

谐波减速器三项余弦凸轮波发生器的设计与分析

王玮 张瑞亮 徐怀哲 王宇欣

(太原理工大学 齿轮研究所, 太原 030024)

摘要:【目的】波发生器作为原动件,其轮廓曲线直接关系着柔轮的变形受力规律。为降低柔轮受力,改善其疲劳性能,提出一种三项余弦凸轮波发生器的设计。【方法】三项余弦波发生器轮廓曲线由基圆半径(常数项)及3个余弦项叠加而成,通过波发生器长轴处曲率、波高及短轴缩进量对曲线参数进行约束控制;在轴承选型后,将长轴处曲率变化系数、短轴修正系数、柔性轴承游隙作为变量参数,分析其对柔轮变形和应力的影响,并对具体型号谐波减速器提出最优设计方案;对新型凸轮结构装入后的柔轮结构进行有限元分析,分别在撑胀、空载以及加载条件下与传统余弦凸轮进行对比,对柔轮受力情况及谐波传动的整体性能进行分析,对该设计方案的合理性进行了验证。【结果】有限元分析结果表明,与传统余弦波发生器相比,三项余弦波发生器作用下的柔轮应力在不同工况下都降低10%以上,有着更小的应力幅值及更平稳的应力变化趋势,具有更长的疲劳寿命及更好的精度保持性能。

关键词:谐波减速器;三项余弦凸轮波发生器;柔性轴承;柔轮应力

中图分类号: TH132.43 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.01.015

0 引言

近年来,工业进程不断发展。谐波结构作为机械关节传动的核心零部件,兼具低质量、小体积、高传动比等优势,其应用范围不断扩大。波发生器作为原动件,其轮廓曲线直接影响着整个柔轮的周期性变形规律,从而影响谐波减速器的传动性能。开展波发生器型线研究,对于谐波减速器设计具有重要意义。在谐波传动中,相比于其他零部件,柔轮结构强度最低,更易发生弯曲疲劳失效,所以,其应力分布特性往往作为谐波结构性能的判定依据^[1]。

传统的凸轮有多种不同的设计方法,如余弦模型、二力模型、四力模型等^[2],这些设计方法为凸轮的选型设计打下了坚实的基础。一些学者为了满足不同工况的需要,给出更具多样化的选择。张雷等^[3]提出凸轮波发生器短轴修正的概念,提供了短轴缩进优化的取值区间,并通过有限元分析确定其减小柔轮应力的合理性。韩金林等^[4]提出一种椭圆弧与圆弧曲线拼接的凸轮曲线轮廓,在保持周长不变的情况下,可有效降低其周向应力。吕淦渊^[5]提出凸轮型线的椭圆曲线式设计方法,从应力应变角度分析柔轮状态,验证了波发生器型线对于柔轮疲劳性能存

在影响。WANG等^[6]及母慢等^[7]提出基于圆锥曲线组合凸轮波发生器的设计方法,并通过实例计算和有限元分析验证了其合理性。魏云平^[8]分析了柔性轴承对凸轮轮廓的影响,提出对波发生器型线的优化方法,极大地优化了波发生器与柔轮内壁的紧密程度。邓四二等^[9,74-75]及关崇复^[10]提出柔性轴承游隙分布规律及柔性轴承在撑胀变形时滚子变形量的计算方法。李明海等^[11]对内燃机凸轮型线进行分析,讨论了速度、加速度曲线对凸轮性能的影响,对于谐波凸轮的性能评价具有参考价值。

在有限元分析方面,周清华^[12]探讨了柔轮在不同波发生器装入后的有限元分析法及载荷分布情况。李莉^[13]针对不同形式的波发生器在不同工况下的各关键参数对柔性轴承及柔轮的影响,提出具有参考价值的仿真分析方法。邢静忠等^[14]对礼帽形柔轮撑胀受力进行有限元分析,提出柔轮受力关键点及应力分布规律。张立勇等^[15]分析了凸轮径向变形量对柔轮弯曲应力及寿命的影响。梅杰等^[16]提出波发生器装入柔轮时波高发生变化的问题,为波发生器径向变形量的选取提供了依据。吴灿等^[17]给出柔轮应力与疲劳寿命之间的关系及相关分析方法。

收稿日期:2025-01-17 修回日期:2025-03-21

作者简介:王玮,男,1998年生,山西晋中人,硕士研究生;主要研究方向为齿轮传动;1150877106@qq.com。

张瑞亮(通信作者),男,1977年生,山西清徐人,博士,教授,硕士研究生导师;主要研究方向为齿轮传动;rl_zhang@163.com。

引用格式:王玮,张瑞亮,徐怀哲,等.谐波减速器三项余弦凸轮波发生器的设计与分析[J].机械传动,2026,50(1):119-125.

WANG Wei,ZHANG Ruiliang,XU Huaizhe,et al.Design and analysis of three-term cosine cam wave generators for harmonic reducers[J].Journal of Mechanical Transmission,2026,50(1):119-125.



