

第6篇 流体输送机械 及驱动装置

编写人 王迪生 李金钊 张迺卿

张茂文 潘积远 赵士杭

邓冠云

审校人 魏立藩 洪国宝

zk455/0205

6.1 容积式压缩机

6.1.1 活塞式压缩机

(1) 分类及特点

活塞式压缩机按气缸中心线的相对位置分：卧式、立式、对称平衡式、对置式、角度式（L型、V型、W型、S型）等。

按运动机构的特点分：带十字头压缩机（多用于固定式装置）和无十字头压缩机（多用于移动式装置）。

按轴功率大小分：微型（轴功率 $N_{sh} < 10\text{kW}$ ），小型（ $10 \leq N_{sh} \leq 50\text{kW}$ ），中型（ $50 \leq N_{sh} \leq 250\text{kW}$ ），大型（ $N_{sh} \geq 250\text{kW}$ ）。

特点

- a. 排气压力范围广，从抽真空到3500气压范围内都适用；
- b. 适应性强，压缩机的排气量几乎不受排气压力变动的影响；其次，气体的性质，特别是重度，对压缩机的工作性能影响不大，同一台压缩机还可用于不同的气体；
- c. 外型尺寸及重量较大，结构复杂，易损件较多，维修工作量较大；
- d. 排气压力的脉动性较大，一般气体中常混有润滑油。

(2) 理论基础

2.1 热力学基础

a. 单级压缩机工作过程的热力关系

压缩机运行时，经历了四个工作过程，即吸气过程、压缩过程、排气过程和膨胀过程，形成了一个工作循环。

在工作循环中，表示气体状态的三个物理量（压力 P 、温度 T 、容积 V ）的变化，都遵循气体的状态方程。对于理想气体，其状态方程为：

$$PV = RT \quad (1-1)$$

或 $PV = GRT \quad (1-2)$

式中 P ——压力， kgf/cm^2 ；

v ——比容， m^3/kg ；

T ——温度， K ；

R ——气体常数， $(\text{kgf} \cdot \text{m})/(\text{kgf} \cdot \text{K})$ ；

V —— G 公斤气体的容积， m^3 。

对于临界温度较高的气体，例如 NH_3 、 CO_2 等，或气体压力较高，使用理想气体状态方程，将产生误差。为此，状态方程中要考虑气体分子的体积和其相互之间的作用力的影响。这时需用实际气体状态方程：

$$Pv = ZRT \quad (1-3)$$

或 $PV = ZGRT \quad (1-4)$

和理想气体状态方程比较，二者差别在于实际气体状态方程中，引进了压缩性系数 Z （见表

2-5~表2-7), 用以修正气体的压缩性误差。

压缩机理想状态是气缸没有余隙容积, 没有泄漏现象; 气缸的进排气过程没有压力损失, 气体的压缩过程曲线是按恒定的指数进行的。这样的工作过程称理想循环。它只包括吸气、压缩和排气三个过程, 如图1-1所示。

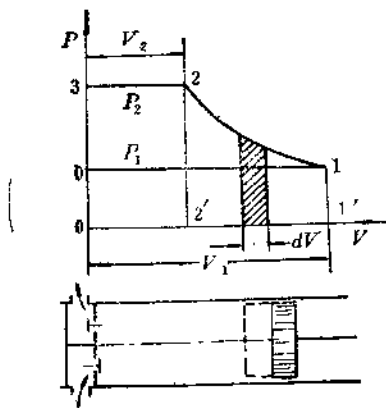


图 1-1 压缩机的理论循环

0—1为吸气过程; 1—2为压缩过程; 2—3为排气过程; 0—1—2—3—0构成级的理论循环

(b) 绝热压缩过程

气体和外界没有热交换。

绝热压缩过程的曲线方程为:

$$PV^k = \text{定值} \quad (1-6)$$

式中 k ——气体绝热指数, $k = \frac{c_p}{c_v}$;

c_p ——气体的定压比热, kcal/(kg·°C);

c_v ——气体的定容比热, kcal/(kg·°C);

绝热指数 k 与气体的性质和温度有关, 理想气体的 k 值为:

单原子气体 $k = 1.667$

双原子气体 $k = 1.4$

三原子气体 $k = 1.333$

混合气体的 k 值按下式计算:

$$\frac{1}{k-1} = \sum \frac{r_i}{k_i-1} \quad (1-7)$$

式中 k ——混合气体的绝热指数;

k_i ——混合气体中 i 组分的绝热指数;

r_i ——混合气体中 i 组分的容积百分数。

理想气体可不考虑温度对绝热指数的影响, 所以在绝热压缩过程中, 温度与压力间的关系为:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} \quad (1-8)$$

式中 T_1, T_2 ——吸气和排气的绝对温度, K;

P_1, P_2 ——吸气和排气压力, kgf/cm²。

(c) 多变压缩过程

多变压缩过程，气体和外界有热交换。

一般压缩机的计算按多变压缩过程进行，其过程曲线方程为：

$$PV^n = \text{定值} \quad (1-9)$$

式中 n ——多变过程的压缩指数，在压缩机中 $1 < n < k$ 。

多变压缩的终了温度，与 n 值大小有关。可把等温过程和绝热过程看作是多变过程的特殊情况，即当 $n=1$ 时，就是等温过程； $n=k$ 时，就是绝热过程。

一公斤理想气体的多变压缩循环功为：

$$N_{pol} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) / \text{kg} \quad (1-10)$$

