DOI: 10.3901/JME.2020.12.001

Y形横梁六维力/力矩传感器的应变分析

左盟^{1,2} 陈伟球^{1,2,3} 杨明⁴ 鲍荣浩^{1,2}

(1. 浙江省软体机器人与智能器件研究重点实验室 杭州 310027;

2. 浙江大学工程力学系 杭州 310027;

3. 浙江大学软物质科学研究中心 杭州 310027;

4. 杭州知愚科技有限公司 杭州 311113)

摘要: 设计电阻应变式六维力/力矩传感器的前提是预知其弹性结构的应变分布,而传统的基于几何建模的有限元分析设计方法存在耗时长、效率低等问题。针对Y形横梁六维力/力矩传感器的弹性结构,提出一种高效、精确的解析分析方法。详细考察了该六维力/力矩传感器弹性横梁在各轴力/力矩载荷作用下的变形特征,基于铁木辛柯梁理论建立简化的力学模型,从而解析地得到各轴力/力矩载荷作用下弹性横梁中应变的显式表达式,与有限元模拟进行对比。结果表明:解析模型给出的预测结果与有限元数值解基本吻合,说明了该解析模型的正确性和有效性,从而为Y形横梁六维力/力矩传感器的设计提供了高效、精确的解析手段。

关键词: 六维力/力矩传感器; Y形横梁; 应变分布; 铁木辛柯梁理论

中图分类号: TP212

Strain Analysis of Six-axis Force/Torque Sensors with Y-shaped Crossbeam

ZUO Meng^{1,2} CHEN Weiqiu^{1,2,3} YANG Ming⁴ BAO Ronghao^{1,2}

(1. Key Laboratory of Soft Machines and Smart Devices of Zhejiang Province, Zhejiang University, Hangzhou 310027;

2. Department of Engineering Mechanics, Zhejiang University, Hangzhou 310027;

3. Soft Matter Research Center, Zhejiang University, Hangzhou 310027;

4. Zhiyu Technology Co., Ltd., Hangzhou 311113)

Abstract: The prerequisite of designing a strain-gauged six-axis force/torque sensor is to know the strain distribution in its elastic structure. However, the traditional finite element analysis(FEA) based on geometric modeling is time-consuming and inefficient. An efficient and accurate strain analysis is therefore proposed for the six-axis force/torque sensor with Y-shaped elastic crossbeam. The deformation characteristics of the Y-shaped beam under various axial force/torque loads are analyzed, and a simplified mechanical model is established using Timoshenko beam theory. The explicit expressions of the strain are obtained, and the corresponding predictions are compared with the finite element simulations. The results show that the analytical solution agrees quite well with the FEA results, which validates the mechanical model. The study therefore provides an effective and accurate tool for the design of six-axis force/torque sensors with Y-shaped elastic crossbeam.

Key words: six-axis force/torque sensor; Y-shaped elastic crossbeam; strain distribution; Timoshenko beam theory

0 前言

随着工业自动化及机器人技术的发展,可以同时反馈多个方向力/力矩信息的多维力传感器与传

统单方向力传感器相比具有越来越明显的优势。六维力/力矩传感器由于可同时测量三个轴向力(F_x, F_y, F_z)和三个力矩(M_x, M_y, M_z),在智能机器人(特别是需要精确力控制的工业机器人)领域展现了广阔的市场应用前景^[1]。事实上,六维力/力矩传感器的研究在20世纪70年代起就得到了众多学者的关注,研究者已设计开发了许多不同构形的多维力传感器^[2-6]。KIM等^[7-8]在十字横梁结构的基础上分别为智能机器人设计了可装配的腕部及足部六维

* 国家自然科学基金(11621062)和深圳市科技研发资金(JCYJ20170816172316775)资助项目。20190622 收到初稿,20191106 收到修改稿

