

离心泵与轴流泵

[苏] A. A. 洛马金 著

梁荣厚 译



机械工业出版社

本书较详细介绍了离心泵与轴流泵的基本理论和设计计算，包括水力设计的理论和方法，有一定参考价值。
本书可供叶片式泵、通风机和压缩机方面的工程技术人员参考，也可供工业院校有关专业的师生参考。
本书由钟兆琥、徐行健、苏尔皇、赵遵道、查森等同志校对。

А. А. ЛОМАКИН
ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ И ОСЕВЫЕ НАСОСЫ
ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ
И ДОПОЛНЕННОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО “МАШИНОСТРОЕНИЕ”
МОСКВА 1966 ЛЕНИНГРАД

* * *

离心泵与轴流泵

〔苏〕A. A. 洛马金 著

梁荣厚 译

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号）

民族印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $850 \times 1168 \frac{1}{32}$ · 印张 $11\frac{1}{2}$ · 字数 298 千字
1978 年 9 月北京第一版·1978 年 9 月北京第一次印刷
印数 00,001—33,000 · 定价 1.10 元

*

统一书号：15033·4461

译 者 的 话

遵照毛主席关于“洋为中用”的教导，翻译了苏联 A.A. 洛马金著的《离心泵与轴流泵》一书。本书内容主要论述了叶片泵的基本理论、设计、计算和应用，可供泵专业的技术人员和大专院校师生参考。

原书第十三章泵的结构，内容陈旧，所以删去。翻译时对原文中若干公式以及个别叙述有错误的地方，进行了订正。

由于译者水平有限，所以，译文中可能有错误，恳请读者提出意见和批评。来信请寄哈尔滨市机械工业局技术处。

目 录

第一章 泵的基本概念	1
1. 泵的定义、用途以及泵与其它动力机器的关系	1
2. 泵的基本参数	2
3. 泵按其工作原理的分类	3
4. 各种型式泵的应用范围	10
5. 叶片泵的简图和主要结构型式	12
6. 泵内的损失	15
7. 泵内的相似现象	16
8. 比速度、比转数	19
9. 根据比转数的叶轮分类	20
10. 泵和泵外管网的共同工作条件	21
第二章 叶片泵的理论基础	25
11. 理论的任务	25
12. 关于泵内液体的绝对运动和相对运动的概念	26
13. 叶片式机器的基本方程	29
14. 泵过流部分内的理想液流	40
15. 叶轮内的速度环量	51
16. 分解叶轮内的势流为分量	57
17. 研究叶轮内理想液流的主要结果	62
18. 叶片式水力机械和压缩机的理论与实际的联系	67
19. 泵内现象的力学相似条件及模拟方法	71
第三章 离心式叶轮的基本理论和计算	77
20. 无限数叶片的假定	77
21. 速度图	79
22. 叶轮主要几何参数对其技术性能的影响	84
23. 有限叶片的影响	90
24. 设计的任务	94
25. 具有圆柱形叶片的径向叶轮计算	96

26. 具有扭曲叶片的叶轮计算	107
第四章 泵体过流部分的理论和计算	127
27. 泵体的过流元件	127
28. 螺旋式出水流道	128
29. 叶片式出水流道	136
30. 进水流道	139
第五章 泵内的损失	142
31. 效率	142
32. 黏性液体流动时的水力损失	144
33. 叶轮内的损失	158
34. 泵体过流部分内的损失	163
35. 泄漏损失	170
36. 机械损失	182
第六章 水力计算中的模拟和标准数据	189
37. 模拟时的水力效率	189
38. 模拟时的内效率	193
39. 泵水力计算中的标准数据	200
第七章 汽蚀和允许吸上高度	207
40. 吸上高度	207
41. 汽蚀比转数	212
42. 计算动压降的近似方法	218
43. 提高汽蚀比转数的方法	225
第八章 作用在泵的离心叶轮上的力及其平衡	228
44. 轴向力	228
45. 轴向力的平衡	234
46. 作用在转子上的横向力	244
第九章 轴流泵	256
47. 轴流泵内的液流	256
48. 单翼绕流理论的物理基础	258
49. 直列翼型叶栅	266
50. 叶栅计算基础	274
51. 轴流泵的损失、效率和性能曲线	289

