

文章编号:1000-582X(2013)04-019-07

风洞 6PUUS 并联实验台运动位置控制仿真及结构优化

谭兴强^{1,2}, 谢志江¹, 谢永春²

(1. 重庆大学 机械工程学院, 重庆 400044; 2. 攀枝花学院, 四川 攀枝花 617064)

摘要: 针对风洞模型实验平台的 6PUUS 并联机构, 分析了其工作原理及运动要求, 运用并联机构运动学逆解及空间笛卡尔坐标变换理论求出了该类机构在任意实验给定欧拉角下的拉杆运动位置和滑块的运动插补路径。根据空间位置插补求解算法, 验证了该算法的正确性。通过仿真分析获得了这类并联机构在工作范围内不发生滑块相撞的关键因素, 最后结合机构参数的变化, 对比优化前后的拉杆和动平台尺寸参数, 证明该方法和仿真程序可以为这类并联机构的优化设计和奇异位形的辅助分析提供帮助。

关键词: 并联机构; 风洞; 试验台; 运动仿真; 空间插补; 仿真建模; 6PUUS

中图分类号: TH11; TP24

文献标志码: A

Kinematic displacements control simulation and configuration optimizing of six DOFs parallel mechanism for wind tunnel experimental platform

TAN Xingqiang^{1,2}, XIE Zhijiang¹, XIE Yongchun²

(1. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. Panzhihua University, Panzhihua, Sichan 617064, China)

Abstract: 6PUUS parallel mechanism for wind tunnel experimental platform is studied, and its operational principle and movement requirements are analyzed. According to the theory of inverse kinematics and spatial Descartes coordinate transformation of 6PUUS parallel mechanism, kinematic positions of pull rods and kinematic interpolation paths of sliders are derived base on Euler angle of any experimental pose. The detailed algorithm for spatial position interpolation is summarized and its validity is proved by a simulation case in the end. Key factors of nonoccurrence of sliders collision at work are concluded by means of simulation analysis, and combined with the variety of mechanism parameters, optimized size parameters of pull rods and movable platform are also found. It is proved that this method and the simulation algorithm are useful and helpful for the optimizing design and singularity poses analysis of the parallel mechanism.

Key words: parallel mechanism; wind tunnel; experimental platform; kinematic simulation; spatial interpolation; simulation modeling; 6PUUS

收稿日期: 2012-03-26

基金项目: 国家 995 工程国防科技重大专项(JW20 * 2009236)

作者简介: 谭兴强(1971-), 男, 重庆大学博士研究生, 攀枝花学院副教授, 主要从事机电控制技术研究,

(E-mail) tan65126919@163.com。

并联机构具有刚性好、承载能力大,结构简单的优点^[1-2],但直到 20 世纪 90 年代初期才真正引起国际、国内学界的关注^[3]。相对于其他类型的并联机构,6PUUS 并联机构由于受驱动和控制的制约,国内一直很少有相关论文见诸报道。文献[4]中提到超长行程高速混联数控机床的刀架采用了这种类型的并联机构,从而实现了五坐标联动,用于大型飞机精密部件的加工。文献[5]中介绍了一种三平行梁滑块平移结构的 6PRRS 并联机构,文献[6-9]对多自由度的转动、平移、非对称并联机构的正、逆位置、奇异性等进行了分析,得出了并联机构的运动控制方程。由于结构上的差别会导致运动路径的控制不同,文中对平行双梁平移并联机构进行了研究。6PUUS 并联机构在飞行器气动特性研究领域的应用始于德国和法国,这类研究需要在风洞中模拟真实或接近真实的飞行条件,测量飞行器非定常气动力和空间流场的结构^[10]。飞行器的种类、型号繁多,为了满足不同飞行器的实验要求,如果能开发出一种多自由度的并联支撑机构,使其只要作简单的调整就能满足不同飞行器模型的实验要求具有重要的实用价值。由这类机构的设计难度大,生产成本低,为保证设计制造的准确性,事先必须对这类机构的运动学和动力学特性

进行正确的分析,才能使机构按规定的要求正常工作。

1 6PUUS 并联机构的原理

如图 1 所示,6PUUS 并联机构由 6 个相同大小和相同质量的滑块和拉杆、1 个动平台和 1 个固定在动平台质心的支撑杆组成。动平台与拉杆,以及拉杆与滑块之间全部采用虎克铰相连。滑块、拉杆及动平台实验时位于风洞的外面,只有支撑杆伸入风洞内部与实验模型相连,采用这种结构可以最大限度地减小模型实验时支撑装置对风洞风场的影响,提高实验数据的准确性。实验时滑块由直线电动机驱动,带动与滑块相连的拉杆运动,拉杆再带动平台运动,从而实现动平台与实验模型位姿的变化。动平台与实验模型之间采用测量力及力矩的天平相连。天平通常安装在模型的质心上,以减小模型重力对实验数据的影响。实验时模型的质心通常位于风洞的中心轴上,只是通过动平台位姿的变化带动模型在风洞中实现姿态的变化。习惯上用 α 、 β 、 γ 分别来表征模型所在的动平面分别绕 Z_m 、 Y_m 、 X_m 转动与 $O_m X_m Z_m$ 、 $O_m X_m Y_m$ 、 $O_m Y_m Z_m$ 面形成的夹角,这 3 个角分别称为攻角、偏航角和翻滚角,也可称为 $X-Y-Z$ 欧拉角^[7-8]。

