

摘要

液压机是一种锻压设备，并且是机床行业里重要的组成部分，已经被广泛应用于各个部门。液压机的种类很多，而本文设计为应用较为广泛的四柱液压机。

本文首先确定了液压机主体和零件设计的方案，再通过所给参数对液压机的主油缸的缸筒直径、缸体壁厚、缸底厚度、缸体法兰厚度以及顶出缸、上横梁等零件进行计算以及强度校核，然后根据计算出来的零件尺寸运用三维建模软件 Creo 对其建模，最后运用有限元软件 ANSYS 对液压机重要零件进行受力分析。

关键词：液压机；主油缸；Creo；ANSYS

第 1 章 绪论

1.1 液压机简介

液压机是一种通过加压液体从而产生力的机械，其工作原理为帕斯卡原理。液压机由机架、主油缸、顶出缸、滑块等组成，而机架由上下横梁和立柱组成是液压机的主要部件，它应具有足够的刚度和足够的强度，以确保足够的可靠性和使用寿命。液压机主要用于锻压成形、矫正、打包、压装、压块和压板等。

1.2 论文研究的意义

液压机作为锻压设备中及其重要的一种机械，其结构大小以及特性会影响工件的加工质量。因此，液压机需要注重结构的设计，传统方法设计的液压机很笨重而通过有限元分析法设计的液压机在满足设计要求的情况下比传统方法设计的液压机轻且节约材料。

1.3 国内外液压机发展状况及发展趋势

目前液压机的整体机构设计与液压系统方面都比较成熟，国内外液压机的发展主要着重于控制系统方面。而国内外液压机按控制系统主要分为三类：一是以继电器为主控元件的传统型液压机；二是采用可编程控制器（PLC）控制的液压机；三是采用高级微处理器（或工业控制计算机）控制的高性能液压机。三种类型的液压机功能各有差异，运用的范围也不尽相同，但都是向着高速化、高效化、低能耗、机电液一体化、自动化、智能化、液压元件集成化、标准化方向发展。

1.4 论文研究的思路

本文主要研究四柱液压机本体的各个零件，并且对各个零件进行计算并确定相应尺寸，之后对其进行强度校核，在满足强度要求的情况下通过三维建模软件 Creo 对各零件进行建模，最后再通过有限元软件 ANSYS 对零件进行受力分析。

第 2 章 315 吨四柱液压机本体结构

2.1 315 吨液压机参数

液压机的基本参数是根据液压机的使用和结构类型确定的基本技术数据，反映了液压机的工作能力和特点。为了规范产品范围需要尽可能建立各种液压机的基本参数标准系列。本文设计的液压机基本参数如表（2-1）所示，这些参数可以确定液压机的基本尺寸和重量。

表 2-1 液压机基本参数

名称	数值	单位
公称力	3150	KN
顶出力	630	KN
液压系统工作压力	25	MPa
滑块行程	800	mm
顶出行程	300	mm
滑块工作速度	7-12	mm/s
主油缸回程速度	65	mm/s
顶出缸顶出速度	55	mm/s
顶出缸回程速度	110	mm/s
工作台有效尺寸	1200*1200	mm

2.2 液压机本体

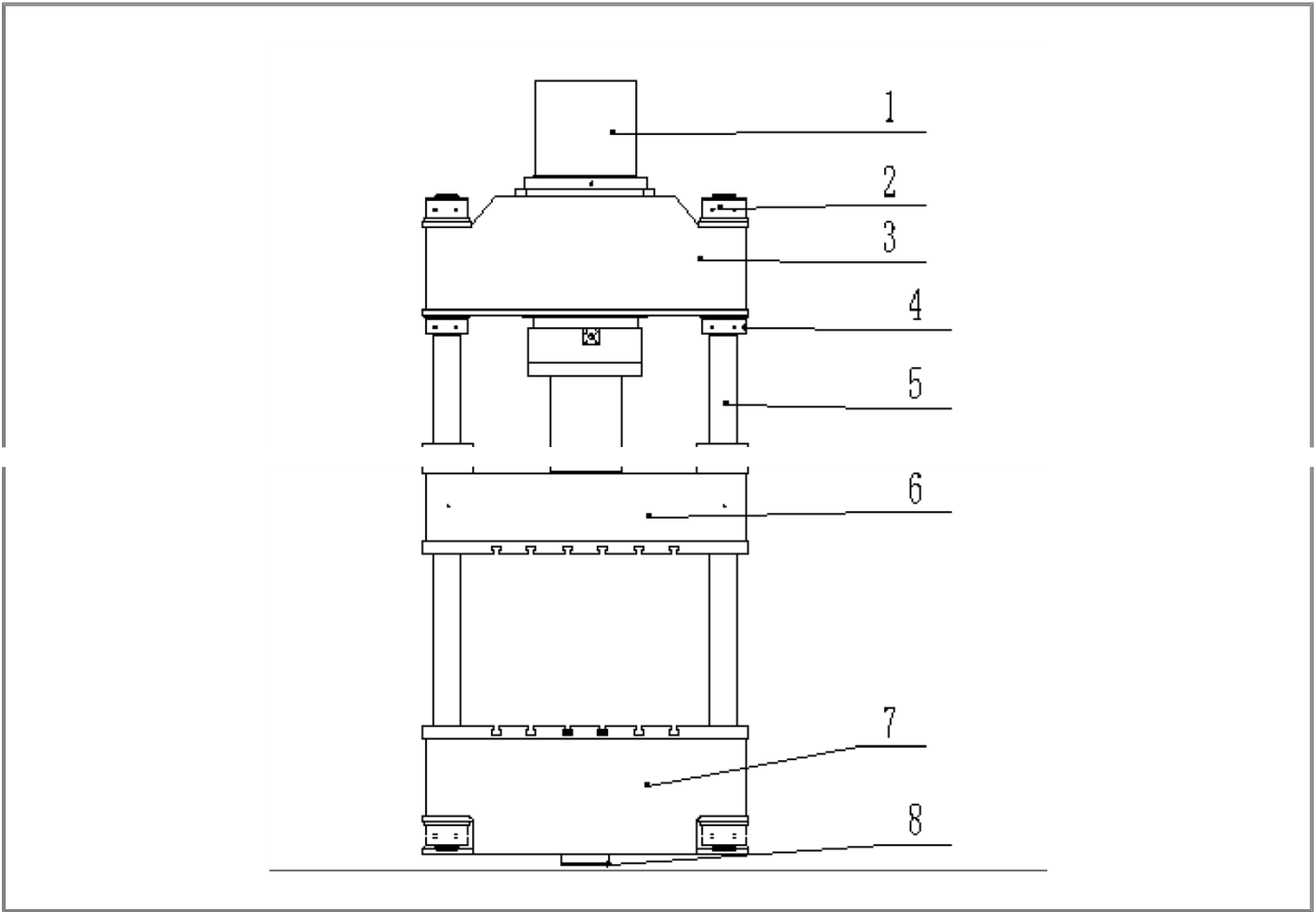
论文设计的为四柱液压机，整个液压机本体由机身和液压控制系统组成，本体结构简图如图 2-1 所示，机身结构主要包含了工作台、上横梁、滑块、立柱以及液压缸，各部分结构简介如下：

