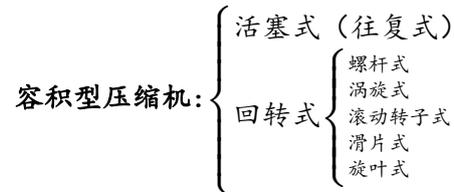


Fluid Transmission Machinery and Control

1 概论

1.1 压缩机分类

• 提高压力原理分类：



速度型压缩机：离心式（透平式）

• 制冷剂种类分类

• 密封方式分类：

- 开式
- 半封闭式
- 全封闭式

• 蒸发温度范围分类

- 高温 $-10 \sim 0^{\circ}\text{C}$
- 中温 $-15 \sim 0^{\circ}\text{C}$
- 低温 $-40 \sim -15 \sim 0^{\circ}\text{C}$

1.2 压缩机用途

- 空气动力
- 化工工艺
- 制冷和气体液化、分离
- 气体运输

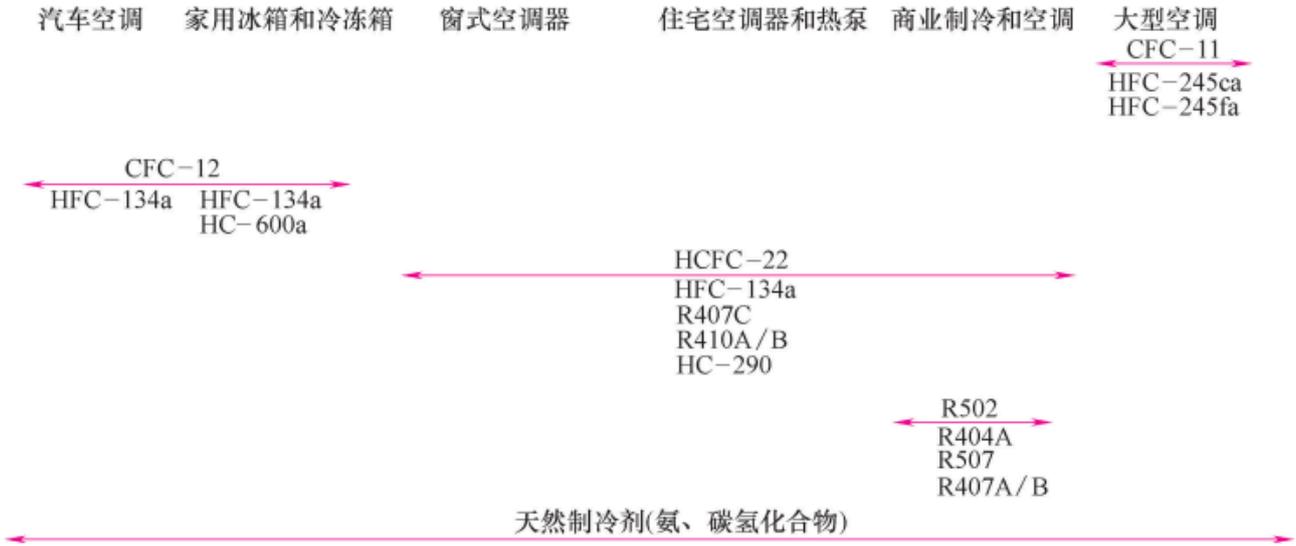


图 1-16 目前各类压缩机的大致应用场合及其制冷量大小

1.3 制冷剂对压缩机的影响

1. 无影响

2. 饱和压力增大，需重新涉及主要受力部分
3. 循环相差较大，如 CO_2 制冷循环节流压差大、饱和压力大，压缩机需重新设计
4. 与制冷剂、润滑油的接触问题



2 往复式制冷压缩机

2.1 基本结构和工作原理

名词术语

1. 外止点（上止点）：活塞在汽缸中作反复运动时，离曲轴旋转中心最远的位置。
2. 内止点（下止点）：活塞在汽缸中作反复运动时，离曲轴旋转中心最近的位置。
3. 活塞行程：外止点与内止点之间的距离，通常用 S 表示，等于曲柄半径 R 的两倍，即 $S=2R$ ，单位为米（或毫米）。
4. 余隙容积：活塞位于外止点时，活塞顶面与汽缸端面之间的容积，汽阀通道（与汽缸一直相通的）及第一道活塞环以上的环形容积的总和，以 V_c 表示。
5. 相对余隙容积：余隙容积与汽缸工作容积之比，以 C 表示，即：

$$C = \frac{V_c}{V_p} \times 100\%$$

2.1.1 理论运行

- 工作容积

$$V_p = \frac{\pi}{4} D^2 S \tag{1}$$

- 理论输气量

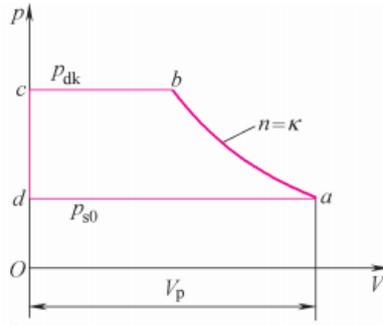
$$q_{m,t} = \frac{q_{V,t}}{v_i} \tag{2}$$

$$q_{V,t} = 60inV_p \tag{3}$$

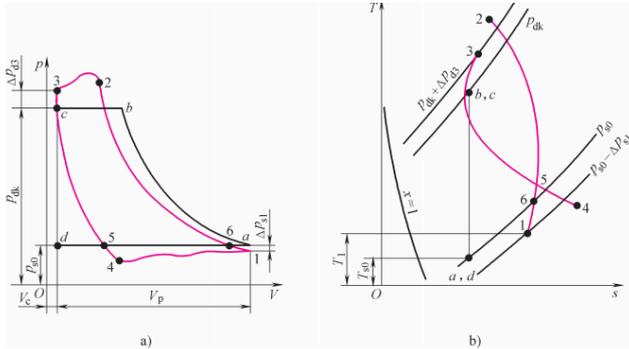
• 理论等熵比功

$$W_t = \int_a^b V dp \quad (4)$$

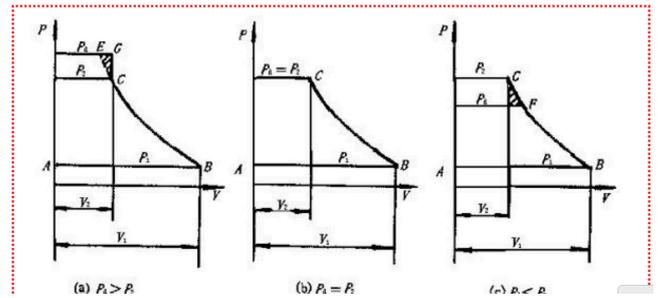
$$w_t = h_{k,s} - h_{o,s} \quad (5)$$



2.1.2 实际运行



①欠压缩: $P_d > P_2$; ② $P_d = P_2$; ③过压缩: $P_d < P_2$



1. 内容积效率

$$\eta_{\varepsilon_V} = \frac{W_{\text{理想情况}}}{W_{\text{出现过压缩或欠压缩所做的功}}} \quad (6)$$

• 内容积比

$$\varepsilon_V = \frac{V_i}{V_o} \quad (7)$$

• 压缩比

$$\varepsilon_p = \frac{p_o}{p_i} = \varepsilon_V^n \quad (8)$$

• 过压缩/欠压缩

- 过压缩: $\varepsilon_p > \varepsilon_{p,0}$
- 欠压缩: $\varepsilon_p < \varepsilon_{p,0}$

2. 容积效率(输气系数)

$$\eta_V = \frac{V_{\text{实际}}}{V_{\text{理论}}} = \frac{q_{\text{实际}}}{q_{\text{理论}}} = \frac{q_{va}}{q_{vt}} \quad (9)$$

• 容积系数

来自于余隙容积膨胀后吸入体积减小

$$\lambda_V = \frac{V'}{V_p} = 1 - \frac{\Delta V'}{V_p} \quad (10)$$

$$\lambda_V = 1 - c\left(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1\right), \quad c = \frac{V_c}{V_p} \quad (11)$$

• 压力系数

来自于吸气时压降导致吸入体积进一步减小（最终气缸压力小于设定吸气压力）

$$\lambda_p = \frac{V''}{V'} = 1 - \frac{\Delta V''}{V'} \quad (12)$$

$$\lambda_p = 1 - \frac{1+c}{\lambda_V} \left(\frac{\Delta p_{s1}}{p_{s0}} \right) \quad (13)$$

• 温度系数

来自于吸入后和余隙容积中高温气体混合外加不可逆损失加热，造成吸入实际体积进一步减小（最终温度等于气缸设定吸气温度）

$$\lambda_T = \frac{V_x}{V''} \quad (14)$$

$$\lambda_T = \frac{T_{s0}}{T_1} \quad (15)$$

对于顺流立式压缩机

$$\lambda_T \lambda_l = \frac{T_0}{T_k} \quad (16)$$

对于全封闭式高、中温压缩机

$$\lambda_T = \frac{T_0 + \theta}{a_1 T_k + b_1 \theta} \quad (\theta \text{为吸气过热度}) \quad (17)$$

• 泄漏系数、

来自于发生在活塞、活塞环、气缸壁面、排气阀间的泄漏

$$\lambda_l = \frac{V_y}{V_x} \quad (18)$$

$$\eta_V = \lambda_V \lambda_p \lambda_T \lambda_l \quad (19)$$

【双极压缩每一级均按上述方法计算；单机双极： $\eta_V = \frac{q_{ma}}{q_{mt}}$ 】

3. 实际输气量

$$q_{ma} = \frac{q_{va}}{v} \quad (20)$$

4. 制冷量

$$Q_0 = q_{ma}q_0 = q_{vt}\lambda\frac{q_0}{v} \quad (21)$$

5. 排热量

$$Q_k = Q_0 + fP_{el} = Q_0 + P_{el} - Q_f (f \text{ 为散热系数}) \quad (22)$$

6. 功率分配

• 等熵（理论）功率

$$P_s = \frac{q_m(h_i - h_o)}{3.6} \times 10^{-6} \quad (23)$$

• 指示功率

$$P_i = P_s + \Delta P_i = \frac{inW_i}{60 \times 1000} \quad (24)$$

• 指示效率

$$\eta_i = \frac{P_s}{P_i} \quad (25)$$

• 轴功率

$$P_e = P_i + P_m \quad (26)$$

• 机械效率

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} \quad (27)$$

• 轴效率（一般用于开式压缩机）

$$\eta_e = \frac{P_s}{P_e} = \eta_i \eta_m \quad (28)$$

• 电功率

$$P_{el} = P_i + P_m + P_{mo} \quad (29)$$

• 电动机效率

$$\eta_{mo} = \frac{P_e}{P_{el}} \quad (30)$$

• 电效率（常用于封闭式制冷压缩机）

$$\eta_{el} = \frac{P_s}{P_{el}} = \eta_e \eta_{mo} = \eta_i \eta_m \eta_{mo} \quad (31)$$

7. 性能系数

- 开启式压缩机

$$\text{COP}_e = \frac{\Phi_0}{P_e} \quad (32)$$

- 封闭式压缩机(单位为[W/W])

$$\text{COP}_{el} = \text{EER}_{el} = \frac{\Phi_0}{P_{el}} \quad (33)$$

8. 排气温度

- 排气温度
- 压缩终了温度

压缩机过热危害:

- 容积效率降低、耗能增加
- 润滑油黏度降低, 易发生摩擦损坏
- 制冷剂 and 润滑油易被金属催化分解
- 活塞可能卡住、电动机烧毁

措施: 降低压比、多级压缩中间冷却、提高电动机效率、合理选择制冷剂

9. 运行特性曲线

制冷量 Φ_0 随蒸发温度 T_0 升高而下凸上升 轴功率 P_a 随蒸发温度 T_0 升高而上凸先增加再降低

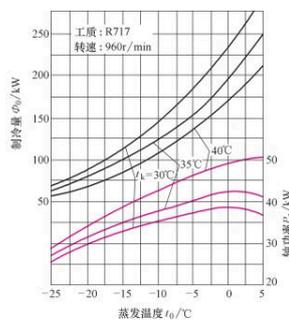


图 2-21 810A 单级制冷压缩机的运行特性曲线

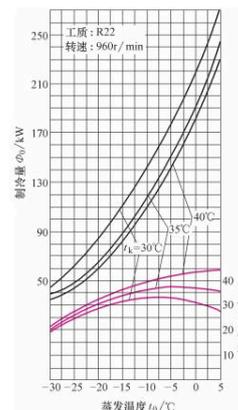


图 2-22 810F 单级制冷压缩机的运行特性曲线

- 理论循环等熵压缩比功

$$w_{ts} = p_{s0} v_{s0} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_k}{p_{s0}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (34)$$

