钢球滚子弧面分度凸轮机构弹流润滑分析*

付振山[1,2]　冯显英[1]　李　蕾[1]　张成梁[1]

(1. 山东大学机械工程学院, 济南 250061; 2. 威海职业学院机电工程系, 威海 264210)

【摘要】 利用 Hamrock-Dowson 膜厚度公式和点接触中心区油膜计算公式,推导出钢球滚子弧面分度凸轮机构中钢球和凸轮滚道接触油膜厚度的计算公式。利用数值计算方法,比较分析了凸轮在采用修正等速、修正梯形加速度和修正正弦加速度运动规律曲线时,整个分度周期内油膜厚度的变化。讨论了凸轮转速、分度盘负载力矩、钢球直径、凸轮滚道截面半径与分度盘直径比等参数对油膜厚度的影响,为钢球滚子弧面分度凸轮的润滑设计提供了理论依据。

关键词: 钢球滚子　弧面分度凸轮　弹性流体动力润滑　油膜厚度　润滑状态

中图分类号: TH112.1　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2011)06-0208-05

Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of Globoidal Indexing Cam with Steel Ball

Fu Zhenshan[1,2]　Feng Xianying[1]　Li Lei[1]　Zhang Chengliang[1]

(1. *School of Mechanical Engineering*, *Shandong University*, *Ji' nan* 250061, *China*

2. *Department of Mechanical and Electronic Engineering*, *Weihai Vocational College*, *Weihai* 264210, *China*)

Abstract

Based on Hamrock-Dowson and film thickness calculation formulae, the EHD film thickness formulae of globoidal indexing cam mechanism of steel ball between steel ball and cam raceway were deduced. By using numerical analysis method, film thickness of cams with modified constant velocity motion curve, modified trapezoidal acceleration motion curve and modified sine acceleration motion curve respectively were compared during the entire indexing cycle. The effects of cam speed, load torque on indexing plate, ball diameter, indexing plate diameter, curvature ratio, etc. on film thickness were also discussed. It provided theoretical basis for the lubrication design of globoidal indexing cam of steel ball.

Key words　Steel ball, Globoidal indexing cam, Elastohydrodynamic lubrication, Film thickness, Lubrication state

引言

弧面分度凸轮机构实现了高速、高精度间歇分度运动,广泛应用于各种自动机械的间歇转位分度及自动生产线的步进输送机构。钢球滚子弧面分度凸轮机构在分度盘和凸轮之间使用了钢球,以滚动摩擦代替滑动摩擦,具有传动效率高、定位精确的优点,但其摩擦性能依然是重要性能指标之一。摩擦会造成凸轮滚道和钢球的磨损,影响使用寿命和精度,高速情况下摩擦产生的温升影响定位精度和摩擦特性,因此合理的润滑能有效改善凸轮机构的摩擦性能,研究钢球滚子弧面分度凸轮机构的润滑状况具有重要的现实意义。

1　点接触弹流膜厚的计算分析

钢球滚子弧面分度凸轮机构的凸轮滚道截面为

收稿日期: 2010-07-21　修回日期: 2010-09-02

* 国家自然科学基金资助项目(50875153)

作者简介: 付振山,博士生,威海职业学院讲师,主要从事弧面分度凸轮研究,E-mail: fzsfile@sohu.com

通讯作者: 冯显英,博士生导师,教授,主要从事数字制造技术、智能检测与数控技术研究,E-mail: fxying@sdu.edu.cn

双圆弧结构，与钢球啮合为点接触方式，其润滑问题属典型的弹流润滑，而最小油膜厚度的计算则是弹流润滑分析的重要内容。

1.1　油膜厚度计算理论

对于卷吸速度与接触椭圆短半轴重合的情形，最小油膜厚度常采用 Hamrock-Dowson 公式[1~2]计算

$$h_{\min}=3.63\frac{\alpha^{0.49}(\eta_0 u)^{0.68}R_X^{0.466}}{E_0^{0.117}Q^{0.073}}(1-e^{-0.63k}) \quad (1)$$

