



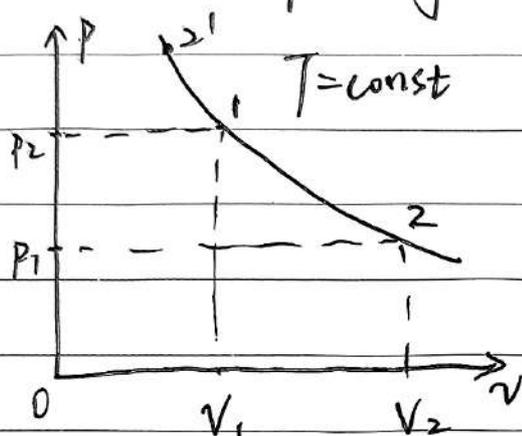
No.

Date

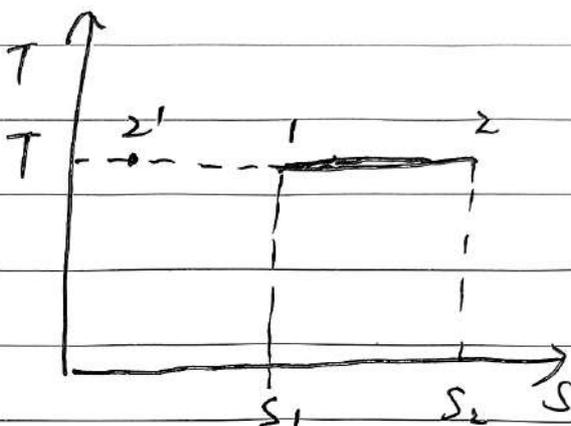
工热部分

焓 C_v $C_{v0} = \frac{du}{dT}$ 理想气体焓是仅温度的函数。熵 S $S = \int \frac{C_{v0}}{T} dT + R_g \ln V + C_1 = f(T, V)$ 或 $S = f(T, P)$
 C_1 : 常数

工热书 PAB: 各种过程

定温过程: $pV = R_g T = \text{const}$ 

p-v图



T-s图

1→2' 定温压缩 (放热) 1-2 定温膨胀 (吸热)

$$\text{膨胀功 } w_T = \int_1^2 p dv = \int_1^2 \frac{R_g T}{v} dv = R_g T \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\text{技术功 } w_{t,T} = - \int_1^2 v dp = - \int_1^2 \frac{R_g T}{p} dp = R_g T \ln \frac{p_1}{p_2}$$

$$w_T = w_{t,T}$$

定熵过程: 通常是无摩擦绝热过程。

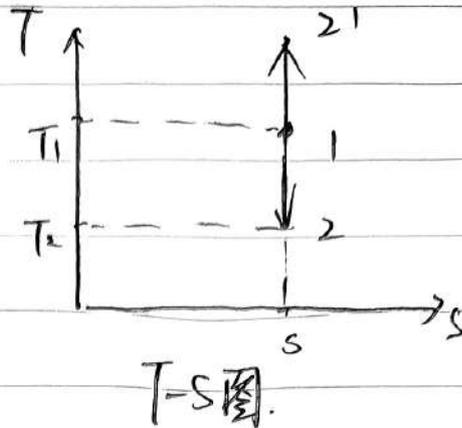
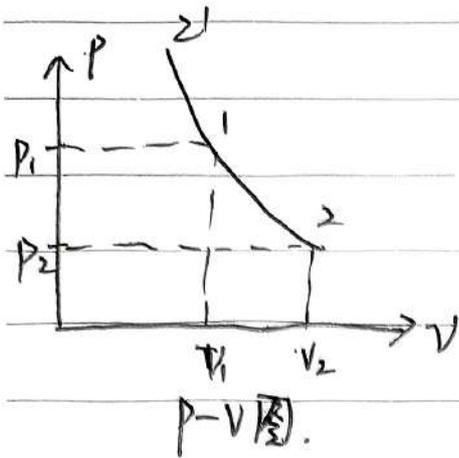
$$\frac{C_{p0}}{C_{v0}} = \gamma_0 = - \frac{v}{p} \left(\frac{dp}{dv} \right)_s \quad p v^{\gamma_0} = \text{const} \quad \gamma_0: \text{理想气体比容比}$$

高阶曲线 $\gamma_0 > 1$, 比定温线陡。

No.



Date . . .



1-2 定熵膨胀 1-2' 定熵压缩.

膨胀功

$$W_s = \int_1^2 p dv = \frac{1}{\gamma_0 - 1} R_g T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma_0 - 1)/\gamma_0} \right]$$

技术功

$$W_{t,s} = - \int_1^2 v dp = \frac{\gamma_0}{\gamma_0 - 1} R_g T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma_0 - 1)/\gamma_0} \right]$$

多变过程

$$p v^n = \text{const} \quad n: \text{多变指数}$$

$$\lg p + n \lg v = \text{const}$$

理想气体的多变过程:

膨胀功

$$W_n = \frac{1}{n-1} R_g T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

技术功

$$W_{t,m} = \frac{n}{n-1} R_g T_1 \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} \right]$$





离心泵

泵的分类

工作原理结构形式:

原 } 叶片式泵 (透平式泵)

离心泵
轴流泵
混流泵
旋涡泵

容积式泵 } 往复泵: 活塞泵、柱塞泵、隔膜泵

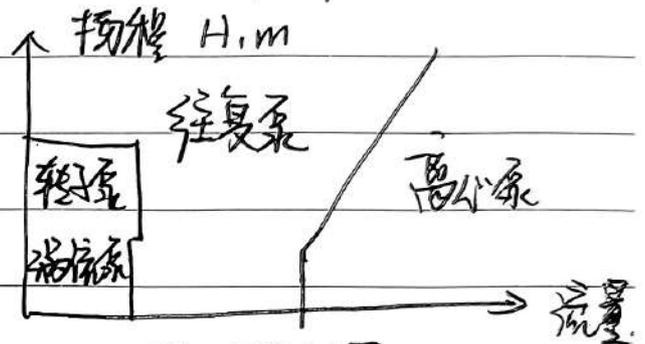
回转泵: 齿轮泵、螺杆泵、滑片泵

工作压力:

> 低于 2MPa 低压泵

2~6 MPa: 中压泵

高于 6 MPa: 高压泵



如图1, 离心泵一般用于大流量工况, 往复泵一般用于大扬程

图1: 泵应用图

离心泵典型结构

吸入室 液体从吸入管吸入叶轮

叶轮 旋转, 使吸入液体获得能量

蜗壳 (压出室) 把叶轮流出液体收集送入排气管

轴 传递转矩

封闭式 } 单吸式
 半开式 } 双吸式
 全开式
 螺旋形
 环形
 导液式





2.1 液体流向

吸入管 → 吸入室 → 叶轮 → 蜗壳(压出室) → 排出管

2.2 注意点

① 吸入室要求液体流过吸入室的流动损失小, 流入叶轮时速度分布均匀

② 叶轮: 要求叶轮在流动损失最小情况下使液体获得较多能量

封闭式叶轮组成: 前盖板, 后盖板, 叶片, 轮毂

应用: 给水泵, 工业水泵

双吸式(封闭式叶轮)优点: 平衡轴向力, 改善气蚀

半开式, 开式叶轮: 适合输送杂质液体

应用: 灰渣泵, 泥浆泵

组成: 半开式: 后盖板, 叶片, 轮毂

全开式: 叶片, 轮毂

③ 转子指离心泵转动部分, 包括叶轮, 泵轴, 轴套, 轴承等

④ 蜗壳: 要求液体在蜗壳中减速增压, 同时尽量减少流动损失

螺旋形压出室, 功能: 收集液体, 同时在螺旋形扩散管中将部分动能转化为压能

特点: 制造方便, 效率高

应用: 单级单吸, 单级双吸, 多级水平, 中开式离心泵

环形压出室

特点: 流通断面周长相等等, 各处流速不等, 总有冲击损失, η 低于螺旋形

应用: 带段式多级泵出水段





③其他部件 泵体与^叶叶轮

a. 密封环: 密封轴与壳之间

- 平环式
- 直角式
- 迷宫式

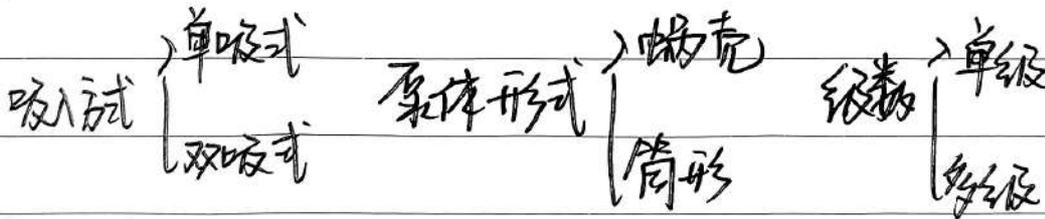
作用: 减少内漏

内漏: 叶轮流出的高压液体回流到吸入口

b. 轴封平衡装置

- 开平衡孔
- 接平衡管
- 叶轮背面带平衡叶片
- 多级泵叶轮对称布置

3 离心泵分类



4 离心泵命名

IS 单级单吸离心泵 IS 80-65-160



单级双吸



No.



Date

5 基本参数

5.1 流量

单位时间内输送出去的液体量

$$q_v: m^3/s \quad q_m: kg/s$$

5.2 扬程

单位重量液体从泵进口到泵出口能量的增值

$$H = E_d - E_s \quad \text{单位: } \frac{N \cdot m}{kg} = m$$

5.3 水头

单位重量液体的能量

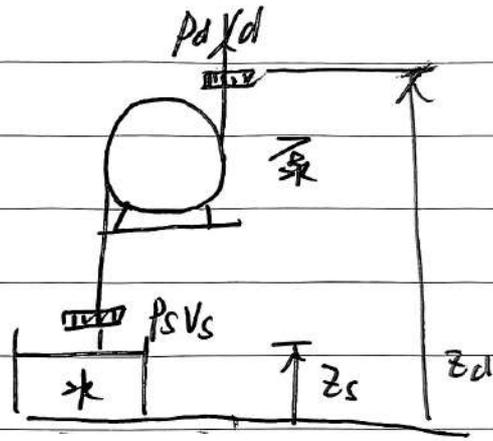
压力水头 $p/\rho g$ (m)

速度水头 $v^2/2g$ (m)

位置水头 z (m)

$$\lambda D E_s = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + z_s$$

$$\text{出口: } E_d = \frac{p_d}{\rho g} + \frac{v_d^2}{2g} + z_d$$



5.4 功与效率

比功: 单位排量消耗的轴功 $L_{usf} = p/\rho$ J/kg

轴功率: 原动机传到泵轴上的功率 N

有效功率: $N_{usf} = \frac{\rho g H Q}{1000}$ N_{usf}

内功率: $N_i = \frac{\rho g H_T Q_T}{1000}$ N_i

H : 实际压头 Q : 实际流量 H_T : 理论压头 Q_T : 理论流量

$$N_i + N_{mec} = N \quad N_{mec}: \text{机械损失}$$





No.

Date

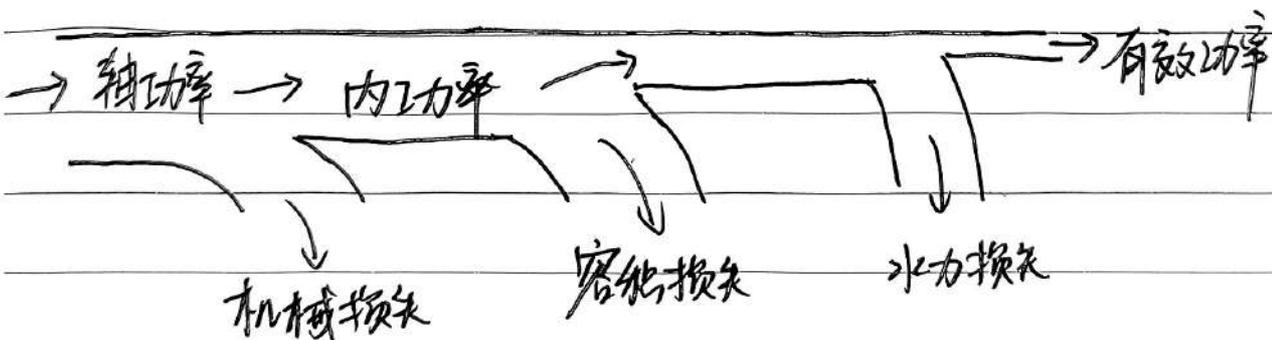
泵的损失 } 机械损失: 部件接触处摩擦、
 水力损失(流动损失): 流速大小方向改变、冲击
 容积损失: 泄露、漏进成

容积效率 $\eta_v = \frac{Q}{Q_T}$ 水力效率 $\eta_{hyd} = \frac{H}{H_T}$ 机械效率 $\eta_m = \frac{N_i}{N}$

总效率 $\eta = \frac{N_{usef}}{N} = \eta_v \eta_{hyd} \eta_m$

关系图:

轴功 N 机械损失 $\rightarrow \eta_m N = N_i = \frac{\rho g H_T Q_T}{1000}$ 容积损失 $\rightarrow \eta_v N_i = \frac{\rho g H_i Q}{1000}$ 水力损失 $\rightarrow \frac{\rho g H_e Q}{1000}$





6. 速度三角形

6.1 假设

- ① 叶片数目无限多, 叶片无限薄, 流后线加厚即为叶片形状
- ② 流体在叶轮内定常流动, 即时间变量不考虑
- ③ 流体为不可压缩理想流体

6.2 入口三角形

6.2.1 圆周速度 u

方向: 与圆周相切

大小: $u = \pi D n$ n : 叶轮转速 D : 叶轮进口直径, m

$$\text{或 } \frac{\pi D n}{60} \quad (n \text{ 取 } r/\text{min})$$

6.2.2 轴面速度 V_m

过水断面面积 \times 轴面速度 = 流量

$$V_m = \frac{Q_T}{F_0} \quad Q_T: \text{理论流量}$$

F_0 : 过水断面面积 $F_0 = 2\pi R b$ R : 叶轮进口半径, m
 b : 叶轮进口宽度 (叶片宽度), m

实际上, 由于叶片厚度占据了一定的过流面积, 实际的过流面积比理论值小, 为了衡量叶片厚度对过流面积影响程度, 引入排挤系数

$$\psi = \frac{F}{F_0} \quad F: \text{实际过水断面面积}$$





No.

