

# 大型隔膜泵活塞杆的轻量化设计与仿真研究

周立瑶<sup>1</sup>, 陈扬<sup>2</sup>, 王琮越<sup>3</sup>

(1. 营口理工学院机械与动力工程学院, 辽宁 营口 115014; 2. 沈阳仪表科学研究院有限公司, 辽宁 沈阳 110043;  
3. 沈阳农业大学工程学院, 辽宁 沈阳 110866)

**[摘要]** 活塞杆是大型隔膜泵的重要零件,其重量大小影响活塞的密封性能和设备的效率。大质量的活塞杆容易使活塞密封圈底部受力大,顶部密封不严,造成活塞密封泄露甚至失效,影响隔膜泵的运行性能。为减小隔膜泵活塞杆重量,降低其对活塞密封性能的影响,提高隔膜泵的效率,以某型号隔膜泵的活塞杆为研究对象,设计了新型轻量化活塞杆,并基于正交试验的方法,对不同结构参数的新型活塞杆进行了仿真研究。研究结果表明:缩颈直径  $D$ 、圆角半径  $A$  对活塞杆最大等效应力的影响最大,随着缩颈直径  $D$ 、圆角半径  $A$  的增加,最大等效应力呈下降趋势;倾角  $B$ 、圆角半径  $C$  以及中间体内径  $E$  对最大应力值影响不明显。

**[关键词]** 隔膜泵; 活塞杆; 轻量化; 正交试验

**[中图分类号]** TB323

**[文献标志码]** B

**[文章编号]** 1003-8884(2023)05-0034-05

**DOI:**10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2023.05.006

## 0 引言

隔膜泵是固-液两相介质的重要输送设备,主要由动力端、液力端、液压控制系统等组成,具有流量大、压力高、易损件寿命长等特点,广泛应用于金属矿山、煤化工等行业的浆体输送环节。活塞杆是隔膜泵的重要零件,其两侧分别与活塞、介杆连接。隔膜泵工作过程中,随着曲轴的旋转,连杆带动十字头、介杆及活塞杆作直线往复运动,并推动液力端隔膜凹、凸运动,使进料阀、出料阀周期性开启和关闭,进而实现料浆的输送<sup>[1-3]</sup>。在大型隔膜泵结构设计时,活塞芯、活塞杆重量大,容易使活塞密封圈底部受力大,顶部密封不严,引起活塞泄露,影响隔膜泵的工作效率,甚至造成设备运行故障。因此,有必要对活塞杆进行轻量化设计与研究。

近年来,国内外学者针对隔膜泵活塞杆的设计开展了多项研究。张伟<sup>[4]</sup>基于 ADINA 软件对

传统高压隔膜泵活塞杆进行了应力分析,利用规避二次应力叠加的优化方法,设计了大圆角式和手电筒式两种新型活塞杆结构,并通过三种活塞杆的结果对比,得到了三种活塞杆结构中的最合理方案。李文明<sup>[5]</sup>以某型号双缸双作用隔膜泵活塞杆为研究对象,利用 ANSYS 软件对其进行有限元分析,得到了该活塞杆在拉、压两种工况下的应力结果,通过计算其静强度和疲劳强度,找到了产生裂纹的原因,并以此结构为基础,提出了结构改进方案。冯智睿<sup>[6]</sup>依据理论计算与有限元软件仿真两种方式,探究了隔膜泵活塞杆稳定性分析的合理方法:隔膜泵活塞杆一般为中小柔度杆,几乎没有细长杆,因此对于中柔度活塞杆,应利用泰特麦尔-雅辛斯基公式来进行稳定性校核;对于小柔度的活塞杆,应按照静强度、疲劳强度校核公式与小柔度杆件的稳定性校核方法进行零件校核,不需要进行有限元屈曲分析。赵伟<sup>[7]</sup>针对氧化铝用 DPM1250-22 双缸双作用隔膜泵活塞杆与活塞接杆连接结构的断裂问题,提出了将单螺纹连接改为法兰连接的改造措施,并进行了改造后的实施效果评估,验证了改造的可行性。

