

# 浙江大学



## 螺旋起重器设计说明书

姓 名	林昭辉
指导教师	顾大强
年级专业	机械工程 1905
所在学院	机械工程学院
提交日期	2021. 10. 7

# 目录

1. 螺旋起重器简介 .....	3
2. 螺旋起重器的结构与功能 .....	3
3. 设计题目 .....	3
4. 设计计算 .....	3
4.1 螺杆的设计与计算 .....	3
4.1.1 材料选择 .....	3
4.1.2 确定螺杆直径 .....	3
4.1.3 自锁验算 .....	4
4.1.4 螺杆强度计算 .....	5
4.2 螺母的设计与计算 .....	5
4.2.1 材料选择 .....	5
4.2.2 螺母参数计算 .....	5
4.2.3 螺纹牙的强度计算 .....	6
4.3 手柄的设计与计算 .....	7
4.3.1 手柄材料 .....	7
4.3.2 计算手柄长度 .....	7
4.3.3 计算手柄直径 .....	8
4.4 螺杆稳定性计算 .....	8
4.5 托杯的设计与计算 .....	9
4.6 螺钉螺栓的设计与计算 .....	9
4.6.1 紧定螺钉 .....	9
4.6.2 钢制挡圈及开槽沉头螺钉 .....	10
4.7 底座设计 .....	10
4.8 其他结构的设计与计算 .....	10
4.9 效率计算 .....	11
5 参考文献 .....	11

## 1 螺旋起重器简介

螺旋起重器是一种人力起重的简单机械，主要用于起升重物，用手推动手柄即可升起重物。它一般有底座、螺杆、螺母、托杯、手柄、扳手等零件组成。

## 2 螺旋起重器的结构与功能

通过人力推动手柄能够使螺杆旋转上升，由于螺杆与螺母间自锁，螺杆不会下滑，从而举起重物。手柄两端有档环，防止手柄脱离，螺杆底端有档环，防止螺杆全部退出螺母。螺母通过紧定螺钉固定在底座上，托杯承受重物的压力，托杯与重物之间无相对转动，与螺杆之间存在相对转动。

螺旋起重器的主要零件是螺杆和螺母，为了实现良好的自锁性能，宜采用滑动螺旋，本起重器采用 GB5796-86 标准下的单线梯形螺纹。

## 3 设计题目

设计最大起重量 $Q = 20kN$ ，最大升举高度 $L = 150mm$ 的螺旋起重器。

## 4 设计计算

### 4.1 螺杆的设计与计算

#### 4.1.1 材料选择

滑动螺旋传动中摩擦比较严重，为了降低螺旋副磨损同时保证必要的强度，螺杆常用碳钢制造，本设计中螺杆材料选用 45 钢，调质处理，在《机械设计》中查表 1-4 可得 45 钢抗拉强度 $\sigma_b = 600MPa$ ，屈服强度 $\sigma_s = 355MPa$ 。

#### 4.1.2 确定螺杆直径

滑动螺旋的磨损与螺纹工作面上的压力、滑动速度、螺纹表面粗糙度以及润滑状态等因素有关，其中最主要的是螺纹工作表面上的压力，压力愈大，螺旋副间愈容易形成过度磨损。因此，滑动螺旋的耐磨性计算，主要是限制螺纹工作表面上的压力 $p$ ，使其小于材料的许用压力 $[p]$ 。计算时，一般假设：螺杆上的轴向载荷 $F$ 作用于螺纹

工作承压表面 A 上。按耐磨性条件确定螺杆中径 $d_2$ 。求出 $d_2$ 后，按标准选取公称直径 d、螺距 p 及其它尺寸。

对于整体式螺母，由于磨损后不能调整间隙，为使受力分布比较均匀，螺纹工作圈数不易太多，一般取 $\psi = 1.2 \sim 2.5$ ，本设计中取 $\psi = 1.4$ ，梯形螺纹 $\varphi = 0.5$ 。螺杆选用 45 钢，螺母选用铸造铝青铜 $ZCuAl10Fe3$ ，滑动螺旋传动副为钢对青铜，查表可得螺旋传动副的需用压强 $[p] = 18 \sim 25 \text{MPa}$ ，取 $[p] = 21 \text{MPa}$ 。

$$\text{由《机械设计》中式 5-13 得： } d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \varphi \psi [p]}} = \sqrt{\frac{20000}{\pi * 0.5 * 1.4 * 21 * 10^6}} \approx 20.81 \text{mm};$$

式中： $d_2$ ：螺杆中径（mm）；

Q：轴向载荷（N）；

H：螺母高度（mm）；

h：螺纹接触高度（mm）；

P：螺距（mm）；

$[p]$ ：螺旋传动副的许用压强；

$$\psi: \psi = \frac{H}{d_2};$$

$$\varphi: \varphi = \frac{h}{P};$$

查找梯形螺纹基本尺寸表，取 $d = 28 \text{mm}$ ， $P = 5 \text{mm}$ ，由于 $P = 1.5 \sim 5 \text{mm}$ ，所以

