

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.11.016

十字节密封圈结构失效模式及其优化研究^{*}

张守丽, 韩 昆, 蒋立正

(浙江机电职业技术学院, 浙江 杭州 310053)

摘要:某型号的十字节运输车做耐久试验进行到 70 h 时, 十字节密封圈开始漏油。针对这一问题, 对十字节密封圈的失效模式进行了研究, 对其结构参数进行了优化设计。首先, 通过对比试验前、后密封圈唇口轮廓曲线, 对十字节密封圈的失效原因进行了分析, 从而确认了漏油原因; 然后, 以唇口的应力、温度和径向变形为目标值, 对密封圈的结构参数(唇口的接触形式、接触角度、唇厚度和过盈量)进行了规律性研究, 得到了各参数最优的取值范围; 以唇口的应力和温度为目标值, 对唇厚度和过盈量进行了极差分析, 得到了各参数的贡献度; 最后, 根据研究内容确定了优化方向, 完成了新结构的设计, 并选了 3 组试制样件进行了试验, 对优化后结构的密封性能进行了验证。研究表明: 耐久试验进行 100 h 后, 优化后的密封圈漏油量均小于 1 g, 满足试验标准, 并解决了漏油问题; 该研究可用于解决十字节密封圈的设计和 optimization 问题。

关键词:机械密封; 密封圈结构参数; 极差分析; 优化设计

中图分类号: TH136; TB42; U463.216

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2022)11-1608-06

Failure mode and its optimization on structure of cross joint sealing ring

ZHANG Shou-li, HAN Kun, JIANG Li-zheng

(Zhejiang Institute of Mechanical & Electrical Engineering, Hangzhou 310053, China)

Abstract: The cross joint sealing ring began to leak when the durability test of a certain type of cross joint loaded transport vehicle was lasted for 70 hours. Aiming at this problem, the failure mode and structural parameters of the cross joint sealing ring were studied. Firstly, by comparing the lip contour curves of the sealing ring before and after the test, the failure reason of the sealing ring was analyzed to identify the cause of oil leakage of the cross joint sealing ring. Then, taking the stress, the temperature and radial deformation of the lip as the target values, the structural parameters of the sealing ring, such as the contact form, contact angle, lip thickness and interference were studied regularly to obtain the optimal value range of each parameter. Taking the stress and temperature of the lip as the target values, the range analysis of lip thickness and interference were carried out to obtain their contribution degree. Finally, the optimization direction was confirmed and the new structure was designed according to the research content. At the same time, three groups of samples were selected for experimental verification. The results show that the oil leakage of the optimized sealing ring is less than 1 g after 100 hours, which meet the test standard and solved the oil leakage problem. Meanwhile, it also indicates that the research can be used to solve the design and optimization problems of the cross joint sealing ring.

Key words: mechanical seal; structural parameters of sealing ring; range analysis; optimization design

0 引 言

密封圈作为十字节重要的一个零部件。因其唇口大变形、过度磨损和高温等问题, 会导致密封失效漏

油, 进而引起内部滚针烧损卡死等功能性问题。

目前, 十字节售后问题主要是由密封失效引起的, 因此, 需要设计出较为合理的密封圈, 以减小失效问题。

收稿日期: 2022-02-20

基金项目: 浙江省高校国内访问工程师校企合作项目(FG2021045); 浙江机电职业技术学院科教融合孵化项目(A-0271-21-005)

作者简介: 张守丽(1987-), 女, 河南信阳人, 硕士, 讲师, 主要从事机械工程及密封应用技术方面的研究。E-mail: zsl960@163.com

在密封圈设计开发时,主要根据十字节内部预留安装空间进行设计,在满足安装要求的前提下,从结构形式设计和橡胶材料性能入手,尽可能提高密封圈使用寿命,保证密封性能。

橡胶材料的选择主要根据使用环境和性价比来决定的,当环境一定时,基本不再选择新材料,所以工程师和学者们大多是在结构设计上做文章。目前,主要的设计方法有两种,即:试验法和数值仿真法。

试验法的结果更加真实,但是需要大量的时间、人力和物力,开发周期长,对设备要求较高;数值仿真法是在计算机上进行设计验证,弥补试验的不足,这也是目前学者普遍采用的研究方法。

