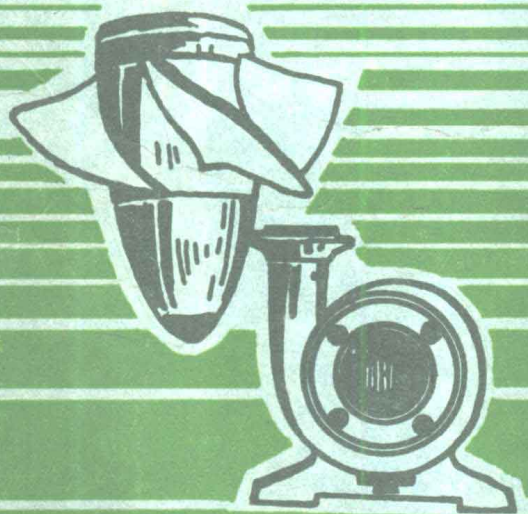


泵的理论与设计

泵的理论与设计

关醒凡 编著



机械

社

机械工业出版社

泵 的 理 论 与 设 计

关醒凡 编著



机 械 工 业 出 版 社

内容提要:本书是作者总结多年在高等学校从事水力机械的教学实践和试验研究工作, 密切结合国内的实际编写而成的。

全书共15章, 包括离心泵、混流泵和轴流泵的理论、设计、试验、运转及调节、轴封和强度计算等, 并附有许多计算例题、设计图例和实用的技术资料。本书虽以设计为主, 但对泵试验和运转等的理论及有关问题, 也作了较详细的叙述, 因此, 对于从事泵设计、研究、试验、选用及运行人员均有参考价值。

本书具有教材的部分特点, 适于自学, 也可以作为泵课程的教材或教学参考书。

泵的理论与设计

关醒凡 编著

责任编辑: 张维新

机械工业出版社 (北京阜成门外百万庄南里一号)
(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

石家庄铁道学院印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 787×1092 1/16·印张 26.5·字数 632 千字
1987年2月北京第一版·1987年2月石家庄第一次印刷
印数 00,001—5500·定价: 6.30元

统一书号: 15033·650H

前 言

泵是应用非常广泛的通用机械，而且随着科学技术的发展，其应用范围正在迅速扩大。据1984年统计，泵耗电量占全国总用电量的20%，耗油量占全国总用油量的5%。可见，提高泵类产品的技术指标，对节约能源，加速四化建设具有重要意义。

本人在高等学校水力机械专业任教二十多年，进行过试验研究和设计，参加了统编教材《离心泵和轴流泵原理及水力设计》和《叶片泵设计手册》等书籍中部分章节的编写。本书是在总结这些工作的基础上编写而成的。

本书共十五章，包括离心泵、混流泵和轴流泵的理论、设计、试验、运转及调节、轴封、强度计算等，并对自吸泵、旋流泵和螺旋离心泵等作了介绍。全书虽以设计为主，但对泵试验和运转的理论及有关问题，也作了较详细的叙述。因此，本书对于从事泵设计、研究、试验、选用及运行人员均有参考价值。书末列出的泵几何参数表，对于泵的设计和改进行是有用的。

书中吸取教材和手册类实用书籍之所长，克服之所短。对重要的理论和公式均加以论述和推导，同时给出了解决实际问题的方法、技巧和数据。其目的是使读者先知其当然，而后知其所以然，达到用基本理论分析和解决实际问题的能力。

为了便于数以千计的中小制造厂家和数以万计的使用单位中普通技术人员的学习和使用，书中附有许多计算例题、设计图例和对实际问题的分析。

由于本书具有教材的部分特点，适于自学，也可以作为泵课程的教材或教学参考书。

书中引用了许多单位和作者的资料，在此一并致谢。由于水平所限，书中难免有不少缺点和错误，敬请读者批评指正。

关 醒 凡

1986年10月

于江苏工学院

目 录

前 言

第一章 泵的基本原理	1
第一节 泵的类型和用途	1
第二节 泵的基本参数	3
第三节 泵内的各种损失及泵的效率	5
第四节 液体在叶轮中运动的分析	7
第五节 泵基本方程式	13
第六节 有限叶片数和无限叶片数理论扬程的差别——叶轮中流动的滑移	16
第七节 特性曲线	21
第二章 泵的相似理论	29
第一节 相似理论的基本概念	29
第二节 泵相似定律	31
第三节 比转数	33
第四节 泵相似理论的应用	36
第五节 切割叶轮外径泵参数的变化——切割定律	38
第六节 泵的工作范围和型谱	42
第三章 泵汽蚀的理论和计算	47
第一节 泵汽蚀现象概述	47
第二节 泵发生汽蚀条件的理论关系——汽蚀基本方程式	49
第三节 泵汽蚀余量的计算方法	53
第四节 装置汽蚀余量的计算方法	60
第五节 汽蚀试验和临界汽蚀余量	62
第六节 吸入真空度和汽蚀余量的关系	63
第七节 计算例题	66
第八节 提高泵抗汽蚀性能的措施	73
第九节 影响汽蚀破坏的因素和汽蚀破坏的试验方法	80
第十节 特殊液体的汽蚀——汽蚀热力学相似准则	83
第四章 泵的运转特性及调节	86
第一节 泵运转时的工况点	86
第二节 泵的串联和并联运转	91
第三节 向分支、汇合管路供水	93
第四节 泵运转工况的调节	96
第五节 泵的起动特性	101
第六节 泵的全特性曲线	105

