

舰船辅助机械

吴志明 罗军 编

海军工程学院

一九九四年十一月

舰船辅助机械

吴志明 罗 军 编

海 军 工 程 学 院

一九九四年十一月

舰船辅助机械
吴志明 罗军 编

海军工程学院教材处 出版
海军工程学院印刷厂 印刷

787×1092毫米·1/16开本·32.625印张·801千字·2插页
94年11月第1版第1次印刷 印数 1-300册
院内统一书号 94206.27 定价 35.9元

前 言

本书是在原《舰艇辅助机械》教材的基础上改编而成。与原教材相比,在保证重点介绍主要辅机的结构、原理、使用管理的基础上,适当增加了应用基础理论分析、各种辅机性能特点的内容,并且注意了知识的更新,增添了部分舰艇辅机新装备的知识,使教材在内容的完整性、系统性和理论联系实际方面都有所提高。可作为机电管理专业不同层次学员的学习使用。

本书共六篇十九章。内容包括各种泵,舰用空压机,舰船制冷空调装置,舰船液压传动,造水机,辅助锅炉,净油机及舰船防污染装置。其中第一、二、三、四、五、六、七、八、十四、十五章,由吴志明同志编写;第九、十、十一、十二、十三、十六、十七、十八、十九章,由罗军同志编写,最后由宛克相同志审查定稿。

由于编者专业水平有限,掌握的资料不全,编写时间又紧,因此,书中难免有不妥之处,真诚希望使用本教材的同志提出宝贵意见。

编 者

1994. 9. 20

目 录

第一篇 泵

第一章 泵的概念	(1)
第一节 泵的功用及分类	(1)
第二节 泵的性能参数	(1)
第二章 离心泵	(3)
第一节 离心泵的基本组成和能量方程式	(3)
第二节 离心泵的能量损失和效率	(9)
第三节 离心泵的轴向力、径向力及其平衡措施	(11)
第四节 离心泵阻漏装置	(15)
第五节 离心泵的定速特性曲线与排量、扬程估算	(17)
第六节 离心泵的排量及其调节	(20)
第七节 离心泵的汽蚀	(23)
第八节 离心泵实例	(26)
第九节 离心泵的使用管理、故障分析及维修	(30)
第三章 旋涡泵	(34)
第一节 旋涡泵的工作原理和性能特点	(34)
第二节 旋涡泵的典型结构	(36)
第三节 旋涡泵的管理与维修	(39)
第四章 齿轮泵	(41)
第一节 齿轮泵的基本结构及工作原理	(41)
第二节 齿轮泵的困油现象	(42)
第三节 齿轮泵的径向力	(43)
第四节 齿轮泵的排量和特性	(44)
第五节 齿轮泵的典型结构	(45)
第六节 齿轮泵的管理	(52)
第五章 螺杆泵	(54)
第一节 螺杆泵的基本工作原理	(54)
第二节 螺杆泵的类型和结构	(56)
第三节 螺杆泵的性能	(59)
第四节 作用在螺杆上的力	(61)
第五节 螺杆泵的管理与故障分析	(63)

第六章 往复泵	(65)
第一节 往复泵的基本组成和工作原理	(65)
第二节 往复泵的排量和排送曲线	(66)
第三节 往复泵的吸入过程和排出过程	(69)
第四节 往复泵的能量损失及效率	(72)
第五节 电动往复泵构造	(74)
第六节 电动往复泵的管理及故障分析	(79)
第七章 叶片泵	(82)
第一节 单作用叶片泵	(82)
第二节 双作用叶片泵	(84)
第三节 叶片泵的管理与维修	(88)
第八章 喷射泵	(89)
第一节 水射水泵的基本结构和工作原理	(89)
第二节 水射水泵的性能	(91)
第三节 其它喷射泵	(94)

