

科技艺术学院

中文题目：带式输送机液压张紧装置设计研究

英文题目: BELT CONVEYOR DESIGN OF
HYDRAULIC TENSIONING DEVICE

院 系: 科技艺术学院工程系

专 业: 10机设班

姓 名： 曾德玉

学 号: 201030454106

指导教师： 吴南星

完成时间:

摘 要

本设计是关于矿用带式输送机。带式输送机是总结；接着剖析了带式输送机的选型的规定极计算方法；继而依照这些设计标准与计算选型方法遵照给定参数决进进而举行选型设计；然后检查主要部件输送机的选型。一般的带式输送机由六个依照部件组成：传动装置，机尾和导回装置，中部机架，拉紧装置和胶带。最终简单的了解输送机的安设与保养修护。而今，胶带输送机正朝着长距离，高速度，低磨擦的标的成长，近年来涌现的气垫式胶带输送机就是此中的一个。在胶带输送机的设计、建设和操纵方面，当前我国与国外先进水平比拟仍旧有较大差异，海内在设计制造带式输送机过程当中存在着不少不极。

带式输送机设计代表了设计的一般过程，这篇东西型设计具有一定的参考价值。

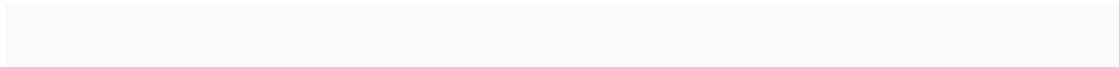
关键词：带式输送机 选型设计 中部机架 拉紧装置 胶带

ABSTRACT

The design is about the belt conveyor. Belt conveyor is summarized; then analyzed the very calculation method stipulated in type selection of belt conveyer; then according to the design standard and calculation methods according to the given parameter requirements and then hold type design; selection and then check the major components of the conveyor. Belt conveyor usually consists of six parts: in accordance with the transmission device, tail and return device, the middle frame, tension device and tape. Finally a simple understanding of conveyor installation and maintenance and repair. Now, the belt conveyor is moving towards long distance, high speed, low friction underlying growth, an air cushion belt conveyor is developed in recent years is one of the. In the design, construction and operation of belt conveyor, the current domestic and foreign advanced level compared to still have bigger difference, in the design and manufacture of belt conveyor has many not very process.

Belt conveyor design represents the general process of design, has a certain reference value for this thing type design.

Keywords: belt tensioning device selection and design of the central rack



目录

引言	1
第一章 概述	2
1.1 皮带输送机的介绍	2
1.1.1 带式输送机的工作原理	3
1.1.2 带式输送机的特点	4
1.2 带式输送机的张紧装置简介	5
1.2.1 张紧装置的位置要求	5
1.2.2 带式输送机张紧装置的类型和功能	6
1.2.3 带式输送机张紧装置的原理和特点	7
1.2.4 带式输送机的液压张紧装置	7
第二章 液压装置的总体结构设计	8
2.1 总体结构	8
2.1.1 输送带的张力特性极影响张力变化的主要的因素	8
2.1.2 总体结构各部件的确定	9
2.1.3 总体结构简图	10
第三章 液压系统的设计	11
3.1 设计参数和拉紧装置应该满足要求分析	11
3.1.1 设计技术参数	11
3.1.2 液压系统应满足的要求	12
3.2 液压系统的设计	14

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

3.2.1 液压缸主要参数的确定·····	14
3.2.2 液压系统图的设计·····	16
3.3 液压元辅件的选择·····	20
3.3.1 液压泵的选择·····	20
3.3.2 电机的选择·····	20
3.3.3 蓄能器的选择·····	20
3.3.4 油箱的选择·····	21
3.3.5 油管的计算和选择·····	21
3.3.6 其它元件、辅助元件的选择·····	22
3.3.7 液压液的选择·····	22
3.4 液压系统安装、调试极维护·····	22
3.4.1 液压系统的安装·····	23
3.4.2 液压系统的调试·····	24
3.4.3 液压使用和维护·····	24
第四章 液压缸的设计·····	25
4.1 液压缸介绍·····	25
4.2 设计依据原则和步骤·····	26
4.3 结构参数设计·····	27
4.3.1 液压缸的类型的确定·····	27
4.3.2 液压缸重要技术性能参数的计算·····	28
4.4 液压缸各组件的设计·····	28
4.4.1 缸筒的设计与计算·····	28

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

4.4.2 活塞杆的设计与计算·····	32
4.4.3 活塞的设计与计算·····	33
4.4.4 导向套的设计与计算·····	34
4.4.5 端盖和缸底的设计与计算·····	36
4.4.6 其他零件的设计与计算·····	37
4.4.7 液压缸的密封、防尘、导向的选择·····	38
第五章 外设的选用·····	39
5.1 绞车的选型·····	40
5.2 滑轮的设计与选用·····	40
致 谢·····	41
参考文献·····	42

引言

毕业设计事情是扩展学生知识面，培育我们的科研素质极创新精神，增强科研意识极创新意识，提升科研能力极创新能力的最好的教育环节。实践表明，结合毕业设计教师的科研项目，主动性和积极性，才能充分调动教师和学生的积极性，让学生在毕业设计过程中的个性发展和充分发挥其创新能力，并在未来进一步的钻研和实践有很大的帮助。

毕业设计的总结是一个钻研生的学习，钻研和实践，是毕业生的素质和能力的综合测试。毕业设计不仅可以使我们深刻理解在学校完成学到了知识，也为实际运转和石膏应用在我们的社会中一个好的开始。

毕业设计是基于课程设计、精工实习、生产实习、毕业实习基础上的升华，其结合以往的设计经验，又加入新的创新元素。因以往的课程设计时间较早，所学知识的限制，课程设计的内容有所极限。毕业设计则是汇集大学四年所学，更能深入全面的分析、解决设计内容。同时，毕业设计让理论和实践的过度更加平滑圆润，让以后走向生产岗位平坦、顺利。

本毕业设计主要涉极的钻研，技术创新，配置的改进，强调设计的独创性和实用性。毕业论文，使学生的综合能力，获得培训的学习方法，为进一步的专业知识的理解，拓宽自己的知识。在一般性的毕业论文和学术论文，应按照学术论文写作格式

在毕业论文的选题中，要注重适当的经济、社会发展需求，注重理论结合实际，特别强调对培育学生的创新精神科研能力水平。

第1章 概述

1.1.1 带式输送机的工作原理

带式输送机的构造示意图如图1-1所示，工作时，驱动滚筒输送带通过传动带操作之间的摩擦。货物装载输送带一起运转。带式输送机是用于货物输送带的分支，并在结束。特殊用途或在卸载中间卸料装置。

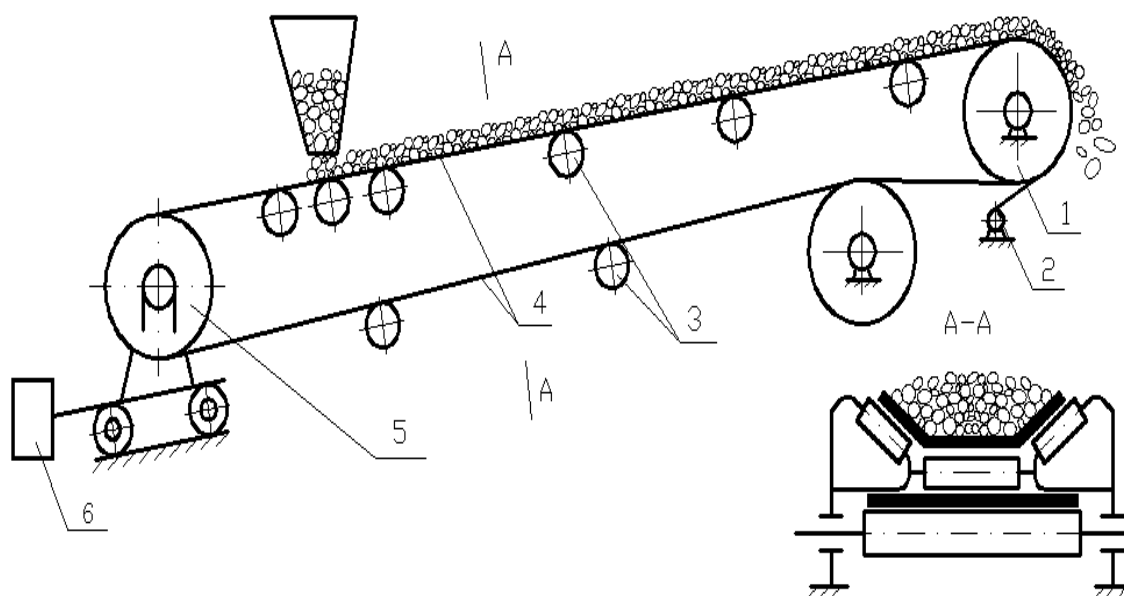


图1-1 带式运输机工作原理图

1. 驱动滚筒; 2. 清扫装置; 3. 托辊; 4. 输送带; 5. 机尾换向滚筒; 6. 拉紧装置

1.1.2 带式输送机的特点:

带式输送机是输送带，传动装置，和托辊，张紧装置，制动装置，磁带存储装置和清洗装置。带式输送机能力，简单，方便维修调度



图1-2 dsj可伸缩带式输送机



图1-3 带式输送机的局部图

1.2 带式输送机的张紧装置简介

输送带最早是由传送带发展而来的，但所有的输送机在运行一段时间后会变长，输送带的变形，通过弹性伸长率和永久伸长长度可变的输送带。所以，张紧装置来克服由长度可变的传送带所造成的缺陷。

1.2.2 带式输送机张紧装置的类型和功能

将张紧装置在带式输送机，对大型带式输送机输送带张力的影响，其位置应符合下列要求：

（1）张紧装置应安装在靠近驱动滚筒空载分支，为了便于张拉伸长带起动、制动装置快速补偿，消除打滑现象，但在输送距离短，能安装在尾部，和机尾滚筒到张紧滚柱。

（2）尽可能使输送带张紧滚柱周围的人和周围的分支方向和滚筒线平行位移，力和施加到滚筒的中心，以减少不必要的分力。

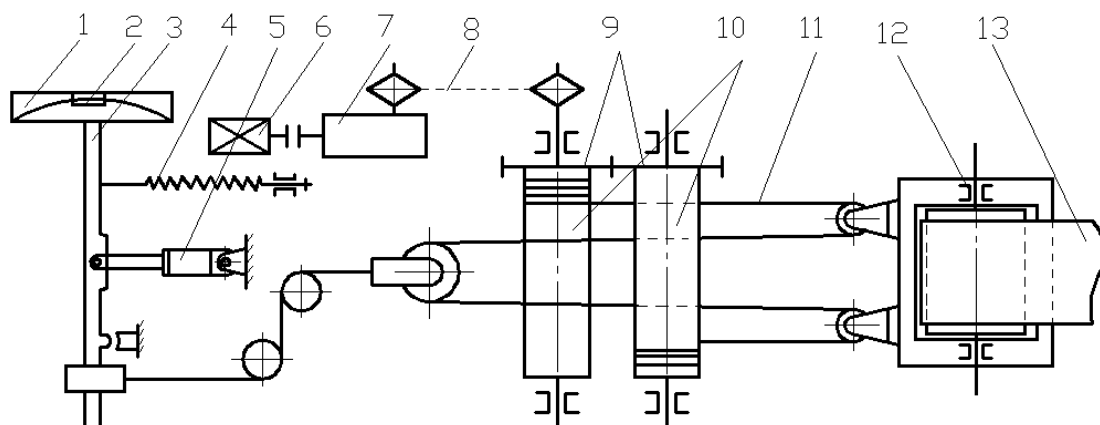
（3）如果只有满足带式输送机的张紧装置布置在一个运行的要求不可以，可以与一个或多个张力装置的多个应用程序。

1.2.3 带式输送机的张紧装置的原理和特点

1. 电控自动张紧装置

自动张紧装置不但能按照主动滚筒的牵引力来自动调节拉紧力，而且还能补偿皮带的拉长。如图1-8

所示，是电控自动张紧装置之一，此张紧装置只可保持张紧力恒定，相当于重



锤式拉紧装置，不可以按照极其工况随时改变张紧力。

图1-4 电控自动张紧装置

1.控制箱；2.永久磁铁；3.控制杆；4.弹簧；5.缓冲器；6.电动机；7.减速器；8.链传动；9.传动齿轮；10.滚筒；11.钢丝绳；12.拉紧滚筒极活动小车；13.皮带

起动电机，通过弹性联轴器传动蜗轮减速器，传动装置，在（链）辊的推

动下，辊通过齿轮传动比1:1胶辊带动，的旋转方向相反的两个气缸，使钢丝绳，11可在12个移动车，使皮带，13储存或释放。从而使皮带张紧或放松。

在两个定滑轮、动滑轮控制杆二端通过钢丝连接，另一端连接两个弹簧，通过调节弹簧可以满足需要的张力。电缆的张力和弹簧的张力的共同作用，在中间位置控制杆。当数字磁带张力小于并，在控制杆的弹簧力大于控制杆上的力的钢丝绳，原来是拉伸弹簧缩回，带动控制杆右。安装在控制棒磁铁安装在张紧继电器控制箱，驱动皮带张紧绞车，控制杆张紧力逐渐升高，弹簧和逐渐伸长。当永磁体离开张继电器，继电器断开，绞车停止转动，因此张拉过程结束。相反，当胶带张力值大于调整，可以驱动绞车反转，松开腰带。

缓冲区和功能是通过阻尼使张力。本装置的张紧力的调整可以通过调整弹簧实现。

1.2.4 带式输送机的液压张紧装置

液压自动张紧装置是由多种形式，其最终目的是不仅可以根据输送带张力的牵引传动滚筒的自动调节，而且补偿的伸长率和输送带调整方便等优点。

液压式自动拉紧装置，具备下列特征：

- （1）在同样功率下，体积小、质量轻、惯性小、构造紧凑，能传递较大的力和转矩。
- （2）可以实现简单的线性运动和旋转运动，该装置还具有很大的灵活性。
- （3）因为其元件实现了系列化、通用化，便于设计制造和推广使用。
- （4）通过油流走的热量造成的功率损失，避免局部温度升高的现象。

第2章 液压张紧装置的总体结构设计

2.1.1 输送带的张力特性极影响张力变化的主要的因素

输送带在力的作用下，变形和力的传递有一个过程，带伸长（磁带张力大小）在整个长度是可变的，它的价值取决于下列因素：

- （1）输送带的伸长率和弹性模量。普通棉和尼龙输送带的伸长比较大，约0.0015~0.0020倍，涤纶带，约0.001~0.0015，以最小的钢丝绳芯，大约0.002
- （2）输送带长度和铺设状况。较短的铺设长度，对带式输送机的输送皮带的张力水平极大的变化比长距离下运带式输送机。
- （3）带式输送机的驱动和制动系统的特性。配备可控软驱动系统的带式输送机是十分明显的变化减少张力带。
- （4）传动滚筒数量和布置形式。
- （5）带式输送机运行条件（载荷和运动）。
- （6）形式张力装置极其位置。

2.1.2. 总体构造各部件的确定

通过对整个张紧装置的作用以极应满足的要求的分析和选择，确定装置应具备的部件如下

1.执行部件的选择

为了正常运行，满足皮带机，破碎带的调整，重新街和张紧装置的不同要求的位置。

2.控制部件的选择

（1）正常工作的拉紧装置，可用于泵供油中断，使用能量存储和保护实现缸自动张力和特殊情况下的装置，以减少消耗，降低能源消耗。（2）用开关，来控制液压拉紧系统运动，为了避免打破汽车快回来的巨大影响液压缸腔的变化带来了极大的损坏系统。

3.动力极其他部件的选择

- 1) 套液压泵站，电力系统。
- （2）固定绳基地，选择的系统和其他辅助部件用绳子。

2.1.3 总体构造简图

1. 拉紧装置总体组成及其作用

通过以上的分析，选择张紧装置，一般有以下部分：

- (1) 缸体执行机构，在正常工作。
- (2) 缓慢的调度绞车，皮带机，破碎带调整联合工作。
- (3) 蓄电池，为液压泵间隔怠速系统提供电力，并在特殊情况下的保护作用。
- (4) 的其他部分，作为系统的固定，连接，驱动等。

张紧小车和鼓大行程牵引和发动慢速卷扬机，满足断带的调整，重新连接和位置将张紧滚柱需要更大的旅行。

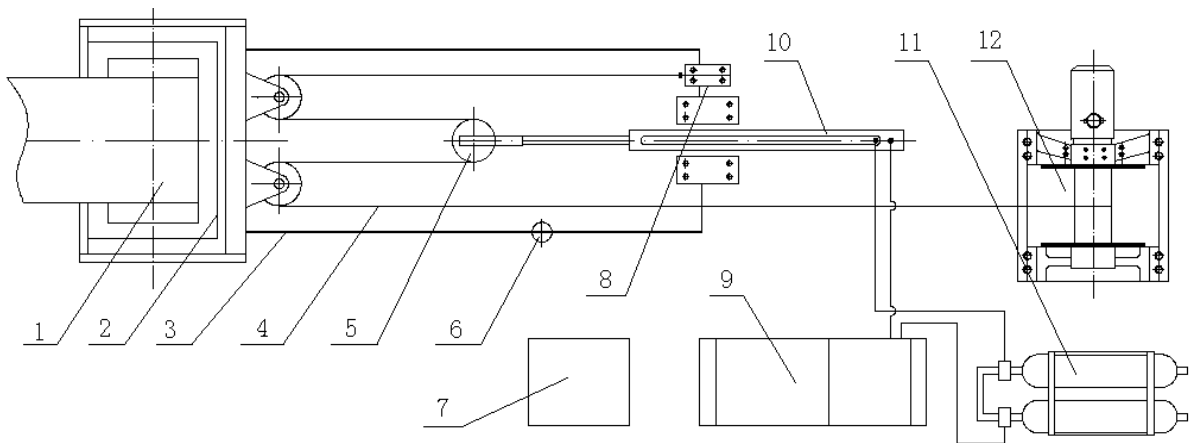


图2-1 总体结构图

- 1.皮带；2.拉紧小车；3.小车轨道；4.钢丝绳；5.滑轮组；6.行程开关；7.液压泵站；8.固定绳座
；9.防爆控制箱；10.拉紧油缸；11.蓄能器；12.慢速调度绞车