上述研究主要集中在隔膜泵活塞杆整体结构的对比分析或稳定性分析,而对大型隔膜泵活塞杆的轻量化研究和利用正交试验法的结构参数研究较

**[收稿日期]** 2023-06-22

**[第一作者]** 周立瑶(1983—),女,河北承德人,高级工程师,硕士,主要从事机械产品有限元分析与优化设计方面研究工作。

**[基金项目]** 营口理工学院人才引进科研项目(YJRC202025)。

**[引用格式]** 周立瑶,陈扬,王琮越.大型隔膜泵活塞杆的轻量化设计与仿真研究[J].有色设备,2023,37(5):34-38.

少。本文作者在分析隔膜泵结构特点的基础上,提出了活塞杆的轻量化结构方案,并基于正交试验法,分析了不同结构参数对新型活塞杆最大等效应力的影响,结合极差分析,确定了影响活塞杆最大等效应力的主要结构参数,为大型隔膜泵活塞杆的优化设计提供了理论参考。

## 1 隔膜泵活塞杆结构分析

隔膜泵活塞杆的安装结构如图1所示。活塞杆的一端穿入活塞中,依靠侧端面与活塞的接触进行轴向定位,并利用双螺母进行锁紧;另一端头部小圆柱体与介杆端部中心孔配合,起到安装过程定位作用,并在卡箍的作用下,将侧端面与介杆端面紧密贴合。在隔膜泵工作过程中,动力端驱动力通过介杆传递至活塞杆及活塞,使其做直线往复运动,进而带动橡胶隔膜凹、凸运动,将进料阀、出料阀周期性开启、关闭,实现浆体的输送。

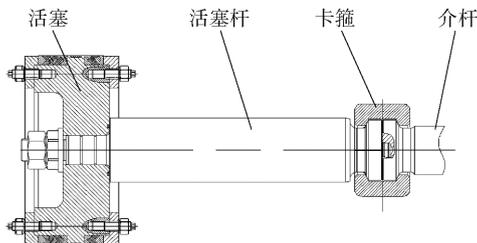


图1 活塞杆安装结构图

## 2 活塞杆的轻量化设计

### 2.1 轻量化方案制定

零部件轻量化是以满足寿命和可靠性要求为前提,实现自重的最小化为目标的一种优化设计。通过轻量化,一方面可以降低设备的能耗,节约能源;另一方面减小对环境的污染,保护环境。目前,零部件轻量化的途径主要包括:①材料轻量化。利用轻质、高强度的材料如铝合金、钛合金、纤维增强复合材料等代替普通金属材料;②工艺轻量化。通过使用比现有材料更精细的加工减少材料的使用量,如激光焊接、液压成形技术等;③结构设计轻量化。基于设计经验,借助有限元分析软件,通过优化零部件结构尺寸和形状,减小零部件体积,实现零部件轻量化<sup>[8-9]</sup>。

大型隔膜泵流量大、压力高,活塞杆在设备工作过程中,主要承受来自于活塞端的压缩载荷、自身重

力等,需要保证足够的疲劳强度和抗屈曲能力,材料轻量化与工艺轻量化均不适用于活塞杆的轻量化设计,故采用优化零部件结构的方法对活塞杆进行轻量化设计。

### 2.2 轻量化结构设计

由于活塞杆的重量主要来自于中间的大直径段,两侧结构对重量影响不明显,且根据对隔膜泵运行情况的调查,现有活塞杆与活塞及介杆的连接方式安全、可靠,如果结构修改,将存在一定的技术风险。故将活塞杆设计为三段式结构,保持两端连接处结构不变,中间部分进行轻量化,如图2所示。其中,两侧为活塞芯连接体与介杆连接体,为实体结构,分别用于连接活塞芯、介杆;中间部分为空心的管式结构,在保障强度的前提下,降低其重量。

