

【现代化煤矿采煤与机械设备丛书】

现代化煤矿采煤

新工艺、新技术与新标准实用全书



现代化煤矿采煤新工艺、新技术 与新标准实用全书

于文景 李富群 主编

第二册

当代中国音像出版社

四、切顶支柱结构高度及推移机构长度的确定

1. 切顶支柱结构高度的确定

切顶支柱的最大、最小结构高度应依据煤层厚度确定。切顶支柱最大高度低于采高,则出现支柱不接顶,浪费坑木;或支柱因受载状态不佳,被“压死”,无法回柱,从而发生顶板事故。因此,切顶支柱结构高度应按采高变化而定。

$$H_1 \geq h_1 - h_0 + h_3 \quad (5-4)$$

$$H_2 \leq h_2 - h_0 - h_3 - h_4 - h_5 \quad (5-5)$$

式中 H_1 ——切顶支柱最大高度, m;

H_2 ——切顶支柱最小高度, m;

h_1 ——煤层最大厚度, m;

h_2 ——煤层最小厚度, m;

h_3 ——煤层厚度变化, $h_3 = \frac{h_1 - h_2}{2}$;

h_4 ——工作面浮煤厚度, m;

h_5 ——切顶支柱回柱时最小下降高度, m;

h_0 ——工作面最大平均顶底板移近量, m。

2. 切顶支柱推移机构长度的确定

由于切顶支柱切顶作用良好,所以不需要加大控顶距。由于切顶支柱移柱和推溜互为支点,所以,每割一刀煤,推一次溜子,随后移动切顶支柱,这实现了“采回合一”,采煤和移柱平行作业,减少了控顶距。采用切顶支柱的工作面控顶距比采用木垛等特种支柱的工作面短 1~2 个推进距离。依此分析,切顶支柱推移机构的长度按下式确定:

$$l_1 = L_1 - a - b - c \quad (5-6)$$

$$l_2 = L_2 - a - b - c = L_1 - a - b - c - l \quad (5-7)$$

式中 l_1 ——切顶支柱推移机构最大长度, m;

l_2 ——切顶支柱推移机构最小长度, m;

L_1 ——切顶支柱工作面最大控顶距, m;

L_2 ——切顶支柱工作面最小控顶距, m;

l ——切顶支柱工作面放顶步距, m;

a ——切顶支柱底座宽度, m;

b ——切顶支柱工作面运输机宽度, m;

c ——切顶支柱工作面运输机至煤壁之距, m。

第三节 切顶支柱液压件设计及结构件强度验算

切顶支柱液压件包括立柱、千斤顶和阀体,结构件主要为柱帽和底座。在前述切顶支柱主要参数的基础上,本节介绍切顶支柱液压件设计及其结构件强度验算的有关内容。

一、切顶支柱液压缸的设计及液压阀的选择

(一)概述

切顶支柱液压立柱和液压千斤顶均为直线运动的液压缸。借助动力液压缸实现切顶支柱所有的动作要求。

1. 立柱和千斤顶液压缸的工作过程

立柱起支撑顶板作用。由集中泵站向立柱的活塞腔供给高压工作液,推动活塞使立柱升起进行初撑。然后由操纵阀切断液流,立柱下腔的液体被液压系统中的液控单向阀锁住,即通常所说的初撑。顶板岩石下沉,立柱下腔液体压力升高,当压力达到安全阀调定的数值时,立柱达到额定工作阻力。此时顶板如继续下沉,立柱将在恒定的压力下进行工作,多余的液体,通过安全阀溢流。

采煤机割煤后,要移动切顶支柱,此时由操纵阀向立柱的上腔供给压力液,同时打开液控单向阀,使立柱卸载并迫降。切顶支柱的立柱就是这样往复循环工作的。

千斤顶液压缸的工作过程:千斤顶用于推溜拉架。当立柱在支撑状态时,由操纵阀向千斤顶的活塞腔供给压力液,活塞杆将输送机推向煤壁一侧。然后向立柱上腔供压力液使立柱下降脱离顶板,再由操纵阀向千斤顶的活塞杆上腔供液,此时千斤顶以输送机为固定支点进行收缩,将立柱拉向输送机。再升起立柱达到初撑状态,即完成了一个工作循环。

