

课程设计说明书

名 称: 液压缸设计

专 业: 机械设计制造及其自动化

班 级: 机制 10-? 班

姓 名: _____

学 号: 06

指导教师姓名: 徐鹏

设计起止日期: 2013 年 7 月 8 日——2013 年 7 月 12 日

《液压与气压传动课程设计》任务书

一、设计题目：液压缸设计

二、数据：

推力大小：_____；

速比：_____；

行程：_____；

缸体型式：_____；

活塞杆外端连接型式：_____；

是否有导向：_____。

三、任务量：

液压缸总图：2号（手工绘制）；

零件图：3号(手工绘制)；

说明书：液压缸的设计及计算说明书（手写）。

指导教师： 徐鹏 2013年7月8日

课程设计成绩评定单

序号	评价项目和所占比例	成 绩				
		优秀	良好	中等	及格	不及格
1	出勤、设计态度(30%)					
2	具有创新性设计说明（10%）					
3	说明书书写规范性、计算准确性、插图全面和工整性(30%)					
4	图纸绘制正确性、规范性、布局、结构合理性(30%)					
综合成绩		成绩评定人			徐鹏	

液压缸设计指导书



机械工程学院
机设教研室

一、设计目的

油缸是液压传动系统中实现往复运动和小于 360° 回摆运动的液压执行元件。具有结构简单, 工作可靠, 制造容易以及使用维护方便、低速稳定性好等优点。因此, 广泛应用于工业生产各部门。其主要应用有: 工程机械中挖掘机和装载机的铲装机构和提升机构, 起重机械中汽车起重机的伸缩臂和支腿机构, 矿山机械中的液压支架及采煤机的滚筒调高装置, 建筑机械中的打桩机, 冶金机械中的压力机, 汽车工业中自卸式汽车和高空作业车, 智能机械中的模拟驾驶舱、机器人、火箭的发射装置等。它们所用的都是直线往复运动油缸, 即推力油缸。所以进一步研究和改进液压缸的设计制造, 提高液压缸的工作寿命及其性能, 对于更好的利用液压传动具有十分重要的意义。

通过学生自己独立地完成指定的课程设计任务, 提高理论联系实际、分析问题和解决问题的能力, 学会查阅参考书和工具书的方法, 提高编写技术文件的能力, 进一步加强设计计算和制图等基本技能的训练, 为毕业后成为一名出色的机械工程师打好基础。

为此, 编写了这本“液压缸设计指导书”, 供机械专业学生学习液压传动课程及课程设计时参考。

二、设计要求

- 1、每个参加课程设计的学生, 都必须独立按期完成设计任务书所规定的设计任务。
- 2、设计说明书和设计计算书要层次清楚, 文字通顺, 书写工整, 简明扼要, 论据充分。计算公式不必进行推导, 但应注明公式中多符号的意义, 代入数据得出结果即可。
- 3、说明书要有插图, 且插图要清晰、工整, 并选取适当比例。说明书的最后要附上草图。
- 4、绘制工作图应遵守机械制图的有关规定, 符合国家标准。
- 5、学生在完成说明书、图纸后, 准备进行答辩, 最后进行成绩评定。

三、设计任务

设计任务由指导教师根据学生实际情况及所收集资料情况确定。最后人均一题, 避免重复。

四、设计依据和设计步骤

油缸是液压传动的执行元件, 它与主机及主机的工作结构有着直接的联系。不同的机型和工作机构对油缸则有不同的工作要求。因此在设计油缸之前, 首先应了解下列这些作为设计原始依据的主要内容。主机的用途和工作条件, 工作机构的结构特点, 负载值, 速度, 行程大小和动作要求, 液压系统所选定的工作压力和流量等。

油缸的设计内容和步骤大致如下:

- 1、液压缸类型和多部分结构的选择。
- 2、确定基本参数。主要包括工作负载、工作速度 (当有速度要求时)、工作行程、导向长度、缸筒内径及活塞杆直径等。
- 3、强度和稳定性计算。其中包括缸筒壁厚、外径和缸底厚度的强度计算, 活塞杆强度和稳定性验算, 以及各连接部分的强度计算。
- 4、导向、密封、防尘、排气和缓冲等装置的设计。
- 5、整理设计说明书。绘制工作图。

应该指出, 不同类型和结构的油缸, 其设计内容是不同的, 而且各参数之间需要综合考虑反复验算才能得出比较满意的结果。因此设计步骤不可能是固定不变的。

五、结构型式的确定

1、结构初型：

根据设计原始依据和设计任务书，查阅有关参考资料设计或选择油缸的结构初型（画图附于说明书中）。

液压缸的安装形式很多，但大致可分为两类：

1) 轴线固定类

这类安装形式的液压缸在工作时，轴线位置固定不变。机床上的液压缸大多是采用这种安装形式。

(1) 通用拉杆式

在两端缸盖上钻出通孔，用双头螺杆将缸和安装座连接拉紧。一般用于短行程、压力低的液压缸。

(2) 法兰式

用液压缸上的法兰将其固定在机器上。法兰设置在活塞杆端的缸头上，外侧面与机械安装面贴紧，这叫头部外法兰式。由于液压缸工作时反作用力的作用，安装螺栓承受液压力的拉伸作用，因而安装螺栓的直径较大，并且要求强度计算。

法兰设置在活塞杆端的缸头上，内侧面与机械安装面贴紧，这叫头部内法兰式。液压缸工作时，安装螺栓受力不大，主要靠安装支承面承受，所以法兰直径较小，结构较紧凑。这种安装形式在固定安装形式中应用得最多。

法兰设置在缸的底部，与机械安装面用螺栓紧固，这叫尾部法兰式。这种安装形式使液压缸悬伸，安装长度较大，稳定性差。

(3) 支座式

将液压缸头尾两端的凸缘与支座紧固在一起。支座可置于液压缸左右的径向、切向，也可置于轴向底部的前后端。径向安装时，安装面与活塞杆轴线在同一平面上，液压缸工作时，安装螺栓只承受剪切力；切向和轴向安装时，活塞的轴线与支座底面有一定的距离，安装螺栓既受剪切力，又承受因存在倾翻力矩而产生的弯曲力。切向安装时倾翻力矩比轴向安装时要小一些。

对于支座安装形式，GB3766—83 的 2.2.2 条规定：“支座式液压缸如不采用键或销承受剪切力时，则底脚固定螺栓必须经受全部剪切力而不致引起危险”。

2) 轴线摆动类

液压缸在往复运动时，由于机构的相互作用使其轴线产生摆动，达到调整位置和方向的要求。安装这类液压缸，安装形式也只能采用使其能摆动的铰接方式。工程机械、农业机械、翻斗汽车和船舶甲板机械等所用的液压缸多用这类安装形式。

(1) 耳轴式

将固定在液压缸上的铰轴安装在机械的轴座内，使液压缸轴线能在某个平面内自由摆动。

耳轴设置在液压缸头部的叫头部耳轴式。这种安装形式的液压缸，摆动幅度较小，但稳定性较好。

耳轴设置在液压缸尾部的尾部耳轴式。这种安装形式的液压缸，摆动幅度较大，但稳定性较差。

耳轴设置在液压缸中部的叫中间耳轴式，其摆动幅度和稳定性一般。

(2) 耳环式

将液压缸的耳环与机械上的耳环用销轴连接在一起，使液压缸能在某个平面内自由摆动。耳环在液压缸的尾部，可以是单耳环，也可以是双耳环，还可以做成带关节轴承的单耳环或双耳环。