接触中心区油膜厚度为

$$h_0=2.69\frac{\alpha^{0.53}(\eta_0 u)^{0.67}R_X^{0.464}}{E_0^{0.73}Q^{0.067}}(1-0.61e^{-0.73k}) \quad (2)$$

其中　$k=a/b$

式中　α——粘度压力指数，m^2/N

η_0——常压下的动力粘度，Pa·s

u——卷吸速度，m/s　　k——椭圆率

R_X——沿钢球滚动方向的当量曲率半径，1/m

E_0——当量弹性模量，MPa

Q——接触载荷，N

a——接触椭圆长半轴，mm

b——接触椭圆短半轴，mm

1.2　参数计算

根据式(1)、(2)计算最小油膜厚度，需要确定以下参数：接触载荷 Q、分度盘惯性力矩 M_1、卷吸速度 u 和当量曲率半径 R_X。

1.2.1　接触载荷

钢球滚子弧面分度凸轮在传动过程中同时参与啮合的钢球数目是不断变化的，并且在钢球和凸轮滚道不同的接触点上，凸轮滚道的主曲率和法线方向不同，因此同时参与啮合的钢球受力不同。在一个周期内参与啮合的钢球数目变化及啮合过程中每个钢球的受力及相互关系的推导见文献[3]。

1.2.2　分度盘惯性力矩

钢球滚子弧面分度凸轮机构，在分度期分度盘运动的速度和加速度是变化的，因此分度盘和负载的转动惯量会产生变化的惯性力矩，成为负载的一部分。产生的惯性力矩为

$$M_1=J\varepsilon \quad (3)$$

式中　J——分度盘和负载转动惯量，$kg\cdot m^2$

ε——角加速度，rad/s^2

1.2.3　卷吸速度

假定钢球在凸轮滚道的带动下与凸轮发生纯滚动，没有相对滑动，则卷吸速度为

$$u=\omega[2(C-R_p\cos\phi)-D_W\cos\psi]\pi/(120\cos\gamma) \quad (4)$$

式中　ω——凸轮转速，r/min　　ψ——接触角，rad

D_W——钢球直径，m

γ——滚道螺旋升角，rad

C——弧面分度凸轮中心距，m

1.2.4　当量曲率半径

弧面分度凸轮主曲率的计算过程复杂，凸轮滚道接触点处的主曲率根据文献[4]求解，沿钢球滚动方向的当量曲率半径 R_X 为

$$R_X=\frac{1}{\rho_{12}+\rho_{22}} \quad (5)$$

式中　ρ_{12}——滚道在滚动方向的主曲率，1/m

ρ_{22}——钢球在滚动方向的主曲率，1/m

2　结构参数对最小油膜厚度的影响

钢球和凸轮在不同接触点上，各点的受力、综合曲率和运动速度都是变化的，因而在不同的接触点上油膜厚度也是变化的，不同的凸轮运动规律曲线对于油膜厚度的影响也不相同。对于给定的机构，根据式(1)、(2)可计算出不同凸轮机构钢球与凸轮廓面滚道接触的最小油膜厚度和接触中心油膜厚度。

机构参数如下：中心距 $C=180$ mm；分度盘半径 $R_p=84$ mm；钢球直径 $D_W=20$ mm；分度数 $N=8$；运动规律采用修正正弦加速度曲线；凸轮滚道截形采用双圆弧结构，凸轮滚道截面半径 r_s 和钢球直径 D_W 的比值为 0.52；分度盘负载力矩为 1 000 N·m；凸轮转速 500 r/min；分度盘和负载转动惯量为 0.15 $kg\cdot m^2$；润滑油粘度压力指数 $\alpha=1.4\times10^{-8}$ m^2/N；常压下的动力粘度 $\eta_0=0.17$ Pa·s；钢球和凸轮材料的弹性模量 $E_1=E_2=2.07\times10^5$ MPa；材料的泊松比 $\nu_1=\nu_2=0.3$。

