

分类号: TH12

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120175



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 新型磁浮弹簧的设计与应用研究

论 文 作 者 张志涛

校 内 导 师 徐曼曼

校 外 导 师 王向东

专业学位类别 机 械

研究方向(领域) 机械设计

论文提交日期: 2024 年 5 月 31 日

分类号：TH12

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210120175

新型磁浮弹簧的设计与应用研究

RESEARCH ON THE DESIGN AND APPLICATION OF
NEW MAGNETIC SPRINGS

学生姓名： 张志涛

指导教师： 徐曼曼（副教授）

校外导师： 王向东（高级工程师）

专 业： 机械

研究方向： 机械设计

论文答辩日期： 2024 年 5 月 26 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：张永清

日期：2024 年 5 月 31 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 _____ 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：_____

日期：2024 年 5 月 31 日

指导教师签名：_____

日期：2024 年 5 月 31 日

新型磁浮弹簧的设计与应用研究

摘 要

弹簧是一种应用广泛的基础零部件，在各个领域发挥重要作用。然而，目前常见的弹簧多为机械螺旋结构和金属板件，其工作寿命受循环应力影响较大，长期工作难免失效，通过材料、制造工艺等切入点无法有效解决此问题。针对这一现状，本文设计研发了一种新型磁浮弹簧，其弹力来源于永磁体同极相斥，且以涡流阻尼辅助减振，属于非接触式传力，可以有效抵抗疲劳破坏。

首先，提出了一对环形永磁体为主的新型磁浮弹簧结构，以稀土永磁体钕铁硼为材料，建立弹力简化模型，根据 Biot-Savart 定律推导空间永磁体的磁场分布规律。根据经验公式，推导环形永磁体间的磁场力表达式；建立仿真模型，根据麦克斯韦方程组得出一对环形永磁体间斥力随位置的变化规律；加工实物样机，进行弹力实验，得出真实弹力随位置的变化规律，综合分析结果，得到永磁体间磁场力随位置的变化规律。

其次，进行磁浮弹簧阻尼比实验，验证涡流阻尼对减振效果的影响程度。根据低速汽车筒式减振器台架的试验方法，固定磁浮弹簧一端在六自由度振动台上，对其进行正弦激励，绘制加速度传递率曲线，计算阻尼比，对比有无涡流的两组数据，可知涡流阻尼对震荡的削弱作用良好。

随后，提出了将磁浮弹簧应用于汽车底盘的构想。设计了一款小型无人车模型，以磁浮弹簧代替悬架弹簧。加工实物样机，进行实地试驾。以不同的道路、路障检测磁浮弹簧的减振性能，提出一种改良的人体舒适度评价方法，对比不同位置的传感器数据，结果表明磁浮弹簧可以提供所需的支撑力，也能在一定程度上维持乘驾舒适性，且驾驶过程噪音较低，符合当代人们对精神舒适的追求。

最后，提出了未来磁浮弹簧的优化方向。提出基于 Halbach 阵列的优化方式，建立仿真模型，对比磁环数量为 1、4、8 时空间磁场分布规律，结果表明在单一方向上 Halbach 阵列比单个磁环具有更高的空间磁感应强度，但阵列磁环数量会影响磁感应强度的最高值和分布，多个磁环阵列比单个磁环有较大的提升，因此基于 Halbach 阵列的优化方式是具有研究价值的。

关键词：磁浮弹簧，永磁体，涡流阻尼，一体化，汽车悬架

●本论文工作得到国家自然科学基金青年项目（12205004），2022 年度安徽工程大学-鸠江区产业协同创新专项基金项目（2022cyxtb8），安徽省智能矿山技术与装备工程实验室开放研究课题（AIMTEEL202201）和安徽省自然科学基金资助项目（1908085QA25）的资助。

RESEARCH ON THE DESIGN AND APPLICATION OF NEW MAGNETIC SPRINGS

ABSTRACT

Springs are a widely used basic component that plays an important role in various fields. However, the commonly used springs at present are mostly mechanical spiral structures and metal plates, whose working life is greatly affected by cyclic stress, and long-term failure is inevitable. This problem cannot be effectively solved through materials, manufacturing processes, and other entry points. In view of this situation, a new type of maglev spring is designed and developed in this paper. Its elastic force comes from the mutual repulsion of permanent magnets and is assisted by eddy current damping for vibration reduction. It belongs to non-contact force transmission and can effectively resist fatigue damage.

Firstly, a new magnetic float spring structure with a pair of ring permanent magnets was proposed. A simplified elastic model was established using the rare earth permanent magnet NdFeb as the material,

and the magnetic field distribution of the space permanent magnet was deduced according to the Biot-Savart law. According to the empirical formula, the expression of magnetic field force between annular permanent magnets is derived. A simulation model is established, and the repulsive force between a pair of circular permanent magnets varies with position according to Maxwell equations. The prototype was processed and the elasticity experiment was carried out to obtain the change law of the true elasticity with the position. The comprehensive analysis of the results showed that the change law of the magnetic field force between permanent magnets with the position was obtained.

Secondly, the damping ratio experiment of maglev spring is carried out to verify the influence of eddy current damping on the vibration reduction effect. According to the test method of the low speed automobile cylinder vibration absorber bench, one end of the fixed maglev spring is placed on a six-degree-of-freedom vibration table, and the sinusoidal excitation is performed on it. The acceleration transmission curve is drawn, and the damping ratio is calculated. By comparing the two sets of data with or without eddy current, it can be seen that eddy current damping has a good effect on damping vibration.

Subsequently, the concept of applying maglev spring to automobile chassis was proposed. A small unmanned vehicle model is designed with, maglev spring instead of suspension spring. Process the

physical prototype and conduct on-site test drives . The vibration damping performance of maglev spring is tested by different roads and obstacles, and an improved human comfort evaluation method is proposed. The results show that maglev spring can provide the required support force and maintain driving comfort to a certain extent. Moreover, the driving noise is low, which is in line with contemporary people's pursuit of spiritual comfort.

Finally, optimization directions of maglev spring in the future were proposed. An optimization method based on Halbach array was proposed, and a simulation model was established to compare the spatial magnetic field distribution law when the number of magnetic rings was 1, 4 and 8. The results showed that Halbach array had a higher spatial magnetic induction intensity than a single magnetic ring in a single direction, but the number of magnetic rings in the array would affect the maximum value and distribution of magnetic induction intensity. Multiple magnetic ring array has a greater improvement than a single magnetic ring. Therefore, the optimization method based on Halbach array has research value.

Zhang Zhitao (mechanical)

Supervised by Xu Manman

KEY WORDS: maglev spring, permanent magnet, eddy current damping, integration, automotive suspension

目录

第 1 章	绪论.....	1
1.1	研究背景.....	1
1.1.1	永磁技术研究背景.....	1
1.1.2	磁浮悬架研究背景.....	3
1.2	研究意义.....	4
1.3	课题创新点.....	5
第 2 章	永磁体计算.....	6
2.1	引言.....	6
2.2	永磁特性.....	6
2.2.1	磁化与磁滞回线.....	6
2.2.2	剩磁.....	7
2.2.3	矫顽力.....	7
2.2.4	磁能积.....	8
2.3	磁场计算.....	8
2.3.1	空间磁场数学模型.....	8
2.3.2	磁场斥力数学模型.....	10
2.4	磁场仿真.....	12
2.4.1	建立仿真模型.....	13
2.4.2	设置参数.....	14
2.4.3	求解与后处理.....	16
2.5	本章小结.....	17
第 3 章	磁浮弹簧结构设计.....	18
3.1	引言.....	18
3.2	建模过程.....	18
3.3	工作原理.....	19
3.4	斥力实验验证.....	20
3.4.1	实验平台搭建.....	20
3.4.2	实验过程.....	20
3.4.3	数据处理.....	21
3.4.4	结果对比.....	22
3.5	磁浮弹簧阻尼比实验.....	23
3.5.1	实验方法.....	23
3.5.2	实验平台搭建.....	24
3.5.3	实验过程.....	25
3.5.4	数据处理.....	26
3.6	本章小结.....	29
第 4 章	磁浮弹簧应用.....	30

4.1 引言.....	30
4.2 磁浮弹簧在无人车上的应用.....	30
4.2.1 建模过程.....	30
4.2.2 样机制作.....	33
4.3 无人车实地测试.....	34
4.3.1 实验方案.....	35
4.3.2 实验过程.....	41
4.3.3 实验结果及数据分析.....	42
4.3.4 实验总结.....	56
4.5 本章小结.....	56
第 5 章 磁浮弹簧优化设计.....	58
5.1 引言.....	58
5.2 Halbach 阵列简介.....	58
5.3 Halbach 阵列优化方案.....	60
5.4 仿真分析.....	61
5.5 本章小结.....	62
第 6 章 总结与展望.....	63
6.1 总结.....	63
6.2 展望.....	64
参考文献.....	65
攻读学位期间的科研成果目录.....	69
致谢.....	70

第1章 绪论

1.1 研究背景

弹簧作为一种基础零部件在各个领域如精密仪器仪表、汽车、航空航天等发挥着重要作用。弹簧行业的发展与国家其他工业有着密不可分的联系，如制造业、车辆工业等。当前国家工业正飞速发展，因此一些基础零部件行业更加需要一定的超前发展，才能使工业发展不会因基础件的卡脖子问题而滞后^[1]。

弹簧的发展历史悠久，金属弹簧最早问世于青铜时期，即使是在冷兵器时代，木制的弓弩也能算作一种广义弹簧。文艺复兴时期，为适应精确钟表的需要，弹簧结构变得更加精密、微小。工业革命时，弹簧需要变得更大、精确、廉价，因此渐渐的脱离了手工制造，弹簧大规模生产时主要以高碳钢为材料，在先进制造方法辅助下，弹簧得到了更大规模的应用。一些特殊领域如计算机、板料折弯技术对弹簧结构没有标准规定，即一些专用弹簧的出现，使得弹簧迈向专业化。1678年胡克提出胡克定律，以此规律于1776年发明了弹簧秤。在近代工业出现后各类新型弹簧如涡卷弹簧、蝶形弹簧、气弹簧、磁弹簧等广义弹簧相继问世，在各自的领域起着举足轻重的作用，于人类工业文明续写新的篇章^[2]。

1.1.1 永磁技术研究背景

中国对磁学现象早有记载。最早在公元前四世纪左右，在《管子》一书中提到“上有慈石者，其下有铜金”，古人也曾巧妙利用同极相斥和异极相吸的特性，如南北朝时期《水经注》和《三辅黄图》记载有秦始皇建造阿房宫北阙门时利用铁磁性检查是否有人私带武装进门，“有隐甲怀刃入门”者就会被磁石吸引^[3]。而磁学的研究最早可追溯到公元前三世纪，随着人们的不断摸索，逐渐对模糊不清又神奇的磁学现象有了清晰的描述，其中以安培、奥斯特、法拉第为代表的物理学家做出了主要贡献，以其代表的“电流磁效应”、“电磁感应原理”、“安培定律”等建立起经典电磁学的理论基础^[4]。如今铁磁学已经成为现代物理学的重要分支，而小型永磁体已经得到广泛的应用，在家电、服饰、数码产品等都有涉及，如电视机、扬声器、手机震动器等。

天然磁矿的主要成分为 Fe_3O_4 ，随着金属冶炼技术的进步，二十世纪初多以

碳钢、钨钢、铬钢和钴钢作永磁材料,由人工制备的磁性材料 $FeSi$ 、 $FeNi$ 、 $FeCoNi$ 也相继问世,但其较弱的磁性能逐渐无法满足日益发展的技术需要。二十世纪三十年代末,新的永磁材料 $AlNiCo$ 研发成功,使永磁体拥有大规模应用的前景。五十年代钕铁氧体研制成功,这种材料成本低廉,有良好的物理特性,使永磁体在高频领域也有不错的应用,进一步拓宽了应用范围。六十年代,稀土钴问世,使永磁行业进入新时代。1967年,美国 Dayton 大学的 Strnat 等学者以粉末粘结法成功研制 $SmCo_5$ 永磁体,至此进入稀土永磁体时代^[5]。迄今为止,稀土永磁材料经历过初代 $SmCo_5$ 和二代沉淀硬化型 Sm_2Co_{17} ,如今已是第三代 $Nd-Fe-B$,具有超高磁能积、高矫顽力、优异的力学性能等特点,被广泛运用于航空航天、国防军事、交通等领域^[6],被称为“磁王”。目前已知磁性最强的型号为方形 N55,其剩磁可达到 1.47T 以上。

稀土永磁体按照传统烧结制造所能达到的最大磁能积为 $474kJ/m^3$ ^[7]。2005 年就已经遇此瓶颈,随着研究的不断深入,一种新的纳米复合结构永磁体—— $Sm_2Fe_{17}N_3/Fe_{67}Co_{33}$ 被预测出来,其理论上能达到 $1MJ/m^3$ ^[8]。为弥补稀土永磁体加工性能差的缺点,于 2016 年开始研发增材制造粘结磁体、全密度磁体的方法^[9]。

永磁弹簧以磁场相互作用力替代弹力,多用于半导体隔振、超精密加工减振、液压、机器人等领域^[10]。近五年来研究者在永磁弹簧刚度特性和能量采集领域做了较为深入的研究,发现永磁弹簧表现出优异的低频隔振性能以及抗疲劳破坏能力。

Robertson、Cazzolato 等研究了一种由倾斜长方体永磁体对称分布的非接触式永磁弹簧隔振器并讨论了倾斜角度、气隙大小对磁弹簧刚度和固有频率的影响^[11],从他们的研究成果可以得知,永磁体在一定的排列下也可以实现良好的对中性,并满足不同方向力的传导。Wenjiang Wu、Xuedong Chen 和 Akoun G 等将永磁弹簧与机械弹簧并联,提出一种新型隔振器结构,其中永磁弹簧由三个长方体永磁体相互排斥分布,利用两平行磁化长方体永磁体的磁力和磁刚度模型,探讨了磁体位移对磁力和磁刚度的影响,采用曲线拟合法推导了刚度的近似解析表达式^[12-13]。Nicolò Gori、Claudia Simonelli 和 Antonino Musolino 等设计了一种利用弹簧的移动磁铁和导电圆筒之间的相互作用的电动力阻尼器,并采用自组织映射

(SOM)算法的特定形式进行优化,其结果表明当筒体厚度增加时,阻尼器减振效果增加,随着筒体与磁铁之间间隙的减小,减振效果减小;同时,移动磁铁位置的过冲次数随间隙的增大而减小,达到1所需的筒体厚度也随之减小^[14]。上述文献的研究成果表明永磁弹簧在减振领域的应用是可行的。杨春啟将先导式溢流阀进行改良,以永磁弹簧代替原弹簧,并对比改良前后压差—流量和压力—流量特性,结果表明,改良后的压差—流量特性较好,说明永磁体弹簧工作可靠,相较于机械弹簧具有更好的稳定性^[15]。孙龙飞、赵文博、都智勇等提出一种用于变刚度关节驱动器的永磁弹簧-摆动导杆变刚度机构,永磁弹簧提供初始刚度,开展永磁弹簧气隙间距-磁力实验并建立永磁弹簧刚度模型,根据结构的静力学模型分析机构的力学特性,得出以下结论:加入永磁弹簧可以进一步增加机构最大拉力^[16]。其研究在一定程度上说明永磁弹簧作为辅助件参与原有的机械结构能够拓宽工作范围,使其具有更强的适应性。

永磁弹簧结构简单,工作可靠,在各种阀门类零件中应用良好,中小型永磁弹簧在生活用品中亦逐渐普及。并且基于永磁体驱动的磁性微小机器人在微医疗领域具有很大应用前景,国内外学者对永磁体驱动磁性微小机器人在微操作、内窥镜检查等方面也进行了广泛研究,这些研究表明,永磁体在微操和医疗领域有较大潜力,给未来治疗心血管疾病和微创手术提供了新的技术可能^[17]。

1.1.2 磁浮悬架研究背景

悬架是保证良好乘驾环境的重要结构。随着车辆工程领域科技的进步与社会经济的稳步向前,越来越多的人重视驾驶的精神享受,悬架系统是车辆行驶系统的重要组成部分,其性能直接影响行驶平顺性、安全性和舒适性等^[18]。

汽车悬架按照结构类型大致可分为两种:

(1) 独立悬架:每一侧的车轮都是单独地通过弹性悬架悬挂在车架或车身下面的。其优点是:质量轻,减少了车身受到的冲击,并提高了车轮的地面附着力;可用刚度小的较软弹簧,改善汽车的舒适性;可以使发动机位置降低,汽车重心也得到降低,从而提高汽车的行驶稳定性;左右车轮单独震荡,互不影响,但独立悬架结构复杂、成本高、维修不便。独立悬架为现代轿车常用,按结构形式可分为横臂式、纵臂式、多连杆式、烛式以及麦弗逊式悬架等。

(2) 非独立悬架:两侧车轮由一根整体式车桥相连,车轮连同车桥一起通

过弹性悬架悬挂在车架或车身的下面。非独立悬架具有结构简单、成本低、强度高、保养容易、行车中前轮定位变化小的优点，但由于其舒适性及操纵稳定性都较差，在现代轿车中基本上已不再使用，多用在货车和大客车上^[19-20]。

传统汽车悬架减震装置由弹性元件和减振器组成，其中弹性元件大多是螺旋弹簧，而减振器起到削弱震荡的作用。目前在汽车悬架领域电磁弹簧和混合弹簧已经开始初步运用，如凯迪拉克的 CT5、CT6 等系列的 MRC 电磁悬架就采用了磁流变介质的减振器。GENESIS G80 全系采用电磁悬架，可实现悬架软硬度调节，具有更高的适应性。2023 年 7 月份奇瑞推出的瑞虎 9 采用了 CDC“磁悬浮”悬架，可以根据不同的路况环境来调整车辆悬挂的硬度^[21-23]。但是目前电磁弹簧和磁流变减振器没有改变传统弹性元件，只是把减振器进行了优化，疲劳破坏的问题依旧存在。真正意义上的永磁弹簧悬架有待进一步研发。

1.2 研究意义

弹簧行业发展至今形成了多个种类，以拉伸、压缩、扭转为代表的机械弹簧，液压气压弹簧、碳纳米弹簧和磁弹簧等，也有以几种弹簧结合的复合式弹簧。其中机械弹簧发展至今无论从结构还是材料上都已趋饱和，最新研发出来的高科技弹簧又面临工艺和成本的问题。现如今的弹簧主要面临以下难题^[24]：

- (1) 在长距离振动中很难达到平衡和共振。
- (2) 长期工作应疲劳而失效。
- (3) 液压弹簧的弹性系数太大，而空气弹簧的弹性系数太小。
- (4) 在高温下工作时，由于剪切模量的变化，弹簧的承载能力会降低。

本课题研究的永磁弹簧集弹力与阻尼为一体，主要采用稀土永磁体钕铁硼，这种材料已经能够大规模生产且成本不高。具有以下特点：

- (1) 连接灵活，它们可以在较弱的振动下实现大位移，并且可以轻松达到平衡。
- (2) 由于其力的传到非接触，具有较长的使用寿命和恒定稳定的弹性，而很难产生疲劳磨损。
- (3) 可以根据设备的要求制成不同的形状、充磁方向以及充磁强度。
- (4) 它们比机械弹簧尺寸更小，重量更轻，储能条件更优异。

但稀土永磁体也存在一定的局限性，主要包括以下几方面：

- (1) 材料本身较脆，塑性较差。
- (2) 不适合在高温环境下工作，据了解钕铁硼永磁体在 80℃ 以上会造成失效。

本课题的目的在于：

- (1) 根据永磁体材料特点，研制出新型磁浮弹簧。
- (2) 尽量克服局限性，使其更完美的适应车辆工作环境。
- (3) 为永磁体及磁浮弹簧的应用提供新的思路，提出一种新的汽车减振形式，为未来汽车的悬架发展提供新的可能。

1.3 课题创新点

本课题研究新型磁浮弹簧结构简单，工作可靠，其创新点主要体现在以下几个方面：

- (1) 作为集弹力与阻尼为一体的新型磁浮弹簧，其结构是新颖的。
- (2) 将磁浮弹簧应用于汽车领域具有一定创新性。
- (3) 以感应涡流实现能量转化也是其一大亮点。

第2章 永磁体计算

2.1 引言

随着现代物理学及量子力学的发展,永磁体应用面临着更多的挑战,对永磁体的各项物理性能提出了更高的要求,因此现代磁学研究的重点便为如何研制更高性能的磁材料。随着科技的进步和发展,对于磁性材料来说如何平衡他的矫顽力、最大磁能积、剩磁、磁温系数等磁性能物理量与体积、质量、刚度等力学性能是科研的一大难题^[25],也是必须突破的瓶颈。本章节将围绕永磁体关键的几个物理性能进行阐述并建立空间磁场模型推导计算。

2.2 永磁特性

磁性材料一般具有较大的磁导率,在充磁过程中其磁化强度、外加磁场强度及磁感应强度之间呈现复杂的非线性关系。在研究过程中定义了剩磁、矫顽力、磁能积等物理量,这些物理量是磁性材料展现磁学性能的关键因素,因此也是磁学研究必须关注的一大重点^[26-27]。

2.2.1 磁化与磁滞回线

磁滞回线是强磁性物质磁滞现象的闭合磁化曲线。是铁磁性和亚铁磁性物质特有的特征,它体现强磁性物质反复磁化过程中,磁化强度 M 或磁感应强度 B 与磁场强度 H 之间的变化规律^[28]。由于 $B = \mu_0(H + M)$,式中 μ_0 为真空磁导率。若已知一材料的 $M-H$ 曲线,便可求出其 $B-H$ 曲线,反之亦然。

1871年斯托列托夫(A.CTOJITOB)和1880年瓦堡(E.G.Warburg)分别测定了铁的磁化曲线和磁滞回线^[29]。随着对磁性材料的深入研究,目前已发现的磁滞回线种类有6种,分别为:

- (1) 正常型。回线形状关于原点呈中心对称,也称S型回线。
- (2) 矩形。 $Br/Bm > 0.8$,一般可用热处理或胁强处理材料的方法获得。
- (3) 退化型。若某种材料经过磁场热处理或胁强处理后在一定方向获得了矩形磁滞回线,若当在其垂直方向进行磁化的,常常会得到近于直线的磁滞回线, $Br/Bs < 0.2$ 。

(4) 蜂腰型。在少数磁性材料中，如某些含钴铁氧体和 perminvar 合金，在中等磁场强度下的磁滞回线具有以下特征：在 Br 附近的 B 值显著降低形如蜂腰。

(5) 不对称型。上述 4 种回线都具有中心对称性 ($H_c = -H_c$)。若材料同时含有铁磁性和反铁磁性成分，如粉末状钴表面有氧化钴层或在恒定磁场中热处理过的铁氧体，其磁滞回线可能关于原点不对称，即 $H_c \neq -H_c$ 。

(6) 饱和型。当磁化场足够大，使磁化达到饱和状态，这样得到的正常磁滞回线即为饱和磁滞回线。通常在这一状态下定义 H_c 和 Br 的大小。

其中绝大多数材料都具有的是正常型磁滞回线^[30-31]，如下图 2-1 所示。

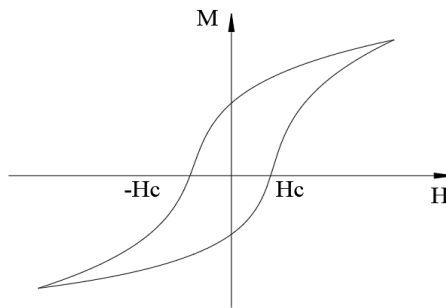


图 2-1 正常型磁滞回线

2.2.2 剩磁

剩余磁化强度，即剩磁 (Br)。磁体磁化至饱和后撤去外加磁场，在原外加磁场方向上仍保持一定的磁化强度^[32-34]。剩磁主要分为三种：

(1) 饱和剩磁 (M_r)。在施加磁场后（需大到可以产生磁饱和）后将磁场移除，剩留的磁化强度。也称饱和等温剩磁 (M_{rs})。

(2) 等温剩磁。一个剩磁的数据多半无法完全表示磁铁的特性。要进一步的了解其特性，可以将剩磁增加或减少一些，先用交流磁场将磁铁退磁，再施加磁场 H 后再移除，这种剩磁和磁场大小有关，称初始剩磁 ($M_r(H)$) 或等温剩磁；先将磁铁在一方向磁饱和，再在反方向加磁场再移除，这称为退磁剩磁 ($M_d(H)$)；将磁饱和的磁铁在交流磁场中退磁，称为交流退磁剩磁 ($M_{af}(H)$)。

(3) 非磁滞剩磁。非磁滞剩磁的曲线多半接近磁滞曲线两侧的平均值，且在一些模型中假设可以代表特定磁场的最低能量状态。

2.2.3 矫顽力

由剩磁的定义可知，撤去外加磁场后磁感应强度并不为零，施加一反向的磁

场才能使其归零，该磁场称为矫顽磁场，即矫顽力，矫顽力可以分为磁感应矫顽力 H_{CB} 和内禀矫顽力 H_{CM} 。矫顽力的大小反映磁性材料的磁性能潜力和抗退磁能力，与铁磁质的性质和铁磁质原磁化强度有关，一般来说矫顽力越高的永磁体磁性能和抗干扰能力越好^[35-36]。

2.2.4 磁能积

退磁曲线上任意一点的 B 和 H 的乘积即磁能积，它反应磁体储存的能量大型。乘积的最大值称为最大磁能积 BH_{max} ，最大磁能积的大小反映永磁材料所能产生外磁场大小的能力，因此对于磁体往往要求其以最小的体积产生符合条件的磁场强度^[37]。

2.3 磁场计算

2.3.1 空间磁场数学模型

空间内沿轴线方向均匀充磁的圆柱形永磁体如图 2-2 (a) 所示，默认其沿 z 轴正方向均匀充磁，且在其高度的一半处建立坐标系。根据微分原理，我们在其中取一无限小的圆柱体，其厚度为 dz ，取其最小圆弧长度为 dl 如图 2-2 (b) 所示。由于磁场是轴对称的，本文采用圆柱坐标系进行计算^[38]。在 yOz 平面内取一点 P ，则微分单元到 P 点的距离可定义为：

$$\vec{R}_1 = \vec{R} - \vec{r}_1 \quad (2-1)$$

其中： $\vec{R} = y\vec{a}_y + z\vec{a}_z$ ， $\vec{r}_1 = b \cos \phi \vec{a}_x + b \sin \phi \vec{a}_y$ 。

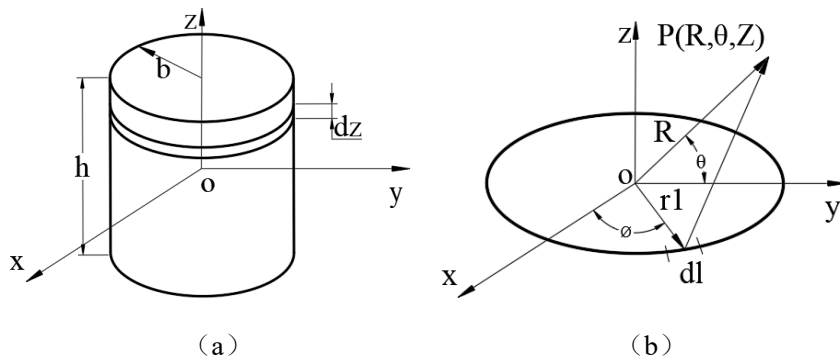


图 2-2 理论模型

根据 Biot-Savart 定律^[39]，图 2-2 (b) 环形回路的磁通密度可表示为：

$$d\vec{B} = \frac{\mu_0 M_0 \vec{dl} \times \vec{R}_1}{4\pi R_1^2} \quad (2-2)$$

