

高等学校试用教材

旋涡泵 液环泵 射流泵

华中理工大学 贾宗谟
甘肃工业大学 穆界天 范宗霖 编

机械工业出版社

高等学校试用教材

旋涡泵 液环泵 射流泵

华中理工大学 贾宗谟

甘肃工业大学 穆界天 范宗霖



机械工业出版社

(京)新登字054号

旋涡泵、液环泵、射流泵是三种不同类型的泵。随着国民经济的发展,目前在生产中得到了广泛的应用。本书分别详细地介绍了这三种泵的工作原理,设计计算方法,液体在泵内运动的规律、结构特点以及泵的汽蚀和运行。除基本内容外,尽可能吸收了国内外在这些方面的科研成果。

本书为高等院校水力机械和流体机械各类专业的教学用书,也可供从事这一专业的科研、设计、生产制造等方面技术人员参考。

旋涡泵 液环泵 射流泵

华中理工大学 贾宗谟
甘肃工业大学 穆界天 范宗霖 编

*

责任编辑:钱飒飒 责任校对:孙志琦
封面设计:郭景云 版式设计:冉晓华
责任印制:王国光

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码:100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社京丰印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₁₆·印张6³/₄·字数162千字

1993年10月北京第1版·1993年10月北京第1次印刷

印数 0 001—2 000·定价:3.85元

*

ISBN 7-111-03725-1/TV·3(课)

前 言

本书是根据1985年9月在兰州召开的高等院校水力机械专业教材编审会议上决定的将原《往复泵及其它类型泵》分成《往复泵》、《旋涡泵、液环泵、射流泵》两册独立的教材而编写的。编写大纲经过了以后成立的水力机械教学指导委员会讨论通过。

本书在编写中注意了结合产品特点，加强基本理论知识，并力求反映国内外先进科学技术和生产实践经验。教材内容虽为三种不同类型的泵，但都注意了该种类型泵的工作原理，流体在泵内运动的规律，结构特点以及在生产上的应用。在文字方面力求简明扼要，条理清楚。

本书为高等学校水力机械专业的教学用书，也可供有关专业或工程技术人员参考。

全书共分三章。第一章旋涡泵由华中理工大学贾宗谟编写；第二章液环泵由甘肃工业大学穆界天编写；第三章由甘肃工业大学范宗霖编写。全书由贾宗谟教授统稿，由甘肃工业大学战长松教授主审。

本书在编写过程中得到了各高等学校水力机械专业的有关老师和企业有关同志的帮助和支持，我们深表感谢。

由于编者业务水平有限，书中难免会有错误和不妥之处，诚恳地希望读者批评指正。

编者 1992年12月

目 录

前言

第一章 旋涡泵	1
第一节 旋涡泵的特点及其工作原理	1
第二节 旋涡泵的经验统计计算方法	12
第三节 旋涡泵径向力的计算和轴向力的平衡	27
第四节 旋涡泵的汽蚀	36
第五节 旋涡泵抽送气体和气液混合物时的工作状况	40
第二章 液环泵	48
第一节 真空概念	48
第二节 液环泵概述	49
第三节 液环泵内气体流量、液体流量及吸气口的合理位置	53
第四节 液环泵内液体的运动、液环形状、压缩比及临界压缩比	56
第五节 最大压缩比和压缩曲线	62
第六节 液环泵的设计	66
第七节 双作用液环泵的设计	72
第八节 液环泵的运行	74
第三章 射流泵	78
第一节 概述	78
第二节 射流泵的理论基础及射流泵基本方程	79
第三节 射流泵的相似律	82
第四节 射流泵的综合特性曲线和通用特性曲线	83
第五节 射流泵的汽蚀	87
第六节 射流泵的设计	90
第七节 射流泵基本构件的结构设计	95
第八节 深井射流装置	99
第九节 射流泵的试验	102
参考文献	103

第一章 旋 涡 泵

第一节 旋涡泵的特点及其工作原理

一、旋涡泵的特点及其使用范围

旋涡泵是叶片式泵的一种，如图1-1所示。其主要工作机构包括叶轮（叶片式或外缘上切成许多沟槽而形成叶片的圆盘）、泵体和泵盖，以及由它们所组成的环形流道。液体由吸入管进入流道，并经过旋转的叶轮获得能量，被输送到排出管，完成泵的工作过程。