2.1　凸轮运动曲线对油膜厚度的影响

凸轮运动曲线各有特点，适用于不同的场合。为此在相同条件下对采用修正正弦加速度、修正等速和修正梯形加速度运动规律的凸轮机构油膜厚度进行了比较，以了解这 3 种曲线运动规律对油膜厚度的影响。图 1 和图 2 分别为最小油膜厚度和接触中心油膜厚度随凸轮转角的变化曲线。

从图 1、2 中可以看到，采用修正等速运动曲线的凸轮油膜厚度平均值最小，但是其中间部分油膜厚度基本没有变化，油膜比较稳定，另外两种运动规律对凸轮油膜厚度影响相差较小。图中，油膜厚度突变点为参与啮合钢球数目的变化点，由于钢球受力变化，引起油膜厚度变化。在啮合过程中，开始时钢球 1、2 参与啮合，随着啮合的继续，在凸轮转角为 30°附近时钢球 3 开始参与啮合，每个钢球受力减

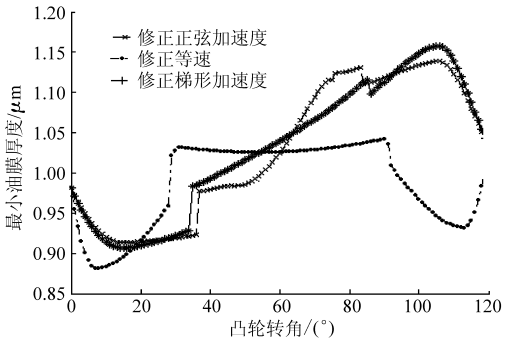

图 1 最小油膜厚度

Fig. 1 Minimum thickness of oil film

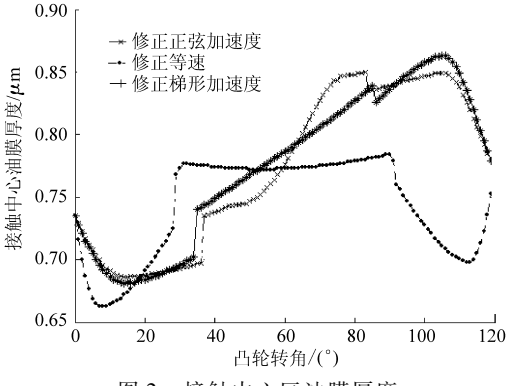

图 2 接触中心区油膜厚度

Fig. 2 Oil film thickness of contact center area

小,油膜变厚,而在凸轮转角为 85°附近钢球 1 退出啮合,变为钢球 2、3 同时参与啮合,每个钢球分力增大,油膜厚度变薄。

从图 1、2 中可以看到受到分度盘和负载转动惯量的影响,在分度期前半程油膜较薄,后半程明显变厚。前半程加速度较大,为正值,惯性力矩施加在钢球上;后半程加速度为负值,惯性力矩减小了钢球的受力。

2.2 结构参数对油膜厚度的影响

在凸轮滚道不同的接触点上,油膜厚度是变化的,然而凸轮参数对油膜厚度的影响在各点都是一致的,因此为了考察凸轮参数对油膜厚度的影响,选择在凸轮转角为 60°的点,计算油膜厚度随参数变化的变化规律。以下的计算结果在上节所述的结构参数下进行,保持其他参数不变,只改变其中某个参数进行计算。