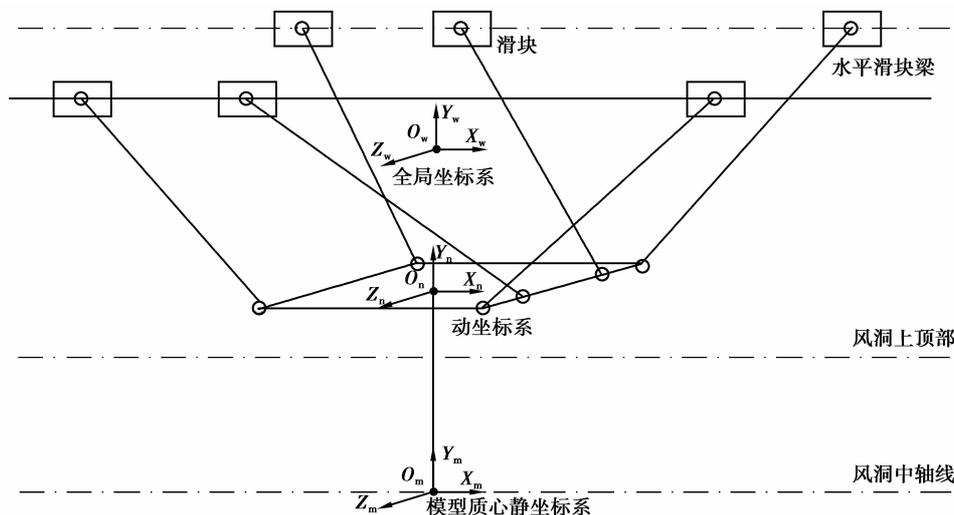


图 1 并联机构实验台结构简图

2 并联机构的运动学逆解

为求解六自由度运动平台的运行空间位置关系,建立如图 1 所示的全局静坐标系 $O_w - X_w Y_w Z_w$ 和局部静坐标系 $O_m - X_m Y_m Z_m$ 、动坐标系 $O_n - X_n Y_n Z_n$ 。全局静坐标系固定在水平滑块梁上,局部

坐标系 $O_m - X_m Y_m Z_m$ 原点固定在支撑杆与模型质心相连的末端上,动坐标系 $O_n - X_n Y_n Z_n$ 固定在动平台的质心上^[11]。

实验开始之前模型的各轴线与风洞的各轴线相互平行,即实验开始时的攻角 α 、偏航角 β 、翻滚角 γ 都为 0。当实验启动给出 α 、 β 、 γ 改变指令时,动平台

开始运动,由于实验模型的质心在静坐标系中的位置要保持不变,动平台的运动轨迹实际上是以支撑杆的末端为圆心,以动平台质心到支撑杆末端的长度为半径的空间圆弧。因此,在全局静坐标系中可以确定该圆弧所在空间圆的方程为

$$\left. \begin{aligned} (x_w - {}^w x_{m0})^2 + (y_w - {}^w y_{m0})^2 + (z_w - {}^w z_{m0})^2 &= l^2 \\ A(x_w - {}^w x_{m0}) + B(y_w - {}^w y_{m0}) + (z_w - {}^w z_{m0}) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

式中: l 为支撑杆末端到动平台质心的长度; $({}^w x_{m0}, {}^w y_{m0}, {}^w z_{m0})$ 为局部坐标系的原点,即实验模型的质心。动平台位姿变化前后的质心位置坐标 ${}^w O_{n1}({}^w x_{n01}, {}^w y_{n01}, {}^w z_{n01})$ 和 ${}^w O_{n2}({}^w x_{n02}, {}^w y_{n02}, {}^w z_{n02})$ 为该圆上的两点。 $\mathbf{n}(A, B, 1)$ 为 ${}^w O_m, {}^w O_{n1}, {}^w O_{n2}$ 3 点确定的平面的单位法向量,且通过 $O_m - X_m Y_m Z_m$ 坐标系的原点。由于 \mathbf{n} 与 $O_m O_{n1}(O_{n1x}, O_{n1y}, O_{n1z})$ 、 $O_m O_{n2}(O_{n2x}, O_{n2y}, O_{n2z})$ 垂直,因此在 $O_m - X_m Y_m Z_m$ 坐标系中有:

$$\mathbf{n} = \begin{vmatrix} \mathbf{e}_1 & \mathbf{e}_2 & \mathbf{e}_3 \\ O_{n1x} & O_{n1y} & O_{n1z} \\ O_{n2x} & O_{n2y} & O_{n2z} \end{vmatrix} = (A, B, 1), \quad (2)$$

