



# 轴流泵和斜流泵

水力模型设计试验及工程应用

关醒凡 著

中国宇航出版社

责任编辑 阎列



封面设计 | 03工舍  
Tel: (010)68768548  
www.caphbok.com  
www.caphbook.com.cn

ISBN 978-7-80218-449-7



9 787802 184497 >

ISBN 978-7-80218-449-7

定价:58.00元

# 轴流泵和斜流泵

——水力模型设计试验及工程应用

关醒凡 著



中国宇航出版社

·北京·

## 内 容 简 介

本书是在试验研究系列轴流泵和斜流泵水力模型基础上编写而成的。主要建立了以线性修正环量为基础,用流线法设计轴流泵叶片的新方法。经归纳优化,给出了轴流泵和斜流泵主要几何参数的计算方法和选择范围。

主要内容包括叶轮叶片和导叶的设计,泵段和泵装置模型试验,低扬程泵选型方法及模型在南水北调等工程中的应用等。

本书可供从事泵及泵站设计、研究、试验的人员使用,也可作为流体机械教学和科研人员的参考书。

版权所有 侵权必究

### 图书在版编目(CIP)数据

轴流泵和斜流泵/关醒凡著. —北京:中国宇航出版社,2009.1

ISBN 978-7-80218-449-7

I. 轴… II. 关… III. ①轴流泵②斜流泵 IV. TH312 TH313

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 211217 号

责任编辑 阎 列 封面设计 03 工舍 责任校对 祝延萍

出 版	中国宇航出版社	版 次	2009年1月第1版
发 行			2009年1月第1次印刷
社 址	北京市阜成路8号 邮 编 100830	规 格	787×1092
	(010)68768548	开 本	1/16
网 址	www.caphbook.com/ www.caphbook.com.cn	印 张	13.5
经 销	新华书店	字 数	337千字
发行部	(010)68371900 (010)88530478(传真)	书 号	ISBN 978-7-80218-449-7
	(010)68768541 (010)68767294(传真)	定 价	58.00元
零售店	读者服务部 北京宇航文苑		
	(010)68371105 (010)62529336		
承 印	上海志坤彩色印务有限公司		

本书如有印装质量问题,可与发行部联系调换

# 前 言

本人 40 多年来，一直从事流体机械领域的教学和试验研究工作。在甘肃工业大学工作期间负责研制了比转速为 1 000 的轴流泵模型（ZBM - 791）和比转速为 350 的斜流泵模型（HBM - 811），这两种模型已为全国广泛采用。1986 年调到江苏大学后，结合解台泵站研制了比转速为 700 的轴流泵模型，结合望虞河泵站研制了比转速为 1 250 的轴流泵模型。2001 年和江苏省水利厅沈日迈教授级高工共同负责研制了比转速为 800 的斜流泵模型（211 模型）。

有幸赶上南水北调工程开工建设，能为之做点力所能及的工作是我有生最大的愿望。我们江苏大学模型试验研究课题组，从 2000 年起至今已坚持试验 8 年多，研制了系列轴流泵模型、贯流泵模型、双向泵模型及系列斜流泵模型。这些新模型已陆续在南水北调等工程中应用，其中应用轴流泵模型的有南水北调工程江都四站、万年闸站、台儿庄站、刘山站、通榆河北延送水工程大套三站及中部四省泵站改造工程的明山泵站等；应用贯流泵模型的有通榆河北延送水工程灌南河北泵站、后善河南泵站；应用双向泵模型的有广东黄麻涌、北窖、五沙三村等泵站；应用斜流泵模型的有上海陈行泵站、广西安平河泵站、引嫩入白工程五家子泵站等，以及许多电厂的循环水泵。

轴流泵和斜流泵属于低扬程泵，内部流动情况复杂。试验研究表明，升力法设计轴流泵叶片，效果不够理想，理论上也存在一些值得质疑的问题。为此，本书建立了以线性修正环量为基础的流线法设计轴流泵叶片的新方法。经统计、分析、优化，给出轴流泵、斜流泵几何参数的计算方法和选择范围。

系列模型研究的实施和本书的出版，得到诸多方面的帮助，为此，感谢袁寿其教授、施卫东教授、严登丰教授和张仁田教授对本书进行了审校；感谢沈日迈教授级高工、陈茂满教授级高工、卜漱和教授级高工、谢卫东教授级高工和胡德义教授级高工对本书在编写中提出的宝贵意见；感谢何成连教授级高工、郑源教授、陆林广教授为本书提供了大量的泵段和泵装置模型试验数据；感谢南水北调东线江苏水源有限责任公司、江苏省水利科技咨询中心在研究模型时的合作及给予的资助；感谢日立泵制造（无锡）有限公司、江苏中天水力设备有限公司（原高邮水泵厂）、上海凯士比泵有限公司、长沙水泵厂有限公司、上海凯泉泵业（集团）有限公司、长沙天鹅工业泵股份有限公司、合肥三益江海泵业有限公司等企业，为本书提供了模型在工程中的实用资料。最后还要感谢商明华先生协助本书图文的整理。

