

高等学校交流讲义

泵与风机

西安交通大学流体力学教研组
华中工学院水力机械教研组 合編

只限学校内部使用



中国工业出版社

本书根据新的教学大纲编写而成。主要叙述泵与风机的基本理论、计算、性能和运行等方面的知识，并结合我国实际情况，列举了我国目前工业（特别是热电站）中常用泵与风机的结构、性能曲线和选择。在本书附录中还简单介绍了我国所应用的离心式泵与风机的标准。

本书可作热能动力装置专业、工业热能专业、锅炉专业泵与风机课程的教材，同时也可供有关专业及工程技术人员参考。

泵 与 风 机

西安交通大学流体力学教研组 合編
华中工学院水力机械教研组

中国工业出版社出版（北京佟麟阁路丙10号）

（北京市书刊出版事业许可证出字第110号）

中国工业出版社第二印刷厂印刷

新华书店科技发行所发行·各地新华书店经售

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ ·印张11·插页1·字数246,000

1961年7月北京第一版·1961年10月北京第二次印刷

印数1034—2247·定价（10-6）1.35元

统一书号：15165·295（水电-45）

目 录

緒言	3
0-1 泵与风机的发展簡史	3
0-2 泵与风机的分类及应用范围	3
0-3 泵与风机在国民經济中的作用	5
第一章 离心式泵与风机的叶輪理論	7
1-1 基本原理	7
1-2 輪叶参数及速度三角形	8
1-3 基础方程式及其分析	12
1-4 有限輪叶中流体的流动	13
1-5 理論能量头, 环流系数和先期旋繞	17
第二章 离心式水泵的原理及計算	21
2-1 叶輪型式	21
2-2 导流器、回流器、蝸壳及吸入室	23
2-3 功率及效率	25
2-4 相似理論及比轉数	29
2-5 吸上高度和汽蝕現象	33
2-6 軸向推力	40
2-7 叶輪的計算	43
2-8 导流器和蝸壳的計算	48
2-9 离心式水泵的主要部件和結構	52
第三章 离心式风机的原理及計算	61
3-1 离心式风机的部件	61
3-2 功率及效率, 比轉数	64
3-3 叶輪的計算	66
3-4 螺形室的計算	70
3-5 离心式风机的結構	72
第四章 离心式泵与风机的性能曲綫	78
4-1 无限多輪叶泵与风机的 $Q_{\infty}-H_{\infty}$ 性能曲綫	78
4-2 实际的 $Q-H$ 性能曲綫	79
4-3 流量—功率($Q-N$)与流量—效率($Q-\eta$)性能曲綫	82
4-4 离心式泵与风机性能曲綫示例	85
第五章 軸流式泵与风机	89
5-1 軸流式泵与风机的基本型式	89
5-2 軸流式泵与风机的叶輪理論	91
5-3 軸流式水泵叶輪的計算	93
5-4 軸流式水泵导流器的計算	100
5-5 軸流式风机叶輪的計算	102
5-6 軸流式风机导流部件的計算	105

5-7 軸流式泵与风机的性能及結構	106
第六章 泵与风机的运行和調節	115
6-1 管路性能曲綫	115
6-2 管路性能曲綫对泵与风机的影响	117
6-3 泵与风机工况的調節及其規範的改变	120
6-4 泵与风机的联合工作	127
6-5 泵与风机运行中的問題	132
第七章 泵与风机的选择	138
7-1 泵与风机的选择	138
7-2 电厂中主要的泵与风机	141
第八章 往复式泵及其它泵	145
8-1 往复式泵的工作原理及分类	145
8-2 往复式泵的流量变化及空气室	148
8-3 往复式泵的功率及效率	152
8-4 往复式泵的构造及主要部件	153
8-5 齿輪泵与蝸杆泵	156
8-6 噴射泵	160
8-7 渦卷泵	162
附录	166

緒 言

0-1 泵与风机的发展簡史

泵与风机是将机械能轉变为流体的势能和动能时所用的机械。由于水和空气以及其他一些流体都是人类生活及生产中經常接触到的，所以远在数千年前，人們就制造了简单的泵和风机。

十八世紀，由于往复式蒸汽机的发明，使往复式泵与风机也随之出現，此后，往复式泵与风机用途日广，結構也日臻完善。

現代的离心式和軸流式机械，在十八世紀以后才开始出現。俄国人 A.A. 薩勃魯柯夫 (1783-1857年)曾发明和創造第一批离心式和軸流式泵与风机。这类机器，从十九世紀末叶起，由于电动机的发展，被广泛地用在工业、农业等生产部門中。

随着工业技术的发展，泵与风机也出現了多种多样的型式；同时由于生产实践的要求，对一些泵与风机需要有理論上的探討；首先提出这方面理論的是十八世紀的俄罗斯科学院院士辽昂納德·欧拉(1707-1783年)。欧拉不仅是古典流体力学的創始人，而且是渦輪机(包括离心式及軸流式)理論的奠基者。欧拉以后，俄国学者儒可夫斯基(1847-1921年)和恰普雷金(1869-1945年)又导出了翼栅的空气动力学理論，根据这个理論可以計算軸流式泵与风机。二十世紀以来，科学技术有很大发展，特别是流体力学、材料力学及机器制造工艺学方面的成就，給水泵和风机的設計及制造提供了优越的条件，使它們的性能有显著的提高。