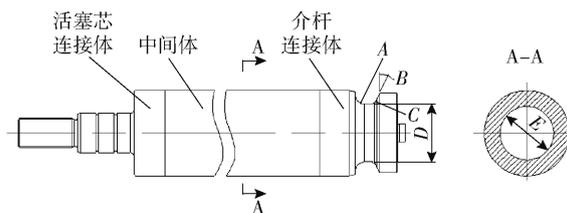


图2 活塞杆结构示意图

## 3 活塞杆的有限元分析

### 3.1 几何模型

以某型号隔膜泵活塞杆为研究对象,其设计压力为6 MPa,缸筒直径为400 mm,活塞杆最大外圆直径为140 mm,几何模型如图3所示,各段材料均为合金钢,密度 $\rho = 7.9 \text{ g/cm}^3$ ,弹性模量 $E = 200 \text{ GPa}$ ,泊松比 $\mu = 0.3$ 。



图3 活塞杆几何模型

### 3.2 载荷和边界条件

隔膜泵工作过程中,冲程时,活塞杆及活塞需要承受液压油的压力、密封圈与缸筒之间的摩擦力、运动的惯性力;回程时,仅受摩擦力和惯性力。为了便

于有限元模型的创建与计算,做出如下假设。

1) 由于活塞杆运动速度较慢,故假设惯性力为零。

2) 由于密封圈与缸筒间的摩擦力相对于液压油压力很小,故假设摩擦力为零。

3) 假设活塞杆的三个组成部分连接可靠,不存在相对运动。

因此,仿真过程首先将活塞杆的三个组成部分绑定为一体,模拟装配后的状态,然后在与介杆连接的端面设置固定约束,在与活塞连接面添加集中力  $F$  (式(1)),有限元模型如图 4 所示。

$$F = PA \quad (1)$$

式中: $F$  为集中力; $P$  为设计压力; $A$  为缸筒内径对应的截面积。

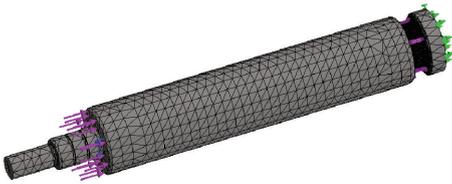


图 4 有限元模型

### 3.3 分析结果

对于活塞杆来说,疲劳断裂是其破坏的主要原因,隔膜泵活塞杆一般同时使用静强度和疲劳强度两种方式进行零件强度校核,经验公式见式(2)~(3)<sup>[10]</sup>。

$$S = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} \quad (2)$$

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} \quad (3)$$

式中: $S$  为静强度安全系数; $S_a$  为疲劳强度安全系数; $\sigma_s$  为材料屈服强度; $\sigma_{\max}$  为最大应力; $\sigma_{-1}$  为材料疲劳极限; $\sigma_a$  为应力幅度; $\sigma_m$  为平均应力; $K_\sigma$  为应力集中系数; $\varepsilon$  为尺寸系数; $\beta$  为表面加工系数。

在有限元分析软件中,Von Mises 等效应力遵循材料力学的第四强度理论,用应力等值线来表示计算模型内部的应力分布情况,能够清晰的描述出应力在整个模型中的变化,从而使分析人员可以快速的判断出模型中的最危险区域,故本文采用 Von Mises 等效应力来评价活塞杆的安全性和可靠性,其最大值即为零件的最大应力  $\sigma_{\max}$ 。活塞杆有限元分析结果如图 5 所示,可以看出,在介杆连接体的过渡圆角 A 处的等效应力值最大,即此处最为危险。