2.2.1 机身

四柱液压机机身由工作台、上横梁以及四根立柱通过螺母连接而成，工作台中间设有中间孔用于安装顶出缸；上横梁中间也有中间孔用来安装主油缸；滑块与主油缸活塞杆相连通过四根立柱的导向作用作上下运动。

2.2.2 主油缸

活塞式液压缸的结构由多个零件组成，主要包括缸体、活塞杆、活塞头、活塞头螺母、缸口螺母、缸口法兰等，活塞杆一头安装活塞头并用活塞头螺母固定后整体在缸体内部做往复运动，缸口用缸口导套和缸口法兰密封。



1-主油缸 2-锁紧螺母 3-上横梁 4-调节螺母 5-立柱 6-滑块 7-工作台 8-顶出缸图 2-1 液压机本体结构简图

2.2.3 顶出缸

顶出缸安装于工作台内，结构与主油缸相似。

2.2.4 工作台

工作台安装于液压机的底部，需要承受液压机的整个重量以及加工时的所有载荷。工作台上表面一般都设有 T 型槽，用于安装工具以及固定加工工件。

2.2.5 滑块

液压机滑块沿四根立柱做上下运动，在加工时对工件施加压力。下表面与工作台上表面一样设有 T 型槽。

2.2.6 上横梁

上横梁是液压机的上半部分，内部安装了主油缸并且在工作时承受主油缸的反作用力。

2.2.7 立柱

立柱是整个液压机最重要的零件，它需要承受整个液压机的重量以及加工时的所有载荷；并对滑块起到导向作用。

2.3 液压机本体设计计算方法

传统的设计方法设计出的液压机很笨重，也不能很好的设计出结构太复杂的液压机。而有限元法主要就是面向大型的复杂机构，通过有限元法设计液压机可以很好的达到减少材料和减轻重量的目的。随着网络的普及，有限元的出现，液压机的设计越来越精密准确。

四柱式液压机结构利用三维建模软件 CREO 建立实体模型，之后利用有限元软件 ANSYS 对液压机的重要零件进行受力分析；在立柱和横梁计算的有限元方法中，对结构的几何形状进行了较为准确的描述，分析结果反映了局部结构的应力、应变分布，大大提高了结构分析的精度。该设计的主要重点是减少操作员疲劳和增加安全性，提高灵活性，使操作更加方便，并实现尺寸和位置精度。液压机部件的设计是为了避免因施加载荷而弯曲失效。选择低碳钢作为材料是基于其高弯曲和抗拉强度等性能，以及其与加工、焊接、精加工、切割等操作的兼容性，和成本作为经济因素。