(3) 球头式

将液压缸尾部的球头与机械上的球座连接在一起，使液压缸能在一定的空间锥角范围

内任意摆动。这种安装形式自由度大，但稳定性差。船舶起货吊杆液压缸多用这种形式。

应该指出，轴线摆动安装的液压缸往往工作时都是倾斜的，随着活塞杆的逐渐伸出，轴线与水平面的夹角也逐渐变化，其工作出力随着夹角的变化而变化，因此，计算液压缸的有效工作出力时，一定要以夹角处于最小时能推动的负载为依据。

2、局部结构初选

根据设计条件，查阅资料确定油缸各零件的结构、材料及联接方式。（画简图附于说明书中）

1) 缸筒的结构设计

缸筒的两端分别与缸盖相连，构成密闭的压力腔，因而它的结构形式往往和缸盖及缸底密切相关。设计缸筒的结构时，也应该一起加以考虑。

缸筒是液压缸的主体，其余零件装配其上，它的结构形式对加工和装配有很大影响，因此其结构必须尽量便于装配、拆卸和维修。

缸筒与缸盖、缸底的连接形式很多，不少于 60 多种，把他们按连接方法分类，大致有以下几种。

(1) 法兰连接

缸筒端部设计有法兰，用螺栓将其与端盖连接起来。法兰连接结构简单，加工和装拆都很方便，只是外形尺寸和重量都较大。法兰与缸筒为整体式（见图 1-a）的多为铸件和铸件缸筒，加工余量较大，浪费材料；焊接法兰式（见图 1-b）多为钢质缸筒，将无缝钢管制成的缸筒与法兰焊接在一起，其焊缝要进行强度计算。法兰连接是液压缸中使用最普遍的结构形式。

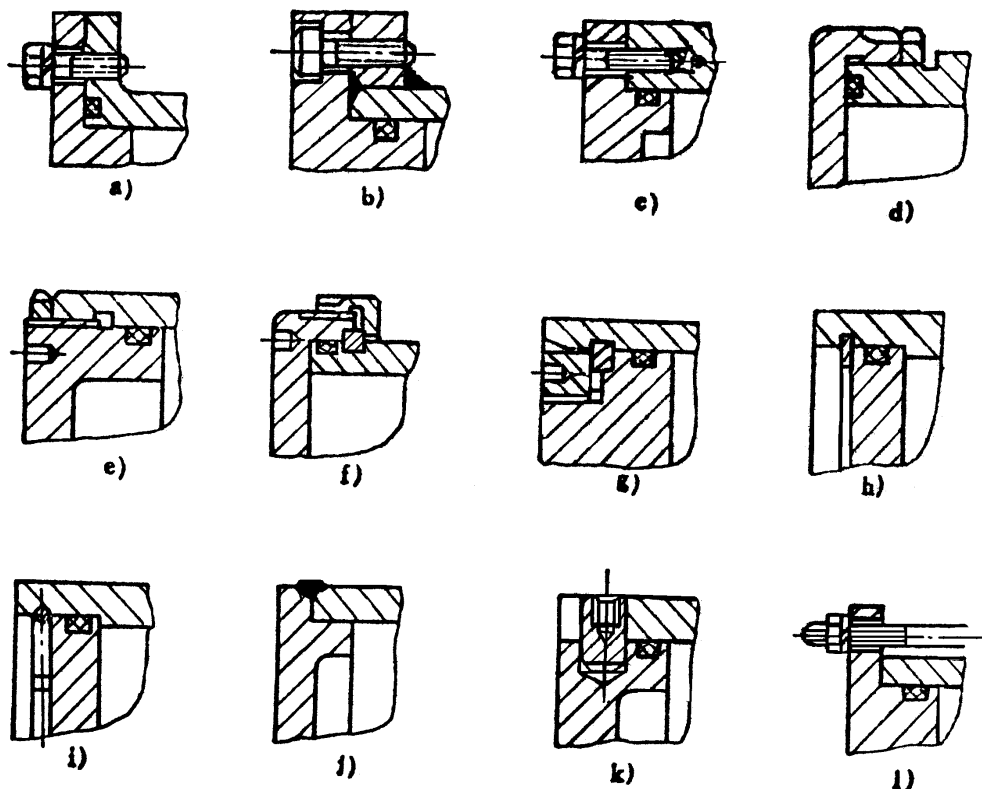


图 1 缸筒与端盖（或缸底）的连接形式

(2) 螺钉连接

将缸盖用螺钉固定在缸筒端部（见图 1-c）。这种连接方式简单，但因缸筒壁薄，需要数量较多的螺钉才能承受液压力。这种方式多用于柱塞液压缸和低压液压缸。

(3) 外螺纹连接

这种方式装拆方便，但需要专用工具。它使缸筒端部结构复杂化，螺纹要与缸筒的内径同心。螺纹对缸筒壁厚尺寸要求不大，很适合无缝钢管做缸筒的液压缸。密封槽一般都设置在缸筒端面或端盖上，以免削弱缸筒强度。为了防止螺纹因冲击震动而松动，往往增加锁紧螺母或紧定螺钉，如图 1-d 所示。

(4) 内螺纹连接

在缸筒端部加工出内螺纹和退刀槽，虽然会削弱缸筒强度，而且螺纹与缸筒要求同心，但其结构紧凑，外形美观，不易损坏。连接螺纹可以设计在端盖上，也可以用螺纹压圈紧固，如图 1-e 所示。

(5) 外卡键连接

这种连接的强度好，结构紧凑，重量轻，装拆容易，但缸筒端部要切出卡键槽，使强度有所降低。外卡键一般由两个半环卡键组成，固定卡键可以用卡键帽，如图 1-f 所示。

(6) 内卡键连接

这种连接方式的优缺点同外卡键差不多，但装拆不便。为了便于装拆，卡键一般由三瓣组成，第三瓣的剖切口平面必须与轴线平行，否则是装不进去的。装配卡键时，端盖外端面不能高出卡键槽，装好卡键后，端盖才能装到位，如图 1-g 所示。卡键与卡键槽的配合精度要适当，间隙过大，缸筒卡键槽处会因受到冲击而产生剪切破坏。

(7) 弹性卡圈式

弹性卡圈有孔用弹性卡圈和钢丝弹性卡圈两种，如图 1-h 和图 1-i 所示。由于它们都是标准件，因此使用方便，装拆容易。但因厚度较薄，只能用于中低压缸筒上。

(8) 焊接式

如图 1-j 所示，将端盖直接焊在缸筒上，强度高，制造简单，但容易引起焊接变形，维修时需破坏端盖才行。

(9) 销钉式

如图 1-k 所示，将端盖装入缸筒后，相配钻铰，装上销钉。这种连接方式简单方便，但销钉承受的剪切力较大，要校核强度和销钉数量。

(10) 拉杆式

如图 1-l 所示，起结构简单，工艺性好，通用性大，但端盖的体积和重量较大，拉杆受力后会拉伸变长，影响密封效果，只适用于中低压液压缸。

除了缸筒与缸盖和缸底的结构形式外，安装液压缸时，如结构允许，进出油口位置必须在最上面。液压缸必须装成使其能自动放气或装有方便的放气口。缸筒上的进出油口和排气阀的阀座，一般都焊接在缸筒的最上面，以利于安装和空气的排除。

