

# 超高压薄壁液压缸自补偿密封技术研究

刘治<sup>1</sup> 朱磊<sup>2</sup> 李志<sup>1</sup>

(1 中广核研究院有限公司 广东 深圳 518124; 2 中广核核电运营有限公司 广东 深圳 518124)

**摘要:** 本文以超高压薄壁液压缸的密封结构为研究对象,以理论分析和设计为基础,以实际试验作为验证的方法,对超高压薄壁液压缸的自补偿密封技术进行详细阐述。首先介绍了超高压液压缸密封的难点,然后阐述了超高压薄壁液压缸自补偿密封结构的设计方案和原理,再以某特定超高压薄壁液压缸为例,从理论上计算了液压缸工作时的变形情况,最后通过实际试验证明了采用自补偿密封结构的超高压薄壁液压缸密封可靠、性能优越。

**关键词:** 超高压; 薄壁; 液压缸; 密封技术

## 0 引言

工程应用中,液压缸的工作压力通常在35MPa以内,在该压力等级下的液压缸结构及密封形式成熟、简单,易于实现。但在某些空间受限但又需液压缸有大出力的场合,如金属挤压、压力容器螺栓拆装工程等,液压缸的工作压力通常在100MPa以上。当压力超过82MPa时,通常称为超高压压力。在超高压压力等级下,有许多一般液压技术不能解决的技术问题,液压缸结构设计不合理、密封件选用不当等均会造成液压缸泄漏,影响密封性能,达不到设计工作压力、工作稳定性,最终导致液压缸不能正常工作,特别是超高压薄壁液压缸。

对于一些特殊场合,因结构紧凑,液压缸的布置空间十分有限,但要求液压缸的工作出力很大,液压缸需设计为超高压薄壁液压缸。本文就以超高压薄壁大变形液压缸为研究对象,对其密封技术进行研究。

## 1 超高压密封难点分析

超高压液压缸对密封的要求极为严苛,特别是动密封。间隙相同时超高压液压缸的泄漏量比常用压力下大几倍甚至几十倍;同时,超高压液压缸工作时流量小,即便是微量的泄漏也会产生很大影响,特别是对升压和保压性能的影响尤为突出。

在超高压下密封件受到强烈压挤,易产生塑性流变,造成密封变形量大甚至击穿;同时,超高压下密封件弹性丧失也将使密封性能急剧下降。所以一般的密封材料难以承受苛刻的超高压条件。

超高压厚壁液压缸的密封虽有其独特要求,但与中高压下的液压缸密封原理并无本质区别,可参考传

统密封方式进行解决,如增加缸体壁厚、增加密封圈轴向排列数量、组合密封和密封填料等。

与超高压厚壁液压缸相比,超高压薄壁液压缸因缸体壁厚减薄,工作时变形量较大,将导致缸体与活塞之间间隙增大,密封界面上接触应力骤降,导致密封失效、泄漏,间隙增大会导致密封圈挤入间隙咬伤,也将导致泄漏,不容忽视。因此,其密封与超高压厚壁液压缸有巨大差别,更容易发生泄漏。

## 2 自补偿密封设计

以双作用液压缸为例。液压缸上部为有杆低压腔,其密封与常用压力等级液压缸采用相同密封结构。液压缸下部为无杆超高压腔、动密封,由于工作压力高、缸体壁薄,在工作时缸体变形量大。为保证液压缸的密封性能,超高压薄壁液压缸的动密封需设计成一种可对缸体变形进行自补偿的结构,密封结构在缸体变形时也应同步相应变形,使密封结构与缸体间始终保持接触、不出现间隙,并且随着工作压力的增加,接触力还应相应增大。

如图1所示,自补偿密封由易变形衬套、O型圈1、O型圈2及聚甲醛挡圈组成,通过轴用挡圈安装在活塞高压腔端,易变形衬套内侧上端安装O型圈1,外侧靠近下端安装O型圈2和聚甲醛挡圈。

与常规高压动密封不同,本自补偿动密封使用了易变形衬套,在液压缸工作时衬套需随缸体的变形做同步变形,因此衬套应使用较软、塑性好的材质(如铝),在受压后易变形、变形大且不会断裂;为解决O型圈2工作时受到强烈压挤而产生塑性流变的问题,在O型圈2安装槽内增加了一个聚甲醛挡圈,以防止O型圈

