

槽轮机构一种新曲线槽的设计

李海涛 魏文军

(中国农业大学 工学院, 北京 100083)

摘要 针对常用直槽槽轮机构在销轴进、出槽轮槽口时产生冲击的问题,采用圆向量函数的矢量回转和坐标变换的方法,在保证槽轮和销轮转动角度关系不变,并将压力角控制在可用范围的前提下,设计了一种新的槽轮曲线槽,并给出了其数控铣床加工的刀具轴线轨迹。以槽数 4、销轮和槽轮中心距 33 mm、销轴半径 2 mm、铣刀半径 2 mm 为例,设计曲线槽槽轮机构;用槽轮角加速度与销轮角速度平方的比值表示冲击大小,结果为:销轴进入槽轮槽口时该比值为 0.00,但销轴出槽口时相对直槽冲击有所增大,该比值约为 -1.96,最大压力角增为 12.19°;而对于同样尺寸的直槽槽轮机构,销轴进出槽轮槽口时比值分别为 1.00 和 -1.00,最大压力角约 11.69°。所设计的槽轮机构可消除销轴进入槽轮槽口时的冲击,并可用于工程实际中。

关键词 槽轮机构;曲线槽;冲击

中图分类号 TH 132.41

文章编号 1007-4333(2005)06-0062-04

文献标识码 A

Design of a new kind of curved groove on geneva mechanism

Li Haitao, Wei Wenjun

(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract To abate the impact of a pin wheel and groove in a conventional geneva mechanism during entering and exiting of the pin wheel, a new kind of curve groove was designed by the methods of vector gyration and coordinate transform of circle vector functions under the conditions of an unvaried rotary relation of the pin wheel and the groove and an useable range of maximal pressure angle. And the axial track of the grooving cutter on the NC-machine tool was given. The impacting magnitude, expressed by the ratio of the angular acceleration of the groove and the square of the angular velocity of the pin wheel, in a such designed mechanism indicates that the ratio is 0 when the pin wheel enters the groove; while is about -1.96 when exits and the maximal pressure angle is about 12.19°. For the same magnitude in conventional geneva mechanism the ratios will be 1.00 and -1.00 respectively and the maximal pressure angle will be about 11.69°.

Key words geneva mechanism; curve groove; impact

常用的直槽槽轮机构结构简单、制造容易、工作可靠,能准确地控制转角,机械效率高,但槽轮在销轴进出槽轮槽口时加速度大,机构产生较大的冲击,而且随着转速的增加和槽轮槽数的减少冲击加剧,因而不适用于高速运转的情况^[1]。国内相关研究^[2-5]通过曲线槽的理论设计在理论上达到了避免冲击的目的,但是,所设计的销轴因进出不同的槽口,改变了槽轮和销轮之间每次转动的角度关系,因而不能满足槽轮机构的动停时间比的要求^[2];另外,槽轮在销轮前半程和后半程以不同的轮廓曲线

和同一销轴传动,无论是在结构上还是在运动上都很难实现^[2-5];因为,要保证槽轮和销轮之间的转动角度关系,曲线槽轮廓曲线必然相交,导致槽轮的运动无法实现,即运动失真,而且压力角过大(最大达 90°),设计的曲线槽轮槽不能用于实际工程中。

本研究采用圆向量函数的矢量转换和坐标变换方法^[6-7],在保证槽轮和销轮之间转动角度关系的前提下,按销轮前半程和销轴进入槽轮槽口位置时的冲击为 0 设计槽轮轮廓曲线,以期消除销轴进出槽轮槽口时产生的冲击,并将机构的压力角控制在

