

# 废旧汽车螺栓快速拆解剪设计

## 摘 要

最近十年，伴随着经济的高度增长和发展，我国汽车工业得到迅速发展，汽车保有量大幅递增，在此大背景下，汽车的报废和更新也就变得愈加频繁。因此，报废汽车回收拆解行业也得到了较大规模发展。可现实情况是，绝大多数企业的拆解方法仍较为落后，技术装备的科技含量低，仍处于低水准的简单拆解阶段，工作效率低，经济效益比较差。

液压螺母破切器的工作原理是通过电动液压泵快速供油，利用液压推动刀头，快速破切螺栓的螺帽，实现螺栓的快速拆解。

本设计对市场上的液压螺母破切器进行改进，提高可持性和方便操作，提高工作效率。

**关键字：**汽车拆解 快速破拆螺栓 液压螺母破切器

## The design of hydraulic nut breaking

### Abstract

In recent years, with the rapid growth of the national economy and the improvement of China's rapid development of automobile industry, automobile consumption increments in daily, meanwhile, scrapped cars also tend to frequent. On this basis, the development of the recovery of scrap car dismantling industry has been promoted. But the means of dismantling used in the most of companies are backward, technology and equipment are low-tech, most enterprises are still in simple and low-level stage, low productivity and poor economic returns.

Working principle of a hydraulic nut broken cut is quick oil-supplied by electric hydraulic pumps. drive the heads with the hydraulic pressure, achieve rapid dismantling of the bolt.

This design of hydraulic nut breaking is based on the products on the market and improve them, improve the sustainability and ease of operation, improve work efficiency.

**Keywords:** Automobile dismantling; Dismantling bolts fastly; Hydraulic

# 目录

1. 绪论.....	1
1.1 废旧汽车拆解现状 .....	1
1.2 锈蚀螺栓的破拆现状.....	1
2. 液压螺母破切器概述 .....	2
2.1 液压螺母破切器的优点 .....	2
2.2 液压螺母破切器的结构 .....	2
2.3 工作原理 .....	3
2.4 剪断螺栓所需力的计算 .....	3
2.5 刀头的设计 .....	3
2.5.1 刀头的结构 .....	3
2.5.2 刀头强度的校核 .....	4
2.5.3 刀头的定位 .....	4
2.6 把手的设计 .....	6
2.7 弹簧的选择 .....	6
2.8 开关的选择 .....	7
2.9 液压螺母破切器前部壳体的材料选择 .....	8
2.9.1 液压螺母破切器前部壳体的材料选择 .....	8
2.9.2 前部拉伸强度校核 .....	8
2.10 前刀头的可拆卸设计 .....	9
3. 液压泵的选型 .....	11
3.1 液压电动泵的选择 .....	11
3.2 工作原理 .....	11
3.3 技术参数 .....	11
3.4 液压泵的可移动设计 .....	12
4. 液压缸的设计 .....	14
4.1 负载分析 .....	14
4.2 液压缸尺寸设计 .....	15

4.2.1 缸筒的设计 .....	15
4.2.2 缸筒内径 $D$ .....	15
4.2.3 壁厚 $\delta$ .....	15
4.2.4 缸筒底部厚度 .....	16
4.3 活塞和活塞杆的设计 .....	17
4.3.1 活塞的常用材料 .....	17
4.3.2 活塞的结构设计 .....	17
4.3.3 活塞与活塞杆的连接结构 .....	17
4.3.4 活塞杆设计 .....	18
4.3.5 液压缸输出液压力 .....	19
4.4 液压缸的校核 .....	19
4.4.1 缸筒壁厚的验算 .....	19
4.4.2 活塞杆强度校核 .....	19
4.4.3 活塞杆轴肩的强度校核 .....	20
4.4.4 卡键连接强度校核 .....	20
4.5 液压缸密封及设计 .....	21
4.5.1 密封概述 .....	21
4.5.2 密封件的选择 .....	21
4.5.3 O形圈沟槽设计 .....	21
<b>5. 液压系统</b> .....	<b>23</b>
<b>小结</b> .....	<b>24</b>
<b>参考文献</b> .....	<b>25</b>
<b>附录</b> .....	<b>25</b>
<b>致谢</b> .....	<b>26</b>

# 1. 绪论

## 1.1 废旧汽车拆解现状

公安部交管局发布信息，截止到 2009 年，中国汽车产销已经达到 1 379 万辆，同比增长 48.30%。到 2010 年时，汽车保有量已达到 6 500 万辆。随着我国汽车保有量的急剧上升，大量汽车开始进入“老年期”。目前我国汽车报废量已达 300 万辆/年。

汽车是由大量金属和非金属材料组成的，其中约 80%为钢和生铁，约 2%~4%为铜、铝等有色金属，其他为塑料、橡胶、玻璃等非金属材料。根据统计，一辆汽车上的钢铁、有色金属的零部件有 90%以上是可以回收利用的，玻璃、塑料等非金属材料的回收利用率也能达到 50%以上，市场前景十分广阔。推动汽车拆解技术的进步，发展循环经济，不仅可以促进汽车回收行业的发展，而且能解决废旧汽车所引发的大量污染问题等，在此基础上，汽车拆解技术迎来了重要发展机遇，废旧汽车材料的回收具有巨大的经济价值和社会效益。

因此，我国的报废汽车回收拆解行业的发展情景不可限量。汽车拆解的相关专业人员对符合国家机动车强制报废标准或汽车业主明确要求报废的汽车，进行危险废物的无害化处理、主要总成的拆除、非金属材料及零件的去除、车体和结构件的压扁或切割的程序或方式。但是我国的废旧汽车回收利用行业还属于劳动密集型阶段，拆解方法比较落后，技术装备科技含量低，大多数公司仍处在简单拆解的低水平阶段，工作效率低，经济效益比较差。

## 1.2 锈蚀螺栓的破拆现状

汽车上大量使用螺栓进行连接。螺栓连接零件后，使用时间长，长期没拆卸，处在复杂工况下，螺纹之间缺油氧化成锈层，增加了螺纹摩擦阻力，其能承受的扭矩也大幅下降，变得难于拆卸。对于锈蚀螺栓一般采用以下三种方法：

- 1.先往腐蚀程度不高的螺栓上滴一些机油，再用扳手慢慢地拧转几下，再反方向地慢慢拧转几下，使得表面氧化层脱落，便能拆下。

- 2.对于腐蚀程度较为严重的螺栓，首先要除掉表面上明显的锈蚀，随后用机油浸泡一

天，再用锤子轻轻地在螺栓上面敲打几下，向两个相反方向各转动几下，便能拆下。

3.对于特别严重的螺栓拆解，可通过给锈蚀的螺栓加热，使其表面氧化层脱落，并趁热用扳手拧转，通常即可拆解下来。

这些方法对于大量的螺栓拆解作业及锈死的螺栓拆解作业，是无法达到要既定的工作效率和产品安全要求的。不恰当的双头螺栓拆解工作有可能导致发动机机体的损害。

在实际大规模拆解工作过程中，可以利用液压螺帽破切器，通过刀头的相互作用，剪开螺母以拆解螺栓。但由于油缸采用铁制液压缸，质量较重，不适合手持。另外液压泵要通过脚踏开关启动，不方便使用。本设计将铁制液压缸换成铝制液压缸，减轻重量。安装一个手柄，并将脚踏开关的电路设计到手柄上，使得可以通过手柄上的开关控制液压泵的开关，大大提高了工作效率和实际使用感受，为废旧汽车快速拆解提供了技术保障。