2. 典型切顶支柱的液压缸结构

(1)立柱

①单伸缩立柱。图 2-5-23 为 SJ3000 双柱切顶支柱单伸缩双作用立柱。它是由缸体,带活塞的活柱,导向套、密封圈等组成。全部行程范围均为液压调高。使用方便,支撑强度大,应用广泛。

②双伸缩立柱。图 2-5-24 为两级液压伸缩段组成的恒阻式液压立柱。其伸缩比

较单伸缩立柱大,操作方便,但制造复杂,成本高。

③液压单伸缩附加机械调高立柱。还有两种立柱是在单伸缩立柱的活柱内装有螺杆、螺母调高机构,或在活柱内装有加长杆调高机构。可以扩大立柱调高范围,手动调整。前者为无级调整,后者为有级调整,二者较双伸缩立柱制造成本低。

(2) 千斤顶

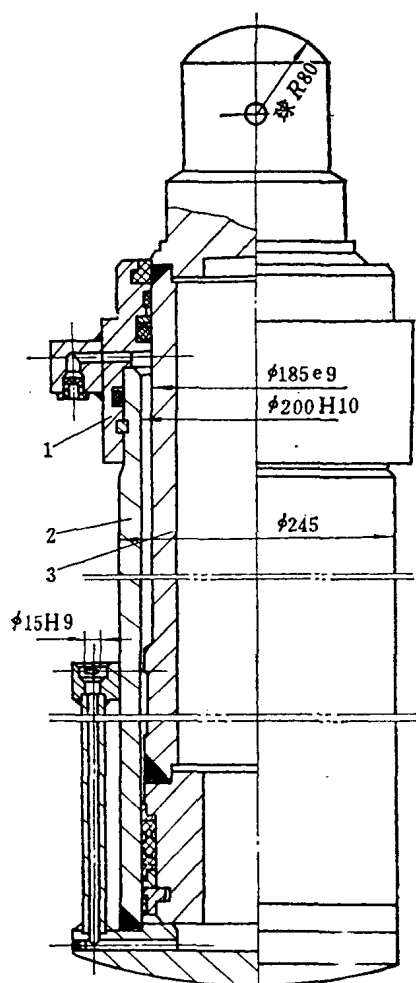


图 2-5-23 单伸缩立柱

1—导向套;2—缸体;3—活柱

①固定活塞式千斤顶,如图 2-5-25 所示。

②浮动活塞式千斤顶,如图 2-5-26 所示。

(二) 液压缸设计

1. 设计依据

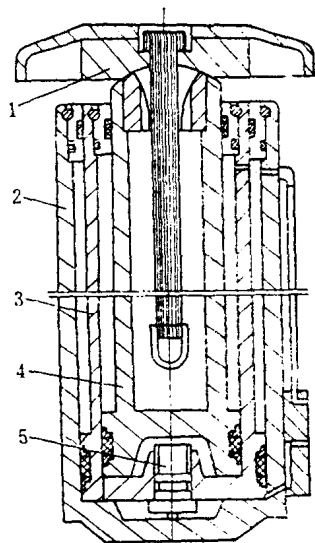


图 2-5-24 双伸缩立柱
1—外缸；2—中缸；3—活柱；4—底阀；5—顶盖

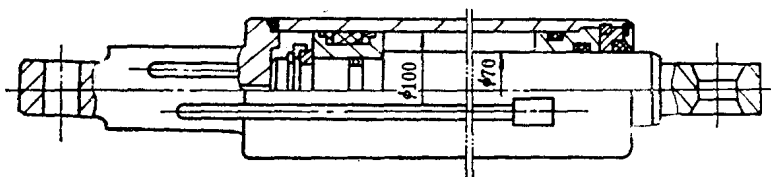


图 2-5-25 固定活塞式千斤顶

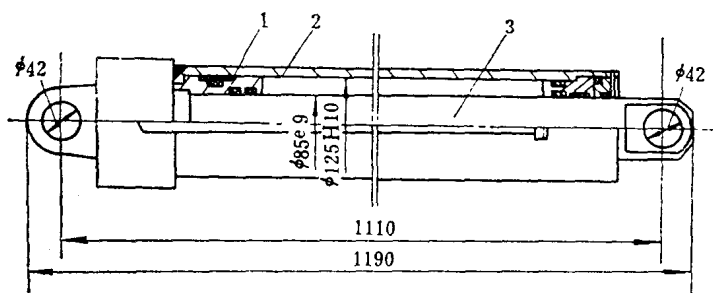


图 2-5-26 浮动活塞式千斤顶
1—活塞；2—缸体；3—活塞杆

立柱和千斤顶是执行部件,由于它们的作用不同,对它们的设计要求也不同。在设计前要做好调查研究,搜集必要的原始资料,其主要内容为:

- (1)煤层赋存条件:煤层厚度、倾角及其变化,煤层顶底板条件及其变化。
- (2)对立柱、千斤顶的结构特点、工作阻力、行程以及动作要求等。
- (3)了解液压系统所选定的压力和流量等。
- (4)了解材料以及加工工艺现状。
- (5)了解有关国家标准和技术规范等。

2. 设计内容和步骤

- (1)立柱、千斤顶液压缸的类型和各部分结构形式的选择。
- (2)基本参数的确定—主要包括工作负载,工作速度,工作行程,导向长度,活塞杆(活柱)直径以及缸的内径等。
- (3)结构计算和验算—主要包括缸筒的壁厚,外径和缸底厚度的强度计算,活塞杆(活柱)强度和稳定性验算,以及连接部位和焊缝等的强度计算。
- (4)选择合理的导向材料,密封件,防尘圈等。