一公斤实际气体的多变压缩循环功为：

$$N_{pol} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \cdot \frac{Z_H + Z_H}{2Z_H} \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) / \text{kg} \quad (1-11)$$

在实际压缩机中，压缩过程指数 n ，可按以下经验数据选取：

大、中型压缩机 $n = k$

小型压缩机 $n = (0.9 \sim 0.98) k$

理论循环在实际压缩机中不存在。这是由于实际压缩的气缸中：

① 存在余隙容积，当排气结束活塞返回行程时，残存在余隙容积中的压缩气体，有助于往复运动（如活塞等）的停止，出现了膨胀过程，膨胀的气体占据一部分气缸工作容积，减少了新鲜气体的吸入量。

② 气缸吸、排气时，由于气阀的阻力，阀片的运动惯性力，振动以及管道的压力脉动等，使得实际循环图上的吸排气过程不是直线，而是带弯曲的波动曲线。同时，吸排气过程的压力也分别低于和高于理论吸排气压力，压力差 ΔP 是用于克服气阀弹簧力和阀片运动惯性力，使阀片得以启闭。

③ 由于气体和缸壁之间存在复杂的热交换，导致实际压缩过程的压缩指数和膨胀指数并不为定值。

b. 热力参数及其影响因素

(a) 指示图

用指示器绘出的气缸内气体压力沿活塞行程变化的实际循环指示图（图1-2）

指示图的作用：

- ① 判断各过程的完善程度；
- ② 确定气缸的实际进气容积；
- ③ 确定气缸容积的指示功率。

(b) 排气量

单位时间内，压缩机最后一级排出的气体，换算到第一级吸气状态（压力、温度、温度和压缩性系数）时的气体体积，称为排气量。

工程中常用供气量，是指标准状态（即压力 $P_0 = 1.033 \text{ kgf/cm}^2$ ，温度 $T_0 = 273 \text{ K}$ 时）的。

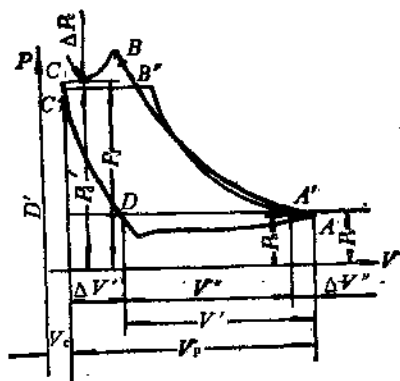


图 1-2 指示图

A—进气阀关闭终了；B—排气阀开始开启；C—排气阀关闭终了；D—进气阀开始开启；A'B'C'D'A'—理论循环

干燥气体的容积。对压缩机来说,应把供气量换算成排气量,排气量与供气量的换算关系式:

$$V_d = \frac{P_0 T_s}{(P_s - \varphi_s P_{s,s}) T_0} \cdot V_N \quad (1-12)$$

式中 V_d ——排气量, m^3/min ;

P_s ——吸入状态的绝对压力, kgf/cm^2 ;

T_s ——吸入状态的绝对温度, K ;

φ_s ——吸入状态的相对湿度;

V_N ——供气量, m^3/min ;

$P_{s,s}$ ——吸入温度下的饱和蒸汽压力, kgf/cm^2 。

实际压缩机的排气量为:

$$V = V_c \cdot \lambda = V_c \cdot \lambda_v \cdot \lambda_p \cdot \lambda_t \cdot \lambda_s \quad (1-13)$$

式中 V_c ——压缩机的行程容积, m^3/min ;

λ ——容积系数, 考虑余隙容积存在的影响;

λ_v ——压力系数, 考虑吸气终点压力与各义压力偏差的影响;

λ_t ——温度系数, 考虑吸气过程中气体被加热的影响;

λ_s ——气密系数, 考虑气体泄漏的影响;

λ ——排气系数 (见表 1-1~1-2), 表示实际排气量与理论排气量之比。

e ——气缸的压力比 ($= P_d/P_s$);

m ——膨胀过程指数。

表 1-1 气体压缩机排气系数

类 型	主 要 参 数			排气系数 λ
	排 气 量 m^3/min	排气压力 kgf/cm^2	级 数	
氮氢压缩机	≤ 40	151~321	4~6	0.73~0.79
	> 100	321	8	0.75~0.80
石油气压缩机	10~119	11~43	2~4	0.65~0.80
CO_2 压缩机	45~62	211	5	0.75~0.76
O_2 压缩机	33~120	21~45	2~4	0.65~0.73

表 1-2 空气压缩机排气系数

类 型	主 要 参 数			排气系数 λ
	排 气 量 m^3/min	排气压力 (表) kgf/cm^2	级 数	
微 型	0.15~0.90	7	1	0.58~0.60
	0.015~0.05	7	1	0.33~0.40
小型 V.W	1~3	7	2	0.60~0.70
	3~12	7	2	0.76~0.85
L 型	10~100	7	2	0.72~0.82

