

文章编号: 1000-582X(2011)12-016-07

并联运动机床运动学和动力学分析与仿真

张毅^{1a,1b}, 牟思惠², 陈怀军^{1b}

(1. 重庆大学 a. 软件学院; b. 机械工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆航天职业技术学院, 重庆 400021)

摘要:以 $4\text{-}^X P^X U^{YY} U^X$ 型并联运动机床为例, 采用影响系数法建立了运动学分析的数学模型, 利用 Lagrange 方程求解出动力学模型, 为其它理论分析奠定基础。同时以虚拟样机软件 ADAMS 为工具, 建立了并联机床的仿真模型, 并对并联机床进行了动力学分析, 获得了并联运动机床的动态特性, 从而完善并优化了并联运动机床的系统设计。

关键词: 并联机床; 虚拟样机; 影响系数法; 动态特性

中图分类号: TG502.1

文献标志码: A

Kinematic and dynamic analysis and simulation on parallel kinematics machine tool

ZHANG Yi^{1a,1b}, MU Si-hui², CHEN Huai-jun^{1b}

(1a. College of Software Engineering; b. College of Mechanical Engineering, Chongqing University; Chongqing 400044, P. R. China; 2. Chongqing Aerospace Polytechnic College, Chongqing 400021, P. R. China)

Abstract: The parallel kinematics machine tool is based on the space of mechanism. It can achieve space complex motion, meet requirements of processing of multi-degree freedom, and can process complex parts. Because the design process of a parallel kinematics machine tool is quite complicated, there are limitations of the traditional design methods using experience and static researches. It is necessary to explore the related design theories and study the dynamic characteristics of the parallel kinematics machine tool. This study takes a $4\text{-}^X P^X U^{YY} U^X$ parallel kinematics machine tool as an example, develops the mathematical model of kinematics analysis by the coefficient method. The dynamic model is solved using Lagrange equation, which can provide the basis for other theoretical analysis. We develop a simulation model of parallel kinematics machine tool by the virtual prototype software—ADAMS, and analyze the dynamic of parallel kinematics machine tool. The dynamic characteristics of parallel kinematics machine tool are acquired. The system design of parallel kinematics machine tool is improved and optimized.

Key words: parallel machine tool; virtual prototype; coefficient method; dynamic characteristic

并联运动机床是将空间并联机构的特点应用到机床中, 综合利用计算机软件、电子控制等设备, 取代部分机械传动。在 1994 年美国芝加哥国际机床展览会上, 美国 Giddings&Lewis 公司展示了

Variax 型并联运动机床, 标志着机床设计开始应用并联机构。在德国, 2002 年 Index 机床公司率先推出了采用并联机构的车削中心, 并在同年应用 6 台车削中心设计完成了 2 条加工传感器壳体零件的生

收稿日期: 2011-07-10

基金项目: 重庆市科技攻关计划资助项目(CSTC, 2008AB3014)

作者简介: 张毅(1962-), 男, 重庆大学副教授, 博士, 研究方向为计算机辅助设计与制造、新产品设计与开发等,
(E-mail) cqzhangyi@163.com。

产线;在法国,1999年 Renault Automation 公司推出 Urane SX 卧式加工中心^[1]。最近十几年,我国的部分高等院校也相继对并联运动机床进行了研究,清华大学的汪琦等为了改善 6-SPS 型并联机床的动力学特性,建立了该类并联机床的结构动力学模型,求解并分析了其动态特性,并据此对这些参数进行了优化设计^[2]。朱煜等结合并联装备虚拟产品设计系统,介绍了已实现的并联机床创新设计数字化环境,通过典型的并联机床产品创新设计过程介绍了该数字化创新设计环境的应用^[3]。张立新等采用 New tonEuler 法建立了并联机床的刚体动力学模型,通过数值仿真方法分析了并联机床的刚体动力学特性,提出和检验了刚体动力学模型的简化策略^[4]。李育文等用有限元方法分析一种 6-UPS 并联机床的静刚度,基于 ANSYS 建立了该机床的有限元模型,考虑并联机床的支链和机架的变形,并利用 Matrix27 单元来模拟铰链。通过 APDL 语言实现有限元模型的参数化设计,计算出并联机床在工作空间内的刚度分布^[5]。哈尔滨工业大学的王瑞等详细讨论了七轴混联机床的机构干涉校验算法及工作空间快速校验算法,这些算法对混联机床的设计和控制系统开发有着一定意义^[6]。刘文涛等研究了并联机床的线性运动插补问题,提出了对驱动轴按函数规律直接控制的方法,以保证并联机床手控运动的高速高精度^[7]。伞红军等针对 6 自由度 Stewart 型并联机床工作空间小的问题,提出一种新型 5 自由度并串联机床,并用解析法推导了位置反解方程和输出参数间的解耦关系,分析了该机床结构参数的变化对工作空间的影响^[8]。燕山大学的张祥等针对一种新型三自由度并联机床进行了研究,采用数值分析方法绘制出了工作空间的截面边界图以及三维立体图,并定量分析了机构尺寸参数对工作空间体积大小的影响^[9]。

