1. 前 言

1.1 课 题 研 究 的 目 的 和 意 义

升降机是一种升降性能好，适用范围广的货物举升机构，可用于生产流水线高度差设备之间的货物运送，物料上线，下线，共件装配时部件的举升，大型机库上料，下料，仓储装卸等场所，与叉车等车辆配套使用，以及货物的快速装卸等。它采用全液压系统控制，采用液压系统有以下特点：

（1）在同等的体积下，液压装置能比其他装置产生更多的动力，在同等的功率下，液压装置的体积小，重量轻，功率密度大，结构紧凑，液压马达的体积和重量只有同等功率电机的 12% 。

（2）液压装置工作比较平稳，由于重量轻，惯性小，反应快，液压装置易于实现快速启动，制动和频繁的换向。

（3）液压装置可在大范围内实现无级调速，（调速范围可达到2000），还可以在运行的过程中实现调速。

（4）液压传动易于实现自动化，他对液体压力，流量和流动方向易于进行调解或控制。

（5）液压装置易于实现过载保护。

（6）液压元件以实现了标准化，系列化，通用化，压也系统的设计制造和使用都比较方便。

当然液压技术还存在许多缺点，例如，液压在传动过程中有较多的能量损失，液压传动易泄露，不仅污染工作场地，限制其应用范围，可能引起失火事故，而且影响执行部分的运动平稳性及正确性。对油温变化比较敏感，液压元件制造精度要求较高，造价昂贵，出现故障不易找到原因，但在实际的应用中，可以通过有效的措施来减小不利因素带来的影响。

1.2 国 内 研 究 状 况 及 发 展 前 景

我国的液压技术是在新中国成立以后才发展起来的。自从1952年试制出我国第一个液压元件——齿轮泵起，迄今大致经历了仿制外国产品，自行设计开发和引进消化提高等几个阶段。

进年来，通过技术引进和科研攻关，产品水平也得到了提高，研制和生产出了一些

具先进水平的产品。

目前，我国的液压技术已经能够为冶金、工程机械、机床、化工机械、纺织机械等部门提供品种比较齐全的产品。

但是，我国的液压技术在产品品种、数量及技术水平上，与国际水品以及主机行业的要求还有不少差距，每年还需要进口大量的液压元件。

今后，液压技术的发展将向着一下方向：

（1）提高元件性能，创制新型元件，体积不断缩小。

（2）高度的组合化，集成化，模块化。

（3）和微电子技术结合，走向智能化。

总之，液压工业在国民经济中的比重是很大的，他和气动技术常用来衡量一个国家的工业化水平。

2. 工 艺 参 数 及 工 况 分 析

2.1 升 降 机 的 工 艺 参 数

本设计升降机为全液压系统，相关工艺参数为：

额定载荷： 2500kg 最低高度： 500 mm 最大起升高度： 1500mm

最大高度： 1700mm 平台尺寸： 4000x2000mm 电源： 380v,50Hz

2.2 工 况 分 析

本升降机是一种升降性能好，适用范围广的货物举升机构，和用于生产流水线高度差设备之间的货物运送，物料上线、下线。工件装配时调节工件高度，高出给料机运送，大型部件装配时的部件举升，大型机库上料、下料 。仓储，装卸场所，与叉车等装运车辆配套使用，即货物的快速装卸等。

该升降台主要有两部分组成：机械系统和液压系统。机械机构主要起传递和支撑作用，液压系统主要提供动力，他们两者共同作用实现升降机的功能。

3. 升 降 机 机 械 机 构 的 设 计 和 计 算

3.1 升降机机械结构形式和运动机理

根据升降机的平台尺寸$4000\times2000mm$，参考国内外同类产品的工艺参数可知，该升降机宜采用单双叉机构形式：即有两个单叉机构升降台合并而成，有四个同步液压缸做同步运动，以达到升降机升降的目的。其具体结构形式

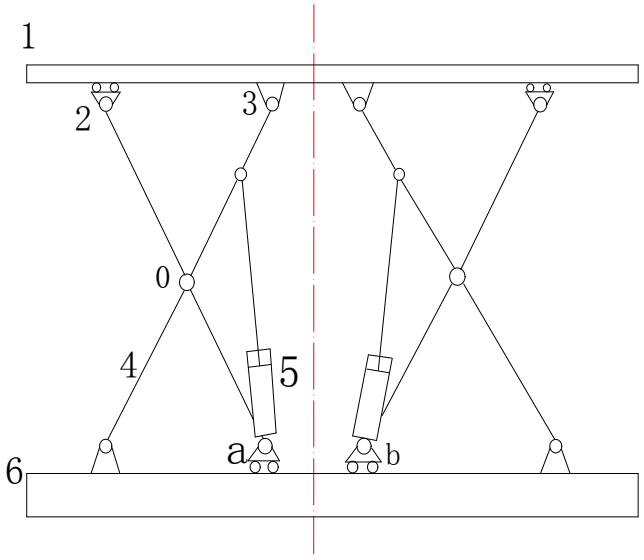


图3.1

图 3.1 所示即为该升降机的基本结构形式，其中 1 是工作平台， 2 是活动铰链， 3 为固定铰链， 4 为支架， 5 是液压缸， 6 为底座。在 1 和 6 的活动铰链处设有滑道。 4 主要起支撑作用和运动转化形式的作用，一方面支撑上顶板的载荷，一方面通过其铰接将液压缸的伸缩运动转化为平台的升降运动， 1 与载荷直接接触，将载荷转化为均布载荷，从而增强局部承载能力。下底架主要起支撑和载荷传递作用，它不仅承担着整个升降机的重量，而且能将作用力传递到地基上。通过这些机构的相互配合，实现升降机的稳定和可靠运行。

两支架在 0 点铰接，支架 4 上下端分别固定在平台和底座上，通过活塞杆的伸缩和铰接点 0 的作用实现货物的举升。

3.2 升降机的机械结构和零件设计

3.2.1 升降机结构参数的选择和确定

根据升降台的工艺参数和他的基本运动机理来确定支架 4 的长度和截面形状，升降台达要求高度时铰链 a 、 b 的距离其液压缸的工作行程。

设ab=x（$0<x<1m$），则4支架的长度可以确定为$h=2-\frac{x}{2},(h>1.5m)$，即支架和地板垂直时的高度应大于$1.5m$，这样才能保证其最大升降高度达到$1.5m$，其运动过程中任意两个位置的示意图表示如下：

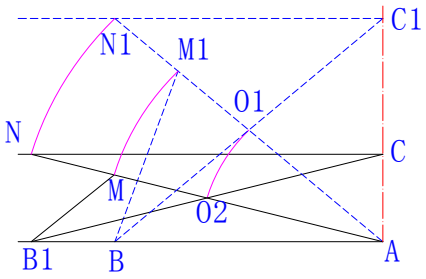


图3.4

设支架都在其中点处绞合，液压缸顶端与支架绞合点距离中点为t，根据其水平位置的几何位置关系可得：$0<t<\frac{4-x}{4}$.

下面根据几何关系求解上述最佳组合值：

初步分析：x值范围为$0<x<1$ x，取值偏小，则工作平台ab点承力过大，还会使支架的长度过长，造成受力情况不均匀。X值偏小，则会使液压缸的行程偏大，并且会造成整个机构受力情况不均匀。在该设计中，可以选择几个特殊值：x =0.4m, x =0.6m, x =0.8m，分别根据数学关系计算出h和t。然后分析上下顶板的受力情况。选取最佳组合值便可以满足设计要求。

（1） x =0.4

支架长度为h=2-x/2=1.8m

O_2C =h/2=0.9m

液压缸的行程设为l,升降台上下顶板合并时，根据几何关系可得到：

l+t=0.9

升降台完全升起时，有几何关系可得到：

$$\cos\alpha=\frac{1.8^2+0.995^2-1.5^2}{2\times1.8\times0.995}=\frac{(0.9+t)^2+0.955^2+(2l)^2}{2\times(0.9+t)\times2l}$$

联合上述方程求得：

t=0.355m

l=0.545m

即液压缸活塞杆与2 杆绞合点与2 杆中心距为 0.355m. 活塞行程为0.545m

（2） x =0.6

支架长度为 =2-x/2=1.7m

O_2C =h/2=0.85m

液压缸的行程设为l,升降台上下顶板合并时，根据几何关系可得到：

l+t=0.9

升降台完全升起时，有几何关系可得到：

$$\cos\alpha=\frac{1.7^2+0.8^2-1.5^2}{2\times1.7\times0.8}=\frac{(0.85+t)^2+0.8^2-(2l)^2}{2\times0.8\times(0.85+t)}$$

联合上述方程求得：

t=0.32m

l=0.53m

即液压缸活塞杆与2 杆绞合点与2 杆中心距为0.32m.活塞行程为 0.53m

（3） x =0.8

支架长度为 =2-x/2=1.6m

O_2C =h/2=0.8m

液压缸的行程设为l,升降台上下顶板合并时，根据几何关系可得到：

l+t=0.9

升降台完全升起时，有几何关系可得到：

$$\cos\alpha=\frac{1.6^2+0.557^2-1.5^2}{2\times1.6\times0.557} = \frac{(0.8+t)^2+0.557^2-(2l)^2}{2\times(0.8+t)\times0.557}$$

联合上述方程求得：

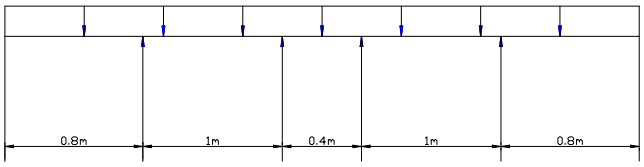
t=0.284m

l=0.516m

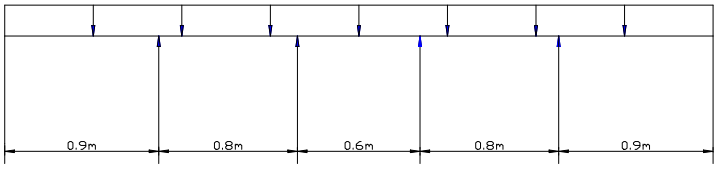
即液压缸活塞杆与2 杆绞合点与2 杆中心距为 0.284m. 活塞行程为0.516m

