用Workbench对深海电机密封圈进行有限元分析

付 平[1],丁忠军[2],宿晓峰[1],李德威[2],李正光[2]
(1.青岛科技大学 机电工程学院,山东 青岛 266061;2.国家深海基地管理中心,山东 青岛 266237)

摘要:用Workbench建立深海电机密封圈的有限元模型,计算密封圈在安装和工作过程中的受力和变形情况。结果表明:安装过程中密封圈所受应力先增大后减小,壳体移动距离为0.17 mm时,密封圈在*Y*方向所受应力最大;随着壳体继续运动,密封圈所受应力逐渐减小;当壳体移动距离为0.86 mm时,密封圈所受应力几乎不再变化;密封圈在*X*方向所受应力可表示预紧力,电机正常工作时密封圈所受最大应力大于安装时的预紧力,可以保证电机正常工作。

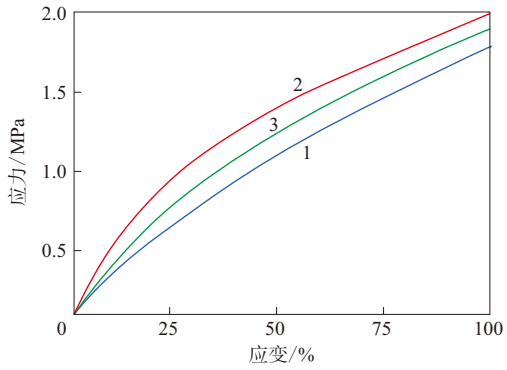
关键词:深海电机;密封圈;Workbench;有限元分析;应力;变形
中图分类号:O241.82;TQ336.4^{+}2 **文章编号**:1000-890X(2019)04-0288-04
文献标志码:A **DOI**:10.12136/j.issn.1000-890X.2019.04.0288

随着我国自主研制的载人潜水器“蛟龙号”开始正式工作,与“蛟龙号”配套的作业工具的设计研发也日益增多。因为配套作业工具大都应用于海水中,所以其防水密封是必须考虑的问题。目前对于密封圈的受力研究还较少,利用有限元分析对密封圈的受力研究工作更少[1-2]。

由于轴的存在,深海电机密封都采用动密封方式。旋转密封适用于内部和外部密封,具有密封性能良好、摩擦阻力极低、无爬行现象、润滑油储油槽结构简单和安装方便等优点。但由于轴的转动对密封圈的挤压作用,可能会加速密封圈的损坏,而密封圈的耐磨损性能已成为水下电机能否正常使用的关键因素[3-4]。

王财生等[5]用Ansys模拟不同安装方法对O形密封圈受力的影响,刘俊[6]用Ansys分析了O形密封圈的稳态和瞬态动力学,杨春明等[7]用Ansys分析了轴套和钢圈对O形密封圈最大面接触力和剪切应力。但目前深海电机O形密封圈安装过程及工作时受力和变形等情况的分析还鲜有报道[8-11]。

本工作对深海电机O形密封圈进行系统的受力和变形分析。选用线径为3.55 mm、主体材料为丁腈橡胶的O形密封圈作为分析对象,对设备安装及电机正常工作旋转时密封圈的受力和变形情况进行仿真分析。由于橡胶为非线性材料,密封圈主体材料的应力与应变的关系如图1所示。



1—剪切力;2—拉伸力;3—轴应力。

图1 密封圈主体材料的应力-应变曲线

1 计算模型的建立

本工作对O形密封圈的二维模型进行模拟分析。由于电机的轴、密封圈和电机外壳(或轴套)都是轴对称元件,在保证计算精度的前提下,为减小计算量,可以对模型进行简化处理[12]。设计电机时,为保证电机正常工作,电机轴与外壳之间通常使用间隙配合,但间隙比密封圈线径距离小。密封圈受电机轴与外壳之间的摩擦作用,因此组装电机时,需使轴与外壳之间沿轴线方向直线运动,安装模型如图2所示。

电机在正常工作的时候,由于本身制造公差

基金项目:国家重点研发计划项目(2016YFC0302204,2016YFC0302201);国家自然科学基金资助项目(41306103)

