DOI: 10.16579/j.issn.1001.9669.2017.04.009

MEMS 捷联惯导减振系统设计方法研究*

RESEARCHES ON DESIGNING OF MEMS STRAPDOWN INERTIAL NAVIGATION VIBRATION DAMPING SYSTEM

段振雨**[1,2] 储海荣[1] 贾宏光[1] 王玉婷[3,4]

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所，长春 130033)

(2. 中国科学院大学，北京 100039)

(3. 贵州大学，贵阳 550000)

(4. 中国科学院国家天文台，北京 100039)

DUAN ZhenYu[1,2] CHU HaiRong[1] JIA HongGuang[1] WANG YuTing[3,4]

(1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun* 130033, *China*)

(2. *University of Chinese Academy of Sciences, Beijing* 10039, *China*)

(3. *Guizhou University, Guiyang* 550000, *China*)

(4. *National Astronomical Observatories, Chinese Academy of Sciences, Beijing* 100039, *China*)

摘要 为设计出具有良好减振效果的 MEMS 捷联惯导减振系统，提出一种根据传递函数性质及性能指标要求设计减振系统的方法。首先，根据实际应用环境，完成了对 MEMS 捷联惯导支架及减振器布置的设计，实现了减振系统解耦设计。接着，进行单方向正弦扫频振动，得到某惯导各惯性器件输出的幅频特性曲线；分析各幅频特性曲线，得到了惯导中各 MEMS 器件减振目标。最后，拟合了对数坐标下共向加速度计输出的幅频特性曲线，并根据拟合得到的曲线及性能指标要求，完成了减振系统设计。Matlab 仿真分析得，减振后惯导输出很好满足了性能指标要求，减小了 MEMS 陀螺仪输出误差，取得了良好减振效果。仿真结果表明，针对 MEMS 捷联惯导减振，该方法能在满足性能指标要求的前提下，快速设计出具有良好减振效果的减振系统。

关键词 MEMS 捷联惯导 减振 扫频振动实验 幅频特性曲线

中图分类号 TG172

Abstract To efficiently design damping system of MEMS Strapdown Inertial Navigation System (SINS) which performs well on vibration attenuation, a method to design vibration damping system of MEMS SINS according to transfer function and performance demand were present. First the design of supporter and the assign of vibration damping devices were finished. Then through sine scanning vibration experiment, the amplitude-frequency characteristic curves of the each inertial device in MEMS SINS were obtained, and the vibration damping goal for each inertial device in MEMS SINS were got through the study these curves. At last the amplitude-frequency characteristic curves of the accelerator that sensitive the vibration direction were simulated under logarithmic coordinates, and the design were finished according to outputs requirement. Simulation through MATLAB indicate, after vibration attenuate, designed system perform well in meeting the requirements for outputs of MEMS SINS, meanwhile it decreased the output deviations of three MEMS gyroscope. Simulation indicate, for the vibration damping problem of MEMS SINS, well performed vibration attenuation system can be quickly designed under the output requirement for MEMS SINS through this way.

Key words MEMS Sins; Vibration attenuation; Sine scanning vibration experiment; Amplitude-frequency characteristic

Corresponding author: *DUAN ZhenYu*, *E-mail*: 13089134973@163.*com*

The project supported by the Innovation funds Phase III Chinese Academy of Sicences (NO. YYJ-1112).

Manuscript received 20151013, in revised form 20151116.

* 20151013 收到初稿，201501116 收到修改稿。中科院第三期创新基金 (YYJ-1112) 资助。

** 段振雨，男，1991 年 3 月生，山东菏泽人，汉族，中国科学院大学硕士生，主要研究方向为 MEMS 捷联惯导减振系统。

引言

MEMS 捷联惯性导航系统是利用 MEMS 惯性器件来测量载体相对于惯性空间的线运动和角运动参数，并经计算后实施导航任务的装置，具有导航精度高、自主性强等优点，是保证飞行安全、提高飞行器导航能力的重要设备[1]。由于惯导工作环境普遍存在各种线振动[2-4]，且振动会增大惯导中惯性器件输出误差[5-6]，为保证惯导输出精度和可靠性，通常使用减振器对惯导减振。因而，为了隔离来自载体强烈振动的影响，确保惯导可靠、稳定的工作，必须设计出高性能的减振系统[7-8]。