其中： $\vec{dl} = -b \sin \phi d\phi \vec{a}_x + b \cos \phi d\phi \vec{a}_y$ ， μ_0 、 M_0 分别为真空导磁率、磁体

单位长度的磁化强度。

沿高度积分，可得圆柱形磁体的磁通密度可表示为：

$$B_z(r, z, z_1) = \frac{\mu_0 M_0 b}{4\pi} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} I_2(b, r, z - z_1) dz_1 \quad (2-3)$$

$$B_r(r, z, z_1) = \frac{\mu_0 M_0 b}{4\pi} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} (z - z_1) I_1(b, r, z - z_1) dz_1 \quad (2-4)$$

其中： $I_1(b, r, z - z_1) = \int_0^{2\pi} \frac{\sin \phi}{[b^2 + r^2 + (z - z_1)^2 - 2br \sin \phi]^{\frac{3}{2}}} d\phi$ ， $I_2(b, r, z - z_1) = \int_0^{2\pi} \frac{b - \sin \phi}{[b^2 + r^2 + (z - z_1)^2 - 2br \sin \phi]^{\frac{3}{2}}} d\phi$ 。

z_1 是在 z 方向上从磁化无穷小处的中心到 z 方向的距离。

本文所研究的永磁弹簧其永磁体外部笼罩导体壳，当永磁体与导体壳的气隙距离非常小时漏磁几乎为零。当永磁体与导体间存在速度为 v 的相对运动速度时，导体上由于涡流产生的电流密度 J 可以表示为：

$$\vec{J} = \sigma(\vec{v} \times \vec{B}) \quad (2-5)$$

在永磁弹簧模型中，永磁体充磁方向与运动方向平行，根据洛伦兹力的定义，可得 z 方向的阻尼力 F_c 为：

$$F_c = \int \vec{J} \times \vec{B} dV = -\sigma(H - h) \int_0^{2\pi} \int_{r_{small}}^{r_{big}} vr B_r^2(r, z) dr d\theta \quad (2-6)$$

其中 r_{big} 、 r_{small} 、 σ 分别为导体壳的外半径、内半径和电导率， H 为永磁体间相同磁极间的距离，阻尼系数 c 可表示为：

$$c = \sigma(H - h) \int_0^{2\pi} \int_{r_{small}}^{r_{big}} r B_r^2(r, z) dr d\theta \quad (2-7)$$

导体管产生涡流，涡流受趋肤效应影响，使导体内电流密度随距离导体表面深度 ds 呈指数递减^[40]。趋肤效应可以表示为：

$$J = J_s e^{\frac{-ds}{\delta p}} \quad (2-8)$$

式中， J_s 和 δp 分别为表面电流密度和穿透深度，其中穿透深度为从导体表面向内，电流密度减小到表面电流的 $1/e$ 时的深度， δp 可表示为：

$$\delta p = \sqrt{\frac{1}{\sigma \pi \mu_a \omega}} \quad (2-9)$$

其中， ω 为涡流频率， μ_a 为导体的绝对磁导率。修正上式(2-6)和(2-7)可得：

$$F_c = 2\pi\sigma(H-h)v \int_{r_{small}}^{r_{big}} r B_r^2 e^{-\frac{r-r_{small}}{\delta p}} dr \quad (2-10)$$

$$c = 2\pi\sigma(H-h) \int_{r_{small}}^{r_{big}} r B_r^2 e^{-\frac{r-r_{small}}{\delta p}} dr \quad (2-11)$$

对于厚度为 h ，半径为 r 的圆柱形永磁体， $yo z$ 平面任意点的磁通量强度可由上式求得。对于下图 2-3 所示的永磁体模型，其轴线方向的磁通密度相互抵消，则径向磁通密度可表示为：

$$B_r = 2 \left[B_r(r, z)_{(r_{big}, h)} B_r(r, z)_{(r_{small}, h)} \right] \quad (2-12)$$

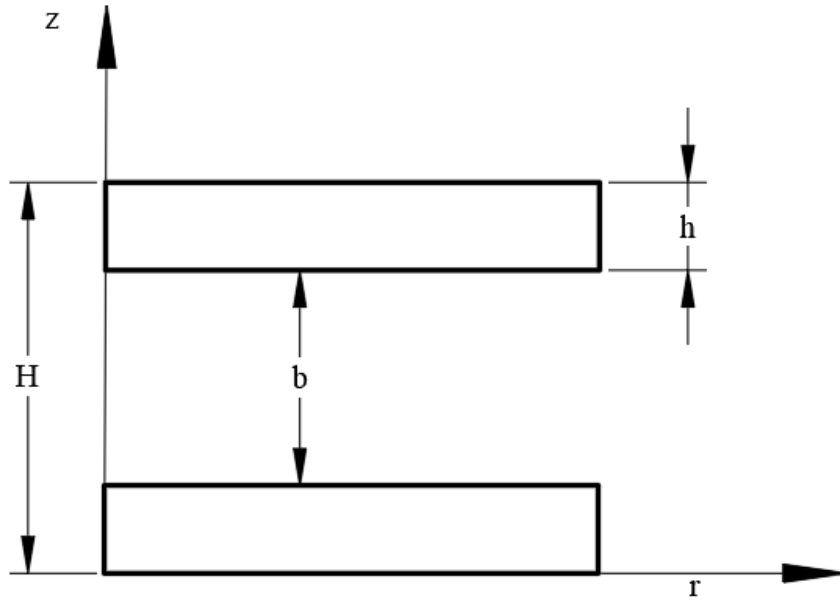


图 2-3 永磁体组

2.3.2 磁场斥力数学模型

对于如下图 2-4 所示两圆环形永磁体，其内半径和外半径分别为 r_1 和 r_2 ，在磁极距离为 L 时的空间磁通密度 B_g 可由公式得出^[41]：

$$B_g = 0.96 B_r \times \left[\frac{L}{(r_1^2 - L^2)^{1/2}} - \frac{L}{(r_2^2 - L^2)^{1/2}} \right] \quad (2-13)$$

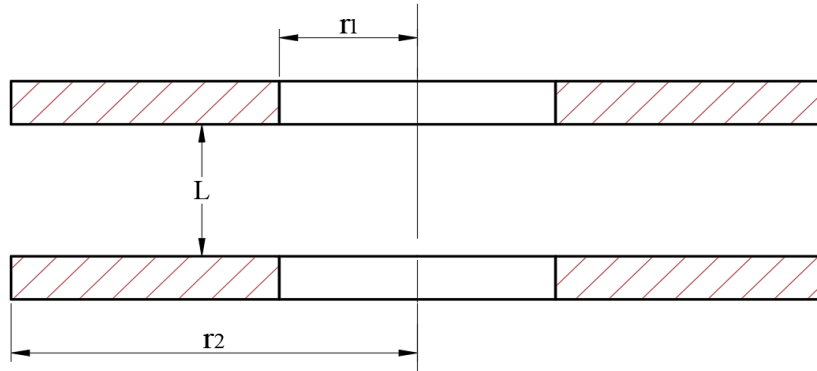


图 2-4 环形永磁体组示意图

永磁体间吸引力与斥力在理论上相等,但是由于磁化强度在斥力作用下在磁化方向上发生倾斜,实验得出斥力比引力小 18%左右。在计算时把两磁体的引力看作是一磁铁与一铁块吸引力的两倍,根据能量公式得出:

$$E = L_g S_g B_g \frac{H_g}{2} = \frac{1}{2} \frac{L_g S_g B_g^2}{\mu_0} \quad (2-14)$$

式中:

E 为永磁体与金属衔铁组成的体系能量 (J);

L_g 为永磁体与金属之间的距离 (mm);

S_g 为永磁体磁化面积 (cm^2);

B_g 为气隙磁通密度 (G)。

当气隙为 0 时,磁通密度等于永磁体磁化强度。对上式求偏导得到力的公式:

$$F = -\frac{\partial E}{\partial L_g} = \frac{S_g B_g^2}{2\mu_0} \quad (2-15)$$

根据磁路第一、二基本方程,导出永磁体和衔铁之间距离为零时,最大吸力公式^[42]:

$$F' = \frac{B_g^2}{8\pi \times 980 \times 1000} S_g = \left(\frac{B_g}{4963} \right)^2 S_g \quad (2-16)$$

其中:

F' 单位为千克力 (kgf);

B_g 单位为高斯 (G);

S_g 单位为平方厘米 (cm^2)。

由于磁感应强度(气隙磁通密度)随位置变化,加入修正系数。考虑永磁体内磁阻和外部空间漏磁的影响,修正上式(2-16)得斥力的计算公式为:

$$F = \frac{1.5}{1 + \partial L_g} \left(\frac{B_g}{4963} \right)^2 S_g \times 82\% \approx \frac{1.5}{1 + \alpha L_g} \left(\frac{B_g}{5000} \right)^2 S_g \times 82\%$$

考虑到永磁体在不同相对位置时,漏磁不同,引入修正系数 $\partial = 3 \sim 15$,在永磁体距离远时取大值,近时取小值。把牌号为 N52 钕铁硼永磁体的各项参数带入公式求得永磁弹簧斥力与距离的关系如下图 2-5 所示:

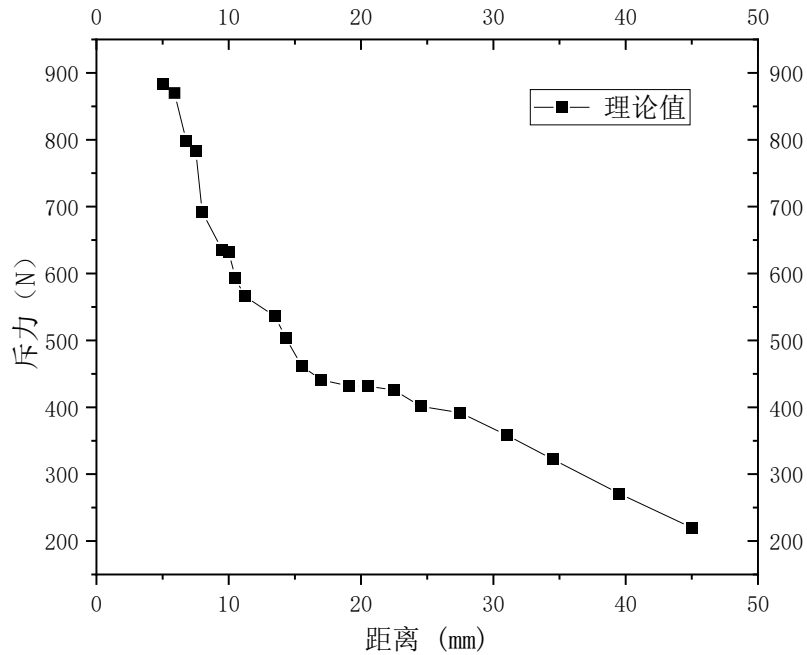


图 2-5 斥力计算值

2.4 磁场仿真

Maxwell 是电磁领域最常用的软件，它具有强大的低频电磁场有限元分析功能，将工程分解成若干单元，对每部分单元利用麦克斯韦方程组进行求解，最后将各部分的求解联立，则整个工程电磁场分析就被转换为庞大的数学矩阵求解模型，通过超级计算机求解矩阵的唯一解，最终使工程电磁场问题得到解决。在对产品进行优化设计和分析时能极大提高工作效率，降低研发成本^[43]。

Maxwell 主要包括 Maxwell 2D 和 Maxwell 3D 两个模块。根据不同模块，求解器类型也有所不同，其最常用的求解器主要包括静/瞬态磁场、涡流场、静电场和交/直流传导场等。其后处理器强大，用户界面简洁易懂，剖分技术精确自适应，是目前综合性能最佳的三维电磁设计软件。可以分析静态磁感线分布、涡流场分布、热传导、各种损耗、位移电流和集肤效应等，在电机仿真、变压器等电磁部件研究上广泛应用。由于三维模型具有复杂性，固其网格划分所需要的时间较长以及 CPU 占比较大，因此在模型具有轴对称性的情况下 Maxwell 2D 模式就比 Maxwell 3D 模式简洁的多。本文采用 Maxwell 3D 模块分析 N52 钕铁硼磁浮弹簧磁场分布情况以及磁力如何随距离发生变化^[44]。

麦克斯韦方程组作为软件的计算理论依据，其四个基本定律分别为：安培环路定律、法拉第电磁感应定律、高斯电通定律和高斯磁通定律^[45]。积分形式如下：

$$\left\{ \begin{array}{l} \oint_s E \cdot ds = \frac{1}{\varepsilon_0} q \\ \oint_s B \cdot ds = 0 \\ \oint_l E \cdot dl = - \iint_s \frac{\partial B}{\partial t} ds \\ \oint_l B \cdot dl = \mu_0 I + \mu_0 \varepsilon_0 \iint_s \frac{\partial E}{\partial t} ds \end{array} \right. \quad (2-17)$$

2.4.1 建立仿真模型

在 3D 建模界面建立如图 2-6 (a) 所示三维模型，图 2-6 (b) 是其二维示意图，图中 01 表示磁轭，02 表示环形永磁体。

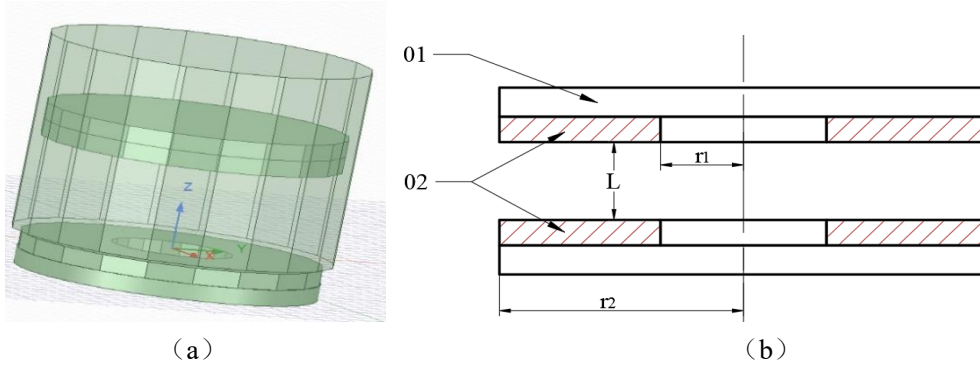


图 2-6 仿真模型

此模型模拟下方永磁体静止，上方永磁体以 2mm/s 的速度向下运动 55mm 的距离，其初始位置两永磁体的距离 L 为 60mm，永磁体内半径 r_1 和外半径 r_2 分别为 30mm 和 75mm，厚度 10mm。磁轭紧贴永磁体背后，直径为 150mm，厚度 10mm。设置多棱柱透明 band 域包裹上方永磁体与磁轭，将其设为运动域 motionsteup1，如下图 2-7 所示：

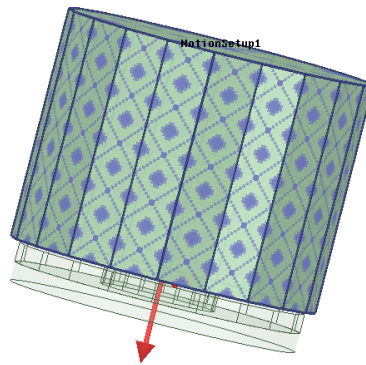


图 2-7 Motionsteup 示意图

由于 Maxwell 3D 模式瞬态求解器的 band 域里面不能含有任何弧线，因此 band 域内的永磁体和磁轭用正 20 边直棱柱建模。

2.4.2 设置参数

模型各部分材料设置如下表 2-1 所示：

表 2-1 材料参数表

名称	材料	尺寸(mm)	磁导率	剩磁(T)	矫顽力(kA/m)	其他
磁环	NdFe	150-60-10	1.34	1.48	-880	N52
磁轭	Steel-1008	150-10				B-H 曲线
空气域	Vacuum	450-450-450	1			各向同性

下图 2-8 所示为磁轭材料的 $B-H$ 曲线第一象限图，表示物质中的磁场强度 H 与所感应的磁感应强度 B 或磁化强度 M 之间的关系。磁轭起到传输磁感线的作用，相当于导线传递电流。把磁轭设置在永磁体后面能够约束磁感线走向，减少不必要的漏磁，在一定程度上使单块永磁体激发出单边性^[46]。

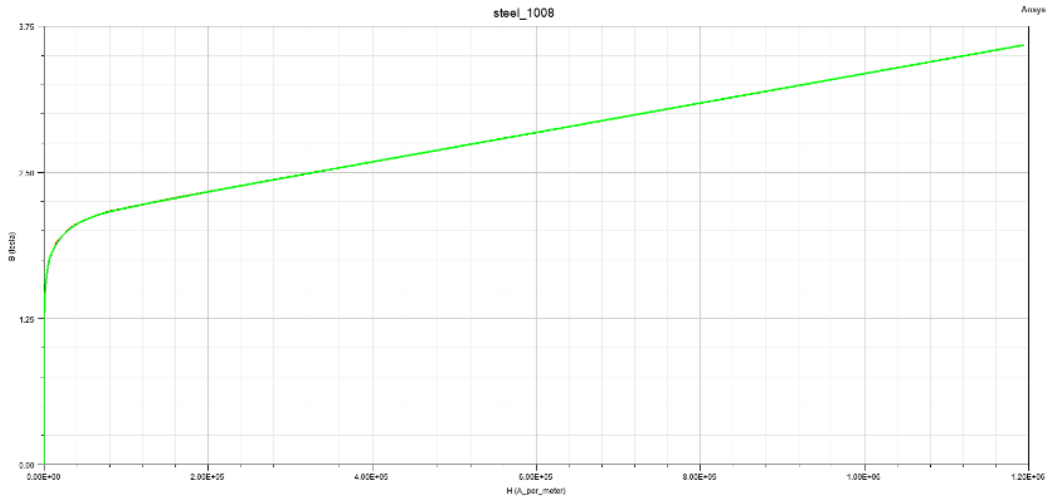


图 2-8 磁轭 B-H 曲线

在全局直角坐标系内设置永磁体以 z 轴方向充磁，上下两永磁体充磁方向相反。永磁体和磁轭的材料具体参数如下图 2-9 (a)、(b) 所示，永磁体充磁情况如下图 2-9 (c) 所示：

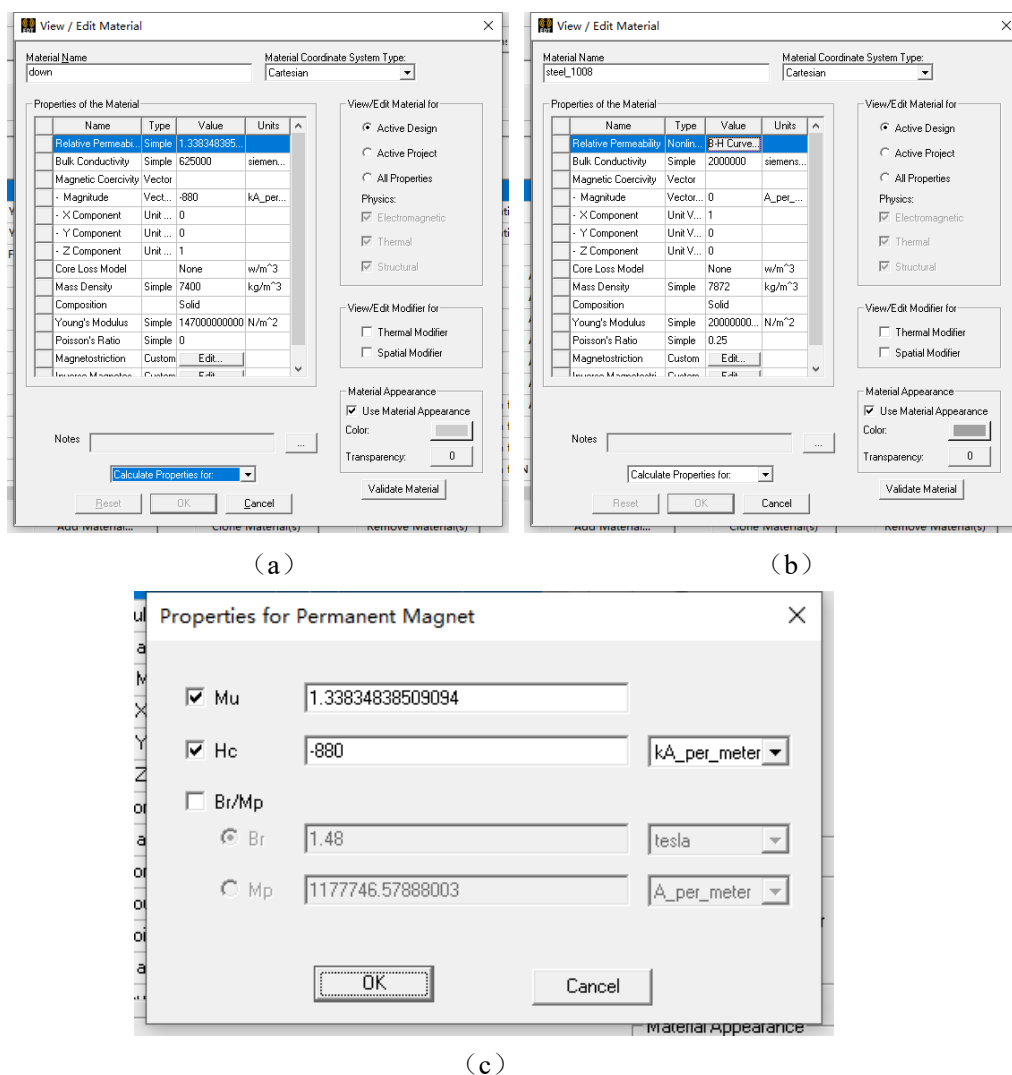


图 2-9 材料各项参数

将上方的永磁体和磁轭设为受力物体，其所受合外力设为 Force1，如下图 2-10 所示：

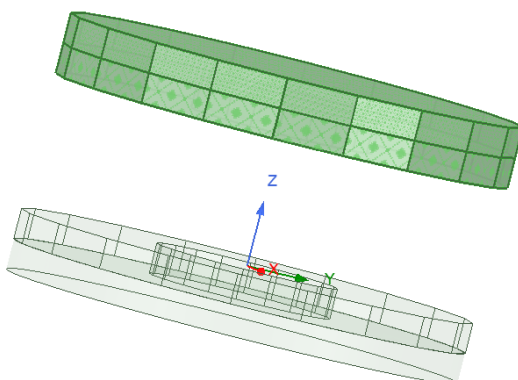


图 2-10 受力参数设置

设置永磁体和磁轭的允许网格最大尺寸为 10mm，空气域和 band 域以默认网格划分，由于模型规则，无尺寸突变，所以网格多为四面体且分布均匀，符合

仿真要求。如下图 2-11 所示：

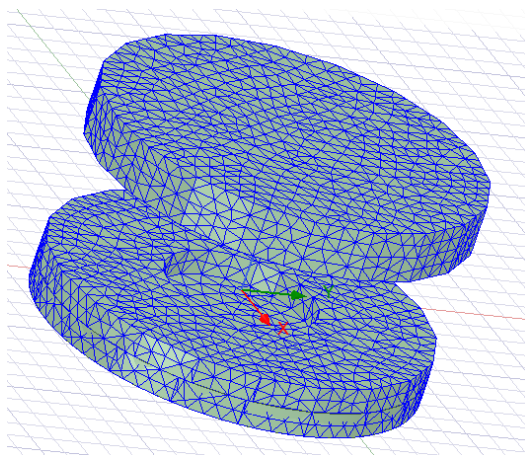


图 2-11 网格示意图

2.4.3 求解与后处理

求得永磁弹簧的磁场分布规律，下图 2-12 (a)、(b) 为磁浮弹簧磁场分布矢量图和云图。规则几何模型磁场在空间内对称分布，由磁场云图可知磁轭有效的约束磁场，磁场无法穿透磁轭向外漏泄。

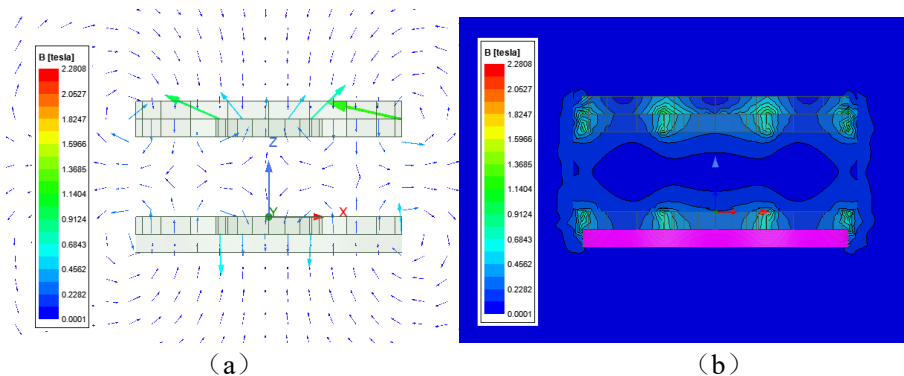


图 2-12 磁场分布

瞬态求解合外力 Force1 随距离变化如下图 2-13 所示。由图可知磁浮弹簧斥力随距离的减小呈现指数式上升，在到达最小距离 5mm 时斥力约为 880N，最大距离 60mm 时斥力约为 10N。

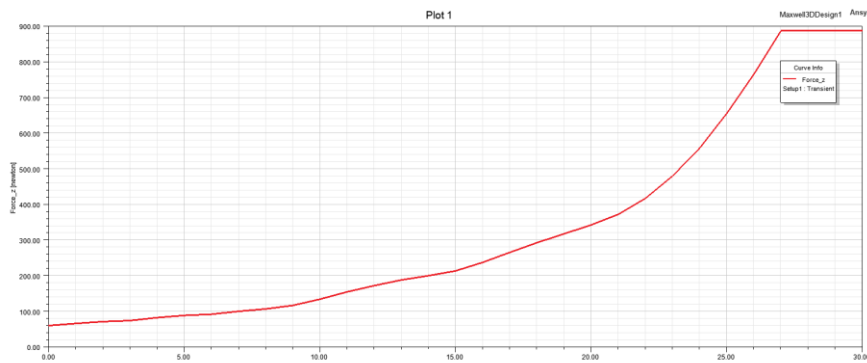


图 2-13 磁浮弹簧斥力仿真结果

2.5 本章小结

本章依据永磁体产生的空间磁场特性,介绍了影响永磁体磁性能的关键物理量,并围绕这些物理量以及参考其他学者的研究方法推导出空间永磁体磁场及斥力的相关计算公式。同时对空间磁浮弹簧模型进行仿真分析,得出斥力随距离变化的规律。

第3章 磁浮弹簧结构设计

3.1 引言

根据磁浮弹簧模型斥力的变化规律,进行磁浮弹簧三维模型设计,绘制三维、二维图,并进行样机加工。为验证第二章中得出的磁浮弹簧斥力计算值与仿真值是否符合实际,对磁浮弹簧样机进行斥力测试并对比计算值、仿真值、实验值。同时,对其涡流阻尼的产生进行验证,测试其加速度传递率和阻尼比。