2.2.1 凸轮转速

凸轮转速变化影响到卷吸速度,其对油膜厚度的影响如图 3 所示。

从图 3 中可以看出,随着凸轮转速的增加,最小油膜和接触中心油膜变厚。

2.2.2 分度盘负载力矩

分度盘负载力矩的变化对油膜厚度的影响如图 4所示。

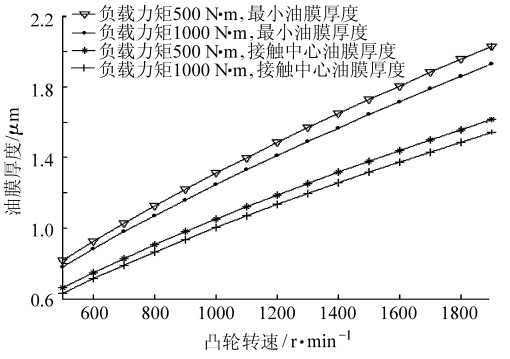

图 3 凸轮转速对油膜厚度的影响

Fig. 3 Effects of cam speed on film thickness

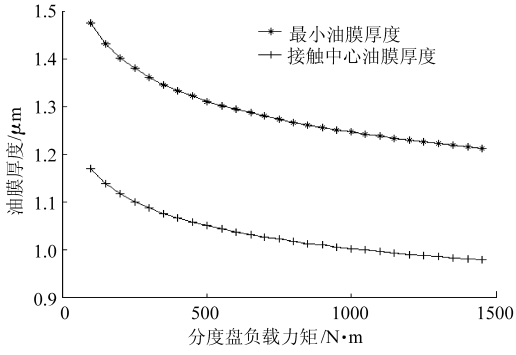

图 4 分度盘负载力矩对油膜厚度的影响

Fig. 4 Effects of indexing plate torque on film thickness

由图 4 中可以看出,随着负载力矩的增大,最小油膜厚度有变小的趋势。

2.2.3 凸轮滚道截面半径与钢球直径比

弧面分度凸轮滚道截形采用双圆弧结构,凸轮滚道截面半径 r_s 和钢球直径 D_W 的比值是凸轮滚道设计的重要参数,一般取 0.51 ~ 0.56,在钢球直径不变时,改变比值,得到对油膜厚度的影响如图 5 所示。

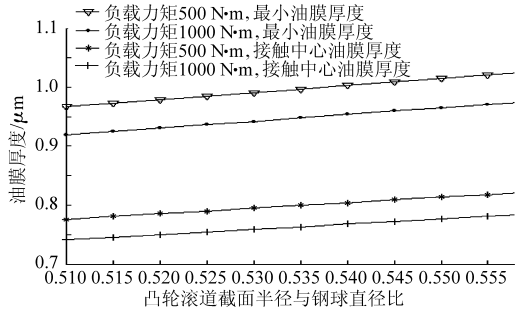

图 5 凸轮滚道截面半径与钢球直径比对油膜厚度的影响

Fig. 5 Effects of cam raceway radius ratio to steel ball diameter on film thickness