- 理论循环指示功率

$$P_{ts} = q_{ma} w_{ts} \quad (35)$$

10. 运行平衡点

由 $Q_h = Q_0 + P_i$ 能量平衡导出

11. 运行界限

- 最高、最低蒸发温度
- 最高排气温度
- 最高冷凝温度
- 最大压力差

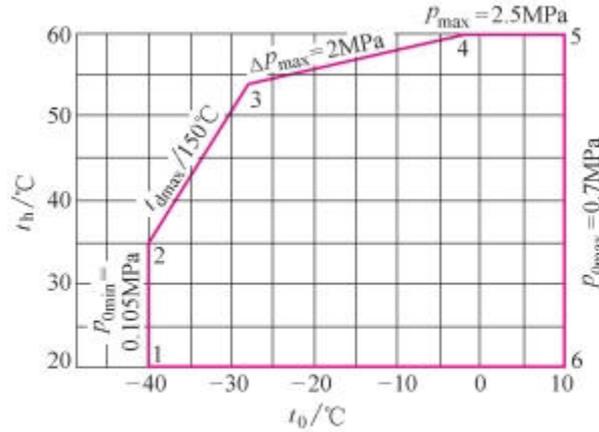


图 2-23 运行界限的通常表示方法

2.2 润滑系统与润滑油

作用：

- 减少摩擦
- 带走摩擦产生的热量和磨屑
- 密封

2.2.1 制冷系统对润滑油的要求

- 同制冷剂与材料的相容性
- 黏度
- 酸值
- 低温流动特性
- 闪点
- 化学稳定性
- 含水量、机械杂质及溶胶
- 击穿电压

常用润滑油：

- POE（多元醇酯）
- PAG（环氧乙炔-环氧丙烷共聚醚）

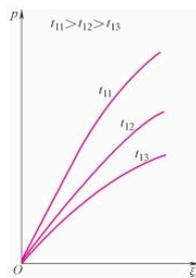


图 2-107 制冷剂在油中的溶解量

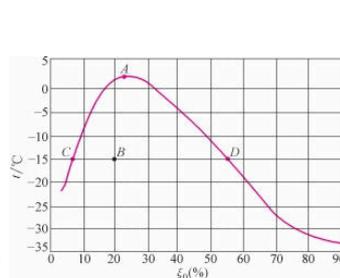


图 2-108 R22 与黏度等级为 32 的润滑油的溶解度曲线

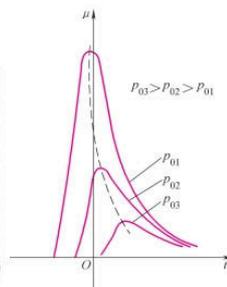


图 2-109 润滑油黏度随压力和温度的变化

3 滚动转子式制冷压缩机

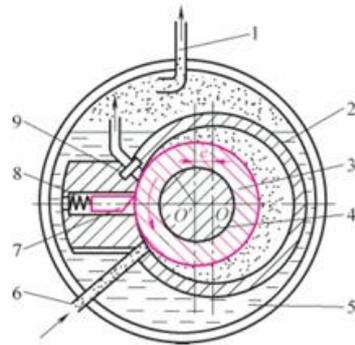


图 3-1 滚动转子式制冷压缩机
主要结构示意图

- 1—排气管 2—圆筒形气缸 3—滚动转子
- 4—曲轴 5—润滑油 6—吸气管
- 7—滑片 8—弹簧 9—排气阀

3.1 特点

- 零部件少，结构简单
- 易损零件少，运行可靠
- 无吸气阀片，余隙容积小，输气系数高
- 相同冷量压缩机体积小、轻
- 加工精度要求高
- 密封性能差

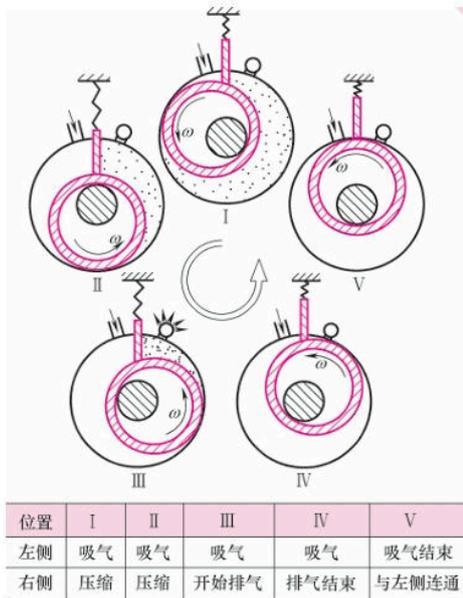


图 3-2 滚动转子式压缩机工作原理

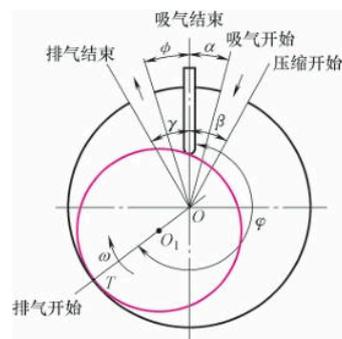
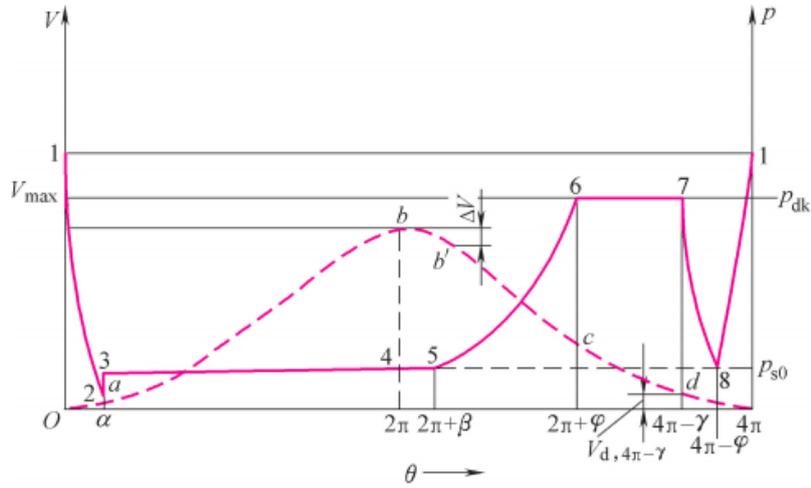


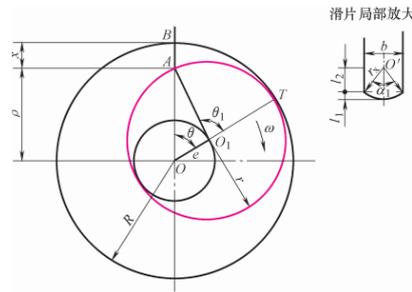
图 3-3 滚动转子式压缩机的
几个特征角



- 吸气孔后边缘角 α
- 吸气孔前边缘角 β
- 排气孔后边缘角 γ
- 排气孔前边缘角 ϕ
- 排气开始角 φ

3.2 热力性能

3.2.1 滑片运动规律



滑片位移:

$$x = R - \rho$$

$$\rho = e \cos \theta + (r^2 - e^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \quad (36)$$

令 $\frac{e}{R} = \tau, \frac{e}{r} = \lambda = \frac{\tau}{1-\tau}$, 有:

• 滑片位移:

$$x = R\tau \left[(1 - \cos \theta) + \frac{1}{2} \frac{\tau}{1 - \tau} \sin^2 \theta \right] \quad (37)$$

• 滑片速度:

$$c = R\tau\omega \left(\sin \theta + \frac{1}{2} \frac{\tau}{1 - \tau} \sin 2\theta \right) \quad (38)$$

• 滑片加速度:

$$a = R\tau\omega^2 \left(\cos \theta + \frac{\tau}{1 - \tau} \cos 2\theta \right) \quad (39)$$

3.2.2 气缸容积变化规律

$$V_p = \pi(R^2 - r^2)L \quad (40)$$

- 吸气容积 $V_s = A_s L$
- 压缩容积 $V_d = V_p - V_s$

$$A_s = \frac{1}{2}R^2 e(2 - \tau)\theta + R^2 e \left[(1 - \tau) \sin \theta + \frac{1}{4} \tau \sin 2\theta \right] - \frac{1}{2} A_x \quad (41)$$

A_x 为滑片占据面积

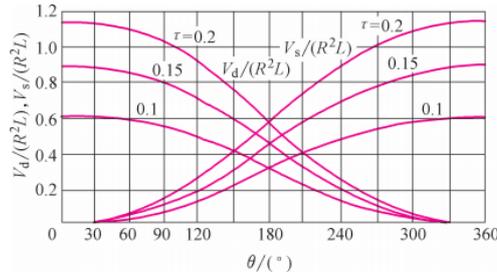


图 3-15 吸气容积与压缩容积变化曲线

- 吸排气口应在 $\theta = 0 \sim 30^\circ C, 330 \sim 360^\circ C$
- 相对偏心距越大，气缸容积利用率越高

3.2.3 输气量及影响因素

- 理论容积输气量

$$q_{vt} = 60nV_p \quad (42)$$

- 实际容积输气量

$$q_{va} = \eta_v q_{vt} \quad (43)$$

$$\eta_v = \lambda_v \lambda_p \lambda_T \lambda_l \lambda_h \text{ (回流系数)}$$

1. 容积系数

可认为膨胀过程绝热，故

$$\lambda_v = 1 - c \left[\left(\frac{p_k}{p_{s0}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (44)$$

相较往复式更大

2. 压力系数

3. 温度系数

4. 泄漏系数

压缩腔中气体向吸气腔间泄漏

5. 回流系数

3.2.4 功率及效率

1. 等熵功率

2. 指示功率

$$P_i = \frac{p_{ts}}{\eta_i} \quad (45)$$

$$\eta_i = \frac{\lambda_T \lambda_l \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{\frac{n}{n-1} \left(\varepsilon'^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)} \quad (46)$$

3. 机械效率

4. 电动机效率

5. 电效率

3.3 输气量调节

• 变频调节

- 交流变频器调速
- 直流变频器调速

两者不同在于：

• 电动机不同

• 直流需确定驱动电路转子转角位置，交流无需确认

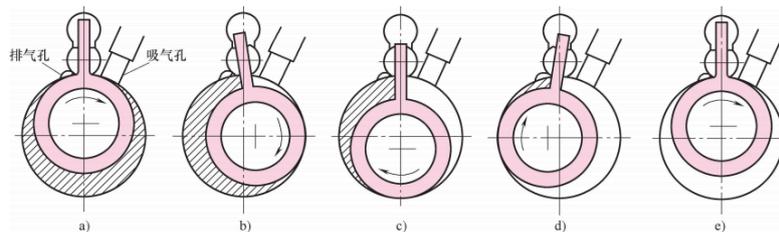
• 旁通调节

- 单级旁通调节
- 双缸旁通调节

• 多机并联调节

当制冷量（制热量）变化太大时，多机并联调节比较高效和经济

3.4 摆动转子式压缩机



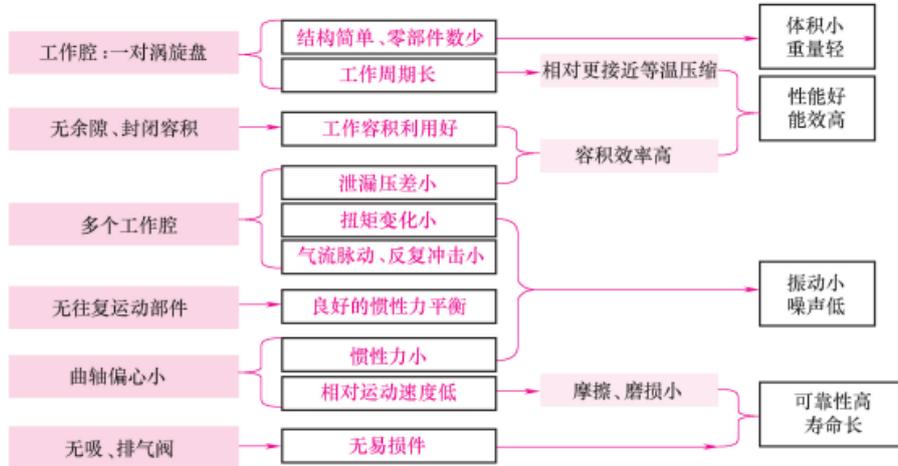
位置	a)	b)	c)	d)	e)
左侧	压 缩	压 缩	开始排气	排 气	与右侧连通
右侧	开始吸气	吸 气	吸 气	吸 气	吸气结束