第五章 泵试验	109
第一节 有关术语和参数的意义.....	109
第二节 泵试验设备.....	111
第三节 泵试验中扬程的测量与计算.....	116
第四节 泵试验中流量的测量与计算.....	124
第五节 泵试验中转矩和转速的测量与计算.....	134
第六节 泵汽蚀试验中参数的测量与计算.....	141
第七节 试验结果的整理.....	143
第八节 试验统计数据的回归分析方法.....	144
第六章 轴向力径向力及其平衡	148
第一节 产生轴向力的原因及计算方法.....	148
第二节 轴向力的平衡.....	152
第三节 平衡盘的工作原理和计算方法.....	158
第四节 关于轴向力的几个问题.....	168
第五节 径向力及其平衡.....	170
第七章 轴封装置	174
第一节 机械密封.....	174
第二节 其它类型轴封装置.....	182
第八章 离心泵和混流泵叶轮的水力设计	185
第一节 泵主要参数和结构方案的确定.....	185
第二节 泵轴径和叶轮轮毂直径的初步计算.....	192
第三节 叶轮主要尺寸的确定方法.....	194
第四节 叶轮轴面投影图的绘制.....	207
第五节 叶片设计理论和型线微分方程式.....	208
第六节 叶片数的计算和选择.....	211
第七节 叶片厚度和角度及其几何关系.....	212
第八节 叶片进出口安放角的选择和计算.....	217
第九节 叶片绘型.....	220
第十节 二元理论设计叶片的方法.....	240
第九章 压水室和吸水室的水力设计	245
第一节 压水室的类型和作用原理.....	245
第二节 涡室的设计和计算.....	247
第三节 环形压水室的设计.....	253
第四节 压水室设计例题.....	254
第五节 导叶的设计和计算.....	256
第六节 改善导叶性能的试验研究.....	264
第七节 空间导叶的设计和计算.....	266
第八节 压水室几何参数对泵特性的影响和面积比原理.....	275

第九节 吸水室的设计和计算	276
第十节 水力设计图例	282
第十章 诱导轮设计	286
第一节 诱导轮几何参数及其选择	286
第二节 诱导轮设计程序和例题	289
第十一章 轴流泵	296
第一节 概述	296
第二节 液体在叶轮中的运动分析	299
第三节 结构参数选择	302
第四节 升力法设计轴流泵叶片	305
第五节 圆弧法设计轴流泵叶片	316
第六节 导叶的设计与计算	322
第七节 作用在叶轮上的轴向力	325
第八节 吸水室和出水流道	330
第九节 轴流泵的特性曲线	334
第十二章 泵中的能量损失和改善泵性能的措施	336
第一节 泵的能量平衡试验	336
第二节 各种损失的分析与估算	337
第三节 改善泵性能的措施	350
第十三章 泵零件的强度计算	352
第一节 轴的强度计算	352
第二节 键、联轴器、叶轮和平衡盘的强度计算	359
第三节 泵体的强度计算	364
第四节 泵体联接螺栓的强度计算	376
第五节 多级泵穿杠和中段密封凸缘宽度的强度计算	378
第六节 泵进出口法兰的强度计算	382
第七节 轴临界转速的基本概念	383
第八节 临界转速的计算方法	388
第十四章 自吸泵和杂质泵	398
第一节 自吸泵	398
第二节 杂质泵	400
第十五章 技术资料	406
第一节 叶片模型的制作和检查	406
第二节 泵几何参数表	408
第三节 流体的物理性质	413
第四节 单位换算	414
参考文献	415

第一章 泵的基本原理

第一节 泵的类型和用途

泵是把原动机的机械能转换成抽送液体能量的机器。原动机通过泵轴带动叶轮旋转，对液体做功，使其能量增加，从而使需要数量的液体，由吸水池经泵的过流部件输送到要求的高处或要求的压力的地方。

图 1-1 所示,是简单的泵装置。原动机带动叶轮旋转,将水从 A 处吸入泵内,排送到 B 处。泵中起主导作用的是叶轮,叶轮中的叶片强迫液体旋转,液体在离心力作用下向四周甩出。这种情况象转动的雨伞,雨伞上的水滴向四周甩出去的道理一样。泵内的液体甩出去后,新的液体在大气压力下进到泵内。如此连续不断地从 A 处向 B 处供水。泵在开动前,应先灌满水。如不灌满水,叶轮只能带动空气旋转,因空气的单位体积的质量很小,产生的离心力甚小,无力把泵内和排水管路中的空气排出,在泵内造成真空,水也就吸不上来。泵的底阀是为灌水用的,泵出口侧的调节阀是用来调节流量的。

