

## 第二章 流体输送机械 The Machinery for Conveying Fluid

在化工生产中，常常需要将流体从低处输送到高处，或从低压送至高压，或沿管道送至较远的地方。为达到此目的，必须对流体加入外功，以克服流体阻力及补充输送流体时所不足的能量。为流体提供能量的机械称为流体输送机械。

化工生产中，输送的流体种类很多。流体的温度、压力等操作条件，流体的性质、流量以及所需要提供的能量等方面有很大的不同。为了适应不同情况下的流体输送要求，因而需要不同结构和特性的流体输送机械。流体输送机械根据工作原理的不同通常分为四类，即离心式、往复式、旋转式及流体动力作用式。

**Centrifugal**  
**Reciprocating**  
**Rotating**  
**Jetting**

前已指出，气体与液体不同，气体具有可压缩性，因此，气体输送机械与液体输送机械不尽相同。用于输送液体的机械称为泵，用于输送气体的机械称为风机及压缩机。

流体输送机械是通用机械，它不仅在化工生产中，而且在国

民经济许多领域中都有着广泛地应用，如压缩空气可供液体搅拌、风力输送及供气执行机构等各个生产环节使用。

本章将结合化工生产的特点，讨论流体输送机械的作用原理、基本构造与性能及有关计算，以达到能正确选择和使用的目的。至于其具体设计与详细结构，则属于专门领域，不在本课程讨论范围之内。

## 第一节 离 心 泵 Centrifugal Pump

离心泵具有结构简单、流量大而且均匀、操作方便的优点。它在化工生产中得到广泛地应用，约占化工用泵的 80 ~ 90%。

### 2 - 1 离心泵的结构原理 Principles of Construction

#### 2.1A 离心泵的工作原理 Working Principles of Centrifugal Pump

最简单的离心泵其工作原理示意图如图 2-1 所示。在蜗壳形泵壳(snail shell) 2 内，有一固定在泵轴 7 上的工作叶轮 1。叶轮上有 6 ~ 12 片稍微向后弯曲的叶片 3，叶片之间形成了使液体通过的通道。泵壳中央有一个液体吸入口与吸入管 4 连接。液体经底阀和吸入管进入泵内。泵壳上的液体压出口与压出管 6 连接，泵轴用电动机或其它动力装置带动。启动前，先将泵壳内灌满被输送的液体。启动，泵轴带动叶轮旋转，叶片之间的液体随叶轮一

起旋转，在离心力的作用下，液体沿着叶片间的通道从叶轮中心进口处被甩到叶轮外围，以很高的速度流入泵壳，液体流到蜗形通道后，由于截面逐渐扩大，大部分动能转变为静压能。于是液体以较高的压力，从压出口进入压出管，输送到所需的场所。

当叶轮中心的液体被甩出后，泵壳的吸入口就形成了一定的真空，外面的大气压力迫使液体经底阀吸入管进入泵内，填补了液体排出后的空间。这样，只要叶轮旋转不停，液体就源源不断地被吸入与排出。

离心泵若在启动前未充满液体( **perfusion** )，则泵壳内存在空气。由于空气密度很小，所产生的离心力也很小。此时，在吸入口处所形成的真空不足以将液体吸入泵内。虽启动离心泵，但不能输送液体。此现象称为“气缚”( **air binding** )。为便于使泵内充满液体，在吸入管底部安装带吸滤网的底阀，底阀为止逆阀，滤网是为了防止固体物质进入泵内，损坏叶轮的叶片或妨碍泵的正常操作。

如果不灌泵  $\Rightarrow$  “气缚”  $\Rightarrow$  泵吸不上液体  $\Rightarrow$  不能正常工作

## 2.1B 离心泵的主要部件 **Main Components of Centrifugal Pump**

离心泵的主要部件有叶轮和泵轴。

## 1、叶轮 Wheel

从离心泵的工作原理可知，叶轮是离心泵的最重要部件。按结构可分为以下三种：

### (1). 敞式叶轮 Unshrouded(or Open-type) wheel

如图 2-2 (a) 所示，敞式叶轮两侧都没有盖板，制造简单，清洗方便。但由于叶轮和壳体不能很好地密合，部分液体会流回吸液侧，因而效率较低。它适用于输送含杂质的悬浮液。

### (2). 半蔽式叶轮 Half-Shrouded wheel

半蔽式叶轮如图 2-2 (b) 所示，叶轮吸入口一侧没有前盖板，而另一侧有后盖板，它也适用于输送悬浮液。

### (3). 蔽式叶轮 Shrouded wheel

蔽式叶轮如图 2-2 (c) 所示，叶片两侧都有盖板，这种叶轮效率较高，应用最广，但只适用于输送清洁液体。

蔽式或半蔽式叶轮的后盖板与泵壳之间的缝隙内，液体的压力较入口侧为高，这使叶轮遭受到向入口端推移的轴向推力。轴向推力能引起泵的振动，轴承发热，甚至损坏机件。为了减弱轴向推力，可在后盖板上钻几个小孔，称为平衡孔(见图 2-3(a))，让一部分高压液体漏到低压区以降低叶轮两侧的压力差。这种方

法虽然简便,但由于液体通过平衡孔短路回流,增加了内泄漏量,因而降低了泵的效率。

按吸液方式的不同,离心泵可分为单吸 (single suction) 和双吸 (double suction) 两种,如图 2-3 所示,单吸式构造简单,液体从叶轮一侧被吸入;双吸式比较复杂,液体从叶轮两侧吸入。显然,双吸式具有较大的吸液能力,而且基本上可以消除轴向推力。

## 2. 泵壳 Shell of Pump

离心泵的外壳多做成蜗壳形,其内有一个截面逐渐扩大的蜗形通道如图 2-1 所示。

叶轮在泵壳内顺着蜗形通道逐渐扩大的方向旋转。由于通道逐渐扩大,以高速度从叶轮四周抛出的液体可逐渐降低流速。减少能量损失,从而使部分动能有效地转化为静压能。

有的离心泵为了减少液体进入蜗壳时的碰撞,在叶轮与泵壳之间安装一固定的导轮,如图 2-4 所示。导轮具有很多逐渐转向的孔道,使高速液体流过时能均匀而缓慢地将动能转化为静压能,使能量损失降到最小程度。

## 3. 轴封装置 (shaft seal assembly)

泵壳与轴要密封好,以免液体漏出泵外,或外界空气漏进

泵内。

## 2 - 2 离心泵的主要性能参数 Main Characteristic Coefficients of Pump

### 2.2A 离心泵的主要性能参数

为了正确选择和使用离心泵，需要了解离心泵的性能。离心泵的主要性能参数为流量、扬程、功率和效率。

#### 1 . 流量 Flow rate

泵的流量（又称送液能力）是指单位时间内泵所输送的液体体积。用符号  $Q$  表示，单位为  $L/s$  或  $m^3/h$ 。

#### 2 . 扬程 Overall Head

泵的扬程（又称泵的压头）是指单位重量液体流经泵后所获得的能量，用符号  $H$  表示，单位为米液柱。离心泵压头的大小，取决于泵的结构（如叶轮直径的大小，叶片的弯曲情况等）、转速及流量。

泵的压头可用实验方法测定，如图 2 - 5 所示。在泵的进出口处分别安装真空表和压力表，在真空表与压力表之间列柏努得方程式，即

$$0 + \frac{-p_v}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = h_0 + \frac{p_M}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \sum H_f$$

$$\text{或 } H = h_0 + \frac{p_M + p_v}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \sum H_f \quad (2-1)$$

式中  $p_M$  —压力表读出压力 (表压),  $\text{N/m}^2$  ;

$p_v$ —真空表读出的真空度,  $\text{N/m}^2$  ;

$u_1$ 、 $u_2$ —吸入管、压出管中液体的流速,  $\text{m/s}$  ;

$H_f$ —两截面间的压头损失,  $\text{m}$ 。

由于两截面之间管路很短, 其压头损失  $H_f$ 可忽略不计。若以  $H_M$  及  $H_v$  分别表示压力有和真空表上的读数, 以米液柱 (表压) 计。则式 (2-1) 可改写为:

$$0 + \frac{p_v}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = h_0 + \frac{p_M}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \sum H_f$$

移项整理得 :

$$H = h_0 + H_M + H_v + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \sum H_f$$

$\sum H_f \approx 0$  得 :

$$H = h_0 + H_M + H_v + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (2-2)$$

例 2 - 1 某离心泵以 20 °C 水进行性能实验测得体积流量为 720m<sup>3</sup>/h , 压出口压力表数为 0.41MPa , 吸入口真空表读数为 0.028MPa , 压力表和真空表间垂直距离为 0.41m , 吸入管和压出管内径分别为 350mm 及 300mm。试求泵的压头。