- (5)整理设计计算书,绘制装配图和工作图。应该指出,对于不同类型或结构的执行元件,其设计内容有所不同,而各参数之间往往具有各种内在联系。需要综合考虑反复验算才能得出比较满意的结果,所以设计步骤不是固定不变的,要根据实际情况灵活掌握。

3. 基本参数选择和计算

(1)工作负载

液压缸的工作负载一般用下式表示:

$$R = R_{\text{工}} + R_{\text{摩}} + R_{\text{惯}} (\text{N})$$

式中 $R_{\text{工}}$ ——工作机构所需要的载荷,对液压缸所产生的作用力;

$R_{\text{摩}}$ ——工作机构在起动时静摩擦力;

$R_{\text{惯}}$ ——工作机构起动时的惯性力。

(2)缸筒内径

在确定缸筒内径时,必须保证液压缸在系统给定的工作压力下,具有足够的牵引力(推力和拉力)来驱动工作负载。对于固定活塞千斤顶(包括立柱)当压力液输入活塞腔驱动工作负载时,其推力 R 为:

$$R = P \cdot \eta = \frac{\pi}{4} (D^2 p_1 - D^2 p_0 + d^2 p_0) \eta$$

由此得出缸筒内径

$$D = \sqrt{\frac{4R}{\pi(p-p_0)\eta} - \frac{d^2 p_0}{p_1 - p_0}} \text{ (cm)} \quad (5-8)$$

式中 R ——液压缸工作负载, N;

p ——活塞杆最大推力, N;

η ——机械效率, 考虑密封件的摩擦阻力损失, 通常取 $\eta = 0.95$;

p_1 ——工作压力, Pa;

p_0 ——回液背压, Pa;

d ——活塞杆直径, cm。

当压力液输入活塞杆腔而驱动工作负载时, 缸筒内径应为:

$$D = \sqrt{\frac{4R}{T_1(p_1 - p_0)\eta} + \frac{d^2 p_1}{p_1 - p_0}} \text{ (cm)} \quad (5-9)$$

对于双作用千斤顶的缸筒内径应取式 2-5-33、2-5-34 计算中较大值。计算出的数据圆整到标准内径。

表 2-5-33 液压缸内径系列

mm

20	25	32	40	50	55	63	(65)	70	(75)
80	(85)	90	(95)	100	(105)	110	126	(130)	140
(150)	160	180	200	(220)	250	(280)	320	(360)	400
(450)	500	(560)	630	(710)	820	(900)	1000		