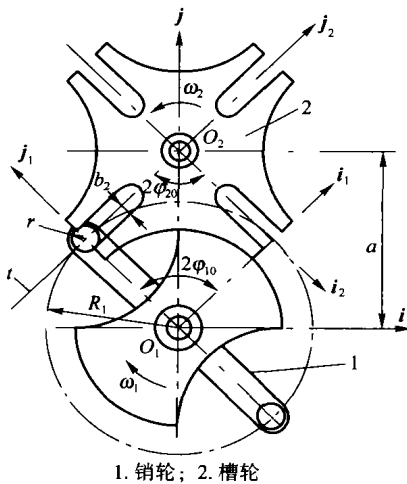
收稿日期: 2005-01-26

作者简介: 李海涛,讲师,主要从事齿轮传动的研究, E-mail: libillow@sohu.com

可用范围内。

1 槽轮的槽轮廓曲线设计

图 1 示出销轮和槽轮的初始位置,当销轮 1 顺时针转动 $2_{10} = 90^\circ$ 时,槽轮 2 逆时针转动 $2_{20} = 90^\circ$,完成槽轮的 1 次运动。以销轮转动 $10 = 45^\circ$ 设计槽轮的槽轮廓曲线。槽轮廓曲线由曲线部分和直线部分组成,处于槽口的部分为曲线部分,直线部分平行于槽轮分度线。设曲线部分和直线部分的交点为 P (图 3),那么,槽轮从初始位置转到和销轮在 P 点接触时,销轮转过 11 角,销轮继续转过 12 角时,销轮与槽轮槽轮廓曲线的直线部分接触传动, $11 + 12 = 10$ 。



a —销轮和槽轮的中心距; O_1 —销轮转动中心; O_2 —槽轮转动中心; r —销轴半径; t —槽轮分度线; b_2 —槽轮槽轮廓曲线的直线部分到槽轮分度线的距离; R_1 —销轮上销轴中心的转动半径; 2_{10} —槽轮每转动 1 次对应的销轮转角; 2_{20} —槽轮每次转动的转角; 1 —销轮的转动角速度; 2 —槽轮的转动角速度

图 1 槽轮机构示意图

Fig. 1 Sketch map of geneva mechanism

取动坐标系 $1(O_1 - i_1, j_1, k_1)$ 和 $2(O_2 - i_2, j_2, k_2)$ 分别与主动销轮和从动槽轮固连,定坐标系 $(O_1 - i, j, k)$ 与机架固连,其中 O_1 和 O_2 分别为销轮和槽轮的回转中心, a 为两轮中心距。当销轮从初始位置顺时针转过 1 时,槽轮逆时针转过 2 ,从坐标系 $1、2$ 到 0 的转换矩阵分别为 $M_1 = R[k, 10 - 1]$ 和 $M_2 = R[k, - (20 - 2)]$,从坐标系 $1、2$ 到 0 的转换矩阵为 $M_3 = R[k_2, 20 - 2]$ 。

设销轮和槽轮在任一点 (M) 接触,在坐标系 1 里,销轮的销轴上 M 点的向径和法向量分别为 $(r_1)_1 = R_1 j_1 - r g_1(\phi_1)$ 和 $(n_1)_1 = - g_1(\phi_1)$ (方向为

从实体指向空域),其中 R_1 为销轴中心的回转半径, r 为销轴半径, 1 为 M 点的极角(从 j_1 的负向开始,逆时针方向为“+”)。将 $(r_1)_1$ 和 $(n_1)_1$ 转换到坐标系 0 分别为: $(r_1)_0 = M_1 (r_1)_1 = R_1 g(\phi_1 - 1) - r g(\phi_1 - 1 + 1)$ 和 $(n_1)_0 = M_1 (n_1)_1 = - g(\phi_1 - 1 + 1)$ 。

由文献[6]中齿面接触条件式(2-1.1)和(2-1.2)可得到从动槽轮上的接触点 M 的向径和法向量分别为 $(r_2)_0 = (r_1)_0 - a j = R_1 g(\phi_1 - 1) - r g(\phi_1 - 1 + 1) - a j$ 和 $(n_2)_0 = (n_1)_0 = - g(\phi_1 - 1 + 1)$ 。由文献[6]齿面接触条件式(2-1.3)可得

$$\phi_1 = \arctan \frac{\sin(\phi_1 - 1)}{(1 + 1/i_{21}) R_1/a - \cos(\phi_1 - 1)} \quad (1)$$

