

979922



高等学校教材

水泵及水泵站习题实验课程设计指导书

河北农业大学 王涛 主编



欲平知

PDF

责任编辑：王 勤



ISBN 7-120-02101-X/TV·806

定价：5.90 元

高等学校教材

水泵及水泵站习题实验课程
设计指导书

河北农业大学 王涛 主编

水利电力出版社

(京)新登字 115 号

内 容 提 要

本书为与高等学校农田水利工程专业通用教材《水泵及水泵站》和机电排灌工程专业通用教材《水泵学》、《泵站工程学》相配套的习题集、实验指导书、课程设计指导书。

全书共分十章，一至八章为水泵及泵站习题部分；第九章为水泵实验及指导书部分；第十章为课程设计及设计指导书部分。最后附有计算题答案。

本书在附录中收集了与本课程有关的常用资料，以供教学参考。

高等学校教材

水泵及水泵站习题实验
课程设计指导书

河北农业大学 王涛 主编

*

水利电力出版社出版

(北京三里河路 6 号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

北京市朝阳区小红门印刷厂印刷

*

787×1092 毫米 16 开本 10.25 印张 228 千字

1995 年 6 月第一版 1995 年 6 月北京第一次印刷

印数 0001—2490 册

ISBN 7-120-02101-X/TV·806

定价 5.90 元

水利学

PDG

前 言

本教材系根据全国高等院校农田水利工程专业《水泵及水泵站》、水利水电动力工程专业《水泵学》、《泵站工程学》等课程教学大纲的安排，配合教学中习题课、实验课和课程设计等教学环节，广泛收集全国有关高等院校任课教师在长期教学工作中积累的资料编写而成，分习题、实验、课程设计等部分。

全书共分十章。习题八章，每章给出了知识要点、学习要求、例题、问答题和计算题。题目除少数有一定难度外，绝大部分侧重于基本知识、基本概念、基本原理和基本方法的训练，注重基础知识的理解运用以及分析问题和解决问题能力的培养。对少数概念较强或难度较大的题目，书中给出了提示或进行了详细的解答，目的是帮助学生搞好课后复习，加强对课堂教学和书本知识的理解。实验一章，给出八种实验。课程设计一章，给出四个典型设计。此外在附录中还给出了排灌泵站规划设计中所需搜集的资料以及设计说明书、设计图纸的主要内容和要求等。

本书由王涛主编。费平屏、刘梅清参加了编写工作。王涛编写了一至八章及第十章的排灌泵站课程设计；费平屏编写了第十章中的离心泵、轴流泵水力设计；刘梅清编写了第九章。

提供资料的有，武汉水利电力大学陈坚、河北农业大学范玉芳、河海大学梅瑞松、华北水利电力学院张戌时、陕西机械学院朱满林、太原工业大学苑鸿博、郑州工学院夏文俊、合肥工业大学马春生、内蒙古农牧学院泵站教研室、西北农业大学两站教研室、北京农业工程大学杨忠山、山东农业大学王秀民、宁夏农学院姚青云等。

本书由武汉水利电力大学陈坚任主审。本书在编写过程中还得到了李继珊、冯汉民教授，郑玉春副教授的帮助，在此一并表示感谢！

对于本书存在的缺点和错误，恳请读者给予批评、指正。

编者

1992年9月

目 录

前 言

第一章 泵的基础知识	1
一、知识要点	1
二、例题	2
三、习题	3
第二章 叶片泵的基本理论	7
一、知识要点	7
二、例题	9
三、习题	12
第三章 叶片泵工况的确定和调节	16
一、知识要点	16
二、例题	17
三、习题	23
第四章 叶片泵汽蚀及安装高程的确定	38
一、知识要点	38
二、例题	41
三、习题	43
第五章 离心泵和轴流泵水力设计	48
一、知识要点	48
二、归纳叙述	49
三、例题	63
四、习题	64
第六章 机电排灌泵站工程规划	67
一、知识要点	67
二、例题	67
三、习题	71
第七章 泵站进、出水建筑物	77
一、知识要点	77
二、例题	77
三、习题	81
第八章 泵房和其他	86
一、知识要点	86
二、例题	87
三、习题	93
第九章 实验、实习	100
一、水泵结构及抽水装置的认识	100

二、离心泵基本性能实验	102
三、水泵变转速性能实验	108
四、水泵井、串联综合性能实验	108
五、水泵全特性实验	110
六、水泵汽蚀性能实验	111
七、泵站水锤实验	114
八、不同进水条件下泵站进水流态的观测实验	116
第十章 课程设计及指导书	117
一、离心泵水力设计	117
二、轴流泵水力设计	121
三、灌溉泵站的规划与设计	126
四、排水泵站的规划与设计	130
附录一 排、灌泵站规划设计所需的资料	135
附录二 设计说明书的主要内容	137
附录三 水在标准气压下不同温度时的饱和蒸汽压和密度	138
附录四 常用流体在标准气压下的密度	139
附录五 我国主要城市的海拔高程和大气压	140
附录六 压力管道粗糙系数 n 值	141
附录七 管路沿程水头损失计算公式	142
附录八 各种局部阻力系数	144
习题答案	154

