

文章编号 1004-924X(2013)11-2852-08

并联坐标测量机的结构优化

李松原*, 胡鹏浩

(合肥工业大学 仪器科学与光电工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘要: 基于 3-PUU 并联机构原理, 提出一种只需一根光栅, 一对精密导轨即可实现三维空间精密测量的坐标测量机。在研制的第一台被动运动型样机的基础上, 对其结构参数进行优化设计并重新研制了一款主动运动型样机。首先, 依据正解运动学模型和测量空间最大化原则确定了主要部件的尺寸和位置参数; 然后, 对铰链的位姿进行重新设计和布置, 以保证仪器的测量空间。最后, 根据测量机的运动特性和参数, 对其关键部件的形变进行分析计算, 以便控制和减小形变对仪器精度的影响。与第一台样机相比, 新样机的测量空间达到了 $1\ 050\ \text{mm} \times 535\ \text{mm} \times 426\ \text{mm}$, 在 x 、 y 、 z 方向上测量范围分别扩大了 92%、134% 和 113%; 样机的力学性能进一步得到了提高。

关键词: 并联机构; 坐标测量机; 结构设计; 有限元分析

中图分类号: TH721 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20132111.2852

Structure optimization of parallel CMM

LI Song-yuan*, HU Peng-hao

(School of Instrument Science and Opto-electronics Engineering,
Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

* Corresponding author, E-mail: li_songyuan@yeah.net

Abstract: A novel style Coordinate Measuring System(CMM) based on the 3-PUU parallel mechanism was proposed to realize 3D measurement with only one linear grating and two precision guides. On the basis of a previous prototype with passive motion, a prototype with active motion was re-designed after optimizing the structure parameters of the previous prototype. Firstly, dimensions and positional parameters of main components were decided by the 6-bar direct kinematics model and the principle of maximum measuring space. Then, by re-designing and arranging the pose of each joint, the measuring space of CMM was ensured. Finally, according to the motion characteristics and parameters of the designed CMM prototype, the deformation of key components was processed by Finite Element Analysis (FEA) to control and decrease the affect of deformation on the precision of the CMM. As compared with the previous prototype, the proposed design has a measuring space of $1\ 050\ \text{mm} \times 535\ \text{mm} \times 426\ \text{mm}$, which enlarges the measuring space 92% in x axis, 134% in y axis, 113% in z axis, respectively, and its mechanical properties can be improved greatly.

Key words: parallel mechanism; Coodinate Measuring Machine(CMM); structure design; Finite Element Analysis(FEA)

1 引言

近年来,并联机构以其刚度好、惯量轻等独特的优点在机床、机器人等领域得到了快速的发展和广泛的应用,但运用在测试、测量领域^[1-6]还相对较少,发展较为滞后,且普遍存在着测量空间较小^[7]、测量精度相对较低等不足。

在研制第一台被动运动型样机的基础上,本文以扩大测量空间、保证测量精度为目的,对新样机进行优化设计。确定了各连杆组件及铰链的结构参数,并通过 ANSYS 对坐标测量机进行有限元形变分析,掌握了测量机受力形变的规律,为后续误差修正和仪器的标定奠定基础。

2 测量机工作原理及其测量模型

主动型并联测量机工作原理如图 1 所示,3 个滑块通过万向铰链及 3 对连杆与动平台相连,测头安装在动平台上,构成测量平台;动平台与 3 个滑块相互平行且与工作台呈 45°。3 个滑块共面,且均安装有光栅读数头。它们共用一组精密直线导轨,采用钢带传动,驱动钢带的电机分别立于横梁的左右两侧,由单独的支撑柱支撑,隔离电机振动对光栅读数的影响。光栅尺贴于横梁上的侧定位面上。横梁通过 3 根支撑柱安装在底座上,形成超静定梁。根据数字控制系统的指令,3 个滑块在钢带驱动下沿导轨分别移动,从而牵引动平台按照预定的轨迹在空间内平动,当触发测头发出触发信号后,3 个读数头读取当前各滑块距原点的位移,并将各滑块位移代入测量模型中求解出测头的空间坐标。

