

油井套管橡胶密封的有限元分析

刘 声¹, 盛选禹²

1. 大庆石油学院秦皇岛分院, 河北秦皇岛 066004
2. 清华大学核能与新能源技术研究院, 北京 100084

[摘要] 采用非线性有限元软件, 对油井套管橡胶密封的应力进行了分析, 计算出橡胶密封装置的应力分布。分别考虑了载荷、摩擦系数、密封间隙和橡胶密封筒高度对应力分布的影响。分析表明, 载荷、密封间隙、橡胶密封筒高度对应力最大值有影响, 而摩擦系数影响很小。可以根据这些计算结果, 对实际设计的橡胶密封筒进行优化设计。

[关键词] 橡胶; 有限元; 密封

[中图分类号] TE972

[文献标识码] A

[文章编号] 1000-7857(2007)14-0049-04

Finite Element Analysis on Sealing Rubber Material in Oil-well Bushing

LIU Sheng¹, SHENG Xuanyu²

1. Qinhuangdao School, Daqing Petroleum Institute, Qinhuangdao 066004, Hebei Province, China
2. Institute of Nuclear and New Energy Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China

Abstract: The stress and strain distribution of sealing rubber material in oil-well bushing is calculated on famous nonlinear finite element software. The influences of load, friction coefficient, seal gap, seal height are calculated. The result shows that load, seal gap and seal height have influence on the maximum stress while friction coefficient has little influence on it. Based on these calculation results, the design of rubble seal equipment can be optimized.

Key Words: rubber; finite element; seal

CLC Number: TE972

Document Code: A

Article ID: 1000-7857(2007)14-0049-04

0 引言

由于地质条件的不同, 几千米下的原油可能分很多层。为了防止各层之间的流动而让原油直接流入抽油管内, 在套管之间需增加橡胶密封装置。该装置的外径小于套管的内径, 可以顺利地放入井下; 到达密封位置后, 对橡胶密封施加外力作用, 使橡胶密封装置在外力作用下胀开, 与套管内壁接触, 达到密封的目的。

由于橡胶材料在井下, 难以直接观察其变形, 因此施加多大的密封载荷合适不容易估计。橡胶材料本身是超弹性材料, 使用理论力学和材料力学方法进行理论求解计算有一定的困难。本文采用大型有限元程序, 对橡胶密封装置进行了数值计算分析, 为设计优化提供参考依据。

1 橡胶密封装置结构

橡胶密封装置结构(见图 1)。最外侧是套管, 密封装置在套管内部。橡胶密封筒是圆环形结构, 套在密封筒支架上。在密封筒支架上端有环状压块, 当橡胶密封装置安装到位后, 对压块施加压力, 就可以将橡胶密封压变形, 使橡胶密封与套管接触, 达到密封的目的。

2 结构分析的有限元模型

由于结构是轴对称的, 故在有限元计算中采用轴对称模型。模型中只考虑套管、橡胶密封筒、密封筒支架 3 个零件, 没有考虑上下两端对橡胶密封筒起支撑作用的钢板和压块。结构的有限元轴对称模型如图 2。

收稿日期: 2007-06-08

作者简介: 刘 声, 河北省秦皇岛市河北大街西段 550 号大庆石油学院秦皇岛分院, 讲师, 研究方向为石油化工设备、机械设备;

E-mail: 36190@qq.com

盛选禹(通讯作者), 北京市海淀区清华大学核能与新能源技术研究院, 副研究员, 研究方向为反应堆结构设计、摩擦学;

