DOI:10.16410/j.issn1000-8365.2019.08.020

# 压机缸运行破裂成因分析与探讨

张芳麟
(广安职业技术学院 机械系,四川 广安 638000)

**摘　要**:分析了四柱油压机高压油缸破裂的主要成因,简化了模型受力图及函数图,说明四柱油压机高压油缸结构存在的主要缺陷。通过改进处理以解决高压油缸破裂问题,提出了高压缸在设计过程中参照简化模型、受力、函数图像、实践检修的系统参数及对策,进行了系统结构设计。结果表明,高压油缸在运行过程中达到了设计要求,有利于高压油缸的正常运行。

**关键词**:高压缸;破裂成因;受力模型;结构改进

**中图分类号**:TG115　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-8365(2019)08-0838-04

## Analysis and Discussion on Cause of Running Fracture of Press Cylinder

ZHANG Fanglin
(Department of Machinery, Guang'an Vocational and Technical College, Guang'an 638000, China)

**Abstract**: This paper summarizes the main causes of the rupture, the high-pressure cylinder of a four-column hydraulic press, introduces, analyses and simplifies the model, illustrates the defects of the structure of the high-pressure cylinder, the four-column hydraulic press by means of force diagram and function image, and achieves the purpose, analyzing and solving the practical problems of the rupture, the high-pressure cylinder by means of improved treatment. Finally, it puts forward the simplified model, force, and stress in the design process of the high-pressure cylinder Function image, system parameters of practical maintenance and countermeasures are designed to make the high pressure cylinder meet the design requirements in the operation process, and at the same time, it is conducive to the normal operation of the high pressure cylinder.

**Key words**: high pressure cylinder; cause of fracture1; stress model; structural improvement

随着现代经济和产业结构的快速发展,各种机械零部件加工及外观成型精度的要求越来越高,而油压机就是利用压力进行冲压成型制品加工机械零部件达到极高精度要求的油压设备。一方面,油压机在军工中如制造导弹、飞机、飞船、卫星、军舰等机械加工中发挥了不可替代的作用[4];另一方面,油压机在民用中如压油、制造汽车零部件、船用以及制造其它机械零部件等机械加工中发挥了极其重要的作用,因此,油压机在现代工农业生产和生活中应用极为广泛[7]。

## 1　油压机的结构概述

油压机主要由控制机构和主机两大部分组成。油压机主机部分包括充油装置、主缸、顶出缸及机身等;动力机构由电动机、高压泵、低压控制系统、各种压力阀和方向阀及油箱等组成[2]。动力油压机高压缸的普遍结构是一端开口、一端封闭的厚壁高压容器,油压机高压油缸的结构一般由3部分组成,从高压缸的工作状态来看从下往上是法兰、缸身厚壁圆筒和缸底。油压机的高压缸受高压油的冲击力非常大,工作过程中高压冲击频繁,可能由于操作、制造或设计不当而造成,没有达到设计制造使用年限就破裂了,因此对于高压缸,尤其是大型油压机的主高压油缸,应对易受破裂的结构部位进行设计应力高压分析,以方便正确设计,制造与使用[12]。

油压机主缸的工作是一个压力冲击比较频繁的复杂过程,主缸工作的起初3个步骤,依顺序是主缸油压的运行、主缸活塞杆及滑块的快速下行,除此之外,主缸的工作过程还有后面的几个工作状态,总的来说就是加工、主缸上腔、下腔进压泄压及保压等过程。油压机主缸加工过程指的是当滑块减速运行一段行程并接近工件时,主缸上腔的压力将会由压制产品及设计要求决定,主缸上腔的压力逐渐升高,变量泵输出流量随主缸上腔的压力变化而变化[9]。当主缸上腔的压力达到先导安全阀的额定压力时,泵的输出流量全部经安全阀溢出,此时滑块就会停止

收稿日期:2019-05-20
作者简介:张芳麟(1979-),四川渠县人,讲师.研究方向:流体机械、液压传动.电话:13908282937,
E-mail:zfl13855416751@sina.com

动作,如果当主缸上腔的压力达到所需的高压额定压力时,电接点压力表就会发出电信号,电磁铁的触电开关就会断开,与之相连接的两个阀也会依次关闭[13]。主缸上腔阀门关闭,这就实现了保压过程,同时其中一个阀门打开,泵卸载。主缸上腔泄压,此时主缸上腔的压力已经达到极高,保压一段时间后,时间继电器发出电信号[12],电磁铁通电,阀门控制腔通过缓冲阀及电磁换向阀与油箱连通,由于缓冲阀的作用,阀缓慢打开,主缸上腔就会无冲击泄压,从而保证了设备处于安全高压状态[11]。

