

包装机械

精密机器人用 RV 传动系统的力学性能

王葵葵¹, 李可¹, 宿磊¹, 袁兵²

(1.江南大学, 无锡 214122; 2.上汽通用东岳汽车有限公司, 烟台 264006)

摘要: **目的** 了解 RV 传动机构的载荷分布, 研究系统的力学性能。**方法** 对精密机器人用 2K-V 型 RV 传动系统的结构进行简单介绍, 分析 RV 传动的特点; 对 RV 传动中的外啮合行星传动机构和内啮合摆线针轮传动机构的受力情况分别进行研究, 并考虑摆线针轮的初始啮合间隙, 多齿啮合原理以及曲柄轴转臂轴承的作用力。**结果** 短幅系数 $K1$ 的选取对摆线轮受力大小有直接的关系, 摆线轮齿与针齿的啮合作用力与该啮合点处摆线轮齿实际弹性变形成线性正比关系。**结论** RV 传动系统在机器人领域具有广泛的应用前景, 研究力学特性对 RV 传动机构的精度设计、制造加工提供了一定理论依据。

关键词: RV 传动; 机构; 受力分析; 力学性能

中图分类号: TB486; TH132 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)13-0164-06

Mechanical Property of the RV Transmission System for Precision Robot

WANG Kui-kui¹, LI Ke¹, SU Lei¹, YUAN Bing²

(1.Jiangnan University, Wuxi 214122, China; 2.SGM Dongyue Automobile Co., Ltd., Yantai 264006, China)

ABSTRACT: The work aims to understand the load distribution of the RV transmission mechanism and study the system's mechanical properties. First of all, the structure of type 2K-V RV transmission system for precision robot and the characteristics of RV transmission were briefly introduced and analyzed. The stress situation of the external gearing planetary transmission mechanism and the internal gearing cycloid-pin wheel transmission mechanism in RV transmission were lucubrated respectively. In addition, the initial meshing clearance, the multi-tooth meshing principle and the force of the crankshaft rotary arm bearing were considered. The selection of the short-amplitude coefficient $K1$ was directly related to the force of the cycloidal gear, the meshing force between the cycloid gear teeth and the pin gear was linearly proportional to the actual elastic deformation of the cycloid gear teeth at the meshing point. RV transmission system has a wide application prospect in robot field, and the research on mechanical properties provides a theoretical basis for the accuracy design, manufacturing and processing of RV transmission mechanism.

KEY WORDS: RV transmission; mechanism; force analysis; mechanical properties

RV (Rotary-Vector) 传动是由针摆行星传动发展而来的一种新型传动形式, 具有结构紧凑、传动比大、承载力强、运动精度高等优点, 因此受到国内外的广泛关注^[1-3]。它的应用范围不仅局限于加工中心 (机械制造) 方面, 目前已延伸至机器人领域^[4-6]。包装行业是使用机器人最为广泛的行业之一, 要求机器人不仅能适应各种不同的环境, 且能在恶劣的环境下高强度地工作, 这对自动化包装机器人的手臂运动精度以及腰部承载能力有极高的要求。由于 RV 减速器尚

处于研究阶段, 其设计与制造的理念依据并不完善成熟, 对其结构原理、动力学分析、动态特性及力学特性等方面还未能开展较全面的理论和实验分析研究, 因此对其进行系统的理论研究与分析是十分必要的。

以精密减速机构为主的机器人传动系统是机器人的重要组成部分, 作为传动、承重部件, 需要传递极大的扭矩, 承受极强的过载冲击, 其传动机构的运行状态直接影响机器人系统的性能。对于 RV 传动的研究, 国内外学者开展了大量的研究工作, 并取得了

收稿日期: 2017-01-12

基金项目: 国家自然科学基金 (51575236); 国家科技支撑计划 (2015BAF16B02)

