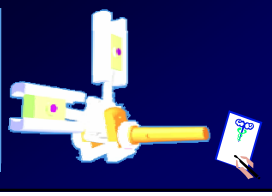
第3章动力特性

P32~40

基本内容

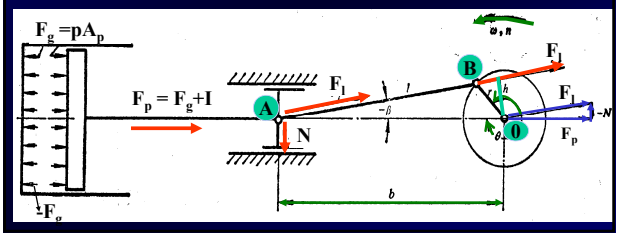
- 作用力确定
  - 往复惯性力
  - 气体力
  - 离心力
  - 摩擦力
- 惯性力平衡
  - 多列
  - 角度式
- 飞轮矩确定
- 作用力分析



第3章动力特性 1 作用力确定

P32~35

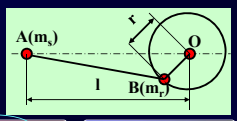
作用力分类
- 沿气缸中心线方向
  - 往复惯性力
  - 气体力
  - 往复摩擦力
- 沿曲柄旋转
  - 回转惯性力
  - 曲轴摩擦力



第3章动力特性 1 作用力确定

P32~35

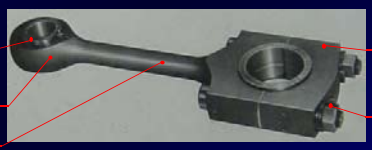
- 惯性力
- 质量转化
  - 连杆
  - 曲轴



m_p

m_s=活塞+活塞杆+十字头+连杆小头 → m_l`=(0.3~0.4) m_l

m_r=曲柄销+部分曲柄+连杆大头 → ml``=(0.6~0.7) ml



第3章动力特性 1 作用力确定

P32~35

- 惯性力
- 质量转化

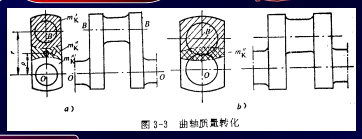
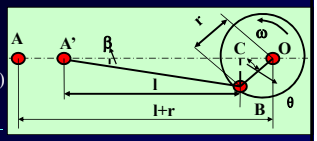


图 3-3 曲轴质量转化

$m_r = m_k` + m_k`` \rho / r$ +连杆大头$m_l``$

- 加速度
- 位移

$$\chi = AA' = AO - A'O = AO - (A'C + CO)$$
$$= (l + r) - (l\cos\beta + r\cos\theta)$$



$$\Delta A'BO: r/\sin\beta = l/\sin\theta, \lambda = r/l$$

第3章动力特性 1 作用力确定

P32~35

- 位移

$$\cos\beta = \sqrt{1-\sin^2\beta} = \sqrt{1-\lambda^2\sin^2\theta} = 1 - \frac{\lambda^2\sin^2\theta}{2} - \frac{\lambda^4\sin^4\theta}{8} - \ldots$$

精确式：$\chi = r[(1-\cos\theta) + \frac{1}{\lambda}(1-\sqrt{1-\lambda^2\sin^2\theta})]$

近似式：$\chi = r[(1-\cos\theta) + \frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\theta)]$

θ =90°
- λ=1/5
  - 精:x/r=1.101
  - 近:x/r=1.1
- λ=1/4
  - 精:x/r=1.127
  - 近:x/r=1.125

相对误差约0.0928%

相对误差约0.177%

λ=1/3.5~1/6.0

- 速度

$$\upsilon = \frac{d\chi}{dt} = \frac{d\chi}{d\theta}\cdot\frac{d\theta}{dt} = r\omega(\sin\theta + \frac{\lambda}{2}\sin 2\theta)$$

第3章动力特性 1 作用力确定

P32~35

- 加速度

$$a = \frac{dv}{dt} = r\omega^2(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta)$$

回转加速度:$a_r=r\omega^2$

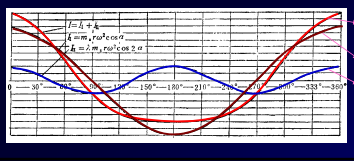
- 惯性力

$$I = -m_s a = -m_s r\omega^2(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta)$$

$$I = m_s r\omega^2\cos\theta + m_s r\omega^2\lambda\cos 2\theta$$

连杆或活塞杆受拉“+”
连杆或活塞杆受压“—”

