

文章编号: 1002-1582(2011)04-0424-05

## 柔性铰链机构柔节疲劳寿命的设计及研究<sup>\*</sup>

柳华<sup>1,2</sup>, 刘伟奇<sup>1</sup>, 撒芃芃<sup>1</sup>, 冯睿<sup>1</sup>, 魏忠伦<sup>1</sup>, 张健<sup>1,2</sup>

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所 应用光学国家重点实验室, 吉林 长春 130033)

(2. 中国科学院研究生院, 北京 100039)

**摘 要:** 围绕基于迈克尔逊干涉仪傅里叶变换光谱仪的动镜支撑机构——柔性铰链机构的柔节疲劳寿命问题, 先通过相关公式计算选取机构柔节的各个参数, 并由这些参数建立机构的有限元模型; 然后再根据材料属性参数, 利用疲劳分析软件 msc. fatigue, 通过拟合疲劳寿命 S-N 曲线来对机构的柔节参数进行仿真验证。从分析结果可知: 柔节破坏点的寿命循环次数均为  $5.83 \times 10^5$  次, 在  $N_f(1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^7)$  范围之内, 属于高周疲劳范畴, 材料在此寿命循环次数内处于弹性范围, 应力与应变成正比。验证了柔节各参数及材料的合理性, 进而了解整个机构的寿命情况。

**关 键 词:** 柔性铰链机构; 柔节; 疲劳寿命 S-N 曲线; 高周疲劳

中图分类号: TH744.1 文献标识码: A

## Fatigue-life design of flexible segments for the flexible mechanism

LIU Hua<sup>1,2</sup>, LIU Weiqi<sup>1</sup>, GAN Pengpeng<sup>1</sup>, FENG Rui<sup>1</sup>, WEI Zhonglun<sup>1</sup>, ZHANG Jian<sup>1,2</sup>

(1. State Key Laboratory of Applied Optics, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130031, Jilin, China)

(2. Graduate School of Chinese Academy of Science, Beijing 100039, China)

**Abstract:** Surrounding the question of flexible segment fatigue life for the flexible mechanism, the supporting mechanism of moving mirrors based on Michelson interferometer in Fourier-Transform spectrometer, related formulas are used to determine the parameters by which a finite element model is established for the flexible segments; then, according to the properties of these materials, a S-N curve of fatigue-life is fitted to validate the simulation results for the flexible segments by the use of fatigue analysis software msc. fatigue. The results show that the number of life cycle is totally  $5.83 \times 10^5$ , within the scope of  $N_f(1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^7)$ , which belongs to the category of high-cycle fatigue. The materials within the number of life-cycle belongs to the scope of stress, and its stress is proportional to its strain, which proves the reasonability of the materials and parameters of flexible segments. Therefore, the conclusion is helpful to understand the life condition of the whole mechanism.

**Key words:** flexible mechanism; flexible segment; fatigue life S-N curve; high-cycle fatigue

## 0 引 言

产品的疲劳寿命是现代设计的一个重要指标。随着市场竞争的日趋激烈, 产品的寿命对用户来说显得愈来愈重要。与传统的静强度设计相比, 疲劳

寿命设计需要了解产品的使用环境, 应用现代疲劳理论, 并结合试验验证, 以确保所需要的设计寿命。

目前, 在产品设计中已大量使用计算机仿真技术, 其中的有限元仿真技术已经成为一种不可缺少的分析工具。与根据有限元获得的应力应变结果进

\* 收稿日期: 2011-03-09; 收到修改稿日期: 2011-04-14

E-mail: liuhua0898@sohu.com

基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目(60538020); 中国科学院创新工程资助项目

作者简介: 柳华(1977-), 男, 博士研究生, 主要从事光谱仪与光谱的研究。

行进一步的疲劳寿命设计试验的传统方法相比,有限元疲劳仿真计算能够提供零部件表面的疲劳寿命分布,可以在设计阶段判断零部件的疲劳寿命薄弱位置,通过修改设计可以预先避免不合理的寿命分布。因此,它能够减少试验样机的数量,缩短产品的开发周期,进而降低开发成本,提高市场竞争力。疲劳破坏是工程结构和机械失效的主要原因之一,引起疲劳失效的循环载荷的峰值往往远远小于根据静态断裂分析估算出来的“安全”载荷。因此开展疲劳研究有着重要的意义。