如上图所示：通过液压系统来控制液压缸的杆伸出和收缩来带动张紧小车的移动，从而实现对皮带的张紧。慢速绞车可以在维修等需求放开张紧小车是使用，实现较远距离的运动。在杆的端部装有滑轮组，可以减小缸的工作负载。通过液压系统，可以对皮带机实现自动张紧，并可以对其断带保护，防止打滑，这将在下面的液压系统设计中做详细的介绍。

该构造，占地面积小，各个部分可以灵活的配置，对于用在诸如矿井这种空间有限的地方，有其不可比拟的优点。特别是带式输送机的驱动和不同张力要求正常运行，按一定的要求自动调节张力。在带式输送机的速度与当代的大容量，更高的使用长距离，，是一种先进的张力装置。

第3章. 液压系统的设计

3.1设计参数和拉紧装置应该满足要求分析

3.1.1设计技术参数

张紧力 $F=100\text{KN}$;

张紧速度 $V=2\text{m/min}$;

张紧行程 $S=1000\text{mm}$;

3.1.2液压系统应满足的要求

对液压系统的基本要求是：

（1）提供额定张力，可以满足驱动更大的张力，张力设定和调整方便；

（2）张紧系统和与皮带的张力大小的行为变化，皮带张紧力在范围内保持不变；

（3）由于驱动时需要很大的压力，要保证在1.4

1.5倍的正常工作的系统驱动工作压力，适应气缸可以不带等不良现象滑动开始，同时要确保系统运行平稳，冲击较小；

（4）能满足在特殊情况下对系统的保护，如：断带时的断带保护、过载时的过载保护等。

3.2 液压系统的设计

液压系统是由液压元件和管件组成，完成一定的动作（功能）的零件。包括如下部分：

（1）动力元件——又称液压泵是液压系统的能源（动力）装置；

（2）执行元件——液压能转化为机械能的致动器装置；

（3）辅助元件——

包括坦克，管材，管件，油过滤器，蓄能器，冷却器，液压系统功能的多样性，必需的；

在了解液压系统所要完成的功能的基础上，首先要确定整体的液压系统的构造，做出液压系统图，要求设计出的系统能够完成各种动作一达到张紧的目的。

每个组件单独设计根据系统要求和工作环境。其中，执行件液压缸将是重点的设计对象，这将在下章做专门讲述。

3.2.1 液压缸主要参数的确定

压力和流量是液压系统是计算极其选择液压元件、辅助元件和原动机规格型号的根据。

1. 负载分析初步确定各工况的负载和速度

液压缸的载荷主要包括：张力，摩擦力，惯性，重力，密封、耐高压等。

张金利：（1）根据油缸的连接形式，钢丝绳：

$$F = 50 \text{ KN}$$

（2）摩擦阻力：由于液压缸的摩擦阻力相对于张紧力很小，故可忽略不计。

（3）由于在张拉阶段液压缸的条件，是有限制的范围和速度快，所以在设计过程中主要考虑张拉阶段。

2. 初步确定液压缸参数

（1）液压缸的内径和活塞杆的内径

初选系统压力 $P = 16 \text{ Mpa}$

$$\text{由于液压缸的机械效率为 } \eta = 0.9, \text{ 所以 } F_{\pm} = \frac{F}{\eta} = \frac{50}{0.9} = 55.6 \text{ KN}$$

根据下表3-1：

表3-1

公称压力/Mpa	≤ 10	12.5-20	> 20
ϕ	1.33	1.462	2

取速比 $\phi = 1.462$

$$\text{查机械手册可知 } d = D \sqrt{\frac{\phi - 1}{\phi}} = 0.56D$$

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\pm}}{\pi (P_1 - \frac{P_2}{2})}} + d^2 = \sqrt{\frac{4 \times 55600}{3.14 \times (16 - 0.3) \times 10^6} + (0.3136D^2)}$$

$$= 81.1 \text{ mm}$$

根据国家标准gb2348-1993，取 $D = 100 \text{ mm}$

故可取 $d = 0.56 \times 100 = 56 \text{ mm}$ 。

根据国标GB2348-1993可取 $d = 56 \text{ mm}$

无杆腔面积A1和有杆腔面积A2分别为： $A_1 = 7850 \text{ mm}^2$, $A_2 = 5388.24 \text{ mm}^2$

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

检查液压缸可以获得稳定的速度和最小的检查后，如果不能得到最低稳定转速，但也增加了液压缸的直径，直到达到稳定的速度到目前为止，计算如下：

$$A_{\text{稳}} = \frac{Q_{\text{min}}}{V_{\text{min}}} = \frac{70}{2} = 35\text{cm}^2$$

式中：A能保证最小速度的最小有效面积；

Q_{min} ——调速阀最小稳定流量； $Q = 25\text{L/分钟}$ 手册， $Q_{\text{分钟}} = 70\text{cm}^3/\text{分钟}$ 的流量控制阀；

V_{min} ——执行机构最小速度。

按照上面计算，能满足最小稳定速度的要求。

3. 计算进给液压缸运动阶段的压力、流量和功率

按照上面计算出的液压缸的直径极活塞杆的直径等，算出液压缸各运动阶段的压力、流量和功率，如下表3-2：

表3-2

工况	负载 (KN)	回油腔压 力 (Mp)	进油腔压 力 (Mp)	输入油量 (L/min)	输入功率 (Kw)	计算公式
张紧阶段	66.7	0.6	13.3	21.6	4.8	$P_1 = (F + A_1 * P_2) / A_2$ $Q = A_2 * V_1$ $N = P_1 * Q$

3.2.2 液压系统图的设计

液压系统是张紧装置的主体，对张紧装置的性能起决定性因素。

1. 系统工作原理分析

(1) 驱动和张紧

先开动绞车，使皮带初阶张紧，张紧油缸的活塞杆完全缩入后，再关上绞车电机，刹住滚筒，两位三通阀9位置设置（3DT功率），然后驱动油泵电机，使两位两通阀6和17是在位置（DNA和4DT断电）；在这个时候，泵5溢流阀4提供的工作压力（由初始条件决定所需的压力紧张）设置，压力油经而二位四通阀9的右位、液控单向阀10投入张紧油缸21的无杆腔，其有杆腔经二位四通阀9的右位通油箱，活塞杆伸出，经过滑轮组拉动张紧小车向右移动，以较大的张力实现张紧，满足驱动工况需求。当张紧缸的工作压力抵达额定值的1.5倍时，压力继电器12动作，发出暗号，驱动皮带的驱动滚筒，同时使2DT和4DT得电，二位二通阀6切换到左位，二位二通阀17切换到没有，此时泵5的工作压力由溢流阀7

调节，转为正常工作所需的压力。在这个时候，油到16端口存储连接到5缸油泵，同时，也对蓄能器油。

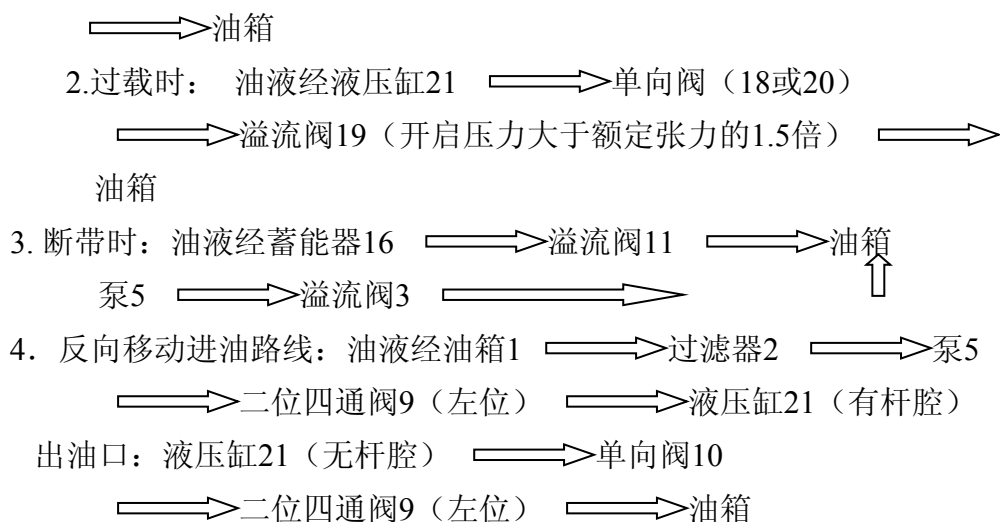
1

图3-1 液压系统

1.油箱；2.滤油器；3、6、17.二位二通电磁阀；5.液压泵；7.电液比例溢流阀；8.电控制器；9.二位四通方向阀；10.液控单向阀；11.二位二通液动阀；12、13、14.压力继电器；15.截止阀；16.蓄能器；18、20.单向阀；21.张紧液压缸；22.张紧小车

2. 进出油分析

1.张紧时进油路线：油液经油箱1 \longrightarrow 过滤器2 \longrightarrow 泵5
 \longrightarrow 二位四通阀9（右位） \longrightarrow 单向阀10
 \longrightarrow 液压缸21（无杆腔）
回油路线：液压缸21（有杆腔） \longrightarrow 二位四通阀9（左位）



3.3 液压元辅件的选择

3.3.1 液压泵的选择

1. 确定泵的工作压力 P_p

在液压泵的启动条件，张晋和倒带的供油系统，从表3-

2, 最大工作压力: P_1

13.3mpa, 在节流调速的出口, 由于这种电路简单, 所以带进油压力损失 $\Delta P_1 = 0.5\text{MPa}$ 。则泵的最高工作压力为:

$$P_{\max} = P_1 + \Delta P = 13.3 + 0.5 = 13.8\text{Mpa}$$

2. 确定液压泵流量

液压泵的流量应考虑液压缸的最大工作流量和回路泄漏, 常常把电路的泄漏系数 $K = 1.1 \sim 1.4$, $K = 1.1$, 然后液压泵流量 Q :

$$Q_{\text{泵}} = K * Q_{\max} = 1.1 \times 21.6 = 23.8\text{L/min}$$

3. 选择液压泵的规格和型号

可选叶片泵, 可选型号为: T6

, 额定流量: 10~214L/分钟, 取24L/分钟, 额定压力: 24.5~28Mpa

, 额定转速: 600~1800r/分钟。

3.3.2 电机的选择

1.

