



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

(专业学位)

自平衡惯容系统优化与模块化设计

资助项目：上海市自然科学基金面上项目

(编号：20ZR1461800)

国家自然科学基金面上项目(编号：51778490)

姓 名：濮 昱

学 号：1832541

所 在 院 系：土木工程学院

专业学位类别：工 程

专 业 领 域：建筑与土木工程

指 导 教 师：薛松涛

二〇二一年六月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

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

**Study of Self-balanced Inertial System with
Optimal Design and Modular Design**

Supported by National Natural Science Foundation of Shanghai

(Grant No: 20ZR1461800)

National Natural Science Foundation of China

(Grant No: 51778490)

Candidate: Pu Yu

Student Number: 1832541

College/Department: College of Civil Engineering

Discipline Category: Engineering

Major: Architecture and Civil Engineering

Supervisor: Xue Songtao

June, 2021

自平衡惯容系统优化与模块化设计

濮
昱

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；学校有权保留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

已有的自平衡惯容器，有着安装便捷、电涡流阻尼性能好、耗能强、阻尼易调、耐久性好以及具有自平衡性等多个优点，可以应用于纯拉力系统中，具有良好的研究价值。但在实际试验与应用过程中，发现惯容系统存在一些问题与改进点，例如永磁体在高速转动中可能发生位移影响电涡流阻尼、双盘式设计空间设计受限等，故提出一种新型的自平衡惯容器，以解决以上问题。

本文通过理论分析、参数优化与试验研究，设计了一种新型模块化自平衡惯容器，并对其性能进行了验证。本文主要研究内容如下：

(1) 阐述了惯容器和不同阻尼形式的研究现状和背景，基于纯拉力系统中对惯容系统的应用，指出现有惯容系统应用和试验中存在的问题与改进点，提出一种新的基于模块化设计理论的自平衡惯容器。

(2) 介绍了模块化的设计理念，并运用模块化设计方法，将惯容系统分为惯容模块、阻尼模块与运动转换模块，设计了新型模块化自平衡惯容器的概念模型，对其进行了丝杠运动方向与螺母转动方向的受力分析，验证其具有良好的自平衡性与质量放大效应；利用前一章提出的参数优化方法，对新型惯容系统进行了优化设计，并根据算法提出的优化解，对惯容系统的三大模块进行了深化机械设计，完成了新型模块化自平衡惯容器的实物模型设计与制作。

(3) 基于新型模块化惯容系统的实物模型制定了试验方案，并对试验装置进行了设计，将试验模型简化为单自由度模型，在五种不同工况下，进行了缩尺框架自由振动试验；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，验证了模块化自平衡惯容器相比原有的自平衡惯容器，具有更好的质量放大效应，且自平衡性良好，在自平衡试验中表观质量的折减极小；同时利用对数衰减法对各种工况下的阻尼系数进行了计算，验证了惯容系统具有良好的耗能性。

(4) 总结惯容器设计中存在的机械参数设计问题，分析了一种原有自平衡惯容器的力学模型，对惯容系统的机械设计以及相关机械参数进行了阐述，并将其引入力学模型中。对遗传算法进行了简要介绍，根据已有的力学模型，明确惯容系统参数设计中的优化目标、优化变量与限制条件，建立惯容系统参数设计的数学模型，并根据假定的工况，对惯容系统进行了单目标与多目标的参数优化，给出了假定工况下的优化解。

关键词：模块化、惯容器、自平衡、纯拉力系统、阻尼系数、优化算法、自由振动试验

ABSTRACT

The existing self-balanced eddy current inertial system with good research value has many advantages such as easy installation, great eddy current performance, good energy consumption, easy to adjust damping, self-balance and good durability, etc., and it can be easily applied to tension-only systems. However, in the actual test and application process, some problems and improvements were found in the inertial capacitance system. For example, the permanent magnet may be displaced during high-speed rotation to affect the eddy current damping, and the double-disc design space design is limited. Therefore, a new type of self-balancing inertial system is proposed to solve the problems.

In this paper, through theoretical analysis, parameter optimization and experimental research, a new type of modular self-balancing inertial capacitance system is designed and its performance is verified. This main research contents of this paper are as follows:

(1) Introduction of the status and background of inertial systems and eddy current damping are described. Based on the application of inertial capacitance systems in pure tension systems, the existing problems and improvements in the applications and tests of inertial systems are pointed out, and a new approach is proposed. The self-balancing inertial capacitance system based on modular design theory.

(2) Introduced the modular design concept, and used the modular design method to divide the inertial capacity system into inertial capacity module, damping module and motion conversion module, and designed the conceptual model of the new modular self-balancing inertial capacity system. The force analysis of the screw movement direction and the nut rotation direction was carried out to verify that it has good self-balance and mass amplification effect; the parameter optimization method proposed in the previous chapter was used to optimize the design of the new inertia system, and According to the optimized solution proposed by the algorithm, the mechanical design of the three modules of the inertial capacitance system is deepened, and the physical model design and production of the new modular self-balancing inertial capacitance system is completed.

(3) Based on the physical model of the new modular inertial capacity system, a test plan was developed, and the test device was designed, and the test model was simplified to a single degree of freedom model. Under five different working conditions, the free scale frame was carried out. Vibration test by comparing the experimental results of the total mass of the structure with the theoretical value included in the apparent mass verified that the modular self-balancing inertial capacity system has better mass amplification than the original self-balancing inertial capacity system. In the self-balancing test, the apparent mass reduction is extremely small. At the same time, the logarithmic decay method is used to calculate the damping coefficient under various working conditions, which verifies that the inertial capacitance system has good power dissipation.

(4) The mechanical model of the original self-balancing inertial capacity system is analyzed, and the mechanical design and related mechanical parameters of the inertial capacity system are described, and they are introduced into the mechanical model. The genetic algorithm is briefly introduced. According to the existing mechanical model, the optimization objectives, optimization variables and limiting conditions in the parameter design of the inertial capacity system are clarified, and the mathematical model of the parameter design of the inertial capacity system is established. The inertial capacity system has been optimized for single-objective and multi-objective parameters, and optimized solutions under assumed operating conditions are given.

Key Word: modularization, inertial system, self-balancing, tension-only system, damping coefficient, optimization algorithm, free vibration test

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 选题背景.....	1
1.2 惯容系统研究进展.....	4
1.2.1 惯容器的概念原理.....	4
1.2.2 惯容器的种类与研究进展.....	4
1.3 惯容系统的阻尼实现形式与研究进展.....	6
1.4 中心耗能构件纯拉力系统研究现状.....	9
1.5 本文研究内容.....	10
1.5.1 本文的研究目的与意义.....	10
1.5.2 本文的技术路线.....	11
1.5.3 本文主要研究内容.....	12
第 2 章 模块化自平衡惯容器设计	13
2.1 现有惯容系统存在的问题.....	13
2.2 模块化设计概念.....	14
2.3 模块化自平衡惯容器概念设计.....	14
2.4 模块化自平衡惯容器受力分析.....	15
2.4.1 丝杠螺母转动方向受力分析.....	16
2.4.1.1 主齿轮部分.....	16
2.4.1.2 丝杠连接部分.....	17
2.4.2 丝杠轴向运动方向受力分析.....	18
2.5 模块化自平衡惯容器与原有惯容器对比.....	19
2.6 模块化自平衡惯容器深化设计.....	21
2.6.1 机械参数确定.....	21
2.6.2 运动转换模块.....	21
2.6.2.1 丝杠与螺母设计.....	22
2.6.2.2 转接设计.....	24
2.6.3 惯容模块.....	24
2.6.3.1 齿轮传动简介.....	24
2.6.3.2 齿轮选型.....	24
2.6.3.3 主副伞齿轮设计.....	25
2.6.3.4 悬架设计.....	26
2.6.4 阻尼模块.....	27
2.6.4.1 铝盘设计.....	27
2.6.4.2 永磁体布置.....	27
2.6.5 模型安装与参数统计.....	27

2.7 本章小结.....	28
第 3 章 模块化自平衡惯容器试验研究	29
3.1 试验概况.....	29
3.1.1 试验目的与思路.....	29
3.1.2 试验设计.....	29
3.1.2.1 自由振动框架设计.....	29
3.1.2.2 惯容系统刚性工作平台设计.....	33
3.1.2.3 实验装置安装.....	35
3.1.3 试验测量装置.....	36
3.1.4 试验变量及工况.....	37
3.2 等效单自由度体系物理模型.....	38
3.2.1 对数衰减法求结构在纯框架时的工作状态.....	39
3.2.2 结构在纯惯容作用下的工作状态.....	40
3.2.3 结构安装阻尼模块后的工作状态.....	41
3.3 试验结果分析.....	41
3.3.1 纯框架系统的自由振动测试.....	41
3.3.2 模块化自平衡惯容器实验.....	43
3.3.2.1 仅装配运动转换模块下的自由振动试验.....	43
3.3.2.2 装配惯容模块的自由振动试验.....	44
3.3.2.3 装配阻尼模块的框架自由振动试验.....	46
3.3.2.4 惯容系统自平衡试验.....	47
3.3.3 实验结果与理论计算值对比.....	49
3.4 本章小结.....	50
第 4 章 自平衡惯容器优化设计	53
4.1 优化设计简介.....	53
4.1.1 现有自平衡惯容系统设计问题.....	53
4.1.2 最优化问题.....	53
4.1.3 遗传算法介绍.....	54
4.1.3.1 遗传算法.....	54
4.1.3.2 第二代非支配遗传算法.....	55
4.2 自平衡惯容器工作原理与力学模型.....	55
4.3 自平衡惯容器优化模型.....	61
4.3.1 机械设计概念.....	61
4.3.1.1 螺旋传动简介.....	61
4.3.1.2 螺旋传动机械参数.....	62
4.3.1.3 评估螺旋传动机构性能的主要参数.....	62
4.3.1.4 引入机械参数的惯容系统力学模型.....	64
4.3.2 数学模型建立.....	66

4.3.2.1 优化目标.....	66
4.3.2.2 优化变量.....	67
4.3.2.3 约束条件.....	68
4.4 自平衡惯容器优化设计过程.....	70
4.4.1 单目标优化.....	70
4.4.2 多目标优化.....	76
4.5 本章小结.....	79
第 5 章 结论与展望.....	81
5.1 结论.....	81
5.2 展望.....	82
致谢	85
参考文献	87
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果	91

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。如 1976 年的唐山大地震，造成 24 万余人丧生；2008 年汶川地震，导致近 7 万人丧生，且震区内的工业与民用建筑，包括城市基础设施、交通运输、水电设施等都遭受了极为严重的破坏。2021 年 5 月 22 日 02 时 04 分（北京时间），在青海省果洛州玛多县（北纬 34.59 度，东经 98.34 度）发生 7.4 级地震，震源深度 17 公里。据人民日报，西宁、兰州等多地震感强烈。截至凌晨 4:35，青海地震共记录到余震 104 次，3 级以上地震 40 次，最大为 4.6 级。此外，5 月 21 日 21 时 48 分，云南大理州漾濞县发生 6.4 级地震，根据初步统计，截至 22 日 6 时，云南漾濞 6.4 级地震致死伤 30 人，其中漾濞县死亡 2 人，轻伤 23 人，重伤 3 人；永平县死亡 1 人；大理市轻伤 1 人。而就在三天前，云南共计发生了 9 起不同程度的地震，可见地震灾害作为影响我国最大的自然灾害之一，时刻威胁着我国人民的生命与财产安全。提高建筑结构的抗震性能，尽可能保障人民群众们的生命与财产安全，并尽可能减小经济损失，一方面是人民的迫切需求，另一方面也是工程结构抗震的重要研究方向。结构振动控制是近 40 年来发展起来的一门新兴交叉学科，它可以改善传统结构设计对未知强度的自然灾害抵抗能力的局限性和不可改变性，显著提高土木工程结构抑制各类有害振动的能力，保障结构在地震和强风中的安全，甚至是正常使用功能。结构振动控制技术在美国和日本等多地震发达国家已有广泛应用，近年来在我国的发展也非常迅速^[2-4]。很多使用结构振动控制技术的结构都经受住了大地震和强风地考验，从而进一步推动了结构振动控制技术的发展。

结构振动控制的方法很多，它们都有各自的优点，但也都存在一定的局限性。被动控制装置虽然简单，但是安装之后控制参数无法调节，因此对结构参数和外部荷载变化的适应性不强，控制目标单一。主动控制的耗能能力强，但所需的外部能源多，因而限制了其在大型结构中的应用。智能材料阻尼器^[5]可以实现结构的智能控制，但相关的基础理论研究还不充分，还未发展到工程应用的阶段。因此，有必要开发高效、实用的结构振动控制装置，发展新的结构振动控制理论，已成为目前结构振动控制领域的研究重点和难点，即本课题研究的主要内容。

支撑框架体系作为一类高效的抗侧力体系广泛应用于工程抗震领域，其中支撑的性能直接决定了体系的抗震性能^[6]。普通中心支撑在小、中震下能够维持较大的弹性刚度，但在强震作用下会产生屈曲现象，诱发节点板和支撑本身过早发生疲劳破坏，结构的延性和滞回性能较差。特殊中心支撑、偏心支撑以及屈曲约束支撑利用节点板、耗能梁端或耗能内芯的屈服机制耗散地震能量，具有较强的非线性变形能力，但在震后会产生很大的不可恢复变形。

若将拉索支撑作为结构的主要抗侧力部件，以及用于将结构的层间位移传递到惯容系统之中。支撑形式采用全拉力系统，不存在稳定问题，可充分发挥高强钢索的抗拉能力，减小支撑截面积，结构更加轻柔。拉索连接全部采用螺栓连接，避免了焊接对预应力的破坏，保证位移传递效果效果，同时安装便捷。但现有的传统螺纹丝杠惯容系统，阻尼单元一般采用电涡流阻尼的形式，这类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，由于电磁力的影响无法自身实现扭矩的平衡，无法使用拉索作为连接方式。因此，需要寻找一种新型的惯容系统，工作时能够自身扭矩配平，即具有自平衡性，以便适用于全拉力系统中。

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^[8]。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。近年来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，极具前景性的结构主动与半主动控制需要依靠外界所输入的能量。地震或冲击荷载等情况发生时，往往难以保证外接能量源的可靠性，这严重制约了主动控制技术的工程应用，因此，如何更好解决结构半主动控制下的振动能量源，是现阶段振动控制的一大课题。而被动控制不需要外界提供能量，它通过隔振、吸振和安装于结构中的耗能装置等吸收能量，降低结构自身所需吸收的能量，从而达到减振的目的，这种控制方式易于构造，且造价低、维护简单，现在已成为振动控制领域广为应用的一种振动控制手段。

一种常见的结构被动控制形式是通过在结构中安装减震装置。一般使用的减震装置主要通过以下三种基本力学元件来控制结构的动力响应：质量块、弹簧和阻尼单元。其中，弹簧和阻尼是安装在结构中的两节点单元，而质量块则是悬挂在结构上的单节点惯性单元。20 世纪初，Smith 将力学与电学系统类比，提出了“惯容”的概念，为结构被动控制提供了一种新的两节点惯性单元^[9]。惯容器作为一种位移放大机制，它能够以较小的质量，通过惯容的放大效应来获

得较大的表观质量，有着轻量化的特点、且减小了附加质量的额外荷载，便于设备安装使用，具有良好的调谐作用，并且搭配的阻尼单元后可以提升阻尼单元的耗能效率^[10]，是一种前景广阔的新型减震装置。

在2018年，张昕宇提出了设计一种新型自平衡惯容器，通过左右正反牙梯形丝杠的设计使其具有自平衡能力，能够运用在纯拉力系统中，并通过力学分析和无约束振动实验证明了在自转方向上该自平衡惯容器具有自平衡性能；对该自平衡惯容器进行了缩尺框架无约束振动实验研究，验证了惯容器的自平衡性能良好，惯容效应的折减极小。但在这类惯容系统应用过程中，也出现了一些潜在的问题。

一方面，这类惯容系统通过导体盘和磁体盘的对转来提供惯质与阻尼，以及实现转动方向上的自平衡，但相对装置尺寸导体盘和磁体盘过大，限制了其尺寸的继续放大，同时导体盘与磁体盘串联在滚珠螺母上，设计时要求严格的转动惯量相等，以实现自平衡，对设计提出了较高的限制。另一方面，惯容系统的各个机械部件均为串联，替换困难且都参与质量放大，设计需考虑整体，比较繁琐，另外，惯容系统在工作的时候，永磁体难以与磁体盘稳固连接，磁体盘高速转动的同时永磁体也在运动，高速旋转时可能产生位移，影响电涡流效率。

同轴反转螺旋桨是一种广泛应用于导弹、潜艇等机械设计领域的传动形式，是涡轮螺旋桨引擎所特有的一类螺旋桨^[11-12]。其与普通的螺旋桨最大的不同在于其每一个发动机上，都安装有两组并列转动的螺旋桨，这两组螺旋桨转动的方向相反，被称为同轴反转螺旋桨。此类装置的最大特点在于扭矩配平。由于两部分螺旋桨连接在同一个轴上，且旋转方向相反，故对于轴产生了大小相等方向相反的扭矩，从而使整个装置达成了旋转方向的平衡。对于不少单发螺旋桨飞机，扭矩对飞行的稳定性影响很大，工程师只能通过调节飞机副翼来配平扭矩，而此类装置则解决了这个问题，实现了旋转方向的自平衡，提高了装置的稳定性。同时，此类机械装置将传动模块和工作模块加以分离，方便了机械产品的后续设计^[13]。

基于以上原理，本文提出了一种新的模块化自平衡惯容器，从理论上证明了该惯容器的调谐耗能性能与自平衡性，并对这种新型的惯容器在缩尺框架下进行了自由振动试验，验证了新型模块化自平衡惯容器具有良好的自平衡性与调谐耗能性能，在不约束其转动的情况下仍能起到较大的惯容效应，折减很小。

1.2 惯容系统研究进展

1.2.1 惯容器的概念原理

惯容器是一种两端点惯性元件，惯容的出力与其两端点间的相对加速度相关，如图 1.1 所示。

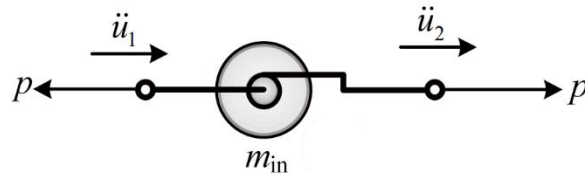


图 1.1 惯容器双端点数学模型

惯容器的数学模型为

$$F = b \frac{d(v_1 - v_2)}{dt} = b(\dot{v}_1 - \dot{v}_2) \quad (1.1)$$

其中， F 为惯容器两端等大反向的作用力， b 为惯容系数， v_1 和 v_2 为惯容器两端点的速度。

1.2.2 惯容器的种类与研究进展

原始的惯容系统采用齿轮齿条装置实现惯性封装。如图 1.2 所示，当等大反向的力沿齿条方向施加于两端点时，产生相对位移，由齿条驱动齿轮旋转，从而驱动飞轮旋转，由此实现质量放大效应。

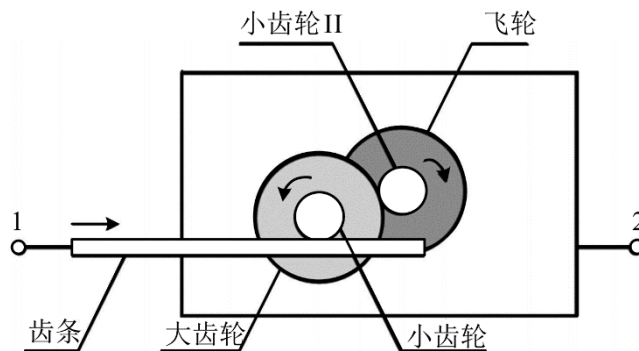


图 1.2 齿轮齿条惯容器原理图

然而，齿轮齿条式惯容器，齿轮与齿条之间摩擦力较高，同时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^[14]。Inoue 和 Ikago 等人针对此类惯容器进行了系统

的研究，并出版了第一部关于惯容减震系统的学术专著。滚珠螺杆惯容器将其两端点间直线相对运动转化为飞轮的高速旋转运动，如图 1.3 所示，这种体系将轴向平动加速度转换为旋转方向的加速度，由于飞轮转动惯量，元件将产生惯性作用力。从宏观运动形式来看，惯容元件发生的是轴向平动变形，故采用轴向平动加速度和惯容系数来直观描述其力学特性。但惯容系数产生的本质是转动惯性力的平动等效。由于飞轮的转动惯量产生的惯性作用远大于其物理质量的惯性作用，故该装置可以使用较小的物理质量产生较大的惯性力，达到惯性增效的效果，即惯容系数远大于实际物理质量。此特性在结构控制中有相当重要的作用，可以显著减小附加子系统的实际质量和体量，以节省空间和方便施工。



图 1.3 一种滚珠丝杠惯容器实物图

另有一种惯容器形式为液压式惯容器，如图 1.4，它通过液压传递的方式，将推杆的直线运动转换为质量块或液压马达或油液本身的运动，从而实现力的放大与惯性的封装。同时由于液体的特性，此类惯容器克服了传统机械惯容器的背隙影响，是一种更为理想的惯容模型。王富正^[15]等设计的此类惯容器可以承受大吨位荷载的直接作用。张孝良^[16]提出的液压式惯容器，则是通过活塞两端的液压差来推动杠杆以及杠杆两端的质量块，实现对质量惯性的封装。液压式惯容器，不仅能够承受高压，还能解决机械式惯容器的背隙问题，并且液压惯容器实现了把几百千克的惯性转化到重量只有几千克的飞轮的旋转之中，具有很强的工程实践意义和应用价值。

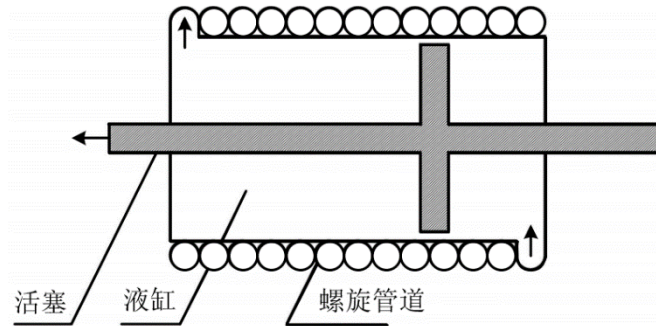


图 1.4 液压惯容原理示意图

近年来应用惯容系统进行结构振动控制取得了很大进展，Saito 等人提出了一种基于滚珠丝杠的调谐粘滞质量惯容器(TVMD)，Ikago 等提出了配置 TVMD 的单层和多层结构体系的设计方法，并通过试验证明这种惯容系统具有很好的质量放大效应，实现了小尺寸大惯质，有利于实际工程中的安装使用^[17-21]。潘超、赵志鹏等通过深入研究混联型惯容系统的减震机理，通过目标阻尼方法设计的惯容器具有较好的能量耗散效果，对惯容器的优化设计有重要意义^[22,23]。

1.3 惯容系统的阻尼实现形式与研究进展

惯容器广泛应用于机械、汽车、航空与建筑领域中的振动控制，具有良好的减震性能，与此同时，近年来对惯容器的应用也不再单一依靠其质量放大效应，而是综合了调谐、能量转移与耗散多方面功能，与传统意义上的惯容器与阻尼器有着不同之处。根据潘超与张瑞甫等的定义，将利用惯容机制进行减震控制的装置统称为惯容系统^[24]。

惯容系统中阻尼的实现形式有很多，除了本身的机械摩擦以外，在当前的研究与应用中，粘滞阻尼是最常用的一种阻尼形式，它通过惯容中的流体运动，尤其是当流体通过节流孔时产生的节流阻力来提供阻尼，其阻尼与活塞运动速度相关，已经广泛被应用于高层建筑、桥梁等的抗震改造、工业管道设备与军工设备等领域。

Lazer^[25]等提出的惯容系统是一种典型的液体粘滞阻尼惯容系统，主体部分是一套活塞和装有阻尼液体的圆柱筒。活塞与装置主体发生相对位移时，活塞被推动，阻尼液体穿过带孔的活塞发生流动，液体发生摩擦，从而耗散地震传递的能量。

惯容系统也常与调谐质量阻尼器进行组合,如 Garrido^[26]等将 TVMD 设置在传统 TMD 中,提出了一种改进的 TMD,称为旋转惯性双调谐质量阻尼器(RIDTMD),其中传统黏滞阻尼器由 TVMD 取代。在质量比相同的条件下,激振频率与共振频率相近时,RIDTMD 比传统 TMD 更有效。Kida 等^[28]将 TVMD 进行了改进,附设摩擦装置以避免 TVMD 产生过大的内力,即限力调谐黏滞质量阻尼器(FRTVMD),如图 1.5 所示,并通过单自由度结构说明了限力机制可以在保证减震(振)效果的同时有效限制控制力的大小;同时发现了结构在受长周期地面运动作用时应用 FRTVMD 的优势。

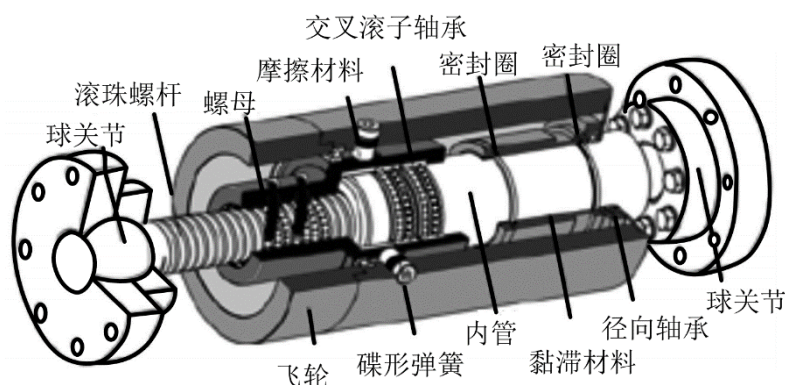


图 1.5 限力调谐黏滞质量阻尼器(FRTVMD)