主缸泄压。当主缸上腔的压力降到额定安全值范围内,电接点压力表发出电信号,电磁铁全部通电,插装阀关闭,相应的会有两个阀打开,然后充油阀开启,压力油经阀门进入主缸下腔,主缸上腔液压油经充油阀和与之相连接的阀门分别流回上部油箱和主油箱中,此时,主缸处于泄压过程,当主缸泄压到达上端点,触击行程开关时,全部电磁铁断电,阀开启,泵卸载。阀将主缸下腔封闭,上滑块停止运动。

四柱式油压机是最常见且广泛应用的一种油压机械结构型式,其主要特点是加工工艺性比较简单且精度高。它的机身由四根立柱、上横梁、滑块和下横梁组合而成,其高压缸安装在上横梁内孔中[10];滑块与高压缸的活塞杆联接成整体,以立柱为导向机构上下移动,并传递高压缸油液的工作压力,对制件进行冲压加工。由于机身联接成一整体框架,故机身承受整个高压荷载[5]。文篇主要分析与探讨油压机高压缸破裂的成因及对策[6]。

## 2　四柱油压机高压油缸破裂成因分析与探讨

油压机高压油缸破裂成因分析。油压机的高压油缸结构形式一般是一端开口,与之相连接的是缸口导套、活塞锁紧螺母及主缸下腔进、出油管;一端封闭的厚壁高压容器,与之相连接的是法兰、充油阀。高压缸的结构一般可分为3部分,即缸底、法兰和中间厚壁圆筒。由于油压机的高压油缸负荷重,工作时高压频繁,多数情况是由于设计、制造或使用不当,过早破裂。因此对于高压油缸,尤其是大型油压机的主高压油缸,应分析其破裂的成因[3]。本文主要分析探讨缸口导套、高压油缸进、出油孔和充油阀孔引起高压缸破裂的成因。

### 2.1　四柱油压机高压油缸破裂的实践分析

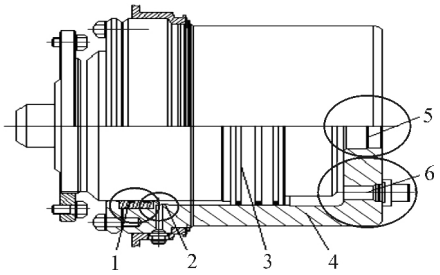
油压机高压油缸破裂部位及特点。油压机高压油缸破裂的部位主要时常发生在缸口导套、进出油孔及充油阀孔等与缸体连接法兰应力比较集中的过渡部分,其次是在缸壁向缸底过渡的圆弧应力部位,而在缸壁产生裂纹的情况非常少,是因为瞬时工作过程中的超压或铸造的原因,也有因高压使油液中高压气泡破裂产生严重压力冲击气蚀而使缸壁破裂的;从高压缸工作过程来看,大多数情况高压缸破裂都已承受了很高的高压荷载循环工作逐步形成裂纹并扩展形成的,这就是疲劳破裂,其破裂部位一般在缸口导套、进出油孔及充油阀孔等与缸壁连接法兰的缸筒筒壁内部首先出现裂纹,进而逐渐向外发展,其裂纹多为斜纵分布。缸壁裂纹最初在缸口导套及缸下腔进出油孔与法兰连接的缸壁过度圆弧处的外表面出现裂纹,逐渐向圆周方向及向内壁扩展而破裂,有的裂纹可能延伸到钉孔处使法兰局部脱落,严重的会沿过渡圆弧处法兰整圈破裂脱落;缸底裂纹最初在缸底过渡圆弧处的内表面因工作过程中瞬时高压长期冲击作用,而出现环向裂纹,并逐渐向外壁拓展乃至破裂;气蚀裂纹,由于油压机中高压油缸也有因气蚀产生蜂窝状麻点而破裂,尤其是在进、出油孔及充油阀孔内壁因高压气泡破裂长期冲击作用而产生气蚀破裂。

