

第二章 流体输送机械

2.1 离心泵

2.2 其他类型液体输送机械

2.3 气体输送和压缩机械

概述

供料点~需料点，列柏努利方程式，有：

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{2g} + \Sigma H_f$$

J/N

输送机械的作用：

对流体做功，使流体E↑，结果

流体的动能↑，或位能↑，静压能↑，
克服沿程阻力，或兼而有之

流体输送机械分类

介质：

液体——泵

气体——通风机、鼓风机、压缩机

工作原理：

离心式

正位移式：往复式、旋转式

其它（如喷射式）

本章要求

- ◆ 重点掌握离心泵的结构、工作原理、正确的安装和使用及工作点的调节；
- ◆ 了解往复泵的工作原理和流量调节的方法
- ◆ 了解离心风机的主要性能指标及正确的安装和使用。

学习本章的目的

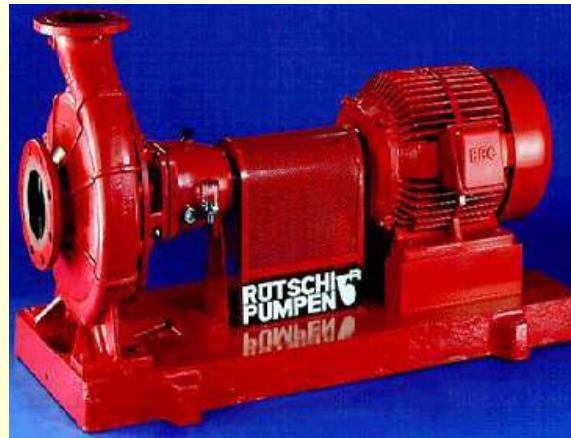
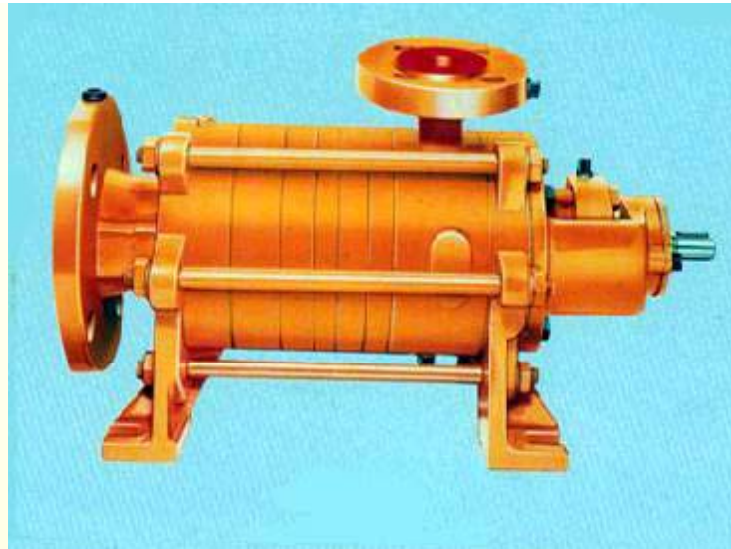
能根据生产工艺要求,合理地选择和正确使用流体输送机械,使之在高效下可靠运行。

对输送机械的基本要求:

- (1) 满足工艺上对流量和能量的要求。
- (2) 结构简单,重量轻,投资费用低。
- (3) 运行可靠,操作效率高,日常操作费用低。
- (4) 能适应被输送流体的特性,其中包括粘性、腐蚀性、毒性、可燃性及爆炸性、含固体杂质等。

2.1 离心泵

- 2.1.1 离心泵的结构和工作原理
- 2.1.2 离心泵基本方程式
- 2.1.3 离心泵的主要性能参数和特性曲线
- 2.1.4 离心泵的气蚀现象和允许安装高度
- 2.1.5 离心泵的工作点和流量调节
- 2.1.6 离心泵的类型、选择和应用



离心泵（Centrifugal Pumps）的结构

结构：离心泵的关键部件是高速旋转的叶轮、固定的泵壳和轴封。

- 1—叶轮；
- 2—泵壳；
- 3—泵轴；
- 4—吸入管路；
- 5—底阀；
- 6—排出管路。

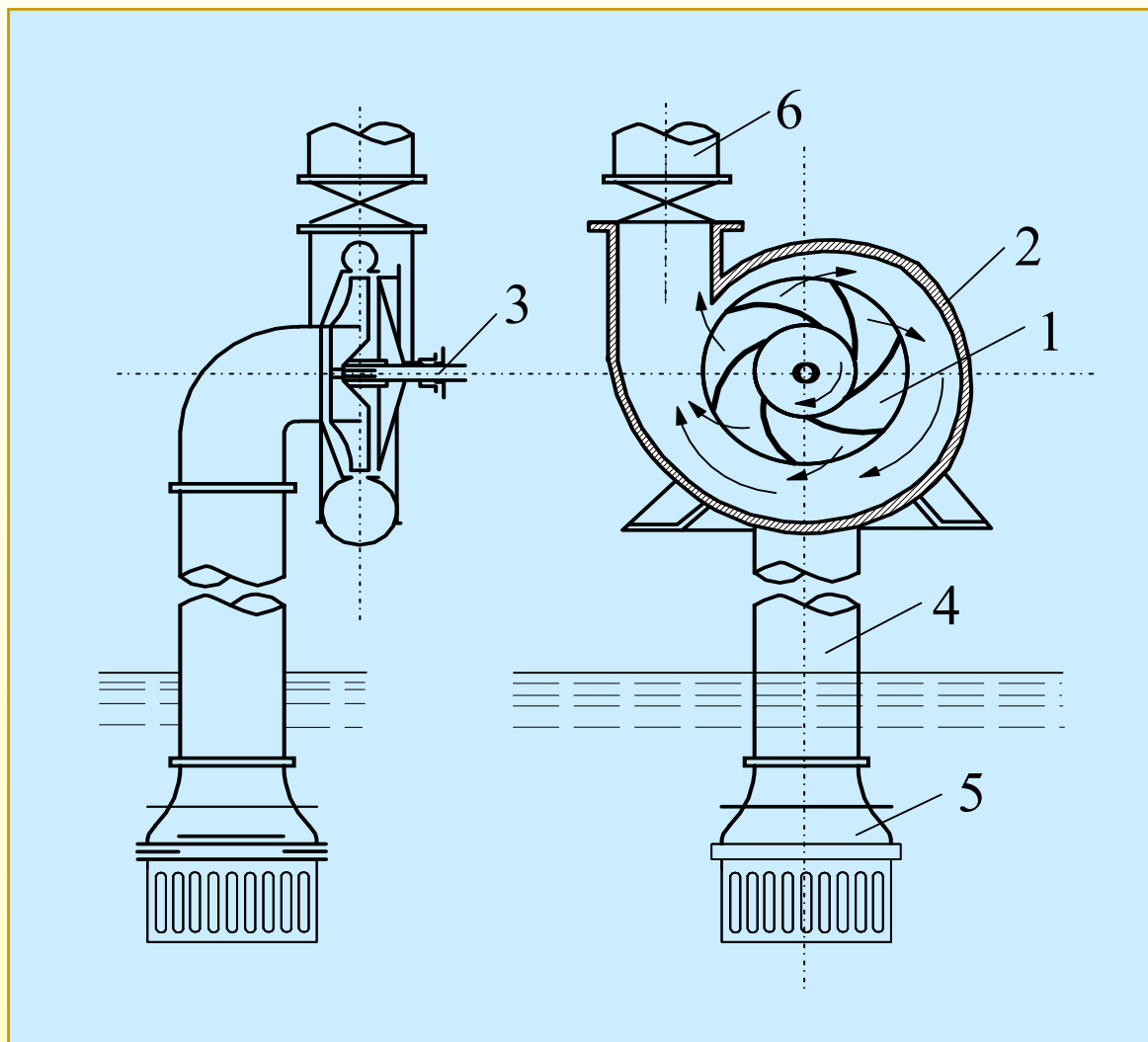
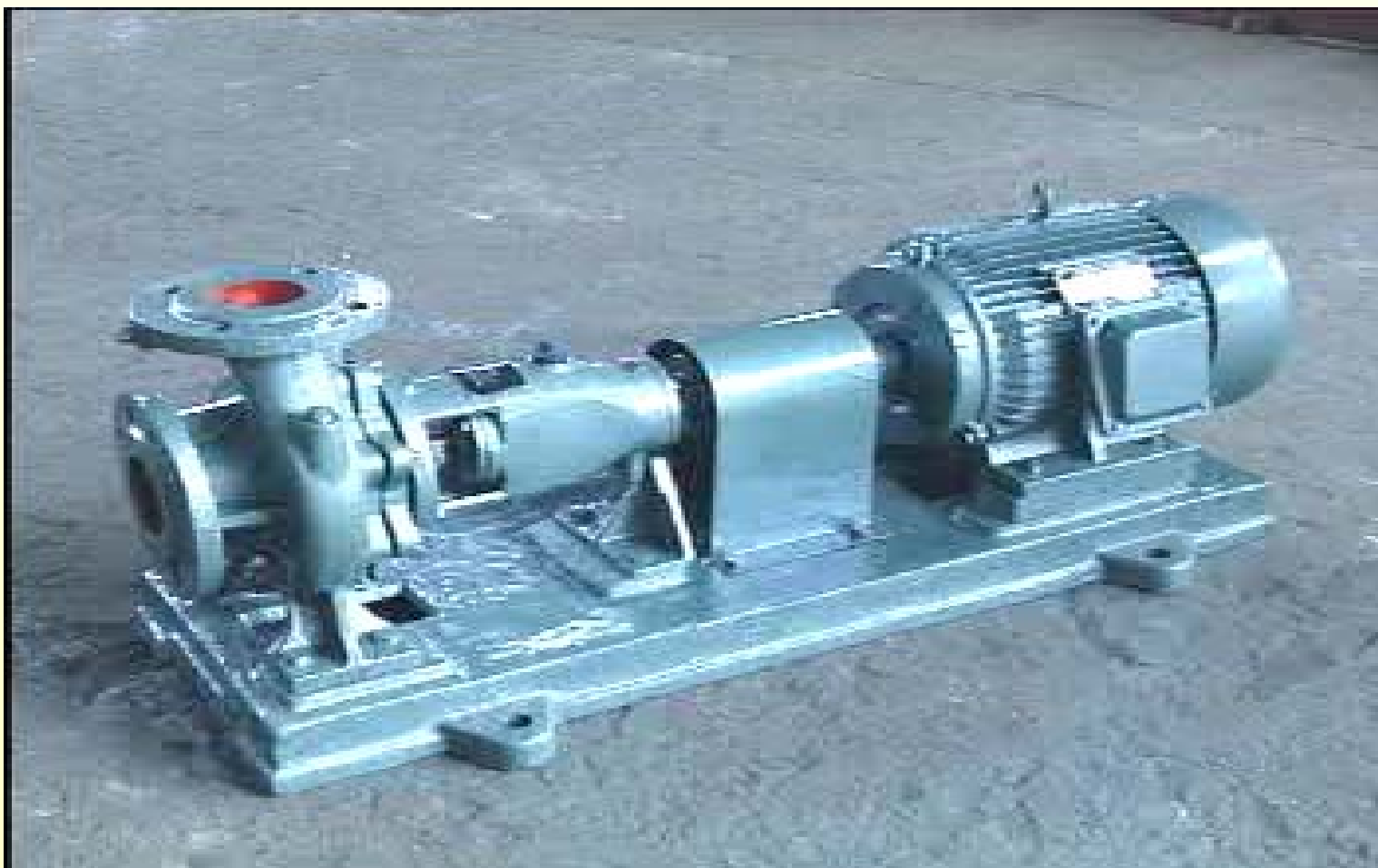


图3-1离心泵的构造与工作原理简图

离心泵的工作原理

特点：泵的流量与压头灵活可调、输液量稳定且适用介质范围很广。



离心泵的工作原理

启动前灌满液体，
叶轮高速旋转 →

叶轮外缘处流体**势能**
和动能提高 →

进入泵壳，一部分
动能转变成静压能

思考1：泵启动前为
什么要灌满液体？

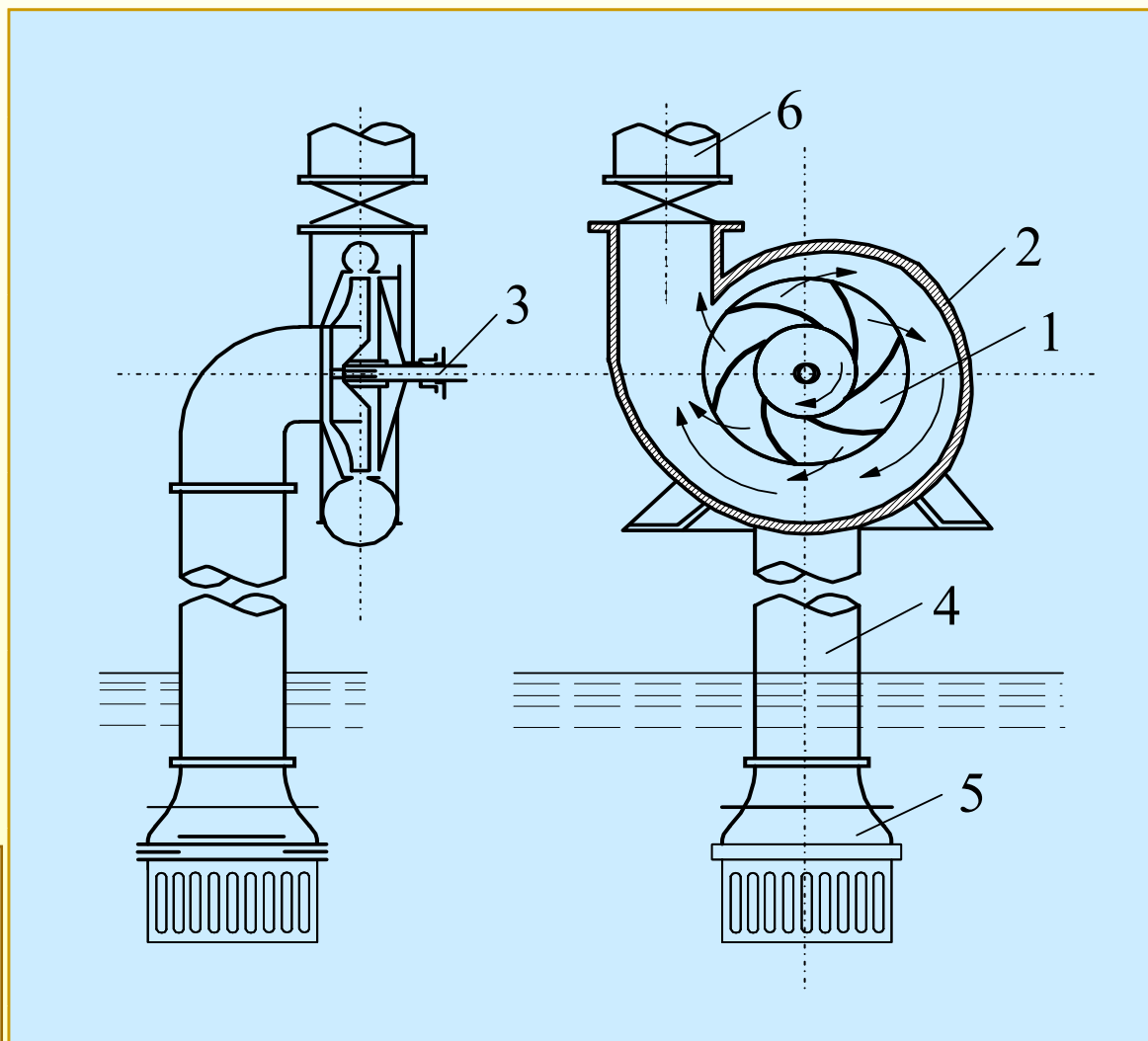
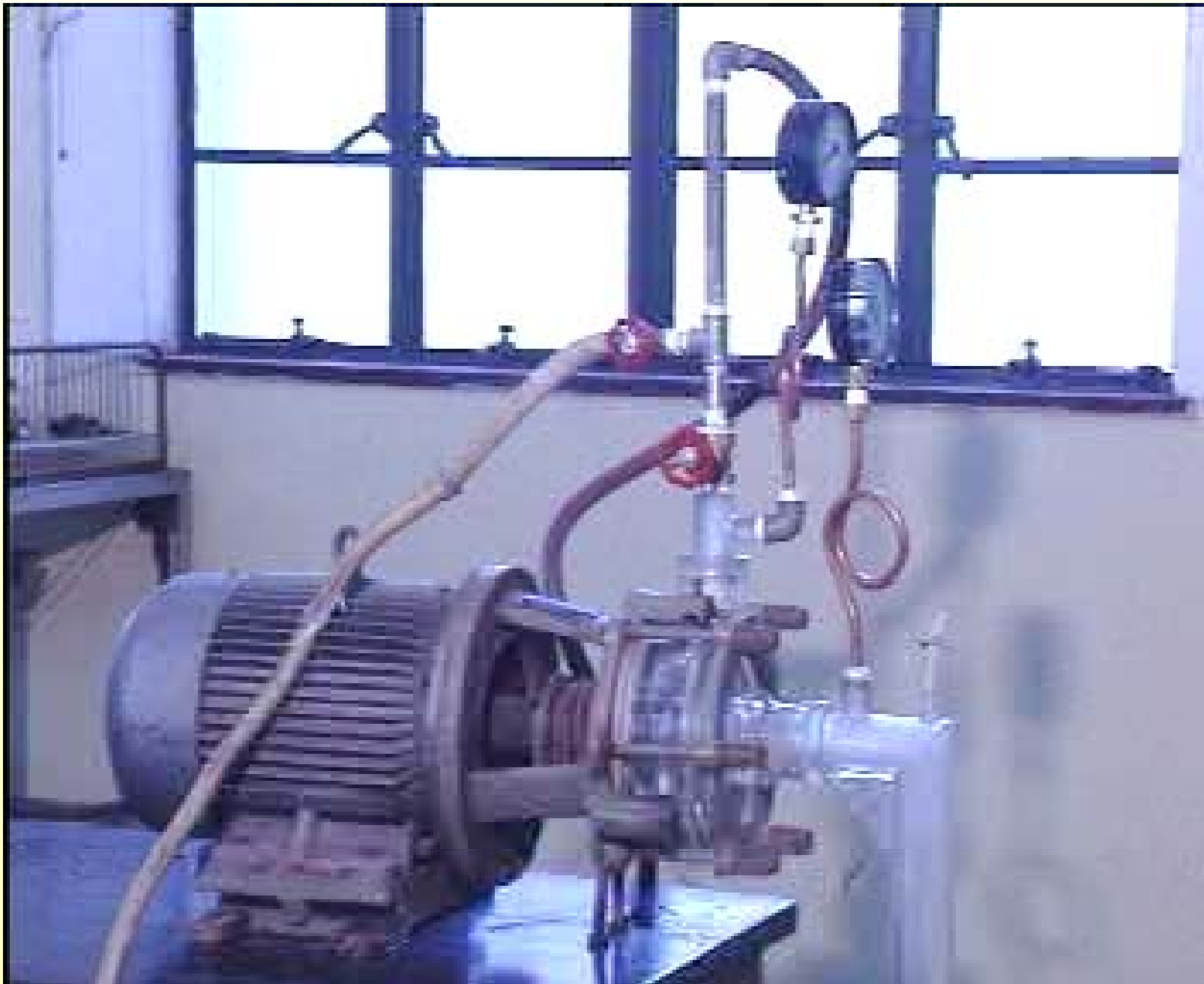


图2-1离心泵的构造与工作原理简图

气缚现象



离心泵的结构和工作原理

气缚现象 (airbound)

泵启动前**空气未排尽**或运转中有**空气漏入**，使泵内流体**平均密度下降**，导致叶轮进、出口**压差减小**。或者当与泵相连的出口管路系统势压头一定时，会使泵入口处的真空度减小、吸入流量下降。严重时泵将无法吸上液体。