粘滞阻尼惯容系统现在广泛应用于各类抗震结构中,但对密封性要求较高,容易产生漏液等现象,需要定期维护,同时由于重油等阻尼液体的使用自身质量也较大。因此,需要寻求其他形式的耗能方式,来满足长期使用要求。Ohtake 等^[29]将滚珠螺杆机构与发电机结合,用于结构振动控制。Hatanaka 等^[32]提出了一种新型液压惯容系统,称为紊流液压惯容系统,并研究了配置该系统的单层框架结构的响应特性。Asai 等^[36]提出将调谐惯性质量电磁传感器引入能量收集系统,通过优化以最大化地从静态随机扰动中收集能量。

在多种不同针对阻尼形式的研究中,发现电磁阻尼作为一种新型的阻尼形式,利用电磁感应效应,通过导体在磁场中切割磁感线来提供阻尼力,简单易用,且不存在漏油风险,具有很好的研究与应用价值。当导体以一定的相对速度 v ,在磁场中运动切割磁感线时,使得磁通量发生变化,导体中产生感应电动势,从而产生感应电流,由楞次定律可知,感应电流所产生的磁场会阻碍导体切割磁感线的运动,导体将受到与其运动方向相反的抑制电磁力,这个力为惯容系统提供了电磁阻尼。运用电磁阻尼的惯容系统是现今惯容系统的研究热点。如 Nakamura 等^[37]提出了一种带有旋转惯性质量的新型电磁惯性质量阻尼器(EIMD)。在该系统中,滚珠螺杆机构产生较大的惯性力,发电机产生可变电阻

尼力。随后其进行了足尺振动台试验，分析表明该系统能够减少层间位移角和加速度，且在减小加速度响应方面优于传统阻尼器。

电磁阻尼有很多实现形式，常用的主要有板式、摆式，以及基于螺旋传动的轴向电涡流阻尼器等，如湖南大学陈政清等提出一种的板式电涡流阻尼器^[27]，由永磁体、永磁体后铁板、导体板以及附加铁板组成，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。

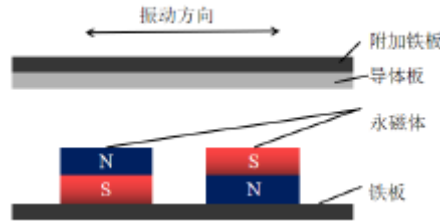


图 1.6 板式电涡流阻尼器

此外，祝长生^[30]根据电磁感应效应提出了一种新型的径向电涡流阻尼器，分析并探究了阻尼器的基本结构，建立了阻尼器的动力学模型，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。

2014年，陈政清提出了一种基于螺旋传动方式的轴向电涡流阻尼器^[31]，该装置通过螺纹丝杠副，把受控结构的轴向运动转换为阻尼器内部结构的旋转运动进行振动控制，控制效率得到大幅提高，将轴向电涡流阻尼器的阻尼力与自重比提高到了粘滞阻尼的同等水平甚至更高水平，为后续惯容系统中的阻尼设计提供了新的思路。

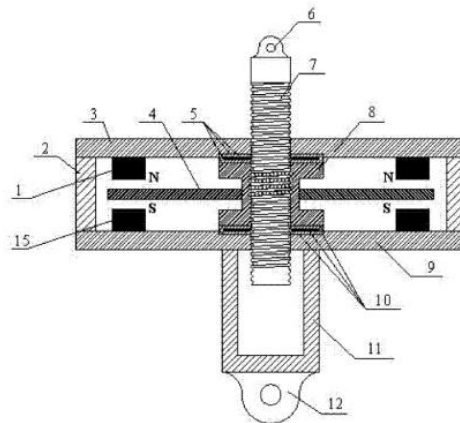


图 1.7 基于螺旋传动方式的轴向电涡流阻尼器构造

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。纯拉力系统通过高强度索材料悬吊安装阻尼系统，横向振动位移通过拉索传递给消能构件，这种系统安装方便、易于调试，且造价低、传力路线清晰、同时还能够自动重定心，并降低补充负载单元破坏概率。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^[33]等人提出了一种带中央圆筒的拉索支撑系统，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。

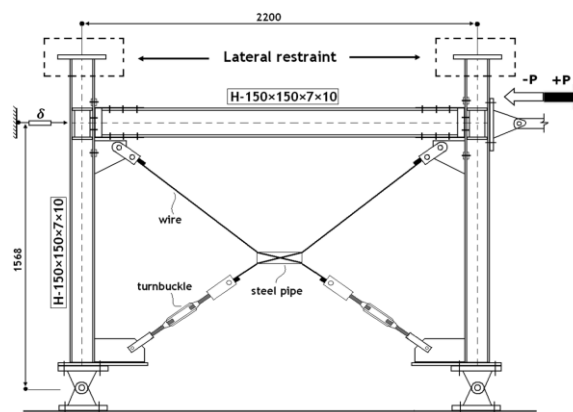


图 1.8 带中央圆筒的拉索支撑系统的基本构造

2012 年 Kurata^[34]等人设计了拉索式中心摩擦消能构件，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消能减震的作用，如图 1.9 所示。

2016 年乔治亚理工的 Nan Gao^[35]等人设计了基于超弹性记忆金属环的消能减震拉索系统，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 1.10 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。

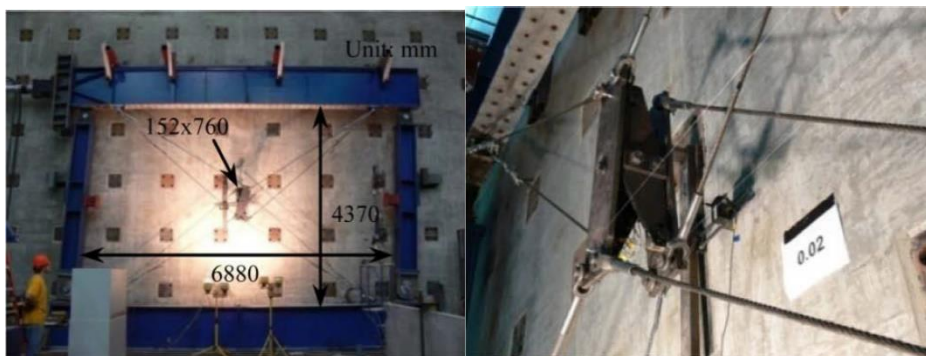


图 1.9 拉索式中心摩擦构件实物图^[53]

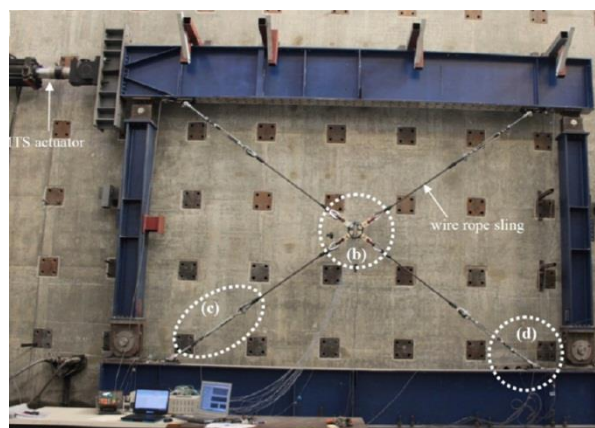


图 1.10 超弹性金属记忆环拉索系统实物图

1.5 本文研究内容

1.5.1 本文的研究目的与意义

本课题针对现有惯容器设计与应用中存在的一些局限性与问题，运用遗传算法与模块化设计思路，设计一种新型的模块化自平衡惯容器，将运动转换与惯容相分离，选取搭配电涡流阻尼的惯容器，通过同轴反转系统使其具有自平衡能力。通过自由振动实验验证其自平衡性并建立物理模型。

电磁阻尼作为新型高效的结构消能减震手段，具有非接触、机械摩擦与损耗小、免润滑、寿命长、安装简便等优点，广泛运用于汽车、机械、建筑等多个领域的消能减震系统中^[38-48]。将电磁感应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。

螺纹丝杠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。而传统螺纹丝杠惯容系统必须依赖于

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，对新型惯容系统提出了自平衡能力的要求。

本文所设计的新型惯容系统，能够运用在纯拉力系统中，最大化地发挥其减震性能。同时，原有的自平衡惯容器，通过导体盘与磁体盘的相对转动提供惯容与电涡流阻尼，但在结构应用中，受实际空间的限制，导体盘与磁体盘不能无限制放大，因此对惯容实现的形式提出了新的要求。与原有的双盘式自平衡惯容器相比，新型的模块化自平衡惯容器，将传动模块和惯容模块分开，利用齿轮传动将飞轮扩展到空间中，更好地利用了空间，也便于后续设计中惯容的调整，也可继续串联多个惯容系统，实现质量的再放大。另外，此类惯容器的构造决定其实现自平衡性只需要保证运动转换模块的扭矩配平，对惯容部分的设计将更为自由，具有很强的扩展性。相比传统粘滞阻尼，电磁阻尼的形式，相比传统粘滞阻尼，没有漏油的风险，便于维护与调节。

1.5.2 本文的技术路线

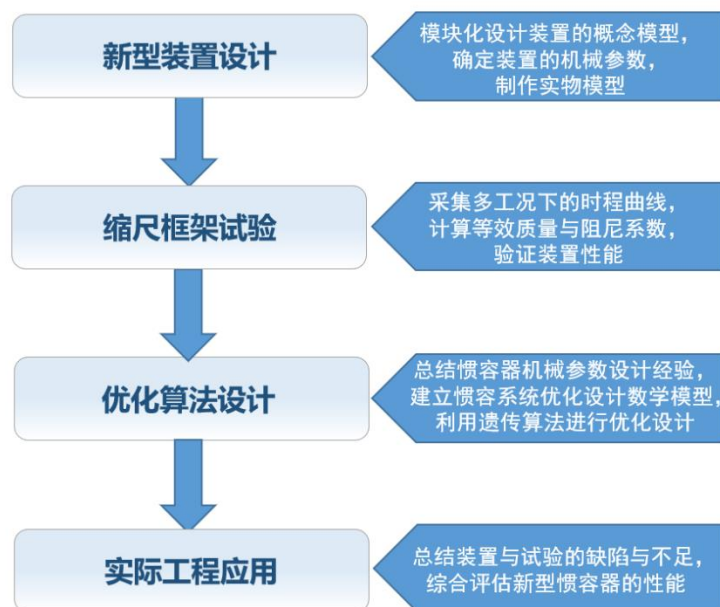


图 1.11 技术路线图

根据上述研究目的，本文通过以下三部分对模块化自平衡惯容器进行研究。建立模块化自平衡惯容器模型，并对其进行理论分析与实物设计；通过自由振

动试验验证惯容系统的调谐耗能性能与自平衡性；设计优化算法，为自平衡惯容器的参数设计提供新的方法。为实现以上目标，本课题的技术路线图如图 1.11。

1.5.3 本文主要研究内容

本文的研究对象是一种模块化自平衡惯容器。本文的主要内容以及章节安排如下所示：

(1) 第一章为绪论。本章主要阐述课题的选题背景，研究意义及研究目的，并对惯容器的工作原理以及研究现状、阻尼的实现形式与应用、纯拉力构件的发展情况进行了介绍。

(3) 第二章为模块化自平衡惯容器设计。首先介绍了模块化设计的概念，并以此概念为基础，建立模块化自平衡惯容器的概念模型，之后对其进行力学分析，证明其具有良好的自平衡性与调谐耗能性能。接着，根据设计经验确定设计参数后，对惯容系统的各个模块进行了深化设计，完成了实物模型的设计与制作。

(4) 第三章为模块化自平衡惯容器的试验研究。针对模块化惯容系统，设计了一套试验方案以及装置，针对多种工况提出了简化等效物理模型，并分别进行试验与对比；通过根据实验结果反推的结构总质量与理论值进行比较，验证了新型惯容系统的质量放大效应与良好的自平衡性，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，验证其具有良好的耗能性。

(4) 第四章为自平衡惯容器的优化算法。以一种已有的自平衡惯容系统为例，分析其力学模型，根据机械设计经验，针对假定工况建立其数学模型，并给出惯容系统设计参数的优化解，为后续新型惯容系统的设计提供基础。

(5) 第五章为结论与展望。本章对全文的研究成果进行了归纳与总结，并展望了后续的研究方向。

第2章 模块化自平衡惯容器设计

绪论中详细阐述了近年来电涡流阻尼与惯容系统的相关设计和应用，并介绍了一种可以用于纯拉力系统的使用电涡流阻尼的自平衡惯容器以及其优缺点。本章则将具体介绍一种新的模块化自平衡惯容器的设计。

2.1 节对已有自平衡惯容系统在实际应用中可能遇到的问题进行分析。

2.2 节介绍模块化设计的概念。

2.3 节将模块化设计引入惯容系统的设计中，通过各个模块的针对性设计以解决与避免这类惯容系统实际应用时产生的相关问题，基于原有自平衡惯容器的简化物理模型，在给定参数条件和满足自平衡的前提下，提出一种全新的模块化自平衡惯容器的概念设计。

2.4 节根据概念设计模型，对惯容系统进行受力分析，从理论上验证了这种新的惯容系统的自平衡性。

2.5 节根据概念设计模型，对惯容系统从传动、惯容、阻尼等三个模块分别进行了深化设计，并完成实物模型的制作。

2.1 现有惯容系统存在的问题

已有的旋转式自平衡惯容器，具有良好的减震性能与自平衡性，但在应用过程中，也出现了一些潜在的问题。

一方面，这类惯容系统通过导体盘和磁体盘的对转来提供惯质与阻尼，以及实现转动方向上的自平衡，但相对装置尺寸导体盘和磁体盘过大，限制了其尺寸的继续放大，同时导体盘与磁体盘串联在滚珠螺母上，设计时要求严格的转动惯量相等，以实现自平衡，对设计提出了较高的限制。另一方面，惯容系统的各个机械部件均为串联，替换困难且都参与质量放大，设计需考虑整体，比较繁琐，另外，惯容系统在工作的时候，永磁体难以与磁体盘稳固连接，磁体盘高速转动的同时永磁体也在运动，高速旋转时可能产生位移，影响电涡流效率。

2.2 模块化设计概念

模块化设计是一种广泛应用于工业设计中的产品设计方法，它基于标准化与规范化的思想，依托设计技术与设计工具，针对所需求的产品功能进行工业化设计，是一种高效科学的设计方法^[58-60]。

模块化设计的整体过程，可以简要概述为将产品的部分要素进行组合，将其构成具有一定功能的子系统，将子系统作为通用模块，与其他子系统以及要素进行各种组合来重新构成新的系统，产出更多具有不同或者相同功能、但具有不同性能的一系列产品^[67]。

对于模块化设计，具体而言可以分为以下几个步骤。首先，对一系列产品与功能进行标准化、规范化与模块化分析，将功能相似的结构或部分细分成功能单元模块；然后，对各个结构与部分，以功能单元为单位，分别进行设计与优化；最后通过连接或管理等形式，将各功能模块集成为一体，完成模块化产品的设计。

对于模块化设计的优势，一方面，通过模块化设计流程，产品的研发周期被大大缩短，加快制造进度，提高产品质量，快速满足需求；另一方面，拆分成各个功能模块后，每一模块相对独立，方便安装、升级；维护过程中可能的拆卸、加固以及使用完毕后的回收和处理。

2.3 模块化自平衡惯容器概念设计

基于 2.2 节提出的力学模型，利用模块化设计的概念，将惯容系统拆分成运动转换模块，惯容模块以及阻尼模块分别进行设计。由惯容模块提供惯质质量，阻尼模块提供电涡流阻尼力，通过运动转换模块将各个模块结合在一起协同工作。

(1) 运动转换模块

运动转换模块以丝杠副为主体，由正反牙丝杠，两颗螺母以及一组转换齿轮盘组成。齿轮盘通过转接块连接于正反牙丝杠的设计，使得丝杠平移时，两颗螺母与小齿轮盘将以相同的速度沿着相反方向转动，但距离不变。原有的惯容系统已从理论上证明，利用正反牙丝杠，整个运动转换模块在转动方向上可以实现力矩平衡。

(2) 惯容模块

惯容模块由一对主齿轮盘组成，设计时将主齿轮盘垂直于转换齿轮盘放置，主齿轮与转换齿轮通过齿牙相互的啮合，将螺母的垂直方向转动转换为水平方

向转动，并通过安装架固定。一方面能够最大化利用体积，有效利用了空间，另一方面，水平面上不平衡的转动力矩可以通过固定滚珠丝杠副的轴承加以抵消，主齿轮盘的设计更加自由，便于惯容与阻尼的调整。

(3) 阻尼模块

阻尼模块由两部分组成，一部分是与主齿轮盘内径相同，安装在主齿轮盘上的铝片，与主齿轮盘一同转动，另一部分是独立安装在装置外对称分布的两组磁体板与安装在背铁上的永磁体。

概念组装模型如图 2.1 所示。

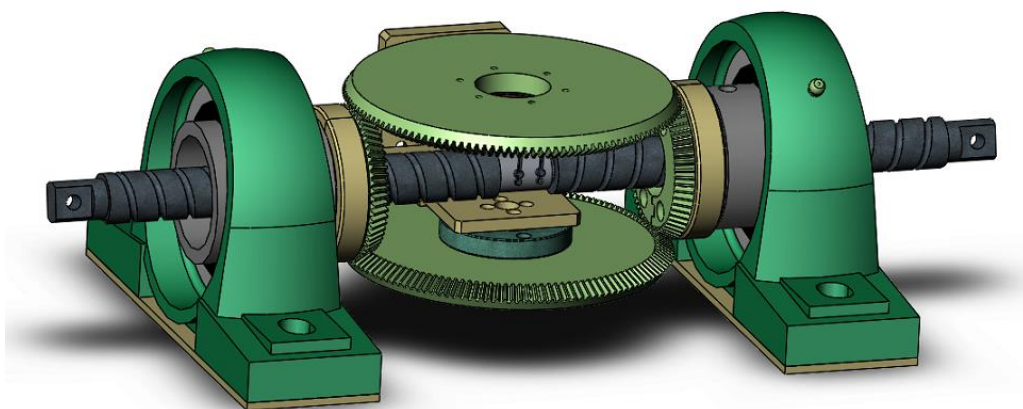


图 2.1 模块化自平衡惯容器概念组装模型

2.4 模块化自平衡惯容器受力分析

模块化自平衡惯容器主体结构如图 2.2 所示，下面将对其进行受力分析，证明其自平衡性并分析其力学特性。现假设丝杠以 v_s 的速度向箭头所示方向运动，加速度为 a_s ，由于机械摩擦相对较小，分析时忽略机械摩擦的影响。

分析惯容器的受力方式。由于惯容模块的两个主齿轮实际安装于结构底板上，由运动转换模块上的转换齿轮带动，故可以考虑将主齿轮单独进行受力分析，之后将主齿轮转化成主齿轮对转换齿轮的作用力，再次对丝杠部分进行受力分析。

综上所述分析时，将结构分为主齿轮部分与丝杠连接部分分别分析。

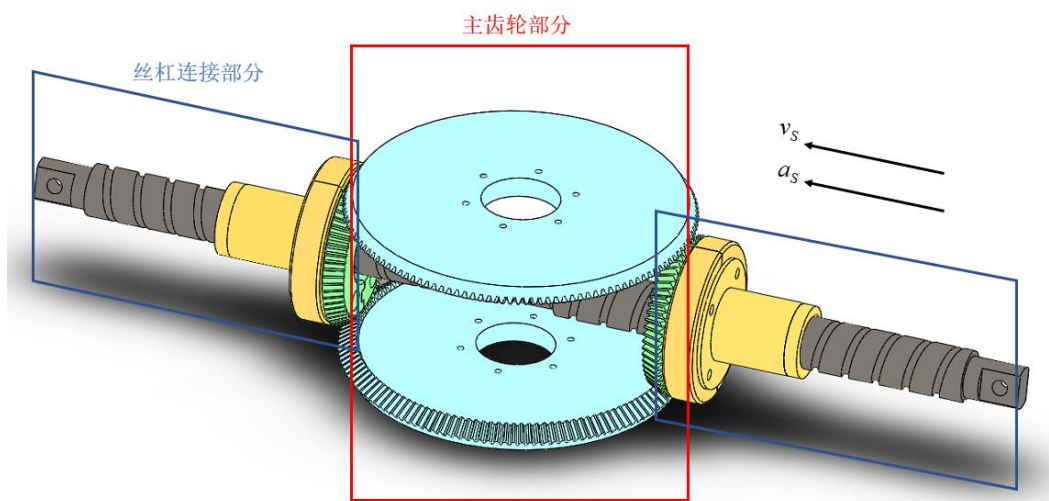


图 2.2 模块化自平衡惯容器主体结构示意图

2.4.1 丝杠螺母转动方向受力分析

2.4.1.1 主齿轮部分

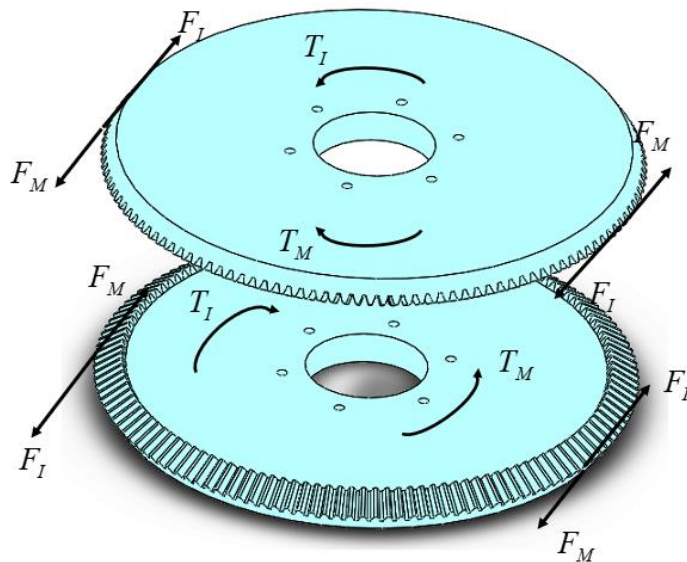


图 2.3 主齿轮受力分析

由于两主齿轮外距离相等处安装了相同数量与规格的永磁体，故认为两主齿轮所在位置磁感应强度相等。同时，两主齿轮尺寸相等，材质相同，在丝杠上下对称布置，表面安装了尺寸与材质均相同的两片铝导体盘，两齿轮盘在运

动时速度相等，方向相反，故可以认为两齿轮盘受到大小相等，方向相反的电磁力与惯性力 T_I 与 T_M 。

在主齿轮转动方向分析动力学力矩平衡，在主齿轮与转接齿轮的接触点，分别有两对等大反向的 F_I 与 F_M 实现平衡，得到如下平衡方程：

$$T_I + T_M + (F_I + F_M)D_1 = 0 \quad (2.1)$$

其中： D_1 为主齿轮直径。

2.4.1.2 丝杠连接部分

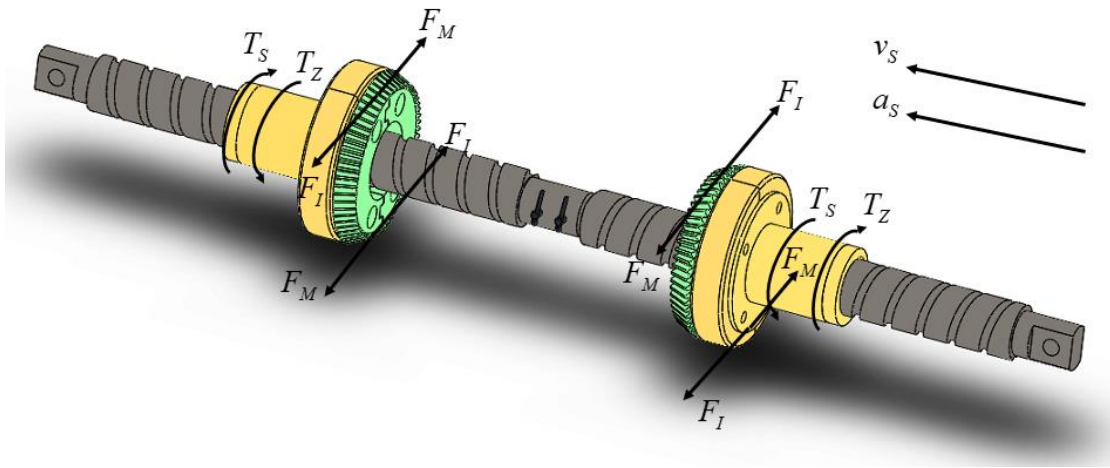


图 2.4 丝杠连接部分受力分析

将主齿轮盘对丝杠连接部分的作用力施加于连接部分后，对丝杠连接部分进行受力分析。

转换齿轮与转接块以及丝杠螺母连接，连接在支座轴承上，限制其平动但不限制其转动，两组齿轮与螺母以相等的角速度与角加速度转动，同时承受两对主齿轮盘转动时产生的等大反向的反作用力 F_I 与 F_M ，分析动力平衡方程：

$$T_s + T_z + (F_I + F_M)D_2 = 0 \quad (2.2)$$

其中， T_s 为丝杠施加给螺母的转动力矩， T_z 为螺母转接块与转换齿轮共同的惯性力矩， D_2 为转换齿轮直径。

由于正反牙丝杠的设计，以及装置自身的对称结构设计，故正牙段与反牙段对应的作用力均大小相等，方向相反。

分析螺母旋转方向，正牙段的每一组力矩都有反牙段大小相等方向相反的力矩抵消，故在旋转方向，模块化自平衡惯容器从理论上实现了自平衡性。

2.4.2 丝杠轴向运动方向受力分析

惯性力矩由齿轮盘的转动惯量决定，主齿轮和转接齿轮的转动惯量 J_1 与 J_2 的计算公式如下

$$J_1 = \frac{1}{8}(D_1^2 + d_1^2)m_1 \quad (2.3)$$

$$J_2 = \frac{1}{8}(D_2^2 + d_2^2)m_2 \quad (2.4)$$

其中 d_1 与 d_2 分别为主齿轮与转接齿轮的内径， m_1 与 m_2 分别为主齿轮与转接齿轮的质量。

而盘转动的角加速度 $\ddot{\varphi}$ 与丝杠的线位移加速度 \ddot{u} 与丝杠的导程 L_d 有关，而两盘接触处线速度相同，根据传动知识可知，两盘的角速度与角加速度将与两盘的直径成反比，故

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{2\pi}{L_d} \ddot{u} \quad (2.5)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{2\pi D_2}{L_d D_1} \ddot{u} \quad (2.6)$$

