

李世煌 吴桐林 等 编译

# 水泵 设计教程

机械工业出版社



2

## 内 容 简 介

《水泵设计教程》一书是根据英国国立工程试验室士尔敦等10位教授的讲义编译的,其中很多是英国国立工程试验室的研究成果,因此本教程在一定程度上反映了英国80年代初期有关水泵方面的研究水平。原讲义共有15讲,经编译整理为八章,内容包括离心泵、轴流泵和混流泵的设计、使用和专项试验研究成果及理论分析,特别是能影响离心泵、轴流泵和混流泵性能的叶轮与泵壳等的几何参数的选择和设计;该书中有三节专门论述了计算机用于离心泵、轴流泵和混流泵的辅助设计,其中还附有设计离心泵泵壳的计算机程序例题;书中第八章论述了水泵的不稳定运转,反映了当前水泵研究方面的一种趋势和动向。

本书可供流体机械的设计研究人员,特别是从事水泵设计、使用与研究的工程技术人员及高等院校流体机械专业的师生参考。

## 水泵设计教程

李世煌 吴桐林 等编译

责任编辑:孙 瑞 责任校对:韩 晶  
封面设计:姚 毅 版式设计:霍永明  
责任印制:张俊民

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出字第117号)

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 850×1168<sup>1</sup>/<sub>32</sub>·印张107<sup>7</sup>/<sub>8</sub>·字数284千字  
1990年7月北京第一版·1990年7月北京第一次印刷  
印数 0,001—2,200·定价: 9.60 元

ISBN 7-111-02309-9/TH·377

## 编译者的话

《水泵设计教程》是根据英国国立工程试验室 R.K. 土尔敦、I.S. 皮塞勒、N.W. 金、A.N. 莱尔、J.E. 赫塞古里夫斯、D. 麦克温、T.E. 斯蒂尔林、A.R. 皮尔逊、A.N. 波尔顿、P.T. 麦克拉迪等10位教授和研究人员于1981年撰写的讲义编译的。这10位教授和研究人员，都是讲授有关方面的知名专家，都曾在国际流体机械刊物或国际流体机械专业学术会议上发表过论文。这些讲义，很多是他们各自研究成果的总结，因此本教程在一定程度上反映了英国80年代初期水泵方面的研究水平。

讲义中没有繁琐的公式推导，主要内容是英国国立工程试验室多年来在水泵设计、使用与专项试验研究的研究成果及理论分析的论文集，特别对影响离心泵、轴流泵和混流泵性能的叶轮与泵壳等几何参数，进行了综合试验与分析，给水泵设计提供了有力依据；70年代和80年代初，各先进国家已普遍将计算机用于水力机械设计，本书有三节，分别就计算机用于离心泵、轴流泵与混流泵辅助设计作了专门论述，其中还附有离心泵泵壳设计计算机程序例题，这无疑将有助于推动和发展我国计算机用于水泵辅助设计；本书第八章对水泵不稳定运转作了专门论述，反映了当前水泵研究一个方面的趋势和动向，对推动我国在该领域的研究工作有一定促进作用。

原来的讲义有十五讲，现编译整理成八章。十一、十二讲合并成第三章；五、六、九讲合并成第四章；三、七、十讲合并成第五章；十三、十四、十五讲合并成第八章，并删去了重复部分，其中第四章和第五章的计算机辅助设计部分，参考了作者有关论文作了补充。

《水泵设计教程》可供从事流体机械、特别对从事水泵设计、

使用与研究的工程技术人员及高等院校流体机械专业的师生参考。若略加修改和补充，还可作为高等院校有关专业的参考教材。

本书各章节分别由中国农业机械化研究院和北京农业大学下列人员编译：第一章 张庆范；第二章 袁秀文；第三章 梁其俊；第四章 § 4-1 郑小英；§ 4-2 李世煌；§ 4-3 聂锦凰；第五章 § 5-1 吴桐林；§ 5-2 许光远；§ 5-3 蔡琪英；第六章 吴桐林；第七章 王玉兰；第八章 § 8-1和 § 8-3 李世煌；§ 8-2 李云虎。全书由李世煌审校和统稿；吴桐林、聂锦凰、梁其俊参加部分初校；吴桐林负责编译的组织工作。由于我们水平有限，书中涉及的内容较广泛，文中错误和不妥之处在所难免，请读者批评指正。