对书中存在的错误和不当之处，敬请批评指正。

关醒凡  
2008 年 8 月

# 目 录

<b>第 1 章 轴流泵理论与设计</b> .....	(1)
1.1 我国轴流泵模型发展概况 .....	(1)
1.2 液体在叶轮中的运动分析 .....	(3)
1.3 流动方程和设计理论 .....	(6)
1.4 几何参数选择 .....	(8)
1.5 轴流泵汽蚀及 $nD$ 值 .....	(12)
1.6 升力法设计轴流泵及存在的问题 .....	(13)
1.7 泵效率计算和选择 .....	(17)
1.8 线性环量分布和流线法设计轴流泵叶片 .....	(18)
1.9 导叶的设计与计算 .....	(32)
<b>第 2 章 斜流泵设计</b> .....	(42)
2.1 我国斜流泵模型发展概况 .....	(42)
2.2 叶轮主要尺寸和轴面图的确定 .....	(46)
2.3 方格网保角变换法设计斜流泵叶片 .....	(53)
2.4 扭曲三角形法设计斜流泵叶片 .....	(58)
2.5 锥面展开法设计斜流泵叶片 .....	(62)
2.6 导叶的设计与计算 .....	(64)
<b>第 3 章 泵特性曲线及调节方法</b> .....	(70)
3.1 部分流量区域不稳定特性分析 .....	(70)
3.2 泵特性调节 .....	(71)
<b>第 4 章 作用在叶轮和基础上的力</b> .....	(77)
4.1 作用在叶轮上的轴向力 .....	(77)
4.2 作用在叶片上的力矩 .....	(78)
4.3 作用在基础上的载荷 .....	(80)
<b>第 5 章 进出水流道</b> .....	(82)
5.1 泵装置的类型和流道设计的要求 .....	(82)
5.2 进水流道的设计与选择 .....	(90)
5.3 出水流道的设计与选择 .....	(99)

5.4	断流方式	(104)
<b>第6章</b>	<b>模型试验</b>	<b>(106)</b>
6.1	试验内容和试验台	(106)
6.2	扬程的测量和计算	(110)
6.3	汽蚀余量的测量和计算	(115)
6.4	功率的测量和计算	(118)
6.5	飞逸特性测试	(119)
6.6	压力脉动测试	(122)
6.7	不确定度的分析与计算方法	(123)
<b>第7章</b>	<b>低扬程泵的选型</b>	<b>(131)</b>
7.1	轴流泵的有效运行范围	(131)
7.2	模型泵段特性和模型泵装置特性的关系	(132)
7.3	确定 $n$ 、 $D$ 和 $nD$ 值是选型的关键	(133)
7.4	南水北调工程东线已建泵站选型情况	(135)
7.5	低扬程泵选型软件的功能和特点	(137)
<b>第8章</b>	<b>轴流泵和斜流泵模型及工程应用</b>	<b>(140)</b>
8.1	系列轴流泵模型天津同台测试数据和曲线	(140)
8.2	轴流泵模型在南水北调等工程中的应用	(159)
8.3	贯流泵模型及工程应用	(171)
8.4	双向泵模型及工程应用	(179)
8.5	斜流泵模型及工程应用	(182)
<b>附录A</b>	<b>大型水泵生产、检测设备应用实例</b>	<b>(192)</b>
<b>附录B</b>	<b>南水北调刘山泵站现场流量测试结果</b>	<b>(200)</b>
<b>附录C</b>	<b>水泵及泵装置原型、模型效率换算</b>	<b>(201)</b>
<b>附录D</b>	<b>具有三维功能的泵水力设计软件简介</b>	<b>(203)</b>
<b>参考文献</b>		<b>(208)</b>
<b>作者介绍</b>		<b>(210)</b>

# 第1章 轴流泵理论与设计

## 1.1 我国轴流泵模型发展概况

轴流泵和斜流泵属于低扬程泵，在农田灌溉、市政给排水、调水工程、电厂循环水工程等方面有着广泛的应用。近年来，在核电、喷水推进方面也得到了应用。

对于这些大型低扬程泵，直接设计计算，性能很难保证，要像水轮机一样，通过模型进行相似设计。因此，模型的技术水平，是保证实泵性能的关键。

20世纪50年代~60年代，国内基本上没有开展模型研究，当时使用的几个模型，性能指标较低。 $n_s = 700$ 的模型， $Q = (0.26 \sim 0.28) \text{ m}^3/\text{s}$ ， $\eta = 77\% \sim 79\%$ ； $n_s = 500$ 的模型， $Q = 0.26 \text{ m}^3/\text{s}$ ， $\eta = 82\%$ 。1969年原农业机械部在汉阳召开会议，讨论轴流泵模型的研制问题，要求研究 $n_s = 500$ 、 $n_s = 700$ 、 $n_s = 1\ 000$ 、 $n_s = 1\ 250$ 、 $n_s = 1\ 600$ 等5种模型，规定模型叶轮直径 $D = 300 \text{ mm}$ ，转速 $n = 1\ 450 \text{ r/min}$ ，流量 $Q = 0.35 \text{ m}^3/\text{s}$ ，效率 $\eta = 80\% \sim 83\%$ ，汽蚀比转速 $C = 900 \sim 1\ 000$ 。1981年全国低扬程泵模型到中国农业机械科学研究所进行同台集中试验，轴流泵模型试验结果如表1-1所示。