## 2. 液压螺母破切器概述

### 2.1 液压螺母破切器的优点

在废旧汽车中，存在着许多因安装在露天高温或腐蚀环境中而锈蚀的螺栓。要拆卸这样的螺栓是非常困难的，以往做法通常是利用（气）焊将螺帽和螺栓一起割掉，然而在一些特殊环境条件中，有时不能利用火（电）焊。此时使用不动火、不动电的液压螺母破切器，就可以简便、快捷、安全、高效地解决螺栓螺母的拆卸。

### 2.2 液压螺母破切器的结构

以 NC-1924 为例，其破切的螺钉范围为 M12-M16，六角螺母范围为 19-25mm。

液压螺母破切器由前刀头、工作刀头、液压缸、弹簧、定位螺钉、导向键、把手等构成。

前刀头与工作刀头为工作部分；液压缸提供剪切所需的动力；弹簧用于使得液压缸复位；定位螺钉用于将刀头与活塞杆固定；为确保刀头的不会偏移，设计安装一个导向键；把手可以提高使用效率。

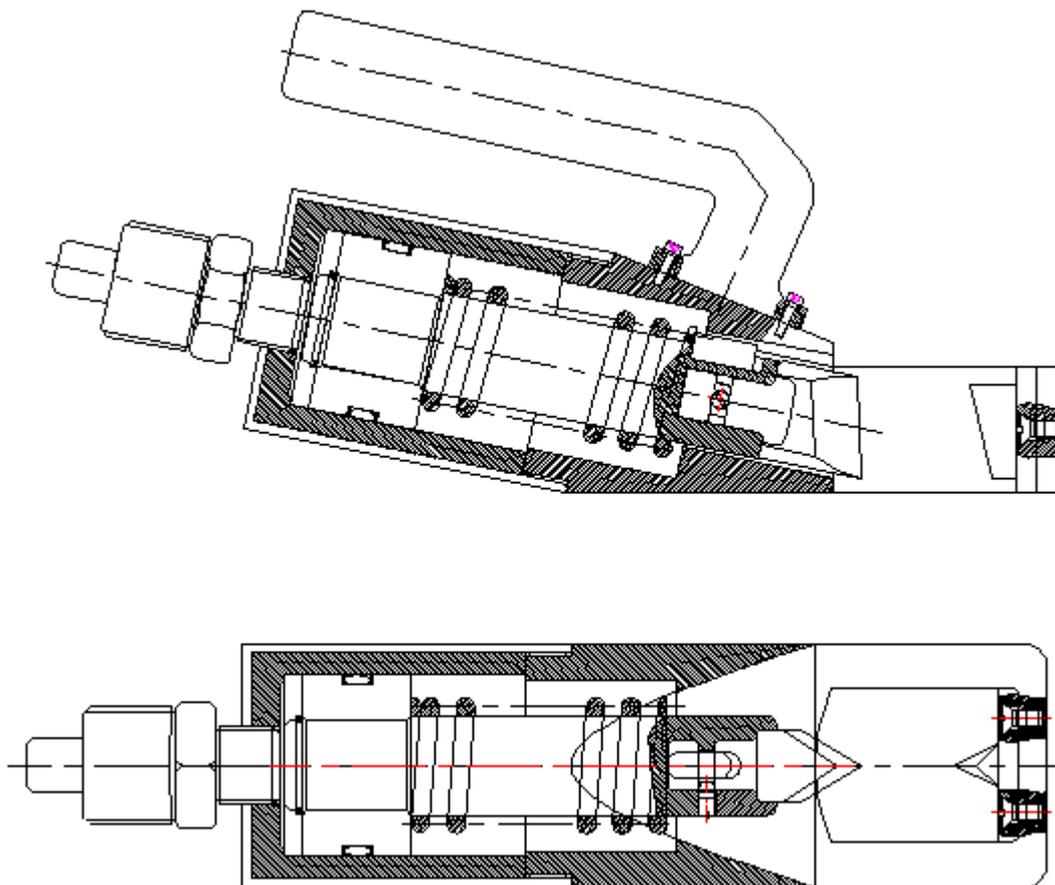


图 2-1 液压螺母破切器结构

## 2.3 工作原理

工作原理：将螺栓套入工作刀头与前刀头的空隙处。按下把手上的启动开关，高压液压泵开始工作，油液通过油管进入液压螺母破切器。经过底部油孔后进入液压缸，推动活塞杆向前工进。此时，安装在活塞杆上的工作刀头也随之工进。通过液压缸所提供的巨大剪力，在与前刀头的互相剪切，实现螺栓头部的破切，达到破切废旧螺栓的目的。

## 2.4 工作刀头和前刀头的设计

### 2.4.1 工作刀头的结构

根据 GB/T 5783-2000, 六角头螺栓全螺纹的标准尺寸

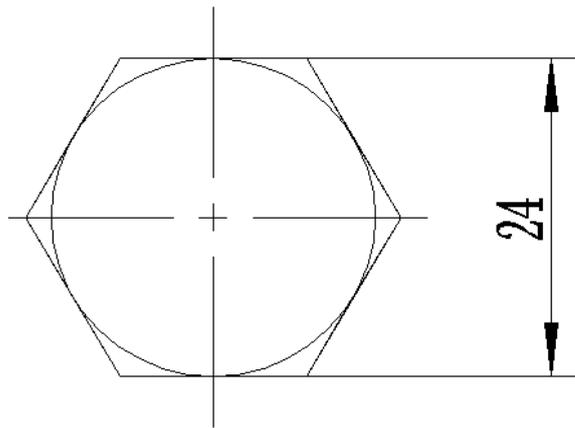


图 2-2M16 螺栓标准尺寸

$e=24\text{mm}$ ，刀头的大小必选大于  $e/2$ ，增加刀头的作用面积，减小单位面积上的剪应力。

由于液压螺母破切器工作压力较大且对耐磨度要求较高，所以刀头材料采用 T10 碳素工具钢。此材料耐磨性能好，适用范围广，可用于制造切削条件差、耐磨性能要求高的金属切削工具。