特点

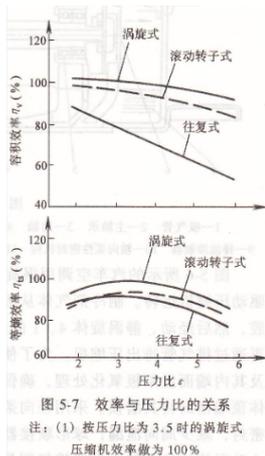
- 密封和润滑更优
- 机械效率更高，可实现更大压差
- 受力更好、减少内部泄漏，容积效率提高
- 加工困难
- 噪声降低

4 涡旋式压缩机

4.1 特点

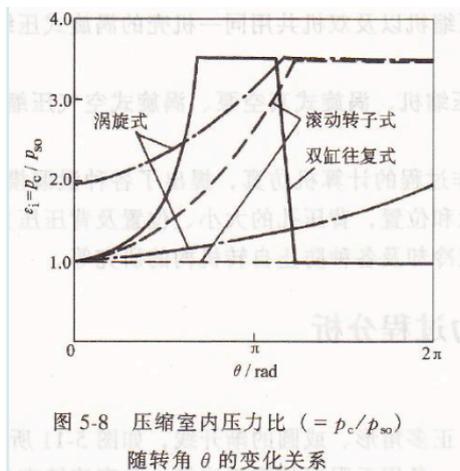


• 效率高



- 吸气、压缩、排气连续单向运行，吸入气体有害过热小；
- 相邻压差小、泄漏少
- 无余隙容积，容积效率高
- 运动速度低，摩擦损失小
- 无吸排气阀，流动损失小

• 压缩过程平缓



- 力矩变化小、振动小、噪声低

• 转矩脉动小

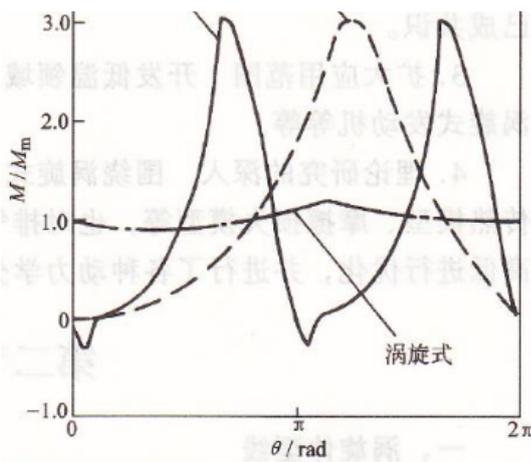


图 5.9 转矩比 (M/M_m) 变化曲线的比较

• 运转平稳、压力脉动小

• 结构简单、体积小、质量轻、可靠性高

- 体积更小
- 无吸排气阀，易损零减少
- 轴向径向柔性机构有效壁面液击，运行可靠性高

4.2 热力过程分析

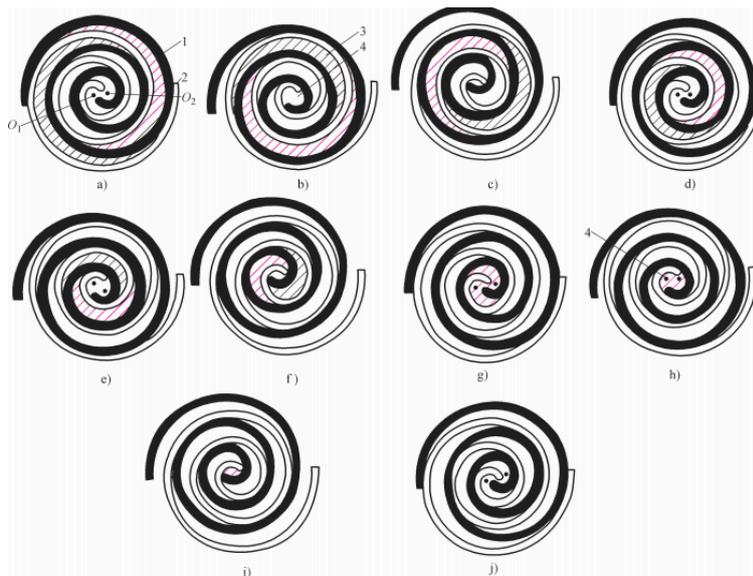


图 4-3 涡旋式制冷压缩机的工作过程
 a) $\theta=0^\circ$ b) $\theta=120^\circ$ c) $\theta=240^\circ$ d) $\theta=360^\circ$ e) $\theta=480^\circ$
 f) $\theta=600^\circ$ g) $\theta=720^\circ$ h) $\theta=840^\circ$ i) $\theta=960^\circ$ j) $\theta=1080^\circ$
 1—动涡旋体 2—静涡旋体 3—压缩腔 4—排气孔

4.2.1 啮合原理

• 渐开线方程

$$\begin{cases} x = r[\cos(\phi + \alpha) + \phi \sin(\phi + \alpha)] \\ y = r[\sin(\phi + \alpha) - \phi \cos(\phi + \alpha)] \end{cases} \quad (47)$$

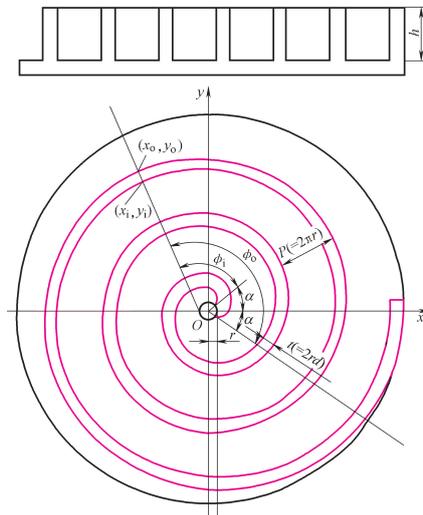
• 内壁渐开线:

$$\begin{cases} x = r[\cos(\phi_i + \alpha) + \phi_i \sin(\phi_i + \alpha)] \\ y = r[\sin(\phi_i + \alpha) - \phi_i \cos(\phi_i + \alpha)] \end{cases} \quad (48)$$

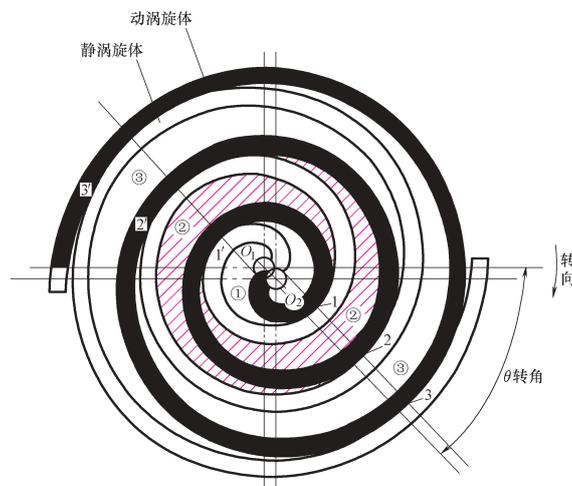
• 外壁渐开线:

$$\begin{cases} x = r[\cos(\phi_o + \alpha) + \phi_o \sin(\phi_o + \alpha)] \\ y = r[\sin(\phi_o + \alpha) - \phi_o \cos(\phi_o + \alpha)] \end{cases} \quad (49)$$

- 涡旋参数
- 基圆半径 r
- 渐开线起始角 α
- 涡旋体壁厚 $t = 2r\alpha$
- 涡旋体节距 $P = 2\pi r$
- 涡旋体高 h
- 压缩腔室对数 N
- 涡旋圈数 $m = N + \frac{1}{4}$



4.2.2 压缩室形成与容积计算



- 回转半径 R

$$R = O_1O_2 = 0.5(P - 2t) = r(\pi - 2\alpha) \quad (50)$$

• 渐开线与基圆所围面积

$$dA \approx \frac{1}{2}(r\phi)^2 d\phi$$

$$A = \int_{\phi_1}^{\phi_2} dA = \frac{1}{6}r^2 [(\phi_2)^3 - (\phi_1)^3] \quad (51)$$

• 中心压缩室

$$A_1 = 2A_{11} - A_{12} - 2A_{13} + 2A_{14} \quad (52)$$

• 其他压缩室

$$V_i = \pi P(P - 2t) \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) h = 2A_i h \quad (53)$$

4.2.3 性能参数

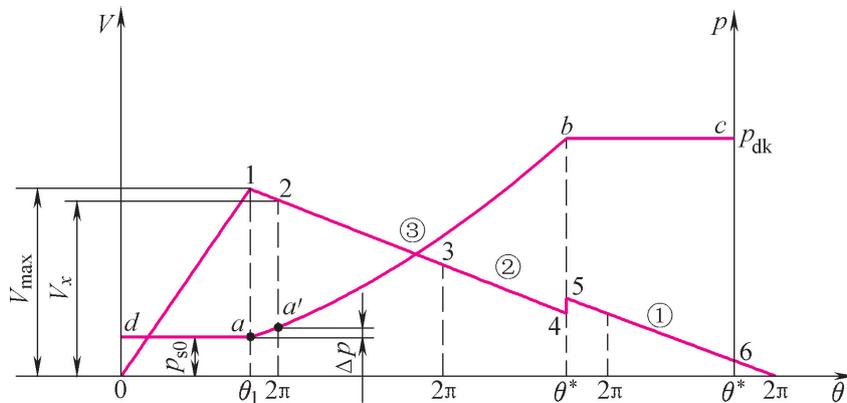
• 容积效率

$$\lambda_v = \lambda_p = \lambda_T = 1 \quad (54)$$

故

$$\eta_v \sim \lambda_l \quad (55)$$

4.2.4 内压缩分析



θ^* 为排气转角

• 吸气容积

若涡旋式压缩机有 N 对压缩腔:

$$V_s = \pi P(P - 2t)(2N - 1)h \quad (56)$$

• 容积比

$$V_i'(\theta) = \frac{V_s}{V_i(\theta)} \quad (57)$$

• 内容积比

$$V_{i(\theta^*)} = \frac{V_s}{V(\theta^*)} \quad (58)$$

- 压力比

$$\varepsilon_{i(\theta)} = \frac{p_{i(\theta)}}{p_{s0}} = V_i'^n(\theta) \quad (59)$$

- 内压力比

$$\varepsilon_{i(\theta^*)} = \frac{p_{i(\theta^*)}}{p_{s0}} = V_{i1}^n(\theta^*) \text{ (有排气阀)}$$

$$\varepsilon_{i(\theta^*)} = \frac{p_{i(\theta^*)}}{p_{s0}} = \left(\frac{2N-1}{3-\frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n \text{ (无排气阀)} \quad (60)$$