免费获取

综上所述, 现有的研究多用传统或组合曲线对凸轮进行设计, 通过曲率对凸轮轮廓进行评价, 对波发生器撑胀条件下的柔轮进行分析。这些研究未能在凸轮轮廓曲线设计中充分考虑轴承游隙、长轴曲率、短轴缩进量等因素对凸轮型线的影响, 且存在凸轮型线性能评价指标及其对柔轮影响的分析工况过于单一等问题。为解决以上问题, 本文综合考虑轴承游隙、长轴曲率、短轴缩进量等因素, 提出将三项余弦曲线作为波发生器凸轮型线的设计方法, 给出各参数应满足的约束条件和计算方法; 并将曲率、速度、加速度等因素作为波发生器型线性能的评价指标, 着重分析了轴承游隙、长轴曲率、短轴修正系数等主要参数对波发生器运动学和力学性能的影响规律; 在此基础上, 将其与常用的标准余弦凸轮波发生器在不同典型工况下的柔轮受力情况进行对比, 以验证该设计方法的合理性、适用性。

1 三项余弦凸轮型线设计

1.1 凸轮型线及三项余弦曲线方程

图1为波发生器示意图, 其由凸轮和柔性轴承两个部分组成。

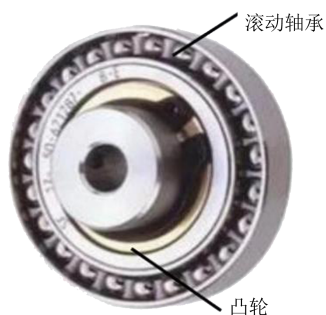


图1 凸轮波发生器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the cam wave generator

传统余弦波发生器的凸轮型线可表示为

$$\begin{cases} \rho = r_0 + w_0 m \cos(2t) \\ 0 \leq t \leq \pi/2 \end{cases} \quad (1)$$

式中, r_0 为凸轮基圆半径; w_0 为最大径向变形系数; m 为谐波齿轮模数。

由余弦函数的性质可知, 对于 $\cos(kt)$ ($k=1, 2, 3, \dots$), 当 k 为偶数时, 其在 $(0, \pi/2)$ 上的积分恒为0。而常数项在区间段上的积分恒为定值。

所以, 在确定基圆半径 r_0 的条件下, 可以通过添加偶数项余弦函数, 在保证凸轮在积分常数确定的情况下对曲线进行设计, 即不改变周长。为了满足波发生器长轴处波高、曲率及短轴缩进量的要求, 需要通过3个未知量来对曲线进行更有效的控制。同时, 为了满足实际凸轮型线需求, 在偶数项余弦函数中选取前3项更加接近实际凸轮型线的余弦项来对

曲线进行设计。

得到的三项余弦波发生器凸轮型线为

$$\begin{cases} \rho = r_0 + x_1 \cos(2t) + x_2 \cos(4t) + x_3 \cos(6t) \\ 0 \leq t \leq \pi/2 \end{cases} \quad (2)$$

其中, 系数 x_1, x_2, x_3 需要通过波发生器长轴处波高、长轴处曲率及短轴缩进量来进行约束控制, 得到符合要求的凸轮型线。

1.2 三项余弦凸轮参数计算

在长轴处, 柔轮最大径向变形量为

$$w = w_0 m \quad (3)$$

为满足设计曲线的最大变形量, 各项系数应满足以下条件:

$$x_1 + x_2 + x_3 = w \quad (4)$$

同样的, 对于曲线短轴处, 应满足

$$-x_1 + x_2 - x_3 = -w - b_0 \quad (5)$$

式中, b_0 为短轴修正量。

令

$$b_1 = b_0/w \quad (6)$$

为短轴修正系数, 可以对短轴缩进量进行控制。

为了与柔轮形成更好的接触, 可以适当调整长轴处曲率来对曲线进行控制, 使波发生器在长轴段的状态更加平缓。

由余弦函数组成的方程的曲率计算式为

$$\begin{cases} r_L = (\rho \cdot \rho + 2\rho_1 \cdot \rho_1 - \rho \cdot \rho_2) / (\rho \cdot \rho + \rho_1 \cdot \rho_1)^{1.5} \\ 0 \leq t \leq \pi/2 \end{cases} \quad (7)$$

式中, ρ_1, ρ_2 分别为轮廓曲线 ρ 的1阶导数和2阶导数。

代入长轴处 $t=0$ 得, 曲线长轴处曲率为

$$\begin{cases} r_{L0} = (\rho - \rho_2) / \rho^2 \\ 0 \leq t \leq \pi/2 \end{cases} \quad (8)$$

将式(1)代入式(8), 可以得到原始余弦曲线长轴处曲率 r_{L0} 。取曲率变化系数为 C_1 , 令

$$r_{L1} = C_1 r_{L0} \quad (9)$$

可得到三项余弦曲线长轴处的曲率。

由式(3)及式(4)可知, 在长轴处

$$\rho_{t=0} = r_0 + w \quad (10)$$

令

$$k_p = r_{L0} (r_0 + w)^2 - r_0 = \rho - \rho_2 - r_0 = 5x_1 + 17x_2 + 37x_3 \quad (11)$$

为长轴处曲率计算系数。

为同时满足式(4)、式(5)、式(6)、式(11)的条件, 得到

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 \\ 5 & 17 & 37 \end{pmatrix} \mathbf{x} = \begin{pmatrix} w \\ -w - b_1 w \\ k_p \end{pmatrix} \quad (12)$$