一阶惯性力I_1　　二阶惯性力I_2



$I=I_1+I_2$

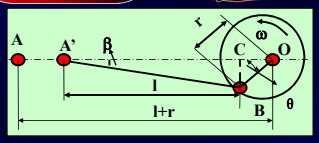
$I_1=m_s r\omega^2\cos\theta$

$I_2=m_s r\omega^2\lambda\cos 2\theta$

第 3 章动力特性 1 作用力确定 P32~35

- 气体力F_g（θ或s）

→ 压缩过程



曲柄转过θ$_i$活塞位移x_i

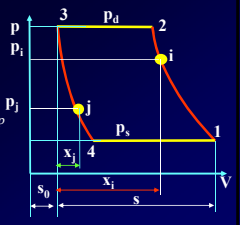
$$x_i = r[(1-\cos\theta_i)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\theta_i)]$$

压缩过程气体力F_{gi}

$$p_i(s_0+x_i)^n = p_s(s_0+s)^n;\quad F_{gi} = p_i A_p$$

排气过程

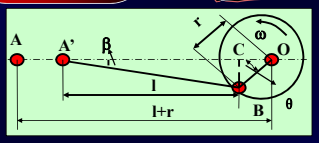
$$p_i \ge p_d \qquad F_{gi} = p_d A_p$$



第 3 章动力特性 1 作用力确定 P32~35

- 气体力F_g（θ或s）

→ 膨胀过程



曲柄转过θ$_j$活塞位移x_j

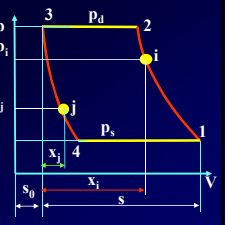
$$x_j = r[(1-\cos\theta_j)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\theta_j)]$$

气体力F_{gi}

$$p_j(s_0+x_j)^n = p_d s_0^{\,n};\quad F_{gj} = p_j A_p$$

进气过程

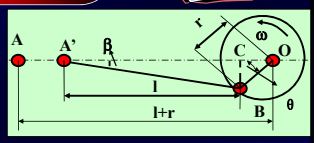
$$p_j \le p_s \qquad F_{gj} = p_s A_p$$

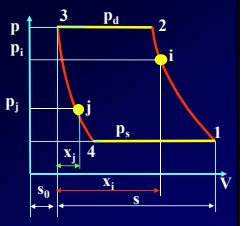


第 3 章动力特性 1 作用力确定 P32~35

作业

某单级双作用压缩机，气缸直径D=320mm，行程s=180mm，活塞杆直径d=50mm，转速n=485rpm，相对余隙容积α=0.16，进气压力p_s=0.1267MPa，排气压力p_d=0.386MPa，λ=1/4，膨胀指数m=1.25，压缩指数n=1.4。试确定盖侧缸膨胀结束时曲柄转角θ_1和轴侧缸压缩结束时曲柄转角θ_2。（不计进排气阻力损失）





第 3 章动力特性 1 作用力确定 P32~35

- 摩擦力R

摩擦耗功N_m

$$N_m = N_i(\frac{1-\eta_m}{\eta_m})$$

往复摩擦力R_s

$$R_s = \frac{(0.6\sim 0.7)N_i(\frac{1-\eta_m}{\eta_m})\times 60}{2\times s\times n}$$

回转摩擦力R_r

$$R_r = \frac{(0.4\sim 0.3)N_i(\frac{1-\eta_m}{\eta_m})\times 60}{s\times n\times \pi}$$

活塞环(处于气体压力作用下)	38~45%
活塞环(仅本身弹力)	5~8%
填料	2~10%

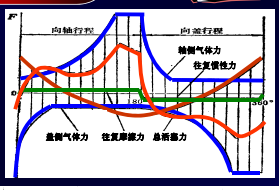
十字头滑道	6~8%
十字头销	4~5%
曲柄销	15~20%
主轴销	13~18%