解 根据式 (2-2)

$$H = h_0 + H_M + H_v + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

$$u_1 = \frac{720 / 3600}{0.785 \times 0.35^2} = 2.08 \text{ m / s}$$

$$u_2 = \frac{720 / 3600}{0.785 \times 0.30^2} = 2.83 \text{ m / s}$$

查得水在 20 °C 时密度为  $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$  , 则 :

将已知数据代入 , 则

$$\begin{aligned} H &= 0.41 + \frac{0.41 \times 10^6 - (-0.028 \times 10^6)}{998.2 \times 9.81} + \frac{2.83^2 - 2.08^2}{2 \times 9.81} \\ &= 45.33 \text{ mH}_2\text{O} \end{aligned}$$

**Required Head of the Pump is 45.33mH<sub>2</sub>O**

### 3 . 效率 Efficiency

液体在泵内流动的过程中 , 由于泵内有各种能量损失 , 泵轴



从电机得到的轴功率，没有全部为液体所获得。泵的效率就是反映这种能量损失的。泵内部损失主要有三种，即容积损失、水力损失及机械损失，现将其产生原因分述如下：

**( 1 ). 容积损失 Volumetric Loss**

容积损失是由于泵的泄漏造成的。离心泵在运转过程中，有一部分获得能量的高压液体，通过叶轮与泵壳之间的间隙流回吸入口。因此，从泵排出的实际流量要比理论排出流量为低，其比值称为容积效率  $\eta_1$ 。

**It is caused by the leakage of the liquid through the gap between the wheel and shell.**

$$\eta_1 = \frac{\text{practical flow rate}}{\text{theoretical flow rate}}$$

**( 2 ). 水力损失 Friction Losses**

水力损失是由于流体流过叶轮、泵壳时，由于流速大小和方向要改变，且发生冲击，而产生的能量损失。所以泵的实际压头要比泵理论上所能提供的压头为低，其比值称为水力效率  $\eta_2$ 。

**It is caused by the collision and clash between the particles of the fluid.**

$$\eta_2 = \frac{\text{Practical Head}}{\text{Theoretical Head}}$$

### (3). 机械损失 Mechanical Loss

机械损失是泵在运转时，在轴承、轴封装置等机械部件接触处由于机械磨擦而消耗部分能量，故泵的轴功率大于泵的理论功率（即理论压头与理论流量所对应的功率）。理论功率与轴功率之比称为机械效率  $\eta_3$ 。

**It is caused by the friction between the moving components.**

$$\eta_3 = \frac{\text{Theoretical power}}{\text{shaft power}}$$

泵的总效率（又称效率）等于上述三种效率的乘积，即

**Overall Efficiency:**

$$= \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \quad (2-3)$$

对离心泵来说，效率一般约为 0.6~0.85 左右，大型泵可达 0.90。

### 4. 功率 Power

泵的有效功率可写成

$$N_e = QH \rho g \quad (2-4)$$

式中  $N_e$ —泵的有效功率，W；

$Q$ —泵的流量， $m^3/s$ ；

$H$ —泵的压头，m；

$\rho$ —液体的密度， $kg/m^3$ ；

$g$ —重力加速度， $m/s^2$ 。

已知  $g=9.81m/s^2$ ； $1kW=1000W$ ，则式(2-4)可用kW单位表示，即

$$N_e = QH\rho g = \frac{QH\rho \times 9.81}{1000} = \frac{QH\rho}{102} \quad (\text{kW}) \quad (2-4a)$$

由于有容积损失、水力损失与机械损失，所以泵的轴功率  $N$  要大于液体实际得到的有效功率，即

$$N = \frac{N_e}{\eta} \quad (2-5)$$

泵在运转时可能发生超负荷，所配电动机的功率应比泵的轴功率大。电动机功率的大小已附在泵样本之中。

在机电产品样本中所列出的泵的轴功率，除非特殊说明以外，均系指输送清水时的数值。

### 5.转速 Rotation speed (Revolutions per Unit Time)

单位时间内转动的周数  $n$ , unit:  $s^{-1}$ , OR  $min^{-1}$

## 2.2B 离心泵的特性曲线 Characteristic curves

压头、流量、功率和效率是离心泵的主要性能参数。这些参数之间的关系，可通过实验测定。离心泵生产部门将其产品的基本性能参数用曲线表示出来，这些曲线称为离心泵的特性曲线。以供使用部门选泵和操作时参考。

特性曲线是在固定的转速下测出的，只适用于该转速，故特性曲线图上都注明转速  $n$  的数值，图 2-6 为国产 4B20 型离心泵在  $n=2900r/min$  时特性曲线。图上绘有三种曲线，即

### 1 . H - Q 曲线

H - Q 曲线表示泵的流量  $Q$  和压头  $H$  的关系。离心泵的压头在较大流量范围内是随流量增大而减小的。不同型号的离心泵，H - Q 曲线的形状有所不同。如有的曲线较平坦，适用于压头变化不大而流量变化较大的场合；有的曲线比较陡峭，适用于压头变化范围大而不允许流量变化太大的场合。

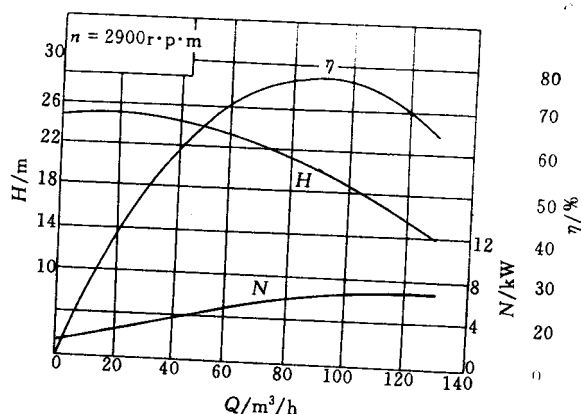


图 2-6 某离心水泵的特性曲线  
( $1r \cdot p \cdot m = 1r/min$ )

## 2 . N - Q 曲线

N - Q 曲线表示泵的流量  $Q$  和轴功率  $N$  的关系， $N$  随  $Q$  的增大而增大。显然，当  $Q=0$  时，泵轴消耗的功率最小。因此，启动离心泵时，为了减小启动功率，应将出口阀关闭。

## 3 . $\eta$ - Q 曲线

$\eta$  - Q 曲线表示泵的流量  $Q$  和效率  $\eta$  的关系。开始  $\eta$  随  $Q$  的增大而增大，达到最大值后，又随  $Q$  的增大而下降。该曲线最大值相当于效率最高点。泵在该点所对应的压头和流量下操作，其效率最高。所以该点为离心泵的设计点。

选泵时，总是希望泵在最高效率工作，因为在此条件下操作最为经济合理。但实际上泵往往不可能正好在该条件下运转，因此，一般只能规定一个工作范围，称为泵的高效率区，如图 2-6 波折线所示。高效率区的效率应不低于最高效率的 92% 左右。泵

在铭牌上所标明的都是最高效率下的流量，压头和功率。离心泵产品目录和说明书上还常常注明最高效率区的流量、压头和功率的范围等。

## 2.2C 离心泵特性曲线的影响因素 The factors that influences on the Characteristic Curves

### 1、转速的影响 effect of revolutions per unit time on the characteristics curves

离心泵的特性曲线是在一定转速下测定的。当转速由  $n_1$  改变为  $n_2$  时，其流量、压头及功率的近似关系为

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}, \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (2-6)$$

式(2-6)称为比例定律(affinity Law)，当转速变化小于20%时，可认为效率不变，用上式进行计算误差不大。

### 2. 叶轮直径对特性曲线的影响 Influence of Wheel Diameter on the Characteristic Curves

当叶轮直径变化不大，转速不变时，叶轮直径、流量、压头及功率之间的近似关系为

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1}, \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2, \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (2-7)$$

式(2-7)称为切割定律(Cutting Law)。

**As long as the diameter change is less than 20%, the cutting holds true.**

### **3. 液体物理性质的影响 Effects of Physical Property of Liquid on the Characteristic Curves**

泵生产部门所提供的特性曲线是用清水作实验求得的。当所输送的液体性质与水相差较大时,要考虑粘度及密度对特性曲线的影响。

#### **(1) 粘度的影响 Viscosity Effects**

所输送的液体粘度愈大,泵体内能量损失愈多。结果泵的压头、流量都要减小,效率下降,而轴功率则要增大,所以特性曲线改变。

#### **(2) 密度的影响 Density Effects**

离心泵的压头与密度无关,这可以从概念上加以说明。液体在一定转速下,所受的离心力与液体的密度成正比。但液体由于离心力的作用而取得的压头,相当于由离心力除以叶轮出口截面