编译者

1987年7月

## 符号解释

A 面积、负荷系数	$K_r$ 推力系数
B 排挤(阻塞)系数、负荷系数、热力学特性系数、泵壳宽度	L 潜热、损失系数
C 绝对速度、负荷系数	M 力矩
$C_f$ 摩擦系数	N 转速、断面数目
$C_L$ 升力系数	NPSE } <i>Net Positive Suction</i>
$C_D$ 阻力系数	} <i>Energie(Head)</i>
$C_p$ 比热容、压力转换系数	NPSH 净正吸入能量(水头)、汽蚀余量
D 转轮直径、扩散因素、阻力	$N_s$ 比速(比转速、比转数)
E 总能量、内能	P 净压力、功率
F 尾流脱出的频率、作用力	$P_a$ 大气压力
$F_p$ 过流面积比	$P_c$ 临界压力
H 总扬程、总焓	$P_v$ 汽化压力
$H_a$ 大气压头	Q 流量
$H_i$ 欧拉水头、进口水头	R 半径
$H_L$ 泵进口静水头	$S(S_w)$ 吸入比速(吸入比转速、吸入比转数)
$H_s$ 静水头	$U(u)$ 圆周速度、切向速度
$H_T$ 理论总扬程	V 速度、绝对速度
$H_v$ 汽化压头	T 温度、转矩
J 推进系数	W 相对速度、功率
$J'$ 热功当量	$W_e$ 水泵的有效功率
K 叶片表面粗糙度、常数、功率系数、汽蚀经验系数	Y 比能
$K_u$ 非理想流动的修正系数	Z 叶片数、位差
$K_L$ 负载系数	a 叶轮叶片平面间距、系数
$K_Q$ 转矩系数	b 叶轮叶片宽度
$K_s$ 比转速中的特征数(型式数)	c 弦长、叶片长度

$d$ 偏移角	$\rho$ 密度
$f$ 频率、位移	$\sigma$ 汽蚀系数、叶片列稠密度
$h$ 蜗壳宽度(高度)	$\sigma_{TH}$ 托马系数
$h_0$ 滑移因素(滑移系数)	$\phi$ 流量系数、流速系数
$h_s$ 吸程	$\phi_A$ 角座标
$h_v$ ( $=P_v/\rho$ )	$\psi$ 扬程系数
$\Delta h$ 汽蚀余量	$\psi_s$ 流函数
$\Delta h_f$ 焓的变化量	$\omega$ 角速度
$r$ 叶轮半径、曲率半径	角标:
$l$ 弦长	$a$ 轴向
$t$ 节距、温度、翼型厚度	$b$ 叶片
$\Delta t$ 温度变化量	$i$ 进口
$\alpha$ 叶片角、流动角、冲角	$out$ 出口
$\beta$ 液流角或安放角	$R$ 叶轮
$\gamma$ 偏移角、旋度	$S$ 吸入管
$\delta$ 边界层厚度、偏离角, 损失量、间隙	$T$ 涡轮机
$\delta_a$ 微面积	$t$ 叶片梢部
$\delta_D$ 圆盘摩擦损失	$th$ 喉部
$\delta_F$ 表面摩擦	$u$ 切线方向
$\delta_I$ 惯性损失	0 泵或叶轮进口前
$\delta_L$ 泄漏损失	1 叶片进口
$\delta_M$ 机械损失、动量矩	2 叶片出口、叶片外缘、叶轮后部
$\delta_T$ 总损失	3 导叶或蜗壳进口
$\zeta$ 阻力系数	4 导叶出口
$\mu$ 流面角	5 叶轮与导叶之间断面
$\nu$ 动力粘滞系数	$a$ 绝对速度方向
$\eta$ 效率	$\beta$ 相对速度方向
$\theta$ 叶片角	

除上列符号外, 其它符号将在文中说明

# 目 录

## 符号解释

<b>第一章 基本原理</b> .....	1
§ 1-1 前言 .....	1
§ 1-2 相似性与模型换算定律 .....	2
§ 1-3 涡轮机械的能量方程式 .....	8
附录 .....	17
参考文献 .....	21
<b>第二章 离心泵的结构</b> .....	23
§ 2-1 吸入室 .....	23
§ 2-2 叶轮 .....	26
§ 2-3 出水系统 .....	38
§ 2-4 径向力 .....	51
§ 2-5 轴向力 .....	53
§ 2-6 用于特殊液体的离心泵 .....	56
参考文献 .....	58
<b>第三章 汽蚀的基本理论</b> .....	61
§ 3-1 汽蚀的基本原理 .....	61
§ 3-2 初生汽穴 .....	62
§ 3-3 翼型的汽蚀 .....	69
§ 3-4 水泵中的汽蚀 .....	71
§ 3-5 超汽蚀泵和诱导轮 .....	87
参考文献 .....	91
§ 3-6 汽蚀剥落 .....	96
参考文献 .....	105
<b>第四章 离心泵设计</b> .....	107
§ 4-1 离心泵的经验设计 .....	107
附录 .....	123
参考文献 .....	129
§ 4-2 解析法和计算机辅助设计 .....	129

参考文献 .....	147
§ 4-3 离心泵设计的三维理论基础 .....	157
参考文献 .....	172
<b>第五章 轴流泵与混流泵的设计 .....</b>	<b>175</b>
§ 5-1 轴流泵与混流泵设计的基本理论和基本方法 .....	175
参考文献 .....	198
§5-2 轴流泵与风机的计算机辅助设计 .....	198
附录 I .....	218
附录 II .....	219
附录 III .....	220
参考文献 .....	221
§5-3 混流泵的计算机辅助设计 .....	222
附录 .....	250
参考文献 .....	254
<b>第六章 其它水泵的工作原理 .....</b>	<b>256</b>
§6-1 部分流泵 .....	256
§6-2 旋涡泵 .....	263
§6-3 水泵的自吸 .....	266
参考文献 .....	269
<b>第七章 密封、轴承及其他机械零件的设计 .....</b>	<b>270</b>
§7-1 机械密封 .....	270
§7-2 填料函密封 .....	279
§7-3 弹性密封 .....	284
§7-4 轴承和其他零件 .....	288
<b>第八章 水泵的不稳定性运转、振动和噪声 .....</b>	<b>289</b>
§8-1 水泵的不稳定性运转 .....	289
参考文献 .....	302
§8-2 水泵噪声——空气传播噪声和壳体振动 .....	303
参考文献 .....	320
§8-3 水泵中流体传播的噪声 .....	321
参考文献 .....	336
<b>本书非法定单位的换算 .....</b>	<b>338</b>