4.2.5 排气开始角

- 制冷工况大致不变时

可以不设置排气阀，只要压缩室 2 与压缩室 1 相通时，压缩室 2 的气体达到排气压力即可

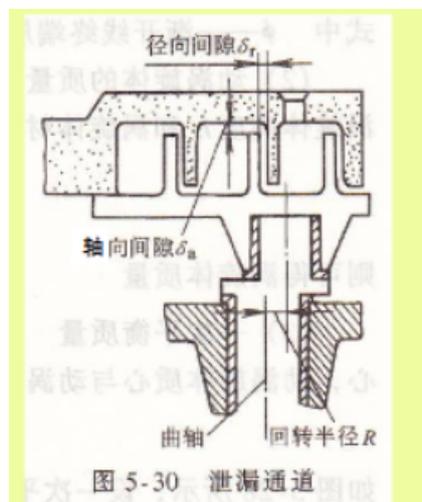
- 冷却工艺要求压缩机适应制冷工况

需设置排气阀，防止变工况附加损失

4.2.6 密封结构

泄漏途径

- 通过轴向间隙的径向泄漏
- 通过径向间隙的周向泄漏



- 密封机构

- 轴向密封机构
- 径向密封机构

- 防自转结构：十字连接环、联轴器

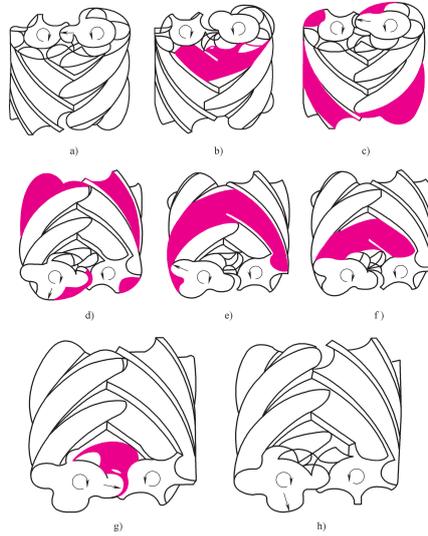
4.2.7 输气量调节

- 变频调节
- 多级并联运行调节
- 变容量旁通调节

5 螺杆式压缩机

5.1 工作原理

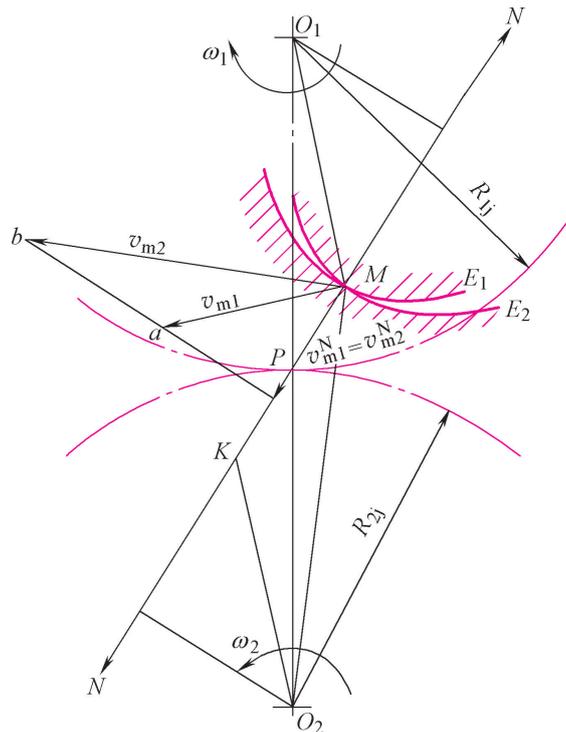
螺杆式压缩机是靠气缸中一对含有螺旋齿槽的转子**相互啮合**,造成由齿型空间组成的基元容积的变化,进行制冷剂气体压缩。螺杆式压缩机最主要的工作部件是一对**阴阳转子**,随着转子旋转,接触线由吸入端向排气端推移,完成齿间容积的吸气,压缩,排气三个工作过程。



5.2 齿形及结构参数

- **接触线**: 把齿间容积分为不同压力区的边界线
- **型面**: 转子的齿面
- **型线**: 垂直转于轴线的端部平面与型面相交得到的平面曲线
- **啮合点**: 两型线的接触点
- **啮合线**: 接触点在端平面上的投影

5.2.1 啮合原理



$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 P}{O_1 P} \quad (61)$$

5.2.2 齿型选择

• 面积利用系数

$$C_n = \frac{z_1(A_{01} + A_{02})}{D_0^2} \quad (62)$$

Z_1 为阳转子齿数, A_{01}, A_{02} 为阴阳转子齿间面积, D_0 为公称直径
表示充气有效程度

• 气密性

三种泄漏途径: 间壁泄漏、端面-端盖方向泄漏、接触线方向泄漏

接触线方向: 轴向泄漏、横向泄漏

泄漏三角形

5.2.3 齿形

- 对称型线
- 单边非对称型线

X 齿形

Sigma 齿形: 防止泄漏: 型线接触点存在速度差, 起到密封作用

5.2.4 结构参数

• 齿高系数

$$\zeta = \frac{R}{R_{1j}} = 0.5 \sim 0.7 \quad (63)$$

R 齿高半径, R_{1j} 阳转子节圆半径

齿高系数越大, 阴转子齿部越薄, 齿刚度下降

• 扭转角与扭角系数

$$C_{\Phi} = \frac{V'_{p01}}{V_{p01}} = \frac{\Delta V'_{p01}}{V_{p01}} \quad (64)$$

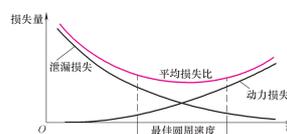
$\Delta V'_{p01}$ 表示阳转子一个齿槽在啮合中被阴转子侵占的体积

• 长径比与圆周速度

长径比

$$\lambda = \frac{L}{D_0} \quad (65)$$

圆周速度



5.3 热力性能

• 输气量

$$q_{vt} = z_1 n_1 V_{p01} + z_2 n_2 V_{p02} = z_1 n_1 L(A_{01} + A_{02}) = C_n C_\Phi D_0^2 L n_1 \quad (66)$$

$$q_{va} = q_{vt} \eta_v \quad (67)$$

• 内压缩过程

$$\varepsilon_i = V_i^\kappa = \left(\frac{C_\Phi V_p}{V_\Phi} \right)^\kappa \quad (68)$$

$$V_\Phi = V_p - \Delta V_\Phi = V_p - (\Delta V_{\Phi_1} + \Delta V_{\Phi_2}) \quad (69)$$

5.4 吸排气口和输气量调节

• 吸气孔口设计要求:

- 1) 为了获得尽可能高的容积效率, 必须保证压缩机基元容积最大限度的充气。
- 2) 严禁在轴向端面的啮合区开设吸气孔口, 避免高低压区串通而产生严重气体泄漏。
- 3) 吸气孔口的形状应确保气体流动阻力小和工艺性好。

• 径向吸排气孔口

• 轴向吸排气孔口

• 输气量调节

- 滑阀调节
- 塞柱阀调节
- 内容积比调节

6 离心式压缩机

6.1 特点

- 1, 在相同制冷量时, 其外形尺寸小, 质量轻, 占地面积小。
- 2, 运转时惯性力小, 振动小, 基础简单。
- 3, 磨损零件少, 连续运转周期长, 维修费用低, 使用寿命长。
- 4, 易实现多级压缩和多种蒸发温度, 在用中间抽气时压缩机级间冷却好, 减少耗功。
- 5, 在工作的制冷剂中混入的润滑油极少。
- 6, 可以利用进口导叶自动进行制冷量调节, 调节范围大和节能效果好。
- 7, 对大型制冷机, 若用经济性高的工业汽轮机直接拖动, 实现变转速调节, 节能效果更好。尤其对于有废热蒸汽的企业, 还可以实现能量回收。
- 8, 一般要用增速齿轮传动, 转速较高, 对轴端密封要求高, 增加了制造的困难。

离心式与活塞式相比较：

- (1)单机制冷量大。
- (2)工作可靠、运转平稳、噪音小、操作简单、维护费用低。
- (3)工作轮和机壳之间没有摩擦，无需润滑。故制冷剂蒸汽与润滑油不接触，从而提高了蒸发器和冷凝器的传热性能。
- (4)能经济方便地调节制冷量且调节的范围较大。
- (5)宜采用分子量比较大的制冷剂，适用于大制冷量。

6.2 工作原理

离心式压缩机具有带叶片的工作轮，当工作轮转动时，叶片就带动气体运动或者使气体得到动能，然后使部分动能转化为压力能从而提高气体的压力。

• 结构

- 吸入室：轴向进气 or 径向进气；均匀引导蒸发器中气体进入叶轮进口
- 进口导流器：可改变叶轮进口的流通截面，调节输气量
- 叶轮：将能量传递给气体
- 扩压器：将叶轮出口高速气体动能转化为压力能
- 叶顶间隙：（半开式叶轮）与出口叶高比值越大，叶轮效率越低；叶轮出口存在射流（尾迹结构）形成掺混损失
- 蜗壳：汇集扩压器流出的气体排至冷凝器，也起到减速扩压的作用
- 密封：迷宫式密封 or 机械摩擦环式密封
- 平衡盘：由于叶轮两侧压力不等，受轴向推力，往往在末级设置平衡盘

• 分类

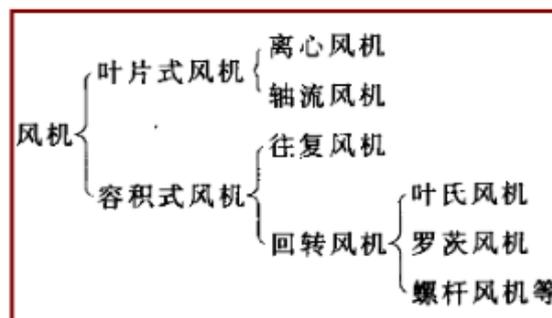
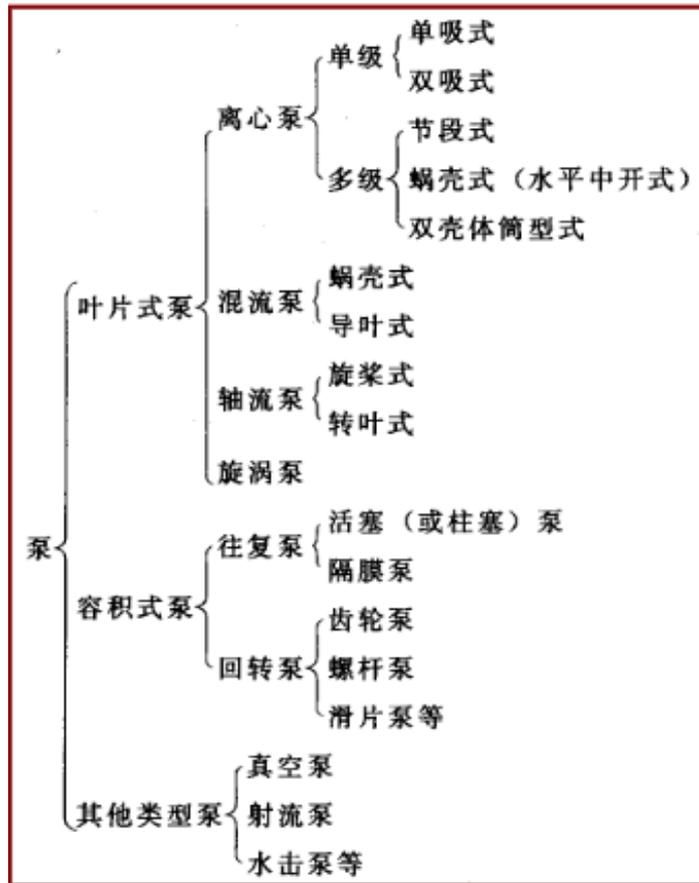
- 开启式
- 半封闭式
- 封闭式
- 按级数：单极 or 多级

空气调节一般为单级压缩，低温制冷为多级压缩

• 调节

- 改变压缩机转速
- 采用可转动的进口导叶
- 改变冷凝器进水量
- 进汽节流

7 泵与风机



7.1 主要部件

离心泵：叶轮，吸入室，压出室，密封装置

7.2 主要性能参数

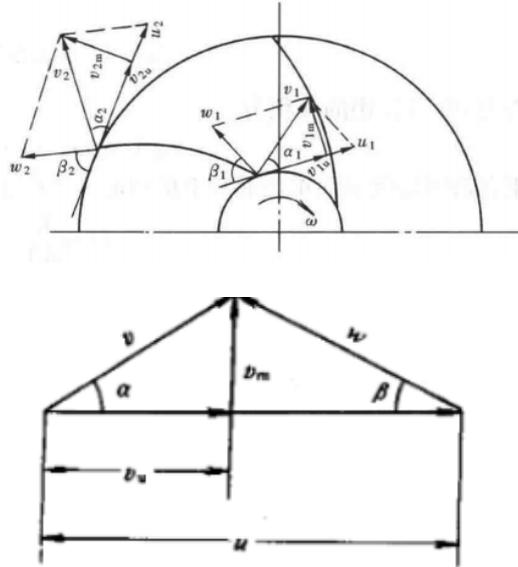
- 流量
- 扬程 H (全压 p)
- 功率
 - 轴功率
 - 有效功率
- 效率
- 转速
- 汽蚀余量 NPSH (泵)

