

#### 第三章: 液压执行元件

功能: 将系统中液压油的压力能转化为负载 的机械能输出,执行机构所需要的动作

主要分类:

连续旋转运动

液压马达



液压油 $\{ \mathbb{E} \ Dp \Rightarrow 输出转矩T \}$ 流量 $q \Rightarrow 输出角速度 \omega$ 

直线或有限旋 转运动

液压缸



液压油 $\left\{ 压力p \Rightarrow 输出推力F \right.$ 流量 $q \Rightarrow 输出速度v$ 



# 本章主要内容

§ 3-1 液压马达的结构与工作原理 § 3-2 液压缸的类型及其特点 § 3-3 液压缸的结构组成 § 3-4 液压缸的设计计算 习题解答

## § 3-1 液压马达的结构与工作原理

一: 液压马达的基本分类

排量可调性: 定量马达/变量马达

进出油口互换性:单向马达/双向马达

▶应用中都有正、反转要求,因此液压马达一般均为双向马达

高速马达:最大输出转速高于500r/min

#### 转速等级

低速马达:最大输出转速低于500r/min

由于工作条件和性能要求的不同,尽管液压泵和液压马达的结构和工作原理具有相似性,但不能互换使用。



# 二:高速液压马达

转动惯量小、启动转矩低、调节 工作特点: 灵敏度高,又称为高速小转矩液 压马达。

主要类型:

齿轮马达 叶片马达 轴向柱塞马达 螺杆马达

# 外啮合齿轮马达

特点: 进出油口结构具有 对称性, 齿数多于同尺寸 的齿轮泵以减小转矩脉动

进油区各轮齿作用转矩

▶独立齿(2)两侧承压面均为·

个齿廓面积→合转矩为0

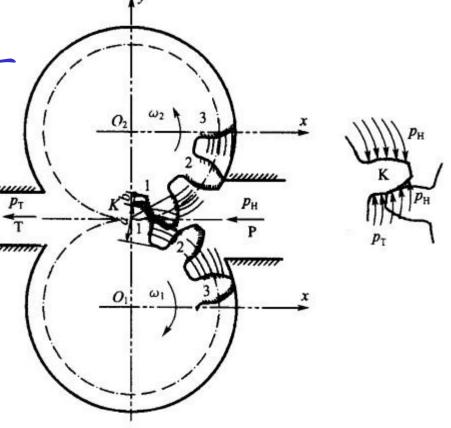
▶内壁齿(3)单侧一个齿廓面,,,,,,

承压→合转矩T。

▶啮合齿(1)折算为单侧小于

一个齿廓面承压→合转矩T<sub>1</sub>

$$T_3 > T_1$$



·轮沿*进油区轮齿脱离啮合*的方向旋转

## 双作用叶片马达

进油区各叶片作用转矩

▶叶片5两侧承压面相等

→合转矩为0

▶叶片1、3承压面积分 Pt 别大于叶片4、2

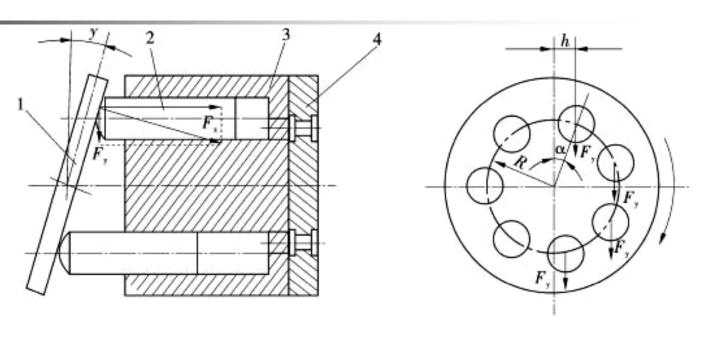


**转子顺时针方向旋转** 

**特点:** 叶片沿转子中心径向放置以适合正反转要求、 叶片根部装有燕式预紧弹簧以保证叶片与定子内壁的 紧密接触、动作灵敏,适合于频繁换向。



## 轴向柱塞马达





进油腔各柱塞所受Fy分力对转子产生转矩使其顺时针方向旋转。

## 三: 低速液压马达

**特点:**转动惯量大、输出转矩高、多为径向柱塞 泵结构,不适于反映灵敏、频繁换向的工况。







内曲线径向柱塞马达

## 单作用连杆型径向柱塞马达

**特点:** 柱塞缸体呈放射状沿径向均匀布置,与柱塞铰接的连杆另一端与输出轴外部偏心轮固接。

a腔压力油 进入1、2、 3缸,使缸 内柱塞内伸 连杆沿偏心 轮径向作用 力对输出轴 产生同向作

连杆式液压马达结构原理图

1-缸体:2-活塞:3-连杆:4-曲轴:5-配油轴:6-配流套

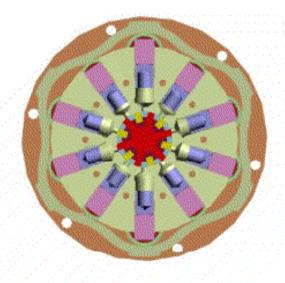
输出轴绕固定配油轴的旋转, 使各油口配流状态顺序交替变化, 确保了转向的一致性。