可以解得

$$\mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3)^T \quad (13)$$

即三项余弦曲线各项系数。

1.3 轴承游隙与柔轮弯曲应力计算

当波发生器凸轮型线基本参数确定后, 轴承型号也应确定。应选取恰当的轴承游隙 δ_m , 确保轴承外圈自由运动。

$$\delta_m = \delta_p + (0.55 \sim 0.75)\delta_b \quad (14)$$

式中, δ_p 为剩余径向间隙, $\delta_p > 0$; δ_b 为凸轮与轴承配合的过盈量。

基于滚动轴承设计原理^{[9]76-79}及相关研究, 当波发生器与柔性轴承完成装配后, 柔性轴承装配后径向游隙 C_p 的分布方式为

$$C_p = (\delta_p/2)[1 - f(t)] \quad (15)$$

式中, $f(t)$ 为轴承游隙分布系数方程, 其表达式为

$$f(t) = [\rho(t/2) - r_0]/w \quad (16)$$

轴承滚子最大变形量为

$$\delta_{\max} = n_\delta(9/32\varepsilon^2 Q^2 \sum \sigma)^{1/3} \quad (17)$$

式中, n_δ 为与接触点主曲率差有关的系数; ε 为两接触体综合弹性常数; Q 为滚动体与滚道之间的法向接触载荷; $\sum \sigma$ 为接触点的主曲率和函数。

可以通过滚动轴承设计原理进行查表计算以上参数。

滚子压缩量 δ 可根据式(18)进行计算, 即

$$\begin{cases} \delta(t) = \delta_{\max} f(t) - C_p \\ \delta(t) > 0 \end{cases} \quad (18)$$

在轴承的影响下, 需要对凸轮的波高进行补偿, 来确保波发生器引起的最大变形量保持不变, 即

$$w_1 = w + C_p + \delta_{\max} \quad (19)$$

波发生器装入柔性轴承后, 轴承外圈型线方程为

$$\begin{cases} \rho_n = \rho - \delta(t) + (r - r_0) - \delta_m(t) \\ 0 \leq t \leq \pi/2 \end{cases} \quad (20)$$

式中, r 为凸轮装配前轴承外圈半径。

由弹性方程及应力计算式可以得到, 柔轮弯曲应力为

$$\sigma_t = \frac{Es}{2R_1^2} \left(r_{Ln} - \frac{1}{R_1} \right) \quad (21)$$

式中, E 为柔轮弹性模量; s 为柔轮壁厚; R_1 为柔轮变形前的等效惯性矩中性层半径; r_{Ln} 为轮廓曲线 ρ_n 的曲率。

2 各参数对凸轮型线影响规律及性能分析

2.1 曲线性能及各参数对曲率的影响

由余弦函数具有的性质可知, 三项余弦曲线光滑、无限阶可导, 并且曲线曲率同样光滑。该曲线

各余弦项在周期内积分为0, 可以有效保证三项余弦曲线在设计过程中曲线周长仅与常数项有关, 不受其他项的影响。三项余弦曲线的诸多优点使其可以被用于凸轮波发生器轮廓设计。

谐波减速器工作过程中, 柔轮作为结构中最易损坏的零部件, 其受力情况常被作为评价谐波性能指标。在波发生器装入柔轮后, 忽略轴承外圈和柔轮内圈的装配偏差, 结合式(21), 可以通过曲率变化关系来反映柔轮结构的受力情况。以CSF-25-50型号谐波减速器为例, 轴承型号为EB456009-25KC, 计算参数如表1所示。

表1 波发生器参数

Tab. 1 Wave generator parameters

名称	数值	名称	数值
模数 m/mm	0.6	游隙 δ_m/mm	0.02
径向变形系数 w_0	0.8417	轴承外圈半径 r/mm	30.67
柔轮中性层半径 R_1/mm	31.39	轴承内圈半径 r_4/mm	22.605

在已知凸轮基本参数的情况下, 三项余弦波发生器的轮廓曲线主要受短轴修正系数 b_1 和曲率变化系数 C_1 以及轴承游隙 δ_m 影响。其中, $C_1=0$ 、 $b_1=0$ 时, 即为余弦曲线。现对各参数进行取值, 取值情况如表2所示。

表2 参数取值

Tab. 2 Parameter values

因素	水平1	水平2	水平3
曲率变化系数 C_1	1	0.995	0.99
短轴修正系数 b_1	0	-0.02	-0.04
轴承游隙 δ_m/mm	0.02	0.035	0.05

相关研究表明, 在谐波减速器中, 柔轮与刚轮在波发生器的长轴区间段接触, 并且柔轮的最大受力区间也在此位置。图2所示为余弦曲线和三项余弦曲线对比。由图2可知, 波发生器在 $0^\circ \sim 30^\circ$ 曲线变化比较平缓, 认为该段区间柔轮更易参与接触, 应重点关注凸轮型线对这一部分的影响。