现在对上述情况分别进行受力分析：

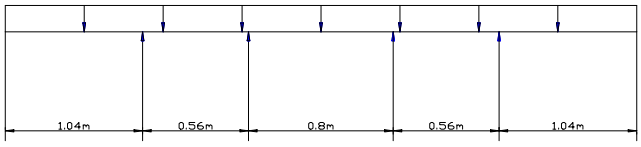
（4） x=0.4m ，受力图如下所示：



（5） x=0.6m ，受力图如下所示



（6） x=0.8m，受力图如下所示



比较上述三种情况下的载荷分布状况， x 取小值，则升到顶端时，两相互绞合的支架间的间距越大，而此时升降台的载荷为均布载荷，有材料力学理论可知，此时两支架中点出所受到的弯曲应力为最大，可能会发生弯曲破坏，根据材料力学中提高梁的弯曲强度的措施

$$\sigma_{\max}=\frac{M_{\max}}{w}\leq[\sigma]$$

知，合理安排梁的受力情况，可以降低 $M_{\max}$ 值，从而改善提高其承载能力。分析上述 x=0.4m. x=0.6m, x=0.8m 时梁的受力情况和载荷分布情况，可以选择第二种情况，即 x=0.6m时的结构作为升降机 a 的最终值，由此便可以确定其他相关参数如下：

t=0.32m. l=0.53m, h=1.7m

3.2.2 升降机支架和下底板结构的确定

3.2.2.1 上顶板结构和强度校核

上顶板和载荷直接接触，其结构采用由若干根相互交叉垂直的热轧槽钢通过焊接形

式焊接而成，然后在槽钢的四个侧面和上顶面上铺装 4000x2000x3mm 的钢板，其结构形式大致如下所示：

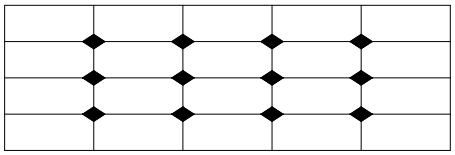


图3.7

沿平台的上顶面长度方向布置 4 根16号热轧槽钢，沿宽度方向布置 6 根10号热轧槽钢，组成上图所示的上顶板结构。在最外缘延长度方向加工出安装上下支架的滑槽。以便上下支架的安装。滑槽的具体尺寸根据上下支架的具体尺寸和结构而定。

沿长度方向的 4 根16号热轧槽钢的结构参数为

$h\times b\times d\times t\times r\times r_1$ = $160\times 65\times 8.5\times 10\times 10.0\times 5.0mm$ ，截面面积为$25.162cm^2$ ，理论重量为$19.752kg/m$ ，抗弯截面系数为$117cm^3$ 。沿宽度方向的 6 根10号热轧槽钢的结构参数为$h\times b\times d\times t\times r\times r_1$ = $100\times 48\times 5.3\times 8.5\times 8.5\times 4.2mm$ ，截面面积为$12.784cm^2$ ，理论重量为$10.007kg/m$ ，抗弯截面系数为$39.7cm^3$ 。

其质量分别为：

4 根16号热轧槽钢的质量为：

$m_1=4\times 4\times 19.752=316kg$

6 根10号热轧槽钢的质量为：

$m_2=6\times 2\times 10.007=120kg$

菱形钢板质量为：

$m_3=4\times 2\times 25.6=204.8kg$

3.2.2.2 强 度 校 核

升降台上顶板的载荷是作用在一平台上的，可以认为是一均布载荷，由于该平板上铺装汽车钢板，其所受到的载荷为额定载荷和均布载荷之和，其载荷密度为：

$$q=\frac{F}{l}$$

F 钢板和额定载荷重力之和。　单位 N

l 载荷的作用长度。单位m,沿长度方向为16m,宽度方向为12m.

其中 $F=(m_1+m_2)g+G_{额载}$

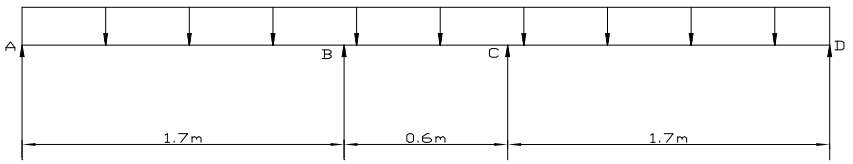
带入数据得：F=29604N

沿长度方向有：$q=\frac{F}{l}$

带入数据有：$q=\frac{29604}{4\times4}=1850N$

分析升降机的运动过程，可以发现在升降机刚要起升时和升降机达到最大高度时，会出现梁受弯矩最大的情况　，故强度校核只需要分析该状态时的受力情况即可，校核如下：

其受力简图为：



该升降台有 8 个支架，共有 8 个支点，假设每个支点所受力为 N，则平很方程可列为：

$$\sum Y=0 \quad \text{即} \quad 8N-F=0$$

将 $F=\frac{29604}{2}$ N 带入上式中：$N=1850N$

根据受力图，其弯矩图如下所示：

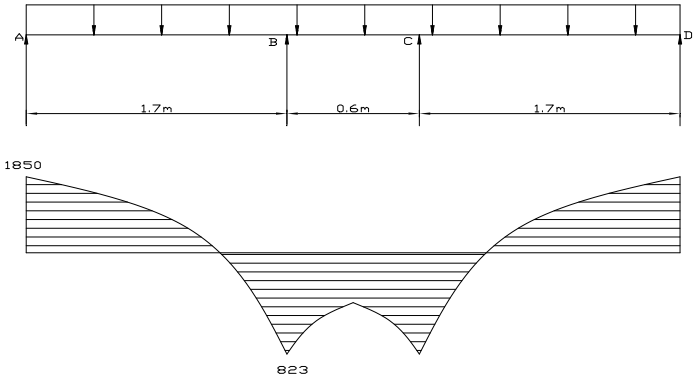
AB段：$M(x)=Nx-\frac{q}{2}x$

$=1850-925\ x^2$　　（$0\le x\le 1.7m$）

BC段：$M(x)=Nx+N(x-1.7)-\frac{q}{2}x^2$

$=3700x-3145-925\ x^2$　　（$1.7\le x\le 2.3m$）

CD段与AB段对称。



由弯矩图可知该过程中的最大弯矩为　：$\sigma_{\max}=1850Nm$

根据弯曲强度理论：

$$\sigma_{\max}\le[\sigma]$$

$$\sigma_{\max}=\frac{M_{\max}}{W}\le[\sigma]=\frac{\sigma_s}{n}$$

即梁的最大弯曲应力应小于其许用弯曲应力。

式中：　W　抗弯截面系数　　m^3

沿长度方向为16号热轧槽钢　　$W=117\times10^{-6}m^3$

σ_S　　钢的屈服极限　　$\sigma_s=255MPa$

n　安全系数　　n=3

代入数据：

$$\sigma_{\max}=\frac{1850}{117\times10^{-6}}=15.8MPa<\frac{\sigma_s}{n}=85MPa$$

由此可知，强度符合要求。

升降台升到最高位置时，分析过程如下：

与前述相同：$N=1850N$

弯矩如下：

FA段：$M(x)=\frac{q}{2}x^2$　（$0\le x\le1.7m$）

$=925x^2$

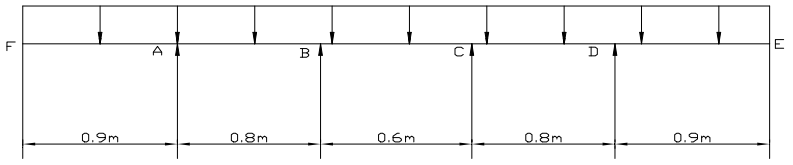
AB段：$M(x)=N(x-0.9)-\frac{q}{2}x^2$　（$0.9\le x\le1.7m$）

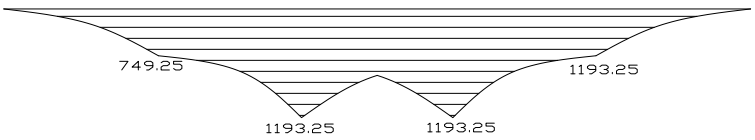
$=1850x-1665-925x^2$

BC段：$M(x)=N(x-0.9)+N(x-1.7)-\frac{q}{2}x^2$　（$1.7\le x\le2.3m$）

$=3700x-4810-925x^2$

CD段与AB段对称，AF段和DE段对称．





由弯矩图可知该过程中的最大弯矩为　：$\sigma_{\max}=1193.5Nm$

根据弯曲强度理论：

$$\sigma_{\max}=\frac{M_{\max}}{W}\le[\sigma]=\frac{\sigma_s}{n}$$

即梁的最大弯曲应力应小于其许用弯曲应力。

式中： W 抗弯截面系数 单位 m^3 沿长度方向为16号热轧槽钢

$$W=117\times10^{-6}m^3$$

σ_S 钢的屈服极限 $\sigma_s=255MPa$

n 安全系数 n=3

代入数据：

$$\sigma_{\max}=\frac{1193.25}{117\times10^{-6}}=10.2MPa<\frac{\sigma_s}{n}=85MPa$$

由计算可知，沿平台长度方向上 4 根 16 号热轧槽钢完全可以保证升降台的强度要求。

同样分析沿宽度方向的强度要求：

均布载荷强度为： $q=\frac{F}{l}$

F 钢板及16号槽钢与载荷重力

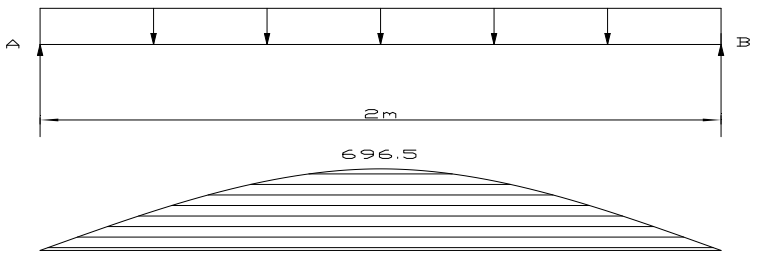
l 载荷作用长度 2x6=12m

带入相关数据，$q=2307N/m$

受力图和弯矩图如下所示：

$$M(x)=Nx-\frac{q}{2}x \qquad (0\le x\le 2m)$$

$$=1850-1153.5x^2$$



由弯矩图知：$M_{\max}=696.5Nm$

最大弯曲应力为：$\sigma_{\max}=\frac{M_{\max}}{W}=17.6MPa\le[\sigma]$

故宽度方向也满足强度要求。

3.2.2.3 支 架 的 结 构

支架由 8 根形状基本相同的截面为矩形的钢柱组成，在支架的顶端和末端分别加工出圆柱状的短轴，以便支架的安装。支架在升降机结构中的主要功能为载荷支撑和运动转化，将液压缸的伸缩运动，通过与其铰合的支点转化为平台的升降运动，支架的结构除应满足安装要求外，还应保证有足够的刚度和强度，一时期在升降运动中能够平稳安全运行。