用转矩

## 多作用内曲线径向柱塞马达

特点:定子内壁由等数目的a、b两组曲线交替连接而成,柱塞顶部球面与滚轮组横梁相接触

所接滚轮处 于a曲线的 各柱塞(1、5) 外伸, 定子 内壁与滚轮 接触力对转 子产生同向 转矩使其旋 转; b曲线 各柱塞(3、7) 内伸回油。



# 四:液压马达的低速稳定性

液压马达在过低转速下运行时不能保证输出转速的均匀性,出现时动时停的不稳定运行状态,即-*爬行现象*。其产生原因源于物体低速摩擦阻力特性,以及液压马达的流量泄漏和自身的转矩脉动性等。

高速马达: ≥10r/min

最低输出转速:

低速马达: ≧3r/min

# § 3-2 液压缸的类型及其特点

# 一:液压缸的基本分类

运动形式 推力油缸 摆动油缸

结构形式〉伸缩缸

[活塞缸 | 海杆活塞缸 | 双杆活塞缸

柱塞缸

作用方向と単作用油缸
双作用油缸

# (一)活塞缸

活塞缸 {单杆活塞缸:单,双作用 固定形式 {缸体固定 双杆活塞缸:双作用



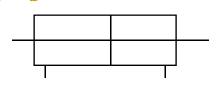


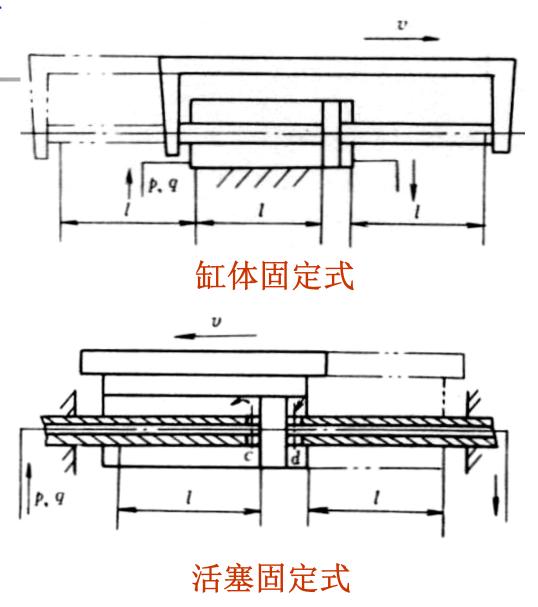


## 1. 双杆活塞缸

### 结构与工作特点:

#### 职能符号:







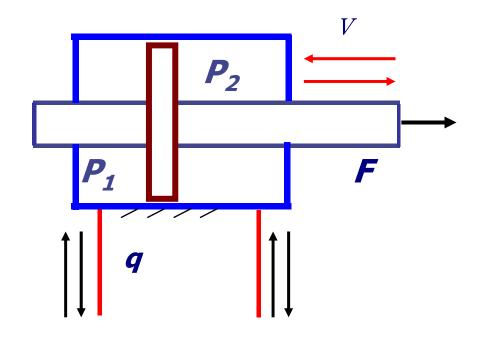
## 双杆活塞缸的速度与推力计算

无背压: 
$$F = p \times A = \frac{p\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

有背压:
$$F = (p_1 - p_2) \times A$$

$$=\frac{(p_1-p_2)\pi(D^2-d^2)}{4}$$

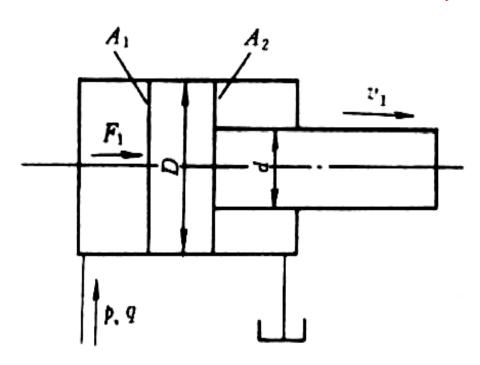
$$v = \frac{q}{A} = \frac{4q}{\pi (D^2 - d^2)}$$