Date



S_u : 叶片厚度

$$\psi = \frac{r - S_u}{D}$$

$$V_m = \frac{Q_T}{F} = \frac{Q}{\eta_v 2\pi R b \psi}$$

Q : 实际流量

→ 容积效率

6.2.3 绝对速度

液体进入叶片时, 叶片还不能完全控制相对速度方向, 绝对速度方向与此前流道形状有关

矢量关系:

流体绝对速度 = 流体与叶片相对速度 + 牵连速度 (叶片转动)

$$\vec{V} = \vec{v} + \vec{v}_\omega$$

V_ω 圆周

方向与进口液体有关

方向固定 (旋转方向切线)

V_r 轴面

大小与 Q_T 有关

大小仅与 n 有关

V_ω 与物体有关, V_r 与轴面流量有关

绝对液流角 α_1 :

α_1 决定了绝对速度的方向, 圆锥形吸孔室, $\alpha_1 = 90^\circ$, 径向进口

相对液流角 β_1 :

流体与叶片相对速度与圆周切线夹角

叶片安装角: β_1

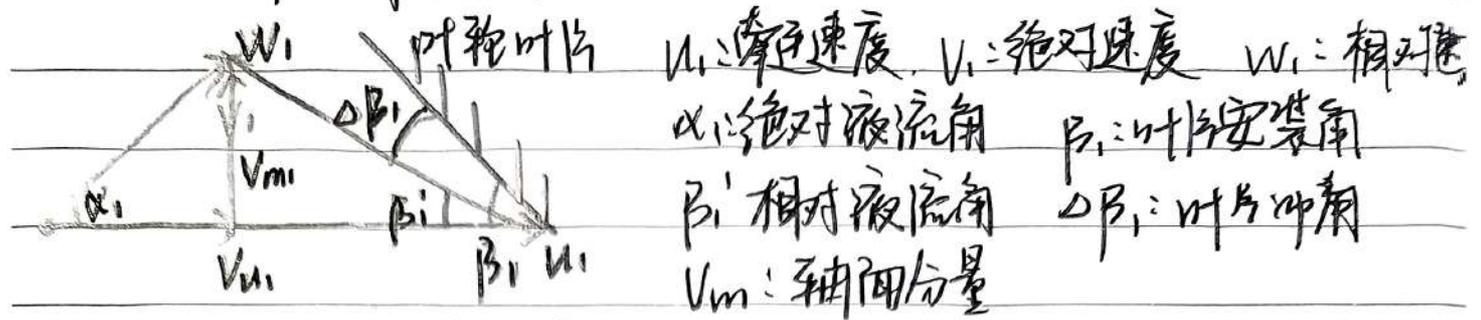
叶片冲角: $\Delta\beta_1$

$$\Delta\beta_1 = \beta_1 - \beta_1'$$

△采用正冲角能是高抗汽蚀性能, 改善大流量下工作条件

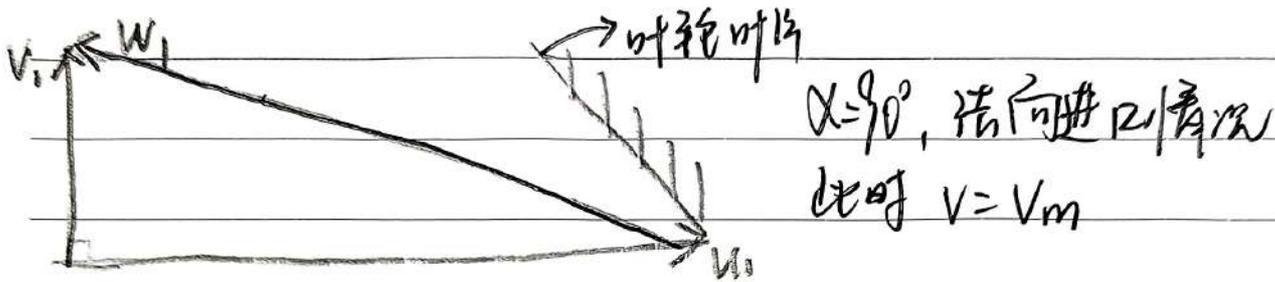


6.2.4 进口速度三角形图示



注: 在教材与PPT中, 绝对速度 V 也用 C 表示。

Δ 流量变化时, 入口绝对速度方向不变



6.3 出口三角形

6.3.1 圆周速度

与进口同理。 $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$ D_2 : 叶轮出口直径

6.3.2 轴间速度 V_{m2}

由连续方程,

$$V_{m2} = \frac{Q_1}{F_2} = \frac{Q_1}{2\pi R_2 b_2}$$

同样引入排挤系数 ψ 。

6.3.3 出口相对流动角

在叶片无限多, 无限薄的假设条件下, 叶轮出口处流体流动



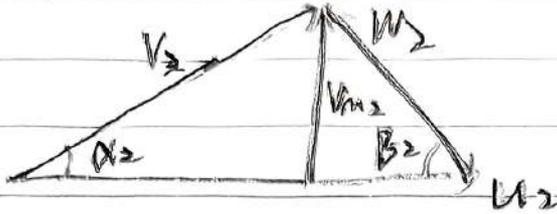


No.

Date

的相对速度方向与叶片切线方向相同, 即出口相对流动角 β'_2 与叶片出口处安装角 β_2 相同

6.3.4 图示



U_2 转速	V_{m2} 轴向
w_2 相对	α_2 绝对液流角
V_2 绝对	$\beta'_2 = \beta_2 =$ 相对液流角

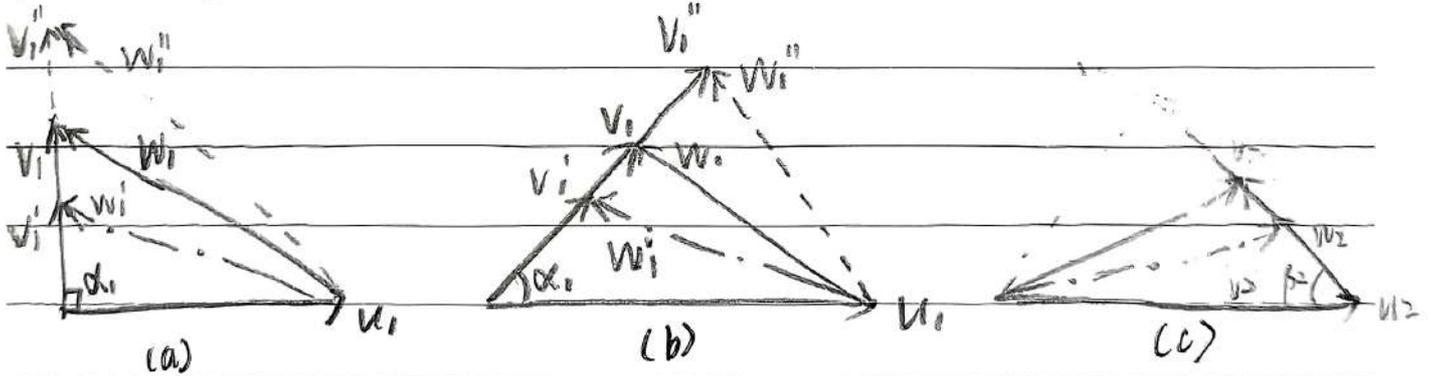
流量变化时, 出口相对液流角不变

U_2 绝对速度方向不变, 出口相对速度方向不变

原因: U_2 由吸入室导流决定方向, w_2 由叶片决定方向

6.4 参数变化对应的速度三角形变化

6.4.1 流量变化



a: 进口(无预旋) b: 进口(有预旋)