旋涡泵的工作原理，结构以及特性曲线的形状等均与离心泵及其它类型泵不同，是一种小流量、高扬程的泵，其比转速 n_s 一般低于40。

旋涡泵的流量小的可到0.05L/s或更小，大的可达12L/s。单级扬程可达300m。当比转速 n_s 超过40时，因其效率远远低于离心泵，一般较少使用。

旋涡泵与离心泵相比有以下优点。

1) 旋涡泵是一种结构非常简单的高扬程泵。与尺寸、转速相同的离心泵相比，其扬程要高3~9倍。与相同扬程的容积式泵相比，其尺寸要小，结构也简单的多。

旋涡泵体积小，重量轻的特点在船舶装置中具有极大的优越性。

2) 大部分旋涡泵均具有自吸能力，或借助于简单装置来实现自吸。

3) 旋涡泵具有陡降的扬程特性曲线（见图1-2）。其扬程的变化对流量的影响较离心泵为小，因此，对系统中的压力波动不敏感。

4) 很多旋涡泵能实现气液混输，这对于抽送含有气体的易挥发的液体和汽化压力很高的高温液体具有重要的意义。

5) 旋涡泵结构简单，铸造和加工都容易实现，某些旋涡泵零件可使用非金属材料模压。

旋涡泵的缺点是：

1) 其效率较低。在设计工况多不高于45%，大多数旋涡泵的效率在35%~38%，因此，不适宜应用于大功率的情况。

2) 旋涡泵汽蚀性能较差。

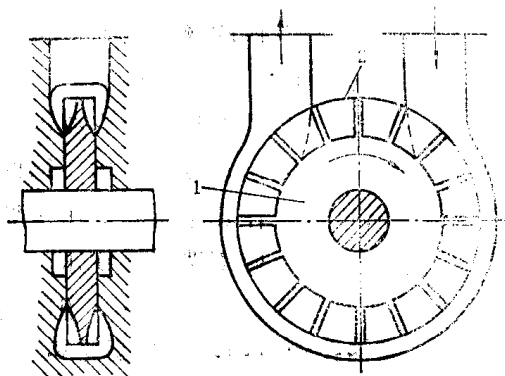


图1-1 旋涡泵示意图
1—叶轮 2—壳体

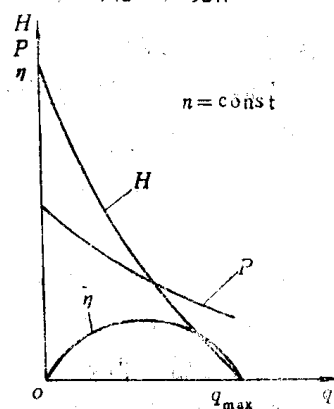


图1-2 旋涡泵特性曲线图

3) 旋涡泵不能用来抽送粘性较大的液体。因随着液体粘性的增加, 泵的扬程和效率会急剧下降。液体的粘性取决于雷诺数 $Re = Ru/v > 20000$, R, u 为叶轮半径和圆周速度。介质的粘度限制在 $114 \text{ mm}^2/\text{s}$ 之内, $1 \text{ mm}^2/\text{s} = 1 \text{ cst}$ 。

4) 其抽送介质只限于纯净的液体。当液体中含有固体颗粒时, 就会因磨损引起轴向或径向的间隙增大而降低泵的性能, 或导致旋涡泵不能工作。

由于旋涡泵具有上述特点, 所以, 近年来在旋涡泵的理论研究, 计算方法和产品的应用上都得到了较大的发展。旋涡泵在国民经济的许多部门也越来越得到广泛的应用, 如:

1) 在化学工业中输送酸、碱及其它腐蚀性液体, 要求泵具有小流量、高扬程, 较慢的化学反应速度和较高的耐腐蚀性。由于旋涡泵的工作零件简单, 因此易于实现上述要求。

2) 抽送介质密度小的液体(如汽油、酒精、醚等)。由于这些液体易于挥发, 因此抽送时多为汽液混输, 如机场、汽车配油站, 甚至于飞机的加油。旋涡泵能进行汽液混输, 在上述情况下工作, 一般时间短, 所以, 效率低就不是主要问题了。

3) 抽送含有气体的液体, 抽送含有高弹性气体的液体(如丙烷、丁烷等)。抽送吸入管中部分蒸发的液体

- 4) 用于小型自动化泵站, 农业供水。
- 5) 用于城市公用建设, 如增压辅助泵, 家庭用水等。
- 6) 代替液环泵作真空泵和低压压缩机。
- 7) 用于汽车及船用洗涤、饮水、消防等辅助设备。
- 8) 用于小型锅炉辅助设备, 用以供水。

二、旋涡泵的分类及其典型结构

1) 按旋涡泵叶轮型式可分为开式叶轮与闭式叶轮(见图1-3)。闭式叶轮叶片短, 是在叶轮圆盘外缘上铣削沟槽形成的。叶轮的半径等于流道的内半径, 液体直接从吸入管输送至流道中去。开式叶轮, 叶片内半径小于流道内半径。液体从吸入管进入叶轮, 经过叶片后进入流道, 叶片较长。叶轮型式与汽蚀有关, 与自吸能力及汽液混输的工作能力有关。其典型结构如我国生产的W11-7型闭式叶轮旋涡泵(见图1-4)。

2) 按流道与排出口相对位置分类(见图1-6)可分为:

a) 开流道旋涡泵: 开流道型式一般与闭式叶轮配合使用。在没有装附加装置之前不具备自吸能力, 不能进行汽液混输, 但效率较高, 结构简单。我国生产的WZ型旋涡泵即为其典型结构, 如图1-7所示(带有气水分离装置)。