解决方法：离心泵工作时、尤其是启动时一定要保证液体连续的条件。可采用设置底阀、启动前灌泵（pump priming）、使泵的安装位置低于吸入液面等措施。

离心泵的主要部件

叶轮（Impeller）：
将输入的轴功提供给液体。叶轮上装有若干片叶片（通常6~8片）。

按其机械结构分为：

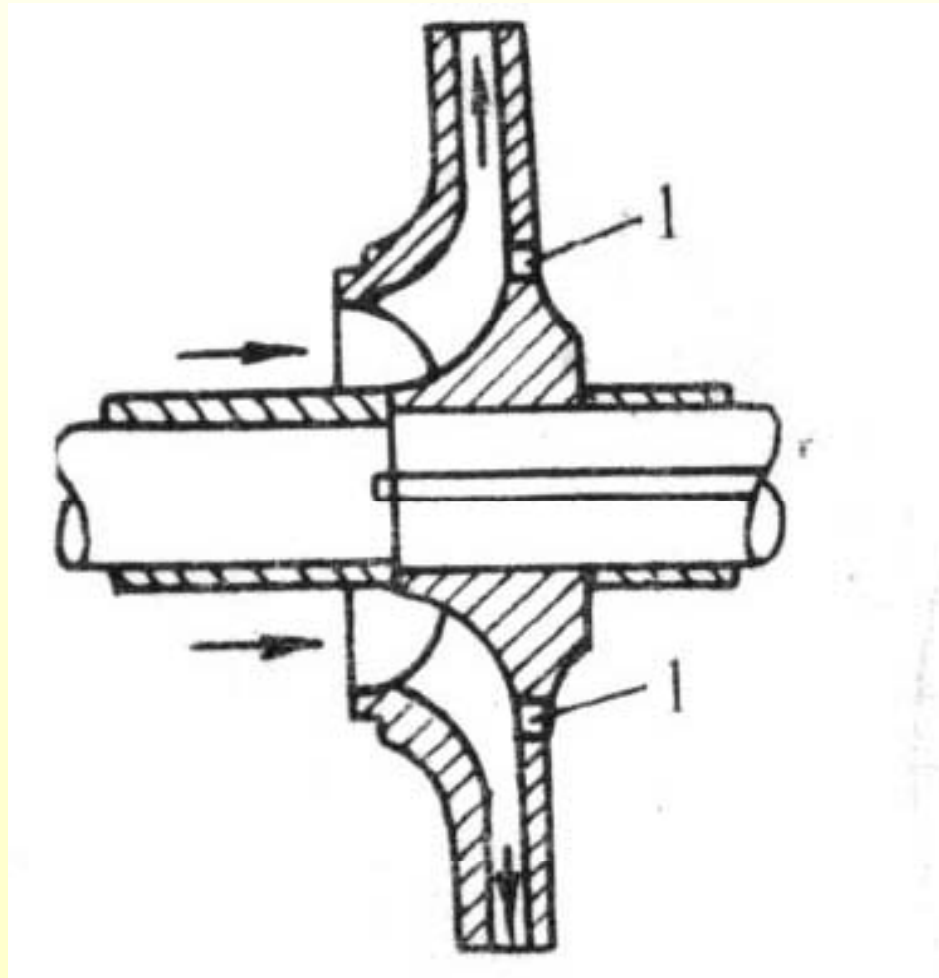
闭式、半闭式、开式。



思考2：哪种叶轮的输送效率最高？

平衡孔：

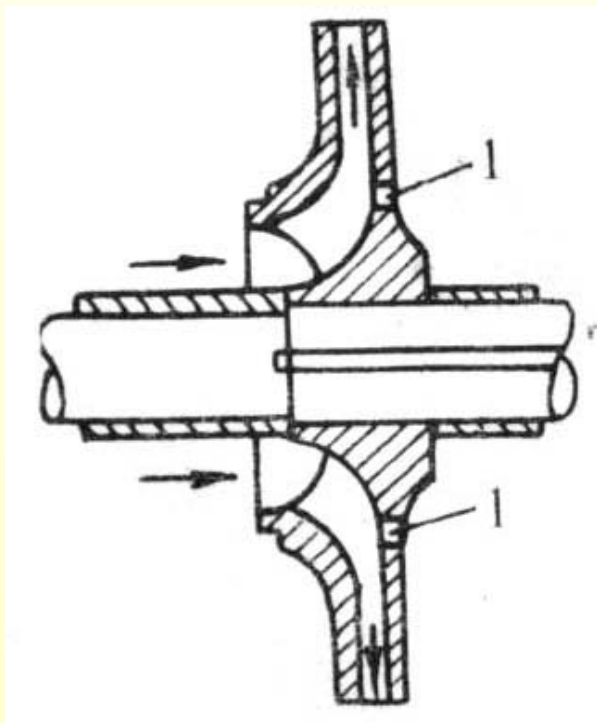
对闭式和半闭式叶轮，在后盖板开有若干个平衡小孔，抵消一部分轴向推力。



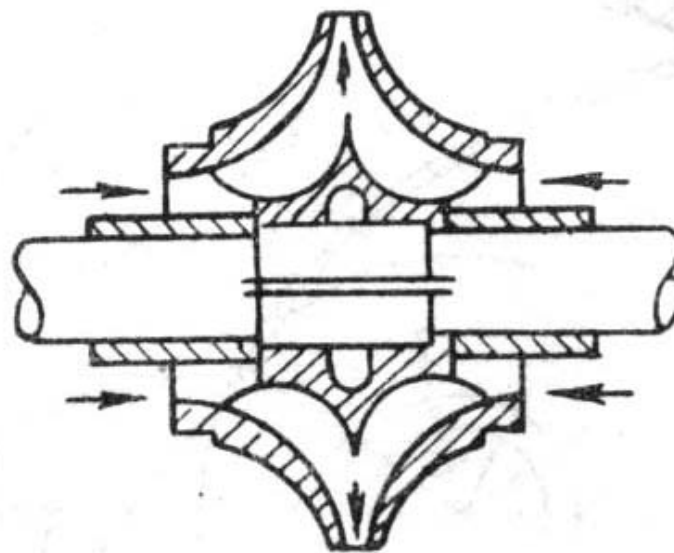
离心泵的主要部件

叶轮

按吸液方式分为：单吸式和双吸式



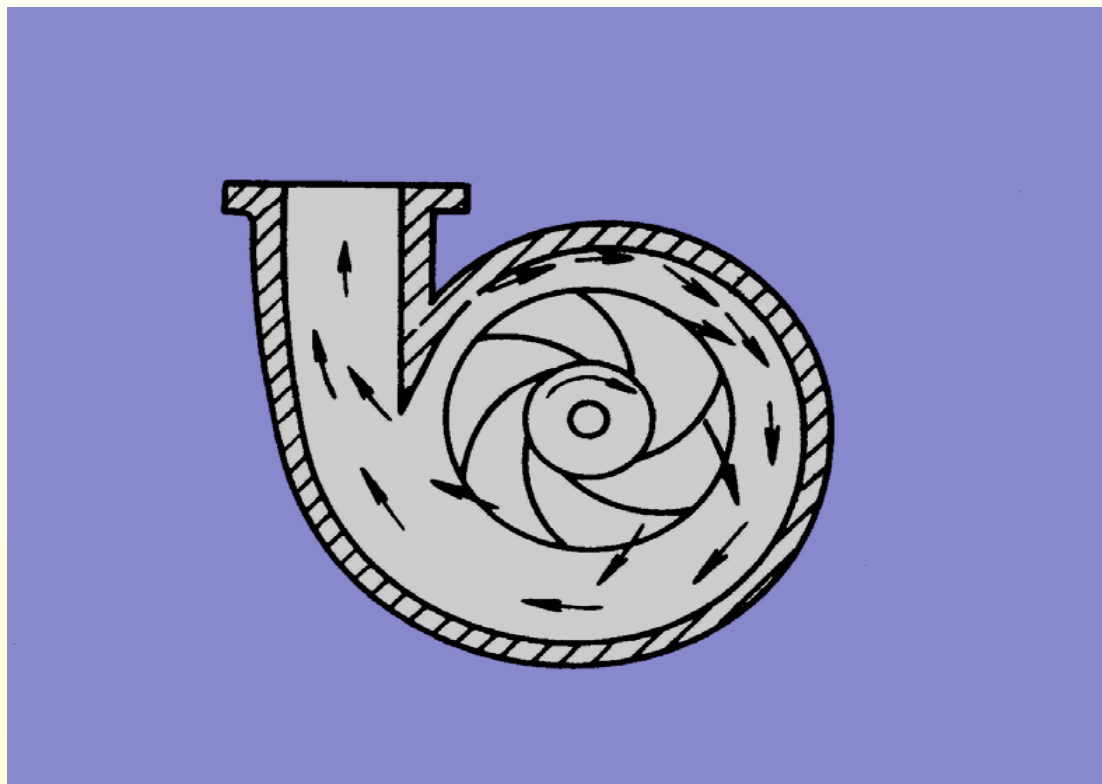
单吸式



双吸式

离心泵的主要部件

泵壳（Volute）

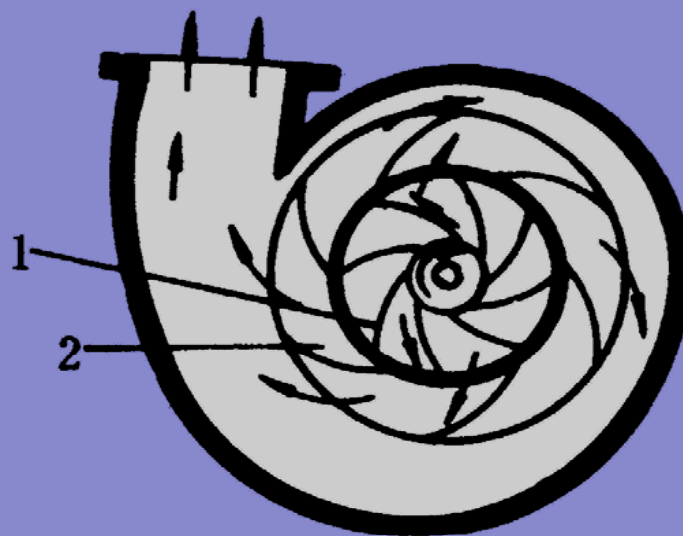


流道逐渐扩大,将液体获得的动能不断地部分转换为静压能。流体压强不断升高后沿切向流出蜗壳通过排出管道输入管路系统。

- 1、汇集由叶轮流出的液体
- 2、转能装置：将部分动能转变成静压能

离心泵的主要部件

导轮



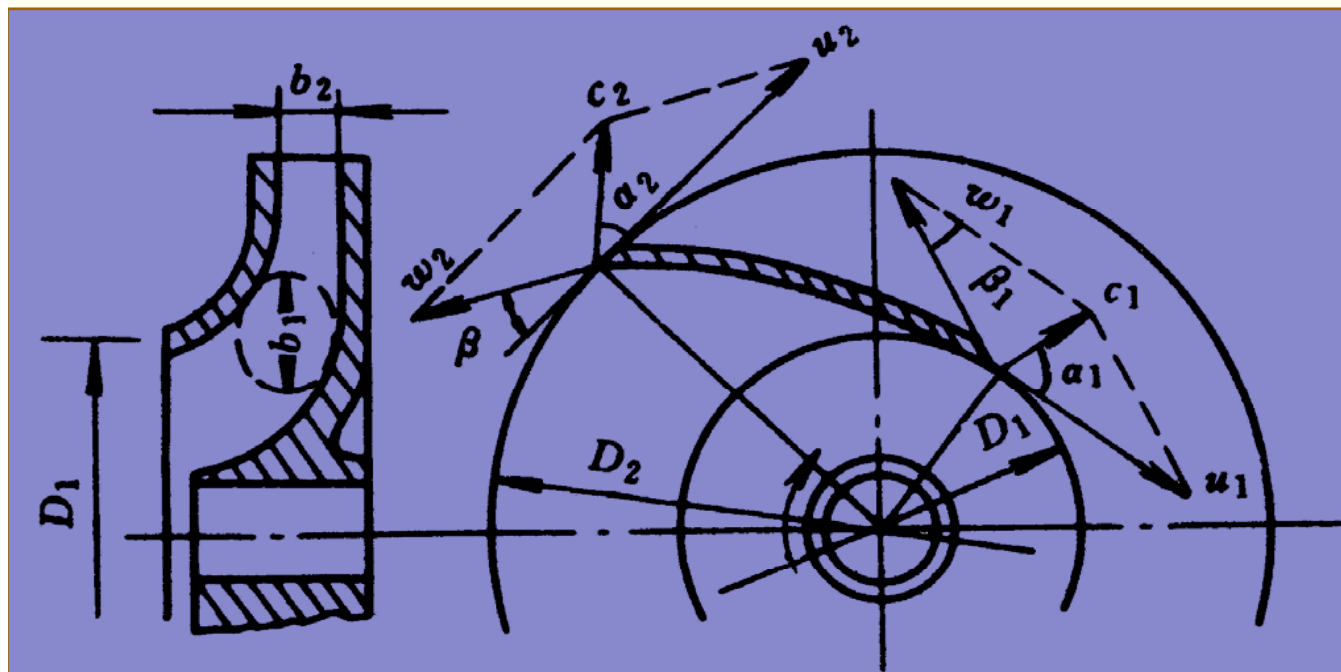
有导轮的离心泵

1—叶轮；2—导轮

作用：

- 1、减小冲击能量损失
- 2、转能装置：流道逐渐扩大，一部分动能转变成静压能。

离心泵基本方程式



假设：

- 1、叶片数 ∞
——液体无环流
- 2、理想流体
——无能量损失

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c \operatorname{tg} \beta_2}{g \pi D_2 b_2} Q_T$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

$H_{T\infty}, Q_T$ 分别为离心泵的理论压头,理论流量, J/N, m
 D_2 为叶轮出口的直径; b_2 为叶轮出口处流道的宽度;
 β_2 为叶片的流动角; u_2 为叶轮旋转的切向出口速度。

离心泵理论压头的影响因素

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

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

1、叶轮转速和直径

理论压头随转速和直径增大而增大

2、叶片几何形状

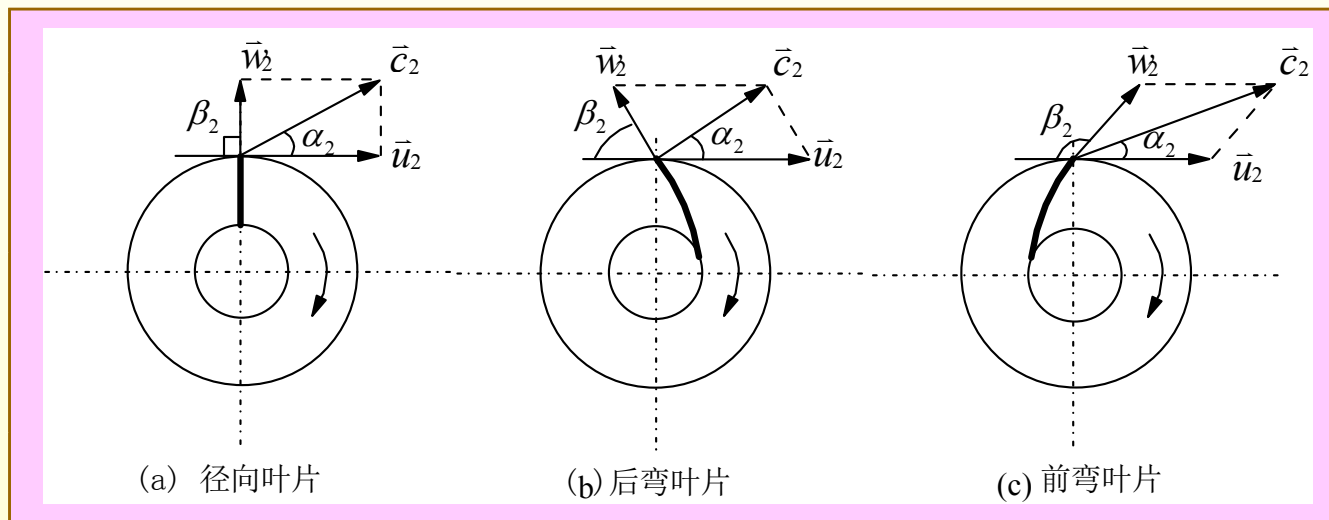


3、理论流量

离心泵理论压头的影响因素

叶片几何形状的影响

根据叶片的流动角 β_2 ，可将叶片分为三类：



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

- (1) 径向叶片： $\beta_2 = 90^\circ$ ， $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ ， $H_{T\infty}$ 与 Q_T 无关；
- (2) 后弯叶片： $\beta_2 < 90^\circ$ ， $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$ ， $H_{T\infty}$ 随 Q_T 增加而减少；
- (3) 前弯叶片： $\beta_2 > 90^\circ$ ， $\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$ ， $H_{T\infty}$ 随 Q_T 增加而增加。

上述 β_2 与 $H_{T\infty}$ 的关系是对叶轮向液体传递的总能量的影响。

离心泵理论压头的影响因素

叶片几何形状的影响

总压头 $H_{T\infty} = \text{动压头 } H_c + \text{静压头 } H_p$

离心泵作为液体输送机械其目的是提高静压头以克服输送阻力，因此设置蜗壳使流体的动压头转换成静压头。但转换过程必然有机械能损耗，因此应尽量提高叶轮直接提供给液体的静压头 H_p 在总压头 $H_{T\infty}$ 中所占的比例。

以 ρ_R （又称为反作用度）代表该比例

- (1) 径向叶片： $\beta_2 = 90^\circ$ ， $\rho_R = 1/2$ ；
- (2) 后弯叶片： $\beta_2 < 90^\circ$ ， $\rho_R > 1/2$ ；
- (3) 前弯叶片： $\beta_2 > 90^\circ$ ， $\rho_R < 1/2$ 。

故制造中多选用后弯叶片

离心泵理论压头的影响因素

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

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

1、叶轮转速和直径

理论压头随转速和直径增大而增大

2、叶片几何形状



3、理论流量



离心泵理论压头的影响因素

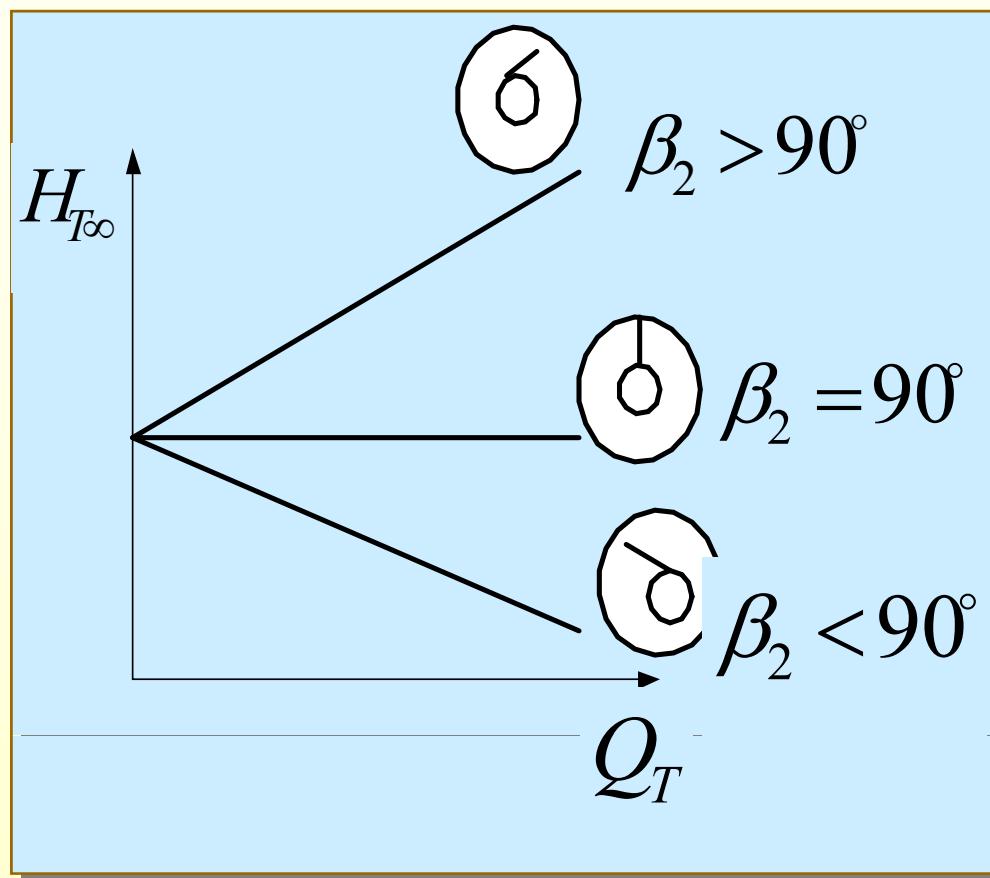
理论流量的影响

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

$$A = \frac{u_2^2}{g}$$

$$B = \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g \pi D_2 b_2}$$

$$H_{T\infty} = A - B Q_T$$



离心泵的理论特性曲线

离心泵的特性曲线 (Characteristic curves)

离心泵主要性能参数:

转速 n 、流量 Q 、压头(扬程) H 、轴功率 N 和效率 η

◆(叶轮)转速 n : 1000~3000rpm; 2900rpm常见

◆(体积)流量 Q : m^3/s , m^3/h , 与叶轮结构、尺寸和转速有关

◆压头(扬程) H : 1N流体通过泵获得的机械能。J/N, m
与 Q 、叶轮结构、尺寸和 n 有关。 $H \neq \Delta z$

◆轴功率 N : 单位时间原动机输入泵轴的能量。

有效功率 N_e : 单位时间液体获得的能量

$$N_e = HQ\rho g$$

离心泵的特性曲线 (Characteristic curves)

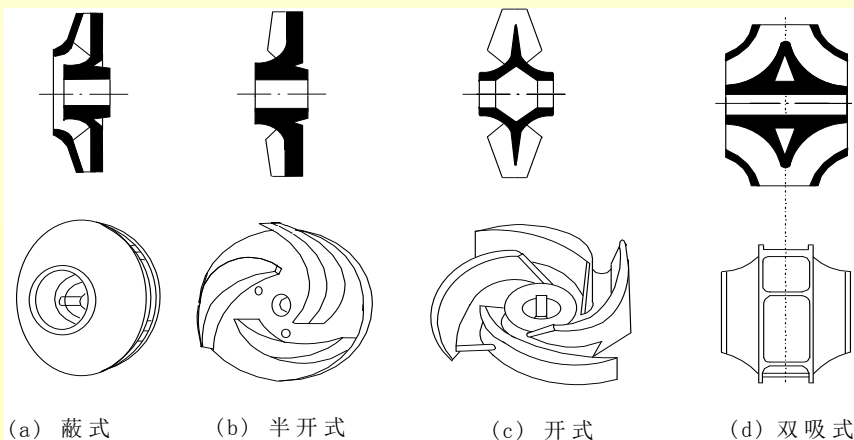
离心泵主要性能参数:

◆效率 η : $\eta = N_e / N = \rho g Q H / N$

$\eta < 100\%$ —— 容积损失, 水力损失, 机械损失

1、容积损失: 泄漏引起, 一部份已获得能量的高压液体由叶轮出口处通过叶轮与泵壳间的缝隙或从平衡孔泄漏 (Leakage) 返回到叶轮入口处的低压区造成的能量损失。

解决方法: 使用半开式和蔽式叶轮。蔽式叶轮容积损失量小, 但叶轮内流道易堵塞, 只适宜输送清洁液体。开式叶轮不易堵塞, 但容积损失大故效率低。半开式介于二者之间。



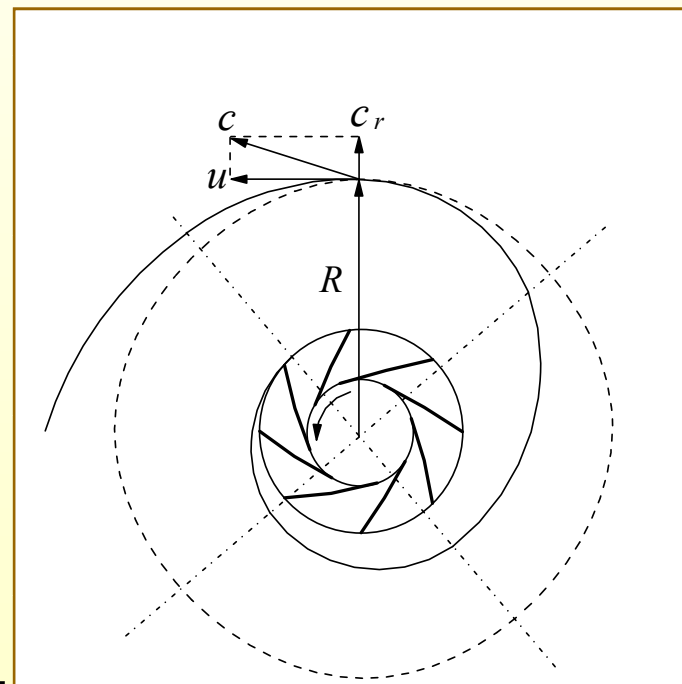
离心泵的特性曲线

2、水力损失：粘性和涡流引起，进入离心泵的粘性液体在流动过程中的摩擦阻力、局部阻力以及液体在泵壳中由冲击而造成的能量损失。

解决方法：蜗壳的形状按液体离开叶轮后的自由流动轨迹螺旋线设计，可使液体动压头转换为静压头的过程中能量损失最小。

在叶轮与泵壳间安装一固定不动的带有叶片的**导轮**（diffuser），也可减少此项能量损失。

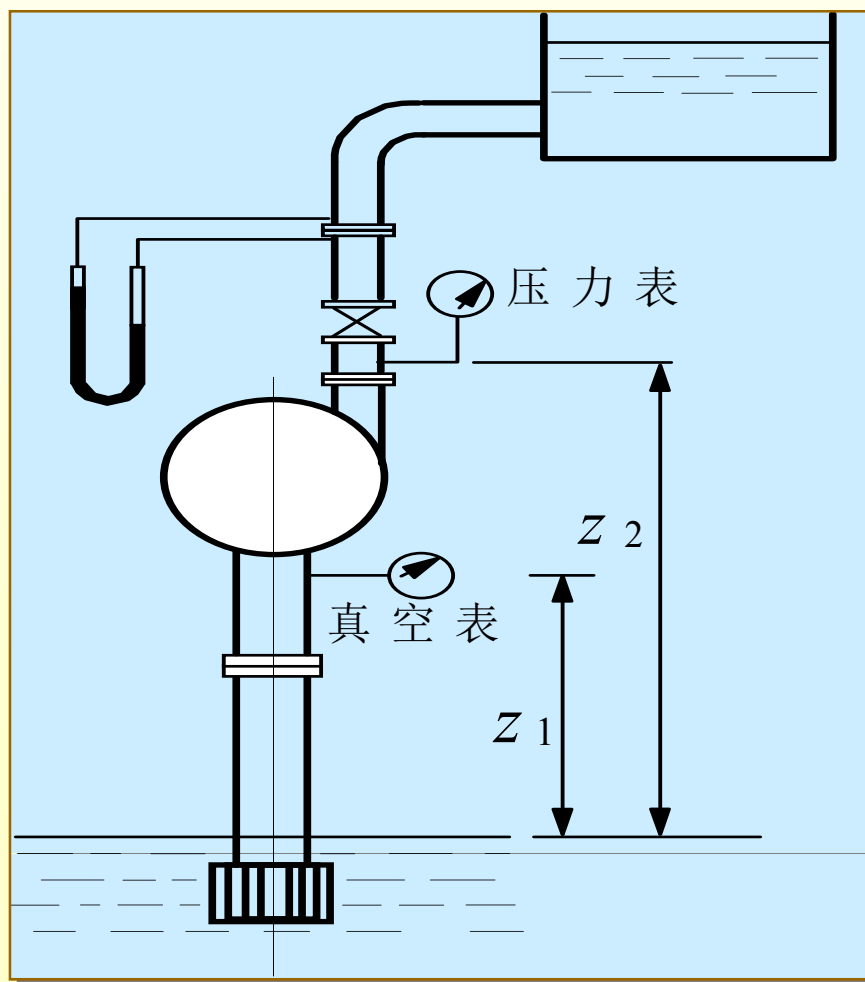
3、机械损失：机械摩擦引起，泵轴与轴承之间、泵轴与密封填料之间等产生的机械摩擦造成的能量损失。



$$\eta = \eta_v \eta_m \eta_h$$

离心泵的特性曲线 (Characteristic curves)

离心泵特性曲线的测定 描述压头、轴功率、效率与流量关系 ($H-Q$ 、 $N-Q$ 、 $\eta-Q$) 的曲线。对实际流体，这些曲线尚难以理论推导，而是由实验测定。



离心泵的特性曲线 (Characteristic curves)

在1-1,2-2截面间列柏氏方程(忽略1-2阻力)

$$H = \Delta z + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{2g}$$

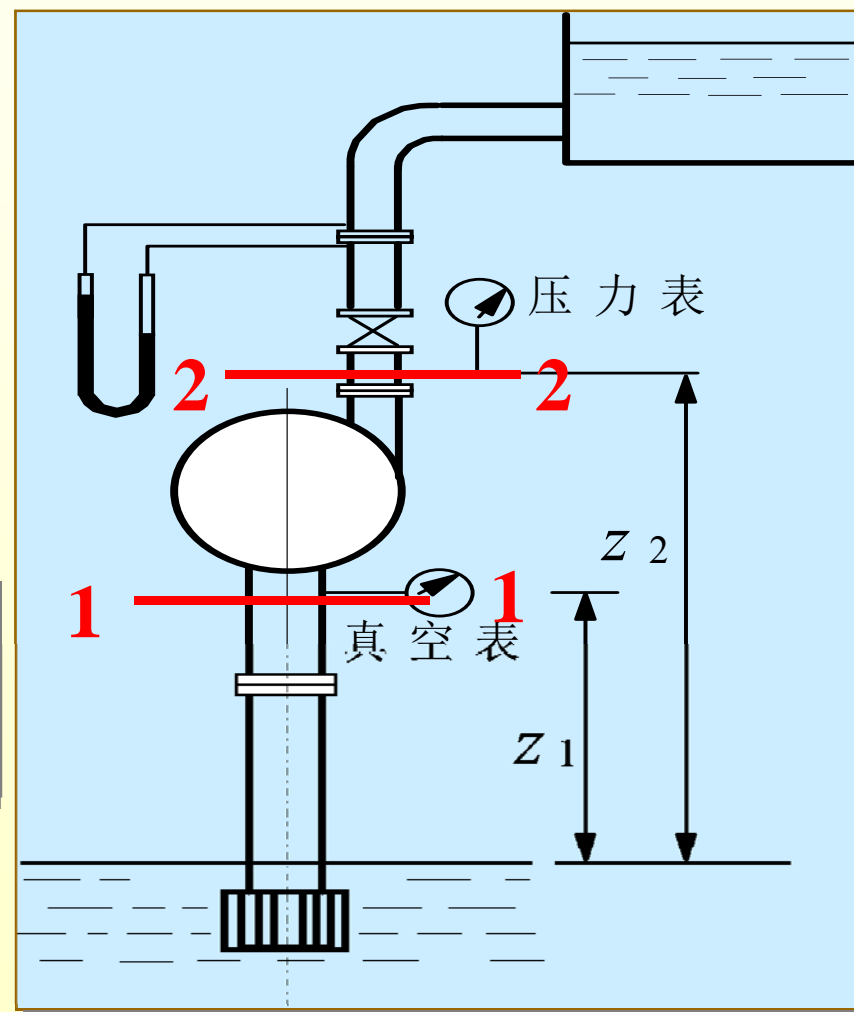
$$\Delta z = z_2 - z_1 \quad \Delta u^2 = 0$$

$$p_1 = p_a - p_{\text{真}} \quad p_2 = p_{\text{表}} + p_a$$

$$H = \Delta z + \frac{(p_a + p_{\text{表}}) - (p_a - p_{\text{真}})}{\rho g}$$

$$= \Delta z + \frac{p_{\text{表}} + p_{\text{真}}}{\rho g}$$

$$H - Q \quad | \quad N - Q \quad | \quad \eta - Q \left(\eta = \frac{\rho g Q H}{N} \right)$$