表3-

2所示, 在张拉阶段的液压缸的最大输出功率, 泵的液压缸总有效率: =

0.9, 那么电机驱动功率 N 功率:

$$N_{\text{电}} = N / \eta = 4.8 / 0.9\text{kw} = 5.33\text{kw}$$

2. 选择电机的规格和型号

此处选YB系列隔爆型异步电动机，型号为YB132 -6的电机，P
5.5KW，全速960r /分钟。

3.3.3 蓄能器的选择

根据安全压力，增加存储系统中，油和辅助电源，存储量：

$$V_0 = \Delta V \frac{P_2 / P_0}{1 - P_2 / P_1} = 1.18 \times \frac{0.95}{1 - 0.95 / 1.05} = 1.18 \times \frac{0.95}{0.1} = 11.18 \text{ L}$$

ΔV 是供液容积， $\Delta V = 1/4 * V_{\text{有}}$

P_1 是充油压力， $P_1 = 1.05 P_0$

P_0 是充气压力

考虑到蓄电池的功能，体积大，为了保证系统的稳定供应的时间。

从《机械设计手册》查表取模型，对10L容积，蓄电池20MPa压力，考虑到能量存储装置是长时间压力的主要功能，使用时，将两个平行的。蓄能器与液压泵之间应装设单向阀。蓄电池应牢固地固定在支架上，并固定在地面上，防止蓄电池固定位置飞行损伤。

3.3.4 油箱的选择

有效容量和油罐的速度控制系统，根据上述数据显示，罐内油品的储存和散热的主要功能，因为工作主要由蓄能器提供，系统发出更多的热量，所以=2系统，则：

$$V = 2 \times 54 = 108 \text{ L}$$

按照油箱容积规格，选封闭式油箱。

为了实现相同的容量最大的冷却面积，罐形立方体或长六面体是适当的，罐盖安装在泵和马达，阀集成设备有时被放置在箱盖，油面最高只能达到油箱高度80%，油箱用钢板焊接。

3.3.5 油管的计算和选择

1、吸油管道

$Q_{\text{泵}} = 24 \text{ L/分钟}$ ，通过流量 $1 \text{ m}^3/\text{秒}$ ，则吸油管内径为：

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \times v}} = \sqrt{\frac{4 \times 24 \times 10^{-3}}{\pi \times 1 \times 60}} = 0.023 = 23 \text{ mm}$$

根据《机械设计手册》表20 - 8 - 2，公称直径 $D = 25 \text{ 毫米}$ ，直径34。

2、压油管道

$q = 21.61 \text{ L/min}$ 3.5m/s，流，压力管道直径：

上述公式， $D = 16.6\text{mm}$ ，根据《机械设计手册》表20 - 8 -

2，标称直径为20mm，直径。

3、回油管道

为了设计方便和元件的单一，取回油管道与压油管道一样。

以上三种管皆为无缝钢管。

3.3.6 其它元件、辅助元件的选择

按照系统的压力和通过各元件、辅助元件的实际流量，所选择的元件，辅助件的规格如表3所列

	A	B	C
1	过滤器	WU-16180	1
2	二位二通阀	DSG-03-3C-50L	3
3	二位二通阀	WEH25HOF	1
4	溢流阀	DBDSG1P	2
5	电液比例阀	MSA15EP160	1
6	电控制器		1
7	二位四通阀	4WE10COFA	1
8	继电器	WEHWEH25HOF	1
9	继电器	HED2010	1
10	继电器	HED2020	1
11	液控单向阀	C5G-815	1
12	截止阀		1
13	单向阀	S20P52	1

表3-3 液压元辅件

3.4 液压系统安装、调试极维护

3.4.1 液压系统的安装

液压系统设计的测试结果，对液压系统中液压元件的安装，而且要保证液压系统可靠运行的重要环节。安装工艺不当将导致液压系统不能正常运行，安装误差，甚至导致事故，造成重大的经济损失。因此必须重视液压系统安装的这一重要环节。

(1) 安装前的准备工作

① 图纸技术资料的准备

② 物质和技术准备

③ 质量检验

A 外观检查

B 液压元件的拆洗于测试

(2)液压元件的安装

①液压泵的安装

A 耦合模型的液压泵与原动机和安装必须符合制造商的要求；

B

液压泵旋转方向正确（入口，出口不得反向安装），造成的故障或事故；

C

液压泵入口管是短而直，不要把太多的突然变化；尽量安装在油箱底部。

②液压缸的安装

A 液压缸的安装必须的图案或制造商的规定；

B 如果结构允许，入口，出口处应位于顶部，可自动排气；

C 液压缸安装牢固可靠，长行程之际环境温度高，端的液压缸必须保持浮动，以补偿安装误差和热膨胀补偿；

D

管道连接不应放松；密封件（尤其是U型环）不能布置过紧；一个重要的活塞杆的伸缩式防尘罩。

③液压阀的安装

A 液压阀的安装应符合制造厂商的规定；

B 特种阀门自行设计的试验应按有关规定安装前进行；

C 要注重进油口和回油口的方位；

D 避免空气渗透，连接应确保良好的密封；

E

电磁阀应水平安装，垂直安装的电磁铁通常向上安装板，设计时应考虑这一因素。

④油箱和辅助元件的安装

A 油箱安装前认真清洗；

B 蓄能器安装位置必须原理热源，禁止在蓄能器上焊接或机加工；

C 滤油器要注重精、粗滤油器安装位置；

D 热交换器加热位置必须低于最低允许水平液箱位置。

(3)管路的安装和清洗

①管道的选择

②钢管的配置与安装

③高压软管配置与安装

④管路酸洗和清洗

3.4.2 液压系统的调试

(1)调试前的准备和检查:

新的液压系统的液压系统或维修调试前，在正式投产前，重新检查液压转向泵，入口和出口管和泵的致动器是没有错的。

(2)调试和试运转

①点动

②空转调试

③调压试验

④流量调试

流量调试极执行元件或系统的速度调试。速度试验应在常压常温下进行，速度较低时，应遵循的原则。

3.4.3 液压使用和维护

(1)日常检查

确保日常检查的目的，安全操作，如有故障，日常检查的数据集下造成事故，确定事故处理对策。检查主要有以下内容：

①油箱中的油量和温度；

②各密封部位和管接头等处漏油情况；

③其他检查。

(2)定期检查

主要有下列几各方面：

①油液

④控制阀

②油箱

⑤蓄能器

③液压泵和执行元件

第4章 液压缸的设计

4.1 液压缸介绍

1

液压缸是将液压能转换成机械能并作往复直线运动的液压执行元件，它的构造简单，运动平稳，效率高，布置灵活方便在各类液压系统中有广泛的应用。

柱塞式、活塞式和叶片式,单作用式液压缸和双作用式液压缸。

4.2 设计依据原则和步骤

1. 设计依据

使原始数据的深入分析，设计，收集必要的设计基础。

- (1) 了解液压缸的尺寸，形状，运动轨迹，摩擦阻力和连接件连接形式等。
- (2) 理解的最大工作行程液压缸，使安装空间尺寸等。
- (3) 使用和行动的理解和掌握液压缸的机械要求。

(4)了解外部和负载情况。主要是指外部负载的重量、液压缸的工作压力进油量，各种阀的控制情况以极国家标准、技术规范极资料。

2. 设计原则

- (1)保证液压缸的出力（包括输出扭矩、推力）、速度和行程。
- (2)在这两个以上的前提下，尽量减少尺寸和重量的液压缸。
- (3)液压缸的安装形式要合理。
- (4)缓冲液，粉尘和废气装置适当根据液压缸的工作条件与现状。
- (5)