式中:

$$A = \frac{O_{n1y}O_{n2z} - O_{n2y}O_{n1z}}{O_{n1x}O_{n2y} - O_{n1y}O_{n2x}}, \quad (3)$$

$$B = \frac{O_{n1z}O_{n2x} - O_{n1x}O_{n2z}}{O_{n1x}O_{n2y} - O_{n1y}O_{n2x}}, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} (O_{n1x}, O_{n1y}, O_{n1z})^T &= Rot(z_n, \alpha_1) Rot(y_n, \beta_1) \\ &Rot(x_n, \gamma_1)(0, l, 0)^T, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} (O_{n2x}, O_{n2y}, O_{n2z})^T &= Rot(z_n, \alpha_2) Rot(y_n, \beta_2) \\ &Rot(x_n, \gamma_2)(0, l, 0)^T, \end{aligned} \quad (6)$$

式中, l 为动平台支撑杆的长度, $(\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2, \mathbf{e}_3)$ 为 $O_m -$

$X_m Y_m Z_m$ 坐标系各轴的单位向量。令 $\mathbf{p} = (0, l, 0)^T$, 则 \mathbf{p} 代表了实验之前,动平台在 $\alpha = 0, \beta = 0, \gamma = 0$ 时的位置向量。

局部静坐标系中将(1)式简化为

$$\left. \begin{aligned} x_m^2 + y_m^2 + z_m^2 &= l^2 \\ Ax_m + By_m + z_m &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

要确定滑块的坐标位置,首先要确定动平台的质心的位置,然后再根据动平台与拉杆铰接点坐标和拉杆的长度来确定滑块的位置。在这里先假设动平台支撑杆与模型之间是刚性连接(由于天平存在变形,实际中并不是刚性连接,但变形很小)。则实验时动平台与模型具有相同的位姿。即动平台平面与 $O_n X_n Z_n, O_n Y_n Z_n, O_n X_n Y_n$ 面的夹角也分别为 α, β, γ , 而且动平台在运动时总是保持与以上空间圆弧相切,切点在局部静坐标系中的坐标值为 $(O_{n2x}, O_{n2y}, O_{n2z})$ 。该点同时也是动坐标系的原点 O_m 。

$$\begin{aligned} ({}^w x_{ni}, {}^w y_{ni}, {}^w z_{ni}, 1)^T &= {}^w \mathbf{p}_{Om}^m \mathbf{p}_{On} Rot(z_n, \alpha) Rot(y_n, \beta) \\ &Rot(x_n, \gamma) ({}^n x_{ni}, {}^n y_{ni}, {}^n z_{ni}, 1)^T, \end{aligned} \quad (8)$$

式中,

$${}^m \mathbf{p}_{On} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & O_{n2x} \\ 0 & 1 & 0 & O_{n2y} \\ 0 & 0 & 1 & O_{n2z} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$${}^w \mathbf{p}_{Om} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & {}^w x_{m0} \\ 0 & 1 & 0 & {}^w y_{m0} \\ 0 & 0 & 1 & {}^w z_{m0} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

由此可求出动平台上 6 根拉杆铰接点在静坐标系中的坐标值 ${}^w x_{ni}, {}^w y_{ni}, {}^w z_{ni} (i = 1, \dots, 6)$ 。

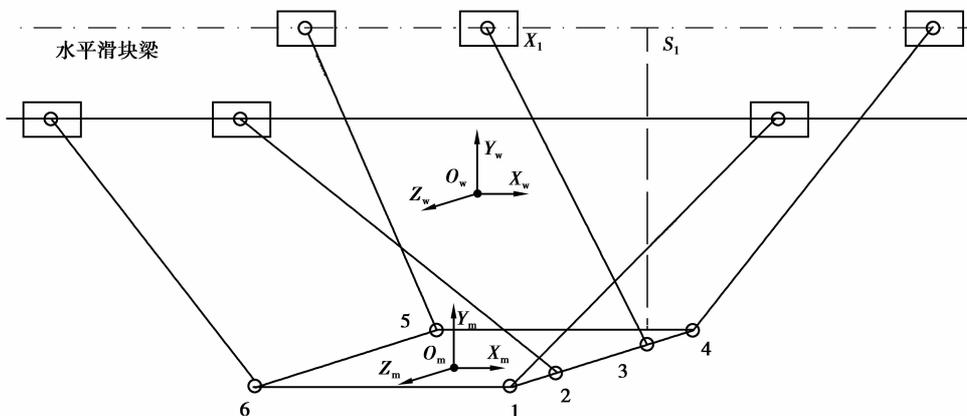


图 2 求解 x 坐标位置显示意图

在确定了动平台上铰接点的坐标之后,分别作各点到水平梁的垂直线,如图 2 所示,则有 X_1 、 D_1 、 S_1 3 点共面, D_1 、 S_1 所在的平面垂直水平梁。故 S_1 与 D_1 的 x 标值相等。同时由于在设计安装时,将水平滑块梁在全局坐标系中的位置已固定好,因此 X_1 、 S_1 2 点在 y 、 z 坐标上的值是已知的,所以有

