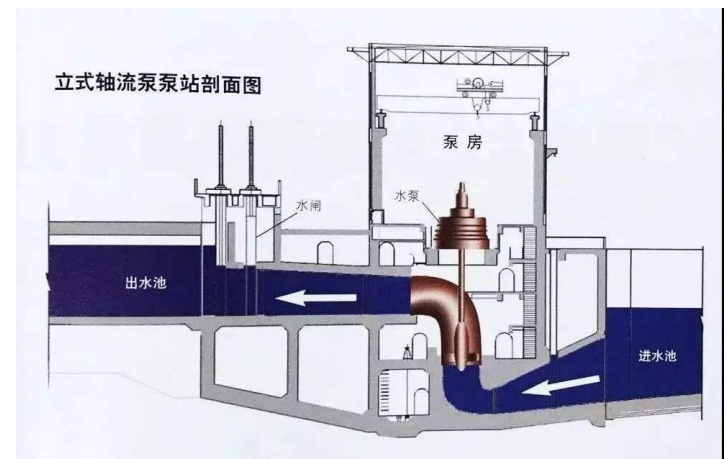


第七章 流体输送机械

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 u_1^2}{2} + h_e = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 u_2^2}{2g} + h_f$$

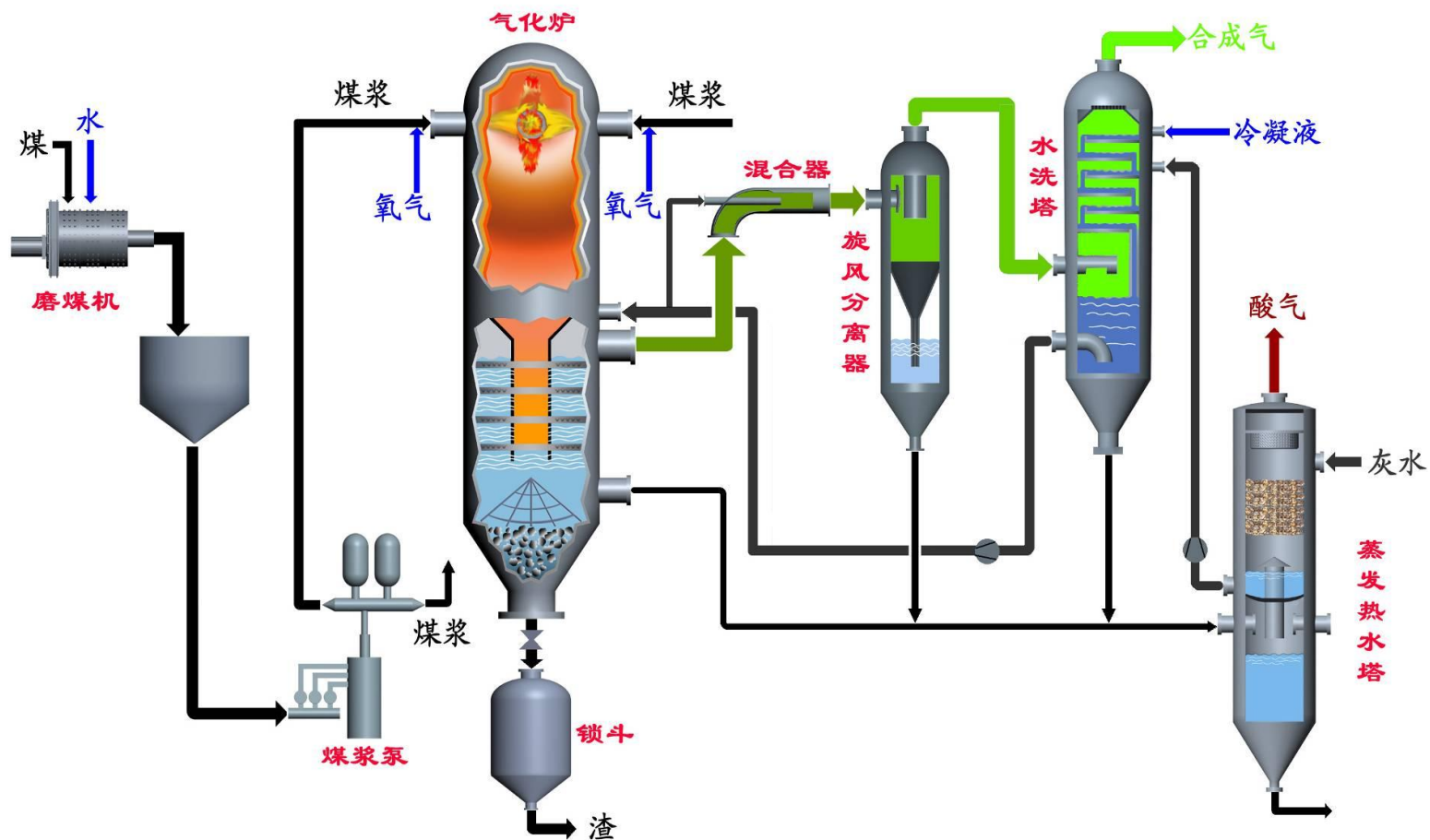
第七章 流体输送机械



第七章 流体输送机械



第七章 流体输送机械





第七章 流体输送机械

7.1 泵与风机的类型

泵与风机
工作原理
结构特点

叶片式

离心式

▶ 利用旋转叶轮产生离心力，借离心力的作用，输送流体，并提高其压力。

轴流式

▶ 利用旋转叶轮、叶片对流体作用的升力来输送流体，并提高其压力。

斜流式

▶ 介于轴流式和离心式之间的一种叶片泵，斜流泵的工作原理是部分利用了离心力，部分利用了升力，在两种力的共同作用下，输送流体，并提高其压力。

容积式

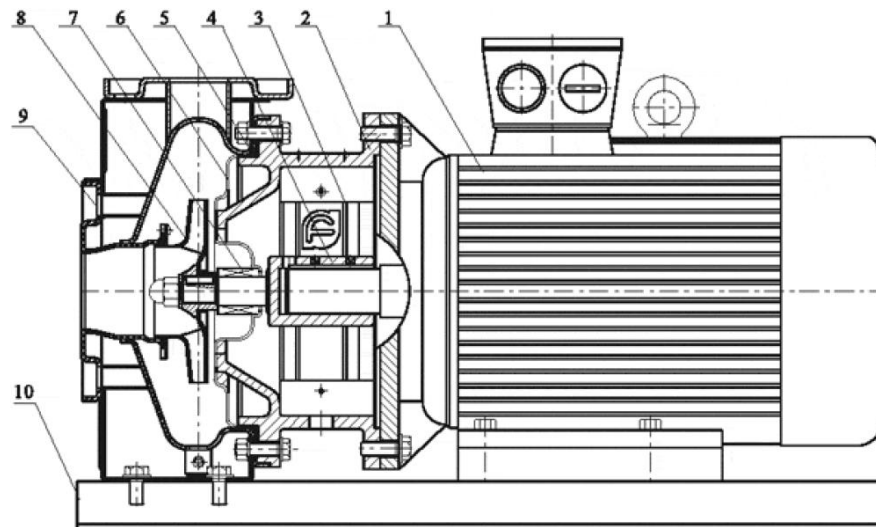
往复式

▶ 利用工作容积周期性的改变来输送流体，并提高其压力。

回转式

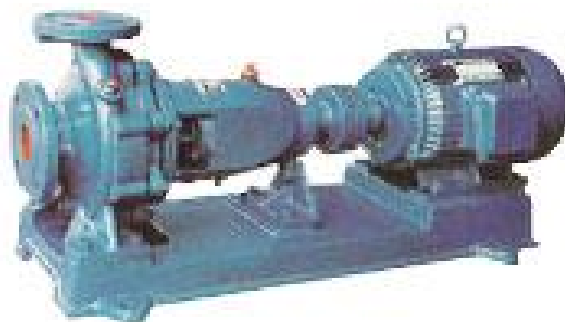
▶ 利用一对或几个特殊形状的回转体如齿轮、螺杆或其他形状的转子，在壳体内作旋转运动来输送流体并提高其压力。

7.2 离心泵的主要构件及性能参数



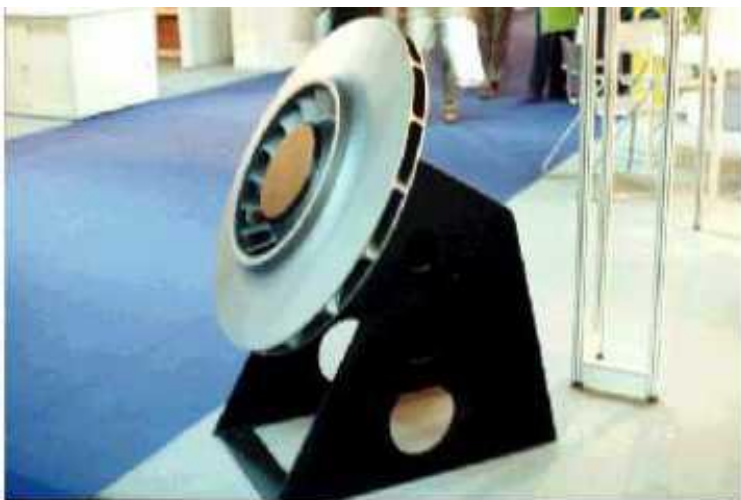
1. 电机；2. 泵头；3. 防护板；4. 泵轴；5. 橡胶零件；
 6. 泵头衬里；7. 机械密封；8. 叶轮；9. 泵体；10. 底座