# 第一章 基本原理

## § 1-1 前 言

本章包括以下几方面的内容：根据相似原理，用模型泵预测原型泵的性能；在离心泵与轴流泵中，讨论应用欧拉方程而揭示的流体力学问题。

图1-1示出了水流经过离心泵（径流泵）、混流泵和轴流泵的路径、以及欧拉方程在这些水泵上的应用。

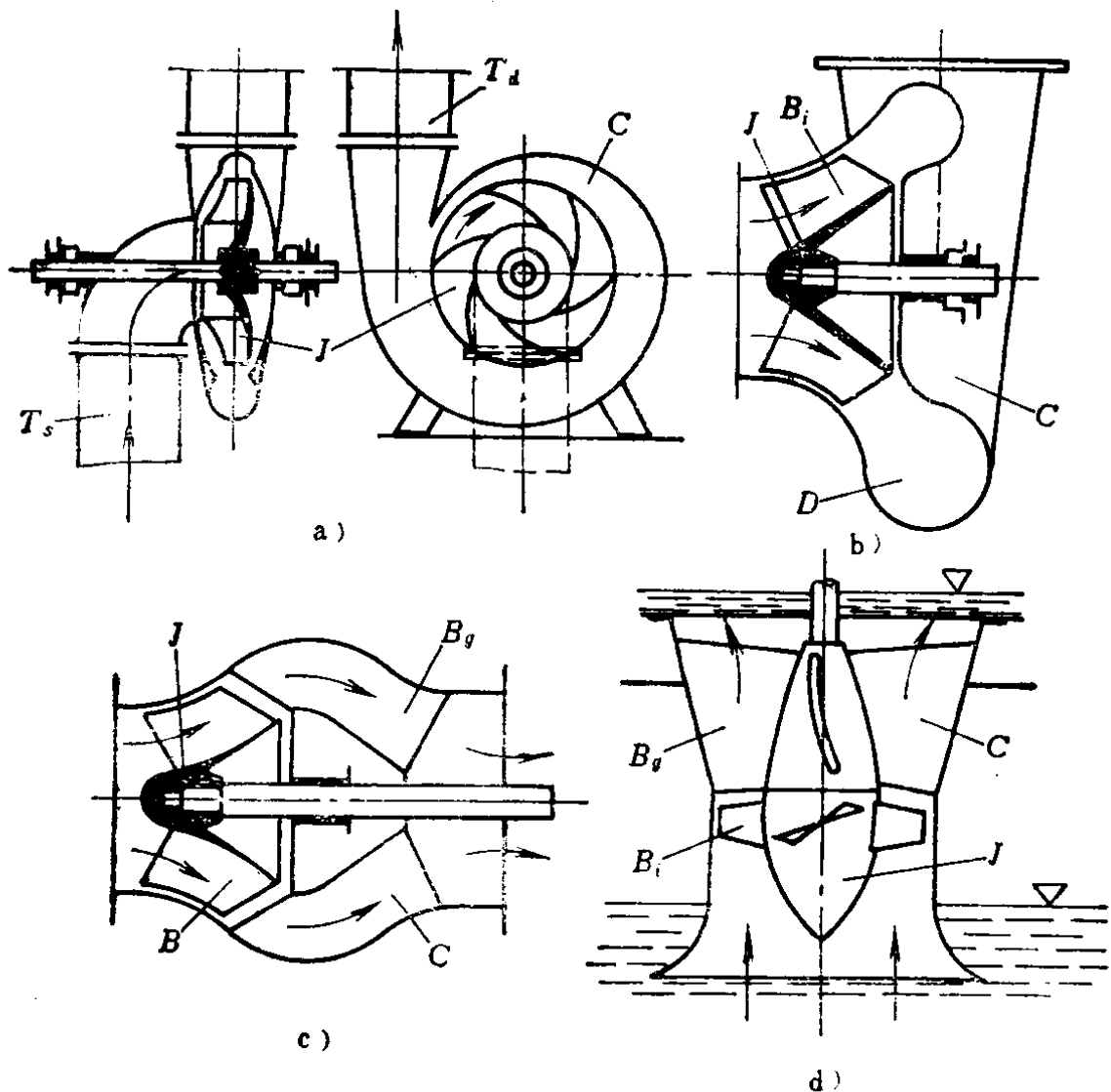


图1-1 水流通过离心泵、混流泵和轴流泵的路径

## § 1-2 相似性与模型换算定律

### 1-2.1 无因次数概念

水泵输入功率( $P$ )是流量( $Q$ )、比能( $gH$ )、水力尺寸(特征尺寸 $D$ )、旋转速度( $\omega$ )及流体的性能(动力粘度 $\mu$ )、密度 $\rho$ 、表面张力 $\sigma$ 和压缩系数 $K$ 的函数。应用因次分析原理,可以得到一组无因次数。其表示式如下:

$$\frac{P}{\rho\omega^3D^5} = f \left[ \frac{Q}{\omega D^3} \quad \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad \frac{\rho\omega D^2}{\mu} \quad \frac{\rho\omega^2 D^2}{K} \quad \frac{\sigma}{\rho\omega D} \quad \frac{H}{\sqrt{\omega D}} \right] \quad (1-1)$$