第二篇 往复空气压缩机

第九章 电动往复空气压缩机	(97)
第一节 往复空气压缩机的基本结构和工作原理	(97)
第二节 往复空气压缩机的排量	(99)
第三节 多级压缩与中间冷却	(104)
第四节 影响往复压缩机可靠工作的因素	(107)
第五节 气阀故障的判别方法	(108)
第六节 往复压缩机的排量调节和轻载启动装置	(109)
第七节 电动往复空气压缩机实例	(113)
第八节 电动往复空气压缩机的管理要点	(127)
第十章 64—115 自由活塞式柴油空气压缩机	(129)
第一节 工作原理和性能	(129)
第二节 主要零部件构造	(133)
第三节 燃油系统	(137)
第四节 冷却系统	(142)
第五节 润滑系统	(143)
第六节 启动系统、启动操作和管理	(144)
第七节 取气系统	(148)
第八节 性能参数变化关系和性能曲线	(148)
第九节 几点故障	(150)

第三篇 冷藏与空气调节

第十一章 冷藏装置.....	(152)
概述.....	(152)
第一节 冷藏装置的工作原理.....	(153)
第二节 制冷装置的制冷量.....	(163)
第三节 制冷剂与冷冻机润滑油.....	(175)
第四节 冷藏装置的结构及附属设备.....	(183)
第五节 冷藏装置的自动化.....	(197)
第六节 冷藏装置的管理.....	(218)
第十二章 空气调节装置.....	(232)
概述.....	(232)
第一节 湿空气性质.....	(232)
第二节 热湿平衡及空气实际处理过程.....	(244)
第三节 舰船空气调节装置.....	(251)
第四节 舰船空调装置实例.....	(260)
第五节 空调装置的使用.....	(277)
第十三章 电冰箱与小型空调器.....	(279)
第一节 电冰箱的种类.....	(279)
第二节 箱体.....	(281)
第三节 压缩式电冰箱的制冷系统.....	(282)
第四节 压缩式电冰箱的自动控制系统.....	(289)
第五节 电冰箱的使用和维护保养.....	(299)
第六节 窗式空调器.....	(300)
第七节 柜式空调器.....	(302)

第四篇 舰艇液压传动装置

第十四章 液压传动的基本知识.....	(311)
第一节 液压传动的应用及特点.....	(311)
第二节 液压系统的组成.....	(312)
第三节 液压系统的分类.....	(312)
第四节 液压油.....	(313)
第五节 液压传动的基本理论.....	(320)
第六节 液压油泵.....	(343)
第七节 油缸与油马达.....	(354)
第八节 液压控制阀.....	(370)
第九节 辅助元件.....	(390)

第十五章 舰艇液压传动装置.....	(404)
第一节 液压舵机.....	(404)
第二节 液压起锚机.....	(418)
第三节 液压消摆装置.....	(422)
第四节 舰艇液压传动系统的使用管理和故障分析.....	(435)

第五篇 辅助锅炉和造水装置

第十六章 辅助锅炉.....	(446)
第一节 本体结构和工作原理.....	(446)
第二节 燃烧器和燃油系统.....	(450)
第三节 自动控制.....	(455)
第四节 管理和维护保养.....	(460)
第十七章 造水装置.....	(463)
第一节 造水装置概述.....	(463)
第二节 5吨/天真空造水装置的构造和工作原理.....	(464)
第三节 真空造水装置水质水量的保证.....	(476)
第四节 水垢.....	(481)
第五节 真空造水装置的管理.....	(483)
第六节 ZSP-5型真空造水装置.....	(487)

第六篇 离心净油机及舰船防污染装置

第十八章 离心净油机.....	(498)
第一节 离心净油机的工作原理和分离因素.....	(498)
第二节 离心净油机构造.....	(502)
第三节 离心净油机的使用和管理.....	(507)
第十九章 舰船防污染装置.....	(508)
第一节 油污水处理装置.....	(508)
第二节 生活污水及粪便处理装置.....	(510)

第一篇 泵

第一章 泵的概述

第一节 泵的功用及分类

在舰船上有许多泵,它们的作用就是输送液体。如主机所需的燃油、滑油、冷却水,锅炉所需的燃油和补给水;生活上所需的饮水和卫生水;压载所需的压载水;消防所需的消防水及排除舱底污水等等,都是由泵来输送的。因此,泵在舰船机械中是一种很重要的辅助机械,在保证舰船安全航行,舰员的生活以及充分发挥主动力装置和舰艇战术技术性能方面起到重要作用。

