

DOI: 10.7652/xjtuxb201703015

无侧隙平面一次包络端面啮合环面蜗杆副弹流润滑分析

杨捷¹, 王进戈^{1,2}, 陈守安³, 邓星桥², 李金宽²

(1. 四川大学制造科学与工程学院, 610065, 成都; 2. 西华大学机械能与自动化学院, 610039, 成都;

3. 宜宾学院物理与电子工程学院, 644000, 四川宜宾)

摘要: 为了研究无侧隙平面一次包络端面啮合环面蜗杆副共轭齿对在运行周期内的润滑性能, 结合经典啮合理论, 通过改变工具母面的转角参数, 得到了重构接触线后端面式啮合的三维数学模型, 并针对蜗杆两段式啮合的特点, 构建了对应的弹流润滑模型, 最后对共轭齿对啮合处在一个工作周期内的润滑特性和最小油膜厚度分布规律进行了分析。结果表明: 啮入端沿接触线处的最小油膜厚度大于啮出端的最小油膜厚度; 根据最小油膜厚度与膜厚比的分布情况, 可知该传动在整个周期内主要以部分弹流润滑为主; 适当地增大蜗杆分度圆直径和工具母面的产形倾角, 能够有效地改善该新型蜗杆副的润滑特性。

关键词: 端面啮合环面蜗杆副; 润滑性能; 弹流润滑模型; 油膜厚度

中图分类号: TH132.41 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)03-0087-05

Analysis on Elastohydrodynamic Lubrication of the Planar Enveloped Toroidal Worm in Anti-Backlash Endface Meshing

YANG Jie¹, WANG Jing^{1,2}, CHEN Shouan³, DENG Xingqiao², LI Jinkuan²

(1. School of Manufacturing Science and Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China;

2. School of Mechanical Engineering and Automation, Xihua University, Chengdu 610039, China;

3. School of Physics and Electronic Engineering, Yibin University, Yibin, Sichuan 644000, China)

Abstract: To research the lubrication performance of the conjugating tooth-pairs in anti-backlash endface meshing of planar enveloped toroidal worm in an operating cycle, a 3D mathematical model of the reconstructed contact line is obtained by utilizing meshing theory and altering the tool generatrix angle parameter. A corresponding elastohydrodynamic lubrication (EHL) model is also built according to the feature of the two-stage meshing worm gear to analyse the lubrication characteristics and the minimum film thickness distribution of the conjugating tooth meshing point in a working cycle. The research results show that the engaging-in section's minimum film thickness along the contact line is thicker than that of the engaging-out section, and that by referring to the distribution situation of the minimum film thickness and the film thickness ratio, this transmission is dominated by the partial EHL in a working cycle. Finally, through studying the relationship between the transmission parameters and the lubrication performance, it is found that the lubrication behavior can be effectively improved by properly increasing the worm's pitch circle diameter and planar inclination angle.

收稿日期: 2016-05-18。 作者简介: 杨捷(1985—),男,博士生;王进戈(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51305356);教育部春晖计划资助项目(14202505)。

网络出版时间: 2016-12-05

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20161205.1715.012.html>

Keywords: endface meshing toroidal worm gear; lubrication property; elastohydrodynamic lubrication model; oil film thickness

蜗杆副的类型多种多样,已被广泛应用于各个领域。在其啮合过程中,点蚀、轮齿断裂和齿面胶合等失效形式最易发生在共轭齿面上^[1-2]。众多学者为防止上述失效形式对蜗杆副带来的不利影响,针对不同种类蜗杆副的润滑性能进行了理论分析,例如:王进戈等利用 Hooke 线接触润滑理论,对滚锥包络环面蜗杆传动的润滑状态进行了理论分析^[3];邱昕洋等回归出了具有润滑油黏温效应的线接触热弹流最小膜厚公式,并针对钢制平面蜗轮共轭工作齿对进行了热弹流润滑分析^[4];许立忠等采用 Dowson-Higginson 公式对超环面行星蜗杆的弹流润滑进行了研究^[5]。