的结构和各部分的尺寸应使用标准的形式和尺寸系列尽可能，尽量使用标准件。

3. 设计步骤

- (1)按照设计依据，初定设计方案，进行技术经济分析。

(2)按照工作负载和选定的额定（工作）压力，确定活塞端面面积并计算活塞的直径和缸筒外径。

(3) 选择气缸盖结构，强度和厚度的计算。

(4) 和所有的设计计算，额外的变化。

(5) 密封防尘结构的选择是适当的，设计的缓冲，排气防尘装置。

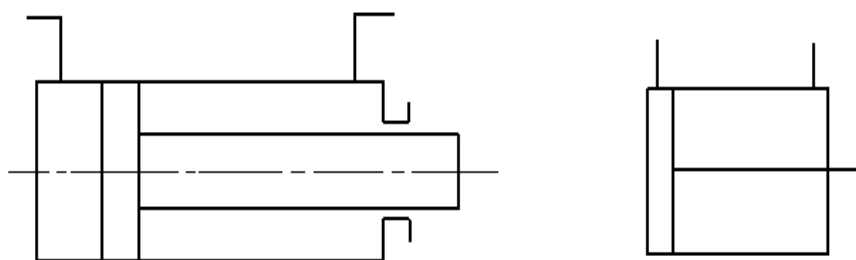
(6)绘制装配图和零件图，编制技术文件。

4.3 构造参数设计

4.3.1 确定液压缸类型

1. 液压缸的类型

选择焊接型液压缸，因为这种液压缸暴露较少的部分，在光洁美观，体积小，能承受冲击负荷和恶劣的环境条件。但由于螺纹强度和预紧前盖上的操作系统的限制，所以它不能用在高筒直径和工作压力大，用 $D \leq 200\text{mm}$ 圆柱体直径， $P \leq 25\text{MPa}$ 额定压力。其示意图和符号如图4-1。

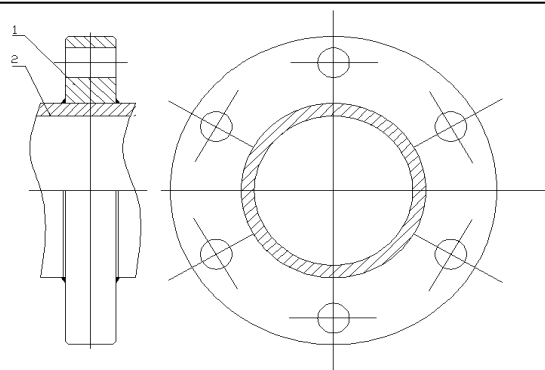


液压缸示意图 符号图

图4-1液压缸示意图和符号图

2. 液压缸的安装形式

基于以上分析，以极满足液压缸的要求，为法兰固定基础形式的液压缸的设计安装，如图4-2所示，液压缸轴，气缸固定。图4-3液压缸安装图。



1. 安装法兰

2. 刚体

图4-2 液压缸安装结构示意图

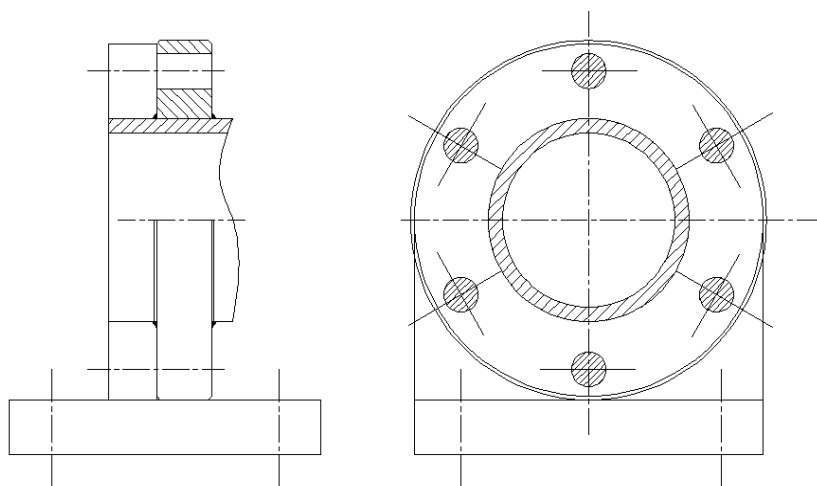


图4-3液压缸的径向基础安装图

4.3.2 液压缸重要技术性能参数的计算

液压缸的主要技术参数参考第三章。

1. 工作负载

液压缸张紧阶段的工作负载：

$$F=f/2=100/2=50\text{KN}$$

2. 运动速度

$$v = 2\text{m} / \text{min}$$

3.行程长度

$$L=1000\text{mm}$$

4.最小导向长度

见4.2.4

4.4 液压缸各组件的设计

4.4.1 缸筒的设计与计算

缸筒是液压缸的主要零件，它与端盖、缸底、油口等零件构成密封的容腔，用以容纳压力油，同时它是活塞的运动“轨道”。

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

1. 缸筒的技术参数选择

(1) 筒材料：采用35钢，调质229~285hb；

(2) 技术要求：

①缸体采用H9配合。②气缸的内径D的圆度，圆柱度公差锥度，不超过一半的孔的公差；

③垂直度公差圆柱面T值可以根据7精度的选择；

○4为了防止腐蚀，提高筒体的使用寿命，应涂上一层厚度为30~40 μ M镀铬层，珩磨和抛光后；

(2) 安全因素：查表取安全系数：N =

3，极限拉伸强度 σ 35钢材料B≥540mpa，查表：材料的许用应力：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} = \frac{540}{3} = 180 \text{Mpa}$$

2. 缸筒的尺寸参数选择

(1) 缸筒内径的确定：

由前面计算得到：缸筒内径d=100mm。

(2) 缸筒壁厚的计算

按薄壁筒计算，

$$\delta \geq \frac{P_y \times d}{2 \times [\sigma]} = \frac{13.3 \times 1.5 \times 100}{2 \times 180} = 5.5 \text{mm}$$

式中：

Py——试验压力，Mpa. 工作压力P ≤16Mpa时，Py = 1.5P；P = 16MPa，PY=1.25P；

时，Py = 1.25P；

d——液压缸的内径mm

[σ]——材料的许用应力Mpa

$$[\sigma] = \sigma / n ;$$

σb——缸体材料的抗拉强度Mpa，35号钢为 σb ≥540Mpa；

n —材料的安全系数，取n=3；

检查工程液压缸直径的标准值，手动121毫米，即10.5 = 5.5

10.5筒壁的厚度，满足要求。由于筒壁厚度的强度计算，所以没有检查气缸壁

厚。

3. 缸体的结构与连接强度计算

气缸的两端分别与气缸盖和气缸的底部，一个压力室封闭，使组织形式和缸头、缸底是密切相关的。气缸主液压缸，其余零件的装配结构，它对加工和装配的影响很大，所以结构应易于组装，拆卸和维修。

（1）液压缸安装特在缸筒的外壁焊接一法兰，以便于安装，具体尺寸见装配图。如图4-4所示：

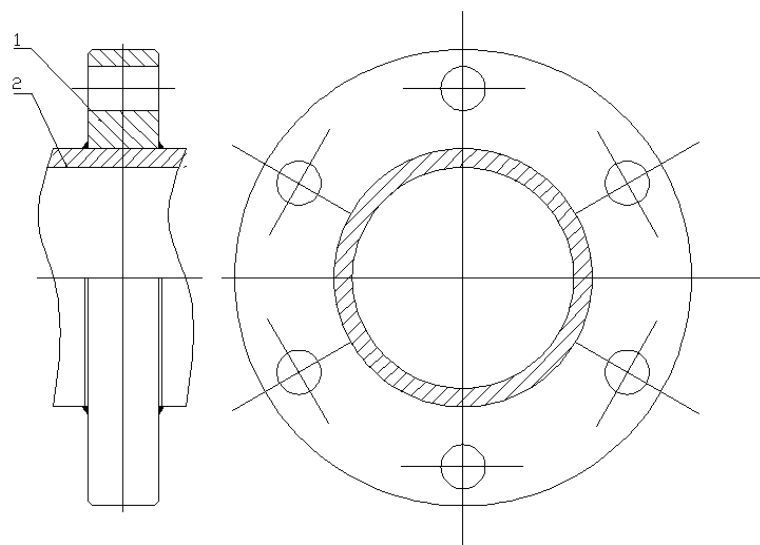


图4-4法兰套焊接图

1. 缸筒 2. 法兰

焊接强度的计算：

根据《机械设计手册》法兰焊接强度满足：

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{F_{\max}}{2al} \leq [\tau] \\ \Rightarrow \frac{55.6 \times 10^3}{2 \times a \times 0.38} &\leq 0.6 \times 520 \times 10^6 \\ \Rightarrow a &\geq 0.23 \text{mm}\end{aligned}$$

其中：

$$F_{\max} = 55.6 \times 10^3 \text{ N}$$

$$l = \pi d = 3.14 \times 0.121 = 0.38 \text{ mm}$$

$$[\tau] = 0.6[\tau] = 0.6 \times 520 \times 10^6$$

取整 $a = 0.3 \text{ mm}$ ，即一般焊接即可满足发兰要求。

（2）结构形式

在这种液压缸用于带式输送机张紧装置，主要用于矿山，和200毫米 $D \leq P_N \leq 16 \text{ MPa}$ 气缸，额定压力，因此，利用气缸和气缸的底部和盖的连接方式是：缸体与缸底的焊接，气缸盖的内圈连接。这样，液压缸的零件较少的暴露在外面，外形尺寸相对较小，能满足环境恶劣时的使用要求。