其中 i_{21} 为满足槽轮机构运动规律要求的瞬时传动比。将 $(r_2)_0$ 和 $(n_2)_0$ 转换到坐标系 2 里,得槽轮槽上曲线部分上各点的向径和法向量

$$(r_2)_2 = M_3 (r_2)_0 = R_1 g_2(\phi_2 - 2 + 10 - 1) - r g_2(\phi_2 - 2 + 10 - 1 + 1) - a g_2(\phi_2 - 2) \quad (2)$$

$$(n_2)_2 = M_3 (n_2)_0 = - g_2(\phi_2 - 2 + 10 - 1 + 1) \quad (3)$$

其中 1 为销轮转角。当 i_{21} 给定时,可求出槽轮转角 2 和接触点 M 的极角 1 ,从而得到 M 的向径和法向量。

将文献[5]中的摆线运动规律改造后,得槽轮转角和槽轮机构的传动比分别为

$$\phi_2 = 20 [1/\phi_1 - \sin(\phi_1/10)] \quad (4)$$

$$i_{21} = 20 [1 - \cos(\phi_1/10)]/\phi_1 \quad (5)$$

在 1 从 0 到 10 的变化过程中,找到槽轮槽轮廓曲线上第 2 个轮廓切线平行于槽轮分度线的点(此点即为槽轮廓曲线上的曲线部分和直线部分的交点 P ;而第 1 个轮廓切线平行于槽轮分度线的点为 $1 = 0$ 对应的点,即槽轮廓曲线上的曲线部分起始点,在槽口处),此时 $(n_2)_2 \cdot j_2 = - \cos(\phi_2 - 2 + 10 - 1 + 1) = 0$,从而得到

$$\phi_1 = \phi_2 + 1 \quad (6)$$

令 $1 = 11$,将式(5)代入式(1),并与式(4)一起代入式(6)得

$$\frac{\sin(\phi_1 - 11)}{\left\{ \frac{2 - 20 \cos(\phi_1/10)}{20[1 - \cos(\phi_1/10)]} \right\} \frac{R_1}{a} - \cos(\phi_1 - 11)} =$$

$$\tan\left[\frac{-11}{2} - \frac{-20}{10} \sin\left(\frac{-}{10} \right)\right] \quad (7)$$

由式(7)解得 P 点对应的销轮转角 θ_{11} ,再由式(2)可解得 P 点的向径。

设 P 点的向径在 i_2 方向上的分量为 b_2 ,那么槽轮槽上直线部分上各点的向径和法向量在坐标系 S_2 里分别为

$$(r_2)_2 = b_2 i_2 - s_2 j_2 \quad (8)$$

$$(n_2)_2 = i_2 \quad (9)$$

其中 s_2 为直线段上各点的线性参变量。

2 运动分析

销轮从初始位置顺时针转过 θ_1^* ,槽轮从初始位置逆时针转过 θ_2^* ,在 M^* 点接触,则在坐标系里,根据齿面接触几何条件^[6]得

$$(r_1^*) = (r_2^*) + aj \quad (10)$$

$$(n_1^*) = (n_2^*) \quad (11)$$

其中: $(r_1^*) = R[k, \theta_{10} - \theta_1^*](r_1)_1 = R[g(\theta_{10} - \theta_1^*) - rg(\theta_{10} - \theta_1^* + \theta_1^*)]$, $(n_1^*) = R[k, \theta_{10} - \theta_1^*](n_1)_1 = -g(\theta_{10} - \theta_1^* + \theta_1^*)$ 。槽轮槽轮廓曲线的曲线部分上的 M^* 点的向径和法向量分别为

$$(r_2^*) = R[k, -(\theta_{20} - \theta_2^*)](r_2)_2 = R[g_2(\theta_2^* - \theta_{20} + \theta_{10} - \theta_1) - rg_2(\theta_2^* - \theta_{20} + \theta_{10} - \theta_1 + \theta_1) - ag_2(\theta_2^* - \theta_{20})]$$

$$(n_2^*) = R[k, -(\theta_{20} - \theta_2^*)](n_2)_2 = -g_2(\theta_2^* - \theta_{20} + \theta_{10} - \theta_1)$$

