

基于支链受力分析的 Stewart 平台球铰间隙误差补偿方法

李新友,李学敏,黄小春,陈乃玉,李 强

(天津航天长征火箭制造有限公司,天津 300462)

[摘要] 为减小球铰间隙误差对并联机构动平台运动精度的影响,以 Stewart 并联机构为例,借助静力学分析对球铰间隙误差进行了标定和补偿。首先,采用序列法对机床结构误差及球铰间隙误差进行了标定。其次,采用螺旋理论分析了该机构运动支链的受力状态,进而得到支链在分别受拉力和压力时球铰的作用状态,从而推导出了球铰间隙误差的补偿算法,并通过试验方法对该算法进行了验证。结果表明,基于静力学分析对球铰间隙误差进行相应补偿,可以明显提高并联机构动平台的运动精度。本文提出的针对球铰间隙误差的有效补偿算法为并联机构运动误差的实时补偿提供了参考。

关键词: 并联机构; 球铰间隙误差; 静力学分析; 误差补偿

Compensation Method of Spherical Joint Space Error for Stewart Platform Based on Statics Analysis of Links

LI Xinyou, LI Xuemin, HUANG Xiaochun, CHEN Naiyu, LI Qiang

(Tianjin Long March Launch Vehicle Manufacturing Co. Ltd., Tianjin 300462, China)

[ABSTRACT] In order to reduce the effect of spherical joint space errors on pose accuracy of parallel machine tool, taking Stewart platform for example, spherical joint space errors are calibrated and compensated by means of statics analysis. Firstly, structural errors and spherical joint space errors of Stewart platform are calibrated by serial method. Secondly, the strained condition of every link is analyzed based on screw theory. And then the situation of leg with joints under pulling force or pressure is obtained. The compensation algorithm of spherical joint space errors are obtained and verified by experiment. The results indicate that the compensation for spherical joint space errors based on statics analysis is capable of improving motion accuracy of Stewart platform. A efficient compensation algorithm for spherical joint space errors is proposed and meanwhile a reference for real-time compensation for motion error of parallel machine tool is provided.

Keywords: Parallel machine tool; Spherical joint space error; Statics analysis; Error compensation

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2016.06.104

精度是评价并联机床性能的一个关键指标。由于精度的影响,使得并联机床的实用化程度很低。在影响并联机床运动精度的众多因素中,结构误差占总误差的22%左右^[1]。目前,国内外专家对于并联机床杆长误差、铰链位置误差等结构误差的研究很多,通过对误差的分析、标定、辨识和补偿等改善机床的运动精度,取得了显著效果,而对于铰链间隙误差的研究相对较少,汪劲松等^[2]以 Stewart 平台为例,利用 D-H 法推导出终端运动误差和铰链间隙误差间的映射关系,并利用仿真计算分析了工作空间内间隙误差对终端运动精度的影响规律。裴葆青等^[3]以 6UPS 并联机构为例,利用矢量法对测量数据进行处理,得到了铰链误差和杆长误差,提出了采用拟合误差椭球面对铰链安装误差与铰链间隙误差进行分离的误差分析方法。梁辉等^[4]对 3PRS+RPS 冗余

驱动并联机床进行了铰链间隙误差分析,得到了球铰间隙对动平台中心点位姿的影响规律。Kim 和 Choi^[5]针对 Stewart 平台,研究了球铰链间隙误差对动平台运动精度的影响,提出了一种在给定机床精度要求的前提下设计球铰链公差的方法,为铰链公差设计提供了参考。

并联机床的运动副多数为铰链,铰链间隙的存在使得并联机床的实际精度大大降低,间隙对并联机床精度的影响不可忽略^[6]。以上对铰链间隙误差的多数研究将间隙作为机构的几何误差处理^[6-7]。但间隙产生的误差是一个随机误差,间隙在运动过程中的随机性决定了其对机构精度的影响具有不确定性,这个不确定性给球铰链间隙误差的补偿带来了困难^[8-9]。到目前为止,还未见针对球铰链间隙误差进行补偿研究的相关文献。