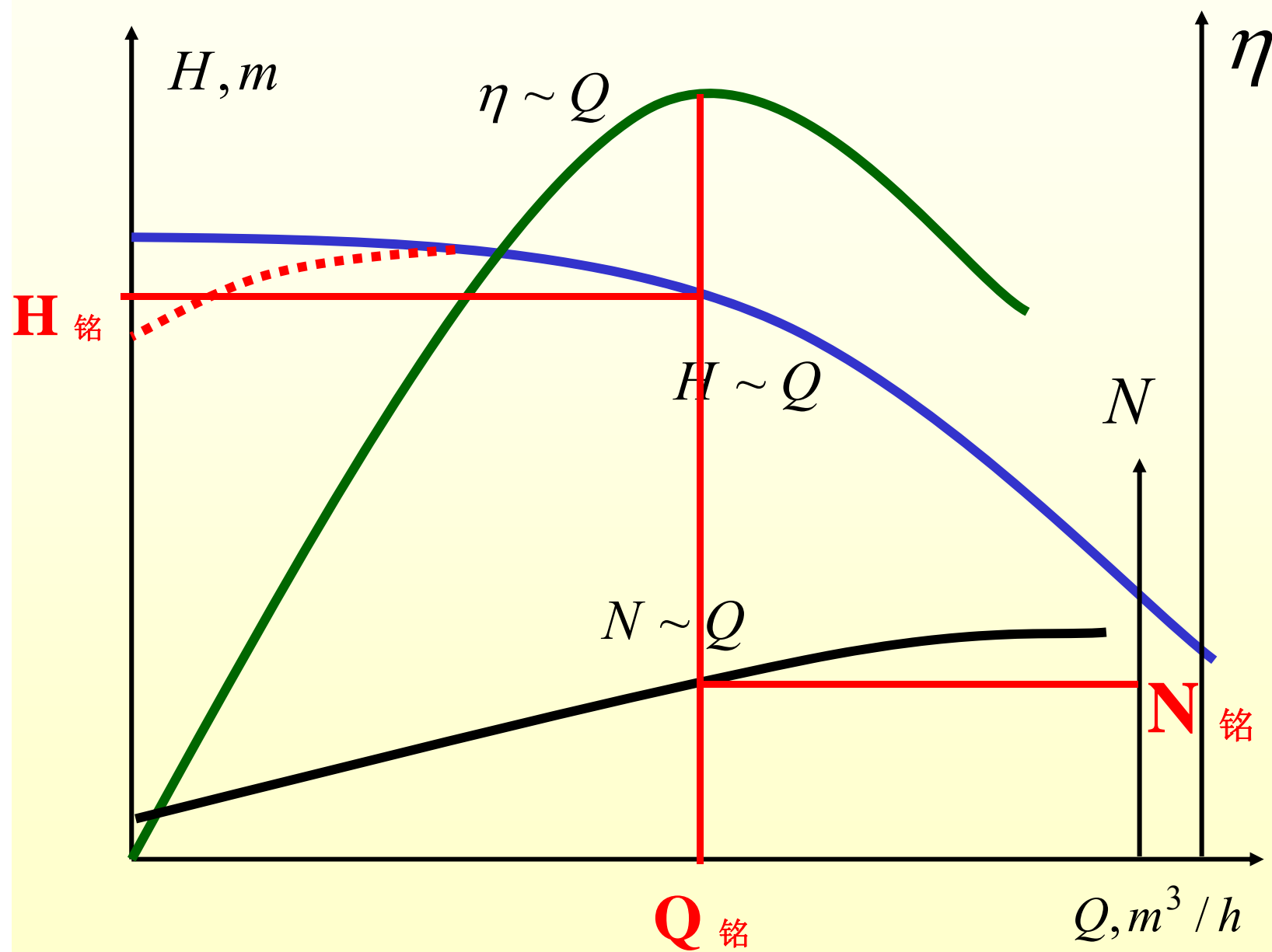


离心泵的特性曲线的测定



离心泵的特性曲线反映了泵的基本性能，由制造厂附于产品样本中，是指导正确选择和操作离心泵的主要依据。以下逐一对其进行讨论。

离心泵特性曲线



离心泵的特性曲线的特点

H-Q曲线:(平坦型、陡降型、驼峰型)： 压头随流量的增加而减小。Q很小时可能例外。

N—Q 曲线: $Q \uparrow, N \uparrow$ 。 大流量→大电机

关闭出口阀启动泵，启动电流最小。

η —Q 曲线: 小Q $\uparrow, \eta \uparrow$; 大Q $\uparrow, \eta \downarrow$ 。 $\rightarrow \eta_{\max}$

泵的铭牌~与 η_{\max} 对应的性能参数 选型时 $\rightarrow \eta_{\max}$

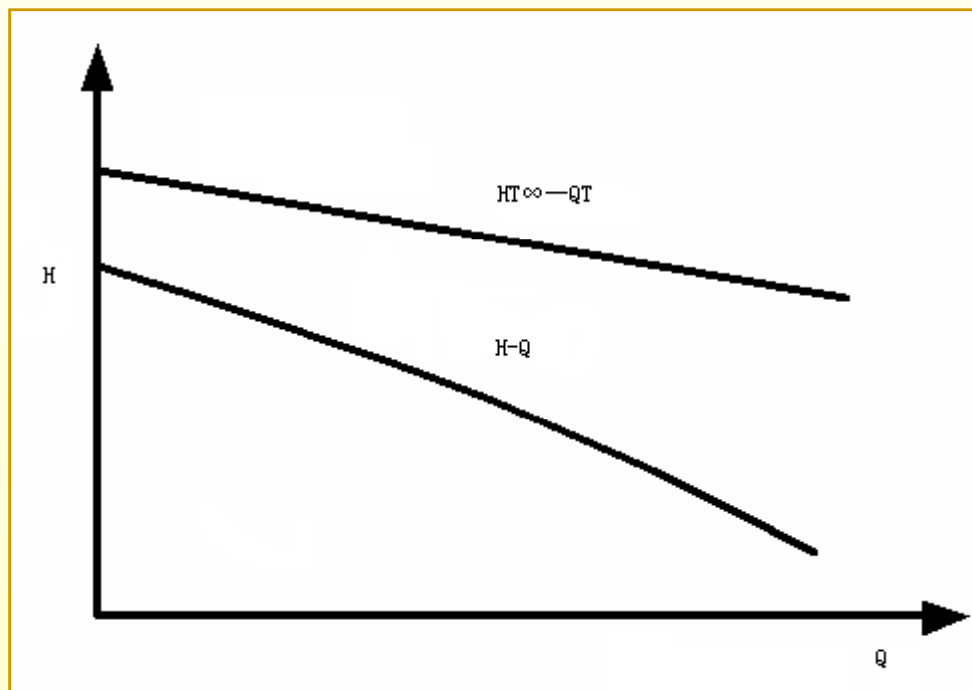
一般将最高效率值的 92% 的范围称为泵的**高效区**，泵应尽量在该范围内操作。

小型泵：50%左右；大型泵：90%以上

注：特性曲线是在一定的转速 n 下作出的。

离心泵的特性曲线 (Characteristic curves)

$H-Q$ 曲线理论与实际比较(如下图)



原因:

- (1) 叶轮非理想叶轮;
- (2) 流体非理想流体;
- (3) 泵内存在泄漏损失;

泵的实际扬程和流量小于理论值

样本上是实测曲线

特性曲线的变换

由制造厂提供的离心泵的特性曲线是在一定转速下用20℃的清水为工质实验测定的。若输送的液体性质与此相差较大时，泵的特性曲线将发生变化，应加以修正。

液体密度的影响

$$\underline{Q_T = c_{r2} \pi D_2 b_2} \quad \underline{H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{g \pi D_2 b_2} Q_T} \quad \underline{N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{HQ\rho g}{\eta}}$$

$H—Q$ 曲线不变； $\eta—Q$ 曲线不变；

$N—Q$ 曲线要变，轴功率则随液体密度增大而增加。

液体粘度的影响

粘度增大，阻力损失增大，流量、扬程、效率下降，轴功率增加。查有关曲线（p95图2-14和p96图2-15）

特性曲线的变换

叶轮转速的影响

改变叶轮转速来调节离心泵的流量

是一种节能的操作方式。叶轮转速的改变将使泵内流体流动状态发生改变，其特性曲线随之而变。

若转速改变前后，离心泵效率相同；

液体离开叶轮处的速度三角形相似；

流量之比

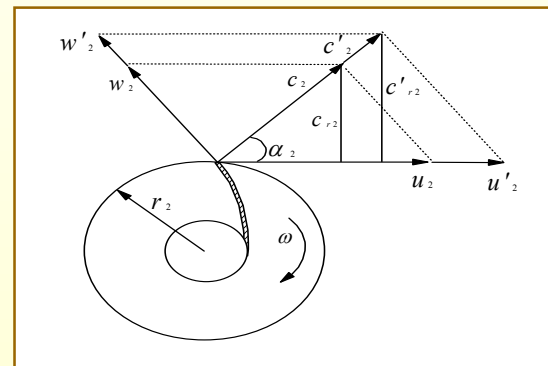
$$\frac{Q'}{Q} = \frac{\pi D_2 b_2 c'_2 \sin \alpha_2}{\pi D_2 b_2 c_2 \sin \alpha_2} = \frac{c'_2}{c_2} = \frac{u'_2}{u_2} = \frac{n'}{n}$$

扬程之比

$$\frac{H'}{H} = \frac{H_{T\infty}'}{H_{T\infty}} = \frac{u'_2 c'_2 \cos \alpha_2}{u_2 c_2 \cos \alpha_2} = \left(\frac{u'_2}{u_2} \right)^2 = \left(\frac{n'}{n} \right)^2$$

轴功率之比

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



比例定律，用于换算转速变化在 $\pm 20\%$ 范围内离心泵的特性曲线，其准确程度是工程上可接受的。

特性曲线的变换

叶轮直径的影响

利用改变叶轮几何参数来调节离心泵的特性曲线的方法，例如对叶轮圆周进行少量车削、对叶片出口角进行铰削、封闭对称叶片间的流道等。这些措施都会使泵的特性曲线发生改变，可以从速度三角形分析、换算之。

如叶轮的车削有：

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

车削一般控制在10~15%以内。

切割定律，(用于换算离心泵的特性曲线，其准确程度是工程上可接受的)

例：用清水测定某离心泵的特性曲线。管路流量为 $25\text{m}^3/\text{h}$ 时，泵出口处压力表读数为 0.28MPa (表压)，泵入口处真空表读数为 0.025MPa ，测得泵的轴功率为 3.35kW ，电机转速为 2900转/分 ，真空表与压力表测压截面的垂直距离为 0.5m 。试确定与泵特性曲线相关的其它性能参数。

解：泵特性曲线性能参数有：

转速 n 、流量 Q 、压头 H 、轴功率 N 和效率 η 。

流量和轴功率已由实验直接测出，需计算压头和效率。

以真空表和压力表两测点为1，2截面列柏努力方程，有

$$H = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \sum H_{f1-2}$$

例

若略去 ΣH_{f1-2} 及动压头变化，则该流量下泵的压头

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 0.5 + \frac{(0.28 + 0.025) \times 10^6}{1000 \times 9.81} = 31.6 \text{mH}_2\text{O}$$

对应的泵的有效功率为

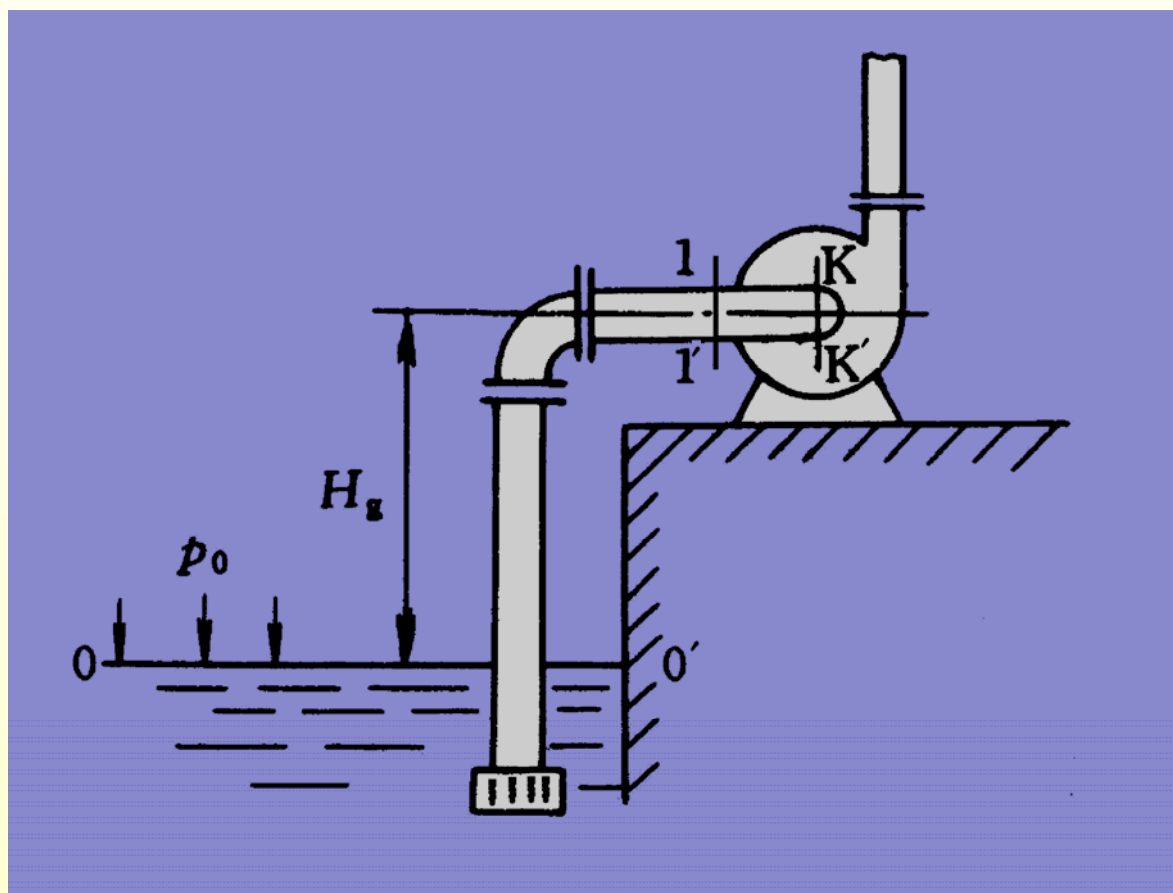
$$N_e = HQg\rho = \frac{31.6 \times 25 \times 1000 \times 9.81}{3600} = 2150 \text{W} = 2.15 \text{kW}$$

对应的泵的效率为

$$\eta = \frac{N_e}{N} = \frac{2.15}{3.35} = 64.2\%$$

调节流量，并重复以上的测量和计算，则可得到不同流量下的特性参数，绘制特性曲线。

离心泵的安装高度



安装高度：液面到泵入口处的垂直距离(H_g)

问题：离心泵的安装高度是否任意？

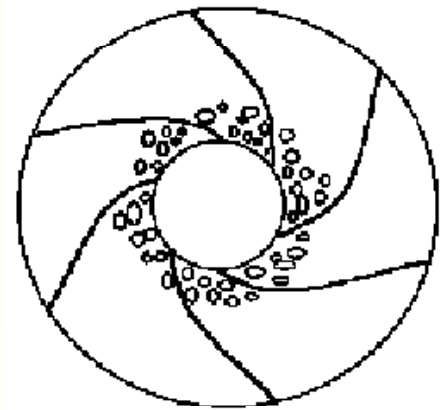
汽蚀现象(录像)



离心泵的安装高度(p98)

汽蚀现象

$$\frac{p_0}{\rho g} = H_g + \frac{p_k}{\rho g} + \frac{u_k^2}{2g} + \sum H_{f,0-k}$$

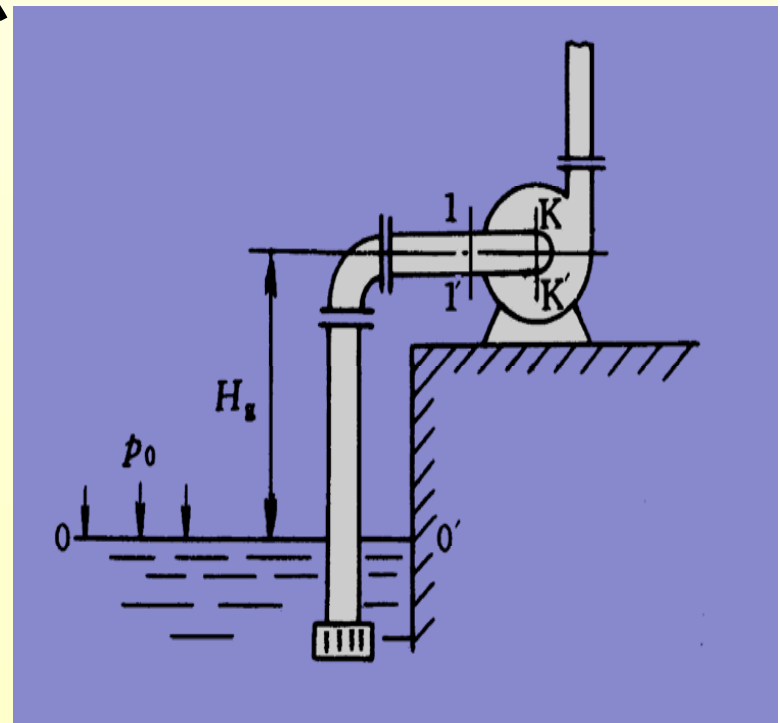


$H_g \uparrow$, 则 $p_k \downarrow$ 当 $p_k \leq p_v$, 叶轮中心汽化 → 汽泡被抛向外围 → 压力升高 → 凝结 → 局部真空 → 周围液体高速冲向汽泡中心 → 撞击叶片(水锤)

症状： 噪声大、泵体振动，流量、压头、效率都明显下降。

后果： 叶轮受冲击而剥落，泵轴振动强烈，甚至振断。

防止措施： 把离心泵安装在恰当的高度位置上，确保泵内压强最低点处的静压超过工作温度下被输送液体的饱和蒸汽压 p_v 。



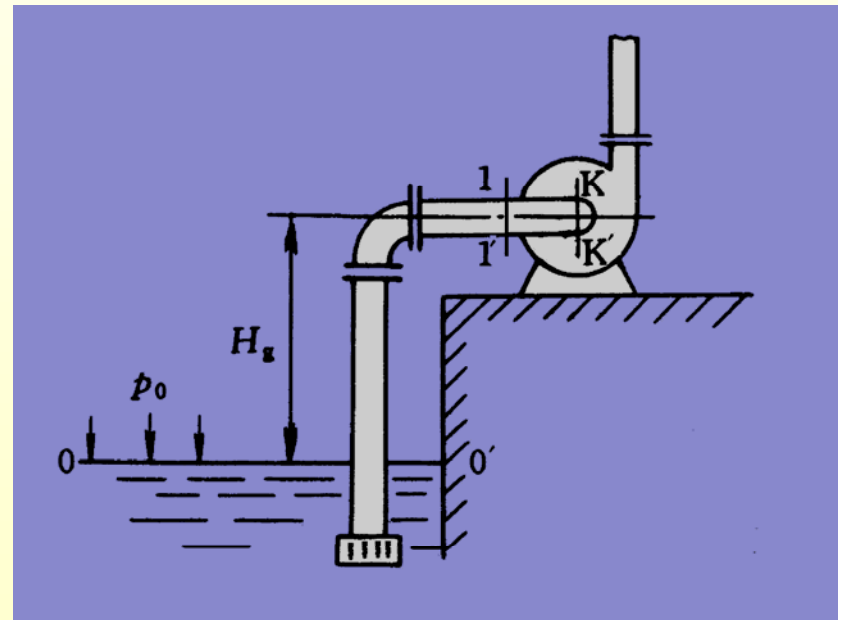
汽蚀余量

研究表明，**叶轮内缘处的叶片背侧**是泵内压强最低点。

由于泵内压强最低点处的真实压强难于测量，工程上以泵入口处压强 p_1 来表征。对 1-1 和 K-K 截面列柏努方程

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_k}{\rho g} + \frac{u_k^2}{2g} + \sum H_{f(1-k)}$$

由此式可知，在一定流量下， P_1 下降，则 P_k 也相应减少，当泵内刚好发生汽蚀时， P_k 等于被输送液体的饱和蒸汽 P_v 。而 P_1 必须等于某确定的最小值 $P_{1\min}$



此时，

$$\frac{p_{1,\min}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_v}{\rho g} + \frac{u_k^2}{2g} + \sum H_{f(1-k)}$$

汽蚀余量

$$\frac{p_{1,\min}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_v}{\rho g} + \frac{u_k^2}{2g} + \sum H_{f(1-k)}$$

此式表明，在泵内刚发生汽蚀的临界条件下。泵入口处液体的动压头与静压头之和应比液体的饱和蒸汽压大

此超出量称为离心泵的**临界汽蚀余量**（NPSH）_c

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

汽蚀余量

$$(NPSH)_c = \frac{P_{1,\min}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} = \frac{u_k^2}{2g} + \sum H_{f(1-k)}$$

1、 $(NPSH)_c$ 随流量增大而增大。流量一定，且流动进入阻力平方区时， $(NPSH)_c$ 只与泵结构尺寸有关。是泵的一个抗汽蚀性能参数。

2、 $(NPSH)_c$ 作为泵的性能之一,须由泵制造商实验测定。即刚汽蚀时,测 $P_{1,\min}$,再由上式计算。

3、必需汽蚀余量 $(NPSH)_r$ ： $(NPSH)_r = (NPSH)_c + 0.5m$ ，由产品样本提供，按输送20°C的清水测定，当输送其它液体时，应进行校正，但校正系数一般小于1，故把它作为安全系数，不再校正。

4、实际汽蚀余量 $NPSH = (NPSH)_r + 0.5m$ 以上。

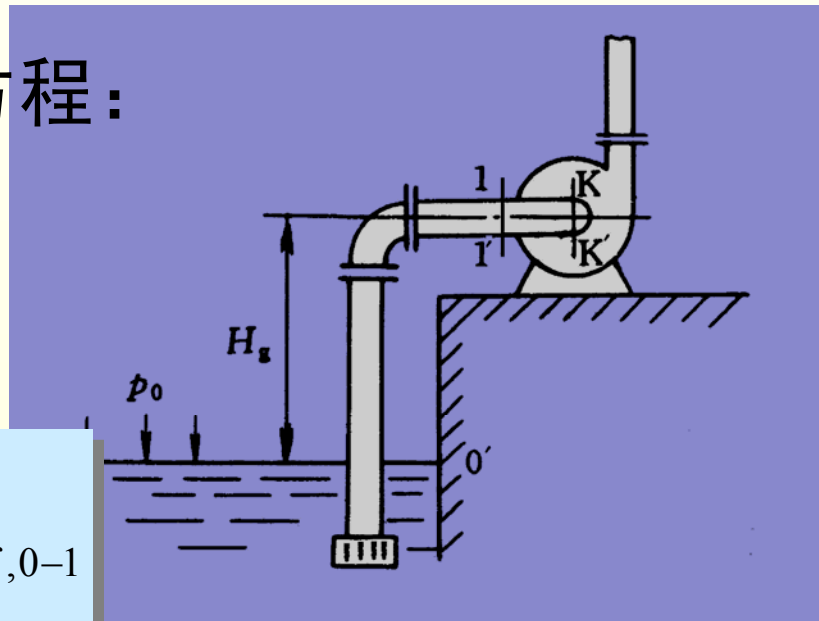
离心泵的允许安装高度

在0—0和1—1截面间列柏努利方程：

$$H_{g, \text{允}} = \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{p_{1, \text{允}}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \right) - \sum H_{f, 0-1}$$

$$= \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{p_{1, \text{允}}}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \right) - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f, 0-1}$$

$$= \frac{p_0}{\rho g} - (NPSH)_r - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f, 0-1}$$



1、(NPSH)_r与Q有关。Q大则(NPSH)_r大。因此，计算[H_g]时以**最大流量**进行计算。

2、实际安装高度比允许安装高度低0.5~1m。

避免汽蚀现象（提高安装高度）的措施：

$$H_{g,允} = \frac{p_0}{\rho g} - (NPSH)_r - \frac{p_v}{\rho g} - \sum H_{f,0-1}$$

问题3.为什么入口管粗一些？

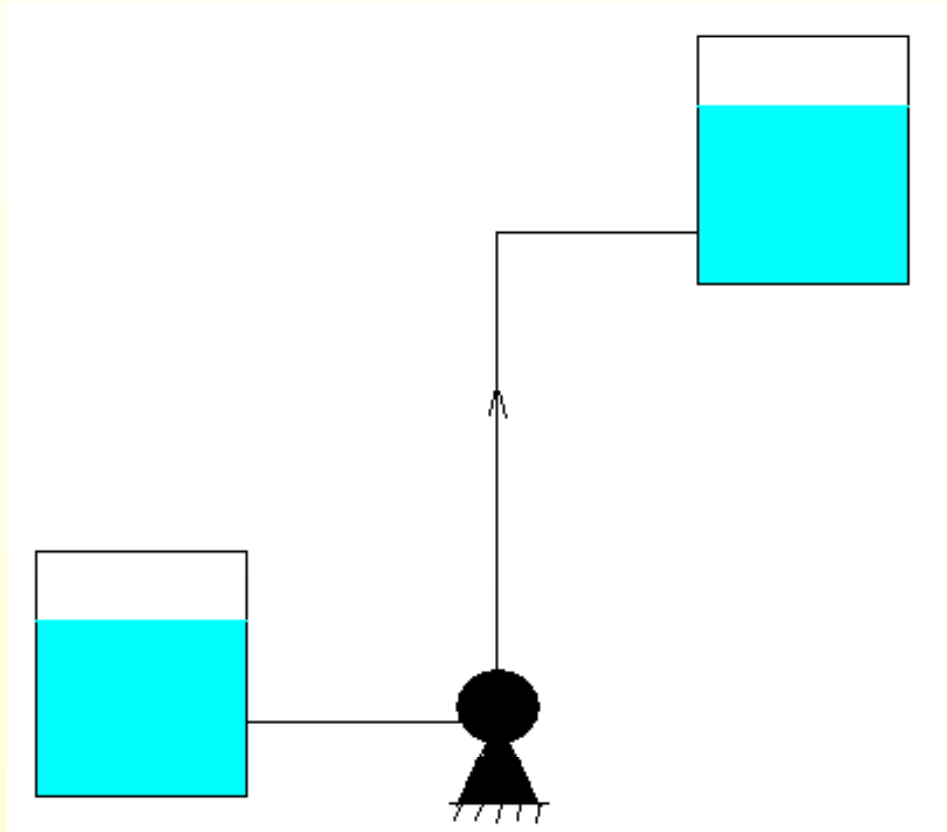
问题4.液体温度越高，饱和蒸汽压 p_v 就越高，允许安装高度 $H_{g,允}$ 则越低。输送高温流体...？

问题5.不同的海拔高度安装高度是否不同？

避免汽蚀现象（提高安装高度）的措施：

- (1) 尽量减小吸入管的阻力损失，如选用较大的吸入管径；泵的安裝尽量靠近液源；缩短管道长度，减少不必要的管件和阀门，调节阀安在出口管上等。
- (2) 将泵安装在贮液池液面以下，使液体自动灌入泵体内。

2.1.5 离心泵的工作点及流量调节(p103)



装在某特定管路中的泵，其实际输送量即为管路的流量，在该流量下泵提供的扬程必恰等于管道所需的压头，因此。离心泵的实际工作情况（流量。压头）是由泵特性和管路特性共同决定的。

离心泵的工作点及流量调节(p103)

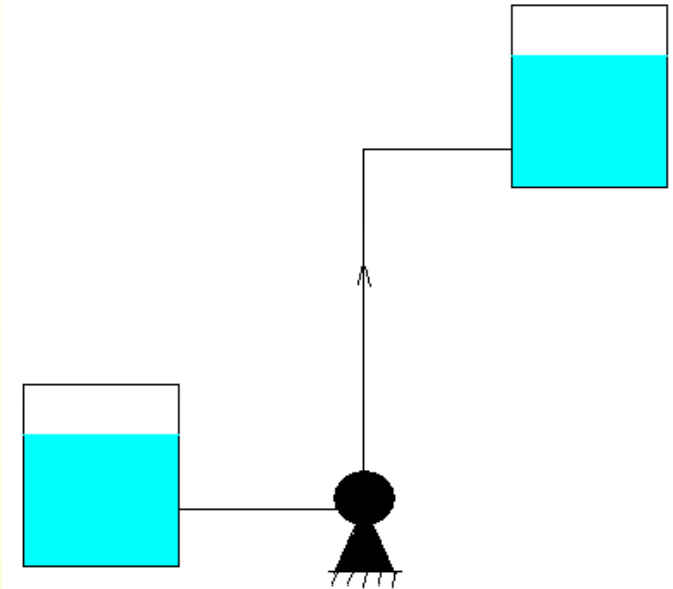
管路特性曲线

$$H_e = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{2g} + \sum H_{f1-2}$$