作者简介: 王葵葵 (1991—), 女, 江南大学硕士生, 主攻 RV 减速器传动系统动力学性能。

通讯作者: 李可 (1978—), 男, 博士, 江南大学教授, 主要研究方向为故障诊断与信号处理。

一定的成果。Mo 等^[7]研究了机器人 RV 传动机构行星齿轮的载荷特性,分析了偏心误差、齿厚误差、装配误差、轴承制造误差以及轮齿啮合误差的影响。Mirko B 等^[8]研究了二级摆线减速器载荷分布和动态稳定性,使用有限元法(FEM)实现了摆线轮应力状态的实验分析。Gorla C 等^[9]研究了 RV 减速器的结构特点和运动学原理。大连交通大学^[10-11]分析了制造误差、装配误差、受力变形等非线性因素对 RV 减速器传动精度的影响。严细海等^[12]针对 2KV 型传动的第二级内啮合的外齿轮受力以及曲柄轴承的受力进行了简单的分析。文中在以上研究的基础上,首先对 2K-V 型 RV 传动机构作简单的结构介绍,其次对其中的外啮合行星传动机构和内啮合摆线针轮传动机构的受力情况分别进行较为完整的研究和具体分析。

1 2K-V 型 RV 传动机构结构介绍

2K-V 型 RV 传动是由渐开线行星齿轮与行星摆线针轮组成的两级大速比减速传动机构, RV 传动机构的结构见图 1。RV 传动装置是曲柄式封闭差动轮系。主动中心轮与电机输入轴相连,并与渐开线行星轮啮合,进行第 1 级减速。行星轮与曲柄轴固联为一体作为 RV 传动的输入部分。其传动特点是行星轮将旋转运动通过曲柄轴传递给摆线轮,摆线轮与固联在针齿壳上的针轮啮合产生绕其回转中心的自转运动,此运动又通过曲柄轴传递给输出盘实现等速输出转动。由于输出盘包含左右行星架 2 部分,同时作为第 1 级行星齿轮传动的行星架,其运动也将通过曲柄轴反馈给第 1 级差动机构形成运动封闭。

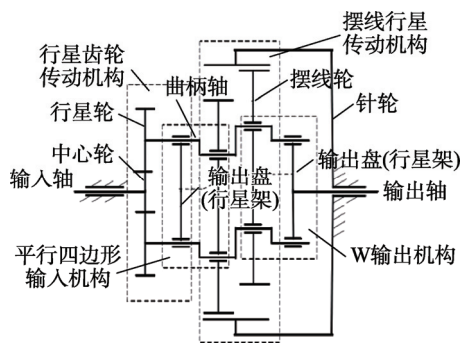


图 1 RV 机构传动

Fig.1 Simplified diagram of RV mechanism transmission

2 2HK 渐开线圆柱齿轮传动机构受力分析

齿轮传动一般均加以润滑,啮合齿轮间的摩擦力通常很小,计算齿轮受力时,可忽略不计。沿啮合线作用在齿面上的法向载荷 F_n 垂直于齿面作用于节点 P ,为了计算方便,将法向载荷 F_n 在节点 P 处分解为 2 个相互垂直的分力,即圆周力 F_t 与径向力 F_r ^[13],见图 2。

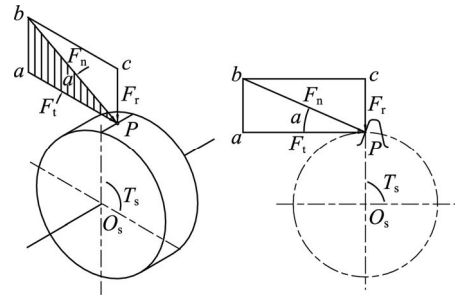


图 2 单对啮合时中心轮受力分析

Fig.2 The stress diagram of the center wheel in single pair

由此得出:

$$F_t = \frac{2T_s}{d_s} \quad (1)$$

$$F_r = F_t \tan \alpha \quad (2)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} \quad (3)$$

式中: T_s 为中心轮传递的转矩; d_s 为中心轮节圆直径(标准齿轮为分度圆直径); α 为齿轮的啮合角(标准齿轮 $\alpha=20^\circ$)。圆周力 F_t 相切于中心轮的节圆,方向与中心轮的转向相反;径向力 F_r 指向中心轮的圆心方向。RV 传动中的行星减速机构,中心轮与 3 个行星轮同时啮合,各行星轮将输入转矩传递给曲柄轴,由曲柄轴输出给下一级传动机构。每个行星轮上主要受到 2 种载荷的作用,即行星轮与中心轮之间轮齿啮合的作用力 F_n ;曲柄轴对行星轮的作用力 F_{Hp} ,行星齿轮传动过程中的受到的力见图 3,由于曲柄轴与行星轮固联,因此曲柄轴还对行星轮产生一个阻力矩 T_{Hp} 。