52. 泵及其叶片系统的结构参数	297
53. 强度计算基础	311
第十章 叶片泵的性能曲线	318
54. 转速不变时的性能曲线	318
55. 通用性能曲线	320
56. 相对性能曲线和无因次性能曲线	323
57. 性能曲线的理论画法	325
第十一章 泵的调节和泵与外管网的共同工作	328
58. 泵的调节	328
59. 泵和管网的共同工作	332
第十二章 离心泵的零件	337
60. 叶轮	337
61. 轴和转子	343
62. 泵体	348
63. 轴承	352
64. 端部密封	354
参考文献	356

第一章 泵的基本概念

1. 泵的定义、用途以及泵与其它动力机器的关系

定义 “泵”这个名词本身的意义说明其作用是用来提水，而且在很长一个时期，这是它的唯一的用途。然而现在，泵的应用范围非常广泛而且多方面，以致把泵说成是提水的机器就显得很片面了。除城市和工业供水外，泵还用于灌溉、水力蓄能、给水、运输。现在有热电厂用泵，船用泵，化工、石油、造纸、泥煤以及其它工业用特殊型式的泵。在很多机器中，采用泵作为辅助装置，以保证润滑。泵是应用得最广泛的机器之一，而且各种泵的结构是极为多种多样的。因此，泵按照用途来分类就已经行不通了。现在，给泵下最正确的定义是：把原动机的机械能转换为所抽送液体的能量的机器。这种广义的定义说明了这类机器的能量实质，也更切合机器中工作过程的物理现象。

泵和其它动力机器的关系 泵内发生的过程和水力原动机（水轮机）内发生的过程相反。在水轮机内，液流能量转换为原动机轴上的机械能。泵内和水力原动机内发生的过程，其物理实质几乎相同，并且这两类机器在理论上和结构上都具有很多共同性。

液体和气体物理性质的相近性，就能确定泵和其它气体机器如通风机、鼓风机和压缩机等（将原动机的机械能转换为气体能量的过程）相似，而在较少程度上则与过程相反的汽轮机及燃气轮机相似。气体和液体在许多方面具有相同的物理性质，不同的是气体具有可压缩性。

在压缩机内，在提高气体压力时，原动机的一部分机械能消耗在气体的压缩上，即用来增加气体的内能，并以温度升高表现出来。但是，对一些现象加以更仔细的分析，则可发现，泵和压缩机的相似性比粗略看到的更大。

明确了泵和其它动力机的相似性，就能广泛利用相近的机器

制造部门的经验。同时，泵制造业的经验能成功地应用到水轮机制造业和压缩机上，特别是能应用到气体压缩性可以不计的通风机上。

2. 泵的基本参数

从使用泵的角度来看，可用三个参数来表示泵的特性：流量、扬程和功率。

流量 泵的流量是指单位时间内泵抽送液体的数量。根据装置的性质，抽送液体的数量用容积或重量来测量。

因次：容积流量 Q —— $\frac{\text{容积单位}}{\text{时间单位}}$ ，即米³/时，米³/分，升/秒等；

重量流量 G —— $\frac{\text{重量单位}}{\text{时间单位}}$ ，即吨/时，公斤/秒等。

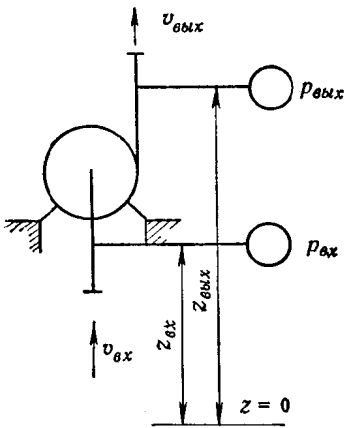


图 1 泵扬程的测量图

显然，重量流量 G 和容积流量 Q 的关系可表示为 $G = \gamma Q$ ，式中 γ —— 液体的重度。

泵的扬程 每公斤液体流过泵后机械能的增量，即泵吸入及压出的液体单位能量之差称为泵的扬程 H 。

以下式表示泵出口处液流的单位能量(图 1)