每根支架的上顶端承受的作用力设为N.则有等式：

$$8N=(m_1+m_2+m_3)g+G_{\text{额载}}$$

求得： N=3848N

分析支架的运动形式和受力情况，发现支架在运动过程中受力情况比较复杂，它与另一支架铰合点给予底座的固定点的受里均为大小和方向为未知的矢量，故该问题为超静定理论问题，已经超出本文的讨论范围，本着定性分析和提高效率的原则，再次宜简化处理，简化的原则时去次留主，即将主要的力和重要的力在计算中保留，而将对梁的变形没有很大影响的力忽略不计，再不改变其原有性质的情况下可以这样处理。根据甘原则，再次对制假所收的力进行分析，可以看出与液压缸顶杆联结点的力为之家所受到的最主要的力，它不仅受液压缸的推力，而且还将受到上顶班所传递的作用力，因此，与液压缸顶杆相连接的支架所厚道的上顶板的力为它所受到的最主要的力，在此，将其他的力忽略，只计算上顶板承受的由载荷和自重所传递的载荷力。

计算简图如下所示：

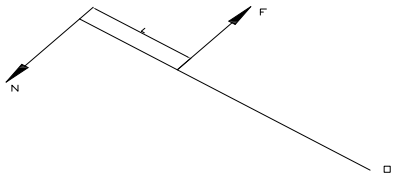


图3.11

N' 所产生的弯矩为：$M' = N'L$

N' 每个支架的支点对上顶板的作用力 单位 N

L 液压缸与支架铰合点距支点之间的距离 单位 m

代入数据：$M = 3848 \times 0.53 = 2039Nm$

假定改支架为截面为长为a, 宽为 b 的长方形，则其强度应满足的要求是：

$$\sigma_{\max} \le [\sigma]$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} \le [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$

式中： M 支架上所受到的弯矩 单位Nm

W 截面分别为 a, b 的长方形抗弯截面系数 $W = \frac{a^2 b}{6} m^3$

$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$ $n = 1.5$

σ_s 所选材料为碳素结构钢 $Q235$ $\sigma_S = 235MPa$

将数据代入有：$a^2 b \ge \frac{9 \times 2035}{235}$

求得： $a^2 b \ge 78cm^3$

上式表明：只要截面为 a, b 的长方形满足条件 $a^2 b \ge 78cm^3$ ，则可以满足强度要求，取 $a = 5cm, b = 3.5cm$ ，则其 $a^2 b = 87.5cm^3 \ge 78cm^3$ 符合强度要求。

这些钢柱的质量为：$m_4 = 8abh\rho = 8\times3.5\times5\times10^{-4}\times7.9\times10^3\times1.7 = 188Kg$

支架的结构还应该考虑装配要求，液压缸活塞杆顶端与支架采用耳轴结构连接，因此应在两支架之间加装支板，以满足动力传递要求。

3.2.2.4 升降机底座的设计和校核

升降机底座在整个机构中支撑着平台的全部重量，并将其传递到地基上，他的设计重点是满足强度要求即可，保证在升降机升降过程中不会被压溃即可，不会发生过大大变形，其具体参数见装配图。

4. 升降机系统的设计要求

液压系统的设计在本升降台的设计中主要是液压传动系统的设计，它与主机的设计是紧密相关的，往往要同时进行，所设计的液压系统应符合主机的拖动、循环要求。还应满足组成结构简单，工作安全可靠，操纵维护方便，经济性好等条件。

本升降台对液压系统的设计要求可以总结如下：

升降台的升降运动采用液压传动，可选用远程或无线控制，升降机的升降运动由液压缸的伸缩运动经转化而成为平台的起降，其工作负载变化范围为0~~~2500Kg，负载平稳，工作过程中无冲击载荷作用，运行速度较低，液压执行元件有四组液压缸实现同步运动，要求其工作平稳，结构合理，安全性优良，使用于各种不同场合，工作精度要求一般.

5. 执行元件速度和载荷

5.1 执行元件类型、数量和安装位置

类型选择：

表5.1 执行元件类型的选择

运动形式	往复直线运动		回转运动		往复摆动
	短行程	长行程	高速	低速	

执行元件的类型	活塞缸	柱塞缸 液压马达和丝杠螺母机构	高速液压马达	低速液压马达	摆动液压马达

根据上表选择执行元件类型为活塞缸，再根据其运动要求进一步选择液压缸类型为双作用单活塞杆无缓冲式液压缸，其符号为：

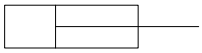


图5.1

数量：该升降平台为双单叉结构，故其采用的液压缸数量为 4 个完全相同的液压缸，其运动完全是同步的，但其精度要求不是很高。

安装位置：液压缸的安装方式为耳环型，尾部单耳环，气缸体可以在垂直面内摆动，安装的位置为图3.6 所示的前后两固定支架之间的横梁之上，横梁和支架组成为一体，通过横梁活塞的推力逐次向外传递，使升降机升降。

5.2 速度和载荷计算

5.2.1 速度计算及速度变化规律

参考国内升降台类产品的技术参数可知。最大起升高度为1500mm时，其平均起升时间为 45s ，就是从液压缸活塞开始运动到活塞行程末端所用时间大约为 45s ，设本升降台的最小气升降时间为40s,最大起升时间为 50s ，由此便可以计算执行元件的速度v:

$$v=\frac{l}{t}$$

式中： v 执行元件的速度 单位m/s

L 液压缸的行程 单位 m

t 时间 单位s

当 $t=40s$ 时：

$$v_{\max}=\frac{l}{t_{\min}}=\frac{0.53}{40}=0.01325\,m/s$$

当 $t=50s$ 时：

$$v_{\min}=\frac{l}{t}=\frac{0.53}{40}=0.0106m/s$$

液压缸的速度在整个行程过程中都比较平稳，无明显变化，在起升的初始阶段到运行稳定阶段，其间有一段加速阶段，该加速阶段加速度比较小，因此速度变化不明显，形成终了时，有一个减速阶段，减速阶段加速度亦比较小，因此可以说升降机在整个工作过程中无明显的加减速阶段，其运动速度比较平稳。

5.2.2 执行元件的载荷计算及变化规律

执行元件的载荷即为液压缸的总阻力，油缸要运动必须克服其阻力才能运行，因此在次计算油缸的总阻力即可，油缸的总阻力包括：阻碍工作运动的切削力 $F_{切}$ ，运动部件之间的摩擦阻力 $F_{磨}$ ，密封装置的摩擦阻力 $F_{密}$ ，起动制动或换向过程中的惯性力 $F_{惯}$ ，回油腔因被压作用而产生的阻力 $F_{背}$ ，即液压缸的总阻力也就是它的最大牵引力：

$$F=F_{切}+F_{磨}+F_{密}+F_{惯}+F_{背}$$

（1）切削力。根据其概念：阻碍工作运动的力，在本设计中即为额定负载的重力和支架以及上顶板的重力：

其计算式为：$F_{切}=F_{额载}+F_{支架}+F_{上顶板}$

（2）摩擦力。各运动部件之间的相互摩擦力由于运动部件之间为无润滑的钢－钢之间的接触摩擦，取 $\mu=0.15$ ，

$$F_{磨}=\mu G=\mu(m_1+m_2+m_{3+}m_4)\,g+\mu G_{额载}$$

其具体计算式为：

式中各符号意义同第三章。

（3）密封装置的密封阻力。根据密封装置的不同，分别采用下式计算：

0 形密封圈：$F_{密}=0.03F$ F-- 液压缸的推力

Y 形密封圈： $F_{密}=fp\pi dh_1$

f 摩擦系数，取 $f=0.01$

p 密封处的工作压力 单位Pa

d 密封处的直径 单位m

h_1 密封圈有效高度 单位m

密封摩擦力也可以采用经验公式计算，一般取 $F_{密}=(0.05--0.1)F$

（4）运动部件的惯性力。

其计算式为： $$F_{惯}=ma=\frac{G}{g}\times\frac{\Delta v}{\Delta t}=\frac{F_{切}}{g}\times\frac{\Delta v}{\Delta t}$$

式中： G 运动部件的总重力 单位 N

g 重力加速度 单位 m/s^2

Δv 启动或制动时的速度变量 单位m/s

Δt 起动制动所需要的时间 单位 s

对于行走机械取 $\frac{\Delta v}{\Delta t}=0.5-1.5m/s^2$ ，本设计中取值为 $0.4m/s^2$

（5）背压力。背压力在此次计算中忽略，而将其计入液压系统的效率之中。

由上述说明可以计算出液压缸的总阻力为：

$$F=F_{切}+F_{磨}+F_{密}+F_{惯}$$

$$=(m_1+m_2+m_3+m_4)g+G_{额载}+\mu(m_1+m_2+m_3)g+\mu G_{额载}+\frac{F_{切}}{g}\times\frac{\Delta v}{\Delta t}+0.05F_{切}$$

=(204.8+316+120+188+2500)x9.8+0.15(204.8+316+120)x 9.8+(204.8+316+120+188+2500)x0.4+(204.8+316+120+188+2500) × 9.8 × 0.05

=40KN

液压缸的总负载为40KN，该系统中共有四个液压缸个液压缸，故每个液压缸需要克服的阻力为10KN。

该升降台的额定载荷为 2500Kg ，其负载变化范围为 0—2500Kg ，在工作过程中无冲击负载的作用，负载在工作过程中无变化，也就是该升降台受恒定负载的作用。

6. 液 压 系 统 主 要 参 数 的 确 定

6.1 系 统 压 力 的 初 步 确 定

液压缸的有效工作压力可以根据下表确定：

表6.1 液压缸牵引力与工作压力之间的关系

牵引力 F （KN）	<5	5-10	10-20	20-30	30-50	>50
工作压力 P （ MPa ）	<0.8-10	1.5-2	2.5-3	3-4	4-5	>5-7