普通蜗杆副在共轭的非工作齿面上存在间隙,在频繁的正反运动下侧隙之间会产生撞击,加快齿面磨损,从而影响传动精度,降低轮齿寿命。针对普通蜗杆副的这一缺点,研究人员结合啮合理论与空间标架法^[6-7],通过改变工具母面的转角参数,构建了左右两端对称的齿廓螺旋线,在结构上达到了消除齿间侧隙的目的。但是,新结构仍为高副,其主要失效形式为轮齿断裂、齿面胶合等。

本文根据赫兹理论建立了该蜗杆副的弹流模型,并采用温诗铸等提出的等温线接触弹流润滑理论^[8]构建最小油膜厚度计算公式,对接触区域在啮入、啮出端 2 个特殊位置的最小油膜厚度沿接触线的分布规律进行了讨论,并考察了任意啮合齿对润滑状态的全周期分布情况,最后分析了最小油膜厚度随设计参数的变化,以为后续研究提供必要的理论依据。

1 建立三维模型

1.1 接触线方程的重构

根据普通平面包络蜗杆齿廓螺旋线能完全包络这一特性,在保证不改变原平面包络蜗杆尺寸参数的情况下,通过重构工具母面转角参数对完全包络状态下的齿廓螺旋线进行选段^[9],建立具有自动消除间隙特征的两段式端面蜗杆,图 1 为该蜗杆副的空间标架。

在图 1 中:空间固定标架为 $\Sigma_1(O_1, X_1, Y_1, Z_1)$ 和 $\Sigma_2(O_2, X_2, Y_2, Z_2)$;与蜗杆固连的活动标架为 $\Sigma'_1(O'_1, X'_1, Y'_1, Z'_1)$,绕 z_1 轴逆时针转动;瞬时转角为 φ_1 ;与蜗轮固连的活动标架为 $\Sigma'_2(O'_2, X'_2, Y'_2, Z'_2)$,

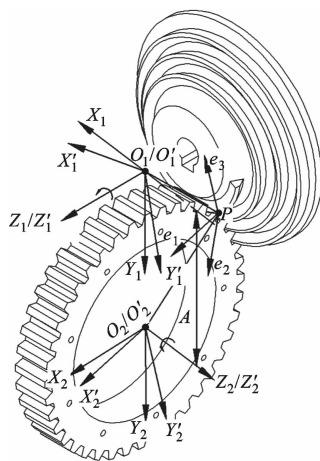


图 1 蜗杆副标架图

Z'_2),绕 z_2 轴逆时针旋转;工具母面啮合点处的标架为 $\Sigma_P(P, e_1, e_2, e_3)$;A 为中心距; i_{12} 为传动比。根据图 1 中各标架之间的关系,建立无侧隙平面一次包络端面啮合环面蜗杆副接触线方程组

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{2n} &= c\varphi_2 \\ X'_2 &= u \\ Y'_2 &= -r_b + v\sin\beta \\ Z'_2 &= v\cos\beta \\ v &= \frac{ui_{12}\cos\beta + \sin\beta(\cos\varphi_{2n}u + r_b\sin\varphi_{2n} - A)}{\sin\varphi_{2n}} \\ X'_1 &= -\cos\varphi_1\cos\varphi_{2n}X'_2 + \cos\varphi_1\sin\varphi_{2n}Y'_2 - \sin\varphi_1Z'_2 + A\cos\varphi_1 \\ Y'_1 &= \sin\varphi_1\cos\varphi_{2n}X'_2 - \sin\varphi_1\sin\varphi_{2n}Y'_2 - \cos\varphi_1Z'_2 - A\sin\varphi_1 \\ Z'_1 &= -\sin\varphi_{2n}X'_2 - \cos\varphi_{2n}Y'_2 \\ \Phi &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: φ_2 为工具母面转角; φ_1 为蜗杆转角; c 为重构参数; φ_{2n} 为新的工具母面转角; u 为接触线参数; v 为沿辅助标架的方向参数; r_b 为主基圆半径; β 为工具母面产形倾角; Φ 为啮合函数。

