

文章编号: 1004-4353(2016)04-0343-04

蜗杆传动参数对最小油膜厚度的影响 及其摩擦学公式的设计

张文倩, 任靖日*

(延边大学工学院 机械工程系, 吉林 延吉 133002)

摘要: 基于蜗杆传动的弹流润滑,建立了蜗杆传动的理论模型.采用复合直接迭代法求解最小油膜厚度,并利用 MATLAB 软件对最小油膜厚度进行了计算,探讨了蜗轮蜗杆的关键性参数对油膜厚度的影响.研究结果表明:在数值选取范围内,最小油膜厚度随蜗杆分度圆导程角、蜗杆头数、转速及蜗轮直径的增大而增大,随蜗杆输入功率和载荷系数的增大而减小;蜗杆齿顶圆上的最小油膜厚度比齿根圆上最小油膜厚度大;将本文的强度设计公式(5)和润滑设计公式(8)进行联立计算,得到摩擦学设计公式.

关键词: 弹流润滑; 蜗杆传动; 最小油膜厚度; 摩擦学设计

中图分类号: TH117.1 **文献标识码:** A

The influence of worm drive parameters about minimum oil film thickness and the design of friction formula

ZHANG Wenqian, REN Jingri*

(Department of Mechanical Engineering, College of Engineering, Yanbian University, Yanji 133002, China)

Abstract: The theoretical model of worm drive is established by worm drive EHL theory. The composite direct iterative method is used for calculating minimum oil film thickness by MATLAB software. Key parameters of worm drive are used for researching the influence of minimum oil film thickness. The results show that in the range of effective parameters, minimum oil film thickness is more with increasing worm lead angle, number of threads, rotating speed, worm gear diameter and is less with increasing worm input power and load coefficient. Minimum oil film thickness of worm tooth crest is bigger than that of tooth root. Strength formula (5) and lubrication formula (8) are calculated to obtain friction formula.

Keywords: EHL; worm drive; minimum oil film thickness; friction design

蜗杆传动是机械传动的重要方式,广泛应用于起重运输、国防和矿山等行业,因此研究蜗杆传动的弹流润滑具有重要意义.蜗杆传动的主要摩擦方式为滑动摩擦,该摩擦方式容易造成齿面胶合和磨损失效的情况^[1].有学者对此问题进行了研究,例如:张有忱等研究了蜗轮蜗杆啮合过程中油膜厚度的变化规律^[2];邱昕洋等针对钢制蜗轮的传动提出了优化压力角等改善润滑性能的可行性建议^[3].针对线接触弹流润滑问题,一些学者也做了相关研究,例如:张宇等研究了弹流润滑下滚动轴承的参数对表面摩擦系数的影响^[4];叶友东等分析了斜齿圆柱齿轮参数对最小弹流油膜厚度的影响^[5].但有关蜗杆传动关键参数对最小弹流膜厚的影响及摩擦学设计公式目前研究得较少,鉴于此,本文建立了蜗杆传动线接触弹流润滑的理论模型,利用复合直接迭代法研究蜗轮蜗杆的

关键参数对最小油膜厚度的影响,并利用 MATLAB 软件对油膜厚度进行编程计算,最后给出蜗杆传动的摩擦学设计公式。

1 最小弹流膜厚的特性分析

1.1 复合直接迭代法

弹流润滑问题的早期研究都是采用直接迭代法^[6],即利用给定压力算出油膜厚度、黏度和密度,然后将其代入 Reynolds 方程得到新的压力;重复上述计算,最后可得到满足精度要求的油膜压力和油膜厚度的分布^[7]。该方法的不足之处在于高压重载时,其实际结果与理论计算存在较大差异。温诗铸等^[8]对直接迭代法进行了改进,提出了复合直接迭代法,并给出了非线性回归方程:

$$h_{\min}=6.76\alpha_1^{0.53}(\eta_0\cdot v)^{0.75}E^{-0.06}R^{0.41}W^{-0.16}.$$

(1)

式中: α_1 为黏压系数, $2.2\times 10^8\text{ Pa}^{-1}$; η_0 为环境黏度, $0.075\text{ Pa}\cdot\text{s}$; v 为卷吸速度, m/s ; E 为当量弹性模量, Pa ; R 为综合曲率半径, mm ; W 为单位载荷长度, N/mm 。