$$D_i S_i = \sqrt{(y_{si} - y_{di})^2 + (z_{si} - z_{di})^2}, \quad (9)$$

$$x_i = S_i X_i = \sqrt{D_i X_i^2 - D_i S_i^2} = \sqrt{l^2 - D_i S_i^2}, \quad (i = 1, \dots, 6). \quad (10)$$

至此已求得各滑块在水平梁上在全局坐标系中的位置,其中 $i=1, 3, 4$ 时 x_i 取正值, $i=2, 5, 6$ 时 x_i 取负值。

3 动平台路径及欧拉角计算

从以上的分析可知,动平台从初始位姿的欧拉角 $\alpha_s, \beta_s, \gamma_s$ 变化到指定的位姿的欧拉角 $\alpha_e, \beta_e, \gamma_e$ 的过程中,动平台所在平面必须保持与式(1)或式(7)描述的空间圆弧曲线相切。因此,如果设动平台位姿变化的步数为 n ,则动平台在第 i 步变化的欧拉角并不等于 $\alpha_i = \alpha_s + i\alpha, \beta_i = \beta_s + i\beta, \gamma_i = \gamma_s + i\gamma$ 。这是因为欧拉角并不具有线性,也可以用式(11)矩阵的相乘的关系来解释这一点。

$$\begin{aligned} & Rot(z_n, \alpha_e - \alpha_s) Rot(y_n, \beta_e - \beta_s) Rot(x_n, \gamma_e - \gamma_s) \neq \\ & Rot(z_n, \alpha_i - \alpha_s) Rot(y_n, \beta_i - \beta_s) Rot(x_n, \gamma_i - \gamma_s) \\ & Rot(z_n, \alpha_e - \alpha_i) Rot(y_n, \beta_e - \beta_i) Rot(x_n, \gamma_e - \gamma_i). \end{aligned} \quad (11)$$

因此,需要用另外的方法来求动平台运动到第 i 步时的欧拉角。

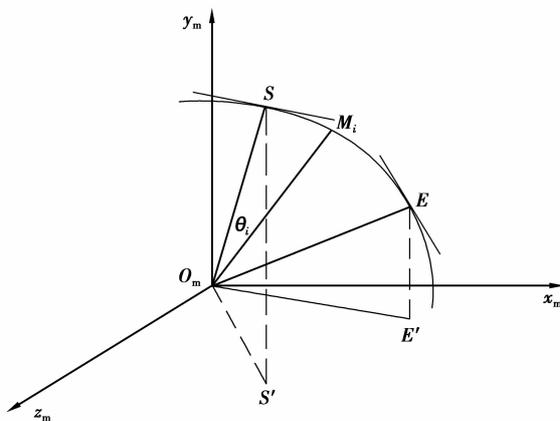


图 3 空间圆弧插补求解示意图

如图 3 所示, S 和 E 分别为动平台运动的起始和终止点, $M_i (i=1, \dots, n)$ 为动平台运动路径空间圆

弧上的任意一点。实验时已知 S 和 E 点动平台的欧拉角,设其分别为 $\alpha_s, \beta_s, \gamma_s$ 和 $\alpha_e, \beta_e, \gamma_e$,当动平台沿圆弧从 S 点运动到 $M_i (i=1, \dots, n)$ 点时,相当于 $O_m S$ 向量绕 $O_m S E$ 平面的法向量 $\mathbf{n}(A, B, 1)$ 转动 θ_i 之后到达了 M_i 点,也相当于 $O_m - X_m Y_m Z_m$ 坐标系绕向过原点的向量 $\mathbf{n}(A, B, 1)$ 转动 θ_i 角使 S 点到达 M_i 点,可以有以下旋转关系^[12-13]:

$$\mathbf{O}M_i = Rot(\mathbf{n}, \theta_i) \times \mathbf{O}S, \quad (12)$$

其中 $Rot(\mathbf{n}, \theta_i)$ 为 $O_m - X_m Y_m Z_m$ 坐标系绕向过原点的向量 $\mathbf{n}(A, B, 1)$ 转动 θ_i 角的变换矩阵^[6-7]。令

$$Rot(\mathbf{n}, \theta_i) = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} \end{bmatrix}, \quad (13)$$