b) 排出口为开流道的旋涡泵, 一般与开式叶轮相配合使用, 其本身不具有自吸能力, 加上辅助闭流道或串联入辅助叶轮后可以自吸和汽液混输, 这种流道型式使用较少。

c) 向心流道旋涡泵: 其本身具有自吸和汽液混输性能, 效率较闭流道旋涡泵稍高, 但制造困难, 其典型结构如图1-8所示。

d) 闭式流道旋涡泵: 一般与开式叶轮配合使用。其本身具有自吸和汽液混输的性能, 但效率较低。

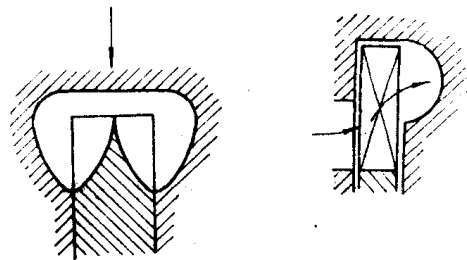


图1-3 按旋涡泵叶轮型式分类
a) 闭式 b) 开式

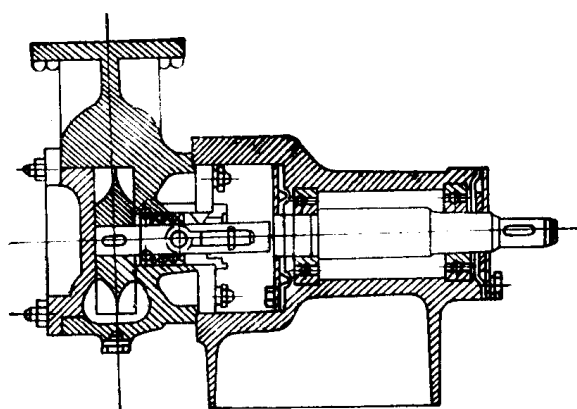


图1-4 W11-7型闭式叶轮旋涡泵

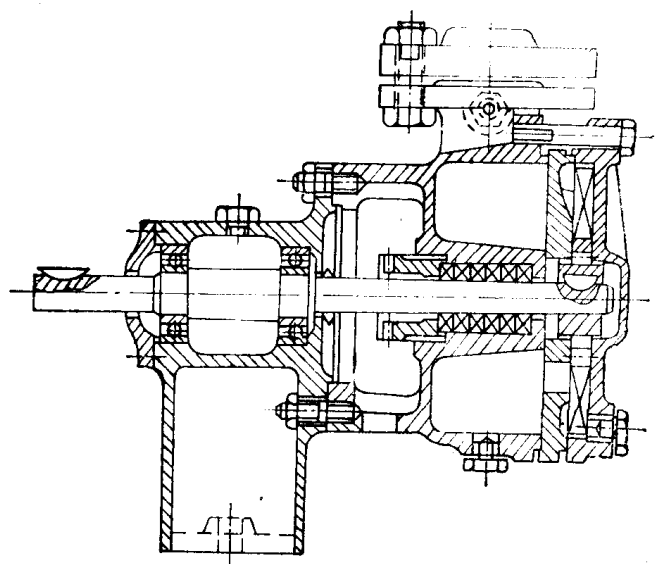


图1-5 BU型开式叶轮旋涡泵

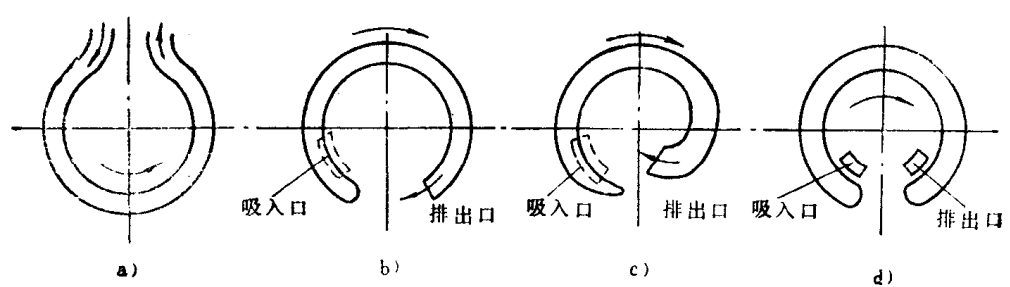


图1-6 按流道与压出口相对位置分类

a) 两端开式流道 b) 一端开式流道 c) 向心开式流道 d) 闭式流道

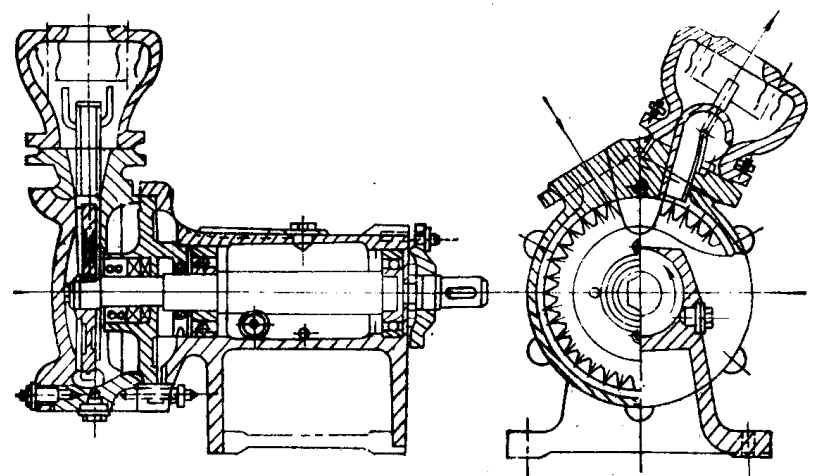


图1-7 WZ型带气体分离罩的开式流道旋涡泵

3) 按流道与叶轮的相对位置分类可分为外周流道式旋涡泵、开式外周侧边(单侧或双侧)流道旋涡泵和闭式侧边(单侧或双侧)流道旋涡泵,见图1-9。

除以上分类外,还可按安装位置分为立式和卧式。按级数分为单级、多级等型式。

4) 几种特殊用途的旋涡泵

a) 保温旋涡泵: 某些化学工业用泵, 要求对输送液体保持一定的温度, 否则液体可能挥发、结晶、凝结或产生化学变化。因此, 通常是在泵过流部件的外部加保温罩, 在其间通过具有一定温度的液体, 以达到保温的目的。图1-10为国产WB型保温罩旋涡泵的结构图。

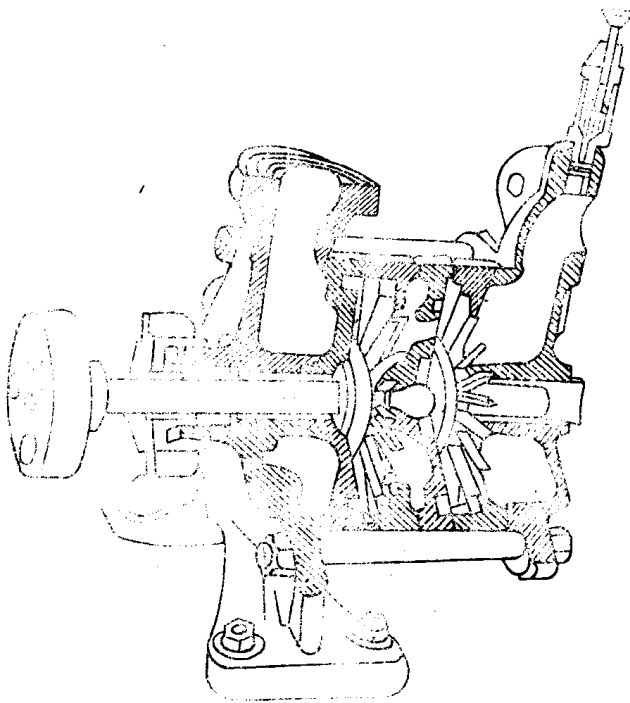


图1-8 D型向心流道旋涡泵

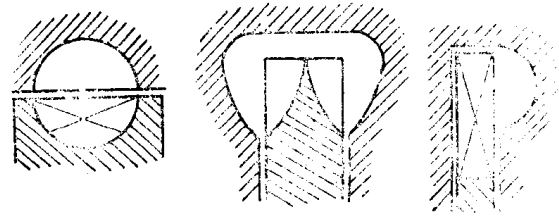


图1-9 按流道与叶轮相对位置分类

b) 耐酸碱旋涡泵: 可以采用耐酸铸铁、耐酸不锈钢、搪瓷、塑料、尼龙等材料制作叶轮和泵体等过流部件, 以增加泵的抗腐蚀性能。随着化学工业的发展, 这种泵的需要量正逐年增加。

c) 高低压消防泵: 随着消防事业的发展 and 高层建筑物的出现, 国外在70年代发展了高低压两用离心旋涡泵作为消防泵用。即在旋涡叶轮前串接一级离心轮, 两级之间用外啮(或内流道)联接, 管上装有操纵阀, 用以控制高压工作。该泵不仅可以高低压分别使用, 又可以同时工作, 大大提高了灭火效果。图1-11为我国试制成功的GB35型高低压消防泵。

d) 自吸和汽液混输旋涡泵: 某些旋涡泵具有自吸或抽送气体和液体混合物的能力。以汽油泵为例, 这种泵经常处于停止运转的情况下, 而需要时, 又要求立刻启动, 且要求工作可靠, 当管路中有空气或汽油的挥发时, 也不影响泵的工作, 图1-12、图1-13、图1-14即为不同型式的自吸泵。