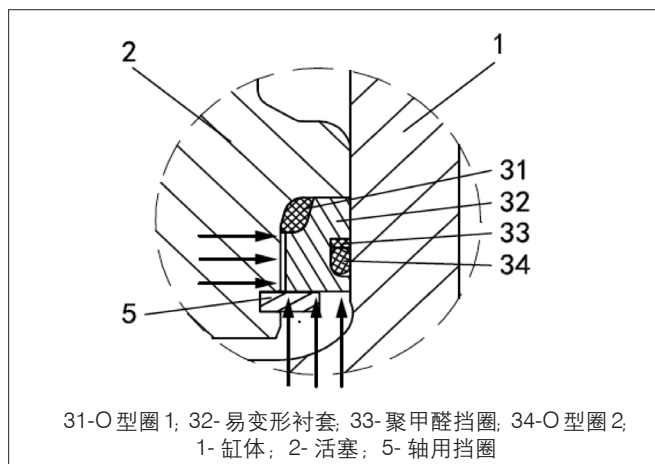


图1 超高压自补偿密封

被挤压进入易变形衬套和缸体之间的间隙而损坏;同时需在易变形衬套内径与活塞外径间预留一个较小的间隙,使高压液压油可进入该间隙。

采用以上结构的自补偿密封的工作原理为:液压缸超高压腔压力建立后,一方面液压油压力作用在易变形衬套下端,将O型圈1压紧在活塞端面,形成衬套与活塞间的静密封;另一方面液压油进入衬套和活塞间的间隙,使衬套向外膨胀,将O型圈2压紧在缸体内壁上,即使缸体向外有较大膨胀变形,也能保证两者始终保持接触且有足够的接触应力,形成可靠的动密封。从而实现超高压薄壁液压缸的优异密封,且液压缸工作压力越大,两个方向的压紧力越大,液压缸的密封效果也会越好。

采用以上密封结构设计的双作用液压缸结构如图2所示。

### 3 力学计算及变形分析

本文以缸体外径 $D$ 为 $\phi 210\text{mm}$ 、缸壁厚度 $t$ 为 $17.5\text{mm}$ 、缸体内径及活塞外径 $d$ 为 $\phi 175\text{mm}$ 、活塞行

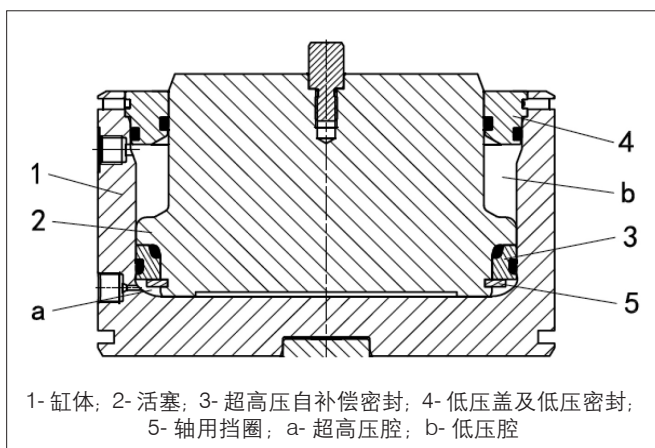


图2 超高压薄壁液压缸结构

程 $H$ 为 $35\text{mm}$ 、设计出力 $G$ 为 $4.5 \times 10^6\text{N}$ 的超高压薄壁液压缸为例,进行力学计算和变形分析。

根据活塞外径 $d$ ,计算无杆腔活塞面积 $S$ 为:

$$S = \frac{1}{4} \pi d^2 = \frac{1}{4} \times \pi \times 175^2 \text{mm}^2 = 24053 \text{mm}^2$$

根据设计出力 $G$ 和活塞面积 $S$ ,计算设计压力 $p_1$ 为:

$$p_1 = \frac{G}{S} = \frac{4.5 \times 10^6}{24053} \text{MPa} = 183.7 \text{MPa}$$

