

柱塞泵缸体-主轴花键齿面修形及抗磨损研究

叶绍干^{1*} 陈天星^{1,2} 陈鼎² 苗克非³ 赵守军³ 刘会祥³

1. 厦门大学萨本栋微米纳米科学技术研究院, 厦门, 361021

2. 厦门理工学院机械与汽车工程学院, 厦门, 361024

3. 北京精密机电控制设备研究所, 北京, 100076

摘要: 轴向柱塞泵在运行过程中, 其柱塞腔内压力的变化易使缸体和主轴花键碰撞时产生应力集中现象, 加剧齿面的微动磨损。为了延长其花键的使用寿命, 结合有限元法和 Archard 模型, 对柱塞泵缸体和主轴花键抗磨损设计进行了研究。首先利用有限元法建立了轴向柱塞泵缸体-主轴花键碰撞有限元模型; 然后提出一种新的渐开线花键副修形方法, 对比传统的齿向修形方法, 对花键副修形前后的接触特性进行分析; 最后结合 Archard 模型对花键副修形前后的齿面微动磨损进行预测和对比。结果表明: 对花键齿面进行适当的修形后, 其接触时的应力集中现象有所缓解, 齿面的最大接触应力有所减小; 四种修形法都可以降低花键两端的齿面微动磨损, 精准齿面修形法的修形效果比传统的齿向修形法好一些。研究结果对柱塞泵花键运行的可靠性和抗磨损设计有一定的指导意义。

关键词: 轴向柱塞泵; 有限元法; 齿向修形; 接触特性; 微动磨损

中图分类号: TH322

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.08.012

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Tooth Surface Modification and Anti-wear Design of Spline between Cylinder and Shaft of Piston Pumps

YE Shaogan^{1*} CHEN Tianxing^{1,2} CHEN Ding² MIAO Kefei³ ZHAO Shoujun³ LIU Huixiang³

1. Pen-Tung Sah Institute of Micron-Nano Science and Technology, Xiamen University, Xiamen, Fujian, 361021

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen, Fujian, 361024

3. Beijing Institute of Precision Mechatronics and Controls, Beijing, 100076

Abstract: During the operations of an axial piston pump, the changes in pressure inside the piston chamber might easily cause stress concentration when the contact of the spline pair between the cylinder and shaft of piston pumps, exacerbating the fretting wear of the tooth surfaces. In order to extend the service life of the splines, finite element method and Archard model were combined to study the wear resistance design of the spline pair between the cylinder and shaft of piston pumps. Firstly, a finite element contact model of the spline pair between the cylinder and shaft of piston pumps was developed using the finite element method. Secondly, a new method for modifying involute spline pairs was proposed, and compared with traditional tooth profile modification methods, the contact characteristics of spline pairs before and after modification were analyzed. Finally, the Archard model was used to predict and compare the fretting wear of the tooth surfaces before and after the modification of the spline pair. The results show that after appropriate modification of the spline tooth surfaces, the stress concentration phenomenon during contact is alleviated, and the maximum contact stress of the tooth surfaces is reduced. All four modification methods may reduce the fretting wear of the tooth surfaces at both ends of the spline, and the precise tooth surface modification method has a better modification effectiveness than the traditional tooth profile modification method. The results have certain guiding significance for the reliability and wear resistance design of piston pump spline operations.

Key words: axial piston pump; finite element method; tooth profile modification; contact characteristics; fretting wear

0 引言

柱塞泵作为液压动力系统的核心组件, 在航空航天领域运用广泛, 其高可靠性对航空航天设

收稿日期: 2024-07-22

基金项目: 国家自然科学基金(52175062); 福建省自然科学基金(2021J01049, 2021J011202); 航空科学基金(20220007068002)

备的安全运行至关重要^[1]。花键作为柱塞泵主轴和缸体的主要连接方式,其性能直接影响柱塞泵运行的可靠性^[2]。然而在柱塞泵运行过程中,花键容易受到微动磨损的影响,降低其运行的可靠性,因此,必须考虑采取相应的措施来减缓花键的微动磨损。