力/力矩传感器。KANG等^[9]则通过挖孔来改良结构误差,提出了一种双孔型横梁结构的六维力/力矩传感器。在多维力传感器的设计、优化和解耦等问题上,国内学者也开展了较为系统的研究。华中科技大学的黄心汉等^[10]提出了一种非径向三横梁结构的六维力/力矩传感器以减小径向效应的影响。中科院合肥智能机械研究所则设计了一种E型膜结构的六维力/力矩传感器^[11],并引入神经网络算法作为解耦方法。此外,中国空气动力研究与发展中心对六分量应变式风洞天平的结构设计和标定技术也进行了深入的研究^[12-13]。在众多设计的传感器结构中,横梁式结构因结构相对简单、紧凑,便于设计且易于机械解耦等优良特性,在工业上得到了广泛应用。横梁式六维力/力矩传感器的工作原理是利用电阻应变计检测弹性横梁表面应变变化,经惠斯通电桥和数字电路将多组应变信号解耦为六维力信号^[14-15]。

在设计横梁式六维力/力矩传感器时,需在不同的约束条件(测量范围、重量和尺寸限制等)下精确估算横梁表面的应变分布规律,从而进一步改善弹性结构的几何尺寸和优化应变片的布片位置。传统的估算是基于商业有限元软件(ABAQUS、ANSYS、COMSOL等)进行数值仿真来分析应变的分布特征。由于多维力/力矩传感器的几何结构比较复杂,建立精确的有限元模型需要花费较长的时间。同时,在设计过程中通常还需不断调节传感器结构的几何参数以匹配产品需求,从而延长了多维力/力矩传感器的设计周期。为了避免有限元建模耗时过长的问题,建立力学模型来解析地获得横梁结构的应变分布特性将是一种较为高效的方式。MA等^[16]基于力学建模的方法,对十字横梁式六维力/力矩传感器的应变分布进行了理论分析,发现单轴载荷下误差在10%以内,使得计算效率得到了极大的提升。对于工业上常用的Y形横梁式六维力/力矩传感器,其弹性横梁与板簧结构在载荷下的相互作用较为复杂,目前尚未见到快速有效的理论分析方法。

本文针对Y形横梁六维力/力矩传感器在各轴载荷下的变形特征,建立了与之相对应的简化模型,应用铁木辛柯梁理论解析地获得了各轴力/力矩作用下弹性横梁的变形和应变表达式。由于铁木辛柯梁理论计入了剪切变形和转动惯量(动态情形)的影响,在描述传感器弹性横梁的行为上比经典的欧拉-伯努利梁理论更为精确。基于得到的解析表达式,文中计算了不同载荷和几何尺寸下的应变分布,同时在ABAQUS建立相应的有限元模型,验证了该解析分析方法的有效性。

1 简化力学模型的建立

1.1 弹性结构

如图1所示,Y形横梁六维力/力矩传感器中,受载圆台和外法兰环之间通过三根互成120°夹角的弹性横梁相连接。弹性梁和外法兰之间的连接部分(也称板簧结构^[17])通过切薄和开槽的方式来降低刚度,以提高传感器的灵敏度;同时可改变不同维度之间等效刚度的比例,以优化传感器的维间耦合误差^[18]。图1右侧给出了传感器的局部放大图,以清楚显示弹性横梁及板簧结构的几何尺寸,其中弹性横梁的长宽高为 $l_1 \times b_1 \times h_1$,柔性板簧的长宽高为 $l_2 \times b_2 \times h_2$,受载圆台的半径为 r 。电阻应变片分别被贴置在三根弹性横梁的四个侧面(共12个,见图2b),用以测量弹性梁在多轴载荷下的应变变化。

1. 受载圆台 2. 外法兰环 3. 弹性横梁 4. 板簧结构

图1 Y形横梁式六维力/力矩传感器

图2 Y形横梁结构传感器的力学模型

1.2 力学模型

在传感器实际工作时,弹性结构通过外法兰装配在机械设备的末端。外力/力矩通过受载圆台传递至弹性横梁和柔性板簧上,引起弹性横梁的变形。在此过程中,可将板簧视为薄梁,其两端受到外法兰的固定约束;而受载圆台和外法兰的变形可忽略不见,视作为刚体。由此可得图2a所示的简化力学模型,它由刚性受载台、三根弹性梁(AB、CD、EF)和三根支撑薄梁(GH、IJ、PQ)所组成。利用Y形横梁结构的对称性,在应变分析时采用相应的局部坐标系 xyz ,其 x 、 y 轴的夹角为120°, z 轴垂直于 xy 平