7.3 叶轮理论

7.3.1 原理

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (70)$$

7.3.2 速度三角形



- 圆周速度

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (71)$$

- 相对速度 w
- 绝对速度 v

$$v = u + w \quad (72)$$

- 轴面速度

$$v_m = v \sin \alpha = \frac{q_{vt}}{A} = \frac{q_{va}}{A \eta_v} = \frac{q_{va}}{\pi D b \psi \eta_v} \quad (73)$$

过流断面面积 A , 排挤系数 $\psi = \frac{A_{实际}}{A_{无叶片}}$: 表示叶片厚度对流道过流断面面积减小的程度

- 径向速度 v_r , 轴向速度 v_a , 取决于轴面流线 (径向时 $v_m = v_r$)
- 圆周分速度 $v_u = v \cos \alpha$
- 相对速度方向角 β
- 安装角 β_a

理论上叶片无穷多时 $\beta = \beta_a$

7.3.3 能量方程及分析

- 叶轮力矩功率

$$M\omega = \rho q_{vt} (u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u\infty}) \quad (74)$$

- 扬程

$$\begin{aligned}
 H_{T\infty} &= \frac{1}{g}(u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u\infty}) \\
 &= \frac{v_{2\infty}^2 - v_{1\infty}^2}{2g} + \left[\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_{2\infty}^2 - w_{1\infty}^2}{2g} \right] = \text{动扬程} - \text{静扬程}
 \end{aligned} \tag{75}$$

• 风压

$$p_{t\infty} = \rho(u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u\infty}) \tag{76}$$

7.3.4 叶轮型式分析

当 $\alpha_{1\infty} = 90^\circ$ 时 理论扬程:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{2u\infty}}{g} = \frac{u_2(u_2 - v_{2m\infty} \cot \beta_{2a})}{g} \tag{77}$$

可见理论扬程取决于安装角

• 后弯式:

$$\beta_{2a} < 90^\circ, \beta_{2a} = \min \Rightarrow H_{T\infty} = 0 \tag{78}$$

• 径向式:

$$\beta_{2a} = 90^\circ, \beta_{2a} = 90^\circ \Rightarrow H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} \tag{79}$$

• 前弯式:

$$\beta_{2a} > 90^\circ, \beta_{2a} = \max \Rightarrow H_{T\infty} = 2 \frac{u_2^2}{g} \tag{80}$$

7.3.5 叶片出口安装角对动静扬程的影响

• 反作用度

$$\tau = \frac{H_{s\infty}}{H_{T\infty}} = 1 - \frac{H_{d\infty}}{H_{T\infty}} \tag{81}$$

$\alpha = 90^\circ$ 时,

$$\tau = 1 - \frac{v_{2u\infty}}{2u_2} \tag{82}$$

结论:

1, 后弯式叶片流道长, 弯曲度小, 流体在叶轮出口绝对速度小, 能量损失小、效率高、噪声低, 但总扬程小。

2, 径向式叶片流道短, 通畅, 叶轮内的流动损失小。但叶轮出口绝对速度比后弯式大, 能量损失也较大。常用于通风机和排尘风机中。

3, 前弯式叶片, 流道短且弯曲度大, 叶轮出口绝对速度大。因而流道中的能量损失大, 噪声高。一般用于低压通风机中。

7.3.6 有限叶片叶轮中流体的流动

• 扬程下降

$$H_T = \frac{u_2 v_{2u}}{g} = \frac{u_2 (u_2 - \Delta v_{2u} - v_{2m} \cot \beta_{2a})}{g} \quad (83)$$

7.3.7 滑移系数与环流系数

• 滑移速度

$$\Delta w_{2u} = \Delta v_{2u} = v_{2u\infty} - v_{2u} \quad (84)$$

• 滑移系数

$$\sigma = \frac{u_2 - \Delta v_{2u}}{u_2} = 1 - \frac{\Delta(v_{2u})}{u_2} \quad (85)$$

• 环流系数

$$K = \frac{H_T}{H_{T\infty}} = \frac{v_{2u}}{v_{2u\infty}} = 1 - \frac{\Delta v_{2u}}{v_{2u\infty}} = 1 - \frac{u_2 \pi \sin \beta_{2a}}{z v_{2u\infty}} \quad (86)$$

7.3.8 流体进入叶轮前的预旋

- 强制预旋：由结构上的外界因素造成，流量不变，耗功不变
- 自由预旋：流量变化引起

$$H_T = \frac{1}{g} (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) \quad (87)$$

正向预旋降低扬程，负向预旋提高扬程

7.3.9 轴流式泵的叶轮理论

由旋转叶轮中叶片对流体作用的升力来输送流体，并把机械能转换为流体的能量。流体轴向进入叶轮，轴向流出。

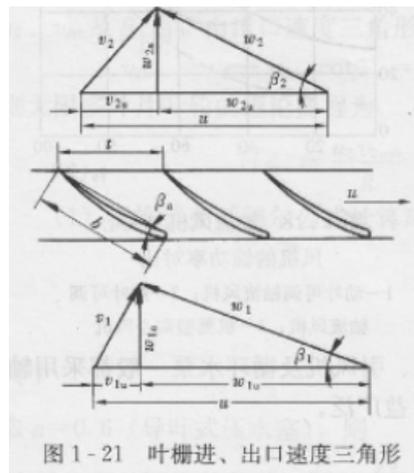


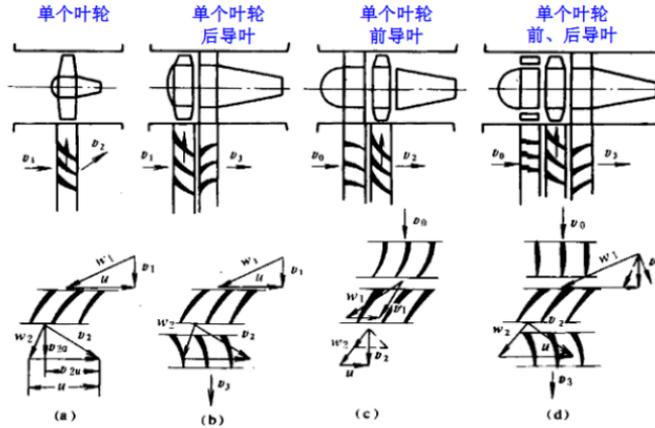
图 1-21 叶栅进、出口速度三角形

$$u_1 = u_2 = u = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (88)$$

$$v_{1a} = v_{2a} = v_a = \frac{q_v}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_h^2) \eta_v \varphi} \quad (89)$$

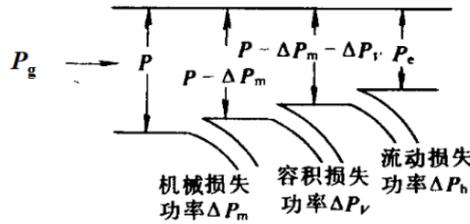
$$H_T = \frac{1}{g}(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) = \frac{u}{g}(v_{2u} - v_{1u}) = \frac{u}{g} v_a (\cot \beta_1 - \cot \beta_2) = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \left[0 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right] \quad (90)$$

7.3.10 轴流式泵与风机的基本型式



7.4 泵与风机的性能

- 有效功率 P_e
- 轴功率 P
- 原动机功率 P_g



7.4.1 性能曲线

泵与风机的性能曲线

$$q_v - H, q_v - P, q_v - \eta, q_v - NPSH$$

$$q_v - H$$

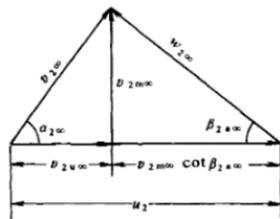


图 3-8 出口速度三角形

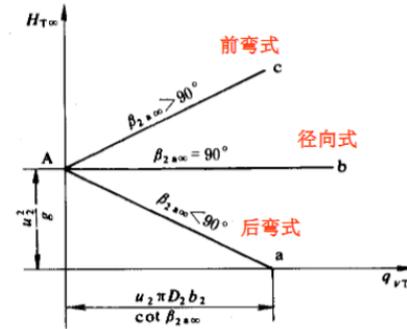
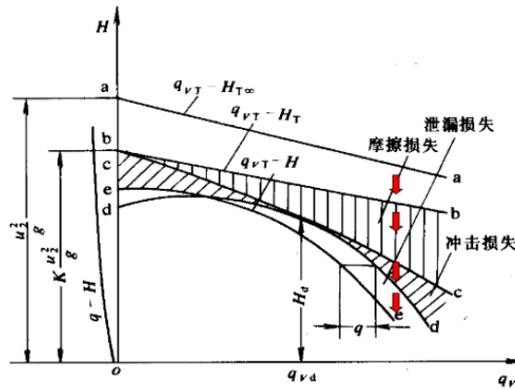


图 3-9 $q_{vT} - H_{T\infty}$ 性能曲线

$$H_{T\infty} = \frac{u_2}{g}(u_2 - v_{2m\infty} \cot \beta_{2a}) = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cot \beta_{2a}}{g\pi D_2 b_2} q_{vt} = A - B q_{vt} \quad (91)$$

- 流量与扬程

后弯式为例↓



• 流量与功率性能

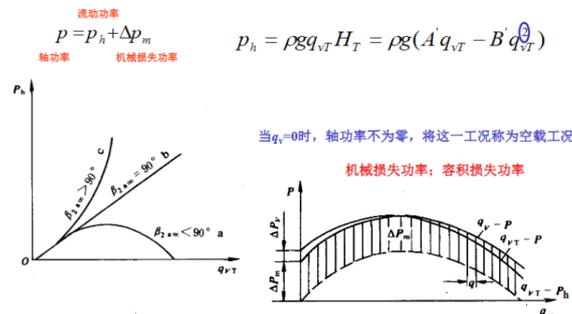


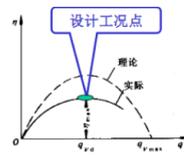
图 3-11 各种不同 β_{2+} 角的流量与流动功率 ($q_{v,T}-P_h$) 性能曲线

图 3-12 流量与功率 (q_v-P) 性能曲线

• 流量与效率性能

C、流量与效率性能曲线 $q_v-\eta$

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\rho g q_v H}{P}$$



• 流量与汽蚀性能

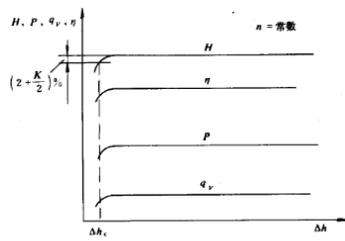


图 3-34 由 Δh 表示的汽蚀性能曲线

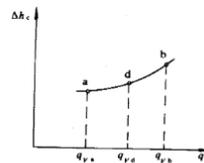


图 3-36 $q_v-\Delta h$ 汽蚀性能曲线

7.4.2 性能曲线分析

- 1、最佳工况点与经济工作区
- 2、泵在空载情况下运行需防止汽化
- 3、后弯式叶轮性能曲线三种基本形状

• 轴流式分析

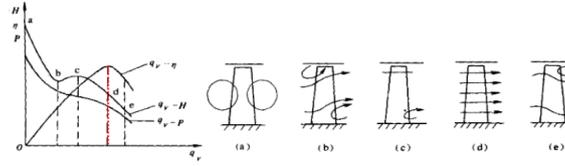


图 3-18 轴流式泵与风机性能曲线

图 3-19 轴流式泵与风机在变工况时流体的流动情况

- 特点：
- 1、在小流量区域内出现驼峰形状；
 - 2、功率在空转状态最大，随流量增加而减少，须在阀门全开下工作；
 - 3、高效率区窄，但采用可调叶片，可在很大流量范围内保持高效率。

7.5 相似理论

7.5.1 相似条件

• 几何相似

$$\frac{L_p}{L_m} = \dots = \text{const}, \beta_p = \beta_m \quad (92)$$

• 运动相似

$$\frac{v_p}{v_m} = \dots = \text{const}, \beta_p = \beta_m \quad (93)$$

• 动力相似：雷诺比拟

7.5.2 相似定律

流量相似关系 $\left(\frac{q_v}{D^2 n}\right)_m = \left(\frac{q_v}{D^2 n}\right)_p = \text{常数}$

扬程相似关系 $\left(\frac{H}{D^2 n^2}\right)_m = \left(\frac{H}{D^2 n^2}\right)_p = \text{常数}$

全压相似关系 $\left(\frac{P}{\rho D^2 n^3}\right)_m = \left(\frac{P}{\rho D^2 n^3}\right)_p = \text{常数}$