表1-1 轴流泵模型试验结果

名义比转速	模型型号	$Q / (\text{m}^3/\text{s})$	$H/\text{m}$	$\eta/\%$	$C$	$n_s$
700	ZBM811-700	0.350	6.53	81.3	1 007	767
1 000	ZBM791-1000	0.350	4.43	84.5	1 170	1 020
1 250	14ZM-125	0.362	3.46	81.5	1 335	1 256
1 600	14ZM-160 (2)	0.360	2.50	81.5	1 000	1 597

从表1-1中可见，我国轴流泵模型的技术指标有了明显的提高。这一批自主开发的模型是我国20余年来新建低扬程大型泵站选型的主要依据之一，得到较多的应用。

1982年之后，中国水科院、江苏大学、扬州大学、华中科技大学、上海708研究所等单位都进行了低扬程水泵模型的研究。这些模型没有像1981年那样在同一试验台上进行集中试验，统一进行鉴定和评审。同时，由于泵的扬程较低，影响试验结果的因素较多，人们对个别指标的可信度提出了怀疑，影响了模型的广泛使用。

21世纪初，毛主席早在1952年提出的南水北调的设想开始实施，这是解决北方地区水资源匮乏的战略性工程，是一项举世瞩目的特大规模跨流域调水工程。其中，南水北调东线计划建30座泵站，需大型水泵300多台。

为了解决南水北调工程选用模型的可信度，水利部会同国家质检总局于2004年组织了南水北调工程水泵模型（天津）同台测试。到2004年11月30日征集截止日，共征集到27台水泵模型，其中25台轴流泵，2台斜流泵。送试的单位有：江苏大学、扬州大



学、清华大学、无锡水泵厂（含日立公司模型）和高邮水泵厂（含华中科技大学模型）。

2005年1月22日同台测试成果通过了专家级评审，颁发同台测试成果证书，并向社会公布。因为这次同台测试，是在同一个试验台上、由同一试验组集中在同一时间段内，在监督组的监督下进行测试，做到了组织严密、工作规范严谨、数据公正可信。

关于天津同台测试的有关说明：

- 1) 试验结果中扣除了空载，各模型泵的空载在模型数据表中标出；
- 2) 试验结果中未进行测压管段（长 1.4 m）水力损失修正；
- 3) 临界汽蚀余量按泵效率下降 1% 确定；
- 4) 改变叶片角度，叶片和轮毂侧的间隙不准进行封堵。

模型代号说明：

以 TJ04-ZL(HL)-19 为例。

TJ——水泵模型天津同台测试代号；

04——2004 年集中试验的模型；

ZL(HL)——轴流（混流）；

19——水利部南水北调工程水泵模型天津同台测试编号。

表 1-2 是 27 个模型天津同台测试结果。

表 1-2 水利部南水北调工程水泵模型天津同台测试最优工况点参数表（泵段）

序号	模型代号	流量 $Q /$ (L/s)	扬程 $H /$ m	平均 效率 $\eta /$ %	转速 $n /$ (r/min)	汽蚀比 转速 $C$	比转速 $n_s$	名义比 转速 $n_s$	模型 送试 单位	南水 北调 用例
1	TJ04-HLD-01	353.27	10.939	83.00	1 450	768	500	500	锡泵	
2	TJ04-HLD-02	435.88	9.469	80.31	1 450	917	647	650	高邮	
3	TJ04-ZL-08	350.13	9.378	85.08	1 450	960	584	600	江大	
4	TJ04-ZL-03	364.36	8.80	84.41	1 450	990	625	650	江大	
5	TJ04-ZL-13	388.82	7.247	83.95	1 450	895	747	750	高邮	
6	TJ04-ZL-25	376.50	7.193	84.05	1 450	974	739	750	扬大	
7	TJ04-ZL-24	383.58	7.162	85.00	1 450	1 027	749	750	扬大	
8	TJ04-ZL-02	372.45	7.151	85.12	1 450	1 026	739	750	江大	江都四站
9	TJ04-ZL-26	354.52	6.553	84.45	1 450	1 167	769	750	扬大	
10	TJ04-ZL-11	360.42	6.546	83.55	1 450	1 038	776	800	扬大	
11	TJ04-ZL-20	362.68	6.527	85.44	1 450	1 057	781	800	江大	万年闸站
12	TJ04-ZL-14	340.16	6.450	82.45	1 450	1 125	763	750	锡泵	
13	TJ04-ZL-04	341.49	6.364	84.43	1 450	1 102	772	750	江大	
14	TJ04-ZL-18	316.96	6.035	81.98	1 450	998	774	750	锡泵	
15	TJ04-ZL-19	376.80	6.026	85.50	1 450	1 070	845	850	江大	台儿庄站

