

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.01.020

硬度对液压马达 O 形密封圈性能影响的分析

徐群¹, 黄唯君¹, 王龙², 于启洋¹

(1. 上海航天控制技术研究所, 上海 201108; 2. 上海新跃联汇电子科技有限公司, 上海 200233)

摘要:以仿真转台液压马达密封结构为研究对象,利用有限元分析软件 ABAQUS 建立其有限元模型,采用罚函数技术和库仑摩擦模型对 O 形密封圈和马达密封副间的摩擦接触进行有限元分析,研究 O 形密封圈材料硬度对接触压力、密封圈 Mises 应力和密封圈与马达密封副间接接触面积的影响,分析接触压力、密封圈 Mises 应力峰值和接触面积的分布规律。结果表明:接触压力随 O 形密封圈材料硬度的变化呈“驼峰”式变化;在“驼峰”位置随材料硬度的增加而增大;材料硬度小于 85 HA 时,对 O 形密封圈 Mises 应力的影响并不明显;材料硬度大于 85 HA 时, Mises 应力增大幅度变大,容易导致密封圈损坏;密封圈与马达轴间静接触面积整体上随密封圈材料硬度的增大而减小,故应尽量控制密封圈硬度,保证足够的接触面积。

关键词:仿真转台液压马达;O 形密封圈;材料硬度;有限元分析

中图分类号:TB42;TH137.51 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2024)01-0100-03

Assessment on Capability of O-ring Seal Considering Effect of Material Rigidity in Hydraulic Motor

XU Qun¹, HUANG Weijun¹, WANG Long², YU Qiyang¹

(1. Shanghai Aerospace Control Technology Institute, Shanghai 201108, China;

2. Shanghai Xinyue Lianhui Electronic Technology Co., Ltd., Shanghai 200233, China)

Abstract: With the seal structure of hydraulic motor of simulator being taken as the research subject, its finite element model was established by finite element analysis software ABAQUS. The finite element analysis on friction contact between O-ring seal and sealed face was performed by penalty function technique and with coulomb friction model. The influence of material rigidity on the contact pressure, Mises stress of O-ring seal, contact area between O-ring seal and sealed face was discussed and the distribution rules of contact pressure, Mises stress of O-ring seal and contact area between O-ring seal and sealed face were analyzed. The results show that the contact pressure changes with the hardness of the O-ring material as a “hump”, and increases with the increase of the material hardness at the “hump” position, while the material hardness is less than 85 HA, the effect on the Mises stress of the O-ring is not obvious. When the material hardness is greater than 85 HA, the increase of the Mises stress is larger, which easily leads to the damage of the O-ring. As a whole, the contact area between the seal ring and the motor shaft decreases with the increase of the hardness of the seal ring material, therefore, the hardness of the seal ring should be controlled as far as possible to ensure sufficient contact area.

Keywords: hydraulic motor of simulator; O-ring seal; material rigidity; finite element analysis

0 引言

液压马达作为仿真转台的直接驱动元件之一,为实现仿真转台超低速、高频响、宽调速、高精度性能,液压马达 O 形密封圈应具有良好的密封性能^[1-2]。如果密封结构设计不合理,就会导致马达泄漏,降低系统低速运行时的抗干扰能力,增强摩擦力矩对液压马达低速性能的影响,容易导致液压马达低速运行时出现爬行现象。

国内外学者针对 O 形密封圈进行了大量的

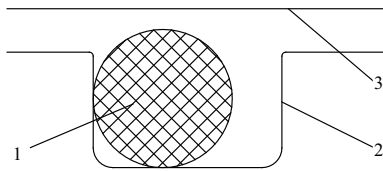
实验研究和有限元分析^[3-7],但关于密封圈材料硬度对其性能影响的研究却极少。本文以半实物试验用仿真转台液压马达 O 形密封圈为对象,利用 ABAQUS 软件建立液压马达密封结构有限元模型,进行 O 形密封圈摩擦接触有限元分析,研究橡胶材料硬度对 O 形密封圈接触压力的影响,分析不同材料硬度下 O 形密封圈 Mises 应力、O 形密封圈与密封副间接接触面积以及与马达轴间静摩擦力的分布规律,为液压马达密封结构的优化设计提供技术参考。

第一作者简介:徐群(1984—),男,江苏徐州人,高级工程师,硕士,研究方向为飞行仿真转台研究与设计,xuqun803@126.com。

1 O 形密封圈有限元分析模型

1.1 O 形密封圈几何模型

某型号仿真转台液压马达选用多种 O 形密封圈,但鉴于其密封机理相同,故本文以 7 mm 截面直径 O 形圈为研究对象。O 形圈与液压马达轴和端盖密封沟槽组成轴对称结构,在预压缩量的作用下 O 形圈产生一定的压紧力。O 形密封圈密封几何结构如图 1 所示。