E-mail: xuanyu@tsinghua.edu.cn

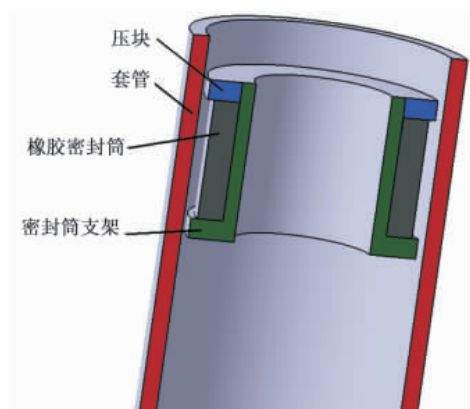


图 1 橡胶密封装置结构示意图

Fig. 1 Structure schematic of rubber seal equipment

橡胶密封筒的外侧与套管之间间隙,橡胶密封筒的外表面与套管内表面设置为带摩擦接触。同样地,橡胶密封筒的内表面与支架外表面之间也设置为带摩擦接触。

载荷条件为橡胶密封筒上表面承受均匀压力作用。边界条件为橡胶密封筒、套管、支架的下端面的约束轴向位移为 0。由于是轴对称模型,下端可以不约束其他两个方向的位移。

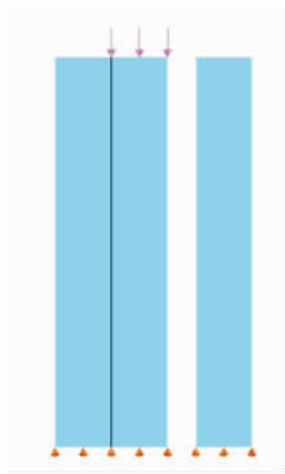


图 2 有限元分析轴对称模型

Fig. 2 Axisymmetrical finite element analysis model

所使用的材料是钢材和橡胶材料。钢材采用普通碳钢的性能参数,密度 ρ 为 $7\,980\text{ kg/m}^3$,弹性模量 E 为 $210 \times 10^9\text{ Pa}$,泊松比 μ 为 0.3。

对于橡胶材料,采用超弹性材料模型 Mooney-Rivlin 模型,其在计算橡胶类材料时经常被采用^[1-3]。

材料的应变能公式为

$$U = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J^{el} - 1)^2$$

其中, C_{10}, C_{01}, D_1 为与温度有关的常数。 I_1 和 I_2 是第一和第二不变量。

$$\bar{I}_1 = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3, \bar{I}_2 = \lambda_1^{-2} + \lambda_2^{-2} + \lambda_3^{-2}$$

式中 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 为 3 个主伸长率。

初始剪切模量为 $p_0 = 2(C_{10} + C_{01})$, 体积弹性模量为

$$k_0 = \frac{2}{D_1}$$

在软件中,给定 3 个参数 C_{10}, C_{01}, D_1 就可以完全确定超弹性材料的模型(见 Abaqus V6.6 User's manual, 2006)。对于材料弹性模量已知,可以用简化公式直接求解出 C_{10}, C_{01} 两个参数。

$$C_{01} \approx 0.25 C_{10} \quad E \approx 6(C_{10} + C_{01})$$

本例中,使用的橡胶材料弹性模量为 21.297 MPa ,据此可以求出 C_{10} 和 C_{01} , $C_{10} = 2.83 \times 10^6\text{ Pa}$, $C_{01} = 7 \times 10^{10}\text{ Pa}$ 。而设计所用橡胶材料的体积压缩模量为 $K = 1.97 \times 10^9\text{ Pa}$,据此可以求出参数 D_1 , $D_1 = 1.015 \times 10^{-9}\text{ Pa}^{-1}$ 。

3 有限元分析结果

3.1 载荷的影响

改变橡胶密封筒上端压强的大小,可以分别计算出不同载荷下装置的应力分布和变形情况。图 3 为橡胶密封装置及套管的 von Mises 应力分布,图 4 为橡胶密封装置及套管的径向位移,图 5 为橡胶密封装置及套管的轴向位移。计算条件是,橡胶密封筒与套管间的间隙为 3 mm ,接触面摩擦系数为 0.5,橡胶密封筒上的载荷为 10 MPa 。从计算结果看,最大应力值在外侧的套管上,应力最大位置在套管内壁的中间部位。增大作用在橡胶密封筒上的载荷,继续计算结果表明,载荷增大后,应力最大值点移动到套筒内壁的最下侧。在 10 MPa 载荷下,应力最大值点在密封筒支架内壁中间位置,当载荷增加后,应力最大值点也下移到内壁最下端。