解放前我国工业落后，在泵与风机方面我国的制造能力微薄，它們的容量小，数量和质量都很低。解放后，在党和毛主席的英明领导下，国民經济高速度发展，尤其是在党提出鼓足干劲、力爭上游、多快好省地建設社会主义的总路綫以后，工业和农业都以史无前例的速度飞跃前进，与工农业的发展相适应，各有关工厂制造了大量的泵与风机，这类机器基本上保证了工农业生产的需要。就以水泵而言，解放后的十年間(1949~1959年)，我国生产的水泵約为解放前的百余倍，这些水泵經過大跃进以来的改进，其性能及效率都达到了相当的水平。风机方面也有同样的发展。可以肯定，今后泵与风机和其他机械一样，無論在設計、生产、研究方面，都将出現更大的跃进，取得更輝煌的成就。

0-2 泵与风机的分类及应用范围

泵与风机通常根据作用原理和結構来分类，如下：

- 1)离心式：渦式和透平式；
- 2)軸流式：固定輪叶和可动輪叶；
- 3)往复式：活塞式和柱塞式；
- 4)回轉式：齒輪式、螺杆式、滑片式和轉子式；
- 5)其他：例如噴射泵、渦卷泵等等。

离心式的原理是利用离心力的作用使流体通过泵或风机后，它的压力及速度都增高，从而将流体输送到高处或远方。图 0-1 是其构造简图，叶轮 2 安装在一个螺旋型机壳 3 内，当轮子旋转时，流体通过吸入口 1 轴向流入，然后转 90°，进入叶轮。流体在叶轮叶道内获得能量，然后经过螺旋机壳及输出口 4 而输出。

图 0-2 是轴流式泵或风机的构造简图，它是将叶轮 1 安装在圆筒形机壳 3 内，当叶轮旋转时，使流体沿轴向流入，在叶道中获得能量，然后经过导流器 2 而输出，其输出方向亦是轴向。轴流式叶轮的形状与离心式不同，由图中可以看出其剖面呈机翼形，因此这种泵或风机的作用原理是根据机翼理论来说明的（详细叙述见第五章）。

图 0-3 是往复式的示意图，活塞 1 安装在一个圆筒形的机壳 2 内，由于活塞的往复运动，将液体吸入再压挤出去。

回转式是利用回转体在机壳内作回转运动，将流体吸入然后压挤出去，故就其作用原理而言，它与往复式相似，但结构不同。图 0-4 是应用较广的一种回转式泵，称为齿轮泵，图中 1 是机壳，2 及 3 是一对以相反方向转动的齿轮，4 为吸入口，5 为输出管。当齿轮转动时，流体由吸入口流入，经过齿轮将流体压挤出去。图 0-5 是回转式中的滑片式。它是将滑片 1 安装在回转体 2 上，而回转体偏心地安装在一个圆筒形机壳 3 内，当回转体旋转时，滑片由回转体槽内伸出与机壳接触，由此形成吸入室与输出室，将流体吸入与挤压出去。

其他形式的泵与风机，作用原理和结构各不相同，其叙述见本书第八章。

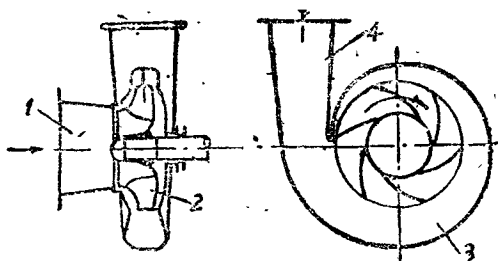


图 0-1 离心式机械构造简图
1—吸入口；2—叶轮；3—机（壳）；4—输出口。

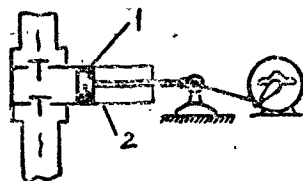


图 0-3 往复式机器示意图
1—活塞；2—机壳。

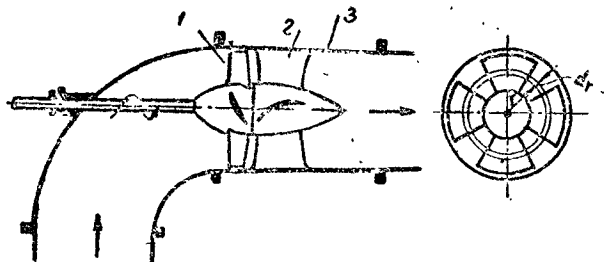


图 0-2 轴流式泵或风机构造简图
1—叶轮；2—导流器；3—机壳。

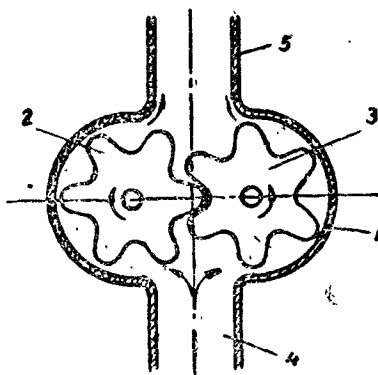


图 0-4 齿轮泵
1—机壳；2、3—齿轮；4—吸入口；5—输出管。

离心式与轴流式的主要优点是效率高、流量大、输出流量均匀、能与电动机直接联接及容易润滑等。往复式的基本优点是：效率高、能获得高压、且输出流量与压力几乎无关；而其缺点是：笨重、流量不均匀、难于与电动机直接联接、构造及调节都比较复杂等。回转式的特征是介于离心式与往复式之间，其他形式的泵与风机一般效率均较低，但也各有其特点，故可适用于特定场合。