3.2 建模过程

在 Solidworks 中绘制三维图,见下图 3-1 所示:



图 3-1 磁浮弹簧三维模型

本文研究的永磁弹簧以单组环形永磁体为主体,在中心轴上安装加长款滑动轴承在保证能实现滑动的同时又能控制运动轨迹的直线度,外导体壳由 Q235 构成,内部以热膨胀加工法镶嵌铜环,根据热胀冷缩原理加工时先将导体壳加热膨胀后塞入铜环,待整体冷却后,将铜环切削加工至设计尺寸,两侧以圆螺母实现上下极限的限位^[47-48],其剖视图如图 3-2 所示:

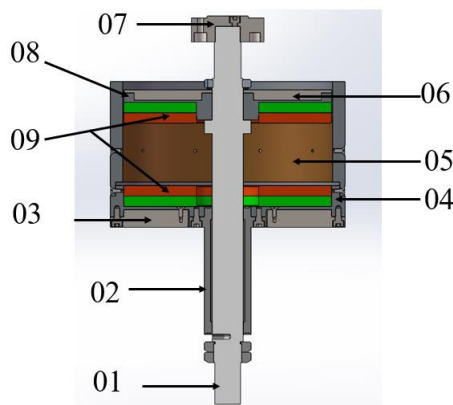


图 3-2 磁浮弹簧剖视图

各主要零部件为：01 中心轴、02 加长直线轴承、03 下磁轭、04 固定磁座 1、05 导体筒、06 上磁轭、07 固定法兰、08 固定磁座 2、09 永磁体。

3.3 工作原理

永磁弹簧以一种基础件的形式可广泛应用于各大机械设备，替代传统螺旋弹簧工作。由于永磁体直接与磁轭直接安装具有一定的危险性，因此，在永磁体与磁轭之间，设计了较薄的固定磁座，固定磁座必须具有低导磁性，本文选用的是铝合金。安装时，先在磁轭上安装好固定磁座，再将永磁体安装到磁座上，三者形成一个永磁组，磁轭上开有螺纹孔方便永磁体拆卸。将磁组依次安装在中心轴上，上方永磁组固定不动，由轴肩和圆螺母实现轴向定位。另组永磁组的固定磁座外圈延伸法兰与导体筒连接，内圈开孔与加长直线轴承法兰连接，直线轴承可带动永磁组在中心轴上滑动，下方设置两个圆螺母，进行极限限位的同时起到防松的作用。

永磁体外圈与导体筒内圈形成 1mm 气隙，加长的直线轴承可以保证永磁组在运动过程中双侧径向跳动在 1mm 以内。静止时，磁感线穿透铜环，当永磁体发生相对运动时，铜环内部磁通量发生变化，在导体筒上会产生感应电流即涡流，涡流会因电流的磁效应而产生新的磁场，其与原磁场相互作用，起到阻碍原运动的作用，因此，整个机构的震荡得以削弱^[49]。

结合实验室条件，磁浮弹簧各零件材料选择如下表 3-1 所示：

表 3-1 磁浮弹簧零件材料选型

编号	名称	材料
01	中心轴	AISI 304 不锈钢
02	加长直线轴承	不锈钢
03、06	磁轭	08 钢
04、08	固定磁座	2A12 铝合金
05	导体筒	Q235、铜
07	固定法兰	AISI 304 不锈钢
09	永磁体	NdFe(52)

制造完成的实物如下图 3-3 所示，图中已拆去导体筒，并在固定法兰上安装有铝合金托盘。



图 3-3 磁浮弹簧实物样机

3.4 斥力实验验证

3.4.1 实验平台搭建

在水平平台上中心打孔，让磁浮弹簧下端穿过其中，在磁浮弹簧顶端放置承重平台，如图 3-4 所示：



图 3-4 磁浮弹簧实验平台

3.4.2 实验过程

首先将磁浮弹簧上半部分取出并用测力计测出其自重，以其自重情况下的平衡位置为初始点，依次在承重台上放置重物并测出每块重物的重量直到两磁铁间的距离为 5mm，如下图 3-5 所示。



图 3-5 磁浮弹簧自重及受力测试图

3.4.3 数据处理

实验所得原始数据如下表 3-2 和图 3-6 所示。

表 3-2 受力实验原始数据

距离 (mm)	45.00	39.50	34.50	31.00	27.50	24.50	22.50	20.50
斥力 (kg)	13.00	16.10	19.10	22.55	26.00	29.40	32.75	36.20
距离 (mm)	19.10	17.00	15.50	14.30	13.50	11.20	10.50	10.00
斥力 (kg)	39.60	42.95	46.35	49.40	52.80	56.20	59.35	62.60
距离 (mm)	9.50	8.00	7.50	6.80	5.90	5.00		
斥力 (kg)	65.65	68.90	72.30	75.40	82.15	88.45		

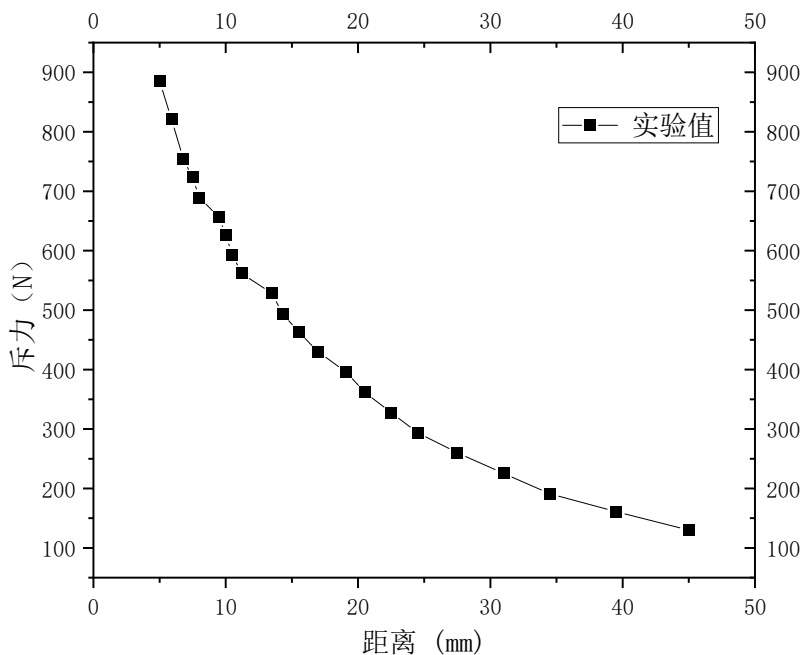


图 3-6 磁浮弹簧斥力实验值

实验测得的磁浮弹簧的斥力曲线上升趋势大致呈指数型,最大值约为 884.5N。

3.4.4 结果对比

由于计算、实验、仿真所采用的磁铁材料参数一致,因此把三种结果进行对比分析,所得如下图 3-7 所示。

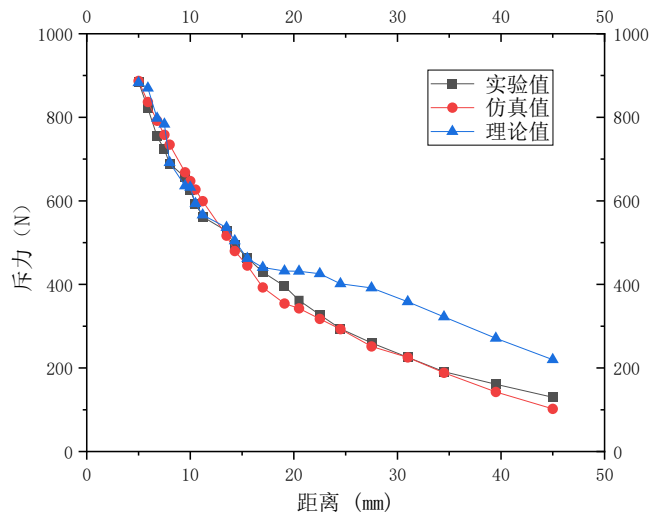


图 3-7 斥力计算、仿真、实验对比图

由上图可知,三条斥力曲线的变化趋势基本吻合,斥力随距离的减小呈指数式上升。通常情况下,实验测得的结果更加接近真实工况,因此,以实验值为真实值,绘制出仿真值和计算值的误差棒曲线,如下图 3-8 所示。

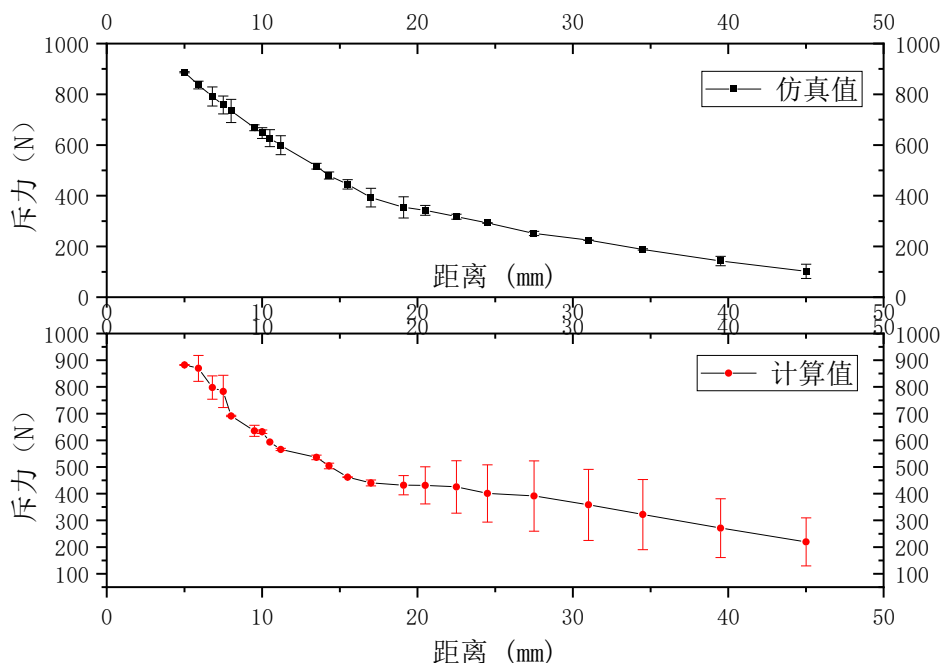


图 3-8 斥力误差棒图

相比于实验测得的实际情况,仿真值与其最大相差 41.3N,计算值与其最大相差 131.7N,且误差大部分存在于磁浮弹簧两磁铁距离较远的点。分析误差存

在的原因:

(1) 磁浮弹簧两磁铁在距离比较远时存在的漏磁现象不可忽略, 虽有磁轭的约束, 但仍然不能保证完全没有漏磁。

(2) 由公式推导的磁浮弹簧斥力存在一定的假设性, 虽有相应的系数控制制衡漏磁、磁感线偏移等因素, 但仍然不能保证与真实工况完全一致, 致使其计算结果偏离真实值。

(3) 由于仿真模型以正多变棱柱代替了圆柱体, 以及对模型的简化使其存在不可忽视的建模误差, 网格的划分、软件内部算法的差异等都会导致其结果偏离真实值。

(4) 实验场地有其他金属物件干扰磁场。

3.5 磁浮弹簧阻尼比实验

根据能量守恒定律, 在无外加能量的情况下, 任意系统的能量总和是固定的, 但不同形式的能量可以相互转化和转移, 以机械能、内能等形式体现, 而能量总和保持不变^[50]。

在理想状态下, 一根被压缩的普通弹簧在移除外力时, 弹簧内部动能与势能的相互转化, 使其发生无限持续的简谐震荡, 此现象符合能量守恒定律。在实际工况中整个系统的能量会因为空气阻力、内部摩擦等逐渐消耗。在实际应用中常常需要削弱这种震荡, 如汽车悬架内部设有螺旋弹簧加减震器的组合, 既能汽车在行驶中应对凹凸路面有一定的缓冲, 又能使其在 2-3 次震荡内保持稳定, 悬架是保证舒适驾乘体验的核心构件^[51-52]。

本文研究的磁浮弹簧是一种弹性原件和阻尼原件结合为一体的新型广义弹簧, 其外部的导体筒内镶嵌的铜环为削弱震荡的核心零件。当磁浮弹簧发生震荡时, 磁感线穿过铜环产生涡流, 涡流阻碍相对运动的趋势且相对运动速度越大, 其阻碍越显著^[53]。

为探究本文设计的磁浮弹簧铜环产生的阻尼情况, 根据中华人民共和国机械行业标准对低速汽车筒式减振器台架试验方法的描述, 对磁浮弹簧进行阻尼比测试^[54]。

3.5.1 实验方法

(1) 从小于 1Hz 的下限频率开始, 对磁浮弹簧总成进行正弦激振, 同时

测量上、下两端的振动加速度。

(2) 按公式 (3-1) 计算不同频率时的加速度传递率。

$$T_a(f) = \frac{a_n(f)}{a_A(f)} \times 100\% \quad (3-1)$$

其中：

$T_a(f)$ ——频率为 f 时，加速度传递率；

$a_n(f)$ ——频率为 f 时，磁浮弹簧上端的振动加速度，单位为 (m/s^2) ；

$a_A(f)$ ——频率为 f 时，磁浮弹簧下端的振动加速度，单位为 (m/s^2) 。

(3) 绘制加速度传递率曲线（见图 3-9）。在绘制曲线 a 时，应在较大激励振幅状态下测量，试验最高频率不小于其共振峰值的 4 倍（但不应小于 5Hz）。

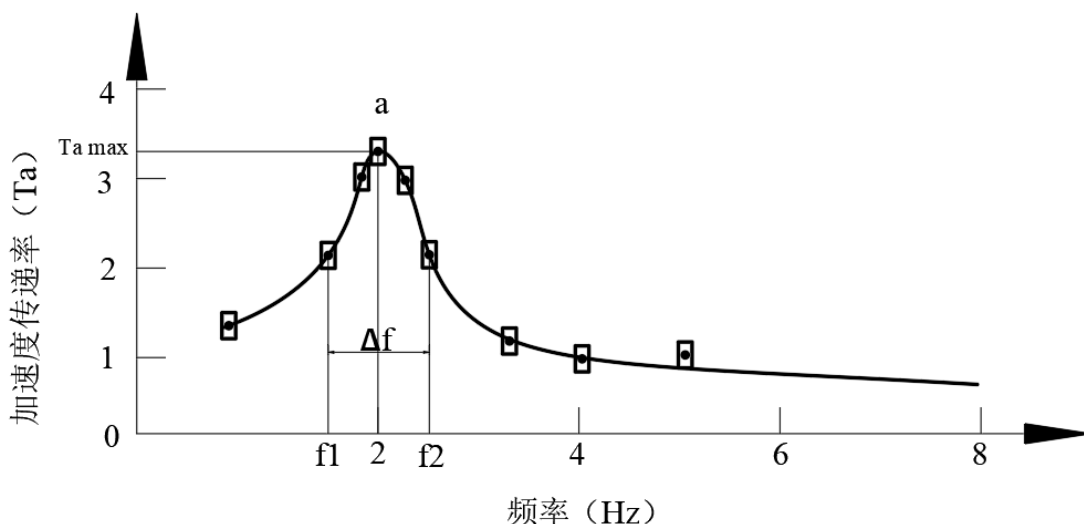


图 3-9 加速度传递率曲线

(4) 采用单频正弦激振时，激振频率可以参考下列数值:0.5 Hz、0.6 Hz、0.8 Hz、1.0 Hz、1.3 Hz、1.6 Hz、2.0 Hz、2.5 Hz、3.2 Hz、4.0 Hz、5.0 Hz、6.3 Hz、8.0Hz、10.0 Hz；可以在图中曲线最高点 a 附近适当增加测量点。

(5) 共振峰值 $T_{a\max}$ 对应图 26 中曲线上最高点 a 处的加速度传递率值。

(6) 根据下列公式 (3-2) 计算磁浮弹簧的阻尼比。

$$\xi = \frac{1}{2\sqrt{T_{a\max}^2 - 1}} \quad (3-2)$$

(7) 拆除磁浮弹簧的导体筒（不影响磁浮弹簧的负载）作为对照实验，重复上述操作。

3.5.2 实验平台搭建

本实验所需的振源由六自由度振动平台提供，实验所需仪器参数如下表 3-3

所示。

表 3-3 实验仪器参数表

名称	型号/材料	备注
六自由度振动平台	YK-SMCS	动台面半径：400mm
九轴加速度传感器	HWT-901B	USB-485
磁浮弹簧夹具	304 不锈钢	与动台面接触半径：220mm
磁浮弹簧	NdFe(52)	研究对象

其示意图如下图 3-10 所示：

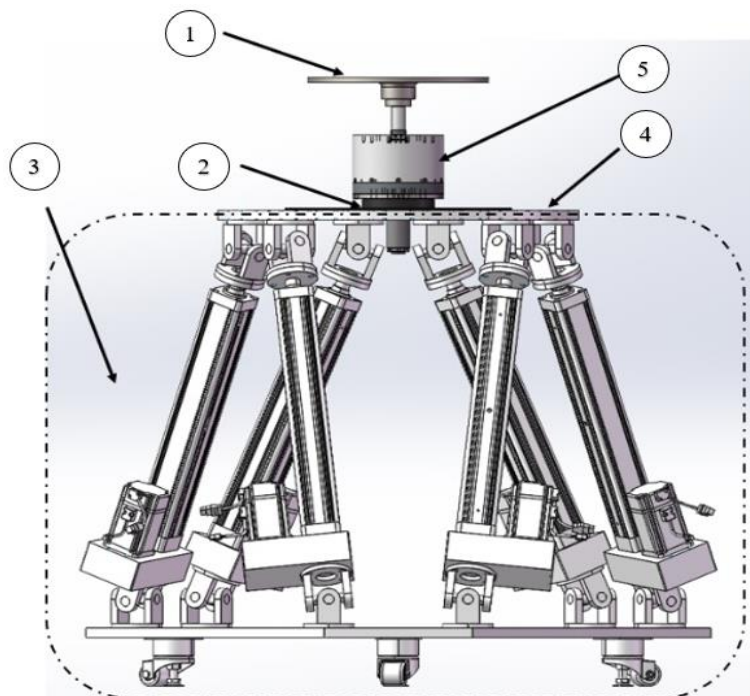


图 3-10 实验平台示意图

图中：

- (1) 磁浮弹簧上平面。安装有九轴加速度传感器 01。
- (2) 磁浮弹簧夹具。以螺纹连接的形式将磁浮弹簧固定在六自由度振动平台动台面上，并以弹簧垫圈加紧防松。
- (3) 六自由度振动平台。
- (4) 六自由度振动平台动台面。安装有九轴加速度传感器 02。
- (5) 研究对象——磁浮弹簧。

3.5.3 实验过程

六自由度振动平台输出的正弦激励频率分别为：0.5 Hz、0.6 Hz、0.8 Hz、1.0 Hz、1.3 Hz、1.6 Hz、2.0 Hz、2.5 Hz、3.2 Hz、4.0 Hz、5.0 Hz、6.3 Hz、8.0Hz、10.0 Hz，输出的最大振动幅值与激振频率的关系如下表 3-4 所示。

表 3-4 激振频率与幅值关系表

频率 f (Hz)	幅值 l (mm)
$f \ll 5$	$l \gg 30$
$5 \ll f \ll 10$	$l \gg 2$
$f \gg 10$	$l \gg 0.5$

如下图 3-11 所示在六自由度振动平台动台面上安装实验仪器，传感器输出 485 信号通过 USB-485 串口转接到计算机。每段频率激振 30s，分别采集传感器 01、02 的 z 轴加速度值，实验多次取平均值。

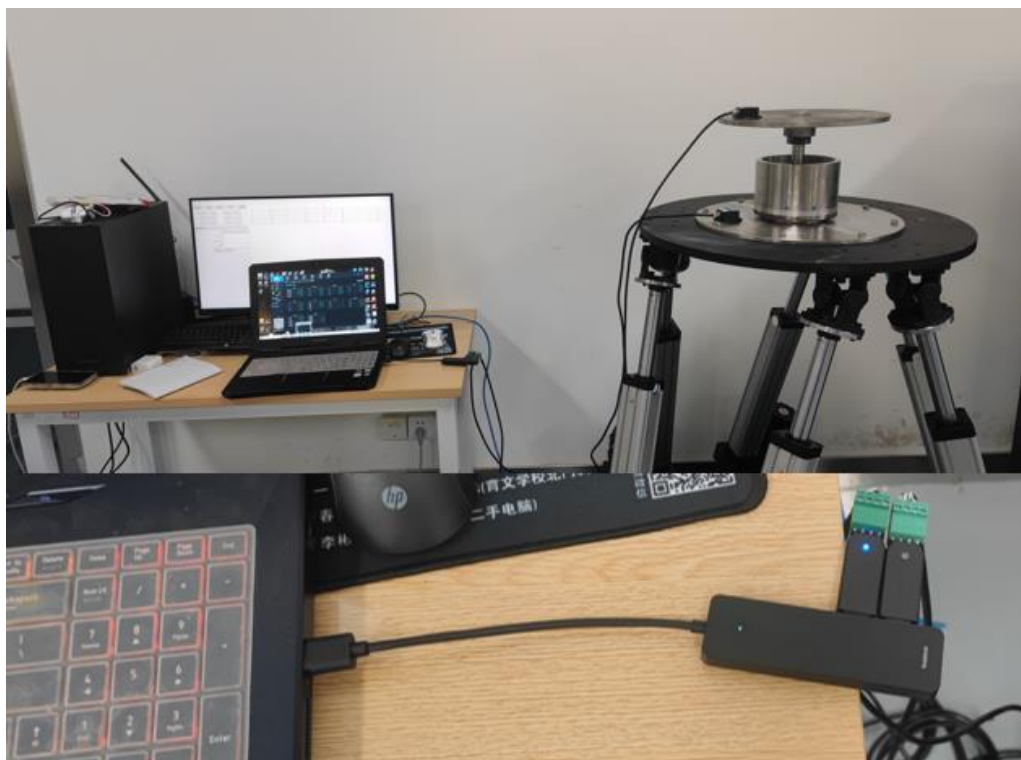


图 3-11 实验现场

3.5.4 数据处理

采集得带有导体筒的加速度，取其最具有代表性的三组原始数据如下表 3-5 所示：

表 3-5 带导体筒的测试原始数据

频率 $f(\text{Hz})$	z 轴加速度 01(g)	z 轴加速度 02(g)	加速度传递率	平均值
0.5	1.003	1.0202140	98.31271	98.36345
	1.003598	1.02025	98.36785	
	1.003595	1.019812	98.4098	
0.6	1.003341	1.020235	98.34411	98.31022
	1.003096	1.021289	98.21862	
	1.00364	1.020292	98.36792	
0.8	1.003609	1.020114	98.38204	98.60051

	1.008768	1.020783	98.82296	
	1.006366	1.020691	98.59654	
	1.014049	1.019349	99.48006	
1	1.005765	1.021202	98.48835	98.78725
	1.00288	1.019256	98.39334	
	1.004432	1.019427	98.52908	
1.3	1.00311	1.020159	98.32879	100.0477
	1.053374	1.019868	103.2853	
	1.09253	1.018687	107.2488	
1.6	1.054183	1.021012	103.2488	103.6055
	1.023759	1.020506	100.3188	
	1.052806	1.018319	103.3867	
2	1.025578	1.023289	100.2237	101.2739
	1.015858	1.013714	100.2115	
	1.0135	1.025659	98.81452	
2.5	0.996845	1.035119	96.30245	98.33998
	1.066702	1.067738	99.90297	
	1.005023	1.029126	97.65792	
3.2	1.011453	1.033878	97.83102	97.85947
	1.001108	1.020607	98.08947	
	1.00263	1.014256	98.85374	
4	1.00194	1.026446	97.61254	97.83196
	0.994989	1.025449	97.02959	
	1.048105	1.033607	101.4027	
5	1.027036	1.046036	98.18362	98.18362
	0.963536	1.014627	94.96455	
	0.983228	1.016345	96.74157	
6.3	1.001765	1.023647	97.86235	97.85235
	1.002607	1.013214	98.95313	
	0.997628	1.022664	97.55188	
8	0.995667	1.017241	97.87917	97.55188
	0.992248	1.020573	97.22459	
	1.000211	1.023	97.77234	
10	1.009078	1.04007	97.02022	97.77234
	1.00218	1.017189	98.52446	

拆除导体筒的原始数据如下表 3-6 所示：

表 3-6 不带导体筒的测试原始数据

频率 f (Hz)	z 轴加速 01(g)	z 轴加速度 02(g)	加速度传递率	平均值
	1.020447	1.0032910	101.71	
0.5	1.019635	1.003337	101.6244	101.62984
	1.019167	1.00356	101.5552	
0.6	1.01514	1.002747	101.2359	102.52112

	1.0214	1.003548	101.7789	
	1.10114	1.053233	104.5486	
	1.021366	1.003265	101.8042	
0.8	1.025169	1.008195	101.6836	103.17983
	1.070718	1.009619	106.0517	
	1.0215	1.002988	101.8457	
1	1.02111	1.002892	101.8165	101.78183
	1.019762	1.002881	101.6833	
	1.019117	1.0031	101.5968	
1.3	1.018951	1.004805	101.4078	103.25119
	1.021614	1.003024	106.749	
	1.019012	1.003831	101.5123	
1.6	1.019679	1.003274	101.6351	104.90664
	1.119757	1.003614	111.5725	
	1.015948	1.004078	101.1822	
2	1.081793	1.001795	107.9855	104.75252
	1.052488	1.001512	105.0899	
	1.23014	1.034172	118.9493	
2.5	1.149602	0.969341	118.5962	114.21906
	1.19794	1.139683	105.1117	
	1.000899	1.006989	99.39523	
3.2	1.012534	1.007659	100.4838	100.31131
	1.013698	1.003116	101.0549	
	1.044309	1.007049	103.6999	
4	1.030112	0.998878	103.1269	102.68124
	1.020235	1.007969	101.2169	
	1.018898	1.025857	99.32164	
5	1.0886	1.025369	106.1667	100.67702
	1.052125	1.089802	96.54277	
	1.021286	1.001165	102.0098	
6.3	1.020639	1.000098	102.0539	101.93572
	1.026482	1.008892	101.7435	
	1.010425	1.006368	100.4031	
8	1.027156	1.012978	101.3996	100.97239
	1.018116	1.006895	101.1144	
	1.019693	1.000125	101.9566	
10	1.022068	1.004831	101.7154	101.87679
	1.021667	1.002043	101.9584	