第一章 泵的基础知识

一、知识要点

1. 泵的定义和分类

泵不能简单地理解为一种将低处的液体如水抽到高处机器,要用能量的观点解释。即能把原动机的能量(如机械能)传递给被输送的液体,使液体的能量(位能、压能或动能)得到增加的机器,称作“泵”或“水泵”。

泵的分类方法很多,通常按结构、工作原理分类。

按结构分类,通常有以下几种分类方法:

依叶轮进水方式,分单吸式和双吸式;依叶轮个数,分单级和多级泵;依泵体检修拆装情况,分水平中开式和垂直剖分式;依泵轴装置形式,分立式、斜式和卧式。

按工作原理通常可分为三类,即叶片泵、容积泵和其他类型泵。其中叶片泵效率最高,使用范围最广。叶片泵还按叶轮水流进出水方向不同,分离心泵、混流泵和轴流泵三大类。它们的共同特点是可以利用速度三角形来描述水流质点在叶轮内的运动规律。叶片泵是农田水利工程和机电排灌工程两个专业学生学习的重点。

2. 叶片泵的结构和型号

叶片泵由进水室、叶轮和出水室三个水力过流部件组成。在结构上,它可分为叶轮、泵体、轴、轴承、口环(减漏环)和填料密封(填料函)等六大部件。学生在学习时,要注意掌握各部件的作用、不同泵型这些部件所处的位置以及它们的作用方式。

水泵型号,要求在学习中逐渐熟悉和掌握。

3. 叶片泵的主要性能参数

表征水泵性能的参数是:水泵转速 n 、扬程 H 、轴功率 P 、效率 η 、流量 Q 、抗汽蚀特性参数 $[H_s]$ 或 $[\Delta h]$ 。学生在学习该部分内容时,特别要注意体会和掌握前五个基本参数的定义、常用单位及其相互关系。重点理解什么是水泵扬程;在一定装置条件下,怎样测量和计算出水泵扬程。

4. 泵内各种损失及效率

泵在工作过程中,总是伴随有各种损失。泵内损失有三种,它们是:机械功率损失 ΔP_m 、容积损失 ΔP_v 和水力损失 ΔP_h 。泵轴从原动机获得轴功率 P 后,首先要克服机械损失 ΔP_m (圆盘摩擦、轴承和填料密封摩擦损失),将剩下的功率通过叶轮传给液体(称为液体功率 P_L),扣除泵内容积漏泄即容积损失 ΔP_v 、泵内水力损失 ΔP_h 后,才是泵的有效功率 P_e ,于是有

$$\begin{aligned} P &= \Delta P_m + \Delta P_v + \Delta P_h + P_e \\ &= \Delta P + P_e \end{aligned} \quad (1-1)$$

泵内的各种损失通常用相应的效率来表示,它们是

机械效率
$$\eta_m = \frac{P_L}{P} = \frac{\rho g Q_T H_T}{P} \quad (1-2)$$

$$\text{容积效率} \quad \eta_v = \frac{P_L - \Delta P_v}{P_L} = \frac{Q}{Q_T} \quad (1-3)$$

$$\text{水力效率} \quad \eta_h = \frac{P_e}{P_L - \Delta P_v} = \frac{H}{H_T} \quad (1-4)$$

$$\text{总效率} \quad \eta = \frac{P_e}{P} \quad (1-5)$$

$$\text{且满足} \quad \eta = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (1-6)$$

以上式中 Q_T ——水泵叶轮的流量, $Q_T = Q + q$ (q 为泄漏量);

H_T ——叶轮产生的理论扬程, $H_T = H + h$ (h 为泵内的水力损失)。

该部分是学生学习的重点, 要求会分析泵内各种能量损失, 知道这些损失发生的部位以及形成的原因, 弄清上述公式的意义, 能从中指出提高泵效率的途径。

二、例 题

【例题 1-1】 如图 1-1 所示的水泵装置, 泵将水由进水池抽送到出水池。

(1) 试用以下参数表示泵的扬程。泵出口压力表读数为 M_i (kPa), 泵进口真空表的读数为 V_i (kPa), 泵进、出口断面垂直高度为 ΔZ (m) (泵进、出口仪表轴心位于各被测断面中心的平面内), 泵进、出口断面的流速分别为 V_1 和 V_2 (m/s)。

(2) 若 $M_i = 380 \text{ kPa}$, $V_i = 42.7 \text{ kPa}$, $\Delta Z = 0.25 \text{ m}$, $V_1 = 2.3 \text{ m/s}$, $V_2 = 3.5 \text{ m/s}$ 。求水泵扬程 H (m)。

(3) 若将进、出口仪表接管 (如图 1-1 中虚线所示), 分别抬高 l_1 和 l_2 (m), 真空表接管内无液体, 压力表接管内无气体, 其他条件不变, 写出水泵扬程表达式。又如 $l_1 = 0.3 \text{ m}$, $l_2 = 0.5 \text{ m}$, 求这时的水泵扬程 H 为多少。