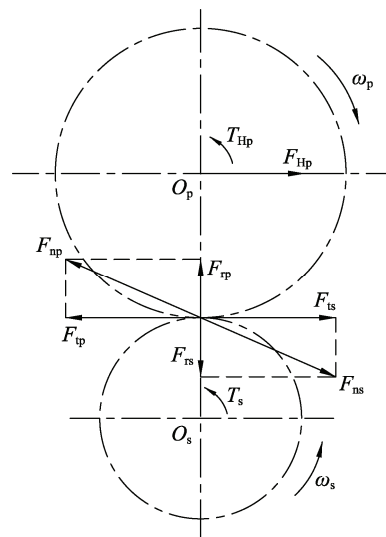


图 3 一级行星传动受力分析

Fig.3 The stress diagram of the planetary transmission

根据平面力系平衡关系得:

$$\sum M_{O_s} = 0, nF_{ts}r_s - T_s = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_{O_p} = 0, F_{tp}r_p - T_{Hp} = 0 \quad (5)$$

$$\sum F = 0, F_{Hp} - F_{tp} = 0 \quad (6)$$

根据作用力与反作用力的关系:

$$F_{is} - F_{ip} = 0 \quad (7)$$

由上述公式计算得:

$$F_{Hp} = F_{is} = F_{ip} = \frac{2T_s}{nd_s} \quad (8)$$

$$T_{Hp} = F_{ip} r_p = \frac{T_s Z_p}{n Z_s} \quad (9)$$

式中: Z_s 为中心轮齿数; Z_p 为行星轮齿数; n 为行星轮数量 (此处 $n=3$)。

3 摆线针轮传动机构内啮合受力分析

摆线轮在传动过程中主要受到 3 种载荷的作用, 即摆线轮自转和公转产生的离心惯性力 F_l , 摆线轮与针齿轮之间的啮合作用力 $\sum F_i$ 以及曲柄轴转臂轴承对它的作用力 $\sum R_i$, 这 3 个力在平面汇交力系中形成平衡关系。摆线轮的受力分析见图 4。

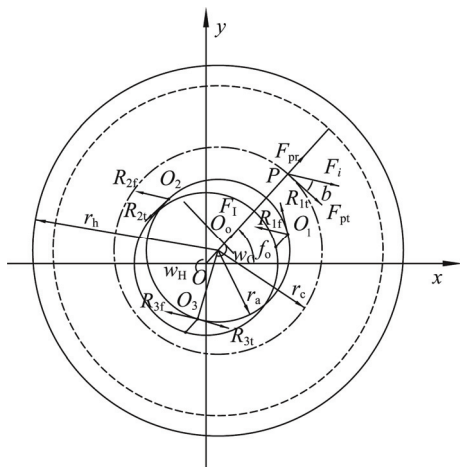


图 4 摆线轮受力分析

Fig.4 The stress analysis diagram of the cycloid wheel

摆线轮与针轮啮合力的径向分力 F_{pr} 沿偏心方向指向外侧, 与 x 轴夹角为 φ_0 ; 切向分力 F_{pt} 的方向为摆线轮自转方向, 与 x 轴夹角为 φ_0-90° ; R_{it} 相切于半径为 r_a 的圆, 与摆线轮公转方向相同, 各 R_{it} 之间的夹角为 $360^\circ/N$, N 为曲柄轴个数; R_{if} 的方向与 x 轴的夹角为 $\varphi_0+\beta+90^\circ$, 其中 $\beta=\arctan(F_{pr}+F_l)/F_{pt}$ 。

3.1 摆线轮运转中的离心惯性力

已知摆线轮的公转角速度 ω_H 和自转角速度 ω_C , 根据式(10)可求得摆线轮运转产生的离心惯性力:

$$F_l = m(\omega_H - \omega_C)^2 e \quad (10)$$

式中: m 为摆线轮的质量; e 为曲柄轴偏心距。

F_l 方向与 x 轴的夹角为曲柄轴的转角 φ_0 。

3.2 摆线轮与针轮间的啮合作用力

3.2.1 初始啮合间隙确定

从理论上来说, 标准的摆线轮或只经过了转角修

形的摆线轮与针轮啮合时, 同时啮合的齿数可达到约为针齿齿数的一半, 但在实际情况中, 为了便于拆卸和安装以及补偿尺寸链产生的误差, 保持合理的侧隙便于润滑, 对标准的摆线轮必须进行等距、移距或两者同时进行的齿廓修形, 修形后的摆线轮略小于标准摆线轮^[14], 如果不考虑零件变形的补偿作用, 则无法实现多齿同时啮合的条件, 见图 5。

