

# 天然气平板闸阀的有限元应力分析及结构改进

何家胜<sup>1</sup>,胡洁文<sup>1</sup>,魏 卫<sup>1</sup>,李 超<sup>1</sup>,王彦馨<sup>2</sup>,肖 嵩<sup>2</sup>,邵小兰<sup>2</sup>,聂隆梅<sup>2</sup>

(1. 武汉工程大学机电工程学院,湖北 武汉 430074;2. 武汉市天然气有限公司,湖北 武汉 430022)

**摘 要:**为了研究某闸阀发生开裂事故的原因,利用有限元方法对闸阀结构进行了应力分析. 根据闸阀结构二维图纸的相关参数,运用三维建模软件建立闸阀的几何模型;将几何模型导入有限元分析软件 ANSYS 的仿真平台 Workbench,建立闸阀的有限元分析模型;以闸阀的实际工作情况为依据,对闸阀的有限元分析模型施加边界条件,计算出闸阀的应力分布. 闸阀的应力分布结果显示,闸阀在其凸台结构处具有应力集中现象且闸阀的最大应力也出现在凸台结构处,易引起闸阀凸台处的开裂. 为了缓解闸阀凸台结构处的应力集中现象,对闸阀结构进行改进,去掉闸阀上引起应力集中的凸台结构. 改进后的闸阀有限元应力分析表明:其最大应力值比改进前降低了 37% 左右,能更好地保证闸阀的安全使用.

**关键词:**平板闸阀、有限元法、计算、改进

**中图分类号:** TQ055.8

**文献标识码:** A

**doi:** 10.3969/j.issn.1674-2869.2013.10.0012

## 0 引 言

武汉市天然气有限公司发现某处天然气管线的平板闸阀发生了泄露. 为了找出泄露的原因,从地底挖出该平板闸阀,平板闸阀埋于地下的情形如图 1 所示. 将挖出的闸阀放置在平地上进行观察,可发现闸阀出现了弯曲变形,如图 2 所示. 对闸阀进一步观察,发现闸阀阀体两凸台处有明显的裂纹,如图 3 所示. 将该闸阀阀体含裂纹的凸台处切割下来,发现有一处裂纹已经从外到里穿透了阀体壁厚,如图 4 所示.



图 1 闸阀的工作环境

Fig. 1 The working environment of plate valve

为了分析闸阀出现裂纹的原因,有必要对闸阀进行应力分析. 由于用解析法无法得到闸阀在工作条件<sup>[1-4]</sup>下的应力分布,采用有限元方法对闸阀在多种边界条件下的应力分布进行了分析,并

对闸阀结构进行了改进.



图 2 出现弯曲的平板闸阀  
Fig. 2 The curved plate valve

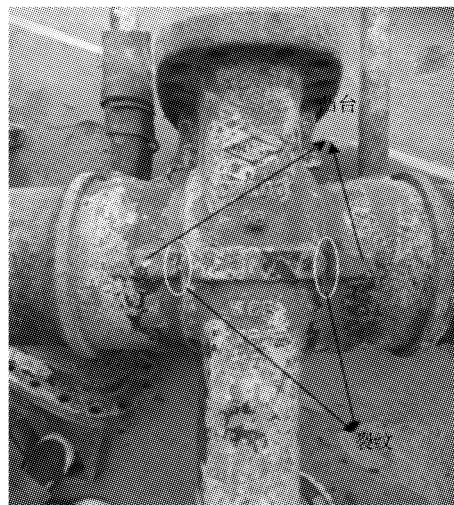


图 3 凸台处有裂纹的平板闸阀  
Fig. 3 The crack on the boss of plate valve

收稿日期:2013-09-17

作者简介:何家胜(1958-),男,湖北武汉人,教授,硕士. 研究方向:压力容器结构强度及失效分析.