$V_1; w_1: Q$ 减小 $V_1''; w_1'': Q$ 增大

c: Q_2

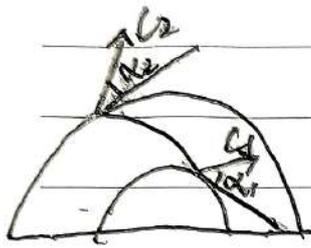
$V_2; w_2: Q$ 减小 $V_2''; w_2'': Q$ 增大



T 欧拉方程

7.1 原理与推导

原理: 动量矩定理: $\frac{dL}{dt} = M$ L : 力矩 M : 转矩



进口处: $L_1 = \rho Q c_{1r} r_1 dt \cdot \omega s \alpha_1$ α_1, α_2 : 绝对液流角
 c_1, c_2 : 进出口绝对速度
 Q : 流量
 出口处: $L_2 = \rho Q c_{2r} r_2 dt \cdot \omega s \alpha_2$
 $M = \frac{L_2 - L_1}{dt} = \rho Q (c_{2r} r_2 \omega \cos \alpha_2 - c_{1r} r_1 \omega \cos \alpha_1)$ r_1, r_2 : 叶轮进出口半径

$$\text{功率 } N = \omega M = \rho Q (C_{2u} \cdot \omega r_2 - C_{1u} \cdot \omega r_1)$$

ω : 叶轮旋转角速度, $\omega r_2 = u_2, \omega r_1 = u_1$

C_{2u} : 出口绝对速度的圆周分量

$$\therefore N = \rho Q (C_{2u} u_2 - C_{1u} u_1)$$

7.2 叶轮的理论功:

叶轮对单位质量液体所做的功 $L_{th} = u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u}$

7.3 理论扬程

$$H_{th} = \frac{L_{th}}{g} = \frac{u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u}}{g}$$

① 无进口预旋 $C_{1u} = 0$

$$H_{th} = \frac{u_2 C_{2u}}{g} \quad \text{粗略估计} \quad H_{th} = \frac{u_2^2}{2g}$$

取 $C_{2u} \approx 0.5 u_2$

② 外推:





Date

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_{2m} \quad (\text{证明: 余弦定理}) \quad u_2 c_{2m} = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2}$$

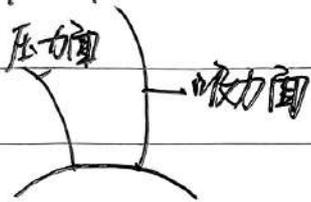
$$H_{th} = \frac{u_2 c_{2m} - u_1 c_{1m}}{g}$$

$$= \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

流体通过叶轮后动能增加

流体通过叶轮后压力能增加

7.4 有限叶片对 H_{th} 影响



轴向涡流

叶片压力面与吸力面相对速度分布不均匀

流体分布不均使 β_2' 小于 β_2 (安装角), 轴向涡流引起了相对速度变化, 导致有限叶片叶轮的理论扬程下降, 称为滑移现象

滑移系数

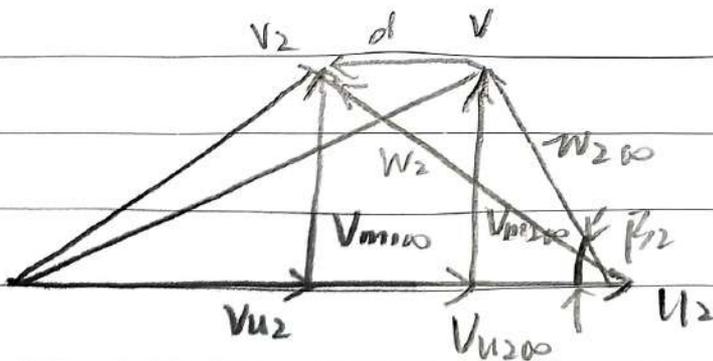
$$H = \mu H_{th}$$

斯梭拉通公式

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{c_{u200}} \frac{\pi \sin \beta_2}{z}$$

c_{u200} 无限叶片

z : 叶片数



V 为无限叶片

V_2 为有限叶片

β_2 : 叶片安装角

无限叶片: 相对流动角 = 叶片安装角

有限叶片: 相对流动角 < 叶片安装角

$$\mu = 0.5 \sin \frac{\beta_1 - \beta_2}{2} \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right)$$

β_1, β_2 : 安装角



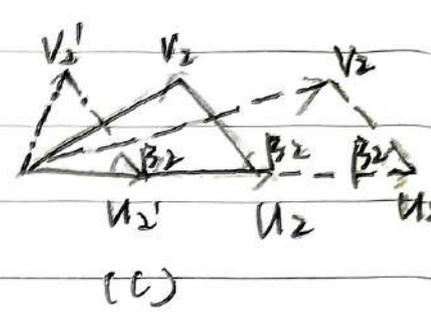
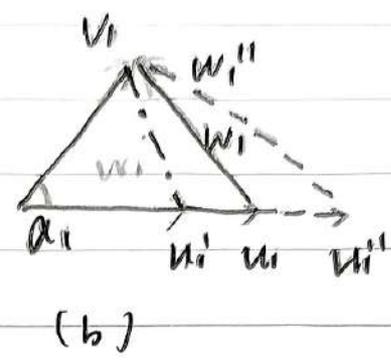
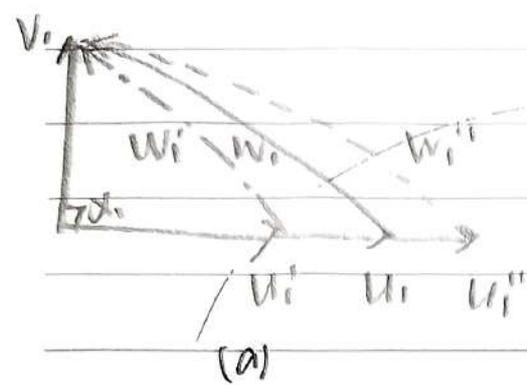


No.