液压缸的耐压压力取设计压力的1.15倍,则耐压压力 $p_2$ 为:

$$p_2 = 1.15 p_1 = 1.15 \times 183.7 \text{MPa} = 211 \text{MPa}$$

因液压缸壁薄、工作压力高,缸体和活塞的应力高,所以缸体和活塞材料需要有足够的强度,以45CrNiMoV和30Cr2Ni2Mo分别作为缸体和活塞的材料,两者的弹性模量为 $210\text{GPa}$ 、泊松比为0.3。以耐压压力 $215\text{MPa}$ 、最大工作行程 $35\text{mm}$ 为计算工况,在ANSYS软件中对缸体和活塞进行建模计算。

缸体力学计算结果如图3、图4所示,缸体最大应

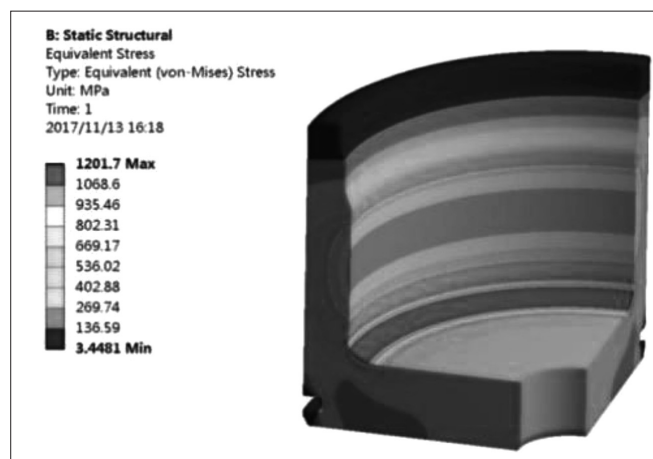


图3 缸体应力分布

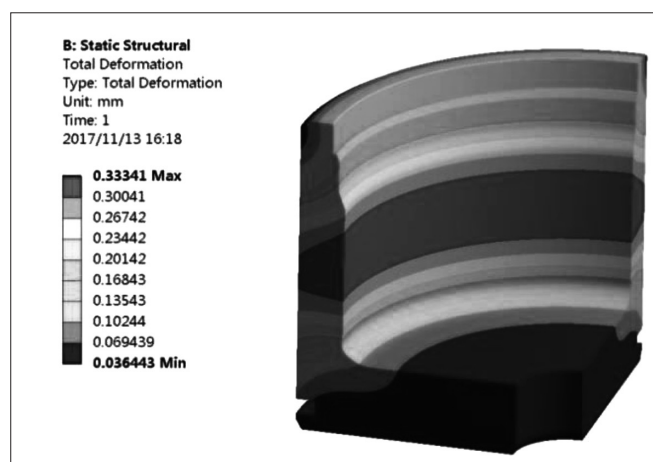


图4 缸体变形分布

力约 1202MPa，单边最大变形量为 0.333mm，变形方向向外。

活塞力学计算结果如图 5、图 6 所示，活塞最大应力约 915MPa，变形最大处是与衬套接触面，且变形方向为轴向，而非径向方向，对液压缸密封无影响，活塞高压腔段最大变形量为 0.134mm，且变形方向向内。从变形角度看，液压缸在耐压压力下缸体和活塞单边间隙将增大 0.47mm，常规的高压密封结构难以实现液压缸的密封、保证良好的密封性能。