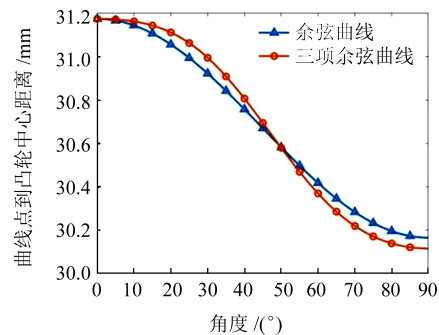


图2 余弦曲线和三项余弦曲线对比

Fig. 2 Comparison of the cosine curve and the three-term cosine curve

曲率变化系数对柔轮变形前后曲率差值的影响如图3所示。可以看出,在余弦凸轮基础上,改变曲率变化系数可以使长轴 $t=0^\circ$ 位置处最大曲率峰值降低;而在 $18^\circ\sim 45^\circ$ 位置,曲率差值存在升高趋势;在 18° 及 45° 位置附近,曲率差值不受该系数影响;在 45° 后,曲率差值的绝对值有与前半段相似的变化规律。所以,在一定范围内,改变曲率变化系数可以使长轴段区间最大曲率差值降低,从而改善曲线的性能。

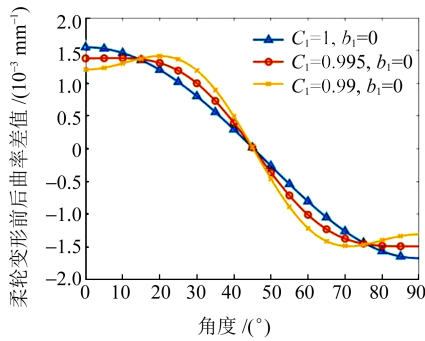


图3 曲率变化系数 C_1 对曲率影响

Fig. 3 Influence of curvature variation coefficient C_1 on the curvature

短轴修正系数对柔轮变形的影响如图4所示。合理改变短轴修正系数,可以使得曲线在 $20^\circ\sim 30^\circ$ 及短轴位置附近曲率差值下降, $30^\circ\sim 70^\circ$ 位置曲率差值上升。可以通过该参数有效补偿曲率变化系数带来的影响,降低最大曲率差值。

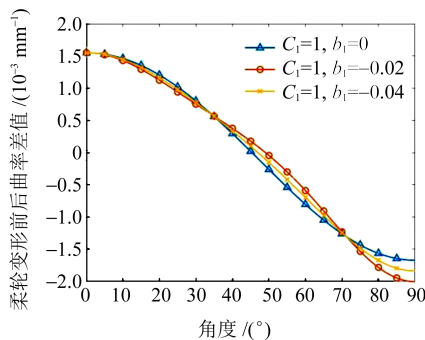


图4 短轴修正系数 b_1 对曲率影响

Fig. 4 Influence of the short axis correction factor b_1 on the curvature

轴承游隙对柔轮变形的影响如图5所示。可以看出,随着游隙增加,长轴区间段曲率差值存在增大趋势,而其他位置保持不变。所以,在保证轴承运转不受影响条件下,应选取较小的游隙。

2.2 各参数对速度、加速度的影响

当谐波结构传动时,波发生器速度和加速度大小关系着柔轮所受的附加应力,较小的速度和平稳的加速度可以有效降低由运动不均匀所产生的附加应力。所以,可以根据凸轮型线速度、加速度曲线情况,来评价柔轮应力分布性能及传动的平稳性。

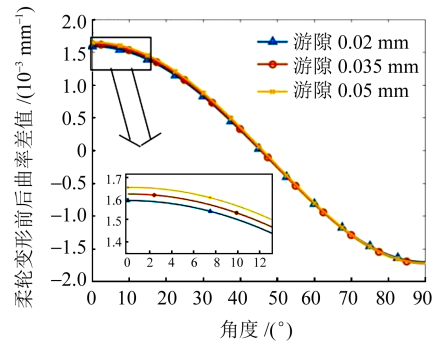


图5 游隙对曲率影响

Fig. 5 Influence of the clearance on the curvature

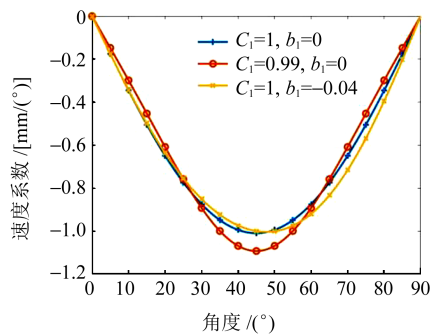


图6 速度对比图

Fig. 6 Comparison chart of the speed

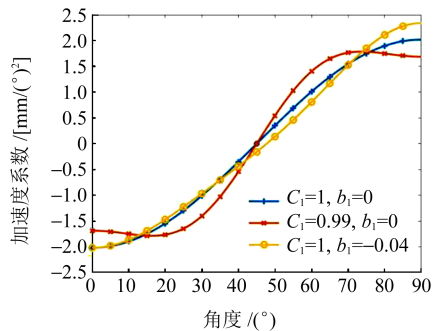


图7 加速度对比图

Fig. 7 Comparison chart of the acceleration

由图6所示速度对比图可知,减小 C_1 和 b_1 后,速度系数在长轴段的绝对值也在减小。而由图7所示加速度图可知,改变 C_1 、 b_1 使得加速度系数绝对值的峰值降低且变化区间变小。这使得凸轮作为原动件所引起的运动趋势更加平稳,拥有更加均匀的应力分布和更加良好的传动性能。

