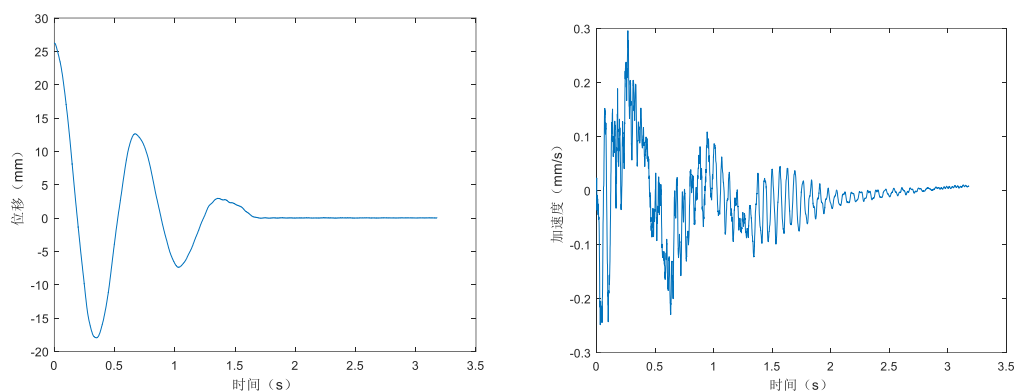
气隙调整分三个工况——G20FIE40、G20FIE30、G20FIE20，分别表示 40mm、30mm 和 20mm 气隙下装配电涡流惯容系统的框架自由振动试验，各工况实验位移时程曲线和加速度时程曲线分别如图 3.26、图 3.27 和图 3.28 所示。此时加速度时程曲线毛刺较多，考虑主要是由于丝杆与螺母的背隙引起的。



(a) 位移时程曲线

(b) 加速度时程曲线

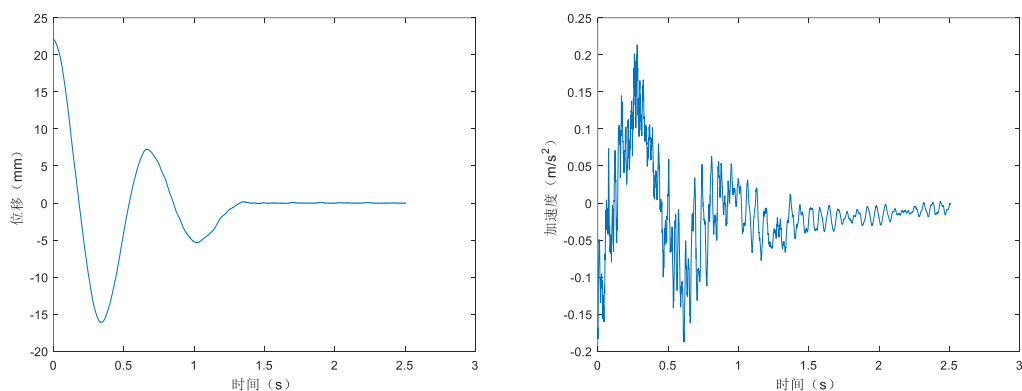
图 3.26 2020 型滚珠丝杆的 40mm 气隙电涡流惯容系统的框架自由振动衰减曲线



(a) 位移时程曲线

(b) 加速度时程曲线

图 3.27 2020 型滚珠丝杆的 30mm 气隙电涡流惯容系统的框架自由振动衰减曲线



(a) 位移时程曲线

(b) 加速度时程曲线

图 3.28 2020 型滚珠丝杆的 20mm 气隙电涡流惯容系统的框架自由振动衰减曲线

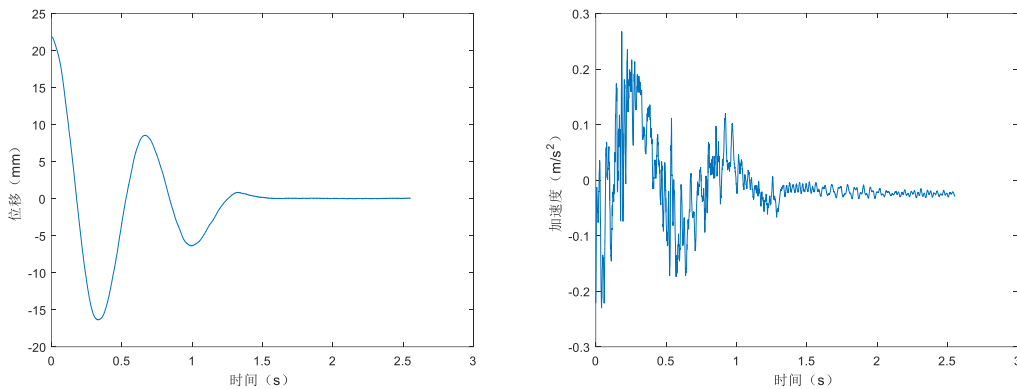
将上述工况计算结果汇总到表 3.10:

表 3.10 2020 型滚珠丝杆的 20mm 气隙电涡流惯容系统试验数据分析表格

| 工况        | 等效阻尼比<br>$\xi$ | 固有圆频率 $\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ | 总质量 $M/\text{kg}$ | 等效阻尼系数<br>$C/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ |
|-----------|----------------|---|-------------------|--|
| G20-FIE40 | 11.53%         | 9.30  | 295.11            | 633.16   |
| G20-FIE30 | 17.03%         | 9.29  | 295.56            | 935.17   |
| G20-FIE20 | 31.81%         | 9.29  | 295.47            | 1856.28  |

### 3.4.3.4 惯容系统自平衡试验

惯容系统自平衡试验中安装磁铁，但阻尼器与结构的连接方式不是通过悬臂上的夹具夹住一段丝杆限制转动，而是使用两个悬臂在框架弱轴方向上顶住丝杆，使丝杆与框架在振动方向上共同运动但是不限制其自转，通过这种方式测试阻尼器在自平衡状态下的减震性能。实验位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.29 所示。此时加速度时程曲线毛刺较多，考虑主要是由于丝杆与螺母的背隙引起的。



(a) 位移时程曲线

(b) 加速度时程曲线

图 3.29 2020 型滚珠丝杆的惯容系统自平衡试验框架自由振动衰减曲线

将上述工况计算结果汇总到表 3.11:

表 3.11 2020 型滚珠丝杆的惯容系统自平衡试验分析表格

| 工况           | 等效阻尼比 $\xi$ | 固有圆频率 $\omega/\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ | 总质量 $M/\text{kg}$ | 等效阻尼系数 $C/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ |
|--------------|-------------|---|-------------------|---|
| G20-FIE20-SB | 24.49%      | 9.41  | 287.98            | 1327.13   |

### 3.4.4 实验结果与理论计算值对比

根据 2.6.2 节中惯容器理论计算等效质量，可计算每个工况下结构加上了惯容系统中惯容器的表观质量的合计总质量理论值。

表 3.12 结构合计总质量理论值

| 工况           | 结构原质量/kg | 丝杆质量/kg | 螺母法兰悬架表观质量/kg | 导体盘磁体盘架表观质量/kg | 磁铁表观质量/kg | 合计总质量/kg |
|--------------|----------|---------|---------------|----------------|-----------|----------|
| T80-F        | 30.43    | 1.09    | 1.48          | -              | -         | 33       |
| T80-FI       | 30.43    | 1.09    | 1.48          | 16.83          | -         | 49.83    |
| T80-FIE40    | 30.43    | 1.09    | 1.48          | 16.83          | 6.99      | 56.82    |
| T80-FIE30    | 30.43    | 1.09    | 1.48          | 16.83          | 6.99      | 56.82    |
| T80-FIE20    | 30.43    | 1.09    | 1.48          | 16.83          | 6.99      | 56.82    |
| T80-FIE20-SB | 30.43    | 1.09    | 1.48          | 16.83          | 6.99      | 56.82    |
| G20-F        | 30.43    | 1.37    | 66.77         | -              | -         | 98.57    |
| G20-FI       | 30.43    | 1.37    | 66.77         | 135.18         | -         | 233.75   |
| G20-FIE40    | 30.43    | 1.37    | 66.77         | 135.18         | 54.97     | 288.72   |
| G20-FIE30    | 30.43    | 1.37    | 66.77         | 135.18         | 54.97     | 288.72   |
| G20-FIE20    | 30.43    | 1.37    | 66.77         | 135.18         | 54.97     | 288.72   |
| G20-FIE20-SB | 30.43    | 1.37    | 66.77         | 135.18         | 54.97     | 288.72   |

将根据实验结果反推的结构等效总质量与理论值进行对比，如下表 3.13 所示：

表 3.13 结构总质量理论值与实验结果反推值与对比

| 工况           | 结构总质量理论值/kg | 结构总质量实验结果反推值/kg | 误差     |
|--------------|-------------|-----------------|--------|
| T80-F        | 33.00       | 33.23           | -0.70% |
| T80-FI       | 49.83       | 49.94           | -0.22% |
| T80-FIE40    | 56.82       | 56.40           | 0.74%  |
| T80-FIE30    | 56.82       | 56.36           | 0.81%  |
| T80-FIE20    | 56.82       | 56.30           | 0.92%  |
| T80-FIE20-SB | 56.82       | 55.57           | 2.20%  |
| G20-F        | 98.57       | 99.98           | -1.43% |
| G20-FI       | 233.75      | 233.29          | 0.20%  |
| G20-FIE40    | 288.72      | 295.11          | -2.21% |
| G20-FIE30    | 288.72      | 295.56          | -2.37% |
| G20-FIE20    | 288.72      | 295.47          | -2.34% |
| G20-FIE20-SB | 288.72      | 287.98          | 0.26%  |

根据对比可得出以下结论：

- (1) 实验值与计算值误差较小，可见将惯容器等效质量直接加在结构总质量上进行计算的单自由度运动方程是合理的；
- (2) 两种丝杆在自平衡状态下的等效质量实验值与夹紧状态下的等效质量实验值较接近，可知阻尼器的自平衡性能良好，惯容效应的折减非常小；

(3) 在 G20-FIE40、G20-FIE30、G20-FIE20 实验中，总质量实验值比理论值均高出 2%左右，造成该误差的原因可能是磁体盘转动过快使得吸附的磁铁有被甩离转轴的倾向，导致磁铁的转动惯量产生了微小的增加，表观质量也相应增大。

整理各工况等效阻尼系数可得下表 3.14:

表 3.14 各工况等效阻尼系数

| 工况           | 阻尼系数 $C / N \cdot s \cdot m$ | 工况           | 阻尼系数 $C / N \cdot s \cdot m$ |
|--------------|------------------------------|--------------|------------------------------|
| T80-F        | 65.32                        | G20-F        | 379.39                       |
| T80-FI       | 147.23                       | G20-FI       | 576.38                       |
| T80-FIE40    | 183.41                       | G20-FIE40    | 633.16                       |
| T80-FIE30    | 203.01                       | G20-FIE30    | 935.17                       |
| T80-FIE20    | 255.27                       | G20-FIE20    | 1856.28                      |
| T80-FIE20-SB | 254.21                       | G20-FIE20-SB | 1327.13                      |

对比上表中各工况数据，可得以下结论：

- (1) T80-F 和 G20-F 工况下的总体等效阻尼系数相比纯框架时的阻尼系数高，说明此时摩擦阻尼发挥了作用，且 2020 滚珠丝杆方案的摩擦阻尼比 2080 梯形丝杆方案的摩擦阻尼高；
- (2) 分别对比 T80-F 工况和 T80-FI 工况及 G20-F 工况和 G20-FI 工况可知，惯容器的增加使得总体等效阻尼系数增加，原因是惯容器的增加增大了摩擦阻尼并带入了惯容器固有阻尼；
- (3) 分别对比 T80-FI 工况和 T80-FIE40 工况及 G20-FI 工况和 G20-FIE40 工况可知，加入了磁铁后总体等效阻尼系数明显增大，说明电涡流成功发挥了效应，且 2020 滚珠丝杆方案对电涡流阻尼的放大效应比 2080 梯形丝杆方案的阻尼高；
- (4) 分别对比 T80-FIE40、T80-FIE30 和 T80-FIE20 工况及 G20-FIE40 工况和 T80-FIE30 和 T80-FIE20 工况可知，电涡流阻尼效应随着气隙的减小明显增大；
- (5) 分别对比 T80-FIE20 工况和 T80-FIE20-SB 工况及 G20-FIE20 工况和 G20-FIE20-SB 工况可知，在自平衡测试中总体阻尼系数的折减较小，自平衡效应良好。