面。通过坐标变换,整体直角坐标系 XYZ (图 2a)下的载荷与局部坐标系下的载荷将满足下面的变换关系

$$\begin{pmatrix} F_X \\ F_Y \\ F_Z \\ M_X \\ M_Y \\ M_Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & \cos\varphi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sin\varphi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} \quad (1)$$

式中, $\varphi=120^\circ$ 表示弹性梁之间的夹角, F 表示轴力, M 表示弯矩, 下标表示力和力矩的方向。

Y 形横梁结构中弹性梁和薄梁的截面高度与跨度比通常在 $1:3 \sim 3:4$ 范围内, 属于短粗梁范畴, 因此使用铁木辛柯梁理论来进行分析将更为精确。铁木辛柯梁理论^[19]在横截面平面假设基础上, 考虑了梁横向剪切变形的影响, 其变形特征由两个变量描述, 即中心轴的侧向挠度 $\omega(\xi)$ 和横截面相对于中心轴的转角 $\theta(\xi)$ 。按照铁木辛柯梁理论, 当梁在 $\xi-\eta$ 平面内弯曲时(图 3), 剪力 F 、弯矩 M 与挠度、转角之间的关系为

$$\begin{cases} F = kGA \left[-\theta(\xi) + \frac{d\omega(\xi)}{d\xi} \right] \\ M = -EI \frac{d\theta(\xi)}{d\xi} \end{cases} \quad (2)$$

根据平衡方程, 静力弯曲问题的控制方程为

$$\begin{cases} \frac{d}{d\xi} \left[EI \frac{d\theta(\xi)}{d\xi} \right] - kGA \left[\frac{d\omega(\xi)}{d\xi} - \theta(\xi) \right] = 0 \\ \frac{d}{d\xi} \left[kGA \left(\frac{d\omega(\xi)}{d\xi} - \theta(\xi) \right) \right] + q(\xi) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中, $q(\xi)$ 为梁上的横向分布载荷(本文中为零), E 为材料的弹性模量, G 为材料的剪切模量, k 为截面的剪切修正系数, 对于矩形截面一般取 $k=1.2$ 。 $A=bh$ 为矩形梁截面的面积, $I=bh^3/12$ 为梁在 $\xi-\eta$ 平面内弯曲时截面关于 ζ 轴的惯性矩。式(2)和式(3)是铁木辛柯梁理论的基本方程, 结合适定的边界条件, 就可以确定 $\omega(\xi)$ 与 $\theta(\xi)$ 的表达式, 继而得到梁上的应变分布

图3 铁木辛柯梁变形示意图

$$\varepsilon(\xi, \eta) = -\eta \frac{d\theta(\xi)}{d\xi} \quad (4)$$

若考虑梁在 $\xi-\zeta$ 平面内的弯曲变形, 截面的轴惯性矩则取 $I' = hb^3/12$ 。

2 应变分析

在局部坐标下, 结构受 F_x 和 F_y 、 M_x 和 M_y 作用时解的形式相同, 因此只需要分析 F_x 、 F_z 、 M_x 与 M_z 四种载荷单独作用下弹性梁的应变分布即可。文中为方便起见, 在表达弹性梁 AB 、 CD 、 EF 应变分布时, 分别取点 A 、 C 、 E 作为局部坐标系 $\xi\eta\zeta$ 的原点, 并将 $\xi-\eta$ 表示为弯曲平面, 轴惯性矩根据不同情形分别采用 $I = bh^3/12$ 或 $I' = hb^3/12$ 。