则:

$$\begin{aligned} M_{11} &= n_x^2 (1 - \cos \theta_i) + \cos \theta_i = \\ & A^2 (1 - \cos \theta_i) + \cos \theta_i; \\ M_{12} &= n_x n_y (1 - \cos \theta_i) - n_z \sin \theta_i = \\ & AB (1 - \cos \theta_i) - \sin \theta_i; \\ M_{13} &= n_x n_z (1 - \cos \theta_i) + n_y \sin \theta_i = \\ & A (1 - \cos \theta_i) + B \sin \theta_i; \\ M_{21} &= n_x n_y (1 - \cos \theta_i) + n_z \sin \theta_i = \\ & AB (1 - \cos \theta_i) + \sin \theta_i; \\ M_{22} &= n_x^2 (1 - \cos \theta_i) + \cos \theta_i = \\ & A^2 (1 - \cos \theta_i) + \cos \theta_i; \\ M_{23} &= n_y n_z (1 - \cos \theta_i) - n_x \sin \theta_i = \\ & B (1 - \cos \theta_i) - A \sin \theta_i; \\ M_{31} &= n_x n_z (1 - \cos \theta_i) - n_y \sin \theta_i = \\ & A (1 - \cos \theta_i) - B \sin \theta_i; \\ M_{32} &= n_y n_z (1 - \cos \theta_i) + n_x \sin \theta_i = \\ & B (1 - \cos \theta_i) + A \sin \theta_i; \\ M_{33} &= n_z^2 (1 - \cos \theta_i) + \cos \theta_i = \\ & (1 - \cos \theta_i) + \cos \theta_i = 1. \end{aligned}$$

动平台起始位姿的欧拉角为 $(\alpha_s, \beta_s, \gamma_s)$,因此可以求出向量 $\mathbf{O}_m S = (S_x, S_y, S_z)$,进而可以求得向量 $\mathbf{O}_m M = (M_x, M_y, M_z)$ 的坐标值。此时如果将 $\mathbf{O}M$ 的坐标值代入到式(5)或式(6)中求 M 点相对平衡位置的欧拉角的话,则不可避免地要解超越方程。由于 S 点是上一次插补结束的点和本次欧拉角变化的起始点,可以根据 $\mathbf{O}S$ 和 $\mathbf{O}M$ 之间旋转关系矩阵 $Rot(\mathbf{n}, \theta_i)$ 求出绕 $O_m - X_m Y_m Z_m$ 坐标系各轴相对于 S 点转过的欧拉角 $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ 。

$$\left. \begin{aligned} \beta_i &= A \tan 2(-M_{31}, \sqrt{M_{11}^2 + M_{21}^2}) \\ \alpha_i &= A \tan 2(-M_{21}, M_{11}) \\ \gamma_i &= A \tan 2(M_{32}, M_{33}) \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

以上 $\text{Atan}()$ 为四象限反正切函数,可以确定欧拉角的符号^[14]。为了防止当 $M_{11}^2 + M_{21}^2 = 0$ 时,出现 $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ 解限化的情况,则可以根据(13)中 M_{11} 和 M_{12} 的值求出只要满足(15)式关系,就不会发生解退化^[15]。

$$\tan\theta_i \neq \frac{B}{A}, \quad (15)$$

式中: A, B 为路径平面法向量 X, Y 轴值, θ_i 为动平台前后两次位姿变化在向量 $(A, B, 1)$ 确定的平面内转过的角度。因此在实际取 θ_i 只要达到(15)要求就可以了。另外,法向量必须转化为单位向量,才能保证(14)式结果的正确性。

4 运动位置控制插补算法

实验时当系统发出模型位姿变化指令 $\alpha_e, \beta_e, \gamma_e$ 后,系统将自动地根据当前的模型位姿欧拉角 $\alpha_s, \beta_s, \gamma_s$ 确定轨迹圆弧,然后在圆弧中间插入 n 个过渡点,以保证动平台能够平滑地从起始位置运动到指定位置。插补的过渡点即可以按等 $\Delta\theta$ 方式或等弧长插入,也可以按变 $\Delta\theta$ 方式即变弧长方式插入。按等 $\Delta\theta$ 插补时,要保证 $\Delta\theta$ 及其整数倍都能满足式(15)的要求;而变弧长进行插补时,可以控制 $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ 角的变化,但其计算工作量比等 $\Delta\theta$ 插补要大些。

现给出求解滑块各步位置的算法如下:

- 1) 给定实验模型的位姿欧拉角 $\alpha_s, \beta_s, \gamma_s$ 。
- 2) 按照式(5)和式(6)分别计算起始向量 $\mathbf{O}_m\mathbf{S}$ 和终止向量 $\mathbf{O}_m\mathbf{E}$ 的坐标值。
- 3) 确定实验模型质心在全局坐标系中的坐标值 (${}^w x_{m0}, {}^w y_{m0}, {}^w z_{m0}$); 并根据动平台尺寸、拉杆和支撑