高周疲劳<sup>[1]</sup>是各种机械中最常见的,故简称疲劳。通常所说的疲劳一般是指高周疲劳。疲劳寿命是疲劳失效时所经历的应力或应变的循环次数,一般用 $N$ 表示。试样的疲劳寿命取决于材料的力学性能和所施加的应力水平。一般说来,材料的强度极限愈高,外加的应力水平愈低,试样的疲劳寿命愈长;反之,疲劳寿命就愈短。表示这种外加应力水平与标准试样疲劳寿命之间关系的曲线称为材料S-N曲线。高周疲劳时,材料所受的交变应力远低于材料的屈服极限,甚至只有屈服极限的三分之一左右,断裂前的循环次数 $N_f$ 大于 $1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^7$ 次,材料处于弹性范围,因此其应力与应变是成正比的。

本文以一柔性高精度红外傅里叶变换光谱仪<sup>[2]</sup>的动镜支撑机构——柔性铰链机构<sup>[3-4]</sup>(反射镜运行范围为 $\pm 12\text{mm}$ ,其耦合位移量为 $\pm 3\mu\text{m}$ )为基体,仿真计算机构薄弱环节——柔节的寿命情况,进而掌握整个机构的使用寿命。目前国内外在此方面的研究中,均是靠实物试验法来考察柔节的使用寿命的,这样会耗费大量的人力和物力。因此本文所研究的就是在实物试验法之前,就利用疲劳软件来对其进行仿真疲劳计算,确定实物的相关参数值。对于柔节的疲劳寿命而言,此类软件仿真法目前在

国内外未见报道。

## 1 柔性动镜支撑机构

### 1.1 机构模型描述

柔性铰链机构<sup>[5,6]</sup>是一种依靠其本身的弹性特性和局部的特殊结构来达到一定的运动目的的机构。因此机构本身的材料均采用弹性较大的铍青铜(QBe2),材料属性见表1。

这种柔性机构具有体积小、无需润滑、无摩擦、无间隙、加工切割方便、运动灵敏度高等优点<sup>[7]</sup>。弥补以往传统的机械运动机构存在运动的非线性、滑块之间有摩擦且易磨损变形、有反冲和爬行现象、难以进行微小位移控制等众多缺点,机构<sup>[8-12]</sup>如图1所示。

表1 材料属性

| 名称   | 密度 $\rho$<br>/( $\text{g}/\text{cm}^3$ ) | 弹性模量 $E$<br>/GPa | 切变模量<br>/GPa | 屈服强度 $\sigma_b$<br>/MPa |
|------|------------------------------------------|------------------|--------------|-------------------------|
| QBe2 | 8.9                                      | 132              | 43           | 1475                    |

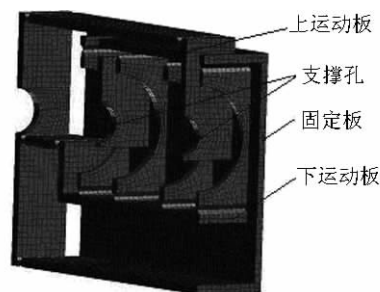


图1 柔性支撑机构的有限元分析图

在整个机构的工作过程中,柔节的弯曲补偿起到了决定性的作用,因此柔节的型式及各种设计参数均成为机构的关键因素。

### 1.2 柔节结构型式选择及参数的影响

柔节的结构型式有很多种:圆弧形、弓形、倒圆角直梁形及椭圆形等。虽然在相同参数下,圆弧形的柔性铰链无论是转角偏移量、灵敏度及所需力矩等各方面的表现都较为适中,但是圆弧形的柔节在