2.1 轴力 F_x 作用

当弹性结构受到轴力 F_x 的单独作用时, 薄梁 GH 中点受到梁 AB 的作用力 F_B 。将薄梁的边界条件(G 和 H 点固定)代入控制方程式(3), 可解得薄梁 GH 在 B 点的挠度(或位移)为

$$\Delta_B = F_B \left(\frac{l_2^3}{192EI_2'} + \frac{l_2}{4kGA_2} \right) \quad (5)$$

式中, $I_2' = h_2b_2^3/12$, $A_2 = b_2h_2$, 分别表示将参数 b_2 和 h_2 代入到 I' 和 A 的表达式(下同)。

对于弹性梁 CD 和 EF 的变形, 可以将薄梁 IJ 和 PQ 对其的约束简化为滑动铰支座与轴向弹性支撑的组合(图 4 左图)。以梁 CD 为例, D 端对其的约束力可分解为轴向力分量 F_{Dn} 和切向力分量 F_{Dt} 。与式(5)求 B 点位移同理, 薄梁 IJ 在 D 点沿 CD 方向的轴向位移为

$$\Delta_{Dn} = -F_{Dn} \left(\frac{l_2^3}{192EI_2'} + \frac{l_2}{4kGA_2} \right) \quad (6)$$

考察此时 CD 梁的弯曲变形, 把受载台(C 端)简化为固支端, 那么在 F_{Dt} 作用下 D 点相对于 C 端的侧向挠度为

$$\Delta_{Dt} = F_{Dt} \left(\frac{l_1^3}{3EI_1'} + \frac{l_1}{kGA_1} \right) \quad (7)$$

图4 受 F_x 作用的简化模型图

忽略弹性梁 CD 轴向变形的影响, 进一步则得到 C 点的轴向位移和切向位移

$$\begin{cases} \Delta_{Cn} = \Delta_{Dn} = -F_{Dn} \left(\frac{l_2^3}{192EI_2'} + \frac{l_2}{4kGA_2} \right) \\ \Delta_{Ct} = -\Delta_{Dt} = -F_{Dt} \left(\frac{l_1^3}{3EI_1'} + \frac{l_1}{kGA_1} \right) \end{cases} \quad (8)$$

考虑到结构变形关于 x 轴对称, 所以 C 点位移 Δ_C 应该沿着 x 轴方向, 即

$$\begin{cases} \Delta_{Ct} \sin 30^\circ + \Delta_{Cn} \sin 60^\circ = 0 \\ \Delta_C = \Delta_{Ct} \cos 30^\circ + \Delta_{Cn} \cos 60^\circ \end{cases} \quad (9)$$

总体的变形协调条件和受力平衡条件为

$$\begin{cases} \Delta_B = \Delta_C \\ F_x = 2F_D + F_B \end{cases} \quad (10)$$

则联立求解式(5)、(8)~(10)可得

$$F_{Dt} = -\frac{\sqrt{3}}{2} \frac{\frac{l_2^3}{192EI_2'} + \frac{l_2}{4kGA_2}}{2 \left(\frac{l_2^3}{192EI_2'} + \frac{l_2}{4kGA_2} \right) + \left(\frac{l_1^3}{3EI_1'} + \frac{l_1}{kGA_1} \right)} F_x \quad (11)$$

解出端部载荷 F_{Dt} 后, 根据式(2)和(4)就可以得到弹性梁 CD 上的应变分布为

$$\varepsilon_{F_x}(\xi, \eta) = \eta \frac{d\theta(\xi)}{d\xi} = -\eta(\xi - l_1) \frac{F_{Dt}}{EI_1'} \quad (12)$$