随着惯性导航技术的要求越来越高，研究人员越来越重视惯导减振系统设计的研究。袁军峰等[9-10]建立了不同隔振模式的动力学微分方程，分析了不同隔振模式下，惯导在六个自由度上的振动耦合特性；郑玲等[11]以解耦率为解耦程度评价标准，不断调整惯导质心和减振器刚度中心相对位置，获得了较高的解耦率。为提高系统角振动刚度、减小角振动，李晓波等[12-13]建立了惯导减振系统动力学模型，提出通过增大减振系统安装半径提高角振动谐振频率，并通过改变橡胶减振器外形保证安装精度的方法。

研究发现，针对惯导减振系统设计，研究人员多数未根据惯导实际输出及工程对惯导输出性能指标要求进行，设计出的减振系统与实际对惯导输出性能要求不够紧密。为在满足工程对惯导输出性能指标要求的前提下，设计出具有良好减振效果的减振系统，本文提出一种根据传递函数及工程对 MEMS 捷联惯导实际输出性能指标要求设计减振系统的方法，并用 Matlab 进行了仿真。仿真结果表明，具有指定刚度和阻尼的理想减振系统，既能很好满足工程对 MEMS 捷联惯导输出性能的要求，又能取得良好的减振效果。

1 惯导减振系统解耦设计

振动解耦可使惯导各个自由度上的振动相互独立，以便按单自由度减振系统设计方法设计。

某 MEMS 捷联惯导系统结构如图 1 所示。图中，编号①②③④分别为 DSP 开发电路板、惯导支架、陀螺仪、加速度计（在加速度计④侧面和陀螺仪③正上方各有一个加速度计未显示）。

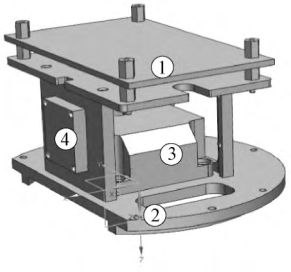


图 1 MEMS 捷联惯导系统原模型

Fig. 1 Original MEMS Sins

无阻尼条件下，振动系统的动力学方程为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{q} = \boldsymbol{0} \tag{1}$$

式中，$\boldsymbol{M}$ 和 $\boldsymbol{K}$ 别为系统质量矩阵和刚度矩阵

$$\boldsymbol{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix} \tag{2}$$

$$\boldsymbol{K} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} & k_{x\alpha} & k_{x\beta} & k_{x\gamma} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} & k_{y\alpha} & k_{y\beta} & k_{y\gamma} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} & k_{z\alpha} & k_{z\beta} & k_{z\gamma} \\ k_{\alpha x} & k_{\alpha y} & k_{\alpha z} & k_{\alpha\alpha} & k_{\alpha\beta} & k_{\alpha\gamma} \\ k_{\beta x} & k_{\beta y} & k_{\beta z} & k_{\beta\alpha} & k_{\beta\beta} & k_{\beta\gamma} \\ k_{\gamma z} & k_{\gamma y} & k_{\gamma z} & k_{\gamma\alpha} & k_{\gamma\beta} & k_{\gamma\gamma} \end{bmatrix} \tag{3}$$

若选用图 1 所示支架模型，减振器只能分布在支架②底部，由于空间位置的限制无法取得良好解耦效果。根据惯导实际应用环境，调整支架模型结构如图 2 所示。图中编号①②③④的含义和图 1 中相同。

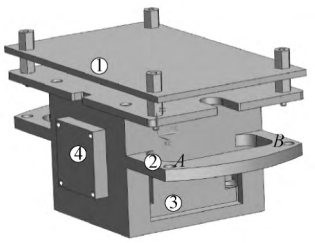


图 2 调整后 MEMS 惯导系统模型

Fig. 2 MEMS SINS after modify

以减振器刚度中心为原点，平行于加速度计④方向为正方向建立坐标系 xyz，调整后惯导系统质心位置为（-0.6 -0.4 0），与质心基本重合，绕刚度中心转动的转动惯量为

$$\boldsymbol{J} = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 136.1 & -0.08 & 1.51 \\ -0.08 & 190.6 & 0.3 \\ 1.51 & 0.3 & 192.2 \end{bmatrix} \tag{4}$$

可近似为对角矩阵。在图 2 中 $ABCD$（D 未显示）四个螺纹孔处对称布置减振器，忽略加工、安装误差，则刚度矩阵 $\boldsymbol{K}$ 简化为对角矩阵。调整前后惯导系统质量分别为 282 g 和 241 g。