橡胶材料径向位移最大值在外壁。计算发现,橡胶材料在载荷作用下先向外膨胀,与外侧的套管内壁接触后再向内膨胀与支架外壁接触。原来的经验判断是先与支架外壁接触,再与套管内壁接触,计算结果与此过程相反。橡胶密封筒的径向最大位移就是间隙值 3 mm ,其轴向位移最大值为 16.8 mm ,在橡胶密封筒的上端。

给定不同的载荷,可以计算出随载荷变化的橡胶密封装置的最大应力变化曲线,如图 6 所示,载荷的变化从 10 MPa 增加到 40 MPa ,图中还给出了支架、套管和橡胶密封筒的最大应力值。可以看出,套管上的应力值最大,橡胶密封筒上的应力值则小一个数量级,而且变化范围不大。因此,增加橡胶密封筒上的载荷,密封筒上的应力水平不会大幅增加,故为增加密封效果,可以适当增加橡胶密封筒上的载荷。

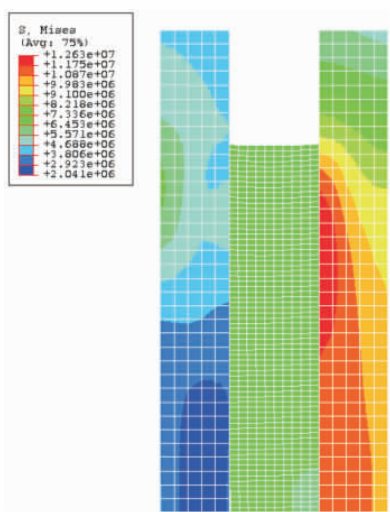


图 3 橡胶密封装置和套管的 von Mises 应力分布

Fig. 3 The von Mises stress distribution of bushing and rubber seal equipment

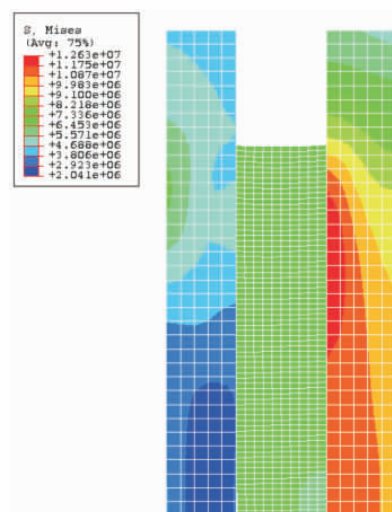


图 4 橡胶密封装置和套管的径向位移

Fig. 4 Radial displacement of bushing and rubber seal equipment

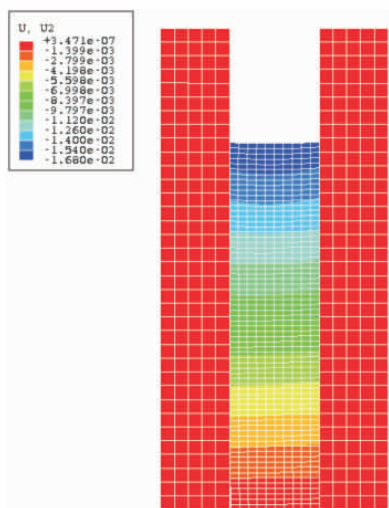


图 5 橡胶密封装置和套管的轴向位移

Fig. 5 Axial displacement of bushing and rubber seal equipment

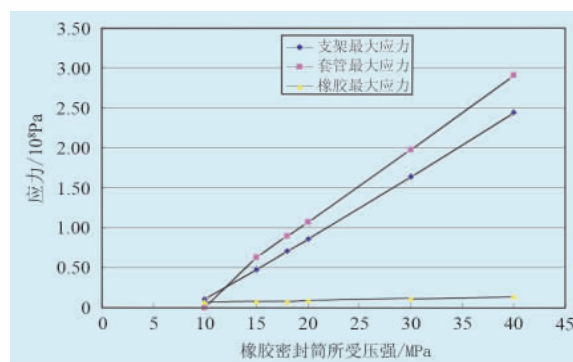


图 6 载荷对最大应力的影响

Fig. 6 Influence of load on maximum stress

3.2 摩擦系数的影响

一般橡胶材料与金属材料接触时,摩擦系数比较大。对于两个材料都固定的配对摩擦副,摩擦系数也不是一个固定值,通过改变法向载荷的大小、改变接触面的温度、改变接触面的粗糙度都可以达到改变摩擦系数的目的。从表 1 中可以看出,摩擦系数增加时,支架和套管的应力值都减小,而橡胶密封筒的应力增加,但增加值也非常小。因此可以认为,摩擦系数的变化对密封装置应力分布影响很小,可以忽略。

3.3 密封间隙的影响