作者简介:付平(1971—),女,山东青岛人,青岛科技大学教授,博士,主要从事橡胶机械研究。
E-mail:kdfuping@126.com

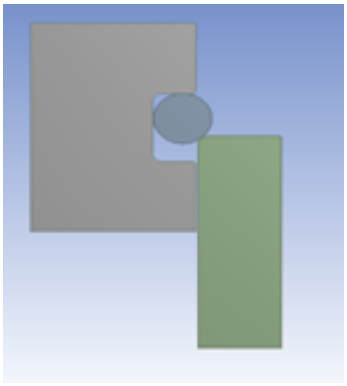


图2　安装模型

的存在，电机轴在转动过程中在垂直于轴线的方向上可能会有小的偏移。为保证分析准确性，本工作在建模时，采用电机正常工作情况下不存在的极限位置关系，即壳体与密封圈相切，密封圈与沟槽相切的情况。因此在不考虑其他力的情况下，电机工作时密封圈受力主要来自于轴与外壳之间的挤压，工作模型如图3所示。



图3　工作模型

图2和3中，左侧为开有密封槽的轴，右侧为电机壳体，中间圆形代表O形密封圈。建模完成后，进行两个模型网格的划分，对划分网格后的模型施加约束。

2　创建载荷和施加约束

在组装电机时，将电机轴看作固定部分，壳体看作可以沿电机轴上下直线移动的部分。在电机工作时，电机轴是运动的，壳体是静止的。根据运动相对性原理，在对两个模型施加约束时，均可以将电机轴看作固定部分，对壳体进行位移约束。

壳体的约束需根据实际情况进行设定。对于安装模型，壳体运动方式设定为从下到上，运动距离设定为10 mm。对工作模型而言，壳体的运动方式设定为从右到左，运动距离设定为0.9 mm。

对于安装模型，可以将模型中的轴与壳体看作相切运动，由于无法直观判断受力对位置和变形最大位置的影响，因此对安装模型采用静力学步进迭代分析，以得到受力最大和变形最大时的位置情况。而对于工作模型，随着壳体与轴的距离的缩短，受力和变形增大，因此只需求得壳体左线与轴右线重合时的力和变形即可。分析上述两种模型时，壳体移动的速度为固定值。

3　计算结果与分析

3.1　安装模型

Von Mises应力反映了截面上各主应力的差值。一般来说，Mises应力越大，橡胶材料的松弛速度越大，刚度越小，材料越容易出现裂纹[7]。

根据Ansys收敛性准则，Ansys每计算1次结果后用刚度乘以位移得到标准收敛力，并与施加的力相比，二者的差小于限值时，认为收敛，属于类方程。只有当某一时间点后所有施加的力都小于标准收敛力时，分析结束。收敛性准则有助于判定计算结果的正确性。

安装模型中力的收敛曲线见图4。

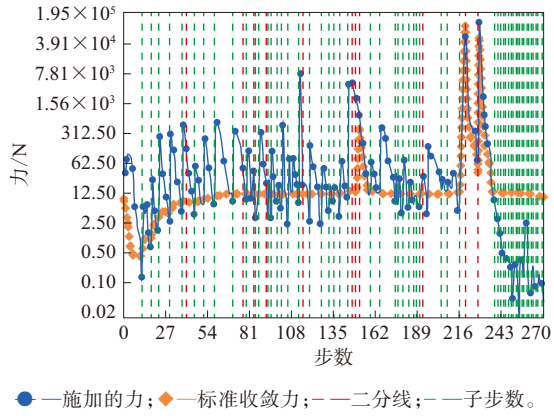


图4　安装模型中力的收敛曲线

从图4可以看出，安装过程中标准收敛力和施加的力都随时间变化而变化，不同位移处的标准收敛力不同。步数小于54时，标准收敛力总体呈上升趋势；步数为54～216时，标准收敛力变化不大；步数为160时，标准收敛力变化较大；步数为216～243时，标准收敛力变化较大；步数大于243时，标准收敛力几乎恒定，且标准收敛力一直大于施加的力，表示分析已经完成。