### 2.2　油压机高压油缸破裂的成因分析及对策

影响高压油缸破裂的因素是多方面的。必须结合具体情况进行分析,但总结起来主要有以下几个方面,缸口导套设计方面的原因,其设计的结构尺寸存在匹配问题,如图1所示,从图中把缸口导套看成支杆,其受力如图2所示,从受力图的力学平衡得出公式(1):

$$G_1+G_2+P=F \tag{1}$$

式中,$P$为高压油的冲击压力,N;$G_1$为油的自重力,N;$G_2$为活塞杆结构的重力,N;$F$为缸体对其支撑力,N。




1- 缸口导套;2- 高压油缸下腔进出油孔;3- 活塞杆;4- 高压油缸
5- 高压油缸上腔进出油孔;6- 充油阀阀孔

图1　高压油缸主体
Fig.1　Main body of high pressure cylinder

这里缸口导套变形主要考虑横向,而纵向有高压缸壁对其支撑,由其受力达到屈服极限有公式(2):

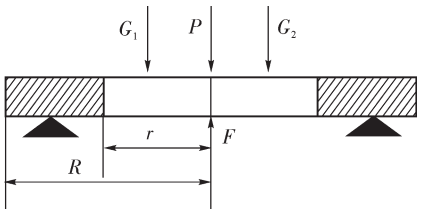



图 2 缸口导套受力图

Fig.2 Force diagram of cylinder head guide sleeve

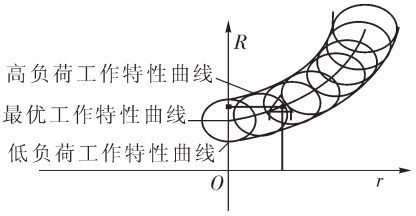



图 3 $R^2-r^2=\frac{P+G_1+G_2}{\sigma_s\pi}$ 函数曲线

Fig.3 $R^2-r^2=\frac{P+G_1+G_2}{\sigma_s\pi}$ Functional curve

$$G_1+G_2+P=\sigma_s\pi(R^2-r^2) \tag{2}$$

由公式(1)、(2)得出缸口导套内外半径平方差值的公式(3)：

$$R^2-r^2=\frac{P+G_1+G_2}{\sigma_s\pi} \tag{3}$$

式中，$r$ 为缸口导套内半径，m；$R$ 为缸口导套外半径，m；$\sigma_s$ 缸口导套的屈服极限，N/m²。

从工程经验得知，公式表明缸口导套内外半径平方的差值取其高压油的冲击压力的 $1.2\sigma_s$ 就能足够满足缸口导套不变形能力，上述公式表明与材料的性质因素有关，而具体的缸口导套内外半径可以根据具体的油压机的工作参数和函数图像来决定。如图 3 所示，根据具体的油压机的工作参数绘制其低负荷、超负荷函数曲线图，横坐标为缸口导套内半径 r，纵坐标为缸口导套外半径 $R$，然后在低负荷曲线和超负荷曲线之间作多个与之相切的圆，再顺次用平滑曲线把多个圆心顺次连接起来，根据工程逼近法得出，此曲线就是缸口导套内外半径平方的差值的最优工作特性曲线，由油压机具体工作参数计算并与之匹配的缸口导套内外半径的具体值就得出了。其方法是在横轴正半轴边任取一个正整数 $r$ 值，过该点作横轴垂线与最优工作特性曲线相交于 A 点，过 A 点做垂直于纵轴的垂线，与纵轴相交于 B 点，而 B 点的 R 值就是缸口导套外半径值，一般让它们逼近到都是整数或接近整数最好，方便设计、加工及装配；进、出油孔及充油阀孔设计方面的原因，其设计的结构尺寸也存在尺寸匹配问题，现以充油阀油孔和上腔进、出油孔为例进行设计分析，如图 3 所示，从图中可以把充油阀孔与高压缸进、出油孔看成支杆，其受力图如图 4 所示，从其受力图剪应力的力学平衡得出公式(4)：

$$P-G_1-G_2-G_3=2*1.05\tau\pi(r_1+R_1)t\nu_{\text{高压流速}} \tag{4}$$

式中，$P$ 为高压缸工作过程中的高压油的冲击压力，N；$G_1$ 为充油箱中油的自重力，N；$G_2$ 为活塞杆结构的重力，N；$G_3$ 为出油管油自重，N；$t$ 为缸底厚度，m；$\tau$ 为材料剪切应力，N/m²。

