

泵 手 册

第一分册

泵的理论、性能、

结构、使用、试验

(离心泵、叶片泵、齿轮泵)



机械工业出版社

泵 手 册

第一分册

泵的理论、性能、

结构、使用、试验

〔美〕 I. J. 卡拉西克等编著

关醒凡、程兆雪、张成译

吴达人校



机 械 工 业 出 版 社

本书内容以离心泵为主，讲述泵的理论、性能、结构、使用、材料以及试验等问题。另外，对往复泵、螺杆泵、射流泵等的设计、性能、结构亦作了系统的叙述。

本书内容比较丰富，附有大量图表，可供从事泵设计、使用、试验的人员参考，亦可作为与泵有关专业的教学参考书。

本分册第三章第三、四节由程兆雪翻译，第七章由张成翻译，其余各章由关醒凡翻译。全书由吴达人校订。

Pump Handbook

IGOR J. KARASSIK

WILLIAM C. KRUTZSCH

WARREN H. FRASER

JOSEPH P. MESSINA

McGRAW-HILL BOOK COMPANY

1976

* * *

泵 手 册

第一分册

泵的理论、性能、结构、使用、试验

〔美〕 I. J. 卡拉西克等 编著

关醒凡、程兆雪、张 成 译

吴达人 校

*

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登记证字第 117 号）

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经营

*

开本 850 × 1168^{1/32} · 印张 22^{5/8} · 字数 603 千字

1983 年 5 月北京第一版 · 1983 年 5 月北京第一次印刷

印数 00,001—15,700 · 定价 4.15 元

*

科技新书目： 49-88

统一书号： 15033 · 5473

2021/9

译 者 序

泵的应用很广。目前世界上泵的产量仅次于电机，所消耗的电量大约为总发电量的四分之一。随着科学技术的发展，泵的应用范围不断扩大。除农田排灌、城市给水、热电厂、石油炼厂、油田、输油管线、化工厂、钢铁厂、采矿和造船工业等部门都要使用各种类型的泵外，在原子能发电、舰艇喷水推进、液体火箭燃料供给等方面亦得到重要的应用。可以说凡是使液体流动之处，就有泵在工作。泵抽送的介质除水外，还有油、酸、碱类……，直到低温液化气体和高温熔融金属等。而且，目前已成功地用泵对固体如煤等进行长距离输送。毫无疑问，泵在实现我国四个现代化的进程中，必将起十分重要的作用。

为了学习外国先进技术，促进我国泵制造业更迅速地发展，甘肃工业大学、沈阳水泵研究所、一机部通用机械研究所等单位的八位同志，将美国 1976 年出版的《泵手册》一书全文译出，供从事泵设计、使用、试验的人员参考。

本手册是最近国外的几本泵手册中比较好的一本。其主要特点是内容相当丰富，虽属使用性的手册，但对泵的理论、设计、试验等问题也作了比较系统的叙述；虽以离心泵为主，但对往复泵、螺杆泵、转子泵、射流泵等也作了较详细的介绍。书中有不少内容是其它有关书籍很少或未曾提到的，因此，这本手册是目前世界上关于泵的内容最全的综合性著作。但是，由于原书由二十六名作者编写，所以内容显得庞杂。

因为原书篇幅较长，为方便侧重面不同的读者使用，我们对原书章节的次序作了适当的变动，分三个分册出版。第一分册（泵的理论、性能、结构、使用、试验），由原书第一、二、三、四、五、九十四章以及技术资料组成，主要讲述泵的理论（包括设

计)、性能、结构、材料、运转特性和试验。第二分册(泵的原动机、传动装置和监控仪表)，由原书第六、七、八章组成，主要讲述泵用的各种原动机、传动装置、阀门和仪表。第三分册(泵的应用)，由原书第十、十一、十二和十三章组成，主要讲述泵在各方面的应用以及泵的安装和维护问题。