针对花键副的抗微动磨损设计,国内外学者进行了相关研究。CUFFARO等^[3]、CURÀ等^[4]搭建了一种试验装置,可以用于模拟花键副的不对中运行,随后分析了花键齿面的相对滑移对微动磨损的影响,进行了疲劳损伤的实验和数据研究,为花键的抗磨损设计提供了理论依据。肖立等^[5-6]基于能量耗散理论建立了花键副微动磨损寿命预测模型,分析了花键不对中时的齿面微动磨损,发现齿面的微动磨损会大大降低花键副的使用寿命,为渐开线花键抗磨损方法的研究提供理论支撑。陈壮等^[7]基于有限元法建立了高效的花键三维仿真模型,分析内外花键偏斜 0.3° 时花键各齿载荷的分布规律,结合 Archard 磨损模型和有限元法计算磨损,并采用试验的方法测试表面磨损形貌,为花键联轴器抗磨损的设计提供了理论依据。薛向珍等^[8-11]采用有限元法,通过修正的 Archard 方程计算了微动磨损,搭建了航空发动机花键副微动损伤的预测模型并通过实验进行验证,同时提出了一种齿向修形的方法,将其与传统的修形方法对比,发现所提方法可以提高花键副抗微动磨损的能力。赵广等^[12]研究了鼓形花键在不对中状态下的接触特性,发现鼓形花键的均载性显著,为渐开线花键的设计以及修形提供了理论参考。杨硕文等^[13]构建了一种新的直齿轮复合修形方法,发现所提方法可以减小齿面的最大接触应力,为齿轮修形研究提供了理论参考。胡娟娟等^[14]采用有限元法对渐开线花键副的齿廓进行了修形,研究了修形量和修鼓位置对齿面接触压力分布的影响,为改善齿面接触应力提供了指导依据。然而轴向柱塞泵在工作时,柱塞腔内的压力脉动会不断变化,导致内外花键产生不对中现象,从而加剧内外花键的磨损,所以对柱塞泵花键的抗磨损设计就显得至关重要,但目前这方面的研究报道较少。

本文基于建立的轴向柱塞泵缸体-主轴花键碰撞动力学有限元模型,提出了一种新的渐开线花键副修形方法,对比传统的齿向修形方法,分析齿向修形对接触特性的影响,并基于 Archard 模型预估齿面的微动磨损,分析齿向修形对柱塞泵

花键齿面磨损的影响,为柱塞泵花键副抗磨损设计提供理论基础。

1 柱塞泵缸体-主轴花键齿向修形设计

1.1 传统修形方法

通过对渐开线花键副进行适当的齿向修形可以有效地改善其轴向载荷的分布,从而减小花键副的齿根处的集中应力,有助于降低花键齿面的微动磨损,延长花键副的使用寿命^[15]。近年来,众多学者对齿轮齿向修形进行了研究,提出了多种较好的修形法,包括齿端修薄、螺旋角修形和鼓形修形等,这些方法被广泛提及并被认为效果显著^[16]。由于鼓形修形方法对渐开线花键的修形效果较好,故本文采用鼓形修形法作为对比分析。鼓形修形的示意图见图1,其中 C_β 为鼓形量,其值由参考的经验公式确定。相关研究表明,采用鼓形修形时,鼓形中心选在齿宽的中点位置时修形曲线过渡更平滑,其修形效果最佳^[17],故本文鼓形曲线的中心选在齿宽的中点位置。

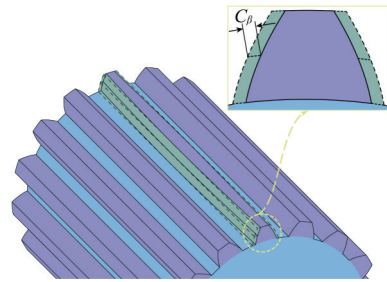


图1 鼓形修形示意图

Fig.1 Drum shaped modification diagram

当鼓形曲线的中心选在齿宽的中点时,鼓形修形的主要修形参数为修形量,其修形量的推荐公式主要有以下三种:

$$C_{\beta 1} = 0.5F_{\beta x} \quad (1)$$

$$C_{\beta 2} = 0.7F_m/B \quad (2)$$

$$C_{\beta 3} = B/4000 + A(0.1B + 10)/2 \quad (3)$$

式中, $C_{\beta 1}$ 为ISO推荐的修形量,mm; $C_{\beta 2}$ 为英国推荐的修形量,mm; $C_{\beta 3}$ 为日本推荐的修形量,mm; $F_{\beta x}$ 为初始啮合歪斜度,mm; F_m 为圆周力,N; B 为齿宽,mm; A 为与精度相关的系数,其具体数值参考文献^[16]。

1.2 基于空间点阵的精准修形方法

传统的花键修形方法大多是通过改变修形量大小和修形曲线对渐开线花键副进行修形,但其修形的精度和方式容易受到限制。本文采用一种基于空间点阵的精准修形方法,以齿面上所受的形变量作为修形量,根据齿面各位置所受形变大小对花键齿面进行精准修形。对花键齿面进行修形时,将花键齿面上的节点化为空间点阵,根据齿

