

RV 针摆传动齿面接触强度非线性分析

吴素珍^{1,2}, 何卫东¹

(1. 大连交通大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116028; 2. 河南工程学院 机械工程学院, 河南 郑州 451191)

摘 要:考虑摆线轮修形量、轮齿接触变形、针齿销弯曲变形的影响,利用赫兹理论计算了针齿与摆线轮不同啮合齿间的接触应力;基于摆线针轮行星传动的啮合原理,采用有限元法精确建立了 RV 第二级针摆啮合传动的有限元模型,根据针齿固定摆线轮输出的实际工况,对针齿壳外圆节点进行了全约束,采用刚性梁模拟行星架输出机构,使用刚性单元模拟偏心轴曲柄,采用铰链链接技术模拟曲柄相对摆线轮轴承孔的转动,对轴承孔的约束模拟轴承的实际工作情况,在输出机构质心点施加转矩载荷,进而进行摆线针轮啮合接触非线性分析,得到摆线轮的应力、应变云图.理论计算和有限元分析结果进行对比分析,为摆线轮的优化设计提供理论基础和有效的数值模拟方法.

关键词:摆线针轮;接触应力;非线性;有限元

中图分类号: TH113.2 **文献标志码:** A doi:10.3969/j.issn.1671-6833.2015.04.023

0 引言

RV 减速器是一种两级行星减速传动机构,主要由第 1 级渐开线行星传动和第 2 级摆线针轮行星传动组成^[1],第 2 级摆线轮与针轮的啮合工作性能,直接影响到整个减速器的工作精度.国内学者大部分是对直齿轮或斜齿轮的接触分析^[2-5],对摆线针轮啮合接触分析研究比较少,即使有一些相关的研究,但做了相当多的简化,如重庆大学的陈兵奎进行了摆线包络行星传动接触有限元分析及系统开发,其简化了摆线轮的内部结构^[6];大连交通大学的关天民进行了 FA 型针摆传动齿面接触状态的有限元计算,其把针摆啮合简化成了二维模型^[7].笔者考虑摆线轮修形量、轮齿接触变形等的影响,进行了针轮和摆线轮接触非线性应力应变分析.

1 摆线轮齿面数学模型

1.1 相关参数

笔者以 RV-250 为例进行摆线轮针轮齿面接触状态的接触应力计算及有限元分析,其相关参数如表 1 所示^[8].

表 1 RV-250 机型的相关参数
Tab. 1 Associated parameters of RV-250

参数名称	数值
针齿中心圆直径 d_p/mm	229
针齿直径 d_{p}/mm	10
偏心距 a/mm	2.2
摆线轮齿数 z_c	39
中心轮齿数 Z_1	21
行星轮齿数 Z_2	42
模数 m/mm	2
压力角 $\alpha/(\text{°})$	20
电动机输出功率 P/kW	5.13
电动机输出转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	1 500

1.2 摆线轮齿形方程

根据摆线针轮传动的啮合原理,以摆线轮的几何中心为原点,通过原点并与摆线轮对称轴重合的轴线为 x_c 轴,考虑修形量的摆线轮齿形方程式为^[9]:

$$x_c = [r_p + \Delta r_p - (r_{\text{rp}} + \Delta r_{\text{rp}})\phi^{-1}(k'_1, \varphi)] \cdot$$
$$\cos[(1 - i^H)\varphi - \delta] - \frac{\alpha}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p -$$
$$z_p(r_{\text{rp}} + \Delta r_{\text{rp}})\phi^{-1}(k'_1, \varphi)] \times \cos(i^H\varphi + \delta); \quad (1)$$

收稿日期:2014-12-08;修订日期:2015-02-01

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51375064)

作者简介:吴素珍(1978-),女,河南濮阳人,河南工程学院讲师,博士,主要从事新型机械传动研究,E-mail:86431092@qq.com.

$$y_c = [r_p + \Delta r_p - (r_{rp} + \Delta r_{rp})\phi^{-1}(k'_i, \varphi)] \cdot$$
$$\sin[(1 - i^H)\varphi - \delta] - \frac{\alpha}{r_p + \Delta r_p} [r_p + \Delta r_p -$$
$$z_p(r_{rp} + \Delta r_{rp})\varphi^{-1}(k'_i, \varphi)] \cdot \sin(i^H\varphi + \delta). \quad (2)$$

式中: k'_i 为有移距时齿形的短幅系数, i^H 为摆线轮和针轮的相对传动比, $i^H = z_p/z_c$;其他参数见表 1.