Date

补充

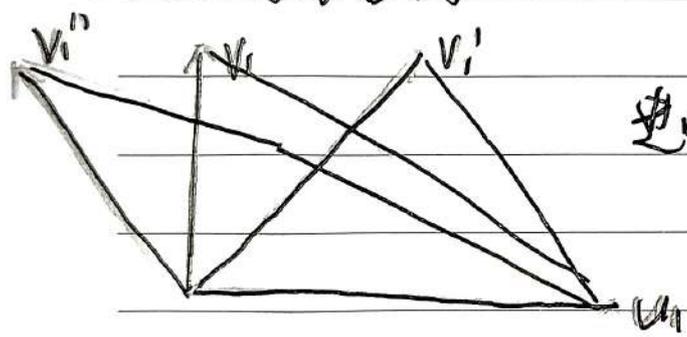
b.4.2 转速变化影响



a. b 进口 u_1'' : 转速增大 u_1' : 转速减小 α 始终不变

c 出口 u_2'' : 转速增大 u_2' : 转速减小 β 始终不变

b.4.3 进口导叶影响



进口导叶改变进口绝对速度方向





§ 7.5 反作用度/反击系数

$$\rho = \frac{(H_{st})_{theo}}{H_{theo}} \quad \text{表示泵的静扬程在总扬程中所占比例}$$

$$\rho = \frac{u_2^2 - (c_{2r} \cot \beta_2)^2}{2g} / \frac{u_2^2 - u_2 c_{2r} \cot \beta_2}{g}$$

$$= \frac{1}{2} \left(1 + \frac{c_{2r}}{u_2} \cot \beta_2 \right)$$

最小安放角: 理论扬程为零 $\beta_2 = \arccot(u_2/c_{2r})$

最大安放角: 理论扬程全部为动扬程 $\beta_2 = \arccot(-u_2/c_{2r})$

$$\cot(x) = \frac{1}{\tan(x)}$$

8 离心泵的特性曲线

8.1 理论特性曲线 无限叶片假设下

$$H_{theo} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cot \beta_2' \quad Q = \pi D_2 b_2 c_{2r}$$

$$H_{theo} = \left(u_2 - \frac{c_{2r} \cot \beta_2'}{\pi D_2 b_2} Q \right) \frac{u_2}{g} \quad u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

$$\text{令 } \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} = \text{const} = C \quad \frac{n \cot \beta_2'}{60 b_2 n} = \text{const} = E$$

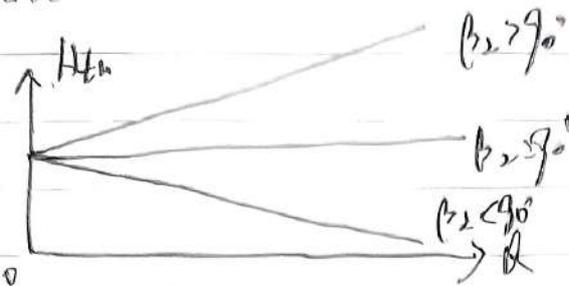
理想 H-Q 曲线: $H_{theo} = C - EQ$



No.



Date



理想 $H-Q$ 曲线:

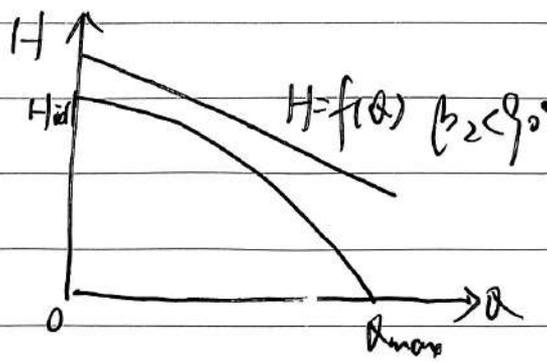
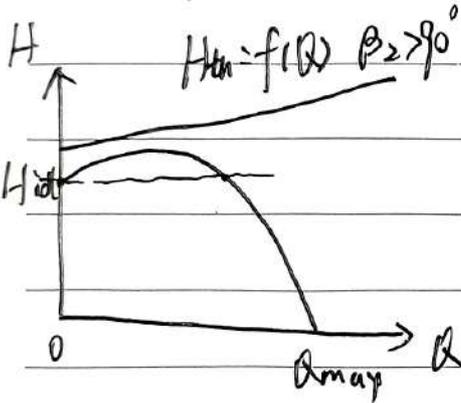
$$N_{th} = \rho g H_{th} Q = \rho Q (C - E Q) g$$

8.2 实际特性曲线

影响: ①有限叶片数 ②摩擦及局部阻力 ③冲击损失 ④泄漏

实际 $H-Q$ 曲线:

$$H_{th10} = H_0 - K Q^2 \text{ (实际计算中以二次形式拟合)}$$



9 相似设计

9.1 相似条件:

两泵流动应具有几何相似与运动相似, 而运动相似仅要求叶轮进口速度三角形相似

在几何相似中用性能参数 ~~证明~~ 运动相似: 比转速
判别





No.

Date

几何相似 + 比转速相等 \rightarrow 相似工况 Δ n_s' 相等的泵不一定为相似工况, 相似工况的泵 n_s' 一定相等

$$n_s' = n' \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = n_s$$

由于不同工况, 比转速不同, 为便于比较, 统一只取最佳工况点 (即最高效率工况点) 的比转速代表泵的比转速

$$n_s = 3.65 n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (Q \text{ 是 } q_v)$$

Q. 流量, m^3/s H 扬程, m n 转速, r/min

双吸泵叶轮流量除以 2, 多级泵扬程除以级数

9.2 相似定律

两泵在相似工况下性能参数:

9.2.1 流量关系

$$\frac{q_v'}{q_v} = \lambda_v^3 \frac{n'}{n} \times \frac{\eta_v'}{\eta_v}$$

9.2.2 扬程关系

 λ_v : 几何比例系数

$$\frac{H'}{H} = \lambda_v^2 \left(\frac{n'}{n}\right) \frac{\eta_{hyd}'}{\eta_{hyd}}$$

9.2.3 功率关系

$$\frac{N'}{N} = \lambda_v^5 \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \frac{\rho' \eta_m'}{\rho \eta_m}$$





实际上若(相同, n 与 n' 均相差不多, 可认为在相似工况下运行
时, 各种效率分别相等

$$\eta_v' = \eta_v \quad \eta_{hyd}' = \eta_{hyd} \quad \eta_m' = \eta_m$$

9.2.4 简化的相似定律:

$$\frac{q_v'}{q_v} = \lambda_v^3 \frac{n'}{n}$$

$$\frac{H'}{H} = \lambda_v^2 \left(\frac{n'}{n}\right)^2$$

$$\frac{N'}{N} = (\lambda_v)^5 \left(\frac{n'}{n}\right)^3$$

9.2.5 对同一台泵:

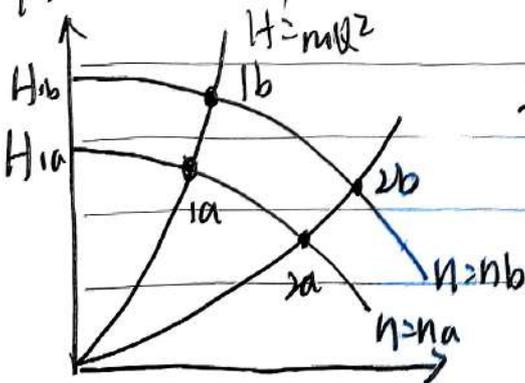
$$\frac{q_v'}{q_v} = \frac{n'}{n} \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3$$

两台相似泵在同一转速下输送相同流体:

$$q_v = q_v' \frac{D_2^3}{(D_2')^3} \quad H = H' \frac{D_2^2}{(D_2')^2} \quad N = N' \frac{D_2^5}{(D_2')^5}$$

9.3 相似曲线

9.3.1 H-Q 曲线



设 $n_b > n_a$, $\eta_b = \eta_a$

$$Q_b = Q_a \frac{n_b}{n_a}$$

$$H_b = H_a \frac{n_b^2}{n_a^2}$$





No.

