



下册

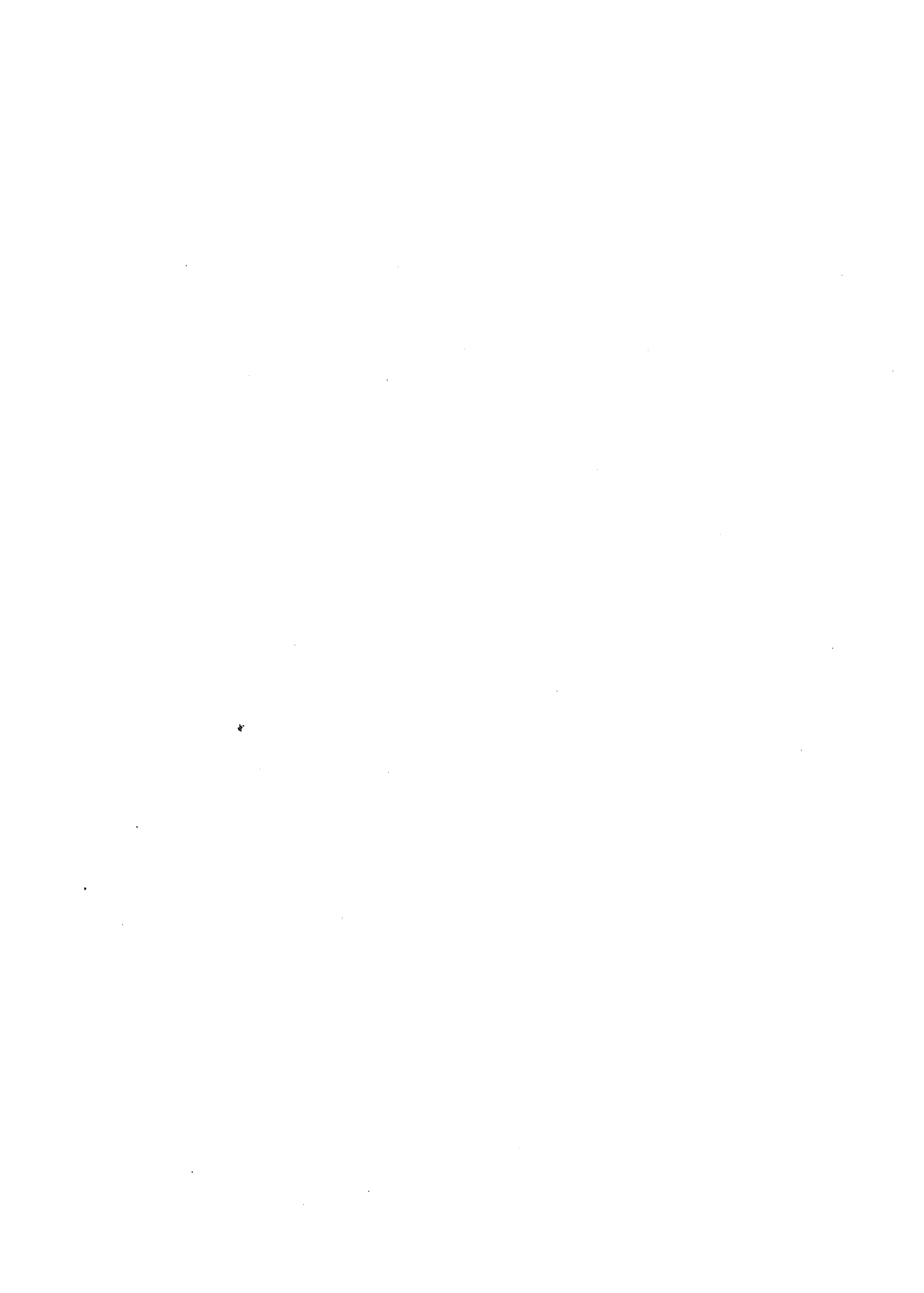
化工工艺设计手册

国家医药管理局上海医药设计院 编

第二版

化学工业出版社

第4篇 设备及仪表选型



第19章 化工用泵

1 泵的选用说明

1.1 泵的选用参数和要求

1.1.1 选用参数的确定

(1) 介质物性参数 输送条件下介质的物性将对泵的流量、扬程、功率、必需汽蚀余量、结构、材料、操作和使用等方面产生影响,是选泵时需要考虑的重要因素。主要物性参数有:介质的名称、相对密度、粘度、组成、化学腐蚀性能、气体或固体(粒度)含量、蒸汽压等。

(2) 工艺参数

① 流量 设计化工厂装置时,由于考虑发展和适应不同要求等因素,总工艺方案一般均要求装置留有一定富裕能力。在选泵时,应按设计要求达到的能力确定泵的流量,并使之与其他设备能力协调平衡。另一方面,泵的流量的确定也应考虑适应不同原料或不同产品要求等因素。所以在确定泵的流量时,应该综合考虑两点,即装置的富余能力及装置内各设备能力的协调平衡,工艺过程影响流量变化的范围。

工艺设计给出泵的流量一般包括正常、最小、最大三种流量,已考虑了上述因素。因此,选泵时通常可直接采用最大流量。如给不出最大流量值时,取正常流量的1.1倍。

② 扬程 同样由于上述原因,此外还考虑到工艺设计中管路系统(包括设备)压力降计算比较复杂,泵的扬程需要留有适当的余量,一般为正常需要扬程的1.05~1.1倍。实际上,如果有现场实际数据,应尽可能采用。使选定的扬程不仅能满足过程在正常条件下的需要,也能满足过程在特殊条件下的需要。介质液面高于泵中心者,应取最低液面;介质液面低于泵中心者,也应取最低液面。

③ 温度 确定工艺过程中介质的正常、最高或最低输送温度(低温泵)。

④ 装置的(系统的)有效汽蚀余量 装置的有效汽蚀余量应该大于泵所需要的允许汽蚀余量。对进口侧物料处于减压状态或其操作温度接近于汽化条件时,泵的汽蚀安全系数宜取较大值,如减压塔的塔底泵的汽蚀安全系数至少取1.3。

⑤ 操作时间 确定操作周期及操作方式(连续或间隙)。

⑥ 现场条件 根据泵所在位置确定其环境温度、相对湿度、海拔高度、防爆区域及防爆等级。

1.1.2 化工用泵的要求

化工用泵应满足一般工艺要求,并考虑结构简单,操作方便;运转可靠,使用寿命长;性能良好,效率高,并符合装置的运转特性;零部件互换性高,容易更换,维修方便;价格低廉等因素。因化工泵所抽送的液体性质和一般泵不同,另外,化工装置的特点要求长期运行,故还必需提出如下要求:

(1) 耐液体腐蚀、磨蚀,使用寿命长(耐腐蚀泵或泥浆泵);

(2) 密封性能可靠,尤其对于易燃、易爆、有毒和贵重的介质更要求控制其泄漏量,甚至完全无泄漏(屏蔽泵或磁力泵);

(3) 要求操作性能稳定,低噪音,小振动,运转周期不低于8000小时;

(4) 适合于低温或高温介质的输送(低温泵或热油泵);

(5) 要求高吸入性能,即必需净正吸入头NPSH_r小的泵(液态烃泵,双吸式离心泵);

(6) 适合于高粘度介质的输送(转子泵);

(7) 适应低流量、高压、高扬程的要求(筒式泵、高速部分流泵、多级泵);

(8) 符合流程计量精度要求(计量泵)。

1.2 泵的分类及适用范围

1.2.1 泵的分类

泵的分类一般按泵作用于液体的原理分为叶片式和容积式两大类,其特点见表19-1。

叶片式泵是由泵内的叶片在旋转时产生的离心力作用将液体吸入和压出。容积式泵是由泵的活塞或转子在往复或旋转运动产生挤压作用将液体吸入和压出。叶片式泵又因泵内叶片结构形式不同分为离心泵、轴流泵和旋涡泵。容积式泵分为活塞(柱塞)泵和转子泵。

泵也常按泵的用途而命名,如水泵、油泵、泥浆泵、砂泵、耐腐蚀泵、冷凝液泵等,或附以结构特点

表 19-1 泵特点简介

| 指 标 | 叶 片 式 | | | 容 积 式 | |
|-------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|--|--|---------|
| | 离 心 式 | 轴 流 式 | 旋 涡 式 | 活 塞 式 | 回 转 式 |
| 液体排出状态 | 流 率 均 匀 | | | 有 脉 动 | 流 率 均 匀 |
| 液体品质 | 均一液体 (或含 固体液体) | 均一液体 | 均一液体 | 均一液体 | 均一液体 |
| NPSHr, m | 4~8 | — | 2.5~7 | 4~5 | 4~5 |
| 扬程(或排出压力) | 范围大,低至~10 m高至~600m (多 级) | 2~20m | 较高,单级可达 100m以上 | 范围大,排出压力高,为 0.3~60MPa | |
| 体积流量, m ³ /h | 范围大,低至~5, 高至~30000 | 较大, ~60000 | 较小, 0.4~20 | 范围较大, 1~600 | |
| 流量与扬程关系 | 流量减小扬程 增大,反之,流量 增大,扬程降低 | 同离心式 | 同离心式,但增 率和降率较大(即 曲线较陡) | 流量增减,排出压力不变。压力增 减,流量几乎为定值(原动机恒速) | |
| 构造特点 | 转速高,体积小,运转平稳,基础 小,设备维修较易 | | 与离心式基本上 相同,叶轮较离心 式叶片结构简单, 制造成本低 | 转速低,能力(排 量)小,设备外形 庞大,基础大,与 原动机联接较复杂 | 同离心式泵 |
| 流量与轴功率关系 | 依泵比转数而 定。离心式泵当流 量减少,轴功率减 少 | 依泵比转数而 定。轴流式泵当流 量减少,轴功率增 加 | 流量减少,轴功 率增加 | 当排出压力一定 时,流量减少,轴 功率减少 | 同活塞式 |

命名,如悬臂式水泵、齿轮油泵、螺杆油泵以及立式、卧式泵等。此外喷射泵,系由一工作介质为动力,它在泵内将位能传递给被抽送的介质,从而达到增压和输送的目的。由于它无运转部件,结构简单,操作方便,已广泛用于真空系统抽气。

1.2.2 泵的特点及适用范围

叶片式和容积式泵的特点见表19-1。各类泵的适用范围简述如下,并参见图19-1、19-2。

(1) 离心泵

- ① 输送温度下液体粘度不宜大于 $650\text{mm}^2/\text{s}$,否则泵效率下降较大;
- ② 流量较大,扬程相对较低;
- ③ 液体中溶解或夹带的气体不宜大于5% (体积);
- ④ 液体中含有固体颗粒时,宜选用特殊离心泵(例如泥浆泵);
- ⑤ 要求流量变化大、扬程变化小者,宜选用平坦的 $Q-H$ 曲线的离心泵;要求流量变化小、扬程变化大者,宜选用陡降的 $Q-H$ 曲线的离心泵。

(2) 旋涡泵

- ① 输送温度下液体粘度不大于 $35\text{mm}^2/\text{s}$ 、温度不大于 110°C 、流量较小、扬程较高、 $Q-H$ 曲线要求较陡者;

- ② 液体中允许含有~5% (体积) 气体;

- ③ 要求自吸时,可选用自吸型旋涡泵。

(3) 容积式泵

- ① 输送温度下液体粘度高于 $650\text{mm}^2/\text{s}$ 者;
- ② 流量较小且扬程高的,宜选用往复式;
- ③ 液体中气体含量允许稍大于5% (体积);
- ④ 液体需要准确计量时,可选用柱塞式计量泵,液体要求严格不漏时,可选用隔膜计量泵;
- ⑤ 润滑性能差的液体不应选用齿轮泵和三螺杆泵,可选用往复泵;
- ⑥ 流量较小,温度较低、压力要求稳定的,宜选用转子泵或双螺杆泵。

