

摘要：随着社会的进步，人们越来越关注乘车的舒适性，而汽车主动悬架对乘车舒适性至关重要。为了汽车悬架主动控制有更优秀的性能，特别关注了控制系统前端振动信号的采集。以汽车线性独立悬架作为研究的重点，建立简化汽车四分之一线性独立悬架的数学模型，用于研究汽车悬架振动信号的采集情况。根据汽车振动的频率特点以及人主观感受的振动强度，本文针对四分之一线性独立悬架，分析并建立有限频域 H_{∞} 控制算法的数学模型。通过四分之一线性独立悬架模型的振动采集实验，分析得到信号。结果表明，汽车悬架振动信号采集系统采集到的信号可以稳定跟随激励信号，同时，发现低频振动信号容易掺杂高频扰动信号。

关键词：汽车振动；汽车悬架；振动采集；数学建模

中图分类号：U463.33 文献标识码：A 文章编号：1006-883X(2020)09-0021-06

收稿日期：2020-07-16

汽车悬架振动信号采集及振动主动控制算法研究

王开 朱孔军 陈仁文

南京航空航天大学，江苏南京 210016

一、引言

随着我国经济快速发展，汽车工业快速发展，特别是 2009~2017 年，中国汽车产量和销量连续九年均居世界第一^[1]。虽然 2019 年年末至 2020 年年初，受“新冠”疫情的影响，汽车销量出现大幅下滑，但是长期来看，我国汽车销量依然会恢复至正常水平。根据世界各经济体汽车工业发展状况分析，特别是分析发展中国家和发达国家的汽车销售规律，在经历较长时期高速增长后，汽车销量会出现较长时间的调整时期。由于我国基础建设领先，政府宏观调控能力强，不会出现日本、韩国的深度长期调整，会更类似于美国，跟随经济周期波动式增长。

根据汽车产业发展报告，2018 年中国千人汽车保有量约为 172 辆，较上年 156 辆提升 10%。人们对于汽车乘坐舒适度的关注越来越高。控制车辆悬架的振动加速度成为各大汽车厂商关注的重点。由于电动汽车的发展，与传统控制作动器相比，电磁式主动悬架有更好的发展前途^[2]。应用 ARM 微处理器和加速

度传感器，精确采集汽车悬架的振动信号，为之后的振动控制算法提供可靠的前端数据^[3]。

针对现状，首先，将根据二自由度 1/4 主动线性悬架实物模型^[4]完成数学模型的建立，分析有限频域 H_{∞} 控制算法数学模型；其次，进行汽车悬架振动采集系统的硬件总体设计；最后，将对硬件采集系统进行试验测试。

二、系统建模

1、汽车四分之一线性独立悬架模型

图 1 为汽车四分之一主动线性独立悬架系统模型，图中 M 为减震器上支座支撑的车架及以上质量（即簧载质量）， m 为下支座连接的轮胎质量（即非簧载质量）， x_1 为汽车车身位移， x_2 为轮胎上下移动带来的位移， x_3 为路面不平整带来的位移， u 代表执行器输出力， F_1 代表悬架减振弹簧产生的弹力， F_2 代表阻尼器阻尼力， F_3 代表轮胎近似产生的弹力， F_4 代表轮胎近似阻尼力^[5-6]。

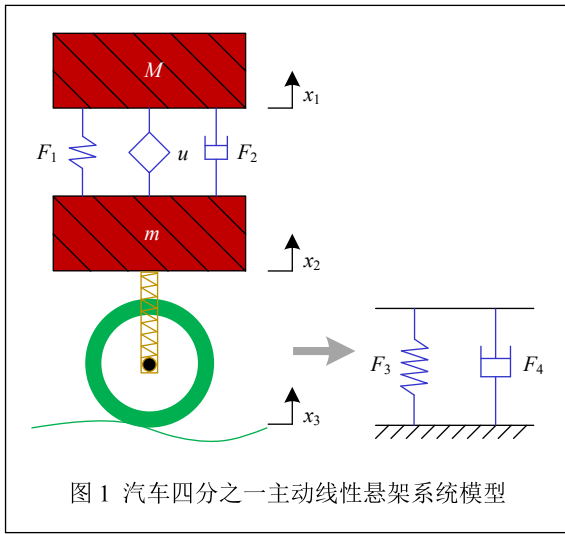


图1 汽车四分之一主动线性悬架系统模型

根据牛顿第二定律与力学平衡可得如下力学方程组：

$$\begin{cases} M \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -F_1(t) - F_2(t) - u(t) \\ m \frac{d^2 x_2}{dt^2} = -F_1(t) - F_2(t) - F_3(t) - F_4(t) + u(t) \end{cases} \quad (1)$$