图7-1 离心泵装置简图



7.2 离心泵的主要构件及性能参数

泵与风机的工作原理



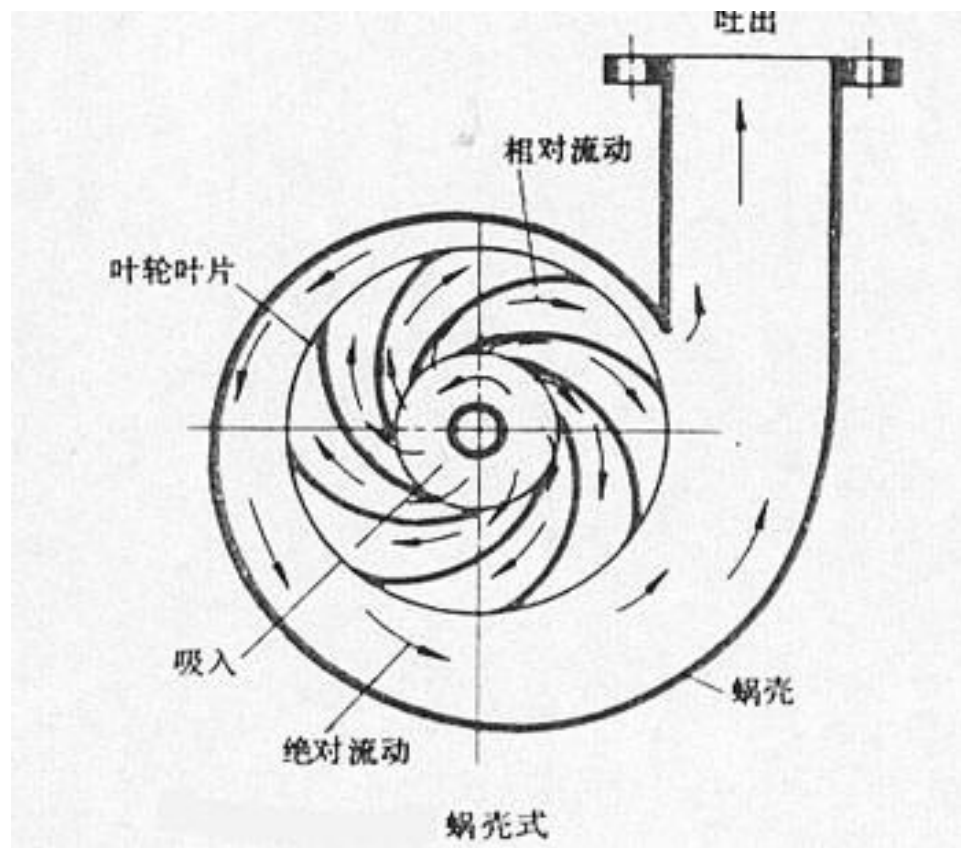
开式

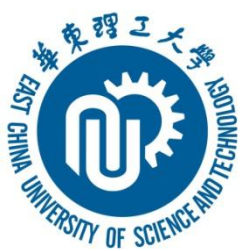


半闭式



闭式





7.2 离心泵的主要构件及性能参数

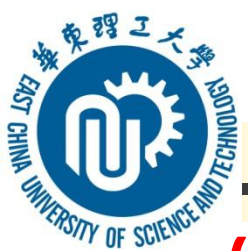
先将液体注满泵壳，叶轮高速旋转，将液体甩向叶轮外缘，产生高的动压头 $\left(\frac{u^2}{2g}\right)$ ，

由于泵壳液体通道设计成截面逐渐扩大的形状，高速流体逐渐减速，由部分动压头转变为静压头 $\left(\frac{p}{\rho g}\right)$ ，即流体出泵壳时，表现为具有高压的液体。

在液体被甩向叶轮外缘的同时，叶轮中心液体减少，出现负压（或真空），则常压液体不断补充至叶轮中心处。于是，离心泵叶轮源源不断输送着流体。
可以用如下示意图表示



此机械何以得名离心泵，是因为叶轮旋转过程中，产生离心力，液体在离心力作用下产生高速度。



7.2.2 离心泵的性能参数

(1) 流量(*capacity*)

- ▶ 单位时间内泵所输送的流体体积称为流量，用 Q 表示，常用单位为 L/S 、 m^3/s 或 m^3/h 。

(2) 扬程(*head or lift*)

- ▶ 泵的扬程是指单位重量液体从泵进口断面至出口断面所获得的能量增值。常以符号 H 表示，单位为 m 。

(3) 功率(*power*)

- ▶ 泵的输入功率，即电动机传到泵轴上的功率，称轴功率。用符号 N 表示，单位为 W 或 kW 。泵的输出功率，即单位时间内流体从泵或风机中所获得的实际能量，称为有效功率，用符号 N_e 表示，单位为 W 或 kW 。由于流体通过泵时要产生一系列损失，有效功率必然小于轴功率。 $N_e = \rho g Q H = p Q$

(4) 效率(*efficiency*)

- ▶ 泵输出的有效功率与输入的轴功率之比，称为泵或风机的效率，用符号 η 表示。

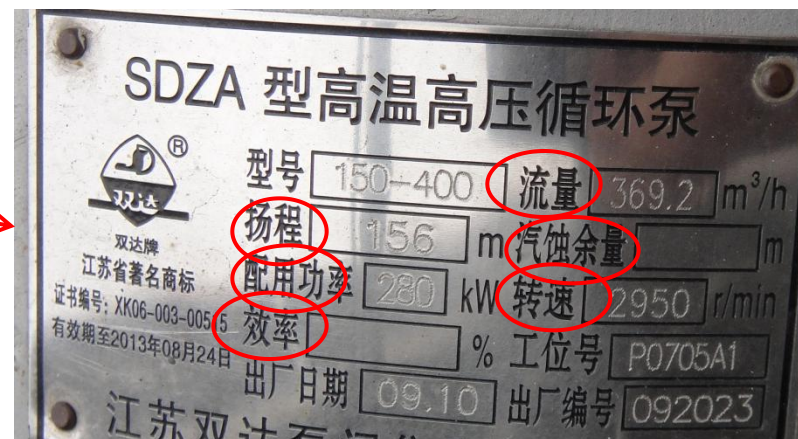
$$\eta = \frac{N_e}{N} = \frac{\rho g Q H}{N} = \frac{p Q}{N}$$

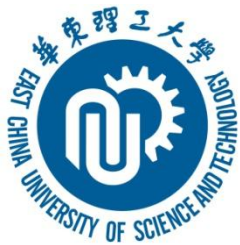
(5) 转速(*rotational speed*)

- ▶ 转速是指泵叶轮每分钟的转数，用符号 n 表示，单位为转/分(r/min)。

7.2.2 离心泵的性能参数

► 每台泵的机壳上都钉有一块铭牌。铭牌上简明地列出了该泵或风机在设计转速下运行且效率为最高时的**流量**、**扬程(或全压)**、**转速**、**电机功率**等重要参数。





7.3 泵与风机的理论和实际特性曲线

- ▶ 泵与风机的性能是由流量 Q 、扬程 H (或风压 p)、轴功率 N 、效率 η 和转速 n 等参数表示的，这些参数之间存在一定的函数关系，这种函数关系用曲线表示，就是泵与风机的**特性曲线**(*characteristic curve*)。
- ▶ 特性曲线通常是在转速一定的情况下，以**流量为自变量**，讨论其他性能参数的变化，主要有以下三种：
 - (1) 泵或风机所提供的流量与扬程之间的关系，用 $H = f_1(Q)$ 来表示；
 - (2) 泵或风机所提供的流量与轴功率之间的关系，用 $N = f_2(Q)$ 来表示；
 - (3) 泵或风机所提供的流量与设备本身效率之间的关系，用 $\eta = f_3(Q)$ 来表示。

7.3.1 泵与风机的理论特性曲线

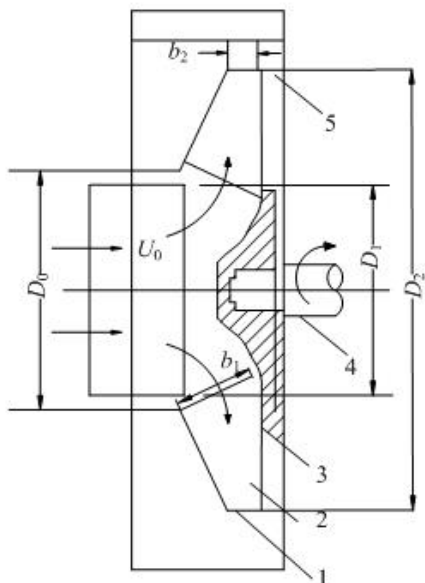


图7-3 叶轮流道得几何形状

理论扬程

$$H_T = A - BQ_T$$

$$A = \frac{u_2^2}{g}, \quad B = \frac{u_2^2}{g} \times \frac{\cot \beta_2}{\varepsilon \pi D_2 b_2}$$