刘明等人^[1]对 Y 型密封圈结构参数如:唇口顶角、根部尺寸等进行了优化,得到了满足密封性能的结构形式。马洋洋等人^[2]对密封条在不同温度下的密封性能进行了研究,结果发现,随温度升高,其应力和接触压力增加,接触宽度不变,但压缩率减小。刘奇等人^[3]以接触应力作为密封评价标准,对舌型密封圈结构参数进行了正交实验分析,结果发现,对接触应力影响大小的顺序依次是:舌张角、舌宽和舌厚度。雷雨念等人^[4]对 Y 型密封圈内、外唇高度差和唇厚度进行了研究,结果发现,提高内、外唇高度可以提高密封性能;但增加唇厚度会使应力增大,减少密封圈使用寿命。刘亚东等人^[5]对不同工况参数进行了研究,结果发现,在不同磨损阶段,唇口两侧的磨损速度不同,可以相互超越;另外转速对磨损影响较小;但过盈量和预紧弹簧对磨损的影响都较大。张付英等人^[6]分析了工作压力、往复速度和粗糙度对矩形密封圈模型力矩和泄漏量的影响,结果发现,工作压力会使模型力矩和泄漏量增大,往复速度会增大摩擦力矩,粗糙度会增大泄漏量。雷刚等人^[7]分析了密封圈在三孔和四孔螺栓装配结构下的密封性能,结果发现,两种结构形式均可满足密封性能;但三孔结构可以提高密封性能。

上述文献从温度、磨损、寿命和优化等方向对各类型的密封圈的结构参数做了大量研究,但大多仅考虑各参数规律性和影响性的研究,缺乏对结构参数的失效分析和确定取值范围的研究。

鉴于此,笔者首先对某型号十字节在耐久试验中出现严重的漏油问题进行失效分析;其次,对密封圈结构参数进行规律性研究和极差分析,得到各参数取值范围和贡献度,并设计出新结构形式;最后,试制样件并进行试验,通过试验证明优化后的结构形式可有效地解决漏油问题,以保证密封性能。

1 失效分析

某型号十字节在运输车上进行耐久试验,当传动轴工作 70 h 后,传动轴的十字节位置出现严重的漏油现象,根据漏油点位置判断,漏油是由于密封圈失效引起的,如图 1 所示。



图 1 密封圈失效

按照密封圈失效分析流程和方法,笔者把十字节拆卸下来,取出密封圈进行失效分析,查找失效原因。

首先,用汽油清洗密封圈,去掉油脂并自然干燥,保证密封圈洁净;其次,把密封圈放到圆形容器的注入树脂,常温下,树脂静止自然冷却凝固,然后对被树脂包裹的密封圈进行切片,在保证截面完整和真实的情况下,切片厚度尽可能的薄,一般厚度取 0.5 mm;最后用轮廓仪对切片进行测绘,绘制出密封圈唇的轮廓曲线。

其中,一片唇口在工作前、后的轮廓曲线如图 2 所示。

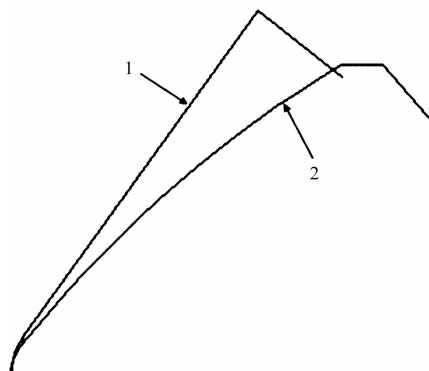


图 2 密封唇口轮廓曲线
1—初始状态;2—试验后状态

图 2 中,通过对比密封圈唇口初始和试验后两种状态轮廓曲线可得:

(1)唇口顶部磨损严重,导致密封圈唇口的压力不足以保证密封性能^[8];(2)密封圈唇口的变形大,回弹补偿性能差,当十字节发生变向或振动时,唇口不能及时回弹,保证唇口有足够的压力阻止油脂外泄。