面各位置空间点阵上的形变量对齿面空间点阵中的点进行移动,空间点阵的移动示意图见图2。

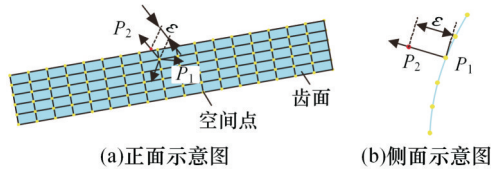


图2 空间点阵移动示意图

Fig.2 Spatial lattice movement diagram

采用精确修形法将图2中齿面的空间点原始位置 P_1 调整到 P_2 上,根据点在矢量方向上的移动规则将其分解为在 x, y, z 三个方向上的矢量和,其移动的量由下式确定:

$$P(x, y, z) = 0 \quad (4)$$

$$\mathbf{n} = (P'_x, P'_y, P'_z) \quad (5)$$

$$|\mathbf{n}| = \sqrt{(P'_x)^2 + (P'_y)^2 + (P'_z)^2} \quad (6)$$

$$\epsilon = \sqrt{\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2 + \epsilon_3^2} \quad (7)$$

$$P_2 = P_1 + \epsilon \frac{\mathbf{n}}{|\mathbf{n}|} \quad (8)$$

其中, $P(x, y, z)$ 为曲面的方程; \mathbf{n} 为齿面上原始位置 P_1 处的法向量; $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ 分别为原始位置 P_1 处 x, y, z 三个方向的弹性变形。最后,调整后的空间点 P_2 的坐标为

$$P_2(x_1 + \epsilon \frac{P'_x}{|\mathbf{n}|}, y_1 + \epsilon \frac{P'_y}{|\mathbf{n}|}, z_1 + \epsilon \frac{P'_z}{|\mathbf{n}|})$$

将齿面上调整后的空间点阵导入点云软件内,对其进行拟合曲面,最后得到经过齿面精确修形后的曲面。将修形后的曲面导入SolidWorks中完成三维实体建模,在后续的加工中,可以将修形花键的三维实体模型转化为数控代码导入数控机床中,实现对修形后花键的加工。

2 不同修形方法下的接触特性分析

2.1 有限元模型的建立

缸体和主轴花键的网格均采用六面体网格(C3D8R)和四面体网格(C3D10M),其中缸体的网格数为55 284,主轴的网格数为51 138。缸体和主轴花键几何参数见表1。

图3所示为柱塞泵缸体-主轴花键碰撞有限元模型,其渐开线花键副由外花键与内花键组成,其中齿号1~8的键齿位于柱塞泵的低压腔,齿号9~16的键齿位于柱塞泵的高压腔。连接主轴和缸体内外花键的接触设置为面-面接触,接触算法为罚函数法,压力过盈为“硬”接触,其摩擦因数设为0.2。在主轴的端面上施加转矩 T 和转速 n ,转矩和转速的方向为 x 正方向,模型中设定的转速

表1 缸体和主轴花键副参数

Tab.1 Parameters of cylinder and shaft spline pair

参数	外花键	内花键
齿数 z	16	16
压力角 $\alpha/(^\circ)$	30	30
齿顶圆直径 D_a/mm	12.75	11.36
齿厚 H/mm	1.31	1.29
泊松比 ν	0.28	0.28
模数 m/mm	0.75	0.75
齿槽宽 E/mm	1.12	1.04
齿根圆直径 D_f/mm	10.88	13.13
弹性模量 E/GPa	211	211

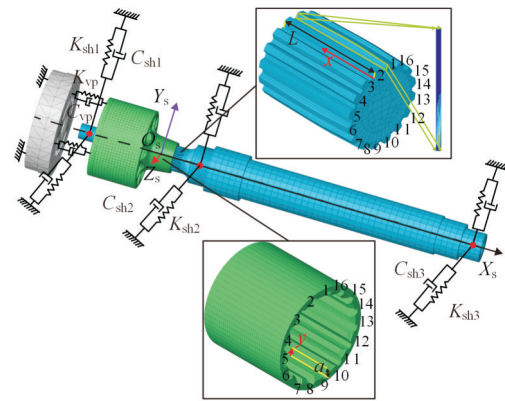


图3 柱塞泵缸体-主轴花键碰撞有限元模型

Fig.3 Finite element contact model of the spline pair between the cylinder and shaft of the piston pump

为4000 r/min。为便于描述齿面损伤的位置,将图中花键啮合面的齿宽和齿高分别定义为 L 和 a ,定义啮合面上任意一点与齿端的轴向距离为 x ,齿廓方向任意一点与啮合面起点的距离为 y 。选取应力云图时, x 方向为云图的高, y 方向为云图的宽。

有限元模型中分别设置了4处刚度阻尼,其中,主轴和轴承的3处刚度阻尼用于约束主轴的振动位移,从而模拟柱塞泵的壳体和轴承对主轴的约束;在缸体与配流盘之间的刚度阻尼用于约束缸体的振动和倾覆力,从而模拟柱塞泵配流盘对缸体的支撑力,其刚度阻尼的参数值见表2,其值由缸体受到设定的激励后缸体和主轴在各方向振动响应的收敛性设定。