由于该液压缸的推力即牵引力为10KN，根据上表，可以初步确定液压缸的工作压力为： p=2MPa 。

6.2 液 压 执 行 元 件 的 主 要 参 数

6.2.1 液 压 缸 的 作 用 力

液压缸的作用力及时液压缸的工作是的推力或拉力，该升降台工作时液压缸产生向上的推力，因此计算时只取液压油进入无杆腔时产生的推力：

$$F=\mathrm{p}\frac{\pi}{4}\mathrm{D}^2\eta_{\mathrm{cm}}$$

式中： p 液压缸的工作压力 Pa 取p=$(20\text{-}3)\times10^5\mathrm{Pa}$

D 活塞内径 单位m 0.09m

η_{cm} 液压缸的效率 0.95

代入数据：

$$F = \frac{\pi}{4}\times(90\times10^{-3})^2\times(20-3)\times10^5\times0.95$$

F = 10.3KN

即液压缸工作时产生的推力为10.3KN。

表 6.1

系统被压经验数据

回路特点	背压值
进油路调速	1-2x10
进油路调速 回油装被压阀	2-5x10
回油路调速	6-10x10

6.2.2 缸 筒 内 径 的 确 定

该液压缸宜按照推力要求来计算缸筒内经，计算式如下：

要求活塞无杆腔的推力为F时，其内径为：

$$D=\sqrt{\frac{4F}{\pi p\eta_{cm}}}$$

式中： D 活塞杆直径 缸筒内经 单位m

F 无杆腔推力 单位 N

P 工作压力 单位MPa

η_{cm} 液压缸机械效率 0.95

代入数据：

D= $\sqrt{\frac{4\times10\times10^3}{2\times10\times0.95}}$ =0.083m

D= 83mm 取圆整值为 D=90mm

液压缸的内径，活塞的的外径要取标注值是因为活塞和活塞杆还要有其它的零件相互配合，如密封圈等，而这些零件已经标准化，有专门的生产厂家，故活塞和液压缸的内径也应该标准化，以便选用标准件。

6.2.3 活 塞 杆 直 径 的 确 定

（1）活塞杆直径根据受力情况和液压缸的结构形式来确定

受拉时： $d=(0.3-0.5)D$

受压时： $p\le5MPa$ $d=(0.3-0.5)D$

$5\le p\le7\text{MPa}$ $d=(0.5-0.7)D$

$p\ge7MPa$ $d=0.7D$

该液压缸的工作压力为为： p=2MPa,<5MPa, 取 d=0.5D,d=45mm 。

（2）活塞杆的强度计算

活塞杆在稳定情况下，如果只受推力或拉力，可以近似的用直杆承受拉压载荷的简单强度计算公式进行：

$$\sigma=\frac{F\times10^{-6}}{\frac{\pi}{4}d^2}\le[\sigma]$$

式中： F 活塞杆的推力 单位 N

d 活塞杆直径 单位 m

σ 材料的许用应力 单位MPa 活塞杆用45号钢

$$[\sigma]=\frac{\sigma_s}{n},\sigma_s=340MPa,n=2.5$$

代入数据： $\sigma=\frac{10\times10^3\times10^{-6}\times4}{3.14\times(45\times10^{-3})^2}$

=6.3MPa ＜ $[\sigma]$

活塞杆的强度满足要求。

（３）稳定性校核

该活塞杆不受偏心载荷，按照等截面法，将活塞杆和缸体视为一体，其细长比为：

$$\frac{L}{K} \geq m\sqrt{n} \text{ 时，} \quad F_K = \frac{n\pi^2 EJ}{L^2}$$

在该设计及安装形式中，液压缸两端采用铰接，其值分别为：

$$n = 1, m = 85, L = 1260mm$$

$$K = \sqrt{\frac{J}{A}} = \frac{d}{4}$$

将上述值代入式中得：

$$\frac{L}{K} \geq m\sqrt{n}$$

故校核采用的式子为：

$$F_K = \frac{n\pi^2 EJ}{L^2}$$

式中：　n=1　安装形式系数

E　活塞杆材料的弹性模量　钢材取 $E = 2.1\times10^{11}Pa$

J　活塞杆截面的转动惯量 $J = \frac{\pi d^4}{64}$

L　计算长度　1.06m

代入数据：

$$F_K = \frac{3.14^2 \times 2.1\times10^{11} \times 3.14 \times (45\times10^{-3})^4}{64\times1.06^2}$$

=371KN

其稳定条件为：

$$F \leq \frac{F_K}{n_K}$$

式中： n_K 稳定安全系数，一般取 n_K =2—4 取 n_K =3

F 液压缸的最大推力 单位 N

代入数据： $\frac{F_K}{n_K}=\frac{371}{3}$ =123KN

故活塞杆的稳定性满足要求。

6.2.4 液压缸壁厚，最小导向长度，液压缸长度的确定

6.2.4.1 液压缸壁厚的确定

液压缸壁厚又结构和工艺要求等确定，一般按照薄壁筒计算，壁厚由下式确定：

$$\delta \geq \frac{P_Y D}{2[\sigma]}$$

式中： D 液压缸内径 单位 m

δ 缸体壁厚 单位cm

P_Y 液压缸最高工作压力 单位 Pa 一般取 P_Y =（1.2-1.3）p

$[\sigma]$ 缸体材料的许用应力 钢材取 $[\sigma]=100-110MPa$

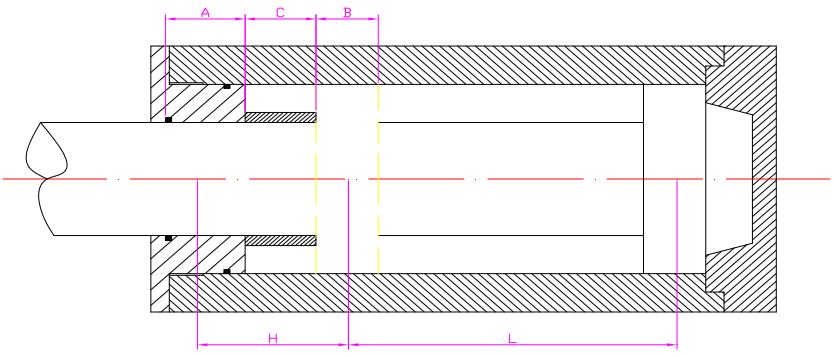
代入数据： $\delta \geq \frac{1.3\times 2\times 10^6\times 9}{2\times 100\times 10^6}=0.117cm$

考虑到液压缸的加工要求，将其壁厚适当加厚，取壁厚 $\delta=3mm$ 。

6.2.4.2 最小导向长度

活塞杆全部外伸时，从活塞支撑面中点到导向滑动面中点的距离为活塞的最小导向长度 H，如下图所示，如果最小导向长度过小，将会使液压缸的初始挠度增大，影响其稳定性，因此设计时必须保证有最小导向长度，对于一般的液压缸，液压缸最大行程为 L，缸筒直径为 D 时，最小导向长度为：

图 6.1



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

即 $H \geq \frac{530}{20}+\frac{90}{2}=71.5cm$　　取为72cm

活塞的宽度一般取　$B=(0.6-0.1)D$，导向套滑动面长度 A　，在 D<80mm 时，取 A=(0.6-1.0)D　，在 D=80mm 时，取 A=(0.6-1.0)d　，当导向套长度不够时，不宜过分增大 A 和 B，必要时可在导向套和活塞之间加一隔套，隔套的长度由最小导向长度 H 确定。

6.2.5　液 压 缸 的 流 量

液压缸的流量余缸径和活塞的运动有关系，当液压缸的供油量 Q 不变时，除去在形程开始和结束时有一加速和减速阶段外，活塞在行程的中间大多数时间保持恒定速度 v_m　，液压缸的流量可以计算如下：

$$Q=\frac{vA}{\eta_{cv}}$$

式中：　A　活塞的有效工作面积　对于无杆腔 $A=\frac{\pi}{4}D^2$

η_{cv}　　活塞的容积效率　采用弹形密封圈时 η_{cv} =1，采用活塞环时　η_{cv} =0. 98

$$Q_{max}=\frac{Av_{\max}}{\eta_{cv}}$$ $v_{\max}$ 为液压缸的最大运动速度　单位 m/s

代入数据：

$$Q_{max}=\frac{3.14\times0.9^2\times0.1325}{0.98\times4}\times60=5.16L/\min$$

$$Q_{\min}=\frac{3.14\times0.9^2\times0.106}{0.98\times4}\times60=4.13L/\min$$

即液压缸以其最大速度运动时，所需要的流量为$5.16L/\min$ ，以其最小运动速度运动时，所需要的流量为$4.13L/\min$ 。

7. 液压系统方案的选择和论证

液压系统方案是根据主机的工作情况，主机对液压系统的技术要求，液压系统的工作条件和环境条件，以成本，经济性，供货情况等诸多因素进行全面综合的设计选择，从而拟订出一个各方面比较合理的，可实现的液压系统方案。其具体包括的内容有：油路循环方式的分析与选择，油源形式的分析和选择，液压回路的分析，选择，合成，液压系统原理图的拟定。

7.1 油路循环方式的分析和选择

油路循环方式可以分为开式和闭式两种，其各自特点及相互比较见下表：

表 7.1

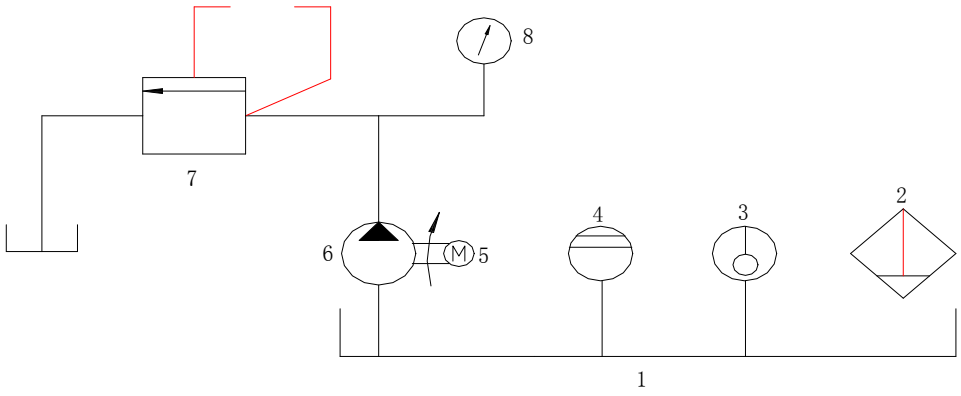
开式系统和闭式系统的比较

油液循环方式	开　　式	闭　　式
散 热 条 件	较方便，但油箱较大	较好，需用辅泵换油冷却
抗 污 染 性	较差，但可用压力油箱或其它改善	较好，但油液过滤要求高
系 统 效 率	管路压力损失较大，用节流调速效率低	管路压力损失较小，容积调速效率高
限速制动形式	用平衡阀进行能耗限速，用制动阀进行能耗制动，可引起油液发热	液压泵由电机拖动时，限速及制动过程中拖动电机能向电网输电，回收部分能量
其　　它	对泵的自吸性能要求较高	对主泵的自吸性能要求低