忽略两截面的动能差,

$$H_e = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \sum H_{f1-2}$$

$$\text{令 } K = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g}$$



$$\sum H_{f1-2} = \left(\lambda \frac{l + \sum l_e}{d} + \zeta \right) \frac{u^2}{2g} = \left(\lambda \frac{l + \sum l_e}{d} + \zeta \right) \frac{(Q_e / 3600 A)^2}{2g} = B Q_e^2$$

$$\text{其中 } B = \left(\lambda \frac{l + \sum l_e}{d} + \zeta \right) \frac{1}{2g(3600 A)^2}$$

若流动处于完全湍流区

$$H_e = K + B Q_e^2$$

管路特性曲线方程

管路特性曲线

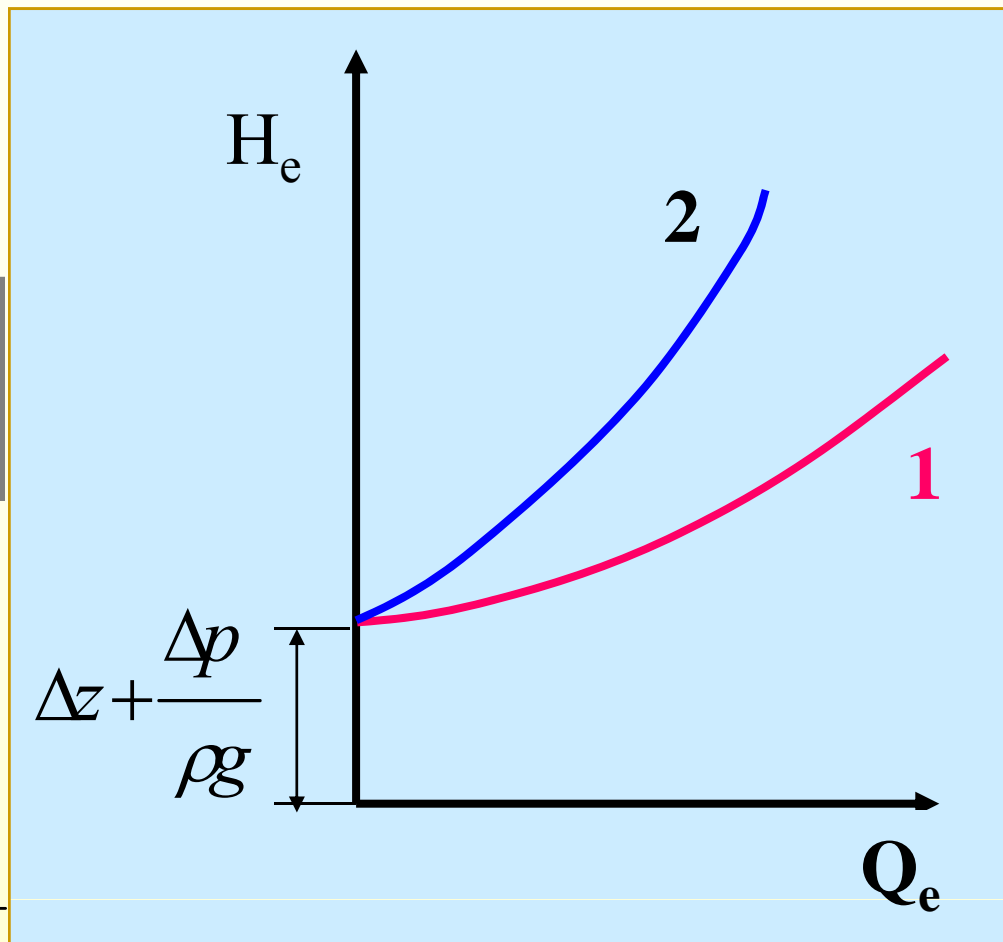
$$H_e = K + BQ_e^2$$

$$K = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g}$$

$$B = \left(\lambda \frac{l + \sum l_e}{d} + \xi \right) \frac{1}{2g(3600A)^2}$$

说明：

- ◆ K：曲线在H轴上截距；管路所需最小外加压头。
- ◆ 高阻管路，曲线较陡；低阻管路曲线较平缓。



离心泵的工作点及流量调节(p102)

工作点

1.作图法(如右图)

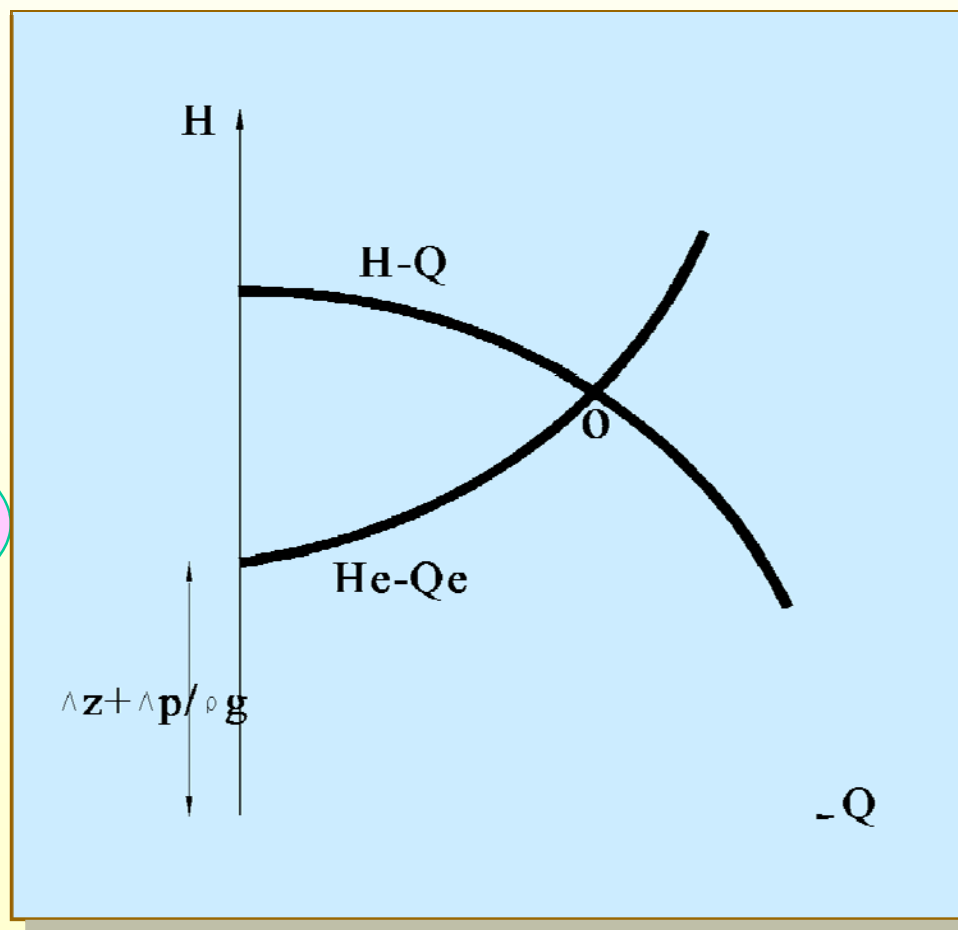
交点=工作点

2.由方程求解

离心泵
特性曲
线

$$\begin{cases} H = f(Q) = A - BQ^2 \\ H_e = K + BQ_e^2 \end{cases}$$

管路特
性曲线



交点处(工作点):

$$H = H_e$$

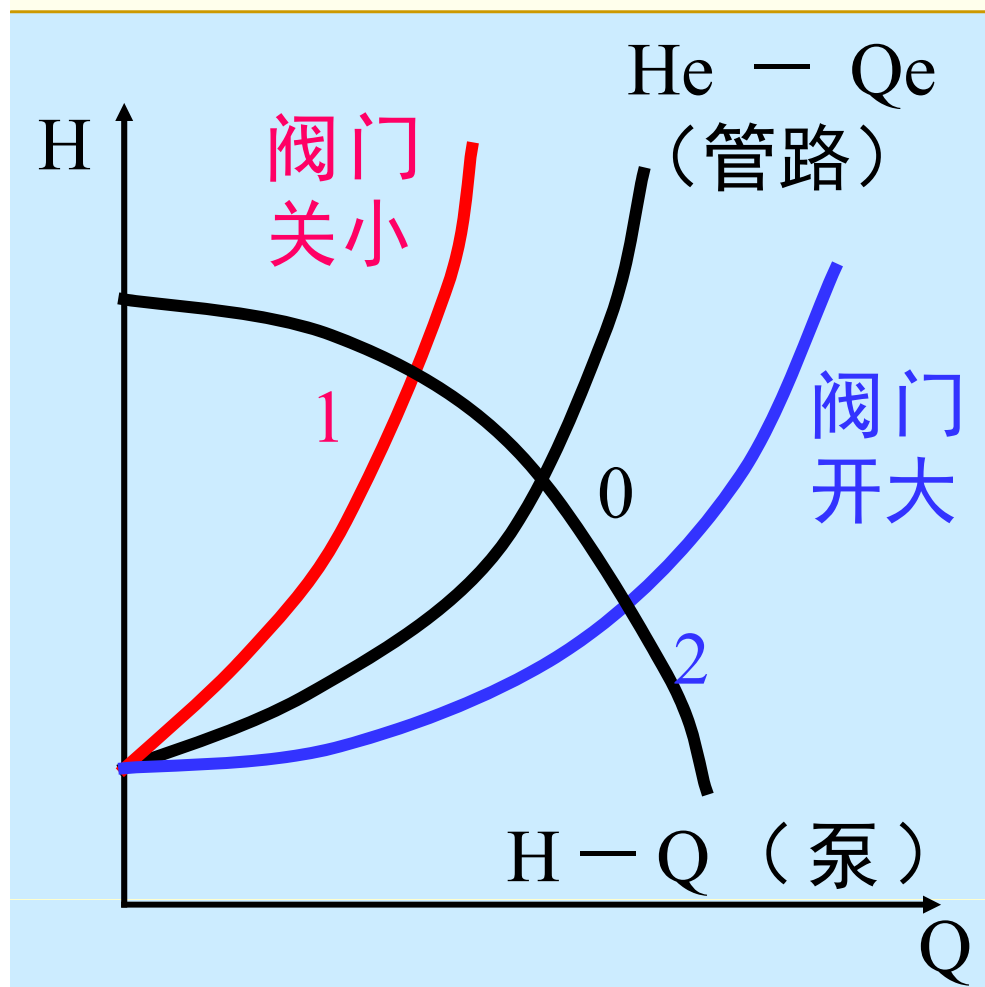
离心泵的流量调节(P103) 改变特性曲线(管路及泵)

(一).改变管路特性曲线 → 改变泵出口阀开度

$$H_e = K + BQ^2$$

$$K = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g}$$

$$B = \left(\lambda \frac{l + \Sigma l_e}{d} + \xi \right) \frac{1}{2g(3600A)^2}$$



特点：调节方便、流量连续，但阀门关小时阻力损失增大，并使泵在低效区工作；

适用场合：调节范围不大且经常改变流量的场合。

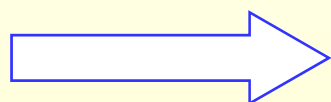
离心泵的流量调节(P103) 改变特性曲线(管路及泵)

(二) 改变泵的特性曲线(如改变 n, D, \dots)P106

转速为 n 时泵的特性曲线

$$H = A - BQ^2 \quad (1)$$

当转速为 n' 时, $\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2$

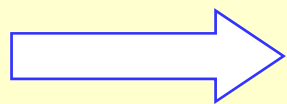


$$Q = \frac{n}{n'} Q'$$

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

代入 (1) 式得:

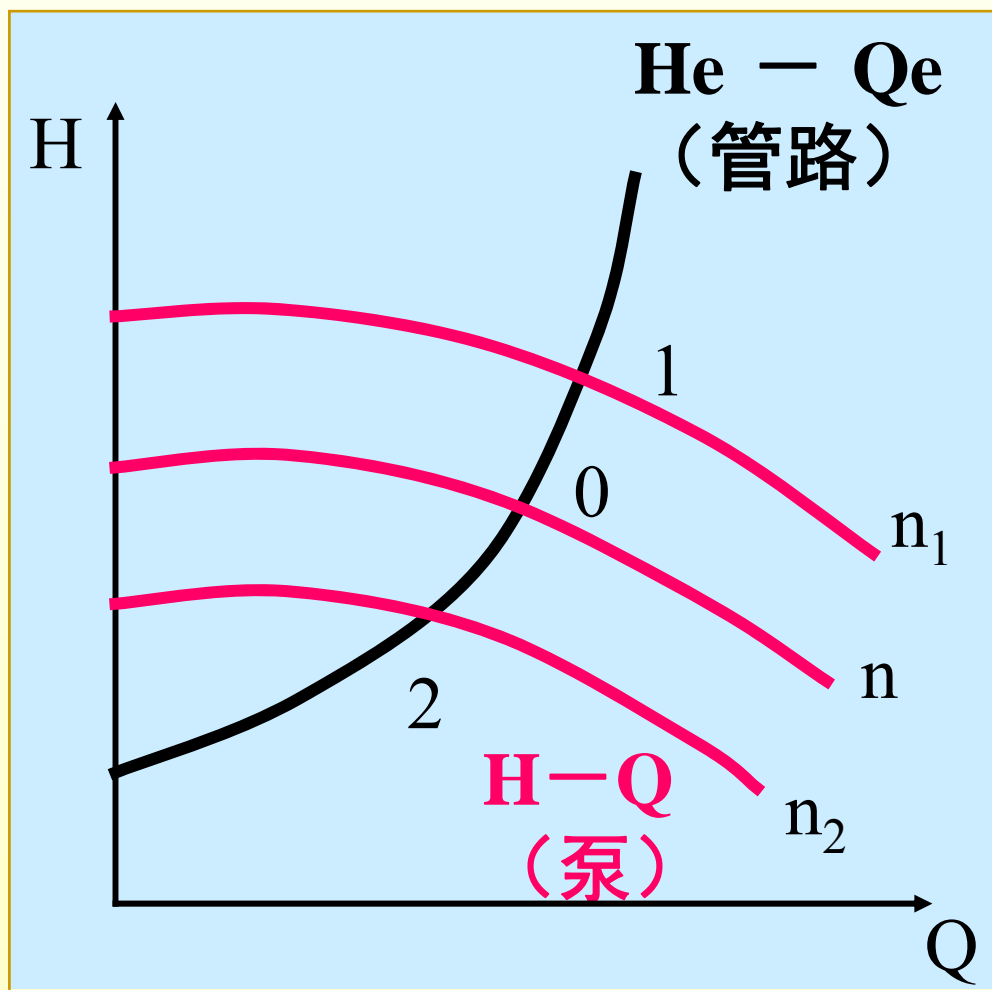
$$\left(\frac{n}{n'}\right)^2 H' = A - B \left(\frac{n}{n'} Q'\right)^2$$



$$H' = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 A - BQ'^2$$

离心泵的流量调节(P103) 改变特性曲线(管路及泵)

(二) 改变泵的特性曲线(如改变 n, D, \dots)P106



方法：改变泵的转速或切割叶轮直径；

特点：能量利用率高，在一定范围内可保持泵在高效区工作，但成本高、调节范围小且损坏设备；

适用场合：对大功率泵比较重要。

离心泵的流量调节(P103) 改变特性曲线(管路及泵)

(三)离心泵的并联和串联操作(以两台同型号泵组合为例讨论)P107， 工作点由管路特性曲线和组合泵特性曲线决定。

并联操作： $H_{e\text{并}} > H_{e\text{单}}$ ， $Q_{e\text{并}} < 2Q_{e\text{单}}$ ；

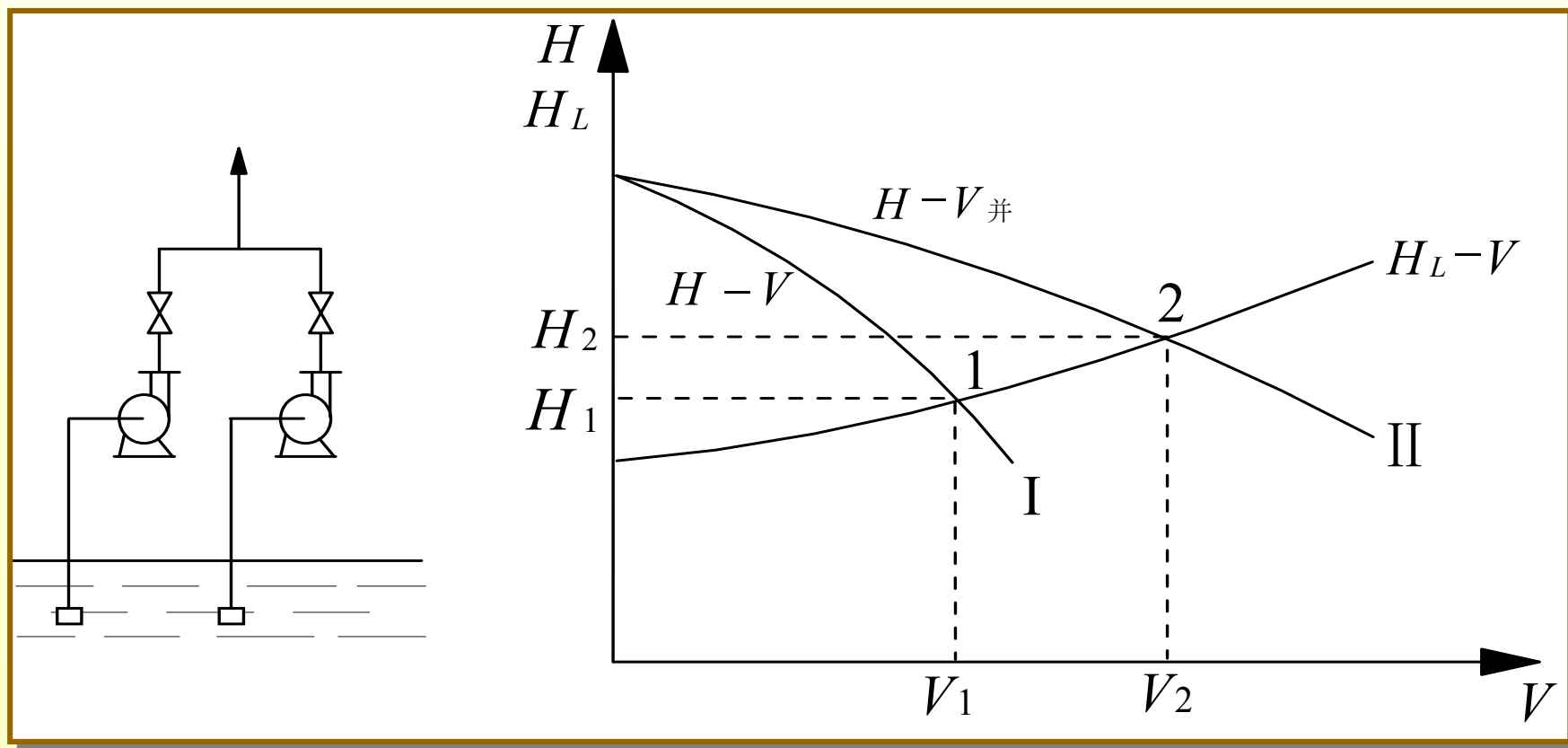


图1 并联离心泵组的特性曲线与工作点

离心泵的流量调节(P103) 改变特性曲线(管路及泵)

(三)离心泵的并联和串联操作(以两台同型号泵组合为例讨论)P107

◆ $H_{e\text{串}} > H_{e\text{单}}$, $H_{e\text{串}} < 2H_{e\text{单}}$ 。

◆ 多台泵串联时，最后一台泵所受压力必须符合该泵的使用条件。

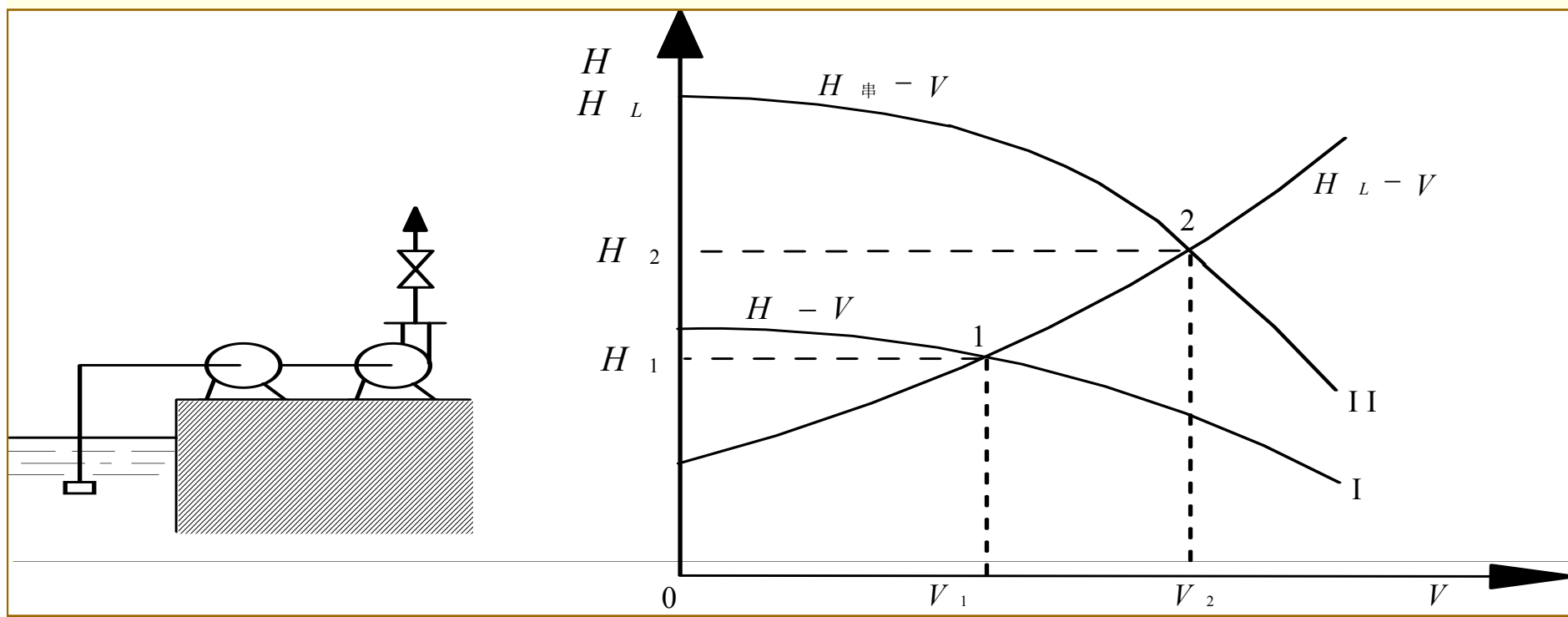
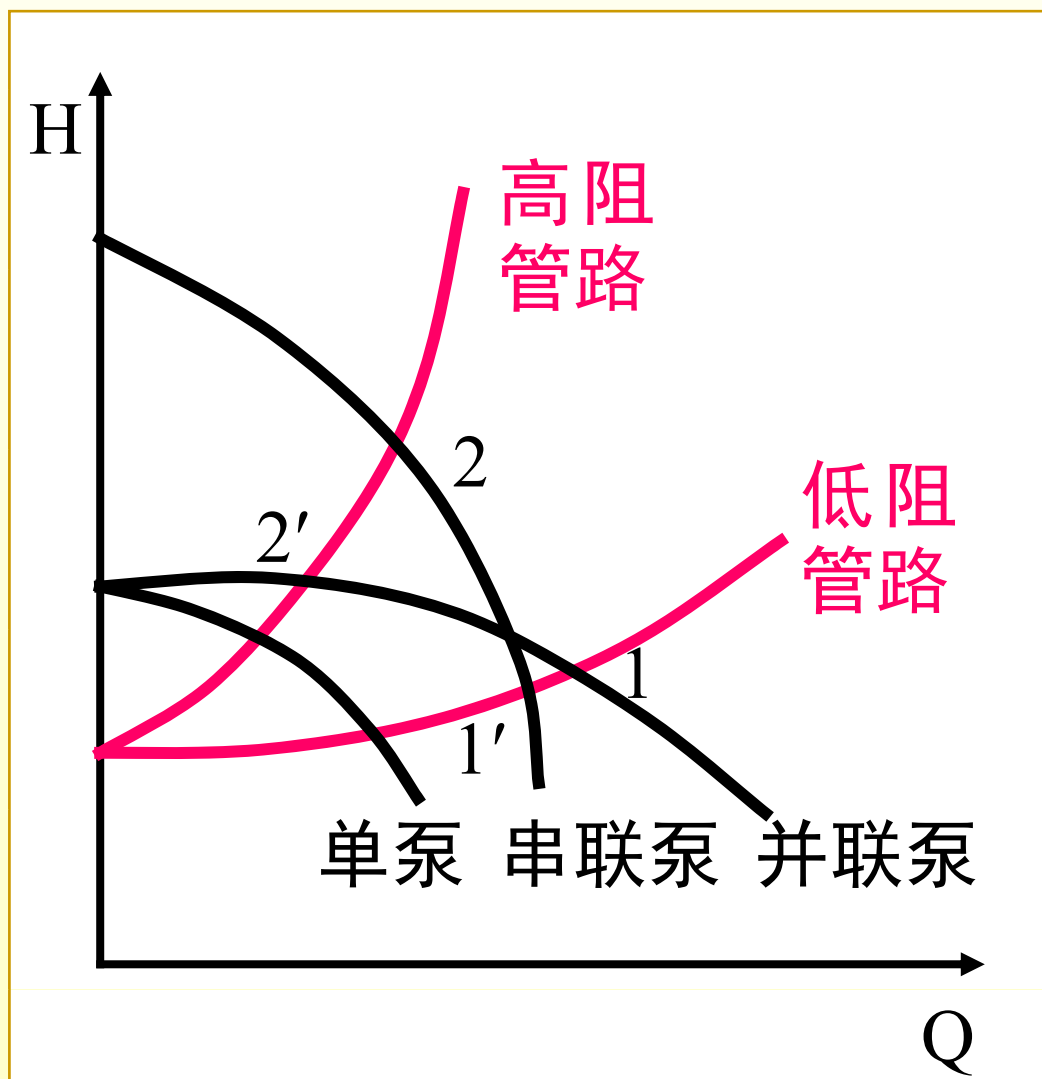


图2 串联离心泵组的特性曲线与工作点

离心泵的流量调节(P103) 改变特性曲线(管路及泵)

