

文章编号 1004-924X(2003)01-0045-04

微型振动式发电机振子系统的理论计算及仿真

温中泉, 温志渝, 陈光焱, 蒋子平
(重庆大学 光电工程学院, 重庆 400044)

摘要:建立了微型振动式发电机的核心部件振子的结构模型。利用有限元的方法对振子进行了动力学分析及计算,并应用 ANSYS 有限元分析软件,对振子进行了计算机模拟分析,得出了敏感元的厚度、宽度对振子固有频率及最大变形量的影响。设计出了优化的振子系统结构。

关键词:微型发电机;计算机模拟;固有频率;模态

中图分类号: TM38 **文献标识码:** A

1 引言

微型振动式发电机是利用电磁感应原理,通过振子的拾振,将外部振动的机械能转化为电能的一种新型微电源,可以为低功耗的 IC 电路和微传感器提供能源,具有体积小、寿命长等优点^[1]。其工作频率通常在几赫兹到一百多赫兹范围。振子的几何尺寸对整个发电机系统对外部振动的响应及电压输出具有决定性的作用,因此有必要通过模拟对其进行设计和优化。本文应用有限元方法对微型振动式发电机的振子结构进行建模,并模拟分析了外力与变形关系。并且通过改变传感器的结构参数,得到固有频率与结构尺寸的变化规律,为发电机的整体结构设计和优化奠定了必要的基础。

2 结构及工作原理

图 1 为微型振动式发电机的原理图。它是在基座上制作出折形悬臂梁弹簧,利用厚膜工艺将线圈制作在基座上,再将永久磁铁粘合在梁上。当发电机处于振动环境中时,振子基座随外部激励振动,从而引起永久磁铁作受迫振动。永久磁铁的振动将引起空间磁场分布的变化,改变线圈中的磁通量,从而在线圈中产生感生电动势,驱动外部电路或微传感器。为了提高电磁感应的效

率,增大发电机的输出电压,希望永磁铁能够产生尽量大的位移,并且在外部激励下能够在上下振动的同时,也能产生横向摆动^[1]。为此设计出了如图 2 所示的振动式发电机振子结构,图中 y 为激励位移, x 为响应位移。

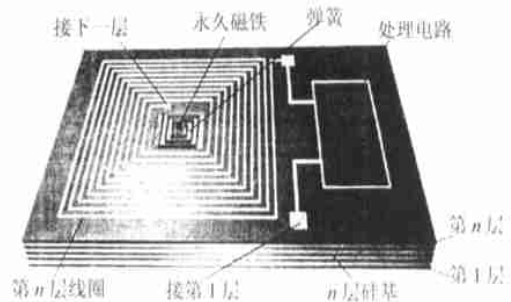


图 1 微型振动式发电机原理图

Fig. 1 Schematic of micro vibration power generator

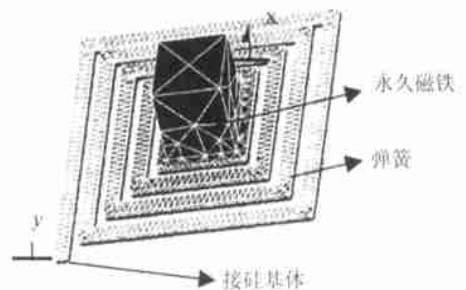


图 2 振子结构图

Fig. 2 Structure of spring-mass system

收稿日期:2002-04-07;修订日期:2002-09-05.

基金项目:国家自然科学基金资助项目 (No. 60076021)

3 动力学分析

3.1 固有频率

根据振子模型,采用有限元方法,可以建立离散化的系统振动方程如下^[2]:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = [c]\{\dot{y}\} + [K]\{y\}, \quad (1)$$

式中 $[M]$ 、 $[c]$ 、 $[K]$ 分别为质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵。

实验证明,阻尼对结构的自振频率和振型的影响不大,所以在计算固有频率和振型时可以忽略不计。令激励 $\{y\} = 0$,则方程(1)变成无阻尼自由振动方程:

$$[K]\{x\} + [M]\{\ddot{x}\} = 0, \quad (2)$$

自由振动时,各节点作简谐运动,其位移可以表示为:

$$\{x\} = \{X\}\cos(\omega t + \phi)$$

将上式代入(2)式得:

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = 0, \quad (3)$$

由于各节点的振幅不可能全为零,因此上式括号内矩阵的行列式必须为零,由此得到结构固有频率的方程:

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0$$

求得 ω 后,再把 ω 代入(3)即可求得振动模态 $\{X\}$ 。

3.2 振子的动力响应

原则上,根据振动方程(1),可以求得系统产生的位移、速度和加速度值。目前用得较多的方法是利用振型叠加法求解。对于 n 阶自由度的结构,在激励作用下的动力响应可以用各阶主振型的线性叠加表示。通常激励激起的主要是相对频率较低的部分振型,响应可以用前 m 阶振型线性叠加表示^[3]:

$$\begin{aligned} \{x\}_{n \times 1} &= p_1\{u_1\} + p_2\{u_2\} + \dots + p_m\{u_m\} \\ &= U\{p\}_{m \times 1} \quad (m < n), \end{aligned} \quad (4)$$

式中, $\{u_m\}$ 是各阶主振型, p_m 是参与因子,代表各阶主振型响应位移中所占的比例。将(4)代入(1)式可以得到:

$$[M]\ddot{p} + [c]\dot{p} + [K]p = [c]\dot{y} + [K]y,$$

式中 $[M] = U^T[M]U$ 、 $[K] = U^T[K]U$ 、 $[c] = U^T[c]U$ 分别为广义质量矩阵、广义阻尼矩阵和广义刚度矩阵,因为 $U_{n \times m}$ 矩阵每列都是规格的弹性主模态,根据主模态的正交性,广义质量矩阵、广义阻尼矩阵和广义刚度矩阵均为对角矩阵^[4],于是可得 m 个相互独立的单自由度振动

系统的运动方程:

$$m_i\ddot{p}_i + c_i\dot{p}_i + k_i p_i = c_i\dot{y}_i + k_i y_i, \quad (5)$$

这些方程中不存在 p_i 的耦合项,分别对 m 个方程求解,可得 m 个 p_i 值,再代回到式(4),即可求解出动力响应量 $\{x\}_{n \times 1}$ 。

4 有限元法建模与模拟结果

为了分析振子的振动模态、最大允许位移及对外部激励的响应情况,采用了 ANSYS 有限元分析软件。针对微机械加工工艺制作的振子结构建模,分别进行了静力学、振动模态^[5]、谐响应分

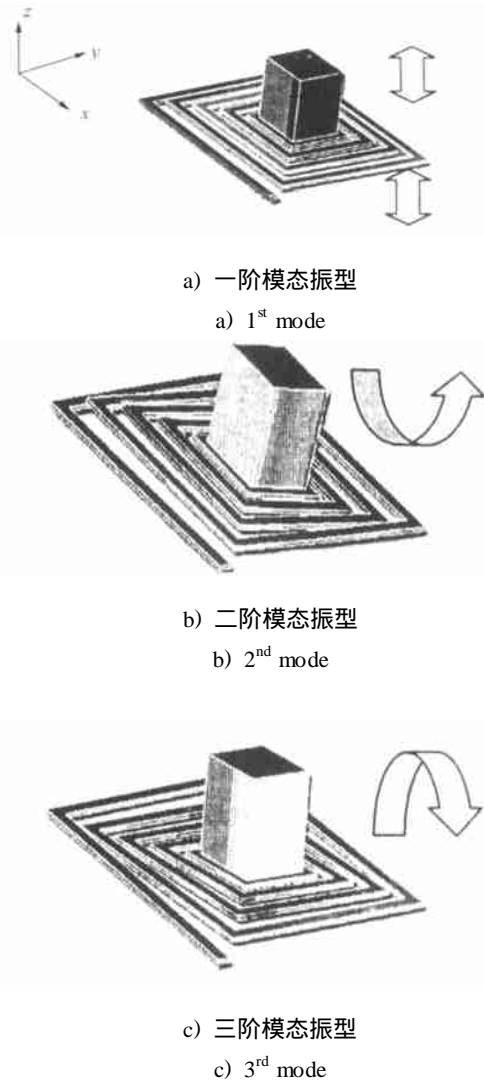


图 3 振子前三阶振型

Fig. 3 The first three modes of the spring-mass system

析。其中敏感元梁厚 h ,梁宽 b 。材料(Ni43Cr TiMoCu)的力学指标如下:密度 $d = 8.7$

$\times 10^3 \text{ kgm}^{-3}$,杨氏模量 $E = 185 \text{ GPa}$,抗拉强度 $\sigma_b = 1373 \text{ MPa}$,材料的泊松比 $\nu = 0.3$,材料性质:各向同性。质量块长宽高分别为: $1\ 000 \mu\text{m} \times 1\ 000 \mu\text{m} \times 1\ 000 \mu\text{m}$,材料(Nd-Fe-B)的力学指标如下:密度 $d = 8.7 \times 10^3 \text{ kgm}^{-3}$,杨氏模量 $E = 160 \text{ GPa}$,材料的泊松比 $\nu = 0.3$,材料性质:各向同性。模拟结果如下:

(1) 振子的前三阶模态振型分别为:第一阶模态,振子作上下振动,如图 3(a);第二阶模态下,振子以 x 轴为转动轴作振动,如图 3(b);第三阶模态下,振子以 y 轴为转动轴作振动,如图 3(c) 所示。

(2) 固有频率与梁的宽度的关系如图 4(a) 所示,可以看出梁的宽度在 $100 \sim 300 \mu\text{m}$ 时,各阶固有频率随梁的宽度增大而呈几乎线性增大。

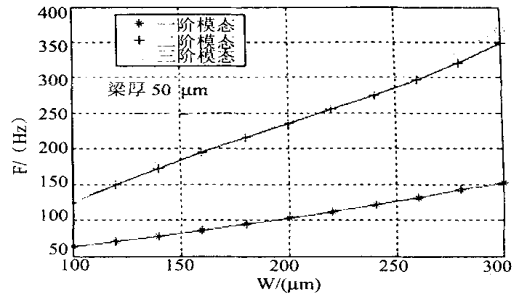
(3) 固有频率与梁的厚度的关系如图 4(b) 所示,可以看出梁的厚度在 $40 \sim 90 \mu\text{m}$ 范围内时,一阶固有频率随梁的厚度增加呈线性增加,二阶和三阶固有频率随梁的厚度增加的幅度逐渐减小。

(4) 振子的最大允许变形量与梁的宽度关系如图 4(c) 所示,可以看出梁的宽度在 $100 \sim 300 \mu\text{m}$ 内时,随着梁的宽度增大,振子的最大允许变形量迅速减小。

(5) 振子的最大允许变形量与梁厚度关系如图 4(d) 所示,可以看出梁的厚度在 $40 \sim 60 \mu\text{m}$ 范围内时,振子的最大允许变形量随梁的厚度增大而迅速减小,当梁的厚度大于 $60 \mu\text{m}$ 后,最大允许变形量基本保持不变。

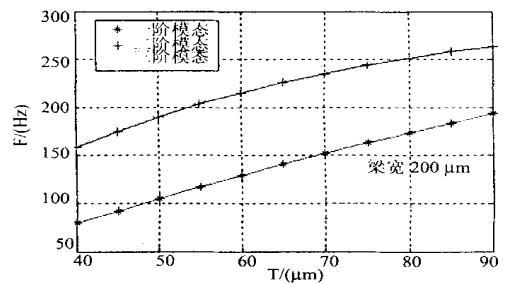
可以依据这些模拟结果对发电机的振子进行优化设计。例如:当发电机响应频率设计要求低的时候,就可以在最大允许变形量范围内,通过适当地减小梁的厚度或梁宽来实现。

针对以上分析,设计出在 $4.1 \text{ mm} \times 4.1 \text{ mm}$ 的面积内,梁宽 $200 \mu\text{m}$,梁厚 $50 \mu\text{m}$,质量块 $1 \text{ mm} \times 1 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$ 的振子,其一阶固有频率为 103 Hz ,二阶固有频率为 236 Hz ,三阶固有频率为 238 Hz 。在外部 z 方向激励振幅为 $500 \mu\text{m}$,频率为 $80 \sim 240 \text{ Hz}$ 的激励下,其在 x, y, z 方向上的响应曲线如图 5 所示。从图中可以看出,在给定的频率范围内,质量块在 z 方向作上下振动的同时,在 x, y 方向也有较小的振动。在 $90 \sim 115 \text{ Hz}$ 频率范围内,在 z 方向上的响应幅度在 1.6 mm 以上;在第一阶固有频率 102.8 Hz 时,其