从式(1) ~式(4)及上述分析得,调整后惯导减振系统可近似为六个方向解耦系统,故针对惯导使用环境中存在的三轴线振动,减振系统设计可分别按单自由度减振系统设计方法设计。

2　单自由度减振系统设计方法

2.1　性能指标

针对 MEMS 捷联惯导在导弹导航中的应用问题,某工程中提出了以下三个性能指标:

(1) MEMS 惯导系统输出放大峰值不超过 6 dB;

(2) 在系统正常工作频率 40 rad/s 下,输出相移不超过 6°;

(3) MEMS 惯导系统输出的截止频率为 100 Hz。

本文根据以上三个性能指标要求,对 MEMS 捷联惯导减振系统进行了设计。

2.2　MEMS 惯导减振系统设计方法

图 3 为信号输入输出模型,信号传递函数表达式

$$\begin{cases} \mu_2(s) = G_2(s)\mu_1(s) = G_2(s)G_1(s)\mu_0(s) \\ \dfrac{\mu_2(s)}{\mu_0(s)} = G_2(s)G_1(s) \end{cases} \tag{5}$$

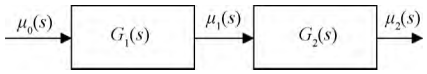


图 3　信号输入输出模型

Fig. 3　Signal model of inputs and outputs

取 $s=j\omega$ 代入(5)式得

$$\frac{\mu_2(j\omega)}{\mu_0(j\omega)} = |G_2(j\omega)G_1(j\omega)| e^{j(\phi_1+\phi_2)} 20\lg\left|\frac{\mu_2(j\omega)}{\mu_0(j\omega)}\right| = 20\lg|G_2(j\omega)| + 20\lg|G_1(j\omega)| \tag{6}$$

公式(6)表明,在对数坐标中传递函数乘除运算转换为加减运算。假设惯导输出曲线为图 4 中曲线 B,用性能指标要求 6 dB 减去惯导输出曲线可得到各个频率点处减振系统传递放大的限制范围(图 4 所示,曲线 A 的下方)。将性能指标转化为减振系统的性能指标,即:减振系统位移传递率峰值不超过其对应频率(峰值频率)下曲线 A 的值。

以此为基础,得到单自由度减振系统设计流程:

(1) 正弦扫频振动实验得到惯导各惯性器件输出的幅频特性曲线;

(2) 拟合对数坐标下共向加速度计(与线振动方向相同的加速度计)输出的幅频特性曲线,用 6 dB 与拟合曲线作差,得到峰值频率下减振系统位移传递率限制曲线,并求出在此限制条件下固有频率和阻尼比可行域,假设为$\mathfrak{R}_1$;

(3) 根据系统正常工作频率下对输出相移的要求得到固有频率和阻尼比的可行域$\mathfrak{R}_2$;

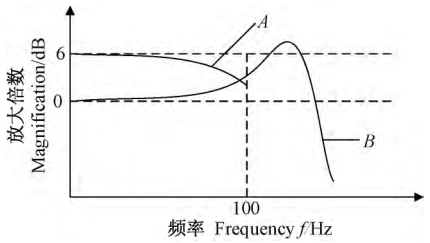


图 4　各频率点下传递率限制条件

Fig. 4　Constraints of transmit ratio under each frequencies

(4) 根据截止频率要求得到固有频率和阻尼比的可行域$\mathfrak{R}_3$;

(5) $\mathfrak{R}_1 \cap \mathfrak{R}_2 \cap \mathfrak{R}_3$得到所有满足性能指标要求的固有频率和阻尼比。

3　扫频振动下惯导各惯性器件输出

3.1　MEMS 捷联惯导系统扫频振动实验

如图 5 所示,将惯导系统紧固在 5 t 电动振动台上,用电源为惯导系统提供 5 V 稳定电压,并经采集线路把惯导输出信号传输到上位机;图中编号①②③④分别表示:振动台、惯导系统及压板、供电及信号采集电路、上位机。表 1 所示为扫频振动实验条件。实验中,振动台在 20 Hz ~ 350 Hz 为定幅扫频振动阶段,控制误差小于 2%。实验沿惯导系统 Y 轴进行。

