

分类号: TK-9

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120122



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目

基于声学黑洞的抑振

和能量采集系统的研究

论 文 作 者

张子豪

校 内 导 师

王海 (教授)

校 外 导 师

符荣华 (高级工程师)

专业学位类别

机 械

研究方向 (领域)

振动能量采集

论文提交日期: 2024 年 5 月 31 日

分类号：TK-9

单位代码：10363

密级：公开

学号：2210120122

基于声学黑洞的抑振和能量采集系统的研究
Research on Vibration Suppression and Energy
Acquisition System Based on Acoustic Black Hole

学生姓名：张子豪

指导教师：王海(教授)

专 业：机械

研究方向：振动能量采集

论文答辩日期：2024 年 5 月 20 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：张子豪

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或部分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：张子豪

指导教师签名：王海

日期：2024 年 5 月 31 日

日期：2024 年 5 月 31 日

基于声学黑洞的抑振和能量采集系统的研究

摘 要

振动在实际的生产生活当中随处可见，尤其是运行中的机械设备。很多机械设备都包含有类似于梁，杆的结构，此类结构在设备运行的过程中都会产生不同程度的振动。如飞机机翼、列车横梁、轨道、飞行器太阳能电池板等结构在设备运行或使用过程中产生的振动通常都是有害的，严重影响了各类机械设备和尖端精密仪器的可靠性及稳定性。因此采取合适的减振措施是提高机械设备运行可靠性的重要手段。近年来，声学黑洞（Acoustic Black Hole）由于其特殊的梯度结构，使得振动波在进入声学黑洞后逐渐减弱最终被吸收，而这种吸波特性和受到广泛学者的关注。不少研究证明该结构在减振抑振以及能量采集方面有着重要的应用前景。

本文基于声学黑洞结构的特性，设计了一种锥形声学黑洞梁，并通过理论建模、数值仿真和实验验证，对该结构的抑振能力和振动能量采集性能进行研究分析，旨在通过所设计的锥形声学黑洞梁以实现更加有效的抑振效果以及更加高效、且工作频带更宽的振动能量采集。

首先，基于欧拉-伯努利梁理论和传递矩阵法，将锥形声学黑洞梁等效分解成若干段的均匀梁，通过各分段处之间的连续条件建立相邻段均匀梁之间的模态函数关系，最后通过传递矩阵中的链式法则，给出锥形声学黑洞梁横向振动的模态特征方程。

其次，基于有限元软件 COMSOL 对所提出的锥形声学黑洞梁进行数值仿真分析，通过对比分析三种类型的锥形声学黑洞周期梁的减振抑振性能，实现锥形声学黑洞梁的结构参数优化设计。再通过固体-压电耦合数值仿真，分析锥形声学黑洞梁能量采集性能，主要包括频域中的输出电压，以及在一阶固有频率下的阻抗匹配中观察其输出功率与电压。

最后，根据所设计的声学黑洞梁的结构参数，设计出合适的夹持装置与实验装置，搭建出了相应的抑振性能测试平台和振动能量采集测试实验平台。实验结果显示，在减振抑振测试中，锥形声学黑洞梁的抑振性能要显著优于均匀梁和传统 ABH 梁，其中锥形三周期梁的表现最佳，测试点振幅在 0-3kHz 频段上均低于 0.02mm。在振动能量采集实验的频域输出电压测试中，三种锥形声学黑洞周期梁的最大峰值电压分别为 386.85V、886.16V、1133.6V。在阻抗匹配实验中，三种锥形声学黑洞周期梁压电能量采集器的最佳阻抗匹配值分别为 45k Ω 、20k Ω 、15k Ω ，输出功率分别为 467.47mW、731.76mW、232.16mW。上述实验结果显示，与均匀梁和传统 ABH 梁相比，所设计的锥形声学黑洞梁的抑振和能量采集效率较高，既能有效降低主振动系统的振动又能将振动能转化为电能，同时有效工作频带更宽，更易于激发多模态响应。

关键词：声学黑洞，抑振，振动能量采集，阻抗匹配，输出功率

RESEARCH ON VIBRATION SUPPRESSION AND ENERGY ACQUISITION SYSTEM BASED ON ACOUSTIC BLACK HOLE

ABSTRACT

Vibration can be seen everywhere in actual production and life, especially in the running mechanical equipment. Many mechanical equipment contains structures similar to beams and rods, which will produce different degrees of vibration during the operation of the equipment. The vibration generated by structures such as airplane wings, train beams, tracks, and solar panels of aircrafts in the process of equipment operation or use is usually harmful, which seriously affects the reliability and stability of various mechanical equipment and sophisticated precision instruments. Therefore, taking appropriate vibration reduction measures is an important means to improve the operation reliability of mechanical equipment. In recent years, due to its special gradient structure, the Acoustic Black Hole(ABH) makes the vibration wave gradually weaken and finally be absorbed after entering

the acoustic black hole, and this wave-absorbing characteristic has attracted extensive scholars' attention. Many studies have proved that the structure has an important application prospect in vibration reduction and energy acquisition.

In this thesis, based on the characteristics of acoustic black hole structure, a conical ABH beam is designed, and through theoretical modeling, numerical simulation and experimental validation, the vibration suppression ability and vibration energy harvesting performance of this structure are investigated and analyzed, aiming to achieve more effective vibration suppression and more efficient vibration energy harvesting with a wider operating frequency band by the designed conical ABH beam.

Firstly, based on Euler-Bernoulli beam theory and transfer matrix method, the cone-shaped ABH beam is equivalently decomposed into several segments of uniform beams, and the modal function relationship between adjacent segments of uniform beams is established through the continuity conditions between each segment. Finally, the modal characteristic equation of the transverse vibration of the cone-shaped ABH beam is given through the chain rule in the transfer matrix.

Secondly, based on the finite element software COMSOL, the numerical simulation analysis of the proposed cone-shaped ABH beam is carried out. By comparing and analyzing the vibration reduction

performance of three types of cone-shaped ABH periodic beams, the structural parameters of the cone-shaped ABH beam are optimized. Then, through the numerical simulation of solid-piezoelectric coupling, the energy acquisition performance of conical ABH is analyzed, mainly including the output voltage in frequency domain, and its output power and voltage are observed in impedance matching at the first natural frequency.

Finally, according to the structural parameters of the ABH beam, the appropriate clamping device and experimental device are designed, and the corresponding vibration suppression performance test platform and vibration energy acquisition test platform are built. The experimental results show that the vibration suppression performance of cone-shaped ABH beam is significantly better than that of uniform beam and traditional ABH beam, among which the cone-shaped three-period beam is the best, and the amplitude of test points is less than 0.02mm in the frequency band of 0-3kHz. In the frequency domain output voltage test of vibration energy acquisition experiment, the maximum peak voltages of three kinds of conical ABH periodic beams are 386.85V, 886.16V and 1133.6V respectively. In the impedance matching experiment, the optimal impedance matching values of three kinds of conical ABH periodic beam piezoelectric energy harvesters are 45k Ω , 20k Ω and 15k Ω respectively, and the output power is 467.47mW, 731.76mW and 232.16mW

respectively. The above experimental results show that compared with the uniform beam and the traditional ABH beam, the designed cone-shaped ABH beam has higher vibration suppression and energy acquisition efficiency, which can not only effectively reduce the vibration of the main vibration system, but also convert the vibration energy into electric energy, and at the same time, the effective working frequency band is wider, which makes it easier to stimulate multi-modal response.

Zhang Zihao(Mechanical Engineering)

Supervised by Prof. Wang Hai

KEY WORDS: Acoustic Black Hole, vibration suppression, vibration energy acquisition, impedance matching, output power

目录

摘 要	I
ABSTRACT	III
目录	VII
插图清单	IX
插表清单	XIII
第 1 章 绪论	1
1.1. 研究背景	1
1.2. 研究现状	2
1.2.1. 振动能量采集器	2
1.2.2. 声学黑洞	5
1.2.3. 基于声学黑洞的能量采集	7
1.3. 论文的研究意义及内容	9
第 2 章 锥形声学黑洞能量采集器的理论建模及分析	11
2.1. 压电效应与能量采集系统	11
2.2. 锥形声学黑洞梁动力学建模	12
2.3. 锥形声学黑洞梁结构参数优化	18
2.3.1. 梁长度与宽度对锥形梁的影响	19
2.3.2. 最小截断厚度与 ABH 系数对锥形梁的影响	21
2.3.3. ABH 系数与截断平面长度对锥形梁的影响	23
2.4. 锥形声学黑洞梁拓展及各对照结构	25
2.5. 能量采集器系统工作原理	27
2.6. 本章小结	28
第 3 章 锥形声学黑洞梁的抑振性能仿真分析	29
3.1. 仿真模型建立	29
3.2. 模态分析与固有频率	30
3.3. 抑振性能分析	35
3.3.1. 高斯脉冲下的抑振分析	35

3.3.2. 频域下的抑振分析	38
3.4. 本章小结	41
第 4 章 锥形能量采集器仿真分析	42
4.1. 能量采集器系统仿真模型	42
4.2. 能量采集系统仿真分析	43
4.2.1. 频域响应分析	43
4.2.2. 负载电阻对输出功率的影响	46
4.3. 本章小结	49
第 5 章 实验平台搭建	50
5.1. 能量采集系统实验平台设计与搭建	50
5.1.1. 抑振及能量采集实验平台设计	50
5.1.2. 实验设备选型	51
5.1.3. 实验装置制作与实验平台搭建	54
5.2. 锥形声学黑洞梁抑振性能的实验分析	56
5.3. 锥形声学黑洞压电能量采集器的试验结果及分析	60
5.3.1. 能量采集器的频域输出电压	60
5.3.2. 能量采集器阻抗匹配	62
5.4. 本章小结	65
第 6 章 总结与展望	66
6.1. 总结	66
6.2. 展望	67
参考文献	68
攻读学位期间发表的学术论文情况	74
致谢	75

插图清单

图 1-1 新型 X 结构采集装置	3
图 1-2 曲线结构压电梁	3
图 1-3 带下摆锤能量采集器	3
图 1-4 双压电能量采集系统	4
图 1-5 带磁铁电磁感应悬臂梁	4
图 1-6 平面涡形 ABH 吸振器	6
图 1-7 周期性嵌套 ABH 结构	6
图 1-8 主动 ABH 控制	6
图 1-9 ABH 晶格体	7
图 1-10 压电微阵列 ABHs	8
图 1-11 声学黑洞双压电晶体悬臂梁	8
图 1-12 拓扑界面态 ABH 周期束	9
图 1-13 ABH 弯曲梁	9
图 2-1 能量采集电路原理图	11
图 2-2 传统声学黑洞梁	12
图 2-3 锥形声学黑洞梁	13
图 2-4 锥形梁 3D 均匀分段	13
图 2-5 锥形声学黑洞梁 z 轴向均匀分段	14
图 2-6 锥形声学黑洞梁 y 轴向均匀分段	17
图 2-7 参数优化模型示意	19
图 2-8 参数化扫描设置	19
图 2-9 梁长度与宽度对固有频率的影响	20
图 2-10 梁长度与宽度对能量密度的影响	21
图 2-11 最小截断厚度与 ABH 系数对固有频率的影响	22
图 2-12 最小截断厚度与 ABH 系数对能量密度的影响	22
图 2-13 ABH 系数与 ABH 截断平面长度对固有频率的影响	23
图 2-14 ABH 系数与 ABH 截断平面长度对能量密度的影响	24

图 2-15 锥形 ABH 梁结构示意图	25
图 2-16 均匀梁	26
图 2-17 传统 ABH 梁	26
图 2-18 锥形声学黑洞振动能量采集器结构示意图	28
图 3-1 锥形 ABH 梁网格划分	29
图 3-2 均匀梁网格划分	30
图 3-3 传统 ABH 梁网格划分	30
图 3-4 均匀梁前四阶振型云图	31
图 3-5 传统 ABH 梁前四阶振型	32
图 3-6 锥形单周期梁前四阶振型	32
图 3-7 锥形双周期梁前四级振型	33
图 3-8 锥形三周期梁前四阶振型	34
图 3-9 各结构固有频率	34
图 3-10 归一化高斯脉冲激励	35
图 3-11 时域形变位移云图	36
图 3-12 抑振测试点示意图	37
图 3-13 对照组一测试点振速	37
图 3-14 对照组二测试点振速	37
图 3-15 各结构能量密度	38
图 3-16 对照组一测试点位移	39
图 3-17 对照组二测试点位移	39
图 3-18 各频段位移均方根组一	40
图 3-19 各频段位移均方根组二	40
图 4-1 锥形 ABH 梁能量采集系统示意图	42
图 4-2 频响仿真示意图	43
图 4-3 对照组一扫频电压	44
图 4-4 对照组二扫频电压	44
图 4-5 对照组一分频段均方根电压	45
图 4-6 对照组二分频段均方根电压	45

图 4-7 均匀梁 (158.46Hz).....	47
图 4-8 传统 ABH 梁 (56.318Hz).....	47
图 4-9 锥形单周期 (27.569Hz).....	47
图 4-10 锥形双周期 (18.922Hz).....	48
图 4-11 锥形三周期 (17.504Hz).....	48
图 5-1 抑振及能量采集实验系统示意图.....	50
图 5-2 激光测振仪控制机箱.....	51
图 5-3 激光测振仪.....	51
图 5-4 台式电脑.....	52
图 5-5 数据采集系统箱.....	52
图 5-6 信号发生器.....	52
图 5-7 激振台.....	53
图 5-8 功率放大器.....	53
图 5-9 示波器.....	53
图 5-10 电阻箱.....	54
图 5-11 锥形声学黑洞梁.....	55
图 5-12 压电片.....	55
图 5-13 抑振测试实验平台.....	55
图 5-14 能量采集实验平台.....	56
图 5-15 抑振测试实验.....	57
图 5-16 各结构固有频率.....	57
图 5-17 对照组一测试点位移.....	58
图 5-18 对照组二测试点位移.....	58
图 5-19 分频段均方根位移组一.....	59
图 5-20 分频段均方根位移组二.....	59
图 5-21 均匀梁频域电压.....	60
图 5-22 传统 ABH 频域电压.....	61
图 5-23 锥形单周期频域电压.....	61
图 5-24 锥形双周期频域电压.....	62

图 5-25 锥形三周期频域电压	62
图 5-26 均匀梁 (150.15Hz)	63
图 5-27 传统 ABH(54.02Hz)	63
图 5-28 锥形单周期 (22.88Hz)	63
图 5-29 锥形双周期 (19.68Hz)	64
图 5-30 锥形三周期 (16.71Hz)	64

插表清单

表 2-1 锥形梁长宽较优范围 21

表 2-2 最小截断厚度与 ABH 系数较优范围23

表 2-3ABH 系数与 ABH 截断平面长度较优范围 24

表 2-4 锥形 ABH 梁结构尺寸表26

表 2-5 对照结构梁尺寸表 27

表 2-6 Al6063-T83 铝合金材料属性27

表 3-1 各结构固有频率 34

表 4-1 弹簧阻尼器参数 43

表 5-1 压电材料参数表 54

表 5-2 各结构固有频率 57

第 1 章 绪论

1.1. 研究背景

随着科技的不断发展，数字化发展以及互联网+的推行，智慧型城市作为数字城市发展的高级阶段也在孕育而生^[1]。而想要推动智慧城市的建设，各种信息化、物联化、智能化的科技是必不可少的，而想要构建好这样一个庞大而复杂的网络结构体系，则必然少不了由各种智能传感器所构成的无线网络监测节点^[4]。而对于设置在这些节点上的传感器来说，供能便成了第一需求。

这些传感器的应用场景复杂多样，且很多时候它们所在的位置都是人类难以接触到的，或是被设置在一些危险场所中以及各种极端条件下^[5]。同时为了满足各种特殊多样的场景需求，对于传感器的长效稳定供能也提出了更高的要求，而传统电池作为主要供能手段显然难以满足，此外传统的电池供能还容易导致燃爆、造成环境污染以及需要定期更换等缺点^[6-8]。因此通过将传感器节点所在环境中的能量俘获并转换为电能，即采用能量采集器可以作为一种新型的可持续性供能成为传统电池供能的替换方案^[9-11]。

能量采集技术^[12-13]是指将各种环境能量转换为电能以供传感器等一些微供能驱动的电子元件使用的一种供能方式。例如环境中的光能、潮汐能、磁能、风能、振动能等，都可作为能量采集的能量来源，其中的振动能量是一种环境中存在的可再生能源，因为机械振动广泛存在于日常生产生活中，如交通运输、机械设备等。通过采集和转换这些振动能量，可以将其转化为电能，而无需依赖有限的化石燃料资源。振动能量采集系统可以实现自给自足的电源供应。在一些无法直接连接到电网的场合，如远程传感器、无线通信设备或偏远地区的电力供应等具有良好的应用价值与前景，并且其采集过程通常不会产生污染物或温室气体排放，也不需要大规模的设备或昂贵的材料，更加符合低碳减排的环境绿色理念^[14]。

在一些机械系统或结构中，存在不可避免的振动和震动。这些振动通常被视为能量的浪费，甚至可能对系统造成损害^[15]。声学黑洞（Acoustic Black Hole，简称 ABH）结构可以通过自身的结构特性，将上述机械系统中的振动能量进行

聚集,再结合阻尼耗散掉集聚的能量以实现结构的减振抑振^[16]。由于高效的能量聚集特性,近年来将声学黑洞结构与振动能量采集技术结合逐渐成为研究热点。通过将声学黑洞结构与传统振动能量采集技术的耦合,可以实现对振动能量的回收,达到减少能量损耗,延长机械设备寿命的效果^[19],实现自动化和持续的能源供应^[20-23]。与传统的能源采集方法相比,基于声学黑洞的能量采集系统具有更低的环境影响和成本,且可以实现结构的轻量化。

1.2. 研究现状

1.2.1. 振动能量采集器

振动能量采集形式主要包括电磁感应式^[24]、静电效应式^[26]、磁致伸缩式^[27]以及压电式^[28]。其中压电式振动能量采集以其转换高效、宽频响应范围、稳定可靠、结构紧凑、环境友好等特点备受广大学者的关注与青睐,使其在自动感知系统、可穿戴设备、智能传感技术等领域得到广泛应用^[31]。

国内外学者提出了多种结构和技术,推动了振动能量采集技术的广泛应用。Heragy M 等^[32]使用磁致伸缩材料铁镓合金作为主要材料设计出 U 形单晶梁,利用流致振动从低风速的外部环境中获取能量,并对不同形状的梁在不同角度与风速下进行测试,实现在低、高激励风速下的高效可持续运行。悬臂梁式结构是振动能量采集中常见的结构形式。但传统的悬臂梁式振动能量采集器往往只是单纯利用其自身的结构共振,使其工作频带窄,且低频段的能量采集效率较低。为了解决传统悬臂梁式能量采集器的局限性,研究人员不断探索新的能量俘获方式。Meng Li 等^[33]提出了一种如图 1-1 所示的 X 形结构与悬臂式压电振动能量采集器相连接,利用能量集中的非线性与结构耦合效应,有效提升了对低频振动的能量捕获效率。张晓宇^[34]等人针对矿用采煤机的实时无人监测传感器需求,设计出了如图 1-2 所示的曲线结构压电梁,并通过附加磁力耦合以达到非线性振动能量采集效果,实验验证显示在磁距为 16mm 时达到最佳俘能效果,最大电压有效值可达 7.298V。

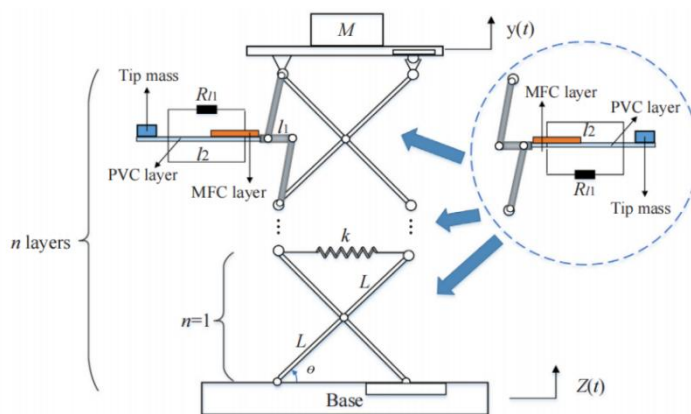


图 1-1 新型 X 结构采集装置

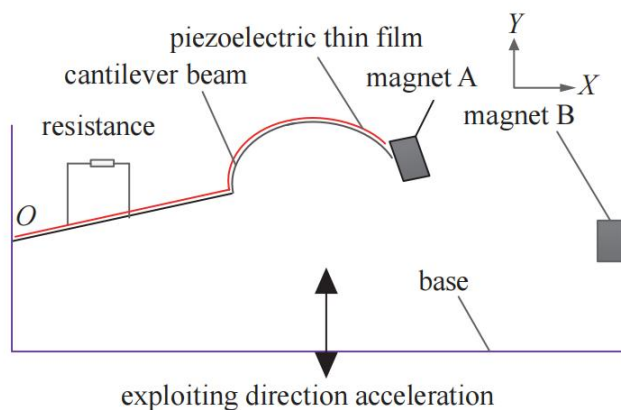


图 1-2 曲线结构压电梁

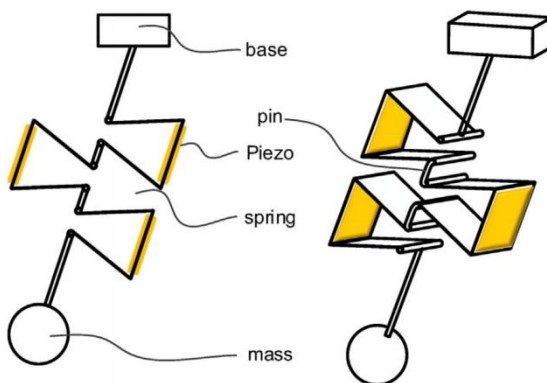


图 1-3 带下摆锤能量采集器

自然环境中的部分振动能量源通常具有低频和大振幅的特点,为此部分学者研究了可在超低频振动环境下工作的能量采集器。Wu Y^[35]等人设计出了如图 1-3 所示的一种带下摆的夹立弹簧超低频能量采集器,在 2Hz 的低工作频率下可产生 13.29 mW 的高输出。Fan K^[36]等人提出了一种将电磁能量采集器 (EMEH) 和两个 PEH 相结合的混合式能量收集器。悬臂梁结构的振动能量采集器是能量

采集器的主流，但单纯的传统悬臂梁已经远远无法满足实际的需求，为此一些学者探寻一些新的方式来提升对梁振动能量的采集效率。Zhu Y^[37]等人设计出了一种动态压缩载荷简支压电梁，并在仿真和实验中显示出该采集器呈现软化非线性，成功地用于增加收割机的电压输出和频率带宽。Rami Reddy A^[38]等人通过在悬臂梁中引入空腔的方式有效提高了其输出电压，经过实验分析显示其输出电压比无空腔的悬臂梁提升约 75%。

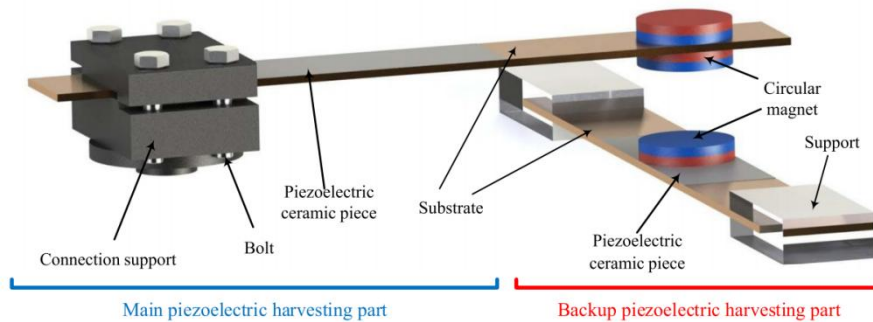


图 1-4 双压电能量采集系统

Peng L^[39]等人设计了一种如图 1-4 所示的由悬臂梁驱动的同时具有接触特性和非接触特性的双压电能量采集系统，在重力加速度为 1g 的情况下，峰值功率达到 10.12 mW。分析结果表明，通过采用多点能量俘获策略，双压电能量采集装置比单压电能量采集装置具有更高的能量采集效率，且更易保持输出稳定。

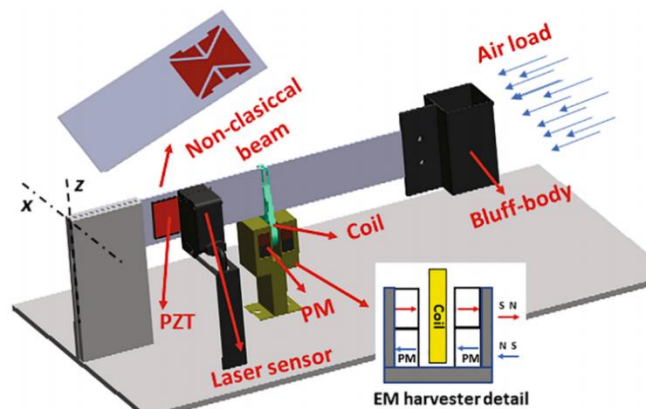


图 1-5 带磁铁电磁感应悬臂梁

除了单一的振动能量采集，研究人员还致力于将多种能量采集方式相结合，以提高整体能量的获取效率。例如，将振动能量采集与太阳能、热能等其他能量

采集方式相结合，形成复合能量采集系统，实现可靠稳定的能量收集。Basaran S^[40]提出了一种电磁感应式的双平行梁振动能量采集器，通过实验验证显示在电磁感应与压电作用的共同作用下，该结构的能量回收效率相较于传统悬臂梁结构具有大幅提升。Bolaf F C^[41]等人设计了如图 1-5 所示的一种含附加磁铁的悬臂梁式能量采集器，利用悬臂梁末端附带磁铁与线圈之间的电磁感应来实现电能的俘获，同时悬臂梁自身粘贴压电片，经试验后发现可在连续振动下采集到更多非线性振动能量。

1.2.2. 声学黑洞

在声学领域中，有学者观察到有些特定结构具有与黑洞类似的物理特性，具体表现为，在均匀分布介质中，当介质厚度不断减小至零时，其介质内的声波传播速度也会逐渐减小至零，此时声波不会继续向前传播，也不会反射回来，这种现象类似黑洞效应，故被称作声学黑洞（Acoustic Black Hole, ABH）效应。