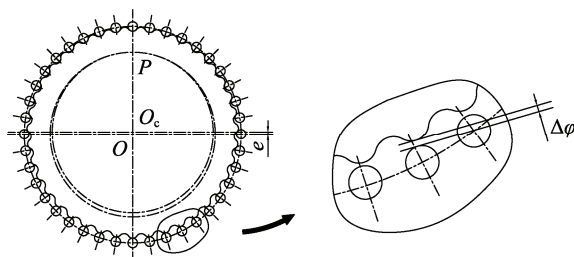


图 5 修形引起的初始啮合间隙

Fig.5 The initial meshing gap caused by the modification

当摆线轮的某个齿与针齿啮合时, 其余的摆线齿与针齿之间都存在着大小不一的初始间隙。以摆线轮结构中心为坐标原点建立坐标系, 摆线轮啮合时受力见图 6。

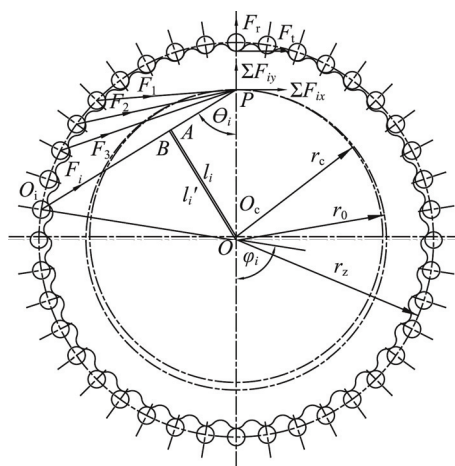


图 6 摆线轮与针齿啮合受力

Fig.6 Meshing force of cycloid and needle tooth

根据相似三角形关系 $\triangle PAO_c \sim \triangle PBO$ 得:

$$\frac{l_i}{r_c} = \frac{l'_i}{r_0} = \sin \theta_i \quad (11)$$

$$PO_i = \sqrt{r_0^2 + r_z^2 - 2r_0r_z \cos \varphi_i} = r_z \sqrt{1 + \left(\frac{r_0}{r_z}\right)^2 - 2\frac{r_0}{r_z} \cos \varphi_i} \quad (12)$$

$$PO_i = r_z \sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i} \quad (13)$$

式中: K_1 为短幅系数, $K_1=r_0/r_z$; r_0 为针轮节圆半径; r_z 为针轮分度圆半径; θ_i 为第 i 个针齿啮合点的公法线或待啮合点的法线与转臂 OO_c 间的夹角; φ_i 为第 i 个针齿相对于转臂 OO_c 的转角。

第 i 对轮齿啮合点法线方向的初始间隙 $\Delta(\varphi)_i$ 计

算公式:

$$\Delta\varphi_i = \Delta r_z \frac{1 - (K_1 \cos \varphi_i + \sqrt{1 - K_1^2} \sin \varphi_i)}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} + \Delta r_{rz} \left(1 - \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \right) \quad (14)$$

令 $\Delta\varphi_i=0$, 解得 $\cos \varphi_i=K_1$, 即 $\varphi_i=\varphi_0=\arccos K_1$, 这个解是令初始间隙为 0 的角度, 当空载时, 只有在 $\varphi_i=\varphi_0=\arccos K_1$ 处的一对摆线轮齿和针齿啮合。

由图 6 可知:

$$\frac{r_z}{\sin \theta_i} = \frac{PO_i}{\sin \varphi_i} \quad (15)$$

$$\sin \theta_i = \frac{r_z \sin \varphi_i}{PO_i} = \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} = \sin \varphi_i S^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

将式(14)化简得:

$$\Delta\varphi_i = \Delta r_z [1 - \cos(\varphi_i - \varphi_0)] S^{\frac{1}{2}} + \Delta r_{rz} [1 - \sin(\varphi_i) S^{\frac{1}{2}}] \quad (17)$$