并联与串联的比较



◆ 特性曲线平坦的管路适宜并联使用；

◆ 特性曲线陡峭的管路适宜串联使用；

例:用离心泵将水库内的水送至灌溉渠,假设两液面恒定且位差为12m。管路中的压头损失为 $H_f = 0.5 \times 10^6 Q^2$. (Q的单位为 m^3/s);库房有两台同型号的泵,在特定转速条件下,单泵的特性曲线方程为: $H = 26 - 0.4 \times 10^6 Q^2$ (Q的单位: m^3/s 为使输水量最大,试选择适宜的组合方式。

解:在水库液面及水渠液面间列柏氏方程,得管路特性曲线方程为: $H_e = 12 + 0.5 \times 10^6 Q^2$ 泵为: $H = 26 - 0.4 \times 10^6 Q^2$

(1)两台泵并联时, $H_{\text{并}} = 26 - 0.4 \times 10^6 (Q/2)^2$
则有: $26 - 0.4 \times 10^6 (Q/2)^2 = 12 + 0.5 \times 10^6 Q^2$

解得并联时流量: $Q_{\text{并}} = 4.83 \times 10^{-3} m^3/s$

(2)串联时有: $2(26 - 0.4 \times 10^6 Q^2) = 12 + 0.5 \times 10^6 Q^2$

得: $Q_{\text{串}} = 5.547 \times 10^{-3} m^3/s$ 由计算可知,应选串联组合。

离心泵的类型与选用

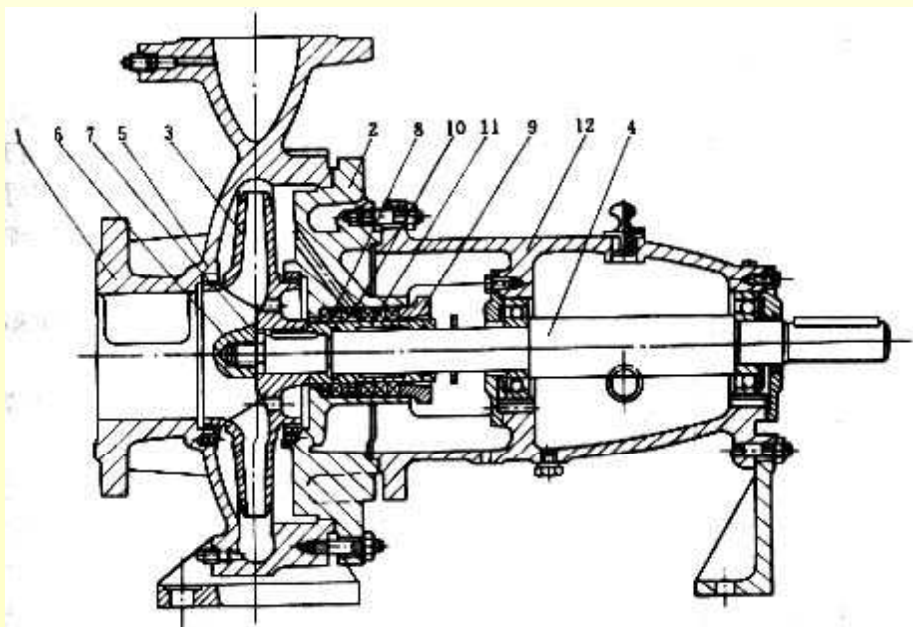
离心泵类型

化工生产中常用清水泵、耐腐蚀泵、油泵、杂质泵、液下泵、屏蔽泵等。

清水泵（IS、D、Sh 型）

广泛用于工矿企业、城市给排水和各种水利工程，也可用于输送各种不含固体颗粒的、物理化学性质类似于水的介质。

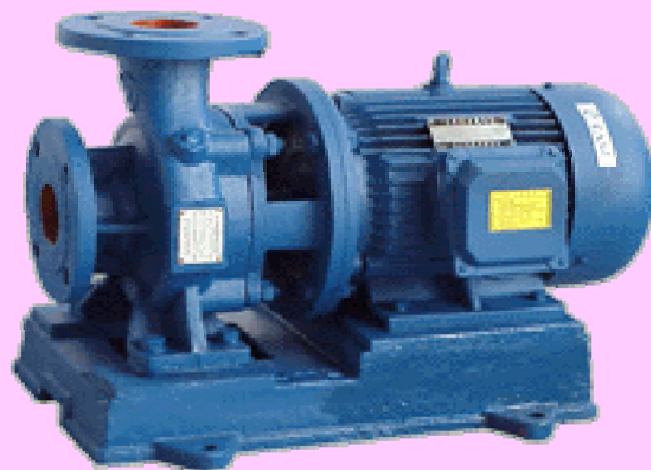
单级单吸式离心清水泵，系列代号为“IS”，结构简图如下



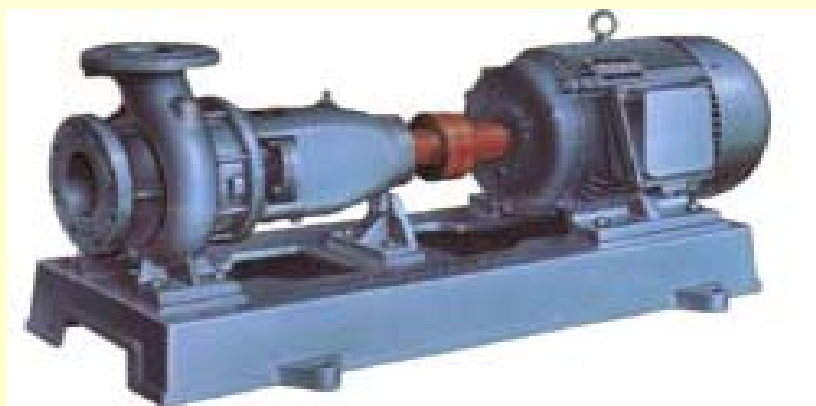
- 1 - 泵体；2 - 泵盖；
- 3 - 叶轮；4 - 轴；
- 5 - 密封环；6 - 叶轮螺母；
- 7 - 止动垫圈；8 - 轴盖；
- 9 - 填料压盖；
- 10 - 填料环；11 - 填料；
- 12 - 悬架轴承部件

离心泵的类型与选用

IS清水泵



DFW 型卧式离心泵



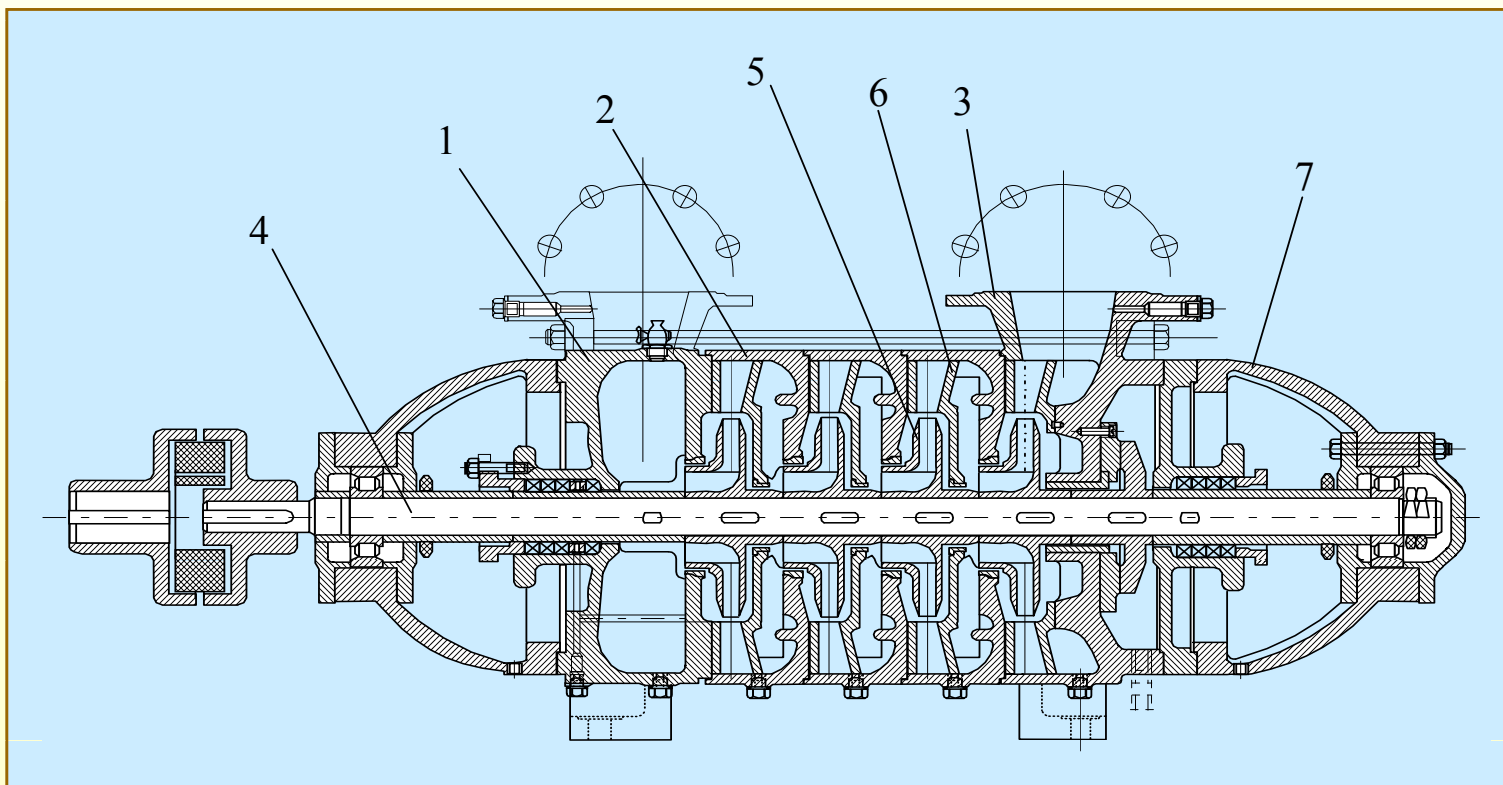
IS、IR 型单级单吸离心泵



ISG 型管道离心泵

离心泵的类型与选用

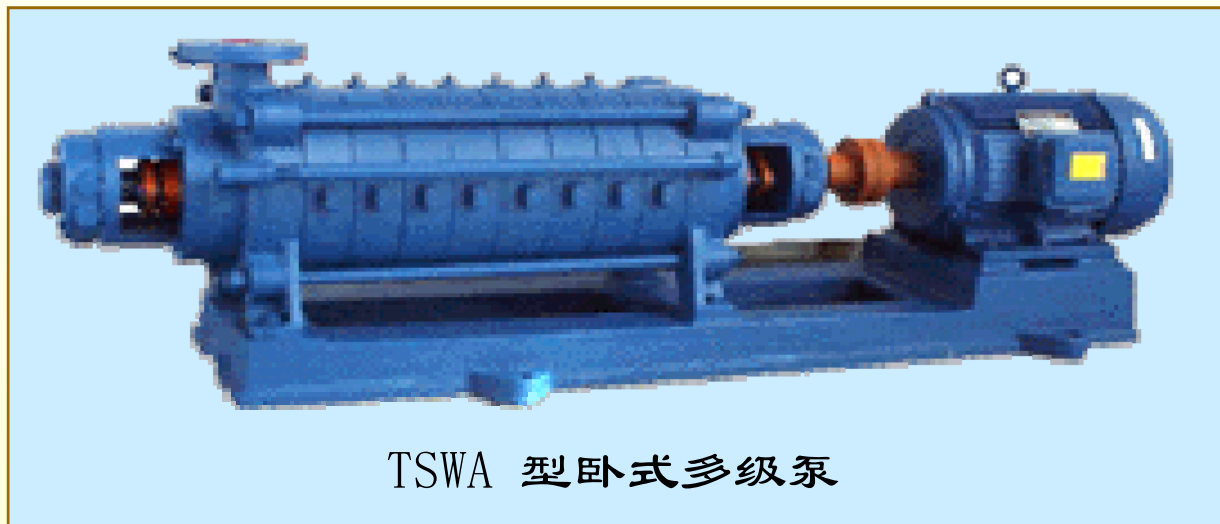
若需要的扬程较高，则可选 **D 系列多级离心泵**



1—吸入段；2—中段；3—压出段；4—轴；5—叶轮；6—导叶；7—轴承部

离心泵的类型与选用

D 系列多级离心泵：大扬程



TSWA 型卧式多级泵

TSWA型卧式多级泵

T —— 透平式

S —— 单吸泵

W —— 介质温度低于80℃

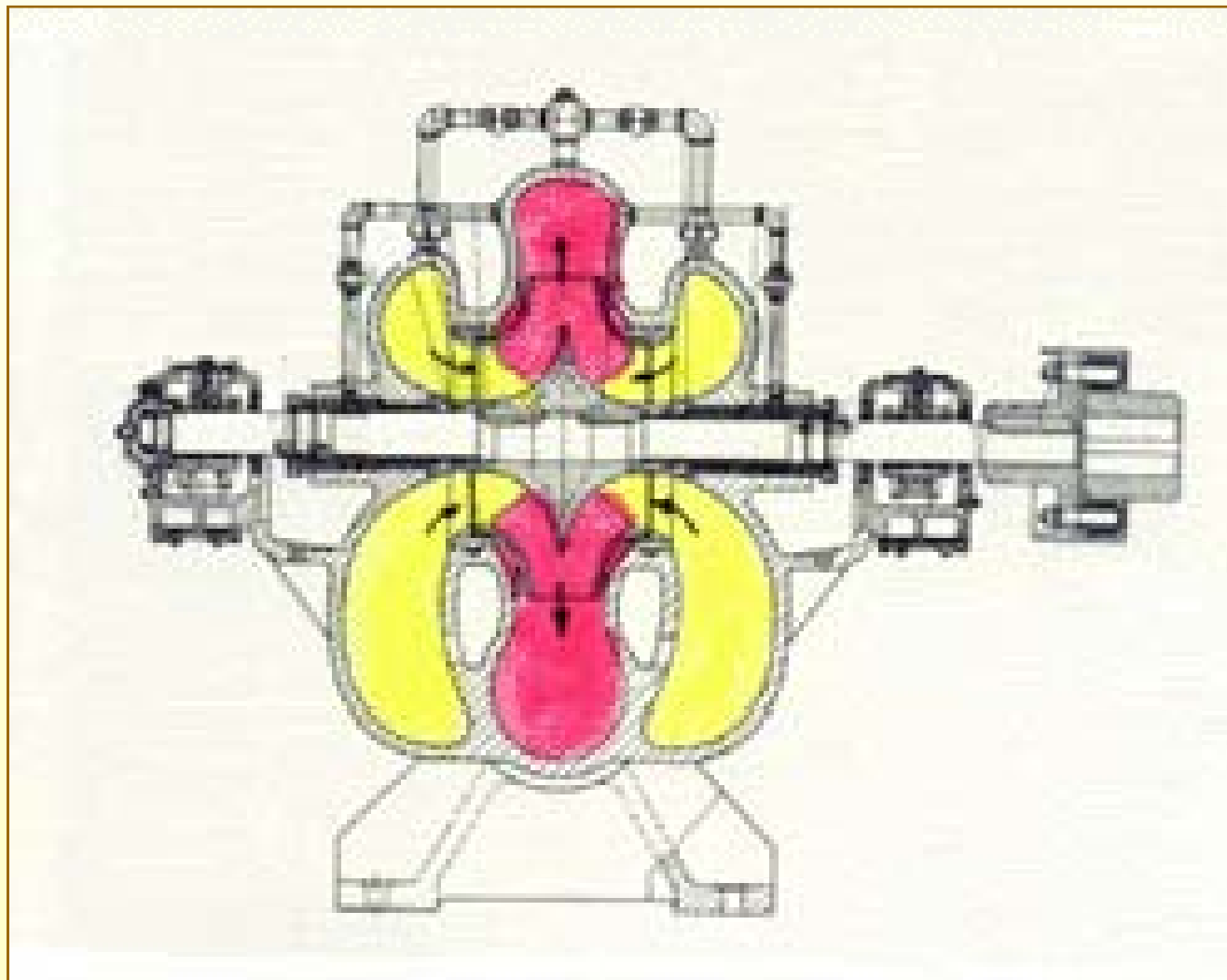
A —— 第一次更新



DL 型立式多级泵

离心泵的类型与选用

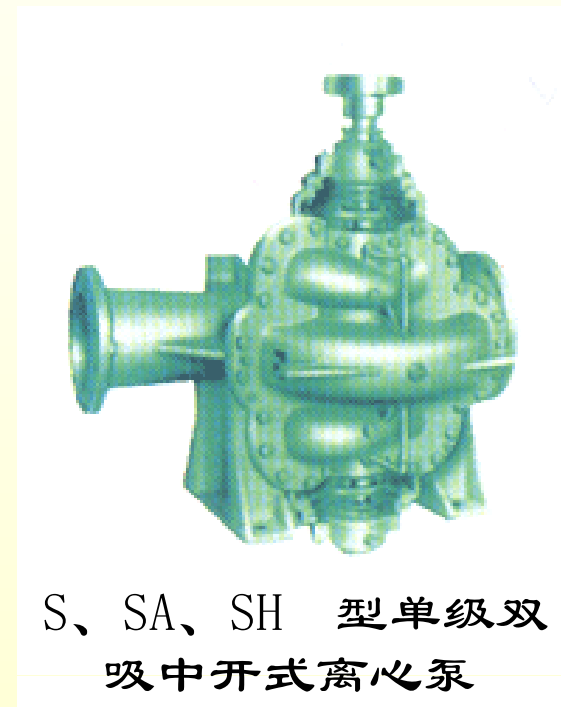
Sh 双吸式离心泵：大流量



离心泵的类型与选用



S 型单级双吸离心泵



S、SA、SH 型单级双
吸中开式离心泵



KSY 双吸中开式离心泵

离心泵的类型与选用

耐腐蚀泵（F 型）：输送腐蚀性化工流体必须选用耐腐蚀泵。耐腐蚀泵所有与流体介质接触的部件都采用耐腐蚀材料制作。不同材料耐腐蚀性能不一样，选用时应多加注意。离心耐腐蚀泵有多种系列，其中常用的系列代号为F。需要特别注意耐腐蚀泵的密封性能，以防腐蚀液外泄。操作时还不宜使耐腐蚀泵在高速运转或出口阀关闭的情况下空转，以避免泵内介质发热加速泵的腐蚀。



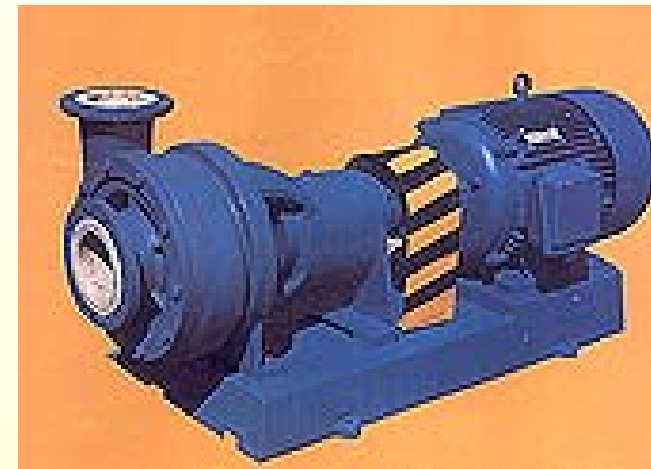
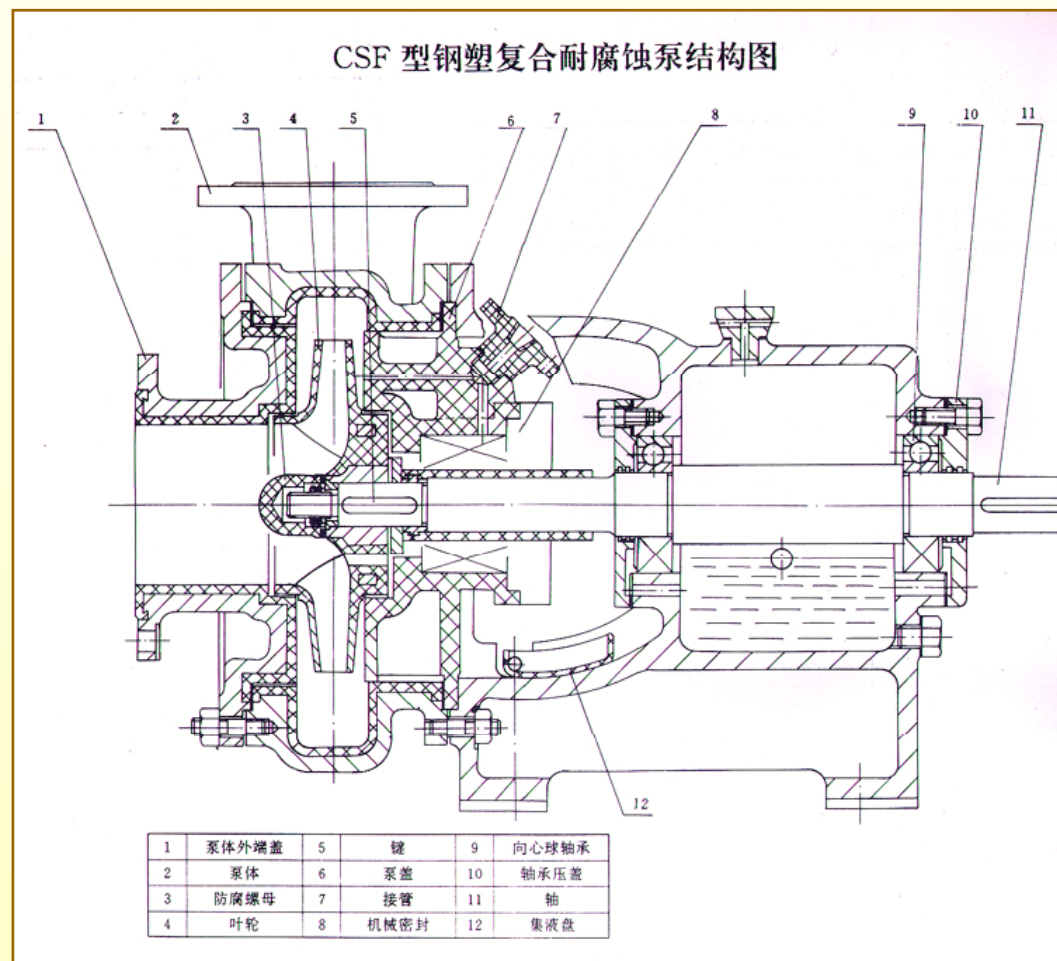
IH 型化工泵



CQ 型磁力驱动泵

离心泵的类型与选用

耐腐蚀泵（F 型）



离心泵的类型与选用

油泵（Y 型）：油泵用于输送石油及油类产品，油泵系列代号为Y，双吸式为YS。因油类液体具有易燃、易爆的特点，因此对此类泵密封性能要求较高。输送200℃以上的热油时，还需**设冷却装置**。一般轴承和轴封装置带有冷却水夹套。



DFAY 型卧式输油泵

杂质泵（P 型）：离心杂质泵有多种系列，常分为污水泵、无堵塞泵、渣浆泵、泥浆泵等。**这类泵的主要结构特点是叶轮上叶片数目少，叶片间流道宽**，有的型号泵壳内还衬有耐磨材料。



ZW 型自吸式排污

离心泵的类型与选用

液下泵：液下泵是一种立式离心泵，整个泵体浸入在被输送的液体贮槽内，通过一根长轴，由安放在液面上的电机带动。由于泵体浸没在液体中，因此轴封要求不高，可用于输送化工过程中各种腐蚀性液体。



WQ 型潜水排污泵



YW 型液下式排污泵

离心泵的类型与选用

屏蔽泵：屏蔽泵是一种无泄漏泵。其结构特点是叶轮直接固定在电机的轴上，并置于同一密封壳体内。可用于输送易燃易爆、剧毒或贵重等严禁泄漏的液体。



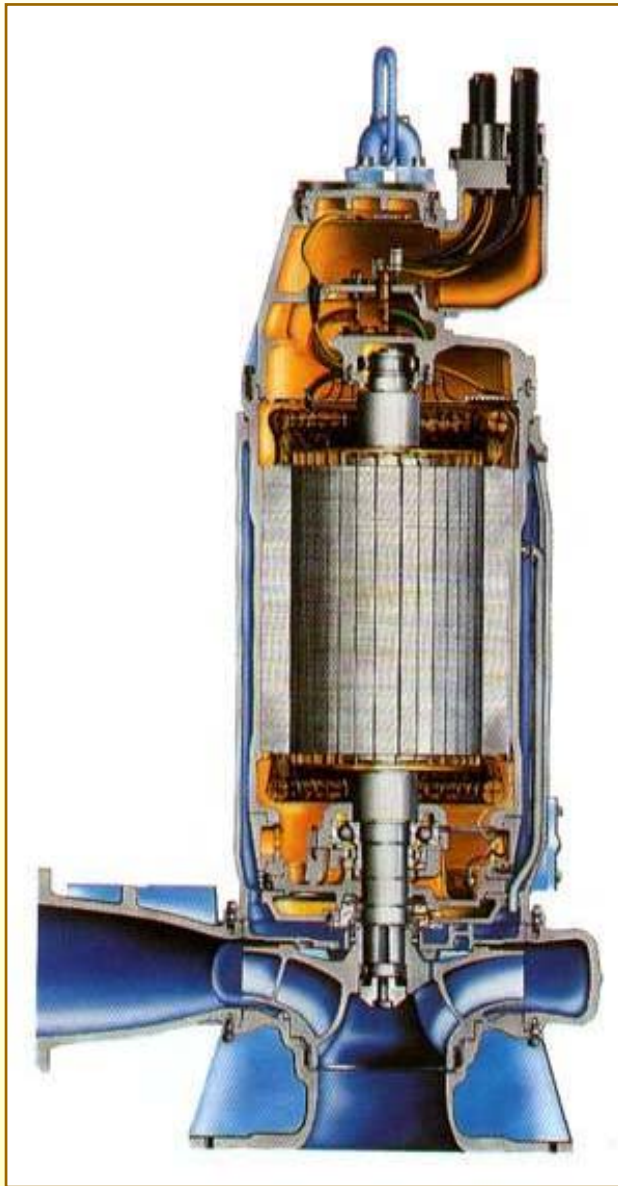
DFPW 型屏蔽泵



DFM 型屏蔽泵

离心泵的类型与选用

屏蔽泵



离心泵的类型与选用

离心泵的选用：

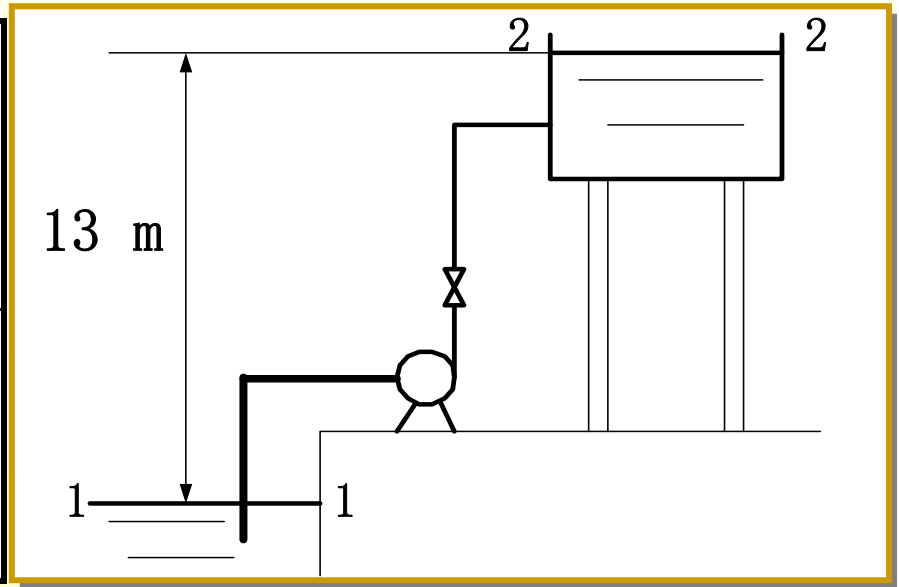
- **选用原则**：先选类型，再选型号。
- **泵的类型**：根据所输送液体的性质和操作条件确定
- **泵的型号**：
 - ✓ 根据管路系统及输送流量 Q 、所需压头 H_e 确定；
 - ✓ 所选的泵提供流量 Q 和压头 H 的能力应比管路系统所要求的稍大。