通过改变橡胶密封筒和外侧套管内壁之间的间隙,计算分析了密封间隙大小对橡胶密封筒应力分布的影

响。计算时采用的载荷为 40 MPa,摩擦系数为 0.4。图 7 给出了随间隙的变化,密封装置的支架、套管、橡胶密封筒的最大应力值变化。可以看出,随着间隙的增加,支架和套管的应力值降低,而橡胶密封筒的最大应力值增加。密封间隙不能太小,否则装置不容易从套管内运动到指定位置;但间隙也不能过大,否则会引起橡胶密封筒应力增加,有可能造成橡胶密封筒失效。从本文计算结果看,间隙为 5 mm 比较合适。

3.4 橡胶密封筒高度的影响

在模型内改变橡胶密封筒和支架的高度,计算了橡胶密封筒高度对应力分布的影响。橡胶密封筒的变化范围是 30~70 mm,计算时采用的载荷为 40 MPa,摩擦系

表 1 不同摩擦系数下密封装置最大应力变化
Table 1 Maximum stress changes with different friction coefficient

载荷/MPa	支架最大应力			套管最大应力			橡胶最大应力		
	$f=0.5$	$f=0.4$	$f=0.3$	$f=0.5$	$f=0.4$	$f=0.3$	$f=0.5$	$f=0.4$	$f=0.3$
10	7.05×10^6	8.3×10^6	1.1×10^7	1.46×10^7	1.6×10^7	1.99×10^7	7.36×10^6	7.3×10^6	7.25×10^6
15	4.02×10^7	4.32×10^7	4.8×10^7	5.39×10^7	5.77×10^7	6.32×10^7	8.11×10^6	8.1×10^6	8.02×10^6
18	6.24×10^7	6.516×10^7	7.11×10^7	8.01×10^7	8.32×10^7	9.01×10^7	8.65×10^6	8.6×10^6	8.56×10^6
20	7.73×10^7	8.06×10^7	8.6×10^7	9.74×10^7	1.02×10^8	1.1×10^8	9.02×10^6	9.0×10^6	8.96×10^6
30	1.55×10^8	1.578×10^8	1.64×10^8	1.88×10^8	1.914×10^8	1.98×10^8	1.12×10^7	1.1×10^7	1.13×10^7
40	2.339×10^8	2.36×10^8	2.44×10^8	2.799×10^8	2.83×10^8	2.91×10^8	1.41×10^7	1.4×10^7	1.41×10^7