原书所用的单位制未作改变，本书正文前特列有单位换算表，可供读者使用。

由于我们的水平有限，译文中难免有不少的缺点和错误，敬请读者批评指正。

英制、米制单位换算表

	中文符号	换算关系
长度		
ft	英尺	$1\text{ft} = 0.3048 \text{ m}$
in	英寸	$1\text{in} = 0.0254 \text{ m}$
yd	码	$1\text{yd} = 0.9144 \text{ m}$
面积		
ft ²	英尺 ²	$1\text{ft}^2 = 0.0929 \text{ m}^2$
in ²	英寸 ²	$1\text{in}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
yd ²	码 ²	$1\text{yd}^2 = 0.8361 \text{ m}^2$
体积		
ft ³	英尺 ³	$1\text{ft}^3 = 0.0283 \text{ m}^3$
in ³	英寸 ³	$1\text{in}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
yd ³	码 ³	$1\text{yd}^3 = 0.7646 \text{ m}^3$
Imp. gal	英加仑	$1\text{Imp. gal} = 0.0045 \text{ m}^3$
U. S. gal	美加仑	$1\text{U. S. gal} = 0.0038 \text{ m}^3$
质量		
lb	磅	$1\text{lb} = 0.4536 \text{ kg}$
tн	英吨	$1\text{tн} = 1016.05 \text{ kg}$
Shtn	美吨	$1\text{Shtn} = 907.19 \text{ kg}$
密度		
lb/in ³	磅/英寸 ³	$1\text{lb/in}^3 = 27680 \text{ kg/m}^3$
lb/ft ³	磅/英尺 ³	$1\text{lb/ft}^3 = 16.02 \text{ kg/m}^3$
速度		
ft/min	英尺/分	$1\text{ft/min} = 0.3048 \text{ m/min}$
ft/s	英尺/秒	$1\text{ft/s} = 0.3048 \text{ m/s}$
力		

V

dyn	达因	$1\text{dyn} = 1.02 \times 10^{-6} \text{ kgf}$ $= 10^{-5} \text{ N}$
lb (f)	磅(力)	$1\text{lb(f)} = 0.4536 \text{ kgf}$ $= 4.448 \text{ N}$
力矩和转矩		
dyn·cm	达因·厘米	$1\text{dyn}\cdot\text{cm} = 1.020 \times 10^{-8} \text{ kgf}\cdot\text{m}$ $= 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{m}$
lb (f) · ft	磅(力)·英尺	$1\text{lb(f)} \cdot \text{ft} = 0.1383 \text{ kgf}\cdot\text{m}$ $= 1.356 \text{ N}\cdot\text{m}$
压力和应力		
lb (f) / ft ²	磅(力)/英尺 ²	$1\text{lb(f)} / \text{ft}^2 = 4.882 \times 10^{-6}$ kgf/mm^2 $= 47.88 \text{ N/m}^2$
lb (f) / in ²	磅(力)/英寸 ²	$1\text{lb(f)} / \text{in}^2 = 7.03 \times 10^{-4}$ kgf/mm^2 $= 0.06895 \text{ bar}$
功率		
HP	英制马力	$1\text{HP} = 76.04 \text{ kgf}\cdot\text{m/s}$ $= 7.457 \times 10^8 \text{ erg/s}$ $= 0.7457 \text{ kW}$
运动粘度		
yd ² / s	码 ² /秒	$1\text{yd}^2 / \text{s} = 8.36 \times 10^8 \text{ St}$
ft ² / s	英尺 ² /秒	$1\text{ft}^2 / \text{s} = 929 \text{ St}$
ft ² / h	英尺 ² /时	$1\text{ft}^2 / \text{h} = 0.258 \text{ St}$
动力粘度		
lb (f) · s / ft ²	磅(力)·秒/英尺 ²	$1\text{lb(f)} \cdot \text{s} / \text{ft}^2 = 13.3 \times 10^{-8}$ $\text{N}\cdot\text{h}/\text{m}^2$ $= 1.356 \times 10^{-8}$ $\text{kgf}\cdot\text{h}/\text{m}^2$ $= 47.88 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$