从查阅的文献发现,当前在并联机床方面主要集中于刚度、机构设计和控制方式的研究,对并联运动机床运动学和动力学分析一体化研究还有大量工作有待完成。

由于并联运动机床设计过程较为复杂,采用传统的经验设计方法和静态分析法都存在一定的局限性,因此,研究并联运动机床相关的设计理论,改变传统的类比设计和静态分析为主的现状,探索其动态特性是十分必要。以常用的虚拟样机软件 ADAMS 系统为平台,对 4- ${}^X P^X U^{YY} U^X$ 型并联机床进行分析与仿真,优化并联机床的设计过程^[10]。

1 并联运动机床的运动学分析模型建立

对于 4- ${}^X P^X U^{YY} U^X$ 型并联机床,第一运动副设置为移动运动副,沿 X 轴方向布置;第二个运动副设置为万向铰链,万向铰链布置为有一个方向与 X 轴方向平行,另一个方向自然和 X 轴方向垂直;第三个运动副也设置为万向铰链,该万向铰链布置方向同第一个万向铰链相同,但要保证其中连接到移动平台上的方向与 X 轴平行,如图 1 所示。

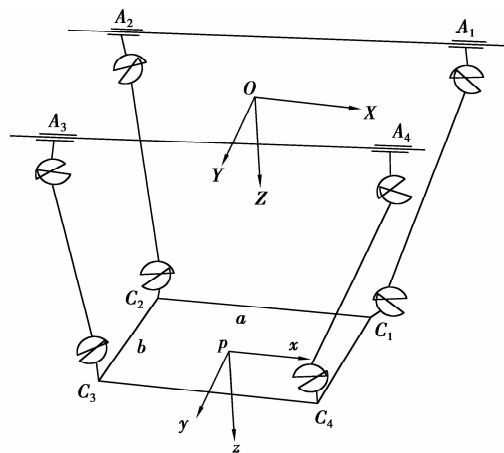


图 1 4- ${}^X P^X U^{YY} U^X$ 并联运动机床结构示意图

并联运动机床的运动学分析主要包括:位移分析、速度分析和加速度分析。因为并联运动机构运动参数转换为非线性的,所以,它的运动分析显得非常重要。在并联运动机床的运动学分析中,涉及的参数变量采用影响系数法,影响系数与变化的运动参数无关,可以在运动分析之前能够方便的求解出来,避开了变量变化的影响,简化了分析的复杂性。

对于 4- ${}^X P^X U^{YY} U^X$ 型并联机床,要建立其坐标系(图 1),根据空间机构学原理,能够求得运动学方程^[11-12]

$$x_i = f_i(X_p, Y_p, Z_p, \theta) \quad (1)$$

对式(1)求偏导,获得并联运动机床的速度关系式。

$$\dot{x}_i = \left\{ \frac{\partial f_i}{\partial X_p} \quad \frac{\partial f_i}{\partial Y_p} \quad \frac{\partial f_i}{\partial Z_p} \quad \frac{\partial f_i}{\partial \theta} \right\} \{v_x \quad v_y \quad v_z \quad \omega_x\}^T \quad (2)$$

式(2)中的 \dot{x}_i 表示并联机床移动副的驱动速度, v_x, v_y, v_z 表示并联机床动力头参考点的瞬时移动速度, ω_x 表示并联运动机床动力头的绕 X 转动速度,由于 \dot{x}_i 是相互独立,因此,可以将(2)式改写成如下矩阵形式^[13]

$$\begin{cases} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{cases} = \begin{cases} \frac{\partial f_1}{\partial X_p} & \frac{\partial f_1}{\partial Y_p} & \frac{\partial f_1}{\partial Z_p} & \frac{\partial f_1}{\partial \theta} \\ \frac{\partial f_2}{\partial X_p} & \frac{\partial f_2}{\partial Y_p} & \frac{\partial f_2}{\partial Z_p} & \frac{\partial f_2}{\partial \theta} \\ \frac{\partial f_3}{\partial X_p} & \frac{\partial f_3}{\partial Y_p} & \frac{\partial f_3}{\partial Z_p} & \frac{\partial f_3}{\partial \theta} \\ \frac{\partial f_4}{\partial X_p} & \frac{\partial f_4}{\partial Y_p} & \frac{\partial f_4}{\partial Z_p} & \frac{\partial f_4}{\partial \theta} \end{cases} \begin{cases} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \omega_x \end{cases} \quad (3)$$