不同位置的应力见图5。

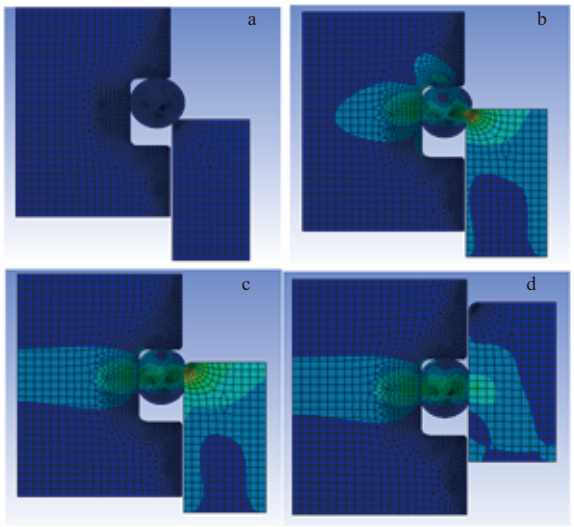


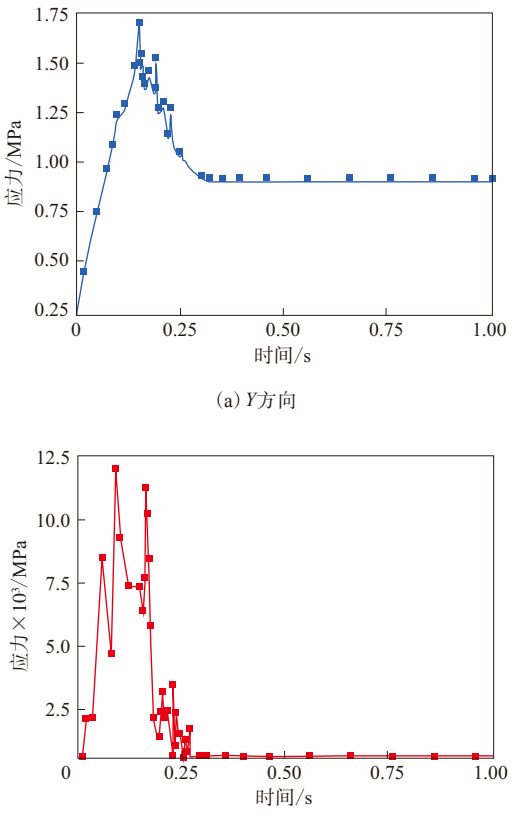
图5 不同位置的应力

由图5可知：图5(a)表示起始位置所受应力情况，可以明显看出不受任何应力；5(b)和(c)表示在两个不同位置所受应力情况；5(d)表示安装完成时所受应力情况。

为详细了解整个安装过程中密封圈所受应力，将时间与应力的关系用曲线表示，如图6所示。

从图6(a)可知，在安装过程中，密封圈在*Y*方向所受应力先增大后减小，安装完成后应力不变。*Y*方向应力最大处的时间为0.157 22 s，应力值为1.681 2 MPa，可求得此处壳体运动的位移为0.17 mm，该时刻密封圈的位移变化量为(−0.907 8，0.251 99)，负号表示位移方向与*X*轴正方向相反。当时间达到0.326 68 s时，安装完成，密封圈在*Y*方向所受应力几乎不变，为0.867 MPa，壳体运动位移为0.86 mm。

从图6(b)可知，*X*方向上应力先无变化规律，但可清楚得到*X*方向的最大应力为$1.223\ 1\times10^{-2}$ MPa，当安装完成后，*X*方向的应力几乎不变，此时的应力可以近似理解为密封圈的预紧力，为1.7×10^{-4} MPa。



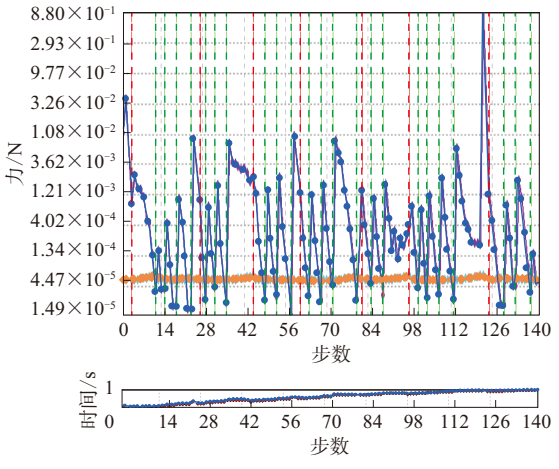
(a) *Y*方向

(b) *X*方向

图6 安装过程中时间-应力曲线

3.2 工作模型

工作模型中力的收敛曲线见图7。



注同图4。

图7 工作模型中力的收敛曲线

由图7可知，电机工作时密封圈标准收敛力可近似看作是恒定值，而施加的力变化较大。本工作选取的是工作时电机轴挤压O形密封圈的极限距离情况，在达到设定的距离之前不存在收敛行为。