计算主齿轮与转接齿轮的转动惯量

$$T_I = \frac{2\pi D_2}{L_d D_1} \ddot{u} J_1 \quad (2.7)$$

$$T_Z = \frac{2\pi}{L_d} \ddot{u} J_2 \quad (2.8)$$

代入式 3.1，可得

$$F_I + F_M = \frac{1}{D_1} (T_I + T_M) \quad (2.9)$$

根据对滚珠丝杠螺纹槽处的力学分析如图 2.5 所示。下面根据此力学分析计算惯容系统的轴向出力。

分析可知，螺母通过滚珠施加在丝杠上的转动力 R 与由其产生的轴向力 P 以及转动力矩 T_s 有以下关系：

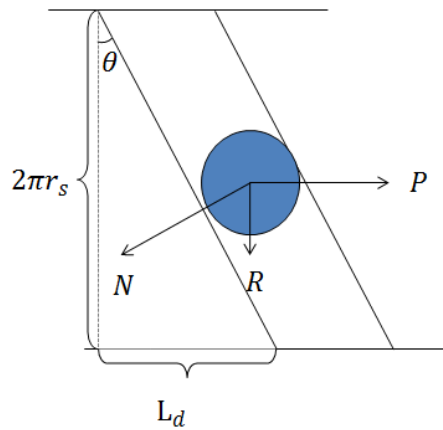


图 2.5 将滚珠丝杠表面在平面展开时滚珠的受力图

$$P = \frac{2\pi r_s}{L_d} R \quad (2.10)$$

全部代入式 2.2, 可得

$$P = \left(\frac{2\pi}{L_d}\right)^2 \left[J_2 + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 J_1 \right] \ddot{u} + \left(\frac{2\pi}{L_d}\right)^2 \frac{(\eta B)^2 R^2 h S}{2\rho_d} \dot{u} \quad (2.11)$$

考虑丝杠和螺母之间的摩擦力和轴承的内摩擦力, 主齿轮于转换齿轮一组两个, 故轴线方向阻尼力为

$$F_d = 2P + F_f = (2C_E + C_f)\dot{u} + B\ddot{u} \quad (2.12)$$

其中, C_E 为电涡流阻尼系数, $B = 2(2\pi/L_d)^2 [J_2 + (D_2/D_1)^2 J_1]$ 为模块化自平衡惯容器的表观质量。

由式 2.11 可见, 通过丝杠的运动转换, 电涡流阻尼模块放大系数达到了 $(2\pi/L_d)^2$, 并且由于左右正反牙丝杠, 两组主齿轮与转换齿轮共同工作, 获得了两倍的质量放大。另外, 惯容模块中, 主齿轮获得了 $(2\pi/L_d)^2 (D_2/D_1)^2$ 倍的质量放大, 得到了更大的表观质量。

2.5 模块化自平衡惯容器与原有惯容器对比

2.4 节中提出了惯容系统轴向阻尼力的计算式, 并指出了惯容模块的放大系数, 具有很强的质量放大效应, 现假定惯容器采用 20mm 导程的丝杠, 且盘的直径为 150mm, 铝盘厚度 6mm, 磁体铁盘厚度为 2mm。下表 2.1 列出了原有的两盘式自平衡惯容器的惯质质量。

表 2.1 模块化自平衡惯容器参数统计

	D (mm)	d (mm)	h (mm)	V (mm ³)	ρ (g/mm ³)	M (g)	J (g. mm ²)	b (kg)	放大系数
磁体盘	150	30	2	135648	0.0079	1071.6	12537945	1236	1153
铝盘	150	30	6	406944	0.0027	1098.75	12855360	1267	
总合								2503	

如果采用新型模块化自平衡惯容系统的设计方案，盘的直径仍为 150mm，盘厚度为 6mm，齿轮采用铁作为材料，下表 2.2 列出了模块化自平衡惯容器的惯质质量。

表 2.2 模块化自平衡惯容器参数统计

	D (mm)	d (mm)	h (mm)	V (mm ³)	ρ (g/mm ³)	M (g)	J (g. mm ²)	b (kg)	放大系数
转换 齿轮 2 个	150	30	6	813888	0.0079	6429.7	75227668	7417	1153
主齿 轮 2 个	150	30	6	813888	0.0079	6429.7	75227668	7417	
总合								14834	

可以发现，在空间尺度与构件尺寸类似的情况下，新型的模块化惯容器方案，能够得到相比于原有自平衡惯容器更大的惯质质量，惯容效应更好。

同时该惯容器方案有着较强的拓展性。

改变设计策略，将主齿轮直径改为 50mm，厚度为 6mm，其上安装外径 150mm 的铝片，厚度为 2mm，采用新型模块化自平衡惯容系统的设计方案。下表 2.3 列出了该情况下模块化自平衡惯容器的惯质质量。

表 2.3 模块化自平衡惯容器参数统计

	D (mm)	d (mm)	h (mm)	V (mm ³)	ρ (g/mm ³)	M (g)	J (g. mm ²)	b (kg)	放大系数
转换 齿轮 2 个	150	30	6	813888	0.0079	6429.7	75227668	7417	2063
主齿 轮 2 个	50	30	6	60288	0.0079	476.25	7287011	718	
铝盘 2 个	150	30	2	271296	0.0027	732.50	77132160	7605	
总合								15740	

与原有的自平衡惯容系统相比，这种设计方法一方面可以得到更大的表观质量，另一方面，惯容的放大系数也得到了很大的提升，能够实现轻量化的设计目标。

2.6 模块化自平衡惯容器深化设计

2.6.1 机械参数确定

下面对模块化自平衡惯容器进行实物设计。

考虑自由振动实验的分析与后续处理，设计时希望摩擦力矩较小，以便于对惯容系统实验数据的处理，故丝杠导程应尽可能较大。由于转接齿轮和转接块密度，质量与直径都较小，忽略转接齿轮与转接块的影响，认为惯质质量全部由主齿轮提供。

假定需求惯质质量为 100kg，受到一简谐激励，频率为 2hz，振幅为 10mm，其峰值加速度约为 1.2m/s^2 。同时，考虑惯容实际安装时可能存在的体积限制以及制作工艺，假定盘直径不得大于 200mm，不得小于 100mm，考虑厚度在 2 到 10mm 之间。

丝杠直径与导程的选择，受到标准件制式的影响，只能在已有尺寸组合中进行选择。

同时，齿轮盘的尺寸与厚度，也需要根据齿轮设计的相关规范与限制，进行更加深入的确定。

考虑以上情况，对惯容系统进行机械参数的估计，并作为后续实物设计的参考值。

表 2.4 模块化惯容系统机械参数预计

优化参数				惯容系统性能参数	
丝杠直径/mm	丝杠导程/mm	主齿轮盘厚度/mm	主齿轮盘直径/mm	惯质质量/kg	摩擦力矩/(N·m)
20	80	8	130	85.45	0.017

2.6.2 运动转换模块

运动转换模块主要由丝杠，丝杠螺母，一对转换齿轮以及转接件组成。

2.6.2.1 丝杠与螺母设计

自平衡惯容器工作过程中，如果丝杠引起的摩擦过大，缩尺框架在自由振动中会处于过阻尼状态，为了降低摩擦，由可知，设计时可以在满足一定放大系数的条件下尽量选择大导程的丝杠。

丝杠选择方面主要有梯形丝杠和滚珠丝杠两种，梯形丝杠如图所示，通过在丝杠表面切削螺纹制作，易于加工且便于安装，但丝杠螺母与丝杠间为滑动摩擦，摩擦系数较大。滚珠丝杠如图所示，螺母与丝杠间通过滚珠的滚动传动，为滚动摩擦，摩擦系数较小，但工艺难度大，加工成本高，且受加工工艺限制难以制作大导程丝杠。本次设计计划采用梯形丝杠分别进行实验。



图 2.7 梯形丝杠



图 2.8 滚珠丝杠

制作梯形丝杠与螺母的主要材料有钢，青铜与铸铁，其滑动摩擦系数见下表 2.5。

表 2.5 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
钢对铸铁	0.10~0.15
钢对钢	0.11~0.17

为尽可能获得较低的摩擦系数，本方案决定采用青铜制作螺母，采用 45 号钢制作丝杠。

加工方式方面，梯形丝杠的螺纹形式及其特征如表 2.6 所示，综合考虑选择梯形螺纹。

加工精度方面，精度越高传动效果越好，但成本较高，根据国家标准 GB785—65 综合考虑设计要求，加工精度选择 7 级。

表 2.6 梯形丝杠的螺纹形式及其特征汇总表

梯形丝杠螺纹形式	主要用途与特征
三角形螺纹	主要用于机械连接，不用于传动
矩形螺纹	用于传力和传导螺旋，但未标准化
梯形螺纹	传动效率略低于矩形，但机械强度高
锯齿形螺纹	传动效率高，强度高，但仅能单向传力

丝杠截面直径和导程的选择，根据优化结果，截面直径取 20mm，导程取 80mm。

对于自由振动实验，位移最大不会超过 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，并考虑到预留气隙、正反牙之间预留无加工部分以及螺母自身的尺寸，考虑螺纹行程左右各为 235mm。丝杠两端为能同时实现夹具连接与拉索连接两种形式，预留带中心通孔的半圆形扁位，如图 2.9 所示。

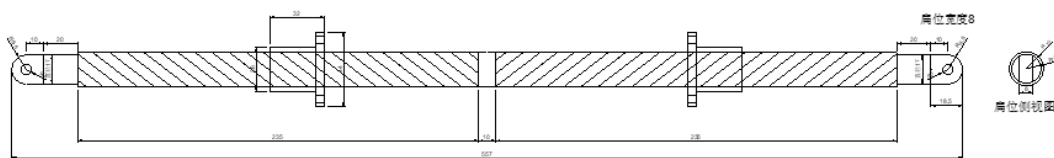


图 2.9 梯形丝杠设计图

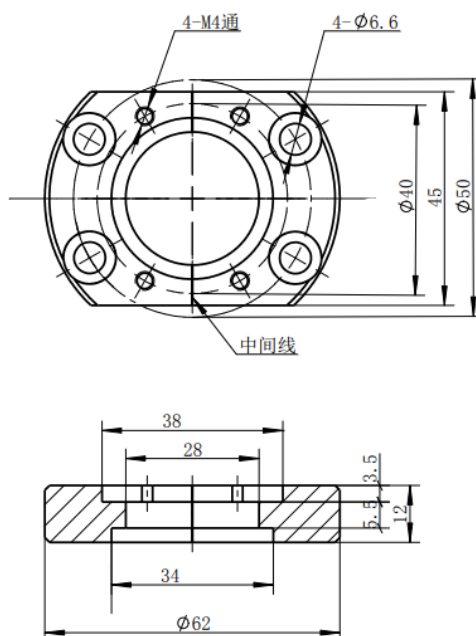


图 2.10 转接块设计图

2.6.2.2 转接设计

为实现惯容系统的正常工作，需要将齿轮组与丝杠螺母连接在一起共同运动，但由于齿轮尺寸对机械开孔位置的限制，无法直接将转换齿轮直接安装在丝杠螺母上，故需要设计转接块将丝杠螺母与齿轮固接。

由于丝杠对惯容系统整体都具有放大效应，转接块的质量也将被放大，为了减轻转接块对整个系统的影响，转接块的材质决定采用铝合金，以保证转接块的高强度与低质量，转接块的设计如图 2.10 所示

2.6.3 惯容模块

考虑实际工作情况，惯容模块由一对主副伞齿轮和支撑伞齿轮的悬架组成。

2.6.3.1 齿轮传动简介

齿轮传动靠多个齿轮之间啮合来传递运动与动力，广泛应用于机械领域中的传动，具有传动恒定、效率高、寿命长、结构紧凑、适用范围广等特点。

齿轮传动的类型较多，根据齿廓曲线可分为以下几类：渐开线齿轮、摆线针轮与圆弧齿轮，其中渐开线齿轮运用最为广泛；根据传动轴线的相对位置不同分为圆柱齿轮传动、锥形齿轮传动、蜗杆传动等；还可根据工作条件，齿面硬度等进行分类。工程中需要根据实际情况进行选型设计。

2.6.3.2 齿轮选型

根据惯容系统的概念模型，需要在垂直和平行于工作平台面的两个方向各放置一组齿轮，为了实现将运动转换扩展至空间，设计中采用锥形齿轮进行传动转换。

锥形齿轮，又被成为伞齿轮，锥齿轮，如图所示，一般用于两相交垂直轴间的传动，是机械传动的一种重要方式，广泛应用于汽车、机床、机械传动等多个需要进行动力传递的领域，具有非常强的运用价值。与柱形齿轮相比，锥形齿轮能够改变传动方向[61,62]。两轴间的夹角通常为 90° 。

圆锥齿轮根据节锥表面展开图中齿线形状的不同，可以分为多个类型，包括直齿锥齿轮，斜齿锥齿轮，零度螺旋锥齿轮与螺旋锥齿轮，其中，最常用也是结构最简单的是直齿锥齿轮，其节锥齿线为径向直线形，各齿线都通过节锥锥尖，且轮齿走向沿着圆锥母线方向按比例收缩，逐渐由大端向小端收缩，最

后相较于两啮合齿轮轴线的交点处。这种齿轮形式设计、制造简单，性能能够满足大部分工程需求，综合考虑后决定采用直齿锥齿轮作为传动齿轮与主齿轮。

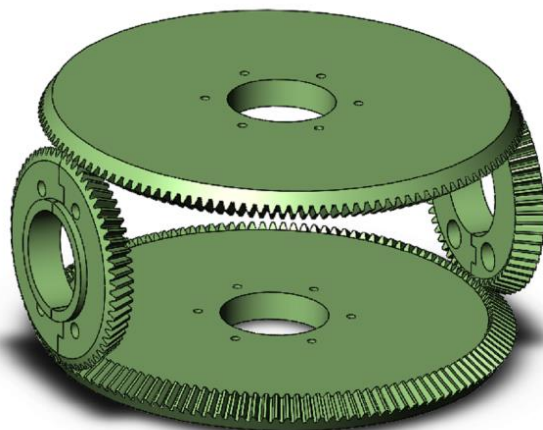


图 2.11 伞齿轮示意图

2.6.3.3 主副伞齿轮设计

下面根据选型与尺寸限制进行齿轮设计。

对于齿轮的制作精度，考虑实际应用与制作成本，采用常用的 7 级精度制作，材料选用铸铁，以满足强度与刚度需求。

尺寸方面，丝杠的直径确定为 20mm，故转换齿轮内部预留 28mm 的中孔，考虑丝杠中线距离底板距离为 58mm，下部主齿轮下还需扣除 20mm 左右空间安装永磁体，故转换齿轮的半径不得大于 38mm，最终确定转换齿轮的直径为 60mm。

根据设计经验，并考虑螺母自身长度，转换齿轮的厚度以及转接块的厚度，确定主齿轮的外直径为 132mm，厚度为 9.6mm。

同时，还需要考虑齿轮设计规范的相关要求。

齿轮的大端模数 m 、压力角 α 、齿顶高系数 h_a 以及齿顶间隙系数 c 根据齿轮设计相关规范选择。根据齿轮设计的相关规范，其标准压力角 $\alpha=20^\circ$ 、标准齿顶高系数 $h_a=1$ 、齿顶间隙系数 $c=0.2$ 。为能够在实验过程中流畅实现运动转换与传导，主齿轮齿距为 3mm，主副齿轮互相配套，具体设计图如图 3.12 所示。

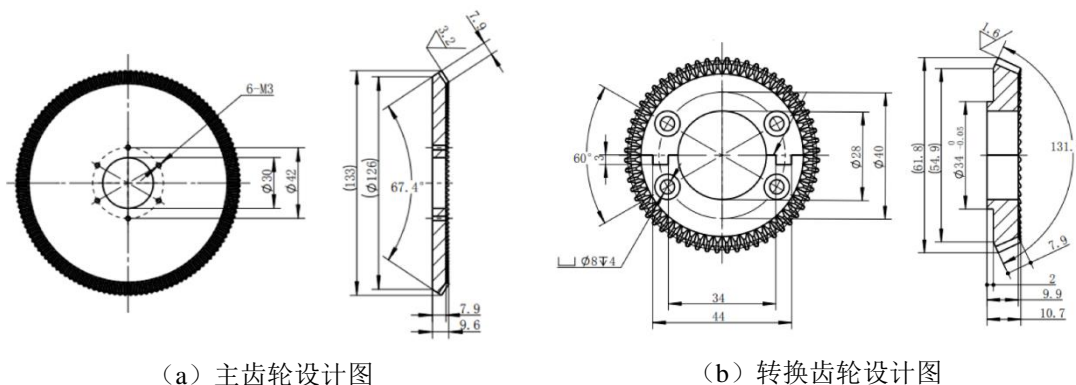


图 2.12 主副伞齿轮设计图

2.6.3.4 悬架设计

为保证横向齿轮在惯容系统高速运动过程中发生位移，旋转甚至飞出，保证惯容系统的稳定工作，需要对横向齿轮的位置进行固定。针对本设计中的齿轮组，设计了一套铸钢材质的悬架，以固定横向齿轮的位置，但不限制其沿轴心的转动。

悬架主体部分通过螺杆固定于工作平台上，两块延伸板高度可调节，通过螺杆安装于主体部分，延伸板上安装旋转轴承，旋转轴承选用型号，以保证两横向齿轮绕轴心的转动。具体设计图如图 2.13 所示。

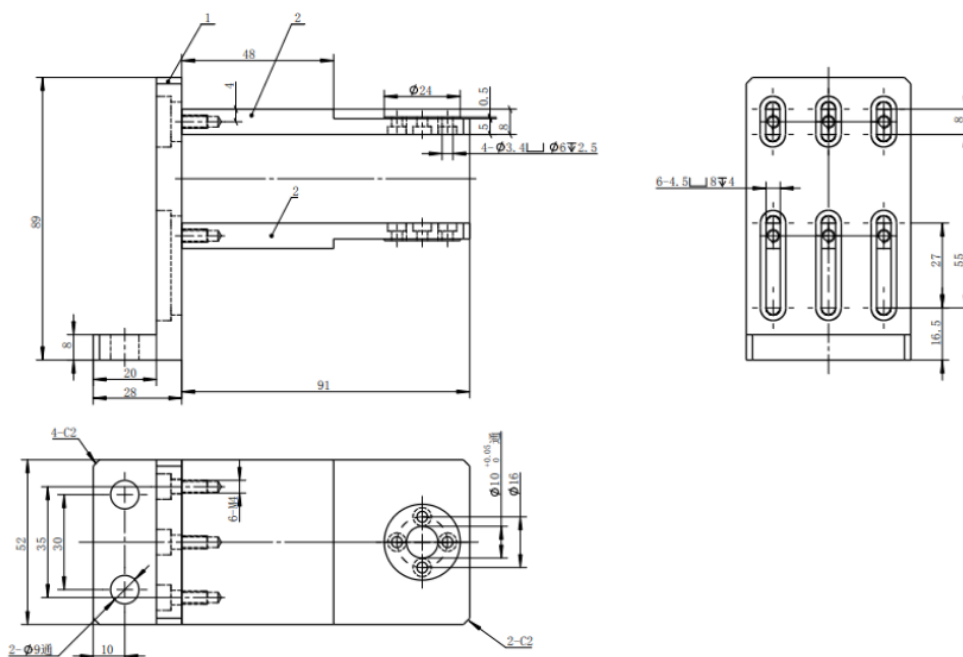


图 2.13 支撑悬架设计图

2.6.4 阻尼模块

阻尼模块由安装在横向齿轮上的两片铝导体盘以及安装在工作平台上的两块搭载永磁体的磁体板组成。

2.6.4.1 铝盘设计

本方案导体盘选用导电效应好，且密度较低的铝，铝的电阻率为 $2.85 \times 10^{-8} \Omega \cdot m$ ，略高于铜，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，密度为 $2.68 \times 10^{-8} \text{kg/m}^3$ 。铝盘尺寸与横向齿轮内径相同，通过螺丝固接于齿轮上，与齿轮共同转动。

2.6.4.2 永磁体布置

原有的惯容系统，在高速运动时，不能保证磁体盘上的永磁体固定于初始位置，会发生一定的位移，从而影响磁场与阻尼元件效率。因此设计时，将磁体部分与惯容系统分开，单独安装在工作平台上。

考虑磁性的大小对电涡流阻尼的影响，选用钕铁硼材料的永磁体来提供电涡流，对于永磁体，磁性越大，其可以产生的阻尼一般越大，但其制作成本越高。钕铁硼磁铁常用标号为N35、N40与N45三种型号。本方案采用直径10mm、厚度3mm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 $6.5 \times 10^4 \text{Am}^{-1}$ ； $7.2 \times 10^4 \text{Am}^{-1}$ ；最大磁能积为 $2.1 \times 10^4 \text{Jm}^3$ ，单个质量为1.89g。磁体板采用铸铁材质，厚度10mm，上安装永磁体。

2.6.5 模型安装与参数统计

为了能够在缩尺框架中测试自平衡惯容器性能，并减小惯容器在缩尺框架中的摩擦和稳定性，通过两个带座轴承将惯容器中的两个螺母固定在底座上。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。

模块化自平衡惯容器的参数统计如表2.7所示。

表 2.7 模块化自平衡惯容器参数统计

	D (mm)	d (mm)	h (mm)	V (mm ³)	ρ (g/mm ³)	M (g)	J (g·mm ²)	b (kg)
主齿轮	120	30	7.9	371495	0.00785	2916.2	24461363	20.20
转换齿轮	60	30	9.9	66058	0.00785	518.6	1017661	8.88
转接块与螺母	50	28	40	53882	0.0027	145.5	238882	5.88
铝盘	120	30	2	84780	0.0027	228.9	1751130	1.84
总合								73.60

2.7 本章小结

本章主要介绍了一种模块化自平衡惯容器的设计，针对现有的自平衡惯容器存在的不足，应用模块化设计思路建立了概念模型，并对其进行了受力分析与深化设计，得出以下结论：

(1) 应用模块化思路设计了一种新型的自平衡惯容器，解决了原有自平衡惯容器存在的一些问题，并建立了概念模型。

(2) 对模型进行了力学分析，从理论上证明了这种惯容系统的自平衡性。

(3) 利用优化设计方法确定了惯容系统的各项机械参数，并针对各个功能模块，对惯容系统进行了深化设计。

第3章 模块化自平衡惯容器试验研究

第二章对模块化自平衡惯容器进行了概念设计，对其工作状态下在轴向和转动方向两方面的受力分别分析，理论上证明了模块化自平衡惯容器的自平衡性与消能减震能力，并完成了惯容系统的实物设计。本章将对这种惯容系统进行试验研究。

3.1 节对试验概况进行了介绍，详细阐述了试验目的以及试验的设计。

3.2 节介绍本试验的等效单自由度物理模型。

3.3 节展示了自由振动试验结果，并对试验结果进行了分析。

3.1 试验概况

3.1.1 试验目的与思路

第三章中设计了一种新的模块化自平衡惯容器，并对其进行了理论分析，为了验证模块化惯容系统中阻尼模块的耗能性能，包括摩擦阻尼部分和电涡流阻尼部分，以及惯容模块的调谐能力以及其自平衡性能，设计了一种缩尺单自由度框架，对该惯容系统进行自由振动试验。

3.1.2 试验设计

3.1.2.1 自由振动框架设计

为保证试验框架具有一定的侧向位移，且面外刚度较强，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，设计时，需考虑抗侧刚度，竖向屈曲承载力以及结构的自振周期。柱脚及框架节点均采用角钢连接。

结构的变形如图 3.1 所示:

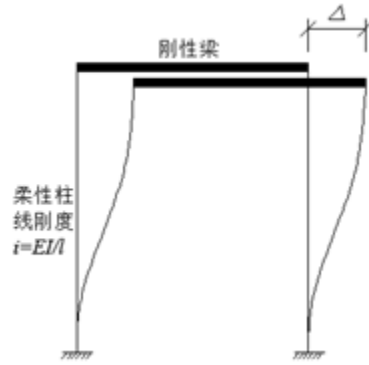


图 3.1 框架变形图

内力图见图 3.2,

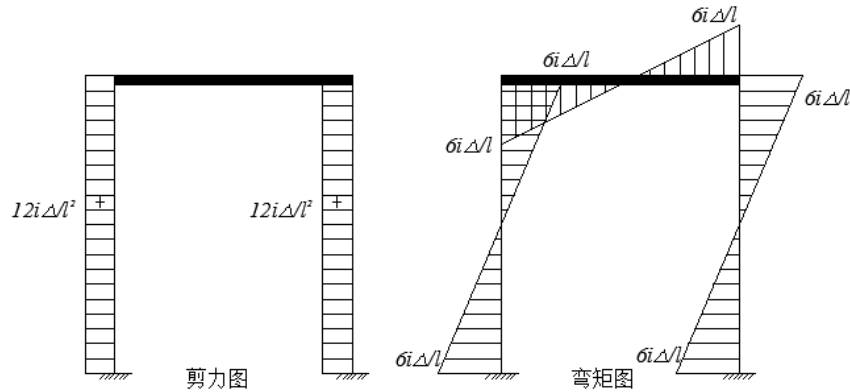


图 3.2 框架内力图

由结构力学^[63]等截面超静定杆的杆端弯矩和剪力知，一字型柱抗侧刚度为

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

根据构造要求，孔径取 8mm，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。

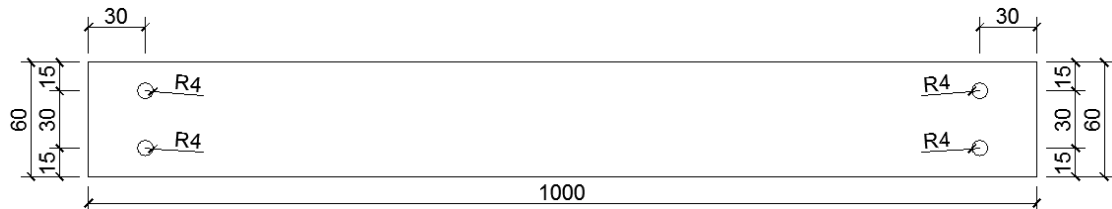


图 4.3 框架柱平面图

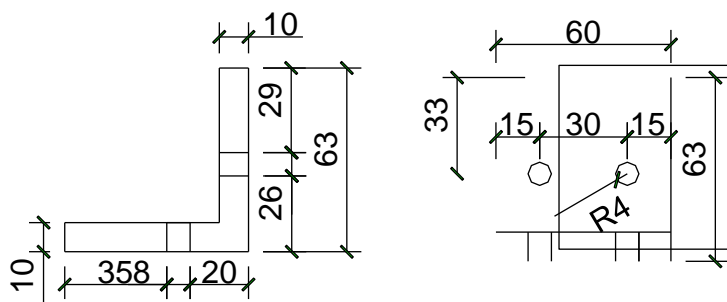


图 4.4 框架连接角钢平面图

假定框架柱梁端均为刚性连接，则框架柱的抗侧刚度 K_C 、与总体抗侧刚度 K_0 为：

$$K_C = \frac{Ebh^3}{l^3} = \frac{206 \times 10^6 \times 60 \times 10^3}{1000^3} = 12360 N/m \quad (3.2)$$

$$K_{0g} = 4K_C = 49440 N/m \quad (3.3)$$

假定框架柱为一端刚接一端铰接时，刚度将为刚性连接假定下的四分之一：

$$K_{0j} = \frac{1}{4} K_{0g} = 12360 N/m \quad (3.4)$$

框架介于两段刚接与一端刚接一端铰接之间，刚度将为两种假设下计算求得刚度之间的一个值。

对一字柱的承载力进行验算，根据欧拉公式计算一字柱的屈曲荷载为：

$$F = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} = \frac{3.14^2 \times 206 \times 10^3 \times 60 \times 10^3}{12 \times (1 \times 1000)^2} = 10155.4 N \quad (3.5)$$