式中: φ_0 为 $l_i=l_{\max}=r_c$ 处的针齿相对于转臂的转角; S 为转角相关系数, $S=1+K_1^2-2K_1 \cos \varphi_i$, $\varphi_0=\arccos K_1$ 。 Δr_z 为移距修形量; Δr_{rz} 为等距修形量。

3.2.2 摆线轮与针轮同时啮合齿数的基本原理

在分析修形摆线轮与标准针轮啮合作用力时, 需先确定摆线针轮同时啮合的齿数, 再通过循环迭代的方法求出啮合传力各轮齿中受力最大轮齿所受的啮合作用力。设传递转矩时, 在摆线轮转矩 T_c 作用下, 由于摆线轮与针齿的接触变形 W 及针齿自身的弯曲变形 f , 摆线轮偏离一定的角度 β , 若忽略摆线轮、针齿壳以及曲柄轴的变形, 则摆线轮各个啮合点公法线方向的总变形及待啮合点法线方向的位移为:

$$\delta_i = l_i \beta \left(i = 1, 2, \dots, \frac{Z_c}{2} \right) \quad (18)$$

$$l_i = r_c \sin \theta_i = r_c \frac{\sin \varphi_i}{\sqrt{1 + K_1^2 - 2K_1 \cos \varphi_i}} \quad (19)$$

式中: l_i 为第 i 个啮合点或待啮合点法线到摆线轮中心 O_1 的距离; r_c 为摆线轮节圆半径。由此可见, 在传递某转矩时, 所有 δ_i 大于该位置初始间隙 $\Delta\varphi_i$ 的各轮齿都能啮合, 相反则无法啮合。利用 Matlab 编写程序对啮合作用力进行计算, 并得到摆线轮初始啮合间隙 $\Delta\varphi_i$ 与总变形 δ_i 的分布曲线见图 7。

根据曲线图可得 2 个交点, 其对应角度分别为 φ_{m1} , φ_{m2} , 只有在 $(\varphi_{m1}, \varphi_{m2})$ 角度区间内的摆线轮齿才在实际中参与啮合传动。单片摆线轮在传动中接触啮合的实际针齿数可通过式(20)计算。

$$N_s = \text{int} \left(Z_c \cdot \frac{\varphi_{m2} - \varphi_{m1}}{180^\circ} \right) \quad (20)$$

则在双片呈 180° 对称分布的摆线轮在实际啮合

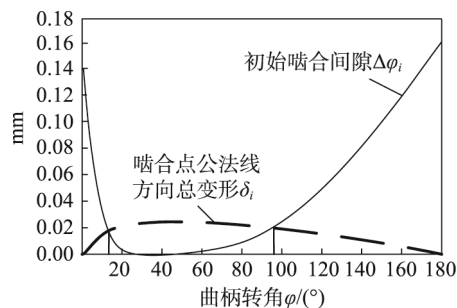


图 7 初始啮合间隙 $\Delta\varphi_i$ 曲线与 δ_i 曲线

Fig.7 $\Delta(\varphi)_i$ and δ_i curve graph of initial engagement clearance

传动中接触啮合的针齿数可表示为:

$$N_d = 2N_s = 2 \text{int} \left(Z_c \cdot \frac{\varphi_{m2} - \varphi_{m1}}{180^\circ} \right) \quad (21)$$

3.2.3 摆线轮齿与针齿啮合作用力

摆线针轮啮合过程为多齿啮合, 转臂的转向与摆线轮相反, 摆线轮的角速度方向与输出力矩相反。利用转化机构法将各运动构件转化为定轴转动, 且摆线轮与针轮转向相同。根据图 6, y 轴右半部分的针轮与摆线轮有离开趋势, 它们之间不存在作用力。 y 轴左半部分的针轮与摆线轮相互啮合, 各轮齿间的啮合作用力 F_i 汇交于节点 P , 并由切向分力 $\sum F_{ix}$ 和径向分力 $\sum F_{iy}$ 合成, 方向见图 6, 大小为:

$$\sum F_{ix} = \frac{T_c}{r_c} \quad (22)$$

$$\sum F_{iy} = K_y \sum F_{ix} \quad (23)$$

$$K_y = \frac{2}{\pi} \left(\frac{1}{K_1} + \frac{K_1^2 - 1}{2K_1^2} \ln \frac{1 + K_1}{1 - K_1} \right) \quad (24)$$