2) 缸筒的材料

缸筒常用 20、35、45 号无缝钢管，当缸筒上需要焊接缸底、耳轴或管接头时，多采用 35 号钢管。在承受的负载很大时，如液压支架中的立柱等，常用低合金无缝钢管，如 27SiMn 和 30CrMnSi 等。

3) 缸底

缸底的材料常用 35 号或 45 号钢。缸筒采用无缝钢管时，缸底与缸筒多采用焊接结构，它的特点是结构紧凑，加工简单，工作可靠，但容易产生焊接变形。通常缸底上口与缸筒内孔间采用过渡配合，以限制焊接后的变形。除焊接结构外，缸底与缸筒可采用螺纹连接、半环连接和法兰连接等多种连接方式。要根据具体设计要求灵活选择。

4) 缸盖

缸口部分一般由密封圈、导向套、防尘圈和锁紧装置等组成，用作活塞杆的导向和密封等。缸孔和活塞杆直径不同，缸口部分的结构也有所不同，缸盖与缸筒的典型连接结构有，外螺纹连接，它的外径小，质量轻，但结构工艺性较差；内半环连接，内卡环常由三个半环组成，其结构简单而且紧凑，拆装也较方便，但缸壁上的环槽削弱了缸筒的强度；法兰连接，特点是结构简单而且紧凑，拆装和加工容易。缺点是外形和质量都比较大；钢

丝连接，这种连接方式的结构最简单、紧凑，已逐渐被推广使用。值得注意的是缸盖与缸筒的连接很少采用焊接结构。

缸盖材料一般用 35、45 号钢锻件。当缸盖兼作导向套时，应采用铸铁并在其工作表面堆焊青铜，黄铜或其它耐磨材料，导向套也可单独制成后压入缸盖内孔。

5) 缸体与外部的连接结构

油缸依与机器的设置与固定方式可分为两大类：

a、刚性固定：采用底座或法兰连接

b、铰接固定：采用耳环或铰轴

油缸的安装一般是通过两端的耳环或中部铰轴与工作机构连接。缸底耳环通常做成整体或焊接。活塞杆耳环可做成整体或采用焊接或螺纹连接。铰轴可根据工作机构的要求焊接在缸体的头部、尾部或任意中间位置，其中以头部铰轴对活塞杆的弯曲作用最小。耳环与铰轴的材料可采用 45 号钢或 ZG35 铸钢。

6) 活塞

活塞材料通常用钢或铸铁，也有用铝合金制成的，它的结构上主要考虑的问题是：活塞与缸筒的滑动和密封，活塞与活塞杆之间的连接与密封。

7) 活塞杆

活塞杆是油缸的主要传力零件，必须有足够的强度和刚性。活塞杆有空心和实心两种结构。空心活塞杆的一端留有透气孔，使焊接和热处理时能排出热气。实心活塞杆的材料多用 35、45 号钢，空心活塞杆一般用 35、45 号无缝钢管。有特殊用途的油缸（如液压支架）应按照使用条件来选定材料、结构和尺寸。活塞杆头部与工作机械的连接，根据不同的要求，选择符合要求的结构型式。

8) 缓冲装置

一般的油缸可以不考虑缓冲要求。当活塞的运动速度很高和运动部分质量很大时，就有很大的惯性力。如果活塞在行程终端与缸底（或缸盖）产生机械碰撞，会出现冲击和噪声，甚至导致油缸、管路以及阀类元件的破坏，为了防止或缓和这种冲击，可以在液压回路中设置减速阀和制动阀，使活塞减速制动，也可在液压缸内部设置缓冲装置。

9) 排气装置

液压系统在安装过程中或长时间停止工作之后会渗入空气，油中也会混入空气，由于气体具有较大的可压缩性，将使油缸工作中产生振动、颤抖和爬行，并伴随有噪声和发热等系列不正常现象。因此在设计油缸结构时，要保证能及时排除积聚在缸内的气体。

一般利用空气比重较油轻的特点，在油缸内腔的最高部位设置进出油口或专门的排气装置如排气螺钉、排气阀等，使积聚于缸内的气体排出缸外。

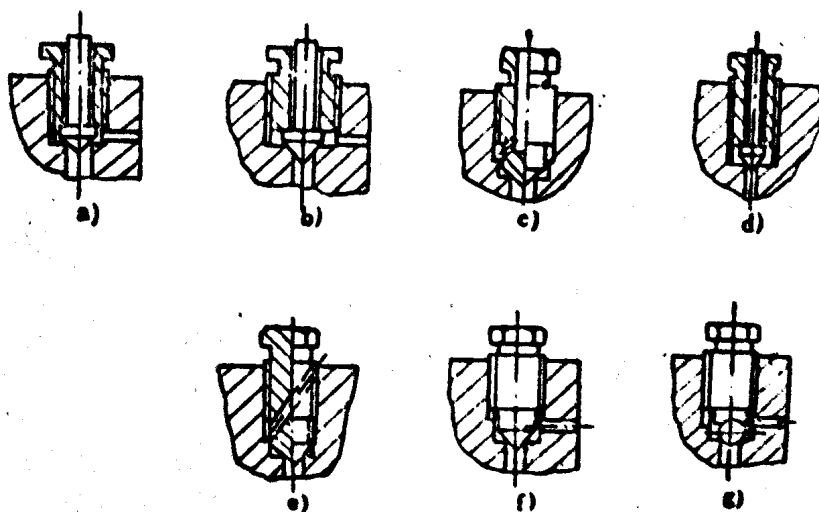


图 2 排气装置的形式

排气装置的形式和结构见图 2，一般有整体排气塞和组合排气塞两种。整体排气塞（图 c、e）由螺纹与缸筒或端盖连接，靠头部锥面起密封作用。排气时，拧松螺纹，缸内空气从锥面空隙中挤出并经斜孔排出缸外。这种排气装置简单方便，但螺纹与锥面密封处同心度要求较高，否则拧紧排气塞后不能密封，会造成外泄漏。组合排气塞一般由螺塞和锥阀组成。螺塞拧松后，锥阀在压力的推动下脱离密封面而排出空气。锥阀可以采用图 a 所示的锥面密封，也可以采用图 b 所示的锥面密封，还可以采用图 g 所示的钢珠密封。后两种排气密封形式对高压缸比较适用。