积所形成的压力，再除以液体密度和重力加速度的乘积。这样密度对压头的影响就消除了。但是，泵的轴功率随液体密度而改变。因此，当被输送液体的密度与水不同时，不能使用该泵所提供的  $N - Q$  曲线，而应按 (2-4a) 及 (2-5) 重新计算。

## 2—3 离心泵的安装高度和工作点 **Installation Height of Pump and Pump Duty Point**

### 2.3A 离心泵的安装高度 $H_g$ 汽蚀现象 **Installation Height of Centrifugal Pump and cavitation phenomenon**

#### 1. 汽蚀现象

如果泵入口处压力太低，就会使压力低于此操作温度下液体的饱和温度，液体就会迅速蒸发成蒸汽。气泡和液体混合物被压送到泵壳附近的高压区时，气泡就会被压裂形成爆破现象。这种爆破其威力十分强大，不亚于枪弹的冲击力。如果这种爆破发生泵壳内表面和叶轮表面附近足以使其金属表面受到破坏，时间稍长其表面被撞击成蜂窝状的点坑，并伴随有液体的腐蚀使点坑加剧。这种现象叫做汽蚀现象。

汽蚀现象发生时，离心泵振动、噪音大，不能正常吸液工作。

离心泵发生汽蚀现象的根本原因是入口处的压力低于操作温度下液体的饱和蒸汽压。为使离心泵能正常工作安装时必须控



制此压力以避免汽蚀现象的发生。

## 2 . 安装高度 $H_g$

对于吸液而言，入口处的真空度越大其吸液能力越强。但真空度大就意味着入口处的绝对压力低。真空度太大可能引发汽蚀现象。故吸液能力与汽蚀现象是一对矛盾。

离心泵的安装高度与汽蚀现象有着密切的关系，时如果安装高度的太高，入口处需要更大的真空度才能抽吸上液体。从而可能造成汽蚀现象。故通过控制安装高度可避免汽蚀现象的发生。

**From Bernoulli's Equations, The expression of  $H_g$  is as follows:**

$$\begin{aligned} H_g &= \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} - \frac{u_1^2}{2g} - \sum H_f \\ &= \frac{p_0}{\rho g} - \left( \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \right) - \sum H_f \end{aligned} \quad (2-8)$$

## 2 . 汽蚀余量 Required Net positive Suction Head (NPSH)

汽蚀余量  $h$  是指离心泵入口处，液体的静压头 与动压头之和超过液体在操作温度下的饱和蒸汽压头  $p_v/\rho g$  的某一最小指定值，即

$$\Delta h = \left( \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g}$$

$$\text{或：} \quad \left( \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \right) = \Delta h + \frac{p_v}{\rho g} \quad (2-12)$$

式中  $\Delta h$ —汽蚀余量，其具体数值在产品样本中给出，m；  
样本中给出具体数值的汽蚀余量又成为允许汽蚀余量  $\Delta h_{available}$

$p_v$ —操作温度下液体饱和蒸汽压，N/m<sup>2</sup>。

将式(2-12)代入(2-8)可得出允许汽蚀余量  $\Delta h_{available}$  与最大允许安装高度  $H_{gmax}$  之间关系为：

$$H_{gmax} = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - \Delta h_{available} - \sum H_f \quad (2-13)$$

式中  $p_0$  为液面上方的压力，若为敞口液面则  $p_0 = p_{ao}$ 。

$p_v$ —液体在操作温度下的饱和蒸汽压，根据温度查饱和水蒸汽表可得，其单位为：Pa、kPa 或 MPa。

$H_{gmax}$ —最大安装高度。实际安装时不得超过此计算值。

应当注意，泵性能表上的  $\Delta h$  值也是按输送 20℃ 水而规定的。当输送其它液体时，需进行校正。具体校正方法可参阅有关文献。

由上可知，只要已知汽蚀余量，可确定泵的安装高度。

如果安装高度超过计算的  $H_g \Rightarrow$  气蚀  $\Rightarrow$  不能正常工作

式中  $p_a$ —贮槽液面上方的压力, Pa(当贮槽敞口时, 即为当地环境大气压);

$p_v$ —液体在工作温度下的饱和蒸气压, Pa;

$\Delta h_{available}$ —允许汽蚀余量, m;

$\sum H_f$ —吸入管路的压头损失, m。

为了保证泵的安全操作, 不发生汽蚀, 泵的实际安装高度必须低于或等于式(2—13)的计算值, 即  $H_{gpractice} < H_{max}$ 。

例 2—2 某台离心水泵, 从样本上查得汽蚀余量  $\Delta h = 2m(H_2O)$ 。现用此泵输送敞口水槽中 40 清水, 若泵吸入口距水面以上 4m 高度处, 吸入管路的压头损失为 1m(水柱), 当地环境大气压力为 0.1MPa。试求该泵的安装高度是否合适?

解 40。C 水的饱和水蒸气压  $p_v = 7.377kPa$  (表 4, 饱和水蒸气表), 密度  $\rho = 998.2kg/m^3$ 。

已知  $P_0 = 100kPa$ ,  $\sum H_f = 1m(H_2O)$ ,  $\Delta h = 2m(H_2O)$

代入式(2—13)中, 可得泵的最大允许安装高度

$$\begin{aligned} H_{gmax} &= \frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} - \Delta h_{available} - \sum H_f \\ &= \frac{0.1 \times 10^6}{998.2 \times 9.81} - \frac{7.377 \times 10^3}{998.2 \times 9.81} - 2 - 1 \\ &= 6.51m \end{aligned}$$

实际安装高度  $H_{gpractice} = 4m$ , 小于 6.51m, 故合适。

## 2.3B 离心泵的工作点 Duty Point of Pump

当离心泵安装在一定的管路系统中工作时，其压头和流量不仅与离心泵本身的特性有关，而且还取决于管路的工作特性。

### 1. 管路特性曲线 Characteristic Curves of Pipe line

当离心泵安装在特定管路系统中工作时，液体要求泵供给的压头H可由柏努利方程式求得，即

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

上式中 $\left( \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} \right)$ 与管路中液体流量无关，在输液高度和压

力不变的情况下为一常数，以符号A表示。若贮槽与受槽的截面都很大，该处流速与管路相比可忽略不计，则 $\frac{\Delta u^2}{2g} \approx 0$ ，上式

可简化为

$$H = A + \sum H_f \quad (2-13)$$

此式中压头损失为

$$\begin{aligned}
 H_f &= \lambda \left( \frac{l + \sum l_e}{d} \right) \frac{u^2}{2g} \\
 &= \lambda \left( \frac{l + \sum l_e}{d} \right) \frac{1}{2g} \left( \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2} \right)^2 \\
 &= \lambda \left( \frac{8}{\pi^2 g} \right) \left( \frac{l + \sum l_e}{d^5} \right) Q^2
 \end{aligned} \tag{2-14}$$

式中  $Q$  为管路系统的流量， $\text{m}^3/\text{s}$

对于特定的管路系统， $l$ 、 $l_e$ 、 $d$  均为定值，湍流时摩擦系数的变化也很小，令：

$$\lambda \left( \frac{8}{\pi^2 g} \right) \left( \frac{l + \sum l_e}{d^5} \right) = B$$

则式 (2-14) 可简化为

$$H = A + BQ^2 \tag{2-15}$$

由式 (2-15) 可知，在特定管路中输送液体时，所需压头  $H$  随液体流量  $Q$  的平方而变化。将此关系描绘在坐标图上，即得图 2-8 所示  $H - Q$  曲线，称为管路特性曲线。它表示在特定的管路中，压头随流量的变化关系。此线的形状与管路布置及操作条件有关，而与泵的性能无关。

## 2. 工作点 Duty Point

输送液体是靠泵和管路相互配合完成的。一台离心泵安装在一定的管路系统中工作，包括阀门开度也一定时，就有一定的流量与压头。此流量与压头是离心泵特性曲线与管路特性曲线交点处的流量与压头。此点称为泵的工作点（duty point），如图 2-8 中 P 点所示。显然，该点所表示的流量  $Q$  与压头  $H$ ，既是管路系统所要求，又是离心泵所能提供的。若该点所对应效率是在最高效率区，则该工作点是适宜的。

### 3 流量调节 Adjustment of Flow Rate

泵在实际操作过程中，经常需要调节流量。从泵的工作点可知，调节流量实质上就是改变离心泵的特性曲线或管路特性曲线，从而改变泵的工作点的问题。所以，离心泵的流量调节，不外从两方面考虑，其一是在排出管线上装适当的调节阀，以改变管路特性曲线；其二是改变离心泵的转速或改变叶轮外径，以改变泵的特性曲线，两者均可以改变泵的工作点，以调节流量。