2.4 液压机本体结构设计方案及其主要零件设计方案

2.4.1 液压机本体结构设计方案

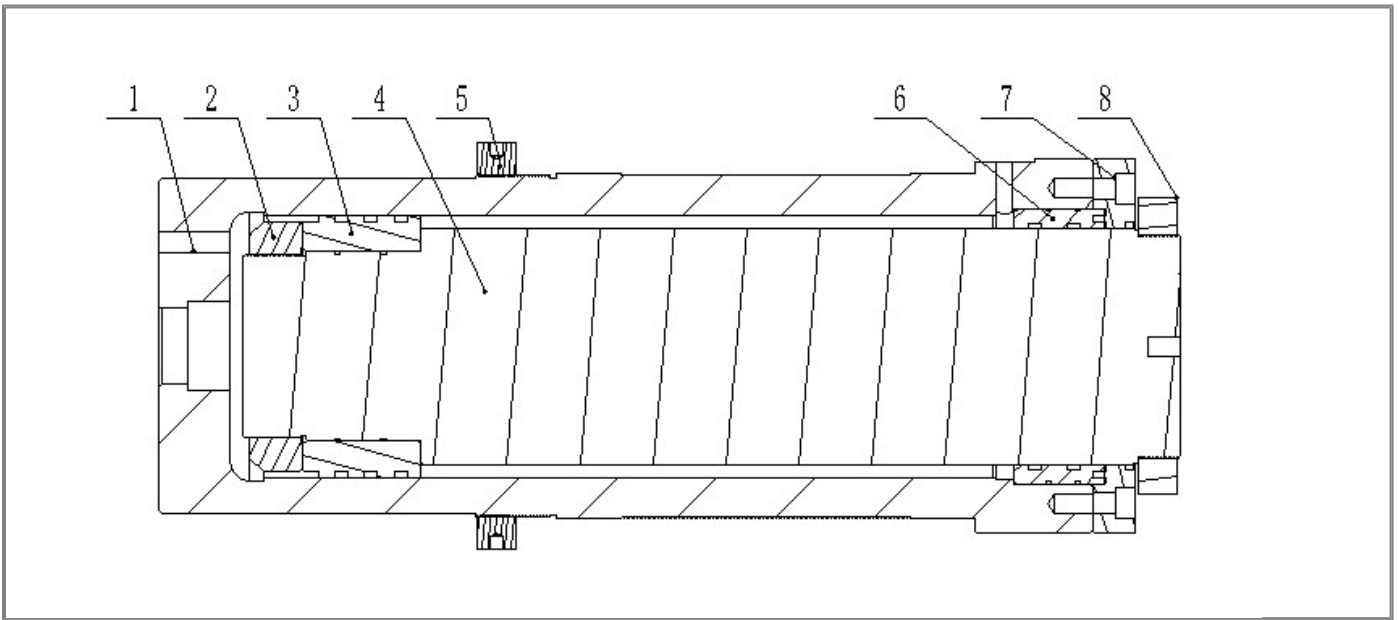
液压机的种类很多，包括框架液压机、单柱液压机、四柱液压机以及其他结构的。单柱液压机又分为组合机身和整体机身两种结构，在工作中单柱液压机由于机身容易变形，滑块和工作台之间会产生夹角，所以单柱液压机多用于精度要求不高的场合。顾名思义四柱液压机则是通过四根立柱把工作台与上横梁连接起来，且立柱对滑块起到导向作用。因为四柱液压机结构简单，制作成本低，所以运用范围广泛。框架液压机导向精度高，但制作成本高，多用在精度要求高的场合。

本次设计的为应用最为广泛的四柱液压机，其结构如图 2-1 所示，这种结构被多种液压机运用，是最为常见的结构形式，结构中的上横梁、工作台与立柱组成了一个刚性封闭的框架，这个框架承受了液压机的全部载荷。

2.4.2 主缸设计方案

液压缸主要分为活塞式、柱塞式、差动柱塞式三种；柱塞式和差动柱塞式运用并不广泛，运用最广泛的是活塞式液压缸。因为柱塞式液压缸只能单向运动，而活塞式液压缸结构简单并且可以往复运动。

在本次设计中，主油缸采用的是应用最为广泛的活塞式液压缸，材料选择 45 号钢，结构如图 3-2。



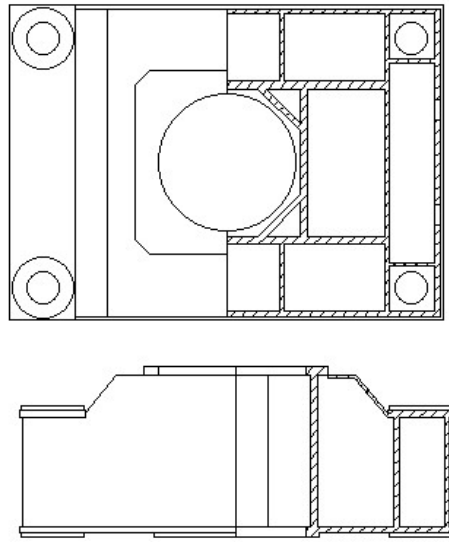
缸体 2-活塞头锁母 3-活塞头 4-大锁母 5-活塞杆 6-缸口导套 7-缸口法兰
8-连接法兰

图 2-2 主油缸结构简图

该活塞式液压缸由缸体、活塞头、活塞头螺母、活塞杆、大锁母、缸口导套、缸口法兰和连接法兰组成。其中活塞杆和活塞头已经活塞头锁母组成一个整体在缸体中做直线往复运动。缸体内主要分为活塞腔和活塞杆腔，当活塞腔通高压油，活塞杆腔通低压油时，液压缸中的活塞杆会向左运动为工作行程；而当活塞腔通低压油，活塞杆腔通高压油时，活塞杆向右运动为回程。活塞杆在运动时除了导套有导向作用外，活塞头沿缸壁滑动也有导向作用，因此导向性能较好。因为活塞式液压机可以两个方向运动，既能完成工作行程又可以回程，从而简化了液压机的结构，同时也使液压机的结构变得紧凑，所需零件少、安装空间小。

2.4.3 工作台、滑块、上横梁结构设计方案

工作台、滑块、上横梁是液压机最重要的组成部件。并且它们的外形尺寸和重量都很大，其中重量在液压机中占绝大的部分。因为工作台、滑块、上横梁的重量很大，所以在设计它们的结构时要优先把减轻重量和节约材料放在首位。为了减轻重量和节约材料一般把它们的结构设计成中空的长方体，然后在受力大的地方增设一些筋板。



2.4.3.1 上横梁设计方案

图 2-3 上横梁机构简图

上横梁与立柱连接成为液压机的上部分结构，是安装主油缸的结构，它承受着主油缸的反作用力，其结构如图 2-3 所示，其材料选择 HT200 铸铁。设计原则是有效提高上横梁的强度和刚度，合理安排上横梁的结构，使其尺寸最小化，从而在满足连接部位的最小几何尺寸要求和工艺要求的情况下，达到节省材料和减轻重量的目的。上横梁高度一般选取 0.4-0.8 倍立柱中心距。