## 2、单杆活塞缸计算

#### 无背压



$$F_1 = p \cdot A_1 = p \frac{\pi D^2}{4}$$

#### 有背压

$$F_{1} = p_{1}A_{1} - p_{2}A_{2}$$

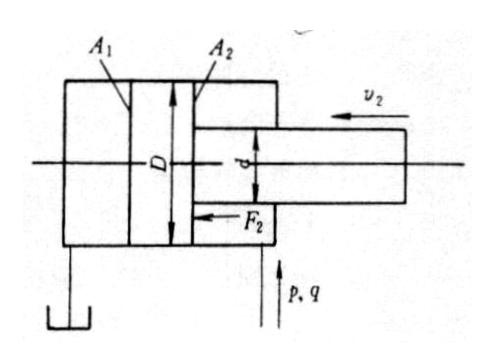
$$= \frac{(p_{1} - p_{2})\pi D^{2}}{4} + \frac{p_{2} \cdot \pi d^{2}}{4}$$

#### 活塞运动速度

$$v_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{4q}{\pi D^2}$$

无杆腔进油, 有杆腔回油





#### 有杆腔进油, 无杆腔回油

#### 无背压

$$F_2 = p \cdot A_2 = p \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$$

#### 有背压

$$F_2 = p_1 A_2 - p_2 A_1$$

$$= \frac{(p_1 - p_2)\pi D^2}{4} - \frac{p_1 \cdot \pi d^2}{4}$$

#### 活塞运动速度

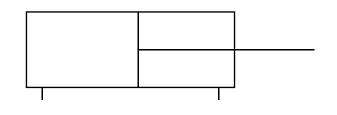
$$v_2 = \frac{q}{A_2} = \frac{4q}{\pi (D^2 - d^2)}$$



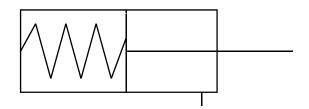
#### 当供油压力和流量相等的情况下:

- •无杆腔进油输出的推力大于有杆腔进油的情况;
- 一而运动速度则有杆腔进油大于无杆腔进油的情况。因此: 可以利用单杆活塞缸实现运动部件的工作进给和空回行程的快速退回功能。

### 职能符号:

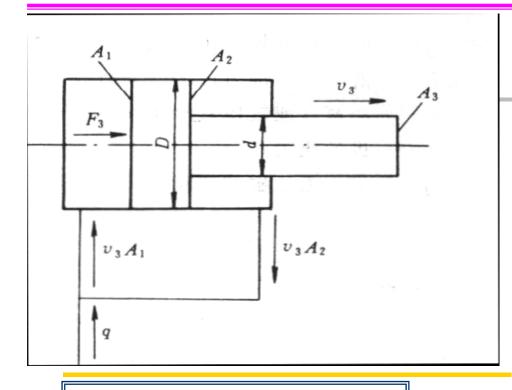


双作用式



单作用式 (弹簧复位)

## 单杆活塞缸差动连接计算



#### 输出力

$$F_3 = p(A_1 - A_2) = p \frac{\pi d^2}{4}$$

#### 活塞运动速度

$$q + v_3 A_2 = v_3 A_1$$

#### 单杆活塞缸的差动连接



$$v_3 = \frac{q}{A_1 - A_2} = \frac{4q}{\pi d^2}$$

#### 结论:

差动连接在不增加油液流量的情况下,可提高运动部件的速度;但输出力会减小。

# 1

## 单杆活塞缸差动连接计算

单杆活塞缸正向运行采用差动连接方式,返回时有杆腔进油的情况下:

如果要求在两个方向上的速度相等,输出力也相等,则可得:

$$F_{3} = p \frac{\pi d^{2}}{4} = F_{2} = p \frac{\pi (D^{2} - d^{2})}{4}$$

$$v_{3} = \frac{4q}{\pi d^{2}} = v_{2} = \frac{4q}{\pi (D^{2} - d^{2})}$$

$$D = \sqrt{2}d$$

# (二)柱塞缸

柱塞油缸的柱塞 与缸体内壁不接触, 通过导向套定位和导 向, 缸体内壁无需精 加工,节约了成本, 因而可以设计成较大 行程。柱塞缸为单作 用缸,多为垂直安装, 依靠柱塞自重或外力 回程。

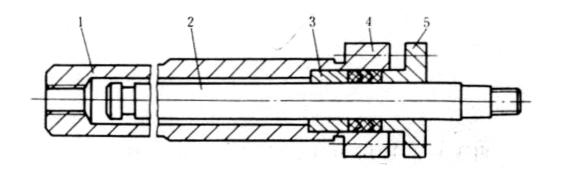




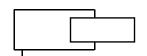
## 柱塞缸的基本结构与动力特性

#### 基本组成:

缸体、柱塞、导向套



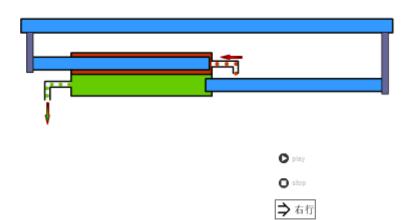
#### 职能符号:



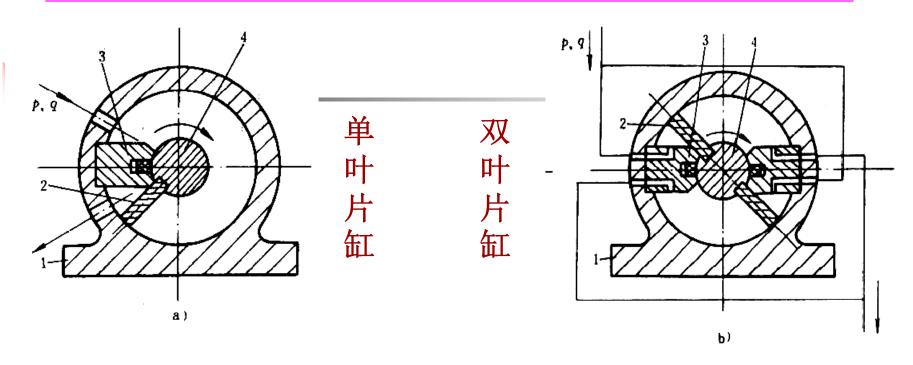
$$F = p \times A = \frac{p\pi d^2}{4}$$

$$v = \frac{q}{A} = \frac{4q}{\pi d^2}$$

d:柱塞直径



# (三)摆动缸



转矩(单叶片缸)

$$T = \frac{b}{2}(p_1 - p_2)(R_2^2 - R_1^2)$$

角速度(单叶片缸)

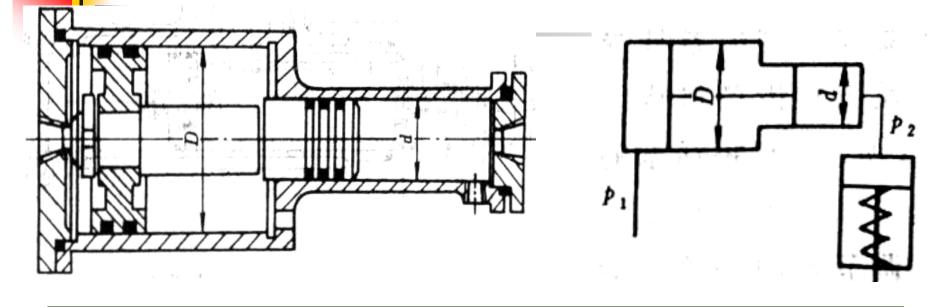
$$\omega = 2\pi n = \frac{2Q}{b(R_2^2 - R_1^2)}$$

摆动缸可将油液的压力能转换为输出轴往复摆动的机械能;与液压马达相比,区别在于不能输出连续回转机械能。

# (四)组合式液压缸

## 1.增压油缸

#### 职能符号:

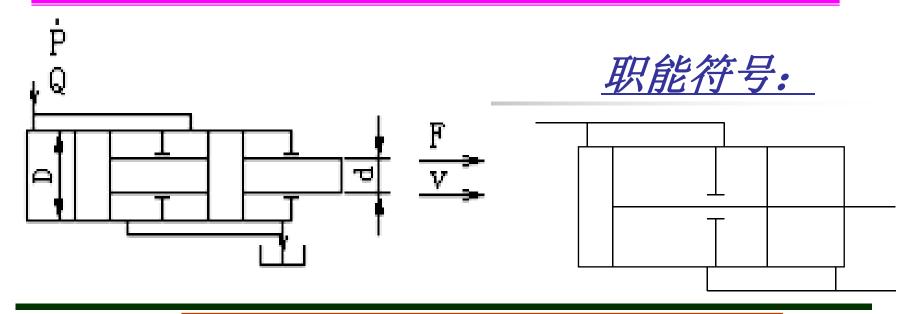


压力比
$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{D^2}{d^2}$$

流量比
$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{d^2}{D^2}$$

增压油缸可以使输入的低压油转换为高压油输出。增压缸不能单独作为执行元件。

## 2. 串联油缸



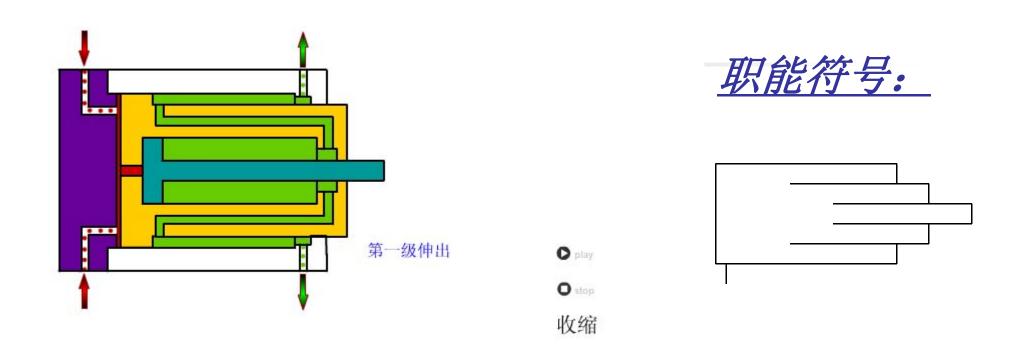
$$F = F_1 + F_2 = p(A_1 + A_2) = p \frac{\pi (2D^2 - d^2)}{4}$$