杆长度,以及铰链点位置在动坐标系中的坐标值 $(x_i, y_i, z_i) (i=1 \cdots 6)$; 确定滑块水平梁在全局坐标系中的 Z, Y 值; 并令 $\mathbf{O}_m\mathbf{S}$ 和 $\mathbf{O}_m\mathbf{E}$ 的坐标值 (S_x, S_y, S_z) 和 (M_x, M_y, M_z) 分别等于式(3)、式(4)中的 $(O_{n1x}, O_{n1y}, O_{n1z}) (O_{n2x}, O_{n2y}, O_{n2z})$ 。

4) 根据向量 $\mathbf{O}_m\mathbf{S}$ 和终止向量 $\mathbf{O}_m\mathbf{E}$ 的夹角 θ_T 确定插补的总步数 K , 每步变化的角度 $\Delta\theta = \frac{\theta_T}{K}$, 并判断 θ_i 是否满足式(15)要求。

5) 根据式(3)和式(4)计算插补圆弧所在平面的法向量 \mathbf{n} 的坐标值 A, B 。

6) 根据 $\theta_i = i \times \Delta\theta (i=1, 2, \dots, K)$ 和 A, B 的值按式(13)计算绕 \mathbf{n} 向量转动的矩阵 $M = \text{Rot}(\mathbf{n}, \theta_i)$ 。

7) 按式(14)计算相对于 S 点转过的欧拉角 $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ 。

8) 将上一步计算的欧拉角及动平台上铰链坐标参数代入式(8)中, 分别计算铰接点在全局坐标系中的坐标值 (${}^w x_i, {}^w y_i, {}^w z_i) (i=1, \dots, 6)$ 。

9) 按式(9)和(10)计算滑块移动的位移 Δx_i 。

10) 如果 $i < K$, 重复 5) 至 10) 步。

5 算例仿真

将全局坐标系固定在水平滑块梁中心上, XZ 平面与水平梁平行, 左右两根梁关于 X 轴对称。实验模型安装朝向 $-X$ 轴方向, 因此 γ 角的方向与指定实验角相反, 其他角度都按右手定则确定。动平台处于平衡位置时, 其质心位于水平梁下方 0.35 m 处, 模型质心位于风洞水平轴上, 为支撑杆到动平台质心的距离加上该值^[14]。其他优化前后的仿真参数见表 1。

表 1 仿真参数

参数名称	优化前参数值	优化后参数值
1,4,5,6 拉杆长度	1.05 m	1.25 m
2,3 拉杆长度	0.95 m	0.90 m
模型质心在全局坐标系的坐标值	$[0, -1.0, 0]$	$[0, -0.9, 0]$
水平梁的宽度	0.9 m	0.9 m
铰接点在动平台上的位置坐标(依次为 $i=1, \dots, 6$ 点的坐标)	$[0.3, 0.05, 0.35], [0.3, 0.08, 0.20], [0.3, 0.05, -0.35], [-0.3, 0.05, -0.35], [-0.3, 0.05, 0.35]$	$[0.3, 0.05, 0.35], [0.3, 0.08, -0.20], [0.3, 0.05, -0.35], [-0.3, 0.05, -0.35], [-0.3, 0.05, 0.35]$
模型位姿	$\alpha=27^\circ, \beta=4^\circ, \gamma=18^\circ$	$\alpha=27^\circ, \beta=4^\circ, \gamma=18^\circ$

仿真初始状态 $\alpha=0^\circ, \beta=0^\circ, \gamma=0^\circ$, 此时动平台处于全局坐标系正下方的水平状态, 按以上参数值及式(9)和(10)可以求得此时滑块的 $x_i (i=1, \dots, 6)$

值分别为 $x_1 = x_4 = 1.1413$ (不在同一梁上, 见图 2), $x_2 = -0.7557, x_3 = 0.7557, x_5 = x_6 = -1.1413$ (不在同一梁上)。同时可求出起始与终

止向量之间的夹角为 33.111° , $A = -0.564$, $B = 0$, $C = 0.8709$ 。

以 $K = 100$ 步进行插补, 在 Matlab 7.0 中进行仿真, 求得每一步滑块在全局坐标系中的位置如图 4~图 7 所示, 动平台旋转过程中的欧拉角如图 8 所示, 动平台质心轨迹如图 9 所示。