根据以上结论可知等效阻尼系数随着耗能单元的增加呈明显得增大，符合理论预期。但是该计算方法将摩擦也等效为了速度型粘滞阻尼考虑，只能视为一种较为简易的定性判断耗能是否增加的方法，且根据实验结果可知摩擦效应在总的耗能效应中占比不小，简单地把摩擦等效为速度型粘滞阻尼并不能较为精确地符合摩擦力的非线性特性，且无法在总阻尼系数中对摩擦阻尼和电涡流阻尼进行分

离。在第四章中将通过非线性模型的数值计算对实验结果进行模拟，以此计算获得较为可靠的电涡流效应阻尼系数。

### 3.5 本章小结

本章对自平衡式电涡流惯容系统进行了试验研究，试验包括了装配丝杆框架自由振动试验、装配惯容器框架自由振动试验、装配电涡流惯容系统框架自由振动试验、惯容系统自平衡试验四种不同工况下的对比，并选取了对电涡流阻尼影响较大且工程中容易调整的参数进行了等效阻尼比和振动固有圆频率的测量试验。首先对结构附加阻尼比的试验计算原理进行了介绍，给出了试验思路和试验工况等。通过对实验结果反推结构总质量与计入表观质量的理论值进行比较，发现误差极小，验证了将惯容器等效质量直接加在结构总质量上进行计算的单自由度运动方程的合理性。通过对自平衡状态下表观质量实验值与夹紧状态下的表观质量实验值比较，验证了阻尼器的自平衡性能良好，惯容效应的折减极小。并且通过对数衰减法对各种工况下的阻尼按速度相关的粘滞阻尼等效进行计算，定性判断了电涡流阻尼系数随气隙减小而增大。



## 第4章 自平衡式电涡流惯容系统的数值模拟和参数识别

### 4.1 引言

第三章对自平衡式电涡流惯容系统进行了试验研究,并对阻尼器在运动状态下的轴向和转动方向上的受力进行了分析,在理论上证明了阻尼器的自平衡能力以及消能减震能力,并设计出了阻尼器的实验装置,进行了各种工况的试验测试阻尼器的性能,验证了将惯容器等效质量直接加在结构总质量上进行计算的单自由度运动方程的合理性。本章首先基于试验结果对把摩擦等效为粘滞阻尼的物理模型进行了修正,引入带库伦阻尼的非线性物理模型,基于非线性物理模型对实验结果的参数进行了识别和数值模拟,验证了非线性物理模型的合理性,证明假定实验中丝杆的摩擦阻尼为一种粘滞阻尼和库伦阻尼共同作用的阻尼是合理的,然后使用非线性物理模型对各种工况进行了数值模拟,并对各工况的模拟参数进行比较,得出不同工况下阻尼器的具体物理模型,证明了阻尼器的耗能能力和自平衡能力。

### 4.2 摩擦的物理模型对自由振动相应的影响

#### 4.2.1 将摩擦等效为粘滞阻尼的数值模拟结果与实验结果比较

3.3 节中将摩擦按照速度相关粘滞阻尼器建立了简化物理模型,该模型为传统粘滞阻尼自由振动方程

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = 0 \quad (4.1)$$

记

$$\xi = \frac{c}{2m\omega} \quad (4.2)$$

式 4.1 可改写为

$$\ddot{u} + 2\xi\omega\dot{u} + \omega^2u = 0 \quad (4.3)$$

该式为一个常系数齐次线性微分方程,在  $\xi < 1$  即低阻尼的情况下,该方程有解析解如下<sup>[61]</sup>:

$$u(t) = e^{-\xi\omega t} a \sin(\omega_d t + \alpha) \quad (4.4)$$

其中

$$\omega_d = \omega\sqrt{1 - \xi^2}$$

$$a = \sqrt{u_0^2 + \frac{(V_0 + \xi\omega u_0)^2}{\omega_d^2}}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{u_0\omega_d}{V_0 + \xi\omega u_0}$$

可根据该运动方程建立 MATLAB 程序对位移时程曲线进行数值模拟。在这里选取工况 T80-FI 进行数值模拟和实验结果的对比，如图 4.1 所示，图中蓝线为数值模拟结果，红线为实验结果。此时参数 C 取值为将实验结果按照粘滞阻尼的对数衰减法所取平均阻尼比计算求得的阻尼系数 146 N·s·m。

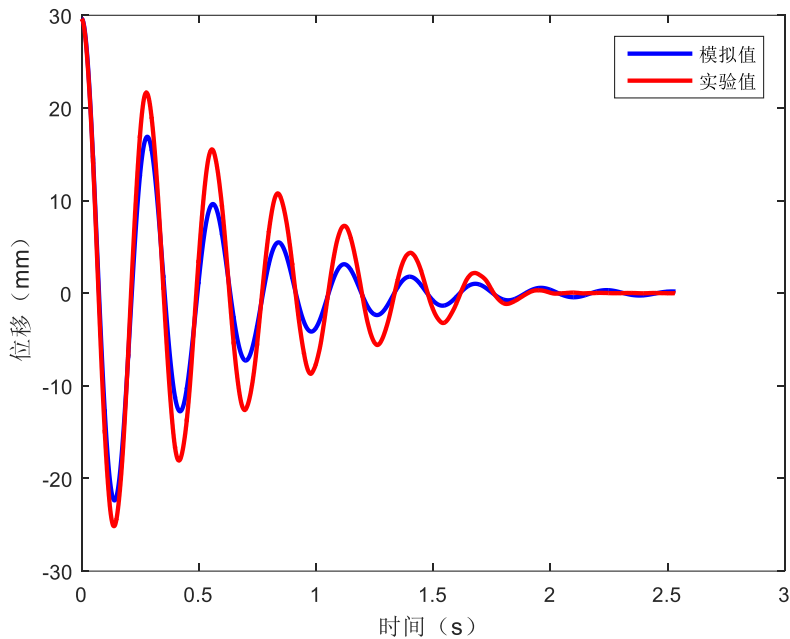


图 4.1 工况 T80-FI 等效粘滞阻尼数值模拟与实验结果对比图

由图中可知显然该方法所得出的模拟结果与实际差别较大。

#### 4.2.2 将摩擦等效为库伦阻尼的数值模拟结果与实验结果比较

因此，在本实验中由于摩擦在耗能单元中占比较大无法忽略，不再能仅仅用粘滞阻尼对其进行等效，故提出加入库伦阻尼的物理模型如图 4.2 所示：



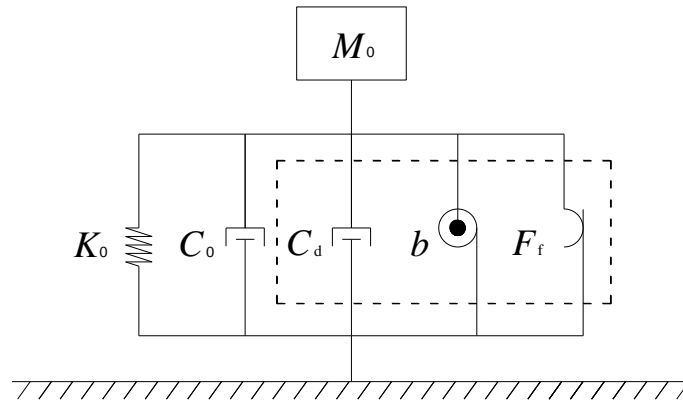


图 4.2 带摩擦的非线性物理模型

图中虚线框选部分为惯容系统的物理模型，此时，惯容系统的物理模型可视为由惯容系统粘滞阻尼部分 $C_d$ 并联惯容器再并联上摩擦阻尼 $F_f$ ，该物理模型的运动方程为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + K_0u + F_f = 0 \quad (4.5)$$

式中：

$M$  为结构总体等效质量，其值等于结构原质量加上惯容器的表观质量，即 $M = M_0 + b$ ；

$C$  为结构总体阻尼系数，其值等于结构固有阻尼加上惯容系统的阻尼系数，即 $C = C_0 + C_d$ ；

$F_f$  为库伦阻尼力，由螺母与丝杆之间的摩擦与轴承转动摩擦组成，其与丝杆螺母间相对运动速度  $v$  之间关系可用下式简化表示<sup>[62]</sup>：

$$F_f = -f \operatorname{sgn}(v) = -f \operatorname{sgn}(\dot{u}) \quad (4.6)$$

该式表明摩擦力为在振动过程中一种大小不变、仅改变方向保持与运动方向相反的作用力。由于库伦阻尼是一种非线性阻尼，需使用 MATLAB 程序的 Simulink 仿真模块对位移时程曲线进行模拟，Simulink 仿真总体模拟模型如图 4.3 所示，其中对摩擦阻尼的模拟模块如图 4.4 所示。

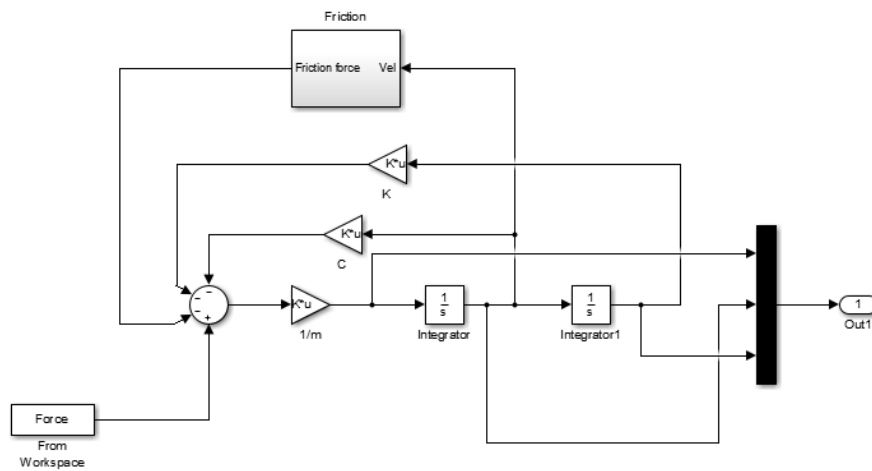


图 4.3 Simulink 仿真总体模拟模型图

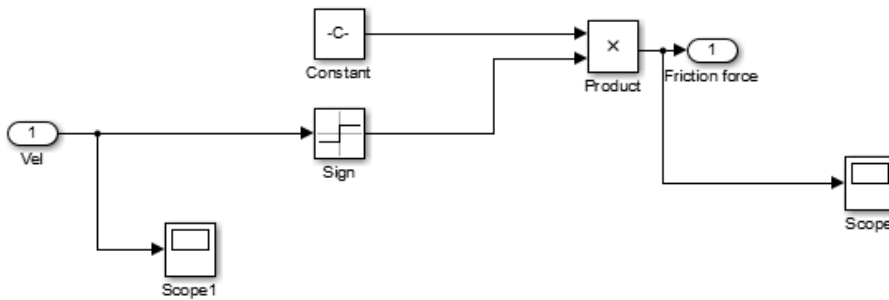


图 4.4 Friction 模块模拟模型图

此时，倘若将摩擦完全视为库伦阻尼，使用该程序对工况 T80-FI 的实验结果进行模拟，库伦阻尼力绝对值  $f$  取 25N，结构总体阻尼系数  $C$  取  $0 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ ，数值模拟曲线与实验曲线对比图如下图 4.5 所示：