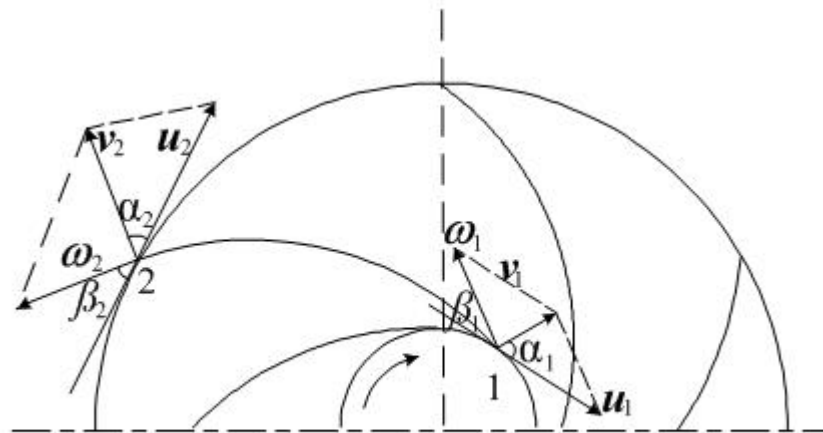


图7-4 叶片进、出口处得流体运动情况，1—进口；2—出口

理论有效功率

$$N_T = N_{eT} = \rho g Q_T H_T$$

$$N_T = \rho g (A Q_T - B Q_T^2)$$

理论效率

$$\eta_T = f_3(Q_T) = 1$$



7.3.2 泵与风机的损失与效率

(1)水力损失：由于液体具有粘性，在泵壳内流动时与叶轮、泵壳产生碰撞、导致旋涡等引起的局部能量损失。水力损失用水力效率 η_h 表示：

$$\eta_h = \frac{\text{实际压头}}{\text{理论压头}} \times 100\% = \frac{H_e}{H_T} \times 100\%$$

(2)容积损失：由于泵的泄漏、液体的倒流等所造成，使得部分获得能量的高压液体返回去被重新做功而使排出量减少浪费的能量。容积损失用容积效率 η_v 表示：

$$\eta_v = \frac{\text{实际流量}}{\text{理论流量}} \times 100\% = \frac{Q_e}{Q_T} \times 100\%$$

(3)机械损失：由于泵轴与轴承间、泵轴与填料间、叶轮盖板外表面与液体间的摩擦等机械原因引起的能量损失。机械损失用机械效率 η_m 表示：

$$\eta_m = \frac{\text{有效功率}}{\text{理论功率}} \times 100\% = \frac{N_e}{N_T} \times 100\%$$

(4)泵与风机的总效率 泵与风机的总效率等于实际有效功率与轴功率之比，是机械效率，容积效率与水力效率三者的乘积：

$$\eta = \frac{N_e}{N} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_T H_T} = \eta_m \eta_v \eta_H$$

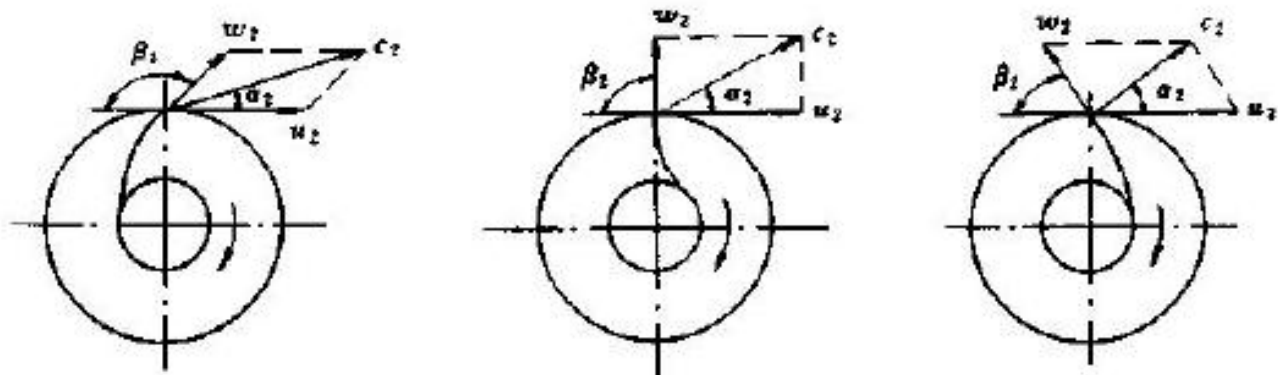


图 2-7 叶片形状对理论压头的影响

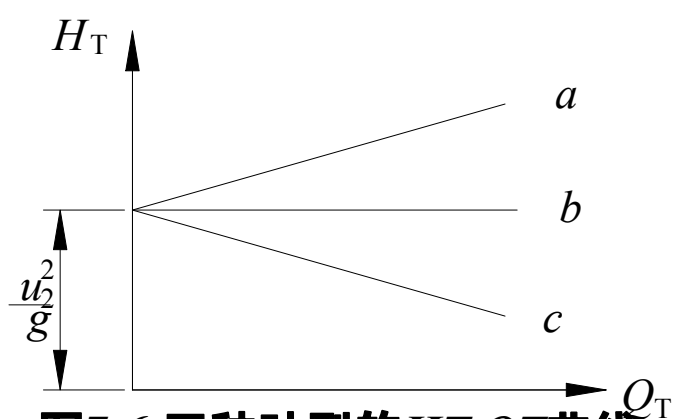


图7-6 三种叶型的 H_T - Q_T 曲线
 a - 前向式; b - 径向式; c - 后向式

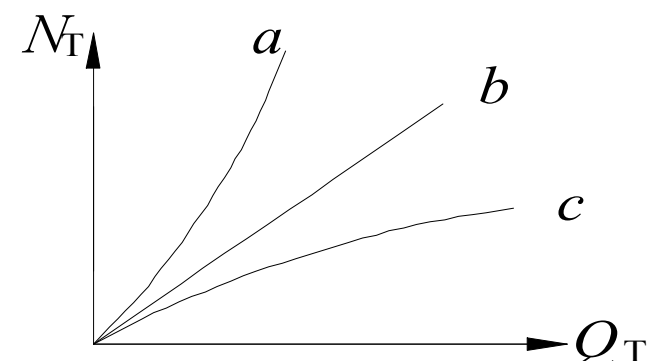


图7-7 三种叶型的 N_T - Q_T 曲线
 a - 前向式; b - 径向式; c - 后向式

7.3.3 泵与风机的实际特性曲线

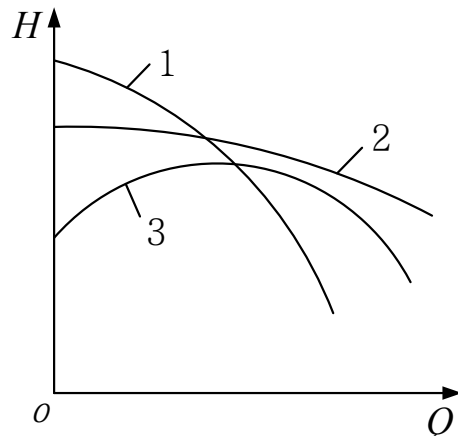


图7-8 三种不同的H - Q曲线

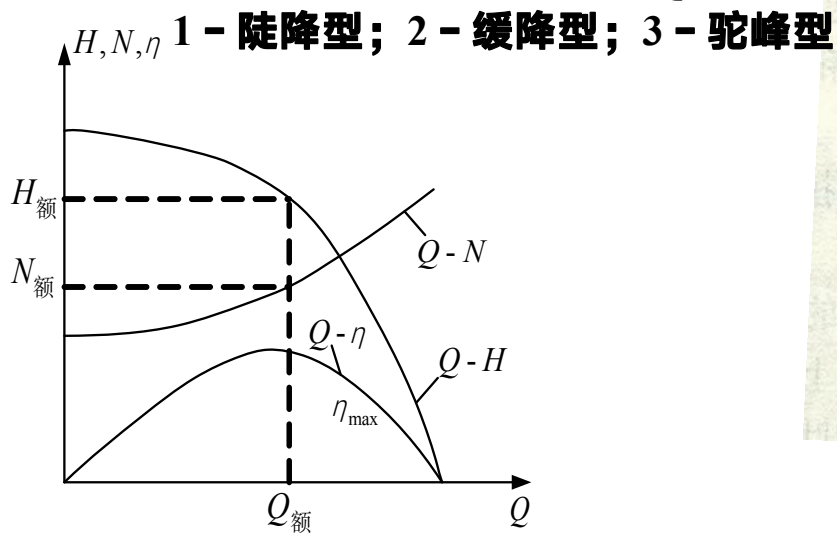
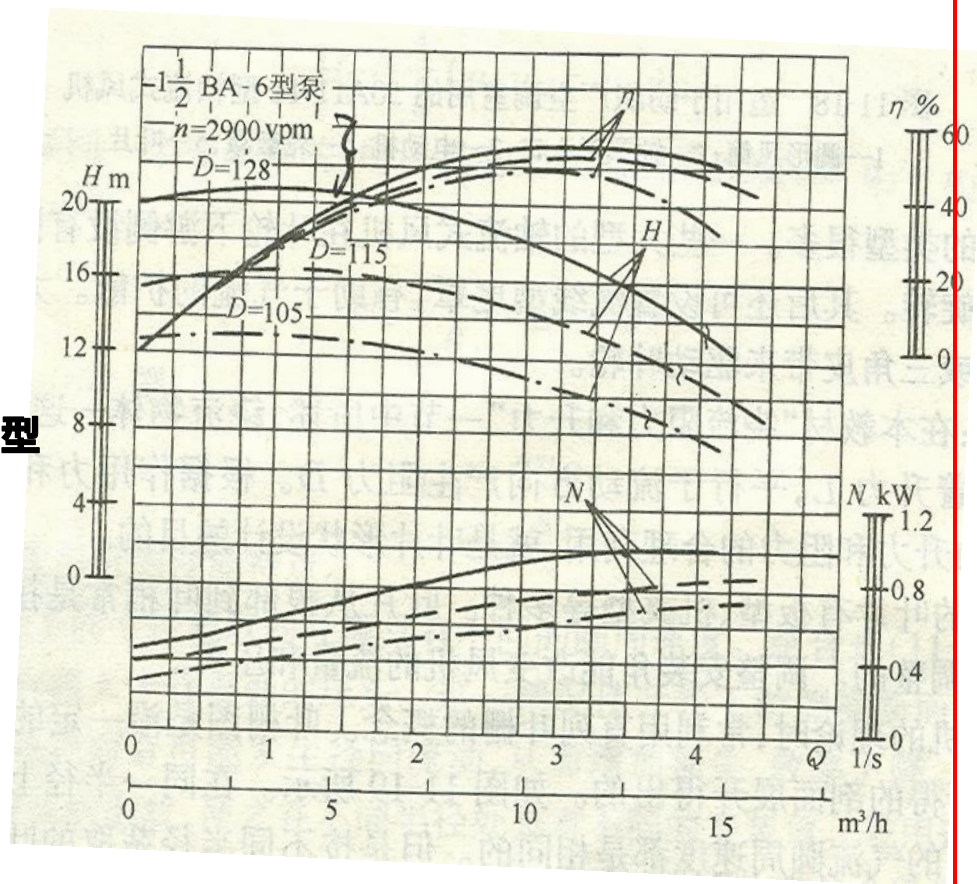