对热能专业而言，所遇到的泵与风机大多是属于离心式及轴流式，因此本书对这方面叙述较详细。而其他形式的泵与风机则简要叙述。

关于风机方面，习惯上常根据输出气体压力的大小分类如下：

- 1) 通风机：输出气体压力在0.1剩余大气压以下；
- 2) 鼓风机：输出气体压力在0.1~3剩余大气压；
- 3) 压气机：输出气体压力在3剩余大气压以上；
- 4) 真空泵：0.5公斤/厘米²以上真空度。

以上各种风机中对热能专业而言，最常遇见的是通风机。

图0-6是对各种不同流量 Q 米³/时及扬程 H 米液柱时，离心泵、往复泵、回转泵及涡卷泵的应用范围。

图0-7是各种不同吸入风量 Q ($\times 1000$ 米³/时) 及输出压力 P (剩余压力) 公斤/厘米² 时，通风机、离心式鼓风机及压气机的应用范围。这两个图可作为选择泵与风机时参考。

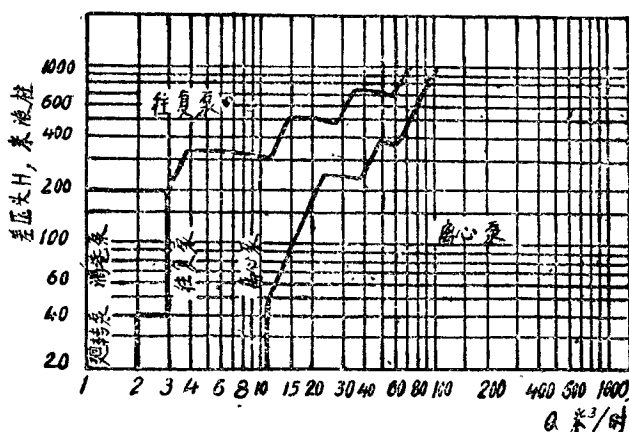


图0-6 离心泵、往复泵、回转泵及涡卷泵的应用范围

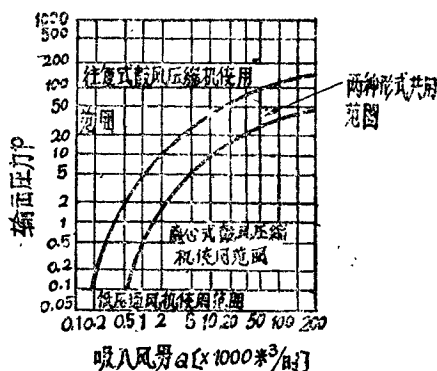


图0-7 通风机、鼓风机、压气机的应用范围

0-3 泵与风机在国民经济中的作用

泵与风机在国民经济中占着极其重要的地位，任何现代化的工业企业都需要这种机器设备，其中有许多厂矿企业，如果没有泵与风机就不能进行生产及工作。它们的主要用途有：在采矿部门中作为风动工具的动力，水力采煤的动力，坑道的通风及排水；在冶金部门中作为各种炼炉的鼓风以及气体和液体的输送动力设备；在化学工业中除需要

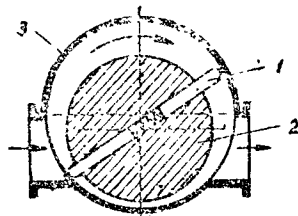


图0-5 滑片式机器

1—滑片；2—回转体；3—机壳。

一般的泵与风机以外，还要有输送特殊液体的泵及能产生高压的压缩机(合成化学工业中用)；在原子能工业中用来输送金属及非金属液体；在热电站中需要的泵与风机很多，其主要用途是作为锅炉给水泵、循环泵、凝结水泵以及锅炉中的送风及引风之用；此外如机械工业、石油工业、造船工业、城市的给水排水、农田的排灌等等都需大量的泵与风机。

图0-8是一般热力发电站中的设备系统简图，图中1是锅炉，由锅炉发生出来的蒸汽经过过热器2引到汽轮机3，汽轮机与发电机4相连接，由汽轮机排出的蒸汽进入凝汽器5；凝结水经过凝结水泵6排到加热器7，再由锅炉给水泵8将它送入锅炉中。在锅炉的附属设备中还要有送风机及引风机(图中未画出)。由此可知在整个电站的布置中，泵与风机是必不可少的设备。

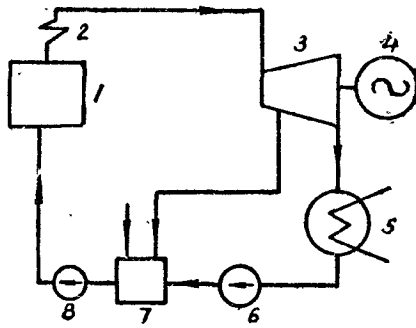


图 0-8 热力发电厂设备系统简图

1—锅炉；2—过热器；3—汽轮机；4—发电机；5—凝汽器；
6—凝结水泵；7—加热器；8—锅炉给水泵。

第一章 离心式泵与风机的叶轮理论

1-1 基本原理

离心式泵与风机是借助于叶轮带动流体旋转时所产生的离心力把能量传递给流体的机械。流体在获得能量后，压力升高，从而能够由一空间流向另一个空间。

试观一外周封闭的叶轮(图1-1)，此时充满叶轮叶道内的流体相对于叶轮并没有流动，当叶轮旋转时，则流体也随着一起旋转，但不能从叶道中流出去。

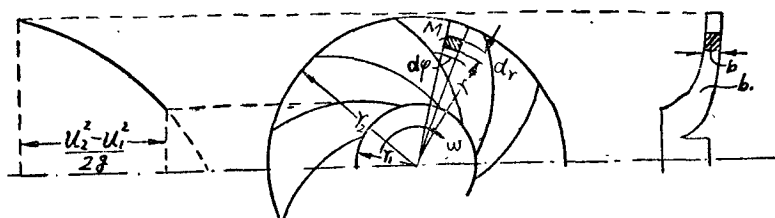


图 1-1 离心式机械的工作原理

今在叶轮叶道内取出质点 M ，其所在半径为 r 。设该质点的厚度为 dr ，宽度为 b ，则其质量为

$$dm = \frac{\gamma}{g} r d\varphi b dr.$$

当质点随着叶轮以角速度 ω 旋转时，产生离心力 dc ，其值等于

$$dc = dm r \omega^2 = \frac{\gamma}{g} d\varphi b dr r^2 \omega^2. \quad (1-1)$$