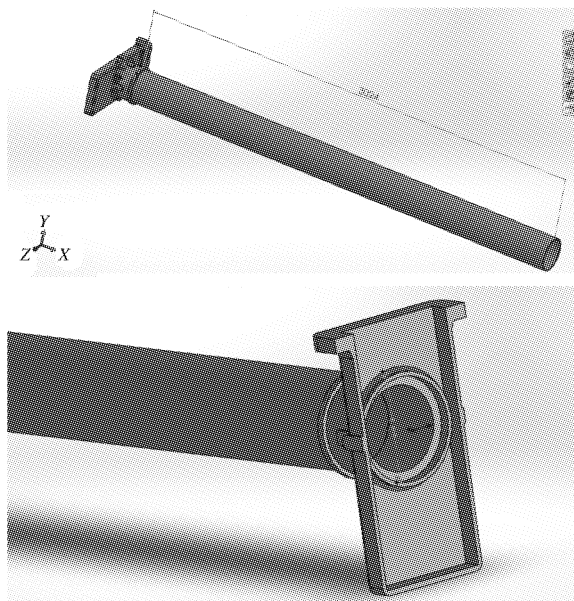


图 6 闸阀的 1/2 几何模型

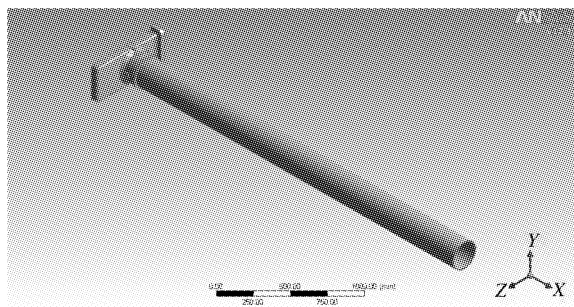
Fig. 6 The 1/2 geometric model of Plate Valve

将 Solid Works 建立的闸阀  $\frac{1}{2}$  几何模型导入 ANSYS 的仿真平台 Workbench 中,导入之后的模型如图 7 所示.根据闸阀材料的材料特性(见表 1),在 Workbench 中设置材料特性参数<sup>[10-12]</sup>.

表 1 平板闸阀材料参数

Table 1 Material parameters of Plate Valve

材料	弹性模量/MPa	泊松比
碳素钢(ZG250-485/WCB)	$2.06 \times 10^5$	0.25

图 7 闸阀  $\frac{1}{2}$  几何模型导入 Workbench 中Fig. 7 The  $\frac{1}{2}$  geometric model of Plate

Valve inputted in Workbench

利用 Workbench 自动划分网格的功能,将闸阀的几何模型转变为有限元分析模型.又利用 Workbench 细化网格的功能,将闸阀的凸台处划成更细小的单元,如图 8 所示,这样可使闸阀应力计算结果更为准确.

### 1.2 闸阀有限元分析的边界条件

观察和分析天然气管线平板闸阀的工作环

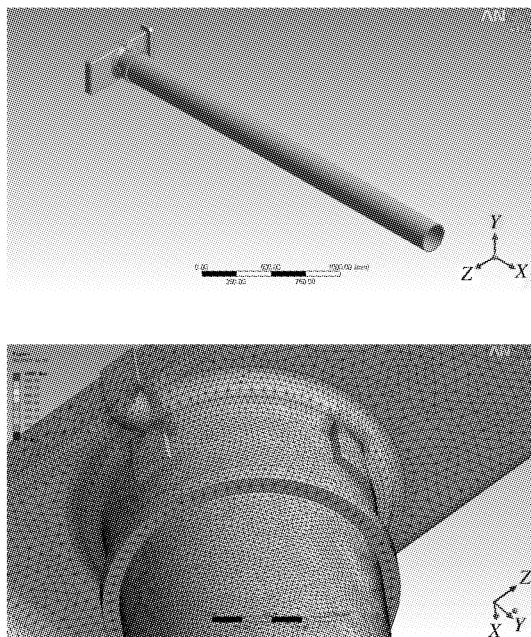


图 8 闸阀有限元模型

Fig. 8 The finite element model of Plate Valve

境,由于平板闸阀埋于地下,其外部受到堆土压力的作用.闸阀与天然气管线连接,闸阀内部与天然气管线内部受到同样大小的介质压力.根据图 1 及图 2 中闸阀的工作环境及弯曲变形情况,可建立该闸阀在地下受到的堆土作用力和天然气内压作用的力学模型<sup>[13-16]</sup>.平板闸阀的边界条件示意图如图 9 所示.