1.2 蜗杆分度圆导程角对最小膜油厚的影响

利用式(1)求解最小弹流膜厚,采用 MATLAB 软件对最小弹流膜厚进行计算,计算的主要参数为:蜗杆输入功率 P 为 9 kW ;输入转速 n_1 为 $1\,450\text{ r/min}$;模数 m 为 8 ;蜗轮齿数 Z_2 为 41 ,变位系数 x 为 -0.5 。根据机械设计的原则,导程角过小,会造成蜗杆自锁的现象;导程角过大,又会给加工带来困难。因此,结合机械设计教材表格可知,蜗杆分度圆导程角的基本范围应在 $3\sim 30^\circ$ 之间。图 1 为最小膜厚沿蜗杆分度圆导程角的分布。由图 1 可以看出,最小弹流膜厚随蜗杆分度圆导程角的增大而增大,蜗杆齿顶圆上的最小油膜厚度比齿根圆上最小油膜厚度大。

1.3 蜗轮齿数对最小油膜厚的影响

利用公式(1)对最小弹流膜厚进行计算,蜗轮其他几何参数同 1.2。图 2 为最小膜厚沿蜗轮齿数的分布。由图 2 可以看出,最小膜厚随蜗轮齿数的增大而增大,蜗杆头数越大,最小弹流油膜厚度也越大。

1.4 蜗杆输入功率对最小油膜厚的影响

由力学知识可知,蜗杆输入功率越大,蜗轮输

出转矩就越大,导致单位载荷也越大,从而使得最小油膜厚度变得越小。图 3 为最小油膜厚沿蜗杆输入功率的分布。由图 3 可以看出,最小油膜厚随蜗杆输入功率的增大而变小。由此可知,要减小齿轮的磨损,提高传动效率和使用寿命,蜗杆输入功率不宜过大。