#### (1). 改变阀门的开度 Changing Opening of Valves

改变阀门开度以调节流量，实质是用开大或关小阀门的方法来改变管路特性曲线。当阀门关小时，管路局部阻力加大，管路特性曲线变陡，如图 2-9 中曲线 所示，泵的工作点由 A 移到 B。流量由  $Q_A$  减小到  $Q_B$ 。当阀门开大时，管路局部阻力减小，管路

特性曲线变得平坦一些，如图 2-9 中曲线 所示，工作点移到 C，流量加大到 Q。

### (2). 改变泵的转数 Changing Revolutions per Unit Time

改变离心泵的转数以调节流量，实质上是维持管路特性曲线不变，而改变泵的特性曲线，如图 2-10 所示，泵原来的转数为  $n_A$ ，工作点 A，要把泵的转数提高到  $n_B$ ，泵的特性曲线就上移到  $n_B$  位置，工作点由 A 移到 B，流量和压头都相应加大。若把泵的转数降到  $n_c$ ，泵的特性曲线就移到  $n_c$  位置，工作点移到 C，流量和压头都相应地减小。

为了达到改变转数以调节流量，离心泵可以采用内燃机、变速装置及蒸汽透平等带动。

### (3). 车削叶轮的外径 Cutting Wheel Diameter

车削叶轮的外径是离心泵调节流量的一种独特方法。在车床上将泵叶轮的外径车小，这时叶轮直径、流量、压头和功率之间关系，可按式 (2-7) 进行计算。

(4) 若干台泵并联操作，可增大流量。

(5) 若干台泵串联操作，可增大压减小流动阻力从而适当加大流量。

### (6). 流量调节方法的比较 Comparison among the Methods of Flow Rate Adjustment

采用什么方法来调节流量，关系到能耗问题。当转速不变采用阀门来调节流量，这种方法简便，并为工厂广泛采用。但关小阀门会使阻力加大，因而需要多消耗一部分能量以克服附加的阻力，这是不经济的。

当采用改变转速调节流量时，可使管路特性曲线保持来变，由式(2-6)可知，流量随转速下降而减小，动力消耗也相应降低，因而采用改变转速调节流量节能效果是显著的。但需要变速装置或价格昂贵的变速原动机，且难以做到流量连续调节，这是其主要的缺点。

此外，减小叶轮直径可改变泵的特性曲线，但其主要缺点是可调节流量范围不大，且直径减小不当还会降低泵的效率。的

在输送流体量不大的管路中，一般都用阀门来调节流量，只有在输液量很大的管路才考虑使用调速和串、并联的方法。

例 2-3 在内径为 150mm、长度为 280m 的管路系统中，用离心泵输送甲苯。已知该管路局部阻力的当量长度为 85m；摩擦

系数可取为 0.03。离心泵的特性曲线如附图所示。若  $\left( \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} \right)$

为 20m 甲苯 (toluene) 柱，试求离心泵的工作点。



解 根据式 (2-16), 则

$$H = A + BQ^2$$

$$B = \lambda \left( \frac{8}{\pi^2 g} \right) \left( \frac{l + \sum l_e}{d^5} \right)$$

$$\begin{aligned} \text{因} \quad &= 0.03 \times \left( \frac{8}{3.14^2 \times 9.81} \right) \times \left( \frac{280 + 85}{0.16^5} \right) \\ &= 12000 \end{aligned}$$

$$\text{所以} \quad H = 20 + 12000Q^2$$

根据上式可绘出如本例附图所示的管路特性曲线。由图中查得工作点的流量为 74m<sup>3</sup>/h, 压头为 25.5m 甲苯柱。

## 2—4 离心泵的类型和选用 Types and Selection of Centrifugal Pump

### 2.4A 类型 Types of Centrifugal Pump

离心泵的类型多种多样。按被输送液体的性质不同, 离心泵可分为水泵、耐腐蚀泵、油泵、杂质泵等; 按叶轮吸入液体方式不同, 可分为单吸泵和双吸泵; 按叶轮数目不同, 可分为单级泵和多级泵。

现对几种主要类型的离心泵作简要说明。

1. 水泵 (water pump) 水泵又称清水泵, 输送清水及物

理化学性质类似于水的液体。单级单吸悬臂式离心清水泵是广泛应用的水泵。系列代号为“B”，该系列泵的扬程范围为8~98m，流量为4.5~360m<sup>3</sup>/h，被输送液体的温度不得超过80。

单级单吸悬臂式离心水泵IS 50—32—250，IS为国际标准，50代表入直径为50mm，32代表泵出口直径为32mm，250代表泵的名义尺寸为250mm。

我国过去的水泵代号3B33A，第一个数字“3”，表示泵的入口直径为3英寸；字母“B”表示单级单吸悬臂式离心水泵；其后的数字“33”，表示泵的扬程为33m；

最后的字母“A”表示此泵叶轮外径比基本型号(3B33)小一级，即叶轮外缘经过了一次车削。

如果输送液体要求流量大而扬程要求不高时，可选用双吸式离心泵，系列代号为“sh”该系列泵扬程范围为9~140m，流量为126—12500m<sup>3</sup>/h，被输送液体温度不得超过80。

如果输送液体要求扬程高而流量不大时，可采用多级泵。系列代号为“D”。该系列泵的扬程范围为14~351m，流量范围为10.8~850m<sup>3</sup>/h。

2. 耐腐蚀泵 (Corrosion Proof Pump) 输送酸、碱等腐蚀性液体时应采用耐腐蚀泵，其主要特点是与液体接触的部件采用

耐腐蚀材料制成，其系列代号为“F”。该系列泵的扬程范围为15~105m，流量范围为2~400m<sup>3</sup>/h，被输送液体温度为-20~105。如果泵全部用不锈钢制造，叫做卫生泵(sanitary pump)。

3. 油泵(oil pump) 输送石油产品的离心泵称为油泵。为了防止易燃、易爆物的泄漏，要求油泵应具有良好的密封性。油泵的系列代号为“Y”。Y型系列油泵扬程范围为32—2000m、流量为2~600m<sup>3</sup>/h，被输送介质温度为-20~+400。

4. 杂质泵(impurity pump) 输送含有固体颗粒的悬浮液及稠厚的浆液等通常采用杂质泵。杂质泵的叶轮流道宽，叶片数目少，常采用开式或半开式叶轮，其系列代号为“P”，此系列中又根据所含杂质不同分为污水泵“PW”、砂泵“PS”和泥浆泵“PN”等。

#### 2.4B 选用 Selection of Centrifugal Pump

选择离心泵的基本原则，是以能满足液体输送的工艺要求为前提的。选择步骤为：

##### 1. 确定输送系统的流量与压头 Determination of Required Flow Rate and Head of The Convey System

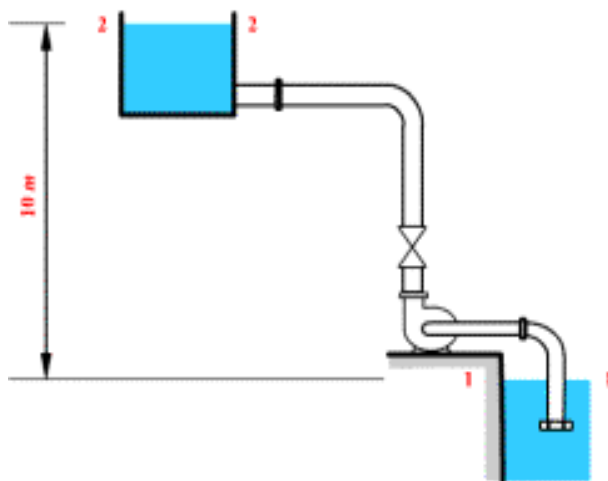
流量一般为生产任务所规定。根据输送系统管路的安排，用柏努利方程式计算管路所需的压头。

## 2 . 选择泵的类型与型号(Types and Models)

根据输送液体性质和操作条件确定泵的类型。按已确定的流量和压头从泵样本产品目录选出合适的型号。需要注意的是，如果没有适合的型号，则应选定泵的压头和流量都稍大的型号；如果同时有几个型号适合，则应列表比较选定。然后按所选定型号，进一步查出其详细性能数据。

## 3 . 校核泵的特性参数 Verification of The Characteristic Coefficients

如果输送液体的粘度和密度与水相差很大，则应核算泵的流量与压头及轴功率。



例 2-4 如附图所示，今有一输送河水的任务，要求将某处河水以  $90\text{m}^3/\text{h}$  的流量，输送到一高位槽中，已知高位槽水面高出河面  $10\text{m}$ ，管路系统的总压头损失为  $7\text{mH}_2\text{O}$ 。试选择一适当的离心泵并估算由于阀门调节而多消耗的轴功率。