同时考虑刚性楼板加上配重的质量、固定楼板的角钢质量以及连接丝杠的刚性夹具质量，总质量共为：

$$m_1 = 31.71 kg \quad (3.6)$$

单根框架柱承受的重量为：

$$G = \frac{1}{4} m_1 g = \frac{1}{4} \times 27.35 \times 9.8 = 66.54 N < F \quad (3.7)$$

下面计算单层框架的自振周期。

计算框架柱的模式质量。对于框架柱，截面尺寸为 $B \times W = 0.06m \times 0.003m$ ，框架柱的总长 $L = 1m$ ，框架柱密度 $\rho = 7850 kg/m^3$ 。对自由端阵型位移归一，可以得到框架柱的总模式振动质量为：

$$m_{eq} = 4 \int_0^L m(x) \varphi^2(x) dx \quad (3.8)$$

其中， $m(x)$ 是框架柱的质量分布函数，认为其质量为均匀分布： $\varphi(x)$ 为框架柱的阵型函数，对框架柱进行振型归一，令悬臂端的位移为1，其边界条件为：

$$\begin{cases} x=0, \varphi(x)=0 \\ x=l, \varphi(x)=1 \end{cases} \quad (3.9)$$

根据结构力学知识，可知：

$$\varphi(x) = x^2(3L-2x)/L^3 \quad (3.10)$$

计算可得：

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

根据以上结果，求得总模态质量为：

$$M_0 = m_{eq} + m_1 = 34.7\text{kg}$$

对于实验的框架结构，其自振周期：

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{2K}} \quad (3.11)$$

由于实验需测试多组工况，为防止试验过程中出现框架柱的塑性变形，影响试验结果，需要对框架柱的弹性位移进行计算，根据材料力学知识，框架柱绕弱轴方向的弹性截面模量为：

$$W = \frac{bh^2}{6} \quad (3.12)$$

当框架柱截面外边缘处的正应力达到屈服点 f_y 时，计算此时的截面弯矩，即屈服弯矩 M_e 为：

$$M_e = Wf_y \quad (3.13)$$

由框架内力图知柱端弯矩 M 与层间位移 Δ 的关系为：

$$M = 3EhW\Delta/l^2 \quad (3.14)$$

代入 3.14, 可知框架层间弹性位移为 38mm, 故框架的最大位移不应超过 38mm, 故本试验设定, 框架的最大位移不宜超过 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。

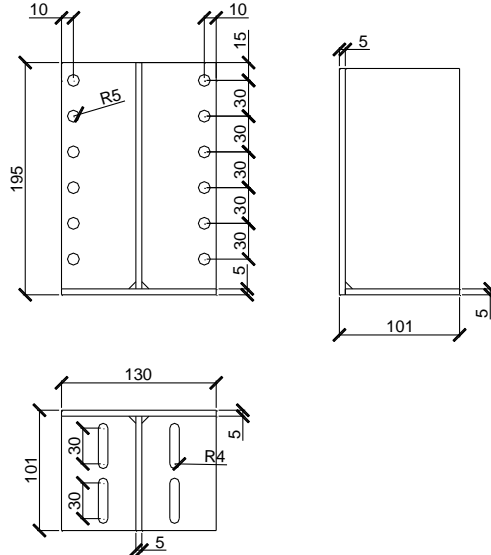


图 3.5 T 型悬臂构件设计图

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

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

该悬臂构件的侧向刚度远大于框架自身的刚度, 可以视为完全刚性。

3.1.2.2 惯容系统刚性工作平台设计

为了在该框架中测试模块化自平衡惯容器性能, 需设计一刚性工作平台将其悬空并保证惯容系统的位移, 如图 3.6。

该平台顶面采用 10mm 的刚性板, 预留四排长孔, 用于安装模块化自平衡惯容器。中部预留直径 9mm 的大孔, 用于安装悬架, 具体设计如图 3.7 所示。

工作平台的框架柱采用热轧普通槽钢, 如图 3.8 所示, 顶端按 20mm 间距打孔, 以方便调节平台高度。

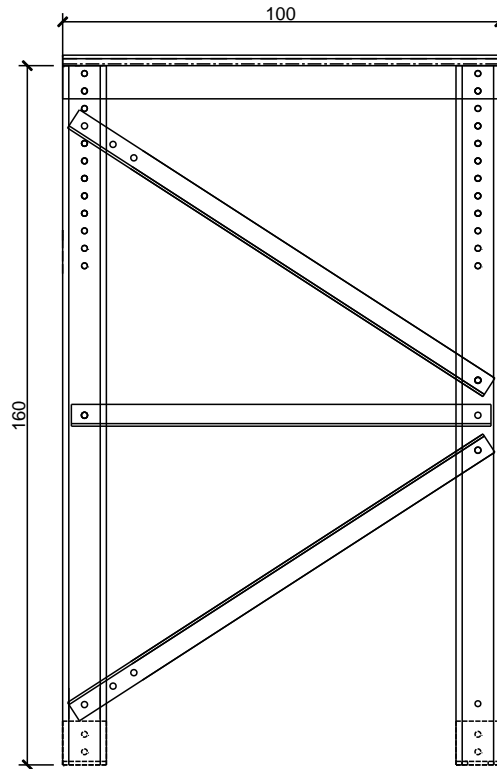


图 3.6 刚性工作平台设计图

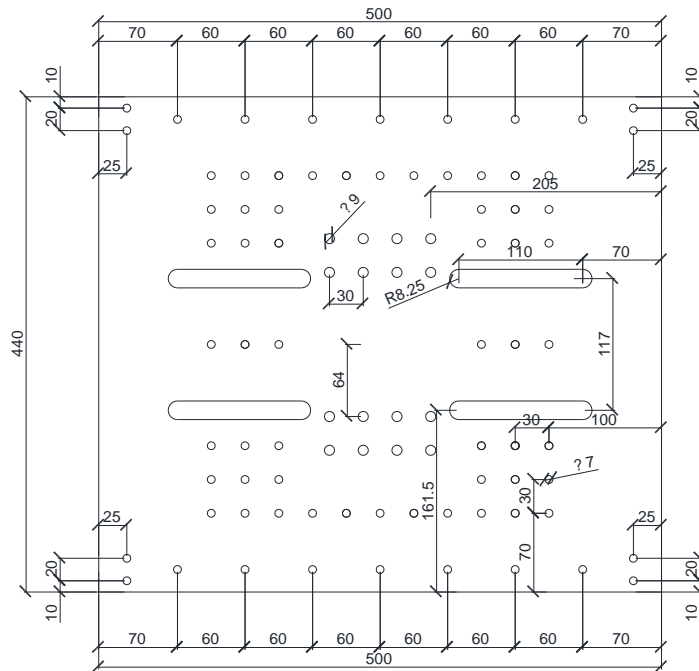


图 3.7 工作平台顶面设计图

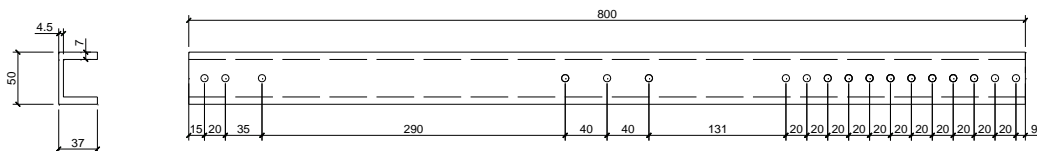


图 3.8 工作平台框架柱设计图

框架支撑采用热轧等边角钢 $L25\times25\times3$ ，如图 3.9 所示。

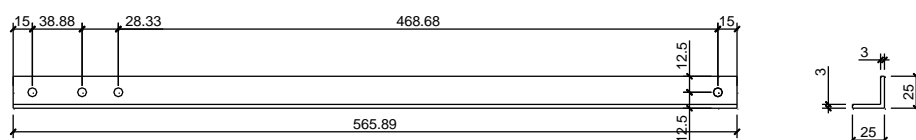


图 3.9 工作平台支撑设计图

经计算，该工作平台侧向刚度为 29788501N/m ，远大于框架自身的刚度，可视为完全刚性体。该工作平台实物图如图 3.10 所示。

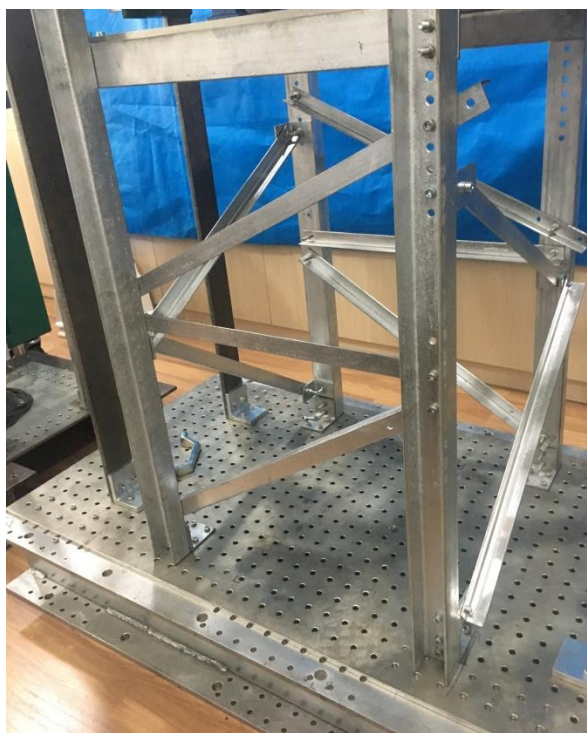


图 3.10 工作平台实物图

3.1.2.3 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，通过加速度传感器和位移传感器监测框架楼面获得其运动时程数据。

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杠部分，使丝杠与楼面共同运动，模块化自平衡惯容器的运动转换模块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，以此实现模块化自平衡惯容器在振动过程中的工作。

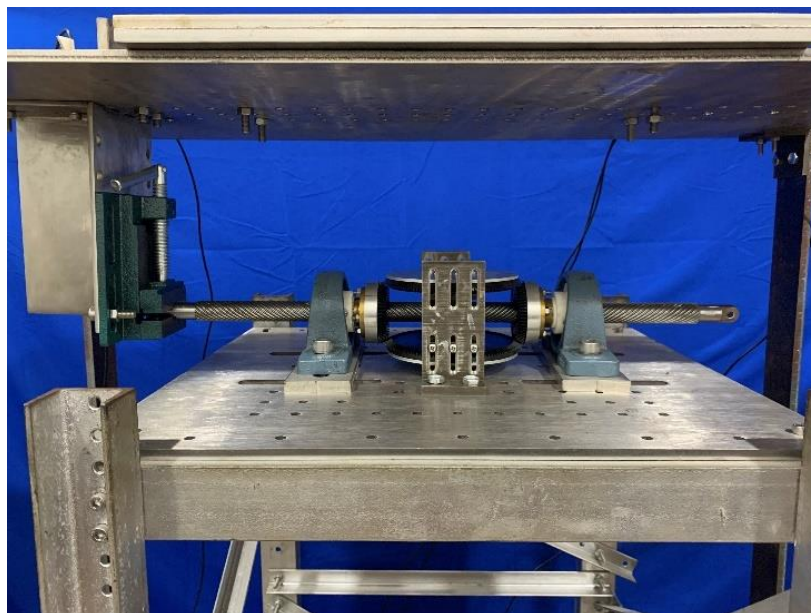


图 3.11 试验装置安装示意图

3.1.3 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，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。

为获取结构的位移响应，在结构上布置位移传感器。在上部平板上布置一个角钢，将位移传感器对准该角钢，通过记录位移传感器与角钢之间的距离变化，可以获取结构位移响应。试验采用基恩士 IL300 型激光位移传感器，该传感器的安装距离需大于 200mm，测量量程为 200mm~600mm。

该试验中对于位移型号，采样频率定为 1000Hz。采用北京东方振动和噪声技术研究所的 INV3062T0 型信号采集分析仪。加速度计和激光位移传感器的布置如图 3.12 所示。



图 4.12 试验测量装置示意图

3.1.4 试验变量及工况

实验需要分别测试模块化自平衡惯容器摩擦效应、惯容器效应和电涡流效应，为方便试验记录及处理，选取以下 5 种工况进行试验研究，各工况具体命名与工作形式如表 3.1 所示。

表 3.1 试验工况表

纯框架自由振动 (O)	(1)O(仅框架自由振动)
仅摩擦、无惯容器、无电涡流 (TR)	(2)TR(仅安装运动转换模块，不安装惯容模块与阻尼模块)
有摩擦、有惯容器、无电涡流(TRI)	(3)TRI(安装运动转换模块，惯容模块，不安装阻尼模块)
有摩擦、有惯容器、有电涡流(TRIE)	(4)TRIE-FIX(同时安装转换模块，惯容模块与阻尼模块)
	(5)TRIE-FREE(同时安装转换模块，惯容模块与阻尼模块，不限制转动自平衡试验)

3.2 等效单自由度体系物理模型

实验装置为一个强柱弱梁的单层门式框架，框架的底部通过角钢使用螺栓连接固定于底板上，上端由一块刚性楼板将门式框架的四个框架柱连接起来，它在水平方向上的自由衰减振动主要为第一阶模态，并且不考虑丝杠刚度的影响，可看作是一个广义单自由度的振动系统。

根据 3.1 节中对连接自振框架和模块化自平衡惯容器的悬臂夹具以及安装模块化自平衡惯容器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，故可知模块化自平衡惯容器位移、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。

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：

$$(M_0 + b_d)\ddot{u} + (C_0 + C_d)\dot{u} + K_0 u = 0 \quad (3.15)$$

式中：

M_0 为框架的原质量；

b_d 为惯容系统总体的表观质量，为运动转换模块与惯容模块的表观质量之和，此时惯容效应相当于在结构上直接增加了结构等效质量，故可直接将其表观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 3.13 所示。

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和结构固有阻尼呈并联关系。

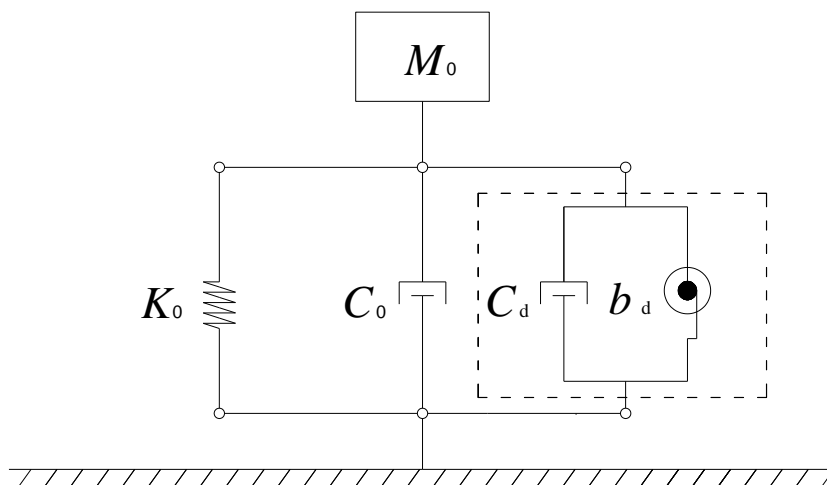


图 3.13 框架单自由度简化物理模型

3.2.1 对数衰减法求结构在纯框架时的工作状态

当惯容器不与框架相连接进行自由振动时（即工况 O），在振动系统的一端施加一个初始位移后释放，系统将以一阶模态振动，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：

$$M_0 \ddot{u} + C_0 \dot{u} + K_0 u = 0 \quad (3.16)$$

根据衰减曲线得到振动系统的阻尼固有圆频率 ω_0 。选择曲线上相隔 T 个周期 P 点、Q 点，其对应的时间点分别为 t_P 和 t_Q ，则

$$\omega_0 = \frac{2T\pi}{t_P - t_Q} \quad (3.17)$$

由单自由度系统自由振动的衰减曲线，利用对数衰减法可以求得固有阻尼时结构的阻尼比 ζ_0 ：

$$\zeta_0 = \sqrt{\frac{\delta^2}{\delta^2 + 4\pi^2 T^2}} \quad (3.18)$$

$$\delta = \ln \left(\frac{u_P}{u_Q} \right) \quad (3.19)$$

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。

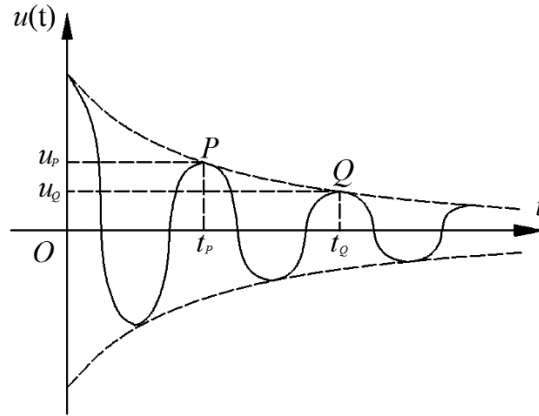


图 3.14 低阻尼体系自由振动反应

由公式 3.17 和公式 3.18 确定 ζ_0 和 ω_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 ω_{n0} ：

$$\omega_{n0} = \frac{\omega}{\sqrt{1-\zeta_0^2}} \quad (3.20)$$

振动系统的固有阻尼系数 C_0 ：

$$C_0 = 2m\omega_{n0}\zeta_0 \quad (3.21)$$

本试验还可以求得纯框架时的刚度 K ：

$$K = m\omega_0^2 \quad (3.22)$$

3.2.2 结构在纯惯容作用下的工作状态

结构在无电涡流阻尼仅惯容效应作用下的工作状态分两种工况。在工况 TR 下，当框架与模块化惯容系统使用夹具连接，且仅安装运动转换模块时，丝杠跟随框架振动，运动转换模块将平动转化为围绕丝杠的转动开始旋转，具有一定的惯容效应，此时仅存在结构固有阻尼以及丝杠与螺母之间的摩擦阻尼。自由振动时其广义单自由度运动方程为：

$$(M_0 + M_s + B_0)\ddot{u} + (C_0 + C_f + C_e)\dot{u} + K_0u = 0 \quad (3.23)$$

式中 M_s 为丝杠质量， B_0 为运动转换模块的表观质量。

在工况 TRI 下，安装惯容模块后，惯容系统整体表观质量增加。自由振动时其广义单自由度运动方程为：

$$(M_0 + M_s + B_0 + B)\ddot{u} + (C_0 + C_f)\dot{u} + K_0u = 0 \quad (3.24)$$

式中 B 为惯容模块提供的表观质量。

3.2.3 结构安装阻尼模块后的工作状态

TRIE 系列工况中，额外安装了阻尼元件，此时系统自由振动时其广义单自由度运动方程为：

$$(M_0 + M_s + B_0 + B)\ddot{u} + (C_0 + C_f + C_e)\dot{u} + K_0u = 0 \quad (3.25)$$

式中 C_e 为阻尼元件提供的电涡流阻尼， $C_e = (2\pi / L_d)^2 (\eta B)^2 R^2 t S / 2\rho$ 。

3.3 试验结果分析

3.3.1 纯框架系统的自由振动测试

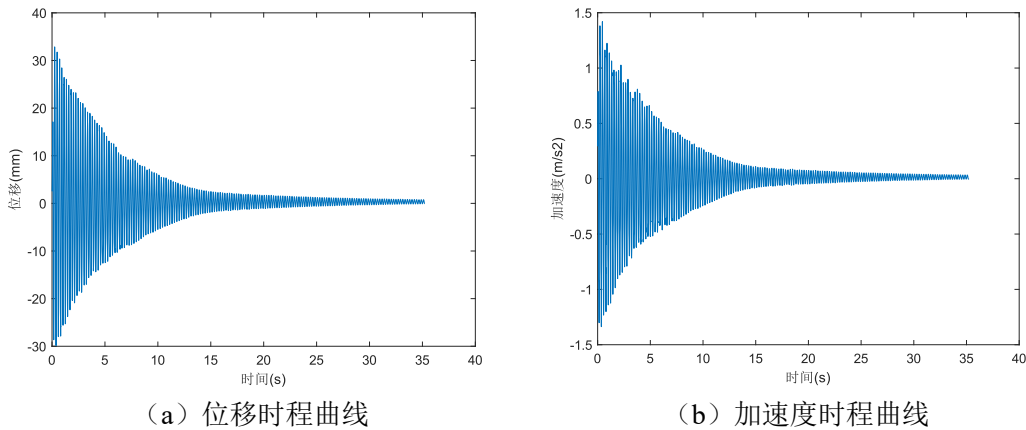


图 3.15 纯框架自由振动衰减曲线

对空框架进行自由振动测试，初始位移 32mm，得到位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.15。

之后，利用对数衰减法进行计算相关数据。

选取位移时程曲线中几处振幅不同的点计算阻尼比和固有圆频率，计算表格如上表 3.2。

表 3.2 空框架阻尼比和频率计算分析表格

t_p/s	$u_p/m \cdot s^{-2}$	t_Q/s	$u_Q/m \cdot s^{-2}$	周期间隔数 T	对数衰减率 δ	阻尼比 ζ_0	无阻尼固有圆频率 $\omega_0/rad \cdot s^{-1}$
2.911	20.969	6.288	10.629	15	0.679	0.721%	27.909
3.135	20.070	6.497	10.211	15	0.676	0.717%	28.033
3.356	19.170	6.738	9.866	15	0.664	0.705%	27.868
3.581	18.628	6.969	9.543	15	0.669	0.710%	27.818
3.810	18.151	7.194	9.108	15	0.690	0.732%	27.851
4.019	17.505	7.408	9.016	15	0.663	0.704%	27.810
4.257	16.831	7.646	8.708	15	0.659	0.699%	27.810
4.471	16.335	7.844	8.614	15	0.640	0.679%	27.942
4.702	15.905	8.085	8.370	15	0.642	0.681%	27.859
4.924	14.855	8.306	8.022	15	0.616	0.654%	27.868
5.155	14.082	8.537	7.684	15	0.606	0.643%	27.868
5.382	13.095	8.745	7.531	15	0.553	0.587%	28.025
5.607	12.745	8.979	7.221	15	0.568	0.603%	27.950
5.828	12.510	9.194	7.057	15	0.573	0.607%	28.000
6.049	11.829	9.422	6.638	15	0.578	0.613%	27.942
平均值					0.632	0.670%	27.903

取平均值可得：

$$\zeta_0=0.670\%, \quad \omega_n = 27.904rad / s$$

$$C_0 = 2m_0\omega_n\zeta_0 = 13.99N \cdot s / m$$

计算框架抗侧刚度 K_0 ：

$$K_0 = m_0\omega_0^2 = 2.70 \times 10^4 N / m$$

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。

3.3.2 模块化自平衡惯容器实验

3.3.2.1 仅装配运动转换模块下的自由振动试验

装配转换模块下的自由振动试验不安装惯容模块与阻尼模块，只安装螺母、转换齿轮与转接块，耗能主要途径为摩擦阻尼及运动转换模块的惯容效应，工作模式与已有的自平衡惯容器类似，试验组装图如图 3.16 所示。

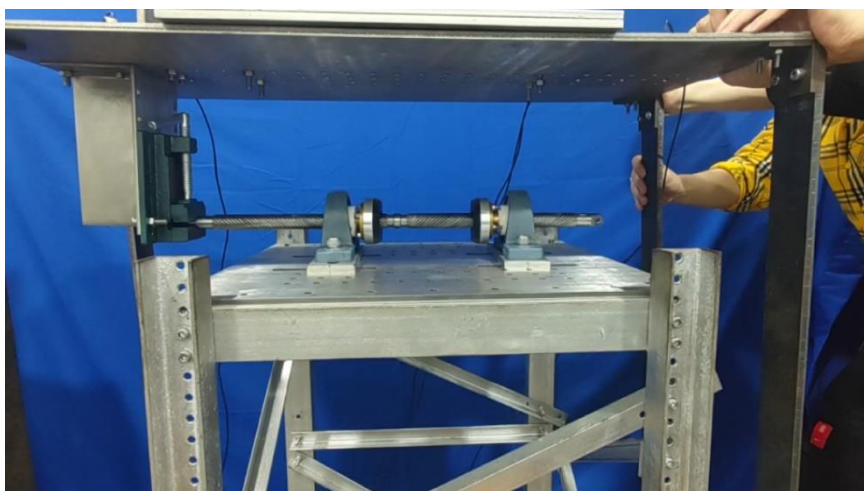


图 3.16 仅装配运动转换模块下的自由振动试验图

由于螺母与丝杠之间存在背隙，导出的加速度时程曲线毛刺较多，为排除高频噪声，后续试验处理中，将使用巴特沃斯滤波器对时程曲线进行低通滤波，滤波器阶数取八阶，截止频率 20Hz，处理后的位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.17 所示。