直线部分上 M^* 点的向径和法向量分别为

$$(r_2^*) = R[k, -(\theta_{20} - \theta_2^*)](r_2)_2 = b_2 e_2(\theta_2^* - \theta_{20}) - s_2 g_2(\theta_2^* - \theta_{20})$$

$$(n_2^*) = R[k, -(\theta_{20} - \theta_2^*)](n_2)_2 = e_2(\theta_2^* - \theta_{20})$$

式(10)和(11)为含有 θ_1^* 、 θ_1^* 、 θ_2^* 、 s_2 (槽轮曲线部分)或 θ_1^* 、 θ_1^* 、 θ_2^* 、 s_2 (槽轮直线部分)4 个未知参数的由 3 个非线性方程组成的方程组。给出 θ_1^* ,即可解出其余 3 个参数,得到 1 个接触点。

由文献^[6]中两接触面连续接触条件可得槽轮和销轮的瞬时传动比

$$i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = -[k, (r_1^*), (n_1^*)] / [k, (r_2^*), (n_2^*)] \quad (12)$$

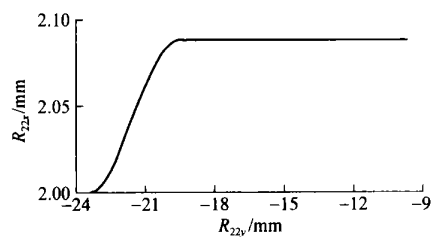
槽轮的角加速度 $\alpha_2 = d\omega_2/dt = \alpha_1 d\omega_2/d\omega_1$,所以 $\alpha_2 / \alpha_1 = di_{21}/d\omega_1 = i_{21}' / \omega_1$,即槽轮的角加速度可用各接触点处的角速度近似求得。槽轮槽轮廓曲线

上任一点的速度方向的矢量为 $(v_2) = (\omega_2) \times (r_2) = |\omega_2| k \times [R_1 g(\theta_{10} - \theta_1^*) - rg(\theta_{10} - \theta_1^* + \theta_1^*) - aj]$,压力角为 $\alpha = \arccos[(v_2) \cdot (n_2) / |(v_2)| |n_2|]$ 。

3 设计示例

为与直槽槽轮机构^[1]比较,以槽轮槽数 $z = 4$ 、销轮和槽轮中心距 $a = 33$ mm、销轴半径 $r = 2$ mm、铣刀半径 $r_T = 2$ mm 为例设计曲线槽槽轮机构。

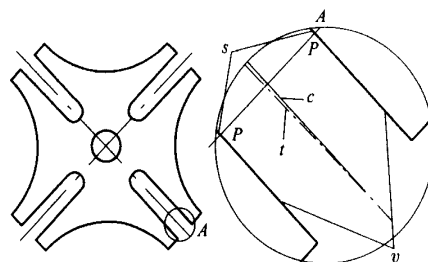
由所设计的槽轮的槽轮廓曲线(图 2)和曲线槽槽轮轮廓形状及刀具轴线轨迹示意图(图 3)可知,槽轮廓曲线的曲线部分长度约占槽长的 27%,大部分仍为直线,且直线部分槽的中心线偏离槽轮分度线约 0.88 mm,占销轴半径的 44%。



R_{22x}, R_{22y} —槽轮的槽轮廓曲线在与槽轮固连的坐标系 S_2 里 i_2 和 j_2 方向上的分量

图 2 设计的槽轮的槽轮廓曲线

Fig. 2 Curve of designed curve groove



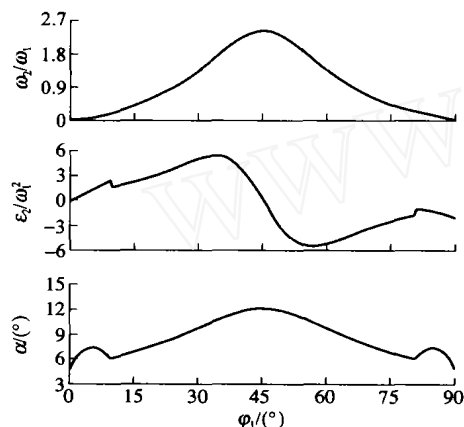
s —槽轮槽轮廓曲线的直线部分; v —槽轮槽轮廓曲线的曲线部分; P —槽轮槽轮廓曲线的曲线部分和直线部分的分界点; t —槽轮分度线; c —刀具轴线轨迹曲线