带有导体筒和拆除导体筒的加速度传递率曲线见下图 3-12。

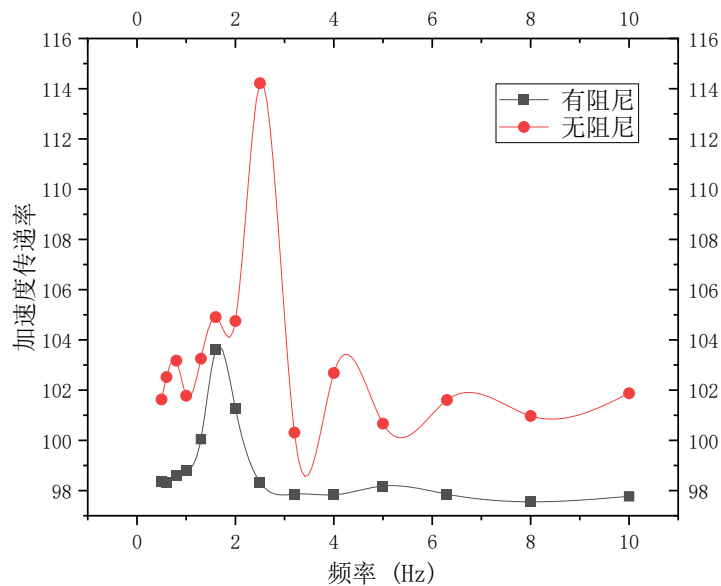


图 3-12 加速度传递率测试曲线

由图可知，磁浮弹簧在不同激振频率下的加速度传递率收到导体筒的影响较为显著，在共振峰值处尤为明显。其余各频率有导体筒的加速度传递率比拆除导体筒的小 1-5 个百分点。按照上式 (3-2) 计算得磁浮弹簧带有导体筒与拆除导体筒的阻尼比分别为：1.8454，0.9060。

根据实验结果得出以下结论：

(1) 磁浮弹簧阻尼比在带有导体筒的情况下比拆除导体筒的情况大 103.69% 左右。

(2) 导体筒阻碍加速度传递效率的效果明显，能够起到抵抗震荡、转化能量的作用。

3.6 本章小结

本章节完成了磁浮弹簧三维模型设计、样机加工组装、斥力实验对比及阻尼比实验。结果表明，磁浮弹簧斥力随距离减小呈指数式上升，在距离比较远时由于漏磁现象的不容忽视，计算值会偏离真实值，另外仿真模型的简化和实验场地铁磁性物质的干扰也会导致结果存在误差。而磁浮弹簧的阻尼比实验表明，铜环对阻尼的产生至关重要，有铜环的情况比无铜环时阻尼比大 103.69% 左右。

第4章 磁浮弹簧应用

4.1 引言

本章将磁浮弹簧初步运用到车辆悬架上,建立无人车三维模型,并加工样机。为研究无人车行驶的平稳性,对其进行实地测试,设置不同的道路和障碍物情况,让无人车以三档不同的速度行驶其中,评估汽车平顺性评价指标来衡量行驶状态。

4.2 磁浮弹簧在无人车上的应用

本课题研究的磁浮弹簧属于支撑、减振一体化的新型弹簧,为测试其能否替代普通螺旋弹簧发挥支撑减振的作用,设计出一款以磁浮弹簧为支撑减振的无人车。该无人车具备以下几个特点:

- (1) 结构简单,轻巧灵活,配有大容量锂电池,可连续运行 8 小时以上。
- (2) 由新型磁浮弹簧提供支撑减振,并且在座椅下面亦设有磁浮弹簧。
- (3) 由四个轮毂电机提供动力,每个轮毂电机单独控制。
- (4) 每个轮子由独立的伺服电机控制,配合磁浮弹簧的对称性可实现 360° 旋转,通过调节四个轮子的旋转角度,使无人车可实现任意方向平移、原地旋转等功能。
- (5) 由 PLC 实现电机控制,控制方式简单,提供远程遥控操作和控制台手动操作两种驾驶方式。

4.2.1 建模过程

在实习企业实践期间,与公司技术人员进行方案讨论,最终确定无人车的结构方案,在 Solidworks 软件中绘制三维模型如下图 4-1 所示。

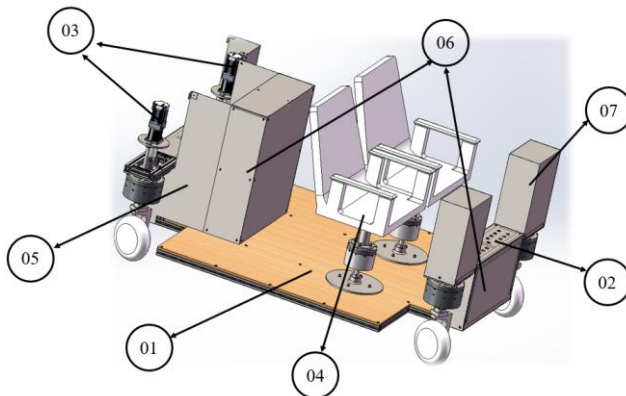


图 4-1 无人车三维模型

其主要由以下几部分组成：

(1) 底盘：为使无人车真正实现轻量化，底盘框架采用铝合金型材搭建，分别由两根长度为 1480mm 和 2200mm 的竖梁贯穿前后，其间以长度为 660mm 和 430mm 的横梁呈肋骨状排列，如下图 4-2 所示。

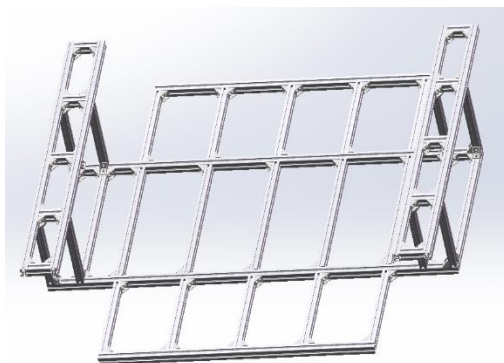


图 4-2 铝合金底盘框架

前后凸起高台为转向机构的安装预留空间，铝合金型材之间以角码连接，如下图 4-3 所示，在铝合金框架上铺设厚度为 15mm 的木板，提升乘驾体验，使脚感更舒适。

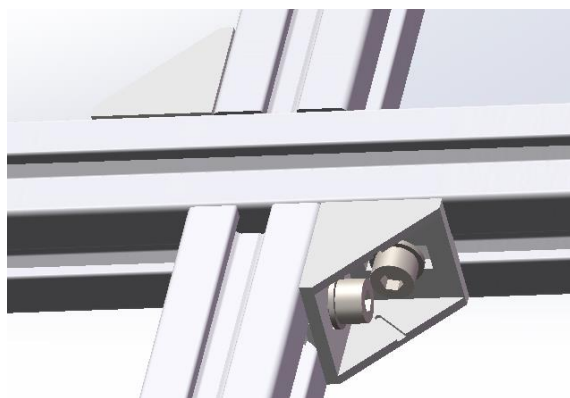


图 4-3 角码连接结构

(2) 控制台：无人车前端设置有上电、急停、转向、启动、停止等按钮，是实现手动操作的平台，如下图 4-4 所示：

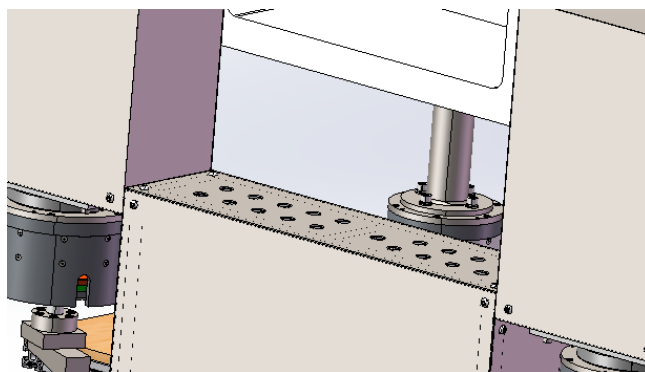


图 4-4 控制台

(3) 转向机构：无人车的动力来源于四个轮毂电机，每个轮毂电机上端连接磁浮弹簧，而磁浮弹簧的中心轴通过联轴器与一个伺服电机连接。伺服电机控制中心轴的旋转角度，从而实现无人车的转向功能。转向机构三维图见下图 4-5。

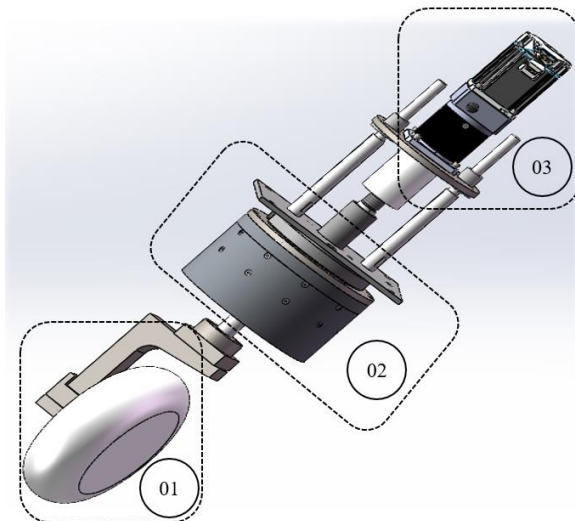


图 4-5 转向机构

01：轮毂电机；02：磁浮弹簧；03：伺服电机

(4) 乘驾机构：无人车设有两个乘驾座椅，座椅下方与磁浮弹簧连接，磁浮弹簧下端特制法兰嵌入底座圆盘，再通过螺钉把底座固定在无人车底盘上，三维模型见下图 4-6。

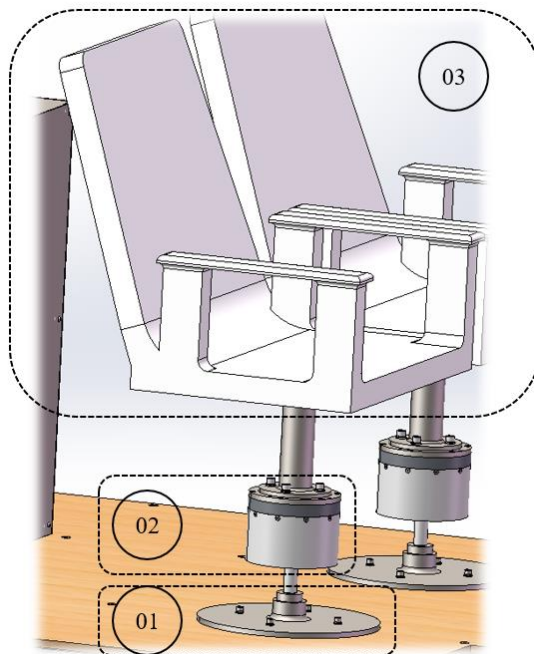


图 4-6 乘驾机构

01：底座圆盘；02：磁浮弹簧；03：座椅。

(5) 电池组：电池组件位于无人车后方机箱底部，电池组体积庞大，是无人车的主要质量单元，放于无人车靠后的位置使无人车重心靠后，在遇到障碍的时候能轻松抬起前轮，顺利越障。

(6) 控制箱：PLC 控制系统分别位于在无人车控制台下方空腔和电池组上方机箱内，各自控制前（后）两个轮毂电机的转速。

(7) 保护框架：无人车外壳包裹一层铁皮框架，厚度为 1mm，铁皮间用直角钢板打上螺纹固定，如下图 4-7 所示。

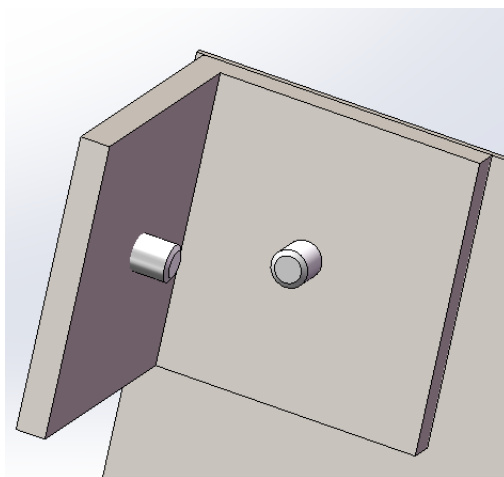


图 4-7 直角钢板连接件

将电池组、PLC 元件、伺服电机及其他电器元件保护在内，具体模型见下图 4-8。

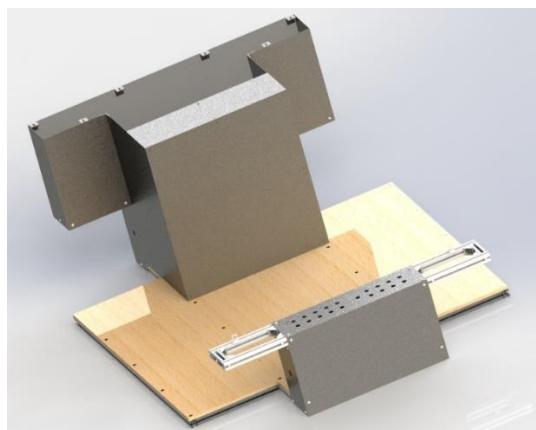


图 4-8 保护框架

4.2.2 样机制作

与实习企业合作公司的配合，完成了无人车轮毂电机 PLC 控制程序和转向伺服电机控制程序的编写及调试，样机的加工和装配。为实现伺服电机智能归零的功能，在每一个转向轴上设置一颗凸起螺钉，并在对面设置一枚红外位置传感

器，当凸起螺钉与传感器相对时记录电机转动的角度并设置为初始值，每次关机上电都会使每个轮子转动至初始位置。最终样机见下图 4-9。

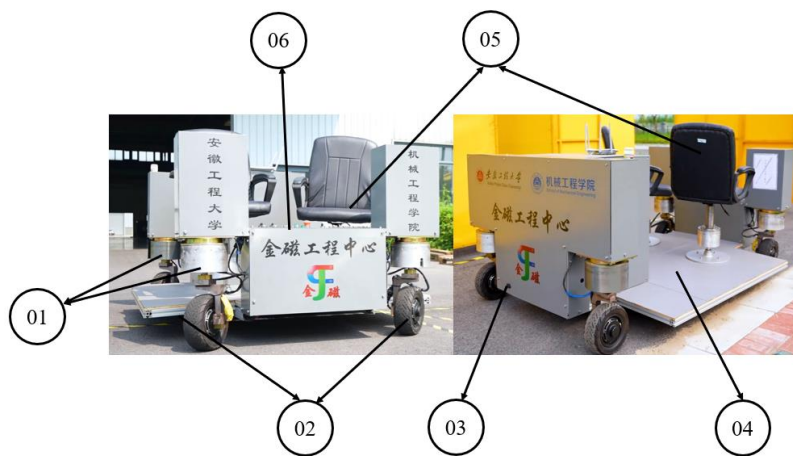


图 4-9 无人车样机

其中：

01：磁浮弹簧；02：轮毂电机；03：电池箱；04：底盘；05：座椅；06：控制台。

4.3 无人车实地测试

人体为弹性组织，在振动实验中可看作一弹性系统，人对振动的反应主要取决于振动的频率和方向；而振动对人体的影响主要由振动强度和频率决定。人体不同器官有着不同的固有频率，不容忽视的是，当外界激励的频率与器官固有频率相近时，人体器官会由于共振而受到损伤，而不同器官的固有频率见下表 4-1^[55]。

表 4-1 人体器官固有频率表

人体器官（部位）	固有频率（Hz）
眼球	30~80
肩膀	4
肘部	16~30
手掌	50~200
头颅骨	300~400
牙床	100~260
心脏	60
胸腹系统	3~8
骨盆	1~3
膝关节	20

人体的平均固有频率为 4~5Hz，人体各关键部位的共振频率不同，其中腹腔

为 8Hz，胸腔为 2~12 Hz，头部为 17~25Hz。人体关键内脏都集中于胸腹系统，而胸腹系统在频率为 3~8Hz 时发生共振。因此，3~8Hz 是人体的危险频率。眼睛影响人体的行为和认知，在频率为 60~90Hz 时眼球共振，人体会感到扰动，影响视觉和位置感^[56]。除此之外，垂直振动对内脏有极大影响，在 4~8 Hz 处有一共振峰，即第一共振频率，由胸部共振产生，对心肺功能影响最大；在 10 Hz 附近有第二个共振峰，即第二共振频率，它由腹部共振产生，对消化系统内脏影响较大。在全身振动下，会产生局部器官的共振，人体对振动的感受主要有以下四个阶段^[57-58]：

(1) 人体刚能感受到振动的信息，这就是通常所说的“感觉阈”。人们对刚超过感觉阈的振动，一般不会感觉不舒服，即多数人对这种振动表现为可忍受性。

(2) 振动的振幅加大到一定程度，人就感觉到不舒服，或者出现“讨厌”的反应，这就是“不舒服阈”。这种情况下的“不舒服”仅仅是一种心理反应，是大脑对振动信息的一种判断，并没有产生生理的影响。

(3) 振动振幅进一步增加，达到某种程度，人对振动的感觉就由“不舒服”变为“疲劳阈”。对超过疲劳阈的振动，不仅有心理的反应，而且也出现生理的反应。这就是说，振动的感受器官和神经系统的功能在振动的刺激下受到影响，并通过神经系统对人体的其他功能产生影响，如注意力不集中、工作效率的降低等。对刚超过“疲劳阈”的振动来讲这些生理影响还是可逆的，振动停止以后会随时间恢复。

(4) 振动的强度继续增加，就进到“危险阈”（或“极限阈”）。超过危险阈时，振动对人不仅有心理、生理的影响，还产生病理性的损伤。这意味着强振动将使感受器官和神经系统产生永久性病变，即使振动停止也不能复原。

4.3.1 实验方案

为测试磁浮弹簧在无人车上的工作状态，现分别在无人车上取三个测试点 01、02、03，其中 01 位于磁浮弹簧下方（未经磁浮弹簧减振，来自路面和轮胎的原始激励）；02 位于磁浮弹簧上方（经过磁浮弹簧减振），03 位于座椅面上，具体位置示意图见下图 4-10。

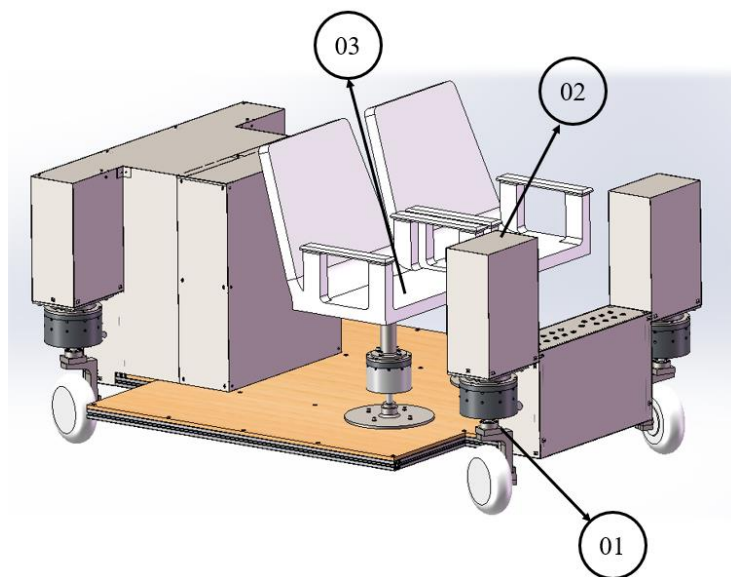


图 4-10 测试点位置示意图

让无人车以不同的速度行驶在不同的路面上，并在路面设置相应的障碍，在上述 3 个测试点设置相应的传感器，测得振动位移、频率、振速等进行对比。本实验设置的控制变量为轮毂转速、道路类型、障碍类型，在不同轮毂转速的基础上改变其余变量，具体变量见下图 4-11 所示。

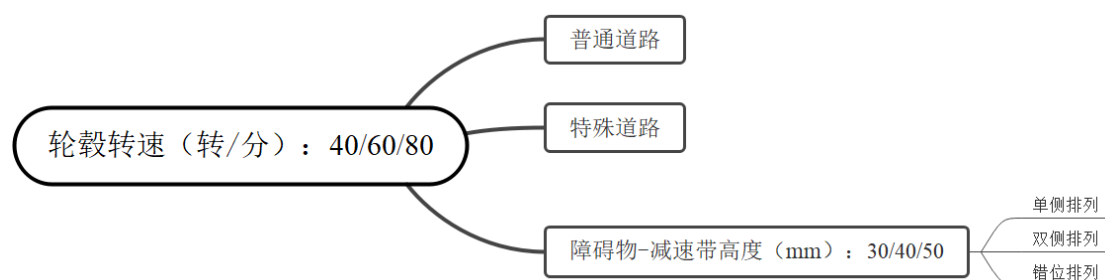


图 4-11 控制变量类型

实验设置了三种高度的减速带，分别为 30mm、40mm、50mm，每种减速带设计三种排列方式，见下图 4-12~4-14。

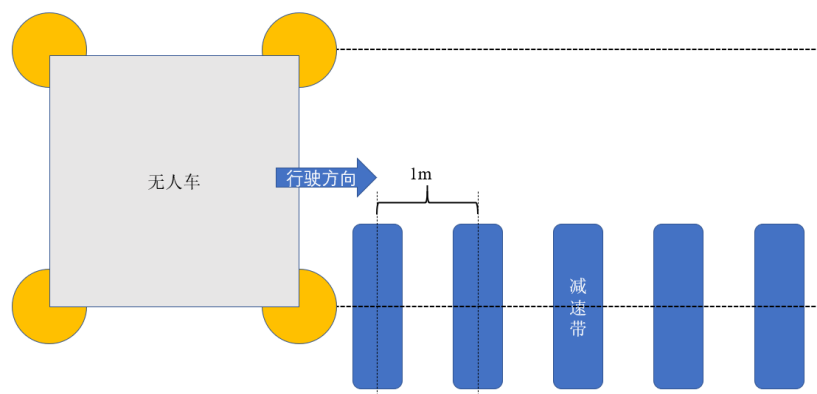


图 4-12 单侧减速带排列

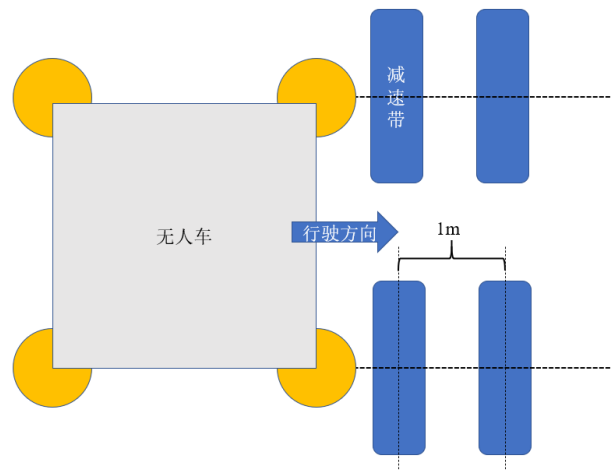


图 4-13 双侧减速带排列

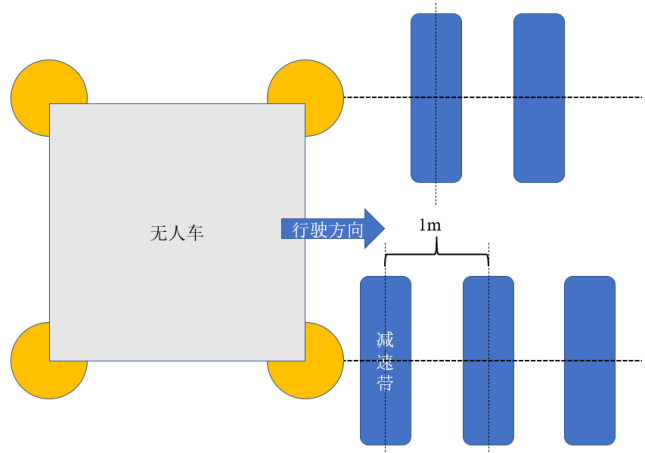


图 4-14 错位减速带排列

选取的两种道路类型分别为普通沥青公路和停车场路面，新修建一年内的普通沥青马路，保证其路面平整度符合国家规定的一级公路路面标准^[59]，此外，停车场地面凹凸不平，且突起物均匀分布，符合实验特殊道路要求，见下图 4-15 所示，其中（a）、（b）分别为普通道路和特殊道路。

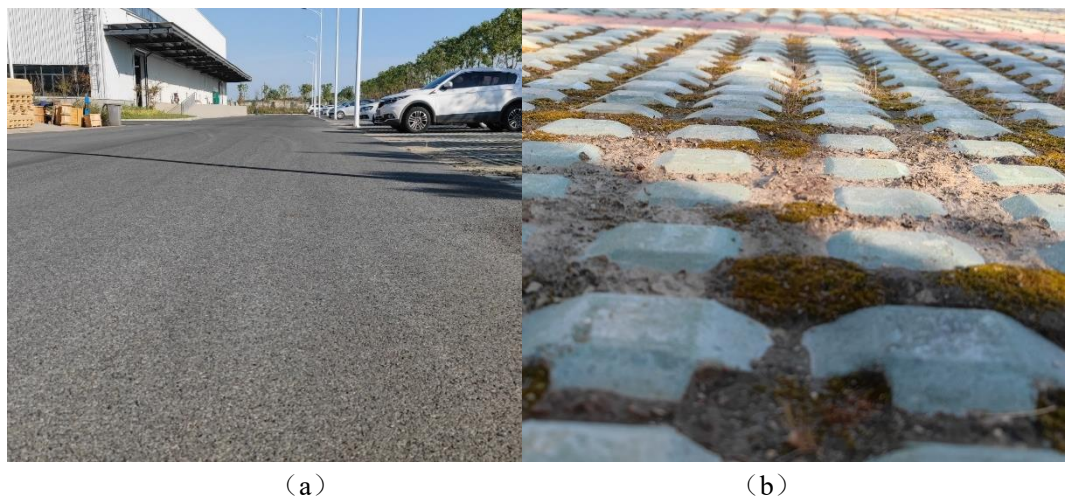


图 4-15 道路实况

选取的实验仪器参数见下表 4-2。

表 4-2 实验仪器参数表

名称	型号/参数	备注
九轴加速度传感器	HWT-901B	USB-485
三轴振动传感器	WT-VB01	USB-485
人字型减速带	橡胶	1000-300-30
		1000-350-40
		1000-400-50

国际上对汽车行驶平顺性也制定了相应规定，1974 年 ISO 制定了国际标准 ISO2631，即《人体承受全身振动评价指南》；并于 1997 年公布一般要求。我国对国际标准进行修正，于 1996 年发布 GB/T4970，即《汽车平顺性随机输入行驶试验方法》^[60-61]。值得注意的是，清华大学的余志生教授在《汽车理论》一书第六章中对汽车的平顺性及人体对振动的反应平顺性做了较详细的阐述，主要有两个批判指标：加权加速度均方根 a_w ；总加权振级 L_{aw} 。其受振模型如下图 4-16 所示^[62]。

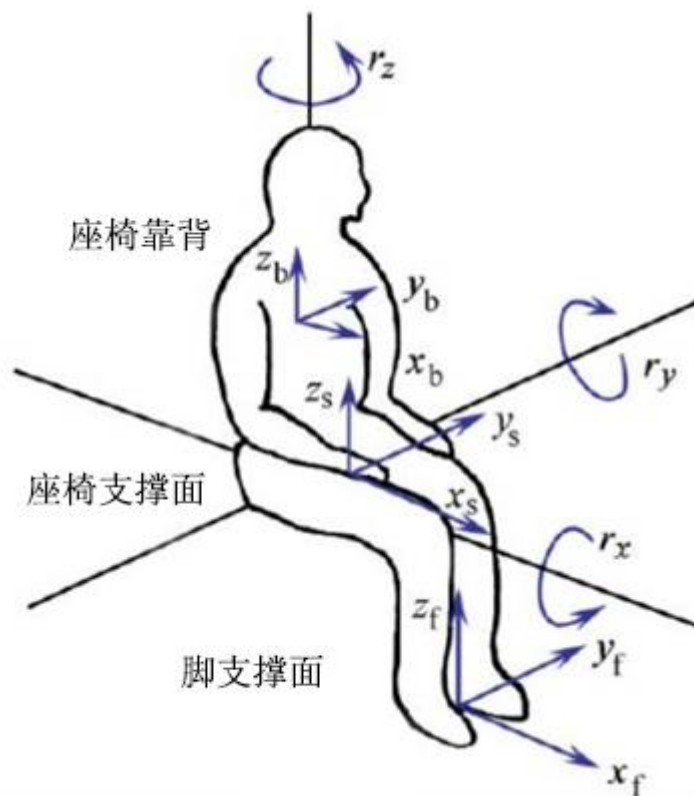


图 4-16 人体坐姿受振模型

上图定义了人体坐姿受振的三处位置：座椅靠背、座椅支撑面和脚支撑面以及各自的三轴振动。人体对座椅不同位置传递的加速度有不同的敏感度，下表 4-3 为座椅不同位置的频率加权函数和轴加权系数。