$$E_{oblx} = \frac{p_{oblx}}{\gamma} + z_{oblx} + \frac{v_{oblx}^2}{2g}$$

和泵入口处液流的单位能：

$$E_{ax} = \frac{p_{ax}}{\gamma} + z_{ax} + \frac{v_{ax}^2}{2g}$$

式中 p_{oblx} 、 z_{oblx} 及 v_{oblx} —— 泵出口处的压力、标高及流速；

p_{ax} 、 z_{ax} 及 v_{ax} —— 泵入口处的压力、标高及流速；

γ —— 重度；

g —— 重力加速度。

则得

$$H = E_{\text{out}} - E_{\text{ax}} = \frac{P_{\text{out}} - P_{\text{ax}}}{\gamma} + (z_{\text{out}} - z_{\text{ax}}) + \frac{v_{\text{out}}^2 - v_{\text{ax}}^2}{2g} \quad (1-1)$$

因此，根据扬程的物理性质，扬程是能量和重量之比(公斤·米/公斤=米)，是长度因次。

功率 表示泵性能的第三个参数是轴功率，通常以千瓦计。在对它下定义之前首先介绍由扬程和流量可自然地引出有效功率 N_e 的概念。根据定义得知，泵所抽送的每公斤液体的能量(公斤·米)增量就是扬程 H ；在单位时间内泵抽送的液体数量等于重量流量 G ；泵内全液流在单位时间内所得到的总能量增量，即泵的有效功率：

$$N_e = GH \frac{\text{公斤米}}{\text{秒}} = \frac{GH}{102} \text{千瓦} = \frac{\gamma QH}{102} \text{千瓦} \quad (1-2)$$

式中 H ——以米表示；

G ——公斤/秒；

Q ——米³/秒；

γ ——公斤/米³。

有效功率 N_e 和轴功率之比就是泵的效率

$$\eta = \frac{N_e}{N} = \frac{GH}{102 N} = \frac{\gamma QH}{102 N} \quad (1-3)$$

因此，轴功率为

$$N = \frac{\gamma QH}{102 \eta} \text{千瓦} \quad (1-4)$$

3. 泵按其工作原理的分类

尽管泵的结构形式很多，但所有类型的泵按工作原理都可分成两类：1) 挤压泵；2) 叶片泵；离心式泵和轴流式泵。

挤压泵 属于挤压泵的有：

a) 挤子作往复运动的活塞泵——活塞泵、柱塞泵。

b) 挤子作旋转运动的迴转泵——齿轮泵、螺杆泵、滑片泵、

水环泵。

挤压泵的主要类型是活塞泵[1; 26; 39 和其他]。

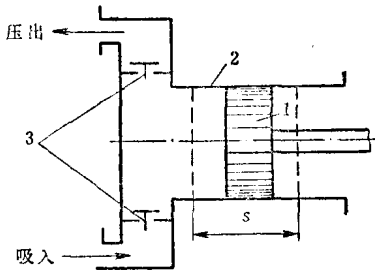


图 2 活塞泵简图

1—活塞(挤子) 2—壳体 3—阀

活塞泵(图2)由缸体及在缸内移动的活塞组成。当活塞由最右极限处向左移动时缸体内液体便被挤向压出侧。活塞向相反方向运动时,由吸入侧进来的液体重新填满缸体空间。阀规定了吸入及压出时液体的流动方向。活塞泵的流量 Q 等于每一行程排出的容积 V 和

单位时间内工作行程数之乘积:

$$\text{容积} \quad V = fS$$

式中 f ——活塞面积;