$$\text{令: } \dot{\mathbf{X}} = (\dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \dot{x}_3 \quad \dot{x}_4)^T,$$

$$\dot{\mathbf{P}} = \{v_x \quad v_y \quad v_z \quad \omega_x\}^T$$

$$[\mathbf{G}_p^X] = \begin{cases} \frac{\partial f_1}{\partial X_p} & \frac{\partial f_1}{\partial Y_p} & \frac{\partial f_1}{\partial Z_p} & \frac{\partial f_1}{\partial \theta} \\ \frac{\partial f_2}{\partial X_p} & \frac{\partial f_2}{\partial Y_p} & \frac{\partial f_2}{\partial Z_p} & \frac{\partial f_2}{\partial \theta} \\ \frac{\partial f_3}{\partial X_p} & \frac{\partial f_3}{\partial Y_p} & \frac{\partial f_3}{\partial Z_p} & \frac{\partial f_3}{\partial \theta} \\ \frac{\partial f_4}{\partial X_p} & \frac{\partial f_4}{\partial Y_p} & \frac{\partial f_4}{\partial Z_p} & \frac{\partial f_4}{\partial \theta} \end{cases}.$$

则得到

$$\dot{\mathbf{X}} = [\mathbf{G}_p^X] \dot{\mathbf{P}}. \quad (4)$$

其中 $[\mathbf{G}_p^X]$ 称为一阶影响系数矩阵;通过速度影响系数,建立了速度反解的显示表达式。如果 $[\mathbf{G}_p^X]$ 是可逆的,求解出其逆矩阵 $[\mathbf{G}_p^X]^{-1}$,并令 $[\mathbf{G}_X^p] = [\mathbf{G}_p^X]^{-1}$ 为速度正解时对应的速度影响系数矩阵,由式(4)就可以得到速度正解的显示表达式

$$\dot{\mathbf{P}} = [\mathbf{G}_X^p] \dot{\mathbf{X}}. \quad (5)$$

并联机床的加速度影响系数,可在速度影响系数分析基础上进行,对式(4)求解偏导,得到加速度反解表达式

$$\ddot{\mathbf{X}} = [\mathbf{G}_p^X] \ddot{\mathbf{P}} + \dot{\mathbf{P}}^T [\mathbf{H}_p^X] \dot{\mathbf{P}}. \quad (6)$$

其中: $\ddot{\mathbf{X}} = (\ddot{x}_1 \quad \ddot{x}_2 \quad \ddot{x}_3 \quad \ddot{x}_4)^T$ 表示并联运动机床移动副驱动加速度; $[\mathbf{H}_p^X]$ 表示并联运动机床二阶影响系数矩阵,也是加速度影响系数矩阵; $\ddot{\mathbf{P}} = \{a_x \quad a_y \quad a_z \quad \alpha_x\}^T$ 表示机床的动力头三个移动加速度和绕X轴转动的加速度^[14-15]。二阶影响系数矩阵 $[\mathbf{H}_p^X]$ 具体可以写成

$$[\mathbf{H}_p^X] = \begin{cases} \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial X_p^2} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial X_p \partial Y_p} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial X_p \partial Z_p} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial X_p \partial \theta} \\ \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial X_p \partial Y} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial Y_p^2} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial Y_p \partial Z_p} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial Y_p \partial \theta} \\ \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial X_p \partial Z_p} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial Y_p \partial Z_p} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial Z_p^2} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial Z_p \partial \theta} \\ \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial X_p \partial \theta} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial Y_p \partial \theta} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial Z_p \partial \theta} & \frac{\partial^2 \bar{f}}{\partial \theta^2} \end{cases}. \quad (7)$$

其中: $\bar{f} = (f_1 \quad f_2 \quad f_3 \quad f_4)$; $[\mathbf{H}_p^X]$ 是由4个 4×4 的矩阵组成,分别将 f_1 、 f_2 、 f_3 和 f_4 代入到(7)式,就可以得到 $[\mathbf{H}_p^X]$ 的4个 4×4 的矩阵。

获得的这些矩阵只与并联运动机床的结构有关,参数不同的 $4-X^p X^Y Y^X$ 型并联运动机床,只要改变机构参数,就可以得到对应的运动系数矩阵。当给定并联运动机床动力头的工作姿态时,就能够得到具体的速度影响矩阵。

2 并联运动机床动力学分析模型

研究物体的运动和所受作用力之间的关系常常采用动力学分析法,主要包括动力学模型、受力分析、惯性力计算和动力平衡等,其中动力学模型的建立是一个重要方面。因此,采用Lagrange方程求解 $4-X^p X^Y Y^X$ 型并联机床动力学模型^[16-17],具体过程如下:

- 1) 建立并联运动机床坐标系,如图1所示;
- 2) 求解并联运动机床系统的动能和势能;
- 3) 应用Lagrange方程求动力学模型;

4) 二次建模,并将并联机床动态方程转化为状态方程描述。

根据并联运动机床的运动特征和结构特点,对并联运动机床进行了简化。由于动力头的质量远远大于杆的质量,在动力学分析时,可以忽略杆的质量。因此,并联机床系统的动能和势能仅仅是动力头的动能和势能。

下面给出动力头的动能 E 和势能 V (以动力头最远处为零势能面)

$$E = \frac{1}{2} m v_p^T v_p + \frac{1}{2} \omega_p^T I \omega_p, \quad (8)$$

$$V = mg(l - z_p). \quad (9)$$

式中: v_p 和 ω_p 分别为运动平台(动力头)的质心速度向量和质心角速度向量; z_p 为运动平台(动力头)的质心在固定坐标系下Z轴的坐标; I 为动力平台的转动惯量; g 为重力加速度; m 为动力头的质量,以上参数均采用国际标准单位。

由系统的动能和势能方程^[18],可以得到系统的动势 L

$$L = E - V = \frac{1}{2} m v_p^T v_p + \frac{1}{2} \omega_p^T I \omega_p - mg(l - z_p). \quad (10)$$

因此,Lagrange运动方程为

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = Q, i \in n. \quad (11)$$

其中: $\mathbf{q} = [q_1 \quad q_2 \quad q_3 \quad q_4]^T = [X_p \quad Y_p \quad Z_p \quad \alpha]^T$, α 为绕固定坐标系X轴的转角, X_p 、 Y_p 、 Z_p 为并

联机床的质心点在固定坐标系下的坐标值。 $Q_i \in n$ 并不是丝杠上滑块所受的驱动力,而分别是作用在 X_p, Y_p, Z_p 和 α 方向上的假想“力”和“力矩”,故称为广义力。在并联机床的动力头设计时,应使其形心和中心尽量重合,这可以避免产生不必要的惯性力,有利于动力头在运动时的平衡。

将式(10)写为标准形式

$$L = E - V = \frac{1}{2}m(\dot{X}_p^2 + \dot{Y}_p^2 + \dot{Z}_p^2) + \frac{1}{2}\dot{\alpha}^2 I_x - mg(l - Z_p). \quad (12)$$

$$\text{于是得: } \frac{\partial L}{\partial \dot{X}_p} = m\dot{X}_p, \frac{\partial L}{\partial \dot{Y}_p} = m\dot{Y}_p, \frac{\partial L}{\partial \dot{Z}_p} = m\dot{Z}_p,$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\alpha}_p} = m\dot{\alpha}_p, \frac{\partial L}{\partial X_p} = 0, \frac{\partial L}{\partial Y_p} = 0, \frac{\partial L}{\partial Z_p} = mg, \frac{\partial L}{\partial \alpha} = 0,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_p} \right) = m\ddot{X}_p, \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{Y}_p} \right) = m\ddot{Y}_p, \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{Z}_p} \right) = m\ddot{Z}_p.$$

将上式代入到(11)式中,得到广义力为

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_p} \right) - \frac{\partial L}{\partial X_p} = m\ddot{X}_p \\ Q_2 &= \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{Y}_p} \right) - \frac{\partial L}{\partial Y_p} = m\ddot{Y}_p \\ Q_3 &= \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{Z}_p} \right) - \frac{\partial L}{\partial Z_p} = m\ddot{Z}_p \\ Q_4 &= \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\alpha}_p} \right) - \frac{\partial L}{\partial \alpha_p} = m\ddot{\alpha}_p \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

将(13)写成矩阵的形式

$$Q = \begin{bmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{I} \end{bmatrix} \ddot{q} - \text{diag}[0 \ 0 \ 1 \ 0]mg. \quad (14)$$

其中: $\mathbf{M} = \text{diag}[m \ m \ m]$ 和 $\mathbf{I} = I_x$ 。

在理想约束条件下,任意瞬时系统上所有主动力和惯性力虚位移的虚功之和等于零,即

$$\sum_k F_k \delta x_k = \sum_i^{i=n} Q_i \delta q_i. \quad (15)$$

此时,丝杠上的虚功为

$$\omega = \mathbf{F}^T \delta \mathbf{x} = f_1 \delta x_1 + f_2 \delta x_2 + f_3 \delta x_3 + f_4 \delta x_4. \quad (16)$$

并联运动机床动力头上的虚功为

$$\omega = Q^T \delta q = Q_1 \delta X_p + Q_2 \delta Y_p + Q_3 \delta Z_p + Q_4 \delta \alpha. \quad (17)$$