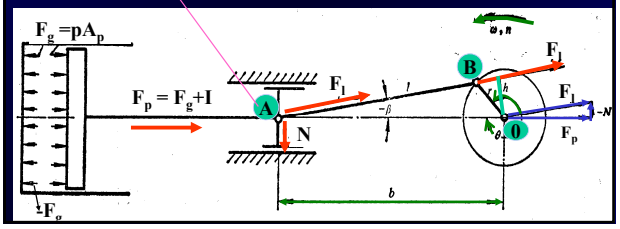
总活塞力=气体力+往复惯性力+往复摩擦力

第 3 章动力特性 2 作用力分析 P32~35

- 作用力传递

连杆力：$F_l = F_p/\cos\beta$
侧向力：$F_N = F_p \operatorname{tg}\beta$

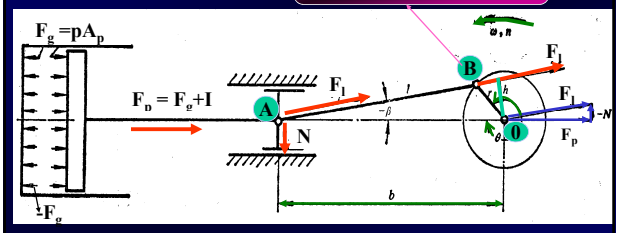




第 3 章动力特性 2 作用力分析 P32~35

- 作用力传递

F_l相对O点构成阻力矩M_y
$M_y = F_l.h = F_p.r\sin(\beta+\theta)/\cos\beta$



- 作用力、力矩平衡

滑道侧向力F_N由滑道支反力-F_N平衡
曲轴上阻力矩M_y由驱动力矩M_d平衡
主轴承上力F_l由轴承支反力-F_l平衡

第 3 章动力特性 2 作用力分析 P32~35

- 作用力、力矩分析

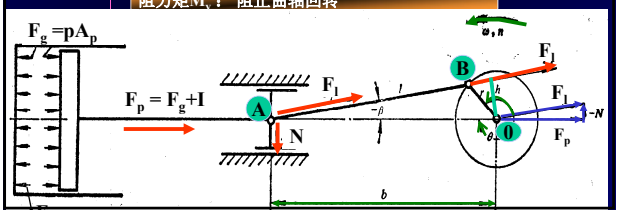
气体力：使气缸、机身及其连接件受拉或受压

惯性力：传递到机器外部引起振动

侧向力及倾覆力矩：引起机器振动

$$M_N = F_N \cdot b = F_p \cdot r\sin(\beta+\theta)/\cos\beta$$

阻力矩M_N：阻止曲轴回转

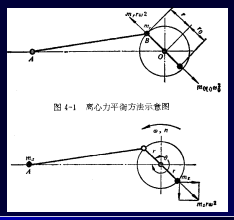


第 3 章动力特性 3 惯性力平衡 P32~35

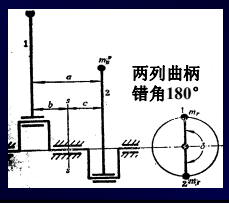
- 离心力平衡
- 往复惯性力平衡

→ 单列压缩机

加平衡重平衡掉I_1，但遗留垂直分力 $m_s r\omega^2 \sin\theta$，改善轴承受力情况



→ 两列立式压缩机



第i列曲柄转角 θ_i 与基准列曲柄转角 θ 关系

$$\theta_i = \theta + y_i - c_i$$

i列与基准列曲柄夹角

i列与基准列气缸中心线夹角

第 3 章动力特性 3 惯性力平衡

→ 两列立式压缩机δ=180

I_1	I_2	I_r	M_1	M_2
$m_s' r\omega^2 \cos\theta$	$m_s' r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$	$m_r' r\omega^2$	$m_s' r\omega^2 b\cos\theta$	$m_s' r\omega^2 \lambda b \cos 2\theta$
$-m_s'' r\omega^2 \cos\theta$	$m_s'' r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$	$m_r'' r\omega^2$	$-m_s'' r\omega^2 c\cos\theta$	$m_s'' r\omega^2 \lambda c \cos 2\theta$

若$m_s = m_s' = m_s''$；$m_r = m_r' = m_r''$；b=c=a/2，则

$$I_{1合} = (m_s' - m_s'')r\omega^2 \cos\theta \quad I_{2合} = (m_s' + m_s'')r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$$

$$M_{1合} = (m_s' b + m_s'' c)r\omega^2 \cos\theta \quad M_{2合} = (m_s' b - m_s'' c)r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$$

$$I_{r合} = (m_r' - m_r'')r\omega^2 \qquad M_{r合} = (m_r' b + m_r'' c)r\omega^2$$

第 3 章动力特性 3 惯性力平衡 P32~35

→ 两列立式压缩机δ=90

I_1	I_2	I_r	M_1	M_2
$m_s' r\omega^2 \cos\theta$	$m_s' r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$	$m_r' r\omega^2$	$m_s' r\omega^2 b\cos\theta$	$m_s' r\omega^2 \lambda b \cos 2\theta$
$-m_s'' r\omega^2 \sin\theta$	$-m_s'' r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$	$m_r'' r\omega^2$	$-m_s'' r\omega^2 c\sin\theta$	$m_s'' r\omega^2 \lambda c \cos 2\theta$

若$m_s = m_s' = m_s''$；$m_r = m_r' = m_r''$；b=c=a/2，则

$$I_{1合} = m_s r\omega^2(\cos\theta - \sin\theta) \quad I_{2合} = 0$$

$$M_{1合} = \frac{a}{2} m_s r\omega^2(\cos\theta + \sin\theta) \quad M_{2合} = a m_s r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$$

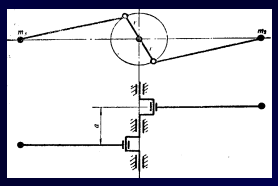
$$I_{r合} = \sqrt{2} m_r r\omega^2 \qquad M_{r合} = \frac{\sqrt{2}}{2} a m_r r\omega^2$$