2 理论计算

2.1 针齿与摆线轮的作用力计算

标准齿廓时,针齿的接触力与该齿的变形成正比.但在实际计算中,由于必须先克服初始间隙,此时针齿的接触力 F_i 应与变形和初始间隙之差($\delta_i - \Delta(\varphi_i)$)成线性正比关系,按照此关系,同时啮合传力的第*i*个齿受力 F_i 可用式(3)表示.

$$F_i = C_i \omega_i^{P_i} = C_i [\delta_i - \Delta(\varphi_i)]^{P_i}. \quad (3)$$

式中: F_i 为各接触点 φ_i 处的针齿接触力; C_i, P_i 为计算系数; δ_i 为摆线轮各啮合点在公法线方向的总变形; $\Delta(\varphi_i)$ 为初始法向啮合侧隙.

设摆线轮上的扭矩 T_C 由*i* = $m_1 \sim m_2$ 个齿传递,它应与针齿上各针齿给摆线轮作用力所产生的力矩平衡,由此可得:

$$T_C = \sum_{i=m_1}^{m_2} F_i l_i = \sum_{i=m_1}^{m_2} C_i \omega_i^{P_i} l_i =$$
$$\sum_{i=m_1}^{m_2} C_i [\delta_i - \Delta(\varphi_i)]^{P_i} l_i. \quad (4)$$

通过计算机搜寻可求解出在转矩 T_C 作用下的同时啮合的齿数 $m_1 \sim m_2$,以及各接触齿上的作用力 F_i ,计算结果如表 2 所示^[8].

表 2 摆线针轮啮合作用力、接触应力

Tab.2 Acting force and contact stress chart of cycloid pin gear messing

针齿号	啮合作用力 F_i /N	接触应力 σ_H /MPa
1	0	0
2	1 139.396	162.483 408 9
3	2 200.691	361.952 073 2
4	2 264.397	576.921 282 3
5	2 327.894	840.946 716 6
6	2 142.346	1 039.563 947 0
7	1 772.109	1 095.007 940 0
8	1 326.172	1 012.364 385 0
9	865.242	833.526 375 0
10	429.328	584.862 976 0
11	58.462	212.966 804 8
12	0	0

2.2 摆线轮与针齿接触应力计算

根据赫兹公式,摆线针轮齿面接触应

力为^[8]:

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{E_e F_i}{b_c \rho_{ei}}}. \quad (5)$$

式中: F_i 为针齿与摆线轮齿在某一位置啮合的作用力,N; E_e 为当量弹性模型,MPa, $E_e = 2.06 \times 10^5$ MPa; b_c 为摆线轮的宽度,mm; ρ_{ei} 为当量曲率半径,mm; ρ_i 为摆线轮在某啮合点的曲率半径,mm.

$$\rho_{ei} = \left| \frac{\rho_i r_{rp}}{\rho_i - r_{rp}} \right|,$$

摆线针轮接触应力计算结果,如表 2 所示.

3 模型建立

3.1 几何模型建立

RV 针摆减速器是精密传动减速器,对建模精度要求比较高,因此建模曲线误差在 0.1 μm 以下.摆线轮的结构在圆周上是每 120°对称的,因此对 120°范围内的 13 个齿的啮合位置进行了计算.另外,针摆传动中,针齿是半埋在针齿壳的针齿销孔内,其弹性变形主要是接触变形,同时两片摆线轮与针齿的啮合完全一样,所以建模时简化了针齿壳且只保留了一片摆线轮,另外使针齿长度和一片摆线宽度相等,所建模型如图 1 所示.

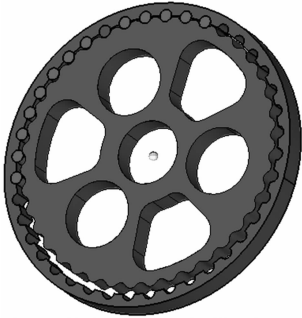


图 1 摆线针轮传动模型

Fig.1 Cycloid pin gear transmission model

3.2 有限元模型建立

摆线针轮传动是多齿接触受力的问题,实际工况中针齿与针齿壳之间的接触对摆线针轮接触分析结果影响比较小,所以把针齿壳和针齿看成了一个整体.建立有限元模型时另一关键的是单元类型的选择,这些单元类型有不同的拓扑结构和属性.在不同的单元类型中,实体单元能够模拟的结构最多,而且该小块材料的几何形状、节点数等可以有多种选择,并可在任何节点上与其它单元连接,因此几乎能承受任意载荷,所以在针摆有限元分析中选择了“solid185”单元,solid185 单元适用于构造三维固体结构,有 8 个节点,每个节点

有 3 个沿着 XYZ 方向平移的自由度,具有超弹性,蠕变,大变形和大应变能力. 针齿和摆线轮材料均为 GCr15,即定义的弹性模量为 $2.06E5$ MPa,泊松比为 0.3,密度为 $7.8E12\text{ kg/mm}^3$.