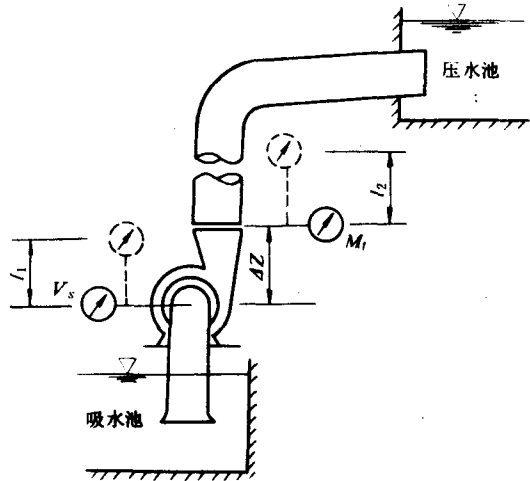


图 1-1 某抽水装置示意图

解: (1) 根据扬程定义写出水泵扬程表达式

$$H = E_2 - E_1 = Z_2 - Z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1-7)$$

式中 $Z_2 - Z_1 = \Delta Z$ ——水泵出口与进口断面的高差, m;

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{M_i}{9.8};$$

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{V_i}{9.8};$$

V_1 、 V_2 ——水泵进、出口断面平均流速, m/s。

$$\text{于是} \quad H = \Delta Z + \frac{M_i}{9.8} + \frac{V_i}{9.8} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1-8)$$

(2) 若 $M_i = 380 \text{ kPa}$, $V_i = 42.7 \text{ kPa}$, $\Delta Z = 0.25 \text{ m}$, $v_1 = 2.3 \text{ m/s}$, $v_2 = 3.5 \text{ m/s}$, 则水泵

扬程 H 为

$$H = 0.25 + \frac{380}{9.8} + \frac{42.7}{9.8} + \frac{3.5^2 - 2.3^2}{2 \times 9.8} = 43.74 \text{m}$$

(3) 进口真空表抬高, 接管内无水。因管内气体造成的气柱压力很小 (1 个气压的气柱压力约为水柱压力的 1/800), 可以忽略。因此, 真空表读数即为测点处的真空值。但压力表抬高, 因管内水柱存在。泵出口断面的实际压力应为表读数加抬高值, 即

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{M_1'}{9.8} + l_2$$

水泵扬程
$$H = \Delta Z + \frac{M_1'}{9.8} + l_2 + \frac{V_2'^2 - v_1^2}{2g}$$

当 $l_2 = 0.5 \text{m}$ 时, 压力表抬高后的读数应为

$$M_1' = M_1 - 0.5 \times 9.8 = 380 - 4.9 = 375.1 \text{kPa}$$

当 $l_1 = 0.3 \text{m}$ 时, 真空表的读数仍不变, 即 $V_1' = V_1 = 42.7 \text{kPa}$

三、习 题

1-1 泵有哪些用途? 它在国民经济中的地位和作用如何?

1-2 常用的泵有哪几种分类法? 按工作原理分类, 水泵有哪几种型式? 叶片式水泵主要指哪几种? 其作用原理如何?

1-3 离心泵、混流泵、轴流泵叶轮的进、出水水流方向有何区别?

1-4 水泵的填料函由哪几部分组成? 有什么作用? 来自水封管的压力水起什么作用? 若泵运行中填料函发热, 应从哪些方面检查? 双吸式离心泵如果填料压盖过松, 在水泵工作时是进气还是漏水? 为什么?

1-5 叶片泵的过流部件包括叶轮、吸水室和压水室。不同型式、不同用途的泵, 其过流部件也不同, 试分别说明它们的种类和型式?

1-6 抽水装置由哪些部分组成? 其各部分的作用如何 (绘出抽水装置简图说明)? 具有正值吸水的叶片泵有哪几种充水方式? 为满足这些充水条件, 需要添置哪些设备? 每种充水方式有什么优缺点?

1-7 单级单吸悬臂式离心泵叶轮上的轴向力是怎样产生的? 平衡该力通常应用什么措施? 多级泵叶轮上的轴向力有哪几种平衡方式, 作用原理如何?

1-8 试用能量的观点解释, 泵用在农田排灌、电厂锅炉给水、水力采煤、消防以及流体输送管路加压时, 水泵为装置提供的能量主要表现为哪几种形式?

1-9 水泵的基本性能参数有哪几个? 它们是如何定义的? 互相间的关系怎样?

1-10 水泵扬程 H 是怎样定义的? 它同水泵单位质量能 Y 有何区别?

1-11 区分下述各物理量的概念及其相互关系。

(1) 水泵的工作扬程, 装置扬程, 泵站扬程;

(2) 水泵的轴功率, 水泵的有效功率, 电动机的输入功率、输出功率;

(3) 水泵效率, 传动效率, 机组效率, 电动机效率, 装置效率, 泵站效率。

1-12 试说明下列水泵型号的意义。

① IS 100-80-125; ② 24Sh-19A; ③ 20HL-50; ④ 4DA-8×9; ⑤ 56ZLB-70; ⑥ 36 ZW-82。

1-13 根据水泵扬程计算公式 $H = \frac{M_t}{9.8} + \frac{M_s}{9.8} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \pm \Delta Z$, 有人认为, 在水泵允许的吸上范围内, 水泵安装得越高, M_t 的读数就越大, 水泵扬程 H 就越高。这种说法对吗? 为什么?