注: 括号内的尺寸尽可能不用。

(3) 活塞杆直径的确定

① 按强度条件计算。

活塞杆在稳定工作条件下, 如果仅受轴向拉力或压力载荷时, 便可近似采用直杆承受拉、压载荷的简单强度计算公式进行粗算。

$$d \geq \sqrt{\frac{4R}{\pi[\sigma]}} \text{ (cm)} \quad (5-10)$$

式中 d ——活塞杆直径, cm;

$[\sigma]$ ——活塞杆材料的许用应力, Pa。

② 按往复运动速比计算。

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} \quad (5-11)$$

$$\text{式中 } \varphi = \frac{V_2}{V_1} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{1}{1 - \left(-\frac{d}{D}\right)^2};$$

φ ——活塞杆往复运动速度比;

V_2 ——活塞杆伸出速度, m/min;

V_1 ——活塞杆缩回速度, m/min;

F_1 ——活塞腔工作面积, cm^2 ;

F_2 ——活塞杆腔工作面积, cm^2 。

将计算出的 d 值圆整为标准数值。

(4) 最小导向长度的确定

当活塞杆全部外伸时, 从活塞支承面中点到导向套滑动面中的距离称为最小导向长度 H , 如图 2-5-27 所示。如果导向长度过, 液压缸的初始挠度增大影响液压缸的稳定性。因此在设计时须保证一定的最小导向长度。一般应满足下式要求:

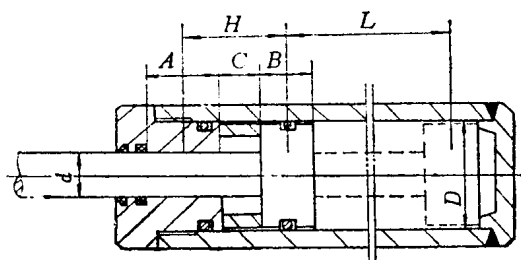


图 2-5-27 导向长度

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D}{2} (\text{mm}) \quad (5-12)$$

式中 L ——液压缸最大行程, mm;

D ——缸筒内径, mm。

一般导向套滑动面的长度 A 取为活塞杆外径 d 的 0.6~1.0 倍, 而活塞的宽度 B 取为缸筒内径的 0.6~1.0 倍。一般的活塞和导向套的宽度已成标准。若导向长度不能满足可在活塞和导向套之间增加调整距离套, 这样既保证了最小导向长度又提高了通用性。

上述几个参数彼此是互相联系的, 在实际计算中可根据已知条件确定先计算哪个参数后计算哪个参数; 也可以先粗略计算一下, 再精确计算各个参数。

4. 液压缸体强度计算

(1) 缸体外径计算

液压缸筒内径确定之后, 由强度条件计算出缸筒壁厚, 然后求出缸筒外径, 并圆整为标准外径。

① 缸筒壁厚的计算。

a. 当 $\frac{D}{\delta} \geq 16$ 时 按薄壁筒公式计算:

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2[\sigma]} \quad (5-13)$$

式中 δ ——缸筒壁厚, cm;

$[\sigma]$ ——缸筒材料的许用拉应力, Pa;

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

σ_s ——缸筒材料的屈服强度, Pa;

n ——安全系数, 一般 $n \geq 1.5$ 。

b. 当 $16 > \frac{D}{\delta} > 3.2$ 时, 按中等壁厚公式计算:

$$\delta = \frac{pD}{(2.3[\sigma] - p)\varphi} + C(\text{cm}) \quad (5-14)$$

式中 φ ——强度系数(用无缝钢管时 $\varphi = 1$);

C ——考虑壁厚公差, 加工后内孔与外径的不同心度和腐蚀等因素的附加厚度, 一般将计算外径圆整到标准外径。

c. 当 $\frac{D}{\delta} \leq 3.2$ 时, 按壁厚公式计算:

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p}{[\sigma] - 1.3p}} - 1 \right) (\text{cm}) \quad (5-15)$$

②缸筒外径的确定。

$$D_1 = D + 2\delta \quad (5-16)$$

式中 D_1 ——缸筒外径, cm。

一般缸筒选用无缝钢管时外径不加工, 故计算出的外径应圆整到无缝钢管标准外径即可。

(2)缸底厚度计算

①缸底为平底时缸底厚度可按带边的端盖厚度公式计算(图 2-5-28)。

$$\delta_1 \geq 0.433 D_2 \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} (\text{cm}) \quad (5-17)$$