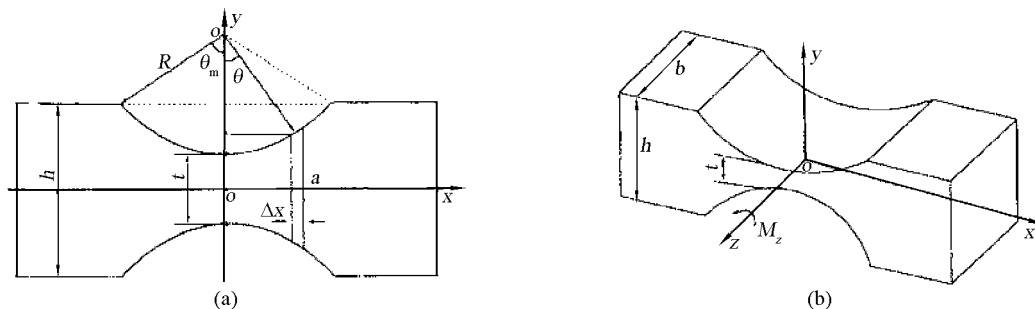


图2 圆弧形柔节

(a) 主视图; (b) 立体图。

控制成本及加工难易方面是最为优越的,采用线切割慢走丝及配合轴系公差研棒研磨的方法,可使柔节加工端面尺寸公差为微米级,表面粗糙度为  $0.4\mu\text{m}$  甚至更高。因此在本文所涉及的机构中,柔节均采用双圆弧型柔节。

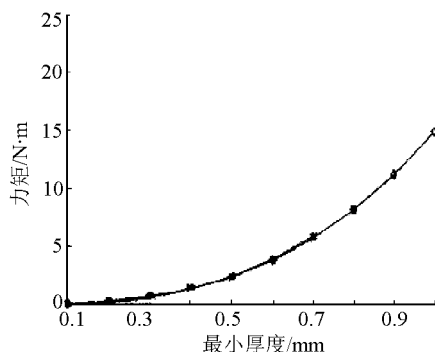


图 3 最小厚度与力矩的关系曲线

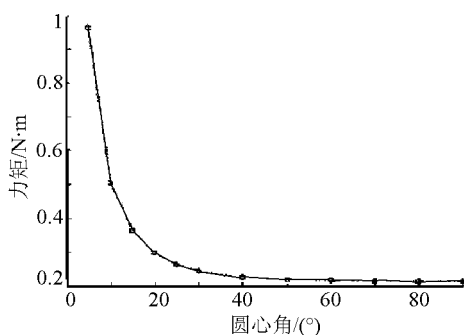


图 5 圆心角与力矩的关系曲线

$$\alpha_z = \frac{12M_z}{EbR^2} \int_{-R\sin\theta_m}^{R\sin\theta_m} \frac{\cos\theta}{\left[\left(\frac{t}{R}\right) + 2 - 2\cos\theta\right]^3} d\theta \quad (1)$$

$$k_1 = \frac{EbR^2}{12f_1} \quad (2)$$

式中:  $f_1 = \frac{8\gamma^4(2\gamma+1)\tan(\theta_m/2)}{(4\gamma+1)^2[1+(4\gamma+1)\tan^2(\theta_m/2)]^2} + \frac{4\gamma^3(6\gamma^3+3\gamma+1)\tan\frac{\theta_m}{2}}{(4\gamma+1)^2[1+(4\gamma+1)\tan^2\frac{\theta_m}{2}]^2} + \frac{12\gamma^4(2\gamma+1)}{(4\gamma+1)^{5/2}} \times \arctan(\sqrt{4\gamma+1}\tan^2(\theta_m/2))$  其中  $\gamma = R/t$ ;  $E$  为材料的弹性模量。

由上述曲线分析可知,设计参数对其转动刚度的影响程度依次为:最小厚度  $t$  影响最大,其次为圆弧半径  $R$ ,再次为圆心角  $\theta_m$ ,最后为宽度  $b$ 。

使用特征值的公式来计算造成结构负刚度的应力刚度矩阵的比例因子。

$$([K] + \lambda[S])\{\psi\} = 0 \quad (3)$$

式中:  $[K]$  为刚度矩阵;  $\lambda$  为特征值;  $[S]$  为应力刚度矩阵;  $\{\psi\}$  为位移特征矢量。

利用上面的公式可以求出结构的分叉点,具有分叉

影响柔节的参数有:最小厚度  $t$ 、圆弧半径  $R$ 、圆形角  $\theta_m$  及宽度  $b$ ,如图 2 所示。

由圆弧形柔节角变形  $\alpha_z$  公式及转角刚度  $k_1$  公式得到的各设计参数与柔节偏转一定角度所需的力矩  $M_z$  之间的曲线如图 3~图 6 所示。