表 4-3 座椅不同位置的频率加权函数和轴加权系数

位置	坐标轴	频率加权函数	轴加权系数
座椅支撑面	x_s	w_d	1.00
	y_s	w_d	1.00
	z_s	w_k	1.00
	r_x	w_e	0.63
	r_y	w_e	0.40
	r_z	w_e	0.20
座椅靠背	x_b	w_c	0.80
	y_b	w_d	0.50
	z_b	w_d	0.40
脚支撑面	x_f	w_k	0.25
	y_f	w_k	0.25
	z_f	w_k	0.40

可知，人体对座椅支撑面处的振动最为敏感。频率加权函数的表达式可参考下列式子：

$$w_k(f) \begin{cases} 0.5(0.5\text{Hz} < f < 2\text{Hz}) \\ \frac{f}{4}(2\text{Hz} < f < 4\text{Hz}) \\ 1(4\text{Hz} < f < 12.5\text{Hz}) \\ \frac{12.5}{f}(12.5\text{Hz} < f < 80\text{Hz}) \end{cases}$$

$$w_d(f) \begin{cases} 1(0.5\text{Hz} < f < 2\text{Hz}) \\ \frac{2}{f}(2\text{Hz} < f < 80\text{Hz}) \end{cases}$$

$$w_c(f) \begin{cases} 1(0.5\text{Hz} < f < 8\text{Hz}) \\ \frac{8}{f}(8\text{Hz} < f < 80\text{Hz}) \end{cases}$$

$$w_e(f) \begin{cases} 1(0.5\text{Hz} < f < 1\text{Hz}) \\ \frac{1}{f}(1\text{Hz} < f < 80\text{Hz}) \end{cases}$$

此外，在评价振动对健康的影响时，ISO2631-1:1997(E)标准和我国标准还规定了一些注意事项：

- (1) 只考虑 x_s 、 y_s 、 z_s 这三个轴向振动，且 x_s 、 y_s 两个水平轴向的轴加权系数取 $k=1.4$ 。
- (2) 评价汽车平顺性时就考虑 x_s 、 y_s 、 z_s 三个轴向振动。
- (3) 靠背水平轴向 x_b 、 y_b 可以由椅面水平轴向 x_s 、 y_s 代替，此时轴加权系数取 $k=1.4$ 。

上述的标准和文献介绍了计算加权加速度均方根值的两种方法以及总加权振级的计算公式:

(1) 滤波网络法: 将测得的 $a(t)$ 通过相应的频率加权函数 $w(f)$ 的滤波网络, 得到加权加速度时间历程 $a_w(t)$, 单轴的加速度均方根值可由下式(4-1)得到。

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w(t)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4-1)$$

(2) 频谱分析法: 对 $a(t)$ 进行频谱分析, 得到功率谱密度函数 $G_a(f)$ 。单轴的加速度均方根值可由下式(4-2)得到。

$$a_w = \left[\int_{0.5}^{80} W(f)^2 G_a(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4-2)$$

(3) 总加权振级 L_{aw} 可由下式(4-3)得到。

$$L_{aw} = 20 \lg \left(\frac{a_w}{a_0} \right) \quad (4-3)$$

其中, a_0 为参考加速度均方根, 一般 $a_0 = 10^{-6} m/s^2$ 。三个轴向总加权加速度均方根值可由下式(4-4)得到。

$$a_w = \left[(1.4a_{xw})^2 + (1.4a_{yw})^2 + (a_{zw})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4-4)$$

上述加速度均方根值和总加权振级的值都会影响乘驾人员的主观感受, 然而不同的人对振动敏感度也存在些许差异, 因此需要确定适合大部分人的数值, 一般人对振动的感受与上述两个指标的关系见下表 4-4。

表 4-4 人体主观感受与 L_{aw} 和 a_w 之间的关系

加速度均方根值 a_w	总加权振级 L_{aw}	人体主观感觉
小于 0.315	110	没有不舒适
0.315~0.63	110~116	有一些不舒适
0.5~1.0	114~120	比较不舒适
0.8~1.6	118~124	不舒适
1.25~2.5	112~128	很不舒适
大于 2.0	126	极其不舒适

将计算得到的加速度均方根值或总加权振级对照上表就能判断乘驾人员的舒适性。除此之外, ISO2631-1:1997(E)标准规定了加权加速度 4 次方根值作为辅助评价指标。它考虑到偶尔遇到大的脉冲引起的高峰值系数振动对人体的影响。此时采用辅助评价方法, 即振动剂量值($ms^{-1.75}$), 计算公式如下:

$$DVD = \left[\int_0^T a_w(t)^4 dt \right]^{1/4} \quad (4-5)$$

本次实验参考《汽车理论》一书中提到的方法，并根据实际情况，对其进行了改进创新。

4.3.2 实验过程

(1) 搭建实验场地

在普通路面上依次搭建减速带的三种排列形式，见下图 4-17。



图 4-17 减速带三种排列方式

(2) 安装传感器

按照实验要求在无人车测试点 01、02 处设置三轴振动传感器，在测试点 03 处设置加速度传感器，如下图 4-18。

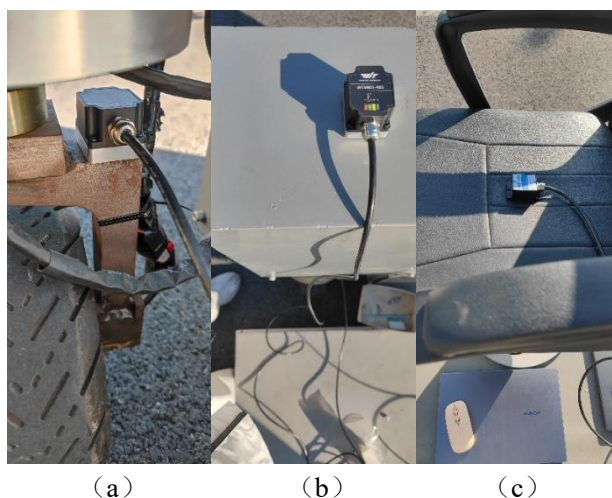
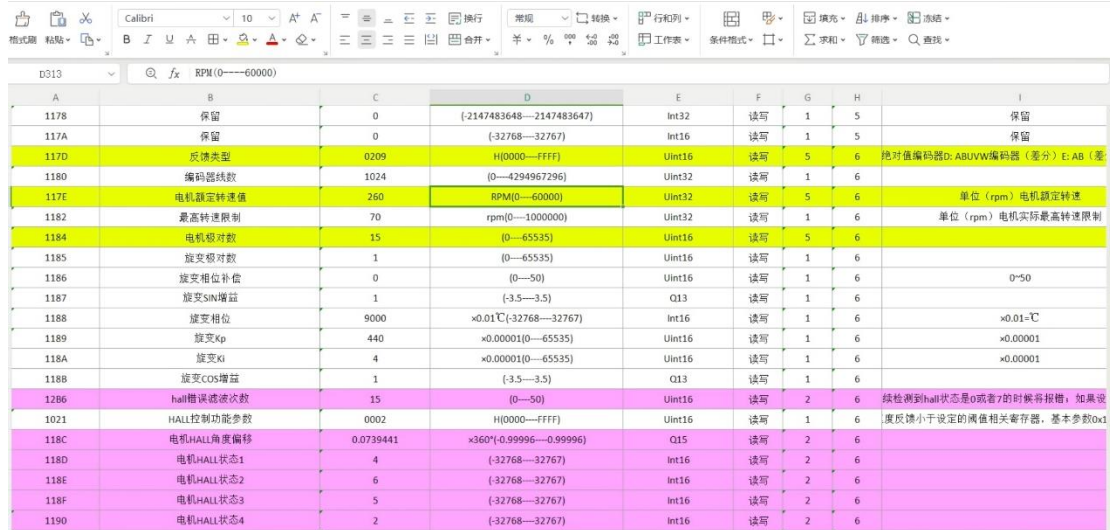


图 4-18 传感器位置示意图

图中 (a)、(b)、(c) 分别对应测试点 01、02、03。

(3) 进行依次测试

先以 40 档的速度依次完成上述测试，完成数据传输后在轮毂电机参数表中将电机转速(1182)依次调至 60、80 转/分，并通过 LD 电机控制平台 3.0 将参数导入 PLC，如下图 4-19、4-20 所示。然后重复上述测试。



A	B	C	D	E	F	G	H	I
1178	保留	0	{-2147483648---2147483647}	Int32	读写	1	5	保留
117A	保留	0	{-32768---32767}	Int16	读写	1	5	保留
117D	反馈类型	0209	H(0000---FFFF)	UInt16	读写	5	6	绝对值编码器D: ABUVW编码器(差分) E: AB(差
1180	编码器线数	1024	{0---4294967296}	UInt32	读写	1	6	
117E	电机额定转速	260	RPM(0---60000)	UInt32	读写	5	6	单位(rpm)电机额定转速
1182	最高转速限制	70	rpm(0---1000000)	UInt32	读写	1	6	单位(rpm)电机实际最高转速限制
1184	电机极对数	15	{0---65535}	UInt16	读写	5	6	
1185	旋变极对数	1	{0---65535}	UInt16	读写	1	6	
1186	旋变相位补偿	0	{0---50}	UInt16	读写	1	6	0=50
1187	旋变SIN增益	1	{-3.5---3.5}	Q13	读写	1	6	
1188	旋变相位	9000	×0.01℃(-32768---32767)	Int16	读写	1	6	×0.01=℃
1189	旋变Kp	440	×0.00001{0---65535}	UInt16	读写	1	6	×0.00001
118A	旋变Ki	4	×0.00001{0---65535}	UInt16	读写	1	6	×0.00001
118B	旋变COS增益	1	{-3.5---3.5}	Q13	读写	1	6	
1286	hall误差滤波次数	15	{0---50}	UInt16	读写	2	6	续检测到hall状态是0或者7的时候将报臂, 如果设
1021	HALL控制功能参数	0002	H(0000---FFFF)	UInt16	读写	1	6	度反馈小于设定的阈值相关寄存器, 基本参数0x1
118C	电机HALL角度偏移	0.0739441	×360°{0.99996---0.99996}	Q15	读写	2	6	
118D	电机HALL状态1	4	{-32768---32767}	Int16	读写	2	6	
118E	电机HALL状态2	6	{-32768---32767}	Int16	读写	2	6	
118F	电机HALL状态3	5	{-32768---32767}	Int16	读写	2	6	
1190	电机HALL状态4	2	{-32768---32767}	Int16	读写	2	6	

图 4-19 电机参数



地址	参数名	值	单位
117D	反馈类型	0209	H(0000---FFFF)
1180	编码器线数	1024	{0---4294967296}
117E	电机额定转速	260	RPM(0---60000)
1182	最高转速限制	60	rpm(0---1000000)
1184	电机极对数	15	{0---65535}
1185	旋变极对数	1	{0---65535}
1186	旋变相位补偿	0	{0---50}
1187	旋变SIN增益	1	{-3.5---3.5}

图 4-20 电机控制平台

4.3.3 实验结果及数据分析

在轮毂电机转速为 40 转/分时测得的无人车在普通道路上行驶的振动位移、频率、速度如下图 4-21 所示。

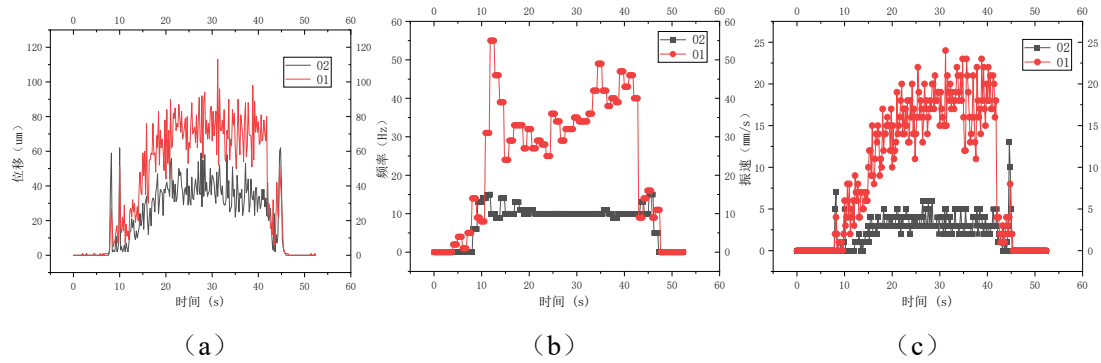


图 4-21 振动位移、频率、速度曲线（普）

上图（a）、（b）、（c）分别表示振动位移、频率、速度曲线图，且 01、02 与无人车上测试点 01、02 对应。由图可知，01 测试点的振动位移、频率、速度曲线皆位于 02 测试点下方，且对于振动频率和转速来说，02 测试点的曲线整体趋于平稳状态。值得注意的是，这三项指标的平均值和最大值都有明显差异，见下表 4-5 所示。

表 4-5 平均值与最大值（普）

	位移 01	位移 02	频率 01	频率 02	振速 01	振速 02
平均值	40.42966	21.69962	23.84791	7.74525	9.19772	2.04183
最大值	113	62	55	15	24	13

02 测试点的三项指标平均值和最大值都比 01 测试点有较明显的减小，结合图 4-21 和表 4-5 说明在普通道路上无人车的悬架弹簧减振性能较好，磁浮弹簧发挥的作用基本符合其设计要求。下图 4-22 是当前速度下无人车在特殊道路上行驶的振动位移、频率、速度曲线。

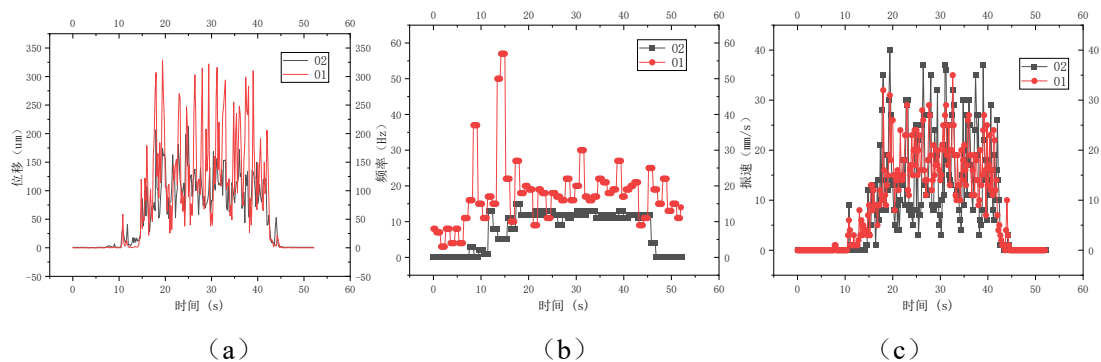


图 4-22 振动位移、频率、速度曲线（特）

图中（a）、（b）、（c）分别对应振动位移、频率、速度，由此可见 02 测试点的三条曲线整体位于 01 测试点下方且相对较平稳，该三项指标的平均值与最大值见下表 4-6。

表 4-6 平均值与最大值（特）

	位移 01	位移 02	频率 01	频率 02	振速 01	振速 02
平均值	76.72519	57.05364	17.70498	7.62595	9.27203	8.32443
最大值	329	213	57	15	35	40

从平均值来看，02 测试点相对于 01 测试点有明显减小，而振动速度最大值 02 点比 01 点大，这可能是由于路面特殊状况导致不平整度突变。结合图 4-22 和表 4-6，磁浮弹簧在无人车悬架上发挥的作用基本符合设计要求。

在此条件下测得的三轴加速度见下图 4-23、4-24 所示，为得到加速度曲线的整体趋势，对其进行滤波操作，过滤高频信号，以趋势曲线进行后期的操作。

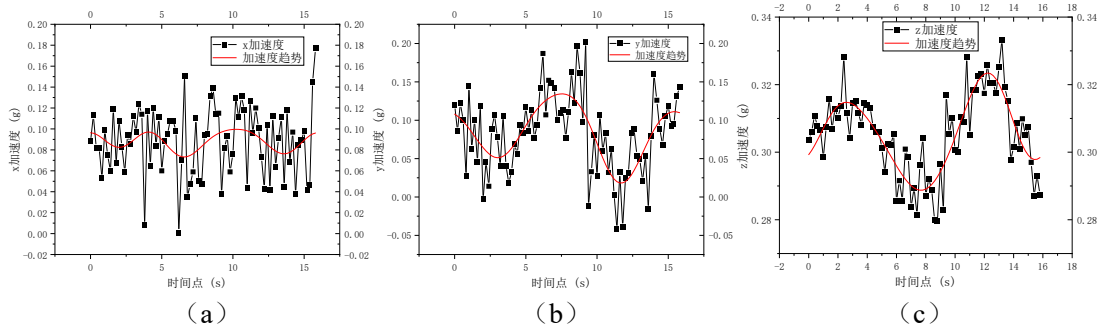


图 4-23 普通道路三轴加速度

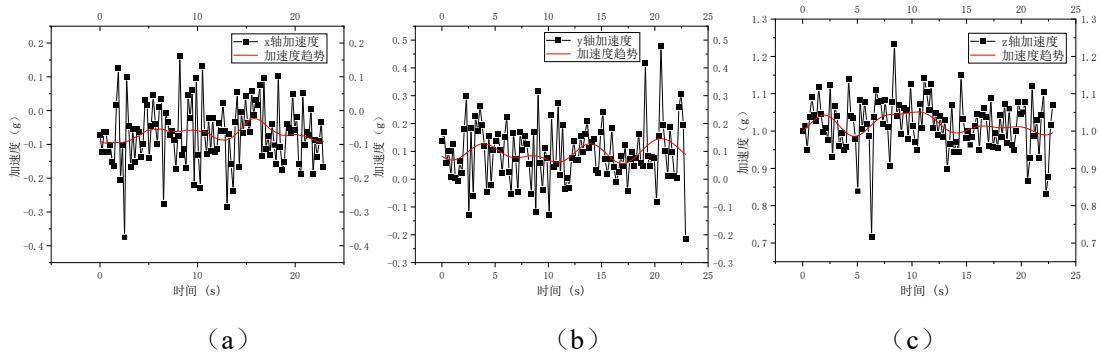


图 4-24 特殊道路三轴加速度

上图中（a）、（b）、（c）分别对于 x、y、z 轴，其中红色曲线呈现了加速度曲线的大致走向，模仿《汽车理论》中介绍的方法，将趋势曲线拟合成函数关系式，再按照上式（4-4）计算，将这两种路况的加速度均方根值及增加加权振级算出来，对照表 4-4 可知人体舒适度等级，详见下表 4-7。

表 4-7 人体舒适度

	加速度均方根值 a_w	总加权振级 L_{aw}	人体主观感受
普通道路	0.278	108.881	没有不舒适
特殊道路	0.373	111.434	有一些不舒适

将轮毂电机转速提高到 60 转/分，测得的无人车在普通道路上行驶的振动位

移、频率、速度如下图 4-25 所示。

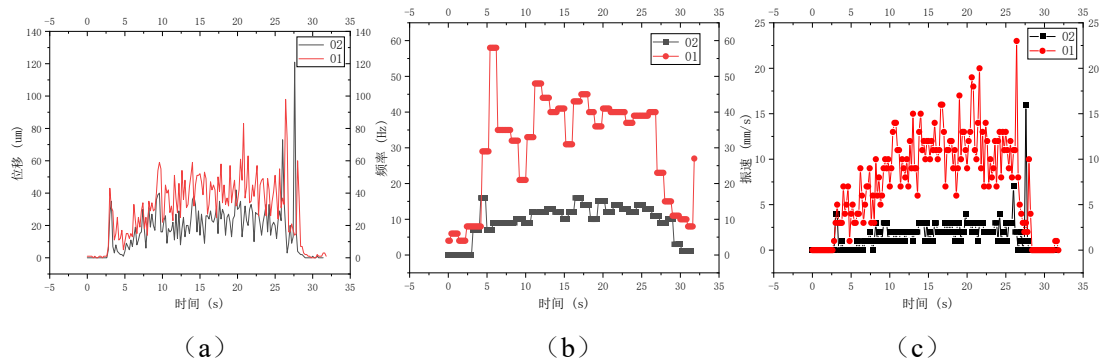


图 4-25 振动位移、频率、速度曲线（普）

同样取平均值与最大值作比较，见下表 4-8。

表 4-8 平均值与最大值（普）

	位移 01	位移 02	频率 01	频率 02	振速 01	振速 02
平均值	29.66497	17.75253	28.14721	8.75253	6.60406	1.65657
最大值	146	79	54	15	31	6

结果表明在普通道路上速度提升对无人车整体的振动影响不大，其结果与 40 档速度相比变化不明显。下图 4-26 是 60 档速度在特殊道路上行驶的振动情况。

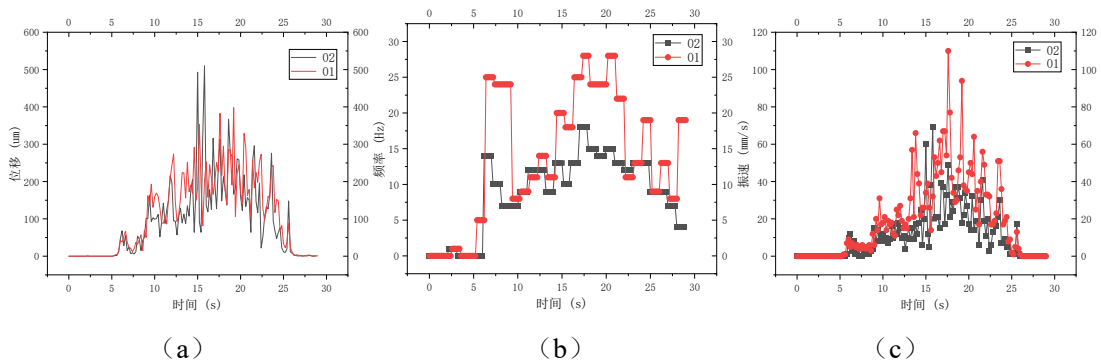


图 4-26 振动位移、频率、速度曲线（特）

特殊道路相比普通道路曲线波动较大，同样取平均值和最大值见下表 4-9。

表 4-9 平均值与最大值（特）

	位移 01	位移 02	频率 01	频率 02	振速 01	振速 02
平均值	108.56164	91.33103	13.95205	8.86207	19.5411	10.87586
最大值	398	510	28	18	110	69

结合图 4-26 和表 4-9 可知，02 点和 01 点的三项指标曲线交叉部分较为明显，总体来看 02 点还是位于 01 点下方，由此可见不平整的道路对磁浮弹簧减振性能的影响较明显。同样计算他们的加速度均方根值，下图 4-27、4-28 为两种道路的三轴加速度曲线和趋势曲线。

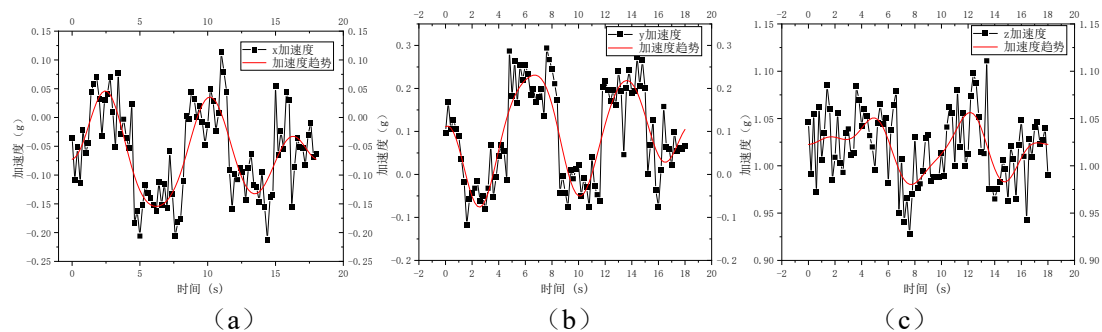


图 4-27 普通道路三轴加速度

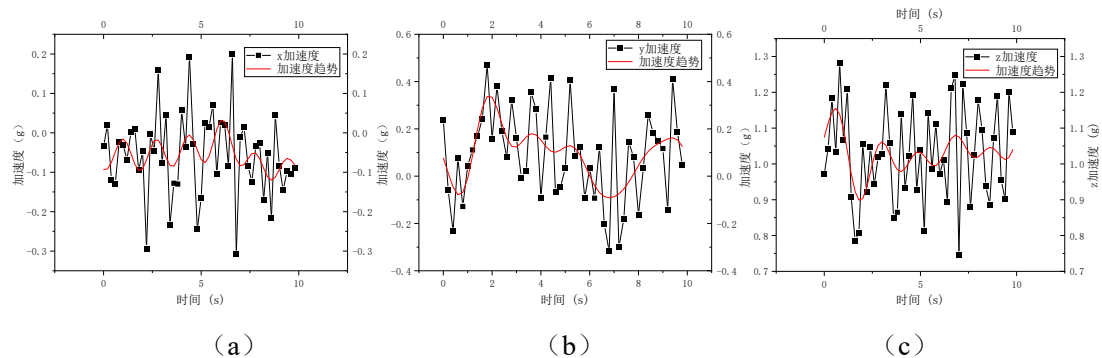


图 4-28 特殊道路三轴加速度

上图中 (a)、(b)、(c) 分别对应 x、y、z 三轴，由此可见特殊道路三轴加速度曲线比之普通道路呈现更多的不规则性，其加速度均方根值和加权振级见下表 4-10。

表 4-10 人体舒适度

	加速度均方根值 a_w	总加权振级 L_{aw}	人体主观感受
普通道路	0.801	118.073	不舒适
特殊道路	0.886	118.949	不舒适

在 60 档速度下普通道路和特殊道路行驶的舒适度皆达到了“不舒适”，可见速度对人体主观感受的影响颇深，然而特殊道路对比普通道路并没有体现出巨大差距，因此磁浮弹簧在无人车悬架上的减振效果是显著的。