续表

序号	模型代号	流量 $Q$ / (L/s)	扬程 $H$ /m	平均 效率 $\eta$ /%	转速 $n$ / (r/min)	汽蚀比 转速 $C$	比转速 $n_s$	名义比 转速 $n_s$	模型 送试 单位	南水 北调 用例
16	TJ04-ZL-12	464.14	5.859	83.55	1 450	1 249	776	800	扬大	解台泵站
17	TJ04-ZL-21	361.03	5.471	83.59	1 450	929	889	900	扬大	
18	TJ04-ZL-05	364.70	5.40	83.27	1 450	1 163	902	900	江大	
19	TJ04-ZL-01C	385.06	5.246	83.65	1 450	937	948	950	江大	
20	TJ04-ZL-22	366.51	5.017	82.79	1 450	1 044	956	950	扬大	
21	J04-ZL-16	256.78	4.982	78.63	1 450		804	800	锡泵	
22	TJ04-ZL-06	387.34	4.887	85.59	1 450	1 027	1 002	1 000	江大	刘山大套
23	TJ04-ZL-23	318.80	4.455	85.27	1 450	926	975	950	扬大	
24	TJ04-ZL-15	369.64	4.415	81.99	1 450	931	1 057	1 050	锡泵	淮安四站
25	TJ04-ZL-07	352.02	3.599	83.42	1 450	1 207	1 202	1 200	江大	
26	TJ04-ZL-10B (双向泵)	416.60	2.774	75.19	1 450		1 589	1 600	江大	
27	TJ04-ZL-09 (双向泵)	396.96	2.643	75.30	1 450		1 609	1 600	江大	

注: 1.  $D=300$  mm,  $n=1\ 450$  r/min;

2. 流量、扬程、效率、汽蚀比转速是各角度的平均值;

3. 最优工况的汽蚀比转速按天津试验综合特性曲线图中的  $NPSH$  曲线计算得到;

4. 参数表中南水北调用例统计截至 2008 年 8 月。

## 1.2 液体在叶轮中的运动分析

液体在轴流泵叶轮内的流动, 是一种复杂的空间运动。任何一种空间运动都可以认为是三个互相垂直的运动的合成。研究水流在轴流式叶轮中的运动时, 为了方便起见, 我们采用圆柱坐标系  $f(R, u, z)$ , 其中:  $R$  为半径方向;  $u$  为圆周方向;  $z$  为泵的轴线方向。

下面我们研究轴流式叶轮中液体速度在三个坐标轴上的分量。通常在分析和设计轴流泵叶片时, 提出圆柱层无关性假设。

### 1.2.1 圆柱层无关性假设

液体质点在以泵轴线为中心线的圆柱面上流动, 且相邻各圆柱面上的液体质点的运

动互不相关。即在叶轮的流域中，不存在径向分速度 ( $v_r=0$ )。显然，圆柱面即是流面。

根据圆柱层无关性假设，可以把叶轮内复杂的运动，简化为研究圆柱面上的流动。在叶轮内可以作出很多个这种圆柱流面，每个流面上的流动可能不同，但研究的方法是相同的，因而只要研究透彻一个流面的流动，其他流面的流动也就类似地得到解决。

我们知道，圆柱面沿母线割开后，可以展开在平面上。圆柱面和各叶片相交，其截面（翼型剖面或翼型）在平面上构成一组轴流泵叶栅，如图 1-1 所示。

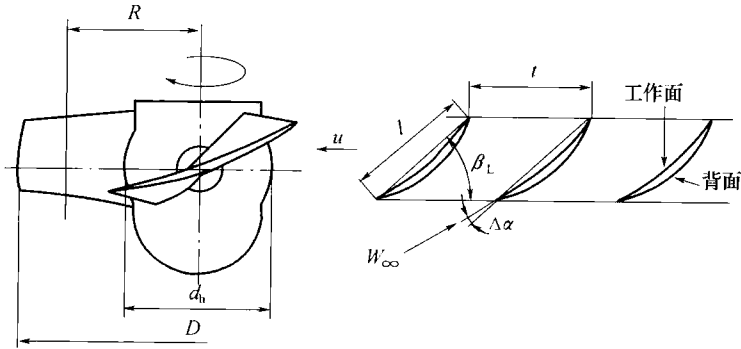


图 1-1 轴流泵叶片平面叶栅

不难看出这组叶栅具有如下特点：

- 1) 可以展开在平面上，即属于平面叶栅；
- 2) 平面上叶栅列线（叶栅中翼型各相应点的连线）为直线，即属于直列叶栅；
- 3) 叶栅中各翼型的间距相等，液体绕流每个翼型的作用均相同，分不出边界翼型，即属于无限叶栅。

综上所述，这组叶栅是无限平面直列叶栅。只要研究绕流叶栅中一个翼型的流动就代表了整个叶栅的流动。于是，研究轴流泵叶轮内的流动，就简化为研究对应几个圆柱流面的叶栅中翼型的流动。几个圆柱流面上的翼型组合起来，便得到轴流泵叶片。

叶轮叶片栅的主要几何参数有：

$D$ —叶轮直径； $l$ —翼型弦长； $d_h$ —叶轮轮毂直径；

$\beta_L$ —叶弦安放角； $z$ —叶片数； $t$ —栅距  $\left(t = \frac{2\pi R}{z}\right)$ ；

$R$ —圆柱层流面半径； $\Delta\alpha$ —冲角（无穷远来流方向与弦间的夹角）。

### 1.2.2 速度三角形

和离心泵一样，液体在轴流泵叶轮中圆柱流面上的流动是一种复合运动 ( $v = w + u$ )。 $v$ ， $w$ ， $u$  三个速度均与圆柱流面相切，也就是速度三角形组成的平面和圆柱面相切。圆周速度  $u$  沿着旋转的圆周方向； $w$  的方向和叶片翼型表面方向有关，如果假设叶片数无穷多，则  $w$  方向与翼型表面相切；绝对速度  $v$  按平行四边形法则确定。为研究方便起见，把绝对速度分解为两个互相垂直的分量  $v_u$  和  $v_m$ 。 $v_u$  是沿圆周方向的分量，称为绝对速度的圆周分量，其值和泵的扬程有关； $v_m$  是轴面上的分量，称为轴面速度，其值和泵的流量有关。 $v_m$  是  $v$  的分量，也必然和圆柱流面相切，同时又在轴面上，所以  $v_m$