S ——活塞行程。

$$\text{流量} \quad Q = \frac{Vi}{60} = f \frac{Si}{60} = f v_{cp} \quad (1-5)$$

式中 i ——每分钟行程数;

$$\frac{Si}{60} = v_{cp} \text{——活塞运动的平均速度。}$$

现在最广泛应用的驱动装置是曲柄机构,活塞移动的瞬时速度 v 的变化相当接近于正弦规律

$$v(t) = r\omega \sin \omega t = r\omega \sin \frac{2\pi n}{60}t \quad (1-6)$$

式中 $r = \frac{S}{2}$ ——曲柄半径;

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{——旋转角速度。}$$

活塞泵流量 $Q(t) = fv(t)$ 随时间循环变化,单作用活塞泵压管路内液体的流量图是断续性的(图3)。对单作用活塞泵来说,最大流量 Q_{\max} 和平均流量 Q_{cp} 之比为 $\frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} = \pi$ 。为使流量

图变得更均匀些，可以使用双作用活塞泵，其比值为 $\frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} = \frac{\pi}{2}$ 。

柱塞泵通常作成三作用的(图 4)。柱塞泵的特点是柱塞没有内密封；这就使得它广泛用于高压范围。显然，三作用柱塞泵流量等于单作用泵流量的三倍

$$Q = 3 f \frac{S_i}{60} \quad (1-7)$$

三个连杆互成 120° ，其流量图如图 5 所示。三柱塞泵流量和时间的关系如下

$$Q(t) = f \omega r \left[\sin \omega t + \sin \left(\frac{2\pi}{3} + \omega t \right) + \sin \left(\frac{4\pi}{3} + \omega t \right) \right] \quad (1-8)$$

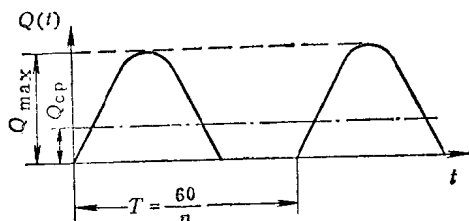


图 3 单作用活塞泵的流量图

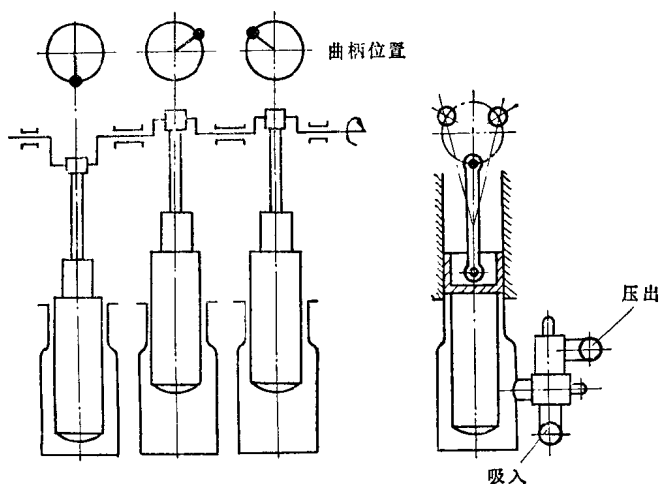


图 4 三作用柱塞泵简图

在这种情况下，最大流量和平均流量之比为 $\frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} = 1.047$ 。

和其它形式的活塞泵相比，三柱塞泵供向压力系统的流量较为均匀，通常不需专用装置(空气蓄能器)来均衡流量图。

齿轮泵[5; 26]简示于图 6。齿轮泵的特点是齿轮作旋转运动。旋转时，外面被泵壳包围的齿轮齿谷内的液体自吸入区移向压力区。沿两齿轮啮合线将压力区和吸入区分隔开来。正常的未修正齿轮的齿轮泵流量如下式：

