

# 邵阳职业技术学院

## 毕 业 设 计

产品设计	工艺设计	方案设计
		√

设计题目：           液压绞车的设计          

学生姓名：           田勇          

学    号：           201810300225          

系    部：           电梯工程学院          

专    业：           电梯工程技术          

班    级：           电梯 1182 班          

指导老师：           王永红          

二 0 二 一 年 六 月 一 日

# 目 录

一、设计要求.....	2
(一) 设计目的与意义.....	2
(二) 设计的原理和用途.....	3
(三) 设计内容.....	3
二、总体设计方案.....	4
(一) 总体布置设计.....	4
(二) 液压管路的布置设计.....	4
(三) 减速器总体设计.....	4
(四) 液压盘闸的总体设计.....	5
(五) 乳化液泵站的选择.....	6
三、液压绞车的设计的计算.....	6
(一) 减速器的设计计算.....	6
(二) 液压盘闸的结构计算.....	19
四、成果.....	22
参考文献.....	23
致谢.....	24

# 液压绞车的设计

## [摘要]

本次设计是通过对液压绞车工作原理、工作的环境和工作的特点进行分析，并结合实际，在进行细致观察后，对液压绞车的整体结构进行了设计，对组成的各元件进行了选型、计算和校核。设计的绞车由液压马达、平衡阀、制动器、卷筒、承轴和机架等部件组成，还可根据需要设计阀组直接集成于马达配油器上，如带平衡阀、高压梭阀、调速换向阀或其它性能的阀组。并对其进行了可行性分析，最后对整个设计进行系统分析，得出切实可行的方案。

[关键词] 液压绞车 马达 调速 校核

# 一、设计要求

## (一) 设计目的与意义

随着我国制造业的发展，液压机床的发展越来越成为机械制造行业的中流砥柱，通用型高性能压力机，广泛适用于航空、汽车、农机、电机、电器、仪器仪表、医疗器械、家电、五金等行业。

总采工作面设备搬迁包括：采煤机、工作面刮板输送机、液压支架、转载机以及一些其他辅助设备的搬迁。其中液压支架的搬迁量占到总搬迁量的70%到75%，所以液压支架的搬迁效率直接影响综采工作面的工作效率。本设计的液压绞车主要是为了提高液压支架搬迁效率。与传统煤矿井下电动绞车相比较液压绞车有着自己独特的优点：

(1) 动力源由液压代替了电动，减少了电气设备可能带来的危险。

(2) 可以通过液压马达自身实现高低速度调速，在带动负载时液压马达低速，没有负载时液压马达高速，这样可以提高钢丝绳的利用率。

(3) 液压绞车管路采用了大量快换接头，通过高压橡胶管联接，乳化液泵站可以采用液压支架的泵站，加强了绞车的可移动性。

液压传动具有很多优点：

(1) 易于获得很大的力和力矩，使液压传动成为最省力的有效手段。

(2) 可以实现无级调速和稳定的低速运转性能，而且能获得很大的调速比，还容易获得极低的运转速度，使整个系统简化。

(3) 能容量大，用较小的重量和尺寸的液压件就可以传递较大的功率使机械结构紧凑，体积小重量轻。矿用防暴绞车由于受井下空间尺寸的限制，就要求体积小。

(4) 易于获得更复杂的机械动作，以直接驱动工作装置。

(5) 动力传递方便。

(6) 易于实现安全保护，能自动防止过载，满足绞车安全工作的要求。

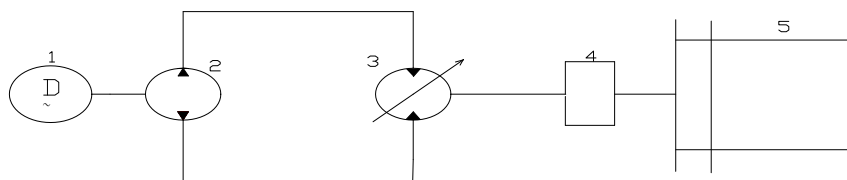
(7) 液压元件能自行润滑，延长使用寿命。

(8) 液压元件易于实现标准化，系列化，通用化。

采用专用液压绞车进行液压支架的搬迁可以加快搬迁速度，提高液压支架使用效率以及综采面生产效率，实现恒力控制和离机操作，对井下工作人员在搬迁液压支架时的安全起到非常大的保障。

## （二）设计的原理和用途

液压绞车是利用防爆电动机 1 带动乳化液泵 2，然后乳化液泵带动变量液压马达 3，液压马达将动力通过减速器拖动滚筒转动。绞车的正反转和高低转速改变依靠马达自身调节完成。原理图 1-1