1—O 形密封圈;2—马达端盖密封沟槽;3—马达轴。

图 1 液压马达 O 形圈密封几何模型

1.2 O 形密封圈材料模型

ABAQUS 超弹性本构模型^[7]主要包括 Mooney-Rivlin 模型、Arruda-Boyce 模型、Marlow 模型、Neo-Hookean 模型、Yeoh 模型、Ogden 模型、Polynomial 模型、Reduced polynomial 模型以及 Vander Waals 模型等。其中,Mooney-Rivlin 模型适合于模拟中小应变的橡胶材料力学行为,其应变能函数为^[8-9]

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \sum_{k=1}^N \frac{1}{d_k} (I_3 - 2)^{2k} \quad (1)$$

式中: N 、 C_{ij} 和 d_k 均为材料常数; I_1 、 I_2 、 I_3 为变形张量的第一、第二和第三不变量,当材料为不可压缩材料时, $I_3 = 0$ 。

本文采用工程中常用的两参数 Mooney-Rivlin 模型^[10]进行密封圈摩擦接触的有限元分析,其应变能函数为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (2)$$

式中 C_{10} 和 C_{01} 为 Rivlin 系数,与材料的应变能偏量部分有关。

LEE、CHARLTON 等^[6-7]通过大量的实验研究发现 Mooney-Rivlin 模型的 Rivlin 系数与橡胶硬度 H_A (IRHD 国际标准橡胶硬度)存在以下函数关系:

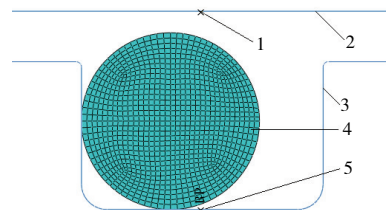
$$C_{10} = (31.5 + 4.3H_A) / [15(100 - H_A)] \quad (3)$$

$$C_{01} = 0.25C_{10} \quad (4)$$

有限元分析时由式(3)一式(4)计算出不同材料硬度下的与应变能偏量部分有关的 2 个材料常数 C_{10} 和 C_{01} 。

1.3 O 形密封圈材料有限元模型

建模时 O 形圈材料模型采用近似不可压缩弹性材料的两参数 Mooney-Rivlin 模型函数,采用 4 节点轴对称杂交单元 CAX4H 划分网格;马达轴和端盖沟槽有限元模型采用轴对称解析刚体,创建参考点 1 和参考点 2 分别约束马达轴和端盖。在 O 形圈与马达密封副之间定义接触对,其中马达轴和密封沟槽外表面为主面,O 形密封圈外表面为从面。采用罚函数法求解马达密封副与 O 形密封圈之间的接触问题,摩擦模型选用库仑摩擦模型。O 形密封圈、马达密封副有限元模型如图 2 所示。



1—参考点 2;2—马达轴;3—马达端盖密封沟槽;
4—O 形密封圈;5—参考点 1。

图 2 液压马达 O 形圈密封有限元模型

2 材料硬度对 O 形密封圈与马达密封副间接触压力的影响

采用二维轴对称模型分析 O 形密封圈材料硬度对 O 形密封圈与马达密封副间接触压力的影响。初始状态下 O 形密封圈与端盖密封沟槽相配合,但与马达轴相分离。先施加较小的液压力,通过参考点 2 控制密封圈的压缩量,待马达密封副与 O 形密封圈充分接触后对 O 形密封圈右侧施加 10 MPa 的实际液压力,模拟 O 形密封圈对马达密封副的密封性能。图 3 为不同材料硬度 (65 HA, 70 HA, 75 HA, 80 HA, 85 HA, 90 HA) 时 O 形密封圈与马达密封副之间的接触压力曲线。

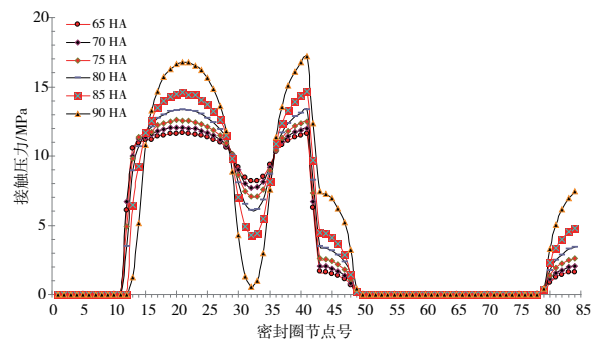


图 3 O 形密封圈与马达密封副间接触压力变化曲线

由图 3 可知,O 形密封圈与马达密封副间的接触压力随橡胶材料硬度的变化出现“驼峰”式变化,而且接触压力在“驼峰”位置随材料硬度的增加而增加,最大值分别为 16.8 MPa 和 17.2 MPa,同时可以发现随着材料硬度的增加,“驼峰”处接触压力的增大幅度逐渐变大。但在其他位置(除接触压力末端),O 形密封圈与马达密封副间的接触压力则随材料硬度的增加而减小,即与“驼峰”处压力曲线存在一个转折点。此外,由密封结构有限元模型发现,“驼峰”位置即为 O 形密封圈与马达密封副间的有效密封位置,即表明该规格 O 形密封