运动速度

$$v = \frac{Q}{A_1 + A_2} = \frac{4Q}{\pi (2D^2 - d^2)}$$

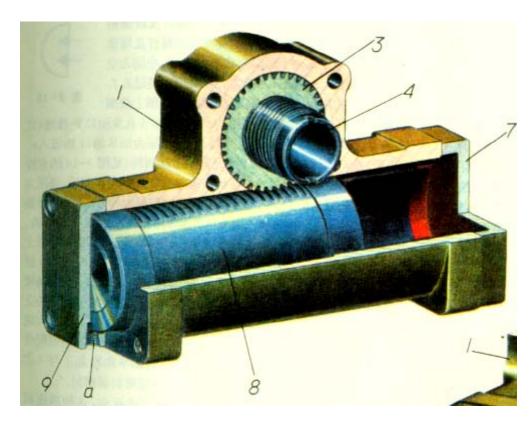
串联油缸内部有两个活塞和多个油腔,输入的压力油作用在两个活塞上可以获得较大的推力,因此又称为增力油缸。

## 3.伸缩油缸



伸缩油缸是由多级活塞套装而成。活塞逐级伸出时,推力由大变小,速度由慢变快。伸缩油缸结构紧凑,并可以获得较大行程。多用于起重运输车辆等需占空间小的机械上。





齿轮齿条油缸是由带齿条的活塞杆以及齿轮齿条机构组成。它将活塞的往复直线运动转化为齿轮轴的转动。

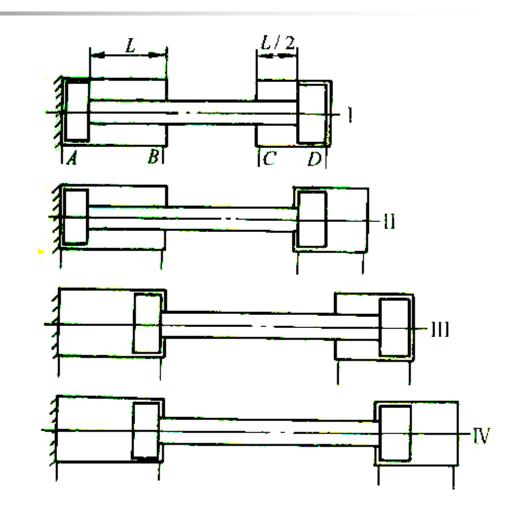
齿轮齿条缸多用于机械手、回转工作台、磨床 进给系统等转位机构的驱动。



## 5.多位液压缸

通过换向阀改变各油口的通断状况,从而改变 缸的行程;