此离心力作用于质点 M 的外周，并在该面积上产生压力 dp ，如忽略面积的二阶无穷小项，则得

$$dp = \frac{dc}{b r d\varphi}. \quad (1-2)$$

离心力的值随着半径 r 的增大而增加，所以在质点 M 上作用的压力也随着半径 r 的增大而增加。设叶轮外周和内周的半径各为 r_2 和 r_1 ，则其相应的压力差应为

$$p_2 - p_1 = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dc}{b r d\varphi} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\gamma d\varphi b dr r^2 \omega^2}{g b r d\varphi} = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr.$$

亦即

$$p_2 - p_1 = \frac{\gamma}{2g} \left[(r_2 \omega)^2 - (r_1 \omega)^2 \right] = \gamma \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (1-3)$$

其中 u_2 和 u_1 为相当于半径 r_2 和 r_1 处的圆周速度， γ 为重率。式 (1-3) 说明，当叶轮外周封闭时，在泵或风机的叶轮中产生的压力差与叶轮旋转角速度 ω 的平方成正比 (图1-1左面)。

叶轮出口处的压力

$$p_2 = p_1 + \gamma \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (1-4)$$

如果叶輪外面的压力小于 p_2 ，則在外周不封閉时，流体就向外流出叶輪，当圓周速度稳定不变时，流体的流动是連續的。流体流动之所以会連續，是因为在有了流动之后，叶輪进口处的压力降低而小于 p_1 ，因而在吸入空間压力的作用下流体不断地补充的緣故。

1-2 輪叶参数及速度三角形

为了研究流体在叶輪中的运动，了解流体和叶輪之間的相互作用力和能量交换的过程，我們可用速度三角形來說明。

試觀在坐标系統 $x_1y_1z_1$ 內的质点 M (图1-2)，該质点沿某一軌道运动。設 $x_1y_1z_1$ 坐

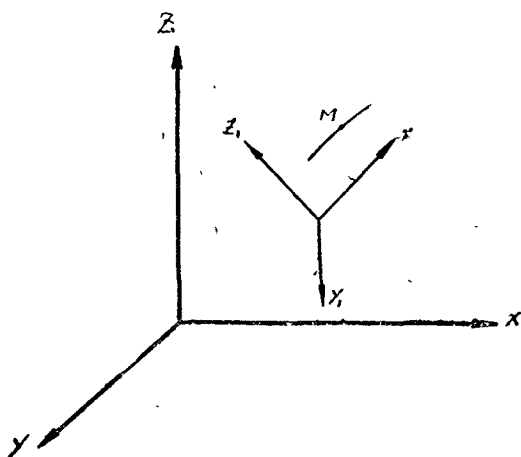


图 1-2 流体质点的运动

标系統又在固定坐标系統 xyz 內运动。这样，质点 M 就一面在动坐标系統 $x_1y_1z_1$ 內运动，一面又与此坐标系統一起在固定的坐标系統 xyz 內运动。动坐标系統 $x_1y_1z_1$ 对定坐标系統 xyz 的运动称为牽連运动，质点 M 对动坐标系統的运动称为相对运动，而质点 M 对定坐标系統的运动則称为絕對运动。质点 M 的絕對速度就等于該质点的相对速度和动坐标系統上該点的牽連速度的向量和。

在离心式泵与风机的叶輪中，流体质点的运动是与上述情况相应的。

以叶輪为动坐标，則叶輪本身的旋轉就是牽連运动，流体对叶輪的运动，也即对动坐标系統的运动，称为相对运动，流体对周圍固定系統的运动就是絕對运动。如以 u 表示叶輪的牽連速度(今后称之为圓周速度)， W 表示相对速度， C 表示絕對速度，則其关系为

$$\vec{C} = \vec{u} + \vec{W} \quad (1-5)$$

首先把叶輪內流体质点的运动視作由无数相同的微小流束所組成的。同时又认为质点的軌迹与輪叶的外形曲綫相重合。在同一圓周上，流体各质点的相对速度都相等，其方向則为自各质点对輪叶的切綫方向(图1-3)。在此情况下，就好像把叶輪內的流动当作具有无限多輪叶的情况来处理，因此大大地减少了問題的复杂性。

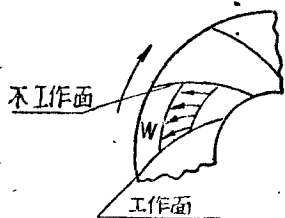


图 1-3 理想流体在叶輪中运动时的相对速度

因为輪叶是无限多的，所以流体很好地貼附着輪叶的表面运动，亦即在輪叶某一点上相对速度的方向是与該点处的輪叶表面相切的，如图1-4中的 W 所示。圓周速度 u 則在所取点的圓周方向。如 W 和 u 的数值为已知，則可由式(1-5)得出該点处的速度三角形，如图1-4所示。