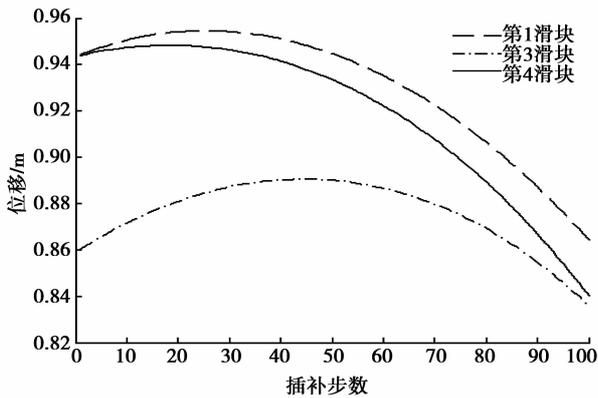


图 4 尺寸优化前第 1、3、4 拉杆的 x 轴位置曲线

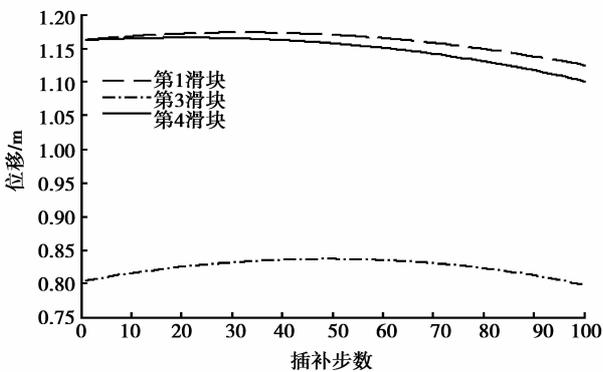


图 5 尺寸优化后第 1、3、4 拉杆的 x 轴位置曲线

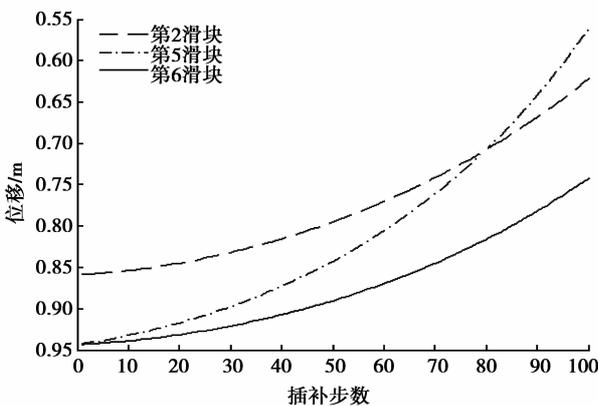


图 6 第 2、5、6 拉杆的 x 轴位置曲线

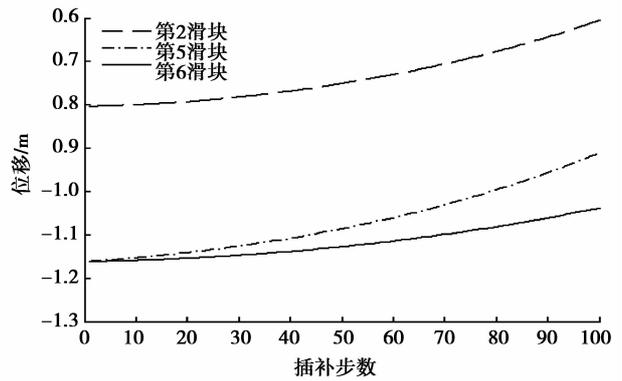


图 7 第 2、5、6 拉杆的 x 轴位置曲线

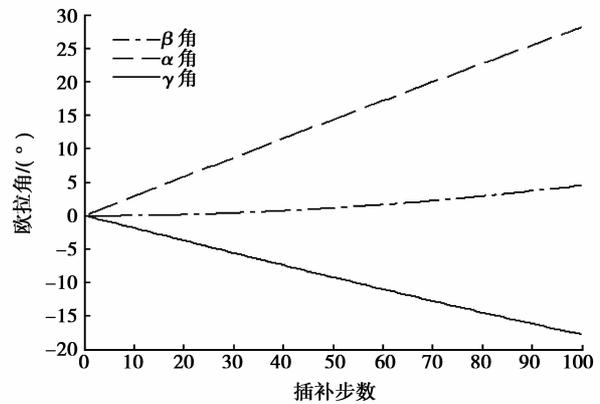


图 8 欧拉角的变化曲线

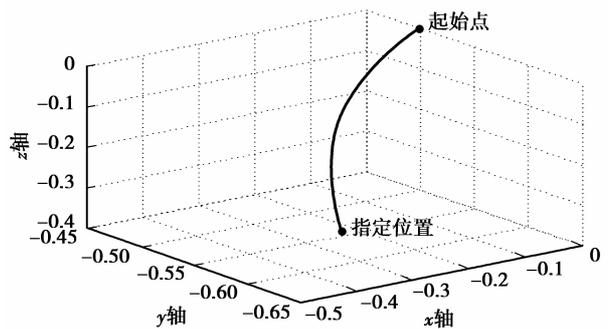


图 9 动平台空间运动轨迹曲线

对比图 4 与图 5、图 6 与图 7 可以发现, 在尺寸优化之前, 图 4 与图 6 中的滑块位置明显不合理, 在运动过程中发生了滑块相撞的情况。而图 5 和图 7 中因为 1、4 和 5、6 滑块在不同梁上, 因此可以保证并联机构的正常运行。图 8 中的 γ 值为负是因为模型的安装方向与全局坐标系 X 轴的正方向相反。从图 5、图 7 中的曲线还可以看出滑块坐标与其起始位置坐标是平滑的, 并且在同一水平梁上的滑块