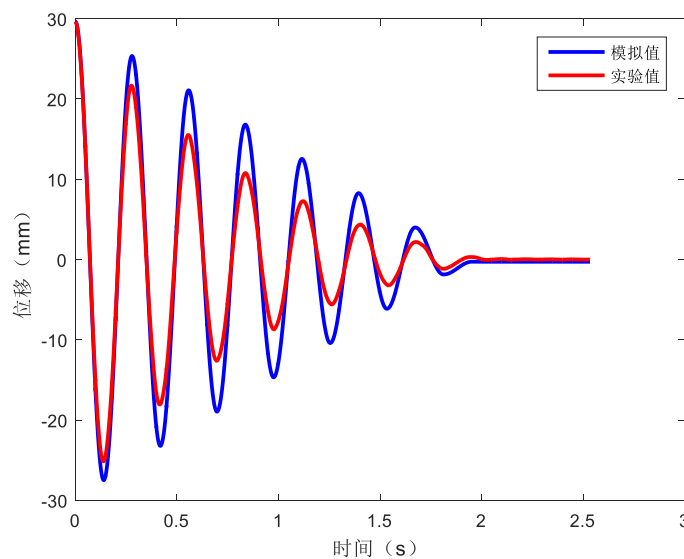


图 4.5 工况 T80-FI 全摩擦假定阻尼数值模拟与实验结果对比图

此时数值模拟的衰减特性呈直线型，符合库伦阻尼的衰减特性。综合图 4.1 和图 4.5 可见实验结果的衰减特性介于纯粘滞阻尼的对数衰减特性和纯库伦阻尼的直线衰减特性之间，故可假设摩擦阻尼是一种同粘滞阻尼和库伦阻尼共同作用的阻尼，基于该假定通过对实验结果进行参数识别来验证该假定是否合理。

### 4.3 基于非线性物理模型对实验结果的参数识别

#### 4.3.1 目标函数

可采取优化算法将非线性物理模型中的总体阻尼系数  $C$  和库伦阻尼力绝对值  $f$  作为变量对实验结果进行参数识别，可将参数识别转化为如下的优化问题：

$$\min \text{Error}(C, f) \quad (4.7)$$

其中， $\text{Error}$  为目标函数，该函数如下所示

$$\text{Error}(C, f) = \sum_{i=1}^n [U_{\text{Meas}} - U_{\text{Simu}}(C, f)]^2 \quad (4.8)$$

式中， $U_{\text{Meas}}$  为位移时程的实验值， $U_{\text{Simu}}(C, f)$  为位移时程的数值模拟值， $n$  为测点数。对该问题将采用 SCEM (Shuffled Complex Evolution Metropolis) 算法进行参数识别。

#### 4.3.2 SCEM 算法原理

SCEM 算法是基于 SCE 算法的一种自适应 MCMC 采样器，算法采用马尔可夫链策略使用后验概率分布来抽取样本，每一代样本的抽取仅与上一代样本和转移概率分布有关。MCMC 采样器在构造马尔可夫链上具有良好的各态历经性和收敛性，因此马尔可夫链抽取的样本将按照目标后验概率密度按照稳定的频率进行分布。在产生的伪随机点中，可以提取所关心的概率特性，如概率密度函数和后验概率分布的随机特征值等。

#### 4.3.3 SCEM 算法流程

SCEM 算法具备了 SCE 算法自身收敛快、解空间搜索信息能力强、随机搜索、竞争进化、复合型洗牌的优点，结合 Metropolis-annealing 策略，有效避免算法像单个区域收敛的趋势，而信息交换使算法搜索到更好的解。

运用 SCEM 算法进行参数不确定性分析时，给定参数的初始搜索范围后，算法便可通过自身的运行寻找各参数的高后验概率密度区域，以算法收敛后的参数进行预报，从而进行参数的不确定性分析和预报不确定性区间。

SCEM 算法的外围算法与 SCE 算法类似，包括采样、混合、洗牌、排序等过程，其算法实现流程如下所示<sup>[63]</sup>：

步骤一：初始化。选择样本点数目  $s$  与复合型数目  $q$ ，则每个复合形中样本数目  $m = s / q$ 。随机生成  $s$  个样本，计算每个样本点的后验概率密度；

步骤二：排序。将样本点按后验概率密度递减的方式排序，存储在数组  $D[1:s, 1:(n+1)]$  中，其中  $n$  为估计参数的个数，数组最右一列用于存储各样本点的后验概率密度；

步骤三：初始化  $q$  个并行序列  $S^1, S^2, \dots, S^q$  的起始点，即  $S^k = D[k, 1:(n+1)], k = 1, 2, \dots, q$

步骤四：划分复合形。将  $D[1:s, 1:(n+1)]$  划分为  $q$  个复合型  $C^1, C^2, \dots, C^q$ ，每个复合形含有  $m$  个样本点，使第  $k$  个复合形包含次序为  $q(j-1) + k$  的点， $j = 1, 2, \dots, m$

步骤五：调用 SEM 算法，演化每一个序列  $S^k, k = 1, 2, \dots, q$ 。

步骤六：复合形洗牌。将演化后的所有复合形中各样本点放入数组  $D[1:s, 1:(n+1)]$  中，按照各样本点的后验概率密度递减重新排列。按照步骤四中所述重新划分复合形。

步骤七：检查 Gelman-Rubin (GR) 收敛准则，如果符合收敛条件则计算结束，否则转到步骤五。

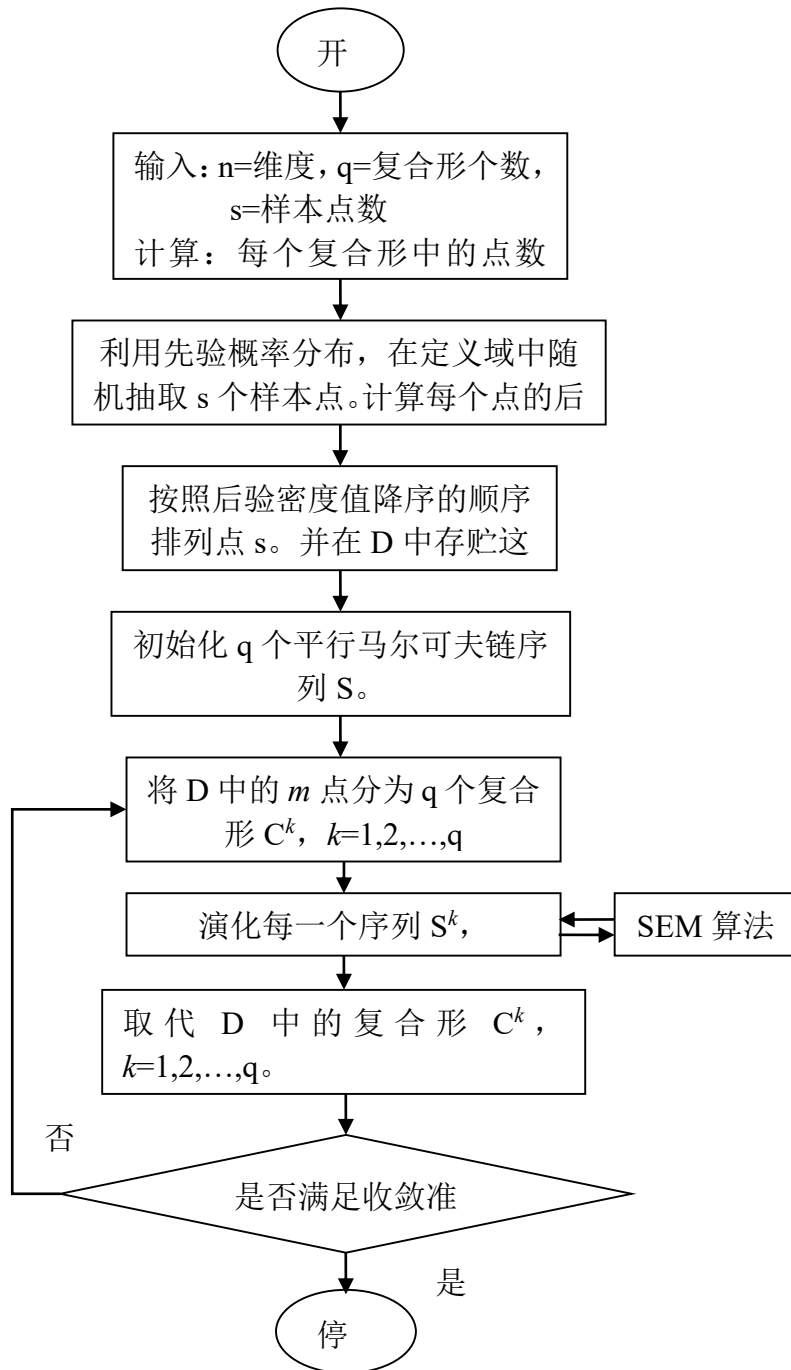


图 4.6 SCEM 算法流程示意图

#### 4.3.4 收敛准则

SCEM 算法采用 GR 收敛准则, 由 Gelman 和 Rubin<sup>[64,65]</sup>提出, 该准则主要通过过马尔可夫链中和马尔可夫链间的方差计算得到。

对于  $q$  条平行的马尔可夫链, 定义  $g$  为马尔可夫链的循环次数,  $B$  为  $q$  条马尔可夫链均值的方差,  $W$  为各参数连内方差的均值, 则有

$$\sqrt{SR} = \sqrt{\frac{g-1}{g} + \frac{q+1}{q \cdot g} \frac{B}{W}} \quad (2.6)$$

当 $\sqrt{SR}$ 接近于1的时候，马尔可夫链接近于收敛。然而，因为 $\sqrt{SR}$ 很难达到1，Gelman和Rubin建议当数值小于1.2的时候，就认为马尔可夫链已经收敛到特定的概率分布了。

#### 4.3.5 算法参数

SCEM算法包含两个需要人工选定的算法参数。

- (1)、复合形个数（序列数） $q$ ;
- (2)、样本点数 $s$ 。

以上两个参数将共同决定每个复合形中的点数（ $m=s/q$ ）。

对于非相关或者相关的高斯分布的简单问题，样本点数和复合形个数可以较小。文献中建议 $s < 100$ ， $q < 5$ 就已经足够了。然而对于待识别的后验概率分布形状比较复杂的问题，文献中建议给出一个相对较大的参数设置，如样本点数 $s > 250$ ，大量的平行序列数 $q > 10$ 。这样的参数下，算法产生的样本点才能够足够精细地描绘出数据结构复杂的随机性状。

本文中，由于结构系统物理参数识别模型具有非线性多峰值高维的特点，故采用较保守的参数设置。分别为 $q=10$ ， $s=100$ 。

另外，SEM算法包含三个算法参数。分别为 $L=(m/10)$ ， $T=106$ ，以及跳转率 $c_n = 2.4/\sqrt{n}$ 。Nelder J.A<sup>[66]</sup>对SCEM算法的算法参数进行了灵敏度试验。试验结果表明，这些参数的选值可以在很大的范围内使用。为了简单易用起见，本文中SEM参数均采用该参数设置。

#### 4.3.6 识别结果

通过SCEM算法识别获得T80-FI工况下参数 $C=98.17 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ ， $f=7.81\text{N}$ ，使用该参数进行位移时程曲线数值模拟，对比实验值如图4.7所示：