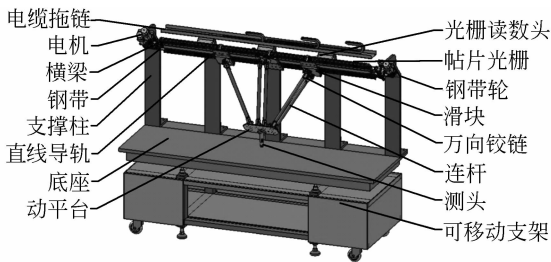


图 1 测量机原理图

Fig.1 Schematic diagram of parallel mechanism CMM

3-PUU 并联机构六杆测量模型^[8]如图 2

所示。

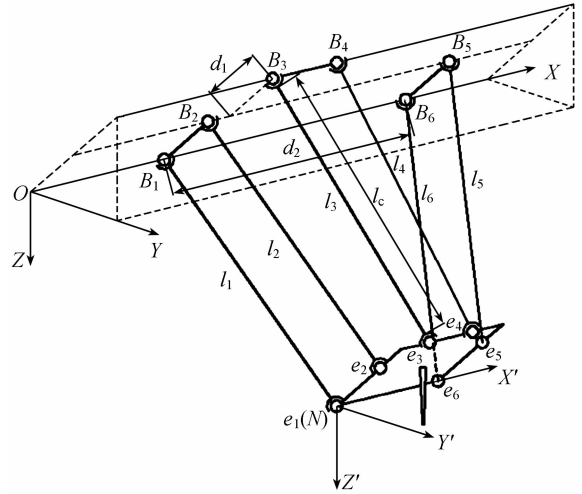


图 2 六杆测量模型图

Fig.2 Geometry diagram of 6 bar direct kinematics model

其六杆测量正解模型的显式表达式为:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l_1^2 + l_2^2 - l_5^2 - l_6^2}{4(x_3 - x_1 - k_5)} + \frac{x_1 + x_3 - k_5}{2} \\ \sqrt{\frac{l_1^2 - k_1^2}{2} + \frac{k_4^2}{4} + \frac{k_2}{2}} \\ \sqrt{\frac{l_1^2 - k_1^2}{2} + \frac{k_4^2}{4} - \frac{k_2}{2}} \end{bmatrix}, \tag{1}$$

其中:

$$k_1 = x - x_1, k_2 = x - x_2 - f, k_3 = e - c, k_4 = \frac{l_3^2 + l_4^2 - l_5^2 - l_6^2 - k_1^2 + k_2^2}{4k_3} + k_3, k_5 = 2f + d,$$

式中: $l_1 \sim l_6$ 为 6 组连杆组件中两万向铰链十字体结构中心的距离, $x_1 \sim x_3$ 为万向铰链 B_1, B_3, B_6 的 x 坐标值, c 为万向铰链 B_1 与 B_3 在 y, z 方向上的距离, d 为万向铰链 e_3 和 e_4 在 x 方向上的距离, e 为万向铰链 e_1 和 e_3 在 y, z 方向上的距离, f 为万向铰链 e_1 和 e_3 在 x 方向上的距离。

3 测量机主体结构优化设计

在之前的研究中试制的第一台样机如图 3 所示^[8-9],进一步的理论分析和实际测试后发现该样机虽然基本实现了预定的功能,但同时暴露出明显的缺陷和不足:

(1)测量时由操作者牵引测头运动,手动触发

实现测量,这种测量方式受主观人为因素影响较大,测量重复性较差。

(2)在操作者牵引动平台测量时,测量机存在运动死点,杆件之间易产生干涉。这种驱动方式虽然避开了并联机构复杂的控制问题,减少了研发成本,却无法充分实现仪器预定的功能。