(1)                      (2) (3)      (4)                      (5)                      (6)      (7)

式中 (1) 项为功率系数;

(2) 项通常称为流量系数 $\phi$  (由于 $Q \propto VD^2$ ,  $\omega D \propto u$ ,

所以 $\phi = \frac{V}{u}$ 也称速度系数);

(3) 由于 $\omega^2 D^2 \propto u^2$ , 则(3)项可以写成 $gH/u^2$ ; 若去掉 $g$ , 即为扬程系数 $\psi$ ;

(4) 项是以泵的典型尺寸为依据的雷诺数;

(5) 项是马赫数的一种形式, 通常与泵的工作无关;

(6) 项为有效韦伯数 $W_e$ ;

(7) 项为佛汝德数 $F_R$ 。

公式前三项的用途之一, 是绘出如图1-2所示的一组典型特性曲线。而图1-3则为其无量纲形式。

其比例律为

$$\left. \begin{aligned} \frac{P}{\rho\omega^3 D^5} &= \text{常数} \\ \frac{Q}{\omega D^3} &= \text{常数} \\ \frac{gH}{\omega^2 D^2} &= \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (1-2)$$

这些无量纲数项, 可按其比例率来预测同一台泵在不同转速时的特性, 或预测同一系列泵的动力相似特性。

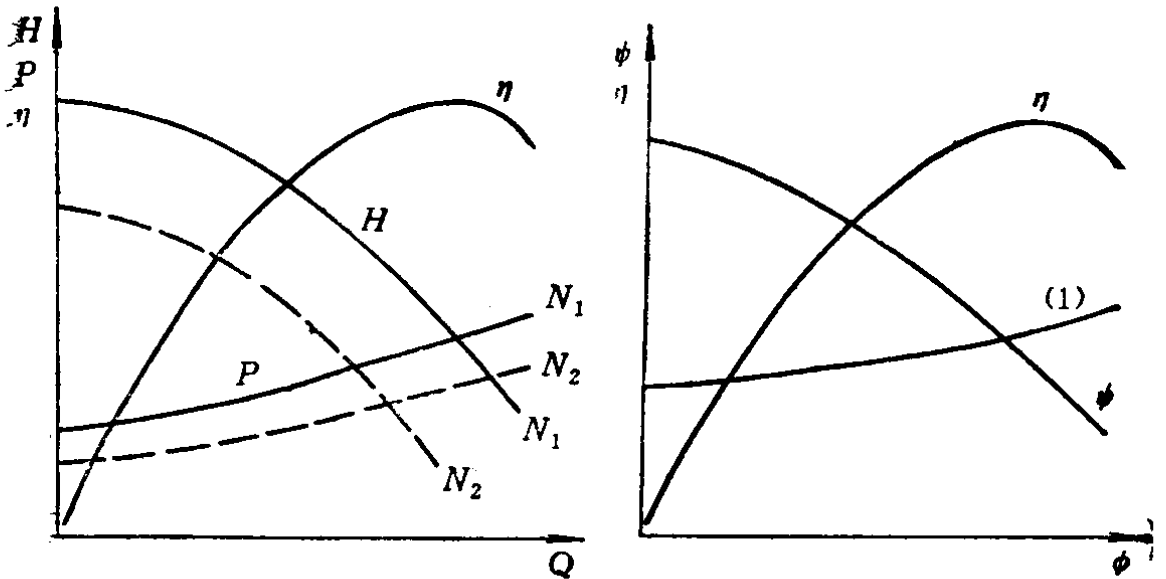


图1-3 离心泵特性曲线  
的无量纲形式

图1-2 离心泵的特性曲线

图1-4中的曲线说明了这个论点。

### 1-2.2 比转数的概念

艾迪生〔1〕用不包括水泵尺寸的特性参数，直接而清晰地论述了水泵性能问题。即假定当水泵传递功率为 1 hp，同时产生的扬程为 1 ft 时，定义该水泵为标准尺寸泵。这台假设泵的叶轮转速称为比转数。比转数  $N_s$  用下式表示：

$$N_s = K \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1-3)$$

式中  $K$ ——包含液体的密度和马力的当量值（式中所用单位为英制）；

$N$ ——转速 (r/min)；

$Q$ ——流量 (UKgal/min)；

$H$ ——扬程 (ft)。

计算时习惯上去掉  $K$ 。多年来比转数一直采用下面的形式：

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1-4)$$

$N_s$  虽然称为比转数，但其量纲随采用的单位而改变。如  $N$  为转速 (r/min)，则  $Q$  的单位可用 UKgal/min 或 USgal/min，或