的方向沿着轴面和圆柱面交线方向，即轴向方向，又称为轴向速度，并用  $v_z$  表示。

实际中常用的是叶轮进、出口速度三角形，这两个三角形在给定充分的条件下均可作出。设计叶片时，通常按  $u$  ( $n$ )、 $v_m$  ( $Q$ )、 $v_u$  ( $H$ )，作速度三角形，以确定相对速度的方向（叶片安放角）；分析问题时，通常按  $u$ 、 $\omega$  的方向和  $v_m$  或  $v_u$  画速度三角形，如图 1-2 所示。

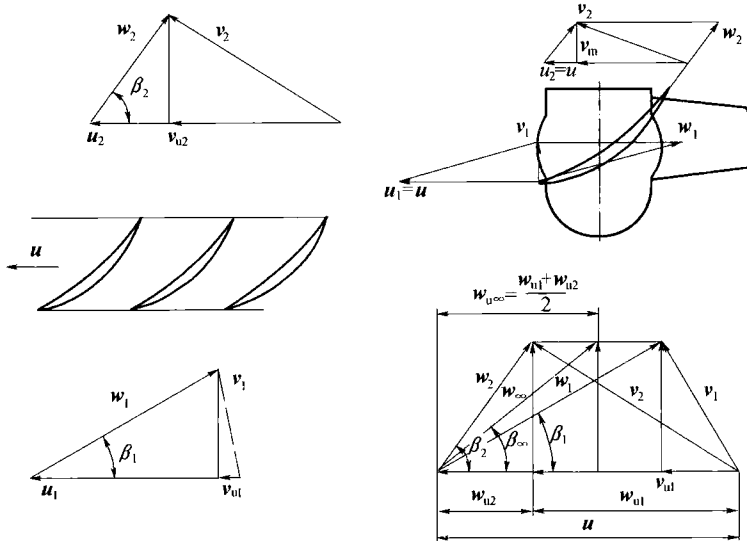


图 1-2 轴流泵进出口速度三角形

(1) 进口速度三角形

$$\text{圆周速度 } u_1 = \frac{D_1 \pi n}{60}, \text{ 进口前轴面速度 } v_{m,0} = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d_1^2) \eta_v} \quad (1-1)$$

式中  $D_1$ ——研究圆柱流面的直径；

$\eta_v$ ——容积效率， $\eta_v = 0.96 \sim 0.99$ 。

圆周分速度  $v_{u1}$  由吸入条件决定，通常  $v_{u1} = 0$ 。

(2) 出口速度三角形

$$\text{通常 } u_2 = u_1 = u, \quad v_{m2} = v_{m1} = v_m, \quad v_{u2} = \frac{gH_T + uv_{u1}}{u}$$

由于轴流式叶轮叶栅的进、出口圆周速度  $u$  相等，可以把栅前和栅后的速度三角形重合在一起。栅前和栅后的相对速度的几何平均速度称为无穷远流的相对速度，或相对速度的几何平均值，用  $w_\infty$  表示。由速度三角形可知：

$$w_\infty = \sqrt{v_m^2 + \left(\frac{w_{u2} + w_{u1}}{2}\right)^2} = \sqrt{v_m^2 + \left(u - \frac{v_{u2} + v_{u1}}{2}\right)^2} \quad (1-2)$$

当  $v_{u1} = 0$  时，

$$w_\infty = \sqrt{v_m^2 + \left(u - \frac{v_{u2}}{2}\right)^2} \quad (1-3)$$

$$\omega_{\infty} \text{ 的方向, } \tan\beta_{\infty} = \frac{v_m}{u - (v_{u2}/2)}$$

如果考虑叶片的排挤, 如图 1-3 所示, 则轴面速度  $v'_m$  为

$$v'_m = \frac{v_m}{\psi}, \quad \psi = \frac{F-f}{F} = \frac{tl \sin \beta_L - f}{tl \sin \beta_L}$$

式中  $\psi$ ——叶片排挤系数;

$f$ ——翼型面积, 近似取  $f = \frac{2}{3} \delta_{\max} l$ ;

$\delta_{\max}$ ——翼型最大厚度。

因此

$$\psi = 1 - \frac{2}{3} \left( \frac{\delta_{\max}}{t \sin \beta_L} \right) \quad (1-4)$$

考虑叶片轮缘到轮毂的厚度  $\delta_{\max}$  和  $\beta_L$  的变化, 不同直径处的  $\psi$  应对每个流面单独计算,  $\psi$  取值范围一般是 0.85~0.95, 从外缘到轮毂依次减小。