(3)由于一、三滑块在 1 000 mm 直线导轨内无法完全展开,样机实际测量空间小于理论设计指标,无法兑现预定的技术指标。

(4)样机关键部件选材及总体力学性能不佳,尤其横梁及导轨的力学变形直接影响仪器测量精度。

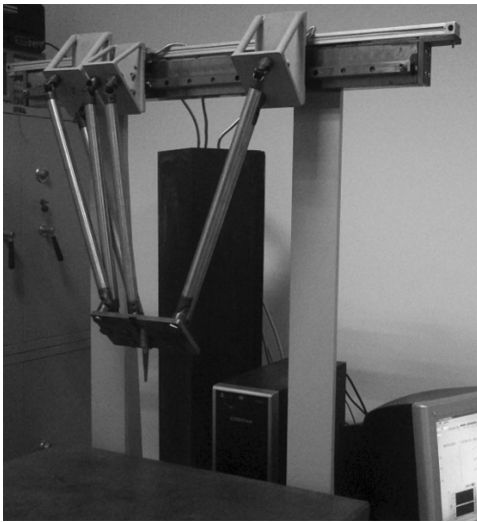


图 3 第一台样机实物图

Fig. 3 Schematic of previous prototype of parallel CMM

鉴于上述不足,本文优化设计和研制了主动运动型样机,并为保证测量精度新测量机选用了如下标准件:导轨选用上银滚珠直线导轨 HGW20CA,光栅采用雷尼绍贴片式光栅 RGS20-s 并配 3 个 RGH24 读数头。驱动电机采用 3 台森创 56BYG250 系列电机,并配套 3 只 PS60 减速器。万向铰链为自行研制,经 Solidworks 软件模拟运动干涉后,确定其结构细节尺寸。本样机共需要 12 组铰链,由于配合间隙^[10]要求 1~2 μm ,普通的工艺难以保证,故制造 30 组铰链进行选配,再单独配对研磨,其工艺流程与高精度滚动轴承加工方法类似。测头选用雷尼绍 MCP 系列触发测头。通过以上硬件的选择和加工工艺的规划,将能较好地满足仪器的精度指标。

为扩大测量机的测量空间,提高测量机动平台运动灵活性,同时改善测量机的力学性能,在原有样机结构参数的基础上对主动型并联测量样机进行了结构优化设计。由式(1)可知,影响测量机测量空间大小的主要参数为各连杆长度 l_i 。由于动平台运动的灵活性主要取决于二滑块铰链的安装位姿,因此将对铰链位置参数 d_1 及铰链安装位姿进行优化,其中 d_1 为万向铰链 B_2 、 B_3 在 $y-z$ 面的距离,如图 2 所示。

第一台样机的结构参数如表 1 所示,其实际测量空间仅为 546 mm×228 mm×200 mm,未达到预定的 1 000 mm×400 mm×300 mm 指标,因此需在保证测量精度的前提下,通过改变连杆长度来有效地扩大其测量空间。

表 1 第一台样机主要结构参数

Tab. 1 Structure parameters of previous prototype

$l_1, l_2, l_5, l_6/\text{mm}$	$l_3, l_4/\text{mm}$	d_1/mm	导轨长/mm
480	470	40	1 000

3.1 一、三滑块连杆长度的优化设计

由式(1)可知, l_1 杆件长度是测量机 y 、 z 轴测量范围的重要指标。当测头沿 z 轴负方向运动时, l_1 长度越长,一、三滑块展开的距离越大, x 方向的测量范围越小。为保证 x 方向的测量空间, l_1 不宜过长。由测量空间最大化原则^[11],将 l_1 长度增加至 610 mm,其中碳纤维连杆部分长度为 490 mm。

3.2 二滑块连杆结构参数的优化设计

由测量机运动原理可知,二滑块在导轨上的水平移动决定了测头 y 、 z 的坐标值,其连杆的长度决定和影响了运动平台在 y 、 z 方向上的运动范围。在确定 l_1 杆长度之后,以现有样机结构参数为基础,通过改变万向铰链 B_3 、 B_4 与 B_2 的安装位置及连杆碳纤维管部分的长度来研究二者之间的关系,并确定二滑块铰链的安装位置及连杆长度。

如图 2 所示,设测量机处在不同位姿下一、三滑块的左边线间距为 d_2 ,一、二滑块连杆在 $y-z$ 面上投影夹角为 α 。测头在 $x=1 045$ mm 处的测量范围如表 2 所示。

表 2 不同二滑块连杆结构参数下的测量范围

Tab. 2 Comparison of measuring spaces in different structural parameters of 2nd slider's bars

d_1/mm	l_3/mm	y/mm	z/mm	d_2/mm	$\alpha/(\text{°})$
	540	492.3	441.2	1 027.3	4.2
40	570	531.4	551.8	903.1	3.31
	600	444.5	227.1	795.1	2.57
	540	432.1	377.4	1 184.3	8.3
80	570	469.1	305.2	996.1	7.7
	600	401.1	167.7	907.1	6.6
	540	425.8	293.5	1 243.7	18.4
160	570	398.9	198.2	1 181.3	16.37
	600	190.4	123.2	948.5	15.6
	540	254.5	157.7	1 428.3	34.9
320	570	163.5	90.7	1 374.7	33.2
	600	180.2	78.3	1 139.1	32.8

由表 2 分析可得:

(1)当连杆长度 l_3 相同时,随着 d_1 的增加,测头在 y 、 z 方向的测量范围都相应减小。为保证测量机测量空间满足指标,二滑块万向铰链相对于 B_2 万向铰链的安装位置 d_1 应满足:

$$d_1 \leq 80 \text{ mm.}$$

(2)当 d_1 取原测量机参数 40 mm 时, α 最大仅为 4.2° , l_3 、 l_4 杆与 l_2 杆几乎处在同一平面内,设动平台自重为 G ,牵引二滑块抬升动平台的分力为 F_u ,则:

$$F_u = \frac{G}{\sin\alpha}. \quad (2)$$

α 越小 F_u 越大,导致 l_2 杆、 l_3 杆和直线导轨构成三角形稳定结构^[12],使动平台因钢带无法牵引二滑块向左运动而难以向 z 轴负方向移动,这也是第一台样机存在运动死点的主要原因。因此,二滑块万向铰链的安装位置参数 d_1 选取:

$$d_1 = 80 \text{ mm.}$$

(3)由表中 d_2 各值可知, l_3 越短 d_2 越大,测头 x 方向测量范围越小,如需保证 x 方向测量空间达到预定指标必须增加导轨的长度,这不仅使横梁形变量增加,且直线导轨精度难以保证。因此二滑块的连杆长度确定为:

$$l_3 = l_4 = 600 \text{ mm.}$$

(4)当二滑块连杆长度为 600 mm 时, $d_2 = 907 \text{ mm}$,综合考虑贴片光栅起止压块及直线导轨限位装置等因素,直线导轨及横梁设计为 2 100 mm。

3.3 万向铰链安装位姿优化设计

由表 2 可知,当 $d_1 = 80 \text{ mm}$, $l_3 = 600 \text{ mm}$ 时, z 方向上的测量范围并未达到预定指标,因此需对各万向铰链的安装位姿进行优化设计。

在该并联构型上,动平台向 z 轴、 y 轴负方向移动的本质是缩短二滑块连杆在 $y-z$ 面上的投影长度。通过钢带牵引二滑块向左移动来实现动平台抬升,往右则动平台下降。由于二滑块向左移动受到一滑块的阻挡,这从结构上就限制了测头 z 方向的测量范围。当然,理论上二滑块往右移动越过一、三滑块所组成的中线后,通过向三滑块靠近或远离也可以实现动平台的 z 向运动,为了简化二滑块的运动控制程序,这里约定其只向左运动。

为此,一、二滑块采用如图 4 所示的双层结构的设计方案。将万向铰链从滑块表面移至上层的铰链底座安装板上,安装板通过螺栓固定于滑块表面,同时一滑块安装板向右、二滑块安装板向左延伸 60 mm。当一、二滑块在钢带牵引下相互靠近时,万向铰链 B_3 将超越万向铰链 B_2 到达其左侧,从而在一、二滑块互不相碰的情况下实现铰链的交错布置。当一、二滑块临界最小距离时,得益于双层结构新测量机万向铰链 B_3 较原样机向左多移动了 90 mm,有效地扩大了测头在 z 方向上的测量范围。

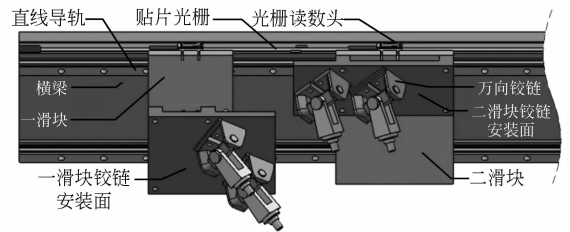


图 4 一、二滑块双层结构示意图

Fig. 4 Schematic diagram of bilayer structures of the 1st and 2nd sliders

经整体结构优化设计,新测量机主要结构参数如表 3 所示,测头在 y 、 z 方向的测量范围分别为 535 mm 和 426 mm,较原样机测量空间扩大了

134%和 113%;动平台在扩大 d_1 后运动灵活性得以提升,解决了原有样机运动死点的问题。

表 3 新样机主要结构参数

Tab. 3 Structure parameters of new prototype

$l_1, l_2, l_5, l_6/\text{mm}$	$l_3, l_4/\text{mm}$	d_1/mm	导轨长/mm
610	600	80	2 100

4 新测量机有限元形变分析

坐标测量机在自重及相互作用力下会产生形变,进而影响测量精度。按影响测量精度的主要结构参数划分,采用 ANSYS 对新测量机的横梁、连杆组件和动平台三部分进行有限元形变分析。

4.1 测量机横梁形变分析

横梁是关键机械部件,其上配有导轨和光栅尺,它的形变直接影响仪器的测量精度。考虑仪器的长远稳定性,作者对其内部的残余应力也进行了有效控制,即在工艺上采取了相应的措施。在此只分析其受力情况。

