

文章编号:1000-582X(2008)01-0005-03

# 蜗杆传动磨损的理论分析

姜宏伟,石万凯,秦大同

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400030)

**摘要:**提出一种分析蜗杆传动齿面磨损量的计算模型,用 Archard 磨损公式,推导出齿面磨损深度的计算公式。以阿基米德蜗杆副为例,利用空间啮合原理求解出其齿面接触线和相对滑动速度。并在计算过程中引入啮合循环和时间步骤的概念,研究了该种传动副齿面磨损的分布规律,分析了齿面磨损深度的影响因素和一般规律。

**关键词:**蜗杆传动;磨损模型;接触线

**中图分类号:**TH132.41

**文献标志码:**A

## Theoretical Analysis of Wear in Worm Gears

JIANG Hong-Wei, SHI Wan-Kai, QIN Da-Tong

(State key laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

**Abstract:** An analysis model for wear simulation in worm gears has been developed. Wear is calculated based on Archard's wear law. Formulae are given for the teeth faces of worm gear drives. ZA examples are provided. Contact lines and relative slide speeds are worked out according to mesh theory. Based on the above results, a conception of the mesh cycle and time step are used in calculations, wear value changes are presented, and the factors effecting wear values and their effects are discussed.

**Key words:** Worm Gearing; Wear model; Contact Line

蜗杆传动是一种以滑动为主的滚滑运动,无论在有无润滑的情况下,都存在一定程度的磨损。随着蜗杆传动负荷的增大,蜗杆副会发生某种程度的损伤和破坏。这种损伤和破坏成为限制蜗杆副负荷能力的决定性因素,其中最为常见的是齿面间的胶合和蜗杆齿面的磨损。在齿廓上,磨损量的大小取决于滑动摩擦的程度,磨损量会随着瞬时接触线上滚动点滑动距离的增加而增加。除此之外,磨损同时也受到接触压力、表面硬度、润滑、边界膜、温度、污染和其他因素的影响。

蜗轮的磨损对蜗杆副传动性能会造成不利影响,因此,关于蜗杆副传动中磨损量的预测具有重要意义。通过建立蜗杆副轮齿接触的磨损模型,推导出接触齿面磨损深度的计算公式,预测磨损接触齿

面对磨损量分布的影响。

### 1 磨损模型

Holm 于 1946 年提出的线性磨损模型,有以下方程

$$\frac{V}{s} = KA_r = K \frac{F_N}{H}, \quad (1)$$

式中: $V$  为磨损体积; $s$  为滑动距离; $K$  为磨损系数; $F_N$  为法向力; $H$  为接触副中较软材料硬度; $A_r$  为实际接触面积。

将式(1)的两边同时除以磨损后的接触面积  $A$ ,得

$$\frac{V}{As} = \frac{h}{s} = \frac{K}{H} p = kp, \quad (2)$$

式中: $p = F_N/A$ , 为名义法向压力; $k$  为含量纲的磨损系数; $h$  为磨损深度。

收稿日期:2007-10-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50575234)

作者简介:姜宏伟(1984-),男,重庆大学硕士研究生,主要从事机械设计计算机辅助设计方向研究。石万凯(联系人),男,重庆大学副教授,博士,(Tel)023-65106506;(E-mail)jhw862@sohu.com。

假设  $h/s$  为磨损率, 可得

$$\frac{dh}{ds} = kp_0 \quad (3)$$

由图 1 的磨损简图, 磨损深度的变化可表示为

$$dh_i = \frac{dV}{A_i} = kp \frac{A}{A_i} ds,$$

进一步可得

$$\frac{dh}{ds} = \begin{cases} kp \frac{1}{\Phi(h_i)}, & h < h_0; \\ kp, & h \geq h_0. \end{cases} \quad (4)$$