将轮毂电机转速调至 80 转/分，在普通道路上的测试结果见下图 4-29。

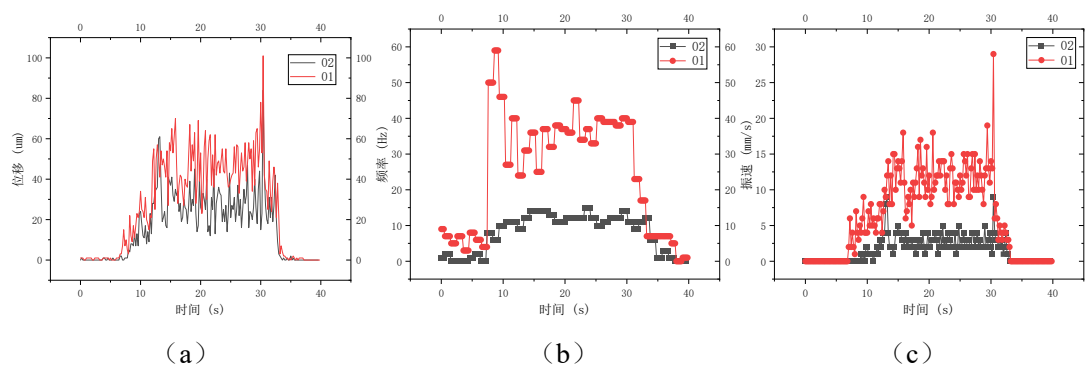


图 4-29 振动位移、频率、速度曲线（普）

在 80 档速度下 02、01 测试点的曲线波动起伏略有增大，取其平均值和最大值，见下表 4-11。

表 4-11 平均值与最大值（普）

	位移 01	位移 02	频率 01	频率 02	振速 01	振速 02
平均值	27.18	16.42714	25.03	8.01508	6.295	1.58794
最大值	101	84	59	15	29	9

结合图 4-29 与表 4-11 可知两个测试点振动位移较为接近，但 02 点曲线依旧低于 01 点，在频率和振速上更明显。下图 4-30 为特殊道路行驶的振动情况，表 4-12 为平均值与最大值。

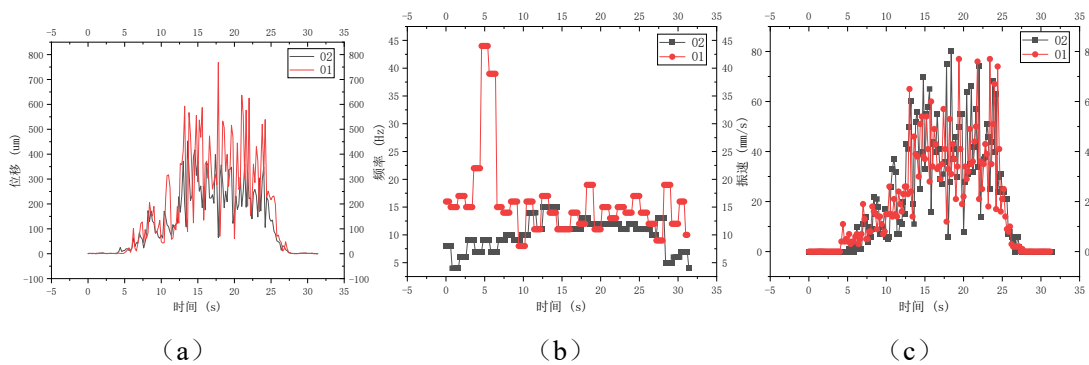


图 4-30 振动位移、频率、速度曲线（特）

表 4-12 平均值与最大值（特）

	位移 01	位移 02	频率 01	频率 02	振速 01	振速 02
平均值	174.87342	124.82278	15.99363	10.06329	19.19745	19.93038
最大值	768	453	44	15	80	77

特殊道路上行驶的振动比之普通道路明显更为剧烈。两测试点的曲线比较接近，尤其在振速方面已经几乎融合。以同样的方法计算其加速度均方根值和加权振级，见下图 4-31、4-32 和表 4-13。

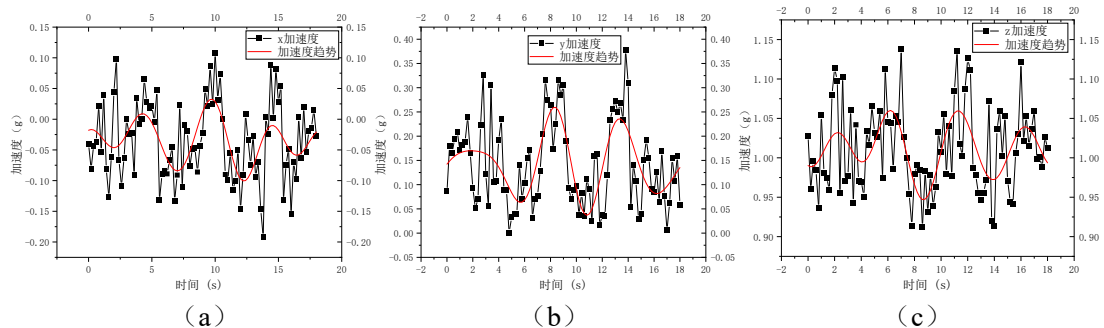


图 4-31 普通道路三轴加速度

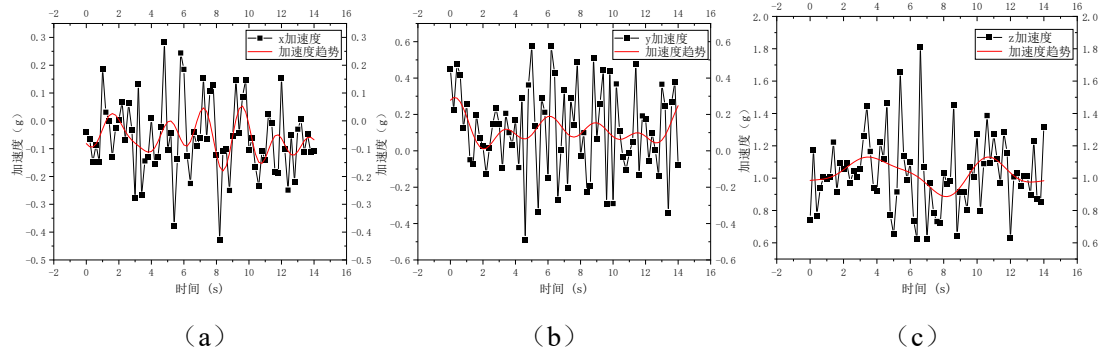


图 4-32 特殊道路三轴加速度

图中 (a)、(b)、(c) 分别对应 x、y、z 三轴，在特殊道路上行驶的三轴加速度比之普通道路呈现出一定的随机性，可见道路凸起、凹陷是座椅面处加速度变化的一重要影响因子。

表 4-13 人体舒适度

	加速度均方根值 a_w	总加权振级 L_{aw}	人体主观感受
普通道路	0.852	118.609	不舒适
特殊道路	0.938	119.444	不舒适

80 档速度下无人车测得的人体舒适度依旧为“不舒适”，不可否认的是无人车已经无法保持一个良好的乘驾环境，但对比 40 和 60 档速度并没有很大差距，说明其悬架发挥的减振作用减缓了乘驾环境向更恶劣的情况发展。

要判断无人车在越障时是否也能维持良好的乘驾环境，设置不同类型的减速带作为障碍物，依旧是考量其振动位移、频率、速度三个指标，其测试结果如下：

(1) 轮毂电机转速 40 转/分。

单侧减速带：

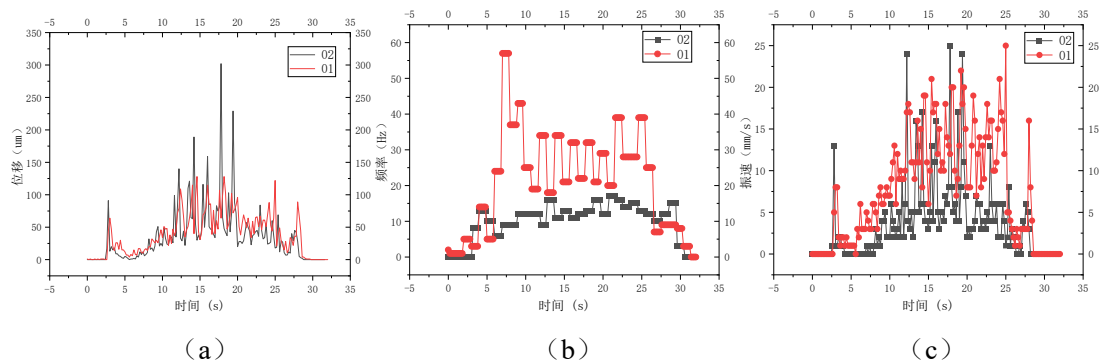


图 4-33 高度为 30mm 的测试结果

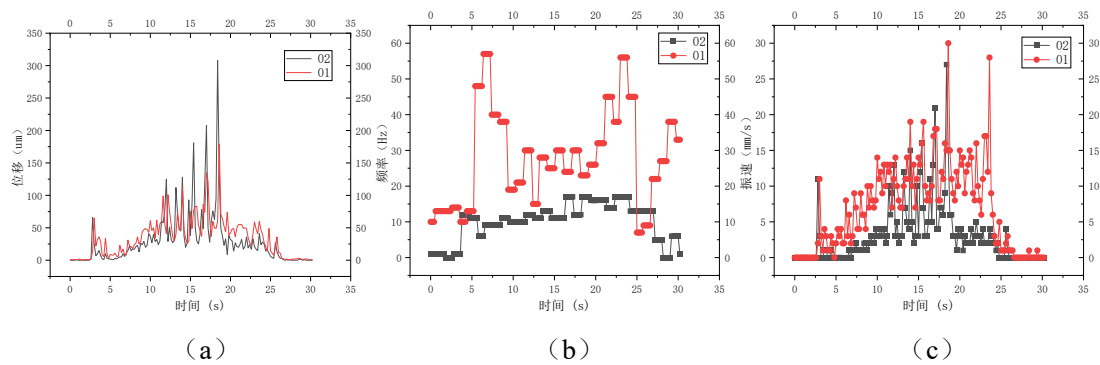


图 4-34 高度为 40mm 的测试结果

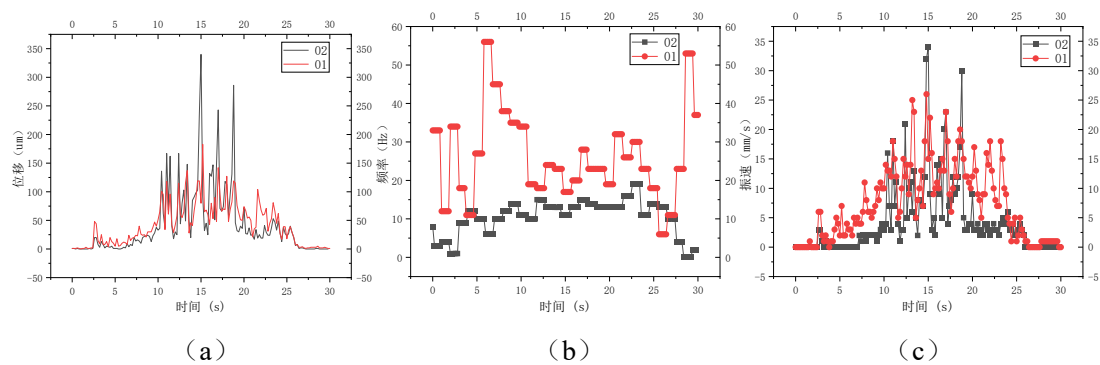


图 4-35 高度为 50mm 的测试结果

两侧减速带:

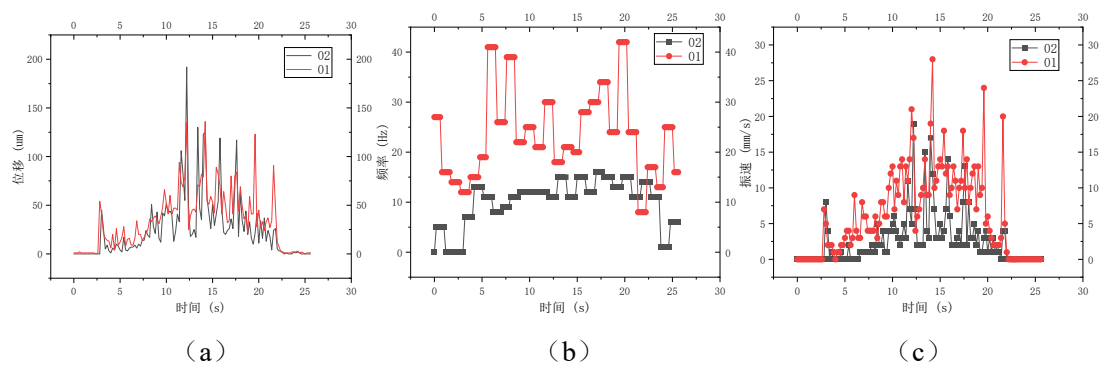


图 4-36 高度为 30mm 的测试结果

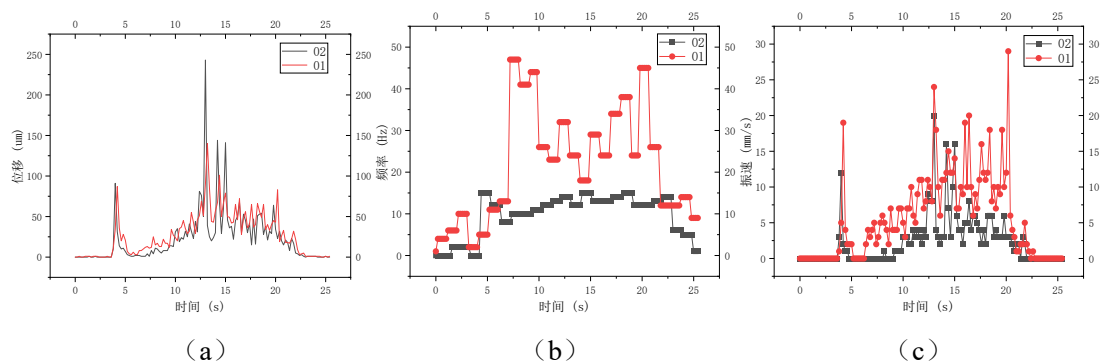


图 4-37 高度为 40mm 的测试结果

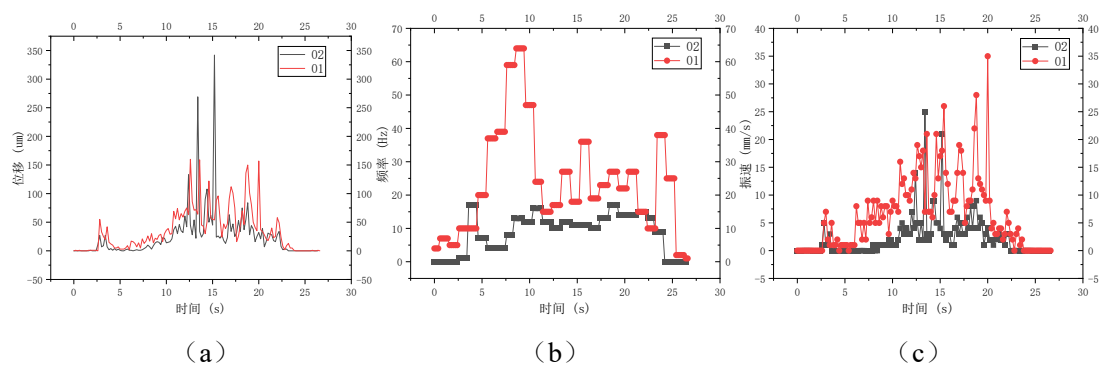


图 4-38 高度为 50mm 的测试结果

错位减速带:

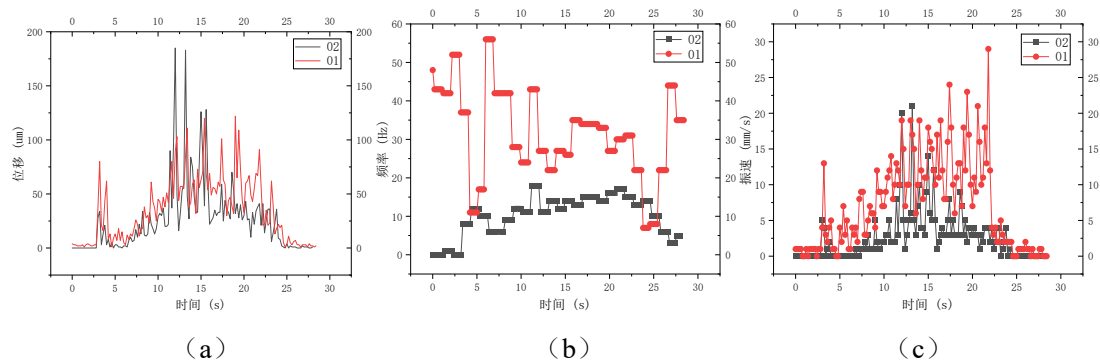


图 4-39 高度为 30mm 的测试结果

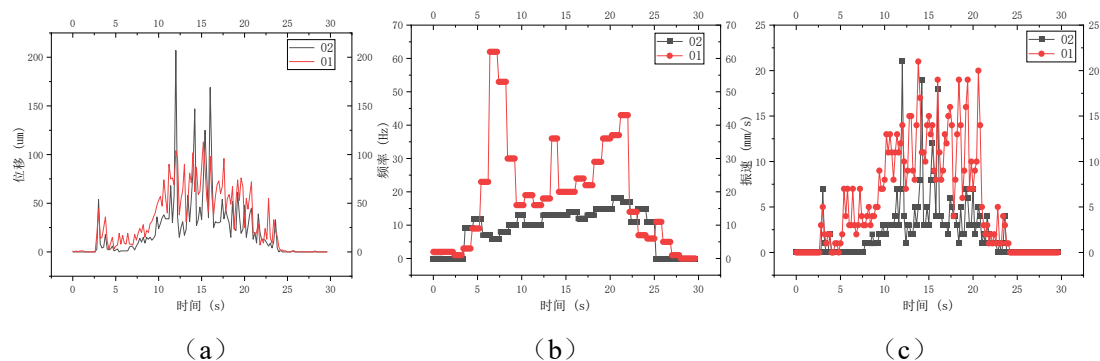


图 4-40 高度为 40mm 的测试结果

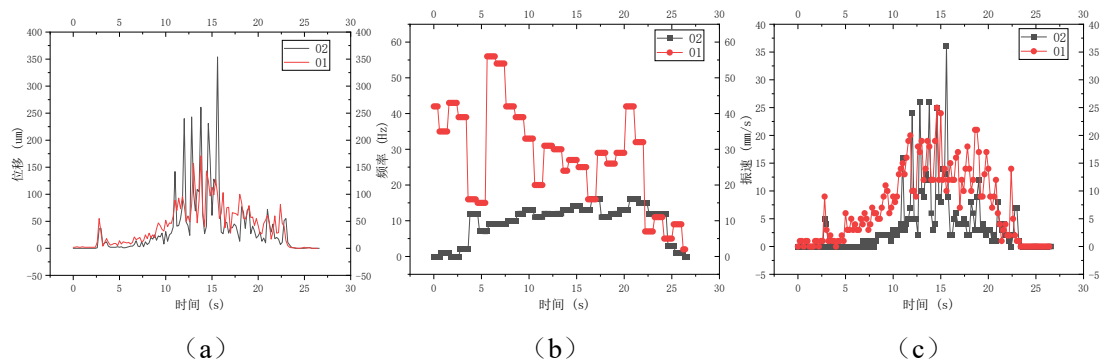


图 4-41 高度为 50mm 的测试结果

上图 4-33~4-41 对应障碍物的三种排列方式，图中 (a)、(b)、(c) 分别表示振动位移、频率、速度。从曲线走势来看，振动位移曲线差距不是很明显，两条

曲线重合度较高，少数特殊段 02 点振动位移大于 01 点，然而整体趋势还是 02 点位于 01 点下方。在频率和振速图中，两条曲线差距明显，尤其是频率图，02 曲线走势平缓，01 曲线整体高于 02，且起伏较大。而振速图中，个别段 02 曲线值大于 01 曲线，但 02 曲线走势相对较缓，出现波动的时间段比 01 曲线短，01 曲线则在第 5 秒时就开始波动，整体波动持续时间比 01 曲线长，且波动落差较大。

(2) 轮毂电机转速 60 转/分。

单侧减速带：

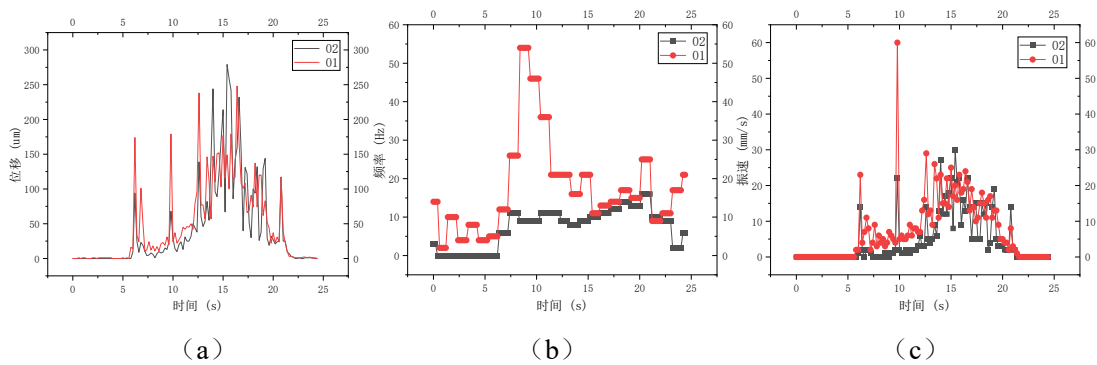


图 4-42 高度为 30mm 的测试结果

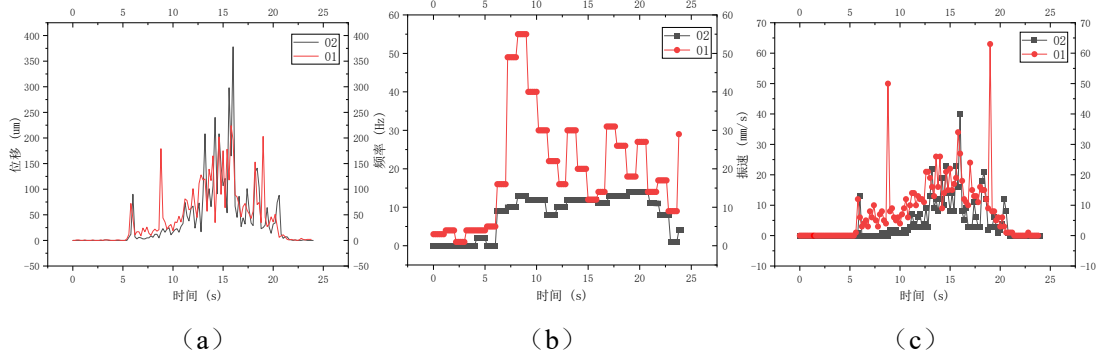


图 4-43 高度为 40mm 的测试结果

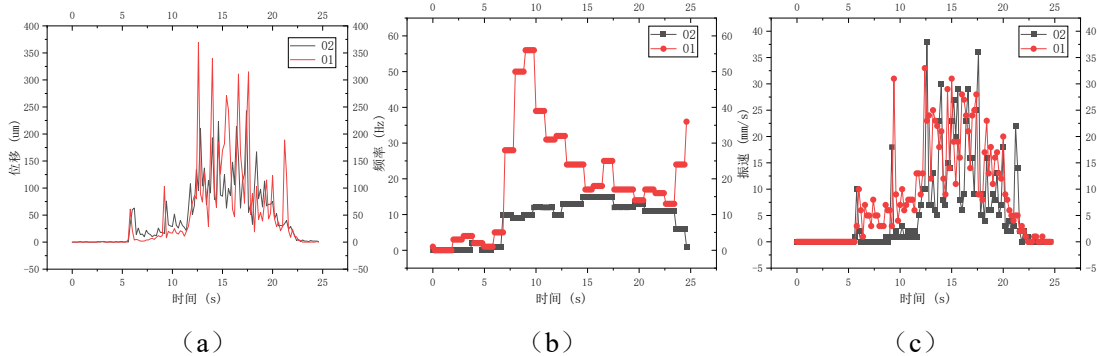


图 4-44 高度为 50mm 的测试结果

两侧减速带：

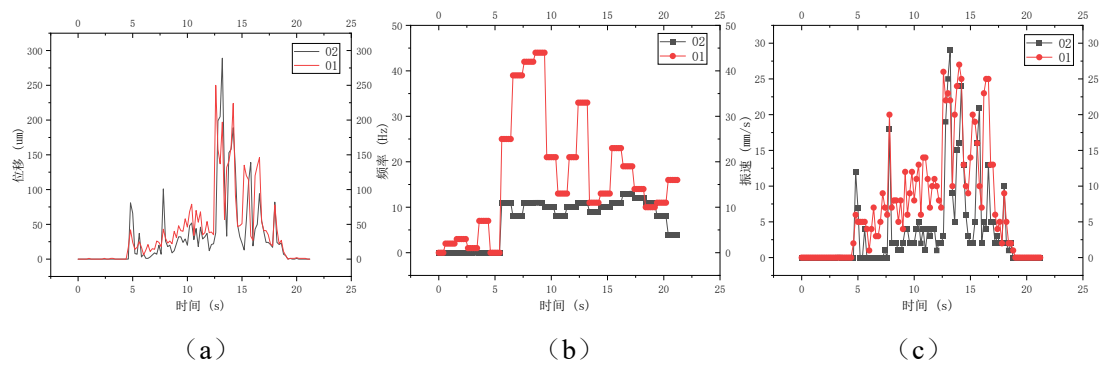


图 4-45 高度为 30mm 的测试结果

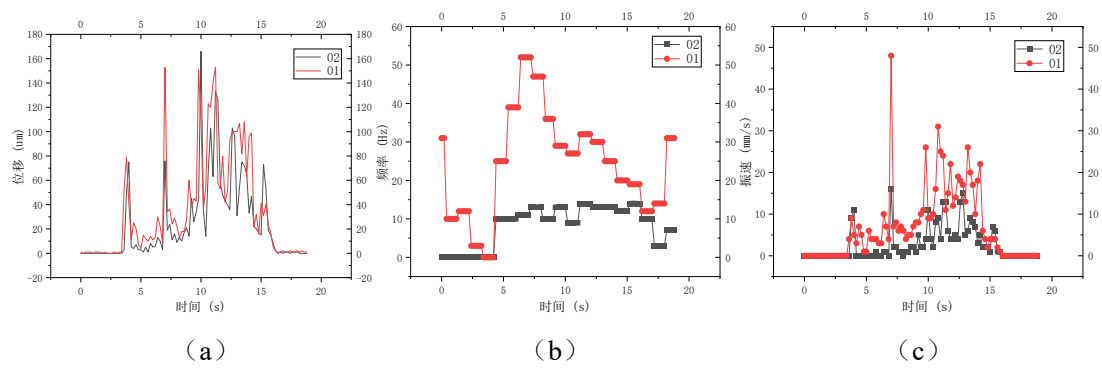


图 4-46 高度为 40mm 的测试结果

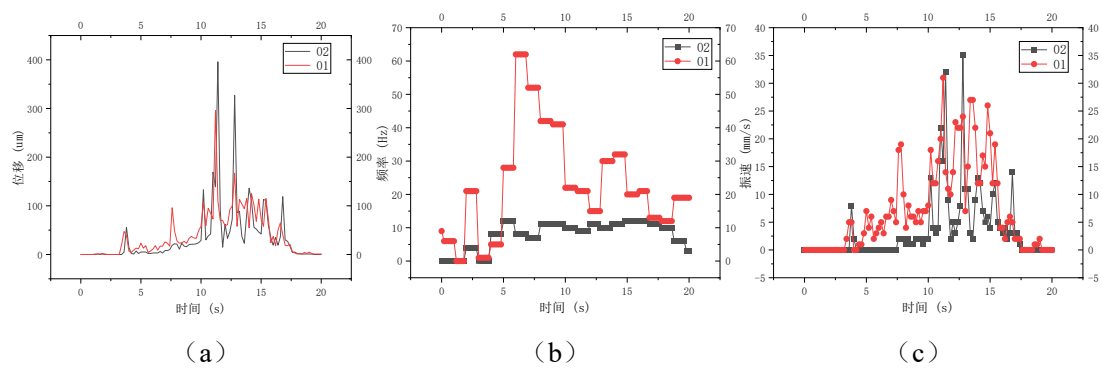


图 4-47 高度为 50mm 的测试结果

错位减速带:

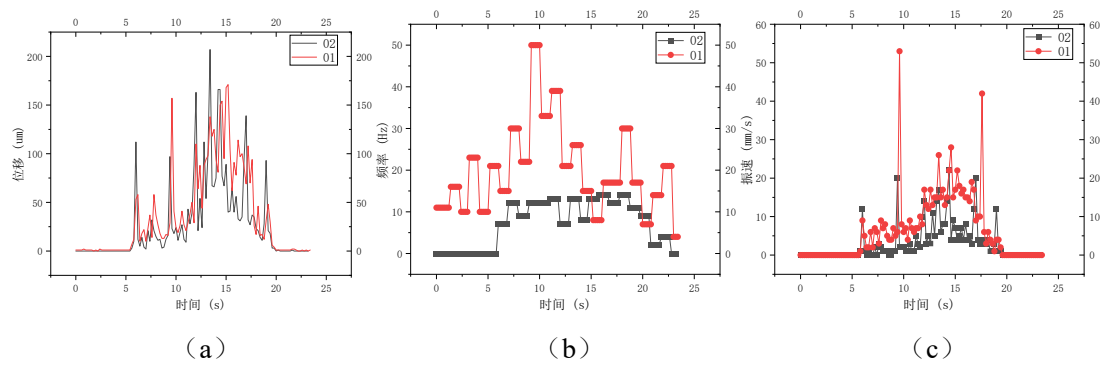


图 4-48 高度为 30mm 的测试结果

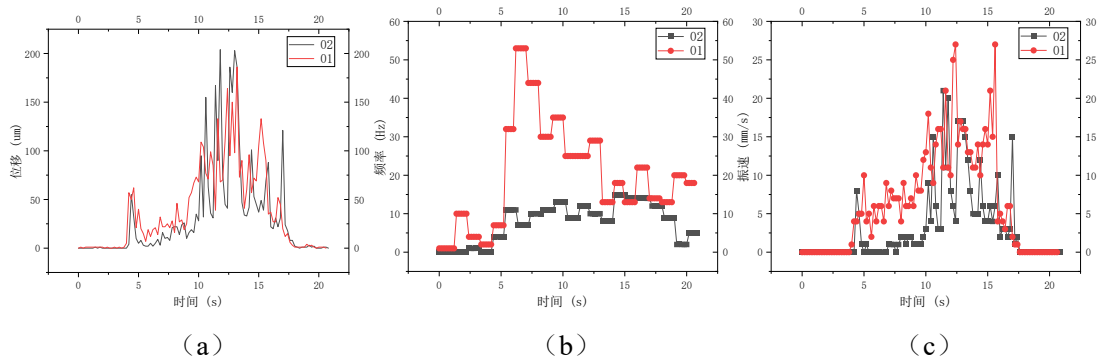


图 4-49 高度为 40mm 的测试结果

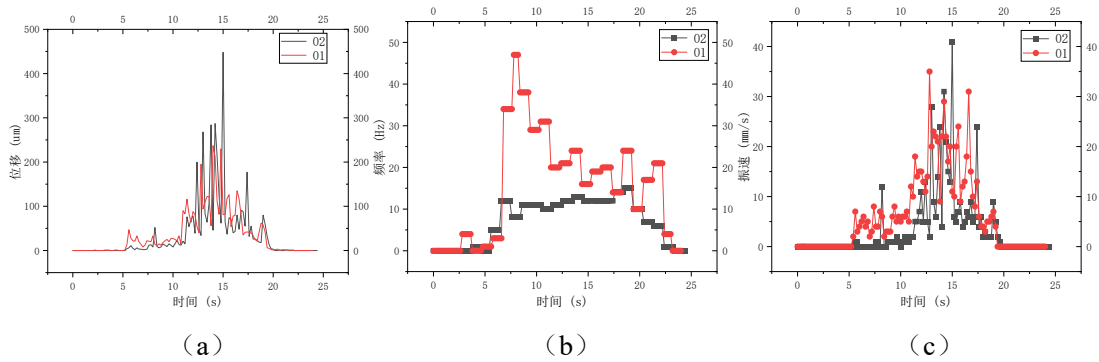


图 4-50 高度为 50mm 的测试结果

上述图 4-42~4-50 为轮毂电机转速 60 转/分时无人车通过不同障碍物的振动情况，其中 (a)、(b)、(c) 分别对应振动位移、频率、速度。在当前转速下，两个测试点的曲线都出现了若干明显高于其他点的极值点，且曲线分层不明显，是由于车速增大，在刚遇到和刚通过障碍物时，引发的冲击导致的。但从频率图可知，02 曲线所表示的测试点频率波动幅度比 01 曲线小。从振速图可知，01 曲线开始波动的时间点比 02 曲线靠前，且持续时间较长。

(3) 轮毂电机转速 80 转/分。

单侧减速带：

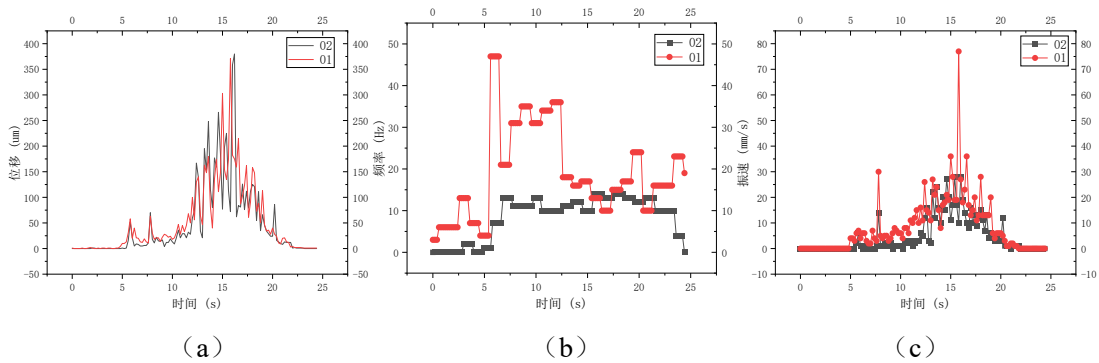


图 4-51 高度为 30mm 的测试结果

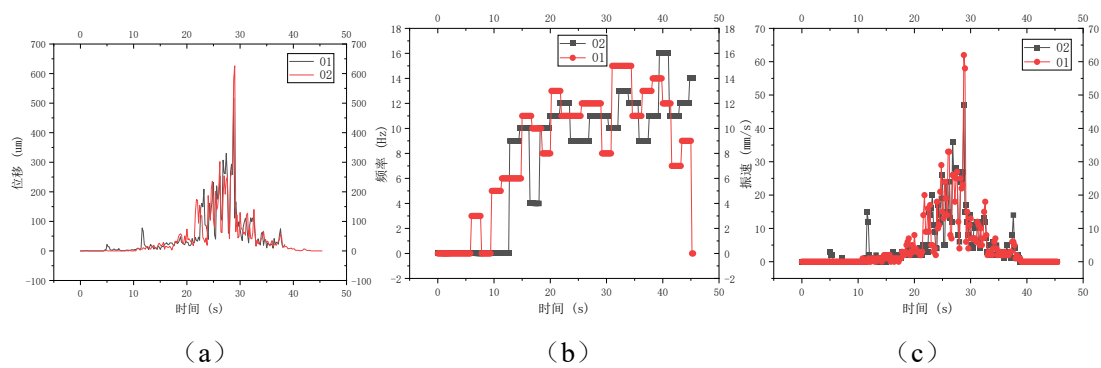


图 4-52 高度为 40mm 的测试结果

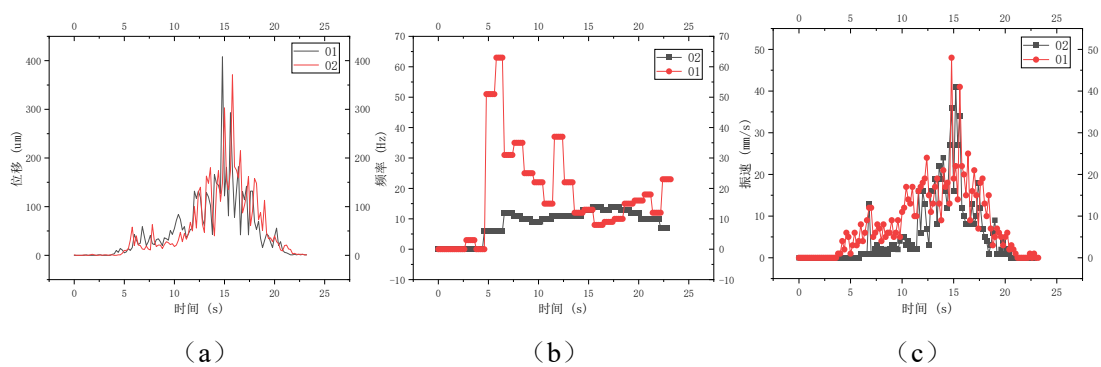


图 4-53 高度为 50mm 的测试结果

两侧减速带:

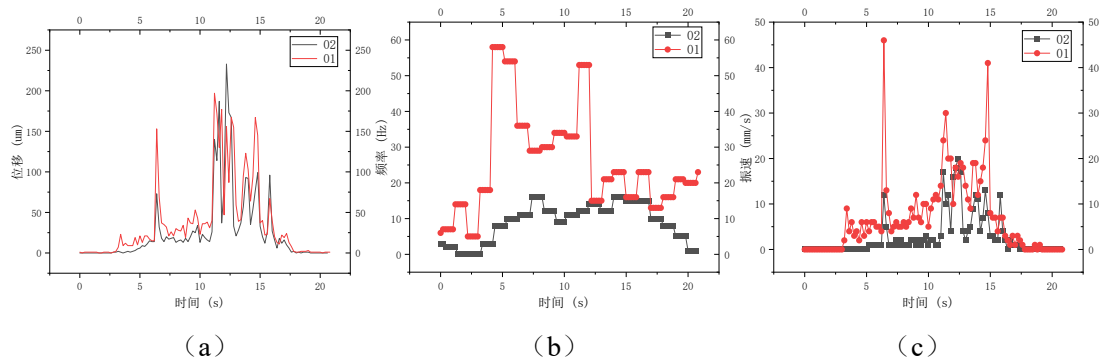


图 4-54 高度为 30mm 的测试结果

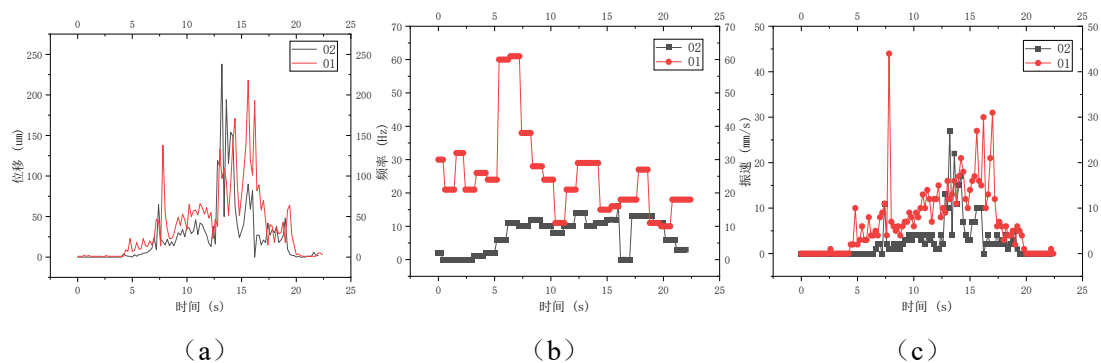


图 4-55 高度为 40mm 的测试结果

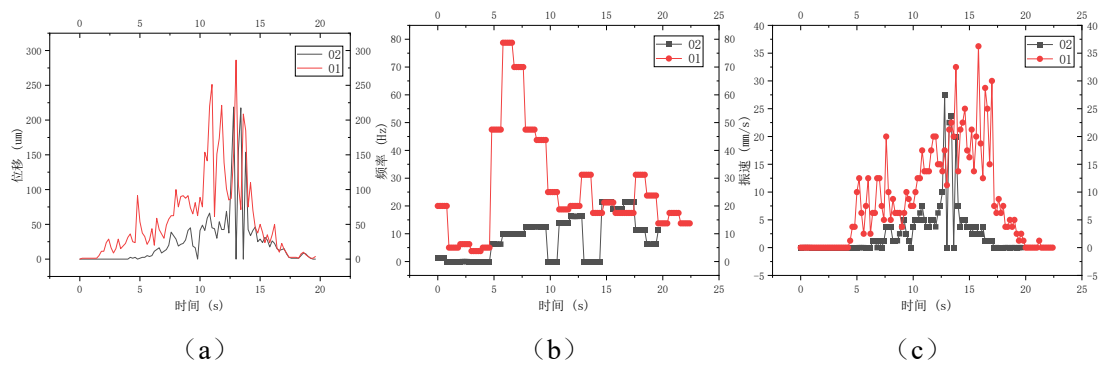


图 4-56 高度为 50mm 的测试结果

错位减速带:

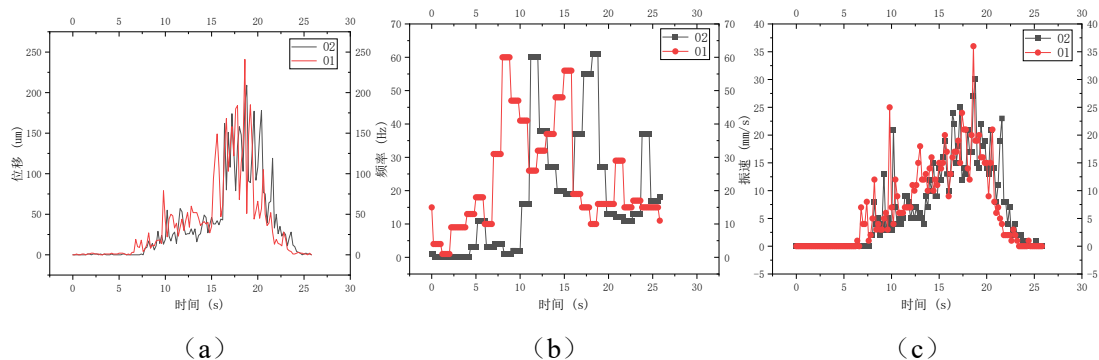


图 4-57 高度为 30mm 的测试结果

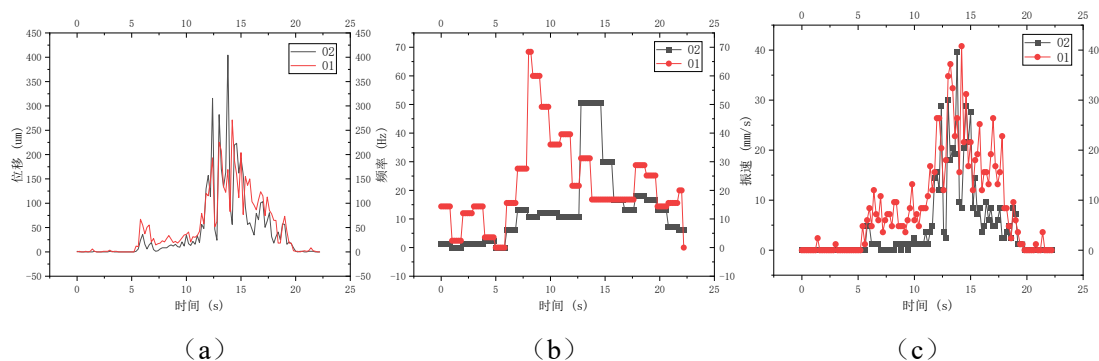


图 4-58 高度为 40mm 的测试结果

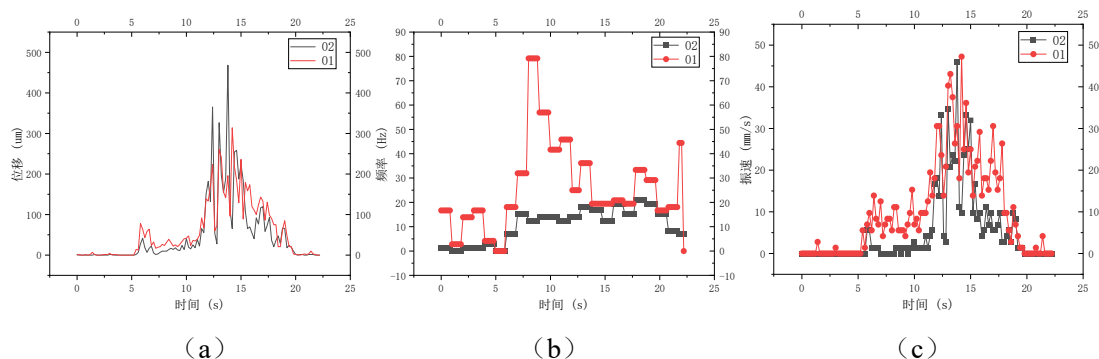


图 4-59 高度为 50mm 的测试结果

速度调为 80 档时两个测试点的曲线更加不规律，在位移方面两个测试点曲线非常接近，但在频率上差距较为明显，振速方面总体 02 点比 01 点略有减小，

但也出现个别高于 01 点的极值，由此可见速度的进一步提升增大了冲击震荡，磁浮弹簧的作用比之 60、40 档速度有一定程度的减弱。

4.3.4 实验总结

对比上述不同路况的实验结果，总结出以下结论。

（1） 道路行驶情况。

普通道路和特殊道路的路况比较规则，从曲线上来看，01、02 两测试点存在较明显的差距，02 点曲线几乎位于 01 点下方，考量了振动位移、频率、速度三个指标的平均值，对其整理见下表 4-14。

表 4-14 振动指标平均值变化量

		位移减小量 (%)	频率减小量 (%)	振速减小量 (%)
40	普	46.32747	67.52231	77.80069
	特	25.63897	56.92766	10.21998
60	普	40.15659	68.90445	74.91589
	特	15.87173	36.48195	44.34367
80	普	39.56166	67.97811	74.77458
	特	28.62107	37.07939	-3.81785

由此可得，磁浮弹簧削弱振动功能优异，尤其在振动频率和位移方面。但是在振动速度方面效果略差，主要是特殊道路路面崎岖，振速的减小量远不如普通道路甚至出现负面效果。

在乘驾体验上以人体舒适度来考量，在轮毂电机转速为 40 转/分时，普通道路上的人体感受为“没有不舒适”，此时特殊道路为“有一些不舒适”，其余几组情况皆为“不舒适”。由此可得，磁浮弹簧减振性能得以体现，无人车在这几种工况下能够保持良好的乘驾环境。

（2） 越障情况。

面对不同排列、型号的障碍物，无人车也有不同的表现。随着速度的提升，磁浮弹簧对振动位移的削弱作用逐渐减弱，甚至一些特殊点出现一定的滞后性，而障碍物高度的提升也使其表现出同样的趋势。值得肯定的是，所有测试组在振动速度方面一直表现较为优异，即 02 点曲线明显低于 01 点，这一趋势振动频率上亦同样。说明磁浮弹簧在削弱振动速度、频率方面有较好的性能，在削弱振动位移上也可圈可点，整体结构基本符合设计要求。

4.5 本章小结

本章重点在于磁浮弹簧在无人车上的应用。通过对无人车的一系列实验得知，

磁浮弹簧能有效削弱振动速度和频率，在削弱振动位移上存在一定滞后性，总体来讲符合设计要求。

第 5 章 磁浮弹簧优化设计

5.1 引言

本文设计的磁浮弹簧外筒体直径为 226mm，总长约为 305mm，总质量约为 30kg。根据中华人民共和国汽车行业标准，筒式减振器的工作缸最大直径为 65mm，加上防尘罩最大为 102mm，而汽车悬架螺旋弹簧的线圈直径最大约为 140mm，远小于磁浮弹簧尺寸^[63]。由此可见磁浮弹簧略显笨重，占用了较多体积，故对其提出轻量化的优化方案。

5.2 Halbach 阵列简介

Halbach 阵列是一种磁体排列方式，在工程上近似理想，其目标是用最少量的磁体产生最强的磁场，以减少工程成本。1979 年，这种特殊的永磁铁结构由美国学者 Klaus Halbach 做电子加速实验时发现，经过一系列改进完善，最终形成了如今的“Halbach”磁铁。Halbach 阵列结构在磁悬浮列车、高精度直线电机以及核磁共振等领域得到了广泛研究和应用。主要研究内容包括排列结构、导磁包覆设计、模型推导等。而关于 Halbach 阵列在减振器或汽车悬架中的研究还不够充分，有待学者进一步探究^[64-65]。

Halbach 阵列理想模型呈连续型，见下图 5-1 所示，相邻磁体充磁方向越接近，其磁力线越符合正弦分布。

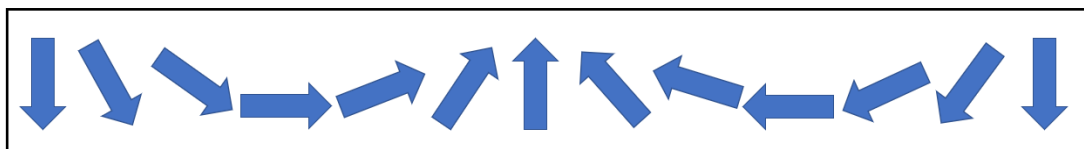
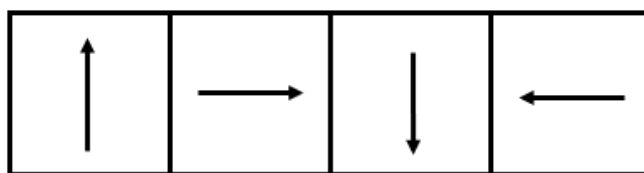
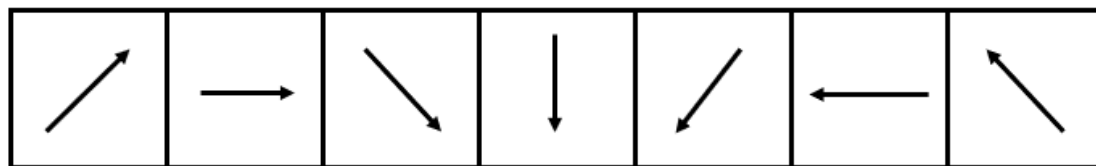


图 5-1 Halbach 理想模型

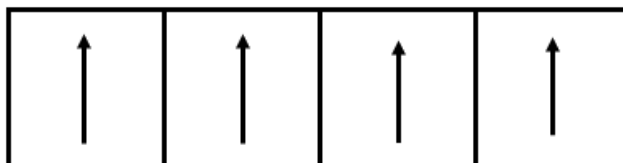
实际工程应用中，永磁体内部钕铁硼烧结厚度以及外部锌镀层厚度的影响使其充磁难以实现理想的正弦分布，因此工程上最常见的充磁角度为 45°与 90°，而普通磁体阵列的充磁方向均为一个方向，见下图 5-2 中 (a)、(b)、(c)。



(a)



(b)



(c)

图 5-2 磁体阵列常见模型

对于普通阵列和充磁角度为 90° 的磁体模型，其磁力线分布见下图 5-3。

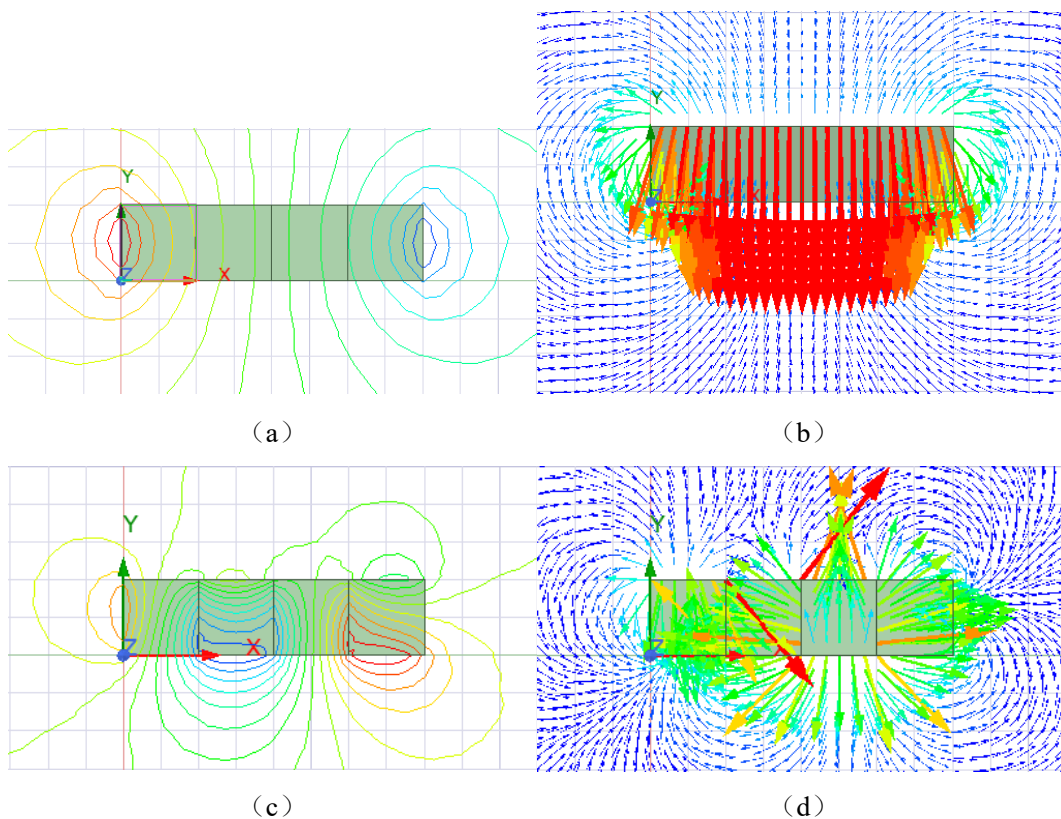


图 5-3 磁力线图

图中 (a)、(b) 为普通阵列的磁体磁力线和矢量图，(c)、(d) 为 Halbach 阵列磁体的磁力线和矢量图，对比图 5-3 的几组情况可知，Halbach 阵列磁极磁感线分布在某一边集中，即单边聚磁效应体现^[66]，使得磁浮弹簧的气隙磁场一侧增强，另一侧相对减弱，而普通磁体排列结构无此特点。而关于 Halbach 阵列的磁弹簧磁力公式我们可以参考郭龙、吴张永、杨瑜君等在液压阀门类零件的研究成果^[67]，将永磁体看作通电线圈。假设磁化强度矢量位于横截面所在的平面内，可