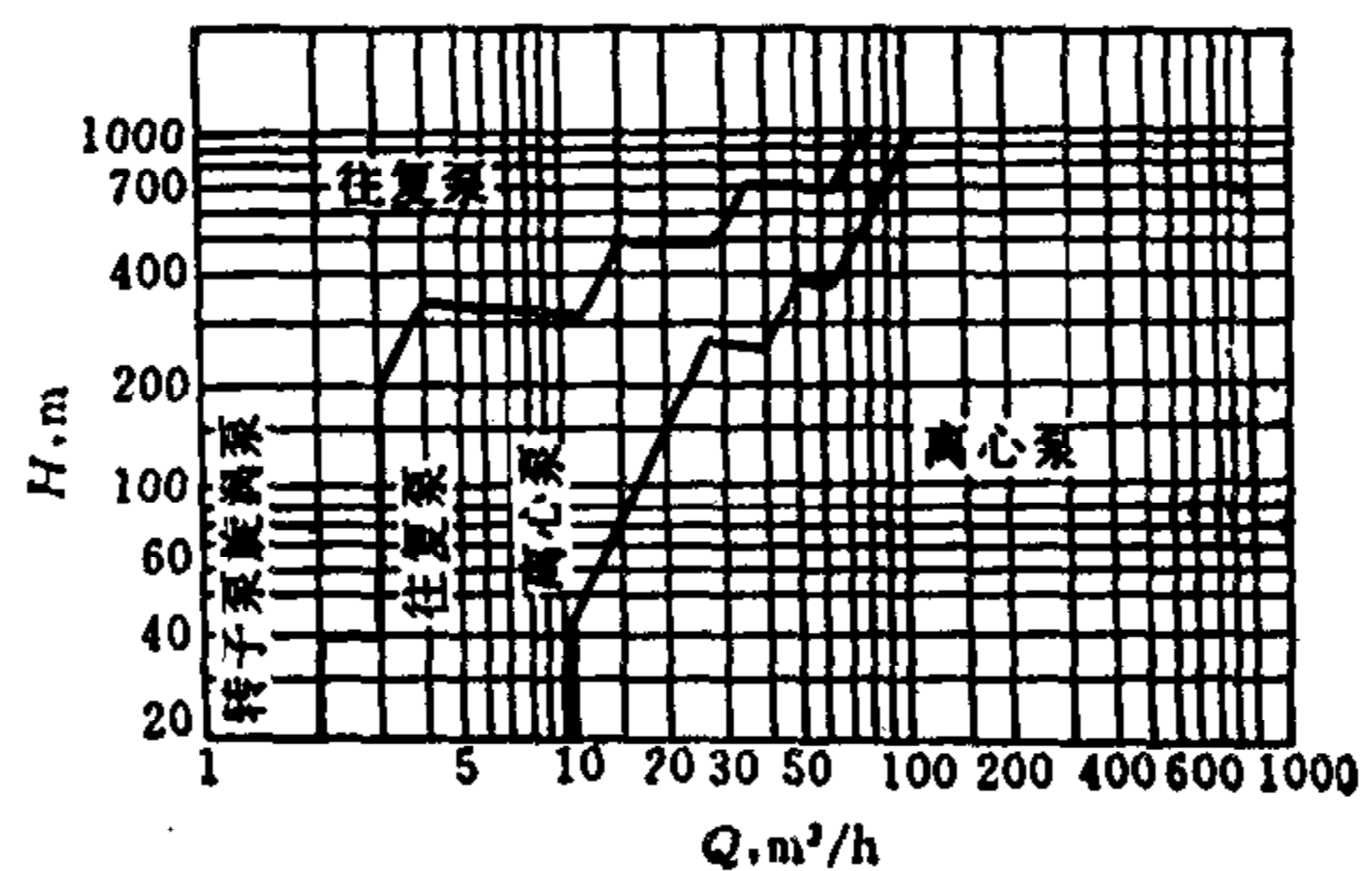


图 19-1 各种泵的工作范围

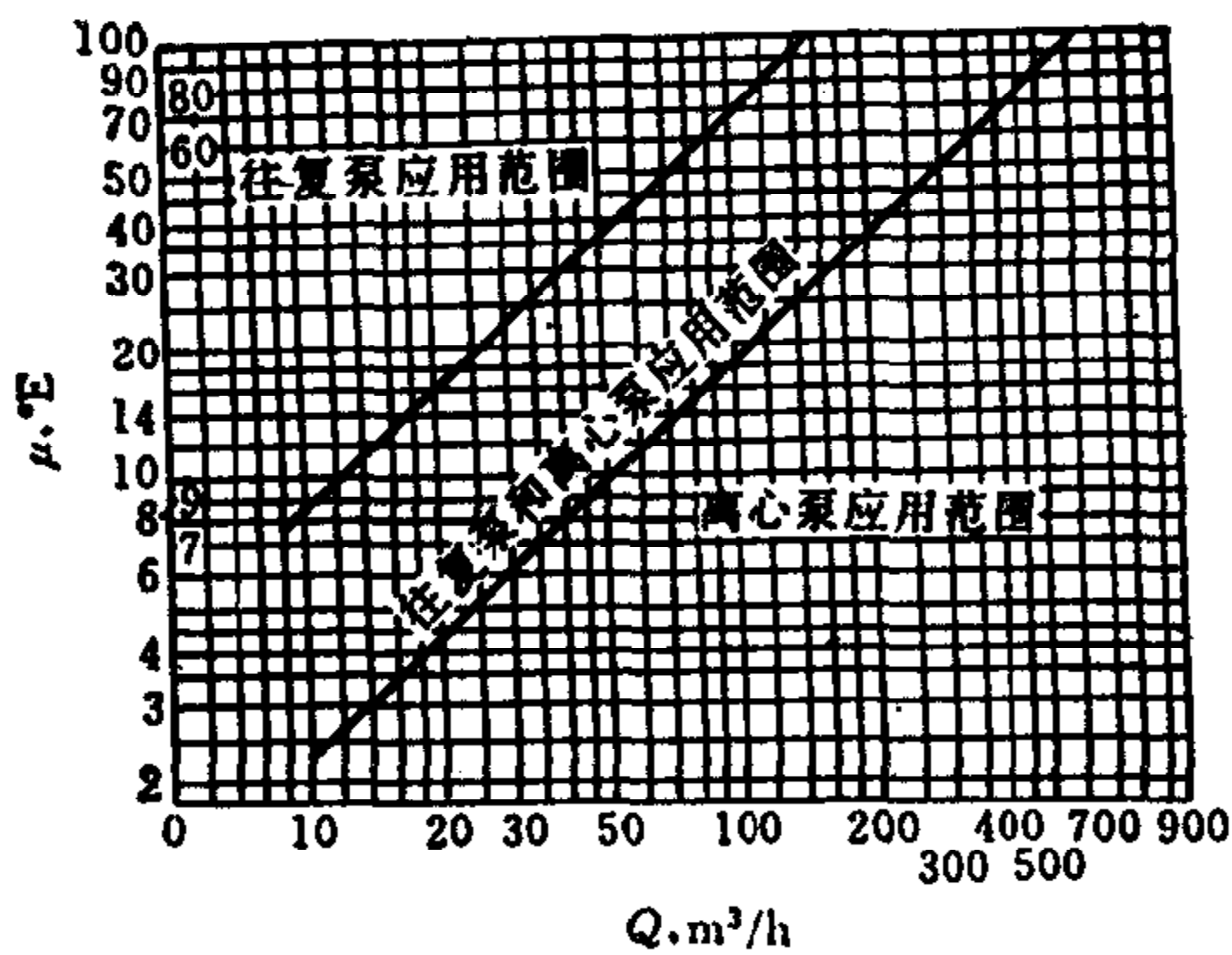


图 19-2 离心泵和往复泵适用的粘性介质范围

1.3 泵的性能指标

1.3.1 扬程

泵的扬程指泵输送单位量液体由泵进口至出口的能量增加值，它包括液体静压头、速度头和几何位能等能量增加值总和，由式19-1表示。

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1 \quad \text{m液体} \quad (19-1)$$

此项指标由泵制造厂提供的样本或说明书中可查得。

叶片式泵的扬程为流量的函数，其关系见泵特性曲线。对容积式泵而言，一般以排出压力表示，它能自动适应管网系统所需压力的变化，最高使用压力系由泵体结构设计限定，排出压力变化时泵流量几乎不变。叶片式泵扬程单位一般为m液柱，容积式泵排出压力的单位一般为MPa。

1.3.2 流量

泵在单位时间内抽吸或排送液体的体积数。一般以m³/h或L/s表示。

叶片式泵流量与扬程有关，见泵特性曲线。泵的操作流量指泵的扬程流量性能曲线与管网系统需要扬程、流量曲线交点处流量值，容积式泵流量与扬程无关，几乎为常数。

1.3.3 必需汽蚀余量 (NPSHr)

泵在运转中，若其过流部分的局部区域（通常是叶轮叶片进口稍后的某处），因为某种原因，抽送液体的绝对压力下降到当时温度下的汽化压力时，液体便在该处开始汽化，产生蒸汽、形成气泡。这些气泡随液体向前流动，至某高压处时，气泡周围的高压液体，致使气泡急骤地缩小以至破裂（凝结）。在气泡凝结的同时，液体质点将以高速填充空穴，发生互相撞击而形成水击，这种现象发生在固体壁上将使过流部件受到腐蚀破坏。上述产生气泡和气泡破裂使过流部件遭到破坏的过程就是泵中的汽蚀过程。

为使泵在工作时不产生汽蚀现象，泵进口处必需具有超过输送温度下液体的汽化压力的能量，使泵在工作时不产生汽蚀现象所必需具有的富余能量——必需汽蚀余量。必需汽蚀余量，国际上普遍称此为必需净正吸入头 (Req'd Net Positive Suction Head)，用NPSHr表示，国内以前用 Δh_s 表示，目前 GB3216-89第4.2.17节已正式用 NPSHr 表示必需汽蚀余量，并规定由设计制造时给出。

必需汽蚀余量是泵本身具有的一种特性，一般由泵厂通过试验测定。如果没有泵的NPSHr测试值，离心泵的必需汽蚀余量可按式19-2估算。

$$\text{NPSHr} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{1.22} \quad (19-2)$$

式中 n ——泵轴转速，r/min；

Q ——输送温度下液体流量，m³/s（双吸为 $\frac{1}{2}Q$ ）；

C ——汽蚀比转数，可近似地按表19-2确定。

表 19-2 离心泵的汽蚀比转数C值

| $Q, \text{m}^3/\text{h}$ | 6 | 20 | 60 | 100 | 150 | 200 | 300 | >300 |
|--------------------------|---------|---------|---------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| C 值 ($n=2900$ r/min) | 400~450 | 550~600 | 750~800 | 900~1000 | 1000~1100 | 1100~1200 | 1200~1300 | 1250~1350 |
| C 值 ($n=1450$ r/min) | — | — | — | 550~600 | 650~700 | 700~750 | 750~850 | 850~1000 |
| 泵的比转数 n_s | 50~70 | | 71~80 | 81~150 | 151~200 | | | |
| C 值 | 600~750 | | 800 | 800~1000 | 1000~1200 | | | |

注：对大直径多级离心泵应取下限值。

1.3.4 功率和效率

(1) 有效功率 单位时间内泵对液体所作的功, 见式19-3、19-4。

对叶片式泵:

$$N_o = \frac{QH\rho}{102} \quad (19-3)$$

对容积式泵:

$$N_o = \frac{(P_d - P_s) \times 10^5 Q}{102} \quad (19-4)$$

式中 N_o ——泵的有效功率, kW;
 Q ——输送温度下泵的流量, m^3/s ;
 H ——扬程, m;
 ρ ——输送温度下液体的密度, kg/m^3 ;
 P_d ——泵出口压力, MPa;
 P_s ——泵入口压力, MPa。

(2) 效率 η 泵效率是指泵的有效功率 N_o 与泵轴功率 N 之比, 见式19-5。

$$\eta = \frac{N_o}{N} \times 100\% \quad (19-5)$$

(3) 轴功率 N 由原动机传给泵的功率, 见式19-6、19-7。

对叶片式泵:

$$N = \frac{QH\rho}{102\eta} \quad (19-6)$$

对容积式泵:

$$N = \frac{(P_d - P_s) \times 10^5 Q}{102\eta} \quad (19-7)$$

泵样本给出的功率和效率都是用清水试验得出的, 当液体为烃类或其他化工品时, 应按本章提供的性能换算方法校正 Q 、 H 、 η 、 $NPSH_r$ 值。

泵效率与泵类型、泵能力大小有关。一般为:

活塞式 大型 85~88% 小型 75~85%
 离心式 大型 ~85% 中型 ~75%
 小型 ~70%

旋涡式 30~40%

泵输送粘稠液体时效率下降。

(4) 驱动机的配用功率 N'

$$N' = K \frac{N}{\eta_t} \quad (19-8)$$

式中 η_t ——泵传动装置效率, 见表19-3;

K ——功率裕量系数, 见表19-4、19-5。

(5) 驱动机的额定功率 驱动机的额定功率应不小于驱动机的配用功率。

1.3.5 泵的性能曲线

泵的性能曲线是指泵在恒速下, 扬程 H 、轴功率

表 19-3 传动装置效率 η_t

| 传动方式 | 直联传动 | 平皮带传动 | 三角皮带传动 | 齿轮传动 | 蜗杆传动 |
|----------|------|-------|--------|----------|-----------|
| η_t | 1.0 | 0.95 | 0.92 | 0.9~0.97 | 0.70~0.90 |

表 19-4 离心泵的功率裕量系数 K

| 驱动机 | 电动机 | | | 汽轮机 |
|--------------|-------------|-------|-----------|------|
| 轴功率 N , kW | ≤ 18.5 | 22~55 | ≥ 75 | 全部 |
| K | 1.25 | 1.15 | 1.10 | 1.10 |

注: 旋涡泵、轴流泵、混流泵及转子泵的功率裕量系数可参考本表。

表 19-5 往复泵的功率裕量系数 K

| 驱动机 | 电动机 | | | | |
|-----|--------------------------|------------|-----------|-----------|--------|
| | 轴功率 N , kW ≤ 2 | ≤ 6 | ≤ 10 | ≤ 20 | > 20 |
| 一般泵 | 2 | 1.5 | 1.25 | 1.15 | 1.10 |
| 计量泵 | 2 | 2 | 1.5 | | |
| 驱动机 | 蒸汽原动机 | | | | |
| | 轴功率 N , kW ≤ 0.75 | ≤ 1.5 | ≤ 4 | > 4 | |
| 一般泵 | 2 | 1.5 | 1.2 | 1.15 | |
| 计量泵 | | | | | |

N 、效率 η 、必需汽蚀余量 $NPSH_r$ 相对于流量 Q 的关系曲线。在制造厂, 这些曲线是由试验得出, 并换算至标准物理状态 (标准大气压和 $20^\circ C$ 的清水)。图 19-3、19-4 分别表示典型离心泵和旋涡泵的特性曲线。