#### 2.4.2 工作刀头强度的校核

假设剪切螺栓力的反作用力是均匀分布在两个工作面上的，

$$\sigma = F/A \tag{2-1}$$

式中， $F$ ——剪切螺栓所需的剪应力，N；

$A$ ——工作面作用面积。

作用面积  $A=2 \times 9 \times 14.7=264.6\text{mm}^2$

计算可得  $\sigma = 98695.8/264.6=373\text{MPa}$

查得 T10 碳素工具钢的许用应力  $[\sigma]=600\text{MPa}$ ， $\sigma < [\sigma]$ ，校核成功，满足要求。

#### 2.4.3 工作刀头的定位

将刀头插入活塞杆的前部空心处，此时通过一个开槽沉头螺钉定位。

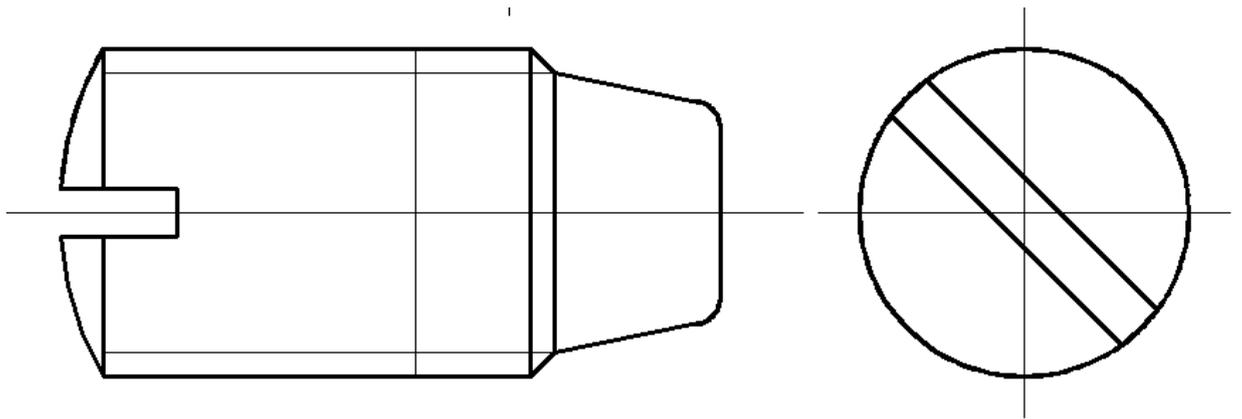


图 2-3 定位螺钉

将定位螺钉拧入刀头的凹处，用扳手固定，实现定位。

## 2.5 剪断螺栓所需力的计算

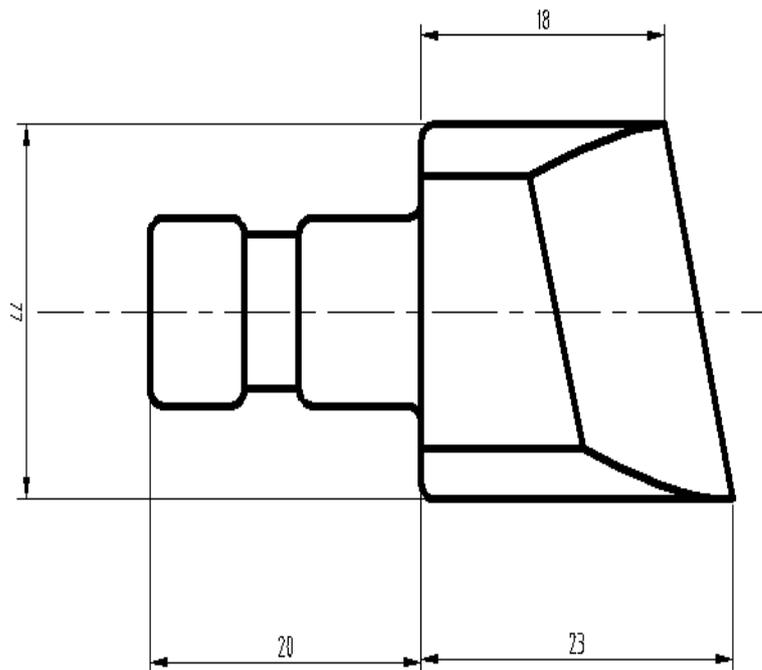


图 2-4 刀头形状

性能等级为 4.8 级的普通螺栓的材料一般为 Q235，Q235 的抗剪强度为 310~380MPa，出于安全考虑，抗剪强度极限选为 380MPa。

剪切螺栓所需的剪应力  $F_L$  的大小计算如下：

$$F_L = A \times \sigma \quad (2-$$

2)

式中，A-----刀头作用面积， $\text{mm}^2$ ；

$\sigma$ -----材料的强度极限，MPa；

$F_L$ -----工作负载，N。

由公式 4-1 计算可得： $A=2 \times 9 \times 14.7=264.6\text{mm}^2$

$F_L=264.6 \times 373=98695\text{N}$ 。

## 2.6 把手的设计

液压螺母破切器的表面为光滑 Q420 材料，难以手持。所以安装一个把手，并将开关放置在把手内侧，通过把手上的开关控制液压泵的工作状态，大大地调高了工作效率。

由于工作环境中有大量的可导电的油液，且对强度有一定的要求，所以选择聚酰胺 66。

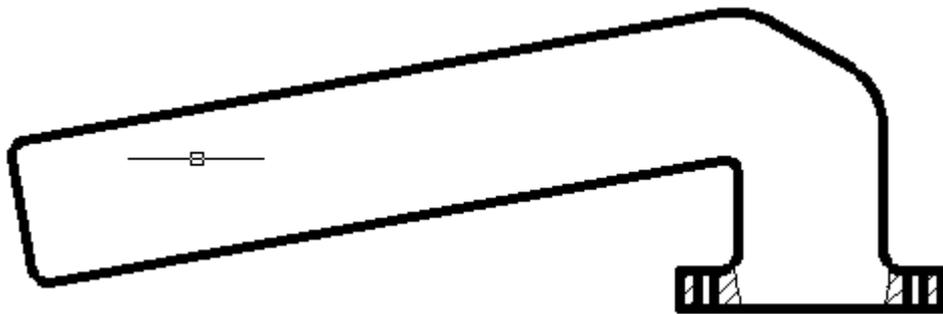


图 2-5 把手外形

把手底部采用 M2 的内六角圆柱头螺钉连接，把手底部安装  $\Phi 12$  的弹簧开关。接线沿着螺钉上部伸出把手。

## 2.7 弹簧的选择

活塞受到液压作用后工进，此时弹簧受力压缩。在没有液压作用后，弹簧自身复位，压缩活塞，使得液压缸回油。

根据弹簧的工作条件，可以直接从表中查出与设计相近的弹簧的尺寸与参数。由于本弹簧材料直径  $d \leq 13\text{mm}$ ，采用碳素弹簧丝 C 级。

压缩弹簧端部选用端部并紧磨平，支撑圈为 1 圈的形式，总圈数  $n_1$  等于  $n+2$ ，自由高度  $H_0$  等于  $nt+1.5d$ ，压并高度  $H_b = (n+1.5)d$ 。

原始条件如下：

最小工作载荷  $P_1=200\text{N}$ ，最大工作载荷  $P_n=490\text{N}$ ，工作行程  $h=50\text{mm}$ ，弹簧外径  $D_2 \leq 30\text{mm}$ ，弹簧级别为  $N=10^3-10^6$ ，端部结构为端部并紧、磨平，两端支撑圈各一圈，弹