多位液压缸多用于精度 要求不高的多工位、不 等进距离的送料装置。





# § 3-3 液压缸的结构组成

活塞缸组成

缸筒、缸盖

活塞、活塞杆

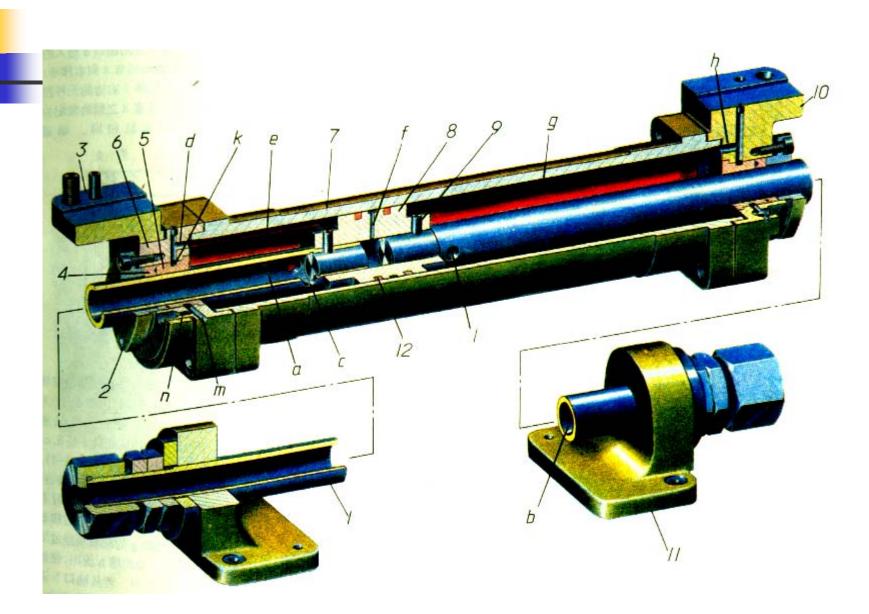
密封装置

缓冲装置

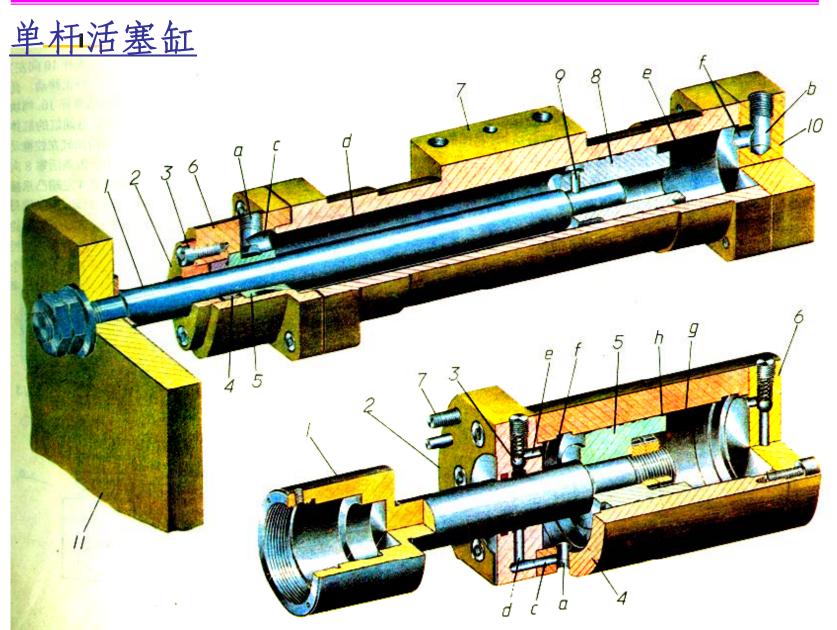
排气装置

# 短唇距的黑型结构

双杆活塞缸

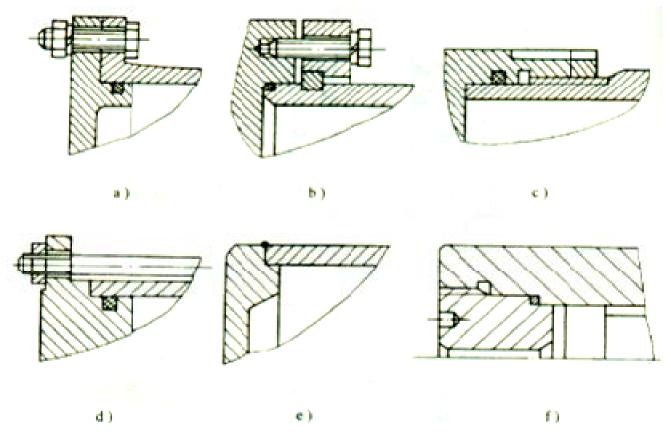


# 短唇距的黑型结构



# 4

# 缸筒、缸盖的联结方式

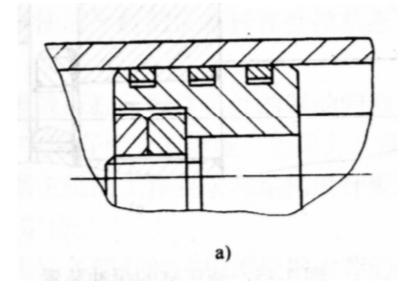


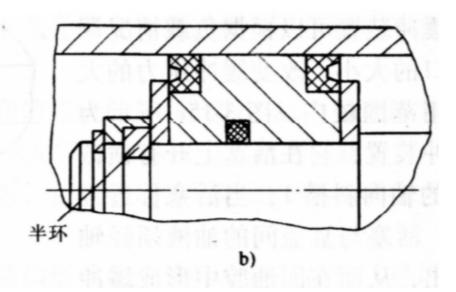
法兰连接 半环连接 螺纹连接

焊接



# 活塞、活塞杆的联结方式



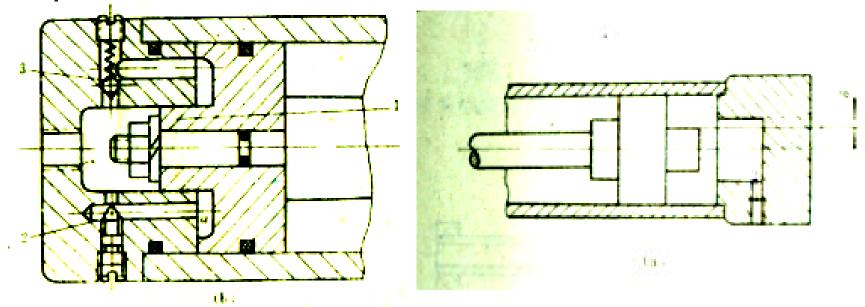


螺纹连接

半环连接



# 缓冲、排气装置



缓冲原理: 活塞接近液压缸端部时,对液压缸的回油加以节流,在缓冲腔内产生足够的液压阻力,从而降低活塞运动速度;