2.2 齿向修形对接触特性的影响分析

轴向柱塞泵在工作时,柱塞腔内压力不断变化,其压油腔的压力远远大于吸油腔的压力,这种压力差会使缸体产生倾覆力矩。该倾覆力矩会由缸体传递到内花键上,从而使缸体和主轴花键在接触时同时发生角向不对中和径向不对中,使得内外花键的接触位置和接触应力变化^[18]。而对渐开线花键副进行适当的修形,可以有效地改善齿

表2 刚度阻尼设置参数

Tab.2 Parameters of stiffness and damping

参数名称	参数值
轴承1沿Y向的刚度 $K_{sh1y}/(N \cdot m^{-1})$	2.8×10^7
轴承1沿Z向的刚度 $K_{sh1z}/(N \cdot m^{-1})$	2.8×10^7
轴承1沿Y向的阻尼 $C_{sh1y}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	2.0×10^3
轴承1沿Z向的阻尼 $C_{sh1z}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	2.0×10^3
轴承2沿Y向的刚度 $K_{sh2y}/(N \cdot m^{-1})$	3.2×10^7
轴承2沿Z向的刚度 $K_{sh2z}/(N \cdot m^{-1})$	3.2×10^7
轴承2沿Y向的阻尼 $C_{sh2y}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	1.0×10^3
轴承2沿Z向的阻尼 $C_{sh2z}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	1.0×10^3
轴承3沿Y向的刚度 $K_{sh3y}/(N \cdot m^{-1})$	2.0×10^7
轴承3沿Z向的刚度 $K_{sh3z}/(N \cdot m^{-1})$	2.0×10^7
轴承3沿Y向的阻尼 $C_{sh3y}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	2.0×10^3
轴承3沿Z向的阻尼 $C_{sh3z}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	2.0×10^3
缸体与配流盘间的刚度 $K_{vp}/(N \cdot m^{-1})$	8.5×10^8
缸体与配流盘间的阻尼 $C_{vp}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	1.0×10^3

面的轴向载荷分布,减缓花键副接触时的应力集中现象,从而降低花键齿面的微动磨损,延长花键副的使用寿命。不同修形下花键齿面接触应力云图对比如图4所示。

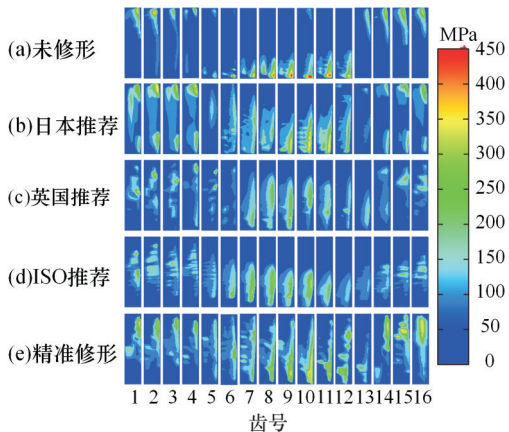


图4 不同修形下花键齿面接触应力云图

Fig. 4 Cloud diagram of contact pressure on spline tooth surface at different modifications

由图4可知,未对齿面修形时,花键齿面的接触应力主要集中在齿面的两端,其最大的接触应力在10号齿的后端,这种应力集中会导致花键齿面两端的磨损变大,会加快花键的失效。这种应力集中的现象主要是由于柱塞泵工作时产生的倾覆力矩使缸体和主轴的花键产生了不对中,于是花键的接触位置移动到齿面的两端且发生了应力集中的现象。而经过四种修形方法修形后,花键接触齿面的应力集中现象都有所改善,其接触位置不再完全位于花键齿面的两端,且其齿面受到的最大接触应力也有所减小,从而使齿面的微动磨损减小。这说明对花键齿面进行适量的修形有助于缓解接触齿面的应力集中现象,延长花键副使用的寿命。

不同修形下花键各齿齿面最大接触应力对比如图5所示。由图可知四种修形方法对花键齿面接触应力的改善:未修形时,各齿齿面最大接触应力为443 MPa,其最大应力的位置在10号齿的后端;使用日本推荐修形量修形时,各齿齿面最大接触应力约为412 MPa,其最大接触应力位于10号齿的后端;使用英国推荐修形量修形时,各齿齿面最大接触应力约为392 MPa,其最大接触应力位于9号齿的后端;使用ISO推荐修形量修形时,各齿齿面最大接触应力约为397 MPa,其最大接触应力位于9号齿的后端;而使用齿面精准修形法时,各齿齿面最大接触应力约为371 MPa,其最大接触应力位于9号齿的后端。四种修形方法使花键齿面最大接触应力分别减小5.51%、10.09%、8.94%和16.25%,且利用齿面精准修形法修形后,各齿齿面的最大接触应力的差值最小,应力分布得最为均匀。由此可知,四种修形法都可以改善花键齿面的应力集中现象,减小其齿面的最大接触应力,最终减小花键齿面的微动磨损。其中,在改善齿面应力集中方面,齿面精准修形法的修形效果最好。