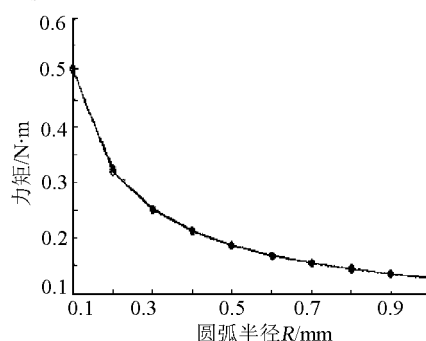


图 4 圆弧半径与力矩的关系曲线

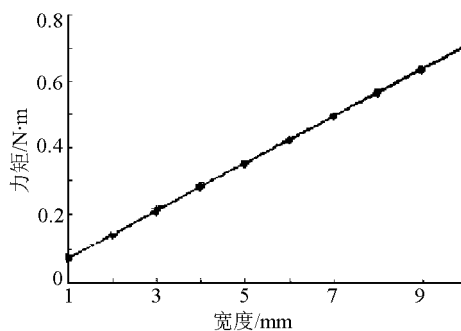


图 6 宽度与力矩的关系曲线

屈曲的结构在达到屈曲载荷之前,其位移变形曲线表现出线性关系,达到屈曲载荷后,曲线将跟随另外的路径。

本文就是根据以上理论算出柔节的屈曲载荷的。使用的柔节直径为  $\Phi 5\text{mm}$ ,通过计算不同的切入半径  $R$  和最小厚度  $t$  的变化,选择出一组比较好的数据进行分析。因此可得到柔节的几何参数  $R$  和  $t$  的多组数据。通过对表 2 的分析,可以看出在切入半径  $R$  不变的情况下,随着最小厚度  $t$  的增加,极限载荷变大;当最小厚度  $t$  不变时,随着  $R$  的增加,极限载荷减小。极限载荷越大,承载能力越大。但在实际工作中,采用的有效载荷一般比极限载荷要小很多,因此最小厚度  $t$  与半径  $R$  等参数公差的微小变化对机构使用基本无影响。

表 2 柔节极限载荷表(单位为 MPa)

| $R/\text{mm}$<br>$t/\text{mm}$ | 5      | 10     | 15     | 20     | 25     |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0.1                            | 83.153 | 43.669 | 30.341 | 23.646 | 20.149 |
| 0.2                            | 332.56 | 184.46 | 132.51 | 105.73 | 89.299 |
| 0.3                            | 748.11 | 433.38 | 318.61 | 258.47 | 220.87 |
| 0.4                            | 1321.8 | 794.14 | 596.4  | 490.24 | 422.66 |

经过综合考虑柔节的极限载荷与工作空间的要

求,选择一组适中的数据进行分析,因此选择柔节的参数为  $\Phi = 5\text{mm}$ ,  $R = 15\text{mm}$ ,  $t = 0.4\text{mm}$  [13-14]。由于宽度  $b$  对其转动刚度的影响程度最小,考虑到装卡动镜的大小,进一步把直径为  $\Phi 5\text{mm}$  的柔节代替为  $b = 60\text{mm}$  长的柔节(图1)。以下的分析都是基于这种情况下进行计算的。

## 2 疲劳分析

### 2.1 工作状况

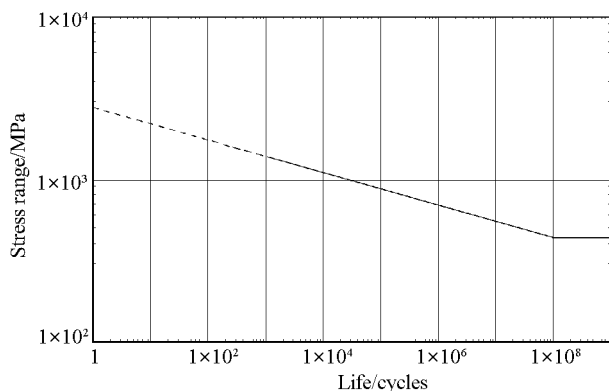


图7 材料QBe2的S-N曲线

在机构工作过程中,随着机构支撑孔前后各12mm的运动,柔性框架受到往复摆动的载荷作用,利用静力学分析的有限元模型进行柔性框架的疲劳寿命分析。由于机构为对称体,为了方便模拟计算,分析时利用其对称性只对一半模型进行网格划分。根据表1所提供的材料参数,利用有限元疲劳分析软件 msc. fatigue 拟合出的材料疲劳曲线见图7。