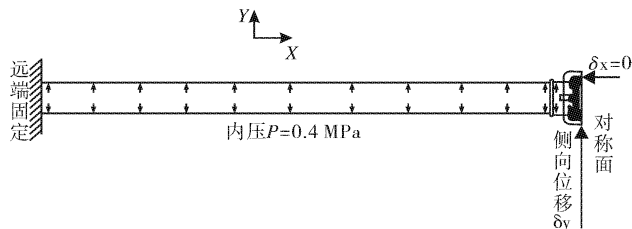


图 9 平板闸阀边界条件示意图

Fig. 9 Schematic diagram of Plate Valve under boundary conditions

根据闸阀弯曲情况,可将闸阀某侧受堆土的作用模拟为闸阀产生了侧向位移.

有限元分析中的边界条件为(见图 9):

位移边界条件:天然气管线远端为固定;闸阀对称面上为对称约束,即  $\delta_x = 0$ ;闸阀对称面上施加侧向位移  $\delta_y$ .

载荷边界条件:闸阀及天然气管线内部压力为 0.4 MPa.

分别在闸阀对称面上施加三种侧向位移: $\delta_y = 5 \text{ mm}$ ;  $\delta_y = 10 \text{ mm}$ ;  $\delta_y = 15 \text{ mm}$ .

将边界条件施加在闸阀有限元分析模型上,可得到闸阀的应力分布.

## 2 闸阀有限元法计算结果

侧向位移边界条件下的应力分布,其结果如表 2 所示.

通过有限元法计算,得出了闸阀在三个不同的

表 2 平板闸阀在三种侧向位移边界条件下的应力分布

Fig. 2 The Stress distribution of Plate Valve on three different lateral displacement boundary conditions

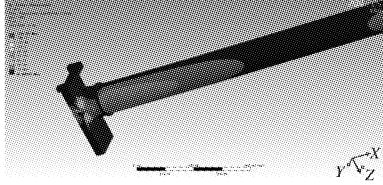
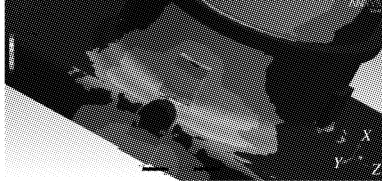
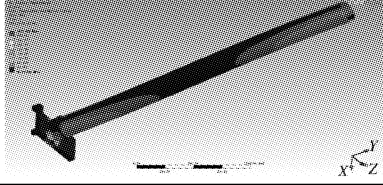

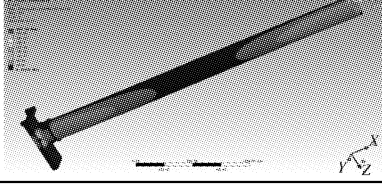
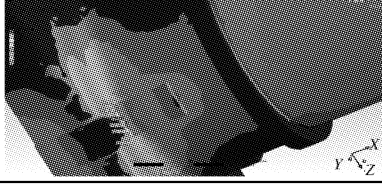
侧向位移	闸阀整体应力分布	闸阀凸台处应力分布
$\delta_y = 5 \text{ mm}$		
$\delta_y = 10 \text{ mm}$		
$\delta_y = 15 \text{ mm}$		

表 2 中,应力分布图左侧的矩形彩色图谱代表不同的应力值. 闸阀结构上不同的色彩对应矩形彩色图谱,可知闸阀各部位的应力值大小.