排气压力 $P_d \leq 20 \text{ kgf/cm}^2$, $a = 0.07 \sim 0.15$

$20 < P_d \leq 320 \text{ kgf/cm}^2$, $a = 0.12 \sim 0.18$

超高压压缩机 a 值可达 0.25。

膨胀过程指数 m 和下列因素有关:

气缸的冷却情况越好, m 值越大;

压缩机的转速越高, m 值越大; 进气压高, m 值也大, 见表 1-3。

表 1-3 膨胀过程指数 m

进气压力 kgf/cm ²	K 为任意值	$K=1.4$	进气压力 kgf/cm ²	K 为任意值	$K=1.4$
≤ 1.5	$1+0.5(K-1)$	1.2	10~13	$1+0.88(K-1)$	1.35
1.5~4	$1+0.62(K-1)$	1.25	> 30	K	1.4
4~10	$1+0.75(K-1)$	1.3			

K 是绝热指数

多级压缩机的排气量, 还必须考虑气体在中间冷却器中, 因温度、压力条件的改变, 可能冷凝出液体, 使得最后的重量排气量降低。

影响排气量的因素

压缩机的排气量取决于气缸的行程容积和排气系数。行程容积在压缩机制造时已基本确定, 以下着重介绍排气系数的影响因素。

① 容积系数 λ_v

理想气体的容积系数:

$$\lambda_v = 1 - a \left(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right)$$

实际气体的容积系数:

$$\lambda_v = 1 - a \left(\frac{z_1}{z_a} \varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right)$$

式中 a ——气缸的相对余隙容积 $\left(= \frac{V_o}{V_h} \right)$, V_o 为余隙容积, V_h 为气缸的工作容积。

多级压缩机中, 热交换面积逐级减小, 故 m 值逐级增大, 高压级接近 K 值;

m 值的大小还和相对余隙容积 a 值有关, a 值愈大, m 值也愈大。

② 压力系数 λ_p

$$\lambda_p = \frac{V'_1}{V''_1} \approx \frac{P'_1}{P''_1}$$

式中 V'_1 、 P'_1 ——吸气终了气缸内容积、压力;

V''_1 、 P''_1 ——名义吸气容积、压力。

对多级压缩机, I 级、II 级 $\lambda_p = 0.95 \sim 0.98$, III 级以后 $\lambda_p \approx 1$ 。

③ 温度系数 λ_t

λ_t 表示进气被加热而使实际进气容积降低的程度, 它随压力比的增高而降低。

$$\lambda_t = \frac{T_1}{T''}$$

式中 T_s ——吸入管道中气体温度；

T'' ——吸入终了时，缸内的气体温度。

在吸气过程，气体吸收的热量越多， λ_t 就越小， λ_t 值可根据压力比的大小，从图1-3查得。

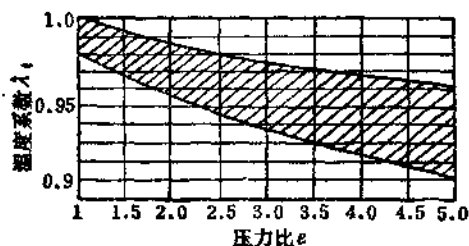


图1-3 温度系数 λ_t 与压力比 ε 的关系

④ 气密系数 λ_g

由于气阀、活塞环、填料以及管道、附属设备等密封不严而造成泄漏，其中尤以活塞环的泄漏最为严重。

压缩机的泄漏有两种：一是漏入大气或管道的外泄漏，它使排气量降低，同时也影响各级压力。二是从高压部位漏入低压部位的内泄漏，它不直接影响压缩机的排气量，只改变级间压力分配，增大压缩机的功率消耗。

通常用排出气体 V_d 与吸入气体 V_s 之比值来表示泄漏对行程容积的影响，引入气密系数 λ_g ，其值为：

$$\lambda_g = \frac{V_d}{V_s} = \frac{V_d}{V_d + V_g} = \frac{1}{1 + \nu} = \frac{1}{1 + \sum \nu_i}$$

式中 V_g ——该机的气缸内、外泄漏和以后各级的外泄漏的总和；

ν ——相对泄漏， $\left(= \frac{V_g}{V_d} \right)$ 其值为 $\nu = \sum \nu_i$ ；

ν_i ——气阀、活塞环和填料等各部位的相对泄漏， ν_i 的数值范围如表1-4所示。

表 1-4 ν_i 值的范围

泄漏部位	ν_i 值	泄漏部位	ν_i 值
气 阀	0.01~0.04	双作用活塞环	0.003~0.015
单作用活塞环	0.01~0.05	填 料	(0.0005~0.001)z

z——以常压进气算起的级数

压缩机的气密系数 λ_g 值，一般为0.90~0.98。

(c) 排气压力及其影响因素

① 排气压力的确定

多级压缩机排气压力的确定，除满足用户的需要外，通常包括两项内容，即级数的选择和各级压力比的合理分配。

级数的选择，一般应遵循下列原则：使压缩机的耗功最小，排气温度在允许的范围之内。

若已知压缩机的总压力比 ε ，则压缩机的级数 z 可由下式确定：

$$z = \frac{\ln \varepsilon}{\ln \varepsilon_0} \quad (1-14)$$

式中 ε_0 ——每一级的最佳压力比, ε_0 可按图1-4确定。

按式1-14计算得的级数 z , 若不是整数, 则应取其最靠近的整数。

对于压缩终了温度有特别限制的压缩机, 如石油气、乙炔气、氯气压缩机等, 温度超出某一界限就将可能产生结焦、爆炸或强烈腐蚀现象; 另外, 对无油润滑压缩机, 其密封元件的材料对工作温度也有一定限制。对这类压缩机, 必须按限制的最高温度来确定所需的级数, 可利用图1-5的曲线, 根据允许的排气温度确定级的压力比, 然后按式1-14求得所需的级数。