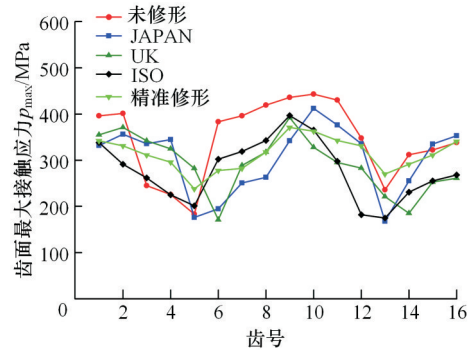


图5 不同修形下花键齿面最大接触应力

Fig. 5 Maximum contact pressure on spline tooth surface at different modifications

3 不同修形方法下的微动磨损分析

3.1 微动磨损预测方法

为了分析柱塞泵花键副修形前后的齿面微动磨损,本研究运用 Archard 模型来预测齿面的微动磨损量。Archard 定律^[19]是一种用于描述摩擦磨损的经验定律,被广泛用于对齿面微动磨损量的计算,结合有限元法,其齿面各节点的磨损量由下式计算:

$$\Delta h(x, t) = k \Delta N \cdot p(x, t) \cdot \delta(x, t) \quad (9)$$

$$\delta(x, t) = \sqrt{\delta_1^2(x, t) + \delta_2^2(x, t)} \quad (10)$$

其中, k 为材料磨损系数,本文选取的材料磨损系数的值参考文献[20]; $p(x, t)$ 为接触节点 x 在时

间 t 时的接触应力, MPa; $\delta_1(x, t)$ 为轴向相对节点位移增量, mm; $\delta_2(x, t)$ 为切向相对节点位移增量, mm; ΔN 为固定的磨损循环增量, 这是为减少模拟微动损伤的时间以及计算成本而采取的策略^[21]。柱塞泵缸体和主轴花键齿面微动磨损预测流程如图 6 所示。

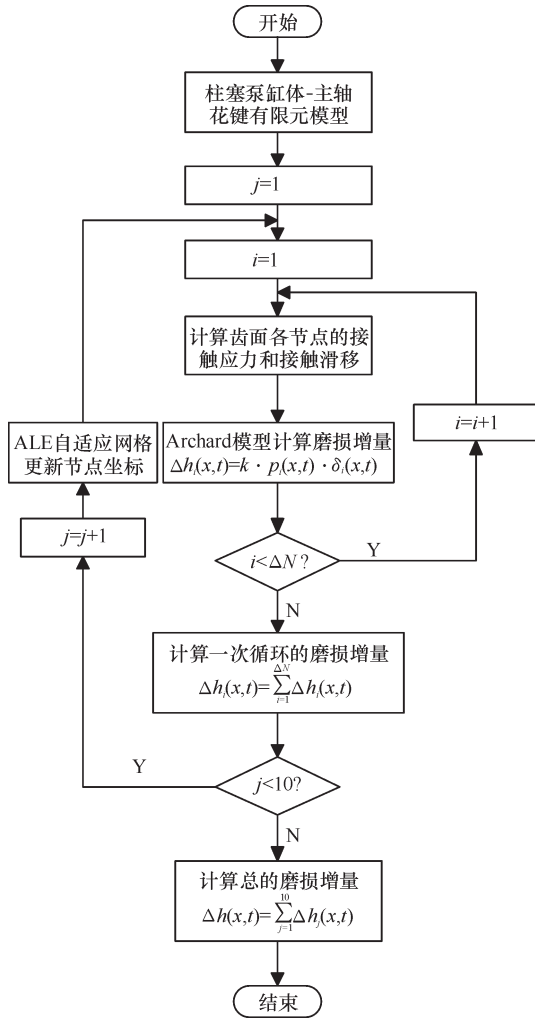


图 6 微动磨损预测流程

Fig.6 The estimated process of fretting wear

使用有限元法模拟齿面的微动磨损时, 将式(9)使用 Fortran 语言编写到子程序中, 在有限元软件中计算得到齿面各节点的接触应力和接触滑移, 将得到的值代入子程序, 通过式(9)计算得到每一次小循环载荷下的磨损增量, 反复对其加载计算得到一个大循环下的磨损增量, 然后通过有限元软件内自带的任意拉格朗日-欧拉(arbitrary Lagrangian-Eulerian, ALE)法对齿面接触节点的坐标进行更新, 从而模拟齿面磨损的行为, 最后重复进行上述流程, 将 10 次大循环得到的磨损增量累加, 得到总的齿面磨损增量。