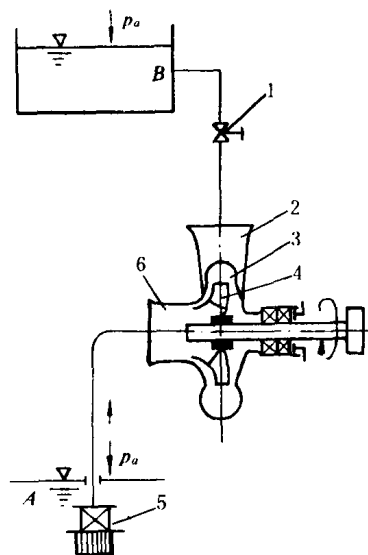


图 1-1 泵工作的装置简图

1-调节阀 2-排出短管 3-压水室
4-叶轮 5-底阀 6-吸水室

泵的主要过流部件有吸水室、叶轮和压水室（包括导叶）。

泵吸水室位于叶轮前面，其作用是把液体引向叶轮，有直锥形、弯管形和螺旋形三种形式（图 1-2）。

压水室位于叶轮外围，其作用是收集从叶轮流出的液体，送入排出管。压水室主要有螺旋形压水室（蜗壳）、导叶和空间导叶三种形式（图 1-3）。

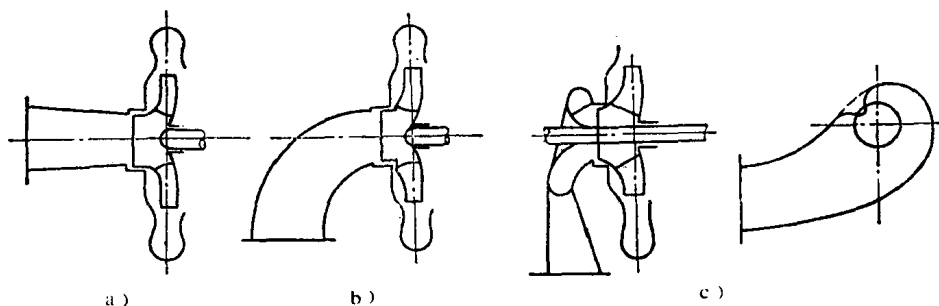


图 1-2 吸水室的类型

a) 直锥形 b) 弯管形 c) 螺旋形

叶轮是泵最重要的工作元件，是过流部件的心脏。叶轮由盖板和中间的叶片组成。根据液体从叶轮流出的方向不同，叶轮分为径流式、混流式和轴流式三种型式（图 1-4）：

径流式叶轮——液体流出叶轮的方向垂直于轴线，即沿半径方向流出；

混流式（包括斜流式）叶轮——液体流出叶轮的方向倾斜于轴线；

轴流式叶轮——液体流出叶轮的方向平行于轴线，即沿轴线方向流出。



图 1-3 压水室的类型

a) 导叶 b) 空间导叶 c) 螺旋形压水室 1-叶轮 2-蜗室 3-扩散管

一、泵的类型

泵可以分为叶片式泵（动力式泵）、容积式泵和其它类型泵三大类。所谓叶片式泵，是依靠叶轮在壳体中旋转，通过流体动力参数的变化把能量传给液体的机械。图 1-5 表示各种类型泵的过流部分。叶片式泵的简单分类如下：