10) 耳环和铰轴

耳环和铰轴是液压缸的安装连接零件，见图 3，液压缸的全部出力和负载重力 全靠耳环或铰轴承载或传递，所以要保证其有足够的强度。

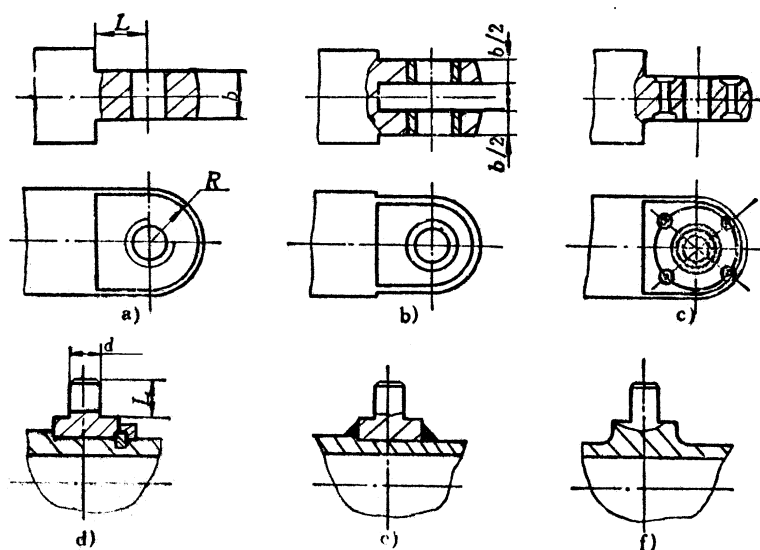


图 3 耳环和铰轴的形式

a) 不带衬套单耳环 b) 带衬套单耳环 c) 球铰形单耳环 d)、e)、f) 铰轴

一般情况下，不带衬套的单耳环尺寸 $R=d$ ， $L=1.2R$ ， $b=(1.2-1.4)d$ ；带衬套的单耳环尺寸 $R=1.2d$ ，其余同不带衬套的；球铰型单耳环尺寸 $R=1.4d$ ， $L=1.2R$ ， $b=(1.2-1.4)d$ ，铰轴尺寸 $L=d$ 。

11) 油口

油口有油口孔和油口连接螺纹。油口孔是压力油进出的直接通道，如果孔小了，不仅造成进油时流量供不应求，影响液压缸的活塞运动速度，而且会造成回油时受阻，形成背压，影响活塞的退回速度，减少液压缸的负载能力。

油口孔大多数属于薄壁孔（孔的长度与直径之比 $l/d \geq 0.5$ 的孔）。通过薄壁孔的流量按下式计算

$$Q = CA \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} = CA \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

式中 C ——流量系数，接头处大孔与小孔之比大于 7 时为 0.6—0.62，小于 7 时为 0.7—0.8。

A ——油孔的截面积

ρ ——液体的密度

p_1 ——油孔前腔压力

p_2 ——油孔后腔压力

从式中可见， C 、 ρ 是常量，对流量影响最大的因素是油孔的面积 A 。根据此式，可以求出孔的直径大小，以满足流量的需要，从而保证液压缸的正常工作运动速度。

12) 密封件的选用

(1) 对密封件的要求

在液压元件中，液压缸的密封要求是比较高的，特别是一些特殊液压缸，如摆动液压缸等。液压缸不仅有静密封，更多的部位是动密封，而且工作压力高，这就要求密封件的密封性能要好，耐磨损，对温度的适应范围大，要求弹性好，永久变形小，有适当的机械强度，摩擦阻力小，容易制造和装拆，能随压力的升高而提高密封能力和利于自动补偿磨损。密封件一般以断面形状分类，有 O 形、Y 形、U 形、V 形和 Yx 形等。除 O 形外，其他都属于唇形密封件。

(2) O 形密封圈的选用

液压缸的静密封部位主要有活塞内孔与活塞杆、支撑座外圆与缸筒内孔、端盖与缸体端面等处。静密封部位使用的密封件基本上都是 O 形密封圈。

(3) 动密封部位密封圈的选用

由于 O 型密封圈用于往复运动存在起动阻力大的缺点，所以用于往复运动的密封件一般不用 O 形圈，而使用唇形密封圈或金属密封圈。

液压缸动密封部位主要有活塞与缸筒内孔的密封、活塞杆与支撑座（或导向套）的密封等。

活塞环是具有弹性的金属密封圈，摩擦阻力小，耐高温，使用寿命长，但密封性能差，内泄漏量大，而且工艺复杂，造价高。对内泄漏量要求不严而要求耐高温的液压缸，使用这种密封圈较合适。

V 形圈的密封效果一般，密封压力通过压圈可以调节，但摩擦阻力大，温升严重。因其是成组使用，模具多，也不经济。对于运动速度不高、出力大的大直径液压缸，用这种密封圈较好。

U 形圈虽是唇形密封圈，但安装时需支撑环压住，否则就容易卷唇，而且只能在工作压力低于 10MPa 时使用，对压力高的液压缸不适用。

比较而言，能保证密封效果，摩擦阻力小，安装方便，制造简单经济的密封圈就属 Yx 型密封圈了。它属于不等高双唇自封压紧式密封圈，分轴用和孔用两种。

六、确定基本参数

1、工作负载的计算

计算工作负载是为了确定油缸所需的牵引力，油缸的工作负载是指工作机构在满负载情况下，以一定的加速度起动时，对液压缸产生的总阻力，即

$$R = R_e + R_f + R_g \quad (\text{N})$$

式中 R_e ——工作机构的工作阻力及自重（当油缸垂直安装时）等对油缸产生的作用力（N）

R_f ——工作机构满载起动时静摩擦力对油缸产生的作用力（N）

R_g ——工作机构满载起动时的惯性力对油缸产生的作用力（N）

2、工作速度和速比

当无杆腔进油时，活塞（或缸体）的工作速度为

$$v_1 = \frac{4Q\eta_v}{\pi D^2} \quad (\text{m/s})$$

当有杆端进油时的速度

$$v_2 = \frac{4Q\eta_v}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (\text{m/s})$$

式中 Q ——泵的流量（ m^3/s ）；

D ——缸筒内径（m）；

d ——活塞杆直径（m）；

η_v ——容积效率。

如果工作机构对油缸的工作速度有一定要求时，应根据所需的工作速度和已选定的流量来确定缸径。推力和速度都有要求时，可根据速度和缸径来选择压力和流量。速度没有要求时，则可根据已选定的流量和缸径来确定工作速度。对于双作用油缸，其往复运动的速比为：

$$\varphi = \frac{v_2}{v_1} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$$

速比不宜取过小或过大，以免产生过大的背压或活塞杆太细，稳定性不好。 φ 值可按 JB2183-77 中所制定的标准选用，为了不使往复运动速度相差太大，一般推荐 $\varphi \leq 1.6$ 。一般来说，工作压力高的油缸选用大值，工作压力低的选小值，特殊情况可另作考虑。

3、缸筒内径

对于负载较大的工程、矿山机械用的油缸，在系统给定的工作压力情况下，常以保证油缸有足够的牵引力，能驱动工作负载为确定缸筒内径的重要条件，如果尚有运动速度要求时，则往往在校核时通过选择适当流量油泵的办法来解决。

但是当系统的工作压力尚未确定的时候，必须首先根据负载的大小合理地选择油缸的工作压力（见附表 7），选定的工作压力应符合 GB2346-80 的规定值。（见附表 1）

对于双作用单杆活塞缸，当压力油输入无杆腔，活塞杆以推力驱动工作负载时，其推力为

$$F = \frac{\pi}{4} [(p - p_0)D^2 + p_0d^2] \eta_m = R$$

由此得缸筒内径

$$D = \sqrt{\frac{4R}{\pi(p - p_0)\eta_m} - \frac{p_0d^2}{p - p_0}} \quad (\text{m})$$

式中 P ——工作压力（Pa）；

P_0 ——回油背压（Pa），若回油直接通油箱，可取 $P_0 \approx 0$ ；

η_m ——机械效率，考虑密封件的摩擦阻力损失，橡胶密封通常取 $\eta_m = 0.92$ ；

d ——活塞杆直径（m），通常 $d = (0.2 \sim 0.7)D$ 。

当活塞杆以拉力驱动负载时，则压力油进入有杆腔，其拉力为

$$R = \frac{\pi}{4} [(p - p_0)D^2 - pd^2] \cdot \eta_m$$

由此得缸筒内径

$$D = \sqrt{\frac{4R}{\pi(p - p_0)\eta_m} + \frac{pd^2}{p - p_0}} \quad (\text{m})$$