1.2 间隙消除原理

利用式(1)进行数字化建模,构建无侧隙平面一次包络端面啮合环面蜗杆副(以下简称新型蜗杆副)的实体模型,如图 2 所示。由图 2 可知,该蜗杆分为左、右两端,假设蜗杆在顺时针工作工程中,左端蜗杆为主动件提供动力,则右端蜗杆起到消除齿间侧隙的作用;当原动机突然反向运行时,右端蜗杆变为提供动力,而左端蜗杆起消除侧隙的作用。因此,该结构

可为频繁正反转运动的传动机构提供自动消除功能。

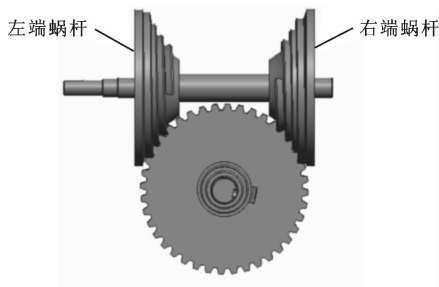


图2 新型蜗杆副的数字模型

2 弹性流体模型分析

2.1 诱导法曲率与卷吸速度

新型蜗杆副的材料均采用45号钢,考察同种材料在新结构下的润滑性能。在高副传动中,润滑状态大多为边界润滑和混合润滑2种,其油膜厚度受到接触比压与表面粗糙度的影响。该传动属于轻载传动,在共轭齿对接触面积一定的情况下,接触比压较小,根据润滑理论,膜厚受其影响较小^[8],同时该蜗杆副的表面粗糙度 $R_a = 0.4 \mu\text{m}$,表面光洁度相对较高,有利于润滑油膜的形成,从而改善润滑条件^[10-11]。

根据温诗铸等提出的基于Reolands黏压关系的复合迭代法,对新型蜗杆副复杂曲面的润滑性能进行研究。首先根据图1中任意啮合点P处相对角速度间的关系,将该点的相对角速度投影至工具母面啮合点标架 Σ_P 中,可得

$$\omega_e^{(12)} = \omega_{ex}^{(12)} e_1 + \omega_{ey}^{(12)} e_2 + \omega_{ez}^{(12)} e_3 \quad (2)$$

然后将式(1)中的啮合函数对时间求一阶导数,并联立式(2)得到该蜗杆一类界限函数 ψ 的表达式

$$\psi = \Phi_i + (\omega^{(12)}, n, v^{(12)}) + (v^{(12)})^2 K_{nv}^{(2)} \quad (3)$$

式中: Φ_i 为二阶函数,是啮合函数 Φ 关于时间的一阶导数; $\omega^{(12)}$ 为两共轭齿面的相对角速度; n 为共轭齿面啮合点处的公法矢; $v^{(12)}$ 为共轭齿面间的相对速度; $K_{nv}^{(2)}$ 为工具母面沿共轭面相对速度的法曲率,其值为0。

联立式(2)、式(3),即可得两运动齿面形成共轭齿面偶的诱导法曲率 $k_\sigma^{(21)}$ ^[12]

$$k_\sigma^{(21)} = \frac{\omega_{ex}^{(12)} + \omega_{ey}^{(12)}}{\Psi} \quad (4)$$

诱导法曲率决定了共轭齿面接触情况的好坏。

综合曲率半径 R 为诱导法曲率的倒数,即

$$R = \frac{1}{k_\sigma^{(21)}} \quad (5)$$

同样,将相对速度投影在标架 Σ_P 中,可得到如

下相对速度矩阵方程组

$$\left. \begin{aligned} v^{(2)} &= \omega^{(2)} (X'_2 j'_2 - Y'_2 i'_2) \\ v^{(1)} &= \omega^{(1)} (X'_1 j'_1 - Y'_1 i'_1) \\ \sigma &= \omega_2^{(12)} e_1 - \omega_1^{(12)} e_2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: $v^{(1)}$ 为蜗杆接触线点处的速度矢量; $v^{(2)}$ 为工具母面接触点处的速度矢量; σ 为垂直于接触线的法向量。

将方程组(6)进行变形,可得到新型蜗杆副齿间的相对卷吸速度

$$U_n = \frac{v_\sigma^{(1)} + v_\sigma^{(2)}}{2} = \frac{(v^{(1)} + v^{(2)}) \cdot \sigma}{2 |\sigma|} \quad (7)$$