簧材料为碳素工具钢丝 C 级。

参数计算：

$$\text{初算弹簧刚度 } P' = \frac{P^n - P_1}{h} = 490 - 200 / 50 = 5.8$$

工作极限载荷  $P_j$ ，因是 II 类载荷： $P_j \geq 1.25P_n$ ，故  $P_j = 1.25 \times 490 = 612.5\text{N}$

弹簧材料直径  $d$  与弹簧中径  $D$  等有关参数：

d/mm	D/mm	$P_j/\text{N}$	$F_j/\text{mm}$	$P'_d / \text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
4	25	615.63	3.804	39.5

有效圈数  $n = \frac{P'_d}{P'} = 39.5 / 5.8 = 6.04$ ，查询手册，压缩弹簧有效圈数  $n$  取整为 6 圈。

总圈数  $n_1 = n + 2 = 6 + 2 = 8$  圈

$$\text{弹簧刚度 } P' = \frac{P'_d}{n} = 39.5 / 6 = 6.58 \text{ N/mm}$$

工作极限载荷下的形变量  $F_j = n f_j = 6 \times 3.804 = 22.824\text{mm}$

节距  $t = F_j / n + d = 22.824 / 6 + 4 = 7.8\text{mm}$

自由高度  $H_0 = nt + 1.5d = 6 \times 7.8 + 1.5 \times 4 = 52.8\text{mm}$

弹簧外径  $D_2 = D + d = 25 + 4 = 29\text{mm}$

弹簧内径  $D_1 = D - d = 25 - 4 = 21\text{mm}$

螺旋角  $\alpha = \arctan(t / \pi D) = \arctan(7.8 / 3.14 \times 25) = 5.67^\circ$

展开长度  $L = \pi D n_1 / \cos \alpha = 3.14 \times 25 \times 8 / \cos 5.67 = 631\text{mm}$ 。

技术要求

- (1) 旋向：左旋
- (2) 有效圈数  $n=6$ 、总圈数  $n_1=8$
- (3) 展开长度  $L=631\text{mm}$

## 2.8 开关的选择

由于计算可得  $u=11\text{mm/s}$ ，所以整个工作过程约为 5s，时间较短，可以选择按钮开关，通过按住开关保持电路接通使得液压泵出于工作状态，放开按钮开关后，通过弹簧回位。

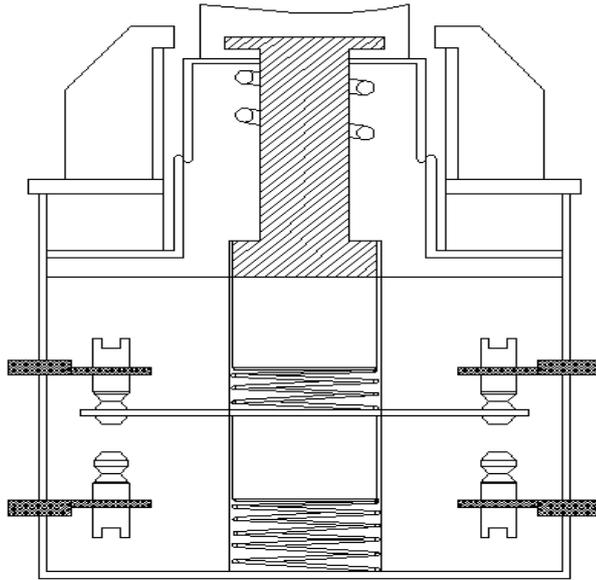


图 2-6 按钮开关结构图

上面两个触头为常闭触头，下面两个触头为常开触头。左上的配线接地，右下的配线接入液压泵启动电路。右上的配线和右下的配线与左边两个开关并联，实现电路的接通。

按下按钮帽，常闭触头断开，常开触头闭合。此时右下的触头接通，配线传递电信号至脚踏开关处，实现液压泵的工作。松开按钮帽后，常开触头断开，常闭触头接通，电路接地，液压泵停止工作，液压缸受弹簧挤压回位。

接线采用厚皮电缆包裹，防止漏电，造成油液的导电。接线从把手底端伸出后，沿着液压螺母破切器外形与油管接入液压泵启动电路。

## 2.9 液压螺母破切器前部壳体的材料选择

### 2.9.1 液压螺母破切器的材料选择

液压螺母破切器在工作时，为防止前部壳体受拉伸后断裂，前部壳体材料选择高强度的合金结构钢 Q420。

该材料抗拉强度为 520-680MPa，强度高，抗疲劳性能良好，且韧性高，耐腐蚀性能强。

### 2.9.2 前部拉伸强度校核

前部壳体因为工作刀头工进时受到挤压，则上下两个面受到拉伸力作用。对壳体上下下面进行拉伸强度校核，防止长期工作对壳体的破坏，超过疲劳极限。

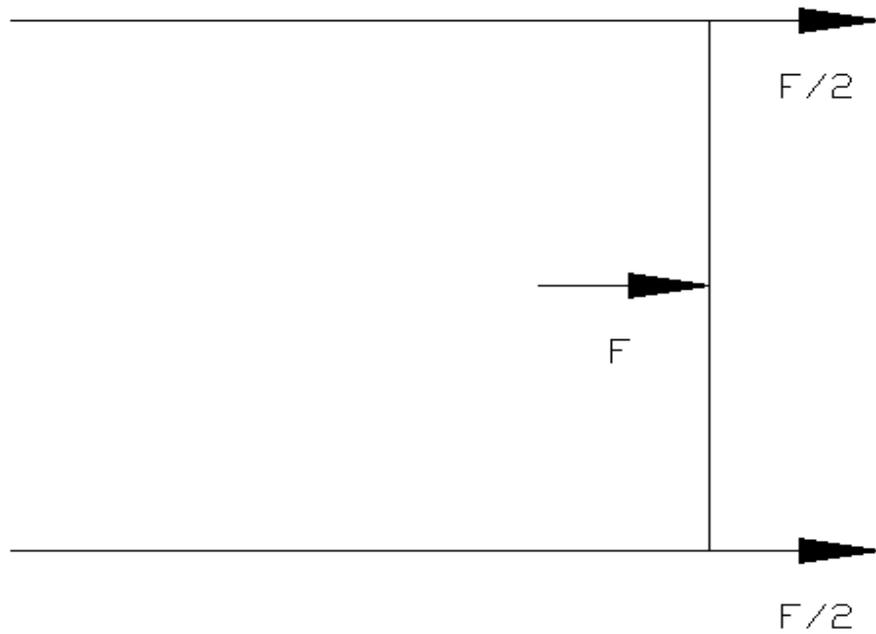


图 2-7 受力分析

作用在刀头接触面的力  $F$  被均分在上下两个面上，各是  $F/2$ 。 $F$  为剪螺栓所需的力。

$$F_N = \sigma \times A \quad (2-3)$$

式中， $A$ -----上下面的总截面积， $\text{mm}^2$ ；

$\sigma$  -----材料的抗拉强度极限， $\text{MPa}$ 。

由公式 2-3 计算可得，
$$F_N = 2 \times \frac{\pi d^2}{4} \times \sigma = 2 \times \frac{3.14 \times 10^2}{4} \times 680 = 106760 \text{N}$$