从表 2 可知,闸阀在三种侧向位移边界条件下的整体应力分布是相似的,它们的最大应力值随侧向位移的增大而增大. 侧向位移  $\delta_y = 5 \text{ mm}$  时,闸阀最大应力值为  $158.65 \text{ MPa}$ ;最大应力在闸阀凸台处. 侧向位移  $\delta_y = 10 \text{ mm}$  时,闸阀最大应力值为  $301.79 \text{ MPa}$ ;最大应力在闸阀凸台处. 侧向位移  $\delta_y = 15 \text{ mm}$  时,闸阀最大应力值为  $444.94 \text{ MPa}$ ;最大应力在闸阀凸台处.

## 3 闸阀的优化

由上面闸阀的应力分析可知,闸阀在工作环境下总是在凸台处出现最大应力,这是造成凸台处出现裂纹的原因之一. 为了能尽量缓解闸阀此处的应力集中,将闸阀的凸台结构改为加强圈,改进后的闸阀三维结构如图 10 所示.

对改进后的闸阀施加与原平板闸阀一样的边界条件,进行有限元分析. 改进后的闸阀的有限元计算结果如表 3 所示.

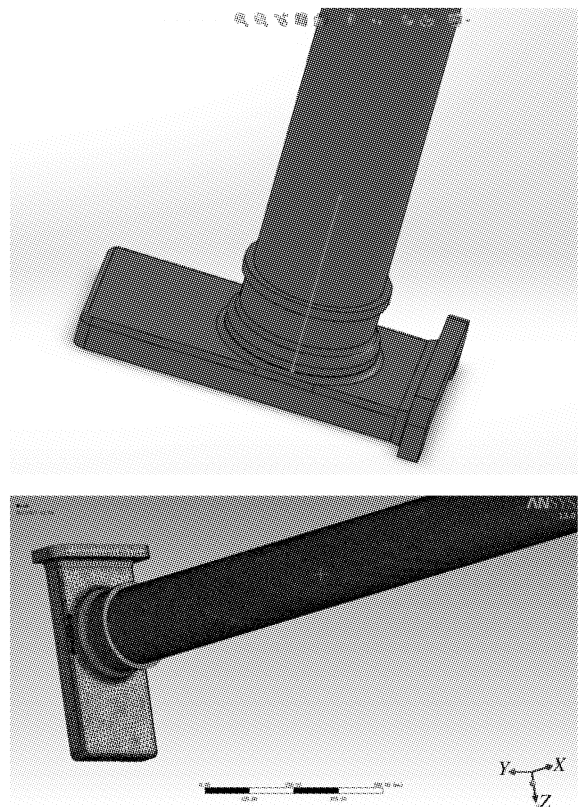


图 10 加强圈结构的闸阀

Fig. 10 Plate Valve with stiffening ring

表 3 加强圈闸阀在三种侧向位移边界条件下的应力分布

Table 3 Stress distribution of Plate Valve with stiffening ring on three different lateral displacement boundary conditions

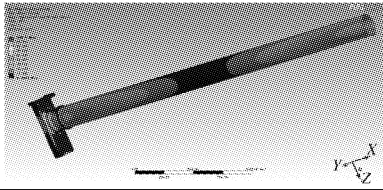
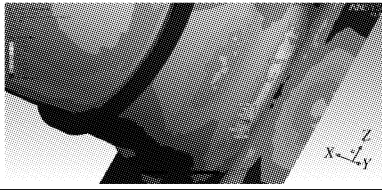
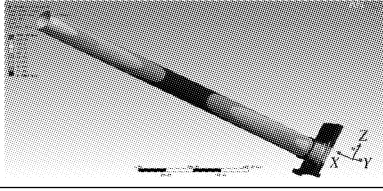
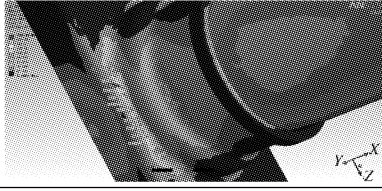
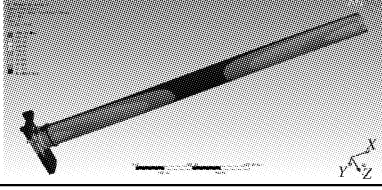
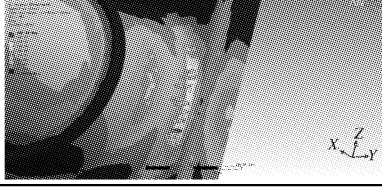
侧向位移	闸阀整体应力分布	闸阀局部应力分布
$\delta_y = 5 \text{ mm}$		
$\delta_y = 10 \text{ mm}$		
$\delta_y = 15 \text{ mm}$		