图7-9 离心式泵的性能曲线

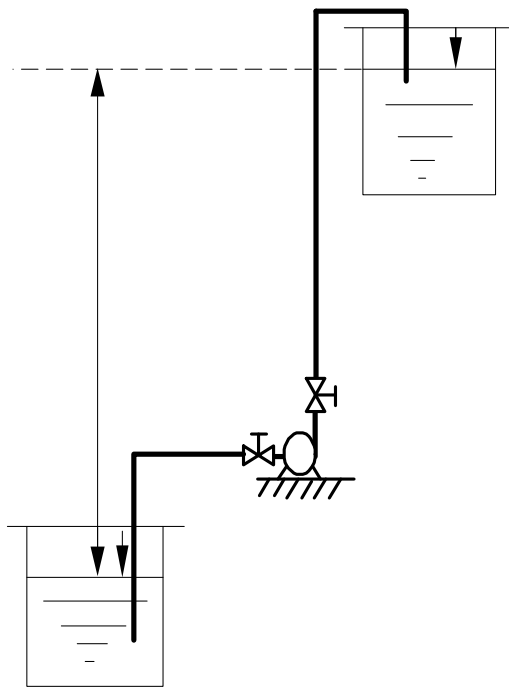




7.4 泵的扬程与安装高度

7.4.1 泵的扬程计算

泵的扬程即单位重量流体从泵入口到出口的能量增量，它与泵的出口水头是两个不同的概念，亦不能理解为泵能将水提升的高度。



选择：离心泵的扬程是指()。

- A. 实际的升扬高度
- B. 泵的吸上高度
- C. 单位重量液体通过泵获得的能量
- D. 液体出泵和进泵的压强差换算成的液柱高

7.4 泵的扬程与安装高度

7.4.1 泵的扬程计算

通常可根据泵上压力表和真空计读数确定扬程或者根据泵所在管路的能量平衡关系来求出扬程。

将实验所得数据(q_v 、 H 、 P 、 η)，描绘成 $H \sim q_v$ 曲线、 $P \sim q_v$ 曲线、 $\eta \sim q_v$ 曲线，统称为离心泵的特性曲线。

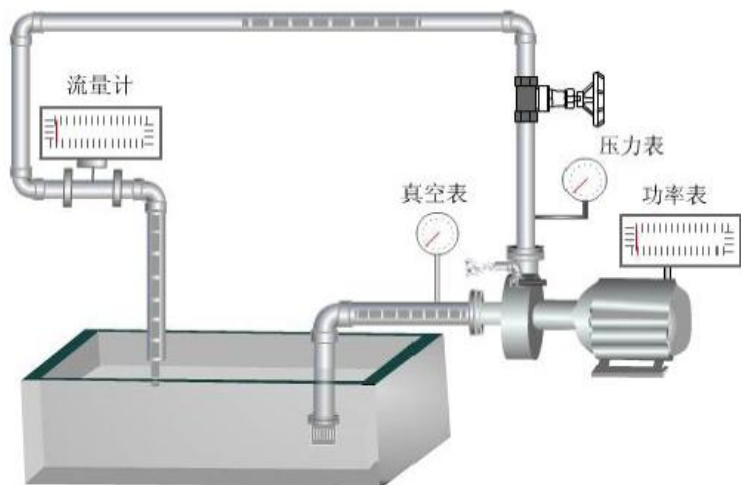
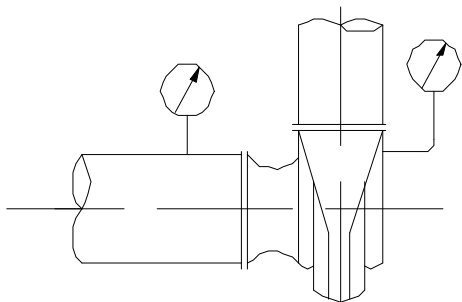


图 2-3 泵性能实验装置示意图



7.4.1 泵的扬程计算

(1) 根据泵上压力表和真空计读数确定扬程



$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

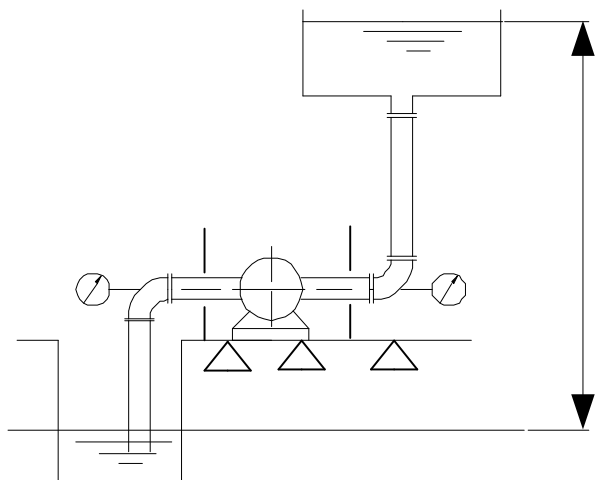
$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a + p_M}{\gamma} \quad \frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - H_B$$

$$\begin{aligned} H &= \frac{p_a + p_M}{\gamma} - \left(\frac{p_a}{\gamma} - H_B \right) + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \\ &= \frac{p_M}{\gamma} + H_B + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \end{aligned}$$

如果进出口速度和高度相差不大，简化为： $H = \frac{p_M}{\gamma} + H_B$

7.4.1 泵的扬程计算

(2) 泵在管路中工作时所需扬程的计算



$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_f$$

$$H = H_z + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{u_3^2}{2g} + h_1 + h_2 - \left(\frac{p_a}{\gamma} + \frac{u_0^2}{2g} \right) = \frac{u_3^2 - u_0^2}{2g} + H_z + h_t$$

式中 H_z —上下两水池液面的高差，也称几何扬水高度，m；

h_t —整个泵装置管路系统的阻力损失，m， $h_t = h_1 + h_2$ ；

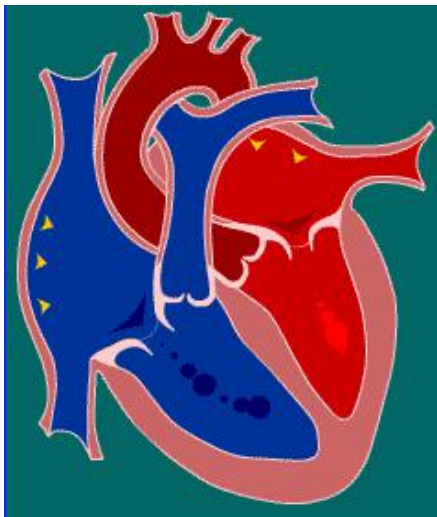
h_1 —吸入管段的阻力损失，m；

h_2 —压出管段的阻力损失，m。

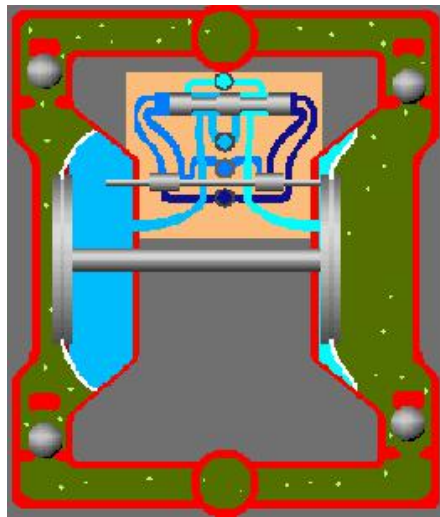
如两池水面够大时，则可以认为上下水池流速 $u_3 = u_0 = 0$ ，上式就简化为：