$$Q = 2\pi m^2 z b n \quad (1-9)$$

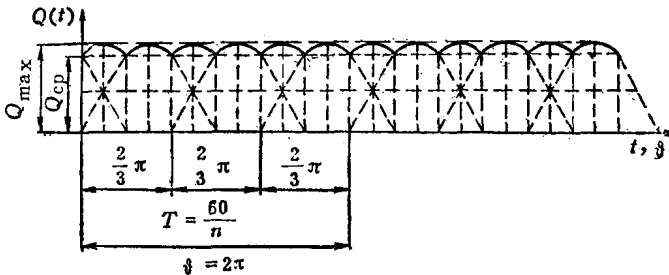


图 5 三作用柱塞泵的流量图

式中 m ——啮合模数；
 z ——齿数；
 b ——齿轮宽；
 n ——齿轮转速。

齿轮泵的应用范围在排出压力方面受齿轮轴承临界负荷的限制。通常，齿轮泵的排出压力不超过 20 公斤/厘米²⊖。齿轮泵广泛应用于机器的润滑系统中。齿轮泵的液体流量图仍不能保证完全均匀。

最近十年来，螺杆泵[39]得到了广泛应用。螺杆泵的工作原理(图 7)在于能创造专门的螺杆型线，使螺杆的啮合线将压力区和吸入区分开。螺杆旋转时，啮合线沿轴线移动。为了保证螺

⊖ 目前，齿轮泵的排出压力最高可超过 200 公斤/厘米²——译者注。

杆在任何位置上的密闭性，螺杆长度应比螺距长一些。被泵壳包围位于螺杆凹部的液体，在螺杆旋转时被排向压力区。在大多数情况下，螺杆泵作成三螺杆：中间的是主动螺杆，两旁的是从动螺杆。

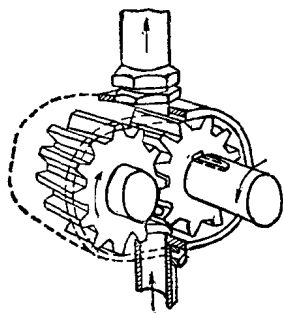


图 6 齿轮泵简图

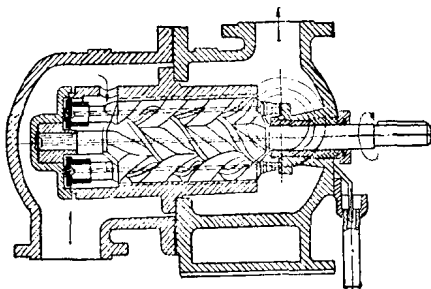


图 7 螺杆泵简图

具有摆线啮合的螺杆泵流量等于

$$Q_m = 0.0691 n d_n^3 \quad (1-10)$$

式中 n ——每分钟的螺杆转数；

d_n ——螺杆基圆直径。

螺杆泵保证了液体流量随时间变化图的均匀性。螺杆外表面支承在泵体的内表面上(在某些泵内螺杆用轴承定中心)。抽送油或其它粘性液体时，在螺杆和壳的接触处形成油膜。在这种情况下，螺杆泵易于产生高压——达 80~100 大气压[⊖]。

图 8 为滑片泵的示意图。泵转子偏心地装在泵壳内。滑片位于转子内。旋转时在离心力作用下，滑片自转子体内甩出来，沿壳内表面滑动。这些滑片和泵体组成密封的空腔逐渐增大，继续旋转时，空腔减小到零。

充满于转子滑片之间的空膜内之液体，开始自吸入区吸入，然后压向压力区。滑片泵的应用范围受压力低和转数低的限制。单作用滑片泵的平均流量等于

⊖ 目前三螺杆泵的排出压力可超过 200~250 公斤/厘米²——译者注。

$$Q_0 = 2eb(2\pi r - \delta z)n \quad (1-11)$$

式中 r ——定子内圆的半径；
 e ——转子的偏心距；
 b ——转子的轴向宽度；
 δ ——叶片厚度；
 z ——叶片数；
 n ——转子转速。

从理论上讲，挤压泵的流量和泵所产生的扬程无关。事实上，挤压泵的流量随着扬程的增加而稍有改变，它随经泵内间隙漏失的增加而减少。自泵缸内压出的液体流向压出侧时，基本上和所遇阻力无关。因此，泵的扬程取决于外管网的阻力。所有的挤压泵都具有这些特性。表示挤压泵的扬程和流量之间关系的性能曲线是一条沿扬程轴方向稍许倾斜的直线(图9)。