1-14 根据泵把原动机的能量传递给被抽送的液体, 使液体能量得到增加的定义, 有人认为, 泵总是把液体由低处抽升到高处。这种说法对吗? 为什么?

1-15 水泵效率包括哪三种? 它们的意义是什么? 根据其能量损失的原因, 试述提高水泵效率的途径。

1-16 抽水装置中的管路分吸水管及出水管两部分, 依水泵扬程计算公式, 一般抽水装置对吸水管有些什么特殊要求?

1-17 试计算下列情况的水泵扬程。

(1) 水泵基准面高于吸水池水面, 低于出水池水面, 真空表测点高于水泵基准面 $d_1/4$ (m), 压力表中心高于基准面 $d_2/2 + 0.3$ (m)。如图 1-2 (a) 所示。

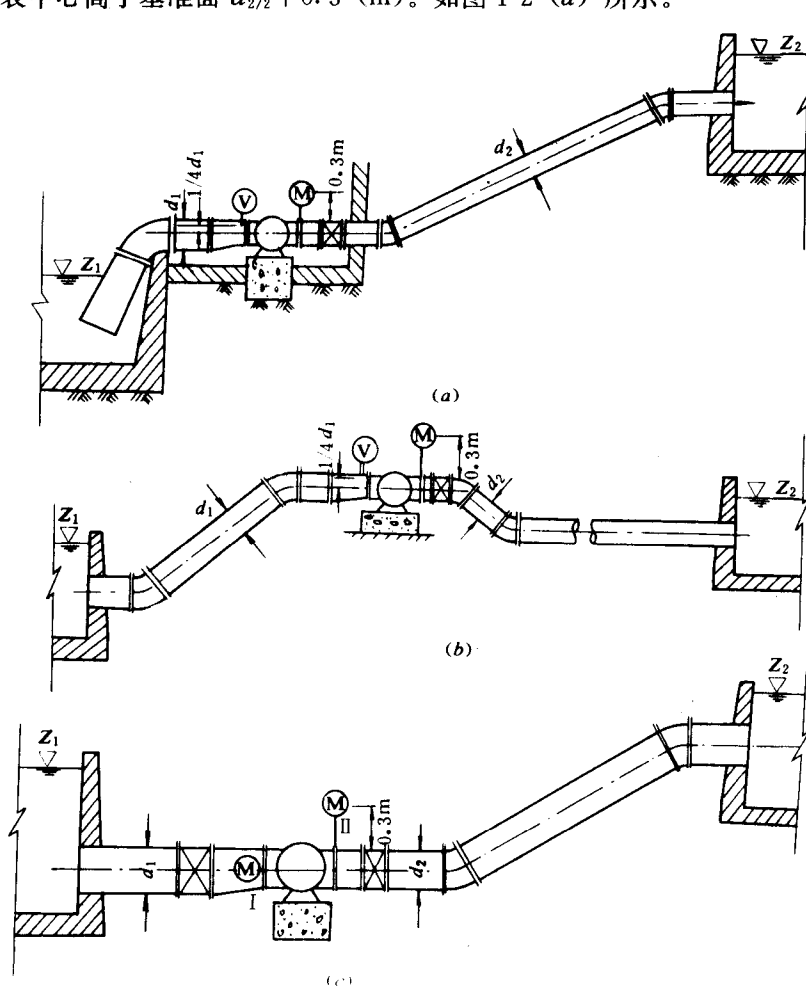


图 1-2 水泵装置示意图 (水泵出水口直径是进水口直径的 $3/4$)

(2) 水泵基准面均高于吸水池和出水池水面，吸水侧表计测点高于水泵基准面 $d_{1/4}$ (m)，出水侧表计中心在水泵基准面以上 $d_{2/2}+0.3$ (m) 处，如图 1-2 (b) 所示。

(3) 水泵基准面均低于吸水池水面和出水池水面，吸水侧表计中心在水泵基准面，出水侧表计中心高于基准面 $d_{2/2}+0.3$ (m)。如图 1-2 (c) 所示。

1-18 图 1-3 为一轴流泵抽水装置，试写出水泵扬程的表达式 (吸水池行近流速忽略不计)。

1-19 如图 1-4 所示的三种离心泵抽水装置，水泵型号相同，泵轴线都位于同一平面内，其中 (b)、(c) 装置从密闭容器中吸水，(a) 装置从开敞吸水池吸水。3 台泵装置吸水管路的管材、管径、管长、管路附件均相同，流量也相等。试问，要使 (a)、(b)、(c) 3 台泵装置的水泵进口真空度相同，则图中 $H_b = ?$ $p_c = ?$