（3）连接强度计算

①焊接强度的计算：（如图4-5）

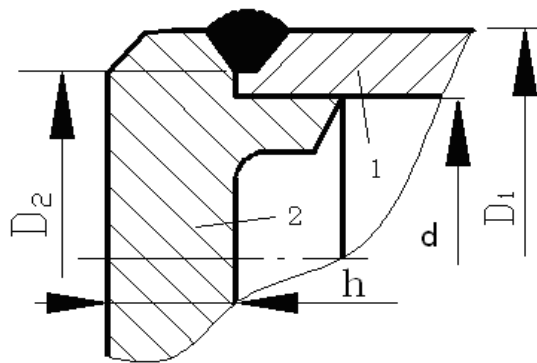


图4-5缸底焊接极尺寸图

1. 缸壁 2. 缸底

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\eta} = \frac{55.6 \times 10^3 \times 4}{3.14 \times (0.121^2 - 0.1^2) \times 0.7} = 2.2 \text{ Mpa}$$

式中：F —— 液压缸最大压力（N）；

D —— 缸筒的外径（m）；

d —— 缸筒内径（m）；

η —— 焊接效率，一般取 $\eta = 0.7$ 。

显然， $\sigma \leq \sigma_b/n$ ，满足条件； σ_b —缸体材料的抗拉强度， n —材料的安全系数。

②卡环连接强度计算：（如图4-6）

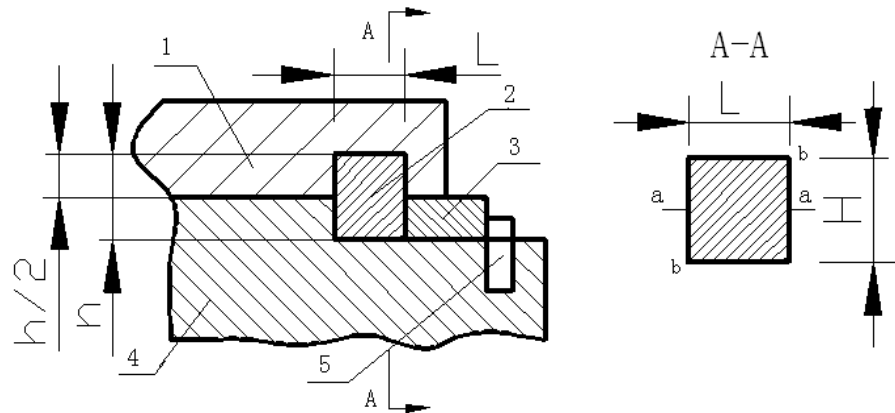


图4-6 端盖内卡环连接图

1. 缸体；2. 卡环；3. 轴套；4. 端盖；5. 挡圈；

卡环a-a截面上的剪应力为：

$$\tau = \frac{Fd}{4L} = \frac{55.6 \times 10^3 \times 100 \times 10^{-3}}{4 \times 10.5 \times 10^{-3}} = 0.14 \text{ Mpa}$$

卡环a—b侧面的挤压应力为：

$$\sigma = \frac{Fd^2}{h(2d-h)} = \frac{55.6 \times 10^3 \times (100 \times 10^{-3})^2}{10.5 \times 10^{-6} \times (2 \times 100 - 10.5)} = 0.32 \text{ Mpa}$$

由上可知，显然满足强度要求。

柱危险截面（一个）拉伸应力：

$$\sigma = \frac{Fd^2}{D^2 - (d+h)^2} = \frac{55.6 \times 10^3 \times (100 \times 10^{-3})^2}{(121 \times 10^{-3})^2 - (100 + 10.5)^2 \times 10^{-6}} = 0.21 \text{ Mpa}$$

式中： F ——液压缸的最大出力N；

D ——缸筒外径m；

d ——缸筒内径m；

h ——卡环厚度m，取 $h = \delta$ （缸壁厚度）；

L ——卡环宽度m，取 $h = L$ 。

由上可知，显然满足强度要求。

4.4.2 活塞杆的设计与计算

1. 活塞杆尺寸的确定

（1）柱危险截面（一个）拉伸应力：

（2）活塞杆具体长度的确定。（按照图4-10）

2. 活塞杆形式和材料极技术要求固体活塞杆，活塞杆的材料是45钢。

活塞杆得技术要求：

（1）活塞杆热处理：淬火和回火229

285hb硬度的工艺；淬火处理，淬火深度0.5~1mm；

2) 圆度公差活塞杆D、D1值，选择9或10 8，准确度等级；

（3）气缸的活塞杆和公差，根据8的精度选择；

（4）径向活塞杆跳动公差值D D1，0.01mm；

（5）工作表面粗糙度条件下的活塞杆Ra0.63 μm，表面电镀后抛光电镀，以提高耐磨性和抗锈。

3. 活塞杆强度计算

按照设计要求以极实际工作环境，此活塞杆只受轴向压力极拉力，可近似用直杆担当拉压负载的简陋强度计算公式进行计算，

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\sigma]$$
$$\Rightarrow \sigma = \frac{55.6 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times (56 \times 10^{-3})^2} = 25.13 \text{ Mpa}$$

式中：F——活塞杆作用力，N；

d ——活塞杆的直径，m

$[\sigma]$ ——材料的许用应力，Mpa，

45钢 $\sigma_b \geq 600 \text{ Mp}$ $\sigma_s \geq 340 \text{ Mp}$

显然，活塞杆符合要求。

4. 活塞杆的结构设计

（1）活塞杆和活塞的连接

中压系统的液压系统，在安装方便，连接强度高的要求，选择螺纹连接，如图4-7显示。

（2）连接的活塞杆端部和拖体载荷，考虑到液压缸轴工作是固定的，可以用螺丝连接。

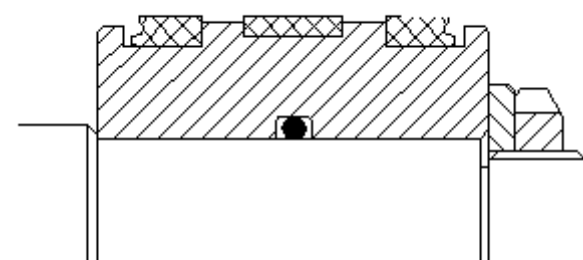


图4-7 活塞杆和活塞的连接

4.4.3 活塞的设计与计算

1. 活塞的构造形式按照液压缸使用的情况（密封、有无导向环等），一个导向环活塞结构的选择，如图4-8所示。

2. 活塞的材料及技术要求

查表可选材料的导向环活塞”是45钢，再加上一个导向环。

技术要求（如图4-9）：

- （1）的径向直径D1抖动公差值活塞外径，根据选定的7，8级精度。
- （2）内孔轴线的垂直度公差T D1值时，应根据所选择的7种，8级精度。
- （3）直径的圆柱度公差值，选择8，9，或10每级精度。