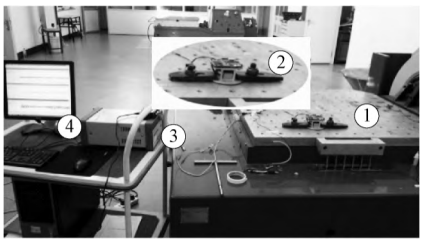


图 5　扫频振动实验

Fig. 5　MEMS SINS sine vibration

表 1　扫频振动实验条件

Tab. 1　Conditions of sine vibration experiment

频率 Frequency/Hz	加速度幅值 Acceleration/(m/s^2)	扫频速度 Velocity of scanning vibration
5	0.15g	
5 ~ 20	固定对数斜率 Fixed gradient under logarithm	1 oct/dB
20 ~ 350	2g	1 oct/dB
350 ~ 360	固定对数斜率 Fixed gradient under logarithm	1 oct/dB
360 ~ 1000	0.2g	1 oct/dB

3.2　输出数据

Y 轴正弦扫频振动实验下惯导各器件输出数据如图 6 所示,图中 120 s ~ 367 s(20 Hz ~ 350 Hz)为定幅

振动阶段。MEMS 陀螺仪输出惯导系统角速度，理想条件下线振动环境中陀螺仪输出为 0。实际应用中振动使得陀螺仪输出产生误差，且从图 6 中可以看出，误差随振动频率增大而增大。故针对陀螺仪的减振目标为：固有频率尽量低，共振放大尽量小。但线振动固有频率越低，共向加速度计带宽就越小；共振放大越低，正常工作频率下共向加速度计相移就越大。故设计 MEMS 捷联惯导减振系统时，应同时兼顾惯导系统减振效果和工程中性能指标的要求。

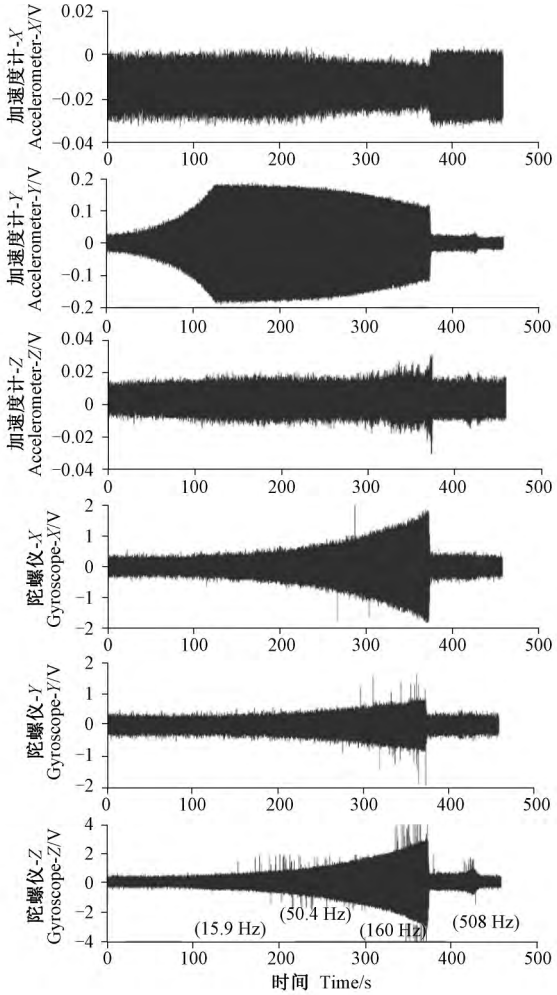


图 6 MEMS 惯导各惯性器件输出

Fig. 6 Outputs of MEMS SINS

3.3 减振系统设计

按 2.2 中给出的 MEMS 惯导减振系统设计流程设计 Y 向线振动减振系统。

首先把 Y（共）向加速度计输出乘以相应的标度因数后变换到对数坐标下，并拟合对数坐标下加速度计输出幅值。图 7 给出了对数坐标下，Y 向加速度计输出 A、振动台各频率点下幅值输入 B、Y 向加速度计幅值拟合曲线 C。

10 Hz 之前为振动台启动阶段，振动台输入误差较大；大于 350 Hz 时，加速度计输出被噪声淹没。故

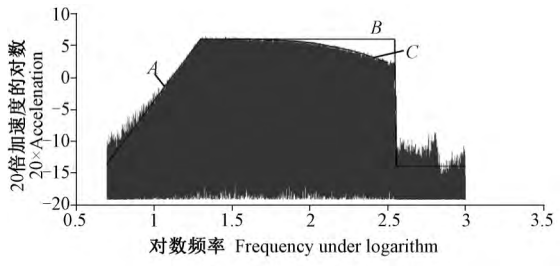


图 7 Y 向加速度计输出及拟合曲线

Fig. 7 Outputs of Y-Accelerator and its simulation

仅分析 10 Hz ~ 350 Hz 频段加速度计输出。从图 7 中看出，在 10 Hz ~ 31.6（101.5） Hz 频段加速度计输出可近似为 1∶1输出。而截止频率（100 Hz）处惯导输出幅值衰减了 0.8 dB，若把整个设计区间 0 Hz ~ 100 Hz 看做 1∶1输出，将忽略部分可行解。在 31.6 Hz ~ 100 Hz 区间内任选 9 个幅值点，用拉格朗日插值法拟合得到一元八次方程