舰船上泵的类型很多,其分类的办法也有多种。有的按原动力分,有的按安装形式分,有的按用途分。而使用最为普遍的是按工作原理分。

1. 转动能泵:它是利用转动叶轮的叶片对液体作功,把机械能传给液体,使液体获得能量,从而达到输送液体的目的。这类泵主要有离心泵、旋涡泵、轴流泵等。
2. 容积泵:它是利用泵工作部件的运动(如活塞缸中的活塞)造成密封容积的变化,使液体的能量得以提高,从而达到排送液体的目的。这类泵有往复泵、齿轮泵、螺杆泵、叶片泵等。
3. 喷射泵:它是通过喷射高速的工作流体来吸引周围流体,并进行能量交换,把工作流体的能量传给被输送的流体,从而达到排送液体的目的。这类泵有水喷射泵和气喷射泵。

第二节 泵的性能参数

为了表明泵的工作性能,以便选用和衡量泵的工作好坏,通常在泵的铭牌上都标有排量、压头、转速、功率与效率等参数。

1. 排量:指泵单位时间内所输送的液体量。它有重量排量和容积排量之分。容积排量用 Q 表示,单位是米³/时,或升/分;重量排量用 G 表示,单位是吨/时。它们之间的关系是:

$$G = \gamma Q \quad \text{吨/时}$$

式中: γ ——流体的比重,吨/米³;

Q ——容积排量,米³/小时。

泵铭牌上所标的排量指额定工况下的排量。

2. 扬程:指单位重量的液体经过泵后所提高的能量,它用 H 表示,单位为牛·米/牛或米。

根据定义,从图 1-1 可看出:

$$\begin{aligned}
 H &= H_2 - H_1 \\
 &= \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 \right) \\
 &= \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) \quad (\text{米})
 \end{aligned}
 \tag{1-1}$$

式中： p_2, p_1 ——泵吸排口压力，帕；

v_2, v_1 ——泵吸排口液体的流速，米/秒；

Z_2, Z_1 ——泵吸排口液体的位头，米；

g ——重力加速度， $g = \frac{\gamma}{\rho}$ ，9.8 米/秒²；

ρ ——液体的密度，千克/米³。

由于泵吸排口径基本相同，流速 v_2, v_1 比较接近，而进出口位头差又很小，故扬程的近似表达式为：

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho} \quad \text{米}$$

扬程的物理意义是指每牛顿液体获得 1 牛顿·米的机械能，而 1 牛顿·米的机械能恰好使 1 牛顿的液体克服重力提升 1 米的高度。

泵铭牌上所标的扬程是额定工况下所产生的扬程，而不是它的使用扬程。

3. 功率

泵的功率有输出功率和输入功率之分，所谓输出功率是指单位时间泵传给液体的能量，用 N_e 表示。根据定义：

$$N_e = GH = \rho \cdot Q \cdot H / 1000 \quad \text{千瓦}$$

输入功率也称轴功率，用 N 表示。由于泵在实际工作中存在能量损失，所以泵的有效功率（输出功率） N_e 总是小于轴功率，总的能量损失可用效率 η 来衡量。即：

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

4. 转速

对于回转泵来说是指泵轴每分钟的回转数用 n 表示，单位转/分；

对于往复泵是指每分钟的双行程数。

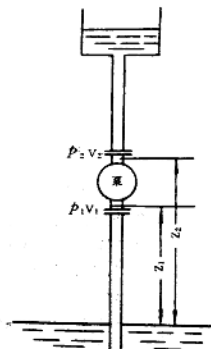


图 1-1 泵装置简图

第二章 离心泵

离心泵是转动泵中的一种。在舰船上主要用作循环水泵、冷却水泵、压舱水泵、舱底水泵、消防水泵、锅炉给水泵以及蒸汽舰船上的给水泵、凝水泵等。它的特点是结构简单、重量轻、排量均匀、能和高速原机直接相联，管理和维修也较简便。