2.2 轴力 F_z 作用

考虑到结构的对称性, 当弹性结构受到轴力 F_z 的单独作用时, 弹性梁 AB 、 CD 和 EF 的受力状态相同。以梁 CD 为例, 如图 5 所示, 可将 D 端薄梁简化为一个固定铰支座, C 端看成是悬臂端, 其 D 端的支座反力为

$$F_D = -\frac{F_z}{3} \quad (13)$$

从而可以获得梁上的应变分布为

$$\varepsilon_{F_z}(\xi, \eta) = \eta(\xi - l_1) \frac{F_z}{3EI_1} \quad (14)$$

图5 受 F_z 作用的简化模型图

2.3 力矩 M_x 作用

当弹性结构受弯矩 M_x 单独作用时(图 6), 梁 AB 受到轴向扭矩的作用, 支撑薄梁 GH 对 AB 的约

图6 受 M_x 作用的简化模型图

束近似简化为固定约束, 因此梁 AB 在 A 端的转角可由矩形截面转角公式得到

$$\theta_{AB} = \frac{T_{AB} l_1}{GI_t} \quad (15)$$

式中, T_{AB} 为梁 AB 所受的扭矩, $I_t = \beta b^3 h_1$, 其中截面的扭转系数 β 与矩形截面的高宽比有关。在研究梁 CD 和 EF 的弯曲变形时, 将 D 和 F 端简化为固定铰支座。根据结构的对称性, D 和 F 两端约束反力 F_D 和 F_F 构成一对力偶(与 xy 平面垂直), 并满足力的平衡条件

$$T_{AB} + F_D \sqrt{3}(r + l_1) = M_x \quad (16)$$

在约束反力 F_D 作用下, C 点位移大小等于 D 点的相对挠度

$$\Delta_C = w_D = F_D \left(\frac{l_1^3}{3EI_1} + \frac{l_1}{kGA_1} \right) \quad (17)$$

由于承载台可视为刚体, 因此弹性结构需要满足几何协调条件

$$\theta_{AB} = \frac{2\Delta_C}{\sqrt{3}r} \quad (18)$$

联立求解式(15)~(18)可得

$$F_D = \frac{M_x}{\sqrt{3}r + \frac{2GI_t}{\sqrt{3}rl_1} \left(\frac{l_1^3}{3EI_1} + \frac{l_1}{kGA_1} \right)} \quad (19)$$

CD 梁上的应变表达式为

$$\varepsilon_{M_x}(\xi, \eta) = \eta(l_1 - \xi) \frac{F_D}{EI_1} \quad (20)$$

值得注意的是, 弹性梁 AB 在扭矩 T_{AB} 作用下在表面也会产生应变, 会对其他单轴载荷下的应变分布产生干扰, 这也是横梁式六维力/力矩传感器维间耦合误差的主要来源之一。

2.4 力矩 M_z 作用

当弹性结构受力矩 M_z 单独作用时, 可以将薄梁对弹性梁 AB 、 CD 和 EF 的约束都简化为固定铰支座(图 7)。由于结构的几何对称性, 三根弹性梁受力状态相同, 由受力平衡条件可得 D 点约束力为

图 7 受作用的简化模型图

$$F_D = \frac{M_z}{3(l_1 + r)} \quad (21)$$

由此可以解得各弹性梁上的应变分布为

$$\varepsilon_{M_z}(\xi, \eta) = \eta(l_1 - \xi) \frac{M_z}{3EI'_1(l_1 + r)} \quad (22)$$

至此, 基于铁木辛柯梁理论, 推导得到了 Y 形横梁六维力/力矩传感器在各轴向载荷单独作用下梁内应变的表达式, 为研究复杂载荷下应变的分布奠定了理论基础。

3 数值仿真

为了考察上述简化模型的有效性, 采用有限元法对原结构在各荷载作用下的变形和应变进行模拟分析。在计算模型中, 传感器的材料选择为硬铝合金 Al7075-T6, 相应的弹性模量 $E = 70 \text{ GPa}$, 泊松比 $\nu = 0.3$, 材料的屈服应力 $\sigma_s = 505 \text{ MPa}$ 。弹性结构的初始尺寸如表 1 所示, 在此尺寸下, 截面的扭转系数 $\beta = 0.217$ 。