压缩机的级数确定之后, 就可进一步确定各级气缸的压力比。压力比也是根据耗功最小的原则确定, 而耗功最小的条件为各级压力比相等, 即各级压力比 ε_i 应为:

$$\varepsilon_i = \sqrt[z]{\frac{P_{dz}}{P_{d1}}} \quad (1-15)$$

式中 P_{dz} —— z 级压缩机的末级排气压力;
 P_{d1} ——第一级吸气压力。

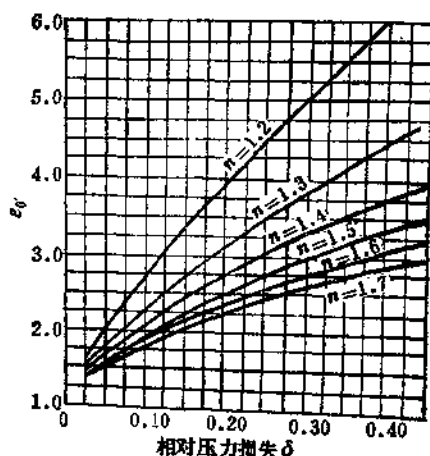


图1-4 最佳压力比 ε_0 与相对压力损失 δ 的关系曲线
相对压力损失 δ , 一般平均值为10~20%, 大型压缩机可取中值, 小型的取较大值。

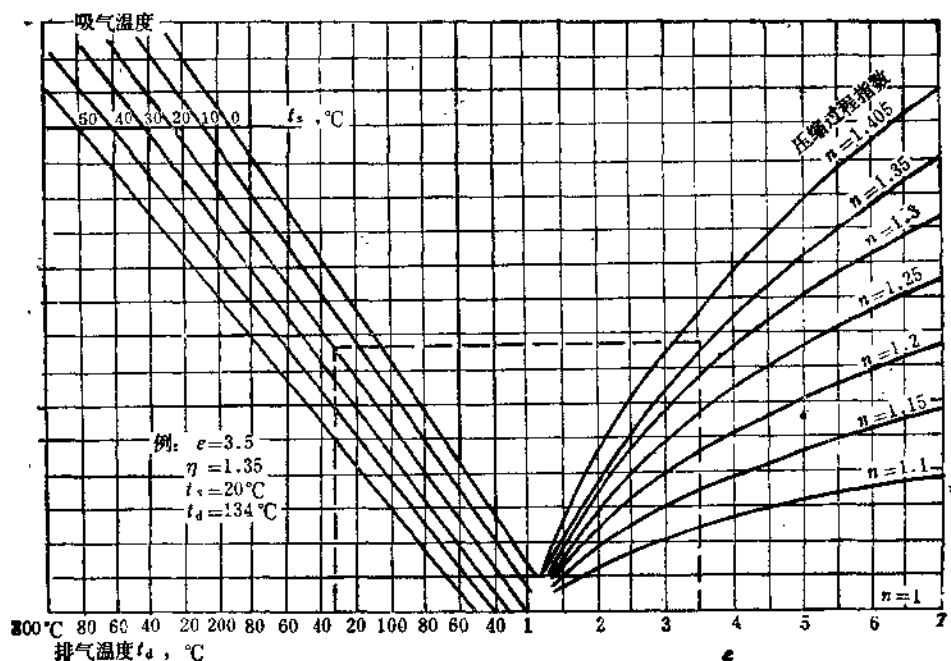


图 1-5 排气温度与压力比的关系

多级压缩机任意一级的排气压力 P_{d1} ，应等于该级的吸气压力 P_{s1} 乘以该级的压力比 ε_1 。

在实际压缩机中，确定各级实际压力比时，往往还要在等压力比的基础上根据运行条件进行修正，因此各级的排气压力并非等比级数。所考虑的因素通常是：

为了提高第一级气缸的容积系数，常使一级的压力比稍低，

$$\varepsilon_1 = (0.90 \sim 0.95) \sqrt[n]{\varepsilon} \quad (1-16)$$

压缩机的末级，有时会出现排气压力大于设计值；有时会由于排气量调节引起末级压力比升高而造成末级排气温度过高等。为此，末级的压力比 ε_z 往往也取得较小：

$$\varepsilon_z = (0.90 \sim 0.75) \sqrt[n]{\varepsilon}$$

为了平衡活塞力，使压缩机受力均匀，提高机械效率，在确定各级压力比时，往往还提据结构方案而有所修正。

② 影响排气压力的因素

吸入压力的影响

压缩机吸入压力的变化，将直接影响各级的排气压力。对于理想循环，各级排气压力将随吸入压力成比例地上升或下降。而实际压缩机，由于存在余隙容积及末级排气压力恒定的原因，将使各级排气压力的变化有所缓和。

