

# 高压螺旋输送机的组合密封结构设计及其有限元分析

马 季 赵惠清\* 张有忱

(北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029)

**摘 要:** 根据螺旋输送机的使用条件设计出能应用于高压螺旋输送机的组合密封结构,并用 ANSYS 建立其二维轴对称模型。分析滑环槽数、厚度以及 O 型圈压缩量对密封面接触压力的影响,以及滑环槽形对密封间隙内结构效应的影响。结果表明:随着滑环槽数和 O 型圈压缩量的增加以及滑环厚度的减少,密封面上的接触压力增大;随着滑环槽型的改变,当密封唇两端角度差越大时,结构效应越明显。最终确定当滑环上槽数为 2,滑环厚度为 2 mm, O 型圈压缩量为 0.75 mm 时,密封结构能获得最佳的密封效果,同时滑环磨损减少,使用寿命延长。

**关键词:** 高压; 组合密封; 有限元; 接触压力

**中图分类号:** TB42

## 引 言

高压螺旋输送机在输送钢球与泥浆的混合物时,其密封问题是一个需要研究解决的重要问题。在高压条件下,常用的高压螺旋输送机密封形式包括机械密封、填料密封和组合密封等。其中,机械密封密封性能好,使用周期长,但其结构复杂,价格较贵,而填料密封磨损较严重<sup>[1]</sup>。组合密封是近几年出现的新型密封,具有结构简单、成本低、密封性能好、磨损小、适用于工作时间不连续且较短的情况等特点<sup>[2]</sup>。国内对组合密封的研究多集中在孔用和轴用的单、双向组合密封结构上<sup>[3]</sup>。如陈社会<sup>[4-5]</sup>对齿形滑环组合密封和直角滑环组合密封进行了分析;张教超等<sup>[6]</sup>对齿形滑环组合密封进行了研究;谭晶等<sup>[2,7]</sup>对格来圈与斯特圈进行了分析。但这些密封结构并不适用于高压钢球螺旋输送机,本文结合设备使用工况,设计出了一种新的组合密封结构。

## 1 组合密封结构的设计及模型建立

### 1.1 结构的设计

根据组合密封的基本原理和相关的产品信息,设计出初始的组合密封件结构,其安装结构示意图如图 1 所示。

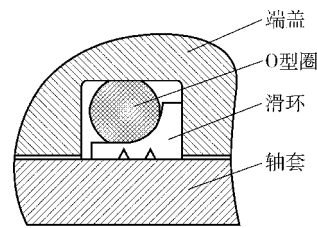


图 1 组合密封件安装示意图

Fig. 1 Drawing of the combination seal installation

组合密封由一个内径为 71 mm, 截面直径为 5.3 mm 的 O 型橡胶圈和一个 L 型滑环组成,当轴运转时,滑环受到轴套、端盖和 O 型圈的摩擦力,使滑环与端盖和 O 型圈相对静止,并与轴套相对转动形成主密封面。滑环的材料为填充聚四氟乙烯 (PTFE),其具有很低的摩擦因数和自润滑性,在使用时与轴套间的摩擦力小,不易发生粘着和损坏。若仅使用 O 型圈进行密封时,其与轴套直接接触,在轴运转时易发生磨损或陷入轴套和端盖之间的缝隙被咬伤,加入 L 型滑环则避免了这种情况,使密封结构具有更长的使用寿命。

### 1.2 计算模型

考虑到组合密封的边界条件较复杂,因此将组合密封件及轴套和端盖整体来分析。同时,为了减少计算量,在考虑密封材料、边界条件的特点和密封结构形状等因素后,采用平面轴对称模型<sup>[2]</sup>。通过平面模型的形变、特性来模拟分析三维实体结构。其中,轴套和端盖弹性模量为  $2 \times 10^5$  MPa,泊松比为 0.3;滑环弹性模量为 960 MPa,泊松比为 0.45;橡胶圈弹性模量为 20 MPa,泊松比为 0.499<sup>[7]</sup>。