由上面计算可得： $F=98695\text{N}$ ， $F < F_N$ ，所以校核成功，满足要求。

## 2.10 前刀头的可拆卸设计

由于工作刀头与前刀头之间的距离较小，不适合剪切较大尺寸的螺栓。本设计将前刀头设计成可拆卸的，在剪切较大尺寸的螺栓时，可将前刀头卸下，增大空间，此时只利用工作刀头进行单面剪切。

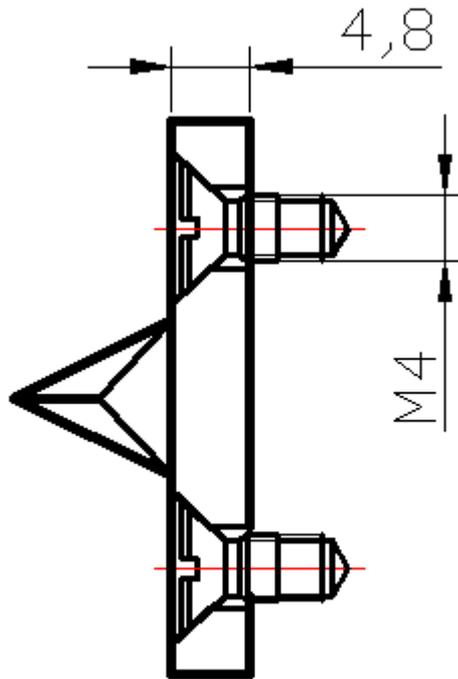


图 2-8 前刀头的连接

刀头两边连接处的厚度为 4.8mm，前刀头的固定采用 M4 的开槽圆柱头螺钉。

螺钉剪切应力校核

在使用破切器过程中，即使活塞杆上具有一个导向键，但出于安全考虑，将对螺钉剪切进行校核。

由于螺钉受双面剪切，所以受力面积为 2 倍的螺钉截面积。

$$F = A \times \sigma \quad (2-$$

4)

式中，F-----螺栓剪应力，N；

A-----实际受力截面积，mm<sup>2</sup>；

$\sigma$  -----螺钉屈服极限，MPa。

由 2-4 计算可得， $A=2 \times 2 \times \pi \times d^2 / 4 = 50.24 \text{mm}^2$ 。

查表可知 4.8 级精度螺钉采用 Q235，屈服极限为 235MPa。

计算可得， $F=11806.4\text{N}$ ，可满足横向上很小的剪应力。

## 3. 液压泵的选型

### 3.1 液压电动泵的选择

为方便使用，液压泵应具有体积小、压力高、重量轻、结构简单、使用方便等优点。因此，选择 BRM-700D 系列电动液压泵。

此电动泵是由单相异步电动机、电磁阀、高压油泵、油箱等组成超高压油泵。

### 3.2 工作原理

在输出压力小于 7MPa 时，高低压柱塞同时向外输出油量；当压力大于 70MPa 时，低压流量向外排空，高压流量继续输出，以达到 70MPa。

### 3.3 技术参数

表 3-1 BRM-700D 电动泵技术参数

型号	BRM-700D1
额定工作压力	70MPa
高压流量	0.9L/min
低压流量	5L/min
电机功率	0.75KW
电压	220V
频率	50Hz
外形尺寸	360X280X450mm
贮油容积	7L

### 3.4 液压泵的可移动设计

液压泵本身质量较重，不适合经常经常移动。本设计将液压泵放置在一辆小车上。小车底面使用铝合金，铭牌 5052-H11，该材料许用应力  $\sigma = 195\text{MPa}$ 。安全系数  $n$  取 5。万向轮用 M8 螺栓连接。

$$\text{则 } [\sigma] = \sigma / 5 = 195 / 5 = 39\text{MPa}$$

液压泵总重量为 30kg，对铝合金板进行校核。

$$F_n = [\sigma] \times A \tag{3-1}$$

式中， $[\sigma]$ -许用应力 MPa；

A-作用面积,  $\text{mm}^2$ 。

计算可得:  $F_n=39 \times 360 \times 280=3931.2\text{kN}$

$G=mxg=30 \times 10=300\text{N}$ 。

因为  $G < F_n$ , 校核成功。

对万向轮的校核公式如下:

$$T = (E+Z) / M \times N$$

(3-

2)

式中, E+Z-荷载总重量, Kg;

M-万向轮个数;

N-安全系数, 此时取 5。

计算可得:  $T=30/4 \times 1.5=11.25\text{Kg}$

由于一个万向轮可承重约 25kg, 所以能满足要求。

对于小车大小由液压泵外形尺寸决定, 挡板高度设计为 150mm, 超过了液压泵位于 1/3 处的质心, 安装较为安全。小车外形大致尺寸如下图:

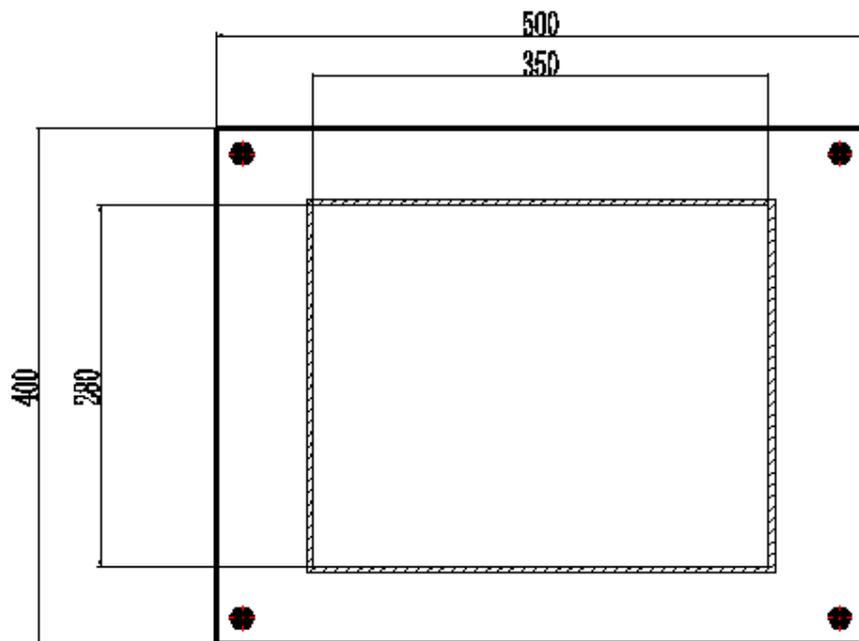


图 3-1 小车外形尺寸

## 4. 液压缸的设计

### 4.1 负载分析

#### 4.1.1 工作负载

由上面计算可得，剪断螺栓的力约为 98695N。

所以液压缸的工作负载也约为 98695N。

表 4-1 根据负载选择压力

根据设备类型	磨床	组合机床插床	车床铣床镗床	珩磨机床	拉床龙门刨床	汽车机械、小型工程机械	工程机械、锻压设备	船用系统
工作压力/MPa	≤1.2	<6.3	2-4	2-5	<10	10-16	16-32	14-25