其中， M —减震器上支座支撑的车架及以上质量（即簧载质量）；

m —下支座连接的轮胎质量（即非簧载质量）；

x_1 —汽车车身位移；

x_2 —轮胎上下移动带来的位移；

x_3 —路面不平整带来的位移；

$F_1(t)$ —悬架弹簧产生的瞬时力；

$F_2(t)$ —悬架阻尼器产生的瞬时阻尼力；

$F_3(t)$ —轮胎产生的瞬时弹力；

$F_4(t)$ —轮胎产生的瞬时阻尼力；

$u(t)$ —执行器产生的瞬时输出力。

阻尼器与轮胎的阻尼力、弹簧弹力以及轮胎的弹性力根据公式有以下形式：

$$\begin{cases} F_1(t) = k_1(x_1(t) - x_2(t)) \\ F_2(t) = c_1 \left(\frac{dx_1(t)}{dt} - \frac{dx_2(t)}{dt} \right) \\ F_3(t) = k_2(x_2(t) - x_3(t)) \\ F_4(t) = c_2 \left(\frac{dx_2(t)}{dt} - \frac{dx_3(t)}{dt} \right) \end{cases} \quad (2)$$

其中， k_1 —悬架弹簧弹力系数；

c_1 —悬架阻尼器阻尼系数；

k_2 —轮胎近似弹力系数；

c_2 —轮胎近似阻尼系数。

2、有限频域 H_∞ 控制算法数学模型

首先，定义该控制系统的输入及输出的状态空间^[7-8]。定义 $a(t)=[a_1(t) \ a_2(t) \ a_3(t) \ a_4(t)]^T$ 为系统输入状态向量。其中， $a_1(t)=x_1(t)-x_2(t)$ 为悬架位移大小；

$a_2(t)=x_2(t)-x_3(t)$ 为轮胎位移大小； $a_3(t)=\frac{dx_1(t)}{dt}$ 为车身加

速度的大小； $a_4(t)=\frac{dx_2(t)}{dt}$ 为非簧载质量部分的速度。

因为路面不平的原因，定义 $w(t)=\frac{dx_3(t)}{dt}$ 为路面扰动，

因此可以得到主动悬架系统的状态空间形式为：

$$\frac{dx(t)}{dt} = Ax(t) + Bw(t) + Cu(t) \quad (3)$$

其中， A 、 B 、 C —状态空间系数矩阵。

由于汽车主动悬架系统的整体性能要求，定义如下的输出空间^[9-11]：

$$\begin{cases} y_1(t) = \frac{d^2 x_1(t)}{dt^2} \\ y_2(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) - x_2(t) & c_2(x_2(t) - x_3(t)) \\ x_{\max} & (M+m)g \end{bmatrix}^T \end{cases} \quad (4)$$

其中， x_{\max} —悬架最大位移行程；

$y_1(t)$ —车身加速度（车身振动强度）；

$y_2(t)$ —主动悬架控制性能向量。

从公式和物理含义可知，振动强度值越小乘坐的舒适性越高，反之，乘坐舒适性越差。输出的 $y_2(t)$ 用一个二维向量来表示悬架实际垂直位移与最大行程的比值和作动器输出力与车身质量的比值。分别用来反映路面不平对汽车的影响和主动悬架控制系统力性能。进而通过计算，汽车主动悬架控制系统可以得到下列形式的状态空间^[12-13]：

$$\begin{cases} \frac{dx(t)}{dt} = Ax(t) + Bw(t) + Cu(t) \\ y_1(t) = Dx(t) + Eu(t) \\ y_2(t) = Fx(t) \end{cases} \quad (5)$$