2.2 单位法向载荷的计算

该端面啮合环面蜗杆的齿面接触螺旋线是由工具母面一次包络展成的^[13],与其啮合的蜗轮齿面为平面,因此单位法向载荷的分布可简化为直线,且沿接触线均匀分布。单位法向载荷 w 的表达式如下

$$\left. \begin{aligned} w &= \frac{F_n}{L} \\ F_n &= \frac{2000 T}{d_2 \cos \alpha \cos \gamma_2} \\ L &= 6.375 \frac{2h_a^*}{z_2 \cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中: F_n 为作用在蜗轮齿面的法向载荷; L 为任意时刻的接触线长度; T_2 为蜗轮输出扭矩; h_a^* 为齿顶高系数; γ 为蜗杆螺旋升角。

2.3 弹流模型的建立

新型蜗杆副为高副,其接触区域之间的宽度小于其综合曲率半径。它的啮合传动是一个复杂的过程,由左右两端的蜗杆与蜗轮共同运动,在消除的同时实现从蜗杆内侧至外侧与蜗轮的多齿对啮合传动^[14],并且共轭齿面的诱导法曲率沿接触线方向递变,同时蜗杆的齿廓结构可看作多个由小到大的短圆柱体依次由内而外对称分布,故根据赫兹理论,将弹流润滑模型简化为多个左右两端由小到大的圆柱体与弹性平面相接触,如图3所示。

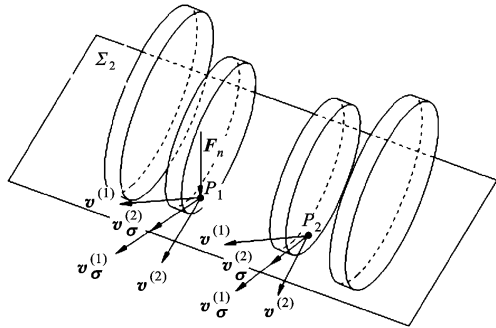


图3 端面蜗杆副弹流模型

图 3 中: P_1 、 P_2 分别表示在某瞬态下新型蜗杆左、右端与简化弹性平面的任意对称接触点;假设新型蜗杆左端提供动力, W 为作用在 P_1 点处单位长度上的法向载荷; $v_{\sigma}^{(1)}$ 和 $v_{\sigma}^{(2)}$ 分别为 $v^{(1)}$ 、 $v^{(2)}$ 沿接触线法线方向在 Σ_2 上的投影,根据啮合理论可知, $v_{\sigma}^{(1)}$ 和 $v_{\sigma}^{(2)}$ 在 Σ_2 上方向一致。

3 新型蜗杆端面啮合的润滑特性

3.1 量纲一参数式方程与传动参数

根据 Dowson-Higginson 理论并结合 Reolands 黏压关系,用载荷参数 W 、速度参数 U 和材料参数 G 构成量纲一参数式方程组^[8,15],用来计算最小油膜厚度 $H_{\min}$,以达到减少变量、简化方程的目的。方程组如下

$$\left. \begin{aligned} H_{\min} &= \frac{h_{\min}}{R} = 6.67U^{0.75}G^{0.53}W^{-0.16} \\ U &= \frac{\eta_0 |U_n|}{E'R} \\ G &= \alpha_0 E' \\ W &= \frac{\tau}{E'R} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: η_0 为润滑油黏度; E' 为当量弹性模量; α_0 为黏压系数。将式(5)、式(7)、式(8)和表 1 中的设计参数带入方程组(9)中,再通过编程,即可分析该蜗杆副的润滑特性。

表 1 蜗杆副的设计参数^[16]

A/mm	i_{12}	m/mm	$\beta/(\text{^\circ})$	r_b/mm	$\alpha/(\text{^\circ})$
100	1/40	4.0	0	29	20.6

3.2 接触区域润滑特性分析

u 为接触线参数,在此表示共轭齿面接触线,啮入端与啮出端分别为共轭齿面的 2 个特殊位置,因此,考察最小油膜厚度在这 2 个位置上沿接触线的分布规律,是衡量该齿面润滑性能的重要指标之一。最小油膜厚度沿接触线的分布规律如图 4 所示。