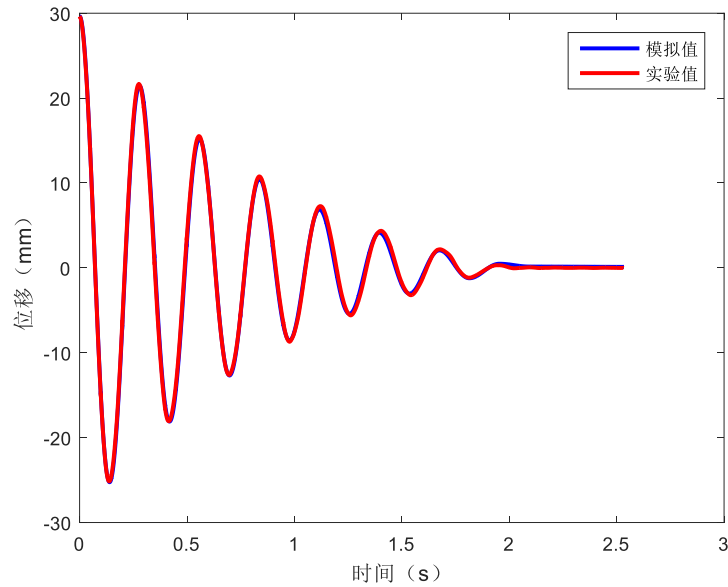


图 4.7 工况 T80-FI 非线性模型数值模拟与实验结果对比图

可见，使用结合库伦阻尼和粘滞阻尼的物理模型能够较好地模拟实验的真实运动规律，假定实验中丝杆的摩擦阻尼为一种粘滞阻尼和库伦阻尼共同作用的阻尼是合理的，可基于该模型对实验结果进行参数识别并对所有工况进行数值模拟。