表 1 Y 形横梁弹性结构的初始尺寸

弹性梁/mm			柔性薄梁/mm			受载圆台/mm
l_1	b_1	h_1	l_2	b_2	h_2	r
12	5	9	30	0.8	9	16

图 8 是 ABAQUS/CAE 下建立的有限元网格模型。为了提高计算效率并保证足够的计算精度, 网格划分主要采用六面体实体单元; 特别地, 对弹性横梁及板簧结构等主要变形区域进行了网格的局部细化处理, 网格的尺寸大小满足收敛性要求。在进行后处理时, 分别将弹性横梁顶面(分析 F_z 、 M_x 时)和侧面(分析 F_x 、 M_z 时)中间节点集(图 8b)设置为分析路径, 以便从有限元计算结果中提取轴向应变沿路径变化的规律, 并同理论模型进行比较。

图 8 有限元模型

图 9 给出了弹性结构受四种基本载荷单独作用下的变形图(变形尺度有所放大)。从该变形图可以看到, 弹性结构在各载荷单独作用下对于边界条件的一些简化是合理的, 模拟结果与力学模型下的变形模式吻合良好。

图 9 Y 形横梁结构传感器的力学模型

4 对比与讨论

对初始尺寸下的传感器, 分别计算了不同载荷水平(20%量程、半量程及 80%量程)下弹性横梁的应变分布。其中传感器的单轴满量程(F.S.)可由 ABAQUS 在最大 von Mises 应力 $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$ 条件下模拟估算得到(其

中 $[\sigma] = \sigma_s / n$, 应力安全系数 $n = 1.5$)

$$\begin{aligned} F_x &= 700 \text{ N} & F_y &= 700 \text{ N} & F_z &= 500 \text{ N} \\ M_x &= 10 \text{ N} \cdot \text{m} & M_y &= 10 \text{ N} \cdot \text{m} & M_z &= 30 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

图 10 为不同水平下各轴载荷单独作用时弹性横梁沿路径的应变分布对比图。由图 10 可知, 传感器分别作用以上各轴载荷时, 除梁端部外, 解析表

达式的结果(理论模型)与有限元模拟的结果(有限元)基本吻合。由于圣维南原理的运用,简化的力学模型下梁端部的应变是不精确的。在实际应用中也需要避开端部区域复杂的应变分布,从而选择梁中段部分作为电阻应变片的贴片位置来获得较为稳定可

靠的应变数据。表2展示了两种解法下梁中点的应变大小及相对误差。可以看到,解析方法和有限元法的误差在4.2%以内;并且对于不同的载荷水平,相对误差的波动也很小,这说明了此应变评估方法在固定器件尺寸的应变计算中具有很好的稳定性。

图10 不同载荷水平下弹性横梁表面应变分布结果对比

表2 梁中点应变值结果对比

载荷	应变(mm/mm)		误差(%)	平均误差(%)
	有限元	理论模型		
F_x	0.2 F.S	3.31×10^{-4}	3.46×10^{-4}	4.23
	0.5 F.S	8.29×10^{-4}	8.64×10^{-4}	4.20
	0.8 F.S	1.33×10^{-3}	1.38×10^{-3}	4.18
F_z	0.2 F.S	8.49×10^{-5}	8.37×10^{-5}	1.42
	0.5 F.S	2.12×10^{-4}	2.09×10^{-4}	1.42
	0.8 F.S	3.39×10^{-4}	3.35×10^{-4}	1.43
M_x	0.2 F.S	7.40×10^{-5}	7.35×10^{-5}	0.72
	0.5 F.S	1.85×10^{-4}	1.84×10^{-4}	0.73
	0.8 F.S	2.96×10^{-4}	2.94×10^{-4}	0.73
M_z	0.2 F.S	2.27×10^{-4}	2.32×10^{-4}	2.09
	0.5 F.S	5.68×10^{-4}	5.80×10^{-4}	2.08
	0.8 F.S	9.09×10^{-4}	9.28×10^{-4}	2.07