1-20 某抽水装置如图 1-5 所示。已知水泵进、出

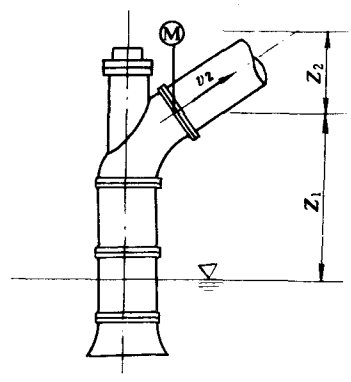


图 1-3 轴流泵抽水装置图

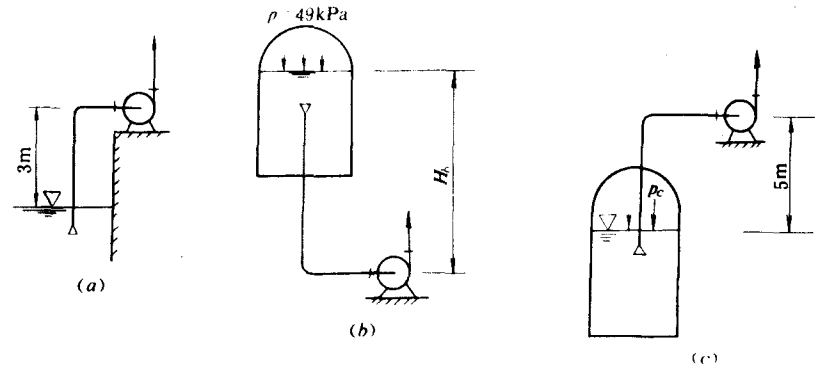


图 1-4 离心泵抽水装置图

口直径相同。为测定水泵扬程，在泵进、出口处接有水银压差计。当水银面平衡时，水银面至水泵轴心线的距离为 a ；当水泵运转后，测得两支水银柱液面高差为 h ($\rho_{\text{汞}}/\rho_{\text{水}} = 13.6$)。试写出水泵扬程的表达式。

1-21 某抽水装置如图 1-6 所示。已知进水箱液面压强为 $p_0/\rho g$ (m)，出水箱液面压强为 $p_1/\rho g$ (m)，两液面至泵轴心线的几何高度分别为 H_1 和 H_2 。水泵在额定转速运行时进、出水管的水头损失分别为 h_s 和 h_d 。

(1) 写出水泵进、出口断面的能量表达式 (提示：水泵进出口断面能量应以泵轴心线为基准面)；

(2) 试根据水泵扬程的定义，写出水泵扬程的表达式，说明其意义。

1-22 已测得一台型号为 32Sh-19 的水泵抽水时流量为 1530 l/s，扬程为 32.5m，轴功率为 580kW，试求这台泵的有效功率 P_e 和效率 η ？如该泵用来抽送煤油 ($\rho_{\text{油}} = 0.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)，质量流量为 $Q_p = 1435 \text{ kg/s}^2$ ，扬程为 25.4m，效率为 80.5%，求此时泵的轴功率 P 。

1-23 某抽水装置，测得水泵流量 $Q = 18 \text{ l/s}$ ，泵出口压力表读数为 $p_d = 323.7 \text{ kPa}$ ，进口真空表读数为 $p_s = 39.24 \text{ kPa}$ ，表位差 $\Delta Z = 0.8 \text{ m}$ ，水泵进、出口直径分别为 100mm 和

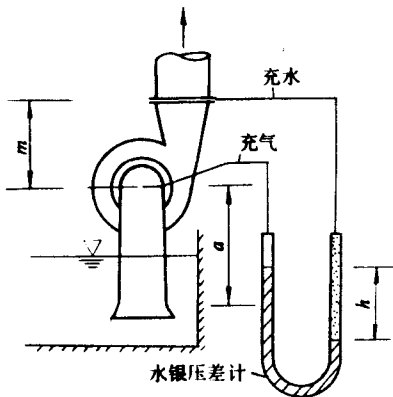


图 1-5 某抽水装置图

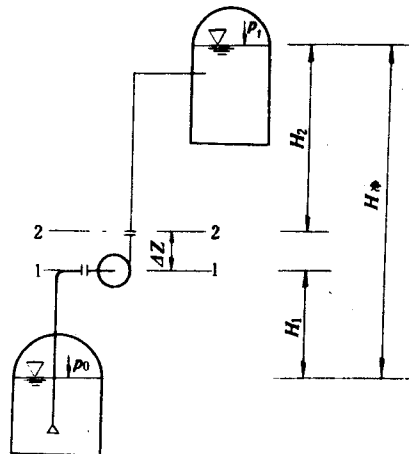


图 1-6 某抽水装置示意图

75mm, 电动机进线端功率表读数为 $P_d = 10.5\text{kW}$, 电动机效率 $\eta_d = 95\%$ 。求此时水泵的轴功率 P 和效率 η (机、泵直联 $\eta_{\text{传}} = 1$)。

1-24 某离心泵抽水装置, 已知水泵流量为 $Q = 0.84\text{m}^3/\text{s}$, 吸水高度为 3m, 进水管水力损失为 0.6m, 水泵进口直径为 700 mm, 出口直径为 600 mm, 压力表读数 400 kPa, 压力表中心线低于泵轴线 0.35 m。求该泵的扬程 H 。如果水泵效率为 $\eta = 75\%$, 求水泵的轴功率。当水泵与电动机直接联结, 电动机功率备用系数采用 1.15 时, 需匹配的电动机功率为多大?