本文通过试验方法标定出了 Stewart 平台的球铰链

隙误差,并结合该机构的静力学分析,把球铰的作用状态划分为两种,分别与支链受拉力和受压力两种情形相对应。据此,提出了针对球铰间隙误差的补偿方法,并通过补偿试验对该算法进行了验证。

1 结构误差标定

1.1 机构误差描述

图1为典型的 Stewart 平台机构。该机构由动平台、静平台和6个可以伸缩的支链组成,动平台铰链点由 A_i ($i=1,2, \dots, 6$) 表示,静平台铰链点由 B_i ($i=1,2, \dots, 6$) 表示。机构本身的几何误差主要有杆长误差、两个平台铰链点的位置误差、铰链的间隙误差,如图2所示。虚线球窝的中心 A_i' 为球铰中心的理论安装位置,实线球窝的中心 A_i 为实际安装位置,则 ΔS 为球铰安装位置误差。 A_i'' 为球头的中心, ΔL 为球铰间隙误差。

1.2 误差标定

并联机床运动学标定的目的是辨识出机构的运动学参数,实现机床误差的有效补偿。常用的标定方法有外部标定方法、自标定方法、直接测量法、开环法、闭环

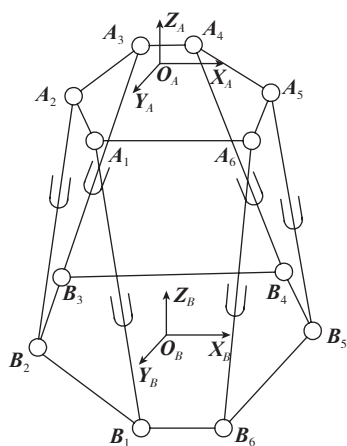


图1 Stewart平台机构

Fig.1 Stewart platform structure

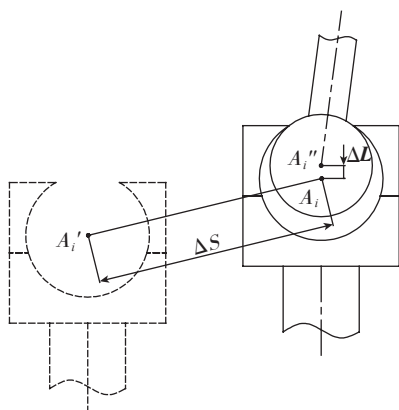


图2 球铰位置误差和间隙误差示意图

Fig.2 Sketch of position error and space error of spherical joint

法、构造法、样件法和序列法等^[10]。

本文采用序列法标定,该方法是依据以定点为圆心,以定长为半径,转动轨迹包络为球面的原理对运动副进行标定,以机床为参考坐标系可确定静平台球铰中心,以动平台为参考坐标系可确定动平台球铰中心。

1.2.1 静、动平台铰链点安装位置误差标定

以球窝中心表示铰链中心(即铰链点安装位置)。标定静平台铰链中心时,使某根支链的长度保持不变,将一个靶镜固定在这根支链上,转动支链。那么,此靶镜相对该支链在静平台上的铰链中心来说,是在球面上运动。多次转动支链并测量靶镜的坐标,然后用最小二乘法拟合球心,得到静平台上铰链中心的坐标,如图3所示。

将静平台铰链中心的拟合值与设计值进行比较,二者的差值就是铰链点的位置误差,即安装误差,属于机床的系统误差。同理,可以得到动平台的铰链中心及安装位置误差,如图4所示。