油路循环方式的选择主要取决于液压系统的调速方式和散热条件。

比较上述两种方式的差异，再根据升降机的性能要求，可以选择的油路循环方式为开式系统，因为该升降机主机和液压泵要分开安装，具有较大的空间存放油箱，而且要求该升降机的结构尽可能简单，开始系统刚好能满足上述要求。

油源回路的原理图如下所示：



8	压 力 表
7	溢 流 阀
6	液 压 泵
5	电 动 机
4	液 位 计
3	温 度 计
2	过 滤 器
1	油 缸

图7.1

7.2 开式系统油路组合方式的分析选择

当系统中有多个液压执行元件时，开始系统按照油路的不同连接方式又可以分为串联，并联，独联，以及它们的组合 --- 复联等。

串联方式是除了第一个液压元件的进油口和最后一个执行元件的回油口分别与液压泵和油箱相连接外，其余液压执行元件的进，出油口依次相连，这种连接方式的特点是多个液压元件同时动作时，其速度不随外载荷变化，故轻载时可多个液压执行元件同时动作。

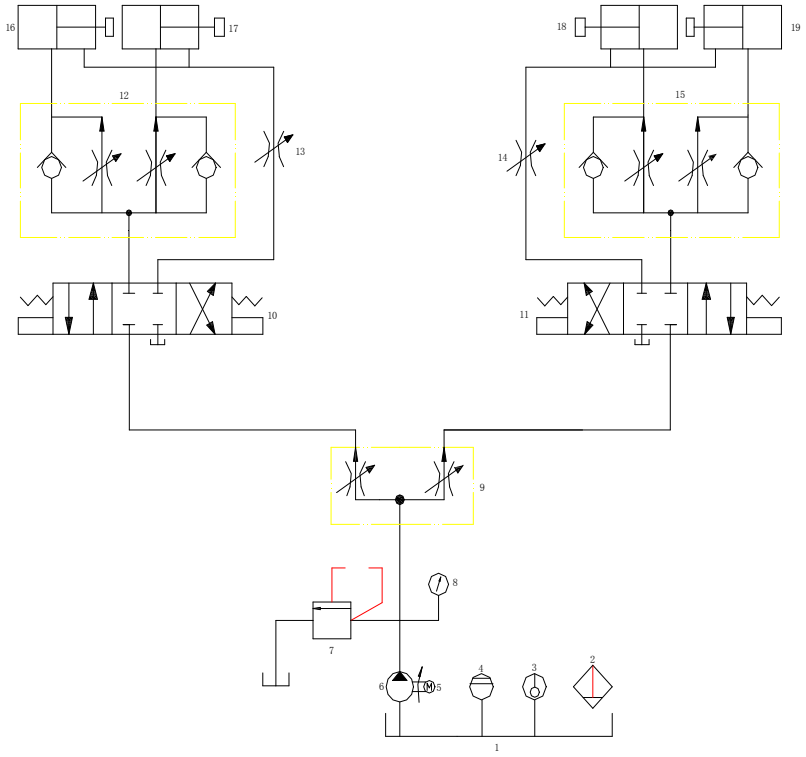
7.3 调速方案的选择

调速方案对主机的性能起决定作用，选择调速方案时，应根据液压执行元件的负载特性和调速范围及经济性等因素选择。

常用的调速方案有三种：节流调速回路，容积调速回路，容积节流调速回路。本升降机采用节流调速回路，原因是该调速回路有以下特点：承载能力好，成本低，调速范围大，适用于小功率，轻载或中低压系统 ，但其速度刚度差，效率低，发热大。

7.4 液压系统原理图的确定

初步拟定液压系统原理图如下所示；见下图：



8. 液压元件的选择计算及其连接

液压元件主要包括有：油泵，电机，各种控制阀，管路，过滤器等。有液压元件的不同连接组合构成了功能各异的液压回路，下面根据主机的要求进行液压元件的选择计算.

8.1 油泵和电机选择

8.1.1 泵的额定流量和额定压力

8.1.1.1 泵的额定流量

泵的流量应满足执行元件最高速度要求，所以泵的输出流量应根据系统所需要的最大流量和泄漏量来确定：

$$q_p \geq KQ_{\max}n$$

式中：q_p 泵的输出流量 单位 $L/\min$

K 系统泄漏系数 一般取K= 1.1-1.3

$Q_{\max}$ 液压缸实际需要的最大流量 单位 $L/\min$

n 执行元件个数

代入数据：

$$q_p \geq 1.1\times 5.16\times 4 = 22.7L/\min$$

对于工作过程中始终用节流阀调速的系统，在确定泵的流量时，应再加上溢流阀的最小溢流量，一般取 $3L/\min$ ：

$$q_p \geq 22.7+3 = 25.7L/\min$$

8.1.1.2 泵的最高工作压力

泵的工作压力应该根据液压缸的工作压力来确定，即

$$P_p \geq P_{\max} + \sum \Delta P$$

式中：P_p 泵的工作压力 单位Pa

$P_{\max}$ 执行元件的最高工作压力 单位Pa

$\sum \Delta P$ 进油路和回油路总的压力损失。

初算时，节流调速和比较简单的油路可以取 $0.2-0.5MPa$ ，对于进油路有调速阀和管路比较复杂的系统可以取 $0.5-1.5MPa$ 。

代入数据： $P_p \geq 2+0.5 = 2.5MPa$

考虑到液压系统的动态压力及油泵的使用寿命，通常在选择油泵时，其额定压力比工作压力 P_p 大 25%--60% ，即泵的额定压力为 3.125 MPa --4.0 MPa ，取其额定压力为 4 MPa 。

8.1.2 电 机 功 率 的 确 定

（1） 液压系统实际需要的输入功率是选择电机的主要依据，由于液压泵存在容积损失和机械损失，为满足液压泵向系统输出所需要的的压力和流量，液压泵的输入功率必须大于它的输出功率，液压泵实际需要的输入功率为：

$$P_i = \frac{Pq}{6\times10^7\eta} = \frac{Pq_t}{6\times10^7\eta_m}$$

式中： P 液压泵的实际最高工作压力 单位Pa

q 液压泵的实际流量 单位 $L/\min$

P_i 液压泵的输入功率 单位 KW

q_t 液压泵向系统输出的理论流量 单位 $L/\min$

η 液压泵的总效率 见下表

η_m 液压泵的机械效率

6×10^7 换算系数

代入数据： $$P_i = \frac{2.5\times10^6\times25.7}{6\times10^7\times0.65} = 1.64KW$$

表 8.1

液压泵的总效率

液压泵类型	齿 轮 泵	叶 片 泵	柱 塞 泵	螺 杆 泵
总效率	0.6-0.7	0.6-0.75	0.8-0.85	0.65-0.8

（2）电机的功率也可以根据技术手册找，根据《机械设计手册》第三版，第五卷，可以查得电机的驱动功率为4 KW ，本设计以技术手册的数据为标准 ，取电机的功率为4 KW 。

根据上述计算过程，现在可以进行电机的选取，本液压系统为一般液压系统，通常选取三相异步电动机就能够满足要求，初步确定电机的功率和相关参数如下：

型号：$Y-112M-2$

额定功率：4 KW

满载时转速：$2890r/\min$

电流：$8.17A$

效率：85.5%

净重：45Kg

额定转矩：$2.2Nm$

电机的安装形式为 $B5(V1)$ 型，其参数为：

基座号：112M 极数：4 国际标准基座号：$28F215$

液压泵为三螺杆泵，其参数如下：

规格：$D_e\times 2L/h$ 25×6

标定粘度：$^oE_{50}$ 10

转速：$r/\min$ 2900

压力：MPa 4

流量： $L/\min$ 26.6

功率： KW 4

吸入口直径： mm 25

排出口直径： mm 20

重量： Kg 11

允许吸上真空高度： m(H_2O) 5

说明： 三螺杆泵的使用、安装、维护要求。

使用要求：一般用于液压传动系统中的三螺杆泵多采用20号液压油或40号液压油，其粘度范围为$17-23mm^2/s(<50^o)$ 之间。

安装要求：电机与泵的连接应用弹性连轴器，以保证两者之间的同轴度要求，（用千分表检查连轴器的一个端面，其跳动量不得大于0.03mm，径向跳动不得大于0.05mm.），当每隔90^o 转动连轴器时，将一个联轴节作径向移动时应感觉轻快。泵的进油管道不得过长，弯头不宜过多，进油口管道应接有过滤器，其滤孔一般可用40目到60目过滤网，过滤器不允许露出油面，当泵正常运转后，其油面离过滤器顶面至少有100mm,以免吸入空气，甭的吸油高度应小于500mm.