圈可以满足仿真转台液压马达技术要求。

3 材料硬度对 O 形密封圈 Mises 应力的影响

O 形密封圈的 Mises 应力反映了马达轴、马达端盖密封沟槽及马达内液压力对 O 形密封圈受力的影响。一般来讲,应力值越大的区域,材料越容易出现裂纹并随之发生撕裂破坏,最终导致 O 形密封圈密封失效。图 4—图 9 为 10 MPa 马达液压力作用下,材料硬度分别为 65、70、75、80、85、90 时的 O 形密封圈 Mises 应力分布云图。

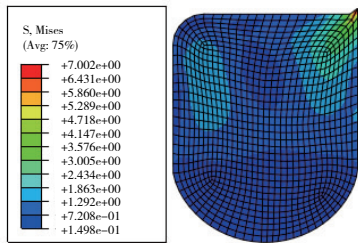


图 4 硬度为 65 HA 时 O 形密封圈 Mises 应力云图

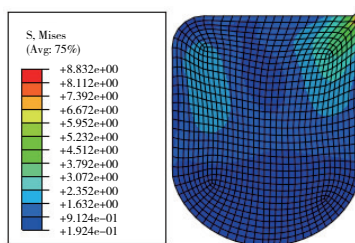


图 5 硬度为 70 HA 时 O 形密封圈 Mises 应力云图

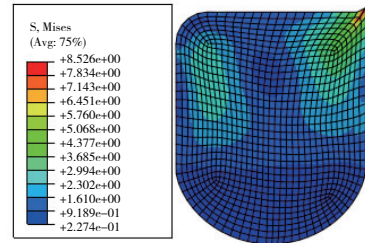


图 6 硬度为 75 HA 时 O 形密封圈 Mises 应力云图

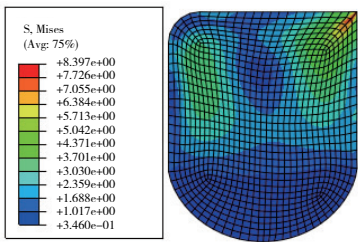


图 7 硬度为 80 HA 时 O 形密封圈 Mises 应力云图

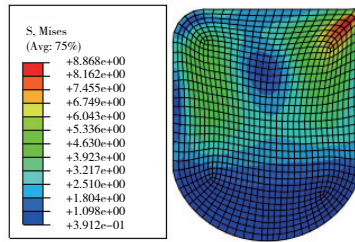


图 8 硬度为 85 HA 时 O 形密封圈 Mises 应力云图

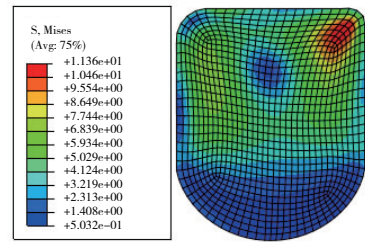


图 9 硬度为 90 HA 时 O 形密封圈 Mises 应力云图

由图 4—图 9 发现随着橡胶材料硬度的增加 O 形圈尖角逐渐减小,即马达正常工作时被挤入马达轴与端盖间密封间隙的 O 形密封圈体积减少。同时还可以发现 O 形密封圈 Mises 应力基本随材料硬度的增加而增大,而当硬度大于 85 时增幅较大,且最大 Mises 应力均出现在 O 形密封圈尖角处。因此在液压马达轴密封结构设计时应选择合适硬度的 O 形密封圈,同时还应严格控制马达端盖密封沟槽棱角,防止棱角对 O 形密封圈的划伤,延长 O 形密封圈寿命。

4 材料硬度对 O 形密封圈与马达密封副间接接触面积的影响

O 形密封圈与液压马达密封副之间的接触面积在一定程度上决定了密封结构的可靠性。图

10 为不同硬度下(65,70,75,80,85,90) O 形密封圈与马达密封副间接接触面积的变化曲线,由图 10 可知 O 形密封圈与马达密封副间的接触面积基本随 O 形圈材料硬度的增加而减小,而且当硬度大于 85 时减小幅度增大。因此在马达轴密封结构设计时应严格控制 O 形密封圈硬度,保证 O 形密封圈与密封副之间具有足够的有效接触面积。