在测量机测量过程中,三滑块所受的相互作用力随着动平台的位置变化而变化,横梁上各处因相互作用力所引起的形变很难通过理论计算求解,故在 ANSYS 中采用自适应有限元法对坐标测量机进行有限元形变分析。为全面、细致地反映测量机在各动平台位姿下的形变,本文选取了 5 类具有代表性的测头位姿作为分析对象,这 5 类坐标值基本涵盖和反映了滑块和动平台的不同位姿。设测头的 x 方向坐标值为 x_p ,5 种坐标值分别为:

$$P_1 = (x_p, 250, 470), P_2 = (x_p, 150, 570),$$

$$P_3 = (x_p, 250, 570), P_4 = (x_p, 350, 570),$$

$$P_5 = (x_p, 250, 670)$$

其中: P_1, P_3, P_5 具有相同的 y 坐标, z 坐标间距为 100 mm; P_2, P_3, P_4 具有相同的 z 坐标, y 坐标间距为 100 mm。

横梁采用合金钢制造,其弹性模量为 2.1×10^5 MPa,泊松比为 0.28,密度为 $7\ 700$ kg/m³,采用 SOLID187 为有限元结构单元构建模型对横梁进行有限元形变分析,如图 5 所示,图中颜色由浅至深表示横梁形变量不断增大。将测头在 x 方

向上的量程 4 等分,取 5 个节点为 x_p ,设横梁的最大形变量为 $\delta_{1\max}$,则横梁在在空间不同位置时的形变量如表 4 所示。为更好地反应导轨形变量的离散程度,引入均方根值^[13] δ_{RMS} 进行分析。

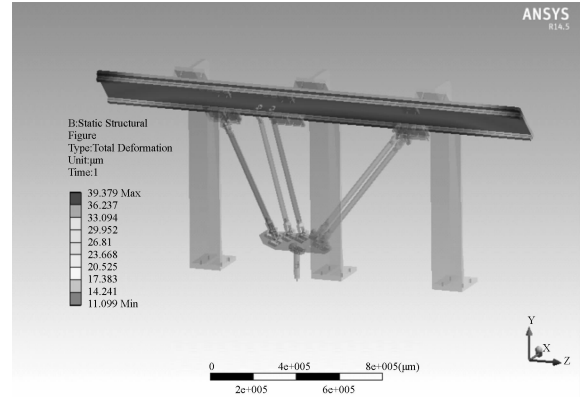


图 5 P_5 位姿下横梁形变示意图

Fig. 5 Schematic of deformation of beam in pose P_5

表 4 横梁在不同坐标下的形变量

Tab. 4 Deformation results of beam at different coordinate points

位姿	位置					
	5	1	2	3	4	
P_1	x_p/mm	725	885	1 045	1 206.5	1 368
	$\delta_{1\max}/\mu\text{m}$	58.30	48.74	42.62 *	43.03	60.82 #
	$\delta_{\text{RMS}}/\mu\text{m}$	31.71	31.78	29.82	29.49	30.28
P_2	x_p/mm	687	866	1 045	1 219.5	1 394
	$\delta_{1\max}/\mu\text{m}$	55.31	46.35	40.53 *	41.84	61.34 #
	$\delta_{\text{RMS}}/\mu\text{m}$	31.78	29.04	28.33	28.47	30.21
P_3	x_p/mm	654	849.5	1 045	1 239.5	1 434
	$\delta_{1\max}/\mu\text{m}$	56.20	46.28	42.06	39.72 *	60.14 #
	$\delta_{\text{RMS}}/\mu\text{m}$	31.53	29.94	29.47	29.16	31.41
P_4	x_p/mm	589	817	1 045	1 272.5	1 500
	$\delta_{1\max}/\mu\text{m}$	58.88	46.03	42.49	38.10 *	60.53 #
	$\delta_{\text{RMS}}/\mu\text{m}$	32.71	30.83	30.31	29.75	32.45
P_5	x_p/mm	542	793.5	1 045	1 294.5	1544
	$\delta_{1\max}/\mu\text{m}$	55.69	41.06	38.15	36.91 *	58.93 #
	$\delta_{\text{RMS}}/\mu\text{m}$	31.56	29.26	28.88	28.65	31.27

分析表 4 可知:

(1)测头在空间内运动横梁最大形变量 $\delta_{1\max}$ 为 $61.34 \mu\text{m}$, 最大均方根形变量 δ_{RMS} 为 $32.71 \mu\text{m}$ 。