终压的影响

对于多级压缩机，终压对级间排气压力的影响，往往只对末前级比较明显。即终压增高时，末级压力比上升，容积系数下降，吸气压力上升，使末前级的排气压力上升。同理这种影响将逐级往前直至第一级；实际上，由于影响过程逐级迅速衰减，故多级压缩机的低压级，特别是第一级的排气压力受的影响不显著。

余隙容积的影响

增大（或减少）余隙容积，将影响各级的吸入容积减少（或增大），这样引起各级吸气压力的降低（或增高）。

增大多级压缩机第一级的余隙容积，就降低压缩机的排气量，同时造成各中间级的排气压力的降低。

如增大末级的余隙容积，能提高前一级的排气压力，同时使末级本身的压力比下降。

泄漏的影响

压缩机任意部位的泄漏，都将影响气体压力。由于气密性直接关系到级间压力，故常常以压缩机的各级间压力是否正常来判断压缩机的气阀、活塞环或其他密封部位是否发生故障。

第一级的气阀或活塞环泄漏，将减少压缩机的排气量，因此，各级间压力相应降低；中间级或末级的泄漏，则泄漏级的吸入容积减少，前级的排气压力必将增高，因为只有提高吸气压力之后，前级的排气量才能被减少了的吸入容积所全部接纳。

提间管道的泄漏，导致级间压力的降低。

级间冷却的影响

中间冷却器的冷却恶化，气体温度升高，级间气体压力也随之提高。中间冷却器的阻力增大时，实际上只使前一级的排气压力提高，提高后的压力在中间冷却器内损耗掉，故对中间冷却器后面的吸气压力没有明显的影响。

（d）压缩机的排气温度及其影响因素

① 排气温度的计算

化工用的压缩机，常以排气温度为重要的操作指标之一，并借以判断压缩机的运行情况。

排气温度计算式：

$$T_d = T_s \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \quad (1-17)$$

式中 T_s 、 T_d ——进、排气的绝对温度，K；

ε ——压力比；

K ——压缩过程指数。

② 排气温度的限制原则

使用润滑油的压缩机，排气温度的最高值，一般限制在160~180℃范围；

对无油润滑压缩机，排气温度的最高值，应由无油密封元件的耐温性能决定。采用氟塑料和聚内酰胺材料时，排气温度一般应低于170℃；

对排气温度有特别限制的各种气体压缩机，其最高排气温度应分别限制在各自的许用范围内，如：

石油气压缩机 为防止液化和结焦， $t_d < 110^\circ\text{C}$

乙炔气压缩机 为防止燃烧爆炸， $t_d < 100^\circ\text{C}$

氯气压缩机 为防止强烈的腐蚀， $t_d < 100^\circ\text{C}$

(e) 压缩机的功率、效率及其影响因素

① 功率

压缩机气缸每一个实际循环所消耗的功称为指示功，单位时间内所消耗的指示功称为指示功率。每一级所消耗的指示功率称级指示功率。倘若由几个工作容积组成一个级，级指各工作容积指示功率的总和。

压缩机指示功率，多按绝热循环计算。

理想气体， z 级压缩机：

$$N_i = \sum_{i=1}^z N_{i,di} = 1.634 \sum_{i=1}^z P_{di} V_{ci} \lambda_{ci} \frac{k_i}{k_i - 1} \left[\left(\frac{P'_{di}}{P_{di}} \right)^{\frac{k_i - 1}{k_i}} - 1 \right] \quad (1-18)$$

实际气体：

$$N_i = \sum_{i=1}^z N_{i,di} = 1.634 \sum_{i=1}^z P_{di} V_{ci} \lambda_{ci} \frac{k_{ri}}{k_{ri} - 1} \left[\left(\frac{P_{di}}{P'_{di}} \right)^{\frac{k_{ri} - 1}{k_{ri}}} - 1 \right] \frac{z_{ri} + z_{di}}{2z_i} \quad (1-19)$$