收稿日期: 2012-06-25

第一作者: 男,1988 年生,硕士生

\* 通讯联系人

E-mail: zhaohq@mail.buct.edu.cn

### 1.3 有限元模型

橡胶密封件具有几何、材料和边界三重非线性,因此很难在理论上对它进行精确的研究和全真模拟。谭晶等<sup>[2,7]</sup>在对组合密封结构进行有限元分析时,对有限元模型的建立作了相关的分析和验证,张教超等<sup>[6]</sup>进一步对模型的建立进行了验证和改进。通过参考他们建立模型的方法,在建立本模型时,假设橡胶的弹性模量  $E$ 、泊松比  $\mu$  为定值,且其在拉伸和压缩的情况下性质相同;同时,不考虑轴套和端盖的变形,将其边界视为橡胶的变形约束边界;端盖的位移引起橡胶密封件的压缩。建立有限元模型如图 2 所示。

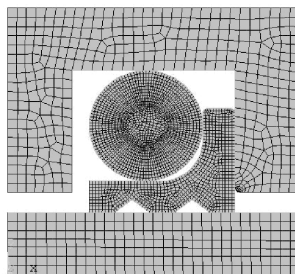


图2 组合密封件有限元模型

Fig. 2 Finite element model of the combination seal

定义轴套、端盖和滑环的单位类型为实体单元 PLANE42;橡胶圈单元类型为超弹单元 PLANE182。橡胶材料的 Mooney-Rivlin 常数取  $C_{10} = 1.87$ ,  $C_{01} = 0.47$ <sup>[7]</sup>。在模型上建立端盖-O型圈、O型圈-滑块、滑块-端盖和滑块-轴套 4 个接触对,接触单元选择 CONTA 172 和 TARGE 169。施加的约束为轴套下边界的  $X$ 、 $Y$  方向及端盖上边界的  $X$  方向,这些方向的位移都设置为 0。求解时采用载荷步文件方法<sup>[2,7]</sup>,即在端盖的  $Y$  方向施加一个向下的位移作为第一步载荷,在 O 型圈和滑块未与端盖接触的一端施加液体压力作为第二步载荷,写载荷步文件并从载荷文件求解。

## 2 结果与讨论

### 2.1 有限元分析结果

施加第一步载荷,即端盖  $Y$  方向位移后,模型各部分的变形及接触压力如图 3。

施加第二步载荷,即液体的压力后,模型各部分的变形及接触压力如图 4 所示。

由图 4 可知,施加第一步载荷后,密封面上有最大的接触压力,施加第二步载荷后,最大接触压力转移到滑环与端盖接触处,而密封面上的最大接触压

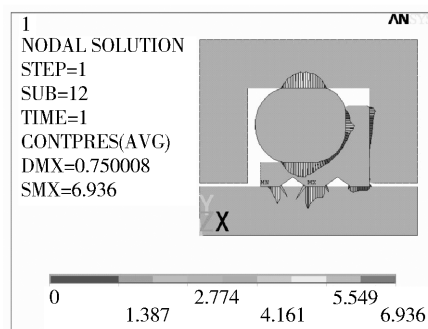


图3 施加端盖位移后的接触压力图

Fig. 3 Contact pressure under cover displacement

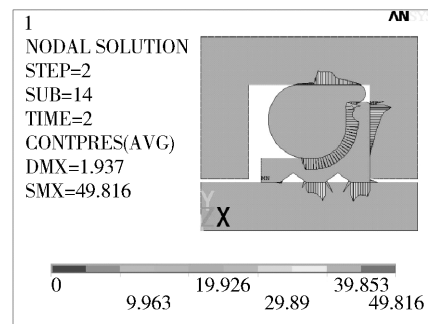


图4 施加液体压力后的接触压力图

Fig. 4 Contact pressure under liquid pressure

力也大于密封介质压力 25 MPa,满足密封要求。

### 2.2 各结构参数对密封性能的影响

#### 2.2.1 滑环上的槽数

由于密封液为泥浆,具有一定的颗粒杂质,所以在滑环与轴套接触的内表面,加工一定的槽型不仅有利于颗粒杂质的储存,还可以通过接触面积的减少,提高其接触压力。通过分析槽的数量,了解槽的个数对密封性能的影响,计算结果如图 5 所示。

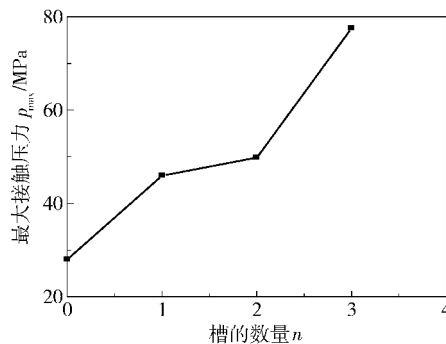


图5 不同槽数下密封面最大接触压力

Fig. 5 Maximum contact pressure on the sealing surface with different numbers of slots