平衡情况不好

第 3 章动力特性 3 惯性力平衡 P32~35

→ 对动式压缩机

若$m_s' = m_s'' = m_s$；$m_r' = m_r'' = m_r$；b=c=a/2，则



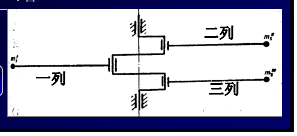
$$I_{1合} = (m_s' - m_s'')r\omega^2 \cos\theta;$$
$$I_{2合} = (m_s' - m_s'')r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$$

$$M_{1合} = (m_s' b + m_s'' c)r\omega^2 \cos\theta \quad M_{2合} = (m_s' b + m_s'' c)r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$$

$$I_{r合} = (m_r' - m_r'')r\omega^2 \qquad M_{r合} = (m_r' b + m_r'' c)r\omega^2$$

→ 三列对动式压缩机

若$m_s'/2 = m_s'' = m_s'''$；$m_r'/2 = m_r'' = m_r'''$



第 3 章动力特性 3 惯性力平衡 P32~35

→ 三列对动式压缩机

$$m_s' r\omega^2(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta)$$
$$m_s'' r\omega^2(-\cos\theta + \lambda\cos 2\theta)$$
$$m_s''' r\omega^2(-\cos\theta + \lambda\cos 2\theta)$$

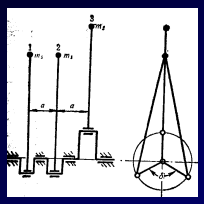
$I_1 = I_2 = I_r = 0$
$M_1 = M_2 = M_r = 0$

缺点:总阻力矩变化大

→ 三列压缩机

若$m_s' = m_s'' = m_s'''$；$m_r' = m_r'' = m_r'''$

一列
$$\begin{cases} I_1 = m_s r\omega^2\cos\theta \\ I_2 = m_s r\omega^2\lambda\cos 2\theta \\ I_r = m_r r\omega^2 \end{cases}$$



第 3 章动力特性 — 3 惯性力平衡 — P32~35

三列压缩机

二列
$$\begin{cases} I_1 = m_s r\omega^2 \cos(\theta+120) = m_s r\omega^2(-\frac{1}{2}\cos\theta - \frac{\sqrt{3}}{2}\sin\theta) \\ I_2 = m_s r\omega^2 \lambda \cos(2\theta+240) = m_s r\omega^2 \lambda(-\frac{1}{2}\cos 2\theta + \frac{\sqrt{3}}{2}\sin 2\theta) \\ I_r = m_r r\omega^2 \end{cases}$$

三列
$$\begin{cases} I_1 = m_s r\omega^2 \cos(\theta+240) = m_s r\omega^2(-\frac{1}{2}\cos\theta + \frac{\sqrt{3}}{2}\sin\theta) \\ I_2 = m_s r\omega^2 \lambda \cos(2\theta+480) = m_s r\omega^2 \lambda(-\frac{1}{2}\cos 2\theta - \frac{\sqrt{3}}{2}\sin 2\theta) \\ I_r = m_r r\omega^2 \end{cases}$$

$I_{1合}=0$；$I_{2合}=0$；$I_{r合}=0$

第 3 章动力特性 — 3 惯性力平衡 — P32~35

三列压缩机

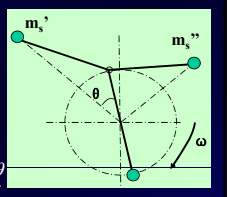
一阶惯性力矩
$$M_1 = m_s r\omega^2 a\cos\theta - m_s r\omega^2 a(-\frac{1}{2}\cos\theta + \frac{\sqrt{3}}{2}\sin\theta)$$
$$= \frac{3}{2} m_s r\omega^2 a\cos\theta - \frac{\sqrt{3}}{2} m_s r\omega^2 a\sin\theta$$
$$= \sqrt{3} m_s r\omega^2 a\cos(\theta+30)$$

330°（M_{max}）.150°（M_{min}）.60° .240°（0）

二阶惯性力矩
$$M_2 = m_s r\omega^2 \lambda a\cos 2\theta - m_s r\omega^2 \lambda a(-\frac{1}{2}\cos 2\theta - \frac{\sqrt{3}}{2}\sin 2\theta)$$
$$= \sqrt{3} m_s r\omega^2 \lambda a(\frac{\sqrt{3}}{2}\cos 2\theta + \frac{1}{2}\sin 2\theta)$$
$$= \sqrt{3} m_s r\omega^2 \lambda a\cos(2\theta - 30)$$

第 3 章动力特性 — 3 惯性力平衡 — P32~35

V型压缩机



一列
$$I_1 = m_s' r\omega^2 \cos\theta$$
$$I_2 = m_s' r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$$