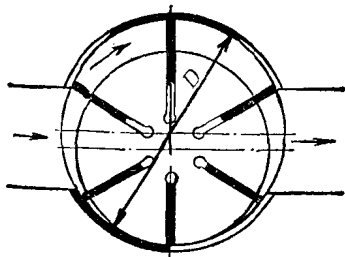


图 8 滑片泵简图

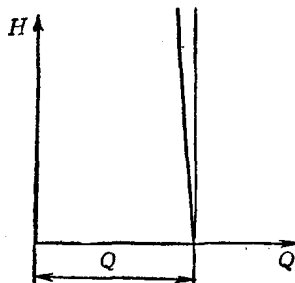


图 9 挤压泵的性能曲线 $H-Q$

叶片泵 属于叶片泵的有：a) 离心泵；b) 混流泵；c) 轴流泵；d) 旋涡泵。

离心泵和轴流泵的工作情况完全不同，但其作用原理（叶片和流过叶片的液流的力的相互作用）相同。由于将工作零件的机械能转换为液流的能量的过程相同，使得这两类泵具有相似的运转特性。这两类泵的差别是液流的流动方向：离心泵叶轮中的液流是径向的，因此造成离心力作功的条件；而在轴流泵内液流和

叶轮旋转轴线平行。图 10 和图 11 示出离心泵和轴流泵的简图。不管是离心泵还是轴流泵都是由泵体 1 及在其内自由旋转的叶轮 2 组成。叶轮在液流内旋转时,沿每个叶片的两边产生压力差,所以,叶轮和液流产生力的相互作用。叶片对液流的压力造成了液流的强制旋转及移动,增加了液流的压力和速度,亦即增加了机械能。显然,叶轮内液流的单位能量增量和液流速度的合成、叶轮转速、叶轮的尺寸及形状,也就是和泵的构造、尺寸、转速与流量有关。当转速不变时,叶片泵的每一流量对应于一定的扬程。扬程和流量的关系由平滑曲线(图 12)图示出来。可见叶片泵的运转特性和挤压泵的迥然不同。

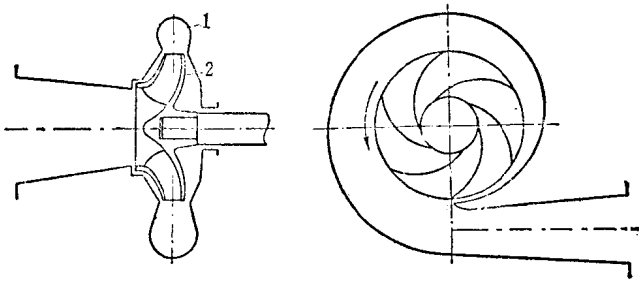


图 10 离心泵简图

旋涡泵的工作原理(图 13)也是叶片将能量传递给液流。液体自泵壳侧面经孔 A 流向叶轮径向叶片的根部。旋涡泵的叶轮是一个有径向叶片的特殊的离心工作轮,它在泵体内旋转,轴向间隙很小(不超过 $0.2 \sim 0.3$ 毫米)。泵体沿叶轮四周作成环流道,流道的末端是压力管,液体即由压力管流出。有一段流道和叶轮间的间隙很小(径向间隙不大于 0.2 毫米)用它来作为密封,将吸入流道和压水管分开。经吸入孔流入泵内的液体进入叶片间的空间,在这里液体接受机械能。离心力将液体甩出叶轮。在环形流道内,液体沿螺旋轨迹运动并经一段距离后重新进入叶片间的空间,再度获得机械能。因此,运行泵的泵体内形成成对的环形旋涡运动,故此泵名为旋涡泵。液体质点能量增加的多次性,导致