式中:  $h_0$  为接触面平均粗糙度;  $\Phi(h_i) = A_i/A$  为承载面积变化曲线。

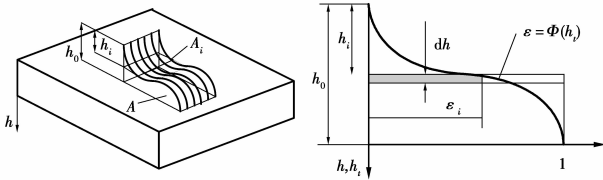


图 1 磨损计算简图

## 2 蜗轮副轮齿接触磨损模型

### 2.1 基本方程

蜗轮副接触为高接触压力下的高副运动, 一般用润滑油或润滑脂来润滑, 当润滑膜厚度不能有效分离金属接触表面时, 将发生金属表面的直接接触, 导致磨损。因此, 干摩擦或者混合润滑表面边界上的任意一点的滑动磨损率可用以下微分方程来表示

$$\frac{dh}{ds} = f(p, v, T, \text{材料}, \text{润滑}, \dots) \quad (5)$$

滑动距离为

$$s = v_s \cdot \Delta t, \quad (6)$$

其中  $v_s$  为相对滑动速度, 求解方法见参考文献[2]。

上式可改写为

$$\frac{dh}{dt} = f(p, v, T, \text{材料}, \text{润滑}, \dots) \cdot v_s. \quad (7)$$

参考 Archard 磨损模型, 有以下公式

$$\frac{dh}{dt} = kp v_s, \quad (8)$$

对上式进行积分, 可得下式

$$h(t) = \int_0^t kp v_s dt. \quad (9)$$

在计算中, 引入时间步的概念, 取蜗轮的一个齿为研究对象, 该齿每进行一次啮合即为一次啮合循环, 令蜗轮齿面瞬时接触线上的任意一啮合点通过其滑动距离的时间为该接触点的一个时间步, 并对每一步啮合循环进行归纳总结, 可得以下公式

$$h = \sum_i kp v_s \Delta t. \quad (10)$$

由参考文献[4], 可得以下公式

$$h_n = h_{n-1} + kp \cdot 2b \cdot \frac{v_s}{v_2}, \quad (11)$$

式中:  $b$  为蜗轮齿面瞬时接触线上的某一段  $\Delta l_i$  上的接触区半宽, 可用下式计算

$$b = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \frac{w}{K_\sigma^{(12)}}}, \quad (12)$$

式中:  $\nu_1, \nu_2$  分别为蜗杆和蜗轮材料泊松比;  $E_1, E_2$  分别为蜗杆和蜗轮材料的弹性模量;  $w$  为单位接触线长度上的载荷;  $K_\sigma^{(12)}$  为啮合点处的诱导法曲率, 其求解方法见参考文献[5]。

### 2.2 接触应力

由式(10)可知, 法向接触应力是影响齿面磨损深度的主要因素之一。为了确定法向接触应力的计算方法, 参考传统赫兹理论<sup>[6]</sup>, 接触面上赫兹接触应力呈半椭圆分布, 有以下公式

$$p = p_0 \left( 1 - \frac{x^2}{b^2} \right)^{0.5} \quad (13)$$

如图 2 所示, 最大赫兹应力为

$$p_0 = \frac{4}{\pi} p_c = \frac{2}{\pi} \frac{w}{bl}, \quad (14)$$

平均接触应力为

$$p_c = \frac{w}{2bl}. \quad (15)$$

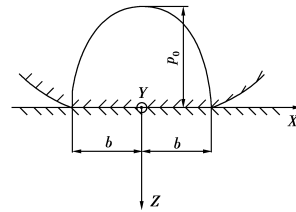


图 2 赫兹线接触模型

但啮合过程中, 接触线总长和当量曲率半径在不断变化。因此, 求解单位接触线上的载荷及曲率半径比较复杂, 长期未能合理解决。借助近期计算机技术的发展, 并总结实际使用经验和台架试验结果, 德国 Niemann G 和 Wniter H<sup>[7]</sup> 等提出了计算蜗杆传动齿面平均接触应力的计算公式