目 次

第一章 绪言和泵的分类	1
第二章 离心泵	5
第一节 离心泵的理论	5
第二节 离心泵的性能	49
第三节 离心泵的结构	144
第四节 离心泵的灌水	267
第五节 特殊类型的动力式泵	277
第三章 容积式泵	289
第一节 动力往复泵	289
第二节 蒸汽往复泵	320
第三节 螺杆泵	351
第四节 转子泵	384
第四章 射流泵	428
第五章 泵系统	461
第一节 泵系统的一般特性和系统的扬程曲线	461
第二节 泵的分支管路系统	532
第三节 泵系统的经济性	543
第四节 水锤	558
第五节 泵的振动和噪声	580
第六章 结构材料	594
第七章 泵试验	609
第八章 技术资料	664
附录 本书与原书章节对照表	718

第一章 緒言和泵的分类

W. C. 克魯茨

緒　　言

把自然能转变为有用功的最早发明，只有风帆才能和泵相比较。但是风帆能否领先还是值得怀疑的。因为风帆不属于机器类，所以泵作为最早的机器，实际上是无可怀疑的。这种机器可以代替肌肉的力量来转变自然能使之满足人们的需要。

根据各种文献的记载，对目前所知的最早的泵，说法不一，如波斯水车、水车或戽水车。这种装置全是带有提斗的下冲式水车，当提斗潜没在水中时，就充满了水，当提斗被转轮带到最高点时，水就自动注入集水槽。直到二十世纪，在东方某些地区还仍然使用着类似的水车。

人们所熟知的早期的泵—阿基米德螺旋，直到现在还在使用。目前仍然生产这种螺旋，以便在低扬程情况下抽送含有废物或其它固体的液体。

然而，人们可能最感兴趣的事是，就自古以来的全部技术发展（包括水能以及其它各种形式的能量转变，直到核裂变）来说，泵在应用数量上仅次于电动机而属于第二位最通用的机器。

既然泵的存在有如此长的历史，其应用又如此广泛，所以泵的尺寸和型式发展到无限之多，适用方面也无限之广，也就不足为奇了。这种多样性虽然可以成为期刊文献的广泛主题，但也会妨碍综合性著作的发表。而本手册的编写，正是力图提供这种综合性的论述。

但是，即使综合性著作，仍有必要对题材加以限制。不叙述那些只与某种型式辅助泵有关的内容是必要的，因为这些泵的特性依赖于它们所服务的主机，用户既不用过问它的技术规范及

其购置，也不用检查其运行。例如，附属于汽车或家用器具的那些泵就是这样。尽管如此，我们还是把这些泵包括在本手册泵的分类和型式的划分之中，因而在泵的型式确定的情况下，可以在本手册中得到其基本资料。只略去了那些专利应用权较高的具体细节。

泵的应用是如此广泛，因而要求建立一个系统的方法来对泵进行分类。但是，尽管分类非常仔细，仍可能忽略某些稀少的类型，至于那些陈旧的型式，则由于不再具有实用价值，故有意地予以删掉。下面介绍一下泵的主要分类和所属的类型。

泵 的 分 类

可以根据泵的用途、制造材料、所抽送的液体以及泵在空间的方位进行分类。但是，所有这些分类都有一定的局限性，并造成明显的彼此重叠。在本手册中，采用一种更为基本的分类系统，首先定义能量施加于液体的原理，进而说明实现这种原理的方法，最后叙述通常采用的具体几何形状。所以，此分类系统只与泵本身有关，而与泵的任何外界因素或制造泵的材料无关。

在本分类系统中，全部泵可以分为两大类：(1)动力式泵 在这种泵中，能量是连续地施加于液体的，以便使机器内液体的速度增加到超过泵出口的速度值，随后，速度在泵内或泵外降低，因而压力增高；(2)容积式泵 在这种泵中，通过施加于若干封闭的，充满液体的空间内的一个或几个运动边界，周期性地将能量施加于液体，使压力直接增加到所需要的数值，以便通过阀或孔口把液体排到输出管线中去。