3.2 齿向修形对花键副微动磨损的影响

根据建立的有限元模型以及图 6 所示的流程

预测花键齿面微动磨损, 求出不同修形法下各位置的磨损增量, 文中主要分析了其中一齿(9号齿)经过每个循环载荷时的磨损增量, 如图 7 所示, 图 7a、图 7b 和图 7c 分别为 $x=1$ mm(齿面首端)、 $x=7$ mm(齿面中部)和 $x=13$ mm(齿面末端)处不同修形法下的齿面磨损增量, 为减少微动磨损的计算量, 将载荷循环次数 ΔN 的值设为 10^6 , 即以固定的多个小循环次数 ΔN 为一个磨损增量的计算循环单位。

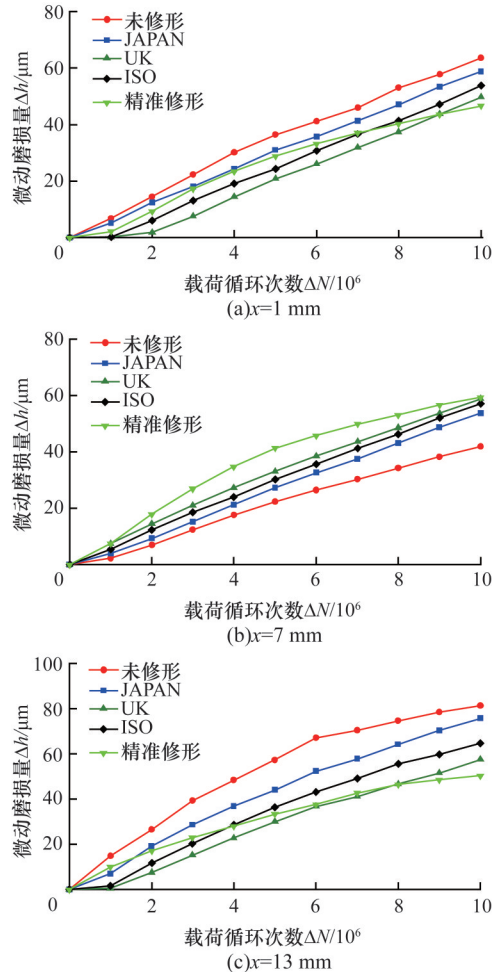


图 7 不同修形下花键各位置的磨损增量

Fig.7 Wear increments at different positions of splines under different modifications

由图 7 可知, 在柱塞泵花键齿面的首端和末端, 未修形时这两处的磨损增量分别为 $63.53 \mu\text{m}$ 和 $81.27 \mu\text{m}$, 经过四种修形法修形后, 这两处的微动磨损都下降了, 效果最好的是精准齿面修形法, 修形后的首端和末端的磨损增量分别为 $46.55 \mu\text{m}$ 和 $50.31 \mu\text{m}$, 分别下降了 26.73% 和 38.1%。而在花键齿面的中部, 未修形时中部的磨损增量为 $41.85 \mu\text{m}$, 经过四种修形法修形后, 其齿面的微动磨损量反而有所增大, 其中增幅最小的是日本推荐修形法, 经过修形后花键齿面中部的磨损增量

为 $53.71\ \mu\text{m}$, 增大了 22.08% 。这是由于在未修形时, 受到轴向柱塞泵工作特性的影响, 缸体柱塞腔内压力的变化会在其工作的时候使缸体和主轴的花键副同时产生角向不对中和径向不对中, 从而产生应力集中现象。而通过前文接触特性的分析发现, 其应力集中的位置是在花键齿面的首端和末端, 花键中部受到的应力较小, 经过修形后, 应力集中现象得到缓解, 花键齿面首端和末端的应力减小, 相对的花键中部受到的应力也会略微增大, 起到减小首末端压力的作用。因此, 经过修形后, 齿面首端和末端的微动磨损减小, 而中部的微动磨损略微升高, 不过其增量在可容忍的范围内。

经过 10 个载荷循环次数 ΔN 后, 得到 1~16 号齿在前中后三个位置处最终的磨损量预估值, 在四种不同修形方法下, 键齿齿面三个位置经过 10 个载荷循环后的最终磨损量预估值如图 8 所示, 图 8a、图 8b 和图 8c 分别为 $x=1\ \text{mm}$ (齿面首端)、 $x=7\ \text{mm}$ (齿面中部) 和 $x=13\ \text{mm}$ (齿面末端) 处不同修形方法下的各齿微动磨损总和。