H 略大于 H_e ； Q 略大于 Q_e

注意：所选泵应在**高效区**范围工作。工程实践中，总是在可靠性前提下，综合造价、操作费用、使用寿命等多方面因素作出最佳选择。

例：输送20℃水(粘度为1cP)， $Q > 75 \text{ t/h}$ ；输水管： $\phi 140 \times 4.5 \text{ mm}$ ，钢管，管长为70m(包括所有局部阻力)， $\lambda = 0.3164 \text{ Re}^{-0.25}$ 。现库存有两台不同型号的清水泵A、B，它们的性能如下表所示，试从中选一台合适的泵。

泵	流量 $/(\text{m}^3/\text{h})$	扬程/m	轴功率 $/\text{kW}$	效率/ %
A	80	15.2	4.35	76
B	79	14.8	4.1	78



解：（1）管路所需的流量 Q ：

$$Q = W/\rho = 75 \times 10^3 / 1000 = 75 \text{ m}^3 / \text{h}$$

(2)管路所需压头:

在1-1与2-2间列柏氏方程:

$$H_e = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \lambda \frac{l + l_e}{d} \frac{u^2}{2g}$$

其中: $z_2 - z_1 = 13\text{m}$ $p_1 = p_2$ $u_1 \approx u_2 \approx 0$

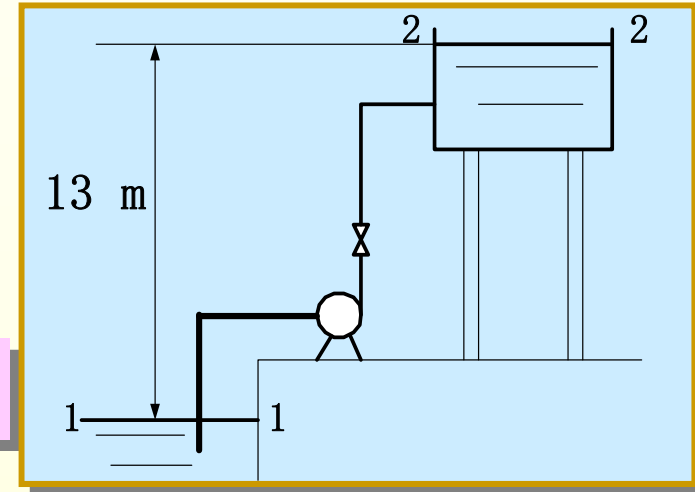
$$d = 140 - 2 \times 4.5 = 131\text{mm} = 0.131\text{m}$$

$$u = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \times 75 / 3600}{\pi \times 0.131^2} = 1.55\text{m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{du\rho}{\mu} = \frac{0.131 \times 1.55 \times 1000}{1 \times 10^{-3}} = 2.031 \times 10^5$$

$$\lambda = 0.3164 \text{Re}^{-0.25} = 0.015$$

$$H_e = 13 + 0 + 0 + 0.015 \times \frac{70}{0.131} \times \frac{1.55^2}{2 \times 9.81} = 14.0\text{m}$$



$$Q = 75 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$H_e = 14.0 \text{ m}$$

泵	流量/(m ³ /h)	扬程/m	轴功率/kW	效率/%
A	80	15.2	4.35	76
B	79	14.8	4.1	78

选择B比较合理。

离心泵的安装与操作

安装

- ①安装高度应小于允许安装高度
- ②尽量减少吸入管路阻力，短、直、粗、管件少；
调节阀应装于出口管路。

操作

- ①启动前应灌泵，并排气。
- ②应在出口阀关闭的情况下启动泵
- ③停泵前先关闭出口阀，以免损坏叶轮
- ④经常检查轴封情况

习题：1、6、8

往复泵

- ◆ 结构和工作原理
- ◆ 特性曲线
- ◆ 流量调节
- ◆ 安装和操作

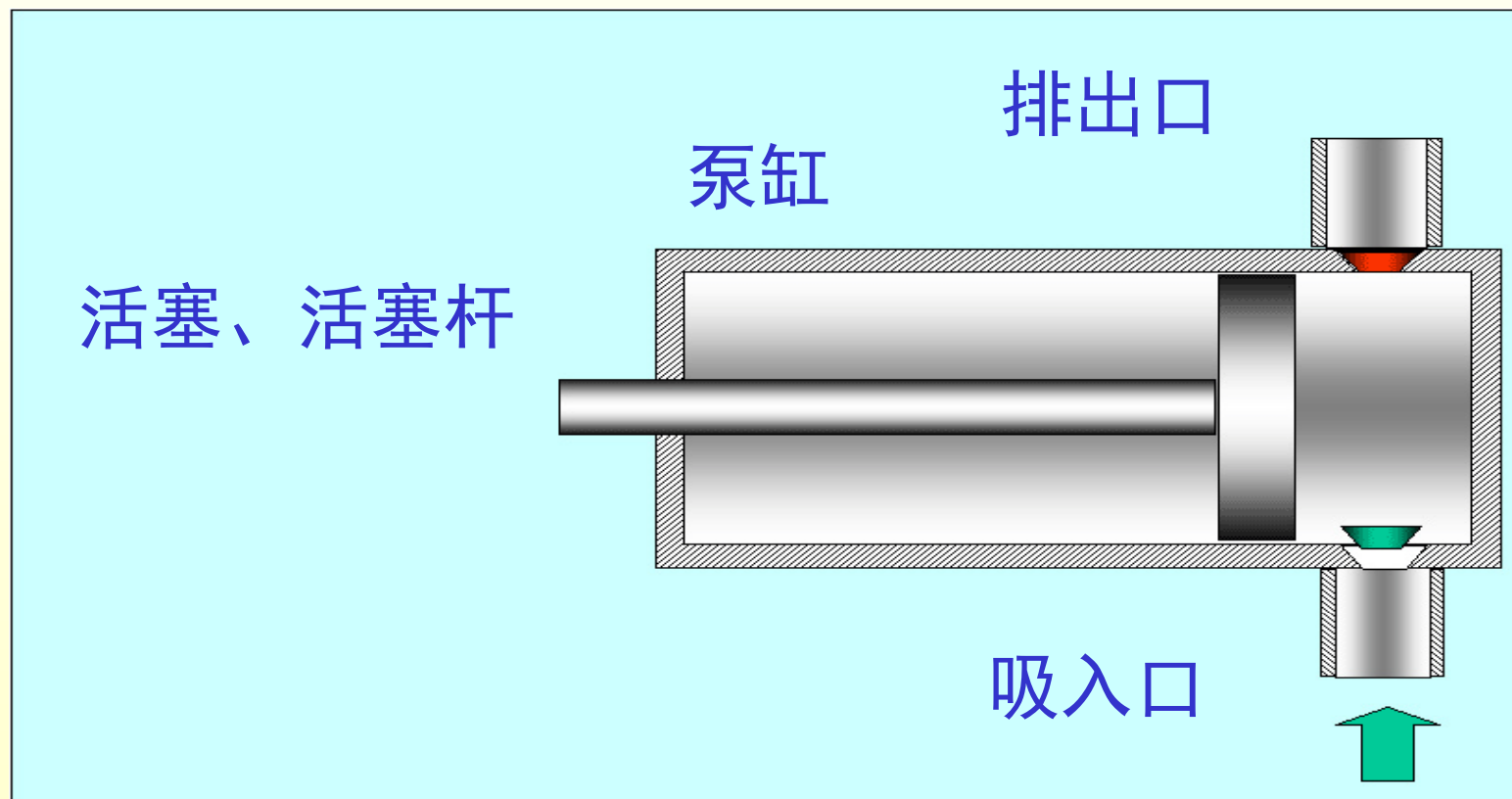
往复泵

结构和工作原理



往复泵

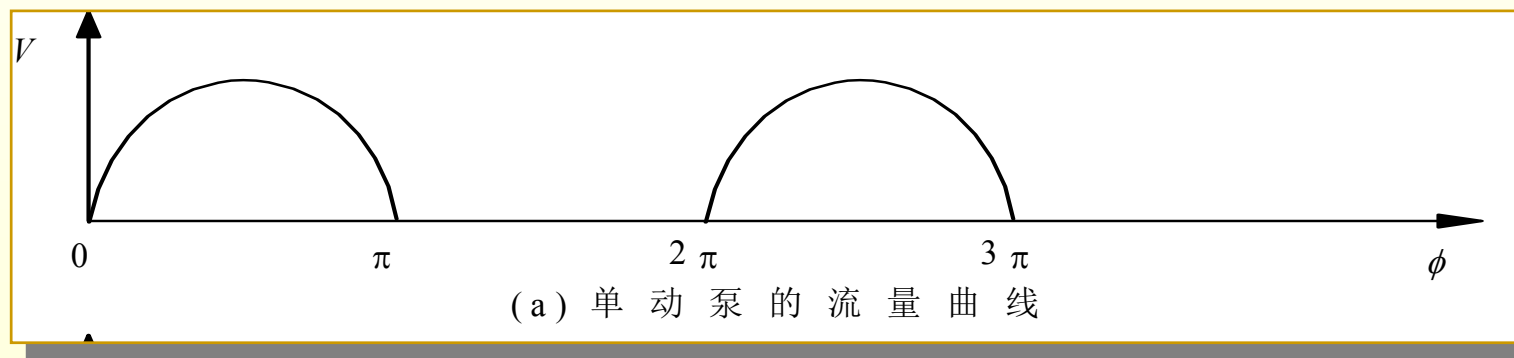
结构和工作原理



说明：①活塞往复运动，直接以静压能形式向液体供能
②单动泵，供液不连续。

往复泵的输出流量

1、流量不均匀性是往复泵的严重缺点。

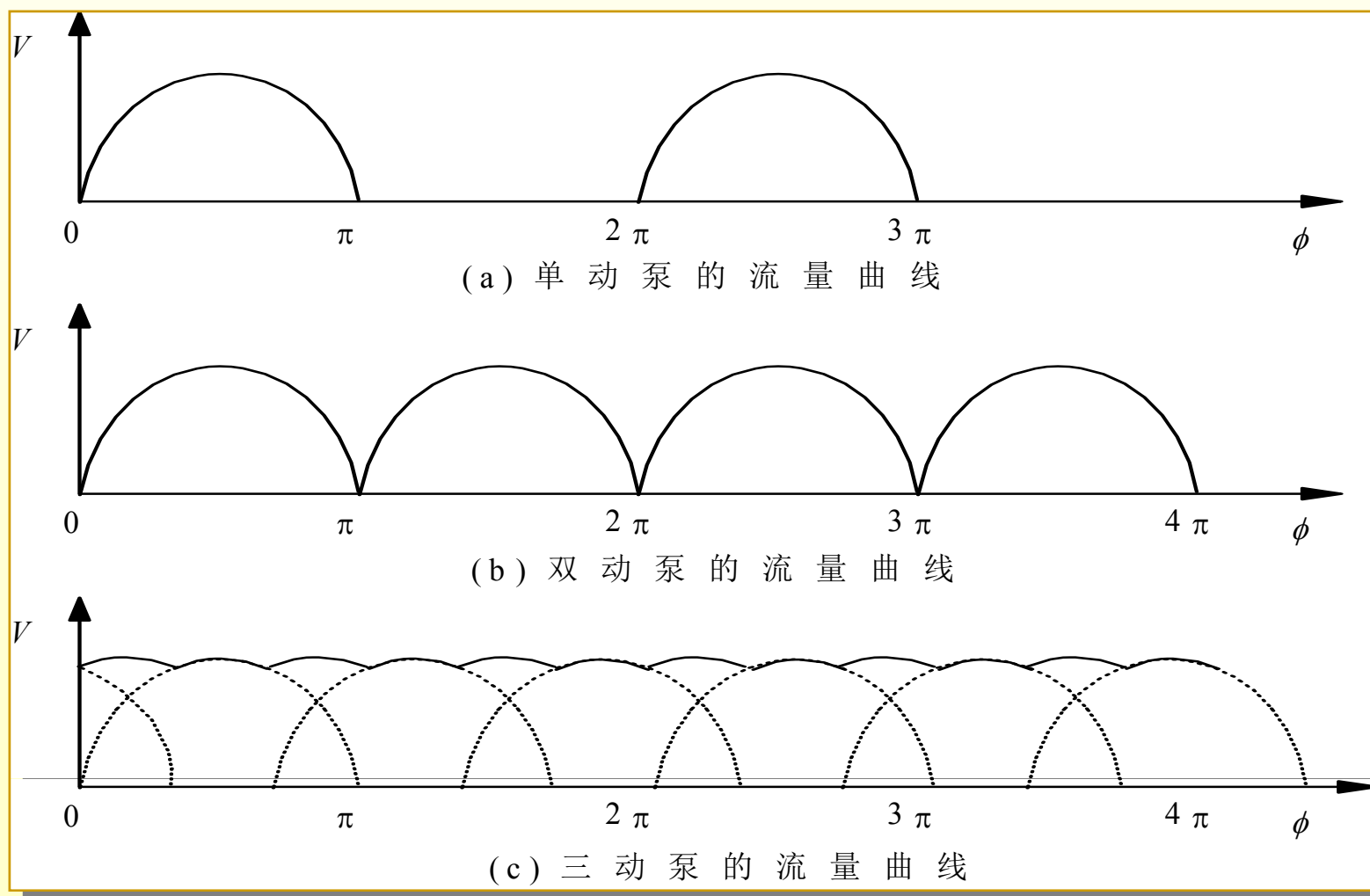


后果：引起流体的惯性阻力损失，增加能量消耗，诱发管路系统的机械振动。

往复泵的输出流量

2、改变流量不均匀性的解决方法：

(1) 采用双动泵或多缸并联

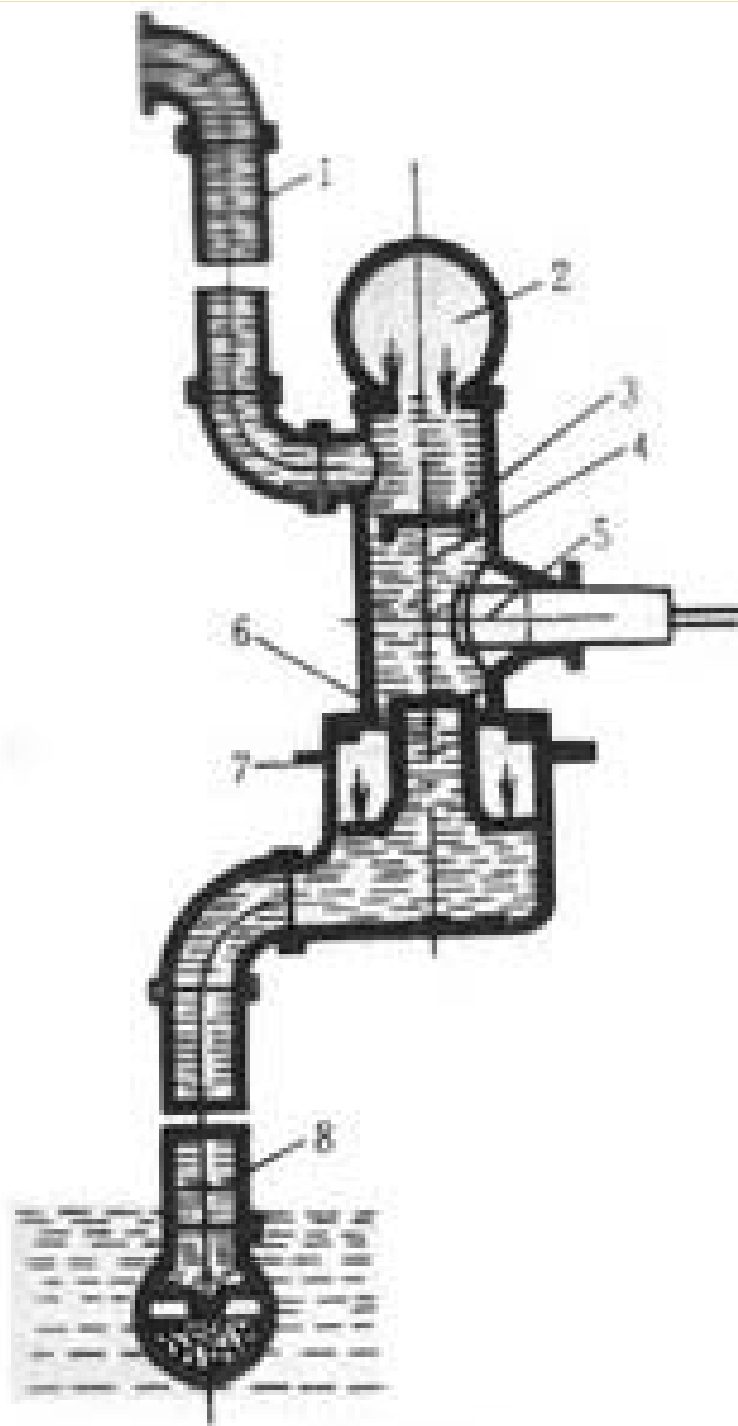


往复泵的输出流量

2、改变流量不均匀性的 解决方法：

(2) 设置空气室：在压出口或吸入口设空气室，利用气体的可压缩性来缓冲瞬间流量增大或减小。

1-压出管； 2-压出空气室；
3-压出单向阀； 4-缸体；
5-柱塞； 6-吸入单向阀；
7-吸入空气室； 8-吸入管



往复泵的输出流量

3、往复泵的流量由活塞扫过的体积决定与管路特性曲线无关， Q 仅与活塞面积、冲程、往复频率有关。

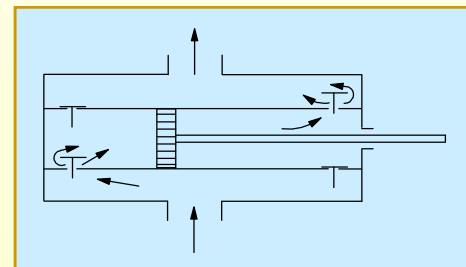
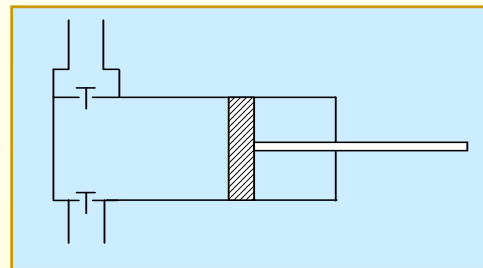
往复泵的理论平均流量 V (m^3/s)

单缸单动泵

$$V_{\infty} = \frac{ASn}{60}$$

单缸双动泵

$$V_{\infty} = \frac{(2A - a)Sn}{60}$$



式中： A —— 活塞面积 m^2

S —— 活塞的冲程 m （活塞在左右两端点间移动的距离）

n —— 活塞往复的频率 $1/\text{min}$

a —— 活塞杆的截面积 m^2

往复泵的输出流量

3、往复泵的流量由活塞扫过的体积决定与管路特性曲线无关， Q 仅与活塞面积、冲程、往复频率有关。

由于活门不能及时启闭和活塞环密封不严等原因，存在容积损失。往复泵的实际平均流量 V 可表示为

$$V = \eta_V V_\infty$$

η_V ——容积效率

小型泵 ($V_\infty = 0.1 \sim 30 \text{ m}^3/\text{h}$) : 0.85~0.90

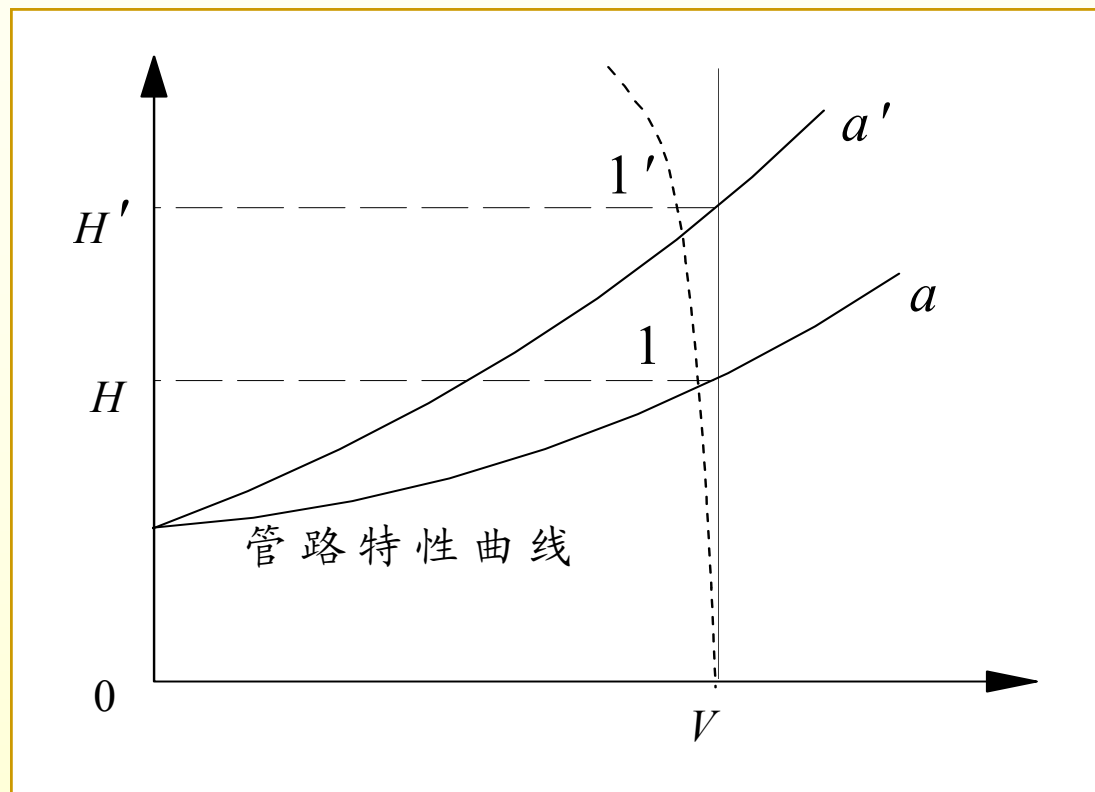
中型泵 ($V_\infty = 30 \sim 300 \text{ m}^3/\text{h}$) : 0.90~0.95

大型泵 ($V_\infty \geq 300 \text{ m}^3/\text{h}$) : 0.95~0.99

往复泵的特性曲线

1、流量 V 是一常数，与管路特性无关；

2、在压头较高时，流量会随压头的升高略微减小，这是由于容积损失增大造成的。



3、压头：属挤压供液，可任意高，与材料强度、密封、电机负载有关，最终取决于管路特性。

4、结合管路特性曲线，可确定往复泵的工作点（1点）。

往复泵的流量与管路特性曲线无关，所提供的压头完全取决于管路情况（具有这种特性的泵称为正位移泵）。

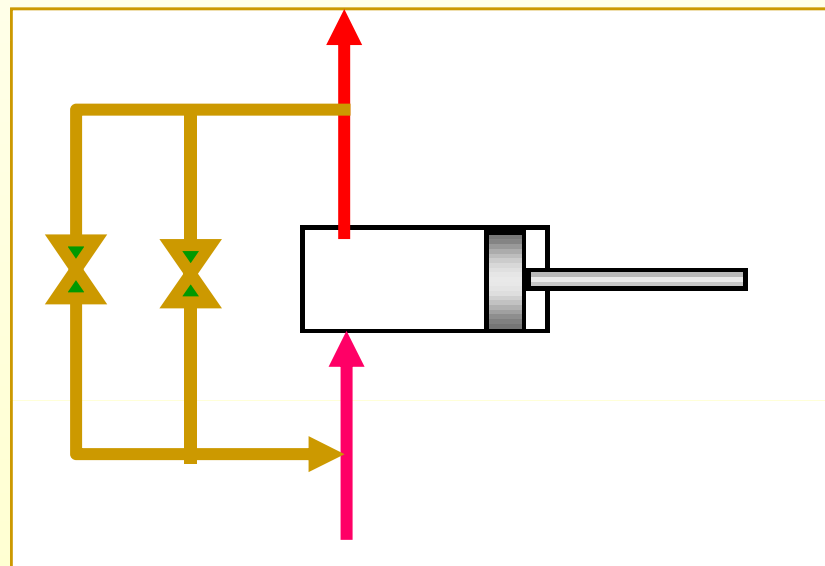
往复泵的流量调节

问题：能否通过出口阀门调节流量？

不能，压头随阀门开启度减小而增大。若出口阀完全关闭则泵的压头剧增，一旦超过泵的机械强度或发动机的功率限制，设备将受到损坏。

流量调节方法：

(1) **旁路流程：**不经济，只适用于变化幅度小的经常性调节。



(2) **变速电机：**改变活塞行程或改变驱动机构转速。带有变速装置的电动往复泵采用改变转速来调节流量是一种较经济且常用的方法。

往复泵的操作要点

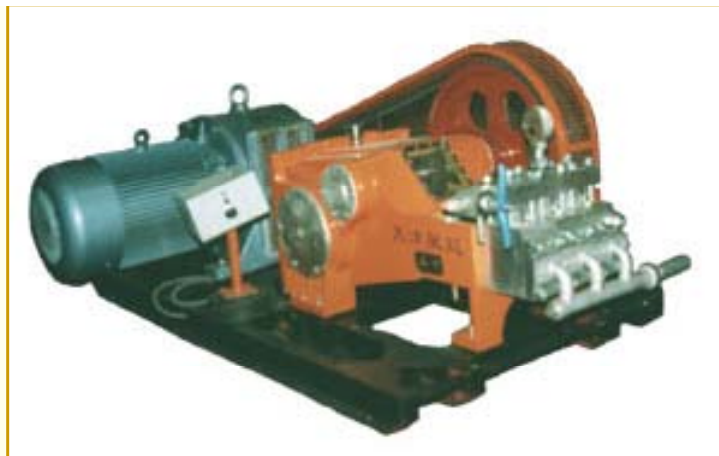
- ◆ 往复泵具有自吸能力，启动时无需灌泵；
- ◆ 安装高度有一定限制
- ◆ 往复泵的流量调节必须采用旁路阀或改变曲柄的转速；
- ◆ 一般不设出口阀，有也要打开启动。