1 电动机 2 主油泵 3 液压马达

4 减速箱 5 绞车滚筒

图 1-1 绞车工作原理图

液压绞车用途：主要用于井下综采工作面液压支架以及其它井下设备的安装和拆除。

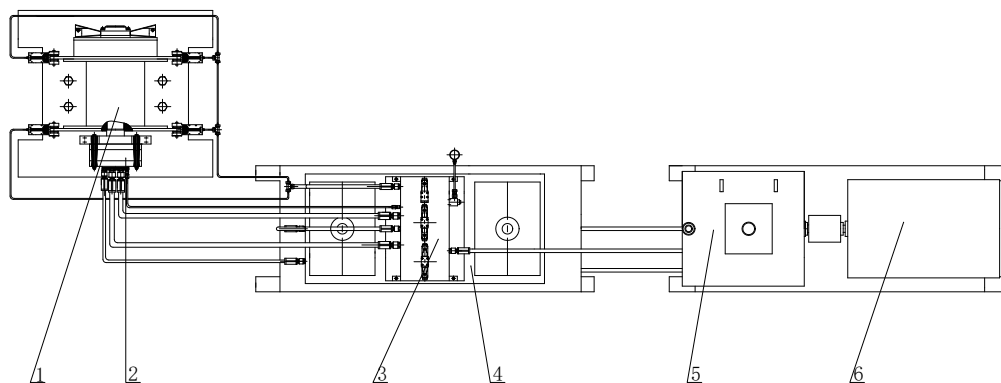
## （三）设计内容

本次设计是通过对液压绞车工作原理、工作的环境和工作的特点进行分析，并结合实际，在进行细致观察后，对液压绞车的整体结构进行了设计，对组成的各元件进行了选型、计算和校核。设计的绞车由液压马达、平衡阀、制动器、卷筒、承轴和机架等部件组成，还可根据需要设计阀组直接集成于马达配油器上，如带平衡阀、高压梭阀、调速换向阀或其它性能的阀组。并对其进行了可行性分析，最后对整个设计进行系统分析，得出切实可行的方案。

## 二、总体设计方案

### (一) 总体布置设计

井下巷道狭窄，因此，绞车滚筒与液压马达沿着巷道一侧垂直煤壁布置，乳化液箱、乳化液泵和电动机则沿同一侧平行煤壁布置。此布置有利于绞车在井下工作并且能节省空间。如图 2-1 所示：



1 滚筒 2 液压马达 3 阀组 4 乳化液箱  
5 乳化液泵 6 电动机

图 2-1 液压绞车布置图

### (二) 液压管路的布置设计

液压绞车的油管主要采用无缝钢管、紫铜管和耐油橡胶软管三种形式。本设计主要采用高压橡胶软管能够吸收液压冲击和震动，管路布置时在满足各个部件的联接的前提下尽可能的减少管路的长度。为了提高绞车灵活性和快速性大量的采用了快换接头大大的提高了绞车的可移动性。管路布置如上图 2-1 所示。

### (三) 减速器总体设计

减速器是原动机和工作机之间的独立闭式传动装置，用来降低转速和增大扭矩，以满足工作需要。井下空间狭窄为使绞车体积减小，结构紧凑，其减速机构采用了两组内齿轮传动副和一组行星轮系，并将其装入滚筒体内。马达轴半伸入滚筒端部。在绞车内部各个转动处均采用滚动轴承支承，使绞车运转灵活[6]。

滚筒由铸钢制成，其主要功用：在滚筒面上缠绕钢丝绳以牵引负荷；在滚筒的制动盘上安装液压盘闸，用来操纵绞车的运行或停止。

减速器结构如图 2-2 所示：

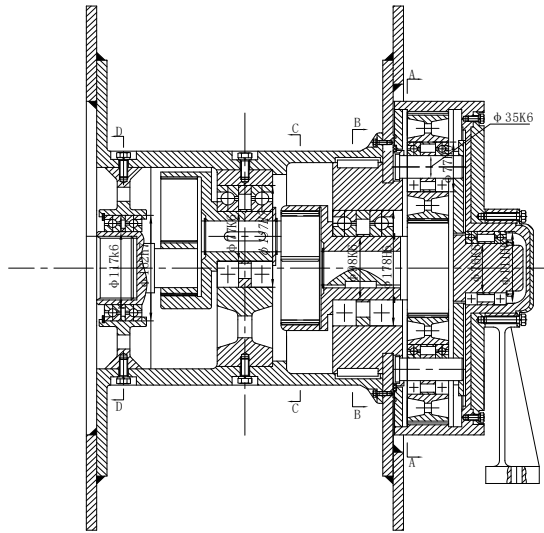


图 2-2 减速器结构

#### (四) 液压盘闸的总体设计

液压盘型制动闸用螺栓固定在支座上，它的工作原理是用油压松闸，弹簧力制动。当制动时，在蝶形弹簧的作用下，迫使活塞向前移动，通过调整螺钉，活塞杆将滑套推出，使制动块与滚筒上的制动盘接触，产生制动[7]。

当油缸内充入压力油后，压力油推动活塞向后移动，压缩蝶形弹簧，并通过调整螺钉带动活塞杆向后移动，此时在两个弹簧的作用下，通过螺钉使制动块也向后移动，离开制动盘实现松闸。转动放气螺栓，可排除油缸中存留的气体，以保证制动闸能灵敏的工作。盘型闸有时可能有微量的内泄，此内泄可起到滑套与支座间的润滑作用。但长时间可能存油过多，因此应定期从放油螺栓处放油[8]。如图 2-3 所示：

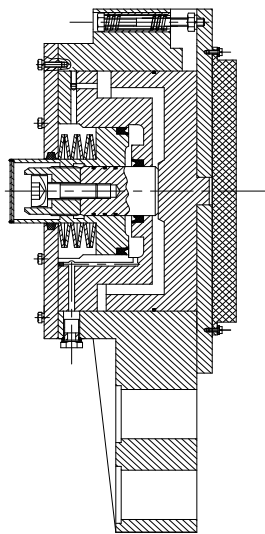


图 2-3 液压盘闸结构

## （五）乳化液泵站的选择

表 2-1 泵站主要参数

乳化液泵	乳化液箱	电动机
公称压力16MPa		功率37kW
公称流量80L/min	容积640L	转速1480r/min

乳化液泵站由乳化液泵和乳化液箱组成，主要为综合机械化采煤工作面液压支架、普采工作面单体液压支柱和其他以液压为动力的机械提供动力源。由设计参数泵站压力  $P = 20\text{MPa}$  和泵站流量  $Q = 80\text{L/min}$ ，选择乳化液泵的型号： $BRW80/20$ 。乳化液箱的型号： $RX-640$ ，组成乳化液泵站。与之相配套的电动机为三相交流卧室防爆电动机型号： $DYB-30$  [9]。乳化液泵站的主要参数：如表 2-1。