式中 δ_1 ——缸底厚度, cm;

D_2 ——缸底内径, cm;

$[\sigma]$ ——材料的许用拉应力, Pa;

p ——缸内最大工作压力, Pa。

②缸底为球形底时。

$$\delta_1 \geq \frac{pD}{4[\sigma]} \quad (5-18)$$

式中 D ——缸筒内径。

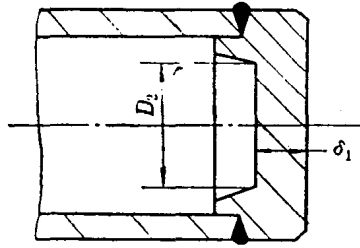


图 2-5-28 缸底厚度计算图

(3) 缸底与缸筒焊接强度计算(图 2-5-29)

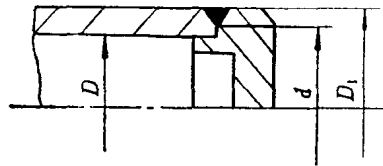


图 2-5-29 缸底焊缝计算图

$$\sigma = \frac{R}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d^2)\eta} \leq [\sigma] \quad (5-19)$$

式中 R ——液压缸最大推力, N;

D_1 ——液压缸外径, cm;

σ ——焊缝应力, Pa;

d ——焊缝底径, cm;

η ——焊接效率, 取 $\eta = 0.7$;

$[\sigma]$ ——焊条材料的许用抗拉强度, Pa。

(4) 缸盖与缸筒卡键连接计算(图 2-5-30)

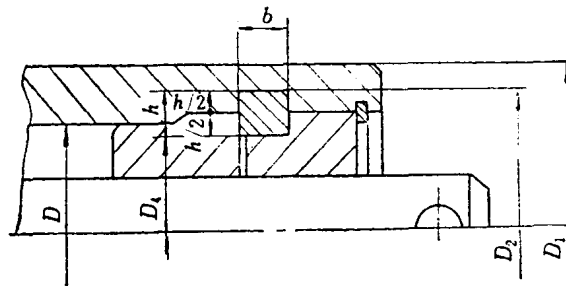


图 2-5-30 缸盖与缸筒卡键计算图

首先根据液压缸的工作情况,受力大小,结构形式选取卡键的断面尺寸。卡键断面形状一般为正方形 $b = h$ 。然后按下列公式分别校核卡键的剪切应力和挤压应力及缸筒的键槽处的拉应力。

卡键的剪应力

$$\tau = \frac{R}{\pi D b} \leq [\tau] \quad (5-20)$$

卡键侧面的挤压应力

$$\sigma_0 = \frac{4R}{\pi(D^2 - D_4^2)} \leq [\sigma]_0 \quad (5-21)$$

缸筒槽底断面处的拉应力

$$\sigma = \frac{4R}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [\sigma] \quad (5-22)$$

式中 $\tau, [\tau]$ ——卡键的剪切应力和许用应力, Pa;

$\sigma_0, [\sigma]_0$ ——卡键的挤压应力和许用应力, Pa;

$\sigma, [\sigma]$ ——缸筒键槽底的拉应力和许用应力, Pa;

D ——缸内径, cm;

D_1 ——缸外径, cm;

D_4 ——卡键内径, cm;

D_2 ——卡键外径, cm。

缸盖与缸筒采用方钢丝连接时的计算,与上述相同。

5. 活塞杆强度稳定性验算

(1) 活塞杆强度验算

在选定活塞杆直径时,一般只考虑活塞杆的压应力。但实际工作中,由于活塞与缸筒及活塞杆与导向套之间都存在着间隙,造成了一定的初始挠度。此外,如果液压缸为水平安置,由于本身自重,也会产生一定的挠度,这些因素都会使活塞杆受到弯曲作用。因此对受压的液压缸、活塞杆必须进行由压应力和弯曲应力组成的合成应力强度验算(图 2-5-31)。