在速度三角形中，以 α 表示絕對速度 C 和圓周速度 u 两向量之間的夹角，以 β 表示相对速度 W 和沿反方向延长的圓

周速度 u 之間的夹角(图1-4)。

設 β_A 为叶輪輪叶的切綫和圓周間的夹角,称为輪叶的装置角。如流体很好地貼附着輪叶表面运动,則 $\beta = \beta_A$ 。

由速度三角形可得出絕對速度 C 的两个分量:徑向分速 C_r 和圓周分速 C_u 。由图可知, C_r 和 C_u 各等于

$$C_r = C \sin \alpha; \quad (1-6)$$

$$C_u = C \cos \alpha, \quad (1-7)$$

且 C_r 垂直于 C_u 。

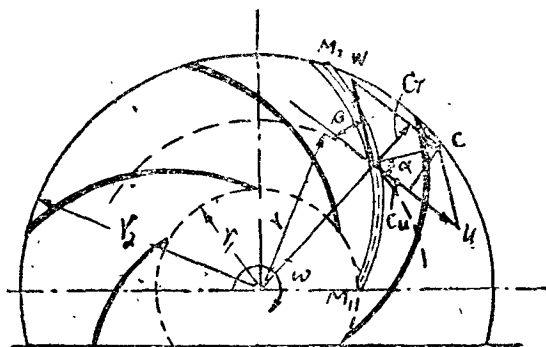


图 1-4 流体质点在叶輪中的速度三角形

在叶道中任意一点上均可作出速度三角形,下面我們將討論叶道进口和叶道出口处的速度三角形。为討論方便起见,采用了下列足标:

足标 0 表示叶道进口前的位置;

足标 1 表示叶道进口后的位置;

足标 2 表示叶道出口前的位置;

足标 3 表示叶道出口后的位置。

今設流体流入叶輪叶道前的平均速度为 C_0 。由于輪叶厚度的影响,使該处的通流切面变小,因此流体在进入叶輪叶道后的流速将为 C_1 。根据流体的連續条件可知 C_0 和 C_1 的徑向分速間的关系为。

$$C_{1r} = C_0 r \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}. \quad (1-8)$$

其中 t_1 ——在叶道进口处两邻近輪叶間的弧长;亦即进口处的輪叶节距(图1-5);

σ_1 ——在进口圓周方向測得的輪叶厚度。

設叶輪的輪叶数为 z ,而其进口直径为 D_1 ,則得 t_1 为

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z}. \quad (1-9)$$

如果垂直于进口处輪叶表面測得的輪叶厚度为 δ_1 ,則得

$$\sigma_1 = \frac{\delta_1}{\sin \beta_{1A}}. \quad (1-10)$$

此时当叶輪每分钟的轉数 n 为已知时,可求得圓周速度

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}. \quad (1-11)$$

进口处絕對速度的圓周分速 C_{1u} 与叶輪的結構无关,而决定于流体进入叶輪前的流动情况。在大多数情况下, $C_{1u} = 0$,亦即 $\alpha_1 = 90^\circ$ 。

在求得 u_1 , C_{1r} 和 C_{1u} 的值以后,就可以作出进口处的速度三角形(图1-6)。当 $\alpha_1 = 90^\circ$ 时, $C_1 = C_{1r}$,此时进口处的速度三角形如图1-7所示。根据作出的速度三角形,便

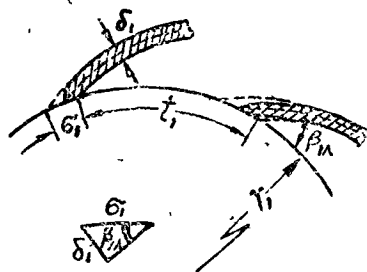


图 1-5 叶輪进口参数

可求得相对速度 W_1 和 β_1 角的数值。

輪叶的装置角就是按照在设计工况下根据有限輪叶的 β_{1A} 角选定的。为了使流体进入叶輪时不发生撞击现象，我們常常选用 $\beta_{1A} = \beta_1$ 。

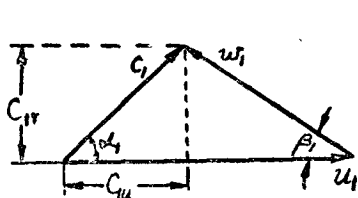


图 1-6 进口速度三角形

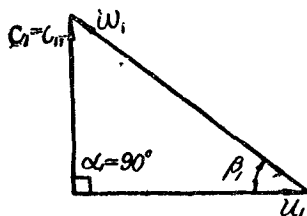


图 1-7 $\alpha_1 = 90^\circ$ 时的进口速度三角形

当流量不是设计工况时，由进口处速度三角形求得的 β_1 角不等于 β_{1A} ，于是在 β_{1A} 和 β_1 之間存在有撞击角(冲角) α_y ，其值为

$$\alpha_y = \beta_{1A} - \beta_1. \quad (1-12)$$

如 $\beta_1 > \beta_{1A}$ ，称为负撞击角，如 $\beta_1 < \beta_{1A}$ ，则称为正撞击角。发生撞击时流体在叶輪叶道內的流动情况如图 1-8 所示。当有很大的正撞击角时，在輪叶的不工作面发生流体脱离壁面的现象，并形成漩涡区域(图 1-8, a)；当有很大的负撞击角时，则在輪叶的工作面上发生流体脱离壁面的现象并形成漩涡区域(图 1-8, b)。当负撞击角时漩涡区域引起的能量消耗要比正撞击角时要大得多，因此当流量增大时的能量消耗显然要比流量减小时增加得快。



