



第三章 离心泵和漩涡泵

离心泵的理论扬程

离心泵的理论扬程

问题引出

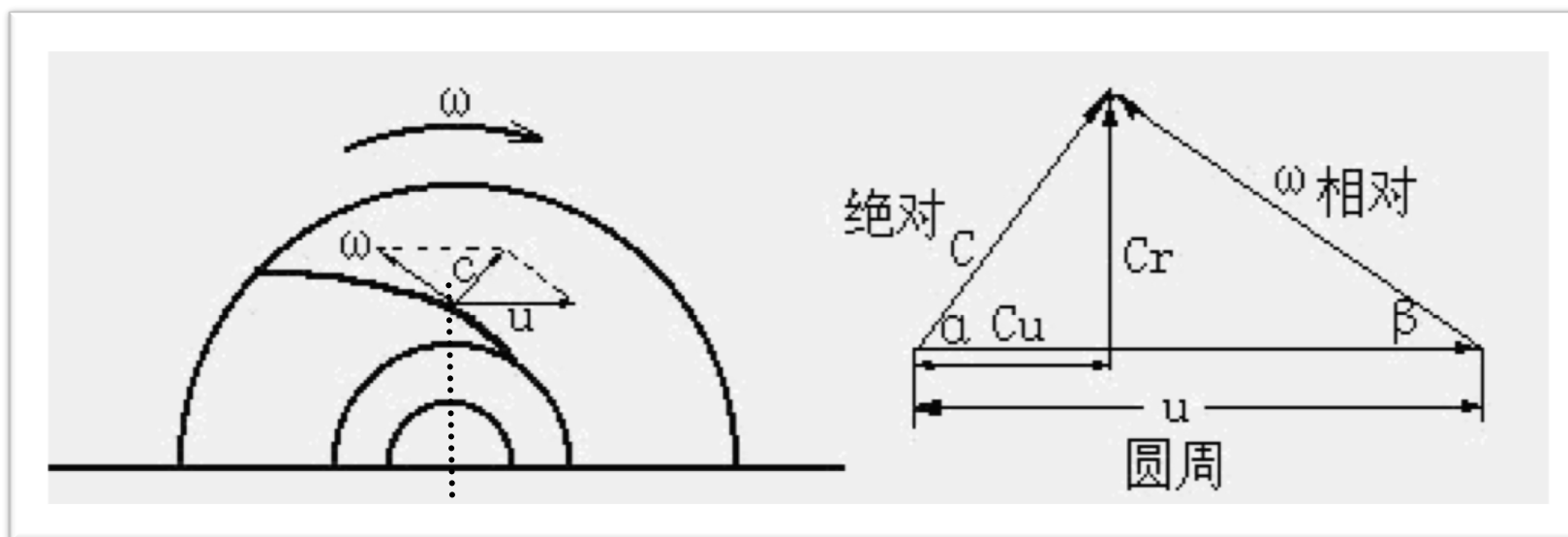
- 离心泵的流量、压头、轴功率、效率、转速等性能参数表示一台泵的整体性能。
- 泵在高效区工作，可得到最经济、最合理的使用。
- 离心泵因能量的转递方式不同于容积式泵，单位液体所获得的能量（压头、扬程） H 与叶轮的尺寸和转速密切相关。

分析液体在叶轮中的流动情况 → 建立压头方程式

后分析其规律 → 得到管理的要点

离心泵的理论扬程

液体在叶轮中的流动情况及速度三角形



为简化液体在叶轮内的复杂运动，作两点假设：

- ➡ ① 叶轮内叶片的数目为无穷多，叶片的厚度为无限薄，
即液体质点的运动轨迹与叶片的外形相重合；
- ➡ ② 输送的是理想液体，由此在叶轮内的流动阻力可忽略。

