DOI: 10.3901/JME.2019.05.045

新型高性能平面轨迹导引机构的设计与分析*

郭 盛 苗玉婷 曲海波 赵福群

(北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京 100044)

摘要: 提出了一种可实现平面轨迹导引的新型机构设计方法。该类机构一侧支链为串联机构, 另一侧支链为可控五杆机构, 通过两条支链的协调运动, 使得末端操作器在运动过程中, 支链两侧所受的力与速度保持一致。这一设计克服了串联机构精度受限的缺点, 同时可通过可控五杆机构实现轨迹精确导引。基于螺旋理论的方法综合出一系列导引机构。对导引机构进行运动学与性能分析; 基于速度雅可比矩阵, 分析了机构的静刚度, 并与串联机构进行了对比。以高铁转向架 U 型槽研磨任务为例, 对机构进行了设计分析、轨迹规划与仿真研究, 验证了设计方法的正确性。

关键词: 轨迹; 导引机构; 运动学分析; 性能分析

中图分类号: TG156

Design and Analysis of Novel High Performance Plane Trajectory Guidance Mechanisms

GUO Sheng MIAO Yuting QU Haibo ZHAO Fuqun

(School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044)

Abstract: A new mechanism design method for planar trajectory guidance is proposed. One chain of this mechanism is a serial mechanism, and the other is a controllable five-bar mechanism. Through the coordinated motion of two branches, the force and speed on both sides of the branched chain are consistent in the motion of end effector. This design overcomes the shortcomings of the limited precision of the series mechanism, and simultaneously realizes the accurate guidance of the trajectory through the controllable five bar mechanism. A series of guiding mechanism is synthesized based on the screw theory. The kinematics and performance analysis of the guiding mechanism are analyzed. The static stiffness of the mechanism is analyzed based on the velocity Jacobian matrix, and compared with the serial mechanism. Taking the grinding U-type trough of high speed bogie as an example, the design analysis, and trajectory planning studies of the mechanism are carried out. The simulation results verify correctness of the proposed design method.

Key words: trajectory; guidance mechanism; kinematics analysis; performance analysis

0 前言

在工业生产中, 开链式串联机构的驱动电动机一般安装在关节处, 造成机构手臂的重量变大、惯性变大、刚度变小、关节误差累计较大等, 难以满足工业上要精确实现某一轨迹的需求。如果在串联机器人的末端夹持操作装置, 如磨具等, 由于其末端是非闭环链, 在加工过程中操作装置等效为“悬臂梁”, 因受到轴线方向的工作力矩会导致变形, 致使这类操作机器的加工精度与工作范围受到限制。并联机构因其具有刚度大、运动精度高、动态响应好等优点而得到广泛的应用^[1]。同时引入冗余

驱动^[2], 可以有效地降低并联机构的最大瞬时驱动, 提高其承载能力, 有效提高机构的刚度与精度。

在平面内实现确定轨迹的机构中, 目前采用最多的是平面连杆机构, 由于受到连杆机构独立设计参数的限制, 一般精确点的数目不能超过设计参数的数目。对四连杆机构而言, 最多可精确实现九个点的轨迹, 因此对于平面内的任意的轨迹, 只能近似实现^[3-6]。同时在确定四杆机构的设计参数, 其末端轨迹也就唯一确定。为了避免此缺点, 可用带有移动副的五杆机构代替四杆机构, 精确实现给定的轨迹运动。

针对以上所述, 本文基于螺旋理论^[7-10]综合出一类平面并联导引机构。闭环五杆机构与平面开链串联机构通过末端操作器以转动副连接得到的导引机构, 不仅能精确地实现预定的轨迹, 同时静刚度也得到有效提高。其中五杆机构主要引导机构精确

* 国家自然科学基金资助项目(51475035, 51505023)。20180308 收到初稿, 20180930 收到修改稿

地实现给定的轨迹,平面串联机构为导引机构提供工作所需要的支撑力。

1 设计方法

在工业生产中, U 型曲面、椭圆曲面等轴向较长的轨迹研磨加工, 需要较高的加工精度。如采用图 1a 所示的串联机器人, 末端夹持操作工具的加工过程中等效为悬臂梁, 精度受到限制; 图 1b 所示的对称式并联机构, 两支链的控制需要完全相同, 但也会产生整体误差, 影响加工精度。