动力式泵可以进一步分为若干种离心泵和其它特殊作用泵。
图 1 概括地给出了动力式泵的分类。

容积式泵根据增压元件的运动特点，基本上可分为往复式和转子式两类。每种主要类型的泵又可进一步细分为几种形式（见图 2）。

图 1 和图 2 中所用的术语，并不能明显的表明它自身的意义，所以在本手册相应的章节中，对上述分类的定义将作进一步阐明。

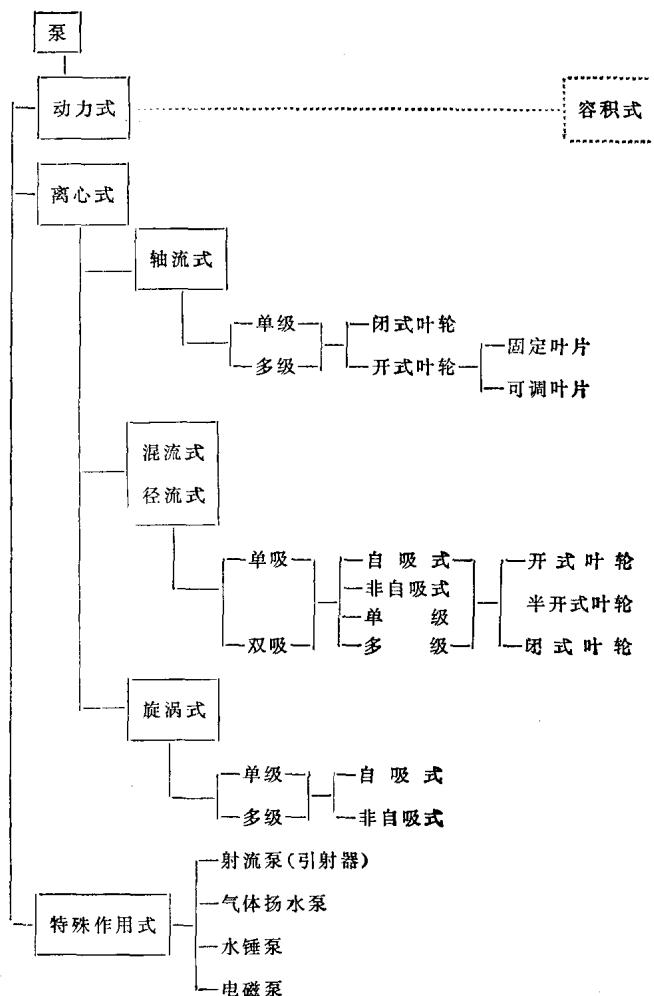


图1 动力式泵的分类

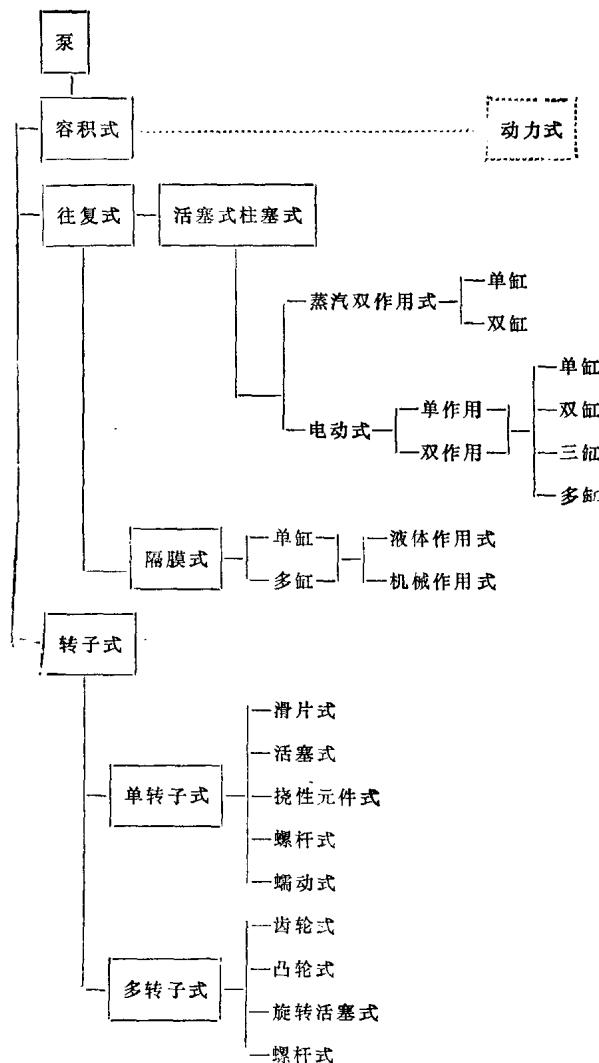


图 2 容积式泵的分类②

② 罗茨泵就是凸轮式泵的一种——校注。

第二章 离心泵

第一节 离心泵的理论

沃尔特 K. 杰凯特

引言

在离心泵中，流体的运动是复杂的，其速度的矢量并不与流道壁平行，而且在靠近叶轮出口和扩压段内，发生明显的二次运动。实际流体运动的详细情况还没有被充分地理解。

大多数实际泵的设计，是以一元近似法为基础的，这种方法忽略了所有的二次运动，并根据有效过流面积和流道壁的走向来处理主液流。这就会引起明显的误差，因而要引入修正系数（如滑移系数）。虽然，通常是在整个横断面上速度为均匀分布的假设下来计算过流面积的，但有时要采用一个流量系数，以计及边界层的阻塞影响。这对于计算蜗室和导叶的喉部面积来说是特别重要的。

由于一元分析法的普遍应用，而且相当成功，所以下文还是对其作了简略介绍。这种概述是通过广泛应用的比转数的概念来实现的。

很多用二元或三元理论的方法来完善离心泵的基本理论，但数学上很复杂，查明流动结构的试验也很困难。而且，二元和三元理论仍然忽略了象二次运动这样重要的流动特性。所以，只有在阐明离心泵中流动的某些细节时，才能获得一定的成功。目前，还没有研究出一种能适用于完整的水动力设计的综合理论。