1998 年，Mironov^[42]在各向同性的薄板结构中也发现了类似的现象。当振动波在一块厚度不断减小的楔形板中向前传播时，振动波波速会不断减小，同时振幅不断增大，形成一种振动波的聚集效应。若楔形板的厚度变化部分能够在理想状态下按照幂函数变化减小至零，则振动波在结构最薄处的波速为零，振幅变为无穷大，波的能量高度聚集且不再进行反射^[43]。

ABH 在减振抑振、振动控制以及能量采集等工程应用汇方面^[44]展现出了巨大的应用前景^[45]。目前对 ABH 的研究，已从一维 ABH 梁^[46]和二维 ABH 板拓展到各类嵌套或周期性 ABH 结构^[47]。传统的 ABH 以切除的方式嵌入结构当中，通过牺牲一定的结构刚度来实现其能量集聚效应。为了使得 ABH 结构整体强度不变，一些学者将吸振器与 ABH 相结合，设计出一系列附加式 ABH 结构。Zhou T^[48]等提出了一种 ABH 特征谐振束减振器（ABH-RBD）用于结构的宽抑振控制，通过集成动态减振器和波导吸收器结构，最大限度地提高了主体结构能量集聚效果。此外，Zhou T^[49]等还提出了一种如图 1-6 所示的平面涡形声学黑洞吸振器，除了弯曲波，矩形截面中的扭转波也随着厚度的减薄而减小，实验结果显示涡形 ABH 在多向激励中对振动的捕获吸收方面表现出优越的动力学特性。

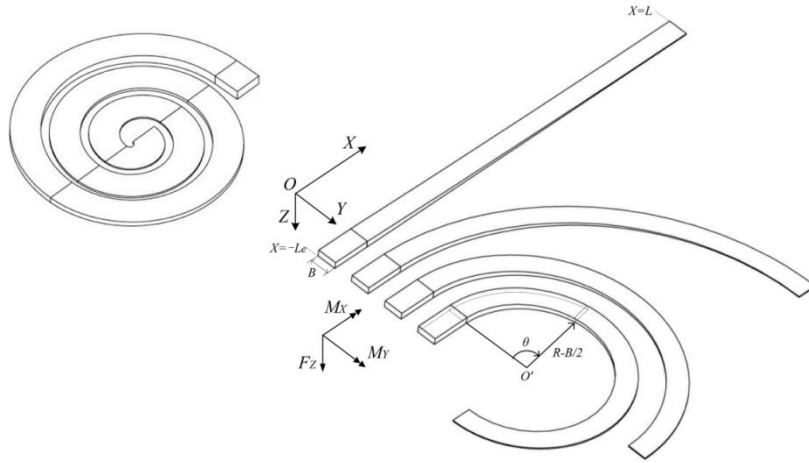


图 1-6 平面涡形 ABH 吸振器

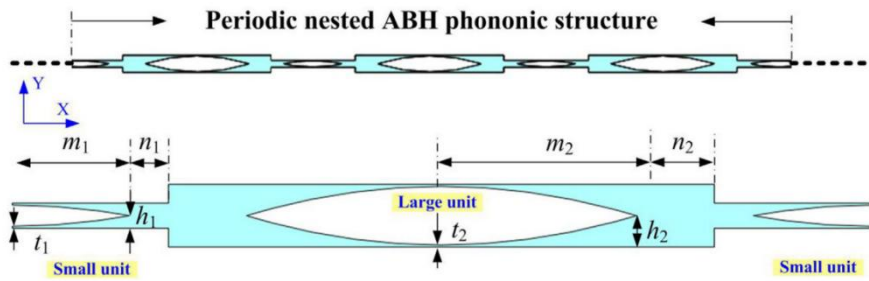


图 1-7 周期性嵌套 ABH 结构

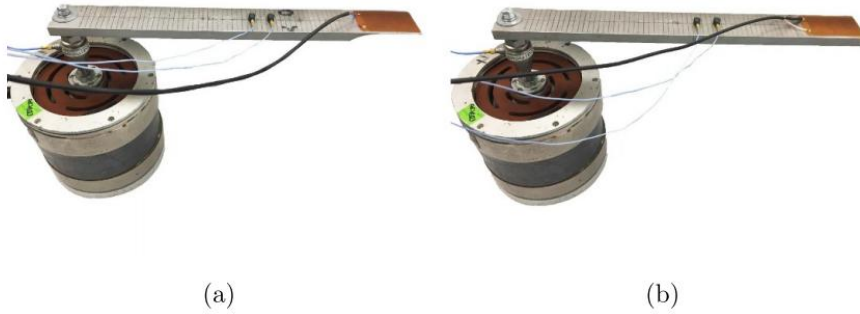


图 1-8 主动 ABH 控制

Liu P^[50]等提出一种不完全 ABH，即在二维薄板的 ABH 中心附近用斜线替代了传统的曲线，通过有限元仿真以及声强实验证明了在低频率条件下，不完全的 ABH 可以控制薄板的声辐射频率。Nansha Gao^[51]等提出一种如图 1-7 所示的周期性嵌套声学黑洞结构，并通过仿真与振动实验验证了结构对波的捕获效应，证明其在振动与噪声控制方面的应用前景。

Sheng H^[52]等研究了一种具有双幂律特性的结构—DP-ABH，通过传递矩阵法与有限元法的对比，验证了该结构的超低宽带隙特性。Cheer J^[53]等在基于梁的

ABH 中用主动振动控制系统取代互补的被动阻尼材料,提出一种出主动 ABH 控制 (AABH),如图 1-8 所示,在结构终端处贴上压电片,将 ABH 效应与主动振动控制相结合,相较于恒定厚度终端实现了更高水平的终端波反射控制,提供了 10dB 的宽带控制性能。

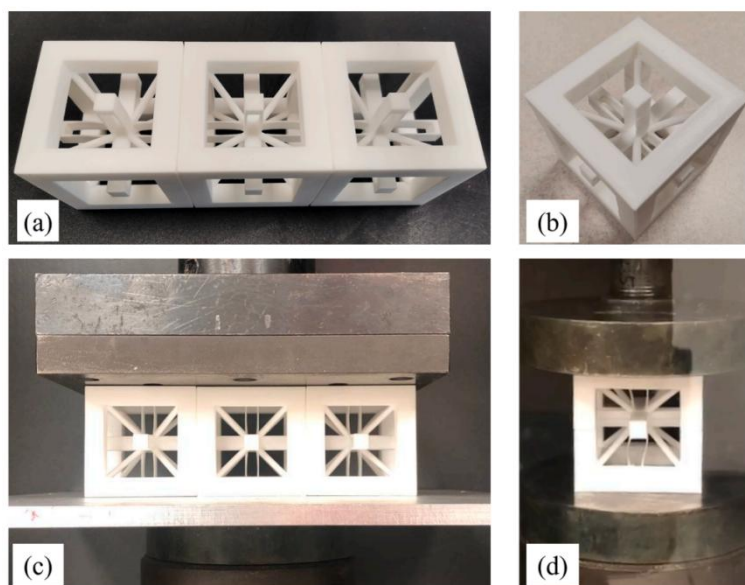


图 1-9 ABH 晶格体

随着对 ABH 结构研究的深入,更多的学者不再拘泥于传统的梁、板结构,开始尝试将一些复杂的非规则结构与 ABH 进行结合。Sheng H 等^[54]提出了一种新型的三维轻质晶格结构,如图 1-9 所示,该结构由简单立方晶格、体心立方支撑和声学黑洞支柱三个主要功能部分组成,利用增材制造技术对这些结构的力学性能进行验证,数值计算与实验计算的结构一致性较好,均显示这种 ABH 晶格结构比其典型结构具有更加优越的刚度、更宽的带隙以及更好的振动隔离效果。

1.2.3. 基于声学黑洞的能量采集

声学黑洞具有的能量聚集效应让部分学者对其关注点开始转移到振动能量的采集上。Ji H^[55]等提出并研究了一种具有 ABH 特征的压电能量采集结构,该结构如图 1-10 所示,考虑到 ABHs 的波长压缩,将 ABHs 表面的压电贴片切割成微阵列,确保压电片表面产生的正负电荷不会被中和,能有效地转换机械能,经实验验证发现 ABH 结构可以将振动能量采集提升一个数量级以上。Deng J^[56]等提出一种如图 1-11 所示的 ABH 双压电晶体悬臂梁,并用半解析法进行求

解，构造出了 ABH 梁加压电层的拉格朗日量，并由此推导出了弯曲振动和电压的耦合方程，并通过有限元法进行验证，结果证明可以通过对每个阵列中每个压电贴片电阻器分配不同的值，可以在整个频率段上提升能量采集效率。

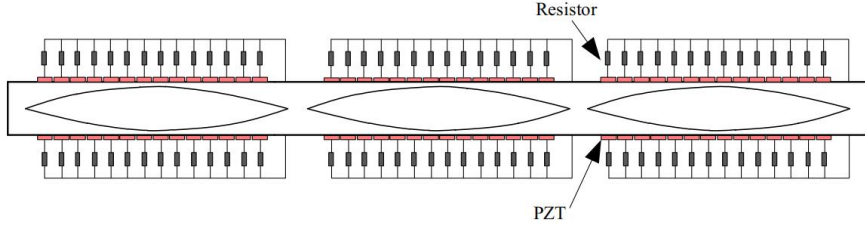


图 1-10 压电微阵列 ABHs

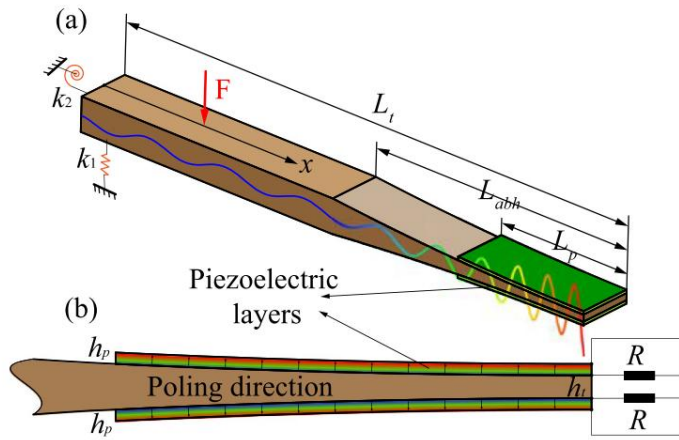


图 1-11 声学黑洞双压电晶体悬臂梁

Qin Y^[57]等建立了一个机电耦合模型，在该模型中提出了一种二维欧拉指数律的 ABH 能量采集器 (EAEH)，与幂律 ABH 相比，该欧拉指数律 ABH 具有更高的能量转换效率。同时提出了一种基于单元划分和模态分析的计算二维 ABH 薄板基函数的新方法，简化了振动模态的计算，提高了模型求解速度。随着研究的不断深入，一些学者开始研究其他力学效应与 ABH 效应相结合的方式，旨在获得更加优良的能量采集性能。Yan L^[58]等通过调整 ABH 结构的几何参数，建立了一种如图 1-12 所示能产生拓扑界面态的有限单元周期束，并对其振动定位及能量收集特性进行了分析，结果显示与普通 ABH 相比，这种复合单元周期束在其拓扑状态的频率上具有更好的能量收集效果。

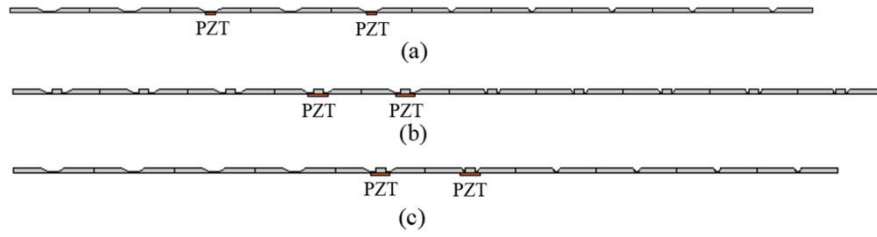


图 1-12 拓扑界面态 ABH 周期束

Xie M^[59]等分析了带有 ABH 的弯曲梁的振动响应特性和振动能量采集系统在大频率范围内的能量采集特性，证明了采用 ABH 结构在一定程度上提升了能量采集器在高频范围内的采集效率。Li H^[60]等设计了一种带有 ABH 终端的单变形压电悬臂梁，用于宽带能量采集，通过最大化单个结构模态的模态机电耦合因子（MEMCF）来确定单个压电贴片的最佳位置和尺寸，其次对只有电阻与电感的分流电路进行综合优化，结果表明优化后的系统可以获得更高的能量输出。

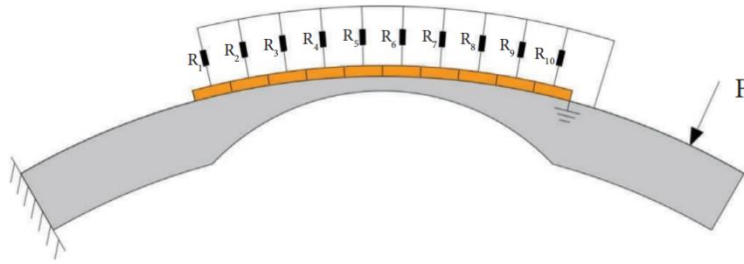


图 1-13 ABH 弯曲梁

1.3. 论文的研究意义及内容

振动能量采集技术可以让周围环境中常常被忽略或浪费的能量得到有效的利用，经过高效的转化及收集电路将周围的振动能量转化为电能进行存储以供各类电子设备进行使用。随着能量采集技术的不断发展，学者们开始更加关注于低频振动能量的采集以及更加高效的能量聚集效应，而声学黑洞结构通过自身结构厚度变化，使得振动波的波速及振幅产生变化，可以将振动能量大幅聚集于最小截断边界处，因此得到许多学者关注，将其与能量采集相结合。本文拟将声学黑洞技术和能量采集相结合，提出一种基于声学黑洞结构的锥形能量采集器，以期得到更加高效的低频振动能量采集效果。

本文以提高能量采集在低频范围内的能量采集效率为目标,设计了基于声学黑洞结构的锥形悬臂梁式振动能量采集器,并通过理论建模、有限元仿真以及振动能量采集实验等方式对其能量采集特性及规律进行研究。

本文的章节内容安排如下:

第 1 章,介绍本文的研究背景及意义,说明振动能量采集在多个场景中的应用与重要性以及声学黑洞结构在减振抑振以及能量采集领域中的拓展应用,并对声学黑洞结构在减振抑振以及能量采集方面的国内外研究进展做了简要介绍。

第 2 章,首先针对本文所提出的锥形声学黑洞结构建立了相应的数学理论模型,并利用传递矩阵法及欧拉伯努利公式对该结构梁的特征方程进行推导,设计了三种具有不同声学黑洞周期数量的锥形结构梁。并基于有限元仿真软件 COMSOL 进行数值仿真,通过对比分析实现对锥形声学黑洞能量采集器的结构参数优化设计。

第 3 章,主要使用有限元仿真软件 COMSOL 对前述章节中所设计的锥形结构梁在不同激励条件下的振动响应情况进行了对比分析,通过时域及频域的仿真测试,设置不同的对照组对测试点的振动响应做了对比,验证了所设计的锥形声学黑洞梁在减振抑振方面的性能。

第 4 章,建立了锥形声学黑洞能量采集系统的仿真模型,并在此系统上利用有限元仿真软件 COMSOL 对各个结构的能量采集性能进行数值仿真,并分别对其电压、功率、负载电阻均方根电流等性能参数进行了对比分析。

第 5 章,进行了试验装置的设计及实验平台的搭建,对锥形声学黑洞结构的减振抑振及能量采集性能进行实验测试,从而进一步验证所设计结构在实际环境中的工作性能表现。

最后对全文进行总结,分析本文工作的不足以及对本课题仍需进一步研究的重点与方向进行展望。

第 2 章 锥形声学黑洞能量采集器的理论建模及分析

锥形声学黑洞能量采集系统在力学上仍然符合常规的多自由度动力学系统的定义,而针对其形状特性,可以对其在进行分段化后利用欧拉伯努利方程以及偏微分方程建立其在振动状态下的动力学微分方程,用以在力学上来描述该系统的动力学模态响应状态。本章将介绍锥形振动能量采集器基本工作原理,并通过传递矩阵法以及欧拉伯努利方程建立该系统的动力学方程,分析振动能量采集器的设计方法、结合声学黑洞特征对锥形声学黑洞梁进行尺寸优化,最后设计出若干锥形振动能量采集器结构。

2.1. 压电效应与能量采集系统

压电材料指的是一种晶体材料,其两端面之间会在受到压力或剪切力时产生电压。这种现象早在 1880 年就被法国物理学家 P·居里和 J·居里兄弟研究发现。当石英晶体表面受到一定载荷时,晶体表面会产生与载荷力大小成正比的电荷,这种现象被称为压电效应^[61]。

反之,压电晶体在外加电场的作用下会产生与外加电场场强大小成正比的形变,这种现象被成为逆压电效应^[62]。这种特性使得压电材料可以高效地实现机械振动和交流电之间的转换,从而在能量收集、健康监测、生物医学、电子器件等诸多领域具有广泛应用前景^[63,64]。

振动能量采集器的原理就是通过利用所设计结构本身的振动波聚集效应对外部初始振动激励能量进行收集,以悬臂梁作为能量采集系统的振子,再利用压电材料自身的压电效应将结构体所聚集的振动能量转化为电能,最后接入到合适的能量采集电路中,存储所转化出的电能并供给各个微电子元件使用。其基本原理如图 2-1 所示。

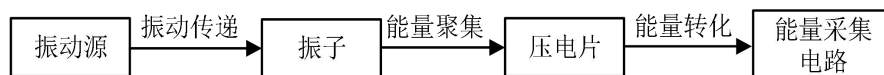


图 2-1 能量采集电路原理图

2.2. 锥形声学黑洞梁动力学建模

将声学黑洞集成于梁上用于能量采集可以有效提升能量采集效率,并且增强最大有效功率输出值。如图 2-2 所示为传统的声学黑洞梁,其主要结构特点是对均匀梁的中心处进行剪切,使其成为厚度遵循幂指数变化的含凹坑结构梁。本文依照传统声学黑洞梁的设想基础,提出了一种锥形声学黑洞能量采集器,即对均匀梁进行绕横轴的阵列式声学黑洞曲线剪切,使其呈现出类似“锥形”的梁结构。

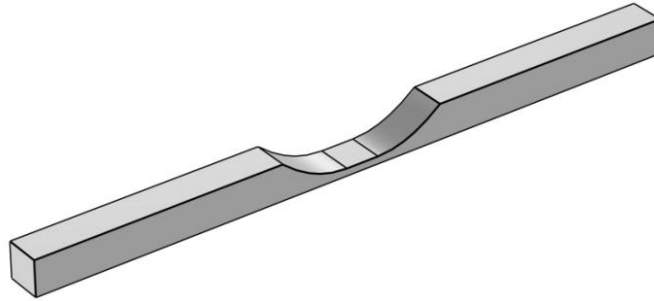


图 2-2 传统声学黑洞梁

锥形声学黑洞能量采集器的工作原理如下:当能量采集器中的含锥形声学黑洞结构的梁受到外部环境振动形成各种周期性或随机性的振动激励时,在声学黑洞梁中会产生响应振动波,该振动波在锥形梁结构中主要沿横轴传播,当振动波经过声学黑洞区域时,振动波的波速会随着梁厚度的幂指数性减少而降低,从而使振幅不断增大,最终在厚度为最低值的声学黑洞截断处形成振幅最大的波峰,形成高效的能量聚集效应。在锥形梁能量聚集区域采用压电材料,可以将该区域集聚的振动能量转换为电能,从而实现振动能量采集功能。本文旨在通过声学黑洞效应的高效能量聚集效应与梁型振动能量采集系统的结合对系统的能量采集特性产生影响,探索提高振动能量采集效率的方法。

图 2-3 为本文提出的锥形声学黑洞梁的三维结构示意图。该结构主体为均匀梁,声学黑洞区域由函数曲线 $h(x)=\zeta(x+l)^2$ 作为截除基线进行截断后得到。当梁受到外界振动的激励时,产生相应的振动波,并快速聚集于锥形区域即声学黑洞区域处,从而形成能量聚集效应,后续可通过振动-压电的转换将声学黑洞处

的能量采集至储能装置中，以供各种便携式微电子器件或传感器网络节点等设备使用。

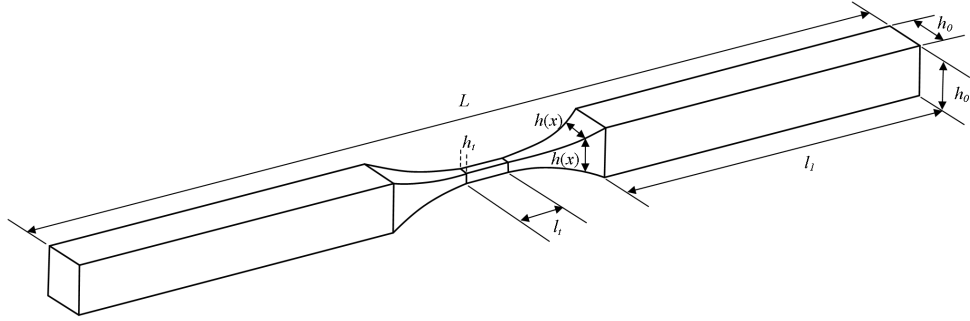


图 2-3 锥形声学黑洞梁

完整的锥形声学黑洞梁属于一种变截面梁，其复杂的形状不利于进行梁的振动理论分析，现将锥形梁等效成 N 个轴向长度相等的均匀梁，如图 2-4 所示。由于梁的长度远大于厚度，梁的振动主要为非轴向性的横向振动，即可简化成分别在 z 轴与 y 轴方向上的振动。

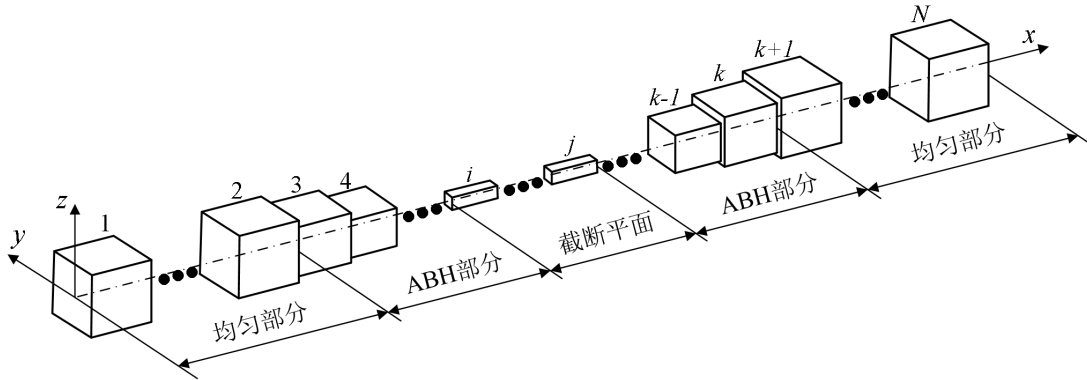


图 2-4 锥形梁 3D 均匀分段

在 z 轴分向上的振动：

由于梁的长度远大于其厚度，梁的振动主要为横向振动，基于欧拉-伯努利梁理论，忽略其剪切变形与转动惯量，则梁垂直于轴线 x 的横向自由振动方程为：

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} [EI(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2}] + \rho A(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2-1)$$

式中： $u(x,t)$ 是梁横向振动的挠度曲线函数，变量 $I(x)$ 和 $A(x)$ 分别是截面惯性矩和截面积， E 和 ρ 分别是梁材料的弹性模量和密度。则 $EI(x)$ 和 $\rho A(x)$ 分别为弯曲刚度函数和线密度函数。

将锥形梁近似看作若干段不同截面大小的均匀梁的组合，在近似分段如图 2-5 所示：

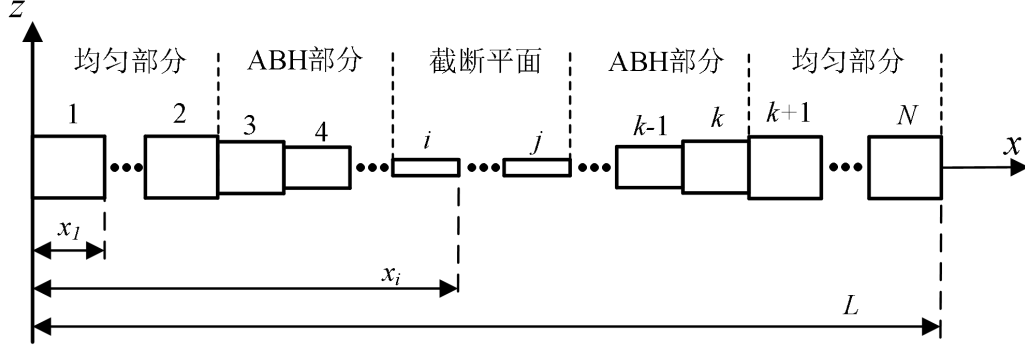


图 2-5 锥形声学黑洞梁 z 轴向均匀分段

第 i 段均匀梁的长度、弯曲刚度和线密度分别用 l_i ， $EI(x)$ 和 $\rho A(x)$ 表示 ($i=1,2,\dots,N$)。

对于等截面的均匀梁，式(2-1)可表示为：

$$EI \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2-2)$$

由分离变量法，方程(2-2)的通解可表示为：

$$u(x,t) = U(x)\psi(t) \quad (2-3)$$

式中： $\psi(t)=\sin(pt+\varphi)$ ， p 是梁振动的固有频率， φ 为初始相位角。 $U(x)$ 是梁在 z 轴分向上横向振动的模态函数，可表示为：

$$U(x) = A \sin(\gamma x) + B \cos(\gamma x) + C \sinh(\gamma x) + D \cosh(\gamma x) \quad (2-4)$$