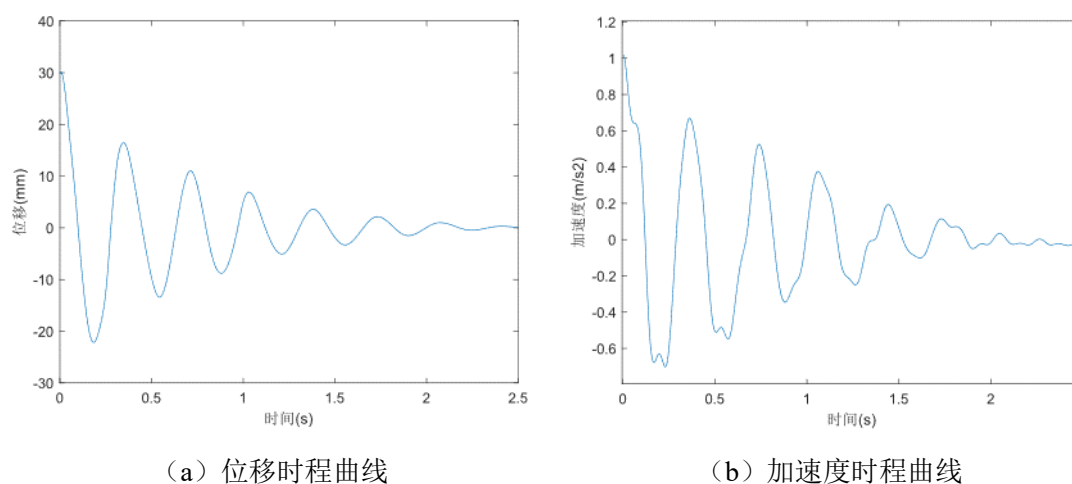


图 3.17 仅装配运动转换模块自由振动试验衰减曲线

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 ζ 和固有圆频率 ω ，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 ，

计算可得：

$$\zeta_0 = 9.62\%, \quad \omega_n = 19.818 \text{ rad/s}$$

$$C_0 = 2m_0\omega_n\zeta_0 = 131.08 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

计算框架总质量 M ：

$$m_0 = K_0 / \omega_0^2 = 66.52 \text{ kg}$$

整理计算结果如下表 3.18 所示：

表 3.3 仅装配运动转换模块试验数据分析表格

工况	等效阻尼比 ζ_0	固有圆频率 $\omega / \text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	总质量 M / kg	等效阻尼系数 $C / \text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}$
TR	9.62%	19.818	66.52	131.08

可以发现，框架整体的表观质量与等效阻尼系数已经得到了一定程度的放大，装置已经体现了一定的惯容效应。

3.3.2.2 装配惯容模块的自由振动试验

装配惯容模块的试验不安装阻尼模块，只安装运动转换模块和惯容模块，耗能主要途径为摩擦阻尼及装置整体的惯容效应。

装配惯容模块的自由振动试验示意图如图 3.18 所示。

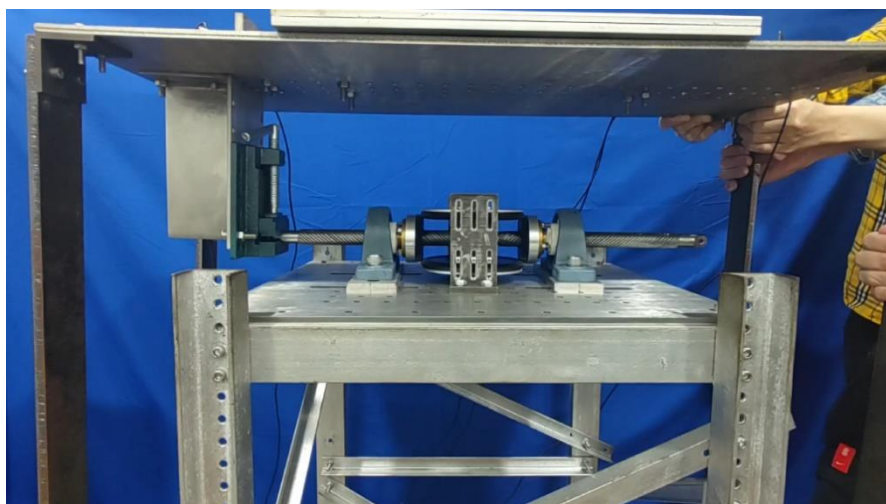


图 3.18 仅装配运动转换模块下的自由振动试验图

实验位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.19 所示。

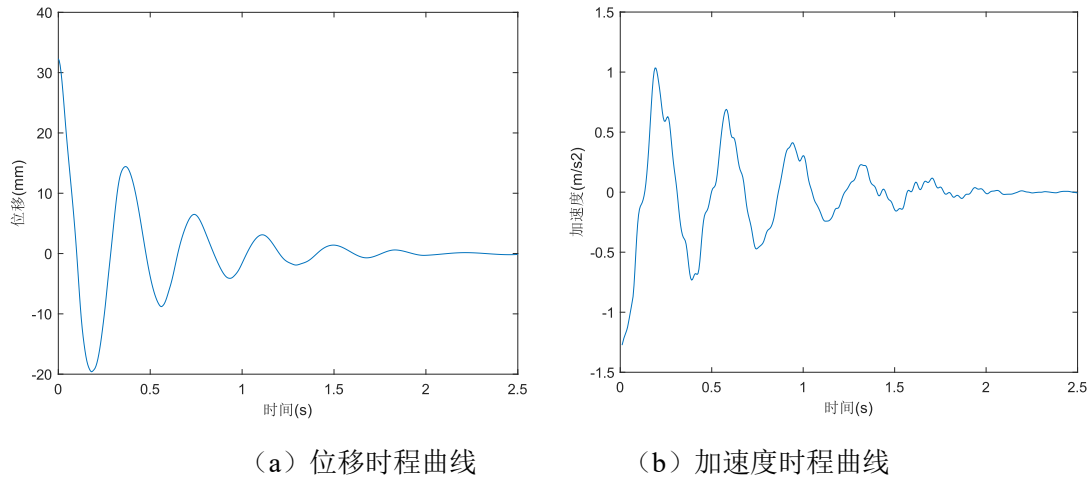


图 3.19 装配惯容模块的自由振动试验衰减曲线

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，

计算可得：

$$\zeta_0 = 12.56\%, \quad \omega_n = 16.54 \text{ rad/s}$$

$$C_0 = 2m_0\omega_n\zeta_0 = 142.12 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

计算框架总质量 M ：

$$m_0 = K_0 / \omega_0^2 = 103.55 \text{ kg}$$

整理计算结果如下表 3.4 所示：

表 3.4 装配惯容模块的自由振动试验数据分析表格

工况	等效阻尼比 ζ_0	固有圆频率 $\omega / \text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	总质量 M / kg	等效阻尼系数 $C / \text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}$
TRI	12.56%	16.54	103.55	142.12

装配阻尼模块的框架自由振动实验中，耗能主要途径为摩擦阻尼，阻尼元件提供的电涡流阻尼以及装置整体的惯容效应。

相比仅安装运动转换模块的装置，装配惯容模块后的表观质量得到了进一步的提升，获得了更大的惯容效应。

3.3.2.3 装配阻尼模块的框架自由振动试验

装配阻尼模块的框架自由振动实验中，耗能主要途径为摩擦阻尼，阻尼元件提供的电涡流阻尼以及装置整体的惯容效应。

装配阻尼模块的框架自由振动试验示意图如图 3.20 所示。

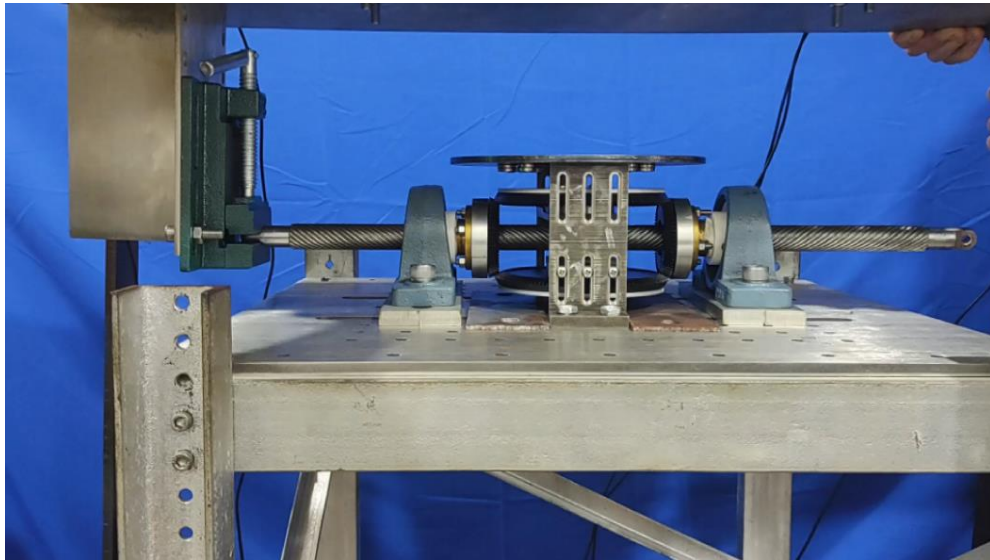
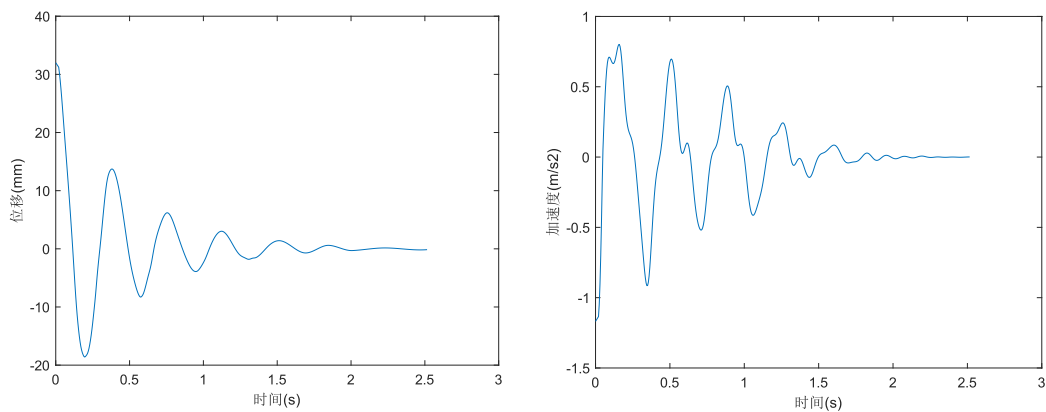


图 3.20 仅装配运动转换模块自由振动试验衰减曲线

试验结果如图 3.21 所示。



(a) 位移时程曲线

(b) 加速度时程曲线

图 3.21 装配电涡流阻尼模块的框架自由振动试验衰减曲线

计算可得：

$$\zeta_0 = 12.97\%, \quad \omega_n = 16.75 \text{ rad/s}$$

$$C_0 = 2m_0\omega_n\zeta_0 = 150.82 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

计算框架总质量 M :

$$m_0 = K / \omega_0^2 = 104.42 \text{ kg}$$

将计算结果汇总到表 3.5:

表 3.5 装配电涡流阻尼模块的框架自由振动试验数据分析表格

工况	等效阻尼比 ζ_0	固有圆频率 $\omega / \text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	总质量 M / kg	等效阻尼系数 $C / \text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}$
TRIE-FIX	12.97%	16.75	104.42	150.82

分析数据可知, 相比仅安装惯容模块的装置, 装配阻尼模块的装置其阻尼系数得到了进一步的提升, 耗能性能更好。

3.3.2.4 惯容系统自平衡试验

在第 2.4.1 节中, 通过理论验证了惯容系统的自平衡性, 故设计该工况, 验证这种新的自平衡惯容系统的实际自平衡性能。

惯容系统在非自平衡工况工作下, 有可能性能会发生改变, 无法达到最好的调谐耗能性能, 但纯拉力系统下, 连接处无法给惯容系统提供扭矩, 如果在制作和设计过程中出现了不平衡现象, 将严重影响结构的抗震性能, 故需要对惯容系统进行自平衡试验。

惯容系统自平衡试验中, 同时安装运动转换模块, 惯容模块与阻尼模块, 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杠限制转动, 而是使用两个悬臂在框架弱轴方向上顶住丝杠, 使丝杠与框架在振动方向上共同运动但是不限制其自转, 通过这种方式测试惯容系统在自平衡状态下的减震性能。

可以看到, 在实验实际安装中, 两块 T 字型悬臂构件通过螺母固定于框架上, 并与丝杠的两端紧密接触, 控制其与结构共同振动, 但不限制其自身的转动, 不提供平衡扭矩。

试验示意图试验示意图如图 3.22 所示。实验位移时程曲线和加速度时程曲线如图 3.23 所示。

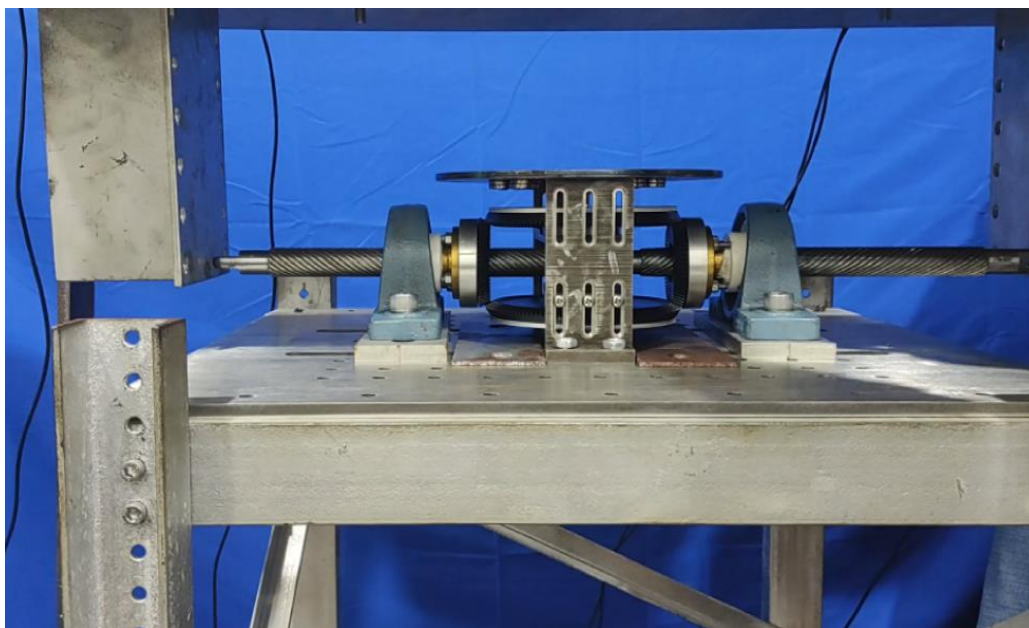
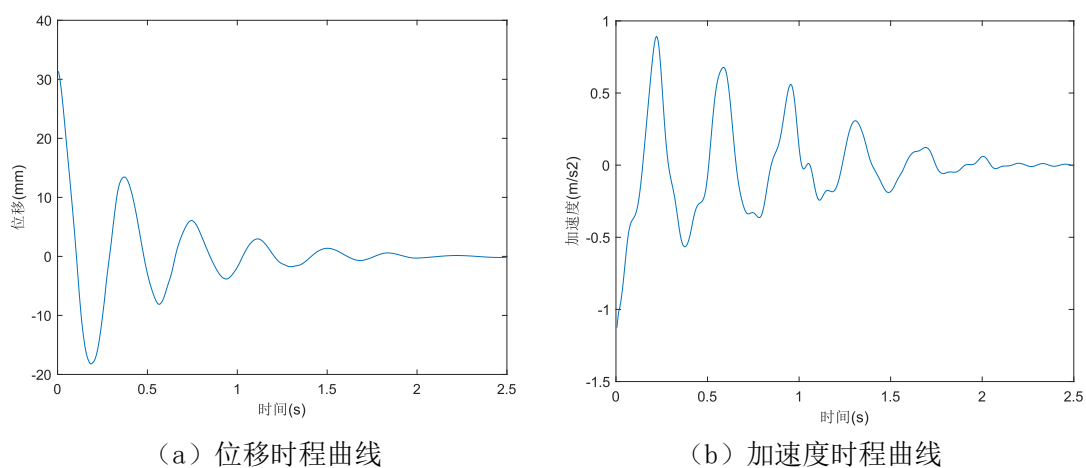


图 3.22 装配电涡流阻尼模块的框架自由振动试验衰减曲线



(a) 位移时程曲线

(b) 加速度时程曲线

图 3.23 惯容系统自平衡试验框架自由振动衰减曲线

计算可得：

$$\zeta_0 = 13.00\%, \quad \omega_n = 16.68 \text{ rad/s}$$

$$C_0 = 2m_0\omega_n\zeta_0 = 150.68 \text{ N}\cdot\text{s/m}$$

计算框架总质量 M ：

$$m_0 = K_0 / \omega_0^2 = 105.27 \text{ kg}$$

可以发现，结构的阻尼系数与质量都与前一工况类似，验证了惯容系统的良好自平衡性。

将计算结果汇总到表 3.6。

表 3.6 自平衡试验数据分析表格

工况	等效阻尼比 ζ_0	固有圆频率 $\omega / \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	总质量 M / kg	等效阻尼系数 $C / \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}$
TRIE-FREE	13.00%	16.68	105.27	150.68

实验数据表明，惯容系统的表观质量与等效阻尼系数折减都较小，且实验中丝杠工作稳定，未发生明显转动或错动，证明了这种新型模块化自平衡惯容器具有良好的自平衡性。

3.3.3 实验结果与理论计算值对比

根据 2.4.2 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 3.7 结构合计总质量理论值

工况	结构原质量/kg	丝杠质量/kg	运动转换模块表观质量/kg	惯容模块表观质量/kg	合计总质量/kg
TR	34.7	1.09	29.52	-	65.31
TRI,TRIE	34.7	1.09	23.64	44.08	109.39

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 3.8 所示：

表 3.8 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
TR	65.31	67.52	-1.82%
TRI	109.39	103.55	-5.34%
TRIE-FIX	109.39	104.42	-4.54%
TRIE-FREE	109.39	105.27	-3.77%

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) 两种丝杠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 TRI 与 TRIE 工况实验中，总质量实验值比理论值均低于 4% 左右，造成该误差的原因一方面是由于惯容系统实际安装时，两主齿轮之间距离

小于转换齿轮的外径，放大系数有一定折减，另一方面是由于在齿轮传动过程中，可能发生了传动损失。

整理各工况等效阻尼系数可得下表 3.9:

表 3.9 各工况等效阻尼系数

工况	阻尼系数 $C/N \cdot s \cdot m$
O	13.99
TR	131.08
TRI	142.12
TRIE-FIX	150.82
TRIE-FREE	150.68

对比上表中各工况数据，可得以下结论：

- (1) 对比 O 工况和 TR 工况，TR 工况类似于原有的自平衡惯容器，总体等效质量与等效阻尼系数相比纯框架时的高，验证了原有自平衡惯容器的调谐耗能作用；
- (2) 对比 TR 工况与 TRI 工况，增加惯容模块使得总体等效质量增大，等效阻尼系数增加，一方面是由于惯容模块自身带来的惯质质量与阻尼，另一方面主齿轮与转接齿轮的摩擦也带来了一部分摩擦阻尼。安装惯容模块后，模块化自平衡惯容器相比原有的自平衡惯容器，获得了额外的阻尼与惯质质量，调谐耗能性更强；
- (3) 对比 TRI 工况和 TRIE-FIX 工况，加入了磁铁后总体等效阻尼系数有一定的增大，阻尼模块发挥了一定效应；但由于永磁体安装数量较小，且气隙相对较大，主齿轮转动速度不高，电涡流阻尼发挥效果有限，后续研究中需要施加更高频率的激励，同时增加永磁体数量，并减小气隙，以获得更大的阻尼效应。
- (4) 对比 TRIE-FIX 工况和 TRIE-FREE 工况可知，在自平衡测试中总体阻尼系数的折减较小，且装置的自平衡性良好。

3.4 本章小结

本章对模块化自平衡惯容器进行了试验研究，试验包括了仅安装运动转换模块的自由振动试验、装配惯容模块的自由振动试验、同时装配惯容模块和阻尼模块的自由振动试验以及模块化惯容系统的自平衡试验，对几种不同的工况进行了分析与对比，并对等效阻尼比，等效质量与结构固有圆频率进行了测量，结论如下：

(1) 说明了试验目的与思路，设计了多种试验工况，并对结构附加阻尼比的试验计算原理进行了介绍。

(2) 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，发现误差较小，证明了对于该实验，将惯容器等效质量直接加在结构总质量上建立单自由度模型的合理性。

(3) 通过多种工况的试验结果对比，证明了模块化自平衡惯容器具有良好的调谐耗能性能，同时，自平衡试验下测得的表观质量与阻尼系数与夹具夹紧状态下的表观质量与阻尼系数相差极小，证明该惯容系统具有很好的自平衡性。

第4章 自平衡惯容器优化设计

基于第二章中的模块化自平衡惯容器设计，以及已有的两盘式自平衡惯容器，本章将针对惯容系统的机械参数设计过程进行优化，提出一种新的优化设计方法，对影响惯容系统工作性能的主要机械参数进行介绍，同时从工程应用角度，分析实际工程应用时的约束条件，提出数学问题，运用遗传算法进行优化求解，从而对惯容系统的主要参数进行优化设计。

4.1 节首先分析了惯容系统设计时存在的一些不足，提出将设计问题转化为数学问题，介绍了优化设计与遗传算法的相关概念。

4.2 节介绍了自平衡惯容器的简化力学模型，为优化设计提供理论基础。

4.3 节对惯容系统机械构件设计中需要考虑的问题进行了简要介绍，并将机械概念引入惯容系统力学模型中。基于自平衡惯容器的工作原理与力学模型，分析了实际工程应用中需要优化设计的各项机械参数，惯容系统实际工作时的各项约束条件，并提出了实际可能考虑的优化目标。

4.4 节基于 4.3 节，建立优化模型，并通过遗传算法分别进行单目标与多目标优化设计。

4.1 优化设计简介

4.1.1 现有自平衡惯容系统设计问题

在现有的自平衡惯容系统设计中，机械参数的设计是一个需要去关注的问题。在通常的设计中，各项机械参数往往通过经验以及常规设计方法来确定，本章将通过优化算法，将惯容系统的机械参数设计转化为一个数学问题，尝试给出一种惯容系统机械参数的优化设计方法。

4.1.2 最优化问题

工程设计中，最优化问题（optimization problem）是选择一组参数或变量，在满足一系列相关的限制条件与约束下，使得设计目标能够达到最优值。最优化问题通常可以用以下数学规划形式的问题来表现^[49]。

对于一组可以用列向量 X 表示的变量，其目标为：

$$\begin{cases} X = [x_1, x_2, \dots, x_n] \\ s.t. g_i(X) \leq 0 (i=1, 2, \dots, n) \\ h_j(X) = 0 (j=1, 2, \dots, n) \\ \max f(x) \text{ or } \min f(x) \end{cases} \quad (2.1)$$

即在满足约束条件的前提下，使目标函数 $f(x)$ 取最大值或最小值^[50]。

对于工程问题，最优化问题的解析解求取较为困难，一般采用优化算法寻求合适的数值解。遗传算法是一种广泛运用于神经网络参数学习与优化设计的算法，它基于达尔文进化论，根据优胜劣汰的进化法则在解空间中搜索最优解。本章将采用遗传算法对惯容系统进行优化设计^[51]。

4.1.3 遗传算法介绍

本章将对自平衡惯容器利用遗传算法（Genetic Algorithm, 简称 GA）进行单目标优化求解，利用第二代非支配遗传算法（Non-dominated sorted genetic algorithm, NSGA-II）来进行多目标优化求解。

4.1.3.1 遗传算法

遗传算法是一种全局优化算法，它对包含多个个体的种群进行操作，不断进化迭代，它通过一组编码串来标记个体或染色体，并通过给定的编码形式来生成编码串，将其中的编码单元用基因来表示，用每个个体的染色体来代表优化问题的优化解，通过个体适应度值表示每个解。对于标准遗传算法，其优化过程首先对种群进行初始化，进行选择、交叉以及变异三种操作，并基于适应度函数留下适应度较好的个体，淘汰适应度较差的个体，令整个种群朝着产生最优个体的方向进化至满足收敛要求，保留适应度最高的个体，该个体即为优化问题最优解^[52]。

算法中的变换过程主要包括选择、交叉与变异三种操作。

(1) 选择：从第 t 代群体 $P(t)$ 中按适应度值选择优良个体遗传到下一代 $P(t+1)$ 中，选择概率与适应度相关，适应度大的个体更可能被选择进入下一代群体。

(2) 交叉：随机搭配 $P(t)$ 中选中的个体，并以交叉概率交换部分染色体，交叉操作指在某两个随机选择出的个体在其交叉位置处交换部分基因。交叉过程之后将产生新的个体。

(3) 变异：按照给定的变异概率，对群体中每个个体进行操作，将个体的某基因值转换为其他的等位基因值，从而产生新的个体。

遗传算法的流程具体如下：

步骤 1：种群初始化，初始代数 $n=0$ ，最大进化代数 G ，随机生成初始种群，初始种群个体数为 N ；

步骤 2：计算种群 $P(n)$ 中每个个体的适应度值；

步骤 3：进行遗传操作，进化生成下一代种群 $P(n+1)$ ，计算适应度值并排序，准备进行下一次遗传操作；

步骤 4：判断，若未达到终止条件，则返回步骤 2，若达到终止条件，则输出适应度最大的个体作为最优解，结束计算。

4.1.3.2 第二代非支配遗传算法

第二代非支配遗传算法是一种启发式多目标优化算法，是一种传统遗传算法的重新应用与改进，在高维黑箱函数问题等优化问题方面具有一定优势^[53-55]，其算法操作流程如下：

步骤 1：随机产生初始化种群 $P(n)$ ，令其初始代数 $n=0$ ，最大进化代数为 G ，产生一组新的初始种群；

步骤 2：对 $P(n)$ 进行遗传操作，产生子代种群 $Q(n)$ ，将 $P(n)$ 与 $Q(n)$ 合并为新种群 $R(n)$ ，并对 $R(n)$ 进行非劣排序；