将 Halbach 阵列的磁弹簧看成两个长方体永磁体，磁化强度矢量分别为 J_1 、 J_2 ，剩磁为 B_1 、 B_2 ，取横截面面积微元 dS_1 、 dS_2 ，则 Halbach 阵列磁弹簧单位长度总能量可由 xoz 平面积分求得：

$$W = \iint_{S_1 S_2} \frac{1}{2\pi\mu_0} \frac{B_1 B_2}{r^2} \cos(\beta_1 + \beta_2 - \theta) dS_1 dS_2 \quad (5-1)$$

式中 μ_0 为永磁体磁导率； θ 为同截面两永磁体间距离矢量与 x 轴正方向的夹角； β_1 、 β_2 分别为 J_1 、 J_2 与 x 轴正方向的夹角。在这里我们采用虚功位移法进行计算，假设其中一个永磁体在广义坐标系下发生位移，此时系统做功可表达为：

$$dA = dW + fdg \quad (5-2)$$

其中， dA 为外部加载能量； dW 为磁场能量的增量； fdg 为磁力做功。由于永磁体无外界充磁，因此 $dA = 0$ ，可推得 $dW = -fdg$ ，则磁力 f 为：

$$f = \frac{dW}{dg} = -\frac{\partial W}{\partial g} \quad (5-3)$$

根据上式 (5-1) 对 z_0 求偏导，可得 z 向分力为：

$$F_z = -\frac{\partial W}{\partial z_0} = \iint_{S_1 S_2} \frac{1}{\pi\mu_0} \frac{B_1 B_2}{r^3} \sin(\beta_1 + \beta_2 - 3\theta) dS_1 dS_2 \quad (5-4)$$

若磁体阵列完全对称，即 $\beta_1 = -\frac{\pi}{2}$ ， $\beta_2 = \frac{\pi}{2}$ ， $\theta = 90^\circ$ ，则磁力可表示为：

$$F_z = \frac{B_1 B_2}{\pi\mu_0} \iint_{S_1 S_2} \frac{1}{r^3} \sin 3\theta dS_1 dS_2 = \frac{B_1 B_2}{\pi\mu_0} \iint_{S_1 S_2} \frac{1}{r^3} dS_1 dS_2 \quad (5-5)$$

5.3 Halbach 阵列优化方案

根据 Halbach 阵列的单边聚磁效应，提出磁浮弹簧的 Halbach 阵列优化方案，考虑到充磁难度和安装形式，一般优先采用充磁角度为 90° 的阵列结构，具体阵列方式见下图 5-4。

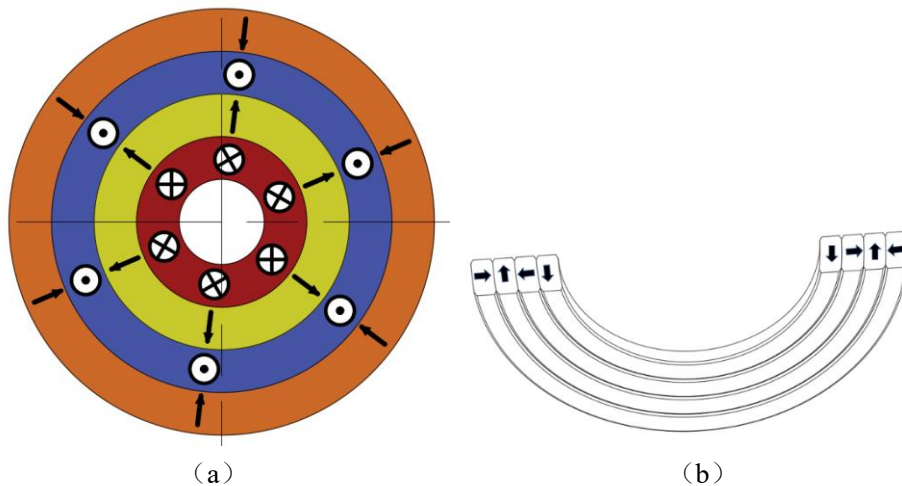


图 5-4 Halbach 阵列模型

图中 (a) 为 Halbach 阵列充磁方向俯视图, (b) 为三维剖视图, 这样的充磁方向可以使上下两组磁体存在相对旋转时也不影响磁场的单边集中, 即时刻保持充磁方向同极相斥。

5.4 仿真分析

不同的磁环个数会影响最终的磁性能, 设置磁环个数为 1、4、8 的模型进行分析, 在 Maxwell 中建立模型如下图 5-5 中 (a)、(b)、(c) 所示。

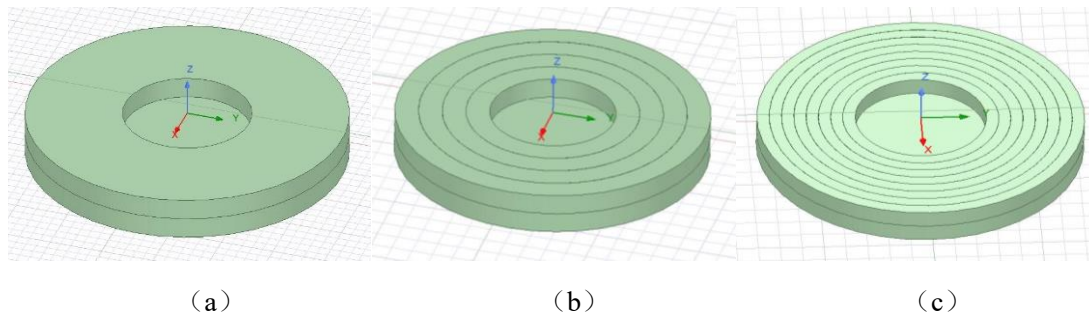
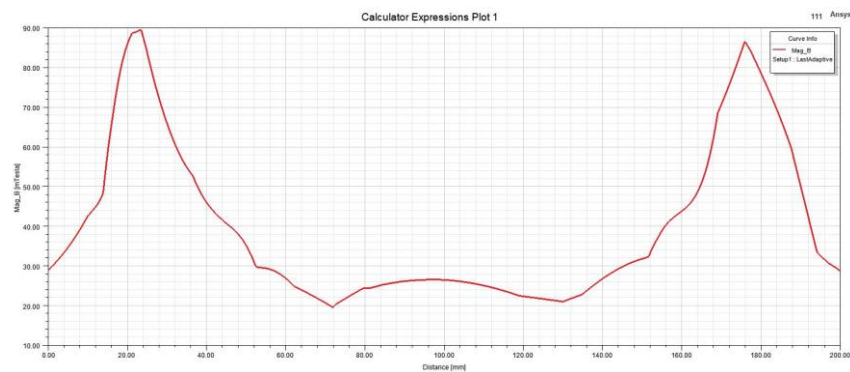
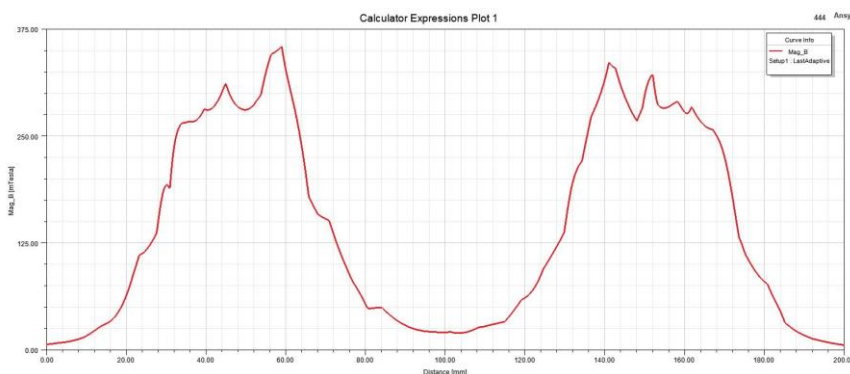


图 5-5 三种磁环模型

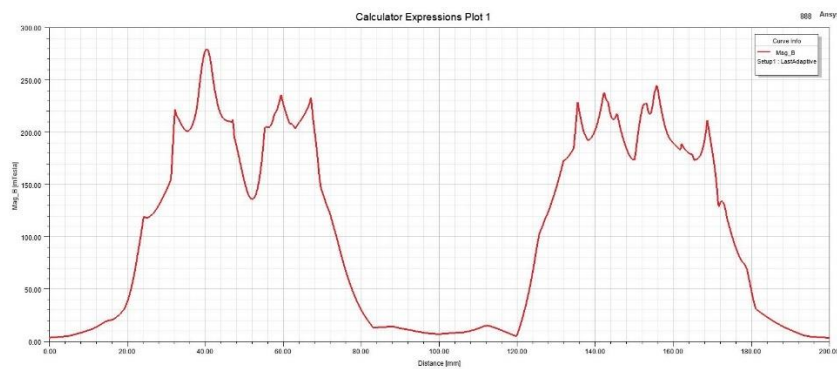
设置磁环总面积和充磁性能一致, 设置的磁环总面积皆为 $4.725 \times 10^{-3} \pi m^2$, 磁环厚度为 10mm, 我们取磁环上方 5mm 处磁场在直径方向上的分布情况做对比, 见下图 5-6 中 (a)、(b)、(c) 所示。



(a)



(b)



(c)

图 5-6 直径方向磁场分布

上图中 (a)、(b)、(c) 分别对应磁环个数为 1、4、8 的模型。图中显示磁环个数为 1、4、8 的模型最大磁场强度分别为 90mT、350mT、280mT，由此可见并不是磁环个数越多磁场空间磁感应强度越高，但对比于单个磁环还是有较大提升。图中显示磁环个数越多，其磁场分布曲线峰值越多，而单个磁环磁场分布峰值唯一，磁环面积较大时易发生受力不均匀的问题，因此多个磁环阵列的形式是比较可取的。

5.5 本章小结

本章依据 Halbach 阵列的单边聚磁效应，提出了磁浮弹簧在未来可能的优化方向。对 Halbach 阵列模型与常规磁体模型进行了仿真对比，结果表明在单一方向上 Halbach 阵列比单个磁环具有更高的空间磁感应强度，但阵列磁环数量会影响磁感应强度的最高值和分布。

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

本课题更贴近实际应用，所设计的模型皆有实物样机，在实际工程应用中具有一定的参考价值。本文采用稀土永磁体钕铁硼为材料设计了一种新型磁浮弹簧，打破传统机械弹簧与减振器组合的形式，集弹力—阻尼为一体，属于非接触式传力，在抵抗疲劳破坏上有较大优势，除此之外其具有结构简单、成本低廉、使用寿命长等特点。将其运用到汽车底盘上可初步代替传统悬架弹簧和减振器。课题的主要工作内容如下：

（1）提出一种新型的永磁弹簧结构，采用钕铁硼为材料，设置两环形永磁体同极相斥作为弹力来源，设置铜环与永磁体的相对运动为阻尼来源。讨论方案可行性，确定结构方案，绘制三维模型，采购标准件后加工实物、组装样机。

（2）开展磁浮弹簧弹力实验，测试两磁铁间距为 5mm-45mm 范围时，弹力的变化规律，对比测试值、仿真值和理论值，得出三者永磁体间距离较近时结果趋于一致，在距离较远时产生一定差异，究其原因可能是距离较远时，永磁体漏磁的影响，且理论模型存在一定的简化所致。

（3）开展磁浮弹簧阻尼比实验，从小于 1Hz 的下限频率开始，对磁浮弹簧总成进行正弦激振，同时测量上下端的振动加速度。根据公式计算加速度传递率并绘制曲线，以曲线最高点的值计算阻尼比。对比装有铜环和拆去铜环的两组数据可知导体筒阻碍加速度传递效率的效果明显，能够起到抵抗震荡、转化能量的作用。

（4）提出磁浮弹簧在汽车悬架上的应用方案，构思小车控制方式及动力来源，采用轮毂电机作为动力来源，以伺服电机提供转向扭矩，以 PLC 实现各电机的控制，确定方案后绘制小车三维模型和二维图，采购标准件后加工各零件组装样机。

（5）进行无人车实地测试，将装有磁浮弹簧的无人车在不同的道路上试驾，可由安装在无人车上的各传感器传导的数据探知无人车在行驶时的振动情况，采用类似人体舒适度评价指标的方法批判乘坐舒适性。实验得出磁浮弹簧削弱振

动功能优异，尤其在振动频率和位移方面，但是在振动速度方面效果略差，主要是特殊道路路面崎岖，振速的减小量远不如普通道路甚至出现负面效果。在轮毂电机转速为 40 转/分时，普通道路上的人体感受趋向于“没有不舒适”，此时特殊道路为“有一些不舒适”，其余几组情况皆为“不舒适”，但没有达到“极度不舒适”，也是磁浮弹簧功能性的体现，至此磁浮弹簧展现的功能基本符合设计要求。

(6) 提出 Halbach 阵列的充磁模型，构想未来磁浮弹簧发展方向。通过仿真模型观察 Halbach 阵列模型的磁场规律，结果表明在单一方向上 Halbach 阵列比单个磁环具有更高的空间磁感应强度，但阵列磁环数量会影响磁感应强度的最高值和分布。

6.2 展望

本文设计的新型磁浮弹簧为弹簧行业提供了一种新的思路，但由于实验条件和作者自身思考的局限性，此设计还存在以下不足：

(1) 目前涉及的磁浮弹簧整体体积还是较大，考虑是否能用不同阵列方式的充磁使其在较小的体积下也能产生足够大的弹力，课题组其他成员将继续深入研究，以 Halbach 阵列为基础的第二代磁浮弹簧。

(2) 目前的永磁体工作环境对温度比较敏感，尤其温度大于 80℃时磁体失效，未来将考虑能否采用合适的金属表明处理和隔热技术弥补这一缺陷。

参考文献

- [1] 徐建坤,肖勤超.当前背景下我国弹簧生产的发展和行业导向[J].市场周刊,2023,36(04):51-53+69.
- [2] 《弹簧 术语》GB/T 1805-2021.
- [3] 钟文定.《铁磁学》[M].科学出版社,2017.
- [4] 史拓.《磁学:从基础知识到纳米尺度超快动力学》[M].科学出版社,2012.
- [5] 翁兴园.磁性材料的应用及其发展[C].全国磁性材料及应用技术研讨会,2003.
- [6] 郭文康,阎耀保.永磁弹簧与永磁弹簧机构研究进展综述[J].液压与气动,2018,(10):1-7.
- [7] Matsuura Y. Recent development of Nd-Fe-B sintered magnets and their applications [J]. J Magn Magn Mater, 2006, 303(2):344.
- [8] Skomski,Coey. Giant energy product in nanostructured two-phase magnets. [J]. Physical review. B, Condensed matter,1993,48(21).
- [9] 沈鹏,周栋,何亚洲,等.稀土永磁材料增材制造技术的回顾与展望[J].金属功能材料,2023,30(01):1-9.DOI:10.13228/j.boyuan.issn1005-8192.20220147.
- [10][10]Zhu Y,Li Q,Xu, D,etc. Modeling of axial magnetic force and stiffness of ring-shaped permanent-magnet passive vibration isolator and its vibration isolating experiment[J]. IEEE Transactions on Magnetism, 2012, 48(7): 2228-2238.
- [11]Robertson W,Cazzolato. Theoretical analysis of a non-contact spring with inclined permanent magnets for load-independent resonance frequency[J]. Journal of Sound and Vibration,2012,331(6).
- [12]Wu W,Chen X,Shan Y. Analysis and experiment of a vibration isolator using a novel magnetic spring with negative stiffness[J]. Journal of Sound and Vibration,2014,333(13).
- [13]Akoun G,Yonnet J. P. 3D analytical calculation of the forces exerted between two cuboidal magnets[J]. IEEE Transactions on Magnetism, 1984, 20(5): 1962-1964.
- [14]Gori N,Simonelli C,Musolino A,etc. Design and Optimization of a Permanent Magnet-Based Spring-Damper System[J]. Actuators,2023,12(7):
- [15]杨春啟.基于永磁弹簧先导式溢流阀的导阀设计与性能研究[D]. 昆明理工大学,2019.DOI:10.27200/d.cnki.gkmlu.2019.000726.
- [16]孙龙飞,赵文博,都智勇,等.基于永磁弹簧-摆动导杆的变刚度机构力学特性研究[J].中国工程机械学报,2023,21(03):194-198.DOI:10.15999/j.cnki.311926.2023.03.016.
- [17]瞿川.钕铁硼永磁体磁力和磁刚度理论及应用研究[D].吉林大学,2022.DOI:10.27162/d.cnki.gjlin.2022.007065.
- [18]徐明清,么鸣涛,李宝玉,等.最优控制的汽车半主动悬架权重系数的研究[J].汽车实用技术,2023,48(23):89-94.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2023.023.017
- [19]唐冲.汽车底盘悬架的优化分析[J].拖拉机与农用运输车,2023,50(06):40-43+49.
- [20]陈开考.《汽车构造与拆装》[M].机械工业出版社,2010.
- [21]王冰,韩冰源,王岩等.汽车磁流变减震器研究综述[J].森林工程,2008(04):39-43.

- DOI:10.16270/j.cnki.slgc.2008.04.004.
- [22]张德军,陈锐,吴宇通,等.CDC 减震器 SH-ADD 阻尼控制方法研究及应用[J].汽车实用技术,2023,48(11):72-77.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2023.011.012.
- [23]彭嘉琪,李彦峰,徐伟,等.磁流变减振器的研究发展现状[J].汽车实用技术,2023,48(03):198-203.DOI:10.16638/j.cnki.1671-7988.2023.03.037.
- [24]Wang Q,Yang F,Yang Q,etc. Study of a permanent magnet spring mechanism and its application to hydraulic valves[J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210), 2010, 224(6):1299-1303.
- [25]胡伯平,饶晓雷,钮萼,等.稀土永磁材料的技术进步和产业发展[J].中国材料进展,2018,37(09):653-661+692.
- [26]黄光伟,陆通,王亚娜,等.高电阻率钕铁硼永磁材料的研究进展与展望[J/OL].中国稀土学报,1-20[2023-12-15]<http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2365.TG.20230424.1441.002.html>.
- [27]黄伟光,胡贤君,李景芬.稀土永磁材料的发展趋势[J].功能材料与器件学报,2022,28(06):513-517.DOI:10.20027/j.gncq.2022.0066.
- [28]庄申成.液压系统中溢流阀故障和解决措施[J].黑龙江冶金,2008,(02):44+47.
- [29]Ruixuan D,Nuofu C,Xingwang Z,etc. Ferromagnetic MnSb Films Consisting of Nanorods and Nanoleaves[J]. Chinese Journal of Semiconductors, 2007, 28(5):661-664.DOI:10.1016/S1872-2040(07)60059-0.
- [30]张俊武,王红理,黄丽清.铁磁材料交流磁化曲线及磁滞回线的观测[J].物理实验,2017,37(08):17-21.
- [31]冯端.《固体物理学大辞典》[M].高等教育出版社. 1995.
- [32]Banerjee S K,Mellema J P. A new method for the determination of paleointensity from the A.R.M. properties of rocks[J]. Earth & Planetary Science Letters, 1974, 23(2):177-184.DOI:10.1016/0012-821X(74)90190-3.
- [33]Bozorth,Richard M. 《Ferromagnetism》[M]. AN IEEE Press Classic Reissue. Wiley-IEEE Press. 1993 [Reissue of 1951 publication]. ISBN 0-7803-1032-2.
- [34]Chikazumi,Sōshin. 《Physics of Ferromagnetism》[M]. Oxford Univ Pr on Demand. 1997. ISBN 0-19-851776-9.
- [35]Jiang Zhenghua, Shi Zhijie, Zhou Hao,etc. Effect of Post-Anneal and NaCl O Oxidation on the Properties of SrCoOx Epitaxial Thin Films[J]. 2016.
- [36]夏征农,奚绍申.《大辞海·机械电气卷》[M].上海辞书出版社.2007.12. 295-296.
- [37]Pan M,Xu H,Li Z,etc. The magnetic properties and domain structures of nanocrystalline Ce-Fe-B magnets with enhanced maximum energy products[J]. International Journal of Modern Physics B,2018,32(29):11.
- [38]Ge J,Xie X,Sun Q,etc. Design and dynamic characteristics of a double-layer permanent-magnet buffer under intensive impact load[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021(506-):506.
- [39]杨胜云,苏立波.对毕奥-萨伐尔定律建立过程中的一种分析方法[J].物理通报,2020(10):10-12.
- [40]叶乐志,刘玉朋,曹明广,等.永磁涡流缓速器制动特性分析及试验研究[J].北京

- 工业大学学报,2018,44(06):837-842.
- [41]刘远清.基于 Halbach 阵列永磁-结构液压缸复合缓冲特性研究[D].昆明理工大学,2019.DOI:10.27200/d.cnki.gkmlu.2019.001769.
- [42]赵凤桐,王淑文.永磁体间作用力的计算[J].吉林工学院学报,1991(01):9-13.
- [43]韦山峰,焦志刚,孙钦翰.基于 Maxwell 的电磁阀衔铁受力特性分析[J].液压气动与密封,2023,43(09):91-96.
- [44]Sagheer Saiqa,Farooq Umer,Hussain Muzamil. Non-similar investigation of enhanced thermal efficiency of Maxwell based hybrid nanofluid ([formula omitted] across a linearly stretched surface[J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials,2023,565.
- [45]H Freistühler,G Warnecke. 《Hyperbolic Problems: Theory, Numerics, Applications》[M]. 2001. 605.
- [46]彭广,杨芸,邱少雄,等.轴承套圈周向裂纹漏磁信号一致性提升方法[J].轴承,2023(10):63-69.DOI:10.19533/j.issn1000-3762.2023.10.010.
- [47]杨思炫.机械零件热膨胀规律影响研究[D].合肥工业大学,2018.
- [48]Novak M,Cernohorsky J,Kosek M. Simple Electro-Mechanical Model of Magnetic Spring Realized from FeNdB Permanent Magnets[J]. Procedia Engineering, 2012, 48:469-478.
- [49]杨小平.基于永磁涡流制动的起重机机构制动特性研究[D].西南交通大学,2017.
- [50]胡祥青,付淑英,黄新华,等.《大学物理》[M].北京师范大学出版社:202211.352.
- [51]朱晟.磁流变减振器优化及半主动悬架系统控制研究[D].扬州大学,2021.DOI:10.27441/d.cnki.gyzdu.2021.000206.
- [52]Xiaomin D,Qinglin L,Pingyang L,etc. Performance analysis of the damper with built-in magnetorheological valve[J]. Smart Materials and Structures,2024,33(1):
- [53]汪帅,沈德明,杨建刚.电涡流阻尼器抑制立式凝泵振动的试验研究[J].噪声与振动控制,2023,43(06):247-252.
- [54]《低速汽车用筒式减振器台架试验方法》.GB/T 13513-2018.
- [55]徐天舒.基于人车耦合模型的重型卡车平顺性分析及优化研究[D].天津大学,2020.DOI:10.27356/d.cnki.gtjdu.2020.001258.
- [56]杨光瑜.胸腹器官低频共振及其损伤的生物力学机制研究[D].第三军医大学,2008.
- [57]吴朝辉,邵振振,赵晓波.机械振动测试及振动对人体影响[J].科海故事博览·科教论坛, 2014.
- [58]《Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration — Amendment 1》. ISO 2631:1978/Amd 1:1982.
- [59]《公路工程技术标准》.JTG B01-2014.
- [60]《Mechanical vibration and shock Evaluation of human exposure to whole-body vibration》. ISO 2631-1:1997(E).
- [61]《汽车平顺性随机输入行驶试验方法》.GB/T4970-1996.
- [62]余志生.《汽车理论》[M]. 机械工业出版社.2009.
- [63]《汽车筒式减振器尺寸系列及技术条件》.QC/T 491-1999.
- [64]方海峰,陈锦,范纪华,等.Halbach 方形阵列吸附机构优化设计[J].机械设计与制

- 造,2021,(05):226-230+234.DOI:10.19356/j.cnki.1001-3997.2021.05.052
- [65]Long Z,He G,Xue S. Study of EDS amp; EMS Hybrid Suspension System With Permanent-Magnet Halbach Array[J]. IEEE Transactions on Magnetic s,2011,47(12):4717-4724.
- [66]张宇,李玉刚.Halbach 阵列磁极结构电机较普通永磁电机的优越性分析[J].现代机械,2020(05):43-46.DOI:10.13667/j.cnki.52-1046/th.2020.05.010.
- [67]郭龙,吴张永,杨瑜君,等.Halbach 阵列磁弹簧减压阀特性研究[J].液压与气动,2023,47(02):155-163.

攻读学位期间的科研成果目录

专利发表情况：

- (1) 王向东,张志涛,徐曼曼等.一种磁浮弹簧办公椅[P].ZL 2022 2 2148537.5,2023-05-26.
- (2) 王向东,邵龙,徐曼曼,张志涛等.一种具有高效减振功能的汽车悬架系统[P]. ZL 2022 2 2148010.2,2023-06-06.
- (3) 徐曼曼,张志涛,王向东等.一种特种车辆上专用的永磁减震椅及其减震效果验证方法[P]. ZL 2022 1 0551120.5,2023-03-31.
- (4) 徐曼曼,张志涛,杨春来等.一种永磁减振发电椅. [P] ZL2021 2 3121696.8,2022-07-29.
- (5) 徐曼曼,张志涛,黄胜洲等.一种环保型多功能冷却式油烟处理机. [P] ZL 2021 1 1421495.1,2023-04-18.

论文发表情况：

- (1) MM X ,ZT Z,Z Z , et al.Analysis Research on Operation Condition of Mining Crane[J].Journal of Physics: Conference Series,2022,2181(1).

参与项目情况：

- (1) 中大功率可移动套筒式永磁智能调速器研制及应用，安徽工程大学-鸠江区产业协同创新专项基金项目，项目号：2022cyxtb8，负责人：徐曼曼。
- (2) 国家自然科学基金青年项目，项目号：12205004，负责人：徐曼曼。

致谢

岁月不拘，时节如流，毕业之年，呼焉已至！叹时光，流惊奇，岁月匆匆今何几？

三年的时光何其漫长，足够让人细品科研之路上的苦乐辛酸，三年的时光何其短暂，还未来得及与科研道友挥手道别就要奔赴远方。

在此，向我的导师徐曼曼老师致以深切谢意。是她领我迈上科研之途，师如明灯，雨夜中指引孤舟启航；师如春风，寒冬后润化叶嫩新出。

同时，感谢我的父母，是我外出求学最辛苦的支持者。

感谢实习企业董事长、技术部、生产部等员工，给予我机会将自己的设计想法付于实践。

感谢审稿专家对我的论文进行认真的审阅，您的宝贵建议是我们后辈学者前进的重要推力。

感谢诸位同门，科研期间大家一起讨论合作，互帮互助，感谢工位 808 和 715 的各同学，时不时的给予帮助，陪我度过了最后的三年学生时光。

最后，感谢那个一直不曾放弃的自己，多少次曾经在失败时沮丧，在平庸时迷茫，但庆幸自己没有放弃希望，得以紧握心中的光。

行笔至此，万千思量抵不过“离别”二字，愿美丽的祖国繁荣昌盛，母校蒸蒸日上，祝愿各位老师春风化雨，李桃争艳，祝愿同学们前程似锦，幸福美满。

尚德敏学 唯实惟新