2.3 各参数对等效应力的影响

依据表2所示参数,以柔轮所受的等效应力为条件得到表3所示的结果,可以对不同因素对柔轮等效应力幅值的影响进行分析。

可以发现,当系数满足限定条件时,在一定范围内,3个系数取值越小,最大弯曲应力值越小。各因素主次关系为,曲率变化系数、轴承游隙、短轴修正系数。综合考虑平稳性及最大应力等因素,最终选定 $C_1=0.99$, $b_1=-0.04$, $\delta_m=0.02$ mm。

表3 不同参数应力结果

Tab. 3 Stress results of different parameters

编号	曲率变化系数 C_1	短轴修正系数 b_1	轴承游隙 δ_m/mm	等效应力/MPa
1	1	0	0.02	520
2	1	-0.02	0.05	536
3	1	-0.04	0.035	521
4	0.995	0	0.035	507
5	0.995	-0.02	0.02	500
6	0.995	-0.04	0.05	509
7	0.99	0	0.05	511
8	0.99	-0.02	0.035	495
9	0.99	-0.04	0.02	481

3 柔轮有限元分析

3.1 柔轮几何模型

波发生器及柔轮参数如表4所示, 图8为波发生器装入柔轮后的结构简图。柔性轴承取EB456009-25KC。

表4 有限元模型设置

Tab. 4 Setting of the finite element model

名称	数值/mm	名称	数值/mm
柔轮长度 L	34	法兰内圈半径 r_2	44
柔轮壁厚	0.3	柔轮内圈半径	30.67
法兰厚度 t_1	3	波发生器基圆半径	22.605
柔轮齿轮宽度 B	12.8	径向变形量 w	0.505
法兰外圈半径 r_1	55	波发生器内圈半径 r_3	20

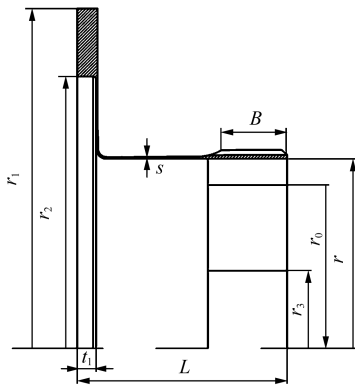


图8 波发生器装入柔轮后的结构简图

Fig. 8 Structural diagram of the wave generator after installing the flexspline

3.2 有限元模型参数设置

利用UG软件建立三维模型。通过以下方式在保持计算的有效性前提下缩短有限元模型分析计算时间。① 去除模型中的部分工艺倒角, 并针对齿根部位的网格进行细化。② 在Ansys软件中处理各部件之间的接触关系时, 将轴承内圈与轴承滚子之间、柔

轮与轴承外圈之间均设置为绑定约束, 轴承外圈与轴承滚子之间、轴承内圈与波发生器之间均设置为摩擦接触, 释放刚轮绕轴线旋转的自由度, 将柔轮与刚轮之间定义为摩擦接触, 摩擦因数为0.1。③ 柔轮和刚轮的齿数分别为100、102; 柔轮材料为40CrNiMoA, 弹性模量为210 GPa, 泊松比为0.27; 凸轮材料为40Cr; 输入转速为1 600 r/min, 加载转矩为127 N·m。④ 单元格类型采用C3D8R, 模型具有266 204个单元, 356 698个节点。⑤ 仿真分为3个分析步: 波发生器与柔轮撑胀, 建立刚轮与柔轮之间的接触, 在刚轮外圈施加负载。

3.3 有限元结果讨论

图9为柔轮在优化前后两种不同波发生器撑胀下的等效应力分布图。可以发现, 柔轮最大应力位置主要分布在齿圈处及柔轮筒与法兰连接处。对于空载及加载, 也有相似的应力分布情况。

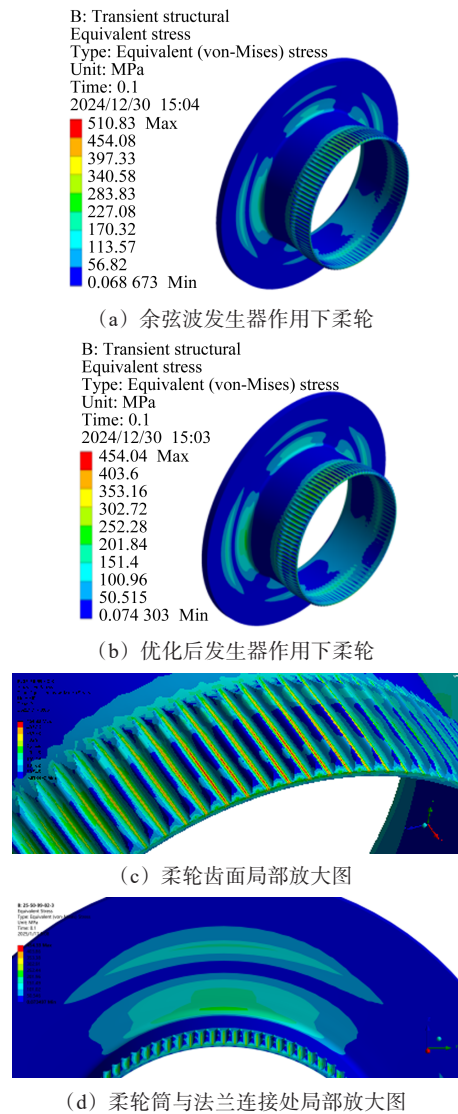


图9 不同波发生器作用下柔轮等效应力云图
Fig. 9 Equivalent stress nephograms of the flexible under different wave generators