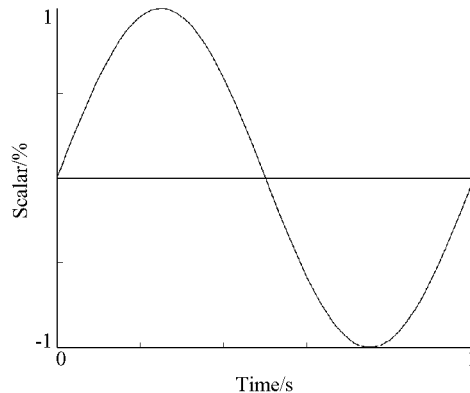


图8 载荷比例因子

### 2.2 载荷施加

由于机构支撑孔部位受到12mm位移的往复运动载荷,在疲劳分析中,往复运动符合正弦波规律,如图8所示。

### 2.3 分析结果

根据机构静载荷作用下的应力分布,计算柔性框架的寿命,计算结果如图9所示。

破坏的节点 Node 5430 5438 5444 5452 5462 5468 5485 5499 集中在立板与上运动板的柔性连接处,寿命为循环次数 582810 次;破坏的节点 Node 8881 8887 8897 8903 8905 8921 8927 8937 8943

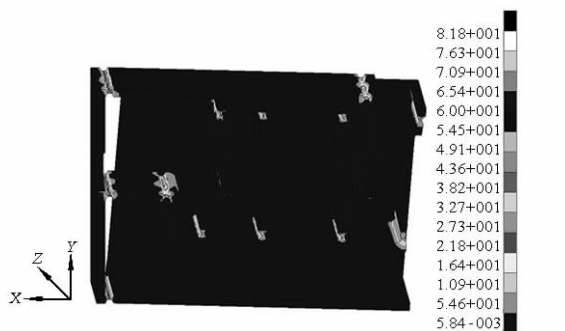


图9 柔性机构的应力分布云图

8947 8953 8966 集中在立板与下运动板的柔性连接处,寿命为循环次数 582810 次。如图10所示。

| Node | Damage/ $10^{-6}$ | Life Repeats/ $10^{13}$ | Life Repeats/ $10^5$ | Log life | Log damage | Log Eq. life |
|------|-------------------|-------------------------|----------------------|----------|------------|--------------|
| 5430 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 5438 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 5444 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 5452 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 5462 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 5468 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 5485 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 5499 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8881 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8887 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8897 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8903 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |

| Node | Damage/ $10^{-6}$ | Life Repeats/ $10^{13}$ | Life Repeats/ $10^5$ | Log life | Log damage | Log Eq. life |
|------|-------------------|-------------------------|----------------------|----------|------------|--------------|
| 8905 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8921 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8927 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8937 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8943 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8947 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8953 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |
| 8966 | 1.716             | 5.828                   | 5.8281               | 5.7655   | -5.7655    | 13.766       |

图 10 疲劳分析结果

仿真计算结果表明,破坏点的寿命循环次数均为  $5.83 \times 10^5$  次,在  $N_f(1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^7)$  范围之内,属于高周疲劳范畴。

### 3 结 论

柔性铰链机构具有依靠自身材料弹性特性来获得一定运动位移的特殊性,因此要求整个机构在其运动循环寿命内,材料均处于弹性范围,应力与应变是成正比的,即属于高周疲劳范畴。本文通过对全柔性铰链机构最薄弱环节——柔节的各项参数进行选取计算及疲劳寿命分析可知:

(1) 根据设计参数对其转动刚度的影响程度依次为:最小厚度  $t$  影响最大,其次为圆弧半径  $R$ ,再次为圆心角  $\theta_m$ ,最后为宽度  $b$ 。灵活掌握宽度  $b$  的尺度,既可获得理想的装卡平台,同时又可将对机构的影响程度降至最低。

(2) 根据铍青铜(QBe2)的材料属性,利用有限元疲劳分析软件拟合出材料的疲劳曲线,可为对此类研究的后续研究者提供参考。

(3) 根据实际情况选取柔节各项参数,并对其进行疲劳寿命仿真分析。仿真结果表明:柔节破坏点的寿命循环次数均为  $5.83 \times 10^5$  次,在  $N_f(1 \times 10^5 \sim 1 \times 10^7)$  范围之内,属于高周疲劳范畴,从而验证了柔节各参数设计值及材料选取的合理性,进而了解整个机构的寿命情况。

#### 参考文献:

[1] 周传月,郑红霞,罗慧强,等.疲劳分析应用与实例[M].北京:科学出版社,2005.  
Zhou Chuan-yue, Zheng Hong-xia, Luo Hui-qiang, et al. Fatigue Analysis Application and Example [M]. Beijing: Scientific Press, 2005.