表 3 中,加强圈闸阀的三种应力分布相似,最大应力值分别为:侧向位移  $\delta_y = 5 \text{ mm}$  时的最大应力值为  $100.6 \text{ MPa}$ ;侧向位移  $\delta_y = 10 \text{ mm}$  时的最大应力值为  $190.47 \text{ MPa}$ ;侧向位移  $\delta_y = 15 \text{ mm}$  时的最大应力值为  $280.39 \text{ MPa}$ 。

原闸阀与改进后的闸阀的有限元应力计算结果对比如表 4 所示。在边界条件相同的情况下,改进后的闸阀的最大应力值比原闸阀降低了 37% 左右;而且也解决了原来闸阀凸台处的应力集中问题。

表 4 凸台闸阀与加强圈闸阀的最大应力值比较

Table 4 The compare of the maximum stress value between Plate Valve with boss and Plate Valve with stiffening ring

侧向位移	凸台平板闸阀 最大应力值/MPa	加强圈平板闸阀 最大应力值/MPa
$\delta_y = 5 \text{ mm}$	158.65	100.6
$\delta_y = 10 \text{ mm}$	301.79	190.47
$\delta_y = 15 \text{ mm}$	444.94	280.39

## 4 结 语

通过运用有限元法,计算出了闸阀多种边界条件下的应力分布。由计算的结果可知,平板闸阀在凸台处出现了应力集中现象,可导致该处裂纹的产生。

为了解决凸台引起的应力集中问题,对闸阀进行了改进,将凸台改为加强圈,改进的加强圈使得闸阀最大应力值在同样的边界条件下下降了 37% 左右。闸阀结构的改进对于闸阀安全使用有重要作用。

## 致 谢

在论文前期调研取样工作中,武汉市天然气公司领导及技术人员给予了大力帮助和支持;在论文后期分析计算工作中,武汉工程大学机电学院结构仿真及失效分析实验室的吴其、罗欢、魏玉婷、周波同学的积极参与和付出,在此一并表示衷心的感谢!

## 参考文献:

- [1] ASME B31.8-2007. Gas Transmission and Distribution Piping Systems[S].
- [2] GB/T12224-2005. 钢制阀门一般要求[S]. GB/T12224-2005. General requirements for industrial steel Valves[S]. (in Chinese)
- [3] ISO 5208-2008. Industrial valves—Pressure testing of metallic valves[S].
- [4] JBT5298-1991 管线用钢制平板闸阀[S]. JBT5298-1991 Steel Plate Valve for Pipeline[S]. (in Chinese)
- [5] GB/T13937-2008 工业阀门—压力试验[S]. GB/T13937-2008 Industrial valves—Pressure testing [S]. (in Chinese)
- [6] 陆培文. 实用阀门设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2002.  
LU Pei-wen. Practical design manual valve[M]. Beijing: Machinery Industry Press,2002. (in Chinese)
- [7] GB/T26480-2011. 阀门的检验和试验[S]. GB/T26480-2011. Valve inspection and testing[S]. (in Chinese)
- [8] GB/T12229-2005 通用阀门-碳素钢铸件技术条件[S].