第一节 离心泵的基本组成和能量方程式

一、离心泵的基本组成和工作原理

图 2-1 所示是一个离心泵纵剖面图，图 2-2 是离心泵装置简图，从图示知离心泵主要由叶轮、泵体、泵盖、泵轴、密封环、填料函及轴承等组成。叶轮由键及螺母固定在泵轴上，泵轴装在滚珠轴承上并由电动机通过联轴器直接传动。当离心泵的泵体、叶轮和吸入管都充满液体后，原机带动叶轮高速旋转时，叶轮内的液体受叶片的作用而跟着一齐旋转，在离心力的作用下提高了能量，并被甩向四周，叶轮中心的压力因液体往外运动而降低，而吸入管内的液体在液面大气压的作用下流入叶轮，填充叶轮中心部位处的低压区。当原机不停地带动泵旋转时，泵则不停地吸排液体。

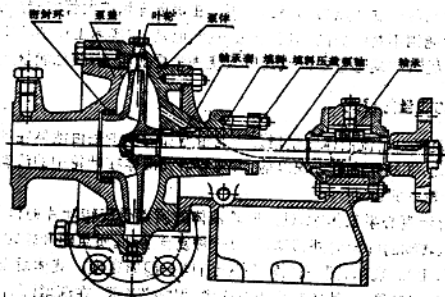


图 2-1 2BA-4 离心泵纵剖面图

液体从叶轮进口到出口，主要由于离心力的作用，使压力得到提高，液体由高速转动的叶轮内甩出时具有很高的速度，反映出液体的动能也得到了提高。因此，叶轮的功用是把原机的机械能转变为液体的能量，是离心泵中提高液体能量的唯一工作部件。

离开叶轮的液体是均匀地向四周甩出去的，这就要靠外壳去收集。外壳形如蜗壳，因此又称蜗形管。为适应收集液体的需要，蜗壳内液体流道的截面积做成沿叶轮旋转方向逐渐扩大

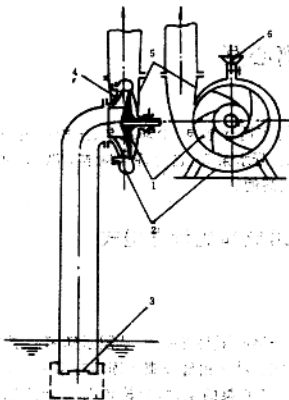


图 2-2 离心泵装置简图

1. 叶轮; 2. 泵壳; 3. 止回阀;
4. 泵管; 5. 蜗形管; 6. 出水扩大大管

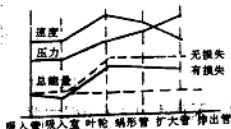


图 2-3 离心泵中压力速度变化情况的

的。当叶轮中甩出的液体流过蜗形管时，其速度是降低的，即有部分动能转化为压力能。因此，蜗形管的作用一是收集液体，二是降速转能，三是根据蜗形管的形状可以判别叶轮的转向。

液体从蜗形管流出后其速度仍高于离心泵排出管中要求的数值，所以在蜗壳后一般还有一段直的扩大大管，以进一步降低流速，把液体的部分动能又转化为压能。

液体在离心泵中压力和速度的变化情况如图 2-3 所示，从泵进口到叶轮进口为吸入室，若不考虑流动过程中的损失及流

道截面的变化，在吸入室内速度不变，压力也不变。由于叶轮是提高液体能量的唯一工作部件，因此，液体流过叶轮时速度和压力都得到提高。在蜗形管和扩大大管的转能装置中，液体的速度不断下降，而压力能则不断的提高，但总能量不变。但是，在实际工作中液体在流过各个部件时是有能量损失的，尤其在蜗形管中因流速较大使损失更加明显，故总能量是有所下降。