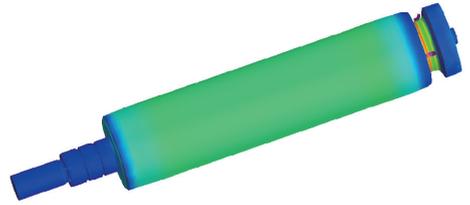


图 5 Von Mises 应力云图

## 4 基于正交试验法的结构参数分析

在探究多因素对试验结果影响的过程中,相对于全面试验法,正交试验法通过选择具有代表性的因素组合进行试验,可以减少试验次数,提高效率。因此,选用正交试验法进行活塞杆的结构参数分析。

### 4.1 方案设计

活塞杆参数化模型如图 2 所示,根据 3.3 节活塞杆应力分布的结果,设计正交试验时以介杆连接体的缩颈处相关结构参数为主,同时兼顾中间体内径,以考察中间体内径变化对过渡圆角 A 处的应力影响。因此选取了包括中间体内径在内的 5 个结构参数,以最大等效应力作为指标,对活塞杆结构参数进行研究。确定正交试验为 5 因素 4 水平试验,5 因素分别为圆角半径 1、倾角、圆角半径 2、缩颈直径与中间体内径,记为因素 A、B、C、D、E。活塞杆结构参数正交试验的因素及水平如表 1 所示,选取标准正交表  $L_{16}(4^5)$  制定试验方案,各试验号的结构参数值、重量及最大应力如表 2 所示。

表 1 因素及水平

因素	水平			
	1	2	3	4
圆角半径 A/mm	10	12.5	15	17.5
倾角 B/(°)	15	20	25	30
圆角半径 C/mm	10	12.5	15	17.5
缩颈直径 D/mm	90	95	100	105
中间体内径 E/mm	85	90	95	100

### 4.2 结果分析

#### 4.2.1 结构参数对最大等效应力的影响

假设各因素相互独立,根据  $L_{16}(4^5)$  正交表格的数值计算结果,对每一因素在各水平下的最大应力求平均值,绘制出最大应力与各个结构参数之间的关系曲线如图 6 所示。

表2 试验方案及结果

No.	A	B	C	D	E	G/kg	$\sigma_{\max}/\text{MPa}$
1	1	1	1	1	1	59.5	274.1
2	1	2	2	2	2	56.9	253.7
3	1	3	3	3	3	54.2	237.9
4	1	4	4	4	4	51.2	220.2
5	2	1	2	3	4	51.0	220.4
6	2	2	1	4	3	54.4	195.6
7	2	3	4	1	2	56.8	257.1
8	2	4	3	2	1	59.8	230.2
9	3	1	3	4	2	57.4	180.2
10	3	2	4	3	1	60.0	195.7
11	3	3	1	2	4	50.9	223.9
12	3	4	2	1	3	53.9	242.8
13	4	1	4	2	3	54.0	208.6
14	4	2	3	1	4	50.7	231.1
15	4	3	2	4	1	60.2	167.7
16	4	4	1	3	2	57.3	186.9

由图6可知,随着圆角半径  $A$  与缩颈直径  $D$  的增加,最大等效应力呈下降趋势,降幅明显,这是由于圆角半径  $A$  的大小与此处应力集中系数相关,圆角半径  $A$  越大,应力集中越不明显;随着中间体内径  $E$  的增加,最大等效应力呈现缓慢的上升趋势,