由上式计算所得的缸筒内径，需按 GB2348-80 规定的液压缸内径尺寸系列圆整成标准值。（见附表 2）

4、活塞杆直径

油缸内径确定后，若单杆活塞缸的双向运动有一定速比要求时，可按速比 φ 的关系式求出活塞杆的直径为

$$d = \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} D \quad (\text{m})$$

式中的 φ 值可根据需要或从有关资料的推荐值选取。

对于一般无速比要求的油缸，也可按下式初步定出活塞杆直径

$$d = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{5}\right)D \quad (\text{m})$$

以上计算所得的活塞杆直径，均需按 GB2348-80 规定的活塞杆外径尺寸系列圆整成标准值。（见附表 3）

5、最小导向长度

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点的距离称为最小导向长度（如图 4 所示），若导向长度太小，将使油缸因间隙引起的初始挠度增大，从而影响油缸的工作稳定性。对于一般油缸，其最小导向长度 H 应满足下式要求

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D}{2} \quad (\text{m})$$

式中 L ——油缸最大工作行程（m）

D ——缸筒内径（m）

一般导向套滑面的长度 A ，在缸筒内径 $D < 80\text{mm}$ 取缸筒内径 D 的

0.6~1.0 倍；在缸筒内径 $D > 80\text{mm}$ 时则取活塞杆直径的 0.6~1.0 倍。活塞宽度 B 取缸筒内径 D 的 0.6~

1.0 倍，为了保证最小导向长度而过分地增大导向套长度和活塞宽度都是不适宜的。最好的方法是在导向套与活塞之间装一隔套 K ，其长度 C 由所需的最小导向长度决定。采用隔套不仅能保证最小导向长度，而且可以扩大导向套及活塞的通用性。

$$H = C + \frac{1}{2}(A + B)$$

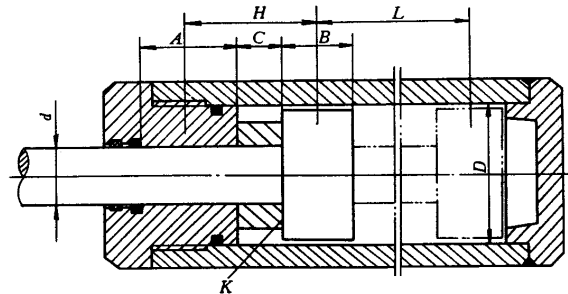


图 4 液压缸最小导向长度

七、强度和稳定性计算

1、缸筒壁厚和外径计算。

缸筒壁厚校核时分薄壁和厚壁两种情况。当 $D/\delta \geq 10$ 时为薄壁，壁厚按下式进行校核

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

式中， D 为缸筒内径； p_y 为缸筒试验压力，当缸的额定压力 $p_n \leq 16\text{MPa}$ 时，取 $p_y = 1.5 p_n$ ；而当 $p_n > 16\text{MPa}$ 时，取 $p_y = 1.25 p_n$ ； $[\sigma]$ 为缸筒材料的许用应力， $[\sigma] = \sigma_b / n$ ， σ_b 为材料抗拉强度， n 为安全系数，一般取 $n = 5$ 。

当 $D/\delta < 10$ 时，壁厚按下式进行校核

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4 p_y}{[\sigma] - 1.3 p_y}} - 1 \right)$$

在壁厚和内径确定的基础上，求出缸筒的计算外径，然后圆整为标准外径。

2、缸底厚度

1) 如图 (a) 所示的平底缸底，按下式计算：

$$\delta_1 \geq 0.433 D_2 \sqrt{\frac{p_s}{[\sigma]}}$$

2) 如图 (b) 所示的带孔的平底缸底，按下式计算：

$$\delta_1 \geq 0.433 D_2 \sqrt{\frac{p_s D_2}{(D - d_k)[\sigma]}}$$

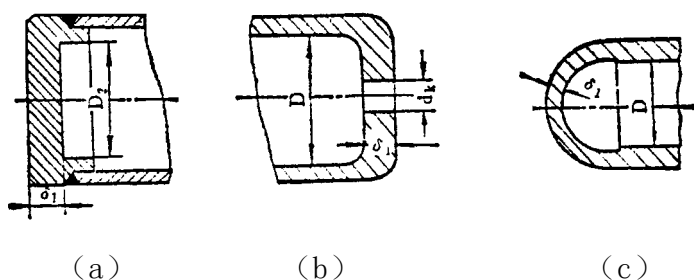


图5 几种缸底结构

3) 如图 (c) 所示的半球形缸底，按下式计算：

$$\delta_1 \geq \frac{D p_s}{4[\sigma]}$$

式中 D_2 ——缸底止口内径 (m)；

$[\sigma]$ ——缸底材料的许用应力， $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n}(p_a)$ ；

σ_b ——缸底材料抗拉强度 (Pa)；

n ——安全系数， $n \geq 3$

其它符号意义同前。算得的缸底厚度按有关标准的规定系列选取。

3、活塞杆强度和液压缸稳定性计算

1) 活塞杆强度计算

活塞杆的直径 d 按下式进行校核

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}$$

式中， F 为活塞杆上的作用力；

$[\sigma]$ 为活塞杆材料的许用应力， $[\sigma] = \sigma_b / 1.4$ 。

2) 液压缸稳定性计算

活塞杆受轴向压缩负载时，它所承受的力 F 不能超过使它保持稳定工作所允许的临界负载 F_k ，以免发生纵向弯曲，破坏液压缸的正常工作。 F_k 的值与活塞杆材料性质、截面形状、直径和长度以及液压缸的安装方式等因素有关。活塞杆稳定性的校核依下式进行

$$F \leq \frac{F_k}{n_k}$$

式中， n_k 为安全系数，一般取 $n_k = 2 \sim 4$ 。

当活塞杆的细长比 $l/r_k > \phi_1 \sqrt{\phi_2}$ 时

$$F_k = \frac{\phi_2 \pi^2 EJ}{l^2}$$

当活塞杆的细长比 $l/r_k \leq \phi_1 \sqrt{\phi_2}$ 时

$$F_k = \frac{fA}{1 + \frac{a}{\phi_2} \left(\frac{l}{r_k}\right)^2}$$

式中， l 为安装长度，其值与安装方式有关，见表 1； r_k 为活塞杆横截面最小回转半径， $r_k = \sqrt{J/A}$ ； ϕ_1 为柔性系数，其值见表 2； ϕ_2 为由液压缸支撑方式决定的末端系数，其值见表 1； E 为活塞杆材料的弹性模量，对钢取 $E = 2.06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ； J 为活塞杆横截面惯性矩； A 为活塞杆横截面积； f 为由材料强度决定的实验值， α 为系数，具体数值见表 2。

表 1 液压缸支承方式和末端系数 ϕ_2 的值

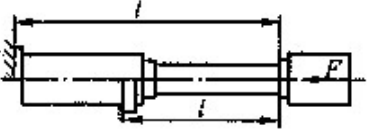

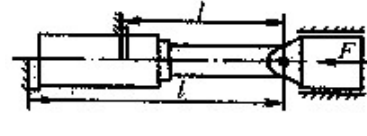

支承方式	支承说明	末端系数 ϕ_2
	一端自由一端固定	$\frac{1}{4}$
	两端铰接	1
	一端铰接一端固定	2
	两端固定	4

表 2 f 、 α 、 ϕ_1 的值

材料	$f \times 10^8 N/m^2$	α	ϕ_1
铸铁	5.6	1/1600	80
锻铁	2.5	1/9000	110
钢	4.9	1/5000	85