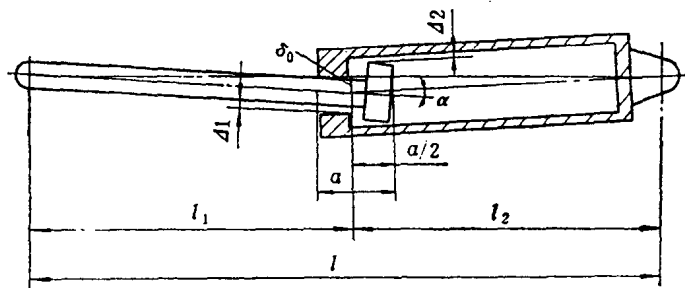


图 2-5-31 液压缸挠度计算图

①当液压缸不受侧向力和偏心力时,液压缸的初挠度可按下式计算,例如水平推移千斤顶:

$$\delta_0 = \frac{(\Delta_1 + \Delta_2) l_1 l_2}{2al} + \frac{Gl_1 l_2}{2Rl} \cos \alpha \quad (5-23)$$

式中 δ_0 ——液压缸的初始挠度, cm;

a ——活塞杆全部外伸时, 导向套前端到活塞末端的距离, cm;

l_1 ——活塞杆销轴孔到最大挠度处的距离, cm;

l_2 ——缸筒轴孔到最大挠度处的距离, cm;

l ——活塞杆合部外伸时, 两销轴孔的距离, cm;

G ——液压缸重量, kg;

α ——液压缸轴线与水平面夹角, 当液压缸水平工作时 $\cos \alpha = 1$;

当液压缸垂直工作时 $\cos \alpha = 0$

R ——液压缸的最大推力, N;

Δ_1 ——活塞杆与导向套的配合间隙, cm;

Δ_2 ——活塞与缸筒的配合间隙, cm。

②液压缸的最大挠度:

$$\text{当 } \frac{l}{d} \leq 5 \text{ 时} \quad \delta = \delta_0 \quad (5-24)$$

$$\text{当 } \frac{l}{d} > 5, \quad \text{且 } l_1 \approx l_2 \text{ 时 } \delta = \frac{\delta_0}{\frac{K_1}{t_1} \cdot \frac{l}{4} + \frac{1}{2}} \quad (5-25)$$

$$\text{当 } \frac{l}{d} > 5, \quad l_1 \neq l_2 \text{ 时 } \delta = \frac{\delta_0 l}{\left(\frac{K_1}{t_1} + \frac{K_2}{t_2} \right) l_1 l_2} \quad (5-26)$$

式中 δ ——液压缸的最大挠度, cm;

$$K_1 \text{——活柱稳定性系数, } K_1 = \sqrt{\frac{R}{E_1 J_1}};$$

$$K_2 \text{——缸体稳定性系数, } K_2 = \sqrt{\frac{R}{E_2 J_2}};$$

$$J_1 \text{——活塞杆的断面惯性矩, cm}^4, J_1 = \frac{\pi(d^4 - d_0^4)}{64};$$

$$J_2 \text{——缸筒的断面惯性矩, cm}^4, J_2 = \frac{\pi(D_1^4 - D^4)}{64};$$

E_1, E_2 ——活塞杆和缸筒材料的弹性模数, 对于钢,

$$E = 2.1 \times 10^6, \text{ kg/cm}^2,$$

$$t_1 = \operatorname{tg}(57.3 K_1 \cdot l_1),$$

$$t_2 = \operatorname{tg}(57.3 K_2 l_2) \text{ (括号内单位为度)}。$$

③活塞杆的合成应力:

$$\sigma = \frac{R}{A} + \frac{R\delta}{W} \quad (5-27)$$

式中 σ ——活塞杆的合成应力 Pa;

$$A \text{——活塞杆的断面积, cm}^2, A = \frac{\pi(d^2 - d_0^2)}{4};$$

$$W \text{——活塞杆断面模数, cm}^3, W = \frac{\pi(d^3 - d_0^3)}{32}。$$

④强度条件:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad (5-28)$$

式中 $[\sigma]$ ——许用应力, Pa, $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$;