在初始尺寸(示例1)的基础上,分别修改弹性梁

的高度(示例2)、宽度(示例3)和长度(示例4)三个参数,以进一步考察该解析模型对于尺寸的敏感性。修改后计算模型的具体参数如图11所示,其尺寸改变范围相对原始尺寸的25%~40%,示例2、示例3和示例4对应的截面扭转系数分别为0.187、0.177和0.217,其中示例4和示例1截面相同。

图11 不同几何尺寸下($b_1 \times h_1 \times l_1$)的弹性梁(mm)

由弹性横梁表面应变分布对比图(图 12)可见,解析解与有限元模拟结果在不同几何参数下同样有很好的吻合度。比较两种解法下梁中点的应变大小(表 3)可知,应变相对误差因梁尺寸的变化有所波

动,但其大小都在 8.2%以内。在传感器初步设计阶段,该误差范围是完全为工程上可接受的。由此可见,该应变评估方法在相对原始尺寸 25%~40%的设计范围内也具有较好的准确性。

图 12 不同几何尺寸下弹性横梁表面应变分布结果对比

表 3 梁中点应变值结果对比

	应变(mm/mm)/ F_x		误差 (%)	应变(mm/mm)/ F_z		误差 (%)
	有限元	理论模型		有限元	理论模型	
示例 1	8.29×10^{-4}	8.64×10^{-4}	4.20	2.12×10^{-4}	2.09×10^{-4}	1.42
示例 2	1.03×10^{-3}	1.09×10^{-3}	5.97	3.49×10^{-4}	3.33×10^{-4}	4.74
示例 3	4.48×10^{-4}	4.36×10^{-4}	2.77	1.63×10^{-4}	1.54×10^{-4}	5.53
示例 4	6.33×10^{-4}	6.34×10^{-4}	0.17	1.79×10^{-4}	1.68×10^{-4}	6.07
	应变(mm/mm)/ M_x		误差 (%)	应变(mm/mm)/ M_z		误差 (%)
	有限元	理论模型		有限元	理论模型	
示例 1	1.85×10^{-4}	1.83×10^{-4}	0.73	5.68×10^{-4}	5.80×10^{-4}	2.08
示例 2	3.07×10^{-4}	2.94×10^{-4}	4.32	7.30×10^{-4}	7.35×10^{-4}	0.64
示例 3	1.38×10^{-4}	1.2×10^{-4}	6.50	3.07×10^{-4}	2.89×10^{-4}	6.03
示例 4	1.56×10^{-4}	1.43×10^{-4}	8.24	4.33×10^{-4}	4.21×10^{-4}	2.68

5 结论

(1) 通过力学建模,提出了一种快速估算 Y 形横梁结构六维力/力矩传感器应变分布的解析方案。

建模方法简化了 Y 形弹性横梁和板簧结构之间的相互作用,并能如实地模拟弹性结构在各轴载荷下的变形。

(2) 对于原始尺寸的传感器模型,在不同载荷水平下力学模型的应变分布与有限元计算结果的误差在 4.2%以内。误差大小受载荷水平影响较小,体现了该解析方法在固定几何参数下的稳定性。

(3) 当改变弹性横梁的几何尺寸(修改幅度为原始尺寸的 25%~40%)时,力学建模与数值计算的应变分布曲线仍具有较好的吻合度,横梁中点的应变误差在 8.2%之内。这说明了该解析方法的有效性,对 Y 形横梁结构六维力/力矩传感器的快速设计具有指导意义,而更仔细的分析评估可依靠精确的有限元建模。

参 考 文 献

- [1] 高国富,谢少荣,罗均. 机器人传感器及其应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.