三、旋涡泵的工作原理

旋涡泵虽属于叶片式机械的范畴, 但其工作过程、结构以及特性曲线的形状等与离心泵和其它类型泵都不大相同。由于对其工作原理的解释不同, 所以名称上也各异。如再生泵(Regenerative Pump)、涡轮泵(Turbine Pump)、圆周泵(Periphery Pump)以及摩擦泵(Westco type Pump)等。其工作原理归纳起来可以分为两大类: 一是摩擦紊流原理, 一是动量变换原理。

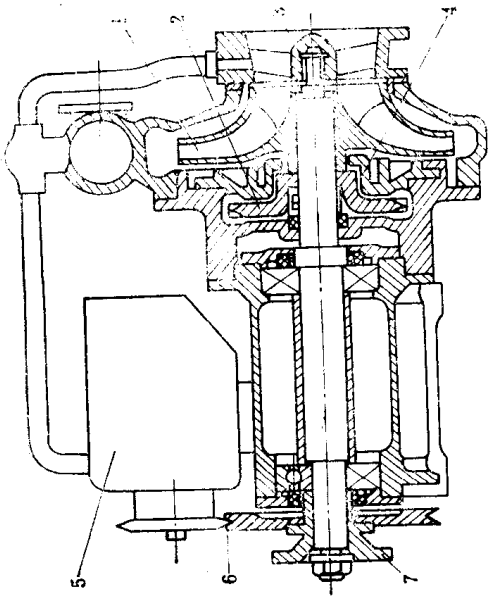


图1-11 GB35型高低压消防泵
 1—离心轮 2—旋涡轮 3—辅助轴承 4—机械密封
 5—真空泵 6—摩擦轮 7—联轴器

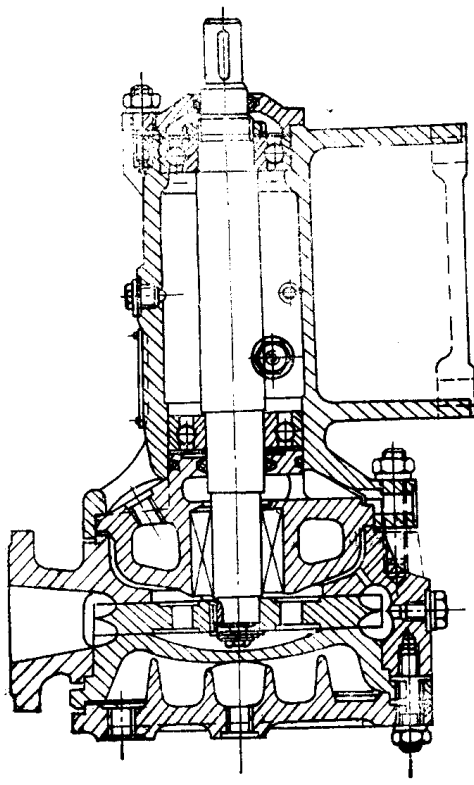


图1-10 WB型保温罩的旋涡泵

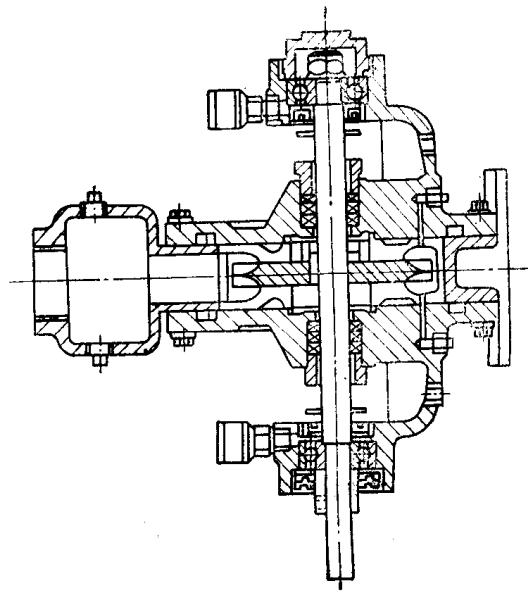


图1-13 排出口突然放大的旋涡泵

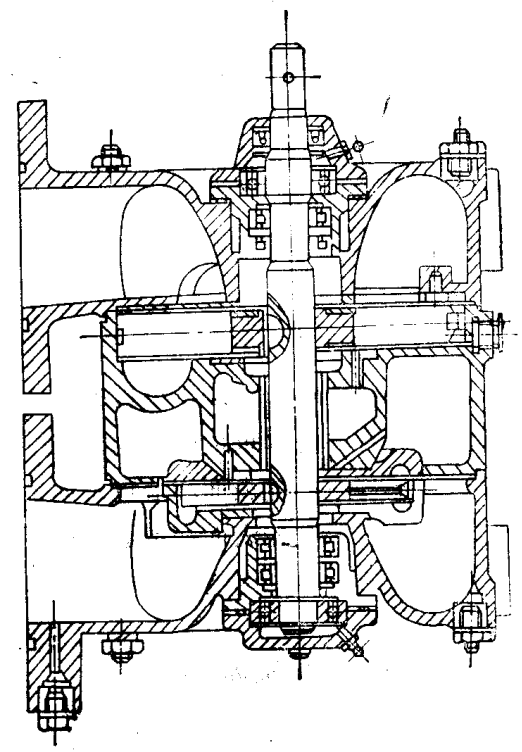


图1-12 CB180型具有单、双侧流道和带自吸级的旋涡泵

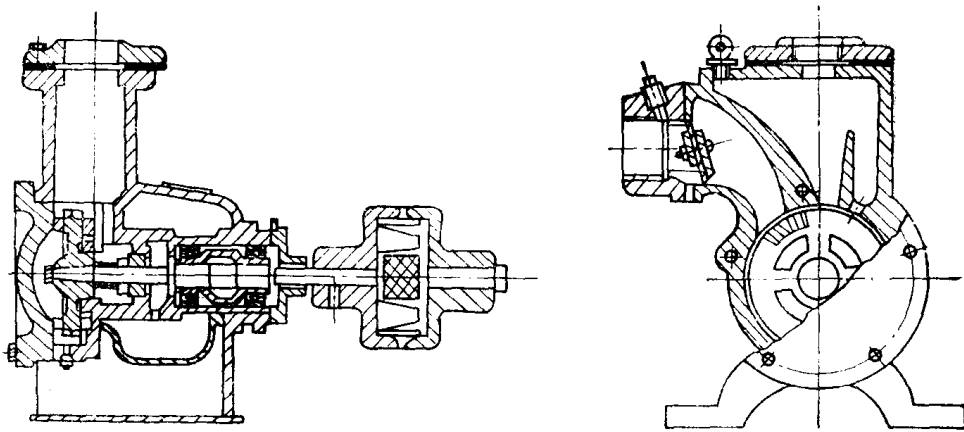


图1-14 CS型带逆止阀的自吸旋涡泵

1. 摩擦紊流原理

摩擦紊流原理认为旋涡泵是由于叶轮外缘布满了由许多形状如叶片所组成的沟槽，在包含流体的流道内运动产生紊流摩擦，使液体发生搅和作用。即通过叶轮粗糙表面与流道内的液体的相对运动，产生摩擦力，从而把原动机的能量传递给流道内的液体。为了验证这一论点，曾对相对粗糙的圆盘，使其在壳体内以一定转速旋转，发现可产生扬程。

基于上述认识，为了易于理解，如图1-15所示简化为直线运动来考虑。图中(1)指吸入口，其压力为 p_1 ，(2)为排出口，其压力为 p_2 ，泵体内的液体流道断面积取为 A 。

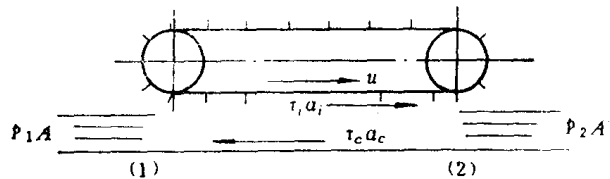


图1-15 按摩擦紊流原理简化的直线运动示意图

用表面很粗糙的皮带来表示叶轮，其速度为 u 。设叶轮拉拽液体的摩擦力为 $\tau_1 a_1$ ，泵体表面阻止液体的摩擦力为 $\tau_c a_c$ ，根据力的平衡可写成

$$p_1 A - p_2 A - \tau_c a_c + \tau_1 a_1 = 0 \quad (1-1)$$

若完全没有泄漏，则单位重量液体所持有的能量差即为扬程。因此全扬程 H 为

$$H = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = \frac{\tau_1 a_1 - \tau_c a_c}{\rho g A} \quad (1-2)$$