σ_s ——活塞杆材料的屈服限, Pa;

n ——安全系数, 根据液压缸工作的重要程度选取, $n \geq 1.5$ 。

⑤以上公式只有当 $l_1 < X$ 时才能使用:

$$X = 2280 \sqrt{\frac{J_1}{R}} \text{ (cm)} \quad (5-29)$$

(2) 活塞杆的稳定性验算

一根细长直杆, 其两端受着一对轴向力 R 的压缩, 在处于弹性平衡状态时, 杆的轴线仍为直线。当受到横向力或其它因素干扰时, 直杆会变弯。但在横向力或干扰取消后, 由于轴向力 R 的大小不同, 可能出现两种情况: ①当轴向力 R 小于某个数值 R_k 时, 压杆恢复为原来的直线形状; ②当轴向力 R 超过了上述的某个数值 R_k 时, 压杆就不能再恢复原状。我们通常把后一种情况称为压杆丧失了稳定性或简称失稳。丧失了稳定性的压杆由于轴线变弯, 受到弯曲应力, 其合成应力可能导致直杆不能正常工作, 甚致发生破坏。因此受压的细长杆会在压缩强度还未超许用应力前就由于维持不了直线形状下的平衡而不能正常工作而破坏。因此在计算压杆时, 首先应考虑它在直线形状下的平衡是否稳定。上述区分压杆的直线形状平衡是否稳定的那个轴向压力数值 P_k 称为压杆的临界力或纵向弯曲稳定极限力。压杆的临界力 P_k 的大小与杆的材料, 截面形状和大小, 杆的长度和杆两端的支承情况有关。

①当液压缸长径比 $\frac{l}{d} > 5$, 且 $l_1 \geq X$ 时, 可以把液压缸看成为一根压杆, 应进行稳定

性验算。

$$\text{活塞杆稳定的条件} \quad R \leq \frac{P_K}{n_K} \quad (5-30)$$

式中 P_K ——液压缸的临界力或纵向弯曲稳定极限力, N;

n_K ——安全系数, 主要根据液压缸工作的重要程度和外载的性质选取, 一般

$$n_K \geq 2。$$

②临界力的计算。

$$\text{a. 当 } \lambda = \frac{\mu e}{i} > \lambda_1 \text{ 时} \quad P_K = \frac{\pi^2 EJ}{(Nl)^2} \quad (5-31)$$

式中 λ ——活塞杆的计算柔度;

μ ——长度折算系数, 见表 2-5-34;

i ——活塞杆横截面的回转半径, cm,

$$i = \sqrt{\frac{J_1}{A}} = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + d_0^2}$$

A ——活塞杆横截面积, cm^2 ;

l ——活塞计算长度, 见表 2-5-34;

λ_1 ——柔性系数, 见表 2-5-35;

$$\lambda_1 = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_s}} \text{ 其中 } \sigma_s \text{ 为活塞杆材料的屈服极限 } P_{a0}。$$

$$\text{b. 当 } \lambda_1 > \lambda > \lambda_2 \text{ 时} \quad P_K = F(a - b_\lambda) \quad (5-32)$$

式中 λ_2 ——柔性系数, 见表 2-5-35, $\lambda_2 = \frac{a - \sigma_T}{b}$;

σ_T ——活塞杆材料的流动极限, Pa;

a, b ——与活塞杆材料性质有关的实验系数, 见表 2-5-35。

c. 当 $\lambda < \lambda_2$ 时 活塞杆只会因抗压强度不够(塑性材料超过屈服极限 σ_s , 脆性材料超过强度极限 σ_b)而破坏, 不会失稳, 故只需进行强度计算。

③当液压缸的长径比 $\frac{l}{d} > 5$, 且 $l_1 < X$ 时, 把液压缸按不等截面杆计算稳定临界力。

在多数情况下, 液压缸最大挠度点的计算位置是偏向缸体一边, 即 $X > l_1$, 这时要运用下面的计算公式来计算液压缸的稳定临界力 P_K 值:

$$\frac{\sqrt{\frac{P_K}{E_1 J_1}}}{\text{tg}\left(\frac{P_K}{E_1 J_1} \cdot l_1\right)} + \frac{\sqrt{\frac{P_K}{E_2 J_2}}}{\text{tg}\left(\frac{P_K}{E_2 J_2} \cdot l_2\right)} = 0 \quad (5-33)$$