通过计算可知,在滑环宽度不变时,滑环上开槽的个数与密封面上接触压力成正比。若滑环上不开

槽,则密封面上最大接触压力太小,而在开3个槽的情况下,密封面最大接触压力又太大,所以滑环上开槽的个数应根据密封介质的情况合理选择。接触压力太小,无法对密封介质进行有效密封,接触压力过大,会导致滑环与轴套间摩擦力过大,磨损越严重,且滑环形状较复杂,对加工的要求较高,在使用过程中也更易损坏。

### 2.2.2 滑环上的槽型

其他参数一定时,滑环上的槽型对密封性能的影响主要在于当轴旋转时,滑环上密封唇两端压差和流体流速方向是否有利于流体密封<sup>[8]</sup>。建立各槽型下的模型并标记密封唇如图6所示。

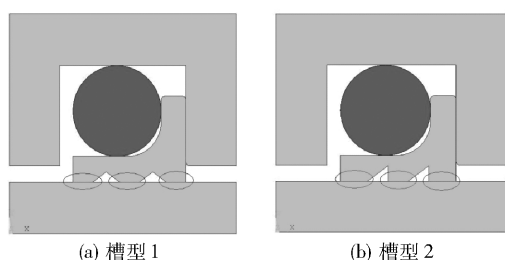


图6 不同槽型下的模型图

Fig. 6 Models of different slot types

分别建立图6中两种形状的密封唇与轴套之间的流体域结构模型,其截面如图7。在建立模型时,为了减少网格数量,对实际结构尺寸进行了一定的调整,如图7所示。其中,密封间隙厚度调整为0.2 mm,宽度设置为1.2 mm。

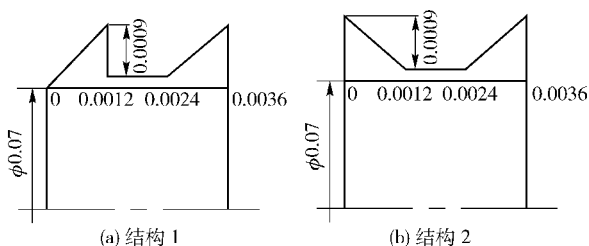


图7 流体域结构截面图

Fig. 7 Structure of the fluid domain

采用四面体网格对结构模型进行自由网格划分,并利用ANSYS中CFX模块分析分别得出两种密封唇型的流体域内压力分布如图8所示。

从图8可以看出,结构1中,压力从靠近轴侧到向外有增大的趋势,由密封间隙向两端也呈增大的趋势,负压主要发生在密封间隙处和靠近密封间隙的空气端。结构2中,密封间隙内压力最大,且向两端有降低的趋势。

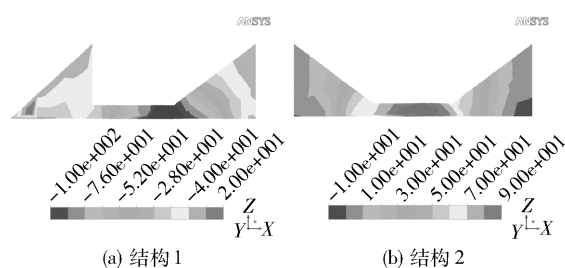


图8 流体域内压力分布图

Fig. 8 Pressure of the fluid domain

流体在流场内主要作轴向流动,提取流体的轴向速度分布如图9所示。

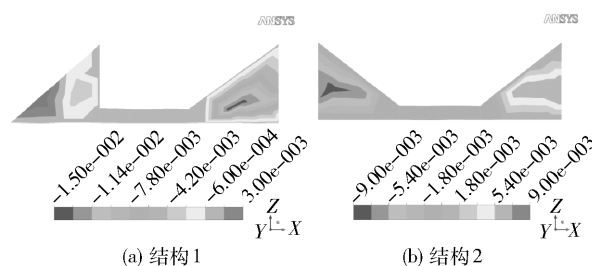


图9 流体域内轴向速度截面图

Fig. 9 Axial velocity of the fluid domain

由图9可以看出,结构1中,左侧密封端内靠近密封间隙的流体向外流动,右侧空气端内靠近密封间隙的流体向密封间隙内流动,那么,流体域内流体有整体向密封端流动的趋势,本结构就对密封流体起到了辅助密封作用。结构2中,密封间隙内流体没有流动,左侧密封端内流体和右侧空气端内流体都向外流动,所以本结构对密封流体没有明显的辅助密封作用。