## 三、液压绞车的设计的计算

### （一）减速器的设计计算

减速器传动方式，本设计的减速器采用二级内齿轮传动和一级行星齿轮传动。

#### 1. 内齿轮的设计计算

(1) 按传动方案，选用内齿圆柱齿轮传动。

(2) 减速器为一般机械，故选用 7 级精度 (GB10095-88)

(3) 材料选择。选择小齿轮材料为 40Cr (调质)，硬度为 280HBS, 大齿轮材料为 45 钢 (调质)，硬度为 240HBS, 二者材料硬度差为 40HBS。

(4) 选小齿轮齿数  $z_1=17$ ，大齿轮齿数  $z_2=uz_1=2.23 \times 17 = 37.91$



## 2. 按齿面接触强度设计

确定公式内的各计算数值

由设计计算公式进行试算，即：

$$d_1 \geq 2.323 \sqrt{\frac{KT_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} \quad (3-1)$$

式中  $K$  — 载荷系数；

$\sigma_H$  — 接触疲劳强度极限；

$Z_E$  — 材料的弹性影响系数；

$\phi_d$  — 齿宽系数

(1) 试选载荷系数  $k_t = 1.3$

(2) 计算小齿轮

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 P}{n} \quad (3-2) \text{ 由式 (3-2) 得:}$$

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{95.5 \times 10^5 \times 19.8}{270.6} \\ &= 6.9 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

(3) 选取齿宽系数  $\phi_d = 1$

(4) 查得材料的弹性影响系数  $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$

(5) 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限  $\sigma_{H \text{ lim } 1} = 600 \text{ MPa}$ ；大齿轮的接触强度极限  $\sigma_{H \text{ lim } 2} = 550 \text{ MPa}$ ；

(6) 查得接触疲劳寿命  $k_{HN1} = 0.90$ ； $k_{HN2} = 0.95$

(7) 计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%，安全系数  $S=1$ ，

$$[\sigma_H] = \frac{K_{HN} \sigma_{H \text{ lim}}}{S} \quad (3-3)$$

由式 (3-3) 得：

$$\begin{aligned} [\sigma_H]_1 &= 0.9 \times 600 = 540 \text{ MP} \\ [\sigma_H]_2 &= 0.95 \times 550 \\ &= 522.5 \text{ MP} \end{aligned}$$

## 3. 计算

(1) 试算小齿轮分度圆直径，代入中较小的值

由式 (3-3) 得：

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 6.9 \times 10^5}{1} \times \frac{3.2}{2.2} \times \left(\frac{189.8}{522.5}\right)^2}$$
$$= 54.88 \text{mm}$$

(2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \quad (3-4)$$

由式 (3-4) 得：

$$v = \frac{3.14 \times 54.88 \times 270.6}{60 \times 1000}$$
$$= 0.77 \text{m/s}$$

(3) 计算载荷系数

根据  $v = 0.77 \text{m/s}$ , 7 级精度, 查得动载荷系数  $K_v = 1$ ;

直齿轮, 假设  $K_{A F_t} / b < 100 \text{N/mm}$ 。查得  $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.2$ ;

查得使用系数  $K_A = 1$ ;

小齿轮相对支承非对称布置时,

$$K_{H\beta} = 1 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3} b$$
$$= 1 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2) \times 1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 54.88$$
$$= 1.3$$

故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{F\alpha}$$
$$= 1 \times 1 \times 1.2 \times 1.3$$
$$= 1.56$$

(4) 按实际是载荷系数校正所算得分度圆直径

$$d_1 = d_{1r} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} \quad (3-5)$$

由式 (3-5) 得：

$$d_1 = 54.88 \times \sqrt[3]{\frac{1.56}{1.3}}$$
$$= 58.32 \text{mm}$$

(5) 计算模数  $m$

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{58.32}{17} = 3.43\text{mm}$$

4. 按齿根弯曲强度设计

齿轮弯曲强度的设计公式为:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \left( \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)} \quad (3-6)$$

式中  $m_n$  — 齿轮模数;

$K$  — 载荷系数;

$\phi_d$  — 齿宽系数;

$Y_{Sa}$  — 校正系数;

$Y_{Fa}$  — 尺形系数;

(1) 确定公式内的各计算数值

查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限  $\sigma_{FE1} = 500\text{MPa}$ ; 大齿轮的弯曲强度极限

$\sigma_{FE2} = 380\text{MPa}$ ;

弯曲疲劳寿命系数  $K_{FN1} = 0.85$ ,  $K_{FN2} = 0.88$ ;

(2) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数  $S=1.4$ ,

$$[\sigma_F] = \frac{K_{FN} \sigma_{FE}}{S} \quad (3-7)$$

由式(3-7)得:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{0.85 \times 500}{1.4} \\ = 303.57\text{MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.86\text{MPa}$$