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left[ \frac{p_m^* \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot E_{red}}{a^3} \right]^{0.5} \quad (16)$$

式中:  $p_m^*$  为无量纲的平均赫兹应力参数;  $E_{red}$  为等效弹性模量;  $T_2$  为输入转矩;  $a$  为中心距。

## 3 结果与讨论

以阿基米德蜗轮副为例, 蜗轮材料为铸锡青铜, 蜗杆材料采用 45 钢, 主要对蜗轮齿面的磨损情况进行计算与讨论。计算中所使用的蜗轮副数据见表 1。

当蜗轮与蜗杆啮合时, 由于蜗轮齿面上的滑动率大于蜗杆齿面上的滑动率, 所以蜗轮齿面的磨损较为严重。笔者着重研究蜗轮齿面的磨损情况。

首先, 根据空间啮合原理并利用 MATLAB 编制程序求解出齿面上的瞬时接触线。蜗杆转角  $\varphi_1$  分别为  $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$  和  $60^\circ$  时, 蜗轮齿面的瞬时接触线如图 3 所示。

表1 蜗轮副基本数据

齿数		模数 $m$	中心距 $a/mm$	直径系数 $q/mm$	蜗杆导角 $\gamma/^\circ$	压力角 $\alpha/^\circ$	蜗杆转 $n/rpm$	蜗轮转 $T_2/Nm$	磨损系数 $k/(m^2/N)$
蜗杆 $z_1$	蜗轮 $z_2$								
1	30	1.5	33	14	4.08	20	900	10	$5 \times 10^{-16}$

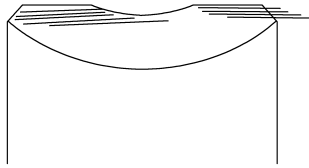


图3 蜗轮齿面瞬时接触线

然后,利用数学方法求解出蜗轮齿面瞬时接触线上各点的相对滑动速度,并利用推导得出的磨损深度计算公式(10),在计算中引入啮合循环和时间步骤,求解出瞬时接触线上各点经过若干次啮合循环后的磨损深度,最终得出蜗轮齿面的磨损情况。

图4和图5以二维视角分别描述了蜗杆转角为 $30^\circ$ 时,蜗轮齿面瞬时接触线上的各点的相对滑动速度大小,以及蜗轮齿面经过10 000次的啮合循环后接触线磨损深度的分布情况,图中坐标 $X$ 为蜗轮齿宽方向坐标。

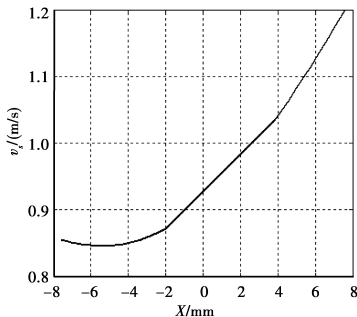


图4 蜗轮接触线上各点相对滑动速度曲线

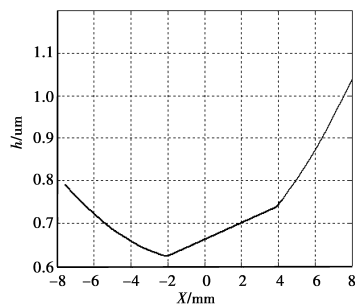


图5 蜗轮接触线上各点磨损深度曲线

图6和图7以三维视图分别描述了不同蜗杆转角时,蜗轮齿面瞬时接触线上的各点的相对滑动速度大小,以及蜗轮齿面经过10 000次的啮合循环后接触线磨损深度的分布情况,图中 $X$ 为蜗轮齿宽方向坐标, $Y$ 为齿侧方向坐标。