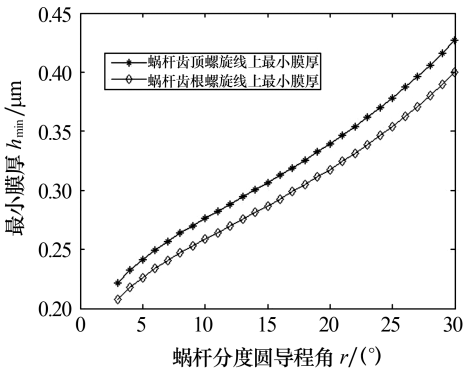


图 1 最小膜厚沿蜗杆分度圆导程角的分布

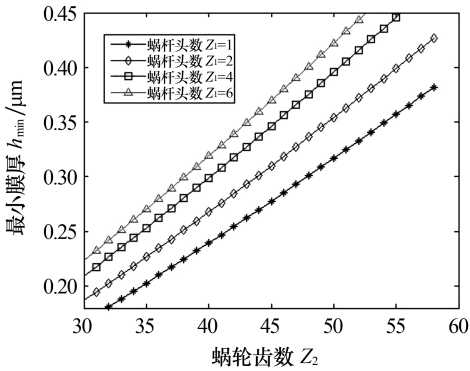


图 2 最小膜厚沿蜗轮齿数的分布

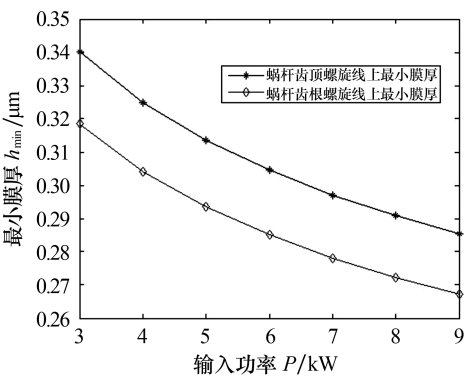


图 3 最小油膜厚沿蜗杆输入功率的分布

1.5 载荷系数对最小油膜厚的影响

图 4 为最小油膜厚沿载荷系数的分布。由图 4 可以看出,随着载荷系数的增加,蜗杆传动受到较大冲击,最小油膜厚减小,表面间的摩擦增大。对

比图 4 中的 3 条曲线可以看出,蜗杆转速越大,最小油膜厚度也越大;因此,为了得到较好的蜗杆传动润滑效果,应使蜗杆传动尽量处于平稳且冲击小的状态。

1.6 模数对最小油膜厚的影响

图 5 为最小油膜厚沿模数的分布. 由图 5 可知,最小油膜厚随模数的增大而增大,蜗杆头数越多,最小油膜厚也越大。

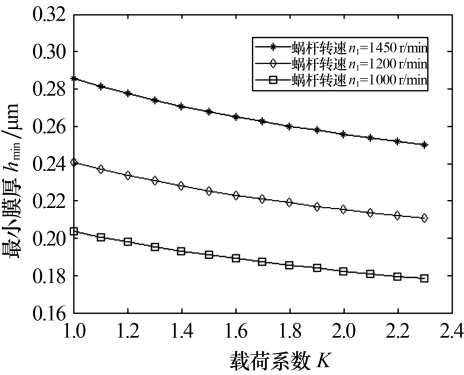


图 4 最小油膜厚沿载荷系数的分布

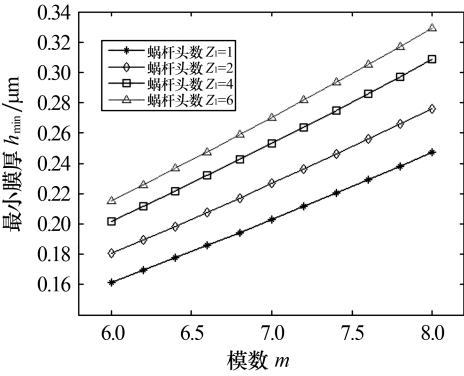


图 5 最小油膜厚沿模数的分布

2 蜗杆传动的摩擦学设计

2.1 强度设计

利用赫兹公式(2) 计算蜗杆传动的强度,并由该公式确定蜗杆分度圆直径的大小^[9]。

$$\sigma_{Hmax} = Z_E \sqrt{\frac{KF_n}{L_{min}R}} \leq [\sigma_H]. \tag{2}$$

式中: Z_E 为材料弹性影响系数,蜗轮采用青铜、蜗杆采用钢制材料的一般情况下取 $Z_E = 160 \text{ MPa}^{0.5}$; K 为载荷系数; F_n 为法向载荷; L_{min} 为最小接触线总长; R 为啮合点的综合曲率半径, $R = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \gamma}$ 。

由于受重合度的影响,蜗杆与蜗轮的接触线

始终处在变化之中,因此要设定最小接触线总长和端面重合度(ϵ_a)^[10]。

$$L_{min} = \xi \cdot \epsilon_a \cdot \frac{\pi d_1 \theta}{360^\circ \cos \gamma}, \tag{3}$$

$$\epsilon_a \approx \frac{0.5 \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} + m(1 - x_2) / \sin \alpha}{\pi m \cdot \cos \alpha}. \tag{4}$$

式中: ξ 为变化系数,取 0.75; θ 为蜗轮齿宽角。

将式(3) 和(4) 代入式(2),计算整理可得强度设计公式(5),由该公式即可确定蜗杆分度圆直径 d_1 的大小:

$$d_1 \geq \frac{1\,440\,KT_2Z_E^2\cos\gamma}{d_2^2\cos\alpha_n \cdot \xi\epsilon_a \cdot \pi\theta\sin\alpha \cdot [\sigma_H]^2}. \tag{5}$$

2.2 润滑设计

由于蜗杆传动主要为滑动摩擦,因此可采用最小油膜厚度进行润滑设计,本文把膜厚比 λ 作为其设计参数. 为减轻轮齿的磨损和胶合,取:

$$\lambda > 1.5 \sim 2, \tag{6}$$

$$h_{min} \geq 1.225 [\lambda] \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}. \tag{7}$$

式中: $[\lambda]$ 为许用膜厚比, R_a 为表面粗糙度的算术平均值. 将式(2) 代入式(7),经计算整理得如下润滑设计公式:

$$d_1 \geq \frac{KT_2}{\cos\alpha_n \cdot \xi\epsilon_a\theta} (2\,645 [\lambda])^{6.25} \cdot (R_{a1}^2 + R_{a2}^2)^{3.125} \times E^{0.375} \alpha_1^{-3.3125} (\eta_0 n_1)^{-4.6875} \cdot (\sin\alpha)^{-7.25} \pi^{-5.6875} \times d_2^{-8.25} (\cos\gamma)^{11.9375}. \tag{8}$$

2.3 摩擦学设计

将强度设计公式(5) 和润滑设计公式(8) 联立,即可得到摩擦学设计公式(9). 公式(9) 同时由赫兹公式和最小油膜厚度公式演变成立,因此它的计算结果既符合蜗杆传动的疲劳强度设计原则,又满足最小油膜厚度的润滑设计的要求。

$$d_2 \geq 1\,440^{-0.16} [\sigma_H]^{0.32} Z_E^{-0.32} (2\,645 [\lambda]) \times (R_{a1}^2 + R_{a2}^2)^{0.5} E^{0.06} \alpha_1^{-0.53} (\eta_0 n_1 \pi)^{-0.75} \times (\sin\alpha)^{-1} (\cos\gamma)^{1.75}. \tag{9}$$