4、连接零件的强度计算

对于重要的液压缸，它的各部分连接零件都应进行强度计算。

1) 缸筒和缸底焊缝强度的计算

如图 6 所示，其对接焊缝的应力为：

$$\delta = \frac{4F}{\pi(D_e^2 - d_2^2)\eta} \leq [\delta]$$

式中 F —— 液压缸最大推力 (N)；

η —— 焊接效率，取 $\eta=0.7$ ；

$[\sigma]$ —— 焊缝的许用应力 (Pa)；

$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n}$ ，当采用 T422 焊条时，

$\sigma_b = 4200 \times 10^5 (p_a)$ ，取安全系数 $n=3.3 \sim 4$ 。

2) 缸盖连接螺纹的强度计算

如图 7 所示，缸筒和缸盖采用螺纹连接时，其强度计算如下：

螺纹处的拉力和剪应力分别为：

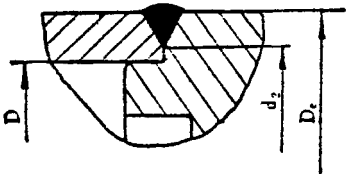


图 6 焊接缸筒和缸底

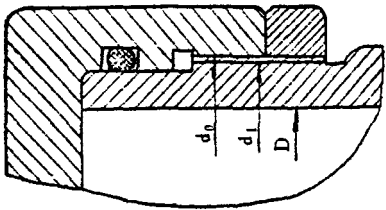


图 7 螺纹连接的缸体

$$\sigma = \frac{KF}{\pi(d_1^2 - D^2)}(p_a)$$

$$\tau = \frac{K_1 K F d_0 d_1}{0.4(d_1^4 - D^4)}(p_a)$$

其合成应力和强度验算公式为

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

式中 d_0 ——螺纹外径；

d_1 ——螺纹内径。采用普通螺纹尺寸时，可近似地按下式计算， $d_1 = d_0 - 1.22t$ （ t 为螺距）；

K_1 ——螺纹内摩擦系数（ $K_1 = 0.07 \sim 0.2$ ），一般取 $K_1 = 0.12$ ；

K ——螺纹预紧力系数，取 $K = 1.25 \sim 1.5$ ；

$[\sigma]$ ——缸筒材料的许用应力（Pa），安全系数 $n = 1.2 \sim 2.5$ ， σ_s 为缸筒材料的屈服极限（Pa）；

F ——液压缸最大推力（N）；

D ——缸筒内径（m）。

3) 缸盖连接螺栓的强度计算

缸盖与缸筒采用法兰和固定螺栓连接时，其螺栓螺纹处的拉应力和剪应力分别为

$$\sigma = \frac{4KF}{\pi d_1^2 Z}(p_a)$$

$$\tau = \frac{K_1 K F d_0}{0.4 d_1^3 Z}(p_a)$$

其合成应力和强度验算公式为

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

以上各式中的 Z 为螺栓或拉杆数量，其它符号意义同前。

4) 卡键连接强度的计算

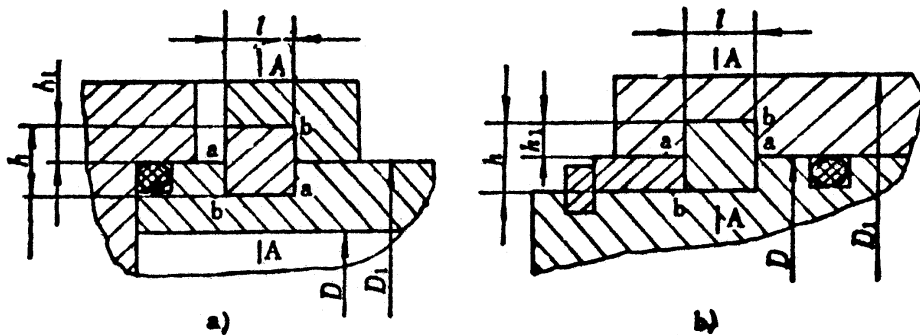


图 8 卡键连接

外卡键连接见图 8，卡键 a-a 截面上的剪应力为

$$\tau = \frac{PD_1}{4L} \quad (\text{N/cm}^2)$$

卡键 a-b 侧面的挤压应力为

$$\sigma = \frac{PD_1^2}{h(2D_1 - h)} \quad (\text{N/cm}^2)$$

缸筒危险截面 (A-A 截面) 的拉应力为

$$\sigma = \frac{PD_1^2}{(D_1 - h)^2 - D^2} \quad (\text{N/cm}^2)$$

内卡键连接见图, 卡键 a-a 截面上的剪应力为

$$\tau = \frac{PD}{4L} \quad (\text{N/cm}^2)$$

卡键 a-b 侧面的挤压应力为

$$\sigma = \frac{PD^2}{h(2D - h)} \quad (\text{N/cm}^2)$$

缸筒危险截面 (A-A 截面) 的拉应力为

$$\sigma = \frac{PD^2}{D_1^2 - (D + h)^2} \quad (\text{N/cm}^2)$$

式中 P —— 液压缸的最大出力 (N);

D_1 —— 缸筒外径 (cm);

D —— 缸筒内径 (cm);

h —— 卡键厚度 (cm);

L —— 卡键宽度 (cm)。

5、缓冲装置设计计算

液压缸中缓冲装置的工作原理是利用活塞或缸筒在其走向行程终端时在活塞和缸盖之间封住一部分油液, 强迫它从小孔或细缝中挤出以产生很大的阻力, 使工作部件受到制动, 逐渐减慢运动速度达到避免活塞和缸盖相互撞击的目的。

液压缸中使用的缓冲装置的工作原理如图 9 所示。最常用的是节流口可调式和节流口变化式两种。其中, 节流口可调式缓冲装置在节流口调定后, 工作原理上就相当于一个单孔口式的缓冲装置。