1-25 某抽水装置为单级单吸式离心泵, 已知流过水泵叶轮的流量为 60l/s , 吸水侧真空表读数为 39.2kPa, 泵进口直径为 250mm, 水泵泄漏流量为叶轮流量的 2%, 水泵出口压力表读数为 300kPa, 水泵出口直径为 200mm, 真空表测压点位于与泵轴线同一平面内, 压力表中心比泵轴线低 0.3m。试求

(1) 水泵扬程 H , 水泵流量 Q ;

(2) 若水泵效率 $\eta = 77\%$, 其中机械效率 $\eta_m = 96.5\%$, 求容积效率 η_v , 水力效率 η_h 和水泵的轴功率 P 。

1-26 一台 $H = 25\text{m}$ 、 $Q = 180\text{m}^3/\text{h}$ 、泄漏流量为 $5.2\text{m}^3/\text{h}$ 的离心泵, 以 $n = 1450\text{r}/\text{min}$ 的转速运行时, 泵的轴功率 $P = 14.67\text{kW}$ 。机械效率 $\eta_m = 95.2\%$ 。试求 ① 泵的有效功率; ② 泵的效率; ③ 泵的容积效率; ④ 泵的水力效率。

第二章 叶片泵的基本理论

一、知识要点

1. 叶轮主要结构参数及轴面液流的基本概念

叶轮主要结构参数有：叶轮进口直径 D_0 ，叶片进口直径 D_1 ，叶轮出口直径 D_2 ，叶片进口宽度 b_1 ，出口宽度 b_2 ，叶片进口安装角 β_1 ，出口安装角 β_2 ，叶片数 z ，叶片包角 φ 等。这些参数对泵的性能产生重要影响。

通过叶轮轴心线的平面称为轴面。在包角范围内，用数个截割叶轮的轴面，通过点的旋转投影，将叶片投影到同一轴面上所得到的平面，称为轴面投影图（或简称轴面图）。实践证明，在轴面图上研究水流在叶轮内的流动，比用其他方法要方便得多，因而它被广泛采用。轴面图上的流动称为轴面流，轴面图上的流线称为轴面流线。其速度（沿轴面流线）称为轴面速度，通常用 v_m 来表示。轴面图上垂直轴面流线的曲线称为叶轮过水断面形成线，该线绕轴心线旋转一周所得到的曲面称为叶轮的过水断面。轴面流线绕轴心线旋转一周得到的曲面称为流面。叶轮轴面流线、过水断面形成线、流面等，都是研究叶轮内部水流运动规律必须掌握的最基本概念。

2. 叶轮中液体质点运动的速度三角形

叶轮中的液体存在三种运动，它们是牵连运动（圆周速度 \vec{u} ）、相对运动（沿叶片方向速度 \vec{w} ）和绝对运动（轮中液体相对于不动泵体的运动 \vec{v} ）。它们满足

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2-1)$$

由牵连速度、相对速度、绝对速度构成的图形，称为速度平行四边形或速度三角形。绝对速度 v 在圆周方向和轴面上的投影 v_u 、 v_m ，分别称为圆周分速度和轴面分速度。欲描述叶轮中任一水流质点的运动状态，只要知道叶轮转速 n ，该点位置（直径） D 和过水断面积 F ，叶轮在该处的安装角 β ，叶轮流量 Q_T ，便可绘出该点液流速度三角形。

3. 叶片泵的能量基本方程式及有限叶片数理论扬程的修正

欧拉通过三点假定推出的叶片泵能量基本方程式为（脚标“ ∞ ”通常省写）

$$H_T = \frac{1}{g} (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \quad (2-2)$$

它与有限叶片理论扬程的主要差别在于，前者叶片数无穷多，后者叶片有限。因此，必须对理论扬程进行修正。最常用的修正方法有两种，一种是 Stodola 修正法，另一种是 Pfeleiderer 修正法，前者仅适用于中、低比转数的离心泵，后者使用范围很广。采用 P 氏修正法时，泵扬程 H 同有限叶片数的理论扬程 H_T 及无限多叶片时的理论扬程 $H_{T\infty}$ 之间的关系为

$$H = \eta_h H_T = \frac{\eta_h}{1+p} H_{T\infty} \quad (2-3)$$

式中， p 为 P 氏理论扬程修正系数。

4. 水泵相似律、比例律和比转数

几何相似的水泵在工况相似、速度场相似（即速度三角形相似）的情况下，满足相似

律，即

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{Q_M} &= \left(\frac{D}{D_M} \right)^3 \frac{n \eta_v}{n_M \eta_{vM}} \\ \frac{H}{H_M} &= \left(\frac{D}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 \cdot \frac{g_M}{g} \cdot \frac{\eta_h}{\eta_{hM}} \\ \frac{p}{p_M} &= \left(\frac{D}{D_M} \right)^5 \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^3 \cdot \frac{\rho}{\rho_M} \cdot \frac{\eta_{mM}}{\eta_m} \end{aligned} \right\} \quad (2-4)$$