## § 3-4 液压缸的设计计算

#### (一) 液压缸设计要素

- > 受力状态
- >结构尺寸
- >安装方式
- ▶制动、排气等保护措施



# (二)液压缸设计步骤:

少对整个液压系统进行工况分析,确定系统的负载图和工作压力;

□根据使用要求,选择结构类型;

□根据工作压力、运动要求、最大行程等确 定液压缸基本尺寸。

♂进行强度、稳定性和缓冲验算校核。



#### (三)液压缸的主要尺寸确定

#### 1. 液压缸缸筒直径D

由推力及工作压力,根据公式F=pA,确定液压缸缸筒直径D,再从GB/T2348-1993标准中选取最接近的标准值;

#### 液压缸内径尺寸系列 (GB2348-1993) 单位: 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



## 2. 选取系统的设计压力

若系统额定压力已知,则取系统的压力 为设计压力:

液压缸的设计压力等于额定压力;

若系统额定压力尚未确定,可参照或类比相同的主机选定缸的设计压力。

选择方式

按牵引力选取

按设备类别选取



#### 各种液压设备常用的系统压力

工作压力 P(MPa)	0.8~2	3∼5	2~4	8~10	2~8	10~16
设备类型	磨床	组合机床	车 床 铣 床 镗 床	拉床	龙门刨床	农业机械工程机械

#### 液压缸牵引力与工作压力的关系

牵引力 <b>F(kN)</b>	<5	<b>5~10</b>	10~20	20~30	30~50	>50
工作压力 P(MPa)	0.8~2	<b>3</b> ∼5	2~4	<b>8</b> ∼ <b>10</b>	2~8	<b>10~16</b>

#### 3. 液压缸活塞杆直径d

活塞杆直径d通常按照系统运动部件的快进,工进和快速 返回时的运动速度以及它们之间的比例关系加以确定;

差动连接速度已知:	$q = v_x \cdot \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4q}{\pi v_x}}$
$v_3 = v_x$	$V_{x}$
工进速度与返回速度比例已知:	$\frac{D^2}{D^2 - d^2} = \phi_1 \Rightarrow d = D\sqrt{\frac{\phi_1 - 1}{\phi_1}}$
$\Phi_1 = V_2/V_1$	•
差动连接速 度与返回速 度比例已知:	$\frac{d^2}{D^2 - d^2} = \phi_2 \Rightarrow d = D\sqrt{\frac{\phi_2}{\phi_2 + 1}}$
$\Phi_2 = \mathbf{v}_3 / \mathbf{v}_2$	

### 3. 液压缸活塞杆直径d

活塞杆直径d按工作时的受力情况根据下表来确定,再从 GB/T2348-1993标准中选取最接近的标准值;

活塞杆	受拉伸	受压缩,工作压力p <sub>1</sub> (Mpa)					
受力情况		P <sub>1</sub> ≤5	5≤P <sub>1</sub> <7	P <sub>1</sub> >7			
活塞杆直径	(0.3~0.5) D	(0.5~0.55) D	(0.6~0.7) D	0.7D			

#### 活塞杆直径尺寸系列(GB2348-1993)单位:mm

4	5	6	8	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	360	400

#### 4. 液压缸的缸筒长度1

液压缸的缸筒长度由最大工作行程决定,一般不超过其内径的20倍。

 $p_n \le 16Mpa \quad p_y = 1.5p_n$   $p_n > 16Mpa \quad p_y = 1.25p_n$ 

#### (四)液压缸的强度校核

#### 1. 缸筒壁厚 $\delta$

薄壁:

$$D/\delta \ge 10$$

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

#### 厚壁:

$$D/\delta < 10$$

$$\delta \ge \frac{D}{2} \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p_y}{[\sigma] - 1.3p_y} - 1}$$



#### 强度校核

#### 2. 活塞杆直径d

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

#### 3. 固定螺栓直径 $d_s$

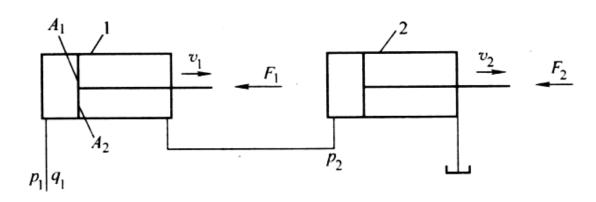
$$d_{s} \ge \sqrt{\frac{5.2kF}{\pi Z[\sigma]}}$$

k-----螺纹拧紧系数, k=1.12~1.5;

Z-----固定螺栓个数;