2.4.3.2 工作台设计方案

工作台是液压机的安装基础，在工作过程中承受液压机的总重量和所有载荷，其内部安装了顶出缸和其他辅助装置。工作台选用的材料为 HT200，采用铸造法，结构与上横梁相同如图 2-4 所示，工作台的台面还设计了 T 型槽，方便模具的固定。工作台高度一般选取 0.4-0.7 倍立柱中心距。

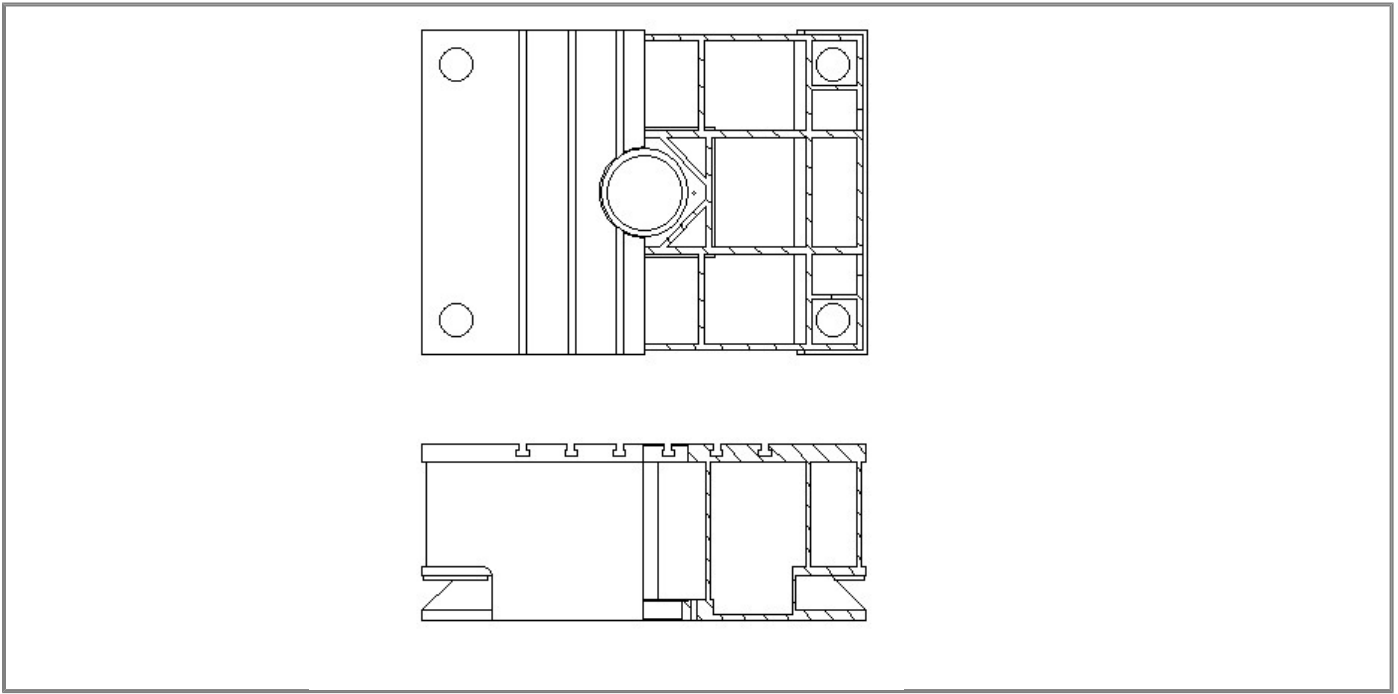
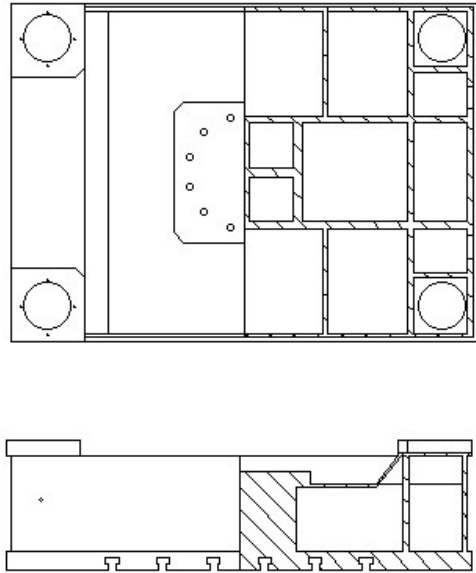


图 2-4 工作台结构简图

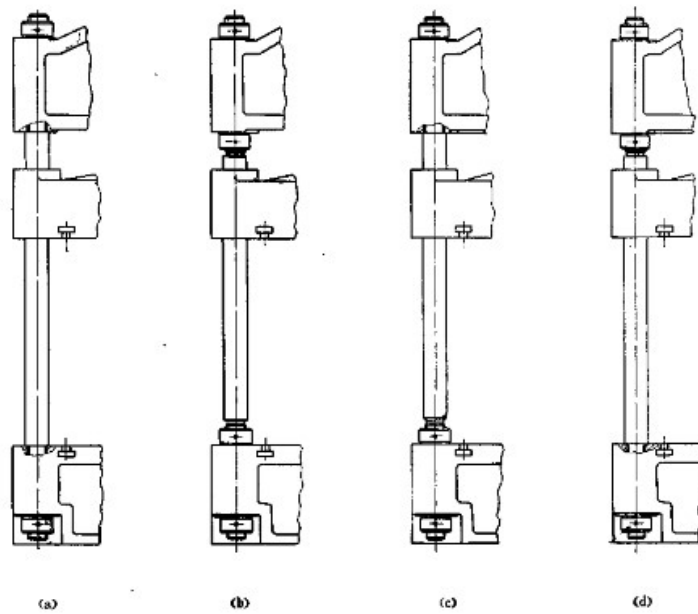
2.4.3.3 滑块设计方案



滑块的上表面与主油缸的活塞杆连接，通过导套沿四根立柱的导向面进行上下往复运图 2-5 滑块结构简图

动；下表面设有 T 型槽用于安装与固定模具以及其他工具。滑块的主要作用是传递主油缸的压力对模具进行加工，因此滑块要具有较好的刚度、强度以及导向结构。本次设计中要求滑块不仅要有足够的承载强度，还要有一定的承载刚度和抗弯能力。所以设计为与横梁相似的封闭箱体，不仅满足了相应的刚度、强度要求还节约了材料，减轻重量。其中滑块导向部分高度要不小于活塞杆行程的一半，在各种条件下最后选择 HT250 为滑块的材料，其结构如图 2-5 所示。滑块的高度一般选取 0.3-0.6 倍立柱中心距。