由图 8 可知, 经过 10 个载荷循环 ΔN 后, 齿面首端修形效果最好的是精准齿面修形法, 在齿号 1~6、12~16 上都有很不错的修形效果, 而且在 7~11 号键齿上, 其修形效果也与 ISO 推荐、英国推荐的修形法效果相似; 而 ISO 和英国推荐的修形法在齿面的首端的修形效果相近, 日本推荐的修形法修形效果最差。在齿面的末端, 精准齿面修形法和英国推荐的修形法效果都很好, 在键齿 3~11 上, 精准齿面修形法修形效果好, 在键齿 1~2、12~16 上, 英国推荐的修形法修形效果好; 而 ISO 推荐的修形法在齿面末端的修形效果优于日本推荐的修形法, 比精准齿面修形法和英国推荐的修形法修形效果差; 而在齿面的中部, 四种修形法的微动磨损都比未修形时的微动磨损大, 但都在可以接受的范围内。这是由于受到轴向柱塞泵工作特性的影响, 缸体柱塞腔内压力的变化会在其工作的时候使缸体和主轴的花键副同时产生角向不对中和径向不对中, 从而产生应力集中现象。而经过修形后, 应力集中现象得到缓解, 花键齿面首端、中部和末端同时受力, 因此修形后首端和末端的微动磨损减小, 而中部的微动磨损增加。

为了更直观地对比四种修形法的修形效果, 分别取花键各齿齿面首端、中部和末端中磨损增量最大的位置的值, 得到不同修形方法下各齿齿面所受最大的微动磨损量, 如图 9 所示。由图可

知, 四种修形法均可降低齿面的微动磨损, 综合来看, 精准齿面修形法的修形效果最好, 英国推荐和 ISO 推荐修形法的修形效果相近, 仅次于精准齿

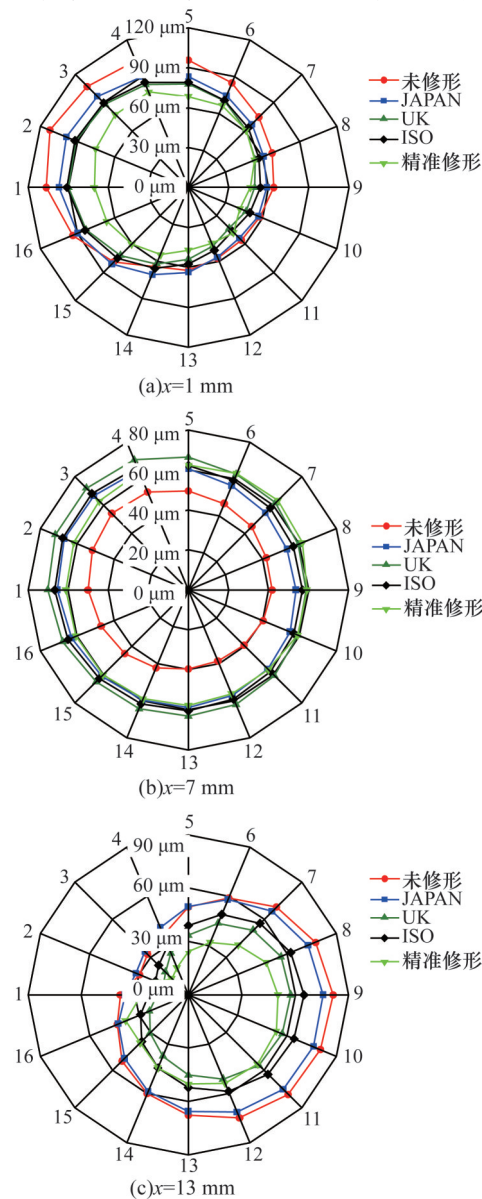


图 8 不同修形方法下各齿的磨损量预估

Fig.8 Estimation of wear amount of each tooth under different modifications

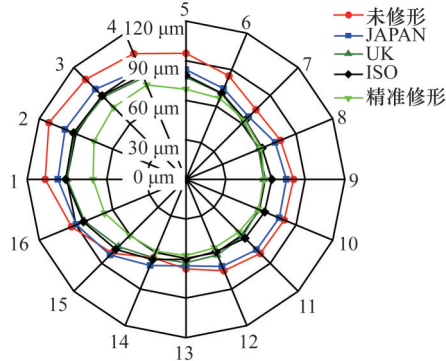


图 9 不同修形方法下各齿最大磨损量

Fig.9 Maximum wear of each tooth under different modifications

面修形法;而相对于其他三种修形法,日本推荐修形法的修形效果最差。

4 结论

1)受轴向柱塞泵工作特性的影响,未修形时花键齿面容易出现应力集中的现象,从而影响花键的寿命。而经过修形后,应力集中现象得到了缓解。

2)为减少应力集中对花键副寿命的影响,对齿面修形后,齿面的首端和末端的微动磨损量会下降,而齿面中部的微动磨损量反而会增大,但增量在可以接受的范围内。

3)四种修形方法都可以降低齿面的微动磨损,提高花键副的使用寿命;对比四种修形方法,精准齿面修形法的修形效果最好,ISO和英国推荐的修形法次之,日本推荐的修形法效果相对最差。