$$H = H_z + h_t$$

案例：心脏与泵



心脏泵血



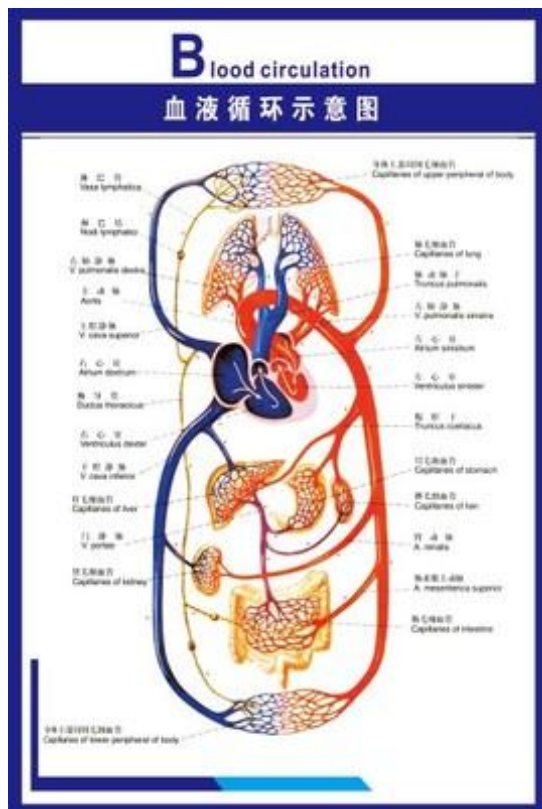
隔膜泵工作原理

问题：每搏功血70ml,平均动脉压92mmHg,平均心房压6mmHg,血液比重1.055,则每搏功为多少？

$$N_e = \rho g Q H = p Q$$

每搏功=搏出量 × (主动脉平均动脉压-左心房平均压)

案例：心脏与泵

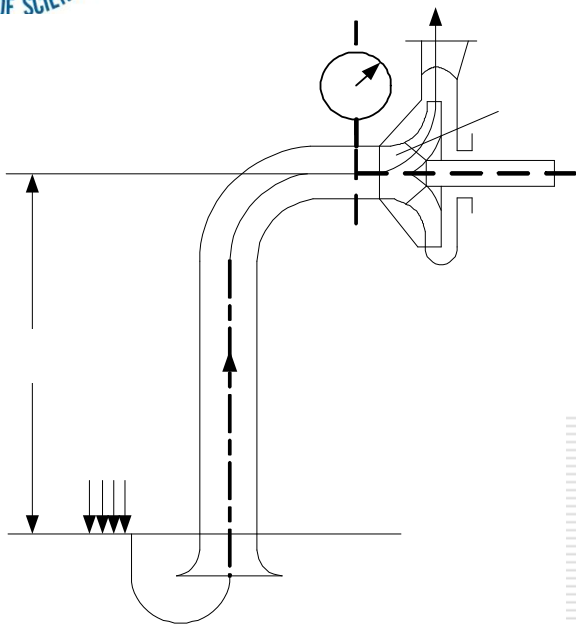


➤ 心血管系统是一个“密闭”的管道系统，心脏是泵血的肌性动力器官，而运输血液的管道系统就是血管系统。

$$H = \left(\Delta Z + \frac{\Delta P}{\rho g} \right) + KQ^2$$

整体观！

7.4.2 离心泵的安装高度

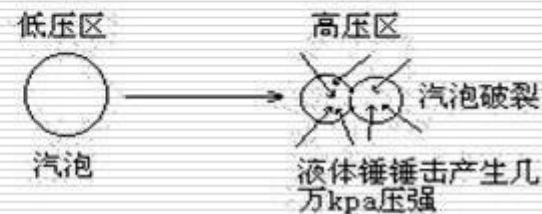


这种现象称为泵的**汽蚀**(cavitation corrosion)。

- (1) 泵的安装位置高出吸液面的高差太大；
- (2) 泵安装地点的大气压较低；
- (3) 泵所输送的液体温度过高。



低压区→产生气泡→高压区→气泡破裂→产生局部真空→水力冲击→发生振动、噪音，对部件产生麻点、蜂窝状的破坏现象。



7.4.2 离心泵的安装高度

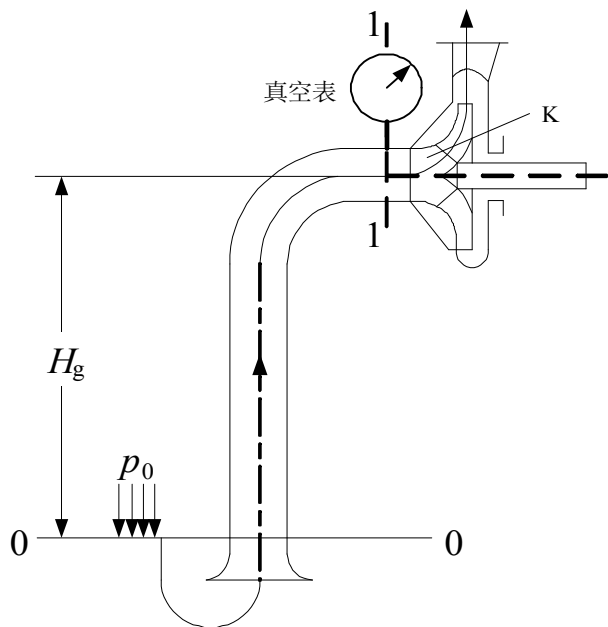


图7-11 离心泵的安装高度

临界汽蚀余量

$$(\text{NPSH})_c = \frac{p_{1,\min}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} = \frac{u_K^2}{2g} + \sum H_{f(1-K)}$$

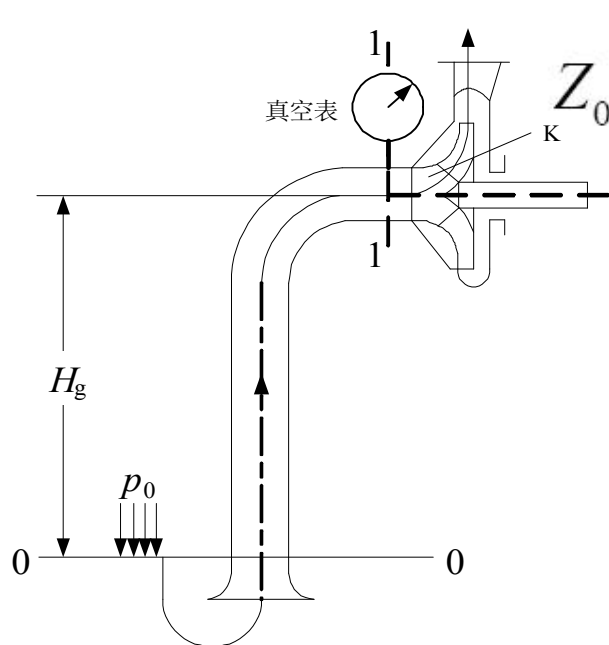
最大安装高度

$$\begin{aligned} H_{g,\max} &= \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f(0-1)} - \left(\frac{u_K^2}{2g} + \sum H_{f(1-K)} \right) \\ &= \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f(0-1)} - (\text{NPSH})_c \end{aligned}$$

最大允许安装高度

$$[H_g] = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f(0-1)} - [(\text{NPSH})_r + 0.5]$$

7.4.2 离心泵的安装高度



$$Z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{u_0^2}{2g} = Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + \sum H_{f(0-1)}$$

$$\frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} = H_g + \frac{u_1^2}{2g} + \sum H_{f(0-1)}$$

$$H_s = \frac{p_a - p_1}{\rho g} = H_g + \frac{u_1^2}{2g} + \sum H_{f(0-1)}$$

图7-11 离心泵的安装高度

$$[H_g] = [H_s] - \left(\frac{u_1^2}{2g} + \sum H_{f(0-1)} \right)$$

► **[H_s]: 允许吸入真空度** **[H_g]: 最大允许安装高度**



7.4.2 离心泵的安装高度

- ▶ **必须注意，实际的允许吸入真空高度 $[H_s]$ 值并不是根据式计算的值，而是由泵制造厂家实验测定的值，此值附于泵样本中供用户查用。**
- ▶ **另外，泵样本中给出的 $[H_s]$ 值是用清水为工作介质，操作条件为 20°C 及压力为 101.325kPa 时的值，当操作条件及工作介质不同时，需进行修正，修正公式为**

$$[H'_s] = [H_s] - (10.33 - h_a) + (0.24 - h_v)$$

式中 $10.33 - h_a$ —因大气压不同的修正至，其中 h_a 为当地的大气压强水头(m)；
 $0.24 - h_v$ —因水温不同所作的修正值，其中 h_v 是与水温相对应的汽化压强水头(m)，可参见附录Ⅷ， 0.24 为 20°C 水的汽化压强。

7.4.2 离心泵的安装高度

- ▶ **水泵安装高度不能超过计算值，否则，离心泵将会抽不上水来。**
- ▶ **另外，影响计算值的大小是吸水管道的阻力损失扬程，因此，宜采用最短的管路布置，并尽量少装弯头等配件，也可考虑适当配大一些口径的水管，以减管内流速。**
- ▶ **另外，从管道安装技术上，吸水管道要求有严格的密封性，不能漏气、漏水，否则将会破坏离心泵进水口处的真空度，使离心泵出水量减少，严重时甚至抽不上水来。**