式中：

$$\gamma = \frac{\rho A}{EI} p^2 \quad (2-5)$$

A, B, C, D 是待定的特征系数，由边界条件决定。

对于第 i 段均匀梁，弯曲刚度与等效线密度可表示为：

$$(EI)_{(i)} = \frac{1}{l_i} \int_{x_{i+1}}^{x_i} EI(x) dx \quad (2-6)$$

$$(\rho A)_{(i)} = \frac{1}{l_i} \int_{x_{i+1}}^{x_i} \rho A(x) dx \quad (2-7)$$

此时第 i 段均匀梁的模态函数可表示为:

$$U_i(x) = A_i \sin[\gamma_i(x - x_{i-1})] + B_i \cos[\gamma_i(x - x_{i-1})] + C_i \sinh[\gamma_i(x - x_{i-1})] + D_i \cosh[\gamma_i(x - x_{i-1})] \quad (x_{i-1} \leq x < x_i; i = 1, 2, \dots, N) \quad (2-8)$$

式中:

$$\gamma_i = \frac{(\rho A)_{(i)}}{(EI)_{(i)}} p^2 \quad (2-9)$$

当分段数 N 足够大时, 第 i 段均匀梁与第 $i+1$ 段均匀梁在连接处 x_i 的位移、转角、弯矩以及剪力都是连续的, 即有:

$$\left\{ \begin{array}{l} U_{i+1}(x_i) = U_i(x_i) \\ \dot{U}_{i+1}(x_i) = \dot{U}_i(x_i) \\ (EI)_{(i+1)} \ddot{U}_{i+1}(x_i) = (EI)_{(i)} \ddot{U}_i(x_i) \\ [(EI)_{(i+1)} \ddot{U}_{i+1}(x_i)] dx = [(EI)_{(i)} \ddot{U}_i(x_i)] dx \end{array} \right. \quad (2-10)$$

利用第 i 段均匀梁左右两节点处的待定特征系数构造向量:

$$\begin{aligned} Q_i &= [A_i \quad B_i \quad C_i \quad D_i]^T \\ Q_{i+1} &= [A_{i+1} \quad B_{i+1} \quad C_{i+1} \quad D_{i+1}]^T \end{aligned} \quad (2-11)$$

将式(2-8)代入(2-10)中, 可得:

$$Q_{i+1} = T_i Q_i \quad (2-12)$$

式中:

$$T_i = \begin{bmatrix} f_1 q_2 & -f_1 q_1 & -f_2 q_4 & -f_2 q_3 \\ f_3 q_1 & f_3 q_2 & -f_4 q_3 & -f_4 q_4 \\ -f_2 q_2 & f_2 q_1 & f_2 q_4 & f_1 q_3 \\ -f_4 q_1 & -f_4 q_2 & f_3 q_3 & f_3 q_4 \end{bmatrix} \quad (2-13)$$

式中:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{1,2} = \gamma_i(g \pm 1) / (2\gamma_{i+1}) \\ f_{3,4} = \gamma_i(g \pm 1) / 2 \\ g = \gamma_i^2 (EI)_{(i)} / [\gamma_{i+1}^2 (EI)_{(i+1)}] \\ q_1 = \sin(\gamma_i l_i), \quad q_2 = \cos(\gamma_i l_i) \\ q_3 = \sinh(\gamma_i l_i), \quad q_4 = \cosh(\gamma_i l_i) \end{array} \right. \quad (2-14)$$

根据链式法则, 可得:

$$Q_N = T_{N-1} \cdots T_i \cdots T_1 Q_1 = T Q_1 \quad (2-15)$$

T 矩阵中各元素均为固有频率 p 的函数, 它代表了第 1 段均匀梁到第 N 段均匀梁之间待定系数的关系。由式(2-15)可知, T 总是 4×4 的方阵。将给定的边界条件代入到矩阵 T 中即可获得关于 p 的频率方程, 求解这些方程, 再由式(2-8)和式(2-12)得到关于锥形梁的模态函数。

当锥形梁被设置为悬臂梁时边界条件(左端为固定端, 右端为自由端)为:

$$(EI)_{(1)} \ddot{U}_1(0) = [(EI)_{(1)} \ddot{U}_1(0)] = U_N(L) = \dot{U}_N(L) = 0 \quad (2-16)$$

由该边界条件, 结合式(8)可得:

$$B_1 = D_1 = 0 \quad (2-17)$$

$$\Delta Q_N = \mathbf{0} \quad (2-18)$$

式中:

$$\Delta = \begin{bmatrix} \sin(\gamma_N l_N) & \gamma_N \cos(\gamma_N l_N) \\ \cos(\gamma_N l_N) & -\gamma_N \sin(\gamma_N l_N) \\ \sinh(\gamma_N l_N) & \gamma_N \cosh(\gamma_N l_N) \\ \cosh(\gamma_N l_N) & \gamma_N \sinh(\gamma_N l_N) \end{bmatrix}^T \quad (2-19)$$

将式(2-12)代入(2-18)中得:

$$\Delta T Q_1 = M Q_1 = \mathbf{0} \quad (2-20)$$

式中:

$$M = \Delta T \quad (2-21)$$

将(2-17)代入(2-20)中得:

$$M Q_1 = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{13} \\ M_{21} & M_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ C_1 \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (2-22)$$

若使式(2-22)有非零解, 则矩阵 M 的行列式必须为 0, 即锥形梁在悬臂边界条件下的特征方程为:

$$\det(M) = \begin{vmatrix} M_{11} & M_{13} \\ M_{21} & M_{23} \end{vmatrix} = 0 \quad (2-23)$$

同理, 由于锥形梁的轴对称特性, 在 y 轴分向上的横向振动类似于 z 轴分向上的振动, 如图 2-6 所示, 同样将其等效为 N 段均匀梁:

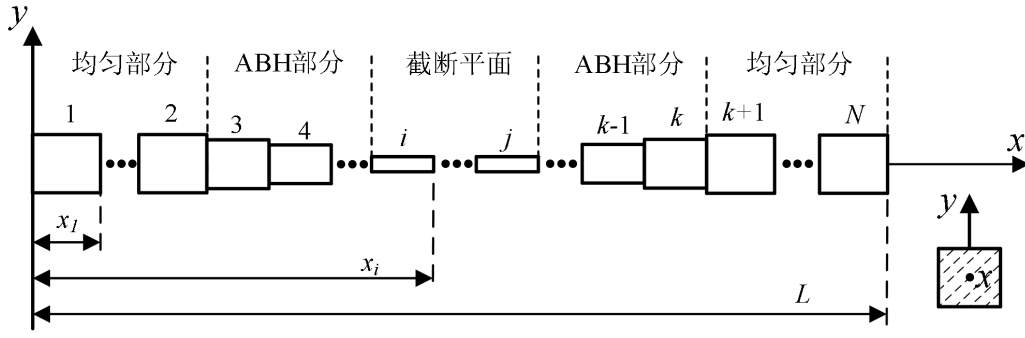


图 2-6 锥形声学黑洞梁 y 轴向均匀分段

此时第 i 段均匀梁在 z 轴分向上的振动模态函数可表示为：

$$V_i(x) = A_i \sin[\gamma_i(x - x_{i-1})] + B_i \cos[\gamma_i(x - x_{i-1})] + C_i \sinh[\gamma_i(x - x_{i-1})] + D_i \cosh[\gamma_i(x - x_{i-1})] \quad (x_{i-1} \leq x < x_i; i = 1, 2, \dots, N) \quad (2-24)$$

则完整的横向振动可表示为：

$$W_i(x) = \sqrt{V_i^2(x) + U_i^2(x)} \quad (x_{i-1} \leq x < x_i; i = 1, 2, \dots, N) \quad (2-25)$$

同样满足连续条件，即有：

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{i+1}(x_i) = W_i(x_i) \\ \dot{W}_{i+1}(x_i) = \dot{W}_i(x_i) \\ (EI)_{(i+1)} \ddot{W}_{i+1}(x_i) = (EI)_{(i)} \ddot{W}_i(x_i) \\ [(EI)_{(i+1)} \ddot{W}_{i+1}(x_i)] dx = [(EI)_{(i)} \ddot{W}_i(x_i)] dx \end{array} \right. \quad (2-26)$$

利用第 i 段均匀梁左右两节点处的待定特征系数构造向量：

$$\begin{aligned} \tilde{Q}_i &= [\tilde{A}_i \quad \tilde{B}_i \quad \tilde{C}_i \quad \tilde{D}_i]^T \\ \tilde{Q}_{i+1} &= [\tilde{A}_{i+1} \quad \tilde{B}_{i+1} \quad \tilde{C}_{i+1} \quad \tilde{D}_{i+1}]^T \end{aligned} \quad (2-27)$$

对于第 i 段均匀梁左右两节点处的特征向量有：

$$\tilde{Q}_{i+1} = \tilde{T}_i \tilde{Q}_i \quad (2-28)$$

根据链式法则，可得：

$$\tilde{Q}_N = \tilde{T}_{N-1} \cdots \tilde{T}_i \cdots \tilde{T}_1 \tilde{Q}_1 = \tilde{T} \tilde{Q}_1 \quad (2-29)$$

同理，在边界条件为悬臂梁模式下有：

$$(EI)_{(1)} \ddot{W}_1(0) = [(EI)_{(1)} \ddot{W}_1(0)] = W_N(L) = \dot{W}_N(L) = 0 \quad (2-30)$$

结合边界条件得：

$$\tilde{B}_1 = \tilde{D}_1 = 0 \quad (2-31)$$

$$\Delta \tilde{Q}_N = \mathbf{0} \quad (2-32)$$

将式(2-28)代入(2-32)中，同理可得：

$$\Delta \tilde{T} \tilde{Q}_1 = \tilde{M} \tilde{Q}_1 = \mathbf{0} \quad (2-33)$$

式中：

$$\tilde{M} = \Delta \tilde{T} \quad (2-34)$$

将式(2-31)代入(2-33)中得：

$$\tilde{M} \tilde{Q}_1 = \begin{bmatrix} \tilde{M}_{11} & \tilde{M}_{13} \\ \tilde{M}_{21} & \tilde{M}_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{A}_1 \\ \tilde{C}_1 \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (2-35)$$

须使得式（2-35）有非零解，则行列式必须为 0，此时锥形声学黑洞梁在悬臂梁约束下的二维横向振动特征方程为：

$$\det(\tilde{M}) = \begin{vmatrix} \tilde{M}_{11} & \tilde{M}_{13} \\ \tilde{M}_{21} & \tilde{M}_{23} \end{vmatrix} = 0 \quad (2-36)$$

上述公式基于欧拉-伯努利梁理论与传递矩阵法，对变截面梁的横向振动固有频率以及模态函数的特征方程进行半解析法推导。由式 (2-36) 可知，变截面梁结构的特征方程解由系统的链式传递矩阵决定，同时想要有效降低变截面梁的结构固有频率，即减小矩阵 M 行列式的特征方程的特征解的值，而对于一个确定的变截面声学黑洞梁，该梁的长度、宽度、高度以及声学黑洞区域的变截面曲线函数都是已知并确定的，而若想使其拥有更高效的低频段能量采集效率，则需要在不降低结构刚度与鲁棒性的前提下，尽可能地使其结构质量、结构阻尼降低，同时结合声学黑洞区域高效的振动波聚集效应，可对声学黑洞剪切区域进行阵列式周期拓展，以寻求更加高效的能量采集。

2.3. 锥形声学黑洞梁结构参数优化

评价一个振动能量采集器的性能，可以利用以下性能指标包括谐振频率、输出电压以及功率大小等实现。本文所研究的锥形声学黑洞能量采集器，力求于能

在低频段实现环境振动能量的高效采集。锥形声学黑洞能量采集器的谐振频率主要由结构尺寸中的长、宽、声学黑洞区域截断平面长度、最小截断厚度、ABH系数等因素决定。本节将研究锥形声学黑洞梁的结构尺寸参数对其输出性能的影响，以其一阶固有谐振频率和声学黑洞区域的储能密度为主要评价指标，结合仿真结果与实际环境设计出最优尺寸结构。

2.3.1. 梁长度与宽度对锥形梁的影响

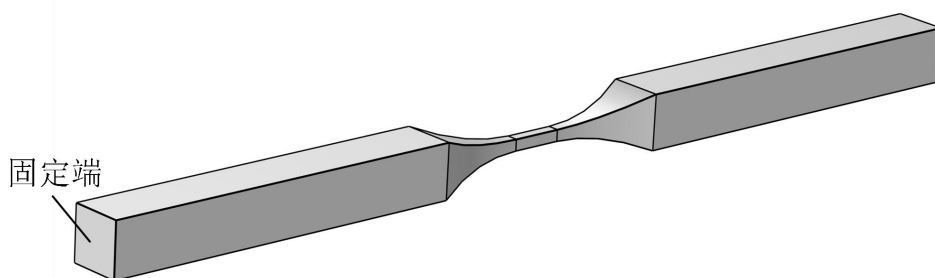


图 2-7 参数优化模型示意



图 2-8 参数化扫描设置

本节的仿真模型如图 2-7 所示，设悬臂梁左端固定约束。本小节在预设梁声学黑洞区域常系数为 0.0075，截断厚度为 3mm，ABH 区域截断平面长度为 14mm 的预设前提下，取梁总长度在 200mm 至 300mm 之间以 10mm 为步长以及宽度为 10mm 至 15mm 以 1mm 为步长的参数化扫描中，去计算锥形声学黑洞梁的一阶谐振频率。在仿真软件 COMSOL 中，将锥形声学黑洞梁的边界条件设置为单端固支约束，添加研究步骤 1 为梁长度与宽度同时作为两个变化参数的参数

化扫描，如图 2-8 所示选择任意组合模式，再设置步骤 2 为特征频率进行分步运算，同时添加探针探取声学黑洞区域处的能量密度，取结果中的第一阶固有频率作为因变量结果。

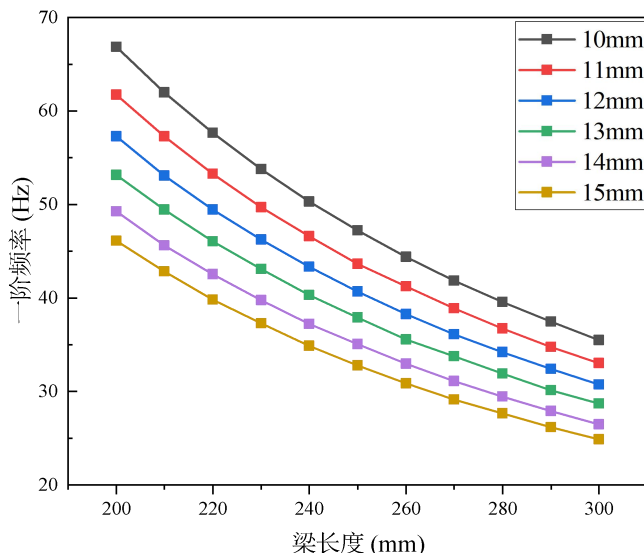


图 2-9 梁长度与宽度对固有频率的影响

保持其他结构参数不变，改变梁的长度与宽度，可以得到不同长度与宽度对锥形声学黑洞梁固有频率所产生的影响。如图 2-9 所示可以看出在保持锥形梁宽度相同的情况下，随着梁长度的增加，锥形梁的固有谐振频率逐渐减小，其原因是随着锥形梁长度的增加，锥形梁的等效刚度降低，使得其固有频率减小。同理，在该锥形梁长度不变的条件下，随着锥形梁宽度的不断增加，其固有谐振频率减小。故锥形梁的固有谐振频率与其总长度与宽度都呈现出反比关系。因此，在设计器件时，需要充分考虑上述因素，通过适当的选取锥形声学黑洞梁的长度与宽度，以实现能量采集器在低频段的性能优化。

如图 2-10 所示，为不同参数组合下锥形梁声学黑洞区域处的动能密度。可以看出当结构梁的宽度不变时，随着结构梁长度的增加，锥形梁声学黑洞区域处的能量密度会呈现整体下降的趋势。横向比较后可以发现当梁长度不变时，随着结构梁宽度的增加，其声学黑洞区域的能量密度也呈明显的下降趋势。综合图 2-9 和图 2-10 可以得出，锥形梁结构的长度与宽度同时与结构的固有频率以及声学黑洞能量密度呈反比状态，所以在决定结构梁的长度与宽度时要综合考虑到

对固有频率与能量密度的互悖关系，折中选取合适的尺寸参数。综合比较，锥形声学黑洞梁的优化尺寸范围如表 2-1 所示。

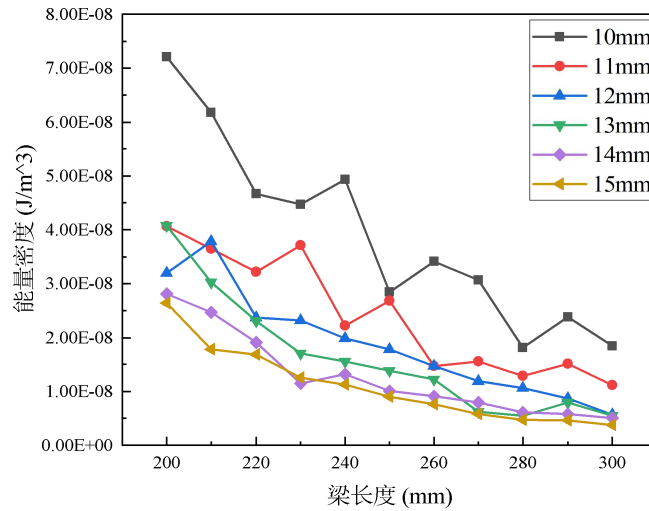


图 2-10 梁长度与宽度对能量密度的影响

表 2-1 锥形梁长宽较优范围

参数	梁长度/mm	梁宽度/mm
较优范围	270-290	14-15

2.3.2. 最小截断厚度与 ABH 系数对锥形梁的影响

对于本文中所提出的含声学黑洞结构的锥形梁而言，除了梁总长度和宽度对其固有谐振频率有着重要影响外，其声学黑洞结构部分的结构参数也会对锥形梁的性能有着较强的影响，而对于声学黑洞结构部分而言，其最小截断厚度与厚度幂指数变化函数中的 ABH 系数无疑是极为重要的可以影响声学黑洞的能量聚集性能与外形的结构尺寸构成参数。

本小节在预设梁声学黑洞区域长度为 280mm，宽度为 15mm，ABH 区域截断平面长度为 14mm 的预设前提下，取梁声学黑洞区域最小截断厚度在 3mm 至 5mm 之间以 0.5mm 为步长以及 ABH 系数为 0.005 至 0.01 以 0.0005 为步长的参数化扫描中，去计算锥形声学黑洞梁的一阶谐振频率。同样与上小节设置类似，在有限元仿真软件 COMSOL 中，将锥形声学黑洞梁的边界条件设置为单端固支约束条件，添加研究步骤 1 为梁声学黑洞区域的最小截断厚度与 ABH 系数同时作为两个变化参数的参数化扫描，选择任意组合模式，再设置步骤 2 为特征频率进行分步运算，同时添加探针探取声学黑洞区域处的能量密度，取结果中的第一阶固有频率作为因变量结果。

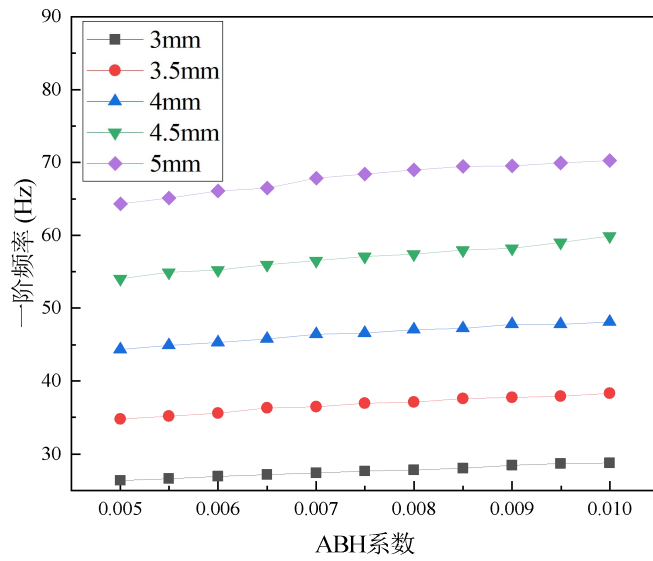


图 2-11 最小截断厚度与 ABH 系数对固有频率的影响

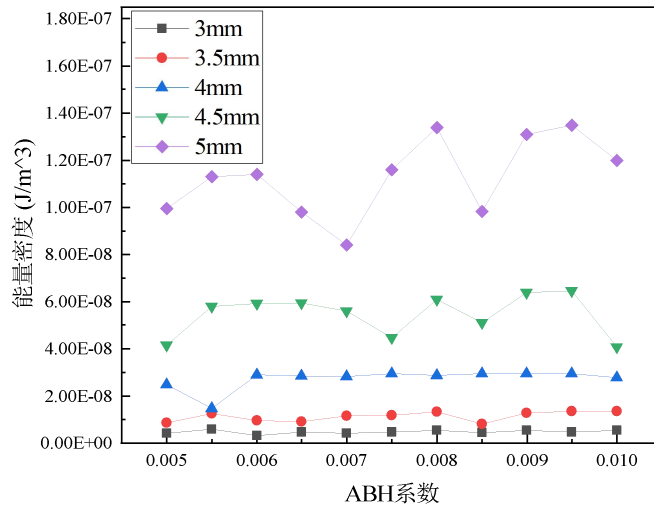


图 2-12 最小截断厚度与 ABH 系数对能量密度的影响

如图 2-11 所示，可以看出在最小截断厚度相同的情况下，随着 ABH 系数的增大，锥形梁的固有谐振频率略有提升，而从同一纵轴上观察，可发现在相同 ABH 系数的条件下，随着梁的最小截断厚度的增加，其一阶固有频率有着显著提升。即有最小截断厚度与 ABH 系数都和锥形梁的固有谐振频率呈正比关系，故在考虑锥形梁结构尺寸参数大小时，可能需要尽量的降低以上两个参数。

如图 2-12 所示为不同参数组合下锥形梁声学黑洞区域处的动能密度。从纵轴方向上可以看出，当 ABH 系数不变时，锥形梁结构的最小截断厚度的增加会改变结构梁的结构强度与结构鲁棒性，使得声学黑洞区域的能量密度提升，而在结构梁最小截断厚度不变的前提下，可以看出声学区域能量密度在横向上的变化

不大，略有起伏，仅在最小截断厚度为 4.5mm 与 5mm 的时候有着较为剧烈的波动，结合图 2-11 可以得出在对锥形梁最小截断厚度以及 ABH 系数的选取时，应主要考虑参数组合对于其一阶固有频率的影响，尤其是最小截断厚度的选取。其中较优的尺寸范围如表 2-2 所示。

表 2-2 最小截断厚度与 ABH 系数较优范围

参数	最小截断厚度/mm	ABH 系数
较优范围	3-3.5	0.005-0.006

2.3.3. ABH 系数与截断平面长度对锥形梁的影响

对于本文中所提出的所提出的声学黑洞锥形梁，除了上述参数对其固有谐振频率以及能量聚集效应有着重要影响外，其声学黑洞结构部分的结构参数也会对锥形梁的性能有着较强的影响，而对于声学黑洞结构部分而言，其 ABH 区域截断平面所占的长度与厚度幂指数变化函数中的 ABH 系数无疑是极为重要的可以影响声学黑洞的能量聚集性能与外形的结构尺寸构成参数。

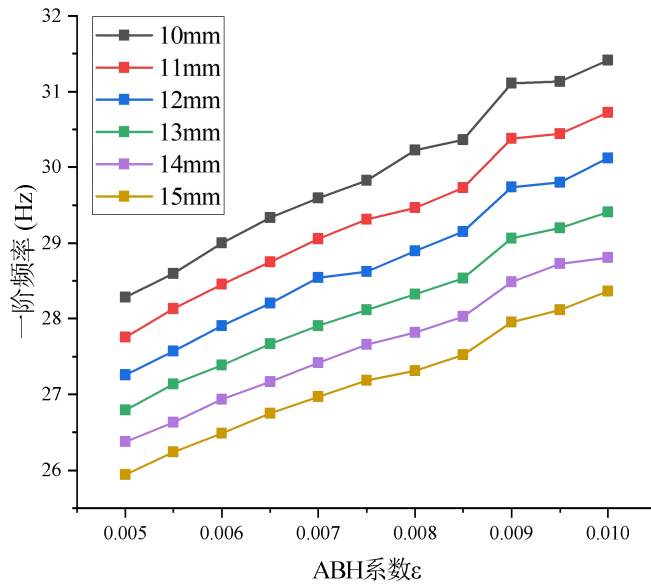


图 2-13 ABH 系数与 ABH 截断平面长度对固有频率的影响

本小节在预设梁声学黑洞区域长度为 280mm，截断厚度为 3mm，宽度为 15mm 的条件下，取 ABH 截断平面长度为 10mm 至 15mm 以 1mm 为步长以及取 ABH 系数为 0.005 至 0.01 以 0.0005 为步长的参数化扫描中，去计算锥形声学黑洞梁的一阶谐振频率。同样与上小节设置类似，在有限元仿真软件 COMSOL 中，

将锥形声学黑洞梁的边界条件设置为单端固支约束，添加研究步骤 1 为 ABH 截断平面长度与 ABH 系数同时作为两个变化参数的参数化扫描，选择任意组合模式，再设置步骤 2 为特征频率进行分步运算，取结果中的第一阶固有频率作为因变量结果。