步骤 3：计算每个个体的拥挤度，选择 N 个较优个体生成下一代种群 $P(n+1)$ ；

步骤 4：判断，若未达到终止条件，则返回步骤 2，若达到终止条件，则输出结果，结束计算。

4.2 自平衡惯容器工作原理与力学模型

由于对新型的模块化惯容器研究仍不十分深入，本章的设计将基于一种相对成熟的两盘式自平衡惯容器进行。

本文所研究的自平衡惯容器，基本构造如图 4.1 所示，包括正反牙梯形丝杠、磁体盘、导体盘、永磁体、双头法兰筒、丝杠螺母等，正反牙梯形丝杠左右两

侧分别设置有正牙螺纹段和反牙螺纹段，分别套上一个丝杠螺母，并与有约束支座的轴承连接。磁体盘与导体盘成对设置，磁体盘上设有永磁体，两者通过双头法兰筒与丝杠螺母有约束连接，且不与正反牙梯形丝杠接触，正反牙梯形丝杠在轴线上的往复使磁体盘与导体盘始终发生相对转动，产生电涡流效应，可实现结构的减震控制。

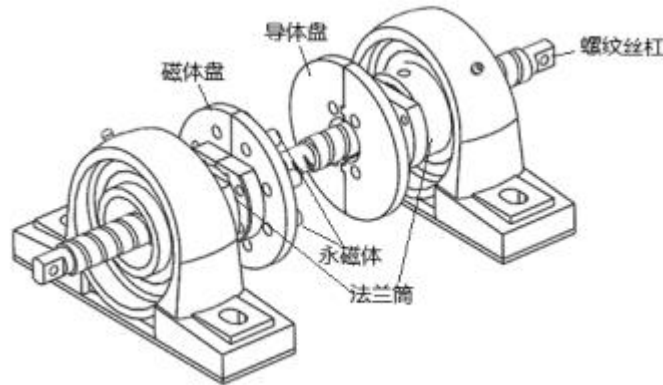


图 4.1 自平衡惯容器装配图

自平衡惯容器主要包括惯容单元与阻尼单元。其中，两盘与正反牙梯形丝杠作为双端惯性单元，当结构发生振动时，通过将结构的水平位移转为正反牙梯形丝杠轴向运动，进而转为磁体盘、导体盘角位移，并通过正反牙梯形丝杠的螺纹使磁体盘、导体盘与所安装的螺母在螺纹上运动做相反方向转动，从而将角位移进行两倍效应的放大。采用正反牙梯形丝杠传动可达到惯性增效、阻尼增效目的，同时实现了丝杠的自平衡性能，可以放松对阻尼器两端的安装要求，也可以应用于纯拉力系统。

结构在安装自平衡惯容器后能量的消耗来源主要来源于，结构固有阻尼、正反牙梯形丝杠与其他部件的摩擦作用、惯容器的惯容效应和电涡流效应。该采用正反牙梯形丝杠的自平衡惯容器发挥效应时，导体盘在永磁体形成的磁场中旋转，切割磁感线，在导体盘中产成了抑制结构振动的电涡流，形成了阻尼器耗能所需的电涡流阻尼，电涡流阻尼作为该惯容器的主要阻尼单元，产生阻尼力与导体盘的转动速度成线性关系。且此自平衡惯容器由于导体盘、磁体盘反向转动形成两倍的相对角位移提供放大电涡流阻尼效果，形成两倍的阻尼力效应。

惯容器的力学模型由电涡流单元、惯容单元和摩擦单元组成，三个单元串联。为了简化分析，将摩擦力视为一种大小不变的库仑力，即摩擦力的大小与运动状态无关，丝杠方向运动为 u 时，惯容器输出力学模型为图 4.2。

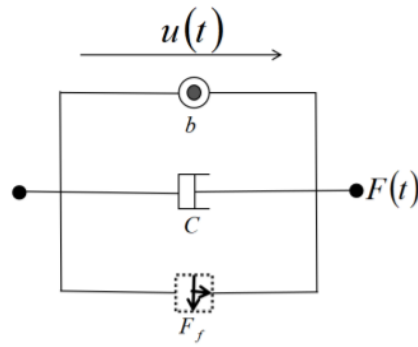


图 4.2 自平衡惯容器力学模型图

为从理论方面分析自平衡惯容器的控制效果，自平衡惯容器丝杠进行如下力学分析。

首先对电磁阻尼进行分析。为简化计算阻尼系数，计算时仅考虑单体永磁体的磁性，当永磁体的顶面和导体板内侧距离很小时，则假设磁场的分布均匀，设导体板处磁感应强度为 B ，整块导体板厚度为 t ，电阻率 ρ ，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，永磁体中心与导体板中心的直线距离为 R ，将导体板认为是无数个通过圆心的杆件组成^[47]，如图 2.3 所示，导体板微元的选取如图 2.4 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：

$$d\varepsilon = BVdl = B\dot{\phi}Rdl \quad (2.2)$$

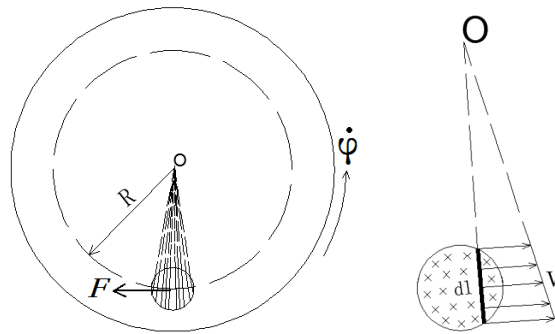


图 4.3 电涡流阻尼单元 图 4.4 导体微元图

导体微元的内电阻为：

$$dR = \rho \frac{dl}{tdx} \quad (2.3)$$

根据电源输出功率最大化的条件，假定外电阻等于内电阻^[48]，涡流微元的总电阻为 $2dR$ ，导体微元中的电涡流强度 dI 为

$$dI = \frac{d\varepsilon}{2dR} = \frac{B\dot{\phi}Rtdx}{2\rho} \quad (2.4)$$

由安培力公式，计算导体微元受到的力为：

$$dF = B \cdot dl \cdot dI = \frac{B^2\dot{\phi}Rt}{2\rho} dl \cdot dx = \frac{B^2\dot{\phi}Rt}{2\rho} ds \quad (2.5)$$

不考虑永磁体磁场在面外的损失，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 ：

$$F = \frac{B^2\dot{\phi}RtS}{2\rho} \quad (2.6)$$

由于实际上永磁体的磁场分布并不均匀，在三维空间中的磁感线分布也并不均匀，并且感应电流自身也会产生磁场，会永磁体产生的磁场相互作用，抵消一部分外部磁场的作用，同时电涡流的内外电阻也并不完全相同，有一定误差，综上，计算时引入修正系数 η ，并取 B 为导体板内侧最大磁感应强度，电涡流惯容器在仅安装一块永磁体时所受阻尼力为：

$$F = \frac{(\eta B)^2\dot{\phi}RtS}{2\rho} \quad (2.7)$$

式中： t 为导体板厚度， B 为导体板内侧处最大磁感应强度， η 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， ρ 为导体板电阻率，对于铜板 $\rho = 1.56 \times 10^{-8} \Omega \cdot m$ ， 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：

$$T = \frac{(\eta B)^2\dot{\phi}R^2tS}{2\rho} \quad (2.8)$$

而盘转动的角速度 $\dot{\phi}$ 与丝杠的线位移速度 \dot{u} 与丝杠的导程 L_d 有关，根据丝杠螺纹传动原理^[56]，可知：

$$\dot{\phi} = \frac{2\pi}{L_d} \dot{u} \quad (2.9)$$

带入式 4.8 可得惯容器的电涡流力矩为：

$$T = \frac{2\pi}{L_d} \frac{(\eta B)^2 R^2 h S}{2\rho_d} \dot{u} \quad (2.10)$$

从式 4.10 可看出：影响电磁阻尼的主要因素有导体板内侧的最大磁感应强度 B 、圆柱形永磁体在导体板处的投影面积 S 、导体的厚度 t ，以及导体的电阻率 ρ ，半径比 N ，而导体板的电阻率 ρ 由导体板材质决定，磁感应强度 B 通过理论确定较困难，故本文将通过实验结果反推来计算电磁阻尼的大小。

下面对惯容器的轴向出力进行分析。

当丝杠半径为 r_s ，丝杠运动速度为 v 时，由于正反牙丝杠螺纹方向相反，两盘将以相同速度反向转动，定义单个永磁体阻尼力为 F_d 。

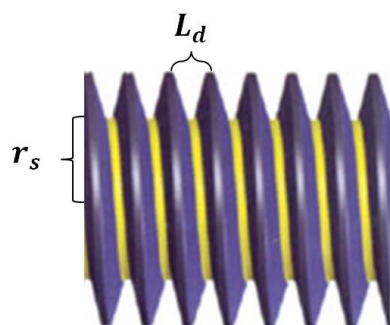


图 4.5 丝杠螺纹示意图

对滚珠丝杠螺纹处滚珠接触部分进行力学分析，如图 2.6 所示，可知螺母通过滚珠施加在丝杠上的转动力 R 与由其产生的轴向力 P 有以下关系

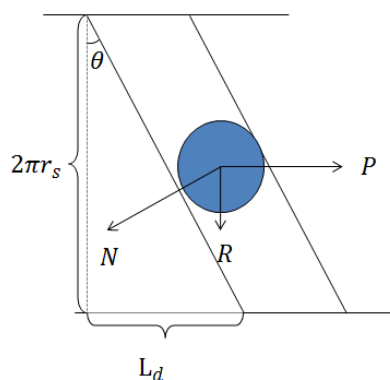


图 4.6 将滚珠丝杠表面在平面展开时滚珠的受力图

$$P = \frac{2\pi r_s}{L_d} R \quad (2.11)$$

其中， θ 为丝杠螺纹导程角。

对惯容器转动方向进行分析。现假设丝杠以 v_s 的速度向箭头所示方向运动，加速度为 a_s 。旋转方向受力分析如图 2.7 所示。

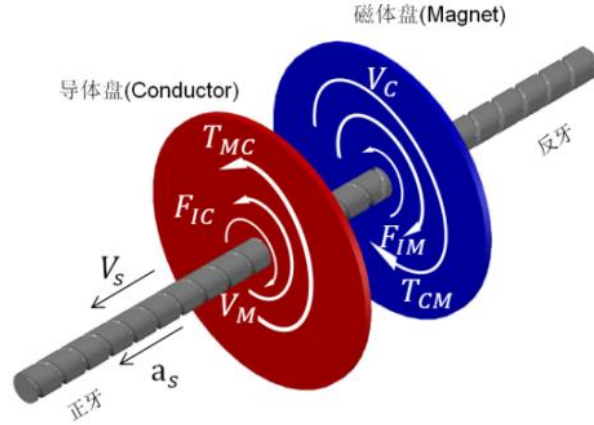


图 4.7 自平衡惯容器旋转方向受力分析

磁体盘受到导体盘对磁体盘的电涡流阻尼力 T_{CM} ，磁体盘的惯性力 T_{IM} 以及丝杠对磁体盘的作用力 T_{SM} ，可知：

$$T_{CM} + T_{IM} + T_{SM} = 0 \quad (2.12)$$

对三种作用力分别计算：

$$T_{CM} = \frac{2\pi (\eta B)^2 R^2 h S}{L_d} \frac{\dot{u}}{2\rho_d} \quad (2.13)$$

$$T_{IM} = \ddot{\varphi}_M J_M \quad (2.14)$$

$$T_{SM} = R_M r_s \quad (2.15)$$

其中， J_M 为磁体盘的转动惯量， $\ddot{\varphi}$ 为磁体盘的角加速度， R_M 为磁体盘受丝杠的转动力，根据传动原理，

$$\ddot{\varphi} = \frac{2\pi}{L_d} \ddot{u} \quad (2.16)$$

将式 2.11，2.13 至 2.16 代入 2.12，可得

$$P_M = (2\pi / L_d)^2 \left\{ \left[(\eta B)^2 R^2 t S / 2\rho \right] \dot{u} + J_M \ddot{u} \right\} \quad (2.17)$$

其中， P_M 为导体盘对丝杠的轴向力，同理可得：

$$P_C = (2\pi / L_d)^2 \left\{ [(\eta B)^2 R^2 t S / 2\rho] \dot{u} + J_C \ddot{u} \right\} \quad (2.18)$$

其中, P_C 为磁体盘对丝杠的轴向力, J_C 为磁体盘的转动惯量。
故可得惯容器的出力 P 为:

$$P = P_M + P_C = (2\pi / L_d)^2 \left\{ [(\eta B)^2 R^2 t S / \rho] \dot{u} + (J_M + J_C) \ddot{u} \right\} \quad (2.19)$$

根据惯容器的力学模型, 可以得到惯容器的表观质量 b 为:

$$b = (2\pi / L_d)^2 (J_M + J_C) \quad (2.20)$$

4.3 自平衡惯容器优化模型

从提升惯容系统的工作效果方面考虑, 本章将根据结构提出的最优质量、刚度、阻尼等, 考虑实际安装时的环境限制与机械装置本身的机械性能限制, 对自平衡惯容器的相关设计参数进行优化设计, 以得到更优的惯容系统产品性能与减震效果。首先进行机械设计概念的阐述, 现阶段自平衡惯容器大多数采用螺旋传动机构来实现运动转换与质量放大, 而螺旋传动的设计是惯容系统的机械设计中的重要部分。故本文将对螺旋传动进行简要介绍与分析, 并将有关概念引入惯容系统的设计中, 之后根据 4.2 节中惯容系统的力学模型与本节中提出的机械概念, 建立优化问题的数学模型, 得到有关自平衡惯容器的优化模型。

4.3.1 机械设计概念

4.3.1.1 螺旋传动简介

螺旋传动是一种传统传动机构, 它利用螺杆和螺母组成的螺旋丝杠副传递运动和动力, 通过螺纹实现直线运动和旋转运动的转换, 现已广泛运用于机械、航空、汽车、测绘等多个领域的运动转换中^[56-57]。

按螺纹间摩擦性质的不同, 将螺旋传动分为滑动螺旋、滚动螺旋与静压螺旋, 对于几种螺旋形式, 静压螺旋的摩擦阻力最小, 但螺母结构复杂且需要精密供油系统, 常用于精密机构的进给等, 通常工况下的传动常用滑动螺旋与滚动螺旋。

4.3.1.2 螺旋传动机械参数

螺旋传动相关的机械参数包括位移关系、相对摩擦、传动功率与启动力矩等，由于螺纹丝杠运用于惯容系统中时，主要承担运动转换的功能，且主要将丝杠的平动转化为丝杠螺母的转动，故不考虑其输入输出的功率以及启动力矩等相关参数，主要考虑运动与摩擦相关参数，以下是丝杠的主要机械参数及转换关系。

(1) 位移参数

对于丝杠，其轴向位移 l 与轴向速度 v 和螺母的转角 φ 与角速度 ω 存在以下关系：

$$l = \frac{\varphi}{2\pi} L_d \quad (2.21)$$

$$v = \frac{\omega}{2\pi} L_d \quad (2.22)$$

(2) 摩擦参数

丝杠的摩擦，主要来源于螺纹之间的摩擦 M_{f1} ，螺旋传动轴向支承的摩擦 M_{f2} 以及径向轴承的摩擦 M_{f3} ，其计算公式如下：

$$M_{f1} = \frac{1}{2} d_s F \tan(\lambda + \rho') \quad (2.23)$$

$$M_{f2} = \frac{1}{3} \mu_f F \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \quad (2.24)$$

$$M_{f3} = \frac{1}{2} \mu_f P d_0 \quad (2.25)$$

其中， λ 为螺旋线升角， ρ' 为当量摩擦角， μ_f 为支承面与丝杠螺母的摩擦系数， D_0 与 d_0 分别为轴承的内径与外径， P 为轴承径向载荷。对于纯拉力系统，轴向不存在支承，故可认为 M_{f2} 为零。

4.3.1.3 评估螺旋传动机构性能的主要参数

(1) 材料与许用应力

螺旋传动的主要零件为丝杠与螺母。对于丝杠，需要具有良好的强度与耐磨性，以及良好的加工性，对于普通丝杠可以不进行淬硬处理，常用钢、铸铁、青铜合金等材料。

螺母材料常用青铜合金，具有良好的耐磨性，主要用于高精度的传动，但成本较高，对于承载较大的，可以采用 35 钢或铸铁作为材料。

对于不同材料，具有不同的许用压强与许用应力，具体数值参考相关设计规范进行具体设计，下表是螺旋传动不同材料的许用压强，许用应力与许用压强的关系根据规范确定。

表 4.1 螺旋传动许用压强

螺杆与螺母副材料	滑动速度 $v/(m/s)$	许用压强 $[p]/Mpa$
钢-青铜	低速	18~25
	<0.05	11~18
	0.1~0.2	7~10
	>0.25	1~2
钢-钢	低速	7.5~13
钢-耐磨铸铁	0.1~0.2	6~8
钢-铸铁	<0.05	13~18
	0.1~0.2	4~7
淬火钢-青铜	0.1~0.2	10~13

(2) 耐磨性

螺纹磨损是螺旋传动失效的主要形式之一，螺纹磨损主要发生在螺母上，其磨损与工作速度、表面粗糙度与润滑情况有一定关系，但最主要与螺纹工作表面的压强有关，表面压强越大，则螺纹磨损的概率越大。对于耐磨性计算，主要需要控制螺母以及螺纹接触面的压强 p_s ，以防止过度磨损。

螺纹的耐磨性条件为：

$$p_s = \frac{FL_d}{\pi d_0 h H} \leq [p] \quad (2.26)$$

其中， h 为螺纹工作高度， H 为螺纹旋合高度。

(3) 螺杆强度

螺杆断面承受轴向力 F 与转矩 T 的作用，其中：

$$T = \frac{d_0}{2} F \tan(\lambda + \rho') \quad (2.27)$$

对于惯容系统中的螺纹丝杠，所受轴向力较大，速度较低，需要根据螺杆的强度来确定丝杠直径，根据第四强度理论，螺杆危险截面的强度条件为：

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_0^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d_0^3}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (2.28)$$

(4) 自锁条件

对于螺旋丝杠，需要校核其自锁性，以防止丝杠无法运动，惯容系统无法正常工作的情况，其条件为：

$$\lambda \leq \rho' \quad (2.29)$$

$$\rho' = \arctan f' \quad (2.30)$$

其中 f' 为当量摩擦因数，根据丝杠与螺母材料的不同，常取 0.06~0.15。

(5) 稳定性

当螺杆受压时，当轴向压力大于某临界值时，螺杆可能发生失稳现象，对于应用于纯拉力系统中的惯容系统，可以忽略稳定性验算。

(6) 传动效率 η

传动效率指螺旋传动系统运动转换后的实际功率与外界输入的功率之比，反映了螺旋传动系统的工作效率，对于螺旋传动系统，不考虑轴承影响，其传动效率为：

$$\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho')} \quad (2.31)$$

4.3.1.4 引入机械参数的惯容系统力学模型

将机械概念引入惯容系统设计中，分析惯容系统的工作原理，对于自平衡惯容器，惯质质量 b 主要由对转的两盘的转动惯量决定，而转动惯量主要由两

盘的直径与厚度决定，且设计时须保证转动惯量相等，由于丝杠螺母的空间尺度相对两盘较小，忽略丝杠螺母自身与连接件的惯质质量，故：

$$J_M = J_C = M(D^2 + d^2)/8 \quad (2.32)$$

$$M = \pi\rho h[D^2 - d^2]/4 \quad (2.33)$$

其中 M 为两盘实际质量， D 为两盘外直径， d 为两盘内直径， h 为导体盘厚度，代入式 2.2，惯质质量表达式如下：

$$b = \rho\pi^3 h(D^4 - d^4)/4L_d^2 \quad (2.34)$$

其中， L_d 为丝杠导程， ρ 为导体盘材料密度， D 为两盘外直径， d 为两盘内直径， h 为导体盘厚度。

分析惯容系统的工作原理，电涡流阻尼力矩 T 主要由两盘材质，两盘间的永磁体类型与安装方式决定，实际设计时与材质以及安装模式有关的 η ， R ， ρ_d 等机械参数简化为常数 A ，表达式如下：

$$T = A \frac{B^2 h S}{L_d} \dot{u} \quad (2.35)$$

F_f 为内部摩擦力，主要来源于丝杠螺母与丝杠的机械摩擦。

对于实际工作情况，内部摩擦力主要体现在阻碍丝杠运动的摩擦力矩 M_f 上，根据式 4.23 与式 4.25，将与荷载和装置自身摩擦相关的摩擦定义为常摩擦，与惯容出力相关的摩擦力矩定义为载摩擦，将惯容器所受的机械摩擦分为常摩擦与载摩擦两个部分，表达式如下：

$$M_f = -M_{fr} - \mu_f P r_s \quad (2.36)$$

其中， M_{fr} 为常摩擦部分，与惯容系统自身参数相对应， $\mu_f T_N r_s$ 为载摩擦部分，与丝杠摩擦系数 μ_f ，惯容系统出力 P 与丝杠半径 r_s 有关。

根据以上分析，得出以下结论，丝杠直径 d_s ，丝杠导程 L_d ，双盘外直径 D ，双盘内直径 d 与导体盘厚度 h 是决定惯容系统工作性能的主要机械参数。

4.3.2 数学模型建立

在惯容系统设计过程中，在满足结构参数需求的同时，需要考虑安装环境与机械装置本身的机械性能限制，电涡流阻尼模块的性能以及工作时的机械摩擦。本文考虑以上因素，提出以下几点优化目标。

4.3.2.1 优化目标

在惯容系统设计过程中，在满足结构参数需求的同时，需要考虑安装环境与机械装置本身的机械性能限制，电涡流阻尼模块的性能以及工作时的机械摩擦。本文考虑以上因素，提出以下几点优化目标。

(1) 实际质量 M

一方面，惯容系统实际安装在结构上，本身具有自重，受结构强度与刚度的限制，惯容系统的自重不能过大。另一方面，控制惯容系统的实际质量，也有助于其自身的安装与维护，故将惯容系统的实际质量设定为优化目标之一。

(2) 摩擦力矩 M_f

摩擦力矩指惯容系统工作时丝杠螺母与丝杠之间产生的摩擦，过大的机械摩擦，一方面阻碍了两盘的转动，不利于电涡流阻尼的产生，另一方面，其产生的机械损耗对装置寿命有着不利影响，故需要控制装置的机械摩擦，将其设定为优化目标之一。

(3) 传动效率 η

传动效率是螺旋传动中判定传动机构工作效率的重要指标，决定了丝杠螺母上的轴向荷载转化为转动力矩的效率，传动效率越高，直线运动转化为螺母的旋转的效率也越高，惯容的转化效果越好，工作效率越高，故将其设定为优化目标之一。对于自平衡惯容器，传动效率：

$$\lambda = \frac{L_d}{2\pi r_s} \quad (2.37)$$

$$\rho' = \arctan \mu_t \quad (2.38)$$

将式 4.37 与 4.38 代入 4.14, 可得

$$\eta = \frac{L_d}{2\pi r_s \tan \left(\arctan \frac{L_d}{2\pi r_s} + \arctan \mu_f \right)} \quad (2.39)$$

(4) 电涡流阻尼 C_e

自平衡惯容器的阻尼主要由机械摩擦产生的阻尼与电涡流阻尼两部分组成。从设计角度分析, 电涡流阻尼力决定了惯容系统所能提供的附加阻尼比, 但电涡流阻尼的定量理论计算较为困难, 且与实际情况有较大误差, 故本优化设计中不涉及对电磁阻尼的设计优化。

4.3.2.2 优化变量

(1) 双盘外直径 D

双盘外直径是指惯容系统导体盘与磁体盘的外直径大小。一方面, 盘直径是影响双盘的转动惯量的重要因素, 对表观质量有直接影响, 同时, 更大的双盘直径也能布置更多的磁体, 磁场强度与磁场切割的面积也更大, 有利于电涡流阻尼的布置。然而, 盘直径与盘自重正相关, 过大的自重对机械摩擦有不利影响, 同时惯容器实际工作时受到空间限制, 故需要进行优化得到一个合理的数值。

(2) 导体盘厚度 h

由于两转盘尺寸相等且转动惯量相等, 在确定两盘材质后, 磁体盘的厚度可以由导体盘的盘的厚度算出, 故设计时仅需将导体盘的厚度作为变量考虑。厚度一方面决定了转盘的自重, 影响质量效应, 另一方面, 厚度对磁感应强度影响较大, 厚度增加有利于平均磁感应强度增加。但与此同时, 双盘厚度与惯容系统的自重正相关, 需要考虑对机械结构承载力以及机械摩擦的影响, 因此需要合理取值。

(3) 丝杠导程 L_d

丝杠导程是丝杠每圈螺纹中心线之间的距离, 丝杠导程越短, 丝杠水平位移相同距离螺母转动的距离越大, 质量放大效应越大, 同时两盘对转的线速度

也将增大，电涡流阻尼越大，但相对的机械摩擦也会增加，需要选取一个合适的导程以满足装置工作需求。

(4) 丝杠直径 d_s

丝杠的直径决定了丝杠自身的承载力，但受机械参数的影响，大直径的丝杠其导程相对也会更大，对装置的性能有一定的影响，因此需要选取一个合适的丝杠直径。

4.3.2.3 约束条件

(1) 结构提出的惯质质量 b

对于已有结构以及给定的激励，提出的一套减震性能最优的惯容器刚度、阻尼与质量参数，其中刚度可以通过其他方式调节，本节从简化角度，仅考虑惯质质量 b 需求，并将其作为约束条件。

(2) 空间尺度限制

惯容系统在实际结构安装与工作过程中，受其工作环境的影响，存在一定的空间尺度限制，反映在双盘式的惯容系统中，即对其两盘的直径和厚度有最大值限制，要求直径与厚度控制在一定范围内，以保证惯容系统的正常工作。

(3) 结构安装限制

双盘式的惯容系统，其主体结构安装在丝杠上，故丝杠的尺度决定了惯容系统安装时的最小尺寸限值，本章的假定工况中，限制盘外直径最小值不得小于 (d_s+20) mm，盘内直径值为 (d_s+10) mm。