L/s,  $m^3/s$ ;  $H$  的单位可用 ft, m。所以使用  $N_s$  时要注意单位。

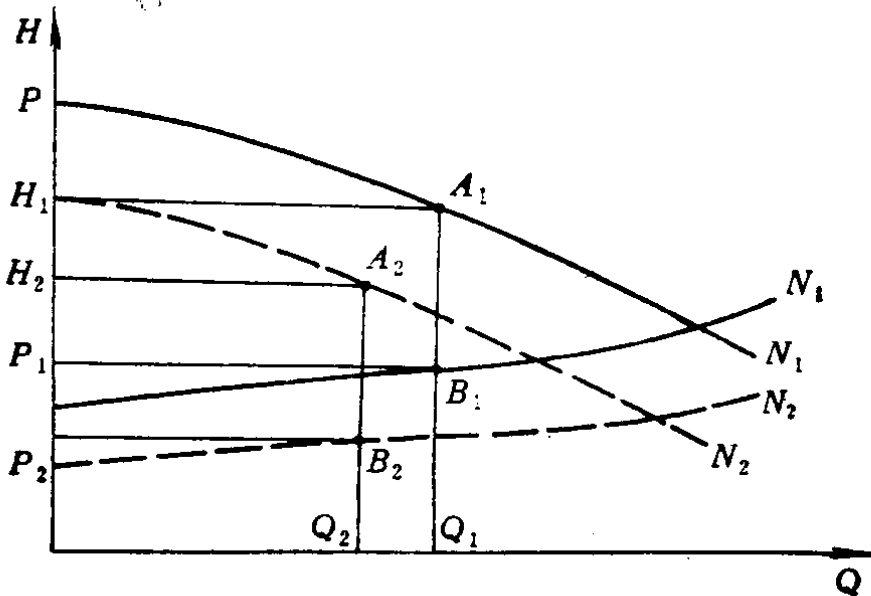


图1-4 相似泵的特性曲线

图1-5示出为各种常用流量的水泵平均效率与比转数的关系。比转数所用的流量单位为USgal/min。它是设计的基础，图下方还给出了流道形式随比转数的变化曲线。在讨论其应用之前，必须首先阐明威斯克里塞尼斯<sup>[2]</sup>对比转数的解释：“任何固定的比转数值，都是描述某种工况的综合参数，这种工况可使得在几何相似的流体动力机械中，出现相似的流动状态”。因此，习惯上把比转数限定为最佳效率下的流动状态，并与式(1-2)一起用于相似计算中。比转数在泵的分类和泵的性能预测中，是一个有用的参数，而且常作为泵设计的基础参数而被经常使用。如贝列<sup>[3]</sup>的文章就是例证。

如前所述，通常使用的比转数，不是一个无因次参数，为了对它进行修正，提出了几种形式的计算公式。在英制单位中，卡圣兰迪<sup>[4]</sup>导出了一个相应于整个透平机械的公式。在国际单位制中，对公式中的符号没有一个统一的标准。但若用特征数  $K_s \Theta$  可写成下式：