如果相似的两台泵，所抽送的介质相同，又不计重力加速度的变化影响，即 $\rho = \rho_M$ ， $g = g_M$ ，若几何尺寸相差不多 ($\lambda_i \leq 3$)，或速度变化不大，一般认为 $\eta_v = \eta_{vM}$ ， $\eta_m = \eta_{mM}$ ， $\eta_h = \eta_{hM}$ 。这时，相似律可简化为

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{Q_M} &= \lambda_i^3 \frac{n}{n_M} \\ \frac{H}{H_M} &= \lambda_i^2 \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 \\ \frac{N}{N_M} &= \lambda_i^5 \left(\frac{n}{n_M} \right)^3 \end{aligned} \right\} \quad (2-5)$$

对同一台泵，如果变速（变量不大时）， $\lambda_i = 1$ ，可得比例律

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{n_1}{n_2} \\ \frac{H_1}{H_2} &= \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \\ \frac{p_1}{p_2} &= \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \end{aligned} \right\} \quad (2-6)$$

比转数 n_s 是水泵相似的综合判据。如两台泵相似， n_s 必相等，且具有同一条相对性能曲线。 n_s 的公式为

$$n_s = 3.65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2-7)$$

由于公式中带有因次，且只适用于清水，故公式使用范围受到限制，使用起来非常不便。因此，我国已参照国际标准，在国标中规定，逐步改用无因次比转数（也称叶轮的型式数），用 K 表示，即

$$K = \frac{2\pi n}{60} \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} = \frac{\omega \sqrt{Q}}{Y^{3/4}} \quad (2-8)$$

式中， Y 称为水泵单位质量能 (m^2/s^2)。

型式数 K 与 n_s 的关系为

$$K = 0.005176n_s$$

5. 叶片泵性能曲线

叶片泵的性能曲线有：基本性能曲线 $H-Q$ 、 $\eta-Q$ 、 $N-Q$ 、 $[H_s] - Q$ 或 $[\Delta h] - Q$ ，相对性能曲线，综合特性曲线、通用特性曲线和全特性曲线。由于叶片泵在非设计条件下泵内液流运动状况非常复杂，很难用流体力学的原理和方法准确地得出相应各参数间的关系。因此，水泵的性能曲线都是通过实验来确定的。

叶片泵性能曲线全面地反映了叶片泵性能参数间的关系，是水泵选择、运行工况校核的主要依据。

学生在学习该章后，要求：

(1) 懂得叶片泵叶轮内水流质点的运动规律，叶片进、出口水流质点速度三角形的画法。熟悉各速度矢量及其分量（分速度）的意义和相互关系。

(2) 了解叶片泵理论扬程基本方程式的假定前提；推导思路，熟悉公式的物理意义。

(3) 会利用能量基本方程式和进出口速度三角形的几何关系，分析证明离心泵叶轮当出口角 β_2 、叶轮外径 D_2 改变或在其他条件下，水泵性能的变化。

(4) 熟悉离心泵、轴流泵的基本性能曲线，并能大致勾画出这些泵性能曲线的形状，知道各参数随流量变化的规律。着重体会不同类型泵性能曲线的差异以及这些泵在使用中应注意的问题。

(5) 熟悉泵的通用性能曲线及综合型谱图。了解获得泵全特性曲线的试验装置和试验方法，会用试验结果绘制叶片泵全特性曲线图。弄清水泵、水轮机和制动（耗能）工况的定义以及全特性图上八大区的划分和意义。

二、例 题

【例题 2-1】 试利用叶片泵能量基本方程式，分析讨论叶轮势、动扬程与叶间流道形状的关系。

解：这是一个很有实际意义的问题。我们知道理论扬程为势、动扬程之和。人们要问，哪个扬程起主导作用对水泵工作有利？它们同水泵叶轮中叶片形状（ β_2 ）有什么关系？离心泵叶轮反转时，情况如何？

扬程与叶轮进出口特别是出口的运动参数有关，叶间流道形状直接影响叶轮出口速度分布与势、动扬程所占的比例。如果动扬程 H_v 大，意味着叶槽内速度差大，水力损失增大，泵的效率就低。因此，人们总希望动扬程所占的比例小，而势扬程较大。这就要求叶片必须有合适的形状。

四种叶片形状及其出口速度三角形如图 2-1 所示。

根据叶轮反应系数 ρ_k 的定义及其势动扬程的理论关系有

$$\rho_k = \frac{H_p}{H_T} = 1 - \frac{H_v}{H_T} \quad (H_T = H_p + H_v) \quad (2-9)$$

或
$$\rho_k = 1 - \frac{1}{2} \frac{v_{u2}}{u_2} \quad (2-10)$$

$$H_p = \rho_k H_T = H_T - \frac{v_{u2}^2}{2g} \quad (2-11)$$

$$H_v = (1 - \rho_k) H_T = \frac{v_{u2}^2}{2g} \quad (2-12)$$

现对上述四种叶轮逐个讨论。

(1) 若 $\rho_k = 1$ ，则 $H_T = H_p$ 或 $H_v = 0$ 。但因 $v_{u2} = 0$ ， $H_T = H_p = 0$ ， $\rho_k = \frac{H_p}{H_T} = \frac{0}{0}$ ，不定型。这说明，叶片出口角 β_2 过小，以致使 $\alpha_2 = 90^\circ$ ， $v_{u2} = 0$ ；叶片包角 θ 过大，叶片几乎绕