#### 4 试验验证

除理论分析、设计外，为验证采用该自补偿密封结构的超高压薄壁液压缸的性能，按照以上确定的密封

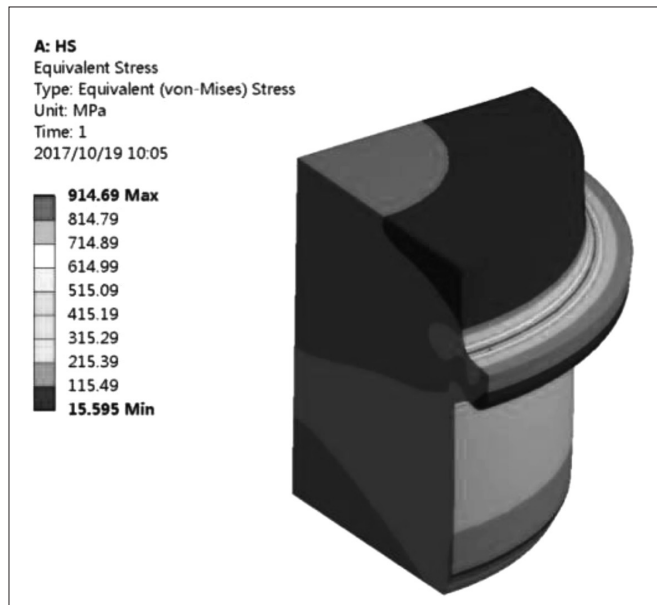


图 5 活塞应力分布

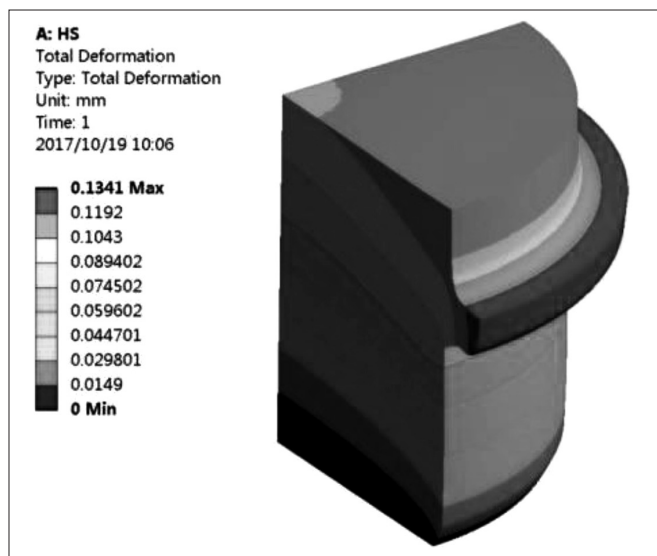


图 6 活塞变形分布

结构、液压缸型式及参数，加工组装液压缸进行了相关型式试验。

#### 4.1 保压试验

试验方法：使活塞处于最大行程处，向液压缸高压无杆腔缓慢加压，分别在 120MPa、155MPa 和 187MPa 三个压力等级下各保持 10min，记录 3min、5min 和 10min 高压腔的压降。实际保压试验压力曲线如图 7 所示。

各压力等级下保压试验的压降值如表 1 所示。

试验结果表明：在各压力等级下的保压，3min、5min 和 10min 压降均较小，且随着压力增加，压降越小，与理论分析结果保持一致；且无外泄漏、永久变形等。

#### 4.2 耐压试验

试验方法：使活塞处于最大行程处，向液压缸高压无杆腔缓慢加压至耐压压力 215MPa，保压 2min，检查液压缸是否有外泄漏和永久变形，测量并记录缸体变形量。实际耐压试验压力曲线如图 8 所示。

试验结果表明：测量缸体变形量为 0.32mm，与计算结果基本保持一致；同时，在 2min 保压时间内，基本无压降；液压缸无外泄漏、无永久变形。

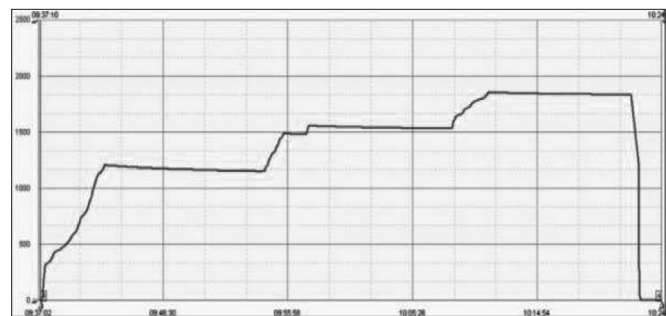


图 7 保压试验曲线

表 1 各压力等级下保压试验压降值 /MPa

序号	保压压力	压降		
		3min	5min	10min
1	120	2	2.9	4.3
2	155	1.4	1.8	2.8
3	187	1.1	1.4	2.2