图 1-8 冲角 α_y 的确定

a) — 正撞击角时的漩涡区； b) — 负撞击角时的漩涡区。

試驗証明，如果正撞击角不大，例如 $3^\circ \sim 5^\circ$ ，对机器的工作并无妨碍。相反地，基于前述理由，巴依巴柯夫认为，如果把輪叶的装置角选择为 $\beta_{1A} > \beta_1$ 将是有利的，因为这样将使輪叶間的通流面积增大，从而减少了能量的消耗。

每秒钟的容积流量 Q 和叶道进口处的輪叶参数間的关系可以下式表示：

$$Q = \pi D_1 b_1 C_{1A} \frac{1}{k_1}. \quad (1-13)$$

式中 b_1 —— 叶道进口处的輪叶宽度；

k_1 —— 进口处的收缩系数，等于 $\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$ 。

在叶輪出口处，則可由相对速度 W_2 与圆周速度 u_2 的向量和求得绝对速度 C_2 ，流体

則以绝对速度 C_2 离开叶輪。

叶輪出口处的圆周速度为

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (1-14)$$

式中 D_2 ——叶輪的外徑。

每秒钟的容积流量与叶道出口处輪叶参数間的关系可以下式表示:

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{2r} \frac{1}{k_2} \quad (1-15)$$

式中 b_2 ——叶道出口处的輪叶宽度;

k_2 ——出口处的收縮系数, 等于 $\frac{t_2}{t_2 - \sigma_2}$ (图1-9);

t_2 ——出口处的輪叶节距;

σ_2 ——出口处沿圆周方向測得的輪叶厚度, 而 $\sigma_2 = \frac{\delta_2}{\sin \beta_{2A}}$, 其中 δ_2 为垂直于出口处輪叶表面測得的輪叶厚度。

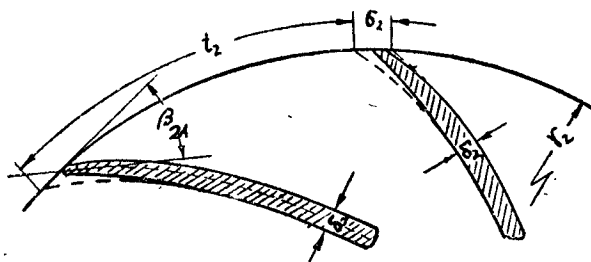


图 1-9 叶輪出口参数

于是可求得出口处绝对速度的徑向分速 C_{2r} 为

$$c_{2r} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \frac{1}{k_2}} \quad (1-16)$$

根据无限多輪叶的情况可知, 流体相对速度的方向在叶輪出口处是与輪叶的装置角 β_{2A} 相切的。于是, 在已知 u_2 , C_{2r} 和相对速度的方向后, 就可作出叶輪出口处的速度三角形(图1-10), 并由此求得 $W_{2\infty}$, $C_{2\infty}$ 和 $\alpha_{2\infty}$ 角。

在有限輪叶情况下的 W_2 , C_2 和 α_2 角由于流动情况的改变, 与无限多輪叶时不同, 将于后面論述。

流体在离开叶輪后其绝对速度的徑向分速为

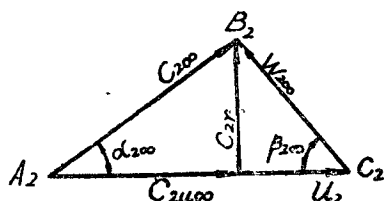


图 1-10 叶輪出口速度三角形

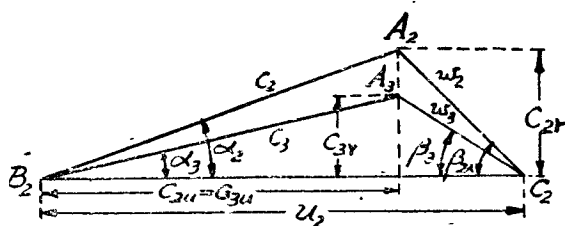


图 1-11 流体质点离开輪叶后的速度三角形

$$c_{3r} = c_{2r} \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2}$$

或

$$c_{3r} = \frac{c_{2r}}{k_2} \quad (1-16a)$$

由于流体离开叶轮后, 不再获得任何能量, 所以

$$C_{2t} = C_{3t}$$

但由于 C_{2r} 的改变为 C_{3r} , 所以 C_2 及 W_2 也改变其方向和数值为 C_3 及 W_3 (图1-11)。

1-3 基础方程式及其分析

如果认为叶轮具有无限多轮叶, 同时暂不考虑流体流经叶轮时的能量损失, 则此时流束的形状完全符合于叶道的形状, β_1 和 β_2 分别等于轮叶的装置角 $\beta_{1\infty}$ 和 $\beta_{2\infty}$ 。

离心式泵与风机的基础方程式是在动量矩原理的基础上推导得来的, 由基础方程式可以求得流体通过叶轮后所获得的能量。

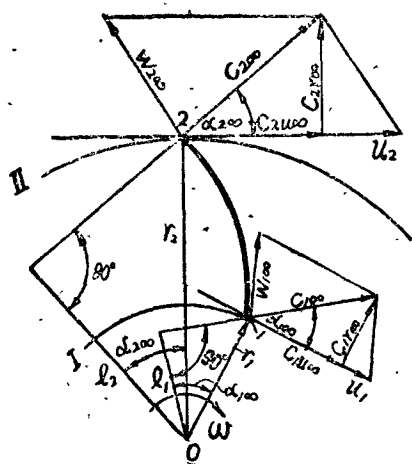


图 1-12 轮叶间流体的运动(用于推导基础方程式)