根据虚功原理可得

$$Q^T \delta q = \mathbf{F}^T \delta \mathbf{x}. \quad (18)$$

由公式(3)可得

$$\delta \mathbf{x} = [\mathbf{G}_p^X] \delta q. \quad (19)$$

将式(19)代入到式(18)中,可得

$$Q^T = \mathbf{F}^T [\mathbf{G}_p^X]. \quad (20)$$

当 $[\mathbf{G}_p^X]$ 可逆时,可得

$$\mathbf{F} = [\mathbf{G}_p^X]^T Q = [\mathbf{G}_p^X]^T \left(\begin{bmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{I} \end{bmatrix} \ddot{q} - \text{diag}[0 \ 0 \ 1 \ 0]mg \right). \quad (22)$$

其中 $[\mathbf{G}_p^X]$ 是 $[\mathbf{G}_p^X]$ 的逆矩阵。

3 并联运动机床的仿真及结果分析

并联运动机床仿真设计是在三维软件模型基础上进行的,利用三维设计软件 UG 绘制三维模型并装配成虚拟样机,然后导入到仿真软件 ADAMS 系统实现并联运动机床仿真。由于与物理样机相比,在功能和性能上具有本质上的一致性,它用精确的数学模型描述物理样机的各个部分以及整个样机,这样可以方便地进行反复修改与实验,直至达到满意的性能指标,可有效的缩短并联运动机床开发周期,降低并联运动机床开发成本^[19-20]。

在并联运动机床建模和简化过程中,应遵循如下原则:

1)各零件之间的运动副要表示清楚,并根据运动副对模型进行简化。

2)在不影响视觉效果的情况下,所建并联运动机床模型外形应该尽量简化。

3)几个零件紧固在一起时,可以用一个零件表示,以节省运动副数量,尽量缩短运动链长度,减少计算误差。

根据上述原则,在不影响仿真精度的前提下,来简化并联运动机床虚拟样机,从而减少了仿真过程的复杂性。根据并联运动机床设计的原理,在仿真软件 ADAMS 系统上,添加相应的铰链约束,就能够得到并联机床的仿真模型,如图 2 所示。

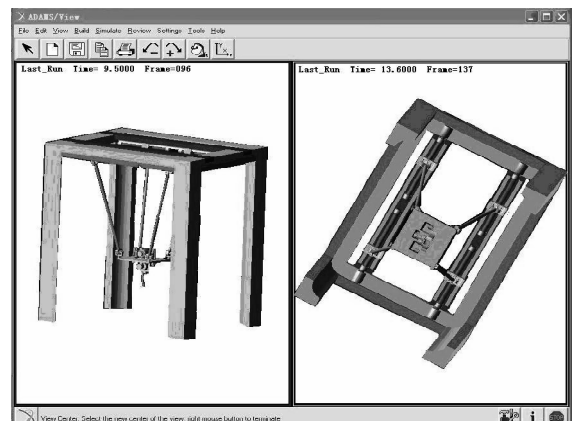


图 2 并联机床仿真模型

对于并联机床的运动学正解分析,在仿真软件 ADAMS 系统中给定导轨滑块的运动规律,就能够测量并联机床动力头的运动规律,获得对应的速度和加速度在各坐标轴分量^[21-22]。

令导轨上滑块的运动规律为

$$s_1 = 100\sin t, s_2 = 100\sin t,$$

$$s_3 = 200\sin t, s_4 = 200\sin t.$$

令并联运动机床结构参数为: $D = 350 \text{ mm}, a =$

$400 \text{ mm}, b = 400 \text{ mm}, l = 1\ 000 \text{ mm}$, 驱动滑块运动范围为: $0 \sim 500 \text{ mm}$ 。

在并联机床的运动学正解中,利用仿真软件 ADAMS 系统的测量工具,设定所要测量的部件运动参数,通过在 ADAMS 系统仿真后,得到并联运动机床的动力头运动规律,如图 3 所示为速度变化曲线,图 4 为加速度变化曲线。