离心泵的理论扬程

理论扬程方程式的推导

理想压头方程式（欧拉公式）

能量守恒定理：

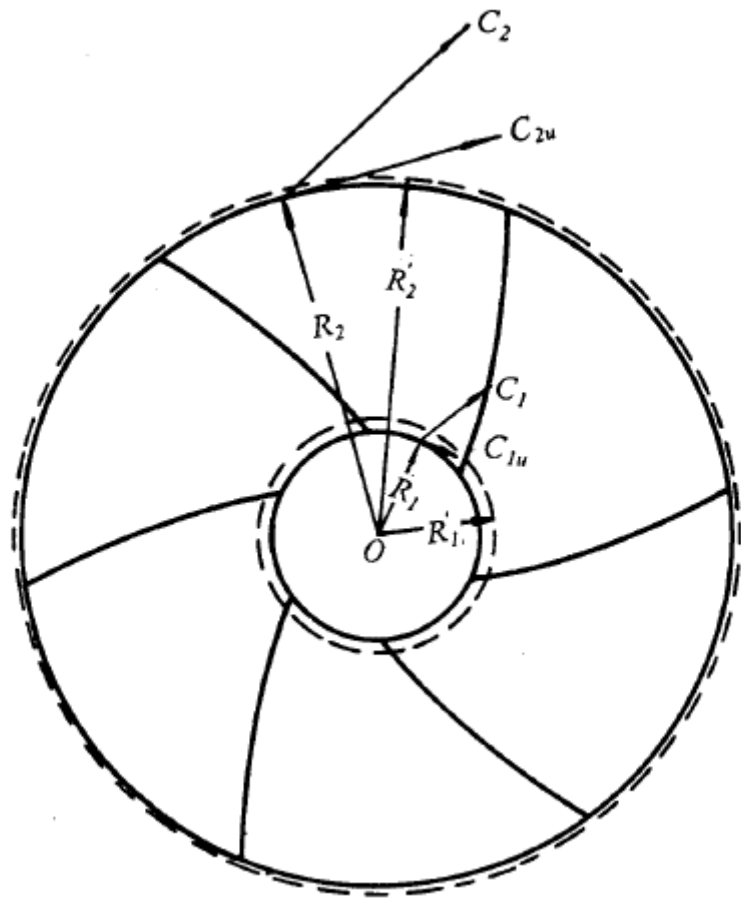
$$M\omega = \rho g Q_t H_t \quad H_t = \frac{M\omega}{\rho g Q_t}$$

动量矩定理：

$$\frac{dL}{dt} = M \quad L = mv \cdot d$$

离心泵的理论扬程

理论扬程方程式的推导



离心泵的理论扬程

理论扬程方程式的推导

$$\begin{aligned}\rightarrow \frac{dL}{dt} &= \frac{L_{R_1'R_2'} - L_{R_1R_2}}{dt} = \frac{L_{R_2R_2'} - L_{R_1'R_1}}{dt} \\ &= \frac{dm_{R_2R_2'} C_{2u} R_2 - dm_{R_1'R_1} C_{1u} R_1}{dt} \\ &= \frac{dm}{dt} (C_{2u} R_2 - C_{1u} R_1) \\ &= \rho Q_t (C_{2u} R_2 - C_{1u} R_1)\end{aligned}$$

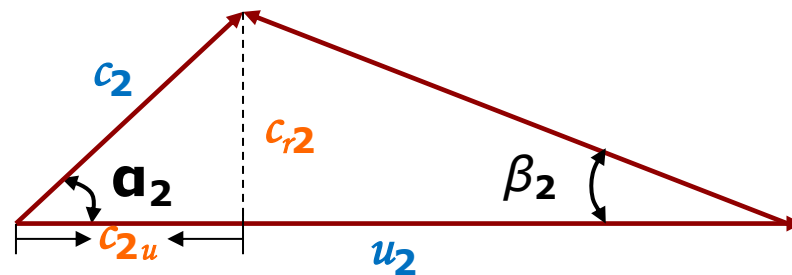
$$\rightarrow H_t = \frac{(C_{2u} R_2 - C_{1u} R_1) \cdot \omega}{g}$$

离心泵的理论扬程

理论扬程方程式的推导

► $H_{T\infty} = \frac{1}{g}(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)$ 第一形式

►
$$\begin{aligned} C_u u &= C_u (C_u - W_u) \\ &= \frac{C_u^2}{2} + \frac{C_u^2 - 2C_u W_u}{2} \\ &= \frac{C_u^2 + C_r^2}{2} + \frac{C_u^2 - 2C_u W_u + W_u^2}{2} - \frac{W_u^2 + C_r^2}{2} \\ &= \frac{C^2}{2} + \frac{u^2}{2} - \frac{W^2}{2} \end{aligned}$$



离心泵的理论扬程

理论扬程方程式的推导

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

第二形式

离心力的作用下叶轮旋转所增加的静压头

叶片间通道面积逐渐加大使液体的相对速度减少所增加的静压头

H_p (静压头)

H_c (动压头)

液体流经叶轮后所增加的动压头 (在蜗壳中其中一部分将转变为静压能)