本文的不足之处是未能对柱塞泵花键磨损的深度以及修形的作用进行实验验证,后续将对柱塞泵花键的磨损位置、深度及修形的作用进行实验研究。

参考文献:

- [1] YE Shaogan, ZHANG Junhui, XU Bing, et al. Theoretical Investigation of the Contributions of the Excitation Forces to the Vibration of an Axial Piston Pump[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 129:201-217.
- [2] 李英杰, 赵广, 吴学深, 等. 航空花键-转子系统自激振动研究综述[J]. *航空学报*, 2022, 43(8): 625532.
LI Yingjie, ZHAO Guang, WU Xueshen, et al. Review of Research on Self-excited Vibration of Aviation Spline-rotor System[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2022, 43(8):625532.
- [3] CUFFARO V, CURÀ F, MURA A. Test Rig for Spline Couplings Working in Misaligned Conditions[J]. *Journal of Tribology*, 2014, 136(1):011104.
- [4] CURÀ F, MURA A, ADAMO F. Fatigue Damage in Spline Couplings: Numerical Simulations and Experimental Validation[J]. *Procedia Structural Integrity*, 2017, 5:1326-1333.
- [5] 肖立, 徐颖强, 陈智勇, 等. 直升机浮动渐开线花键微动磨损影响因素分析[J]. *航空动力学报*, 2021, 36(4):751-766.
XIAO Li, XU Yingqiang, CHEN Zhiyong, et al. Analysis of Influencing Factors of Fretting Wear with Helicopter Floating Involute Spline[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(4):751-766.
- [6] 肖立, 徐颖强, 陈智勇, 等. 浮动渐开线花键微动损伤及磨损疲劳预测[J]. *西北工业大学学报*, 2022, 40(3):549-559.
XIAO Li, XU Yingqiang, CHEN Zhiyong, et al. Prediction of Fretting Damage and Wear Fatigue of Floating Involute Spline Couplings[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2022, 40(3):549-559.
- [7] 陈壮, 董庆兵, 罗振涛, 等. 花键微动磨损和损伤累积的耦合机制及寿命预测[J]. *机械工程学报*, 2023, 59(3):133-143.
CHEN Zhuang, DONG Qingbing, LUO Zhentao, et al. Coupling Mechanism of Fretting Wear and Damage Accumulation of Spline Couplings and Service Life Prediction[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2023, 59(3):133-143.
- [8] XUE Xiangzhen, HUO Qixin, HONG Lin. Fretting Wear-fatigue Life Prediction for Aero-Engine's Involute Spline Couplings Based on Abaqus[J]. *Journal of Aerospace Engineering*, 2019, 32(6):04019081.
- [9] 薛向珍, 霍启新, 郑甲红, 等. 基于齿向修形的航空渐开线花键副抗微动磨损研究[J]. *中国机械工程*, 2019, 30(20):2447-2455.
XUE Xiangzhen, HUO Qixin, ZHENG Jiahong, et al. Investigation on Improving Fretting Wears of Aeroengine Involute Spline Couplings Based on Tooth Profile Modification[J]. *China Mechanical Engineering*, 2019, 30(20):2447-2455.
- [10] XUE Xiangzhen, JIA Jipeng, HUO Qixin, et al. Experimental Investigation and Prediction Method of Fretting Wear in Rack-plane Spline Couplings[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2021, 235(5):1025-1037.
- [11] XUE Xiangzhen, LI Yifan, SUI Liqi, et al. Mechanism and Prediction Method of Fretting Damage in Involute Spline Couplings of Aero-engine[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2023, 148:107200.
- [12] 赵广, 王梦茹, 冯志飞, 等. 航空鼓形花键设计及其不对中接触特性[J]. *航空动力学报*, 2022, 37(4):694-703.
ZHAO Guang, WANG Mengru, FENG Zhifei, et al. Design Method and Its Misaligned Contact Characteristic of Aviation Crowned Spline[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(4):694-703.
- [13] 杨硕文, 唐进元. 一种新的直齿轮复合修形设计方法[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2019, 50(5): 1082-1088.
YANG Shuowen, TANG Jinyuan. A New Design Method for Compound Modification of Spur Gear[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2019, 50(5):1082-1088.