7.5 离心泵的流量调节和组合操作

7.5.1 离心泵的管路特性曲线

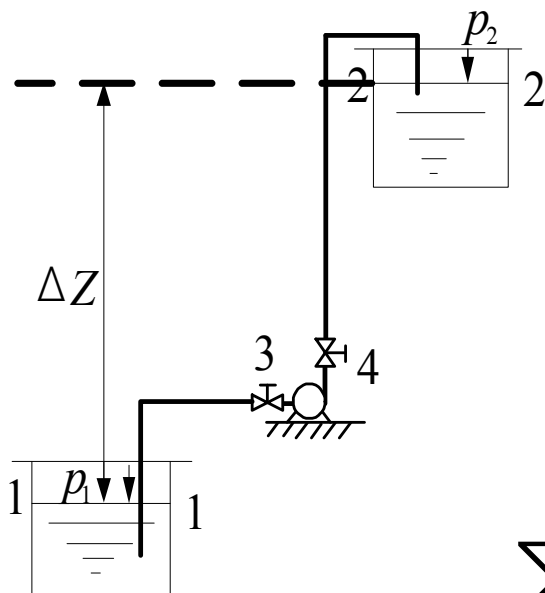


图7-12 输送系统简图

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \sum H_f$$

$$H = \left(Z + \frac{p}{\rho g} \right)_2 - \left(Z + \frac{p}{\rho g} \right)_1 + \frac{\Delta u^2}{2g} + \sum H_f$$

$$\sum H_f = KQ^2$$

$$\sum H_f = \sum \left[\frac{8 \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right)}{\pi^2 d^4 g} \right] Q^2$$

$$\sum H_f = \sum \left[\frac{8 \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right)}{\pi^2 d^4 g} \right] Q^2$$

$$K = \sum \frac{8 \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right)}{\pi^2 d^4 g}$$

$$H = \left(\Delta Z + \frac{\Delta P}{\rho g} \right) + KQ^2$$

➤ 管路特性曲线

7.5.2 离心泵的工作点

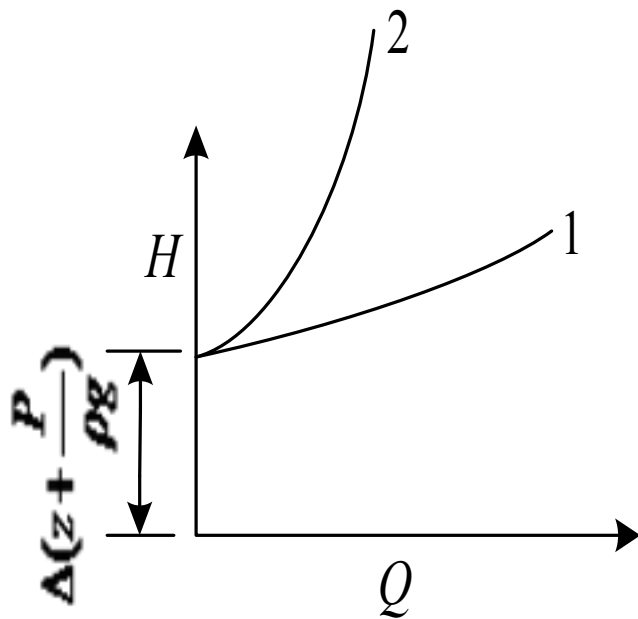


图7-13 管路特性曲线

若管路内的流动处于阻力平方区，
安装在管路中的离心泵其工作点(扬程
和流量)必同时满足：

管路特性方程： $H = f(Q)$

泵的特性方程： $H = \phi(Q)$

联立求解此两方程即得管路特性曲线和泵特性曲线的交点，此交点
为泵的工作点(*Operating Point*)。

7.5.3 流量调节

(1) 调节阀门的开度

- 这种通过管路特性曲线的变化来改变工作点的调节方法，不仅增加了管路阻力损失(在阀门关小时)，且使泵在低效率点工作，在经济上很不合理。但用阀门调节流量的操作简便、灵活，故应用很广。对于调节幅度不大而经常需要改变流量时，此法尤为适用。

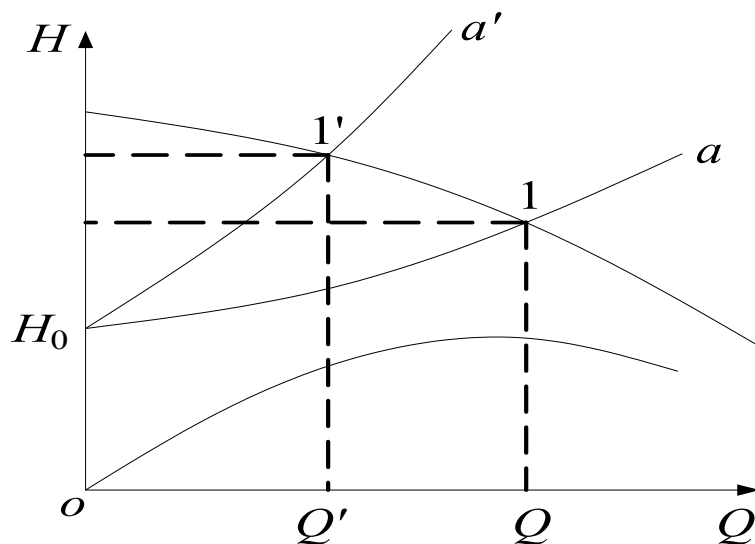
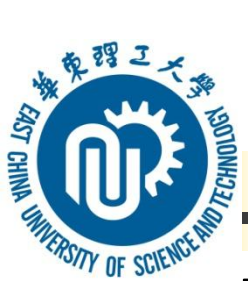


图 7-14 离心泵的工作点



7.5.3 流量调节

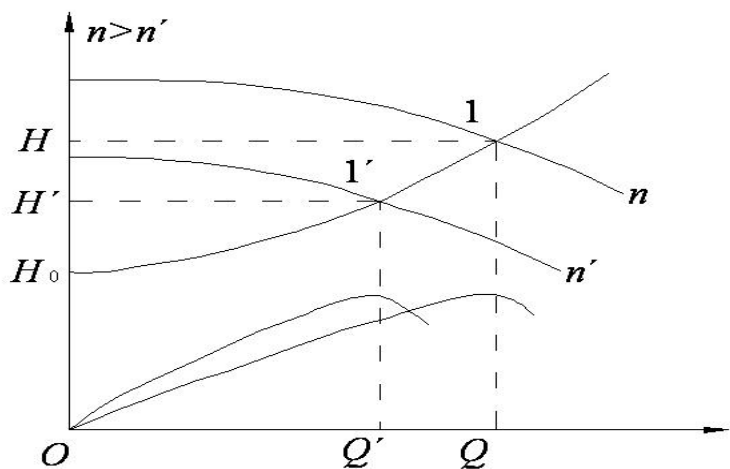
(2) 改变电机转速

- 这种方法调节流量不额外增加管路阻力，而且在一定范围内可保持泵在高效率区工作，能量利用较为经济，但调节不方便，一般只有在调节幅度大，时间又长的季节性调节中才使用。

流量与转速成一次方关系： $Q_1/Q_2 = n_1/n_2$;

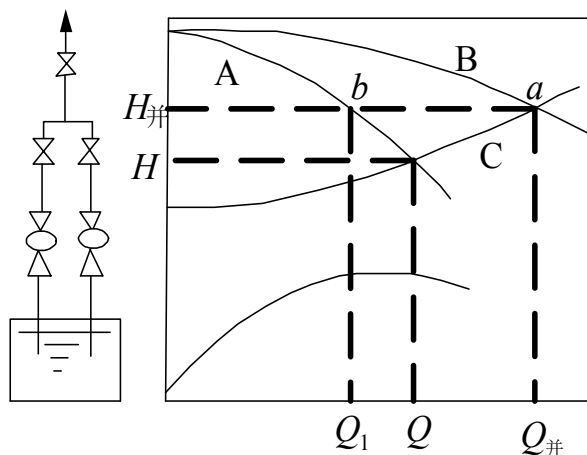
扬程与转速成二次方关系： $H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2$

电机轴功率与转速成三次方关系： $P_1/P_2 = (n_1/n_2)^3$



7.5.3 流量调节

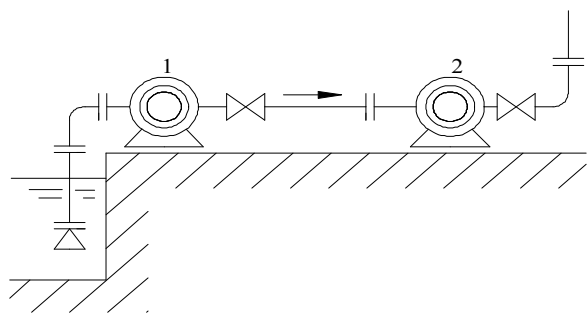
(3) 离心泵的组合操作



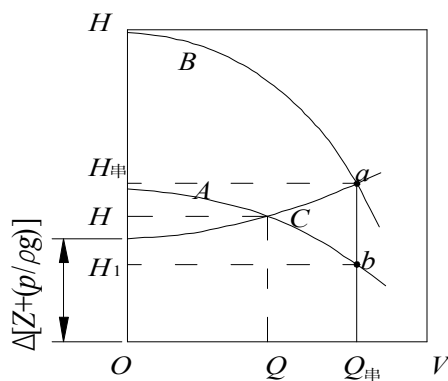
(a)