取齿圈处及柔轮筒与法兰连接处为关键点，对柔轮不同工况下的等效应力分布进行分析。图10及图11分别为1个周期内柔轮撑胀时、加载时的应力对比图，图12为空载时应力对比图。

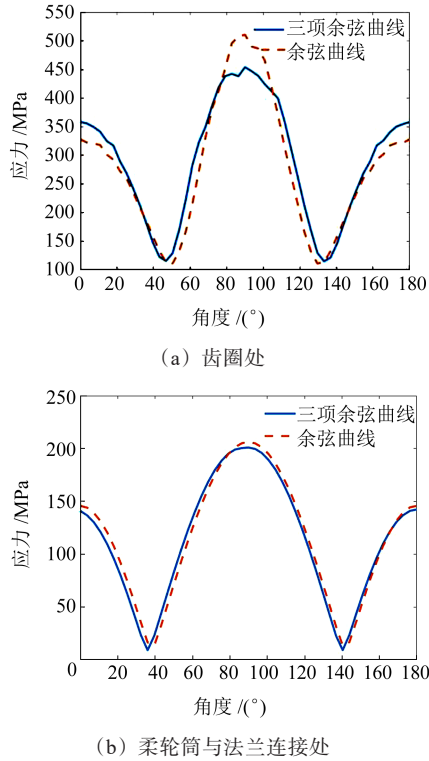


图10 撑胀时应力对比图

Fig. 10 Stress comparison chart when inflation

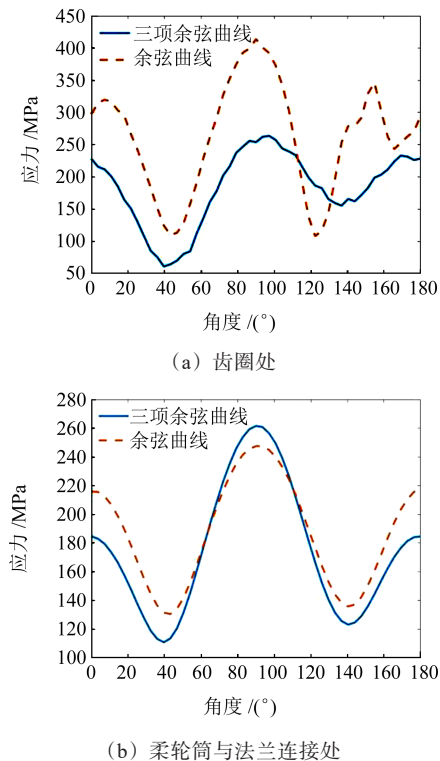


图11 加载时应力对比图

Fig. 11 Stress comparison chart when loading

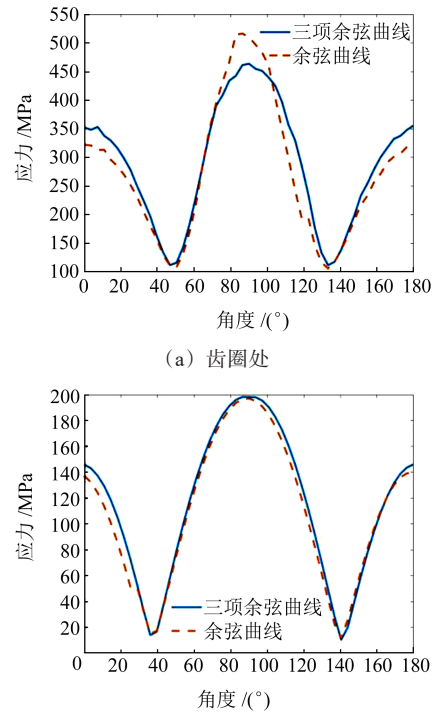


图12 空载时应力对比图

Fig. 12 Stress comparison chart of no-load

在撑胀条件下，相比于余弦波发生器，三项余弦波发生器使柔轮在长轴区间段齿圈处应力由510.83 MPa降低为454.04 MPa，其幅值降低了56.79 MPa，约11%；而在齿圈其他位置及法兰连接处应力无明显变化。在加载条件下，柔轮大部分区间内齿圈处应力值都得到降低，其幅值由414.06 MPa降低为263.8 MPa，降低了150.26 MPa，约36%；且应力交变值降低了97 MPa，约32%。在空载条件下，应力分布与撑胀时相似，应力幅值降低了54 MPa，约11%。而在法兰连接处的最大应力存在小幅度提升，但其值与应力幅值仍有较大差距，没有对柔轮整体受力情况产生过大影响。