综上所述判断,密封圈橡胶材料性能一定时,由于密封圈结构设计不合理,导致密封失效漏油,需要对密封圈结构形式进行优化来解决漏油问题。

2 优化设计

十字轴密封圈是一种旋转式的唇式结构,其形状如图 3 所示。

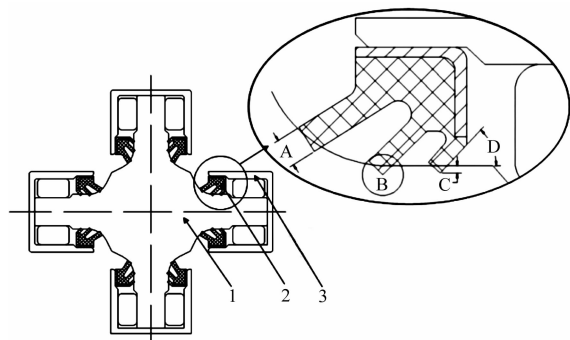


图 3 密封圈主要结构参数

1—十字轴;2—密封圈;3—轴套;A—唇厚度;B—接触形式;C—过盈量;D—接触角

图 3 中,密封圈结构优化主要是针对其密封唇口形状进行优化,提高唇口的回弹效果以降低磨损。结合设计开发经验和研究可知^[9]:唇口的接触形式、接触角度、唇厚度、和过盈量这 4 个设计参数对密封圈性能影响最大。

笔者运用有限元手段对它们进行规律性研究,以唇口的应力、温度和径向变形这 3 个指标为目标值^[10],综合评估确定优化方向。其中应力和温度反映磨损快慢情况,径向变形反映唇口变形情况。

2.1 分析模型建立

根据密封圈、十字轴尺寸和它们的装配位置关系,笔者在 Abaqus 中建立分析模型。

为了便于分析计算,在保证分析准确的前提下,笔者对模型做以下简化和设置^[11]:

- (1) 密封圈骨架和轴套是过盈配合固定在一起,可以省略掉轴套模型,仅约束骨架即可;
- (2) 十字轴和骨架简化为刚体;
- (3) 橡胶材料特性视为不可压缩,各项同性且连续;
- (4) 环形三维密封圈模型简化为二维轴对称模型;
- (5) 环境温度设定 20 ℃。

笔者选用橡胶材料为丁腈橡胶,因为该橡胶不仅成本低,而且具有良好的机械强度和耐油特性,可以适应在 120 ℃ 以下的工作环境。

根据不可压缩的材料特性选用 Mooney-Rivlin 本构模型如下^[12]:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (1)$$

式中: W —应变能密度; C_{10}, C_{01} —Rivlin 系数; I_1 —第 1 Green 应变不变量; I_2 —第 2 Green 应变不变量。

其中: C_{10} 和 C_{01} 由下式而得:

$$\lg E = 0.0198H - 0.5432 \quad (2)$$

$$E = 6(C_{10} + C_{01}) \quad (3)$$

$$C_{01} = \alpha C_{10} \quad (4)$$

式中: E —弹性模量, MPa; H —橡胶材料硬度, IRHD; α —与硬度有关的系数。

该研究中使用的橡胶材料硬度为 70 (IRHD 硬度), 文献[13]给出在硬度 70 (IRHD 硬度) 时, α 取 0.02 比较接近实验值。

经计算可得: $E = 6.96 \text{ MPa}$, $C_{10} = 1.14$, $C_{01} = 0.02$ 。

进行有限元分析计算时,首先要让十字轴固定。

密封圈分两步加载:(1) 密封圈向十字轴移动,密封唇与轴面接触,形成过盈配合,形成压力,产生密封效果,模拟其初始安装状态;(2) 在密封圈上施加绕其轴线旋转的转速,以模拟其转动状态。