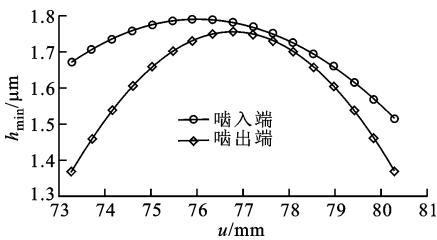


图 4 最小油膜厚度沿接触线的分布

从图 4 可以看出,任意啮合齿对啮入端与啮出端这 2 个特殊位置的最小油膜厚度随接触线参数值

的提高呈现先递增再递减的规律,递增趋势在啮出端更为显著,并且啮出端的最小油膜厚度沿接触线的分布值小于啮入端的分布值,故啮入端的润滑效果优于啮出端。

3.3 任意啮合齿对的润滑状态判别

由式(9)可得到新型蜗杆副任意啮合齿对在一个运行周期中最小油膜厚度的分布情况,见图 5。

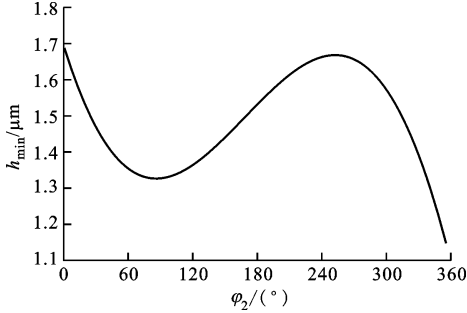


图 5 一个运行周期中最小油膜厚度的分布

从图 5 可以看出:当轮齿进行第一次啮合时,由于该共轭齿对传递动力,故最小油膜厚度在这个阶段减小幅度较大,当该齿对工作完毕退出啮合处时,最小油膜厚度曲线上升;当该齿面进入另一端(消隙端)时,共轭齿对进入第二次啮合,最小油膜厚度再一次开始减小。在整个工作周期中,最小油膜厚度在 1.1~1.7 μm 之间变化。

为使分析结果更加全面,在分析一个周期任意共轭齿对最小油膜厚度分布情况的基础上,再引入参数膜厚比^[17]进行分析。膜厚比的表达式^[18]为

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{2^{1/2}\epsilon} \quad (10)$$

式中: ϵ 为表面粗糙度的轮廓均方根偏差。根据文献^[18]所述,膜厚比可以用来判断齿面的接触状态与润滑状态:当 $\lambda < 1$ 时,其润滑状态为边界润滑,此时齿面磨损剧烈,容易产生胶合;当 $1 \leq \lambda < 3$ 时,润滑状态为部分弹流润滑,此时齿面磨损轻微,失效过程缓慢;当 $\lambda \geq 3$ 时,共轭齿啮合处属于完全弹流润滑,此时齿面几乎不会产生磨损。通过计算得到膜厚比在一个周期内的分布情况,如图 6 所示。

图 6 所对应的蜗杆副在整个运行周期内的共轭齿对工作状态与图 5 的一致,这里不再赘述。由图 6 可以看出,当蜗轮转角在 $0^\circ \sim 30^\circ$ 和 $200^\circ \sim 280^\circ$ 之间时,传动副处于完全弹流润滑状态,在其余位置传动副处于部分弹流润滑状态。