尽管如此，由于采用了二元或三元方法（虽然这种方法仍然是近似的），流道的详细设计就有可能得到改善。另外，设计人员

也可能改进他对复杂流道中流动特性的感性认识。所以，在后面的“先进方法”一节中，将介绍一些有用的二元流动的计算方法。

虽然，离心泵的使用者通常并不希望深入了解设计，但是如果能通过确定设计最佳的泵的转速和主要尺寸来熟悉泵的理论，对他来说将是有益的。这方面的知识会有助于他对各制造厂所提供的产品作出评价。此外，在缺乏制造厂所提供的资料的情况下，有能力合理地确定所要求泵的精确的效率也是很有利的。

符 号

- A ——叶片间的总面积(英寸²);
 - D ——直径(英寸);
 - H ——总扬程(英尺);
 - L ——流动摩擦损失(英尺);
 - N ——转速(转/分);
 - NPSH——净正吸头 \ominus (英尺);
 - N_s ——比转数(转/分 $\sqrt{\text{加仑}/\text{分}}/\text{英尺}^{3/4}$);
 - Q ——流量(加仑/分);
 - S ——吸入比转数(转/分 $\sqrt{\text{加仑}/\text{分}}/\text{英尺}^{3/4}$);
 - T ——力矩(英尺·磅);
 - spgr——比重;
 - a ——两叶片间的面积(英寸²);
 - b ——宽度(英寸);
 - c ——绝对速度(英尺/秒);
 - e ——叶轮外径处盖板的总宽度(英寸);
 - g ——重力加速度(32.2 英尺/秒²);
 - h ——静扬程(英尺);
 - h ——边壁间距离(英寸);
 - m ——从进口处开始的流线长度(英寸);
 - n ——从前盖板到正交线上某点的距离(英寸);
 - p ——压力(磅/英寸²);
 - r ——半径(英寸);
-
- \ominus 即汽蚀余量——校注。