1、如图所示的两个结构相同且相互串联的液压缸无杆腔面积 $A_1=100\times10^4m^2$ ,有杆腔面积 $A_1=80\times10^4m^2$ ,缸1的输入压力 $p_1=0.9MPa$ ,输入流量 $q_1=12L/min$ ,不计损失求:

(1)两个缸承受相同负载,F1=F2,该负载的值与两个缸的位为速度



<u>返回1</u> <u>返回2</u> 返回3 返回4

解: 设单缸负载值为F,则对于缸2,其进口压力p2与F的关系为:

$$p_2 \cdot A_1 = F \Rightarrow p_2 = \frac{F}{A_1}$$

对于缸1, 其进口压力p<sub>1</sub>与F和p<sub>2</sub>的关系为:

$$p_1 \cdot A_1 = F + p_2 A_2 = F + \frac{A_2}{A_1} F = (1 + \frac{A_2}{A_1}) \cdot F$$

$$\Rightarrow F = \frac{A_1^2}{A_1 + A_2} \cdot p_1 = \frac{100 \times 100}{100 + 80} \times 10^{-4} \times 0.9 \times 10^6 = 5000N$$



缸1的运动速度为: 
$$v_1 = \frac{q_1}{A_1} = \frac{12}{6 \times 10^4 \times 100 \times 10^{-4}} = 0.02 m/s$$

缸1的有杆腔流 量q,为:

$$q_2 = v_1 \cdot A_2 = 0.02 \times 80 \times 10^{-4} = 1.6 \times 10^{-4} \, m^3 \, / \, s$$

缸1有杆腔的流量即为缸2无杆腔的流量,则有:

$$q_2 = v_2 \cdot A_1 \Rightarrow v_2 = \frac{q_2}{A_1} = \frac{1.6 \times 10^{-4}}{100 \times 10^{-4}} \, m/s$$

(2) 缸2的输入压力是缸1的一半,  $(p_2=p_1/2)$ , 两缸各承受多少负载?

解:根据缸1,缸2的压力关系可得:

$$\begin{cases} p_2 = \frac{p_1}{2} = 0.45MPa \\ F_2 = p_2 \cdot A_1 = 0.45 \times 10^6 \times 100 \times 10^{-4} = 4500N \\ p_1 A_1 = F_1 + p_2 \cdot A_2 \\ \Rightarrow F_1 = p_1 A_1 - p_2 \cdot A_2 = 0.9 \times 10^6 \times 100 \times 10^{-4} - 0.45 \times 10^6 \times 80 \times 10^{-4} \\ = 5400N \end{cases}$$



#### (3) 缸1不承受负载, 缸2能承受多少负载?

解:根据缸1,缸2的压力关系可得:

$$\begin{cases} p_1 A_1 = p_2 \cdot A_2 \Rightarrow p_2 = \frac{A_1}{A_2} p_1 = \frac{100}{80} \times 0.9 = 1.125 MPa \\ F_2 = p_2 \cdot A_1 = 1.125 \times 10^6 \times 100 \times 10^{-4} = 11250 N \end{cases}$$

- 2、某液压系统工作时所承受的最大负载为15000N,液压缸工作循环为:快进(差动连接)  $\rightarrow$ 工进 $\rightarrow$ 返回。且要求快进时的速度与返回时速度相同,系统动力元件的额定压力为6MPa,额定流量为18L/min
- (1)液压缸内径D和活塞杆径d的值(圆整)
- (2)液压缸返回时的运动速度 $v_2(m/s)$
- (3)液压缸壁厚 $\delta$ (按薄壁缸筒计算,  $[\sigma] = 90$ MPa,圆整)

# 4

## 液压缸部分习题讲解

解: (1)取液压缸的设计压力为系统的额定压力,则:

$$F = p_n \cdot \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot p_n}} = \sqrt{\frac{4 \times 15000}{3.14 \times 6 \times 10^6}} = 0.0564m = 56.4mm$$

根据液压缸快进和返回时速度相等,可得:

$$D = \sqrt{2}d \Rightarrow d = \frac{\sqrt{2}}{2}D = \frac{\sqrt{2}}{2} \times 56.4 = 39.88mm$$

根据液压缸尺寸系列,将两尺寸圆整为:

$$D = 63mm$$
  $d = 40mm$ 



(2)液压缸返回时的速度为:

$$v_2 = \frac{q_n}{A_2} = \frac{4q_n}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \times 18}{6 \times 10^4 \times 3.14(0.063^2 - 0.04^2)} = 0.16m/s$$

(3) 由于系统额定压力 $p_n$ =6MPa<16MPa,因此试验压力 $p_v$ =1.5 $p_n$ =9MPa

$$\delta \ge \frac{p_y \cdot D}{2[\sigma]} = \frac{9 \times 10^6 \times 0.063}{2 \times 90 \times 10^6} = 0.0037m = 3.7mm$$

壁厚尺寸圆整为:

$$\delta = 4mm$$