1.2.2 球铰间隙误差标定

在序列法标定中,以一个铰链点的一组测量数据为例,利用最小二乘法拟合出一个球,球心是球铰链中球窝的球心,即球铰链的实际安装位置。铰链点的测量数

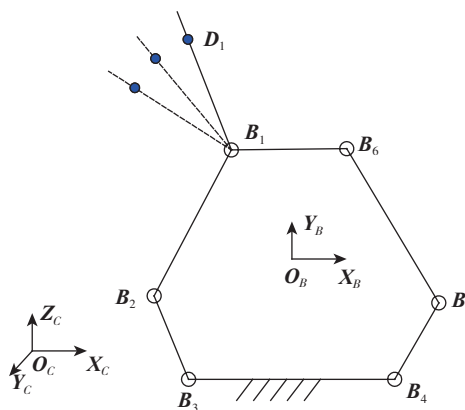


图3 静平台铰链点标定

Fig.3 Calibration of joints of fixed platform

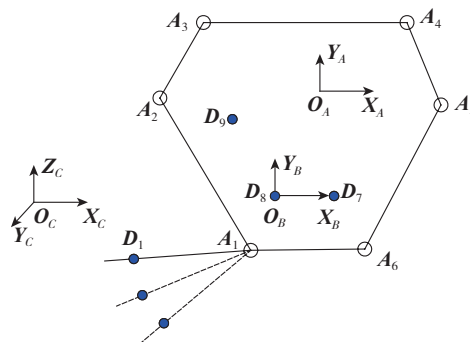


图4 动平台铰链点标定

Fig.4 Calibration of joints of mobile platform

据与拟合球均在测量坐标系 $O_c-X_cY_cZ_c$ 中,将该铰链点的测量数据与拟合球心坐标分别做差,其中差值最大的值与拟合球半径做差,最大差值即可近似认为该铰链点的球铰间隙误差^[4]。

1.2.3 螺距误差标定

机构的支链为驱动关节,在驱动过程中,螺距误差是支链在伸缩中产生杆长误差的直接原因。杆长误差可以利用激光干涉仪测量。

1.3 标定试验及结果

1.3.1 球铰安装位置误差和球铰间隙误差

球铰结构误差的标定试验采用 API Tracker 3 型激光跟踪仪,如图 5 所示。

根据上述方法,选取了动平台的 45 个位姿进行测量试验。对试验数据进行拟合,得到静、动平台球铰安装位置误差和球铰间隙误差,分别见表 1、表 2、表 3。

1.3.2 支链螺距误差

支链螺距误差测量试验采用 Renishaw ML10 激光干涉仪,如图 6 所示。

样机各支链的行程是 0~90mm。支链螺距误差与行程有关,球铰间隙误差补偿在支链螺距误差补偿完成的基础上进行。支链螺距误差补偿这里不再赘述。



图5 Stewart平台标定试验

Fig.5 Stewart platform calibration experiment

表1 静平台铰链点安装位姿误差值

铰链序号	坐标值 /mm		
	dX	dY	dZ
B_1	-0.0467	0.5873	0.5309
B_2	-0.3341	-0.4020	-0.4205
B_3	-0.0228	-0.3730	-0.2371
B_4	0.7573	-0.2205	0.2474
B_5	0.0351	-0.1481	-0.5474
B_6	0.5687	-0.3052	0.4177

表2 动平台铰链点安装位姿误差值

铰链序号	坐标值 /mm		
	dX	dY	dZ
A_1	-0.4659	0.2399	0.7211
A_2	-0.9154	0.3275	-0.3630
A_3	-0.4575	0.0293	-0.7340
A_4	0.7783	-0.1515	0.5616
A_5	0.7783	0.1539	-0.7301
A_6	-0.1895	0.0299	-0.1161

表3 球铰间隙误差 mm

铰链号	1	2	3	4	5	6
动平台	0.1227	0.0789	0.0725	0.0450	0.0680	0.0976
静平台	0.0189	0.0110	0.0112	0.0136	0.0135	0.0231



图6 支链螺距误差标定试验

Fig.6 Calibration experiment of link pitch error

2 误差补偿

2.1 铰链位置误差及螺距误差补偿

Stewart 平台机构支链所对应的矢量示意图如图 7 所示。

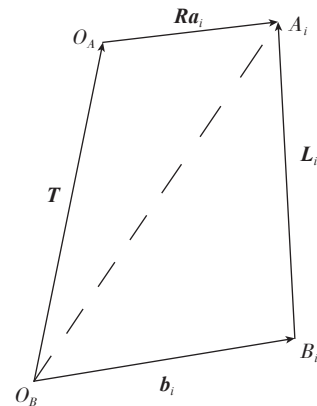


图7 Stewart平台机构支链矢量图

Fig.7 Vector diagram of link of Stewart platform

支链杆长向量可以表示为:

$$\mathbf{L}_i = \mathbf{R}\mathbf{a}_i + \mathbf{T} - \mathbf{b}_i, \quad (1)$$

式中, \mathbf{a}_i 为动平台铰链点在坐标系 $O_A-X_A Y_A Z_A$ 中的位置向量, $\mathbf{a}_i = (a_{xi} \ a_{yi} \ a_{zi})^T$, 其中, a_{xi} 、 a_{yi} 、 a_{zi} 是动平台铰链点在动坐标系中的坐标分量; \mathbf{b}_i 为定平台铰链点在坐标系 $O_B-X_B Y_B Z_B$ 中的位置向量, $\mathbf{b}_i = (b_{xi} \ b_{yi} \ b_{zi})^T$, 其中, b_{xi} 、 b_{yi} 、 b_{zi} 是静平台铰链点在静坐标系中的坐标分量; \mathbf{T} 为动平台中心在坐标系 $O_B-X_B Y_B Z_B$ 中的位置向量, $\mathbf{T} = (X \ Y \ Z)^T$, 其中 X 、 Y 、 Z 为动平台中心在静坐标系中的坐标; \mathbf{R} 为动平台到定平台的旋转矩阵:

$$\mathbf{R} = \begin{pmatrix} \cos\phi\cos\psi - \cos\theta\sin\phi\sin\psi & -\sin\phi\cos\psi - \cos\theta\cos\phi\sin\psi & \sin\theta\sin\psi \\ \cos\phi\sin\psi + \cos\theta\sin\phi\cos\psi & -\sin\phi\sin\psi + \cos\theta\cos\phi\cos\psi & -\sin\theta\cos\psi \\ \sin\theta\sin\phi & \sin\theta\cos\phi & \cos\theta \end{pmatrix},$$

式中, ψ 、 ϕ 、 θ 是以欧拉角形式表示的动平台的姿态角。

对公式(1)两边取模可得到支链的杆长:

$$L_i = \|\mathbf{L}_i\| = \|\mathbf{R}\mathbf{a}_i + \mathbf{T} - \mathbf{b}_i\|. \quad (2)$$

把 \mathbf{R} 、 \mathbf{T} 、 \mathbf{a}_i 、 \mathbf{b}_i 代入公式(2), 则公式(2)可以表示动平台位姿参数与结构参数的隐函数形式为^[11]:

$$F_i = (\psi, \theta, \phi, X, Y, Z, a_{xi}, a_{yi}, a_{zi}, L_i, b_{xi}, b_{yi}, b_{zi}) = 0, \quad (3)$$

($i=1, 2, \dots, 6$)

将公式(3)两边进行微分, 可得球铰位置误差和杆长误差对动平台位姿误差的影响关系式^[12]:

$$\begin{pmatrix} d\psi & d\theta & d\phi & dX & dY & dZ \end{pmatrix}^T = J^{-1} \begin{pmatrix} (dL_1 \ dL_2 \ dL_3 \ dL_4 \ dL_5 \ dL_6)^T \\ + \begin{pmatrix} w_{b1}db_{1x} + v_{b1}db_{1y} + u_{b1}db_{1z} \\ \vdots \\ w_{b6}db_{6x} + v_{b6}db_{6y} + u_{b6}db_{6z} \end{pmatrix} \\ + \begin{pmatrix} w_{a1}da_{1x} + v_{a1}da_{1y} + u_{a1}da_{1z} \\ \vdots \\ w_{a6}da_{6x} + v_{a6}da_{6y} + u_{a6}da_{6z} \end{pmatrix} \end{pmatrix}, \quad (4)$$

式中, w 、 v 、 u 是使球铰误差映射到杆长上的系数。

2.2 球铰间隙误差补偿

2.2.1 球铰受力状态分析

球铰间隙误差的作用与动平台的位姿有关, 把 Stewart 平台支链看成二力杆。当动平台在工作负载 F 与关节驱动力 f 的作用下处于静平衡时, 利用螺旋理论可以得到支链的受力状态, 螺旋理论静力学公式见式(5)^[13]:

$$\sum_{i=1}^6 f_i \mathbf{s}_i = \mathbf{F}_0 + \mathbf{M}_0, \quad (5)$$

其中, f_i 为第 i 个杆受到的轴力; \mathbf{s}_i 为第 i 个杆方向上的单位力旋量; \mathbf{F}_0 为作用在动平台外力的主矢; \mathbf{M}_0 为作用在动平台外力对坐标原点的主矩。把公式(5)写成矩阵形式为:

$$\mathbf{F} = (\mathbf{G}_f^F) \mathbf{f}, \quad (6)$$

其中, $\mathbf{F} = (\mathbf{F}_0 \ \mathbf{M}_0)^T$

$$(\mathbf{G}_f^F) = (\mathbf{s}_1 \ \mathbf{s}_2 \ \mathbf{s}_3 \ \mathbf{s}_4 \ \mathbf{s}_5 \ \mathbf{s}_6)$$

$$\mathbf{f} = (f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4 \ f_5 \ f_6)^T$$

$$\mathbf{s}_i = \begin{pmatrix} \frac{\mathbf{a}_i - \mathbf{b}_i}{|\mathbf{a}_i - \mathbf{b}_i|} \\ \frac{\mathbf{b}_i \times \mathbf{a}_i}{|\mathbf{a}_i - \mathbf{b}_i|} \end{pmatrix} \quad (i=1, 2, \dots, 6),$$

由公式(6), 可以得到驱动力:

$$\mathbf{f} = (\mathbf{G}_f^F)^{-1} \mathbf{F}. \quad (7)$$

利用 MATLAB 软件对螺旋理论公式进行仿真计算。选择的位姿见表 4, 对于位姿 1, X 的变化范围是 -30~0mm, 其余位姿参数均为 0, 负载 $\mathbf{F}_1 = (5 \ 5 \ -10 \ 0 \ 0 \ 0)$; 对于位姿 2, 仿真选择位姿 θ 的变化范围是 $0^\circ \sim 10^\circ$, 其余位姿参数均为 0, 负载 $\mathbf{F}_2 = (0 \ 0 \ -100 \ 0 \ 0 \ 0)$ 。同理, 根据仿真可以确定任意位姿下球铰的受力状态。

支链受拉、压两种状态时, 球铰间隙对杆长的影响状态如图 8 所示。

当杆受拉力时, 如图 8(a), 球头的球心偏离球窝中心 A_i 的误差矢量 ΔL 是一个确定的量, 即只要支链受拉力, 则 ΔL 为常量, 大小为球铰间隙, 方向与球窝缺口端面垂直。

当杆受压力时, 如图 8(b), 球头的球心偏离球窝中心 A_i 的误差矢量 $\Delta L'$ 是一个不确定量。 $\Delta L'$ 的大小为球铰间隙, 方向始终与杆方向相同, 且杆的轴线始终通过球窝的中心。球头的球心在其他位置时均与上边类似。

表4 Stewart平台仿真位姿

	$\psi / (^\circ)$	$\theta / (^\circ)$	$\phi / (^\circ)$	X/mm	Y/mm	Z/mm
位姿 1	0	0	0	-7.5	0	0
位姿 2	0	5	0	0	0	0

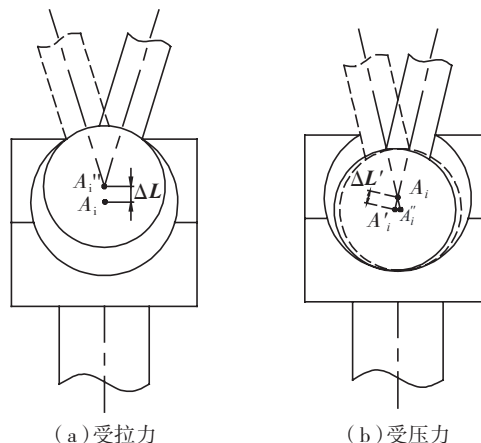


图8 支链受力

Fig.8 Force of link

2.2.2 球铰间隙误差补偿试验结果

当杆受到拉力时,球铰间隙误差对动平台的作用可等效于铰链的安装误差。动平台球铰链 A_i 的误差矢量可以等效为安装误差 da_{iz} 的一部分;静平台球铰链 B_i 的误差矢量可以等效为安装误差 db_{iz} 的一部分。则补充模型由式(4)改为:

$$\begin{pmatrix} d\psi & d\theta & d\phi & dX & dY & dZ \end{pmatrix}^T = J^{-1} \begin{pmatrix} \begin{pmatrix} dL_1 & dL_2 & dL_3 & dL_4 & dL_5 & dL_6 \end{pmatrix}^T \\ + \begin{pmatrix} w_{b1}db_{1x} + v_{b1}db_{1y} + u_{b1}(db_{1z} + \Delta L_{B1}) \\ \vdots \\ w_{b6}db_{6x} + v_{b6}db_{6y} + u_{b6}(db_{6z} + \Delta L_{B6}) \end{pmatrix} \\ + \begin{pmatrix} w_{a1}da_{1x} + v_{a1}da_{1y} + u_{a1}(da_{1z} + \Delta L_{A1}) \\ \vdots \\ w_{a6}da_{6x} + v_{a6}da_{6y} + u_{a6}(da_{6z} + \Delta L_{A6}) \end{pmatrix} \end{pmatrix} \quad (8)$$

当杆受到压力时,则补充模型由式改为:

$$\begin{pmatrix} d\psi & d\theta & d\phi & dX & dY & dZ \end{pmatrix} = J^{-1} \begin{pmatrix} \begin{pmatrix} dL_1 + \Delta L_1 & dL_2 + \Delta L_2 & \cdots & dL_6 + \Delta L_6 \end{pmatrix}^T \\ + \begin{pmatrix} w_{b1}db_{1x} + v_{b1}db_{1y} + u_{b1}db_{1z} \\ \vdots \\ w_{b6}db_{6x} + v_{b6}db_{6y} + u_{b6}db_{6z} \end{pmatrix} \\ + \begin{pmatrix} w_{a1}da_{1x} + v_{a1}da_{1y} + u_{a1}da_{1z} \\ \vdots \\ w_{a6}da_{6x} + v_{a6}da_{6y} + u_{a6}da_{6z} \end{pmatrix} \end{pmatrix} \quad (9)$$

支链受到拉力时,采用公式(8)模型,代入模型的值 ΔL_{B1} 为静平台铰链1的间隙误差值,即 $\Delta L_{B1}=0.0189\text{mm}$,其他11个值 ΔL_{B2} 、 ΔL_{B3} 、 \cdots 、 ΔL_{A1} ,

表5 各个球铰间隙误差补偿值

位姿		支链1	支链2	支链3	支链4	支链5	支链6
位姿1	受力情况	压力	压力	压力	压力	压力	拉力
	补偿值 /N	0.1416	0.0899	0.0837	0.0586	0.0815	$\Delta L_{A6}=0.0976$ $\Delta L_{B6}=0.0231$
位姿2	受力情况	压力	压力	压力	压力	压力	压力
	补偿值 /N	0.1416	0.0899	0.0837	0.0586	0.0815	0.1207

表6 球铰间隙误差补偿效果

位姿	$\psi /(^{\circ})$	$\theta /(^{\circ})$	$\phi /(^{\circ})$	X/mm	Y/mm	Z/mm
位姿1	0	0	0	-7.5	0	0
球铰间隙误差补偿前	0.056	0.015	-0.043	0.032	0.023	0.044
球铰间隙误差补偿后	0.039	0.010	-0.031	0.024	0.017	0.032
位姿2	0	5	0	0	0	0
球铰间隙误差补偿前	0.009	-0.002	-0.010	0.015	0.020	0.006
球铰间隙误差补偿后	0.002	0.001	-0.002	0.011	0.015	0.003

\cdots , ΔL_{A6} 也分别为对应的球铰间隙误差值;支链受到压力时,采用公式(9)模型,此时代入模型的值为每个支链所对应的两个球铰间隙误差值之和,即 $\Delta L_1=(0.0189+0.1227)\text{mm}$;同理可得到其他5个支链对应的值。

根据以上分析结果,可以得到机构处于位姿1与位姿2时,各支链受力情况及所需补偿值(表5)。

综合以上分析,首先对球铰位置误差和螺距误差进行补偿;在此基础上对球铰间隙误差进行补偿,即在驱动机构时输入理论杆长之后,在各支链中再输入表5中对应的值。利用激光跟踪仪分别测量补偿前后动平台上特征点,然后采用奇异值分解法求动平台位姿^[14]。表6是两个典型位姿下对球铰间隙误差的补偿结果。