式中: K_y 为计算系数; K_1 为短幅系数。一般取 $K_1=0.55 \sim 0.8$, $K_y=0.25 \sim 0.4$ 。

经过修形后的摆线轮在 $\varphi_0=\arccos K_1$ 处或接近此处有一轮齿处于空载接触, 其余各轮齿与针齿沿待啮合点的法线方向均存在一定的初始间隙, 且随着摆线轮修形量的增加而增大。这种情况下, 假设第 i 个针齿受到的载荷 F_i 与 $\delta_i - \Delta\varphi_i$ 成线性正比关系。那么在 (或接近于) 第 i 个针齿相对于转臂的转角 $\varphi_i=\varphi_0=\arccos K_1$ 处, 又或者在 (或接近于) $l_i=l_{\max}=r_c$ 的针齿处的轮齿最先受力, 并且受力最大, 承受最大载荷的针齿位置见图 8, 用 $F_{\max}$ 表示最大受力。

理想状态下, 标准摆线轮与针齿啮合为无隙啮合, 假定针齿承受的载荷 $F_1, F_2, F_3, F_4 \dots$ 和相应的变形 $l_2\beta, l_3\beta, l_4\beta \dots$ 成线性关系。考虑到在实际中摆线轮以及针轮在制造、装配时存在误差, 从而产生 2 个摆线轮载荷分配不均匀的情况, 即其中一摆线轮的转矩略超过输出轴所传递总扭矩的 $1/2^{[15]}$, 则在分析计算时, 取:

$$T_c = 0.55T_v \quad (25)$$

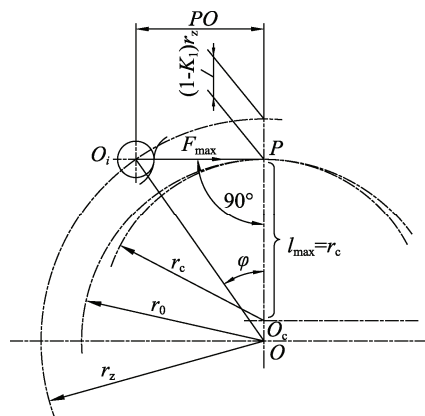


图 8 承受最大载荷的针齿位置

Fig.8 The position of the needle that bears the maximum load

$$F_{\max} = \frac{4T_c}{K_1 Z_c r_0} = \frac{2.2T_v}{K_1 Z_c r_0} \quad (26)$$

式中: T_v 为输出轴的总转矩; Z_c 为摆线轮齿数。假设摆线轮的转矩 T_c 有 Z_c 个齿传递, 令 m, n 分别为第 1 个、最后 1 个与针齿轮同时啮合的针齿序号 (即 $Z_i = n - m$), 则同时传力过程的各齿轮中受力最大轮齿所受的力 $F_{\max}$ 为:

$$F_{\max} = \frac{T_c}{\sum_{i=m}^n \left[\frac{l_i}{r_c} - \frac{\Delta\varphi_i}{\delta_{\max}} \right] l_i} \quad (27)$$

$$\delta_{\max} = W_{\max} + f_{\max} \quad (28)$$

$\delta_{\max}$ 为摆线轮各啮合点公法线方向总变形或在待啮合点法线方向位移的最大值, 当针齿销为两支点时:

$$f_{\max} = \frac{F_{\max} L^3 31}{48EJ64} \quad (29)$$

当针齿销为三支点时:

$$f_{\max} = \frac{F_{\max} L^3 7}{48EJ128} \quad (30)$$

$$J = \frac{4T_c}{R_c Z_w} \quad (31)$$

根据上述分析, 在同时啮合传力的 Z_c 个齿传递中第 i 对轮齿受力 F_i 可表示为:

$$F_i = \frac{\delta_i - \Delta\varphi_i}{\delta_{\max}} \cdot F_{\max} \quad (32)$$

$$F_{\max} = \frac{T_c}{\sum_{i=m}^n \left[\frac{l_i}{r_c} - \frac{\Delta\varphi_i}{\delta_{\max}} \right] l_i} = \frac{0.55T_v}{\sum_{i=m}^n \left[\frac{l_i}{r_c} - \frac{\Delta\varphi_i}{\delta_{\max}} \right] l_i} \quad (33)$$