牙顶间隙 $a_c = 0.25 \text{mm}$ ，则：

$$\text{螺纹小径 } d_1 = d - 2(0.5P + a_c) = 22.5 \text{mm};$$

$$\text{螺纹中径 } d_2 = d - 0.5P = 25.5 \text{mm} > 20.81 \text{mm}, \text{ 满足要求。}$$

### 4.1.3 自锁验算

查表可得钢对青铜的摩擦系数 f 为 $0.1 \sim 0.15$ ，此处取 $f = 0.1$ ，采用单线螺纹，线数 $n = 1$ ，螺纹升角 $\lambda = \arctan \frac{nP}{\pi d_2} = \arctan \frac{1 * 5}{\pi * 25.5} \approx 3.57^\circ$ ;

$$\text{梯形螺纹牙型角 } \alpha = 30^\circ, \text{ 牙侧角 } \beta = \frac{\alpha}{2} = 15^\circ,$$

$$\text{当量摩擦角 } \varphi_v = \arctan \frac{f}{\cos \beta} = \arctan \frac{0.1}{\cos 15^\circ} \approx 5.91^\circ;$$

$\lambda < \varphi_v$ , 满足自锁条件。

#### 4.1.4 螺杆强度计算

·螺杆工作时承受轴向力和扭矩的作用, 校核螺杆强度时应按照第四强度理论求出危险截面上的当量应力 $\sigma_c$ 使其小于或等于许用应力 $[\sigma]$ , 即:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left[ \frac{Q}{\frac{\pi}{4} * d_1^2} \right]^2 + 3 \left[ \frac{T}{\frac{\pi}{16} * d_1^3} \right]^2} \leq [\sigma] \quad (MPa)$$

$$\text{扭矩 } T = Q * \tan(\varphi + \varphi_v) \frac{d_2}{2} = 20000 * \tan(3.57^\circ + 5.91^\circ) * \frac{25.5}{2} * 10^{-3} \approx 39.9 N \cdot m;$$

$$\sigma_c = \sqrt{\left[ \frac{20000}{\frac{\pi}{4} * (22.5 * 10^{-3})^2} \right]^2 + 3 \left[ \frac{39.9}{\frac{\pi}{16} * (22.5 * 10^{-3})^3} \right]^2} \approx 50.3 MPa;$$

$$\text{螺杆许用应力 } [\sigma] = \frac{\sigma_s}{(3 \sim 5)}, \text{ 取 } [\sigma] = \frac{\sigma_s}{5} = 71 MPa;$$

$\therefore \sigma_c < [\sigma]$  满足要求。

## 4.2 螺母的设计与计算

### 4.2.1 材料选择

由于速度较低, 本设计中螺母材料选用铸造铝青铜ZCuAl10Fe3。

### 4.2.2 螺母参数计算

$$\text{螺母高度 } H = \psi d_2 = 35.7 mm;$$

螺纹工作圈数 $Z = \frac{H}{p} = \frac{35.7}{5} = 7.14$ ,  $Z' = Z + 1.5$ , 圆整后 $Z' = 9$ ;

螺母实际高度 $H' = Z'p = 45\text{mm}$ ;

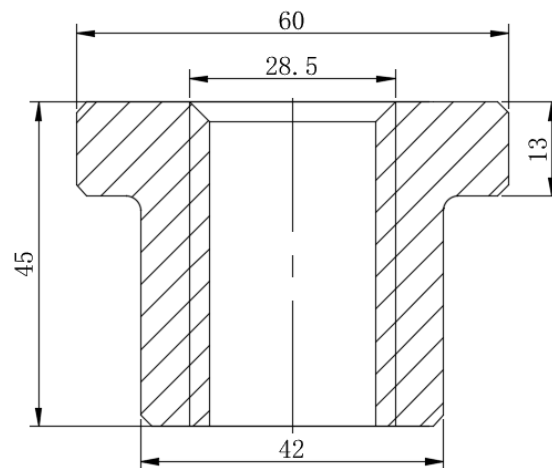
螺母外径 $D = d + 2a_c = 28.5\text{mm}$ ;

螺母内径 $D_1 = d_1 + 2a_c = 23\text{mm}$ ;

螺母下端直径 $D_2 = 1.5d = 42\text{mm}$ ;

螺母上端直径 $D_3 \approx 1.4D_2 \approx 60\text{mm}$ ;

螺母上端高度 $b = 0.3H' \approx 13\text{mm}$ .