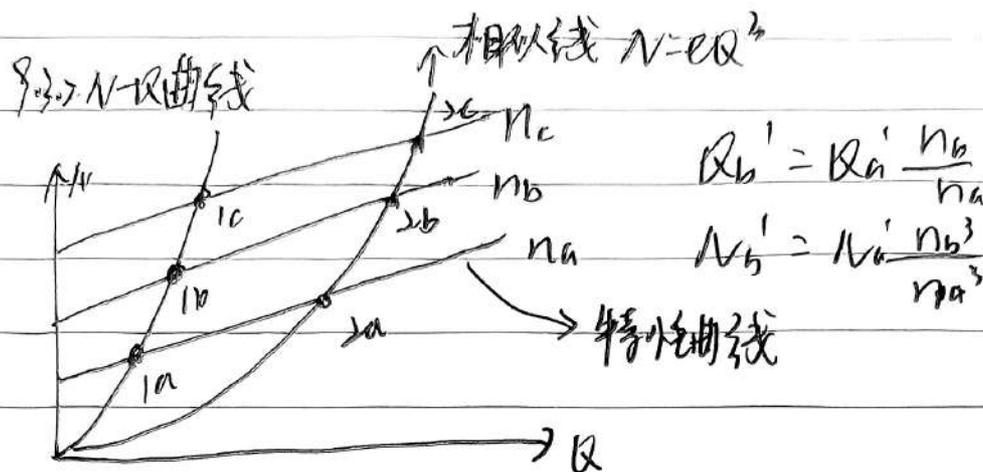
Date

$$H = \frac{H_a}{Q_a^2} Q^2 = mQ^2$$

1a, 1b为一组相似工况, 2a, 2b为一组

1a, 2a是同一个泵在 $n=n_a$ 下不同工况点

1a, 1b在同一条 $H=mQ^2$ 曲线上



9.4 叶轮切割

一般离心泵叶轮: 切割前后叶轮出口直径相等, 出口角相等

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2'}{D_2} \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2 \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3$$

低比转速离心泵叶轮: 切割前后叶轮宽度相等, 出口角相等

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2 \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2 \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^4$$

10. 汽蚀

10.1 汽蚀: 局部区域液体绝对压力降到饱和蒸汽压时, 液体气化, 溶于液体的气体逸出, 形成许多气泡, 气泡在高压处溃灭, 凝结, 溃灭引起水击

初生 \rightarrow 发展 \rightarrow 终结

10.2 危害:



- ① 使过流部件腐蚀破坏
- ② 使泵性能下降
- ③ 使泵产生噪音振动
- ④ 是水力机械向高流速发展巨大障碍

10.3 参数

10.3.1 有效汽蚀余量 $NPSH_a$

吸入液面上压力水头克服流动损失并把水提高到 H_g 后，剩余超过 P_v 的能量

P_v : 汽化压头

$$NPSH_a = \frac{P_s}{\rho g} + \frac{C_s^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad m$$

P_s, C_s : 进口压力、速度
(MPa) (m/s)

10.3.2 必需汽蚀余量:

液体在吸入口 S 处能头对压力最低点 K 处能头的富余量 (总压降)

$$NPSH_r = \lambda_1 \frac{C_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{w_0^2}{2g}$$

C_0, w_0 : 进口面绝对、相对速度

$NPSH_a \leq NPSH_r$ 发生汽蚀

$NPSH_a > NPSH_r$ 不发生汽蚀

10.3.3 临界汽蚀余量 $NPSH_c$

$NPSH_a = NPSH_r$ 时刚好发生





No.

Date

此时,令 $NPSH_c = NPSH_a = NPSH_r$

10.3.4 $[NPSH]$

在 $NPSH_c$ 基础上, 增加安全余量

$$\begin{aligned} [NPSH] &= NPSH_c + 0.3 \text{ m} \\ &= NPSH_r + 0.3 \text{ m} \end{aligned}$$

或者写成: $[NPSH] > NPSH_r + k$, k 为安全余量

10.3.5 允许安装高度 h_s^{al}

$$h_s^{al} = \frac{P_0 - P_v}{\rho g} - \sum h_s - [NPSH]$$

P_v : 汽化压力头 $\sum h_s$: 管路损失

真空允许吸液高度

$$h_{vac} = \frac{P_0 - P_v}{\rho g}$$

10.3.6 汽蚀比转数 C

$$C = \frac{5.62n\sqrt{Q}}{(NPSH_r)^{3/4}} \quad \text{通常 } 600 \sim 1600$$





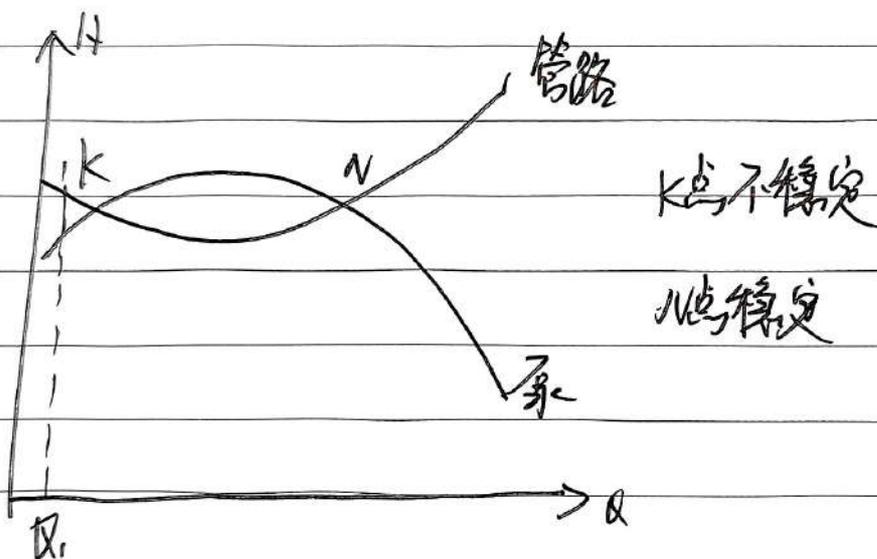
11. 运行调节 具体见书 P. 163-165

11.1 概念

额定点 = 最佳效率点 = 最佳工况点 通常为设计点

η_{\max} 以下 5%~8% 为高效工作区

11.2 稳定性



$Q = Q_1$ 时 $P_{\text{管}} > P_{\text{泵}} \rightarrow$ 且有减小趋势 \rightarrow 流量 Q 更小 \rightarrow 不稳定