二、离心泵的能量方程式

转动的叶轮使泵内过流液体能量增加。能量增加的多少是由液体在叶轮里流速和流向的变化决定的。因此，在推导能量方程以前，首先要研究液体在叶轮中的流动规律。

1. 液体在叶轮中的运动

如图 2-4 所示离心泵工作时，进入叶轮液体的质点受旋转叶片的作用，一方面随叶轮一起转动，同时又从转动的叶轮向外移动，构成一种复合运动。质点随叶轮转动为圆周运动，其速度称为圆周速度，用“ u ”表示，同一圆周半径上有同一圆周速度。液体质点从旋转的叶轮叶道里自内向外移动为相对移动，其速度为相对速度，用“ w ”表示。在渐增圆周半径的叶道里，液流相对速度因叶道渐扩而减小。液体质点对于静止的泵壳而言为绝对运动，其速度为绝对速度，用“ c ”表示。从运动学中知道，“物质运动的绝对速度等于其相对速度与其牵连速度（此处为液体质点的圆周速度）的矢量和”。它们构成一个速度三角形或平行四边形，其表达式为：

$$c = w + u$$

根据这一关系，只要知道其中任意两个速度的矢量，便可以求出第三个速度的矢量（每个矢量又可分解成为径向和圆周上矢量），由这个速度矢量组成的三角形（或平行四边形）称之为速度三角形，作出叶道中任意质点的速度三角形，便能知道其所在时间与空间的能量参数。

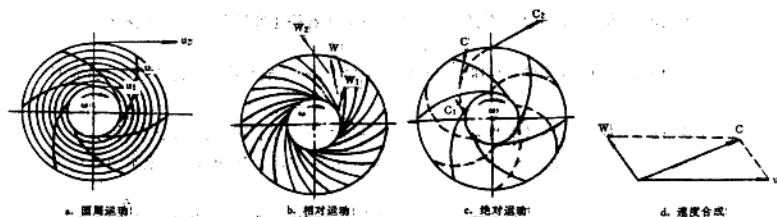


图 2-4 叶轮中液体的流动

研究离心泵叶轮中液流运动规律时,最有用的是液体质点在叶轮进口和出口处的运动参数。因此,下面重点讨论叶轮进出口液体质点的运动情况。

由图 2-5 所示,在叶轮进口处,液体尚未得到叶片作用,液体以绝对速度 c_1 进入叶轮,该处圆周速度为 u_1 ,按 $\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1$ 关系可作出叶轮进口速度三角形,其中

$$u_1 = R_1 \cdot \omega = \frac{2\pi R_1 n}{60}$$

式中: R_1 ——叶轮进口处半径;

n ——叶轮转速;

ω ——叶轮转动角速度。

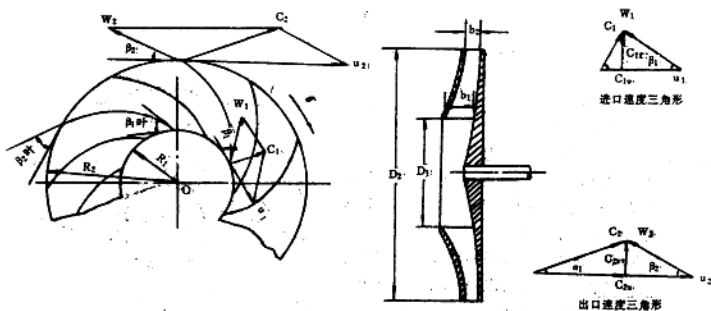


图 2-5 叶轮进出口速度图

c_1 可分解为径向方向分速度 c_{1r} 和圆周方向分速度 $c_{1\theta}$, $c_{1\theta}$ 的大小取决于叶轮进口结构形状,多数离心泵进口是直形管,液体不会在进叶轮前产生旋转,即 $c_{1\theta} = 0, c_1 = c_{1r}$, 而

$$c_{1r} = \frac{Q_1}{2\pi R_1 b_1}$$

式中: Q_1 ——泵进口处流量;

b_1 ——叶轮进口处流道宽度。

根据矢量合成, $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$, 就可算出叶轮进口液体质点的速度三角形。 β_1 为液体的进口角。

为了避免液体在进入叶轮时冲击叶片, 叶片进口角 β_{1n} 应做成与液体的进口角 β_1 基本一致(即与 \vec{w}_1 的方向一致)。

在叶轮出口处, 叶轮的圆周速度 $u_2 = R_2 \omega$, 液体沿叶片方向以相对速度 \vec{w}_2 流出叶轮, 相对速度 \vec{w}_2 与圆周切线的夹角 β_2 称为液体离角, 液体离角 β_2 与叶片离角 β_{2n} 可粗略的看成一致。