[2] 柯志武,马泳,梁琨,等.激光单稳频指标的激光计量红外光谱仪精度分析[J].光学技术,2009,35(2):248—255.  
KE Zhi-wu, MA Yong, Liang Kun, et al. Analysis of Spectrum Precision Based on Laser's Monochromatic and Stable Frequency in Fourier Transform Infrared Spectrometer [J]. Optical Technique, 2009, 35(2): 248—255.

[3] 付亮亮,何欣,王忠善.宽温度环境的空间反射镜结构分析与研究[J].光学技术,2010,36(6):876—879.  
Fu Liang-liang, He Xin, Wang Zhong-shan. Analysis and Research on the Space Mirror's Support for Wide Temperature Range [J].

Optical Technique, 2010, 36(6): 876—879.

[4] 林雪松,王淑容,李福田.空间傅立叶变换红外光谱仪用全柔性机构的设计及研究[J].光学精密工程,2005,13(6):691—696.  
Lin Xue-song, Wang Shu-rong, Li Fu-tian. Design and Investigation of the Precision Scans Structure of Space Infrared FTS [J]. Optics and Precision Engineering, 2005, 13(6): 691—696.

[5] LOBONTIU N, PAINEJSN. Corner filleted Flexible Hinges ASME [J]. Mech Design, 2001, 123(3): 346—352.

[6] LOBONTIU N. Compliant mechanisms-Design of Flexible Hinges [M]. CRC Press, 2002.

[7] 于靖军,宗光华,毕树生.全柔性机构与MEMS[J].光学精密工程,2001,9(1):1—5.  
Yu Jing-jun, Zong Guang-hua, Bi Shu-sheng. Fully Compliant Mechanism and MEMS [J]. Optics and Precision Engineering, 2001, 9(1): 1—5.

[8] 张兴勇,苑伟政,熊本炎.一种新的基于柔性悬臂梁的柔性机构设计方法[J].航空精密制造技术,2005,(10):630—635.  
Zhang Xing-yong, Yan Wei-zheng, Xiong Ben-yan. A New Flexible Mechanism Design Method Based on Flexible Cantilever Beam [J]. Aviation Precision Manufacturing Technology, 2005, (10): 630—635.

[9] 杨雪锋,李威,王禹桥,等.直角柔性铰链单平行四杆机构输出位移分析[J].纳米技术与精密工程,2009,7(4):346—349.  
Yang Xue-feng, Li Wei, Wang Yu-qiao, et al. Output Displacement Analysis of Single Parallel Four-Bar Mechanism with Right Angle Flexure Hinge [J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2009, 7(4): 346—349.

[10] 张志杰,袁怡宝.典型柔性铰链柔度性能的计算与分析[J].工程力学,2008,25(4):106—110.  
Zhang Zhi-jie, Yuan Yu-bao. Compliance Calculation and Analysis of Typical Flexure Hinges [J]. Engineering Mechanics, 2008, 25(4): 106—110.

[11] 刘庆玲,翁海珊,邱丽芳.新型单边复和型柔性铰链的柔度计算及其性能分析[J].工程设计学报,2009,16(4):276—280.  
Liu Qing-ling, Weng Hai-shan, Qiu Li-fang. Compliances Calculation and Performance Analysis of Half Hybrid Flexure Hinge [J]. Journal of Engineering Design, 2009, 16(4): 276—280.

[12] 张景柱,徐诚,赵彦峻.新型柔性铰链的柔度计算[J].工程力学,2008,25(11):27—31.  
Zhang Jing-zhu, Xu Cheng, Zhao Yan-jun. Compliance calculation of a Novel Flexure Hinge [J]. Engineering Mechanics, 2008, 25(11): 27—31.

[13] 李媛,张卫民,张之敬,等.三种常见典型柔性铰链的非线性分析[J].制造业信息化,2007,(5):23—26.  
Li Yuan, Zhang Wei-min, Zhang Zhi-jing, et al. Nonlinearity Analysis of Three Typical Flexure Hinges [J]. Manufacturing Informationization, 2007, (5): 23—26.

[14] 辛洪兵,郑伟智,赵果.弹性铰链研究[J].光学精密工程,2003,11(1):89—91.  
Xin Hong-bing, Zheng Wei-zhi, Zhao Fu. Research on Flexible Hinges [J]. Optics and Precision Engineering, 2003, 11(1): 89—91.