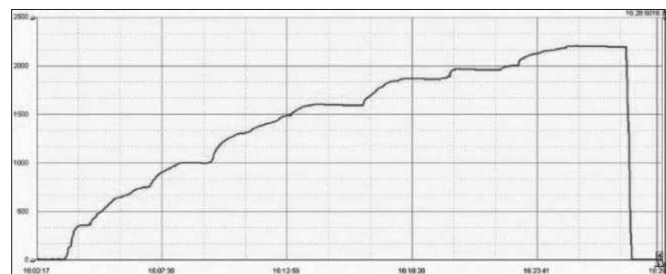


图 8 耐压试验曲线

### 4.3 耐久试验

试验方法: 在 187MPa 设计压力下, 使液压缸往复运行 3000 次, 每运行 1000 次后按保压试验的方法进行保压试验, 验证液压缸的保压性能。试验数据如表 2 所示。

试验结果表明: 液压缸在经历了 1000 次、2000 次和 3000 次耐久试验后的保压试验, 压降值仍很小, 且

表 2 耐久试验后保压压降值 /MPa

序号	耐久次数	保压压力	压降		
			3min	5min	10min
1	1000	120	2.6	3.7	5.4
		155	1.9	2.6	3.6
		187	1.3	1.8	2.9
2	2000	120	2.5	3.6	5.4
		155	1.8	2.7	3.5
		187	1.4	2.0	3.1
3	3000	120	2.8	3.6	5.6
		155	1.7	2.8	3.7
		187	1.5	2.2	3.0

随着耐久试验次数的增加, 压降值并没有明显变化, 说明液压缸密封性能十分稳定、可靠。

## 5 结语

理论分析设计和实际试验结果表明: 采用该自补偿密封结构的超高压薄壁液压缸密封效果十分优异, 性能稳定、可靠, 工作压力越高, 密封性能越优异。该形式的密封技术可用于空间受限但又需要较大出力的液压缸, 具有较高的推广应用价值。

### 参考文献:

- [1] 付长安, 张显余. 超高压液压技术的探讨 [J]. 液压气动与密封, 2010, 30(11): 4-6.
- [2] 乔培平. 超高压液压密封方法探讨与应用 [J]. 液压气动与密封, 2014, 34(09): 55-57.

**作者简介:** 刘治 (1986.05-), 男, 汉族, 重庆人, 本科, 高级工程师, 研究方向: 机电一体化设备研发设计。

(上接第 51 页)

表 测量实验结果

测量方法	平行度 (mm/1000mm)	平行度 /(mm/全行程)
平尺指示器法	0.015	0.041
激光跟踪仪法	0.014	0.035
激光几何测量仪法	0.018	0.048

刀架行程 2785mm。激光几何测量仪法选用德国 Status Pro 激光几何测量系统, 试验结果如表所示。各种测量方法最大偏差 0.004mm, 满足重型机床测量要求, 证明了测量方法的可行性。

这三种方法在齐重数控股份有限公司各规格的立式车床产品中进行了推广性验证, 得到了机床装配人员与检测人员的共同认可。

## 4 结语

本文提出的三种重型立式车床垂直刀架移动对工作台面平行度检测方法, 是针对重型机床大尺寸测量的特点, 同时考虑工程实际应用进行的总结、提炼, 分别是平尺指示器法、激光跟踪仪法、激光几何测量仪法。

其中平尺指示器法受高精度平尺的尺寸限制, 无法适用于超大跨距龙门架立式车床的检测, 激光跟踪

仪检测弥补了大跨距平尺检测的局限性, 而根据企业生产实际测量方法广泛调研、理论分析、试验验证, 以更为方便、快捷、准确检测为目的, 最终在业内发布了激光几何测量仪检测的新方法, 得到了业内人士的认可。进而衍生了企业标准规范的检测方法, 对于重型立式车床提高产品质量、提升产品竞争力、规范生产具有重要意义, 有利于推动重型机床行业的发展。

**基金项目:** 重型机床智能远程运维与精度共性技术研究。项目编号: TD2019E003。

### 参考文献:

- [1] GB/T 23582.1-2009, 立式车床检验条件 精度检验 第 1 部分: 单柱和双柱立式车床 [S].
- [2] GB/T 1182-2018, 产品几何技术规范 (GPS) 几何公差 形状、方向、位置和跳动公差标注 [S].
- [3] GB/T 1958-2017, 产品几何技术规范 (GPS) 几何公差 检测与验证 [S].
- [4] GB/T 18780.1-2002, 产品几何量技术规范 (GPS) 几何要素 第 1 部分: 基本术语和定义 [S].