3 结论

本文通过分析蜗杆传动关键性参数对最小油膜厚度产生的影响问题,得出以下结论: 1) 蜗杆分度圆的导程角在一定范围时,最小弹流膜厚会随角度的增大而增大;蜗杆齿顶圆上的最小油膜

厚度比齿根圆上的最小油膜厚度大. 2) 最小弹流油膜厚与蜗轮齿数、模数均呈递增关系, 可见蜗轮直径较大时, 能减轻齿面的胶合和磨损, 有利于润滑传动; 蜗杆头数越大, 最小弹流油膜厚度也越大. 3) 蜗杆输入功率越大, 越容易导致蜗轮蜗杆磨损, 因此在保证较高的传动效率下, 应尽量减小输入功率. 4) 蜗杆传动应尽量处于均匀且冲击小的状态, 以此减少机器零件的碰撞; 蜗杆转速越大, 最小油膜厚度也越大. 5) 本文提出的蜗杆传动的摩擦学设计模型, 不仅可以满足齿面疲劳强度的设计原则, 也可以满足最小油膜厚度的润滑要求, 有利于提高蜗杆传动的使用寿命. 6) 本文只对蜗杆传动的最小弹流油膜厚和摩擦学设计公式进行了研究, 油膜压力和摩擦系数对蜗杆传动的影响有待于进一步研究.

参考文献:

[1] 秦大同, 张光辉. 蜗杆传动发热及齿面摩擦与润滑研究的调查[J]. 机械传动, 1994(3): 40-43.

[2] 张有忱, 孟惠荣, 张立仁. 蜗杆传动的弹流润滑研究[J]. 机械设计, 1999(10): 24-25.
[3] 邱昕洋, 张光辉, 秦大同. 钢制平面蜗轮传动弹流润滑分析[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2010(3): 24-29.
[4] 张宇, 谢里阳, 胡智勇, 等. 弹性流体动力润滑状态下滚动轴承摩擦的分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2015(7): 1000-1004.
[5] 叶友东, 周哲波. 基于弹流润滑理论的斜齿圆柱齿轮油膜厚度参数影响研究[J]. 机械传动, 2012(10): 16-19.
[6] Hamrock BJ, Jacobson BO. Elastohydrodynamic lubrication of line contacts[J]. ALSE Transactions, 1984, 27(4): 275-287.
[7] 柳剑. 弹流润滑状态下的滚动轴承摩擦副动力学特性研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2014.
[8] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992: 106-127.
[9] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2008: 250-256.
[10] 罗良清. 渐开线蜗杆接触应力及传动效率的研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2006.

(上接第 317 页)

参考文献:

[1] Gaver D P. Time to failure and availability of paralleled system with repair[J]. IEEE Transactions on Reliability, 1963, 12: 30-38.
[2] Dhillon B S, Yang N. Reliability and availability of warm standby systems with common-cause failures and human errors[J]. Microelectron Reliab, 1992, 32(4): 561-575.
[3] Dhillon B S, Yang N. Stochastic analysis of standby system with common-cause and human errors[J]. Microelectron Reliab, 1992, 32(10): 1511-1521.
[4] Dhillon B S, Yang N. Availability of a man-machine system with critical and non-human error[J]. Microelectron Reliab, 1992, 33(10): 1511-1521.
[5] Yang N, Dhillon B S. Stochastic analysis of a general standby system with constant human error and arbitrarily system repair rates[J]. Microelectron Reliab, 1995, 35: 1037-1045.
[6] Yang N, Dhillon B S. Stochastic analysis of a repairable standby human-machine system[J]. Microelectron Reliab, 1995, 35: 1401-1411.
[7] 陶有德, 于景元, 朱广田. 一类可修复计算机系统的适定性[J]. 西南师范大学学报(自然科学版), 2011, 36(5): 35-39.
[8] 吕鲲鹏. 一类可修复人机系统的最优控制[J]. 吉林大学学报(理学版), 2012, 50(2): 284-287.
[9] 赵志欣, 唐慧, 王传安, 等. 节能刮板沉降箱式除尘可修复系统的稳定性分析[J]. 数学的实践与认识, 2013, 43(24): 164-168.
[10] 闫希军, 李凤玲. 箱式管道除尘系统的应用[J]. 中国人造板, 2008(2): 28-29.
[11] 陈传璋, 侯宗义, 李忠明. 积分方程及其应用[M]. 上海: 上海科技出版社, 1987.