#### 4.4 非线性物理模型数值模拟结果

基于非线性物理模型对实验结果进行参数识别并对所有工况进行数值模拟，得到以下数值模拟与实验结果对比图：

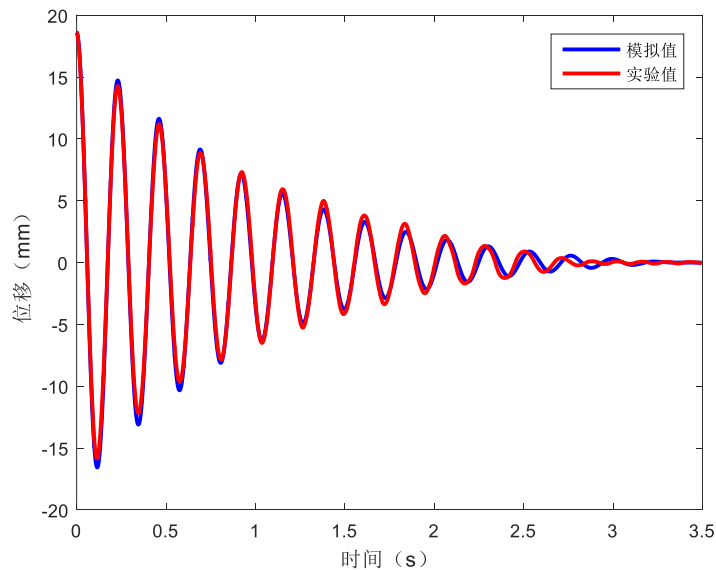


图 4.8 工况 T80-F 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

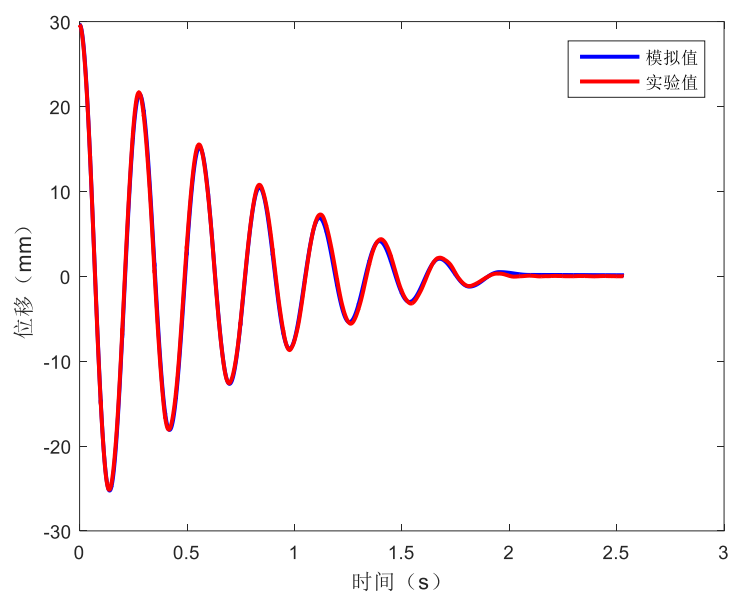


图 4.9 工况 T80-FI 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

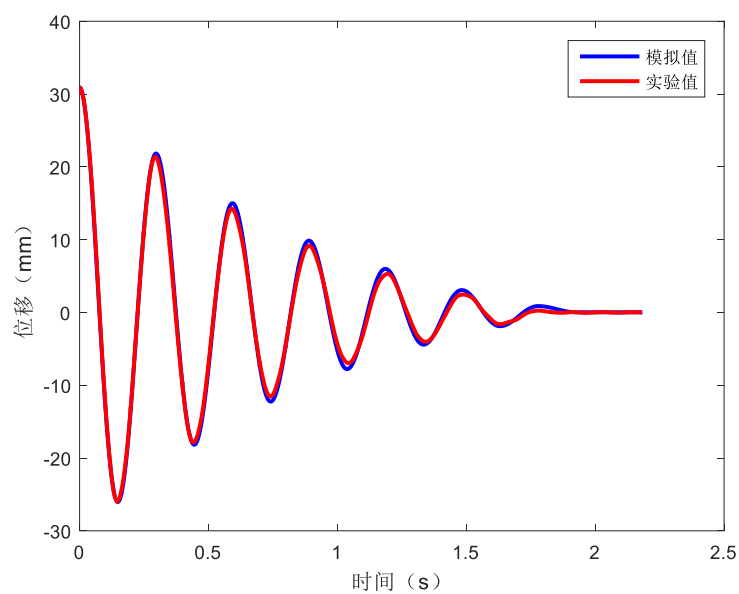


图 4.10 工况 T80-FIE40 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图



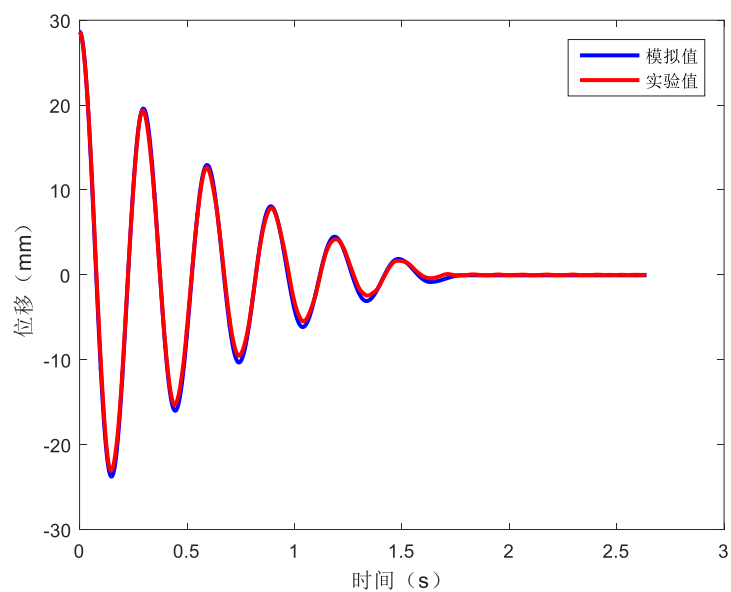


图 4.11 工况 T80-FIE30 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

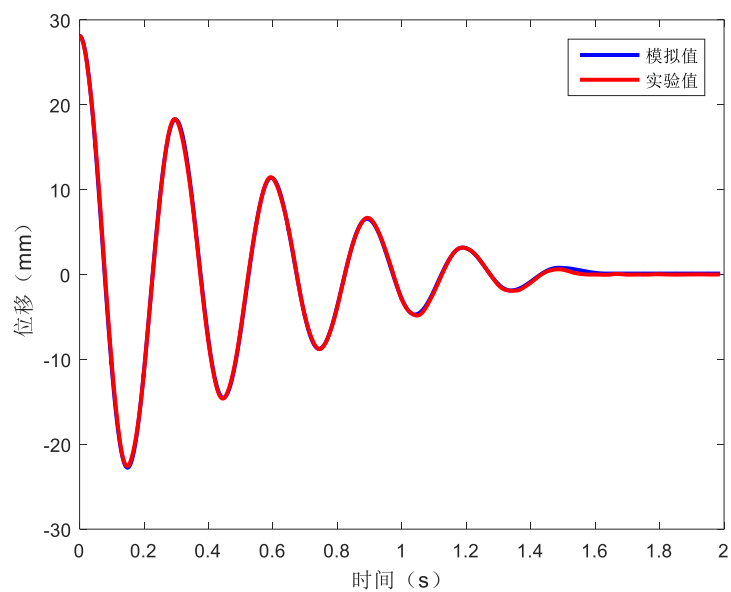


图 4.12 工况 T80-FIE20 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

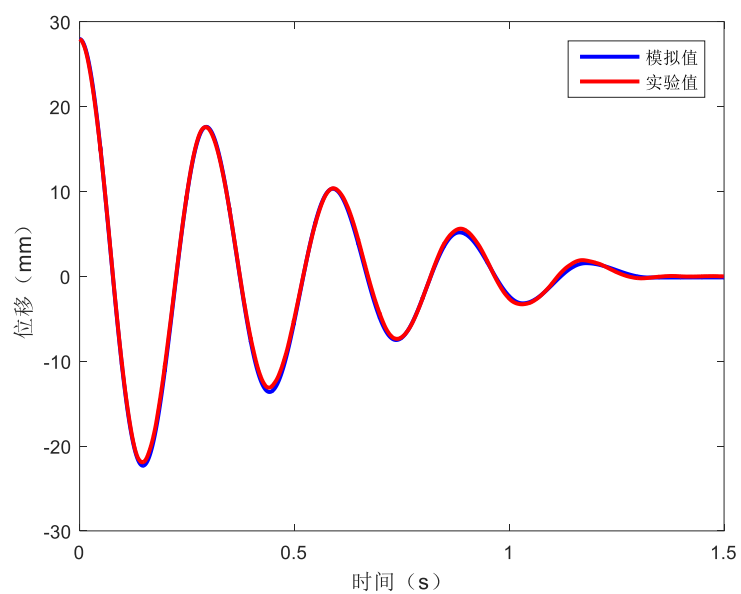


图 4.13 工况 T80-FIE20-SB 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

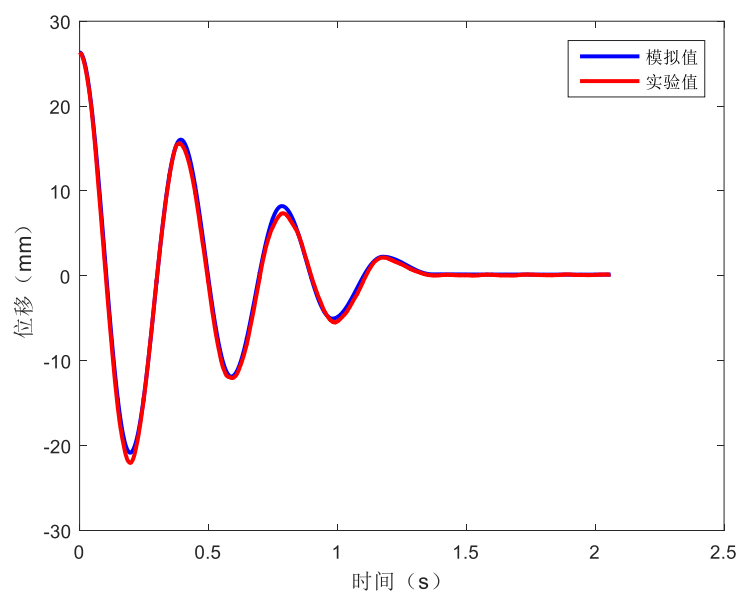


图 4.14 工况 G20-F 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

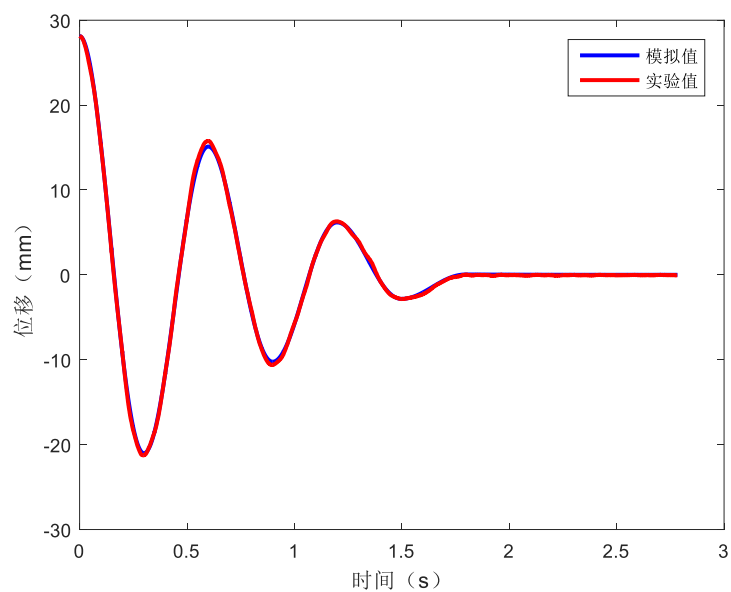


图 4.15 工况 G20-FI 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

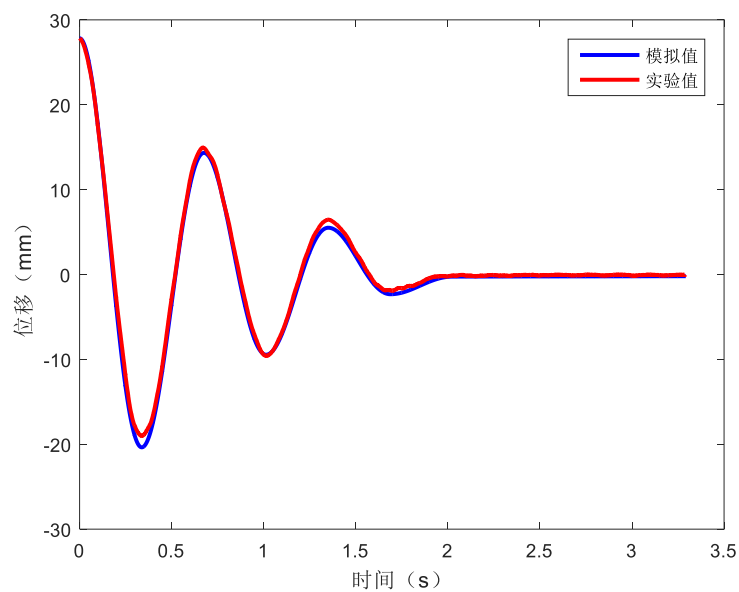


图 4.16 工况 G20-FIE40 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

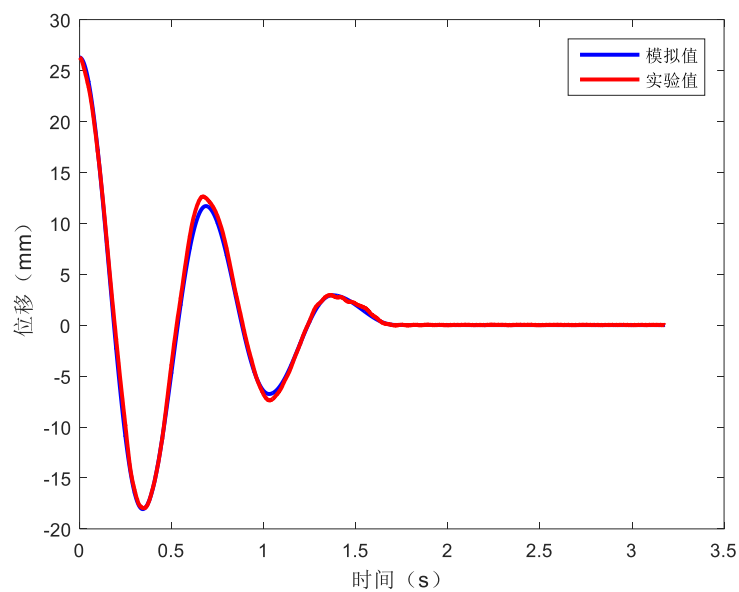


图 4.17 工况 G20-FIE30 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

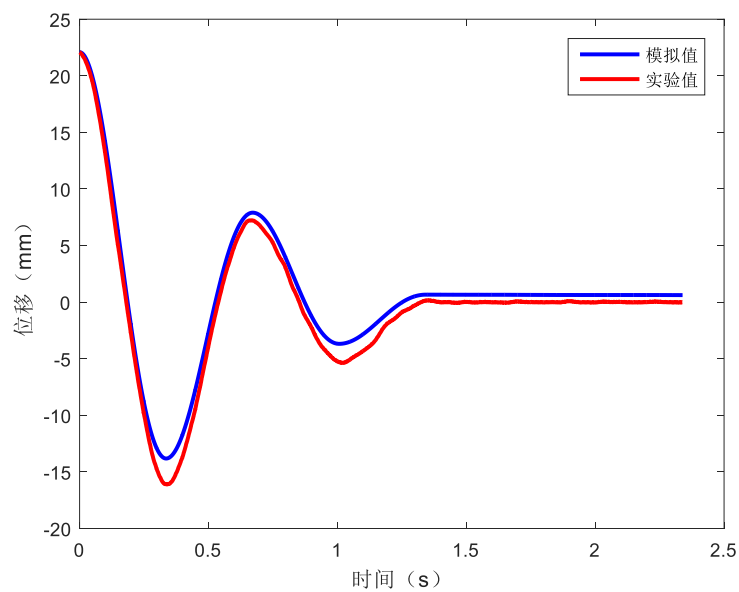


图 4.18 工况 G20-FIE20 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

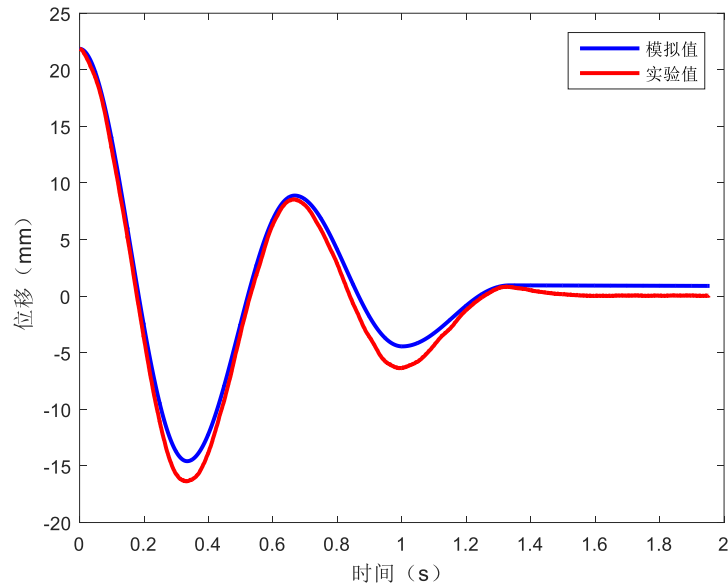


图 4.19 工况 G20-FIE20-SB 非线性物理模型数值模拟与实验结果对比图

根据对比图可知，使用非线性物理模型对实验结果的拟合效果良好，各工况识别的参数如下表 4.1 所示：

表 4.1 各工况识别参数

| 工况           | $C/N \cdot s \cdot m$ | $f/N$ |
|--------------|-----------------------|-------|
| T80-F        | 64.23                 | 1.05  |
| T80-FI       | 98.17                 | 7.81  |
| T80-FIE40    | 108.09                | 10.31 |
| T80-FIE30    | 119.54                | 10.52 |
| T80-FIE20    | 136.76                | 10.22 |
| T80-FIE20-SB | 134.58                | 16.11 |
| G20-F        | 137.79                | 29.15 |
| G20-FI       | 290.23                | 32.15 |
| G20-FIE40    | 369.16                | 32.77 |
| G20-FIE30    | 454.70                | 33.27 |
| G20-FIE20    | 595.65                | 31.65 |
| G20-FIE20SB  | 421.33                | 35.36 |

其中， $C$  为结构总体阻尼系数， $f$  为库伦阻尼力绝对值。

## 4.5 各工况数值模拟参数对比分析

### 4.5.1 装配丝杆工况与纯框架工况参数对比

由表 4.1 中 T80-F 工况模拟参数可知, 在使用 2080 梯形丝杆进行摩擦自由振动实验时, 数值模拟参数  $f = 1.05\text{N}$ ,  $C = 64.23\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ , 其中  $f$  表示此时库伦阻尼力的绝对值为  $1\text{N}$ ,  $C$  中包括结构初始阻尼系数和摩擦中的粘滞阻尼系数, 即

$$C = C_0 + C_{d0} \quad (4.6)$$

$C_0$  由 3.5.1 节中实验值计算为  $10.03\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ , 故可得此时

$$C_{d0} = C - C_0 = 64.23 - 10.03 = 54.20\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$$

$C_{d0}$  即摩擦中的粘滞阻尼部分, 可视其为在未安装导体盘磁体盘和电涡流耗能单元时的固有阻尼, 该固有阻尼来自螺母和法兰悬架。

同理分析 G20-F 工况模拟参数  $f = 29.15\text{N}$ 、 $C = 137.79\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ , 可计算得此时丝杆固有阻尼系数  $C_{d0} = 127.76\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ 。

经以上计算可知, 2080 梯形丝杆和 2020 滚珠丝杆在未安装导体盘磁体盘和电涡流耗能单元时的耗能特性为粘滞阻尼加库伦阻尼。根据 3.5.6 节中计算可知此时阻尼器还包括一个由螺母和法兰悬架组成的小型惯容器, 故此时的惯容系统的物理模型如下图 4.20 所示:

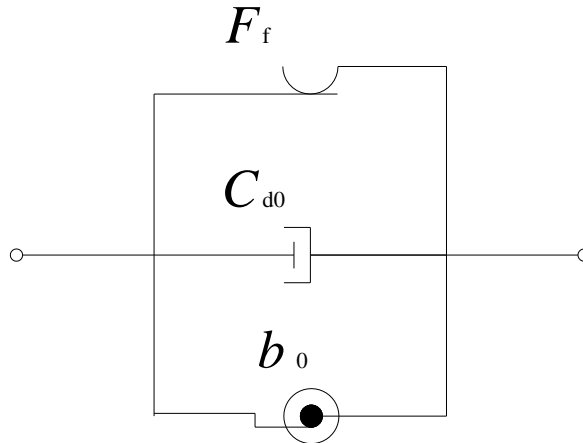


图 4.20 装配丝杆工况下惯容系统的物理模型

### 4.5.2 装配惯容器工况与装配丝杆工况参数对比

由表 4.1 中 T80-FI 工况模拟参数可知, 在使用 2080 梯形丝杆进行摩擦-惯容器自由振动实验时, 数值模拟参数  $f = 7.81\text{N}$ ,  $C = 98.17\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ , 其中  $f$  表示此时摩擦力的绝对值为  $7.81\text{N}$ , 相比较 T80-F 的  $f$  发生了  $6.76\text{N}$  的增大, 原因

是螺母上安装了导体磁体使得螺母受到的法向压力增大,相应导致摩擦力增大。 $C$  中包括结构初始阻尼系数、丝杆固有阻尼系数和惯容器附加阻尼系数,即

$$C = C_0 + C_{d0} + C_1 \quad (4.7)$$

将 T80-FI 与 T80-F 中的  $C$  值相减即可得  $C_1 = 98.17 - 64.23 = 33.94 \text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$ 。此时  $C_1$  为在螺母法兰悬架上安装导体盘磁体盘后带来的惯容器附加阻尼。

同理分析 G20-FI 工况模拟参数  $f = 32.15 \text{N}$ 、 $C = 290.23 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ ,  $f$  相比 G20-F 工况增加  $3.00 \text{N}$ , 可计算得此时惯容系统附加阻尼系数  $C_1 = 280.20 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ 。