摆线轮齿廓是一种精度极高的特殊曲线,所以摆线轮齿廓处和针齿啮合部分选用了较小的网格为 0.6 mm ,网格类型为混合四面体六面体.划分后的有限元模型如图 2 所示,摆线轮针齿细密处网格如图 3 所示. 本模型共形成 965 314 个节点,880 512 个单元.

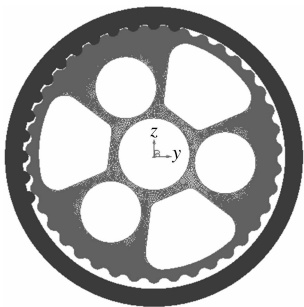


图 2 摆线针轮啮合有限元模型
Fig. 2 Meshing FEM of cycloid pin gear

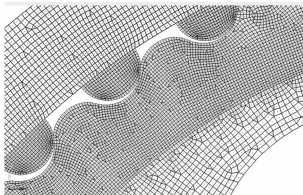


图 3 摆线轮针齿细密处网格
Fig. 3 Close FEM meshes of cycloid and pin gear tooth

3.3 针轮与摆线轮接触对的定义

理论分析结果显示,经过修形的摆线轮与针齿在啮合受力前是 1 个齿啮合,受力后摆线轮针齿为 10 个齿啮合. 为了有限元计算方便,需摆线轮有限元模型中有可能接触的齿需提前处于啮合状态,即需在此 10 个齿间建立接触对.

摆线轮和针齿的材料相同,定义为柔体对柔体的面接触. 创建接触对时一般选择凸面为接触面,凹面为目标面. RV 针摆传动中针轮接触面为凸面,定义其为接触面,接触单元为 CON-TA173,摆线轮的接触面为凹面,定义其为目标面,目标单元为 TARGE170,定义接触对时设置 $k_5 = 1$,忽略接触对的初始间隙, $k_9 = 1$,忽略接触对的初始穿透, $k_{10} = 2$,允许 ANSYS 自动更新接触刚度, $k_2 = 1$,采用完全计分法计算,所建立的接触对局部放大图如图 4 所示.

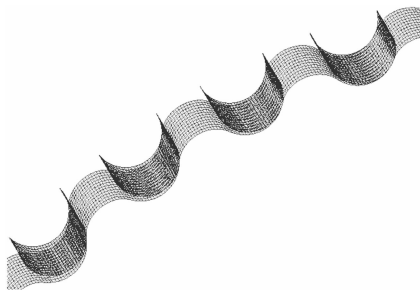


图 4 摆线针轮接触对局部放大图
Fig. 4 Magnification of cycloid pin gear contact parts

4 边界条件和载荷的施加

研究摆线轮针齿传动某一瞬间齿面的接触状态,在瞬间,针轮和针齿壳是静止的,摆线轮公转相对速度很小,可以看成摆线轮只做绕偏心轴的自转.

在设置边界条件时,根据摆线针轮接触的实际工况,设置约束和加载条件. 针齿壳刚性很大,并固定不动,即针齿壳施加完全约束;摆线轮带动行星架输出,采用 3 个相连的刚性梁模拟行星架输出机构;刚性元模拟偏心轴曲柄,铰链链接技术模拟曲柄相对摆线轮轴承孔的转动,对轴承孔的约束模拟轴承和轴承孔的实际接触情况,对摆线轮偏心轴中心约束 5 个自由度,只留一个绕偏心轴转动的自由度,模拟摆线轮绕偏心轴的转动,摆线针轮传动的约束边界条件如图 5 所示.