其中， A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F —需求解的状态空间系数矩阵。

根据计算可得系数矩阵 A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 F 分别为：

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1}{M} & 0 & -\frac{c_1}{M} & \frac{c_1}{M} \\ \frac{k_1}{m} & -\frac{k_2}{m} & \frac{c_1}{m} & -\frac{c_1+c_2}{m} \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{M} \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix};$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ \frac{c_2}{m} \end{bmatrix};$$

$$D = \begin{bmatrix} -\frac{k_1}{M} & 0 & -\frac{C_1}{M} & \frac{C_1}{M} \end{bmatrix};$$

$$E = \begin{bmatrix} \frac{x_1(t) - x_2(t)}{x_{\max}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$F = \frac{1}{M}。$$

三、基于 ARM 的振动信号采集硬件电路设计

1、基本硬件原理

振动采集装置主要由加速度传感器、前置放大电路、信号调理电路、数据采集模块、数据处理芯片 MCU (ARM 芯片) 和人机交互串口等器件组成, 大大优化了采集系统的尺寸, 适合实时采集, 系统本身功耗也可以控制在较小的范围, 便于车载使用。其基本原理图如图 2 所示。

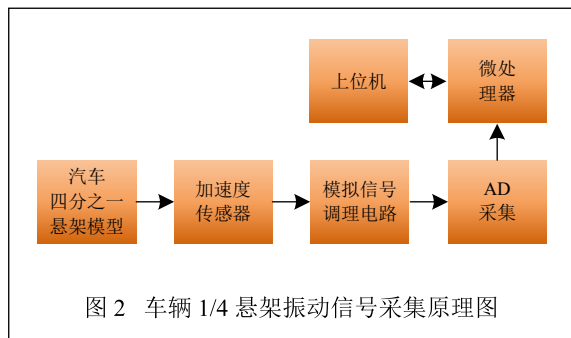


图 3 STM32F103ZET6 芯片实物图

该系统的可扩展性良好, 为振动控制、车辆全状态信息采集、车辆维护保养等后续可能的功能均预留接口, 在以后的系统开发和实验中可以丰富系统内容^[14]。

2、振动信号核心电路设计

微处理器的性能决定该振动信号采集系统的精确程度和实时性。所以在兼顾功能和成本的前提下选择合适的微处理器对整个测控系统有着重要影响。本系统采用 32 位的 ARM 芯片 STM32F103ZET6 作为主控芯片, 采用芯片的内部 ADC 模块进行 AD 采集。该芯片是由意法半导体公司基于 ARM CortexM3 内核设计制造。STM32F103ZET6 芯片实物图如图 3 所示。

STM32F103ZET6 供电电压为 2.0V~3.6V, 最高 72MHz 的工作频率。引脚数为 144 脚。拥有非常丰富的内部资源。其模拟 / 数字转换 (ADC) 功能十分强大, 可以使用 12 位逐次逼近型模拟数字转换器。拥有 18 个通道, 可测 16 个外部和 2 个内部信号源。各个通道的 A/D 转换可以单次、连续、扫描或者间断模式执行。ADC 的结果可以以左对齐或右对齐的方式存储在 16 位数据寄存器中。模拟看门狗特性允许应用程序检测输入电压是否超出用户定义的高 / 低阈值。ADC 的供电要求为 2.4V~3.6V。

ADC 电路的输入电源 V_{DDA} 的标准范围为 $2.4V \leq V_{DDA} \leq 3.6V$, 我们在此选择 3.3V 作为输入电源电压。模拟参考正极 V_{REF+} 的标准范围是 $2.4V \leq V_{REF+} \leq V_{DDA}$, 为了电路设计的简洁, 我们依旧选择 3.3V 作为模拟参考正极。暂时选用单通道输入, 第 36 引脚