3 结论

(1)采用激光跟踪仪对并联机构进行了标定,利用拟合方法得到了球铰位置误差及球铰间隙误差。

(2)结合并联机构支链的静力学分析,根据支链受拉力和受压力两种状态的不同,提出了针对球铰间隙误差的补偿算法。试验结果提高了机床线性运动精度和角度运动精度,同时证明了球铰间隙误差补偿算法的有效性。

参考文献

[1] 张曙, Heisel U. 并联运动机床[M]. 北京:机械工业出版社, 2003.
ZHANG Shu, Heisel U. Parallel machine[M]. Beijing:China Machine Press, 2003.

[2] 汪劲松,白杰文,高猛,等. Stewart 平台铰链间隙的精度分析[J]. 清华大学学报(自然科学版),2002,42(6):758-761.
WANG Jingsong, BAI Jiewen, GAO Meng, et al. Accuracy analysis of joint-clearances in a Stewart platform[J]. Journal of Tsinghua Univ (Sci & Tech), 2002,42(6):758-761.

[3] 裴葆青,陈五一,王田苗. 6UPS 并联机构铰链间隙误差的标定与精度分析[J]. 机械设计与研究,2006,22(4):35-38.
PEI Baoqing, CHEN Wuyi, WANG Tianmiao. Calibration and analysis of the joints position and clearance error on 6UPS parallel machine[J]. Machine Design and Research, 2006,22(4):35-38.

[4] 梁辉,白志富,陈五一. 一种驱动冗余并联机床的铰链间隙误差分析[J]. 机床与液压, 2006,43(5):7-9.
LIANG Hui, BAI Zhifu, CHEN Wuyi. On the joint error of a redundantly actuated parallel machine tool[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2006,43(5):7-9.

[5] KIM H S, CHOI Y J. Kinematic error

bound analysis of the Stewart platform[J]. J Robot Syst, 2000, 17(1):63-73.

[6] WANG J, MASORY O. On the accuracy of a Stewart platform-part I: The effect of manufacturing tolerances[C]//Proceedings of IEEE Inter Conf on Robotics and Automation. Atlanta: IEEE, 1993: 114-120.

[7] 宋月娥, 吴林, 戴明. 机器人关节间隙误差分析[J]. 机械工程学报, 2003, 39(4):11-14.

SONG Yuee, WU Lin, DAI Ming. Error analysis of robot joint clearance[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(4):11-14.

[8] ZHU J M, TING K L. Uncertainty analysis of planar and spatial robots with joint clearances[J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35(9):1239-1256.

[9] 高猛, 李铁民, 郑浩峻, 等. 并联机床铰链制造误差的补偿[J]. 清华大学学报, 2003, 43(5): 617-620.

GAO Meng, LI Tiemin, ZHENG Haojun, et al. Compensation for joint manufacturing errors in parallel kinematic machines[J]. Journal of Tsinghua Univ, 2003, 43(5): 617-620.

[10] 王瑞. 6-TPS 并联平台型数控铣床结构参数的标定方法[J]. 南京航空航天大学学报, 2009, 41(6): 720-726.

WANG Rui. Calibration method of structural parameters for 6-TPS parallel platform milling[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2009, 41(6): 720-726.

[11] 赵永杰, 赵新华. 一种 6-SPS 并联机器人精度分析算法[J]. 天津理工学院学报, 2002, 18(3): 20-22.

ZHAO Yongjie, ZHAO Xinhua. A kind of algorithm to obtain the position and pose error of the 6-SPS parallel manipulator[J]. Journal of Tianjin Institute of Technology, 2002, 18(3): 20-22.

[12] 彭用新. 并联机床结构及误差分析研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2006.

PENG Yongxin. Research on structural and error of parallel machine[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2006.

[13] 黄真, 孔令富, 方跃法. 并联机器人机构学理论与控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.

HUANG Zhen, KONG Lingfu, FANG Yuefa. Theory and control of parallel robot mechanism[M]. Beijing: China Machine Press, 1997.