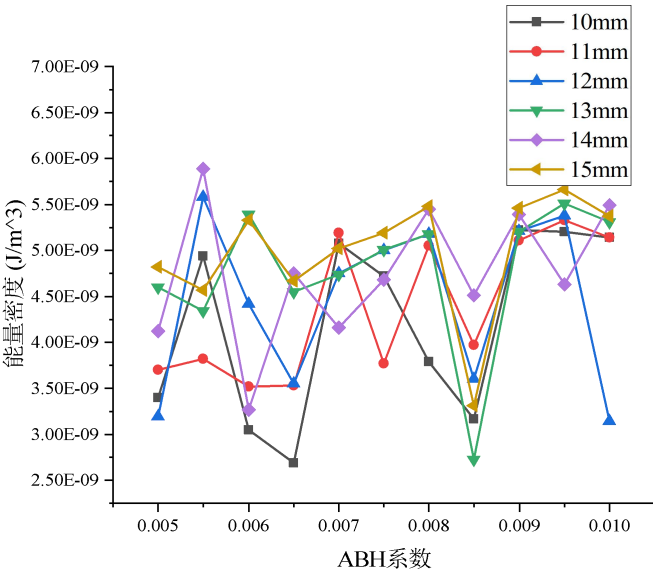


图 2-14 ABH 系数与 ABH 截断平面长度对能量密度的影响

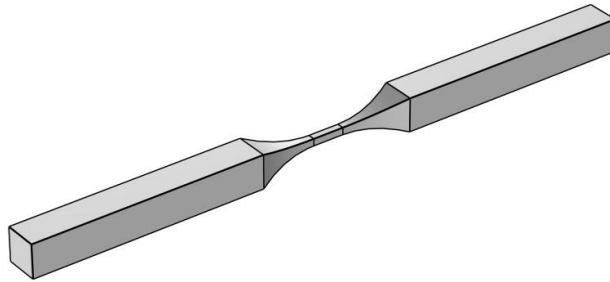
类似地，选取各参数组合下锥形梁声学黑洞区域处的动能密度，其结果如图 2-14 所示，从纵轴方向上可以看出，当 ABH 系数不变时，锥形梁结构的 ABH 截断平面长度的增加会改变结构梁的结构强度与结构鲁棒性，使得声学黑洞区域的能量密度提升，而在结构梁最小截断厚度不变的前提下，可以看出声学区域能量密度在横向上的变化不大，略有起伏，仅在最小截断厚度为 4.5mm 与 5mm 的时候有着较为剧烈的波动。

结合可以得出在对锥形梁最小截断厚度以及 ABH 系数的选取时，应主要考虑参数组合对于其一阶固有频率的影响，尤其是最小截断厚度的选取。其中较优的尺寸范围如表 2-3 所示。

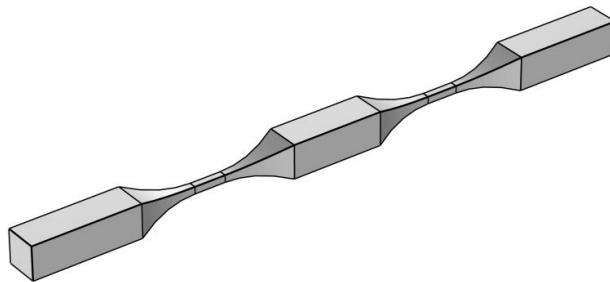
表 2-3 ABH 系数与 ABH 截断平面长度较优范围

参数	ABH 系数	ABH 截断平面长度/mm
较优范围	0.005-0.006	14-15

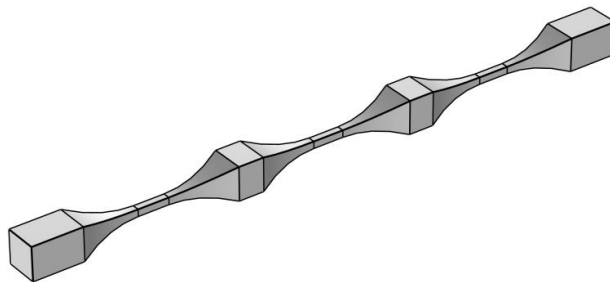
2.4. 锥形声学黑洞梁拓展及各对照结构



(a) 锥形单周期梁



(b) 锥形双周期梁



(c) 锥形三周期梁

图 2-15 锥形 ABH 梁结构示意图

针对上述锥形声学黑洞梁结构特征,对其声学黑洞区域进行阵列式周期性拓展,共衍生出三种含不同声学黑洞周期数的锥形梁结构,并进行相关研究。本文设计的三种含锥形声学黑洞结构的梁式振动能量采集器如图 2-15 所示,并以其所含锥形声学黑洞结构周期阵列数作为参照,进行简单直观的次序命名。可以看出相较于传统声学黑洞梁,本文提出的锥形声学黑洞梁结构,使梁在四个面上都呈现出遵循幂指数函数的厚度变化,并同时使得整个系统结构更加轻质化,减少能量波在结构体中的阻尼性内损耗。

参照 2.3 小节中的结构仿真分析结果,综合考虑到各个主要结构参数对固有

结构频率的影响,最后选取出最终的锥形梁结构尺寸,同时给出相应的用于对比分析的均匀梁与传统 ABH 梁的尺寸参数。

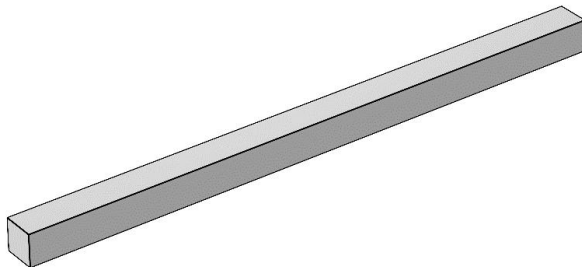


图 2-16 均匀梁

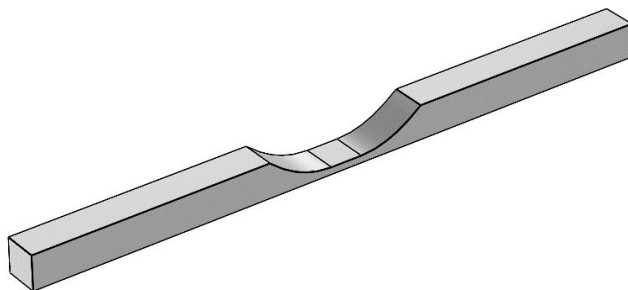


图 2-17 传统 ABH 梁

均匀梁和传统 ABH 梁模型如图 2-16 和图 2-17 所示,传统 ABH 梁为单方向上切割声学黑洞结构的梁。各锥形 ABH 梁的结构尺寸如表 2-4 所示,均匀梁与传统 ABH 梁的尺寸参数如表 2-5 所示。

表 2-4 锥形 ABH 梁结构尺寸表

参数\名称	锥形单周期梁	锥形双周期梁	锥形三周期梁
周期数	1	2	3
ABH 区域长度	70mm	70mm	70mm
ABH 系数(ξ)	0.0075	0.0075	0.0075
截断厚度(h_t)	3mm	3mm	3mm
截断平面长度(l_t)	14mm	14mm	14mm
总长度(L)	280mm	280mm	280mm
宽度(h_0)	15mm	15mm	15mm
均匀边界段长度(l_l)	104.7mm	48.7mm	22.7mm

表 2-5 对照结构梁尺寸表

参数\名称	均匀梁	传统 ABH 梁
总长度	280mm	280mm
宽度	15mm	15mm
ABH 区域长度		70mm
ABH 系数		0.0075
截断厚度		3mm
截断平面长度		14mm

锥形声学黑洞结构主体材料选用 Al6063-T83 铝合金，其具体材料物理参数如下表 2-6 所示。

表 2-6 Al6063-T83 铝合金材料属性

材料属性	参数值	单位
杨氏模量	69×10^9	Pa
密度	2700	kg/m ³
泊松比	0.33	1
阻尼损耗因子	0.02	1

2.5. 能量采集器系统工作原理

如图 2-18 所示为本文设计的锥形声学黑洞振动能量采集器。该结构主要是由锥形声学黑洞梁、外挂弹簧、压电片组成，仿真时将其一端固定约束，另一端施加振动载荷以此来模拟实验时的振动环境，压电片通过弹簧进行外挂式压电能量采集，当其自由端按照预定设置中的振动波形振动时，振动波会从激励端向固定端传递，当到达声学黑洞区域时，振动波的波速会随着结构厚度的幂指数曲线的减小而大幅减小，同时振幅增大，使得大量的机械振动能量在声学黑洞区域聚集，产生明显的能量聚集效应，再通过外挂式弹簧将声学黑洞区域的高能量密度的振动传递至所连接的附带金属片基底的压电片上，利用压电材料的正压电效应，实现振动能到电能的转换，进而通过外围电路输出，实现完整的能量采集过程。

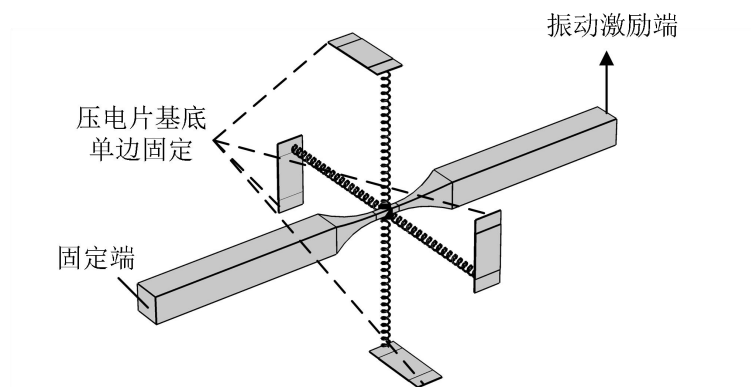


图 2-18 锥形声学黑洞振动能量采集器结构示意图

2.6. 本章小结

本章建立了基于声学黑洞效应的锥形振动能量采集器的理论模型，推导了基于声学黑洞效应的锥形振动能量采集器的均匀分段化动力学模型，并且利用传递矩阵法以及欧拉伯努利方程给出了系统动力学方程的特征方程解。对于锥形声学黑洞梁的主要结构参数对结构能量采集性能的影响作出了详细的参数化比较，为设计时的结构尺寸的选取提供了有力参照。最后设计出三种具有同等声学黑洞周期性阵列变换的锥形声学黑洞能量采集器，以供后续研究，旨在探索提升振动能量采集效率的新结构与方法。

第 3 章 锥形声学黑洞梁的抑振性能仿真分析

本章将以锥形声学黑洞梁为对象,利用 COMSOL Multiphysics 软件进行该结构的数值仿真分析,以预设的靠近其固定端处的抑振测试点的位移、动能变化等作为该结构的抑振性能的主要评价指标,主要进行频域和时域上的分析,并将其抑振效果与对照组中的其他结构进行分析对比。

3.1. 仿真模型建立

本文中的能量采集器结构均为简单均匀梁的变形,故适用于在三维物理场中进行仿真模拟,以获得更加符合实际、更加准确直观的仿真结果。首先将建立好的结构三维模型文件导入至仿真软件 COMSOL 中,将结构梁的边界条件设置为悬臂梁模式,即设置一端为固定约束,另一端为自由。从 COMSOL 软件内部材料库中将材料 Al6063-T83 添加至组件材料中,并将其设置为结构梁的材料。由于各结构中的声学黑洞部位是一种厚度遵循幂指数函数变化的结构,能量聚集效应和结构应变集中主要发生在本区域,因此需要在网格划分时对声学黑洞区域进行额外的精细化设置,将均匀段部分进行边界层扫略,对声学黑洞区域部分进行精细化划分,以求得更为精准的仿真结果。其网格划分如图 3-1 所示。同时,设置了同等长宽厚度的均匀梁,以及传统 ABH 梁作为对比组,其中均匀梁的网格划分如图 3-2 所示,传统 ABH 梁的网格划分如图 3-3 所示。

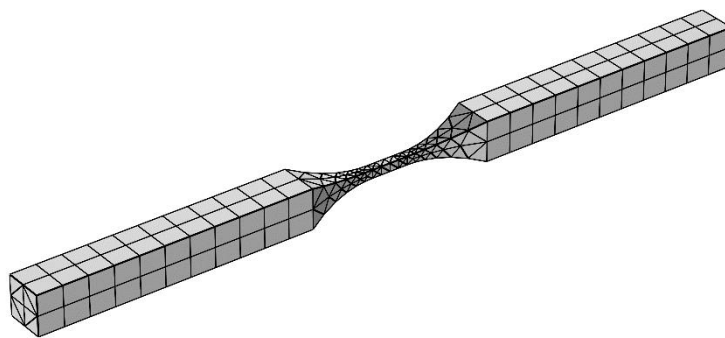


图 3-1 锥形 ABH 梁网格划分

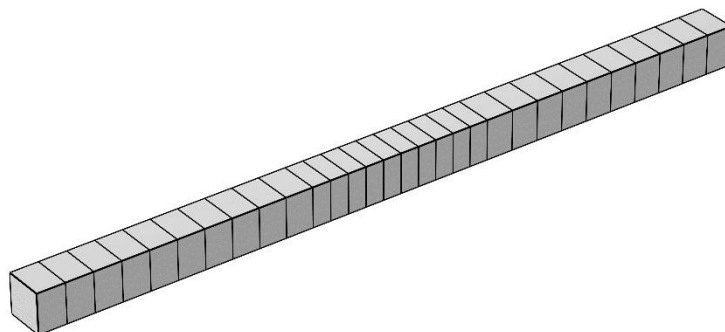


图 3-2 均匀梁网格划分

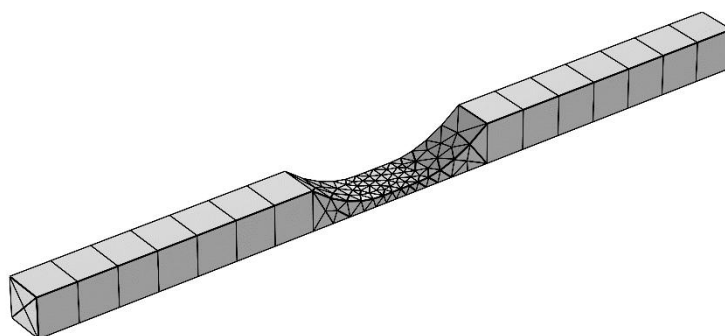


图 3-3 传统 ABH 梁网格划分

该仿真属于固体力学仿真，为了更加符合实际效果，加入 1G 的重力场，由于一般研究悬臂梁型结构主要分析其在横向振动上的表现，故将重力场的方向设置为垂直于梁轴线并竖直向下。再添加边界载荷至自由端的边界处。

3.2. 模态分析与固有频率

悬臂梁结构的固有频率和振动模态是分析其振动特性的基础。模态分析可以得到系统的模态振型和固有频率，接着进行谐响应分析，则可以得到该结构在整个频带范围内的响应情况。在 COMSOL 中添加研究——特征频率，设置求解器为 ARPACK 模式，进行计算即可得到各结构的固有谐振频率和模态云图。通过对上述五种不同结构的悬臂梁的模态分析，可分别得到以如图所示的五种悬臂梁的前四阶振型。

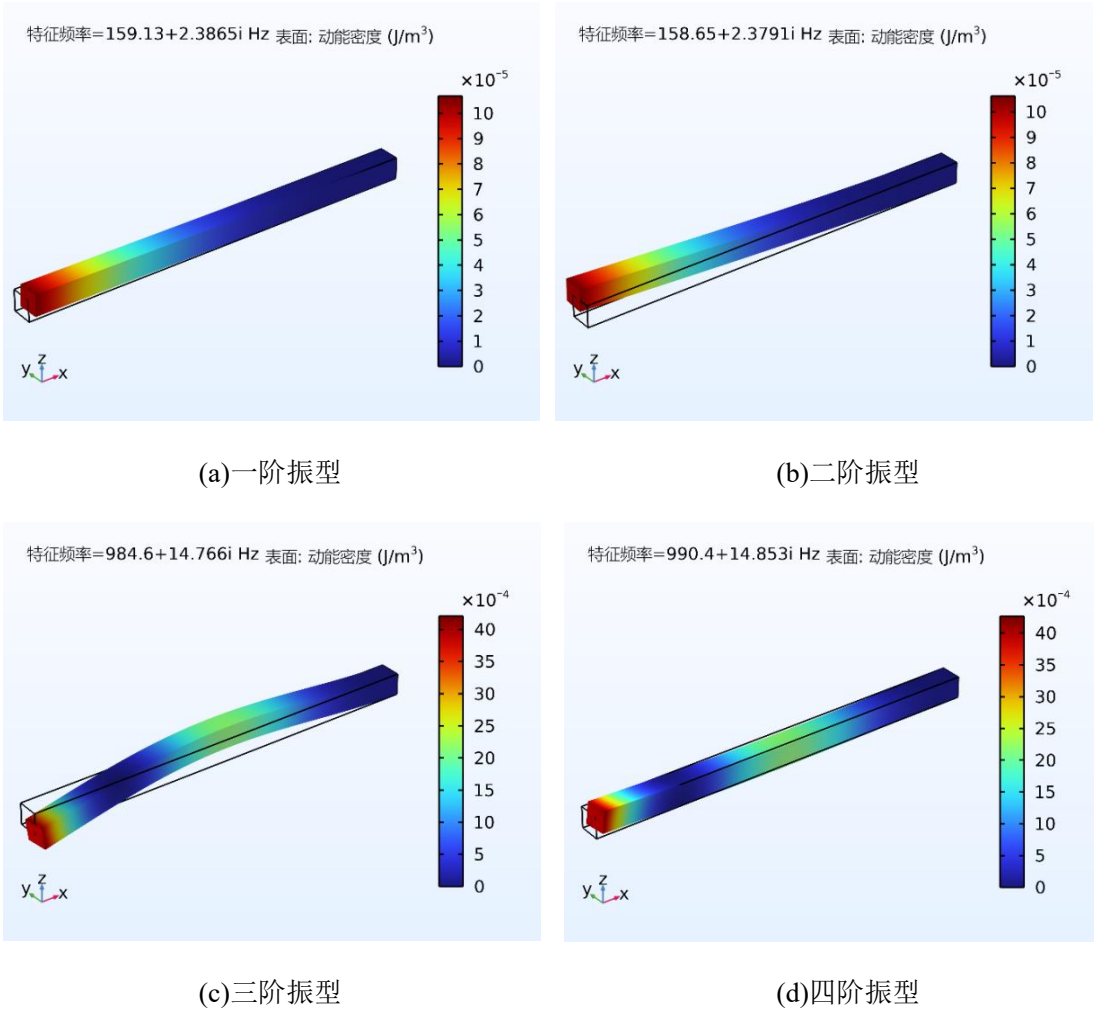
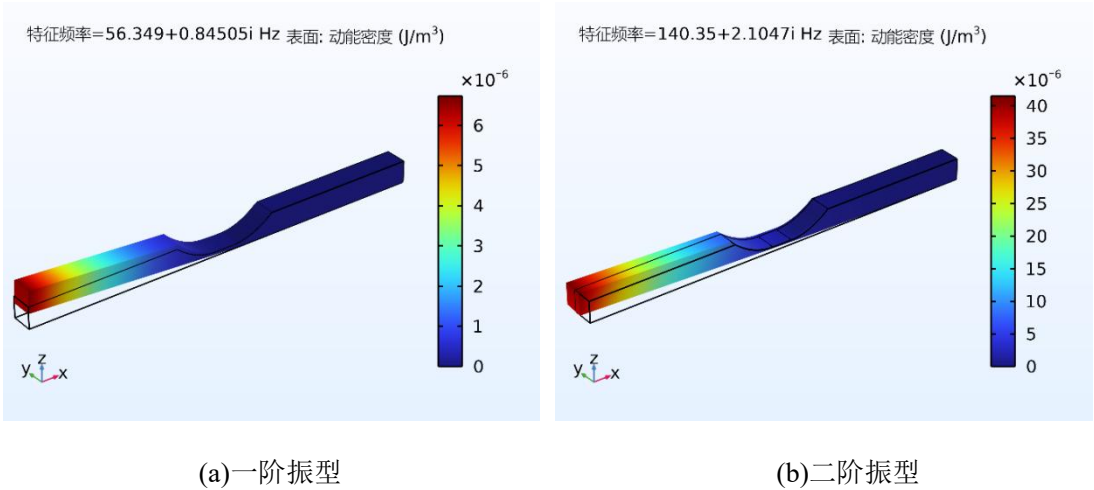