维护要求：为保护泵的安全，必须在泵的压油管道上装安全阀（溢流阀）和压力表。

8.1.3 连 轴 器 的 选 用

连轴器的选择应根据负载情况，计算转矩，轴端直径和工作转速来选择。

计算转矩由下式求出：

$$T_c = K \times 9550 \frac{P_W}{n} \le [T_n] \qquad (Nm)$$

式中： $[T_n]$ 需用转矩，见各连轴器标准 单位 Nm

P_W 驱动功率 单位 KW

n 工作转速 单位 $r/\min$

K 工况系数 取为1.5

代入数据：

$$T_c = 1.5 \times 9550 \frac{4}{2890} = 19.83Nm$$

据此可以选择连轴器的型号如下：

名称： 挠性连轴器$(GB-4323-84)$ 弹性套柱销连轴器

许用转矩： $[T_n]=31.5Nm$

许用转速： 4700r/min

轴孔直径： $d_1,d_2,d_3=16,18,19cm$

轴孔长度： Y型： L=42mm ， D=95mm

重 量： 1.9Kg

8.2 控制阀的选用

液压系统应尽可能多的由标准液压控制元件组成，液压控制元件的主要选择依据是阀所在的油路的最大工作压力和通过该阀的最大实际流量，下面根据该原则依次进行压力控制阀，流量控制阀和换向阀的选择。

8.2.1 压力控制阀

压力控制阀的选用原则

压力：压力控制阀的额定压力应大于液压系统可能出现的最高压力，以保证压力控制阀正常工作。

压力调节范围：系统调节压力应在法的压力调节范围之内。

流量：通过压力控制阀的实际流量应小于压力控制阀的额定流量。

结构类型：根据结构类性及工作原理，压力控制阀可以分为直动型和先导型两种，直动型压力控制阀结构简单，灵敏度高，但压力受流量的变化影响大，调压偏差大，不适用在高压大流量下工作。但在缓冲制动装置中要求压力控制阀的灵敏度高，应采用直动型溢流阀，先导型压力控制阀的灵敏度和响应速度比直动阀低一些，调压精度比直动阀高，广泛应用于高压，大流量和调压精度要求较高的场合。

此外，还应考虑阀的安装及连接形式，尺寸重量，价格，使用寿命，维护方便性，货源情况等。

根据上述选用原则，可以选择直动型压力阀，再根据发的调定压力及流量和相关参数，可以选择 DBD 式直动式溢流阀，相关参数如下：

型号： DBDS6G10 最低调节压力： 5MPa

流量： 40L/min 介质温度：$-20---70^{o}C$

8.2.2 流 量 控 制 阀

流量控制阀的选用原则如下：

压力：系统压力的变化必须在阀的额定压力之内。

流量：通过流量控制阀的流量应小于该阀的额定流量。

测量范围：流量控制阀的流量调节范围应大于系统要求的流量范围，特别注意，在选择节流阀和调速阀时，所选阀的最小稳定流量应满足执行元件的最低稳定速度要求。

该升降机液压系统中所使用的流量控制阀有分流阀和单向分流阀，单向分流阀的规格和型号如下：

型号： FDL-B10H 公称通径：10mm

公称流量： P,O口 40L/min A ， B 口 20L/min

连接方式：管式连接 重量：4Kg

分流阀的型号为： FL-B10

其余参数与单向分流阀相同。

8.2.3 方 向 控 制 阀

方向控制阀的选用原则如下：

压力：液压系统的最大压力应低于阀的额定压力

流量：流经方向控制阀最大流量一般不大于阀的流量。

滑阀机能：滑阀机能之换向阀处于中位时的通路形式。

操纵方式：选择合适的操纵方式，如手动，电动，液动等。

方向控制阀在该系统中主要是指电磁换向阀，通过换向阀处于不同的位置，来实现油路的通断。所选择的换向阀型号及规格如下：

型号： 4WE5E5OF 额定流量：15L/min

消耗功率： 26KW 电源电压：$50Hz,110V,220V$

工作压力： A.B.P 腔 $\leq 25MPa$ T腔：$\leq 6MPa$ 重量： 1.4Kg

8.3 管 路 ， 过 滤 器 ， 其 他 辅 助 元 件 的 选 择

计 算

8.3.1 管 路

管路按其在液压系统中的作用可以分为：

主管路：包括吸油管路，压油管路和回油管路，用来实现压力能的传递。

泄油管路：将液压元件泄露的油液导入回油管或邮箱 .

控制管路：用来实现液压元件的控制或调节以及与检测仪表相连接的管路。

本设计中只计算主管路中油管的尺寸。

（1）吸油管尺寸

油管的内径取决于管路的种类及管内液体的流速，油管直径 d 由下式确定：

$$d=\sqrt{\frac{4Q}{\pi v_0}}$$

式中： d 油管直径 单位mm

Q 油管内液体的流量 单位 m^3/s

v_0 油管内的允许流速 单位 m/s

对吸油管，取 $v_0=(0.5-1.5)m/s$ ，本设计中取：$v_0=0.7m/s$

代入数据：$$d=\sqrt{\frac{4\times 26.6\div 60\times 10^{-3}}{3.14\times 0.7}}\times 10^3=28.4mm$$

取圆整值为：$d=30mm$

（2）回油管尺寸

回油管尺寸与上述计算过程相同：$v_0=1.5-2.5m/s$ ，取为 $v_0=2m/s$

代入数据：$$d=\sqrt{\frac{4\times 26.6\div 60\times 10^{-3}}{3.14\times 2}}\times 10^3=16.8mm$$

取圆整值为：$d=18mm$

（3）压力油管

压力油管：$v_0 = 3 - 4m/s$，本设计中取为：$v_0 = 3m/s$

代入数据：$d = \sqrt{\frac{4 \times 26.6 \div 60 \div 2 \times 10^{-3}}{3.14 \times 3}} \times 10^3 = 9.7mm$

取圆整值为：$d = 10mm$

（4）油管壁厚：

升降机系统中的油管可用橡胶软管和尼龙管作为管道，橡胶软管装配方便，能吸收液压系统中的冲击和振动，尼龙管是一种很有发展前途的非金属油管，用于低压系统，压力油管采用的橡胶软管其参数如下：

内径： 10mm

外径： I 型 17.5-19.7mm

工作压力：I 型 16 MPa

最小弯曲半径：130mm

8.3.2 过 滤 器 的 选 择

过滤器的选择应考虑以下几点：

(1) 具有足够大的通油能力，压力损失小，一般过滤器的通油能力大于实际流量的二倍，或大于管路的最大流量。

(2) 过滤精度应满足设计要求，一般液压系统的压力不同，对过滤精度的要求也不同，系统压力越高，要求液压元件的间隙越小，所以过滤精度要求越高，过滤精度与液压系统压力的关系如下所示：

表 8.1 过滤精度与液压系统的压力关系

系统类型	一 般 液 压 系 统			伺服系统
压力MPa	〈7	〉7	35	
过滤精度	〈25-50	〈25	〈10	〈5

（3）滤芯应有足够的强度，过滤器的实际压力应小于样本给出的工作压力。

（4）滤芯抗腐蚀性能好，能在规定的温度下长期工作。

根据上述原则，考虑到螺杆泵的流量，选定过滤器为烧结式过滤器，其型号及具体参数如下所示：

型号：$SU2B-F70\times16$　　流量：$70L/\min$

过滤精度：$16\mu m$　　接口尺寸：$M27\times2$

工作压力：$0.5-20MPa$　　压力损失：$0.2MPa$

8.3.3 辅 件 的 选 择

8.3.3.1 温 度 计 的 选 择

液压系统常用接触式温度计来显示油箱内工作介质的温度，接触式温度计有膨胀式和压力式。本系统中选用膨胀式，其相关参数如下：

型号：$WNG-11$

测量范围：-30^0C--50^0C ，0^0C--50^0C ，$0^0C--500^0C$

名称：内表式工业玻璃温度计

8.3.3.2 压 力 表 选 择

压力表安装于便于观察的地方。其选择如下：

型号：Y-60

测量范围：$0-4MPa.$

名称：一般弹簧管压力表

8.4 液压元件的连接

8.4.1 液压装置的总体布置

液压装置的总体布置可以分为几种式和分散式两种。

集中式布置是将液压系统的油源、控制及调节装置至于主机之外，构成独立的液压站，这种布置方式主要用于固定式液压设备。其优点是装配、维修方便，从根本上消除了动力源的振动和油温对主机的影响。本液压系统采用集中式布置。

8.4.2 液压元件的连接

液压元件的连接可以分为管式连接、板式连接，集中式连接三种。这里介绍整体式连接中的整体式阀板。它是本液压系统中将要采用的连接方式。

整体式阀板的油路是在整块板上钻出或用精密铸造铸出的，这种结构的阀板比粘合式阀板可靠性好，应用较多，但工艺较差，特别是深孔的加工较难。当连接元件较多时，各孔的位置不易确定。它属于无管连接，多用于不太复杂的固定式机械中。

采用整体式阀板时，需要自行设计阀板，阀板的设计可参考相关资料。

9. 油箱及附件

油箱在系统中的主要功能为：储存系统所需要的足够的油液；散发系统工作时产生的一部分热量，分离油液中的气体及沉淀污物。

9.1 油箱的容积

油箱容积的确定是设计油箱的关键，油箱的容积应能保证当系统有大量供油而无回油时。最低液面应在进口过滤器之上，保证不会吸入空气，当系统有大量回油而无供油时或系统停止运转，油液返回油箱时，油液不致溢出。

9.1.1 按使用情况确定油箱容积

初始设计时，可依据使用情况，按照经验公式确定油箱容积：

$$V = \alpha Q_p$$

式中： V 油箱的容积 单位 L

Q_p 液压泵的流量 单位 $L/\min$

α 经验系数 见下表

表 9.1

	行走机械	低压系统	中压系统	锻压系统	冶金机械
α	1 — 2	2 — 4	5 — 7	6 —12	10

本升降机为为中压系统，取α =5，则油箱的容量可以确定为：

$$V = \alpha Q_p = 5 \times 26.6 = 133L$$

9.1.2 按系统发热和散热计算确定油箱容量

油箱中油液的温度一般推荐为 30-50 ^0C ，最高不超过65 ^0C ，最低不低于 15 ^0C ，对于工具机及其它装置，工作温度允许在 40-55 ^0C 。

（1）油箱的发热计算

液压泵的功率损失：

$$H_1 = (1-\eta)P$$

式中： P 液压泵的输入功率 $P = \dfrac{P_0 q}{\eta}$ KW

P_0 液压泵的实际输出压力 单位Pa

q 液压泵的实际输出流量 单位 $L/\min$

η 液压泵的效率，该系统中为螺杆泵，$\eta = 0.65$

代入数据：

$$H_1=(1-0.65)\frac{2.5\times10^6\times\frac{26.6}{60}\times10^{-3}}{0.65}$$

$$H_1=596.8KW$$

（2） 阀的功率损失

其中以泵的流量流经溢流阀时的损失为最大：

$$H_1=Pq \qquad \text{单位 } KW$$

式中： P 溢流阀的调整压力 单位 Pa

q 经过溢流阀流回油箱的流量 单位 m^3/s

代入数据：

$$H_2=6.3\times10^6\times\frac{3}{60}\times10^{-3}=315 \qquad KW$$

（3） 管路及其它功率损失

此项损失包括很多复杂因素，由于其值较小，加上管路散热等原因，在计算时常予以忽略，一般可取全部能量的 0.03-0.05 ，即

$$H_3=(0.03-0.05)P \qquad \text{单位 } KW$$

取

$$H_3=0.03\times\frac{2.5\times10^6\times\frac{26.6}{60}\times10^{-3}}{0.65}=51.2 \qquad KW$$