图 1 串、并联机器人

针对以上机构存在的缺点, 本文采用非对称式的两支链并联机构, 一侧引导机构精确实现给定轨迹, 另一侧开环支链为机构提供力的支撑; 整体机构为冗余并联机构, 两条支链通过末端输出杆件相连。导引机构在实现精确轨迹的同时, 可带动和导引开环支链运动, 从而保证机构具有较高精度地连续完成加工任务。

对平面内任意曲线, 最多需要三个自由度(两个移动一个转动)即可实现, 末端操作器只需要考虑两个移动与自身转动, 自身转动通过末端操作器与两条支链末端转动副连接后加驱动电动机即可实现, 所以在分析的时候只需要考虑两个方向的移动。导引机构是具有两条支链的并联机构, 故可用并联机构的分析方法进行设计分析。

设计准则: ① 动平台两端支链的末端轨迹始终保持一致; ② 两支链末端在运动过程中速度与力的方向、大小始终保持一致。

设计思路及步骤为: ① 确定动平台的自由度(二自由度); ② 确定各支链的自由度(都为二自由度); ③ 二自由度机构实现预定轨迹: 五杆机构, 定义为导引模块; ④ 另一侧支链, 满足设计准则: 二自由度串联机构, 定义为支撑模块; ⑤ 两支链通过转动副与末端操作器连接构成导引机构。

基于螺旋理论对机构构型进行分析, 通过分析动平台的运动螺旋以及约束螺旋来分配机构两条支链的运动, 能实现该类运动的螺旋系为式(1)

$$\begin{cases} \mathcal{S}_1 = [0 \ 0 \ 0; 1 \ 0 \ 0]^T \\ \mathcal{S}_2 = [0 \ 0 \ 0; 0 \ 1 \ 0]^T \end{cases} \quad (1)$$

对其求反螺旋即可得到约束反螺旋系为式(2)

$$\begin{cases} \mathcal{S}_1^r = [0 \ 0 \ 1; 0 \ 0 \ 0]^T \\ \mathcal{S}_2^r = [0 \ 0 \ 0; 1 \ 0 \ 0]^T \\ \mathcal{S}_3^r = [0 \ 0 \ 0; 0 \ 1 \ 0]^T \\ \mathcal{S}_4^r = [0 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 1]^T \end{cases} \quad (2)$$

式中, $\mathcal{S}_1^r$ 代表沿 Z 轴方向的约束力, 限制 Z 轴方向的移动, $\mathcal{S}_2^r$ 、 $\mathcal{S}_3^r$ 、 $\mathcal{S}_4^r$ 分别代表绕 X、Y、Z 轴的力偶, 分别限制了绕 X、Y、Z 轴的转动。

通过分析末端操作器需要的运动螺旋以及约束, 可以得到导引机构两条支链的运动螺旋, 同为式(1)。在并联机构中, 通过引入闭环结构单元对机构工作的可靠性具有重要的意义。而五杆机构是二自由度机构中杆数最少的平面封闭运动链^[11], 即为机构精确实现轨迹的导引支链, 导引机构的另一侧即支撑链采用平面二自由度串联机构。

五杆机构的基本类型是含有五个转动副的平面铰链五杆机构, 根据平面连杆机构增加或者将转动副用移动副代替的原则, 可以得到图 2 所示的 12 种含有移动副的平面五杆机构^[12-13]。