- s ——叶片厚度(英寸);
 t ——叶轮和蜗室隔舌间的间隙(英寸);
 u ——圆周速度(英尺/秒);
 w ——相对速度(英尺/秒);
 y ——高度(英尺);
 z ——叶片数;
 α —— c 和 u 间的夹角(度);
 β —— w 和 u 间的夹角(度);
 γ ——密度(磅/英尺³);
 γ ——流线方向和旋转轴线间的夹角(度);
 η ——效率;
 θ ——从与叶轮一起旋转的径向线算起的角距(弧度);
 μ ——滑移系数;
 ν ——运动粘度(英尺²/秒);
 ρ ——曲率半径(英寸);
 φ ——中心角(度);
 ψ ——扬程系数;
 ω ——角速度(1/秒);

下 标

- DF ——圆盘摩擦;
 H ——水力的;
 H ——轮毂;
 I ——叶轮;
 L ——泄漏;
 M ——机械的;
 S ——吸入;
 S ——轴;
 V ——容积的;
 V ——蜗室;
 W ——水;
 a ——前盖板处;
 av ——平均的;
 b ——后盖板处;

- m —— 轴面；
 m —— 中间；
 p —— 叶片工作面(压力侧)；
 r —— 任意半径；
 s —— 叶片背面(吸入侧)；
 th —— 理论的；
 thr —— 蜗室或导叶(扩压器)喉部；
 u —— 圆周分量；
 θ —— 周向分量；
 I —— 限定叶道(叶片间有效流道)的起点处；
 II —— 限定叶道(叶片间有效流道)的终点处。

水力学的一些基本关系式

静止流道中的伯努利方程式 假设不计流动损失，则沿流线上任意点的总水头相同，即

$$H = \frac{144 p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} + y = \text{常数} \quad (1)$$

伯努利方程(1)中右边各项的物理意义如下：

$\frac{144 p}{\gamma}$ —— 静压头；

$\frac{c^2}{2g}$ —— 动压头；

y —— 高度。

将伯努利方程式应用于流道中的两点(图1)，得到

$$\frac{144 p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + y_1 = \frac{144 p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} + y_0 \quad (2)$$

当考虑流动摩擦损失时，方程(2)写为

$$\frac{144 p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + y_1 = \frac{144 p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} + y_0 - L_{0-1} \quad (3)$$

式中 L_{0-1} —— 从0点到1点的摩擦损失(英尺)。

例如，当从大容器(在表面上0点)吸入时，叶轮进口处点

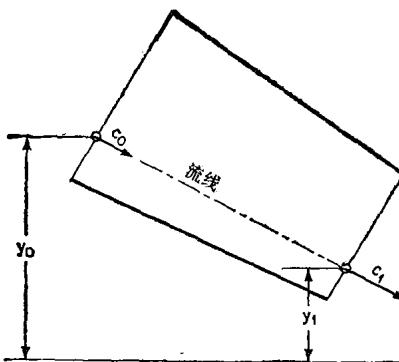


图1 伯努利方程式(2)的图示

1 的静压

$$p_1 = p_0 - \frac{1}{144} \left(\gamma y_1 - \gamma y_0 + \frac{\gamma}{2g} c_1^2 + \gamma L_{0-1} \right)$$

这里认为容器表面上的流速 c_0 等于零。

对于 68°F 的水，密度 γ 为 62.3 磅/英尺³，则上面方程变为

$$p_1 = p_0 - \frac{y_0 - y_1}{2.31} - \frac{c_1^2}{148.8} - \frac{L_{0-1}}{2.31}$$

叶轮的欧拉方程 驱动叶轮所需要的力矩等于通过叶轮的液体动量矩的变化，即

$$T = \frac{\gamma Q / 449}{g} \frac{r_2 c'_{u3} - r_1 c'_{u0}}{12} \quad (4)$$

点 0 表示紧靠叶片进口的点，而点 3 表示紧靠叶片出口的点（图 2）。

流速加“/'”表示实际流速，而不是理论流速（详见“速度三角形”一节）。方程(4)忽略了叶轮圆盘摩擦损失、泄漏损失、密封摩擦及其它各种机械损失。

输入功率

$$P = \frac{\omega T}{550} = \frac{\gamma Q}{449 \times 550 g} (u_2 c'_{u3} - u_1 c'_{u0}) \quad (5)$$

假设不计水力损失，则泵产生的理论总扬程