相隔有足够的距离,能够保证机构运动中不发生滑块相撞。同时图8中的欧拉角能够达到实验时指定的值,图9中动平台运动轨迹正确,这说明以上运动控制方法是正确可行的。

6 结 论

1)这类并联实验机构由于每根水平梁上有3个滑动块,在运行过程中如何保证滑块不相撞,即仿真中滑块在全局坐标系中的坐标不重合非常重要,因此,这类机构的奇异位形相对于其他并联机构要更为复杂。在本例中通过仿真程序,对机构动平台和拉杆的尺寸参数进行优化,保证了机构在运行时不出现撞块等奇异位形。

2)通过仿真发现,这类并联机构6根拉杆不能全部采用相同的杆长。当第2、4杆不与另外4根拉杆的长度不相等时,容易保证运行中不发生滑块碰撞。在一定范围内长度差越大,越不易发生碰撞,当它们相等时,则该机构无法运行。

3)关于拉杆长度、动平台尺寸参数与机构奇异位形之间的关系,还需要进一步的研究。

参考文献:

- [1] 韩清凯,于涛,杜戊,等.六杆并联机器人模态实验与动力学特性分析[J].振动工程学报,2003,16(3):349-353.
HAN Qingkai, YU Tao, DU Wu, et al. Experimental modal measurement and dynamical analysis for 6 link parallel robot[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(3): 349-353.
- [2] Tang X Q, Li T M, Wang J S. Dimensional design theory and methodology of 6-DOF scissor parallel manipulator [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 17(1): 6-10.
- [3] 黄真. 并联机器人机构学理论及控制[M]. 北京:机械工业出版社,1997.
- [4] 周凯. PC数控原理、系统及应用[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
- [5] 杨永刚,刘玉斌,赵杰. 6-PRRS 并联机器人的动力学建模研究[J]. 哈尔滨工业大学学报,2009,41(1):53-57.
YANG Yonggang, LIU Yubing, ZHAO Jie. Dynamics modeling of 6PRRS parallel robot [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2009, 41(1): 53-57.
- [6] 陈兵奎,赵骧,王永波. 并联机构卫星通讯稳定平台运动学分析[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2008, 31(9):982-987.
CHEN Binkui, ZHAO Xiang, WANG Yongbo. Kinematic analysis of a stabilized parallel mechanism platform for satellite communication [J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2008, 31(9): 982-987.
- [7] Qi M, Qie Y H. Forward kinematics analysis for a novel 5-DOF parallel mechanism using tetrahedron configurations [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 20(6): 1-4.
- [8] Li J F, Wang X H, Fei R Y, et al. Performance analysis and kinematic design of pure translational parallel mechanism with vertical guide-ways [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 19(2): 300-306.
- [9] Cheng G, Ge S R. Analysis of kinematic and singular configurations of an asymmetrical parallel mechanism[J]. Journal of China University of Mining and Technology, 2008, 18(1): 135-139.
- [10] 孙友生,谢明红,周国义,等. 五轴联动圆弧非线性插补算法及其软件实现[J]. 机床与液压, 2010, 38(9): 21-25, 124.
SUN Yousheng, XIE Minghong, ZHOU Guoyi, et al. Arc nonlinear interpolation algorithm for five-axis machine tool and its software implementation [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(9): 21-25, 124.
- [11] Zhang Y F, Yao Y. Inverse kinematic optimal design of 6-DOF parallel manipulators [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2008, 15(1): 18-22.
- [12] Zhang X, Zhang J T, Dong Q G, et al. Vibration analysis of wind tunnel support[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2004, 11(5): 510-512.
- [13] 熊有伦. 机器人技术基础[M]. 武汉:华中科技大学出版社,1996.
- [14] 张志涌. 精通 Matlab 6.5 版教程[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2003.
- [15] 詹泳,周云飞,周济. 五轴数控机床空间圆弧插补[J]. 华中理工大学学报,2000,28(5):4-6.
ZHAN Yong, ZHOU Yunfei, ZHOU Ji. 3D circular arc interpolation for five-axis NC machines[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2000, 28(5): 4-6.

(编辑 詹燕平)