(3) 计算载荷系数  $K$

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} \\ = 1 \times 1 \times 1.2 \times 1.26 \\ = 1.512$$

(4) 查取齿形系数

查得  $Y_{Fa1} = 2.65$  ;  $Y_{Fa2} = 2.226$  。

(5) 查取应力校正系数

查得  $Y_{Sa1} = 1.58$  ;  $Y_{Sa2} = 1.764$  。

(6) 计算大、小齿轮的  $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$  并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.97 \times 1.52}{303.57} = 0.01172$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.31 \times 1.71}{238.86} = 0.01447$$

大齿轮的数值大。

(7) 设计计算

由式 (3-6) 得:

$$\begin{aligned} m_n &\geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.512 \times 6.9 \times 10^5}{1 \times 20^2} \times 0.01447} \\ &= 2.158 \text{mm} \end{aligned}$$

对比计算结果, 由齿面接触疲劳强度计算的模数  $m$  大于由齿面弯曲疲强

度计算的模数, 由于齿轮模数  $m$  的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力, 而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力, 仅与齿轮直径 (即模数与齿轮的乘积) 有关, 可取由弯曲强度算得是模数并就近圆整为标准值, 按接触强度算得的分度圆直径, 算出小齿轮齿数。

这样设计出的齿轮传动, 即满足的齿面接触疲劳强度, 又满足的齿根弯曲疲劳强度, 并做到结构紧凑, 避免浪费。

5. 几何尺寸计算

(1) 计算分度圆直径和中心距

$$d_1 = z_1 m = 19 \times 3 = 57 \text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 42 \times 3 = 126 \text{mm}$$

$$\text{中心距} \quad a = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{(57 + 126)}{2} = 91.5 \text{mm}$$

$$\text{齿宽} \quad b = \phi_d d_1 = 1 \times 57 = 57 \text{mm}$$

$$\text{取} \quad B_2 = 57 \text{mm} \quad B_1 = 62 \text{mm}$$

(2) 验算

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 6.9 \times 10^5}{57} \\ = 2329.8 \text{ mm}$$

$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1 \times 2329.8}{57} \\ = 40.87 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$$

所以设计的齿轮合适。

第 2 级圆柱齿轮传动计算过程同理第一级,  $Z_3 = 19, Z_4 = 42$

### 3.1.2 行星减速计算

#### 1. 配齿计算

初选  $i_{aH}^b = 4.291$ , 查机械设计手册表 17.2-1, 取  $C_s = 2$ , 按配齿公式计算:

$$\frac{i_{aH}^b Z_A}{C_s} = c \quad \frac{4.291 \times Z_A}{2} = 103$$

$$Z_A = 48$$

$$Z_B = cC_s - Z_A = 103 \times 2 - 48 = 158$$

$$Z'_C = (Z_A - Z_B) / 2 = (158 - 48) / 2 = 55$$

采用不等角变位, 可取  $Z_C = 55$

根据机械设计手册查得配齿计算公式。

$$z'_c = \frac{1}{2}(z_b - z_a) = \frac{1}{2}(158 - 48) = 55 \quad (3-8)$$

$$j = \frac{z_b - z_c}{z_a + z_c} = \frac{158 - 55}{55 + 48} = 1 \quad (3-9)$$

手册图 17.2-3 可查得适用的预计啮合角  $\alpha'_{ac} = 20^\circ 30'$

#### 2. 按接触强度初算传动的中心距和模数

##### (1) 中心距的计算

中心轮输入转矩:

$$T = 940 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3-10)$$

根据中心距计算公式:

$$a = 483(u+1) \sqrt[3]{\frac{KT_a}{\phi_a \sigma_{H \lim}^2 u}} \quad (3-11)$$

式中  $u$  —— 齿宽比,  $u = \frac{55}{48} = 1.1458$ ;

$K$  —— 按接触强度使用的综合系数,  $K = 3$ ;

$T_a$  —— 太阳轮单个齿传递的扭矩,  $T_a = \frac{T}{n} \times K_p = \frac{940}{2} \times 1.15 = 540.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ ;

$\phi_a$  —— 齿宽系数,  $\phi_a = 0.5$ ;

由式 (3-11) 得:

$$a = 483(1.1458 + 1) \sqrt{\frac{3 \times 540.5}{0.5 \times 1.1458 \times 1300^2}} = 154 \text{ mm}$$

模数  $m = \frac{2a}{z_a + z_c} = \frac{2 \times 154}{48 + 55} = 2.9$  取  $m = 3$

(2) 传动的未变位时的中心距:

$$a_{ac} = \frac{m}{2}(z_a + z_c) = \frac{3}{2}(48 + 55) = 154.5 \text{ mm} \quad (3-12)$$

按预取啮合角  $\alpha'_{ac} = 22^\circ 30'$ , 可得传动中心距变动系数

$$\gamma_{ac} = \frac{1}{2}(Z_a + Z_c) \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'_{ac}} - 1 \right) = \frac{1}{2}(48 + 55) \left( \frac{\cos 20^\circ}{\cos 22^\circ 30'} - 1 \right) = 0.8061 \quad (3-13)$$

则中心距  $\alpha' = \alpha_{ac} + \gamma_{ac} \times m = 154.5 + 0.8061 \times 3 = 156.9 \text{ mm}$