图 2 五杆机构类型

根据五杆机构的应用场合^[14-15], 选择 RRRRP(图 2a)、RRRPR(图 2b)、RRP RR(图 2c)三种构型。

五杆机构的轨迹分析, 可以将其分为轨迹实现模块与轨迹补偿控制计算模块, 这两个模块之间是“耦合关系”。以 RRRPR 为例, 如图 3 所示。

轨迹实现模块为 RR 副的 ABP 部分, 轨迹补偿控制计算模块为 RPR 副的 DCP 部分。所以在选择导引

图 3 平面 RRRPR 五杆机构

机构的另一侧支链, 可以为二自由度的平面机构, 也可以为三自由度的平面机构。实现平面内的任意轨

迹, 选择至少含有一个转动副的串联机构。平面串联机构及五杆机构的选型及方案总数如表 1 所示。

表 1 导引机构的组合方案

平面机构的类型	五杆机构类型	导引机构方案数
平面二自由度机构	1 RR 2 PR 3 RP	(3+5) × 3 = 24
平面三自由度机构	1 RRR	
	2 RPR	
	3 RRP	
	4 PRR	
	5 PRP	

导引机构类型及各构型如表 2 所示。

表 2 导引机构类型及构型

机构类型	机构构型	机构类型	机构构型	机构类型	机构构型	机构类型	机构构型
RR+RRRRP		PR+RRRRP		RP+RRRRP		RRR+RRRRP	
RR+RRRRR		PR+RRRPR		RP+RRRPR		RRR+RRRPR	
RR+RRPRR		PR+RRPRR		RP+RRPRR		RRR+RRPRR	
RPR+RRRRP		RRP+RRRRP		PRR+RRRRP		PRP+RRRRP	
RPR+RRRPR		RRP+RRRPR		PRR+RRRPR		PRP+RRRPR	
RPR+RRPRR		RRP+RRPRR		PRP+RRPRR		PRP+RRPRR	

针对上述 24 种导引机构, 根据应用场合的需求可以选择最合适的构型。如表 2 中机构 RR+、RRR+、RPR+、PRR+ 组合除可以精确实现给定轨迹外, 机构末端操作器在运作过程中力与速度的大小和方向始终保持一致; 如果末端操作器只需精确实现给定轨迹, 则可选择其他构型。

2 基于确定任务的构型设计

2.1 构型设计

高速动车转向架定位臂 U 型槽的研磨是转向架加工中的难题。经过机器粗加工后的定位臂, 所留研磨的加工余量只有 0.05 mm 左右, 研磨区域大致为 50 mm×60 mm×60 mm。由于其加工难度大, 现有的加工方法都为手工操作, 目前唯一可操作的方法就是宁允展提出的“风动砂轮纯手工研磨操作法”, 中央电视台等对此进行了专题报道。因此需要迫切找到能够精确实现这类曲面加工的机构来代替或辅助纯手工的研磨方法。

基于定位臂 U 型槽的研磨的任务及能够满足设计准则, 本文选择 RR+RRRPR 组合机构进行分析。图 4a 所示的为动车转向架在工程中所处的加工环境。本文所设计的导引机构在转向架固定后, 通过升降台调节和自身运动对 U 型槽进行研磨加工。图 4b 为导引机构简图, l_1 为导引模块中主动件曲柄的长度, l_2 为连杆长度, l_3 为位移补偿长度, l_4 为机架, l_5 为连杆的延伸长度, θ 为延伸杆角度。 l_6 、 l_7 分别为支撑模块中两杆的长度, α 、 α_3 定义为导引模块的输入, α_1 、 α_2 为支撑模块的输入。

在对导引机构进行性能分析时, 为了使末端操作器两端的速度与力的方向大小能够一致, 在取值时令 $l_1=l_6$ 、 $l_5=l_7$, 且在运动过程中控制杆 l_1 与杆 l_6 、杆 l_5 与杆 l_7 保持平行, 所以可得 $\alpha_1=\alpha$ 、 $\alpha_1+\alpha_2=\theta_1$, 结合图 3。

(a) 导引机构工作环境

(b) 导引机构简图

图 4 U 型槽加工

对导引机构, 各个构件的尺度参数可确定如下:
 $l_1=50$ mm; $l_2=200$ mm; 50 mm $\leq l_3 \leq 250$ mm; $l_4=200$ mm; $l_5=200$ mm; $\theta=3\pi/4$; $l_6=50$ mm; $l_7=200$ mm。
 导引机器人的工作空间以及 U 型槽在工作空间的位置如图 5 所示。