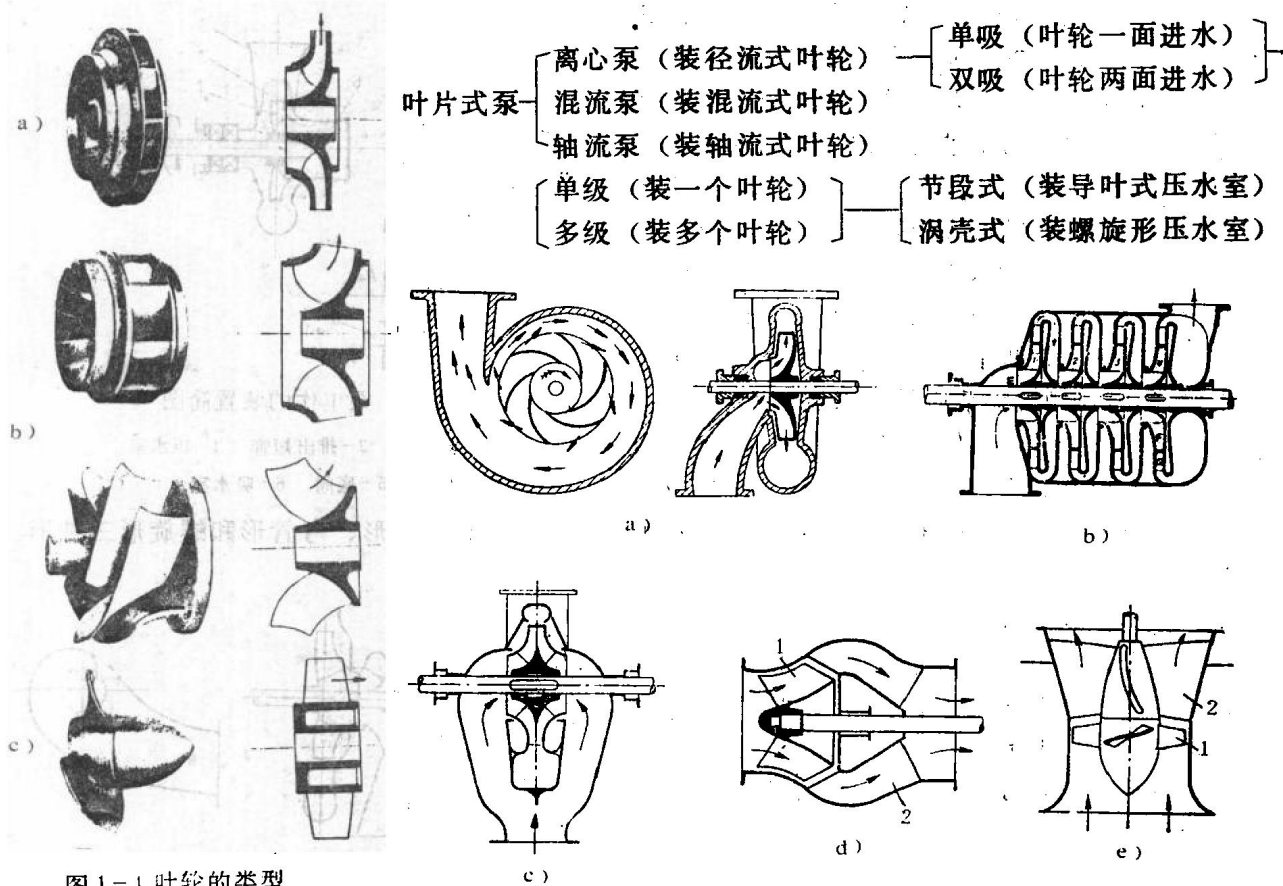


图 1-4 叶轮的类型

a) 径流式叶轮 b) 混流式叶轮
c) 轴流式叶轮

图 1-5 泵过流部分示意图

a) 涡壳式泵 b) 节段式泵 c) 双吸泵 d) 导叶式混流泵 e) 轴流泵 1-叶片 2-导叶

二、泵的用途

泵是一种通用机械，种类甚多，应用极广，可以说，在国民经济各部门中，凡是有液体流动的地方，就有泵在工作。其主要应用范围是：农田排灌、石油化工、动力工业、城市给排水、采矿和造船工业等。另外，泵在火箭燃料供给、船舶推进方面也得到应用。

现以动力工业中的火力发电厂为例，说明泵的应用。发电是一个汽水循环过程，锅炉把水烧成蒸汽，推动汽轮机旋转，带动发电机发电。其中，从加热器向锅炉供水所用的是锅炉给水泵。从汽轮机出来的废汽到冷凝器凝结成水，需要冷凝泵将冷凝水打入加热器进行再次循环。冷凝器用的冷却循环水是由循环水泵供给的。锅炉排灰用的泵为灰渣泵。图 1-6 是火电厂用泵示意图。

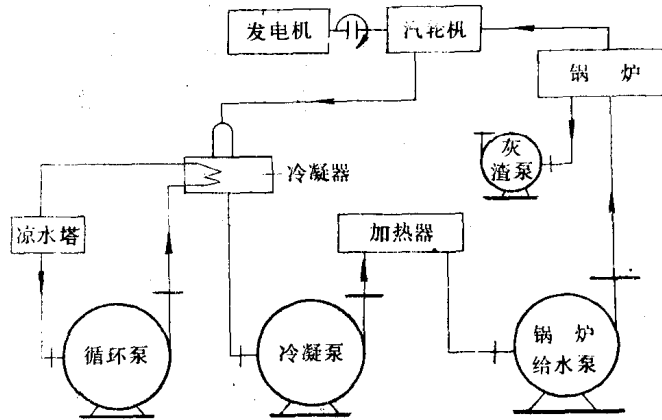


图 1-6 泵在火力发电厂中的应用

第二节 泵的基本参数

表征泵主要性能的参数有以下几个：

一、流量 Q

流量是泵在单位时间内输送出去的液体量（体积或质量）。

体积流量用 Q 表示，单位是： m^3/s 、 m^3/h 、 L/s 等。

质量流量用 Q_m 表示，单位是： t/h 、 kg/s 等。

质量流量和体积流量的关系为

$$Q_m = \rho Q \quad (1-1)$$

式中 ρ ——液体的密度 (kg/m^3 、 t/m^3)，常温清水 $\rho = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

二、扬程 H

扬程是泵所抽送的单位重量液体从泵进口处（泵进口法兰）到泵出口处（泵出口法兰）能量的增值。也就是一牛顿液体通过泵获得的有效能量。其单位是 $\text{N} \cdot \text{m}/\text{N} = \text{m}$ ，即泵抽送液体的液柱高度，习惯简称为米。

根据定义，泵的扬程可以写为

$$H = E_D - E_S$$

式中 E_D ——在泵出口处单位重量液体的能量 (m)；

E_S ——在泵进口处单位重量液体的能量 (m)。

单位重量液体的能量在水力学中称为水头，通常由压力水头 $\frac{p}{\rho g}$ (m)、速度水头 $\frac{v^2}{2g}$ (m)

位置水头 z (m) 三部分组成, 即

$$E_D = \frac{p_D}{g\rho} + \frac{v_D^2}{2g} + z_D, \quad E_S = \frac{p_S}{g\rho} + \frac{v_S^2}{2g} + z_S$$

$$\text{因此} \quad H = \frac{p_D - p_S}{g\rho} + \frac{v_D^2 - v_S^2}{2g} + (z_D - z_S) \quad (1-2)$$