从图 5 中可以看出,随着比值的增大,油膜有变厚的趋势。

2.2.4 分度盘节圆半径

分度盘节圆半径对油膜厚度的影响如图 6 所示。

由图 6 中可以看出,随着分度盘节圆半径的增

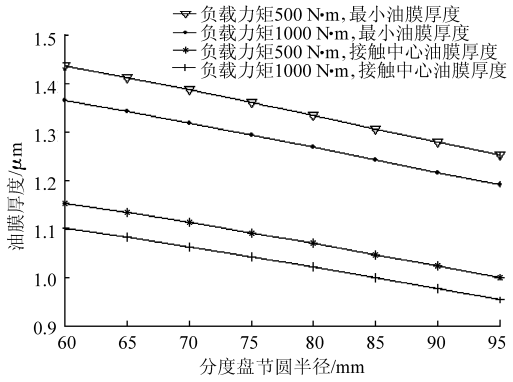

图 6　分度盘节圆半径对油膜厚度的影响

Fig. 6　Effects of indexing plate radius on film thickness

大,钢球受力减小,油膜有变薄的趋势。

2.2.5　钢球直径

钢球直径对油膜厚度的影响如图 7 所示。

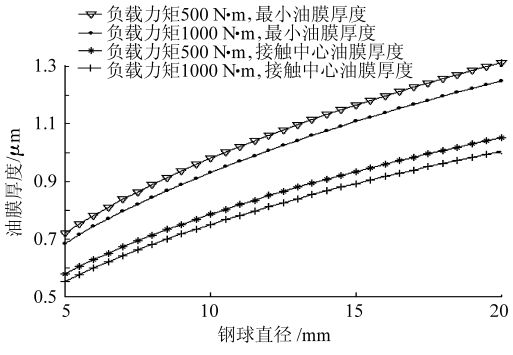

图 7　钢球直径对油膜厚度的影响

Fig. 7　Effects of steel ball diameter on film thickness

由图 7 中可以看出,随着钢球直径的增大,油膜有变厚的趋势。

3　油膜润滑参数

润滑状态根据膜厚比 λ 可以分为边界润滑、部分弹流润滑和全膜弹流润滑 3 种情况[5~6]。

$$\lambda = h_{\min}/\sigma \tag{6}$$

其中

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \tag{7}$$

式中　σ——两接触表面综合粗糙度

σ_1、σ_2——两接触表面粗糙度的均方根偏差,μm

当 $\lambda < 1$ 时属于边界润滑;$1 \leqslant \lambda \leqslant 3$ 时属于部分弹流润滑;$\lambda > 3$ 时属于全膜弹流润滑。

对于超精密磨削加工,沟槽表面轮廓均方根偏差值要求为 0.10 ~ 0.40 μm;精密磨削为 0.40 ~ 0.80 μm;钢球为 0.05 ~ 0.10 μm[7~8]。根据前面的计算实例可知,在目前的加工水平和设定工况下的计算结果判断,钢球和凸轮滚道工作在部分弹流润滑状态。

4　结论

(1) 从整周期的分析可以看到,分度盘和负载转动惯性对油膜厚度影响较大,致使在分度期开始时油膜较薄,这对凸轮滚道磨损相对严重,因此在机构设计时要充分考虑这个影响因素。

(2) 在常用的 3 种凸轮运动规律中,在相同条件下,修正等速运动曲线油膜厚度最小,但油膜厚度平稳,适用于轻载或中载场合或速度较高的场合;修正梯形加速度运动曲线和修正正弦加速度运动曲线油膜较厚,适用于中载或重载场合。

(3) 凸轮转速越高,油膜越厚,使分度盘的加速度变大,分度盘和负载的惯性力矩增大,因此需要根据转动惯量和凸轮转速对油膜厚度的影响综合分析计算。

(4) 在凸轮结构参数中,钢球直径越大,油膜越厚;分度盘直径越大,油膜越薄;凸轮滚道截面半径与钢球直径比越大,油膜越厚。这些参数会影响到机构的体积、质量以及摩擦特性,并可能相互制约,因此在设计凸轮机构时需要综合考虑。

参　考　文　献

1　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.

2　徐志栋 ,杨伯原,魏平,等. 滚动轴承点接触弹流油膜厚度及摩擦力矩的分析计算[J]. 轴承,2008(4): 10 ~ 12.
Xu Zhidong, Yang Boyuan, Wei Ping, et al. Analysis calculation on oil film thickness in EHL elliptical contact zone and friction torque of rolling bearing[J]. Bearing, 2008(4): 10 ~ 12. (in Chinese)

3　付振山,冯显英,李蕾,等. 钢球滚子弧面分度凸轮载荷分布[J]. 农业机械学报,2011,42(5):231 ~ 234.
Fu Zhenshan, Feng Xianying, Li Lei, et al. Load distribution of globoidal indexing cam mechanism with steel ball[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(5):231 ~ 234. (in Chinese)

4　彭国勋,肖正扬. 自动机械的凸轮机构设计[M]. 北京:机械工业出版社,1990.