(2)由各 P_i 下 δ_{RMS} 分析可知,由于一、二滑块均在测头中线的左侧,因此横梁左侧的所受作用力大于右侧部分,测头处在 1、2 号位置时均方根形变量 δ_{RMS} 均大于与之对称的 4、5 号位置。

(3)由 P_2 、 P_3 、 P_4 位姿 3 号位置可知,当测头 x 、 z 坐标相同时,横梁形变量 $\delta_{1\max}$ 、 δ_{RMS} 随着 y 坐标值增大而增大,表明测头前伸会使横梁形变量增加。同时 5 号位置 x_p 与 1 号位置 x_p 之差即为测头在各位姿 P_i 下 x 方向上的量程, P_2 、 P_3 、 P_4 在 x 方向上的量程分别为:707、780、911 mm,表明随着 y 坐标值增加测量机 x 方向的测量范围也随之增大。

(4)由 P_1 、 P_3 、 P_5 位姿 3 号位置可知,当 x 、 y 坐标相同时,横梁形变量 $\delta_{1\max}$ 、 δ_{RMS} 随着 z 坐标值减小而增大,即动平台抬升会使横梁形变量增加。 P_1 、 P_3 、 P_5 在 x 方向上的量程分别为:643、780、1 002 mm,表明随着 z 坐标值增加测量机 x 方向的测量范围也随之增大。

(5)表 4 中带“*”号和“#”数据为各 P_i 下 $\delta_{1\max}$ 的最小值和最大值。由数据可知各 P_i 的 $\delta_{1\max}$ 最小值出现在 3 号或 4 号位置,最大值均在 5 号位置,故测头在 3 号和 4 号位置之间为横梁形变较小区域;5 号位置为横梁形变较大区域。综合各 P_i 位姿 3 号、4 号 x_p 坐标值,确定 $1\ 000\ \text{mm} < x < 1\ 300\ \text{mm}$ 为测量精度较高区域,应尽量避免将工件安放在 $1\ 400\ \text{mm} < x < 2\ 100\ \text{mm}$ 的区域。

4.2 连杆组件形变分析

连杆组件由 2 个万向铰链和一根碳纤维杆组成,其中万向铰链采用合金钢制成;连杆采用碳纤维绕制,其材料属性为:弹性模量 $3 \times 10^5\ \text{MPa}$,泊松比 0.25,密度为 $1\ 800\ \text{kg/m}^3$ 。连杆组件在动平台运动过程中由于受到牵引力及组件的相互作用力而产生形变,其中轴向的形变会改变连杆组件的实际工作长度,带来测量误差。设连杆组件 l_i 的碳纤维杆形变为 δ_{li} ,连杆组件中两万向铰链形变之和与 δ_{li} 的总形变量为 δ_{2i} ,在各 P_i 位姿下采用 ANSYS 对连杆组件进行形变分析,采用 CONTA174 和 TARGE170 单元对万向铰链进行网格划分,实体部件划分采用 SOLID187 单元。

万向铰链和连杆形变量如表 5 所示。

表 5 连杆组件在不同测头位姿下的形变量

Tab. 1 Deformation results of bars in different poses

连杆		位姿				
		P_5	P_1	P_2	P_3	P_4
l_1	$\delta_{11}/\mu\text{m}$	0.490	0.441	0.444	0.358	0.434
	$\delta_{21}/\mu\text{m}$	0.767	0.697	0.696	0.560	0.676
l_2	$\delta_{12}/\mu\text{m}$	0.485	0.441	0.439	0.358	0.434
	$\delta_{22}/\mu\text{m}$	0.757	0.697	0.687	0.560	0.675
l_3	$\delta_{13}/\mu\text{m}$	0.425	0.367	0.357	0.222	0.352
	$\delta_{23}/\mu\text{m}$	0.675	0.595	0.568	0.352	0.556
l_4	$\delta_{14}/\mu\text{m}$	0.424	0.367	0.357	0.223	0.353
	$\delta_{24}/\mu\text{m}$	0.674	0.596	0.568	0.353	0.557
l_5	$\delta_{15}/\mu\text{m}$	0.488	0.442	0.44	0.359	0.434
	$\delta_{25}/\mu\text{m}$	0.763	0.698	0.688	0.562	0.676
l_6	$\delta_{16}/\mu\text{m}$	0.488	0.442	0.44	0.359	0.434
	$\delta_{26}/\mu\text{m}$	0.763	0.698	0.687	0.561	0.676

由表 5 可知:

(1)测头在空间内运动各连杆组件的形变量 δ_{2i} 均在 $0.767 \mu\text{m}$ 以内,主要集中在碳纤维量连杆 δ_{li} 上,且每组连杆的 2 根连杆组件轴向形变量 δ_{2i} 大致相同。

(2)一、三滑块受力情况基本相同, δ_{21} 、 δ_{22} 、 δ_{25} 、 δ_{26} 近似相等,由式(1) x 的显式表达式可知四杆形变量近似相等时形变量误差将正负抵消,换言之并联机构的平均效应在力变形上也有体现。同时由 P_2 、 P_3 、 P_4 位姿及 P_1 、 P_3 、 P_5 位姿 δ_{2i} 可知,一、三滑块连杆形变量随着 y 、 z 坐标值增大而减小。

(3)二滑块在钢带牵引下沿水平方向移动进而使动平台抬升,测头 z 坐标值减小, P_2 、 P_3 、 P_4 位姿下 δ_{23} 、 δ_{24} 在 y 坐标相同时随着 z 轴坐标值减小而增大,测头抬升 l_3 、 l_4 受到的相互作用力也随之增大。

4.3 动平台形变分析

动平台是测头及各连杆铰链底座的载体,在测量过程中受到各连杆的作用力,并受力发生形变。由式(1)可知,动平台在 x 、 y 方向上的形变会改变结构参数 d 、 e 、 f 的实际值,进而影响测量精度。因此对动平台在各测头位姿下的形变量采

用 SOLID187 单元进行分析,如图 6 所示,重点分析位于动平台上的结构参数 d 、 e 、 f 所在位置的形变量,设各参数形变量分别为 δ_d 、 δ_e 和 δ_f ,结构参数形变量如表 6 所示,其中: $d=80$ mm, $e=49$ mm, $f=60$ mm。

动平台采用钛合金制成,其材料属性为:弹性模量 1.5×10^5 MPa,泊松比 0.36,密度为 $4\ 730$ kg/m³。

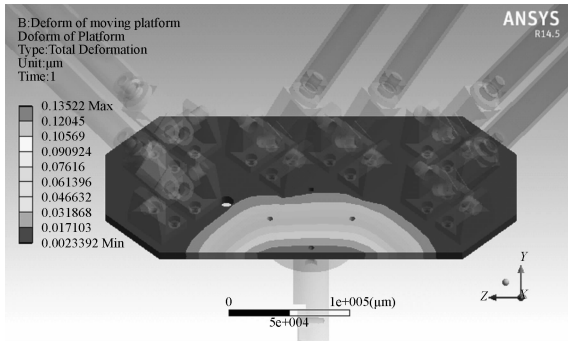


图 6 动平台在 P_4 位姿的形变示意图

Fig. 6 Schematic diagram of deformation of moving platform in pose P_4

表 6 动平台在不同位姿下的形变量

Tab. 6 Deformation results of moving platform in different poses (μm)

	δ_d	δ_e	δ_f
P_1	0.008	0.006	0.007
P_2	0.008	0.007	0.008
P_3	0.009	0.007	0.009
P_4	0.008	0.007	0.008
P_5	0.008	0.006	0.008

参考文献:

- [1] 朱小蓉,沈惠平,余竹青,等. 三自由度并联机构坐标测量机的样机研制[J]. 制造技术与机床, 2010(1):67-71.
ZHU X R, SHEN H P, YU ZH Q, et al.. Study and development of a coordinate measuring with 3-DOF parallel link [J]. *Manufacturing Technology and Machine Tool*, 2010(1):67-71. (in Chinese)
- [2] 陈修龙,赵永生,鹿玲. 新型并联机器人坐标测量机仿真建模的实现[J]. 光学精密工程, 2006, 14(6):1025-1031.
CHEN X L, ZHAO Y SH, LU L. Research or no-

如图 6 所示,动平台的形变主要集中在万向铰链 e_1 和 e_6 之间部分,动平台表面颜色由浅至深表示形变量不断增大,而结构参数 d 、 e 、 f 所处部分形变量相对较小,均小于 0.01 μm ,总体上对仪器测量误差的影响可以忽略不计。