#### 4.2.3 螺纹牙的强度计算

一般螺母的材料强度低于螺杆, 故只校核螺母螺纹牙的强度。

螺纹牙的剪切强度条件为:  $\tau = \frac{Q}{\pi D b Z} \leq [\tau]$

式中:  $Q$ : 轴向载荷 (N) ;

$D$ : 螺母螺纹大径 (mm) ;

$Z$ : 螺纹工作圈数;

$b$ : 螺纹牙根部厚度;

$[\tau]$ : 螺母材料的许用剪切应力;

梯形螺纹  $b = 0.65P = 3.25\text{mm}$ ，螺母外径  $D = d + 2a_c = 28.5\text{mm}$ ，所以：

$$\tau = \frac{20000}{\pi * 28.5 * 3.25 * 9 * 10^{-6}} = 7.64\text{MPa}$$

青铜螺母  $[\tau] = 30 \sim 50\text{MPa}$ ， $\tau < [\tau]$ ，所以满足要求。

螺纹牙的弯曲强度条件为： $\sigma_b = \frac{6Ql}{\pi D b^2 Z} \leq [\sigma_b]$ ， $l = \frac{D-d_2}{2} = 1.5\text{mm}$ ，所以：

$$\sigma_b = \frac{6 * 20000 * 1.5 * 10^{-3}}{\pi * 28.5 * 3.25^2 * 9 * 10^{-9}} = 21.15\text{MPa}$$

青铜螺母  $[\sigma_b] = 40 \sim 60\text{MPa}$ ， $\sigma_b < [\sigma_b]$ ，所以满足要求。

## 4.3 手柄的设计与计算

### 4.3.1 手柄材料

手柄选用 Q235 钢，查表得  $[\sigma_b] = 235\text{MPa}$ 。

### 4.3.2 计算手柄长度

扳动手柄的力矩：

$$KL_p = T_1 + T_2 = T$$

$$\therefore L_p = \frac{T_1 + T_2}{K}$$

式中：K：施加在手柄上的力，约 200N；

$T_1$ ：螺旋副间的摩擦阻力矩， $T_1 = Q * \tan(\varphi + \varphi_v) \frac{d_2}{2} \approx 39.9\text{N} \cdot \text{m}$ ；

$T_2$ ：托杯与轴端支承面的摩擦力矩， $D_2 \approx 1.5d = 42\text{mm}$ ， $D_1 = (0.6 \sim 0.8)d =$

$0.7d = 47.6\text{mm}$ ， $f = 0.06$ ， $\therefore T_2 = \frac{(D_1 + D_2)fF}{4} = 18.48\text{N} \cdot \text{m}$ ；

综上： $L_p = 0.2919\text{m} \approx 0.3\text{m}$ 。

手柄实际长度  $L_h = L_p + \frac{D}{2} + 55$ ， $D = 1.7d = 1.7 * 28\text{mm} = 48\text{mm}$ ，

$$\therefore L_h = 0.379m \approx 0.4m.$$

左端长 50mm，右端长 350mm。

### 4.3.3 计算手柄直径

由手柄弯曲强度条件：

$$\sigma_b = \frac{T}{W} = \frac{T}{\frac{\pi}{32} * d_{手柄}^3} \leq [\sigma_b]$$

$$\therefore d_{手柄} \geq \sqrt[3]{\frac{32T}{\pi[\sigma_b]}} = 0.0132m$$

取  $d_{手柄} = 15mm$ 。

### 4.4 螺杆稳定性计算

螺杆受压不失稳的条件式为：

$$\frac{Q_c}{Q} \geq S_s$$

式中：Q：轴向载荷（N）；

$Q_c$ ：螺杆失稳时的临界载荷（N）；

$S_s$ ：保证螺杆不失稳的最小安全系数，传力螺杆  $S_s = 3.5 \sim 5.0$ ；

螺杆的临界载荷  $F_{cr}$  与柔度  $\lambda_s$  有关，

$$\lambda_s = \frac{\mu l}{i} = \frac{4\mu l}{d_1},$$

式中：μ：长度系数，千斤顶可看作一端固定、一端自由，取  $\mu=2$ ；

$d_1$ ：螺纹小径（mm）；

$l$ ：螺杆的最大工作长度，取螺母中部到另一端支点间的距离；

$$l = L + \frac{H_{螺母}}{2} + h_1 + l_{退刀槽};$$

$H_{螺母} = 45mm$ ；



退刀槽宽度 $l_{\text{退刀槽}}$ 指螺杆与手柄座相接处的尺寸，查表知 $l_{\text{退刀槽}} = 1.5P = 7.5\text{mm}$ ;

手柄座高度 $h_1 = (1.8 \sim 2)d_{\text{手柄}} = 1.9d_{\text{手柄}} = 28.5\text{mm}$ ;