表 3 示节流口可调式和节流口变化式两种缓冲装置的主要性能。

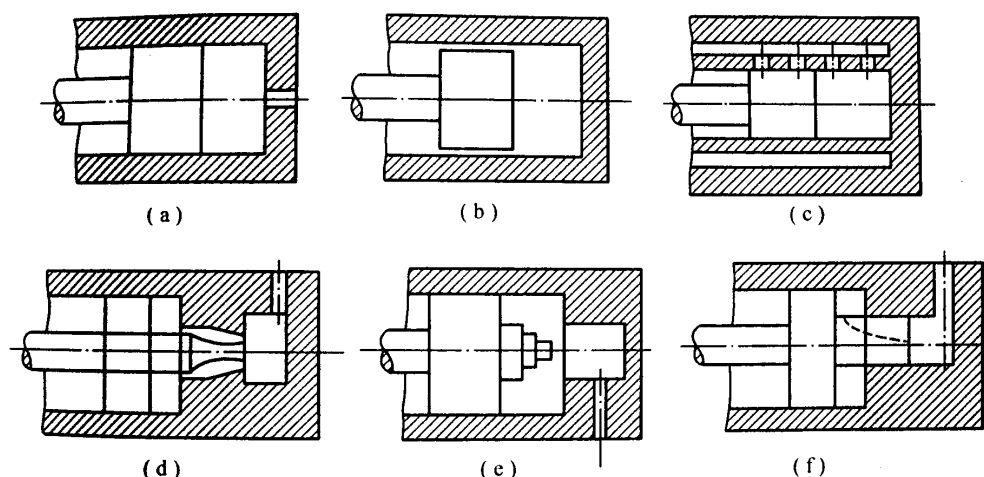
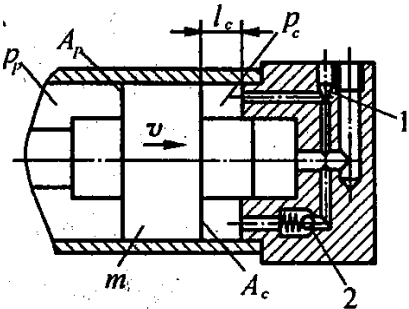
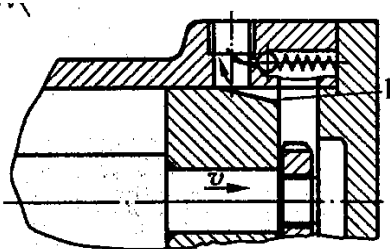


图 9 液压缸的缓冲装置原理

表 3 液压缸中常用的缓冲装置

名称和工作原理图	特点说明
 <p>1—针形节流阀 2—单向阀</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 被封在活塞和缸盖间的油液经针形节流阀流出 2. 节流阀开口可根据负载情况进行调节 3. 起始缓冲效果大，随着活塞的行进，缓冲效果逐渐减弱，故制动行程长 4. 缓冲腔中的冲击压力大 5. 缓冲性能受油温影响 6. 适用范围广
 <p>1—轴向节流阀</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 被封在活塞和缸盖间的油液经活塞上的轴向节流槽流出 2. 缓冲过程中节流口通流截面不断减小，当轴向槽的横截面为矩形，纵截面为抛物线形时，缓冲腔可保持恒压 3. 缓冲作用均匀，缓冲腔压力较小，制动位置精度高

八、总体尺寸确定

根据上述的设计计算，确定各零部件的尺寸和总体尺寸。

- 1、缸筒内径、外径、筒长的确定。
- 2、确定缸盖的外径、内径、盖长及其它尺寸。
- 3、确定缸底的底厚、缸出口内径、高度等。
- 4、活塞杆外径、内径、长度等尺寸的确定。
- 5、活塞各部分尺寸的确定。
- 6、确定各密封件尺寸，查工具书选择密封元件及防尘圈。
- 7、连接件及其它零件尺寸的确定。

九、结构图设计

绘制油缸部件装配图一张，具体要求如下：

- 1、必须遵守机械制图的有关规定，符合国家标准。
- 2、合理布置图面，选择适当比例尺。
- 3、图面干净，正确，必须能够真实、准确地表示各零件的结构。
- 4、标注尺寸齐全。凡是必须保证一定的配合要求的尺寸都要标注尺寸数值及相应的配合。
- 5、标题栏和技术要求书写工整，格式正确。

附表 1

液压缸的公称压力系列 (GB2346-80) (bar)

25	40	63	(80)	100	(125)	160
200	250	315	400	500	630	800

注: 1、括号内的值为非优先选用者

2、1 bar=0.1 Mpa

附表 2

缸筒内径尺寸系列(GB2348-80)(mm)

8	10	12	16	20	25	32	40	50	63
80	(90)	100	(110)	125	(140)	160	(180)	200	(220)
250	320	400	500	630					

注:1、括号内数值为非优先选用者

2、超出本系列 630mm 的缸筒内径尺寸应按 GB321-80 《优先数和优先数系》中 R10 系列选用

附表 3

液压缸的活塞杆外径尺寸系列 (GB2348-80) (mm)

10	12	14	16	18	20	22	25	28	32
36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
110	125	140	160	180	200	220	250	280	320

附表 4

缸径、速比与活塞杆直径关系 (JB1068—67) (mm)

缸筒内径 D	速 比 ϕ				
	2	1.46	1.33	1.25	1.15
40	28	22	20	18	14
50	35	28	25	22	18
63	45	35	32	28	22
80	55	45	40	35	28
90	60	50	45	40	32

100	70	55	50	45	35
110	80	60	55	50	40
125	90	70	60	55	45
140	100	80	70	60	50
(150)	105	85	75	65	55
160	110	90	80	70	55
180	125	100	90	80	63
200	140	110	100	90	70

附表 5

液压缸油口连接螺纹尺寸 (GB2878—81) (mm)

M5×0.8	M8×1	M10×1	M12×1.5	M14×1.5	M16×1.5
M18×1.5	M22×1.5	M27×2	M33×2	M42×2	(M48×2)
M50×2	M60×2				

附表 6

活塞杆螺纹尺寸系列 (GB2350-80) (mm)

螺纹直径 与螺距 ($D \times t$)	螺纹长度 (L)		螺纹直径 与螺距 $D \times t$	螺纹长度 L		螺纹直径 与螺距 $D \times t$	螺纹长度 (L)	
	短型	长型		短型	长型		短型	长型
M10×1.25	14	22	M33×2	45	66	M110×3	112	-----
M12×1.25	16	24	M36×2	50	72	M125×4	125	-----
M14×1.5	18	28	M42×2	56	84	M140×4	140	-----
M16×1.5	22	32	M48×2	63	96	M160×4	160	-----
M18×1.5	25	36	M56×2	75	112	M180×4	180	-----
M20×1.5	28	40	M64×3	85	128	M200×4	200	-----
M22×1.5	30	44	M72×3	85	128	M220×4	220	-----
M24×2	32	48	M80×3	95	140	M250×6	250	-----
M27×2	36	54	M90×3	106	140	M280×6	280	-----

附表 7 按负载选择执行元件工作压力

负载 F (N)	<5000	5000~10000	10000~20000	20000~30000	30000~50000	>50000
工作压力 P (MPa)	<0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	>5~7

附表 8

工程机械用标准油缸的缸体外径 (JB1068—67) [mm]

油 缸 内 径			40	50	63	80	90	100	110	125	140	(150)	160	180	200
20号钢	压 力 [kg f/cm²]	≤160	50	60	76	95	108	121	133	146	163	180	194	219	245
		≤200	50	60	76	95	108	121	133	146	163	180	194	219	245
45号钢		≤250	50	60	83	102	108	121	133	152	168	180	194	219	245
		≤320	54	63.5	83	102	114	127	140	152	168	180	194	219	245