当轴旋转时,密封腔内介质在离心力作用下产生螺旋状流动和涡流,前后面上的流体的切向分力和流体分速度大小取决于密封唇唇前角与唇后角的大小,角度较大的一方对流体产生更大的抽吸作用<sup>[8]</sup>。唇前角和唇后角角度差越大,则抽吸压越大,密封效应越明显。若唇前角和唇后角相等,则两端对流体的抽吸作用相同,抽吸压消失。

### 2.2.3 滑环厚度

当O型圈压缩量一定时,分析滑环与轴套接触处的厚度对密封性能的影响,是确定滑环合理厚度的重要因素,厚度尺寸太小,会影响滑环在高压下的使用寿命,过厚则安装比较困难。通过计算分析,得到了不同滑环厚度下密封封面上的最大接触压力如图10所示。

从图10可以看出,随着滑环厚度的增加,密封

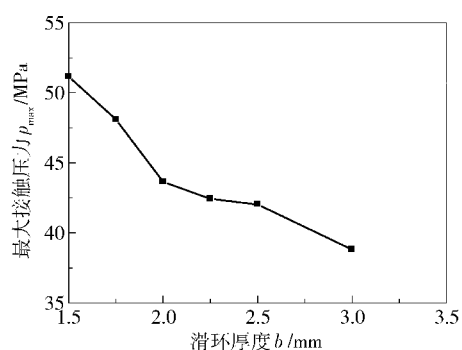


图 10 不同滑环厚度下的接触压力

Fig. 10 Contact pressure of different thicknesses of slip ring 面上的最大接触压力呈下降的趋势,在厚度 2 ~ 2.5 mm 间变化趋缓,其他各接触面上的接触压力趋于均匀化。因此在确定滑环厚度时,要综合考虑到加工安装方便、高使用强度及良好的跟随补偿性等要求,从而确定滑环厚度。

#### 2.2.4 O 型圈压缩量

在确定 O 型圈和滑环尺寸后,端盖上槽的深度决定了 O 型圈的压缩量。O 型圈压缩量  $k$  与密封面最大接触压力的关系如图 11 所示。

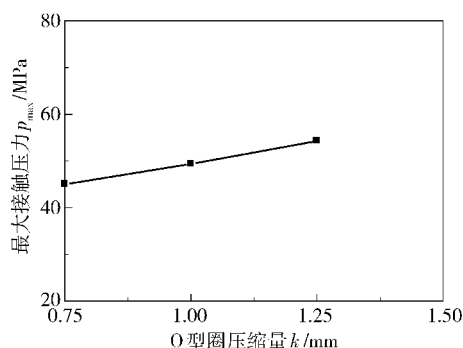


图 11 不同 O 型圈压缩量下的接触压力

Fig. 11 Contact pressure for different O-rings compression

由图 11 可以看出,增加橡胶圈的压缩量,密封面上的接触压力有所增加,但变化并不明显,但当压缩量为 1.5 mm 时,在计算中出现不收敛的情况。在有限元分析中,假设橡胶圈为超弹性体,当其受到挤压后,形状发生变化,但截面积不变。查看不收敛前橡胶圈的变形情况可以看出,橡胶圈已经变形到充满整个密封腔体,若继续进行压缩,橡胶圈将产生非弹性变形,这将造成安装不便,也有可能造成橡胶圈的损坏。因此,在设计时,在满足密封压力的前提下,应选择较小的压缩量。

#### 2.3 组合密封结构参数确定

通过分析各结构参数对密封性能的影响,最终

确定了组合密封的结构如图 12 所示,其中,滑环上槽数为 2,滑环厚度为 2 mm, O 型圈压缩量为 0.75 mm。

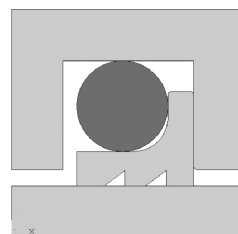


图 12 组合密封结构确定图

Fig. 12 Final structure of the combined seal

### 3 结论

(1) 增加滑环槽数和 O 型圈压缩量及减少滑环厚度,均能使密封面接触压力增大;改变滑环槽型从而增大密封唇两端角度差,能使密封结构效应更为显著。合理设计这些参数,就能获得更好的密封性能。