H_p 用于克服装置中的流阻、液位差和反压。要求 H_p 大于这三者之和。

H_c 表现为液流的绝对速度增加。要求 H_c 不宜过大，因为 H_c 大流阻大。

离心泵的理论扬程

理论扬程方程式的推导

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

第一形式

- ① 在离心泵设计中，为提高理论压头，一般使 $\alpha_1 = 90^\circ$
(液体径向进入叶片间通道)， $\cos \alpha_1 = 0$

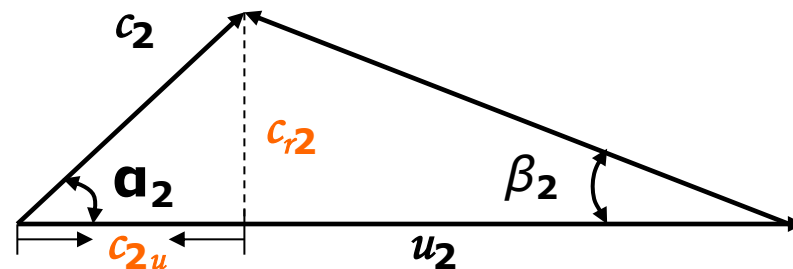
$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

离心泵的理论扬程

理论扬程方程式的推导

② 根据速度三角形

$$\underline{c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2}$$

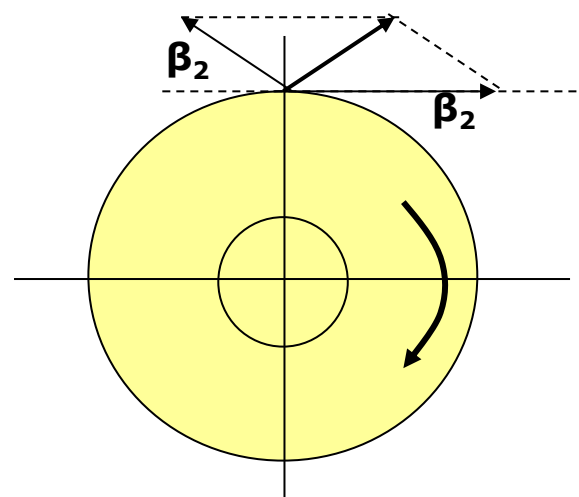


- 设叶轮的外径为 D_2 ，叶轮出口处的宽度为 b_2 ，
理论流量 $Q_{T\omega} = c_{r2} A$ ，则：

$$\underline{c_{r2} = Q_{T\omega} / \pi D_2 b_2}$$

- 将上两式代入第一形式后，得：

$$H_{T\omega} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 Q_{T\omega}}{g \pi D_2 b_2}$$



离心泵的理论扬程

理论扬程方程式的推导

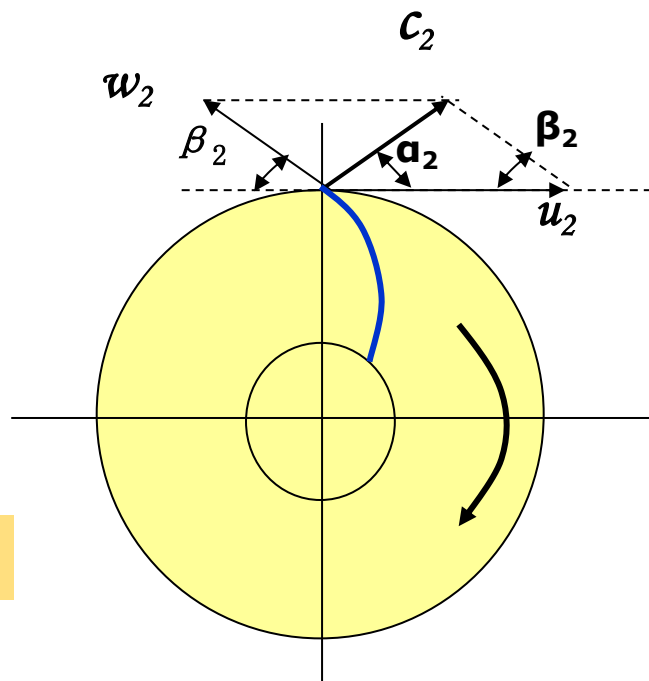
$$H_{T, \omega} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 Q_{T, \omega}}{g \pi D_2 b_2}$$

称为离心泵的基本方程式

$$\text{又} \because u_2 = \pi D_2 n / 60$$

$$\therefore H_{T, \omega} = \frac{\pi^2 D_2^2 n^2}{3600 g} - \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{g b_2} Q_{T, \omega}$$

$$\therefore H_{T, \omega} = H_{T, \omega}(Q_{T, \omega}, n, D_2, b_2, \beta_2)$$