根据流量公式可知, $c_{2r} = \frac{Q_2}{2\pi R_2 b_2}$, 而 $c_{2v} = w_{2v}$, 同时又知道 β_2 和 u_2 , 根据平行四边形法则, 就可以作出叶轮出口速度三角形了。

式中: Q_2 ——叶轮出口流量, 它和 Q_1 相等,

b_2 ——叶轮出口流道宽度。

显然, 从进出口速度三角形比较可以看出, 各个对应速度的参数量都不相同。一般都是 $u_2 > u_1, c_2 > c_1, w_2 < w_1$, 这些就说明液体从叶轮的作功中产生了能量变化。

2. 离心泵的能量方程式

因为离心泵内液体的能量是在叶轮中增加的, 所以要从研究高速旋转的叶轮对液体作功下手, 研究离心泵内液体能量增加情况。

设叶轮对液体的作用力矩为 M 牛·米, 叶轮转动的角速度为 ω 1/秒, 则叶轮传给液体的功率为 $M \cdot \omega$ 牛顿·米/秒。

设叶轮的排量 Q , 扬程 H , 液体的重度 γ , 则液体由叶轮获得的功率为 $\gamma \cdot H \cdot Q$ 。

若机械能变为液体能量过程中没有损失, 根据能量守恒定律, 叶轮加给液体的能量等于液体获得的能量, 即:

$$\gamma \cdot Q \cdot H = M \cdot \omega \quad (2-1)$$

式中, γ, ω , 已知, Q 可测量, 因此, 只要知道 M , 就可求出 H , 而 M 可根据动量矩定理可求出。

理论力学质点系对于定轴的动量矩定理指出: 质点系对于某一轴线的动量矩对时间的变化率, 等于作用于该质点系的外力矩。

取由叶轮进口到叶轮出口间的液体为研究质点系, 它受叶片对它的作用力矩 M 的作用(图 2-6 所示), 若质点系对圆心 O 点的动量矩 L , 由动量矩可知:

$$M = \frac{dL}{dt}$$

设在某时刻 t 质点系占据由半径 R_1 到 R_2 的位置, 经过瞬时 dt 后, 质点系运动到 R'_1 到 R'_2 间位置。用

L_{R_1, R_2} 表示位于半径 R_1 到 R_2 间的质点系的动量矩, 用 $L_{R'_1, R'_2}$ 表示位于半径 R'_1 到 R'_2 间的质点系的动量矩, 那么 dt 时间内质点系动量矩的增量 dL 为:

$$dL = L_{R'_1, R'_2} - L_{R_1, R_2}$$

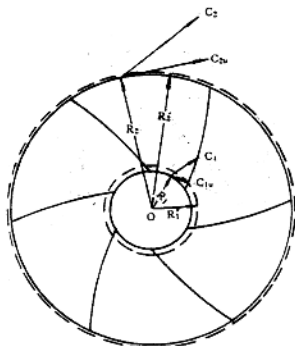


图 2-6 叶轮进出口动量矩分析图

$$\begin{aligned}
 &= (L_{R_2 R_2} + L_{R_2 R_1}) - (L_{R_1 R_1} + L_{R_1 R_2}) \\
 &= L_{R_2 R_2} - L_{R_1 R_1}
 \end{aligned}$$

根据质量守恒定律,位于半径 R_1 与 R_2 间的液体质量等于位于半径 R_2 到 R_1 间的液体质量,并等于 dt 时间内流出叶轮液体的质量 dm 。若泵的理论排量为 Q ,液体的重度 γ ,则 dt 时间内流出叶轮的质量 dm :

$$dm = \frac{\gamma Q}{g} dt = \rho Q dt$$

所以

$$L_{R_2 R_2} = dm R_2 c_{2u} = \frac{\gamma Q}{g} dt R_2 c_{2u}$$

$$L_{R_1 R_1} = dm R_1 c_{1u} = \frac{\gamma Q}{g} dt R_1 c_{1u}$$

$$\frac{dL}{dt} = \frac{L_{R_2 R_2} - L_{R_1 R_1}}{dt} = \frac{\gamma Q}{g} (R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}) = M \quad (2-2)$$