取实际中心距 (圆整)  $\alpha' = 157 \text{ mm}$

(3) 计算传动的实际中心距变动系数  $\gamma_{ac}$  和啮合角  $\alpha'_{ac}$

$$\gamma_{ac} = \frac{a' - a_{ac}}{m} = \frac{157 - 154.5}{3} = 0.8333$$

$$\cos \alpha'_{ac} = \frac{\alpha_{ac}}{\alpha'} \cos \alpha = \frac{157}{154.5} \cos 20^\circ = 0.957$$

所以  $\alpha'_{ac} = 22^\circ 47' 1''$

(4) 计算传动的变位系数

$$\begin{aligned} x_{\Sigma ac} &= (Z_a + Z_c) \frac{\text{inv} \alpha'_{ac} - \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha} \\ &= (48 + 55) \frac{0.02238 - 0.014904}{0.72794} \\ &= 1.057 \end{aligned}$$

用机械手册图 13-1-4 校核,  $x_{\Sigma ac}$ ,  $x_{\Sigma ac}$ , 在许用区内, 可用。

用机械设计手册图 13-1-4 分配变位系数，得：

$$x_A = 0.837$$

$$x_C = x_{\Sigma ac} - x_a = 1.057 - 0.837 = 0.22 \quad x_C = x_{\Sigma ac} - x_a = 1.057 - 0.837 = 0.22$$

### 3. 几何尺寸计算

(1) 计算各个齿轮分度圆直径

$$\text{中心轮分度圆直径 } d_a = mz_a = 3 \times 48 = 144\text{mm}$$

$$\text{内齿轮分度圆直径 } d_b = mz_b = 3 \times 158 = 474\text{mm}$$

$$\text{行星轮分度圆直径 } d_c = mz_c = 3 \times 55 = 165\text{mm}$$

### 4. 太阳轮齿面接触强度校核

查机械手册校核用参数如下：

$$Z_B = 1.00, \quad Z_H = 2.11, \quad Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 1, \quad K_A = 1.25, \quad K_V = 1.1, \quad K_{H\beta} = 1.113, \\ K_{H\alpha} = 1.1, \quad \sigma_{H\text{lim}} = 1500 \text{ N/mm}^2, \quad Z_{NT} = 0.883, \quad Z_L = Z_V = Z_R = 0.85, \quad Z_W = 1,$$

$$Z_X = 1 \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}} = 0.964$$

接触应力基本值

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_A b} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (3-14)$$

式中  $Z_H$  — 节点区域系数；

$Z_E$  — 弹性系数；

$Z_\varepsilon$  — 重合度系数；

$Z_\beta$  — 螺旋角系数；

$F_t$  — 端面内分度圆上的名义切向力， $N$ ；

由式 (5-24)

$$\sigma_{H0} = 2.11 \times 189.8 \times 0.964 \times 1 \times \sqrt{\frac{17435}{68 \times 54.4} \times \frac{1.16+1}{1.16}} = 1143.6 \text{ N/mm}^2$$

齿面接触应力

$$\sigma_{HA} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (3-15)$$

式中  $Z_B$  — 齿轮单对齿啮合系数；

$K_A$  — 使用系数；

$K_V$ —动载系数;

$K_{H\beta}$ —接触强度计算的齿向载荷分布系数;

$K_{H\alpha}$ —接触强度计算的齿间载荷分配系数;

由式 (3-15) 得:

$$\sigma_{HA} = 1 \times 1143.6 \times \sqrt{1.25 \times 1.1 \times 1.113 \times 1.1}$$

强度条件  $\sigma = 1483.7 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{HP} = 1500 \text{ N/mm}^2$  可知齿面接触强度满足要求。

### 5. 太阳轮齿根弯曲强度校核

查机械手册校核用参数如下:

$$K_A = 1.25, K_V = 1.1, K_{F\beta} = 1.113, K_{F\alpha} = 1.1, Y_{F\alpha} = 1.1, Y_{S\alpha} = 3.75, Y_\varepsilon = 1, \\ Y_\beta = 1, Y_{ST} = 1.0, Y_{NT} = 1, Y_{\delta rel T} = 1.0, Y_{Rrel T} = 1.0, Y_X = 1.05, S_{Flim} = 1.4, \\ \sigma_{Flim} = 800 \text{ N/mm}^2, Y_{FS} = 4.16$$

齿根应力基本值:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm} Y_{FS} Y_\beta \quad (3-16)$$

式中  $Y_{FS}$ —复合齿形系数;

$Y_\beta$ —螺旋角系数;

由式 (3-16) 得:

$$\sigma_{F0} = \frac{17435}{54.4 \times 4} \times 4.16 \times 1 \\ = 333.33 \text{ N/mm}^2$$

齿根应力:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (3-17)$$

式中  $K_A$ —使用系数;

$K_V$ —动载系数;

$K_{F\beta}$ —弯曲强度计算的齿向载荷分布系数;

$K_{F\alpha}$ —弯曲强度计算的齿间载荷分配系数。

由式 (3-17) 得:

$$\sigma_F = 333.3 \times 1.25 \times 1.1 \times 1.113 \times 1.1 \\ = 561.6 \text{ N/mm}^2$$



齿轮的弯曲极限应力

$$\sigma_{FG} = \sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \quad (3-18)$$

式中  $\sigma_{F\lim}$  — 试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限;

$Y_{ST}$  — 试验齿轮的应力修正系数;

$Y_{NT}$  — 弯曲强度计算的寿命系数;

$Y_{\delta relT}$  — 相对齿根圆角敏感系数;