注: 缸体为无缝钢管。

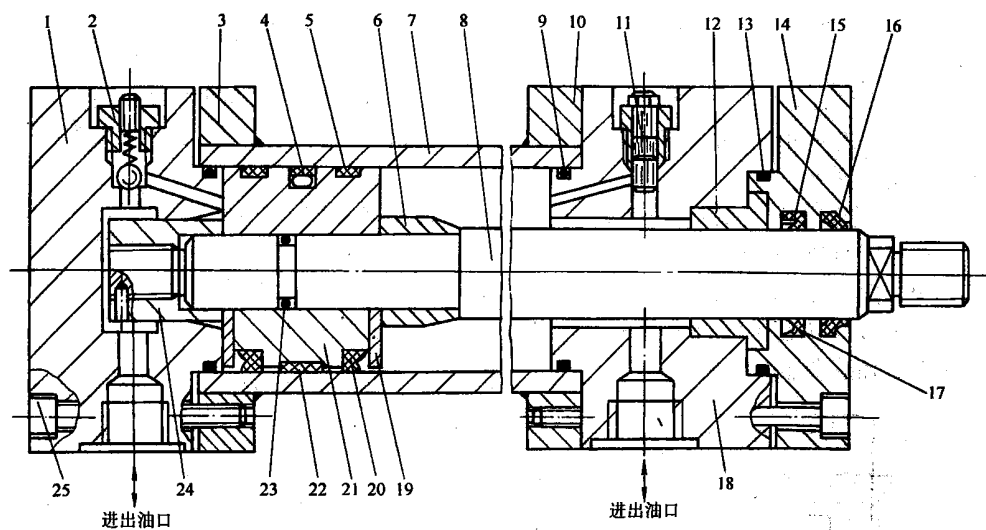
附表 9

重型机械用标准油缸及运输机械用标准油缸的缸体外径 [mm]

油缸内径		32	40	50	60	70	80	90	100	110	125	140	150	160	180	200	220
油 缸 外 径	A	52	60	75	85		105		120		150		180		215	240	
	B		50	63.5	70	83	95	102	114	127	140	159		180	200	219	245

- 注: 1. A——油缸外径是根据一机部重型机械研究所标准“活塞油缸”(B2~B8-66) 摘编。其工作压力为 $\leq 160 \text{ kgf/cm}^2$, 缸体为 45 号钢无缝钢管。
2. B——油缸外径是根据 MH 2253-61 摘编。其工作压力为 $\leq 100 \text{ kgf/cm}^2$, 缸体为 35 号钢的无缝钢管。

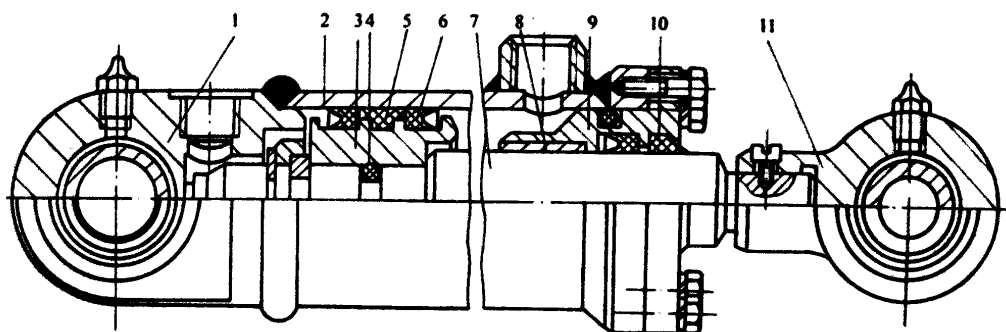
附图 1



单杆液压缸结构

- 1—缸底 2—单向阀 3、10—法兰 4—格来圈密封 5、22—导向环 6—缓冲套 7—缸筒 8—活塞杆
9、13、23—O形圈密封 11—缓冲节流阀 12—单向阀 14—缸盖 15—斯特圈密封 16—防尘圈
17—Y形密封圈 18—缸头 19—护环 20—Y形密封圈 21—活塞 24—无杆端缓冲套 25—连接螺钉

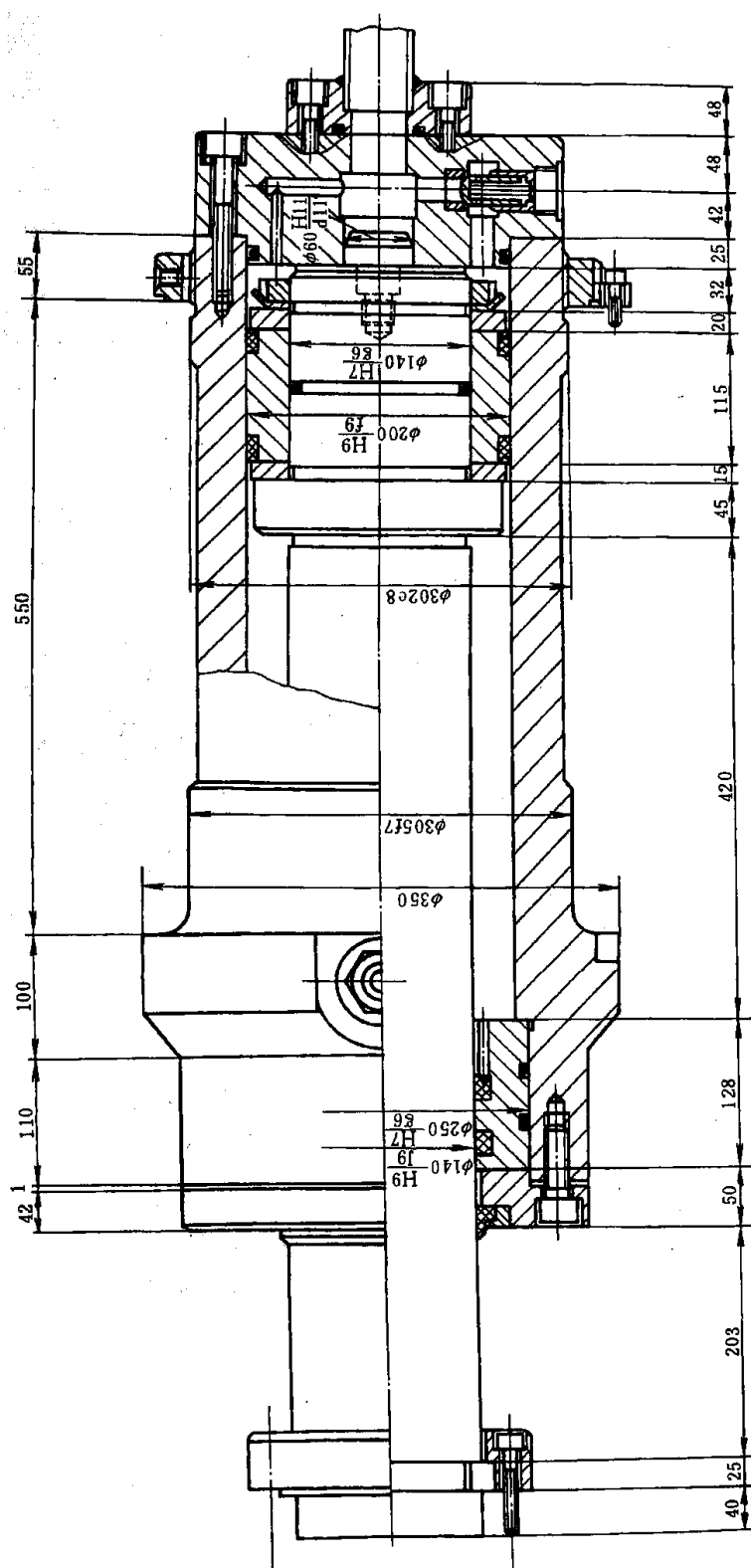
附图 2



双作用单杆活塞式液压缸结构图

- 1—缸底 2—缸筒 3—活塞 4、5、6、10—密封圈 7—活塞杆
8—单向阀 9—缸盖 11—活塞杆连接组件

附图 3



油压机液压缸