⊖ 有的书上定义为型式数。——译者注

$$K_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (1-5)$$

式中 $\omega$ 单位为rad/s;  $Q$ 单位为 $m^3/s$ ;  $gH$ 单位为J/kg。

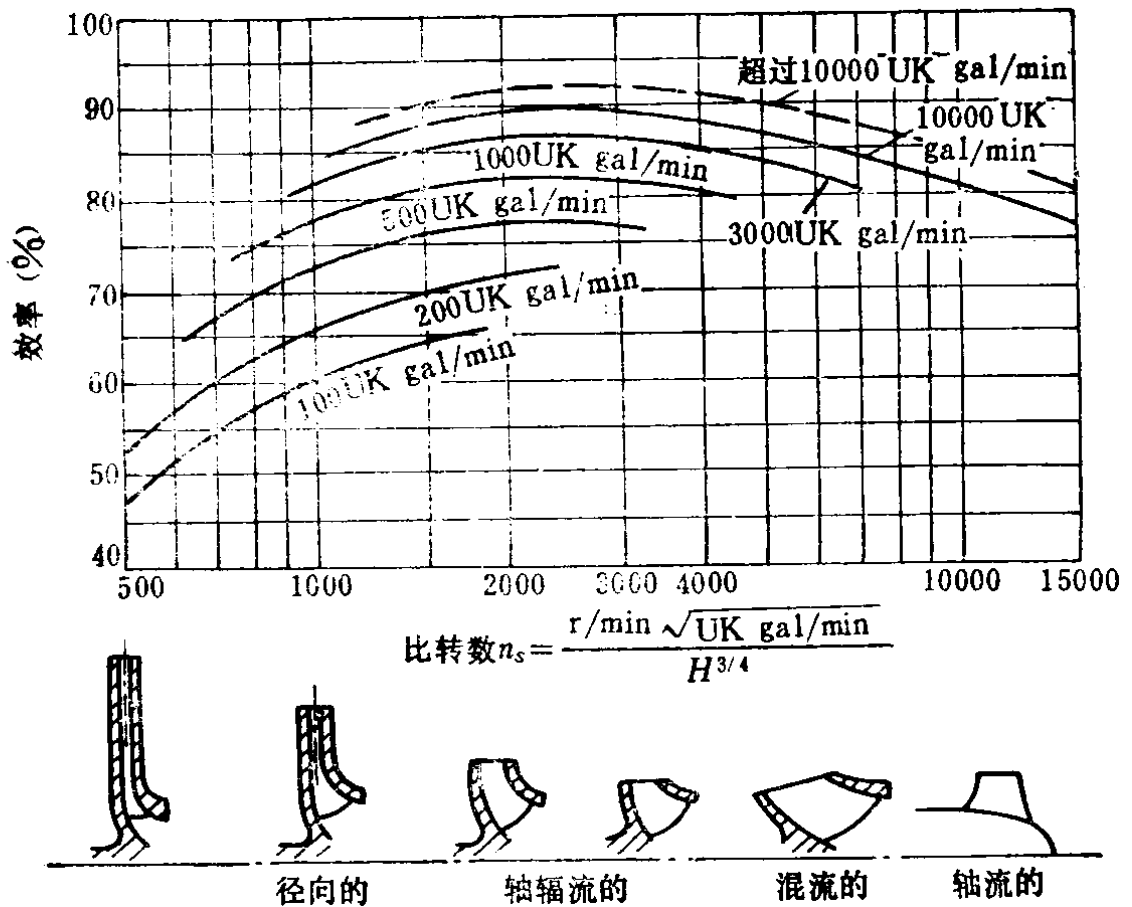


图1-5 泵的效率与比转数、泵的尺寸的关系 (沃辛顿)

### 1-2.3 比例效应

当今采用模型预测实型水轮机的性能已很成熟。但这种方法对于水泵来说则是新的。热电站的大型冷却水泵必须用模型预测方法。模型泵与实型泵的效率相差甚大,所以严格要求动力相似。从事透平机械和泵方面的权威人士论证了模型泵与实型泵损失不同,功率-流量性能曲线亦不相同。多数有关人士认为,上述问题不可能用精确的数学推导方法解决,而试图根据试验数据,得出一个经验公式。参考文献〔5〕~〔11〕以及这方面有关的很多参考文献都可作为本节的引伸;本章附录的内容主要摘自参考文献〔8〕。为了说明上述问题,下面根据参考文献〔5〕、〔8〕和〔10〕

加以论述。

尼克松及其合作者认为，模型换算偏离换算定律的原因如下：

- (1) 由于制造公差、间隙的变化以及表面粗糙度的不同，造成几何形状的不相似；
- (2) 水动力学的影响；
- (3) 试验误差；
- (4) 装置系统安装的影响。