解 根据已知条件,选用清水泵。今以河面 1-1 截面为基准面, 并取 1-1 与 2-2 截面列柏努利方程式, 则

$$\begin{aligned} H &= \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\Delta u^2}{2g} + \sum H_f \\ &= 10 + 0 + 0 + 7 \\ &= 17 \end{aligned}$$

根据已知流量  $Q=90\text{m}^3/\text{h}$  和  $H$  可选 4B20 型号的泵。由本书附录查得该泵性能为：流量  $90\text{m}^3/\text{h}$ ；压头  $20\text{mH}_2\text{O}$ ；轴功率  $6.36\text{kW}$ ；效率  $78\%$ 。

由于所选泵压头较高，操作时靠关小阀门调节，因此多消耗功率为：

$$\begin{aligned} \Delta N &= \frac{Q\rho g\Delta H}{\eta} \\ &= \frac{(90/3600) \times 1000 \times 9.81 \times (20 - 17)}{1000 \times 0.78} \\ &= 0.943 \text{ kW} \end{aligned}$$

## 第二节 其他类型的泵 Other Types of Pump

### 2—5 往 复 泵 Reciprocating Pump

往复泵是利用活塞的往复运动，将能量传递给液体，以完成液体输送任务。往复泵输送流体的流量只与活塞的位移有关，而与管路情况无关；但往复泵的压头只与管路情况有关。这种特性称为正位移特性，具有这种特性的泵称为正位移泵。

#### 2.5A 往复泵的构造和操作原理 Structure of Reciprocating Pump and Its Operating Principles

图 2-13 为往复泵装置简图。主要部件有泵缸 1、活塞 2、活塞杆 3、吸入阀 4 和排出阀 5。吸入阀和排出阀均为单向阀。活塞由曲柄连杆机构带动而作往复运动。由图 2-13 看出，当活塞在外力作用下向右移动时，泵体内形成低压，排出阀 5 受压而关闭，吸入阀 4 则被泵外液体的压力推开，将液体吸入泵内，当活塞向左移动时，由于活塞的挤压使泵内液体压力增大，吸入阀受压而关闭，而排出阀受压则开启，将液体排出泵外。因此活塞作往复运动，液体就被吸入或排出。

活塞在泵体内左右移动的顶点称为“死点”。两死点之间的活塞行程，即活塞运动的距离，称为冲程（stroke）。活塞往复一次（即活塞移动双冲程），只吸入和排出液体各一次，故称单作用泵（或单动泵）（Single action pump）。单作用泵的排液量

是不均匀的，仅在活塞压出行程时，排出液体，而吸入行程无液排出。加之活塞的往复运动系由曲柄连杆机构的机械运动所造成，因而活塞的往复运动是不等速的；排液量也就随着活塞的移动有相应地起伏，其流量曲线如图 2-14 (a) 所示。

为了改善单动泵流量的不均匀性，可采用双动泵，其构造如图 2-15 所示。它有四个单向阀门，分布在液缸的两端。当活塞向左移动时，右上端的阀门关闭，右下端的阀门开启，与此同时，左上端的阀门开启，左下端的阀门关闭。因此，对于双动泵，当活塞往复一次，（即在活塞双冲程内）都有液体吸入和排出，故流量比较均匀，如图 2-14 (b) 所示。

与离心泵一样，往复泵也是借助泵缸内减压而吸入液体，所以吸入高度也有一定的限制。往复泵的低压是靠泵缸内活塞移动使空间扩大而形成的。往复泵在开动之前，没有充满液体也能吸液，因此往复泵具有自吸能力。

## 2.5B 往复泵的流量与压头 Flow Rate and Head of Reciprocating Pump

### 1. Flow rate

往复泵的理论流量  $Q$  决定于活塞扫过的全部体积。对单动泵其理论数量为

$$Q = FS_n = \frac{\pi}{4} D^2 S n \quad (2-17)$$

式中  $F$ —活塞面积,  $m^2$ ;

$D$ —活塞直径,  $m$ ;

$S$ —活塞的行程,  $m$ ;

$n$ —活塞往复的次数,  $1/\text{min}$ ;

$Q$ —理论流量,  $m^3/\text{min}$ 。

对于双动泵,需考虑活塞杆所占的截面积  $f$ ,故其理论流量  $Q$  为:

$$Q = (2F - f)S_n \quad (2-18)$$

由上式可知双动泵的理论流量并不是单动泵的两倍。

## 2. The characteristics curves of reciprocating pump

由式(2-17)及式(2-18)可以看出,一定型式的往复泵,其理论流量是恒定的,而与压头无关,如图2-16中实线所示。实际上由于活塞填衬不严密,活门启闭不及时等原因,往复泵的实际流量比理论流量小,并且随着压头的增加,液体的漏损量加大,故其流量与压头的关系如图2-16中虚线所示。



### 3. 往复泵的正位移特性 Positive displacement

#### Characteristics of reciprocating pump

往复泵的流量只与活塞的位移有关，而与管路无关；而其压头只与管路情况有关而与流量无关。

由上述可知，往复泵的压头由管路特性曲线决定，只要泵的机械强度和原动机的功率允许，往复泵的压头可以提高。液体在往复泵内流路较离心泵简单，因而效率也较高，通常为 72~93%。

#### 2.5C 往复泵的流量调节 Flow Rate Adjustment

从式(2-17)可以看出，往复泵的流量只与泵本身的几何尺寸和泵的往复次数有关，而与泵的压头无关。无论在什么压头下工作，只要往复一次，泵就排出一定体积的液体。所以往复泵不能关闭出口阀启动，否则吸入泵体的液体无出路。活塞愈压，其压力愈大，甚至大到可能损坏泵体和烧毁马达。往复泵也不能简单地用改变阀门开度来调节流量。根据往复泵的特点，其流量调节可采用如下几种方法：

##### 1. 调节活塞往复的次数 Changing the Reciprocating

##### Number

对于输送易燃、易爆液体，采用蒸汽带动往复泵，只要改变

蒸汽进入量，可使活塞往复次数增加或减少，达到调节流量的目的。对于电动机带动的往复泵，调节转速需要变速装置。

## 2 . 旁路调节 By-pass Adjustment

如图 2-17 所示，在往复泵出口处装有旁路，使一部分液体有可能返回进口处。这样，在旁路上装调节阀，改变调节阀的开启程度，即可调节流量。这种方法简单方便，所以生产上经常采用。图中安全阀是在下游压力超过一定限度时自动开启，以保证系统安全运转。

随着化学工业的发展，输送定量液体的精确度要求愈来愈高，有时还需要精确的配料比。为了完成这类液体的输送任务，常采用计量泵或比例泵。计量泵是往复式的一种。除了装有一套可以准确地调节流量的机构外，其基本构造与往复泵相同。

图 2-18 所示的计量泵是通过偏心轮把电机旋转运动变成活塞往复运动。调节偏心轮的偏心距离，可改变活塞的冲程从而改变流量。

## 2 - 6 旋 转 泵 Rotary Pump

旋转泵是依靠泵体内转子的旋转作用而吸入和排出液体。旋转泵也称为转子泵，它也属于正位移泵。

石油、化工装置中最常见的旋转泵有齿轮泵和螺杆泵，分述

于后。

### 一 . 齿轮泵 Gear Pump

如图 2-19 所示 , 齿轮泵主要是由椭圆形开泵壳和两个齿轮组成。其中一个齿轮为主动齿轮 , 由传动机构带动 , 另一个为从动齿轮 , 与主动齿轮相啮合而随之作反方向旋转。当齿轮转动时 , 因两齿轮的齿相互分开 , 而形成低压将液体吸入 , 并沿壳壁推送至排出腔。在排出腔内 , 两齿轮的齿互相合拢而形成高压将液体排出。如此连续进行以完成液体输送任务。

齿轮泵流量较小 , 产生压头很高 , 适于输送粘度大的液体 , 如甘油等。

### 二 . 螺杆泵 Screw Pump

螺杆泵主要由泵壳与一个或一个以上的螺杆所构成。图 2-20 (a) 所示为一单螺杆泵。此泵的工作原理是靠螺杆在具有内螺旋的泵壳中转动 , 将液体沿轴向推进 , 最后挤压至排出口而排出。图 2-20 (b) 为一双螺杆泵 , 它与齿轮泵十分相象 , 它利用两根相互啮合的螺杆来排送液体。当所需的压力很高时 , 可采用多螺杆泵。

螺杆泵的转速在 3000r/min 以下 , 最大出口压力可达  $1.72 \times 10^7 \text{Pa}$ 。流量范围为  $1.5 \sim 500 \text{m}^3/\text{h}$ 。若在单螺杆泵的壳内衬上