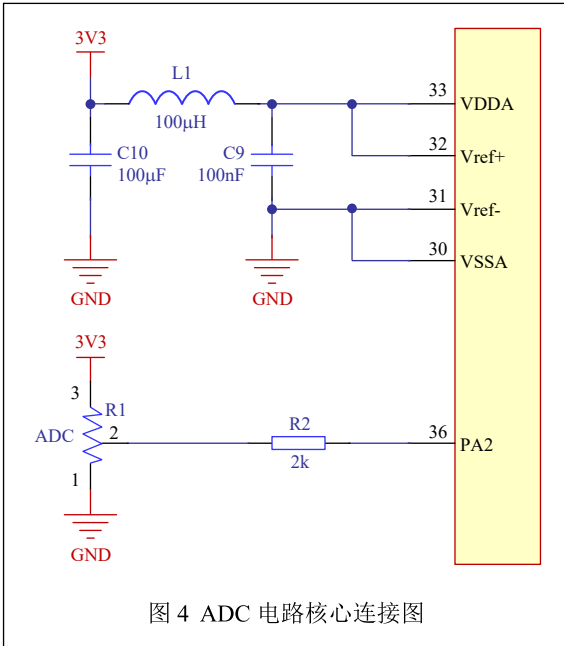


图 4 ADC 电路核心连接图

PA2 作为输入通道，用滑动变阻器代表实际输入电压的变化。电路图如图 4 所示。

四、振动采集实验

1、模拟实验总体方案

振动台模拟采集实验总体方案如图 5 所示。

本次实验将汽车四分之一线性独立悬架模型安装在振动台上进行汽车稳态运行模拟实验。利用安装在模型上的传感器 1 和 2 分别测量减震器上支座支撑的车架与下支座连接的轮胎振动。其中加速度传感器 1 的信号由 ARM 处理器测量，并在上位机 1 显示测量数据，加速度传感器 2 的信号由数据采集卡采集至上位机 2。

实验所用的振动台型号为苏州苏试试验仪器有限公司的 DC-1000-15 风冷型电动振动台试验系统，其额定推力 9800N，额定加速度 100g，位移范围 -25.5mm~25.5mm，额定频率范围 2Hz ~ 2400Hz，最大负载 200kg。

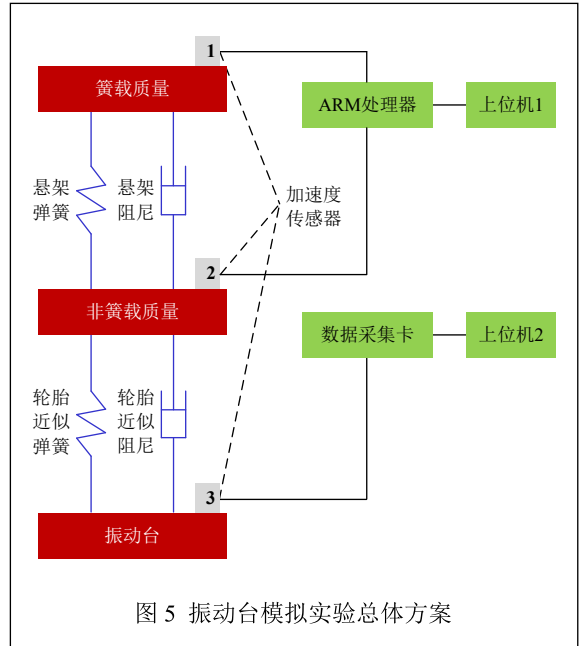


图 5 振动台模拟实验总体方案

为减少重复选择最具有代表性的两个频率测试信号刺激系统的运行状态，即分别以 5Hz 和 10Hz 的正弦信号作为悬架系统的输入激励，测试振动信号采集系统的运行状态。

2、模拟实验

首先进行 5Hz 正弦振动测试，第一次测试频率谱图如图 6 所示，其中纵坐标表示加速度值（单位 m/s^2 ），横坐标为振动频率（单位 Hz）。上下红线表示最大、最小加速度限制，上下黄线表示舒适加速度范围，绿线表示控制适中加速度。