以一台实型泵的5种不同换算模型来研究上述影响，并用铝和玻璃纤维两种材料制造，但是用同一个模型比。图1-6为以无量纲的形式表示所观察到的这种变化。

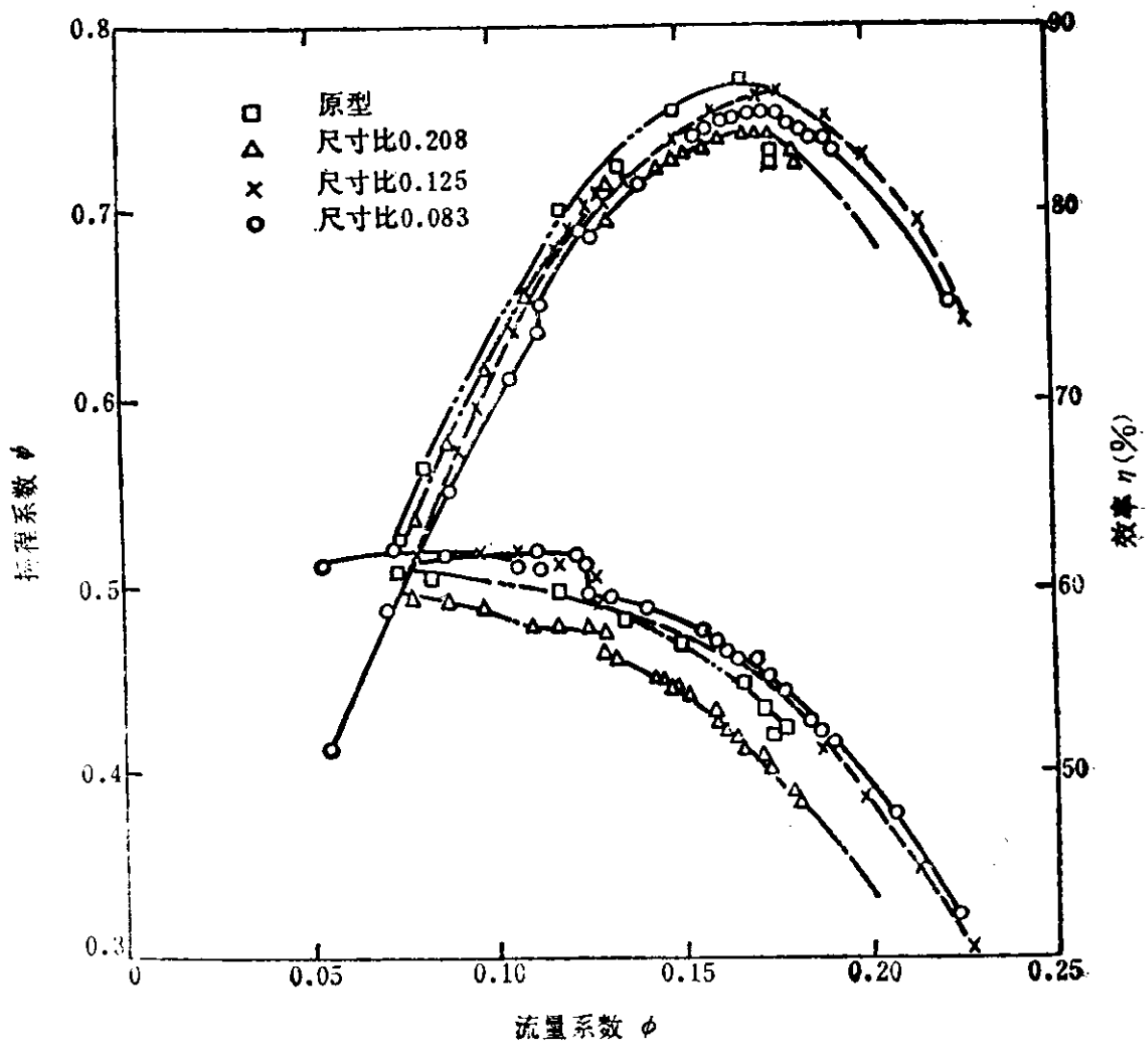


图1-6 泵试验性能曲线

### (1) 几何形状不相似

比较由叶片角所决定的叶片形状，其原型平均值较设计值小 $1.5^\circ$ ，偏差约为 $\pm 0.5^\circ$ 。这5种模型，除了玻璃纤维叶轮相差较多外，其余的偏差规律都相同。这里必须说明，大批量生产叶轮时，这种较大的偏差是常见的。

由于小的铝模型是金属模制造的，所以其表面偏差较小。较大的泵为砂型铸造，流道首尾的面积偏差至少有10%。特别是叶轮铸造，它有较大的偏差。蜗壳泵的喉部是最重要的部分，一旦发现偏差，就必须纠正。

由于模型间隙和实型的间隙接近同一数量级，这样，模型的间隙漏损相对就大，因此对模型泵的粗糙表面若不及时处理，就不可能按比例提高表面粗糙度。这是影响边界层的主要问题。在下一节中，还要予以讨论。

### (2) 流体动力学问题

如奥斯特瓦德尔<sup>[6]</sup>、尼克松和凯尔尼<sup>[6]</sup>所推荐的：

$$(1 - \eta_T) = \delta_T = \delta_M + \delta_L + \delta_D + \delta_F + \delta_I \quad (1-6)$$

总	机	泄	圆	表	惯
损	械	漏	盘	面	性
失	损	损	摩	摩	损
失	失	失	擦	擦	失
			损	损	
			失	失	

$\delta_M$ 和 $\delta_I$ 不受雷诺数影响。 $\delta_I$ 一般假定为相同值；而 $\delta_M$ 则随速度的变化而变化，但与其他水力损失不同的是，它与 $N^3$ 成正比。当减速时，它随速度以更小的比例减少。这样，在低速时就显得更为突出。尼克松和凯尔尼提出了一个求 $\delta_M$ 的方法，并建议根据低速试验进行预测时，对不同扬程读数要予以限制。

圆盘摩擦损失 $\delta_D$ 的估算，已成为争论的题目，因为经典的圆盘摩擦损失试验是用平板圆盘在一个封闭的壳体里做的。尼克松的试验曾采用戴里、尼斯和瓦特伯著作中关于圆盘的光滑和粗糙的资料，并指出与实测数据之间的误差约为10%。这点在本书中

还要讨论；另外还要对奥斯特瓦德尔最近发表的评论，加以介绍。但是，这两种资料都缺乏普遍应用性的确切数据。

表面摩擦损失 $\delta_r$ 的修正也同样有争论。尼卡雷德生和柯勒布洛克用一个极限雷诺数作为变换准则，而尼克松和奥斯特瓦德尔两人对其实用性提出了问题。尼克松提出一个较简单的近似方法。这个方法是可行的，精确度也适宜。奥斯特瓦德尔概括了这方面已发表的资料，但是他没能提出一个通用的修正式。只指出，用计算机进行研究是适用的。参考文献〔5〕中的资料，将在以后的论述中提到，而安德尔森<sup>〔11〕</sup>的效率图表，则将作为一种可供选择的设计工具予以介绍。

## § 1-3 涡轮机械的能量方程式

### 1-3.1 速度三角形（如图1-7）

当圆盘不动时，水流不沿圆盘的安放角方向流动，此时水流形成一个入射角。

出口水流的方向与圆盘安放角不一致，偏离 $\delta$ 角。

曲面速度三角形的展开，假定无入射角和偏离。

作入口速度三角形：已知 $V_1$ 的大小和方向， $U_1$ 也已知，故可求得 $W_1$ 。由于 $V_1$ 是轴向的，所以 $W_1 \cos \beta_1 = U_1$ 。