硬橡胶，还可用于输送带颗粒的悬浮液。螺杆泵的效率较齿轮泵高。运转时无噪音、无振动、流量均匀。可在高压下输送粘稠液体。

### 三、旋涡泵 Vortex Pump

旋涡泵是一种特殊类型的离心泵，如图 2-21 所示。泵壳呈正圆形，吸入口和排出口均在泵壳的顶部。至于泵体内部的结构与离心泵并不相同。叶轮 1 是一个圆盘，四周铣有凹槽，成辐射状排列，构成叶片 2。叶轮和泵壳 3 之间有一定空隙，形成了流道 4。吸入管接头和排出管接头之间有隔板 5 隔开。

泵体内充满液体后，当叶轮旋转时，由于离心力作用，将叶片凹槽中的液体以一定的速度甩向流道，在截面积较宽的流道内，液体流速减慢，一部分动能变为静压能。与此同时，叶片凹槽内侧因液体被甩出而形成低压，因而流道内压力较高的液体又可重新进入叶片凹槽再度受离心力的作用继续增大压力，这样，液体由吸入口吸入，多次通过叶片凹槽和流道间的反复旋涡形运动，而达到出口时，可获得较高的压头。

旋涡泵在开动前也要灌水。旋涡泵在流量减小时压头增加，功率也增加，所以旋涡泵在开动前不要将出口阀关闭，采用旁路回流调节流量。

旋涡泵的流量小、压头高、体积小、结构简单。它在化工生

产中应用十分广泛，适宜于流量小、压头高及粘度不高的液体。

旋涡泵的效率一般不超过 40%。

### 第三节 风机 Fan

气体输送机械与液体输送机械大体相同，但气体具有压缩性，在输送过程中，当压力发生变化时其体积和温度也将随之发生变化。气体压力变化程度，常用压缩比来表示。压缩比为气体排出与吸入压力的比值。各种化工生产过程对气体压缩比的要求很不一致。气体输送机械可按其终压（出口压力）或压缩比大小分为四类：

- 1 . 通风机 ( Fan ): 终压不大于  $1500\text{mmH}_2\text{O}$  ( 表压 ), 压缩比为  $1 \sim 1.15$  ;
- 2 . 鼓风机 ( Blower ): 终压为  $0.15 \sim 3\text{kgf}/\text{cm}^2$  ( 表压 ), 压缩比小于 4 ;
- 3 . 压缩机 ( Compressor ): 终压为  $3\text{kgf}/\text{cm}^2$  ( 表压 ) 以上 , 压缩比大于 4 ;
- 4 . 真空泵 ( Vacuum Pump ): 使设备产生真空 , 出口压力为  $1\text{kgf}/\text{cm}^2$  , ( 表压 ), 其压缩比 ( Compression Ratio ) 由真空度决定。

#### 2 - 7 通风机和鼓风机 Fan and Blower

通风机主要有离心式和轴流式两种类型。轴流式的通风机所产生的风压很小，只作通风换气之用。离心式通风机使用广泛，

下面着重离心式通风机。

### 一 .离心式通风机的基本结构和操作原理 Basic Structure and Operating Principles of Centrifugal Fan

如图 2-22 所示，离心式通风机和离心泵一样，在蜗壳形泵体内装一高速旋转的叶轮。借叶轮旋转所产生的离心力，使气体压头增大而排出。

离心式通风机依所产生的风压大小分为：

低压离心通风机 风压 100mmH<sub>2</sub>O（表压）；

中压离心通风机 风压为 100 ~ 300mmH<sub>2</sub>O（表压）；

高压离心通风机 风压为 300 ~ 1500mmH<sub>2</sub>O（表压）。

离心式通风机的叶片数较离心泵多，而且不限于后弯叶片，也有前弯叶片。在中、低压离心通风机中，多采用前弯叶片，其原因是由于要求压力不高。前弯叶片有利于提高风速，从而减小通风机的截面积，因而设备尺寸可较后弯时为小。但是，使用前弯叶片时，风机的效率较低，这是因为动能加大，能量损失加大，而且叶轮出口速度变化比较剧烈的缘故。

### 二 . 离心式通风机的性能参数及特性曲线

与离心泵类似，离心通风机性能参数之间的关系也是用实验

方法测定，并用特性曲线或性能数据表的形式表示之。

### 1 . 风量 Flow Rate

风量是单位时间内从风机出口排出的气体体积，并以风机进口处气体的状态计，以  $Q$  表示，单位为  $m^3/h$ 。

### 2 . 风压 Wind Pressure

风压是单位体积的气体流过风机时所获得的能量，以  $P_t$  表示，单位为  $N/m^2$ 。由于  $P_t$  的单位与压力的单位相同，故用此称。

用下标 1、2 别表示进口与出口的状态。在风机的吸入口与压出口之间，列柏努利方程式

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \sum H_f$$

上式各项均乘以  $\rho g$  并加以整理得

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

对于气体，式中  $\rho$  及  $(z_2 - z_1)$  值都比较小，故  $(z_2 - z_1)\rho g$  忽略，因进口管段很短， $\rho g \sum H_f$  亦可忽略。当空气直接由大气进入通风机，则  $u_1$  也可忽略。故上述柏努利方程式可简化为



$$P_t = \rho g H = (p_2 - p_1) + \frac{\rho u_2^2}{2} \quad (2-19)$$

中式中  $(p_2 - p_1)$  称为静风压，以  $p_{st}$  表示。 $\frac{\rho u_2^2}{2}$  称为动风压。离心通风机出口处气体流速较大，故动风压不能忽略。离心通风机的风压为静风压与动风压之和，又称为全风压或全压。通风机性能表上所列的风压是指全风压 (Total Wind Pressure)。

### 3 . 轴功率及功率 Shaft Power and Effective Power

离心通风机的轴功率可仿照离心泵的计算式，即

$$N = \frac{P_t \cdot Q}{1000\eta} \quad (2-20)$$

式中  $N$ —轴功率，kW；

$Q$ —风量， $m^3/s$ ；

$p_t$ —全风压， $N/m^2$ ；

—效率。

离心式通风机的操作性能亦可用特性曲线表示。图 2-23 为一典型的通风机特性曲线图。通风机的风压有全风压和静风压之分，所以通风机的特性曲线较离心泵多一根曲线，如图 2-23 所示，在一定转速下，有风量  $Q$  与全风压  $p_t$ 、静风压  $p_{st}$ 、轴功率  $N$ 、效率 四条关系曲线。曲线所反映的特性与离心泵基本一致，

效率也有最高点。需要说明的是，通风机的特性曲线是在 20 及 760mmHg 条件下用空气测定的，在此条件下空气的密度为  $1.2\text{kg/m}^3$ 。

计算功率时， $Q$  用实际风量， $p_t$  也用实际风压。若  $p_t$  用校正为规定状态（20 760mmHg）下的风压  $p_{t0}$ ，则  $Q$  也应校正为规定下的风量  $Q_0$ 。

### 三．离心通风机的选择 Selection of Centrifugal Fan

离心通风机的选用与离心泵相仿。根据所需的气体流量和风压，对照离心通风机的特性曲线或性能表选择合用的通风机。应当指出，由于风机的风压与被输送气体的密度有密切关系，而产品样本中列举的风压是在压力为 760mmHg，温度为 20 的数值。选用时应按下式将操作状态所需的风压  $p_t$  换算成上述规定状况下的风压  $p_{t0}$ ，然后按  $p_{t0}$  的数值来选用。风压换算式为

$$\frac{p_{t0}}{p_t} = \frac{\rho_0}{\rho} \quad (2-21)$$

式中  $\rho_0$ ， $\rho$  分别表示规定状态与操作状态下的气体密度， $\text{kg/m}^3$ 。

$$\text{故: } p_{t0} = p_t \left( \frac{\rho_0}{\rho} \right) = p_t \left( \frac{1.2}{\rho} \right) \quad (2-22)$$

在选用通风机时，应首先根据所输送的气体情况（如清洁空气、易燃、易爆或腐蚀气体、含尘气体等）与风压范围，确定风机类型。然后根据所要求的风量和换算成规定状况下的风压，从产品样本中的性能表查得适宜的型号。

## 2.7B 鼓 风 机

化工生产中常用的鼓风机（Blower）有离心鼓风机和旋转鼓风机两种。

### 一．离心鼓风机 Centrifugal Blower

离心鼓风机又称涡轮鼓风机或透平鼓风机，其基本结构和操作原理与离心通风机相仿，只是由于通风机内只有一个叶轮，仅能产生低于  $0.15\text{kgf/cm}^2$ （表压）的风压，而离心鼓风机一般是由几个叶轮串联组成的多级离心鼓风机。

离心鼓风机的出口压力一般不超过  $3\text{kgf/cm}^2$ （表压）。因其压缩比不高，气体压缩过程产生的热量不多，所以不需要冷却装置，各级叶轮的大小也大体相等。