3. 活塞的尺寸的确定

取活塞宽度为活塞外径的0.8倍，即

图4-8 活塞的密封和导向

1. Yx型密封圈；2. 导向环；3. 活塞；4. 缸壁

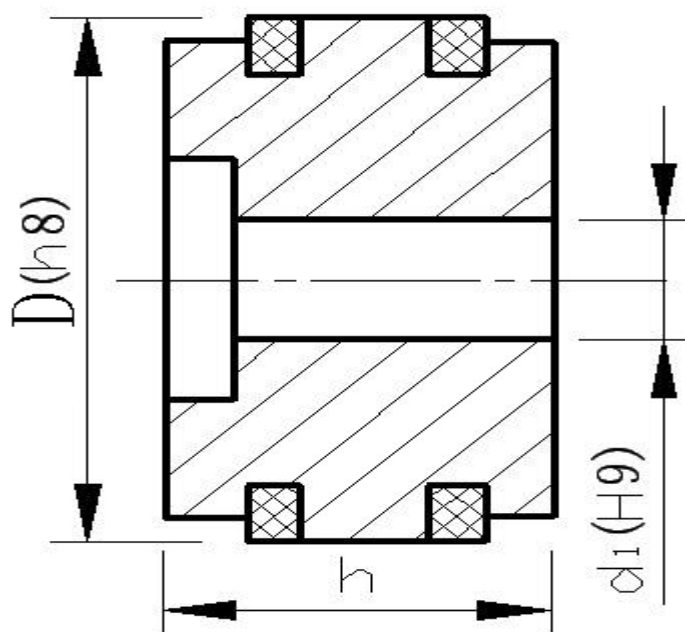


图4-9活塞技术参数

4.4.4 导向套的设计与计算

在活塞往复运动的导向套和支持导向，对导向套性能影响较大的是好的或坏的液压缸。

1. 最小导向长度极中隔圈长度的确定

当活塞杆全部伸出时，最小导向长度 H ，如图4-10所示，

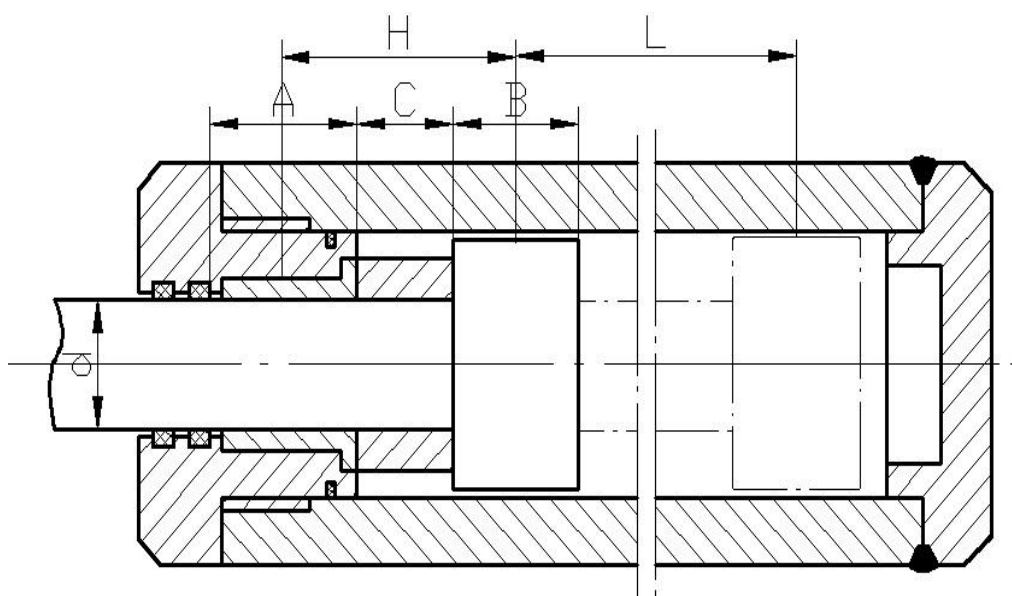


图4-10 导向长度

一般情况，最小导向长度应满足下面要求：

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D}{2}$$

$$\text{即 } H \geq \frac{1000}{20} + \frac{100}{2} = 100\text{mm}$$

式中：L ——最大工作行程

D ——缸筒内径

由于直径大于80毫米，所以导套的滑动面长度：

$$A = (0.6 \sim 1.0)d = 0.8d = 0.8 \times 0.56 = 0.448\text{m}$$

导向套长度：B = 60mm，在这里，为了满足。

由于液压缸行程长度较大，导套不能满足要求，增加导套系统会增加摩擦，降低效率，所以它可以配备一个中隔导套和活塞环，活塞杆仍然在所有轴承长度足够的扩展，通常轴承长度应满足：

$$L_G \geq D + \frac{d}{2} \text{ m} \quad \text{即：} L_G \geq 0.1 + \frac{0.056}{2} = 0.128 \text{ m}$$

在一般情况下，当行程气缸直径的8倍长，用长度为100mm的中间环；

由于液压缸行程为1000mm，气缸直径为100mm，所以你可以选择要安装的隔环100mm长度。

根据以上计算，考虑到最小化设计部分，由于液压缸的工作相对滑动，磨损少，因此与导向支承环盖，端盖的长度，导向支撑长度为，具体布置见工程图。

4.4.5 端盖和缸底的设计与计算

1. 端盖的设计

在单活塞杆液压缸中，通过所谓的端盖，气缸活塞杆，无活塞杆通过气缸盖气缸盖或筒底部被称为。气缸盖的设计主要考虑活塞杆导向，密封，防尘等。

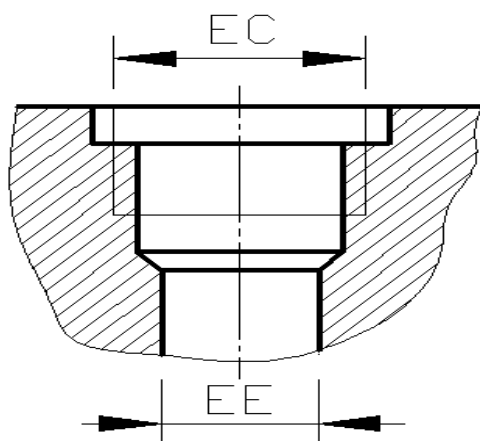


图4-11 油口

2. 端盖的材料和技术要求

缸盖材料采用45号锻钢。

技术要求：

按7级精度垂直度公差结束选择，B和D轴值直径；

3. 液压缸缸底的材料：采用35号钢。

4. 液压缸缸底尺寸的确定

选择底部的形状是一个有油型平面，材料为35钢，计算如下：

$$h = 0.433D \sqrt{\frac{PyD}{(D-d_o)[\sigma]}} = 0.433 \times 0.1 \times \sqrt{\frac{18.35 \times 1.25 \times 0.1}{(0.1 - 0.0139) \times \frac{530}{5}}} = 16.02mm$$

式中：

P_y ——在实践中压力，Mpa. 工作压力 $P \leq 16\text{Mpa}$ 时， $P_y = 1.5P$ ；

$P = 16\text{MPa}$ ， $P_y = 1.25P$ ；

D ——液压缸的内径m；

d_o ——油口直径（见4.2.6）m；

$[\sigma]$ ——材料的抗拉强度，Mpa

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n}$$

σ_b ——缸体材料的抗拉强度，Mpa，

35号钢为 $\sigma_b \geq 530\text{Mpa}$ ；

n ——材料的安全系数，取 $n=3$ ；

根据计算，考虑到石油出口在布局的底部，

取缸底尺寸 $h = 16.5mm$ 。

4.4.6 其他零件的设计与计算

1. 油口的设计与计算

（1）液压缸油口的连接形式

采用焊接连接，直接焊在筒。

（2）液压缸油口直径的计算

油口的计算如下：

$$d_o = 0.13d \sqrt{\frac{v}{v_0}} = 0.13 \times 0.1 \sqrt{\frac{4}{3.56}} = 13.9mm$$

式中： D_0 ——进油口的直径，毫米；

D ——缸筒的内径，m；

v ——液压缸的最大输出速度， $v = 4\text{m/min}$ ；

V_0 ——进油流量，米/秒；通常带进油流量为 $2.5 \sim 5\text{m/s}$ 。

根据计算以极 $D = 100\text{mm}$ ，查《机械设计手册》得 $EC = M27 \times 2$ 、

$EE = 16\text{mm}$ 。

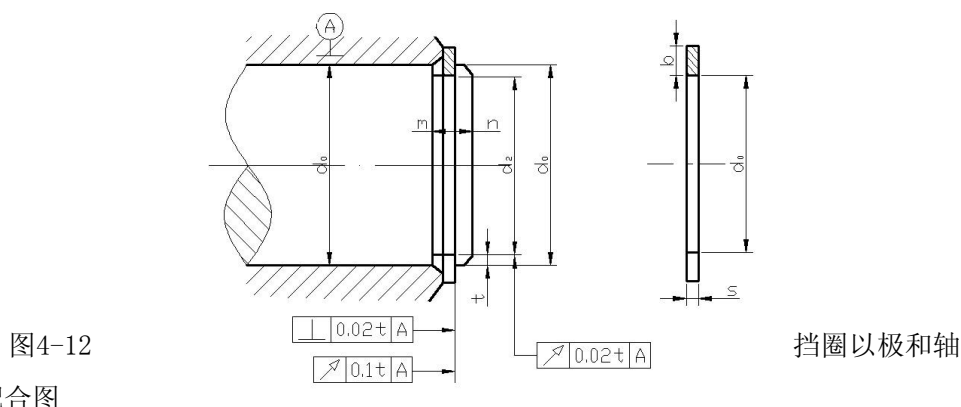
2. 挡圈的设计选择

用弹性挡圈A型（GB/T

894.1-

1986），材料：65Mn，热处理44~51HRC，表面氧化处理，其尺寸如下：

○1端盖用挡圈：（如图4-12）



查《机械手册》可知：

$d_0 = 100\text{mm}$ $d = 94.5^{+0.54}_{-1.30}\text{mm}$ ， $S = 2.5^{+0.07}_{-0.22}\text{mm}$ ， $b \approx 9.2\text{mm}$ ， $d_1 = 3\text{mm}$ ， $d_2 = 96.5^{+0}_{-0.54}\text{mm}$ ， $m = 2.7^{+0.14}_{-0}\text{mm}$ ， $n \geq 5.3\text{mm}$ ，重量为每1000个89.97Kg。

活塞用圆螺母：

查《机械手册》可知：

选用螺纹规格 $D \times P$ 为： $M45 \times 1.5$ ，

3. 轴套的设计与计算

轴套的尺寸由挡圈和卡环决定，端盖用轴套的尺寸由卡环决定。

4.4.7 液压缸的密封、防尘、导向的选择

1. 端盖和活塞杆的密封、防尘：

1. 端盖和活塞杆的密封、防尘：

采取可以在一个密封YX-环，J防尘圈。

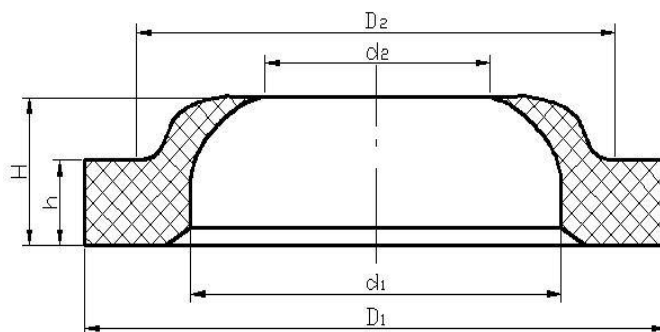


图4-13 J形防尘圈

查手册（按照JB/ZQ4265—86）选择，密封圈代号：YX环D56（D = 56毫米，为10毫米，6毫米H = H1）材料：聚氨酯- 3；防尘圈代号：J形防尘圈 = 56，D1 = 52 ± 0.6mm，D1 = 78 ± 0.6mm，H = 10mm（耐0.5毫米），H = 5mm（耐0.3毫米），材料：聚氨酯橡胶。