$$y = \sum_{j=1}^{9} \frac{\prod_{i \neq j} (x - x_i)}{\prod_{i \neq j} (x_j - x_i)} y_j$$

其中，x_i，y_i 为 9 个任选幅值点，$x = \log_{10} f$，$y = 20\log_{10} H$，H 为加速度计输出幅值乘以标度因数。故对数坐标下位移传递率（图（7）中曲线 $C - B$）为

$$P = y - 20\log_{10} 2 \tag{7}$$

$20\log_{10} 2$ 为对数坐标下振动台加速度幅值。因惯导输出放大倍数不能超过 6 dB（设计时留有一定余量，实际取 5.8 dB），故峰值传递率限制方程为

$$y_1(x) = 5.8 - P = 5.8 - (y - 20\log_{10} 2) \tag{8}$$

得到的减振系统位移传递率限制曲线如图 8 所示。应用性能指标（1），峰值频率处减振系统位移传递率不超过图 8 所示曲线。

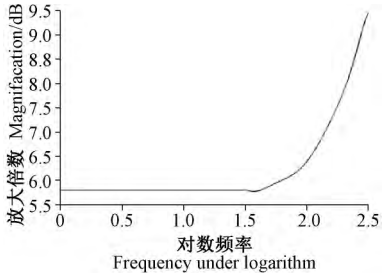


图 8 减振系统位移传递率限制曲线

Fig. 8 Constraints of transmit ratio under each frequencies

传递峰值的求解：由机械原理可知，基础振动引起惯导系统振动的位移传递率及相移函数为[14]

$$D = \frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}\right]^{1/2} = \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}\right]^{1/2} \tag{9}$$

$$\phi = \arctan\left[\frac{mc\omega^3}{k(k-m\omega^2)^2+(c\omega)^2}\right] = \arctan\left[\frac{2\xi r^3}{1+(4\xi^2-1)r^2}\right] \tag{10}$$

式(9)、式(10)中，$r=\frac{\omega}{\omega_n}=\frac{f}{f_n}$，$\xi=\frac{c}{2m\omega_n}$，$\omega$ 为外界振动频率，ω_n 为减振系统固有频率。

由式(9)，在精度要求不高的条件下常用固有频率近似峰值频率求解位移传递率峰值。由此产生的误差曲线如图 9 曲线 A 所示。用最小二乘法拟合曲线 A 得，误差

$$\Delta = -0.1385\xi^2 + 0.1555\xi + 0.0112 \pm 0.01 \tag{11}$$

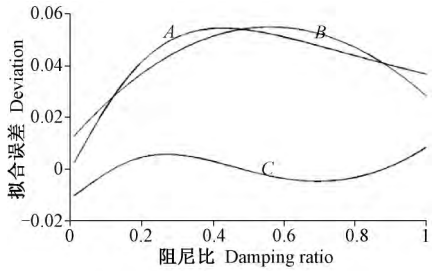


图 9　固有频率近似下峰值误差及其拟合曲线

Fig. 9　Peak errors and it's simulation when inherent frequency were used

图 9 中 B 为拟合曲线，C 为拟合误差，故传递峰值可近似为

$$D_{\max}(\xi,r) = \left[\frac{1+(2\xi r)^2}{(1-r^2)^2+(2\xi r)^2}\right]^{1/2} = D(\xi,1)+\Delta = \left[1+\frac{1}{(2\xi)^2}\right]^{1/2} - 0.1385\xi^2 + 0.1555\xi + 0.0112 \pm 0.01 \tag{12}$$

峰值频率的求解：图 10 中曲线 α 为峰值频率、固有频率比值 $r=\frac{f_F}{f_n}$ 同阻尼比的关系曲线(由公式(9)得到)。用最小二乘法拟合曲线 α 得到曲线 β(γ 为拟合误差)，得到的拟合关系式为

$$\begin{cases} r=\dfrac{f_F}{f_n} = 0.013\xi^2 - 0.3381\xi + 1.0237 \pm 0.015 \\ f_F = (0.013\xi^2 - 0.3381\xi + 1.0237 \pm 0.015) f_n \end{cases} \tag{13}$$