笔者建立的分析模型如图 4 所示。

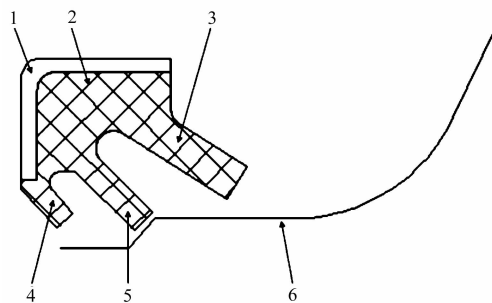


图 4 分析模型

1—骨架;2—橡胶体;3—外唇;4—内唇;5—中间唇;6—十字轴

2.2 仿真分析

笔者运用有限元模型对主要结构参数进行规律性研究。由于每个密封圈唇口的目标值和设计相同,为了研究的便捷性,该处仅选外唇为研究对象。

其中,仿真分析中结构参数的取值范围取自企业工程设计中常用的经验数据,但该范围略大于等于经验数据。

2.2.1 接触方式的影响

密封圈安装到十字轴上,密封唇口与接触面过盈配合。目前,唇口的接触方式主要有两种,即:挤压接触和柔性接触,分别如图 5、图 6 所示。

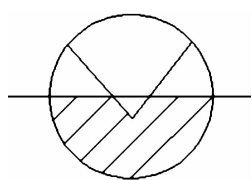


图 5 挤压接触

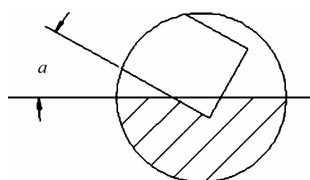


图 6 柔性接触

图 5 中,挤压接触是指密封唇口端部垂直压在轴上,仅靠端部挤压变形实现密封。

图 6 中,柔性接触是指密封唇口以接触角 a 压在轴上形成一个月面,使得密封唇口整体变形实现密封。

保持其他结构参数相同,笔者对这两种接触方式进行分析,分析结果如图 7 所示。

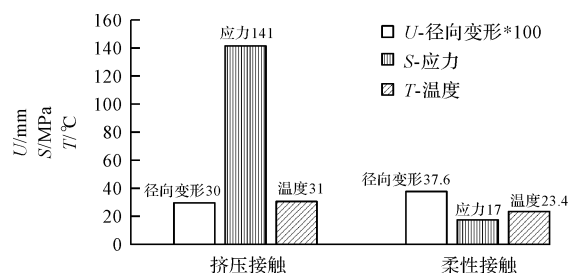


图 7 接触方式的影响

图 7 中,柔性接触的应力、温度和径向变形相对较小,唇口整体受力有利于磨损或振动后的回弹补偿,防止油脂泄露,保证密封性能。

挤压接触在旋转时温升高,应力呈几何倍增加,易磨损,且径向变形大,回弹效果差,无法保证稳定的压力,造成早期失效后果,故优选柔性接触方式设计。

2.2.2 接触角度的影响

保持其他结构参数不变,柔性接触角分别取 30° 、 45° 和 60° ,分析计算结果如图 8 所示。

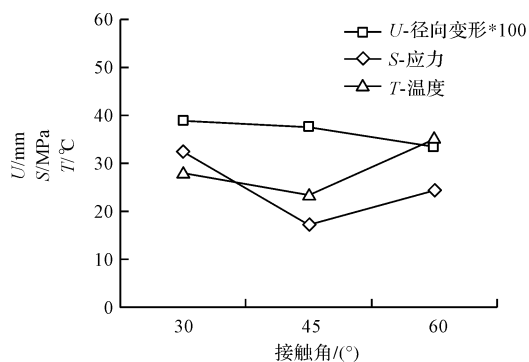


图 8 接触角的影响

图 8 中,唇口应力和温升曲线均呈现 U 型即先减小再增大的趋势;径向变形曲线呈现逐渐减小的趋势。在 45° 时,虽径向变形不是最小值,但应力和温升均最小,综合评估优选接触角为 45° 。

2.2.3 唇厚度的影响

保持其他结构参数不变,密封圈唇厚度分别取

0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm、0.6 mm 和 0.8 mm,分析结果如图 9 所示。