(4) 气隙限值

对于自平衡惯容器，气隙指导体盘与磁体盘上永磁体之间的垂直距离，为保证惯容系统的正常运转，考虑装配难度以及间隙过小可能引起的刮擦。气隙需要控制在一定的限值以上。

(5) 螺旋传动机械参数限制

标准件丝杠在其加工时导程与直径一般有规定数值，为方便装置的加工与替换设计时尽量采用标准件。

一方面，4.3.1.3 节中已经提出部分评估丝杠工作性能的参数，实际设计时，需要对这些参数进行验算，以保证优化结果能够满足机械设计要求。对于不同

尺寸的丝杠，其承载力受物理强度、刚度以及稳定性的影响存在一定的限制，同时还要考虑耐磨性等性能需求，对于惯容系统，其实际工作时还需要考虑承受的动荷载，需要丝杠满足一定的机械参数要求。

参考丝杠标准规范 GB/T 17587.2-1998，考虑常规加工与制作的需求，丝杠的公称直径一般取 6,8,10,12,16,20,25,32,40,50mm，导程通常取 4,5,6,8,10,12,16,20,25,32,40,80mm，且优先选择 5,10,20,40mm。下表 4.2 节选部分常用标准件丝杠的取值。

表 4.2 标准件丝杠取值范围

丝杠直径/mm	导程/mm	动载荷限值/kN
10	4	5.11
10	8	4.93
10	10	4.39
10	20	3.31
16	4	8.55
16	5	8.46
16	10	8.01
16	16	7.47
16	32	6.03
16	64	3.15
20	5	12.58
20	8	12.31
20	10	12.13
20	16	11.59
20	20	11.23
20	25	10.78
20	32	10.15
20	40	9.43
20	80	5.83
25	5	18.59
25	8	18.32
25	10	18.14
25	16	17.60
25	20	17.24
25	25	16.79
25	32	16.16
25	40	15.44
25	80	11.84
32	5	28.51
32	8	28.24
32	10	28.06
32	16	27.52
32	20	27.16

32	25	26.71
32	32	26.08
32	40	25.36
32	64	23.20
32	80	21.76
40	10	41.42
40	20	40.52
40	40	38.72
40	80	35.12
50	10	60.95
50	20	60.05
50	25	59.60
50	40	58.25
50	50	57.35
50	80	54.65

4.4 自平衡惯容器优化设计过程

提出以下假定工作情况：惯容系统安装在结构上工作，结构的导体盘材质为铜，磁体盘材质为铁，两盘转动惯量与直径均相同。

针对自平衡惯容器问题的优化求解过程，本文提出了以下优化求解过程，具体步骤如下。

- 步骤 1：对影响惯容系统性能与设计各项参数进行分析，建立优化模型；
- 步骤 2：确定优化模型中各设计变量的取值范围，随机采样获得初始种群；
- 步骤 3：通过遗传算法进行寻优，得到优化结果。

4.4.1 单目标优化

单目标优化问题采用标准遗传算法进行优化。

优化目标的选择，一般根据惯容器设计与实际应用可能遇到的问题进行确定，在 2.3.1 节中，指出了一些惯容系统设计常用的优化目标。对于单目标优化，部分目标的收敛速度过快，不适合单独作为目标优化，如传动效率等。本节将选取实际质量与摩擦力矩两个优化目标，进行单目标优化设计。

由于实际结构的基频一般在 1 至 2Hz 之间，故本优化过程假定工况：自平衡惯容器受到一简谐激励，频率为 2Hz，振幅为 10mm，其峰值加速度约为 1.2m/s^2 。需求惯质质量为 4000kg。

同时，考虑惯容实际安装时可能存在的体积限制以及制作工艺，假定盘直径不得大于 300mm，不得小于 50mm，考虑厚度在 1 到 40mm 之间。

(1) 实际质量优化

此优化过程仅考虑纯惯容工作的情况，在满足结构提出的惯容系统惯质质量值以及 4.3.3 节中的约束条件的前提下，寻求最小的实际质量。下面对假定工况下的惯容系统进行优化设计。

根据式 4.4 与 4.3.3 节的约束条件，由于丝杠穿过圆盘，需保证圆盘内径略大于丝杠，以满足安装需求，假定圆盘与丝杠之间预留 10mm 的空隙，实际质量表达式：

$$M = 2\pi\rho h[D^2 - (d+10)^2] \quad (2.40)$$

式中 ρ 为导体盘材料密度。

在 Matlab 软件中，对具体参数进行设置，设定种群大小为 80、最大迭代数为 200、交叉率为 0.8、变异率为 0.2，容许惯质质量误差为 1%。

首先生成初始种群，初始种群如下图所示。

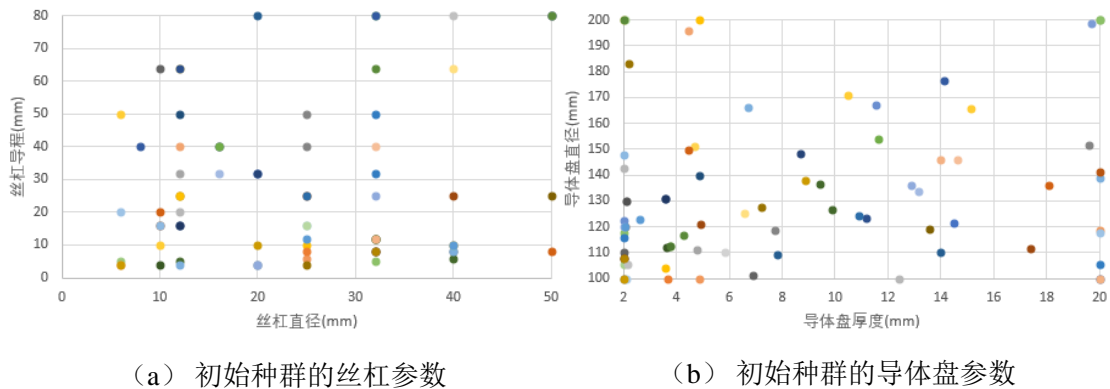
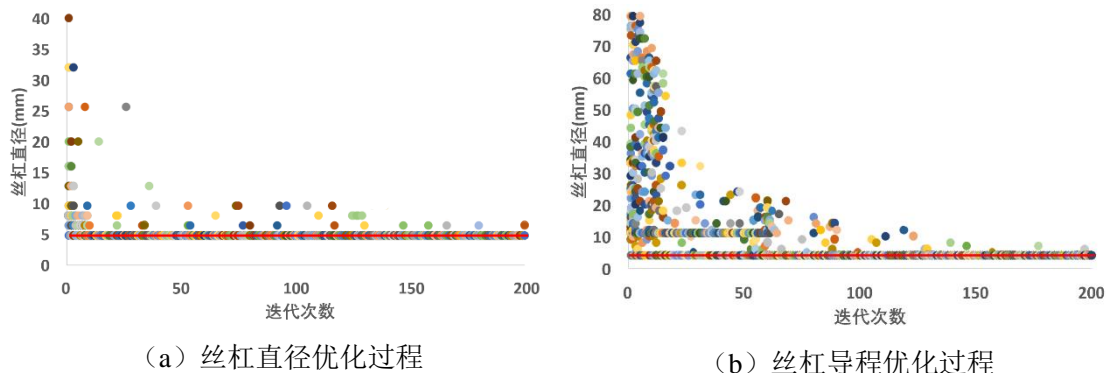
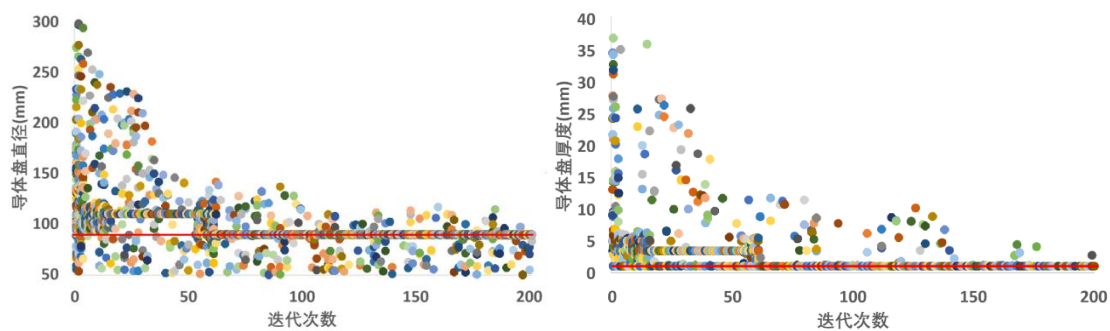


图 4.9 实际质量单目标优化初始种群

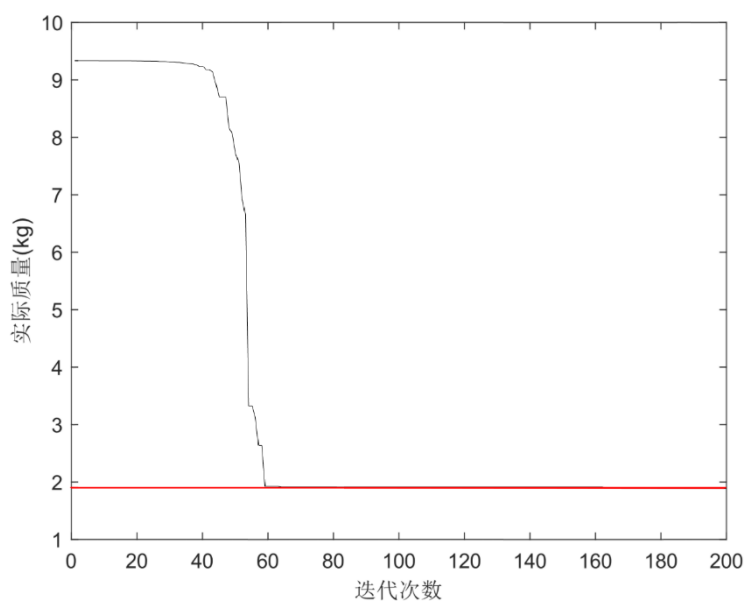
优化过程如图 4.10 所示，输出结果如表 4.3。





(c) 两盘直径优化过程

(d) 导体盘厚度优化过程



(e) 目标函数收敛曲线

图 4.10 实际质量单目标优化过程与收敛曲线

表 4.3 实际质量单目标优化输出结果

优化参数					惯容系统性能参数				输出的优化结果
丝杠直径/mm	丝杠导程/mm	两盘直径/mm	导体盘厚度/mm	磁体盘厚度/mm	惯质质量/kg	实际质量/kg	质量放大系数	摩擦力矩/N·m	
25	40	174	7.22	7.82	4003	5.16	776	3.01	
25	16	106	8.40	9.09	3979	2.07	1474	3.09	
10	30	103	40.00	43.60	4031	162.50	26	1.91	
40	80	199	3.51	3.82	4015	15.14	285	7.80	
10	4	90	1.00	1.09	3980	0.95	4204	2.02	√

改变优化目标，假定需求的惯质质量为40000kg，再次进行优化求解，并在种群中取样进行对比，结果如表4.4所示。

表4.4 新目标下实际质量单目标优化输出结果

优化参数					惯容系统性能参数				输出的优化结果
丝杠直径/mm	丝杠导程/mm	两盘直径/mm	导体盘厚度/mm	磁体盘厚度/mm	惯质质量/kg	实际质量/kg	质量放大系数	摩擦力矩/N·m	
8	8	186	2.20	2.38	39998	1.86	21504	9.59	
16	6	162	2.14	2.32	40026	1.34	29870	22.38	
64	20	206	9.28	10.05	39881	8.45	4720	76.72	
50	80	291	36.87	39.92	40008	73.69	543	60.35	
8	4	160	1.00	1.09	39978	0.62	64480	9.56	√

分析优化过程，由于丝杠的导程与直径是影响惯质质量的关键因素，而这两者的取值受到制式丝杠尺寸的限制，只能取特定整数值，同时两盘的直径也限定于整数，故优化目标的收敛曲线出现了非连续折线下降的趋势。

选取优化过程中部分结果与程序输出的最优解进行对比，同时将两组输出结果进行对比，分析优化策略，在实现结构要求的惯质质量的同时降低惯容实际质量，可以通过增大厚度，直径或降低丝杠导程来实现，其中，降低导程是最有效的方式。

(2) 摩擦力矩

此优化过程仅考虑纯惯容工作的情况，在满足结构提出的惯容系统惯质质量值以及4.3.3节中的约束条件的前提下，寻求最小的摩擦力矩。下面对假定工况下的惯容系统进行优化设计。

摩擦力矩对惯容系统工作有着不利影响，一方面，摩擦力矩阻碍了导体盘与磁体盘的相对转动，影响电涡流阻尼的工作效率，另一方面，较大的摩擦对惯容系统的损耗也会较大，故在满足结构提出的惯容系统惯质质量值的前提下，寻求最小的摩擦力矩。下面对假定工况下的惯容系统进行优化设计。

机械摩擦引入假定工况的惯性力以及丝杠的传动效率，根据式4.36对摩擦的计算方式，认为径向荷载仅有惯容系统的自重，考虑传动效率对轴向出力的影响，即

$$M_{fr} = -\mu_f M g r_s \quad (2.41)$$

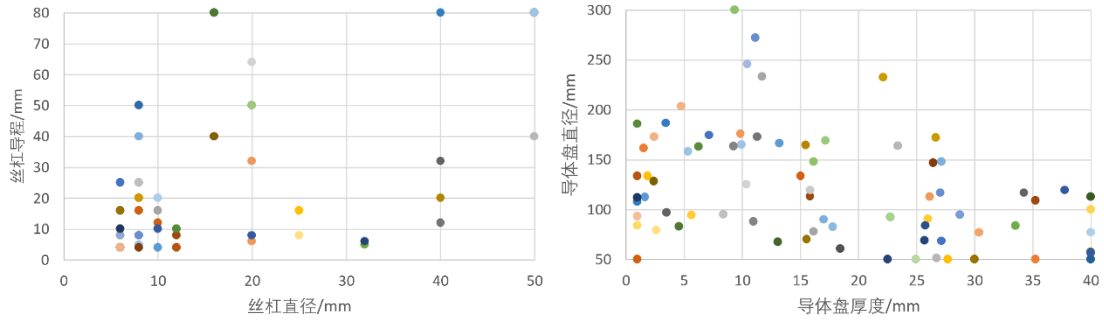
将自重计算与惯容出力代入式4.36，可得计算公式如式4.42。

$$M_f = -\mu_f r_s (Mg + Ba/\eta) \quad (2.42)$$

其中 M 为实际质量, g 为重力加速度, a 为假定工况的峰值加速度, 摩擦系数 μ_f 取 0.006, η 为传动效率。

在 Matlab 软件中, 对具体参数进行设置, 设定种群大小为 80、最大迭代数为 200、交叉率为 0.8、变异率为 0.2, 容许惯质质量误差为 1%。输出结果如下表所示。

首先生成初始种群, 初始种群如下图所示。

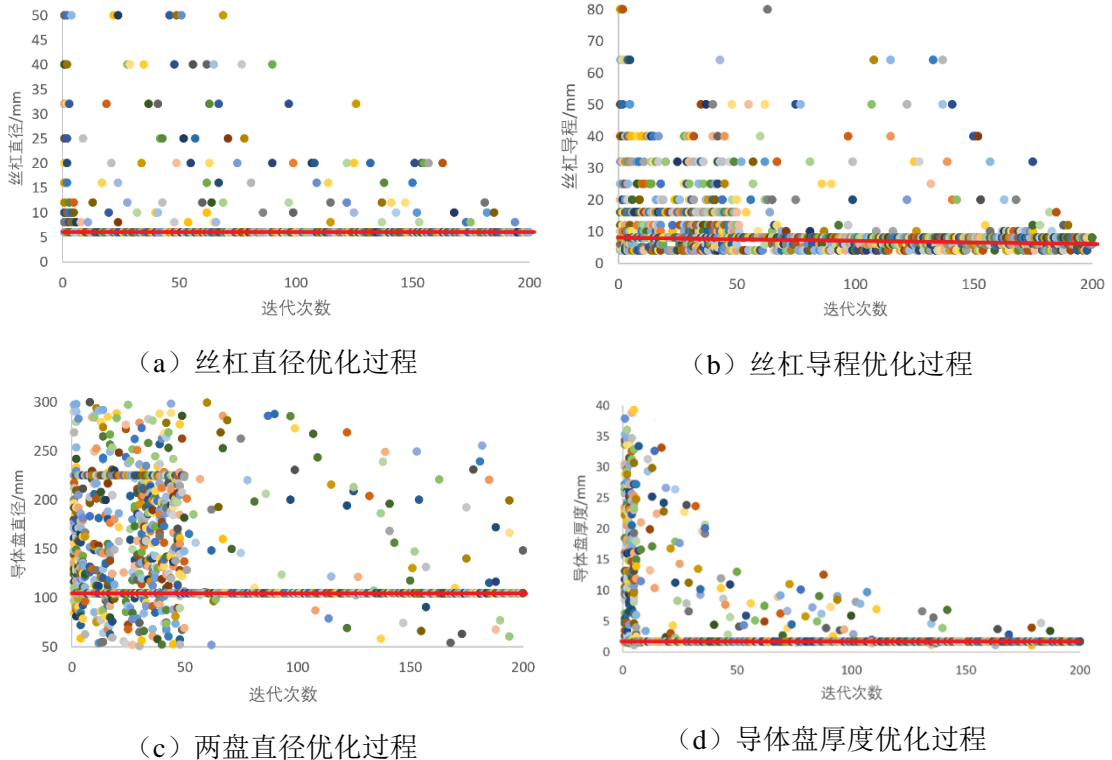


(a) 初始种群的丝杠参数

(b) 初始种群的导体盘参数

图 4.11 摩擦力矩单目标优化过程与收敛曲线

优化过程如图 2.12 所示。

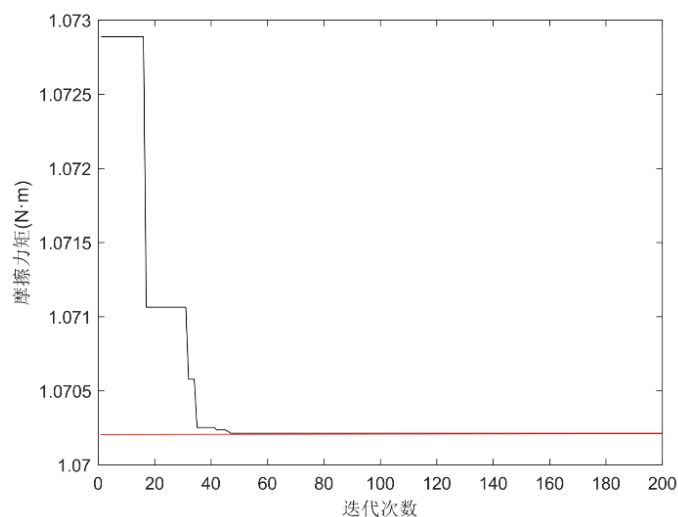


(a) 丝杠直径优化过程

(b) 丝杠导程优化过程

(c) 两盘直径优化过程

(d) 导体盘厚度优化过程



(e) 目标函数收敛曲线

图 4.12 摩擦力矩单目标优化过程与收敛曲线

选取优化过程中部分结果与程序输出的最优解进行对比，输出结果如表 4.5 所示。

表 4.5 摩擦力矩单目标优化输出结果

优化参数					惯容系统性能参数				输出的优化结果
丝杠直径/mm	丝杠导程/mm	两盘直径/mm	导体盘厚度/mm	磁体盘厚度/mm	惯质质量/kg	实际质量/kg	质量放大系数	摩擦力矩/N·m	
10	50	159	16.10	17.4	3962	9.04	438	4.77	
32	20	66	22.98	24.88	4037	1.96	2060	2.43	
50	80	225	10.50	10.90	3972	23.18	167	8.93	
10	7	100	2.01	2.20	3960	1.04	3807	1.80	
6	8	105	2.18	2.35	3980	1.16	3431	1.07	√

改变优化目标，假定需求的惯质质量为40000kg，再次进行优化求解，结果如表 4.6 所示。

与实际质量的优化过程类似，优化目标的收敛曲线出现了非连续折线下降的趋势，考虑仍然是由于制式丝杠数值只能取特定整数有关。

观察优化结果，可以发现，对于减小摩擦力矩这一优化目标，减小丝杠直径是最为有效的优化策略。同时，由于常摩擦部分受盘厚与直径影响较大，而

载摩擦部分受传动效率的影响，与丝杠的直径与导程有关，两方面互相牵制，优化结果趋于一个折中解。

表 4.6 新目标下摩擦力矩单目标优化输出结果

优化参数					惯容系统性能参数			摩擦 力矩 /N· m	输出 的 优化 结果
丝杠 直径 /mm	丝杠 导程 /mm	两盘直 径/mm	导体盘厚 度/mm	磁体盘 厚度/mm	惯质质 量/kg	实际质 量/kg	质量放 大系数		
16	16	143	25.21	27.30	39987	12.29	3254	19.21	
6	4	115	3.73	4.04	39621	1.19	33295	7.33	
12	12	110	7.05	7.63	40072	2.02	19838	14.43	
12	4	278	1.00	1.09	40319	1.89	21332	14.52	
6	8	124	10.92	11.82	39603	4.07	9730	7.05	√

4.4.2 多目标优化

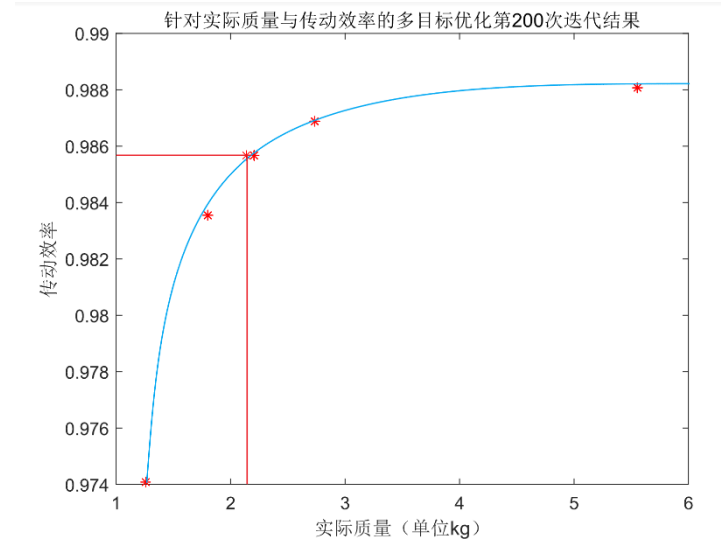
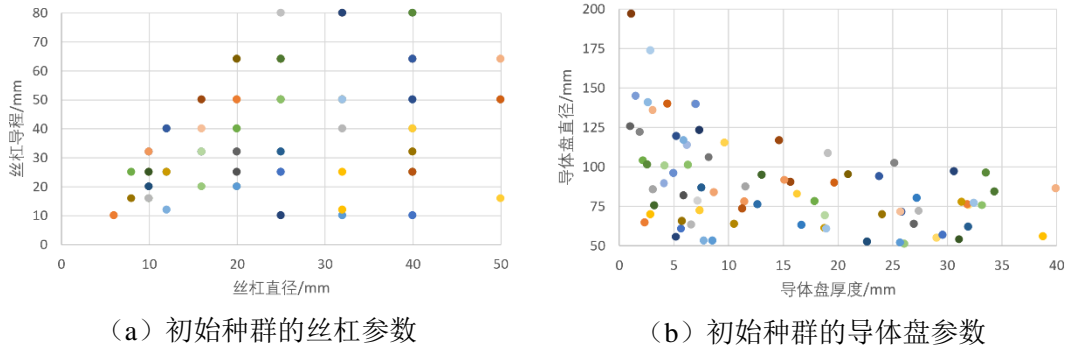
惯容系统的设计过程，除了满足结构提出的参数要求外，大多数情况下还需综合考虑多个影响因素，以期得到最佳的工作性能。本节将引入 NSGA-II 多目标遗传算法，将优化目标进行组合，针对给定的优化组合与假定工况，对惯容系统进行多目标优化设计。

本优化设计仍然假定自平衡惯容器受到一简谐激励，频率为 2Hz，振幅为 10mm，其峰值加速度约为 1.2m/s²。需求惯质质量为 400kg。同时，考虑惯容实际安装时可能存在的体积限制以及制作工艺，假定盘直径不得大于 300mm，不得小于 50mm，考虑厚度在 1 到 40mm 之间。

下面以同时考虑实际质量与传动效率的优化为例。

惯容系统设计，一方面需要追求轻量化的目标，用较小的装置自重来提供较大的惯质质量，通过 4.4.1 节中针对实际质量的单目标优化过程得知，降低丝杠导程可以有效降低装置的实际质量，但另一方面，传动效率体现了惯容装置的工作效率，为提高惯容系统的传动效率，需要减小摩擦角，即增大导程，降低直径。可以发现两个目标之间存在一定的矛盾，需要通过多目标优化的过程来选取相对合适的解。

同时考虑实际质量最小与传动效率最大两个目标进行优化，设定种群大小为 80、最大迭代数为 200、交叉率为 0.8、变异率为 0.2，惯质质量误差在 1%以内，优化结果如下所示。



(c) 同时考虑实际质量与传动效率的多目标优化帕累托前沿

图 4.13 同时考虑实际质量与传动效率的多目标优化过程

表 4.7 同时考虑实际质量与传动效率的多目标优化输出结果

优化参数					惯容系统性能参数		
丝杠导程 /mm	丝杠直径 /mm	导体盘厚度/mm	磁体盘厚度/mm	导体盘直径/mm	惯质质量/kg	实际质量 /kg	传动效率
6	8	2.39	2.57	50.00	397	1.26	0.974
8	6	2.47	2.66	57.18	399	1.80	0.984
10	6	2.12	2.28	66.49	402	2.14	0.986
10	6	2.31	2.48	64.92	396	2.21	0.986
12	6	2.39	2.57	70.69	401	2.74	0.987
25	8	2.19	2.35	104.04	398	5.55	0.988