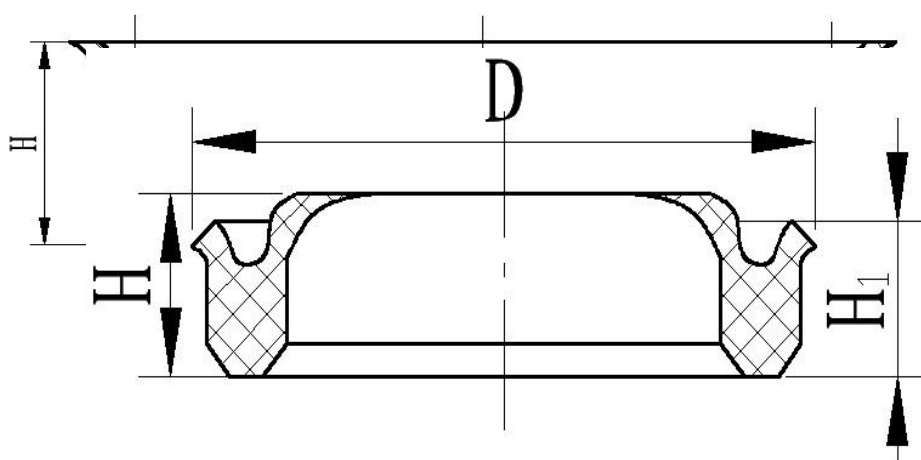


图4-14 轴用Yx形密封圈

图4-15 孔用Yx形密封圈

2. 端盖和缸筒的密封：

端盖和缸筒连接在一起，其密封属于静密封，这里采用O型密封，

检查手册（根据gb3452.1 - 92）和O形环的尺寸是：，，；材料：橡胶。

3. 活塞和活塞杆的密封采用O形密封圈密封；

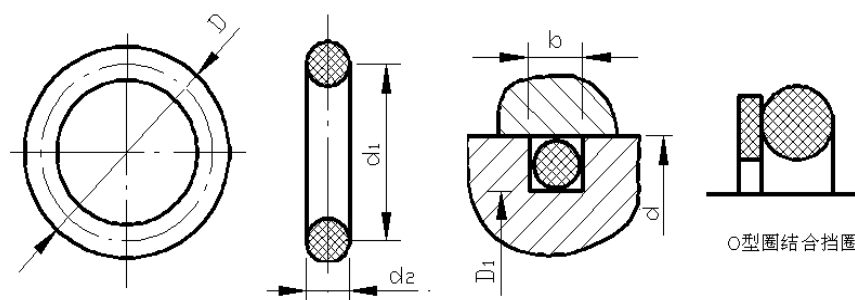


图4-16 O形密封圈的尺寸图

4. 活塞和缸筒的密封（如图4-16所示）

选择Yx形密封圈；

检查手册（根据JB / zq4264 - 86）的YX形密封圈式：YX环D100（D = 100毫米，为14毫米，12.5毫米H = H1，沟槽长度为16mm，材料为：聚氨酯-4。

第5章 外设的选用

5.1 绞车的选型

根据设计要求，通过“绞车操作工”的选择标准模型的调度绞车JD - 1.6，16KN绳牵引，36 72米/分钟的速度，钢丝绳的直径和钢丝绳的能力进行，400，滚筒尺寸（直径×宽）300×356mm，还原率40.12。绞车电动机型号JBJD-22-4，功率22KW，转速1478r/分钟。

5.2 滑轮的设计与选用

1. 滑轮的尺寸的确定

由于块大小的设计，应力不高，所以选择铸造滑轮。根据计算出钢丝绳滑轮中心的最小直径，即，

$$V \quad D_{\min} = hd,$$

则： $D_{\min} = 18 \times 11.5 = 207 \text{ mm}$

式中： D_{\min} ——滑轮的最小直径，mm；

h ——根据计算出钢丝绳滑轮中心的最小直径，

d —— 钢丝绳直径，mm。

2. 选择滑轮并校核

组合滑轮式手动搜索：b11.5 * 207-50jb / T 9005.3，滑轮直径为207mm、滑轮轴直径为50mm的滑轮。

由于规模小，应力式低滑轮，其强度的大小主要取决于在铸造过程中，在这里是不检查。

3. 绘制滑轮的工程图

图5-1为其技术参数简图：

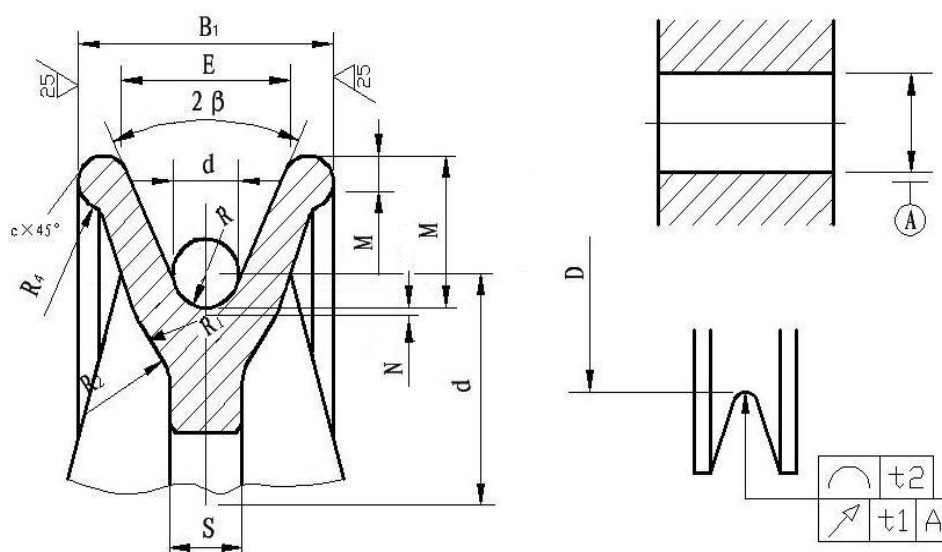


图5-1滑轮技术参数图

具体尺寸： $d = 11.5\text{mm}$ 、 $R = 6.5^{+0.3}_0$ （绳槽表面粗糙度为2级）、 $B_1 = 36\text{mm}$ 、 $E = 2.5\text{mm}$ 、 $C = 1.0\text{mm}$ 、 $R_1 = 12\text{mm}$ 、 $R_2 = 10\text{mm}$ 、 $R_3 = 2.5\text{mm}$ 、 $R_4 = 3.0\text{mm}$ 、 $M = 8\text{mm}$ 、 $N = 0$ 、 $S = 9\text{mm}$ 、 $t_2 \leq 0.3\text{mm}$ 、 $t_3 = D/1000 = 0.207\text{mm}$ 。

致谢

为期三个月的毕业设计，终于落下了帷幕。想想从一开始的稀里糊涂无处下手，到现在设计说明书的完成，我终于在各方的帮助下完成了这项设计。除了借助于设计书和各种设计手册之外，在此我要向我的辅导老师吴老师表达我最崇高的敬意和感谢。

多少次在我陷入困难，无从下手甚至自我感觉是绝境的时候，是吴老师给了我极时的帮助，引导我重新走上“正轨”。在我遇到困难的第一时间给予我解答和帮助，我要再次的向吴老师表达我的谢意。

参考文献

- [1] 许贤良,王传礼. 液压传动[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [2] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.
- [3] 毛平淮. 互换性与测量技术基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [4] 成大先. 机械设计手册单行本液压传动[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- [5] 周恩涛, 徐学新. 液压系统设计元器件选型手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [6] 吴宗泽, 罗圣国. 机械设计课程设计手册[M]. 机械工业出版社, 1999.
- [7] 孙桓, 陈作模. 机械原理[M]. 第六版. 北京: 高等教育出版社, 2001.
- [8] 陈秀宁. 机械设计基础[M]. 第二版. 浙江: 浙江大学出版社, 1999.
- [9] 何存兴. 液压元件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [10] 从庄远、刘震北. 液压技术基础理论[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1989.
- [11] 严金坤. 液压元件[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1989.
- [12] 吴宗泽. 机械零件设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [13] 贾铭新, 液压传动与控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.
- [14] 赵应越, 液压控制阀及其修理[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1999.
- [15] Chiu M L. An organizational view of design communication in design collaboration, Design studies, 2002, 23, 187-210.
- [16] Noah D . Manring , Suresh B . Kassaraagadda . The theoretical flow ripple of an external gear pump [J] . Journal of Dynamic Systems , measurement , and control . 2003 , 125 (9) : 396 ~ 404 .

[17] Rekrut M 1 . Approximate calculation of the dimensions of the compensation clamping chamber of a hydraulic gear pump/motor [J] . Soviet Engineering Research . 1986 , 9 (7) : 40 ~ 44 .