5　吉继贤. 滚动轴承的弹性流体动压润滑设计[J]. 河南机电高等专科学校校报,2004, 12(1):41 ~ 42.
Ji Jixian. Elasto-hydrodynamic lubrication design of rolling bearing[J]. Journal of Henan Mechanical and Electrical Engineering College, 2004, 12(1): 41 ~ 42. (in Chinese)

6　曹一,杨咸启,常宗瑜. 基于点接触的凸轮机构润滑油膜分析[J]. 润滑与密封,2008,33(9):62 ~ 64.

Cao Yi, Yang Xianqi, Chang Zongyu. Lubrication film analysis of cam mechanism based on point contact[J]. Lubrication Engineering, 2008,33(9): 62 ~ 64. (in Chinese)

7 张佐营,李志,崔增柱,等. 精密滚珠丝杠副的弹流润滑分析[J]. 机械设计与研究,2010,26(1):69 ~ 71.
Zhang Zuoying, Li Zhi, Cui Zengzhu, et al. Analysis of eastohydrodynamic lubrication of ball screw mechanism[J]. Journal of Machine Design and Research, 2010,26(1): 69 ~ 71. (in Chinese)

8 Willemain T R, Smart C N, Schwarz H F. A new approach to fore-casting intermittent demand for service parts inventories [J]. International Journal of Forecasting, 2004, 20(3): 375 ~ 387.

9 Gupta U C, Rao T. On the M/G/1 machine interference model with spares [J]. European Journal of Operational Research, 1996, 89(1) : 164 ~ 171.

(上接第 202 页)

13 张立彬,鲍官军,杨庆华,等. 气动柔性扭转关节静态模型[J]. 机械工程学报,2008, 44(7): 134 ~ 138.
Zhang Libin, Bao Guanjun, Yang Qinghua, et al. Static model of flexible pneumatic torsion joint [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(7): 134 ~ 138. (in Chinese)

14 鲍官军,王志恒,杨庆华,等. 气动柔性扭转关节动态特性研究[J]. 农业机械学报,2010,41(6):204 ~ 207,226.
Bao Guanjun, Wang Zhiheng, Yang Qinghua, et al. Dynamic characteristics of flexible pneumatic torsion joint[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(6):204 ~ 207,226. (in Chinese)

15 Qinghua Y, Libin Z, Guanjun B, et al. Research on novel flexible pneumatic actuator FPA[C]// Proceedings of 2004 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics. Singapore, 2004: 385 ~ 389.

“收获机械技术及装备国际高层论坛”将在江苏大学召开

为全面贯彻落实近年来中央一号文件的有关精神,保障国家粮食安全,亚洲农业工程学会、中国农业机械学会收获加工机械分会、江苏大学预定于 2011 年 12 月上旬在江苏大学联合举办“收获机械技术及装备国际高层论坛”。会议将邀请国际、国内著名专家学者,就收获机械国际现状及发展方向、收获机械新技术及装备、智能化收获技术及收获机器人和特种收获机械等内容进行专题研讨,同期召开中国农业机械学会收获加工机械分会全体委员会议。

欢迎中国农业机械学会及各省(市、区)农业机械学会,农业部各有关单位,各省(市、区)农机化管理局(办、站)、鉴定站、推广站,农机科研院所、高等院校、生产企业,收获加工机械分会委员单位,以及致力于农业机械化发展研究等方面工作的科研、管理人员均可围绕会议主题及内容积极撰写论文,踊跃投稿,论文字数原则上不超过 5 000 字。论文请通过电子邮件发送到 jszx000@ sina. com。征文截止时间为 2011 年 8 月 1 日。征集的论文经专家评审,择优编入《收获机械技术及装备国际高层论坛论文集》,优秀论文将在《亚洲农业工程期刊》、《农业机械学报》学术期刊上发表。来稿请注明“收获机械技术及装备国际高层论坛”字样。论文写作要求请参照:

http://www. j-csam. org/config/jcsam/news_category/2011 - 02 - 16/论文写作模板. doc