图 5 机构工作空间

2.2 运动学分析

运动学正解, 即给定平面 RR 的输入角度 α_1 、 α_2 与五杆机构 RRRPR 输入角度 α 与补偿位移 l_3 的值, 求解末端操作器 P 的位置。带有移动副的五杆机构在运动过程中, 每一个瞬时都对应于一个具有确定几何参数的四杆机构, 故可用四杆机构的分析理论来对五杆机构进行分析。

位置逆解过程如下。杆 BP 的长度为 l_5 , 所以可得

$$(x_p - l_1 \cos \alpha)^2 + (y_p - l_1 \sin \alpha)^2 + \left(\frac{l}{2} - \frac{l}{2}\right)^2 = l_5^2 \quad (3)$$

由式(3)可解的 α 为

$$\alpha = 2 \arctan \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B - C} \quad (4)$$

解得 α 有两组解, 但五杆机构的位置逆解是唯一的, 取哪一组解取决于五杆机构的初始位姿形式。其中: $A = 2y_p l_1$; $B = 2x_p l_1$; $C = l_5^2 - l_1^2 - x_p^2 - y_p^2$ 。

设杆 PB 与杆 BC 与水平轴 x 的夹角分别为 θ_1 , θ_2 , 则

$$\tan \theta_1 = \frac{y_p - l_1 \sin \alpha}{x_p - l_1 \cos \alpha} \quad (5)$$

可得

$$\theta_2 = \arctan \frac{y_p - l_1 \sin \alpha}{x_p - l_1 \cos \alpha} - \theta \quad (6)$$

可得 C 点坐标值为 $\left(l_1 \cos \alpha + l_2 \cos \theta_2, l_1 \sin \alpha + l_2 \sin \theta_2, \frac{l}{2}\right)$, 故 CD 杆的长度为

$$l_3 = \sqrt{(l_1 \cos \alpha + l_2 \cos \theta_2 - l_4)^2 + (l_1 \sin \alpha + l_2 \sin \theta_2)^2} \quad (7)$$

式(7)计算出杆 CD 的长度, 在实际的运动过程中, 杆 CD 的长度是随着位置的改变而变化。

根据定义的 2R 串联机构的各尺寸及运动特性, 再根据末端点的位置坐标可分别求出 α_1 、 α_2 。

2.3 速度雅可比与静刚度分析

设输入速度可以表示为 $\mathbf{q} = (\dot{\alpha}_1, \dot{\alpha}_2, \dot{\alpha}, \dot{l}_3)^T$, 输出速度可以表示为 $\mathbf{x} = (\dot{x}_p, \dot{y}_p)^T$, 根据机构位置反解, 可以建立输出与输入速度之间的关系

$$B\mathbf{x} + A\mathbf{q} = 0 \quad (8)$$

对反解求出的 α , l_3 , α_1 , α_2 , 分别对 t 求一次偏导数, 即可以写成

$$a_{13}\dot{\alpha} + b_{11}\dot{x}_p + b_{12}\dot{y}_p = 0 \quad (9)$$

$$a_{23}\dot{\alpha} + a_{24}\dot{x}_p + b_{21}\dot{x}_p + b_{22}\dot{y}_p = 0 \quad (10)$$

$$a_{31}\dot{\alpha}_1 + b_{31}\dot{x}_p + b_{32}\dot{y}_p = 0 \quad (11)$$

$$a_{41}\dot{\alpha}_1 + a_{42}\dot{\alpha}_2 + b_{41}\dot{x}_p + b_{42}\dot{y}_p = 0 \quad (12)$$