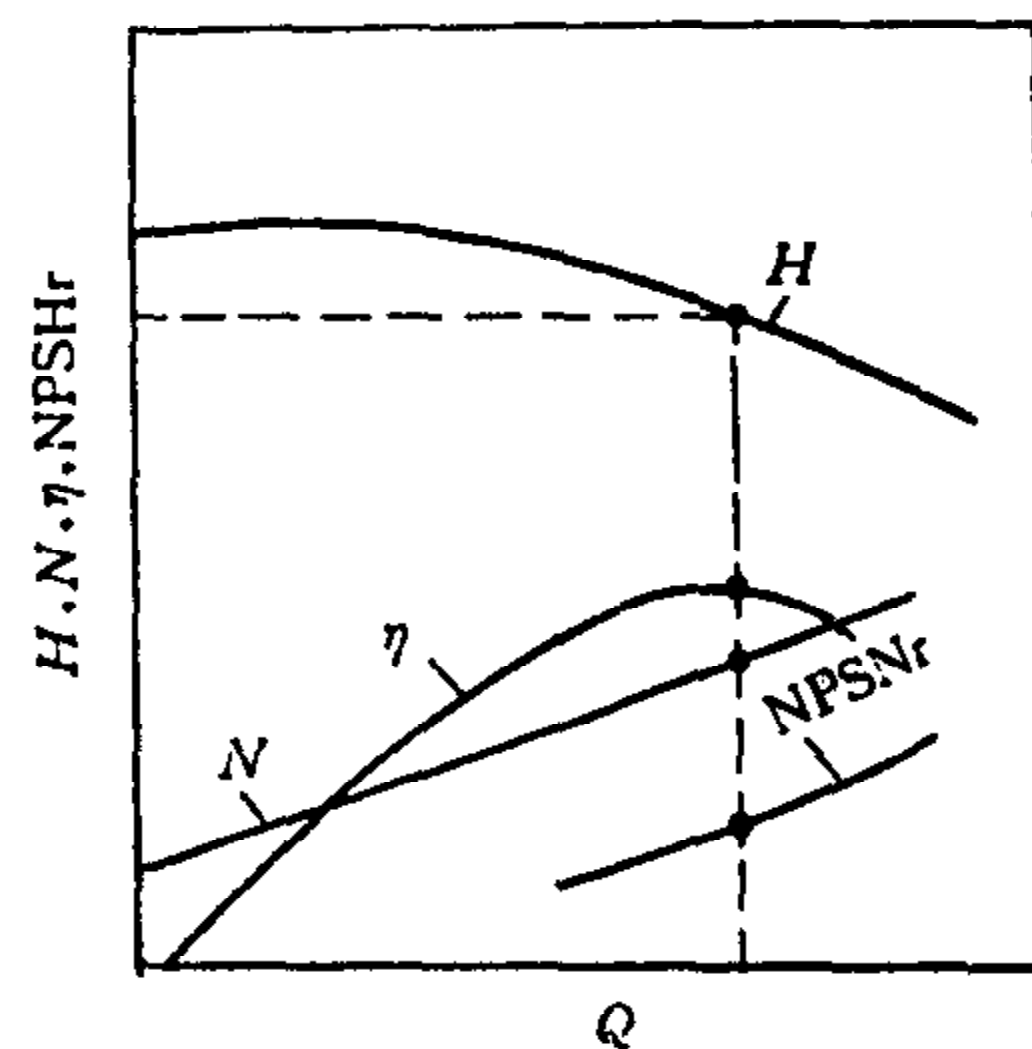


图 19-3 离心泵特性曲线

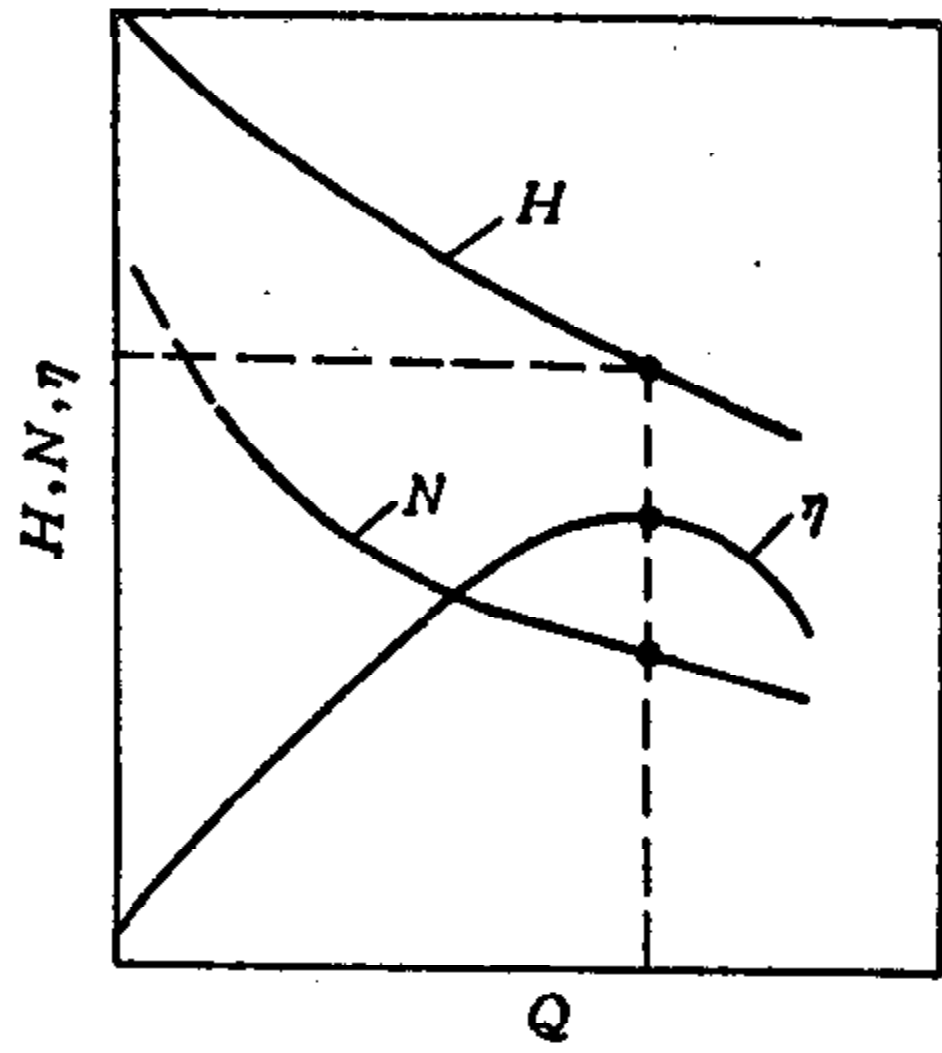


图 19-4 旋涡泵特性曲线

由图可知：

(1) 在相同的叶轮直径和转速下，旋涡泵的扬程比离心泵高 2~4 倍。在比转数 10~40 范围内，采用旋涡泵比较合适。

(2) 离心泵的扬程、功率曲线比旋涡泵的平坦。旋涡泵需在出口阀开启的情况下启动，并采用在排出管路和吸入管路之间另接旁路进行回流的方法来

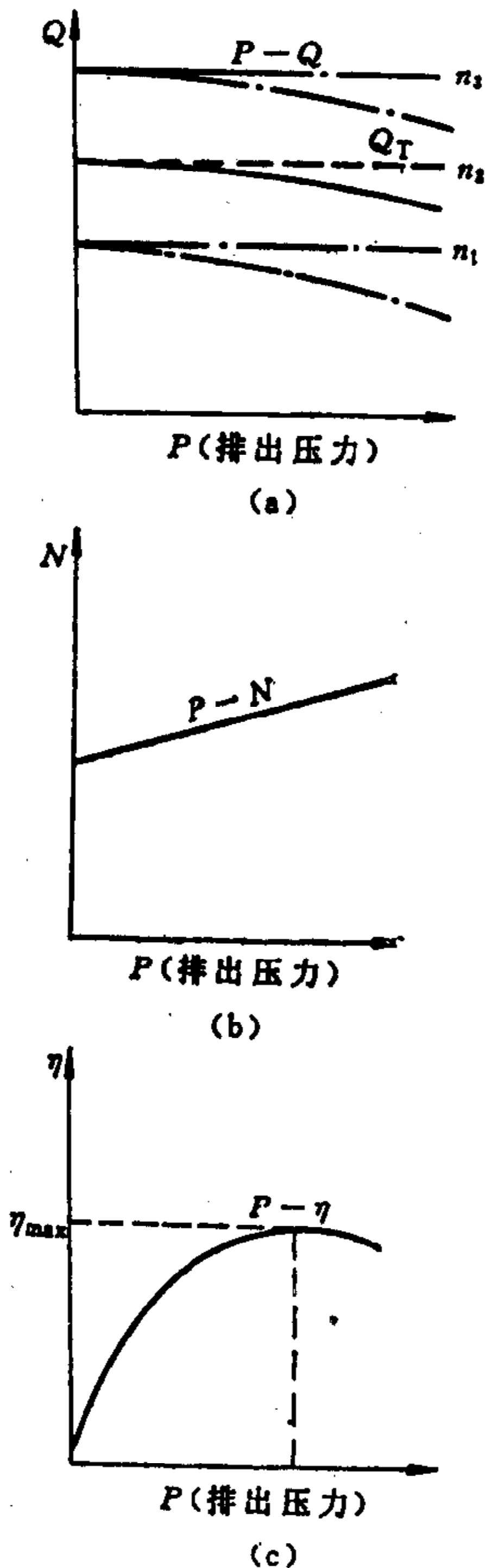


图 19-5 容积式泵的性能曲线

调节流量。而离心泵应在出口阀关闭的情况下启动。

(3) 旋涡泵的效率一般为 20~50%，只能适用于功率小 (40kW 以下) 的场合。

(4) 旋涡泵的进口损失较大，其汽蚀性能比离心泵差。

容积式泵的性能曲线参见图 19-5。

由图可知：

(1) 容积式泵的理论流量 Q_T 与排出压力 P 无关，实际流量 Q 随着排出压力 P 的升高有所下降，下降的程度与内部的泄漏程度有关 [图 19-5(a)]。

(2) 容积式泵的流量 Q 与泵的转速 ($n_2 > n_1 > n_3$) 有关 [图 19-5(a)]。

(3) 容积式泵的功率 N 因排出压力 P 的升高而增加 [图 19-5(b)]。

(4) 容积式泵的效率在达到额定的排出压力 P 时为最佳 [图 19-5(c)]。

1.4 泵的性能换算

1.4.1 切割叶轮

(1) 对于叶轮外径车削后，出口面积基本不变的中、高比转数的离心泵，其叶轮车削与性能的关系，可用式 19-9~19-11 进行换算。

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (19-9)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (19-10)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (19-11)$$

式中 D_1 、 D_2 ——车削前后的叶轮外径，mm；

Q_1 、 Q_2 、 H_1 、 H_2 、 N_1 、 N_2 ——叶轮外径为 D_1 、 D_2 时的流量、扬程和轴功率。

(2) 对于叶轮外径车削后，出口面积改变的两侧盖板平行的低比转数的离心泵，其叶轮车削与性能的关系，可用式 19-12~19-14 进行换算：

$$\frac{Q_1}{Q_2} \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (19-12)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (19-13)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4 \quad (19-14)$$

(3) 叶轮外径不允许车削过多 (与比转数有关)，以免泵的效率降低得过多。通常比转数小于 250 的离心泵，当车削在 5% 以内时，车削后的性能可按表 19-6 直接求出，否则需通过试验确定。

表 19-6 叶轮外径车削允许量

| 比转数 n_s | ≤ 60 | 60~120 | 120~200 | 200~250 | 250~350 | 350~450 |
|---|-----------|--------|---------|---------|---------|---------|
| 最大切割量 $\left(\frac{D_1-D_2}{D_1}\right) \times 100\%$ | 20 | 15 | 11 | 9 | 7 | 5 |

注：对于旋涡泵和轴流泵，不能用车削叶轮的办法来改变泵的性能。

1.4.2 改变转速

叶片泵的流量当转速在 $\pm 20\%$ 范围内变化时仍保持相似，可近似地按式19-15~19-18进行性能换算。

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (19-15)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (19-16)$$

$$\frac{NPSHr_1}{NPSHr_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (19-17)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (19-18)$$

式中 Q_1 、 H_1 、 N_1 、 $NPSHr_1$ ——转速为 n_1 时的流量、扬程、轴功率及必需汽蚀余量值；

Q_2 、 H_2 、 N_2 、 $NPSHr_2$ ——转速为 n_2 时的流量、扬程、轴功率及必需汽蚀余量值。

齿轮泵和螺杆泵的流量随转数而变化，液体粘度和排出压力不变而转数 n_1 降至 n_2 时，将会引起流量 Q_1 和功率 N_1 的减少，可近似地按式19-19计算：

$$Q'_2 = \frac{Q'_1}{\eta_v} \left[\frac{n_2}{n_1} - (1 - \eta_v) \right] \quad (19-19)$$

式中 n_1 、 n_2 ——齿轮泵、螺杆泵转数变化前后的转数，r/min；

Q'_1 、 Q'_2 ——转数为 n_1 、 n_2 时的流量， m^3/h ；

η_v ——转数为 n_1 时的容积效率，%；如性能曲线中未表示出 η_v 时，可按排出压力为 P 时的流量 Q_1 与排出压力为零时的流量 Q_0 之比估算，即 $\eta_v = Q_1/Q_0$ 。

$$N_2 = N_1 \frac{\eta}{\eta_v} \frac{n_2}{n_1} \left[1 + \frac{\eta_v - \eta}{\eta} \sqrt{\frac{n_2}{n_1}} \right] \quad (19-20)$$

式中 N_1 、 N_2 ——齿轮泵、螺杆泵转数变化前后的轴功率，kW；

η_v 、 η ——转数为 n_1 和排出压力为 P 时的容积效率和总效率，%。

如果忽略往复次数对泵的容积效率的影响，往复泵的流量和轴功率与往复次数近似地或成正比而变化。

1.4.3 相对密度变化

输送液体的相对密度与 20°C 清水不同时，对泵的流量、扬程和效率不产生影响，只有泵的轴功率随之变化，其关联式为：

$$N = N_w \frac{\gamma}{\gamma_w} \quad (19-21)$$

式中 N_w 、 N ——常温清水和输送液体的轴功率，kW；

γ_w 、 γ ——常温清水和输送液体的相对密度。

1.4.4 粘度变化

(1) 叶片泵输送液体的粘度变大，并大于 $25\text{mm}^2/\text{s}$ 时，泵的特性将产生较大的变化，会使流量减少，扬程降低，轴功率增加，效率下降，泵的必需汽蚀余量增大。输送粘性液体时泵的性能参数可用输送清水时泵的性能参数乘以相应的校正系数表示，见式19-22~19-26。

$$Q_v = C_Q Q_w \quad (19-22)$$

$$H_v = C_H H_w \quad (19-23)$$

$$\eta_v = C_E \eta_w \quad (19-24)$$

$$N_v = \frac{Q_v H_v \rho}{102 \eta_v} \quad (19-25)$$

$$NPSHr_v = C_s NPSHr_w \quad (19-26)$$

式中 Q_v 、 H_v 、 η_v 、 N_v 、 $NPSHr_v$ 分别为——输送粘性液体时泵的流量(m^3/s)、扬程(m)、效率(%)、轴功率(kW)和汽蚀余量(m)；

Q_w 、 H_w 、 η_w 、 $NPSHr_w$ ——输送 20°C 清水时泵的参数(即从样本中查出的参数)；

C_Q 、 C_H 、 C_E 、 C_s ——输送大粘度液体时泵的流量、扬程、效率和汽蚀余量的校正系数(%)；

ρ ——液体密度， kg/m^3 。

粘度校正系数可按图19-6求解，因这种方法简单、实用，现简介如下：

现给定粘性液体的粘度，并已知泵抽送清水时的性能，在图19-6下图的横坐标上找出输送清水时最高效率点的流量 Q_N ，从该点向上引线与表示扬程 H (多级泵时为第一级扬程)的斜线相交，由交点向左或右引水平线，与表示粘度的斜线相交，再从此交点向上

将上述计算结果绘制泵特性曲线如图19-7。

表 19-7

| | 流量 Q | | 扬程 H | | 效率 η | | 轴功率 | |
|----------|---------|-----|--------|------|-----------|------|---------|------|
| | m^3/h | | m | | $\%$ | | $N_{轴}$ | |
| | 水 | 油 | 水 | 油 | 水 | 油 | 水 | 油 |
| $0.6Q_N$ | 102 | 98 | 36.6 | 35 | 68.5 | 44 | 14.8 | 19.1 |
| $0.8Q_N$ | 136 | 130 | 36 | 33.5 | 74.5 | 47.8 | 17.9 | 22.3 |
| $1.0Q_N$ | 170 | 163 | 32.5 | 30 | 76.5 | 49 | 19.7 | 24.4 |
| $1.2Q_N$ | 204 | 196 | 28.9 | 26 | 74.3 | 47.5 | 21.6 | 26.3 |

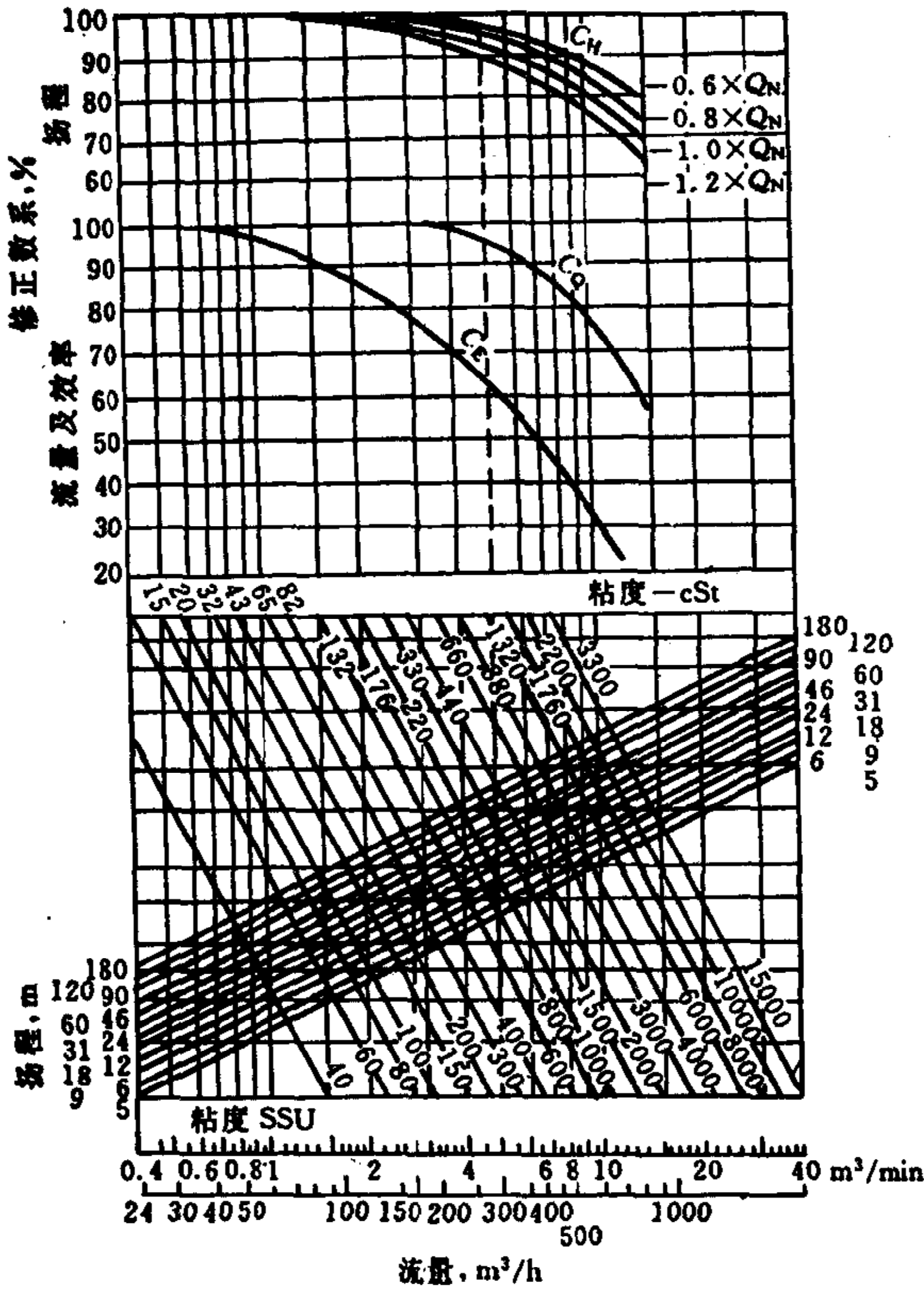


图 19-6 离心泵输送粘性液体时泵性能修正系数图

注：1. SSU为通用赛氏秒
2. 曲线用法示意

- (IX) 扬程修正系数 ← C_H (VII)
- (VII) 流量修正系数 ← C_Q (VI)
- (V) 效率修正系数 ← C_E (IV)
- (II) 扬程 → 粘度 (III)
- (I) 流量

引线由流量修正曲线 C_Q 、效率修正曲线 C_E 、各对应流量的扬程修正曲线轴功率扬程 C_H 相交，则可分别求得对应流量下的修正系数 C_Q 、 C_H 、 C_E 。

例 拟用IS125-100-200型水泵输送油品（粘度220cst，相对密度0.9），求泵性能参数。

IS125-100-200 泵输清水性能为 $170m^3/h$ ，扬程为 $37.5m$ 。当输送粘度为220cst、相对密度为0.9的油品，由图查得效率修正系数 $C_E=0.64$ ，流量修正系数 $C_Q=0.96$ ，扬程在额定流量 Q_N 时（即 $1.0 \times Q_N$ ）扬程修正系数 $C_H=0.925$ ，扬程在额定流量0.6, 0.8, 1.2倍时，扬程修正系数分别为0.96, 0.943, 0.90。计算结果列表19-7（IS125-100-200泵性能参见泵样本），