则:

$$l = (150 + 22.5 + 28.5 + 7.5)\text{mm} = 208.5\text{mm}$$

$$\lambda_s = \frac{4\mu l}{d_1} = \frac{4 * 2 * 208.5}{22.5} = 74.13$$

由于  $40 < \lambda_s < 100$ ，对于 45 钢，

$$Q_c = (461 - 2.57\lambda_s) \frac{\pi d_1^2}{4} = 107.54\text{kN}$$

$$\therefore \frac{Q_c}{Q} = \frac{107.54}{20} = 5.377 > S_s, \text{ 满足稳定性要求。}$$

#### 4.5 托杯的设计与计算

托杯用来承托重物，可用铸钢铸成，也可用 Q235 钢模锻制成，其结构尺寸见下图。为了使其与重物接触良好和防止与重物之间出现相对滑动，在托杯上表面制有切口的沟纹。为了防止托杯从螺杆端部脱落，在螺杆上端应装有挡板。当螺杆转动时，托杯和重物都不作相对转动。因此在起重时，托杯底部与螺杆和接触面间有相对滑动，为了避免过快磨损，一方面需要润滑，另一方面还需要验算接触面间的压力强度。

托杯壁厚 $\delta = 9\text{mm}$ ;

托杯高度 $h_{\text{托杯}} = 0.7d_{\text{手柄座}} = 0.8 \times 15 \approx 12\text{mm}$ ;

托杯外部半径 $R = 40\text{mm}$ ;

#### 4.6 螺钉螺栓的设计与计算

##### 4.6.1 紧定螺钉

查机械手册，选取开槽锥端紧定螺钉 M6×16 (GB/T 71—1985)

#### 4.6.2 钢制挡圈及开槽沉头螺钉

螺杆顶端部：挡圈直径  $D=28$ ，厚度  $H=4$ (GB/T891-1986)，用内六角圆柱头螺钉 M5×12 (GB/T 70.1 - 2000)固定。

螺杆底端部：挡圈直径  $D=35$ ，厚度  $H=5$  (GB/T891-1986)，用内六角圆柱头螺钉 M6×16 (GB/T 70.1 - 2000)固定。

钻孔深度一般应比螺纹深度大  $0.5D$ ，其中  $D$  为螺纹大径。

#### 4.7 底座设计

底座材料常用铸铁，铸件的壁厚  $\delta$  不应小于 8mm，为了增加底座的稳定性，底部尺寸应大些，因此将其外形制成 1 : 10 的斜度。

底座壁厚  $\delta_1 = 9\text{mm}$ ;

底座底端厚度  $S = 16\text{mm}$ ;

底座内圈直径  $D_{\text{内}} = 94\text{mm}$ ;

底座外圈直径  $D_{\text{外}} = 140\text{mm}$ ;

校核底面的挤压应力：

$$\sigma_p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_{\text{外}}^2 - D_{\text{内}}^2)} = 2.366\text{MPa}$$

底面材料选择铸铁 HT100，查表得铸件壁厚  $S = (1.5 \sim 2)\delta = 15 \sim 20\text{mm}$  时， $\sigma_b \geq 100\text{MPa}$ ，故  $[\sigma_p] = (0.4 \sim 0.5)\sigma_b \geq (40 \sim 50)\text{MPa}$ ;

$\therefore \sigma_p < [\sigma_p]$ ，满足设计要求。

#### 4.8 其他结构的设计与计算

为了便于切制螺纹，螺纹上端应设有退刀槽。退刀槽的直径应比螺杆小径  $d_1$  约小 0.5mm。退刀槽的宽度可取为  $1.5P$ 。为了便于螺杆旋入螺母，螺杆下端应有倒角或制

成稍小于  $d_1$  的圆柱体。为了防止工作时螺杆从螺母中脱出，在螺杆下端必须安置钢制挡圈。

其中：手柄座高度  $h_1 = 1.9d_{\text{手柄}} = 28.5\text{mm}$ ;

手柄座直径  $d_{\text{手柄座}} = 1.7d = 1.7 \times 28 = 47.6\text{mm} \approx 48\text{mm}$ ;

螺杆上端直径  $D_{\text{螺杆上端}} = 0.7d_{\text{手柄}} = 0.7 \times 28 = 19.6\text{mm} \approx 20\text{mm}$ ;

#### 4.9 效率计算

$$\eta = \frac{QP}{2\pi T} = \frac{20000 * 5 * 10^{-3}}{2\pi * 58.38} = 27.26\%$$

### 5 参考文献

- [1] 陈秀宁, 顾大强. 机械设计[M]. 浙江大学出版社, 2017.
- [2] 陈秀宁, 施高义. 机械设计课程设计[M]. 浙江大学出版社, 2012.