图 3-4 均匀梁前四阶振型云图



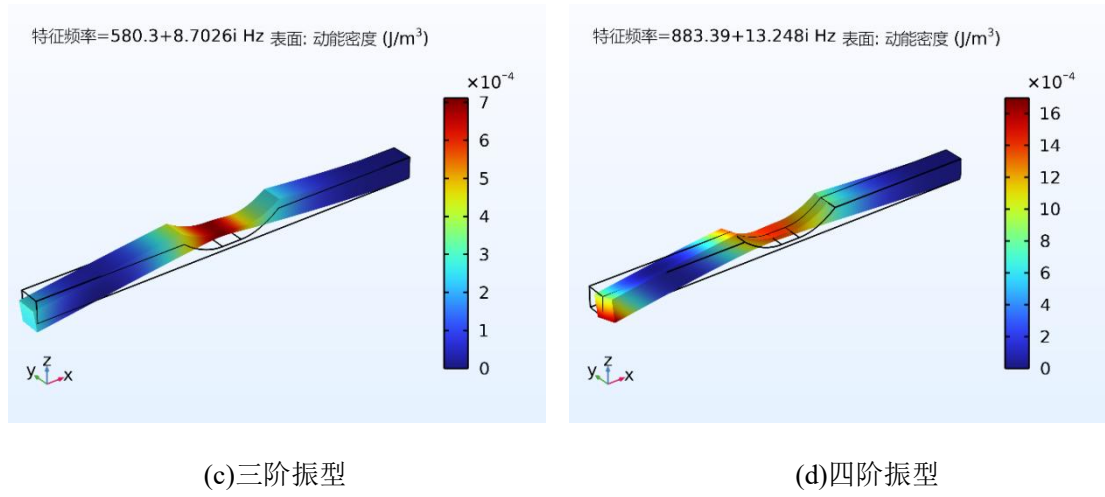


图 3-5 传统 ABH 梁前四阶振型

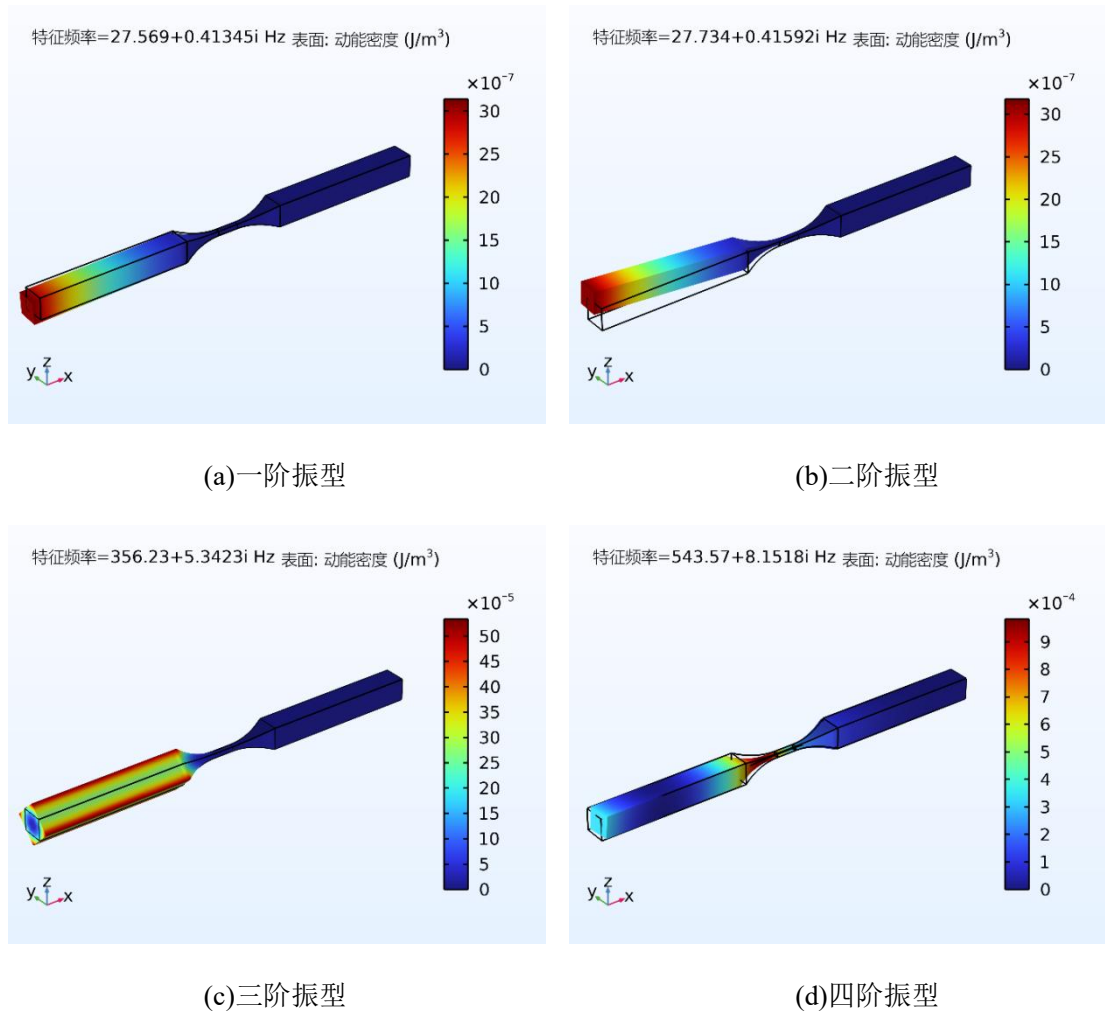


图 3-6 锥形单周期梁前四阶振型

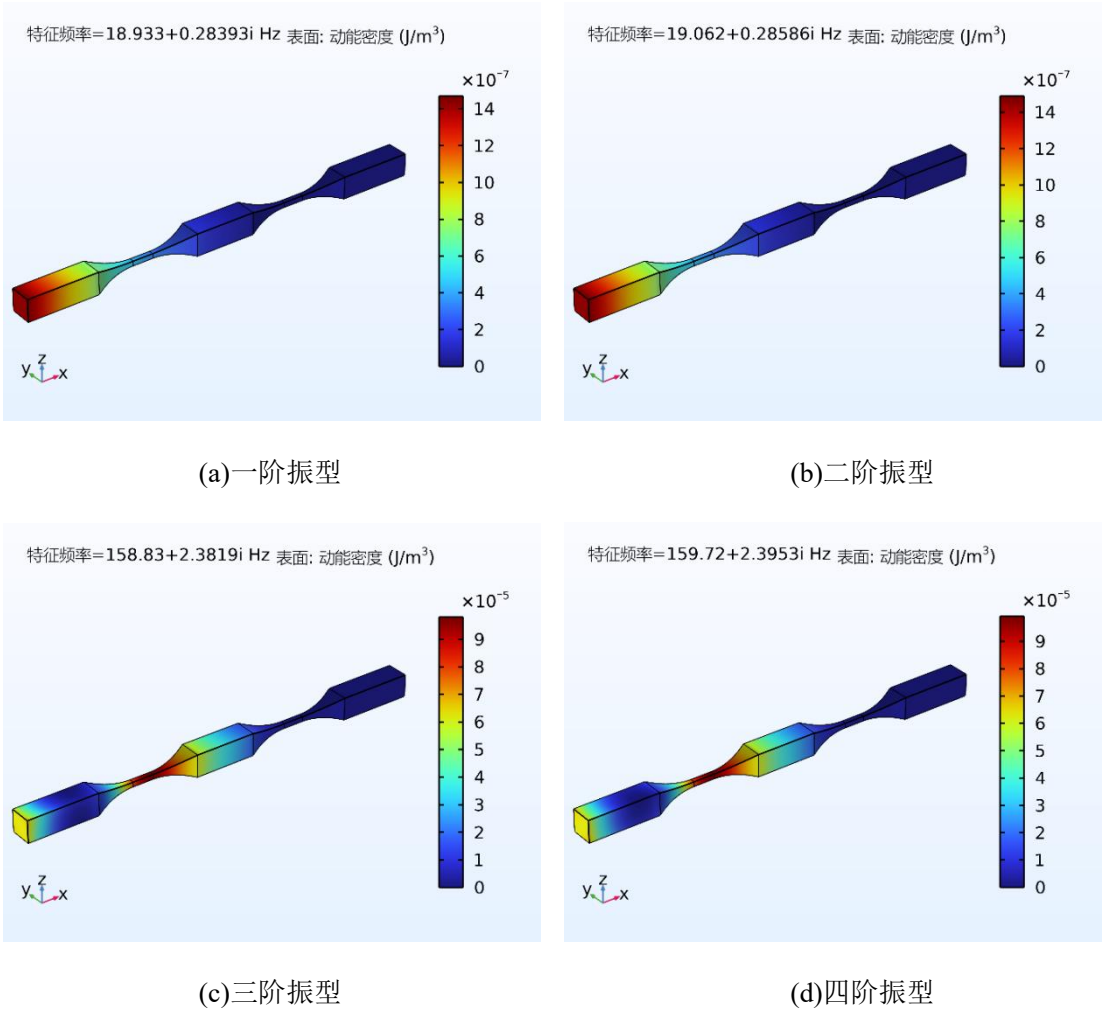
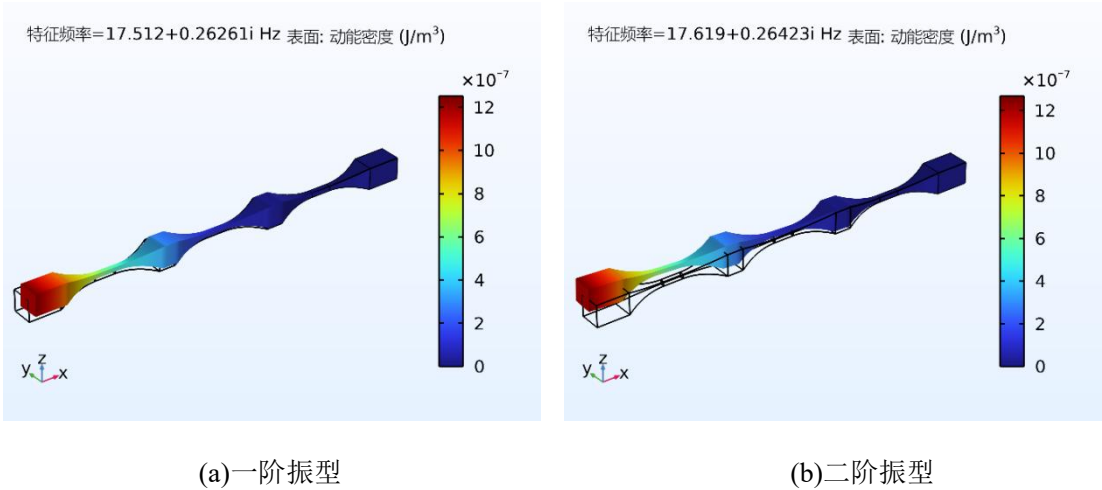


图 3-7 锥形双周期梁前四级振型



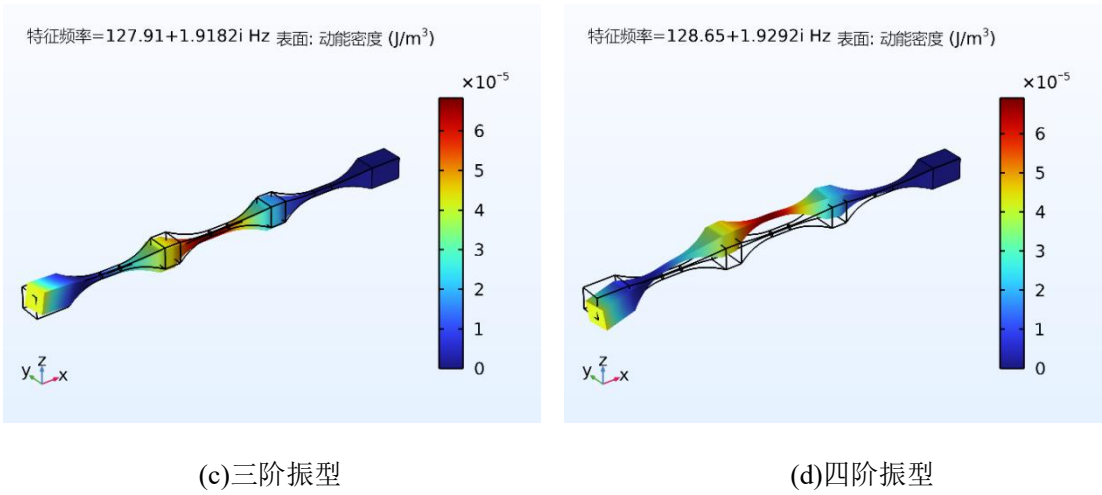


图 3-8 锥形三周期梁前四阶振型

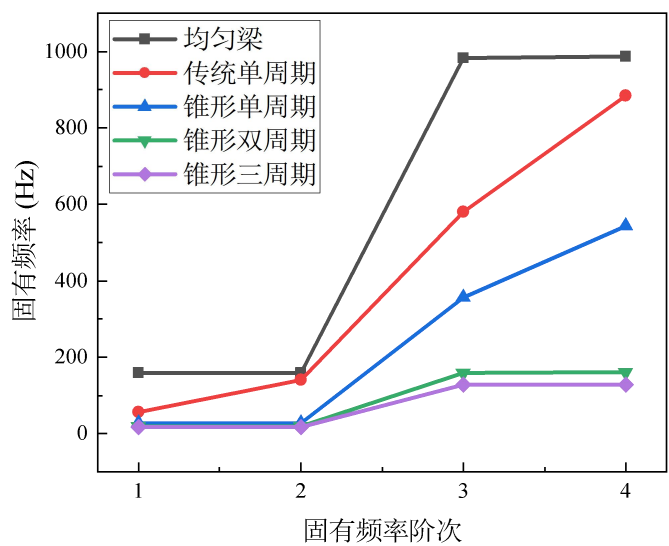


图 3-9 各结构固有频率

表 3-1 各结构固有频率

阶次/结构	均匀梁	传统单周期	锥形单周期	锥形双周期	锥形三周期
1 (Hz)	158.46	56.318	27.569	18.922	17.504
2 (Hz)	158.91	140.37	27.734	19.022	17.594
3 (Hz)	982.92	580.61	356.23	159.2	128.1
4 (Hz)	988.04	883.26	543.57	160.28	128.75

各结构梁的前四阶固有谐振频率如图 3-4 至图 3-5 传统 ABH 梁前四阶振型图 3-9 所示，可以明显看出，锥型声学黑洞梁的固有谐振频率要明显低于传统声学黑洞梁与均匀梁，并且随着锥形声学黑洞周期阵列数的增加，结构的固有谐振频率在三阶与四阶上还有显著降低，已达到 100Hz 以内的超低频段中，同

时锥形声学黑洞梁的各谐振频率之间的间隔更低。这表明锥形声学黑洞梁在对于降低固有谐振频率，实现更低频带振动能量采集方面上有着显著优势，同时更易产生多模态振动响应，拓宽工作带宽。

3.3. 抑振性能分析

3.3.1. 高斯脉冲下的抑振分析

实际工程中存在复杂、多变的随机性激励，通过分析和研究结构在时域下的随机抑振效果，可以更好地评估结构在随机激励下的响应特性，对评估结构在实际工况下的抑振效果提供重要参照。

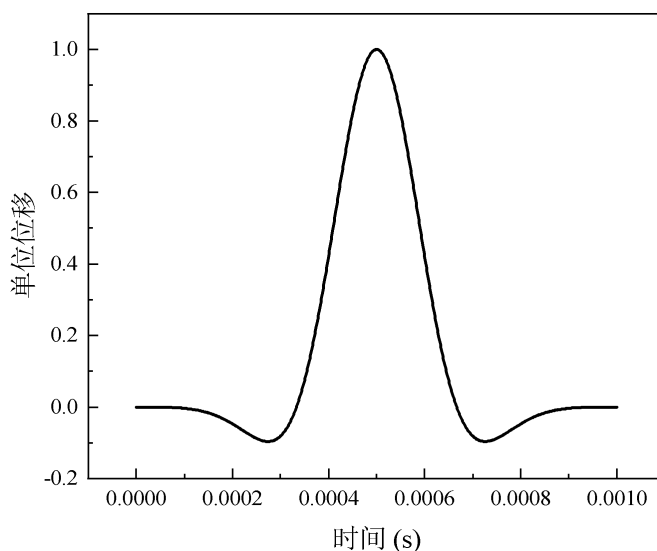


图 3-10 归一化高斯脉冲激励

为了更加贴合实际中的振动情况，现选用宽频域的高斯脉冲信号作为仿真测试中的振动激励。如图 3-10 所示为经过归一化处理后的的高斯脉冲信号，将其设置为中心频率为 1500Hz，在 COMSOL 中将其定义为 解析函数 an1 作为原始的单位激励信号，在悬臂梁自由端上添加 Z 轴方向上的指定位移为 $3 \cdot \text{an1}(t)[\text{mm}]$ ，即让时域作用效果为幅值为 3mm 的高斯脉冲信号作为初始振动激励，添加瞬态研究接口，输出步长设为 $\text{range}(0,0.1,100)\text{ms}$ 进行计算。

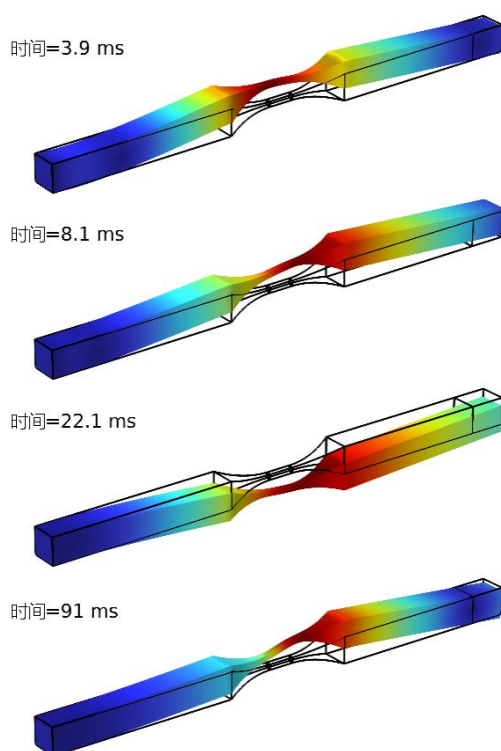


图 3-11 时域形变位移云图

取锥形声学黑洞梁在计算后的横向位移进行研究，结果如图 3-11 所示，即锥形声学黑洞梁在不同时刻的横向位移所产生的形变云图。当自由端产生瞬间的脉冲信号后，振动波动开始从自由端向着固定端进行传播。当振动波传递至声学黑洞区域时，振动波传播的波速会随着声学黑洞区域的结构厚度的减小而逐渐降低，同时振动的幅度提升，最后将大部分的振动波能量聚集于声学黑洞的截断平面处（即最小结构厚度处），受最小截断厚度无法低至零的限制，会有少量的振动能量传递至固定端，但此时的振动能量已经大幅降低。之后振动波反弹至自由端，如此往复就会导致结构梁中的振动耗散，从而达到整个结构梁减振抑振的效果。

振动波从悬臂梁自由端传递至固定端会不断减弱，因此靠近固定端的振动状态是评估悬臂梁抑振性能的重要参照，如图 3-12 所示，取距离固定端 20mm 的上表面一点作为评价各结构在高斯脉冲激励下的抑振性能评价测试点，并在 COMSOL 软件中设置成点探针，在瞬态计算过后提取各抑振测试点的振速，并设立两组不同的对照组，其具体仿真结果如下图 3-13 和图 3-14 所示。

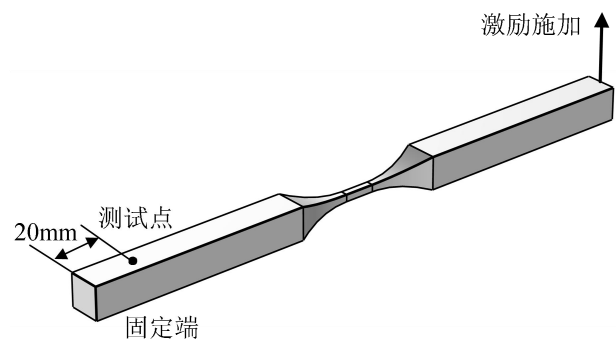


图 3-12 抑振测试点示意图

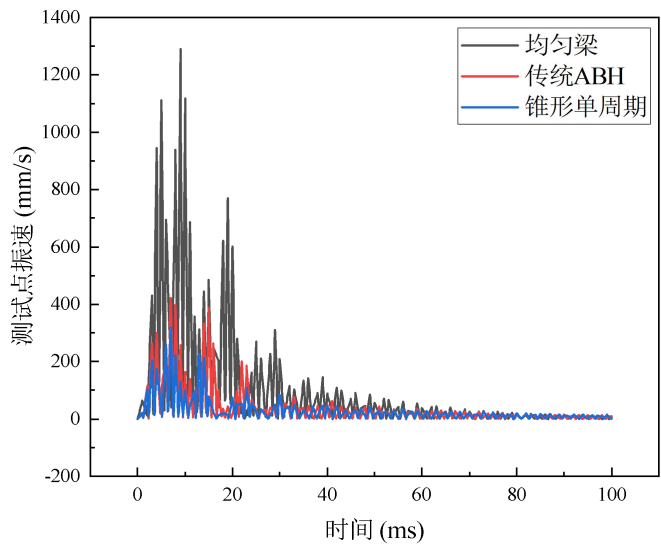


图 3-13 对照组一测试点振速

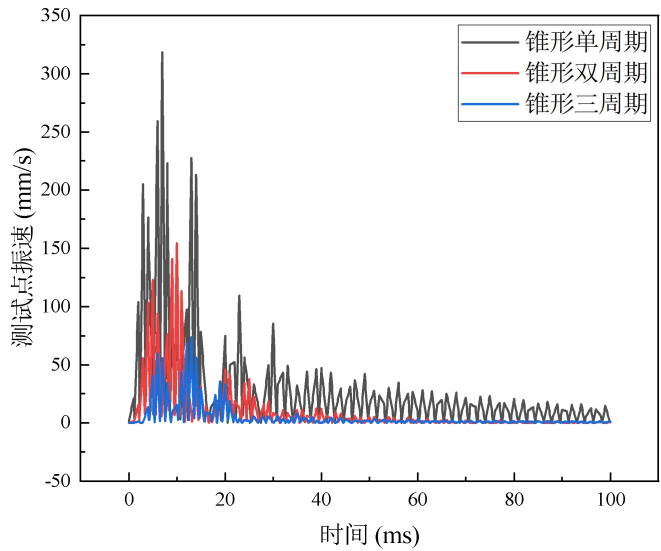


图 3-14 对照组二测试点振速

可以看出高斯脉冲波在 10ms 左右使得结构梁的振动响应达到最大值,随着脉冲信号的撤去,初始的振动波会在结构梁中不断传导,当经过声学黑洞区域时被大幅度聚集,并随着自身机械结构阻尼的影响,振动能量不断损耗,最终趋近于零。在对照组一中,均匀梁在 59.1ms 之后振速均低于 50mm/s,可以明显看到加入了单侧声学黑洞结构的传统 ABH 梁的测试点振速下降速度要大于均匀梁,在 41.2ms 处振速下降至 50mm/s 以下。而本文所提出的锥形声学黑洞梁结构的测试点振速下降速度相较于传统 ABH 梁又有显著提升,在约 30.3ms 之后振速均低于 50mm/s,比传统 ABH 梁快了近 1.35 倍。可以看出锥形声学黑洞梁结构的抑振能力较好。而在对照组二中,随着锥形声学黑洞结构数的增加其测试点的峰值振速有明显降低,并且振速的衰减速度也有加快,锥形双周期梁与锥形三周期梁分别在 11.4ms 和 13.2ms 处振速低于 50mm/s。说明增加锥形声学黑洞结构的数量在一定程度上可以更进一步的增强其结构的减振抑振效果。

3.3.2. 频域下的抑振分析

频域下的结构抑振性能可以通过对结构振动的频谱特征进行分析,找到结构振动的主要频率成分,进而设计合适的控制策略来实现对结构振动的抑制。这对于提高结构的稳定性和可靠性、减小结构振动对设备的影响具有重要意义。

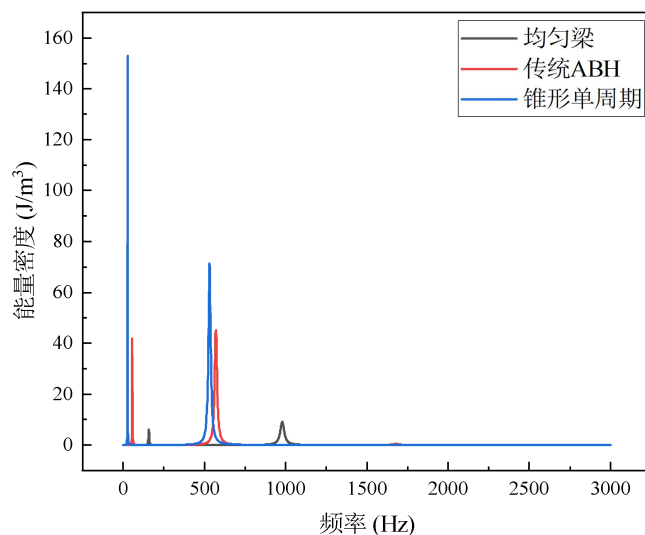


图 3-15 各结构能量密度

在 COMSOL 软件中将各结构梁依旧设置为单边固支边界条件,在自由端上添加沿 x 轴方向的载荷力作为激励条件,大小为 1N,添加研究步骤为扫频,参

数步长设置为 $\text{rang}(1,1,3000)\text{Hz}$ ，其他设置与上小节均保持不变，进行研究计算，用探针工具取锥形梁的 ABH 区域能量密度，均匀梁提取相同位置区域的能量密度，其对比图如图 3-15 所示，由于均匀梁的结构厚度分布均匀，所以整个能量也相对分布均匀，使得同一对比区域中无法产生能量聚集效应，能量密度较小。而加入了声学黑洞的梁中，会在声学区域处有产生较明显的能量聚集，因此能量密度更高，对比发现锥形声学黑洞梁的能量聚集效应较强，其峰值能量密度是传统 ABH 梁的 3.47 倍，均匀梁的 17.35 倍。

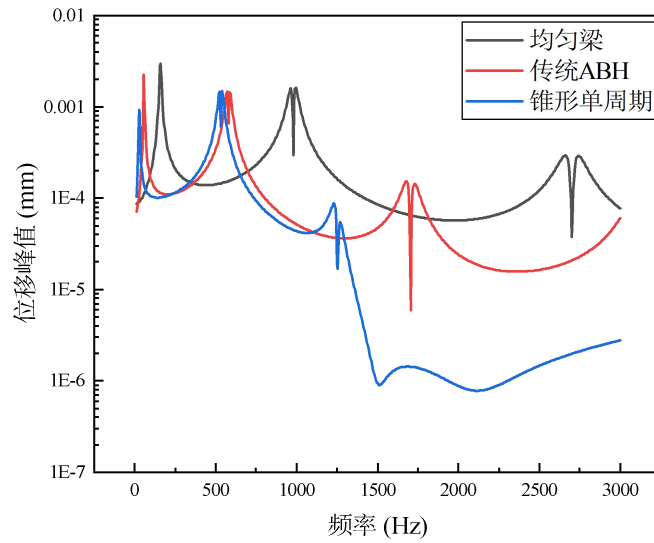


图 3-16 对照组一测试点位移

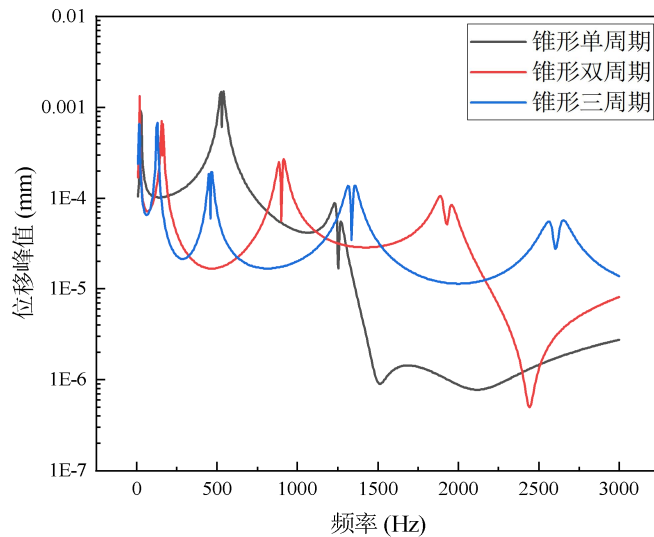


图 3-17 对照组二测试点位移

取结果中的测试点位移峰值如图 3-16 和图 3-17 所示。结果中的纵轴为了更加清晰的展示采用了对数坐标，从对照组一的结果中可以看出，单个方向上切割出声学黑洞的传统 ABH 梁在整个频段上的测试点的位移峰值要明显低于均匀梁，抑振表现明显优于均匀梁结构。而锥形声学黑洞梁在 0~2000Hz 频段上相较于传统 ABH 梁则有着进一步的提升，证明了锥形声学黑洞梁结构在中低频段上有着良好的抑振减振效果。从对照组二的结果中则可以看出，随着声学黑洞周期数量的增加，锥形梁在 0~1250Hz 频段上的测试点位移峰值逐渐减小，但在 1250~3000Hz 频段上锥形单周期梁的抑振效果更加明显。

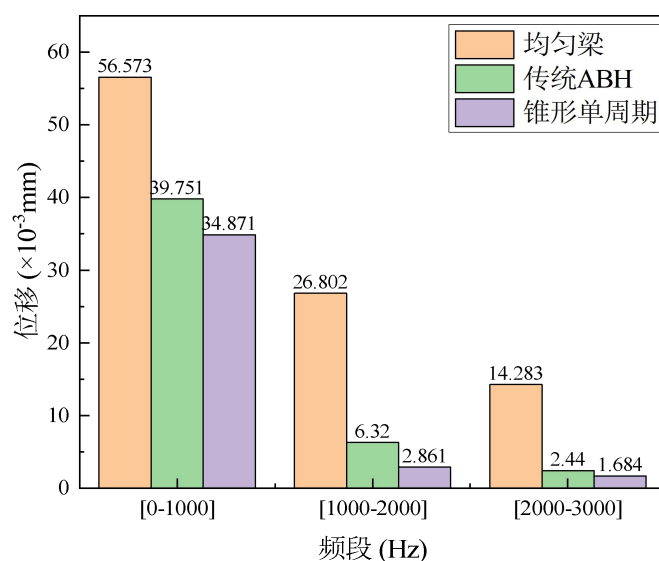


图 3-18 各频段位移均方根组一

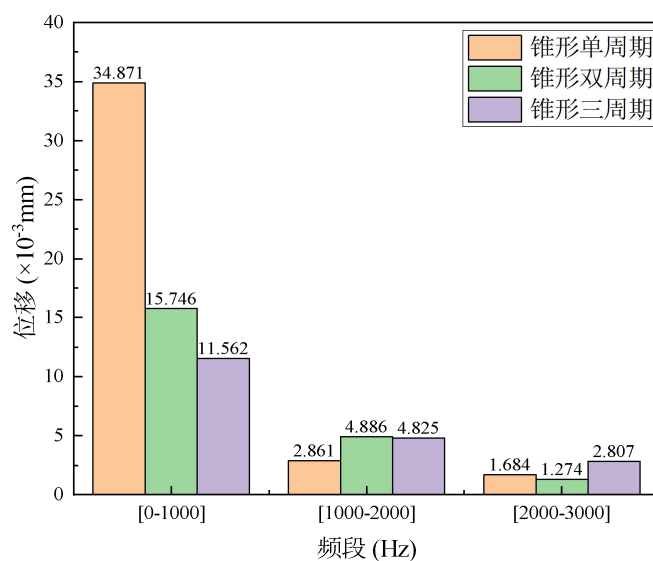


图 3-19 各频段位移均方根组二

为了更清晰地看出锥形声学黑洞梁在不同频率范围中的减振抑振情况,现将测试点的位移峰值做了分频段的处理,并取各频段位移峰值的均方根值作为评估标准。其结果如图 3-18 和图 3-19 所示,可以看出锥形声学黑洞梁的抑振表现远超均匀梁,在由低至高频段中提升了 39.4%、89.3%和 88.2%,同时相比传统 ABH 梁也有所提升,在各频段中分别提升了 12.3%、54.7%以及 32.8%。观察对照组二的结果时,可以看出在 0-1000Hz 的低频段中锥形三周期结构的抑振效果最优,相较于锥形单周期提升了 66.8%;而在 1000-2000Hz 的中频段中,则是锥形单周期较好,在 2000-3000Hz 的高频段中三种锥形声学黑洞梁结构的抑振效果都较为接近,无明显区分。