式中 p_D, p_S ——泵出口、进口处液体的静压力;

v_D, v_S ——泵出口、进口处液体的速度;

z_D, z_S ——泵出口、进口到任选的测量基准面的距离。

图 1-7 是计算泵扬程的简图。

泵的扬程表征泵本身的性能, 只和泵进、出口法兰处的液体的能量有关, 而和泵装置无直接关系。但是, 利用能量方程, 可以用泵装置中液体的能量表示泵的扬程。

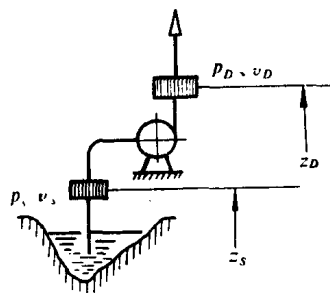


图 1-7 计算泵扬程的简图

三、转速 n

转速是泵轴单位时间的转数, 用符号 n 表示, 单位是 r/min 。

四、汽蚀余量 NPSH

汽蚀余量又叫净正吸头, 是表示汽蚀性能的主要参数。汽蚀余量国内曾用 Δh 表示。

五、功率和效率

泵的功率通常指输入功率, 即原动机传到泵轴上的功率, 故又称轴功率, 用 N 表示。

泵的有效功率又称输出功率, 用 N_e 表示。它是单位时间内从泵中输送出去的液体在泵中获得的有效能量。

因为扬程是泵输出的单位重量液体从泵中获得的有效能量, 所以扬程和质量流量及重力加速度的乘积, 就是单位时间内从泵中输出液体所获得的有效能量——泵的有效功率。

$$N_e = HQ_m g = g\rho QH \quad (W)$$

$$\text{或} \quad N_e = \frac{g\rho QH}{1000} = \frac{\gamma QH}{1000} \quad (kW) \quad (1-3)$$

式中 ρ ——泵输送液体的密度 (kg/m^3);

γ ——泵输送液体的重度 (N/m^3);

Q ——泵的流量 (m^3/s);

H ——泵的扬程 (m);

g ——重力加速度 (m/s^2)。

若液体重度的单位为 kgf/m^3 , Q, H 的单位与上式相同, 则

$$N_e = \frac{\gamma QH}{102} \quad (kW)$$

轴功率 N 和有效功率 N_e 之差为泵内的损失功率, 其大小用泵的效率来计量。泵的效率为有效功率和轴功率之比, 用 η 表示, 即

$$\eta = N_e / N \quad (1-4)$$

例题: 如图 1-8 所示, 泵从容器 B 向 A 供水, 试用下面两组参数表示泵的扬程、泵出口

和进口总水头。

(1) 泵出口压力计读数 M_d (m)、泵进口真空表读数 V_s (m)、表距 z_0 (m)、泵进出口速度 v_s 、 v_D (m/s)。

(2) 压力 p_c 、 p_t (N/m²)、几何高度 z'_1 、 z'_2 、 z_0 、吸入管路和排出管路的损失水头 h_1 、 h_2 (m)。

$$\begin{aligned} \text{解: } M_d &= \frac{p_D}{g\rho} - \frac{p_a}{g\rho} \\ V_s &= \frac{p_a}{g\rho} - \frac{p_s}{g\rho} \\ \frac{p_D}{g\rho} &= M_d + \frac{p_a}{g\rho}, \quad \frac{p_s}{g\rho} = \frac{p_a}{g\rho} - V_s \\ H &= M_d + V_s + \frac{v_D^2 - v_s^2}{2g} + z_0 \quad (1-5) \end{aligned}$$

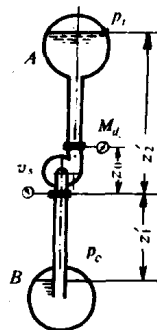


图 1-8 泵装置

列吸入液面和泵进口、排出液面和泵出口伯努利方程：

$$\text{由 } \frac{p_c}{g\rho} = \frac{p_s}{g\rho} + \frac{v_s^2}{2g} + z'_1 + h_1$$

$$\text{则 } \frac{p_s}{g\rho} + \frac{v_s^2}{2g} = \frac{p_c}{g\rho} - z'_1 - h_1$$

$$\text{由 } \frac{p_D}{g\rho} + \frac{v_D^2}{2g} + z_0 = \frac{p_t}{g\rho} + z'_2 + h_2$$

$$\text{则 } H = \frac{p_D - p_s}{g\rho} + \frac{v_D^2 - v_s^2}{2g} + z_0 = \frac{p_t - p_c}{g\rho} + z'_1 + z'_2 + h_1 + h_2$$

进口总水头

$$\begin{aligned} H_1 &= \frac{p_s}{g\rho} + \frac{v_s^2}{2g} = \frac{p_a}{g\rho} - V_s + \frac{v_s^2}{2g} \\ &= \frac{p_c}{g\rho} - z'_1 - h_1 - \frac{v_s^2}{2g} + \frac{v_s^2}{2g} \end{aligned}$$

出口总水头

$$\begin{aligned} H_2 &= \frac{p_D}{g\rho} + \frac{v_D^2}{2g} = M_d + \frac{p_a}{g\rho} + \frac{v_D^2}{2g} \\ &= \frac{p_t}{g\rho} + z'_2 + h_2 - z_0 \end{aligned}$$

第三节 泵内的各种损失及泵的效率

泵在把机械能转化为液体能量过程中，伴有各种损失，这些损失用相应的效率来表示。为了提高泵的效率，必须分析泵功率的平衡情况，弄清其来龙去脉，为减少损失提高效率指明方向。

下面按能量在泵内的传递过程，逐一介绍泵内能量输入和输出情况。

一、机械损失和机械效率（图1-9）

原动机传到泵轴上的功率（轴功率），首先要花费一部分去克服轴承和密封装置的摩擦损失，剩下的轴功率用来带动叶轮旋转。但是叶轮旋转的机械能并没有全部传给通过叶轮的液体，其中一部分消耗于克服叶轮前、后盖板表面与液体和盖板表面与壳体（泵腔）中液体之间的摩擦，这部分损失功率称为圆盘摩擦损失。