图8利用数学计算方法,以三维视图描述了蜗轮齿面经过10 000次啮合循环后的局部齿面的磨损情况。由图可知,齿面磨损情况是不均匀的,两侧较为严重,而齿根部位磨损深度相对较小。蜗轮齿面瞬时接触线上各啮合点的相对滑动和赫兹接触带

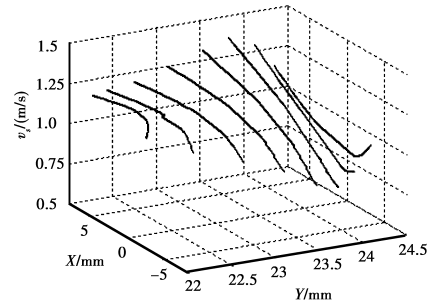


图6 蜗轮瞬时接触线上相对滑动速度曲线

宽不同,是致使蜗轮经过若干次的啮合循环后,齿面出现磨损分布不均匀的主要原因。

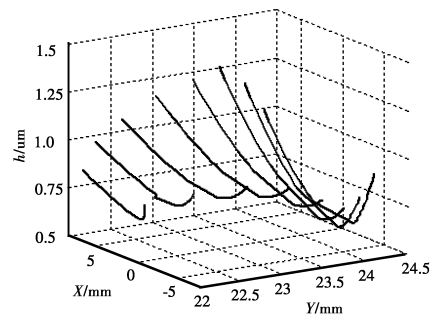


图7 蜗轮瞬时接触线上磨损深度曲线

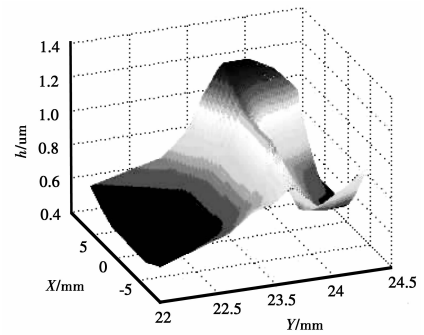


图8 蜗轮齿面磨损深度

### 4 结论

- 1) 基于摩擦磨损理论,建立了蜗轮传动的磨损预测模型,得出了蜗轮齿面的理论磨损深度。
- 2) 引入轮齿齿面平均接触应力进行计算,得出蜗轮齿面上的磨损量是不均匀的,随蜗杆转角呈周期性变化。
- 3) 磨损量随啮合循环次数的增加而变大。轮齿两侧的磨损情况较之轮齿中央要严重,磨损最严重的区域为轮齿入啮齿侧,且齿根部位的磨损深度相对较小。

(下转第12页)

次加速度值,判断汽车行驶状态。静止状态则重新休眠;低速状态则检测一次轮胎数据并发射;高速状态则每隔 1 s 检测一次,并判断轮胎是否出现故障,出现故障则发射数据,没有出现故障则每 6 s 发射一次数据(6 次检测数据的平均值)。

## 5 结 论

直接式 TPMS 要求可靠性高、功耗低,而且能够实现轮胎检测模块的方便定位和安装。文中重点研究了可靠的、便捷的、低成本的轮胎检测模块定位方法,该方法是将轮胎检测模块通过串口直接在显示模块上进行位置信息设置实现的,将无线定位变为有线定位,可以很好避免无线方式的干扰问题,可靠性高,而且操作十分简便,成本低,不需要向系统添加其它模块,比如低频通信模块。基于上述轮胎检测模块定位方法和低功耗要求设计了基于 SP12 传感器、无线发射芯片 TDK5100F 的直接式汽车轮胎压力监测系统。系统采用了气门嘴外置式安装方式,方便安装和更换电池,更加延长系统使用寿命。另外,系统具有 CAN 接口,这种设计适应了未来汽车车载网络发展的趋势,又满足了当前没有车载网络汽车的需求。

### 参考文献:

- [1] 米林,陈然,谭伟. 嵌入式轮胎压力无线监测系统的设计[J]. 仪器仪表用户,2006,13(1):24-25.  
MI LIN, CHEN RAN, TAN WEI. The design of Tire Pressure Monitoring System based on embedded system[J]. Electronic Instrumentation Customer, 2006,13(1):24-25.
- [2] National Highway Traffic Safety Administration. Federal Motor Vehicle Safety Standards; Tire Pressure Monitoring Systems; Controls and Displays [J]. Federal Register, 2005,70(67):18136-18191.