此式系超越笔程,可以利用有关资料查阅,也可用计算机进行试算。

表 2-5-34 活塞杆计算长度 l 和长度折算系数 μ

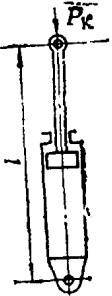
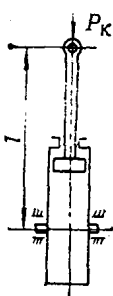
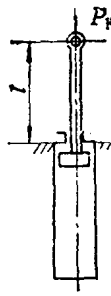
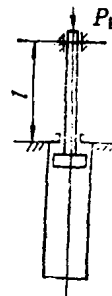
	I	II	III	IV
液压缸安装形式 和计算长度				
长度折算系数 μ	1.0	1.0	0.7	0.5

表 2-5-35 实验系数 a, b 和柔性系数 λ_1, λ_2

材 料	a	b	λ_1	λ_2
A ₃ 钢	3100	11.4	105	61
A ₅ 钢	4600	36.17	100	60
硅 钢	5890	38.17	100	60
铸 铁	7700	120	80	—

6. 液压缸设计中应注意的一些问题

(1) 防止零件的尖棱锐角切伤密封圈

①当装在轴类零件槽内的密封圈进入孔类零件时,在孔类零件的入口处应有 20° 的倒角,以防切伤密封圈,如图 2-5-32 所示。

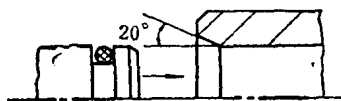


图 2-5-32 孔类零件的倒角

同样,当轴类零件进入装有密封圈的孔类零件时,在轴的零件前端应有 20° 引导角,如图 2-5-33 所示,否则切伤密封圈。



图 2-5-33 轴类零件的倒角

②当装有密封圈的轴类零件通过有径向小孔的孔类零件时,如活塞通过进液口时,或有径向小孔的轴类零件通过装有密封圈的孔时。在小孔两侧应有 20° 的导向锥面如图 2-5-34 所示,或将小孔边的尖角修成圆角,如图 2-5-35 所示。

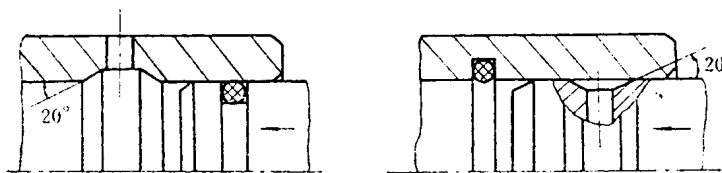


图 2-5-34 孔的两侧引导锥面

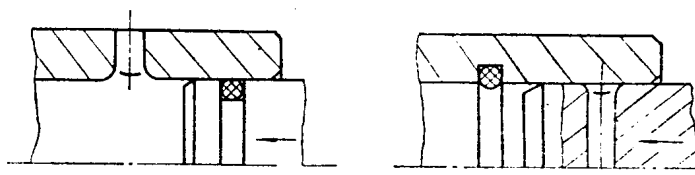


图 2-5-35 孔的周边修成圆角

(2)防止密封圈挤入运动部件的间隙中

活塞外径与缸筒内径之间,以及活塞杆外径与导向套内径之间都存在着一一定的间隙。为了避免活塞和活塞杆的密封圈在高压液体的作用下挤入间隙中去,造成密封圈破坏,密封失效,可以采用以下几种措施。

①尽量减少活塞与缸筒、活塞杆与导向套之间的间隙。

②液压缸的工作压力较高时、使用硬度较高的橡胶、或聚氨脂制造的密封圈,工作压力较低时,则使用硬度较低的橡胶或聚氨脂密封圈。

③在密封圈高压的另一侧设置挡圈。

(三)液压阀的选择

切顶支柱使用的操纵阀,液控单向阀及安全阀与液压支架的三阀基本相同。应根据系统所需的工作压力和通过该阀的最大流量选取标准定型产品。若受到安装空间限制或有特殊要求的应进行专门设计。切顶支柱常用的阀类主要有以下几种;

1. 操纵阀

操纵阀分转阀和片阀两种。

(1)转阀。

体积小,重量轻,结构简单,成本低。苏联切顶支柱大量采用该阀,如图 2-5-36 所示。

(2)片阀。