把公式(13)得到的峰值频率同固有频率、阻尼比关系代入公式(8)中，得到由固有频率和阻尼比表示的减振器传递峰值限制条件，再由

$$D_{\max}(\xi) \leqslant y_1(\xi, f_n) \tag{14}$$

得到固有频率和阻尼比的取值范围 $\mathfrak{R}_1$。

接着，由公式(10)和正常工作 40 rad/s 条件下，

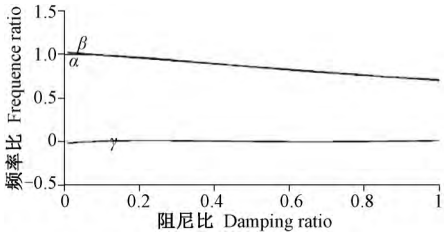


图 10　频率比、阻尼比关系曲线

Fig. 10　Relationships between frequency ratio and damping ratio

惯导输出相移不超过 6°(惯导直接输出相移近似为 0°，设计时留一定余量取 3°)得到此限制条件下，固有频率和阻尼比的取值范围 $\mathfrak{R}_2$。

最后，由截止频率条件及 $\mathfrak{R}_1 \cap \mathfrak{R}_2$ 得到满足所有性能指标时减振系统的固有频率和阻尼比取值范围 $\mathfrak{R}$，即图 11 中曲线 MN。图 11 中，曲线①②③为传递率限制条件，曲线④为正常工作频率下相移限制条件，曲线⑤为截止频率条件。

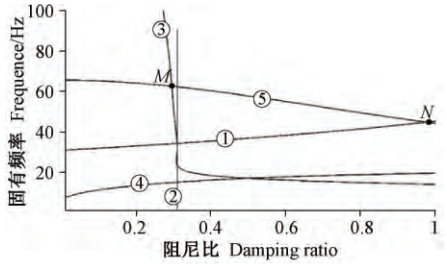


图 11　固有频率和阻尼比取值范围

Fig. 11　Inherent frequency and damping ratio scope

4　仿真分析

由 3.3 节中分析得到的结论，固有频率和阻尼比在曲线 MN 上任意取值都可以满足工程提出的三条性能指标要求，但由 3.2 节得出的针对 MEMS 陀螺仪减振系统设计目标，固有频率和阻尼比应尽量靠近图 11 中 N 点取值。一般来说，减振材料的阻尼越大其非线性也就越大，且阻尼越大材料产热越多，材料老化越快(如橡胶材料[15-16])，减振器的设计也就越困难。为与工程实际相结合，选取曲线 MN 上(0.35，61.43)点设计减振器。由惯导系统质量(241 g)得到理想减振器的刚度和阻尼分别为

$$k_y = m\omega^2 \approx 35904\ \text{N/m} \approx 35.9\ \text{N/mm} \tag{15}$$

$$c_y = 2m\omega\xi \approx 65\ \text{N·s/m} = 0.065\ \text{N·s/mm} \tag{16}$$

由于设计的减振系统近似解耦，各个方向上器件输出近似相同，故 $k_x=k_y=k_z$，$c_x=c_y=c_z$，即减振系统应采用三轴等刚度减振器。把式(15)式(16)得到的减振器参数代入 Matlab 仿真分析，得到图 12 所示 y