式中 N_i ——指示功率，kW；

P_{di} ——第 i 级名义吸气压力，kgf/cm²；

V_{ci} ——第 i 级的气缸行程容积，m³/min；

λ_{ci} ——第 i 级的容积系数；

P'_{di} 、 P_{di} ——第 i 级考虑压力损失的實際排气和吸气压力，kgf/cm²；

k_i ——第 i 级理想气体的绝热过程指数；

k_{ri} ——第 i 级实际气体的温度绝热指数；

z_{ri} 、 z_{di} ——第 i 级名义压力下的气体压缩性系数。

考虑吸、排气过程压力损失 δ_s 和 δ_d 后的实际压力，按下式求得：

$$P'_{ii} = P_{ii}(1 - \delta_i) \quad (1-20)$$

$$P'_{di} = P_{di}(1 + \delta_d) \quad (1-21)$$

式中吸、排气压力损失 δ_s 和 δ_d 可在图1-6中查得。

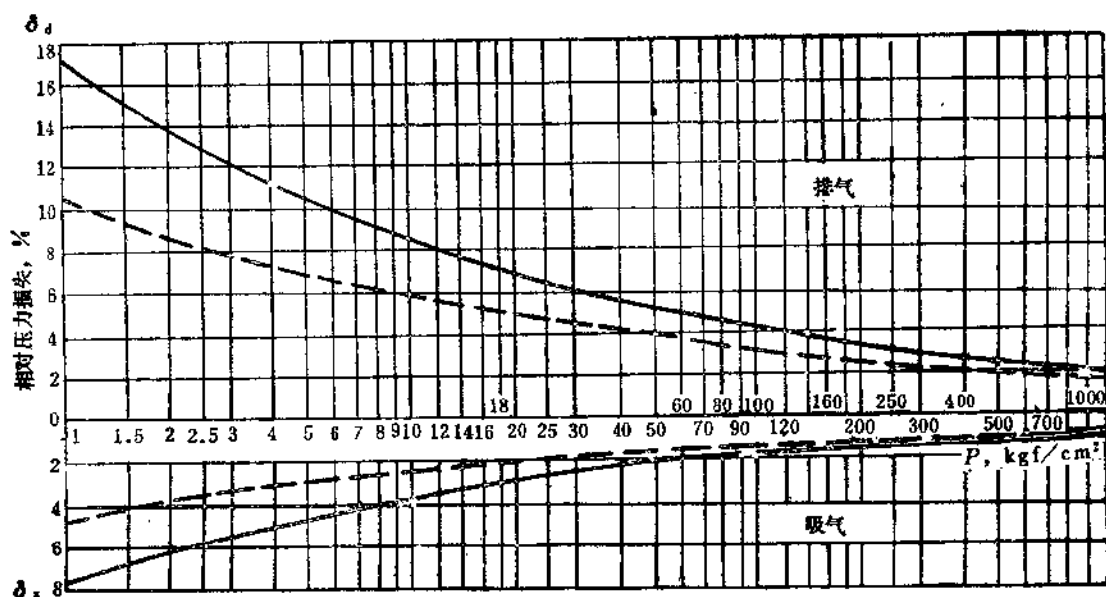


图 1-6 不同名义压力下的吸排气相对压力损失曲线
实线适用于有较大压力损失的吸排气系统，虚线适用于较小压力损失的系统。

压缩机的曲轴端输入的功率，称轴功率。轴功率包括：压缩机的指示功率 N_i 和压缩机运动零部件的机械摩擦损失功率 N_f ，但 N_f 很难给予精确计算，通常以机械效率予以折算，故轴功率为：

$$N = \frac{N_{id}}{\eta_m} \quad (1-22)$$

式中 η_m ——压缩机机械效率，一般中、大型压缩机 $\eta_m = 0.90 \sim 0.95$ ，循环压缩机 $\eta_m = 0.80 \sim 0.85$

驱动机的功率应大于压缩机的轴功率，这是由于：
考虑到压缩机的脉动载荷以及可能产生的工况波动；
考虑传动装置的功率损耗，通常以传动效率折算。
因此，驱动机的功率应为：

$$N_c = (1.05 \sim 1.15) \frac{N}{\eta_c} \quad (1-23)$$

式中 η_c ——传动效率，皮带传动 $\eta_c = 0.96 \sim 0.99$ ，齿轮传动 $\eta_c = 0.97 \sim 0.99$ ，半弹性联轴节： $\eta_c = 0.97 \sim 0.99$ ，刚性联轴节： $\eta_c = 1$ 。

② 压缩机的效率和比功率

压缩机理想循环功率与实际消耗功率的比值称为压缩机效率，是用来衡量压缩机经济性的指标。

等温效率 等温功率 N_{is} 与轴功率 N_{sh} 之比

$$\eta_{is} = \frac{N_{is}}{N_{sh}} \quad (1-24)$$

绝热效率 绝热功率 N_{ad} 与轴功率 N_{sh} 之比

$$\eta_{ad} = \frac{N_{ad}}{N_{sh}} \quad (1-25)$$

水冷式压缩机常用等温效率；气冷以及压缩高临界温度气体的压缩机常用绝热效率。某些气体压缩机的等温效率见表1-5。

表 1-5 某些气体压缩机的等温效率

介 质	参 数			η_{is}
	V m^3/min	P_d kgf/cm^2	级 数	
空 气	< 3	8	1	0.35~0.42
	< 3	8~11	2	0.53~0.60
	3~12	8	2	0.53~0.60
	10~100	9	2	0.65~0.70
氮 氢 气	13~40	321	6	0.60~0.70
	>100	321	6	0.62~0.68
石 油 气	10~100	43	4	0.64~0.68
二氧化碳	50	211	5	0.54~0.73
氨 气	33~100	21~45	5	0.53~0.60