3.4. 本章小结

本章主要将本文设计的锥形声学黑洞梁的结构抑振减振效果与其他对照结构进行了仿真对比分析,在 COMSOL 软件中建立了相应的抑振效果测试模型,对于设定好的抑振测试点的振动状态进行计算测试,在高斯脉冲激励以及频域扫描研究中分析对比了各结构的抑振效果。主要方式为:

- (1) 通过特征频率分析得出各结构的前四阶振动模态及固有频率;
- (2) 通过静力学分析得出各结构在受力振动时的形变挠度曲线变化;
- (3) 分析了各结构测试点在高斯脉冲激励下的时域振速响应,对比了各结构在时域下的抑振效果;
- (3)在频域分析中得出各结构在 0-3kHz 范围内抑振测试点的位移响应,并经过数据处理后得出各频段上的均方根振幅。

第 4 章 锥形能量采集器仿真分析

本章将研究设计的锥形声学黑洞梁的结构特性与各对照结构进行对比性分析,以期观察分析出所设计锥形声学黑洞梁在固体结构自身特性上是否具有高效的能量聚集特性或有助于提高振动能量的聚集。主要利用有限元仿真软件 COMSOL 对各结构在不同外部模拟环境下的振动响应进行对比分析,以对锥形声学黑洞梁的能量聚集效应进行验证。通过在 COMSOL 中搭载与实际高度匹配的仿真条件,并在压电-固体耦合物理场环境中进行一系列数值仿真,通过与均匀梁、传统声学黑洞结构、以及各分级周期数的锥形声学黑洞梁的对比仿真,以分析出该能量采集系统的能量采集性能情况。

4.1. 能量采集器系统仿真模型

将锥形声学黑洞梁三维模型导入至多物理场仿真软件 COMSOL 中,由于该锥形梁中心区域的声学黑洞截断面积较小,故采用外挂式弹簧与外接压电片相连接,以实现振动机械能与电能之间的非直接接触式转换,并采用合理的固定支撑框架将系统有机连接形成独立的振动能量采集系统。该系统的仿真模型示意图如图 4-1 所示。当外部激励施加于施加点时,锥形声学黑洞梁产生相应振动波,当振动波传播至锥形声学黑洞区域时,振动能量发生聚集效应,致使声学黑洞区域产生大幅振动,该振动经过外挂式弹簧传导至悬定于框架上的压电片,使其产生相应应变,并在正压电效应的作用下,实现机械能至电能的转换,可将所产生电能通过能量采集电路进行收集,实现能量采集。

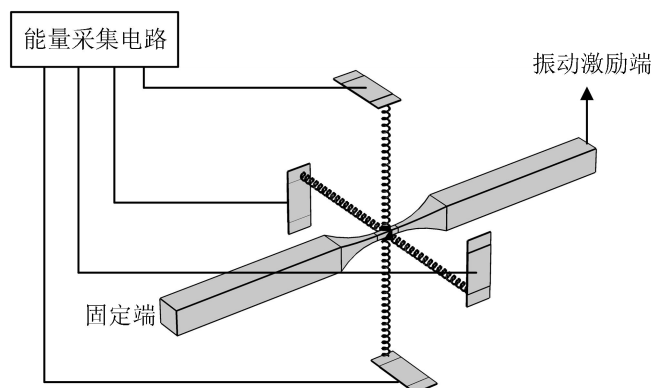


图 4-1 锥形 ABH 梁能量采集系统示意图

在 COMSOL 中选择压电-固体耦合物理场，对系统各部分设定材料属性。由于实际环境中的振动源较为随机，且频率范围广，瞬间响应差距大。PZT-5H 材料是一种高性能的铅锆钛酸钡陶瓷材料，具有优异的压电效应、优异的压电响应性能、工作频率范围、耐久性和稳定性等特点。故选用 PZT-5H 作为压电材料，压电片基底材料选择导电性良好的铜。

4.2. 能量采集系统仿真分析

4.2.1. 频域响应分析

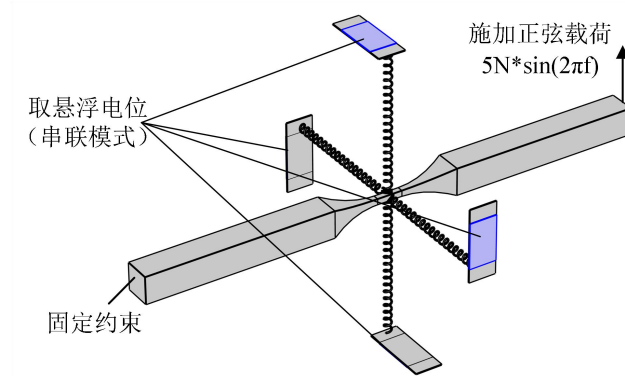


图 4-2 频响仿真示意图

在仿真软件 COMSOL 中，通过压电-固体耦合物理场将固体力学中的振动机械能与压电效应中的电能进行高效耦合，得以在同一个仿真模型下，得到机械能与电能之间的转换，以实现能量采集效应的模拟仿真。

将与上节中所示类似的各结构的能量采集系统模型建立完备，其中弹簧部分由虚拟的弹簧阻尼器模块代替（实际仿真中无需三维图），对弹簧阻尼器进行参数预设具体如表 4-1 所示并将研究步骤设置为按照从 5Hz 至 3000Hz 均匀步进的频域分析，并将该频域变化同步为施加在激励点处外部激励的振动频率，激励幅值为均为 5N，外接电路连接 10kΩ 的电阻，取各压电片（蓝色部分）的外表面的悬浮电位并设置为串联模式，得出各能量采集系统在外激励下的频响电压。

表 4-1 弹簧阻尼器参数

参数	弹簧常数	阻尼系数	自由长度	初始扩展长度
弹簧阻尼器	50N/m	0.03	70mm	2.5mm

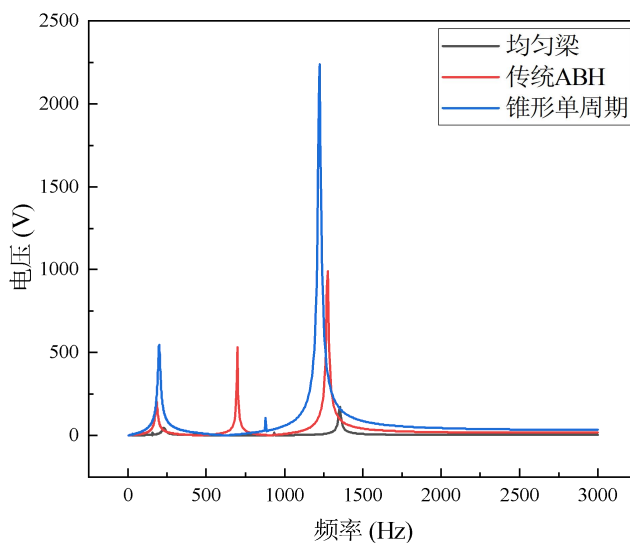


图 4-3 对照组一扫描电压

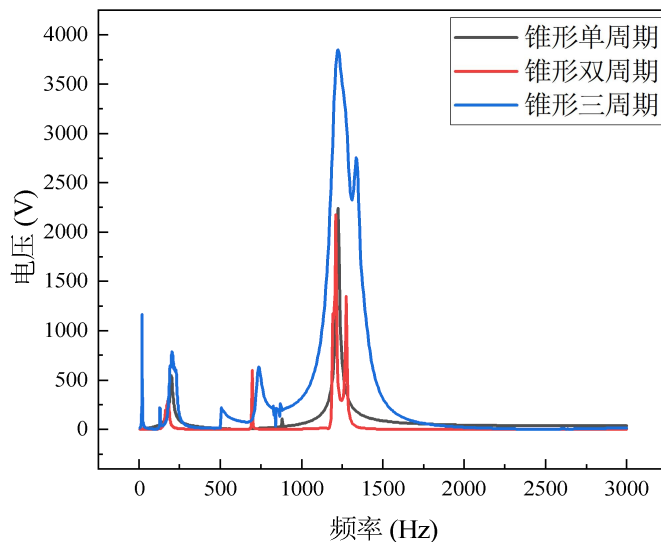


图 4-4 对照组二扫描电压

各结构的电压如图 4-3 和图 4-4 所示，可以看出由于采用外接式压电片采电的方式，在弹簧预应力的作用下，各结构具有较高的多模态响应。可以看出传统 ABH 梁与锥形单周期梁无论在低频段还是中频段上的电压峰值都要远高于均匀梁，传统 ABH 梁分别在 183Hz、700Hz、1275Hz 产生峰值电压分别为 204.59V、532.24V、991.62V，锥形单周期梁则在 199Hz、880Hz、1225Hz 上产生峰值电压分别为 545.12V、107.76V、2239.6V。锥形单周期梁的最大峰值电压约为均匀梁的 12.83 倍。在对照组二中，可以看到锥形三周期触发的峰值个数与电压值都要高于锥形单周期的表现，可以看出在串联压电片的情况下，随着声学黑洞周期阵

列数的增加，能量采集系统的输出电压会逐渐提高，并且有效工作带宽更广。其中锥形三周期的最大峰值电压为 1225Hz 附近产生的 3850.V，约为锥形单周期最大峰值电压的 1.72 倍。

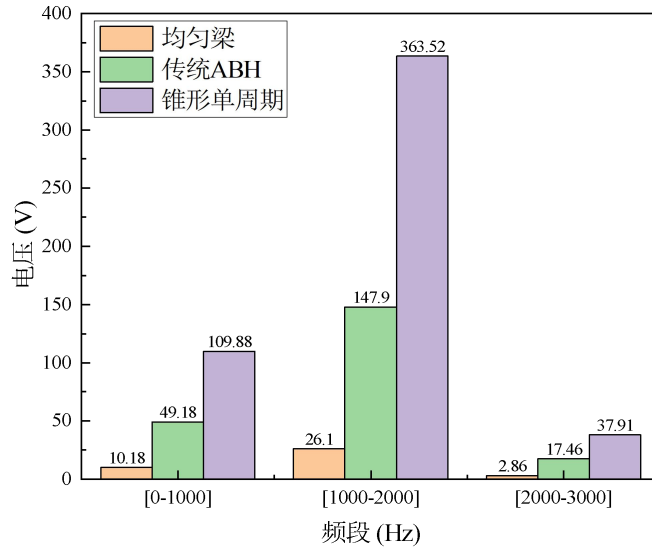


图 4-5 对照组一分频段均方根电压

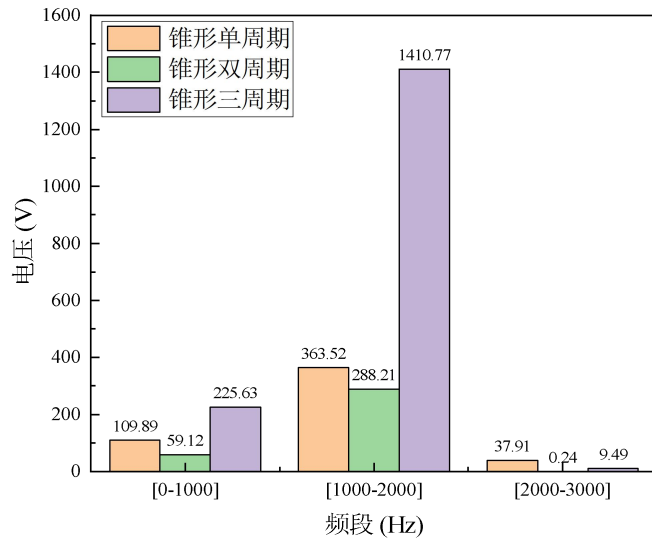


图 4-6 对照组二分频段均方根电压

将扫频模式下计算得到的结果分频段的进行后处理分析，计算出各频段的均方根电压值，如图 4-5 所示，可以看到在各频段内的电压均值都是锥形声学黑洞梁系统最高，传统 ABH 梁其次，均匀梁最低。其中在 1000-2000Hz 频段内，锥形单周期梁均值最大可达 363.52V，比传统均匀梁高出 215.62V，比均匀梁高出 337.42V。将几种拓展的锥形声学黑洞梁做比较，对比结果如图 4-6 所示，在高

频段中，锥形双周期结构的电压值最低，锥形三周期结构为 9.49V，锥形单周期结构的在中低频段上，锥形三周期结构的均值电压最高到达 1410.77V，锥形单周期较低，而锥形双周期结构最低，这说明单纯地增加声学黑洞周期数量并不意味着能量采集系统的电压输出表现会线性增加。

4.2.2. 负载电阻对输出功率的影响

在电路中，当输入和输出端的阻抗不匹配时，会导致信号的反射和功率损耗。这会产生信号衰减、失真和能量浪费，为了使输入和输出端的阻抗相等或接近，从而最大限度地传递能量采集器产生的能量。对于能量采集系统来说，最主要的输出性能不仅体现在输出电压大小上，更重要评价指标的是其经过阻抗匹配后的最大输出功率。在谐响应分析中，以各结构自身一阶固有频率作为激励频率，给定幅值 5N 的载荷，各压电片采用并联连接，通过改变系统的负载电阻的阻值，计算不同阻抗值下的输出电压与输出功率，以找到系统在稳定振动时的最佳工作阻抗，进行阻抗匹配。

如图 4-7 至图 4-9 所示，均匀梁在自身一阶谐振频率下，得出其最佳阻抗在最大输出功率处即 19k Ω 附近，此时其最大输出功率为 1.43mW，输出电压为 7.38V；传统 ABH 梁的阻抗匹配结果则是在 57 k Ω 附近产生最大输出功率为 4.38mW，比均匀梁高 2.95mW，此时输出电压为 22.35V，比均匀梁高 14.97V；而本文中所提出的锥形声学黑洞梁的阻抗匹配结果则是在 115 k Ω 附近产生最大输出功率为 7.71mW，比传统 ABH 梁高出 3.33mW，此时输出电压为 42.11V，比传统 ABH 梁高 19.76V。

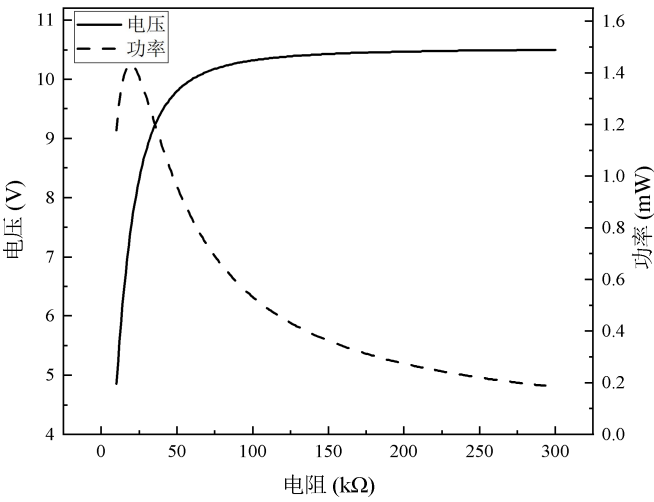


图 4-7 均匀梁 (158.46Hz)

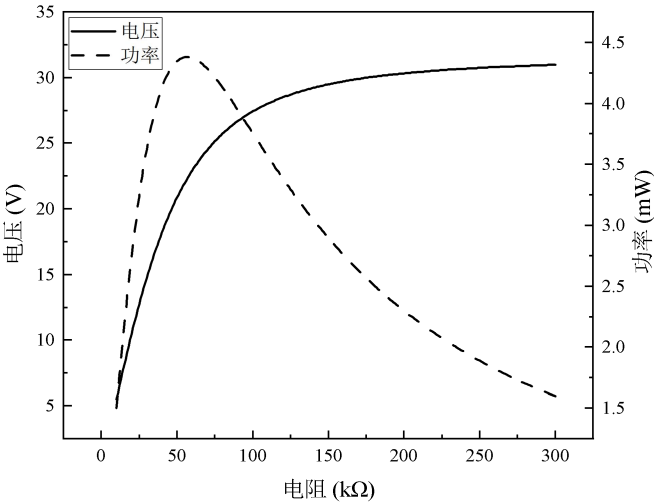


图 4-8 传统 ABH 梁 (56.318Hz)

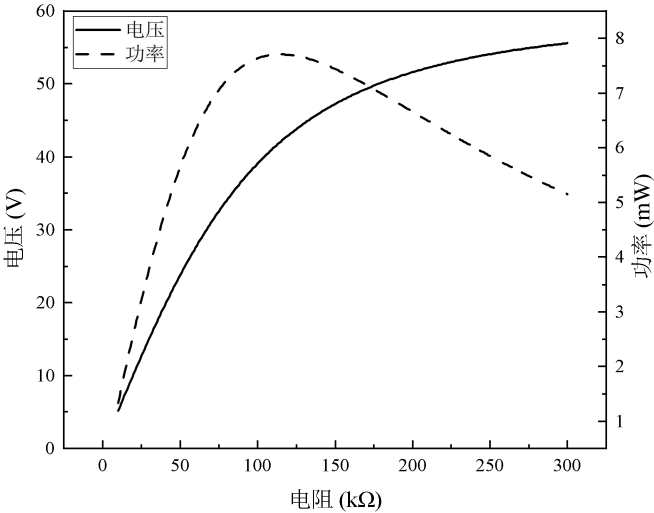


图 4-9 锥形单周期 (27.569Hz)

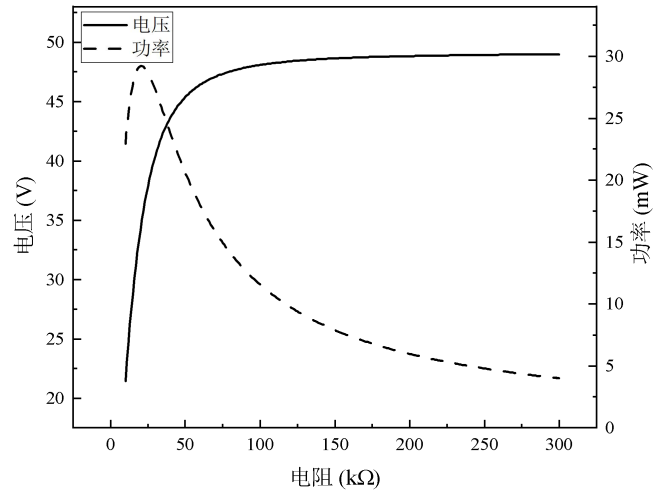


图 4-10 锥形双周期 (18.922Hz)

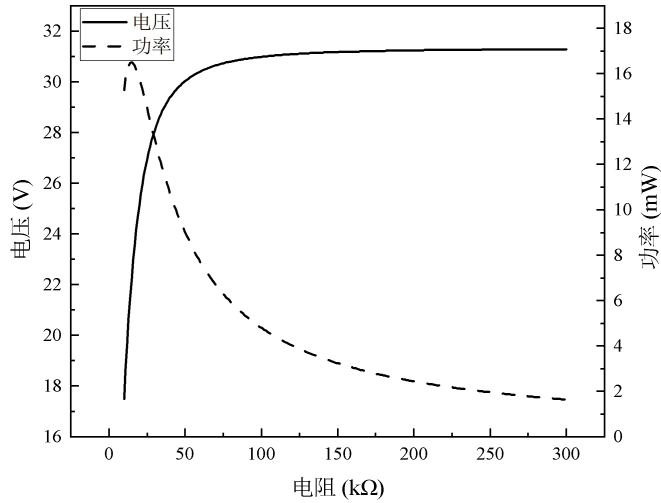


图 4-11 锥形三周期 (17.504Hz)

而增加了声学黑洞周期数拓展而来的后两种锥形声学黑洞周期梁的阻抗匹配结果如图 4-10 和图 4-11 所示,锥形双周期梁的阻抗匹配结果则是在 $21\text{k}\Omega$ 附近产生最大输出功率为 29.2mW , 比传统 ABH 梁高出 24.82mW , 此时输出电压为 35.02V , 比传统 ABH 梁高 12.67V ; 锥形双周期梁的阻抗匹配结果则是在 $15\text{k}\Omega$ 附近产生最大输出功率为 16.5mW , 比传统 ABH 梁高出 12.12mW , 此时输出电压为 22.25V , 比传统 ABH 梁低 0.1V 。

综上可以得出相比于均匀梁和传统 ABH 梁, 本文所提出的锥形声学黑洞梁的输出功率表现有显著提升, 其中输出性能最优的为锥形双周期梁, 锥形三周期梁次之, 说明在能量采集的输出性能方面, 可能其性能表现并不单纯地随着机械式地增加锥形声学黑洞周期数而具有线性提升。

4.3. 本章小结

本章主要对所设计的锥形声学黑洞结构能量采集器进行仿真对比分析,在软件 COMSOL 中建立了相应的仿真模型,将锥形声学黑洞结构与其他对照结构的能量采集效果进行对比分析。主要包括以下几个方面:

(1) 在频域分析研究中得出各能量采集器外接 $10000\ \Omega$ 电阻时在 0-3kHz 频率范围内的电压;

(2) 将频域分析的结果进行分频段处理,计算出低、中、高频段上能量采集系统的均方根输出电压值。

(3)选取各结构梁一阶固有频率作为各自激励频率,计算出各能量采集系统在不同阻抗值下的输出电压与功率表现,以得出最佳阻抗匹配值。

第 5 章 实验平台搭建

为了对锥形声学黑洞振动能量采集系统的性能进行验证,需要通过合理的实验装置来对能量采集器的性能进行测试分析。本章在前述锥形声学黑洞能量采集器的动力学方程与数值仿真分析的基础上,设计并搭建了锥形声学黑洞振动能量采集器,设计了能量采集器的试验支撑框架,同时该系统一并兼容其他对比结构的实验所需,对所需实验设备进行选型并搭建了实验平台,先对各结构梁本身的减振抑振性能进行实验分析,再通过与外挂式弹簧压电陶瓷片的连接搭建出能量采集系统,进行各种振动激励下的电学性能实验分析。

5.1. 能量采集系统实验平台设计与搭建

5.1.1. 抑振及能量采集实验平台设计

针对本文所提出的锥形声学黑洞梁,在悬臂梁的固定夹持方式下,设计了相应的可进行抑振与能量采集性能测试的实验平台系统,如图 5-1 所示,实验系统中主要通过信号发生器产生初始的激励信号波,信号波通过功率放大器后传递至激振台作为致使其振动的源信号,实验分为抑振测试和能量采集测试两个部分。

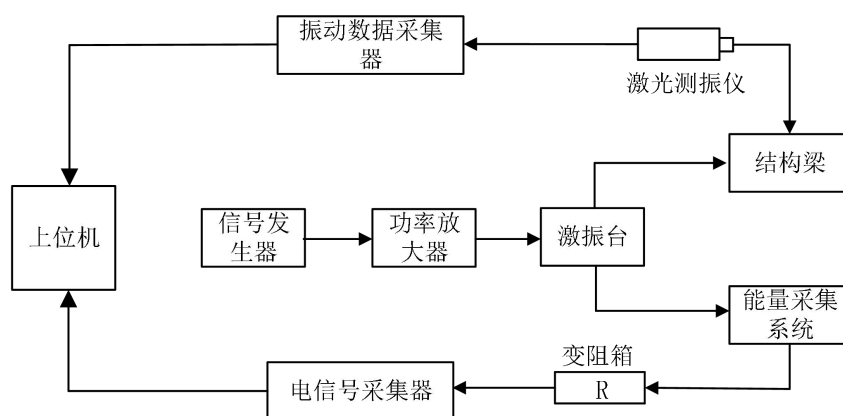


图 5-1 抑振及能量采集实验系统示意图

第一部分,先将结构梁安装于夹持装置上,通过激光测振仪测得各结构梁在振动激励下的响应情况,经过数据采集器的采集传递至上位机中进行数据处理。第二部分,考虑到锥形声学黑洞梁的结构特性,不适合使用直接将压电片粘贴至声学黑洞处的方式,故采取将各结构梁通过小型弹簧与压电陶瓷片进行连接,形

成外挂式压电振动能量采集系统，将压电片正极接入电阻箱中，再连接至电信号采集器中，最后通过上位机中的 LabVIEW 中的能量采集电路将各种电信号提取出来进行数据处理。

5.1.2. 实验设备选型

(1) 激光测振仪

为检测结构梁在受到各类振动激励时的振动响应情况，选取舜宇光学公司的单点激光多普勒测振仪作为主要的振动响应检测仪器，具体型号为 LV-S01，如图 5-2 和图 5-3 所示激光测振仪主要包括：控制机箱、LV-S01 光学头、三脚架。带宽：0-25MHz；位移分辨率：优于 1pm。



图 5-2 激光测振仪控制机箱



图 5-3 激光测振仪

(2) 上位机

如图 5-4 所示，采用配带英伟达 3060 显卡的台式电脑作为实验时的上位机。



图 5-4 台式电脑

(3) 数据采集系统

数据采集系统采用生产于美国国家仪器有限公司的数据采集器，型号为 NI PXI-1042Q 机箱，如图 5-5 所示。最大系统带宽：132MB/s。



图 5-5 数据采集系统箱

(4) 信号发生器

如图 5-6 所示，选用泰克科技有限公司生产的 AFG3052C 型号的信号发生器。



图 5-6 信号发生器

（5）激振台与功率放大器

如图 5-7 所示，实验时所用的激振台由 Sinocera 公司生产，具体型号为 JZK-70。与该激振台配套使用的功率放大器如图 5-8 所示，使用 SINOCERA 公司的 YE5874A 型号。最大振幅： $\pm 12.5\text{ mm}$ ；最大加速度： 45.5g 。

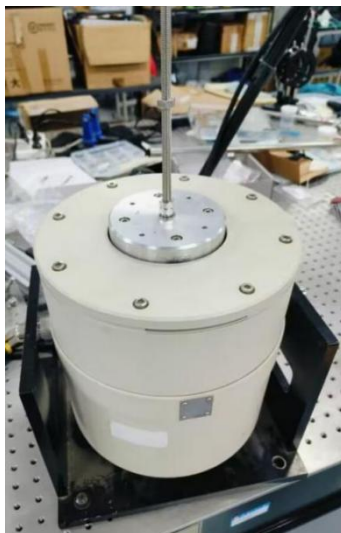


图 5-7 激振台



图 5-8 功率放大器

（6）示波器

如图 5-9 所示，示波器选用普源精电科技公司生产的 DS1102E 型号示波器。



图 5-9 示波器

(7) 电阻箱

选用的箱式电阻器如图 5-10 所示，可以实现自由大范围的负载精准调节。



图 5-10 电阻箱

5.1.3. 实验装置制作与实验平台搭建

为了实现锥形声学黑洞梁结构的制作，将铝合金材料经过 3D 热金属打印工艺后形成样品，如图 5-11 所示，图中各结构梁上银灰色薄膜材料可以减少激光的漫反射，从而方便激光测振仪对结构的振动进行测量。如图 5-12 所示选用的压电片为附有铜制基底的压电片，PZT-5H 的详细材料属性如下表 5-1 所示，其铜制基底尺寸为 40mm*15mm*0.2mm。