(2) 设计出了适用于工作压力为 25 MPa,密封介质为泥浆与钢球粒子混合物的螺旋输送机的组合密封结构,滑环上槽数为 2,滑环厚度为 2 mm, O 型圈内径为 71 mm,截面直径为 5.3 mm,压缩量为 0.75 mm。在此结构下的密封性能最佳,且安装比较容易,磨损少,相应使用寿命较长。

#### 参考文献:

- [1] 胡国桢, 石流, 阎家宾. 化工密封技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 1990.  
Hu G Z, Shi L, Yan J B. Chemical sealing technology [M]. Beijing: Chemical Industrial Press, 1990. (in Chinese)
- [2] 谭晶, 杨卫民, 丁玉梅, 等. 滑环式组合密封件的研究(I): 方形同轴密封件(格莱圈)的分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(1): 53-55.  
Tan J, Yang W M, Ding Y M, et al. The study of a sliding ring combined seal ring(I): the analysis of rectangle co-axial seal[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(1): 53-55. (in Chinese)
- [3] 范清, 胡泽华. 聚四氟乙烯与橡胶组合密封应用浅析[J]. 特种橡胶制品, 2003, 24(6): 24-25.  
Fan Q, Hu Z H. Application of composition seal of PTFE and rubber[J]. Special Purpose Rubber Products, 2003, 24(6): 24-25. (in Chinese)
- [4] 陈社会. 一种新型旋转轴密封: 齿形滑环式组合密封



- [J]. 机械工程师, 2000(8): 19-21.  
Chen S H. A new seal in rotating shaft: tooth and sliding ring combined seal[J]. Mechanical Engineer, 2000(8): 19-21. (in Chinese)
- [5] 陈社会. 直角滑环式组合密封的密封机理及其应用[J]. 液压气动与密封, 2000(6): 38-40.  
Chen S H. The mechanism and application of a right angle and sliding ring combined seal[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2000(6): 38-40. (in Chinese)
- [6] 张教超, 王敏庆, 李海飞. 齿形滑环式组合密封的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2011, 36(5): 59-62.  
Zhang J C, Wang M Q, Li H F. The finite element analysis of tooth and sliding ring combined seal[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(5): 59-62. (in Chinese)
- [7] 谭晶, 梁军, 杨卫民, 等. 滑环式组合密封件的研究(II): 阶梯同轴密封件(斯特圈)的分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(7): 16-19.  
Tan J, Liang J, Yang W M, et al. The study of a sliding ring combined seal ring(II): the finite element analysis of stepseals(Si Te Ring)[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(7): 16-19. (in Chinese)
- [8] 谭晶, 周华, 杨卫民, 等. 油封动密封性能的有限元分析[J]. 特种橡胶制品, 2008, 29(1): 44-49.  
Tan J, Zhou H, Yang W M, et al. Finite element analysis of dynamic sealing performance of oil seal[J]. Special Purpose Rubber Products, 2008, 29(1): 44-49. (in Chinese)

## Design and finite element analysis of the combined seal structure of a high pressure screw conveyor

MA Ji ZHAO HuiQing ZHANG YouChen

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

**Abstract:** According to the practical service conditions, a combined seal structure has been developed for use in a high pressure screw conveyor. A two-dimensional axisymmetric model of the screw conveyor was established in ANSYS. A comparative analysis of the contact pressure on the sealing surface for different numbers of slots, thicknesses of slip rings, and O-ring compression was performed, and the structural effects in the sealing gap for different slot types were studied. The results showed that the contact pressure on the sealing surface increases with increasing number of slots and O-ring compression and also increases with decreasing thickness of the slip ring; with changes in slot type and increasing angle difference on the two sides of the sealing lip, the structural effects become more visible. The sealing effect was found to be optimized when there were two slots on the slip ring, the thickness of the slip ring was 2 mm and the O-ring compression was 0.75 mm. Under these conditions, the slip ring was not subject to significant wear, and had a long lifetime.

**Key words:** high pressure; combined seal; finite element; contact pressure