离心鼓风机选择方法与离心通风机相同。

### 二．旋转鼓风机 Rotary Blower

在化工生产中，应用最广的旋转鼓风机是罗茨鼓风机

(Rootes blower )。

罗茨鼓风机的结构，如图 2-24 所示。在一长圆形机壳内，有两个铸铁或铸钢的转子，装在两个平行的轴上。由于两转子之间有很小的间隙，转子能自由转动，同时不会引起过多的泄漏。两转子转动方向相反，可使气体从机壳一侧吸入，从另一侧排出。

罗茨鼓风机的风量变动范围大，可自 2 至 500m<sup>3</sup>/min。出口表压在 0.8kg/cm<sup>2</sup> 以内，但表压在 0.4kgf/cm<sup>2</sup> 附近效率最高。罗茨鼓风机兼有往复式和离心式的一些特点。和往复式一样，罗茨鼓风机在转速一定时，风压改变，风量可基本不变，而风量与转速成正比。另一方面，和离心式一样，该风机转速高，可直接与风机连接，无阀门，重量较轻，结构简单，排气均匀。缺点是制造和安装不易，效率较低。

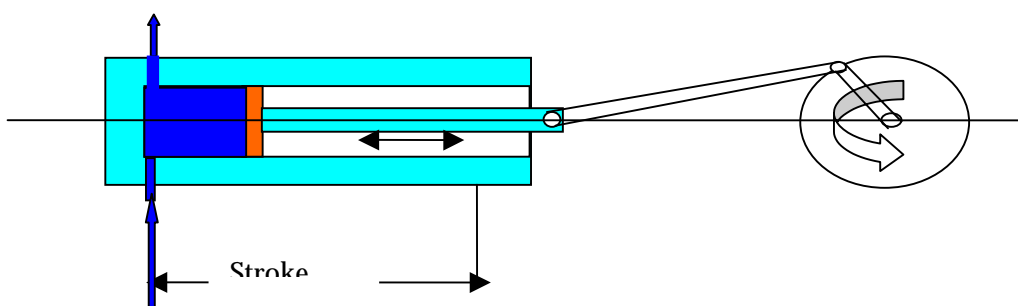
罗茨鼓风机的出口应安装稳压罐与安全阀。流量用旁路调节。操作时，温度不能超过 85℃。不然会引起转子受热膨胀，因而发生碰撞。

## 第四节 气体压缩 Gas Compression

2 - 8 往复式压缩机工作原理 Working Principles of Reciprocating Compressor

化工生产中使用的压缩机 (Compressor) 主要有往复压缩机与离心压缩机两种。由于离心压缩机的基本结构和操作原理与离心鼓风机完全相同，故下面着重介绍往复压缩机。

往复压缩机的构造、工作原理与往复泵相近。主要部件有气

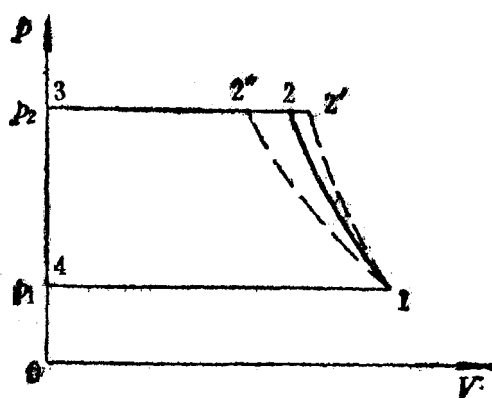


缸、活塞、吸气阀和排气阀。依靠活塞的往复运动，循环地进行吸气、压缩及排气过程。图 2-25 所示为双缸往复压缩机的示意图。

往复压缩机的工作过程 Working Process of the  
Reciprocating Compressor

### 2.8A .理想压缩循环 Ideal Compressing Cycle

(No Clearance Compression Cycle)



在理想情况下，气缸排气终了时，活塞与气缸之间没有空隙 clearance（即余隙）以及各种能量损失。往复压缩机在理想情况下的压缩过程可用图 2-2 来说明。当活塞由左往右运动时，吸气阀 A 打开，气体在  $p_1$  压力下吸入缸内，如图 2-26 中 4-1 线所示。当活塞开始向左移动时，吸气阀 A 关闭，气体在气缸中被压缩，如图 1-2（或 1-2'；1-2''）线所示。当气缸中气体的压力大于排气阀 B 的设定压力时，排气阀被顶开，气体在  $p_2$  压力下排出气缸，如图 2-3（或 2''—3；2—3）。3-4 线表示排气终了和吸气初气缸内压力的变化，由 4 点开始又重复以上循环。

由压力  $p_1$  升高到  $p_2$  可依三种不同的过程进行压缩，即绝热过程、等温过程和多变过程，分别用图 1-2'、1-2 和 1-2 线表示。等温与绝热过程只是两种极端情况，实际压缩过程与多变过程比较接近，多变压缩功为

$$W = \frac{m}{m-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (1-23)$$

式中  $W$ —每一循环多变压缩的功，J；

$p_1$ —进气压力，N/m<sup>2</sup>；

$p_2$ —排气压力，N/m<sup>2</sup>；

$V_1$ —每一循环吸入气体的体积，m<sup>3</sup>；

$m$ —多变指数。

压缩所消耗的功可用图 2-26 中的面积表示。如等温压缩耗功面积为 1 - 2 - 3 - 4；绝热压缩耗功面积为 1 - 2' - 3 - 4；多变压缩耗功面积为 1 - 2 - 3' - 4。由图 2-26 可知，绝热压缩耗功最多，等温压缩耗功最少。

多变压缩时，气体排出口绝对温度为

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (1-24)$$

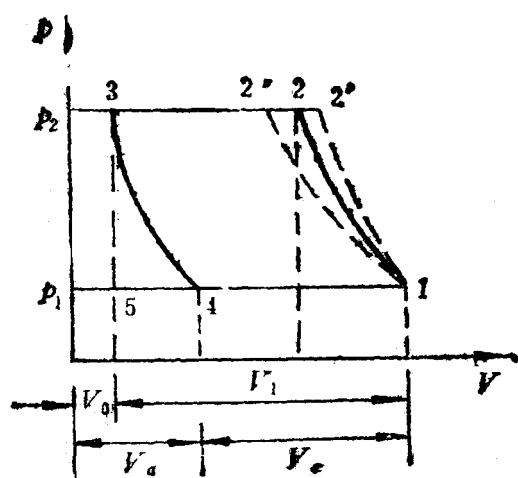
式中  $T_1$ —入口温度，K；

$T_2$ —出口温度，K。

## 2.8B 有余隙压缩循环 Compression Cycle with Clearance

往复压缩机排气终了时,活塞与气缸盖之间必须留出很小的空隙,称为余隙。有余隙压缩循环如图 2-27 所示。它与理想压缩循环的区别在于排气终了残留在余隙体积中的高压气体在活塞反向运动时,将再膨胀。当膨胀到图 2-27 所示的点 4 时,气缸中的压力才降至进气压  $p_1$ ,此后开始吸气。由于余隙的体积的存在使压缩机循环一次的吸气体积  $V_e$  比活塞一次扫过的体积(即理论吸气体积)  $V_1$  低,其比值称为容积系数 (Volumetric Coefficient), 即

$$\lambda = \frac{V_e}{V_1} \quad (1-25)$$



余隙体积 (Volume in the clearance space)  $V_0$  与理论吸气体积  $V_1$  之比称为余隙系数 (Clearance Coefficient), 以符号  $\varepsilon$  表示, 其表达式为

$$\varepsilon = \frac{V_0}{V_1} \quad (1-26)$$



由图 2-27 知

$$V_e = V_1 + V_0 - V_a \quad (1-27)$$

此式中  $V_a$  为余隙膨胀所占体积,  $m^3$ 。将式 (1-27) 两边均除以 则

$$\begin{aligned} \frac{V_e}{V_1} &= 1 + \frac{V_0}{V_1} - \frac{V_a}{V_1} \\ &= 1 + \frac{V_0}{V_1} - \left(\frac{V_0}{V_1}\right)\left(\frac{V_a}{V_0}\right) \end{aligned} \quad (1-28)$$

将式 (1-25) 及式 (1-26) 代入上式, 则

$$\lambda = 1 + \varepsilon - \varepsilon \left(\frac{V_a}{V_0}\right)$$

$$\text{或 } \lambda = 1 - \varepsilon \left(\frac{V_a}{V_0} - 1\right) \quad (1-29)$$

对于多变膨胀过程, 则

$$p_2 V_0^m = p_1 V_a^m$$

将上式代入式 (1-29) 则

$$\lambda = 1 - \varepsilon \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (1-30)$$