整体来看，柔轮的应力幅值存在于齿圈长轴区间段内。相比于余弦曲线，三项余弦曲线使得不同工况下柔轮的应力幅值都得到有效降低。且在三项余弦作用下，柔轮齿圈应力变化更加平缓，可以更加均匀地分布在区间内，提高了谐波传动的平稳性。这与三项余弦的速度、加速度曲线更加平稳的趋势相同，说明对波发生器速度、加速度曲线的分析，可以在一定程度上反映柔轮加载后的受力分布情况。柔轮在1个周期内的应力幅值降低和变化趋势稳定，说明其受到的交变载荷影响更小，具有更加优异的疲劳性能；同时，较低的应力及较小的相对速度可以减少柔轮齿的磨损，提高柔轮传动的精度保持性能，从而证实了该设计方法对于改善柔轮的疲劳性能和精度保持性能的合理性。

4 结论

1) 三项余弦曲线相比于传统曲线具有更高的自由度,余弦曲线本身具有保持周长不变的性能,以及无限阶可导的光滑性。对曲率、短轴缩量以及轴承游隙做出合理调节,并优化曲线性能,可以使之成为一种合理的凸轮波发生器型线。

2) 三项余弦曲线波发生器的参数主要由长轴处曲率变化系数、短轴修正系数及轴承游隙来决定。在一定范围内,3个因素取值越小,最大弯曲应力值越小。各因素主次关系为曲率变化系数、轴承游隙、短轴修正系数。提出波发生器曲率、速度、加速度曲线作为波发生器性能的评价指标。

3) 有限元分析结果表明,在优化后,柔轮应力仍按周期分布,在长轴段区间存在最大值。与传统余弦波发生器相比,在三项余弦波发生器作用下,柔轮所受的最大等效应力得到有效降低,应力分布状态也更加合理,有利于改善柔轮的疲劳性能和精度保持性能。证明基于三项余弦的凸轮优化方法及设计思路对波发生器轮廓曲线的设计有积极意义。

参 考 文 献

- [1] 沈允文,叶庆泰. 谐波齿轮传动的理论和设计[M]. 北京:机械工业出版社,1985:1-33.
SHEN Yunwen, YE Qingtai. Theory and design of harmonic gear transmission[M]. Beijing: China Machine Press, 1985: 1-33.
- [2] CARLSON J H, ROBINSON H A. Actuators employing preloaded wave generators:US3496782[P]. 1970-02-24.
- [3] 张雷,杨伟超,蒋倩倩,等. 谐波减速器核心部件结构应力分析[J]. 机械传动,2018,42(12):114-117.
ZHANG Lei, YANG Weichao, JIANG Qianqian, et al. Structural stress analysis of the core component of harmonic reducer[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(12): 114-117.
- [4] 韩金林,李波,李朋飞,等. 谐波减速器改性凸轮波发生器的设计[J]. 机械科学与技术,2022,41(6):885-890.
HAN Jinlin, LI Bo, LI Pengfei, et al. Design of modified cam wave generator for harmonic drive[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2022, 41(6): 885-890.
- [5] 吕录渊. 基于装配的谐波减速器关键部件结构设计与优化[D]. 镇江:江苏科技大学,2019:17-22.
LÜ Luyuan. Structural design and optimization of key components of harmonic drive based on assembly[D]. Zhenjiang: Jiangsu University of Science and Technology, 2019: 17-22.
- [6] WANG S Y, GUO D X, MAO S T. Deformation investigations on the flexspline with the conic curve combined cam wave generator[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2021, 2021(1): 5544251.
- [7] 母慢,陶孟仑,刘斌,等. 谐波减速器组合曲线凸轮波发生器的设计与分析[J]. 机械传动,2023,47(3):65-70.
MU Man, TAO Menglun, LIU Bin, et al. Design and analysis of harmonic reducer combined curve cam wave generators[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(3): 65-70.
- [8] 魏云平. 谐波齿轮波发生器外轮廓形状的研究与改进[J]. 唐山学院学报,2014,27(3):59-60.
WEI Yunping. An research and improvement on the outer contour shape of the harmonic gear-wave generator[J]. Journal of Tangshan College, 2014, 27(3): 59-60.
- [9] 邓四二,贾群义,薛进学. 滚动轴承设计原理[M]. 2版. 北京:中国标准出版社,2014:74-79.
DENG Sier, JIA Qunyi, XUE Jinxue. Design principle of rolling bearing[M]. 2nd ed. Beijing: Standards Press of China, 2014: 74-79.
- [10] 关崇复. 柔性轴承动载荷下的接触应力计算[J]. 东北重型机械学院学报,1994,18(3):220-226.
GUAN Chongfu. Calculation for the contact stress of flexible bearing under dynamic load[J]. Journal of Yanshan University, 1994, 18(3): 220-226.
- [11] 李明海,徐小林,张铁臣. 内燃机结构[M]. 北京:中国水利水电出版社,2010:112-124.
LI Minghai, XU Xiaolin, ZHANG Tiechen. Internal combustion engine structure[M]. Beijing: China Water & Power Press, 2010: 112-124.
- [12] 周清华. 基于不同波发生器的柔轮强度有限元分析[D]. 成都:四川大学,2006:46-64.
ZHOU Qinghua. Finite element analysis of flexspline strength based on different wave generators[D]. Chengdu: Sichuan University, 2006: 46-64.
- [13] 李莉. 典型轮廓凸轮作用下柔轮与柔性轴承力学特性分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2016:27-41.
LI Li. Analysis of mechanical characteristics of flexspline and flexible bearing under typical profile cam action[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016: 27-41.
- [14] 邢静忠,张泽,陈晓霞,等. 超短筒杯形和礼帽形谐波齿轮柔轮筒底应力的几何参数敏感性分析[J]. 机械传动,2018,42(12):98-103.
XING Jingzhong, ZHANG Ze, CHEN Xiaoxia, et al. Sensitivity analysis of geometric parameter of the stress in bottom of flexspline of very short cup-shaped and hat-shaped harmonic gear[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(12): 98-103.
- [15] 张立勇,刘新猛,王长路,等. 径向变形量对谐波减速器啮合特性及柔轮应力的影响分析[J]. 机械传动,2017,41(9):166-169.
ZHANG Liyong, LIU Xinmeng, WANG Changlu, et al. Influence of radial deformation on stress of flexspline and meshing characteristic of harmonic reducer[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(9): 166-169.
- [16] 梅杰,张彤,郭政,等. 杯形谐波减速器齿廓修形方法及寿命预测分析[J]. 机械传动,2024,48(10):51-60.
MEI Jie, ZHANG Tong, GUO Zheng, et al. Tooth profile modification method and life prediction analysis of cup type harmonic reducers[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2024, 48(10): 51-60.
- [17] 吴灿,陶孟仑,陈定方,等. 谐波减速器柔轮疲劳寿命及其力学性能分析[J]. 机械传动,2022,46(1):115-119.
WU Can, TAO Menglun, CHEN Dingfang, et al. Analysis on fatigue life and mechanical property of flexspline of harmonic reducer[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2022, 46(1): 115-119.