式中 v_1 、 v_2 ——吸入口和排出口处液体的流速，此处 $v_1 = v_2$ ；

ρ ——液体单位体积的密度；

τ_1 、 τ_c ——叶轮表面和流道壁面上的摩擦切应力；

a_1 、 a_c ——叶轮表面和流道壁面产生摩擦切应力的有效面积。

叶轮给予液体的功率

$$P = \tau_1 a_1 u$$

式中 u ——叶轮的圆周速度。

考虑切应力的一般形式 $\tau = c\rho \frac{v^2}{2}$ ，可以假设

$$\tau_1 = c_1 \rho (u - q/A)^2 / 2 \quad (1-3)$$

$$\tau_c = c_c \rho (q/A)^2 / 2 \quad (1-4)$$

式中 c_c 、 c_i ——切应力系数；
 q ——流量；
 A ——流道过流断面面积。

从而得到

$$H = \frac{c_i a_i u^2}{2gA} \left[\left(1 - \frac{q}{uA} \right)^2 - \frac{c_c a_c}{c_i a_i} \left(\frac{q}{uA} \right)^2 \right] \quad (1-5)$$

其功率为
$$p = \frac{c_i a_i \rho u^3}{2} \left(1 - \frac{q}{uA} \right)^2 \quad (1-6)$$

效率为
$$\eta = \frac{Hq\rho g}{p} = \frac{q}{uA} \left[1 - \frac{c_c a_c}{c_i a_i} \left(\frac{q/uA}{1 - q/uA} \right)^2 \right] \quad (1-7)$$

从上面两个方程式中可以看出：叶轮对于液体的摩擦切应力 $\tau_i a_i$ 越大，泵体阻止液体的摩擦力 $\tau_c a_c$ 越小，则泵的全扬程越高。 $\tau_i a_i$ 依叶片数及形状等不同。叶轮与液体相对速度越增大，则 $\tau_i a_i$ 值越大。流量若减少，流速即降低，因与以圆周速度 u 运动的叶轮的相对速度相比变大了，所以扬程增高。另一方面 $\tau_c a_c$ 随着与液体的相对速度越增大，其值也变大，因此液体的流速减小后，其与固壁的摩擦力 $\tau_c a_c$ 也变小，而扬程增高。即旋涡泵流量越减小，扬程越增高，而流量越增大，扬程越降低。

2. 动量交换原理

动量交换原理认为泵的抽吸作用主要是由于泵体内的一部分液体从叶轮半径较小处，以较小的角动量进入叶片间流道，在离心力的作用下，在半径较大的叶片处，以较大的角动量进入泵体流道，与流道中的液体发生激烈的碰撞，以进行动量交换，从而保持流道内的压力梯度。这种通过动量交换而传递能量的过程，在整个流道内要重复多次，因此，旋涡泵具有其它叶片泵所不可能达到的高扬程。图1-16为液体在旋涡泵内的运动示意图。