由力矩平衡条件可得:

$$T_c = \sum_{i=m}^n F_i l_i \quad (34)$$

3.3 曲柄轴转臂轴承的作用力

转臂轴承与摆线轮的作用力见图 9。R 为第 i 个

转臂轴承的作用力 ($i=1, 2, 3$), 3 个转臂轴承在半径为 r_a 的圆周上均布, 每个转臂轴承将摆线轮输入的转矩传递给输出机构, 根据力的平衡关系可确定轴承作用力。

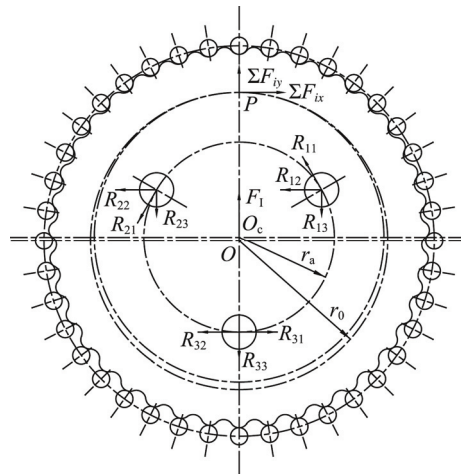


图 9 摆线轮与转臂轴承作用力

Fig.9 The force of cycloid and arm bearing

转臂轴承的作用力必须与啮合作用力和惯性离心力的合力相平衡。摆线轮除了受到 ΣF_{ix} 力和该力产生的力矩外, 同时也受到转臂轴承的反作用力。为便于分析, 把转臂轴承作用在摆线轮上的力分解成 R_{i1}, R_{i2}, R_{i3} 等 3 个部分, 见图 9。其中 ΣR_{i1} 为平衡切向作用力 ΣF_{ix} 所产生的力矩的分力, 其只对 O_c 产生力矩, 并与 ΣF_{ix} 对 O_c 产生的力矩平衡; ΣR_{i2} 与 ΣF_{ix} 相平衡; ΣR_{i3} 与 ΣF_{iy} 和 F_1 的合力相平衡。

每个转臂轴承在输出转矩 T_v 的作用下沿半径为 r_0 的圆周方向产生弹性形变, 假设所产生的弹性形变均相等, 则作用于每个曲柄轴承上的 R_{i1} 均相等。同理, 假设轮齿间啮合作用力 F_i 所产生合力在各转臂轴承上均布, 则每个转臂轴承上的 R_{i2} 与 R_{i3} 均分布相等。综上所述, 可得出 3 个曲柄轴的转臂轴承对摆线轮的作用力。根据力平衡条件可得:

$$R_{i1} \cdot N \cdot r_a = \Sigma F_{ix} \cdot r_0 \quad (35)$$

$$R_{i1} = \frac{\Sigma F_{ix} \cdot r_0}{N \cdot r_a} = \frac{T_v}{N \cdot r_a} \quad (36)$$

$$R_{i2} = \frac{\Sigma F_{ix}}{N} \quad (37)$$

$$R_{i3} = \frac{\Sigma F_{iy} + F_1}{N} \quad (38)$$

同时:

$$R_{it} = R_{i1} \quad (39)$$

$$R_{if} = R_{i2} + R_{i3} \quad (40)$$

$$R_{if} = \frac{\sqrt{(F_{pr} + F_1)^2 + F_{pt}^2}}{N} \quad (41)$$

式中: N 为曲柄轴的个数, $N=3$ 。

根据上述公式可知,若外载荷恒定不变, R_{i1} 的方向不变,大小恒定不变; R_{i2} 与 R_{i3} 大小恒定不变,方向随曲柄轴转角的变化而变化,因此 R_{i1} 为转臂轴承上的固定载荷, R_{i2} 与 R_{i3} 为旋转载荷,经过力的合成后,转臂轴承对摆线轮的作用力 R_i 是由一个固定载荷与一个旋转载荷合成的总载荷,即:

$$R_i = R_{i1} + R_{i2} + R_{i3} = R_{if} + R_{ir} \quad (42)$$

4 结语

根据以上对精密机器人用RV传动系统的结构特点,传动特性和受力情况的分析,得出如下结论。

1) 根据轮齿受力的变形协调关系可知摆线针轮啮合作用力与短幅系数 K_1 成反比关系,但是从几何角度考虑,承受最大载荷针轮处的啮合力与针轮分度圆半径 r_z 和短幅系数 K_1 成正比关系,由于通常短幅系数 K_1 取值为0.55~0.8,因此短幅系数 K_1 的选取对摆线轮受力大小有直接关系。