轴振动方向上，惯导各器件输出曲线。

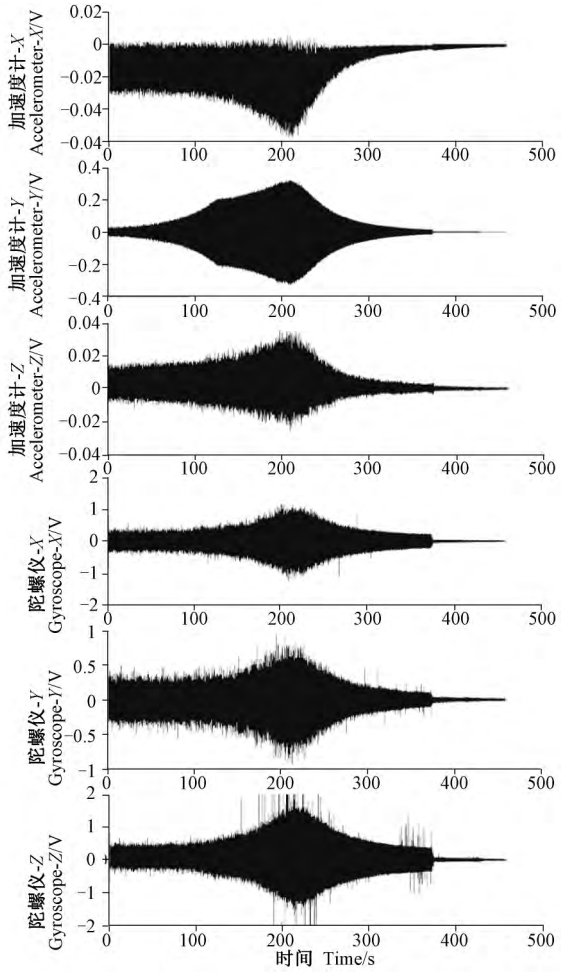


图 12 仿真输出曲线

Fig. 12 Simulation curves of outputs

对比图 6 中惯导输出曲线和表 2 中列出的减振前后 MEMS 陀螺仪和两个非共向加速度计输出误差峰值。可以看到，减振后 3 个 MEMS 陀螺输出误差峰值分别减小了 33%、20.6%、36.8%，起到了良好的减振效果；而对两个非共向加速度计，除减振系统固有频率附近输出误差幅值有小幅放大外，也起到了良好的隔振降噪效果（说明：表 2 中数据剔除了输出不稳定造成的粗大误差）。

表 2 减振前后输出误差峰值

Tab. 2 Peak of outputs error after vibration damping V

惯性器件 Devices	加速度计 X Accelerator X	加速度计 Z Accelerator Z	陀螺仪 X Gyro-X	陀螺仪 Y Gyro-Y	陀螺仪 Z Gyro-Z
减振前 Before	-0.033	0.03	1.813	0.821	2.953
减振后 After	-0.057	0.035	1.215	0.652	1.867

对数坐标下，共向加速度计乘以标度因数后输出如图 13 所示。减振后惯导输出峰值放大为 5.01 dB ± 0.03 dB，系统正常工作频率 $\omega = 40$ rad/s（$f = \omega/2\pi$）下，惯导输出相移为 0.045°，截止频率 $f = 100$ Hz ± 1.2 Hz，满足对惯导输出性能指标的要求。

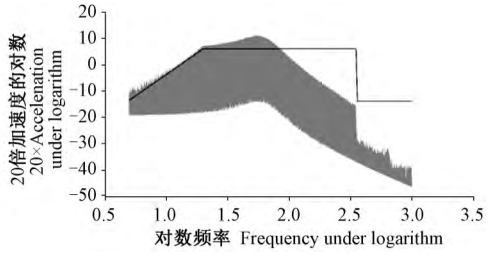


图 13 减振后 Y 向加速度计输出

Fig. 13 Outputs of Y-accelerator after vibration damping

综上，对于 MEMS 捷联惯导减振系统，若减振器三轴刚度和阻尼均为 35.9 N/mm 和 0.065 N·s/mm，则在三个线振动方向，减振后的 MEMS 捷联惯导系统，既能很好满足工程对 MEMS 捷联惯导输出性能的要求，又能取得良好的减振效果。

5 结论

针对 MEMS 捷联惯导减振问题，应严格按照对 MEMS 捷联惯导系统输出指标的要求设计减振系统。本文，提出了一种根据传递函数性质及工程中对 MEMS 捷联惯导性能指标要求设计减振系统的方法。实验和仿真结果表明，该方法能快速有效的设计出在三轴线振动方向上都能取得良好减振效果的 MEMS 捷联惯导减振系统。对 MEMS 捷联惯导减振系统的设计具有指导意义。

参考文献(References)

[1] 苏广中，叶 桦. 惯性导航系统训练模拟器的研制[J]. 东南大学学报(自然科学版)，2004，34(B11)：92-95.
SU GuangZhong，YE Hua. Development of training simulator of inertia navigation system [J]. Journal of Southeast University(Natural Science Edition)，2004，34(B11)：92-95 (In Chinese).

[2] 陈群志，周志强，张 强，等. 振动环境下飞机薄壁结构紧固件疲劳寿命研究[J]. 机械强度，2015，37(1)：052-057.
HUANG QunZhi，ZHOU ZhiQiang，ZHANG Qiang，et al. Study on fatiguelife of thin-wall structue fasteners of aircaft [J]. Journal of Mechanical Strength. 2015，37(1)：052-057 (In Chinese).