经以上计算可知,安装惯容器后除了获得附加的表观质量所带来的调谐作用,还将带来惯容器的附加阻尼,此时的阻尼器的物理模型如下图 4.21 所示

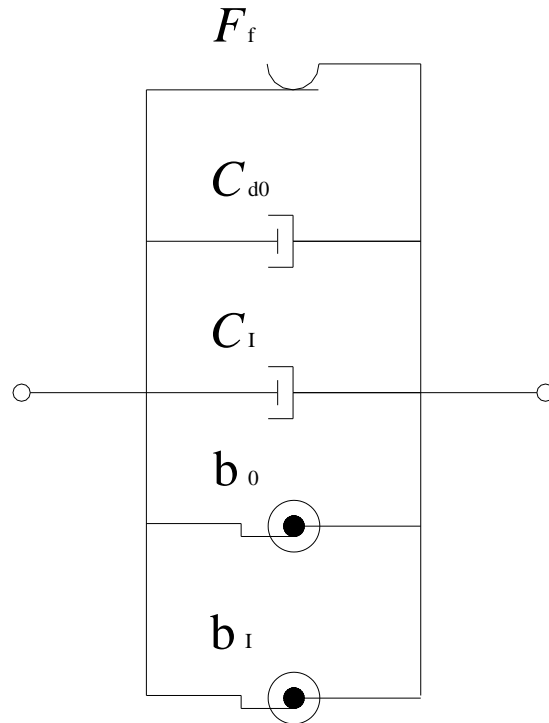


图 4.21 装配惯容器工况下惯容系统的物理模型

### 4.5.3 装配电涡流惯容系统工况与装配惯容器工况参数对比

由表 4.1 中 T80-FIE40、T80-FIE30 和 T80-FIE20 工况模拟参数可知,在使用 2080 梯形丝杆进行调节 40mm、30mm 和 20mm 气隙的装配电涡流惯容系统结构自由振动实验时,数值模拟参数  $f$  分别为  $10.31 \text{N}$ 、 $10.52 \text{N}$  和  $10.22 \text{N}$ ,  $C$  分别为  $108.09 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ 、 $119.54 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$  和  $136.54 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ , 其中  $f$  表示此时摩擦力的绝对值,此时大小均在  $10 \text{N}$  左右,相比较 T80-F 的  $f$  发生约  $2 \text{N}$  的增大,原因是此时增加了永磁铁的重量使得螺母受到的法向压力增大,相应导致摩擦力增大。

C 中包括结构初始阻尼系数、阻尼器固有阻尼系数、惯容器附加阻尼系数和电涡流效应阻尼系数，即

$$C = C_0 + C_{d0} + C_I + C_E \quad (4.8)$$

分别将 T80-FIE40、T80-FIE30 和 T80-FIE20 与 T80-F 中的 C 值相减即可得  $C_{T80-E40} = 108.09 - 98.17 = 9.92N \cdot s/m$ 、 $C_{T80-E30} = 119.54 - 98.17 = 21.37N \cdot s/m$ 、 $C_{T80-E20} = 136.76 - 98.17 = 38.59N \cdot s/m$ 。

同理分析 G20-FIE40、G20-FIE30 和 G20-FIE20 工况模拟参数，f 为 32.77N、32.77N、33.27N 变化不大，C 分别为  $369.16N \cdot s \cdot m$ 、 $454.70N \cdot s \cdot m$ 、 $595.65N \cdot s \cdot m$ ，可计算得此时电涡流效应阻尼系数。 $C_{G20-E40} = 369.16 - 290.23 = 78.93N \cdot s/m$ 、 $C_{G20-E30} = 454.70 - 290.23 = 164.47N \cdot s/m$ 、 $C_{G20-E20} = 595.65 - 290.23 = 305.42N \cdot s/m$ 。

经以上计算可知，安装磁铁后的惯容系统增加了电涡流效应耗能单元，其物理模型如下图 4.22 所示

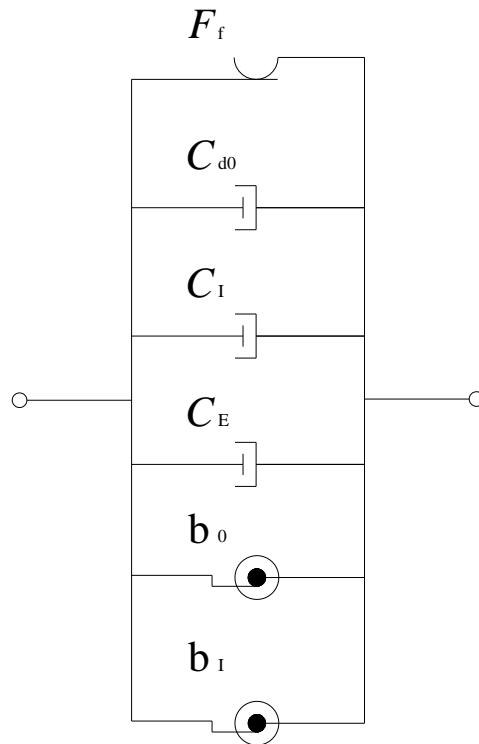


图 4.22 装配电涡流惯容系统工况下阻尼器的物理模型

将两种丝杆工况下的电涡流阻尼系数取对数后按气隙作为横坐标做图如图 4.23 所示：



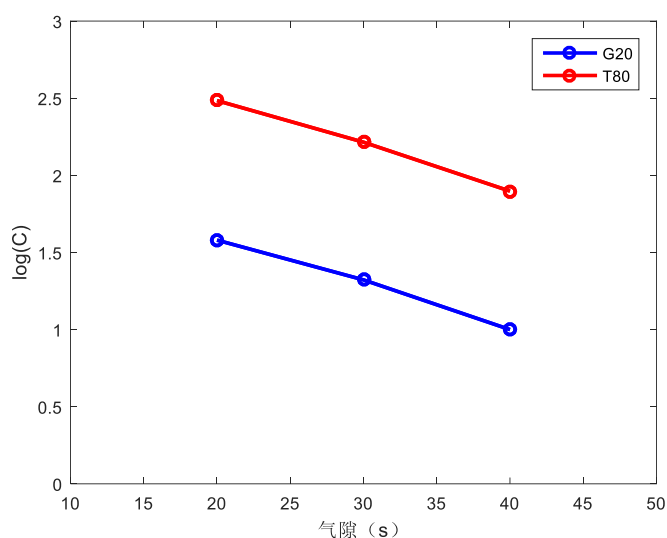


图 4.23 电涡流阻尼系数按气隙衰减图

可见，电涡流阻尼系数基本随气隙增大的规律呈负指数衰减，符合 2.5.1.2 节中磁感应强度  $B$  随气隙增大负指数衰减的规律。

比较两种丝杆工况的电涡流阻尼系数如下表所示：

图 4.21 两种丝杆下电涡流阻尼系数对比表

| 气隙   | $C_{T80}/ N \cdot s/m$ | $C_{G20} N \cdot s/m$ | 电涡流阻尼系数比例 |
|------|------------------------|-----------------------|-----------|
| 40mm | 9.92                   | 78.93                 | 7.90      |
| 30mm | 21.23                  | 164.47                | 7.81      |
| 20mm | 38.59                  | 305.42                | 8.03      |
| 平均值  |                        |                       | 7.91      |

可见，在相同磁铁数量的情况下，2020 滚珠丝杆对电涡流的放大效应是 2080 梯形丝杆的 7.91 倍。根据章 2.41 电涡流阻尼系数的理论计算公式，可计算得两种丝杆对电涡流效应的放大效应的比值为 9.2，实验值比理论值低 14%，误差可能产生于磁铁安装位置在磁体盘转动时甩动效应所造成的偏移。

#### 4.5.4 自平衡测试工况参数对比

由表 4.1 中 T80-FIE20-SB 工况模拟参数可知，在使用 2080 梯形丝杆进行自平衡实验时，数值模拟参数  $f = 16.11N$ ， $C = 134.58N \cdot s \cdot m$ ，其中  $f$  表示此时摩擦力的绝对值为 16.11N，相比较 T80-FIE20 的  $f$  发生 5.89N 的增大，原因是在进行 T80-FIE20 工况时悬臂上夹具夹住丝杆时，对丝杆有一个向上托举的作用，抵消了一部分由于导体盘磁体盘的重力所造成的法向应力，由此减小了摩擦力大小，而进行自平衡测试工况时松开了夹具，使得法向应力增加，相应导

致摩擦力增大。C 相比 T80-FIE20 工况降低了  $2.18\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ ，相当于只损失了 1.4% 的阻尼系数，证明其自平衡性极好。

同理分析 G20-FIE20-SB 工况参数，此时  $f = 35.36\text{N}$ ， $C = 421.33\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ ，此时  $f$  相比较 G20-FIE20 工况发生  $3.71\text{N}$  的增大，同样是由于松开了夹具导致法向应力增加。C 相比 T80-FIE20 工况降低了  $174.32\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$ ，相当于只损失了 29% 的阻尼系数，证明其也具有一定的自平衡性，损失可能产生于在磁体盘转动时的甩动效应造成了磁铁安装位置偏移，使得磁铁的表观质量发生了改变，自平衡能力被削弱，丝杆在振动过程中发生了微小的偏转，造成了阻尼系数的一定损失。

#### 4.5.5 参数对比分析结论

根据以上分析，可得出以下结论：

(1) 在未安装导体盘磁体盘和电涡流耗能单元时，阻尼器的物理模型相当于是库伦阻尼并联了阻尼器固有粘滞阻尼并联螺母惯容器；

(2) 阻尼器在安装惯容器后除了能获得附加的表观质量所带来的调谐作用，还将带来惯容器自带的附加粘滞阻尼；

(3) 安装永磁铁后阻尼器的电涡流效应能得到有效发挥，电涡流阻尼系数基本随气隙增大的规律呈负指数衰减；

(4) 丝杆和螺母所受法向应力不变时库伦阻尼力能保持大小不变，库伦阻尼力的大小受法向应力的影响；

(5) 2020 滚珠丝杆对电涡流的放大效应是 2080 梯形丝杆的 7.91 倍，比理论值略低，误差可能产生于磁铁安装位置在磁体盘转动时甩动效应所造成的偏移；

(6) 阻尼器的自平衡性能较好，阻尼系数损失较小，造成损失的原因可能来自于磁铁位置的偏移，考虑将来实验中磁铁固定方法不限于仅靠磁力而改用螺栓固接。

#### 4.6 本章小结

本章基于试验结果对第三章提出的简化物理模型进行了修正，将库伦阻尼作为一种大小恒定、方向保持与速度相反的阻尼力考虑引入物理模型，建立了非线性运动方程，并使用 MATLAB 数值模拟位移时程曲线，对试验结果进行参数识别并带入数值模拟程序与试验结果对比，证明了在同时存在库伦阻尼和粘

滞阻尼的物理模型下数值模拟结果能够良好贴合实验结果，验证了非线性物理模型的合理性，证明假定实验中丝杆的摩擦阻尼为一种粘滞阻尼和库伦阻尼共同作用的阻尼是合理的，然后使用该非线性物理模型对各种工况进行了数值模拟，并对各工况的模拟参数进行比较，得到了不同工况下阻尼器的具体物理模型和各耗能单元的具体参数，研究了不同丝杆对电涡流阻尼系数不同的放大能力、电涡流阻尼系数随气隙变化的衰减特性，证明了自平衡式电涡流惯容系统具有良好的耗能能力和自平衡能力。