11.3 运行调节

1. 转速改变

切割

串并联

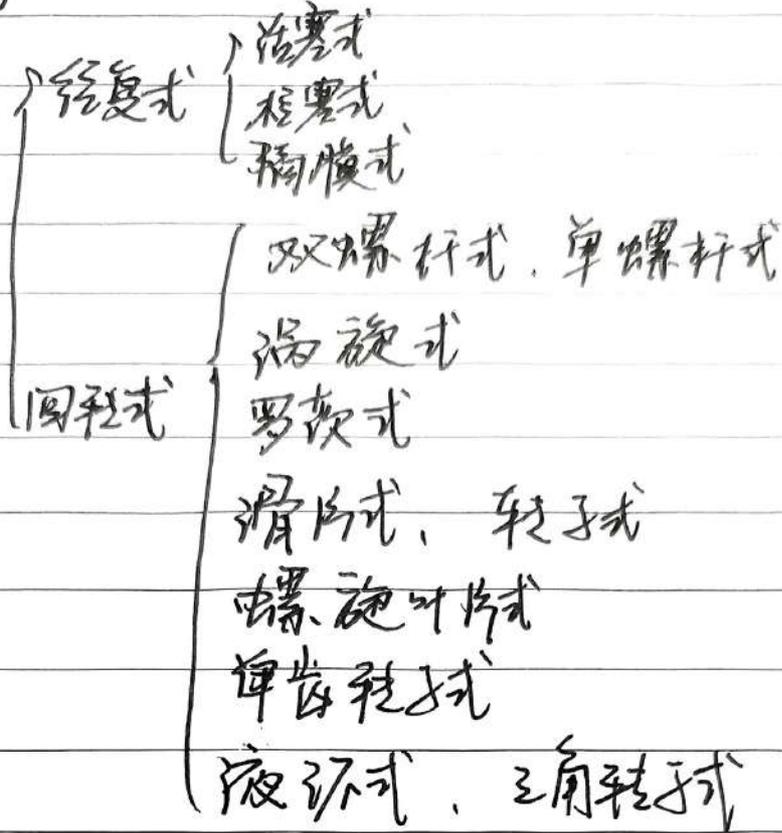
进口导叶

出口阀门开度

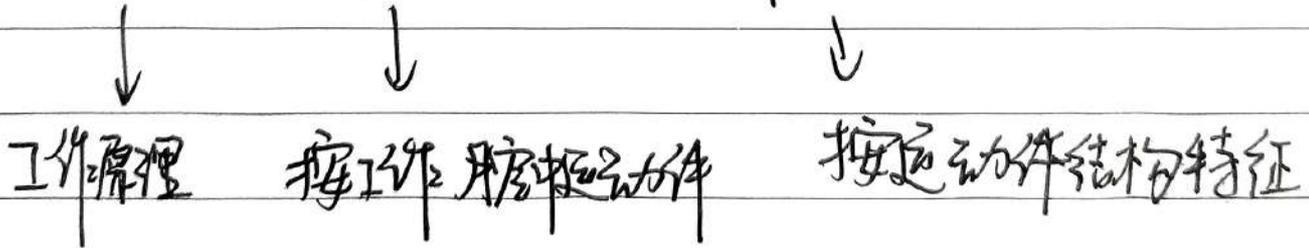
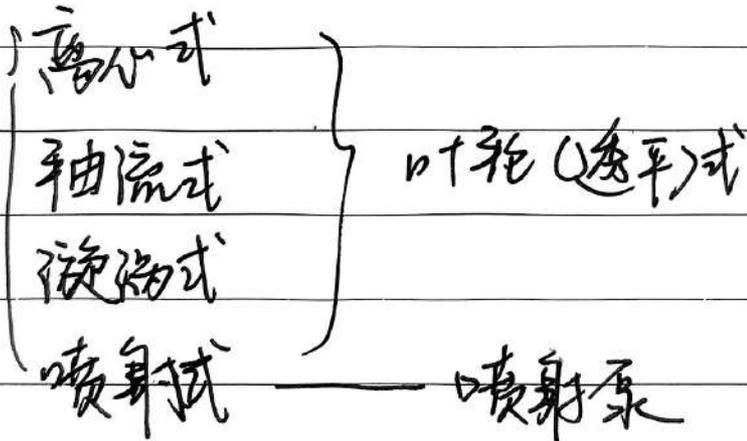


容积式压缩机

1. 分类
容积式



2. 动机械



排气压力:

压缩机: $> 0.2 \text{ MPa}$ (表压)

鼓风机: $0.015 \sim 0.2 \text{ MPa}$ (表压)

通风机: $< 0.015 \text{ MPa}$



Date

2. 组成

汽缸形式: 单作用、双作用、活塞式

结构形式: 立式、卧式、角度式

3. 工作过程

级: 被压缩气体进入工作腔内完成一次气体压缩

循环: 完成一次进气-压缩-排气

3.1 级理论循环

① 汽缸没有余隙容积 被压缩气体全部排出汽缸

② 进排气无压力损失, 压力波动, 热交换, 吸、排气压力为定值

③ 压缩过程加排气过程无气体泄漏

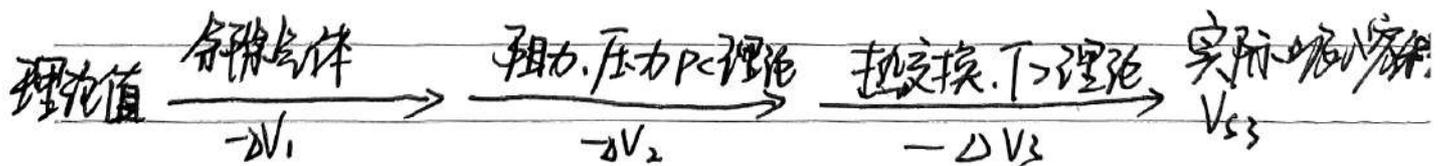
④ 所压缩气体为理想气体 过程指数为定值

进风量 $V_s = A_p s$

A_p : 活塞迎风面积 s : 活塞行程

3.2 级的实际循环

实际循环进风量



$$\lambda_s = \frac{V_{s3}}{V_s}$$

$$\lambda_s = \frac{V_{s1}}{V_s} \times \frac{V_{s2}}{V_{s1}} \times \frac{V_{s3}}{V_{s2}}$$

令 $\lambda_v = \frac{V_{s1}}{V_s} = \text{容积系数}$

$\lambda_p = \frac{V_{s2}}{V_{s1}} = \text{压力系数}$





$$\lambda_v = \frac{V_{s3}}{V_{s2}} = \text{温度系数} \quad \lambda_c = \lambda_v \lambda_p \lambda_z$$

3.3. 热力与动力性能

① 排气压力 铭牌上标出的是额定排气压力

△ 实际排气压力由压缩机排气系统内气体压力即“背压”决定，背压取决于该压力下压缩机排入系统的流量与从系统输走流量是否平衡

② 排气温度与压缩终了温度

排气温度 (T_d): 该级工作腔排气法兰接管处测得气体温度
↑ 节流、散热

压缩终了温度 (T_d'): 完成压缩过程, 开始排气温度

$$T_d = T_{s2} \epsilon^{\frac{n-1}{n}} \quad T_d' = T_{a1} \epsilon'^{\frac{n-1}{n}} \quad T_d < T_d'$$