功率相似关系 $\left(\frac{P}{\rho D^5 n^3}\right)_m = \left(\frac{P}{\rho D^5 n^3}\right)_p = \text{常数}$

参数	转速 n 改变	几何尺寸 D 改变	密度 ρ 改变	n, D, ρ 均改变
流量 q_v	$q_{v2} = q_{v1} \frac{n_2}{n_1}$	$q_{v2} = q_{v1} \left(\frac{D_{2a}}{D_{1a}}\right)^3$	$q_{v2} = q_{v1}$	$q_{v2} = q_{v1} \left(\frac{D_{2a}}{D_{1a}}\right)^3 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)$
扬程 H	$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$	$H_2 = H_1 \left(\frac{D_{2a}}{D_{1a}}\right)^2$	$H_2 = H_1$	$H_2 = H_1 \left(\frac{D_{2a}}{D_{1a}}\right)^2 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$
全压 P	$P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$	$P_2 = P_1 \left(\frac{D_{2a}}{D_{1a}}\right)^5$	$P_2 = P_1 \frac{\rho_2}{\rho_1}$	$P_2 = P_1 \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{D_{2a}}{D_{1a}}\right)^5 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$
功率 P	$P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$	$P_2 = P_1 \left(\frac{D_{2a}}{D_{1a}}\right)^5$	$P_2 = P_1 \frac{\rho_2}{\rho_1}$	$P_2 = P_1 \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{D_{2a}}{D_{1a}}\right)^5 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$

7.5.3 比转速

• 泵的比转速

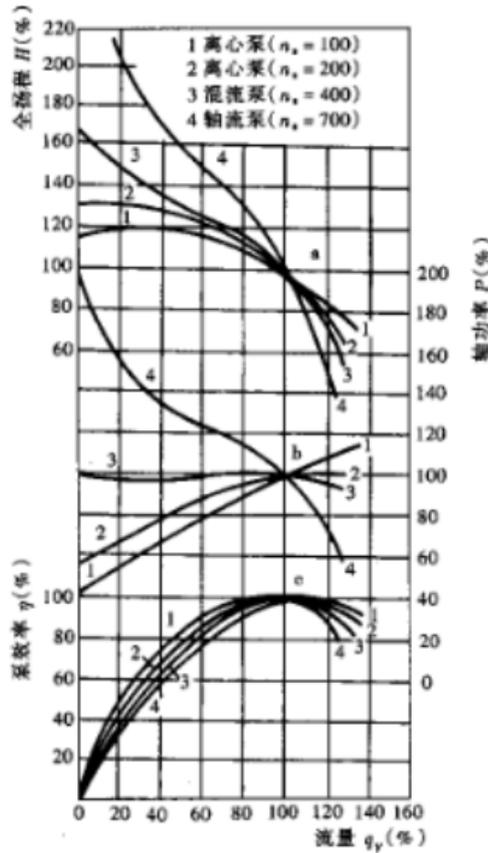
$$n_s = \frac{n \sqrt{q_v}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (94)$$

• 风机的比转速

$$n_y = \frac{n\sqrt{q_v}}{p_{20}^{\frac{3}{4}}} \quad (95)$$

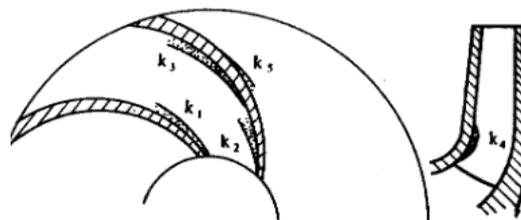
最高效率点的比转速-单级单吸-相似工况下相等

- 应用
 - 分类
 - 设计
- 对性能曲线的影响



7.6 泵的汽蚀

汽化产生气泡，气泡进入高压区破裂，引发周围液体高频碰撞导致材料受到破坏的过程



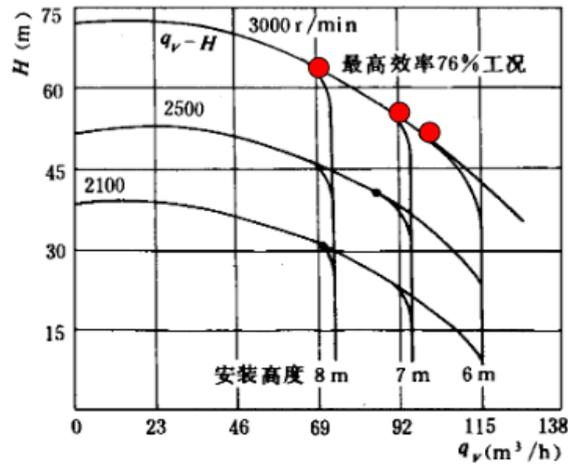


图 5-4 $n_s=70$ 的单级离心泵发生汽蚀的性能曲线

低比转速泵更容易因为汽蚀发生断裂工况（流道狭窄）

7.6.1 吸上真空高度

- 几何安装高度

$$H_g = \frac{p_{amb}}{\rho g} - \left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + h_w \right) < 10 \text{ m} \quad (96)$$

- 吸上真空高度

$$H_s = \frac{p_{amb}}{\rho g} - \frac{p_s}{\rho g} \quad (97)$$

- 允许吸上真空高度

$$\begin{aligned} [H_s] &= H_{s, \max} - 0.3 \text{ m} \\ &= \frac{p_{amb}}{\rho g} - \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} - [\text{NPSH}] \end{aligned} \quad (98)$$

- 允许几何安装高度

$$[H_g] = [H_s] - \frac{v_s^2}{2g} - h_w \quad (99)$$

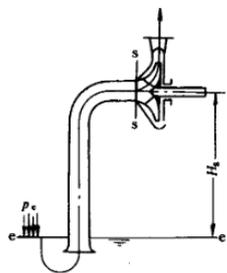


图 5-7 卧式离心泵的几何安装高度

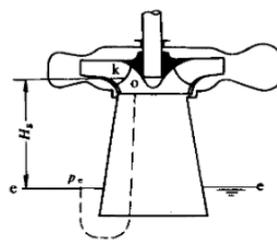


图 5-8 立式离心泵的几何安装高度

若非常态大气压力

$$[H_s]' = [H_s] - 10.33 + H_{amb} + 0.24 - H_v \text{ m} \quad (100)$$

7.6.2 汽蚀余量

• 有效汽蚀余量

单位重量液体所具有的超过输送液体的温度所对应饱和蒸汽压力 p_v 的富裕能量水头

$$NPSH_a = \left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g} = \left(\frac{p_e}{\rho g} - H_g - h_w \right) - \frac{p_v}{\rho g} \quad (101)$$

当吸入容器液面高出水泵轴线时（倒灌）：

$$NPSH_a = \left(\frac{p_e}{\rho g} + H_g - h_w \right) - \frac{p_v}{\rho g} \quad (102)$$

• 必需汽蚀余量

泵内最低压力点的位置在叶片进口边稍后的k点，必需气蚀余量 $NPSH_r$ 是指泵在吸入口处单位重量液体的能量水头对压力最低点k处静压能水头的富裕能量水头。

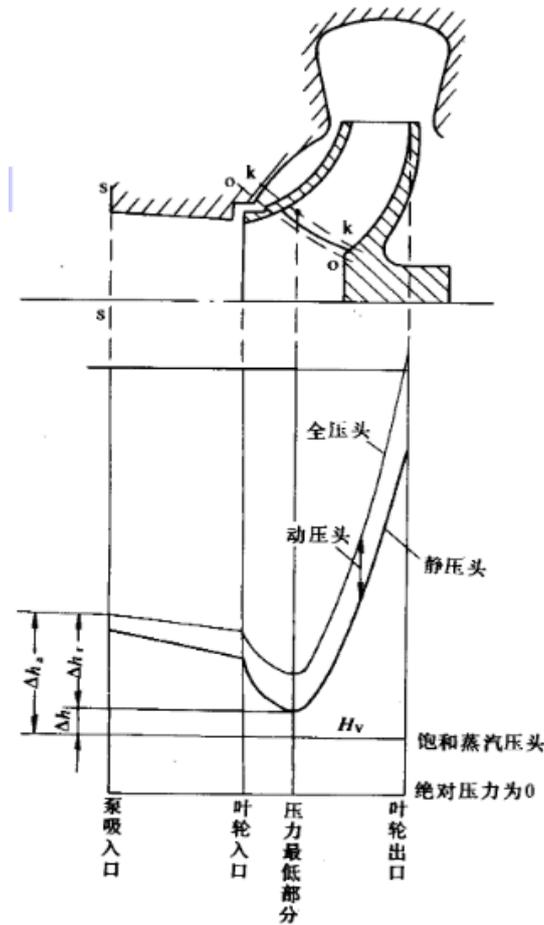
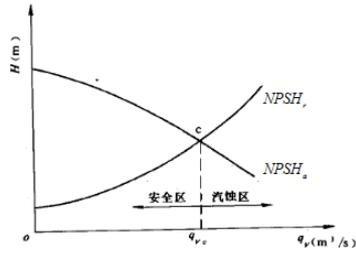


图 5-12 离心泵内的压力变化

$$NPSH_r = \left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} \right) - \frac{p_k}{\rho g} \quad (103)$$

有效汽蚀余量与必需汽蚀余量的关系



$$NPSH_a = \left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g}$$

$$NPSH_r = \left(\frac{p_k}{\rho g} + \frac{v_k^2}{2g} \right) - \frac{p_k}{\rho g}$$

不发生时蚀的条件为: $NPSH_a > NPSH_r$

在临界状态点: $NPSH_c = NPSH_a = NPSH_r$

允许汽蚀余量: $[NPSH] = (1.1 \sim 1.3) NPSH_c$

或: $[NPSH] = NPSH_c + K$ K 一般取0.3m

允许几何安装高度: $[H_g] = \frac{p_e}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - [NPSH] - h_w$

7.7 运行性能

7.7.1 管路特性曲线

泵与风机的运行

一、管路特性曲线

泵前和泵后的伯努利方程

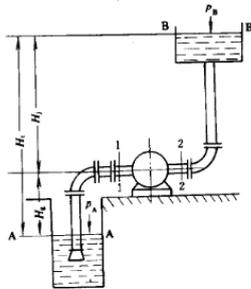
$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_A}{\rho g} - H_g - h_{wg}$$

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_B}{\rho g} + H_j + h_{wj}$$

泵扬程

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{p_B - p_A}{\rho g} + (H_g + H_j) + (h_{wg} + h_{wj}) = H_c$$

装置扬程



$$H_c = H_{st} + \varphi q_v^2$$

静扬程

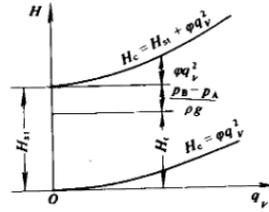


图 6-2 管路特性曲线

7.7.2 工作点

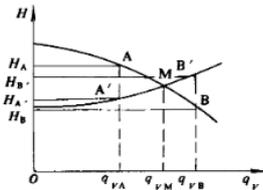


图 6-3 泵的工作点

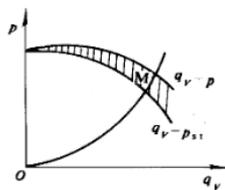


图 6-4 风机的工作点

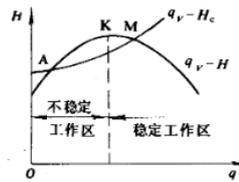


图 6-5 泵与风机的不稳定工作区域

图为泵扬程和装置扬程曲线, M点是两者平衡点, 泵扬程大于装置扬程会导致流体加速, 反之减速, 直至平衡

7.7.3 联合工作

• 并联工作

扩建机组、避免停运、多台工作减轻负荷 **扬程增加原因**：管路摩擦损失增大，需提高扬程克服

一、并联工作

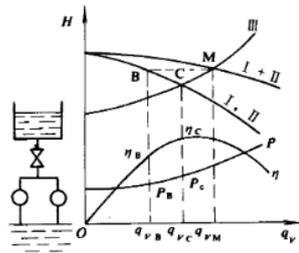


图 6-6 相同性能泵并联工作

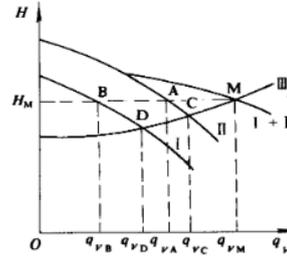


图 6-7 不同性能泵并联工作

• 串联工作

原有泵或风机扬程不够；扩建需要高扬程或风压输出较多流量 **流量增加原因**：富裕扬程促使流量增加，流量增加又使阻力增大抑制扬程进一步升高

7.7.4 调节工况

- 节流工况
- 入口导流器调节
- 汽蚀调节
- 变速调节
- 变频调节
- 改变动叶安装角调节
- 叶片切割与拉长

7.7.5 运行问题

- 汽蚀
- 振动
- 噪声
- 磨损
- 暖泵
- 最小流量
- 轴向力及其平衡
- 径向力及其平衡

8 透平膨胀机

透平膨胀机是实现接近绝热等熵膨胀过程的一种有效机械

分类：

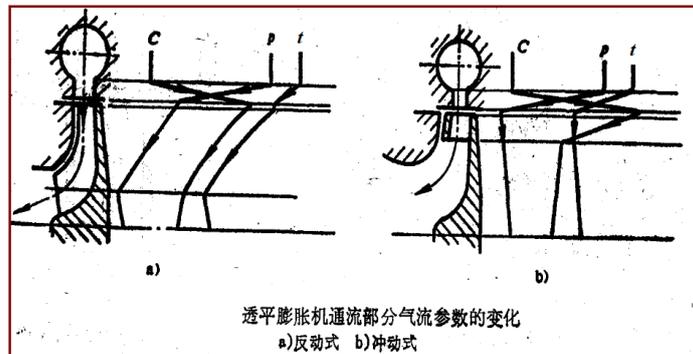
- **速度型膨胀机：**
 - 反冲式透平膨胀机
 - 冲动式透平膨胀机
- **根据流向分类：**