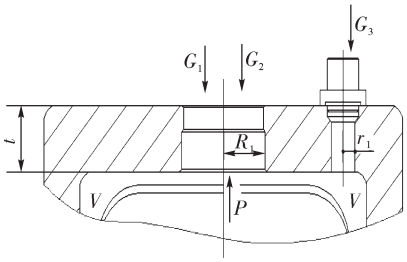
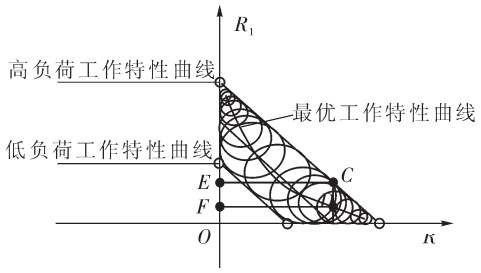



图 4 高压油缸充油阀孔及上腔进出油孔受力图

Fig.4 Force diagram of high pressure cylinder oil filling valve hole and upper cavity inlet and outlet oil hole




$r_1$ 为上腔及进出油孔内半径，m；$R_1$ 为充油阀油孔外半径，m

图 5 $R_1+r_1=\frac{P-G_1-G_2-G_3}{2*1.05\tau\pi\nu_{\text{高压流速}}}$ 函数曲线图

Fig.5 $R_1+r_1=\frac{P-G_1-G_2-G_3}{2*1.05\tau\pi\nu_{\text{高压流速}}}$ Functional graph

从公式(4)受剪切应力图的力学平衡得出，这些力共同作用于充油阀孔与高压缸上腔进、出油孔，从工程经验得知取其材料剪切应力的 $1.05\tau$ 就能足够满足充油阀孔与高压缸上腔进、出油孔内外表面不开裂纹要求，这里充油阀孔与高压缸上腔进、出油孔不开裂纹主要考虑其横向，而纵向是高压缸下腔进、出油孔，其分析探讨与之相同。得出充油阀与高压缸上腔进、出油孔半径和是公式(5)：

$$R_1+r_1=\frac{P-G_1-G_2-G_3}{2*1.05\tau\pi\nu_{\text{高压流速}}} \tag{5}$$

公示(5)表明充油阀与高压缸上腔进、出油孔半径之和与高压油缸的冲击力、油的自重力、活塞杆结构重力及材料的性质等因素有关，而具体的充油阀半径与高压缸进、出油孔半径可以根据具体的油压机的工作参数和函数图像来决定。如图 5 所示，根据具体的油压机的工作参数绘制其低负荷、超负荷函数曲线图，横坐标为高压油缸上腔进、出油管半径，纵坐标为充油阀半径 $R_1$，然后在低负荷曲线、超负荷曲线、横轴及纵轴之间作多个与之相切的圆，再顺次用平滑曲线把多个圆心顺次连接起来，根据工程

逼近法及均值法进行修正得出其过多个圆心的反比例函数曲线为 $y=\frac{k}{x}(k>0)$,此曲线就是充油阀孔半径与上腔进、出油孔半径之和的反比例函数的最优工作特性曲线,由油压机具体工作参数计算并与之匹配的充油阀孔半径和上腔进、出油孔半径的具体值就得出了。其方法是在横轴正半轴边任取一个正整数 $r_1$,过该点作横轴垂线与高负荷工作特性曲线及最优工作特性曲线与反比例函数曲线相交于 C 点及 D 点,过 C 点及 D 点作垂直于纵轴的垂线,与纵轴相交于 E 点及 F 点,这样一直作下去,直到 E 点纵轴函数值与 F 点函数纵轴值乘积绩是 1 或接近 1 为止,即 $R_E \cdot R_F \approx 1$,此时的 E 点的 $R_1$ 值就是充油阀孔半径值、F 点的 $R_1$ 值就是上腔进、出孔油孔半径值,一般让它们逼近到都方便计算及测量最好,有利于设计、加工及装配。活塞结构的头部,最初设计如图 1 所示,在工程运行中经常出现高压缸破裂,通过修改成如图 4 所示,在工程运行中出现破裂的现象就很少了。