$Y_{RrelT}$  — 相对齿根表面状况系数;

$Y_X$  — 弯曲强度计算的尺寸系数;

由式 (3-18) 得:

$$\begin{aligned} \sigma_{FG} &= 800 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1.05 \\ &= 840 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

许用齿根应力

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{F\min}} \quad (3-19)$$

式中  $S_{F\min}$  — 弯曲强度的最小安全系数取  $S_{F\min} = 1.4$ 。

由式 (3-19) 得:

$$\sigma_{FP} = \frac{840}{1.4} = 600 \text{ N/mm}^2$$

强度条件  $\sigma_F = 561.1 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FP} = 600 \text{ N/mm}^2$  可知齿根弯曲强度也满足要求。

## 6. 行星轮齿面接触强度校核

计算方法同中心轮

齿面接触强度满足。

行星轮齿根弯曲强度校核

查机械手册参数如下:

$$\begin{aligned} K_A &= 1.25, \quad K_V = 1.1, \quad K_{F\beta} = 1.113, \quad K_{F\alpha} = 1.1, \quad Y_{F\alpha} = 1.1, \quad Y_{S\alpha} = 3.75, \quad Y_\varepsilon = 1, \\ Y_\beta &= 1, \quad Y_{ST} = 1.0, \quad Y_{NT} = 1.1, \quad Y_{\delta relT} = 1.12, \quad Y_{RrelT} = 1.12, \quad Y_X = 1.08, \quad S_{F\lim} = 1.5, \\ \sigma_{F\lim} &= 800 \text{ N/mm}^2, \quad Y_{FS} = 4.16 \end{aligned}$$

由式 (3-16) 得齿根应力基本值  $\sigma_{F0} = 333.3 \text{ N/mm}^2$

由式 (3-17) 得齿根应力  $\sigma_F = 561.1 \text{ N/mm}^2$

由式 (3-18) 得齿轮的弯曲极限应力  $\sigma_{FG} = 1192 \text{ N/mm}^2$

由式 (3-19) 得许用齿根应力  $\sigma_{FP} = 794.5 \text{ N/mm}^2$

强度条件  $\sigma_F = 561.1 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{FP} = 794.5 \text{ N/mm}^2$  可知齿根弯曲强度也满足要求。

(9) 根据接触强度计算确定内齿轮材料

$$\sigma_{H\lim} \geq \frac{\sqrt{\frac{F_t}{d_A b} \cdot \frac{u-1}{u} \cdot K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \times Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta}{Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}$$
$$= 600 \text{ N/mm}^2$$

根据  $\sigma_{H\lim}$ ，选用 35CrMo，进行表面淬火和氮化，表面硬度达 52 ~ 55 HRC 即可。

轴的设计

以内啮合齿轮 II 轴为例进行轴的设计，如图 3-1。

1. 直径估算

轴材料用 35CrMo，调质处理，

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = \sqrt[3]{\frac{19.4}{122.32}} = 47 \text{ mm}$$

轴的结构设计

如图 3-1 所示：

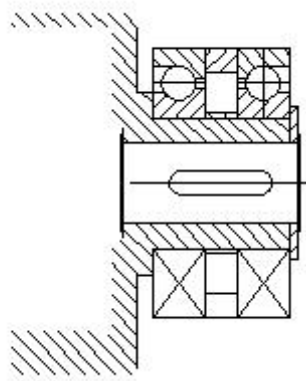


图 3-1 轴结构

3. 轴上的受力分析

本轴是传动轴，通过平键键与齿轮相联，不但起支撑作用，还受到弯矩和扭矩作用。为确保使用安全和简化计算起见，设齿轮上的力传动到轴上，对其进行受力分析计算和强度校核。

轴传递的扭矩为： $T_2 = 940 \times 2.2 = 2068\text{N}\cdot\text{m}$

齿轮的圆周力：

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2'} \quad (3-20)$$

由式 (3-20) 得：

$$\begin{aligned} F_{t2} &= \frac{2 \times 2068 \times 1000}{157} \\ &= 26343\text{N} \end{aligned}$$

齿轮的径向力：

$$F_{r2} = F_{t2} \times \tan \alpha' = 26343 \times \tan 26^\circ 26' 18'' = 12992\text{N}$$

不考虑效率损失

$$F_{t2}' = F_{t2} \tan \alpha' = 26343 \times \tan 23^\circ 20' 30'' = 11182$$

$$\text{水平方向: } F_x = F_{r2} - F_{t2}' = 12992 - 11182 = 1810\text{N}$$

$$\text{竖直方向: } F_y = F_{t2} + F_{t2}' = 12992 + 11182 = 24174\text{N}$$

#### 4. 轴的强度校核

(1) 弯曲强度校核计算

对轴进行抗弯强度校核，

弯矩为对称循环的弯应力，弯曲应力幅为：

$$\sigma_d = \sigma_w = M_A / W \quad (3-21)$$

式中  $w$  一抗弯断面系数， $w = \pi d^3 / 32 \approx 71533.125$ 。

由式 (5-31) 得：

$$\sigma_d = 13.25\text{MPa}$$

选取安全系数为  $k = 2.5$ ，则需要弯曲应力为：

$$[\sigma_w] = \sigma_{-1} / K = 270 / 2.5 = 108\text{MPa}$$

可知计算最大弯曲应力  $\sigma_w < [\sigma_w]$ ，即弯曲强度条件满足。

许用静应力  $[\sigma_{-1}] = 60\text{MPa}$ ，那么  $3\sigma_w < [\sigma_{-1}]$  即静强度条件也满足。