2.4.3.4 立柱设计



立柱是四柱液压机的受力和支撑部件，它与工作台和上横梁的连接方式为刚性连接，并且形成了一个刚性的空间框架，液压机的主要零部件就安装于该框架之中；当液压机工作时，该框架需承受液压机的所有工作载荷，同时，它也是滑块的导向基准。因此，立柱应具有足够的刚度和强度，导向表面还应该有足够的精度、粗糙度和必要的硬度

。立柱主要有四种连接形式，如图 2-6 所示，本文设计的为第四种连接方式。

图 2-6 立柱连接形式第 3 章 液压机主要零件计算

3.1 主油缸主要尺寸确定本次设计的主油缸为活塞式液压缸，材料选择调质处理的 45 碳素钢。

3.1.1 主油缸内直径计算

$$D = \sqrt{\frac{4F_H}{\pi P}} = \sqrt{\frac{4 \times 3150 \times 10^3}{\pi \times 14 \times 10^6}} \approx 400\text{mm} \quad (3-1) \text{ 式中:}$$

D—主油缸内直径 (mm)

F_H —液压机公称压力 (N)

P—液体工作压力 (N)

根据表 3-1 里数据最后取 $D=400\text{mm}$

表 3-1 液压缸标准内直径系列

8	10	12	16	20	25	32	40	50
63	80	90	100	110	125	140	160	180
200	220	250	280	320	360	400	450	500

3.1.2 主油缸壁厚计算

$$\delta = \frac{P_v D}{2[\sigma]} = \frac{31.25 \times 400}{2 \times 110} \approx 57 \text{mm} \quad (3-2) \text{ 式中:}$$

δ —主油缸壁厚 (mm)

D —主油缸内直径 (mm)

P_v —试验压力 (MPa), 当液体工作压力 $P > 16 \text{MPa}$ 时, $P_v = 1.25P$

$[\sigma]$ —材料的许用应力 (MPa), $[\sigma] = 110 \text{MPa}$ 主油缸壁厚圆整后取

$$\delta = 60 \text{mm}$$

3.1.3 主油缸外直径计算

$$D_1 = D + 2\delta = 400 + 2 \times 60 = 520 \text{mm} \quad (3-3) \text{ 式中:}$$

D_1 —主油缸外直径 (mm)

D —主油缸内直径 (mm)

δ —主油缸壁厚 (mm)

主油缸外径根据标准系列数据圆整后取

$$D_1 = 525 \text{mm}$$

3.1.4 主油缸油口直径计算

$$d_0 = 0.13D \sqrt{\frac{v}{v_0}} = 32 \text{mm} \quad (3-4) \text{ 式中:}$$

d_0 —主油缸油口直径 (mm)

D —主油缸内直径 (mm)

v —主油缸最大输出速度 (mm/s)

v_0 —油口液流速度 (mm/s) 3.1.5 主油缸缸底厚度计算

$$d^2 = d_0^2 + d_1^2 \quad (3-5)$$

$$t = 0.433D \sqrt{\frac{P_v D}{[\sigma](d_0 - d_1)}} = 0.433 \times 400 \sqrt{\frac{31.25 \times 400}{110(400 - 120)}} \approx 110 \text{mm} \quad (3-6) \text{ 式中: } t \text{—主油缸缸底厚度 (mm)}$$

d —主油缸缸底相对油口直径 (mm)

d_0 —主油缸缸底油口直径 (mm)

d_1 —主油缸缸底补油口直径 (mm)

D —主油缸内直径 (mm)

P_v — 试验压力 (MPa), 当液体工作压力 $P > 16\text{MPa}$ 时, $P_v = 1.25P$

$[\sigma]$ — 材料的许用应力 (MPa), $[\sigma] = 110\text{MPa}$

3.1.6 缸口法兰外直径计算

本文设计缸口法兰材料为 45 号钢, 其许用应力 $[\sigma] = 110\text{MPa}$ 。

$$D_2 = \sqrt{\frac{D^2 P}{4[\sigma]} + \left(\frac{D_1}{2}\right)^2} = \sqrt{\frac{400^2 \times 25}{4 \times 110} + \left(\frac{525}{2}\right)^2} \approx 560\text{mm} \quad (3-7) \text{ 式中:}$$

D_2 — 缸口法兰外直径 (mm)

D — 主油缸内直径 (mm)

D_1 — 主油缸外直径 (mm)

P — 液体工作压力 (MPa)

$[\sigma]$ — 缸口法兰材料的许用应力 (MPa) 根据标准系列数据圆整后取

$$D_2 = 570\text{mm}$$

3.1.7 缸口法兰厚度计算

$$F = \frac{\pi d^2 P}{4} + \frac{\pi (d_H^2 - d^2) q}{4}$$
$$H = \sqrt{\frac{3F(D_0 - d_{cp})}{\pi d [\sigma]}} \quad (3-9) \quad (3-8)$$

式中:

H — 缸口法兰厚度 (mm)

F — 缸口法兰受力总和 (N) d — 密封环内径 (mm)

d_H — 密封环外径 (mm) P — 液体工作压力 (Pa) q — 附加密封力 (Pa)

D_0 — 螺钉分布圆直径 (mm)

d_{cp} — 密封环平均直径 (mm)

$[\sigma]$ —缸口法兰材料的许用应力 (MPa) 已知: 采用 YA 型密封圈

$d=360\text{mm}$ $d_H=375\text{mm}$ $d_{c\psi}=367.5\text{mm}$ $D_0=480\text{mm}$ 带入相应数值后计算得

$H=65\text{mm}$

3.1.8 主油缸最小导向长度计算

最小导向长度 H 数值上等于液压缸中的活塞杆全部伸出时, 活塞支承面重点到缸盖滑动支承面中点的距离, 最小导向长度 H 不能太小, 如果太小会导致液压缸内因配合间隙引起的初始挠度增大, 从而导致液压缸的工作性能和稳定性下降, 因此液压缸内要保证必须有最小导向长度 H 。

$$H \geq \frac{L}{2} + \frac{D}{2} = \frac{800}{2} + \frac{400}{2} = 240\text{mm} \quad (3-10) \text{ 式中:}$$

H —最小导向长度 (mm)

L —主油缸最大行程 (mm)

D —主油缸内直径 (mm)

3.1.9 主油缸活塞计算

液压缸的活塞材料一般选灰铸铁, 本文设计的主油缸活塞材料选灰铸铁 HT200。

$$B = \mu D = 0.45 \times 400 = 180\text{mm} \quad (3-11) \text{ 式中:}$$

B —活塞宽度 (mm)

μ —活塞宽度系数, $\mu = (0.2-1)$, 取 $\mu = 0.45$

D —主油缸内直径 (mm)

3.1.10 主油缸缸体长度确定

主油缸缸体的长度不超过主油缸内直径 D 的 20-30 倍, 由滑块最大行程 800mm、活塞宽度 180mm、缸底厚度 110mm 和缸口法兰厚度 65mm 最后确定主油缸缸体长度 L 的值 L 。

$$L = 1430\text{mm}$$

3.1.11 主油缸活塞杆直径计算

液压缸活塞杆材料一般分为实心材料和空心材料, 本文设计的主油缸活塞杆选用的材料为实心 45 钢。

$$D_3 = \sqrt[4]{D^2 - \frac{4R}{\pi n}} = \sqrt[4]{400^2 - \frac{4 \times 600 \times 10^8}{\pi \times 14.725}} \approx 360\text{mm} \quad (3-12) \text{ 式中:}$$

D_3 —主油缸活塞杆直径 (mm)

D —主油缸内直径 (mm)

R —回程压力 (N)

P —液体工作压力 (N)

根据活塞杆标准系列数据圆整后取

$$D_3=360\text{mm}$$

3.1.12 主油缸活塞杆长度确定根据滑块最大行程 800mm, 确定主油缸活塞杆长度 L_0 的值

$$L_0 = 1430\text{mm}$$

3.2 主油缸的连接计算

3.2.1 缸盖连接

本文设计的主油缸缸盖连接方式为螺栓连接。

螺纹处的拉应力为:

$$\sigma = \frac{KF}{\pi d_1^2 z} = \frac{1.5 \times 596600}{8.14 \times 36^2 \times 4} \approx 79\text{MPa} \quad (3-13) \text{ 螺纹处的切应力为:}$$

$$\tau = \frac{K_1 KF d_0}{\pi d_1 d_2 z} = \frac{0.12 \times 1.5 \times 596600 \times 33}{8.14 \times 36 \times 33 \times 4} \approx 41\text{MPa} \quad (3-14) \text{ 合成应力为:}$$

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \approx 103\text{MPa} \leq [\sigma] \quad (3-15) \text{ 式中:}$$

σ — 螺纹处拉应力 (MPa)

τ — 螺纹处切应力 (MPa)

σ_n — 合成应力 (MPa)

$[\sigma]$ — 螺纹材料许用应力 (MPa)

F —缸体螺纹处所受拉力 (N)

K —螺纹拧紧系数

K_1 — 螺纹内摩擦因数

d_1 — 螺纹外径 (mm)

d_2 — 螺纹内径 (mm)

Z —螺栓数已知

$K=1.5$ $K_1=0.12$ $d_1=30\text{mm}$ $d_0=33\text{mm}$ $Z=16$ $F=596.6\text{KN}$

3.2.2 主油缸活塞与活塞杆连接

本文设计的主油缸活塞与活塞杆连接方式为螺纹连接。

主油缸活塞杆危险截面处拉应力为：

$$F_1 = \frac{\pi}{4}(D^2 - D_3^2)P = \frac{3.14}{4}(400^2 - 360^2) \times 25 = 596600\text{N}$$

$$\sigma = \frac{KF_1}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{1.5 \times 596600}{\frac{3.14}{4} \times 30^2} \approx 15\text{MPa} \quad (3-17)$$

切应力为：

$$\tau = \frac{K_1 KF_1 d_0}{\pi d^3} = \frac{1.5 \times 0.12 \times 596600 \times 280}{\pi \times 30^3} \approx 7\text{MPa} \quad (3-18)$$

合成应力为：

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \approx 19\text{MPa} \leq [\sigma] \quad (3-19)$$

主油缸活塞肩部表面与活塞杆的压应力为：

$$\sigma_c = \frac{PD^2}{4(d_0 - d_1)^2} \approx 108\text{MPa} \leq [\sigma_c] \quad (3-20)$$

式中：

σ —危险截面处拉应力 (MPa)

τ —危险截面处切应力 (MPa)