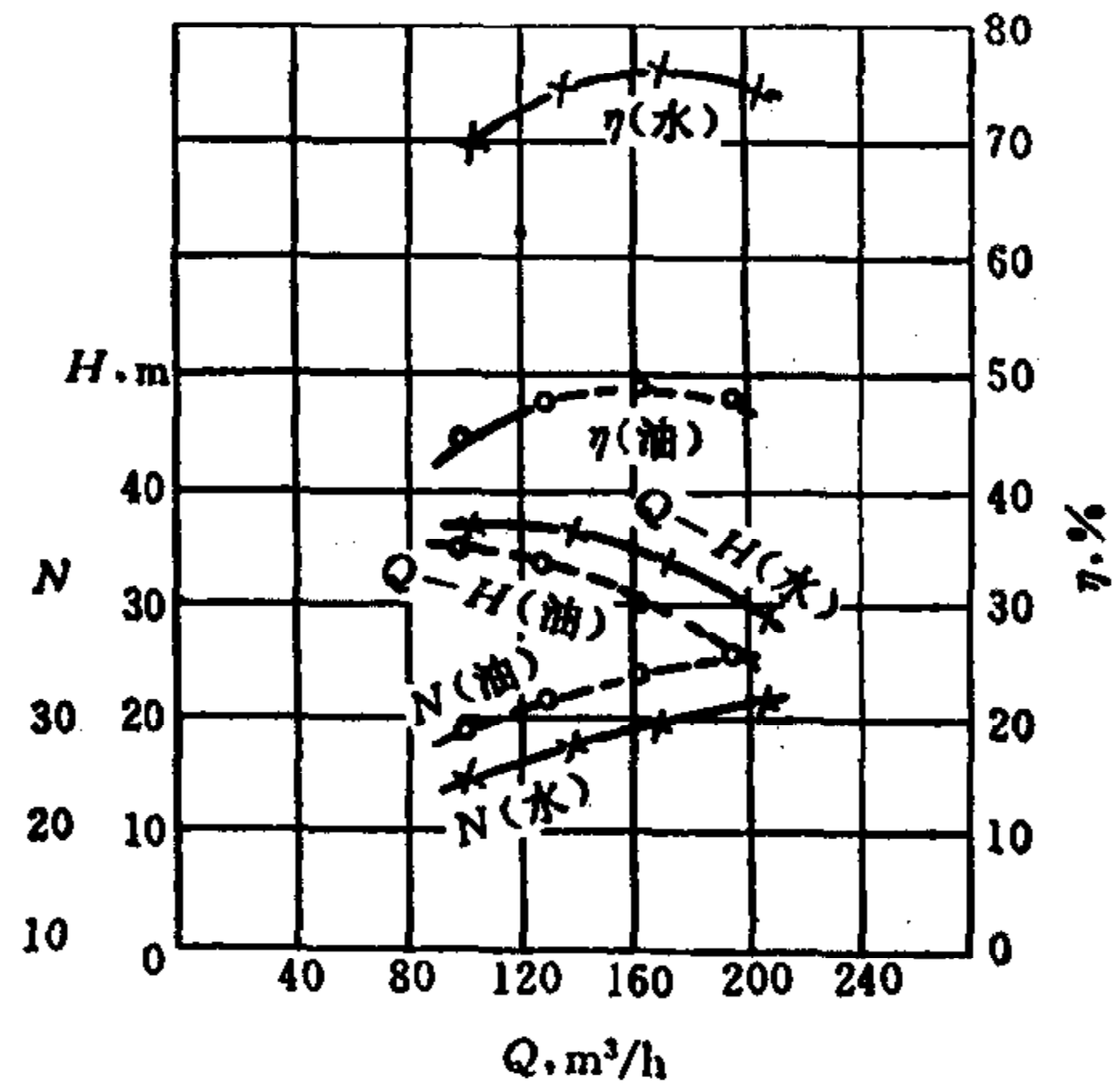


图 19-7 IS125-100-200型泵用于输水及输油特性曲线图
——水，---油

(2) 齿轮泵和螺杆泵的转数、排出压力不变，而液体粘度由 μ_1 增至 μ_2 时，泵的流量和轴功率将随着而变化，可近似地按式19-27、19-28计算：

$$Q'_2 = \frac{Q'_1}{\eta_v} \left[1 - (1 - \eta_v) \frac{\mu_1}{\mu_2} \right] \quad (19-27)$$

$$N_2 = N_1 \frac{\eta}{\eta_1} \left[1 + \frac{\eta_v - \eta}{\eta} \sqrt{\frac{\mu_2}{\mu_1}} \right] \quad (19-28)$$

式中 Q'_1, Q'_2 ——液体粘度为 $\mu_1, \mu_2 (mm^2/s)$ 、排出压力为 P 时的流量， m^3/h ；

η_v, η ——液体粘度为 μ_1 、排出压力为 P 时的容积效率和总效率， $\%$ ；

N_1, N_2 ——液体粘度为 μ_1, μ_2 、排出压力为 P 时的轴功率， kW ；

μ_1, μ_2 ——液体粘度， mm^2/s 。

(3) 往复泵的活塞速度随液体粘度的增高而降低，泵的流量减少。图19-8为粘度变化时往复泵活塞速度的修正曲线，可按此图对泵的活塞速度进行校正。

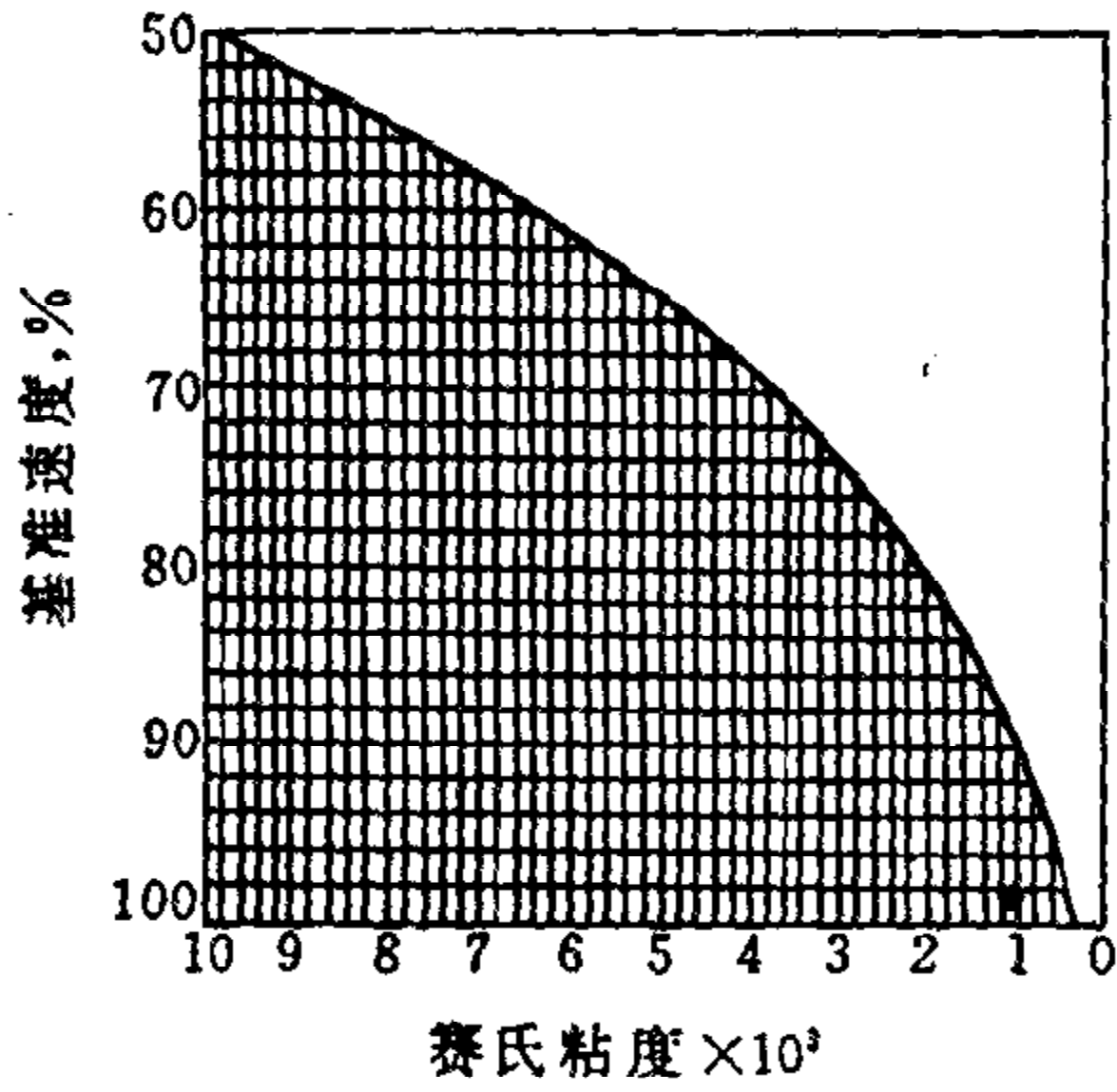


图 19-8 输送不同粘度液体时，往复泵活塞速度的修正曲线

1.5 泵的工作范围和型谱

泵特性曲线上的每一点都对应着一个工况，泵在最高效率点工况下运行是最理想的。但是用户要求的性能千差万别，不一定和最高效率点下的性能相一致。要想使每一个泵最高效率点的性能都能满足用户的要求，所需要的泵种类就太多。为此，规定一个范围（通常以效率下降5~8%为界），如图19-9的AB线段。泵在此范围内运行，效率下降不算太大，此段称为泵的工作范围。可以通过改变转速或切割外径的方法来扩大泵的工作范围，如图中的ABCD。其中的1、2是改变转速或切割叶轮前后的特性曲线，3、4是改变转速的相似抛物线或是切割外径的切割线（抛物线）。方块ABCD称为泵扩大了的工作范围，泵可以在此范围的任一点工作，而且效率下降最多不会超过5~8%很多。

把许多泵的工作范围画在一张坐标图中，称为型谱。为了使图形协调，高扬程和大流量时的工作范围

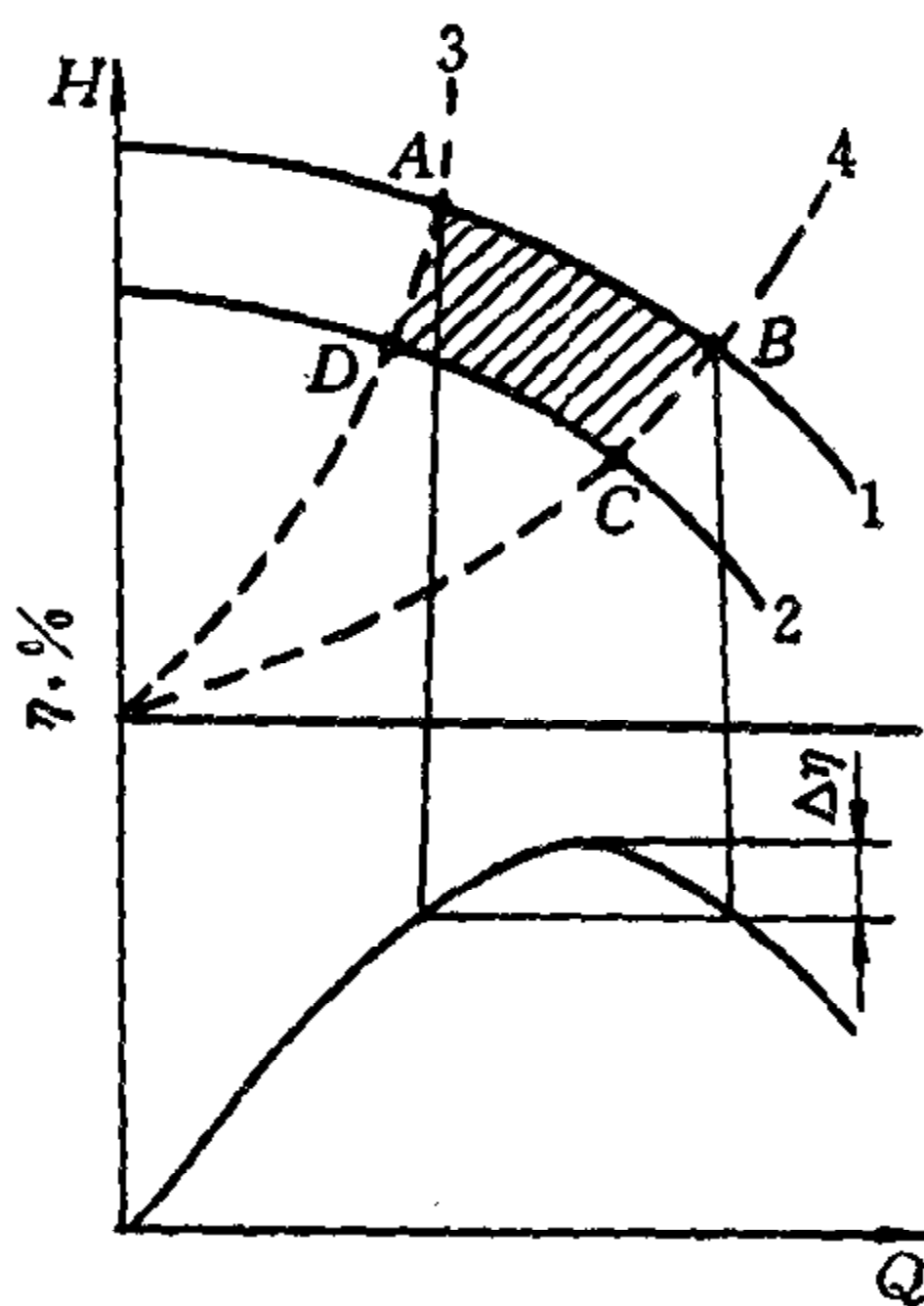


图 19-9 泵的工作范围

不致过大，通常采用对数坐标表示。一般，每种系列泵有一个型谱。所谓系列是指同一类结构的泵（如单级悬臂式泵，双吸泵，节段式多级泵系列）或某种用途的泵（如化工流程泵、锅炉给水泵系列）而规格是指同一系列中尺寸和性能不同的泵。

系列型谱一方面供用户选择需要的泵，一方面用于指出发展新产品的方向。每种系列最好用几种比转数的水力模型，泵的口径按一定的流量间隔比变化。同一口径的泵扬程也按一定的间隔比变化。图1-71是国际标准（ISO—2858）单级离心泵系列型谱。

1.6 扬程计算

在装置工艺计算中，泵所需要的扬程是选泵的重要依据，由管网系统的安装和操作条件决定。计算前应首先绘制流程草图，平、立面布置图，计算出管线的长度、管径及管件型式和数量。一般管网的流程和布置（竖向）条件如图19-10~19-23，需要扬程 h 可按该图所附公式计算。

- 式中
- D ——排出几何高度，m；
 - S ——吸入几何高度，m；
 - P_d, P_s ——容器内操作压力，m液柱（表压）；
 - h_{td} ——排出管全部阻力损失，m液柱；
 - h_{ts} ——吸入管全部阻力损失，m液柱；
 - h_a ——吸入口阻力损失（如安装底阀时为底阀阻力），m液柱；
 - h_b ——排出口阻力损失，m液柱。