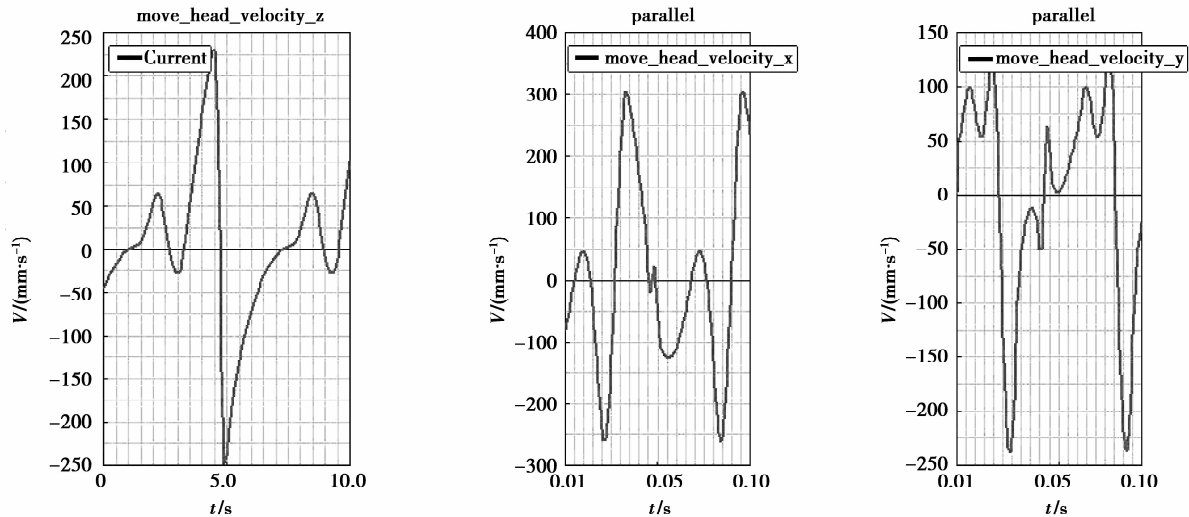


图 3 速度变化曲线

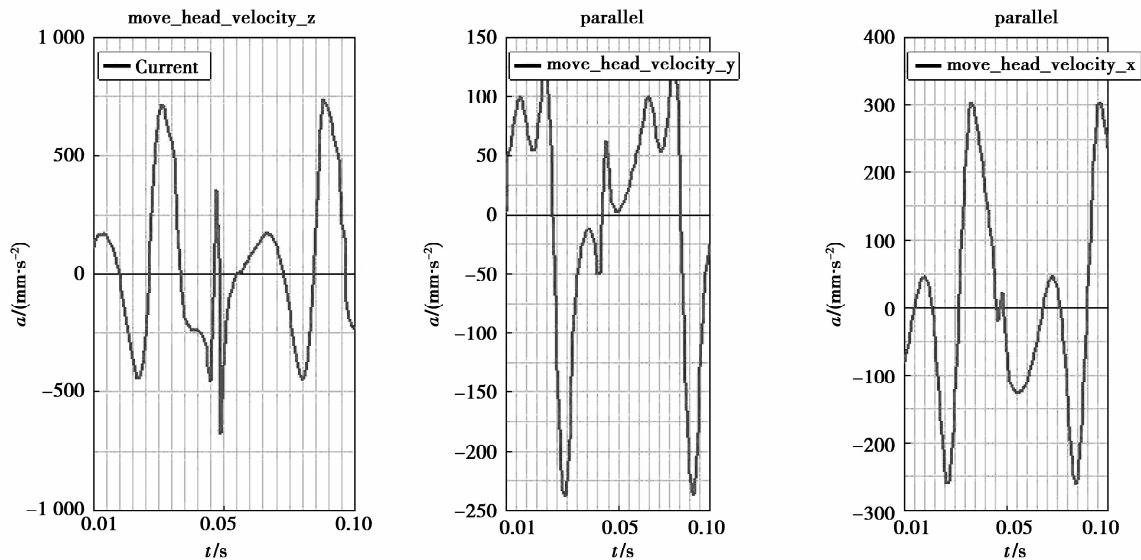


图 4 加速度变化曲线

在速度曲线图中,波峰和波谷是需要重点关注和分析的,是速度发生突变的区域,也是工程中需要注意的地方,在波峰和波谷处加速度及力可能过大。在加速度曲线的波峰和波谷处,要考虑加速度变化带来的冲击,因此,在设计时,必须考虑到机床结构所能承受的最大冲击和机床运动结构的动平衡。

令动力头与杆件的材料为 45# 钢,并令并联机床动力头的运动规律为

$$s_x = 30\sin t, s_y = 30\cos t, s_z = 5t.$$

其中: s_x, s_y 和 s_z 分别是动力头中心点在 x, y 和 z 上的运动规律方程。时间单位为 s , 位移单位为 mm 。

选取并联运动机床结构参数为: $D=350$ mm, $a=400$ mm, $b=400$ mm, $l=1\ 000$ mm。

当并联机床处于不加工状态时,只对自重带给机床丝杠的驱动力进行仿真,在仿真软件 ADAMS 系统的测量工具中,设置 4 个导轨滑块测量参数,得出如图 5 所示丝杠受力仿真曲线图。