根据表 4-1，由于液压螺母破切器属于小型工程机械，所以选择工作压力  $P=16\text{Mpa}$ 。

#### 4.1.2 单作用液压缸的参数计算

根据牛顿力学原理，下部油液产生的向上液压力，在均速时，等于负载力  $F_L$ ；按流体力学理论，供油流量  $Q$  等于活塞面积  $A$  与速度  $u$  之积。考虑到机械效率和液体的容积效率，则活塞上的两个基本方程为

$$\begin{aligned}
 p &= \frac{F_L}{A \eta_{cm}} \\
 u &= \frac{Q \eta_{cv}}{A}
 \end{aligned}
 \tag{4-2}$$

式中， $A$ -----活塞面积， $A=\pi D^2/4$ ， $D$  为活塞直径， $m$ ；

$p$ -----供液压力， $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ；

$\eta_{cm}$ -----机械效率；

$F_L$ -----负载， $\text{N}$ ；

$Q$ -----供液流量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；

$\eta_{cv}$ -----容积效率;

$u$ -----活塞速度, m/s。

由公式 4-2 计算可得:  $p=62\text{MPa}$

$$u=0.015 \times 106 \times 0.95 / \left( \frac{\pi}{4} \times 40^2 \right) = 11 \text{mm/s}$$

## 4.2 液压缸尺寸设计

### 4.2.1 缸筒的设计

缸筒是液压缸容纳压力油液、驱动负载做功的主要零件,因而对其有强度、刚度、密封等方面的要求;

(1) 拥有足够的强度,能在长期承受额定工作压力下而不产生永久变形。

(2) 拥有足够的刚度,能承受活塞侧向力和安装时的反作用力而不致产生弯曲。

(3) 密封的可靠性。

### 4.2.2 缸筒内径 D

根据 GB/T 2348-1993 液压缸内径系列和工具头尺寸,

8	10	12	16	20	25	32
40	50	63	80	(90)	100	(110)
125	(140)	160	(180)	200	220	(250)
(280)	320	(360)	400	450	500	

括号内为优先选取尺寸

选择缸筒内径  $D=40\text{mm}$ 。

### 4.2.3 壁厚 $\delta$

由于对强度要求较高且需要抗腐蚀性能较强的材料,所以液压缸缸体材料采用铝合金 7075。

对于塑性材料:

$$[\sigma] = \sigma_s / n_s \tag{4-3}$$

3)

式中,  $[\sigma]$ -----缸筒材料的许用应力, MPa;

$n_s$ -----安全系数,一般可取  $n_s=3-5$ ;

$\sigma_s$ -----材料的屈服极限。

由公式 4-3 计算可得:  $[\sigma]=455/5=91 \text{MPa}$

缸筒壁厚的计算公式为:

$$\delta \geq \frac{p_{\max} D}{2[\sigma] - 3p_{\max}} \quad (4-)$$

4)

式中,  $p_{\max}$ -----液压缸工作压力, MPa;

$[\sigma]$ -----缸筒材料的许用应力, MPa;

$D$ -----液压缸筒内径, mm。

由公式 4-4 计算可得:  $[\delta] = 16 \times 40 / (2 \times 91 - 3 \times 16) = 4.77 \text{mm}$

表 4-2 典型液压缸系列产品的缸筒壁厚尺寸 / mm

缸筒直径/mm	额定压力 /MPa	产品系列代 号	壁厚/mm
40	16	D	5

依照实际生产的尺寸, 对计算所得的壁厚进行圆整, 取  $\delta = 5 \text{mm}$ 。

#### 4.2.4 缸筒底部厚度

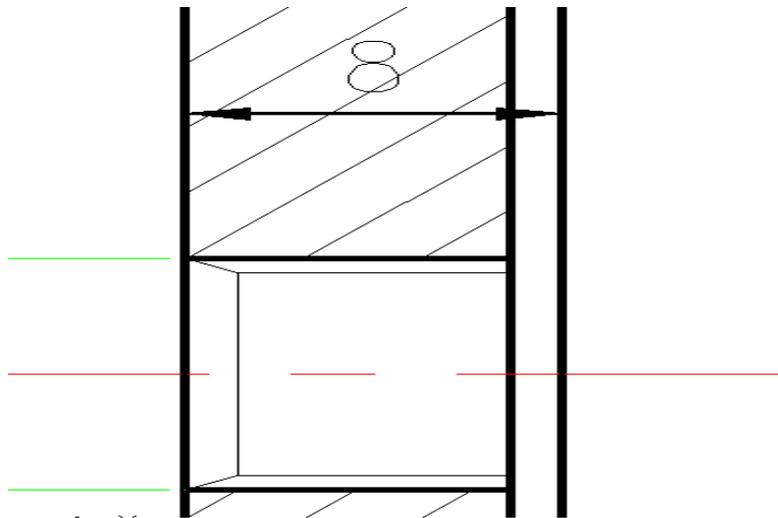


图 4-2 缸筒底部

缸底结构形式有四种, 选择缸底为有孔平底, 则

$$h = 0.433D \sqrt{\frac{pD}{(D-d_0)[\sigma]}} \quad (4-)$$

5)

式中,  $D$ -----缸底止口外径, mm;

$d_0$ -----油口直径，m。

由表 4-3 可知， $d_0=8\text{mm}$ 。

表 4-3 液压缸的综合结构参数

缸径 D/mm	活塞杆直径 d/mm	速度比 $\psi$	活塞行程 S/mm	油口直径 $d_0$ /mm
40	22	1.46	25	8

缸体材料为铝合金， $\sigma=455\text{MPa}$ ，安全系数  $n$  取 3。

$$[\sigma]=\sigma/n=455/3=152\text{MPa}$$

由公式 4-5 计算可得： $h=0.433 \times 40 \times \sqrt{16 \times 40 / (40-8) \times 152} = 6.2\text{mm}$ 。

### 4.3 活塞和活塞杆的设计

#### 4.3.1 活塞的常用材料

活塞材料选用的依据主要从活塞的结构形式来考虑。本设计选用 45 钢。

#### 4.3.2 活塞的结构设计

活塞宽度  $B$  的大小一般为活塞外径  $D$  的 0.6--1 倍，另外也要根据密封件的形式、数量、安装导向环的沟槽尺寸进一步细化，使上述元件间距适当。