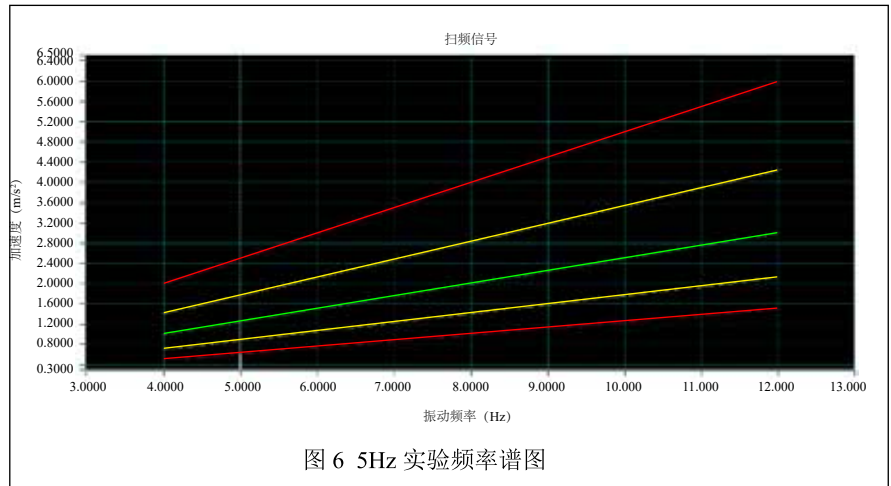


图 6 5Hz 实验频率谱图

图7与图8的对比可见,在5Hz正弦振动测试中,采集的信号频率符合要求,其中横坐标为时间(单位s),纵坐标为位移(单位mm)。

10Hz正弦信号采集的结果对比如图9与图10所示,其中,横坐标为时间(单位s),纵坐标为位移(单位mm)。

根据振动采集实验的结果可以发现,当振动频率越低时,越容易采集到掺杂的误差信号,因此在控制低频振动时,需要特别剔除高频的扰动。而且在10Hz的信号采集图中可以明显看出,剔除高频信号后,采集到的有效信号可以较好地反映振动状况。所以汽车悬架振动信号采集系统对于低频振动的采集达到了预期的效果。



图7 传感器2采集5Hz正弦信号图

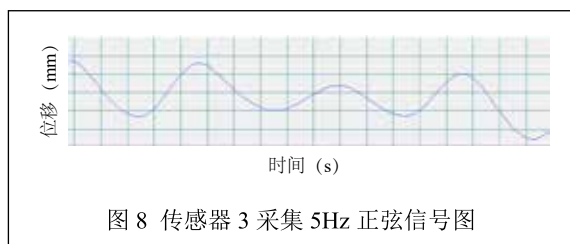


图8 传感器3采集5Hz正弦信号图

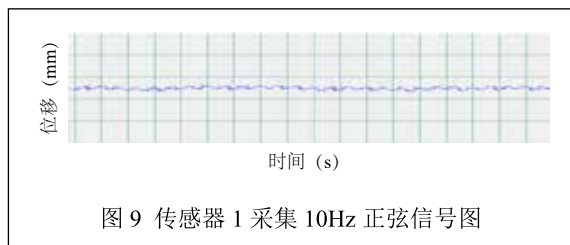


图9 传感器1采集10Hz正弦信号图

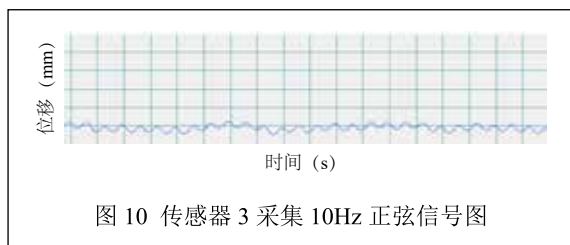


图10 传感器3采集10Hz正弦信号图

五、结束语

本文首先分别建立了汽车四分之一线性独立悬架数学模型和有限频域 H_∞ 控制算法简单数学模型,主要目的是为后续控制系统开发和完善做前期工作。在后续的控制系统完善的过程中还需要计算并确定各项系统参数,进行控制实验;其次,利用ARM控制器平台实现汽车悬架振动信号采集,为后期振动主动控制提供一定程度上稳定精确的前端参考信号;最后,在采集信号时发现,信号频率越低,越容易产生高频的误差信号。因此,对采集到的信号进行一定的信号处理是必要的。