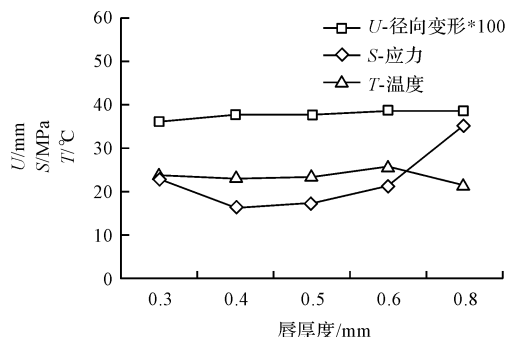


图 9 唇厚度的影响

图 9 中,唇口应力随着厚度增加先减少后增大,在 0.4 mm~0.5 mm 区间缓慢增加,在 0.5 mm 之后应力陡增。温升在 0.3 mm~0.5 mm 区间基本保持不变,0.5 mm~0.8 mm 区间变化快即先增大后减小,在 0.6 mm 时温升最大;

径向变形随着厚度增加呈逐渐增大的趋势,在 0.4 mm~0.5 mm 区间保持不变。综合评估唇口厚度优选区间为 0.4 mm~0.5 mm。

2.2.4 过盈量的影响

保持其他结构参数不变,密封圈唇口过盈量分别取 0.2 mm、0.3 mm、0.4 mm、0.5 mm 和 0.6 mm,分析结果如图 10 所示。

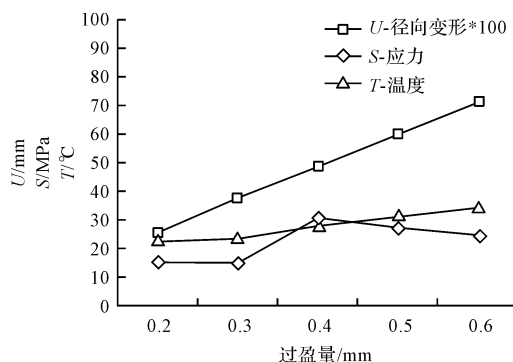


图 10 过盈量的影响

图 10 中,唇口应力在 0.2 mm~0.3 mm 时,基本保持不变,之后随过盈量的增加先增大后减小,在 0.4 mm 过盈量时最大。温升在过盈量为 0.2 mm~0.3 mm 时,温升缓慢增加,之后开始呈线性陡增。径向变形随过盈量的增加呈线性增大趋势。

由分析可知:过盈量优选 0.2 mm,但过盈量过小时会导致密封圈唇口压力不足^[14],不利于密封,故综合工程设计经验,过盈量优选区间为 0.2 mm~0.3 mm。

2.2.5 参数极差分析

极差分析又称直观分析法,可以反映出各因素对分析结果的贡献度^[15],极差值越大,贡献度越大,则该

因素就是优先要考虑的优化对象^[16]。

通过上文对结构参数的影响规律分析发现,密封圈唇口接触角采用 45°的柔性接触为最优接触方式,而厚度和过盈量的取值对唇口径向变形、应力和温升有重要的影响。

为了探索厚度和过盈量对目标值的贡献度,笔者以 45°柔性接触为基础,在各因素最优取值区间内,设计了 2 因素 3 水平的正交实验。

各因素水平如表 1 所示。

表 1 因素水平设计

水平	厚度/mm	过盈量/mm
1	0.4	0.20
2	0.45	0.25
3	0.5	0.30

在厚度优选区间 0.4 mm ~ 0.5 mm 时,径向变形量为定值,故径向变形量不作目标值,对应的分析结果如表 2 所示。

表 2 正交试验分析结果

试验	厚度/mm	过盈量/mm	应力/MPa	温度/(℃)
1	0.40	0.20	16.30	23.18
2	0.45	0.25	16.90	23.89
3	0.50	0.30	17.76	24.47
4	0.40	0.25	16.48	23.71
5	0.45	0.30	17.10	24.27
6	0.50	0.20	17.32	23.54
7	0.40	0.30	16.52	24.12
8	0.45	0.20	16.75	23.37
9	0.50	0.25	17.53	23.91