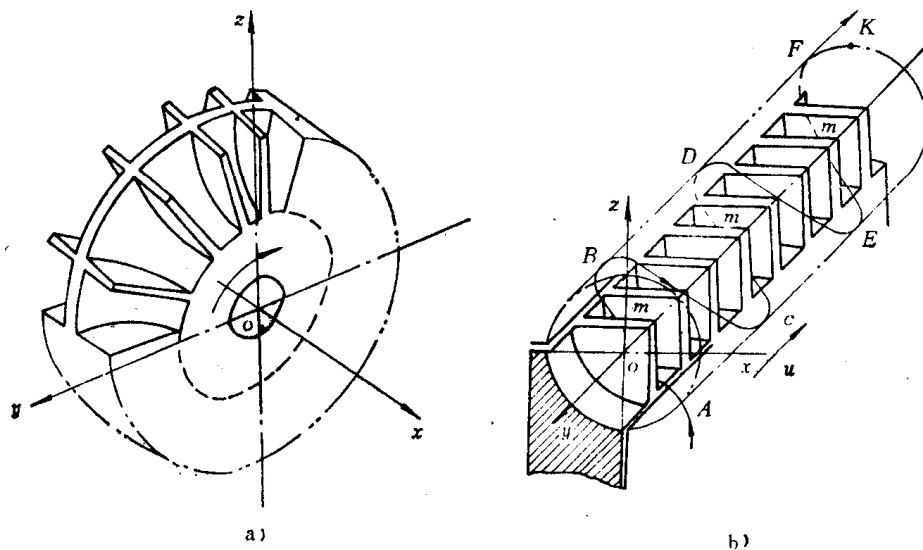


图1-16 液体在旋涡泵内运动的示意图

a) 旋涡泵叶轮 b) 叶片在平面上展开, 旋涡泵流道内液体的运动

根据以上所述，认为当叶轮旋转时，进入叶轮叶片间的液体，受叶片的推动，与叶轮一起运动，因而其圆周分速度可认为与叶轮的圆周速度相等。同时，伴随着圆周运动，总有离

心力产生,离心力的大小与圆周速度的平方成正比。显然,由于叶片间的液体与泵流道内液体的圆周速度不同,作用在泵的流道中液体质点的离心力和作用在叶轮叶片间液体质点的离心力是不同的,所以立轴面内就形成了如图1-17所示的环形运动。其矢量方向垂直于轴面,而指向沿流道的圆周方向。这一环形运动称为纵向旋涡。液体质点在从叶轮叶片间的流道中流出后进入泵的流道中,将一部分动量传递给流道中的液流。这样就给流体一个沿叶轮旋转方向的冲量,同时,有一部分能量较低的液体又进入叶轮。

纵向旋涡的存在是旋涡泵十分重要的现象,也是它区别于其它类型叶片泵工作过程的一个重要原因。

除纵向旋涡传递能量外,在叶轮叶片的进口边部分产生的径向旋涡也传递能量。图1-18为工况接近最优工况时液体流入叶轮时的速度三角形。从图可见,叶片进口部分的冲角很大。因此,这里的液体就产生脱流,脱离叶片表面形成旋涡。这种旋涡的矢量方向与叶片的进口边是平行的,即与叶轮径向方向相平行,所以称为径向旋涡。径向旋涡随时间而增大,周期性的脱离叶片被液流带走。如果这旋涡被液体仍带入叶轮内,则它就不起任何补充传递能量的作用。如果径向旋涡被液流带到流道内,则把自己的一部分动量传给流道内的液体。

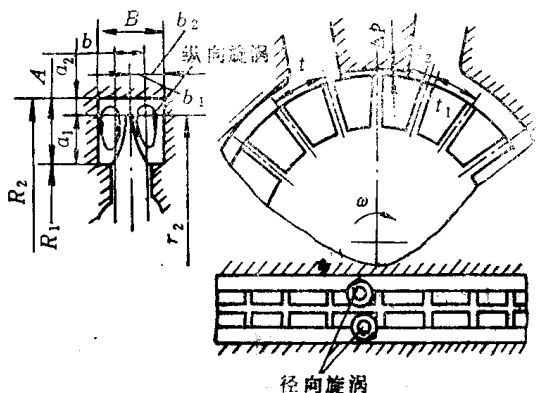


图1-17 纵向旋涡及径向旋涡示意图

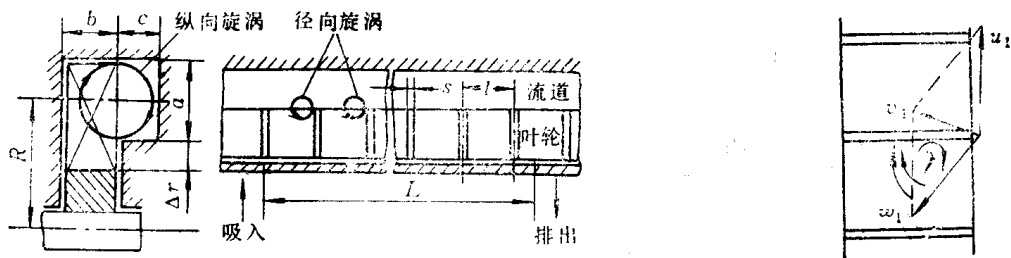


图1-18 带有侧流道的开式旋涡泵的轴截面

旋涡泵工作时所产生的纵向旋涡和径向旋涡是同时作用的。究竟那一种旋涡占优势,取决于叶轮和流道几何尺寸的比例和形状,以及泵的工况。

纵向旋涡的强弱是直接和流道内液体的速度有关,也即直接与流量大小有关。随流量的增加,纵向旋涡减弱,当流道内液体的速度接近于叶轮的圆周速度时,由于离心力相同,不会产生纵向旋涡。而当流量越小,则液体在叶轮内的圆周速度和在流道内的圆周速度差越大,离心力相差也越大,纵向旋涡也越强,泵扬程也就越高。

本章所涉及的内容均根据动量交换原理讲授。

四、泵的能量平衡

图1-19为旋涡泵在工作过程中的能量平衡图。原动机给予泵的功率为 P ,其中一部分消

耗在机械损失上，包括克服轴承的摩擦阻力、圆盘摩擦阻力等等。见图1-19中A。余下的即为叶轮传给液体的水力功率 P_h 。

实验证明，旋涡泵内压力的变化是沿着流道，从吸入口到排出口，按直线规律逐渐增加的如图1-20所示。实验说明了在旋涡泵流道内叶轮与液体之间进行了能量交换，叶轮不断地把能量传给液体，这种能量的传递，按照动量交换原理是依靠旋涡工作过程来实现的，称为旋涡工作过程。在开式旋涡泵中，能量的交换不仅是由于旋涡过程 P_r ，而且还有从吸入口将液体输送到流道中去的叶片进行的能量交换 P_i ，即依靠离心效应传递能量，液体从吸入口较小的半径流到较大的半径处时，叶轮把能量传给液体。在流道内一方面液体得到能量，另一方面又有水力损失。流道内的水力损失可以分为二种，一种是液体在流道中流动，克服摩擦阻力所引起的水力损失，另一种是依靠旋涡工作过程传递能量时引起的水力损失，称之为旋涡工作过程的水力损失。除去上述两种水力损失外，在旋涡泵中液体从吸入口进入流道和从流道进入排出口时也有水力损失，称之为进、出口水力损失。旋涡泵中的容积损失由两部分组成：一种是流过泵壳与叶轮端面之间的轴向泄漏损失，一种是流过隔板端面间隙和圆周方向径向间隙的泄漏损失（见图1-21）。