#### 4.3.3 活塞与活塞杆的连接结构

本设计选用卡环键型，这种结构简单，拆装方便，活塞借助径向间隙有少量浮动，不易卡滞，但活塞与活塞杆之间有轴向公差，该轴向公差会造成活塞与活塞杆的不必要的窜动。

卡环的选择

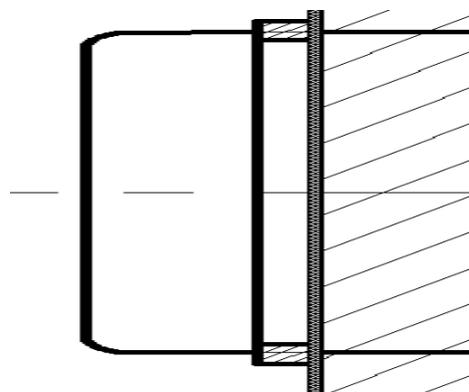


图 4-3 卡环

根据 GB/T 896-1986, 由于轴径为 20mm, 选择  $d_1=20$  的卡环。

基本参数如下表 4-4

表 4-4 卡环的基本参数

$d_1/\text{mm}$	$d_2/\text{mm}$	$m/\text{mm}$	$s/\text{mm}$
20	19	1.3	1.2

#### 4.3.4 活塞杆设计

##### 1) 基本结构

活塞杆有实心杆和空心杆两种, 实心杆的强度高, 易于加工, 使用较为广泛。

##### 2) 活塞杆的材料和技术要求

本设计为减少切削加工, 而将活塞杆材料选为 45 钢,。

活塞杆的外径尺寸公差多为  $f8$ , 表面粗糙度为  $R_a = (0.16-0.63) \mu\text{m}$ , 精度要求为  $R_a=0.2\mu\text{m}$ 。

##### 3) 活塞杆的导向

由于本设计中采用低速小行程液压缸, 故活塞杆导向结构选择无导向套(环)的结构

##### 4) 活塞杆的密封与防尘

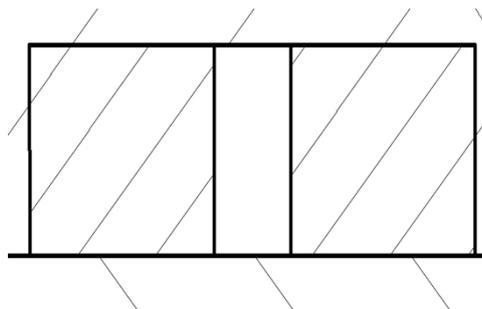


图 4-4 密封件沟槽

5) 为保证它在沟槽中的可靠定位, 使用的材料为丁腈橡胶, 因为该材料在外表面上具有梳子形的密封表面, 不易移动。

##### 6) 活塞杆直径 $d$

表 4-5 液压缸速比与工作压力的关系

工作压力 /MPa	<10	12.5-20	>20
--------------	-----	---------	-----

速比 $\psi$	1.33	1.46,2	2
-----------	------	--------	---

根据工作压力，选择速比  $\psi = 1.46$ 。

$$d = D\sqrt{1-1/\psi} \quad (4-6)$$

式中， $d$ -----活塞杆直径，mm；

$D$ -----缸筒内径，mm；

$\psi$ -----速比。

由公式 4-6 计算可得： $d = 40 \times \sqrt{1 - \frac{1}{1.46}} = 22.4 \text{ mm}$

根据国家标准 GB/T 2348-1993,对所计算出的结果进行圆整，所以  $d=22\text{mm}$ 。

#### 4.3.5 液压缸输出液压力

根据  $D=40\text{mm}$ ， $d=22\text{mm}$ ， $p=16\text{MPa}$ ，确定输出压力  $F=20.11\text{kN}$ 。

### 4.4 液压缸的校核

#### 4.4.1 缸筒壁厚的验算

液压缸的额定工作压力  $p$  应低于一定的极限值，以保证工作安全，即

$$p \leq 0.35\sigma_s(D_1^2 - D^2)/D^2$$

(4-7)

式中， $D_1, D$ -----液压缸外径和内径，mm；

$\sigma_s$ -----缸筒材料的屈服极限，MPa。

由公式 4-7 计算可得： $p = 0.35 \times 455 \times (50^2 - 40^2) / 40^2 = 89\text{MPa}$

液压缸的实际工作压力  $p$  决定于负载，一般以  $p = (0.6-0.7) p_n$

表 4-6 液压缸的公称压力

$p_n/\text{MPa}$	1.0	1.6	2.5	4.0	6.3	10	16	25	31.5
------------------	-----	-----	-----	-----	-----	----	----	----	------

查表 4-6 得， $p_n=25\text{MPa}$ 。

由于  $p_n < 89\text{MPa}$ ，所以校核成功，满足要求。

#### 4.4.2 活塞杆强度校核

活塞杆在稳定工况下，如果只受轴向拉力或推力，可近似按直杆承受拉压载荷的筒

单强度计算公式进行校核计算：

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} \leq [\sigma] \quad (4-8)$$

8)

式中， $\sigma$  -----活塞杆应力，Pa；

F-----活塞杆输出力，N。

由公式 4-8 计算可得： $\sigma = 4 \times 201100 / (3.14 \times 40^2) = 160 \text{MPa}$

由于活塞杆材料为 45 钢，屈服极限  $[\sigma] = 355 \text{MPa}$ ，由于  $\sigma < [\sigma]$ ，校核成功，满足要求。

#### 4.4.3 活塞杆轴肩的强度校核

活塞杆轴肩挤压强度按下式计算：

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} [(d - 2c_2)^2 - (d_2 + 2c_1)^2]} \leq [\sigma] \quad (4-9)$$

9)

式中， $\sigma$  -----活塞杆轴肩挤压应力，Pa；

F-----活塞杆作用力，N；

d-----活塞杆直径，m；

$d_2$ -----活塞孔内径，m；

$c_1$ -----活塞孔部倒角，m；

$c_2$ -----活塞杆轴肩倒角，m；

$[\sigma]$ -----轴肩的许用应力，MPa。

又公式 4-9 计算可得： $F = 3.14 \times 22^2 \times 16 / 4 = 6079.04 \text{N}$

$$\sigma = \frac{6079.04}{\frac{\pi}{4} (22^2 - 20^2)} = 92 \text{MPa}$$

由于活塞杆材料为 45 钢，屈服极限  $[\sigma] = 355 \text{MPa}$

所以  $\sigma < [\sigma]$ ，校核成功，满足要求。

#### 4.4.4 卡环强度校核

活塞杆与活塞用卡键连接时，卡键连接强度按下式计算：

$$\sigma = \frac{p(D^2 - d_1^2)}{4d_1l}$$

$$\tau = \frac{p(D^2 - d_1^2)}{h(2d_1 + h)}$$
(4-10)

式中，p-----液压缸工作压力，Pa；

D-----缸筒内径，m；

d<sub>1</sub>-----活塞杆轴肩直径，m；

h-----卡键高度，m；

l-----卡键宽度，m；

σ -----挤压应力，Pa；

τ -----剪应力，Pa。

由公式 4-10 计算可得， $\sigma = 16 \times (40^2 - 20^2) / 4 \times 20 \times 1.3 = 184 \text{MPa}$

$\tau = 16 \times (40^2 - 20^2) / 1.2 \times (2 \times 20 + 1.2) = 388 \text{MPa}$

## 4.5 液压缸密封及设计

### 4.5.1 密封概述

液压缸是依靠密封在容积腔室中的油液体积的变化而驱使活塞与缸体做相对运动进行能量的转换和动力传递。由于制造的原因，零件的表面必然存在各种缺陷及公差，在机械零件的结合处，缝隙不可避免的在运动副之间产生，加之运动会造成磨损，致使密封在容腔中的高压油液通过容腔边界而流出。