适用场合：小流量、高扬程、清洁高粘度液体，不宜于腐蚀性和含固体粒子的悬浮液的输送。

往复泵



3S2 系列高压往复泵



XPB-90B型高压旋喷注浆泵

型式：三缸单作用柱塞式

柱塞直径：45mm

柱塞行程：120mm

工作压力：<45MPa

流量：46-103L/min

吸入管直径：2"

排除管直径：16-25mm

电机功率：90KW

电机型号：调速YCT 335-4C

外形尺寸：3050X1800X1150mm₈₅

其它化工用泵

计量泵 (Metering pump)

工作原理

往复泵的一种,原动机→偏心轮转动→柱塞的往复运动。

流量调节

调整偏心度→柱塞冲程变化→流量调节。

应用场合

输送量或配比要求非常精确



JJM 系列计量泵



J 系列计量泵



JKM 系列计量泵 (液压驱动)

其它化工用泵

隔膜泵

工作原理

用弹性金属薄片或耐腐蚀性橡皮制成的隔膜将活柱与被输送液体隔开，与活柱相通的一侧则充满油或水。

当活柱往复运动时，迫使隔膜交替向两侧弯曲，将液体吸入和排出。

流量调节

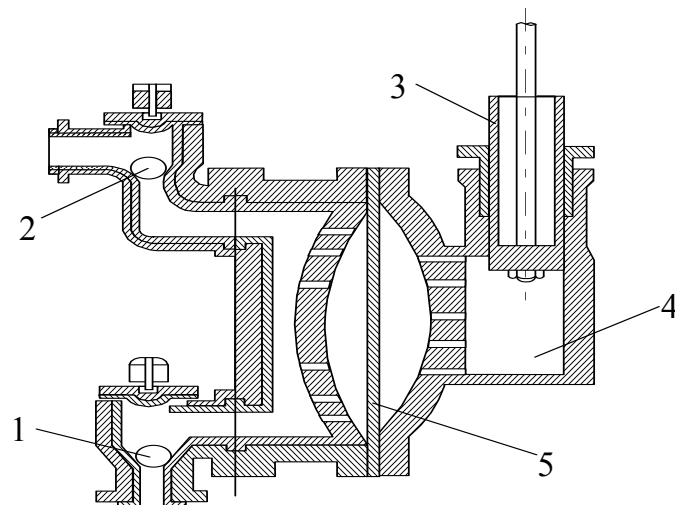
调整活柱往复频率或旁路

应用场合

腐蚀性液体或悬浮液。



QBY 型气动隔膜泵



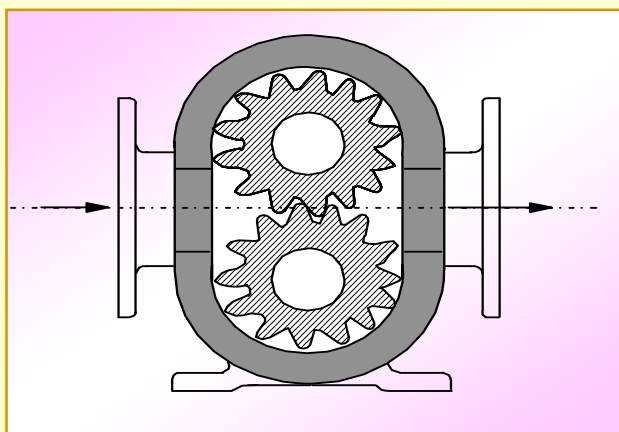
1—吸入活门 2—压出活门 3—活柱
4—水（或油） 5—隔膜

其它化工用泵

齿轮泵：旋转类正位移泵。两齿轮在泵吸入口脱离啮合，形成低压区，液体被吸入并随齿轮的转动被强行压向排出端。在排出端两齿轮又相互啮合形成高压区将液体挤压出去。

结构特点：工作室的大小随转子的转动间歇式改变，从而吸入和压出液体；

适用场合：小流量，高扬程，不含固体颗粒的高粘度液体或糊状物料。

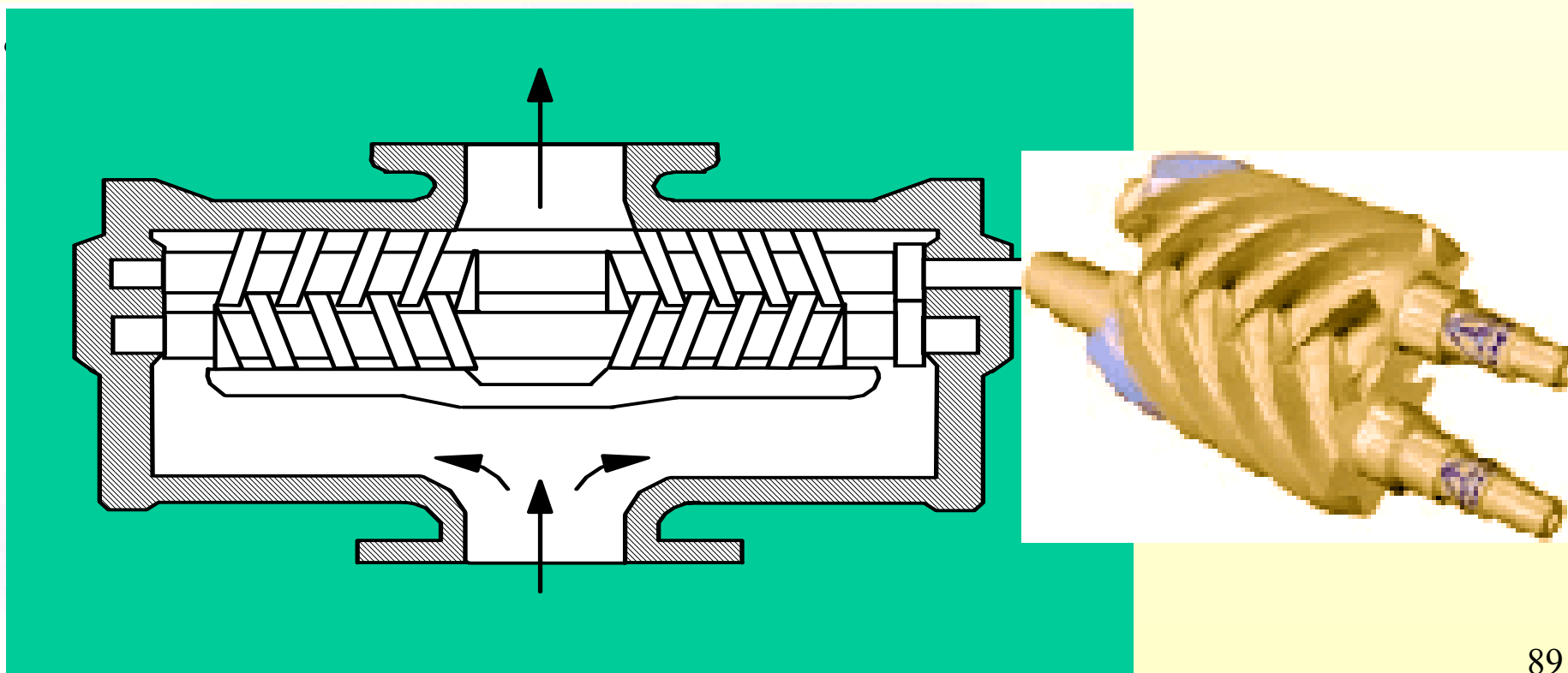


KCB 型齿轮油泵

其它化工用泵

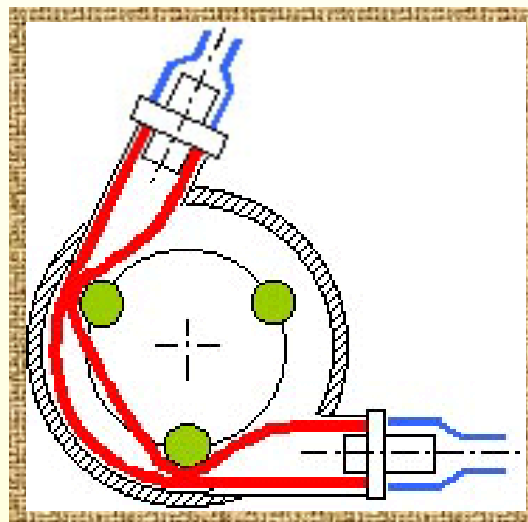
螺杆泵：按螺杆的数目，有单螺杆泵、双螺杆泵、三螺杆泵以及五螺杆泵。螺杆泵的工作原理与齿轮泵相似，是借助转动的螺杆与泵壳上的内螺纹、或螺杆与螺杆相互啮合将液体沿轴向推进，最终由排出口排出。

适用场合：压头高、效率高、无噪音、输送高粘度液体



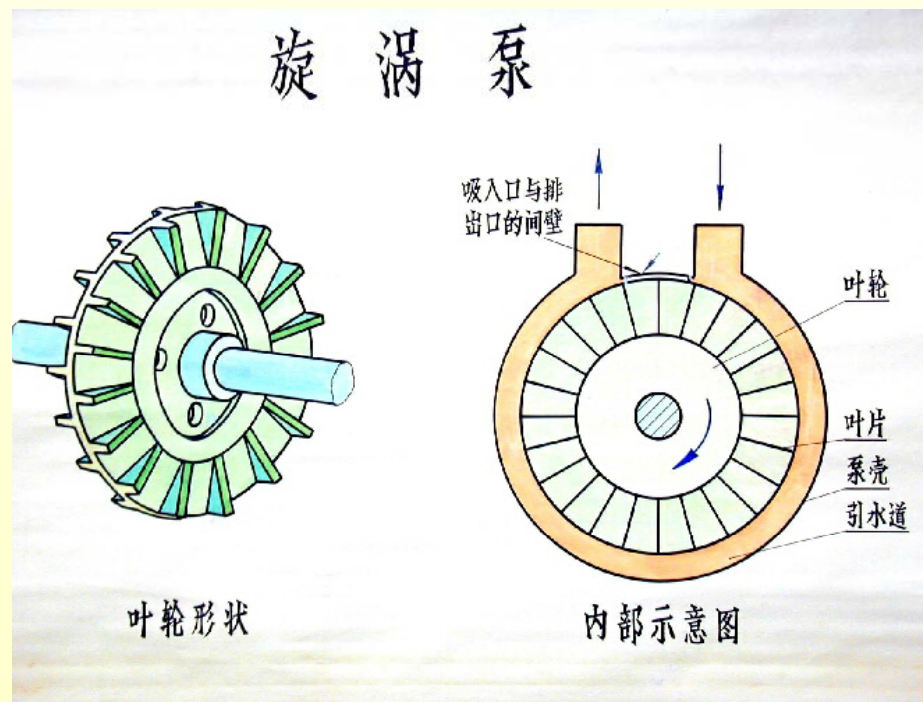
其它化工用泵

蠕动泵（软管泵）



其它化工用泵

旋涡泵：一种特殊类型的离心泵。叶轮为一圆盘，四周由凹槽构成的叶片成辐射状排列，叶片数目可多达几十片。叶轮旋转过程中泵内液体随之旋转的同时，又在径向环隙的作用下多次进入叶片反复作旋转运动，从而获得较高能量。



应用场合 高压头，较小流量，×固体悬浮液，高粘度流体

气体输送机械

共性： 气体和液体同为流体，输送机械工作原理基本相似。

特性： 气体密度远较液体小且可压缩。

- (1) **高流量：** 一定质量流量下气体体积流量大，输送机械的体积较大。
- (2) **高压头：** 气体输送管路的常用流速要比液体大得多(液体的经济流速： $1\sim 3\text{m/s}$ ，气体为 $15\sim 25\text{m/s}$ ，约为液体的10倍)。而通常流体流动阻力正比于流速的平方，因此输送相同的质量流量，气体输送要求提供的压头相应也更高；
- (3) **结构复杂：** 由于气体的可压缩性，在输送机械内部气体压强变化时，其体积和温度随之而变。气体输送机械结构设计更为复杂，选用上必须考虑的影响因素也更多。

气体输送机械

分类：

输送机械	出口压强（表压）	压缩比 （压强比）
通风机（Fan）	$\leq 15 \text{ kPa}$	$1 \sim 1.5$
鼓风机（Blower）	$15 \text{ kPa} \sim 0.3 \text{ MPa}$	< 4
压缩机（Compressor）	$> 0.3 \text{ MPa}$	> 4
真空泵（Vacuum pump）	大气压	减压抽吸

通风机

分类：

按其结构形式有轴流式和离心式两类。

1、轴流式通风机：排风量大而风压很小，一般仅用于通风换气，而不用于气体输送。

2、离心式通风机：应用广泛，按其产生风压可分为：

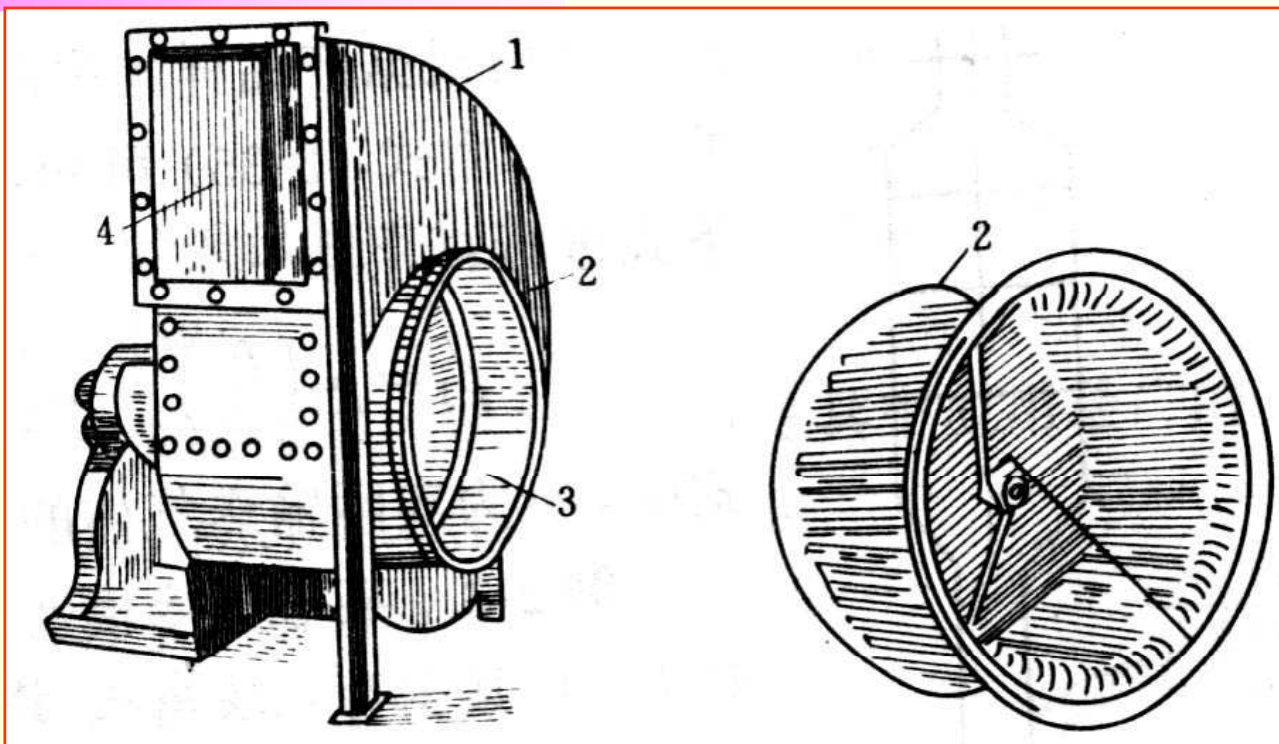
低压离心通风机：出口风压小于1.0 kPa（表压）

中压离心通风机：出口风压1.0~3.0 kPa（表压）

高压离心通风机：出口风压3.0~15.0 kPa（表压）

离心通风机（Centrifugal Fan）

结构和工作原理



- 1—机壳
- 2—叶轮
- 3—吸入口
- 4—排出口

- ◆ 与离心泵基本相同，主要由蜗壳形机壳和叶轮组成
- ◆ 大直径：叶轮直径较大，可满足大流量要求；
- ◆ 叶片有平直、前弯和后弯几种形式，可满足高压头，。
- ◆ 蜗壳的气体通道截面有矩形和圆形两种，一般低、中压通风机多为矩形。

离心通风机 (Centrifugal Fan)

主要性能参数

风量 V : 气体通过体积流量（按通风机进口状态计）。

风压 H_T （也称全风压）：单位体积气体所获得的能量 (N/m^2)。

轴功率和效率: N 、 η

以通风机进口、出口为 1、2 截面列柏努利方程：

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

空气直接由大气吸入时 $u_1 \approx 0$ ，且 $(z_2 - z_1)$ 可忽略，则：

$$H_T = (p_2 - p_1) + \frac{\rho u_2^2}{2} = H_p + H_k$$

测定通风机特性曲线的依据

离心通风机（Centrifugal Fan）

主要性能参数

$$H_T = (p_2 - p_1) + \frac{\rho u_2^2}{2} = H_p + H_k$$

其中：

H_T ：全风压； H_p ：静风压； H_k ：动风压

◆全风压（压头）由静风压 H_p 和动风压 H_K 两项组成。风压与气体的密度成正比。

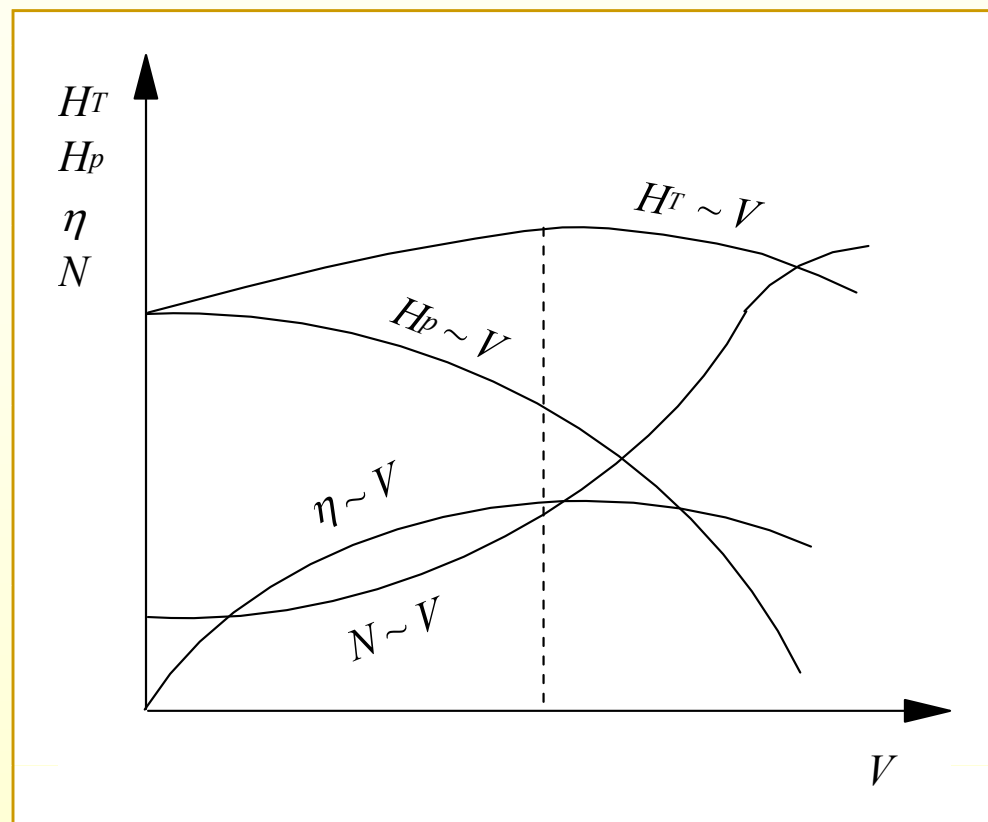
◆离心泵的动压可以忽略，但离心式风机的动风压不可忽略。

离心通风机 (Centrifugal Fan)

离心通风机的特性曲线

性能表上风压的空气条件为 20℃、0.1MPa。若实际输送气体与上述条件不同时，应加以换算：

$$H'_T = H_T \frac{\rho'}{\rho} = H_T \frac{1.2}{\rho}$$



轴功率与风压、风量和效率的关系为

$$N = \frac{H_T V}{\eta}$$

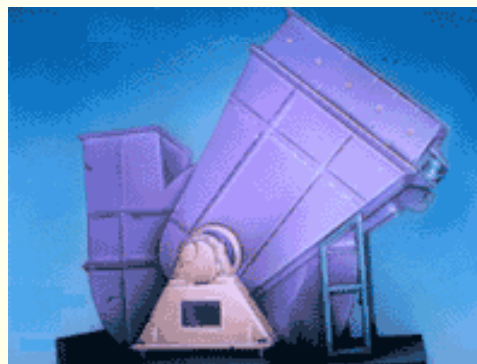
当所输送的气体条件与上述试验条件不同时，应换算为

$$N = N' \frac{\rho}{1.2}$$

离心通风机 (Centrifugal Fan)



9-19D 高压离心通风机



高温离心通风机



G\Y4-73 型锅炉
离心通、引风机



DKT-2系列低噪声离心通风机



B30 防爆轴流通风机

鼓风机 (Blower)

工业上常用的鼓风机主要有旋转式和离心式两种类型。

罗茨鼓风机（容积式风机、正位移类型）

工作原理：与齿轮泵相似。

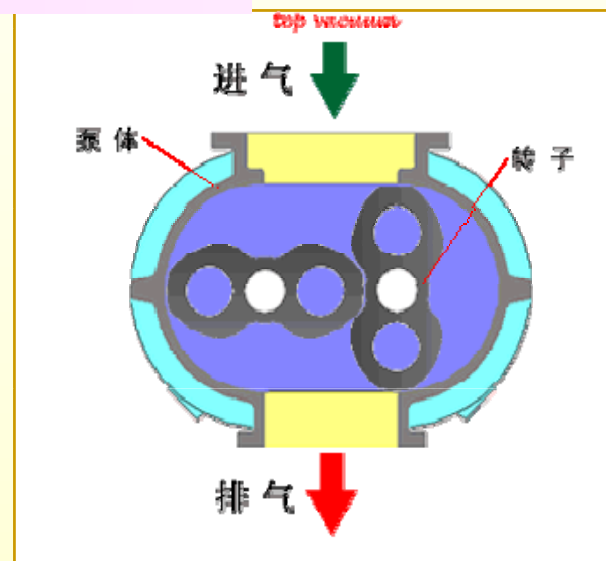
结构：由机壳和腰形转子组成。

两转子之间、转子与机壳之间间隙很小，无过多泄漏。

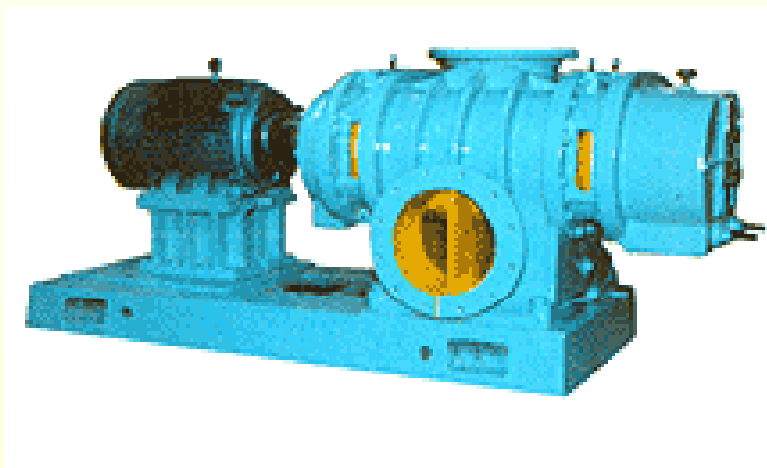
改变两转子的旋转方向，则吸入与排出口互换。

特点：风量与转速成正比而与出口压强无关，故出口阀不可完全关闭，流量用旁路调节。应安装稳压气罐和安全阀。工作温度不能超过 85°C ，以防转子因热膨胀而卡住。

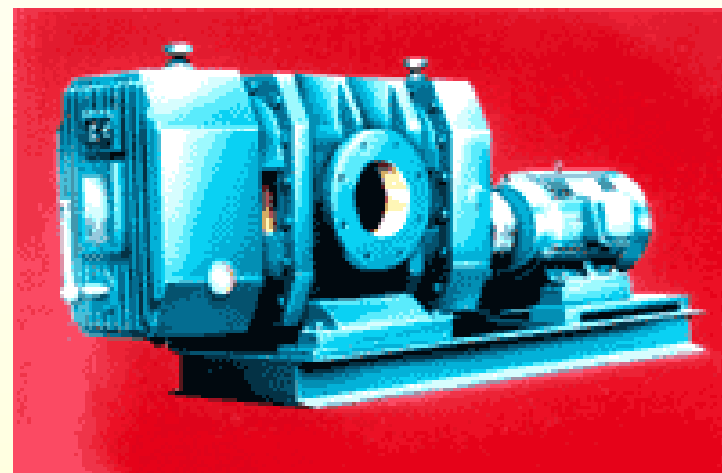
罗茨鼓风机的出口压强一般不超过 80 kPa （表压）。出口压强过高，泄漏量增加，效率降低。