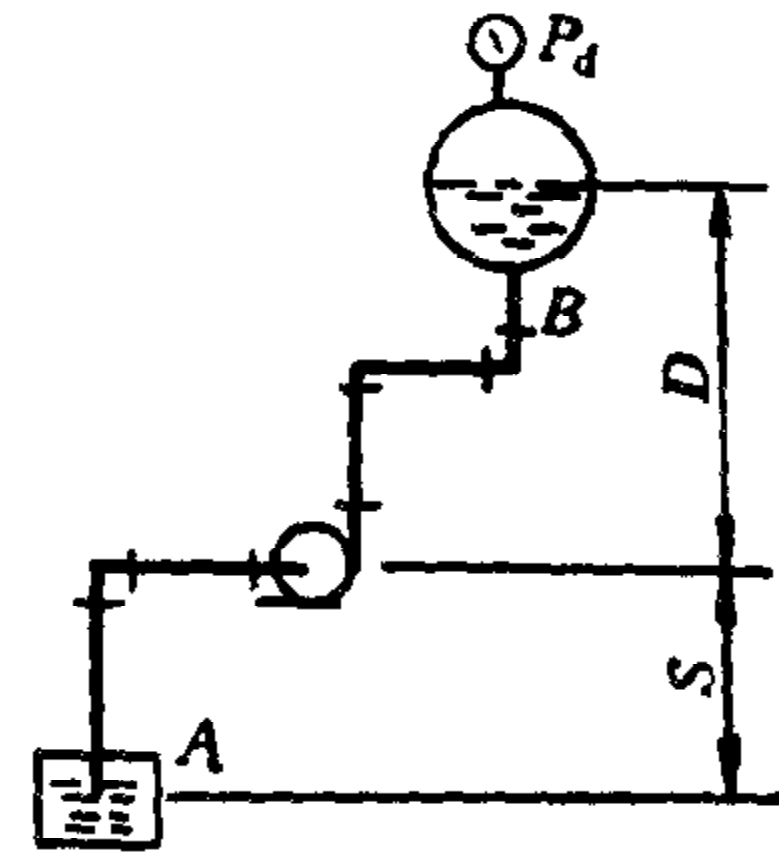


图 19-10

$$h = D + S + h_{td} + h_{ts} + h_a + h_b + P_d$$

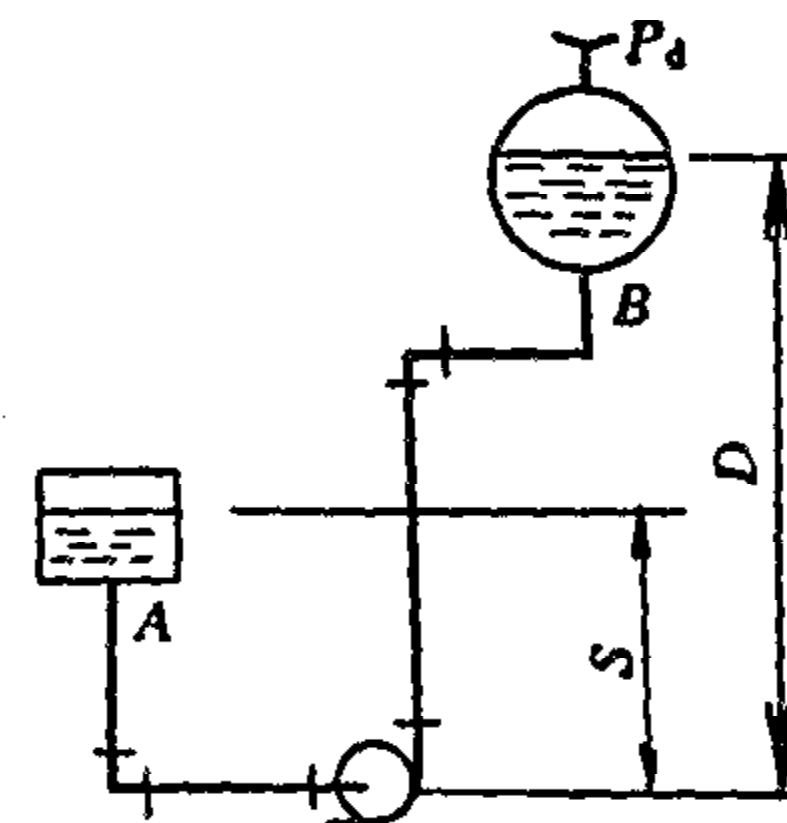


图 19-11

$$h = D - S + h_{td} + h_{ts} + h_a + h_b + P$$

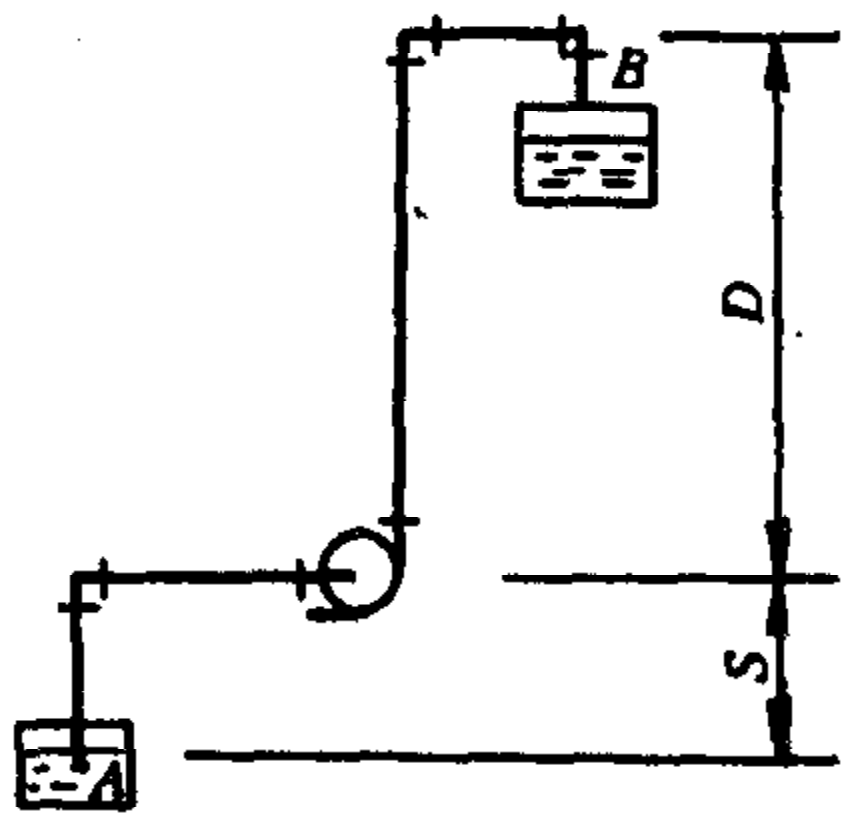


图 19-12

$$h = D + S + h_{fd} + h_{fo} + h_a + h_b$$

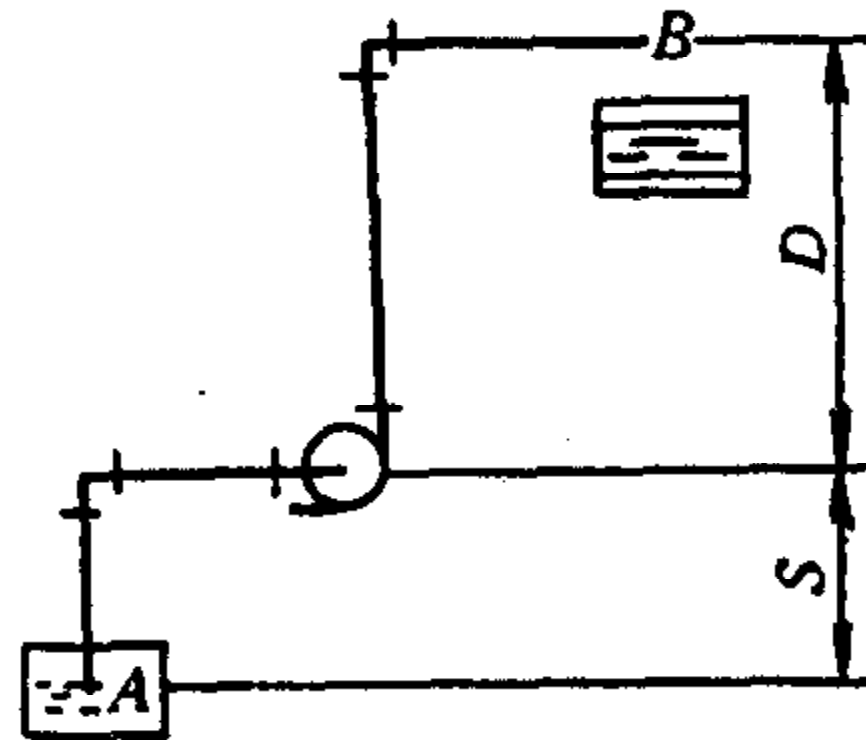


图 19-16

$$h = D + S + h_{fd} + h_{fo} + h_a + h_b$$

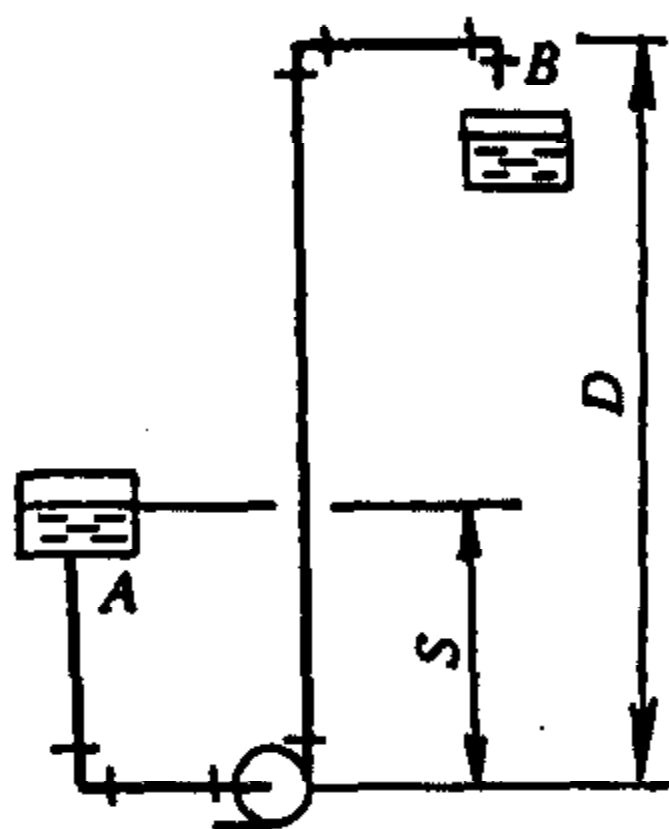


图 19-13

$$h = D - S + h_{fd} + h_{fo} + h_a + h_b$$

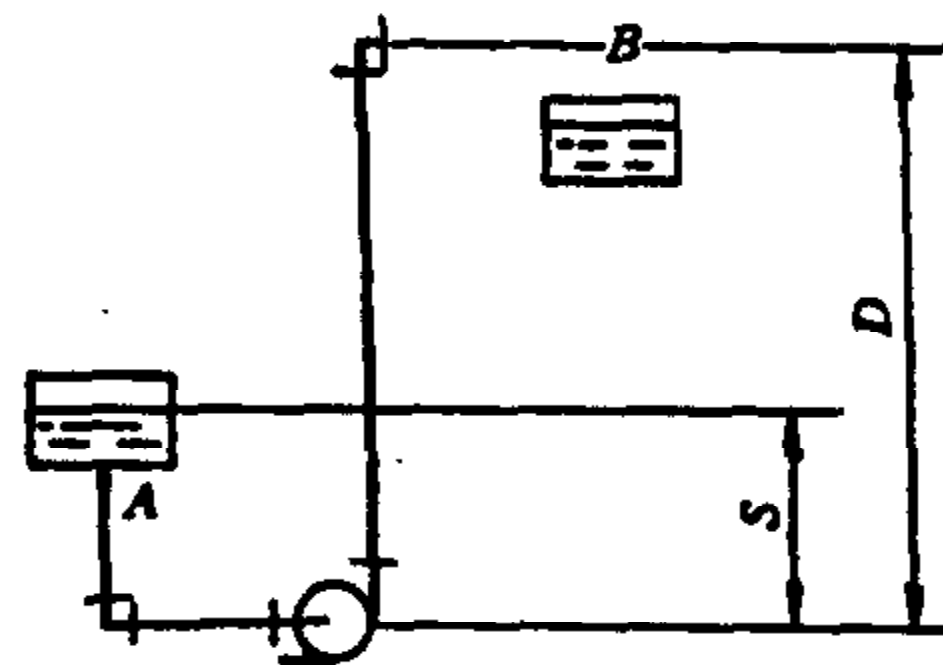


图 19-17

$$h = D - S + h_{fd} + h_{fo} + h_a + h_b$$

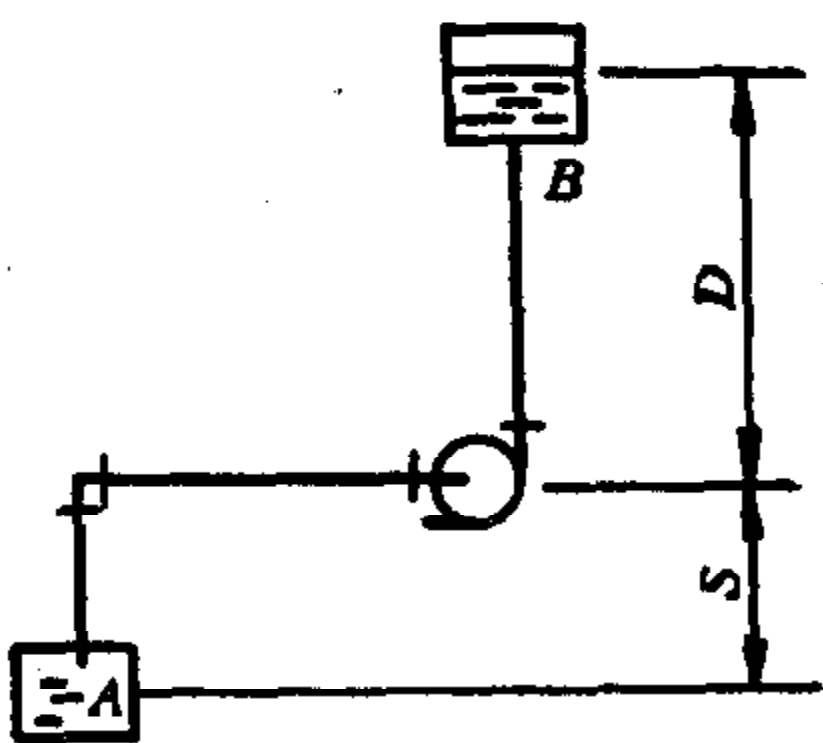


图 19-14

$$h = D + S + h_{fd} + h_{fo} + h_a + h_b$$

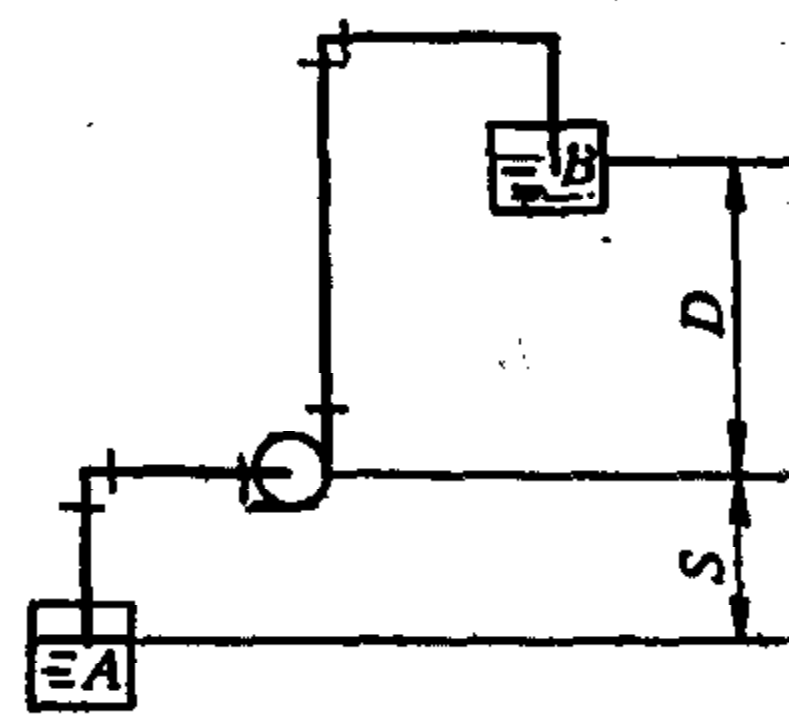


图 19-18

$$h = D + S + h_{fd} + h_{fo} + h_a + h_b$$

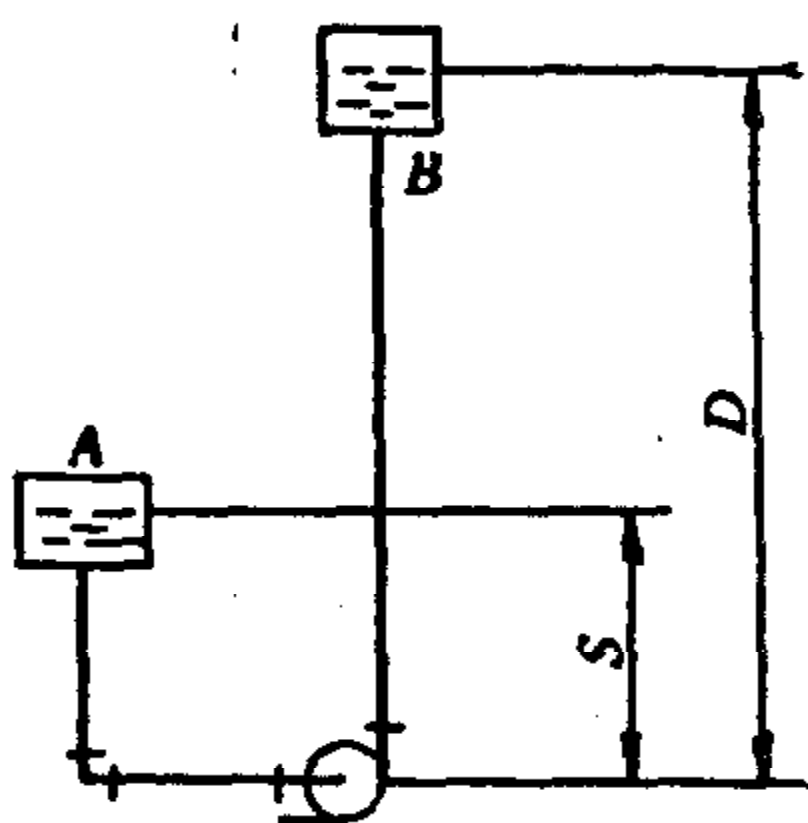


图 19-15

$$h = D - S + h_{fd} + h_{fo} + h_a + h_b$$