## 第5章 结论与展望

### 5.1 结论

本文提出了一种新型自平衡式电涡流惯容系统,相比传统的螺纹丝杆旋转电涡流惯容系统,这种阻尼器独创采用了左右正反牙丝杆的设计,一方面可以实现阻尼系数的简单易调、阻尼与刚度完全分离,另一方面,还具有普通螺旋转动阻尼器所不具有的自平衡性能,并且获得两倍于普通螺旋转动阻尼器的电涡流效应和表观质量。本文采用了理论分析、试验研究以及数值模拟相结合的研究手段,在理论研究的基础上证实了该种电涡流惯容系统的可行性,对阻尼器的合理构造进行了合理的设计并制作了实物模型;通过试验对其阻尼性能和惯容效应进行了验证,基于试验结果修正得到更符合实际情况的物理模型,并通过数值模拟对各工况下的试验结果进行了模拟并进行参数比较,证实该种阻尼器具有良好的耗能能力和自平衡性能。主要成果及结论如下:

(1) 对普通螺纹丝杆旋转式电涡流惯容系统进行了受力分析,从理论上证明其定子转动方向上无法保持自平衡,无法运用在纯拉力系统中;独创设计了一种新型的自平衡式电涡流惯容系统,将左右正反牙丝杆引入设计,利用左右正反牙丝杆两端螺距相同、方向相反的螺纹各搭载一个螺母并配套安装一对导体磁体盘,在运动过程中导体磁体盘互为转子定子;经转动方向上的力学分析证明了阻尼器在工作过程中转动方向上能够实现力矩平衡,证明了该方案在无需定子存在的情况下就能够保持自平衡;由轴线方向上的受力分析得知该阻尼器的耗能减震能力主要来源于电涡流效应和惯容器效应的共同作用,确定了影响电涡流效应和惯容器效应的参数,证明了左右正反牙丝杆的设计能够获得相比普通螺纹丝杆旋转式电涡流惯容系统两倍的电涡流放大效应,并且使导体盘和磁体盘能够共同发挥惯容器效应;根据参数要求和自平衡要求,对自平衡式电涡流惯容系统的模型进行了设计,并按使用不同丝杆类型的方案制作出了两套实物模型。

(2) 本文对自平衡式电涡流惯容系统进行了试验研究,试验包括了装配丝杆框架自由振动试验、装配惯容器框架自由振动试验、装配电涡流惯容系统框架自由振动试验、惯容系统自平衡试验四种不同工况下的对比,并选取了对电涡流阻尼影响较大且工程中容易调整的参数进行了等效阻尼比和振动固有圆频率的测量试验。首先对结构附加阻尼比的试验计算原理进行了介绍,给出了试验思路和试验工况等。通过对实验结果反推结构总质量与计入表观质量的理论值进行比较,发现误差极小,验证了将惯容器等效质量直接加在结构总质量上进行计算的

单自由度运动方程的合理性。通过对自平衡状态下表观质量实验值与夹紧状态下的表观质量实验值比较,验证了阻尼器的自平衡性能良好,惯容效应的折减极小。并且通过对数衰减法对各种工况下的阻尼按速度相关的粘滞阻尼等效进行计算,定性判断了电涡流阻尼系数随气隙减小而增大。

(3) 基于试验结果对第三章提出的简化物理模型进行了修正,将库伦阻尼作为一种大小恒定、方向保持与速度相反的阻尼力考虑引入物理模型,建立了非线性运动方程,并使用 MATLAB 数值模拟位移时程曲线,对试验结果进行参数识别并带入数值模拟程序与试验结果对比,证明了在同时存在库伦阻尼和粘滞阻尼的物理模型下数值模拟结果能够良好贴合实验结果,验证了非线性物理模型的合理性,证明假定实验中丝杆的摩擦阻尼为一种粘滞阻尼和库伦阻尼共同作用的阻尼是合理的,然后使用该非线性物理模型对各种工况进行了数值模拟,并对各工况的模拟参数进行比较,得到了不同工况下惯容系统的具体物理模型和各耗能单元的具体参数,研究了不同丝杆对电涡流阻尼系数不同的放大能力、电涡流阻尼系数随气隙变化的衰减特性,证明了自平衡式电涡流惯容系统具有良好的耗能能力和自平衡能力。

## 5.2 展望

本文所提出的新型自平衡式电涡流惯容系统经验证具有优良的耗能能力和独创的自平衡性能,并且在电涡流阻尼器设计中最重要速度放大效应方面取得了突破性的成果,其放大系数比目前电涡流阻尼器领域具有最大速度放大能力的单螺纹丝杆的放大系数还要高出两倍,且惯容效应也相应得到了两倍的放大。该课题具有极高的研究价值,本文所涉及的发明运用前景广阔、可拓展性强,不仅限于可以运用在电涡流惯容系统中,理论上还完全可以运用在任何基于螺纹丝杆的惯容器中;不仅可以运用在建筑领域的结构抗震,更可以广泛地运用到汽车、航空、航天、军工等任何要求在纯拉力环境下运用自平衡式阻尼惯容系统的领域。

本文主要是针对新型自平衡式电涡流惯容系统钢阻尼器的初步设计而做出的工作,由于时间关系,仍存在许多有价值的问题有待研究,在整个研究过程中也遇到了许多问题需要进一步的研究分析:

(1) 本课题研究时间有限,大量的时间和精力主要集中在前期构思阻尼器构造以及试验方案的准备上。由于试验条件限制无法进行大尺度条件下的框架振动测试,而在小尺寸框架试验中摩擦效应占比很大,且依靠人力来进行自由振动实验所能够输入的能量非常有限,大量的时间和精力主要耗费在减小阻尼器的摩擦使之能够在小框架振动中使用,未来若条件允许应进行大尺度条件的框架振动

台测试,在大尺度条件下摩擦效应占比将非常小可以忽略;或使用伺服激振设备对阻尼器进行直接的轴向加载实验,将对阻尼器的力学特性进行更精确的研究。

(2) 本文选用了正反牙丝杆的方案,该方案有丝杆摩擦阻力小、导程小(获得更大放大系数)的优点,但是由于两个螺母必须在两端不同螺纹上工作,必须使用悬挑的法兰筒来连接导体盘磁体盘以提供工作行程,丝杆的总长必须设计为工作行程的两倍。相比而言在第二章提出过的往复丝杆方案具有全行程可工作的优点,正牙反牙在全行程上交叉布置,两个螺母都可以在全行程上任何位置工作,但是往复丝杆由于两个螺纹有交叉点,螺母运行时容易产生卡顿造成额外摩擦,且导程大小受到限制,故在制作了样机后发现摩擦过大无法在小尺寸框架中进行了试验,放弃了该方案。未来可以考虑对该方案进行优化设计,减小摩擦或在大框架足尺试验中进行测试。

(3) 本文中的小尺寸框架试验方案也有待改进,比如可以通过滑轮将钢索转接到阻尼器所在平面,直接用钢索连接阻尼器进行自平衡试验,可以更好地模拟在纯拉力系统中阻尼器的自平衡性能。

(4) 本文试验主要选取了位移时程曲线的数据进行识别和数值模拟,加速度时程曲线相比位移时程曲线具较多毛刺,原因可能是由丝杆和螺母之间的背隙所造成,未来可考虑使用预压双螺母丝杆来消除背隙。





## 致谢

自一九九九年达学龄从学以来，至今十九年的求学生涯即将在本文完成答辩后画上句号，但对于漫漫人生路可能也只是才刚刚开始。

如果说从小学到高中对人培养的是基础人格修养的塑造，四年本科是通识和专业基础的塑造，那么对我来说研究生时期是对人更全面的综合能力和钻研能力的深层锻炼。匆匆人生，总要有一段日子静下心来钻研一门学问。这段日子有苦也有乐，本文所涉及的实验曾遇到过无数的困难与挫折，但沉下心来排除万难解决一个接着一个工程问题的过程对我来说是这过程中最宝贵的锻炼。虽将来我所从事的将是并非我专业所对口的职业，但我相信这样的自学能力和解决问题的能力将会是我受用终身的。我坚信，大学之道在于学习的方法，而非恪守一堆填鸭的知识或是一张学历证。

是的，七年的工程学教育对我来说决不只是掌握一些复杂的公式和理论，任何公式和理论总有被超越或更新的一天，在我看来，工程学是一种解决实际问题的艺术，是一种将一切“如是”改造成“我愿”的气魄，是一种人类勇于开拓创新、并严谨雕琢完善的匠心精神。由是我相信，工程学出身的学子大可有自信凭借这样的精神和能力在人类生活任何一个领域找到发挥所长的地方。

感恩在母校七年的时光，给予我这样一个既有优良治学条件，又能充分参与校园社团生活培养兴趣、锻炼综合能力、完善自我人格的地方。我最主要的价值观和审美观都在这里成形，在这里，我遇见了形形色色的各类伙伴，我有机会得以完成诸多方面自我价值的实现，在面临步入社会的现实主义人生到来之前，我已尽我所能在象牙塔的理想主义之路上奔跑过。

虽我的母校在传统观念中被视为理工聚集型院校，但这里也并不乏人文和审美追求的氛围，从我可见范围来看，来到这里，不论你的诉求是学术、职业、商业抑或是文艺，都能找到自己适合的轨迹和同行的同道中人，从这个意义上来说，同济可以说是未负大学之名。但仍然可见许多暴露出来的问题有待解决，我们愿意对它进行批评、为它发声，是因为我们对它有着殷切的盼望，在此衷心祝愿母校能在未来越来越好，成为能让学子和校友们为之骄傲的阳光、民主、纯粹的一流现代化大学。

而在这即将离开校园时刻，我首先还是要感谢我的父母和家人，能够完成这漫漫学业生涯离不开他们的养育与支持。

特别感谢我尊敬的导师薛松涛教授，薛老师无论是学贯中西的非凡国际视野、严谨求实的治学精神，还是豪放洒脱又高风亮节的人格魅力，亦或是对学生的慈爱有加、视若己出，都给我留下了永远难忘的印象，一日为师、终生为父，当年能有幸投入薛门成为薛老师的弟子是我研究生三年最大的荣幸；亦感谢我的副导师谢丽宇讲师，谢老师学识渊博、儒雅随和、思路敏捷，对我的学术研究乃至生活都给予过许多帮助，本文中所涉及一切精密加工定制的机械装置和优良的实验环境及设备都离不开谢老师的慷慨支持；同时并感谢同研究室的唐和生副教授，唐老师在学术研究上认真严谨、雷厉风行，亦对我的课题研究有颇多指导和帮助。

并且要特别感谢博士生二年级师妹班鑫磊在数值模拟方面对我的倾囊相助；感谢博士生二年级师妹郭雪媛在参数识别方面所给予我的理论支持；感谢硕士生二年级师妹陈依珂在实验采集设备调试方面对我的倾力协助；感谢即将毕业成为

人民教师的博士师兄李大伟在论文写作和研究思路给予我受用良多的指导；感谢本科三年级师弟李铨诚、硕士生一年级师弟管帅、硕士生一年级师妹薛智奇在实验进行过程中所提供的协助和建议；感谢陪伴我并肩作战一同奋斗的同门凌塑奇、陈杉杉和郑学胜；一并还要感谢的还有仝运佳师姐、宋琛琛师兄、杨鹏超师兄、赵金海师兄、余必龙师兄、杨桂权师兄、黄志云师姐、蒋灿师兄、李林师兄、张睿师弟、陈实师弟、徐康乾师弟、陈子旻师弟，何其有幸与你们同属和泉研究室成为一家人。

同时感谢朱桐烨、孙伟杰、吴梅怡、骆美成、黄显铧在我论文写作期间给予我的殷切鼓励；感谢裘伟江、施梦婷、付豪、郭坤睿、吴卓卿、钱轶钧从求职季到论文季一直与我风雨同舟；感谢研究生会文艺部 16、17、18 届所有的小伙伴们在我研究生三年里曾与我共度一切最美好的回忆；感谢所有研究生三年期间给予过我帮助支持的师友们，认识你们是我最大的财富。