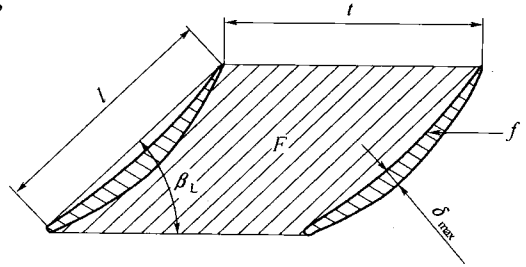


图 1-3 叶片排挤系数

## 1.3 流动方程和设计理论

### 1.3.1 叶轮出口流动微分方程

对于轴流叶轮的进口和出口, 根据能量守恒, 不考虑叶片间的摩擦损失, 则有

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{u_2 v_{u2}}{g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

由速度三角形  $v_1^2 = v_m^2$ ,  $v_2^2 = v_{m2}^2 + v_{u2}^2$ , 代入上式可得

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_{m1}^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_{m2}^2}{2g} - \frac{v_{u2}(2r_2\omega - v_{u2})}{2g}$$

将上式对  $r$  微分, 则有

$$0 = \frac{1}{\rho} \frac{dp_2}{dr_2} + v_{m2} \frac{dv_{m2}}{dr_2} - \omega v_{u2} - \frac{dv_{u2}}{dr_2} (r_2\omega - v_{u2}) \quad (1-5)$$

叶轮出口液流的离心力和压力互相平衡

$$\frac{dp_2}{dr_2} = \frac{\gamma}{g} \frac{v_{u2}^2}{r_2} \quad (1-6)$$

由式 (1-5) 和 (1-6) 消去  $p_2$  后, 则有

$$v_{m2} \frac{dv_{m2}}{dr_2} = \left( \frac{dv_{u2}}{dr_2} + \frac{v_{u2}}{r_2} \right) (r_2\omega - v_{u2}) \quad (1-7)$$

上式是泵出口流速的微分方程, 如知道  $v_{m2}$  和  $v_{u2}$  的关系, 则能求解。

### 1.3.2 自由旋涡和强制旋涡

(1) 出口流动为自由旋涡形式

$$v_{u2} r_2 = \text{const}$$

上式两边对  $r_2$  进行微分

$$dv_{u2} r_2 + v_{u2} dr_2 = 0$$

$$\frac{dv_{u2}}{dr_2} = -\frac{v_{u2}}{r_2}$$

将上式代入式 (1-7), 得

$$v_{m2} \frac{dv_{m2}}{dr_2} = \left( -\frac{v_{u2}}{r_2} + \frac{v_{u2}}{r_2} \right) (r_2 \omega - v_{u2})$$

因为  $v_{m2} \neq 0$ , 则  $\frac{dv_{m2}}{dr_2} = 0$

$$v_{m2} = \text{const}$$

因为  $v_u r = \text{const}$ , 所以

$$H_{\text{th}\infty} = \frac{u_2 v_{u2}}{g} = \frac{\omega v_{u2} r_2}{g} = \text{const}$$

可知, 在自由旋涡的场合, 欧拉扬程沿出口均匀分布, 轴面速度相同。

(2) 出口流动为强制旋涡形式

$$\frac{v_{u2}}{r_2} = \text{const} \quad (1-8)$$

上式对  $r_2$  微分

$$\frac{dv_{u2}}{r_2} - \frac{v_{u2}}{r_2^2} dr_2 = 0$$

$$\frac{dv_{u2}}{dr_2} = \frac{v_{u2}}{r_2} = \text{const}$$

将上式代入式 (1-7), 得

$$v_{m2} \frac{dv_{m2}}{dr_2} = 2C_1 (r_2 \omega - v_{u2}) = 2C_1 r_2 \left( \omega - \frac{v_{u2}}{r_2} \right) = C_2 r_2$$

设  $2C_1 \left( \omega - \frac{v_{u2}}{r_2} \right) = C_2$ , 则

$$\int v_{m2} dv_{m2} = C_2 \int r_2 dr_2 + C_3$$

$$\frac{v_{m2}^2}{2} = \frac{C_2}{2} r_2^2 + C_3$$

$$v_{m2} = \sqrt{C_2 r_2 + 2C_3} \quad (1-9)$$

$$H_{\text{th}\infty} = \frac{u_2 v_{u2}}{g} = \frac{\omega v_{u2} r_2}{g} = \frac{C_1 \omega r_2^2}{g} \quad (1-10)$$

可见, 在强制旋涡场合, 欧拉扬程沿出口宽度不是均匀分布, 而是与  $r_2$  的平方成正比, 从轮毂到轮缘逐渐增加; 轴面速度也随着  $r_2$  而增加, 即轮毂侧小, 外缘侧大。

自由旋涡的叶片和强制旋涡的叶片相比, 轮毂侧的叶片角度大, 轮缘侧的叶片角度小, 整个叶片的扭曲变大。

### 1.3.3 用速度环量表示欧拉方程

由速度环量定义得：

叶片出口速度环量， $\Gamma_2 = 2\pi v_{u2} R_2$

叶片进口速度环量， $\Gamma_1 = 2\pi v_{u1} R_1$

由流体力学可知，绕叶轮出口和进口的环量之差，等于绕各叶片环量  $\Gamma_z$  之和（见图 1-4），则有

$$\Gamma_2 - \Gamma_1 = z\Gamma$$

泵的基本方程可以写成

$$\begin{aligned} H_t &= \frac{u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}}{g} = \frac{u}{g} (v_{u2} - v_{u1}) \\ &= \frac{\omega}{g} \frac{\Gamma_2 - \Gamma_1}{2\pi} = \frac{\omega}{g} \frac{z\Gamma_z}{2\pi} \end{aligned}$$