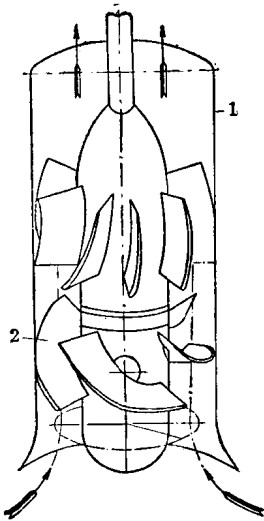


图 11 轴流泵简图

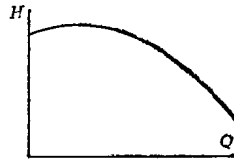
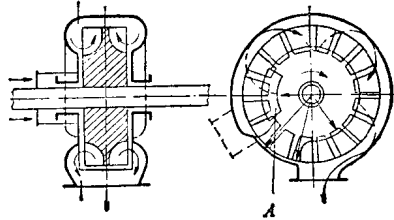
图 12 叶片泵的性能曲线 $H-Q$ 

图 13 旋涡泵简图

旋涡泵在其它条件相同的情况下产生的扬程要比离心泵高很多。

由于泵体有一密封段，所以泵既能完全抽吸液体也能抽吸液体-气体混合液。这类泵具有“干吸性”。因而，大多数旋涡泵可作为自吸泵。旋涡泵效率比离心泵低，通常不超过 40~50%。这个缺点使旋涡泵的应用范围受到限制。然而，在流量很小时，旋涡泵可和离心泵竞争。

4. 各种型式泵的应用范围

挤压泵的扬程原则上不受限制。只有增加结构尺寸和提高工作行程数(转速)才能增加流量。在活塞泵及柱塞泵等挤压泵内，由于活塞或柱塞运动的周期性，液流是不稳定的，所以，靠提高转速来提高液流速度也就是增加流量的办法，就受惯性的限制。由此可见，活塞泵和柱塞泵的应用范围是小流量和高压力。在水压机设备内及化学工业中已制成扬程达 1000 大气压和更高扬程的柱塞泵。

要将活塞泵和柱塞泵与目前应用最广的原动机——电动机和汽轮机——相连，需要采用曲柄机构。迴转式的挤压泵——齿轮泵、螺杆泵和其它——就没有这个缺点，所以它们可和现代的原动机直接相连。迴转泵和活塞泵一样适用于流量相对较小和扬程较高的场合。除螺杆泵外，其它的迴转泵如要达到高压力，则其轴承装置将发生很大的困难，所以它们很少制成压力高于 30 大气压的。

叶片泵适宜于同高速的现代电动机、汽轮机和燃气轮机直接相连。由于叶轮的转速恒定，所以，在叶片泵内允许的液体流动速度可比在活塞泵和柱塞泵内高很多。在相同的流量下，叶片泵更紧凑、更轻，价格更廉。在扬程适中时，其效率不低于活塞泵。因而在低、中扬程和大流量的范围内一律采用叶片泵。目前，由于离心泵的设计方法和生产技术日益完善，它们已被应用到高扬程的场合，扬程已达 3000 米或更高。

各种泵的应用范围以对数坐标 $Q-H$ 示于图 14 上。

表 1 内列出一些大型泵的数据。

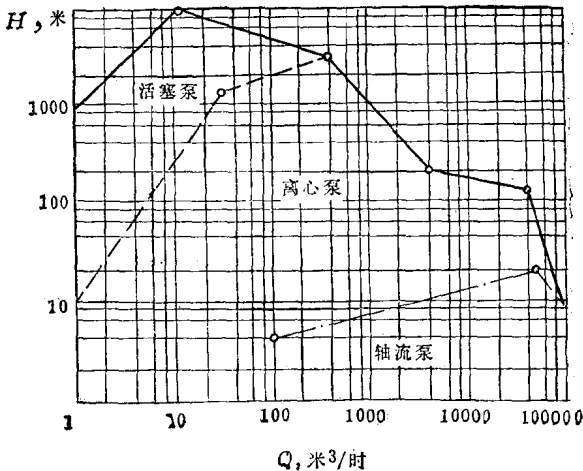


图 14 多种型式的泵的应用范围图