上述轴承损失功率（ N_{m1} ）、密封损失功率（ N_{m2} ）和圆盘摩擦损失功率（ N_{m3} ）之和称为机械损失 N_m ，其大小用机械效率 η_m 来表示。轴功率去掉机械损失功率的剩余功率用来对通过叶轮的液体做功，称为输入水力功率，用 N' 表示。机械效率为输入水力功率和轴功率之比，即

$$\eta_m = \frac{N - N_m}{N} = \frac{N'}{N} \quad (1-6)$$

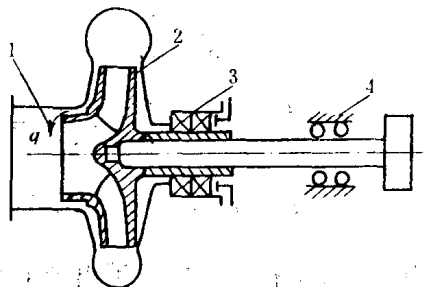


图1-9 泵中的能量损失

1—泄漏 2—圆盘 3—填料 4—轴承

二、容积损失和容积效率

输入水力功率用来对通过叶轮的液体做功，因而叶轮出口处液体的压力高于进口压力。出口和进口的压差，使得通过叶轮的一部分液体从泵腔经叶轮密封环（口环）间隙向叶轮进口逆流。这样，通过叶轮的流量 Q_t （也称泵的理论流量）并没有完全输送到泵的出口。其中泄漏量 q 这部分液体把从叶轮中获得的能量消耗于泄漏的流动过程中。即从高压液体（出口压力）变为低压（进口压力）液体。所以容积损失的实质也是能量损失。容积损失的大小用容积效率 η_v 来计量。容积效率为通过叶轮除掉泄漏之后的液体（实际的流量 Q ）的功率和通过叶轮液体（理论流量 Q_t ）功率（输入水力功率）之比，即

$$\eta_v = \frac{\rho g Q_t H_t - \rho g q H_t}{\rho g Q_t H_t} = \frac{\rho g Q H_t}{\rho g Q_t H_t} = \frac{Q}{Q_t} \quad (1-7)$$

式中 Q_t ——泵的理论流量（通过叶轮的流量）；

$Q_t = Q + q$ ；

H_t ——泵的理论扬程（亦称叶轮理论扬程），它表示叶轮传给单位重量液体的能量；

q ——泄漏量。

单级泵的泄漏量主要发生在密封环处。多级泵除此之外，还有级间泄漏。另外，泵平衡轴向力装置、密封装置等的泄漏量也应算在泵的容积损失之中

三、水力损失和水力效率

通过叶轮的有效液体（除掉泄漏）从叶轮中接收的能量（ H_t ），也并没有完全输送出去，因为液体在泵过流部分（从泵进口到出口的通道）的流动中伴有水力摩擦损失（沿程阻力）和冲击、脱流、速度方向及大小变化等引起的水力损失（局部阻力），从而要消耗掉一部分能量。单位重量液体在泵过流部分流动中损失的能量称为泵的水力损失，用 h 来表示。

由于存在水力损失, 单位重量液体经过泵增加的能量 (H), 要小于叶轮传给单位重量液体的能量 (H_t), 即 $H = H_t - h$ 。泵的水力损失其大小用泵的水力效率来计量。水力效率为去掉水力损失液体的功率和未经水力损失液体功率之比, 即

$$\eta_h = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q H_t} = \frac{H}{H_t} \quad (1-8)$$

泵内各种损失总和的大小用总效率 (简称泵效率) 来表示。总效率为有效输出功率 N_e 和输入功率 (轴功率) N 之比, 即

$$\eta = \frac{N_e}{N}$$

稍加变化

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N} = \frac{\rho g Q H}{N} \cdot \frac{Q_t H_t}{Q_t H_t} = \frac{\rho g Q_t H_t}{N} \cdot \frac{Q}{Q_t} \cdot \frac{H}{H_t}$$

$$\text{即} \quad \eta = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (1-9)$$

泵的总效率等于机械效率、容积效率和水力效率之乘积。

泵内功率的平衡情况可用

图 1-10 来表示。

在设计泵之前只能按统计资料 (经验公式和曲线) 或类似的实际产品大致确定欲设计泵的效率。待泵设计完了之后, 可以近似估算所设计泵的效率,

只有泵制造完了之后, 通过试验才能精确地确定泵的效率。

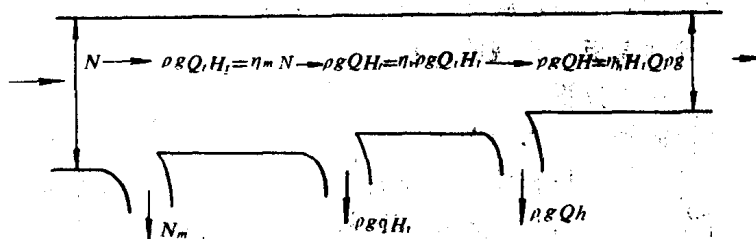


图 1-10 泵中的能量平衡

例题 1：证明：

$$\eta = \frac{1}{\frac{1}{\eta_v \eta_h} + \frac{N_{m1}}{N_e} + \frac{N_{m2} + N_{m3}}{N_e}}$$

$$\eta = \frac{1}{\frac{Q_t}{Q} \cdot \frac{H_t}{H} \cdot \frac{\rho g}{\rho g} + \frac{N_m}{N_e}} = \frac{1}{\frac{N'}{N_e} + \frac{N_m}{N_e}} = \frac{N_e}{N}$$