3.4 设计参数对润滑性能的影响

蜗杆设计参数与润滑性能紧密相关,不同的参数对润滑性能的影响均不相同。

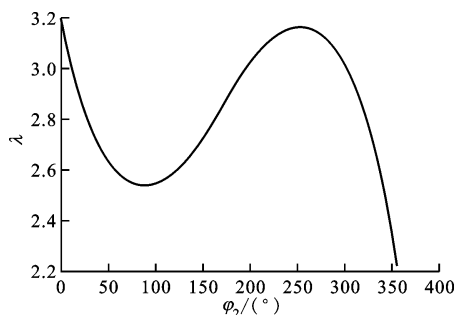


图6 膜厚比的分布情况

(1)在保证主要设计参数不变的情况下,考察蜗杆分度圆直径 d_1 的增加对于最小油膜厚度的影响,结果如图7所示。

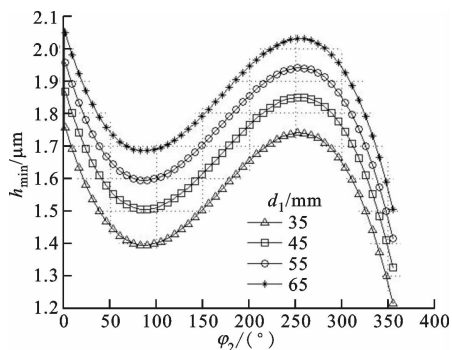


图7 最小油膜厚度随蜗杆分度圆直径的变化曲线

由图7可知:最小油膜厚度随 d_1 的增加而增大,通过适当增大 d_1 ,啮合区域能够有效地形成动压弹流润滑油膜,从而降低啮合齿面的损耗。

(2)选取工具母面产型倾角 β 为 0° 、 2° 、 4° 、 6° 、 8° 5个值,分别考察 β 对最小油膜厚度的影响,结果如图8所示。

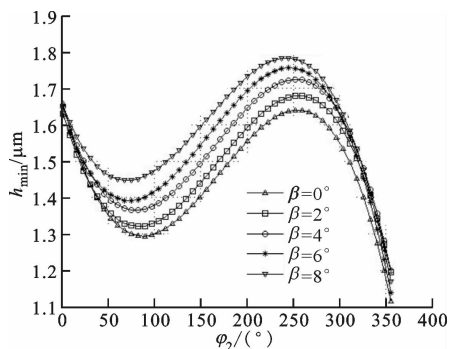


图8 最小油膜厚度随产形倾角的变化曲线

由图8可知,最小油膜厚度随着 β 的增加而增大,尤其在2次接触的情况下啮入端与啮出端最小油膜厚度的变化较为明显,因此适当增大 β 可使润滑性能得到改善。

4 结论

本文根据经典啮合理论,通过重构工具母面转角参数,得到了无侧隙平面一次包络端面啮合环面蜗杆副,并根据赫兹理论结合 Reolands 黏压关系,推导出了相应的最小油膜厚度表达式,然后对润滑特性、润滑状态及传动参数对润滑性能的影响进行了分析,得出以下结论:

(1)啮入端与啮出端的最小油膜厚度在接触线长度范围内先增加再减小,啮入端的最小油膜厚度大于啮出端的最小油膜厚度,并且啮入端最小油膜厚度的分布规律更加平稳;

(2)在一个周期内,最小油膜厚度的理论计算值在 $1.1 \sim 1.7 \mu\text{m}$ 之间,且膜厚比的理论值在 $1 \sim 3.2$ 的范围内,当蜗轮的转角在 $0^\circ \sim 30^\circ$ 和 $200^\circ \sim 280^\circ$ 范围内时,传动副处于完全弹流润滑状态,在其余转角位置处于部分弹流润滑状态;

(3)在一定范围内增大蜗杆分度圆直径和产形倾角,最小油膜厚度随这2个设计参数的增加而增大,在一定程度上可以改善润滑条件。

本文的研究结果可望为后期改善该新型蜗杆副的润滑条件和进行实验来验证摩擦系数、阻尼等对最小油膜厚度的影响提供一定的理论依据。

参考文献:

- [1] DENG Xingqiao, WANG Jueling, WANG Jing, et al. Parametric analysis of the end face engagement worm gear [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(6): 1177-1185.
- [2] 倪高翔,朱才朝,宋朝省,等. 平行轴渐开线变厚齿轮传动的几何设计与啮合特性分析 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(5): 57-64.
NI Gaoxiang, ZHU Caichao, SONG Chaosheng, et al. Geometric design and meshing characteristics analysis of beveloid gear transmission with parallel axes [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(5): 57-64.
- [3] 王进戈,张均富,王强. 滚锥包络环面蜗杆传动的润滑状态分析 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2005, 37(7): 940-942.
WANG Jing, ZHANG Junfu, WANG Qiang, et al. Lubrication states analyses on rolling cone enveloping hourglass worm gearing [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2005, 37(7): 940-942.

(下转第135页)