着轴心，流道弯曲狭窄，如图 2-1 (a) 所示。这说明，欲使 $H_T = H_p$ ($H_v = 0$) 不可能。

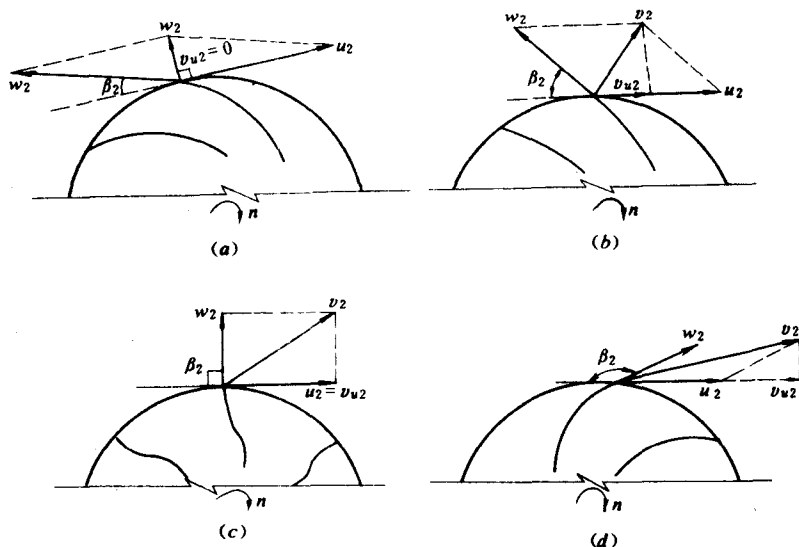


图 2-1 叶片形状与对应的出口速度参数

(a) 小角叶片 (β_2 很小); (b) 正叶片 (β_2 合适); (c) 直角叶片 ($\beta_2 = 90^\circ$); (d) 反叶片 ($\beta_2 > 90^\circ$)

(2) 令 $\rho_k = \frac{1}{2}$ ，则由式 (2-10) 可知， $v_{u_2} = u_2$ ，又根据能量基本方程式知， $H_T = \frac{u_2^2}{g}$ 。按式 (2-11)、式 (2-12) 知， $H_p = H_v = \frac{u_2^2}{2g}$ (势、动扬程各占一半)。这时，因 $v_{u_2} = u_2$ ，相当于 $\theta_2 = 90^\circ$ (直叶片)，如图 2-1 (c) 所示。

(3) 令 $\rho_k = 0$ ，由式 (2-10) 可知， $v_{u_2} = 2u_2$ ，由能量基本方程式得， $H_T = \frac{2u_2^2}{g}$ ，由式 (2-12) 得， $H_v = \frac{v_{u_2}^2}{2g} = \frac{2u_2^2}{g}$ ，所以 $H_T = H_v$ ，或 $H_p = 0$ 。即在 $v_{u_2} = 2u_2$ ， $\theta_2 > 90^\circ$ ，反叶片，如图 2-1 (d) 所示。叶轮扬程全为动扬程，这显然不经济。因为，尽管 H_T 较大，但消耗的功率也大，且大部分能量损耗在叶槽间的水力损失上，不可取。

(4) 通常取 $\rho_k = 0.7 \sim 0.75$ ，即 H_p 为 H_T 的 70%~75%。这时 $\beta_2 < 90^\circ$ ，叶间流道合理，水力损失较小，如图 2-1 (b) 所示。通常取 $\beta_2 = 15^\circ \sim 45^\circ$ ，常用 $15^\circ \sim 30^\circ$ 。Stepanoff 在一定的条件下推得最优叶片出口角 $\beta_2 = 22.5^\circ$ 。

对于风机，情况就不一样，因其介质为气体，损失较小，通常为获得较大的风压，叶片出口角 β_2 采用大于 90° (即反叶片)。

【例题 2-2】 一台离心泵，转速 $n = 1450 \text{ r/min}$ ，叶轮流量 $Q' = 83.3 \text{ l/s}$ ，叶轮出口直径 $D_2 = 360 \text{ mm}$ ，叶片入口边直径 $D_1 = 138 \text{ mm}$ ，叶轮出口有效面积 $F_2 = 0.023 \text{ m}^2$ ，出口角 $\beta_2 = 30^\circ$ ，叶片数 $z = 7$ ， $v_{u_1} = 0$ ，叶轮轴面投影图中，中间流线与泵轴线大致垂直。试用 S 氏、P 氏两种理论扬程修正方法，计算理论扬程，并画出叶轮出口速度三角形。

解：(1) 按 Stodola 方法修正

$$v_{m2} = \frac{Q'}{F_2} = \frac{0.0833}{0.023} = 3.62 \text{ m/s}$$