例题 2：一台泵轴承、轴封、圆盘摩擦损失与轴功率的比值分别为 0.02、0.05、0.15, 求该泵的机械效率。

$$\text{解:} \quad \eta_m = \frac{N - N_m}{N} = 1 - \frac{(0.02 + 0.05 + 0.15)N}{N} = 1 - 0.22 = 0.78$$

第四节 液体在叶轮中运动的分析

一、叶轮几何形状及其表示方法

叶轮外形如图 1-11 所示。叶轮是由前、后盖板和盖板之间的叶片组成的, 盖板表面通常

是回转曲面。叶片有三种形式：1. 直叶片（很少用）；2. 单曲率叶片，也称圆柱形叶片；叶片表面是单向弯曲的；3. 双曲率叶片，也称空间扭曲叶片，叶片表面是双向弯曲的，即空间曲面。

为了完整而清楚地表示叶轮的几何形状，现引入两个辅助平面（平面和轴面）。平面是垂直轴线的平面，轴面是过轴心线的平面，轴面和平面都可以作任意多个。

水力机械的过流部分采用相应的平面和轴面投影来表示。

1. 平面投影

和一般机械制图的侧视图相同。在平面投影图上，反映径向和圆周方位的形状。叶轮的平面投影可以从叶轮前面或后面（包括去掉相应的盖板）去投视。图1-12b是从叶轮前面（去掉前盖板）投视的形状。

2. 轴面投影

叶轮的轴面投影如图1—

12a所示。轴面投影也就是圆弧投影。它是将要表示的部分，以轴心线上的对应点为圆心，按其所在半径沿圆弧投影在一个轴面上。叶轮的轴面投影就如同用一个轴面去切割叶轮，因盖板是轴对称的，其剖面就是其相应的轴面投影。但叶片的投影不用相应的剖面形式来表示，而是按圆弧投影的方法将叶片的所有部分投影在轴面上。设想叶片是弹性材料制成的，叶片轴面投影，就是将叶片保持径向尺寸不变，旋贴在轴面上。其实叶片进、出口边的轴面投影和盖板与轴面的交线就组成了整个叶片的轴面投影。至于叶片的弯曲情况，要借助平面投影看出。图中表示了一条中间流线的轴面投影过程。

表示叶轮的主要参数及其符号如下：

D_2 ——叶轮外径；

D_i ——叶轮进口直径（亦称颈部直径或吸入眼直径）；

d_h ——叶轮轮毂直径；

b_2 ——叶片出口宽度；

b_1 ——叶片进口宽度；

t ——叶片节距（叶片间圆周方向距离）， $t = \frac{D\pi}{z}$ ；

z ——叶片数；

φ ——叶片包角；

β ——叶片安放角（叶片表面切线方向与反转方向圆周切线间的夹角）。

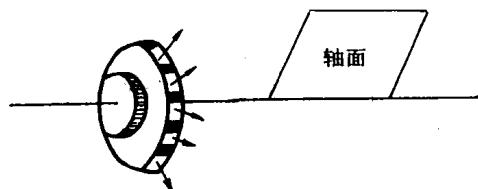


图1-11 叶轮外形

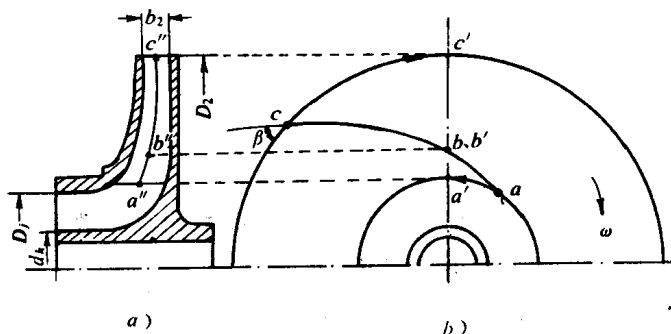


图1-12 叶轮及其投影图

a) 轴面投影 b) 平面投影

二、液体在叶轮中的运动分析——速度三角形

1. 运动分析

泵是流体和机械相互作用的机器。泵的特性是液体在泵内运动情况的外部表现形式，而液体的运动情况是由过流部分的几何形状决定的，可见分析液体在泵内的运动情况是确定泵特性和设计其几何形状的基础。叶轮是泵工作的核心，深入分析液体在叶轮中的运动尤其重要。

现分析液体在叶轮中的运动。叶轮本身的运动很简单，只是和轴一起旋转。但由于叶轮叶片的作用，叶轮中液体运动的情况是比较复杂的，乃是一种复合运动。液体一方面随叶轮旋转作牵连运动，另一方面不断地从旋转着的叶轮中流出，即相对于叶轮运动。从固定在陆地上的坐标去观察叶轮中液体的运动为绝对运动，它是牵连运动和相对运动的合成运动。即

$$\mathbf{v} = \mathbf{u} + \mathbf{w}$$

为了进一步分析液体在叶轮中的运动，我们采用把整体化为局部的方法，即把叶轮内的流动分层。假设每层间的液体互不混杂，当分的层数非常多时，便得到微元流层。此流层符合流面的性质——其上任一点的流速均与之相切。故流层就是流面。显然，叶轮前、后盖板的内旋转表面分别是两个边界流面。其间还可以分出任意多个类似的流面（通常为1~3个）。这样研究叶轮内的流动就简化为研究几个流面上流动的问题。几个流面上的流动可能不完全相同，但研究方法是相同的。因而，研究透彻一个流面上的流动，其它流面的流动也就类似地得到解决。