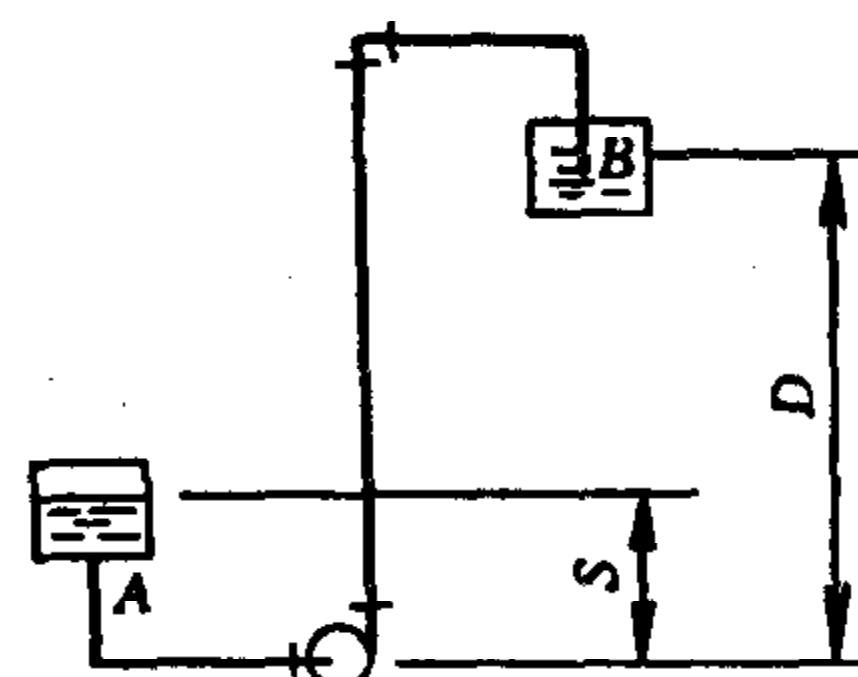


图 19-19

$$h = D - S + h_{fd} + h_{fo} + h_a + h_b$$

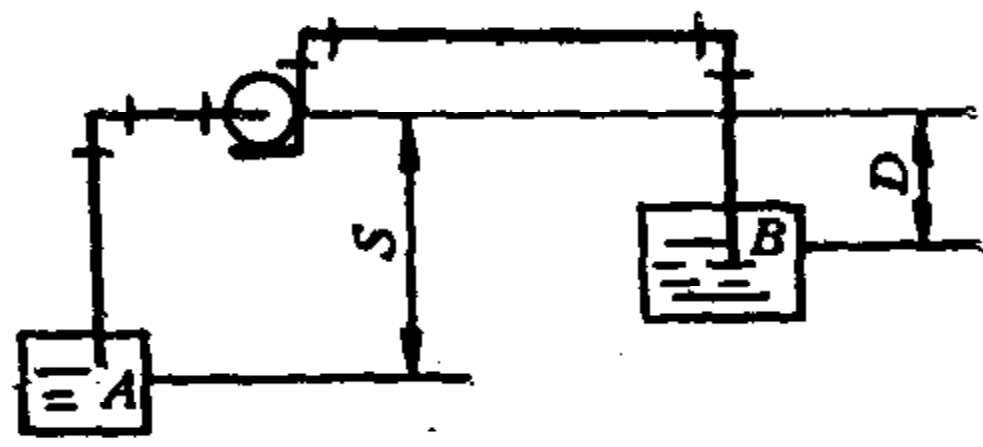


图 19-20

$$h = -D + S + h_{fd} + h_{fs} + h_a + h_b$$

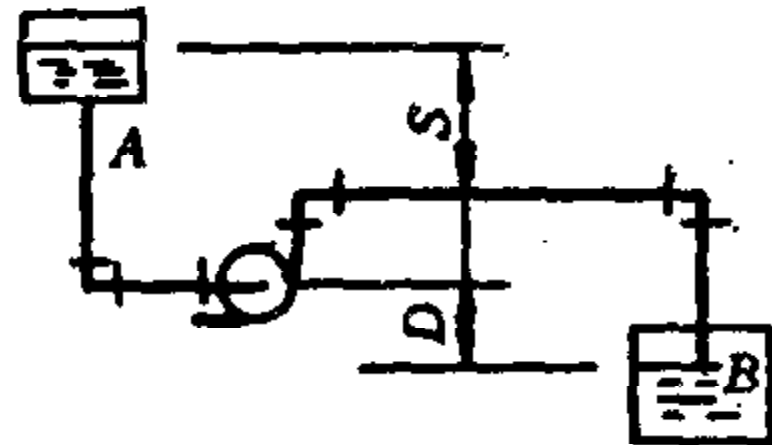


图 19-21

(当 $h < 0$ 时靠位能差输送可取消泵)

$$h = -D - S + h_{fd} + h_{fs} + h_a + h_b$$

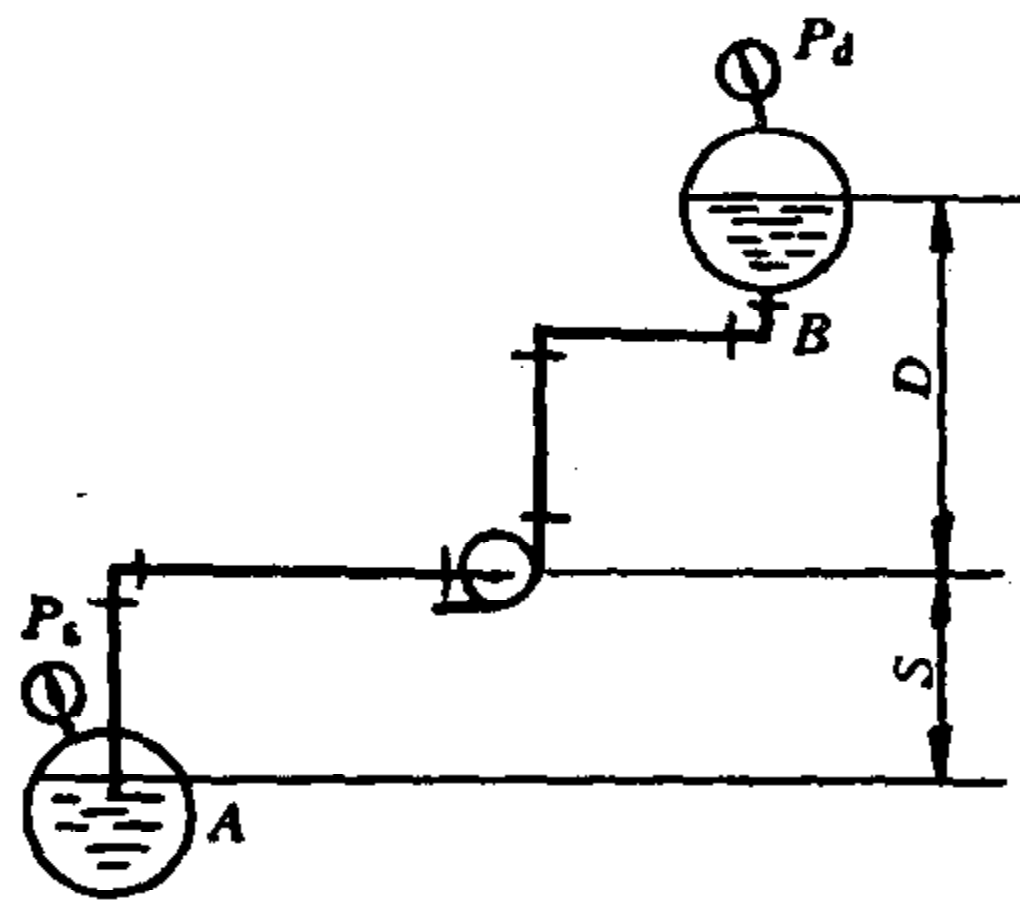


图 19-22

$$h = D + S + h_{fd} + h_{fs} + h_a + h_b + P_d - P_s$$

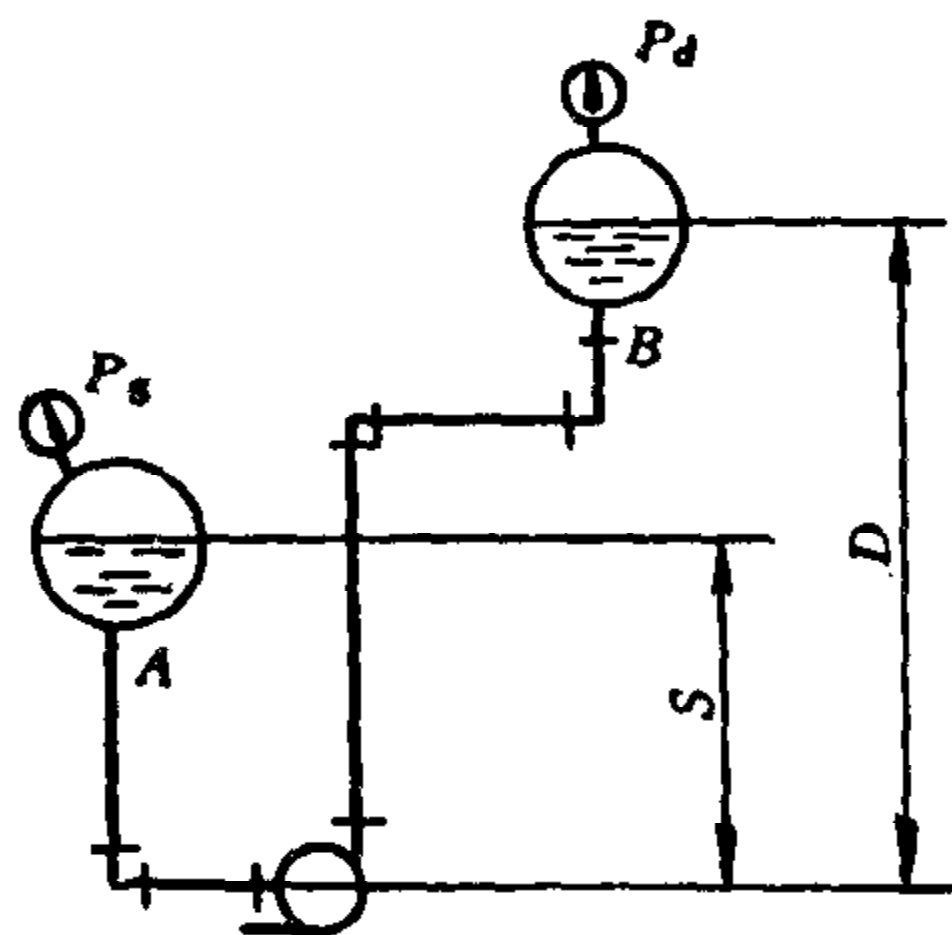


图 19-23

$$h = D - S + h_{fd} + h_{fs} + h_a + h_b + P_d - P_s$$

取用一系列流量值 Q_1, Q_2, \dots , 结合管网流程布置条件 (参见图19-10~19-23及所附公式) 求得 h_1, h_2, \dots 绘成流量与需要扬程 (压力) 关系曲线, 见图19-24。

设A点为操作点, 对离心泵而言, 此点系为与泵性能曲线 $Q-H$ 线交点, h_1 表示管网系统阻力。当流量

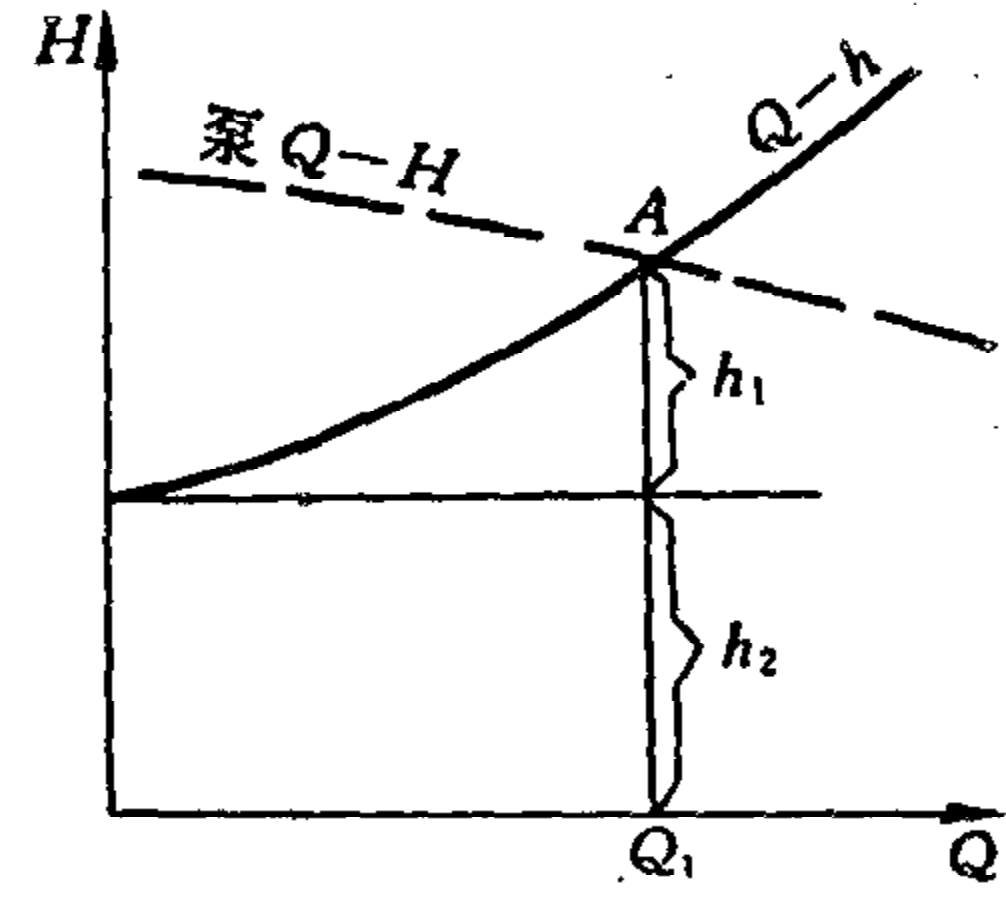


图 19-24

为零时, $h_1 = 0$; 其他流量时, $h_1 = h_{fd} + h_{fs} + h_a + h_b$ 。
 h_2 表示泵操作时需克服的几何位能和静压头, 对已定的安装操作条件时为定值 (与流量无关), 其值为:

当安装条件如图19-12,

19-14, 19-16, 19-18时

$$h_2 = D + S$$

当安装条件如图19-13,

19-15, 19-17, 19-19时

$$h_2 = D - S$$

当安装条件如图19-10时

$$h_2 = D + S + P_d$$

当安装条件如图19-11时

$$h_2 = D - S + P_d$$

当安装条件如图19-20时

$$h_2 = -D + S$$

当安装条件如图19-21时

$$h_2 = -D - S$$

当安装条件如图19-22时

$$h_2 = D + S + P_d - P_s$$

当安装条件如图19-23时

$$h_2 = D - S + P_d - P_s$$

管网阻力计算程序和有关列线图。见表19-8, 图19-25~19-30。

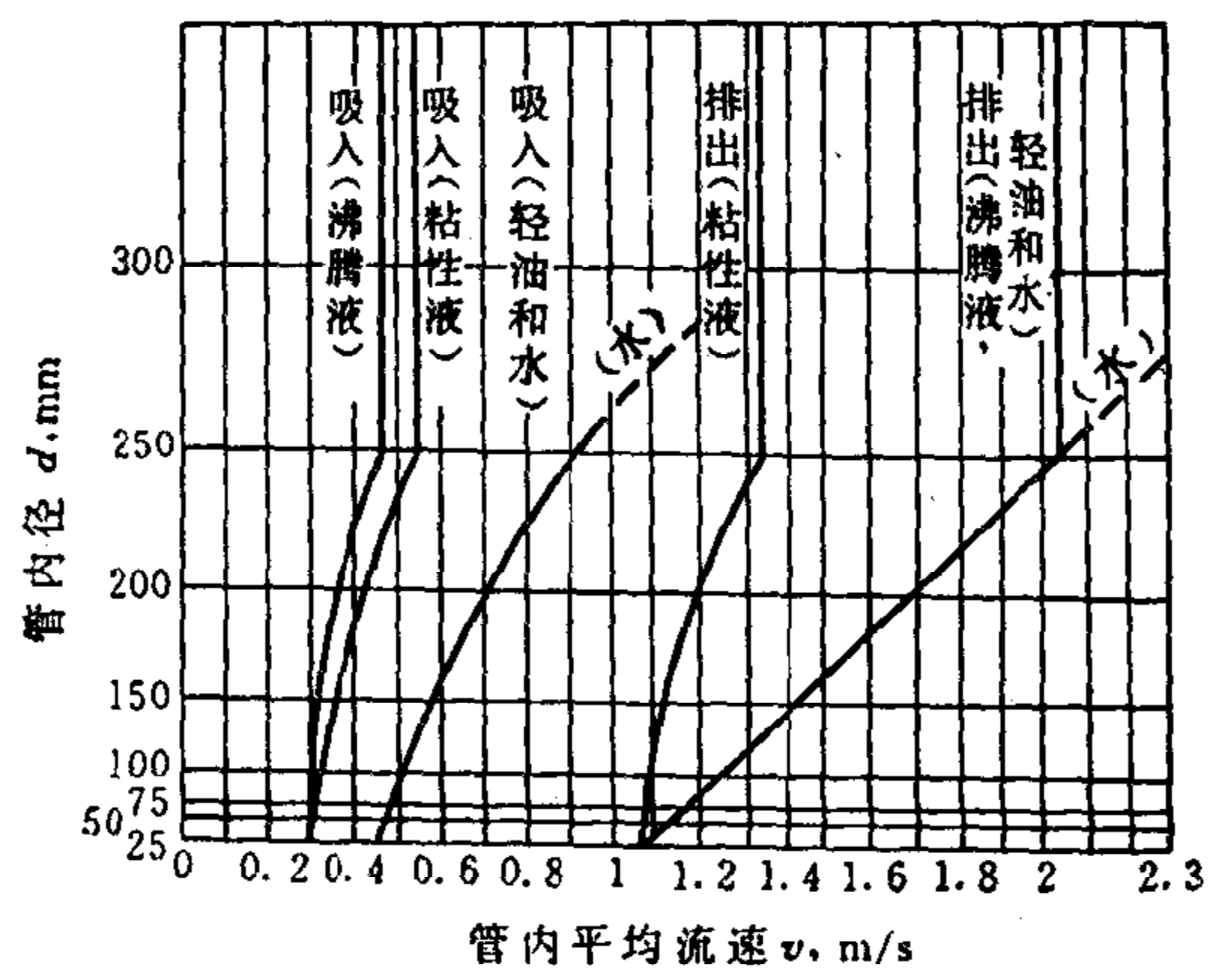


图 19-25 泵进出口管流速选用图

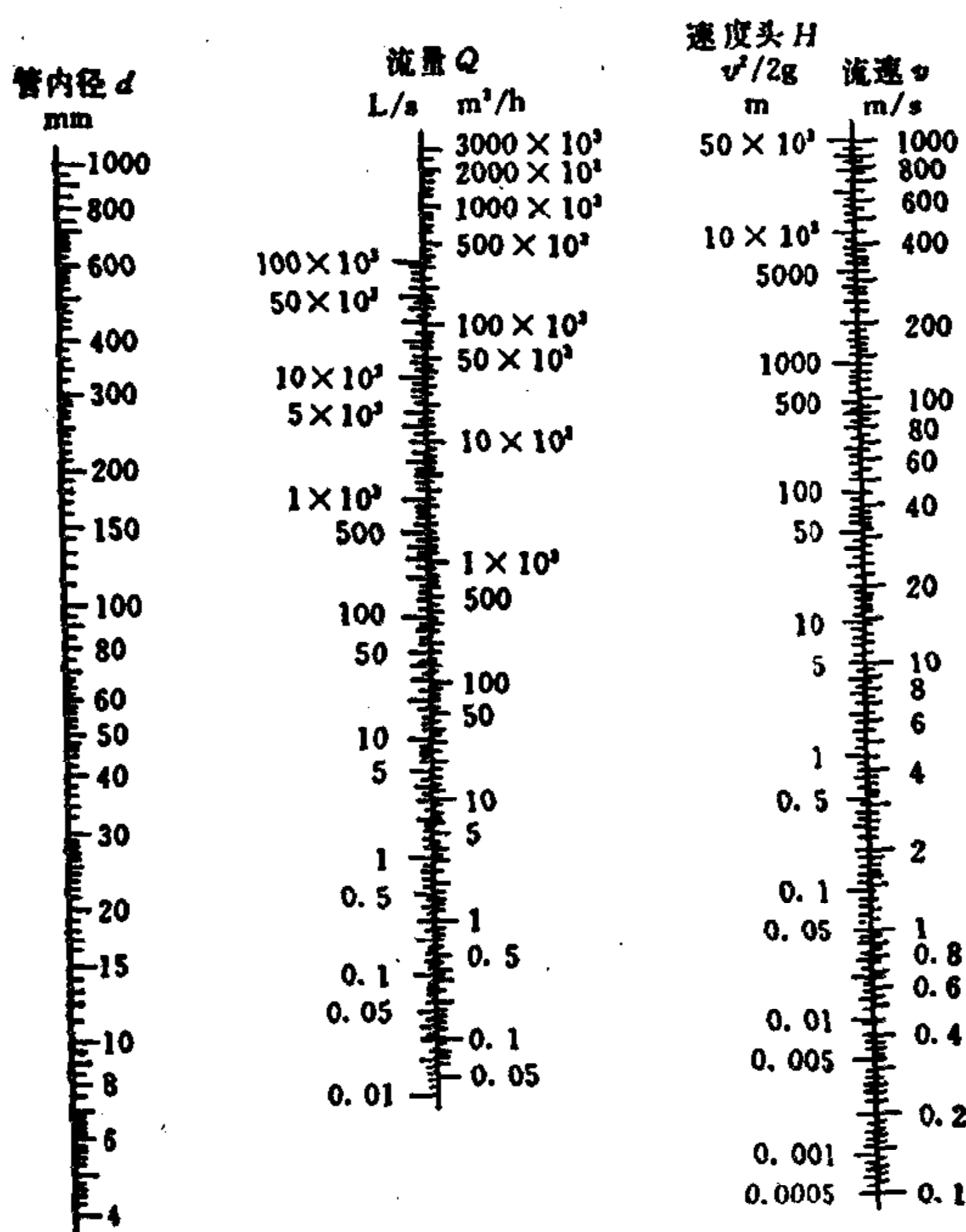


图 19-26 管内流速、速度头算图

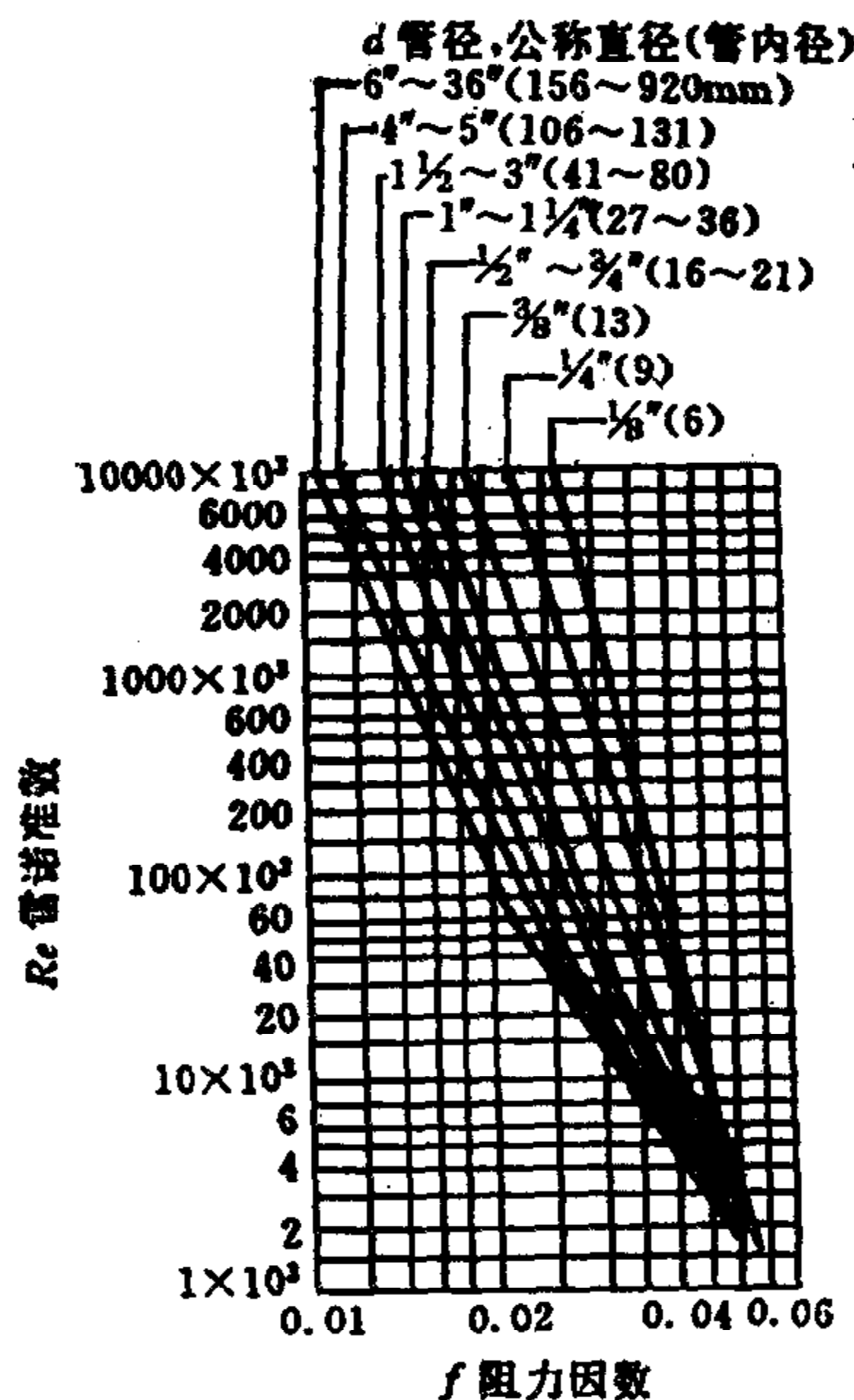


图 19-28 液体湍流范围阻力因数 f 算图

注 1. 本图用于钢管、光滑铸铁、水泥管
2. 算图用法: $Re-d \rightarrow f$

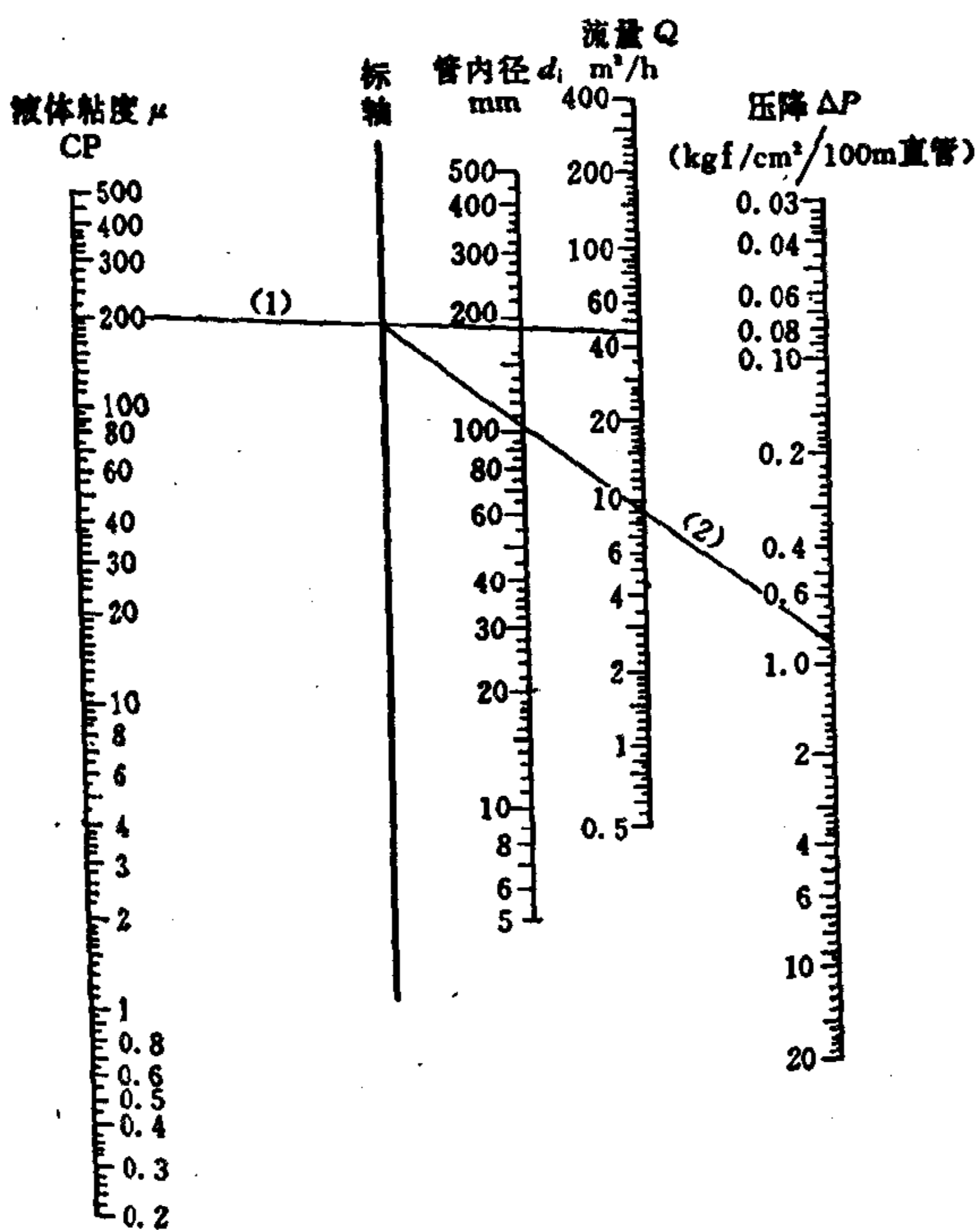


图 19-27 液体滞流范围压降算图

注 1. 算图用法 (1) μ —标轴— Q
(2) 标轴— d_1 — ΔP
2. $1cP=10^{-3}Pa \cdot s$, $1kgf/cm^2=98.0665kPa$

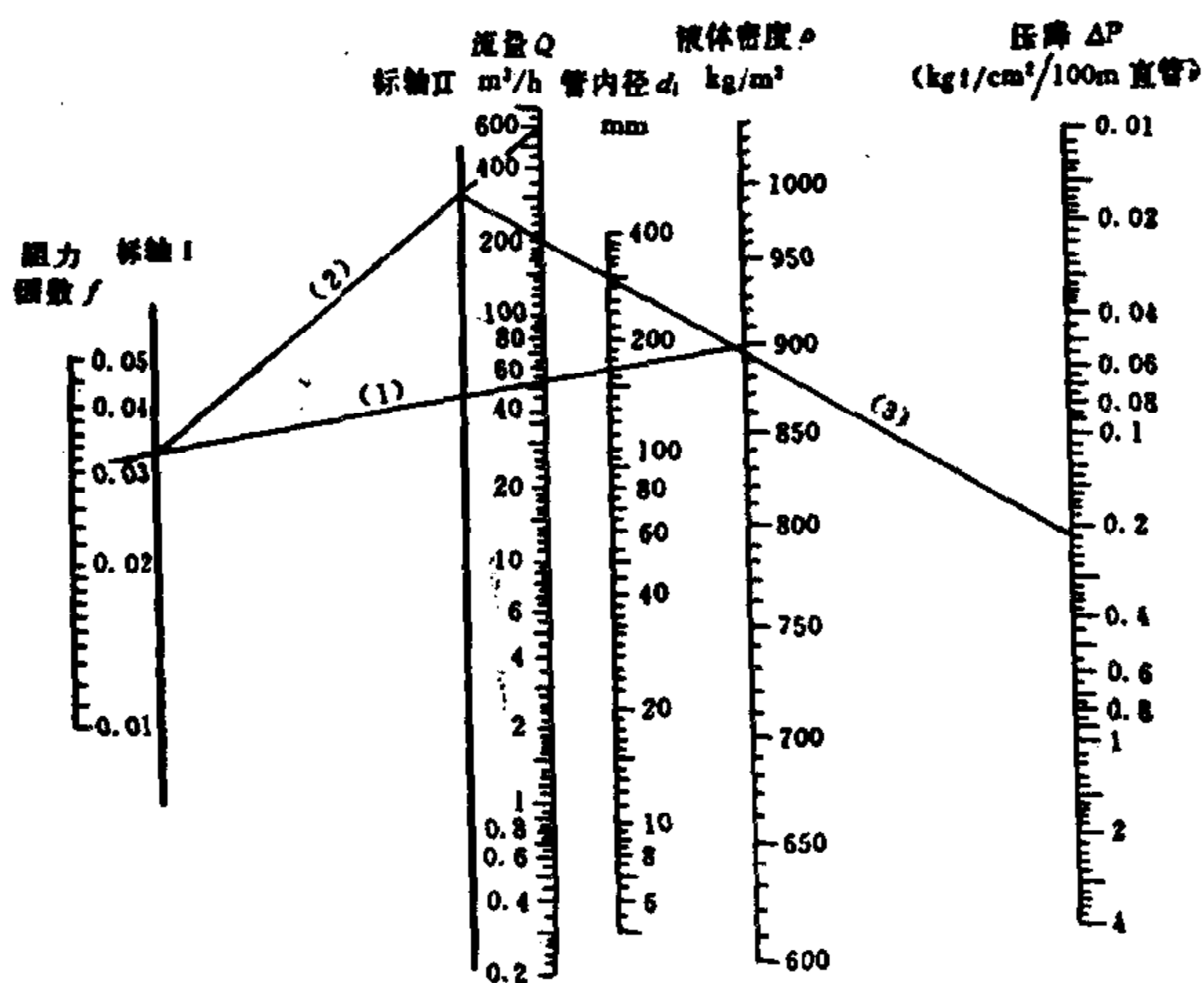


图 19-29 液体湍流范围压降算图

注 1. 算图用法 (1) $f \rightarrow$ 标轴— ρ ; (2) 标轴 I—标轴 II— Q ; (3) 标轴 II— d_1 — ΔP
2. $1kgf/cm^2=98.0665kPa$