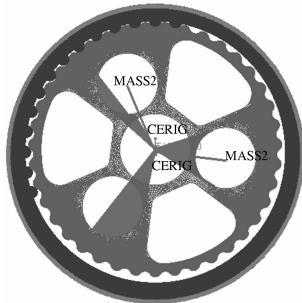


图 5 边界条件的施加
Fig. 5 Applied boundary conditions

RV-250 的传动转矩 $T = 2\,450\text{ N}\cdot\text{m}$,由于制造误差,传递两个摆线轮的转矩是不相等的,一片摆线轮传递的扭矩一般取 $T_c = 0.55T = 1\,347.5\text{ N}\cdot\text{m}$. 本模型施加的转矩为 $1\,347.5\text{ N}\cdot\text{m}$.

5 结果分析

图 6 所示为放大 150 倍后的摆线轮接触应力云图,图 7 为摆线轮各齿面的接触应力分布云图. 有限元法计算的结果显示,摆线轮共 10 个齿接触

变形,最大接触应力出现在第 7 个齿. 从图 6 可以看出,摆线轮变形主要出现在接触区,并且轴承孔和梯形孔上方的齿出现了下沉变形,轮辐上方的齿出现了外凸变形. 原因是轮辐的结构比较单薄,摆线轮在齿面啮合力作用下产生变形,在啮合区域部分的变形比较明显,特别是梯形孔和轴承孔的部位由于齿缘很薄,刚度较小容易产生向内的下沉变形. 而位于轮辐径向支承板近处齿的部分刚度较大,在摆线轮对针齿的作用力的作用下易产生外突的变形,如图 7 中轮辐上方的 3 个齿,通常受力最大;最大接触应力点在摆线轮齿面的内侧,说明有些边缘效应.

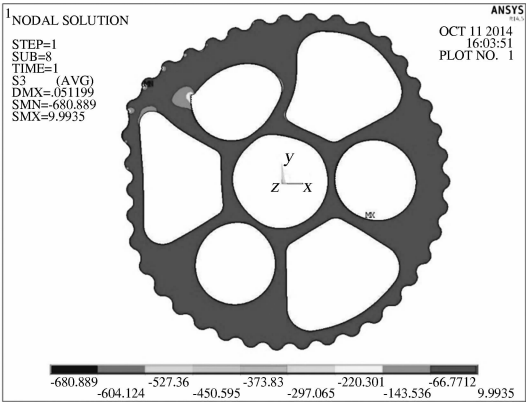


图 6 摆线轮接触应力云图(放大 150 倍)

Fig.6 Stress contour of cycloid gear contact parts (magnified 150 times)

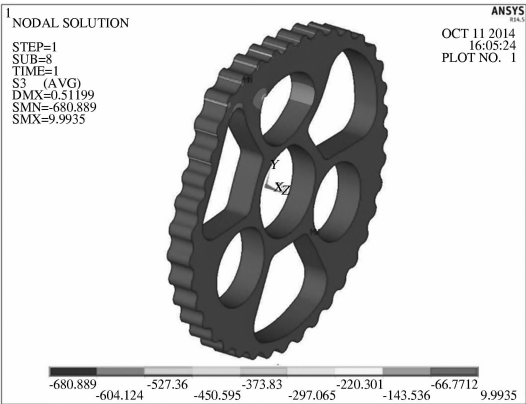


图 7 摆线轮接触压应力云图

Fig.7 Compressive stress contour of cycloid gear contact parts

图 8 为摆线针轮接触状态图,从图中可以看出,接触的每对齿都接触良好,并且齿向未出现偏载.

图 9 为两种计算方法的接触应力对比. 有限元计算的最大齿面接触应力为 -680.889 MPa ,主要有 3 个齿承受较大的载荷,都分布在刚性较大的

部位,赫兹理论计算的最大接触应力为 $1\,095.007\,94\text{ MPa}$,两者相差比较大的原因因为赫兹理论未考虑非线性因素及摆线轮内部轴承孔和梯形孔的影响,但总体分布规律一致,与实际接触应力是相符的.