2) 在摆线轮齿与针齿啮合的分析中,假设了第 i 对摆线轮齿与针齿的啮合作用力 F_i 与该啮合点处摆线轮齿实际弹性变形 $\delta_i - \Delta\varphi_i$ 成线性正比关系。该假设考虑了初始间隙 $\Delta\varphi_i$ 及受力零件弹性变形的影响,保证了分析的准确性。

3) 针对RV传动中的外啮合行星传动机构和内啮合摆线针轮传动机构的受力分析与研究,明确了各机构的载荷分布与构成,确定了合理的啮合间隙与实际啮合齿数,满足了精密机器人对摆线针轮传动中共轭多齿同时啮合的严格要求。这些研究对RV传动机构的精度设计、制造加工提供了一定的理论依据。

参考文献:

- [1] 颜彧. RV 减速器传动精度及固有特性研究[D]. 湘潭:湘潭大学,2014.
YAN Yu. Research of the Transmission Accuracy and the Inherent Characteristics of RV Reducer[D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2014.
- [2] 刘玉婷. RV 减速器的传动误差分析[D]. 大连:大连交通大学,2012.
LIU Yu-ting. Analysis of Transmission Error of RV Reducer[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2012.
- [3] SENSINGER J W. Unified Approach to Cycloid Drive Profile, Stress, and Efficiency Optimization[J]. Journal of Mechanical Design, 2010, 132(2): 024503.
- [4] 姜振波. 机器人用 RV 减速器动力学性能分析[D]. 大连:大连交通大学,2010.
JIANG Zhen-bo. Dynamic Performance Analysis of RV Reducer in Robot[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2010.
- [5] 李力行,何卫东,王秀琦,等. 机器人用高精度RV传动的研究[J]. 大连铁道学院学报,1999(2): 1—11.
LI Li-xing, HE Wei-dong, WANG Xiu-qi, et al. Research on High Accuracy RV Drive in Robot[J]. Journal of Dalian Railway Institute, 1999(2): 1—11.
- [6] 田雨. 机器人用 RV 减速器模态测试与分析[D]. 大连:大连交通大学,2014.
TIAN Yu. Modal Test and Analysis of RV Reducer in Robot[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2014.
- [7] MO Shuai, ZHANG Yi-du, WU Qiong. Load Sharing Characteristics of RV Transmission Mechanism in Robot[J]. Mechanisms and Machine Science, 2015, 11(24): 977—987.
- [8] MIRKO B, NENAD M, ZORICA D, et al. A New Design of a Two-stage Cycloidal Speed Reducer[J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 133(8): 1115—1122.
- [9] GORLA C, DAVOLI P, ROSA F, et al. Theoretical and Experimental Analysis of a Cycloidal Speed Reducer[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(11): 1671—1676.
- [10] 方雪. RV 行星传动非线性动力学研究[D]. 大连:大连交通大学,2012.
FANG Xue. Research on Nonlinear Dynamics of RV Planetary Transmission[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2012.
- [11] 陆岩. 机器人用 RV 减速器传动误差研究与分析[D]. 大连:大连交通大学,2013.
LU Yan. Research and Analysis of Transmission Error of RV Reducer in Robot[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2013.
- [12] 严细海. 2K-V 型减速机的动力学特性研究[D]. 天津:天津大学,2004.
YAN Xi-hai. Study on Dynamic Characteristics of 2K-V-type Reducer[D]. Tianjin: Tianjin University, 2004.
- [13] 濮良贵,纪名刚. 机械设计:第八版[M]. 北京:高等教育出版社,2006.
PU Liang-gui, JI Ming-gang. Mechanical Design: Eighth Edition[M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [14] 张世安. 摆线针轮行星传动中摆线轮最佳修形量的分析与计算[J]. 机械科学与技术,2002,21(6): 906—908.
ZHANG Shi-an. Analysis and Calculation of the Best Modification Amount of Cycloid in Cycloid Driven Planetary Transmission[J]. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(6): 906—908.
- [15] 秦大同,谢里阳. 现代机械设计手册:第3卷[M]. 北京:化学工业出版社,2011.
QIN Da-tong, XIE Li-yang. Modern Mechanical Design Manual: Volume 3[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2011.