根据极差分析计算方法^[17],得到各因素对目标值的贡献度如图 11 所示。

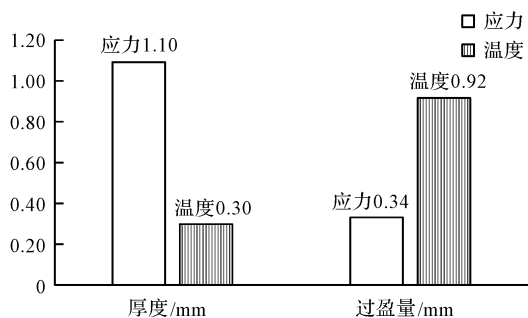


图 11 各因素的贡献度

图 11 中,唇厚度对应力的贡献度最大,对温度的贡献度较小;过盈量对温度的贡献度最大,对应力的贡献度较小。

因此,在十字节密封设计优化时,密封唇口接触角采用 45°柔性接触后,可以根据要优化的目标值判定参数优化的优先级,达到快速优化的目的,如:降低唇口应力时,先优化厚度参数,大幅度降低应力值,再优化过盈量,微调应力,达到所需要的应力水平。

2.3 结构优化

根据结构参数规律研究内容和极差分析结果,并考虑密封圈在十字节中的安装空间尺寸,笔者设计出新的结构形式,如图 12 所示。

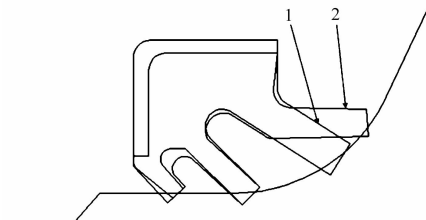


图 12 优化后的结构
1—原模型;2—优化结构

图 12 中,最重要的优化是:外唇由挤压接触改为柔性接触,减小了唇厚度;减小中间唇接触角;减小内唇的过盈量、唇厚度和接触角;其他参数基本保持不变。

笔者对新结构进行仿真分析。

由于各密封圈唇口变化规律是一致的,笔者仅统计了 3 个密封圈唇口的最大应力、温度和径向变形量,分析结果如表 3 所示。

表 3 分析结果对比

参数/单位	原模型	优化结构
唇口的最大应力/MPa	5.9	4.6
唇口的最大温度/℃	32.8	31.8
唇口的最大径向变形/mm	0.44	0.38

表 3 中,优化结构形式的温度、应力和径向变形量均减小,因此,优化后的模型不仅减小了唇口的磨损,而且保证回弹性能,满足了优化要求。

3 试验验证

笔者将优化后的密封圈制作成样件安装到十字节上,选择 3 组样本分别装到试验机上进行试验,该试验机极限夹角为 9°,极限转速 2 000 r/min。

万向节疲劳试验机如图 13 所示。

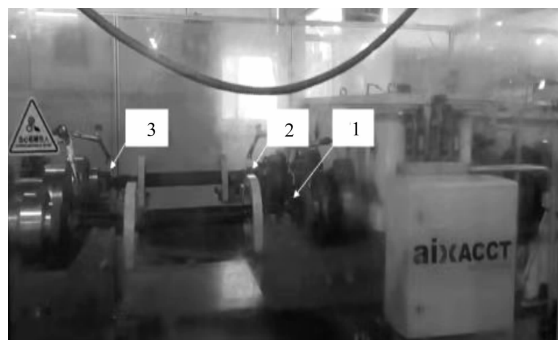


图 13 万向节疲劳试验机
1—C1 样品;2—C2 样品;3—C3 样品

按照企业试验规范要求:转速 1 200 r/min,十字轴两侧连接部件的夹角设为 3°,运行 100 h 后油脂泄漏

量小于 1 g。

笔者对实验结束的样件进行称重,通过试验前后重量变化计算出漏油量,试验结果如表 4 所示。

表 4 漏油量

样品编号	实验时间/h	漏油量/g
C1	≥100	0.34
C2		0.14
C3		0.21

表 4 中,优化后的密封圈漏油量均小于目标值(1g),证明优化后的密封圈达到了优化目的,满足企业使用方面的要求。

4 结束语

为了解决十字节密封圈的失效漏油问题,笔者进行了密封圈失效模式分析、结构参数规律性研究和极差分析,并对原模型进行了优化设计,对优化结构进行了试验验证。

研究结果表明:

(1)对比试验前、后密封圈唇口轮廓曲线变化可知:由于其结构形式设计不合理,引起唇口磨损严重和变形过大,导致回弹不足,引起早期失效;

(2)运用有限元分析方法对主要结构参数:接触形式、接触角度、唇口厚度和过盈量进行规律分析,得到各参数的最优取值范围;