整理后可得

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \\ b_{31} & b_{32} \\ b_{41} & b_{42} \end{pmatrix} \quad \mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & a_{13} & 0 \\ 0 & 0 & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & 0 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (13)$$

$$\mathbf{q} = -\mathbf{A}^{-1}\mathbf{B}\mathbf{x} \quad (14)$$

$$\mathbf{J} = -\mathbf{A}^{-1}\mathbf{B} \quad (15)$$

式中, $\mathbf{J}$ 称为逆雅可比矩阵。其意义为冗余驱动的并联机构输入与输出速度之间的映射矩阵。

根据文献[16]定义的刚度矩阵可表示为

$$\mathbf{K} = k\mathbf{J}^T\mathbf{J} \quad (16)$$

令等效弹簧系数 $k=1\ 000\ \text{N/mm}$, 则导引机构与 2R 串联机构的刚度矩阵的最大特征值分布如图 6 所示。

图 6 导引机构与串联机构刚度矩阵最大特征值对比

对比图 6a、6b 可以发现, 导引机构的静刚度矩阵的最大特征值总体是平面 2R 串联机构的 10^3 倍。因此, 可得该机构整体刚度性能较好, 具有足够的刚度承载负荷。

2.4 轨迹规划与仿真研究

为了验证导引机构能够实现运动的能力, 对机构模型进行了运动轨迹规划^[17]。进行规划的目的是: 使运动过程中所用的时间最短, 产生机械振动

及冲击最小^[18]。

机构动平台在 $t_0 \sim t_1$ ，沿 s_1 做加速运动到 P_1 点；在 $t_1 \sim t_2$ 经圆弧段 s_2 到达 P_2 点；在 $t_2 \sim t_3$ 经圆弧段 s_2 到达 P_3 点； $t_3 \sim t_4$ 经直线段 s_3 减速到 0，如图 7 所示。

图 7 轨迹规划路径

为了能够使机构平稳运动，在 x 、 y 轴方向各段加速度采用二次多项式进行规划，方程为

$$\begin{cases} a_{ix}(t) = kx_{i1}t^2 + kx_{i2}t + kx_{i3} \\ a_{iy}(t) = ky_{i1}t^2 + ky_{i2}t + ky_{i3} \end{cases} \quad i=1,2,3 \quad (17)$$

对式(17)分别进行一次和二次积分可得速度和位移方程 $v_{ij}(t)$ ， $s_{ij}(t)$ ， $j=x, y$ 。

根据轨迹规划的要求，可以分别得到 x 、 y 方向上位置、速度与加速度满足的关系，分别代入式(17)及其扩展公式中即可求出末端操作器的位移、速度与加速度方程。

设定 $s_1=35$ mm； $s_2=25$ mm； $t_0=0$ s； $t_1=4.0$ s； $t_2=8$ s； $t_3=12$ s； $t_4=16$ s，仿真时间为 16 s，步长为 500。

根据计算的末端操作器的位移、速度及加速度方程可得到机构在运动过程中，三个驱动关节的角位移以及速度变化曲线图，如图 8a、8b 所示。图

(a) 角位移变化曲线

(b) 角速度变化曲线

图 8 转动关节的变化曲线

9a、9b 分别为移动关节的线位移及线速度变化曲线图。

(a) 移动关节线位移变化曲线

(b) 移动关节线速度变化曲线

图 9 移动副关节变化曲线

将规划的末端操作器的运动参数，代入运动学逆解求出的各驱动方程中，即可求得三个转动关节与一个移动关节的驱动曲线图，如图 10 所示。

(a) 转动关节理论角位移变化曲线

(b) 移动关节理论线位移变化曲线

图 10 理论计算的各驱动关节变化曲线

对比图 8 与图 10，可得到通过仿真得到的关节变化曲线与理论计算得到的变化曲线基本一致。

同时从图8与图9可以得出,通过采用二次多项式函数对轨迹进行规划后,角度变化与速度变化曲线趋于平滑,没有突变的情况,证明该机构运动的正确性。

3 结论

(1) 基于精确实现给定平面轨迹的目的,本文提出了一类导引模块与支撑模块通过末端操作器形成并联机构的设计方法,确定出设计准则,综合出了24种机构整体自由度为2的并联式导引机构,并给出了对应的机构简图。

(2) 以U型槽研磨为例,选取RR+RRRPR机构构型进行了性能分析。所提机构的静刚度较串联机构提高了至少 10^3 倍。

(3) 对给定的U型轨迹进行了轨迹规划研究,仿真结果验证了理论计算的正确性。同时各个驱动关节曲线变化趋势平稳,没有出现突变的情况。证明了机构能够实现给定轨迹的运动能力。

