2012 年 12 月 北京航空航天大学学报 December 2012
第38卷 第12期 Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics Vol. 38 No. 12

离散齿谐波传动刚轮齿廓曲线优化设计

王 素 白 鑫 陈仕贤

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191) (北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191)

摘 要: 基于离散齿谐波传动结构与传动原理,对其传动性能进行分析. 基于刚轮齿廓曲线特性与传动性能的关系,建立齿廓曲线优化设计模型. 以其齿形压力角最小为优化设计目标,提高传动啮合效率;根据齿廓曲线方程确定优化设计变量,实现齿廓曲线参数最优化;依据其传动特性确定约束条件,以保证实现正常传动. 通过实例计算与分析,该方法可以有效减小刚轮齿形压力角,提高传动性能.

关 键 词: 离散齿谐波传动; 优化设计; 压力角

中图分类号: TH 132.43

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2012)12-1616-03

Optimization design about the rigid spline of the discrete teeth harmonic drives

Wang Su Bai Xin

(School of Transportation Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Chen Shixian

(School of Mechanical Engineering and Automation, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The transmission performance was analyzed , based on the device structure and transmission principle of the discrete teeth harmonic drive. The optimization design model for the rigid spline was established based on the relationship between the character of rigid spline and the transmission performance. And that the pressure angle of rigid spline tooth profile minimum as the optimization design goal was confirmed to improve the transmission efficiency; the optimizing design variables were confirmed according to the tooth profile curve equation of the rigid spline to achieve the parameters of the rigid spline optimized, and the constraint conditions were confirmed on the basis of the transmission properties to ensure normal transmission. The example shows the method above can effectively reduce the pressure angle of rigid spline tooth profile, which improves the transmission property.

Key words: discrete teeth harmonic drive; optimization design; the pressure angle

离散齿谐波传动[1-6]是对现有谐波传动结构的改进:用离散齿轮代替谐波传动结构中的柔轮,可解决谐波传动结构采用柔轮带来的刚度问题;刚轮轮廓曲线不是渐开线而是按等速共轭原理设计的离散齿包络曲线,啮合齿数多,可解决谐波传动的精度;离散齿谐波传动的传动比范围可在12°~80°范围内,满足实际应用需求,这是谐波传动不能达到的. 因此,对离散齿谐波传动性能和结果进行研究极具理论价值和应用前景.

1 离散齿谐波传动结构

离散齿谐波传动结构是由离散齿轮、刚轮和波发生器3个基本构件组成,与谐波传动结构具有相同的组件,如图1所示. 其中,波发生器与谐

收稿日期: 2011-10-24; **网络出版时间**: 2012-12-20 17:22

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20121220.1722.004.html

基金项目: 航空科学基金资助项目(2010ZE51053); 重庆大学机械传动国家重点实验室开发基金资助项目(SKLMT-KFKT-201009)

作者简介: 王 素(1963-),男,江西景德镇人,教授,wangsu2000@buaa.edu.cn.

波传动结构相同,由一个双波或多波的凸轮外套薄壁轴承组成,以椭圆凸轮最为常用;离散齿轮是由一个开有若干径向槽的圆环和槽中的一组中间可动件离散齿组成,离散齿可以是球形、圆柱形或两侧做成平面的圆柱体,以圆柱形较好,齿槽则与离散齿相匹配;刚轮与谐波传动结构类似,为一刚性厚环,环内壁开有轮齿. 不同的是,刚轮齿廓曲线不是渐开线而是按等速共轭原理设计的离散齿包络曲线,即选定离散齿形状后,在椭圆凸轮波发生器驱动下,用等速共轭原理计算出离散齿包络曲线,以此曲线作为刚轮齿廓曲线. 运动传递在波发生器作用下,使离散齿运动,与刚轮、离散齿体互相作用实现传动. 不同的输入输出构件、波发生器波数及刚轮齿廓曲线工作区间等可以得到多种不同的离散齿谐波传动方案,设计者可以根据实际使用需求进行选择.

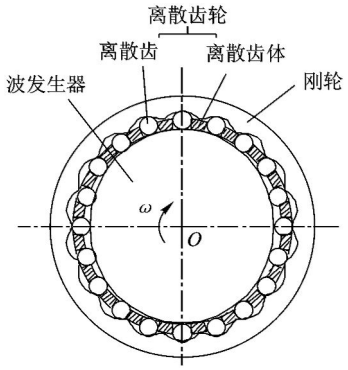


图 1　离散齿谐波传动结构简图

2　刚轮齿廓形成

刚轮齿廓曲线不是渐开线而是按等速共轭原理计算出的离散齿包络曲线,用椭圆波发生器驱动圆截面离散齿时,刚轮齿廓曲线的计算方式如图 2 所示.