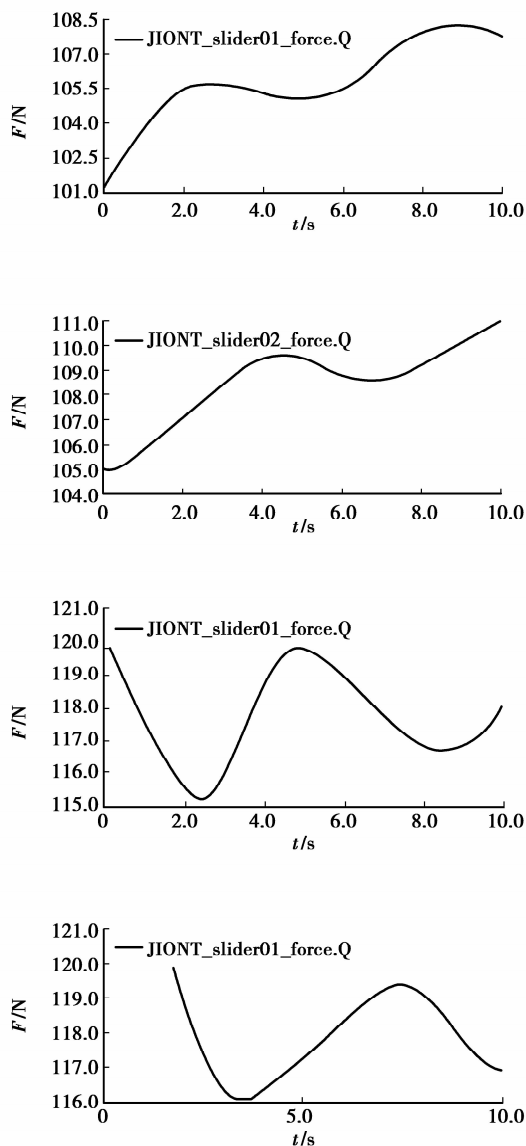


图 5 丝杠受力仿真

在分析中杆的重量虽然轻质,但实际中,这些重量会影响机床的受力,在精密加工中必须加以考虑。利用 ADAMS 系统可以很方便地解决理论分析不足的问题,使设计更加接近物理样机,分析更准确,从而减少了设计周期。

4 结 论

通过求解并联运动机床的速度和加速度的影响

系数矩阵,建立了并联运动机床的运动学分析模型。利用此模型,可以求解出工作空间内的任何位姿对应的速度和加速度,大大简化了并联运动机床的运动学分析的复杂性。同时对并联运动机床动力学进行了分析,利用 Lagrange 方程,建立了并联运动机床的动力学方程。并采用虚拟样机技术建立了并联运动机床的动力学模型和仿真模型,通过虚拟样机分析软件 ADAMS 获得了并联运动机床的运动学和动力学仿真过程,通过对仿真结果的分析,为并联运动机床的进一步设计、结构优化、方案优选提供了依据,提高了工作效率,降低开发成本。

参考文献:

- [1] 房立金. 并联机床发展探讨[J]. 航空制造技术, 2008(17):74-77.
FANG LI-JIN. Discussion of parallel machine tool development [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2008(17):74-77.
- [2] 汪琦,王立平,汪劲松,等. 6-SPS 型并联机床基于动态特性的优化设计[J]. 中国机械工程, 2003, 14(11):908-912.
WANG QI, WANG LI-PING, WANG JIN-SONG, et al. Design optimization based on dynamic characteristics of 6-SPS parallel kinematic machine tool[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 14(11):908-912.
- [3] 朱煜,汪劲松,张华,等. 并联机床数字化创新设计研究[J]. 计算机集成制造系统, 2003, 9(1):63-68.
ZHU YU, WANG JIN-SONG, ZHANG HUA, et al. Research on the digitized creative design of parallel machine tools[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2003, 9(1):63-68.
- [4] 张立新,汪劲松,王立平,等. 匀速条件下并联机床刚体动力学模型的简化[J]. 清华大学学报:自然科学版, 2003, 43(8):1041-1044.
ZHANG LI-XIN, WANG JIN-SONG, WANG LI-PING, et al. Simplified rigid body dynamic model for a parallel kinematics machine under uniform motion[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2003, 43(8):1041-1044.
- [5] 李育文,张华,杨建新,等. 6-UPS 并联机床静刚度的有限元分析和实验研究[J]. 中国机械工程, 2004, 15(2):112-115.
LI YU-WEN, ZHANG HUA, YANG JIAN-XIN, et al. Finite element analysis and experimental study for the stiffness of a 6-UPS parallel kinematic machine[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 15(2):112-115.
- [6] 王瑞,王知行,钟诗胜. 七轴混联机床机构干涉校验算