将此式代入(2-1)式得:

$$\gamma \cdot Q \cdot H_t = \frac{\gamma Q}{g} (R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}) \omega$$

以 $u_2 = R_2 \omega, u_1 = R_1 \omega$ 代入上式,消去 γQ 后,使得:

$$H_t = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad \text{米} \quad (2-3)$$

这就是离心系的基本能量方程式(或离心泵能量方程式)。此式是由著名科学家欧拉在1754年所推导出来的,所以又称欧拉方程式。欧拉方程式不仅在理论上确定了流体速度参数与其在叶轮中获得能量的基本关系,而且指出了如何去获得高扬程的途径,所以迄今为止仍作为研究离心泵等叶片机械中理论问题的基础。

由离心泵基本能量方程式,根据出口速度三角形,利用余弦定理,就可推导出基本方程式的第二形式:

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2$$

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1$$

因为

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$$

所以

$$2u_2 c_{2u} = u_2^2 + c_2^2 - w_2^2$$

$$2u_1 c_{1u} = u_1^2 + c_1^2 - w_1^2$$

以上代入(2-3)式,经整理后得:

$$H_t = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \quad (2-4)$$

这是离心泵基本方程式的第二种形式。从此式不仅可以看出能量和各运动参数之间的关系,而且还告诉能量是由哪几部分组成的。

式中,第一项 $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ 代表一千克液体因离心力作用而产生的静压头;第二项 $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$, 代表一千克液体因叶道截面变化引起相对速度改变而产生的静压头,而第三项 $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ 则代表一千克液体流经叶道时,因绝对速度增高而增加的动压头。

由上分析中可见,液体在离心泵叶轮中所获得的压头计有静压头 H_j 和动压头 H_d 两部分,即:

$$H_t = H_j + H_d$$

其中静压头 $H_j = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$,可直接克服泵装置中的流动阻力、水位差和反压差,而动压头 $H_d = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ 则表现为液体的流动。因此,一般希望 H_j 大一些, H_d 小一些,所以在离心泵中 H_j 大约为 70—80%,而 H_d 约为 20—30%。

为了便于分析,离心泵的基本方程式还可改写为另一种形式。

从能量方程式可以看出,当叶轮进口液体无于旋时, $c_{1r} = 0$, 这样, $H_t = \frac{u_2 \cdot c_{2r}}{g}$, 根据出口速度三角形我们知道: $c_{2r} = u_2 - c_{2t} \operatorname{ctg} \beta_2$, 而 $c_{2t} = \frac{Q_2}{\pi D_2 b_2}$, 经整理后可得:

$$H_t = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 Q_2}{g \pi D_2 b_2} \quad (2-5)$$

从式中可明显看出离心泵扬程和泵结构参数及排量之间的关系。

3. 影响离心泵扬程的因素分析

1) 离心泵的 H_t 和叶轮的结构尺寸及转速有关。

从能量方程式可知,泵的理论封闭压头,即排量为零的扬程将为 $\frac{u_2^2}{g}$ 。而 u_2 与 $D_2 n$ 成正比,即 $u_2 = \pi D_2 n / 60$ 。由此可见,若需获得较高的压头就必须增大叶轮的外径 D_2 和提高叶轮的转速 n 。然而叶轮外径的增大,直接关系到泵的外廓和重量,而转速 n 的提高则受到泵汽蚀性能和材料的限制。故到目前为止,离心泵的转速多在 8000—10000 转/分以下,而单级泵所能产生的扬程通常不超过 150 米液柱,这样,如欲获取更高的压头,则需将几个叶轮串联起来,实际上即构成多级离心泵了。

2) 离心泵的扬程和 β_2 有关。

从能量方程式改写式 $H_t = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 Q_2}{g \pi D_2 b_2}$ 可以看出,当转速、几何尺度和排量不变时, H_t 和 β_2 有关。(图 2-7 所示)