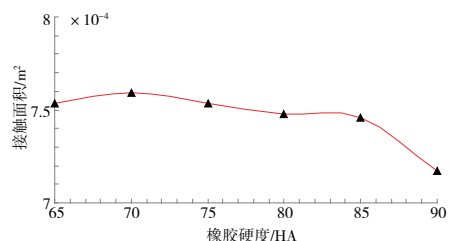


图 10 O 形密封圈与密封副间接接触面积变化曲线

(下转第 107 页)

大,但节电优势明显。

在选择调速节能设备时要充分考虑负载的调速运行情况、现场的安装条件、投资回报周期等因素,在保证系统能够长期稳定运行的同时,达到降本增效的目的。

参考文献:

- [1] 李宏涛,黄伟,徐俊峰,等. 绕组式永磁耦合调速器在调速节能中的应用[J]. 高科技与产业化,2017(2): 42-45.
- [2] 徐甫荣,朱修春. 风机水泵变频调速和液力耦合器调

速节能比较[J]. 变频器世界,2008(2):65-70,74.

- [3] 李建杰,王向东,周丽萍. 离心式风机和泵调速节能技术研究[J]. 科学与信息化,2018(36):131.
- [4] 姜盼,陈华伟. 永磁涡流调速器工作与能耗特性分析[J]. 广东化工,2022,49(2):68-70.
- [5] 方剑,徐俊峰. 绕组式永磁耦合调速技术及应用分析[J]. 能源研究与利用,2018(3):50-53.
- [6] JB/T 12219—2015 YFP 系列(IP55)风机专用变频调速三相异步电动机技术条件(机座号 80-400)[S].

收稿日期:2022-07-05

(上接第 102 页)

5 结语

1) O形密封圈摩擦接触有限元分析表明,O形密封圈材料硬度是影响O形密封圈接触压力、Mises应力、接触面积以及与马达轴间接触面积的综合因素,因此在液压马达密封结构设计时应综合考虑优化设计,在保证接触压力的前提下合理降低O形密封圈材料硬度以保证密封结构的可靠性。

2) O形密封圈与马达密封副间的接触压力分析表明,接触压力随O形密封圈材料硬度的变化呈“驼峰”式变化,而且在“驼峰”位置随材料硬度的增加而增大。故在马达密封结构设计时O形密封圈材料硬度不能过低,以保证O形密封圈与马达密封副间的有效接触压力。

3) O形密封圈与马达密封副间的摩擦接触分析表明,O形密封圈材料硬度小于85 HA时,对O形密封圈Mises应力的影响并不明显;但当材料硬度大于85 HA时,Mises应力增大幅度变大,容易导致密封圈损坏。

4) 密封圈与马达轴间接触面积整体趋势上随密封圈材料硬度的增大而减小,故应在保证密封圈与密封副间接触压力的基础上尽量减小密封圈硬度,保证密封圈与马达轴接触面间足够的接触面积。

参考文献:

- [1] 李尚义,赵克定,吴盛林,等. 三轴飞行仿真转台总体

设计及其关键技术[J]. 宇航学报,1995(2):63-66,105.

- [2] 马建设,李尚义,怯军,等. 仿真转台用连续回转电液伺服马达低速摩擦特性研究[J]. 航空学报,2000,21(4):361-363.
- [3] 胡殿印,王荣桥,任全彬,等. 橡胶O形圈密封结构的有限元分析[J]. 北京航空航天大学学报,2005,31(2):255-260.
- [4] 张婧,金圭. O形密封圈接触压力的有限元分析[J]. 润滑与密封,2010,35(2):80-83.
- [5] 黄建龙,解广娟,刘正伟. 基于Mooney-Rivlin模型和Yeoh模型的超弹性橡胶材料有限元分析[J]. 橡胶工业,2008,55(8):467-471.
- [6] LEE B S, RIVIN E I. Finite element analysis of load-deflection and creep characteristics of compressed rubber components for vibration control devices[J]. Journal of Mechanical Design,1996,118(3):328-336.
- [7] CHARLTON D J, YANG J, TEH K K. A review of methods to characterize rubber elastic behavior for use in finite element analysis[J]. Rubber Chemistry and Technology,1994,67(3):481-503.
- [8] 杨晓翔. 非线性橡胶材料的有限单元法[M]. 北京:石油工业出版社,1999.
- [9] 危银涛,杨挺青,杜星文. 橡胶类材料大变形本构关系及其有限元方法[J]. 固体力学学报,1999,20(4):281-289.
- [10] 饶建华,陆兆鹏. O形橡胶密封圈配合挡圈密封的应力与接触压力有限元分析[J]. 润滑与密封,2009,34(5):65-68.

收稿日期:2022-08-19