[14] 李新友, 陈五一. 基于奇异值分解的刚体位姿误差检测方法[J]. 计算机集成制造系统, 2011, 17(9): 1981-1987.

LI Xinyou, CHEN Wuyi. Detection of pose errors for a rigid body based on singular value decomposition method[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2011, 17(9): 1981-1987. (责编 大漠)

(上接第99页)

surface for pre-stress cutting [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2012:11-12.

[4] EE K C, DILLON O W J, JAWAHIR I S. Finite element modeling of residual stresses in machining induced by cutting using a tool with finite edge radius[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2005, 47:1611-1628.

[5] 王素玉, 艾兴, 赵军, 等. 切削速度对工件表面残余应力的有限元模拟[J]. 工具技术, 2005, 39(9):33-36.

WANG Suyu, AI Xing, ZHAO Jun, et al. Effect of cutting speed on residual stress of workpiece by using FEM[J]. Tool Engineering, 2005, 39(9):33-36.

[6] 孙建英. 高速切削加工表面残余应力研究与控制[J]. 内蒙古科技与经济, 2009(8):111-112.

SUN Jianying. Research and control of surface residual stress in high speed machining[J]. Inner Mongolia Science Technology & Economy, 2009(8):111-112.

[7] JACOBSON M. Surface integrity of hard-turned M50 steel[J]. Mechanical Engineers and Engineering Manufacture, 2002, 216(1): 47-54.

[8] 孔庆华, 曹金海. 刨削加工残余应力的实验研究[J]. 同济大学学报, 2004(4):23-25.

KONG Qinghua, CAO Jinhai. Experimental study on planning residual stress[J]. Journal of Tongji University, 2004(4):23-25.

[9] LIANG S Y, SU J C. Residual stress modeling in orthogonal machining[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2007, 56(1):65-68.

[10] JACOBUS K, DEVOR R E, KAPOOR S G. Machining-induced residual stress experimentation and modeling[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2000, 122:20-31.

[11] 王立涛, 柯映林, 黄志刚. 航空结构件铣削残余应力分布规律的研究[J]. 航空学报, 2003, 24(3):286-288.

WANG Litao, KE Yinglin, HUANG Zhigang. Study on residual stress produced in milling of aeronautic structure[J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2003, 24(3):286-288.

(责编 大漠)

(上接第103页)

参考文献

[1] USA Department of Defense. JSSG 2006-1998 joint service specification guide-Aircraft Structures[S].

[2] USA Department of Defense. Aircraft structural integrity program(ASIP)[S]. Department of defense standard MIL-STD-1530C(USFA), 2005.

[3] RESOURCES C. Federal aviation administration[J]. Washington, 2006, 50(2):154-155.

[4] VIRKLER D A, HILLBERRY B M, GOEL P K. The statistical nature of fatigue crack propagation[J]. Journal of Engineering Materials & Technology, 1977, 101(2):148-153.

[5] CLARK G, SHARP P K, MILLS T. Modeling of fatigue crack growth from exfoliation and pitting corrosion in aeronautical fatigue for the digital age[M]. Berlin: Springer Netherlands, 2006:1125-1126.

[6] CLARK G, JACKSON P. Structural integrity and damage type in military aircraft[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2010, 33(11):752-764.

[7] UEBERSAX A, HUBER C, RENAUD G, et al. Structural integrity of a wing upper skin with exfoliation corrosion[M]. Berlin:Springer Netherlands, 2009:245-261.

[8] SPENCE S H, WILLIAMS N M, STONHAM A J, et al. The influence of pitting corrosion in an aerospace aluminum alloy[R]. Fatigue of aeronautical structures as an engineering challenge//Proc 22nd Symposium International Committee on Aeronautical Fatigue, Lucerne, Switzerland, 2004.

[9] Federal Aviation Administration. Maintenance review board procedures, AC 121-22A[J]. Washington: US Department of Transportation, 1997.

[10] PUCKNAT D, LIEBICH R. A damage tolerance analysis for complex structures[J/OL]. Archive of Applied Mechanics, 2015-1-18 [2015-8-22].<http://link.springer.com/article/10.1007/s00419-015-1054-z?no-access=true>.

(责编 大漠)