由图 2 缸口导套受力图及其内外半径平方差值的函数曲线图像可知,通过改变缸口导套内外半径,使其达到设计理论与工程实际运行值接近或相同,有利于改变高压缸口的结构,从而提高缸口的强度,这样该部位破裂的几率减小了;从图 4 充油阀孔半径与上腔进、出油孔半径受力图及其函数曲线图像分析可知,当横轴某点与一次函数和反比例函数的交点在纵轴上的函数值乘积近似为 1,这就满足了高压缸在运行过程中,当充油阀孔受力增大则上腔进、出油孔受力减小,反之也同样成立,说明了高压缸在运行过程中始终压力接近一定值,破缸的可能性就非常小了;活塞杆头部结构改进如图 4,让活塞杆头部体积减小,使高压缸运行结束时缸里面有一定的压力油,起到了反冲高压缸、高压油及活塞杆的相互瞬时高压作用,有利于高压缸的正常运行。

### 2.3　理论与实践的统一互化和回归

从油压机的缸口导套、充油阀孔、上下腔进、出油孔及活塞杆头部的受力图分析、函数曲线图像及结构的改进,有利于高压缸在实践运行与工程理论设计相结合,高压油缸因高压油的高压突变冲击、设计中的结构尺寸分析校核是否匹配及结构尺寸的改进,从而防止了高压缸在运行过程中的破裂;其次在油压机运行过程中要按设计运行要求进行工作。因此,在油压机结构设计、理论分析及校核必须以其实践运行及检修经验的实践参数辅之以数字化软件及其建模进行系统分析,在实践中总结、在理论中参照实践,使实践与理论统一,从而形成合理化的设计理论、函数图像分析相结合的实践设计操作方法,以达到理论与实践的系统一。

## 3　结论

在处理、分析和研究工程实践问题时,实践是检验设计理论的基础,而结构分析及其改进处理尤为重要。在理论分析并借助受力图及其函数图像相结合的理论与实践分析,还必须参照实践检修的系统参数,并借助结构分析及其改进处理来达到解决和分析问题的目的。利用改进后的油压机部分结构及函数图像分析,使高压缸在运行过程中达到设计要求,同时又有利于高压缸的正常运行。

参考文献:


[1] 刘有力,马长林,李锋. 数字液压缸非线性建模仿真与试验研究[J]. 液压与气动,2018(10): 118-124.

[2] 汪志南,陈奎生,湛从昌. 液压缸 CFRP 缸筒结构开发及其强度理论研究[J]. 液压与气动, 2018(7): 1-7.

[3] 梁齐齐,熊瑞平,赵亚文,等. 一种锁紧液压缸的失效分析与结构优化[J]. 液压与气动,2018(4): 105-108.

[4] 宁轩,王永辉,安高成,等. 某试验机高频伺服液压缸设计与分析[J]. 液压与气动, 2018(1): 39-43.

[5] 王秀峰,周洪. 流体力学与液压传动[M]. 北京: 北航大学出版社, 2015.

[6] 柏艳红,权龙,郝小星,等. 基于流量近似的液压阀控缸动力机构建模[J]. 机械工程学报,2014, 50(24): 179-185.

[7] 高志球. 流体力学[M]. 北京: 科学出版社, 2017.

[8] 刘钊. 机械振动[M]. 上海: 同济大学出版社, 2016.

[9] 何琳. 振动理论与工程应用[M]. 北京: 科学出版社, 2015.

[10] 唐颖达. 液压缸设计与制造[M]. 北京: 化学工业出版社, 2017.

[11] 王温银, 顾永琴, 叶海燕. 液压油缸开裂失效分析 [J]. 金属热处理, 2014, 39(5): 150-153.

[12] 李群英,郑学荣,郭倩颖. 船舶起重机液压缸体断裂失效分析[J]. 金属热处理,2016, 41(5): 195-199.

[13] 黄海龙,赵忠义. 一种新型型坯壁厚控制器的设计与研究[J]. 机械设计与制造,2015(12): 150-152, 156.



**精铸用**

**石英砂、石英粉、铝矾土、高铝砂**

灵寿县德泰矿产品有限公司是一家专业从事非金属矿物的生产厂家，设备先进，技术力量雄厚。

让客户满意是我们的宗旨

化学成分

| 石英砂 | 石英粉 | 铝矾土 | 高铝砂 |
|---|---|---|---|
| $SiO_2 \geqslant 98.7\%$ | $SiO_2 \geqslant 98.7\%$ | $Al_2O_3 \geqslant 55\%$ | $Al_2O_3 \geqslant 52\%$ |

地　址：河北省灵寿县洞里工业区

电　话：0311-82617801(传真)，15175156717

联系人：刘喜亮