参 考 文 献

- [1] 于靖军,刘辛军,丁希仑,等. 机器人机构学的数学基础[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
YU Jingjun, LIU Xinjun, DING Xilun, et al. Foundation of mathematics of robot mechanism[M]. Beijing: China Machine Press, 2008.
- [2] LI S, LIU Y, CUI H, et al. Synthesis of branched chains with actuation redundancy for eliminating interior singularities of 3T1R parallel mechanisms[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(2): 1-10.
- [3] 褚金奎,孙建伟. 基于傅里叶级数理论的连杆机构轨迹综合方法[J]. 机械工程学报, 2010, 46(13): 31-41.
CHU Jinkui, SUN Jianwei. Unified approach to synthesis of coupler curves of linkage by Fourier series[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(13): 31-41.
- [4] 于红英,赵彦微,许栋铭. 平面铰链四杆机构的轨迹综合方法[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2015, 47(1): 40-47.
YU Hongying, ZHAO Yanwei, XU Dongming. A path synthesis method of planar hinge four-bar linkage[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2015, 47(1): 40-47.
- [5] KAMBLE P K, HANDA C C, ZODE P N. Generalized methodology of synthesis of four-bar mechanism[J]. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, 2014, 3(1): 160-165.
- [6] BAI S, ANGELES J. Coupler-curve synthesis of four-bar linkages via a novel formulation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 94: 177-187.
- [7] 曹文熬,丁华锋,陈子明,等. 两层两环空间耦合链机构自由度分析原理[J]. 机械工程学报, 2016, 52(17): 116-126.
CAO Wenao, DING Huafeng, CHEN Ziming, et al. Principle of mobility analysis of two-level and two-loop spatial mechanisms with coupling chains[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(17): 116-126.
- [8] TIAN C, FANG Y, SHENG G. Structural synthesis of a class of 2R2T hybrid mechanisms[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(4): 703-709.
- [9] ZHAO T, LI E, BIAN H, et al. Type synthesis and analysis of rotational parallel mechanisms with a virtual continuous axis[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 109: 139-154.
- [10] LIU X J, WANG J. Parallel kinematics[M]. Berlin: Springer, 2014.
- [11] 廖汉元. 两自由度机构的型综合[J]. 武汉科技大学学报, 1996(4): 487-495.
LIAO Hanyuan. The type synthesis for the two freedom mechanisms[J]. Journal of Wuhan University of Science and Technology, 1996(4): 487-495.
- [12] 孔建益. 机械原理——分析. 综合. 优化[M]. 北京:机械工业出版社, 2003.
KONG Jianyi. Theory of machines and mechanisms—Analyse, syntheses, optimization[M]. Beijing: China Machine Press, 2003.
- [13] 杨金堂,孔建益,熊禾根,等. 平面低副五杆机构的基本型及其演化[J]. 机械设计与研究, 2006, 22(4): 28-31.
YANG Jintang, KONG Jianyi, XIONG Hegen, et al. Basic types and its evolvement of the planar five-bar mechanism with lower pair[J]. Machine Design and Research, 2006, 22(4): 28-31.
- [14] 李佳,廖汉元,孔建益,等. 平面五杆机构的机构变换及选型[J]. 中国机械工程, 2007, 18(1): 20-22.
LI Jia, LIAO Hanyuan, KONG Jianyi, et al. Synthesis of type for planar 5-bar mechanism with 2-degree of freedom[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(1): 20-22.
- [15] 孔建益, FUNK W, 吴干城. 具有一个受控原动件的五杆机构精确实现给定传动比的研究[J]. 武汉科技大学学报, 1997(2): 189-193.
KONG Jianyi, FUNK W, WU Gancheng. Research of five bar linkages with a controlled input link for the accurate generation of constant transmitting rate[J]. Journal of Wuhan University of Science and Technology, 1997(2): 189-193.
- [16] COPPOLA G, ZHANG D, LIU K. A 6-DOF reconfigurable hybrid parallel manipulator[J]. Robotics