由上式可知,容积系数与余隙系数的大小和气体的压缩比  $\frac{P_2}{P_1}$  有关。余隙系数愈大,容积系数愈小;压缩比愈大,容积系数愈小。

## 2—9 往复式压缩机的性能和分类 Performance and Classification of Reciprocating Pump

### 2.9A 主要性能参数 Main Property Coefficients

#### 1、排气量 Capacity

排气量又称生产能力

往复压缩机的生产能力是指压缩机在单位时间内排出的气体体积换算成吸入状态下的数值。

若没有余隙,单动往复压缩机的理论吸气量为

$$V' = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot s \cdot n \quad (1-31)$$

式中  $V'$  —理论吸气体积,  $m^3/min$ ;

$D$ —活塞直径,  $m$ ;

$S$ —活塞的冲程,  $m$ ;

$n$ —活塞每分钟的往复次数,  $1/min$ 。

由于有余隙实际吸气体积为

$$V = V \quad (1-32)$$

式中V为实际吸气体积 (Practical Suction Volume),  
m<sup>3</sup>/min。

例 2-5 有一空气压缩机其吸气量为 1400m<sup>3</sup>/h, 压缩前后  
压力分别为 1 与 7 kgf/cm<sup>2</sup>(绝压) 若 m=1.25 余隙系数 =0.03 ,  
试求 :

- (a) 容积系数 ;
- (b) 当容积系数 为零时的压缩比 ;
- (c) 当空气进口温度为 20 时 , 压缩机的温升。

解 (a) 容积系数 根据式 (1-30)

$$\lambda = 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.03 \times \left[ 7^{\frac{1}{1.25}} - 1 \right] = 0.887$$

(b) =0 时压缩比 当 =0 , 根据式 (1-30) , 则

$$\lambda = 1 - \varepsilon \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 0$$

$$\text{故： } \frac{p_2}{p_1} = 83.1$$

因而当  $p_1$  为  $1\text{kgf/cm}^2$  时， $p_2$  为  $83.1\text{kgf/cm}^2$ 。

(c) 温升 根据式 (1-24)

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \\ &= 293 \times 7^{\frac{0.25}{1.25}} = 432.4 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\text{故温升为： } t = T_2 - T_1 = 432.4 - 293 = 139.4$$

## 2.9B . 多级压缩 Multi stage Compression

如前所述，容积系数随压缩比的增大而减小，当压缩比达到某一极限（见例 2-5）时，容积系数为零，即当活塞往右运动时，残留在余隙内的气体膨胀后充满整个气缸，以致不能再吸入新的气体。

实际上，在压缩机中每压缩一次所允许的压缩比一般为 5 ~ 7。如果所要求的压缩比超过这个数值，应采用多级压缩。多级压缩的示意图如图 2-28 所示。气体在每级压缩之后进入中间冷却器进行冷却，以降低气体温度。

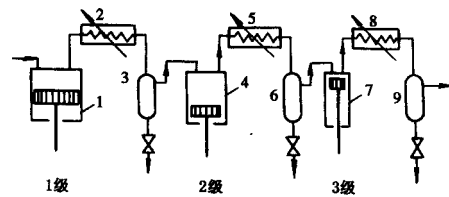


图 2-23 三级压缩示意图  
1、4、7. 汽缸 2、5、8. 冷却器  
3、6、9. 油水分离器

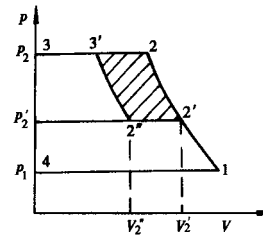


图 2-24 二级压缩理论功

采用多级压缩可降低压缩气体所消耗的功。现以两级压缩（图 2-24）进行分析。若压力为  $p_1$  的气体采用单级压缩至  $p_2$ ，则压缩过程如图 2—24 中多变过程 1—2—2 所示，所消耗的理论功相当于图中 1—2—3—4 所围成的面积。如改为两级压缩，中间压力为  $p_2'$ ，尽管每一级也是进行多变压缩，但因两级之间在恒定压力下进行冷却，冷却过程依等压线 2—2' 进行，两级所消耗的总理论功相当于图上 1—2—2'—3'—3—4 所围成的面积。比较这两种压缩方案，显然，两级压缩比单级压缩所消耗的功要少。依此类推，当压缩比相同时，所用的级数愈多，则消耗的功愈少。

## 2.9C . 往复压缩机排气量的调节 Adjustment of Capacity for the Reciprocating Compressor

压缩气体的消耗量往往是变化的，当消耗量与供气量不同时，会引起排气管中压力的波动。因而必须调节压缩机的供气量，使供求一致。调节方法与往复泵基本上是相同的，但也有其特殊

性。

### 1 . 调节转速 ( Adjusting Rotation Speed )

调节转速和往复泵同。

### 2 . 旁路调节 ( By-pass Adjustment )

在旁路装调节阀，如果旁路的截面积足够，调节阀全开时，排气压力和进气压力相等，无气排出。如果调节阀部分开启，即可均匀调节。一般压缩机多采用这种方法。

### 3 . 改变气缸余隙容积 ( Changing the Clearance Volume of the Cylinder )

显然，余隙容积增大，余隙内残存气体膨胀后所占容积将增大，吸入气体必然减少，供气量随之下降。反之供气量上升，所以能起到调节流量作用。这种调节方法在大型压缩机中采用较多。

## 2 - 10 真 空 泵 Vacuum Pump

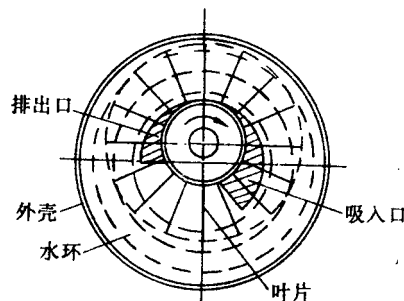
从真空容器中抽气并加压排向大气的压缩机称为真空泵 ( Vacuum Pump )。真空泵的型式很多，现将化工厂中常用的几种，简单介绍如下。

### 一 . 往复真空泵 Reciprocating Vacuum Pump

往复真空泵的基本结构和操作原理与往复压缩机相同,只是真空泵在低压下操作,气缸内外压差很小,所用阀门必须更加轻巧,启闭方便。另外,当所需达到的真空度较高时,如95%的真空度,则压缩比约为20。这样高的压缩比,余隙中残余气体对真空泵的抽气速率影响必然很大。为了减小余隙影响,在真空泵气缸两端之间设置一条平衡气道,在活塞排气终了时,使平衡气道短时间连通,余隙中残余气体从一侧流向另一侧,以降低残余气体的压力,减小余隙的影响。

## 二. 水环真空泵 Water-ring Vacuum Pump

如图2-30所示,水环真空泵的外壳为圆形,壳内有一偏心安



装的转子,转子上有叶片。泵内装有一定量的水,当转子旋转时形成水环,故称为水环真空泵。由于转子偏心安装而使叶片之间形成许多大小不等的小室。在转子的右半部,这些密封的小室体积扩大,气体便通过右边的进气口被吸入。当旋转到左半部,小室的体积逐渐缩小,气体更由左边的排气口被压出。水环真空泵最高可达85%的真空。这种泵的结构简单、紧凑,没有阀门,经久耐用。但是,为了维持泵内液封以及冷却泵体,运转时需不

断向泵内充水。水环真空泵也可作为鼓风机使用。

### 三 . 喷射泵 Jet Pump

喷射泵 (Jet pump) 是属于流体动力作用式的流体输送机械, 它是利用流体流动时动能和静压能的相互转换来吸送流体。它既用来吸送液体, 又用来吸送气体。在化工生产中, 喷射泵用于抽真空时, 称为喷射式真空泵。

喷射泵的工作流体, 一般为水蒸汽或高压水。前者称为蒸汽喷射泵, 后者称为水喷射泵。图 2-31 所示为一单级蒸汽喷射泵。如图示, 工作蒸汽在高压下以很高的速度从喷嘴 3 喷出, 在喷射过程中, 蒸汽的静压能转变为动能产生低压将气体吸入。吸入的气体与蒸汽混合后进入扩散管 5, 速度逐渐降低, 压力随之升高, 而后从压出口 6 排出。

单级蒸汽喷射泵仅能达到 90% 的真空, 为了达到更高的真空度, 需采用多级蒸汽喷射泵。



喷射泵的主要优点是结构简单，制造方便，可用各种耐腐蚀材料制造，没有传动装置。主要缺点是效率低，只有 10~25%。喷射泵除用于抽真空外，还常作为小型锅炉的注水器，这样既能利用锅炉本身的蒸汽来注水，又能回收蒸汽的热能。