(3)对唇口厚度和过盈量进行极差分析得到对目标值的贡献度;

(4)根据研究内容对原密封圈进行优化,并完成新的结构设计,最后通过试验验证,十字节漏油问题得到解决;

(5)在实际工程设计中,可以优先采用接触角为 45°的柔性接触,唇厚度和过盈量均取中值,分别为 0.45 mm 和 0.25 mm,再通过有限元分析对标现有合格产品,进行优化微调,即可快速完成设计。

在后续的研究中,笔者将继续深入研究密封圈唇口磨损过程中,唇口回弹补偿和密封性能的变化规律等问题。

参考文献(References):

[1] 刘明,陆军,段栋. Y 型密封圈密封原理探讨与结

构优化设计[J]. 特种橡胶制品,2012,33(3):57-59.

[2] 马洋洋,雷刚,胡强松,等. 基于 ABAQUS 的变截面橡胶密封条热应力与密封性分析[J]. 润滑与密封,2019,44(11):112-116.

[3] 刘奇,赵彬,高文磊. 基于 ABAQUS 的舌形密封圈结构参数分析[J]. 机械制造与自动化,2021,50(5):73-75.

[4] 雷雨念,陈奎生,湛从昌. 基于伺服液压缸往复运动的 Y 形密封圈结构参数优化[J]. 冶金设备,2020(4):1-5.

[5] 刘亚东,尚闫,玉超,等. 基于广义轴对称模型的橡胶旋转轴唇形密封圈磨损研究[J]. 润滑与密封. <https://kns.cnki.net/kcms/detail/44.1260.TH.20211223.2030.004.html>.

[6] 张付英,初宏怡,贺余燕. 矩形密封圈的增效运行参数研究[J]. 润滑与密封,2021,46(7):80-86.

[7] 雷刚,赵春,樊伟,等. 两种密封结构橡胶密封圈密封性对比分析[J]. 润滑与密封,2021,46(10):134-140.

[8] LI Xin, PENG Gao-liang, LI Zhe. Prediction of seal wear with thermal-structural coupled finite element method[J]. **Finite Elements in Analysis and Design**, 2014 (83): 10-21.

[9] GUO F, JIA X H, SALANT R F, et al. A mixed lubrication model of a rotary lip seal using flow factors[J]. **Tribology International**, 2013(57):195-201.

[10] Yan Xiao-qiang. Research on the impact of AGC vibration on the horizontal vibration of the roll system for CSP rolling mill[J]. **Journal of Advanced Materials Research**, 2010,139-141(3):2409-2412.

[11] 张守丽,钱振华,左希庆,等. 轮毂轴承密封圈优化设计分析[J]. 轴承,2020(11):6-11.

[12] NAMJOO M, GOLBAKHSI H. An efficient design tool based on FEM for evaluating effects of components properties and operating conditions on interaction of tire with rigid road[J]. **Journal of Central South University**, 2015,22(1):189-195.

[13] 郑明军,谢基龙. 压缩状态下橡胶件大变形有限元分析[J]. 北方交通大学学报,2001,25(1):76-79.

[14] PLATH S, MAYER S, WOLLESEN V M. Friction torque of a rotary shaft lip type seal-a comparison between test results and finite element simulation[J]. **Mechanika**, 2016,54(4):55-59.

[15] 曹劲草. 一种红枣去核机上料机构的设计与分析[J]. 包装与食品机械,2021(1):62-65.

[16] 李志伟,樊文欣,原霞,等. 田口算法在锡青铜连杆衬套挤压参数优化中的应用研究[J]. 特种铸造及有色合金,2019,39(2):225-227.

[17] 闵亚能. 实验设计(DOE)应用指南[M]. 北京:机械工业出版社,2011.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

张守丽,韩昆,蒋立正. 十字节密封圈结构失效模式及其优化研究[J]. 机电工程,2022,39(11):1608-1613.
ZHANG Shou-li, HAN Kun, JIANG Li-zheng. Failure mode and its optimization on structure of cross joint sealing ring[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2022,39(11):1608-1613.
《机电工程》杂志:<http://www.meem.com.cn>