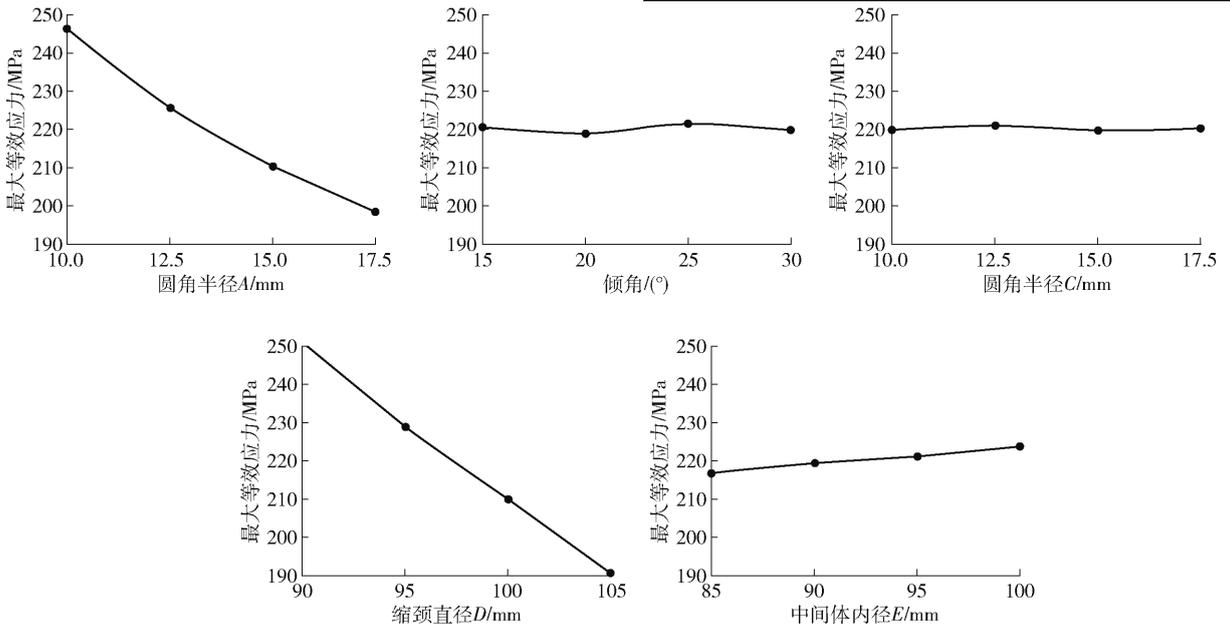


图6 结构参数对活塞杆最大等效应力的影响

这是由于内径值与活塞杆截面积相关,内径越大,截面积越小,应力就越大;而倾角  $B$  与圆角半径  $C$  对最大应力值影响不明显。

#### 4.2.2 极差分析

为了确定各因素对最大应力值的影响次序,通过计算各因素在不同水平试验组合下的最大平均值  $\max(k_i)$  与最小平均值  $\min(k_i)$  之差,得到各因素的极差  $R^{[11-15]}$ 。

$$R = \max(k_i) - \min(k_i) \quad (4)$$

式中: $R$  为极差; $k_i$  为某因素在  $i$  水平下的应力平均值。

计算结果如表3所示,可以看出,影响最大等效应力的主次顺序为  $D > A > E > B > C$ 。即缩颈直径  $D$ 、圆角半径  $A$  对活塞杆最大等效应力的影响最大,倾角  $B$ 、圆角半径  $C$  与中间体内径  $E$  对应应力值几乎没有影响。

表3 各因素极差

项目	A	B	C	D	E
$k_1$	246.48	220.83	220.13	251.28	216.93
$k_2$	225.83	219.03	221.15	229.10	219.48
$k_3$	210.65	221.65	219.85	210.23	221.23
$k_4$	198.58	220.03	220.40	190.93	223.90
$R$	47.90	2.62	1.30	60.35	6.97

## 5 结论

1) 根据大型隔膜泵工作原理, 结合活塞杆安装结构, 制定了大型隔膜泵活塞杆的轻量化方案, 设计了三段式轻量化活塞杆结构, 通过将中间体设计为空心方式, 减小了零件重量, 在保证零件强度, 满足使用需求的前提下, 实现了活塞杆的轻量化。

2) 针对三段式轻量化活塞杆, 以某型号隔膜泵为例, 基于 Solidworks 软件平台, 通过几何建模、网格划分、约束和载荷施加等步骤, 对其进行了有限元分析, 得到了活塞杆的应力分布图, 明确了其最大应力位置。