系统的总功率损失为：

$$H=H_1+H_2+H_3=596.8+315+51.2=963 \qquad KW$$

（4） 邮箱的容积计算

环境温度为 T_0 时，最高允许温度为 T_Y 的油箱，其最小散热面积为：

$$A_{\min}=\frac{H}{K(T_Y-T)} \qquad \text{单位 } m^2$$

设油箱的长宽高之比为1:1:1---1:2: 3时，油箱中油面高度达到油箱高度的 0.8 时，靠自然冷却时系统温度保持在最高温度 T_Y 以下，散热面积用该式计算：

$$A \approx 6.66\sqrt[3]{V^2} \qquad m^2$$

令 $A_{\min} = A$ ，

得油箱最小体积为：

$$V_{\min} = \sqrt{(\frac{H}{T_Y - T})^3} \times 10^{-3}$$ 单位 L

代入数据：

$$V_{\min} = \sqrt{(\frac{963}{55-15})^3} \times 10^{-3}$$

$$V_{\min} = 118\text{L}$$

根据手册就可以进行油箱的选取 .

10. 液 压 泵 站 的 选 择

液压泵战是液压系统的动力源，它向系统提供一定的压力，流量和清洁的工作介质，是液压系统的重要组成部分，液压泵站适用于主机与液压装置可以分离的各种液压机械上。

10.1 液 压 泵 站 的 组 成 及 分 类

液压泵站按其泵组的布置方式有上置式，柜式，非上置式三种。其中上置式又包括立式和卧式两种。非上置式包括整体式和分离式两种，泵组布置在油箱之上的上置式液压泵站，当电机采用立式安装，液压泵置于油箱之内时，称为立式液压泵站，本液压系统即采用该种泵站作为动力源，它具有结构紧凑，占地小，广泛应用于中小功率液压系统中的特点。

液压泵站通常有以下五个相对独立的单元组合而成，它们是泵组，油箱组件，控温组件，蓄能器组件，及过滤器组件，实际应用中可以根据不同的要求进行取舍。

泵组由液压泵，原动机，连轴器，传动底座，管路附件等组成。

油箱用于储存系统所需要的足够的油液，散发系统产生的热量，以及分离油液中的气体沉淀污染物。

控温组件有升温和降温两种组件组成，当液压系统的自身热平衡不能使工作介质

处于合适的温度范围内时，应在液压系统中设置控温组件，使介质温度始终处于可控的范围内。

蓄能器组件通常由蓄能器，控制装置，支撑台架等部件组成的。

过滤器组件的作用是从液体中分离出非溶性固体颗粒，防止颗粒污染物对液压元件的摩擦和堵塞小截面流道，防止油液本身的劣化变质。

10.2 液压泵站的选择

所选择的液压泵站为UZ系列为性液压泵站，是由电动机泵组，油箱，液压阀集成块等组成的小型液压动力源。其电机全部立式安装在油箱上。

11. 液压缸的结构设计

液压缸是将液压系统的压力能转化为机械能的装置，在该升降机系统中，液压缸将活塞杆的伸缩运动通过一系列的机械结构组合转化为平台的升降，实现升降机升降。

11.1 缸筒

11.1.1 缸筒与缸盖的连接形式

缸筒与刚盖的连接形式如下：

缸筒和前端盖的连接采用螺栓连接，其特点是径向尺寸小，重量轻，使用广泛，端部结构复杂，缸筒外径需加工，且应于内径同轴，装卸需要用专门的工具，安装时应防止密封圈扭曲。

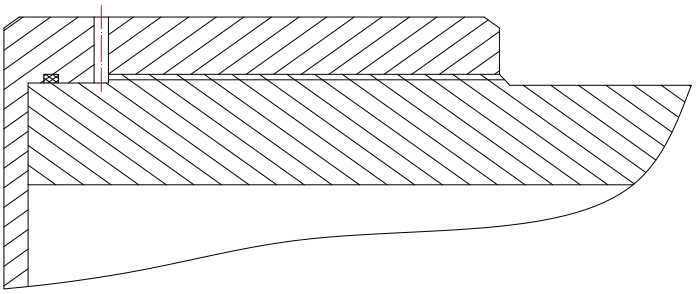


图 11.1

缸盖与后端盖的连接采用焊接形式，特点为结构简单尺寸小，重量轻，使用广泛，缸筒焊后可能变形，且内径不易加工。

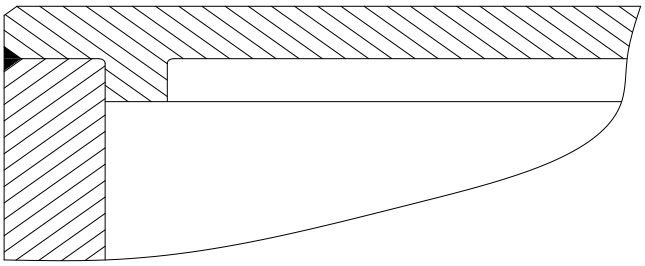


图11.2

11.1.2 强 度 计 算

11.1.2.1 缸 筒 底 部 强 度 计 算

缸筒底部为平面时， 可由下式计算厚度：

$$\delta \geq 0.433D\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}$$

式中：δ 缸筒底部厚度 单位 m

D 缸筒内径 单位 m

p 筒内最大工作压力 单位 MPa

$[\sigma]$ 缸筒材料的许用应力 单位 MPa

代入数据：

$$\delta \geq 0.433 \times 0.09\sqrt{\frac{2.5}{100}} = 6.2mm$$

缸筒底部厚度应根据工艺要求适当加厚，如在缸筒上设置油口或排气阀，均应增大缸筒底部厚度。

11.1.2.2 缸筒连接螺纹的计算

当缸筒与刚盖采用螺纹连接时，钢筒螺纹处的强度按下式进行校核：

螺纹处的拉应力：

$$\sigma = \frac{KF}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - D^2)} \times 10^{-6}$$

单位 MPa

螺纹处的切应力：

$$\tau = \frac{KK_1Fd_2}{0.2(d_1^3 - D^3)} \times 10^{-6}$$

单位 MPa

合成应力：

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

单位 MPa

式中：D 缸筒直径 单位 m

F 缸筒底部承受的最大推力 单位 N

d_1 螺纹小径 单位 m

K 拧紧螺纹的系数 不变载荷取 K =1.25-1.5 ，变载荷取 K =2.5—4

K_1 螺纹连接的摩擦系数 K_1 =0.07—0.2，通常取0.12

σ_n 材料的屈服极限 35钢正火σ_n =27 MPa

$$\sigma=\frac{1.3\times10.3\times10^3}{\frac{3.14}{4}(0.09^2-0.08376^2)}\times10^{-6}=14MPa$$

代入数据：

$$\tau=\frac{1.3\times0.12\times10.3\times10^3\times0.088}{0.2(0.09^3-0.088376^3)}\times10^{-6}=1.8MPa$$

合成应力为： $\sigma_n=\sqrt{14^2+3\times1.8^2}=14.3MPa<27\text{MPa}$

11.1.3 缸 筒 材 料 及 加 工 要 求

缸筒材料通常选用20、35、45号钢，当缸筒、缸盖、挂街头等焊接在一起时，采用焊接性能较好的35号钢，在粗加工之后调质。另外缸筒也可以采用铸铁、铸钢、不锈钢、青铜和铝合金等材料加工。

缸筒与活塞采用橡胶密封圈时，其配合推荐采用H9/f8 ，缸筒内径表面粗糙度取$\text{R}_\text{a}=0.1-0.4\mu\text{m}$ ，若采用活塞环密封时，推荐采用H7/g6 配合，缸筒内径表面粗糙度取$\text{R}_\text{a}=0.2-0.4\mu\text{m}$ 。

缸筒内径应进行研磨。

为防止腐蚀，提高寿命，缸筒内表面应进行渡鉻，渡鉻层厚度应在 30-40 μm ，渡鉻后缸筒内表面进行抛光。

缸筒内径的圆度及圆柱度误差不大于直径公差的一半，缸体内表面的公差度误差在500mm 上不大于0.03mm。

缸筒缸盖采用螺纹连接时，其螺纹采用中等精度。

11.1.4 缸 盖 材 料 及 加 工 要 求

缸盖材料可以用35，45号钢，或 ZG270-500 ，以及 HT250 ， HT350 等材料。

当缸盖自身作为活塞杆导向套时，最好用铸铁，并在导向表面堆镕黄铜，青铜和其他耐磨材料。当单独设置导向套时，导向材料为耐磨铸铁，青铜或黄铜等，导向套压入缸盖。

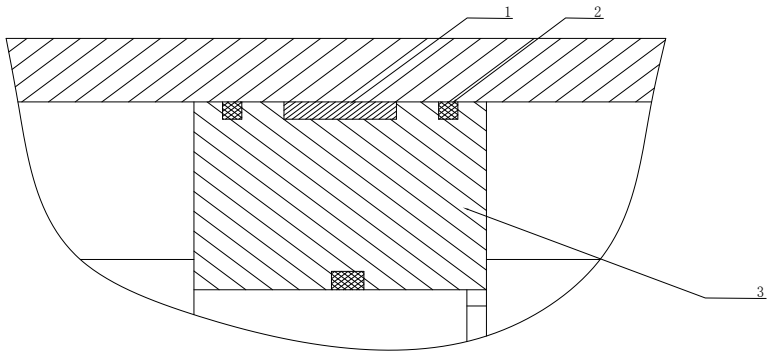
缸盖的技术要求：与缸筒内径配合的直径采用h8 ，与活塞杆上的缓冲柱塞配合的直径取H9 ，与活塞密封圈外径配合的直径采用h9 ，这三个尺寸的圆度和圆柱度误差不大于各自直径的公差的一半，三个直径的同轴度误差不大于0.03mm。