- 径流式透平膨胀机
- 径-轴流式透平膨胀机
- 轴流式透平膨胀机
- 根据级数：
 - 单级
 - 多级
- 根据工质膨胀所处的状态：
 - 气相膨胀机
 - 两相透平膨胀机：气液两相、全液膨胀、超临界膨胀

通流部分：蜗壳、喷嘴、工作轮、扩压器

膨胀机工作过程：

- 优点：
 - 级比焓降大
 - 允许转速高
 - 结构简单
 - 热效率高



总结：

p 和 t 一直同趋势

喷管和扩压器：p 和 c 一直反趋势

工作轮：

反动 p 减，c 减

冲动 p 增，c 减

8.1 基本理论

8.1.1 实际气体过程方程

- 绝热等熵膨胀

$$pv = ZRT \quad (104)$$

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - ZR \frac{dp}{p} = 0 \quad (105)$$

最终速度为

$$c = \varphi c_s \quad (106)$$

φ 为速度系数

• 绝热非等熵膨胀

存在摩擦、涡流等损耗

$$\delta q_f = -\xi dh \quad (107)$$

8.1.2 连续性方程

$$q_m = \rho_1 c_1 A_1 = \rho_2 c_2 A_2 = \text{const} \quad (108)$$

8.1.3 动量方程

$$\rho \frac{dc}{dt} + \nabla p - \rho B - (dF_{\text{shear}}) = 0 \quad (109)$$

• 对于喷嘴、扩压器：

体积力一般不考虑，仅考虑稳态流动

$$\rho c dc + dp = 0 \quad (110)$$

$$\frac{1}{2}(c_1^2 - c_0^2) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (111)$$

• 对于工作轮：

仅考虑半径方向上的一元稳态流动方程

$$\rho w \frac{dw}{dr} + \frac{dp}{dr} - \rho r \omega^2 \quad (112)$$

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} ZR dT \quad (113)$$

$$w dw + \frac{\kappa}{\kappa - 1} ZR dT - \omega^2 r dr \quad (114)$$

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} ZR(T_1 - T_2) = h_1 - h_{2s} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (115)$$

若 $w_1 = w_2$

• 向心径流式工作轮 $u_1 > u_2, h_1 > h_{2s}$

• 轴流式工作轮 $u_1 \sim u_2, h_1 = h_2$

• 离心径流式工作轮 $u_1 < u_2, h_1 < h_2$

8.1.4 能量方程

• 无摩擦、稳态流动：

$$\rho \frac{d}{dt} \left(h + \frac{c^2}{2} \right) + \delta \dot{W}_e = 0 \quad (116)$$

$$\dot{w}_e = (h_1 - h_2) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (117)$$

8.2 膨胀机工作过程

组成部分：膨胀机通流部分+制动器+机体

8.2.1 蜗壳流动

蜗壳: 把气流从管道均匀地分配到喷嘴环上, 尽可能地减少能量损失。

- **导向蜗壳:** 气流流动过程中除损失外没有能量转换

动量矩恒定

$$cR = \text{const} = K \tag{118}$$

均匀配气:

$$\frac{q_{v\theta}}{\theta} = \frac{q_v}{2\pi}, \quad q_{v\theta} = \int_{R''}^{R'} cb \, dR \tag{119}$$

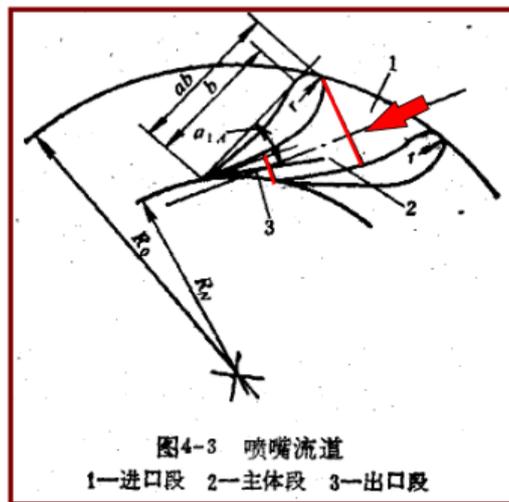
$$\theta = 2\pi \frac{q_{v\theta}}{q_v} = \frac{2\pi\rho_0 K}{q_m} \int_{R''}^{R'} \frac{b \, dR}{R} \tag{120}$$

- **无叶喷嘴:** 分配气体+能量转化进行膨胀 (有能量转化的蜗壳)

$$\theta = \frac{2\pi}{q_m} \int_{R''}^{R'} \rho_\theta cb \, dR \tag{121}$$

8.2.2 喷嘴流动

- **进口段:** 将蜗壳进气导入喷嘴主体, 流速低, 能量转换小
- **主体段:** 气体膨胀的主要部分, 根据膨胀比分:
 - 收缩型
 - 缩放型
- **出口段:** 近似三角形部分, 常称为斜切口

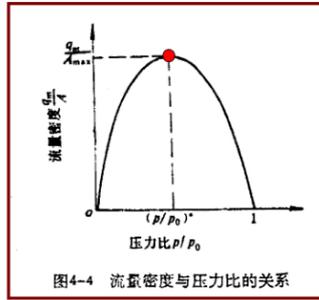


- **变截面一元稳定等熵流动**

$$c_0 \approx 0$$

$$c = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} Z_0 R T_0 \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \tag{122}$$

$$\frac{q_m}{A} = \rho c = \frac{p_0}{\sqrt{Z_0 RT_0}} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad (123)$$



喉部的截面积可以通过对式(4-11)对压力比 p/p_0 求导数获得。

$$\begin{aligned} \frac{p^*}{p_0} &= \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \\ c^* &= \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} Z_0 RT_0} \\ &= \sqrt{\kappa Z^* RT^*} \end{aligned}$$

图4-4 流量密度与压力比的关系

• 声速

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{\kappa \frac{p}{\rho}} \quad (124)$$

$$\frac{dA}{A} = (\text{Ma}^2 - 1) \frac{dc}{c} \quad (125)$$

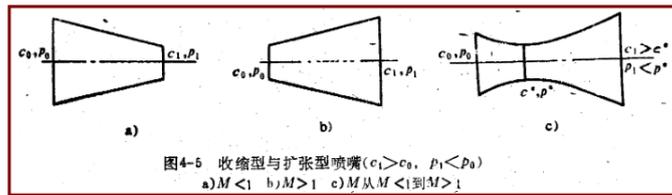


图4-5 收缩型与扩张型喷嘴 ($c_1 > c_0, p_1 < p_0$)
a) $M < 1$ b) $M > 1$ c) M 从 $M < 1$ 到 $M > 1$

• 实际流量

$$q_m = \zeta q_{m,s} \quad (126)$$

$$\zeta = \zeta_\varphi \zeta_c \zeta_\delta$$

流量损失系数 ζ_φ , 分布系数 ζ_c , 边界层系数 ζ_δ

• 有摩擦变截面一元稳定绝热流动

$$\delta q_f = -\xi dh \quad (127)$$

$$\delta \dot{W}_e + \delta \dot{W}_f - \delta \dot{Q}_f + \rho \frac{d}{dt} \left(h + \frac{c^2}{2} \right) = 0 \quad (128)$$

忽略初速度得到

$$c = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} Z RT_0 \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (129)$$

认为 $Z = Z_0$

$$\frac{q_m}{A} = \rho c = \frac{p_0}{\sqrt{Z_0 RT_0}} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (130)$$

最大流量密度时（喉部、最小截面）

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (131)$$

$$c^* = \sqrt{2ZRT_0 \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{n-1}{n+1}} = \sqrt{ZRT^* \frac{\kappa}{\kappa-1} (n-1)} \quad (132)$$

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{n+1} \quad (133)$$

有摩擦声速：

$$a' = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{nZRT} \quad (134)$$

喉部马赫数：

$$\text{Ma}^* = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{n-1}{n}} < 1 \quad (135)$$

临界截面

临界马赫数：

$$\text{Ma}_{cr} = 1 \quad (136)$$

$$\frac{T_{cr}}{T_0} = \frac{1}{\frac{n(\kappa-1)}{2\kappa} + 1} \quad (137)$$

$$\frac{p_{cr}}{p_0} = \left[\frac{1}{\frac{n(\kappa-1)}{2\kappa} + 1} \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (138)$$

$$c_{cr} = \sqrt{\frac{n}{\frac{n(\kappa)}{2\kappa} + 1} Z_0 RT_0} \quad (139)$$

临界截面积与最小截面积之比：

$$\frac{A_{cr}}{A^*} = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{n-1}{n} \left[1 + \left(\frac{\kappa-n}{\kappa(n+1)} \right) \right]^{\frac{n+1}{n-1}}} \quad (140)$$

8.2.3 斜切口膨胀

- 压比 $\frac{p}{p_0} \geq \frac{p^*}{p_0}$ ，速度 $c \leq c^*$ 时，喷嘴为收缩型，斜切口无膨胀，仅出口气流角有变化 $\Delta\alpha = 1^\circ \sim 3^\circ$ ，斜切边产生摩擦，起导流作用
- 压比 $\frac{p}{p_0} < \frac{p^*}{p_0}$ ，若采用收缩喷嘴，则斜切口会进一步膨胀，此时喷嘴出口即为喉部截面，斜切口段为不完善的扩张段，流体继续膨胀增大速度，气流单侧受阻发生方向偏离