3) 基于正交试验法, 对不同结构参数的活塞杆进行了有限元仿真分析。得到了圆角半径、缩颈直径等 5 个参数对最大等效应力的影响趋势, 并通过极差分析, 获得了影响新型活塞杆最大等效应力的主次因素, 为大型隔膜泵活塞杆的轻量化设计提供了理论参考。

### [参考文献]

- [1] 于继宏. 隔膜泵动力端结构改造研究[J]. 有色设备, 2021, 35(4): 61-64+84.
- [2] 李振河. 隔膜泵及其管道的技术研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2008.
- [3] 李松, 高峰, 戴海旭. 浅论浆体输送用容积式泵的特点

- 及适用条件[J]. 有色设备, 2015(1): 4-6.
- [4] 张伟. 基于 AIDNA 的大型隔膜泵活塞杆优化设计[J]. 中国新技术新产品, 2014(21): 40-41.
- [5] 李文明. 基于 ANSYS 的隔膜泵活塞杆的强度分析与结构改进[J]. 当代化工研究, 2020(20): 36-37.
- [6] 冯智睿. 长距离管道化输送用隔膜泵活塞杆的稳定性分析与计算[J]. 机械工程师, 2013(5): 107-108.
- [7] 赵伟. 基于氧化铝工况的双缸双作用隔膜泵优化改造[J]. 设备管理与维修, 2019(19): 74-75.
- [8] 尚耀星, 李瑶, 于天, 等. 轻量化复合材料液压缸现状及挑战[J]. 机械工程学报, 2021, 57(24): 13-38.
- [9] 李光霁, 刘新玲. 汽车轻量化技术的研究现状综述[J]. 材料科学与工艺, 2020, 28(5): 47-61.
- [10] 张伟. 煤化工用大型隔膜泵介杆结构优化研究[J]. 化学工程与装备, 2012(9): 45-47.
- [11] 贾春强, 宗理, 何彬, 等. 基于正交法的凿岩机水封 Y 形圈结构参数优化[J]. 润滑与密封, 2022(6): 101-107.
- [12] 于继宏. 隔膜泵动力端结构改造研究[J]. 有色设备, 2021, 35(4): 61-64+84.
- [13] 杨立业. 衬胶防腐隔膜泵进出料缓冲装置结构研究[J]. 有色设备, 2021, 35(2): 24-27.
- [14] 张伟. 隔膜泵大直径橡胶隔膜变形及应力数值分析[J]. 有色设备, 2019(1): 21-23+43.
- [15] 王小磊. 基于 FloXpress 的隔膜泵背压阀设计计算[J]. 有色设备, 2019(1): 28-31+54.

## Lightweight Design and Simulation of Large Diaphragm Pump Piston Rod

ZHOU Liyao, CHEN Yang, WANG Congyue

**Abstract:** The piston rod is an important component of a large diaphragm pump, and its weight affects the sealing performance of the piston. A high-quality piston rod can easily cause a large force on the bottom of the piston sealing ring, and the top seal is not tightly sealed, resulting in piston seal leakage or even failure, affecting the operational performance of the diaphragm pump. In order to reduce the weight of piston rod of diaphragm pump and its influence on the sealing performance of piston, and improve the efficiency of diaphragm pump, a new type of lightweight piston rod was designed based on the piston rod of a certain type of diaphragm pump, and the new piston rod with different structure parameters is simulated. The results show that necking diameter  $D$  and fillet radius  $A$  have the greatest influence on the maximum equivalent stress of piston rod, and the maximum equivalent stress decreases with the increase of necking diameter  $D$  and fillet radius  $A$ . The influence of inclination angle  $B$  and fillet radius  $C$  angle on the maximum stress is not obvious.

**Key words:** diaphragm pump; piston rod; lightweight; orthogonal test