图1-13a表示的是后盖板流面，其上画出了叶片与流面的交线（叶片剖面）。可以说此交线就是液体在叶轮中相对运动的流线。在相邻两叶片之间可以画出任意多个这样的流线。假设叶片是无穷多且无限薄时，则这些流线的形状就完全相同。于是，只要研究一条流线就行了。把几个流面上相对流线按规律排列起来，加上厚度就是叶轮中的叶片。这样，叶片可视为是由几条相对运动流线组成的。因此，研究叶轮内的流动简化为研究沿相对运动流线的流动。

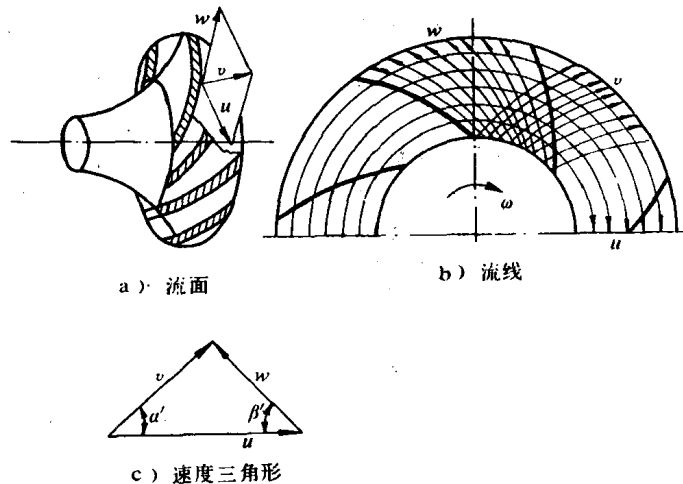


图1-13 液体在叶轮中的运动分析

2. 速度三角形

速度三角形是研究沿流线流动的重要工具。

液体在通过叶轮的复合运动中，牵连运动是叶轮的旋转运动，其流线是圆周；相对运动流线和叶片形状相同；绝对运动可按平行四边形法则确定（图1-13）。实际应用时，只画平行四边形之半，即速度三角形。因为速度 u 和 w 均与流面相切，所以速度三角形平面在空间

的方位与该点的流面相切。在使用速度三角形时,通常画在平面上(图1-13c),但是它在空间的方位是由流面形状决定的。三种运动的流线如图1-13b所示。

为了解出速度三角形,需进一步分析组成速度三角形的各速度分量。

(1) 圆周速度 u

叶轮内任意点的圆周速度方向与所在点的圆周相切,其值按下式计算

$$u = \frac{D\pi n}{60}$$

式中 n ——转速;

D ——所求速度点的直径。

(2) 相对速度 w

假定叶片无穷多,则任意点的相对速度方向与该处的叶片表面切线方向一致,故方向是已知的。其大小,暂时不能确定。

(3) 绝对速度 v

绝对速度是合成速度,方向和大小都难以一下子看出来。为此将 v 分解成两个互相垂直的分量。一个是沿圆周方向的速度 v_u ,因为它的方向与 u 相同,故称为绝对速度的圆周分量或圆周分速度;另一个是与圆周速度 u 的方向垂直的分量 v_m 。我们知道过一点只能作出一个平面和给定的直线相垂直,因此,过一点只有一个和速度 u 相垂直的平面。又因速度 u 和这点的半径相垂直,所以此面就是轴面了。因为 v_m 分量位于轴面上,因此称其为绝对速度的轴面分量或轴面分速度(图1-14)。

轴面和流面的交线称为轴面流线,它也就是流面上任意一条流线的轴面投影。轴面速度既在流面上,又在轴面上,所以 v_m 的方向必然和轴面流线相切。

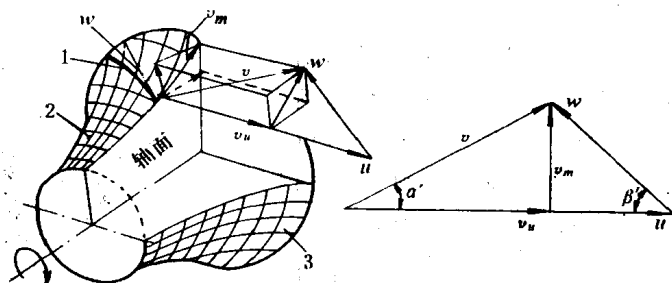


图1-14 速度三角形

1-叶片 2-轴面流线 3-流面

下面我们研究 v_u 和 v_m 的大小。圆周分速度 v_u 是一种圆周运动,它的大小和扬程有关,而与通过叶轮的流量无直接关系。

轴面速度 v_m 是液体沿着轴面向叶轮出口流出的分量,与通过叶轮的流量 Q 有关。当给定 Q 后, v_m 是可以计算的。现假设以轴面速度流动的液流称为轴面液流。为了计算 v_m ,应首先知道轴面液流过水断面的面积。

如图1-15a所示,作一条曲线 MN 与轴面液流各流线相垂直,此线称为轴面液流过水断面形成线。将此线绕轴心线旋转一周所形成的回转曲面就是轴面液流的过水断面,其值按下式计算:

$$F_0 \approx 2\pi R_c b$$