- and Computer Integrated Manufacturing, 2014, 30(2): 99-106.
- [17] 赵福群, 郭盛, 曲海波. 一种新型具有闭环单元的高刚度冗余并联机构[J]. 机械工程学报, 2017, 53(9): 30-37.
- ZHAO Fuqun, GUO Sheng, QU Haibo. Novel high stiffness redundant parallel mechanism with closed-loop units[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(9): 30-37.
- [18] 徐海黎, 解祥荣, 庄健, 等. 工业机器人的最优时间与最优能量轨迹规划[J]. 机械工程学报, 2010, 46(9):

19-25.

XU Haili, XIE Xiangrong, ZHUANG Jian, et al. Global time-energy optimal planning of industrial robot trajectories[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(9): 19-25.

作者简介: 郭盛(通信作者), 男, 1972 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机构学。

E-mail: shguo@bjtu.edu.cn

苗玉婷, 女, 1992 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为机构学。

E-mail: 15121272@bjtu.edu.cn

第 8 届上银优秀机械博士论文奖——优秀奖

动轴变速齿轮传动理论及应用

作 者: 郑方焱

毕业学校: 武汉理工大学

指导教师: 郭孔辉、华林

目前齿轮理论以定轴传动为基本点, 规定两齿轮轴线的相对位置在传动中不变。若假设传动中齿轮轴线相对运动, 可得到动轴齿轮传动。动轴传动是对定轴传动的推广, 以此建立广义齿轮传动理论, 解决齿轮设计和制造中的诸多问题。

本研究提出动轴齿轮传动的基本假设, 尝试建立动轴变速比齿轮传动理论体系, 涵盖传动原理、齿面设计、齿面制造和传动机构的问题。

(1) 传动原理。提出动轴齿轮传动基本概念: 假设一对齿轮传动的过程中, 轴线夹角和偏置距不断变化, 定义为主动轮转角的函数。建立动轴齿轮传动的基础椭球面坐标系: 基于旋量理论, 得到动轴传动的瞬时轴, 建立空间椭球面坐标系, 研究三个主要的坐标曲面: 瞬轴面, 横断面与轴向面的性质; 将线啮合瞬轴面成拓展成点啮合, 讨论空间齿轮传动的节曲面。

(2) 几何设计。研究线接触共轭齿面的产形原理和方法, 应用于线啮合齿轮传动设计: 论述产形轮的存在性, 研究两种类型产形轮的基本性质; 基于自由曲面齿条, 提出产形轮齿面的自由构造方法, 推导线啮合共轭齿面的基本方程。研究点接触共轭齿面的产形原理和方法, 应用于空间点啮合齿轮传动设计: 基于空间齿轮的节曲面, 建立产形轮的运动标架, 求解产形轮的位姿, 推导空间点啮合共轭齿面的方程。研究基础齿条齿面的自由修形原理和方法, 应用于各类齿轮传动的修形设计: 在齿廓和齿长曲线函数的基础上叠加修形函数局部重构基础齿条的齿面, 建立其于产形轮齿面的映射关系, 获得相应齿轮的修形齿面几何; 以提高产品精度和接触性能为目标, 开发热锻直齿圆锥和直齿非圆锥齿轮的修形设计软件。

(3) 加工制造。建立能适用于众多工艺类型和机床形式的齿轮展成法制造联动数学模型, 应用于齿轮的展成法切削加工: 基于刀具和产形轮以及机床刀轴和工件轴的运动关系, 建立齿轮展成制造的联动数学模型; 研究插齿加工和铣齿加工非圆齿轮(包括非圆柱外齿轮、非圆柱内齿轮、斜齿非圆柱齿轮、弧齿非圆锥齿轮、曲线齿非圆柱齿轮)的联动的数学模型, 开发各类齿轮制造软件平台。

(4) 传动机构。提出动轴齿轮传动机构的概念, 论述单级和二级齿轮变中心传动的机构学特点; 基于非圆齿轮差动行星轮系, 开发非圆齿轮系列分割器产品。