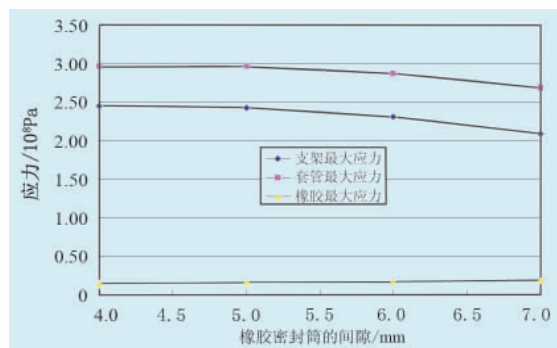


图 7 最大应力值与密封间隙的关系

Fig. 7 Relationship between maximum stress and seal gap

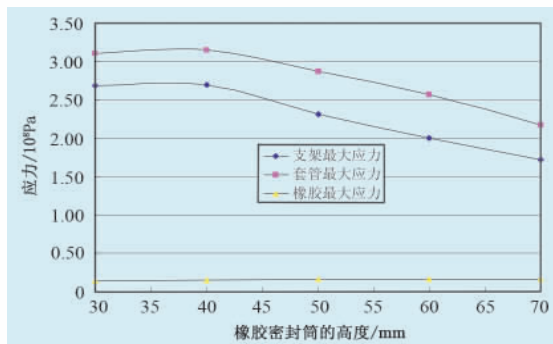


图 8 最大应力值与密封筒高度的关系

Fig. 8 Relationship between maximum stress and seal height

数为 0.4, 密封间隙为 5 mm。从图 8 中可以看出, 随着橡胶密封筒高度的增加, 支架和套管的应力都有所降低, 而橡胶密封筒的应力水平有非常微小的增加。从橡胶密封筒高度为 40 mm 时的 1.44×10^7 Pa, 变化到橡胶密封筒高度为 70 mm 时的 1.66×10^7 Pa 最大应力值增加 13%。根据这个计算结果可知, 为了达到或者提高密封效果, 在不改变其他参数的情况下, 可以适当提高密封筒的高度, 而不会改变橡胶密封材料的应力分布情况。同时, 增加高度还会改善密封装置中金属材料的受力情况。

4 结论

通过建立有限元模型, 采用商业有限元程序, 对橡胶密封装置进行了有限元分析, 对橡胶材料采用了超弹性材料模型 Mooney-Rivlin 模型。计算结果表明, 橡胶密封材料在载荷作用下, 先向外膨胀, 与外侧的套管内壁接触, 然后再向内膨胀, 与内侧的支架外壁接触。随着橡胶密封筒上载荷的增加, 套管和支架的最大应力值增加很快, 而橡胶密封筒的应力变化较小; 橡胶密封筒与金属材料之间的摩擦系数值的对应应力分布影响很小; 橡胶密封筒与套管之间的间隙对应应力分布有影响, 可以根据实际设计尺寸, 计算出最佳间隙值; 橡胶密封筒的高度对套管和支架的应力最大值影响较大, 而对橡胶密封筒本身的应力最大值影响很小。因此, 为增加密封效果, 可以在不改变载荷和其他设计参数的情况下, 适当增加橡胶密封筒的高度。

参考文献 (References)

- [1] 蒋 轩, 郑慕侨. 负重轮橡胶轮缘有限元分析及力学特性拟合 [J]. 北京理工大学学报, 2000, 20(3): 286-290.
JIANG Xuan, ZHENG Muqiao. The mechanical property fitting of the road wheel's rubber flange based on finite element analysis [J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2000, 20(3): 286-290.
- [2] 王 冬, 陆正刚, 胡用生. 三大件转向架关键橡胶元件的有限元分析 [J]. 同济大学学报, 2003, 31(3): 347-350.
WANG Dong, LU Zhenggang, HU Yongsheng. Aanalysis and test research of key rubber element for cross-brace three-pieced fright bogie [J]. Journal of Tongji University, 2003, 31(3): 347-350.
- [3] 周长峰, 张建润. 橡胶缓冲器有限元分析 [J]. 弹性体, 2004, 14(1): 39-42.
ZHOU Changfeng, ZHANG Jianrun. The model of rubber damp analyzed by the finite element method [J]. China Elastomerics, 2004, 14(1): 39-42.

(责任编辑 王 芷)