当  $\Gamma_1 = 0$  时，

$$\Gamma_2 = \frac{2\pi g H_t}{\omega}, \quad \Gamma_z = \frac{2\pi g H_t}{z\omega}$$

式中  $\Gamma_z$ ——单翼（叶片）的环量；

$z$ ——叶片数。

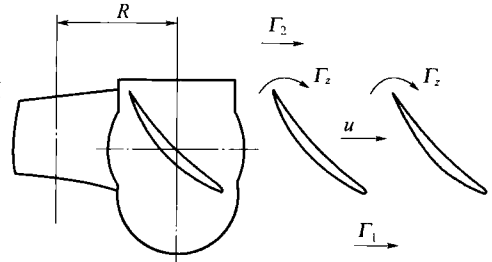


图 1-4 绕叶片的速度环量

## 1.4 几何参数选择

### 1.4.1 叶轮直径 $D$

依据流量相似公式，设  $nD = K$ ，则

$$\frac{Q}{Q_M} = \frac{n}{n_M} \left( \frac{D}{D_M} \right)^3 = \frac{nD}{n_M D_M} \left( \frac{D}{D_M} \right)^2 = \frac{K}{n_M D_M} \left( \frac{D}{D_M} \right)^2$$

式中，带下标 M 的为模型泵，不带下标的为实型泵。根据上式则有

$$D = D_M \sqrt{\frac{n_M D_M Q}{K Q_M}}$$

通常模型泵的  $D_M = 0.3 \text{ m}$ ， $n_M = 1450 \text{ r/min}$ ， $Q_M$  为  $0.35 \sim 0.38 \text{ m}^3/\text{s}$ ，则可近似写成

$$D = 10.5 \sqrt{\frac{Q}{K}} \quad (1-11)$$

式中  $K$ —— $nD$  值，一般取  $350 \sim 415$ 。

由给定的  $K$  算出叶轮直径后，再选择合适的电机转速，调整叶轮直径。

### 1.4.2 轮毂比 $\bar{d} = \frac{d_h}{D}$

轮毂用来固定叶片，在结构和强度上应保证安装叶片和调节叶片的要求。从水力性能

上讲，减小轮毂比 $\bar{d}$ ，可以减少水力摩擦损失，增加过流面积，有利于抗汽蚀性能的改善。但是过分地减小轮毂比，会增加叶片的扭曲，当偏离设计工况时，会造成液体流动的紊乱，在叶轮出口形成二次回流，使泵的效率下降，高效范围变窄。其原因可简述如下。