(b)

▶ 并联泵的流量 $Q_{\text{并}}$ 和压头 $H_{\text{并}}$ 由合成特性曲线与管路特性曲线的交点 a 决定，并联泵的总效率与每台泵的效率(图中 b 点的单泵效率)相同。



(a)



(b)

▶ 串联泵的总流量和总压头也是由工作点 a 所决定。由于串联后的总输液量 $Q_{\text{串}}$ 即是组合中的单泵输液量 Q ，故总效率也为 $Q_{\text{串}}$ 时的单泵效率。

7.5.3 流量调节

例7-3 图示离心泵输水管路，将敞口低位槽中的水输送到塔设备中。泵的扬程可用 $He = 40 - 6 \times 10^4 Q^2$ ($He-m$, $Q-m^3/s$) 表示，管路均为 $\phi 50 \times 2.5mm$ ，总管长(包括局部阻力当量长度)为 $80m$ ，摩擦系数 $\lambda = 0.025$ 。塔内压强为 $0.1MPa$ (表)，塔内出水口与低位槽液面的垂直高差为 $12m$ 。试求：(1) 管路的流速为多少 m/s ？(2) 泵的有效功率为多少？

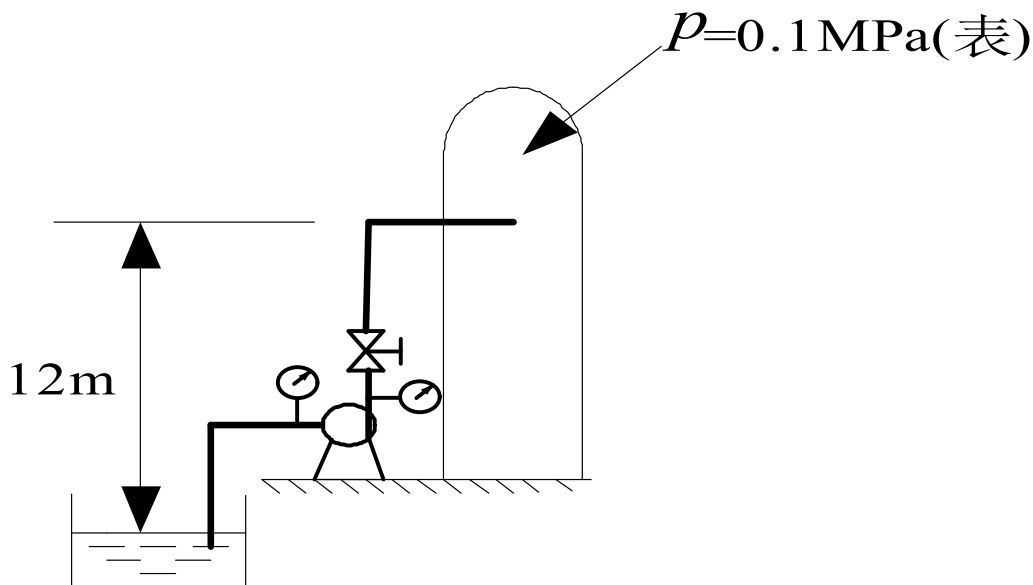
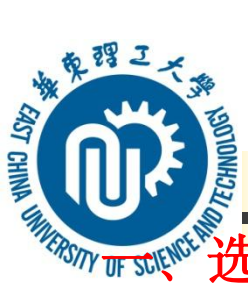


图7-18 例7-3附图



7.6.2 泵的选型

选型条件

➤ 1. 输送介质的物理化学性能

➤ 2. 选型参数

① 流量 Q ;

② 扬程 H ;

③ 进口压力 P_1 和出口压力 P_2 ;

④ 温度 t ;

⑤ 装置汽蚀余量;

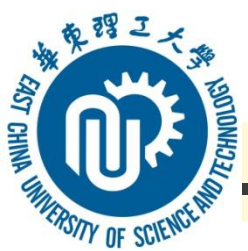
⑥ 操作状态。分连续操作和间歇操作两种。

➤ 3. 现场条件 现场条件包括泵的安装位置，环境温度，相对湿度，大气压力，大气腐蚀状况及危险区域的划分等级等条件。

➤ 二、泵类型的选择

① 有计量要求时，选用计量泵。

② 扬程要求很高，流量很小且无合适小流量高扬程离心泵可选用时，可选用往复泵，如汽蚀要求不高时也可选用旋涡泵。



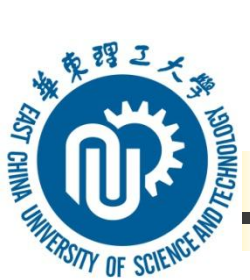
7.5.3 流量调节

- ③ 扬程很低，流量很大时，可选用轴流泵和斜流泵。
- ④ 介质粘度较大(大于 $650\sim 1000\text{mm}^2/\text{s}$)时，可考虑选用转子泵，如螺杆泵，或往复泵；粘度特别大时，可选用特殊设计的高粘度螺杆泵和高粘度往复泵。
- ⑤ 介质含气量 $>5\%$ ，流量较小且粘度小于 $37.4\text{mm}^2/\text{s}$ 时，可选用旋涡泵。如允许流量有脉动，可选用往复泵。
- ⑥ 对启动频繁或灌泵不便的场合，应选用具有自吸性能的泵，如自吸式离心泵、自吸式旋涡泵、容积式泵等。

三、泵系列的选择

四、泵型号的确定

1. 额定流量和扬程的确定
2. 查系列型谱图
3. 校核



7.5.3 流量调节

五、电机功率的确定

1. 泵的轴功率 P 计算

按额定流量以及额定扬程计算。

2. 电机的配用功率 P_g

电机的配用功率 P 一般按下式计算：

$$P_g = K \frac{P}{\eta_m}$$

式中 η_m ——泵传动装置效率；

K ——电机功率富裕系数。

7.7 气体输送机械

- (1) 通风机：出口压强不大于 14.7kPa (表压)，压缩比为 $1 \sim 1.15$ ；
- (2) 鼓风机：出口压强为 $14.7\text{kPa} \sim 0.3\text{MPa}$ (表压)，压缩比小于4；
- (3) 压缩机：出口压强为 0.3MPa (表压)以上，压缩比大于4；
- (4) 真空泵：用于减压，出口压力为 0.1MPa (表压)，其压缩比由真空度决定

7.7.1 通风机

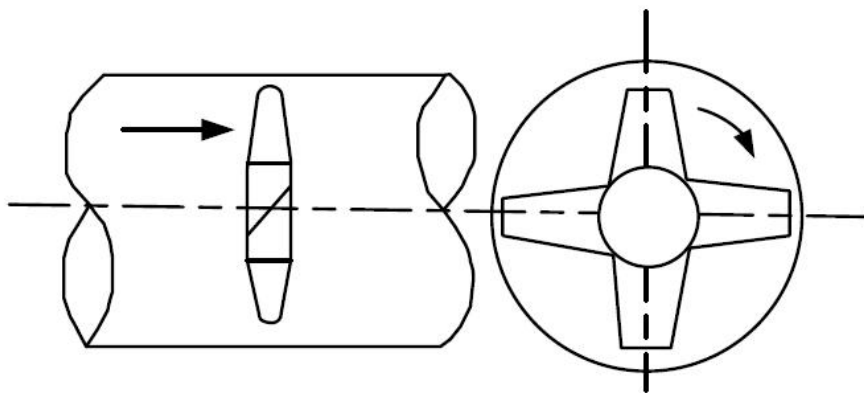
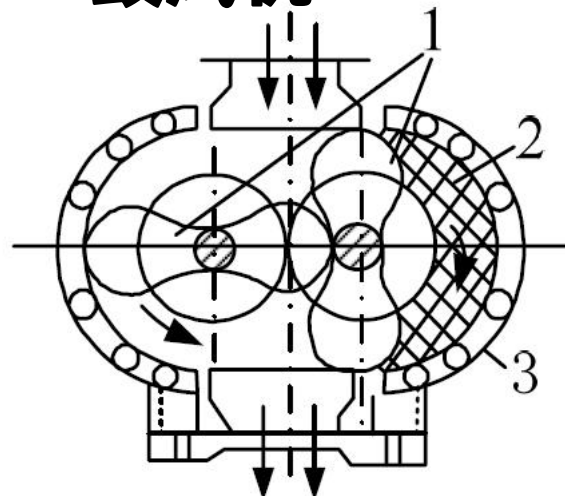


图 7-19 轴流式通风机

7.7.2 鼓风机



1—工作转子；2—所输送的气体体积；3—机壳

图 7-20 罗茨鼓风机

7.7 气体输送机械

7.7.1 通风机

- ▶ 工业上常用的通风机有轴流式和离心式两类。
- ▶ 轴流式通风机的结构与轴流泵类似，如图7-19所示。
- ▶ 离心式通风机的的工作原理与离心泵完全相同，其构造与离心泵也大同小异。