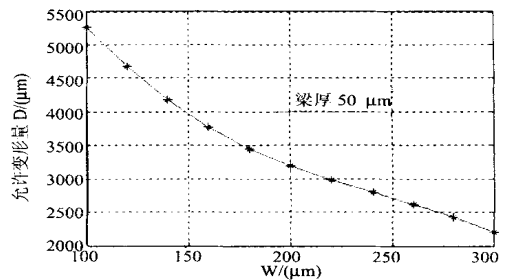
(a) 固有频率与梁宽度关系

(a) Mode frequency vs. width of beam



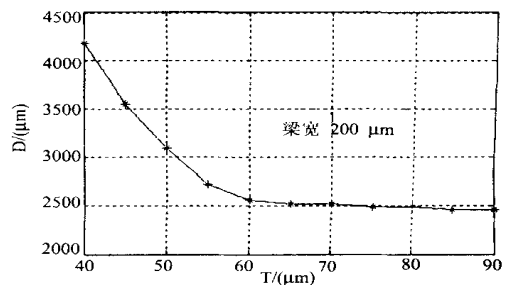
(b) 固有频率与梁厚度关系

(b) Mode frequency vs. width of beam



(c) 允许变形量与梁宽度关系

(c) Admissible deflection vs. width of beam



(d) 允许变形量与梁厚度关系

(d) Admissible deflection vs. thickness of beam

图 4 结构固有频率及最大允许变形量

Fig. 4 Structure mode frequency and admissible deflection

响应幅度达到最大为 2.7 mm (小于最大允许变形量 3.2 mm); 当激励频率超过 150 Hz 时, 振子在 z 方向的响应幅度小于 500 μm 。同时, y 方向上的位移在第一阶固有频率处出现一个峰值约为

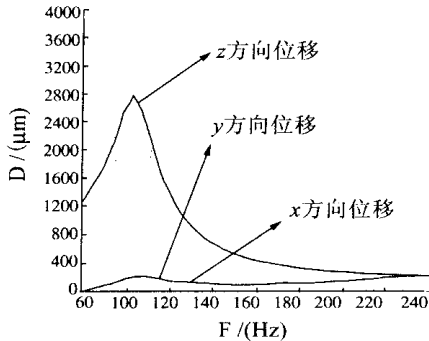


图 5 位移响应曲线

Fig. 5 Curves of displacement response

190 μm , 在第二阶固有频率处出现最大值 220 μm , 超过在 z 方向上的位移。而 x 方向上的位移在整个谐振频率范围内都很小, 可以忽略不计。综上所述, 该振子的设计符合要求。

5 结 论

本文采用有限元分析软件 ANSYS 5.7 建立微型振动式发电机振子模型。通过改变其结构参数, 模拟分析了性能的变化规律, 梁的最大变形量和固有频率与梁高、梁宽的关系, 并根据所作的分析优化了振子的结构, 其在外部振动下的响应幅度小于最大允许变形量, 符合设计要求。其结果对发电机整体结构的设计和优化具有一定的参考作用。

参考文献:

- [1] LI W J, WEN Z Y. A micromachined vibration-induced power generator for low power sensors of robotic systems[A]. 8th International Symposium on Robotics with Applications [C]. 2000.
- [2] 蒋孝煜. 有限元基础[M]. 北京: 清华大学出版社, 1984.
JIANG X Y. Foundations of finite element [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1984. (in Chinese)
- [3] 王国强. 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1999.
WANG G Q. Practical engineering numerical simulation technique and its application in analysis [M]. Xi'an: North-western Polytechnical Univ Press, 1999. (in Chinese)
- [4] 方远. 振动模态分析技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 1993.
FANG Y. Vibration mode analysis technique [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1993. (in Chinese)
- [5] 刘品宽, 孙立宁, 曲东升, 等. 新型二维纳米级微动工作台的动力学分析[J]. 光学 精密工程, 2002, 10(2): 143-147.
LIU P K, SUN Li N. Dynamic analysis on a novel nanopositioning stage drive by PZT[J]. Optics and Precision Engineering, 2002, 10(2): 143-147. (in Chinese)

Calculation and simulation of spring-mass system for micro vibration power generator

WEN Zhong-quan, WEN Zhi-yu, CHEN Guang-yan, JIANG Zi-ping

(Institute of Optoelectronic Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: A structural model has been established for the spring-mass system and the key components of a micro vibration power generator. In order to calculate the deflection of the spring-mass system, dynamics finite element analysis (FEA) with the ANSYS Finite-Element program was performed, and the results derived from FEA are analyzed for the structure and its displacement, resonant frequency and mode, and consequently, the whole structural design of the micro vibration power generator was optimized.

Key words: micro power generator; computer simulation; inherent frequency; mode

作者简介: 温中泉 (1975 -), 男, 重庆市云阳县人, 硕士研究生, 现从事微机电系统方面的研究; E-mail: wzqcqu@hotmail.com

温志渝 (1949 -), 男, 重庆市云阳县人, 教授, 现从事微机电系统及微型分析仪器方面的研究。