图 3 曲线槽槽轮轮廓形状及刀具轴线轨迹示意图

Fig. 3 Sketch map of curve groove geneva and track curve of axial track of cutter

以槽轮与销轮的角速度比值衡量槽轮机构的运动特性,以槽轮角加速度与销轮角速度平方的比值衡量槽轮机构的动力特性,表示槽轮机构产生的冲击大小。图 4 示出该槽轮机构的运动和动力特性曲线,以及压力角的变化。可见,其运动特性曲线与直槽槽轮机构的趋势一样,且对应于相同的销轮转角,两机构的槽轮与销轮的角速度比值最大相差约

0.04;其动力特性曲线与直槽槽轮机构的差别较大:在销轴进入槽口时,槽轮角加速度与销轮角速度平方的比值为0,在销轴出槽口时该比值约为-1.96,而相应的直槽槽轮机构在销轴进入槽口时该比值为1,在销轴出槽口时该比值为-1;其最大压力角略有增加,约为 12.19° ,而相应的直槽槽轮机构的最大压力角约为 11.69° 。



ω_2/ω_1 —槽轮角速度与销轮角速度之比; ϵ_2/ω_1^2 —槽轮角加速度与销轮角速度平方之比; α —机构压力角; ϕ_1 —销轮转角

图4 槽轮机构的运动和动力特性曲线及压力角变化曲线

Fig. 4 Kinematical and dynamic characteristics curves and pressure angle change curve

4 结论

1) 设计的曲线槽槽轮可使销轴进入槽轮槽口时的冲击为0;但销轴出槽轮槽口时的冲击有所增大,由于槽轮停止时本身就有惯性冲击,所以在实际应用中销轴出槽轮槽口时的冲击是可以接受的。

2) 与同尺寸的直槽槽轮机构相比,本文中设计的曲线槽槽轮的最大压力角变化不大(最大压力角约为 12.19° ,前者为 11.69°),可用数控铣床加工。

3) 要满足槽轮和销轮之间的转动角度关系,使得槽轮运动不失真,且将机构的最大压力角限制在一定范围内,应使销轮在其运动的前半程和后半程使用同一曲线槽,但这不能使销轴进、出槽轮槽口时的冲击同时为0。

如何同时消除销轴进出槽轮槽口时的冲击,必须寻找其他方法来解决。笔者将作进一步的研究。

参考文献

- [1] 申永胜. 机械原理教程[M]. 北京:清华大学出版社, 1999. 260~265
- [2] 曾克俭,李光. 具有曲线轮槽的槽轮机构设计[J]. 包装工程, 1999, 20(2): 31~32
- [3] 钮志红. 具有曲线槽的槽轮机构设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 1991, 7: 29~32
- [4] 张俊. 侧向对称曲线槽槽轮机构的设计[J]. 机械, 2000, 27(4): 18~19
- [5] 毛能超. 对称侧向槽槽轮机构[J]. 机械设计与研究, 1991(2): 11~14
- [6] 董学朱. 齿轮啮合理论基础[M]. 北京:机械工业出版社, 1989. 1~141
- [7] 吴序堂. 齿轮啮合原理[M]. 北京:机械工业出版社, 1982. 1~413
- [8] 曹华彦. 槽轮机构的一种非常规设计方法[J]. 包装与食品机械, 1997, 15(5): 33~34
- [9] 杨良渠,赵丽娟. 包机中外槽轮机构运动分析[J]. 包装工程, 2004, 25(1): 40~41, 51
- [10] 张俊. 对称曲线槽槽轮机构运动分析与仿真[J]. 现代制造工程, 2004(3): 64~66
- [11] 吴汉臣,陈建军. 齿轮啮合原理在内转臂槽轮机构中的应用[J]. 机械传动, 1995, 19(4): 32~37
- [12] 谭浩强. C程序设计[M]. 北京:清华大学出版社, 1997. 1~320