11.2 活 塞 和 活 塞 杆

11.2.1 活 塞 和 活 塞 杆 的 结 构 形 式

(1) 活塞的结构形式

活塞的结构形式应根据密封装置的形式来选择，本设计中选用形式如下：



1 导 向 环　　2 密 封 圈　　3 活 塞

图11.3

（2）活塞杆

活塞杆的外部与负载相连接，其结构形式根据工作需要而定，本设计中如下所示：

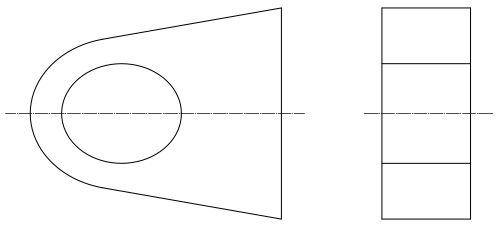
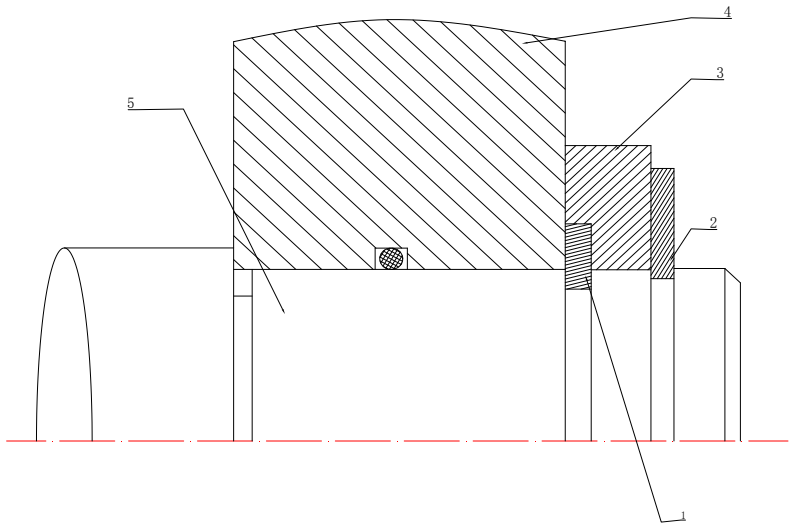


图 11.4

内部结构如下：



1 卡环　　2 弹簧圈　　3 轴套　　4 活塞　　5 活塞杆

图 11.5

11.2.2 活塞、活塞杆材料及加工要求

11.2.2.1 活塞材料及加工要求

有导向环的活塞用20，35或45号钢制成。

活塞外径公差f8 ，与活塞杆的配合一般为H8/h8 ，外径粗糙度 $R_a=0.4-0.8\mu m$ ，外径对活塞孔的跳动不大于外径公差的一半，外径的圆度和圆柱度不大于外径公差的一半。

活塞两端面对活塞轴线的垂直度误差在 100mm 上不大于0.04mm。

11.2.2.2 活塞杆及加工要求

活塞杆常用材料为35、45号钢。

活塞杆的工作部分公差等级可以取f7-f9 ，表面粗糙度不大于 $R_a=0.4\mu m$ ，工作表面的直线度误差在 500mm 上不大于0.03mm。

活塞杆在粗加工后调质，硬度为229-285HB ，必要时可以进行高频淬火，厚度0.5-1mm，硬度为45-55HRC 。

11.3 活塞杆导向套

活塞杆导向套装在液压缸有杆腔一侧的端盖内，用来对活塞杆导向，其内侧装有密封装置，保证缸筒有杆腔的密封性，外侧装有防尘圈，以防止活塞杆内缩时把杂质，灰尘及水分带到密封装置，损坏密封装置。

导向套的结构有端盖式和插件式两种，插件式导向套装拆方便，拆卸时不需要拆端盖，故应用较多。本设计采用端盖式。结构见装配图。

导向套尺寸主要是指支撑长度，通常根据活塞杆直径，导向套形式，导向套材料的承压能力，可能遇到的最大侧向负载等因素确定。一般采用两个导向段，每段宽度均为 d/3 ，两段中间线间距为.2d/3 ，导向套总长度不宜过大，以免磨擦太大。

11.4 排气装置

排气阀安装在液压缸端部的最高位置上，常用排气阀有整体型和针阀型两种，本设计中选用整体性排气阀，结构见装配图。

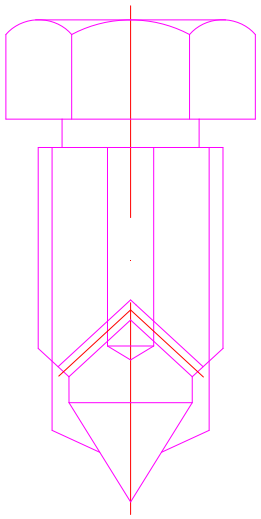


图11.6

11.5 进出油口尺寸的确定

进出油口尺寸按照下式确定：

$$d=\sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

式中：Q　流经液压缸的最大流量　单位L/min

v　油液进入液压缸是的流速　单位m/s

代入数据：

$$d=\sqrt{\frac{4\times5.16}{3.14\times0.1325}}=9.0mm$$

根据 GB2878-81 油口连接螺纹尺寸，取 M12x1.5 螺纹连接。

11.6　密 封 结 构 的 设 计 选 择

活塞和活塞杆密封均采用 O 形密封圈，其具体标准采用 GB3452.3-88 密封沟槽设计准则和 GB3452.1-82 和 GB3452.3-88 液压气动用 O 形密封圈。

12. 液 压 系 统 性 能 验 算

液压系统性能估算的目的在于评估设计质量。估算内容一般包括：系统压力损失，系统效率，系统发热与温升，液压冲击等。对于大多数要求一般的系统来讲，只采用一些简化公式进行验算，定性说明情况。

（1）　系统压力损失验算

系统压力损失包括管道内沿程损失和局部损失以及法类元件的局部损失之和，计算时不同的工作阶段要分开来计算，回油路上的压力损失要折算到进油路上去，因此某一阶段的系统总的压力损失为：

$$\sum\Delta p=\sum\Delta p_1+\sum(\Delta p_2\frac{A_2}{A_1})$$

式中：$\sum \Delta p_1$　系统进油路的压力总损失

$$\sum \Delta p_1 = \sum \Delta p_{1\lambda} + \sum \Delta p_{1\zeta} + \sum \Delta p_{1v}$$

$\sum \Delta p_2$　系统回油路的压力总损失

$$\sum \Delta p_2 = \sum \Delta p_{2\lambda} + \sum \Delta p_{2\zeta} + \sum \Delta p_{2v}$$

现在根据上式计算液压系统工作过程中的压力损失。

液压油在管内的流速：

根据油管尺寸的计算项目，取 $v = 3m/s$

则雷诺数：

$$R_e = \frac{vd}{\gamma} = \frac{3 \times 0.01}{75 \times 10^{-6}} = 400(< 2300)$$

可见液流为层流。

摩擦阻力系数：

$$\lambda = \frac{75}{400} = 0.1875$$

管子当量长度及总长度：90^o 标准弯头 2 个

所以：$\sum L_1 = 2.5 + 2 \times 0.4 = 3.3m$

进油路的压力损失为：

$$\Delta p_{1-\lambda} = \lambda \frac{\sum L_1}{d} \frac{v^2}{2g} \gamma \times 10^{-4}$$

$$\Delta p_{1-\lambda} = 0.185 \times \frac{3.3}{0.01} \times \frac{3^2}{2 \times 9.8} \times 75 \times 10^{-6} = 0.0213MPa$$

各阀的压力损失为：

分流阀： $0.6\,MPa$

换向阀为：$0.04\,MPa$

油路的总压力损失为：$\Delta p_1 = 0.0213 + 0.6 + 0.04 = 0.66MPa$

由此得出液压系统泵的出口压力为：

$$p_\gamma = p_{1+}\Delta p_1 = 2.5 + 0.66 = 3.16MPa$$

（2） 系统的总效率验算

液压泵的总效率η与液压泵的总效率η_p，回路总效率η_c及执行元件的效率η_m有关，其计算式为：

$$\eta = \eta_p \eta_c \eta_m$$

回路效率：$\eta_c = \dfrac{\sum p_1 q_1}{\sum p_p q_p}$

$\sum p_1 q_1$ 同时动作的液压执行元件的工作压力与输入流量的乘积之和

$\sum p_p q_p$ 同时供油的液压泵的工作压力与输出流量乘积之和

根据上式有：

$$\eta_c = \frac{4 \times 2.5 \times 5.16}{4 \times 26.6} = 48.5\%$$

液压系统总效率为：

$$\eta = \eta_p \eta_c \eta_m = 48.5\% \times 65\% \times 96\% = 30\%$$

13. 结 论

本次毕业设计过程简括如下：工艺参数计工况分析、升降台机械部分的设计计算、

液压部分执行元件设计、液压系统主要参数确定、系统方案的选择和论证、液压元件的选择计算和连接、邮箱及附件设计、液压泵站的选择、液压缸的结构设计以及系统性能验算等。其间，机械部分元件强度校核与液压部分系统性能验算均满足设计要求。另外，本次设计附有升降台装配图一张和主要零件图若干张，进一步表达设计思想。设计过程中，各部分设计计算虽能满足要求，但个别之处仍有缺陷，希望老师和同学给予指导和更正。

14. 参　考　文　献

1 雷天觉主编　《新编液压工程手册》　北京：北京理工大学出版社　1998

2 黄宏甲、黄谊、王积伟主编　《液压与气压传动》　北京：机械工业出版社　2001

3 刘连山主编　《流体传动与控制》　北京：人民交通出版社　1983

4 张利平、邓钟明主编　《液压气动系统设计手册》　北京：机械工业出版社 1997

5 成大先主编　《机械设计手册》　第三版第三卷　化学工业出版社　2001

6 成大先主编　《机械设计手册》　第四版第四卷　化学工业出版社　2002

7 路甬祥主编　《液压气动设计手册》　北京：机械工业出版社　2003

8 上海煤矿机械研究所编　《液压传动设计手册》　上海人民出版社　1978

9 唐朝明　《剪叉式液压升降平台的设计》　机车车辆工艺　1995 （03）

10　谢力生　《剪式液压升降台相关参数的确定》　工程机械　2008 （11）