改变工况到 4000kg 作为对比，输出此工况下的帕累托前沿。

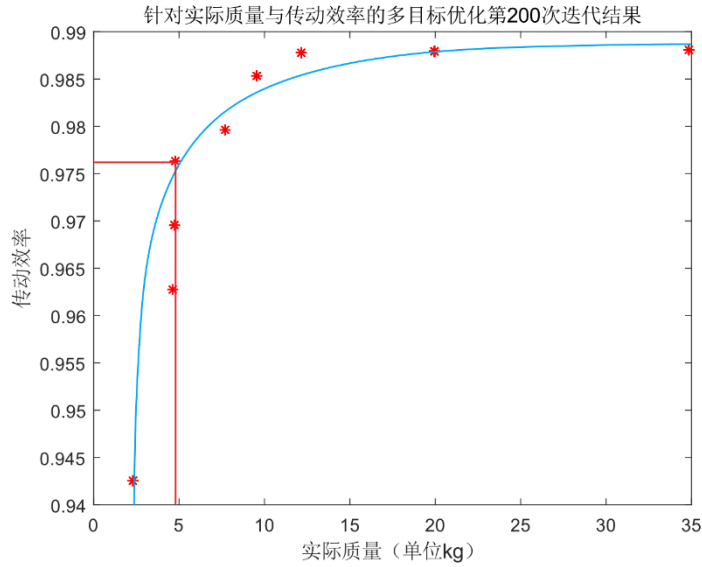


图 4.14 改变工况后同时考虑实际质量与传动效率的多目标优化过程

表 4.8 改变工况后同时考虑实际质量与传动效率的多目标优化输出结果

优化参数					惯容系统性能参数		
丝杠导程 /mm	丝杠直径 /mm	导体盘厚 度/mm	磁体盘 厚度/mm	导体盘 直径/mm	惯质质 量/kg	实际质量 /kg	传动效率
5	16	1.00	1.08	100.85	4005	0.23	0.943
4	8	6.81	7.38	55.99	4025	0.47	0.963
10	16	1.00	1.08	142.32	3984	0.48	0.970
10	12	1.00	1.08	142.33	3987	0.49	0.976
6	6	7.72	8.36	66.19	3988	0.78	0.980
16	10	1.51	1.64	162.73	4030	0.97	0.985
25	10	1.00	1.08	225.14	3996	1.24	0.988
16	6	6.72	7.28	111.97	4010	2.03	0.988
25	8	8.35	9.04	132.64	4019	3.55	0.988

由于丝杠直径与导程的取值并不连续，程序输出的优化解较少，为验证算法生成的帕累托前沿及其拟合曲线的合理性，将丝杠与导程的取值范围扩展到连续整数，假定工况不变，需求惯质质量仍为400kg，观察程序输出的帕累托前沿如图 4.15 所示。

此帕累托前沿与限制了丝杠尺寸选择范围时的输出结果趋势类似，证明了限制丝杠尺寸时的帕累托前沿的合理性。

观察优化算法输出的帕累托前沿，可以发现，实际质量最小与传动效率最大两个目标无法同时实现最优，在传动效率增大的同时，装置的实际质量也在增大，需要从中选取合适解。观察拟合曲线，可以发现，在实际质量较小时，传动效率增大时实际质量的增长较小，收益较大；而当实际质量增加到一定程

度后，传动效率的收益明显下降。综合以上信息，选取相对较优的一组数据作为本优化问题的解，并在帕累托前沿图中以红线标出。

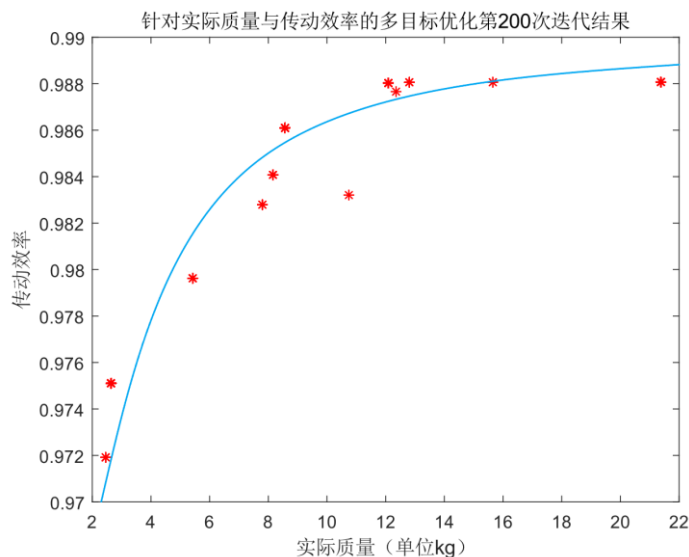


图 4.15 放宽限制的同时考虑实际质量与传动效率多目标优化过程

表 4.9 同时考虑实际质量与传动效率的多目标优化解（惯质质量需求 400kg）

优化参数					惯容系统性能参数		
丝杠导程 /mm	丝杠直径 /mm	导体盘厚 度/mm	磁体盘 厚度/mm	导体盘 直径/mm	惯质质 量/kg	实际质量 /kg	传动效率
6	10	2.12	2.28	66.49	402	0.21	0.986

表 4.10 同时考虑实际质量与传动效率的多目标优化解（惯质质量需求 4000kg）

优化参数					惯容系统性能参数		
丝杠导程 /mm	丝杠直径 /mm	导体盘厚 度/mm	磁体盘 厚度/mm	导体盘 直径/mm	惯质质 量/kg	实际质量 /kg	传动效率
10	12	1.00	1.08	142.33	3987	0.49	0.976

4.5 本章小结

本章主要针对实际工程中惯容系统机械参数的设计问题，建立了数学模型，并提出了一种基于遗传算法的优化设计方法，针对假定的工况与优化目标进行了几组优化计算，得出以下结论：

(1) 对于自平衡惯容器，丝杠直径 d_s ，丝杠导程 L_d ，双盘外直径 D ，双盘内直径 d 与双盘总厚度 h 是决定惯容系统工作性能的主要机械参数，实际工作时，还会受到安装空间、安装条件、载荷限值等多方面的限制。

(2) 在惯容系统设计过程中,降低导程可以有效降低实际质量,降低丝杠直径可以有效降低摩擦力矩,提高工作性能,但在同时考虑传动效率等其他因素时,需要多方面考量各优化参数,寻求一个较优的解。

(3) 在假定的设计工况下,本章提出的优化算法可以根据不同的优化目标,进行单目标或多目标优化,并给出适宜的优化解。

第5章 结论与展望

5.1 结论

本文利用遗传算法与模块化设计理念，设计了一种针对自平衡惯容器的参数设计方法，并提出了一种新型的模块化自平衡惯容器。相比传统的双盘式自平衡惯容器，这种惯容系统空间利用效率更高，在同样的空间限制中可以获得更大的惯质质量，且阻尼模块与惯容模块相互分离，工作时电涡流阻尼更为稳定。本文将理论分析，参数优化与试验研究相结合，对建立的模块化自平衡惯容器概念模型进行理论分析，验证了这种新型惯容系统的自平衡性与调谐耗能性能，通过优化算法与机械设计理论对惯容器的机械参数进行设计，并通过缩尺框架自由振动试验对这种惯容系统的阻尼性能与自平衡性能进行了验证。主要成果与结论如下：

(1) 基于模块化设计的概念，将自平衡惯容器拆分为运动转换模块、惯容模块与阻尼模块，建立了一种新型的模块化自平衡惯容器概念模型，并对模型进行了力学分析，验证了这种惯容系统的惯容效应与自平衡性。新型的惯容系统，惯容模块与阻尼模块相对独立，避免了传统两盘式自平衡惯容器工作过程中永磁体发生位移影响电涡流阻尼性能的问题，同时在相同的空间限制中安装更多飞轮，可以获得更大的惯质质量。利用第二章提出的优化设计方法，对新型惯容系统进行了参数优化，根据优化结果对惯容系统的实物模型进行了设计

(2) 对模块化自平衡惯容器进行了试验分析，试验包括了仅装配运动转换模块框架自由振动试验、装配惯容模块框架自由振动试验、装配电涡流阻尼模块框架自由振动试验和惯容系统自平衡试验四种工况，并对不同工况进行对比，测得了不同工况下的等效阻尼比和结构固有圆频率，验证了模块化自平衡惯容器具有良好的调谐耗能性能。将试验结果得到的结构总质量与理论值进行对比，误差较小，验证了将惯容系统等效质量直接增加在结构总质量中的单自由度运动方程的合理性。将自平衡实验中的表观质量值与夹紧状态下进行对比，验证了新型惯容系统具有良好的自平衡性能。

(3) 针对实际工程中惯容系统机械参数的设计问题，分析自平衡惯容器的物理模型，介绍了机械设计中需要考虑的各项参数，并将其引入物理模型中。在此基础上，建立了优化问题的数学模型，提出对于双盘式自平衡惯容器，丝杠直径，丝杠导程，双盘直径与厚度是决定惯容系统工作性能的主要机械参数，

实际工作时，还会受到安装空间、安装条件、载荷限值等多方面的限制。同时，设计了一种基于遗传算法的优化设计方法。针对假定的工况与优化目标进行了优化设计，并得出了在惯容系统设计过程中，可以通过降低导程有效降低实际质量，通过降低丝杠直径可以有效降低摩擦力矩，提高工作性能的结论，但在同时考虑传动效率，电涡流阻尼等因素时，需要多方面考量。在假定的设计工况下，本章提出的优化算法可以根据不同的优化目标，进行单目标或多目标优化，并给出适宜的参数优化结果。

5.2 展望

本文提出的模块化自平衡惯容器，具有良好的耗能性以及自平衡性能，在有限空间中可以获得更大的惯容效应，且本装置采用了模块化设计的理念，将惯容系统拆分成惯容、阻尼运动转换等功能模块后，每一模块相对独立，方便安装、升级；维护过程中可能的拆卸、加固以及使用完毕后的回收和处理，具有很强的灵活性与可拓展性，可以运用于建筑结构的抗震，也可以运用于机械、航空、汽车等领域需要在纯拉力环境中进行振动控制的工作环境中。

本文主要提出了一种新型模块化自平衡惯容器的设计。囿于时间与机械设计水平的限制，在课题推进过程中，仍存在一些需要进一步分析与研究的问题。

(1) 由于实验时间与实验条件的限制，本次实验没有进行大尺度的框架振动测试。一方面小尺度框架摩擦占比较大，另一方面人工推拉框架输入的能量非常有限，位移有限，惯容系统的运转速度不高，限制了电涡流阻尼的发挥。未来在条件允许的情况下，可以进行大尺度框架下的振动试验，或使用伺服激振设备对惯容系统直接进行轴向加载试验，对这套新型惯容系统进行更深入的研究。另一方面，后续也可使用滑轮转接钢索的形式，模拟纯拉力系统中惯容系统的工作性能。

(2) 新型的自平衡惯容器通过调节主副齿轮的直径，两次放大可以获得很大的质量放大效应，但受实验条件限制，若装置的的表观质量过大则无法通过缩尺框架进行试验，设计时无法进一步放大齿轮运转的速度，限制了电涡流阻尼的发挥。未来可以对该方案的设计进行优化与改进，在实验条件允许的情况下进一步提高装置的惯质质量与齿轮转速。

(3) 本文主要选取位移时程曲线的数据对试验结果进行分析，加速度时程曲线在未进行滤波处理前毛刺较多，考虑是由于丝杠和螺母之间存在的一定背

隙所造成，在后续试验中，可以考虑使用预压双螺母丝杠来消除背隙对实验数据的影响。

(4) 本文对自平衡惯容系统的物理模型分析较为粗糙，且进行了一定的简化，未来可以结合更多种类的惯容系统，包括自平衡与非自平衡体系的惯容系统，进行更多的分析，以建立更加准确的数学模型，使计算结果更为精确，且可以应用到更多种类的惯容系统的设计之中。

致谢

三年之期将至，回想往事仍历历在目，但终究还是到了离别的时刻。离别，既是与师长、同学、老友离别，也是一场，与学生时代说再见的离别。这一刻，也将背负起身为一名社会人所必须背负的责任，继续砥砺前行。

感谢导师薛松涛老师，薛老师的人格魅力指引与感染着我与身边的所有人，治学与生活态度受用无穷；感谢谢丽宇老师全程的理论与实践指导，以及生活与心理的关怀，过程中虽然经历了一些波折，但在波折中也收获了待人待事的许多经验与道理，同时感谢同教研室的唐和生老师，其严谨的治学态度与雷厉风行的处事态度令我敬佩，也受益许多。

也要感谢教研室的伙伴们。感谢李大伟师兄不时的理论指导，杨朋超师兄特别的精神鼓励，班鑫磊师姐与郭雪媛师姐在学术、工作与生活方面的关心与陪伴，感谢陈依珂师姐与陈子旸师兄的志趣相投与精神支持，感谢薛智奇师姐对科研与财务工作手把手的支持与教导，感谢同门康建飞、易卓然、吴雅琴、曾璟琳、陈豪、冉凌霄，感谢各位战友三年的并肩作战，贯彻着群名里顺利毕业的宗旨，优秀的各位都迎来了最终的胜利，等候最后一位的王者归来。同时感谢惯容器小组的张力师兄、龚琳同学、曹跃辉同学、车兴儒同学在学术和工作方面的支持，感谢同教研室的李宪之师兄、谢雅娟师姐、姜康同学、郑志泉同学、郭泰昆同学、杨虎同学、黎思维同学、夏子涵同学、何展鹏同学、王泽宇同学，以及陈实师兄、张睿师兄、徐康乾师兄，管帅师兄、赵涛涛师兄、王云骞师兄，感谢各位平日的帮助与陪伴。感恩与各位共同度过的三年，虽有缺憾和曲折，也发生过一些插曲，但充满着珍贵回忆，愿各位未来平安顺遂，前程似锦。

感谢父母，感谢家人，容忍我不时的任性与宣泄，给予我全力的支持与鼓励。家就像一个坚实的后盾，是身心俱疲时无条件接纳与包容的港湾。

感谢曾盛同学、陈骏生同学与严子麟同学的理解与支持，感谢库玛工作室的各位同僚们，感谢熊颖川、赵世琦、陈鑫玮等伙伴的理解帮助以及工作的分担，各位的理解与支持，支撑着我完成了最后的工作，感激不尽。也感谢两校

音游部的各位，共处共事很多，在消极时也给予我很大的支撑，以及其他身边给予过帮助与精神力量的伙伴与朋友们，在此一并表示感谢，在一起难忘而快乐的时光，将成为本人一生中非常宝贵的财富。

谢师宴的那晚，倾盆大雨，回想自己第一次来到同济，是大学时候的夏令营，那也是一个阴雨绵绵的下午，坐在出租车里透过车窗，带着一点憧憬，也带着一点不安。走在通往北门的大道上，穿过大活，这条路不常走，上一次还是扛着和师弟扛着设备与脚架，准备第二天的检测任务，回想起来竟也是两年前。出了门便是第一次实习的单位，带着点青涩，也带着点摸鱼的快乐。优秀的同门们有说有笑，探讨着学术与未来，曾经对日出之国带着点向往的自己，竟成为了离这里最远的人，只能说人生就是充满着变数与想法的改变吧。还记得在土木大厅里初次见面与他们商业互吹的情景，以及无数下了课从彰武出发到处找饭馆的夜晚，那时带着点理想的自己，在这说短不短的三年中，有成长也有失望，从不甘落后，再到后来的仰望与迷茫，直至情绪极点时的崩溃，以及最后的释然。仰望中，慢慢理解了自己想要的，也就走上了一条自己的道路。

最后，踏上新的旅程前，想以自己一直坚持的一句话做收尾。

回想三年乃至七年前的自己，做出了很多的选择，而人生的每一个选择，每一个点都在不经意中连结在一起，每一段愉快或不愉快的经历，都在为今天的自己，砌上一块砖。这三年，是一个情怀，是为了实现一个情怀的选择，走上这条路，是机缘也是必然，面对的很多未知与迷茫，也必须走下去，感谢自己以及自己经历的时光，感谢为践行这句话付出的努力，也感谢身边所有人的理解与支持，让我有机会能够沿着这条路继续走下去。

不为所动，做最专业的自己。

以上！

濮昱/ bin

2021.6.14

夜有所感

参考文献

- [1] 胡聿贤. 地震工程学: 第二版: 地震出版社, 2006
- [2] Soong T. Active structural control. Longman Scientific and Technical, 1990, Vol.5(2): 21-26
- [3] Soong T. Active, Hybrid, and Semi-active Structural Control: A Design and Implementa: John Wiley & Sons, 2005
- [4] 周福霖. 工程结构减震控制: 北京: 地震出版社, 1997
- [5] 郭鹏飞, 基于磁激励智能材料阻尼器的设计与研究[D]. 哈尔滨工业大学. 2006: 105
- [6] 何小辉, 武振宇, 温四清, 等. 自复位支撑框架体系的抗震性能分析[J]. 工程抗震与加固改造. 2014, 36(01): 76-79.
- [7] 张坤. 行星滚柱丝杠式惯容器动力学特性及减振性能研究[D]. 江苏科技大学, 2020.
- [8] 蔡金兰. 浅谈建筑中抗震设计理念的发展[J]. 价值工程, 2010, Vol.29(23): 78
- [9] Smith M. Synthesis of mechanical networks: the inerter. IEEE Transactions on Automatic Control, 2002, Vol.47(10): 1648-1662
- [10] Pan C.,Zhang R.,Luo H. Demand-based optimal design of oscillator with parallel-layout viscous inerter damper. Structural Control & Health Monitoring, 2017, Vol.25(9): e2051
- [11] 饶志蒙,黄守道,罗德荣,姜燕,成双银,黄钟.对转螺旋桨用盘式永磁电机特性分析及其直接转矩控制[J].中国电机工程学报,2019,39(17):5225-5236+5303.
- [12] 单鹏.对转螺旋桨/桨扇差动行星齿轮机构动力学设计方法及分析[J].航空动力学报,2017,32(04):1012-1017.
- [13] 吴言.模块化对转螺旋桨垂直起降无人机设计[J].中国高新科技,2019(13):57-59.
- [14] 聂佳梅, 张孝良, 江浩斌等. 惯容器模型结构探索[J]. 机械设计与研究, 2012(01): 29-32
- [15] Wang F., Hong M., Lin T. Designing and testing a hydraulic inerter. In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 225 (1), pp. 66–72, 2011
- [16] 张孝良, 耿灿, 聂佳梅, 等. 液力忆惯容器装置建模与特性试验[J]. 浙江大学学报(工学版). 2021, 55(03): 430-440.
- [17] Ikago K.,Saito K.,Inoue N. Seismic control of single degree of freedom structure using tuned viscous mass damper. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2012, Vol.41(3): 453-474
- [18] Ikago K.,Sugimura Y.,Saito K. 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
- [19] Saito K.,Kurita S.,Inoue N. 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 K.,Saito K.,Inoue N. 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 K.,Sugimura Y.,Nakaminami S. al. Vibration tests of 1-story response control system using inertial mass and optimized soft spring and viscous element., 2008

- [22] 潘超, 张瑞甫, 王超, 逯静洲. 单自由度无约束度混联 II 型惯容减震体系的随机地震响应与参数设计. *工程力学*, 2019, Vol.36(01): 129-137
- [23] Pan C., Zhang R. Design of structure with inerter system based on stochastic response mitigation ratio. *Structural Control & Health Monitoring*, 2018, Vol.25(6): e2161-e2169
- [24] 张瑞甫, 曹嫣如, 潘超. 惯容减震(振)系统及其研究进展[J]. *工程力学*. 2019, 36(10): 8-27.
- [25] Lazar I., Neild S., Wagg D. Using an inerter-based device for structural vibration suppression. In *Earthquake Engng Struct. Dyn.* 43 (8), pp. 1129–1147. DOI: 10.1002/eqe.2390, 2014.
- [26] Garrido H., Curadelli O., Ambrosini D. Improvement of tuned mass damper by using rotational inertia through tuned viscous mass damper [J]. *Engineering Structures*, 2013, 56: 2149—2153.
- [27] 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[J]. *合肥工业大学学报(自然科学版)*, 2016, Vol.39(4): 499-502
- [28] Kida H., Ikago K., Inoue N. Applicability of force-restricted tuned viscous mass dampers to high-rise buildings subjected to long-period ground motions [C]. *Proceedings of the 15th World Conference on Earthquake Engineering*, Lisbon, Portugal, 2012.
- [29] Ohtake T., Sunakoda K., Matsuoka T. Study on vibration control device using power generator [C]. *ASME PVP2006/ICPVT-11 Conference*, Vancouver, BC, Canada, 2006, 73: 185—189.
- [30] 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
- [31] 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
- [32] Hatanaka T., Xue S., Funaki N. Dynamic behavior of single story frame passively controlled by liquid damper with inertia mass effect [C]. *The 15th Japan Earthquake Engineering Symposium*, Sendai, Japan, 2018. (in Japanese)
- [33] Hou X., Tagawa H. Displacement-restraint bracing for seismic retrofit of steel moment frames. *Journal of Constructional Steel Research*, 2009, Vol.65(5): 1096-1104
- [34] 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
- [35] Gao N., Jeon J., Hodgson D. E. et al. An innovative seismic bracing system based on a superelastic shape memory alloy ring. *Smart Materials & Structures*, 2016, Vol.25(5): 55030
- [36] Asai T., Araki Y., Ikago K. Energy harvesting potential of tuned inertial mass electromagnetic transducers [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 84(Part A): 659—672.
- [37] Nakamura Y., Fukukita A., Tamura K. et al. Seismic response control using electromagnetic inertial mass dampers [J]. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 2014, 43(4): 507—527.
- [38] 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
- [39] 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
- [40] 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
- [41] 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
- [42] Lin C., Hung S., Chen M. al. A novel high precision electromagnetic flexure-suspended positioning stage with an eddy current damper.: *IEEE*}, 2008, 771-776

- [43] Kim Y., Sohn B., Youm W. al. Voice coil motor nano stage with an eddy current damper.: IEEE, 2008, 1714-1717
- [44] Elbuken C., Shameli E., Khamesee M. 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
- [45] Elbuken C., Yavuz M., Khamesee M. Eddy current damping for magnetic levitation: downscaling from macro- to micro-levitation. Journal of Physics D Applied Physics, 2006, Vol.39(18): 3932-3938
- [46] Bae J., Hwang J., Park J. 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
- [47] Hou X., Tagawa Hiroshi. Displacement-restraint bracing for seismic retrofit of steel moment frames. Journal of Constructional Steel Research, 2009, Vol.65(5): 1096-1104
- [48] 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
- [49] Chai R., Savvaris A., Tsourdos A., et al. Solving Multiobjective Constrained Trajectory Optimization Problem by an Extended Evolutionary Algorithm[J]. IEEE Trans Cybern. 2020, 50(4): 1630-1643.
- [50] 陈卫东, 蔡荫林, 于诗源. 工程优化方法: 人民邮电出版社, 2006.02
- [51] 刘瑞斋. 神经网络与遗传算法在优化设计中的结合运用[J]. 舰船电子工程. 2008(07): 127-130.
- [52] 唐文艳. 结构优化中的遗传算法研究和应用[D].大连理工大学,2002.
- [53] Wuliang P., Jianhui M., Liangwei C., et al. A novel non-dominated sorting genetic algorithm for solving the triple objective project scheduling problem[J]. Memetic Computing. 2021(prepublish).
- [54] Noparast M., Hematian M., Ashrafiyan A., et al. Development of a non-dominated sorting genetic algorithm for implementing circular economy strategies in the concrete industry[J]. Sustainable Production and Consumption. 2021, 27.
- [55] Yusuf A., Bayhan N., Tiryaki H., et al. Multi-objective optimization of concentrated Photovoltaic-Thermoelectric hybrid system via non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA II)[J]. Energy Conversion and Management. 2021, 236.
- [56] 魏春梅,魏兵,左惟炜等. 机械设计基础[M].人民邮电出版社:, 2016.06.261.
- [57] 成大先. 机械设计手册单行本-第11篇 螺旋传动 摩擦轮传动.化学工业出版社,2003
- [58] Shahi S., Wozniczka P., Rausch C., et al. A computational methodology for generating modular design options for building extensions[J]. Automation in Construction. 2021, 127.
- [59] Tai S., Yingchen Y., Ison N.. Plasmid-Free System and Modular Design for Efficient 5-Aminolevulinic Acid Production by Engineered Escherichia coli[J]. Applied Biochemistry and Biotechnology. 2021(prepublish).
- [60] 王从越. 基于BIM的装配式建筑模块化设计策略研究[D]. 重庆大学, 2019.
- [61] 王华君,夏巨谔,孙世为,胡国安,王新云. 从动螺旋伞齿轮精锻成形数值模拟和实验研究[J]. 塑性工程学报. 2005(03): 14-17.
- [62] 贺敬良,吴序堂. 交错轴渐开线锥形齿轮副啮合原理研究[J]. 机械工程学报. 2004(04): 81-

84.

- [63] 朱慈勉. 结构力学. 下册: 高等教育出版社, 2004
- [64] 黄智文. 电涡流阻尼器理论研究及其在桥梁竖向涡振控制中的应用[D]. 湖南大学, 2016.
- [65] 刘现伟. 模块化设计方法及其在机械设计中的应用[J]. 现代制造技术与装备. 2016(06): 57-58.
- [66] 池沛, 董军, 彭洋, 等. 一种新型自复位耗能拉索支撑的理论研究与数值分析[J]. 振动与冲击. 2016, 35(21): 171-176.
- [67] 刘帆. 基于C2B模式的个性化定制产品设计语法研究[J]. 商场现代化. 2016(19): 1-3.
- [68] 薛松涛, 班鑫磊, 谢丽宇, 等. 拉索式电涡流阻尼器力学模型及性能试验研究[J]. 西南交通大学学报. 2020, 55(02): 317-322.
- [69] 陈政清, 田静莹, 黄智文, 等. 板式电涡流阻尼系数的计算与试验修正方法[J]. 中国公路学报. 2016, 29(10): 46-53.
- [70] 谢丽宇, 薛智奇, 薛松涛. 采用往复丝杠的自平衡式惯容阻尼器[P]. 2019-11-26.

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

濮昱, 男, 1996年9月生。

2018年6月毕业于哈尔滨工业大学土木工程学院土木工程系, 获学士学位。

2018年9月入同济大学土木工程学院结构防灾减灾系攻读硕士学位。

已发表论文:

[1] 濮昱, 谢丽宇, 薛松涛. 模块化自平衡惯容器设计与试验[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, 2021