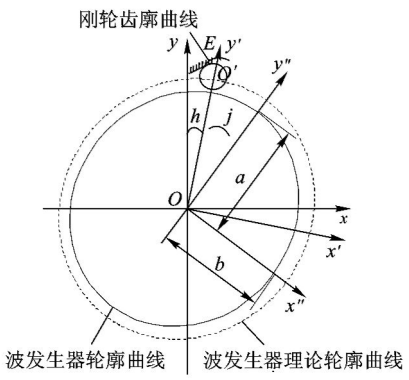


图 2　刚轮齿廓曲线形成原理

图 2 所示为刚轮齿廓曲线形成原理图,图中,xOy 为固定坐标系,$x'Oy'$ 为离散齿轮的连体坐标系,$x''Oy''$ 为波发生器连体坐标系,r 为离散齿半径,a 为波发生器长轴半径,b 为波发生器短轴半径. 令波发生器在任意时刻转角为 j,与此同时离散齿架带动离散齿相对于旋转轴转过 h,转角 j 和 h 满足传动比:$h=j/i$,令 $a_0=a+r$,$b_0=b+r$,ρ 为离散齿中心 O' 到旋转中心 O 的距离,则离散齿中心运动路径为

$$\rho = a_0 b_0 / [a_0^2 \sin^2((i-1)\cdot h) + b_0^2 \cos^2((i-1)\cdot h)]^{1/2} \tag{1}$$

$$x_{O'} = \rho \sin h \tag{2}$$

$$y_{O'} = \rho \cos h \tag{3}$$

刚轮齿廓曲线为离散齿中心运动路径的等距偏移线. 设 $\boldsymbol{n}=\begin{bmatrix} n_{Ox} \\ n_{Oy} \end{bmatrix}$ 为 O' 点轨迹的法向量,则

$$n_{Ox} = \frac{-B}{C} \tag{4}$$

$$n_{Oy} = \frac{A}{C} \tag{5}$$

其中　　$C = \sqrt{A^2 + B^2}$

由此可得刚轮齿廓曲线的坐标表达式:

$$x_E = x_{O'} + R n_{Ox} \tag{6}$$

$$y_E = y_{O'} + R n_{Oy} \tag{7}$$

3　刚轮齿廓曲线优化模型建立

3.1 优化设计变量

根据刚轮齿廓曲线方程可知,在传动比确定的情况下,刚轮齿廓曲线可由波发生器长半轴 a,短半轴 b 以及离散齿半径 r 确定,因此设这 3 个参数为刚轮齿廓曲线的优化设计变量. 令 $\boldsymbol{X}=(x_1,x_2,x_3)^{\mathrm{T}}=(a,b,r)^{\mathrm{T}}$

3.2　建立目标函数

刚轮齿廓齿形压力角 α_n 为刚轮与离散齿啮合点的法线方向 n-n 与离散齿中心的圆切线运动方向之间所夹的锐角,见图 3,其中 $\alpha_n=\alpha_2-\alpha_1$,$\alpha_1=h=j/i$,$\alpha_2$ 通过式(4)、式(5)确定. 压力角 α_n 越小,刚轮齿廓与离散齿啮合副传递的力越大,运动表面摩擦越小,啮合效率越高.

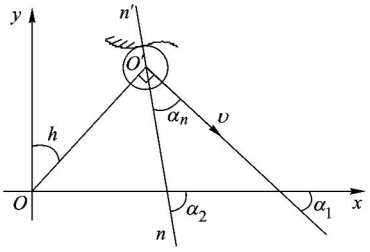


图 3　压力角示意图

通过计算,在刚轮齿廓齿顶与齿根处,刚轮齿廓齿形压力角较大,而在刚轮齿廓腹部,刚轮齿廓齿形压力角达到最小. 并且波发生器长、短半轴之差越小,刚轮齿廓齿形压力角越大,而离散齿半径对压力角的影响较小. 因此,以在某参数下刚轮齿廓齿形压力的最小值 $\alpha_{n\min}$ 最小为优化设计目标,使离散齿谐波传动啮合效率达到最优化.

3.3 约束条件

优化设计过程中,在达到性能最优化的同时,还需满足相应的约束条件.

1) 避免刚轮齿廓发生顶切约束条件. 若刚轮齿廓未发生顶切,即刚轮齿廓曲线是连续的,传动重合度最大,啮合离散齿为离散齿总数的一半[7]. 此时传动平稳性最好,承载能力最强. 离散齿结构参数变化会导致刚轮齿廓发生顶切,此时离散齿与刚轮齿廓实际啮合段将减小,啮合离散齿数量减少,影响传动平稳性及承载能力. 由分析,a,b 差值越大,r 值越大,刚轮齿廓越不平缓,越容易发生顶切. 在进行刚轮齿廓齿形压力角最优化,提高传动效率的同时,希望刚轮齿廓不要发生顶切,即能保证装置具有良好的传动性能.