二列
$$I_1 = m_s'' r\omega^2 \cos(\theta-90) = m_s'' r\omega^2 \sin\theta$$
$$I_2 = m_s'' r\omega^2 \lambda \cos 2(\theta-90) = -m_s'' r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$$

一阶合力 $I_1 = \sqrt{(m_s' r\omega^2 \cos\theta)^2 + (m_s'' r\omega^2 \sin\theta)^2} = m_s r\omega^2$

一阶合力方向 $tg\alpha = \frac{m_s r\omega^2 \sin\theta}{m_s r\omega^2 \cos\theta} = tg\theta$

二阶合力 $I_2 = \sqrt{(m_s r\omega^2 \lambda \cos 2\theta)^2 + (-m_s r\omega^2 \lambda \cos 2\theta)^2} = \sqrt{2} m_s r\omega^2 \lambda \cos 2\theta$

第 3 章动力特性 — 3 惯性力平衡 — P32~35

V型压缩机

合力方向 $\theta_2 = tg^{-1}\frac{-m_s r\omega^2 \lambda \cos 2\theta}{m_s r\omega^2 \lambda \cos 2\theta} = tg^{-1}(-1)$ θ_2=-45° 或135°

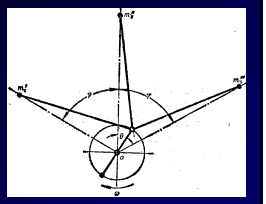
4L-20/8压缩机：平衡重2×38.1kg

总往复质量：1级71.4kg；2级45kg　总回转质量：56.6kg

W型压缩机

取中间垂直列为基准列

$$I_{1l} = m_s' r\omega^2 \cos(\theta-\gamma)\sin\gamma + m_s'' r\omega^2 \cos\theta \sin 0 - m_s''' r\omega^2 \cos(\theta+\gamma)\sin\gamma$$



第 3 章动力特性 — 3 惯性力平衡 — P32~35

W型压缩机

$$I_{1v} = m_s' r\omega^2 \cos(\theta-\gamma)\cos\gamma + m_s'' r\omega^2 \cos\theta + m_s''' r\omega^2 \cos(\theta+\gamma)\cos\gamma$$

当：$m_s'=m_s''=m_s'''$，且 γ = 60° 时

$$I_{1l} = \frac{3}{2} m_s r\omega^2 \sin\theta; I_{1v} = \frac{3}{2} m_s r\omega^2 \cos\theta$$

$$I_{1合} = \sqrt{I_{1l}^2 + I_{1v}^2} = \frac{3}{2} m_s r\omega^2$$

合力方向 $tg\alpha = tg\theta$

当：$m_s'=m_s''/2=m_s'''$，且 γ = 90° 时 → 倒T型压缩机

$$I_{1l} = (m_s' + m_s''')r\omega^2 \sin\theta$$
$$I_{1v} = m_s'' r\omega^2 \cos\theta$$

$$I_{1合} = \sqrt{I_{1l}^2 + I_{1v}^2} = m_s'' r\omega^2$$

角度式压缩机：平衡重质量=往复质量+回转质量

第 3 章动力特性 — 4 飞轮矩确定 — P32~35

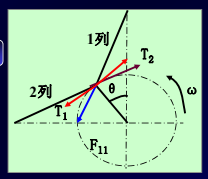
- 切向力与总切向力

曲柄销处连杆力分解成沿曲柄切线方向的分力T

阻力矩　$M_y = T \cdot r = F_p \cdot r\sin(\beta+\theta)/\cos\beta$

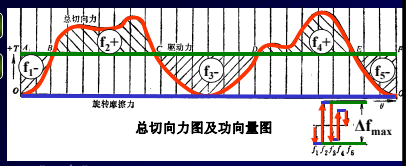
切向力　$T = F_p \cdot \sin(\beta+\theta)/\cos\beta$

总切向力　$T_{tot} = \Sigma T_i + T_r$



- 绘切向力图
- 确定飞轮矩

旋转不均匀度δ



总切向力图及功向量图

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m}$$

$$\omega_m = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$$

第3章动力特性 4 飞轮矩确定 P32~35

- 确定飞轮矩

$M_y - M_d = -J\varepsilon$　J包括:曲轴，联轴节，飞轮。

电机经皮带传动	$\delta \le 1/30 \sim 1/40$
经弹性联轴节传动	$\delta \le 1/80$
异步电机刚性连接(150kW以上)	$\delta \le 1/100$
同步电机刚性连接	$\delta \le 1/150 \sim 1/200$

一转中飞轮的最大动能变化　$\Delta E = \frac{1}{2} J(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)$

$$\Delta E = J \cdot \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \cdot (\omega_{max} - \omega_{min}) = J \cdot \omega_m^2 \delta$$

$$J = \frac{\Delta w_{max}}{\delta \cdot \omega_m^2} = \frac{900 \times \Delta w_{max}}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta}$$