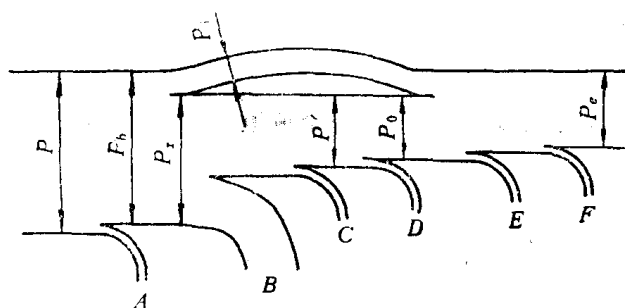


图1-19 旋涡泵能量平衡

A—机械损失 B—旋涡工作过程水力损失 C—流道密封容积损失 D—流道中水力损失 E—进、出口损失 F—联接密封处的容积损失

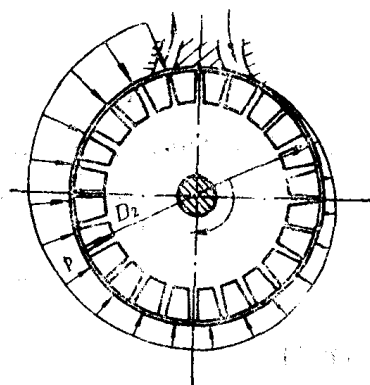


图1-20 旋涡泵内压力沿流道的变化

为了确定旋涡工作过程的水力功率，下面研究一下液体在流道中力矩的平衡。图1-22表示与泵轴同心的圆柱形流道截面的展开图。 p_1 和 p_2 为作用于流道进口断面处与出口断面处液体上的压力；叶轮作用在液体上的力为 F_k ，摩擦力的圆周方向分力为 F_u ，相对于泵轴的力矩平衡公式为

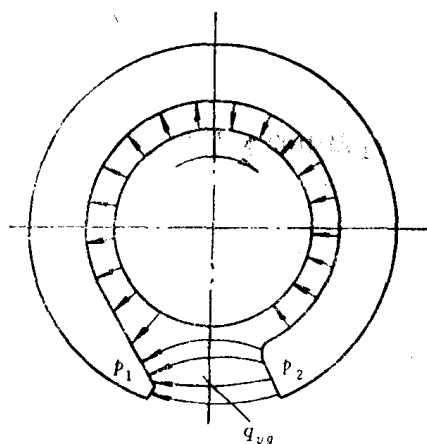


图1-21 泄漏流示意图

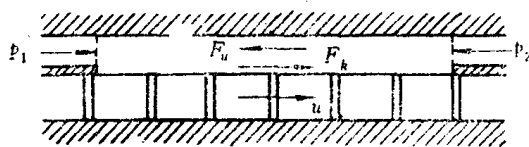


图1-22 作用在流道中液体上的力

$$(p_2 - p_1 + F_w) R_{c_g} = M_k \quad (1-8)$$

式中 R_{c_g} ——流道断面重心的半径；

M_k ——力 F_k 所形成的力矩。

公式两端均乘以角速度 ω 则得到

$$\left(p_2 - p_1 + \frac{F_w}{A}\right) A u_{c_g} = P_k \quad (1-9)$$

式中 p_2, p_1 ——分别为流道两端排出口和吸入口的压力；

u_{c_g} ——叶轮在流道重心处的圆周速度；

A ——流道截面面积。

流道中的水力损失可用流道中的水力效率来衡量

$$\eta_{h,k} = \frac{P_{k,k}}{P'} \quad (1-10)$$

旋涡工作过程传给液体的有效扬程 $\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ 是传给流道中的液体的，流过流道的液体流量为 $q_k = q + \Delta q_{v,k}$ （流量 q_k 是液体经过开始或终止的流道断面的）。从这里可以得到旋涡工作过程的有效功率

$$P_{k,k} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \rho g q_k = (p_2 - p_1) q_k \quad (1-11)$$

由旋涡工作过程传给液体的全扬程要比有效扬程高，高出一个流道内的水力损失（流道壁上引起的摩擦力 F_w ） $h_d = \frac{F_w}{A}$ ，故功率 P' 应为

$$P' = \left(p_2 - p_1 + \frac{F_w}{A}\right) q_k \quad (1-12)$$

于是可以得到

$$\eta_{h,k} = \frac{p_2 - p_1}{p_2 - p_1 + \frac{F_w}{A}} \quad (1-13)$$

从此求得

$$p_2 - p_1 + \frac{F_w}{A} = \frac{p_2 - p_1}{\eta_{h,k}} \quad (1-14)$$

代入式 (1-9) 中得到

$$P_k = \frac{A u (p_2 - p_1)}{\eta_{h,k}} \quad (1-15)$$

流道密封处的容积损失用容积效率 η_v 来衡量。旋涡工作过程中的水力损失用旋涡工作过程的水力效率 $\eta_{h,k}$ 来衡量。考虑式 (1-9) 和 (1-12)

$$\eta_{h,k} \eta_v = \frac{P'}{P_k} = \frac{q_k}{A u} \quad (1-16)$$

因为

$$q_k = q / \eta_v$$

式中 η_v ——泵的容积效率，衡量从隔板密封处的泄漏损失。

$$\eta_v \eta_v \eta_{h,k} = \frac{q}{A u} \quad (1-17)$$

说明当 $q = A u$ 时，旋涡泵的理论扬程等于零。

五、旋涡泵基本方程式

为了求出旋涡工作过程传递给液体的扬程，应用位于叶轮里面的液体的动量矩方程式。根据这个方程式，在单位时间内流进与流出所研究的过水断面的液体的动量矩的总和等于作用在该液体上的外力矩。单位时间内从叶轮中的微小面积流出的液体的动量矩（见图1-23）等于

$$dL = d_m v_u R = v_u R \rho V_m \sin \theta da R d\varphi$$

单位时间内从叶轮 φ_0 角范围内流出的液体的动量矩总和为

$$L = \int_{\varphi=0}^{\varphi_0} \int_{a=0}^{a=A} \rho v_u v_m R^2 \sin \theta da d\varphi \quad (1-18)$$