避免刚轮齿廓发生顶切的条件是,刚轮齿廓理论曲线(即离散齿中心的运动路径)齿顶处的曲率半径小于离散齿半径,见式(8).

$$\rho_d = 1/k > r \tag{8}$$

式中,k 为刚轮齿廓理论曲线齿顶处的曲率,可通过式(2)、式(3)求导确定.

2) 保证正常传动约束条件. 在波发生器与刚轮齿廓之间存在离散齿体,为保证传动的连续性,当离散齿运动到齿根时,离散齿不能脱离离散齿槽,离散齿体外圈半径需满足:

$$R_1 > \sqrt{(a+r)^2 + r^2} \tag{9}$$

当离散齿运动到齿顶时,离散齿也不能脱离离散齿槽,则离散齿体内圈半径需满足:

$$R_2 < \sqrt{(b+r)^2 + r^2} \tag{10}$$

在保证离散齿体拥有足够的宽度之后,还需满足不干涉条件:离散齿体外圈不与刚轮齿廓齿顶发生干涉,内圈不与波发生器长半轴发生干涉. 即满足:

$$R_1 < b + 2r \tag{11}$$

$$R_2 > a \tag{12}$$

联立上述式(9)~式(12)不等式,可得到在保证正常传动情况下的参数关系:

$$\sqrt{(a+r)^2 + r^2} < b + 2r \tag{13}$$

$$a < \sqrt{(b+r)^2 + r^2} \tag{14}$$

3) 强度约束条件. 离散齿谐波传动结构是过约束机构,受力复杂,每个离散齿在传动过程中,与波发生器、刚轮以及离散齿体 3 处发生啮合,设其啮合力分别为 F_{Hi},F_{Ki},F_{Si}. 在计算啮合处受力时,需考虑力平衡方程以及变形协调方程,通过连续取波发生器输入角的值可以求出离散齿由进入到退出啮合.

离散齿处于工作状态时,3 处啮合副可分别看成两同轴圆柱体的接触. 由赫兹公式可知,接触应力表达式为[8]

$$\sigma = \sqrt{\frac{F}{\pi L_b} \cdot \frac{\dfrac{1}{\rho_1} + \dfrac{1}{\rho_2}}{\dfrac{1-\mu_1^2}{E_1} + \dfrac{1-\mu_2^2}{E_2}}} \tag{15}$$

式中,F 为啮合力 F_{Hi},F_{Ki},F_{Si};L_b 为离散齿宽度;ρ_1,ρ_2 为接触处两物体的曲率半径;μ_1,μ_2 为泊松比;E_1,E_2 为弹性模量. 通过编程计算可求出离散齿与波发生器、刚轮以及离散齿体的最大接触应力值 σ_{HM},σ_{KM},σ_{SM},在对离散齿谐波传动结构中刚轮齿廓曲线参数进行优化设计时,各参数下计算的最大接触应力均需分别小于各啮合构件材料的许用接触应力 $[\sigma]_H$,$[\sigma]_K$,$[\sigma]_S$.

4 设计计算实例

已知离散齿谐波传动机构,其主要结构参数为:波发生器的长半轴和短半轴分别为 a = 72 mm,b = 69 mm,r = 5 mm,L_b = 15 mm,离散齿齿数 Z_G = 24,刚轮齿廓齿数 Z_K = 22,假设弹性模量 E = 210 GPa,泊松比 μ = 0.3,输出力矩为 280 N·m,$\sigma_H = \sigma_K$ = 2 300 MPa,σ_S = 1 200 MPa,优化计算结果经圆整后见表 1.

表 1 离散齿谐波传动机构结构参数圆整后优化计算结果

参数	a/mm	b/mm	r/mm	$\alpha_{n\min}$/(°)
原始	72	69	5	66.906 1
优化	73	68	5.2	54.335 0

优化前后齿形对比如图 4 所示.

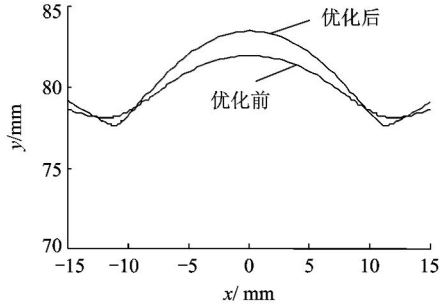


图 4 优化前后齿形对比

(下转第 1624 页)

2）通过串联谐振回路阻抗分析和逆变器工作状态分析，交流方波的频率应略高于感应加热回路的谐振频率，才能使方波电源逆变器工作在最佳谐振状态.