离心泵的理论扬程

对离心泵基本方程式的讨论

① $H_{T\infty}$ 与转速 n 有关: $n \uparrow \rightarrow H_{T\infty} \uparrow$; 反之相反;

$H_{T\infty}$ 与 D_2 有关: 与叶轮的直径有关, 增大叶轮直径, 扬程增加。

$$H_{T. \infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cot \beta_2 Q_{T. \infty}}{g \pi D_2 b_2}$$

$$\therefore H_{T. \infty} = \frac{\pi^2 D_2^2 n^2}{3600 g} - \frac{n \cot \beta_2}{g b_2} Q_{T. \infty}$$

离心泵的理论扬程

对离心泵基本方程式的讨论

② $H_{T\infty}$ 与 β_2 有关即与叶片型式有关;

- i) 后弯叶片
(叶片弯曲方向与叶轮旋转方向相反)

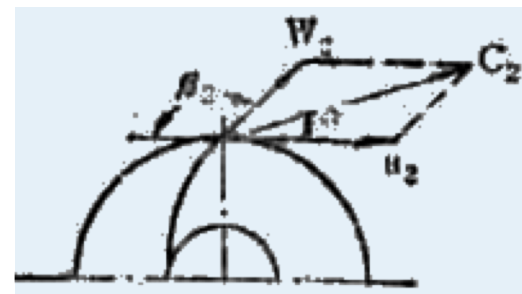
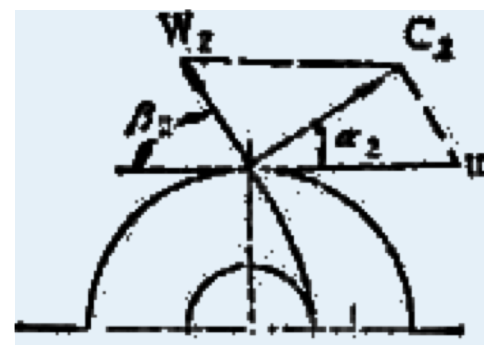
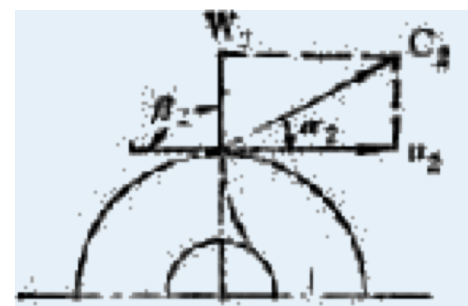
$$\beta_2 < 90^\circ, \operatorname{ctg} \beta_2 > 0, H_{T, \infty} < \frac{u_2^2}{2g}$$

- ii) 径向叶片

$$\beta_2 = 90^\circ, \operatorname{ctg} \beta_2 = 0, H_{T, \infty} = \frac{u_2^2}{2g}$$

- iii) 前弯叶片

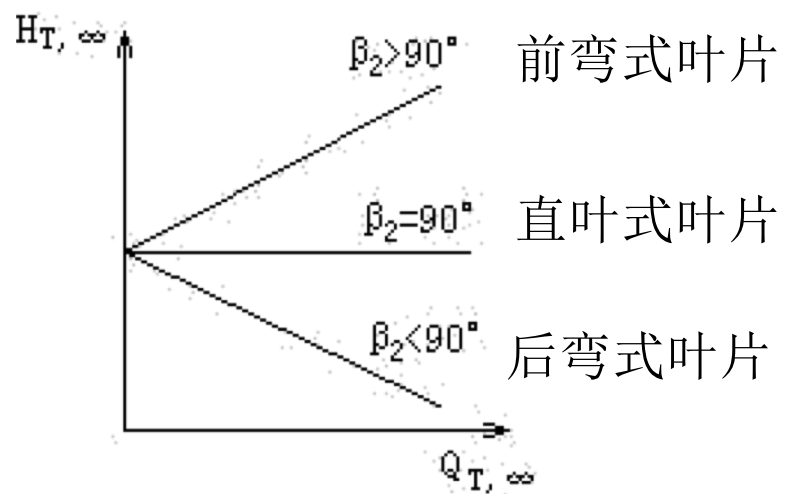
$$\beta_2 > 90^\circ, \operatorname{ctg} \beta_2 < 0, H_{T, \infty} > \frac{u_2^2}{2g}$$



离心泵的理论扬程

对离心泵基本方程式的讨论

③与流量之间的关系



④与输送的液体性质无关 (公式中无液体的性能参数)

$$(P_d - P_s) = \rho g H$$

压头不变，泵送不同的液体，
其产生的吸排压差不同。

谢谢