$J = MD^2/4$；　$\omega_m = n\pi/30$

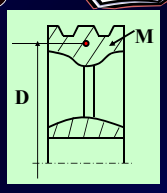
$$\Delta w_{max} = \Delta f_{max} \cdot m_i \cdot m_T$$

第3章动力特性 4 飞轮矩确定 P32~35

- 确定飞轮矩

$$MD^2 = \frac{3600 \times \Delta w_{max}}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta}$$

M:飞轮轮缘部分质量,约为飞轮质量的90%
D:飞轮轮缘截面质心所在圆的直径。



小结

定量计算

概念：略

- 惯性力平衡：两列对动式、三列对动式、V型压缩机、W型压缩机、T型压缩机
- 气体力：压缩过程、膨胀过程

第4章主要尺寸确定与气量调节 1 转速与主要尺寸确定 P30~32

- 行程s缸径D_1比 $\psi = s/D_1$　$\psi = 0.3—0.6$

$\psi\downarrow$　$D_1\uparrow$
- 优点：结构紧凑，刚性好
- 缺点：活塞力、相对余隙较大，零件笨重，冷却性能差

$\psi\uparrow$　$s\uparrow$
- 优点：活塞力、相对余隙较小，冷却性能好;
- 缺点：体积相对大，刚性差。

- 活塞平均速度：$v_m = sn/60$
  - 活塞环、填料、十字头滑板磨损大;
  - 气阀布置困难（排气量一定，气缸直径小）.相对余隙大;
  - 转速高，导致轴径及轴承磨损大。

第4章主要尺寸确定与气量调节 1 转速与主要尺寸确定

- 活塞平均速度：$v_m = sn/60$
  - 中大型压缩机（减轻重量）：v_m =3.5~4.5m/s
  - 直流阀压缩机：v_m =5~6m/s
  - 微型压缩机：v_m =1.0~2.5m/s
  - 迷宫式压缩机（为减少泄漏）：$v_m \geqslant$ 4m/s
  - 聚四氟乙烯密封环压缩机：$v_m \leqslant$ 3.5m/s
  - 超高压压缩机（为保证摩擦件的耐久性）：$v_m \leqslant$2.5m/s
  - 乙炔气体压缩机（乙炔具有爆炸性）：$v_m \approx$1m/s
  - 摩托压缩机（为适应内燃机）：v_m =7m/s
- 转速n

$$Q = V_h \cdot \lambda_d \cdot n = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot s \cdot i_1 \cdot z_1 \cdot \lambda_d \cdot n$$

$$n = 145 \cdot \frac{1}{\psi} \sqrt{\frac{v_m^3 \cdot i_1 \cdot z_1 \cdot \lambda_d}{Q}}$$

- 微型和小型：3000~1000rpm
- 中型：500~1000rpm
- 大型：250~500rpm

第4章主要尺寸确定与气量调节 1 转速与主要尺寸确定

- 转速n
- 行程 $s = 30\, v_m / n$

活塞力大于2×10^4N时，应取中国的行程系列值，并反过来修正v_m 或n。

- 气缸直径 D
- 单作用气缸直径

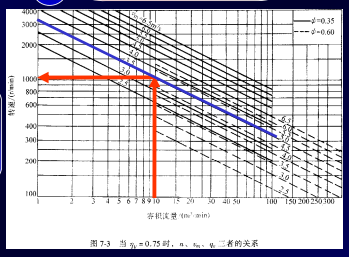


图7-3　当 $\eta_v = 0.75$ 时，n、s_m、ψ_d 三者的关系

$$V_h = z_i \frac{\pi}{4} D^2 s \longrightarrow D = 1.13\sqrt{\frac{V_h}{z_i s}}$$

气缸数

单作用

第4章主要尺寸确定与气量调节 1 转速与主要尺寸确定

- 双作用气缸直径

$$V_h = z_i s \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2) \Rightarrow D = 1.13\sqrt{\frac{V_h}{2z_i s} + \frac{d^2}{2}}$$

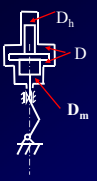
双作用

- 级差式

$$V_h = s\frac{\pi}{4}(2D^2 - D_h^2 - D_m^2)$$

$$D = 1.13\sqrt{\frac{V_h}{2s} + \frac{D_h^2 + D_m^2}{2}}$$

级差式



第2节 气量调节

P40~44

1 气量调节原理

原理 $Q_0 = V_{h1} \cdot \lambda_{v1} \cdot \lambda_{p1} \cdot \lambda_{T1} \cdot \lambda_{l1} \cdot n$