作出口速度三角形：已知相对速度 $W_2$ 沿角度 $\beta_2$ 方向，若 $W_2 = W_1$ （通常 $W_2 \neq W_1$ ）； $U_2$ 已知， $V_2$ 的切向分速度 $V_{u2}$ 即旋涡速度也知道。

$V_1, V_2$ ——绝对速度； $W_1, W_2$ ——相对速度； $U_1, U_2$ ——圆周速度。

### 1-3.2 欧拉方程式

流体从吸水管进入转轮，然后，又排至出水管道，产生速度及径向位置的变化，同时引起动量变化并产生了作用于转轮上的力。轴向和径向的作用力，可产生支承系统的负荷。这里我们关心的是切向的动量变化，因为这些动量变化增大了转轮的扭矩和轴功率。



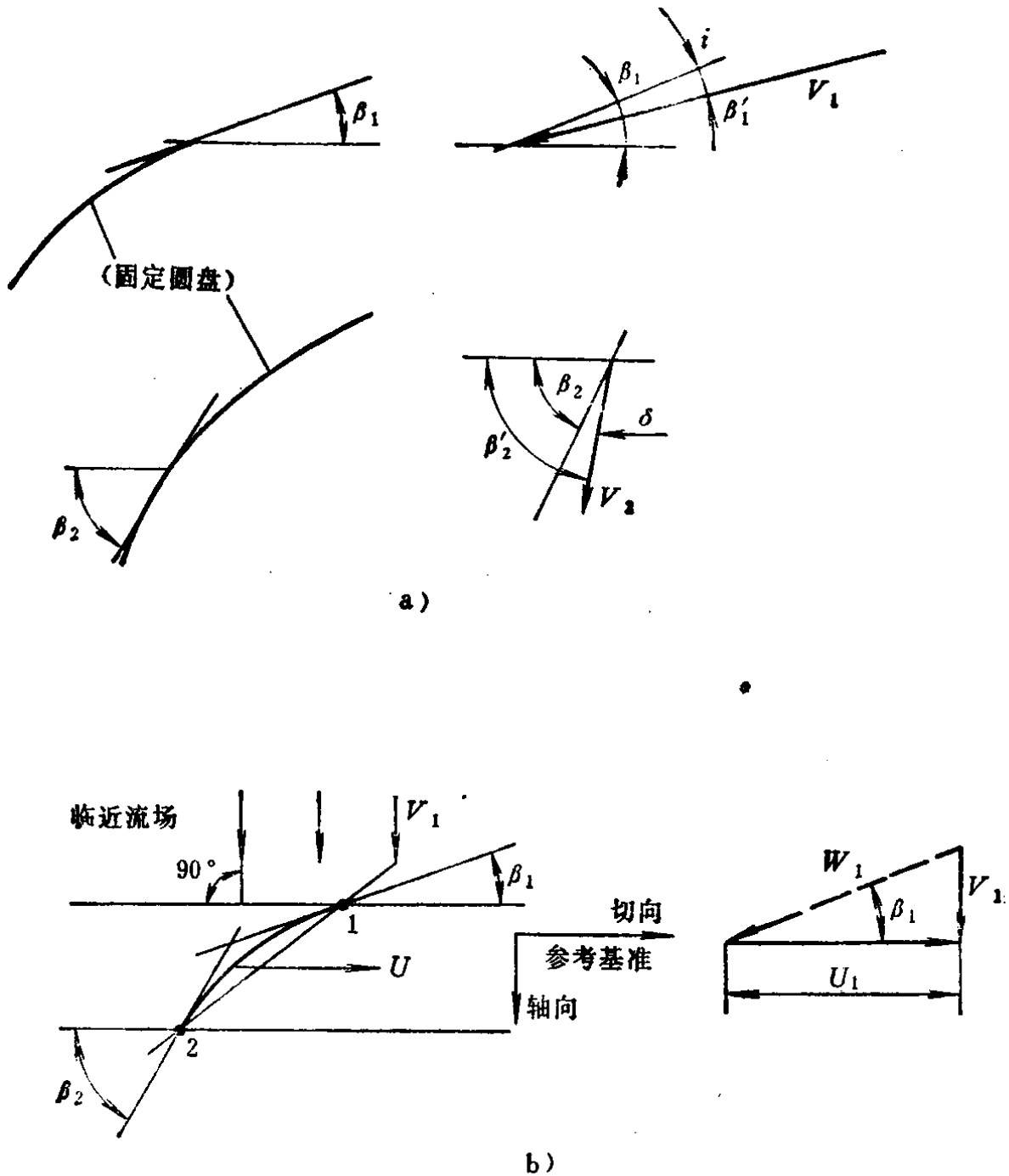


图 1-7

a) 进出口角的确定 b) 进口速度三角形

现在研究水泵中通过进口的 1 点及出口的 2 点的流面。这两处的法向流速为  $V_{N1}$  和  $V_{N2}$ ，若液流的微元面积为  $\delta_{a1}$  与  $\delta_{a2}$ 。则 1 点处进入转轮的动量矩为

$$\delta_{M1} = \rho V_{N1} \delta_{a1} V_{u1} R_1$$

同理，点 2 处流出转轮的动量矩为：

$$\delta_{M2} = \rho V_{N2} \delta_{a2} V_{u2} R_2$$