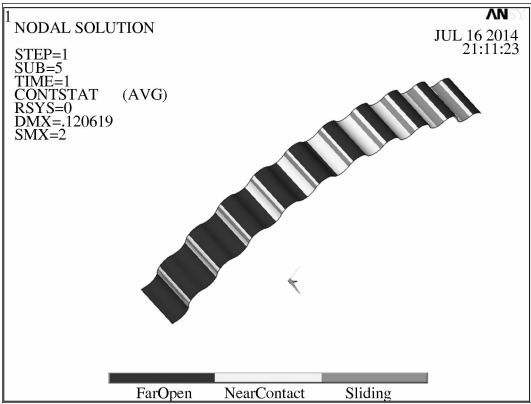


图 8 摆线针轮接触状态图

Fig.8 Statechart diagram of cycloid gear contact parts

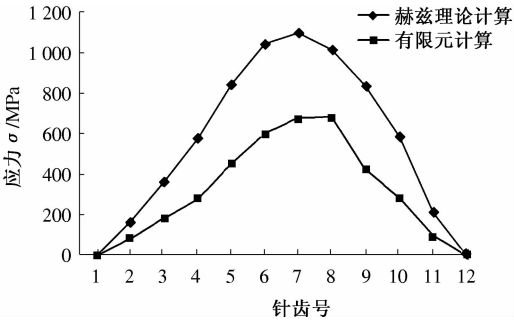


图 9 两种分析计算结果比较

Fig.9 The result analysis of the two methods

6 结论

(1)赫兹理论和有限元法计算结果都有 10 个齿啮合,最大接触应力都发生在 7 号齿,并且总体接触应力趋势是一致的,从而验证了所建有限元模型的正确性,为摆线轮的强度性能分析与评估提供可靠的数值依据.

(2) 轮齿的接触状态和接触应力大小与变形情况有密切关系. 在梯形孔上方和轴承孔上方的齿的轮齿容易变形,承受的载荷较小,在刚性区辐板上方的齿承受的载荷较大.

(3)由于赫兹理论未考虑非线性因素及摆线轮内部轴承孔和梯形孔的影响,两种方法计算的接触应力存在一定的误差,但总体分布规律一致,与实际接触应力是相符的.

参考文献:

[1] 何卫东,李欣,李力行. 高承载能力高传动效率新型针摆行星传动研究[J]. 中国机械工程,2005,16

- (7):54-57.
- [2] 唐进元,陈兴明,罗才旺.考虑齿向修形与安装误差的圆柱齿轮接触分析[J].中南大学学报:自然科学版,2012,43(5):1703-1709.
- [3] 王丹,路瑞成.航空发动机齿轮接触分析与修形研究[J].东北大学学报:自然科学版,2013,34(8):83-87.
- [4] 魏冰阳,陈金瑞.小轮双鼓修形的面齿轮接触分析及试验[J].河南科技大学学报,2013,34(4):16-20.
- [5] 庞洪臣,廖红宜,杨杰华,等.联合收割机变速器齿轮接触分析[J].中国农机化学报,2013,34(3):30-35.
- [6] 陈兵奎,谭磊,钟晖,等.摆线包络行星传动接触有限元分析及系统开发[J].机械强度,2013,35(3):366-371.
- [7] 关天民.FA型摆线针轮行星传动齿形优化方法及相关理论的研究[D].大连:大连交通大学机械工程学院,2005.
- [8] 朱孝录.机械传动设计手册[M].北京:电子工业出版社,2007:66-72.
- [9] 何卫东.机器人用高精度RV传动的研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学机电工程学院,1998.

On the Nonlinear Analysis of Contact Strength of Cycloid-pin Gear Transmission Surface

WU Su-zhen^{1,2}, HE Wei-dong¹

(1. Dalian Jiaotong University School of Mechanical Engineering, Dalian 116028, China; 2. School of Mechanical Engineering Henan Institute of Engineering, Zhengzhou 451191, China)

Abstract: In view of the quantity of cycloidal gear modification, tooth contact deformation and the effects of the pin gear bending deformation, the contact stress between the pin gear and the various cycloidal gears is calculated by Hertz theory. Based on the meshing principles of cycloid pin gear planet transmission, the RV second-level finite element model of pin-cycloid meshing transmission is accurately established by using the finite method. According to the actual working condition of fixed pin gear and cycloidal gears outputting, the nodes in the outer ring of the pin gear are constrained, and the rigid beam is employed to simulate the planet easel output gears. Meanwhile, the rigid cell is employed to simulate the eccentric shaft crank. The hinge link technology is employed to simulate the rotation of crank relative to cycloid pin gear hole. Based on the actual working condition of the constrained and simulated bearing of the bearing bore, a torque load is applied in the output unit centroid and the cycloid-pin gear contact nonlinear analysis is further employed to get stress, strain contours of the cycloidal gear. Comparative analysis of the results of theoretical calculation and finite element analysis offers a theoretical basis for optimal design of cycloid gear and the effective method of numerical simulation.

Key words: cycloid-pin gear; contact stress; nonlinear; finite element