绝热效率大致为：

大型压缩机 $\eta_{ad} = 0.80 \sim 0.85$

中型压缩机 $\eta_{ad} = 0.70 \sim 0.80$

小型压缩机 $\eta_{ad} = 0.65 \sim 0.70$

压缩机的比功率 N_i 是指在一定的排气压力下，每立方米排气量所消耗的功率，用以评价工作条件相同、介质相同压缩机的经济性。

$$N_i = \frac{N_{sh}}{V_d} \quad kW/m^3/min \quad (1-26)$$

③ 影响压缩机指示功率的因素

吸排气压力的影响

吸气压力的改变使吸气的比容发生变化，影响气缸的实际吸气量，又影响压力比的变化。对常用的压缩机，指示功率几乎是随着吸气压力的提高而成比例地增大。

排气压力是通过压力比的变化来影响指示功率。

气体热交换的影响

压缩机的实际过程，往往在等温和绝热之间。压缩及膨胀过程越接近等温，功耗减少，但这时吸气量也减少，因此，并不希望膨胀过程指数过小。

气体性质的影响

气体的重度愈大，流动过程的压力损失愈大，使指示功率上升。

相同的压比, 气体的绝热指数越大, 压缩过程消耗的指示功率越大。

临界温度对功耗的影响较大, 对临界温度较高的气体, 如二氧化碳、石油气等, 由于内聚力使气体收缩, 减少了压缩功耗。因此, 这类气体压缩机, 尚若用空气试车时, 要特别注意驱动机的超载问题。

压缩机结构的影响

压缩过程的泄漏增加功耗, 阀片的启闭不及时造成压力损失, 增大耗功。

压缩气体在气缸内以及管道中发生脉动, 都会增加指示功率。

(2.2) 动力学基础

a. 压缩机受力分析

压缩机稳定运行时, 运动机构的惯性力和摩擦力以及气体的压力同时作用于机器的部件; 而运动机构存在的不平衡的惯性力和惯性力矩, 又通过机体传给基础, 并由基础吸收。

活塞式压缩机的阻力矩和惯性力学都具有明显的脉动性, 前者导致压缩机产生旋转不均匀度, 而后者使机组产生振动。活塞式压缩机基础振幅允许值见表1-6。

表 1-6 压缩机基础振幅允许值

(mm)

振动类别	每 分 钟 振 动 频 率					
	500以下	500	750	1000	1500	3000
垂 直 的	0.15	0.12	0.09	0.075	0.06	0.03
水 平 的	0.20	0.16	0.13	0.11	0.09	0.05

压缩机动力学, 就是在分析、确定各种作用力的基础上, 指出改善压缩机的惯性力以及转矩的平衡状态的途径。

压缩机的惯性力分两类, 一是往复惯性力, 二是旋转惯性力。

往复惯性力:

$$I_s = m_s r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = I_{s1} + I_{s2} \quad (1-27)$$

式中 I_{s1} ——一阶往复惯性力, 其变化周期和曲轴的周期相同,

$$I_{s1} = m_s r \omega^2 \cos \alpha \quad (1-28)$$

I_{s2} ——二阶往复惯性力, 其变化周期等于曲轴旋转周期的两倍。

$$I_{s2} = m_s r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad (1-29)$$

式中 m_s ——往复运动零件的总质量, ($= m_p + (0.3 \sim 0.4)m_L$);

m_p ——活塞、活塞杆、十字头的质量总和;

m_L ——连杆的质量;

r ——曲柄半径;

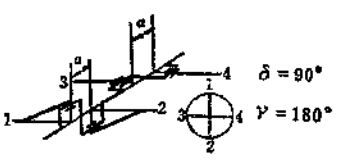
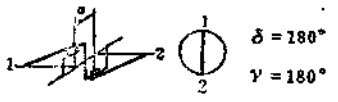
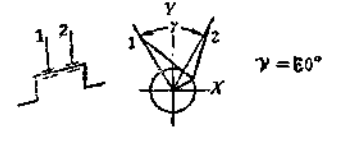
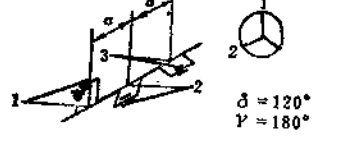
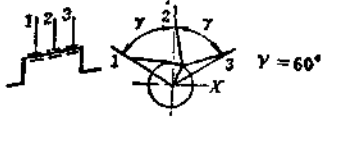
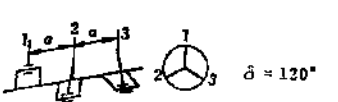
ω ——曲轴角速度 ($= \frac{\pi n}{30}$), 对一定的压缩机转速 n , 则 ω 为定值;

λ ——曲柄半径 r 与连杆长度之比 ($= \frac{r}{L}$);

α ——曲柄转角。

一阶往复惯性力的最大值处在 $\alpha = 0$ 时, 并等于:

表 1-7 各种型式压缩机惯性力和惯性力矩的最大值

型 式	未平衡的惯性力和力矩	未平衡的惯性力和力矩					
		旋 转 惯性力 I_r	旋 转 惯性力矩 M_r	一 阶 惯性力 $I'S_I$	一 阶 惯性力矩 M'	二 阶 惯性力 $I'S_{II}$	二 阶 惯性力矩 M''
立 式	 $\delta = 90^\circ$ $\gamma = 180^\circ$	0	$m_p r \omega^2 a$	0	$m_p r \omega^2 a$	$m_p r \omega^2 \lambda$	0
	 $\delta = 180^\circ$ $\gamma = 180^\circ$	0	$\sqrt{3} m_p r \omega^2 a$	0	$\sqrt{3} m_p r \omega^2 a$	0	$\sqrt{3} m_p r \omega^2 \lambda a$
角 度 式	 $\gamma = 60^\circ$	$m_p r \omega^2$	0	$m_p r \omega^2$	微小不计	$\sqrt{2} m_p r \omega^2 \lambda$	微小不计
	 $\delta = 120^\circ$ $\gamma = 180^\circ$	$m_p r \omega^2$	0	$\frac{3}{2} m_p r \omega^2$	微小不计	$\frac{3}{2} m_p r \omega^2 \lambda$	微小不计
	 $\gamma = 60^\circ$	$m_p r \omega^2$	0	$\frac{3}{2} m_p r \omega^2$	微小不计	$\sqrt{\frac{3}{2}} m_p r \omega^2 \lambda$	微小不计
对 称 平 衡 型	 $\gamma = 90^\circ$	0	$m_p r \omega^2 a$	0	$m_p r \omega^2 a$	0	$m_p r \omega^2 \lambda a$
	 $\delta = 120^\circ$	0	$\sqrt{2} m_p r \omega^2 a$	0	$\sqrt{2} m_p r \omega^2 a$	0	0
对 置 式	 $\delta = 180^\circ$	0	$\sqrt{3} m_p r \omega^2 a$	0	$\sqrt{3} m_p r \omega^2 a$	$2 m_p r \omega^2 \lambda$	$\sqrt{3} m_p r \omega^2 \lambda a$

① 表中 δ 为相邻曲拐平面间的夹角； γ 为相邻气缸中心线的夹角。② 表中 m_p 为每一拐的不平衡旋转质量； m_p 为每一列的往复运动质量。③ 表中 r 为曲柄半径； ω 为曲轴旋转角速度； λ 为曲柄半径与连杆长度之比； a 为列间距。

$$M_c = M + J\varepsilon \quad (1-39)$$

式中 J ——压缩机装置的旋转质量惯性矩；

ε ——压缩机主轴的角加速度。

$J \cdot \varepsilon$ 为压缩机的惯性力矩，在扭矩平衡中起蓄能器的作用， $J \cdot \varepsilon$ 也要传到基础上去。

b. 惯性力与惯性力矩的平衡

压缩机的不平衡惯性力和惯性力矩，都将传到基础引起机组振动。减小振动最有效的方法是在机器内部设法全部或部分平衡惯性力和惯性力矩，以消除振动根源。当压缩机内部无法平衡时，则靠建造质量足够大的基础予以减小振动。

表1-7为各种型式压缩机在各列往复质量相等时惯性力和惯性力矩的最大值。

c. 转矩平衡

压缩机运行过程，由于驱动力和总切向力不可能在任何瞬间都保持相等。当驱动力大于切向力时，主轴增速；反之，主轴减速。因此，主轴的转速呈脉动现象。过大的脉动，使压缩机无法正常工作。

为此，选择和安排压缩机运动机构的质量和传动方式，使其和转速以及所受的力之间具有最合适的关系，使压缩机的旋转不均匀度符合规范要求。

安排运动机构质量的方法，通常是安装飞轮，借助飞轮矩来积蓄或放出驱动机和压缩机之间运转过程的盈亏功。

飞轮机构动能的变化应等于主轴从最低转速到最高转速的时间间隔中驱动机力矩和阻力所作功的差值。

以 δ 表示压缩机的旋转不均匀度，并令

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \quad (1-39)$$

式中 ω_m ——压缩机平均角速度 $\left(= \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \right)$ ；

$\omega_{\max}$ 、 $\omega_{\min}$ ——压缩机的最大、最小角速度。

压缩机的旋转不均匀度 δ 和驱动机类型、传动方式以及压缩机装置本身的特点有关，常用压缩机的许用 δ 值见表1-8。

表 1-8 压缩机的许用不均匀度 δ 值

驱 动 机	电 动 机			内 燃 机
传动方式	皮 带	弹性联轴节	刚性连接或悬挂电机	弹性联轴节
许用 δ 值	$\frac{1}{30} \sim \frac{1}{40}$	$\frac{1}{80}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{8} \sim \frac{1}{10}$

(3) 活塞式压缩机的结构

(3.1) 结构方案及其特点

活塞式压缩机按气缸中心线的相对位置分为：立式、卧式、对称平衡式、对置式、角度式（L型、V型、W型、S型）等，如表1-9所示。各种型式按运动机构的特点，又可分为：带十字头压缩机与无十字头压缩机，前者多用于低压小型，后者的应用范围甚广。

不同结构型式压缩机的特点

表 1-9 压缩机结构方案实例

级数	立式	卧式	角 度				对 称		平衡型	对置型
			L型	V型	W型	扇型	M	型		
I	1 	7 	13 	16 	20 	23 	27 			
II	2 	8 	14 	17 	21 	24 	28 	33 	38 	41
III	3 	9 		18 		25 	29 	34 		42
IV	4 	10 		19 		26 	30 	35 	39 	
V	5 	11 					31 	36 		
VI	6 	12 	15 				32 	37 	40 	

注：表中“B”表示平衡容积。