[3] 黄 林，王寿荣，颜泽飞，等. 惯性技术中集成控制减振的研究[J]. 中国惯性技术学报，1998，6(2)：15-28.
HUANG Lin，WANG ShouRong，YAN ZeFei，et al. Research of integrated control devibration in inertial technology [J]. Journal of Chinese Inertial Technology，1998，6(2)：15-28 (In Chinese).

[4] 秦 洁，师永宁. 金属丝网隔振器的研制与试验研究[J]. 装备环境工程，2013，10(2)：109-112.
QIN Jie，SHI YongNing. Test Research and development of wire net isolator [J]. Equipment Environmental Engineering，2013，10(20)：109-112 (In Chinese).

[5] Yoon S W，Lee S W，Perkins N C，et al. Vibration sensitivity of MEMS tuning fork gyroscopes [C]//Sensors，2007 IEEE. IEEE，

2007: 115-119.

[6] Braman T, Grossman O. Designing vibration and shock isolation systems for micro electrical machined based inertial measurement units [C] //Record—IEEE Plans, Position Location and Navigation Symposium. 2006: 400-404.

[7] 张生鹏,李晓刚. 某橡胶减振垫加速贮存老化试验及寿命预测[J]. 装备环境工程,2010,7(5):24-28.
ZHANG ShengPeng, LI XiaoGang. Accelerated Storage Aging Test of Rubber and Calculation of its Life [J]. Equipment Environmental Engineering, 2010, 7(5): 24-28 (In Chinese).

[8] 王佳民,裴听国. 惯性平台减振系统动力学分析及参数设计[J]. 战术导弹控制技术,2003,43(4):51-54.
WANG JiaMin, PEI TingGuo. Dynamic analysis and parameter design of the inertial platform shock absorber system [J]. Control Technology of Tactical Missile, 2003, 43(4): 51-54 (In Chinese).

[9] 袁军锋. 捷联惯导系统振动控制技术研究[D]. 太原: 中北大学,2014: 6-17.
YUAN JunFeng. The research of the sins vibration control technology [D]. Taiyuan: North University of Chia, 2014: 6-17 (In Chinese).

[10] 庹洲慧,胡德文,李如华,等. 捷联惯导系统减振设计[J]. 中国惯性技术学报,2009,17(6):648-650.
TUO ZhouHui, HU DeWen, LI RuHua, et al. Damping design of strapdown inertial navigation system [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2009, 17(6): 648-650 (In Chinese).

[11] 郑　玲,房占鹏. 惯性测量组合减振系统动力学分析及实验研究[J]. 装备环境工程,2015,12(3):22-28.
ZHENFG Ling, FANG ZhanPeng. Dynamics analysis and experimental study of vibration system in inertial measuring unit [J]. Equipment Environmental Engineering, 2015, 12(3): 22-28 (In Chinese).

[12] 李晓波,吴　斌,董　程,等. 捷联惯导减振系统的耦合振动研究[J]. 装备环境工程,2014,11(2): 43-49.
LI XiaoBo, WU Bin, DONG Chen, et al. Research on coupled vibration of strapdown ins damping system [J]. Equipment Environmental Engineering, 2015, 12(3), 22-28(In Chinese).

[13] 周亚东,董萼良,吴邵庆,等. 惯性导航平台角振动抑制技术[J]. 东南大学学报: 自然科学版,2013,43(1):60-64.
ZHOU YaDong, DONG ELiang, WU ShaoQing, et al. Restricting method for angular vibration of inertial navigation platform [J]. Journal of Southeast University: Natural Science Edition, 2013, 43(1): 60-64 (In Chinese).

[14] 李欣业,张明路. 机械振动[M]. 北京: 清华大学出版社. 2009: 158-164
LI XinYe, ZHANG MingLu. Machinery vibration [M]. Beijing: Tsinghua University Press. 2009: 158-164 (In Chinese).

[15] Sjöberg M. Rubber isolators-measurements and modelling using fractional derivatives and friction [R]. SAE Technical Paper, 2000: 873-884

[16] 谭莲影,程　志,陈晓艳,等. 丁腈橡胶阻尼性能的研究[J]. 特种橡胶制品,2012,33(4):21-24
TAN LianYing, CHENG Zhi, CHEN XiaoYan, et al. Research of damping performance of nitrile rubber [J]. Special Purpose Rubber Products, 2012, 33(4): 21-24(In Chinese).