另外，由于此轴的结构特点可知其刚度条件很易满足，刚度校核可省略。

#### 5. 其它轴校

同样方法对减速器的其它轴进行设计计算和校核，都满足要求。

### 3.1.4 轴承选择、寿命计算以及键的校核

轴的轴承布置如上图 3-1 所示。

轴即承受径向载荷，也可同时承受轴向载荷根据轴的受力情况采用角接触球轴承。

#### 1. 轴承寿命的计算

选用角接触球轴承： $C_r = 170\text{kN}$       $n = 32\text{r/min}$

$$P = R_A \times f_P \quad (3-22)$$

由式 (3-22) 得：

$$\begin{aligned} P &= 16888 \times 1.5 \\ &= 25332\text{N} \end{aligned}$$

轴承寿命为：

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \times \left( \frac{C_r}{P} \right)^\varepsilon \quad (3-23)$$

由式 (3-23) 得：

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{10^6}{60 \times 122.32} \times \left( \frac{170000}{25332} \right)^{\frac{10}{3}} \\ &= 7.76 \times 10^4 \text{ h} \end{aligned}$$

#### 2. 键的强度校核

齿轮与轴采用平键联接，键的两侧是工作面，工作时，靠键同键槽侧面的挤压来传递转矩。平键联接具有结构简单、拆卸方便、对中性较好等优点。其主要失效形式是工作面被压溃。因此，通常按工作上的压力进行条件性是强度校核计算。

假定载荷在键的条件的工作面上均匀分布，普通平键联接的强度条件为

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} \leq [\sigma_p] \quad (3-24)$$

式中 T—传递是转矩；

k—键与轮毂键槽的接触高度；

l—键的工作长度；

d—轴的直径；

$[\sigma_p]$ —键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压压力；

由式 (3-24) 得：

$$\sigma_p = \frac{2 \times 2068 \times 10^3}{17 \times 60 \times 47}$$

$$= 86.27 \text{MPa} < 150 \text{MPa}$$

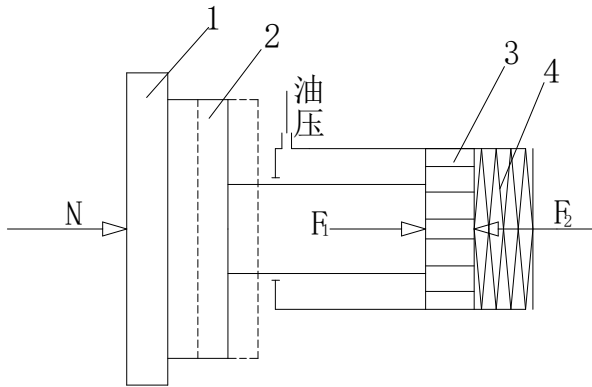
键的强度足够，满足要求。

### 3. 其它轴校核

用同样的方法对其它轴承进行选择 and 计算，都满足要求。

## (二) 液压盘闸的结构计算

液压盘闸设计时主要根据《煤矿规程》的有关规定，按液压绞车产生的最大制动力矩不小于绞车最大旋转力矩的  $K$  倍以上，及其他要求设计。



1、制动盘 2、闸瓦 3、活塞 4、碟形弹簧

图 3-2 盘型制动闸工作原理

### 3.2.1 盘形制动闸正压力计算

如图 3-2，活塞 3 同时受到弹簧的作用力  $F_2$  及压力油产生的力  $F_1$  作用，故压向制动盘的压力为：

$$N = F_2 - F_1$$

当改变油压  $P$  时，正压力  $N$  相应变化，在  $P=0$  时， $F_1=0$ ，正压力达到最大值  $N_{\max}$ ；在  $P=P_{\max}$  时， $F_1 > F_2$ ，活塞压缩碟形弹簧，是全松闸状态， $N=0$ 。

盘型闸在制动盘上产生的制动力矩，取决于正压力  $N$  的数值。

$$M_1 = 2N \mu R_m n$$

式中  $M_1$ —制动力矩， $\text{N} \cdot \text{m}$

$N$ —盘形制动闸正压力， $\text{N}$

$\mu$ —闸瓦对制动盘的摩擦系数，一般  $\mu=0.35 \sim 0.45$ ，常由经验取  $\mu=0.35$

$R_m$ —制动盘平均摩擦半径, m

$n$ —盘形制动闸副数

同时, 制动力矩  $M_1$  应满足三倍静力矩  $M_J$  的要求, 所以  $N$  值可以由下式确定。

$$M_1 = 2N \mu R_m n = 3M_J = 3F_C \frac{D}{2}$$

所以 
$$N = \frac{3DF_C}{4R_m \mu n} = \frac{3 \times 0.36 \times 117600}{4 \times 0.32 \times 0.35 \times 4} = 70875 \text{ N}$$

式中  $D$ —液压绞车滚筒直径, m

$F_C$ —液压绞车最大静张力差, N

松闸时作用在活塞上的液压力  $F_1$  需要克服三部分力:

- (1) 碟形弹簧的预压缩力, 其数值等于正压力;
- (2) 为保持必须的闸瓦间隙, 使碟形弹簧压缩的反力;
- (3) 盘形制动闸个运动部分的阻力;

作用在活塞上的液压力:

$$F_1 = N + K \frac{\Delta}{n_1} + C = 70875 + 0.037 \times \frac{2}{6} + 0.1 \times 70875 = 77962.5 \text{ N}$$