3）基于锁相环技术，结合 PI 调节电路和 SG2525A 为核心的 PWM 控制技术，提出了一种独特的准谐振频率自动跟踪电路，实时调整逆变器的工作频率，使感应加热回路始终工作在略偏感性的准谐振状态，提高了感应钎焊电源的运行可靠性、加热效率和功率因数.

参考文献（References）

[1] 邱惠中. 先进钎焊技术在航天器上的应用[J]. 宇航材料工艺，2000(3)：11-13，37
Qiu Huizhong. The application of advanced brazing techniques to space vehicles[J]. Aerospace Materials & Technology, 2000(3)：11-13，37(in Chinese)

[2] 韩晓敏，尹海，张光先. 感应加热电源[J]. 电焊机，2007，37(7)：38-40
Han Xiaomin, Yin Hai, Zhang Guangxian. Overview of induction heating power supply[J]. Electric Welding Machine, 2007, 37(7)：38-40(in Chinese)

[3] 梁光菊，王正仕，陈辉明. 串联谐振逆变器的保护研究[J]. 变流技术与电力牵引，2008(1)：24-27，32
Liang Guangju, Wang Zhengshi, Chen Huiming. Protection research on series resonant inverter[J]. Electric Welding Machine, 2008(1)：24-27，32(in Chinese)

[4] Vicente E, Esteban S K, Enrique J D, et al. Improving the efficiency of IGBT series-resonant inverters using pulse density modulation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2011, 58(3)：979-987

[5] Shizumasa O, Kouki M. Adjustable frequency quasi-resonant inverter circuits having short-circuit switch across resonant capacitor[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2008, 23(4)：1830-1838

[6] 金玉兰，齐铂金，张伟. IGBT 逆变电源串联准谐振频率自动跟踪技术[J]. 电焊机，2004，34(12)：32-34
Jin Yulan, Qi Bojin, Zhang Wei. Frequencu auto-tracing technology for series quase-resonant IGBT inverter power source[J]. Electric Welding Machine, 2004, 34(12)：32-34(in Chinese)

[7] 高赟，黄向慧. 电路[M]. 2 版. 西安：西安电子科技大学出版社，2011
Gao Yun, Huang Xianghui. Electric circuits[M]. 2nd ed. Xi'an：Xidian University Press, 2011(in Chinese)

（编　辑：文丽芳）

（上接第 1618 页）

优化计算结果表明：在满足约束条件的情况下，刚轮齿廓最小压力角 $\alpha_{n\min}$ 减小了 18%，使离散齿谐波传动啮合效率得以提高.

5 结　论

通过建立离散齿谐波传动结构刚轮齿廓齿形优化设计模型，提出了优化设计方法，使传动啮合效率得到提高，为进行机型设计时刚轮齿廓齿形的确定提供了理论依据，具有实际工程意义. 计算结果表明，用上述算法对刚轮齿廓曲线进行优化，能够得到优质的刚轮齿廓曲线，有效提高传动啮合效率.

参考文献（References）

[1] Chen Xiaoxia, Lin Shuzhong, Xing Jingzhong. Modeling of flexspline and contact analyses of harmonic drive[J]. Key Engineering Materials, 2010：419-420，597-600

[2] Gao Wei, Furukawa M, Kiyono S, et al. Cutting error measurement of flexspline gears of harmonic speed reducers using laser probes[J]. Precision Engineering, 2004, 28(3)：358-363

[3] Kayabasi O, Erzincanli F. Shape optimization of tooth profile of a flexspline for a harmonic drive by finite element modeling[J]. Materials and Design, 2007, 28(2)：441-447

[4] Ostapski W. Analysis of the stress state in the harmonic drive enerator-flexspline system in relation to selected structural arameters and manufacturing deviations[J]. Technical Sciences, 2010, 58(4)：683-698

[5] 毛彬彬. 谐波齿轮的齿形研究和发展概述[J]. 煤矿机械，2008，29(7)：6-8
Mao Binbin. Research and development outlined of tooth profile of harmonic gear[J]. Coal Mine Machinery, 2008, 29(7)：6-8(in Chinese)

[6] 陈仕贤. 离散齿谐波传动：中国，200810172261.6[P]. 2008-11-04
Chen Shixian. Discrete teeth harmonic drives：China, 200810172261.6[P]. 2008-11-04(in Chinese)

[7] 曲继方. 活齿传动理论[M]. 北京：机械工业出版社，1993：125-139
Qu Jifang. Theory of movable teeth transmission[M]. Beijing：China Machine Press, 1993：125-139(in Chinese)

[8] 章希胜，武震，张景春. 机械零件的接触应力计算[J]. 机械，2000，27(1)：24-26
Zhang Xisheng, Wu Zhen, Zhang Jingchun. The calculation of mechanic parts contacting[J]. Machinery, 2000, 27(1)：24-26(in Chinese)

（编　辑：张　嵘）