工作时的Mises应力见图8。

由图8可知，电机工作时Mises应力变化不大，且最大应力为0.042 032 MPa，比安装预紧力大。预紧力只是紧固零件的力，一般情况下会小于工

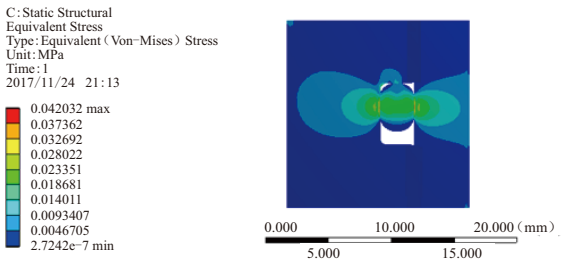


图8　工作时的Mises应力

作时的应力，且由于工作时的极限情况是壳体与轴承之间无缝接触，因此应力会比预紧力大，但最大应力仍然可以保证密封圈正常工作。与安装时密封圈所受应力相比，工作时密封圈所受应力分布更均匀。工作时密封圈所受应力呈对称分布，且应力最大值出现在与壳体和沟槽接触相切处。

4　结论

本工作分析计算了O形密封圈在安装和正常工作过程中的受力和变形等情况。对于线径为3.55 mm的密封圈，安装过程中所受应力先增大后减小，壳体移动距离为0.17 mm时，密封圈在*Y*方向所受应力最大，为1.681 2 MPa；随着壳体继续运动，密封圈所受应力逐渐减小，当壳体移动距离为0.86 mm时，密封圈所受应力几乎不再变化。密封圈在*X*方向所受应力先无变化规律，但安装完成后，*X*方向所受应力可以表示密封圈的预紧力，为1.7×10^{-4} MPa。电机正常工作时，密封圈所受最大应力为0.042 032 MPa，大于安装时的预紧力，但仍可以保证电机正常工作。

通过分析计算结果可知，本工作创建的模型合理，得到的数据与实际工况相符。

参考文献：

[1] Noel Brunetiere，Bernard Tournerie. Study of Hydrostatic-mechanical Face Seals Operating in a Turbulent Roughflow Regime[J]. Journal of Tribology，2009，131(3)：1-11.

[2] 洪先志，董宗玉，顾永泉. 机械密封端面力变形的解析计算[J]. 化工设计，2002，12(2)：37-39.

[3] 邵珠文. 基于蛟龙号的深海矿物切割采样系统的设计与研究[D]. 青岛：青岛科技大学，2016.

[4] 徐同江. 基于ANSYS的O形密封圈的有限元分析[D]. 济南：山东大学，2012.

[5] 王财生，秦瑶，安琦. 机械密封O形橡胶密封圈力学行为的有限元分析[J]. 华东理工大学学报(自然科学版)，2013，39(6)：761-767.

[6] 刘俊. 基于ANSYS的橡胶O形密封圈仿真分析[J]. 工业技术创新，2012，3(6)：1088-1090.

[7] 杨春明，谢禹钧，韩春雨. 基于Ansys的橡胶O形密封圈密封性能的有限元分析[J]. 石油与化工设备，2010，13(4)：21-24.

[8] 区志明，王友善，汪俊. 冠带层模量对轿车子午线轮胎接地性能和侧向刚度的影响[J]. 轮胎工业，2010，30(8)：459-462.

[9] 杨卫民. 轮胎设计与制造工艺创新的发展方向[J]. 橡塑技术与装备，2012，32(9)：515-521.

[10] 燕山. 载重子午线轮胎有限元分析与实验研究[D]. 青岛：青岛科技大学，2013.

[11] 陈谦，刘存，韩露，等. 特大型密封圈注射硫化机箱式梁的有限元分析与结构优化[J]. 橡胶工业，2018，65(7)：818-822.

[12] 危银涛，黄舸舸，李勇. 轮胎设计、制造技术和法规进展及民族轮胎企业技术创新战略[J]. 轮胎工业，2011，31(6)：323-329.

收稿日期：2018-10-16

Finite Element Analysis of Seal Ring of Deep Sea Motor by Workbench

FU Ping[1]，*DING Zhongjun*[2]，*SU Xiaofeng*[1]，*LI Dewei*[2]，*LI Zhengguang*[2]

(1. Qingdao University of Science and Technology，Qingdao　266061，China；2. National Deep-sea Base Management Center，Qingdao　266237，China)

Abstract：The finite element model of the seal ring of deep sea motor was established by Workbench to calculate the force and deformation of seal ring during installation and operation. The results showed that the stress of the sealing ring increased firstly and then decreased during installation. When the shell moved at a distance of 0.17 mm，the stress of the sealing ring was the largest in *Y* direction. As the shell continued to move，the stress on the seal ring gradually decreased. When the movement distance was over 0.86 mm，the stress on the seal ring changed little. The stress on the seal ring in *X* direction could indicate pre-tightening force. When the motor was running，the biggest stress of the sealing ring was larger than the preloading force at the time of installation，which could ensure that the motor was working properly.

Key words：deep sea motor；seal ring；Workbench；finite element analysis；stress；deformation