式中  $N$ —正压力, N

$\Delta$ —闸瓦与制动盘之间的最大间隙, mm 取  $\Delta = 2 \text{ mm}$

$n_1$ —组碟形弹簧的片数,  $n_1 = 6$

$C$ —盘形制动闸各个运动部分的阻力, 计算时取  $C = 0.1 \text{ N}$

$K$ —碟形弹簧的刚度, N/mm

在计算时, 碟形弹簧的刚度可由碟形弹簧的尺寸求出。

在弹簧变形较大时: 
$$K = \frac{40h^3}{\gamma d^2} = \frac{40 \times 0.5^3}{1.346 \times 10^3} = 0.037 \text{ N/mm}$$

式中  $h$ —碟形弹簧的厚度, mm

$d$ —碟形弹簧的外径, mm

$\gamma$ —系数查《机械传动设计手册》的  $\gamma = 1.346$

### 3.2.2 盘形制动闸工作油压计算

$$P = \frac{0.4F_1}{\pi(D^2_1 - d^2_1)} \times 10^5 = \frac{0.4 \times 77962.5}{3.14 \times (29.7^2 - 17.61^2)} \times 10^5 = 1.73 \times 10^6 \text{ Pa}$$

式中  $D_1$ —油缸直径, mm

$d_1$ —活塞小端直径, mm

### 3.3 液压管路设计计算

管道内径计算: 
$$d \geq 1130 \sqrt{\frac{q_v}{v}}$$

式中  $q_v$ —通过管道内的流量  $\text{m}^3/\text{s}$

$v$ —管内允许的流速  $\text{m/s}$  对于吸油管  $v \leq 1 \sim 2 \text{m/s}$ , 对于回油管  $v \leq 1.5 \sim 2.5 \text{m/s}$ , 取  $v = 2 \text{m/s}$

$$d \geq 1130 \sqrt{\frac{q_v}{v}} = 1130 \sqrt{\frac{0.00133}{2}} = 20.9 \text{mm} \quad \text{进油管}$$

$$d \geq 1130 \sqrt{\frac{q_v}{v}} = 1130 \sqrt{\frac{0.00133}{2}} = 20.9 \text{mm} \quad \text{回油管}$$

圆整后查《机械设计手册》第四卷, 选择管子外径为 22mm

## 四、成果

通过几个月的努力，基本实现了预期的设计目标，通过对所选择的零件的校核计算，得出如下结论：

（1）采用专用液压绞车进行液压支架的搬迁可以加快搬迁速度，提高液压支架使用效率以及综采面生产效率，实现恒力控制和离机操作。

（2）动力源由液压代替了电动，减少了电气设备可能带来的危险。

（3）可以通过液压马达自身实现高低速度调速，在带动负载时液压马达低速，没有负载时液压马达高速，这样可以提高钢丝绳的利用率。

（4）液压绞车由于用管道传递压力油，所以液压元件和各种机械装置都容易布局，各个元件的安装可以随意放在任何适当的位置，因此便于液压绞车进行远距离操作，加强了绞车的可移动性。

通过对设计的全面研究及所给参数的分析确定液压绞车的整体方案，并进行主轴组件的设计计算和主轴箱的整体结构安排，最终完成高速压力机的设计从而全面培养了综合运用所学的基础理论，分析解决实际问题的能力；为以后更好的走向工作岗位打下坚实的基础。



## 参考文献

- [1]韩建华. 晋民杰. 浅谈液压防爆绞车的发展[J]. 太原科技, 2016:5-8
- [2]刘岩. 矿用小型液压调速(防爆)绞车[J]. 煤炭工程, 2017:10-13
- [3]张兰俊. 液压技术应用于防爆提升绞车[J]. 矿山机械, 2019:23-25
- [4]肖高雄. 液压安全绞车调速性能影响因素的探讨[J]. 矿业安全与环保, 2018:8-12
- [5]吴辉海. 《液压绞车》, 煤炭工业出版社, 2009:16-19
- [6]6JTB1. 6×1. 2P 泵控液压防爆绞车[J]. 机电新产品导报, 2014:11-12
- [7]张利平编著. 《液压传动系统及设计》. 化学工业出版社, 2015:8-13
- [8]贺建辉. 潘迎庆等井下防爆绞车传动方案的分析[J]. 矿山机械, 2019:8-10
- [9]郑奎. 液压系统的故障分析和判断[J]. 黑河科技, 2013:13-14
- [10]姚建刚. 国产防爆绞车在选型设计中存在的问题[J]. 矿山机械, 2017:8
- [11]张晓俊. 穆临平. 液压防爆提升机的速度控制系统分析[J]. 机械管发, 2013:34-38
- [12]李文民. 乔文存. 李先英. 液压防爆绞车传动方式分析[J]. 矿山机械, 2010:33-35

## 致谢

这次毕业设计，凝结了很多人的心血，在此我表示由衷的感谢。没有他们的帮助，我将无法顺利完成这次设计。

首先，感谢王永红老师的悉心教导，王老师知识渊博，教学严谨，在百忙之中抽空认真负责地指导我，使我在选题和撰写过程中克服很多困难，同时让我在做毕业设计的阶段里学到了好多以前没接触的知识。

其次，衷心的感谢电梯工程学院的所有老师及所有关心和帮助过我的同学们，毕业在即，祝愿他们身体健康，工作顺利。