此外还要感谢阿尔贝·加缪、弗里德里希·尼采、村上春树、威廉·毛姆、科特·柯本、诺尔·加拉格和利亚姆·加拉格兄弟在本文写作过程中所给予我本人的诸多精神陪伴。

今当远离，临表涕零，不知所言。往事犹可忆，未来未可知。惟愿无论未来身处任何境遇，都能不忘今日之意气。

让我们忠于梦想，让我们面对现实。

## 参考文献

- [1]胡聿贤. 地震工程学 : 第二版: 地震出版社, 2006
- [2]蔡金兰. 浅谈建筑中抗震设计理念的发展. 价值工程, 2010, Vol.29(23): 78
- [3] Yao J. T. Concept of structural control. Journal of the Structural Division, 1972, Vol.98(st 7)
- [4] Soong Tsu T. Active structural control. Longman Scientific and Technical, 1990, Vol.5(2): 21-26
- [5] Soong T. T. Active, Hybrid, and Semi-active Structural Control: A Design and Implementa: John Wiley & Sons, 2005
- [6]周福霖. 工程结构减震控制: 北京: 地震出版社, 1997
- [7] Smith M. C. Synthesis of mechanical networks: the inerter. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, Vol.47(10): 1648-1662
- [8] Pan Chao, Zhang Ruifu, Luo Haoet al. Demand - based optimal design of oscillator with parallel - layout viscous inerter damper. Structural Control & Health Monitoring, 2017, Vol.25(9): e2051
- [9] Ikago Kohju, Saito Kenji, Inoue Norio. Seismic control of single - degree - of - freedom structure using tuned viscous mass damper. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2012, Vol.41(3): 453-474
- [10]陈政清, 黄智文. 一种板式电涡流阻尼器的有限元模拟及试验分析. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2016, Vol.39(4): 499-502
- [11] Smith M. C., Wang Fu Cheng. Performance benefits in passive vehicle suspensions employing inerters. Vehicle System Dynamics, 2004, Vol.42(4): 235-257
- [12] Papageorgiou Christos, Papageorgiou Christos, Scheibe Franket al. The missing mechanical circuit element. IEEE Circuits & Systems Magazine, 2009, Vol.09(1): 10-26
- [13] Papageorgiou C., Smith M. C. Laboratory experimental testing of inerters., 2006, 3351-3356
- [14]陈龙, 张孝良, 江浩斌等. 基于机电系统相似性理论的蓄能悬架系统. 中国机械工程, 2009, Vol.20(10): 1234
- [15] Wang F. C., Hong M. F., Lin T. C. Designing and testing a hydraulic inerter. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210), 2011, Vol.1(C1): 1-7
- [16]李川, 邓菊丽, 王时龙等. 螺旋飞轮运动转换系统的机电比拟设计理论研究. 机械工程学报, 2010, Vol.46(3): 103-108
- [17] Li Chuan, Jiang Peng, Wang Shilonget al. Design of Novel Hydraulic Flywheels for Vehicle Suspensions. Journal of Computational & Theoretical Nanoscience, 2011, Vol.4(4-5): 1586-1590
- [18]谭德昕, 刘献栋, 单颖春. 惯容器在车辆减振系统中的应用研究综述. 汽车工程学报, 2011, Vol.01(5): 342-347
- [19] Saito Kenji, Kurita Satoshi, Inoue Norio. OPTIMUM RESPONSE CONTROL OF 1-DOF SYSTEM USING LINEAR VISCOUS DAMPER WITH INERTIAL MASS AND ITS

- KELVIN-TYPE MODELING. *Journal of Structural Engineering B*, 2007, Vol.53: 53-66
- [20] Ikago Kohju, Saito Kenji, Inoue Norio. Seismic control of single - degree - of - freedom structure using tuned viscous mass damper. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 2012, Vol.41(3): 453-474
- [21] Saito Kenji, Sugimura Yoshifumi, Nakaminami Shigekiet al. Vibration tests of 1-story response control system using inertial mass and optimized soft spring and viscous element., 2008
- [22] Ikago Kohju, Sugimura Yoshifumi, Saito Kenjiet al. Modal Response Characteristics of a Multiple-Degree-Of-Freedom Structure Incorporated with Tuned Viscous Mass Dampers. *Journal of Asian Architecture & Building Engineering*, 2012, Vol.11(2): 375-382
- [23] 聂佳梅, 张孝良, 江浩斌等. 惯容器模型结构探索. *机械设计与研究*, 2012(01): 29-32
- [24] 王秉中. 计算电磁学: 科学出版社, 2002
- [25] 张敏. 基于电涡流阻尼器的旋转圆盘振动最优控制研究: [硕士学位论文]: 华东交通大学, 2011
- [26] 叶乐志. 汽车永磁缓速器设计理论与试验研究: [博士学位论文]: 北京工业大学, 2012
- [27] 肖登红, 潘强, 何田. 一种新型电涡流阻尼器及阻尼性能研究. *噪声与振动控制*, 2014, Vol.34(6): 197-201
- [28] 马良喆, 陈永祁. 电涡流调频质量阻尼器应用分析, 2015, Vol.3: 21-24
- [29] 寇宝泉, 金银锡, 张赫等. 电磁阻尼器的发展现状及应用前景. *中国电机工程学报*, 2015, Vol.35(12): 3132-3143
- [30] 曹青松, 张敏. 横向电涡流阻尼器阻尼力的计算分析. *噪声与振动控制*, 2010, Vol.30(5): 181-185
- [31] Lin Chih-Hsien, Hung Shao-Kung, Chen Mei-Yunget al. A novel high precision electromagnetic flexure-suspended positioning stage with an eddy current damper.: *IEEE*}, 2008, 771-776
- [32] Kim Yongdae, Sohn Byounguk, Youm Woosubet al. Voice coil motor nano stage with an eddy current damper.: *IEEE*}, 2008, 1714-1717
- [33] Elbuken Caglar, Shameli Ehsan, Khamesee Mir Behrad. Modeling and analysis of eddy-current damping for high-precision magnetic levitation of a small magnet. *IEEE transactions on magnetics*, 2007, Vol.43(1): 26-32
- [34] Elbuken C., Yavuz M., Khamesee M. B. Eddy current damping for magnetic levitation: downscaling from macro- to micro-levitation. *Journal of Physics D Applied Physics*, 2006, Vol.39(18): 3932-3938
- [35] Bae Jae-Sung, Hwang Jai-Hyuk, Park Jung-Samet al. Modeling and experiments on eddy current damping caused by a permanent magnet in a conductive tube. *Journal of mechanical science and technology*, 2009, Vol.23(11): 3024-3035
- [36] Sodano Henry A., Bae Jae Sung, Inman Daniel J.et al. Concept and model of eddy current damper for vibration suppression of a beam. *Journal of Sound & Vibration*, 2005, Vol.288(4): 1177-1196
- [37] Sodano Henry A., Inman Daniel J., Belvin W. Keith. Development of a New Passive-Active Magnetic Damper for Vibration Suppression. *Journal of Vibration & Acoustics*, 2006, Vol.128(3): 318-327
- [38] 祝长生. 转子系统径向电涡流阻尼器. *中国机械工程*, 2007, Vol.18(19): 2269-2272

- [39]祝长生. 径向电涡流阻尼器对柔性转子系统振动的控制. 机械工程学报, 2007, Vol.43(12): 120-126
- [40]祝长生. 时变磁场下径向电涡流阻尼器的动力特性. 机械工程学报, 2009, Vol.45(8): 31-36
- [41]陈政清, 黄智文, 田静莹. 电涡流调谐质量阻尼器在钢-混凝土组合楼盖振动控制中的应用研究. 建筑结构学报, 2015, Vol.36(s1): 94-99
- [42] Larose G. L., Larsen A., Svensson E. Modelling of tuned mass dampers for wind-tunnel tests on a full-bridge aeroelastic model. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 1995, Vol.s 54 - 55(4): 427-437
- [43]楼梦麟, 吴和霖, 马恒春等. 电磁耗能TMD结构减震效率的振动台试验研究. 地震工程与工程振动, 2003, Vol.23(4): 158-164
- [44]方重, 吴和霖, 楼梦麟. 电磁涡流耗能调谐质量阻尼器研制与性能试验. 同济大学学报(自然科学版), 2001, Vol.29(6): 752-756
- [45]汪志昊. 自供电磁流变阻尼器减振系统与永磁式电涡流TMD的研制及应用: [博士学位论文]: 湖南大学, 2011
- [46]汪志昊, 陈政清, 王建辉. 采用双向调谐质量阻尼器的大跨度桥梁风振控制仿真分析. 防灾减灾工程学报, 2014, Vol.v.34(3): 320-324
- [47]汪志昊, 陈政清. 被动电磁阻尼器对斜拉索振动控制研究. 振动与冲击, 2014, Vol.33(9): 94-99
- [48]汪志昊, 华旭刚, 陈政清等. 基于微型永电磁式涡流阻尼TMD的人行桥模型减振试验研究. 振动与冲击, 2014, Vol.33(20): 129-132
- [49]宋伟宁, 徐斌. 上海中心大厦新型阻尼器效能与安全研究, 2016, 1-8
- [50]陈政清, 黄智文, 王建辉等. 一种基于螺旋传动方式的轴向电涡流阻尼器, 2015
- [51]陈政清. 一种外杯旋转式轴向电涡流阻尼器, 2015
- [52] Hou Xingguo, Tagawa Hiroshi. Displacement-restraint bracing for seismic retrofit of steel moment frames. *Journal of Constructional Steel Research*, 2009, Vol.65(5): 1096-1104
- [53] Kurata M., Leon R. T., Desroches R. Rapid Seismic Rehabilitation Strategy: Concept and Testing of Cable Bracing with Couples Resisting Damper. *Journal of Structural Engineering*, 2012, Vol.138(3): 354-362
- [54] Gao Nan, Jeon Jong Su, Hodgson Darel E. et al. An innovative seismic bracing system based on a superelastic shape memory alloy ring. *Smart Materials & Structures*, 2016, Vol.25(5): 55030
- [55] Wouterse J. H. Critical torque and speed of eddy current brake with widely separated soft iron poles, 1991, Vol.138(4): 153-158
- [56] Canova A., Vusini B. Design of axial eddy-current couplers. *Industry Applications IEEE Transactions on*, 2003, Vol.39(3): 725-733
- [57]张逸成, 沈玉琢, 庞乾麟等. 旋转涡流制动器电磁机构的设计研究. 铁道学报, 1998, Vol.5(6): 22-27
- [58]孙为民. 电涡流缓速器的理论研究: [硕士学位论文]: 北京工业大学, 2005
- [59]田静莹. 电涡流阻尼器参数分析及应用: 湖南大学, 2016
- [60]徐志彬. 一种基于偏心飞轮的惯容器的研究与仿真分析: [硕士学位论文]: 石家庄铁道大学, 2017

- [61]朱慈勉. 结构力学 . 下册: 高等教育出版社, 2004
- [62] Ebrahimi M., Whalley R. Analysis, modeling and simulation of stiffness in machine tool drives: Pergamon Press, Inc., 2000, 93-105
- [63] Vrugt Jasper A., Gupta Hoshin V., Bouten Willemet al. A Shuffled Complex Evolution Metropolis algorithm for optimization and uncertainty assessment of hydrologic model parameters. Water Resources Research, 2003, Vol.39(8): 113-117
- [64] Gelman Andrew, Rubin Donald B. Inference from Iterative Simulation Using Multiple Sequences. Statistical Science, 1992, Vol.7(4): 457-472
- [65] Gelman Andrew, Carlin John B., Stern Hal S.et al. Bayesian Data Analysis, Second Edition. Crc Pr I Llc, 2004, Vol.6(3): 22-26
- [66] Nelder J. A., Mead R. A Simplex Method for Function Minimization. Commput J, 1965, Vol.7(4): 308-313

## 个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

### 个人简历:

张昕宇, 男, 1993 年 1 月生。

2015 年 6 月毕业于同济大学土木工程学院建筑工程系, 获学士学位。

2015 年 9 月入同济大学土木工程学院结构工程与防灾研究所攻读硕士学位。

### 已发表论文:

[1] 张昕宇, 薛松涛, 谢丽宇, 班鑫磊. 一种拉索式旋转电涡流阻尼器的有限元模拟与试验分析[J]. 同济大学土木工程学院全日制专业学位硕士研究生论文集2018