式中 v_u 、 v_m ——为流经叶轮叶片进出口边的液体的圆周分速度和轴面分速度；

d_m ——单位时间内经过微元面积从叶轮流出的液体质量；

da ——流经叶轮叶片边出口边微元长度的轴面投影；

θ ——轴面液流流线与叶片边的夹角，多数情况： $\theta \approx 90^\circ$ ；

φ ——本轴截面与流道开始处的夹角。

这个动量矩的总和等于叶轮叶片作用于叶轮内部的液体上的力矩 M_k 。根据式(1-9)得

$$M_k = \left(p_2 - p_1 + \frac{F_u}{A} \right) AR_{c\theta} \quad (1-19)$$

考虑到 $\left(p_2 - p_1 + \frac{F_u}{A} \right) \rho g = H_{T.k}$ ，是旋涡工作过程的理论扬程，得到

$$M_k = \rho g H_{T.k} AR_{c\theta} = L \quad (1-20)$$

从这里

$$H_{T.k} = \frac{1}{AR_{c\theta} g} \int_{\varphi=0}^{\varphi_0} \int_{a=0}^{a=A} v_u v_m R^2 \sin \theta da d\varphi \quad (1-21)$$

假若液体沿圆周速度变化很小，则

$$H_{T.k} = \frac{\varphi_0}{AR_{c\theta} g} \int_{a=0}^{a=A} v_u v_m R^2 \sin \theta da \quad (1-22)$$

要解此方程式，必须知道叶轮叶片进、出口速度 v_u 和 v_m 的值。假设流束之间不存在互相作用的力，则叶轮出口处液体的圆周分速度 v_{u2} 可以从考虑有限叶片数影响的速度三角形求出。这样，设叶片出口边与圆周方向夹角 $\beta_2 = 90^\circ$ 和叶片数非常多，则 $v_{u2} = R_2 \omega$ 。为了决定进口圆周分速度 v_{u1} ，可以采用近似法，即流道中平均圆周分速度在所有的流束中都一样，并等于 $q_{k.t.h}/A$ ， $q_{k.t.h}$ 为液体在流道中的平均（计算）流量（由于泄漏，流道的不同断面流量不同）。可以表明，在流束没有相互作用下，流道中沿流线的轴面投影圆周分速度 v_u 的变化规律接近于线性。这样得到

$$\frac{v_{u2} + v_{u1}}{2} = \frac{q_{k.t.h}}{A} \quad (1-23)$$

$$v_{u1} = 2 \frac{q_{k.t.h}}{A} - v_{u2} \quad (1-24)$$

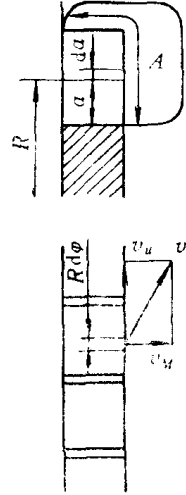


图1-23 液体的动量矩

用上述方法绘制的侧流道型式系的沿叶片外缘周边 v_u 变化的曲线图1-24b与由试验得到的 v_u 分布曲线图1-24a有很大的差别。其原因在于液体质点在流道中强烈的移动引起了沿叶片周边液体的 v_m 和 v_u 的分布与流道中速度 v_u 沿流线的明显的变化。这就给确定沿叶片周边上速度 v_u 和 v_m 的分布带来困难,迫使在计算中引进一系列的假设。其计算也是较繁的。最有效的简化计算方式是取包含计算流束在内的纵向旋涡的流层,因为纵向旋涡的外层流束给出的扬程最大。

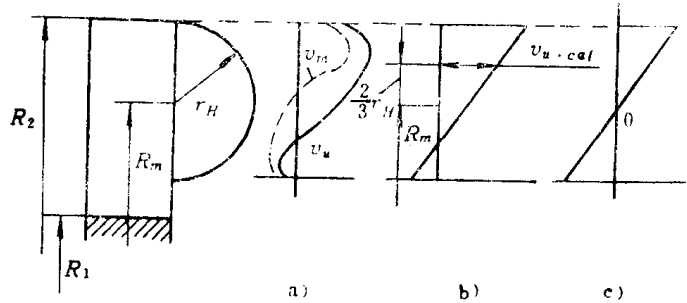


图1-24 用实验方法得到的流道中速度 v_u 及 v_m 的分布
a) 实验所得的速度分布图 b) 计算用 v_u 的分布图 c) 计算用 v_m 的分布图

为了计算一个流层,从式(1-22)可以得到

$$H_{T,k} = \frac{\varphi_0}{df R_c g} (v_{u2} v_{m2} R_2^2 da_2 \sin \theta_2 - v_{u1} v_{m1} R_1^2 da_1 \sin \theta_1) \quad (1-25)$$

式中 df ——流道中计算流束轴截面面积。

根据轴截面液流流量连续性方程

$$dq_m = \varphi_0 R_2 da_2 \sin \theta_2 v_{m2} = \varphi_0 R_1 da_1 \sin \theta_1 v_{m1} \quad (1-26)$$

这样

$$H_{T,k} = \frac{1}{R_c g} \frac{dq_m}{df} (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1) \quad (1-27)$$

上式右面乘和除以叶轮的旋转角速度 ω ,则得到

$$H_{T,k} = \frac{1}{u g} \frac{dq_m}{df} (v_{u2} u_2 - v_{u1} u_1) \quad (1-28)$$

这里的 u_2 和 u_1 表示计算流束在进、出口半径处叶轮的圆周速度。

关于旋涡泵的理论计算方法,目前在文献中发表了多种形式。由于旋涡泵存在着多种流道和叶轮的形式,给设计计算带来了很大困难,往往一种计算方法只针对某一种型式的泵在作了一定的假设和简化后推导出来的,因此计算方法只能对一定形状的流道和叶轮的旋涡泵具有一定的精度,而对其它形式的流道和叶轮,由于推导方程时所作的假设和简化及经验系数的不相适应,使其精度受到很大影响。特别是当直接应用到工程实际中去时,仍有很大困难。

第二节 旋涡泵的经验统计计算方法

一、旋涡泵的相似换算法

模型换算的方法在旋涡泵的设计计算中是一种既简便而又较准确的方法。试验证明,旋涡泵在抽送液体时和离心泵一样,也可以应用相似定律。比转速 n_s 就是旋涡泵工作状况的相似准则之一

$$n_s = \frac{3.65 n \sqrt{q}}{H^{3/4}} \quad (1-29)$$