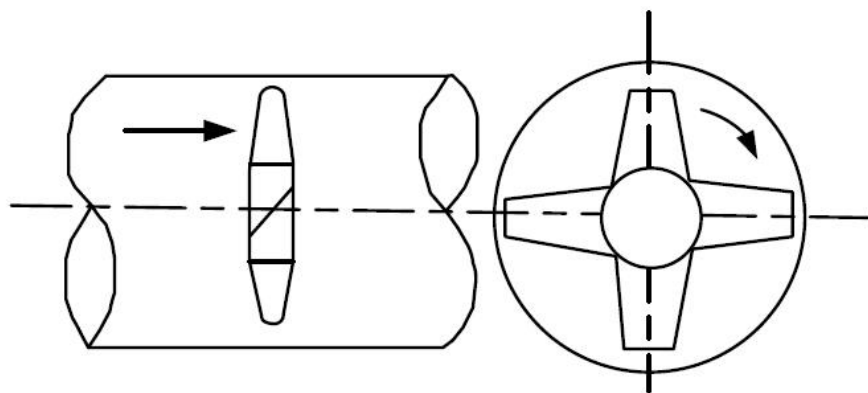
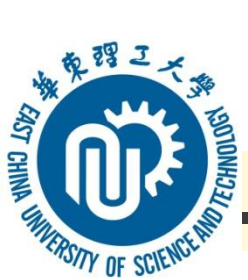


图 7-19 轴流式通风机

- ▶ 通风机的风压与气体密度成正比。如取 $1m^3$ 气体为基准，对通风机进出口截面做能量衡算，可得风机的全压：

$$p_T = \gamma H = (z_2 - z_1)\rho g + (p_2 - p_1) + \frac{\rho(u_2^2 - u_1^2)}{2}$$



7.7 气体输送机械

- 因式中 $(z_2 - z_1)\rho g$ 可以忽略，当空气直接由大气进入通风机时， u_1 也可以忽略，但出口速度通常很大，不能忽略，则上式简化为：

$$p_T = \gamma H = (p_2 - p_1) + \frac{\rho u_2^2}{2} = p_s + p_K$$

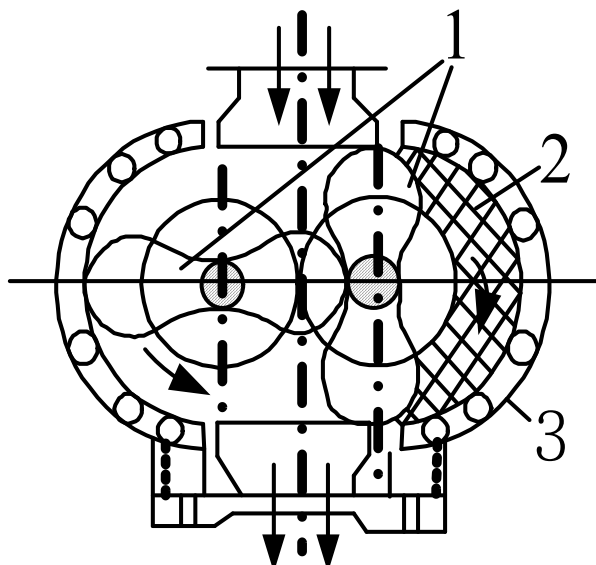
- 由上式可以看出，通风机的压头由两部分组成：其中压差 $(p_2 - p_1)$ 习惯上称为静风压 p_s ，而 $\frac{\rho u_2^2}{2}$ 称为动风压 p_K 。
- 和离心泵一样，通风机在出厂前，必须通过试验测定其性能曲线，试验介质是压强为 0.1MPa 、温度为 20°C 的空气 ($\rho' = 1.2\text{kg/m}^3$)。因此，在选用通风机时，如所输送的气体密度与试验介质相差较大时，应做换算后再选型。换算公式如下：

$$p'_T = p_T \left(\frac{\rho'}{\rho} \right) = p_T \left(\frac{1.2}{\rho} \right)$$

7.7 气体输送机械

7.7.2 鼓风机

- ▶ 在工厂中常用的鼓风机有旋转式和离心式两种类型。
- ▶ 旋转式鼓风机类型很多，罗茨鼓风机是其中应用最广的一种。罗茨鼓风机的结构如图7-21所示，其工作原理与齿轮泵极为相似。



1—工作转子；2—所输送的气体体积；3—机壳

图7-21 罗茨鼓风机

7.7 气体输送机械

7.7.3 压缩机

- ▶ 化工厂所用的压缩机主要有往复式和离心式两大类。
- ▶ 往复式压缩机的基本结构和工作原理与往复泵相似。图7-22为单作用往复式压缩机的工作过程。

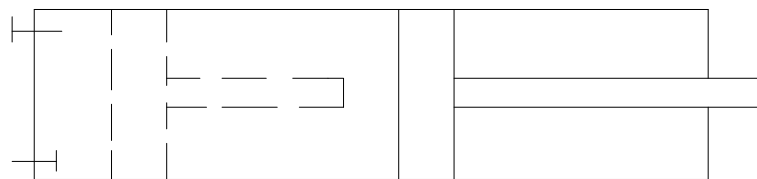
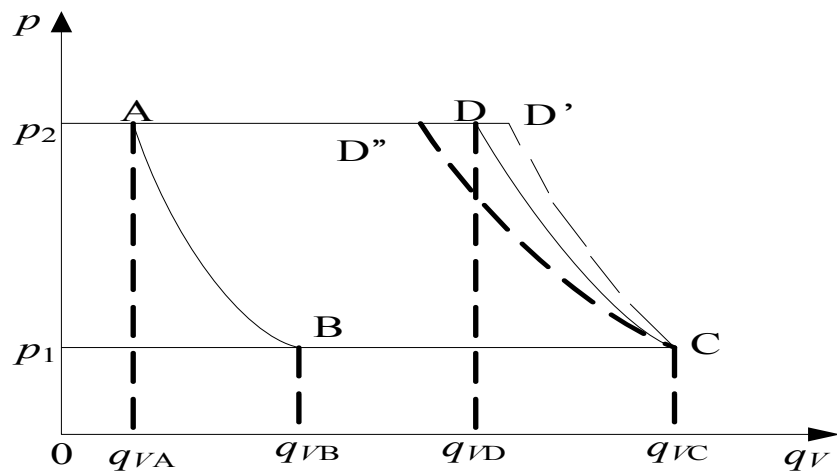
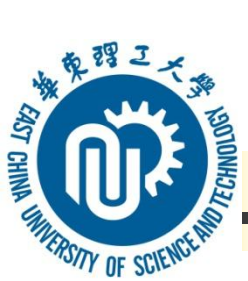


图7-22 往复式压缩机的工作过程



7.7 气体输送机械

- 由此可见，压缩机的一个工作循环是由膨胀、吸入、压缩和排出四个阶段组成的。四边形 $ABCD$ 所包围的面积，为活塞在一个工作循环中对气体所做的功。
- 根据气体和外界的换热情况，压缩过程可分为等温（ CD'' ）、绝热（ CD' ）和多变（ CD ）三种情况。
- 如不考虑余隙的影响，则多变过程出口气温 T_2 和一个工作循环所消耗的外功 W 分别为：

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$W = p_1 V_C \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

- 式中 k 称为多变指数，为一实验常数； V_C 为吸入容积。

7.7 气体输送机械

- 图7-23为两级压缩机示意图，1和2表示气缸，3表示中间冷却器。
- 在多级压缩中，每级压缩比减小，余隙的不良影响减弱。

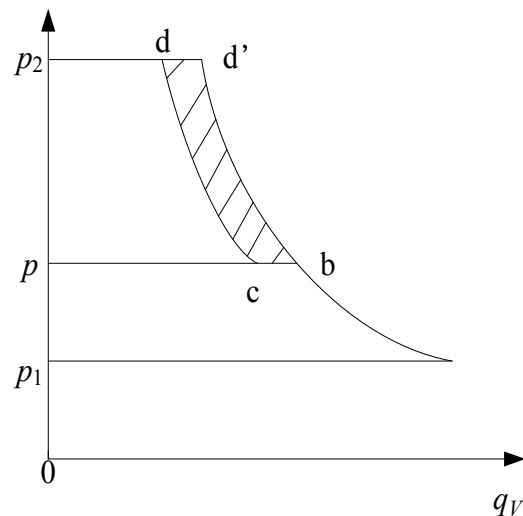
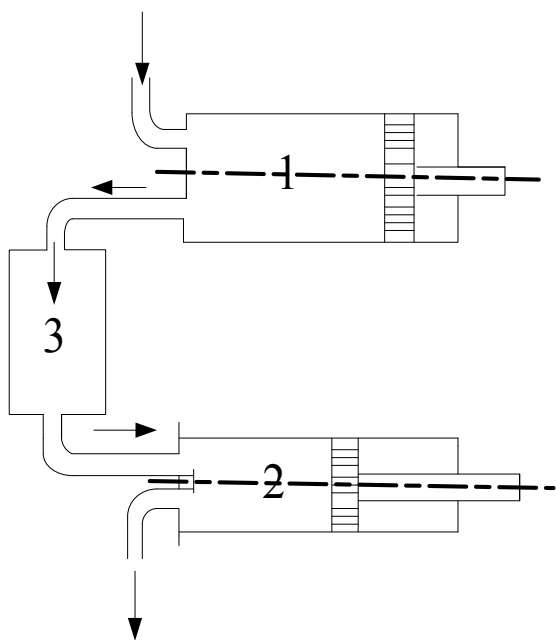


图7-23 两级压缩机