T_{s2} 吸气温度 T_{a1} 吸气终了汽缸内气体温度 ϵ 名义压比 ϵ' 实际压比
各种气体压缩机排气温度都需限制

③ 排气

排气量: 容积流量/输气量, 指在所需要的排气压力下, 压缩机最后一级单位时间排出的气体容积, 折算到第一级进口压力和温度时的容积值。

i) 水蒸气凝结析离, 需换算成一级进口状态水蒸气容积计入

ii) 洗涤清除的气体, 换算成一级进口, 若中途添加气体,

例计算排气量应扣除。



实际气体换算若使用到高压下测得体积，换算时需考虑压缩性

△ 排气量表示的并非真正供气量，而是吸入量减去各级泄漏的剩余气量。

供气量，也叫标准容积流量，压缩机单位时间内排出的气体容积折算到基准状态时的干气容积

1 冷凝液析出不计入

2 各级间抽气洗涤净化掉的计入

3 各级间 ~~有~~ 介质到达出口前被抽走用于工艺，换算成干气体计入

4 中途加入并由出口排出的计入

△ 供气量是用户真正获得的干气体量，且是整个压缩机装置排出的，不仅在最后一级出口得到，中间级也能供气

理论容积流量：单位时间内所开线的压缩机工作容积之和

$$q_{th} = n \times V_s Z$$

转速 × 每转工作容积

④ 功

轴功（压缩机轴端输入）

= 指示功 + 摩擦功

机械效率 = 指示功 / 轴功



4. 其它型容积式压缩机：容积式回转压缩机

详见作业

离心压缩机

基本结构及作用

典型结构特点 (几级几段几缸)

工作原理、与容积式对比

基本方程

连续方程 - 质量守恒

能量方程 - 能量守恒

欧拉方程 - 动量矩

伯努利方程 - 能量守恒

热力学方程 - 状态方程

离心
机

进出口速度三角形

能量损失

流动损失

泄漏损失

轮阻损失

性能曲线与调节

性能参数

性能曲线

运行
调节

进出口节流

变速

串并联

预旋叶

喘振

不稳定工况

成因

危害

预防



1. 分类

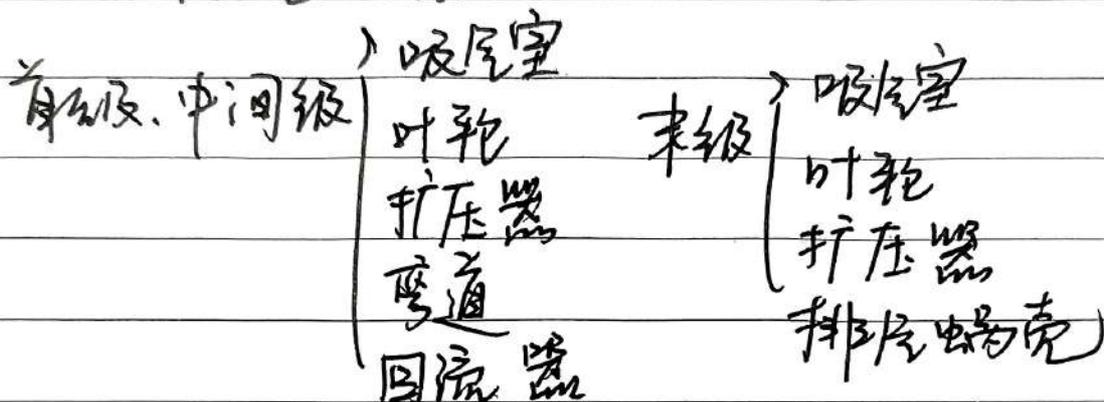
离心通风机 $\leq 15 \text{ kPa}$ 鼓风机 $15 \sim 200 \text{ kPa}$ 压缩机 $> 200 \text{ kPa}$

2. 基本组成

级: 叶轮与其他固定元件 标志: 叶轮

段: 标志: 中间冷却器, 蜗壳 \rightarrow 2个中冷 3段

缸: 一个机壳为一缸



3. 基本方程

3.1 连续方程

$$q_m = \rho_1 q_{v1} = \rho_2 q_{v2} = \rho_2 c_{sr} f_2 = \text{const}$$

q_m 质量流量 f 截面积 c_{sr} 法向流速

在出口处:

$$q_m = \rho_2 q_{v2} = \rho_2 \frac{b_2}{D_2} \psi_{2r} \frac{r_2}{\pi} \left(\frac{b_0}{r}\right)^2 u_2^3$$

$u_2 = \frac{\pi n}{30} r_2$ $\frac{b_2}{D_2}$: 宽径比, $\frac{b_2}{D_2} \uparrow$, 边界层损失 \uparrow , $\eta \downarrow$

$\frac{b_2}{D_2} \downarrow$, 摩擦 \uparrow , $\eta \downarrow 0.025 < \frac{b_2}{D_2} < 0.065$





$$\varphi_{2r} = \frac{C_{2r}}{U_2} \quad \text{叶轮出口径向分速系数 (流量系数)}$$

径向 0.24-0.40 后弯 0.18-0.32 后弯角 ($\beta_{2A} \leq 30^\circ$) 0.1-0.2

3.2 欧拉方程: 1kg 流体-元定常流动

欧拉方程 $W_{th} = U_2 c_{2u} - U_1 c_{1u} \quad \text{kJ/kg}$

欧拉第一方程 $W_{th} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$

物理意义

离心力引起静

降速引起静

动能

压能增量

压能增量

增量

欧拉第三方程: 无限多叶片理论能头

$$I = \rho, \alpha_1 = 90^\circ, c_{1u} = 0, \beta_2 = \beta_{2A}, c_{2u} = U_2 - C_r \cot \beta_{2A}$$

$$W_{th} = C_{2u0} U_2 = \varphi_{2u0} U_2^2$$

$$\varphi_{2u0} = \frac{C_{2u}}{U_2}$$

△ 欧拉方程适合所有叶轮机械

3.3 能量方程

$$W_{tot} + q = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

W_{tot} 机械能 q : 热交换, 离心压缩机忽略 $q=0$



No.



$$W_{tot} = (h_2 - h_1) + (P_2 V_2 - P_1 V_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$

Date $h_i = u_i + P_i V_i = C_p T_i$ 单位质量气体的焓值

$$\rightarrow W_{tot} = h_2 - h_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$

$$W_{tot} = C_p (T_2 - T_1) + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$

h_2, h_1 : 焓值 T_2, T_1 : 温度 C_p : 比热 C_2, C_1 : 速度

物理意义: 焓值 + 动能 (忽略热交换和位能) 外加功使系统内温度与动能增加

3.4. 伯努利方程

从机械能角度说明叶轮对气体做功前后气体能量分配

$$W_{tot} = \int_1^2 \frac{dP}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + h_{loss}$$

物理

外界对系统
机械功

气体技术功
(压缩功)

气体动能

流动泄露
轮阻损失