σ_n —合成应力 (MPa)

σ_c —压应力 (MPa)

$[\sigma_c]$ —活塞杆材料的许用应力 (MPa)

F_1 —主油缸输出拉力 (N)

D —主油缸内直径 (mm)

D_3 —主油缸活塞杆直径 (mm)

P —液体工作压力 (MPa)

K —螺纹拧紧系数

K_1 —螺纹内摩擦因数

d_1 —活塞杆螺纹外径 (mm)

d_1 —活塞杆螺纹内径 (mm)

d_2 —主油缸活塞内径 (mm)

C —主油缸活塞内径的倒角尺寸 (mm) 已知

$$K=1.5 \quad K_1=0.12 \quad C=8\text{mm} \quad d_0=280\text{mm} \quad d_1=277\text{mm} \quad d_2=290\text{mm}$$

3.3 主油缸强度计算校核

3.3.1 主油缸缸体强度计算校核

因为设计的主油缸材料选择为 45 号钢，所以最大应力点出现在内壁。

$$\sigma_{max} = \frac{\sqrt{3}D_1^2 P}{n^2 - n_1^2} = \frac{\sqrt{3} \times 525^2 \times 25}{525^2 - 400^2} \approx 115.5 \text{MPa} \quad (3-21) \text{ 式中:}$$

σ_{max} — 主油缸最大应力 (MPa)

D_1 — 主油缸外直径 (mm)

D —主油缸内直径 (mm) P —液体工作压力 (N) 因为

$$\sigma_{max} \leq [\sigma] = 100 \sim 120 \text{MPa}$$

所以设计的主油缸缸体满足强度要求，安全。

3.3.2 主油缸缸底强度计算校核

主油缸缸底强度按圆形平板弯曲计算。

$$\phi = \frac{D - (d_0 + d_1)}{n} = \frac{400 - (32 + 115)}{400} \approx 0.63 \quad (3-22)$$

$$\sigma = 0.1875 \frac{PD^2}{t^3} = 0.1875 \times \frac{25 \times 400^2}{n^2 \sqrt{1+n^2}} \approx 98.4 \text{MPa} \quad (3-23) \text{ 式中:}$$

D —主油缸内直径 (mm) P —液体工作压力 (N)

σ —弯曲应力 (MPa) t —主油缸缸底厚度 (mm)

d_1 — 主油缸缸底油口直径 (mm)

d_1 — 主油缸缸底补油口直径 (mm) 因为

$$\sigma \leq [\sigma] = 100 \sim 120 \text{MPa}$$

所以设计的主油缸缸底强度满足要求，安全。

3.3.3 主油缸缸口部分零件强度计算

3.3.3.1 缸口导套和缸口法兰上作用的力

$$P_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_3^2) P = \frac{3.14}{4} \times (400^2 - 360) \times 25 \approx 596600 \text{N} \quad (3-24) \text{ 式中:}$$

P_1 —缸口导套和缸口法兰上作用的力 (N)

D —主油缸内直径 (mm)

D_3 —主油缸活塞杆直径 (mm)

P—液体工作压力 (N)

3.3.3.2 螺栓计算

本文设计的缸口螺栓采用了 16 个材料为 45 号钢的 M30 双头螺栓, 该 M30 双头螺栓的螺纹内半径 $r=13.1\text{mm}$ 。螺栓的拉伸应力计算如下:

$$S = \pi r^2 = 3.14 \times 13.1^2 \approx 539\text{mm}^2$$

$$\sigma = \frac{P_1}{N \cdot S} = \frac{596600}{16 \times 539} \approx 69\text{MPa} \quad (3-26) \quad (3-25)$$

式中:

P_1 —缸口导套和缸口法兰上作用的力 (N)

σ —螺栓拉伸应力 (MPa)

N—螺栓数目

S—螺栓横截面积 (mm^2) 因为

$$\sigma \leq [\sigma] = 100 \sim 120\text{MPa}$$

所以设计采用的螺栓满足要求, 安全。

3.3.3.3 缸口挤压计算

本文设计的缸口导套所选材料为 HT20-40, 缸口导套挤压应力计算如下

$$\sigma = \frac{P_1}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} = \frac{596600}{8.14 \times (40^2 - 30^2)} = 25\text{MPa} \quad (3-27) \quad \text{式中:}$$

P_1 —缸口导套和缸口法兰上作用的力 (N)

D—主油缸内直径 (mm)

D_3 —主油缸活塞杆直径 (mm)

σ —缸口导套拉伸应力 (MPa) 因为

$$\sigma \leq [\sigma] = 100\text{MPa}$$

所以设计的缸口导套满足要求, 安全。

3.3.3.4 缸口法兰计算

本文设计的缸口法兰所选材料为 45 号钢, 其弯曲应力计算如下:

$$\sigma = \frac{3P_1(D_0 - D_{cp})}{\pi(D_0 - D_2)H} \approx 26MPa \quad (3-28) \text{ 式中:}$$

D_0 —缸口法兰螺钉分布圆直径 (mm)

D_2 —缸口法兰外直径 (mm)

d_3 —缸口导套螺栓孔平均直径 (mm)

D_4 —缸口法兰内直径 (mm)

H—缸口法兰厚度 (mm)

D_{cp} —缸口法兰平均直径 (mm) 因为

$$\sigma \leq [\sigma] = 100 \sim 120MPa$$

所以本文设计的缸口法兰满足要求, 安全。

综上所述, 可以得出本文所设计的主油缸满足要求, 安全。

3.4 顶出缸主要尺寸确定本次设计的顶出缸为活塞式液压缸, 材料选择调质处理的 45 碳素钢。

3.4.1 顶出缸内直径计算

$$D_5 = \sqrt{\frac{4F_H}{\pi P}} = \sqrt{\frac{4 \times 630 \times 10^3}{\pi \times 18}} \approx 179mm \quad (3-29) \text{ 式中:}$$