5 结 论

在原有样机结构参数的基础上,针对其测量空间小,运动存在死点的问题进行改进、优化,并研制了新并联坐标测量机样机。通过对测量机主要结构参数及万向铰链安装位姿进行重新设计和优化,测量空间达到了 $1\ 050$ mm \times 535 mm \times 426 mm,较第一台样机分别扩大了 92%、134% 和 113%。以有限元形变分析为手段,分析关键部件的受力变形,完成了样机力学性能的基本评估,结果显示横梁最大形变量 $\delta_{1\text{max}}$ 为 61.34 μm ,连杆组件的轴向形变量 δ_{2z} 最大为 0.767 μm 。样机结构形变分析为今后标定、保障仪器精度提供了设计思路和数据。横梁的形变及连杆轴向的形变对测量精度影响较大,动平台的受力变形较小可以忽略其对测量精度的影响。由横梁形变分析可知测量时工件最佳安放区域为 $1\ 000$ mm $<x<1\ 300$ mm。并联机构的各杆件力变形之间包含有误差平均效应,这从另外一个侧面验证了平均效应^[8]的内在机制。

- vel parallel robot coordinate measuring machine simulation modeling [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006, 14(6):1025-1031. (in Chinese)
- [3] 刘得军,刘彩平,韦荣方. 基于粒子群算法的 6-DOF 并联坐标测量机的测量建模[J]. 光学精密工程, 2008, 16(1):76-81.
LIU D J, LIU C P, WEI R F. Measurement modeling for 6-DOF parallel-link coordinate measuring machine based on particle swarm optimization [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(1):76-81. (in Chinese)
- [4] TAKAOKI O. Accuracy improvement of parallel kinematic machine-error compensation system for

- joints, links and machine frame [C]. *6th International Conference on Mechatronics Technology (ICMT2002)*, September 29-October 3, 2002: 433-438.
- [5] SATO O, HIRAKI M, TAKAMASU K. The calibration of parallel-CMM: parallel-coordinate measuring machine [C]. *Proc. Of the 3rd euspen International Conference, Eindhoven, The Netherlands, May 26th-30th, 2002*:573-576.
- [6] WOLFGANG Z, NEUSTADT C. Device for the translatory positioning of a platform: United States, US 6976821 [P]. 2005-12-20.
- [7] TLUSTY J, ZIEGERT J, RIDGEWAY S. Fundamental comparison of the use of serial and parallel kinematics for machine tools [C]. *Annals of the CIRP*, 1999:351-356.
- [8] 胡鹏浩, 李松原. 3-PSS 并联机构正解及其在坐标测量机中的应用[J]. *光学精密工程*, 2012, 20(4): 782-788.
- HU P H, LI S Y. Kinematics solution of 3-PSS parallel mechanism and its application in parallel CMM [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2012, 20(4): 782-788. (in Chinese)
- [9] 胡鹏浩, 杨佳辉, 何小辉. 基于 3-pss 机构的坐标测量机: 中国, 201010541816. 7 [P] 2011.
- HU P H, YANG J H, HE X H. 3-pss parallel CMM: China, 201010541816. 7 [P]. 2011.
- [10] 马立, 于瀛洁, 程维明, 等. BP 神经网络补偿并联机器人定位误差[J]. *光学精密工程*, 2008, 16(5): 878-883.
- MA L, YU Y J, CHENG W M, *et al.*. Positioning error compensation for a parallel robot based on BP neural networks [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(5): 878-883. (in Chinese)
- [11] LI S Y, HU P H. Analysis and optimization of measuring space for the 3-PSS parallel CMM [C]. *2012 International Conference on Optoelectronics and Microelectronics (ICOM2012)*, 2012: 437-442.
- [12] 张雷, 金光. 同轴轻型空间传感器支撑桁架的设计与试验 [J]. *光学精密工程*, 2010, 18(5): 1099-1104.
- ZHANG L, JIN G. Design and test of supporting truss for light space remote sensor [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(5): 1099-1104. (in Chinese)
- [13] 李志来, 徐宏. 长条形空间反射镜及其支撑结构设计[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(5): 1039-1047.
- LI ZH L, XU H. Design of rectangular space mirror and its support structure [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(5): 1039-1047. (in Chinese)

作者简介:



李松原(1988—),男,广西柳州人,2011年于合肥工业大学获得学士学位,主要从事现代精度理论及其应用方面的研究。E-mail: li_songyuan@yeah.net

导师简介:



胡鹏浩(1968—),男,安徽肥西人,教授,1989年于合肥工业大学获得学士学位,1992年于合肥工业大学获得硕士学位,2000年于合肥工业大学获得博士学位,主要从事坐标测量技术、精密机械热变形、精密仪器设计与制造等方面的研究。E-mail: hupenghao@hfut.edu.cn

(版权所有 未经许可 不得转载)