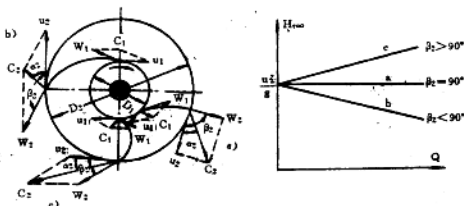


图 2-7 叶瓣形状对扬程的影响

(1) 当采用径向叶瓣时, $\beta_2 = 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$, $H_t = \frac{u_2^2}{g}$ 。

(2) 当采用后弯叶瓣时, $\beta_2 < 90^\circ$, $\text{ctg}\beta_2 > 0$, $H_1 < \frac{u_1^2}{g}$

(3) 当采用前弯叶瓣时, $\beta_2 > 90^\circ$, $\text{ctg}\beta_2 < 0$, $H_1 > \frac{u_1^2}{g}$

比较上述三种情况可以看出,离心泵的扬程是随着 β_2 的减小而减小,随着 β_2 的增大而增大。那么在实际当中,是不是 β_2 越大对工作越有利呢?然而事实并非如此。因为从出口速度三角形已经看出,前弯叶片将传给液体以很高的速度 c_2 ,而多余的速度能则需要蜗壳等转能装置中转换为压力能,因此 c_2 越大,则在转能装置中所需转换的能量就愈多,这样,在转能时相伴而来的水力损失也就随之增加。相反,当采用后弯叶片时,叶轮传给液体的速度 c_2 就会较小,转能时相伴产生的能量损失也即较少。所以,采用具有后弯叶片的叶轮,将可获得较高的水力效率,故在离心泵中几乎均采用后弯叶片,而前弯叶片一般用在离心通风机中。

3) 离心泵的扬程与液体在叶轮中的运动速度有关,而与输送液体的性质无关。

从欧拉方程式可以看出,离心泵的扬程只决定于各个速度参数;而各个运动参数一定,速度三角形就一定,扬程也就相应的确定,也就是说进出口速度三角形不会因液体的比重改变而改变,如果将扬程为100米水柱的离心泵用于输送水银其扬程为100米水银柱,而用于输送空气时,则为100米气柱。显然,由于空气在标准状态下的重度仅为1.293千克/米³,约为水的1/800,因此即使泵的扬程为100米,但当用于排送空气时,它的吸排口间所能造成的压差也只有 1.265×10^{-3} 兆帕,故在大气压力作用下,泵只能把水吸上1.29厘米的高度。

由此,可得出二点结论,第一,虽然离心泵的扬程和输送液体的比重无关,但是泵排出压力却和比重有关,当扬程一定,液体比重上升时,则排出压力增加,反之则下降。因此在使用离心泵时要注意吸入部分的密封,防止空气的漏入。因为空气进入吸入管后,会使泵输送液体的比重下降,从而导致泵的排出压力和排量的降低,严重时甚至不能排送液体。第二是,离心泵没有干吸能力。所谓干吸能力是指泵启动时自身有没有能力排除吸入管和泵体内的空气而把液体从液面吸入泵内。从前面分析可以看出,由于空气比重较小,而离心泵的扬程又是一个有限值,因此在泵吸排口之间产生的压差较小,也就是说泵吸入口的真空度很小,若吸入液面上作用的是大气压,那么在这个较小的压差

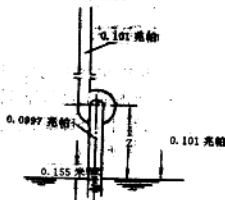


图 2-8 离心泵无干吸能力分析图

下只能将液体抬起很小的高度,例如,扬程为120米的离心泵吸,排口压差则为 $\Delta p = \gamma_{\text{空气}} \cdot H = 12.68 \times 120 = 1522$ 帕;而1522帕的压差只能将液体提起0.155米的高度(图2-8),而实际离心泵的安装高度远大于此值,所以说离心泵是没有干吸能力的。

第二节 离心泵的能量损失和效率

前面我们推导的扬程是理论扬程,也就是在推导过程中作了许多假设,尤其是没有考虑泵的能量损失的。在实际工作中,泵是有能量损失,主要包括机械损失、容积损失和水力损失。

一、机械损失

离心泵的机械损失包括轴封、轴承以及叶轮圆盘等处摩擦而损失的机械能。