- 法及工作空间快速校验的研究[J]. 机械工程学报, 2006, 42(2): 221-225.
- WANG RUI, WANG ZHI-XING, ZHONG SHI-SHENG. Research On the mechanism interfere calibration and fast verification of workspace in 7-axis parallel-serial machine tool [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(2): 221-225.
- [7] 郭旭伟, 王知行, 刘文涛. 基于螺旋理论的并联运动机床虚拟概念设计与运动分析[J]. 机床与液压, 2007, 35(6): 77-81.
- GUO XU-WEI, WANG ZHI-XING, LIU WEN-WEI. Virtual concept design and simulating analysis based on screw theory for parallel machine tool [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2007, 35(6): 77-81.
- [8] 伞红军, 钟诗胜, 王知行. 一种新型五轴并串联机床的工作空间分析[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2010, 42(2): 243-249.
- SHAN HONG-JUN, ZHONG SHI-SHENG, WANG ZHI-XING. Workspace analysis of a novel 5-DOF serial-parallel machine tool [J]. Journal of Sichuan University : Engineering Science Edition, 2010, 42(2): 243-249.
- [9] 张祥, 金振林. 新型三自由度并联机床的工作空间分析[J]. 燕山大学学报, 2006, 30(2): 147-150.
- ZHANG XIANG, JIN ZHEN-LIN. Workspace analysis of a novel 3-DOF parallel machine tool [J]. Journal of Yanshan University, 2006, 30(2): 147-150.
- [10] 陈休龙, 赵永生. 并联机床运动仿真和运动学分析的新方法[J]. 中国机械工程, 2006, 17(5): 467-471.
- CHEN XIU-LONG, ZHAO YONG-SHENG. A new solution for motion simulation and kinematic analysis of parallel machine tool [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 17(5): 467-471.
- [11] GAO F, PENG B B. A novel 5-DOF fully parallel kinematic machine tool [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2006, 31(1-2): 201-207.
- [12] 邓飞, 李文忠. 3-PSP 并联机构的空间位置正解分析[J]. 机械设计, 2009, 26(1): 41-42, 45.
- DENG FEI, LI WEN-ZHONG. Forward solution analysis on spatial positions of 3-PSP parallel mechanism [J]. Journal of Machine Design, 2009, 26(1): 41-42, 45.
- [13] QI J B, GAO T H, ZHANG Z J, et al. The kinematics analysis of a novel 5-DOF series-parallel machine tool and study on its NC architecture [C]//Proceedings of the International Conference on Mechatronics and Automation, Aug. 5-8, 2007. Harbin, China. [S. l.]: IEEE Press, 2007: 1328-1333.
- [14] 王文玺, 肖世德, 孟文, 等. 基于虚拟样机的机械臂运动学建模与仿真[J]. 计算机应用研究, 2009, 26(1): 105-107.
- WANG WEN-XI, XIAO SHI-DE, MENG WEN et al. Dynamic modeling simulation of mechanic arm based on virtual prototype [J]. Application Research of Computers, 2009, 26(1): 105-107.
- [15] PONG G, CARRETERO J. A formulating jacobian matrices for the dexterity analysis of parallel manipulators [J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(12): 1505-1519.
- [16] ZHANG D, BI Z M, GE Y J. Theoretical design and control analysis of reconfigurable parallel kinematic machine tools [C]//Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, September 4-7, 2007, Las Vegas, Nevada, USA. [S. l.]: IEEE Press, 2007, 6: 229-236.
- [17] 王波, 武建新, 党大伟. Stewart 平台 6-UPS 并联机构动力学建模与仿真[J]. 机械工程与自动化, 2008(2): 1-3.
- WANG BO, WU JIAN-XIN, DANG DA-WEI. Dynamic modeling and simulation of 6-UPS stewart platform parallel manipulator [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2008(2): 1-3.
- [18] FAN K C, WANG H, ZHAO J W, et al. Sensitivity analysis of the 3-PRS parallel kinematic spindle platform of a serial-parallel machine tool [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2003, 43(15): 1561-1569.
- [19] 彭江涛, 胡业发. 基于 ADAMS 的柔性磁悬浮主轴的动态特性分析[J]. 机械工程与自动化, 2006, 10(5): 16-17.
- PENG JIANG-TAO, HU YE-FA. Dynamic characteristics analysis of flexible magnetic suspension rotor based on ADAMS [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2006, 10(5): 16-17.
- [20] JOHANNES K E. Synthesis of spatial parallel mechanisms with initial conditions using line geometry [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(10): 1289-1297.
- [21] RAFFAELE D G. A novel geometric and analytic technique for the singularity analysis of one-dof planar mechanisms [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(11): 1462-1483.
- [22] LI Q C, HUANG Z, HERVE J M. Type synthesis of 3R2T 5-DOF parallel mechanisms using the lie group of displacements [J]. IEEE Transactions on Robotics & Automation, 2004, 20(2): 173-180.