V_h不变，改变λ_T经济性差，其余系数及转速都可用于流量调节

要求
- 连续调节
- 经济性好
- 操作简单、可靠，维修方便。

2 气量调节方法

- 停车调节
  - 启动频繁，增加磨损
  - 电网波动大
  - 起动设备要求简单

  微型压缩机
- 转速调节
  - 连续调节
  - 比功耗小
  - 各级压比不变
  - 无专门调节机构

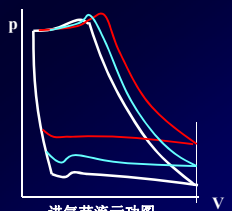
  内燃机、蒸汽机驱动的压缩机

第2节 气量调节

P40~44

2 气量调节方法

- 转速调节
  - n↓气阀会延迟打开，n↑气阀产生振颤
  - 运动部件磨损加剧
  - 润滑油量不足
- 进气节流
  - 连续调节
  - 调节机构简单、可靠
  - 比功耗大
  - 各级压比、排气温度变



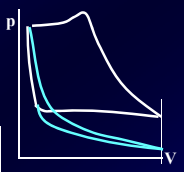
进气节流示功图

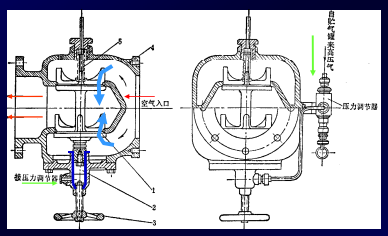
第2节 气量调节

P40~44

2 气量调节方法

- 切断进气
  - 调节机构简单、可靠
  - 功率消耗低





动力用空气压缩机

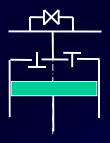
- 压比急剧升高、活塞力突变。
- 排气温度升高，不适用特殊气体
- 缸内形成负压，不宜无油润滑压缩机

第2节 气量调节

P40~44

2 气量调节方法

- 进、排气管连通：节流连通、自由连通
  - 调节机构简单、可靠
  - 自由连通用于大型压缩机启动
  - 排气管路需装止逆阀增加阻力损失
  - 节流连通示功图不变，功率消耗大