参考文献

- [1] 王洪涛. 我国汽车产业发展现状及建议[J]. 合作经济与科技, 2019(03): 24-25.
- [2] 刘卓然, 陈健, 林凯, 赵英杰, 许海平. 国内外电动汽车发展现状与趋势[J]. 电力建设, 2015, 36(07): 25-32.
- [3] 清水重邦, 彭惠民. 基于车辆振动加速度的乘坐舒适度新算法研究[J]. 国外铁道车辆, 2020, 57(02): 37-41.
- [4] 张建文, 庄德军, 林逸, 王望予, 刘宏伟. 汽车用空气弹簧悬架系统综述[J]. 公路交通科技, 2002(06): 151-155.
- [5] 武万斌, 年雪山. 汽车轻量化技术发展趋势[J]. 汽车工程师, 2017(01): 15-17.
- [6] 兰波, 喻凡, 刘娇蛟. 主动悬架LQG控制器设计[J]. 系统仿真学报, 2003(01): 138-140+153.
- [7] 段广仁. 线性系统理论[M]. 第二版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1997.
- [8] KARIMI H, GAO H. New delay-dependent exponential H_∞ synchronization for uncertain neural networks with mixed time delays[J]. IEEE Transactions on Systems Man, Cybernetics(Part-B), 2010, 40(1):173-185.
- [9] SUN W, GAO H. Vibration control for active seat suspension systems via dynamic output feedback with limited frequency characteristic[J]. Mechatronics, 2011, 21: 250-260.

- [10] GAO H, LAM J, WANG C. Multi-objective control of vehicle active suspension systems via load-dependent controllers[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 290: 645-675.
- [11] WANG Z, HO D, LIU Y, et al. Robust H_∞ control for a class of nonlinear discrete time-delay stochastic systems with missing measurements[J]. *Automatica*, 2009, 45(3): 684-691.
- [12] KARIMI H, ZAPATEIRO M, LUO N. An LMI approach to H_∞ control of vehicle engine-body vibration systems with time-varying actuator delay[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I. Journal of Systems and Control Engineering*, 2008, 222(8): 883-899.
- [13] WANG Z, LIU Y, LIU X. H_∞ filtering for uncertain stochastic time delay systems with sector-bounded nonlinearities[J]. *Automatica*, 2008, 44(5): 1268-1277.
- [14] BAEK-SOON KWON, DAEJUN KANG, KYONGSU YI. Fault-tolerant control with state and disturbance observers for vehicle active suspension systems[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2020, 234(7): 1912-1929.

Research on Vibration Signal Acquisition and Active Vibration Control Algorithm of Automotive Suspension

WANG Kai, ZHU Kong-jun, CHEN Ren-wen

(*Nanjing University of Aeronautics and Astronautics State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing 210016, China*)

Abstract: With the progress of society, people pay more and more attention to riding comfort, and active suspension is significant to ride comfort. In order to improve the performance of active control of automobile suspension, the vibration signal acquisition of the front end of the control system is particularly concerned. The mathematical model of simplified quarter linear independent suspension is established, focusing on the linear independent suspension which is one of the

emphases for research, to study the vibration signal acquisition of vehicle suspension. Based on the frequency characteristics of vehicle vibration and the vibration intensity that people feel subjectively, the mathematical model of H_∞ control algorithm in finite frequency domain is analyzed and established, aiming at linear independent suspension. The signal obtained through the vibration experiment of quarter independent suspension model is analyzed. The results show that the signal collected by the vehicle suspension vibration signal acquisition system can follow the excitation signal stably, and it is found that the low-frequency vibration signal is easily doped with high-frequency disturbance signal.

Key words: automobile vibration; automobile suspension; vibration acquisition; mathematical modeling

作者简介

王开: 南京航空航天大学航空学院机械机构力学及控制国家重点实验室, 在读硕士研究生, 研究方向为振动控制。

通信地址: 江苏省南京市秦淮区御道街 29 号南京航空航天大学

邮编: 210016

邮箱: 437112741@qq.com

朱孔军: 南京航空航天大学, 教授、博士生导师, 研究方向为压电智能材料、生物材料、能源材料等。

陈仁文: 南京航空航天大学, 教授、博士生导师, 研究方向为测试技术、无线传感器及网络、能量收集、减振降噪、智能结构等。