图 1-5 是叶片的轮毂、中间和轮缘的三个截面的翼型和速度三角形。

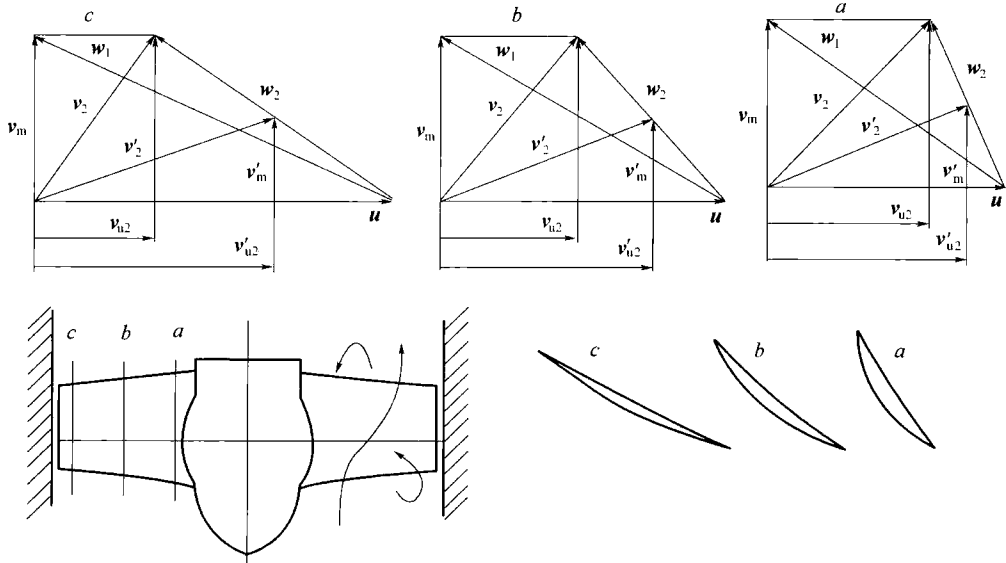


图 1-5 轮毂比对叶轮内流动的影响

设计时，因为  $u_c > u_b > u_a$ ，为使各截面得到相同的扬程，则需  $v_{u2c} < v_{u2b} < v_{u2a}$ ，结果  $\beta_c < \beta_b < \beta_a$ 。轮毂比越小，各流线的角度差越大，叶片越扭曲。当流量小于设计流量时，轴面速度减小，即  $v'_m < v_m$ 。另外，当流量小到一定程度，会出现  $v'_{u2c} < v'_{u2b} < v'_{u2a}$ ，与设计工况时的变化趋势正好相反，并且， $v'_{u2c}R_c \gg v'_{u2b}R_b \gg v'_{u2a}R_a$ ，破坏了  $v_u R$  沿半径分布的规律。叶片出口部分的液流拥挤到外缘区域，轮毂出口部分液流不足，出现空位，使流出叶轮出口的液流向此处回流，形成叶片出口的二次回流。出口外缘处的液流拥挤，使得相应外缘进口的液流难以进入，加之冲角的变化，在叶片进口部分也产生二次回流。比转速越高，这种情况越严重。所以，近年来  $n_s = 500$  的轴流泵一般都设计成导叶式斜流泵；比转速小于 700 的轴流泵叶轮，轮毂带有一定的锥度，也可以改善上述流动情况。

图 1-6 是江苏大学系列模型采用的轮毂比 $\bar{d}$ 统计结果，可供参考。

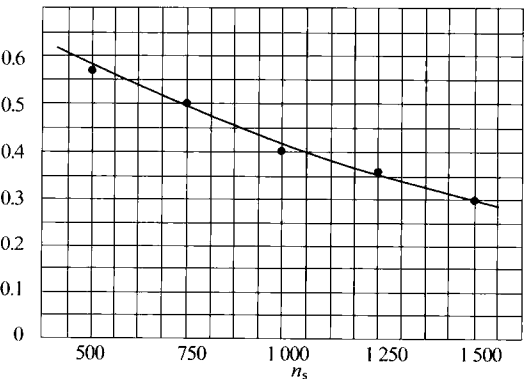


图 1-6 轮毂比和比转速的关系



### 1.4.3 叶栅稠密度

叶栅稠密度  $l/t$  是轴流泵叶轮的重要几何参数，它直接影响泵的效率，也是决定汽蚀性能的重要参数。减小  $l/t$ ，表示叶轮叶片总面积减小，叶片两面的压差增加，将使汽蚀性能变坏；但另一方面，由于摩擦面积减小，可以提高效率。因为叶轮内的水力损失与  $w_\infty$  成正比，外缘上的  $w_\infty$  大，过流量大，对泵的效率起到重要作用。另外，相对速度最大的外缘处，也是最容易发生汽蚀的部位。所以，对于轴流泵而言，重点是确定外缘的  $l/t$ 。

在选择  $l/t$  时，应考虑以下三点。

1) 从能量转换和汽蚀性能考虑，不论叶片数多少，叶片都应当有一定的长度，用以形成理想的通道，所以选择  $l/t$  还应当考虑叶片数的多少。根据试验研究，推荐以下几组外缘处的  $l/t$  值，供设计时参考：

$$z=3, \frac{l}{t} \text{ 为 } 0.65 \sim 0.75; z=4, \frac{l}{t} \text{ 为 } 0.75 \sim 0.85; z=5, \frac{l}{t} \text{ 为 } 0.84 \sim 0.94。$$

2) 适当减小外缘侧的  $l/t$ ，增加轮毂侧的  $l/t$ ，以减少内外侧翼型的长度差，均衡叶片出口扬程。

因为只有确保叶片出口  $v_u R$  等于常数，才可能消除径向流动，减少损失，提高效率。但是，通常的轴流泵叶片根部很短，外缘长，相差大约 1.7 倍。一般文献推荐的轮毂翼型叶栅稠密度和轮缘叶栅稠密度的关系是  $\left(\frac{l}{t}\right)_h = (1.20 \sim 1.25) \left(\frac{l}{t}\right)_0$ 。这样，叶片根部翼形本来工作条件不佳，加之很短，实际上保证不了和外缘翼型相同程度的能量转换，造成叶片出口扬程  $v_u R$  不均，而引起径向流动。因而推荐轮毂和轮缘之间各截面的  $l/t$  按直线规律变化，其值为  $\left(\frac{l}{t}\right)_h = (1.3 \sim 1.4) \left(\frac{l}{t}\right)_0$ 。

图 1-7 是江苏大学系列模型用的叶栅稠密度  $l/t$  统计图，可供参考。

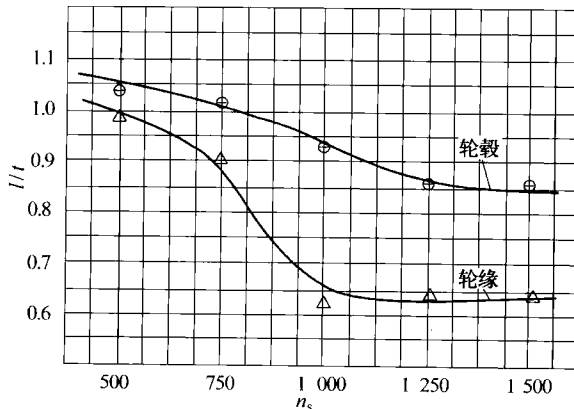


图 1-7 叶栅稠密度  $l/t$  和比转速的关系