表 5-1 压电材料参数表

参数	杨氏模量/Pa	密度/(kg/m ³)	泊松比	阻尼损耗因子	压电系数d ₃₁ (pC/N)	压电常数ε ₃₃ ^T	宽度(mm)	厚度(mm)	长度(mm)
PZT-5H	71×10 ⁹	7500	0.31	0.31	-274	3400	15	0.2	25

将白色导线通过锡焊粘贴在铜制基底处作为接地引线，用绿色导线粘贴在压电陶瓷片上作为其悬浮电位的采集线。以醋酸乙烯共聚物为主要材料的热熔胶棒分别将弹簧粘定到压电片基底与梁的能量采集区域，用于振动能量采集过程中重要的机电耦合部分。为了更好的实验测试，针对本文的要比对分析的各种结构梁设计了相应的夹持装置，为了保证强度、使用方便以及易于观察实验，夹持装置主体用较厚的亚克力透明板制作。

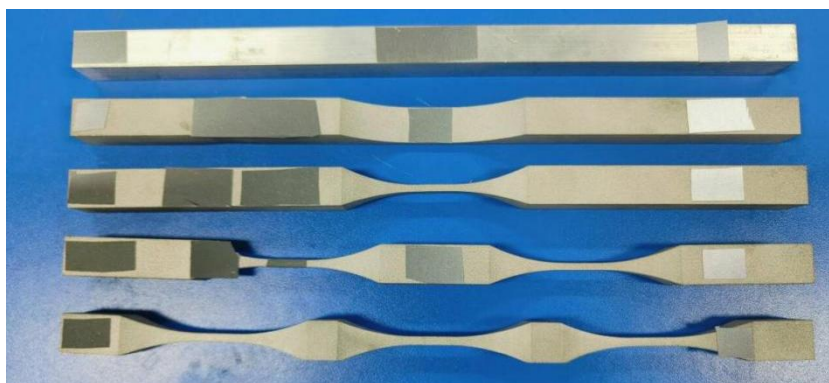


图 5-11 锥形声学黑洞梁



图 5-12 压电片

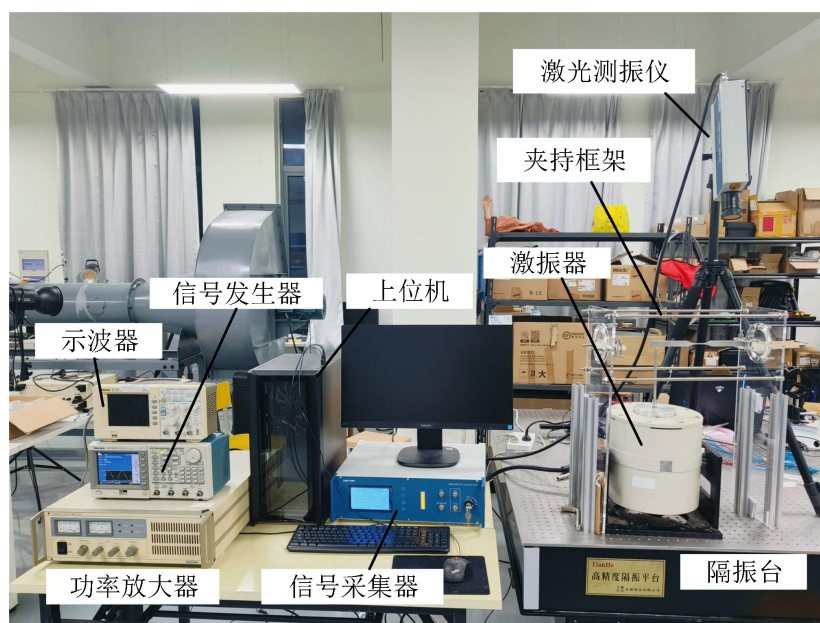


图 5-13 抑振测试实验平台

为了测试各结构梁的抑振效果，搭建出的抑振性能测试实验平台如图 5-13 所示，激振器根据信号发生器设定的信号，产生相应的振动激励信号，通过激振

台作用在至结构梁上的固定约束处。结构梁的振动则利用激光测振仪进行测量，并通过信号采集器将响应信号传递至上位机，最后进行处理分析。

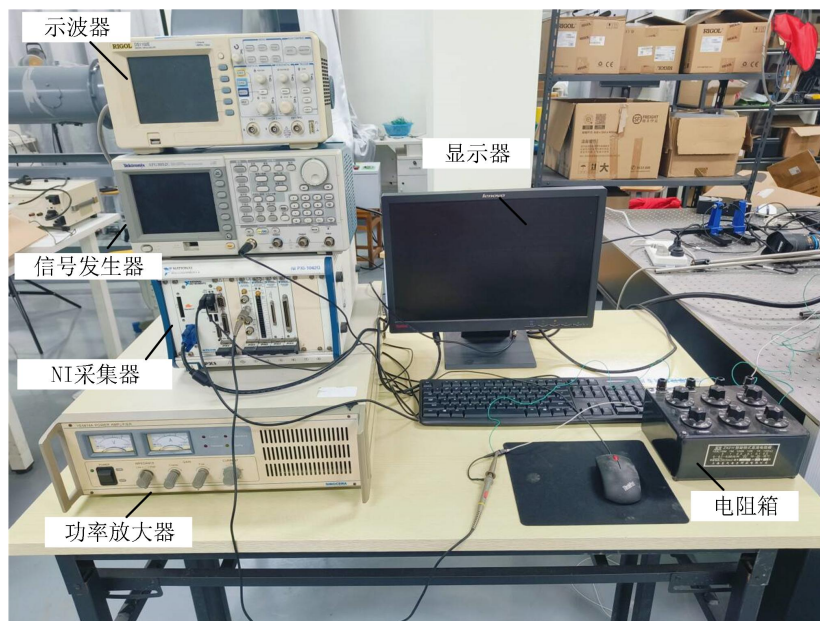


图 5-14 能量采集实验平台

为了测试对比本文中锥形声学黑洞梁的振动能量采集效果，搭建了用于能量采集的实验平台，如图 5-14 所示，激振器使得结构梁产生振动，压电片将结构梁的振动能量转换为电能，经导线接入电阻箱，最后由 NI 采集器将所得电信号采集以便处理分析。

5.2. 锥形声学黑洞梁抑振性能的实验分析

选取位于上表面轴线上距离固定端 20mm 处一点作为振动测试点，该测试点与仿真时保持相同。抑振实验时的实拍细节图如图 5-15 所示，图中所示为正在使用激光测振仪测试抑振测试点处的振动位移响应，在振幅大小保持 3N，模式为扫频的正弦激励下，固有频率测试结果如图 5-16 所示，可以看出整体趋势与仿真中的结果近似，具体的各结构前四阶固有频率值如表 5-2 所示，与仿真中所得结果高度有少许偏差，根据实验经验该误差可能主要来源与加工件本身的加工精度，在固定时无法做到绝对的固定约束以及振动激励的施加点需要实体接触的原因无法像仿真中直接添加于边界处。

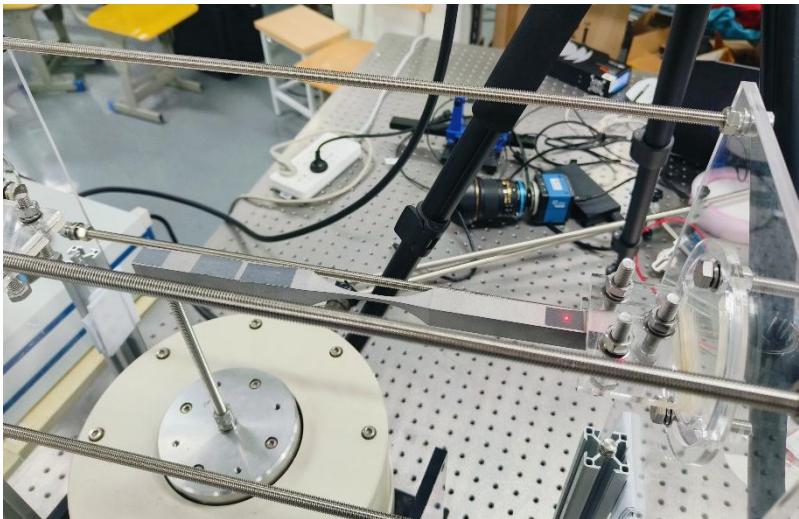


图 5-15 抑振测试实验

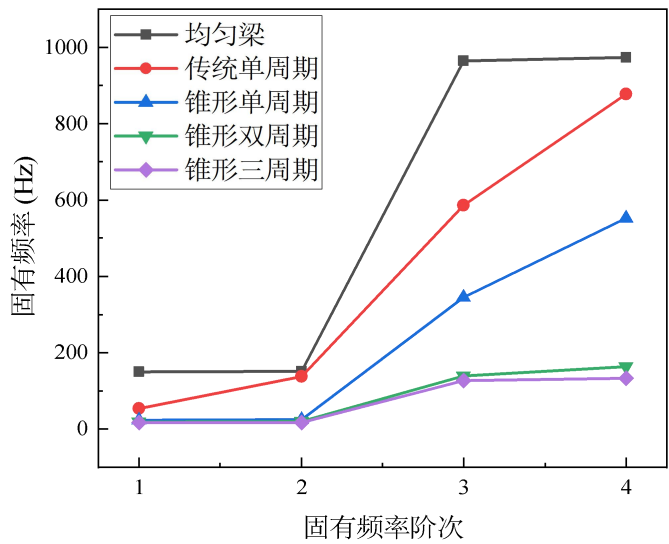


图 5-16 各结构固有频率

表 5-2 各结构固有频率

阶次/结构	均匀梁	传统单周期	锥形单周期	锥形双周期	锥形三周期
1 (Hz)	150.15	54.02	22.88	19.68	16.71
2 (Hz)	151.06	138.24	24.72	20.14	17.39
3 (Hz)	964.97	585.94	345.15	139.16	127.94
4 (Hz)	974.12	877.99	552.97	163.87	132.53

为了验证所设计的锥形声学黑洞梁的减振抑振效果，现将在相同的单端固定约束条件下，在各悬臂梁的自由端处施加同等振幅大小的给定振动激励，同时选取距离固定端 20mm 的上表面中轴线一点作为振动测试点，通过激光测振仪测试出在扫频激励模式下的测试点峰值位移大小。对照一组的实验结果如图 5-17 所

示，可以看到相较于均匀梁与传统 ABH 梁，本文所提出的锥形声学黑洞梁的测试点振幅明显要更小，在整个频段都使得其最大振幅未超过 0.2mm。对照组二的结果如图 5-18 所示，可以看到三种锥形声学黑洞梁结构的抑振效果的差异，在整个频域上呈现出随着悬臂梁中锥形声学黑洞结构周期数的增加，其结构测试点振幅有显著减小，其中锥形双周期测试点振幅在全频段上均低于 0.07mm，而锥形三周期梁则在全频段均低于 0.03mm，其测试点处几乎无肉眼可观察到的振动。这意味着锥形声学黑洞周期数量的增加可以有效的提升锥形声学黑洞梁的减振抑振效果。

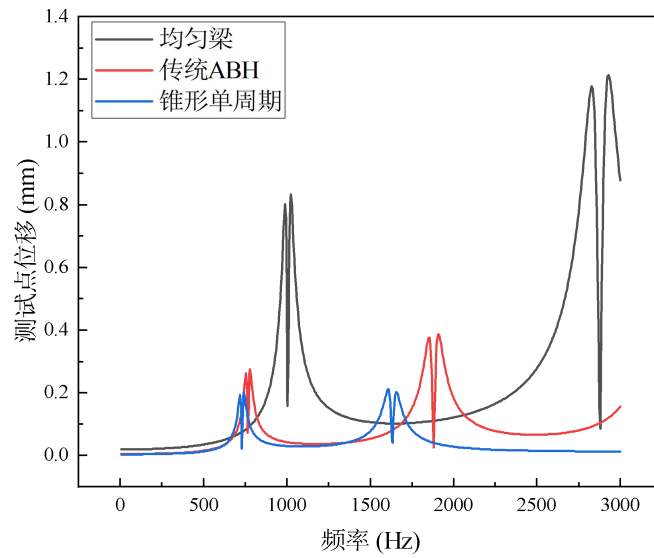


图 5-17 对照组一测试点位移

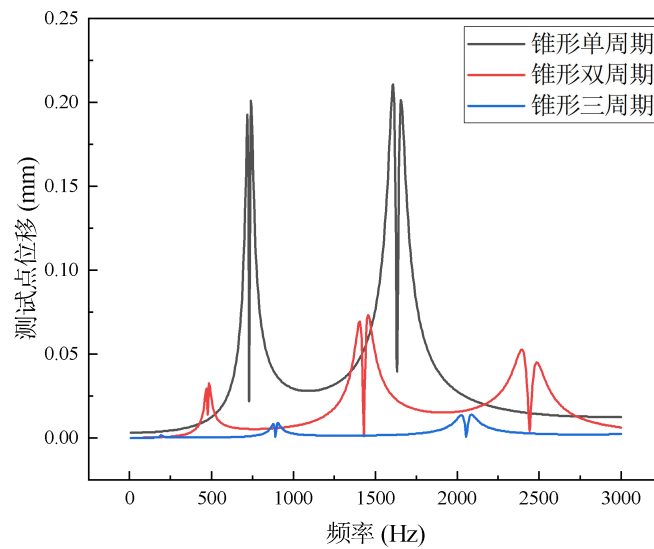


图 5-18 对照组二测试点位移

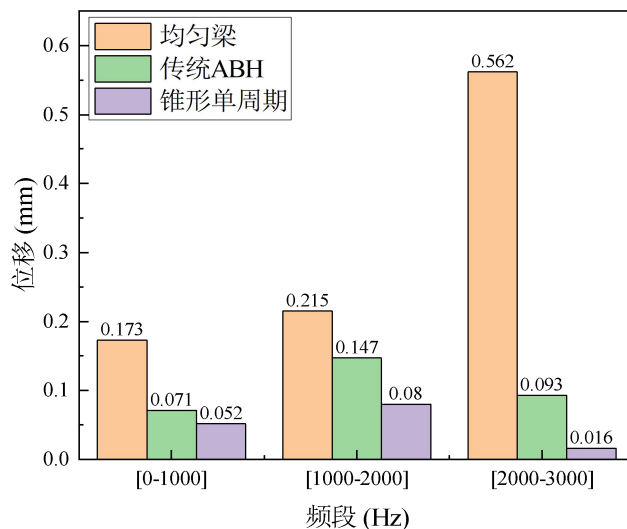


图 5-19 分频段均方根位移组一

为了更清晰地看出锥形声学黑洞梁在不同频率范围中的减振抑振情况,现将测试点的位移峰值做了分频段的处理,并取各频段位移峰值的均方根值作为评估标准。对照组一的结果如图 5-19 所示,可以清晰地看到在低、中、高三个频段上均为锥形声学黑洞梁的测试点振动位移最低,均匀梁测试点位移值最大,其中在低频段(0-1000Hz)中,锥形梁测试点位移较传统 ABH 梁降低了 26.76%,较均匀梁降低了 69.94%;在中频段(1000-2000Hz)中,锥形梁测试点位移较传统 ABH 梁降低了 45.58%,较均匀梁降低了 62.79%;在高频段(2000-3000Hz)中,锥形梁测试点位移较传统 ABH 梁降低了 82.8%,较均匀梁降低了 97.15%。这说明三种结构对比,本文提出的锥形声学黑洞梁结构在实际的各振动频段上均具有良好的减振抑振效果。

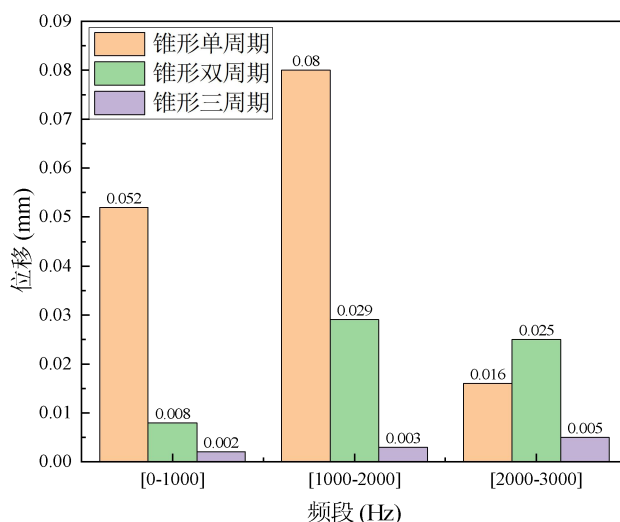


图 5-20 分频段均方根位移组二

对照组二的结果如图 5-20 所示, 可以看到在低、中频段上, 随着结构梁中锥形声学黑洞周期数的增加, 其测试点位移均值也明显呈现逐步降低的趋势, 而在高频段中, 锥形双周期的减振效果要比锥形单周期结构略差。其中在低频段 (0-1000Hz) 中, 锥形三周期梁测试点位移较锥形双周期梁降低了 75.00%, 较锥形单周期梁降低了 96.15%; 在中频段 (1000-2000Hz) 中, 锥形三周期梁测试点位移较锥形双周期梁降低了 89.66%, 较锥形单周期梁降低了 96.25%; 而在高频段 (2000-3000Hz) 中, 锥形三周期梁测试点位移较锥形双周期梁降低了 80.00%, 较锥形单周期梁降低了 68.75%。

5.3. 锥形声学黑洞压电能量采集器的试验结果及分析

能量采集系统的输出电压和输出功率是一个振动能量采集系统的重要性能参数, 尤其其输出功率的大小是直接评价一个能量采集系统能量采集效率的关键指标。现通过实验测得各结构梁在能量采集系统中的能量采集性能, 将各结构的输出电压与输出功率进行对比分析。在信号发生器设置为扫频模式下进行激励幅值大小为 3N 的振动激励, 各结构保持悬臂梁式固定约束, 电路接入 10000Ω 的负载电阻, 对各能量采集系统在频域上的输出电压响应进行记录。

5.3.1. 能量采集器的频域输出电压

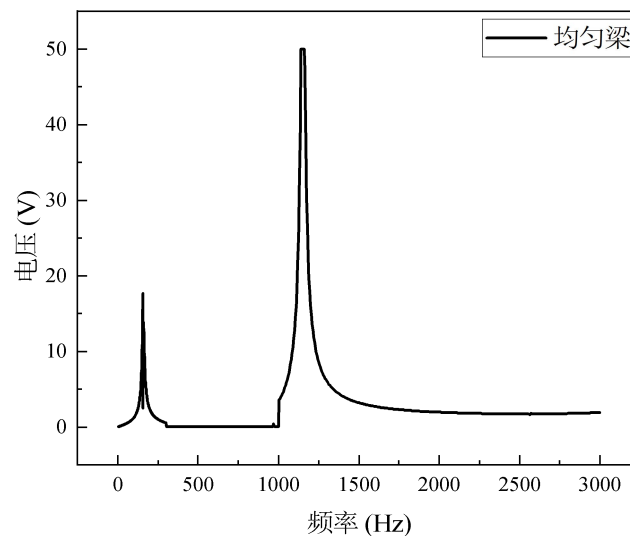


图 5-21 均匀梁频域电压

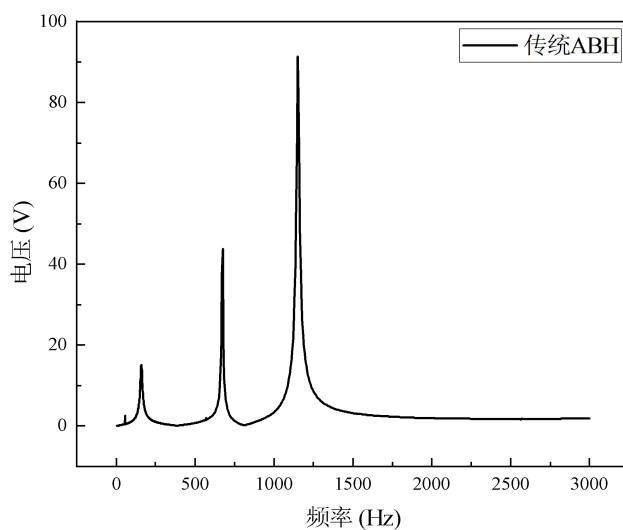


图 5-22 传统 ABH 频域电压

对照组一中各结构的电压如图 5-21 至图 5-23 所示，可以看出相较于均匀梁，嵌入了 ABH 结构的悬臂梁具有更多的模态响应，且输出峰值电压更高。均匀梁的最大峰值电压为 50.12V，传统 ABH 梁峰值电压为 91.29V，比均匀梁高出 41.17V，锥形单周期梁的最大峰值电压为 386.85V，比均匀梁高出 336.73V，比传统 ABH 梁高出 295.56V，约为均匀梁的 7.7 倍，明显提升了一个量级。说明本文提出的锥形声学黑洞梁结构在能量采集方面相较于均匀梁与传统 ABH 梁都有更好的能量聚集性能，同时更宽的有效工作频带和低频上的良好响应使其在实际的复杂振动环境中更具优势。

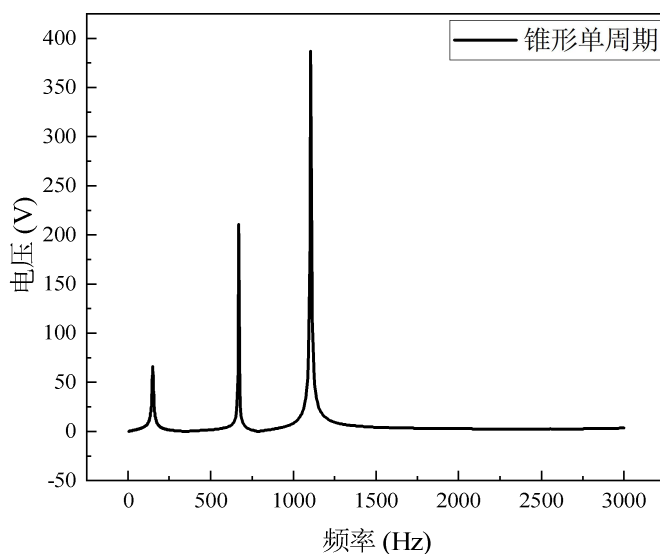


图 5-23 锥形单周期频域电压

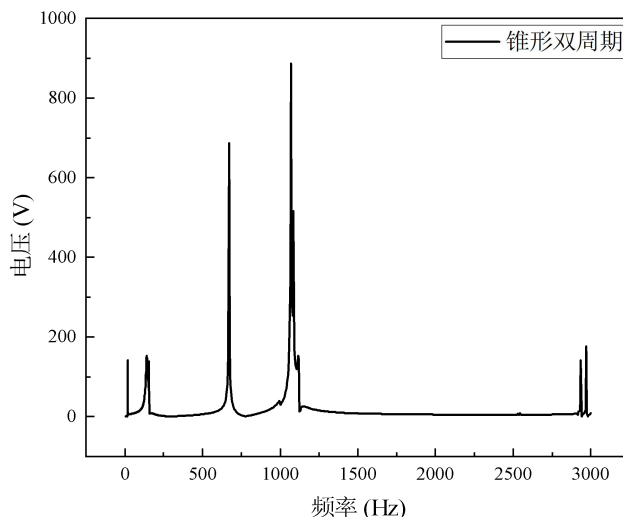


图 5-24 锥形双周期频域电压

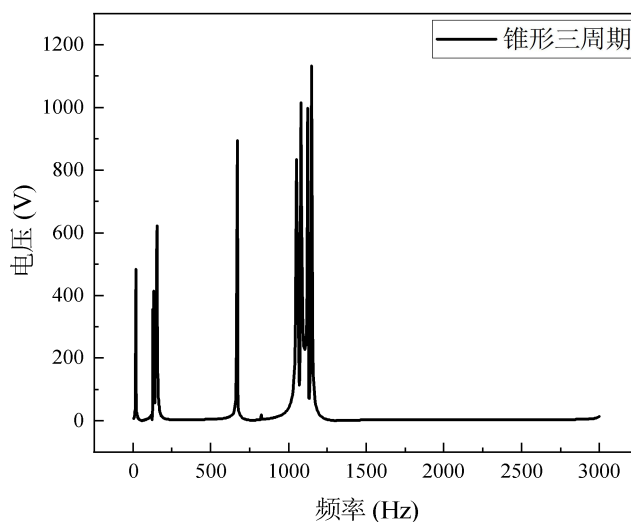


图 5-25 锥形三周期频域电压

对照组二中各结构的电压如图 5-23 至图 5-25 所示，可以看到锥形三周期触发的峰值个数与电压值都要高于锥形单周期的表现，而锥形双周期次之，可以看出在串联压电片的情况下，随着声学黑洞周期阵列数的增加，能量采集系统的输出电压会逐渐提高，并且有效工作带宽更广。其中锥形双周期梁的最大峰值电压为 886.16V，约为锥形单周期梁最大峰值电压的 2.3 倍，锥形三周期梁的最大峰值电压为 1133.6V，约为锥形单周期梁最大峰值电压的 2.9 倍。