密封的作用就是通过密封件封住结合面的间隙，以减少或阻止泄露。

### 4.5.2 密封件的选择

本设计选择橡胶 O 形密封圈，结构清晰，便与制造，生产成本较低，密封性能好。它具有以下的特点：

- (1) 密封处构造简单，安装处构造紧凑，重量较轻。
- (2) 有自密封作用，只用一个密封件便能密封。
- (3) 密封性能在往复运动过程中保持不变，密封性能好，泄露很小。
- (4) 运动摩擦阻力小。
- (5) 密封件尺寸和其沟槽已标准化，生产成本低。

### 4.5.3 O 形圈沟槽设计

沟槽有几种不同的形式。本设计选择矩形沟槽，这是一种既适用于动密封也适用于

静密封的最常用的沟槽形式。

### 矩形沟槽设计

1) 槽宽  $b$  主要从考虑以下的三个方面:

必须保证往复运动时槽内有一定的空间使 O 形圈滚动自如。一般认为 O 形圈截面面积应占据矩形槽截面积的百分之 85。

2) 槽深

槽深是 O 形圈可否正常工作的最重要尺寸。

3) O 形密封圈设计

由于是径向密封, 选择 O 形圈截面直径  $d_2=2.65\text{mm}$ 。因为是液压动密封, 受到的又为交替压力, 所以沟槽宽度  $b_2=6.4\text{mm}$ 。对于活塞密封, 液压动密封, 沟槽深度  $t=2.16\text{mm}$ 。最小倒角长度  $Z_{\min}=1.5\text{mm}$ , 槽底圆角半径  $r_1$  为  $0.2-0.4\text{mm}$ , 槽棱圆角半径  $r_2=0.1-0.3\text{mm}$ 。

查表确定密封圈沟槽表面粗糙度。

表 4-7 密封圈沟槽表面粗糙度(JB/T 6658-1993)/ $\mu\text{m}$

表面	应用场合	应力状态	$R_a$	$R_{\text{amax}}$
沟槽的底面和侧面	静密封	非交变	3.2	12.5
		交变	1.6	6.3
	动密封		1.6	6.3
配合表面	静密封	非交变	1.6	6.3
		交变	0.8	3.2
	动密封		0.4	1.6
倒角表面			3.2	12.5

## 5. 液压系统图

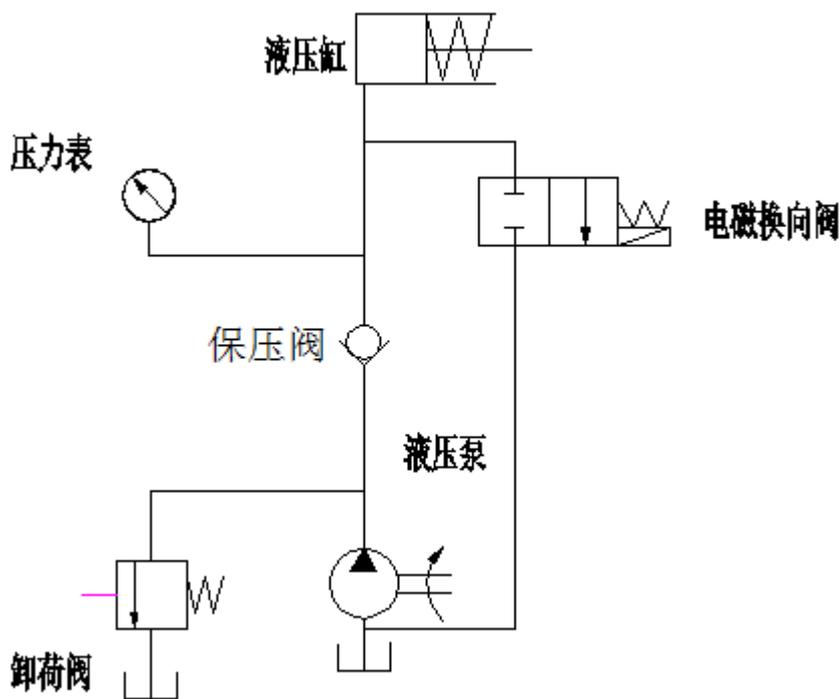


图 5-1

前进时

液压泵供油，油液经保压阀后进入液压缸，推动活塞前进，进行工作。在液压缸进口处安装一个油压表，可以测得进入液压缸的油压大小，此时 DT1 断电，电磁换向阀不工作。溢流阀起到卸荷作用。

后退时

再次按下弹簧开关后，此时 DT1 得电，电磁换向阀工作位在右位，弹簧压动活塞后退，液压油通过电磁换向阀右位回油箱。此时保压阀起到保护作用，防止高压的油液通过。

进油路

液压泵 → 保压阀 → 液压缸无杆腔

回油路

液压缸无杆腔 → 电磁换向阀右位 → 油箱

## 小结

液压螺母破切器是一个快速拆剪废旧螺栓的工具。对现有产品的多处改进，使得液压螺母破切器的可使用性大大提高，并且提高了工作效率，降低了生产成本。

在整个设计过程中，电工电子、材料力学、理论力学、液压与气压传动等专业都有所涉及。这次毕业设计时对以往四年学过所有知识的总结。很多细微之处的设计时需要大量工作经验才能确定的，所有设计过程中遇到了大量的问题，有所不足之处不合理之处，希望各位老师能予以指正。

经过一个完整的毕业设计之后，我了解到了设计工作的不易，即使在老师的帮助下仍是多有挫折。在我未来的工作过程中，应充分地吸收经验，使得工作能尽快迈上新的台阶。

## 参考文献

- [1]许贤良 韦文术.液压缸及设计[M]. 北京. 国防工业出版社. 2011
- [2]秦天同 谢里阳. 现代机械设计手册 弹簧设计[M]. 北京. 化学工业出版社. 2013
- [3]哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学[M]. 北京. 高等教育出版社. 2009
- [4]孙开元 冯晓梅. 公差与配合速查手册[M]. 北京. 化学工业出版社. 2009
- [5]张能武 周斌兴. 简明常用材料速查速算手册[M]. 南京. 江苏科技技术出版社. 2007
- [6]王积伟 章宏甲等. 液压与气压传动. 第2版. 机械工业出版社. 2012
- [7]刘鸿文. 材料力学（第4版）[M]. 北京. 高等教育出版社. 2007
- [8]秦天同 谢里阳. 现代机械设计手册 第2卷[M]. 北京. 化学工业出版社. 2011
- [9]周兆元 李翔英.互换性与技术测量基础[M].第三版. 北京：机械工业出版社.2011
- [10]杨培元 朱福元.液压系统设计简明手册.北京.机械工业出版社.2003
- [11]叶君.常用紧固件手册第2版.北京.机械工业出版社.2011
- [12]吴宗泽 .机械零件设计手册.北京.机械工业出版社.2004

## 附录

毕业设计材料包括：

- 废旧汽车螺栓快速拆解剪(总图及主要零件)
- 废旧汽车螺栓快速拆解剪(说明书)
- 外文资料翻译