- [3] 王泽鹏,薛风先,朱由锋. 智能轮胎监测技术的发展现状及需解决的关键问题[J]. 汽车技术,2005(2):1-5.  
WANG ZE-PENG, XUE FENG-XIAN, ZHU YOU-FENG. State-of-the-Art and Key Problems of Intelligent Tire Monitoring Technology[J]. Automobile Technology, 2005(2):1-5.
- [4] 李威,尹术飞. TPMS 的无源化发展方向研究[J]. 重型汽车, 2005(5):14-16.  
LI WEI, YIN SHU-FEI. Research on passive TPMS developing trend[J]. Heavy Truck, 2005(5):14-16.
- [5] 陆叶强. 汽车胎压检测系统中轮胎定位技术的分析与研究[J]. 农机化研究,2006(7):205-207.  
LU YE-QIANG. Analysis on Automobile Tyre Fixation in the Automobile Tyre Pressure Check System[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2006(7):205-207.
- [6] 颜重光. TPMS 的设计方案思考[J]. 电子质量,2005(7):1-4.  
YAN CHONG-GUNG. The Consideration on the TPMS Design Project[J]. Electronics Quality, 2005(7):1-4.
- [7] 曹呈荣,方赵林,余世明. 高集成轮胎压力传感器 SP12 分析及其应用[J]. 自动化与仪器仪表,2006(2):42-44.  
CAO CHENG-RONG, FANG ZHAO-LIN, YU SHI-MING. The application of high-integrated tire pressure sensor SP12 [J]. Automation & Instrumentation, 2006(2):42-44.
- [8] 龚淑君,金向东. 轮胎压力测量的低功耗实现[J]. 杭州电子科技大学学报,2006,26(5):62-66.  
GONG SHU-JUN, JIN XIANG-DONG. Realization with Low Power Consumption of Tyre Pressure Measurement[J]. Journal of Hangzhou Institute of Electronic Engineering, 2006,26(5):62-66.
- [9] ATMEL. ATmega48 automotive [EB/OL]. [http://www.atmel.com/dyn/products/product\\_card.asp?family\\_id=07&family\\_name=AVR+8%2DBit+RISC+%&part\\_id=3756](http://www.atmel.com/dyn/products/product_card.asp?family_id=07&family_name=AVR+8%2DBit+RISC+%&part_id=3756). 2006-09/2007-01-13.

(编辑 陈移峰)

(上接第 7 页)

### 参考文献:

- [1] PODRA P, ANDERSSON S. Finite element analysis wear simulation of a conical spinning contact considering surface topography [J]. Wear, 1999,224:13-21.
- [2] 阳培,王长路. 用啮合原理和数值方法求蜗轮副接触线[J]. 机械传动,2004,28(1):4-6.  
YANG PEI, WANG CHANG-LU. Resolve the worm pair contact line by tooth theory and numerical method [J]. Journal of Mechanical Transmission,2004,28(1):4-6.
- [3] FLODIN A, ANDERSSON S. A simplified model for wear

- prediction in helical gears[J]. Wear,2001,249:285-292.
- [4] FLODIN A, ANDERSSON S. Simulation of mild wear in spur gears[J]. Wear, 1997,207:16-23.
- [5] 吴序堂. 齿轮啮合原理[M]. 西安:西安交通大学出版社,1982.
- [6] 温诗铸. 摩擦学原理[M]. 北京:清华大学出版社,1990.
- [7] 戚文正. 蜗轮蜗杆油胶合承载能力试验研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2001.

(编辑 侯 湘)