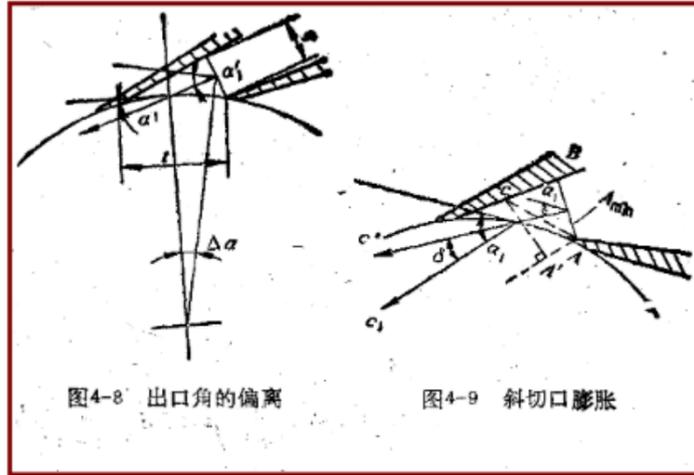


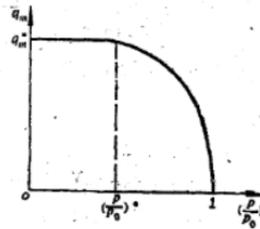
图4-8 出口角的偏离

图4-9 斜切口膨胀

结构：喷嘴出口正截面+单侧叶型面+出口圆弧面

8.2.4 变工况下喷嘴的工作（收缩喷嘴为例）

- 流量变化



达到最小截面后即达到最大流量密度保持不变

但启动阶段初温增加，流量密度小于设计值，影响启动时间，故需另加制冷设备

- 初压和背压

初压 p_0 不变，随着背压 p_1 下降，压力分布如图变化

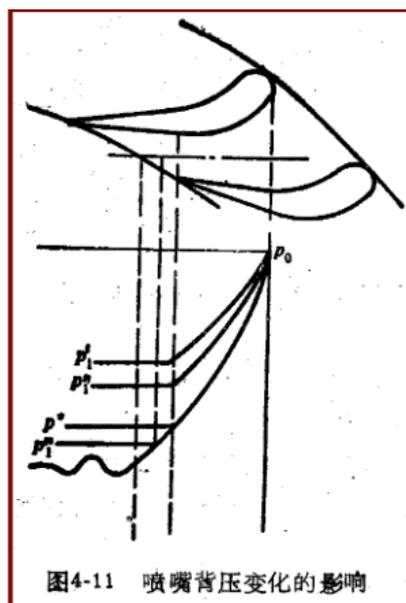


图4-11 喷嘴背压变化的影响

$\frac{p_1}{p_0} > \frac{p_1^*}{p_0}$ ，等背压平稳流出

$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_1^*}{p_0}$, 等背压较平稳流出, 斜切口少量摩擦损失

$\frac{p_1}{p_0} < \frac{p_1^*}{p_0}$ 斜切口继续膨胀, 气流角发生偏转, 冲击损失

背压降低过大, 过度膨胀造成压力波动, 能量损失大

初压 p_0 发生变化同理

• 喷嘴设计确定

按照已知流量、进出口压力、进口温度选择主要尺寸并确定叶型

8.2.5 工作轮流动

把气体的能量有效地转换为机械功并输出给轴端, 把膨胀后的低温气体引导到扩压器中, 径轴流式透平膨胀机中, 工作轮一般由主体段和出口段两部分组成。

• 轴流式: 比焓降小

• 径流式: 出气口气流转向时损失大

反动度: 工作轮中的等熵比焓降 h_{s2} 与膨胀机总的等熵比焓降 h_s 之比

$$\rho = \frac{h_{s2}}{h_s} = \frac{h_s - h_{s1}}{h_s} \tag{141}$$

$$\begin{cases} \rho = 0, & \text{纯冲动式膨胀机} \\ \rho \leq 0.1, & \text{带有小反动度的冲动式膨胀机} \\ \rho > 0.1, & \text{反动式} \end{cases}$$

正是由于在工作轮中实现膨胀, 利用膨胀时的反作用力来进一步推动工作轮作功, 因而把它称为反动式。显然, 在相同的进出口参数条件下, 冲动式透平膨胀机出喷嘴的气流速度要比反动式大, 从工作轮排出的气流速度也比反动式大, 形成很大的流动损失, 降低了它的效率。因而目前在低温气体的透平膨胀机中冲动式工作轮已经很少采用。

• 速度三角形

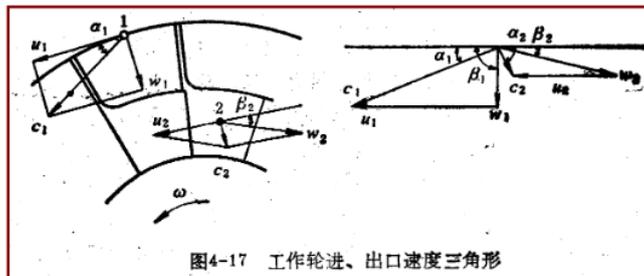


图4-17 工作轮进、出口速度三角形

• 流动损失

$$w_2 = \psi w_{2s} \tag{142}$$

引起的冷量损失:

$$q_r = \frac{1}{2} w_2^2 \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \tag{143}$$

• 轮周功

单位质量工质对工作轮所作的功

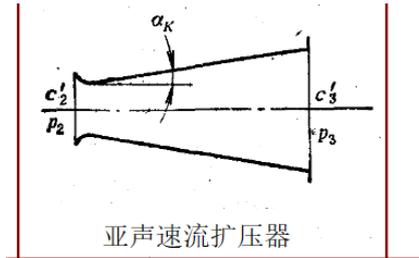
$$w = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (144)$$

• 叶片数

工作轮叶片的作用是为了保证气流的流动能有效地传递机械功, 过多和过少都会引起损失的增加, 一般在10-15片之间

8.2.6 扩压器流动

为了在工作轮流道中避免减速运动, 以减少流动损失, 膨胀机工作轮中排出的气流绝对速度可达45-70m/s, 甚至更高, 管道中会引起很大的摩擦损失, 因而增加冷量损失, 加设扩压器后气流速度降低到5-10m/s。



$$\Delta h = \frac{1}{2}(c_2'^2 - c_3'^2) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} Z_2' RT_2' \left[\left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (145)$$

$$\frac{n_k}{n_k - 1} = \eta_k \frac{\kappa}{\kappa - 1} \quad (146)$$

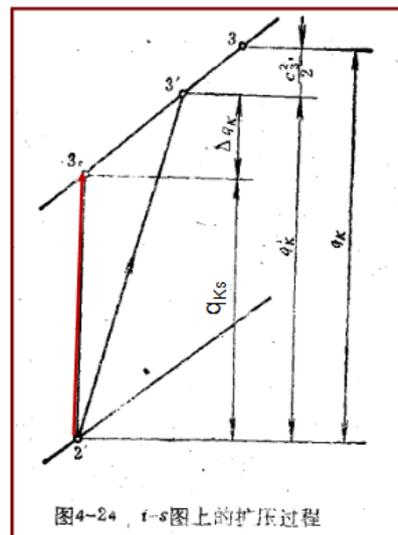
η_k 扩压器效率

• 余速损失

扩压器中流动压缩过程, 消耗能量; 扩压器后克服后续管道及设备阻力。余速损失为:

$$q_k = \frac{c_2'^2}{2} = q_{ks} + \Delta q_k + \frac{c_3'^2}{2} \quad (147)$$

包含: 等熵压缩功; 扩压过程损失; 扩压器流出气体动能冷量损失



8.3 透平膨胀机的基本损失与效率

8.3.1 流道损失与效率

• 流道损失

三部分：喷嘴损失 q_N ，工作轮损失 q_r ，余速损失 q_k

• 流道效率

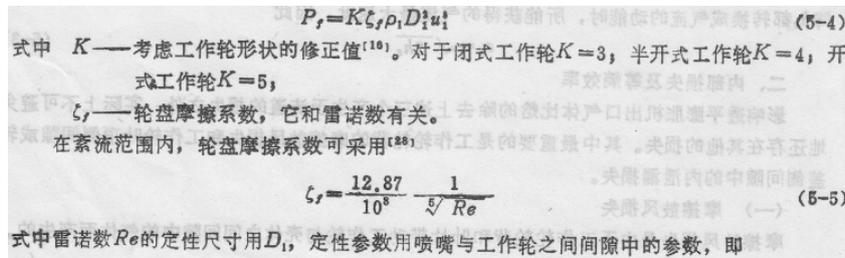
$$\eta_u = \frac{h_u}{h_s} = \frac{h_s - q_N - q_e - q_k}{h_s} = 1 - (\xi_N + \xi_r + \xi_k) \quad (148)$$

8.3.2 内部损失与效率

• 摩擦损失

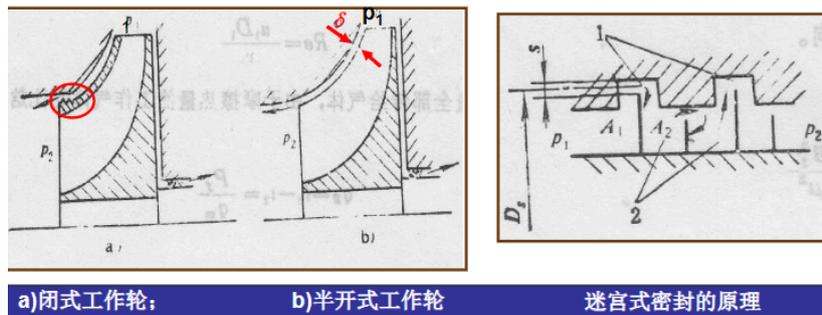
由于工作轮轮背和叶片带动工作轮与壳体之间间隙中的气体而产生间隙中的摩擦力：

$$df = K\xi_f \frac{u_m^2}{2} \rho dA \quad (149)$$



• 泄漏损失

内漏产生在工作轮叶顶侧或轮盖侧与机壳之间的间隙中



• 等熵效率

透平膨胀机进、出口实际比焓降 h 与等熵比焓降 h_s 之比

$$\eta_s = \frac{h}{h_s} = 1 - (\xi_N + \xi_r + \xi_k + \xi_B + \xi_l) \quad (150)$$

8.3.3 外部损失与机械效率、有效效率

考虑机械效率后的有效效率：

$$\eta_e = \eta_M \eta_s \quad (151)$$

• 制冷量

$$Q_0 = q_m h_s \eta_s \quad (152)$$

如果考虑到外泄漏和外漏冷，还要乘上外部损失系数

• 有效轴功率

$$P_e = q_m h_s \eta_e \quad (153)$$

总结——五大内部损失：

- 喷管损失
- 工作轮损失
- 余速损失
- 摩擦损失
- 泄漏损失

8.4 透平膨胀机的基本参数

• 轮径比

工作轮出口直径与入口直径之比

$$\mu = \frac{D_2}{D_1} = \frac{D_{2m}}{D_1} = \frac{u_{2m}}{u_1} \quad (154)$$

可得轮周功：

$$w = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{(1 - \mu^2)u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (155)$$

向心式 $\mu < 1$ ，增加轮周功

轴流式 $\mu = 1$ ，轮周功较小

离心式 $\mu > 1$ ，轮周功最小

μ 不宜过小，若过小则 D_1 大，叶片高度减少，增加工作轮子午面扩张角，以至出现减速运动

一般取 $0.3 \sim 0.5$

• 反动度

工作轮焓降与膨胀机总等熵焓降之比

$$\rho = \frac{h_r}{h_s} \quad (156)$$

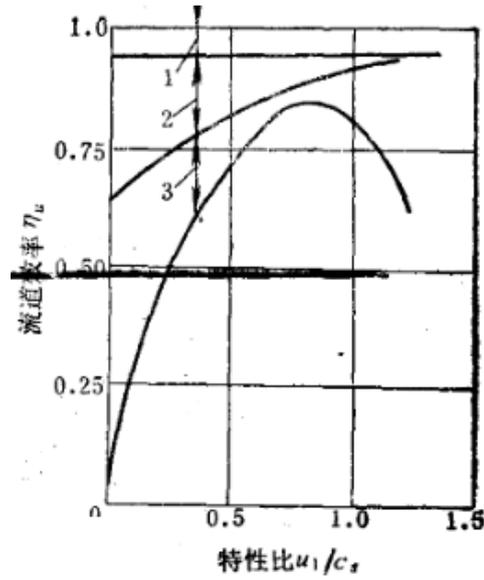
过小反动度，工作轮出口速度大，流动损失大，小于最小反动度后出现减速运动，降低速度系数

过大反动度，余速损失大

• 特性比

工作轮进口圆周速度与膨胀机等熵理想速度比

$$\bar{u}_1 = \frac{u_1}{c_s} = \frac{\pi D_1 n}{60 \sqrt{2h_s}} \quad (157)$$



特性比对流道效率的影响
 1—喷嘴损失 2—工作轮损失 3—余速损失

- 其他参数
 - 速度系数
 - 叶片安装角

喷嘴速度系数:	$\phi = 0.92 \sim 0.98$	} 反映流动损失情况, 与摩擦、边界层状态、气流分布有关
工作轮速度系数:	$\phi = 0.75 \sim 0.90$	
喷嘴出口安装角:	$\alpha_1 = 12 \sim 30^\circ$	
工作轮出口安装角:	$\beta_2 = 20^\circ \sim 45^\circ$	

8.5 冷量调节、制动方法及总体系统

- 制动方法:
 - 电机制动: 直接回收膨胀功
 - 风机制动: 不加以利用则排向大气, 加以利用则可回收膨胀功
- 冷量调节
 - 量调节: 调节流量
 - 质调节: 调节焓降