- GAO Guofu, XIE Shaorong, LUO Jun. Robot sensor and its application [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.
- [2] LIU S A, TZO H L. A novel six-component force sensor of good measurement isotropy and sensitivities[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2002, 100(2-3): 223-230.
- [3] 王宜银, 尹瑞多. 基于 Stewart 机构的六维力/力矩传感器[J]. 机械工程学报, 2008, 44(12): 118-130.
- WANG Xuanyin, YIN Ruiduo. Six-dimensional force/torque sensor based on Stewart mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(12): 118-130.
- [4] KANG M K, KIM J H. Structural analysis and performance evaluation about attachment error of Y-shaped six-axis force/torque sensor[C]// Proceedings of the 7th Korea Robotics Society Annual Conference, Gangneung, Korea, 2012: 387-390.
- [5] KIM G S, KANG D I, RHEE S H. Design and fabrication of a six-component force/moment sensor[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 1999, 77(3): 209-220.
- [6] XU K, LI C, ZHU Z. Dynamic modeling and compensation of robot six-axis wrist force/torque sensor[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2007, 56(5): 2094-2100.
- [7] KIM G S. Design of a six-axis wrist force/moment sensor using FEM and its fabrication for an intelligent robot[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2007, 133(1): 27-34.
- [8] YUAN C, LUO L P, YUAN Q, et al. Development and evaluation of a compact 6-axis force/moment sensor with a serial structure for the humanoid robot foot[J]. Measurement, 2015, 70: 110-122.
- [9] KANG C. Performance improvement of a 6-axis force-torque sensor via novel electronics and cross-shaped double-hole structure[J]. International Journal of Control Automation and Systems, 2005, 3(3): 469-476.
- [10] 黄心汉, 胡建元, 王健. 一种非径向三梁结构六维腕力传感器弹性体及优化设计[J]. 机器人, 1997, 14(5): 1-7.
- HUANG Xinhan, HU Jianyuan, WANG Jian. A non-radial three-beam structure six-dimensional wrist force sensor elastomer and optimized design[J]. Robot, 1997, 14(5): 1-7.
- [11] LIANG Q, ZHANG D, SONG Q, et al. Design and fabrication of a six-dimensional wrist force/torque sensor based on E-type membranes compared to cross beams[J]. Measurement, 2010, 43(10): 1702-1719.
- [12] 贺伟, 高昌, 张小庆, 等. 脉冲燃烧风洞测力天平研制与应用[J]. 实验流体力学, 2016, 30(4): 66-70.
- HE Wei, GAO Chang, ZHANG Xiaoping, et al. Development and application of the force-measuring balance in impulse combustion wind tunnel tests[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2016, 30(4): 66-70.
- [13] 罗天保, 王作全, 沈景鹏, 等. 基于过程控制的风洞天平校准技术研究[J]. 中国测试, 2012(4): 37-39.
- LUO Tianbao, WANG Zuoquan, SHEN Jingpeng, et al. Study on calibration technology for wind tunnel balance based on statistic process control[J]. China Measurement & Test, 2012(4): 37-39.
- [14] CHAO L P, CHEN K T. Shape optimal design and force sensitivity evaluation of six-axis force sensors[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 1997, 63(2): 105-112.
- [15] VLADIMIR S. Robotics: control, sensing, vision, and intelligence[M]. New York: McGraw-Hill, 1987.
- [16] MA J, SONG A. Fast estimation of strains for cross-beams six-axis force/torque sensors by mechanical modeling[J]. Sensors, 2013, 13(5): 6669-6686.
- [17] KANG M K, LEE S, KIM J H. Shape optimization of a mechanically decoupled six-axis force/torque sensor[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2014, 209: 41-51.
- [18] JOO J W, NA K S, KANG D I. Design and evaluation of a six-component load cell[J]. Measurement, 2002, 32(2): 125-133.
- [19] GERE J M, TIMOSHENKO S P. Mechanics of materials[M]. New York: Van Nostrand Reinhold, 1984.

作者简介: 左盟, 男, 1996 年出生。主要研究方向为智能传感器。

E-mail: 21724012@zju.edu.cn

陈伟球, 男, 1969 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为智能材料与结构力学等。

E-mail: chenwq@zju.edu.cn

鲍荣浩(通信作者), 男, 1969 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为智能传感器设计与分析等。

E-mail: brh@zju.edu.cn