- GB/T12229-2005 General purpose industrial valves- Specification of carbon steel castings[S]. (in Chinese)
- [9] 冯庆善,王学力,李宝吉,等. 长输油气管道的完整性管理[J]. 管道技术与设备,2011(6):1-5.  
FENG Qing-shan, WANG Xue-li, LI Bao-ji. The Integrity management of Long-distance Oil and Gas Pipeline[J]. Pipeline Technique and Equipment, 2011 (6):1-5. (in Chinese)
- [10] 高平,郑军. 闸阀阀体的有限元分析[J]. 石家庄铁道学院学报,2005,18(2):91-93.  
GAO Ping, ZHENG Jun. CAE of Gate Valve based on UG[J]. Journal of Shijiazhuang railway institute, 2005, 18(2):91-93. (in Chinese)
- [11] 张瑾. 基于 Pro/E 和 ANSYS 的阀门实体建模与有限元分析[J]. 石油矿场机械, 2008, 37(1):43-45.  
ZHANG Jin. Entity Modeling and Finite Element Analysis of Gate Valve Using Pro/E and ANSYS [J]. Oil Field Equipment, 2008, 37(1):43-45. (in Chinese)
- [12] 俞树荣,宋伟. 大口径闸阀阀体强度分析与结构优化[J]. 兰州理工大学学报,2007,33(5):64-66.  
YU Shu-rong, Song Wei. Strength analysis and structural optimization of large-calibred gate valve body[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2007, 33(5):64-66. (in Chinese)
- [13] 安宗文,权帅峰. 基于 AWE 的大口径闸阀阀体强度分析与结构优化[J]. 兰州理工大学学报,2009,35(2):62-66.  
AN Zong-wen, QUAN Shuai-feng. Strength analysis and structural optimization for large-calibred gate valve body by using AWE [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2009, 35(2):62-66. (in Chinese)
- [14] 孙殿玉,刘志新. 主闸阀强度与刚度分析[J]. 阀门, 2000(4):14-16.  
SUN Dian-yu, LIU Zhi-xin. The analytic for strength and rigidity of parallel single disk gate valve[J]. Valve, 2000(4):14-16. (in Chinese)
- [15] 王勇,龚明祥,张小亮. 某管系阀门替代性能及结构安全性分析[J]. 石油化工设备, 2012, 41(1):29-32.  
WANG Yong, GONG Ming-Xiang, ZHANG Xiao-liang. Analysis of Properties and Structural for the Valve Replacement in the Pipe System[J]. Petro-Chemical equipment, 2012, 41(1):29-32. (in Chinese)
- [16] 何家胜,吴其. 天然气管道带气开孔补强结构的应力分析[J]. 武汉工程大学学报,2013,35(8):57-62.  
HE Jia-sheng, WU Qi. Stress analysis of reinforcing structure of opening in in-service natural gas pipelines[J]. Journal of Wuhan Institute of Technology, 2013, 35(8):57-62. (in Chinese)

## Stress analysis of finite element and structure amelioration on natural gas plate valve

HE Jia-sheng<sup>1</sup>, HU Jie-wen<sup>1</sup>, WEI Wei<sup>1</sup>, LI Chao<sup>1</sup>,  
WANG YAN-xin<sup>2</sup>, XIAO Song<sup>2</sup>, SHAO Xiao-lan<sup>2</sup>, NIE Long-mei<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical and Electric Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430074, China;

2. Wuhan Natural Gas Company Limited, Wuhan 430022, China)

**Abstract:** To explore cracking accident of a plate valve, finite element method was used to analyze the stress of the plate valve structure. Based on the relevant parameters of two-dimensional drawing of the plate valve, a three dimensional software(Solid Works) was used to establish geometrical model of the plate valve. The geometrical model was then imported in the ANSYS Workbench to establish finite element model. Based on the actual working situations of the plate valve, the loads were exerted on the finite element model to calculate the stress distribution of the plate valve. The results show that both the stress concentration and the maximum of stress value are emerged on the plate valve boss, so the cracking would be caused by the plate valve boss. To relieve the stress concentration, the plate valve was ameliorated by removing the plate valve boss. The finite element analysis of the ameliorated plate valve shows that the maximum stress is lower 37% than that of the original. Therefore, the ameliorated plate valve can be more secure to be used.

**Key words:** plate valve; finite element; stress amelioration

本文编辑:陈小平