Degradation and reliability assessment of accuracy life of RV reducers

XU Hang^{1,2} NIE Yixuan^{1,2} WEN Dongjie^{1,2} REN Jihua³ HONG Zhihui⁴

(1. Key Laboratory of Optical Sensing and Testing Technology for Mechanical Industry, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 451191, China)

[2. School of Intelligent Mechanical and Electrical Engineering(School of Industrial Design), Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 451191, China]

(3. School of Intelligent Manufacturing and Materials Engineering, Gannan University of Science and Technology, Ganzhou 341000, China)

(4. Dongguan Huanli Intelligent Technology Co., Ltd., Dongguan 523878, China)

Abstract: [Objective] The industrial robot industry has put forward higher requirements for RV reducers, and the precision life reflects the ability of the reducer to maintain transmission accuracy, which is one of the most important design criteria and usage indicators. To improve the precision performance of precision reducers, it is crucial to evaluate their reliability. Therefore, the degradation characteristics of precision reducers were analyzed. [Methods] Taking the RV80E reducer as an example, a random degradation model based on Gamma process was proposed. Combined with the performance degradation data of the reducer transmission accuracy, the model parameters were estimated based on the matrix method and the maximum likelihood estimation method. A Gaussian process regression model optimized by genetic algorithm was established using vibration characteristic data to optimize the prediction of transmission accuracy. [Results] The results show that the prediction accuracy based on Gaussian process regression model is significantly better than that of the traditional regression model. The posterior distribution parameters of the random degradation model are updated by using the algorithm to predict the results, which can effectively evaluate the reliability of the accuracy life of RV reducer and lay the foundation for further reliability optimization design of accuracy life.

Key words: RV reducer; Accuracy retentivity; Gamma process; Gaussian process regression; Reliability assessment

(编辑: 贾文倩)

(上接第125页)

Design and analysis of three-term cosine cam wave generators for harmonic reducers

WANG Wei ZHANG Ruiliang XU Huaizhe WANG Yuxin

(Gear Research Institute, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: [Objective] The wave generator, as the driving component, has its profile curve directly affecting the deformation and stress distribution of the flexible wheel. To reduce the stress on the flexible wheel and improve its fatigue performance, a design method for a three-term cosine cam wave generator was proposed. [Methods] The profile curve of the three-term cosine wave generator was composed of a constant term, represented by the base circle radius, and three cosine terms superimposed. By using the curvature variation coefficient at the major axis, the correction factor at the minor axis, and the clearance of the flexible bearing as variable parameters, the influence of these parameters on the performance of the wave generator was analyzed, and the optimization of a specific harmonic reducer model was validated. Finite element analysis was performed on the flexible wheel structure after incorporating the new cam structure under expansion, no-load, and loading conditions, and comparisons were made with the pre-optimized structure to analyze the stress distribution on the flexible wheel. [Results] The finite element results indicate that, compared to the traditional cosine wave generator, the flexible wheel under the three-term cosine wave generator exhibits superior stress performance under various working conditions and achieves longer fatigue life.

Key words: Harmonic reducer; Three-term cosine cam wave generator; Flexible bearing; Stress of flexible wheel

(编辑: 刘欢欢)