今研究叶轮两极薄轮叶间的流体, 叶轮的角速度为 ω , 如图1-12所示。设每秒流入两轮叶间的流体重量为 dG 公斤, 则得在叶道进口处相对于叶轮中心的动量矩为

$$\frac{dG}{g} c_{1\infty} l_1 = \frac{dG}{g} c_{1\infty} r_1 \cos \alpha_{1\infty}$$

叶道出口处的动量矩为

$$\frac{dG}{g} c_{2\infty} l_2 = \frac{dG}{g} c_{2\infty} r_2 \cos \alpha_{2\infty}$$

式中 r_2 和 r_1 为圆柱控制面 I 和 II, 亦即叶轮叶道出口处和进口处的半径。

根据动量矩原理可知, 在稳定流动中某一时间内动量矩的变化等于同一时间内作用于该质量上的外力矩。因此 dG 公斤流体从进口流到出口时, 作用于其上的外力矩为

$$dM = \frac{dG}{g} (c_{2\infty} r_2 \cos \alpha_{2\infty} - c_{1\infty} r_1 \cos \alpha_{1\infty})$$

对于流经叶轮的整个流体重量 G 公斤来说, 则其外力矩为

$$M = \frac{G}{g} (c_{2\infty} r_2 \cos \alpha_{2\infty} - c_{1\infty} r_1 \cos \alpha_{1\infty})$$

因为作用于叶轮进口和出口圆柱面上的压力, 其方向通过叶轮的中心, 所以并不产生力矩。

今叶轮以等角速度 ω 旋转, 则 $M\omega$ 为轮叶作用于流体上的瞬时功, 于是得单位重量流体从叶轮获得的能量为

$$H_\infty = \frac{1}{g} (v_2 c_{2\infty} - v_1 c_{1\infty}) \text{ 米} \quad (1-17)$$

式中 $u_2 = r_2 \omega$, $u_1 = r_1 \omega$ 为叶道出口和进口处的圆周速度。

式(1-17)的因次是米, 因此该式表示当叶轮数为无限多, 且无损耗时的能量头。由此可知, 叶轮旋转时必然将能量传递给流体。另一方面根据能量平衡的观点, 在叶轮进口和出口间可列出能量平衡方程式。如果不考虑损耗则

$$\frac{c_{2\infty}^2}{2g} + \frac{p_{2\infty}}{\gamma} = \frac{c_{1\infty}^2}{2g} + \frac{p_{1\infty}}{\gamma} + H_\infty.$$

即流体获得的能量为

$$H_\infty = \int_{p_{1\infty}}^{p_{2\infty}} \frac{dp}{\gamma} + \frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2g} \text{ 米.} \quad (1-18)$$

由上式可知, 流体通过叶轮时所获得的能量头有压能及动能两部分, 即压能和动能都有所增加。如果要使动能部分也转化为压能, 则必须在叶轮以外的静止部件中进行。在此情况下仅仅是能量的转换, 并不能获得能量, 相反地, 在实际的机器中将伴随着发生很大的损耗, 因此必须力图在叶轮中获得较大的压能。

此外由速度三角形(图1-12)得

$$u_1 c_{1u\infty} = \frac{u_1^2 + c_{1\infty}^2 - W_{1\infty}^2}{2};$$

$$u_2 c_{2u\infty} = \frac{u_2^2 + c_{2\infty}^2 - W_{2\infty}^2}{2}.$$

将上列关系代入式(1-17)得

$$H_\infty = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_{1\infty}^2 - W_{2\infty}^2}{2g} + \frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2g} \text{ 米.} \quad (1-19)$$

比较式(1-18)和式(1-19)可知, 能量头中的压能部分为

$$\int_{p_{1\infty}}^{p_{2\infty}} \frac{dp}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{W_{1\infty}^2 - W_{2\infty}^2}{2g}. \quad (1-20)$$

由上式可知, 压能部分不仅与圆周速度有关, 而且也与相对运动中动能的变化有关, 当叶道出口处的相对速度较小时则压能增加。 $W_{2\infty}$ 的数值与叶轮出口处叶轮的装置角 $\beta_{2\infty}$ 有关。

流体由叶轮所获得的能量头则与每分钟的转数 n 、叶轮的直径 D_2 和 D_1 、流量、叶轮的装置角 $\beta_{1\infty}$ 和 $\beta_{2\infty}$ 以及叶道进口和出口的几何尺寸等有关。而与所输送流体的重率无关。因此, 如果泵与风机的叶轮完全相同, 则泵所获得的水柱高度与风机所获得的气柱高度具有相同的数值。但其压力则不同, 因为压力与流体的重率有关。

最后由式(1-17)可知, 为了提高流体由叶轮所获得的能量头, 可使流体以 $\alpha_1 = 90^\circ$ 的角度流入叶轮, 即 $C_{1u\infty} = 0$, 此时的能量头为