D_5 —顶出缸内直径 (mm)

F_H —顶出缸顶出压力 (N)

P—液体工作压力 (N) 根据表 3-1 里数据最后取

D=180mm

3.4.2 顶出缸壁厚计算

$$\delta_1 = \frac{P_v D}{2[\sigma]} = \frac{31.25 \times 180}{2 \times 110} \approx 25.5mm \quad (3-30) \text{ 式中:}$$

δ_1 —顶出缸壁厚 (mm)

D_5 —顶出缸内直径 (mm)

P_v —试验压力 (MPa), 当液体工作压力 $P > 16MPa$ 时, $P_v = 1.25P$

$[\sigma]$

—材料的许用应力 (MPa), $[\sigma] = 110MPa$ 顶出缸壁厚圆整后取

$$\delta_1 = 30mm$$

3.4.3 顶出缸外直径计算

$$D_6 = D_5 + 2\delta_1 = 180 + 2 \times 30 = 240\text{mm} \quad (3-31) \text{ 式中:}$$

D_6 —顶出缸外直径 (mm)

D_5 —顶出缸内直径 (mm)

δ_1 —顶出缸壁厚 (mm) 顶出缸外径根据标准系列数据圆整后取

$$D_6 = 240\text{mm}$$

3.4.4 顶出缸油口直径计算

$$d_0 = 0.13D \sqrt{\frac{V}{v}} = 33\text{mm} \quad (3-32) \text{ 式中:}$$

d_0 —顶出缸油口直径 (mm)

D_5 —顶出缸内直径 (mm)

V —顶出缸最大输出速度 (mm/s)

v_0 —油口液流速度 (mm/s)

3.4.5 顶出缸缸底厚度计算

$$t_1 = 0.433D_5 \sqrt{\frac{P_v}{[\sigma]}} = 0.433 \times 180 \times \sqrt{\frac{31.25}{110}} \approx 41.5\text{mm} \quad (3-33) \text{ 式中:}$$

t_1 —顶出缸缸底厚度 (mm)

D_5 —顶出缸内直径 (mm)

P_v —试验压力 (MPa), 当液体工作压力 $P > 16\text{MPa}$ 时, $P_v = 1.25P$

$[\sigma]$ —材料的许用应力 (MPa), $[\sigma] = 110\text{MPa}$ 顶出缸缸底厚度圆整后取

$$t_1 = 42\text{mm}$$

3.4.6 顶出缸最小导向长度计算

最小导向长度 H 数值上等于液压缸中的活塞杆全部伸出时, 活塞支承面重点到缸盖滑动支承面中点的距离, 最小导向长度 H 不能太小, 如果太小会导致液压缸内因配合间隙引起的初始挠度增大, 从而导致液压缸的工作性能和稳定性下降, 因此液压缸内要保证必须有最小导向长度 H 。

$$H \geq \frac{L}{2\alpha} + \frac{D_5}{2} = \frac{300}{2\alpha} + \frac{180}{2} = 105\text{mm} \quad (3-34) \text{ 式中:}$$

H —最小导向长度 (mm)

$$B_1 = 125\text{mm}$$

3.4.8 顶出缸缸体长度确定

顶出缸缸体的长度不超过顶出缸内直径 D 的 20-30 倍, 由顶出最大行程 300mm、活塞宽度 125mm 和缸底厚度 42mm 最

L—顶出缸最大行程 (mm)

D_5 —顶出缸内直径 (mm)

3.4.7 顶出缸活塞计算

液压缸的活塞材料一般选灰铸铁，本文设计的顶出缸活塞材料选灰铸铁 HT200。

$$B_1 = \mu D_5 = 0.7 \times 180 = 126mm \quad (3-35) \text{ 式中:}$$

B_1 —顶出缸活塞宽度 (mm)

μ —顶出缸活塞宽度系数, $\mu = (0.2-1)$, 取 $\mu = 0.7$

D_5 —顶出缸内直径 (mm) 顶出缸活塞宽度圆整后取后确定顶出缸缸体长度 L 的值 L。

$$L = 700mm$$

3.4.9 顶出缸活塞杆直径计算

液压缸活塞杆材料一般分为实心材料和空心材料，本文设计的顶出缸活塞杆选用的材料为实心 45 钢。

$$D_7 = \sqrt[4]{D_5^2 - \frac{4R}{\pi P}} = \sqrt[4]{180^2 - \frac{4 \times 250 \times 10^5}{\pi \times 14 \times 10^5}} \approx 140mm \quad (3-36) \text{ 式中:}$$

D_7 —顶出缸活塞杆直径 (mm)

D_5 —顶出缸内直径 (mm) R—顶出缸回程压力 (N)

P—液体工作压力 (N)

3.4.10 顶出缸活塞杆长度确定根据顶出缸最大行程 300mm 和活塞宽度 125mm，最后确定顶出缸活塞杆长度 L_0 的值

$$L_0 = 650mm$$

3.5 顶出缸的连接计算

3.5.1 缸盖连接

本文设计的顶出缸缸盖连接方式为螺纹连接。

螺纹处的拉应力为:

$$\sigma = \frac{KF}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} = \frac{1.5 \times 251200}{\pi(215^2 - 212^2)} \approx 35MPa \quad (3-37) \text{ 螺纹处的切应力为:}$$

$$K=1.5 \quad K_1=0.12 \quad d_1=215mm \quad d_0=212mm \quad F=251.2KN$$

3.5.2 顶出缸活塞与活塞杆连接

本文设计的顶出缸活塞与活塞杆连接方式为螺纹连接。