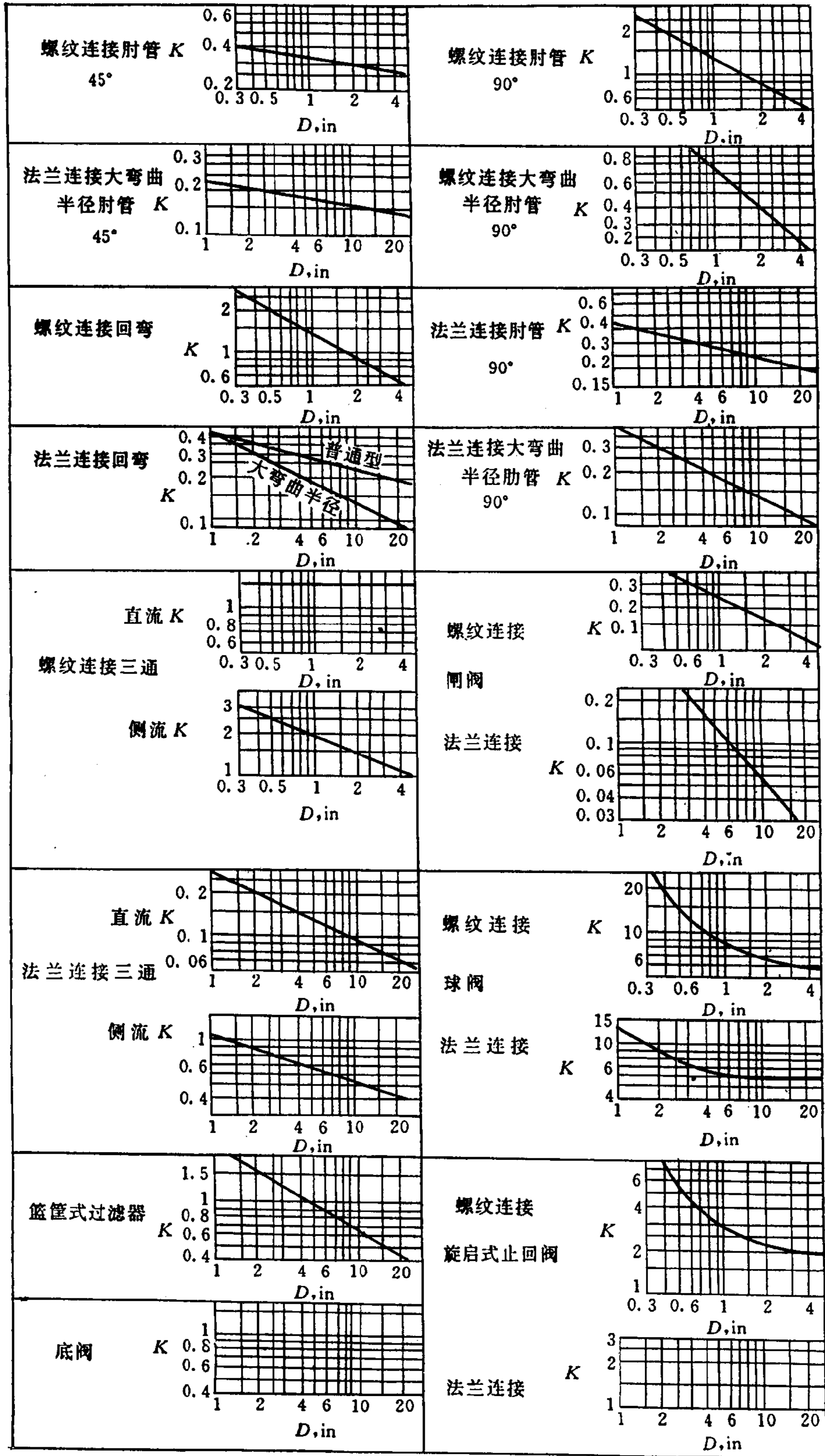


图 19-20 管件阻力系数K

表 19-8 管网阻力h的计算程序

| 项 目 | 计 算 方 法 | 依 据 条 件 | 备 注 |
|------|--|--|--|
| 管 径 | ①确定管道取用流速 (参考图19-26) ②已知流量和选用流速, 用图19-26计算管径 ③按管道常用规格最后确定管子内外径 | 液体种类和性质 液体流量、选用流速 介质温度和压力及化学性质 | 当计算管径与选用流速时, 如假定的管径有出入, 可再行试算, 至基本符合 |
| 管道阻力 | ①计算Re准数: $Re = \frac{dvp}{\mu}$ d, v 按以上确定的管径和用图 19-26 查得的流速。单位: d管径 (m), v 流速 (m/s), ρ 密度 (kg/m ³), μ粘度 (kg/s·m) ②当 Re ≤ 2000 时为滞流, 按图 19-27 计算阻力值 ΔP (kgf/cm ² /100m 直管) 直管部分阻力 $h_{f1} = \Delta P \frac{l}{100}$ ③当 Re > 2000 时为湍流, 按图 19-28 求液体阻力因数 f 值。再由图 19-29 计算阻力值 ΔP (kgf/cm ² /100m 直管) 直管部分阻力 $h_{f1} = \Delta P \frac{l}{100}$ ④管件阻力: (管件、阀门等) 按图 19-26 求速度头 $\frac{v^2}{2g}$, 再按图 19-30 求取 K 值, 管件阻力为: $h_{f2} = K \frac{v^2}{2g}$ ⑤进出口局部阻力 h _a , h _b 值, 按图 19-31 求 K 值, 局部阻力为: $h_{f3} = K \frac{v^2}{2g}$ ⑥管网总阻力: $h = h_{f1} + h_{f2} + h_a + h_b = h_{f1} + \Sigma h_{f2} + \Sigma h_{f3}$ | 液体的密度和粘度 直管长 l (m) 直管长 l (m) 液体流量 Q (m ³ /h) 和管内径, 管径 D (in), 管件, 阀门型式 扩大或收缩前后管 (装置) 尺寸 | 泵进、出口管径不同时, 直管部分阻力 h _{f1} 应分别计算再行总加 |

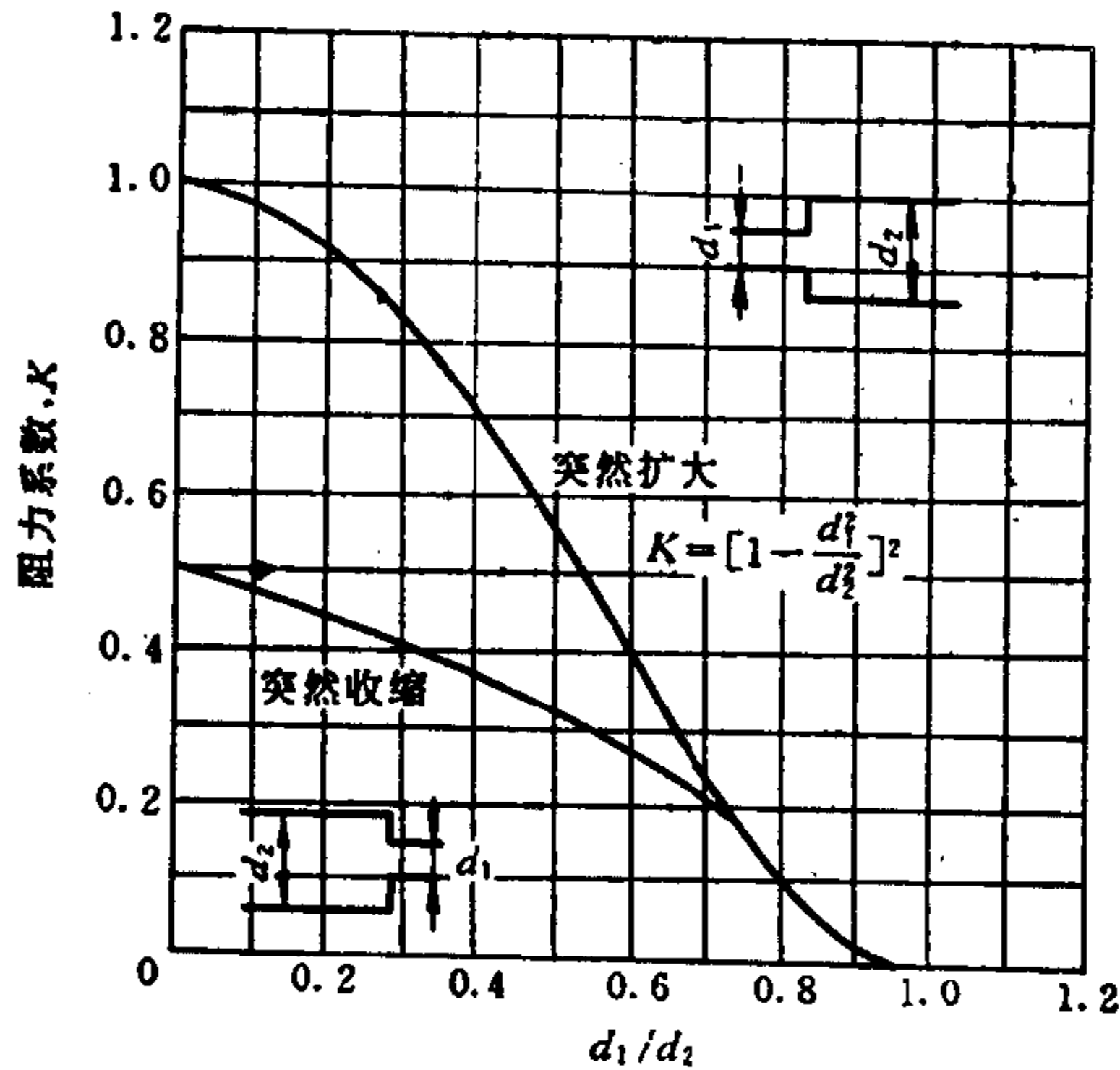


图 19-31 突然扩大、收缩局部阻力系数图

1.7 装置汽蚀余量NPSHa和安装高度计算

泵进口的压力、速度主要取决于装置汽蚀余量。

$$NPSHa = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (19-29)$$

式中 $\frac{p_s}{\rho g}$ —— 换算到基准面上的泵进口压力头, m, 这种换算很简单, 即是根据具体情况, 将在泵进口测得的压力头加 (当基准面在泵进口中心线下面时) 或减去 (基准面在泵进口中心线上面时) 进口中心线到基准面的垂直距离;

$\frac{v_s^2}{2g}$ —— 测量压力 p_s 断面的液体平均速度头, m;

$\frac{P_v}{\rho g}$ —— 抽送液体温度下的汽化压力头, m;

NPSHa —— 装置汽蚀余量, m, (其值以换算到基准面上的数值表示, 即用换算到基准面上的压力头 $\frac{p_s}{\rho g}$ 计算 NPSHa)。

泵基准面在试验标准中有具体规定。也可参考图 19-32 选取。泵几何吸入高度 h_s 应从吸入液面算至基准面。

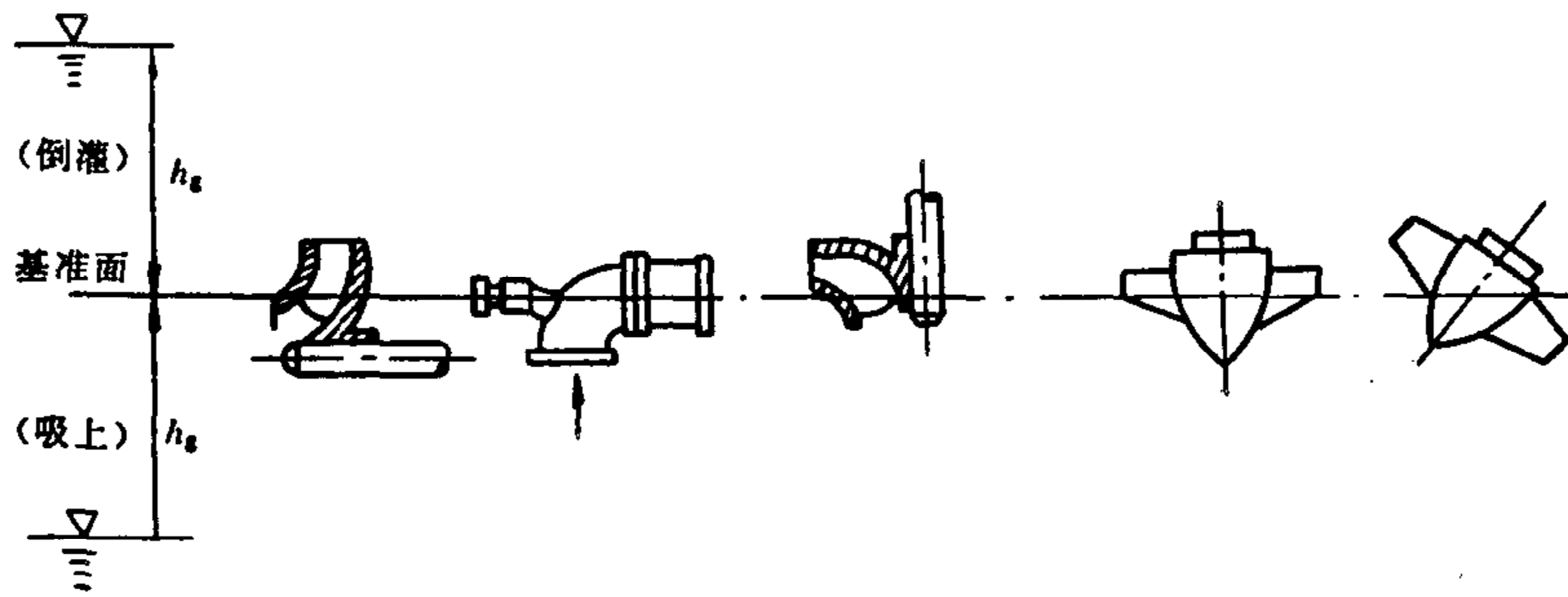


图 19-32 泵的基准面

考虑吸上（吸入液面在基准面之下）和倒灌（吸入液面在基准面之上）两种情况。现用吸入装置参数表示NPSHa。泵进口压力可以表示为

$$\frac{p_s}{g\rho} = \frac{p_c}{g\rho} - h_s - h_c - \frac{v_s^2}{2g} \quad (\text{吸上})$$

$$\frac{p_s}{g\rho} = \frac{p_c}{g\rho} + h_s - h_c - \frac{v_s^2}{2g} \quad (\text{倒灌}) \quad (19-30)$$

式中 h_c ——吸入管路，阻力损失，m

将式19-30代入式19-29，则NPSHa的表达式变为

$$\text{NPSHa} = \frac{p_c}{g\rho} - h_s - h_c - \frac{p_v}{g\rho} \quad (\text{吸上}) \quad (19-31)$$

$$\text{NPSHa} = \frac{p_c}{g\rho} + h_s - h_c - \frac{p_v}{g\rho} \quad (\text{倒灌})$$

上面两式中，对吸上装置为 $-h_s$ ，对倒灌装置为 $+h_s$ 。由式19-31

$$h_s = \frac{p_c}{g\rho} - h_c - \frac{p_v}{g\rho} - \text{NPSHa} \quad (\text{吸上}) \quad (19-32)$$

$$h_s = \text{NPSHa} - \frac{p_c}{g\rho} + h_c + \frac{p_v}{g\rho} \quad (\text{倒灌})$$

式中 p_c ——吸入液面的绝对压力（可能是任意压力，大气压力或汽化压力）。

在表19-9列出吸上或倒灌装置各种吸入液面压力情况下，泵进口压力 $\frac{p_s}{g\rho}$ ，装置汽蚀余量NPSHa和几何吸入高度 h_s 的计算公式。

泵的安全运行要求：

$$\text{输送清水时，NPSHa} \geq \text{NPSHr} + 0.3\text{m} \quad (19-33)$$

$$\text{输送工艺流体时：NPSHa} \geq (1.1 \sim 1.3)\text{NPSHr} \quad (19-34)$$

对于重要装置及容易汽化的介质，安全系数取较大值。

表 19-9 各种泵装置汽蚀余量NPSHa和安装高度 h_s 计算图表

| 装置 | 吸 上 装 置 | |
|---------------------|--|--|
| 液面压力 | 任意压力 p_c | 大气压力 p_a |
| 筒图 | | |
| $\frac{p_s}{g\rho}$ | $\frac{p_s}{g\rho} = \frac{p_c}{g\rho} - h_s - h_c - \frac{v_s^2}{2g}$ | $\frac{p_s}{g\rho} = \frac{p_a}{g\rho} - h_s - h_c - \frac{v_s^2}{2g}$ |
| NPSHa | $\text{NPSHa} = \frac{p_c}{g\rho} - h_s - h_c - \frac{p_v}{g\rho}$ | $\text{NPSHa} = \frac{p_a}{g\rho} - h_s - h_c - \frac{p_v}{g\rho}$ |
| h_s | $h_s = \frac{p_c}{g\rho} - h_c - \frac{p_v}{g\rho} - [\text{NPSHa}]$ | $h_s = \frac{p_a}{g\rho} - h_c - \frac{p_v}{g\rho} - [\text{NPSHa}]$ |