- 顶开进气阀
  - 功率消耗低、经济
  - 降低气阀寿命，适用转速低。
  - 用于多级压缩机时,各级均须设置压开叉,调节时,各级气阀应同时压开。

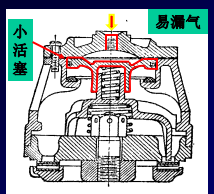


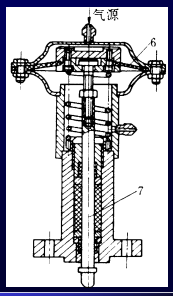
图 13-6 具有活塞式伺服器的压开叉

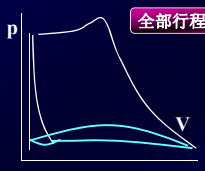
第2节 气量调节

P40~44

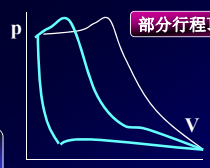
2 气量调节方法

- 顶开进气阀





全部行程顶开进气阀P-v图



部分行程顶开进气阀P-v图

膜式伺服器优点：
装在气缸外面，检修方便

第2节 气量调节

P40~44

2 气量调节方法

- 顶开进气阀

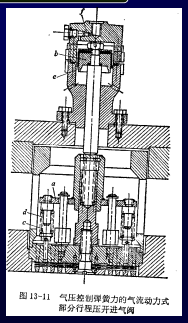


图 13-11 气压控制弹簧力的气流动力式部分行程压开进气阀

n=400~500rpm

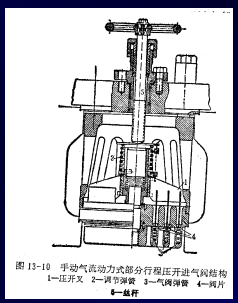


图 13-10 手动气流动力式部分行程压开进气阀结构
1—压开叉 2—调节弹簧 3—气阀弹簧 4—阀片 5—缸杆

n=250~300rpm

第2节 气量调节 P40~44

2 气量调节方法

- 连通补助容积

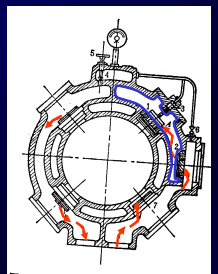


图 13-15 部分行程连通补助容积调节机构
1—调节用进气阀 2—进气阀 3—回服活塞及压开叉 4—针阀 5—手轮 6—节流阀 7—进气阀

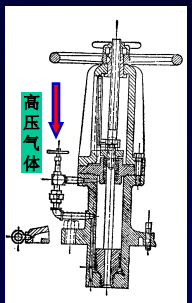


图 13-14 中、高压可变补助容积

第2节 气量调节 P40~44

2 气量调节方法

- 连通补助容积

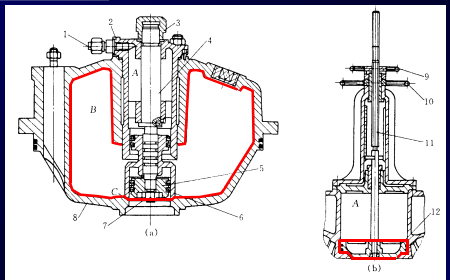


图 2-38 连通补助容积调节结构
(a) 固定补助容积调节结构；(b) 可变补助容积调节结构
1—高压接头；2—高压腔；3—螺帽；4—连接杆；5—小活塞；6—阀心；7—螺母；
8—补助容积；9—微调手轮；10—调节手轮；11—丝杠；12—活塞

第5章 选型 P40~44

1 选型步骤

明确气体的性质	混合气体成分、易燃、易爆、有毒、含有颗粒、易反应。
明确吸气状态	进口压力、温度、密度等。
确定热力性能	排气量、排气压力、排气温度及结构活塞式、隔膜式、转子式或离心式等。
确定压缩机型式	立式、卧式、角度式或其它等。
进行热力计算	
选原动机	异步电机、同步电机、内燃机或汽轮机。
工况复算	校核排气温度、排气量、排气压力、功率是否满足。
材料、密封要求	是否耐腐蚀？密封性能好。

第5章 选型 P40~44

2 特性比较

名称	往复式	回转式	离心式	轴流式
排气压力/MPa	一般0.2~32，最高700	一般0.2~1，最高4.5	一般0.2~15，最高70	一般0.2~0.8
排气量/m^3/min	0.1~400最小0.01	0.1~500	10~3000	200~10000
调节性能	排气压力稳定	排气压力稳定	随流量变化	随流量变化
绝热效率	较高	一般	一般	较高
结构、零部件	复杂	较简单	简单	简单
可靠性	一般	高	高	高
寿命	一般	较长	长	长
制造要求	一般	大多很高	高	高
安装维修	较复杂	较简单	较简单	较简单
工作腔润滑	有、无	有、无	无	无
气体带液工作适应性	差	强	不可	不可

第5章 选型 P40~44

3 鲍杰性能曲线比较

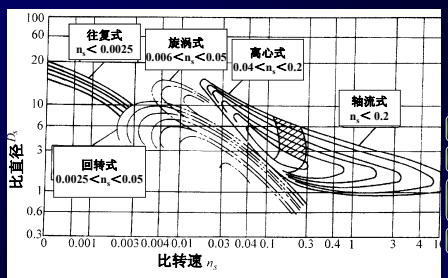


图 1-9 鲍杰性能曲线

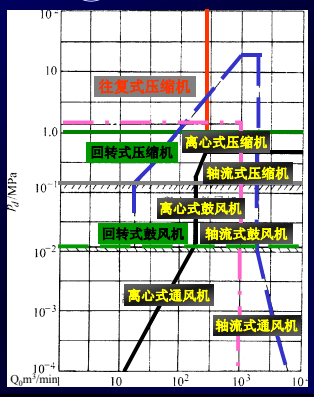
$$n_s = nQ_0^{\frac{1}{2}}(\Delta h_{is})^{-\frac{3}{4}}$$

$$D_s = DQ_0^{-\frac{1}{2}}(\Delta h_{is})^{\frac{1}{4}}$$

- n：转速r/s
- Q_0：排气量m^3/min
- Δh_{is}：等温压缩焓差J/kg
- D：直径m

第5章 选型 P40~44

4 应用范围

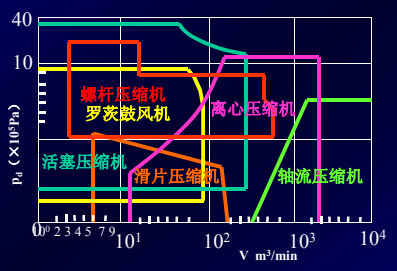


动力与化工用压缩机各种型式的应用范围

第5章 选型

P40~44

4 应用范围



第5章 选型

P40~44

4 应用范围

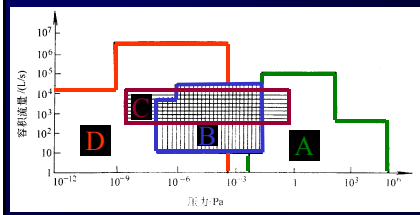


图 1-12 容积式真空泵及其他真空泵适用范围

A—容积泵 B—引射器和扩散泵

C—分子泵 D—低温泵

5 经济性原则

初投资	包括机器设备购置、厂房建设、安装调试等费用。
运行费用	包括动力、润滑油、冷却水消耗费用，值班人员费用。
维修费用	包括备品配件、维修人员费用。
生产损失	包括因维修压缩机带来的生产损失费用。