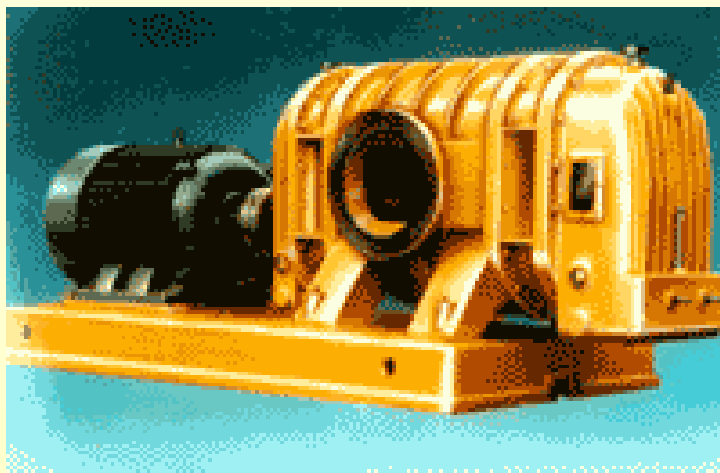
罗茨鼓风机



3R5WD 系列



L4LD 系列



L6LD 系列



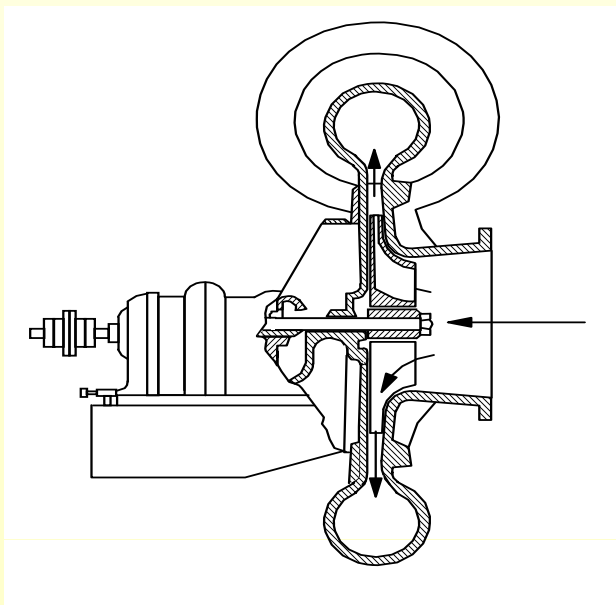
L10WDA 系列

离心鼓风机（透平鼓风机 Turboblower）

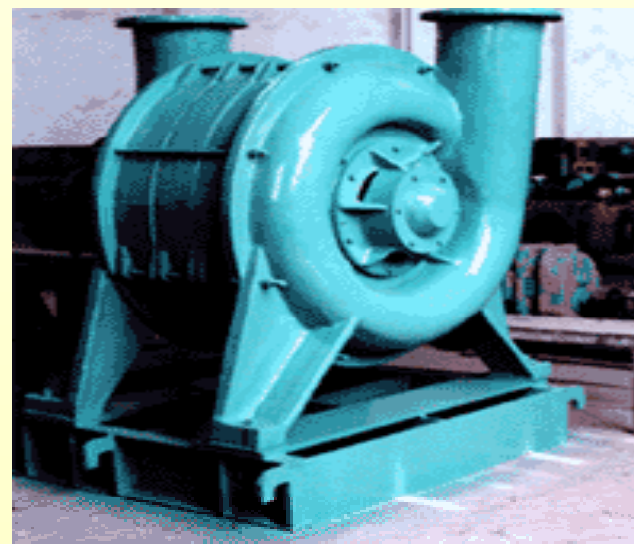
工作原理：与离心泵相同。

单级风机的风压较低，风压较高的离心鼓风机采用多级，其结构也与多级离心泵类似。

离心鼓风机的送气量大，但出口压强仍不高，一般不超过 0.3 MPa（表压），即压缩比不大，因而无需冷却装置，各级叶轮的直径大小也大致相同。



结构示意图



多级低速离心鼓风机

压缩机 (Compressor)

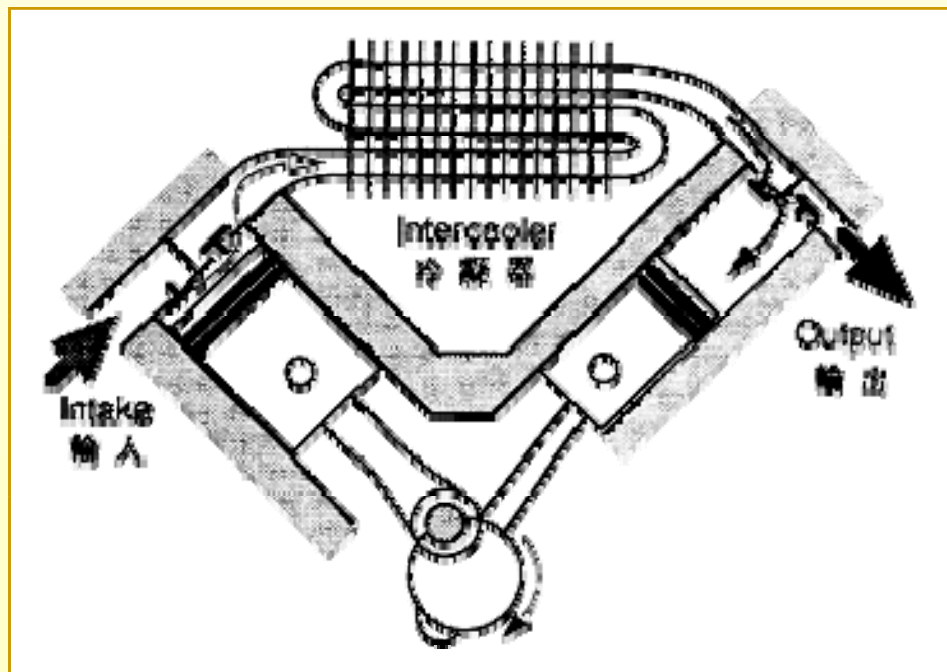
工业上使用的压缩机主要有**往复式**和**离心式**两种类型。

往复式压缩机 (Reciprocating Compressor)

结构：主要部件有气缸、活塞、吸入和压出活门。

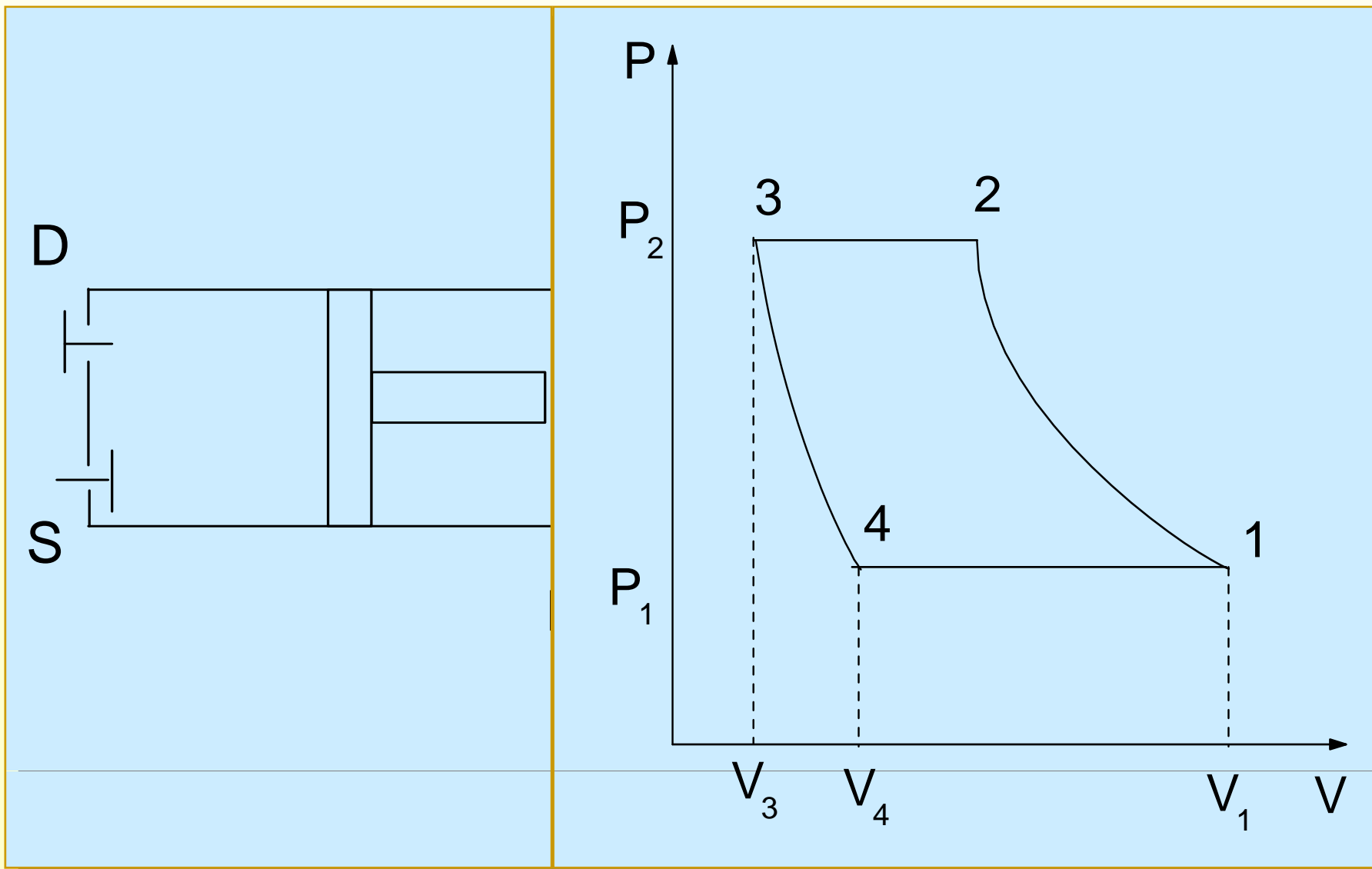
工作原理：与往复泵相似，依靠活塞往复运动和活门的交替动作将气体吸入和压出。

气体在压缩过程中体积缩小、密度增大、温度升高。



有余隙的压缩循环

余隙——排气结束活塞左侧留有一定空隙



有余隙的压缩循环

余隙膨胀阶段——3→4

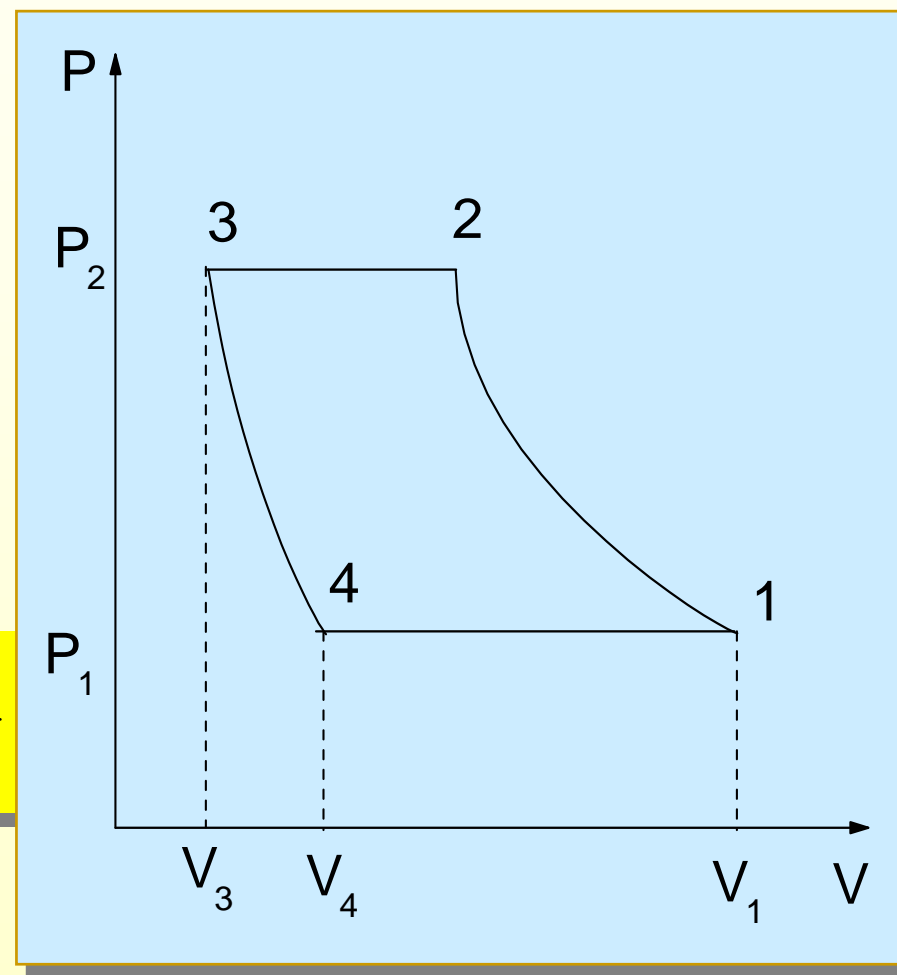
余隙系数 = $\frac{\text{余隙体积}}{\text{活塞推进一次扫过体积}}$

$$\varepsilon = \frac{V_3}{V_1 - V_3}$$

容积系数 = $\frac{\text{实际吸气体积}}{\text{活塞推进一次扫过体积}}$

$$\lambda_0 = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$

余隙的存在不仅减少气体吸入量而且增加压缩机能量损耗



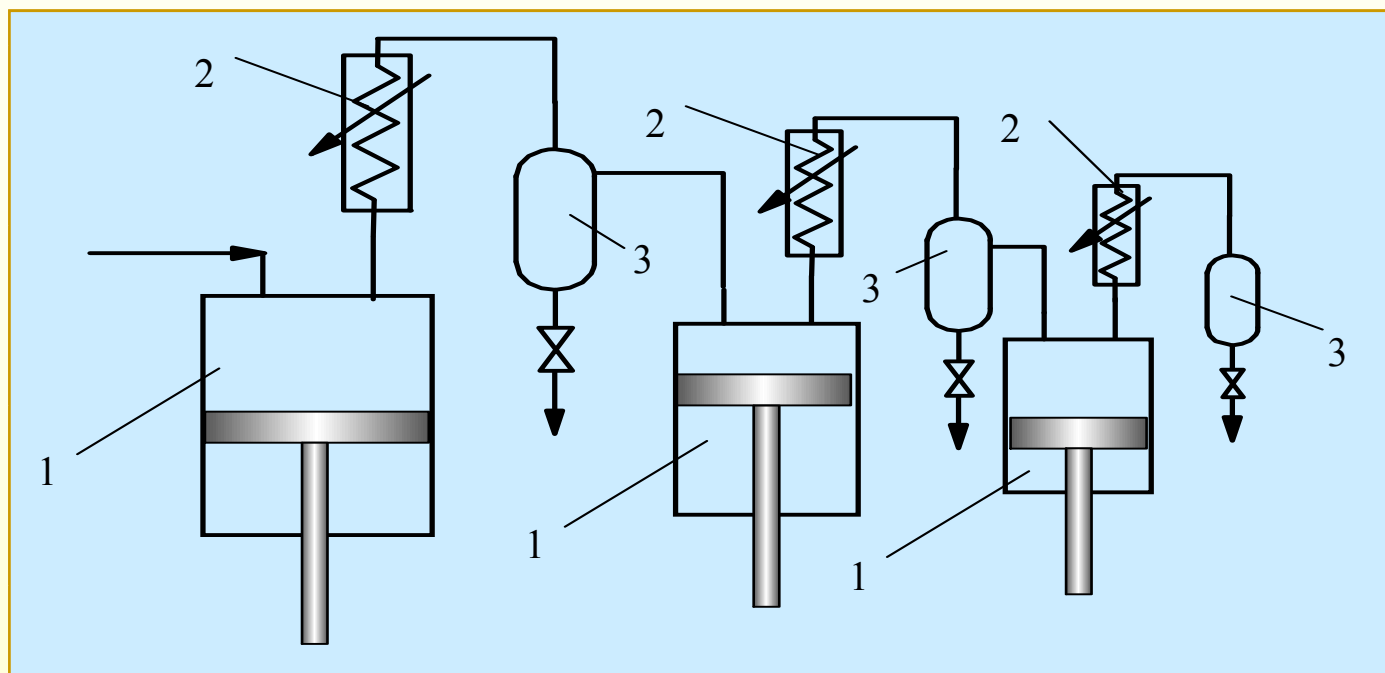
容积系数与余隙系数的关系：

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/m} - 1 \right]$$

说明：

1. 容积系数与余隙系数和压缩比有关；
2. 当压缩比一定时，余隙系数加大，容积系数变小，压缩机的吸气量减少；
3. 余隙系数一定时，压缩比越高，容积系数越小，当压缩比高某极限值时，容积系数可能变为0，压缩机吸不上气体。
4. 压缩比增高，消耗的功越高，气体温升很高，可能导致润滑油变质，机件损坏。
5. 如压缩比较大，采用多级压缩。

多级压缩



1 — 汽缸
2 — 冷却器
3 — 油水分
离器

- 1、每级压缩比减小，余隙的不良影响减弱。
- 2、级间冷却使气体体积减小并使压缩过程接近于等温过程，级数越多，越接近等温压缩，结构越复杂;常用2-6级，级压缩比3~5。
- 3、可减少功耗，各级压缩比相等，则总压缩功最小

往复式压缩机

选用：

根据所输送气体性质确定压缩机的**类型**（如空气压缩机、氨气压缩机、氢气压缩机等），再根据生产能力和排出压强选择合适的**型号**。

注意：一般标出的排气量是以 20°C ， 101.33 kPa 状态下的气体体积表示的。

流量调节

- （1）调节原动机转速
- （2）旁路调节
- （3）改变气缸余隙体积

压缩机（Compressor）

离心式压缩机

离心式压缩机又称透平压缩机，其主要结构和工作原理与离心鼓风机相似，但压缩机有更多的叶轮级数，通常在10级以上，因此可产生很高的风压。

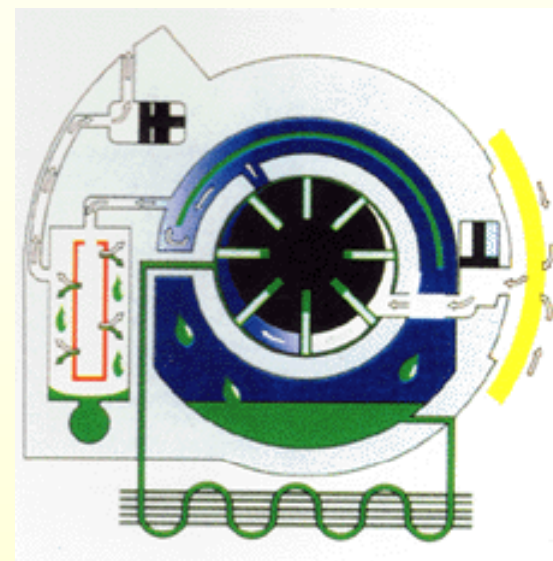
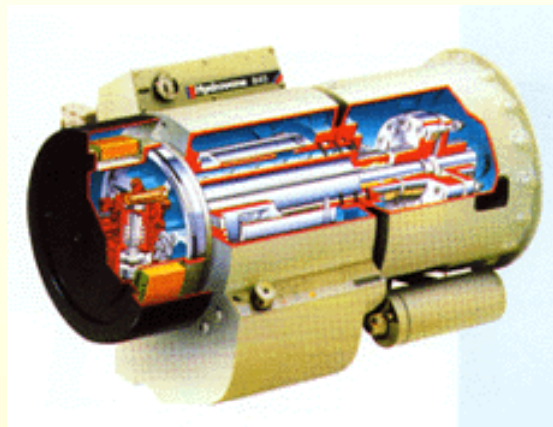
由于压缩比较高，气体体积收缩大，温升也高，所以压缩机也常分成几段，每段又包括若干级，叶轮直径逐级减小，且在各段之间设有中间冷却器。

离心式压缩机流量大，供气均匀，体积小，维护方便，且机体内无润滑油污染气体。

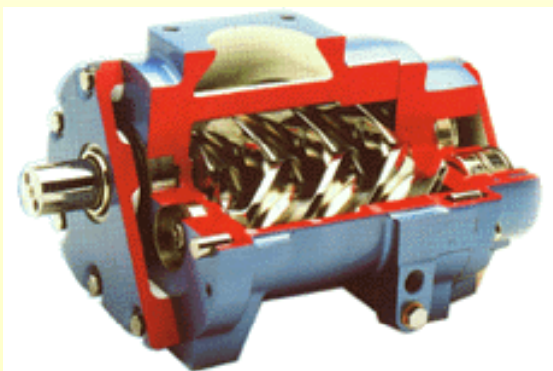
离心式压缩机在现代大型合成氨工业和石油化工企业中有很多应用，其压强可达几十MPa，流量可达几十万 m^3/h 。

压缩机（Compressor）

旋片式压缩机



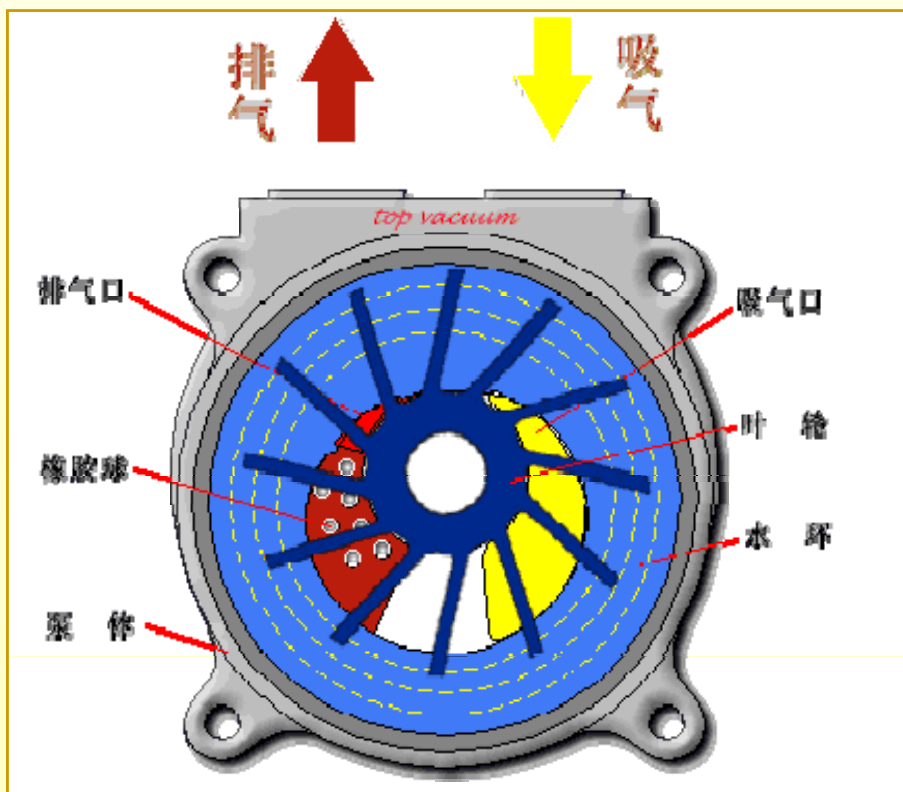
螺杆式压缩机



可连续输出流量超过400 m^3/min ，压力高达1 MPa。
和叶片式压缩机相比，此类压缩机能输送出连续的无脉动的压缩空气。

真空泵

水环真空泵 由圆形的泵壳和带有辐射状叶片的叶轮组成。叶轮偏心安装。泵内充有一定量的水，当叶轮旋转时，水在离心力作用下形成水环，将叶片间的空隙分隔为大小不等的气室，当气室由小变大时、形成真空吸入气体；当气室由大到小时，气体被压缩排出。



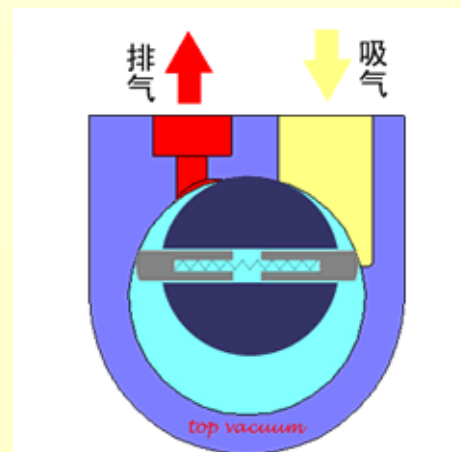
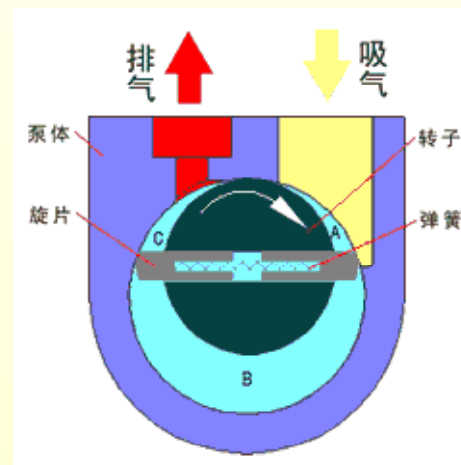
水环真空泵属湿式真空泵，结构简单。由于旋转部分没有机械摩擦，使用寿命长，操作可靠。适用于抽吸夹带有液体的气体。但效率低，一般为30%~50%，所造成的真空度还受泵体内水温的限制。

真空泵

旋片真空泵 由泵壳、带有两个旋片的偏心转子和排气阀片组成。泵工作时，旋片始终将泵腔分为吸气、排气两个工作室，转子每转一周，完成两次吸、排气过程。

特点：干式真空泵，适用于抽除干燥或含有少量可凝性蒸汽的气体。不适宜抽除含尘和对润滑油起化学反应的气体。

可达较高的真空度，如能有效控制管路与泵等接口处的空气漏入，且采用高质量的真空油，真空度可达99.99%以上。



真空泵

往复式真空泵

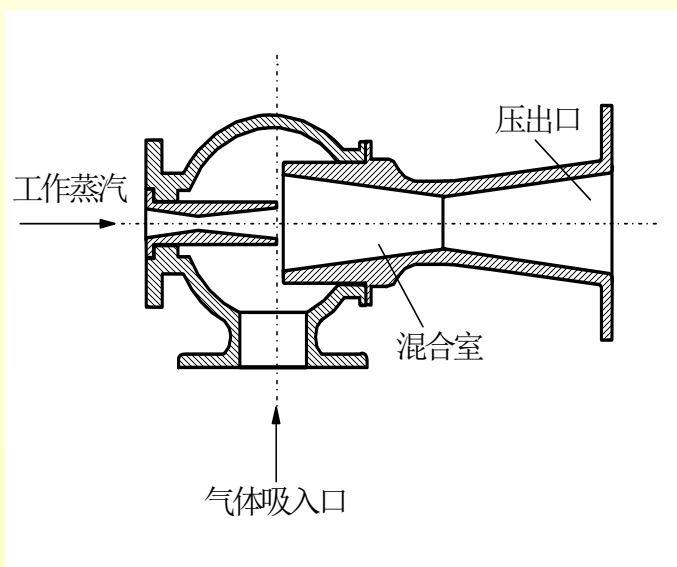
工作原理与往复式压缩机相同，只是因抽吸气体压强很小，结构上要求排出和吸入阀门更加轻巧灵活，易于启动。

达到较高真空度时，泵的压缩比很高，如95%的真空度，压缩比约为20左右，为减少余隙的不利影响，真空泵气缸设有一连通活塞左、右两端的平衡气道。在排气终了时让平衡气道短时间连通，使余隙中的残留气体从活塞的一侧流至另一侧，从而减少余隙的影响。

往复式真空泵属干式真空泵，不适宜抽吸含有较多可凝性蒸汽的气体。

真空泵

喷射真空泵 利用工作流体通过喷嘴高速射流时产生真空将气体吸入，在泵体内与工作流体混合后排出。工作流体可以是蒸汽或液体；结构简单，无运动部件，但效率低，工作流体消耗大。单级可达 90% 的真空度，多级喷射泵可获得更高的真空度。



W 系列水
力喷射器



CP 型系列
喷射泵