5.3.2. 能量采集器阻抗匹配

参照仿真方案中的设定，将实验测得的各结构梁一阶固有频率作为激励振动频率，在载荷幅值为 3N 的正弦激励下，得出各能量采集器的最佳阻抗值。

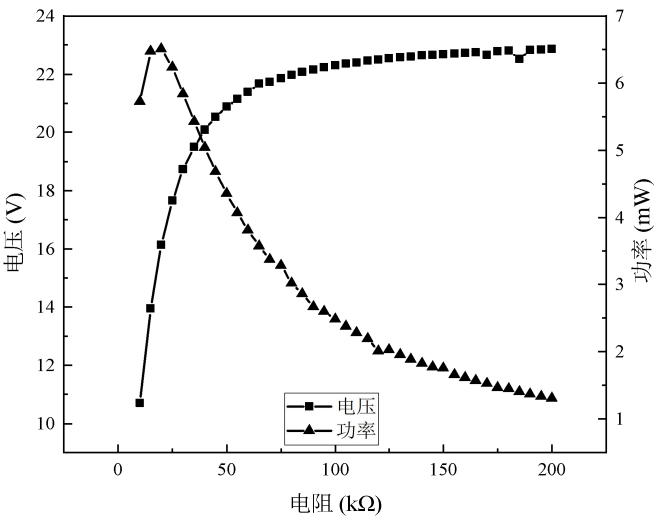


图 5-26 均匀梁 (150.15Hz)

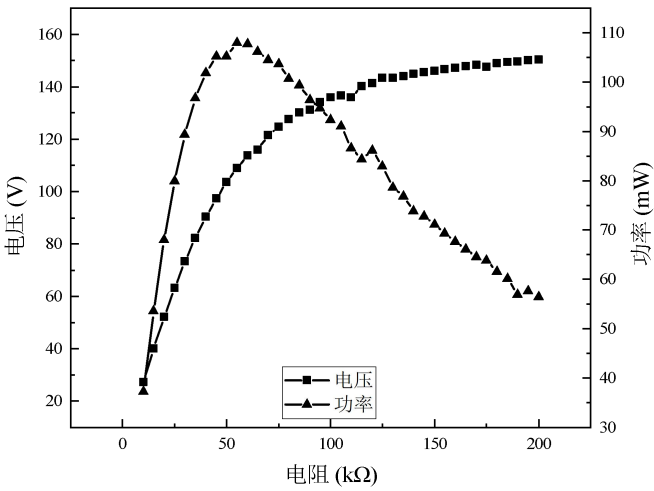


图 5-27 传统 ABH(54.02Hz)

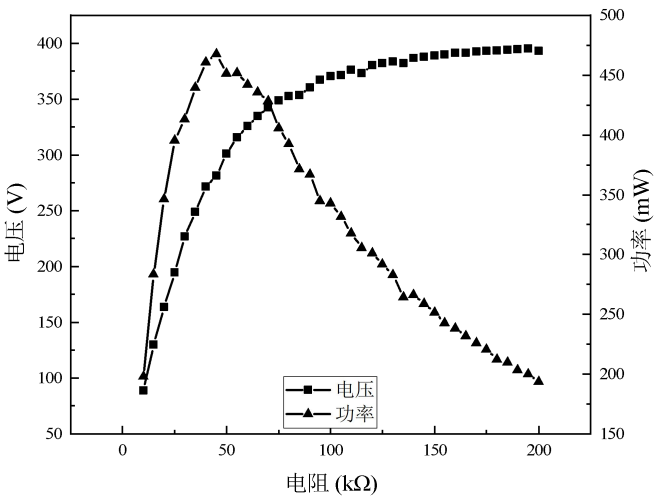


图 5-28 锥形单周期 (22.88Hz)

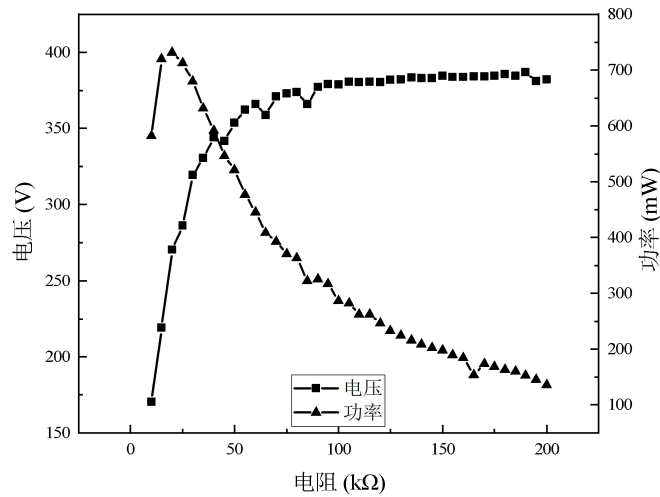


图 5-29 锥形双周期 (19.68Hz)

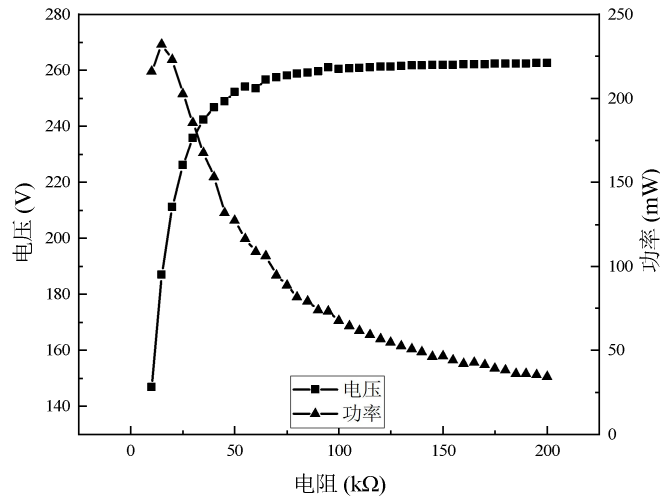


图 5-30 锥形三周期 (16.71Hz)

如图 5-26 至图 5-28 所示，均匀梁能量采集器的最佳阻抗值在 $20\text{k}\Omega$ 附近，此时其最大输出功率为 6.51mW ，输出电压为 16.138V ；传统 ABH 梁的阻抗匹配结果则是在 $55\text{k}\Omega$ 附近产生最大输出功率为 107.92mW ，比均匀梁高 101.41mW ，此时输出电压为 108.96V ，比均匀梁高 92.822V ；而本文中所提出的锥形声学黑洞梁的阻抗匹配结果则是在 $45\text{k}\Omega$ 附近产生最大输出功率为 467.47mW ，比传统 ABH 梁高出 359.55mW ，此时输出电压为 281.52V ，比传统 ABH 梁高 172.56V 。可以看出锥形声学黑洞结构相较于均匀梁和传统 ABH 结构在阻抗匹配下都具有更好的输出功率表现。

由增加了声学黑洞周期数拓展而来的其他两种锥形声学黑洞梁的阻抗匹配结果如图 5-29 和图 5-30 所示，其中锥形双周期梁的最佳阻抗是在 $20\text{k}\Omega$ 附近，

此时最大输出功率为 731.76mW，比锥形单周期梁高出 264.29mW，但此时输出电压为 270.51V，要比锥形单周期梁低 11.01V；锥形三周期梁的阻抗匹配结果则是在 15k Ω 附近产生最大输出功率为 232.16mW，输出电压为 186.95V，但此时输出功率与电压相较于锥形单周期梁均较低，在一阶频率阻抗匹配中以锥形双周期梁的输出性能最佳，锥形单周期梁次之，锥形三周期较差，这可能意味着要想提高锥形声学黑洞梁的输出功率表现，可能不仅只机械式的增加结构中锥形声学黑洞周期数量，同时还需要考量声学黑洞结构所在局部相对位置。

5.4. 本章小结

本章根据所设计的锥形声学黑洞梁结构，设计并搭建了相应的减振抑振测试平台和振动能量采集实验平台，首先通过实验测得了各结构梁在各频段上的减振抑振表现，结果显示本文所设计的锥形声学黑洞梁的减振效果要显著优于均匀梁和传统 ABH 梁，其中在低、中频段中锥形三周期梁的表现最佳。之后进行了振动能量采集实验测试，实验结果表明，在 0-3kHz 频率范围内锥形三周期梁的最大输出电压峰值最高，而在最佳阻抗匹配实验中，在一阶固有频率作为激励频率的正弦激励下，锥形双周期梁的最佳阻抗值为 20k Ω ，最大输出功率为 731.76mW，输出电压为 270.51V，锥形双周期梁的能量采集性能表现最佳。

第 6 章 总结与展望

6.1. 总结

本文设计了锥形声学黑洞梁结构,并搭建了相应的锥形声学黑洞梁减振抑振以及振动能量采集实验平台,对其在减振抑振和能量采集方面的特性表现进行了研究分析。具体研究内容包括锥形声学黑洞梁的理论模型建立、结构参数优化、有限元仿真以及实验测试。所设计的锥形声学黑洞梁对结构体主要的横向振动波的吸收与耗散减具有优异表现,其振抑振效果显著高于均匀梁和传统 ABH 梁所具有的效果,在能量采集方面,所设计的锥形声学黑洞梁能量采集系统的能量采集效率也明显优于均匀梁与传统 ABH 梁,其中锥形双周期梁的表现最佳。为结构体的减振隔振提供新的思路,以及对于设备结构监测、无线传感器续航使用、节能环保方面的发展有着重要的意义。取得的研究成果如下:

(1) 本文利用欧拉-伯努利原理以及传递矩阵法,将锥形声学黑洞结构梁等效为多段均匀梁,基于相邻连接处的连续条件推导出结构梁的横向振动固有频率的特征方程和模态函数。

(2) 通过仿真对所设计的锥形声学黑洞梁进行结构参数优化。

(3) 本文对锥形声学黑洞梁和其他对照结构梁分别进行频域仿真分析,计算出各结构梁在高斯脉冲激励下的时域振动响应,以及在 0-3kHz 频率范围内抑振测试点处的振动响应,并做了分频段均方根处理分析。

(4) 通过仿真得出各个能量采集器在在 0-3kHz 频率范围内输出的电压值,对各个能量采集器在一阶固有频率下进行阻抗匹配,得到最大输出功率,对各能量采集器性能做了对比分析。

(5) 搭建了锥形声学黑洞梁的抑振及能量采集装置的实验平台,并与其他对照结构梁进行对比实验分析,测试了各结构的频域下的抑振性能,对频域下的输出电压进行测量,最后进行各结构实际一阶固有频率下的最佳阻抗匹配实验。结果显示锥形声学黑洞梁的抑振效果相较其他对照结构更优,其中锥形三周期梁的抑振效果最佳;在能量采集方面可以实现宽频多模态的电输出效果,其中锥形双周期结构梁效果最佳。

6.2. 展望

当前声学黑洞以其高效的能量聚集效应广受国内外学者关注,本文提出了三种锥形声学黑洞梁结构,在减振抑振和能量采集方面解决了一部分问题,还有一部分问题亟待进一步解决:

(1) 本文仅建立了锥形声学黑洞梁的动力学模型和振动模态函数,并未将其于压电系统结合,缺少机电耦合下的系统数学模型。

(2) 本文中锥形声学黑洞梁只采用了一种单一材料,并未对分层式功能梯度声学黑洞梁进行研究。

(3) 为了实现更出色的能量输出和更好的电能提供效果,压电能量采集系统应当与适当的能量采集管理电路结合使用。本文仅采用了传统的外接电阻的方式只能展示系统的典型特征,在实际应用中,还需要设计并匹配合适的能源管理电路,以发挥整个能量采集系统的最大效益。

(4) 本文提出的几种锥形声学黑洞梁仅仅是机械式的将锥形 ABH 周期性的累加,并未考虑到锥形 ABH 在结构梁中的相对位置与大小对其抑振和能量转换性能有何种影响,还需更加全面的对其结构进行优化拓展,从而更好的适配实际中的应用场景。

参考文献

- [1] Xie H, Huang R, Sun H, et al. Wireless energy: Paving the way for smart cities and a greener future[J]. *Energy and Buildings*, 2023, 297: 113469.
- [2] Svennberg E, Caiani E G, Bruining N, et al. The digital journey: 25 years of digital development in electrophysiology from an Europace perspective[J]. *Europace*, 2023, 25(8): euad176.
- [3] Ouyang Y, Li X, Li S, et al. Opto-iontronic coupling in triboelectric nanogenerator[J]. *Nano Energy*, 2023, 116: 108796.
- [4] Qi Y, Zhao J, Zeng J, et al. Self-Powered Wireless Temperature and Vibration Monitoring System by Weak Vibrational Energy for Industrial Internet of Things[J]. *ACS Applied Materials & Interfaces*, 2023, 15(34): 40569-40578.
- [5] Covaci C, Gontean A. Piezoelectric energy harvesting solutions: A review[J]. *Sensors*, 2020, 20(12): 3512.
- [6] 李丰, 周思思, 尹立兵, 等. 锂电池储存性能研究进展[J]. *广州化工*, 2014, 42(7): 27-29.
- [7] Kim H S, Kim J H, Kim J. A review of piezoelectric energy harvesting based on vibration[J]. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 2011, 12: 1129-1141.
- [8] Wang X, Chen C, Wang N, et al. A frequency and bandwidth tunable piezoelectric vibration energy harvester using multiple nonlinear techniques[J]. *Applied energy*, 2017, 190: 368-375.
- [9] Orrego S, Shoele K, Ruas A, et al. Harvesting ambient wind energy with an inverted piezoelectric flag[J]. *Applied energy*, 2017, 194: 212-222.
- [10] Chiba S, Waki M, Wada T, et al. Consistent ocean wave energy harvesting using electroactive polymer (dielectric elastomer) artificial muscle generators[J]. *Applied energy*, 2013, 104: 497-502.
- [11] Sue C Y, Tsai N C. Human powered MEMS-based energy harvest devices[J]. *Applied Energy*, 2012, 93: 390-403.

- [12]Qiu J, Liu X, Chen H, et al. A low-frequency resonant electromagnetic vibration energy harvester employing the Halbach arrays for intelligent wireless sensor networks[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2015, 51(11): 1-4.
- [13]Wu X, Li G, Lee D W. A novel energy conversion method based on hydrogel material for self-powered sensor system applications[J]. Applied Energy, 2016, 173: 103-110.
- [14]Fiala P, Drexler P. Power supply sources based on resonant energy harvesting[J]. Microsystem technologies, 2012, 18: 1181-1192.
- [15]Aggogeri F, Borboni A, Merlo A, et al. Vibration damping analysis of lightweight structures in machine tools[J]. Materials, 2017, 10(3): 297.
- [16]颜伏伍, 张家铭, 李良栋, 等. 基于二维声学黑洞结构的面板振动噪声控制理论[J]. 塑性工程学报, 2022, 28(7): 184-192.
- [17]Du X, Huang D, Fu Q, et al. Effects of acoustic black hole parameters and damping layer on sound insulation performance of abh circular plate[J]. Applied Sciences, 2019, 9(24): 5366.
- [18]Park S, Kim M, Jeon W. Experimental validation of vibration damping using an Archimedean spiral acoustic black hole[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 459: 114838.
- [19]Liu X, Wang W, Fang C. Seismic vibration control of novel prefabricated industrial equipment suspension structures with tuned mass damper[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2022, 191: 107163.
- [20]Ostasevicius V, Markevicius V, Jurenas V, et al. Cutting tool vibration energy harvesting for wireless sensors applications[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2015, 233: 310-318.
- [21]Sang Y, Huang X, Liu H, et al. A vibration-based hybrid energy harvester for wireless sensor systems[J]. IEEE transactions on Magnetics, 2012, 48(11): 4495-4498.
- [22]Rubes O, Chalupa J, Ksica F, et al. Development and experimental validation of self-powered wireless vibration sensor node using vibration energy harvester[J].

- Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 160: 107890.
- [23]Zhu Y, Zheng Y, Gao Y, et al. An energy autonomous 400 MHz active wireless SAW temperature sensor powered by vibration energy harvesting[J]. IEEE Transactions on Circuits and Systems I: Regular Papers, 2015, 62(4): 976-985.
- [24]王佩红, 刘慧婷, 杨卓青, 等. 基于 MEMS 技术的三明治型电磁式微振动能量采集器[J]. 纳米技术与精密工程, 2010, 8(6): 510-515.
- [25]Eun Y, Kwon D S, Kim M O, et al. A flexible hybrid strain energy harvester using piezoelectric and electrostatic conversion[J]. Smart Materials and Structures, 2014, 23(4): 045040.
- [26]杜小振, 张龙波, 于红, 等. 自供能传感器能量采集技术的研究现状[J]. 微纳电子技术, 2018, 55(4): 265-275.
- [27]何忠波, 柏果, 薛光明, 等. 磁致伸缩式振动能量回收技术研究进展[J]. 机床与液压, 2019, 47(5): 144-150.
- [28]戚举, 方玉明, 王仲勋, 等. 低频高功率振动能量采集器研究进展[J]. 微电子学, 2018, 48(1): 93-97.
- [29]Kuang Y, Zhu M. Characterisation of a knee-joint energy harvester powering a wireless communication sensing node[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(5): 055013.
- [30]Fan K, Chang J, Pedrycz W, et al. A nonlinear piezoelectric energy harvester for various mechanical motions[J]. Applied Physics Letters, 2015, 106(22).
- [31]Yin L. Energy Autonomous Microgrids for Wearable Sensors and Fully Integrated Wearable Systems[M]. University of California, San Diego, 2022.
- [32]Heragy M, Kiwata T, Hamano T, et al. Experimental study of wind energy harvesting from flow-induced vibration of prisms using magnetostrictive material[J]. Journal of Fluids and Structures, 2023, 119: 103910.
- [33]Li M, Jing X. Novel tunable broadband piezoelectric harvesters for ultralow-frequency bridge vibration energy harvesting[J]. Applied Energy, 2019, 255: 113829.
- [34]张晓宇, 张旭辉. 矿用压电俘能器建模与俘能特性研究[J]. 力学学报,

2023, 55(10): 1-13.

[35]Wu Y, Qiu J, Zhou S, et al. A piezoelectric spring pendulum oscillator used for multi-directional and ultra-low frequency vibration energy harvesting[J]. Applied energy, 2018, 231: 600-614.

[36]Fan K, Liu Z, Liu H, et al. Scavenging energy from human walking through a shoe-mounted piezoelectric harvester[J]. Applied Physics Letters, 2017, 110(14).

[37]Zhu Y, Zu J, Su W. Broadband energy harvesting through a piezoelectric beam subjected to dynamic compressive loading[J]. Smart Materials and structures, 2013, 22(4): 045007.

[38]Rami Reddy A, Umapathy M, Ezhilarasi D, et al. Improved energy harvesting from vibration by introducing cavity in a cantilever beam[J]. Journal of Vibration and Control, 2016, 22(13): 3057-3066.

[39]Peng L, Qi Y, Liu J, et al. Contact and non-contact dual-piezoelectric energy harvesting System driven by cantilever vibration[J]. Ieee Access, 2022, 10: 111974-111984.

[40]Basaran S. Hybrid energy harvesting system under the electromagnetic induced vibrations with non-rigid ground connection[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 163: 108198.

[41]Bolat F C. Experimental and numerical analysis of vibration-based hybrid energy harvesting from non-classical beam structures[C]//Structures. Elsevier, 2022, 37: 504-513.

[42]Mironov M A. Propagation of a flexural wave in a plate whose thickness decreases smoothly to zero in a finite interval[J]. Sov. Phys. Acoust, 1988, 34(3): 318-319.

[43]Krylov V V, Tilman F. Acoustic ‘black holes’ for flexural waves as effective vibration dampers[J]. Journal of sound and vibration, 2004, 274(3-5): 605-619.

[44]Zhao L. Passive vibration control based on embedded acoustic black holes[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2016, 138(4): 041002.

[45]Bowyer E P, Krylov V V. Experimental investigation of damping flexural

vibrations in glass fibre composite plates containing one-and two-dimensional acoustic black holes[J]. *Composite Structures*, 2014, 107: 406-415.

[46]Tang L, Cheng L, Ji H, et al. Characterization of acoustic black hole effect using a one-dimensional fully-coupled and wavelet-decomposed semi-analytical model[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 374: 172-184.

[47]Tang L, Cheng L. Ultrawide band gaps in beams with double-leaf acoustic black hole indentations[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2017, 142(5): 2802-2807.

[48]Zhou T, Cheng L. A resonant beam damper tailored with acoustic black hole features for broadband vibration reduction[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 430: 174-184.

[49]Zhou T, Cheng L. Planar swirl-shaped acoustic black hole absorbers for multi-directional vibration suppression[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2022, 516: 116500.

[50]Liu P, Zhou Y, Li R. Low-frequency sound radiation characteristics of imperfect acoustic black hole in thin plate[J]. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2023: 14613484231160911.

[51]Gao N, Wang B, Lu K, et al. Complex band structure and evanescent Bloch wave propagation of periodic nested acoustic black hole phononic structure[J]. *Applied Acoustics*, 2021, 177: 107906.

[52]Sheng H, He M X, Lyu X F, et al. Ultra-low frequency broadband gap optimization of 1D periodic structure with dual power-law acoustic black holes[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2022, 33(4): 532-546.

[53]Cheer J, Hook K, Daley S. Active feedforward control of flexural waves in an Acoustic Black Hole terminated beam[J]. *Smart Materials and Structures*, 2021, 30(3): 035003.

[54]Sheng H, He M X, Zhao J, et al. The ABH-based lattice structure for load bearing and vibration suppression[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2023, 252: 108378.

- [55] Ji H, Liang Y, Qiu J, et al. Enhancement of vibration based energy harvesting using compound acoustic black holes[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 132: 441-456.
- [56] Deng J, Guasch O, Zheng L, et al. Semi-analytical model of an acoustic black hole piezoelectric bimorph cantilever for energy harvesting[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2021, 494: 115790.
- [57] Qin Y, Han G, Mao Y. Two-dimensional Eulerian-exponential-law acoustic black hole structure for energy harvesting[J]. *IEEE Sensors Journal*, 2023.
- [58] Yan L, Ding Q. A study on vibration localization and energy harvesting of periodic acoustic black hole structure[J]. *Meccanica*, 2023, 58(9): 1749-1764.
- [59] Xie M, Gao F, Zhang P, et al. Study on the Influence Factors on Harvesting Capacity of a Piezoelectric Vibration Energy Harvesting System Covered on Curved Beam with Acoustic Black Hole[J]. *Shock and Vibration*, 2023, 2023.
- [60] Li H, Doaré O, Touzé C, et al. Energy harvesting efficiency of unimorph piezoelectric acoustic black hole cantilever shunted by resistive and inductive circuits[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2022, 238: 111409.
- [61] 赵翔, 李思谊, 李映辉. 基于压电振动能量俘获的弯曲结构损伤监测研究[J]. *力学学报*, 2021, 53(11): 3035-3044.
- [62] Baptista F G, Budoya D E, De Almeida V A D, et al. An experimental study on the effect of temperature on piezoelectric sensors for impedance-based structural health monitoring[J]. *Sensors*, 2014, 14(1): 1208-1227.
- [63] Liu Z, Cao Y, Sha A, et al. Energy harvesting array materials with thin piezoelectric plates for traffic data monitoring[J]. *Construction and Building Materials*, 2021, 302: 124147.
- [64] Jiao P, Egbe K J I, Xie Y, et al. Piezoelectric sensing techniques in structural health monitoring: A state-of-the-art review[J]. *Sensors*, 2020, 20(13): 3730.

攻读学位期间发表的学术论文情况

一、论文发表情况:

- [1] **Zhang Z**, Wang H, Yang C, et al. Vibration Energy Harvester Based on Bilateral Periodic One-Dimensional Acoustic Black Hole[J]. Applied Sciences, 2023, 13(11): 6423.
- [2] Hai Wang, **Zihao Zhang**, Hang Sun, et al. Research on energy acquisition technology based on one-dimensional acoustic black hole effect[J]. AIP advances, 2023, 13(3): 035027.
- [3] Wang H, Sun H, **Zhang Z**, et al. Improving the performance of galloping energy harvester with striped bluff body[J]. AIP Advances, 2023, 13(7).
- [4] Yuan Y, Wang H, Yang C, Sun H, Tang Y, **Zhang Z**, et al. Exploring the Potential of Flow-Induced Vibration Energy Harvesting Using a Corrugated Hyperstructure Bluff Body[J]. Micromachines, 2023, 14(6): 1125.

二、专利发表情况:

- [1] 王海, **张子豪**, 杨春来等. 一种锥形声子束型能量采集器[P]. 安徽省: CN114421810A, 2022-04-29. (发明专利实审)
- [2] 方旭, 王幼民, **张子豪**等. 一种基于涡激振动与旋转发电的路灯[P]. 安徽省: CN114738700B, 2023-05-23. (发明专利授权)
- [3] 王海, 袁义凯, 杨春来, **张子豪**, 孙航. 海浪型仿生表面能量采集器: 安徽省: CN116582026A[P]. 2023-08-11. (发明专利实审)
- [4] 王海, 孙航, 杨春来, **张子豪**, 徐罡, 许建洲. 一种振动能量采集器装置: 安徽省: CN114285323A[P]. 2022-04-05. (发明专利实审)

致谢

时光飞驰，转眼便已是三年。在这三年攻读硕士学位的学习时光中，有着许多难忘的记忆。第一次接触课题时的迷茫，面对课程学习、文献阅读时的吃力，第一次发出小论文时的喜悦，到接近毕业时的不舍与留恋，细数过往似是就在昨日。三年时光的大胶卷承载了太多的声音与光影，一幕幕的萤闪在眼前，在论文顺利完成之际，也衷心感谢对我提供帮助与支持的人。

感谢导师王海教授和唐冶副教授，以及校外指导老师符荣华。论文从选题到定稿都倾注了恩师太多的心血。王老师独特的科研思路与见解、严谨认真的学术态度对我产生了深刻的影响，使我无论是对学术研究还是做人做事方面都有了进一步的成长。感谢唐冶老师在理论推导方面耐心点拨和悉心指导。在此，向王老师和唐老师表达真诚的感恩和美好的祝愿。

其次，感谢杨春来老师给予我实验方面的支持，以及符荣华老师在实习期时对我的关照与指导。我还要感谢课题组孙航师兄、许建洲师兄、徐罡师兄、唐顺师兄、李鹤年师兄，以及李帅、赵亚玲同学在我学习道路上的帮助与激励。感谢课题组朱文博师弟、李保师弟的陪伴。另外，感谢女朋友在三年时间中给予我许多的支持与鼓励，让我度过充实而快乐的硕士研究生生活。

真诚地感谢这一路对我饱含善意的人们，感谢家人的支持与理解。

最后，衷心感谢答辩委员会的各位老师和专家，并送上对各位的美好祝愿！

尚德敏学 唯实惟新