$$H_\infty = \frac{u_2 c_{2u\infty}}{g} \text{ 米.} \quad (1-21)$$

1-4 有限轮叶中流体的流动

在有限轮叶的情况下, 只有与轮叶直接接触的流体质点, 其相对运动轨迹才与轮叶

的外形相重合，其余质点的轨迹都与轮叶的外形有不同程度的差别。在同一圆周上，相对速度的分布极不均匀，因此，也就不可能象无限多轮叶那样具有如图 1-3 的分布情况。

今研究无损耗时，有限轮叶的叶轮叶道内流体的运动情况(图 1-13)，叶轮以等角速度 ω 旋转。

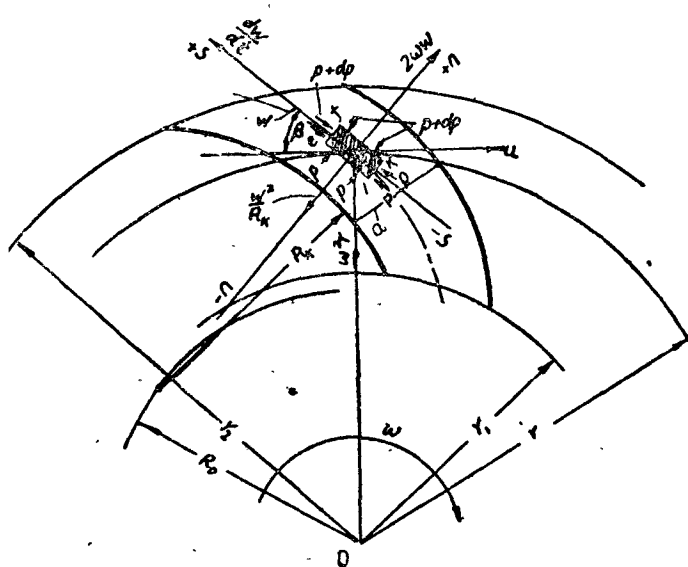


图 1-13 有限轮叶叶轮内流体的运动

在叶道内截取一流体质点，其所在半径为 r ，该质点的宽度为 dn ，长度为 ds ，厚度为 b ，则得该流体体积的质量为

$$dm = \frac{\gamma}{g} dndSb.$$

当叶轮转动而质量为 dm 的质点在叶道内以相对速度 W 运动时，可求得作用于该质点上的力的平衡方程式，图 1-13 上箭头所示的方向均为加速度的方向，因此根据达朗伯原理得沿 nn 方向力的平衡方程式为

$$-\frac{\partial p}{\partial n} dndSb - 2\omega W dm + dm \frac{W^2}{R_k} + dm r \omega^2 \cos \beta = 0.$$

式中 R_k ——轮叶的曲率半径。

沿 SS 方向力的平衡方程式为

$$-\frac{\partial p}{\partial S} dSdnb - dm \frac{dW}{dt} + dm r \omega^2 \sin \beta = 0.$$

将 $dm = \frac{\gamma}{g} dndSb$ 代入，并考虑到 $\frac{dW}{dt} = \frac{\partial W}{\partial S} \frac{dS}{dt} = W \frac{\partial W}{\partial S}$ ，化简后得：

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial n} &= \frac{\gamma}{g} \left(\frac{W^2}{R_k} + r \omega^2 \cos \beta - 2\omega W \right); \\ \frac{\partial p}{\partial S} &= \frac{\gamma}{g} \left(r \omega^2 \sin \beta - W \frac{\partial W}{\partial S} \right). \end{aligned} \right\} \quad (1-22)$$

式(1-22)中的后面一式可写为

$$\frac{\partial p}{\partial S} = \frac{\gamma}{g} r \omega^2 \sin \beta - \frac{\gamma}{g} W \frac{\partial W}{\partial S}.$$

或

$$dp + \frac{\gamma}{g} W dW - \frac{\gamma}{g} r \omega^2 \sin \beta dS = 0.$$

因 $\sin \beta dS = dr$, 于是在 $\gamma = \text{常数}$ 时, 积分上式得

$$\frac{W^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} - \frac{u^2}{2g} = \text{常数} = H'.$$

式中 $u = r\omega$ 。

将上式对 n 微分后得

$$\frac{\partial H'}{\partial n} = \frac{W}{g} \frac{\partial W}{\partial n} + \frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial n} - \frac{u}{g} \frac{\partial u}{\partial n} = 0.$$

由此得

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\gamma}{g} \left(u \frac{\partial u}{\partial n} - W \frac{\partial W}{\partial n} \right) = \frac{\gamma}{g} \left(r \omega^2 \frac{dr}{dn} - W \frac{\partial W}{\partial S} \right).$$

将此式与式(1-22)中的第一式相比较可知:

$$\frac{dW}{dn} = 2\omega - \frac{W}{R_k}. \quad (1-23)$$

设叶道内所有流线的曲率半径都等于 R_k 。这个假定与实际情况很接近, 因为离心式水泵, 特别是离心式风机, 其轮叶数较多, 因而叶道的宽度并不很大。

当 $n=0$ 时, 令叶道中间流线上的相对速度为 W_m , 则把式(1-23)通分并移项后得

$$\int_{W_m}^W \frac{dW}{2\omega R_k - W} = \int_0^n \frac{dn}{R_k}.$$

把上式积分得

$$W = (W_m - 2\omega R_k) e^{-\frac{n}{R_k}} + 2\omega R_k. \quad (1-24)$$

由于比值 $\frac{n}{R_k}$ 很小, 因此可把 $e^{-\frac{n}{R_k}}$ 分解成级数后取其前两项, 即

$$e^{-\frac{n}{R_k}} = 1 - \frac{n}{R_k}.$$

把上值代入式(1-24)并化简后得

$$W = W_m \left(1 - \frac{n}{R_k} \right) + 2\omega n. \quad (1-25)$$

如轮叶间的宽度为 a (图1-13), 则得在轮叶工作面上 ($n = -\frac{a}{2}$) 的相对速度为

$$W' = W_m \left(1 + \frac{a}{2R_k} \right) - a\omega. \quad (1-26)$$

得在轮叶不工作面上 ($n = +\frac{a}{2}$) 的相对速度为

$$W'' = W_m \left(1 - \frac{a}{2R_k} \right) + a\omega. \quad (1-27)$$

由上两式可知, 在不工作面上的相对速度 W'' 大于在工作面上的相对速度 W' 。此